



UNIVERSIDADE FEDERAL DE
CAMPINA GRANDE

CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
PROCESSOS

**Escoamento Anular Isotérmico de Óleos
Pesados e Água em Bifurcações
Angulares: Modelagem e Simulação**

JOSÉ LUIS GOMES MARINHO

CAMPINA GRANDE – PARAÍBA

Dezembro de 2012

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

Tese de Doutorado

Escoamento Anular Isotérmico de Óleos Pesados e Água em Bifurcações Angulares: Modelagem e Simulação

JOSÉ LUIS GOMES MARINHO

Curso: Engenharia de Processos

Área de Concentração: Desenvolvimento de Processos

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos como um dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos.

Orientadores: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Campina Grande – PB

Dezembro de 2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

M338e Marinho, José Luis Gomes.
Escoamento anular de óleos pesados e água em bifurcações angulares:
modelagem e simulação / José Luis Gomes marinho. – 2013.
108 f. : il. color.

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

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

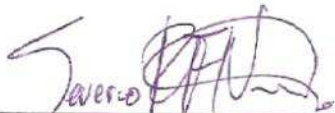
Referências.

1. Óleo Pesado. 2. *Core-Flow*. 3. Junções T e Y. I. Farias Neto,
Severino Rodrigues. II. Lima, Antonio Gilson Barbosa de. III. Título.

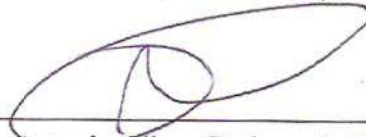
CDU 63.0(043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE **JOSÉ LUIS GOMES MARINHO**, APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS - GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS DO CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE


Tese de Doutorado **aprovada** no dia 19 de dezembro de 2012.




Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
(UFCCG/UAEQ - Orientador)




Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
(UFCCG/UAEM - Orientador)



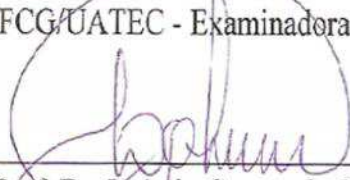
Profa. Dra. Cristiane Holanda Sodré
(UFAL/CTEC - Examinadora Externa)



Prof. Dr. Fernando Fernandes Vieira
(UEPB/DESA - Examinador Externo)



Profa. Dra. Fabiana Pimentel Macêdo Farias
(UFCCG/UATEC - Examinadora Externa)



Prof. Dr. Laércio Gomes de Oliveira
(UFCCG/UAEQ - Examinador Externo)

Campina Grande - PB, Brasil.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Eunilce e Antônio,

Aos meus orientadores, Severino e Gilson.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus por sempre estar presente em minha vida, pela coragem e determinação que me destes.

Aos meus pais, Eunilce e Antônio, pelo carinho, amor, pela força, compreensão e por estarem sempre ao meu lado.

A minha namorada, Clarissiane pelo apoio, carinho, compreensão e pelas palavras de conforto nos momentos difíceis.

Aos amigos, Enivaldo, Acto, George, Fernando, Chico, Flávio e os demais companheiros do LCTF/UAEM/UFCG pela ajuda, apoio, e principalmente nos momentos de descontração e alegria nesta árdua jornada.

Ao meus orientadores, Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto, pelos valiosos ensinamentos e por sua amizade e Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, pelos “puxões de orelha” tantas vezes necessários, ensinamentos valiosos e por sua amizade.

Aos Professores, Wilton Pereira da Silva, Marcelo Grillo, pelos ensinamentos, pelos valiosos conselhos e amizade.

A Wagner Celso Barbosa de Lima pela grande ajuda no mestrado para elaboração de “malhas numéricas”, que me serviu de base para a elaboração das malhas do presente trabalho.

Ao Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem/UAEQ/CCT/UFCG e ao Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos/ UAEM/CCT/UFCG pela acolhida e infra-estrutura.

A CAPES, pelo suporte financeiro.

A UFAL pelo incentivo e liberação de alguns dias para a conclusão da tese de doutorado.

“O senhor é meu pastor e nada me faltará.”

Salmo 22

RESUMO

O transporte de petróleo em tubos e conexões é dependente da sua viscosidade e requer muita energia de bombeamento. A técnica *Core-Flow* vem ganhando destaque devido ao custo e simplicidade, no transporte de óleos pesados e ultra viscosos. No presente trabalho foi estudado o transporte de óleos pesado e ultraviscosos em regime permanente utilizando coordenadas cartesianas para tubos munidos ou não de conexões em ‘T’ e em ‘Y’. Foi avaliado diferentes modelos de turbulência (κ - ϵ , RNG- κ - ϵ , κ - ω , SSG Reynolds Stress e o SST) em conjunto com o modelo de mistura, considerando o efeito gravitacional, sem ocorrência de reações químicas durante o escoamento e propriedades físico-químicas constantes. Adotou-se o aplicativo Ansys CFX 13 para obtenção de resultados. Os resultados mostram que o modelo matemático proposto possui concordância com os dados experimentais. Ao aplicar a modelagem proposta para uma tubulação na horizontal observa-se o *Core-Flow* excêntrico ao longo do duto. O mesmo efeito ocorre na tubulação principal, antes da bifurcação nas junções “T” e “Y”, obtendo-se o padrão de escoamento estratificado no início dos ramais principal e secundário e, em alguns casos, uma possível formação do padrão anular. Dentre os modelos avaliados no presente trabalho, o modelo de turbulência SSG foi o que melhor se adequou as quedas de pressões experimentais. Observou-se que há uma redução da queda de pressão com o aumento da espessura do anel de água. Obteve-se para a inclinação de 75° uma queda de pressão no duto principal mais próxima dos valores experimentais. Para inclinações dos ramais principal e secundário, tem-se uma queda de pressão 6 vezes superior a queda de pressão do duto principal.

Palavras Chave: Óleo Pesado, *Core-Flow*, Junções T e Y.

ABSTRACT

The oil transport in pipes and connections is dependent on its viscosity and requires much energy for pumping. The Core-Flow technique is gaining prominence due to cost and simplicity on the transportation of heavy oils and ultra viscous. In the present work we studied the transport of heavy oils and ultra viscous steady and using Cartesian coordinates pipe connections or not fitted with 'T' and 'Y'. We evaluated different turbulence models (κ - ϵ , RNG κ - ϵ -, κ - ω , SST and SSG Reynolds Stress) together with the mixture model, considering the gravitational effect without chemical reactions occurring during flow properties and physical-chemical constants. We adopted the application Ansys CFX 13 for obtaining results. The results show that the mathematical model showed agreement with the experimental data. By applying the proposed model to a horizontal pipe in there the Core Flow eccentric along the pipeline. The same effect occurs in the main pipe before the fork joints "T" and "Y", obtaining the stratified flow pattern in the early primary and secondary branches and, in some cases, a possible formation of the annular pattern. Among the models evaluated in this study, the SSG turbulence model was the best adapted to the experimental pressure drops. It was observed that there is a reduction in pressure drop with increasing thickness of the annular water. Obtained for the slope of 75° a pressure drop in the main duct nearest the experimental values. For inclinations of the main and secondary branches, has a pressure drop 6 times the pressure drop of the main duct.

Keywords: Heavy Oil, Core-Flow, T and Y Juntions.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 Transporte de Fluidos.....	6
2.2 Escoamento Multifásico.....	7
2.3 Óleo Pesado.....	9
2.4 Escoamento Anular (Core-Flow).....	10
2.4.1 Características do escoamento água-óleo no Core-Flow.....	13
2.4.2 Excentricidade do Core-Flow.....	20
2.4.3 Escoamento em Junções T e Y.....	24
2.4.4 Avaliação do “Core-Flow” em Tubulações Curvadas.....	28
2.5 Modelagem Matemática para Escoamento Multifásico.....	29
2.5.1 Tratamento Matemático.....	29
2.5.1.1 Abordagem Euleriana-Euleriana.....	29
2.5.1.2 Abordagem Euleriana-Langrangeana.....	30
2.5.1.3 Abordagem do Volume de Fluido.....	31
2.5.2 Modelos Matemáticos.....	31
2.5.2.1 Notação multifásica	31
2.5.2.2 Modelo não-homogêneo.....	33
2.5.2.3 Modelo homogêneo	38
3 METODOLOGIA.....	49
3.1 Definição do Problema Físico.....	49
3.2 Modelagem Matemática.....	51
3.3 Condições de Contorno.....	54
3.4 Casos Avaliados.....	56
3.5 Determinação do fator de redução de potência do core-flow.....	61

4 RESULTADOS.....	62
4.1 Influência da Malha Numérica.....	62
4.2 Influência do Modelo de Turbulência no escoamento Anular	63
4.3 Influência da “fração de área de contato” usado na condição de contorno na parede.....	65
4.4 Influência da Condição de Contorno "Modelo de Área de Contato" na Parede do Duto.....	65
4.5 Influência da fração área de contato com a parede.....	67
4.6 Análise e comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais....	69
4.6.1 Análise do campo de fração volumétrica ao longo da tubulação.....	69
4.6.2 Análise dos Perfis de velocidade.....	71
4.6.3 Fator de Redução de Potência do Core-Flow.....	74
4.7 Avaliação do escoamento anular (core-flow) em bifurcações T e Y.....	75
4.7.1 Análise do Campo de Fração Volumétrica ao Longo da Tubulação.....	75
4.7.2 Análise da Queda de Pressão no Duto principal e Ramificações Principal e Secundária.....	82
5 CONCLUSÕES.....	86
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	88
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89
APÊNDICE A.....	96
APÊNDICE B.....	104
APÊNDICE C.....	105
APÊNDICE D.....	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Reservas de óleos pesados, em diferentes países. Fonte: Adaptado de Schlumberger (2007).....	2
Figura 2.1. Carta para diferentes padrões de escoamento água-óleo (Fonte: Joseph et al., 1997).....	9
Figura 2.2. Tecnologias utilizadas na produção de óleos pesados (Fonte: Prada e Bannwart, 1999).....	10
Figura 2.3. Modelo representativo do método “core-flow” (Fonte: Ghosh <i>et al.</i> , 2009).	11
Figura 2.4. Perfil de velocidade em um “perfeito” core- flow (Fonte: Bensakhira <i>et al.</i> , 2004).....	13
Figura 2.5. Descrição do procedimento experimental (Vara, 2001).....	16
Figura 2.6. Posição radial do “core”; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo (Fonte: Bensakhria et al. 2004).....	22
Figura 2.7. Descrição esquemática de várias configurações de fluxos estratificado e anular (Rovinsky et al, 1997).....	23
Figura 2.8. Junção T em uma rede de tubulações (Fonte: Wang et al., 2008).....	24
Figura 2.9. Tê horizontal regular com ramal lateral (a), vertical regular (b) e vertical irregular (e) (Fonte: adaptado de Belém, 2009a).....	25
Figura. 2.10. Misturador óleo-água. Comprimentos indicados no desenho são em milímetros e os ângulos estão em graus (Fonte: Sotgia et al., 2008).....	27
Figura 3.1. Dimensões do duto horizontal e vertical que forma a junção “T”	49
Figura 3.2. Esquema experimental utilizado por Vara (2001).....	50
Figura 3.3. Representação da malha tridimensional enfatizando o refinamento da tubulação e detalhes das regiões de entrada, de saída do tubo.....	51
Figura 3.4. Figura 3.4 Representação da seção de entrada do domínio de estudo.....	54

Figura 4.1- Comparação para a modelagem matemática proposta, utilizando as condições de contorno “modelo de área de contato” e “padrão”.....	66
Figura 4.2 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais do duto para os casos 36 e 37 da Tabela 3.4.....	70
Figura 4.3. Perfil de velocidade superficial do óleo em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 36).....	72
Figura 4.4. Perfil de velocidade superficial da água em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 36).....	72
Figura 4.5. Perfil de velocidade superficial do óleo em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 37).....	73
Figura 4.6. Perfil de velocidade superficial da água em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 37).....	73
Figura 4.7 Detalhes das geometrias elaboradas para as junções T e Y do presente trabalho.....	75
Figura 4.8 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 15° com a horizontal da ramificação secundária.....	77
Figura 4.9 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 30° com a horizontal da ramificação secundária.....	77
Figura 4.10 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 45° com a horizontal da ramificação secundária.....	77
Figura 4.11 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 60° com a horizontal da ramificação secundária.....	78
Figura 4.12 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 75° com a horizontal da ramificação lateral secundária.....	78
Figura 4.13 Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 90° com a horizontal da ramificação secundária.....	78
Figura 4.14 Posições ao longo do ramal secundário onde são representados os campos de fração volumétrica de óleo (Figuras 4.15 e 4.16). Maiores informações sobre os pontos oriundos das linhas em cada posição do ramal secundário, consultar o apêndice D.....	79
Figura 4.15 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais ao longo do ramal secundário.....	80
Figura 4.16 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais ao longo do ramal principal.....	81

Figura 4.17 Tomadas de ΔP no tubo principal e ramais principal e secundário.....	83
Figura 4.18 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 15°	83
Figura 4.19 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 30°	83
Figura 4.20 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 45°	83
Figura 4.21 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 60°	84
Figura 4.22 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 75°	84
Figura 4.23 Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 90°	84
Figura 1A. Determinação do local do duto principal com o ramal secundário.....	95
Figura 1B. Determinação da curva de segmentação do duto principal com o ramal secundário.....	95
Figura 1C. Acoplamento final do duto principal com o ramal secundário.....	95
Figura 1D. Geometria do problema, conexão T final.....	96
Figura 1E. Blocação principal (junção T).....	96
Figura 1F. Comando “o-grid” em uma parte da blocação da junção T.....	97
Figura 1G. Qualidade no refinamento da malha utilizando comando o-grid.....	97
Figura 1H. Blocação da malha na parte central (a); na ramificação secundária (b) e na ramificação central (c).....	98
Figura 1I. Associação da malha (em verde) ao duto.....	98
Figura 1J. Refinamento da malha T.....	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Velocidades superficiais e reais dos fluidos.....	18
Tabela 3.1. Propriedades físico-químicas dos fluidos.....	55
Tabela 3.2. Condições gerais do Problema.....	57
Tabela 3.3. Casos para estudo de dependência de malha, levando-se em consideração o modelo de área de contato com a parede.....	58
Tabela 3.4. Casos avaliados levando-se em consideração o modelo de área de contato com a parede.....	58
Tabela 3.5 – Casos avaliados para as junções T e Y.....	60
Tabela 3.6 – Casos monofásicos avaliados.....	61
Tabela 4.1. Casos avaliados para influência do refinamento da malha numérica.....	62
Tabela 4.2. Casos avaliados par a influência do modelo de turbulência.....	65
Tabela 4.3. Casos avaliados para influência do modelo de turbulência.....	65
Tabela 4.4. Valores da queda de pressão com e sem a utilização da fração de área de contato com a parede.....	66
Tabela 4.5. Avaliação da eficiência da fração de óleo em contato com cada volume de controle da parede do duto.....	67
Tabela 4.6 Casos avaliados para a fase água regime turbulento.....	68
Tabela 4.7 Casos avaliados para a fase água no regime turbulento para δ igual a 1,7 mm.....	68
Tabela 4.8. Comparação da queda de pressão do escoamento bifásico com o escoamento monofásico.....	74
Tabela 4.9 Queda de Pressão no duto principal e ramais principal e secundário.....	82

SIMBOLOGIA

Letras Latinas

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Dimensão</i>
U	Vetor velocidade	[m/s]
$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	[m ⁻¹]
C_1	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
C_2	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
C_μ	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
$D_{\alpha\beta}$	Arraste total	[N]
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	[m]
r_A	Fração volumétrica de água	[-]
r_O	Fração volumétrica de óleo	[-]
g	Aceleração da gravidade terrestre	[m/s ²]
G_α	Geração de energia cinética turbulenta	[kg/m/s ³]
M_α	Força de arraste interfacial	[N/m ³]
P	Pressão	[Pa]
P_{est}	Pressão estática	[Pa]
Q	Fluxo volumétrico	[m ³ /s]
R	Raio do tubo	[m]
r	Raio do núcleo de óleo	[m]
$S_{ms\alpha}$	Fonte de massa	[N/m ³]
$S_{m\alpha}$	Fonte de momento devido a força de corpo externa	[N]
t	Tempo	[s]

U_A	Velocidade real da água	[m/s]
U_o	Velocidade real do óleo	[m/s]
U_r	Velocidade radial	[m/s]
U_z	Velocidade axial	[m/s]
U_θ	Velocidade angular	[m/s]

Letras Gregas

θ	Ângulo de inclinação da tubulação	[°]
σ_ϵ	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
σ_κ	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade da mistura	[kg/m ³]
κ_α	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
α e β	Fases envolvidas	[-]
ϵ_α	Taxa de dissipação	[m ² /s ³]
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	[kg/s/m ³]
μ	Viscosidade cinemática	[kg/m/s]
$\mu\alpha$	Viscosidade turbulenta	[kg/m/s]
a_1	Constante do modelo SST	[-]
arg_1	Variável auxiliar da função F_1	[-]
arg_2	Variável auxiliar da função F_2	[-]
$C_{\epsilon 1}$	Constante do modelo de turbulência κ - ϵ	[-]
$C_{\epsilon 2}$	Constante do modelo de turbulência κ - ϵ	[-]
C_μ	Constante do modelo de turbulência κ - ϵ	[-]
$CD_{k\omega}$	Variável auxiliar da função F_1	[-]
F_1	Função acoplador do modelo de turbulência SST	[-]
F_2	Limitador da tensão cisalhante turbulenta para o SST	[-]
k	Energia cinética turbulenta	[kgm ² /s ²]
P_k	Produção de turbulência	[kg/ms ³]
S	Tensor de tensões médias	[kg/ms ²]
u	Velocidade	[m/s]

α	Constante do modelo de turbulência k- ω	[-]
β	Constante do modelo de turbulência k- ω	[-]
β'	Constante do modelo de turbulência k- ω	[-]
δ	Espessura da camada limite	[m]
Φ_1	Constante genérica do modelo de turbulência k- ε	[-]
Φ_2	Constante genérica do modelo de turbulência k- ω	[-]
Φ	Constante genérica do modelo de turbulência SST	[-]
ε	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
σ_k	Constante do modelo de turbulência k- ω	[-]
σ_ω	Constante do modelo de turbulência k- ω	[-]
τ_ω	Tensão de cisalhamento na parede	[kg/ms ²]
ω	Taxa de dissipação turbulenta específica	[kgm ² /s ³]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/ms]

Subscritos

i	Eixo de coordenadas da variável
j	Varredura da variável em todos os eixos de coordenada

Sobrescritos

'	Referente a flutuações no escoamento turbulento
—	Referente a média

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Existem vários fatores que podem contribuir para o desenvolvimento de uma nação, merecendo destaque: educação, saneamento básico e energia. Este último é essencial para auxiliar no transporte de alimentos, locomoção, geração de energia, entre outros aspectos. Atualmente o petróleo é a fonte de energia mais utilizada em todo o mundo devido à diversidade de produtos obtidos com os seus derivados tais como combustíveis para carros e aviões, fabricação de peças de plástico, e uma gama de outros produtos. Devido ao alto consumo de petróleo a nível mundial e por este fluido ser um recurso natural não renovável, pesquisadores chamam a atenção para a exploração do óleo pesado (com alta viscosidade) em função da necessidade de suprir a queda de oferta de óleo convencional em todo o mundo (Schlumberger, 2007).

A distribuição desigual dos recursos naturais (petróleo), tem despertado o interesse de muitas nações, tornando-se um fator de tensão constante para países pobres que detêm este recurso natural, que, na maioria dos casos, dependem dos países ricos para impulsionar a exploração e suas economias. A nível mundial, algumas áreas reuniram características peculiares da natureza que permitiram o aparecimento do petróleo. Um exemplo é o Oriente Médio, onde estão cerca de 65% das reservas mundiais de óleo e 36% de gás natural (Andrade, 2008a). Dessas reservas petrolíferas destacam-se os óleos pesados e ultra-viscosos devido a sua grande quantidade na natureza e, por ainda ser de difícil a sua extração. Seu valor econômico ainda é baixo por possuir um baixo grau API (American Petroleum Institute) com a variação entre $10 < \text{°API} < 20$, possuindo uma baixa razão de hidrogênio/carbono; porém, apesar de ser

muito viscoso, o óleo pesado possui um comportamento de fluido Newtoniano, sendo a viscosidade uma função somente da temperatura (Barbosa, 2004).

Na Figura 1.1 pode se observar a distribuição das reservas de óleos pesados em bilhões de barris em diferentes países, de acordo o grau API.

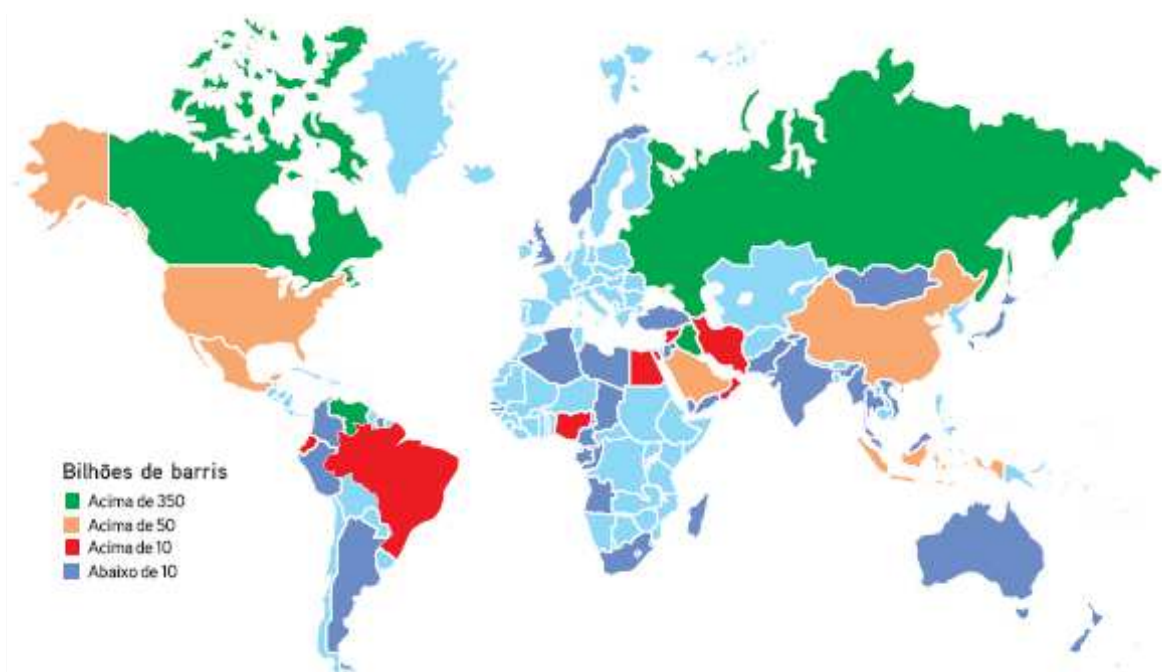


Figura 1.1. Reservas de óleos pesados, em diferentes países. Fonte: Adaptado de Schlumberger (2007).

No Brasil, o local com maior incidência de óleos pesados está localizado em águas profundas da Bacia de Campos, no Rio de Janeiro, que produz cerca de 90% de todo o petróleo nacional (Schlumberger, 2007). Esse fato tem despertado grande interesse na renovação das reservas de hidrocarbonetos em decorrência da redução na oferta do óleo convencional. No entanto, a sua produção e transporte tem gerado desafios a serem superados, em especial em águas profundas, onde a temperatura da água pode afetar consideravelmente a viscosidade do óleo pesado. Deve-se salientar que, segundo Barbosa (2004), a temperatura da água pode chegar a aproximadamente 4°C.

Em geral, durante a produção de petróleo tem se observado a presença de água, o que pode conduzir a formação de diferentes padrões de escoamento que está diretamente relacionado com as velocidades das fases envolvidas, do diâmetro do duto, das propriedades físico-químicas, entre outras. Neste sentido, a indústria tem tirado proveito dessas características para realizar o transporte de óleos pesados e ultra-viscosos, a exemplo do padrão de escoamento anular. De acordo com a literatura, este

padrão de escoamento, se bem utilizado, pode reduzir em cerca de 50 a 70 vezes a perda de carga em relação a se o óleo escoasse sozinho na tubulação (Damacena, 2009; Ghosh *et al.*, 2009; Andrade *et al.*, 2008b; Vara, 2001).

Em virtude dos campos petrolíferos, na sua grande maioria, não serem localizados próximos dos terminais e refinarias de óleo e gás, é necessário o transporte da produção de petróleo e água por meio de embarcações, caminhões, vagões, ou tubulações (oleodutos e gasodutos) terrestres ou marítimas. Entre os meios de transporte utilizados, os oleodutos tornaram-se um meio de transporte preferencial tanto para atender o abastecimento das refinarias como suprir a necessidade dos grandes centros de consumo de derivados (Milankovic, 2005). Entretanto, especialistas chamam a atenção a problemas gerados na tubulação, devido à perda de pressão, atrito e a formação de grandes bolhas, que podem implicar instabilidades na tubulação (devido a sua “quebra”), possíveis fissuras nos dutos, ocasionando rupturas e provavelmente podendo ocasionar sérios danos ambientais.

Um grande desafio a ser superado é o escoamento do óleo pesado, que necessita de um grande esforço de bombeamento. Daí a necessidade de se desenvolver técnicas que permitam reduzir a quantidade de energia utilizada para o escoamento da produção de óleos pesados, visando diminuir os efeitos da viscosidade, por meio da adição de calor, diluição do óleo pesado com um óleo mais leve e a formação de emulsões.

Segundo Gosh *et al.* (2010), Pereira Filho (2010), Damacena, (2009), Rodriguez (2002), Ghosh *et al.* (2009), Andrade *et al.* (2008b), Vara (2001), Prada e Bannwart (1999), dentre as diferentes técnicas para o transporte de óleos pesados e ultraviscosos destaca-se a do escoamento anular ou “*Core-Annular Flow*” (CAF), também conhecida como “*core-flow*”, caracterizada por favorecer a utilização de uma pequena quantidade de energia necessária para bombear óleos pesados.

Algumas de suas vantagens são citadas:

- a) Grande quantidade em reservas de óleo pesado a nível mundial;
- b) Uma drástica redução da perda de carga no sistema (tubulações, bombas, outros);
- c) Economia de energia (não é necessária a adição de calor);
- d) Considerável redução dos custos se comparada com outros métodos.

A técnica do “*core-flow*” consiste basicamente na injeção de água para formar uma película, envolvendo o núcleo de óleo pesado sem tocar a parede interna do tubo, estabelecendo, assim, um padrão anular.

Bensakhria *et al.* (2004) citam que este método foi patenteado por “*Isaacs e Speed*” em 1904, nos Estados Unidos com a Patente nº 759374, mencionando a capacidade para transportar produtos viscosos por meio da lubrificação com água nas paredes da tubulação. Entretanto, somente em 1970 foi construído um amplo oleoduto industrial para o transporte de óleos pesados pela companhia “*Shell*” próximo de Bakersfield na Califórnia com 38 km de comprimento e um diâmetro de 15 cm.

Apesar dos benefícios desta técnica, Gosh *et al.* (2010), Gosh *et al.* (2009), Vara (2001), Silva (2003), destacam alguns problemas desafiadores em relação ao “*core-flow*”:

- a) Criar e a manter a distribuição de fluxo do “*core*” em todo comprimento do tubo;
- b) Observar durante longas horas de fluxo contínuo de petróleo, pois este pode tocar a parede do tubo, provocando incrustações, aumentando assim uma queda drástica da pressão;
- c) Efeito da inclinação e diâmetro do duto no padrão de escoamento;
- d) Critérios de transição entre padrões de fluxo óleo-água;
- e) Garantia de lubrificação em junções, curvas e conexões;
- f) Carência de estudos utilizando a técnica “*core-flow*” com relação a dutos e conexões.

Diante do exposto, este trabalho tem como objetivo geral estudar numericamente o escoamento permanente e isotérmico água-óleo pesado e ultra viscoso em junções angulares e bifurcações tipo T e Y, com ênfase no escoamento anular de óleo-água (“*core-flow*”) utilizando o software computacional Ansys CFX 13.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos pode-se citar:

- a) Apresentar uma modelagem matemática para escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso usando a técnica de “*Core-Flow*”, no sentido de prever e antecipar soluções tecnológicas que contribuam para a viabilização da produção de óleos pesados;
- b) Aplicar a modelagem matemática proposta inicialmente para uma tubulação horizontal, com as características semelhantes às encontradas no trabalho de Vara (2001) e, depois, acoplar as bifurcações angulares;
- c) Comparar os resultados de queda de pressão e formação do Core-Flow obtidos numericamente com os resultados experimentais de Vara (2001);
- d) Avaliar influência dos modelos de turbulência κ - ϵ , RNG κ - ϵ , κ - ω , SSG Reynolds Stress e o SST na modelagem matemática proposta;
- e) Avaliar a influência da espessura e do filme de água sobre a queda de pressão;
- f) Avaliar a queda de pressão no tubo principal, nos ramais principal e secundário das junções T e Y.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Transporte de Fluidos

De acordo com Saraceni (2006), transporte, de uma maneira geral, é um conjunto de meios que permitem o deslocamento físico de pessoas e/ou bens de um local de origem para outro destino. Sua importância transcende a capacidade de movimentar pesos e volumes. Hoje, o transporte é um fator relevante para a integração entre as nações globalizadas.

A evolução referente ao transporte pode ser avaliada sob dois prismas:

-Pela tração: humana, animal, eólica, mecânica a vapor, outras;

-Pela capacidade transportada: de acordo com modais (modalidade de transporte) terrestres, aéreo, hidroviários, dutoviários, entre outros.

No Brasil, o modal mais utilizado é o rodoviário devido a uma política de investimentos voltada para a construção de estradas, interligando as unidades federativas, assim como a grande quantidade de veículos de transporte (Cardoso, 2008).

No modal hidroviário a carga é transportada em embarcações pelos mares e oceanos (muito utilizado na movimentação internacional de cargas). Sua principal vantagem é a de transportar grandes volumes, entretanto, a velocidade de deslocamento deve ser levada em consideração na análise custo/benefício.

O modal aéreo tem um alto custo operacional devido a utilização de aeronaves. A carga transportada é limitada se comparada ao transporte hidroviário, porém, é compensado pela alta velocidade no transporte do petróleo.

Já o modal dutoviário consiste no meio mais econômico e seguro de movimentação de cargas (líquidas e gasosas), principalmente aquelas derivadas de petróleo, através de um sistema que interligue as fontes produtoras (terrestres ou submarinas), refinarias, terminais de armazenagem, bases distribuidoras e centros consumidores. Suas vantagens são a diminuição do tráfego de caminhões e vagões tanque e o aumento de segurança nas estradas e vias urbanas. As desvantagens seriam com relação a corrosão e vazamentos.

Para tentar resolver os problemas apontados, pesquisas são realizadas com o objetivo de gerenciamento de corrosão, utilização de sistemas inteligentes de detecção de vazamentos, novas técnicas de projeto, construção e montagem (Cardoso, 2008; Saraceni, 2006).

Vale salientar que o óleo oriundo do reservatório e os derivados de uma refinaria são enviados via tubulações para um local apropriado (geralmente tanques, navios e containers) e muitas vezes, devido tanto a terrenos irregulares como a otimização de uma determinada área faz com que sejam acoplados junções, bifurcações e conexões na rede de dutos.

2.2 Escoamento Multifásico

O escoamento em tubulações é um tema essencial na indústria petrolífera e petroquímica. Por isto, é notória uma breve explanação sobre o escoamento multifásico, dando ênfase ao escoamento líquido-líquido (parte essencial para este trabalho). Esse tipo de escoamento consiste em duas fases contínuas ou uma fase contínua e uma ou mais fases particuladas ou dispersas de qualquer número de componentes químicos, podendo a fase contínua se tratar de um meio líquido ou gasoso e a fase dispersa de partículas sólidas, bolhas de gás ou gotas de líquido. O escoamento multifásico está presente em vários processos industriais, como por exemplo, na indústria de alimentos, química, processamento de materiais, petroquímica, entre outras. Na produção de petróleo não se faz uma distinção rigorosa do conceito de fase e componente; assim, quando da ocorrência de uma mistura de óleo (fase líquida), gás (fase gasosa) e água (fase líquida) diz-se estar frente a uma mistura multifásica, apesar de que, na realidade, se tem uma mistura bifásica de multicomponentes (Damacena, 2009; Andrade, 2008a;

Andrade, 2008b; Marinho, 2008).

Na indústria petroquímica, escoamentos multifásicos podem ser encontrados em vários locais, desde os mecanismos de exploração até o transporte de hidrocarbonetos via tubulações. Nas instalações de produção, os fluidos retirados do reservatório irão escoar até a superfície através de colunas de produção, linhas de surgências e no caso de produção *offshore*, através de *risers* ligados as plataformas marítimas. Os engenheiros possuem a tarefa de selecionar os diâmetros dos tubos e configuração de linhas que conectam os reservatórios aos equipamentos de superfície. O grau de turbulência das misturas desde a entrada do fluido na tubulação até a saída, onde o fluido passa por um tratamento para a retirada da água, sais e impurezas, apresenta complexos padrões de escoamento, os quais influenciam profundamente os transportes de massa e de energia, dependentes intensamente das propriedades dos fluidos, merecendo destaque: densidade, viscosidade, velocidade e as frações volumétricas.

A capacidade de diagnosticar e controlar a configuração de escoamentos multifásicos é imprescindível para operação eficaz de instalações industriais de manipulação e transporte destes fluidos.

