



Universidade Federal
de Campina Grande

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**



BRUNO FERREIRA SILVA

**ESCOAMENTO ANULAR NÃO ESTABELECIDO DE ÓLEO ULTRAVISCOSO
E ÁGUA EM DUTOS CURVADOS: ANÁLISES HIDRODINÂMICA E
ENERGÉTICA**

CAMPINA GRANDE - PB

Fevereiro, 2016

BRUNO FERREIRA SILVA

**ESCOAMENTO ANULAR NÃO ESTABELECIDO DE ÓLEO ULTRAVISCOSO
E ÁGUA EM DUTOS CURVADOS: ANÁLISES HIDRODINÂMICA E
ENERGÉTICA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

CAMPINA GRANDE - PB

Fevereiro, 2016

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S586e Silva, Bruno Ferreira.
Escoamento anular não estabelecido de óleo ultraviscoso e água em dutos curvados : análises hidrodinâmica e energética / Bruno Ferreira Silva. – Campina Grande, 2016.
99 f. il.: color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2016.
"Orientação: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto".
Referências.

1. Óleos Pesados. 2. *Core annular flow*. 3. Queda de Pressão. 4. Ansys CFX. I. Lima, Antonio Gilson Barbosa de. II. Farias Neto, Severino Rodrigues de. III. Título.

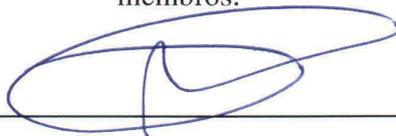
CDU 665.6(043.3)

“ESCOAMENTO ANULAR NÃO ESTEBELECIDO DE ÓLEO ULTRAVISCOSO E
ÁGUA EM DUTOS CURVADOS: ANÁLISES HIDRODINÂMICA E ENERGÉTICA”.

BRUNO FERREIRA SILVA

Dissertação Aprovada em 29/02/2016 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes

membros:



Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Orientador

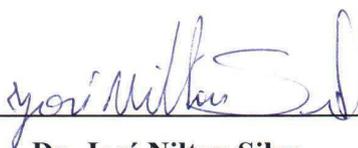
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. Severino Rodrigues de Farisa Neto

Orientador

PPGEM/UAEQ/CCT/UFCG



Dr. José Nilton Silva

Examinador Externo

UAEQ/CCT/UFCG



Dr. Tony Herbert Freire de Andrade

Examinador Externo

UAEM/CCT/UFCG

DEDICATÓRIA

*A Deus e a minha família por todo o incentivo,
carinho e apoio incondicional.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida, pela saúde, por me fazer corajoso e acreditar na vitória.

A minha família, meus pais José Ribamar e Maria de Lourdes, por todo apoio e amor em cada instante; aos meus irmãos Gustavo e Matheus, pelo companheirismo e amizade incondicional.

A minha noiva e futura esposa Jeysse, pelo amor e inspiração em cada momento dessa caminhada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, pelo incentivo, motivação e confiança depositada em mim durante toda essa trajetória.

Ao Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF/UAEM) da Universidade Federal de Campina Grande, que colocou à disposição toda infraestrutura necessária.

Ao Prof. Dr. Enivaldo Santos Barbosa e ao Dr. Tony Herbert Freire de Andrade por dividirem comigo os conhecimentos necessários para solucionar os problemas impostos neste trabalho.

Aos meus amigos Guilherme, Daniel, Daniela, Cidrônia, Gicélia, João Paulo, João Victor, Wanessa e Vanderson pelo apoio durante esse período, e todos aqueles que diretamente e indiretamente contribuíram para a realização desta pesquisa.

Ao CNPq, FINEP, CAPES e UFCG pelo financiamento deste trabalho.

A todos da UFCG e da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica que contribuíram de alguma forma para a concretização deste objetivo.

“Não existe um caminho para a felicidade. A felicidade é o caminho.”

Mahatma Gandhi

RESUMO

SILVA, Bruno Ferreira. **Escoamento Anular Não Estabelecido de Óleo Ultraviscoso e Água em Dutos Curvados: Análises Hidrodinâmica e Energética.** Campina Grande: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, 2016. Dissertação (Mestrado)

Na indústria de petróleo, o transporte de óleos pesados em oleodutos requer altas potências de bombeamento devido a sua alta viscosidade, sendo este um dos inconvenientes na produção de óleos dessa natureza; surge assim a necessidade de desenvolvimento de novas tecnologias que otimize tais processos. Uma técnica economicamente viável e que pode ser usada, é o *core anular flow*, onde uma camada de água é responsável pela lubrificação do óleo que escoar no centro do duto. Desse modo, o presente trabalho apresenta um estudo energético e hidrodinâmico envolvendo o transporte de óleos pesados e água em dutos de conexões curvadas, através de simulação numérica via *software* ANSYS CFX[®] Release 15.0. Foi utilizado um modelo matemático que considera o modelo de mistura para tratar o escoamento bifásico água-óleo pesado, tridimensional, transiente e isotérmico, assumindo regime laminar para fase óleo e turbulento para a fase água adotando o modelo de turbulência $k-\varepsilon$. Uma análise energética envolvendo as bombas também foi realizada. Resultados de campos de pressão, velocidade e fração volumétrica para as duas fases são apresentados e analisados. Verifica-se que o uso da técnica *core-flow* proporciona uma redução de 95,4% na queda de pressão por fricção comparado ao escoamento monofásico de óleo pesado, e que o desligamento e repartida das bombas de óleo e água afetam a queda de pressão por fricção.

Palavras-Chave: óleos pesados, *core annular flow*, queda de pressão, Ansys CFX.

ABSTRACT

SILVA, Bruno Ferreira. **Core Annular Flow Not Established of Heavy Oil and Water in Curved Pipes: Hydrodynamic and Energy Analysis.** Campina Grande: Post-Graduate Program in Mechanical Engineering, Federal University of Campina Grande, 2016, Master's Thesis.

In the oil industry, the transport of heavy oils in pipelines requires high power pumping due to its high viscosity, which is one of the drawbacks in oils production of this nature, thus emerge a need to develop new technologies that optimize such processes. An economically viable technique that can be used is the core annular flow, where a water layer is responsible for oil lubrication flowing in the center of the duct. In this way, this work presents an energy and hydrodynamic study of the heavy oils transportation in curved connections by numerical simulation via software ANSYS CFX[®] Release 15.0. It used a mathematical model that considers the mixture model to treat heavy oil-water two-phase flow, three-dimensional, transient and isothermal, assuming laminar flow to oil phase and turbulent flow to water phase, using $k-\epsilon$ turbulence model. An energy analysis involving pumps was performed. Results of pressure, velocity and volumetric fraction fields for the two phases are show and analysed. It was verified that the use of core-flow technique has decreased in 95.4% friction pressure drop as compared to monophasic heavy oil flow and that stop-and-go from the oil and water pumps affect pressure drop by friction

Key-words: heavy oils, core annular flow, pressure drop, Ansys CFX.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1. Objetivo geral	3
1.2. Objetivos específicos	3
CAPÍTULO 2	4
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1. Óleos pesados	4
2.2. Elevação de petróleo.....	6
2.3. Transporte de óleo pesado e ultraviscoso em oleodutos.....	9
2.4. escoamento multifásico.....	10
2.4.1. Padrões de escoamento bifásico água-óleo	11
2.4.1.1. Escoamento bifásico líquido-líquido em tubulação vertical ascendente	12
2.4.1.2. Escoamento bifásico líquido-líquido em tubulação horizontal	13
2.4.2. Mapas de fluxo no escoamento bifásico água-óleo	17
2.4.3. Modelagem de escoamentos multifásicos	17
2.4.3.1. Abordagem Euleriana-Lagrangeana.....	19
2.4.3.2. Abordagem Euleriana-Euleriana	19
2.4.3.3. Equações governantes	20
2.4.3.4. Equações constitutivas: Forças interfaciais	24
2.5. <i>Core annular flow</i>	25
2.5.1. Fundamentos	25
2.5.2. Sub-padrões do <i>core-flow</i>	32
2.5.3. Perda de carga no escoamento <i>core-flow</i>	33
2.6. Simulação numérica	37
2.6.1. Métodos numéricos	38
2.6.2. Fluidodinâmica computacional	39
2.6.3. Geração de malha computacional.....	41
2.7. Fluidodinâmica computacional e o escoamento <i>core-flow</i>	43
CAPÍTULO 3	46
METODOLOGIA	46
3.1. Domínio físico do problema e a geometria	46
3.2. Domínio computacional e a malha numérica	47
3.3. Modelagem matemática.....	49
3.3.1. O modelo	49

3.3.2. As condições iniciais e de contorno	50
3.3.3. Propriedades termofísicas dos fluidos	51
3.3.4. Casos estudados.....	51
3.3.4.1. Simulação do escoamento bifásico tipo <i>core-flow</i> de água e óleo pesado com injeção constante de entrada para as duas fases (Caso 1).....	52
3.3.4.2. Simulação do escoamento bifásico tipo <i>core-flow</i> de água e óleo pesado com injeção decrescente de óleo pesado no tempo (Caso 2)	53
3.3.4.3. Simulação do desligamento e posterior repartida da bomba de água, mantendo a injeção de óleo contínua (Caso 3)	54
3.3.4.4. Simulação do desligamento e posterior repartida da bomba de óleo, mantendo a injeção de água contínua (Caso 4).....	55
3.3.4.5. Simulação do escoamento bifásico de óleo e água com características de escoamento monofásico de óleo (Validação da malha numérica e modelo matemático) (Caso 5)	56
CAPÍTULO 4.....	58
RESULTADOS E DISCUSSÃO	58
4.1. Validação da metodologia	58
4.2 Casos estudados.....	60
4.2.1. Escoamento <i>core-flow</i> em dutos curvados – Injeção constante de água e óleo pesado	60
4.2.1.1. Queda de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (vazão de injeção constante)	60
4.2.1.2. Comparação da queda de pressão entre o escoamento <i>core-flow</i> (Caso 1e) e os escoamentos monofásicos de óleo e água.	62
4.2.1.3. Campo de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (Caso 1e) e nos escoamentos monofásicos de óleo e água.....	64
4.2.1.4. Campo de fração volumétrica no escoamento <i>core-flow</i> (Caso 1e).....	66
4.2.1.5. Campo de velocidade superficial de água e óleo no escoamento <i>core-flow</i> (Caso 1e).....	70
4.2.1.6. Potência de bombeamento no escoamento <i>core-flow</i>	75
4.2.1.7. Comparação da potência de fricção entre o escoamento <i>core flow</i> e os escoamentos monofásicos de óleo e água.....	76
4.2.2. Escoamento <i>core-flow</i> em dutos curvados – Injeção de óleo pesado decrescente no tempo.....	78
4.2.2.1. Queda de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (vazão de injeção de óleo decrescente)	78
4.2.2.2. Campo de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (Caso 2f).....	80
4.2.2.3. Potência de bombeamento.....	83
4.2.3. Escoamento <i>core-flow</i> em dutos curvados – Simulação do desligamento e repartida das bombas de água e óleo pesado.	85

4.2.3.1. Queda de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (interrupção do escoamento de óleo e água).....	85
4.2.3.2. Campo de pressão no escoamento <i>core-flow</i> (Interrupção do escoamento de óleo e água).....	88
4.2.3.3. Potência de bombeamento no escoamento <i>core-flow</i> (Interrupção do escoamento de óleo e água).....	89
CAPÍTULO 5	91
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	91
5.1. Conclusões.....	91
5.2. Sugestões para futuras pesquisas	92
REFERÊNCIAS	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Porcentagem de produção de óleo pesado no Brasil. (Fonte: ANP, 2015)..	5
Figura 2. 2 - Sistema de elevação por bombeio centrífugo submerso.	8
Figura 2. 3 - Sistema de elevação através de bombeio por cavidades progressivas.....	8
Figura 2. 4 - Bomba bipartida axialmente de estágio simples, horizontal entre mancais.	10
Figura 2. 5 - Padrões de escoamento vertical água-óleo ultraviscoso: (a) Gotículas dispersas; (b) Gotas; (c) Intermitente e (d) Anular.....	14
Figura 2. 6 - Padrões de escoamento horizontal água-óleo: (a) Estratificado; (b) Dispersão de óleo-em-água e água-em-óleo; (c) Estratificado com mistura na interface; (d) Emulsão de óleo em água; (e) Dispersão de óleo-em-água sobre camada de água; (f) Emulsão de água em óleo.	15
Figura 2. 7 - Padrões de escoamento horizontal água-óleo ultraviscoso com alta razão de viscosidade: (a) Estratificado; (b) Gotas estratificadas; (c) Gotas dispersas; (d) Anular.	16
Figura 2. 8 - Mapa de fluxo do trabalho experimental de Torres-Monzón (2006).....	18
Figura 2. 9 - Classificação de modelos para escoamentos multifásicos.....	18
Figura 2. 10 - Escoamento vertical anular de água e óleo pesado.....	26
Figura 2. 11 - Queda de pressão para diferentes tipos de escoamento	27
Figura 2. 12 - Sistema de injeção de água utilizado no trabalho de Bensakhria (2004).	28
Figura 2. 13 - Modelos dos mecanismos hidrodinâmicos do <i>core-flow</i> : (a) Modelo de lubrificação, (b) Modelo de levitação. (Fonte: Adaptado de Vara, 2001).....	30
Figura 2. 14 - Superfície (a) hidrofílica/oleofóbica ($\theta < 90^\circ$) e (b) hidrofóbica/oleofílica ($\theta > 90^\circ$). (Fonte: Silva, 2003).....	31
Figura 2. 15 - Arranjos de estabilidade do <i>core-flow</i> . (Fonte: Adaptado de Vara, 2001).	32
Figura 2. 16 - Mapa de fluxo para escoamento bifásico vertical ascendente de óleo e água em um duto circular. (Fonte: Joseph e Renardy, 1993).	33
Figura 2. 17 - Mapa de fluxo para escoamento bifásico horizontal de óleo e água em duto circular. (Fonte: Joseph e Renardy, 1993).....	34
Figura 2. 18 - Etapas diretas da simulação computacional utilizando o Ansys CFX.....	42
Figura 2. 19 - Tipos de malhas computacionais.	43

Figura 3. 1 - Vista frontal e <i>wireframe</i> da geometria utilizada no problema.	46
Figura 3. 2 - Detalhe das regiões de entrada de água e óleo, região de saída e curvatura do duto.	46
Figura 3. 3 - Detalhe da blocagem utilizada para geração da malha: (a) blocagem comum às regiões de entrada e saída do duto; (b) blocagem na região de curvatura.....	47
Figura 3. 4 - Visualização da malha gerada na geometria do duto curvado.....	48
Figura 3. 5 - Malha computacional na (a) região de entrada de água e óleo; (b) região de saída e (c) região de curvatura.....	48
Figura 3. 6 - Detalhe do refinamento da malha próximo à parede do duto.....	49
Figura 3. 7 - Pontos de referência para o cálculo da queda de pressão.	57
Figura 4. 1 - Comparação entre os perfis radiais de velocidade do óleo analítico e numérico em $x = 0,037$	59
Figura 4. 2 - Planos de referência para tomadas de queda de pressão no escoamento <i>core-flow</i>	61
Figura 4. 3 - Comportamento da queda de pressão no tempo para os casos estudados ($\dot{m}_{oleo} = 15$ kg/s).	61
Figura 4. 4 - Queda de pressão no escoamento <i>core-flow</i> em função da vazão mássica de água (Caso 1).....	63
Figura 4. 5 - Comparação da queda de pressão entre os casos (a) monofásicos de óleo, água e o bifásico <i>core-flow</i> ; (b) detalhe dos resultados entre o caso monofásico de água e o bifásico <i>core-flow</i>	64
Figura 4. 6 - Campo de pressão no instante de tempo $t = 10$ s para o escoamento monofásico de (a) óleo e (b) água.	65
Figura 4. 7- Campo de pressão no instante de tempo $t = 10$ s referente ao Caso 1e.	66
Figura 4. 8 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado no tempo (Caso 1e).....	67
Figura 4. 9 - Planos de corte para tomadas das frações volumétricas de óleo.....	68
Figura 4. 10 - Fração volumétrica de óleo pesado na secção transversal do duto curvado em diferentes instantes de tempo (Caso 1e).	69
Figura 4. 11 – Campo de fração volumétrica de óleo no plano yz no instante de tempo de 3,5 s.....	70
Figura 4. 12 - Campo de velocidade superficial da água no instante de tempo $t = 8,5$ s (Caso 1e).....	71

Figura 4. 13 - Campo de velocidade superficial do óleo no instante de tempo $t = 8,5$ s (Caso 1e).....	71
Figura 4. 14 - Comparação dos perfis de velocidade superficial do óleo no instante de tempo $t = 8,5$ s, em diferentes planos na região horizontal do duto (Caso 1e).....	72
Figura 4. 15 - Posições de referência para tomadas dos perfis de velocidade superficial de óleo e água	73
Figura 4. 16 - Perfis de velocidade superficial de óleo e água nas posições 01 e 02, nos instantes de tempo: (a) 7,5 s; (b) 8,5 s e (c) 10 s, para o Caso 1e.....	74
Figura 4. 17 - Potência requerida de fricção para os casos com injeção de óleo constante (Caso 1).	75
Figura 4. 18 - Potência de fricção máxima em função da vazão de injeção de água (Caso 1).	77
Figura 4. 19 - Comparação da potência requerida de fricção entre os (a) casos monofásicos de óleo, água e o escoamento bifásico <i>core-flow</i> (Caso 1e); (b) detalhe dos resultados entre o caso monofásico de água e o escoamento bifásico <i>core-flow</i>	77
Figura 4. 20 - Comportamento da vazão mássica de entrada do óleo pesado	78
Figura 4. 21 - Comparação da queda de pressão no tempo em todos os casos estudados (Caso 2).	79
Figura 4. 22 - Queda de pressão em função da vazão mássica de água (Caso 2).....	80
Figura 4. 23 - Campo de pressão referente ao Caso 2f no instante de tempo $t = 9$ s.....	81
Figura 4. 24 - Fração volumétrica de óleo referente ao Caso 2f para diferentes instantes de tempo	82
Figura 4. 25 - Velocidade superficial de (a) óleo e (b) água no instante de tempo $t = 9$ s (Caso 2f).	83
Figura 4. 26 - Comparação da potência de fricção nos casos estudados com queda na vazão de óleo (Caso 2).....	84
Figura 4. 27 - Potência de fricção máxima em função da injeção de água, nos casos estudados com queda na vazão de óleo (Caso 2).....	84
Figura 4. 28 - Comportamento da queda de pressão por fricção no processo " <i>stop-and-go</i> " da bomba de água (Caso 3).	86
Figura 4. 29 - Comportamento da queda de pressão por fricção no processo " <i>stop-and-go</i> " da bomba de óleo (Caso 4).	86
Figura 4. 30 - Comparação da queda de pressão nos processos de " <i>stop-and-go</i> " das bombas de óleo e água (Caso 3 e 4).	88

Figura 4. 31 - Campo de pressão por fricção para os processos " <i>stop-and-go</i> " das bombas de (a) água (Caso 3) e (b) óleo (Caso 4) no instante $t = 22$ s.	89
Figura 4. 32 - Comparação da potência de bombeamento para os processos de " <i>stop-and-go</i> " das bombas de água (Caso 3) e óleo (Caso 4).	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 2. 1 - Grau API sugerido por algumas instituições/setores da indústria petrolífera	4
Tabela 3. 1 - Propriedades termofísicas dos fluidos presentes nas simulações.....	51
Tabela 3. 2 - Considerações adotadas para a resolução das equações governantes	52
Tabela 3. 3 – Condições operacionais estudados com o Caso 1.....	52
Tabela 3. 4 – Condições operacionais estudados com o Caso 2.....	53
Tabela 4. 1 - Comparação dos resultados de queda de pressão analítico e numérico	59

LISTA DE SIGLAS

ANP – Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
API – *American Petroleum Institute*
BCP – Bombeio por Cavidades Progressivas
BCS – Bombeio Centrífugo Submerso
CAF – *Core Annular Flow*
CAPES – Comissão de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD – *Computational Fluid Dynamics*
CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
GLP – Gás Liquefeito de Petróleo
FINEP – Financiadora de Estudos e Projetos
FORTRAN – *IBM Mathematical FORMula TRANslation*
HD – *Hard Disk*
IEA – *International Energy Agency*
LCTF – Laboratório Computacional em Térmica e Fluidos
MEF – Método dos Elementos Finitos
MDF – Método das Diferenças Finitas
MVF – Método dos Volumes Finitos
OECD – *Organisation for Economic Co-operation and Development*
OPEP – Organização dos Países Exportadores de Petróleo
PCAF – *Perfect Core Annular Flow*
RAM – *Random Access Memory*
RMS – Resíduo Médio Quadrático
UAEM – Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica
UFMG – Universidade Federal de Campina Grande
WCAF – *Wave Core Annular Flow*

NOMENCLATURA

\vec{U}	Vetor velocidade	[m/s]
U_A	Velocidade da água	[m/s]
U_o	Velocidade do óleo	[m/s]
bpd	Barris de petróleo por dia	[-]
$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	[-]
C_1	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
C_2	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
C_μ	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
$D_{\alpha\beta}$	Força de 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	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
φ	Fração volumétrica <i>in situ</i>	[-]
g	Aceleração da gravidade terrestre	[m/s ²]
G_α	Geração de energia cinética turbulenta	[kg/m/s ³]
$\gamma_{mistura}$	Peso específico da mistura	[N/m ³]
M_α	Força de arraste interfacial	[N/m ³]
m	Razão entre as viscosidades dos fluidos	[-]
E_o	Número de Eötvos	[-]
P	Pressão	[Pa]
P_{est}	Pressão estática	[Pa]
ΔP_f	Diferencial de pressão por fricção	[Pa]
$\Delta P_{f\text{máx}}$	Diferencial máximo de pressão por fricção	[Pa]
Q	Fluxo volumétrico	[m ³ /s]
\dot{m}	Fluxo mássico	[kg/s]
R_e	Raio do tubo	[m]
R_i	Raio do núcleo de óleo	[m]
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa	[N/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]

$S_{M\alpha}$	Fonte de momento devido a força de corpo externa	[N]
t	Tempo	[s]
U_A	Velocidade da água	[m/s]
U_O	Velocidade do óleo	[m/s]
U^x	Velocidade na direção x	[m/s]
U^y	Velocidade na direção y	[m/s]
U^z	Velocidade na direção z	[m/s]
J	Velocidade superficial	[m/s]
Pot_f	Potência de fricção	[W]
Pot_{fmax}	Potência máxima de fricção	[W]

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Embora a questão do meio ambiente continue a ser uma preocupação, o petróleo ainda é a principal fonte de energia em todo o mundo. A demanda global por energia para atender às nossas necessidades industriais e de transporte diário é cada vez maior e cresce a uma taxa média anual de 1,6% (OECD/IEA, 2005).

No cenário da produção mundial de petróleo, os óleos leves, também chamados de óleos convencionais, dominaram ao longo da história. Os motivos principais para isto, é que estes tipos de óleos são tecnicamente mais fáceis de serem produzidos, portanto a um custo menor, rendem depois de serem refinados, produtos com maior valor agregado, tais como GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), gasolina, querosene e diesel (FRANÇA, 2006). No entanto, ao longo dos anos, os recursos remanescentes associados aos óleos leves tem uma participação cada vez menor nos recursos naturais de energia disponíveis ao homem, e em contrapartida aumenta a importância dos recursos associados aos óleos pesados.

A reserva global de petróleo pesado estimado pela IEA (*International Energy Agency*) é cerca de 6 trilhões de barris (OECD/IEA, 2005). De acordo com Hart (2013), os recursos de petróleo bruto pesado e betume são mais que o dobro das reservas de petróleo leve em todo o mundo. Os óleos pesados são compostos por hidrocarbonetos de grande peso molecular, conseqüentemente tem alta densidade relativa, esta, relacionada com a presença de conteúdos de produtos indesejados como asfaltenos, componentes metálicos (níquel e vanádio), além de enxofre. São caracterizados por apresentar baixo grau API (*Sigla da American Petroleum Institute*) entre 10° e 20° e alta viscosidade entre 100 cP e 1000 cP. A produção desse tipo de óleo é em média duas vezes mais onerosa em termos de custo de produção e consumo de energia. Isto é devido à sua baixa mobilidade em virtude de sua alta viscosidade em condições de reservatório, ao lado da presença de componentes indesejáveis já citados, tornando-o mais difícil de produzir, transportar e refinar.

No Brasil, o local que reúne a maior quantidade de reservas de óleo pesado é em águas profundas da Bacia de Campos, que é responsável por cerca de 90% da produção

de todo petróleo nacional (MOTHÉ e SILVA, 2007). Um aspecto relevante com relação à exploração e produção de óleo *offshore* no Brasil é que uma significativa parte das reservas está localizada em águas profundas (profundidades maiores do que 400 m) ou ultra profundas (profundidades maiores do que 1000 m).

Segundo França (2006), no Brasil, a participação dos óleos pesados no volume produzido ainda é pequena, porém analistas afirmam que para manter o cenário favorável da atualidade, o Brasil necessitaria produzir em 2010 entre 10% e 20% de óleo pesado, e já existem campos em desenvolvimento e produção com foco em óleos pesados, como por exemplo: Jubarte, Parque das Conchas, Siri e Atlanta & Oliva. Atualmente, de acordo com os dados estatísticos da ANP (2015), a média de produção de óleo pesado nos últimos quatro anos foi de 31,53%.

Produzir óleo pesado em águas profundas e transportá-lo em dutos até a refinaria torna-se uma tarefa onerosa e muito complexa, em vista do ambiente desfavorável. Entre os problemas que surgem para garantir o fluxo de óleo nessas condições, pode-se citar a formação de hidratos, a deposição de ceras, assim como a queda de pressão ao longo do deslocamento do fluido, tendo para este último caso, a utilização de sistemas de bombeamento com altas potências.

O aproveitamento comercial de acumulações de óleos pesados e viscosos no mar representa um desafio econômico e tecnológico para as grandes companhias de petróleo, principalmente no que diz respeito ao seu transporte, devido à sua alta viscosidade. Entre as principais técnicas de transporte por dutos, tanto para campos petrolíferos *offshore* quanto *onshore*, pode-se destacar: pré-aquecimento do óleo a uma temperatura que permita que o fluido chegue ao seu destino sem a necessidade de altas pressões de bombeio, isolando termicamente a tubulação; aquecimento do óleo pela injeção de um fluido aquecido por uma linha concêntrica ao oleoduto, ou diretamente por meio elétrico; geração de emulsões de óleo em água; redução da viscosidade pela diluição em frações mais leves de óleo; injeção de água formando um anel lubrificante envolvendo o núcleo de óleo (VARA, 2001). Esta última, também conhecida como “*Core Annular Flow*”, pode ser definida como uma técnica de transporte de óleos pesados através da lubrificação parietal utilizando água que escoar anular ao tubo transportando óleo no centro, reduzindo o atrito por fricção (HART, 2013), caracterizada pela menor quantidade de energia necessária para bombear óleos pesados (BANNWART, 2001).

Com relação ao *Core Annular Flow*, ainda existem algumas lacunas em aberto, como o seu desenvolvimento em tubulações curvadas e inclinadas, estudo do *holdup* necessário para a estabilidade do escoamento, a taxa de fluxo ideal do ponto de vista energético, além do comportamento das fases envolvidas, entre outros. Todos esses pontos são de extrema importância no estudo do escoamento bifásico anular água-óleo, visto que, uma grande desvantagem dessa técnica se dá quando o óleo entra em contato com a parede interna da tubulação, causando um aumento expressivo da pressão no escoamento, que pode danificar o oleoduto e todo o sistema de transporte (ANDRADE, 2013). A contribuição que se pretende trazer aqui é tentar responder algumas dessas questões, para isso, será feito um estudo numérico do escoamento tipo *core-flow* de óleo pesado e ultraviscoso e água em tubulações curvadas, utilizando a técnica da Fluidodinâmica Computacional (CFD).

1.1. Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é estudar numericamente, em um domínio tridimensional, a fluidodinâmica do escoamento bifásico (água-óleo pesado) anular no interior de uma tubulação curvada ascendente.

1.2. Objetivos específicos

Como objetivos específicos pode-se citar:

- Desenvolver uma modelagem matemática transiente capaz de prever o escoamento multifásico em uma tubulação curvada usando a técnica *core-flow*;
- Avaliar o comportamento do campo de pressão, velocidade e fração volumétrica das fases envolvidas em diferentes condições operacionais;
- Validar os resultados numéricos com dados teóricos disponibilizados na literatura;
- Analisar os aspectos energéticos no transporte de óleos pesados.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Óleos pesados

Principal responsável pela matriz energética do planeta, o petróleo cru, pode ser classificado como: leve, pesado e ultrapesado, de acordo com suas propriedades. A indústria do petróleo utiliza a expressão °API (grau API), do *American Petroleum Institute*, como referência para densidade do óleo medida em relação à água. Quanto maior o grau API mais leve será o petróleo e maior valor terá no mercado. O grau API é determinado utilizando-se a seguinte correlação:

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141,5}{\phi} - 131,5 \quad (2.1)$$

onde “ ϕ ” representa a densidade relativa do óleo (densidade do óleo/densidade da água) nas condições padrão (20°C e 1 atm).

De acordo com diversas instituições ligadas à indústria do petróleo, listadas na Tabela 2.1, existem diferentes classificações de óleos crus em relação ao grau API (°API).

Tabela 2. 1 - Grau API sugerido por algumas instituições/setores da indústria petrolífera

Instituição	°API			
	Óleo leve	Óleo médio	Óleo pesado	Óleo ultrapesado
<i>Alberta Government/ Canadá</i>	≥ 34	25 – 34	10 – 25	≤ 10
<i>U.S. Department of Energy</i>	$\geq 35,1$	25 – 35,1	10 – 25	≤ 10
OPEP	≥ 32	26 – 32	10,5 – 26	$\leq 10,5$
<i>Petrobras offshore</i>	≥ 32	19 – 32	14 – 19	≤ 14
<i>Petrobras onshore</i>	≥ 32	18 – 32	13 – 18	≤ 13
ANP/Brasil	$\geq 31,1$	22,3 – 31,1	12 – 22,3	≤ 12

(Fonte: Adaptado de Sousa Júnior, 2008)

O °API não descreve completamente as propriedades do óleo pesado: a viscosidade é uma propriedade mais característica. Assim, pode-se encontrar óleos

pesados que possuem uma viscosidade relativamente baixa à temperatura do reservatório, se comparado com alguns óleos crus mais leves.

Óleo pesado é geralmente considerado como tendo uma densidade maior do que 934 kg/m^3 ($< 20^\circ\text{API}$) e viscosidade maior do que $0,1 \text{ Pa.s}$ (100cP) em condições de reservatório (BRIGGS *et al.*, 1988). Caracteriza-se pelo baixo teor de hidrocarbonetos leves e, frequentemente, é produzido com uma proporção relativamente elevada de areia e formação de espuma. Apesar de muito viscoso, o petróleo pesado normalmente se comporta como fluido Newtoniano, sendo a viscosidade uma função apenas da temperatura (VARA, 2001).

O termo “betume” é usado junto com o óleo pesado, embora seu uso não tenda a significar o final pesado da faixa dos óleos pesados. O Instituto das Nações Unidas para Treinamento e Pesquisa propôs que o betume seja definido como tendo uma viscosidade $\mu > 10 \times 10^4 \text{ cP}$ e um grau API $< 10^\circ$ ($\rho > 1000 \text{ kg/m}^3$). Outra definição de betume é a de uma mistura viscosa que ocorre naturalmente, rica em hidrocarbonetos de cadeia mais longa que pentano, que pode conter compostos de enxofre e que, no estado natural não é recuperável numa taxa econômica através do poço (VARA, 2001).

Segundo dados estatísticos da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustível – ANP, na Figura 2.1, pode-se ver a porcentagem de óleo pesado presente na produção nacional de petróleo, durante os últimos quatro anos.

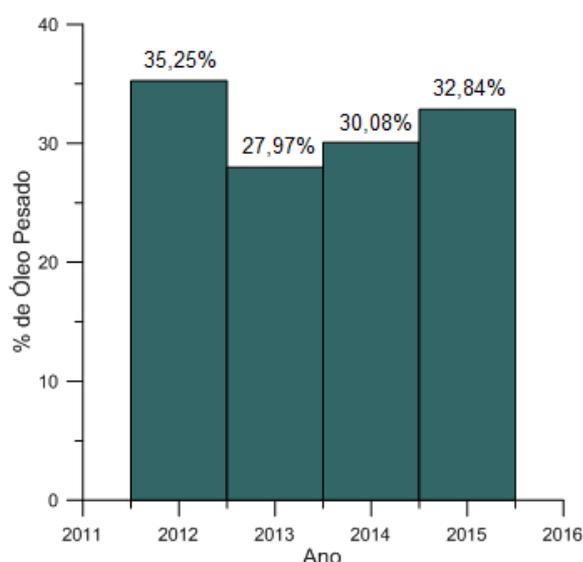


Figura 2. 1 - Porcentagem de produção de óleo pesado no Brasil. (Fonte: ANP, 2015).

