

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DESE DEFENDIDA POR *José Walter Vanegas
Prada* E APROVADA PE
COMISSÃO JULGADORA EM *22, 02, 99.*


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO
ESCOAMENTO ANULAR ÓLEO – ÁGUA
("CORE FLOW") NA ELEVAÇÃO DE
ÓLEOS ULTRAVISCOSOS**

Autor: **José Walter Vanegas Prada**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO
ESCOAMENTO ANULAR ÓLEO – ÁGUA
("CORE FLOW") NA ELEVAÇÃO DE
ÓLEOS ULTRAVISCOSOS**

**Autor: José Walter Vanegas Prada
Orientador: Antonio Carlos Bannwart**

Curso: Engenharia de Petróleo

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Petróleo.

Campinas, 1999
S.P. - Brasil

9912526



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	
V.	
TOMBO BC/	37943
PREL.	229/99
<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	17/06/99
N.º CPD	

CM-00124349-5

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

V288e	<p>Vanegas Prada, José Walter</p> <p>Estudo experimental do escoamento anular óleo-água ("core flow") na elevação de óleos ultraviscosos. / José Walter Vanegas Prada.--Campinas, SP: [s.n.], 1999.</p> <p>Orientador: Antonio Carlos Bannwart.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.</p> <p>1. Escoamento bifásico. 2. Petróleo-Transporte. 3. Hidrodinâmica. 4. Engenharia de petróleo. I. Bannwart, Antonio Carlos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------	---

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO

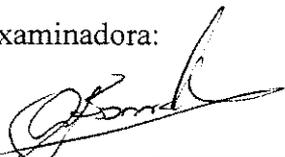
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO
ESCOAMENTO ANULAR ÓLEO – ÁGUA
("CORE FLOW") NA ELEVAÇÃO DE
ÓLEOS ULTRAVISCOSOS**

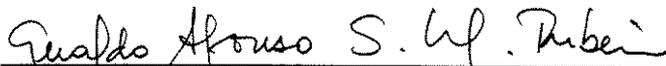
Autor: **José Walter Vanegas Prada**

Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

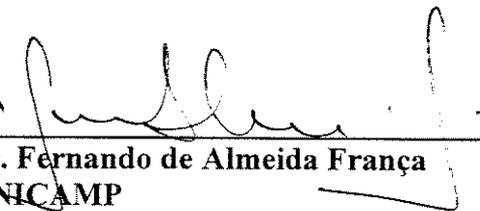
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Geraldo Afonso Spinelli Martins Ribeiro
CENPES/PETROBRAS



Prof. Dr. Fernando de Almeida França
FEM/UNICAMP

Campinas, 22 de Fevereiro de 1999

Dedicatória:

Aos meus pais, José Ignacio e Luz Mery e
aos meus irmãos, Sugey e Giovanni.

Agradecimentos

A realização deste trabalho contou com ajuda de muitas pessoas, às quais expresso meu sincero agradecimento, especialmente àquelas que sem sua colaboração não teria sido possível concluí-lo:

Aos meus pais e irmãos, pelo constante apoio e incentivo em cada nova etapa da minha vida.

Ao professor Antonio Carlos Bannwart pela sugestão do tema e por sua colaboração e dedicação em cada estagio do trabalho.

A CNPq pela bolsa de estudos fornecida.

A todo o pessoal do Departamento de Energia: Marcelo, Alcimar, Marco e Jiomar, pela grande ajuda na construção e operação do aparato experimental.

A Lisa, que com sua companhia e apoio foi mais fácil lograr os meus objetivos.

A todos os professores, funcionários e colegas do Departamento de Engenharia de Petróleo, pelo incentivo e ajuda na adaptação aos costumes e à língua deste maravilhoso país.

A todas as pessoas que desde minha bela Colômbia acreditaram em meu trabalho.

*A vida é uma sombra errante;
Um pobre comediante, que se pavoneia
No breve instante que lhe reserva a cena,
Para depois não ser mais ouvido.
É um conto de fadas, que nada significa,
Narrado por um idiota, cheio de voz e fúria*

Shakespeare

Resumo

VANEGAS, Prada José Walter, *Estudo Experimental do “Core Flow” na Elevação de Óleos Ultraviscosos*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 184 p. Dissertação (Mestrado)

O aumento da importância dos óleos pesados dentro do cenário energético viabiliza a exploração de reservatórios considerados inicialmente como não rentáveis. Isto leva à procura de tecnologias que otimizem o processo de desenvolvimento de um campo deste tipo. Em vista disso, este trabalho consiste em propor uma nova alternativa na elevação dos óleos pesados: a utilização do escoamento anular óleo - água (*core flow*). Este tipo de escoamento é induzido pela injeção lateral de pequenas quantidades de água, com o fim de lubrificar o óleo o qual escoando formando um núcleo central dentro do tubo. Para tal fim se construiu um aparato experimental em escala de laboratório no qual se testou a tecnologia em um tubo vertical de 2,76 cm de diâmetro, para um óleo de 17,6 Pa.s com ótimos resultados. O *core flow* permitiu reduzir a perda de carga por atrito em mais de 1000 vezes, com relação à do escoamento monofásico de óleo, sendo da mesma ordem da encontrada no escoamento monofásico de água à vazão da mistura. A perda de carga total foi diminuída 93 vezes com respeito ao escoamento monofásico de óleo. Além disto, foi desenvolvida uma correlação para determinar o gradiente de pressão no escoamento vertical ascendente, a partir das vazões e propriedades dos líquidos e da fração volumétrica de óleo. Esta foi calculada utilizando outra correlação desenvolvida para o caso vertical. A correlação foi validada com os dados deste trabalho e comparada com os de uma outra fonte, com excelentes resultados.

Palavras Chave

-Escoamento anular óleo – água, *core flow*, elevação de óleo pesado, perda de carga.

Abstract

VANEGAS, Prada José Walter, *Experimental Study of Core Annular Flow in the Ultraviscous Oil Lift*, Campinas,,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 184 p. Dissertation (M.Sc).

The increase in importance of heavy oil in the energy scenario makes it viable the exploitation of initially unprofitable reservoirs. This leads to the search of technologies capable to improve the development of heavy oil fields. In view of this scenario the present work proposes a new technology for heavy oil lift by using the core annular flow pattern (shortly "core flow"). This flow arrangement can be induced through the lateral injection of relatively small quantities of water, in order to get a lubricated oil core in the pipe. With this objective in mind, an experimental apparatus was built and tested at a laboratory scale (1 in. vertical pipe) with an 17.6 Pa.s oil and water at room temperatures. The experiments were quite successful. The core - flow allowed to reduce the friction pressure drop by more than 1000 times with respect to single phase oil flow and is of the same order as the flow of water alone at same total flow rate. The total pressure drop was reduced 93 times with respect to single phase oil flow. Finally, a physically based correlation for friction pressure drop in upward core flow was developed and validated with our measurements. Comparison of this correlation with data from another source gave excellent results. Besides the fluid properties and flow rates, the correlation requires the volumetric fraction of the oil, which is determined from another correlation.

Key Words

Liquid – liquid flow, core annular flow, heavy oil lift, pressure drop.

Índice

Lista de Figuras.....	x
Lista de Tabelas.....	xiv
Nomenclatura.....	xv
1. Introdução.....	1
1.1 Objetivos.....	3
2. Elevação de Óleos Pesados.....	5
2.1 Métodos de Elevação Artificial.....	7
2.2 Poços Horizontais.....	21
2.3 Métodos Térmicos.....	23
2.4 Produção Fria.....	27
2.5 <i>Core Flow</i>	38
3. Descrição do <i>Core Flow</i>	41
3.1 Escoamento Estratificado.....	41
3.2 Escoamento Anular em Linhas Horizontais.....	44
3.3 Estabilidade.....	55
3.4 Escoamento Anular Ondulado (<i>Wavy Annular Core Flow</i>).....	58
3.5 Aplicação Comercial.....	61
3.6 Efeitos da Molhabilidade por Óleo das Paredes do Duto.....	64
3.7 <i>Core Flow</i> em Linhas Verticais.....	70

4. Aparato Experimental.....	81
4.1 Descrição.....	81
4.2 Caracterização dos Fluidos.....	91
4.3 Calibração de Instrumentos.....	95
4.4 Operação do Aparato Experimental.....	100
5. Resultados.....	105
5.1 Condições de Ocorrência, Escoamento Anular Óleo – Água.....	105
5.2 Medição do Gradiente de Pressão por Atrito em <i>Core Flow</i>	111
5.3 Resultados do Gradiente de Pressão por Atrito.....	114
5.4 Eficiência do <i>Core Flow</i> com Respeito ao Gradiente de Pressão por Atrito.....	116
5.5 Eficiência do <i>Core Flow</i> com Respeito ao Gradiente de Pressão Total.....	123
6. Correlação e Aplicação.....	134
6.1 Solução Para o Escoamento Anular Perfeito (PCAF).....	134
6.2 Fator de Atrito Para o Escoamento Anular Perfeito (PCAF).....	143
6.3 Correlação Proposta.....	148
6.4 Aplicação do Escoamento Anular Óleo - Água, na Produção de Óleo.....	159
7. Conclusões e Sugestões.....	163
7.1 Conclusões.....	163
7.2 Sugestões.....	167
Referências Bibliográficas.....	168
Anexo I.....	175
Anexo II.....	177
Anexo III.....	182
Apêndice A.....	187

Lista de Figuras

1.1 Representação Esquemática da Integração das Etapas do Desenvolvimento de um Campo de Óleo Pesado.	2
2.1 Principais Tecnologias Utilizadas na Elevação do Óleo Pesado.	6
2.2 Desenho Esquemático de uma Unidade de Bombeio Mecânico.	8
2.3 Ciclo de Operação da Bomba de Fundo.	9
2.4 Desenho Esquemático do Sistema de Bombeio Centrífugo Submerso.	10
2.5 Desenho Esquemático do Sistema de Bombeio por Cavidades Progressivas.	13
2.6 Sistema de Gás Lift.	17
2.7 Esquema do Bombeio Hidráulico a Jato.	20
2.8 Zonas Identificadas no Processo de Combustão <i>In-Situ</i> .	26
2.9 Viscosidade & Temperatura para Diferentes Razões Óleo/Água, Browne <i>et al</i> (1996).	29
2.10 Candidatos Potenciais para a Aplicação da emulsão Óleo/Água como Tecnologia de Produção, Browne <i>et al</i> (1996).	29
2.11 Configuração Típica da Injeção de uma Solução Aquosa de Surfactante, Browne <i>et al</i> (1996).	32
2.12 Comportamento da Viscosidade com a Temperatura para uma Dispersão 70/30 (óleo - água) e um óleo diluído com 10% de diesel, Bertero <i>et al</i> (1994).	35
2.13 Comportamento de uma Dispersão de Óleo Pesado em Função de Fração de Óleo, Bertero <i>et al</i> (1994).	36
3.1 Componentes da Análise do Escoamento Óleo – Água.	47
3.2 Estrutura do Escoamento Anular com ondulações "Dente de Serra Atrasado". Configuração do Escoamento no Modelo de Lubrificação, Ooms <i>et al</i> (1984).	59
3.3 Estrutura da Interface sob os Mecanismos Convencionais de Lubrificação (a), e sob os Mecanismos Inerciais (Levitação) (b).	61
3.4 <i>Core Flow</i> , Seção Teste em San Tomé , Venezuela, Joseph & Renardy (1993).	63

3.5 Separação Óleo e Água em uma Linha Inclinada.	66
3.6 Formação da Dupla Camada Iônica, Ribeiro (1995).	68
3.7 Ondas Dente de Serra. ao Incrementar a Vazão de Óleo o Diâmetro dos Filamentos que Unem as Cristas Aumentam. Q_0 em a < Q_0 em b. Bai (1995).	73
3.8 Efeito do Empuxo nas Ondas Dente de Serra, Escoamento Ascendente (a), e nas Ondas Distorcidas, Escoamento Descendente(b). Bai (1995).	74
3.9 Escoamento Anular Perturbado (DCAF) (a) e em outros o Escoamento Anular Perfeito (PCAF) (b). Bai (1995).	75
3.10 Ondas Bambu Perturbadas. (a) Escoamento Descendente e (b) Escoamento Ascendente.	76
3.11 Mapa de Fluxo para o Escoamento Óleo - Água Ascendente. Experimentos feitos por Bai <i>et al</i> (1992).	77
4.1 Esquema do Aparato Experimental.	82
4.2 Tanque de Separação Gravitacional.	84
4.3 Sistema de Bombeio dos Fluidos.	86
4.4 Sistema de Instrumentação.	87
4.5 Injetor.	90
4.6 Comportamento Reológico do Óleo, Antes dos Experimentos.	92
4.7 Comportamento Reológico do Óleo, Durante os Experimentos.	93
4.8 Comportamento Reológico do Óleo a Diferentes Temperaturas, Depois dos Experimentos.	93
4.9 Comportamento da Viscosidade do Óleo em Função da Temperatura.	94
4.10 Medição da Pressão na Seção Teste.	96
4.11 Comparação da Diferença de Pressão Calculada e a Medida na Seção Teste com Escoamento Monofásico de Água.	97
4.12 Comparação da Vazão de Óleo Calculada pelos dois Métodos com a Medida Diretamente.	99
4.13 Visor Contaminado com Óleo.	102
4.14 Ação de Limpeza do Fluxo de Água sobre as Paredes do Visor Previamente Tratado com Meta-Silicato de Sódio.	103
4.15 Incrustação do Óleo num Acidente da Linha (cotovelo) e numa Seção da Tubulação.	104
5.1 Condições de Operação Atingidas no Aparato Experimental.	106

5.2	Escoamento Anular Óleo - Água, Vertical Ascendente.	107
5.3	Mapa de Fluxo e Tipos de Escoamento, caso Horizontal.	108
5.4	Mapa de Fluxo e Tipos de Escoamento, Caso Vertical Descendente.	109
5.5	Gradiente de Pressão por Atrito na Seção Teste Operando em <i>Core Flow</i> .	111
5.6	Malha de Testes.	114
5.7	Gradiente de Pressão (devido ao atrito) em <i>Core Flow</i> , em Função da Razão de Injeção, Para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo.	115
5.8	Proporção do Gradiente de Pressão por Atrito Respeito ao Gradiente de Pressão Hidrostático para a Elevação do Óleo (17,6 Pa.s), em Escoamento Monofásico.	116
5.9	Fator de Redução do Gradiente de Pressão (devido ao atrito), em Função da Razão de Injeção, Para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo.	118
5.10	Fator de Redução do Gradiente de Pressão (devido ao atrito), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.	119
5.11	Fator de Redução de Potência (atrito), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.	121
5.12	Relação entre o Gradiente de Pressão por Atrito em <i>Core Flow</i> e o Gradiente de Pressão por Atrito da Água Escoando à Vazão da Mistura em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.	122
5.13	Comparação dos Três Fatores de Eficiência para $jo = 0,62$ m/s.	123
5.14	Proporção do Gradiente de Pressão por Atrito Respeito ao Gradiente de Pressão Hidrostático para a Elevação do Óleo, em <i>Core Flow</i> .	124
5.15	Gradiente de Pressão Total (<i>Core Flow</i>), em Função da Razão de Injeção, Para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo.	125
5.16	Gradiente de Pressão por Atrito, Hidrostático e Total, em Função da Razão de Injeção, para o Óleo Escoando a uma $jo = 0,62$ m/s.	127
5.17	Fator de Redução do Gradiente de Pressão Total, em Função da Razão de Injeção, Para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo.	128
5.18	Fator de Redução do Gradiente de Pressão Total, em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.	131
5.19	Ganho de Potência (Total), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.	132

5.20 Energia/m Necessária para Elevar um m ³ de Óleo Mediante <i>Core Flow</i> em Função da Razão de Injeção, Para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo.	133
6.1 Desenho Esquemático do Escoamento Anular Perfeito (PCAF).	135
6.2 Comparação do $G_{pf_{exp}} + G_{pe}$ (Experimental) e $G_{pf} + G_{pe}$ (PCAF), em Função da Vazão Equivalente Q_{PCAF} .	141
6.3 Reynolds da Água em Função da Razão de Injeção (j_w/j_o).	142
6.4 Fator de Atrito Calculado (Arney <i>et al</i>) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\Re).	145
6.5 Gradiente de Pressão Calculado (Arney <i>et al</i>) Versus Gradiente de Pressão Experimental.	146
6.6 Gradiente de Pressão Calculado Utilizando a Formulação de Arney Versus o Experimental, para os Testes de Bai (1995).	147
6.7 Fator de Atrito Calculado (Arney <i>et al</i>) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\Re), para os Testes de Bai (1995).	148
6.8 Comparação do $G_{phd_{exp}}$ (Experimental) e $G_{phd_{calc}}$ (correlação), em Função da Vazão Equivalente Q^* .	154
6.9 Gradiente de Pressão Calculado (Correlação) Versus Gradiente de Pressão Experimental.	155
6.10 Fator de Atrito Calculado (Correlação) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\Re).	156
6.11 Comparação do $G_{phd_{exp}}$ (Experimental) e $G_{phd_{calc}}$ (correlação), em Função da Vazão Equivalente Q^* , para os Testes de Bai.	157
6.12 Gradiente de Pressão Calculado (Correlação) Versus Gradiente de Pressão Experimental, para os Teste de Bai (1995).	158
6.13 Fator de Atrito Calculado (Correlação) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\Re), para os Testes de Bai (1995).	159
6.14 Desenho Esquemático da Aplicação do <i>Core Flow</i> na Produção de Óleos, num Sistema de Produção Onde Existe Comunicação Direita Poço - Facilidades de Superfície.	160
6.15 Configuração Interna de um Poço Produzindo com <i>Core Flow</i> .	161

Lista de Tabelas

4.1 Tempo de Retenção Mínimo e Máximo Esperado no Tanque de Separação.	85
4.2 Especificações dos Componentes do Sistema de Bombeio	85
4.3 Seguimento das Características da Água	91
4.4 Seguimento da Viscosidade do Óleo	95
4.5: Seguimento da Densidade do Óleo	95

Nomenclatura

Letras Latinas

A	área do escoamento	m^2
C_w	fração de água injetada	
D	diâmetro da tubulação	m
$D_{H,w}$	diâmetro hidráulico do escoamento da água	m
G_{pe}	gradiente de pressão devido ao empuxo	Pa/m
G_{pf}	gradiente de pressão devido ao atrito	Pa/m
G_{ph}	gradiente de pressão hidrostático	Pa/m
G_{phd}	gradiente de pressão hidrodinâmico	Pa/m
G_{pt}	gradiente de pressão total	Pa/m
J	velocidade superficial da mistura	m/s
H	altura da seção teste	m
H_w	fração de água na tubulação (<i>hold up</i>)	
Q	vazão	m^3/s
Q_{PCAF}	vazão modificada considerando escoamento anular perfeito	m^3/s
Q^*	vazão modificada considerando correlação proposta	m^3/s
\Re	número de Reynolds da mistura	
R_1	raio do núcleo de óleo (interface)	m
R_2	raio da tubulação	m
Re	número de Reynolds	
S	função variância relativa	
V	velocidade média	m/s
V_{ref}	velocidade de referencia	m/s

a	parâmetro empírico para o cálculo da perda de carga em <i>core - flow</i>	
g	força da gravidade	m/s ²
j	velocidade superficial (uma das fases)	m/s
k	parâmetro empírico para o cálculo da perda de carga em <i>core - flow</i>	
m	relação entre as viscosidades das fases	
n	parâmetro empírico para o cálculo da perda de carga em <i>core - flow</i>	
r	coordenada radial	
s_o	razão de deslizamento (<i>hold up ratio</i>)	
u	velocidade, como função da dimensão radial	m/s
z	coordenada vertical	

Letras Gregas

ΔP	diferença de pressão	Pa
Φ	multiplicador bifásico	
Ω	volume de líquido <i>in situ</i>	m ³
α	fração de óleo na tubulação	
η	relação entre o diâmetro do núcleo de óleo e o da tubulação	
λ	fator de atrito	
μ	viscosidade	Pa.s
ρ	densidade	Kg/m ³
τ	tensão de cisalhamento	Pa

Subscritos

$[\]_{calc}$	calculado
$[\]_{exp}$	experimental
$[\]_m$	mistura
$[\]_o$	óleo
$[\]_t$	total
$[\]_w$	água

$[\]_{wo}$ escoamento anular óleo - água

$[\]_z$ em direção da coordenada z

$[\]_1$ óleo

$[\]_2$ água

Abreviaturas

pol. ploegadas

Rpm. revoluções por minuto

Gpm. galões por minuto

Siglas

°API graus API (American Petroleum Institute)

BCS Bomba Centrífuga Submersa

BCP Bomba de Cavidades Progressivas

BHJ Bombeio Hidráulico a Jato

BLPD Barris de Líquido por Dia

BOPD Barris de Óleo por Dia

DCAF Escoamento Anular Perturbado (*Disturbed Core Annular Flow*)

DBW Escoamento com Ondas Dente de Serra Perturbadas (*Disturbed Bamboo Waves*)

IP Índice de Productividade

PCAF Escoamento Anular Perfeito (*Perfect Core Annular Flow*)

Capítulo 1

Introdução

As grandes reservas de óleo pesado existentes no mundo (estima-se em três trilhões de barris de óleo *in place* já descoberto e não explorado), junto com as cada vez menores reservas de óleo leve, fazem com que a importância dos óleos pesados, dentro do panorama energético mundial, incremente dia a dia, havendo previsões de que, para o ano 2025, sejam a principal fonte de energia fóssil no mundo (Moritis, 1995). Dessa forma, o preço destes óleos tende a aumentar com o incremento em sua demanda, chegando a níveis próximos dos óleos convencionais. Este cenário, por sua vez, implicará em modificações nas refinarias e viabilizará a exploração econômica dos campos de óleo pesado. Tudo isto leva à procura de tecnologias que otimizem o processo global de desenvolvimento de um campo deste tipo, incluindo o comportamento do reservatório, o método de produção e as características do processo de refino.

No desenvolvimento de um campo, o principal objetivo é o aumento da produtividade dos poços e, portanto o aumento no fator de recuperação do reservatório, sempre que isto se mostre economicamente vantajoso. No caso dos óleos pesados, devido à dificuldade na sua manipulação, a consecução desse objetivo requer uma maior integração e interação das soluções tecnológicas em cada um dos estágios do processo de desenvolvimento do campo, como ilustra a Figura 1.1. Isto inclui desde a melhoria das condições de escoamento no próprio reservatório, até a análise da especificação técnica desejada pela refinaria. A tecnologia adotada em cada etapa está vitalmente vinculada a toda a cadeia produtiva (Minami, 1996).

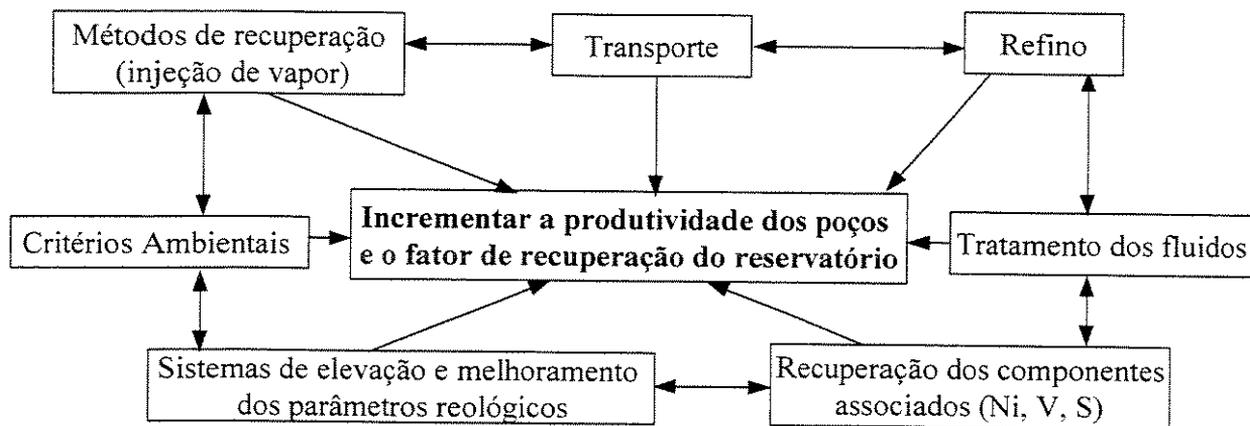


Figura 1.1: Representação Esquemática da Integração das Etapas do Desenvolvimento de um Campo de Óleo Pesado.

Com relação à produção de óleos pesados e ultraviscosos, diversas tecnologias têm sido desenvolvidas especificamente para tal fim, incluindo desde a utilização de sistemas de elevação artificial usando bombas de cavidades progressivas (BCP), passando pela adição de calor ou de soluções aquosas de surfactantes, até a exploração a céu aberto, no caso de betumes em reservatórios de baixa profundidade. Cada uma dessas técnicas tem suas limitações e vantagens, segundo as condições do reservatório e as propriedades dos fluidos.

Nessa perspectiva, uma alternativa distinta é proposta neste trabalho. Ela se baseia na já grande experiência acumulada no transporte de fluidos altamente viscosos por injeção de pequenas quantidades de água, de forma tal a “lubrificar” o óleo e se estabelecer o chamado “*core flow*”, ou escoamento anular óleo – água, o qual permite uma diminuição drástica das perdas de carga associadas à fricção.

A primeira menção à lubrificação por água aparece no início deste século com o pedido de patente de Isaacs & Speed (1904), onde o padrão anular era obtido por meio da rotação do tubo. Mas é no final dos anos 50 que um grupo de pesquisadores (Russel & Charles, 1959; Russel *et al*, 1959; Charles, 1960; Charles *et al*, 1961) canadenses dá início aos estudos, tanto teóricos quanto experimentais, constatando a estabilidade desse padrão de fluxo, propondo os primeiros modelos relativos à perda de carga e fração volumétrica das fases. Desde então, a maioria dos estudos

sobre *core flow* têm sido feitos em linhas horizontais visando aplicar a tecnologia ao transporte de óleos ultraviscosos.

Com respeito ao escoamento vertical, existe um importante trabalho experimental, desenvolvido na Universidade de Minnesota por Bai (1995), o qual identifica diferentes tipos de configurações e de mecanismos hidrodinâmicos que atuam no caso ascendente e no descendente.

Outra linha de pesquisa importante em escoamento anular líquido-líquido, é a relacionada com o estudo dos efeitos da molhabilidade por óleo das paredes da tubulação. Isto é, os mecanismos que causam à incrustação de óleo das paredes da tubulação durante a operação do *core flow*, e levam ao aumento progressivo da perda de carga do escoamento. Um recente e detalhado estudo das possíveis estratégias propostas para remediar esse problema é o de Ribeiro (1994).