Os padrões de escoamento de sistemas (líquido-líquido) óleo-água em dutos é diferente da mistura líquido-gás, principalmente devido a maior capacidade de transferência de quantidade de movimento interfacial e menores efeitos de empuxo gravitacional, dado pela diferença de densidade entre as fases, que é menor nestes sistemas. Vara (2001) e Joseph *et al.* (1997) obtiveram através de seus estudos cartas de fluxo para diferentes padrões de escoamento água-óleo para uma variação das velocidades superficiais da água (J_A) e do óleo (J_O), que pode ser visualizado na Figura 2.1.

Para maiores informações sobre os principais padrões de escoamento vide: Palladino, (2005); Luiz, (2007); Bensakhria *et al.*, (2004); Thomas, (2001) e Joseph *et al.*, (1997). Será comentado posteriormente o padrão de escoamento anular, essencial para o entendimento do presente trabalho.

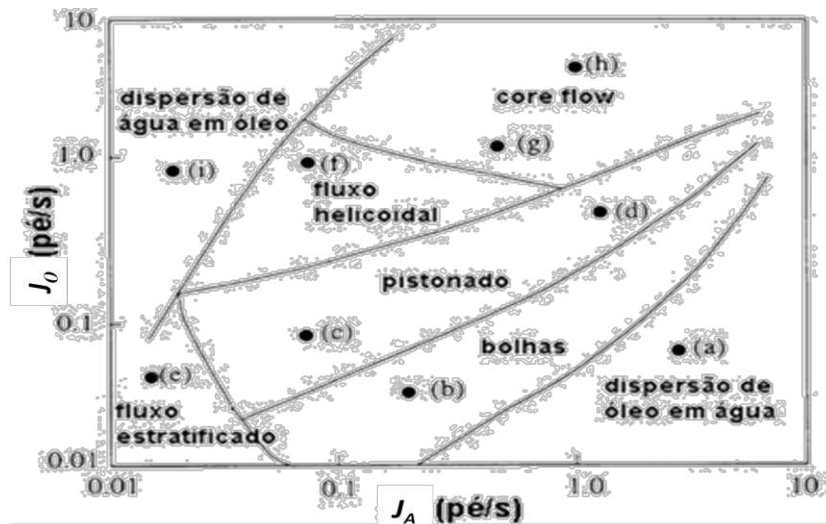


Figura 2.1. Carta para diferentes padrões de escoamento água-óleo (Fonte: Joseph et al., 1997).

2.3 Óleo Pesado

Os óleos pesados são caracterizados por terem alta viscosidade, baixo grau API ($12 < \text{API} < 22,3$) e apresentam alta razão carbono/hidrogênio, grandes quantidades de resíduo de carbono, asfaltenos, enxofre, nitrogênio, metais pesados, aromáticos e/ou parafinas (Pereira Filho, 2010; Damacena, 2009; Andrade, 2008a; Su, 2006 e Barbosa, 2004).

As reservas de óleos pesados no mundo são estimadas em três trilhões de barris, enquanto que as reservas de óleos leves vêm tendo um esgotamento progressivo nas últimas décadas. Isto vem levando a um grande interesse econômico nas reservas de óleos pesados e em pesquisas capazes de tornar a sua produção economicamente viável. No Brasil, a exploração em águas profundas, tem levado ao descobrimento de diversos campos, tanto no Nordeste como no Sudeste, *onshore* e *offshore* (Barbosa, 2004; Prada e Bannwart, 1999).

Como, de uma maneira geral, os campos petrolíferos não se encontram, necessariamente, próximos dos terminais e refinarias de óleo e gás, faz-se necessário transportar a produção utilizando embarcações, caminhões, vagões, ou tubulações (oleodutos e gasodutos).

De acordo com Cepa (2009), os oleodutos, gasodutos e polidutos são geralmente o meio mais econômico para transportar grandes volumes de petróleo, derivados e gás natural à grandes distâncias. Nos trabalhos de Ghosh *et al.* (2009), Bensakhria *et al.*

(2004), Vara (2001), entre outros, tem sido reportados diferentes técnicas visando o transporte de óleo, dentre os quais pode-se destacar:

- a) O pré-aquecimento do óleo cru a uma temperatura suficiente que permita transportar o óleo sem excessiva pressão de bombeio; pré-aquecimento e isolamento térmico da tubulação que retenha o calor.
- b) O aquecimento do óleo na tubulação por inteira ou em determinadas regiões (por exemplo, junções e conexões angulares), bombeando o líquido quente através de uma linha concêntrica ou por meio de um aquecimento elétrico;
- c) As emulsões de óleo em água (adiciona-se uma solução diluída de surfactante para formar emulsões);
- d) a injeção de água para formar um anel lubrificante (“*Core-Flow*”).

Prada e Bannwart (1999) resumiram as principais técnicas em um esquema ilustrado na Figura 2.2.

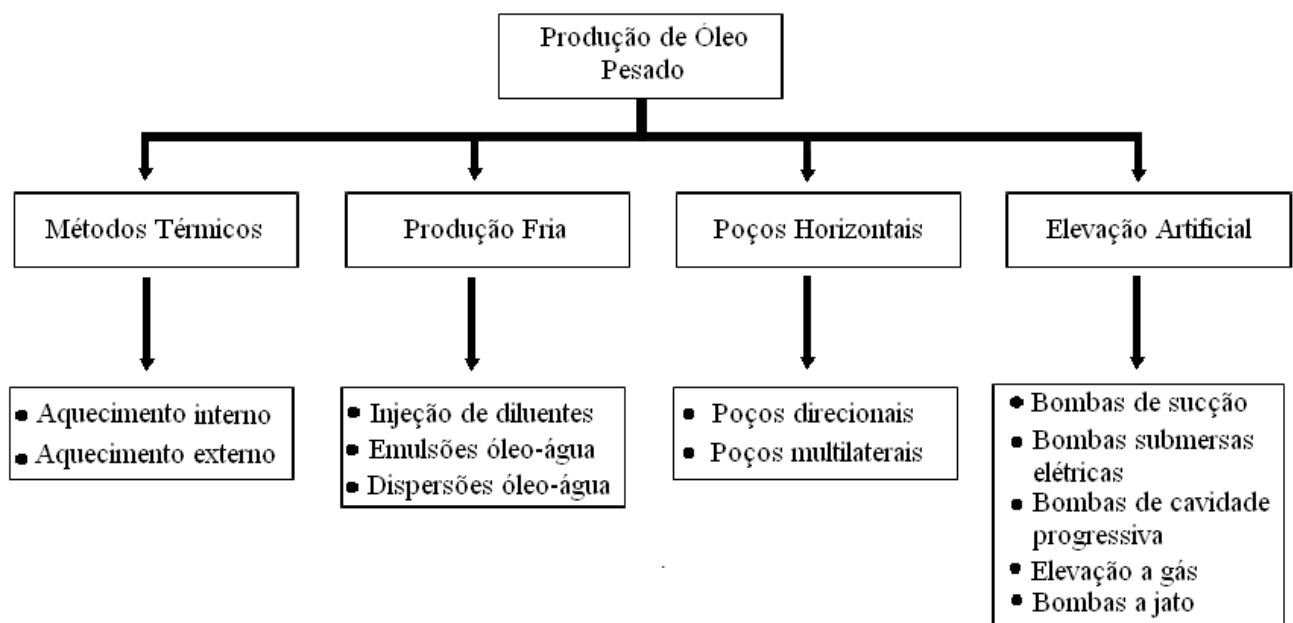


Figura 2.2. Tecnologias utilizadas na produção de óleos pesados (Fonte: Prada e Bannwart, 1999).

2.4 Escoamento Anular (“*Core-Flow*”)

“*Core-flow*” ou “*Core-anular-flow*” consiste em uma técnica para facilitar a locomoção de óleos pesados de alta viscosidade via tubulações utilizando uma camada muito fina de água entre a parede do duto e o óleo pesado. Esta técnica aumenta consideravelmente a produção reduzindo a resistência do petróleo pesado no trajeto

percorrido pelo fluido (seja na vertical ou horizontal), sem a adição de calor ou utilização de agentes químicos e diluentes. A água é injetada à temperatura ambiente, nas laterais do tubo de produção formando um filme lubrificante em toda sua extensão gerando um padrão de escoamento anular conforme mostrado na Figura 2.3, facilitando a locomoção dos óleos pesados.

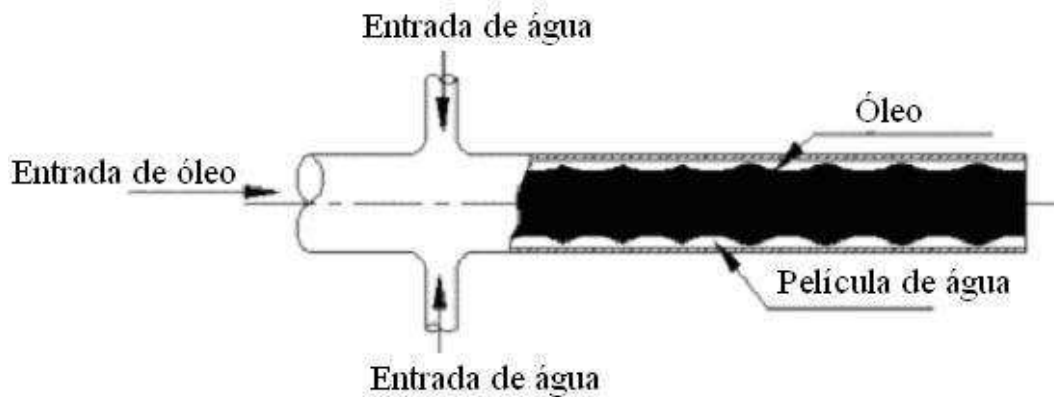


Figura 2.3. Modelo representativo do método “*core-flow*” (Fonte: Ghosh *et al.*, 2009).

A técnica “*Core-Flow*” possui algumas vantagens e desvantagens a serem observadas:

Vantagens:

- A injeção de água na região anular do escoamento diminui consideravelmente a perda de pressão por atrito, permitindo que o óleo seja transportado pelo centro do duto, com uma capacidade de bombeamento equivalente a da água. Conseqüentemente uma diminuição no gasto energético (Prada e Bannwart, 1999);
- O aumento do escoamento da produção de óleo pesado proveniente das reservas de óleo pesado descobertas, principalmente em campos *offshore* (um exemplo em nível de Brasil é a bacia de Campos, no Rio de Janeiro).

Desvantagens:

- Se o petróleo entrar em contato com a parede interna do oleoduto da forma intensa, durante o transporte, (visto que o óleo frequentemente toca a parede, independentemente da inclinação do tubo), pode causar incrustações nas paredes do duto com um aumento significativo na pressão do sistema, danificar todo o

sistema de transporte (explosões), bem como gerar possíveis desastres ambientais (Barbosa, 2004);

- A necessidade de um sistema de separação da superfície água-óleo que normalmente pode ocupar um espaço significativo em plataformas, navios de produção ou em refinarias. Porém, no caso de óleos pesados isto pode ser recompensado pelo ganho na taxa de produção (Damacena, 2009).

Apesar de se encontrar na literatura muitos trabalhos relacionados a este tema, deve-se enfatizar que fatos relevantes a projetos das linhas de produção e transporte de óleos pesados estão ainda em aberto, tais como: critérios físicos para estabilidade do “*Core-Flow*” em função das propriedades do sistema óleo água e da molhabilidade das paredes; padrões de fluxo óleo-água que sejam também viáveis para o transporte hidráulico de óleos pesados; efeito da inclinação e diâmetro do duto no padrão de escoamento; efeitos de molhabilidade da parede com óleo na perda de carga, e técnicas para minimizá-las; técnicas de controle do escoamento bifásico óleo-água; garantia de lubrificação em junções, curvas e conexões e efeitos da presença de gás em solução (Pereira Filho, 2010). Além disso, pode-se citar os efeitos térmicos sobre o escoamento, que contribui para a variação de viscosidade dos fluidos presentes.

Um estudo interessante foi desenvolvido por Ghosh *et al.* (2009), que apresentaram uma extensa revisão de pesquisas anteriores sobre os diferentes aspectos da técnica “*Core-Flow*”, incluindo estudos hidrodinâmicos e sobre a estabilidade do padrão de escoamento anular. É enfatizada a importância de se estudar os diferentes aspectos desta metodologia, como características da molhabilidade, o projeto do bocal de injeção água e óleo e parâmetros geométricos e operacionais. Em suas conclusões é chamada a atenção para o fato de que vários autores observaram uma diminuição da queda de pressão exorbitante devido a utilização da técnica “*Core-Flow*” para transportar óleo pesado, diminuindo consideravelmente o consumo de energia. Concluindo, os autores chamam a atenção para o fato de que pouco se sabe sobre o escoamento vertical descendente para sistemas água-óleo, assim como o escoamento em acessórios para tubos (junções e conexões), contrações e expansões em dutos.

Diante do que foi exposto até o presente, vários estudos oriundos de pesquisadores vêm sendo propostos com o intuito de melhorar a utilização da técnica “*core-flow*” para a aplicação na indústria de petróleo. Alguns destes trabalhos serão apresentados a seguir:

2.4.1 Características do escoamento água-óleo no “Core-Flow”

Com relação ao formato da interface óleo-água, o escoamento anular pode ser ideal ou perfeito (“*Perfect Core-Annular Flow*”- PCAF) ou anular ondulado (*Wave Core-Annular Flow* – WCAF).

O escoamento anular perfeito (PCAF) ou ideal ou perfeito corresponde a uma solução exata do escoamento retilíneo e concêntrico de fluidos, com densidade e viscosidades diferentes, em um tubo de seção transversal circular.

Bensakhria *et al.* (2004) mostraram que para um “*Core-Flow*” perfeito, o perfil de velocidade para este tipo de escoamento deve apresentar características semelhantes a que é ilustrado como na Figura 2.4. O campo de velocidade da água que escoa em uma pequena camada próxima a parede deve ser aproximadamente linear, desde que haja uma grande diferença de viscosidade entre o óleo e a água. Segundo os autores, o escoamento anular ideal ou perfeito parece ser muito raro e só pode existir para o fluxo bifásico de densidades iguais.

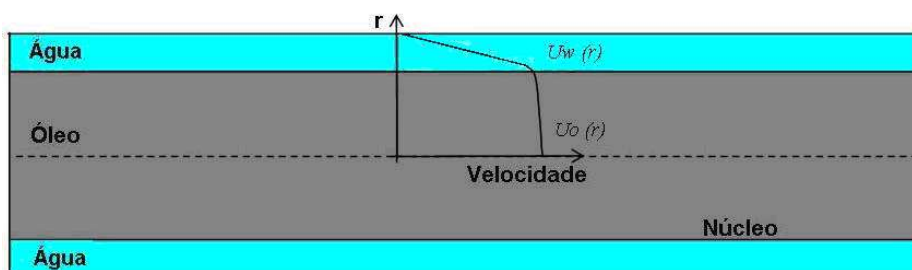


Figura 2.4. Perfil de velocidade em um perfeito “*Core-Flow*” (Fonte: Bensakhira *et al.*, 2004).

Já o “*Core-Flow*” ‘real’ é observado em experimentos de pequena e grande escalas reportados na literatura, denominado de escoamento anular ondulado (WCAF), que é um escoamento anular, com a formação de ondas durante o transporte do óleo (Oliemans *et al.*, 1987; Bensakhria *et al.*, 2004; Vara, 2001; Ooms *et al.*, 1984).

O problema da estabilidade hidrodinâmica é a determinação dos parâmetros iniciais (velocidades, propriedades dos fluidos, fração de água) para as quais uma configuração estável do escoamento anular possa ser mantida. De acordo com Vara (2001), existem dois fatores para a instabilidade da interface água/óleo que devem ser considerados:

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

Um fator que tem grande influência na estabilidade do escoamento anular é a tensão interfacial, pois ela modela a curvatura na interface óleo-água.

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

O modelo de lubrificação propõe que o movimento ondulado do núcleo de óleo com respeito à parede da tubulação, provoque um gradiente de pressão na região anular exercendo forças na direção vertical, contrabalançando as forças de empuxo sobre o núcleo devido à diferença de densidade. Sendo assim, a presença das ondas é de fundamental importância na lubrificação do núcleo de óleo. Se a amplitude dessas ondas for nula, o núcleo alcança a parte superior do duto (Ooms *et al.*, 1984). A teoria de lubrificação é válida quando a inércia e a velocidade radial são desprezadas (Teoria de Lubrificação de Reynolds), quando a amplitude da onda é pequena. Para valores altos do número Reynolds, observa-se uma diferença de pressão mais elevada nos pontos de estagnação e movimentos secundários na crista da onda.

Uma maior tensão interfacial induz a um comprimento de onda mais longo, uma mudança na distribuição de pressão, um maior volume de óleo, e, conseqüentemente, uma fricção maior entre a onda de óleo formada e a parede de tubo.

Quando o número de Reynolds aumenta e a diferença de pressão é muito grande, a tensão interfacial pode desequilibrar a pressão do sistema. O comprimento de onda diminuirá, aumentando assim a curvatura da interface para manter a força de equilíbrio (Bai, 1995).

Um dos principais desafios que envolvem a técnica “*Core-Flow*” em tubos horizontais é a força de empuxo no núcleo devido a diferença de densidade entre o óleo e a água. Ooms *et al.* (1984) assumem que a viscosidade do óleo é tão alta que qualquer variação na forma da interface de água-óleo com tempo, pode ser negligenciada. Nesse

caso, o núcleo de óleo é considerado um sólido, o que leva a interface do tipo sólido/líquido. De acordo com o modelo proposto por Ooms *et al.* (1984), um movimento ondulado do núcleo de óleo provoca variações de pressão no filme de água, que exerce uma força no núcleo no sentido vertical. Essa força pode ser tão grande que contrabalanceia a força de empuxo no núcleo formado por óleo, permitindo um escoamento anular estável.

O comprimento das ondas variam consideravelmente com a fração da água e a velocidade do óleo. De acordo com Oliemans *et al.* (1987), deve-se levar em consideração o fenômeno da turbulência no modelo teórico para ser capaz de prever “*Core-Flow*” em tubos horizontais. Um estudo foi abordado visando entender o modelo de “*Core-Flow*” baseado na teoria de lubrificação hidrodinâmica (Ooms *et al.*, 1984) para um modelo no qual a turbulência no filme de água é levada em consideração. A aproximação considerada por Oliemans *et al.* (1987) foi uma generalização das equações de fluxo para o filme de água baseada na teoria de lubrificação turbulenta. Com a mudança dos parâmetros de escoamento, destacando a velocidade, alguns tipos de fluxo perdem estabilidade e outros ganham. A análise de estabilidade é em geral uma tarefa complexa e a maioria dos estudos é limitada ao escoamento anular perfeito. Os autores observaram em seus estudos que a turbulência é de fundamental importância para o modelo teórico no estudo do “*core-flow*” em tubos horizontais.

Vara (2001), apresentou um estudo teórico e experimental da hidrodinâmica do escoamento bifásico óleo pesado/água em uma tubulação horizontal de vidro de diâmetro interno de 2,84 cm utilizando um óleo pesado com viscosidade de 1,193 Pa.s e densidade de 946 kg/cm³ a 25°C. Foi avaliado experimentalmente o transporte de óleos pesados via técnica “*Core Flow*” para diferentes velocidades para as fases água/óleo no padrão anular em uma tubulação horizontal, obtendo resultados com relação à queda de pressão. A bancada experimental utilizada na dissertação pode ser vista na Figura 2.5. Foi utilizado uma tubulação de vidro com diâmetro externo de 3,4 cm e 2,84 cm de diâmetro interno (local destacado na cor vermelha na Figura 2.5). A avaliação da queda de pressão dinâmica foi medida por tomadas de pressão espaçadas em 80 cm. A primeira medição da pressão foi avaliada a 30 D (diâmetros) do após a curvatura de 90° para a ocorrência do desenvolvimento hidrodinâmico do fluido. Foi utilizado também um visor para planificar a imagem, localizado a 56 D do local de injeção. Maiores informações disponíveis em Vara, (2001). As medidas de perda de pressão obtidas para um escoamento anular apresentaram valores comparáveis às da água escoando sozinha

no mesmo trecho da tubulação, à vazão volumétrica da mistura, indicando que todos os padrões que tenham água em contato com a parede do duto são potencialmente interessantes para aplicações em transporte de óleos pesados. Para o padrão anular, a queda de pressão foi sempre inferior à da água sozinha com vazão total, podendo ser explicada pela maior velocidade do óleo relativamente à água no padrão anular. Vara (2001) ao avaliar as diferentes velocidades relativas à fase água e a fase óleo, conseguiu obter cartas de fluxo, onde são apresentados todos os padrões de escoamento água-óleo em um duto horizontal observados até então na literatura, além de padrões mistos.

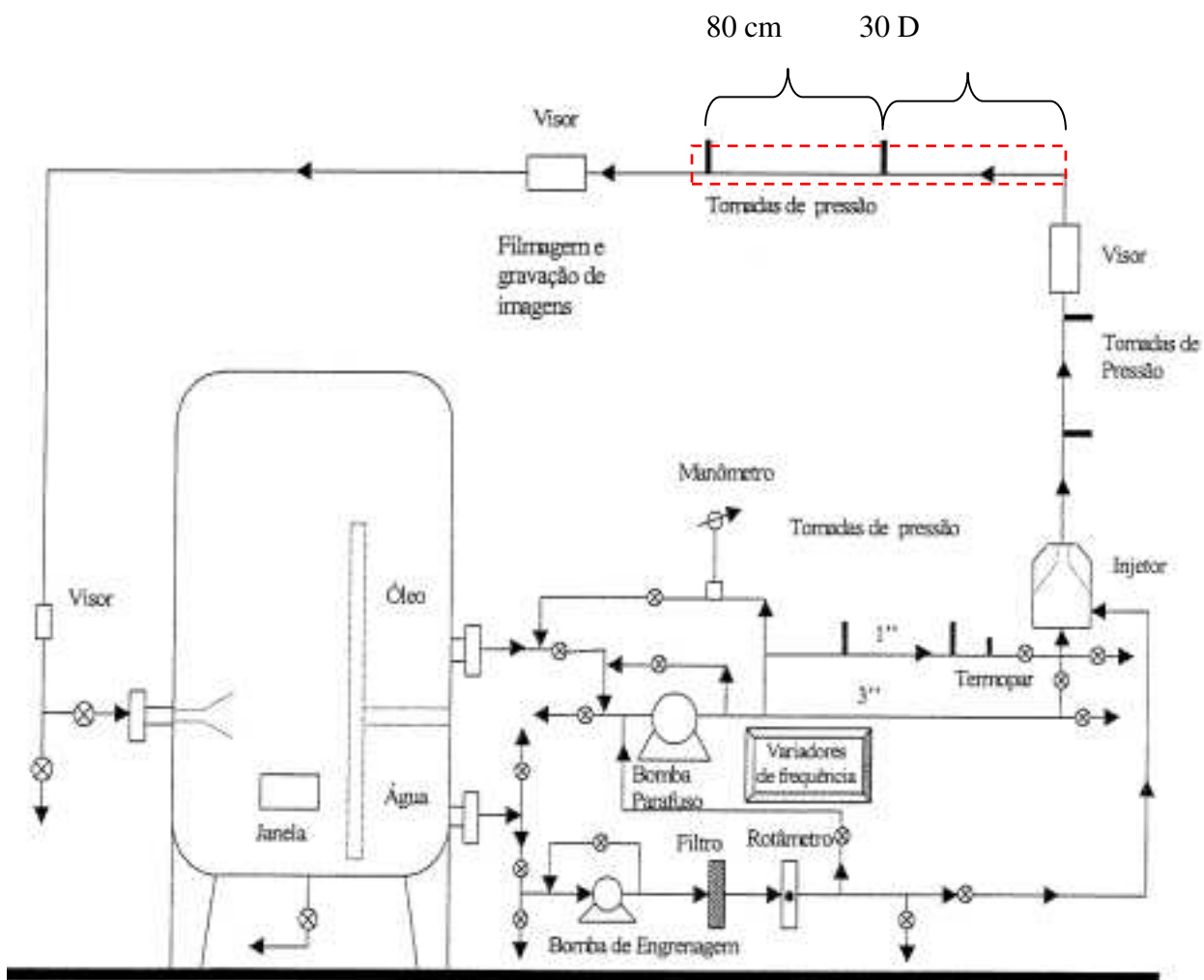


Figura 2.5. Descrição do procedimento experimental (Fonte: Vara, 2001).

Na Tabela 2.1 encontram-se as velocidades superficiais e reais que Vara (2001) utilizou em seus experimentos

Tabela 2.1. Velocidades superficiais e reais dos fluidos.

Experi- mento	1	2	3	4	5	6	7	8	9
J_O (m/s)	0,64	0,76	0,76	0,88	0,88	0,88	1,01	1,01	1,01
J_A (m/s)	0,16	0,16	0,2	0,16	0,2	0,24	0,16	0,2	0,24
U_O (m/s)	0,78	0,92	0,92	1,07	1,07	1,07	1,22	1,22	1,22
U_A (m/s)	0,92	0,92	1,14	0,92	1,14	1,37	0,92	1,14	1,37
ΔP(Pa)	164,12	190,21	205,36	270,17	280,27	307,20	292,90	305,52	347,18

Fonte: Vara, 2001

Com relação à redução do atrito em tubulações, Bensakhria *et al.* (2004) realizou experimentos com uma técnica baseada na lubrificação do duto para avaliar o transporte de óleo pesado através de um oleoduto. O óleo pesado, devido à sua enorme viscosidade apresenta grande dificuldade de locomoção. Por isso, o óleo pesado é injetado no centro do duto e um pequeno filme de água é co-injetado em torno dela. Em seguida, o padrão de escoamento converge rapidamente para “*Core-Flow*” e mantém-se estável com o tempo. Os experimentos realizados por Bensakhria *et al.* (2004) consistia basicamente de um duto de 12 m de comprimento total e 0,025 m de diâmetro interno contendo óleo pesado e um tanque de armazenamento de aço inoxidável, com um fluido lubrificante injetado nas paredes da tubulação, de onde obtiveram uma queda de pressão maior que 90%. Foi sugerido um melhor estudo para garantir a plena viabilidade para uma escala industrial, que pudesse chegar a 95% dependendo das variáveis de fluxo.

Andrade (2008a) estudou numericamente o escoamento bidimensional em um tubo horizontal para o transporte de óleos pesados usando a técnica de escoamento anular ou “*Core-Flow*” utilizando o modelo de turbulência k-ε. As dimensões do tubo foram: 15 m de comprimento e 0,2 m de diâmetro. O autor modificou os valores da velocidade da água de 0,4 m/s a 1,4 m/s, enquanto que a velocidade do óleo foi mantida constante igual a 0,4 m/s, desconsiderando o efeito gravitacional. Os resultados numéricos apresentaram um padrão de escoamento semelhante ao PCAF, com uma redução na perda de carga de aproximadamente 59 vezes quando comparada com o óleo escoando sozinho na tubulação. Foram necessários apenas quarenta segundos após a injeção de água na tubulação para se formar um padrão de escoamento anular e se manteve estável, assegurando uma pressão relativamente baixa da ordem de 388 Pa.

Rodriguez e Bannwart (2006) realizaram um estudo experimental em uma tubulação na vertical na presença de um escoamento anular água-óleo. Eles observaram que a amplitude da onda diminui de forma abrupta até certa razão de

injeção de óleo e água e, observaram também que existe um comprimento de onda típica para cada combinação das taxas de fluxo de óleo e água. O comprimento de onda decresce com o aumento da proporção de óleo-água (ou o *holdup* de óleo) podem ser explicados em termos da razão entre as forças de capilaridade e as de Arquimedes (número de Eötvös). A tensão interfacial mantém o núcleo de óleo da ruptura, preservando-o como uma fase contínua. Assim, enquanto a força de empuxo estende-se contra o cisalhamento do núcleo, a tensão interfacial age contrariamente para estabilizar o núcleo como uma fase contínua.

Rodriguez (2002) estudou o padrão de escoamento bifásico líquido-líquido anular vertical ascendente, visando sua aplicação para a elevação de óleo pesado. Foram apresentados novos dados de fração volumétrica e propriedades das ondas interfaciais. Além disso, foram desenvolvidas novas modelagens matemáticas que permitiram determinar uma solução para a interface óleo-água no padrão de fluxo anular. As comparações realizadas entre os dados experimentais e os resultados gerados mostraram-se satisfatórias.

Gosh *et al.* (2010) avaliaram o fluxo descendente utilizando a técnica “*Core-Flow*” através de tubos verticais de 0,012 m de diâmetro e 48 cm de comprimento via aplicativo computacional CFD FLUENT 6.3.26. O objetivo era validar o modelo com resultados experimentais obtidos pelos próprios autores. A modelagem matemática utilizada envolvia o modelo de volume de fluido (VOF) e o modelo de turbulência k-ε. Foram avaliados os resultados transientes, mostrando a propagação da água durante a evolução do “*Core-Flow*” e resultados da formação do núcleo na posição radial, em locais diferentes do duto. Também foi observado uma mudança brusca no gradiente de velocidade radial na interface, o que torna mais proeminente o fluxo se propagar na direção de saída, mostrando que o modelo proposto pode prever as características hidrodinâmicas do fluxo anular central descendente em um nível satisfatório e, os pesquisadores chamam a atenção para o pouco conhecimento sobre o estudo do “*Core-Flow*” descendente.

Um problema operacional que pode ocorrer durante o transporte do óleo pesado seria o acúmulo gradual de óleo sobre a superfície da tubulação, que pode interferir significativamente na eficiência no processo. Uma forma de minimizar esse problema de adesão do óleo na superfície do duto é a utilização de materiais hidrofílicos e/ou oleofóbicos com o revestimento interno das tubulações.

Silva (2003) descreve a utilização de diferentes materiais para diminuir ou até evitar o problema de aderência do óleo pesado na tubulação durante seu transporte pelo método do “*Core-Flow*”. Foram utilizadas técnicas, como por exemplo, a oxidação e a alteração da rugosidade de algumas superfícies, e foram determinadas as mudanças das molhabilidades dessas superfícies. Mediu-se o de ângulo de contato (ângulo entre a superfície do material e gota de óleo) no sistema óleo cru/meio aquoso /superfície sólida. Assim, 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 de “*Core-Flow*”. A autora sugere que para se obter um transporte de óleo pesado via “*Core-Flow*” com menores problemas de aderência, a tubulação poderia ser internamente revestida por aço esmaltado. Ainda com base nesses resultados, a autora comenta que aços com superfícies mais rugosas podem proporcionar uma maior eficiência no transporte de óleo pesado via “*Core-Flow*”.

Paiva (2012) apresentou um estudo numérico num domínio tridimensional, do transporte de óleos pesados via técnica “*Core-Flow*” em um tubo horizontal na presença ou não de um vazamento. A autora considerou o efeito da gravidade e utilizou o software CFX 12.0. Foi adotado o modelo de mistura para descrever o escoamento água-óleo pesado e ultra viscoso, considerando regime laminar para a fase óleo e regime turbulento para a fase água. Adotou-se o modelo de turbulência κ - ϵ e as propriedades físico-químicas constantes. Avaliou-se a influência do diâmetro, 2 mm e 6 mm, e da posição do vazamento, superior e inferior na estabilidade do padrão anular. Os resultados das simulações numéricas evidenciaram que a presença do vazamento, dependendo do diâmetro e da posição na tubulação, desestabiliza o padrão de escoamento anular proporcionado a aderência do óleo pesado às paredes do duto após a região de vazamento.

Nunes (2012) estudou via simulação numérica, o comportamento fluidodinâmico do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar, durante o transporte de óleos pesados e ultraviscosos em dutos horizontais, utilizando a técnica “*Core Flow*” em sistemas isotérmico e não-isotérmico. O modelo matemático utilizado foi o não-homogêneo, utilizando-se a estrutura Euleriana-Euleriana, para derivar as equações governantes. Considerou-se o modelo de mistura para tratar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases contínuas (água-óleo pesado) e o modelo de partícula para tratar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases dispersa e contínua (ar-óleo pesado). Os resultados numéricos obtidos, comparados com dados

experimentais, mostraram que a técnica “*Core-Flow*” foi eficiente para o transporte trifásico de água-óleo pesado-ar. Observou-se ainda que os fluidos deslocavam-se com a mesma velocidade real (“in situ”), comportando-se como uma mistura. Foi verificada excentricidade do núcleo de óleo causada pelo empuxo, a qual foi contrabalançada pelo gradiente de pressão, exercido pela parede, na direção vertical. Verificou-se que as vazões volumétricas do ar e do óleo pesado, e rugosidade da superfície do duto, exerceram forte influência no comportamento do escoamento e na queda de pressão.

Gadelha (2011) estudou numericamente o escoamento trifásico óleo pesado-água-gás, não-isotérmico, em duto horizontal, considerando os efeitos gravitacional e de arraste, utilizando-se da técnica “core-flow” e do software comercial ANSYS CFX. Adotou-se o modelo de turbulência κ - ϵ padrão, o modelo de mistura para o par água-óleo e o modelo de partícula para os pares óleo-gás e água-gás. Em seus resultados, verificou-se que a presença da fase gasosa e a variação de temperatura afetam o comportamento do escoamento anular e a queda de pressão. Resultados numéricos da queda de pressão no duto são comparados com dados disponibilizados na literatura e uma boa concordância foi obtida.

2.4.2 Excentricidade do “*Core-Flow*”

Excentricidade é um sinônimo de desalinhado, fora de centro e, em se tratando de escoamento anular bifásico horizontal, Silva Júnior (1995) comenta em seu trabalho que, em razão da gravidade terrestre. Devido a diferença de densidade, há interrupção da simetria axial, resultando num filme de líquido mais espesso no fundo que no topo de uma tubulação, onde o líquido na parte superior do duto tende a escorrer adjacientemente à parede em direção a parte inferior da tubulação.