2.2. Elevação de petróleo

No início da vida produtiva de um campo de petróleo, a pressão existente no reservatório é suficiente para elevar os fluidos produzidos até a superfície, sendo denominados como poços surgentes, os quais utilizam-se de meios naturais de elevação. Esses tipos de poços apresentam menores problemas operacionais devido à simplicidade dos equipamentos de superfície e subsuperfície, produzem maiores vazões de líquido com um menor custo por unidade de volume produzido. Com o passar do tempo e o aumento da produção, ocorre um declínio na pressão do reservatório, tornando insuficiente a elevação dos fluidos, tendo que utilizar métodos artificiais para elevá-los à superfície (THOMAS, 2004)

Existem também aqueles poços que desde o início de sua produção, apresentam pressão relativamente baixa e, neste caso, também é necessário a utilização de métodos artificiais de elevação.

Segundo Thomas (2004), na indústria de petróleo há quatro principais métodos de elevação artificial: *gas-lift*, bombeio mecânico com hastes, bombeio centrífugo submerso (BCS) e bombeio por cavidades progressivas (BCP).

No método de elevação *gas-lift*, se utiliza a energia contida em gás comprimido para elevar fluidos (óleo e/ou água) até a superfície. O gás é utilizado para gaseificar a coluna de fluido (*gas-lift* contínuo) ou simplesmente para deslocá-la (*gas-lift* intermitente) de uma determinada profundidade até a superfície. É um método muito versátil em termos de vazão (1 a 1700 m³/d), de profundidade (até 2600 metros, dependendo da pressão do gás de injeção), e é propício para poços que produzem fluidos com alto teor de areia, elevada razão gás-líquido, além de exigir investimentos relativamente baixos para poços profundos (THOMAS, 2004).

O método de bombeio mecânico com hastes, também conhecido como bombeio por haste de sucção ou “cavalo-de-pau”, é o mais utilizado em todo o mundo, podendo ser instalado para elevar vazões médias de poços rasos ou baixas vazões para grandes profundidades. O seu funcionamento se baseia no movimento de uma haste dotado de uma unidade de bombeio com balancim que é responsável por transformar o movimento rotativo de um motor elétrico ou de combustão interna em movimento alternativo. As limitações deste método estão na utilização em poços que produzem areia, poços

desviados e em poços onde parte do gás produzido passa pela bomba (THOMAS, 2004).

A utilização do bombeio centrífugo submerso (BCS), está se expandindo na elevação artificial de petróleo pela crescente flexibilidade dos equipamentos disponíveis. É considerado um método de elevação artificial para poços que produzem altas vazões, com alto teor de água à baixa razão gás-óleo, possuindo um amplo leque de aplicações operando em faixas de vazão de 100 a 10.000 bpd e podendo ser utilizado com óleos crus leves, médios, pesados e ultrapesados. Outra grande vantagem do sistema BCS é a operabilidade tanto em poços rasos como em poços profundos. Neste método, uma bomba centrífuga de múltiplos estágios, Figura 2.2, localizada submersa no poço, transmite energia para o fluido em forma de pressão, elevando-o até a superfície. A transmissão de energia para a bomba se dá através de um cabo elétrico, onde essa energia elétrica através de um motor de superfície ou acoplado à bomba é transformada em energia mecânica. Sua limitação está na operação de poços com presença de areia e alta razão gás-óleo, sendo o primeiro responsável pelo desgaste abrasivo dos componentes internos da bomba e o segundo pelo fenômeno de cavitação, promovendo queda de eficiência, podendo ocasionar parada da mesma com “bloqueio por gás” (*gas lock*) (THOMAS, 2004).

Em se tratando de bombeio por cavidades progressivas (BCP), a transferência de energia ao fluido é feita através da utilização de uma bomba de deslocamento positivo imersa no poço de petróleo, constituída de rotor e estator, Figura 2.3. A ação do bombeio é realizada através do giro do rotor no interior do estator originando um movimento axial das cavidades, progressivamente no sentido da sucção para a descarga. O acionamento da bomba pode ser originado da superfície através da coluna de hastes e um cabeçote de acionamento, ou no fundo do poço devido a um acionador elétrico ou hidráulico acoplado à bomba (THOMAS, 2004). Possui excelente aplicação para fluidos viscosos e abrasivos, no entanto, como fator limitante está à operação a baixas vazões e baixa profundidade, bem como na produção em poços desviados.

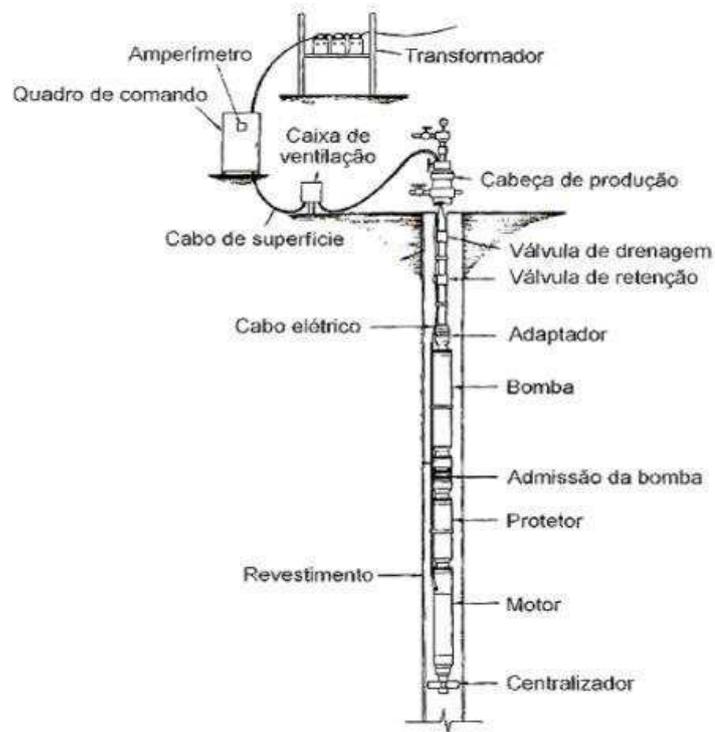


Figura 2. 2 - Sistema de elevação por bombeio centrífugo submerso.

(Fonte: Adaptado de Thomas, 2004).

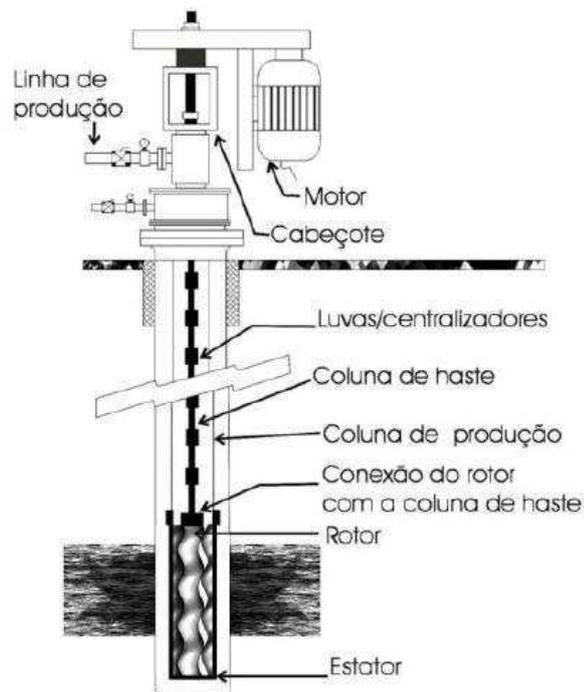


Figura 2. 3 - Sistema de elevação através de bombeio por cavidades progressivas

(Fonte: Adaptado de Vidal, 2005).

2.3. Transporte de óleo pesado e ultraviscoso em oleodutos

A exploração de petróleo bruto pesado e betume é confrontado com desafios técnicos em todas as etapas de recuperação/produção do reservatório, para transporte e refino. Transporte de petróleo bruto pesado via oleoduto é geralmente um desafio devido à sua alta densidade e viscosidade, e pouca mobilidade a temperatura do reservatório.

De acordo com Andrade (2013), as principais técnicas de transporte de óleos pesados em situações *offshore* e *onshore* são:

- a) Pré-aquecimento do óleo cru a uma temperatura suficiente que permita transportar o óleo sem excessiva pressão de bombeio;
- b) Pré-aquecimento e isolamento térmico da tubulação que retenha o calor;
- c) Aquecimento do óleo na tubulação, bombeando um líquido quente através de uma linha concêntrica ou através de um aquecimento elétrico;
- d) Emulsões de óleo em água.
- e) Injeção de água para formar um anel lubrificante, este método é chamado *core-flow*.

Ainda de acordo com Hart (2013), as técnicas de transporte de óleos pesado são classificados em três categorias: redução de viscosidade, redução do atrito nas paredes da tubulação e, técnicas *in situ* para melhorar a viscosidade e reduzir teores de asfaltenos, enxofre e metais pesados (reações de craqueamento térmico *in situ*).

Para se transportar petróleo a grandes distâncias é necessário fornecer energia ao fluido para que o mesmo possa escoar, desse modo necessita-se do processo de bombeamento no qual se utilizam bombas das mais diversas de acordo com as condições e propriedades do fluido.

Além das bombas próximas aos grandes tanques de petróleo e seus derivados, intercalam-se estações intermediárias (estações *booster*) para o fornecimento da energia necessária à compensação da que foi perdida ao longo das extensas linhas de recalque. A maior parte das bombas de *pipelines* são centrífugas com rotor de entrada bilateral e carcaça bipartida horizontalmente, Figura 2.4, a fim de permitir rápidos reparos e substituições. Quando a pressão é elevada, usam-se bombas de mesmo tipo, de múltiplos estágios, com os rotores de entrada bilateral (disposição *back to back*), que

permitem receber o líquido por dois sentidos opostos, paralelamente ao eixo de rotação. Equivale a dois rotores em paralelo que, teoricamente, são capazes de elevar uma descarga dupla da que se obteria com o rotor simples (MACINTYRE, 2008).

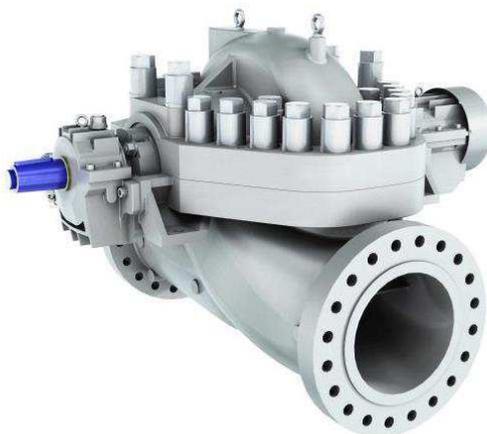


Figura 2. 4 - Bomba bipartida axialmente de estágio simples, horizontal entre mancais.

(Fonte: Sulzer, 2015).

Devido à viscosidade do fluido, sendo esta a propriedade mais importante ao se tratar de transporte de fluidos, os sistemas de bombeamento de petróleo são dispostos de equipamentos de alta potência. No oleoduto de Idris a Zueitina, na Líbia, para descarga de $7600 \text{ m}^3/\text{h}$ e altura manométrica de 132 m, são utilizadas 3 bombas de 4330 CV em série com rotação de 1500 rpm; já para o oleoduto de Serir a Tobruk, na África, são utilizadas 2 bombas de descarga unitária de $3096 \text{ m}^3/\text{h}$ e altura manométrica de 428 m, tendo cada uma potência de 4450 CV e rotação específica de 3700 rpm. As bombas são de um estágio com aspiração lateral.

2.4. Escoamento multifásico

Em se tratando de indústria petrolífera, as ocorrências de escoamento multifásico são diversas, principalmente devido à natureza do próprio processo de exploração, onde em algumas ocasiões, óleo é bombeado do reservatório juntamente com proporções de gás e sedimentos na mistura. Em outro exemplo, como no transporte do óleo das plataformas aos centros de refino, geralmente emulsões de óleo leve em óleo pesado bem como mistura de água e óleo são comumente utilizados.

Pode-se definir assim um sistema multifásico como “uma região do espaço onde coexistem dois ou mais fluidos imiscíveis separados por uma interface, podendo ser esta conexa (por ex. escoamento estratificado, anular, etc.) ou desconexa (por ex. escoamento de bolhas, gotas, etc.) ou uma combinação de ambos os casos onde a mesma fase pode aparecer em forma contínua ou dispersa (padrão anular com gotas, etc.)” (PALADINO, 2005). De acordo com a definição, pode-se dizer que a fase conexa é uma fase contínua, enquanto a desconexa é uma fase dispersa, podendo apresentar-se com diferentes configurações: esférica, elipsoidal, etc. Estas bolhas ou gotas ainda podem coalescer durante o escoamento e formar uma fase contínua.

É importante distinguir um escoamento multifásico, onde a mistura ocorre em escala macroscópica, de um escoamento de multicomponentes. Este último consiste de uma mistura de espécies químicas em nível molecular. Neste caso, um único campo para a temperatura, velocidade, entre outros, são resolvidos para o fluido como um todo (ANSYS, 2009).

Os escoamentos multifásicos em tubulações envolvendo líquido e gás ou líquido e líquido, conformam-se sob várias configurações geométricas, apresentando interfaces cujas definições dependem das condições reinantes. A formação de cada padrão de escoamento depende das velocidades, fração volumétrica, massa específica e viscosidade de cada fase, das características de molhabilidade da parede (ANGELI e HEWITT, 2000), do diâmetro e da inclinação do duto, da rugosidade da parede interna, e tensão superficial dos fluidos, sendo assim várias configurações podem ser encontradas na literatura (RUSSEL *et al.*, 1959; CHARLES *et al.*, 1961; TRALLERO *et al.*, 1997).

Recentemente, a indústria tem focado sua atenção em direção ao escoamento trifásico gás-líquido-líquido. Entretanto, o caso especial onde apenas fases líquidas estão presentes não tem recebido a mesma atenção. Neste trabalho, o estudo é focado em escoamentos líquido-líquido do tipo óleo-água.

2.4.1. Padrões de escoamento bifásico água-óleo

O escoamento simultâneo de dois líquidos imiscíveis em tubos, como o escoamento óleo-água, é comumente encontrado na indústria de petróleo. A configuração geométrica deste tipo de escoamento em tubos é bastante diferente

daquela das misturas gás-líquido. A diferença principal está na grande capacidade de transferência de quantidade de movimento entre os líquidos e o menor efeito do empuxo gravitacional (RODRIGUEZ, 2008).

Em relação aos padrões de escoamento de sistemas óleo-água, estes 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 Ullman (2002) distinguem o “ponto de inversão” 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.

Charles *et al.*, (1961) relatam que no escoamento em tubos de dois líquidos imiscíveis, como água e óleo, diferentes padrões podem surgir de acordo com a taxa de fluxo de cada um deles. Esses padrões são divididos em três categorias:

- a) Fluxo disperso: bolhas de óleo em água, gotas de água em óleo e emulsões de água-óleo e óleo-água;
- b) Fluxo separado: anular, estratificado-anular e estratificado;
- c) Fluxo intermitente: grandes bolhas de óleo em água.

De acordo com Rodriguez (2008), segue abaixo uma classificação dos escoamentos líquido-líquido em tubulações, de acordo com a direção e a relação de viscosidades entre as fases.

2.4.1.1. Escoamento bifásico líquido-líquido em tubulação vertical ascendente

Em linhas verticais e para mistura de óleo e água com alta razão de viscosidade ($\mu_{\text{óleo}} \gg \mu_{\text{água}}$), os padrões de escoamento observados são os seguintes:

Gotículas dispersas: este padrão ocorre a baixas vazões de óleo e altas vazões de água. Tal padrão poderia ser chamado também de dispersão de óleo em águas. As gotas de óleo relativamente pequenas e praticamente esféricas são arrastadas pela grande vazão de água seguindo a tendência do perfil de velocidade esperado para o

escoamento monofásico de água em tubulação. O padrão difere da emulsão, pois se notam nitidamente as fazes.

Gotas: ocorre para maiores vazões de óleo e menores vazões de água, em comparação com o padrão anterior (Gotículas dispersas). As gotas possuem um diâmetro maior e apresentam-se nas seguintes formas: esférica, calota elíptica e calota esférica. As gotas possuem um movimento independente do perfil parabólico da água, deslocando-se de maneira oscilatória em relação ao plano observado. Devido à menor turbulência da fase contínua ocorre coalescência.

Intermitente: aumentando-se a vazão de óleo, a partir do padrão anterior, as gotas tendem a unir-se em grandes gotas alongadas, separadas por longos trechos de água. O diâmetro da gota alongada aproxima-se do diâmetro do tubo e a forma do seu “nariz” lembra as bolhas de Taylor do escoamento gás-líquido. A fase contínua água pode apresentar gotículas dispersas.

Anular: no padrão anular o óleo escoar no núcleo do tubo circundado por um filme de água. Tal padrão ocorre para maiores vazões de óleo, em comparação com o padrão intermitente. A interface apresenta estrutura ondulatória que lembra um “bambu”. Dependendo da razão de injeção das fases, o filme de água pode apresentar gotículas dispersas e o núcleo oleoso (*core*) pode apresentar distorções ou perturbações de alta frequência.

Na Figura 2.5 encontram-se as descrições de cada padrão bifásico água-óleo no escoamento vertical. Uma das principais diferenças dos escoamentos bifásicos verticais e horizontais está na tendência à estratificação que ocorre nos escoamentos horizontais devido à influência da força gravitacional.

2.4.1.2. Escoamento bifásico líquido-líquido em tubulação horizontal

Para misturas de óleo e água com moderada razão de viscosidade, os padrões de escoamento observados são os seguintes:

Estratificado: para velocidades superficiais baixas o escoamento é dominado pela gravidade; as fases escoam separadamente e a interface é lisa. Apesar disso, as fases podem estar no regime de transição para a turbulência, especialmente a menos viscosa.

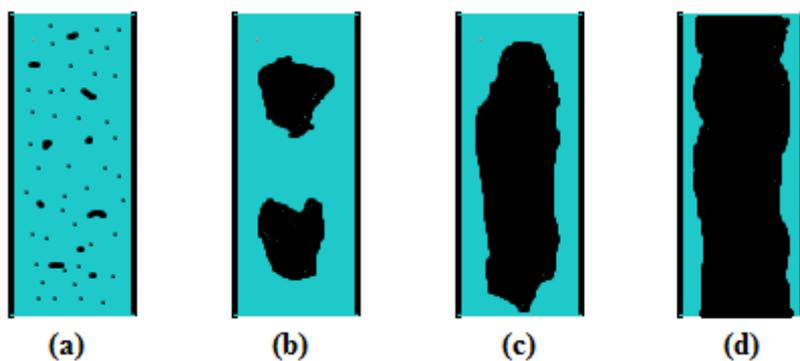


Figura 2. 5 - Padrões de escoamento vertical água-óleo ultraviscoso: (a) Gotículas dispersas; (b) Gotas; (c) Intermitente e (d) Anular

Estratificado com mistura na interface: o padrão ocorre para velocidades superficiais mais altas em comparação ao padrão estratificado. Ondas capilares com comprimento de onda da ordem de duas vezes o diâmetro do tubo surgem na interface. Na proximidade da onda interfacial, podem ser observadas gotículas de água na camada de óleo e gotículas de óleo na camada de água. Forças dinâmicas e de empuxo agem simultaneamente nas gotículas.

Dispersão de óleo em água sobre camada de água: ocorre a altas velocidades superficiais de água, i.e., num escoamento dominado pela água. Vórtices aquosos próximos à interface dispersam a fase oleosa, mas, devido a efeitos de molhabilidade, água pode permanecer na parte superior do tubo como um filme lubrificando o óleo. A força de empuxo prevalece e empurra as gotículas de óleo para cima, restando uma camada espessa de água na parte inferior do tubo.

Emulsão de óleo em água ou dispersão homogênea de óleo em água: ocorre para velocidades superficiais de água extremamente altas. Trata-se de uma dispersão estável de óleo em água, sendo estabilidade neste caso definida em termos do tempo de observação, ou seja, a emulsão pode ser estável apenas enquanto as forças relacionadas à turbulência do escoamento forem maiores do que o empuxo. O termo emulsão representa uma dispersão densa ou quando a fase descontínua está totalmente dispersa.

Emulsão de água em óleo ou dispersão homogênea de água em óleo: ocorre para velocidades superficiais de óleo extremamente altas e é semelhante ao padrão anterior, mas neste caso, óleo é a fase contínua e água é a fase dispersa.

Dispersão de óleo em água e dispersão de água em óleo: ocorre para altas velocidades superficiais de água e óleo. Partindo do padrão estratificado com mistura na interface, a região de mistura próxima à interface cresce e os dois tipos de dispersão podem coexistir. A dispersão dual ocupa a maior parte da área da seção transversal do tubo.

Na Figura 2.6 estão mostrados os padrões bifásicos água-óleo com moderada razão de viscosidade para o escoamento horizontal.

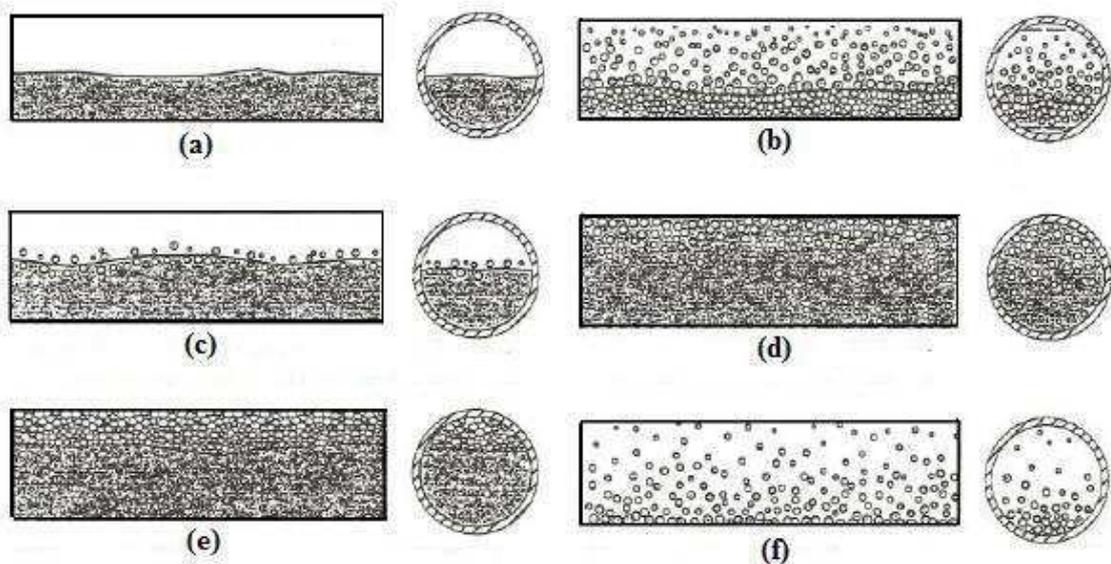


Figura 2. 6 - Padrões de escoamento horizontal água-óleo: (a) Estratificado; (b) Dispersão de óleo-em-água e água-em-óleo; (c) Estratificado com mistura na interface; (d) Emulsão de óleo em água; (e) Dispersão de óleo-em-água sobre camada de água; (f) Emulsão de água em óleo.

(Fonte: Adaptado de Trallero *et al.*, 1997).

Quando as fases líquidas possuem alta razão de viscosidade ($\mu_{\text{óleo}} \gg \mu_{\text{água}}$), os padrões de escoamento são significativamente diferentes, Figura 2.7, como descritos a seguir:

Estratificado: padrão observado para médias e altas vazões de óleo e para baixas, médias e altas vazões de água. A água escoar na parte de baixo de tubo e a fase contínua de óleo escoar na parte superior da tubulação. Devido a efeitos de molhabilidade, água pode permanecer na parte superior do tubo como um filme extremamente fino (sem ondas) lubrificando o óleo. O escoamento da água se dá a

velocidades *in situ* significativamente mais altas em comparação com o escoamento do óleo.

Gotas estratificadas: o escoamento do óleo apresenta-se sob a forma de gotas ligadas umas às outras, formando o que se poderia chamar de “trem de gotas”. As gotas de óleo concentram-se na parte superior do tubo, com água escoando na parte inferior, e possuem forma aproximadamente esférica, com ligeiro achatamento próximo à parede superior do tubo. As gotas são observadas para baixas e médias vazões de óleo e baixas, médias e altas vazões de água.

Gotas dispersas: bastante semelhante ao padrão observado no escoamento vertical ascendente, mas pode ocorrer na forma estratificada com uma concentração das pequenas gotas esféricas na parte superior do tubo. Observa-se este padrão para baixas vazões de óleo e médias e altas vazões de água. Tal padrão poderia ser chamado também de dispersão de óleo em água. O padrão difere da emulsão, pois se notam nitidamente as fases.

Anular: o padrão anular caracteriza-se por uma fase escoando no núcleo do tubo (óleo), circundada por uma segunda fase escoando junto à parede do tubo (água). Observam-se ondas interfaciais tanto na parte superior quanto na parte inferior do tubo, entretanto, as últimas possuem comprimento de onda maior.

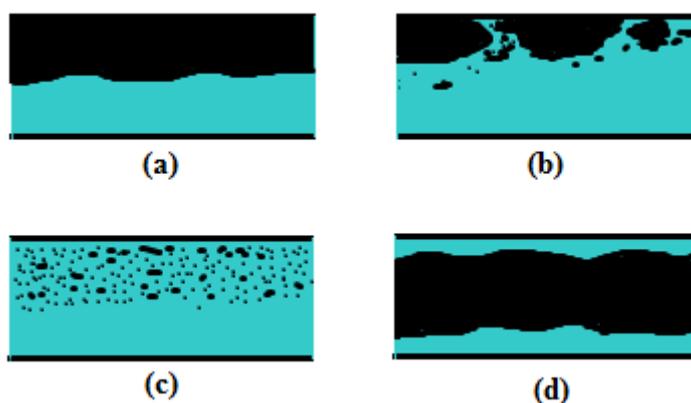


Figura 2. 7 - Padrões de escoamento horizontal água-óleo ultraviscoso com alta razão de viscosidade: (a) Estratificado; (b) Gotas estratificadas; (c) Gotas dispersas; (d) Anular.

2.4.2. Mapas de fluxo no escoamento bifásico água-óleo

Os mapas apresentam uma classificação dos padrões de escoamento, limitados por fronteiras de transição num sistema de coordenadas. Estes padrões ocorrem em sistemas com características definidas (velocidades das fases, diâmetro e rugosidade da parede do tubo e propriedades dos fluidos presentes).

Na literatura, pode-se encontrar uma variedade enorme de mapas para escoamento bifásico óleo-água em tubos horizontais (CHARLES *et al.*, 1961; ARIRACHAKARAN *et al.*, 1989; TRALLERO *et al.*, 1997; TORRES-MONZÓN, 2006). Vale ressaltar que, em virtude das características próprias, os mapas de padrões de escoamento não são válidos necessariamente para outros tipos de casos. Na Figura 2.8 a seguir, está ilustrado um exemplo do mapa de fluxo apresentado por Torres-Monzón (2006).

2.4.3. Modelagem de escoamentos multifásicos

Diversas classificações são apresentadas na literatura para modelos de escoamento multifásicos. Paladino (2005) considera dois tipos de modelos: o Homogêneo e o Não-Homogêneo, diferenciados pela quantidade de campos de velocidade resolvidos para as fases presentes, e nas diferentes abordagens adotadas para resolvê-los, Figura 2.9.

O modelo Homogêneo considera apenas um único campo de velocidade representativo da velocidade média da mistura multifásica. Esta hipótese é válida apenas para dispersões muito finas de partículas, nas quais, a fase dispersa é arrastada com a mesma velocidade que a fase contínua. O modelo Não-Homogêneo é ideal para resolver problemas de escoamento com superfície livre, considerando um campo de velocidades para cada fase, porém, as fases não são totalmente separadas, como por exemplo, o escoamento onde a fase gasosa é arrastada para o interior do líquido, formando um escoamento de bolhas nessa região. Contudo, nesses casos, cuidados devem ser tomados com os termos de transferência de quantidade de movimento interfacial, cuja modelagem neste tipo de situação não é trivial (PALADINO, 2005).

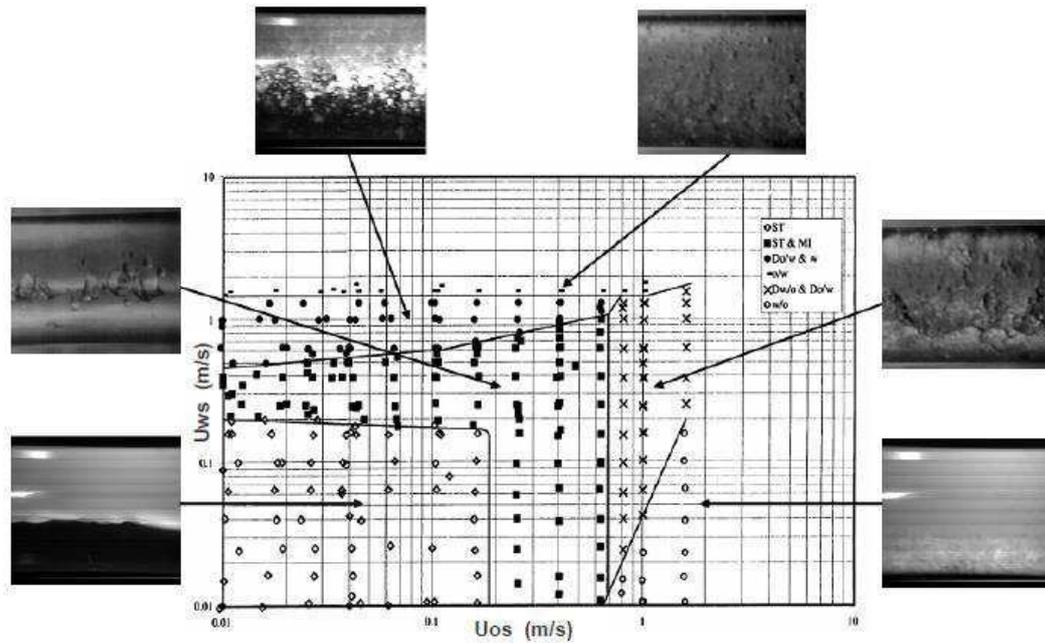


Figura 2. 8 - Mapa de fluxo do trabalho experimental de Torres-Monzón (2006).

(Fonte: Torres-Monzón, 2006)

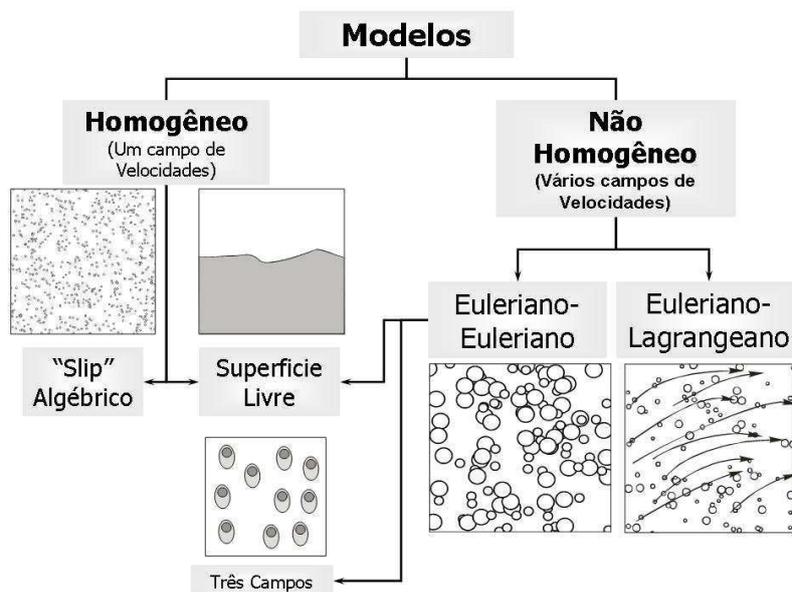


Figura 2. 9 - Classificação de modelos para escoamentos multifásicos

(Fonte: Paladino, 2005).

Inerente ao modelo não-homogêneo existem duas abordagens: Euleriana-Euleriana e Euleriana-Lagrangiana, sendo que todas elas consideram velocidades

diferentes para as fases envolvidas no problema, no entanto, tratam diferentemente as fases dispersas.

2.4.3.1. Abordagem Euleriana-Lagrangeana

Na abordagem Euleriana-Lagrangeana, a fase líquida é tratada como contínua e resolvida através das equações de Navier-Stokes nas médias temporais; a fase dispersa é resolvida através do acompanhamento da trajetória de um grande número de partículas através do campo de escoamento contínuo, ou seja, para cada partícula resolve-se uma equação da conservação da quantidade de movimento em um sistema de referência que se movimenta com a partícula. O acompanhamento das partículas é realizado através da formação de um conjunto de equações diferenciais ordinárias no tempo, para cada partícula, e levam em consideração a posição, velocidade, temperatura e massa das mesmas (TAVARES, 2012).

A abordagem Euleriana-Lagrangeana resolve um sistema de equações de conservação (massa, quantidade de movimento, energia, etc.) para a fase contínua e, com os campos de velocidades desta fase, são calculados as forças exercidas sobre as partículas dispersas (bolhas, gotas ou partículas sólidas). A partir das equações são calculadas as trajetórias destas partículas. A principal limitação deste modelo é que este é restrito a escoamentos dispersos e, com baixas frações volumétricas das fases dispersas, já que serão necessárias tantas equações quanto o número de partículas presentes no domínio (PALADINO, 2005).