Entretanto, até hoje, a idéia de aplicar a tecnologia do *core flow*, parece não ter sido testada na produção (fundo do poço - instalações de superfície) de óleos pesados e viscosos. Assim, neste estudo se propõe conceber, montar e testar um aparato experimental destinado a simular a elevação e transporte de óleos ultraviscosos.

1.1 Objetivos

Este trabalho tem por objetivos principais:

- Desenvolvimento da tecnologia do *core flow* aplicada à elevação de óleos pesados, através da construção e teste de um aparato experimental em escala de laboratório;
- Realização de medidas de gradiente de pressão por atrito, no escoamento vertical ascendente para diferentes vazões e razões de injeção água/óleo;
- Identificar a faixa de vazões ótimas de injeção de água para cada vazão de óleo utilizada;

- Identificar a faixa de condições de ocorrência do escoamento anular óleo - água (*core flow*);
- Desenvolver uma correlação para o cálculo do gradiente de pressão por fricção para o escoamento vertical ascendente, a partir dos dados experimentais;

Este trabalho está estruturado da seguinte forma:

O Capítulo 2 é dedicado a rever os diferentes métodos e tecnologias utilizadas na produção de óleos pesados.

O Capítulo 3 é voltado à revisão e ao seguimento dos estudos teóricos e experimentais realizados no desenvolvimento da tecnologia *core flow*.

O Capítulo 4 descreve os fluidos utilizados, o aparato experimental e a metodologia empregada na medição da perda de carga no escoamento anular vertical óleo – água.

No Capítulo 5 são apresentados os diferentes padrões de fluxo observados no experimento. Da mesma forma, ilustra-se os resultados das medições de perda de carga e quantifica-se a eficiência da tecnologia, comparando-a com o escoamento monofásico de óleo.

No Capítulo 6 se propõe uma correlação para o cálculo do gradiente de pressão por fricção no escoamento anular vertical ascendente, baseada nas medições feitas no laboratório e na análise do escoamento anular perfeito.

Por fim, no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões do trabalho, bem como feitas sugestões para sua continuidade.

Capítulo 2

Elevação de Óleos Pesados

Dentro da literatura técnica, a denominação genérica "óleo pesado" refere-se aos óleos com densidade maior que 934 kg/m^3 ($< 20 \text{ }^\circ\text{API}$) e viscosidade maior que $0,1 \text{ Pa.s}$ (100 cP) em condições de reservatório, e inclui os "extrapesados", os quais têm densidade superior a 1000 kg/m^3 ($< 10 \text{ }^\circ\text{API}$), e também os "betumes", de viscosidade maior que 10 Pa.s (10^4 cP) em condições de reservatório, os quais praticamente não fluem e geralmente são explorados mediante mineração a céu aberto, no caso de reservatórios próximos à superfície.

Os óleos pesados geralmente estão associados a altos conteúdos de asfaltenos, enxofre e metais pesados, como vanádio e níquel. Caracterizam-se pelo baixo conteúdo de hidrocarbonetos leves e freqüentemente vêm acompanhados de relativamente alta proporção de areia e de formação de espuma, dificultando seu tratamento na superfície.

Mesmo sendo um óleo muito viscoso, seu comportamento geralmente é de "fluido Newtoniano", isto é, sua viscosidade é independente da taxa de deformação.

Os problemas mais importantes relacionados com a produção de óleos pesados são:

- As propriedades reológicas que dificultam o escoamento: viscosidade, tensão de escoamento (*yield point*) e ponto de fluidez, produzindo grandes perdas de carga, aumentando os requisitos de potência; sobrecarga e posterior falha nos equipamentos de produção e portanto aumento no custo de produção dos poços.

- Alta densidade do fluido, incrementando a coluna hidrostática a vencer durante a produção.
- Invasão de areia que conduz ao deterioração do equipamento pela abrasão.
- Presença de componentes não-hidrocarbonetos: vanádio, níquel, enxofre, etc. que dificultam o tratamento do óleo e provocam problemas de corrosão em todas as etapas da produção.
- Dificuldades no início da produção ou depois de um fechamento, *shutdown* do poço ou de uma linha de transporte.
- Em campos *offshore* estas dificuldades se incrementam pelas condições adversas implicadas nas operações de produção e transporte no fundo do mar.

Usualmente, na produção de óleos pesados, adotam-se esquemas de produção que envolvem a integração de tecnologias ou métodos desenvolvidos especificamente para este fim, os quais são selecionados de acordo com as características e condições dos fluidos e do reservatório. Geralmente, estes esquemas são baseados no melhoramento dos parâmetros reológicos (redução da viscosidade), seja já dentro do reservatório, seja dentro do poço, sendo quase sempre associados a um sistema de elevação artificial. Na Figura 2.1 apresenta-se um esquema das principais tecnologias utilizadas na elevação dos óleos pesados.

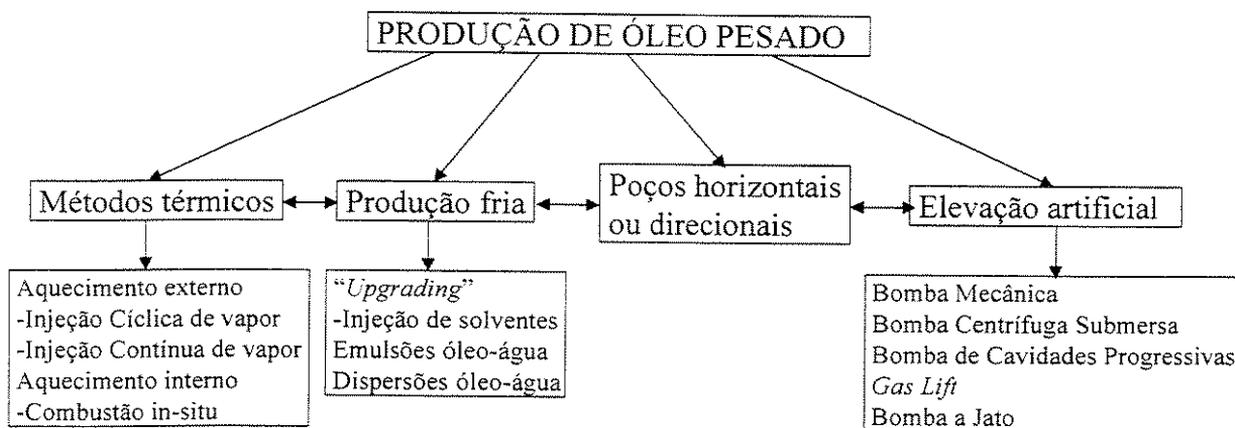


Figura 2.1: Principais Tecnologias Utilizadas na Elevação do Óleo Pesado

Um exemplo da integração destas tecnologias é o esquema de produção adotado no campo Shengli em Shajiasi, China (Chen *et al* 1995), o qual envolve a redução da viscosidade dentro do reservatório mediante a injeção cíclica de vapor, e utiliza como sistema de elevação artificial o Bombeio Mecânico. Na etapa final do ciclo de injeção, quando a vazão de produção diminui devido à diminuição da temperatura dentro do reservatório, é feita a injeção de uma solução de água mais surfactante com o fim de gerar uma emulsão de óleo em água, diminuindo a viscosidade e prolongando o período de produção do ciclo.

A melhor combinação técnico - econômica destas tecnologias depende principalmente, como se tinha dito, das características e condições do fluido e do reservatório.

A seguir descreve-se cada uma das tecnologias de produção de óleos pesados.

2.1 Métodos de Elevação Artificial

O objetivo da elevação artificial é dar a energia suficiente ao poço para que possa fluir com uma vazão economicamente rentável. A energia é transmitida ao fundo do poço para suprir a energia natural do reservatório, quando esta não é suficiente para vencer a pressão da coluna hidrostática e as perdas de pressão desde o poço até os separadores.

No caso dos reservatórios de óleo pesado, pela natureza do óleo, a necessidade de um sistema de elevação artificial desde o início ou ainda na juventude da produção do poço, é quase inevitável.

Os sistemas de elevação artificial mais utilizados na produção do óleo pesado são:

- Bombeio Mecânico
- Bombeio Centrifugo Submerso
- Bomba de Cavidades Progressivas
- *Gas Lift*
- Bombeio Hidráulico a Jato

2.1.1 Bombeio Mecânico

Este sistema de elevação consiste, de forma geral, num equipamento de superfície comandado por um motor, o qual aciona um sistema de engrenagens que transforma o movimento rotatório do motor num movimento recíproco da unidade de bombeio, Figura 2.2. Esta unidade tem uma série de dispositivos mecânicos que transmitem o movimento recíproco em forma vertical a uma haste de bombeio que, por sua vez, aciona uma bomba de deslocamento positivo localizada dentro do poço.

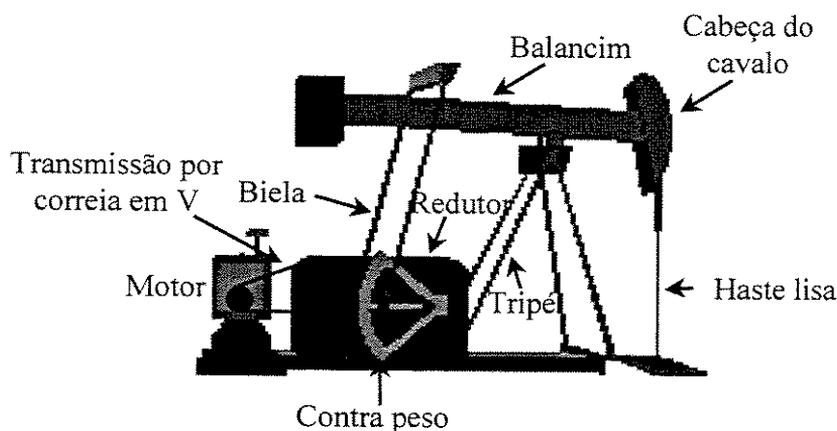


Figura 2.2: Desenho Esquemático de uma Unidade de Bombeio Mecânico

A bomba na sua forma mais simples, consiste de um cilindro ou barril, suspenso na coluna de produção, e de um êmbolo que se desloca para acima e para baixo no interior deste cilindro, mediante a ação da haste de bombeio, a qual se compõe de uma série de hastes rosqueadas e acopladas na superfície à unidade de bombeio.

No fundo do cilindro está localizada uma válvula de esfera, a qual é fixa (válvula de pé), em quanto uma segunda válvula de esfera, a válvula de passeio, está localizada no êmbolo e se movimenta junto com ele. Durante a produção dos fluidos, o movimento recíproco do êmbolo determina um ciclo de bombeio, esquematizado na Figura 2.3.

Quando o movimento do êmbolo é para acima (*upstroke*) a válvula de pé abre e a de passeio fecha, permitindo a entrada do fluido na bomba, e por sua vez deslocando à superfície o fluido que entrou no ciclo anterior. Quando seu movimento é para baixo (*downstroke*) a válvula de pé fecha e a de passeio abre permitindo a passagem do fluido à bomba e à coluna de produção.

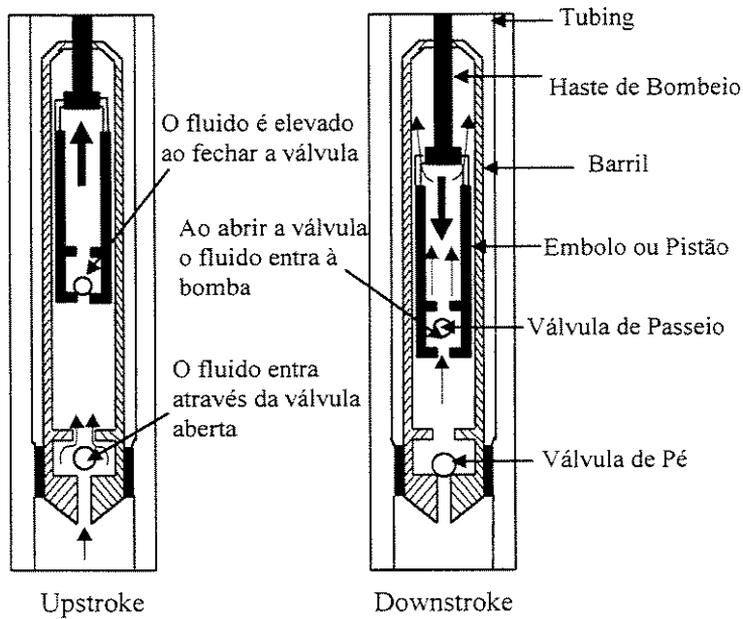


Figura 2.3: Ciclo de Operação da Bomba de Fundo

Este é o método mais generalizado na produção de óleo pesado em campos *onshore*, embora exista a tendência de substituí-lo, em razão de sua baixa eficiência relacionada a problemas como:

- Pouca vida útil do equipamento. Frequentes falhas na haste de produção devido aos excessivos esforços gerados pela alta viscosidade e densidade do fluido, portanto aumentando o número de intervenções no poço.
- Unidades de bombeio sobrecarregadas, exigindo portanto um maior consumo de energia.

- Limitações em poços profundos e desviados.
- Interferência de gás.

2.1.2 Bombeio Centrífugo Submerso

O sistema de elevação artificial por bomba centrífuga submersa (BCS), consiste de um motor trifásico elétrico, uma seção selo, uma bomba centrífuga multiestágio, cabo plano no motor, cabo de potência redondo e válvulas de drenagem e de cheque, Figura 2.4.

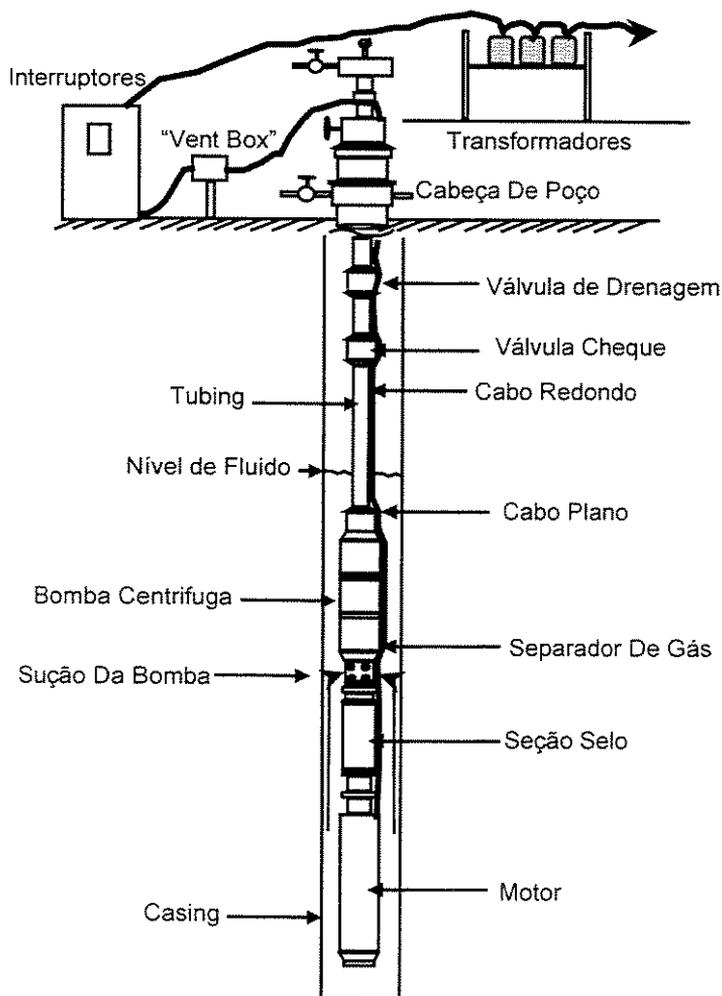


Figura 2.4: Desenho Esquemático do Sistema de Bombeio Centrífugo Submerso

O motor elétrico é acoplado diretamente à bomba mediante a seção selo, a qual suporta a carga axial da bomba e provê o espaço necessário para a expansão do óleo lubrificante do motor, gerada pelo calor dissipado. Além disso, o selo evita a mistura deste óleo com o óleo produzido e iguala as pressões interna e externa do motor. A potência é transmitida desde a superfície ao motor através de um cabo de três fases, que segue coluna de produção.

Uma bomba elétrica submersível tem vários estágios e cada um consiste de um rotor (*impeler*) e um difusor estacionário. O movimento rotativo do rotor transmite energia cinética ao fluido que o rodeia, e o difusor permite dar a direção axial ao fluxo, convertendo a energia cinética em energia em forma de pressão.

O equipamento de superfície consiste de transformadores que levam a voltagem da fonte geradora à requerida pelo motor; de uma caixa de ventilação, (*vent box*), que deixa escapar o possível gás que vem na carcaça do cabo e permite também a conexão entre o controlador de superfície e o cabo do fundo. A cabeça do poço deve estar equipada com um dispositivo, *pack-off*, que permite o selo entre o cabo e o *tubing*.

A velocidade do motor pode ser controlada através de um inversor de frequência, o qual é instalado em superfície e permite obter diferentes vazões com um mesmo conjunto de bombeio.

Este sistema de elevação é geralmente recomendado para trabalhar com altas vazões de fluido em poços profundos e direcionais, associados a aquíferos fortemente ativos e com baixas razões gás-óleo. Recentemente, vem sendo também testado, com relativo sucesso, em poços produzindo fluidos de alta viscosidade, a alta temperatura e com grandes razões gás-óleo. Sua maior aplicação encontra-se no transporte e produção de poços em situações *offshore*.

Com respeito à sua aplicação para óleos pesados, algumas experiências foram reportadas no campo Boscan ao noroeste do lago de Maracaibo, Venezuela, (Bortolin, 1992 e 1994; Gonzalez, 1994). Os resultados obtidos nestas experiências confirmam que, apesar da baixa eficiência da bomba (da ordem de 40%), atingiu-se vazões relativamente altas, 186 m³/d (1170 BOPD), sendo este sistema de elevação qualificado como um método alternativo e eficaz na produção de óleos pesados, em reservatórios relativamente profundos.

Outros resultados importantes na aplicação a óleos pesados são:

- O calor gerado pelo motor permite uma redução importante na viscosidade do fluido na entrada da bomba.
- A eficiência da bomba diminui com a diminuição do grau API.
- O custo por barril utilizando bomba centrífuga submersa é menor do que utilizando bombeio mecânico (para o campo Boscan).
- O equipamento do fundo (bomba, motor, seção selo) deve ser resistente às altas temperaturas e à abrasão.

Uma das maiores desvantagens deste método é sua alta frequência de falhas, em média uma por ano, requerendo maior número de intervenções anuais e portanto elevando o custo de produção; esta situação torna-se ainda mais crítica em situações *offshore*.

2.1.3 Bomba de Cavidades Progressivas

As bombas de cavidades progressivas (BCP) são bombas de deslocamento positivo, as quais são formadas por um rotor helicoidal de aço e um estator moldado com elastômero sintético, em forma de uma dupla hélice interna com duplo comprimento de passo. O movimento de rotação do rotor dentro do estator é excêntrico, formando uma série de cavidades seladas e separadas 180°, as quais se movimentam axialmente desde a sucção da bomba até a descarga, Figura 2.5.

O selo entre o estator e o rotor obriga o fluido a deslocar-se axialmente, igualando a velocidade de formação e diminuição das cavidades, a qual é proporcional à velocidade de rotação da bomba, resultando num fluxo constante e sem pulsações.

O rotor é suspenso por uma haste de bombeio, a qual é acionada desde a superfície por um motor e um sistema de engrenagens (*drive head*), que suporta o peso e transmite o movimento de rotação à haste.

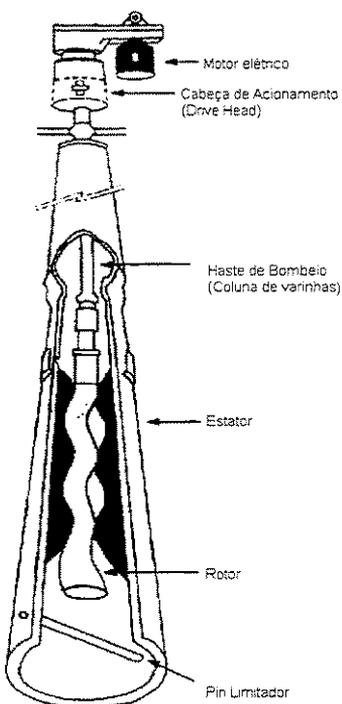


Figura 2.5: Desenho Esquemático do Sistema de Bombeio por Cavidades Progressivas

Para gerar a elevação do óleo, deve existir uma pressão diferencial entre as sucessivas cavidades, e isto requer um selo hermético entre o rotor e o estator. Desta forma, a disponibilidade de carga hidrostática fornecida pela bomba, depende do seu número de cavidades e não depende da sua velocidade, enquanto a vazão da bomba depende da velocidade de rotação do rotor.

O rotor, feito de aço recoberto por cromo, e o elastômero do estator, aumentam a resistência do sistema à abrasão, permitindo sua utilização na produção com areia e fluidos abrasivos. A seleção do tipo de elastômero a ser utilizado depende das características do óleo e das condições do fundo do poço. O contínuo desenvolvimento destes elastômeros, tem aumentado sua

adaptabilidade a uma grande faixa de condições do poço, com fluidos de baixa e alta viscosidade, além de fluidos multifásicos (gás-líquido).

O sistema de elevação por BCP possui características únicas, que sob uma grande faixa de condições supera a outros sistemas de elevação artificial, encontrando-se numa posição ideal na produção de óleos pesados, devido a sua adaptabilidade a fluidos altamente viscosos e abrasivos, associados à produção de areia e a fluidos multifásicos.

Uma das suas principais vantagens é a eficiência de todo o sistema, a qual chega freqüentemente a 60%, sendo maior que na maioria dos outros sistemas de elevação. Algumas vantagens adicionais do sistema B.C.P. são:

- A habilidade para produzir fluidos altamente viscosos, grandes concentrações de areia e altos conteúdos de gás livre.
- Baixas taxas de deformação no interior da bomba, limitando a formação de emulsões através da agitação.
- Não contém válvulas ou partes em movimento alternado que se desgastem ou que estejam expostas à cavitação do gás.
- Fácil instalação e operação, mínima manutenção e baixo impacto ambiental (baixos níveis de ruído).
- Baixo investimento inicial e custos de operação (baixo requerimento de potência).

Entretanto, este sistema tem também algumas desvantagens com respeito aos outros sistemas, sendo a principal delas a sua limitada vazão que, para operações *offshore*, fazem quase inviável sua utilização.

Dentre as desvantagens destacam-se:

- Vazões de produção limitadas (máxima de 500 m³/d).
- Elevação limitada (máxima de 2000 m) e temperaturas máximas de operação de 350 °C, (a temperaturas maiores o elastômero se deforma aprisionando o rotor).
- A bomba de cavidades progressivas é muito sensível às condições do fluido, o elastômero pode se deteriorar ou deformar sob exposição a certos fluidos.
- Falta de experiência no projeto, instalação e operação do sistema.
- Limitações na utilização em reservatórios com recuperação térmica (injeção de vapor).

Dentro da elevação do óleo pesado, este sistema de produção tem um futuro promissor, devido a suas grandes vantagens sobre os outros sistemas de elevação, embora esta consideração seja mais aplicável a situações *onshore*.

2.1.4 Gas Lift

É um dos sistemas de elevação mais conhecidos e utilizados na indústria. De forma geral, consiste na diminuição da coluna hidrostática do poço, mediante a injeção de gás comprimido através do anular e mediante uma série de válvulas dispostas ao longo da coluna de produção. Além da diminuição da coluna hidrostática tem-se outros mecanismos atuando paralelamente, como a diminuição da viscosidade e a transmissão da energia cinética do gás ao fluido do poço.

Este sistema de elevação é considerado uma extensão do processo natural do fluxo de um poço, porque é baseado no processo de liberação e expansão do gás, na medida que o fluido vai subindo pela coluna de produção.

Os sistemas de *gas lift* são bastante versáteis, podendo ser aplicados a poços de qualquer profundidade, com qualquer pressão de reservatório e para vazões de produção variando de poucos barris a dezenas de milhares de barris por dia.

Existem basicamente dois tipos de sistemas de *gas lift* utilizados na indústria do petróleo: o *gas lift* contínuo e o intermitente.

No *gas lift* contínuo, o gás é injetado controladamente e continuamente através de uma válvula de fundo de poço, sendo utilizado para gaseificar a coluna líquida acima do ponto de injeção, tornando-a mais leve e facilitando a ação da pressão do reservatório.

No *gas lift* intermitente, o gás é injetado em intervalos de tempo definidos e em volume e pressão suficientes para lançar balisticamente à superfície, a golfada de fluido que se acumula no fundo do poço, acima do ponto de injeção. Este método requer uma operação cíclica, daí a denominação.

A opção entre um tipo de operação e outro depende, principalmente, da vazão desejada, do índice de produtividade do poço (IP), da profundidade da elevação, da pressão estática do reservatório e da pressão de injeção disponível na superfície.

Basicamente o sistema consiste de (Figura 2.6):

- Uma fonte de gás de alta pressão (compressores).
- Um sistema de controle de injeção de gás na cabeça do poço (um *choke* ajustável ou um intermitor de ciclo).
- Um sistema de controle sub-superficial de injeção de gás (válvulas de *gas lift*).
- Equipamentos para separação e armazenamento dos fluidos produzidos.

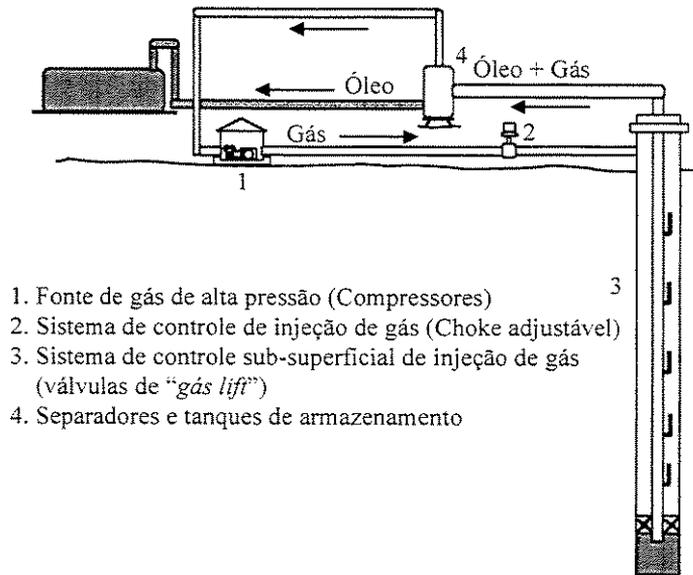


Figura 2.6: Sistema de *Gas Lift*

O compressor fornece energia ao gás, o controlador de superfície regula a vazão de gás injetada no revestimento do poço e as válvulas de *gas lift* controlam a vazão de injeção de gás na coluna de fluido dentro da tubulação de produção.