A seguir são comentados alguns trabalhos interessantes da literatura, mostrando a importância, vantagens e desvantagens com relação a excentricidade no escoamento anular.

Huang e Joseph (1995) estudaram a estabilidade hidrodinâmica do padrão “*Core-Flow*” perfeito concêntrico e excêntrico. Pode-se obter um “*Core-Flow*” excêntrico perfeito, ou seja, um PCAF no qual o óleo no centro do núcleo é deslocado para fora do eixo central do tubo. Os autores desenvolveram uma análise da estabilidade linear do escoamento, utilizando o método dos elementos finitos. Em suas conclusões,

notou-se que a excentricidade não gera instabilidades e que o escoamento excêntrico é estável nas mesmas regiões onde o “*Core-Flow*” concêntrico é estável. Com o aumento da excentricidade observou-se a evolução das ondas interfaciais de uma forma denominada pelos autores de varicosa (assemelhando-se a um bambu com as cristas arredondadas) para uma forma sinuosa (assemelhando-se a uma cobra).

Barbosa (2004) em seus estudos relatou um problema nas operações contínuas de escoamento “*Core-Flow*” que são as paradas súbitas (*shut-downs*) na linha ao longo do tempo. Para linhas horizontais, a segregação gravitacional faz aumentar progressivamente a camada de óleo, ocupando toda a região superior do duto, deixando sempre um canal na seção inferior dominado pela água (excentricidade do “*Core-Flow*”), o que facilita o reinício do escoamento anular, uma vez que, ao religarem as bombas, a água escoar por este canal e gradualmente remove o óleo da parte superior. Isto já não ocorre em linhas verticais ou inclinadas, pois, o óleo ocupará as regiões mais altas da linha, bloqueando totalmente a seção reta do tubo.

Um esquema com relação a posição radial de um tubo é apresentado por Bensakhria *et al.* (2004), na Figura 2.6. Forças lubrificantes tendem a empurrar o núcleo no centro. A concorrência entre os dois efeitos dá uma posição do núcleo variando entre completamente centrado ou concêntrico (Figura 2.6 a), quando a taxa de lubrificação é grande (de grande velocidade) para o efeito completamente excêntrico (Figura 2.6 b) quando o núcleo se encontra na parte superior do tubo tocando a parede, quando a velocidade é pequena. Os resultados obtidos pelos autores mostram que esta posição depende unicamente da razão do perímetro de contato (S) entre a parede do tubo e o fluido que forma o “núcleo” (fase óleo) e do perímetro do tubo ($S_0 = 2\pi.R$), ou seja, $\xi = S/S_0$. Esta razão por sua vez dependerá da diferença de densidade entre os fluidos a ser transportado e o de lubrificação, bem como da quantidade de água injetada.



Figura 2.6. Posição radial do “*Core-Flow*”; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo (Fonte: Bensakhria *et al.* 2004).

Uma pergunta interessante seria como calcular ou determinar a excentricidade do “*Core-Flow*”? Já que, de acordo com o exposto até o presente momento é uma variável importante de se analisar.

Rovinski *et al.* (1997) apresentaram um estudo para estabelecer uma solução analítica para um “*Core-Flow*” completamente excêntrico e concêntrico. Esta solução elucidada a gama de variações características de fluxo bifásico, associado com configurações dos escoamentos anular e estratificado e com a transição entre estes padrões de fluxo. Os autores comentam sobre uma configuração completamente excêntrica, isto é, uma configuração extrema obtida dos padrões de fluxo estratificado ou anular que pode ser visualizada com mais detalhes na Figura 2.6. Modelos analíticos para configurações anular ou estratificada são frequentemente os pontos de partida para analisar as transições de outros possíveis padrões de escoamento, porém, soluções analíticas para fluxos estratificados e anulares apresentam dificuldades para convergir numa configuração “*Core-Flow*” completamente excêntrico. Em seus resultados, notaram que as camadas do escoamento estratificado líquido-líquido ou líquido gás podem exibir uma interface plana ou curvada.

Uma interface plana é característica de sistemas dominados pela gravidade como, por exemplo, no caso em sistemas em grande escala de ar-água sobre gravitação terrestre. Eles utilizaram parâmetros adimensionais que avaliam o ângulo de molhabilidade dos fluidos na parede (α), e o número de Eotvos (Eo), que representa a relação entre as forças superficiais e gravitacionais, dado pela equação:

$$Eo = \frac{2\sigma_{12}}{(\rho_2 - \rho_1)gR^2} \quad (2.1)$$

onde ρ_1 e ρ_2 são as densidades de fluidos, σ_{12} é a tensão interfacial dos fluidos 1 e 2 e R é o raio de tubo.

Portanto, quando Eo tende a zero, tem-se uma estratificação plana; já para número de Eotvos muito maior que 1 seria o “*Core-Flow*” excêntrico e quando o número de Eotvos fica entre zero e 1 tem-se a faixa entre os dois extremos do “*Core-Flow*” completamente excêntrico, ocorrendo um escoamento estratificado com interfaces curvadas. Finalmente, para Eotvos igual a zero, obtém-se o “*Core-Flow*” padrão. As forças hidrodinâmicas podem causar a excentricidade do “*Core-Flow*”.

A Figura 2.7 ilustra várias configurações do fluxo estratificado e anular.

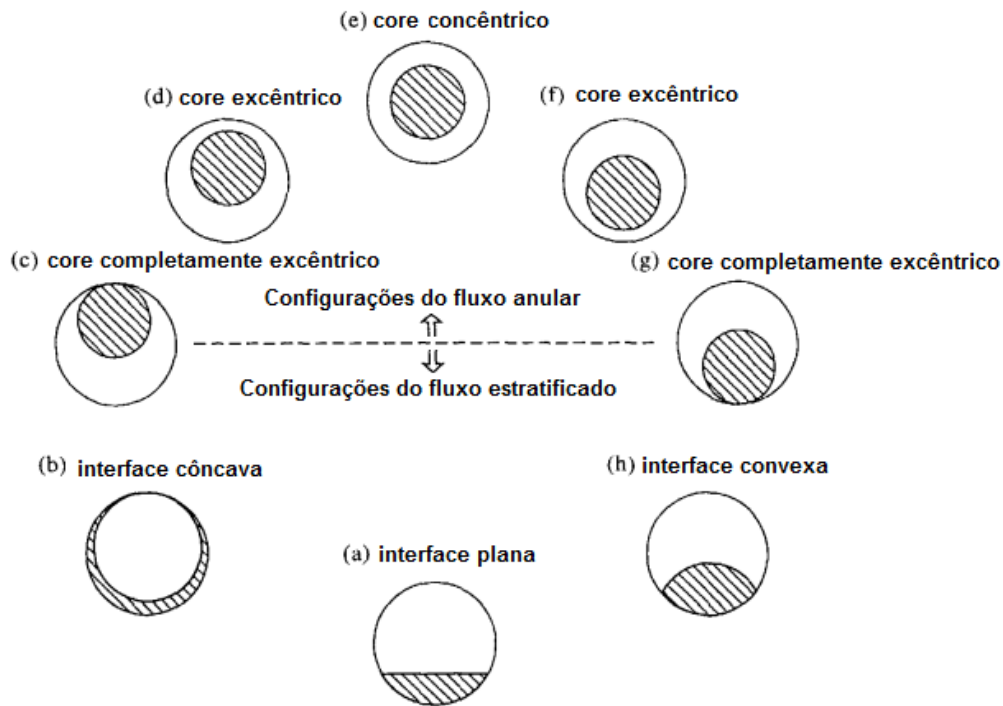


Figura 2.7. Descrição esquemática de várias configurações de fluxos estratificado e anular (Fonte: Rovinsky *et al*, 1997).

Como conclusões do estudo do autor, a determinação das características do fluxo completamente excêntrico é importante como um limite para avaliar o efeito da excentricidade do núcleo dos fluxos de característica anular. Como informações complementares às soluções para fluxos estratificados com interface curvadas, as soluções analíticas obtidas para a configuração de um núcleo anular completamente excêntrico são úteis para estudar o efeito em distribuição de fases *in situ* nas características do fluxo, com configurações encontradas na interface de transição entre o fluxo estratificado com interface curvada e fluxos anulares excêntricos.

2.4.3 Escoamento em Junções T e Y

Este tópico tem como objetivo abordar estudos relacionados a junções e conexões T e Y disponíveis da literatura.

As junções são acessórios normalmente utilizados em redes de dutos, objetivando dividir ou combinar um escoamento, sendo frequentes o seu uso no setor petrolífero e petroquímico, destacando as redes de tubulações encontradas em campos produtores de óleo *onshore* e *offshore*, as unidades de processamento primário,

refinarias, sistemas de vapor, sistemas de irrigação, etc; e, dependendo do ângulo do ramal secundário ou lateral, pode ter o formato de um “T” ou “Y” (Belém, 2009a; Wang *et al.*, 2008; Sotgia *et al.*, 2008; Maldonado, 1999).

O comportamento dos escoamentos em junções já vem sendo estudado desde a década de 60. O interesse em entender a redistribuição de fase que ocorre na junção se dá por dois motivos: primeiro prevenir o efeito prejudicial da má distribuição causada pela junção “T” quando usada como um simples divisor de fluidos e, o segundo prever o efeito de separação das fases quando a junção age como um separador de fases parcial (Yang e Azzopardi, 2007).

Uma junção Y de uma rede de tubulações pode ser observada na Figura 2.8 e, a Figura 2.9 mostra algumas configurações das junções T. Elas podem ser classificadas em horizontais (Figura 2.9a) e verticais, dependendo da posição do ramo principal; e em regulares (Figura 2.9b) e irregulares (Figura 2.9c), se os ramos laterais tiverem ou não as mesmas dimensões para a seção de entrada e saída respectivamente, e ascendentes ou descendentes (setas pretas e vermelhas respectivamente) dependendo da orientação do escoamento no interior dos tubos.



Figura 2.8. Junção Y em uma rede de tubulações (Fonte: Wang *et al.*, 2008).

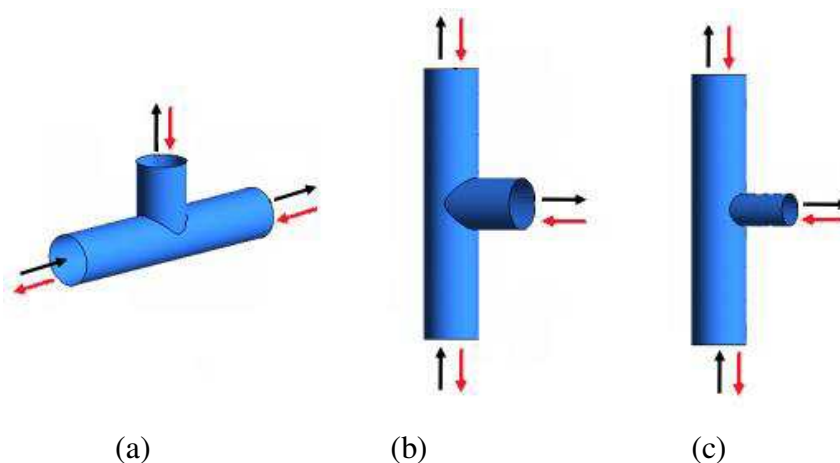


Figura 2.9. Tê horizontal regular com ramal lateral (a), vertical regular (b) e vertical irregular (c)
(Fonte: adaptado de Belém, 2009a)

Estas junções quando adequadamente utilizadas, podem contribuir de forma significativa no processo de separação das fases dos fluidos produzidos, minimizando a necessidade, por exemplo, de separadores primários nas plataformas de produção de petróleo referente ao gás oriundo do reservatório (Belém, 2009a, Yang e Azzopardi, 2007).

Quando um escoamento bifásico encontra uma junção “T” ou “Y” por exemplo, a distribuição da fase pode ocorrer de várias maneiras possíveis, dependendo de diversos fatores como disposição da junção em relação à força da gravidade, velocidade do escoamento e fração volumétrica.

Na literatura são encontrados vários estudos relevantes referente ao escoamento gás-líquido em junções “T”, porém, trabalhos com outras combinações de fases são mais limitados, principalmente em se tratando de separações líquido-líquido (Wang *et al.*, 2008; Yang e Azzopardi, 2007). Deve-se lembrar que as principais pesquisas encontradas sobre este assunto abordam o escoamento bifásico, destacando os padrões de escoamento estratificado e anular.

Wang *et al.*, (2008) estudaram numericamente o escoamento estratificado bifásico óleo-água dentro de junções T com um modelo 3-D de dois-fluidos e o modelo de turbulência k- ϵ via software comercial Fluent. Para ter uma validação experimental, algumas experiências de água-óleo em uma junção T foram conduzidas em laboratório utilizando plexiglas para uma melhor visualização. A geometria numérica utilizada foi uma junção T horizontal que tinha o diâmetro de 0,05 m nos ramos principal e lateral. E cada parte unida a bifurcação tem o comprimento de 1 m. Os resultados mostram que o grau de separação em uma junção T depende em grande parte da fração volumétrica de

entrada e dos padrões de escoamento. Uma razão razoável foi obtida entre a simulação numérica e as experiências para a distribuição de fração de óleo e a eficiência de separação.

Yang e Azzopardi (2007) relatam que quando um fluxo bifásico encontra uma junção em T, raramente as duas fases emergem para o mesmo ramo (principal ou secundário) da mesma forma que entram. Os pesquisadores obtiveram dados experimentais para o estudo da divisão de um escoamento bifásico líquido-líquido em a uma junção T horizontal. Utilizou-se uma mistura querosene-água. A junção T utilizada possui diâmetros equivalentes a 6,74 cm, com um comprimento do tubo principal até a bifurcação de 2 m e cada ramificação com 1 m de comprimento. Os resultados obtidos mostram um fluxo estratificado com três fases distintas (água, uma mistura água-querosene na interface e o querosene na parte superior do duto) ou um fluxo disperso e, dependendo do aumento da vazão de entrada observou-se o fluxo emergir para o ramal secundário. Os autores concluem que devido a uma má distribuição das fases, a configuração de uma junção T não seria eficiente como um separador parcial e que a comparação da redistribuição das fases entre os resultados experimentais e correlações empíricas obtidas por Seeger *et al.* (1986) mostram que as equações abordadas podem ser aplicadas dentro de certa gama de condições de operação a sistema de líquido-líquido.

Racine (2008) em sua dissertação de mestrado estudou o comportamento do escoamento pistonado (*slug flow*) através da locomoção de uma bolha de Taylor (bolha de gás com um diâmetro aproximado ao da tubulação) por uma tubulação com conexão Y em 2D via coordenadas cilíndricas, avaliando alguns ângulos do ramal secundário, observando uma maior quantidade da bolha indo para a parte superior da tubulação devido a efeitos de flutuabilidade.

Belém (2009a) estudou numericamente o escoamento trifásico (gás, água e óleo) através de junções “Y” onde foi avaliado o efeito da inclinação (45 e 60°). Segundo o autor, os resultados com relação à simulação realizada do escoamento trifásico (óleo-água-gás) na junção “T”, foram coerentes com a literatura, assim como os perfis de pressão, velocidade e fração volumétrica, considerando que não fora avaliado o efeito da força da gravidade.

Em se tratando de “*Core-Flow*”, bifurcações no formato de “Y” não são muito utilizadas devido a poucos estudos nesta área e a uma provável instabilidade do fluxo ao passar pela bifurcação. Sotgia *et al.*, (2008) fizeram um experimento interessante

utilizando uma junção “Y” como bico ejetor, para misturar os fluidos água-óleo via tubos de pirex e plexiglas, com diâmetros variando entre 21 e 40 mm com o objetivo de obter diferentes padrões de escoamento. O misturador, mostrado na Figura 2.10, é concebido para permitir apenas a entrada do fluxo do petróleo na ramificação horizontal (principal) pela parte direita da figura enquanto que a água é injetada pela ramificação lateral, onde flui através do espaço anular entre a tubulação de óleo. Na saída (a tubulação na horizontal depois da junção “Y”) tem-se o fluxo plenamente desenvolvido. Todas as medidas estão esquematizadas na Figura 2.10.

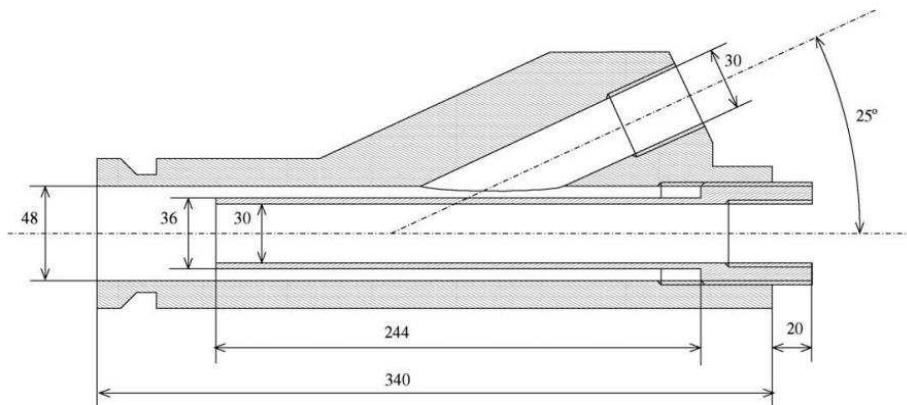


Figura. 2.10. Misturador óleo-água. Comprimentos indicados no desenho são em milímetros e os ângulos estão em graus (Fonte: Sotgia *et al.*, 2008).

Em seus resultados, os autores observaram que quando a velocidade superficial do óleo (J_o) é mantida constante enquanto a velocidade superficial da água (J_A) vai decrescendo, ocorre uma variação dos padrões de fluxo. Assim, quando a velocidade superficial do óleo é igual a 0,5 m/s surge o padrão de escoamento disperso. Quando a velocidade superficial da água vai reduzindo a partir de 2,51 m/s, o fluxo sofre um processo de transição (1,9 e 1,4 m/s), depois que o petróleo torna-se contínuo no núcleo central, dando lugar ao fluxo “*Core-Flow*”. Para um fluxo de água ainda menor, as taxas de fluxo anular evolui para um padrão ondulado anular, com ondas de grande amplitude interfacial que são encontradas no núcleo de óleo. Quando a velocidade superficial da água é reduzida ainda mais, tem-se uma transição para o padrão de escoamento estratificado após o qual o tubo está com as paredes molhadas também pela fase óleo. A identificação da fronteira entre padrões de fluxos é necessária para determinar as regiões com condições operacionais que são adequados para determinadas aplicações. Assim, os autores relatam que todas as medições indicam que a água de entrada correspondente à redução máxima fator de uma dada vazão de óleo é apenas fracamente dependente do diâmetro do tubo. Como conclusão, os autores

comentam que a influência das velocidades podem ser avaliada em relação ao bocal misturador, os tubos e o tipo de material.

2.4.4 Avaliação do “*Core-Flow*” em Tubulações Curvadas

Pereira Filho (2010), investigou numericamente o escoamento multifásico não-isotérmico, tipo “*Core-Flow*”, de óleos pesados e ultra-viscosos em risers submersos usados na indústria petrolífera via simulação numérica. Para isto, ele avaliou um riser tipo catenária de 15 m de comprimento com um diâmetro de 7”. Para a obtenção da solução numérica, avaliou-se o óleo, com uma densidade de 989 kg/m³, com velocidade de 0,9 m/s e a água com uma densidade de 997 kg/m³, com velocidade de 1,6 m/s. Como resultado observou-se que uma fração de água escoou junto com o óleo pelo centro do duto (em torno de 0,05). Segundo o autor, isso é justificado pela ocorrência de dispersões da fase externa da água no centro do duto. Em seus resultados, foi necessário uma variação de pressão de 676,20 Pa para deslocar o óleo pesado em um escoamento “*Core-Flow*”, concluindo-se que essa técnica é capaz de escoar óleo ultraviscoso com, aproximadamente, a mesma perda de carga de um escoamento com água.

Belém (2009b) estudou numericamente o escoamento bifásico (água-óleo pesado) tipo “*Core-Flow*” em tubulações com uma curvatura de 90°, com raios de curvatura variando de 0,10 m a 1,00 m, e um diâmetro de 17,78 cm, para velocidades de 1,2 m/s para a água e 0,8 m/s para o óleo, considerando o escoamento laminar para a fase óleo e turbulento para a fase água. Foi verificado que sob as condições adotadas de velocidade, o “*Core-Flow*” não se manteve ao longo de toda a tubulação em nenhuma das curvas, mantendo-se apenas na parte horizontal e desfazendo-se após a curva, sendo obtido um fator de redução de pressão de 8,75 vezes avaliando-se a tubulação com 0,40 m de raio de curvatura.

2.5 Modelagem Matemática para Escoamento Multifásico

2.5.1 Tratamento Matemático

Para problemas envolvendo escoamentos, o ponto de partida seria as equações diferenciais de transporte que representam o fenômeno que se quer modelar, isto é, uma melhor compreensão real de um sistema sob determinadas condições coavaliando-se, por exemplo, condições de contorno e parâmetros iniciais. A modelagem numérica baseia-se nos princípios da conservação da massa, da conservação da quantidade de movimento e energia. As equações hidrodinâmicas são equações diferenciais parciais, e possuem apenas solução analítica para escoamentos simplificados. Para a modelagem de escoamentos complexos, como os multifásicos utiliza-se uma metodologia numérica adequada para obter a solução destas equações.

Na literatura encontram-se três abordagens distintas para a modelagem do escoamento multifásico que são: A abordagem Euleriana-Euleriana, a abordagem Euleriana-Lagrangiana e a abordagem Volume de Fluido (VOF). A diferença entre as duas primeiras abordagens está no tratamento em que cada uma aplica para a fase dispersa. A seguir serão apresentadas as principais características, vantagens e desvantagens da utilização de cada abordagem.

2.5.1.1 Abordagem Euleriana-Euleriana

A abordagem Euleriana-Euleriana (ou multifluido) é basicamente uma extensão da modelagem matemática de um escoamento monofásico para um escoamento multifásico. As interações entre as fases devem ser expressas de forma contínua. Um passo importante na construção de um modelo contínuo é a correta determinação do “elemento de fluido” do meio contínuo. Este elemento, ou volume de controle, deve ser determinado de maneira que possua partículas suficientes em seu interior para garantir que ele possua propriedades como temperatura ou velocidade representativas ao conjunto. Ao mesmo tempo, este elemento deve possuir proporções pequenas o suficiente para que, quando comparado às dimensões do sistema de um ponto de vista macroscópico, possibilite a adoção do conceito da fase contínua (para que uma fase

sólida particulada possa ser considerada como um meio contínuo, o volume de controle escolhido deve abranger uma quantidade de partículas representativa).

A abordagem Euleriana-Euleriana pode ser dividida em dois modelos distintos: o modelo homogêneo e o modelo não-homogêneo. Essa classificação se baseia na forma como os campos de velocidade são resolvidos, utilizando as equações conservativas.

a) **Modelo homogêneo:** um único campo de escoamento é calculado para todas as fases. Este modelo é indicado principalmente para escoamentos com superfície livre, onde uma interface se apresenta bem definida. As equações conservativas (massa, quantidade de movimento e energia) mais as equações constitutivas, são aplicadas para resolver estes campos constituídos por todas as fases presentes no escoamento. Quando o modelo multifásico homogêneo é utilizado, o campo de turbulência obrigatoriamente será modelado como homogêneo, ou seja, um único campo de turbulência será calculado para todas as fases simultaneamente.

b) **Modelo não-homogêneo:** assume que cada fase possui seu próprio campo de escoamento. Neste modelo há um campo de solução para cada fase separadamente e as quantidades transportadas interagem através de termos de transferência interfacial. Por exemplo, podem-se ter duas fases com campos de velocidades e temperaturas distintas, mas haverá uma tendência para que estes entrem em equilíbrio, devido ao arraste e aos termos de transferência de calor que ocorre na interface. Três sub-modelos distintos estão disponíveis no aplicativo computacional ANSYS CFX 13.0 para tratar a densidade de área interfacial: o modelo de mistura, de superfície livre e de partícula.

Estes modelos são selecionados para cada par de fluido, e estão disponíveis dependendo se a outra fase é dispersa ou contínua (ANSYS CFX, 2011). As equações usadas em cada modelo serão apresentadas no presente capítulo.

2.5.1.2 Abordagem Euleriana-Lagrangeana

Na abordagem Euleriana-Lagrangeana, os movimentos individuais em pequena escala do fluido em torno de partículas, não são considerados. Nesta abordagem a modelagem é resolvida através de um mapeamento da trajetória individual de cada partícula presente na fase dispersa e, cada partícula é descrita por uma equação

diferencial ordinária. Esta abordagem restringe-se apenas a sistemas dispersos. Resolve-se um sistema de equações de conservação (massa, quantidade de movimento e energia) para a fase contínua e, com os campos de velocidades desta fase, são calculadas as forças exercidas sobre as partículas dispersas (bolhas, gotas ou partículas sólidas), a partir das quais são calculadas as trajetórias destas partículas. Uma 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).

Quando as partículas são pequenas, ainda para baixas frações volumétricas, o número de partículas será muito grande, inviabilizando a utilização deste modelo. Outra limitação para aplicações em escoamentos de bolhas, é que este modelo considera as partículas com sendo pontuais, ou seja, sem volume. Quando o tamanho das partículas é grande, como em escoamentos de bolhas, este modelo perde validade. Uma importante vantagem deste modelo é o fácil tratamento para sistemas polidispersos, isto é, sistemas nos quais as partículas possuem uma distribuição de tamanho relativamente largo e não pode ser considerado um único tamanho de partícula (Paladino, 2005).

2.5.1.3 Abordagem do Volume de Fluido

A abordagem do Volume de Fluido (VOF) é a aproximação mais simples e é baseada na aproximação Euleriana. Destaca-se pelo movimento de todas as fases a serem modeladas pela formulação local e conservação instantânea de equações para massa, momentum e energia. Estas equações podem ser resolvidas com apropriadas condições limites na interface. Esta aproximação é, entretanto, limitada para modelos de movimento de apenas umas poucas partículas da fase dispersa, como também para simulações de fluxo para fase dispersa em grandes equipamentos. Maiores detalhes desta aproximação podem ser encontrados em Ranade (2002).

2.5.2 Modelos Matemáticos

2.5.2.1 Notação multifásica

Avaliando-se as diferentes fases de um fluido, estas são denotadas usando-se letras gregas. O número total de fases é N_p . A fração volumétrica de cada fase é denotada por r_α ($1 \leq \alpha \leq N_p$). Assim, o volume que V_α ocupou com a fase α é um pequeno volume V ao redor do ponto de fração volumétrica r_α , dado por:

$$V_\alpha = r_\alpha V \quad (2.2)$$

É importante distinguir densidade do material e densidade efetiva de um fluido α . ρ_α , é a densidade da fase α quando se encontra sozinha, ou seja, massa de α por unidade de volume de α . A densidade efetiva é definida como:

$$\bar{\rho}_\alpha = r_\alpha \rho_\alpha \quad (2.3)$$

Esta densidade determina que a fase α ocupa apenas uma fração de volume, ou seja, a massa de α por unidade de volume de todo o fluido.

A densidade da mistura é determinada por:

$$\rho_m = \sum_{\alpha} r_\alpha \rho_\alpha \quad (2.4)$$

A pressão total numa simulação multifásica é definida como:

$$p_{tot} = p_{stat} + \sum_{\alpha} \frac{1}{2} r_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha^2 \quad (2.5)$$

onde P_{tot} é a pressão total, P_{stat} é a pressão estática e U_α o vetor velocidade.

Esta definição é usada tanto para fluidos incompressíveis quanto para fluidos compressíveis.

2.5.2.2 Modelo não-homogêneo

Neste modelo, a transferência interfacial de quantidade de movimento, calor e massa é diretamente dependente da área superficial de contato das duas fases. Esta é caracterizada por uma área interfacial por unidade de volume entre a fase α e a fase β , conhecido como densidade de área interfacial, $A_{\alpha\beta}$.

O modelo de partícula para a transferência interfacial entre duas fases assume que uma das fases é contínua (fase α) e a outra é dispersa (fase β). A área superficial por unidade de volume é calculada assumindo que a fase β esta presente como partículas esféricas de diâmetro principal d_β . Usando este modelo, a área de contato entre as fases é:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6r_\beta}{d_\beta} \quad (2.6)$$

Os coeficientes não-dimensionais de transferência entre as fases podem ser correlacionadas em termos do número de Reynolds das partículas e do número de Prandtl do fluido. Estes são definidos usando o diâmetro principal da partícula, e as propriedades da fase contínua:

$$\text{Re}_{\alpha\beta} = \frac{\rho |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| d_\beta}{\mu_\alpha} \quad (2.7)$$

$$\text{Pr}_{\alpha\beta} = \frac{\mu_\alpha C_{p\alpha}}{\lambda_\alpha} \quad (2.8)$$

onde μ_α , $C_{p\alpha}$, λ_α são a viscosidade, calor específico e condutividade térmica da fase contínua α , respectivamente.

O modelo de mistura é mais simples, já que trata ambas as fases α e β simetricamente. A área superficial por unidade de volume é calculada de:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{r_{\alpha}r_{\beta}}{d_{\alpha\beta}} \quad (2.9)$$

onde $d_{\alpha\beta}$ é uma escala de comprimento interfacial que deve-se especificar.

Os coeficientes não-dimensionais de transferência entre as fases podem ser relacionadas em termos do numero de Reynolds e do numero de Prandtl da mistura definido como:

$$\text{Re}_{\alpha\beta} = \frac{\rho_{\alpha\beta} |\bar{U}_{\beta} - \bar{U}_{\alpha}| d_{\alpha\beta}}{\mu_{\alpha\beta}} \quad (2.10)$$

$$\text{Pr}_{\alpha\beta} = \frac{\mu_{\alpha\beta} C_{P\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (2.11)$$

sendo $\rho_{\alpha\beta}$, $\mu_{\alpha\beta}$, $C_{P\alpha\beta}$ e $\lambda_{\alpha\beta}$ a densidade, viscosidade, calor específico e condutividade térmica da mistura, respectivamente, com:

$$\rho_{\alpha\beta} = r_{\alpha}\rho_{\alpha} + r_{\beta}\rho_{\beta} \quad (2.12)$$

$$\mu_{\alpha\beta} = r_{\alpha}\mu_{\alpha} + r_{\beta}\mu_{\beta} \quad (2.13)$$

$$C_{P\alpha\beta} = r_{\alpha}C_{P\alpha} + r_{\beta}C_{P\beta} \quad (2.14)$$

$$\lambda_{\alpha\beta} = r_{\alpha}\lambda_{\alpha} + r_{\beta}\lambda_{\beta} \quad (2.15)$$

O modelo de superfície livre tenta solucionar a interface entre os dois fluidos. Se há apenas duas fases na simulação, a seguinte equação é usada para calcular a densidade de área interfacial:

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla r_{\alpha}| \quad (2.16)$$

Quando mais de duas fases estão presentes, esta equação é generalizada para:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{2|\nabla r_\alpha||\nabla r_\beta|}{|\nabla r_\alpha| + |\nabla r_\beta|} \quad (2.17)$$

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{MS_\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (2.18)$$

onde $\vec{U} = (u, v, w)$ são as componentes da velocidade do fluido, \vec{S}_{MS_α} descreve as forças de momento devido às forças de corpo externas e $\Gamma_{\alpha\beta}$ é a taxa do fluxo de massa, por unidade de volume, da fase α para a fase β

A equação de momento linear tem a forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [r_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = & -r_\alpha \nabla p + \nabla \cdot [r_\alpha (\tau_\alpha + \tau_\alpha^{turb})] + \\ & (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha) + \vec{S}_{MS_\alpha} + \vec{M}_\alpha \end{aligned} \quad (2.19)$$

onde:

- \vec{M}_α são as forças interfaciais agindo na fase α devido à presença de outras fases;
- O termo $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha)$ representa a transferência de momento induzido pela transferência de massa na interface;
- τ_α^{turb} se refere as tensões turbulentas de Reynolds na fase α .

As equações anteriores só são validas para fases fluidas. Para fases com sólidos dispersos, são adicionados termos que representam as tensões adicionais devido às colisões de partículas.

A transferência de momento interfacial, $\vec{M}_{\alpha\beta}$, ocorre devido às forças interfaciais na fase α , quando esta interage com outra fase β . A força total atuando na fase α é denotada \vec{M}_α , que é dada por:

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (2.20)$$

No caso do modelo de mistura, em geral, considera-se apenas a força de arraste interfacial, que é definida por:

$$M_\alpha = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (2.21)$$

A força interfacial total agindo entre duas fases podem surgir de vários efeitos físicos independentes e pode ser expressa por:

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = \vec{M}_{\alpha\beta}^D + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} + \vec{M}_s + \dots \quad (2.22)$$

onde $\vec{M}_{\alpha\beta}^D$ representa a força de arraste, $\vec{M}_{\alpha\beta}^L$ representa a força lift, $\vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB}$ representa a força de lubrificação da parede, $\vec{M}_{\alpha\beta}^{VM}$ é à força de massa virtual, $\vec{M}_{\alpha\beta}^{TD}$ é à força de dispersão turbulenta e \vec{M}_s representa a força de pressão do sólido.

A equação da energia tem a forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (r_\alpha \rho_\alpha h_\alpha) + \nabla \cdot [r_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha h_\alpha - \lambda_\alpha \nabla T_\alpha)] = \sum_{\rho=1}^{N_\rho} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_\alpha) + Q_\alpha + S_\alpha \quad (2.23)$$

onde $h_\alpha, \lambda_\alpha, T_\alpha$ descreve a entalpia estática, temperatura e condutividade térmica da fase α , respectivamente.