2.4.3.2. Abordagem Euleriana-Euleriana

A abordagem Euleriana-Euleriana caracteriza-se por considerar as diferentes fases do sistema como contínuas e interpenetrantes. Uma vez que o volume de uma fase não pode ser ocupado pela outra, surge o conceito de fração volumétrica das fases. As frações volumétricas são consideradas como funções contínuas no espaço e no tempo cuja soma é igual a 1. Forma-se então um conjunto de equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, para cada uma das fases (SANTOS, 2010).

De acordo com Paladino (2005), esta metodologia é a abordagem mais utilizada para resolução de problemas de escoamento multifásico na atualidade. É adequada para escoamentos onde as fases estão misturadas e as velocidades relativas entre elas são

consideráveis. A dedução matemática deste modelo é baseada num enfoque Euleriano-Euleriano da mistura bifásica, onde as fases, mesmo as dispersas, são consideradas como meios contínuos.

Em termos gerais, neste tipo de abordagem, cada fase é considerada um meio contínuo onde é atribuído um campo de velocidade, campo de pressão, campo de temperatura, etc., que são acoplados pelos métodos de transferência na interface utilizados no problema.

2.4.3.3. Equações governantes

De acordo com Andrade (2013), 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.

Abaixo, são descritas as equações governantes para escoamento multifásico, utilizadas pelo Ansys CFX 15.0[®].

- Equação da conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (2.2)$$

- Equação da quantidade de movimento

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = & -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \{f_\alpha \mu_\alpha [\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T]\} + \\ & + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha) + \vec{S}_{M\alpha} + \vec{M}_\alpha \end{aligned} \quad (2.3)$$

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, $\Gamma_{\alpha\beta}$ corresponde à taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase β para a fase α e vice-versa, e o termo $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha)$ representa a transferência de momento induzida pela transferência de massa na interface, onde os sub-índices α e β correspondem às fases

envolvidas, no escoamento multifásico. O termo \vec{M}_α descreve a força interfacial total por unidade de volume da fase α devido à interação com a fase β , representando o somatório de todas as forças atuantes, sendo expressa da seguinte forma:

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (2.4)$$

No modelo não-homogêneo, cada fase vai possuir seu próprio campo de velocidades, tendo assim um campo de solução para cada uma em separado, e a interação entre os fluidos irá ocorrer através dos termos de transferência interfacial. De acordo com Andrade (2013), os fenômenos de transferência interfacial como: transferência de quantidade de movimento, 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 $A_{\alpha\beta}$. O *software* Ansys CFX 15.0[®] disponibiliza três modelos de transferência interfacial: modelo de partícula, mistura e superfície livre.

Para o **modelo de partícula**, assume-se que uma fase é contínua e a outra dispersa ou polidispersa. Considerando que a fase β está presente como partículas esféricas de diâmetro médio d_β , tem-se que a área superficial por unidade de volume pode ser definida como:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_\beta}{d_\beta} \quad (2.5)$$

onde f_β é a fração volumétrica da fase β .

Os coeficientes de transferência interfacial adimensional podem ser correlacionados em termos do $Re_{\alpha\beta}$ (número de Reynolds das partículas) e $Pr_{\alpha\beta}$ (número de Prandtl do fluido). Assim estes podem ser definidos usando o diâmetro médio da partícula e as propriedades da fase contínua, como segue:

$$Re_\alpha = \frac{\rho_\alpha |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha|}{\mu_\alpha} \quad (2.6)$$

$$\text{Pr}_\alpha = \frac{\mu_\alpha C_{p\alpha}}{\lambda_\alpha} \quad (2.7)$$

onde, ρ_α , μ_α , $C_{p\alpha}$, λ_α , \vec{U}_α são massa específica, viscosidade, capacidade calorífica específica, condutividade térmica e velocidade da fase α , enquanto \vec{U}_β é a velocidade da fase β .

No **modelo de mistura**, todas as fases são tratadas simetricamente. Esse modelo é aplicado a sistemas com duas ou mais fases, sendo as fases tratadas como contínuas. Segundo Santos (2010), 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.

A área superficial por unidade de volume é calculada da seguinte forma:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_\alpha f_\beta}{d_{\alpha\beta}} \quad (2.8)$$

onde, $d_{\alpha\beta}$ é a escala de comprimento interfacial que deve ser especificada.

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

$$\text{Re}_{\alpha\beta} = \frac{\rho_{\alpha\beta} |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| d_{\alpha\beta}}{\mu_{\alpha\beta}} \quad (2.9)$$

$$\text{Pr}_{\alpha\beta} = \frac{\mu_{\alpha\beta} C_{p\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (2.10)$$

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

$$\rho_{\alpha\beta} = f_\alpha \rho_\alpha + f_\beta \rho_\beta \quad (2.11)$$

$$\mu_{\alpha\beta} = f_\alpha \mu_\alpha + f_\beta \mu_\beta \quad (2.12)$$

O **modelo de superfície livre** tenta solucionar a interface entre os dois fluidos. Segundo Andrade (2013), como as fases estão em contato uma com as outras, existe trocas de informações entre elas, por esta superfície, e representa a interação entre diversas fases presentes, sendo isto o ponto crucial dos modelos de transferência interfacial. Quando há apenas duas fases na mistura, a Equação (2.13) é utilizada no cálculo da densidade interfacial:

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla f_{\alpha}| \quad (2.13)$$

Quando há mais de duas fases presentes no escoamento, esta equação é generalizada para:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{2|\nabla f_{\alpha}||\nabla f_{\beta}|}{|\nabla f_{\alpha}| + |\nabla f_{\beta}|} \quad (2.14)$$

- **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, esta idealização é conhecida como hipótese de Boussinesq.

Segundo Tavares (2012), neste tipo de modelo, duas equações de transporte são modeladas separadamente e resolvidas para o comprimento turbulento e a escala de tempo ou para quaisquer duas combinações linearmente independentes delas. As duas equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k (dimensões L^2T^2), e a taxa de dissipação turbulenta, ε (dimensões L^2T^{-3}), são:

$$\frac{\partial(\rho_{\alpha}f_{\alpha}k_{\alpha})}{\partial t} + \nabla \bullet \left\{ f_{\alpha} \left[\rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} k_{\alpha} - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k} \right) \nabla k_{\alpha} \right] \right\} = f_{\alpha} (G_{\alpha} - \rho_{\alpha} \varepsilon_{\alpha}) \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\alpha}f_{\alpha}\varepsilon_{\alpha})}{\partial t} + \nabla \bullet \left\{ f_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} \varepsilon_{\alpha} - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon_{\alpha} \right\} = f_{\alpha} \frac{\varepsilon_{\alpha}}{k_{\alpha}} (C_1 G_{\alpha} - C_2 \rho_{\alpha} \varepsilon_{\alpha}) \quad (2.16)$$

onde G_{α} é a geração de energia cinética turbulenta no interior da fase α , C_1 e C_2 são constantes empíricas, respectivamente iguais a 1,44 e 1,92; σ_k e σ_{ε} também são constantes com valores iguais a 1,0 e 1,3, respectivamente. Ainda nesta equação, ε_{α} corresponde à taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase α e k_{α} a energia cinética turbulenta para a fase α , respectivamente, definidas como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{c_\mu q_\alpha^3}{l_\alpha} \quad (2.17)$$

$$k_\alpha = \frac{q_\alpha^2}{2} \quad (2.18)$$

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

$$c_\mu = 4c_\alpha^2 \quad (2.19)$$

onde c_α também é uma constante empírica.

A variável μ é a viscosidade dinâmica da fase α e $\mu_{t\alpha}$ corresponde à viscosidade turbulenta, definida por:

$$\mu_{t\alpha} = c_\mu \rho_\alpha \frac{k_\alpha^2}{\varepsilon_\alpha} \quad (2.20)$$

onde $C_\mu = 0,09$.

2.4.3.4. Equações constitutivas: Forças interfaciais

É na interface entre duas fases que surgem diferentes forças atuantes, responsáveis pela transferência de quantidade de movimento interfacial. A influência de cada uma dessas forças de interface sobre o escoamento depende diretamente do problema em estudo.

De forma geral, a abordagem Euleriana-Euleriana requer equações constitutivas para as forças de interface. Equações constitutivas ou equações de fechamento são as correlações que expressam as tensões viscosas e turbulentas, e os termos de transferência de interface em função de variáveis de cálculo (fração volumétrica, pressão, velocidade, etc.) e propriedades dos fluidos (SANTOS, 2010).

Generalizando a Equação (2.4), o termo $\vec{M}_{\alpha\beta}$ pode ser expresso como:

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = \vec{M}_{\alpha\beta}^D + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{Lub} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} + \vec{M}_{\alpha\beta}^S \quad (2.21)$$

onde os índices D, L, Lub, VM, TD e S representam a força de arraste (*drag force*), força *lift* (*lift force*), força de lubrificação da parede (*wall lubrication force*), força de massa virtual (*virtual mass force*), força de dispersão turbulenta (*turbulence dispersion force*) e força de pressão do sólido (*solids pressure force*), respectivamente.

Devido à natureza do problema de escoamento multifásico, algumas forças como a de arrasto são responsáveis pela maior parcela da transferência de quantidade de movimento interfacial, principalmente em escoamento dispersos, como relata Paladino (2005). Outras forças como a de massa virtual, que aparece devido à aceleração relativa de uma parcela de massa da fase contínua que é arrastada pela fase dispersa adquirindo sua velocidade, não influenciam diretamente nos escoamentos do tipo bifásico água-óleo pesado, já que as acelerações relativas entre as fases são normalmente pequenas.

Voltando a atenção à força de arrasto, esta pode ser expressa como um coeficiente de arrasto (ANDRADE, 2013), como na Equação (2.22) a seguir:

$$C_D = \frac{|\vec{D}_{\alpha\beta}|}{\frac{1}{2}\rho_\alpha |\vec{U}_\alpha - \vec{U}_\beta|^2 A_{\alpha\beta}} \quad (2.22)$$

onde ρ é a densidade do fluido, $(\vec{U}_\alpha - \vec{U}_\beta)$ é a velocidade relativa, $|\vec{D}_{\alpha\beta}|$ é a magnitude da força de arraste total exercida pela fase β sobre a fase α por unidade de volume, que é calculada da seguinte forma:

$$\vec{D}_{\alpha\beta} = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (2.23)$$

sendo $A_{\alpha\beta}$ a área projetada do corpo na direção ao escoamento.

2.5. Core annular flow

2.5.1. Fundamentos

O padrão de escoamento anular líquido-líquido com alta razão de viscosidades representa uma alternativa para a elevação e o transporte de óleos pesados e ultraviscosos. A técnica baseia-se na experiência acumulada no transporte de fluidos altamente viscosos por injeção de pequenas quantidades de água, de tal forma a criar

uma adequada lubrificação do óleo e estabelecer um padrão de escoamento anular líquido-líquido, Figura 2.10, chamado *core-flow* ou *core annular flow* (CAF).

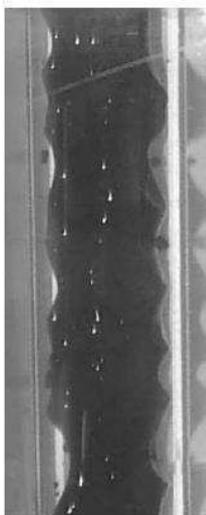


Figura 2. 10 - Escoamento vertical anular de água e óleo pesado.

(Fonte: Bannwart, 2001).

A capacidade de transportar óleo viscoso através de “lubrificação com água” foi mencionado pela primeira vez através da patente #759374 de Issacs e Speed em 1904 nos Estados Unidos. Mais tarde em 1968, Kiel da Exxon patenteou um processo CAF para o bombeamento de óleos pesados e água, utilizando uma emulsão de óleo cercada por água, para fraturar formações subterrâneas para aumentar a produção de petróleo e gás. Apenas em 1970 foi construído um oleoduto industrial em grande escala, pertencente à Shell, próximo a Bakersfield na Califórnia, para o transporte de óleo pesado lubrificado com água, tendo 38 km de comprimento e 15 cm de diâmetro. Por mais de 10 anos óleo pesado foi produzido a uma taxa de 24.000 bpd. Em outra região do planeta, mais especificamente na região de Orinoco na Venezuela, um oleoduto com 55 km de extensão foi utilizado para transportar óleo ultraviscoso (1,5 Pa.s), sendo toda a linha instrumentada para se estudar cuidadosamente a capacidade desta técnica (BENSAKHRIA *et al.*, 2004; GUEVARA *et al.*, 1990).

Desde a segunda metade do século passado aos dias atuais, vários pesquisadores têm se esforçado em estudos teóricos e práticos sobre a eficiência deste processo (JOSEPH *et al.*, 1997; VARA, 2001; BANNWART, 2001; BENSAKHRIA *et al.*, 2004).

Segundo Joseph *et al.* (1997), há uma forte tendência para que dois fluidos imiscíveis se organizem de modo que o componente de baixa viscosidade se encontre na região de alta tensão de cisalhamento; tais escoamentos são encontrados na natureza e ainda são estáveis.

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004), o CAF é um regime de escoamento particular, em que a fase óleo está presente no centro, enquanto a água escoia próximo à superfície da parede do tubo. Uma característica agradável desse tipo de escoamento é que a queda de pressão é próxima do escoamento monofásico de água, Figura 2.11, e não depende apenas da viscosidade do óleo pesado.

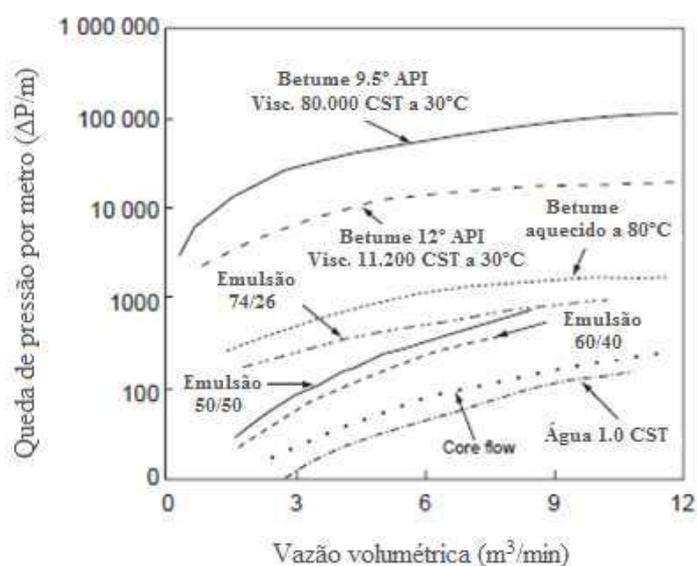


Figura 2. 11 - Queda de pressão para diferentes tipos de escoamento

(Fonte: Adaptado de Guevara *et al.*, 1997).

Apartir das análises do padrão *core-flow* em experimentos gerais, Bannwart (2001) considera que a fase presente no núcleo deve ser muito mais espessa do que aquela presente na região anular. A fração de entrada do fluido lubrificante deve ser da ordem de 20% para que mantenha o escoamento contínuo da fase presente no núcleo e ao mesmo tempo evite que toque a parede do tubo. Se torna necessário na aplicação do *core-flow* um sistema que facilite a injeção de água em um escoamento de óleo pesado e alguns autores propõem configurações de “bicos” injetores de água para lubrificação do núcleo de óleo, Figura 2.12.

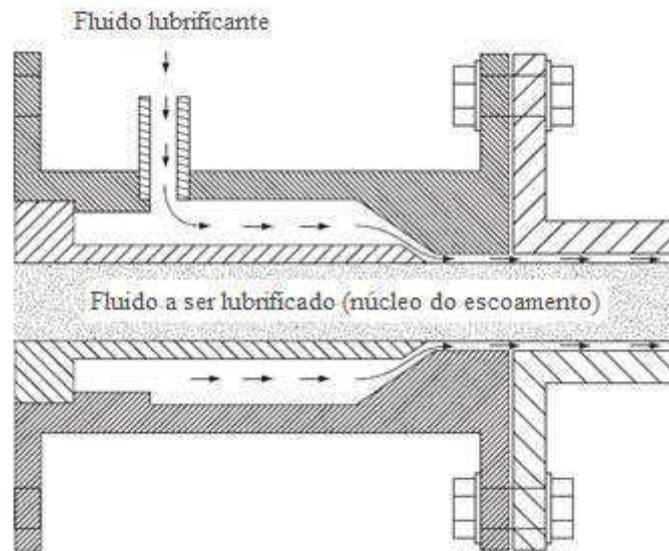


Figura 2. 12 - Sistema de injeção de água utilizado no trabalho de Bensakhria (2004)

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

Joseph *et al.* (1984) utilizaram a teoria da estabilidade hidrodinâmica e concluíram que o desenvolvimento do *core-flow* referente a fluidos com densidades iguais, em escoamento laminar, é estável quando o fluido mais viscoso escoar no núcleo e ocupa a maior parte da secção transversal do duto. Este critério pode ainda ser estendido para o fluxo turbulento em cada fase, utilizando a viscosidade efetiva, desde que a fração volumétrica do núcleo seja maior que a do fluido escoando na região anular.

Brauner e Moalem Maron (1998) propuseram uma classificação para *core-flow* em fluxo horizontal baseado no número de Eötvos (adimensional) definido como:

$$Eo = \frac{\Delta\rho g D^2}{8\sigma} \quad (2.24)$$

onde, σ é a tensão interfacial entre os dois líquidos. Para um número de Eötvos muito maior que a unidade, o fluxo tenderá a estratificar, enquanto números baixos de Eötvos favorecerá o padrão *core-flow*.

Bannwart (1999a) derivou a forma teórica da interface no escoamento *core-flow* totalmente desenvolvido e mostrou que os efeitos capilares podem ser da mesma ordem da força de empuxo que age sobre o núcleo. Posteriormente, o mesmo autor conseguiu

incluir o efeito do fluxo periférico na região anular e mostrar que a estabilização do *core-flow* poderia ser possível quando:

$$\frac{\pi\Delta\rho g D^2 \varphi}{4\sigma} < 8 \quad (2.25)$$

onde φ é fração volumétrica do núcleo de óleo.

O padrão de escoamento *core-flow* é perdido quando a fração de entrada referente ao óleo for muito alta, desse modo, um anel fino de fluido lubrificante não pode ser mantido, sendo disperso como gotas na fase mais espessa, que se agarra na parede, causando uma grande queda de pressão. Esse fenômeno foi encontrado primeiro por Charles *et al.* (1961), onde, para os sistemas água-óleo, foi observado uma transição do *core-flow* para uma dispersão de gotas de água em óleo em altas taxas de fluxo de óleo, para todas as taxas de fluxo de água testadas.

Para Bannwart (2001), o padrão *core-flow* tenderá a ocorrer em um tubo quando os dois fluidos possuírem viscosidades muito diferentes, mas densidades relativamente próximas. Esta situação é muitas vezes satisfeita por óleos pesados, bruto ou refinado, cuja viscosidade é maior do que 102 mPa.s e densidade próxima da água.

Vara (2001) cita que o problema da estabilidade hidrodinâmica do *core-flow* nada mais é que a determinação das condições (velocidade, propriedades dos fluidos, fração de água) para as quais uma configuração estável pode ser mantida. O estudo da instabilidade da interface óleo/água foi feito primeiro por Ooms (1972), que considerou dois fatores:

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

A natureza da estabilidade de ocorrência do *core-flow* pode ser explicado através de dois modelos que relacionam as forças hidrodinâmicas causadas pelas ondulações: o modelo de lubrificação e o modelo de levitação (*lift*), Figura 2.13.

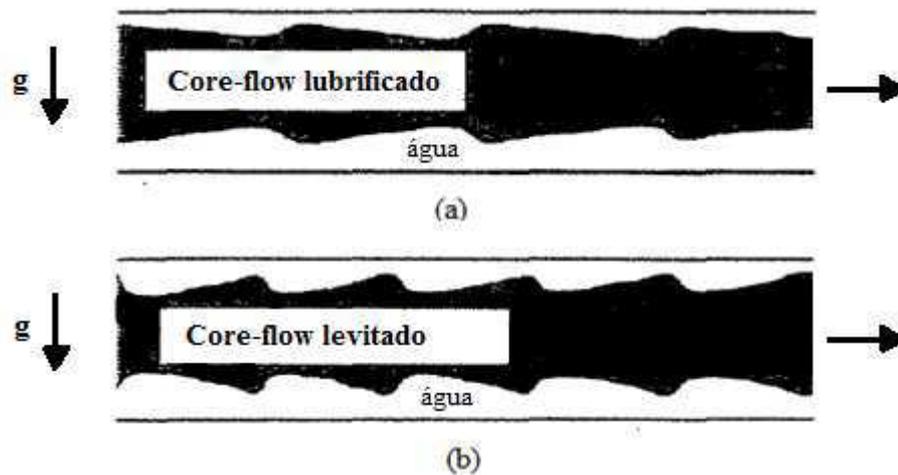


Figura 2. 13 - Modelos dos mecanismos hidrodinâmicos do *core-flow*: (a) Modelo de lubrificação, (b) Modelo de levitação. (Fonte: Adaptado de Vara, 2001).

Ooms *et al.* (1984) e Oliemans (1986) desenvolveram em conjunto um modelo de lubrificação hidrodinâmica no qual se propõe que o movimento do núcleo ondulado com respeito à parede da tubulação gera distribuição de pressão na região anular, as quais exercem forças na direção vertical, contrabalanceando as forças de empuxo sobre o núcleo de óleo. A presença das ondas parece ser fundamental para a lubrificação do núcleo, também foi visto que ondas de amplitude nula podem fazer com que o núcleo de óleo alcance a parede do tubo.

O modelo de levitação (*lift*) desenvolvido por D. Joseph e seu grupo na Universidade de Minnesota, explica que os mecanismos inerciais (os mesmos que regem a levitação de um aerofólio), também são os responsáveis pela estrutura do escoamento anular, onde a altas velocidades, o núcleo de óleo pode literalmente “voar” entre o anel de água (VARA, 2001).

Um dos problemas operacionais do *core-flow* relaciona-se à aderência do óleo sobre a superfície da tubulação, podendo causar perda de eficiência no processo. À medida que o óleo se acumula em pontos das paredes do tubo, existe uma tendência de aumento da perda de carga, chegando algumas vezes até ao bloqueio total da secção transversal da tubulação.

Ribeiro (1994) sugere em seu trabalho, o revestimento interno da tubulação com cimento *portland*; enquanto que Santos (2003) sugere a adição de metassilicato de sódio

na fase aquosa que diminui significativamente a aderência do óleo em superfícies metálicas.

Uma forma de solucionar esse problema de adesão do óleo é a utilização de materiais hidrofílicos e/ou oleofóbicos como revestimento interno das tubulações. O estudo da molhabilidade de superfícies por água e óleo podem ser feitas através da medida de ângulo de contato, que reflete a afinidade relativa entre a superfície sólida e as duas fases fluidas imiscíveis. A Figura 2.14 descreve a diferença entre uma superfície hidrofílica/oleofóbica e outra hidrofóbica/oleofílica de acordo com ângulo de contato. Quanto menor for o ângulo de contato mais molhável pela água será a superfície sólida, então mais estável será o filme lubrificante de água estabelecido no transporte de óleo pesado pelo método *core-flow* (SILVA, 2003).

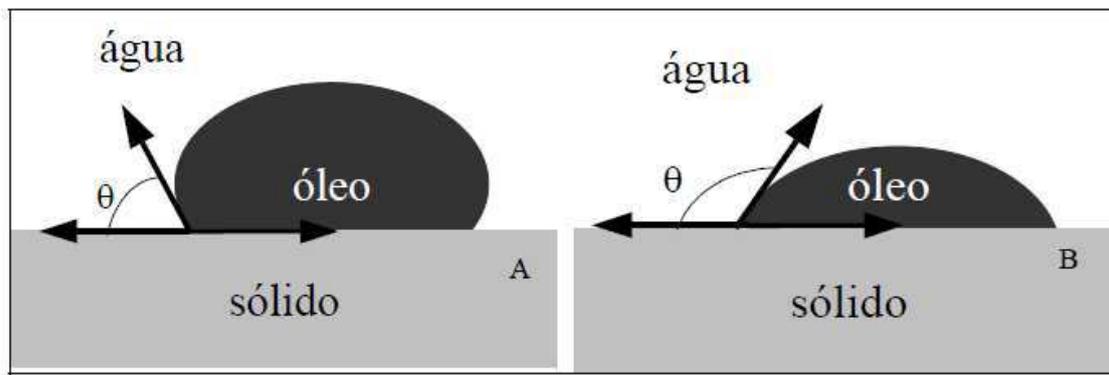


Figura 2. 14 - Superfície (a) hidrofílica/oleofóbica ($\theta < 90^\circ$) e (b) hidrofóbica/oleofílica ($\theta > 90^\circ$). (Fonte: Silva, 2003)

Joseph *et al.* (1984) estudaram a estabilidade do padrão anular de dois fluidos imiscíveis de diferentes viscosidades e densidades iguais através de um tubo sob um dado gradiente de pressão. O princípio de dissipação viscosa, o qual postula que o valor da dissipação de que o fluido menos viscoso envolve o fluido mais viscoso. Os autores demonstraram que o fluxo é estável quando o fluido mais viscoso se encontra no centro, dependendo da razão do raio R_1/R . Outra observação sugeriu que a tensão interfacial é um fator estabilizador, também se notou que a configuração *core annular flow* é estável quando o fluido mais viscoso é localizado no núcleo e ocupa a maior parte da tubulação, Figura 2.15.

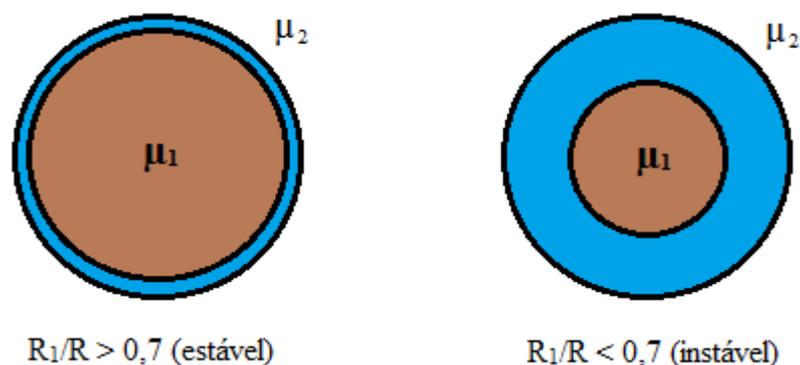


Figura 2. 15 - Arranjos de estabilidade do *core-flow*. (Fonte: Adaptado de Vara, 2001).

2.5.2. Sub-padrões do *core-flow*

Arney *et al.* (1993) através de estudos teóricos e experimentais sobre as frações volumétricas (*holdups*) e fator de fricção no escoamento *core-flow*, foram os primeiros a desenvolverem a teoria conhecida por padrão *core-flow* perfeito (PCAF), baseada no escoamento de um núcleo de óleo altamente viscoso concêntrico e cilíndrico circundado por um filme de água escoando em regime laminar.

Joseph e Renardy (1993) apresentaram mapas de fluxo para o escoamento óleo-água vertical ascendente/descendente e horizontal, onde foram observados os seguintes padrões: bolhas de óleo em água, dispersão de óleo em água, intermitente, anular ondulado (*bamboo waves*) e anular ondulado perturbado, conforme Figuras 2.16 e 2.17.

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004), o PCAF parece ser um escoamento muito raro e só pode existir apenas para densidades iguais dos fluidos. Entretanto, o escoamento *wave core annular flow* (WCAF), ou *core-flow* ondulado, pode ser observado em situação real. De fato, para fluidos com densidades diferentes uma força de empuxo criará um movimento radial do núcleo de óleo. Se não for aplicada nenhuma força para contrabalancear o empuxo, o efeito flutuante vai empurrar o núcleo para a parede superior do tubo.

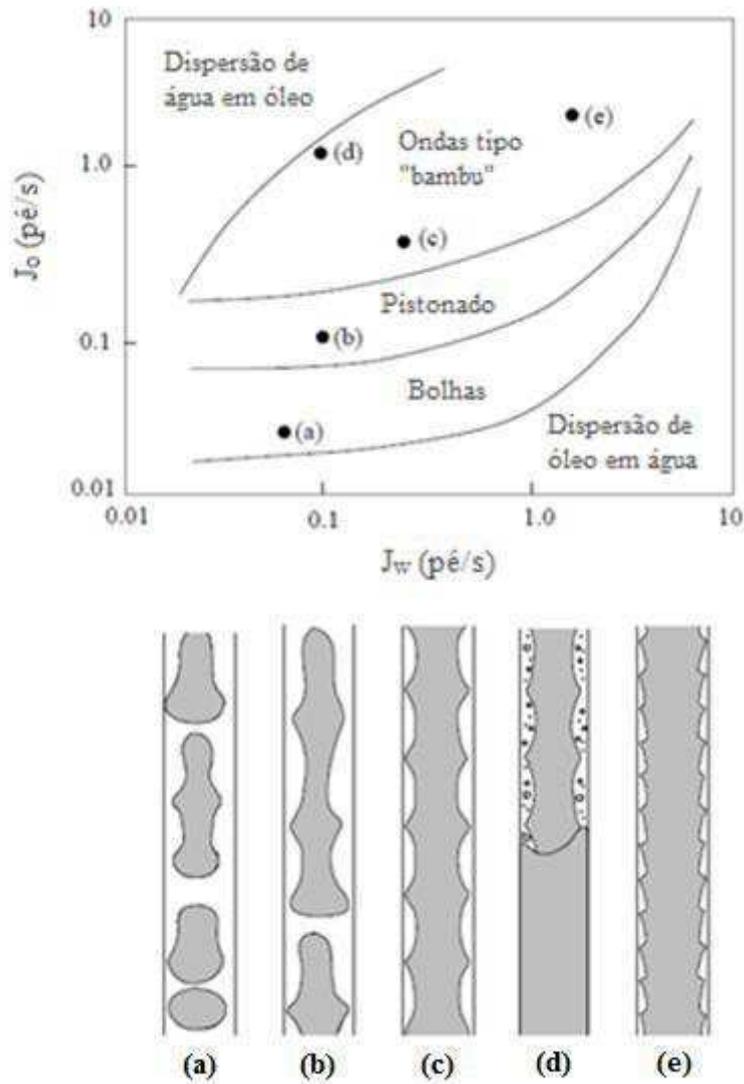


Figura 2. 16 - Mapa de fluxo para escoamento bifásico vertical ascendente de óleo e água em um duto circular. (Fonte: Joseph e Renardy, 1993).

2.5.3. Perda de carga no escoamento *core-flow*

Russel e Charles (1959a) propuseram uma análise simples da queda de pressão num fluxo horizontal assumindo escoamento laminar, assimétrico, plenamente desenvolvido com uma interface circular suave, onde existe uma ótima relação de vazões volumétricas de entrada de água e óleo Q_2/Q_1 para a ocorrência do *core-flow* obtendo uma menor queda de pressão possível no escoamento, desde que, $\mu_2 \ll \mu_1$ e $\rho_2 \cong \rho_1$.

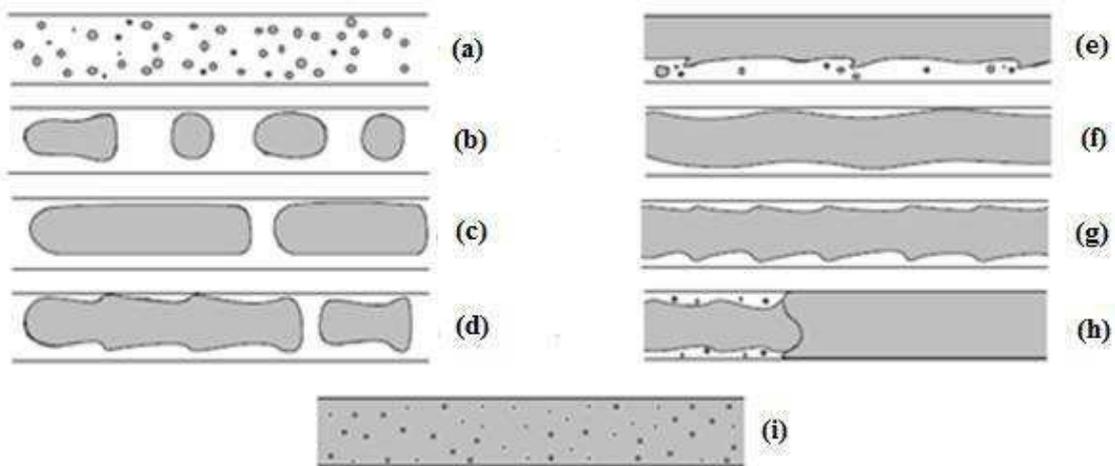
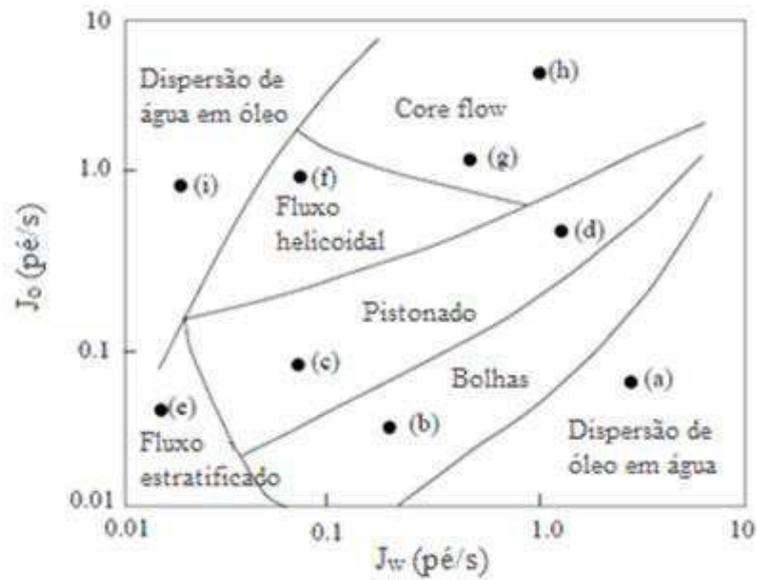


Figura 2. 17 - Mapa de fluxo para escoamento bifásico horizontal de óleo e água em duto circular. (Fonte: Joseph e Renardy, 1993).