As principais vantagens do *gas lift* são:

- O custo inicial do equipamento é geralmente menor que dos outros sistemas de elevação em poços profundos.
- Apresenta boa flexibilidade operacional no que se refere à variação dos volumes produzidos.
- Baixo custo operacional para produção de fluidos com areia.
- Adaptabilidade a poços direcionais ou desviados.

- É o sistema de elevação mais indicado para poços com altas relações gás-óleo, nos quais o emprego dos métodos de bombeio implicaria em baixa eficiência volumétrica e em problemas operacionais.

Limitações do *gas lift*:

- Não pode ser usado onde não há gás natural em quantidade suficiente.
- Pode-se tornar antieconômico quando precisa de grandes pressões de compressão.
- Sua aplicação pode ser problemática se o gás é muito corrosivo ou quando o óleo é muito viscoso.
- Requer de elevada contra-pressão sobre a formação produtora durante a operação.

Sua aplicação na produção de óleo pesado se vê reduzida à existência de altas relações gás-óleo - as quais não são freqüentes nestes tipos de óleos, à existência de uma camada de gás no reservatório, ou a fontes de gás externas ao sistema.

2.1.5 Bombeio Hidráulico a Jato

O bombeio hidráulico a jato (BHJ) é um sistema de elevação artificial onde os fluidos produzidos pelo reservatório, geralmente de baixa pressão, são elevados para a cabeça do poço, através da mistura com um fluido de alta pressão (fluido de potência), o qual é bombeado desde a superfície.

A simplicidade dos equipamentos de fundo de poço, consistindo somente de um sistema de jato e difusor que permite controlar os níveis de energia dos fluidos envolvidos no processo, e seu baixo índice de intervenção nos poços, tornam este sistema muito atraente em termos de custo operacional de produção e mais ainda em campos *offshore*.

Este sistema de elevação é uma boa opção na busca da redução de custos de produção. Dentro da indústria, a redução de custos tem-se traduzido em sistemas que empregam equipamentos de sub-superfície de maior resistência, simplicidade, flexibilidade e facilidade de manutenção, refletindo-se diretamente na redução da intervenção nos poços, a qual é um dos itens de maior peso no custo operacional, pois além de custo por sonda, significa parada de produção.

De acordo com isto, o bombeio hidráulico tem despertado muito interesse, já que dentro da sua estrutura (no fundo do poço) não emprega partes móveis, incrementando a continuidade operacional do sistema. Além disso, é possível retirar o conjunto de fundo sem necessidade do emprego de sonda, (implica operações de *wire-line*).

A Figura 2.7 mostra um esquema de um sistema de Bombeio Hidráulico instalado num poço de petróleo.

O fluido motriz chega ao fundo do poço com elevada pressão, e passa através de um bocal que converte energia potencial (pressão) em energia cinética, resultando em altíssima velocidade.

Devido à queda de pressão que ocorre na saída do bocal, os fluidos produzidos são succionados para dentro de uma garganta juntamente com o fluido motriz. Durante a mistura, ocorre a transferência de quantidade de movimento do fluido de potência para os fluidos do reservatório. Na saída da garganta, os fluidos, intimamente misturados apresentando alta velocidade, portanto alta energia cinética, entram em um difusor, onde um contínuo aumento na área aberta ao fluxo promove a conversão de energia cinética em energia de pressão, permitindo que a mistura, desviada para o espaço anular, chegue até a superfície.

Este sistema de elevação artificial tem uma eficiência energética baixa (cerca de 30% da energia do fluido de potência é transferida aos fluidos produzidos) comparado com os outros sistemas. Entretanto é versátil, pois pode, com diferentes tamanhos de jatos e gargantas, produzir desde poços com vazões menores de $10 \text{ m}^3/\text{d}$, até $1500 \text{ m}^3/\text{d}$.

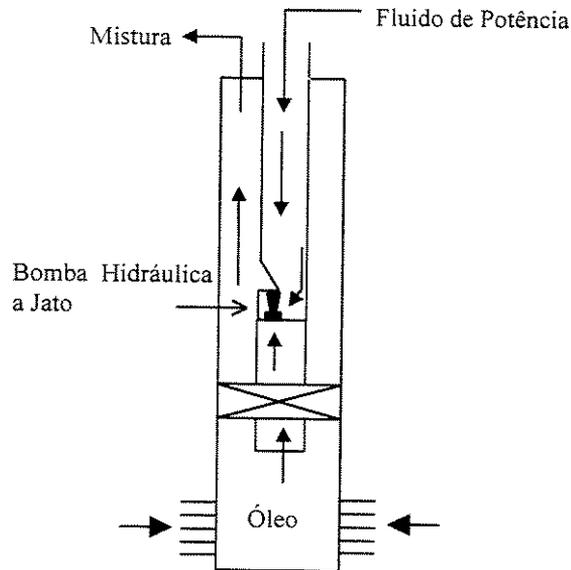


Figura 2.7: Esquema do Bombeio Hidráulico a Jato

Na Itália, testou-se este sistema para a produção de óleos pesados de dois reservatórios, Vega e Gela, utilizando como fluido de potência uma nafta, a qual, somada ao mecanismo mesmo da bomba, provê os seguintes efeitos, (De Ghetto *et al*,1994):

- Redução da densidade do fluido dentro da coluna de produção.
- Menores perdas de pressão por fricção devido à redução da viscosidade do fluido.
- Diminuição das perdas por fricção devido à instantânea e excelente mistura do fluido de potência com os fluidos do reservatório na garganta da bomba.

Estes testes demonstraram que uma adequada combinação entre o sistema de bombeio hidráulico e a injeção de um diluente, pode ser uma técnica eficiente e econômica para a elevação de óleos pesados de alta viscosidade, substituindo inclusive (neste caso) o sistema por bomba centrífuga.

2.2 Poços Horizontais

A perfuração de poços horizontais vem sendo utilizada desde a década de 80, sendo agora uma tecnologia bem estabelecida, que incrementa de maneira surpreendente a produtividade dos poços e pode ser aplicável a quase qualquer tipo de reservatório, incluindo reservatórios homogêneos e limpos.

O sucesso desta tecnologia está gerando uma mudança nos setores de exploração, desenvolvimento e produção, da indústria do petróleo, causando uma reavaliação na forma de ver, descrever e produzir os reservatórios, Crouse (1991).

Normalmente a perfuração horizontal tem tido sua aplicação em reservatórios marginais ou antieconômicos, nos quais os poços verticais não tem sucesso. Também se aplica nas seguintes situações:

- Reservatórios fraturados verticalmente, maximizando sua permeabilidade e melhorando a produção. Utilizando um apropriado modelo do reservatório pode-se projetar poços horizontais que penetrem o maior número de fraturas possíveis. Poços verticais não podem penetrar um número comparativo de fraturas numa dada formação produtora.
- Reservatórios com problemas de cone de gás ou água. Os poços horizontais têm comprovado sua habilidade para reduzir os problemas de cone de gás e água os quais são comuns em poços convencionais. Estes problemas não só reduzem a produção de óleo, também incrementam os custos de produção.
- Reservatórios de pouca largura, nos quais a zona de interesse é menor que 15 m (50 pés) Se há um aquífero de fundo ou uma capa de gás a situação é ainda mais favorável.
- Formações compactas onde a presença de múltiplas fraturas caracterizam o reservatório.
- Reservatórios *offshore*.

- Áreas nas quais o acesso em superfície é limitado.

A principal razão para a aplicação desta tecnologia é incrementar a área de contato entre o poço e formação, incrementando sua produtividade em todas as etapas da recuperação do reservatório. Sua aplicação pode cobrir todas as etapas do desenvolvimento de um campo, desde a exploração até a recuperação melhorada.

Na exploração, depois de descoberta e testada a zona de interesse, através de um poço vertical, um segundo poço horizontal (no mesmo poço vertical) pode ser perfurado para determinar os limites do reservatório e obter maior informação sobre a continuidade do mesmo.

Nas fases de desenvolvimento inicial e maduro, podem ser usadas diversas estratégias, por exemplo, a perfuração de poços multilaterais em várias zonas de interesse ou um mesmo poço horizontal atravessando duas diferentes formações.

Na etapa madura do desenvolvimento, um poço horizontal pode ser perfurado entre poços convencionais já existentes, e igualmente pode ser utilizado como injetor, melhorando a eficiência global e tendo um melhor controle sobre a zona onde os fluidos são injetados.

Na etapa de recuperação melhorada, esta tecnologia oferece muitas possibilidades de arranjos, melhorando a eficiência do método de recuperação aplicado. Por exemplo, na injeção de vapor, uma estratégia pode ser a de usar um mesmo poço com duas extensões laterais, uma para a injeção de vapor e a outra para a produção do óleo. Um esquema similar a este, mais a utilização de uma bomba hidráulica na extensão produtora, e uma válvula que intercambia as funções dos poços laterais, foi proposto por Cooper (1992), para melhorar a produtividade dos poços de óleo pesado.

Apesar do rápido desenvolvimento desta tecnologia, ainda tem-se problemas por resolver, por exemplo, a produção de óleos associados a areia (invasão de areia), e a produção de óleo com altas razões gás-óleo, particularmente quando provêm de reservatórios de óleo pesado com pouca

largura. Este problema deve-se à presença de gás livre, na forma de bolsões, nas bombas utilizadas para a produção, as quais são projetadas para trabalhar com fluidos homogêneos e reduzem notavelmente sua eficiência, com as variações de fluxo do líquido, devido à presença de gás livre.

A utilização desta tecnologia na produção de óleo pesado é baseada no importante aumento da produtividade dos poços; no incremento da eficiência global, quando se utiliza um método de recuperação térmica, por exemplo, a injeção de vapor; e no aproveitamento do mecanismo de drenagem gravitacional em reservatórios de baixa pressão.

2.3 Métodos Térmicos

Esta tecnologia é a mais generalizada na produção de reservatórios de óleo pesado e consiste na adição de calor dentro do reservatório, para diminuir a resistência ao fluxo, pela redução da viscosidade do óleo.

Existem basicamente dois tipos de processos. No primeiro, de aquecimento externo, se injeta o calor dentro do reservatório, e no segundo, de aquecimento interno, o calor é gerado *in situ* (dentro do reservatório).

2.3.1 Aquecimento Externo

O aquecimento externo é geralmente feito mediante a injeção de vapor ou água a alta temperatura, sendo as práticas mais comuns, a injeção cíclica e injeção contínua de vapor.

Injeção Cíclica de Vapor. Na injeção cíclica também chamada de método *huff 'n' puff*, o vapor é injetado ao poço por vários dias, logo o poço aquecido retorna à produção, até uma vazão mínima, iniciando-se de novo o ciclo.

Os efeitos do calor sobre o incremento da produtividade são complexos e não somente a redução da viscosidade incrementa a produção. Também estão presentes outros efeitos, como

mudança na tensão superficial (a qual manifesta-se por mudanças na pressão capilar, permeabilidade relativa e molhabilidade), expansão térmica dos fluidos e craqueamento térmico do óleo, resultando em mudanças na sua composição.

O reservatório é aquecido por processos de condução e convecção térmicas, a importância de cada um destes processos vai depender da viscosidade do óleo. Quando a viscosidade é tão alta que não existe fluxo, o processo que comanda a transferência de calor é a condução. Neste caso, o óleo tem que ser aquecido até alcançar sua temperatura de fluidez.

Devido à taxa de aquecimento radial por condução ser extremadamente lenta, normalmente, a formação é fraturada antes da injeção, permitindo uma maior área de contato, melhorando desta forma o processo de condução térmica.

Quando a viscosidade do óleo é tal que permita sua mobilidade, o processo de convecção é quem comanda a transferência do calor, sendo possível a injeção direta do vapor.

As razões de produção óleo / vapor injetado, obtidas na aplicação desta técnica em reservatórios não consolidados e com altas saturações de óleo, vão desde 0,5 a 2 m³ de óleo / m³ de vapor injetado.

Durante a aplicação deste método, a região da formação afetada pela estimulação do calor é a zona ao redor do poço, precisando de um grande número de poços para drenar eficientemente uma determinada área.

Injeção Contínua de Vapor. Neste processo o calor é fornecido continuamente ao reservatório, pelo vapor injetado, que por sua vez é utilizado como mecanismo de empuxo do óleo.

Na operação da injeção contínua de vapor, se requer um padrão determinado de injeção ou pelo menos um poço injetor e outro produtor. Normalmente, este processo é uma etapa posterior

à injeção cíclica, quando já se alcançou uma comunicação hidráulica, (presença de canais de fluxo), entre os poços que estão sendo estimulados.

Este método não é termicamente eficiente, particularmente em reservatórios profundos e de pouca largura, onde são significativas as perdas de calor ao longo do poço e através das formações adjacentes. Outros problemas associados com este processo são: a alta mobilidade do vapor e portanto a baixa capacidade de deslocamento, necessidade de se dispor de grandes quantidades de água fresca para a geração de vapor e a necessidade de manter aquecidas as regiões superiores e inferiores adjacentes a formação em áreas esvaziadas.

2.3.2 Aquecimento Interno

A forma mais comum de gerar calor dentro do reservatório é a combustão *in situ*. Este processo implica a criação de uma frente de combustão que se movimenta lentamente desde um poço injetor a um ou mais poços produtores.

O processo é iniciado pela injeção de ar na formação, mediante um poço localizado no centro de um arranjo de poços produtores. A frente de combustão movimenta-se radialmente, afastando-se do poço injetor. O suporte da combustão pode ser gás ou ar com quantidades variáveis de oxigênio, ou oxigênio puro.

A combustão dentro da formação inicia-se espontaneamente, depois da injeção, por algum tempo, de ar aquecido a temperaturas de 204,4 – 649 °C (400 - 1200 °F), dependendo das características oxidantes do óleo. A frente de combustão movimenta-se radialmente a uma taxa que depende da taxa de injeção de ar e do teor de oxigênio nele.

Em quanto a frente vai avançando dentro da formação, vão-se desenvolvendo diferentes zonas, ilustradas na Figura 2.8, com diferentes temperaturas e diferentes mecanismos que contribuem em todo o processo.

O óleo adiante da frente de combustão é carbonizado, produzindo um depósito de *coke* entre os grãos da areia. Este depósito constitui o principal combustível do processo. A frente de combustão vai deixando para trás areia limpa e aquecida que pode ser utilizada para aquecer o ar injetado. Nesta zona tem-se observado temperaturas máximas de 315,5 – 815,5 °C (600 - 1500 °F).

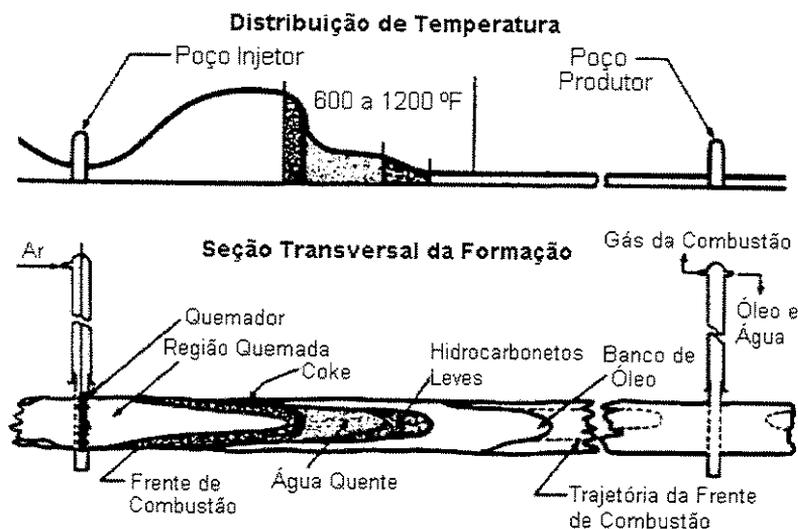


Figura 2.8: Zonas Identificadas no Processo de Combustão *In Situ*

Adiante da frente de combustão a temperatura é suficientemente alta para vaporizar os hidrocarbonetos mais leves e mesmo a água intersticial. Estes fluidos se movimentam até a zona mais fria da formação, onde se condensam.

A condensação da água libera uma grande quantidade de calor latente, fornecendo energia ao óleo que está na frente do vapor gerado, diminuindo sua viscosidade e aumentando sua mobilidade.

Outros mecanismos que intervêm no deslocamento do óleo são: a mistura dos hidrocarbonetos leves com o banco de óleo da formação, o empuxo dos gases de combustão e a diminuição da viscosidade do óleo pela dissolução do dióxido de carbono gerado pela combustão.

Existem duas formas de combustão *in situ*: a combustão *forward*, onde o ar injetado, se movimenta na mesma direção da frente de combustão, e a combustão reversa, onde o ar é injetado em direção oposta ao avanço da frente de combustão. Neste caso existe um maior aproveitamento do calor gerado, porque a zona de maior temperatura vai ficar perto dos poços produtores.

2.4 Produção Fria

A produção fria de óleos pesados é constituída por métodos que melhoram as características reológicas do óleo sem a adição de calor. Dentro destes métodos os mais utilizados são a adição de diluentes e a geração de emulsões ou dispersões no fundo do poço.

2.4.1 Adição de Diluentes

Esta é uma das técnicas de maior utilização. Consiste na adição de um diluente pelo anular do poço, gerando uma mistura com o óleo da formação, de melhores características reológicas que o óleo original. Este diluente pode ser um hidrocarboneto leve, por exemplo, diesel, querosene, gás condensado, ou um óleo cru de alto grau API. A mistura do diluente com o óleo da formação, se produz no fundo do poço, diminuindo a densidade e a viscosidade do óleo, e facilitando seu escoamento à superfície.

Na maioria dos casos, esta técnica é associada a algum sistema de elevação artificial. No caso do bombeio mecânico, a diminuição da viscosidade e densidade pela adição do diluente, diminui o problema das freqüentes falhas na haste de bombeio (quebra de hastes), incrementa a eficiência da bomba, aumentando a quantidade de *strokes* por minuto e melhorando a produtividade do poço.

Quando a utilização desta técnica está associada a um sistema de elevação rotativo, (BCS ou BCP), diminui o torque, aumentando a eficiência da bomba (incrementa sua velocidade), e portanto, também a produtividade do poço.

A maior desvantagem, na aplicação desta técnica, é a necessidade de grandes quantidades de diluente, o qual incrementa notavelmente o custo de produção. Por outra parte a mistura produzida, pela adição do diluente, altera as características originais do óleo e pode restringir sua aplicação industrial.

2.4.2 Emulsões Óleo - Água

Uma das técnicas usadas para incrementar a produção em poços de óleo pesado é diminuir a viscosidade do fluido, formando uma emulsão contínua de óleo em água, no fundo do poço, mediante a injeção de uma solução de água e surfactante, pelo anular do poço (coluna de produção e revestimento).

Esta diminuição da viscosidade causa os mesmos efeitos que a injeção de diluente, quando está associada a um sistema de elevação artificial.

Os surfactantes são produtos químicos que diminuem a tensão interfacial óleo/água, facilitando a emulsão do óleo na água. Normalmente são comercializados sob patente e podem ser: iônicos, não-iônicos ou baseados em soda cáustica.

Ao final do processo, depois da produção da emulsão, se requer de um sistema de separação, para deixar o óleo em condições de venda e reaproveitar a solução aquosa obtida da separação.

A Figura 2.9 ilustra o comportamento da viscosidade com a temperatura, de emulsões com diferentes razões óleo - água, para um óleo em particular. Pode-se notar uma redução na viscosidade da emulsão, chegando a valores de 1% da viscosidade do óleo à temperatura de fundo de poço, evidenciando, desta forma, a eficiência deste sistema.

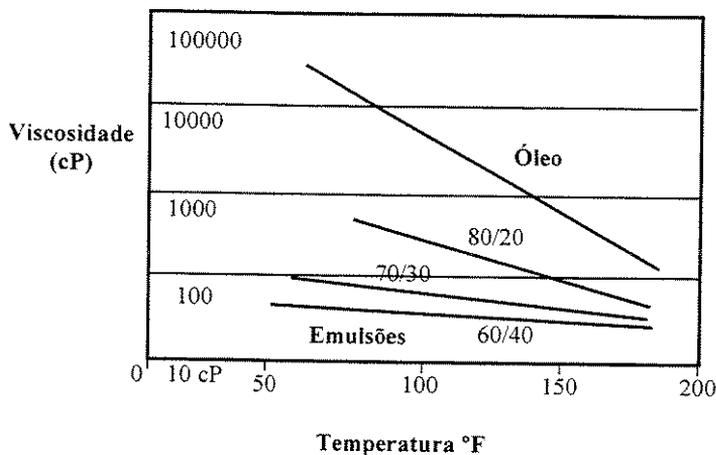


Figura 2.9: Viscosidade & Temperatura para Diferentes Razões Óleo/Água, Browne *et al* (1996)

A Figura 2.10 apresenta de forma esquemática as características dos poços que são candidatos potenciais à utilização deste método. Em geral, o poço precisa ter o potencial de favorecer o influxo dos fluidos quando a viscosidade diminui. Poços com altas razões água – óleo em sua produção e com problemas críticos de invasão de areia, não são bons candidatos à aplicação desta técnica.

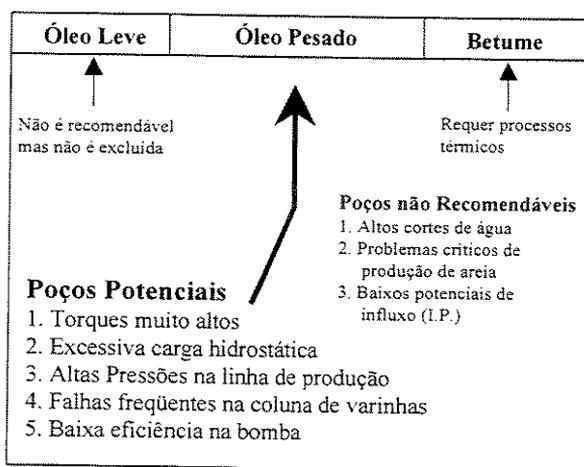


Figura 2.10: Candidatos Potenciais para a Aplicação da emulsão Óleo/Água como Tecnologia de Produção, Browne *et al* (1996)

Resultados de testes em campo feitos na China, no campo Shanjiiasi, (Zhang *et al*, 1991), onde se aplicou o método para o transporte do óleo produzido desde a cabeça do poço até o sistema de tratamento, indicam uma redução no arrasto de 40% a 80%, injetando uma solução aquosa com uma fração de água de 20% a 40% (baseada na produção obtida) e uma concentração de agentes químicos de 0,35% a 0,5% (baseada no volume de água injetada).

Caracterizações reológicas feitas nestas emulsões mostram os seguintes resultados:

- Redução na viscosidade de mais de três ordens de magnitude, com relação ao óleo.
- A viscosidade da emulsão é muito menos sensível à temperatura do que o óleo pesado. Assim, quanto menor é a temperatura, maior é a redução da viscosidade, favorecendo o transporte da emulsão em grandes distâncias e sob baixas temperaturas.
- A viscosidade do óleo tem um efeito mínimo sobre a viscosidade da emulsão, exceto quando a fração de óleo supera 80%. Desta forma, esta tecnologia é ainda mais conveniente para a produção e transporte de óleos altamente viscosos.

Normalmente, na aplicação desta técnica, procura-se gerar uma emulsão suficientemente estável, para manter suas características reológicas durante todo o processo de produção, e igualmente reversível, isto é, de fácil separação, uma vez que esteja em superfície. O processo de tratamento da emulsão é feito utilizando tratadores térmicos e químicos desemulsificantes.

Na utilização deste método é importante ressaltar as seguintes características operacionais:

- Com respeito à produção de areia, a concentração de surfactante e a fração de água devem ser monitoradas para controle da viscosidade. A emulsão deve ser o suficientemente fina para incrementar a produção dos fluidos e diminuir o desgaste e deterioração dos equipamentos, e o suficientemente grossa para manter um alto grau de sustentação e de capacidade de transporte da areia.

- Baixa concentração de surfactante gera um fluxo instável com flutuações na queda de pressão, indicando a não formação contínua da emulsão.
- Se a fração de água injetada no poço não é suficiente, a emulsão óleo - água não pode ser formada e o objetivo de reduzir a viscosidade não pode ser logrado. Agora, se a quantidade de água injetada é alta, a produção normal de óleo pode ser seriamente afetada, produzindo quase que unicamente água. Nestas circunstâncias o objetivo do aumento da produção não é alcançado. Assim, o controle da quantidade de água injetada e da concentração do surfactante é um fator muito importante no sucesso do método.
- Um emulsificante exibe diferente comportamento ante a presença de diferentes tipos de óleo. Por tal razão é importante fazer testes iniciais, para determinar o emulsificante adequado para um óleo específico.
- Três tipos de misturas óleo/água podem aparecer:
 1. Uma emulsão óleo em água
 2. Uma mistura visualmente menos viscosa que o óleo, porém mais viscosa que a emulsão, formada por gotas de óleo rodeadas por um filme contínuo de água.
 3. Uma emulsão água em óleo mais viscosa que o próprio óleo.
- Quando a quantidade de água ou/e a concentração de surfactante não é suficiente, pode-se apresentar um, dois ou os três tipos de misturas, simultaneamente, causando indubitavelmente, flutuações na queda de pressão.

Existem diferentes técnicas de aplicação deste método. Por exemplo, na Figura 2.11, pode-se observar um esquema típico da injeção da solução aquosa com surfactante, para um sistema de um poço só, o qual produz mediante uma BCP.

O agente químico é pré-misturado em superfície, num tanque de mistura, a várias concentrações, em seguida injetado pelo anular, formando uma emulsão no fundo do poço, à entrada da bomba, a qual impulsiona a emulsão até os tanques de produção.

Geralmente, a água de produção é utilizada para a injeção, reduzindo assim custos e minimizando potenciais danos à formação.