- S_α descreve a fonte de calor externa;
- Q_α descreve a transferência de calor para a fase α através das interfaces com outras fases.
- o termo: $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_\alpha)$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa.

A transferência de calor na interface ocorre devido ao não equilíbrio térmico através da interface das fases. O calor total por unidade de volume transferido para a fase α devido à interação com outras fases e denotada Q_w e é dada por:

$$Q_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} Q_{\alpha\beta} \quad (2.24)$$

onde:

$$Q_{\alpha\beta} = Q_{\beta\alpha} \Rightarrow \sum_{\alpha} Q_{\alpha} = 0 \quad (2.25)$$

A transferência de calor através do contorno é usualmente descrita em termos de um coeficiente de transferência de calor global $h_{\alpha\beta}$, que é a quantidade de energia calorífica através da unidade de área por unidade de tempo por unidade de diferença de temperatura entre as fases. Deste modo, a taxa de transferência de calor, $Q_{\alpha\beta}$, por unidade de tempo através do contorno de fase da área interfacial por unidade de volume $A_{\alpha\beta}$, da fase β para a fase α , é:

$$Q_{\alpha\beta} = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} (T_{\beta} - T_{\alpha}) \quad (2.26)$$

Esta grandeza pode ser escrita na forma análoga para transferência de momento:

$$Q_{\alpha\beta} = c_{\alpha\beta}^{(h)} (T_{\beta} - T_{\alpha}) \quad (2.27)$$

onde o coeficiente de transferência de calor volumétrico, $c_{\alpha\beta}^{(h)}$, é modelado como segue:

$$c_{\alpha\beta}^{(h)} = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} \quad (2.28)$$

Por isso a área interfacial por unidade de volume e coeficiente de transferência de calor $h_{\alpha\beta}$ são necessários.

Muitas vezes é conveniente expressar o coeficiente de transferência de calor em termos de número de Nusselt adimensional, dado por:

$$h = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (2.29)$$

No modelo de partícula, a condutividade térmica λ é considerada como sendo a condutividade térmica da fase contínua, e o comprimento d é considerado como sendo o diâmetro da fase dispersa. Sendo assim, pode-se escrever:

$$h_{\alpha\beta} = \frac{\lambda_{\alpha} \text{Nu}_{\alpha\beta}}{d_{\beta}} \quad (2.30)$$

2.5.2.3 Modelo homogêneo

Num fluxo multifásico homogêneo, um campo de fluxo comum é compartilhado por todos os fluidos, como também outros campos pertinentes como temperatura e turbulência. Isso permite que algumas simplificações possam ser feitas para que o modelo multi-fluido resulte num modelo homogêneo.

Para um determinado processo de transporte, o modelo homogêneo assume que a quantidade transportada (com exceção da fração volumétrica) para aquele processo é o mesmo para todas as fases:

$$\phi_{\alpha} = \phi \quad 1 \leq \alpha \leq N_p \quad (2.31)$$

Desde que as quantidades transportadas são compartilhadas no fluxo multifásico, é suficiente resolver os campos compartilhados usando as equações de transporte ao invés de resolver as equações de transporte para cada fase separadamente.

As equações de transporte podem ser derivadas somando as equações individuais das fases envolvidas para obter uma única equação de transporte para ϕ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho \vec{U}\phi - \Gamma \nabla \phi) = S \quad (2.32)$$

onde:

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \quad (2.33)$$

$$U = \frac{1}{\rho} \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} \quad (3.34)$$

$$\Gamma = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \Gamma_{\alpha} \quad (2.35)$$

O modelo homogêneo não precisa ser aplicado constantemente a todas as equações. Por exemplo, o campo de velocidade pode ser modelado como não-homogêneo, mas junto com um modelo de turbulência homogêneo.

As equações de momento no modelo homogêneo assumem que:

$$\vec{U}_\alpha = \vec{U}, \quad 1 \leq \alpha \leq N_p \quad (2.36)$$

sendo dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{U}) + \nabla \cdot \left\{ \rho \vec{U} \otimes \vec{U} - \mu \left[\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T \right] \right\} = \vec{S}_M - \nabla \rho \quad (2.37)$$

onde:

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \rho_\alpha \quad (2.38)$$

$$\mu = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \mu_\alpha \quad (2.39)$$

Uma observação que pode ser notada é que esta é uma equação de transporte de uma única fase, mas com densidade e viscosidade variáveis.

Turbulência consiste de flutuações no campo de fluxo no tempo e no espaço (Barbosa, 2011 e Dias, 2009). É um processo complexo, principalmente porque ocorre em três dimensões, instável e consiste em várias escalas. Ele pode ter um efeito significativo sobre as características do fluxo. O efeito da turbulência ocorre quando as forças de inércia do fluido são significativas quando comparadas às forças viscosas, e é caracterizada por um elevado número de Reynolds (Re), que é a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas.

O termo das tensões turbulentas de Reynolds serve como base para implementar o modelo de turbulência de escoamento (que geralmente é desconhecida), servindo como referência para o acoplamento de modelos de duas equações, onde são utilizadas duas equações diferenciais de transporte de propriedades, sendo um para energia cinética turbulenta, κ , e a outra para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa, ε , ou em alguns casos uma frequência de passagem de grandes estruturas turbulentas, ω . Este tipo de modelo também é conhecido por modelo de viscosidade turbulenta.

A viscosidade turbulenta, pode ser considerada, à partir da eq. (2.19), um tensor de Reynolds, o qual é proporcional a taxa de deformação do fluido, sendo expressa por:

$$\tau_\alpha^{turb} = \frac{2}{3} \rho_\alpha \kappa \delta + \mu_t \left[\nabla \cdot \vec{U}_\alpha + (\nabla \cdot \vec{U}_\alpha)^T \right] \quad (2.40)$$

$$\tau_{\alpha}^{turb} = -\overline{\rho u_i u_j} \quad (2.41)$$

onde δ corresponde a função de delta Kronecher, T corresponde a matriz transposta e κ é a energia cinética turbulenta expressa por:

$$\kappa = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.42)$$

com $\overline{u'^2}$, $\overline{v'^2}$ e $\overline{w'^2}$ sendo as velocidades flutuantes nas três direções.

Os modelos clássicos usam as equações de Reynolds, destacando os modelos de turbulência κ - ϵ ; κ - ω e SST (Barbosa, 2011; Santos, 2008; Menter, 2003 e Menter, 1994).

Barbosa (2011) destaca em sua tese que os modelos de turbulência κ - ϵ , RNG- κ - ϵ , κ - ω são modelos de duas equações, onde são utilizadas duas equações diferenciais de transporte de propriedades, sendo um para energia cinética turbulenta, κ , e a outra para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa, ϵ , ou em alguns casos uma frequência de passagem de grande estruturas turbulentas, ω . Os modelos algébricos, a uma e duas equações são conhecidos como os modelos de viscosidade turbulenta;

Já, os modelos de turbulência SSG Reynolds Stress e o SST são modelos para tensões de Reynolds ou modelos de fechamento de segunda ordem. Nesses modelos são empregadas equações de transporte explícitas para as tensões de Reynolds e uma equação de transporte complementar para ϵ ou ω para se obter o fechamento completo do problema, isto é, são mais robustos que os modelos de duas equações.

a) Modelo de turbulência κ - ϵ .

O modelo de turbulência κ - ϵ é um dos mais populares modelos de duas equações, proporcionando uma boa relação entre esforço computacional e precisão. O modelo de turbulência κ - ϵ envolve a modelagem de duas equações diferenciais de transporte, sendo uma, para a energia cinética turbulenta, κ , e outra para ϵ , que representa a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa.

Este modelo faz uso da hipótese da viscosidade turbulenta, que considera que a turbulência pode ser modelada como sendo um aumento na difusividade. Assim, a

viscosidade é dividida em duas contribuições, uma laminar e a outra turbulenta (Dias, 2009).

A viscosidade turbulenta é definida como:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (2.43)$$

onde C_μ é uma constante e ε é definido como a taxa de dissipação viscosa da energia cinética turbulenta. As equações de transporte deduzidas das equações de Navier-Stokes para κ e ε são:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}\kappa) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla \kappa \right] + (P_\kappa - \rho\varepsilon) \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) \quad (2.45)$$

onde σ_κ , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ são constantes e P_κ é a produção da turbulência devido às forças viscosas definida por:

$$P_\kappa = \mu_t \left[(\nabla + \nabla^T) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \kappa \right] \quad (2.46)$$

Os valores das constantes utilizadas das equações são: $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $C_\mu = 0,09$; $\sigma_\kappa = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Vale salientar que, de acordo com Klein (2006), Zandonade e Rodrigues (2006), o modelo κ - ε apresenta uma limitação: é um modelo isotrópico (o fluxo não depende da direção cartesiana considerada), que é a incapacidade de representar as diferenças de comportamento existentes entre as componentes normais do tensor de Reynolds. Essa limitação pode ser observada em simulações de escoamentos complexos a exemplo do escoamento sobre superfícies curvas; escoamento sob ação de gradientes de pressão elevados; escoamento com fluido em rotação ou estratificado; escoamento em fluidos rotatórios e escoamento com separação da camada limite. Este último caso, o escoamento com separação da camada limite, tem importantes aplicações em diversas áreas da engenharia.

b) Modelo de turbulência RNG κ- ε.

O modelo de turbulência RNG (Renormalization Group Theory) é uma alternativa do modelo κ- ε para fluxos com número de Reynolds elevado. Este modelo difere do modelo padrão κ-ε na equação da taxa de dissipação ε.

A normalização de grupos melhora a caracterização da viscosidade turbulenta à partir do modelo κ- ε padrão, pois tenta amenizar as não conformidades do modelo κ-ε com sua hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica.

As equações que descrevem o modelo RNG são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k RNG} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1 RNG} P_k - C_{\varepsilon 2 RNG} \rho \varepsilon) \quad (2.48)$$

onde a viscosidade turbulenta pode ser obtida pela Equação 2.42, e o coeficiente $C_{\varepsilon 1 RNG}$ do modelo RNG κ- ε é dado por:

$$C_{\varepsilon 1 RNG} = 1,42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{1-\eta}{4,38} \right)}{1 + \eta^3 \beta_{RNG}} \quad (2.49)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho \varepsilon C_{\mu RNG}}} \quad (2.50)$$

sendo P_k o termo de produção pelo efeito de cisalhamento dado por:

$$P_k = \mu_t \nabla \vec{U} \cdot \left| \nabla \vec{U} - \nabla \vec{U}^T \right| + P_{kb} \quad (2.51)$$

onde P_{kb} é o termo de produção de flutuação modelado por:

$$P_{bk} = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} g \cdot \nabla \rho \quad (2.52)$$

σ_b é o número de Prandtl turbulento.

Os valores das constantes utilizadas das equações são: $C_\varepsilon = 1,92$; $C_\mu = 0,085$; $\sigma_k = 0,7179$; $\sigma_\varepsilon = 0,7179$ e $\beta = 0,012$.

com a viscosidade turbulenta definida também pela equação 2.43.

c) Modelo de turbulência κ - ω .

A hipótese central do modelo é a necessidade de uma equação de transporte para computar a taxa de dissipação turbulenta específica, ω , assim como uma outra para calcular a energia cinética turbulenta e modelar a viscosidade turbulenta. Baseado nesta hipótese foi proposto que as escalas características da viscosidade turbulenta podem ser obtidas usando as relações $l = \kappa^{1/2}/\omega$ e $\nu_t = \kappa^{1/2}$, obtendo a seguinte relação para baixos números de Reynolds:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.53)$$

As equações de transporte que caracterizam este modelo são, conforme apresentado por Wilcox (1993), as seguintes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + (P_k - \beta' \rho k \omega) \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \left(\alpha' \frac{\omega}{\kappa} P_k - \beta' \rho \omega^2 \right) \quad (2.55)$$

sendo P_k a taxa de produção da turbulência, que é calculada como no modelo κ - ϵ pela equação 3.46.

$$P_k = \mu_t \left[\left(\nabla + \nabla^T \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right] \quad (2.56)$$

Os valores das constantes utilizadas das equações são: $\alpha' = 0,56$; $\beta' = 0,09$; $\beta = 0,07$; $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\omega = 2,0$.

Uma das vantagens da formulação κ - ω é o tratamento próximo a superfícies usando o escoamento de baixo número de Reynolds. O modelo não envolve as funções

complexas não-lineares requeridas para os modelos κ - ε e ω , conseqüentemente, mais exato e mais robusto.

Portanto, com base no que foi apresentado nas seções anteriores, os modelos a duas equações (κ - ε , RNG κ - ε e κ - ω) oferecem previsões satisfatórias de grande parte dos escoamentos industriais. Porém, em escoamentos onde os efeitos de anisotropia são importantes, a concepção da viscosidade turbulenta passa a não ser mais válida e estes modelos passam a ser pouco eficientes (CFX, 2011 e Klein, 2006).

Na literatura encontram-se os chamados modelos das Tensões de Reynolds, destacando-se os modelos SST (Shear Stress Transport) e o SSG (Speziale- Sarkar-Gatski), que incluem naturalmente os efeitos de linhas de corrente curvas, mudanças bruscas na taxa de tensão, escoamentos secundários ou empuxo, quando comparados com os modelos baseados na viscosidade turbulenta. Teoricamente, estes modelos apresentariam melhores previsões para escoamentos complexos que os modelos a duas equações, porém na prática, muitas vezes, esta teoria não se confirma (Klein, 2006).

d) Modelo SST (Shear Stress Transport)

Ao se utilizar o modelo κ - ω , pode-se deparar com um problema, que pode gerar uma forte sensibilidade da solução para valores de ω fora da camada limite (Menter, 1994). A fim de resolver este problema, uma combinação do modelo κ - ω próximo à superfície e do modelo κ - ε na região afastada foi proposto, levando ao desenvolvimento por Menter (1994) do modelo SST (Shear-Stress Transport – Transporte de tensão cisalhante). O modelo SST consiste em uma transformação do modelo κ - ε para uma formulação κ - ω e uma subsequente adição das equações correspondentes. O modelo κ - ω é multiplicado desse modo por uma função acopladora F_1 e o modelo transformado κ - ε por uma função $(1-F_1)$. F_1 se torna igual à unidade perto da superfície e a zero fora da camada limite. Assim na camada limite o modelo κ - ω é usado e, na borda e fora da camada limite, o modelo κ - ε padrão é usado.

A base do modelo SST foi concebida para fornecer uma previsão altamente precisa do início e da quantidade de separação de fluxo em gradientes de pressão adversos pela inclusão dos efeitos de transporte para a formulação da viscosidade turbulenta. Isso resulta em uma grande melhoria em termos de previsões de separação

de fluxo. O modelo SST é recomendado para simulações de alta precisão da camada limite (ANSYS CFX, 2011).

Após manipulação matemática, as equações finais do modelo para κ e ω são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\kappa 3}} \right) \nabla \kappa \right] + (P_\kappa - \beta' \rho \kappa \omega) \quad (2.57)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla_\kappa \cdot \nabla_\omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (2.58)$$

As constantes do modelo SST são uma combinação linear das constantes correspondentes aos modelos κ - ϵ e κ - ω , obtidas através da relação apresentada na Equação 2.49.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_3 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (2.59)$$

sendo Φ_1 as constantes do modelo κ - ω e Φ_2 as constantes do modelo κ - ϵ .

As funções de acoplamento são críticas para o sucesso do método. Sua formulação é baseada na distância entre o ponto analisado e a superfície mais próxima, e nas variáveis do escoamento. A função acopladora F_1 é dada por:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.60)$$

sendo:

$$\arg_1 = \text{Minimo} \left[\text{Maximo} \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \quad (2.61)$$

e

$$C_{D_{k\omega}} = \text{Maximo} \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla_\kappa \cdot \nabla_\omega, 10^{-10} \right) \quad (2.62)$$

y é a distância do ponto avaliado para a parede mais próxima e ν é a viscosidade cinemática.

A principal característica do modelo SST é a presença de um limite superior para a tensão cisalhante turbulenta na camada limite. Isto evita níveis excessivos de tensão

cisalhante, problema presente em outros modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta. A viscosidade turbulenta é então definida como:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 \bar{k}}{\text{Maximo}(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.63)$$

onde a_1 é uma constante com valor típico de 0,31 e S é o tensor de tensões médias absoluto, definido pelas equações 2.54 e 2.55.

$$S_1 = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (2.64)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (\nabla + \nabla^T) \quad (2.65)$$

O parâmetro F_2 é uma função, que restringe as tensões cisalhantes turbulentas na camada limite definida por:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.66)$$

sendo

$$\arg_2 = \text{Maximo} \left(\frac{2\sqrt{\bar{k}}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (2.67)$$

e) *Modelo Speziale- Sarkar-Gatski (SSG- Reynolds)*

O SSG é um modelo de tensor de Reynolds desenvolvido por Speziale, Sarkar e Gatski, e consiste na definição da equação de transporte para $\overline{u_i u_j}$ cujo fechamento é definido por um modelo de transporte de energia de dissipação turbulenta (ANSYS CFX, 2011).

Este modelo é composto pelas seguintes equações:

$$\frac{\partial(\rho \overline{u_i u_j})}{\partial t} + \nabla[\vec{U} \rho (\vec{U} \otimes \vec{U})] - \nabla \left[\left(\mu + \frac{2}{3} C_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \nabla (\vec{U} \otimes \vec{U}) \right] = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (2.68)$$

onde Φ_{ij} é a correlação de tensão de pressão, e P_{ij} , é o termo de produção, dado por:

$$P_{ij} = -\rho(\vec{U} \otimes \vec{U})\nabla - \rho(\vec{U} \otimes \vec{U})\nabla^T \quad (2.69)$$

A produção, devido à flutuação é:

$$P_{ij,b} = B_{ij} - C_{buo} \left(B_{ij} - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (2.70)$$

onde o segundo termo representa a contribuição de flutuação do termo de tensão de pressão, e B_{ij} é dada por:

$$B_{ij} = g_i b_j + g_j b_i \quad (2.71)$$

Se o modelo de flutuação de Boussinesq é usado, então b_i é modelado como:

$$b_i = -\frac{\mu_t}{\sigma_\rho} \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.72)$$

onde β é o coeficiente de expansão térmica. Caso contrário, o termo é modelado como (modelo de flutuabilidade completa baseado em diferenças de densidade), como segue:

$$b_i = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2.73)$$

Como a dissipação de turbulência aparece nas equações de tensões, uma equação para a dissipação turbulenta ε ainda é necessária e tem a seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P - c_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) + \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RS}} \right) \nabla \varepsilon \right] \quad (2.74)$$

Nestas equações, os coeficientes de difusão anisotrópica dos modelos originais foram substituídos por uma formulação isotrópica, o que aumenta a robustez do modelo de tensões de Reynolds. O modelo das Tensões de Reynolds também está disponível com coeficientes de difusão anisotrópica (Equação 2.66).

$$\frac{\partial \rho(\bar{U} \otimes \bar{U})}{\partial t} + \nabla[\bar{U} \rho(\bar{U} \otimes \bar{U})] - \nabla \left[\left(\delta_{kl} \mu + C_S \rho \frac{k}{\varepsilon} (\bar{U} \otimes \bar{U}) \right) \nabla(\bar{U} \otimes \bar{U}) \right] = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b}$$

(2.75)

onde Φ_{ij} é a correlação entre a tensão de pressão, e P_{ij} , é o termo de produção, é dada pela equação:

$$P_{ij} = -\rho(\bar{U} \otimes \bar{U}) \nabla - \rho(\bar{U} \otimes \bar{U}) \nabla^T \quad (2.76)$$

Neste caso, a produção devido à flutuabilidade, b_i , para o modelo de Boussinesq é aproximado por:

$$b_i = C_S \rho \beta \frac{k}{\varepsilon \sigma_\rho} (\bar{U} \otimes \bar{U}) \frac{\partial T}{\partial x_k} \quad (2.77)$$

Caso contrário, o termo é modelado como (modelo de flutuabilidade completa baseada em diferenças de densidade):

$$b_j = -C_S \frac{k}{\varepsilon \sigma_\rho} (\bar{U} \otimes \bar{U}) \frac{\partial \rho}{\partial x_k} \quad (2.78)$$

e a energia de dissipação turbulenta, ε , na sua forma anisotrópica é dada pela equação (2.69):

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U} \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + \nabla \left[\left(\mu \delta_{kl} + c_\varepsilon \rho \frac{k}{\varepsilon} (\bar{U} \otimes \bar{U}) \right) \nabla \varepsilon \right] \quad (2.79)$$

O modelo de turbulência SST e SSG, são caracterizados por um alto grau de aplicações. Os modelos das Tensões de Reynolds tem seis equações de transporte a mais (uma para cada tensor de Reynolds) para serem resolvidas a cada passo de tempo. Os termos de geração também são mais complexos. Dessa forma, a convergência do sistema é significativamente mais lenta (Klein, 2006).

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

3.1 Definição do Problema Físico

O domínio de estudo corresponde a uma bifurcação do tipo T e Y onde foram realizadas as simulações do escoamento bifásico (água-óleo) do tipo "Core-Flow" cujas dimensões estão descritas a seguir:

- Diâmetro interno (D_i) da tubulação: 28,4 mm;
- Comprimento do tubo principal (L_1) igual ao comprimento do ramal principal (L_2) e igual ao do ramal secundário (L_3): 1,7 m (Figura 3.1).

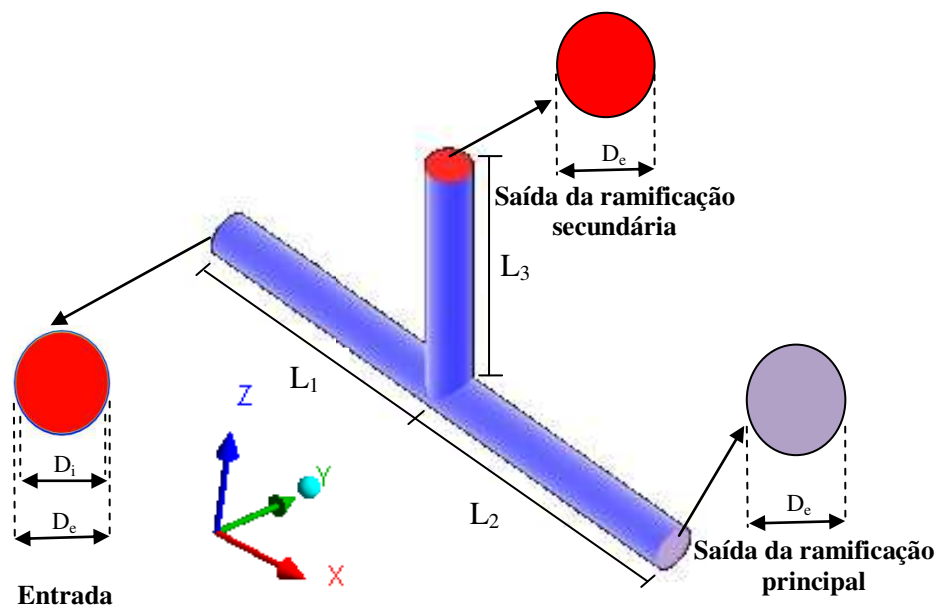


Figura 3.1. Dimensões do duto horizontal e vertical que forma a junção "T".

A origem ($x = y = z = 0$) está situada no início do ramal principal

Foi considerada uma entrada e duas saídas, como ilustrado a Figura 3.1. A região de entrada foi predefinida duas seções, uma circular e outra anelar. Esta última formada entre o diâmetro interno do tubo e o diâmetro da seção circular. O diâmetro da seção circular foi definido com base numa aproximação no diâmetro do núcleo de óleo escoando em um tubo estudado por Vara (2001), resultando em um espaço anular de 1,3 mm.

Afim de validar a solução numérica do modelo matemático proposto (apresentado na seção seguinte) foi criada a geometria e, em seguida, gerada uma malha (Figura 3.3) referente ao tubo utilizado por Vara (2001), destacado na Figura 3.2, usando o software ICEM CFD.

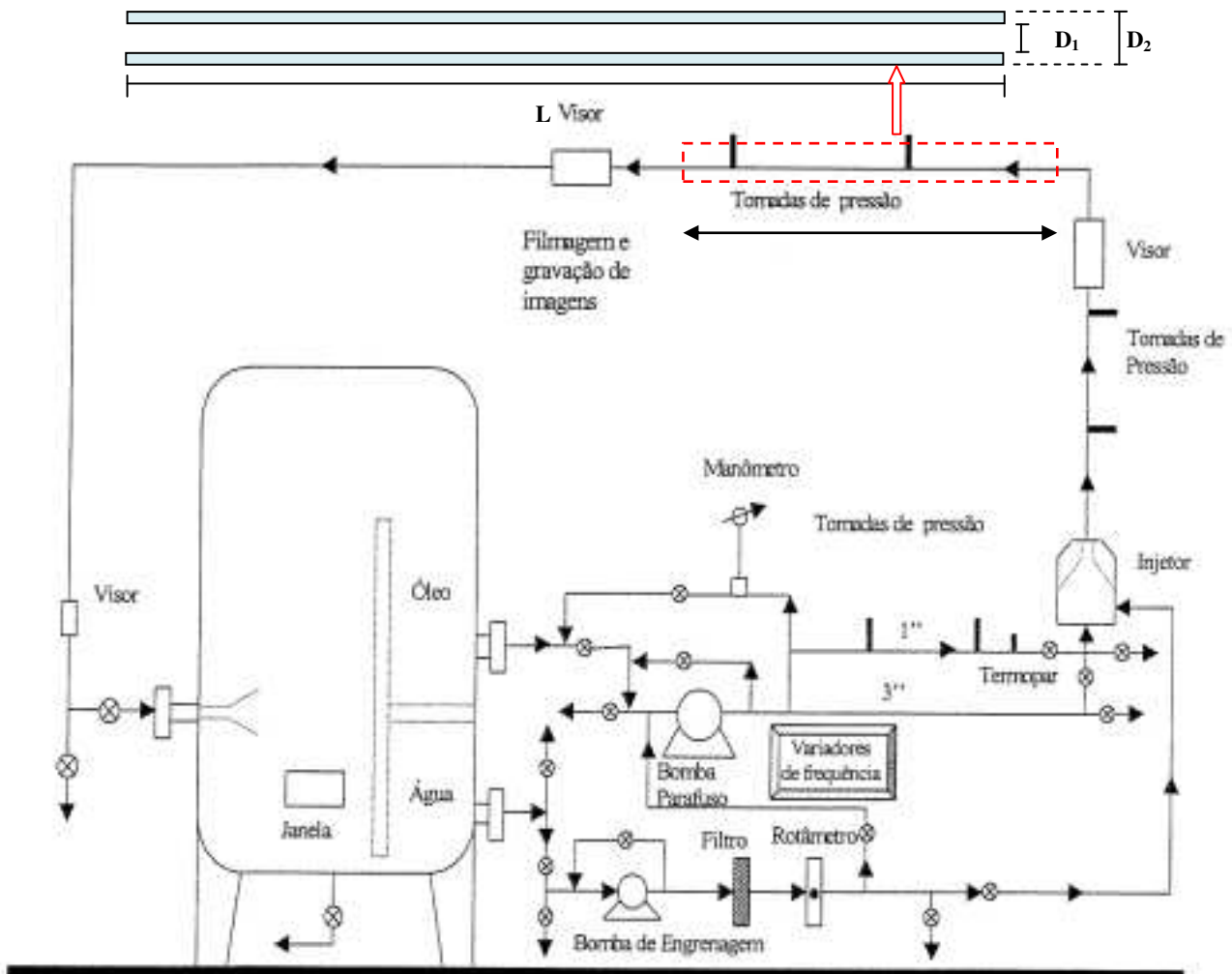


Figura 3.2. Esquema experimental utilizado por Vara (2001).

Na Figura 3.3 está representado a malha e alguns detalhes representativa do tubo utilizado nas simulações. Adotou-se um comprimento de 2,5 m visando eliminar os

efeitos de borda. Para garantir que os dados fossem coletados quando o escoamento já tivesse atingido o desenvolvimento hidrodinâmico, as tomadas de pressão, espaçadas 84 cm uma da outra, foram instaladas a uma distância de 30 vezes o diâmetro interno da tubulação, tomando-se como referência o cotovelo a direita da tubulação da seção de teste horizontal (Figura 3.2). Os pontos de tomada de pressão foram estabelecidos por Vara (2001), visando minimizar ou eliminar os efeitos da curva sobre o escoamento.

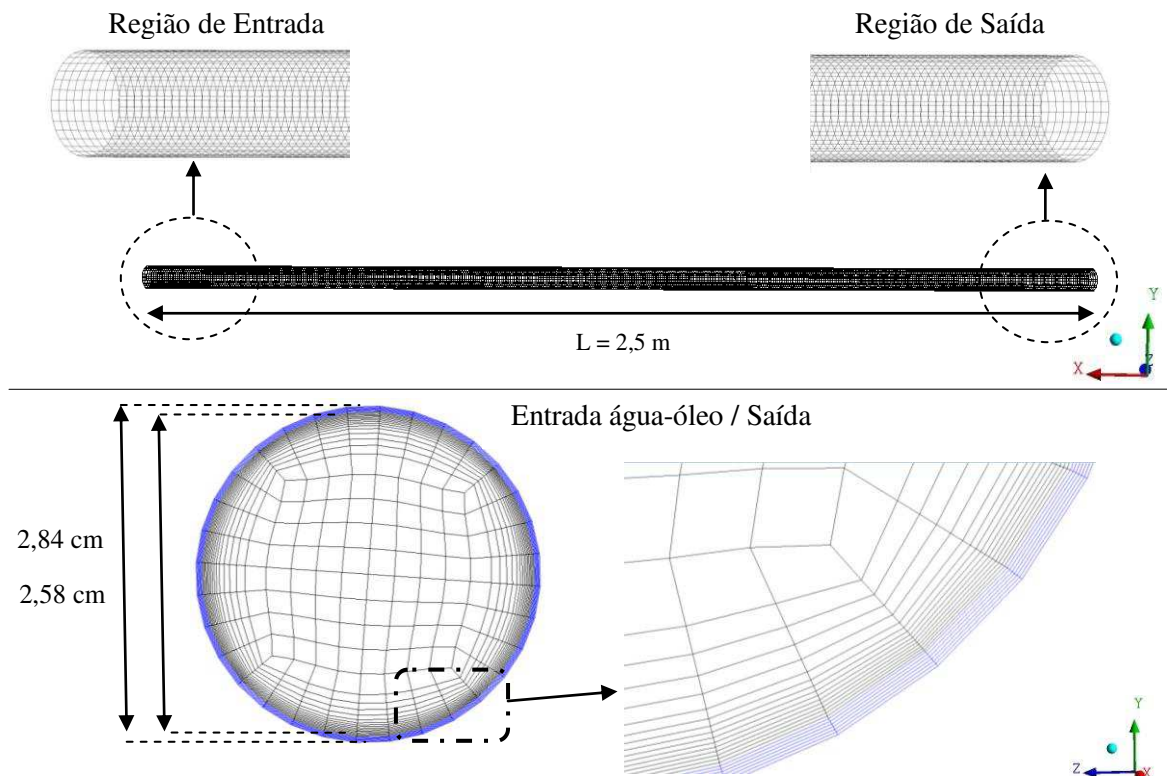


Figura 3.3. Representação da malha tridimensional enfatizando o refinamento da tubulação e detalhes das regiões de entrada, de saída do tubo.

Na região de entrada dos fluidos, foi assumido que a água era introduzida por um anel ou espaço anular, de 1,3 mm de espessura, formado entre a parede do tubo e o núcleo de óleo, escoando no centro da tubulação, enquanto que o óleo foi introduzido na seção cilíndrica correspondendo ao núcleo de óleo (para maiores informações sobre a geometria e malha do presente trabalho ver no apêndice A).

3.2 Modelagem Matemática

Para a modelagem matemática e solução numérica as seguintes hipóteses foram consideradas:

- Domínio tridimensional em coordenadas cartesianas;
- Fluidos incompressíveis com propriedades físico-químicas constantes;
- Regime permanente;
- escoamento isotérmico;
- Não ocorrem reações químicas durante o escoamento;
- Não há transferência de quantidade de movimento devido a transferência de massa interfacial entre as correntes de água e óleo;
- Efeito da gravidade;
- São desprezadas as forças de não-arraste (sustentação, massa virtual, lubrificação na parede, dispersão turbulenta e força devido à pressão interfacial);
- Adotou-se o coeficiente de arraste (C_D) constante e igual a 0,44.

Com base nestas considerações, as equações de conservação da massa, momento linear e energia (Equações 2.18; 2.19 e 2.23), bem como as forças interfaciais (Equações 2.21 e 2.22) e de turbulência (Equações 2.42 a 2.72), reduzem-se à:

- Equação de Conservação da massa.

$$\nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = 0 \quad (3.1)$$

- Equação de Conservação de momento linear.

$$\nabla \cdot \left[r_\alpha \left(\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha \right) \right] = -r_\alpha \nabla p + \nabla \cdot \left[r_\alpha \left(\tau_\alpha + \tau_\alpha^{turb} \right) \right] + \vec{S}_{MS\alpha} + \vec{M}_\alpha \quad (3.2)$$

onde M_α corresponde a força interfacial, e é definido por:

$$M_\alpha = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (3.3)$$

onde $\rho_{\alpha\beta}$ é a densidade da mistura (Equação 2.12), A a área superficial por unidade de volume (Equação 2.9) e C_D o coeficiente de arraste.