Ooms *et al.* (1984) criaram um modelo mais sofisticado, com base na teoria da lubrificação, que leva em conta a ondulação na interface, mas assume que os parâmetros de onda são conhecidos a priori.

Para Bannwart (2001), a queda de pressão, ΔP , para o caso do escoamento *core-flow* horizontal laminar-laminar totalmente desenvolvido com interface lisa, pode ser expresso como:

$$\Delta P = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 \left[1 - \left(1 - \frac{\mu_2}{\mu_1} \right) \varphi^2 \right]} \cong \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \varphi^2)} \quad (2.26)$$

a aproximação na Equação (2.26) é válida para $\mu_2/\mu_1 \ll Q_2/Q_1$. A fração volumétrica do núcleo de óleo, φ , pode ser calculada através da equação abaixo:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{J_2}{J_1} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{\mu_2 J_1}{\mu_1 J_2}} \right]} \quad (2.27)$$

onde os termos J_1 e J_2 referem-se às velocidades superficiais de óleo e água, respectivamente.

De acordo com o autor, deve-se levar em conta na expressão do gradiente de pressão três fenômenos que não são considerados na teoria PCAF: turbulência no escoamento anular, interface de ondulação e propriedades da parede.

Em contraste com o escoamento horizontal, onde a força de empuxo causa uma excentricidade no núcleo de óleo, no escoamento vertical esta força favorece a estabilização do fluxo devido ter a mesma direção do escoamento. Bannwart (2001) ainda cita um modelo para o gradiente de pressão por atrito referente ao PCAF de dois fluidos newtonianos e imiscíveis escoando dentro de um tubo vertical, em uma configuração concêntrica com uma interface circular suave. Ele é expresso como segue:

$$\Delta P_f = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 [1 - \varphi^2 (1 - m)]} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g \varphi (1 - \varphi) [1 - \varphi (1 - m)]}{[1 - \varphi^2 (1 - m)]} \cong \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \varphi)^2} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g \varphi (1 - \varphi)}{(1 + \varphi)} \quad (2.28)$$

onde, $m = \mu_2 / \mu_1$.

Bensakhria *et al.* (2004), propuseram um modelo para calcular a queda de pressão linear referente ao PCAF bem centralizado, levando em consideração os raios do núcleo de óleo (R_o) e da tubulação (R), além das viscosidades das fases presentes e da vazão volumétrica total do escoamento, descrito na Equação (2.29), a seguir:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{Q}{\frac{\pi}{8} \left[\frac{R^4}{\mu_A} + R_o^4 \left(\frac{1}{\mu_o} - \frac{1}{\mu_A} \right) \right]} \quad (2.29)$$

Para o caso de óleo pesado onde a relação de viscosidades entre os dois fluidos se torna grande, o termo $\frac{1}{\mu_o}$ se torna muito pequeno, logo,

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu_A \cdot Q}{\frac{\pi}{8} [R^4 - R_o^4]} \quad (2.30)$$

Vale ressaltar que a equação (2.30) é aplicada quando tem-se um fluxo lubrificado e bem centralizado, além disso, o número máximo de Reynolds da mistura deve ser em torno de 1500 para que se possa assumir escoamento laminar.

Guevara *et al.* (1990) testaram o método em um circuito fechado de 203 m de comprimento e verificaram a estabilidade do *core-flow* para viscosidades de óleo de até 110 Pa.s. Além disso desenvolveram um procedimento de reinicialização do processo após uma parada de 167 horas. O autores observaram também que para cada vazão de óleo injetada, havia uma vazão de injeção de água ótima que minimizava o gradiente de pressão.

De acordo com Oliemans (1986), o melhor padrão de escoamento óleo-água que possibilita a menor potência de bombeamento por unidade de massa de óleo, é o padrão *core-flow*, com o óleo altamente viscoso escoando no centro e a água formando um anel junto à parede do tubo. Os experimentos mostraram que a queda de pressão é da mesma ordem do que a esperada para o escoamento monofásico da água, considerando a mesma vazão mássica da mistura.

Prada e Bannwart (1999) propuseram uma alternativa para a produção de óleo pesado chamada de “*core-flow lift*”. Segundo os autores está técnica baseia-se na formação de um padrão de escoamento anular óleo-água, a qual pode ser induzida pela injeção lateral de pequenas quantidades de água, a fim de obter uma lubrificação do núcleo de óleo ao longo da cadeia de produção aumentando significativamente a produtividade do poço uma vez que diminui as perdas de carga por atrito, sem a necessidade de adição de calor e sem o uso de agentes químicos ou diluentes. Pode ser

aplicada tanto em campos *offshore* ou *onshore*, e em poços horizontais e verticais. Os componentes básicos utilizados para a técnica *core-flow lift* são: sistema de injeção de água, bico injetor, uma bomba de óleo no fundo do poço e um sistema de separação de superfície que permita reutilizar a água injetada, podendo essa ser a mesma da produção. Nas experiências realizadas pelos autores em uma seção de testes onde se utilizou um tubo vertical de aço galvanizado com 2,75 cm de diâmetro, óleo com 17,6 Pa.s e 963 kg/m³ e água em temperatura ambiente (25°C aprox.), a queda de pressão devido ao atrito foi reduzida de 700-2000 vezes, enquanto o gradiente de pressão total foi reduzido de 45-150 vezes.

2.6. Simulação numérica

Em se tratando de análise e solução de problemas de engenharia, várias técnicas podem ser utilizadas para encontrar uma solução eficiente e adequada a cada tipo de situação. Três métodos de análises podem ser empregados:

- Métodos Analíticos;
- Métodos Experimentais;
- Métodos Numéricos

Os dois primeiros são comumente os mais utilizados sendo aperfeiçoados desde os princípios da ciência moderna até os dias atuais, já o último, advém desde a criação das máquinas computacionais digitais eletrônicas, a partir da segunda metade do século XX, sendo bastante difundido atualmente como um método eficaz na solução de problemas complexos, impossíveis de serem resolvidos analiticamente ou reproduzidos em escala real em laboratório. Segundo Maliska (2004), suas principais diferenças são explanadas a seguir.

Os métodos analíticos são aplicáveis apenas a problemas cujas hipóteses simplificadoras requeridas os desviam demasiadamente do fenômeno físico real. Além disso, são aplicados, normalmente a geometrias e condições de contorno simples. No entanto, uma de suas principais vantagens está em ser usado na validação de casos limites de modelos numéricos e auxiliar no desenvolvimento de métodos numéricos mais robustos.

Apesar de tratar com a realidade do problema já que os outros métodos (analíticos e numéricos) são teóricos, o método experimental possui como desvantagens

a questão de segurança na realização de alguns experimentos, além do custo de toda operação e da dificuldade em reproduzir algumas condições reais, como por exemplo: os escoamentos supersônicos e até mesmo atividades em reatores nucleares.

Em contrapartida a esses dois casos anteriores, o uso de métodos numéricos cresce vigorosamente em virtude dos grandes avanços na área computacional, mais especificamente a de processamento. Tais técnicas, são utilizadas em problemas diversos que apresentam em seus modelos matemáticos equações diferenciais parciais de comportamento não-linear, impossíveis de serem resolvidas analiticamente. São vários os campos de aplicação: análise estrutural em componentes sujeitos aos diversos tipos de tensões; injeção de compósitos termoplásticos em moldes; aerodinâmica em carenagens de automóveis, aviões e em pás de torres eólicas; análise de combustão interna em motores de ciclo Otto ou Diesel; atividades nucleares em reatores; dispersão de poluentes; aplicação em meteorologia, através de simulação de processos atmosféricos; escoamentos mono ou multifásicos encontrados nos diversos ramos da indústria; bem como em simulações de processos eletromagnéticos, ventilação, refrigeração, conforto ambiental, etc.

Maliska (2004) trata ainda dos principais erros que podem estar presentes na solução numérica: o primeiro, refere-se aos erros propriamente ditos, resultado da má solução das equações diferenciais, enquanto o segundo estão os erros resultantes do uso de equações diferenciais que não representam corretamente o fenômeno em questão. Para detecção de supostos erros faz-se uso de validações numéricas (os resultados são comparados com soluções analíticas e até mesmo numéricas) e validação física (comparação dos resultados numéricos com os experimentais).

2.6.1. Métodos numéricos

Os principais métodos numéricos para solução numérica de equações diferenciais são os métodos de Elementos Finitos, Volumes Finitos e Diferenças Finitas.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) implica em uma divisão do domínio que se pretende analisar, em subdomínios, designados por elementos que se ligam entre si em pontos chamados nós. Assim, as soluções são formuladas para cada elemento e em seguida são combinadas para obter a solução para o domínio completo (ALVES, 2007). Cotidianamente, o Método dos Elementos Finitos é bastante utilizado na área

estrutural onde encontramos problemas de elasticidade em geometrias complexas, sendo comum o uso de malhas não-estruturadas do tipo triangular.

O Método de Diferenças Finitas (MDF) é usado como uma abordagem alternativa para obter a aproximação da solução de uma equação diferencial parcial. A ideia básica deste método é transformar a resolução de uma equação diferencial em um sistema de equações algébricas, substituindo as derivadas por diferenças (RUGGIERO, 1996). A ferramenta básica no cálculo das aproximações das derivadas é a fórmula de Taylor (FRANCO, 2006). É bastante usado na área de mecânica dos fluidos com problemas altamente não-lineares por envolverem as equações de Navier-Stokes que governam os mais variados tipos de escoamentos, podendo ser aplicado a qualquer tipo de malha.

O Método dos Volumes Finitos (MVF) é definido como a integração no espaço e no tempo da equação diferencial na forma conservativa em um dos volumes de controle (PATANKAR, 1980). O método utiliza a equação diferencial na sua forma integral e para isto, torna-se necessário a discretização do domínio do problema estudado. Assim, divide-se o domínio em um número finito e contínuo de volumes de controle, em cada um destes deve ser aplicada a equação de conservação.

Vale ressaltar aqui a diferença dos métodos de Diferenças Finitas e Volumes Finitos, onde no primeiro se faz uma substituição do operador diferencial em um operador numérico correspondente, já no segundo se realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar até que se obtenha uma equação aproximada. Logo, tanto o método de Diferenças Finitas bem como o de Elementos Finitos não trabalha com volumes de controle e sim apenas com os pontos da malha (MALISKA, 2004).

2.6.2. Fluidodinâmica computacional

Define-se fluido como uma substância capaz de escoar quando sujeito a uma força externa. O conceito de fluidodinâmica está ligado ao estudo dos fluidos em movimento sujeito a diversos tipos de forças. Como exemplo, tem-se os escoamentos externos situados ao redor de superfícies e os escoamentos internos presentes em tubulações, como o transporte de óleo pesado em oleodutos, tema de estudo deste trabalho.

Em se tratando de escoamentos multifásicos, é na interface entre as fases contínuas, ou entre uma fase contínua e outra dispersa que ocorrem as transferências de massa, energia e quantidade de movimento. A modelagem matemática destes processos se torna algo complexo e a solução analítica quase impossível devido às não-linearidades das equações diferenciais parciais que governam tais escoamentos. Para sua solução se utilizam de métodos numéricos computacionais capazes de encontrar respostas aproximadas

A Fluidodinâmica Computacional (ou CFD – *Computational Fluid Dynamics*) trata-se de uma poderosa ferramenta na análise de problemas em sistemas que envolvem desde fluidos em escoamentos: como a análise de turbulência e aerodinâmica em geometrias diversas; bem como transferência de calor: difusão, convecção e radiação em superfícies; além de outros fenômenos associados com reações químicas, como por exemplo, a combustão interna em motores do ciclo Diesel e Otto. As técnicas de CFD baseiam-se no entendimento do comportamento físico do escoamento de fluidos em um volume de controle através de simulação computacional, que discretiza as equações parciais que descrevem o escoamento (equações de conservação da energia, massa e quantidade de movimento) utilizando uma geometria virtual ou malha computacional (FORTUNA, 2000; TAVARES, 2012)

De acordo com Veersteg e Malalasekera (2007), as etapas importantes do processo de simulação utilizando CFD são:

- Pré-processamento: definição da geometria ou domínio de estudo que se pretende trabalhar; geração da malha dividindo o domínio em pequenos subdomínios responsáveis por receber os cálculos referente às soluções das equações de conservação pelos métodos numéricos; e, a definição das propriedades do domínio de estudo (densidade, viscosidade, vazão volumétrica de cada fase, etc.), bem como as condições iniciais e de contorno do escoamento;
- Solver: nesta etapa as técnicas numéricas de solução são implementadas para resolver os problemas físicos do caso em estudo. Ocorre a transformação do sistema de equações diferenciais parciais em um sistema de equações algébricas que será resolvido por métodos numéricos, podendo ser diretos (Eliminação de

Gauss e Decomposição LU) ou iterativos (Método de Gauss Seidel, Método de Jacobi e Método das Sobre-Relaxações Sucessivas).

- Pós-processamento: aqui os dados encontrados através da etapa anterior são organizados e trabalhados através de gráficos, imagens, etc., para uma melhor interpretação dos resultados.

Existem vários *softwares* comerciais que utilizam a técnica de CFD: FLUENT, CFX, PHOENICS, etc. Nesta pesquisa será utilizado o pacote computacional Ansys CFX[®] 15.0.

O pacote computacional Ansys CFX[®] é um aplicativo bastante utilizado em análises de problemas diversos pertencente ao ramo da fluidodinâmica. Possui vários recursos de trabalho: o módulo ICEM CFD onde pode-se criar a geometria do problema que se deseja trabalhar e a definição de sua malha, que será o domínio de estudo; o módulo CFX, subdividido em dois submódulos (CFX-Pre e CFX-Solver) responsáveis pelas etapas de entrada de dados e processamento, e por último o módulo CFD Post onde se faz a interpretação e análise dos resultados. Na Figura 2.18, mostra-se as etapas diretas para uma simulação computacional com o Ansys CFX. A sua linguagem de programação baseia-se em FORTRAN e trabalha diretamente com a resolução de equações de conservação sobre a região de interesse (TAVARES, 2012).

2.6.3. Geração de malha computacional

Uma malha computacional é constituída por linhas e pontos. Os pontos são considerados onde essas linhas se interceptam e servem de orientação para o cálculo de propriedades físicas baseado num modelo matemático. Uma malha computacional nada mais é que uma representação ou a “discretização” do plano físico utilizado na simulação numérica (DEL FRARI, 2009).

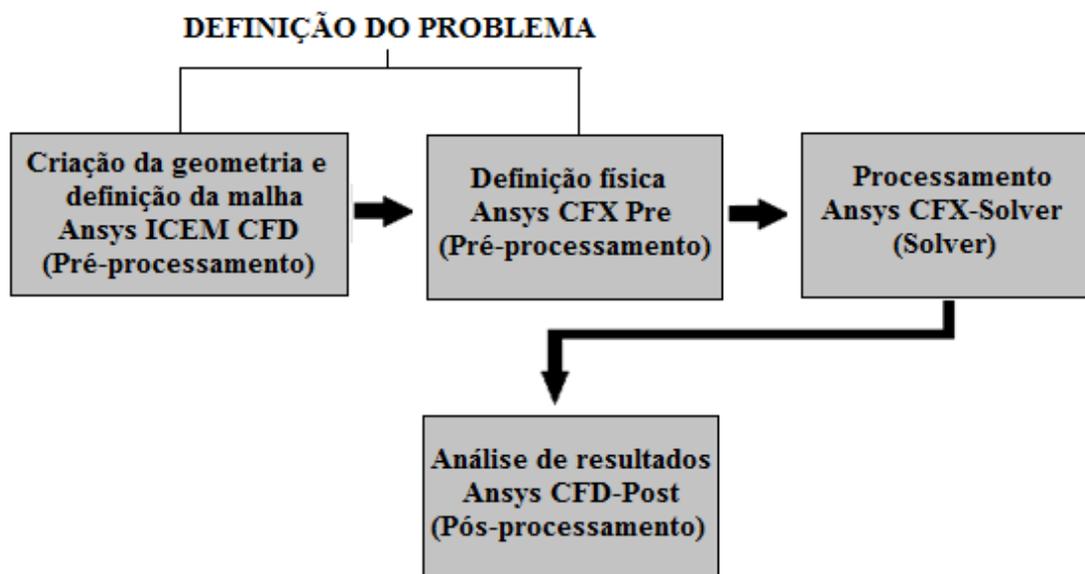


Figura 2. 18 - Etapas diretas da simulação computacional utilizando o Ansys CFX.

Segundo Maliska (2004), os métodos para geração de malha são divididos em dois:

- Manual: desenha-se a geometria que se deseja discretizar numa folha de papel milimetrado, identificando as coordenadas de cada ponto formado pelas intersecções das linhas que representam a região da geometria. Essas coordenadas são informadas ao computador que automaticamente são lidas formando a malha computacional da geometria;
- Automáticos: são dois, os algébricos que empregam diferentes tipos de interpolação e são bastante versáteis e rápidos; e os diferenciais, assim chamados por empregarem equações diferenciais, são mais gerais, mas, em contrapartida, apresentam tempo de computação sensivelmente maior e uma maior elaboração matemática.

Bortoli (2000) classifica as malhas computacionais, Figura 2.19, em dois tipos: malhas estruturadas onde cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos e a numeração dos mesmos tem uma sequência natural, e a malha não-estruturada, quando tem-se o número de vizinhos variando de volume para volume, ficando difícil estabelecer uma regra de ordenação. Existe ainda outro tipo de

classificação, as malhas híbridas, que consiste na utilização simultânea de malhas estruturadas e não-estruturadas.

Com relação às malhas estruturadas, essas apresentam uma simples implementação requerendo menor capacidade de armazenamento, mais importante ainda é que nesse tipo de malha são geradas menos células do que em uma malha não-estruturada, entretanto, apresentam como desvantagem a flexibilidade em se ajustar em geometrias complexas. Malhas não-estruturadas se ajustam com grande facilidade a geometrias complexas, mas demanda uma capacidade de armazenamento bem maior.

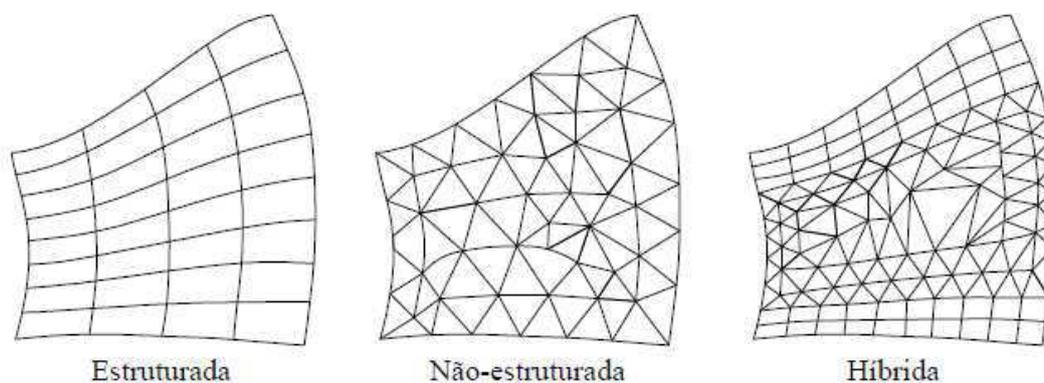


Figura 2. 19 - Tipos de malhas computacionais.

Fonte: Adaptado de Santos (2010).

A precisão da solução em um problema de CFD depende fortemente do número de elementos presentes na malha e como estes estão distribuídos. Em geral, a precisão da solução melhora com o aumento do número de elementos da malha, até que um certo limite seja atingido. Contudo, é necessário balancear a precisão da solução, através do refinamento da malha, com o custo computacional. A qualidade da malha possui um papel direto na qualidade da análise, sendo assim a geração da malha tem se tornado a etapa mais importante e que demanda mais tempo na análise em CFD (SANTOS, 2010).

2.7. Fluidodinâmica computacional e o escoamento *core-flow*

Pereira Filho *et al.* (2010) estudaram numericamente o escoamento multifásico não-isotérmico tipo *core-annular flow*, de óleos pesado e ultra-viscosos em *risers* submersos em forma de catenária utilizando o *software* CFX-10. A perda de carga encontrada no escoamento *core-flow* assemelha-se ao escoamento monofásico de água à mesma vazão da mistura. O fator de redução de pressão total obtido com o escoamento

core-flow foi de 6,24 vezes, enquanto o fator de redução de potência total obtido foi de 4,76 vezes.

Santos *et al.* (2010) estudaram numericamente o escoamento de óleos pesados em *risers* submersos, tipo catenária, empregando a técnica *core-flow*. Utilizou-se o *software* Ansys CFX[®] 11.0 com o modelo matemático que considera o modelo de superfície livre para descrever o escoamento água-óleo pesado. Nesta pesquisa foi considerado regime laminar para a fase óleo e turbulento para a fase água, sendo aplicado o modelo padrão de turbulência *k-ε*. Os resultados permitiram observar uma redução na perda de carga na catenária de 3,34 vezes com relação ao escoamento monofásico de óleo, que foi atribuído à presença de regiões de aderência ao longo da superfície da parede da catenária.

Andrade (2013) realizou um estudo numérico envolvendo o transporte de óleos pesados em dutos de diferentes geometrias, utilizando a técnica *core anular flow* com o auxílio do *software* Ansys CFX[®] 12.0. O modelo matemático utilizado considera o modelo de mistura para tratar o escoamento bifásico, onde se assume o regime laminar para a fase óleo pesado e turbulento para a fase água, adotando o modelo de turbulência *k-ε*. Os resultados evidenciaram a eficiência do padrão *core-flow* no transporte de óleos pesados em dutos retos horizontais e curvados. Foi observado ainda uma redução na perda de carga de 96% durante o escoamento bifásico quando comparado com o escoamento monofásico de óleo pesado. Os resultados mostraram ainda que há uma redução na perda de carga na tubulação com o aumento da velocidade de água no escoamento.

Kaushik *et al.* (2012) realizaram um estudo numérico para investigar o fluxo anular de água e óleo através de uma geometria que descreve uma contração súbita e uma expansão. Para a simulação computacional utilizou-se a técnica VOF. Foi observado uma natureza assimétrica da velocidade entre o plano radial igual ao obtido nos resultados experimentais; a característica de incrustação do óleo também foi analisado. O modelo prevê que a incrustação pode ser minimizada através do aumento da injeção de água ou do diâmetro do tubo.

Ghosh *et al.* (2011) analisaram o comportamento do fluxo anular água-óleo em curvas de retorno em forma de U, com 0,012 m de diâmetro. Os fluidos utilizados possuíam viscosidades iguais a 0,22 e 0,001 Pa.s para óleo e água, respectivamente.

Para geração da malha utilizou-se o *software* GAMBIT e os resultados numéricos foram obtidos com o *software* FLUENT 6.3.26. Observou-se que o núcleo de óleo pode incrustar-se na parede curva sob certas condições de funcionamento. Para uma dada combinação de velocidades superficiais houve um aumento da queda de pressão devido ao raio de curvatura, esses valores obtidos se aproximaram dos resultados de queda de pressão para o escoamento monofásico de óleo. Outro ponto encontrado refere-se a um valor específico do raio de curvatura para o qual a incrustação na curvatura aumenta abruptamente para um determinado diâmetro do tubo.

Ghosh *et al.* (2010) analisaram os resultados numéricos do escoamento *core-flow* descendente em um tubo vertical utilizando o *software* FLUENT 6.3.26. Os autores observaram que o gradiente de pressão por fricção tende a aumentar com o aumento das velocidades superficiais de óleo e água, sendo maior para o aumento na velocidade de óleo. A análise mostrou ainda que o modelo de CFD pode prever as características hidrodinâmicas do *core anular downflow* a um nível satisfatório.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

3.1. Domínio físico do problema e a geometria

O problema em estudo consiste na análise energética do escoamento bifásico água-óleo pesado tipo *core-flow*, em uma tubulação curvada, Figura 3.1, medindo aproximadamente 6 m de comprimento com 15 cm de diâmetro e com um raio de curvatura de 20 cm. Adotou-se regiões de entrada de óleo e água com diâmetros de 14 e 15 cm, respectivamente, mostradas em detalhe na Figura 3.2.

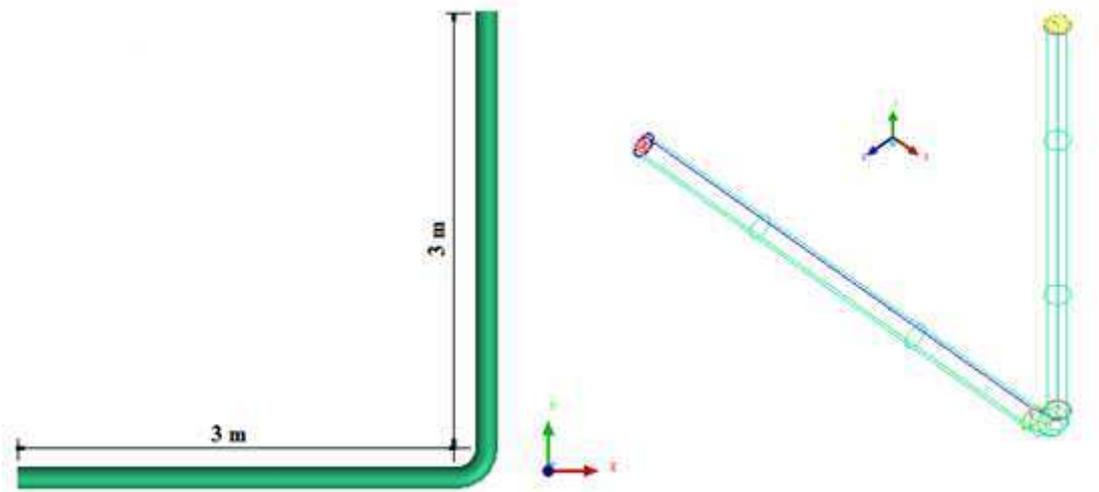


Figura 3. 1 - Vista frontal e *wireframe* da geometria utilizada no problema.



Figura 3. 2 - Detalhe das regiões de entrada de água e óleo, região de saída e curvatura do duto.

3.2. Domínio computacional e a malha numérica

O próprio *software* disponibiliza várias técnicas de confecção de uma malha computacional, ficando a cargo do operador escolher o método mais eficiente de acordo com o problema que se está trabalhando. Devido ao caso estudado possuir regiões curvadas, além de se ter um escoamento com mais de uma fase presente, onde irá haver regiões que precisam de uma maior densidade de pontos nodais para se obter resultados mais precisos, como na própria interface entre as fases, foi necessário utilizar uma blocagem por toda a geometria para que pudesse implementar uma malha estruturada e adequada ao problema. Detalhes dessa técnica são mostrados na Figura 3.3.

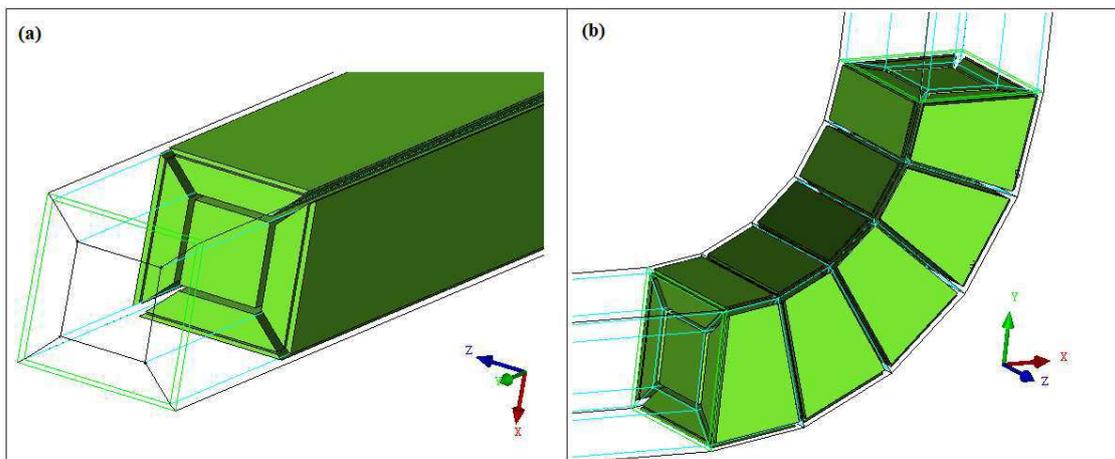


Figura 3. 3 - Detalhe da blocagem utilizada para geração da malha: (a) blocagem comum às regiões de entrada e saída do duto; (b) blocagem na região de curvatura

Foram necessárias algumas tentativas para que se pudesse obter uma razão ideal entre a quantidade de elementos da malha e o tempo de simulação computacional, visto que, a obtenção da malha que represente adequadamente o domínio de estudo tem um impacto significativo sobre a taxa de convergência (ou a falta de convergência), a precisão da solução, tempo de simulação requerido, etc., (TAVARES, 2012). Desse modo, chegou-se a malha descrita na Figura 3.4, os detalhes das regiões de entrada e saída do duto, bem como da região de curvatura estão melhor detalhados na Figura 3.5 (a), (b) e (c).

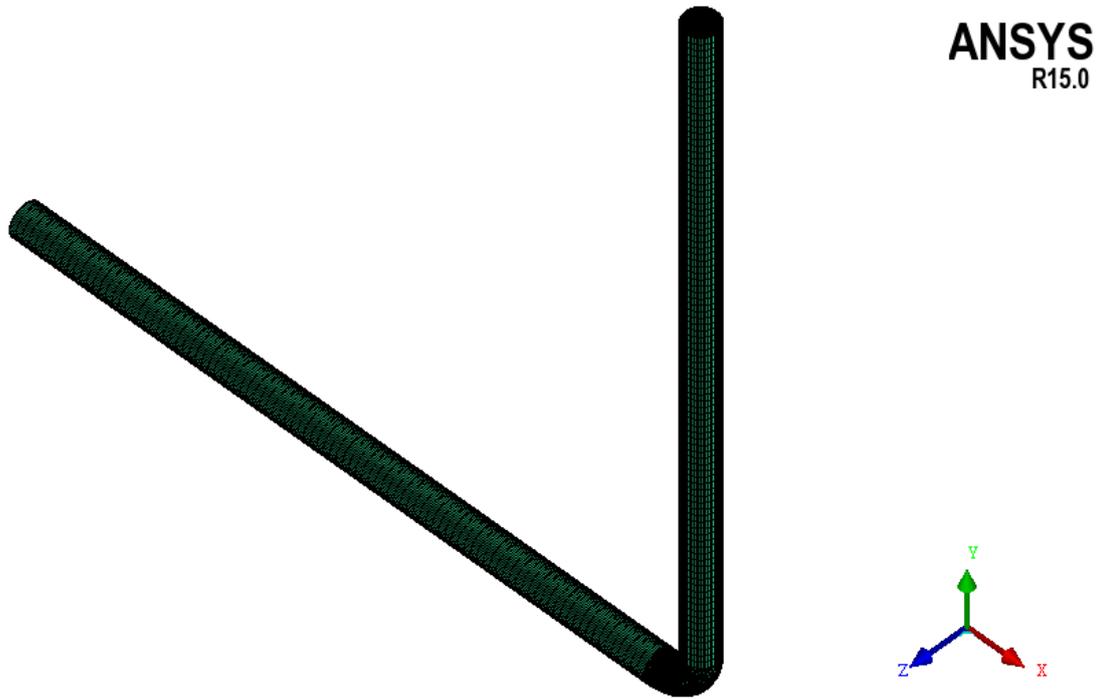


Figura 3. 4 - Visualização da malha gerada na geometria do duto curvado

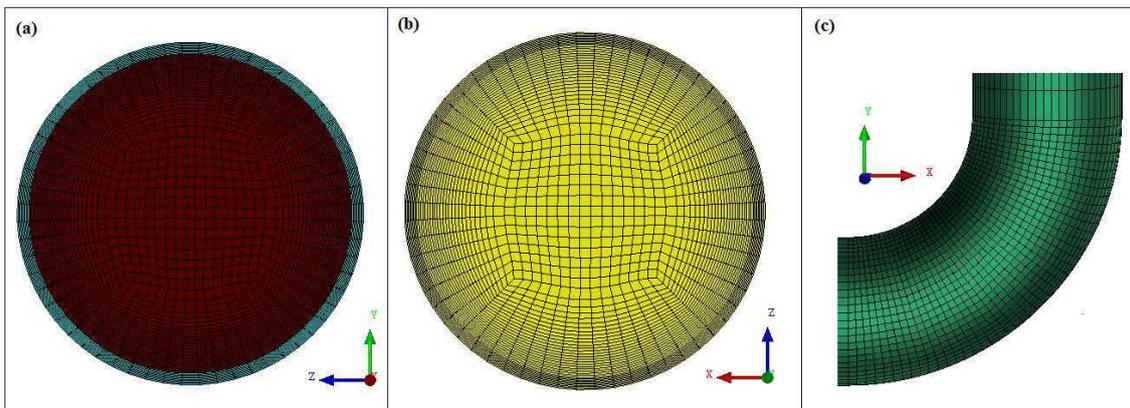


Figura 3. 5 - Malha computacional na (a) região de entrada de água e óleo; (b) região de saída e (c) região de curvatura

Na Figura 3.6 mostra-se o detalhe do refinamento da malha próximo à parede do duto, tornando-se justificável devido à necessidade de melhor captação das variações das propriedades físicas na interface entre as fases. São nas proximidades da parede e nas regiões de interface, onde os gradientes de velocidade são de maior relevância, todavia, a interface é a região do espaço onde as diferentes fases trocam informações, por exemplo, transferência de calor, massa e quantidade de movimento (ANDRADE, 2013; DEL FRARI, 2009).