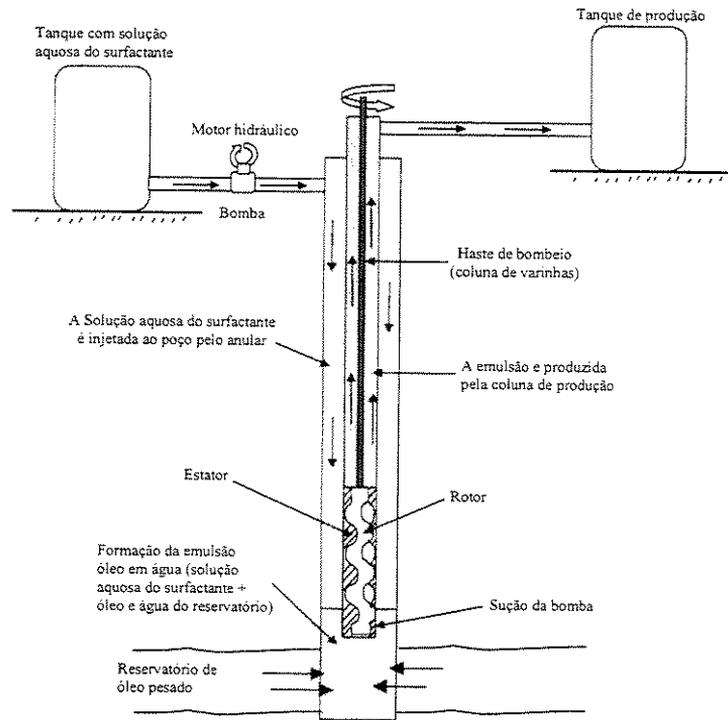


Figura 2.11: Configuração Típica da Injeção de uma Solução Aquosa de Surfactante, Browne *et al* (1996)

Outra forma de aplicação é utilizando um sistema, onde um tanque comum pode fornecer a solução aquosa a um grupo de poços, usando para a injeção, uma bomba só. Esta técnica tem a desvantagem de fornecer a mesma concentração de agente químico a todos os poços, não existindo um controle individual para cada um deles.

Uma outra técnica é premisturar o agente químico e a água em volumes de 1 a 2 m³ e logo injetá-lo no poço. Esta técnica tem a vantagem de não precisar de equipamento fixo, mas deve-se ter disponíveis, diariamente ou duas vezes ao dia, caminhões tanques, carregados com a solução.

Em testes de campo feitos no campo Shanjiasi, China, (Chen *et al*, 1995), utilizou-se, um dispositivo, localizado na haste de bombeio, (poços com bombeio mecânico), que permitiam uma contínua agitação da solução injetada e do óleo produzido, com o fim de aumentar a estabilidade da emulsão.

Apesar do sucesso desta tecnologia na produção de óleos pesados, ainda ficam alguns problemas por solucionar, entre eles:

- A formação de uma emulsão estável dentro do poço requer dispositivos especiais que facilitem a mistura da solução aquosa com os fluidos do reservatório.
- A possibilidade de inversão da emulsão óleo - água numa emulsão água - óleo, deteriorando as propriedades reológicas do fluido produzido.
- A produção de espuma durante a etapa de separação de gás, tornando necessária a utilização de agentes antiespumantes.

Esta técnica de produção de óleos pesados implica, entretanto, custos de produção por barril menores, quando comparados com os de adição de diluente.

2.4.3 Dispersões Óleo - Água

A dispersão é uma mistura líquido - líquido, similar à emulsão, mas gerada utilizando um composto químico que, à diferença dos surfactantes, não diminui a tensão interfacial.

Sua forma de aplicação é semelhante às emulsões. Uma solução aquosa do dispersante é injetada no fundo do poço pelo anular, coluna de produção - revestimento. A geração da dispersão é feita quando a solução entra em contato com o fluido da formação.

Com o uso deste composto químico, conhecido como dispersante, no melhoramento das propriedades reológicas do fluido produzido, espera-se superar as dificuldades reportadas com a utilização de surfactantes.

Diferentes tipos de compostos de sulfonato são utilizados como dispersantes, por exemplo, PNS (Sulfonato de Sódio Naftaleno condensado com Formaldeído). Estes compostos são usados normalmente em aplicações como: fluidização de cimento, formação de misturas carvão - água e dispersões de borracha e latex durante o processo de polimerização.

As características mais importantes que devem ter estes dispersantes para sua aplicação em produção de óleos pesados são:

- Fácil manipulação do aditivo. Fácil preparação e injeção da solução aquosa dentro do poço.
- Permitirem o processo de mistura óleo - água durante a elevação dos fluidos ao longo da coluna de produção, bem como seu transporte até as instalações em superfície.
- Manipulação da dispersão óleo – água, (degasificação, armazenamento temporário) e posterior tratamento.

Manipulação do aditivo. Os dispersantes em questão são disponíveis em forma seca (um pó fino), ou numa solução aquosa de 40% - 45% em peso. Não são solúveis em óleo e podem ser alta e rapidamente solúveis em água.

Estas soluções podem ser armazenadas por longos períodos de tempo sem nenhuma alteração. São estáveis ainda sob condições de alta salinidade e, do ponto de vista reológico, são Newtonianas e apresentam baixas viscosidades, (0,04 Pa.s a 25 °C para uma solução de 40% em peso). Além disto, os dispersantes não diminuem a tensão superficial da água e conseqüentemente não induzem a formação de espumas. O produto tem uma toxicidade muito baixa, portanto sua manipulação é fácil e segura.

Processo de mistura do óleo e a água no fundo do poço. Estes aditivos são capazes de formar dispersões de hidrocarbonetos em água, para óleos com qualquer viscosidade ou densidade.

A mínima concentração de dispersante que permite a formação de uma dispersão óleo – água, varia de acordo com a salinidade da água. Por exemplo, para água fresca é necessária uma concentração de 1500 ppm/total, enquanto que para água de reservatório (perto de 80 g/l de NaCl equivalente) é necessária uma concentração do dispersante de 350 ppm/total.

As características reológicas das dispersões variam em função da fração em volume do óleo e sua distribuição de tamanhos de gota dentro da dispersão.

Na Figura 2.12 pode-se observar uma comparação entre o comportamento da viscosidade de uma dispersão a uma relação óleo/água de 70/30, e a viscosidade do óleo pesado diluído com 10% de diesel, em função da temperatura e a uma taxa de deformação constante (100 s^{-1}).

Similarmente aos resultados reportados para as emulsões, no caso das dispersões a variação da viscosidade com a temperatura é muito menor que no caso dos óleos pesados diluídos.

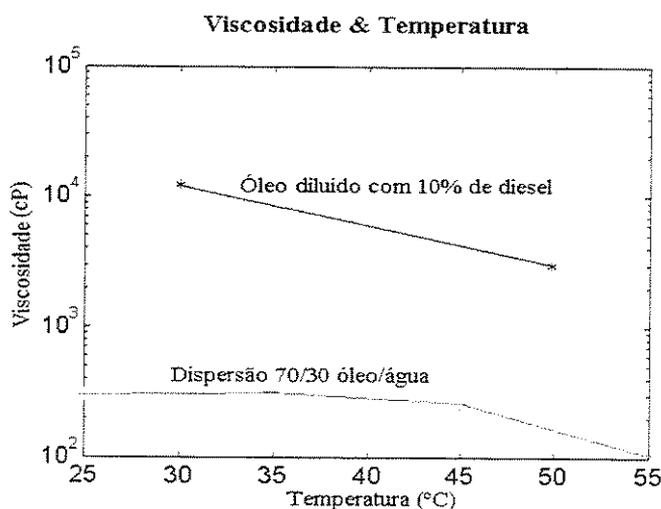


Figura 2.12: Comportamento da Viscosidade com a Temperatura para uma Dispersão 70/30 (óleo - água) e um óleo diluído com 10% de diesel (Bertero *et al*, 1994)

A viscosidade da dispersão em função da relação óleo –água, para um caso particular, é ilustrada na Figura 2.13, (a 100 s^{-1} e $30 \text{ }^\circ\text{C}$). A viscosidade varia desde $0,05 - 0,7 \text{ Pa.s}$ ($50 - 700\text{cP}$), dependendo da fração de óleo.

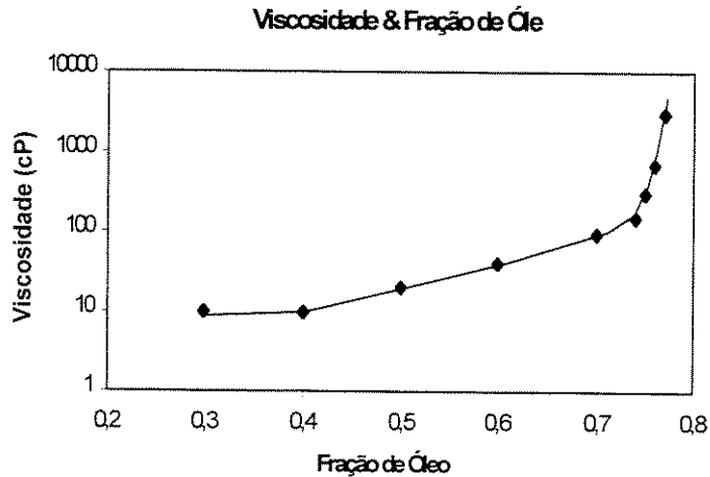


Figura 2.13: Comportamento de uma Dispersão de Óleo Pesado em Função de Fração de Óleo (Bertero *et al*, 1994)

Dados de laboratório reportam que a presença de um filme muito fino da solução água – dispersante entre a fase óleo e a tubulação, é suficiente para prevenir qualquer aderência da fase óleo às paredes da tubulação. Desta forma a intensidade da mistura adequada para a formação de um fluido bombeável é apenas a suficiente para permitir ao óleo entrar em contato com a solução de água e dispersante.

Manipulação da dispersão. No processo de degasificação, visto que o dispersante não possibilita a formação de espuma, a liberação do gás se dá mais rapidamente, tornando possível realizar esta operação com equipamentos de separação normais, sem mudanças adicionais.

Um dos problemas típicos encontrados no transporte e na produção de óleos pesados através de emulsões, é a inversão da emulsão, devido ao prolongado esforço mecânico, e portanto um incremento repentino na viscosidade. Ao contrário, as dispersões são extremadamente

estáveis sob prolongados esforços mecânicos tanto de alta intensidade (bombas centrífugas) como de baixa intensidade.

A posterior ruptura da dispersão em superfície implica a separação da água, a qual depende da formulação usada na solução aquosa para gerar a dispersão. Quanto maior é a salinidade da água utilizada, maior é a eficiência da separação.

Devido à não solubilidade do aditivo (dispersante) no óleo, a água separada pode ser reciclada controlando sua concentração. Desta forma, consegue-se substituir o aditivo diluído na água do reservatório associada ao óleo produzido.

A aplicação desta tecnologia, a um poço no sul da Itália, produzindo óleo de 1010 Kg/m^3 (8 °API) com bombeio mecânico (Bertero *et al*, 1994), demonstrou a eficiência do método na solução dos problemas reportados com as emulsões. As principais observações feitas na operação foram:

- A agitação mecânica gerada pela bomba foi suficiente para obter a dispersão do fluido.
- A viscosidade da dispersão com uma relação óleo – água de 70/30, foi de 30 a 50 vezes menor que a viscosidade do óleo diluído com 10% de diesel.
- Importante aumento na produtividade do poço, devido à diminuição das perdas de fricção ao longo da coluna de produção, apesar do aumento da coluna hidrostática, pela adição de água.
- Diminuição das perdas por fricção no transporte do fluido desde a cabeça do poço até os separadores.
- A viscosidade da dispersão foi muito menos sensível à temperatura que o óleo diluído com diesel.

- Diminuição dos custos de produção, pela substituição do solvente pela dispersão, como método para melhorar as características reológicas do fluido produzido.

As técnicas de aplicação desta tecnologia são similares às utilizadas na operação com emulsões.

2.5 Core Flow

Em determinadas condições de escoamento, através da adição lateral de relativamente pequenas quantidades de água na tubulação de óleo, é possível estabelecer um padrão de fluxo anular, no qual um fino anel de água lubrifica o núcleo central onde se localiza o óleo.

Existe uma forte tendência no escoamento de dois líquidos imiscíveis a arranjar-se de tal forma que o líquido de menor viscosidade se localize na região de maior deformação (nas paredes da tubulação) lubrificando portanto o escoamento do óleo, e permitindo seu transporte com perdas de carga da ordem das encontradas em escoamentos monofásicos de água à mesma vazão total.

Este fato torna atrativa a aplicação desta tecnologia não só no transporte, senão também na elevação de óleos pesados e ultraviscosos. Ainda mais, na exploração de reservatórios em águas profundas onde as condições adversas do fundo do mar aumentam as dificuldades da produção.

Na literatura não existem até aqui relatos da utilização deste padrão de fluxo líquido - líquido na produção de óleos pesados. Apesar disso, existem alguns exemplos da sua utilização comercial no transporte de óleo pesado (1000 Kg/m^3 ou 10° API), por distâncias de 39 a 55 Km (Shell Oil Co., Tipee1988) com resultados em geral positivos.

Na próxima seção deste trabalho se apresenta uma revisão detalhada dos estudos experimentais e teóricos no desenvolvimento desta tecnologia.

De acordo com os diversos experimentos, operando em *core flow*, o escoamento anular é hidrodinamicamente estável, sendo sua estrutura extremadamente robusta, capaz de manter-se através dos diferentes acidentes presentes no escoamento. Esta observação é importante na sua aplicação à elevação do óleo, já que num comprimento típico de uma coluna de produção pode existir todo tipo de obstáculos ao escoamento.

Outra observação importante feita nestes experimentos, tem a ver com a tendência do óleo de aderir às paredes da tubulação. À medida que o óleo se acumula em pontos nas paredes do duto, existe uma tendência de aumento da perda de carga, chegando algumas vezes até o bloqueio total da seção de fluxo da tubulação. Esta situação pode ser igualmente encontrada logo após uma súbita interrupção do escoamento, quando o óleo e a água separam-se em lugares onde a linha está disposta verticalmente. Este fenômeno de aderência, é um efeito termodinâmico, relacionado com as energias de adesão entre os diferentes materiais. Este problema tem sido motivo de diferentes trabalhos nos quais se propõem soluções para minimizá-lo.

A princípio nada impede pensar-se na aplicação desta tecnologia à elevação de óleos pesados e ultraviscosos, mesmo em situações *offshore*, sendo possível utilizar a água do mar ou mesmo a água produzida como fluido lubrificante. Várias considerações devem ser contempladas com detalhe, para uma futura aplicação em campo, por exemplo:

- Condições de ocorrência do *core flow* em tubos horizontais, verticais e inclinados.
- Consumo de energia necessário para a elevação de um metro cúbico de óleo a determinadas condições.
- As instalações e facilidades para a geração do padrão de fluxo, devem se ajustar ao espaço limitado de uma plataforma.
- Dispositivos adequados que ajudem a induzir este regime de escoamento dentro do poço.

- Eventual necessidade de materiais e/ou compostos químicos que, ao ser adicionados, evitem a aderência do óleo às paredes da coluna.
- Determinar a que esquemas de produção pode-se adaptar o *core flow* como alternativa para a elevação de óleos pesados, e com que tipo de bombas dentro do poço funcionaria melhor.
- Determinar o comportamento e a estabilidade do *core flow*, em tubulações inclinadas, como as encontradas em poços direcionais.
- Determinar o comportamento do *core flow*, sob a presença de altos a médios cortes de água de produção e sob a presença de gás.

Este trabalho centra-se nos dois primeiros itens acima mencionados, buscando determinar experimentalmente a faixa de vazões de óleo e água onde o *core flow* se mostra estável, bem como as relações ótimas de injeção de água, para o mínimo gradiente de pressão ou para a mínima potência de bombeio, a uma dada vazão de óleo, num trecho de tubulação vertical.

Capítulo 3

Descrição do *Core Flow*

A maioria dos estudos relativos ao escoamento anular líquido-líquido, também chamado *core annular flow* ou simplesmente *core flow*, têm sido feitos sob condições de fluxo horizontal, visando aplicar esta tecnologia ao transporte de óleos pesados e ultraviscosos, através de linhas ou dutos.

O estudo do escoamento de dois líquidos imiscíveis iniciou-se, provavelmente, pela percepção da possibilidade de diminuir as perdas por atrito no transporte de óleos, através do bombeio conjunto com líquidos menos viscosos.

3.1 Escoamento Estratificado

A primeira alusão à lubrificação do escoamento de óleo pela adição de água em dutos, aparece no pedido de patente de Isaacs & Speed (1904), na qual seria possível obter o regime anular, sobrepondo-se ao escoamento um movimento de rotação. O líquido mais denso (no caso, a água), seria expelido para a parede da tubulação pela ação centrífuga do movimento de rotação, reduzindo as perdas por atrito mediante a lubrificação do movimento helicoidal do líquido menos denso (o óleo).

De acordo com este processo, a formação do filme de água pode ser explicada pela força resultante entre a força centrípeta devida ao movimento rotacional e a força da gravidade. O escoamento estratificado resulta quando a gravidade é quem domina o fluxo.

O padrão de fluxo estratificado é uma forma de lubrificar parcialmente o escoamento de óleo, onde parte da tubulação está em contato com o líquido lubrificante (água).

Looman (1916), patenteou um método onde óleo ou produtos similares poderiam ser transportados sobre bolsões de água dispostos na parte inferior do tubo. Este método sugere o transporte por escoamento estratificado, o qual é muito menos eficiente do que o escoamento anular.

Existem vários trabalhos posteriores onde se estima a perda de carga em escoamentos totalmente estratificados. Charles & Redberger (1962) e Yu & Sparrow (1967) calcularam a razão entre a profundidade (h) da camada lubrificante e o raio da tubulação (R), para a máxima redução de pressão ($h/R = 0,4$). Yu & Sparrow determinaram um fator de redução do gradiente de pressão¹, com valor aproximado de 1,37, para líquidos com viscosidades maiores que 1 Pa.s (1000 cP), enquanto Charles & Redberger (1962) acharam um fator de redução 5% menor.

Outros trabalhos teóricos assumindo escoamento estratificado, fluxo laminar e uma interface plana, foram realizados por Gemmell & Epstein (1962) e Ranger & Davis (1979).

A água no escoamento estratificado óleo - água tende a encapsular o óleo. Isto é um efeito dinâmico independente das propriedades de molhabilidade entre os líquidos e as paredes dos dutos.

Charles & Lilleht (1965), observaram uma curvatura da interface água-óleo, na vizinhança das paredes da tubulação, mas concluíram que este efeito não era de grande importância exceto em tubulações de diâmetro menor.

Southern & Ballman (1973), estudaram o fluxo simultâneo de dois poliestirenos cujas viscosidades aparentes podiam ser variadas. Na entrada do tubo, a interface era diametralmente

¹ Gradiente de pressão monofásico do óleo à velocidade superficial do óleo na mistura/Gradiente de pressão bifásico.

plana. Na saída, observaram que quando o poliestireno A era mais viscoso que o poliestireno B, aquele tendia a ser encapsulado por este último e vice-versa. Quando a viscosidade aparente dos dois fluidos era aproximadamente a mesma, a interface mantinha-se praticamente inalterada. Dessa forma, os fenômenos envolvidos na formação do *core flow* são, portanto, de carácter mais geral e não se restringem a escoamentos óleo - água, podendo ser generalizado pelo seguinte enunciado: *em um escoamento bifásico de fases separadas, a fase de maior viscosidade tende a escoar pelo centro do tubo, enquanto a menos viscosa tende a escoar pelo espaço anular junto à parede*. Este princípio foi recentemente estendido para o caso de escoamentos anular gás - líquido por Joseph, Bannwart & Liu (1996), pelo uso da viscosidade efetiva (laminar + turbulenta) de cada fase.

Os efeitos da gravidade são importantes na lubrificação de óleos pesados. Quando o escoamento é interrompido, as fases água e óleo se segregam e os gradientes de pressão requeridos para reiniciar o fluxo são muitos maiores do que para o regime em estado estável. Por isto, as pressões máximas são associadas ao reinício do escoamento e devem ser consideradas como as pressões de dimensionamento do sistema.

Existem modelos que podem estimar estas perdas de carga, partindo de um escoamento totalmente estratificado, com interface plana onde os efeitos de molhabilidade são desprezados (Yu & Sparrow, 1967; Charles & Redberger, 1962; Ranger & Davis, 1979 citados anteriormente).

Bentwich (1976) desenvolveu outro modelo teórico, considerando um escoamento parcialmente estratificado, onde a interface é considerada curva, incluindo portanto os efeitos de tensão interfacial. O fator de redução do gradiente de pressão para este caso, obviamente foi maior que para o modelo totalmente estratificado, por causa da situação vantajosa proporcionada pela curvatura da interface.

A perda de carga no reinício do escoamento, pode ser reduzida consideravelmente pela adição de aditivos na água ou pelo recobrimento do interior da tubulação com materiais hidrofílicos. Na seção 3.4 é apresentada uma discussão sobre este aspecto.

3.2 Escoamento Anular em Linhas Horizontais

A primeira aplicação prática da utilização de escoamentos anulares para o transporte de óleo, aparece no pedido de patente de Clark & Shapiro (1949) da *Socony Vacuum Oil*. Eles observaram que quando a diferença de densidade água - óleo é pequena, e o óleo é suficientemente viscoso, a água automaticamente envolveria o óleo, estabelecendo o regime de escoamento anular. Foi feita uma série de experimentos num circuito de testes de 4,5 Km com tubos de 15 cm de diâmetro (6 pol.). A injeção de 7% a 24% de água reduziu o gradiente de pressão de 7,8 a 10,5 vezes e foi determinada uma vazão ótima de injeção em torno de 8 a 10%.

Clark e Shapiro enfatizaram a necessidade da utilização de aditivos e agentes tensoativos para o controle da emulsificação da água no óleo. Este tipo de emulsão deve ser evitado por sua alta viscosidade (maior que a do óleo) e por inibir o processo de lubrificação.

Clifton & Handley (1958) da *Shell Development Co.*, propuseram um método para prevenir a emulsificação dentro das bombas, removendo o filme de água antes da entrada e novamente introduzindo-o no escoamento, à saída delas.

Uma importante série de estudos experimentais sobre escoamentos anulares foi realizada no Canadá, sob auspícios do *Research Council of Alberta*. Estes estudos foram reportados por Russel & Charles (1959), Russell, Hodgson & Govier (1959), Charles (1960), e especialmente por Charles, Govier & Hodgson (1961).

Russel & Charles (1959) apresentaram uma modelagem analítica para o escoamento óleo - água em regimes anular e estratificado (entre duas placas paralelas). O modelo supõe as duas fases com densidades iguais, escoando concêntricamente em regime laminar, sendo os líquidos incompressíveis e newtonianos.

Determinaram que para o escoamento anular óleo - água o gradiente de pressão pode ser reduzido por um fator máximo dado por:

$$\frac{\Delta P_{(monofásico-óleo)}}{\Delta P_{(anular)}} = \frac{\mu_{óleo}}{2\mu_{água}} \quad (3.1)$$

e a potência de bombeio por um fator máximo dado por:

$$\frac{Potência_{(monofásico-óleo)}}{Potência_{(anular)}} = \frac{\mu_{óleo}}{2,78\mu_{água}} \quad (3.2)$$

Russell, Hodgson & Govier (1959) examinaram as características de um sistema de duas fases: óleo mineral ($\mu = 0,018$ Pa.s ou 18 cP) e água, num duto horizontal de 8,5 m e 2,54 cm de diâmetro. Além disso, foi realizada uma análise teórica do fluxo laminar de dois líquidos imiscíveis, entre duas placas paralelas (partindo do trabalho de Russel & Charles, 1959), determinando um fator de atrito modificado baseado na velocidade superficial e as propriedades da água.

As medições de quedas de pressão foram correlacionadas com valores de um fator de atrito modificado (da forma do fator de Fanning) e comparados com os obtidos analiticamente para placas paralelas. A correlação apresenta boa concordância na região de fluxo laminar.

Determinaram-se visualmente três tipos de padrões de fluxo: gotas de óleo em água, escoamento estratificado e fluxo misturado ou *mixed flow*, em condições de fluxo tanto laminar como turbulento. Medições da fração de água (*hold up*) *in situ* feitas, estão em concordância com as previstas no modelo analítico para placas paralelas.

Charles, Govier & Hodgson (1961), estudaram escoamentos horizontais água - óleo, com densidades propositadamente iguais, numa tubulação de 2,54 cm de diâmetro e óleos com três diferentes viscosidades (0,00629, 0,0168 e 0,065 Pa.s, ou 6,29, 16,8 e 65 cP).

Eles identificaram cinco tipos diferentes de padrões de fluxo, dependendo das velocidades superficiais dos dois líquidos: gotas de água em óleo, óleo fluindo concêntricamente num anel de água, pistões de óleo em água, gotas de óleo em água e gotas de óleo dispersas na água.

Concluíram que o caráter dos padrões de fluxo e suas relações com as vazões de escoamento são amplamente independentes da viscosidade do óleo. Nesse trabalho se menciona o conceito de *hold up ratio*: relação entre a razão do fluxo volumétrico de injeção dos dois líquidos (Q_o/Q_w) e a razão volumétrica *in-situ* (Ω_o/Ω_w). Em geral este *hold up ratio*, é diferente de um, já que o líquido em contato com a parede movimenta-se mais lentamente.

Os autores mediram o *hold up ratio* e a perda de carga em diferentes condições de escoamento. Os fatores de redução da perda de carga determinada experimentalmente, para os diferentes óleos, foram menores (mas da mesma grandeza) que os previstos por Russell & Charles (1959). Esta discrepância é explicada por não se ter conseguido permanentemente o escoamento anular.

Também concluíram que a adição de água no escoamento de óleo diminui a perda de carga até um mínimo, a partir do qual, a adição de qualquer quantidade de água representa um incremento no gradiente de pressão.

De todos os padrões de fluxo observados no escoamento bifásico óleo - água, o que maior fator de redução do gradiente de pressão teve, foi o escoamento anular, sendo, portanto o que desperta maior interesse no transporte de óleos ultraviscosos.

No escoamento horizontal óleo - água, é interessante observar como o escoamento anular se enquadra dentro dos outros possíveis sistemas de transporte óleo - água.

De acordo com a Figura 3.1, obtida de Seymour (1968), o escoamento estratificado óleo - água pode, a certa velocidade crítica, transformar-se num tipo de fluxo distribuído (emulsões ou dispersões), ou em escoamento anular, (sem ter em conta o fluxo pistonado).

Como ilustra esta figura, a análise do escoamento anular, envolve diversos problemas:

- Critério para o estabelecimento do escoamento.
- Um modelo que represente a perda de carga considerando o escoamento estabelecido.

- Um modelo que represente a perda de carga durante o estabelecimento do escoamento, partindo de um escoamento estratificado.