Foram utilizados os modelos de turbulência κ - ϵ , RNG κ - ϵ , κ - ω , SST e SSG Reynolds Stress, que são apresentados a seguir:

a) Modelo de turbulência κ - ε :

$$\nabla(\rho\vec{U}\kappa) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla\kappa\right] + (P_\kappa - \rho\varepsilon) \quad (3.4)$$

$$\nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_\kappa - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) \quad (3.5)$$

b) Modelo de turbulência: RNG κ - ω :

$$\nabla(\rho\vec{U}\kappa) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}}\right)\nabla\kappa\right] + P_\kappa - P_\varepsilon \quad (3.6)$$

$$\nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}}\right)\nabla\varepsilon\right] + (C_{\varepsilon 1RNG}P_\kappa - C_{\varepsilon 2RNG}P_\varepsilon) \quad (3.7)$$

b) Modelo de turbulência κ - ω :

$$\nabla(\rho\vec{U}\kappa) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla\kappa\right] + (P_\kappa - \beta'\rho\kappa\omega) \quad (3.8)$$

$$\nabla(\rho\vec{U}\omega) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\nabla\omega\right] + \left(\alpha\frac{\omega}{\kappa}P_\kappa - \beta\rho\omega^2\right) \quad (3.9)$$

c) Modelo de turbulência Shear Stress Transport:

$$\nabla(\rho\vec{U}\kappa) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\nabla\kappa\right] + (P_\kappa - \beta'\rho\kappa\omega) \quad (3.10)$$

$$\nabla(\rho\vec{U}\omega) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}}\right)\nabla\omega\right] + (1-F_1)\frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} + \alpha_3\frac{\omega}{\kappa}P_\kappa - \beta_3\rho\omega^2 \quad (3.11)$$

g) Modelo de turbulência: SSG Reynolds Stress:
-forma isotrópica:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k}(c_{\varepsilon 1}P - c_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) + \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RS}} \right) \nabla \varepsilon \right] \quad (3.12)$$

-forma anisotrópica:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}\varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k}(c_{\varepsilon 1}P - c_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) + \nabla \left[\left(\mu\delta_{kl} + c_{\varepsilon}\rho\frac{k}{\varepsilon}(\vec{U} \otimes \vec{U}) \right) \nabla \varepsilon \right] \quad (3.13)$$

as constantes dos modelos de turbulência κ - ε , RNG κ - ε , κ - ω , SST e SSG Reynolds Stress são encontradas no Capítulo 2, à partir da página 39.

3.3 Condições de Contorno

Na Figura 3.4 estão representadas as seções de entradas assumidas para as definições das condições de contorno de entrada dos fluidos no domínio de estudo. Nesta Figura, o δ representa o espaçamento anular ou região da lâmina de água.

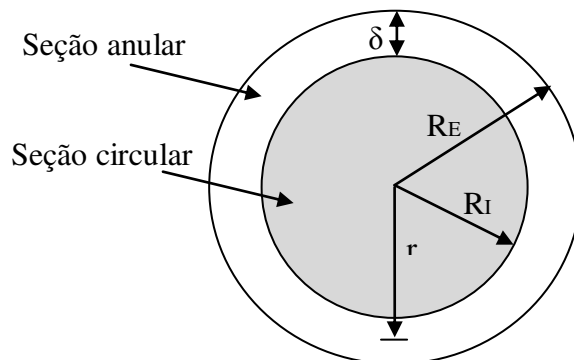


Figura 3.4 - Representação da seção de entrada do domínio de estudo.

- **Seção de entrada:** a seção de entrada ilustrada na Figura 3.4 corresponde a duas áreas anular e circular.
 - Anular:** foi adotado que apenas água é introduzida nesta seção com um valor prescrito não-nulo para a velocidade axial e uma fração volumétrica igual a 1 e velocidades nula para outras componentes de velocidades, ou seja:

$R_I < r < R_E$, em $x = 0$

$$\left\{ \begin{array}{l} u_a \neq U_a \\ v_a = w_a = 0 \\ u_o = v_o = w_o = 0 \\ r_o = 0 \\ r_a = 1 \\ T = 25^\circ C \end{array} \right\}$$

onde r é a posição radial no tubo; R_I é o raio do núcleo de óleo e R_E o raio do tubo.

-Circular: considerou-se que apenas óleo entra nesta seção com uma velocidade axial prescrita e não nula e uma fração volumétrica igual a 1. As outras componentes de velocidade são consideradas nulas, ou seja:

$0 < r < R_I$, em $x = 0$

$$\left\{ \begin{array}{l} u_o \neq U_o \\ v_o = w_o = 0 \\ u_a = v_a = w_a = 0 \\ r_o = 1 \\ r_a = 0 \\ T = 25^\circ C \end{array} \right\}$$

- **Parede:** foi adotado a condição de não deslizamento e as frações área de contato¹ da água (s_a) e a fração de área de contato do óleo (s_o) com a parede. Admite-se também:

$r = R_E$,

$$\left\{ \begin{array}{l} u_a = v_a = w_a = 0 \\ u_o = v_o = w_o = 0 \\ s_a = S_a \\ s_o = 1 - S_a \\ T = 25^\circ C \end{array} \right\}$$

- **Seção de Saída:** Como são avaliados dois domínios, sendo um tubo (Figura 3.3) e uma bifurcação (Figura 3.1) a seguir são apresentadas as condições de contorno usada em cada domínio:

-Tubo: adotou-se uma condição de contorno de pressão estática média igual a 101325 Pa.

-Bifurcação: no ramal principal adotou-se a condição de contorno de pressão estática média prescrita e igual a 101325 Pa, enquanto que no ramal secundário assumiu-se uma pressão estática constante igual a 101325 Pa.

As propriedades físicas dos fluidos foram descritas na Tabela 1.

¹ O modelo de área de contato fornece um valor ou uma expressão para cada fase em cada volume de controle nas paredes ao longo da tubulação, permitindo que o usuário utilize outro modelo sem ser o modelo padrão (fração de volume em cada volume de controle da parede do duto), Por exemplo, para a técnica "core flow", onde a água forma uma fina película na parede e é, portanto, sensato atribuir que praticamente toda a água está em contato com a parede e o óleo, na parte central, admitindo mínimas partículas de óleo possam tocar a parede devido a possíveis movimentos turbulentos do fluido (ANSYS CFX, 2011).

Tabela 3.1. Propriedades físico-químicas dos fluidos.

Propriedades Físicas	Fase contínua (petróleo)	Fase contínua (água)
Densidade (kg/m ³)	946	1002
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	1,193	0,001
Tensão superficial (N.m)	0,02905	

Fonte: Vara, 2001

Outro fator importante para a avaliação de resultados refere-se a distinção entre velocidade real e a superficial dos fluidos em análise.

Velocidade superficial: admite-se que a vazão de cada fase escoo pela área total da seção do duto.

$$J_o = \frac{Q_o}{A}; J_a = \frac{Q_a}{A} \quad (3.14)$$

Velocidade real: a vazão de cada fase escoo por apenas uma fração da área total da seção do duto.

$$U_o = \frac{Q_o}{A_o}; U_a = \frac{Q_a}{A_o} \quad (3.15)$$

Com a finalidade de garantir a lubrificação das paredes do duto durante o percurso do óleo em toda a tubulação e, visando à mínima quantidade de água, já que a finalidade da técnica “*Core-Flow*” seria maximizar o transporte de óleo, foi adotado o experimento 3 da Tabela 2.1 como o caso padrão para o tópico 3.5.

3.5 Simulação Numérica

Para o desenvolvimento deste trabalho, utilizaram-se os Laboratórios Computacional em Térmica e Fluidos - LCTF e no Laboratório de Pesquisa Fluidodinâmica e Imagem - LPFI, das Unidades Acadêmicas de Engenharias Mecânica e Química respectivamente, do Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Federal de Campina Grande e o Laboratório de Sistemas de Separação e Otimização de Processos – LASSOP, no Centro de Tecnologia da Universidade

Federal de Alagoas. As simulações foram realizadas em um Computador Quad-Core Intel Core I7 860, de 2,96GHz com 4GB de memória RAM e 1 TB de memória física (HD).

Para a obtenção da solução numérica, foi utilizado o software ANSYS CFX 13.0, disponível no Centro de Tecnologia da Universidade Federal de Alagoas – UFAL.

3.6 Casos Estudados

Inicialmente é apresentado na Tabela 3.2 as condições do problema estudado, a Tabela 3.3 destaca os casos para estudar a influência da malha numérica. Na Tabela 3.4 são apresentados os casos referentes a variação do espaço anular na tubulação horizontal para diferentes modelos de turbulência, com velocidades “in situ” fixas tanto para a água como para o óleo correspondente ao experimento 3 de Vara (2001) da Tabela 2.1 e assumido como caso padrão.

Tabela 3.2. Condições gerais do Problema.

Modelo de transferência de interface	Modelo de mistura
Acoplamento Pressão/ Velocidade	Rhie Chow Option
Esquema de interpolação para a pressão	Trilinear
Esquema de interpolação para a velocidade	Trilinear
Suavização inicial da fração de volume	Opção Volume-Weighed
Esquema de Advecção	High Resolution
Critério de convergência	Resíduo médio quadrático (RMS) 10^{-7}

Nas Tabelas 3.3 e 3.4 o termo S_o corresponde a fração de área de contato de óleo com a parede e é definido como:

$$S_o = 1 - S_a \quad (3.16)$$

onde S_a é a fração de área de contato de água com a parede.

Tabela 3.3. Casos para estudo de dependência de malha, levando-se em consideração o modelo de área de contato com a parede.

Caso	Tipo de Escoamento	Número de Elementos	Espaço Anular (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	Modelo de Turbulência	So
1	Bifásico	158600	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
2	Bifásico	202950	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
3	Bifásico	241800	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
4	Bifásico	400554	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001

Tabela 3.4. Casos avaliados levando-se em consideração o modelo de área de contato com a parede.

Caso	Tipo de Escoamento	Espaço Anular (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	Modelo de Turbulência	So
5	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	κ - ϵ	0,0001
6	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	κ - ϵ	0,0001
7	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	κ - ϵ	0,0001
8	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	κ - ϵ	0,0001
9	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	κ - ϵ	0,0001
10	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	RNG- κ - ϵ	0,0001
11	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	RNG- κ - ϵ	0,0001
12	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	RNG- κ - ϵ	0,0001
13	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	RNG- κ - ϵ	0,0001
14	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	RNG- κ - ϵ	0,0001
15	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	κ - ω	0,0001
16	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	κ - ω	0,0001
17	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	κ - ω	0,0001
18	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	κ - ω	0,0001
19	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	κ - ω	0,0001
20	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	SST	0,0001
21	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	SST	0,0001
22	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	SST	0,0001
23	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	SST	0,0001
24	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	SST	0,0001
25	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	SSG-Reynolds	0,0001

Tabela 3.4. Casos avaliados levando-se em consideração o modelo de área de contato com a parede (continuação).

Caso	Tipo de Escoamento	Espaço Anular (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	Modelo de Turbulência	So
26	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
27	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	SSG-Reynolds	0,0001
28	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	SSG-Reynolds	0,0001
29	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	SSG-Reynolds	0,0001
30	Bifásico	1,1	0,8930	1,3429	SSG-Reynolds	–
31	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	–
32	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	SSG-Reynolds	–
33	Bifásico	2,0	1,0296	0,7638	SSG-Reynolds	–
34	Bifásico	3,0	1,2217	0,5292	SSG-Reynolds	–
35	Bifásico	1,3	0,7755	0,9158	SSG-Reynolds	0,0001
36	Bifásico	1,3	0,9209	0,9158	SSG-Reynolds	0,0001
37	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
38	Bifásico	1,3	1,0663	0,9158	SSG-Reynolds	0,0001
39	Bifásico	1,3	1,0663	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
40	Bifásico	1,3	1,0663	1,3736	SSG-Reynolds	0,0001
41	Bifásico	1,3	1,2238	0,9158	SSG-Reynolds	0,0001
42	Bifásico	1,3	1,2238	1,1447	SSG-Reynolds	0,0001
43	Bifásico	1,3	1,2238	1,3736	SSG-Reynolds	0,0001
44	Bifásico	1,7	0,8259	0,7108	SSG-Reynolds	0,0001
45	Bifásico	1,7	0,9808	0,7108	SSG-Reynolds	0,0001
46	Bifásico	1,7	0,9808	0,8885	SSG-Reynolds	0,0001
47	Bifásico	1,7	1,1356	0,7108	SSG-Reynolds	0,0001
48	Bifásico	1,7	1,1356	0,8885	SSG-Reynolds	0,0001
49	Bifásico	1,7	1,1356	1,0662	SSG-Reynolds	0,0001
50	Bifásico	1,7	1,3034	0,7108	SSG-Reynolds	0,0001
51	Bifásico	1,7	1,3034	0,8885	SSG-Reynolds	0,0001
52	Bifásico	1,7	1,3034	1,0662	SSG-Reynolds	0,0001

Na Tabela 3.5 são apresentados os casos referentes a junção T e Y, variando a inclinação do ramal secundário em 15°, desde 0° até 90°.

Tabela 3.5 – Casos avaliados para as junções T e Y.

Casos	Tipo de Escoamento	Espaço Anular (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	So	Inclinação do ramal secundário (°)
53	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	15
54	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	30
55	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	45
56	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	60
57	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	75
58	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001	90

E na Tabela 3.6 são apresentados os casos avaliados para a fração de área de contato de óleo com a parede do duto (So).

Tabela 3.6 - Casos avaliados para a fração de área de contato de óleo com a parede do duto (So).

Casos	Tipo de Escoamento	Espaço Anular (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	So
59	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0000
60	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0001
61	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0010
62	Bifásico	1,3	0,9209	1,1447	0,0100

Visando analisar a discrepância entre as quedas de pressão obtidas experimentalmente e numericamente, foi determinado o erro relativo definido pela seguinte Equação:

$$\text{Erro} = [(\Delta P_{\text{num}} - \Delta P_{\text{exp}}) / \Delta P_{\text{exp}}] \times 100 \quad (3.17)$$

onde ΔP_{exp} e ΔP_{num} correspondem a queda de pressão experimental e numérica respectivamente.

3.5 Determinação do fator de redução de potência do *core-flow*

Visando avaliar o fator de redução de potência do *core-flow*, são apresentados na Tabela 3.7 os casos monofásicos água e monofásico óleo utilizando a malha referente ao caso 3, com aproximadamente 240 mil elementos. As velocidades da água e do óleo, especificadas na região de entrada de óleo, foram calculadas mantendo-se a mesma vazão volumétrica do caso 26 da Tabela 3.4 (Caso padrão), encontrando-se uma velocidade real de 0,96 m/s para o espaço anular e para o núcleo de óleo. O roteiro dos cálculos para obtenção dessas velocidades está no Apêndice B.

A queda de pressão usada na determinação do fator de redução de potência do *core-flow* é obtida pela medida da pressão média calculada na área de seção reta tomada a 0,84 m da entrada do duto e a segunda a 0,8 m da primeira tomada de pressão.

Tabela 3.7 – Casos monofásicos avaliados.

Caso	Tipo de Escoamento	U _o (m/s)	U _a (m/s)	S _o
63	Monofásico água	0,96	0,96	0,0001
64	Monofásico óleo	0,96	0,96	0,0001

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo apresenta-se os resultados obtidos com as informações das Tabelas 2.1, 3.1 a 3.6. Foi avaliado a influência da malha numérica, a variação do espaço anular (local onde está presente a lâmina de água na tubulação), a influência de uma condição de contorno nas paredes da tubulação (fração de área e volume de área) e validar a modelagem proposta tanto no aspecto qualitativo (visualização do escoamento anular, diminuição da pressão ao longo da tubulação) como quantitativa (comparar as quedas de pressões numéricas com as experimentais) e a influência da inclinação do ramal secundário na formação do “*Core-Flow*”.

4.1 Influência da Malha Numérica

Com o objetivo de avaliar a influência do refinamento da malha com relação a queda de pressão, foram geradas quatro malhas com diferentes níveis de refinamento e densidade de elementos (Tabela 3.3). São apresentados na Tabela 4.1 os valores da queda de pressão obtidas numericamente (presente trabalho) e experimental (Vara, 2001).

Tabela 4.1. Casos avaliados para influência do refinamento da malha numérica.

Casos	Elementos	ΔP (Pa) Numérico	ΔP (Pa) Experimento 3 de Vara (2001)	Erro %	Tempo de simulação (min)
1	158600	175,55	205,36	14,51	73
2	202950	168,64		17,88	93
3	241800	196,33		4,39	109
4	400554	214,33		4,36	195

O modelo de turbulência foi escolhido devido a uma grande precisão dos resultados próximo das paredes da tubulação e o espaço anular para a uma garantia de lubrificação da água ao longo de toda a tubulação.

Nota-se que a queda de pressão varia para as três primeiras malhas (casos 1, 2 e 3) e para as malhas, casos 3 e 4, praticamente a queda de pressão não varia com o aumento do número de elementos da malha. Para a escolha entre as malhas dos caso 3 e 4, foi feita levando-se em consideração o esforço computacional ou o tempo de computadore a comparação com a queda de pressão experimental obtida por Vara (2001).

A queda de pressão experimental obtida foi de 205,36 Pa, e ao se comparar com as dos casos 3 e 4 obteve-se um erro de aproximadamente 4%. Portanto, foi adotada a malha referente ao caso 3 como sendo a malha usada nos estudos do presente trabalho.

4.2 Influência do Modelo de Turbulência no Escoamento Anular

Na Tabela 4.2 estão apresentados os valores da queda de pressão referentes aos casos 5 a 29 (Tabela 3.4) obtidas por diferentes modelos de turbulência (κ - ϵ , RNG- κ - ϵ , κ - ω , SSG Reynolds Stress e o SST) e espessuras do espaço anular δ (1,1; 1,3; 1,7; 2,0 e 3,0 mm). Para todos os casos avaliados (5 ao 29) adotou-se uma vazão volumétrica na seção de entrada do óleo de $2,53 \times 10^{-5}$ m³/s e para a entrada de água de $4,81 \times 10^{-4}$ m³/s. As velocidades da água, U_a , e do óleo, U_o , apresentadas na Tabela 4.2 foram determinadas com estas vazões, maiores detalhes encontram-se no Apêndice C.

Tabela 4.2. Queda de pressão (ΔP) empregando diferentes modelos de turbulência.

δ (mm)	U_o (m/s)	U_a (m/s)	ΔP Numérico (Pa)					ΔP (Pa) Exp
			Modelo κ - ϵ	Modelo RNG- κ - ϵ	Modelo κ - ω	Modelo SST	Modelo SSG-Reynolds	
			Casos					
			5 a 9	10 a 14	15 a 19	20 a 24	25 a 29	
1,1	0,8930	1,3429	568,02	559,48	487,91	477,05	208,66	205,36
1,3	0,9209	1,1447	572,41	566,01	467,42	456,25	196,33	
1,7	0,9808	0,8885	568,1	562,7	466,65	457,44	204,96	
2,0	1,0296	0,7638	577,25	571,23	453,07	441,89	180,56	
3,0	1,2217	0,5292	614,37	607,91	446,94	435,45	123,11	

Estes resultados indicam que estes "parâmetros" afetam significativamente a queda de pressão. Ao se ler a Tabela 4.2 da esquerda para a direita, percebe-se que há um decréscimo da queda de pressão ao se mudar o modelo de turbulência para todas as espessuras do anel de água (δ) avaliados. Uma possível explicação está no fato dos modelos de turbulência SST e SSG possuírem um melhor tratamento nas paredes da tubulação e em superfícies curvas, mudanças bruscas na taxa de tensão e uma melhor performance teórica em escoamentos complexos conforme mencionado por Klein (2006) e Zandonade e Rodrigues (2006), quando comparados com os modelos baseados na viscosidade turbulenta (κ - ϵ , RNG- κ - ϵ , κ - ω). Outro fator relevante seria que coeficientes de difusão isotrópica dos modelos de duas equações foram substituídos por uma formulação anisotrópica, o que aumenta a robustez do modelo de tensões de Reynolds.

Pode-se observar que os erros relativos ficaram acima de 100% quando se utiliza os modelos κ - ϵ , RNG- κ - ϵ , κ - ω e o SST (deve-se que ressaltar que vários trabalhos envolvendo a técnica core-flow, destacando-se Paiva (2012), Nunes (2012), Gosh *et al.* (2010), Belém (2009b), Damacena (2009) e Andrade (2008a) que utilizaram em suas modelagens o modelo de turbulência κ - ϵ obtiveram resultados satisfatórios).

Por outro lado, entre os modelos de turbulência avaliados percebe-se que é o modelo SSG que fornece resultados próximos ao resultado experimental de Vara (2001).

Na Tabela 4.3 estão representados os erros relativos entre os resultados numéricos da queda de pressão e os obtidos experimentalmente por Vara (2001).

Tabela 4.3. Erro relativo da queda de pressão com o ΔP medido experimentalmente.

δ (mm)	Uo (m/s)	Ua (m/s)	Erro Relativo (%) Equação 3.17 em relação a ΔP exp.				
			Modelo κ - ϵ	Modelo RNG- κ - ϵ	Modelo κ - ω	Modelo SST	Modelo SSG-Reynolds
			Casos				
			5 a 9	10 a 14	15 a 19	20 a 24	25 a 29
1,1	0,8930	1,3429	176,60	172,44	137,59	132,30	1,61
1,3	0,9209	1,1447	178,73	175,62	127,61	122,17	4,40
1,7	0,9808	0,8885	176,64	174,01	127,24	122,75	0,19
2,0	1,0296	0,7638	181,09	178,16	120,62	115,18	12,08
3,0	1,2217	0,5292	199,17	196,02	117,64	112,04	40,05

Ao se analisar o comportamento da queda de pressão (ΔP) tomando-se o modelo SSG como referência (Tabelas 4.2 e 4.3), percebe-se que há uma redução da queda de pressão com o aumento da espessura do anel de água, referente a seção de entrada de água (Figura 3.4), em virtude do aumento do fluxo de água dificultando, assim, que o núcleo de óleo toque a parede do tubo.

Por outro lado, nota-se que o erro relativo entre os resultados numérico e experimental apresenta um ponto de mínimo para a espessura do anel de água igual a 1,7 mm e um máximo para 3,0 mm. Para as espessuras de 1,1; 1,3 e 1,7 mm, não se tem uma faixa de valores bem definida, porém, se manteve abaixo dos 5% de erro, o que se passou a pensar em um destes valores de espessura para se tomar como um valor padrão. O valor do diâmetro do núcleo de óleo não é explicitado no trabalho de Vara (2001), a não ser a espessura da entrada da seção de água no bico injetor (2,54 cm). Na seção do tubo tomada como referência (Figura 3.2) a espessura do anel de água varia constantemente em virtude do escoamento ondulatório específico do *core-flow*. Neste caso, optou-se arbitrariamente por 1,3 mm levando-se em admitindo-se que o bocal de injeção do óleo no experimento de Vara (2001) foi de 1,3 mm e, que o núcleo de óleo ao se locomover pelo duto tem-se a formação de ondas semelhantes ao formato de bambu (ver Figura 2.3), sendo impreciso o espaçamento anular do óleo.

Assim, todos os resultados apresentados na próxima seção utilizaram o modelo de turbulência SSG e espessura da seção de entrada de água, δ , igual a 1,3 mm.

4.3 Influência da “fração de área de contato” usado na condição de contorno na parede

Esta seção tem por objetivo avaliar a influência da condição de contorno na parede da tubulação. Para tanto, estão apresentados na Tabela 4.4 os resultados da queda de pressão sem levar em consideração a fração de área de contato (ΔP^*) e levando-se em consideração (ΔP), referentes aos casos 30 a 34.

Tabela 4.4. Valores da queda de pressão com (ΔP) e sem (ΔP^*) a utilização da fração de área de contato com a parede.

δ (mm)	U_o (m/s)	U_a (m/s)	ΔP^* (Pa)	ΔP (Pa)	$\Delta P^*/\Delta P$
1,1	0,8930	1,3429	1014,29	208,66	4,8
1,3	0,9209	1,1447	1056,65	196,33	5,4
1,7	0,9808	0,8885	913,03	204,96	4,4
2,0	1,0296	0,7638	1024,73	180,56	5,6
3,0	1,2217	0,5292	1001,35	123,11	8,1
Média					5,6

onde ΔP^* é a queda de pressão sem utilizar a fração de área de contato com a parede.

Os resultados representados da Tabela 4.4 e representados na Figura 4.1 indicam claramente que a utilização da fração de área de contato tem um papel significativo na obtenção da queda de pressão na presença do escoamento anular (core-flow), ficando, em média, 5,6 vezes menor que a queda de pressão sem considerar a fração de área de contato.

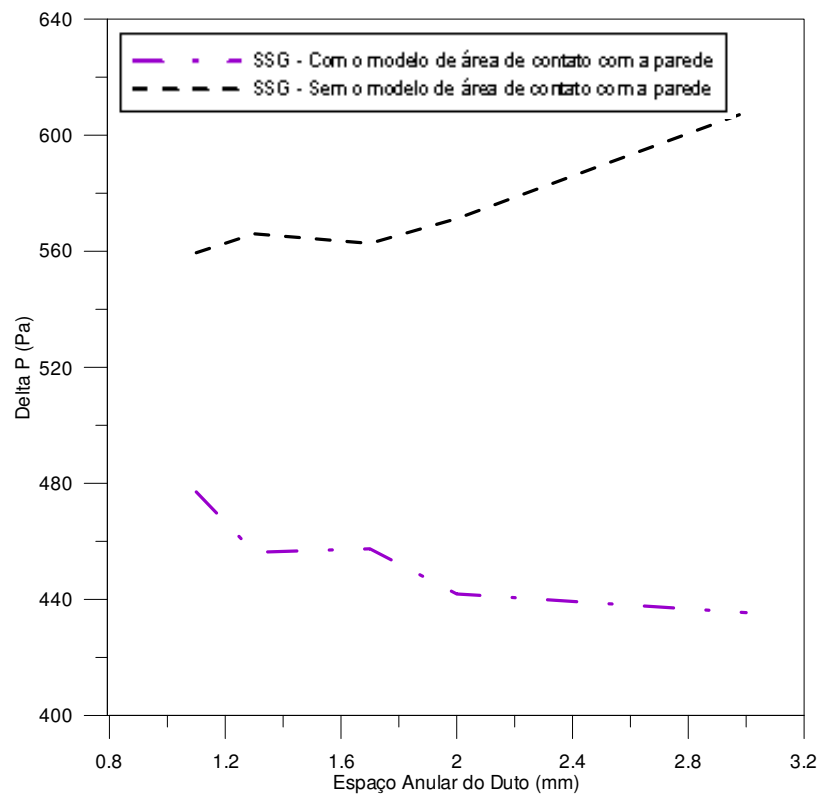


Figura 4.1- Comparação para a modelagem matemática proposta, utilizando as condições de contorno “modelo de área de contato” e “padrão”.

4.4 Influência da fração área de contato com a parede

Com o objetivo de avaliar o efeito da fração de área de contato com a parede aumentou-se a fração de contato do óleo com a parede e, obteve-se a queda de pressão tendo como base os resultados de Vara (2001). Os resultados obtidos estão na Tabela 4.5.

Tabela 4.5. Avaliação da eficiência da fração de óleo em contato com cada volume de controle da parede do duto.

Fração da Área de contato de óleo com a parede do duto	ΔP (Pa)	ΔP (Pa) Experimento 3 de Vara, 2001
0,0000	160,36	205,36
0,0001	196,34	
0,0010	507,85	
0,0100	2152,55	

Os resultados da Tabela 4.5, indicam que com o aumento da fração de área de contato de óleo com a parede em cada volume de controle da malha nas vizinhanças da parede do tubo tem-se um aumento da queda de pressão. Este fato pode ser explicado pelo aumento da resistência ao escoamento dos fluidos (água e óleo) tendo em vista a alta viscosidade do óleo.

4.5 Análise e comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais

A finalidade desta seção é avaliar a faixa de melhores resultados obtidos para o espaçamento anular ($1,3 \leq \delta \leq 1,7$) segundo a Tabela 4.3. Portanto, na Tabela 4.6 e 4.7 estão representados respectivamente os resultados numéricos e experimentais da queda de pressão para os casos 35 a 43 ($\delta = 1,3$ mm) e para os casos 44 a 52 ($\delta = 1,7$ mm),

correspondendo aos experimentos, realizados por Vara (2001), 1 a 9 apresentadas na Tabela 2.1 (Página 17).

Todos os resultados numéricos foram obtidos empregando o modelo de turbulência SSG Stress Reynolds, e considerando a fração de área de contato. Vale ressaltar que a partir de então todos os resultados apresentados adotam estas considerações.

Tabela 4.6 Casos avaliados para a fase água no regime turbulento para δ igual a 1,3 mm.

<i>Caso</i>	<i>U_o (m/s)</i>	<i>U_a (m/s)</i>	<i>ΔP Numérico (Pa)</i>	<i>ΔP Experimental (Pa)</i>	<i>Erro (%)</i>
35	0,7755	0,9158	130,9500	164,1200	20,2108
36	0,9209	0,9158	177,8400	190,2100	6,5033
37	0,9209	1,1447	196,3200	205,3600	4,4020
38	1,0663	0,9158	229,3800	270,1700	15,0979
39	1,0663	1,1447	258,1100	280,2700	7,9067
40	1,0663	1,3736	283,3100	307,2000	7,7767
41	1,2238	0,9158	211,7300	292,9000	27,7125
42	1,2238	1,1447	339,0400	305,5200	10,9715
43	1,2238	1,3736	369,5600	347,1800	6,4462

Os resultados da Tabela 4.6 indicam um erro relativo máximo de 27,7% (caso 41) e um mínimo de 4,4% (caso 37) quando comparado com os valores experimentais com os numéricos. Segundo Vara (2001) os desvios máximos encontrados nas medições experimentais da queda de pressão chegaram a 3% para baixas pressões.

Tabela 4.7 Casos avaliados para a fase água no regime turbulento para δ igual a 1,7 mm.

<i>Caso</i>	<i>U_o (m/s)</i>	<i>U_a (m/s)</i>	<i>ΔP Numérico (Pa)</i>	<i>ΔP Experimental (Pa)</i>	<i>Erro (%)</i>
44	0,8259	0,7108	133,84	164,12	18,45
45	0,9808	0,7108	198,91	190,21	4,57
46	0,9808	0,8885	204,96	205,36	0,19
47	1,1356	0,7108	180,08	270,17	33,35
48	1,1356	0,8885	232,39	280,27	17,08
49	1,1356	1,0662	283,02	307,2	7,87
50	1,3034	0,7108	217,36	292,9	25,79
51	1,3034	0,8885	255,17	305,52	16,48
52	1,3034	1,0662	318,61	347,18	8,23

Os resultados da Tabela 4.7 apresentam um erro relativo máximo de 33,35% (caso 47) e um mínimo de 0,19 % (caso 46) quando comparado com os valores experimentais como os numéricos. Deve-se ressaltar ainda que estes resultados indicam

que, ao se aumentar a velocidade da água percebe-se uma redução da queda de pressão proporcionando assim, um aumento na quantidade de água em torno do núcleo de óleo.

Pode-se observar para os nove experimentos de Vara (2001) a maioria dos casos da Tabela 4.6, o erro relativo foi mais satisfatório em comparação aos resultados da Tabela 4.7.

O desvio padrão relativo obtido analiticamente por Vara (2001) com relação aos dados experimentais ficaram na margem de 15%.

Portanto, admitindo que a viscosidade e a densidade dos fluidos água-óleo possam sofrer mínimas alterações no decorrer do experimento em função da temperatura diária, que a calibragem dos manômetros não foi medida com exatidão e, que 6 dos 9 casos avaliados nesta seção são inferiores a 15%. Pode-se então concluir que o modelo matemático proposto para o escoamento bifásico água-óleo é satisfatório para representar o comportamento hidrodinâmico do escoamento anular bifásico água-óleo.

4.6 Avaliação do escoamento anular em um tubo

4.6.1 Análise do campo de fração volumétrica ao longo da tubulação

Na Figura 4.2 estão representados os campo de fração volumétrica da água e do óleo sobre as secções transversais ou planos yz em sete posições no tubo (0,01; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,5 m), referentes aos casos 36 e 37 da Tabela 3.4, página 59. Observa-se nessa figura a formação de uma camada de água adjacente à parede do tubo, que envolve o núcleo de óleo no centro do tubo, impedindo assim, que o óleo venha a tocar na parede da tubulação. Percebe-se ainda que, no início da tubulação o núcleo de óleo encontra-se concentrado no centro do duto em consequência da consideração adotada para a geração da malha numérica. À medida que o fluido percorre a tubulação nota-se uma ascensão do núcleo de óleo reduzindo, assim, a espessura da camada de água junto a região superior do tubo. O óleo então não chega a tocar a parede devido a um possível aumento na velocidade da água fazendo com que esse fluido seja direcionado para parte inferior do duto. Outra explicação para este tipo de comportamento está relacionado com a diferença de densidade entre a água e o óleo. O óleo por ser menos denso

proporciona ao núcleo de óleo se deslocar para a parte superior do tubo e formar o padrão de escoamento anular excêntrico.