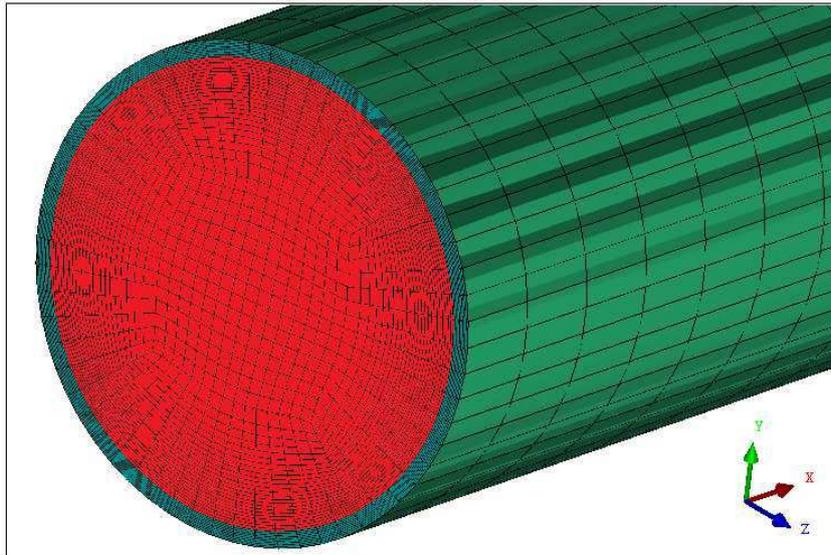


Figura 3. 6 - Detalhe do refinamento da malha próximo à parede do duto

A malha computacional foi gerada no Ansys ICEM CFD Release 15.0, obtendo um total de 554.805 elementos, sendo 535815 elementos hexaédricos e 18990 elementos quadriláteros.

Finalizado a etapa de criação da geometria e malha numérica, é gerado um arquivo a ser utilizado no Ansys CFX-Pre. Nele deve ser incluído as condições iniciais e de contorno do problema, as propriedades dos fluidos presentes e o modelo matemático que trata o escoamento multifásico, bem como do modelo de transferência interfacial entre as fases, que será tratado no item a seguir.

3.3. Modelagem matemática

3.3.1. O modelo

Ainda no módulo do Ansys CFX-Pre, são implementadas as principais considerações assumidas para os escoamentos monofásicos de água e óleo, e também do escoamento bifásico tipo *core-flow* (água-óleo pesado), em estado permanente ou transiente. Nesta pesquisa considerou-se:

- Escoamento de óleo laminar, enquanto o escoamento de água é turbulento, utilizando o modelo de turbulência $k-\varepsilon$;
- Fluidos são incompressíveis com propriedades físico-químicas constantes;
- O efeito da gravidade;

- Escoamento isotérmico para ambas as fases;
- Abordagem Euleriana-Euleriana com modelo de mistura para transferência interfacial;
- Força de arrasto como sendo a única força interfacial;
- 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;
- Escoamento sem reação química e o termo de transferência de massa interfacial negligenciado na equação de quantidade de movimento;

De acordo com as condições adotadas, as Equações (3.1) e (3.2), se reduzem, respectivamente a:

- Equação da conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha}\rho_{\alpha}) + \nabla(f_{\alpha}\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha}) = 0 \quad (3.1)$$

- Equação da conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha}\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha}) + \nabla \cdot [f_{\alpha}(\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha} \otimes \vec{U}_{\alpha})] = -f_{\alpha}\nabla p_{\alpha} + \nabla \cdot \left\{ f_{\alpha}\mu_{\alpha} [\nabla\vec{U}_{\alpha} + (\nabla\vec{U}_{\alpha})^T] \right\} + \vec{S}_{M\alpha} + \vec{M}_{\alpha} \quad (3.2)$$

O termo \vec{M}_{α} referente à força interfacial considerou apenas a força de arrasto, conforme descrita na Equação (2.23), onde utilizou-se um coeficiente de arrasto igual a 0,44. A equação da conservação da energia não é considerada neste estudo, devido ao escoamento ser isotérmico para ambas as fases, não havendo troca de calor entre as mesmas.

3.3.2. As condições iniciais e de contorno

As condições iniciais e de contorno aplicadas sobre as fronteiras do domínio para resolver as equações de conservação de massa e da quantidade de movimento são dadas a seguir:

- Inicialmente foi considerado que toda a tubulação estava preenchida com água, escoando com velocidade de entrada $U_A^x = 1\text{m/s}$;

- Nas fronteiras referentes à parede do duto foi considerado um valor de rugosidade correspondendo a $4,5 \times 10^{-5}$ m e a condição de não deslizamento, de tal forma que em:

$$r = R_e \Rightarrow \begin{cases} U_A^x = U_A^y = U_A^z = 0 \\ U_o^x = U_o^y = U_o^z = 0 \end{cases}$$

- Na seção de saída foi adotado uma pressão estática prescrita igual a 101325 Pa;
- As condições de contorno na seção de entrada foram adotadas de acordo com a natureza dos casos estudados, que será descrita no item 3.3.4.

3.3.3. Propriedades termofísicas dos fluidos

As propriedades dos fluidos presentes na simulação numérica do escoamento bifásico água-óleo pesado, empregando a técnica *core-flow* são apresentadas na Tabela 3.1 abaixo:

Tabela 3. 1 - Propriedades termofísicas dos fluidos presentes nas simulações

Propriedade físicas	Óleo pesado	Água
Massa específica (kg/m ³)	989	997
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	10	$8,89 \times 10^{-4}$
Tensão superficial (N.m ⁻¹)	0,072	

(Fonte: Andrade, 2013)

3.3.4. Casos estudados

Diante das condições impostas, define-se estudar 05 situações diferentes descritas a seguir:

- Simular o escoamento bifásico tipo *core-flow* de água e óleo pesado com injeção constante de entrada para as duas fases (Caso 1);
- Simular o escoamento bifásico tipo *core-flow* de água e óleo pesado com injeção decrescente de óleo pesado no tempo (Caso 2);
- Simular o desligamento e posterior repartida da bomba de água, mantendo a injeção de óleo contínua (Caso 3);

- d) Simular o desligamento e posterior repartida da bomba de óleo, mantendo a injeção de água contínua (Caso 4);
- e) Simular o escoamento monofásico de óleo como teste de validação (Caso 5).

Com relação à simulação numérica do problema em discussão, algumas considerações foram assumidas, como mostrado na Tabela 3.2 a seguir:

Tabela 3. 2 - Considerações adotadas para a resolução das equações governantes

Propriedades	Considerações
Tipo de escoamento	Bifásico (óleo-água), tridimensional, transiente, incompressível e isotérmico
Regime de fluxo	Turbulento (água)/Laminar (óleo)
Modelo de turbulência	$k-\varepsilon$
Modelo multifásico	Não-homogêneo
Modelo de transferência interfacial	Modelo de mistura
Força interfacial	Arraste
Esquema de interpolação para a pressão	Trilinear
Esquema de interpolação para a velocidade	Trilinear
Esquema de advecção	High Resolution
Critério de convergência para a massa	Resíduo médio quadrático (RMS) 10^{-7} kg/s

3.3.4.1. Simulação do escoamento bifásico tipo *core-flow* de água e óleo pesado com injeção constante de entrada para as duas fases (Caso 1)

Nesta seção, o objetivo é apresentar as condições de estudo para encontrar a vazão ideal de água, $\dot{m}_{água}$, para o qual a queda de pressão se torne a menor possível. Neste estudo, mantêm-se a injeção de óleo constante, variando a injeção de água na entrada em cada caso, como mostrado na Tabela 3.3 a seguir:

Tabela 3. 3 – Condições operacionais estudados com o Caso 1.

Caso	Região de entrada de água ($R_i < r < R_e$)	Região de entrada de óleo ($0 < r < R_i$)
1a	2 kg/s	15 kg/s
1b	3 kg/s	15 kg/s

1c	4 kg/s	15 kg/s
1d	5 kg/s	15 kg/s
1e	6 kg/s	15 kg/s
1f	7 kg/s	15 kg/s
1g	8 kg/s	15 kg/s

Para os casos acima, sendo todos escoamentos transientes, adotou-se um tempo total de processo de $t = 10$ s e passo de tempo $\Delta t = 0,05$ s, e ainda:

$$0 < r < R_i \Rightarrow \begin{cases} f_o = 1 \\ f_A = 0 \end{cases} \quad \text{e} \quad R_i < r < R_e \Rightarrow \begin{cases} f_o = 0 \\ f_A = 1 \end{cases}$$

onde, R_i é o raio referente a região de entrada de óleo, R_e é o raio referente a região de entrada de água e r é o raio de referência, para todos os casos.

3.3.4.2. Simulação do escoamento bifásico tipo *core-flow* de água e óleo pesado com injeção decrescente de óleo pesado no tempo (Caso 2)

Aqui, o intuito do problema foi analisar a influência da queda na vazão mássica de óleo na entrada, na estabilidade do escoamento *core-flow*, bem como, observar ainda a queda de pressão para os diferentes casos estudados. Dessa forma, utilizou-se uma função mássica decrescente para simular o comportamento da injeção de óleo em cada caso, com t_e variando com Δt ao longo da simulação, conforme Tabela 3.4.

Tabela 3. 4 – Condições operacionais estudados com o Caso 2

Caso	Região de entrada de água ($R_i < r < R_e$)	Região de entrada de óleo ($0 < r < R_i$)
2a	2 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)
2b	3 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)
2c	4 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)

2d	5 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)
2e	6 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)
2f	7 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)
2g	8 kg/s	$\dot{m}_o(t_e) = 15 - \frac{3t_e^2}{20}$ (kg/s)

Para os casos descritos na Tabela 3.4, sendo todos escoamentos transientes, adotou-se um tempo total de processo de $t = 10$ s e passo de tempo $\Delta t = 0,05$ s, e ainda:

$$0 < r < R_i \Rightarrow \begin{cases} f_o = 1 \\ f_A = 0 \end{cases} \quad \text{e} \quad R_i < r < R_e \Rightarrow \begin{cases} f_o = 0 \\ f_A = 1 \end{cases}$$

onde, R_i é o raio referente a região de entrada de óleo, R_e é o raio referente a região de entrada de água e r é o raio de referência, para todos os casos.

3.3.4.3. Simulação do desligamento e posterior repartida da bomba de água, mantendo a injeção de óleo contínua (Caso 3)

Nesta seção foi simulado um possível desligamento e em seguida uma repartida da bomba de água, mantendo constante durante todo o processo a injeção de óleo, conforme apresentado no trabalho de Andrade (2013). Nessa situação, as condições de contorno adotadas são:

- a) Na secção de entrada de óleo, foi adotado valores constantes para a componente da velocidade U_o^x e fração volumétrica de óleo f_o :

$$0 < r < R_i \Rightarrow \begin{cases} U_o^x = 1,0 \text{ m/s} \\ f_o = 1 \\ U_A^x = f_A = 0 \end{cases}$$

- b) Na seção anular referente à entrada de água foi adotado uma vazão mássica, \dot{m}_A , e uma fração volumétrica de água, f_A , constantes:

$$R_i < r < R_e \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_A = 4,0 \text{ kg/s} :: 0 \leq t \leq 10s \\ \dot{m}_A = 0 :: 10s < t < 20s \\ \dot{m}_A = 4,0 \text{ kg/s} :: 20s \leq t \leq 30s \\ f_A = 1 \\ U_O^x = f_O = 0 \end{cases}$$

O tempo total de processo foi de $t = 30$ s e o passo de tempo de $\Delta t = 0,05$ s para esta simulação.

3.3.4.4. Simulação do desligamento e posterior repartida da bomba de óleo, mantendo a injeção de água contínua (Caso 4).

Nesta análise reverte-se a situação anterior (Caso 3) e analisa-se o desligamento e repartida da bomba de óleo, mantendo constante a injeção de água. Nessa situação, as condições de contorno adotadas são:

- a) Na seção de entrada de óleo, foi adotado vazão mássica, \dot{m}_O , e fração volumétrica de óleo, f_O , constantes:

$$0 < r < R_i \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_O = 15 \text{ kg/s} :: 0 \leq t \leq 10s \\ \dot{m}_O = 0 :: 10s < t < 20s \\ \dot{m}_O = 15 \text{ kg/s} :: 20s \leq t \leq 30s \\ f_O = 1 \\ U_A^x = f_A = 0 \end{cases}$$

- b) Na seção anular referente à entrada de água, foi adotado valores prescritos para a componente de velocidade U_A^x e para fração volumétrica de água, f_A :

$$R_i < r < R_e \Rightarrow \begin{cases} U_A^x = 1,8 \text{ m/s} \\ f_A = 1 \\ U_O^x = f_O = 0 \end{cases}$$

Adotou-se também o tempo total de processo de $t = 30$ s e passo de tempo de $\Delta t = 0,05$ s para esta simulação.

3.3.4.5. Simulação do escoamento bifásico de óleo e água com características de escoamento monofásico de óleo (Validação da malha numérica e modelo matemático) (Caso 5)

O processo de validação da malha e modelo matemático consistiu em fazer uma comparação dos resultados obtidos de uma solução numérica com aqueles obtidos de uma solução analítica para o escoamento monofásico (FOX *et al.*, 2004). Para isso considerou-se um escoamento multifásico em regime de escoamento laminar, permanente e isotérmico de óleo com as seguintes condições de contorno:

- a) Na seção anular referente à entrada de água, foi adotado um valor prescrito para a componente de velocidade U_o^x igual a 0,00001 m/s e uma fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$:

$$R_i < r < R_e \Rightarrow \begin{cases} U_o^x = 0,00001 \text{ m/s} \\ f_o = 1 \\ U_A^x = f_A = 0 \end{cases}$$

- b) Na seção referente à entrada de óleo foi adotado um valor prescrito para a componente de velocidade U_A^x igual a 0,3 m/s e uma fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$:

$$0 < r < R_i \Rightarrow \begin{cases} U_o^x = 1,0 \text{ m/s} \\ f_o = 1 \\ U_A^x = f_A = 0 \end{cases}$$

- c) Na fronteira referente à parede da tubulação, foi adotado a condição de não-deslizamento e rugosidade da parede igual a $4,5 \times 10^{-5} \text{ m}$:

$$r = R_e \Rightarrow \begin{cases} U_A^x = U_A^y = U_A^z = 0 \\ U_o^x = U_o^y = U_o^z = 0 \end{cases}$$

- d) Na seção de saída da tubulação foi prescrita uma pressão estática constante $P_{est} = 101325 \text{ Pa}$.

As soluções analíticas para os perfis de velocidade e queda de pressão no escoamento completamente desenvolvido estão representadas pelas seguintes equações:

- Perfil de velocidade em escoamento laminar:

$$U_{oleo} = U_{m\acute{a}x} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]; \quad U_{m\acute{a}x} = 2.\bar{U} \quad (3.3)$$

- Equação da queda de pressão para o escoamento laminar:

$$\Delta P = 32 \frac{\mu.L.\bar{U}}{D^2} \quad (3.4)$$

onde $U_{m\acute{a}x}$, \bar{U} , μ , L e ΔP são velocidade máxima, velocidade média, viscosidade do fluido, comprimento e queda de pressão, respectivamente. Para o cálculo da velocidade média realizou-se um balanço da conservação da massa entre a seção de entrada do óleo e a seção interna do duto. Como o escoamento é laminar, o comprimento de entrada mínimo para que o escoamento seja completamente desenvolvido hidrodinamicamente é definido na Equação (3.5) (FOX *et al.*, 2004), o valor obtido para o caso em estudo foi de 0,037m :

$$L_{cd} = 0,06.Re.D \quad (3.5)$$

Para o cálculo da queda de pressão foram tomados dois pontos na região horizontal da geometria, conforme descrito na Figura 3.7. O primeiro ponto localiza-se a 0,037 m e o segundo a 1 m deste último. Analiticamente utilizou-se a Equação 4.2, já os resultados numéricos foram obtidos através do módulo CFD-Post do Ansys CFX® 15.0.

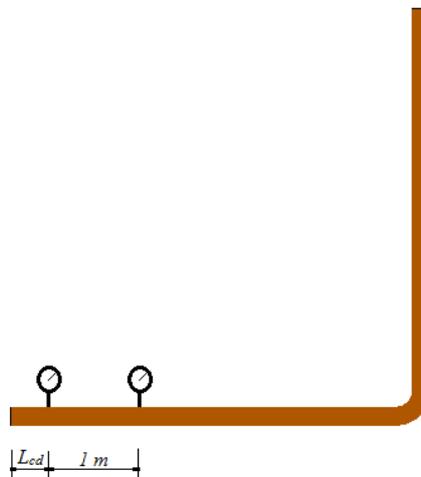


Figura 3. 7 - Pontos de referência para o cálculo da queda de pressão.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF) da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Federal de Campina Grande. Para as simulações dos casos estudados foram utilizados computadores Quad-Core Intel Dual Xeon Processor E5430, 2,66GHz, 8GB de memória RAM e memória física (HD) de 1 *Terabyte*.

Além de uma simulação para validação, outras simulações realizadas foram feitas considerando três situações físicas descritas a seguir:

- Caso 1: realizou-se a simulação do escoamento *core-flow* em regime transiente de água e óleo pesado, sendo a injeção contínua para as duas fases, durante um tempo de processo de 10 s;
- Caso 2: realizou-se a simulação do escoamento *core-flow* considerando o regime transiente e uma injeção contínua de água, tendo a injeção de óleo um comportamento decrescente em função do tempo, alcançando um valor nulo no final do processo. Utilizou-se o mesmo tempo de processo do Caso 1.
- Caso 3 e Caso 4: aqui foram realizados simulações de desligamento e repartida das bombas de água e óleo, num escoamento com padrão *core-flow*, referente a um tempo de processo igual a 30 s.

4.1. Validação da metodologia

Foram realizadas simulações para um escoamento monofásico de óleo nos regimes permanente, laminar e isotérmico. A partir dos perfis de velocidade e queda de pressão obtidos numericamente, avaliou-se a validade do modelo matemático proposto ao se comparar estes resultados com os obtidos pela solução analítica disponibilizada na literatura, por exemplo, Fox *et al.* (2004).

Para o escoamento monofásico de óleo, obteve-se um comprimento hidrodinâmico de entrada igual a 0,037 m, que foi a posição escolhida para o cálculo dos perfis de velocidade analítico e numérico, conforme Figura 4.1. Verifica-se uma boa

concordância entre os resultados, confirmando que o modelo matemático proposto é adequado ao problema em estudo.

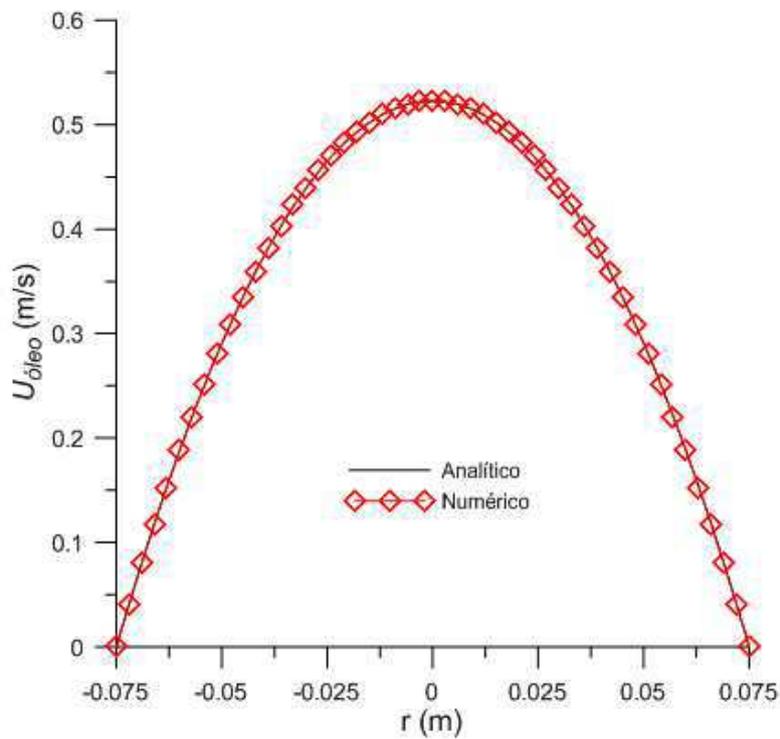


Figura 4. 1 - Comparação entre os perfis radiais de velocidade do óleo analítico e numérico em $x = 0,037$.

Através dos resultados da queda de pressão, Tabela 4.1, com um erro de comparação pequeno, corrobora-se a adequação do modelo matemático e malha numérica utilizados.

Tabela 4. 1 - Comparação dos resultados de queda de pressão analítico e numérico.

	ΔP (Pa)
Analítico	3716,74
Numérico	3734,96
Erro de 0,49%	

4.2 Casos estudados

4.2.1. Escoamento *core-flow* em dutos curvados – Injeção constante de água e óleo pesado

4.2.1.1. Queda de pressão no escoamento *core-flow* (vazão de injeção constante)

A principal vantagem do padrão *core annular flow* quando comparado aos outros regimes bifásicos água-óleo pesado, está em apresentar a menor queda de pressão durante o escoamento (BENSAKHRIA *et al.*, 2004). No entanto, para cada condição específica, e dependendo do tipo de geometria em análise, propriedades dos fluidos presentes e vazões de entrada definidas, se faz necessário encontrar uma condição ideal na qual a queda de pressão se torne mínima. Alguns autores sugerem definir uma velocidade de entrada de óleo constante e variar a velocidade de entrada de água na região anular, responsável pela formação do filme lubrificante (JOSEPH *et al.*, 1997; BANNWART, 2001; BENSAXHRIA *et al.*, 2004; ANDRADE, 2013). No presente estudo, utilizou-se fluxo mássico na entrada, desse modo, considerou-se a vazão mássica de óleo pesado constante no tempo e igual a 15 kg/s, variando em cada caso a vazão mássica de entrada de água.

A avaliação da queda de pressão foi feita tomando-se dois planos perpendiculares ao tubo: um na região horizontal (distante 0,5 m da entrada) e outro à jusante da curva (a 0,1 m antes da saída do tubo), como mostrado na Figura 4.2. O cálculo da média ponderada da pressão total em cada plano foi obtido usando o Ansys CFX[®] 15.0, este valor é calculado levando-se em consideração todos os elementos da malha, sem favorecer regiões de maior densidade de elementos ou pontos nodais da malha nesta seção (TAVARES, 2012).

Na Figura 4.3 e 4.4, encontram-se os resultados do comportamento da queda de pressão por fricção, ΔP_f , referentes aos casos da Tabela 3.3, e a queda de pressão por fricção máxima, $\Delta P_{f_{m\acute{a}x}}$, encontrada em cada simulação, respectivamente, onde se usou uma análise baseado nas vazões mássicas de entrada de água e óleo pesado.

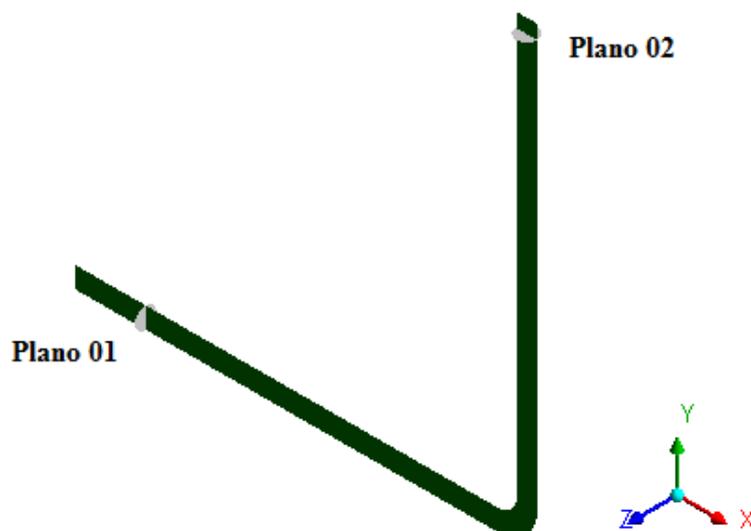


Figura 4. 2 - Planos de referência para tomadas de queda de pressão no escoamento *core-flow*.

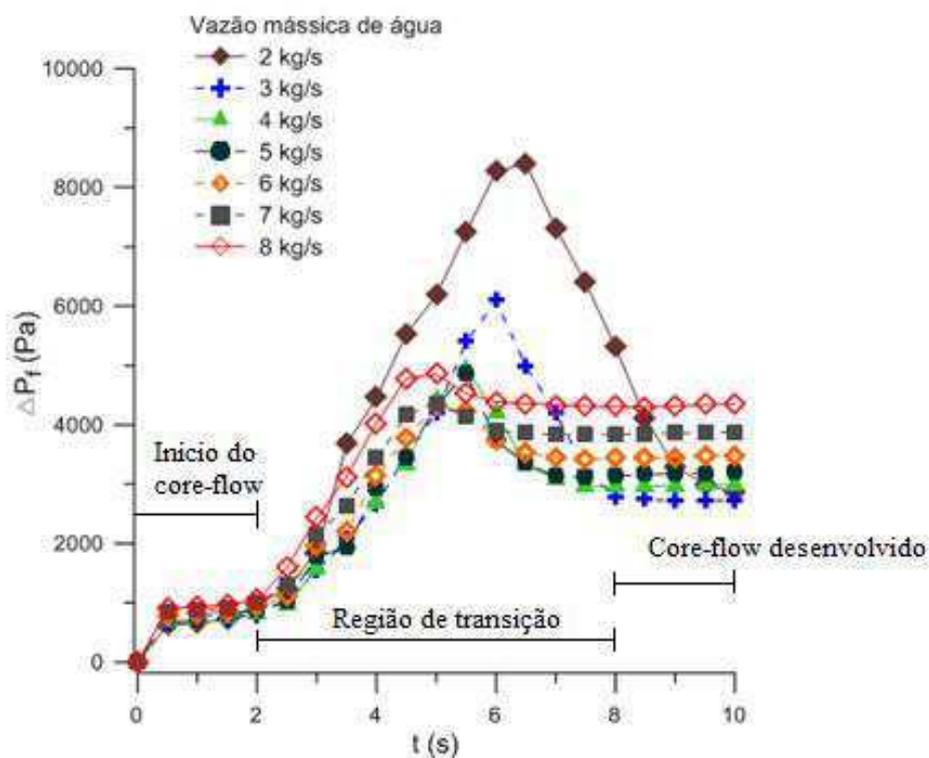


Figura 4. 3 - Comportamento da queda de pressão no tempo para os casos estudados ($\dot{m}_{oleo} = 15$ kg/s).

Na análise da Figura 4.3, que compara a queda de pressão no tempo em todos os casos estudados, percebe-se que as curvas possuem o mesmo comportamento:

inicialmente tendem a crescer no tempo, devido ao diferencial de pressão causado à medida que se injeta óleo pesado, sendo encontrados valores próximos a queda de pressão de um escoamento monofásico de água, até atingir um pico máximo de queda de pressão por fricção, $\Delta P_{f\text{máx}}$, exatamente na região de transição onde toda a tubulação está sendo completamente preenchida com as duas fases escoando no padrão *core-flow*. O que acontece a posterior é uma queda nesse diferencial em virtude de se ter o escoamento bifásico já desenvolvido e uniforme em toda a tubulação, responsável por diminuir a queda de pressão e estabilizar essa diferença ocorrida inicialmente. Quando se observa os Casos 1a ($\dot{m}_{\text{água}} = 2 \text{ kg/s}$) e 1b ($\dot{m}_{\text{água}} = 3 \text{ kg/s}$) nota-se um pico maior de queda de pressão por fricção, chegando a valores de $\Delta P_{f\text{máx}} = 8400,70 \text{ Pa}$ e $\Delta P_{f\text{máx}} = 6088,94 \text{ Pa}$, respectivamente, no entanto, após o intervalo de tempo $t = 6 \text{ s}$ em que a tubulação é preenchida completamente pelas duas fases, e ocorre a diminuição do diferencial ΔP_f , a queda de pressão alcança um valor menor no instante de tempo $t = 10 \text{ s}$ ($2860,6 \text{ Pa}$ e $2718,98 \text{ Pa}$) comparado aos outros casos. Apesar desse fato ocorrido, o que nos interessa é a máxima queda de pressão por fricção ocorrida, visto que esse valor é o primordial no dimensionamento e projeto de tais sistemas.

É possível observar na Figura 4.4, que os valores máximos de queda de pressão por fricção obtidos em cada caso, tendem a diminuir com o aumento da vazão mássica de água, chegando a um ponto ideal com valor de $\Delta P_{f\text{máx}} = 4307,73 \text{ Pa}$, no tempo $t = 5 \text{ s}$ para uma vazão mássica de água igual a 6 kg/s (Caso 1e). A queda de pressão começa a aumentar em função da injeção de entrada de água no escoamento a partir deste ponto: $\Delta P_{f\text{máx}}$ igual a $4349,42 \text{ Pa}$ e $\Delta P_{f\text{máx}}$ igual a $4850,04 \text{ Pa}$, para vazões mássicas de água iguais a 7 kg/s e 8 kg/s , respectivamente, não permanecendo constante como apresentado nos resultados de Andrade (2013). Desse modo pode-se dizer que o Caso 1e ($\dot{m}_{\text{água}} = 6 \text{ kg/s}$) apresentou o menor pico de queda de pressão por fricção no escoamento em comparação aos outros casos estudados, sendo então analisado a partir de agora seus resultados hidrodinâmicos e energéticos.

4.2.1.2. Comparação da queda de pressão entre o escoamento *core-flow* (Caso 1e) e os escoamentos monofásicos de óleo e água.

Para os casos monofásicos de óleo e água usou-se a vazão mássica total referente ao Caso 1e ($\dot{m}_{\text{total}} = 21 \text{ kg/s}$) a fim de se comparar os resultados obtidos de queda de

pressão por fricção. Na Figura 4.5 percebe-se uma grande diferença entre os resultados da perda de carga para o caso monofásico de óleo em comparação ao obtido na técnica *core-flow* (Caso 1e) e o monofásico de água. A alta perda de carga no escoamento de óleo deve-se a sua alta viscosidade dinâmica ($\mu_{\text{óleo}} = 10 \text{ Pa}\cdot\text{s}$) que corresponde a aproximadamente 11.250 vezes a viscosidade dinâmica da água ($\mu_{\text{água}} = 8,89 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$), desse modo, o valor obtido de perda de carga para o escoamento *core-flow* ($\Delta P_{\text{fmáx}} = 4307,7 \text{ Pa}$) representa uma diminuição de 95,4% na perda de carga quando comparado ao escoamento monofásico de óleo ($\Delta P_{\text{fmáx}} = 93687,7 \text{ Pa}$), e um aumento de aproximadamente 8,1 vezes quando se compara ao apresentado no escoamento monofásico de água ($\Delta P_{\text{fmáx}} = 530,88 \text{ Pa}$).