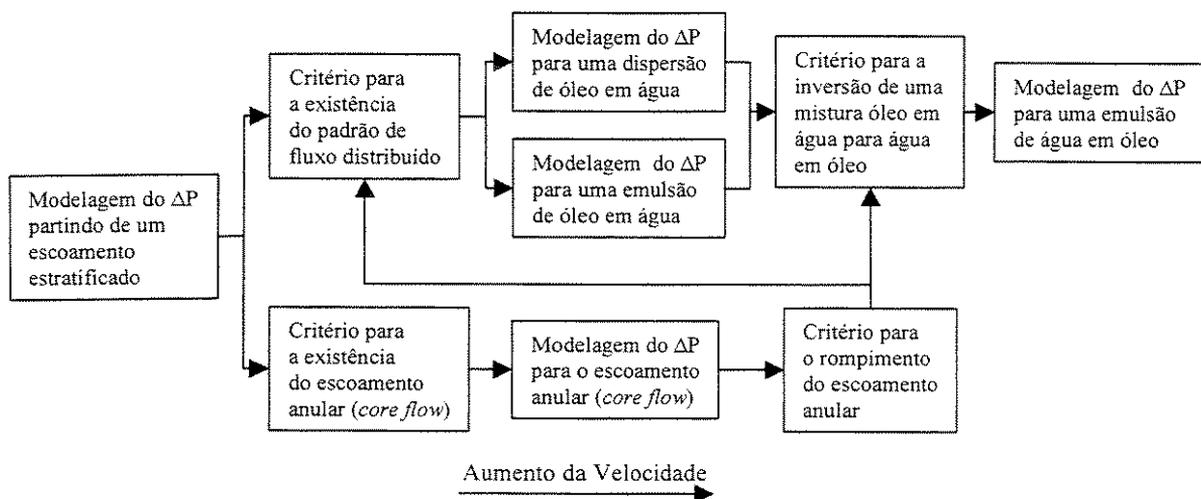


Figura 3.1: Componentes da Análise do Escoamento Óleo - Água

O critério para o estabelecimento do escoamento anular envolve estudos teóricos de estabilidade hidrodinâmica (comentados mais adiante) e estudos experimentais, que determinam a faixa de velocidades onde o padrão de fluxo é estável, sua variação com as propriedades dos líquidos e com a geometria do duto.

Nos experimentos feitos por Charles *et al* (1961), comentados anteriormente, determinou-se que para líquidos com densidades iguais e a uma fração de água fixa, existe uma velocidade superficial de óleo mínima, abaixo da qual o escoamento anular não pode ser mantido, gerando um padrão de fluxo pistonado (pistões de óleo em água). Para situações em que as densidades são muito diferentes, o padrão de escoamento esperado é o estratificado.

A posição do limite de transição entre o escoamento pistonado e o anular foi idêntica para três óleos diferentes, e a velocidade superficial mínima do óleo para estabelecer o escoamento anular, incrementou ao aumentar a fração de água injetada. (de 0,1 m/s com 17% de água a 0,5 m/s com 67% de água).

A velocidades altas de óleo, as forças de cisalhamento entre as duas fases destroem a estrutura do escoamento, gerando um fluxo emulsionado de água em óleo. Valores baixos da viscosidade e da tensão interfacial do óleo favorecem a formação destas emulsões.

Nestes experimentos, a velocidade superficial máxima do óleo para que o escoamento anular seja mantido, incrementou em função da fração de água injetada e foi maior para líquidos com viscosidade mais alta.

Glass (1961), realizou estudos experimentais numa seção teste de 1,20 m de comprimento e 1 cm de diâmetro interno, na qual a viscosidade do óleo foi variada de 10^{-5} a $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$ (10 - 30000 cSt) e a gravidade específica de 0,97 a 1,03. Da observação visual, ele identificou algumas tendências:

- Quanto menos viscoso o óleo, maior era a tendência do núcleo a se romper em pistões de diferentes tamanhos.
- Abaixo da velocidade mínima (para o estabelecimento do *core flow*), foi mantida uma estrutura não identificada como escoamento anular.
- Com óleos mais leves que a água, o óleo foi transportado na parte superior da tubulação, de forma excêntrica.

Outros experimentos deste tipo foram feitos por Stein (1978) e pela *Shell Oil Co.* (1972).

De forma geral, pode-se concluir que a velocidade superficial mínima do óleo, a uma fração de água fixa, para o estabelecimento do *core flow*, é pouco afetada pela viscosidade do óleo e espera-se que aumente com o diâmetro da tubulação. Já a velocidade superficial máxima do óleo para manter o escoamento, tende a aumentar com o incremento da viscosidade do óleo e espera-se, também, que aumente com o diâmetro da tubulação.

Dentro da modelagem da perda de carga em *core flow*, existem modelos teóricos e correlações empíricas, todos partindo do fato que o padrão de fluxo já está estabelecido.

Uma variável importante que deve ser considerada nestes modelos é o *hold up* (relação entre o volume de óleo e o volume total). Quando dois fluidos escoam juntos numa tubulação, a razão volumétrica *in situ* das duas fases é diferente da razão do fluxo volumétrico de injeção das mesmas.

As diferenças entre as viscosidades e as densidades das fases introduzem uma característica importante no fluxo bifásico: a ocorrência do deslizamento de uma fase sobre a outra. Isto é identificado pela diferença de velocidades entre as fases.

Uma forma de descrever o deslizamento entre as fases é através do próprio conceito de *hold up ratio*, introduzido por Charles *et al* (1961), e apresentado acima. Quando este parâmetro, é maior que um, a velocidade média do óleo é maior que a da água. Este caso pode ocorrer se, no escoamento anular, água estiver em contato com a parede do duto. Quando é menor que um, a velocidade média da água é maior que a do óleo. Este caso se apresenta quando o óleo está em contato com as paredes do tubo. Quando o *hold up ratio* é igual a um, as velocidades médias da água e do óleo são iguais e não existe deslizamento (por exemplo, numa mistura homogênea).

Os modelos de perda de carga para escoamento anular reportam os efeitos favoráveis da adição de água na diminuição da perda de carga do escoamento de óleo. Isto é feito em termos do fator de redução do gradiente de pressão, o qual é definido como a relação entre o gradiente de pressão requerido no escoamento monofásico de óleo e aquele requerido em escoamento bifásico para uma dada vazão volumétrica de óleo.

Entre os modelos teóricos aplicados ao transporte de óleo em tubulações horizontais através do escoamento anular, pode-se distinguir dois tipos:

- O núcleo de óleo escoando em regime laminar, rodeado por um anel de água escoando em regime laminar.

- O núcleo de óleo laminar e o anel de água turbulento.

Cada um destes modelos com duas possibilidades: o núcleo de óleo escoando concêntrica ou excentricamente.

Núcleo de óleo laminar – anel de água laminar, concêntrico. Russell & Charles (1959), apresentaram um modelo analítico considerando o escoamento laminar e concêntrico de dois líquidos imiscíveis com densidades iguais (relatado anteriormente).

Núcleo de óleo laminar – anel de água laminar, excêntrico. Bentwich *et al* (1970), estudaram o escoamento anular excêntrico, para o núcleo de óleo e o filme de água escoando em regime laminar. As vazões volumétricas dos dois líquidos imiscíveis foram obtidas, pela integração dos perfis de velocidade, numa tubulação horizontal com uma interface circular e excêntrica. Foram traçadas curvas do fator de redução do gradiente de pressão e do fator de redução da potência como função de três parâmetros: a razão de viscosidades (μ_o/μ_w), a razão entre os diâmetros do núcleo de óleo e da tubulação ($\eta = R_1/R_2$) e a excentricidade.

Determinou-se que para todas as viscosidades e a uma dada razão entre os diâmetros do núcleo e do tubo (relacionada ao *hold up*), a vazão de óleo diminui com o incremento da excentricidade. Por outra parte, para uma dada excentricidade, a vazão de óleo alcança um valor máximo, a uma certa razão de diâmetros, a qual representa a posição ótima da interface. Este valor ótimo de η , diminui com o incremento da viscosidade, mas nunca excederá 0,7. Este é o valor de η que maximiza a vazão de óleo na situação concêntrica, assumindo a viscosidade do óleo muito maior que a da água. Em termos de *hold up*, este valor é igual a 0,5. O valor ótimo de η também aumenta com o incremento da excentricidade.

Núcleo de óleo laminar – anel de água turbulento. Para este caso, só a situação concêntrica tem sido estudada (considerando a interface completamente lisa).

Charles (1963) fez uma análise do fluxo concêntrico de uma cápsula, (com viscosidade infinita), rodeada por um anel de água em regime turbulento. Ele supõe um perfil de velocidade para o filme de água, da ordem de $1/7$ e velocidade do núcleo de óleo igual à da interface. A velocidade da cápsula conseqüentemente é levemente maior que a velocidade média da mistura.

Stein (1978), considerou o escoamento concêntrico de um núcleo formado por uma emulsão de água em óleo, rodeado por um filme de uma emulsão óleo em água. Ele assumiu um perfil de velocidade logarítmico na região anular e deduziu uma expressão para o fator de atrito como função do número de Reynolds e de dois parâmetros empíricos. Estes parâmetros dependem da fração volumétrica do óleo, da concentração da emulsão invertida (óleo em água) e da razão das viscosidades.

Brauner (1990), desenvolveu um modelo analítico para o cálculo da perda de pressão e o *hold up in-situ*, aplicado ao escoamento anular de dois líquidos imiscíveis. Onde o núcleo pode escoar em regime laminar ou turbulento, associado a um anel, que igualmente pode escoar em regime laminar ou turbulento.

O trabalho, apresenta uma análise adimensional, onde determina parâmetros X , Φ , em concordância com os desenvolvidos por Martinelli para um sistema gás – líquido. Conclui que, em contraste com um sistema gás – líquido, onde o *hold up* e a queda de pressão apresentam uma boa correlação com o parâmetro X de Martinelli, os sistemas líquido – líquido dependem, além de X , da razão das vazões ϕ .

As perdas de carga calculadas para o escoamento anular, com óleo em regime laminar e o anel de água em regime laminar ou turbulento são comparáveis com as obtidas num escoamento monofásico do líquido menos viscoso fluindo à velocidade média da mistura.

Também conclui que a relação da perda de carga entre o escoamento bifásico e o escoamento monofásico do óleo ($\Delta P_{wo}/\Delta P_o$) a uma vazão determinada, é independente do diâmetro da tubulação, enquanto o anel esteja fluindo em regime turbulento.

Arney, Guevara, Bai, Joseph & Lui (1993), compilaram uma completa revisão de todos os dados experimentais existentes até então, adicionando seus próprios resultados e reduzindo todos eles a uma única curva de fator de atrito & número de Reynolds. Além disso desenvolveram uma correlação para o *hold up* da água, em função da fração de água injetada ($C_w = Q_w/Q_t$), a partir de todas as medidas de *hold up* disponíveis:

$$H_w = C_w [1 + 0.35(1 - C_w)] \quad (3.3)$$

Baseados no escoamento anular concêntrico, laminar e assumindo uma interface lisa, os autores resolveram a equação de Navier Stokes para cada fase e determinaram um fator de atrito em função de um número de Reynolds da mistura (\Re). Para o cálculo do fator de atrito no caso turbulento ($\Re > 2000$) adotaram a relação de Blasius, $\lambda = 0,316 \Re^{-0.25}$.

Para valores baixos de Reynolds, os dados experimentais existentes de fator de atrito foram maiores que os previstos pelo modelo. Isto se deve a que a baixas velocidades de fluxo, a gravidade gera excentricidade no escoamento, diminuindo a espessura do filme no topo da tubulação, e aumentando assim o atrito na região entre o núcleo de óleo e a parede da tubulação.

Para escoamentos em regime turbulento, os autores argumentam que os experimentos que mediram fatores de atrito maiores que os previstos, foram caracterizados pela aderência do óleo às paredes dos dutos, justificando os altos valores de perda de carga encontrados.

O modelo desenvolvido demonstra que em escoamentos anulares as perdas por atrito são governadas primordialmente pelo cisalhamento do fluido externo (o de menor viscosidade) contra as paredes da tubulação.

A principal limitação do método é não considerar efeitos que se tornam importantes em determinadas situações e tendem a aumentar o fator de atrito: as possíveis ondulações e irregularidades da interface, a excentricidade do escoamento e os efeitos de molhabilidade, que levam ao óleo aderir às paredes do tubo.

Como extensão ao trabalho anterior, Huang, Christodoulou & Joseph (1993), apresentaram um modelo para o escoamento anular no qual o núcleo de óleo é um cilindro perfeito cujo eixo é paralelo e excêntrico ao eixo da tubulação.

Os autores estudaram o efeito da excentricidade e da razão das vazões volumétricas sob o fator de atrito e o *hold up* da água, para um anel de água escoando em fluxo laminar e turbulento. Concluem que se a densidade da água e a do óleo são diferentes, o núcleo de óleo não pode ser levantado contra a força da gravidade e sugerem que o mecanismo de levitação deste núcleo é devido às irregularidades da interface.

Para a análise do escoamento turbulento da água adotaram um modelo $k - \varepsilon$ (fluxo de energia turbulenta e dissipação do fluxo de energia turbulenta). A concordância entre as previsões do modelo e todos os dados experimentais (e os de campo) disponíveis, foi excelente, sugerindo a turbulência da água como a maior fonte de atrito.

Correlações empíricas para perda de carga. Uma correlação completamente empírica foi desenvolvida por Glass (1961), que observou uma razão ótima de injeção de água (para a mínima perda de carga) em torno de 35%.

O gradiente de pressão para uma determinada fração de água, no escoamento anular, foi proporcional à 1,8 potência da vazão volumétrica.

Sua correlação para a razão de perda de carga foi:

$$\frac{\Delta P_{ow}}{\Delta P_o} = \frac{Re_o}{700}, \quad (3.4)$$

onde:

$$Re_o = \frac{D\rho_o j_o}{\mu_o} \quad (3.5)$$

é o número de Reynolds baseado na velocidade superficial do óleo (j_o).

Sinclair (1970), estudou diversos aspectos do bombeamento conjunto de fluidos de fraturamento de formações rochosas, mais particularmente dispersões água em óleo, com a água. Sua correlação foi baseada em medições numa seção teste horizontal de 15 m de comprimento e 1,9 e 2,54 cm (3/4 e 1 pol.) de diâmetro, e sob uma coluna de produção de aproximadamente de 1600 m e 6,35 cm (2-1/2 pol.), num poço produtor. O autor considerou um núcleo formado por uma dispersão de água num óleo com viscosidade de 1000 cP. Apresentou sua correlação na forma de um fator de atrito para o escoamento anular:

$$\lambda_{ow} = \frac{2.0}{Re_w^{0.5}} \quad (3.6)$$

Onde

$$Re_w = \frac{D\rho_w V}{\mu_w} \quad (3.7)$$

V é a velocidade média da mistura.

Sinclair também observou que para frações de água entre 35 e 50%, a perda de carga chega a ser inferior àquela obtida se o escoamento fosse monofásico de água à mesma vazão. Testou o uso de aditivos supressores de turbulência em situações de baixas vazões e observou reduções de perda de carga ainda maiores e determinou um perfil de velocidade para o óleo, tipo pistão, com velocidade praticamente constante.

Bannwart (1998), apresenta dados experimentais de perda de carga para o escoamento anular óleo - água, numa tubulação de aço (2,67 cm diâmetro interno) de carácter oleofílico e numa outra cimentada internamente (2,39 cm diâmetro interno) com características hidrofílicas-oleofóbicas, que minimiza a contaminação das paredes do tubo pela incrustação do óleo.

Observou que para as duas tubulações, os valores do gradiente de pressão calculado pelo modelo do escoamento anular perfeito (PCAF), onde se considera fluxo anular, concêntrico, laminar e interface lisa, não se ajustavam aos valores medidos. Propõe então, um modelo empírico que leva em conta as irregularidades da interface e a turbulência do filme de água.

Os valores da velocidade de onda medidas pelo autor resultaram iguais às velocidades superficiais da mistura, implicando portanto, uma condição de não deslizamento entre as fases, ($\alpha=1-C_w$), onde α é a fração de óleo e C_w a fração de água de injetada, (Q_o/Q_t). Com isto, deduziu um modelo empírico simples, baseado na perda de carga do escoamento monofásico da água, (assumindo regime turbulento), à vazão da mistura, corrigida por uma função da fração de água (C_w).

$$G = G_w(Q_{total})C_w^{-2n} \quad (3.8)$$

Onde:

G , é o gradiente de pressão bifásico.

$G_w(Q_{total})$, é o gradiente de pressão da água escoando à vazão da mistura.

$C_w^{-2n} = (1-\alpha)^{-2n}$, função da fração de óleo.

O fator n foi calculado (minimizando a função da variância relativa total) com os dados experimentais para cada tubulação:

$n = 0,05$ para o aço (oleofílico)

$n = 0,143$ para o tubo cimentado (oleofóbico - hidrofílico)

3.3 Estabilidade

O problema de estabilidade hidrodinâmica consiste na determinação das condições, (velocidade, propriedades dos fluidos, fração de água, excentricidade), sob as quais a

configuração do escoamento anular pode ser mantida. A estabilidade determina o tipo de padrão de fluxo, de acordo com as condições do escoamento e propriedades dos líquidos. Na medida que os parâmetros de fluxo mudam, alguns padrões ganham mais estabilidade, enquanto outros ficam mais instáveis.

A teoria de estabilidade hidrodinâmica é uma forma natural de estudar a transição entre os tipos de escoamentos. Infelizmente e devido à dificuldade da sua análise, a maioria dos estudos sobre este tema tem sido feitos para o escoamento anular perfeito (PCAF).

O escoamento anular perfeito (PCAF), onde a interface óleo - água é assumida sem ondulações, é a solução exata (e de máxima simetria), em regime laminar e permanente do problema do escoamento anular numa tubulação de seção transversal circular. O PCAF é um escoamento retilíneo, com um único componente de velocidade axial variando ao longo da coordenada radial e os dois fluidos arranjados concêntricamente.

Em tubulações horizontais esta configuração pode ser obtida igualando as densidades dos líquidos, uma vez que os efeitos da gravidade destroem esta simetria. No caso de dutos verticais, a inclusão da gravidade na análise não destrói a simetria presente no problema e o PCAF pode ser obtido com líquidos de diferente densidade.

Com esta idealização (PCAF), podem ser calculadas todas as medidas da eficiência do escoamento anular, como por exemplo, o *hold up ratio*, a máxima vazão volumétrica de óleo para um determinado gradiente de pressão e o mínimo gradiente de pressão para uma determinada vazão de óleo.

Os estudos da teoria de estabilidade linear, que são as teorias que estudam a estabilidade do PCAF, mostram que este tipo de escoamento é estável sob certas condições. Por outra parte, escoamentos anulares onde a interface óleo - água é ondulada (*wavy core flow*), parecem mais estáveis e robustos hidrodinamicamente, além de serem facilmente encontrados na prática.

O estudo da estabilidade deste tipo de escoamento é ainda mais difícil, envolvendo mecanismos não lineares em sua análise (Teoria não linear da estabilidade).

Desde os anos 70, vários trabalhos foram publicados estudando aspectos da estabilidade, incluindo trabalhos experimentais dirigidos a subsidiar as pesquisas teóricas desenvolvidas paralelamente. Uma completa revisão destes trabalhos até 1992, com todos os detalhes matemáticos é apresentada no livro de Joseph & Renardy (1993).

Entre os estudos de estabilidade estão: Hickox (1971), Ooms (1972), Ooms, Segal, Van der Wees, Merhoof & Oliemans (1984), Joseph *et al* (1985), Preziosi *et al* (1989), Oliemans *et al* (1987), Hu & Joseph (1989), Smith (1989), Chen, Bai & Joseph (1990), Hu *et al* (1990), Bai, Chen & Joseph (1992), Miesen *et al* (1992), Georgiou *et al* (1992), Boomkamp & Miesen (1992), Lin & Lian (1993), Hu & Patankar (1995) e Bai, Kelhar & Joseph (1996), estas referências estão incluídas no livro de Joseph & Renardy (1993).

Estes estudos demonstraram que somente o escoamento anular onde o líquido lubrificante é menos viscoso, é estável (o escoamento com água no núcleo e óleo nas paredes é sempre instável). Por outra parte, o escoamento anular perfeito (com água nas paredes), é estável quando o fluido mais viscoso situa-se no núcleo e ocupa a maior parte da seção transversal (Joseph, Renardy & Renardy, 1984). Os escoamentos anulares onde a camada lubrificante é mais fina são em geral mais estáveis, embora também dependam das condições do escoamento.

A teoria linear da estabilidade fornece informações sobre os mecanismos que induzem a instabilidade e os tipos de escoamentos associados a eles, estes mecanismos foram identificados como:

- Instabilidade da capilaridade, a qual é devida ao efeito combinado da tensão superficial e/ou à diferença de densidades dos dois líquidos.
- Instabilidade devido à diferença das velocidades interfaciais (inércia) dos fluidos, e manifesta-se pela deformação da interface líquido - líquido.

Em baixas velocidades, a tensão superficial e a diferença de densidades geram instabilidades no escoamento. A inércia tem um efeito estabilizante e a situação anterior pode ser neutralizada pelo incremento do número de Reynolds. Um incremento muito grande no número de Reynolds gera instabilidades no escoamento devido ao aumento do atrito entre as fases, o qual é proporcional à diferença das viscosidades. Esta instabilidade, leva à formação de ondulações na interface do escoamento (*wavy core flow*), formando um padrão de escoamento mais estável e de fato com maior aplicação na prática.

3.4 Escoamento Anular Ondulado (*Wavy Annular Core Flow*)

Alguns estudos têm sugerido a existência de um efeito importante das ondulações formadas na interface líquido - líquido. Trata-se do efeito de levitação hidrodinâmica que atua no núcleo de óleo. Tal efeito está associado intrinsecamente com os esforços gravitacionais, superficiais e hidrodinâmicos (viscosos e inerciais) que sustentam mecanicamente a estrutura do escoamento anular.

Na ausência destas ondulações na interface, qualquer diferença na densidade dos líquidos levaria à estratificação do escoamento (em tubulações horizontais).

No caso de escoamentos anulares horizontais, existem dois modelos propostos sobre a ação dos mecanismos hidrodinâmicos causados pelas ondulações: o Modelo de Lubrificação, desenvolvido nos anos 80 na Holanda por um grupo da *Shell Oil Co.* em conjunto com a *Delft University Technology*, liderado por R.V. Oliemans e G. Ooms; e o Modelo de Levitação (*Lift*) hidrodinâmico, desenvolvido na *Universidade de Minnesota*, pelo grupo do Prof. Daniel D. Joseph.

Ooms, Segal, Van der Wees, Meerhoff & Oliemans (1984) propuseram um modelo para escoamento anular horizontal em regime laminar baseado na teoria da lubrificação de Reynolds, onde supõem a viscosidade do óleo muito alta, desprezando qualquer escoamento dentro do núcleo de óleo (atua como um sólido). Igualmente assumem ondas estacionárias na interface, Figura 3.2.

Nesta figura pode-se observar o formato da onda e as variáveis geométricas utilizadas no desenvolvimento do modelo.

De acordo com este modelo, o movimento do núcleo ondulado com respeito à parede da tubulação gera distribuições de pressão na região anular, as quais exercem forças na direção vertical, contrabalançando as forças de empuxo (devido à diferença de densidades) sobre o núcleo de óleo.

A presença das ondas parece ser fundamental para a lubrificação do núcleo. Se a amplitude destas ondas é nula, o núcleo alcança a parede do duto. Por outra parte, a magnitude da força depende do formato da onda, quando a onda é de carácter simétrico, estas forças desaparecem (se anulam ao longo da interface). Isto implica, para permitir a lubrificação do óleo, um carácter assimétrico das ondas.

O modelo estabelece correlações que podem ser utilizadas para calcular a excentricidade do anel e, após tratamento numérico, a perda de carga no escoamento. Para a aplicação confiável do modelo precisa-se conhecer a amplitude e formato das ondas, o que limita sua aplicação prática.

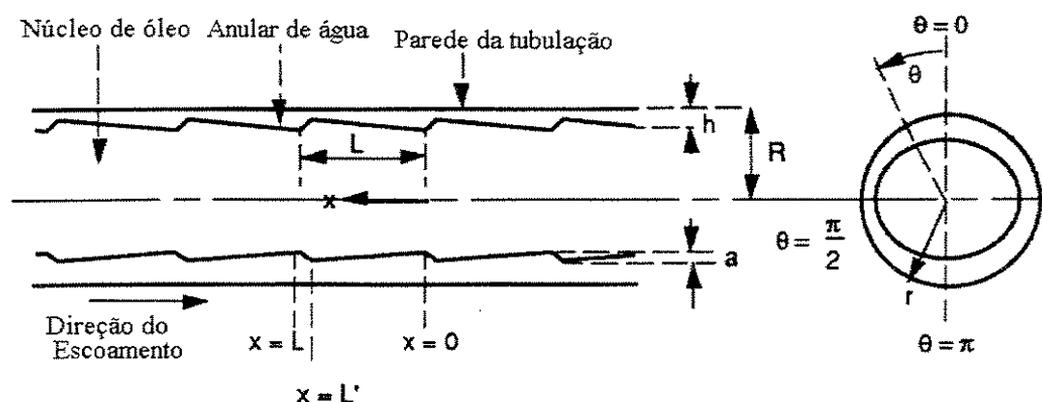


Figura 3.2: Estrutura do Escoamento Anular com Ondulações "Dente de Serra Atrasado".

Configuração do Escoamento no Modelo de Lubrificação (Ooms *et al.*, 1984)

Oliemans *et al* (1987) estenderam o modelo para escoamentos turbulentos no anel, usando o modelo turbulento de Van Driest. Seus resultados prevêm uma perda de carga inferior às observadas. Da mesma forma que no trabalho anterior, requer dados geométricos das ondas, que são difíceis de serem medidos.

Já no modelo de levitação (*lift*) hidrodinâmico, supõe-se que mecanismos inerciais (os mesmos que regem a levitação de um aerofólio), também são responsáveis pela estrutura do escoamento anular, onde a altas velocidades, o núcleo de óleo pode literalmente "voar" entre o anel de água.

De acordo com o formato das ondulações, os autores do modelo de *lift* hidrodinâmico identificaram os regimes onde os mecanismos de lubrificação ou de levitação são dominantes e propõem a existência de um Reynolds crítico correspondente à mudança do sentido na direção (sinal) da força exercida sobre o núcleo de óleo, devido aos gradientes de pressão gerados no filme de água. Para Reynolds menores do que o crítico, gera-se a sucção do óleo para as paredes do tubo e para Reynolds maiores do que o crítico gera-se a compressão do núcleo, puxando-o fora das paredes do duto.