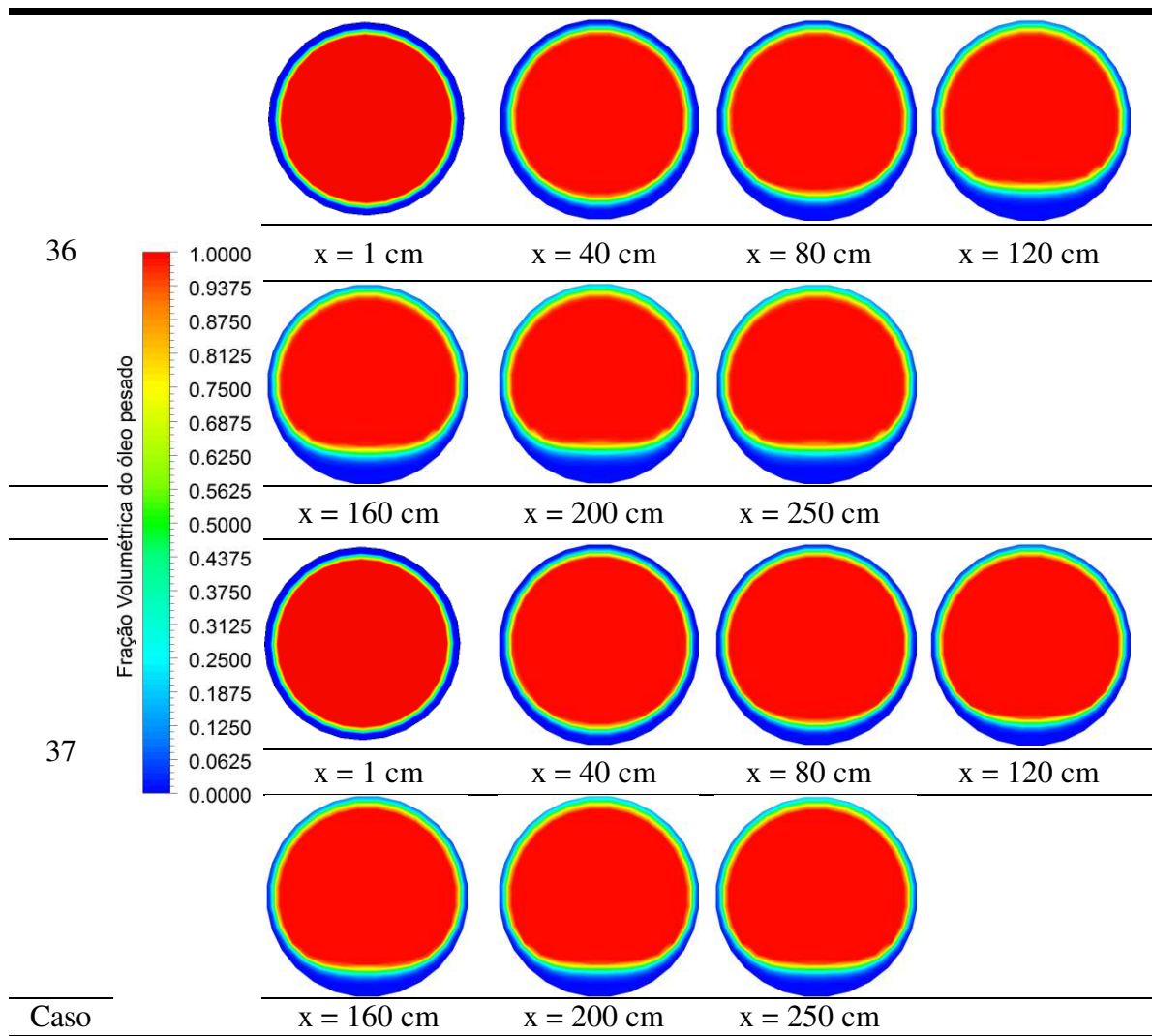


Figura 4.2 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais do duto para os casos 36 e 37 da tabela 3.4.

É importante ressaltar que, para os casos 36 e 37, a camada de água que envolve o núcleo de óleo permanece em sete posições da tubulação avaliadas (0,01; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,5 m), indicando que toda tubulação está sendo lubrificada.

4.6.2 Análise dos Perfis de velocidade

Nas Figuras 4.3 a 4.6 estão representados os perfis de velocidade superficial para o óleo e para água em função da posição x (diâmetro do tubo) em diferentes posições ao longo do tubo (0,01; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,5 m). Estas Figuras ilustram claramente dois comportamentos diferentes: um apresentando o perfil de velocidade superficial do óleo, que se mantém praticamente constante na parte central da tubulação, caracterizando um perfil pistonado do fluido com velocidades nulas nas bordas do duto e outro apresentando picos de velocidade da água na região anular entre a parede e o núcleo de óleo, com velocidade nula na região central do tubo respectivamente. Pode-se verificar que a água ocupa a região anular entre a parede do tubo e o núcleo de óleo na região central da tubulação. Este comportamento possibilita ao núcleo de óleo não entrar em contato com a parede da tubulação, caracterizando, desta forma, o padrão de escoamento “*Core-Flow*”.

Observa-se ainda que as componentes axiais de velocidade superficiais do óleo não sofre variação acentuada e mantém-se praticamente constante descrevendo, assim, o comportamento do núcleo de óleo no interior do tubo. Todavia, à medida que se aproxima da interface água-óleo, percebe-se um acentuado gradiente de velocidade até atingir velocidades praticamente nulas. Este fato é explicado pela ausência de óleo na região próxima a parede do tubo, onde se tem a corrente de água, como foi observado na Figura 4.2 e ratificada com as Figuras 4.4 e 4.6, onde são apresentadas os perfis de velocidade superficial da água. Nas Figuras 4.3 a 4.6 comportamentos diferenciados dos perfis nas sete posições axiais ao longo do tubo (0,01; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,5 m). Este fato está relacionado com a estratificação do núcleo de óleo, como pode ser observado na Figura 4.2.

Com relação à velocidade superficial da água, ilustrada nas Figuras 4.6 e 4.8, em sete posições axiais (0,01; 0,4; 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,5 m) distante da entrada é possível verificar que, na região central do tubo e nas paredes, a velocidade superficial da água é nula, atingindo seu valor máximo, na região anular formada entre a parede do tubo e o núcleo de óleo. É importante salientar que, à medida que o escoamento se desenvolve hidrodinamicamente, a espessura do filme de água na região inferior da tubulação tende a aumentar, devido ao efeito da elevação do núcleo de óleo, e aos efeitos do atrito

causado pelo contato do fluido com a parede do tubo, e ainda ao desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica.

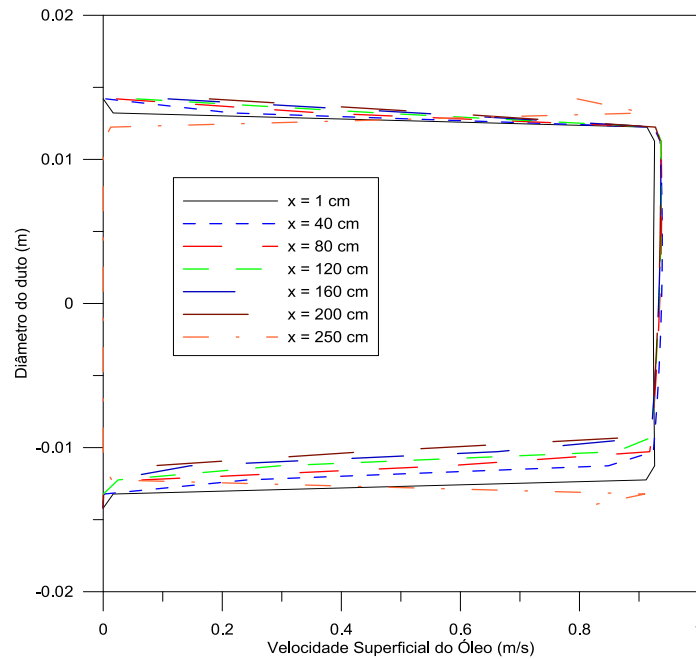


Figura 4.3. Perfil de velocidade superficial do óleo em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 36).

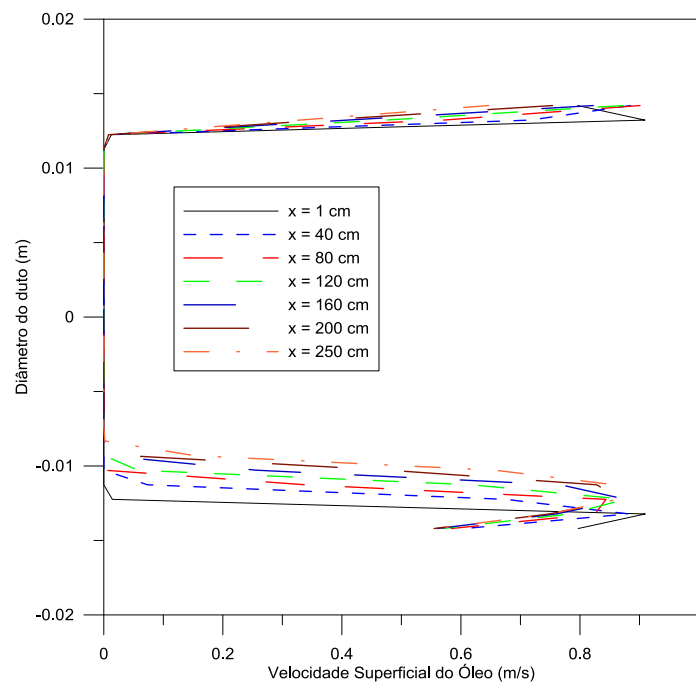


Figura 4.4. Perfil de velocidade superficial da água em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 36).

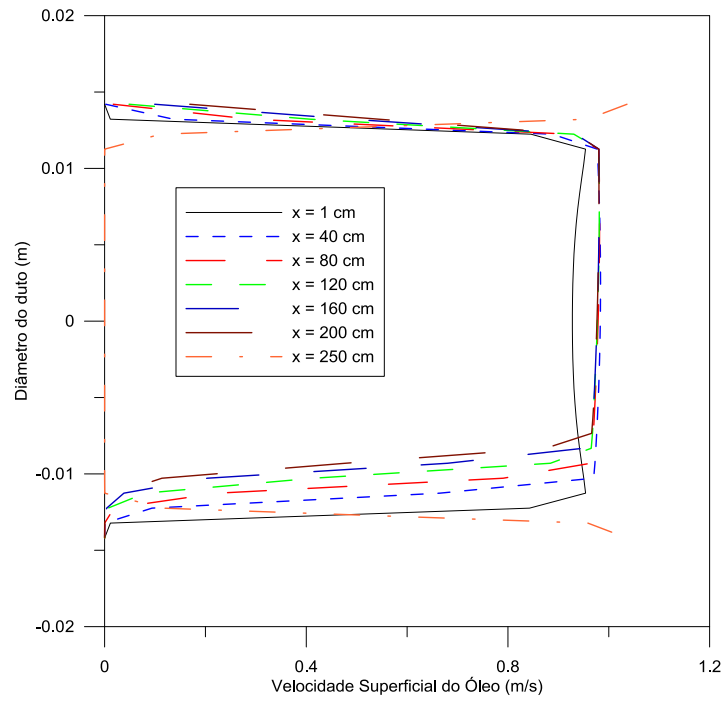


Figura 4.5. Perfil de velocidade superficial do óleo em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 37).

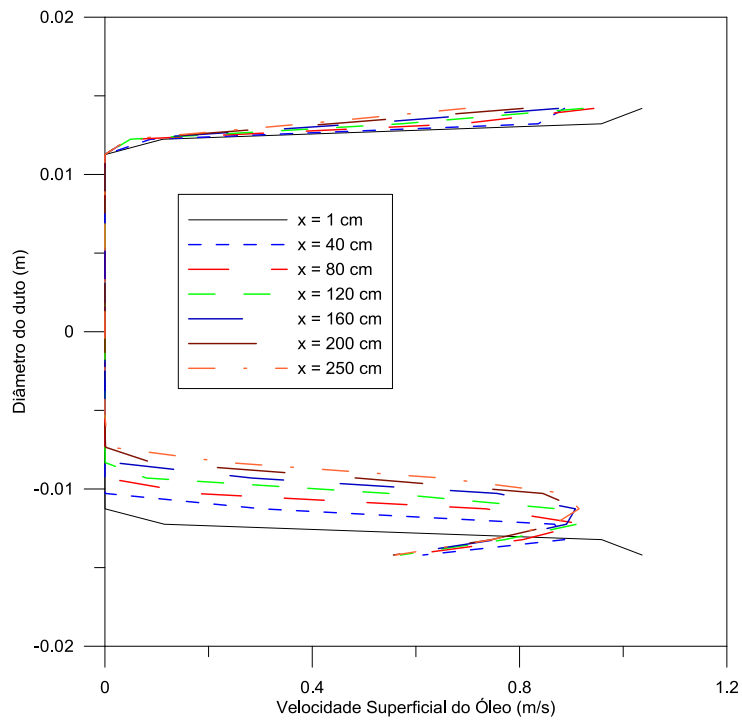


Figura 4.6. Perfil de velocidade superficial da água em 7 posições axiais ao longo do tubo (caso 37).

4.6.3 Fator de Redução de Potência do Core-Flow

Na Tabela 4.8 estão representados os valores das quedas de pressão dos escoamentos monofásicos de água (caso 63) de óleo pesado (caso 64), bem como do escoamento bifásico óleo pesado-água (caso 26) utilizando-se a técnica "core-flow". Nela pode-se constatar a eficiência da técnica "core-flow" para o transporte de óleos pesados, uma vez que reduz significativamente as perdas de carga durante o escoamento no duto.

Foram analisados resultados dos campos de pressão, onde foi obtido um fator de redução de pressão de 148,5 vezes utilizando a técnica "Core-Flow", se comparado apenas óleo sendo transportado na tubulação. Este resultado está de acordo com os resultados de Vara (2001), a qual obteve um fator de redução de potência do "Core-Flow" em relação ao bombeamento do óleo sozinho na faixa de 100 a 225 vezes. Para a água escoando sozinha na tubulação teve-se uma redução de pressão de aproximadamente 0,72 vezes, o que está condizente com os resultados de Vara (2001), que em seus comentários observou uma queda de pressão do "Core-Flow" menor do que a apenas a água escoando sozinha na tubulação

Contudo, para encontrar as velocidades para o perfil monofásico para o óleo e para a água foram admitidas que, a vazão da mistura água/óleo é igual a vazão do óleo no núcleo da tubulação e a vazão da água no espaço anular. Admitindo que as áreas do núcleo de óleo e do espaço anular não sofrem variações (caso 26 da Tabela 3.4), obteve-se a velocidade média de 0,96 m/s (Ver os cálculos no apêndice B). Os resultados obtidos estão na Tabela 4.8.

Tabela 4.8. Comparação da queda de pressão do escoamento bifásico com o escoamento monofásico da água e do óleo.

Escoamento	Queda de Pressão (Pa) calculado	Ganho (%) comparado com o escoamento bifásico
Bifásico	196,32	
Monofásico Água	344,85	72,44
Monofásico Óleo	29905,90	148,54

4.7 Avaliação do escoamento anular (core-flow) em bifurcações T e Y

Com o modelo matemático devidamente validado para uma tubulação horizontal foram realizadas diferentes simulações em bifurcações T e Y, formado pelos ramais principal e secundário (Figura 4.7). Quando o ramal secundário formar um ângulo de 90 graus com o ramal principal tem-se a bifurcação em T. A bifurcação em Y, por sua vez, foi variado o ângulo a cada 15 graus (15, 30, 45, 60 e 75°).

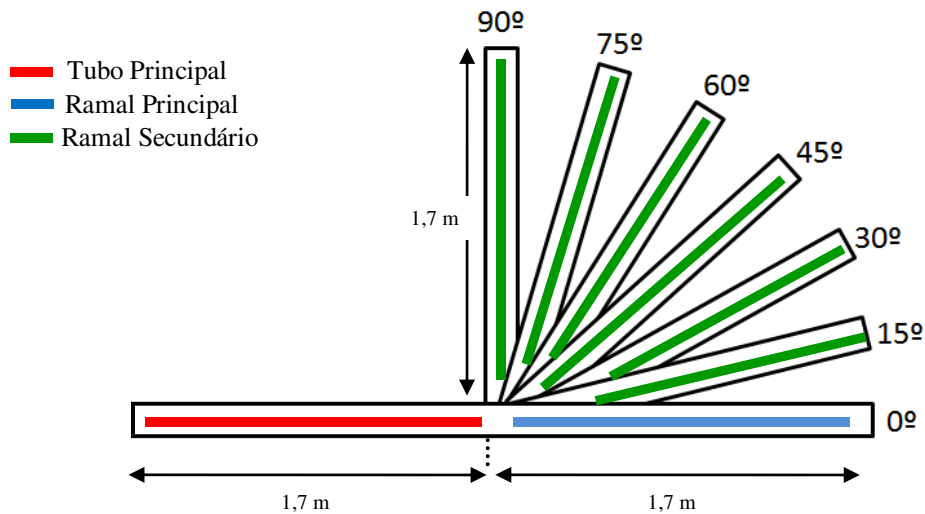


Figura 4.7 – Detalhes das geometrias elaboradas para as junções T e Y do presente trabalho.

Adotou-se o valor de 1,7 m tanto para o tubo principal como para os ramais após a bifurcação para se ter uma garantia de se obter o perfil totalmente desenvolvido do escoamento bifásico água-óleo e de observar uma possível formação do Core-Flow com este comprimento. O diâmetro da tubulação e o diâmetro da lâmina de água são equivalentes aos adotados apenas para a tubulação na horizontal (ver Figura 3.3).

4.7.1 Análise do Campo de Fração Volumétrica ao Longo da Tubulação

Os campos de fração volumétrica da fase óleo sobre o plano longitudinal XZ para diferentes bifurcações com ângulos de inclinação da ramificação secundária iguais a 15, 30, 45, 60, 75 e 90° (casos 53 a 58, da Tabela 3.5) podem ser observados nas

Figuras 4.8 a 4.13 estão representados. Observa-se de uma maneira geral que no tubo principal houve a formação de um filme de água nas proximidades da parede do duto, caracterizando o padrão de escoamento anular (Core-Flow). Ao se atingir a bifurcação percebe-se o toque do óleo nas paredes superior do ramal principal e inferior do ramal secundário, desfazendo, assim, o padrão anular do escoamento (Figuras 4.8 a 4.13).

Outro comportamento interessante observado no ramal secundário é a tendência da formação do padrão de escoamento anular após a passagem dos fluidos pela bifurcação, em especial, para os casos 55 e 58 (Figuras 4.10 e 4.13) onde se observa na região de saída (ver detalhes nestas Figuras) que o óleo não chega a tocar a parede do tubo. Por outro lado, para os casos 56 e 57 (Figuras 4.11 e 4.12) percebe-se que boa parte da parede do tubo é tocado pelo óleo. Destaca-se ainda a tendência de retomada do padrão anular no ramal principal, com exceção dos casos 53 e 54 (Figuras 4.8 e 4.9). Esta tendência de formação do Core-Flow após a divisão das correntes dos fluidos após a bifurcação podem ser melhor evidenciada ao se observar as Figuras 4.15 e 4.16, onde são representados os campos de fração volumétrica do óleo pesado sobre diferentes planos transversais posicionado a diferentes distâncias a partir da bifurcação (10, 20, 30, 40, 80, 120, 140 e 170 cm) como representados na Figura 4.14 (a localização das posições obtidas para o ramal secundário estão disponíveis no Apêndice D).

Nota-se nas Figuras 4.15 e 4.16 a formação do perfil estratificado ao longo dos ramais principal e secundário para os ângulos de 15 e 30°. Já para os ângulos acima de 30° tem-se formação do perfil estratificado nos primeiros 10 cm e, a medida que, o fluxo de óleo vai se locomovendo ao longo do duto, nota-se a formação de uma película de água suja (emulsão água-óleo). Mesmo com esta “água-suja”, nota-se a formação do padrão de escoamento caracterizado como escoamento anular (núcleo de óleo circundado por uma mistura água-óleo).

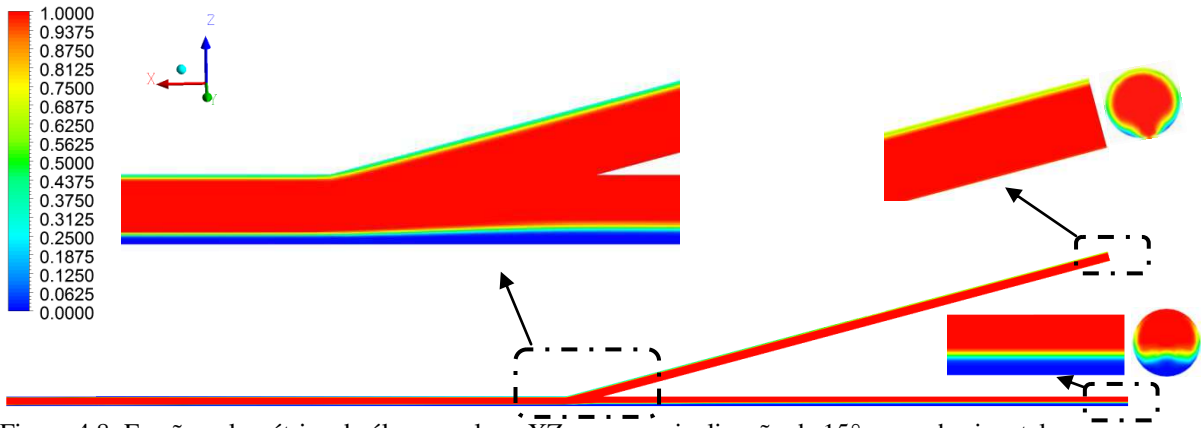


Figura 4.8: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 15° com a horizontal da ramificação secundária.

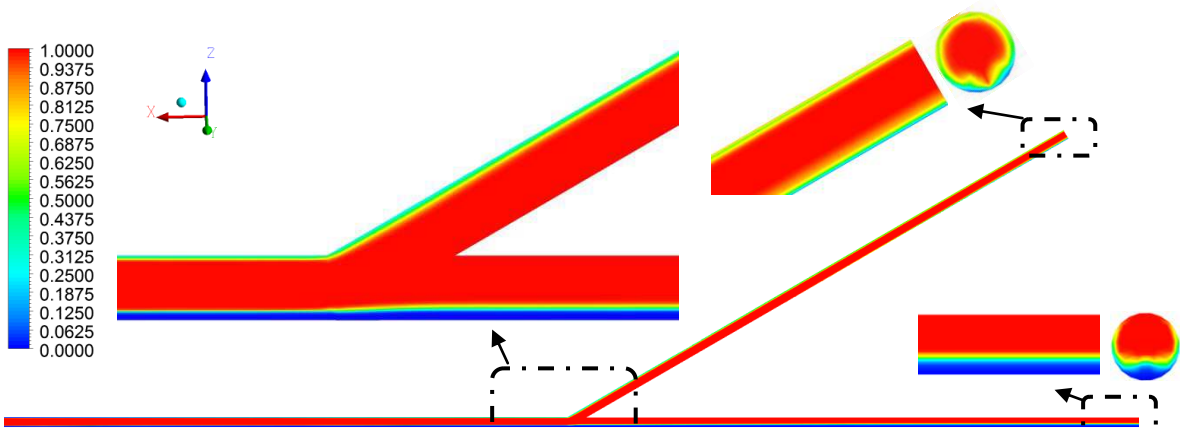


Figura 4.9: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 30° com a horizontal da ramificação secundária.

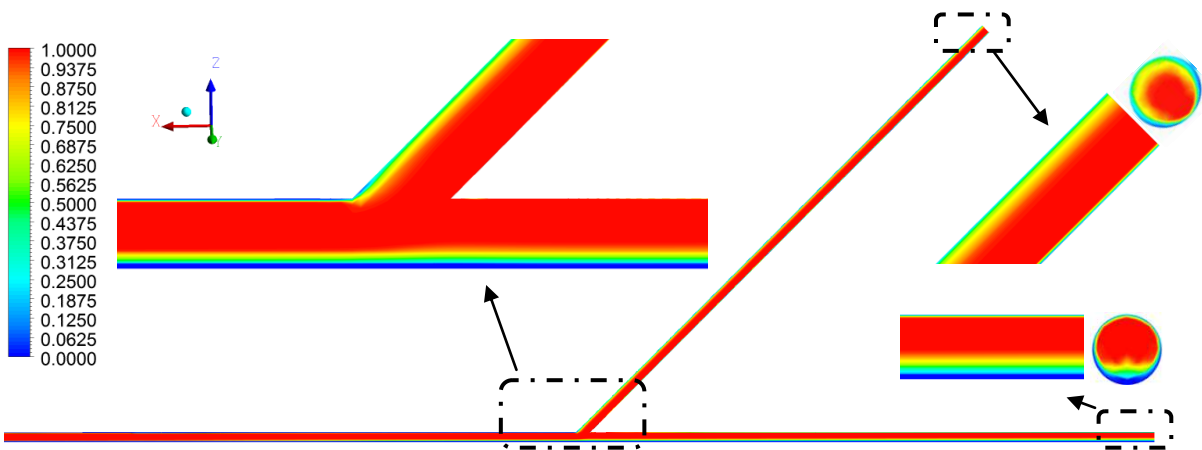


Figura 4.10: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 45° com a horizontal da ramificação secundária.

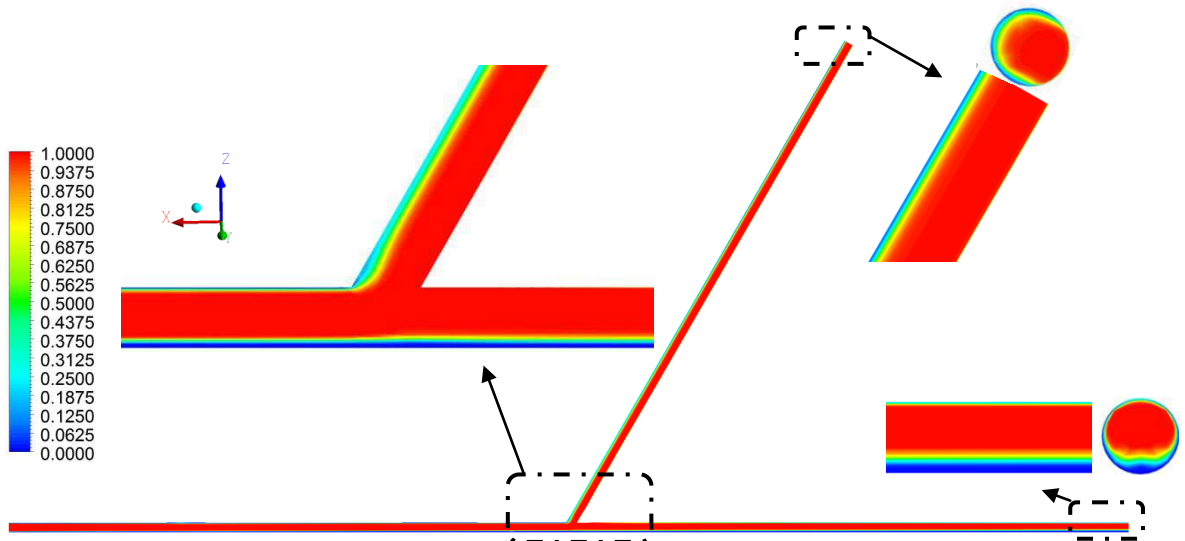


Figura 4.11: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 60° com a horizontal da ramificação secundária.

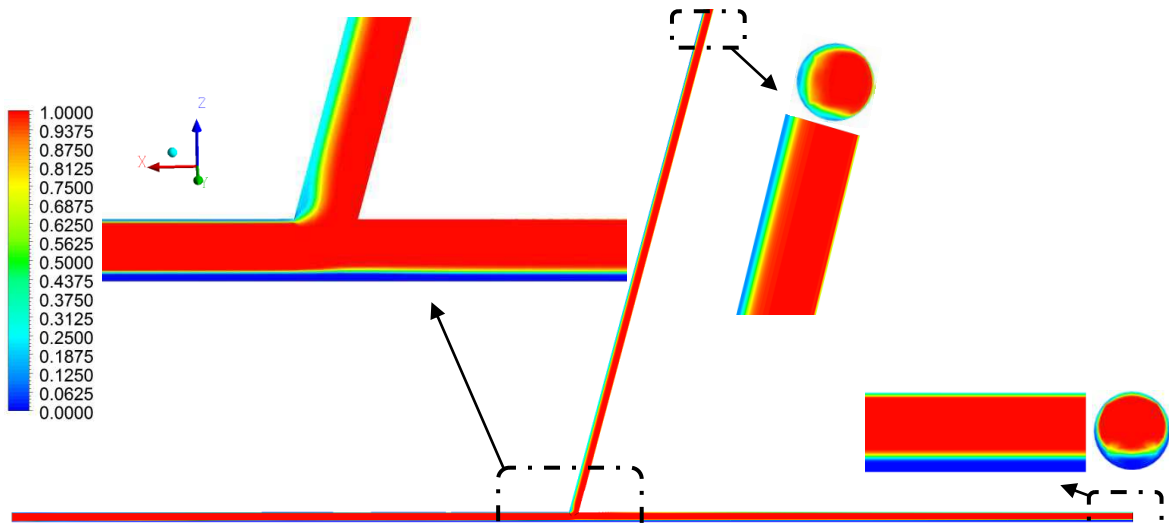


Figura 4.12: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 75° com a horizontal da ramificação secundária.

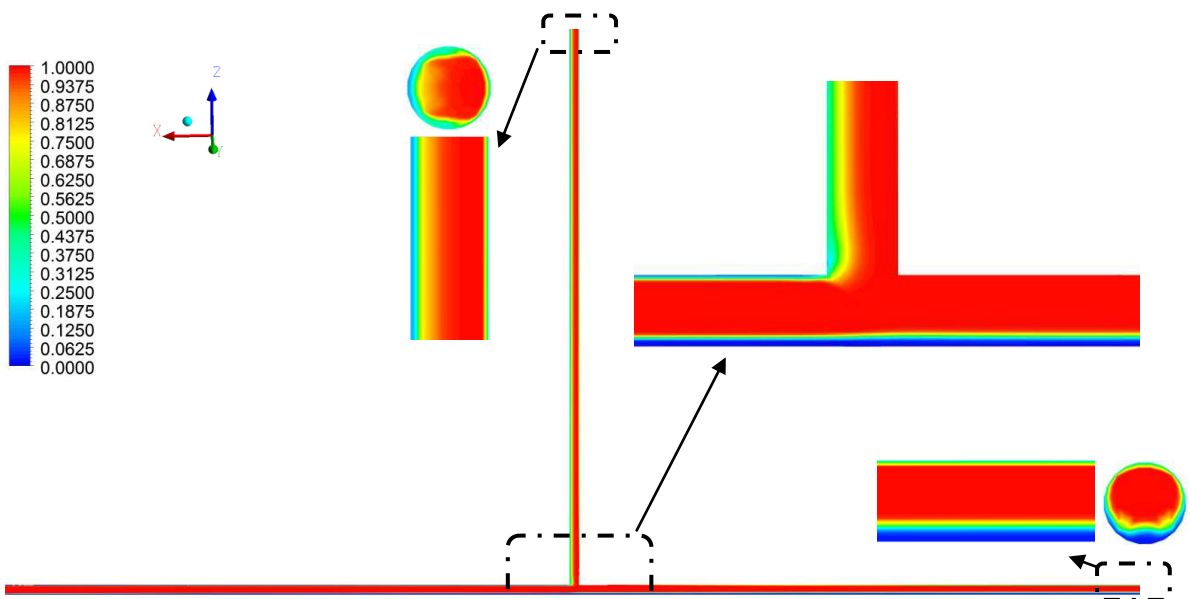


Figura 4.13: Fração volumétrica de óleo no plano XZ para uma inclinação de 90° com a horizontal da ramificação secundária.

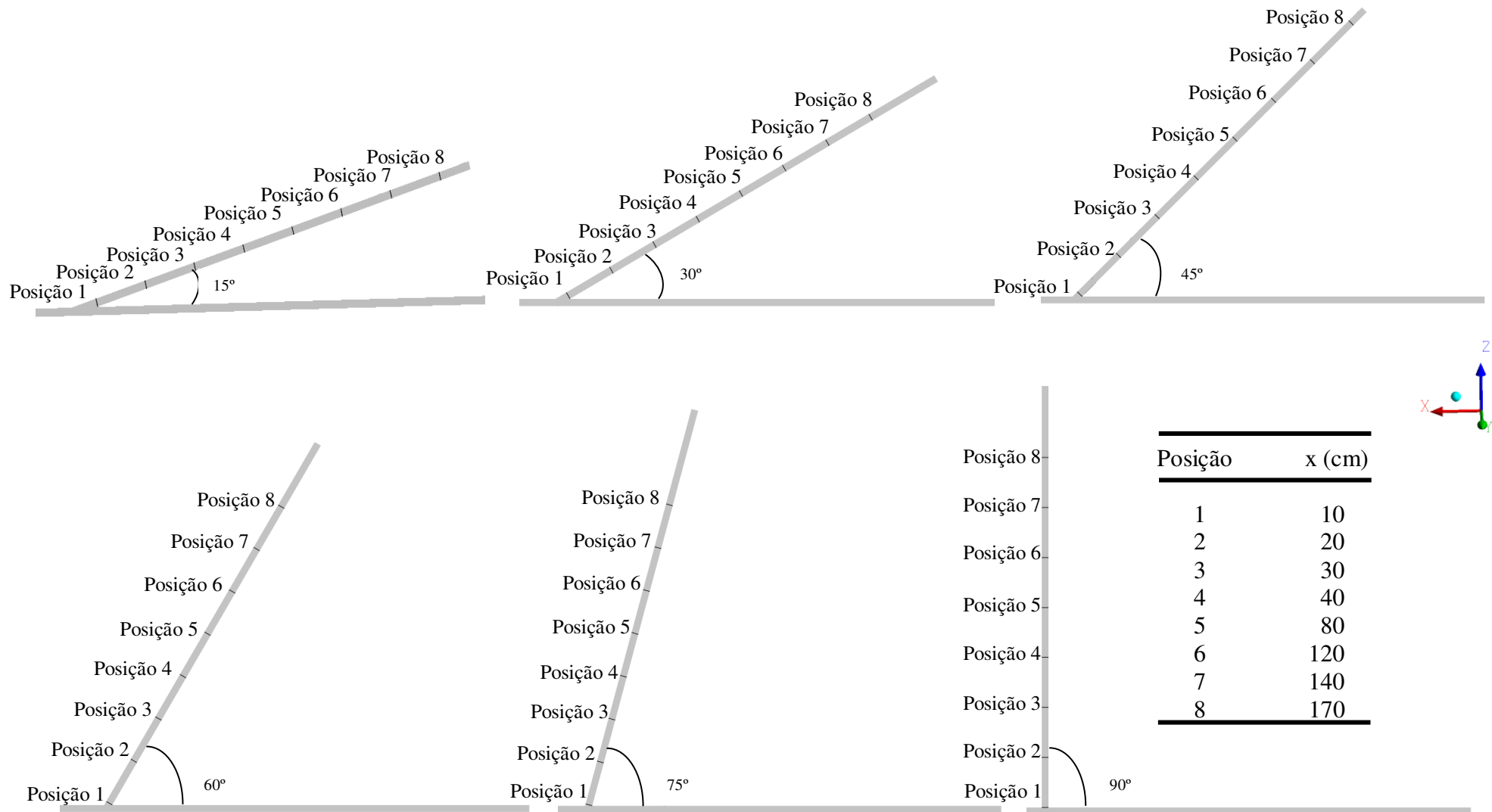


Figura 4.14: Posições ao longo do ramal secundário onde são representados os campos de fração volumétrica de óleo (Figuras 4.15 e 4.16). Maiores informações sobre os pontos oriundos das linhas em cada posição do ramal secundário, consultar o apêndice D.