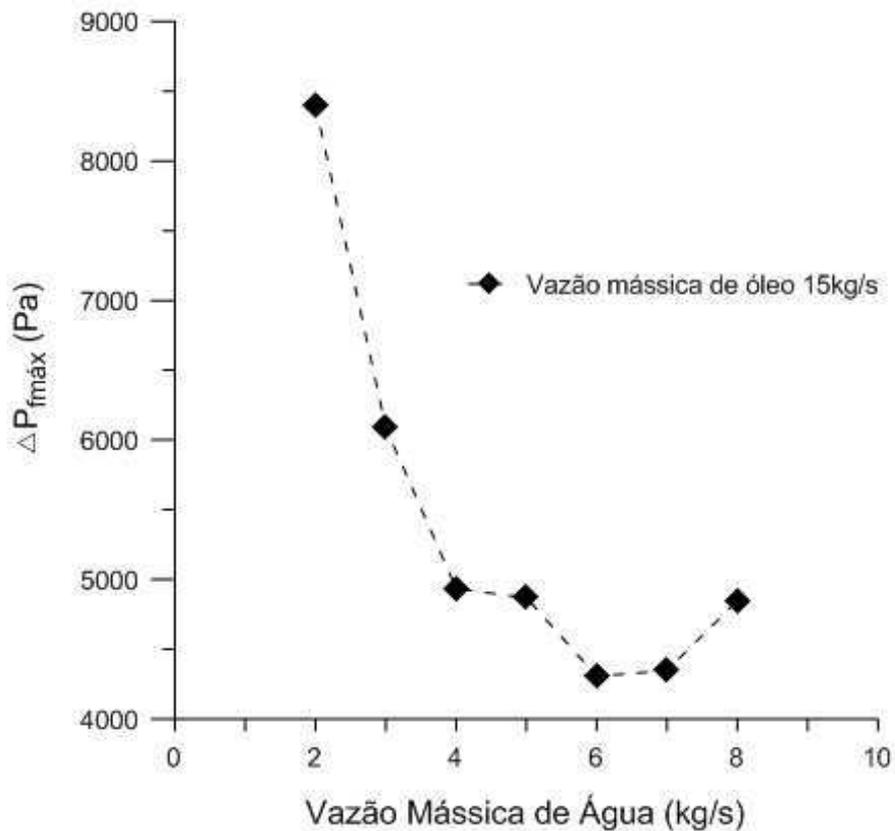


Figura 4. 4 - Queda de pressão no escoamento *core-flow* em função da vazão mássica de água (Caso 1)

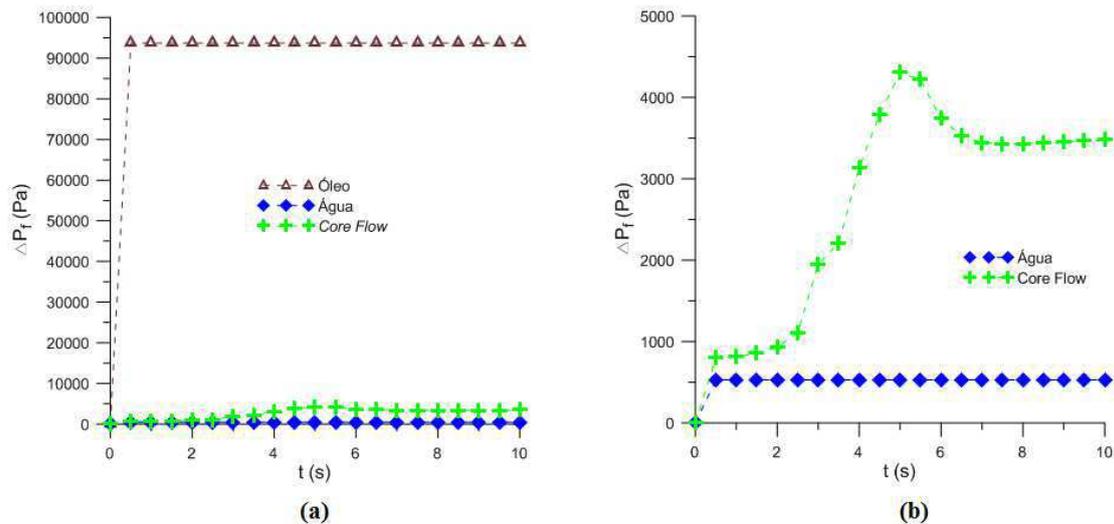


Figura 4. 5 - Comparação da queda de pressão entre os casos (a) monofásicos de óleo, água e o bifásico *core-flow*; (b) detalhe dos resultados entre o caso monofásico de água e o bifásico *core-flow*

4.2.1.3. Campo de pressão no escoamento *core-flow* (Caso 1e) e nos escoamentos monofásicos de óleo e água

A Figura 4.6 mostra os campos de pressão por fricção obtidos no escoamento monofásico de óleo e água. No escoamento de óleo, a maior pressão obtida foi na região de entrada do duto, enquanto para o escoamento monofásico de água, os maiores valores foram para a região de curvatura. Surge nesta região, escoamento secundário, movimentando o fluido para a região interna do duto. Nota-se que os efeitos decorrentes da perda de carga por atrito são mais acentuados no escoamento monofásico de óleo pesado devido a sua alta viscosidade.

Na Figura 4.7 encontra-se o campo de pressão por fricção para o escoamento *core-flow* no instante de tempo $t = 10$ s, onde o fluido já preencheu por completo a tubulação, estabilizando o diferencial de pressão como citado anteriormente. Nota-se claramente a distribuição decrescente da pressão ao longo da tubulação, decorrente das perdas de carga por fricção na parede. Outro ponto que deve ser levado em consideração, refere-se ao acidente na tubulação, mais especificamente à curva, onde verifica-se uma perda de carga localizada que interfere em grande parte na queda de pressão obtida.

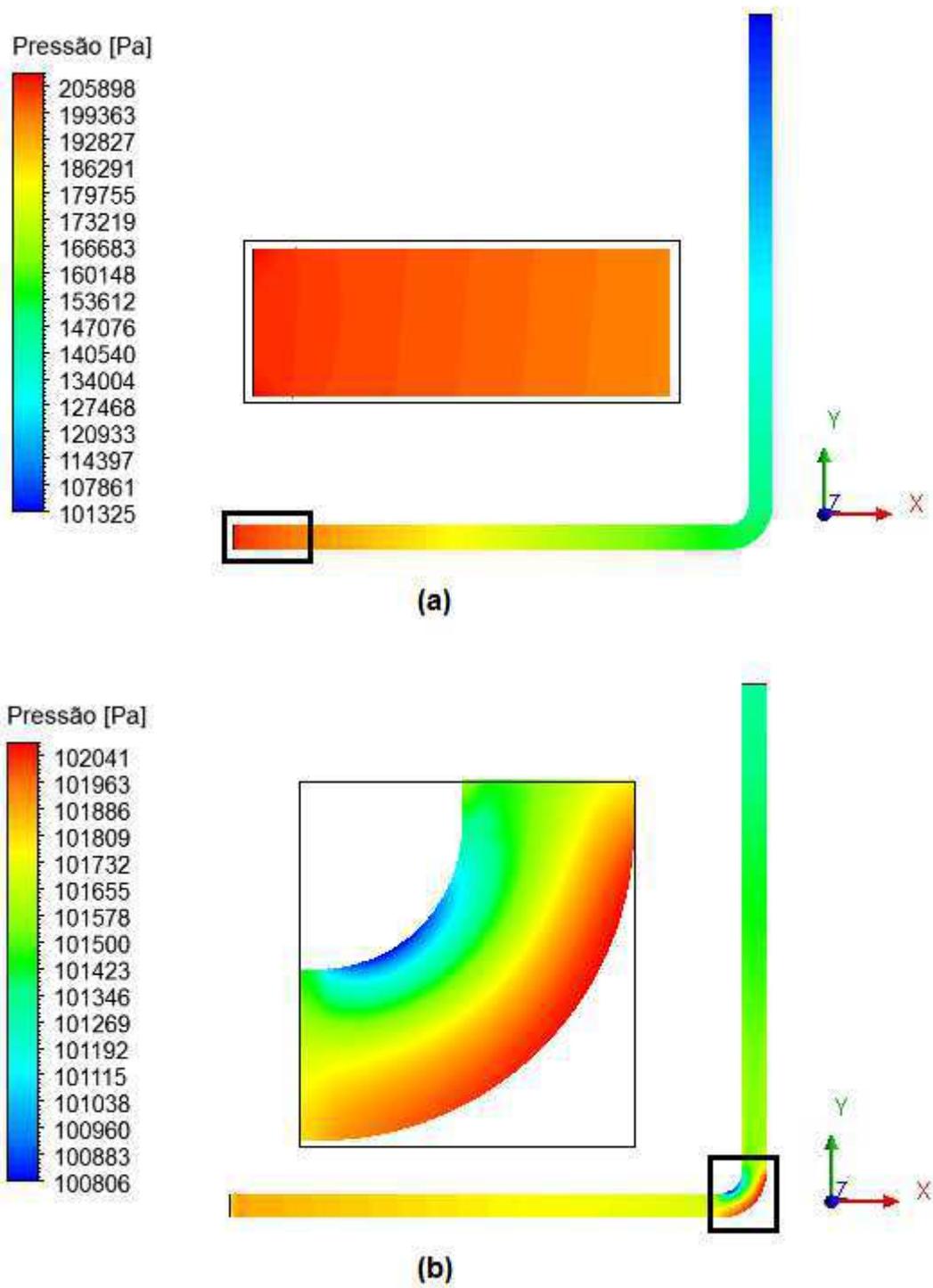


Figura 4. 6 - Campo de pressão no instante de tempo $t = 10$ s para o escoamento monofásico de (a) óleo e (b) água.

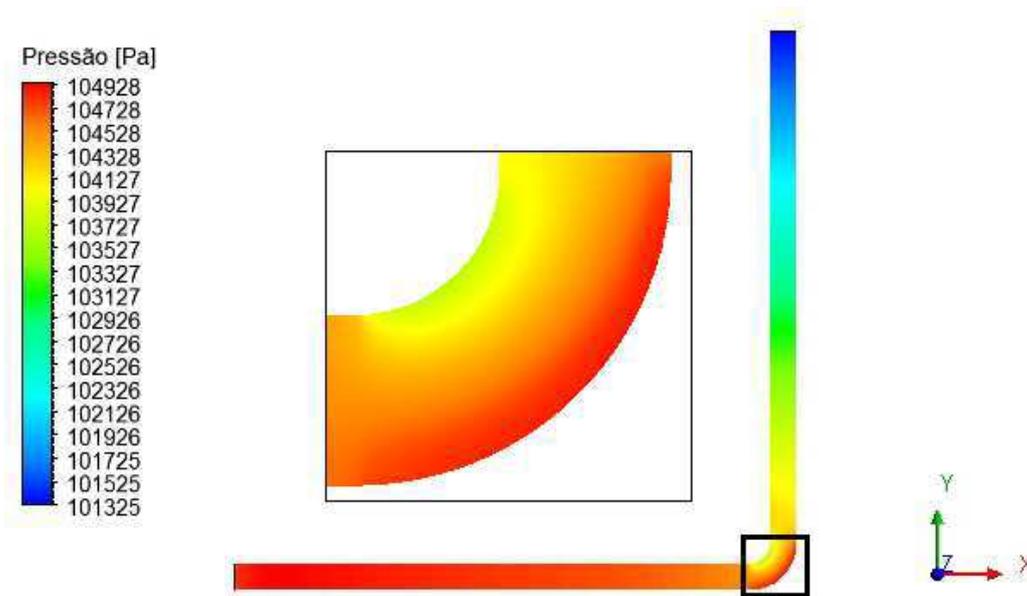


Figura 4. 7- Campo de pressão no instante de tempo $t = 10$ s referente ao Caso 1e.

4.2.1.4. Campo de fração volumétrica no escoamento *core-flow* (Caso 1e)

De acordo com Barbosa (2004), outra característica marcante do *core-flow* é a fração volumétrica do óleo presente no escoamento ser a mais elevada se comparado com outros padrões bifásicos água-óleo pesado, ocasionando um maior interesse para sua aplicação prática na indústria. As Figuras 4.8 e 4.10, através dos resultados obtidos sobre os planos de seção transversal e longitudinal confirmam tal afirmação.

Na Figura 4.8 pode-se notar a estabilidade do núcleo de óleo na propagação do escoamento no duto, onde o filme de água impede que o óleo toque na parede da tubulação e cause uma elevada queda de pressão; casos como esse podem danificar toda uma linha de transporte, já que o pico de pressão é muito alto, superando a resistência do material da tubulação. No instante de tempo $t = 7$ s observa-se que o núcleo de óleo escoando na região de curvatura não toca à parede da tubulação, pois existe um filme de água que além de lubrificar o escoamento, impede que isso aconteça. Essas conexões devem ser precisamente dimensionadas a priori, já que são pontos críticos que podem afetar diretamente a estabilidade do escoamento *core-flow* (Andrade, 2013).

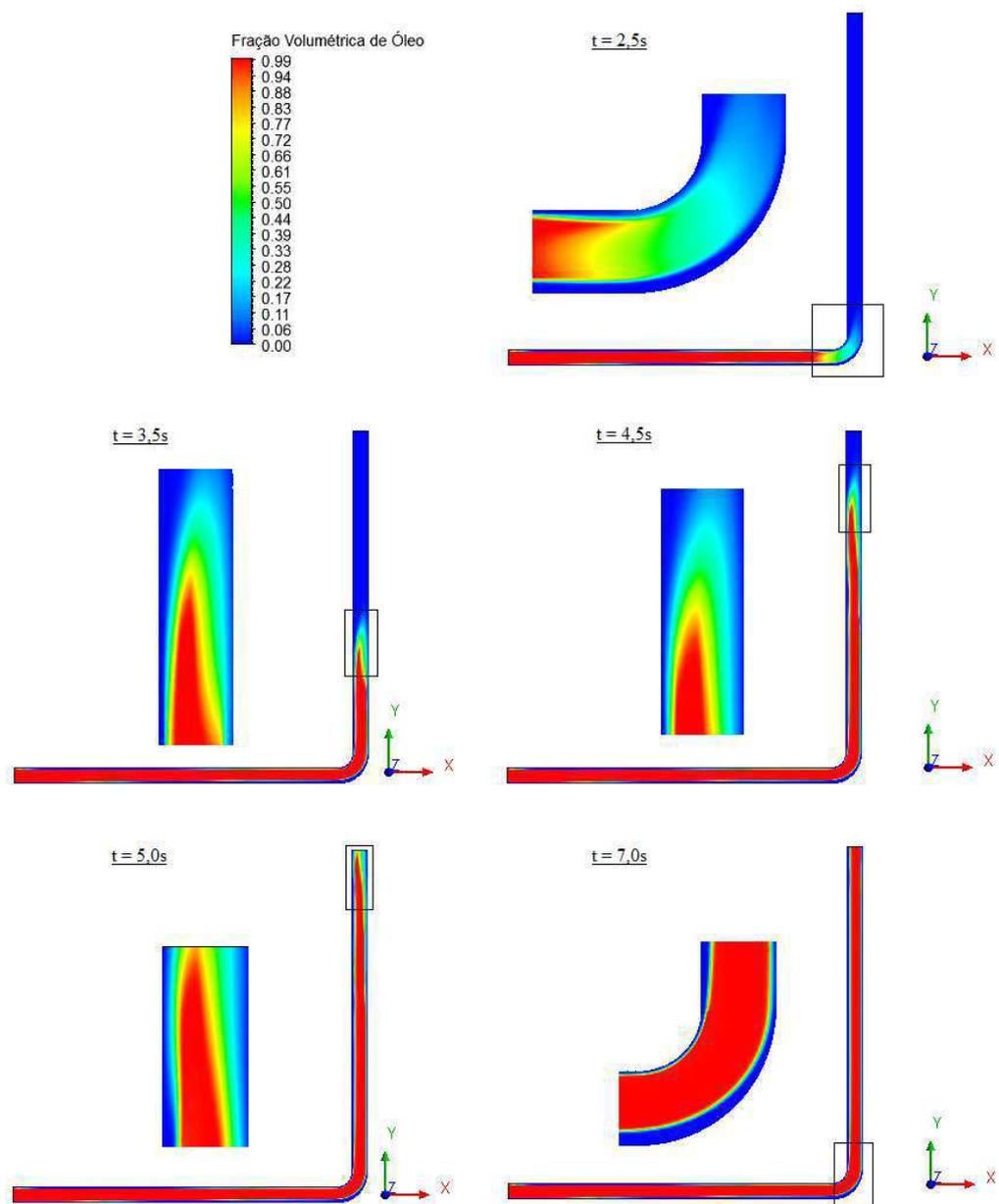


Figura 4. 8 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado no tempo (Caso 1e).

Já na Figura 4.10, tem-se a fração volumétrica de óleo pesado em planos transversais ao duto, a escolha desses planos de referência estão descritos na Figura 4.9 a seguir.

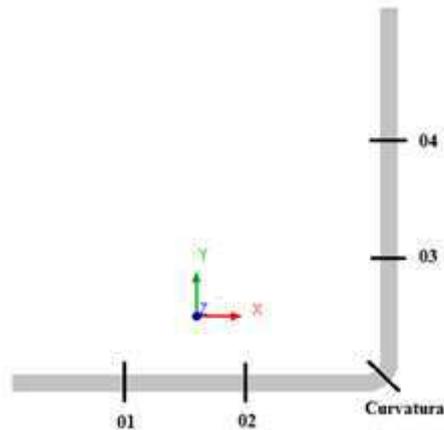


Figura 4. 9 - Planos de corte para tomadas das frações volumétricas de óleo.

Observa-se claramente na Figura 4.10, que o núcleo de óleo é totalmente recoberto por água, mostrando a eficiência do *core-flow*. Para o plano de corte 01, próximo à entrada do duto, o núcleo de óleo permanece bem centralizado aproximando-se de um comportamento PCAF (*Perfect Core Annular Flow*). Quando os planos de corte se afastam da entrada do duto (planos de corte: 02, curvatura, 03 e 04), o núcleo de óleo tende a se movimentar para regiões próximas à parede superior do duto, alcançando uma distância menor justamente na região de curvatura. Esse movimento do núcleo deve-se à diferença de densidade com a fase água, surgindo assim uma força de empuxo que movimenta o núcleo de óleo em direção à parede superior da tubulação quando o escoamento se encontra na região horizontal, mas a própria natureza do escoamento cria uma força de lubrificação para contrabalancear o efeito da força de empuxo. É esse jogo de forças que faz surgir o WCAF (*Wave Core Annular Flow*), ou, *core flow* ondulado (BENSAKHRIA *et al.*, 2004).

Ainda analisando a Figura 4.10, na região vertical (planos de corte 03 e 04) o núcleo de óleo movimenta-se menos dentro do duto, permanecendo mais centralizado, isso se deve à força de empuxo ter a mesma direção da força gravitacional, fazendo com que o escoamento seja mais estável. De acordo com Prada e Bannwart (1999), esse princípio pode ser usado no transporte de óleo pesado desde o poço até a superfície ao longo da cadeia de produção aumentando significativamente a produtividade, uma vez que diminui as perdas de carga por atrito, sem a necessidade de adição de calor e sem o uso de agentes químicos ou diluentes.

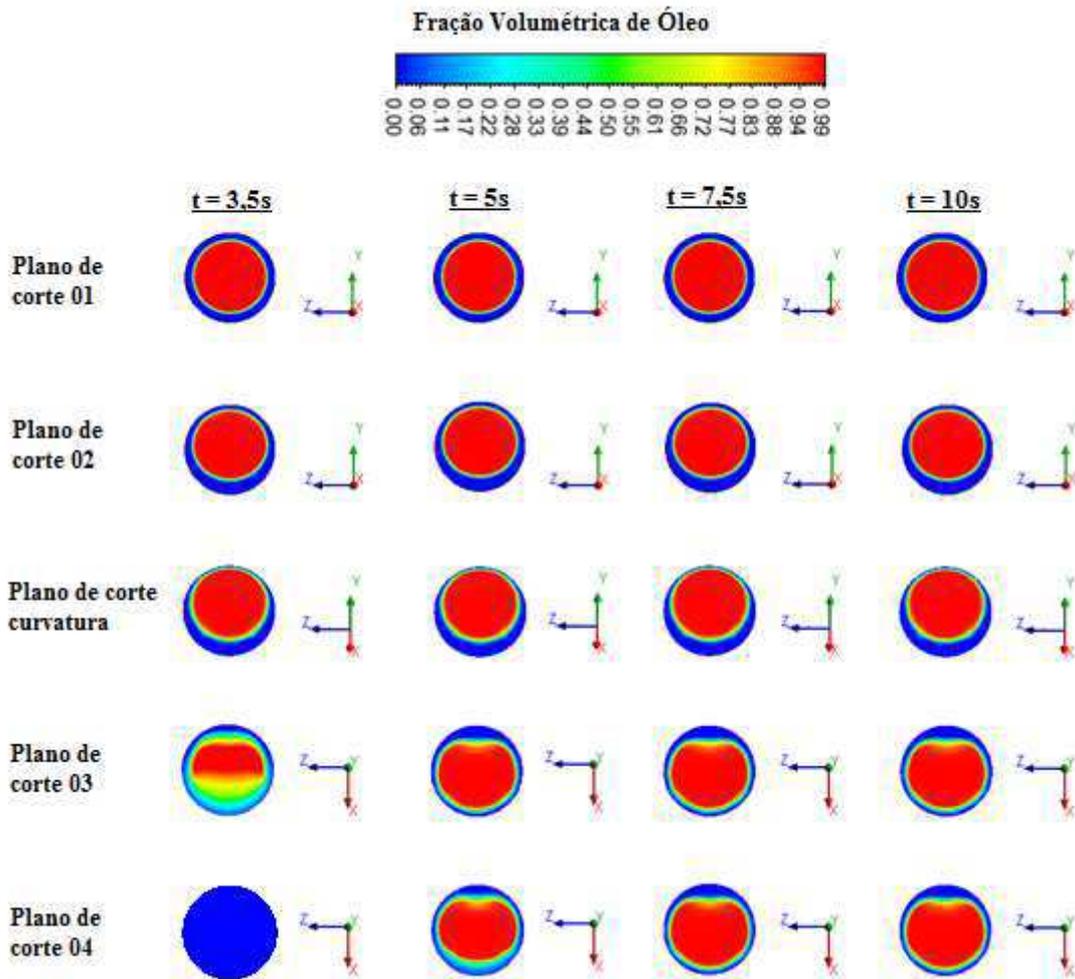


Figura 4. 10 - Fração volumétrica de óleo pesado na secção transversal do duto curvado em diferentes instantes de tempo (Caso 1e).

Os resultados obtidos nos planos de corte 03 e 04, no instante de tempo de 3,5 s, são agora mostrados através de um plano yz, Figura 4.11. Observa-se que o perfil do núcleo de óleo assume uma geometria diferente do tipo pistonado, obtido através da observação do plano xy (Figura 4.8), isso pode ter acontecido devido à passagem do escoamento *core-flow* na região de curvatura do duto, encontrando uma região de alta resistência ao escoamento, ocasionando a divisão do perfil do núcleo de óleo em duas frentes de avanço, bem como também, do efeito da força gravitacional agindo na mesma direção do fluxo.

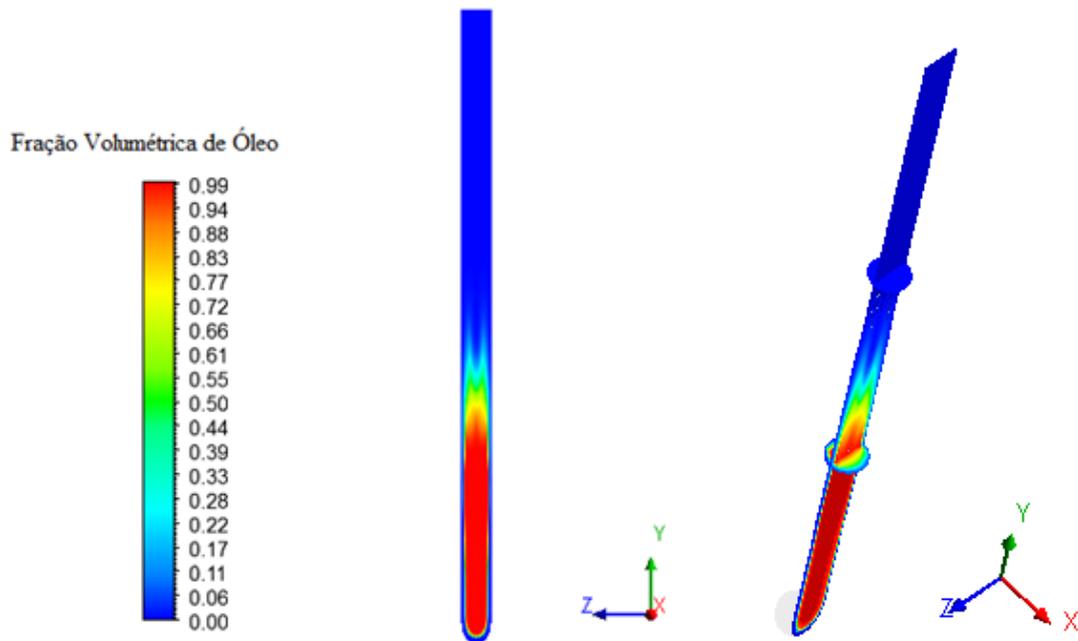


Figura 4. 11 – Campo de fração volumétrica de óleo no plano yz no instante de tempo de 3,5 s.

4.2.1.5. Campo de velocidade superficial de água e óleo no escoamento *core-flow* (Caso 1e)

Para dar robustez à análise de estabilidade na simulação realizada, direciona-se a análise para os campos de velocidade superficial do óleo pesado, e da água que escoam próximo à parede do duto, onde a atuação da tensão cisalhante no escoamento é maior. A velocidade superficial corresponde à razão entre a vazão volumétrica de injeção e a área da secção transversal do duto.

Na Figura 4.11, encontra-se o campo de velocidade superficial da água no instante de tempo $t = 8,5$ s (Caso 1e) em três planos distintos: as regiões de entrada, curvatura e saída do duto. Percebe-se que o maior valor da velocidade encontra-se na região de entrada no duto, alcançando um valor máximo de 2,63 m/s, que refere-se a uma vazão mássica de 6 kg/s para a região anular assumida inicialmente, e decresce à medida que escoam. Essa queda na velocidade superficial da água se deve ao efeito causado pela fricção da parede. Na região de curvatura e região vertical de saída do duto se observa mais facilmente que, o espectro de cores próximo à parede esquerda assume uma cor azul escuro bem uniforme, isso se deve a que nessa região vizinho à parede existe uma maior perda de carga por fricção fazendo com que o perfil de velocidade

assuma uma forma cônica como será visto mais adiante, no entanto, o núcleo de óleo ainda continua sendo lubrificado por água.

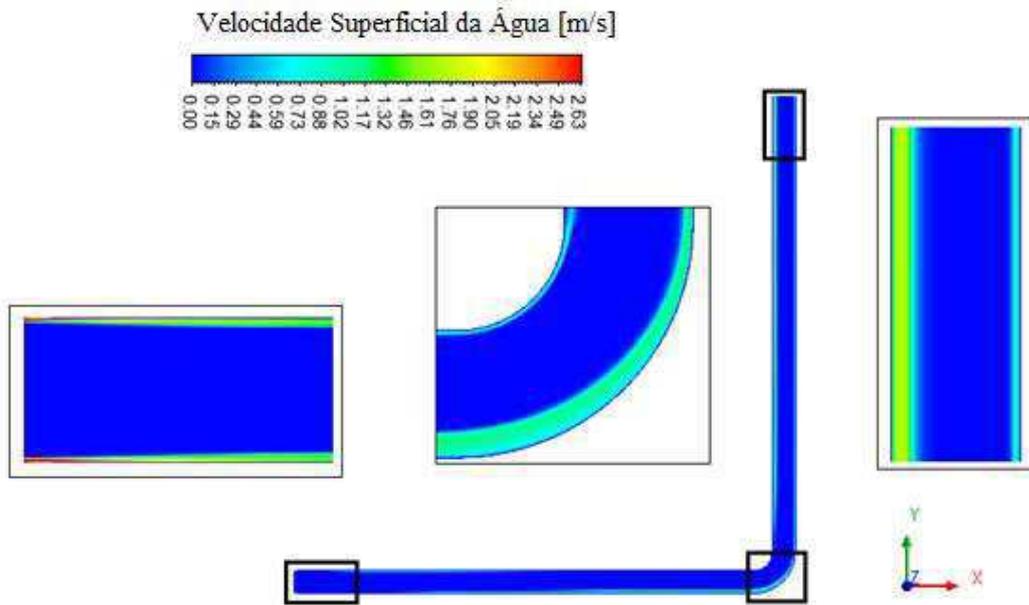


Figura 4. 12 - Campo de velocidade superficial da água no instante de tempo $t = 8,5$ s (Caso 1e)

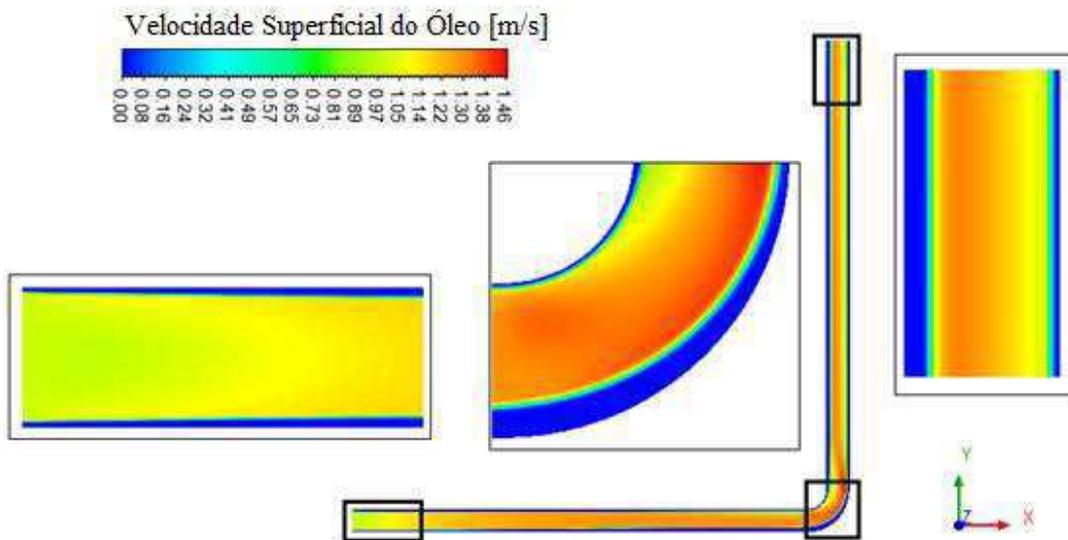


Figura 4. 13 - Campo de velocidade superficial do óleo no instante de tempo $t = 8,5$ s (Caso 1e).

No campo de velocidade superficial de óleo para o mesmo instante de tempo $t = 8,5$ s, Figura 4.12, vê-se que o óleo pesado permanece escoando no centro do tubo: nota-se que a velocidade superficial aumenta à medida que o escoamento se desenvolve hidrodinamicamente, esse fato é comprovado através da Figura 4.13, que mostra os comportamentos da velocidade de óleo em diferentes posições na região horizontal do duto. A injeção mássica de entrada é igual a 15 kg/s que refere-se a aproximadamente uma velocidade de 1 m/s para a área determinada inicialmente, assim, para o instante de tempo citado acima, a velocidade máxima de 1,46 m/s é alcançada, mais especificamente logo após a saída da região curvada do duto.

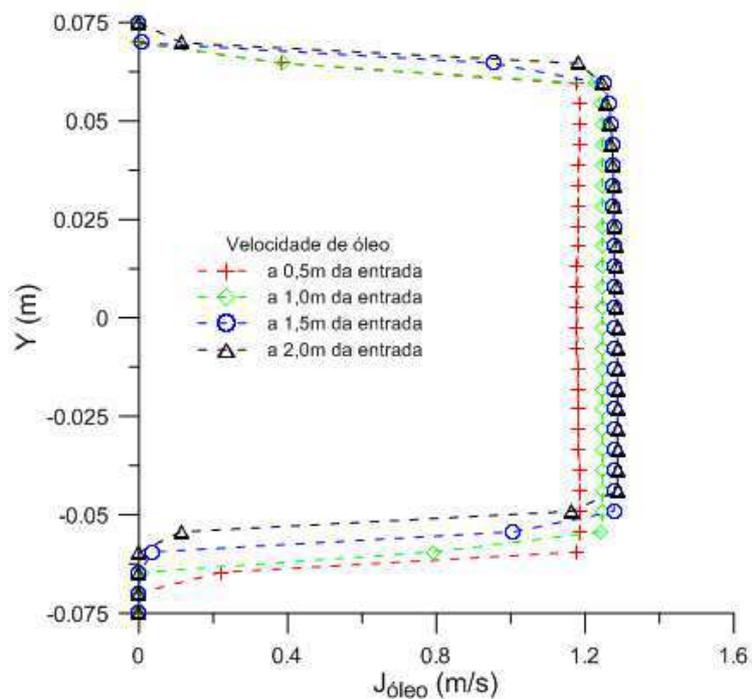


Figura 4. 14 - Comparação dos perfis de velocidade superficial do óleo no instante de tempo $t = 8,5$ s, em diferentes planos na região horizontal do duto (Caso 1e).

Uma análise mais criteriosa dos perfis de velocidade superficial de água e óleo encontra-se na Figura 4.15, para isso tomaram-se como referência as posições descritas na Figura 4.14.