De acordo com o Modelo de Lubrificação de Ooms *et al* (1984), as ondas "dente de serra atrasado", Figura 3.2, (que é o tipo de onda proposta para a modelagem), funcionam como mancais nos quais o óleo é mantido separado das paredes por forças hidrodinâmicas (forças viscosas, desprezando as forças inerciais) explicadas pela teoria clássica da lubrificação.

Segundo Bai, Kelkar & Joseph (1996) os mecanismos convencionais de lubrificação não se adaptam ao padrão de "dente de serra atrasado", no qual a posição da onda é ditada pela direção do escoamento, e no caso de se inverter a direção da velocidade na Figura 3.2, as forças de lubrificação tenderam a succionar o óleo para as paredes da tubulação. Portanto este arranjo ("dente de serra atrasado") seria instável, mesmo por que a pressão é maior justamente sobre a crista da onda, induzindo uma deformação da interface, suavizando a crista e "avançando" sua posição relativa, resultando uma onda da forma "dente de serra avançado", Figura 3.3.

Desta forma, o formato da interface e os escoamentos secundários na camada anular, Figura 3.3, podem ser explicados de forma natural em termos de forças inerciais semelhantes ao *lift* aerodinâmico, que são necessárias para garantir o balanço das forças de empuxo. Estas forças não são dominantes em velocidade baixas do escoamento.

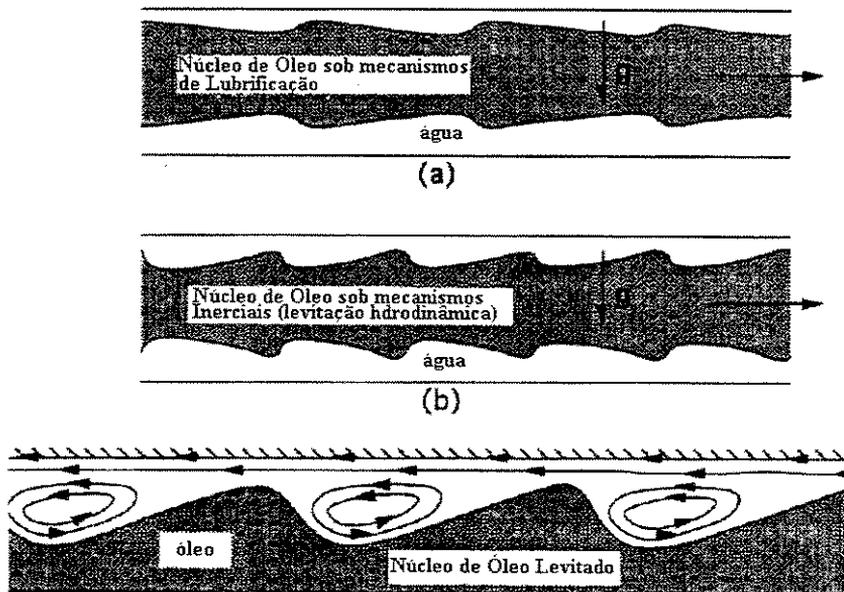


Figura 3.3: Estrutura da Interface sob os Mecanismos Convencionais de Lubrificação (a), e sob os Mecanismos Inerciais (levitação) (b).

O escoamento secundário gera forças de levitação que contrabalançam as forças de empuxo e evitam o contato do núcleo com a parede.

3.5 Aplicação Comercial

A mais importante experiência comercial na utilização do escoamento anular no transporte de óleo pesado é o oleoduto de 38,6 Km e 15,2 cm de diâmetro (6 pol.), projetado pela *Shell*, para o transporte de um óleo com densidade 993 Kg/m^3 (11 °API), e viscosidade 50 Pa.s (500 Poise) a 15 °C , produzido por injeção de vapor, desde o campo *North Midway Sunset*, até a estação de desidratação *Ten Section*, no sul da Califórnia.

A linha operou sob a supervisão de Veet Kruka por 12 anos desde 1970, até o esgotamento do campo. O oleoduto transportava 3180 m^3 de líquido/d (24000 BLPD), com 30% de água injetada e a perda de carga variando desde 6205 a 7584 KPa. (900 psi a 1100 psi.)

Os líquidos eram injetados, à entrada da linha, através de um bocal especial que proporcionava ao escoamento seu formato anular. Quatro bombas eram usadas na operação: uma de 149,14 KW (200 HP) para a água, duas de 111,8 KW (150 HP) para o óleo e uma de 111,8 KW (150 HP) como reserva.

No sexto ano de operação, a água injetada (água fresca), foi substituída por água de produção contendo vários agentes químicos associados ao reservatório (meta-silicato de sódio, 0,6% em peso), depois disto, a perda de carga nunca foi maior do que 6205 KPa (900 psi), o qual era um valor bastante aceitável. A estrutura do escoamento foi estável a velocidades de até 0,914 m/s (3 pés/s).

Em junho de 1988, a empresa estatal *Petróleos de Venezuela*, mediante sua subsidiária *Maraven S.A.*, colocou em operação comercial um oleoduto de 55 Km e 15,24 cm (6 pol.) de diâmetro, entre San Diego, Anzoategui e a planta de tratamento de Budaré, utilizando a tecnologia *core flow*, Taipee (1988). O oleoduto tem capacidade para transportar 1590 m^3 óleo/d (10000 BOPD) com viscosidade de 80 Pa.s (800 Poise) @ 20 °C e densidade de 993 Kg/m^3 (11 °API), com uma fração de água de 8% (aprox.).

O projeto baseou-se em resultados obtidos durante 3 anos de testes numa linha piloto de 1 Km de comprimento e 20,32 cm (8 pol.) de diâmetro, localizada em San Tomé, Anzoategui. Foram testados óleos com gravidade API variando desde 8° até 14° ($1014 - 972,5 \text{ Kg/m}^3$) e viscosidades de 3 Pa.s (30 Poise) a mais de 100 Pa.s (1000 Poise), com velocidades superficiais de água entre 0,2 m/s e 2 m/s (limite do equipamento de teste). Os melhores resultados foram obtidos para frações de água de 8% a 12%, para qualquer velocidade. A Figura 3.4 apresenta a visualização do escoamento na seção teste.

O oleoduto utiliza um bocal para a injeção de água e introduzir o escoamento dentro do tubo no formato anular, igualmente usa um bocal no final da linha para a separação de 85% - 90% da água.

Taipee (1988) reporta uma demonstração na qual uma mistura de 8% de água e 92% de óleo de 9 °API (1007 Kg/m^3), com viscosidade de 60 Pa.s (600 Poise) @ 30 °C, foi transportada na linha teste (1 Km. e 20,32 cm (8 pol.)). A velocidade superficial do óleo foi de 0,5 m/s e a perda de carga entre o bocal de injeção e o localizado à saída foi de 17,2 - 20,7 KPa (2,5 - 3 psi). A queda de pressão necessária para transportar este óleo, em escoamento monofásico, à mesma velocidade superficial, seria de 37921 KPa (5500 psi), teoricamente.



Figura 3 4: *Core Flow*, Seção Teste em San Tomé, Venezuela, Joseph & Renardy (1993)

Durante a realização destes testes revelou-se um novo inconveniente: havia uma tendência do óleo de aderir-se às paredes do duto, devido à presença das ondas na interface.

Da mesma forma, numa parada súbita do escoamento, a separação das fases (óleo, água) incrementa o gradiente de pressão (pelo contato do óleo com as paredes do duto) necessário para

reiniciar o escoamento. Dessa forma, espera-se as maiores pressões no reinício e são, portanto, as requeridas para o dimensionamento da linha.

3.6 Efeitos da Molhabilidade por Óleo das Paredes do Duto

Ainda quando o escoamento anular é hidrodinamicamente estável, sendo capaz de manter sua estrutura através de joelhos, reduções, expansões, válvulas e outros acidentes, o óleo tende a incrustar-se nas paredes da tubulação. Este efeito é de caráter termodinâmico e não é incluído nos estudos de estabilidade hidrodinâmica.

A estabilidade deste padrão de fluxo é tal que, mesmo em situações em que as paredes do duto estão contaminadas, é possível observar um anel de água lubrificando o núcleo de óleo.

A acumulação contínua de óleo em determinados lugares da linha leva a um aumento progressivo da perda de carga e a persistência desta situação pode causar até o bloqueio total da seção do tubo.

Este fenômeno foi observado nos experimentos feitos na Venezuela (bacia do Orinoco), como óleo de 993 Kg/m^3 (11 °API - óleo Zuata) e viscosidade de 115 Pa.s @ 25 °C. O óleo foi bombeado através do oleoduto piloto de San Tomé, (1 Km. e 20,32 cm (8 pol.)) com uma razão de injeção de 4% de água e velocidade superficial de 1,5 m/s.

Num período de 72 horas, o gradiente de pressão foi incrementando monotonicamente, desde 200 KPa até 1200 KPa, devido ao crescimento gradual da quantidade de óleo incrustado nas paredes da linha. Persistindo esta situação o óleo Zuata bloquearia totalmente a seção reta do duto.

Estes experimentos demonstraram que diferentes óleos tendem a aderir às paredes metálicas em diferentes graus e de forma não homogênea ao longo da linha. Existem posições críticas, as quais estão mais sujeitas às incrustações do óleo, por exemplo, imediatamente após estações de bombeio, onde a estrutura ondulada da interface começa a desenvolver-se e a pressão

hidrostática é a maior. Igualmente, nas proximidades de acidentes da linha (curvas, joelhos, conexões, etc.), onde a estrutura das ondas é perturbada, causando variações locais e instantâneas do *hold up*. À medida que o escoamento afasta-se destas regiões, a incrustação do óleo é cada vez menor.

O grau de aderência do óleo às paredes metálicas do duto, depende da composição tanto do óleo como do material interno da tubulação. Normalmente, os óleos crus que contêm maior quantidade de grupos carboxílicos ($R-COO^-$), são mais suscetíveis a contaminar as paredes metálicas do tubo.

O cru, ao entrar em contato com a água, perde prótons e sua interface fica com carga elétrica negativa, enquanto a parede contém ions ferro (Fe^{+2}). Estas diferentes cargas elétricas ajudam na contaminação das paredes pelo óleo.

Para evitar problemas de emulsificação da água no óleo e mesmo problemas de desidratação do óleo (problemas ambientais), é ideal utilizar a menor quantidade de água possível. Por outra parte, quanto mais fino o filme da água, mais provável se torna que o óleo contamine as paredes do duto. De forma geral, quanto maiores as frações de água injetadas, menor é o grau de aderência, mas uma quantidade excessiva de água pode gerar outros problemas no tratamento da mistura. Dessa forma, outras alternativas são necessárias para operar a linha com segurança, com a menor quantidade possível de água injetada.

As situações mais críticas ocorrem nos casos de parada súbita do escoamento por longos períodos de tempo. No caso de linhas horizontais, a segregação gravitacional faz aumentar progressivamente a camada de óleo, ocupando toda a região superior do tubo, deixando sempre um canal na seção inferior, dominado pela água, o que facilita o reinício do escoamento anular, uma vez que, ao religarem-se as bombas, a água escoar por este canal e gradualmente remove o óleo da parte superior.

No caso de linhas inclinadas ou verticais, o óleo ocupará as regiões mais altas da linha, bloqueando totalmente a seção reta do duto, Figura 3.5. A única forma de remover o óleo, nesta

situação, é pressurizando a linha com água e esperar a formação de canais de fluxo através do óleo, até a completa remoção do tampão.

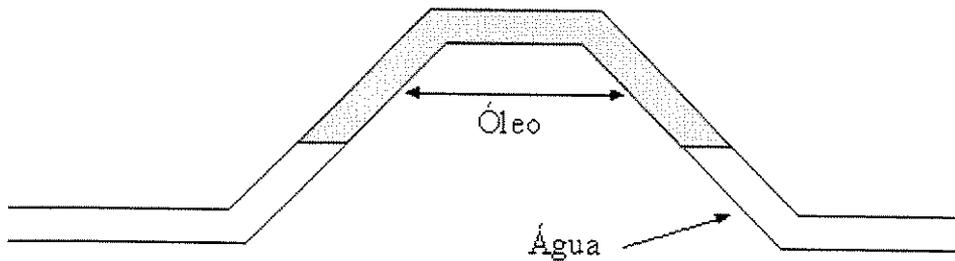


Figura 3.5: Separação Óleo e Água em uma Linha Inclinada.

Um estudo detalhado das diversas estratégias para minimizar este problema é apresentado na tese de doutorado de Ribeiro (1994) e em trabalhos publicados por Arney (1994), Ribeiro, Arney, Bai, Guevara & Joseph (1996). Estes trabalhos apresentam uma revisão crítica das estratégias que basicamente se dividem em duas linhas principais:

- A utilização de aditivos para alterar as propriedades adesivas dos fluidos.
- A utilização de materiais hidrofílicos e/ou oleofóbicos como revestimento interno das tubulações.

Dentre os aditivos testados, o *m-Silicato de Sódio* foi o de maior aplicabilidade para o escoamento anular. A solução aquosa de pequenas quantidades deste sal (0,5% - 1%) inibe o processo de contaminação das paredes metálicas do duto, ao liberar íons SiO_3^{2-} , que aderem às paredes (por adsorção), fornecendo-lhe carga elétrica negativa, a qual tende a repelir eletricamente a adesão do óleo.

A ação deste aditivo não é permanente, já que o fluxo contínuo de água no anular enxagua constantemente as paredes, removendo os íons silicato, de forma que é preciso um suprimento contínuo desse sal.

Uma outra estratégia, cujo sucesso depende das condições e características do óleo, é adicionar o *m-silicato* em intervalos periódicos. Esta técnica foi bem sucedida no oleoduto construído e operado pela *Shell* (na Califórnia), enquanto na linha San Diego - Budare (na Venezuela) não teve tal sucesso.

Uma vantagem adicional deste aditivo, diferente dos agentes com propriedades surfactantes, é que não atua na emulsificação do óleo.

Ribeiro (1994) realizou testes preliminares sobre amostras (placas) de diferentes tipos de materiais (aço ao carbono, argamassa de cimento e cerâmica), hidratados em água e soluções aquosas de *m-silicato de sódio* (1%), e de Fluorad ® FC 135 (0,02%) (surfactante feito pela 3M), com dois óleos venezuelanos, o Zuata (115 Pa.s @ 25 °C) e o Cerro Negro (1290 Pa.s @ 25 °C). Os testes foram feitos colocando gotas de óleo sobre placas previamente hidratadas, expostas primeiro à gravidade e depois sob pressão. Um outro teste preliminar foi a medição do ângulo de contato do sistema água/óleo/amostra.

Os resultados destes testes indicam que superfícies de cerâmica, previamente hidratadas com *m-silicato*, previnem a contaminação do óleo. Assim, propõe-se, como alternativa para solução do problema, a utilização de tubos revestidos com argamassa de cimento, periodicamente tratados com soluções aquosas deste sal.

A argamassa de cimento, quando hidratada produz *gel hidratado de silicato de sódio* (C-S-H gel), pela reação do silicato tricálcico (componente do cimento) com a água. Este gel tem características hidrofílicas e forma uma estrutura contínua, em forma de rede, com diferentes partículas e cristais (hidróxido de cálcio) nela dispersos.

A prevenção à adesão do óleo deve-se a: - fatores físicos, por causa da característica porosa da estrutura, formada pelo gel, que retém uma camada de água. Para que o óleo contamine a superfície do cimento é preciso que confronte as forças capilares que dependem do tamanho do poro; - fatores químicos, pois a superfície da estrutura do C-S-H gel é rica em grupos de

oxigênio polarizados, os quais estabelecem pontes de hidrogênio com as moléculas da água, formando uma camada de água livre, a qual evita ainda mais a adesão do óleo ao cimento.

As características hidrofílicas/oleofóbicas do cimento podem melhorar ainda mais ao ser hidratado numa solução de *m-silicato de sódio*. Dois mecanismos diferentes ocorrem nesta situação:

Ao entrar em contato com o *m-silicato*, os cristais de hidróxido de cálcio dispersos na superfície do C-S-H gel, se dissolvem e reagem formando mais deste gel, aumentando sua quantidade e portanto a prevenção à contaminação do óleo.

O *m-silicato de sódio* contribui para a formação de uma forte repulsão eletrostática da interface óleo - água com a parede revestida de cimento. A interface óleo - água da maioria dos crus tem carga elétrica negativa, devido à alta concentração de ácido carboxílico. Quando o óleo entra em contato com a água, o ácido perde prótons e fica ionizado, dando à superfície do óleo uma carga negativa. Por outra parte, o *m-silicato* deixa a parede do cimento com carga elétrica negativa, devido à adsorção dos ions SiO_3^{-2} pelo C-S-H gel. A migração dos cátions presentes na água à superfície do cimento, permite a formação de uma camada dupla iônica com os ions $(\text{OH})^-$ da água, como se ilustra na Figura 3.6, melhorando, assim, a prevenção à contaminação do óleo.

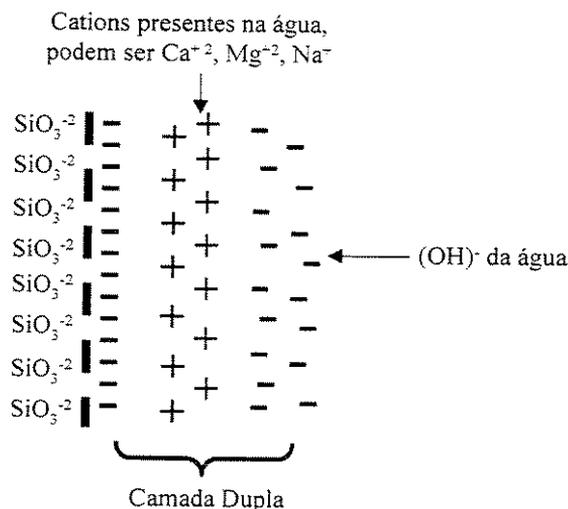


Figura 3.6: Formação da Dupla Camada Iônica, Ribeiro (1995)

Tubos de aço revestidos por uma camada de cimento são produtos disponíveis comercialmente e o custo do revestimento é normalmente inferior a 20 - 30% do preço do tubo.

Ribeiro (1994), realizou uma série de testes de laboratório, estáticos e dinâmicos com tubos revestidos internamente com cimento (disponíveis comercialmente, *Cement Lining Co, Houston, TX*) e periodicamente tratados com *m-silicato de sódio*.

Os testes estáticos, feitos em tubos em posição vertical, previamente hidratados com solução aquosa de *m-silicato*, simularam as condições durante um longo período de tempo, depois de uma parada no escoamento. Os testes dinâmicos, feitos num oleoduto piloto, horizontal, operando em escoamento anular água - óleo, objetivaram o estudo da performance do aço e das linhas cimentadas (previamente hidratadas com o *m-silicato*), expostas à contaminação do óleo durante longos períodos de operação, bem como o comportamento da pressão durante uma retomada do escoamento.

Os resultados dos experimentos, depois de mais de 1000 horas de operação em escoamento anular horizontal, durante 2-1/2 anos, usando linhas cimentadas e sujeito a 3 testes de parada de escoamento, demonstraram a eficácia desta alternativa, na solução do problema da contaminação do óleo. Durante estes testes as linhas cimentadas e previamente hidratadas com o *m-silicato* nunca foram contaminadas pelo óleo.

A aplicação desta linha de solução ao problema da contaminação na elevação de óleos pesados e ultraviscosos, é entretanto, seriamente limitada pela resistência do revestimento interno aos esforços gerados pelo próprio peso da coluna de produção. Em primeira instância, se poderia pensar no simples tratamento com *m-silicato de sódio*, embora os resultados reportados por Ribeiro para tubulações de aço previamente hidratadas com este sal, apresentaram sempre problemas de contaminação em diferentes graus. Igualmente, se poderia testar a resistência do revestimento na tubulação, a esforços de tração e conferir o grau de aplicabilidade na elevação de óleo. Portanto, dentro do marco da aplicação do escoamento anular água - óleo na elevação de óleos ultraviscosos, o problema da contaminação das paredes por óleo, fica aberto para futuras pesquisas.

3.7 Core Flow em Linhas Verticais

Poucos trabalhos experimentais existem sobre o escoamento anular água - óleo em tubulações verticais, entre eles os realizados na *Universidade de Minnesota* sob a orientação do Prof. Daniel D Joseph e apresentados por Runyuan Bai na sua tese de doutorado (1995) e por Bai, Chen, Joseph (1992).

Estes experimentos foram feitos num circuito fechado (em forma de U invertido), de 0,9525 cm. de diâmetro interno, com seções teste tanto na parte ascendente como na descendente. Em cada uma destas seções reportam-se medidas da queda de pressão e da fração de óleo (*hold up* do óleo) em diferentes vazões de óleo e água.

A densidade e a viscosidade da água e o óleo utilizado foi:

$$(\rho_w, \mu_w) = (995 \text{ Kg/cm}^3, 0,001 \text{ Pa.s (1 cP)}) @ 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(\rho_o, \mu_o) = (905 \text{ Kg/cm}^3, 0,6 \text{ Pa.s (600 cP)}) @ 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

Igualmente, com a ajuda de uma câmara de vídeo de alta resolução, foram feitas medições da velocidade e comprimento de onda, do tamanho e velocidade das bolhas e pistões de óleo e a identificação dos diferentes padrões de escoamento.

3.7.1 Tipos de Escoamento

Nestes experimentos foram identificados sete tipos de padrões de escoamento qualitativamente diferentes, tendo em vista que a distinção entre eles é subjetiva e pode variar sutilmente de acordo com o observador. Muitos dos padrões de fluxo identificados por Charles, Govier & Hodgson (1961) para o escoamento horizontal com densidades iguais, mais alguns novos, por exemplo, Ondas Bambu ou Dente de Serra (*bamboo waves*) e Ondas Distorcidas (em forma de Espiral) (*corkscrew waves*), aparecem no escoamento vertical.

Devido a limitações no aparato experimental, não lhes foi possível estudar o escoamento emulsificado chamado, por Charles, Govier & Hodgson (1961), como "gotas de água em óleo", o qual é caracterizado pela perda total da lubrificação.

Os tipos de escoamentos identificados foram:

Bolhas de Óleo em Água. De forma geral, pode-se dizer que as bolhas de óleo aparecem sempre que a quantidade de água no escoamento é maior.

A vazões baixas de óleo, o escoamento é dominado pelas instabilidades geradas pelo efeito combinado da diferença de densidade e da tensão superficial (instabilidade da capilaridade) na presença do cisalhamento da água, resultando no rompimento da continuidade do escoamento de óleo e a geração das bolhas.

Quando a vazão de água é muito maior que a do óleo, gera-se dispersões óleo - água, nas quais o tamanho das bolhas é muito menor.

Eles observaram uma marcada diferença na distribuição das bolhas entre o escoamento vertical ascendente e o descendente, ainda que o tamanho delas era aproximadamente o mesmo. No escoamento ascendente, as bolhas são espalhadas e distribuídas uniformemente na tubulação, neste caso as interações entre elas são menores que no caso descendente, devido a que a força de empuxo (diferença de densidade) atua na mesma direção do escoamento. No caso descendente a direção do empuxo é contrária ao escoamento, aumentando as interações entre as bolhas, as quais tendem a agregar-se. Estas forças de interação são muito maiores no caso descendente, devido às bolhas serem levadas contra a direção da corrente de água, produzindo altas velocidades relativas e juntando-as.

Pistões de Óleo em Água. Se o diâmetro natural da bolha é maior do que o da tubulação, uma forma de manter sua integridade dentro da tubulação é mudando seu formato para o de uma cápsula. Estas cápsulas são hidrodinamicamente possíveis e movimentam-se através de toda a tubulação lubrificadas perfeitamente pela água.

No caso descendente, ao aumentar a fração de óleo, as bolhas colapsam e coalescem formando pistões com formato de cápsula, que são como segmentos compridos do escoamento anular perfeito (PCAF) lubrificados por um fino anel de água. Algumas vezes suportam os efeitos de um tipo de onda distorcida ou em espiral (*corkscrew waves*) a qual tem movimento de rotação devido ao torque hidrodinâmico exercido pelo fluxo da água.

No caso ascendente não é possível gerar pistões em forma de cápsula nem ondas distorcidas, já que ao incrementar a vazão de óleo as bolhas não se juntam nem coalescem. Em vez disso, filamentos de óleo são puxados para acima e as bolhas são esticadas devido à ação combinada de forças de lubrificação e de empuxo, as quais são as responsáveis pelas Ondas Dente de Serra.

Ondas Dente de Serra ("Bamboo Waves") - Fluxo Ascendente. Ao aumentar a vazão de óleo, o escoamento intermitente (pistões), é substituído por um fluxo contínuo de óleo, caracterizado pela presença de ondulações na interface, onde as cristas das ondas são conectadas por longos filamentos de óleo, este regime de fluxo é chamado de Escoamento Anular Ondulado ou *wavy core anular flow*.

As ondas Dente de Serra são um tipo de escoamento hidrodinamicamente robusto e ocupam uma grande região dentro do mapa de fluxo de escoamentos ascendentes óleo - água. Elas parecem manter valores médios de velocidade e comprimento de onda bem definidos, embora sejam imperfeitas.

Ao aumentar a velocidade superficial do óleo a uma velocidade fixa da água, os filamentos que conectam as cristas das ondas engrossam-se e o comprimento médio da onda diminui, como se observa na Figura 3.7. Nesta situação, propõe-se que a tensão superficial entre os dois líquidos expande o núcleo de óleo às paredes da tubulação tentando atingir o mínimo de energia.

No escoamento ascendente, as ondas Dente de Serra são esticadas pela ação combinada da força de empuxo e das forças de lubrificação, as quais são induzidas pelo escoamento secundário entre a parede do duto e a interface.