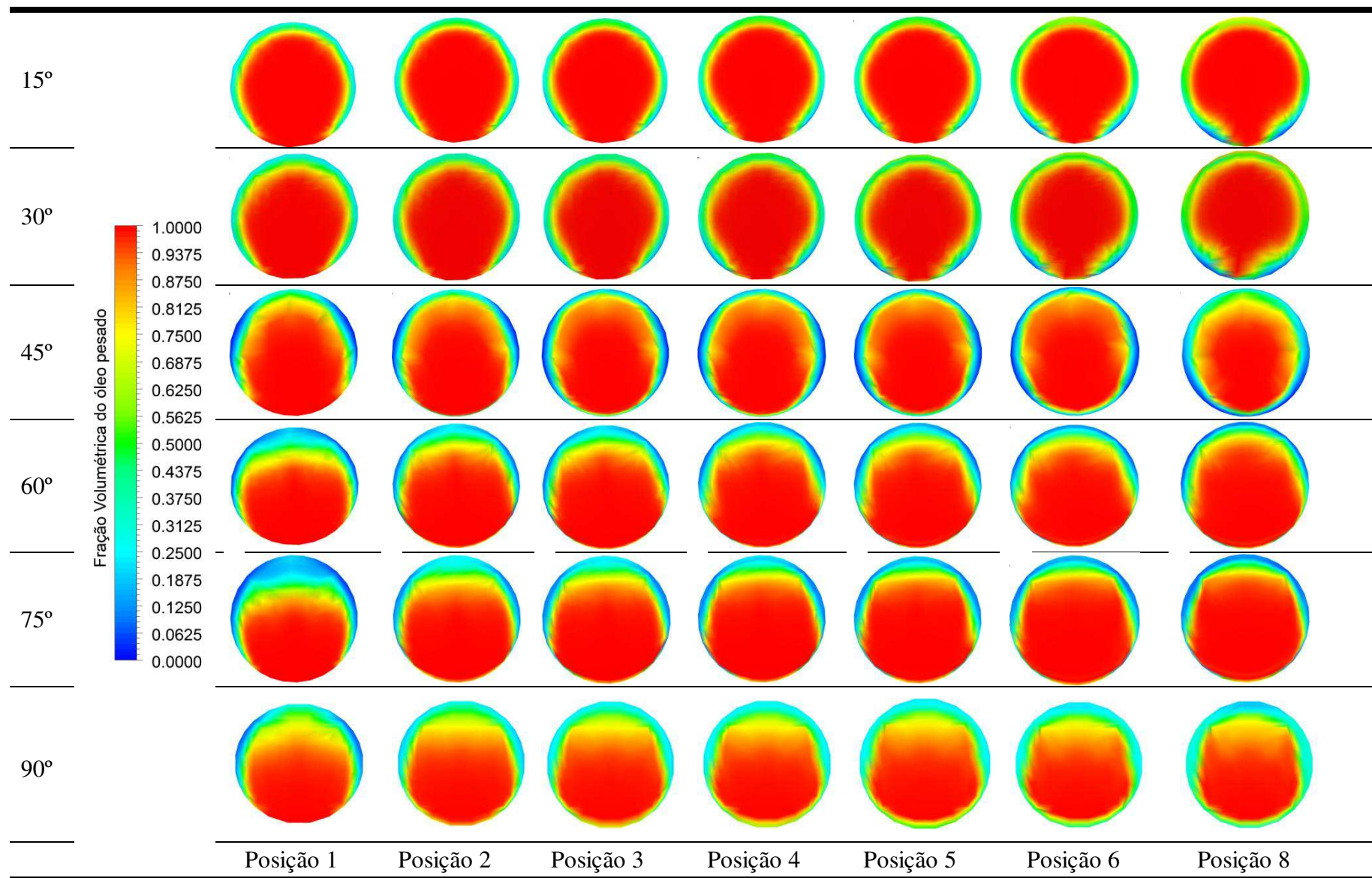


Figura 4.15 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais ao longo do ramal secundário.

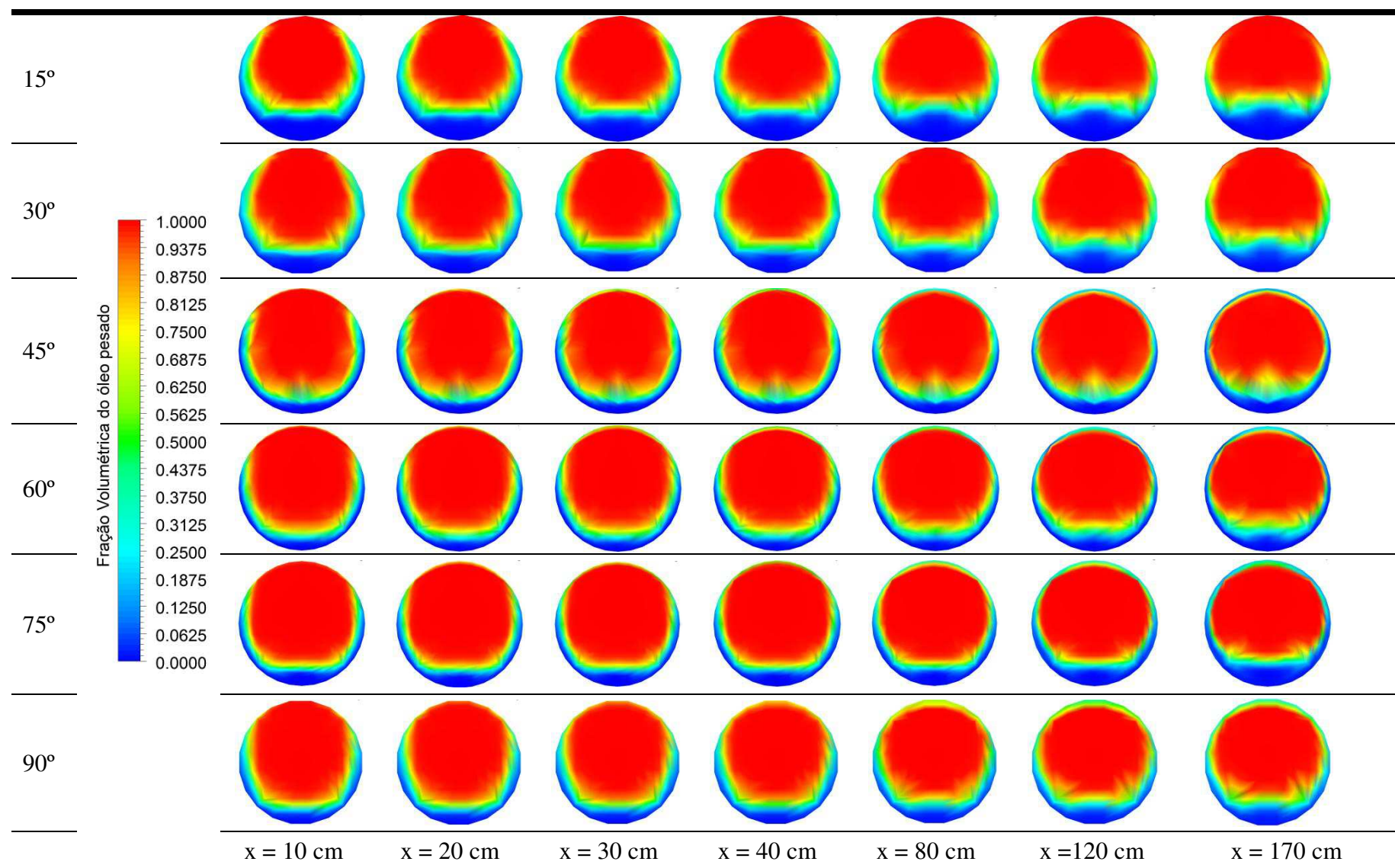


Figura 4.16 – Campo de fração volumétrica do óleo pesado no plano YZ em várias seções transversais ao longo do ramal principal.

4.7.2 Análise da Queda de Pressão no Duto principal e Ramificações Principal e Secundária

Com os dados referentes para a modelagem matemática em uma tubulação horizontal (ver caso 26 da Tabela 3.4) e, com a implementação dos ramais principal e secundário, foram avaliadas a queda de pressão da tubulação para o tubo principal e ramais principal e secundário, referente a Figura 4.7.

O procedimento para garantir que o escoamento tivesse o perfil totalmente desenvolvido e os locais para a tomada da queda de pressão estão na Figura 4.17, que se refere a inclinação de 45°. Para o cálculo de ΔP no duto principal, tomou-se $P_2 - P_1$; ramal principal: $P_4 - P_3$ e ramal secundário $P_5 - P_6$. Para garantir as condições adotadas por Vara (2001) em seus experimentos, tomou-se 30 D na entrada de fluxo de cada parte do tubo (tubo principal, ramais principal e secundário). Este procedimento foi realizado para todas as inclinações avaliadas (Ver Figura 4.7). Os resultados obtidos estão na Tabela 4.9.

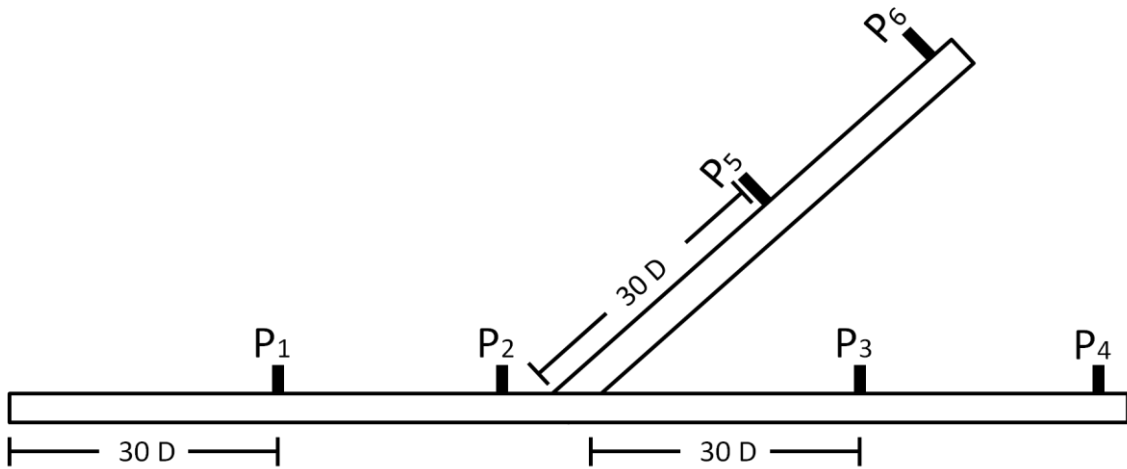


Figura 4.17 – Tomadas de ΔP no tubo principal e ramais principal e secundário.

Tabela 4.9 – Queda de Pressão no duto principal e ramais principal e secundário.

	ΔP (Pa)	Ângulos (°)					
		15	30	45	60	75	90
Duto Principal		322,00	358,10	304,90	262,80	208,20	318,00
Ramal Principal		1058,50	1171,40	1103,00	1240,00	1248,00	1424,00
Ramal Secundário		1045,50	1186,20	1157,00	1321,00	1357,00	1384,00

De acordo com os resultados obtidos, nota-se que a queda de pressão no duto principal, para inclinações de 15° a 90°, está na faixa de 200 a 360 Pa. Pode-se observar uma elevação da queda de pressão nos ramais principal e secundário com o aumento da inclinação. Estes comportamentos estão relacionados com o contato do óleo com as paredes dos ramais principal e secundário e o peso da coluna de óleo que aumenta com o aumento da inclinação do ramal secundário. O valor experimental encontrado para a tubulação horizontal por Vara (2001) foi de 205, 36 Pa e o valor encontrado numericamente (ver Tabela 4.2) foi de 196, 33 Pa.

Assim, de acordo com os resultados obtidos na Tabela 4.9, pode-se dizer que, a inclinação que apresentou uma queda de pressão próxima dos valores experimentais foi a de 75°. Uma possível explicação seria o contato do óleo nas paredes na região de entrada dos ramais principal e secundário. Com isto, tem-se um aumento da queda de pressão nos ramais principal e secundário em relação ao duto principal, na faixa de quatro a seis vezes superior, tanto para os ramais principal e secundário, levando-se em consideração que, inicialmente, ocorre a estratificação do óleo ao chegar na bifurcação e tem-se o contato do óleo ultraviscoso nas paredes na região de entrada dos ramais principal e secundário uma demanda considerável de energia para que o óleo se locomova.

O comportamento qualitativo da queda de pressão pode ser visualizado nas Figuras 4.17 a 4.22.



Figura 4.18 - Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 15°.

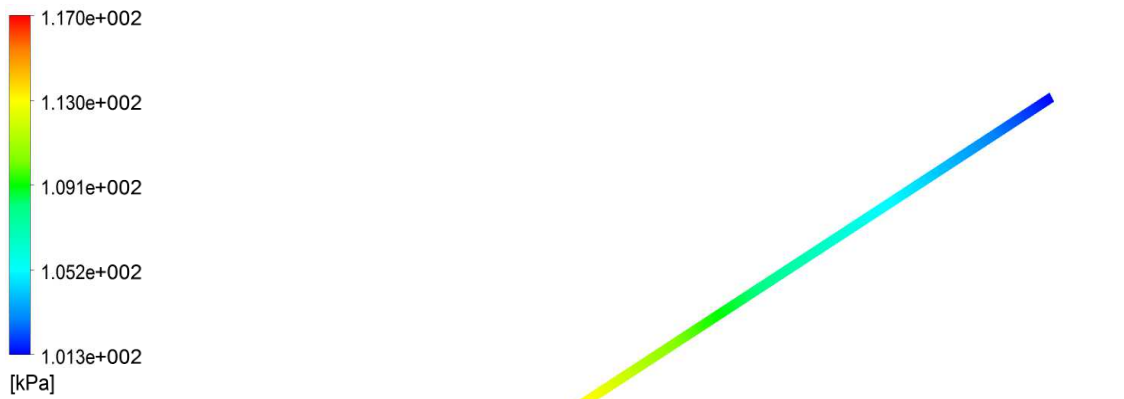


Figura 4.19 - Gradiante de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 30°.

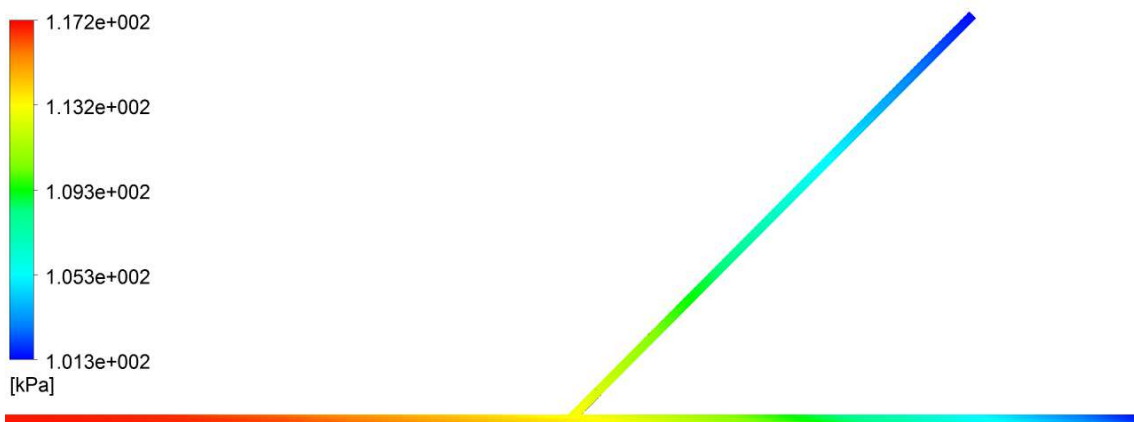


Figura 4.20 - Gradiante de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 45°.

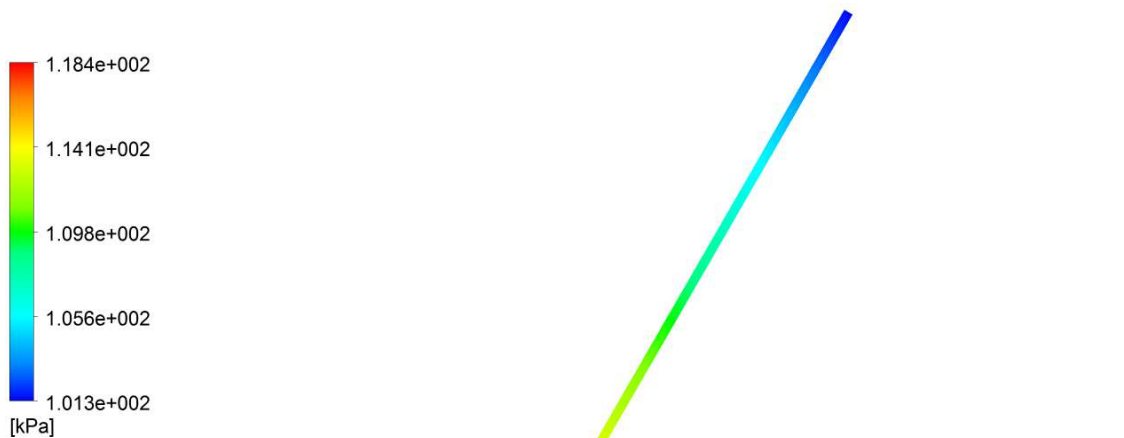


Figura 4.21 - Gradiante de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 60°.

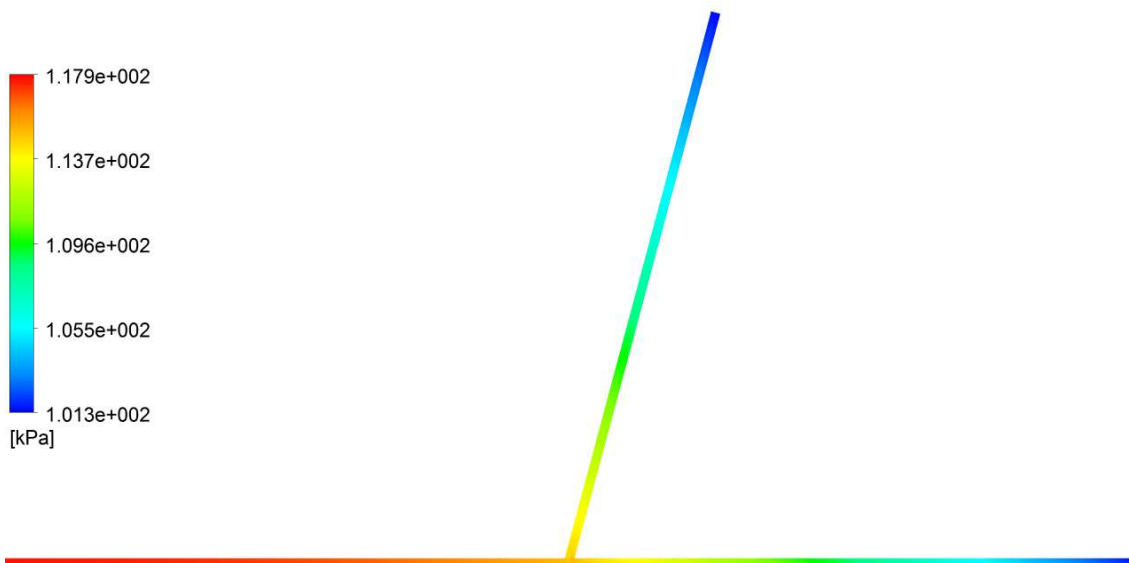


Figura 4.22- Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 75°.

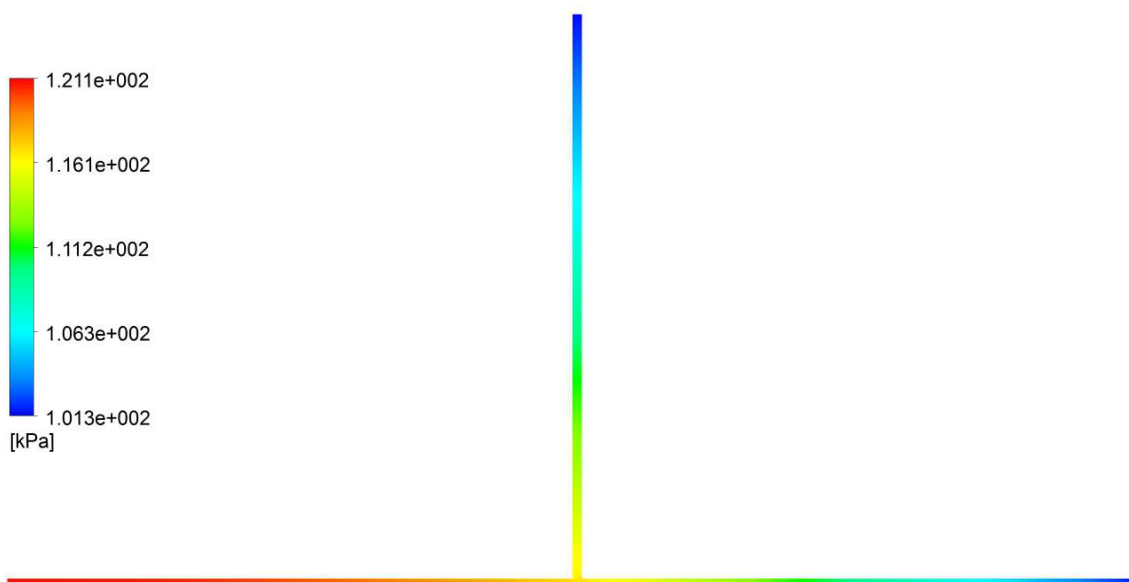


Figura 4.23 - Gradiente de pressão ao longo do duto para uma inclinação de 90°.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos nas simulações numéricas do escoamento trifásico (água-óleo), pode-se concluir que:

- ✓ O modelo matemático proposto mostrou-se capaz de avaliar o escoamento isotérmico bifásico (água-óleo) através de uma tubulação horizontal e para junções T e Y, utilizando-se a técnica “*Core-Flow*”;
- ✓ Ao aplicar a modelagem proposta para uma tubulação na horizontal observa-se pelo campo de fração volumétrica a formação do escoamento anular em todo o duto ocorrendo a excentricidade do núcleo de óleo. O mesmo efeito ocorre na tubulação principal, antes da bifurcação nas junções “T” e “Y”, onde ocorre a estratificação na bifurcação e em algumas inclinações (a partir de 45°) tem-se uma possível formação do escoamento anular no ramal principal e também para os ângulos de 45 e 90° do ramal secundário;
- ✓ Ao se comparar os dados numéricos com os experimentais para uma tubulação horizontal, com um erro relativo mínimo de 4,4% máximo de 27,7% para as quedas de pressões obtidas. Os demais modelos tiveram um erro relativo superior a 100%. É importante ressaltar que, a condição de contorno do modelo de contato com a parede “area fraction” se mostrou essencial para a validação da modelagem, se comparada ao modelo padrão;
- ✓ Dentre os modelos avaliados no presente trabalho, o modelo de turbulência SSG foi o que melhor se adequou as quedas de pressões experimentais possivelmente

ter um melhor tratamento nas paredes da tubulação, por ser mais complexo e robusto que os demais modelos avaliados e por considerar os efeitos de anisotropia;

- ✓ Observou-se que há uma redução da queda de pressão com o aumento da espessura do anel de água, referente a seção de entrada de água, em virtude do aumento do fluxo de água dificultando, assim, que o núcleo de óleo toque a parede do tubo.
- ✓ Ao avaliar o mesmo procedimento para a tomada de pressão, de acordo com a literatura para um duto na horizontal, obteve-se para a inclinação de 75° uma queda de pressão no duto principal mais próxima dos valores encontrados na literatura. Para inclinações dos ramais principal e secundário, tem-se uma queda de pressão 6 vezes superior a queda de pressão do duto principal, tanto para os ramais principal e secundário, levando-se em consideração que o aumento da queda de pressão na tubulação principal seria o contato do óleo nas paredes na região de entrada dos ramais principal e secundário.

CAPÍTULO 6

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se citar:

- ✓ Analisar o escoamento transiente para bifurcações T e Y;
- ✓ Analisar o efeito térmico para bifurcações T e Y;
- ✓ Analisar outros padrões de escoamento nas bifurcações T e Y;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Ansys CFX 13, **User manual**, ANSYS Europe Ltd., 2011.
- [2] Andrade, T. H. F., **Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificado por Água**. 61 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2008a).
- [3] Andrade, T. H. F.; Farias Neto, S. R.; Lima, A.G.B.; Santos, J. S. S. **Avaliação Numérica da Perda de Carga no escoamento de Óleos Pesados em Tubos Usando a Técnica de Core-flow**. XXIX CILANCE, Maceió, Brasil (2008b).
- [4] Bai, R., **Traveling Waves in a High Viscosity Ratio and Axisymmetric Core Annular Flow**. Tese de Doutorado, Faculty of Graduate School of the University of Minnesota, Minnesota-USA (1995).
- [5] Barbosa, E. S., **Aspectos Geométricos E Hidrodinâmicos de um Hidrociclone no Processo de Separação de Sistemas Multifásicos: Aplicação a Indústria do Petróleo**. 190 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos). Pós Graduação de Engenharia de Processos, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, Paraíba (2011).
- [6] Barbosa, A., **Efeitos Transientes na Perda de Carga no Escoamento Óleo Pesado-Água em Regime Anular em Duto Metálico**. 102 p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Departamento de Engenharia

- Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo (2004).
- [7] 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).
- [8] Belém, E. Z.G., **Escoamento Trifásico (Gás-Água-Óleo) em Junções Angulares: Modelagem e Simulação**. 132 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2009a).
- [9] Belém. E. Z. G., **Redução de atrito durante o transporte de óleos pesados em curvas**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Campina Grande (2009b).
- [10] Cardoso, L. C – **Petróleo: do poço ao posto**, Rio de Janeiro, pp 192, Ed Qualitymark, (2008).
- [11] Cepa, 2009. Disponível em: <http://cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo1A/transporte2.html> acessado em 1 de maio de 2009.
- [12] Damacena, Y. T., **Redução de Atrito Durante o Transporte de Óleos Pesados em Dutos**. 111 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2009).
- [13] Dias, D. B., **Avaliação de Técnicas de Fluidodinâmica Computacional em Ciclones**, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, 2009.
- [14] Fox, R. W.; Macdonald, A. T.; Pritchard, P. J., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, Editora LTC, 2011.

- [15] Gadelha, A. J. F., **Transporte Multifásico Não-Isotérmico de Óleo Pesado, Água e Ar em Tubo Horizontal via Core-Flow: Modelagem e Simulação**, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campina Grande, Pós Graduação em Engenharia de Processos, 2011.
- [16] Gosh, S.; Das, G.; Das, P. K., **Simulation of Core Annular Downflow Through CFD - A Comprehensive Study**, Elsevier, Chemical Engineering and Processing, Vol.49, pp. 1222–1228, (2010).
- [17] Ghosh, S.; Mandal, T.K.; Das, G.; Das, P.K., **Review of Oil Water Core Annular Flow**, pp. 1-9, Elsevier (2009).
- [18] Huang, A.; Joseph, D. D., **Stability of Eccentric Core-Annular Flow**, Journal of Fluid Mechanics, v. 228, pp. 233-245, (1995).
- [19] Isaacs, J.D.; Speed, J.B. **Method of Piping Fluids**.US Patent N° 759374 (1904).
- [20] Joseph, D. D.; Bai, R.; Chen, K. P.; Renardy, Y. Y., **Core-Annular Flows**. Annual Reviews Fluid Mechanical, vol. 29, pp.65–90 (1997).
- [21] Klein, T. S., **Determinação dos Parâmetros de um Novo Modelo de Turbulência com Aplicação para Fluidos de Petróleo**, Monografia em Engenharia Química, UFRJ, 2006.
- [22] Krahe, R., **Análise Numérica de uma Torre de Resfriamento de Grande Porte**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica pp. 91, 2005.
- [23] Luiz, L. C., **Visualização de Escoamentos Bifásicos em Tubulações Metálicas por Neutronografia em Tempo Real**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio de Janeiro (2007).
- [24] Maldonado, J. C. S., **Estudo Experimental da Separação do Fluxo Bifásico em uma Ramificação Lateral tipo T**, dissertação de mestrado, Universidade Federal de Campinas, (1999).

- [25] Marinho, J. L. G., **Estudo do Escoamento Multifásico Tipo Bolha de Taylor em Conexões Curvadas**. 115 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2008).
- [26] Menter, F. R., **Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications**, American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, Vol. 32, N^o.8, p. 269-289, 1994.
- [27] Menter, F. R., **Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, Heat and Mass Transfer**, Vol. 4, Begell House, Inc., 2003.
- [28] Milankovic, A - **Modelagem Matemática e Simulação Numérica do Escoamento em Emulsão de Água em Óleo (A/O) em Tubulações**, Centro Federal De Educação Tecnológica Do Paraná (Cefet PR) Projeto Final De Curso I, Curitiba, (2005).
- [29] Nunes, F. C. B., **Modelagem e Simulação de Escoamento Anular de Água - Óleo Pesado - Ar em Dutos Horizontais**, Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) - Universidade Federal de Campina Grande, (2012).
- [30] Oliemans, R. V. A.; Ooms, G.; Wu, H.L.; Duijvestijn. A., **The Core-Annular Oil/Water Flow Turbulent-Lubricating-Film Model and Measurements in a 5 cm Pipe Loop**. International Journal Multiphase Flow, vol. 13, n^o 1, pp. 23-31 (1987).
- [31] 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^o 1, pp. 41-60 (1984).
- [32] Paiva, M. K. N., **Avaliação da Estabilidade do Escoamento Anular (Core-Flow) numa Tubulação Horizontal na Presença de Vazamento**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Química da Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2012.

- [33] Palladino, E. E., **Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial**, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, (2005).
- [34] Pereira Filho, G. H. S., **Transporte Não-Isotérmico de Óleos Pesados em Risers Submersos**, 82 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2010).
- [35] Prada, J.W.V.e Bannwart, A. C. **Core-flow lift: a new alternative for heavy-oil production**, Proceedings of the XV Brazilian Congress of Mechanical Engineering - COBEM'99, 10 p., CD-ROM, Aguas de Lindoia (1999).
- [36] Racine, R. A. S., **Análise Numérica do Comportamento da Bolha de Taylor em Bifurcações “T” e “Y”**. 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2008).
- [37] Ranade, V. V, **Computational Flow Modeling for Chemical Reactor Engineering – Process Systems Engineering Series**, V. 5, Academic Press, Pune, India, 2002.
- [38] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. **Experimental Study on Interfacial Waves in Vertical Core-flow**. Journal of Petroleum Science and Engineering, vol. 54, nº 3-4, pp. 140–148, (2006).
- [39] Rodriguez, O. M. H., **Forma da Interface e Gradiente de Pressão no Padrão Líquido-Líquido Anular Vertical**, Tese de Doutorado, Unicamp, Sao Paulo, Brasil, (2002).
- [40] Rovinsky, J.; Brauner, N.; Moalem Maron, D., **Analytical Solution For Laminar Two-Phase Flow In A Fully Eccentric Core-Annular Configuration**, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 23, N°. 3, pp. 523-543, (1997).