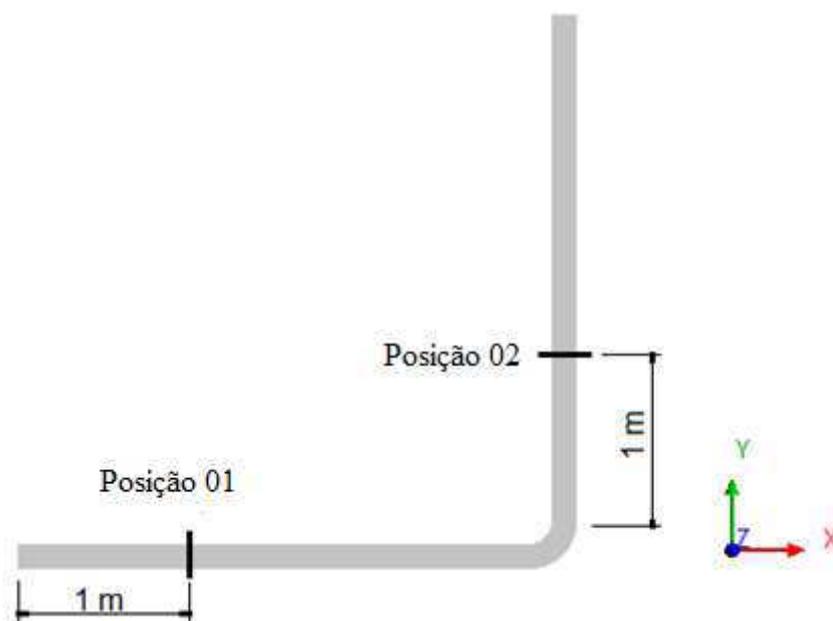


Figura 4. 15 - Posições de referência para tomadas dos perfis de velocidade superficial de óleo e água

Os dois perfis de velocidade representados na Figura 4.15, nos instantes de tempo citados, onde o escoamento água-óleo pesado já preencheu por completo toda a tubulação e a queda de pressão se encontra estável (após $t = 6s$), percebe-se que tanto na região horizontal como vertical, os perfis das duas fases apresentam o mesmo comportamento independentemente do instante de tempo do processo. Na região horizontal, onde o plano escolhido encontra-se a 1 m da entrada do duto (posição 01), a velocidade máxima de óleo foi de aproximadamente 1,23 m/s, para o perfil de água, a velocidade próximo à parede inferior do duto obteve um valor máximo de 1,22 m/s enquanto a velocidade próximo à parede superior, o valor foi de 1,13 m/s. Na região vertical (posição 02), no qual o plano escolhido situa-se a 1 m após a saída da conexão curvada, a velocidade máxima encontrada para a fase óleo foi de 1,32 m/s, para a fase água, a máxima velocidade situa-se próxima à parede esquerda da tubulação, com valor igual a 1,47 m/s.

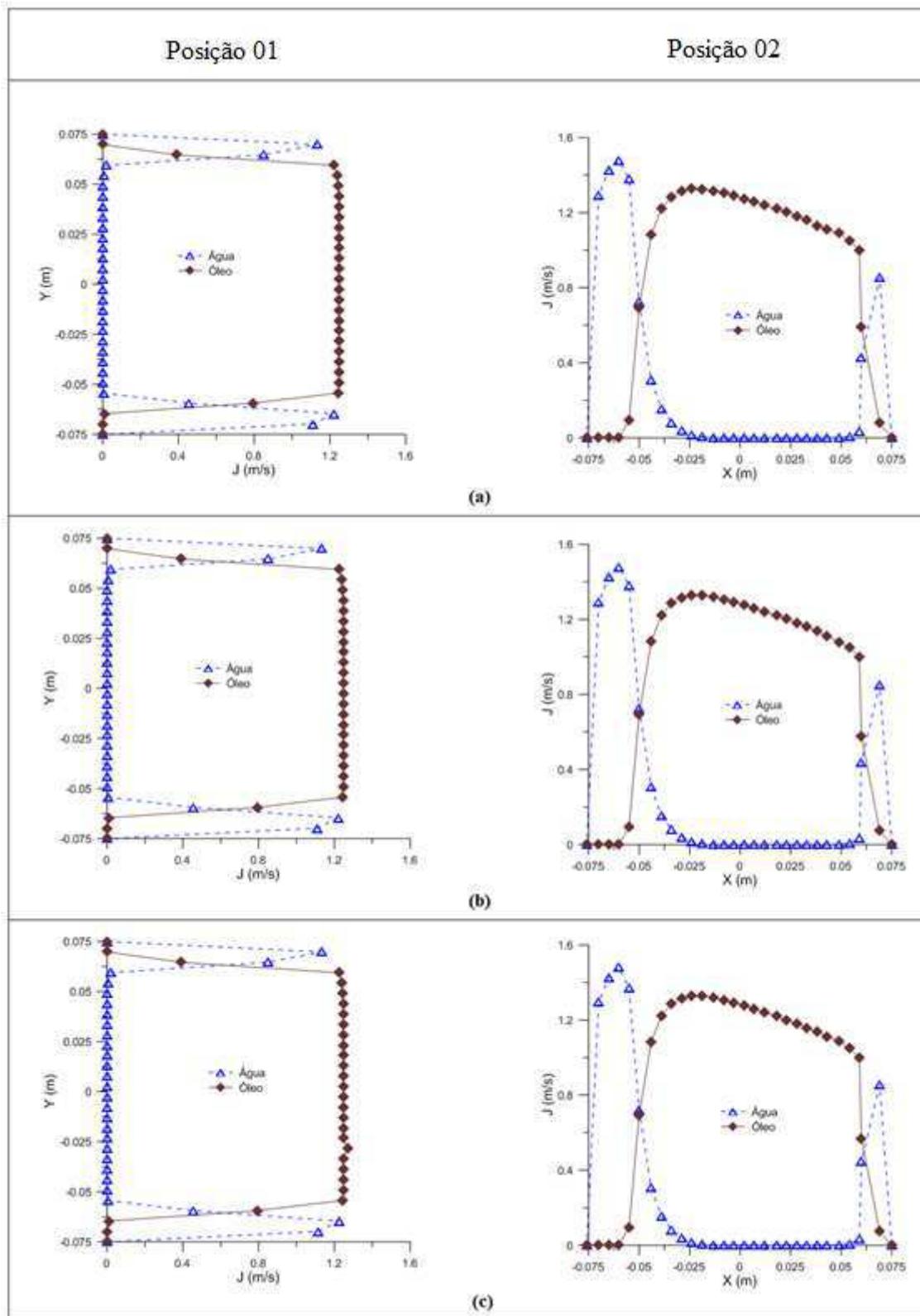


Figura 4. 16 - Perfis de velocidade superficial de óleo e água nas posições 01 e 02, nos instantes de tempo: (a) 7,5 s; (b) 8,5 s e (c) 10 s, para o Caso 1e.

4.2.1.6. Potência de bombeamento no escoamento *core-flow*

Em se tratando de análise energética, um fator importante relacionado a este ponto refere-se à potência requerida para determinado processo, que está diretamente ligada ao gasto de energia. Com isso, fez-se uma comparação das potências requeridas de fricção, Figura 4.16, para os casos estudados da Tabela 3.3, onde a vazão de entrada de óleo é constante com o tempo, variando as vazões de entrada de água em cada caso.

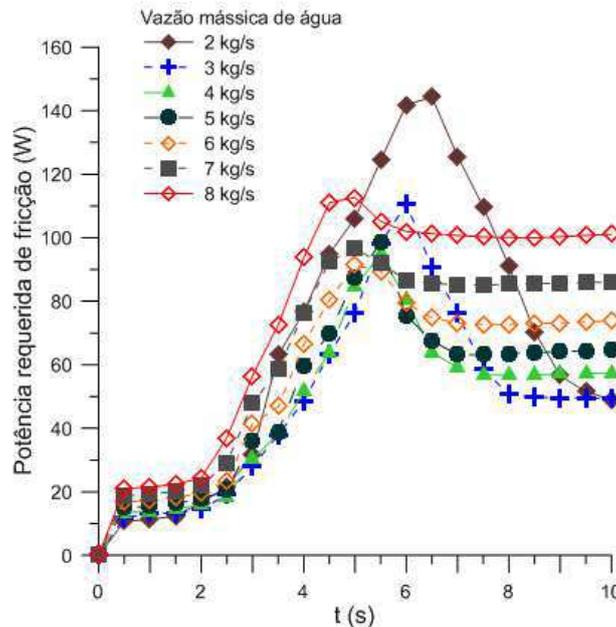


Figura 4. 17 - Potência requerida de fricção para os casos com injeção de óleo constante (Caso 1).

O cálculo da potência requerida de fricção (Pot_f) em cada instante de tempo baseou-se na Equação (4.1), citada a seguir:

$$Pot_f = \frac{\dot{m}_{mist} \Delta P_f}{\rho_{mist}} \quad (4.1)$$

onde, \dot{m}_{mist} , ΔP_f e ρ_{mist} correspondem à vazão mássica da mistura (kg/s), queda de pressão por fricção (Pa) e massa específica da mistura (kg/m^3). Como utilizou-se o modelo interfacial de mistura para a simulação bifásica, pode-se relacionar ρ_{mist} com o *holdup* de cada fase (φ), dado através da Equação (4.2).

$$\rho_{mist} = \rho_{oleo}\varphi_{oleo} + \rho_{agua}\varphi_{agua} \quad (4.2)$$

e,

$$\varphi_{oleo} = \frac{A_{oleo}}{A} \quad (4.3)$$

$$\varphi_{agua} = \frac{A_{agua}}{A} \quad (4.4)$$

onde A_{oleo} , A_{agua} e A correspondem à área de injeção de óleo, área de injeção de água e área total da secção transversal do duto. Para o problema em estudo, obteve-se para as frações volumétricas *in situ* ou *holdup* do óleo e da água, os valores 0,875 e 0,125, respectivamente. Conhecendo a massa específica da mistura e os valores de queda de pressão, encontra-se a potência de bombeamento em cada instante de tempo. Observando-se a Figura 4.16, percebe-se que o comportamento das curvas obtidas são semelhantes. O menor pico de potência de fricção encontrada ocorreu para o Caso 1e, $Pot_f = 91,37$ W, no instante de tempo $t = 5$ s.

Observando a Figura 4.17, que representa o valor da potência máxima de fricção para cada caso estudado, constata-se que o Caso 1e (6 kg/s de injeção de água) apresenta o menor pico de potência requerida por fricção quando comparado aos outros casos estudados. Esses resultados de potência de fricção máxima evidenciam a eficiência energética do Caso 1e para a operação de transporte de óleo pesado em dutos curvados usando a técnica *core-flow*. Essa análise é primordial para o projeto de sistema de bombeamento de óleos pesados na indústria de petróleo.

4.2.1.7. Comparação da potência de fricção entre o escoamento core flow e os escoamentos monofásicos de óleo e água

Ao se comparar a potência requerida de fricção entre os escoamentos bifásico *core-flow* e monofásico água e óleo, mostrados na Figura 4.18, os resultados já eram esperados vistos que já se conhece a partir da Figura 4.5, corrigido pela vazão volumétrica da mistura. Quando se analisa o escoamento bifásico de água e óleo pesado usando a técnica *core-flow* em comparação ao escoamento monofásico de óleo, verifica-se uma redução na potência máxima requerida em torno de 95,41%. Na comparação

entre os escoamentos monofásicos de óleo e água, a redução está em torno de 99,4%. Essa diferença de valores obtidos mostra a eficiência da lubrificação do núcleo de óleo pela fase água, diminuindo as perdas por fricção garantido desse modo a eficiência do transporte de óleo pesado através da técnica *core-flow*.

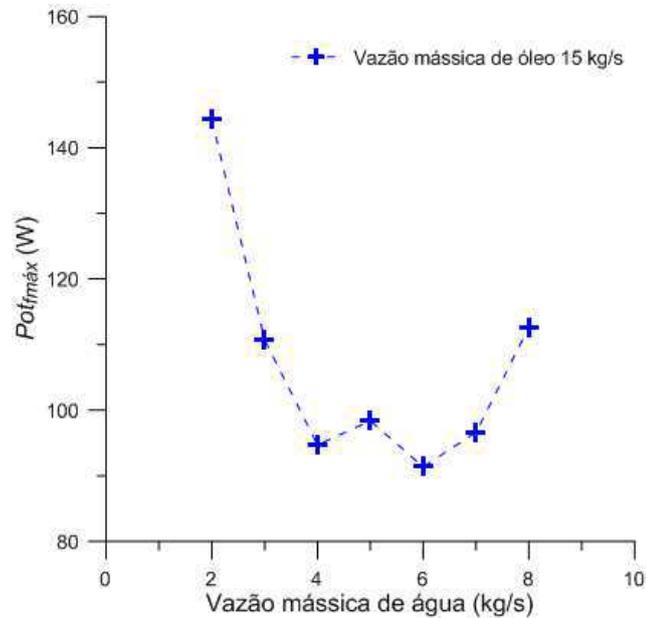


Figura 4. 18 - Potência de fricção máxima em função da vazão de injeção de água (Caso 1).

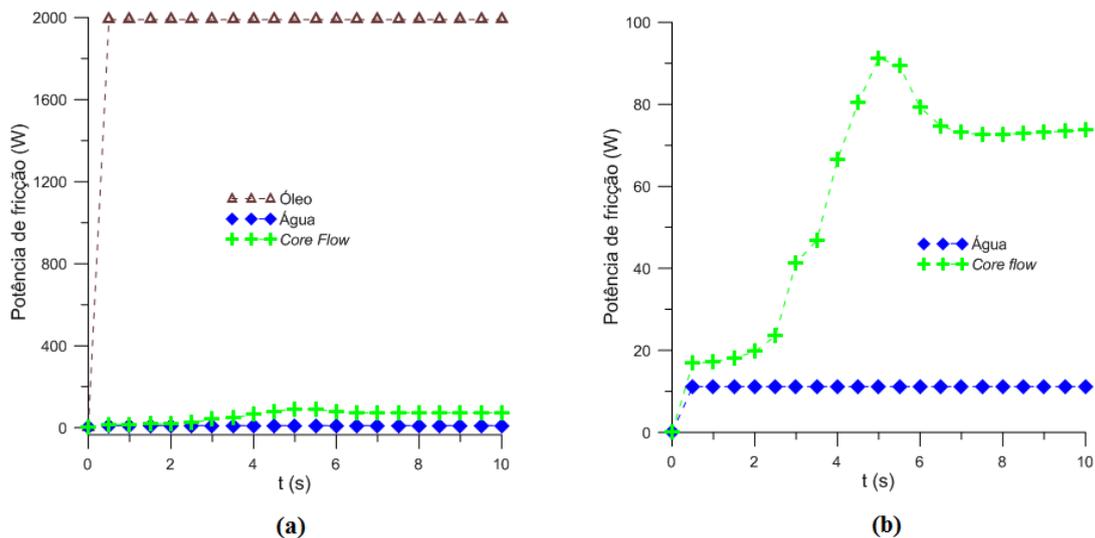


Figura 4. 19 - Comparação da potência requerida de fricção entre os (a) casos monofásicos de óleo, água e o escoamento bifásico *core-flow* (Caso 1e); (b) detalhe dos resultados entre o caso monofásico de água e o escoamento bifásico *core-flow*.

4.2.2. Escoamento *core-flow* em dutos curvados – Injeção de óleo pesado decrescente no tempo

4.2.2.1. Queda de pressão no escoamento *core-flow* (vazão de injeção de óleo decrescente)

Após analisar-se os resultados obtidos em um escoamento tipo *core-flow*, onde as injeções de entrada das fases água e óleo são constantes no tempo, apresenta-se nesta seção o estudo de um escoamento *core-flow* em que a vazão de entrada de óleo pesado decresce no tempo. Esse tipo de comportamento pode ser encontrado no cotidiano de operações de bombeamento, como por exemplo: quando ocorre uma oscilação de energia elétrica que alimenta as bombas de óleo, ou até mesmo, quando o próprio operador realiza um desligamento “suave” desse sistema de modo planejado. Outra situação que pode surgir, está na diminuição do nível do tanque de armazenamento de óleo pesado, fazendo com que a bomba succione e bombeie um volume menor de fluido.

A metodologia usada para se obter os resultados da queda de pressão, potência de bombeamento, campos de pressão, velocidade superficial e fração volumétrica, foram os mesmos utilizados para escoamento *core-flow* com injeções constantes. O comportamento da vazão mássica de óleo está descrito na Figura 4.19, abaixo:

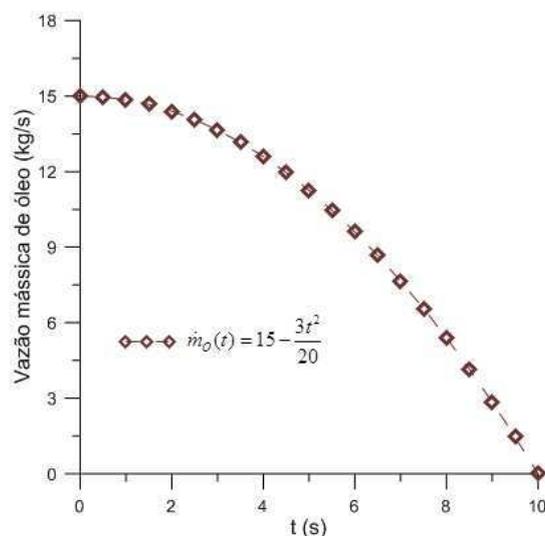


Figura 4. 20 - Comportamento da vazão mássica de entrada do óleo pesado

Para a queda de pressão obtida em todos os casos estudados da Tabela 3.4, para um tempo de processo de 10 s assumido inicialmente, obteve-se os seguintes resultados descritos na Figura 4.20.

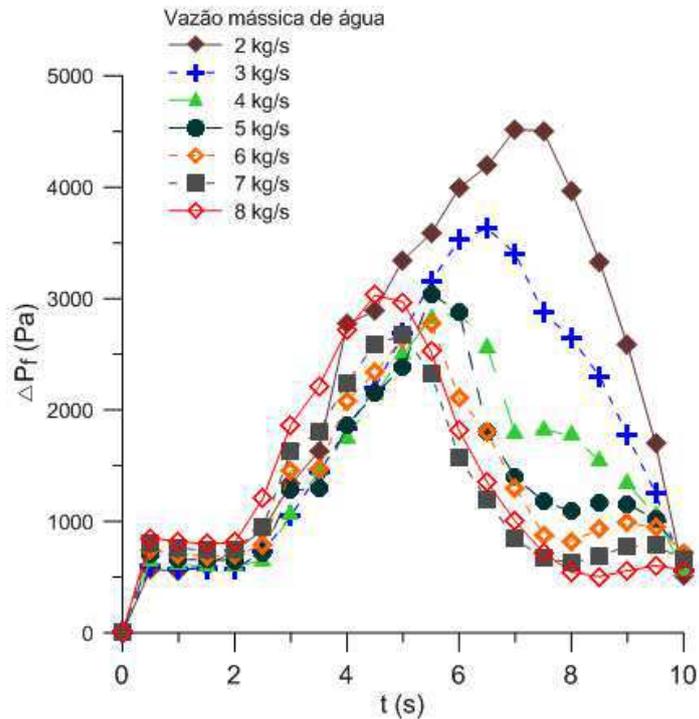


Figura 4. 21 - Comparação da queda de pressão no tempo em todos os casos estudados (Caso 2).

Analisando a Figura 4.20, percebe-se que o comportamento da curva está dividido em duas etapas: inicialmente ela tende a crescer, conforme observado para os casos de vazão constante de óleo, alcançando um pico máximo de queda de pressão que é o valor que interessa. Após isso, a curva tende a decrescer até chegar a um valor mínimo para cada caso. Diferentemente do comportamento estável apresentado logo em seguida ao pico de queda de pressão por fricção nos gráficos da Figura 4.3, aqui isso não acontece já que a vazão mássica de entrada de óleo decresce com o tempo, assim o escoamento está transportando um volume cada vez menor da mistura bifásica composta pelas fases água e óleo pesado. Diante disto, verifica-se que as quedas de pressão são bem menores que as apresentadas na Figura 4.3, para o caso de injeção de óleo constante. Analisando o período entre 0 e 2 s, onde o núcleo de óleo está no início de formação, observa-se que os casos estudados possuem valores próximos e constantes

aqueles obtidos para o escoamento monofásico de água, visto que o core-flow ainda não foi estabelecido.

Do ponto de vista energético, o Caso 2f foi o que apresentou o menor pico de queda de pressão por fricção ($\Delta P_{f_{\max}} = 2678,33 \text{ Pa}$), no instante de tempo $t = 5,0 \text{ s}$ referente a uma vazão de entrada de água igual a 7 kg/s , Figura 4.21. Mais uma vez se observa que não existe uma relação entre a diminuição do pico de queda de pressão com o aumento da vazão mássica de água. Alguns fatores como as velocidades de entrada, as áreas de injeção e a geometria do duto, interferem diretamente no desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento bifásico.

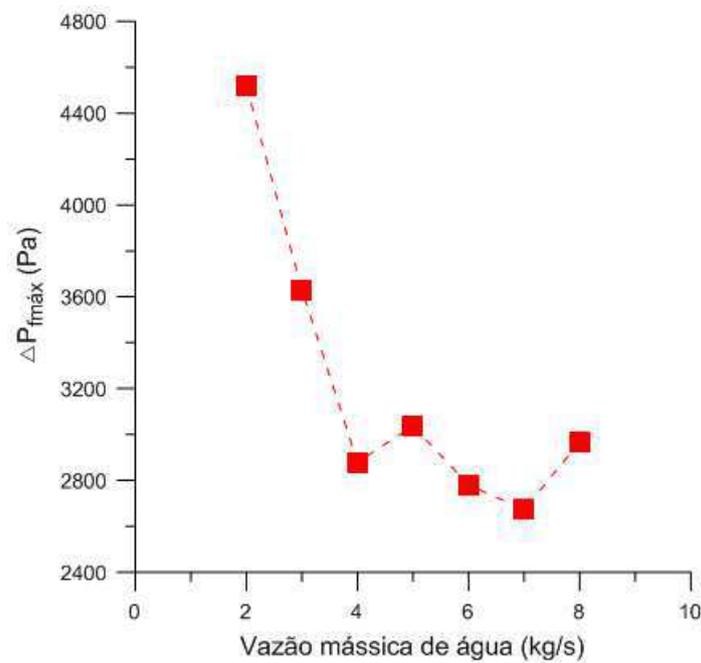


Figura 4. 22 - Queda de pressão em função da vazão mássica de água (Caso 2).

4.2.2.2. Campo de pressão no escoamento *core-flow* (Caso 2f)

Observando o campo de pressão por fricção no instante de tempo $t = 9 \text{ s}$, Figura 4.22, nota-se que na região anular de entrada de água, a pressão alcança um dos menores valores em todo o escoamento ($P = 101133 \text{ Pa}$). Isso acontece em virtude da queda na injeção de óleo, fazendo com que o núcleo de óleo cada vez mais fique com um diâmetro menor, criando regiões de baixa pressão para onde a água irá migrar e ocupar o espaço. Pode-se observar essa situação a partir da análise da fração volumétrica da fase óleo no mesmo instante de tempo ($t = 9 \text{ s}$) e nos que irão se seguir até a vazão mássica de injeção de entrada para esta fase ser nula (Figura 4.23).

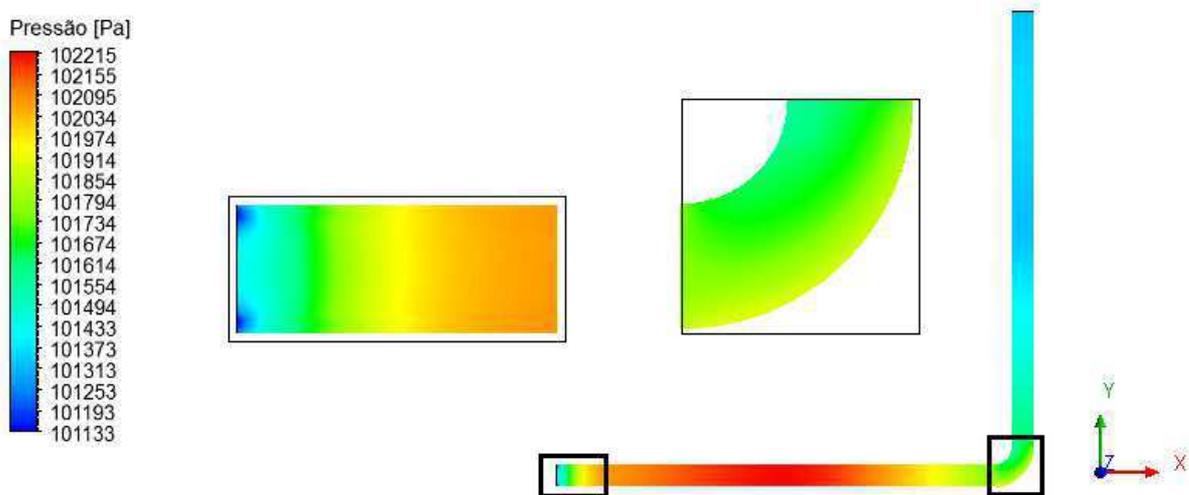


Figura 4. 23 - Campo de pressão referente ao Caso 2f no instante de tempo $t = 9$ s.

Apesar do escoamento *core-flow* permanecer estável mesmo quando se diminui a injeção de óleo, alguns pontos devem ser observados: logo após a região de entrada de óleo pesado, a lubrificação de água causa um “afunilamento” cada vez maior do núcleo de óleo, mesmo assim, este continua estável sem que ocorra a sua quebra e, conseqüentemente, possa tocar à parede da tubulação; na região vertical se percebe uma instabilidade do núcleo de óleo, iniciado apenas no instante de tempo $t = 9$ s e segue até o final do processo, alcançando uma situação crítica no instante de tempo $t = 10$ s, esse pode ser o primeiro sinal de que a água tenda a seguir para a região central do tubo e quebrar de vez o padrão *core-flow*, gerando um escoamento tipo golfada.

Na Figura 4.24, está mostrado o campo de velocidade superficial de óleo e água no instante de tempo $t = 9$ s; a maior velocidade do óleo encontra-se na região de curvatura da tubulação ($J_{\text{óleo}} = 0,63$ m/s), enquanto o maior valor de velocidade superficial para a água encontra-se na região de entrada do duto ($J_{\text{água}} = 2,99$ m/s).

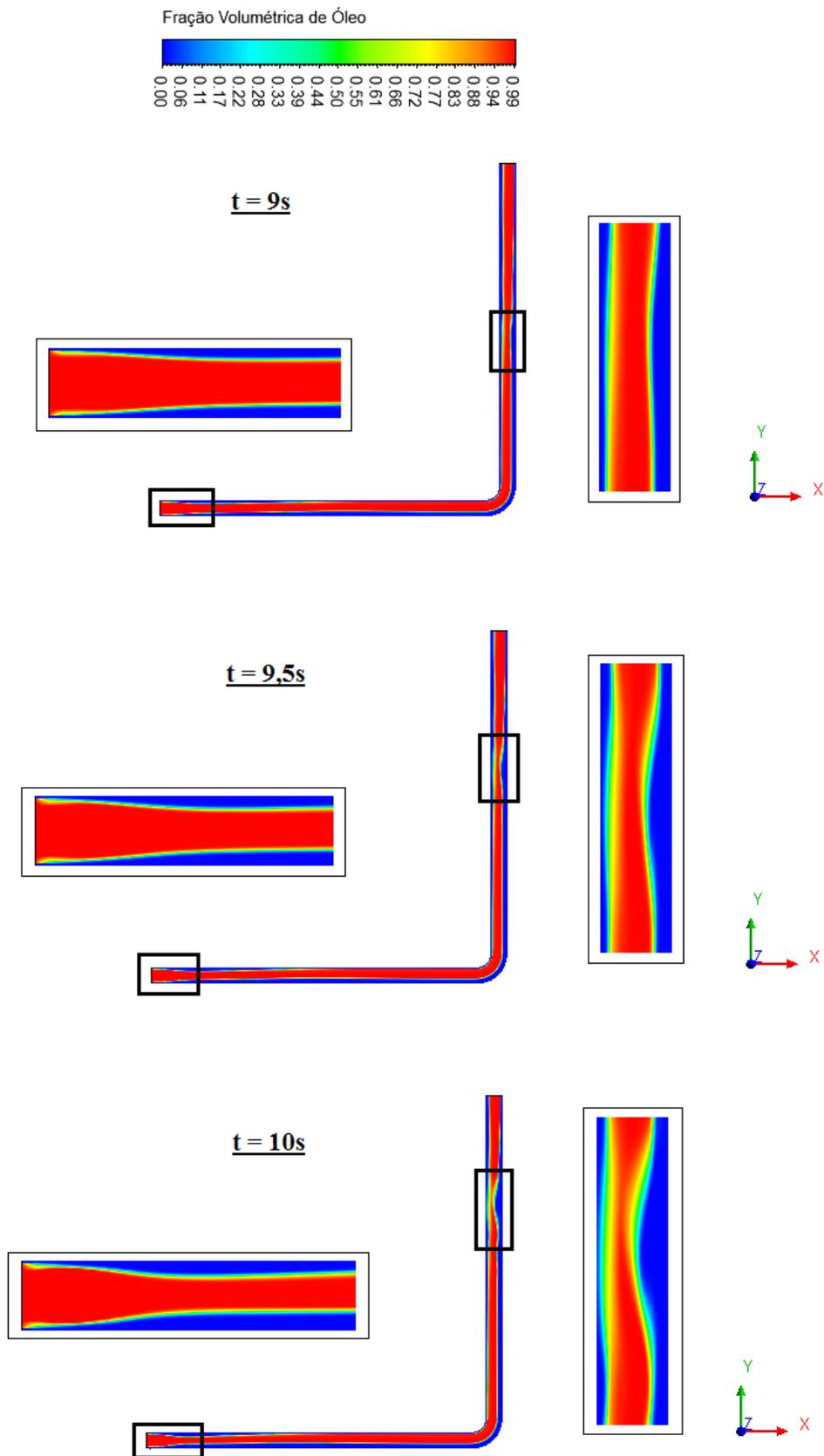


Figura 4. 24 - Fração volumétrica de óleo referente ao Caso 2f para diferentes instantes de tempo

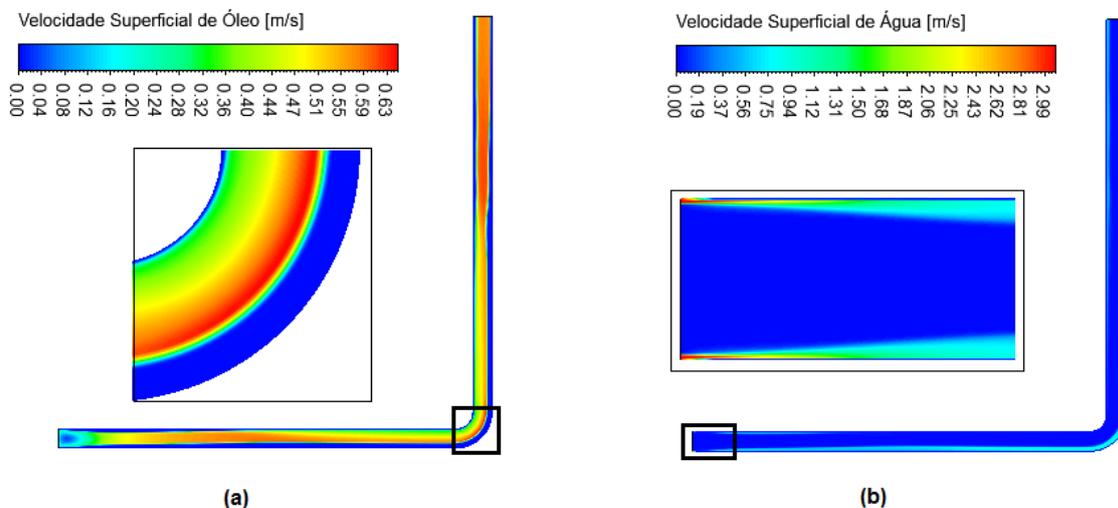


Figura 4. 25 - Velocidade superficial de (a) óleo e (b) água no instante de tempo $t = 9s$ (Caso 2f).

4.2.2.3. Potência de bombeamento

Na análise da potência de fricção, Figura 4.25, o Caso 2c (vazão mássica de água igual a 4 kg/s) foi o que apresentou o menor pico de potência ($Pot_{f_{máx}} = 41,18$ W), no instante de tempo $t = 5,5s$. Indiferentemente aos casos com vazão constante de óleo, analisados no início deste capítulo, aqui não houve uma relação direta entre o caso que apresentou o menor pico de queda de pressão por fricção (Caso 2f) e a menor potência máxima de fricção (Caso 2c), a variação na injeção de entrada de óleo pesado interferiu diretamente nesse comportamento.

Os valores máximos de potência de fricção encontrados em cada caso, estão mostrados na Figura 4.26. Devido à variação da vazão de injeção de entrada de óleo, o anel lubrificante formado por água, que nesta situação possui uma espessura maior do que a observada nos casos de injeção constante de óleo, pode ser o responsável pelo comportamento observado nos resultados de potência máxima de fricção. Contudo, seus valores são bem menores quando comparado ao caso de vazão de óleo constante.