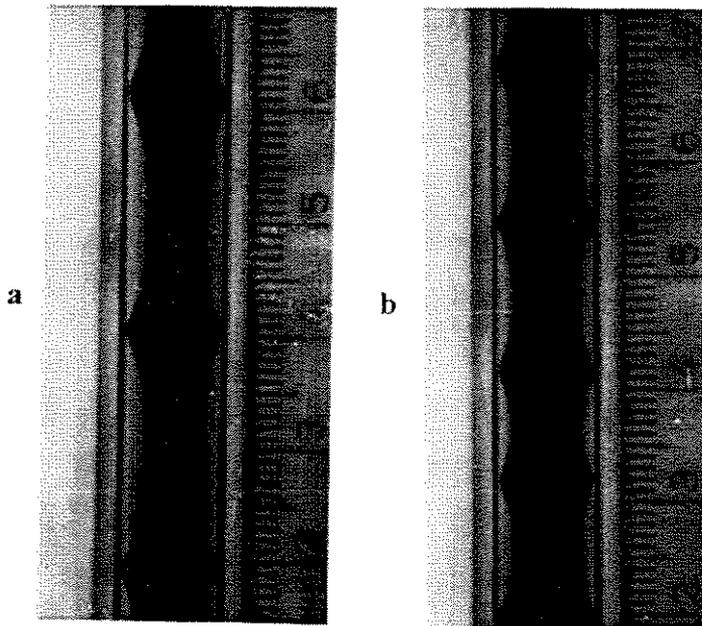


Figura 3.7: Ondas Dente de Serra, ao Incrementar a Vazão de Óleo o Diâmetro dos Filamentos que Unem as Cristas Aumentam. Q_0 em **a** $<$ Q_0 em **b**. Bai (1995)

A força de empuxo acelera o núcleo de óleo devido à diferença de densidades, por outra parte a água é retardada pelo contato com a parede. Assim, as cristas das ondas na interface movimentam-se mais rápido do que a água. Tendo em vista que as ondas são quase estacionárias, incapazes de movimentar-se rapidamente dentro do núcleo de óleo, elas geram um incremento de pressão na frente da crista e uma diminuição atrás dela.

Esta diferença de pressão está associada ao escoamento secundário gerado na depressão da onda, (Figura 3.8), o qual contribui, da mesma forma que o empuxo, ao esticamento do filamento que une as cristas e ao alongamento da onda.

Por outra parte, no escoamento descendente o empuxo e as forças de lubrificação são opostas, comprimindo o núcleo de óleo e eliminando as ondas Dente de Serra, dando passo a ondas Distorcidas ou *corkscrew waves*.

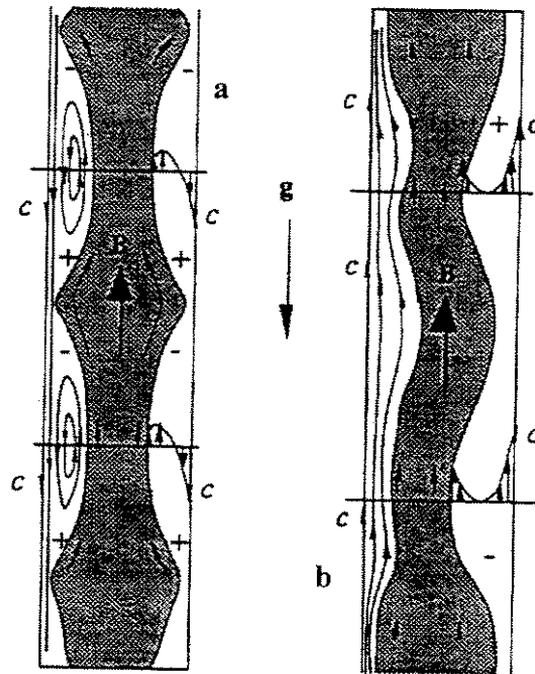


Figura 3.8: Efeito do Empuxo nas Ondas Dente de Serra, Escoamento Ascendente (a), e nas Ondas Distorcidas, Escoamento Descendente (b). Bai (1995).

A força resultante das pressões geradas na frente e atrás das cristas (designadas por + e - respectivamente) e o empuxo (designado por B) atuam na mesma direção no escoamento ascendente (a) esticando a haste que une as cristas; enquanto no caso descendente atuam em direção oposta comprimindo e gerando ondas Distorcidas.

Escoamento Anular Perturbado (DCAF) e Ondas Distorcidas - Fluxo Descendente. No escoamento anular descendente o gradiente de pressão atua em direção contrária ao empuxo, (Figura 3.8), comprimindo e desacelerando o núcleo de óleo, aumentando portanto sua fração dentro da tubulação e gerando em alguns trechos escoamento anular perfeito (PCAF). Em outros trechos da tubulação se gera um tipo de fluxo no qual o PCAF é perturbado pela presença de ondas Distorcidas (Figura 3.9). Este regime de escoamento é chamado de Escoamento Anular Perturbado.

As ondas em Espiral (Distorcidas) têm uma velocidade de avanço aparente maior que a velocidade superficial do óleo ou da água.

Quando a vazão de água é fixada, numa faixa pequena a moderada, onde as ondas Distorcidas aparecem, o passo (parafuso) aumenta com o incremento da vazão de óleo. Desta forma chega-se a obter o escoamento anular perfeito.

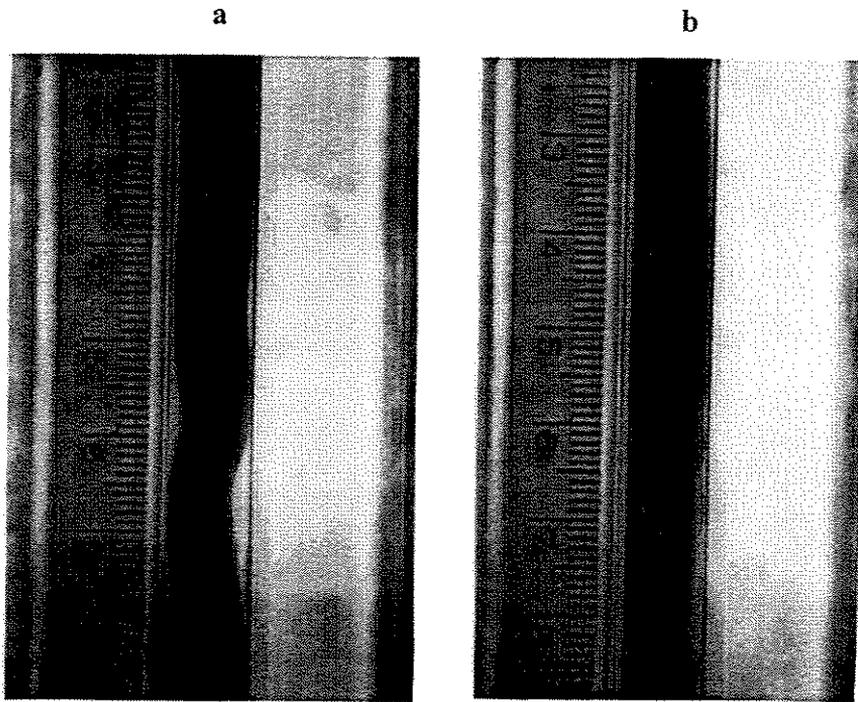


Figura 3.9: Escoamento Anular Perturbado (DCAF) (a) e em outros o Escoamento Anular Perfeito (PCAF) (b). Bai (1995)

Ondas Dentes de Serra (Bambu) Perturbadas (DBW). Quando os gradientes de pressão são relativamente grandes e o fluxo é mais veloz, as diferenças entre o escoamento ascendente e o descendente, marcadas pela importância do empuxo (diferença das densidades) no escoamento, desaparecem. Em outras palavras, a importância do empuxo dentro do escoamento é reduzida frente aos gradientes hidrodinâmicos os quais dominam o fluxo. Esta situação gera uma geometria muito similar nos dois tipos de escoamento (ascendente e descendente), a qual se caracteriza pela presença de ondas Dente de Serra continuamente perturbadas (Figura 3.10).

Na Figura 3.10 pode-se observar ainda, algum efeito do empuxo, esticando as ondas no caso ascendente e comprimindo-as no caso descendente.

Ao diminuir a velocidade do fluxo, os filamentos que unem as cristas das ondas, no caso ascendente se afinam formando as ondas Dente de Serra, enquanto no escoamento descendente, se engrossam formando colunas de óleo lubrificadas pela água (escoamento anular perfeito), perturbadas em alguns trechos por as ondas Distorcidas.

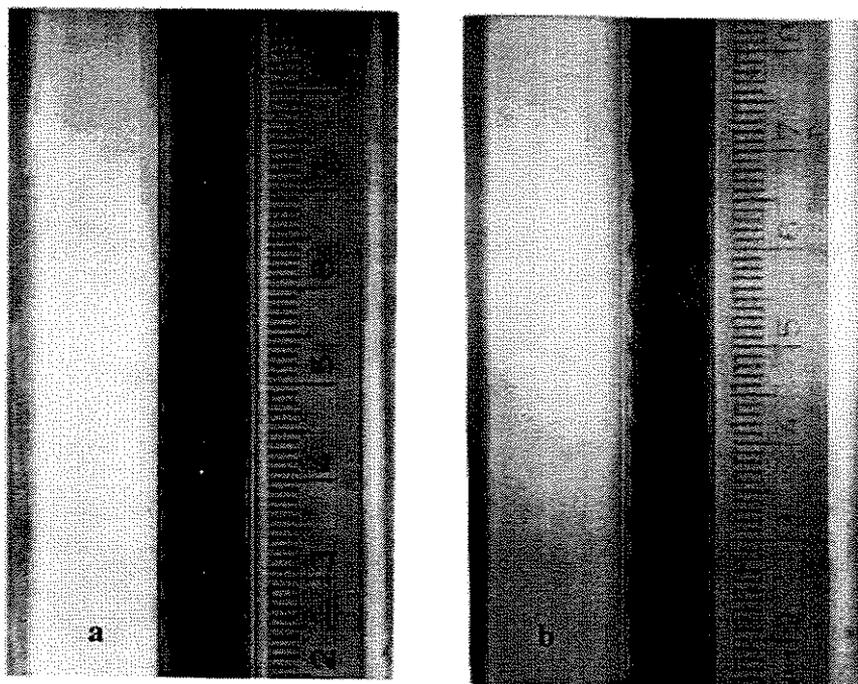


Figura 3.10: Ondas Bambu Perturbadas. (a) Escoamento Descendente e (b) Escoamento Ascendente. Bai (1995)

A vazões de óleo maiores (e baixas vazões de água) o óleo tende a deslocar a água da parede da tubulação, incrustando-se e contaminando-a, formando em alguns casos uma configuração de três camadas: óleo na parede mais um núcleo de óleo lubrificado por água.

Se a vazão de óleo aumenta ainda mais, o núcleo de óleo perde totalmente sua integridade formando uma dispersão de água em óleo, perdendo também todas as propriedades de lubrificação do escoamento.

Quando as vazões de água são muito maiores que as do óleo, aparecem as dispersões de óleo em água, as quais mantêm as propriedades de lubrificação. Este tipo de dispersão é de interesse para a indústria, tanto por sua facilidade de transporte, como também por seu uso como combustível (por exemplo a Orimulsion na Venezuela).

A diferenciação dos diferentes padrões de fluxo é apresentada em mapas de fluxo. Um exemplo destes mapas ilustra-se na Figura 3.12, onde o padrão é identificado por pontos num plano j_w, j_o , que representam a velocidade superficial da água e do óleo respectivamente.

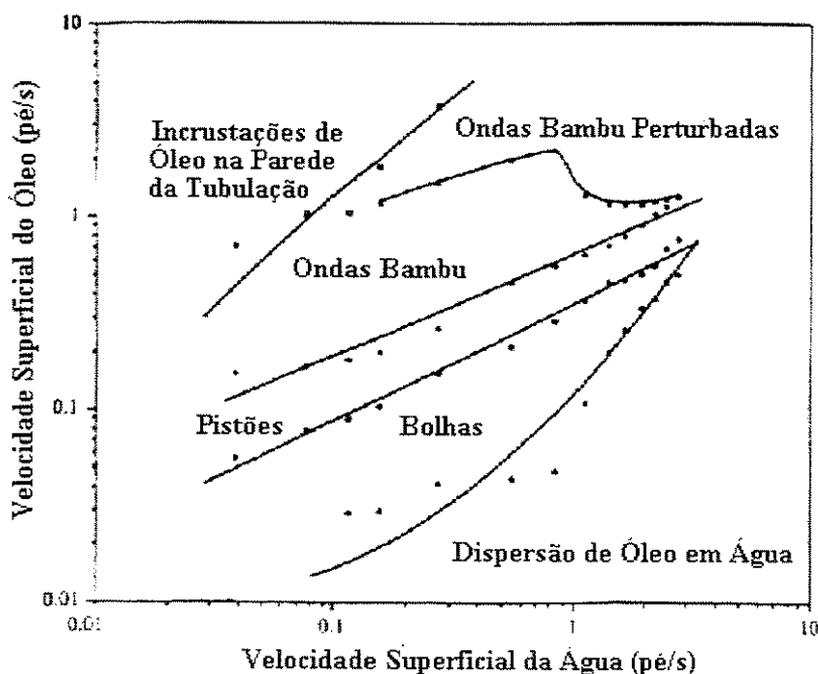


Figura 3.11: Mapa de Fluxo para o Escoamento Óleo - Água Ascendente. Experimentos feitos por Bai *et al* (1992).

3.7.2 O *Hold Up Ratio* no Escoamento Anular Ascendente e Descendente

No escoamento anular, no qual não existe uma mistura homogênea, espera-se que o *hold up ratio* seja diferente da unidade. No caso horizontal o bom senso permite pensar que o líquido em

contato com a parede é retardado e tende a acumular-se na tubulação, se fosse água o líquido em contato com a tubulação o *hold up ratio* seria, de acordo com a equação 3.10, maior que um.

A aplicação desta idéia para o caso vertical, não é do todo correta, já que os efeitos do empuxo têm um papel bem importante.

No caso ascendente, o empuxo acelera o óleo, enquanto no escoamento descendente o óleo é desacelerado. Isto implica, para as mesmas vazões (água e óleo), maior fração de óleo no caso descendente e maior fração de água no caso ascendente.

Lembrando que:

$$h = \frac{Q_o/Q_w}{\Omega_o/\Omega_w} = \frac{Q_o/Q_w}{A_o/A_w} = \frac{V_o}{V_w} \quad (3.9)$$

Onde:

h = *hold up ratio*

Q_o = Vazão de óleo

Q_w = Vazão de água

A_o = Área do óleo

A_w = Área da água

Ω_o = Volume do óleo *in situ*

Ω_w = Volume da água *in situ*

V_o = Velocidade média do óleo

V_w = Velocidade média da água

De acordo com a equação anterior e para as mesmas vazões óleo e água, o *hold up ratio* é maior no caso ascendente que no descendente.

Diferentemente do caso horizontal e do vertical ascendente, no escoamento descendente pode-se obter valores de *hold up ratio* igual a zero. Isto ocorre quando existe previamente óleo na tubulação, sem um novo suprimento do mesmo ($Q_o = 0$). O escoamento apresenta-se como um pistão de óleo perfeitamente lubrificado pela água, o qual é levantado pelo empuxo em contra do fluxo de água, existindo um equilíbrio entre as forças de empuxo e de arrasto.

Conforme as medidas da fração de óleo (*hold up* do óleo), para o caso ascendente onde as ondas Dente de Serra caracterizam o escoamento, o *hold up ratio* é constante (= 0,39 foi o valor determinado no estudo). Isto é, não depende das vazões volumétricas dos líquidos nem da sua razão. Enquanto para o caso descendente o *hold up ratio* é fortemente afetado por estas variáveis. Esta afirmação é válida para os experimentos desenvolvidos por Bai (1995).

Esta situação muda quando o gradiente hidrodinâmico domina o escoamento (em altas velocidades); neste caso os efeitos da gravidade desaparecem, e com eles as diferenças entre o escoamento ascendente e o descendente, de tal forma que o *hold up ratio* tende ao mesmo valor = 0,39.

3.7.3 Gradientes de Pressão Escoamento Anular Vertical

Das medições do gradiente de pressão para diferentes vazões de óleo e água, obteve-se um resultado importante: para uma vazão fixa de óleo, existe uma vazão ótima de água que minimiza o gradiente de pressão por atrito (para estes experimentos a vazão de água ótima traduzida na razão das vazões Q_w/Q_o esteve entre 0,2 e 0,8). Isto significa que o fluxo de água pode ser ajustado para minimizar o gasto de energia para transportar uma dada vazão de óleo.

O mínimo gradiente de pressão foi observado na região das ondas Dente de Serra, no caso do escoamento ascendente, e na região de escoamento anular perturbado (DCAF) no caso descendente (nesta região aparecem as ondas Distorcidas e o PCAF). Os gradientes de pressão no escoamento descendente foram menores. Isto mostra que a geometria presente no DCAF é mais eficiente do que as ondas Dente de Serra.

Os gradientes de pressão medidos foram comparados com os determinados utilizando a teoria de escoamento anular perfeito (PCAF), chegando às seguintes conclusões:

- As perdas de carga requeridas para transportar em *core flow*, óleo de 0,6 Pa.s (601 cP) a uma determinada vazão, são aproximadamente 200 vezes menores que as requeridas para transportar o mesmo óleo à mesma vazão, mas sem lubrificação. Assim sugere-se uma aproximação para este fator de redução como um terço da relação das viscosidades ($\mu_o/3\mu_w$).
- As perdas de carga requeridas para transportar uma dada vazão de óleo em escoamento anular, são da mesma ordem que aquelas obtidas para transportar água em fluxo monofásico à vazão total da mistura (Q_w+Q_o). Os gradientes de pressão medidos foram aproximadamente 3 vezes superiores os da água escoando em fluxo laminar monofásico. Para determinadas vazões a água pode escoar em fluxo turbulento e este fator pode chegar a um.
- Escoamento anular perturbado (DCAF) é mais eficiente, com gradientes de pressão pouco superiores e algumas vezes menores que aqueles calculados para o escoamento anular perfeito.

Capítulo 4

Aparato Experimental

4.1 Descrição

Com o intuito de estudar o comportamento do escoamento anular óleo - água e visando sua aplicação na produção e transporte de óleos pesados, construiu-se um aparato experimental, o qual foi instalado no laboratório de estudos de fluxo multifásico (Multlab) do Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp.

O aparato experimental é basicamente um circuito fechado que consta de: 1) tanque de separação gravitacional óleo - água. 2) sistema de bombeio dos fluidos. 3) sistema de instrumentação. 4) sistema de injeção dos fluidos. 5) tubulação de condução do escoamento.

Na Figura 4.1 ilustra-se de forma esquemática o aparato experimental. Os fluidos armazenados no tanque de separação são conduzidos até o bocal de injeção por linhas de PVC de 1,9 cm (3/4 pol.) de diâmetro para a água e de 7,46 cm (3 pol. nominal) para o óleo. Para este fim, foram instaladas duas bombas, uma de engrenagem (para a água) e a outra de cavidades progressivas (para o óleo), cada uma controlada mediante um inversor de frequência acoplado ao seu respectivo motor.

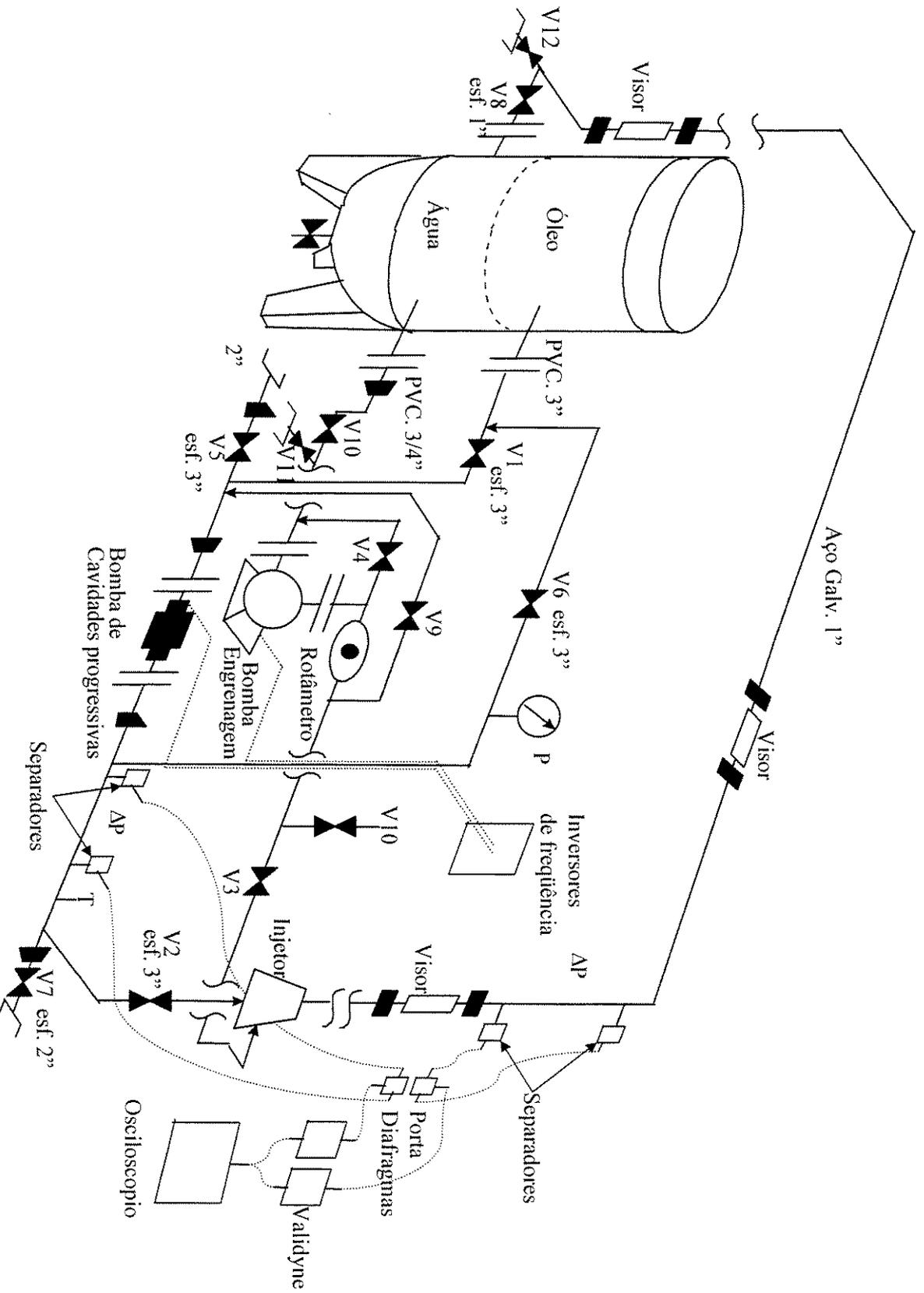


Figura 4.1 : Esquema do Aparato Experimental

A vazão de água é medida utilizando-se um rotâmetro; enquanto a vazão de óleo é calculada a partir de medidas de diferença pressão e temperatura, assumindo-se fluxo laminar, num trecho horizontal de 0,71 m. antes da entrada ao injetor. Uma outra forma de calcular a vazão de óleo é utilizando a rotação da bomba. Cada uma das vazões pode ser controlada utilizando o inversor de frequência ou as válvulas de *bypass*.

O injetor induz a estrutura do escoamento, permitindo que a água escoe junto a parede da tubulação, de tal forma que o óleo inicia seu escoamento pelo centro do duto.

O escoamento bifásico é conduzido por uma tubulação de aço galvanizado de 2,76 cm diâmetro interno (1 pol. nominal), inicialmente por um trecho vertical de 1,70 m., onde se localiza a seção teste. Esta seção tem um trecho de 0,84 m. utilizado para as medições de diferença de pressão, além de um visor de vidro que permite observar a estrutura do escoamento. O comprimento de entrada do fluxo bifásico desde o injetor à seção teste corresponde a 30 vezes o diâmetro da tubulação, espaço suficiente para o desenvolvimento do escoamento.

Segue um trecho horizontal (5,43 m) e um trecho vertical descendente (1,78 m.), cada um com seu visor e tomadas para a instalação da instrumentação. Posteriormente a mistura entra no tanque onde se realiza a separação gravitacional dos líquidos.

4.1.1 Tanque de Separação

O tanque de separação foi projetado e construído baseado especialmente nas condições de operação esperadas e nas características dos fluidos utilizados.

A capacidade máxima do tanque é de 1500 l, com as seguintes dimensões nominais: diâmetro interno de 1 m, e altura total de 2,215 m. O material de construção utilizado foi a fibra de vidro.

Com o intuito de melhorar a eficiência de separação, foram construídas e instaladas duas barreiras dentro do tanque, colocadas de tal forma que permitem a captação dos líquidos já

separados de uma forma mais limpa e segura. Da mesma forma foi construído um visor, por onde se pode observar o desenvolvimento da separação dentro do tanque.

A Figura 4.2 apresenta os componentes e as dimensões nominais do tanque de separação.

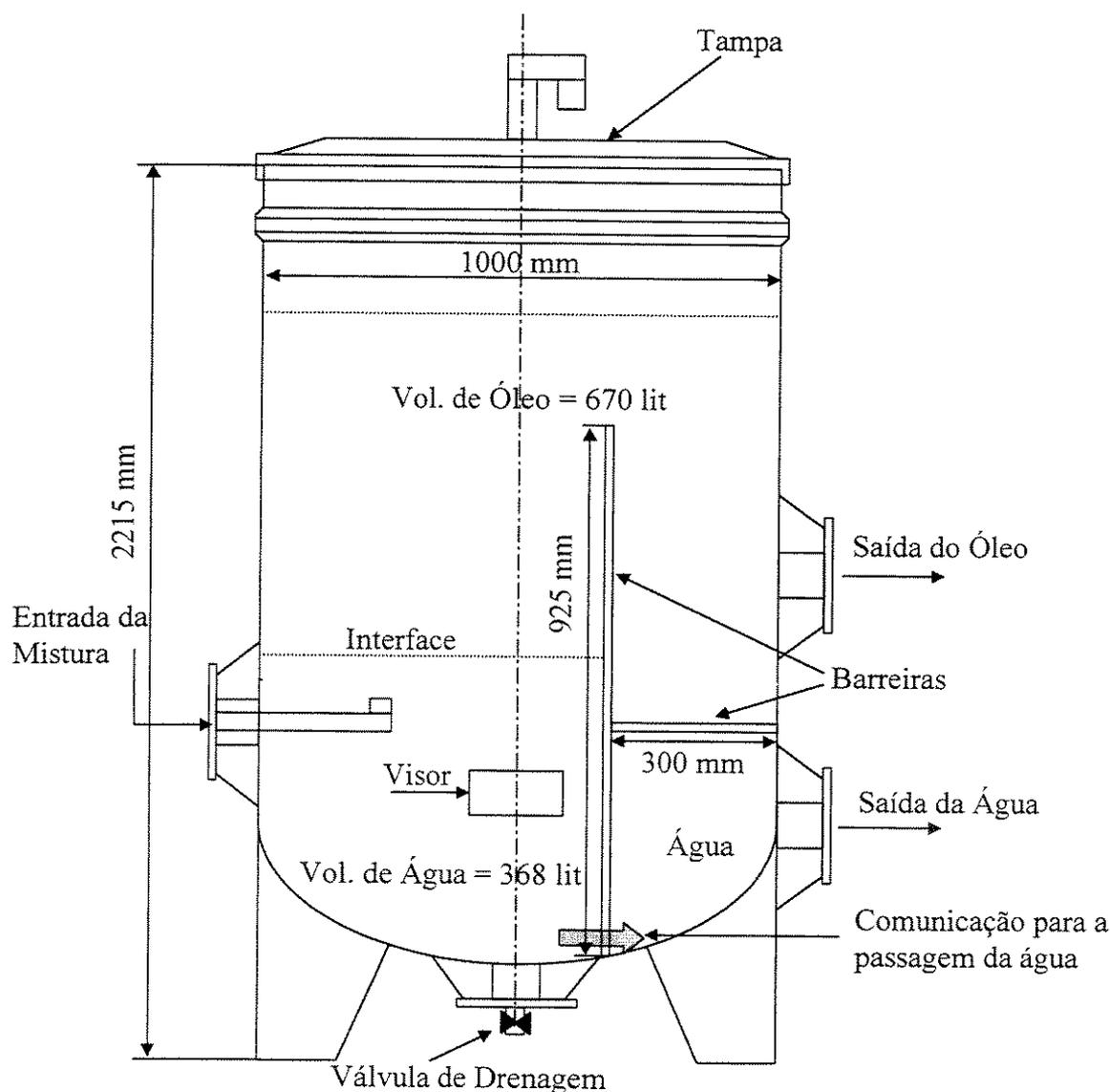


Figura 4.2: Tanque de Separação Gravitacional

O volume ocupado pela água e pelo óleo é de aproximadamente 368 l e 670 l respectivamente. De acordo com isto e tendo em conta as vazões máxima e mínima de operação,

a seguinte tabela apresenta o tempo de retenção mínimo e máximo associado a cada uma destas vazões.