- [41] Santos, A. A. C., **Modelagem Numérica com Validação Experimental de Escoamento Através do Bocal Inferior de um Elemento Combustível Nuclear**, Belo Horizonte, Dissertação (mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pp 165, 2008.
- [42] Saraceni, P. P., **Transporte marítimo de petróleo e derivados**, Rio de Janeiro, pp 123, Ed interciência, (2006).
- [43] Schlumberger, 2007. Disponível em: www.slb.com. Acesso em: 3 de março de 2009.
- [44] Seeger, W., Reimann, J., Müller, U., **Two-phase flow in a T-junction with a Horizontal Inlet Part I: Phase Separation**. International Journal of Multiphase Flow, vol. 12, pp. 575-585. (1986).
- [45] Silva, R. C. R., **Alteração da Molhabilidade de Superfícies Internas de Tubulações Utilizadas no Transporte de Óleos Pesados via Core-Flow**. Dissertação (mestrado) Faculdade de Engenharia Mecânica/Departamento de Engenharia de Petróleo, Universidade estadual de Campinas, pp. 71. Campinas (2003).
- [46] Silva Júnior, W., **Estudo Numérico de um Escoamento Bifásico, Laminar: Padrões Anular e Estratificado**, Dissertação de mestrado, Unicamp, (1995).
- [47] Sotgia, G.; Tartarini, P.; Stalio, E., **Experimental Analysis of Flow Regimes and Pressure Drop Reduction in Oil–Water Mixtures**, International Journal of Multiphase Flow, vol. 34, pp. 1161–1174 (2008).
- [48] Su, J., **Exact Solution Of Thermal Entry Problem In Laminar Core-Annular Flow Of Two Immiscible Liquids**, Chemical Engineering Research and Design, pp 1051 – 1058, vol. 84, n° 11, (2006).
- [49] Thomas, J. E., **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**, pp 267, Editora Interciência, -RJ : Petrobrás, (2001).

- [50] Vara, R. M. O., **Hidrodinâmica do Escoamento Bifásico Água/Óleo Pesado em um Tubo Horizontal**, 182 p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Mecânica, Instituto de Geociências (2001).
- [51] Wang, L.; Wu Y.; Zheng Z.; Guo J.; Zhang J.; Tang C., **Oil-Water Two-Phase Flow Inside T-Junction**, journal of hydrodynamics, Elsevier, vol. 20(2),pp147-153, (2008).
- [52] Wilcox, D. C.,**Turbulence Modeling for CFD**, 460 p,DCW Industries Inc, 1994.
- [53] Yang, L.; Azoppari B. J., **Phase split of liquid–liquid two-phase flow at a horizontal T-junction**, International Journal of Multiphase Flow, vol. 33, pp 207–216, (2007).
- [54] Zandonade, P. S. K. e Rodrigues, J. L. A. F., **Modelos Não-Lineares do Tensor de Reynolds na Simulação de Escoamentos Parietais**, Trabalho de Conclusão de Curso na Universidade Federal de Brasília, 2006, disponível em (vsites.unb.br/ft/enm/vortex/ftp/ZeLuiz/P16s35p20.pdf), acessado em 26/11/2012.

Apêndice A

Domínio Computacional

O software comercial utilizado para esta etapa foi o ANSYS ICEM CFD 12.0. Este aplicativo tem a capacidade de gerar complexas geometrias, permitindo ao usuário a utilização de ferramentas que permitem criar, diagnosticar, aperfeiçoar malhas estruturadas, não-estruturadas e híbridas com uma alta qualidade para qualquer solver de CFD.

Dentre os diversos aplicativos disponíveis para a elaboração de malhas, ele se destaca pela sua versatilidade e relativa facilidade de uso. Nele, seguem-se basicamente as seguintes subetapas:

- Definição da geometria de interesse;
- Criação de regiões de escoamento fluido, regiões contínuas e os nomes das superfícies de contorno;
- Ajuste das propriedades da malha.

É interessante descrever estas etapas uma vez que a criação de geometrias e malhas complexas é algo que requer certa experiência.

A criação do domínio computacional começa com a representação da geometria do domínio de estudo em um domínio tridimensional. Esta etapa foi feita usando ICEM CFD que podem ser resumidas em cinco etapas:

- Criação de pontos: inserido um ou mais pontos, em coordenadas cartesianas, previamente definidos;
- Criação de curvas: união de dois ou mais pontos para serem definidas as curvas que podem ser divididas (segmentadas), unidas, etc, visando definir os limites da geometria;
- Criação de superfícies: partindo das curvas limitantes são criadas superfícies que limitam as fronteiras da geometria;
- Criação de sólidos: etapa que define a topologia da geometria e prepara o domínio para a confecção da malha;
- Edição de geometrias: é possível a utilização de recursos como ocultar, revelar, copiar, rotacionar, transladar, espelhar ou excluir elementos previamente criados na geometria.

A confecção do domínio computacional usando o ICEM CFD tem início com a criação da geometria, junção T, através da interseção de dois tubos, um na horizontal (ramal principal) com 3 m de comprimento e outro na vertical com 1 m de comprimento (ramal secundário), ver Figura 1A. Em seguida foi determinada a curva de interseção entre os tubos horizontal e vertical (Figura 1B). O próximo passo foi segmentar ou separar as superfícies dos dutos na região da interseção, para então eliminar as superfícies, curvas e pontos excedentes que não compõe a geometria (Figura 1C).

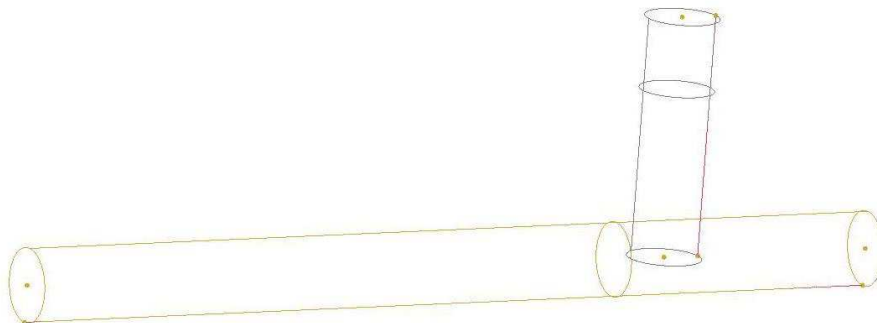


Figura 1A. Determinação do local do duto principal com o ramal secundário.

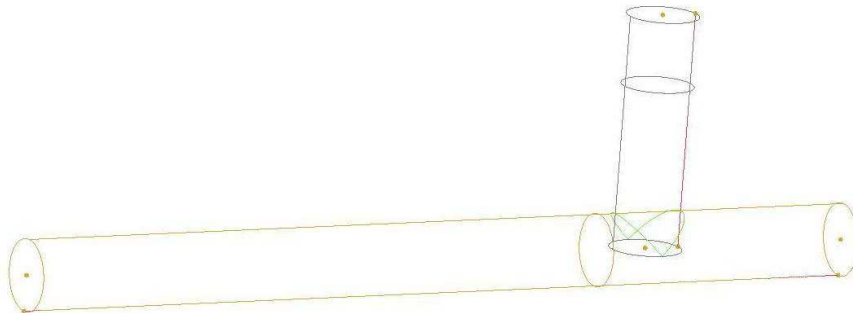


Figura 1B. Determinação da curva de segmentação do duto principal com o ramal secundário.

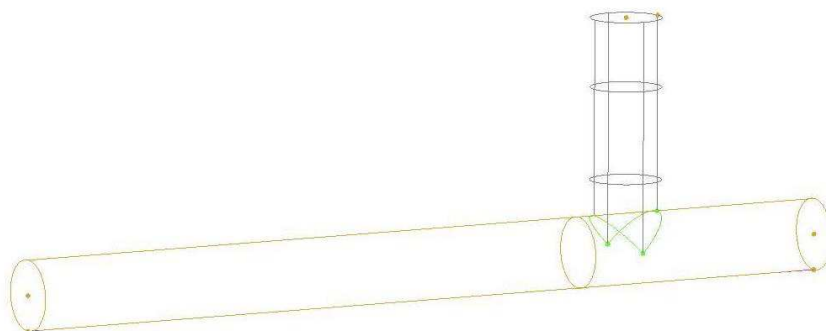


Figura 1C. Acoplamento final do duto principal com o ramal secundário.

Para complementar a geometria foram criadas as superfícies correspondentes as regiões de entrada de água e óleo e, das regiões de saída a partir das curvas construídas

para as regiões de entrada de água e óleo, e as regiões de saída horizontal e vertical. É essencial este procedimento para a inserção dos parâmetros iniciais do problema.

Finalizando a geometria, esta deve ser reparada para avaliar possíveis falhas de conexão entre curva e superfícies e a criação de um domínio de estudo ou o domínio de interesse do problema (Figura 1D).

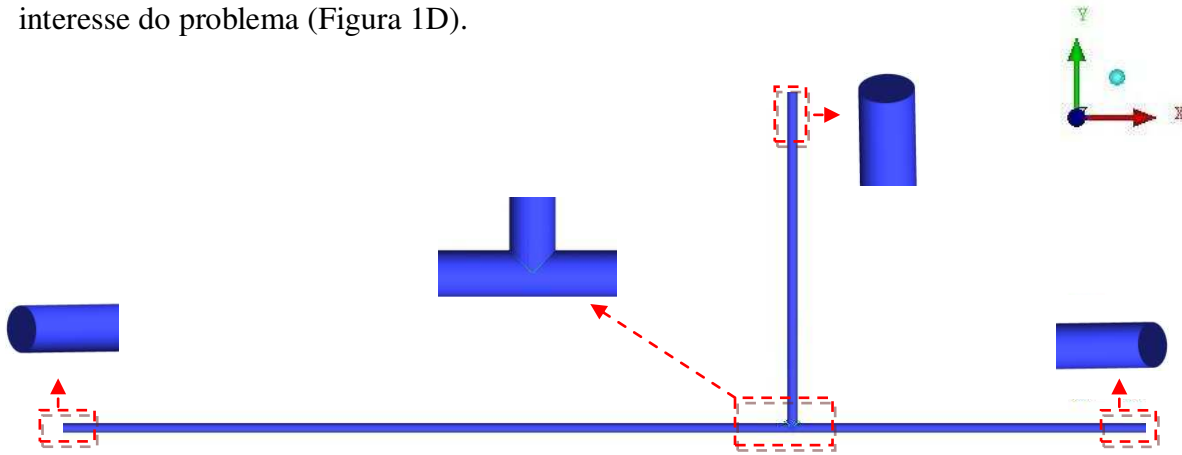


Figura 1D. Geometria do problema, conexão T final.

A malha numérica foi gerada usando o conceito de blocagem. A blocagem pode abranger toda a área assim como locais além da geometria, sendo necessário ajustar a blocagem à geometria. Optou-se para isto cortar o bloco nos locais onde não se tem a tubulação (os quadriláteros fora da geometria) como pode ser visualizado na Figura 1E. A geometria contém quatro blocos: um bloco para a entrada, na junção central e nos ramos principal e secundário. Portanto, a blocagem principal foi moldada apenas na junção T.

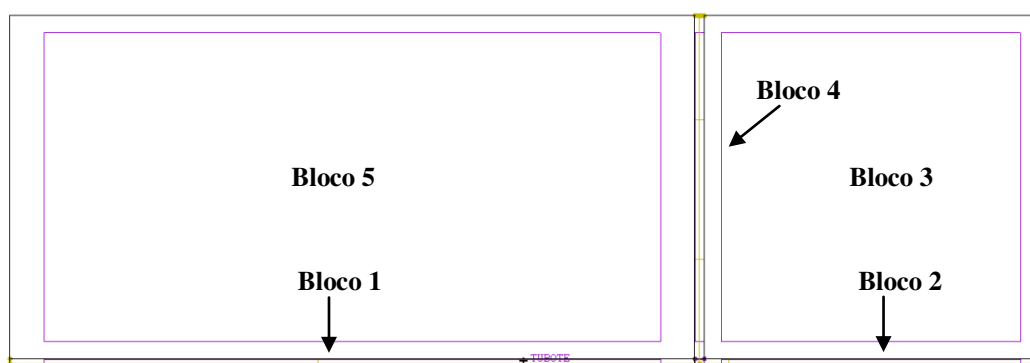


Figura 1E. Blocagem principal (junção T).

O próximo passo será dividir as blocagens referentes a cada parte da malha. Existe um tipo de divisão especial dos blocos que irá auxiliar no refino da malha posteriormente. Este corte é chamado “o-grid”, no qual, é feita uma divisão do bloco em

análise em cinco partes distintas, quatro laterais e uma central, como ilustrado na Figura 1F. As arestas oriundas do comando o-grid podem ser moldadas gerando sub-blocos na mesma malha, assim como podem ser gerados o-grids sucessivos na mesma malha.

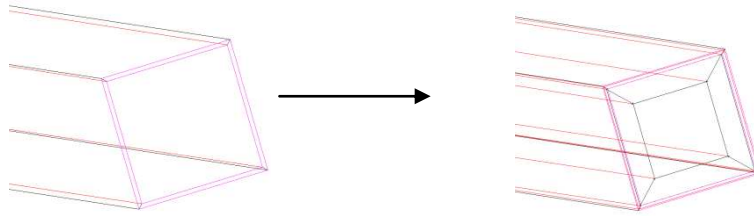


Figura 1F. Comando “o-grid” em uma parte da blocagem da junção T.

Dias (2009) destaca a importância do o-grid para a qualidade final da malha, principalmente em regiões próximas às paredes de superfícies curvas. Nesta região, existe um acúmulo de elementos que este corte especial tende a suavizar. Isto fica evidente ao observar a Figura 1G.

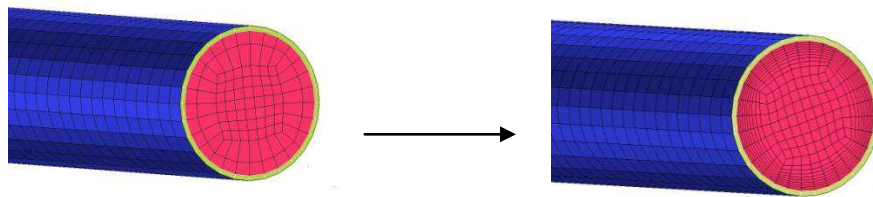


Figura 1G. Qualidade no refinamento da malha utilizando comando o-grid.

Uma parte fundamental e trabalhosa na construção da blocagem é a abordagem da construção da malha. O bloco principal (moldado em todo o duto) foi dividido em quatro partes: a entrada, a saída principal, saída secundária e a interseção da junção T. A Figura 1H ilustra a estratégia de blocagem com relação à blocagem da malha na parte central (a) na ramificação secundária (b) e na ramificação central (c), onde, o bloco é visualizado na parte interna das arestas na coloração lilás. As arestas (linhas moldadas na geometria com as cores azul e lilás) são dois subdomínios para a água e óleo respectivamente criados pelo comando o-grid. A parte representada na Figura 1Hb pode ser considerada a mais difícil pelo ajuste do espaçamento equivalente para todas as ramificações da blocagem.

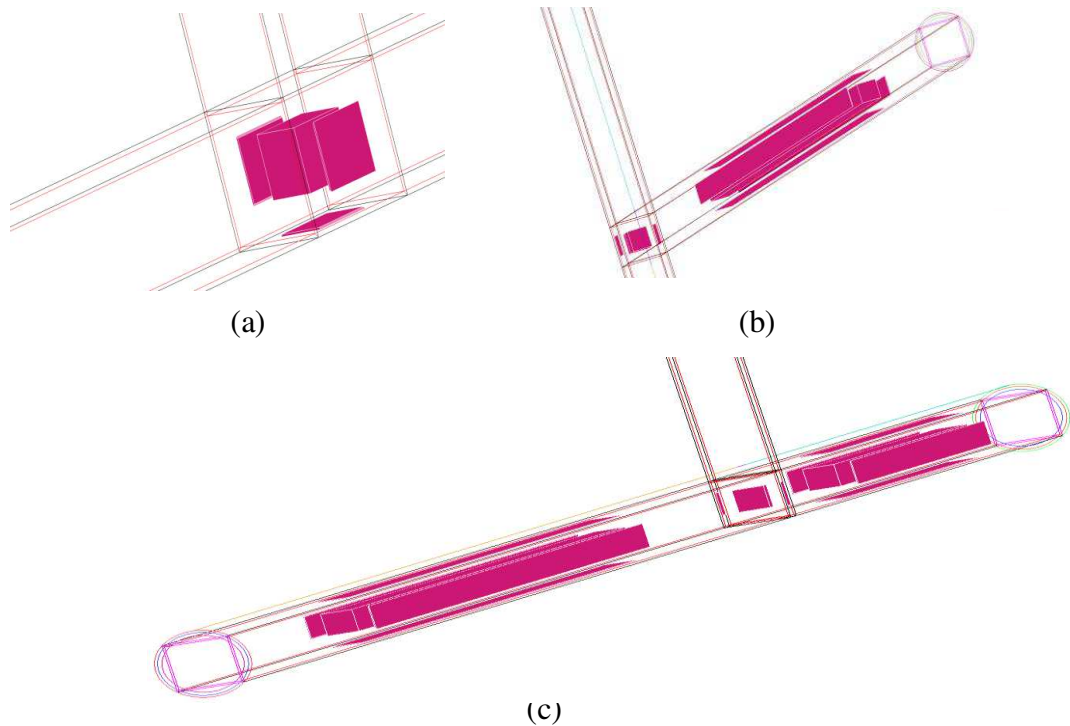


Figura 1H. Blocação da malha na parte central (a); na ramificação secundária (b) e na ramificação central (c).

Após ter dividido os blocos, deve-se associar os mesmos às curvas de toda a geometria, como ilustra a Figura 1I. Isto irá fixar a blocação à geometria.

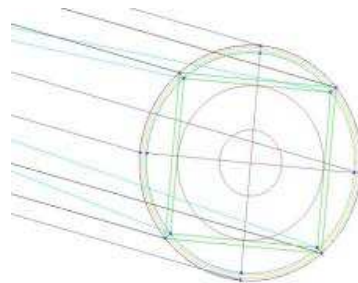


Figura 1I. Associação da malha (em verde) ao duto.

Com os blocos devidamente criados e as arestas projetadas, chega-se à última etapa de criação da malha, que é o refinamento.

Refinamento da malha numérica

O refinamento consiste em definir a quantidade de elementos (ou nós) ao longo de cada aresta, bem como sua distribuição. É uma etapa importante já que alguns

fenômenos podem ser capturados e modelos só funcionam corretamente com uma determinada concentração de elementos. É possível, com as ferramentas disponíveis, agrupá-los ao longo de regiões mais críticas deixando outras mais espaçadas. Este efeito é visualizado nas Figuras 1G e 1J. Esta última mostra em destaque através de um círculo pontilhado em vermelho o aumento quantitativo de elementos na região.

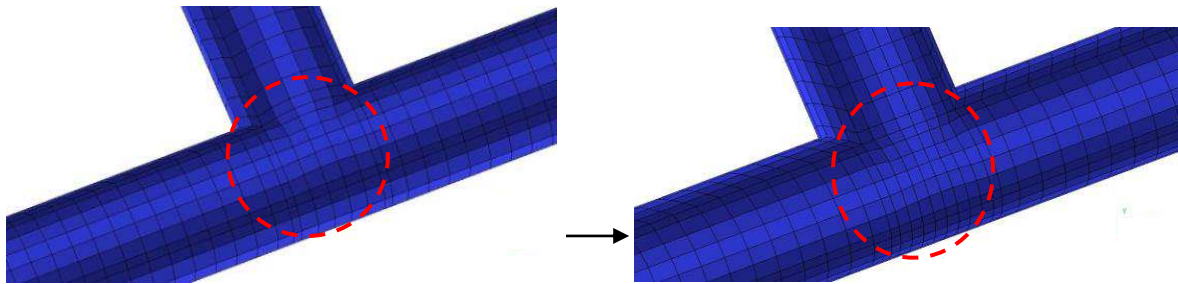


Figura 1J. Refinamento da malha T.

Para gerar a “carcaça” ou o contorno da malha externa deve-se gerar a Pré-Malha para depois criar os volumes internos da malha.

Após ter finalizado a malha deve-se exportá-la para o ANSYS CFX. Para isso, clica-se em *Output*, que se encontra na parte *Function Tabs*, onde se pode escolher a extensão desejada para ser utilizada em um aplicativo de fluidodinâmica computacional com a extensão: msh, cfx5, entre outros.

Razão de Aspecto da Malha

A fim de se obter uma solução estável, os códigos computacionais exigem uma determinada qualidade da malha do domínio discretizado. Krahe (2005) comenta que para se resolver a turbulência junto à parede, a maioria dos códigos recomenda a existência de pelo menos oito nós dentro da região da camada limite. Com isso o tamanho dos volumes perto das paredes tornar-se-ão pequenos, sendo outras regiões do domínio de ordens de grandeza significativas. Se todos os elementos do domínio forem da mesma ordem de tamanho dos elementos dentro da camada limite, melhores serão os resultados obtidos e, conseqüentemente, maior será o tempo e esforço de processamento, a ponto de inviabilizar a simulação.

No intuito de diminuir o esforço computacional, os volumes têm tamanhos diferentes, sendo que a transição do menor volume para um volume maior adjacente

deve obedecer determinadas regras. As mais importantes, e que valem para qualquer solver de mercado, são a razão de aspecto e o fator de crescimento. A razão de aspecto obriga que nenhum volume tenha a maior aresta com tamanho maior que o dobro da menor aresta, sendo o ideal não passar de 50% entre a maior e menor aresta de um volume. O fator de crescimento é uma extensão da regra da razão de aspecto. Ela exige que a partir de um volume qualquer, todos os volumes vizinhos que fazem fronteira com este volume não tenham um tamanho maior que 50% do tamanho deste volume central.

Qualidade da malha

Após gerar a malha, deve-se verificar a qualidade da malha. Para uma descrição mais completa dos critérios de qualidade da malha. Os principais critérios que afetam a malha são: ângulo, determinante, volume e qualidade.

Quando a qualidade é próxima de 1 (uma) unidade, isto indica elementos isotrópicos, e quando próximas de zero indica grandes distorções. Não é indicada a utilização de malhas com elementos de qualidade inferior a 0,2. A mesma analogia entre a circunferência inscrita e circunscrita é aplicada a elementos hexaédricos (Krahe, 2005).

Determinante

A verificação Determinante calcula a deformação dos elementos na malha, através do cálculo do Jacobiano de cada hexaedro, normalizando o determinante da matriz. O valor 1 representa um cubo perfeito hexahédrico, enquanto um valor de 0 é um cubo totalmente invertido, com um volume negativo. A qualidade da malha, medidos no eixo-x, de todos os elementos estarão na faixa entre 0 e 1. Se o valor de um elemento determinante é 0, o cubo tem uma ou mais bordas irregulares. Em geral, os valores determinantes, acima de 0,3 são aceitáveis.

Ângulo

Ao se avaliar o ângulo pode-se verificar o desvio do ângulo interno máximo de 90° para cada elemento. Existem vários diferentes limites de tolerância para a verificação do ângulo interno. Se os elementos são distorcidos e os ângulos internos são pequenos, a precisão da solução diminuirá.

Krahe (2005) afirma que existe um ângulo mínimo entre as faces dos elementos, e que este não pode ser inferior a 25°. Normalmente os softwares destinados a gerar malhas, como o Gambit e o Icem, possuem também outras rotinas de cálculo para determinar a qualidade geral da malha, como o determinante, razão de aspecto.

Volume

A verificação Volume irá calcular o volume interno dos elementos do modelo. As unidades de volume serão exibidas na unidade que foi usada para criar o modelo.

Após a elaboração da malha numérica, o arquivo resultante do software ICEM CFD® 13.0, com todas as informações da malha geométrica fica anexado a outro aplicativo computacional denominado Ansys CFX® 13.0, para a inclusão dos dados de entrada do processo tais como: modelagem matemática, fluidos reais ou ideais, condições de contorno, parâmetros iniciais como velocidade de entrada e saída do fluido, entre outros. Este aplicativo utiliza como base o método dos volumes finitos para resolver as equações que regem problemas de escoamentos de fluidos, transferência de calor, reações químicas, entre outros, presentes em vários setores petroquímicos. Possui várias subrotinas com inúmeros modelos matemáticos que permitem tratar fenômenos de turbulência e reações químicas.

Apêndice B

Cálculos Analíticos para a eficiência do ganho de potência do Core-Flow

- **Velocidades utilizadas do caso padrão: experimento 3 de Vara (2001) da tabela 2.1.**

- $U_{\text{água}} = 1,1447 \text{ m/s}$

- $U_{\text{óleo}} = 0,9209 \text{ m/s}$

- Espaço anular utilizado no presente trabalho: $0,0013 \text{ m}$

- Diâmetro do tubo horizontal: $0,0284 \text{ m}$

- Diâmetro do núcleo de óleo: $0,0258 \text{ m}$

- Área Interna (A_{total}): $6,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

- Área do núcleo de óleo ($A_{\text{óleo}}$): $5,23 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

- Área do espaço anular ($A_{\text{água}}$): $1,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

- **Cálculo das vazões volumétricas usando as Equações 3.14 e 3.15.**

$$Q_{\text{água}} = U_{\text{água}} \times A_1 \Rightarrow Q_{\text{água}} = U_{\text{água}} \times A_{\text{água}} \Rightarrow Q_{\text{água}} = 1,1447 \times 1,11 \times 10^{-4} \Rightarrow Q_{\text{água}} = 1,27 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = U_{\text{óleo}} \times A_2 \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = U_{\text{óleo}} \times A_{\text{óleo}} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 0,9209 \times 5,23 \times 10^{-4} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 4,81 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{água}} + Q_{\text{óleo}} \Rightarrow Q_{\text{total}} = 6,08 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Cálculo da velocidade real utilizada no escoamento monofásico dos fluidos**

$$U_{\text{mono}} = Q_{\text{total}} / A_{\text{total}} \Rightarrow U_{\text{mono}} = 6,08 \times 10^{-4} / 6,33 \times 10^{-4} = 0,96 \text{ m/s}$$

Utilizando a velocidade real encontrada para a água e o óleo e, multiplicando pelas áreas anular e do núcleo de óleo respectivamente encontra-se a mesma vazão total obtida utilizando os valores do caso padrão.

$$U_{\text{mono}} \times A_{\text{água}} + U_{\text{mono}} \times A_{\text{óleo}} = 6,08 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = Q_{\text{total}}$$

Apêndice C

Cálculo analítico da velocidade real para diferentes espaçamentos anulares da tubulação

- Diâmetro interno (D_E) = 0,0284 m
- Diâmetro do núcleo de óleo (D_I) = 0,0258 m
- Diâmetro do espaçamento anular ($D_E - D_I$) = 0,0013 m
- Área interna (A_E) = $(\pi \times D_E^2) / 4 = 0,00063 \text{ m}^2$
- Área do núcleo de óleo (A_I) = $(\pi \times D_I^2) / 4 = 0,00052 \text{ m}^2$
- Área do espaço anular (A_{anular}) = $[\pi \times (D_E^2 - D_I^2)] / 4 = 0,00011 \text{ m}^2$

Utilizando as velocidades reais do experimento 3 de Vara (2001) da Tabela 2.1 e, encontra-se a vazão volumétrica da água e do óleo, utilizando a Equações 3.14 e 3.15.

$$Q_{\text{água}} = 2,53 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = 4,81 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Utilizando a Equação 3.15, encontram-se as velocidades reais para cada variação de espaçamento anular, garantindo a mesma vazão volumétrica para diferentes áreas do filme de água e núcleo de óleo, que estão na Tabela abaixo:

δ (mm)	A_E (m ²)	A_I (m ²)	A_{anular} (m ²)	U_o	U_a
1,1	$6,3 \times 10^{-4}$	$5,4 \times 10^{-4}$	$9,43 \times 10^{-5}$	0,8930	1,3429
1,3	$6,3 \times 10^{-4}$	$5,2 \times 10^{-4}$	$1,11 \times 10^{-4}$	0,9209	1,1447
1,7	$6,3 \times 10^{-4}$	$4,9 \times 10^{-4}$	$1,43 \times 10^{-4}$	0,9808	0,8885
2,0	$6,3 \times 10^{-4}$	$4,7 \times 10^{-4}$	$1,66 \times 10^{-4}$	1,0296	0,7638
3,0	$6,3 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$	$2,39 \times 10^{-4}$	1,2217	0,5292

O mesmo procedimento foi adotado para o espaçamento anular ($D_E - D_I$) = 0,0017 m, para o diâmetro do núcleo de óleo (D_I) = 0,0250 m.

Apêndice D

Posições em coordenadas cartesianas (x, y, z) referentes aos pontos para a obtenção do perfil radial do campo das frações volumétricas para o ramal secundário (Figura 4.14) e as distâncias (d) do início da ramificação secundária até a posição avaliada.

Cálculo da distância d: $d = \sqrt{x^2 + z^2}$

15°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	-0,0992	0,0000	0,0414	0,1075	-0,1066	0,0000	0,0140	0,1075
2	-0,2013	0,0000	0,0860	0,2189	-0,2087	0,0000	0,0655	0,2187
3	-0,3035	0,0000	0,1509	0,3389	-0,3109	0,0000	0,1235	0,3345
4	-0,4056	0,0000	0,2056	0,4547	-0,4130	0,0000	0,1782	0,4498
5	-0,8077	0,0000	0,2603	0,8486	-0,8151	0,0000	0,2329	0,8477
6	-1,1099	0,0000	0,3150	1,1537	-1,1173	0,0000	0,2877	1,1537
7	-1,3120	0,0000	0,3698	1,3631	-1,3194	0,0000	0,3424	1,3631
8	-1,6142	0,0000	0,4245	1,6691	-1,6216	0,0000	0,3971	1,6695

30°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	-0,0612	0,0000	0,0799	0,1006	-0,0637	0,0000	0,0810	0,1030
2	-0,1955	0,0000	0,1156	0,2271	-0,1995	0,0000	0,1213	0,2335
3	-0,2627	0,0000	0,2129	0,3381	-0,2668	0,0000	0,2086	0,3387
4	-0,3120	0,0000	0,3102	0,4400	-0,3240	0,0000	0,3159	0,4525
5	-0,7072	0,0000	0,4275	0,8264	-0,7213	0,0000	0,4032	0,8263
6	-1,0745	0,0000	0,5248	1,1958	-1,0885	0,0000	0,5005	1,1981
7	-1,2417	0,0000	0,6221	1,3888	-1,2558	0,0000	0,5978	1,3908
8	-1,4090	0,0000	0,8594	1,6504	-1,4231	0,0000	0,8731	1,6696

45°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	-0,0142	0,0000	0,1042	0,1052	-0,0343	0,0000	0,1042	0,1097
2	-0,1748	0,0000	0,1946	0,2616	-0,1949	0,0000	0,1746	0,2617
3	-0,2954	0,0000	0,3250	0,4392	-0,3055	0,0000	0,3350	0,4534
4	-0,4960	0,0000	0,5554	0,7446	-0,5161	0,0000	0,5554	0,7582
5	-0,6566	0,0000	0,6758	0,9422	-0,6767	0,0000	0,6558	0,9423
6	-0,8172	0,0000	0,8362	1,1692	-0,8373	0,0000	0,8169	1,1698
7	-0,9778	0,0000	0,9916	1,3926	-0,9979	0,0000	0,9766	1,3963
8	-1,1374	0,0000	1,2317	1,6765	-1,1375	0,0000	1,2327	1,6773

60°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	-0,1001	0,0000	0,0284	0,1041	-0,1046	0,0000	0,0142	0,1056
2	-0,1240	0,0000	0,1891	0,2261	-0,1195	0,0000	0,1848	0,2201
3	-0,1989	0,0000	0,2697	0,3351	-0,2234	0,0000	0,2555	0,3394
4	-0,2628	0,0000	0,3703	0,4541	-0,2683	0,0000	0,3661	0,4539
5	-0,3977	0,0000	0,7110	0,8147	-0,4222	0,0000	0,6968	0,8147
6	-0,5916	0,0000	0,9816	1,1461	-0,5971	0,0000	0,9874	1,1539
7	-0,6465	0,0000	1,2223	1,3827	-0,6510	0,0000	1,2380	1,3987
8	-0,9659	0,0000	1,3229	1,6380	-0,9904	0,0000	1,3187	1,6492

75°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	0,0089	0,0000	0,1115	0,1119	-0,0185	0,0000	0,1132	0,1147
2	-0,0387	0,0000	0,1977	0,2015	-0,0661	0,0000	0,1904	0,2015
3	-0,0563	0,0000	0,2939	0,2992	-0,1137	0,0000	0,2965	0,3176
4	-0,1339	0,0000	0,3850	0,4076	-0,1613	0,0000	0,3897	0,4218
5	-0,1814	0,0000	0,7262	0,7485	-0,2089	0,0000	0,7188	0,7485
6	-0,4729	0,0000	1,0723	1,1719	-0,4564	0,0000	1,0895	1,1812
7	-0,6566	0,0000	1,2785	1,4372	-0,6304	0,0000	1,2812	1,4279
8	-0,7812	0,0000	1,4747	1,6688	-0,7846	0,0000	1,4773	1,6727

90°								
Posição	x1	y1	z1	d1	x2	y2	z2	d2
1	0,0139	0,0000	0,0140	0,0197	-0,0139	0,0000	0,0140	0,0197
2	0,0139	0,0000	0,2140	0,2145	-0,0139	0,0000	0,2140	0,2145
3	0,0139	0,0000	0,3140	0,3143	-0,0139	0,0000	0,3140	0,3143
4	0,0139	0,0000	0,4140	0,4142	-0,0139	0,0000	0,4140	0,4142
5	0,0139	0,0000	0,8140	0,8141	-0,0139	0,0000	0,8140	0,8141
6	0,0139	0,0000	1,2140	1,2141	-0,0139	0,0000	1,2140	1,2141
7	0,0139	0,0000	1,4140	1,4141	-0,0139	0,0000	1,4140	1,4141
8	0,0139	0,0000	1,6840	1,6841	-0,0139	0,0000	1,6840	1,6841