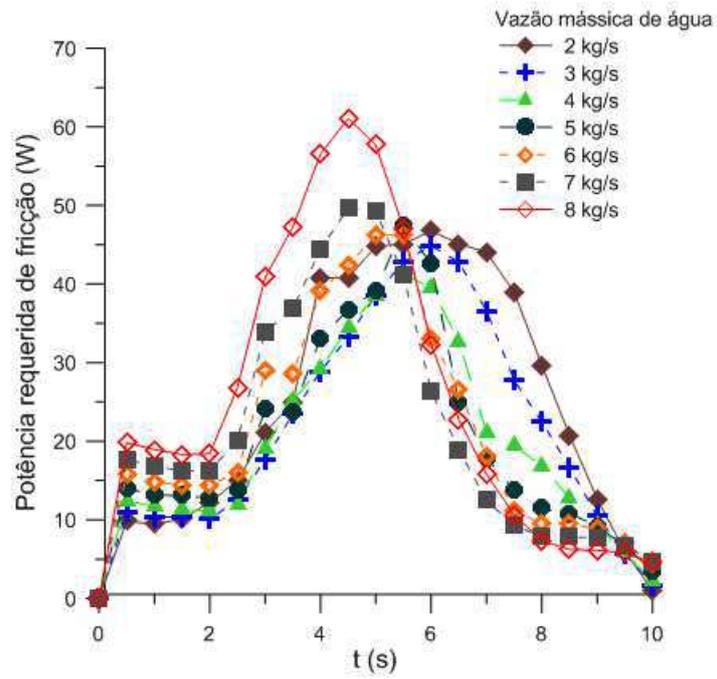


Figura 4. 26 - Comparação da potência de fricção nos casos estudados com queda na vazão de óleo (Caso 2).

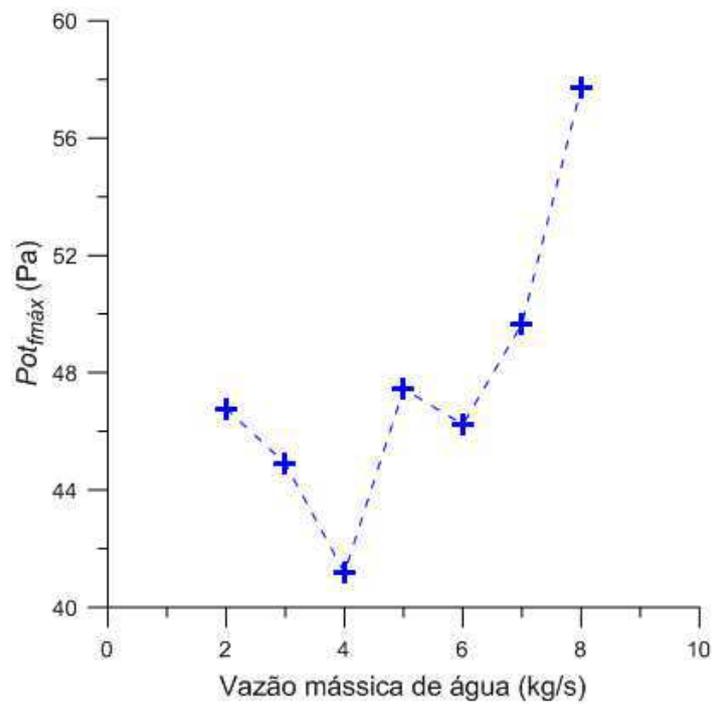


Figura 4. 27 - Potência de fricção máxima em função da injeção de água, nos casos estudados com queda na vazão de óleo (Caso 2)

4.2.3. Escoamento *core-flow* em dutos curvados – Simulação do desligamento e repartida das bombas de água e óleo pesado.

4.2.3.1. Queda de pressão no escoamento *core-flow* (interrupção do escoamento de óleo e água)

Em uma operação de escoamento de óleo pesado utilizando a técnica *core-flow* podem ocorrer imprevistos que ocasionem uma parada inesperada das bombas de água e óleo, além disso, outro ponto importante trata-se das manutenções corretivas e preventivas nos sistemas de bombeamento e nas linhas de transporte, necessitando do desligamento da bomba em operação, ocasionando assim uma quebra do padrão de escoamento.

Para uma análise melhor do comportamento da queda de pressão nos casos de repartidas de bombas, simulou-se dois processos onde desligou-se e ligou-se (“*stop-and-go*”) tanto a bomba de água como a de óleo, mostrados nas Figuras 4.27 e 4.28. Os dados de entrada se basearam na simulação da repartida da bomba de água reportados por Andrade (2013), onde o autor utilizou uma velocidade de entrada de óleo igual a 1,0 m/s e vazão mássica de água próximo de 4 kg/s, obtendo uma queda de pressão máxima por fricção de $\Delta P_{f\text{máxi}} = 87421$ Pa, após 12 segundos do desligamento da bomba de água. Nesta pesquisa, tanto a bomba de água quanto a de óleo estiveram desligadas por um período de 10 segundos. Na simulação do desligamento da bomba de água utilizou-se os mesmos parâmetros de injeção de entrada reportados por Andrade (2013). No processo referente ao desligamento da bomba de óleo utilizou-se uma velocidade de entrada de água igual a 1,8 m/s e vazão mássica de óleo igual a 15 kg/s. Essa definição das velocidades de entrada de óleo e água, baseou-se nas simulações de escoamento bifásico *core-flow*, realizadas por Andrade (2013), onde o autor encontrou a menor perda de carga por fricção comparada aos outros casos simulados.

Pode-se notar pela observação das Figuras 4.27 e 4.28, que a queda de pressão máxima por fricção no processo de desligamento e repartida no bombeamento de água foi de $\Delta P_{f\text{máx}} = 83017,4$ Pa, próximo ao obtido por Andrade (2013), sendo a pequena diferença atribuída ao tempo em que a bomba esteve desligada. Para o processo envolvendo o bombeamento de óleo, obteve-se um $\Delta P_{f\text{máx}} = 12304,8$ Pa, sendo este valor aproximadamente 14,8% daquela observada para o caso da interrupção do bombeamento de água.

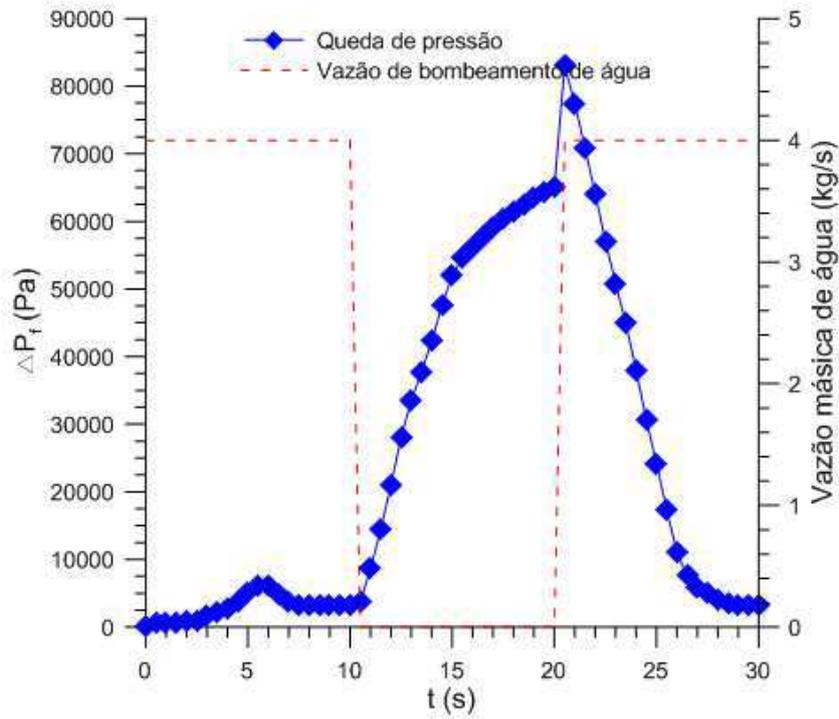


Figura 4. 28 - Comportamento da queda de pressão por fricção no processo "stop-and-go" da bomba de água (Caso 3).

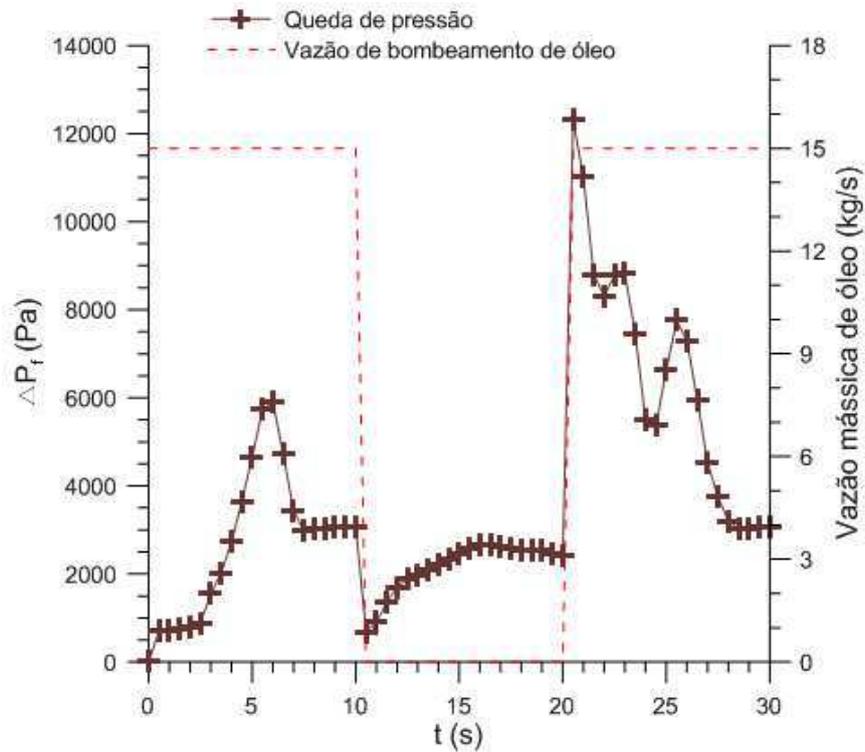


Figura 4. 29 - Comportamento da queda de pressão por fricção no processo "stop-and-go" da bomba de óleo (Caso 4).

Esses picos de pressão são importantes para se levar em consideração durante a fase de projeto e dimensionamento dos dutos e conexões usados no transporte de óleo pesado. Em situações onde é necessário realizar um desvio por *by-pass* na tubulação, bastante comum na indústria petrolífera, o tempo de parada da bomba é muito importante, tornando-se necessário outros estudos sobre a influência desse parâmetro em relação à queda de pressão máxima.

O tempo de parada da bomba pode influenciar na queda de pressão alcançada nessa região de interesse. Analisando a queda de pressão obtida na parada da bomba de óleo, os valores obtidos são maiores do que aqueles encontrados para um escoamento monofásico de água quando a queda de pressão está em torno de 500 Pa. Esse fato deve-se à presença do *core-flow* que ainda escoava na tubulação. Utilizando-se de tempos maiores de parada, o diferencial de pressão obtido alcança valores menores já que a partir de certo momento apenas água estaria escoando no duto.

Na Figura 4.29, compara-se lado a lado os comportamentos do diferencial de pressão por fricção na linha, durante o processo “*stop-and-go*” das bombas de água e óleo; fica evidente a intensidade da queda de pressão ocorrida quando se desliga a bomba de água em um escoamento *core-flow*, ratificando a necessidade de novos estudos neste tópico.

A curva crescente da queda de pressão (intervalo de tempo de 10 a 20 segundos) na parada da bomba de água é esperada, devido ao escoamento tender a um escoamento monofásico de óleo pesado, que permanece na tubulação. Em contrapartida, após a parada da bomba de óleo, surge o escoamento monofásico de água, que, como já foi observado, possui um comportamento de queda de pressão próximo ao padrão de escoamento *core-flow*. Essas duas observações são muito importantes durante a fase de manutenção em tais sistemas, quando se faz necessário uma “comutação” entre a bomba atual e a reserva para que se possa realizar um serviço programado, principalmente nas operações de desligamento e repartida da bomba de água, o que requer uma maior atenção e um sistema de controle mais confiável, em virtude de se observar um pico maior de pressão na linha de transporte.

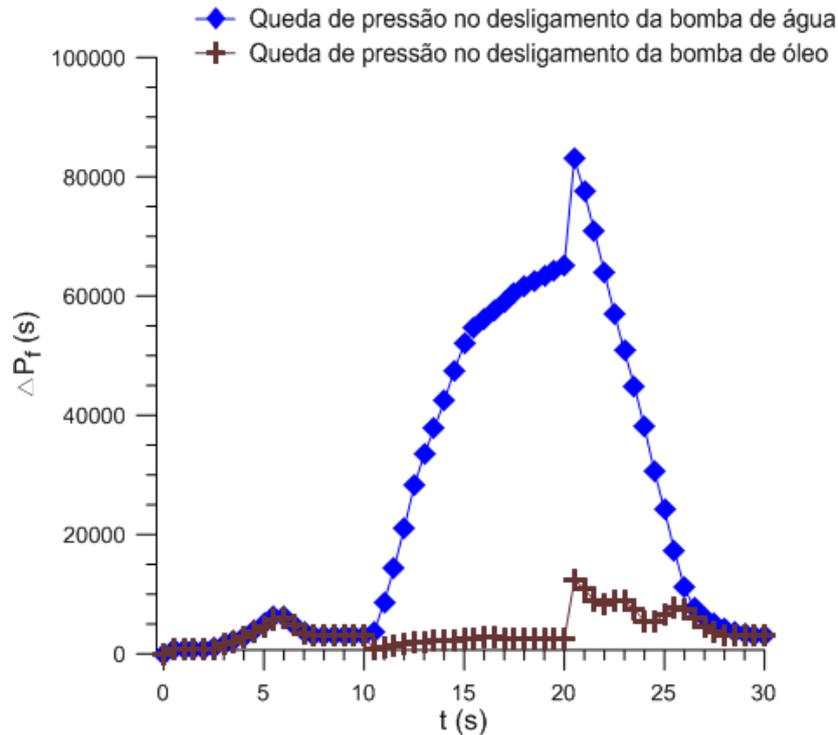


Figura 4. 30 - Comparação da queda de pressão nos processos de "stop-and-go" das bombas de óleo e água (Caso 3 e 4).

4.2.3.2. Campo de pressão no escoamento *core-flow* (Interrupção do escoamento de óleo e água)

O campo de pressão por fricção no tempo $t = 22$ s, para as duas situações de “stop-and-go” das bombas de água e óleo é mostrado na Figura 4.30. Este instante de tempo citado é logo após a repartida da bomba, quando o escoamento *core-flow* começa a se formar novamente. Nota-se que o diferencial de pressão por fricção obtido, está em torno de $\Delta P = 60000$ Pa e $\Delta P = 9000$ Pa, para a repartida da bomba de água e de óleo, respectivamente.

Poesio *et al.* (2007) estudaram o procedimento de repartida após uma parada súbita de bombas de uma linha de escoamento de óleo pesado e água em padrão *core flow*. Os autores obtiveram um valor máximo de diferencial de pressão durante a repartida que está entre duas e cinco vezes o valor do diferencial de pressão medido durante uma operação normal de escoamento *core-flow*. Apesar de simular-se a parada de apenas um sistema de bombeio, na repartida da bomba de água, o diferencial de

pressão por fricção foi de aproximadamente 13,4 vezes, enquanto na repartida da bomba de óleo, o resultado foi de aproximadamente 2 vezes o obtido no escoamento *core-flow*.

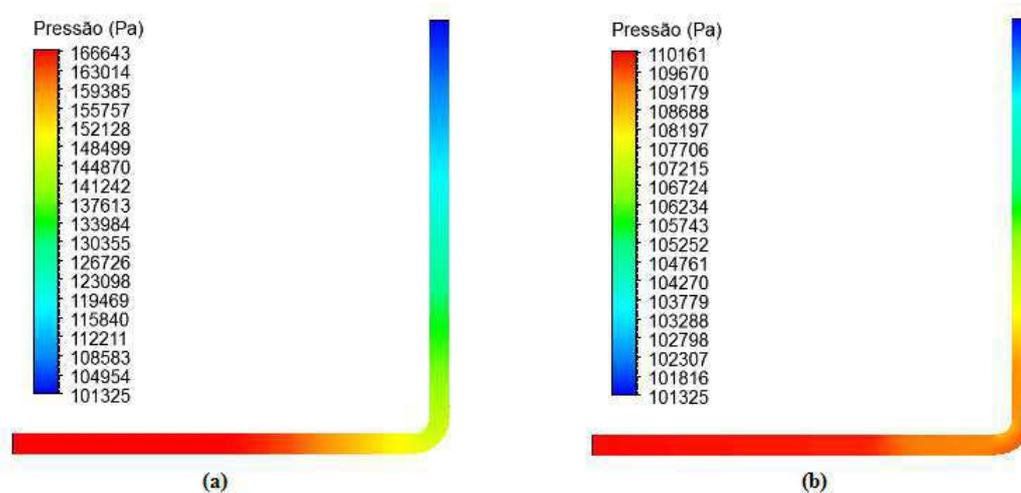


Figura 4. 31 - Campo de pressão por fricção para os processos "stop-and-go" das bombas de (a) água (Caso 3) e (b) óleo (Caso 4) no instante $t = 22$ s.

4.2.3.3. Potência de bombeamento no escoamento *core-flow* (Interrupção do escoamento de óleo e água)

Na análise do gráfico da potência de fricção, Figura 4.31, observou-se que este possui o mesmo comportamento da queda de pressão, tendo para o "stop-and-go" da bomba de água $Pot_{fmax} = 1608,92$ W ($t = 20,5s$) e para a bomba de óleo $Pot_{fmax} = 238,47$ W ($t = 20,5s$), pois trabalhou-se com vazões mássicas constantes. No entanto, o conhecimento dos picos de potência é de fundamental importância para o dimensionamento do sistema de bombeio, principalmente quando se trata da repartida da bomba de água, já que para este caso se tem uma perda de carga enorme causada pela presença de óleo pesado na tubulação. Durante o intervalo entre 10 e 20 segundos, notou-se uma pequena potência de bombeio quando se desligou a bomba de óleo, isto se deve a presença de água na tubulação, que escoam com baixa perda de carga, diferente do escoamento de óleo pesado que possui alta viscosidade dinâmica, interferindo diretamente na queda de pressão por fricção ao longo do fluxo.

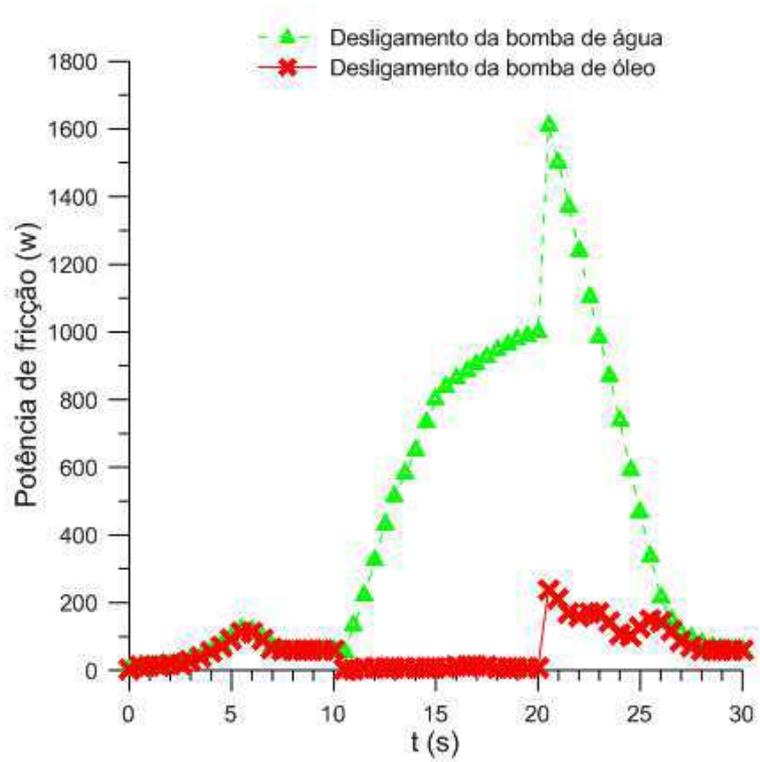


Figura 4. 32 - Comparação da potência de bombeamento para os processos de "stop-and-go" das bombas de água (Caso 3) e óleo (Caso 4).

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. Conclusões

A partir dos resultados obtidos com a simulação numérica do escoamento anular bifásico água-óleo pesado, pode-se concluir que:

- Em todos os casos simulados se notou a presença de um filme de água responsável pela lubrificação do núcleo de óleo, desta forma, o padrão de escoamento *core-flow* torna-se uma técnica eficiente no transporte de óleos pesados e ultraviscosos;
- Apesar de a tubulação possuir uma conexão curvada, o padrão *core-flow* se manteve estável nessa região específica, evitando que o óleo entrasse em contato com a parede do duto nas condições estudadas;
- Nas simulações dos casos com injeções de entrada constante para água e óleo (Caso 1), obteve-se a menor perda de carga quando a vazão mássica de água utilizada foi de 6 kg/s. Notou-se também que a queda de pressão no escoamento tende a diminuir com o aumento da injeção de água, chegando a um valor mínimo e, logo em seguida, voltando a aumentar para valores maiores de vazão de água;
- O valor obtido da perda de carga para o escoamento *core-flow*, representou uma diminuição de 95,4% comparado ao escoamento monofásico de óleo pesado, na mesma vazão volumétrica;
- Nas simulações com vazões de entrada constante para as duas fases, o núcleo de óleo se manteve estável e bem centralizado no início da região horizontal do duto. Entretanto, com o desenvolvimento do escoamento, o núcleo tende a assumir uma posição próxima à parede, como observado nas regiões de curvatura e vertical;
- Em uma análise energética do problema estudado, referente aos casos com vazão constante de óleo (Caso 1), a potência requerida de fricção alcançou o menor pico na simulação com injeção de água igual a 6 kg/s ($Pot_{fmax} = 91,37 \text{ W}$);

- Na simulação envolvendo casos onde a injeção de entrada de óleo tem um comportamento decrescente no tempo (Caso 2), observou-se a manutenção da estabilidade do padrão *core-flow*, mesmo com o aumento da espessura do filme lubrificante de água. Foi notado um mesmo padrão na queda de pressão em função da injeção de água. O Caso 2c (vazão mássica de água igual a 4 kg/s) foi o que apresentou o menor pico de potência requerida de fricção ($Pot_{f_{máx}} = 41,18 \text{ W}$);
- Nas simulações com desligamento e repartida (“*stop-and-go*”) tanto da bomba de água como de óleo (Casos 3 e 4), observou-se um aumento maior na queda de pressão por fricção quando se desliga a bomba de água, no entanto, com a repartida, os valores de queda de pressão voltam à condição normal obtida durante o padrão *core-flow*;
- Na simulação de repartida da bomba de água, o diferencial de pressão obtido foi de aproximadamente 13,4 vezes, enquanto na repartida da bomba de óleo o resultado foi de 2 vezes o obtido no escoamento *core-flow*. Os maiores picos de potência requerida de fricção durante o processo de *stop-and-go* das bombas de água e óleo foram $Pot_{f_{máx}} = 1608,92 \text{ W}$ e $Pot_{f_{máx}} = 238,47 \text{ W}$, respectivamente. Evidenciando a necessidade de maiores cuidados no processo de desligamento da bomba de água em um processo *core-flow*.

5.2. Sugestões para futuras pesquisas

Neste item sugere-se as seguintes pesquisas:

- Fazer um estudo de otimização e controle da técnica *core-flow*;
- Analisar a relação do raio de curvatura e do diâmetro do tubo com o diferencial de pressão e a estabilidade do padrão *core-flow*;
- Avaliar o escoamento *core-flow* com queda na vazão de óleo para um tempo maior de processo, para se observar a estabilidade do núcleo de óleo pesado;
- Analisar o tempo em que as bombas permanecem desligadas e a sua relação com a queda de pressão;

- Simular o desligamento em conjunto das duas bombas e analisar o diferencial de pressão obtido na repartida, comparando com o escoamento normal do padrão *core-flow*.

REFERÊNCIAS

- ALVES, L. M. Métodos dos Elementos Finitos. Curitiba, (2007).
- ANDRADE, T. H. F. Transporte de Óleos Pesados e Ultraviscosos Via Core-Flow: Aspectos Geométricos e Termofluidodinâmicos. 123p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande – PB, (2013).
- ANGELI, P.; HEWITT, G.F. Flow Structure in Horizontal Oil-Water Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 26, N° 7, pp. 1117-1140, (2000).
- ANP. Boletim Mensal da Produção de Petróleo e Gás Natural. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/?pg=79002&m=&t1=&t2=&t3=&t4=&ar=&ps=&1454421244104>. Acessado em: 30 jan. (2015).
- ANSYS, CFX-Theory Manual, (2009).
- ARIRACHAKARAN, S.; OGLESBAY, K. D.; MALINOWSKY, M. S.; SHOHAM, O.; BRILL, J. P. An Analysis of Oil-Water Flow Phenomena in Horizontal Pipes. *SPE Production Operations Symposium*, pp. 115-167, (1989).
- 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).
- BANNWART, A. C. A Simple Model for Pressure Drop in Horizontal Core Annular Flow. *Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences*, vol. 21, N° 2, pp. 233-244, (1999a).
- BANNWART, A. C. Modeling Aspects of Oil–Water Core–Annular Flows, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 32, N° 2-4, pp. 127– 143, (2001).
- BARBOSA, A. Efeitos Transientes na Perda de Carga no escoamento Óleo Pesado-Água em Regime Anular em Duto Metálico, 102p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo), Universidade Estadual de Campina, Campinas-SP, (2004)

- 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° 5, pp. 523-533, (2004).
- BORTOLI, Á. L. *Introdução à Dinâmica de Fluidos Computacional*. Porto Alegre: Editora Universidade/UFRGS, (2000).
- BRAUNER, N.; MOALEM MARON, D. Stability Analysis of Stratified Liquid-Liquid Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 18, N° 1, pp. 103-121, (1998).
- 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).
- BRIGGS, P. J.; BARON, R. P.; FULLEYLOVE, R. J.; WRIGHT, M. S. Development of Heavy-Oil Reservoirs. *SPE 15748*, vol. 40, N° 2, pp. 206-214, (1988).
- CHARLES, M. E.; GOVIER, G. W.; HODSON, G. W. The Horizontal Pipeline Flow of Equal Density Oil-Water Mixtures. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, vol. 39, N° 1, pp. 27-36, (1961).
- DEL FRARI, R. V. *Malhas Computacionais para Simulação Numérica de Escoamentos de Fluidos entre Cilindros com Excentricidade*, X Encontro Gaúcho de Educação Matemática, Ijuí-RS, (2009).
- FORTUNA, A. O. *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações*. São Paulo: Editora USP, (2000).
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: LTC, 6 ed., (2004).
- 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.sbpnet.org.br/livro/58ra/atividades/TEXTOS/texto_890.html. Acesso em: 15 de maio. (2006).
- FRANCO, N. B. *Cálculo Numérico*. São Paulo: Person Prentice Hall, (2006).

- GHOSH, S.; DAS, G.; DAS, P.K. Simulation of Core Annular Downflow Through CFD - A comprehensive Study. *Chemical Engineering and Processing*, vol. 49, N° 11, pp. 1222–1228, (2010).
- GHOSH, S.; DAS, G.; DAS, P. K. Simulation of Core Annular in Return Bends – A Comprehensive CFD Study. *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 89, N° 11, pp. 2244-2253, (2011).
- GUEVARA, E.; GONZALES, S. A.; NINEZ, G. Highly Viscous Oil Transportation Methods in the Venezuela Oil Industry. In: *Proceedings of the 5th World Petroleum Congress*, London, pp. 495-502, (1997).
- GUEVARA, E.; ZAGUSTIN, K.; PATERNO, J.; TALLERO, J. L.; ZUBILLA, V.; ZAMORA, G.; DIAZ, T. Research and Development in Core-Annular Flow. *Revista Tecnica INTERVER*, vol. 10, N° 1, pp. 63-72, (1990).
- HART, A. A Review of Technologies for Transporting Heavy Crude Oil and Bitumen Via pipelines. *The Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, vol. 4, N° 3, pp. 327-336, (2013).
- JOSEPH, D. D., BAI, R., CHEN, K. P., RENARDY, Y. Y. Core-Annular Flows. *Annual Reviews Fluid Mechanical*, vol. 29, pp.65-90, (1997).
- JOSEPH, D. D.; RENARDY, M.; RENARDY, Y. Instability of the Flow of Two Immiscible Liquids With Different Viscosities in a Pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 141, pp. 309-317, (1984).
- 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).
- KAUSHIK, V. V. R.; GHOSH, S.; DAS, G.; DAS, P. K. CFD Simulation of Core Annular Flow Through Sudden Contraction and Engineering, vol. 86-87, pp. 153-164, (2012).
- MACINTYRE, A. J. *Bombas e Instalações de Bombeamento*, 2 ed. rev., Rio de Janeiro: LTC, (2008).
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2004.

MOTHÉ, C. G.; SILVA, C. Petróleo Pesado e Ultraviscoso – Reservas e Produção Mundial. TN Petróleo, vol. 57, pp. 76-81, (2007).

OECD/IEA. Resources to Reserves: Oil and Gas Technologies for the Energy Markets of the Future, Paris, 22 Sept, (2005).

OLIEMANS, R. V. A., The Lubricating-Film Model for Core-Annular Flow. PhD Thesis, Delf University Press, (1986).

OOMS, G. The Hidrodinamic Stability of Core-Annular Flow of Two Ideal Liquids. Applied Science Research, vol. 26, N° 1, pp. 147-158, (1972).

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, (1983).

PALADINO, E., E. Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial. 263p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, (2005).

PATANKAR, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluids Flow. Series in Computational and Physical Processes in Mechanics and Thermal Sciences, 196p., Ed. Taylor & Francis, (1980).

PEREIRA FILHO, G. H. S.; LIMA, A. G. B.; FARIAS NETO, S. R.; KRIVELARO, K. C. O. Simulação Numérica do Transporte Não-Isotérmico de Óleos Pesados em Risers Submersos Via CFX, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande-PB, (2010).

PRADA, J. W. V.; BANNWART, A. C. Core Annular Flow Lift: A New Alternative for Heavy Oil Production. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia-SP, (1999).

RIBREIRO, G. A. S. M. Topics in the Transport and Rheology of Heavy Crude Oils. 136p, Phd Dissertation, University of Minnesota, (1994).

- RODRIGUEZ, O. M. H. Estabilidade Hidrodinâmica em Escoamento Bifásico Paralelo. In: Mendonça, M. T.; Medeiros, M. A. F. Turbulência. Rio de Janeiro: ABCM, vol. 6, cap. 3, (2008).
- RUGGIERO, M. A. G.; LOPES, V. L. R. Cálculo Numérico: Aspectos Teóricos e Computacionais. 2 ed. São Paulo: Pearson Makron Books, (1996).
- RUSSEL, T. W. F and CHARLES, M. E. The Effect of the Less Viscous Liquid in the Laminar Flow of two Immiscible Liquids. The Canadian Journal of Chemical Engineering, vol. 37, N° 1, pp. 18-24, (1959a).
- RUSSEL, T. W. F.; HODGSON, G. W.; GOVIER, G. W. Horizontal Pipeline Flow of Mixtures of Oil and Water. The Canadian Journal of Chemical Engineering, vol. 37, N° 1, pp. 9-17, (1959).
- SANTOS, J. S. S.; FARIAS NETO, S. R.; LIMA, A. G. B.; CRIVELARO, K. C. O. Transporte de Óleos Pesados em Catenárias Via Técnica Core-Flow – Modelagem e Simulação, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande-PB, (2010).
- SANTOS, R. G. Avaliação da Molhabilidade de Superfícies de Oleodutos através de Medidas de Ângulo de Contato: Efeito de Asfaltenos e de Ácidos Naftênicos. 105p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Processos), Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, (2003).
- SANTOS, M. M. Simulação Numérica do Escoamento Bifásico Óleo-Água em Tubos. 81p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, (2010).
- SILVA, R. C. R. Alteração da Molhabilidade de Superfícies Internas de Tubulações Utilizadas no Transporte de Óleos Pesados Via Core-Flow. 71p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo), Universidade Estadual de Campina, Campinas-SP, (2003).
- SOUSA JUNIOR, C. S. Tecnologia de Óleos pesados e Ultraviscosos. 209p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro-RJ, (2008).

SULZER. Pumps and Systems. Disponível em: <https://www.sulzer.com/en/Products-and-Services/Pumps-and-Systems>. Acessado em: 02 mar. (2015)

TAVARES, D. P. S. Escoamento Trifásico Não-Isotérmico em oleodutos Horizontais com Vazamento: Modelagem e Simulação. 104p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química), Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande-PB, (2012).

THOMAS, J. E. Fundamentos de Engenharia de Petróleo. 2 ed., Rio de Janeiro: Interciência, (2004).

TORRES-MONZÓN, C. F. Modeling of Oil-Water Flow in Horizontal and Near Horizontal Pipes. 117p. Ph.D. Thesis (Department of Mechanical Engineering), University of Tulsa, (2006).

TRALLERO, J. L.; SARICA, C.; BRILL, J. P. A Study of Oil/water Flow Patterns in Horizontal Pipes. SPE 36609, vol. 12, Nº 3, pp.165-172, (1997).

VARA, R.M.O., Hidrodinâmica do Escoamento Bifásico Água/Óleo Pesado em um Tubo Horizontal. 140p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, (2001).

VEERSTEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 503p., 2 ed., England: Ed. Pearson Education Limited, (2007).

VIDAL, F. J. T. Desenvolvimento de um Simulador de Bombeio por Cavidades Progressivas. 72p, Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia Elétrica), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal-RN, (2005).