Tabela 4.1: Tempo de Retenção Mínimo e Máximo Esperado no Tanque de Separação.

	Q máx. (Gpm)	Q máx. (lit/min)	Q mín. (Gpm)	Q mín. (lit/min)
Óleo	16,62	62,91	4,7	17,79
Água	5	18,93	1	3,79
total	21,62	81,84	5,7	21,58
	T.R. (minutos) =	12,68	T.R. (minutos) =	48,11

T.R. = Tempo de retenção em minutos

4.1.2 Sistema de Bombeio dos Fluidos

O sistema de bombeio consiste em dois diferentes conjuntos de bomba – motor – inversor de frequência, um para cada fluido.

A seguinte tabela apresenta as especificações fornecidas pelo fabricante para os componentes de cada conjunto do sistema.

Tabela 4.2: Especificações dos Componentes do Sistema de Bombeio

Fluido	Bomba			
	Rotação máx (Rpm)	Pressão (Kgf/cm ²)	Volume/ciclo (lit/ciclo)	
Água	1750	1	0,0608	
Óleo	900	6	0,5	
Fluido	Motor de Indução Trifásico			
	Potência (HP)	Frequência (Hz)	Voltagem (Vol)	Corrente (Amp)
Água	1,5	60	220	5,6
Óleo	10	60	220	28
Fluido	Inversor de Frequência			
	Potência (HP)	Frequência de entrada (Hz)	Voltagem de saída (Vol)	Frequência de saída (Hz)
Água	0,5 - 2	50/60	0 - 230	0-400
Óleo	1 - 50	50/60	1 - 230	0-400

A Figura 4.3 ilustra os componentes deste sistema.

A função do inversor consiste em controlar a frequência de alimentação do motor, o que permite o controle da rotação da bomba e portanto o controle da vazão do fluido.

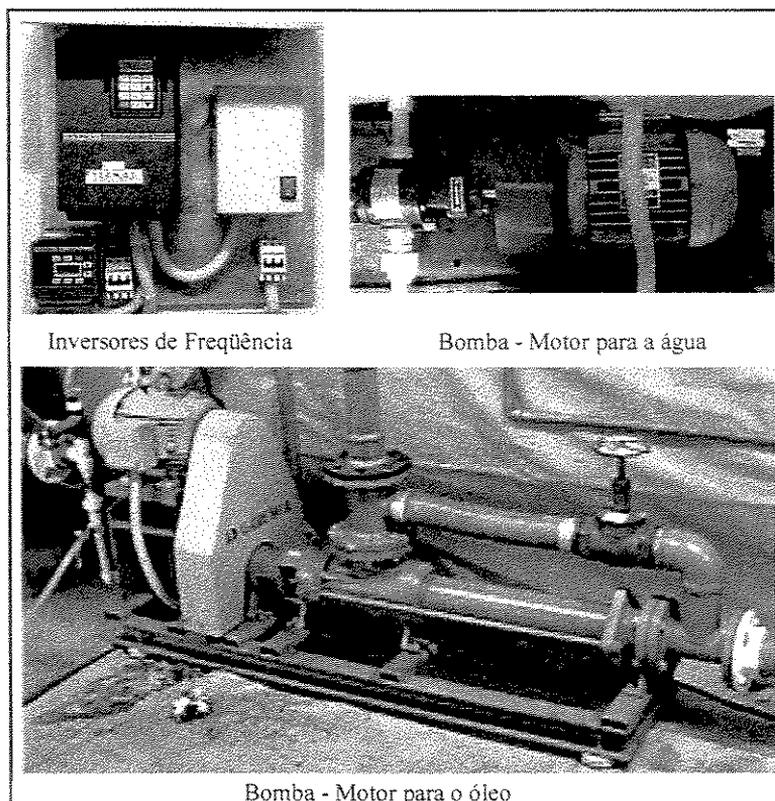


Figura 4.3 Sistema de Bombeio dos Fluidos

4.1.3 Sistema de Instrumentação

As variáveis medidas neste estudo foram: a vazão de água, a vazão de óleo (indiretamente a partir de temperatura e queda de pressão na linha de alimentação ou mediante a rotação de bomba) e a diferença de pressão no trecho vertical (seção teste).

Para a medição da vazão de água utilizou-se um rotâmetro cuja faixa de operação é de 0 - 0,315 l/s (0 - 5 Gpm) com uma precisão mínima de $\pm 4\%$ do fundo de escala o que corresponde a 0,2 Gpm (0,0126 l/s). O controle da vazão pode ser feito, utilizando a válvula de *bypass* ou mediante o inversor de frequência.

Durante a operação do *core flow*, existe uma variação contínua na pressão do sistema, devido às ondulações na interface e à eventual incrustação do óleo na parede da tubulação. Quando o controle da vazão é realizado mediante a válvula de *bypass*, esta variação na pressão do sistema gera refluxo (pelo *bypass*) criando instabilidade na leitura da vazão. Portanto, decidiu-se controlar a vazão com o inversor, deixando a válvula de *bypass* totalmente fechada.

Para o cálculo da vazão de óleo foram instaladas: uma tomada para a medição da temperatura e outras duas para a medição da diferença de pressão num comprimento horizontal de 0,71 m. antes da entrada ao injetor. (Figura 4.4).

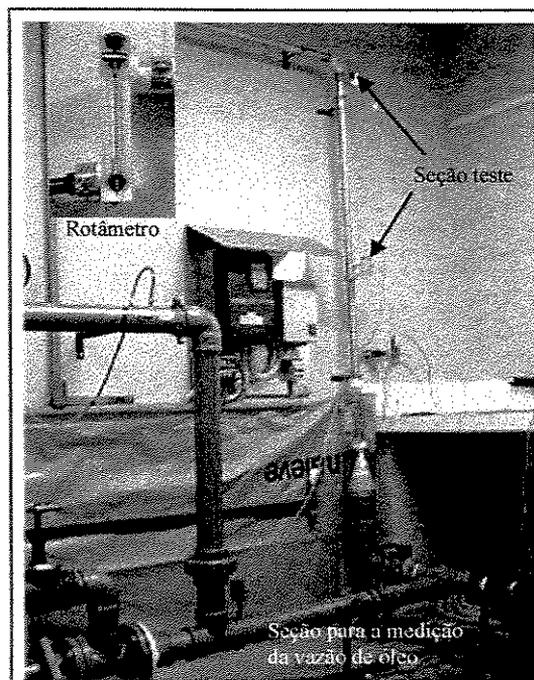


Figura 4.4: Sistema de Instrumentação

A medição da diferença de pressão se faz utilizando um transdutor diferencial *Validyne*, cujo diafragma (Nº 32) tem um *range* de operação de 0 - 140 cm água (13,7 KPa) e foi calibrado a 135 cm água (13,2 KPa) como 100 % da sua escala. Isto permite cobrir toda a faixa de pressão associada às vazões esperadas nos testes.

Para melhorar a qualidade da medição, o *Validyne* foi acoplado a um osciloscópio o qual reporta a média temporal das leituras (do *Validyne*), para uma determinada escala no tempo. Igualmente, se construíram pequenos separadores localizados em cada tomada de pressão, de tal forma que evitam a entrada do óleo nas mangueiras que transmitem a pressão ao diafragma.

A temperatura foi medida diretamente em graus Celsius utilizando um *Termopar* cuja faixa de operação era de 0 – 199 °C (com erro absoluto de 1 °C).

Mediante análises de laboratório se determinou o comportamento reológico do óleo para diferentes temperaturas, obtendo uma curva da viscosidade em função da temperatura. (Na seção 4.2 se discutirá com mais detalhe este assunto).

A vazão de óleo é calculada a partir da formulação para o cálculo da perda de carga do escoamento laminar monofásico, utilizando as variáveis medidas (pressão e temperatura) e a curva da viscosidade do óleo em função da temperatura. (Ver seção 4.3).

Outro método para o cálculo da vazão de óleo é utilizando a leitura das revoluções por minuto (Rpm) do eixo do motor, reportada no *display* do inversor de frequência. (Ver seção 4.3).

Da mesma forma que a água e pela mesma razão, o controle da vazão do óleo se faz com o inversor de frequência deixando a válvula de *bypass* fechada.

Adicionalmente foi instalado um manômetro na linha de condução do óleo com o fim de estabelecer um controle da pressão do sistema. A pressão máxima de operação é 588,4 KPa (6 Kgf/cm²), que é o limite máximo suportado pela bomba de óleo.

A pressão na seção teste é medida através de um outro *Validyne*, o qual utiliza um diafragma (Nº 20) que cobre a faixa de pressão de 0 – 8,8 cm água (0,86 KPa), suficiente para a ordem de grandeza da diferença de pressão esperada no escoamento anular óleo – água.

Esta faixa de pressão permite cobrir um amplo campo de condições de operação, que para nosso experimento foram de 0,297 l/s - 1,045 l/s (4,7 Gpm – 16,62 Gpm) para a vazão de óleo e de 0,063 l/s até 0,315 l/s (1 Gpm – 5 Gpm) para a vazão de água.

Este *Validyne* foi calibrado a 8,5 cm água (0,83 KPa) como 100% da sua escala e igualmente que no caso do óleo, as medidas de pressão reportadas, são médias temporais, (numa determinada escala no tempo) dadas pelo mesmo osciloscópio. Também foram construídos separadores para as tomadas de pressão.

Os *Validynes* possuem, segundo o fabricante, precisão de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala, o que resulta num erro absoluto de 4,3 Pa para a medição da diferença de pressão na seção teste e de 68,7 Pa para o caso do óleo. Além deste erro deve-se ter em conta os possíveis erros cometidos na leitura e na calibração dos dispositivos.

4.1.4 Sistema de Injeção dos Fluidos

Com o objetivo de induzir a estrutura do escoamento foi construído um injetor o qual é ilustrado na Figura 4.5.

Este dispositivo consta de duas partes: um cone e um bocal, os quais ao serem acoplados induzem o formato anular do escoamento.

A água injetada pelas entradas laterais é dirigida através de um espaço anular de 1 mm entre a parede externa do cone que conduz o óleo e a parede interna do bocal

Desta forma o óleo é localizado no centro do duto e a água sai do injetor formando um anel ao redor do fluxo de óleo.

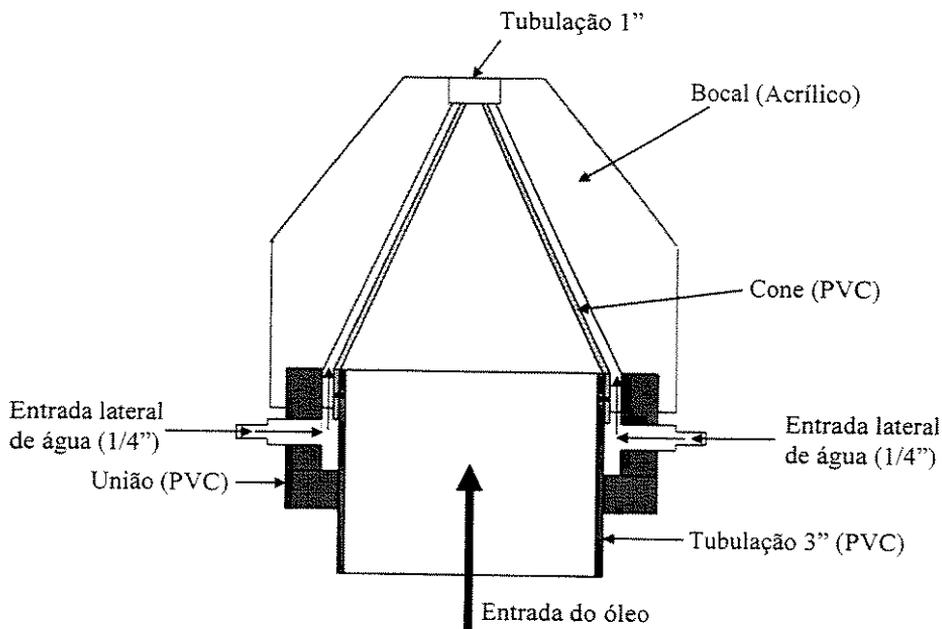


Figura 4.5: Injetor

4.1.5 Tubulação de Condução do Escoamento

A linha que conduz o escoamento tem 2,76 cm de diâmetro interno (1 pol. nominal) e está construída em aço galvanizado.

A seleção do material da linha foi baseada nos bons resultados obtidos por este aço nos experimentos do Ribeiro (1995), os quais reportam uma maior prevenção à contaminação do óleo, comparado com outros tipos de aços. Estes testes foram feitos hidratando os aços, previamente, numa solução 1% de *meta-silicato de sódio*.

O desenvolvimento do escoamento pode ser acompanhado através de três visores localizados ao longo da linha; um no trecho vertical ascendente, outro na parte horizontal e o ultimo no trecho vertical descendente.

A seleção do material dos visores de fez mediante um teste, onde se compara o grau de aderência do óleo no acrílico e no vidro.

O teste consistiu em deixar duas amostras (tubos de ensaio), uma de cada material, numa solução 1% de *meta-silicato de sódio*, por dois dias. Depois, os tubos foram cheios de óleo e deixados em repouso por outros dois dias. Posteriormente o óleo foi deslocado com água.

O acrílico ficou impregnado de óleo, sendo muito difícil sua limpeza, enquanto o vidro ficou totalmente limpo, evidenciando seu carácter hidrofílico/oleofóbico e sua vantagem na prevenção à incrustação do óleo.

4.2 Caracterização dos Fluidos

O óleo utilizado neste estudo é um óleo combustível N° 1B, produzido pela Replan e a água é a fornecida pelo sistema domiciliar.

Com o fim de monitorar as características da água e do óleo utilizado, se fez um seguimento da densidade e da viscosidade antes, durante e depois dos testes experimentais.

Os resultados para a água são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Seguimento das Características da Água

	15/04/98 (antes)	29/09/98 (durante)	14/10/98 (depois)
Densidade (Kg/m ³) @ 25 °C	999,8	1000,3	1000,2
Viscosidade (Pa.s) @ 25 °C	0,000923	0,000927	0,000926

A viscosidade da água foi medida utilizando um viscosímetro cinemático, modelo *Cannon - Frenske* e cronômetro; e a densidade, mediante um picnômetro aforado a 50 ml e balança de precisão.

Pode observar-se que as características da água praticamente não mudaram durante o desenvolvimento de todo o experimento. Se nota um leve incremento da densidade e da viscosidade com respeito aos valores originais, isto se deve à presença de pequenas quantidades de *meta-silicato de sódio* na linha, as quais entram em solução com a água do sistema.

A caracterização reológica do óleo foi feita utilizando um reômetro de cilindros coaxiais (tipo ZA15), o qual permite gerar a curva: tensão de cisalhamento & taxa de deformação, a diferentes temperaturas.

As temperaturas dos testes foram: 15, 25, 35 e 45 °C. As Figura 4,6, 4,7 e 4,8 ilustram o comportamento reológico a cada uma destas condições e para cada etapa do experimento.

De acordo com estas curvas, o óleo tem comportamento aproximadamente newtoniano, onde a viscosidade é independente da taxa de deformação e da tensão de cisalhamento.

Este comportamento se mantém ao longo de todo o experimento para a temperatura ambiente média do laboratório (25 °C), embora exista um pequeno desvio do comportamento newtoniano, (passa a ser Bingham), à temperatura de 15 °C na etapa final dos testes.

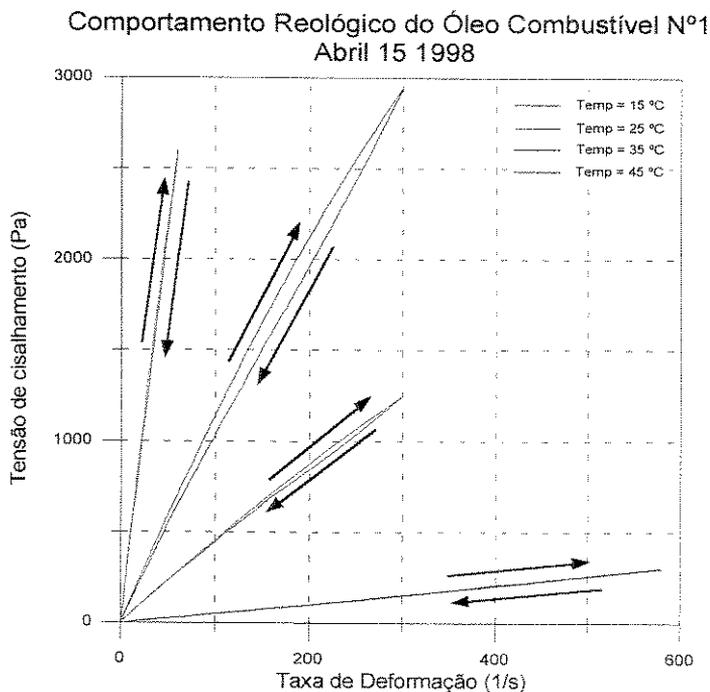


Figura 4.6: Comportamento Reológico do Óleo, Antes dos Experimentos

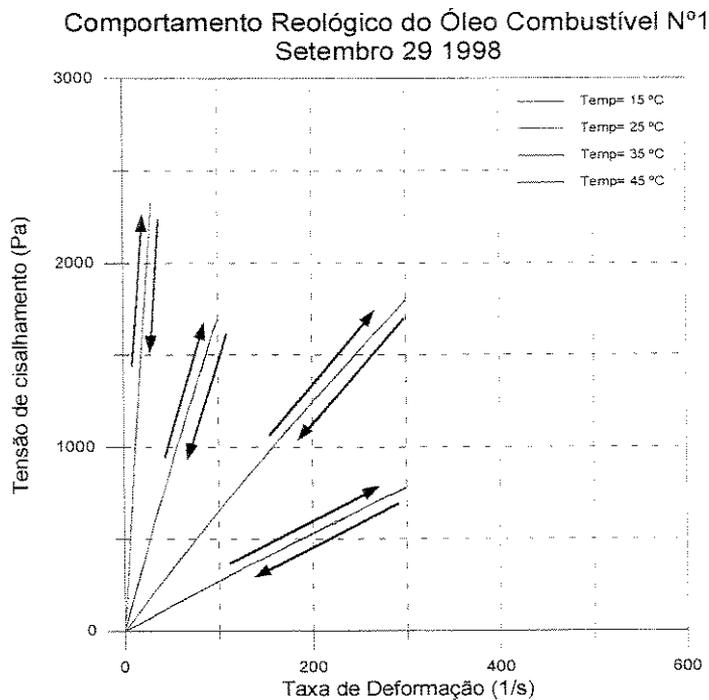


Figura 4.7: Comportamento Reológico do Óleo, Durante os Experimentos

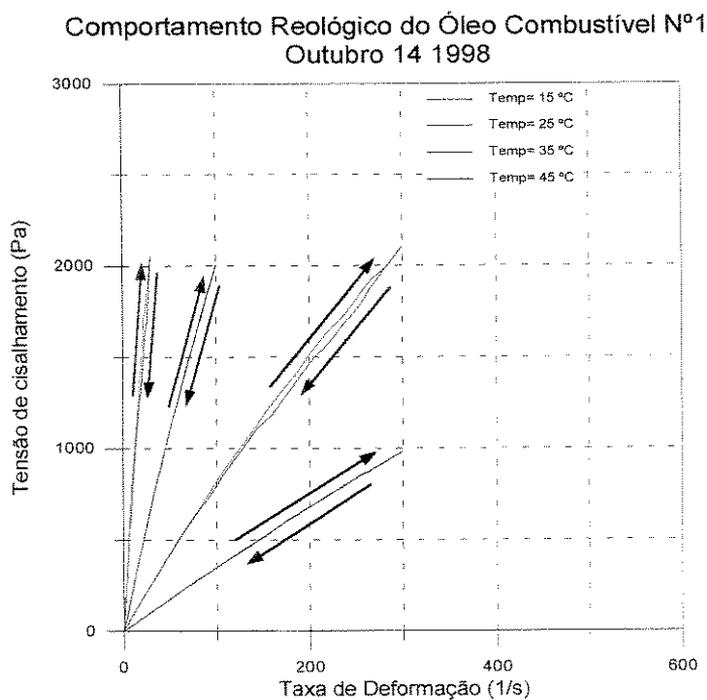


Figura 4.8: Comportamento Reológico do Óleo a Diferentes Temperaturas, Depois dos Experimentos

Na Figura 4.9 ilustra-se o comportamento da viscosidade com a temperatura para cada etapa do experimento.

Nesta figura pode-se observar, à medida que se desenvolvem os testes, um incremento gradual da viscosidade do óleo a cada temperatura. Este aumento deve-se à presença de pequenas gotas de água emulsionadas no óleo como também à possível perda de leves devido à degradação do óleo durante o tempo da realização do experimento.

A operação do aparato experimental a altas velocidades, diminui o tempo de residência do tanque de separação e promove a formação de dita emulsão.

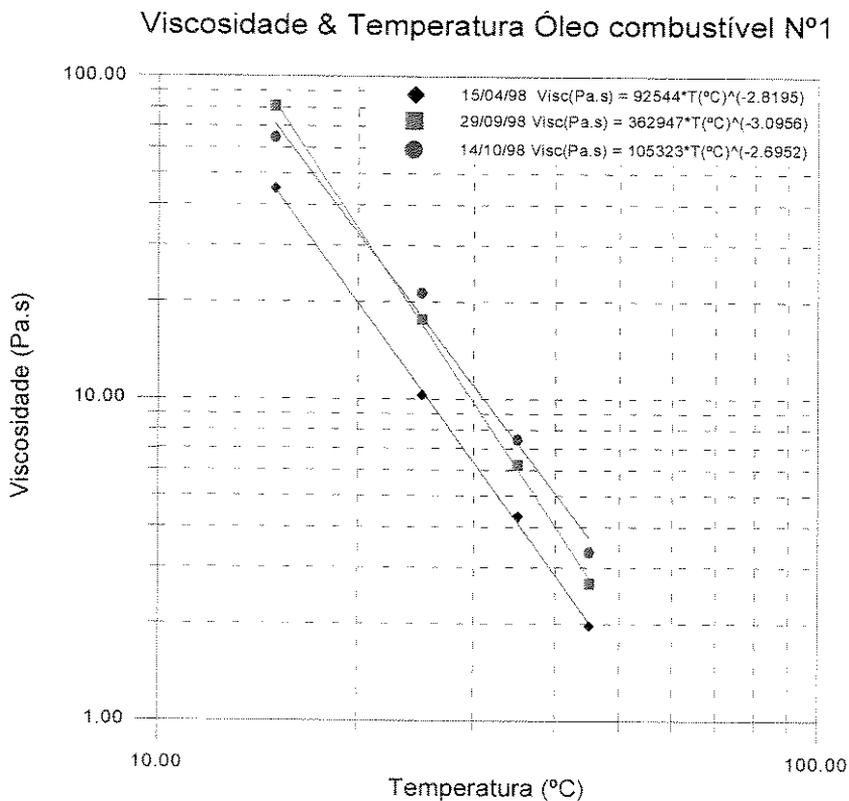


Figura 4.9: Comportamento da Viscosidade do Óleo em Função da Temperatura

Na Tabela 4.4 observa-se o seguimento da viscosidade do óleo às diferentes temperaturas.

Tabela 4.4: Seguimento da Viscosidade do Óleo

	15-Apr-98	29-Sep-98	14-Oct-98
T (°C)	Visc (Pa.s)	Visc (Pa.s)	Visc (Pa.s)
15	44,94	81,07	64,66
25	10,26	17,61	21,31
35	4,314	6,22	7,455
45	1,97	2,663	3,3392

A viscosidade à temperatura ambiente duplicou entre o início e o final dos testes.

A seguinte tabela apresenta a densidade do óleo em cada etapa do experimento.

Tabela 4.5: Seguimento da Densidade do Óleo

	15/04/98 (antes)	29/09/98 (durante)	14/10/98 (depois)
Densidade (Kg/m ³) @ 25 °C	954,6	963,6	972,0

De acordo com esta tabela, a densidade do óleo foi aumentando progressivamente desde o início até o final dos testes, este fato deve-se ao incremento gradual da presença de água emulsionada no óleo e a perda de frações leves do óleo.

4.3 Calibração de Instrumentos

A forma de testar a calibração do *Validyne* na seção teste foi comparando a diferença de pressão medida com a calculada, a partir da formulação do fator de atrito em escoamento monofásico, para diferentes vazões de água. Para o cálculo deste fator, se utilizou a correlação de Blasius, já que o regime de fluxo em todos os casos foi turbulento:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \lambda \frac{1}{2} \rho_w V_w^2 \therefore \lambda = 0,3164 Re_w^{-0,25} \therefore Re = \frac{\rho_w V_w D}{\mu_w} \quad (4.1)$$

Fazendo um balanço de pressões na seção teste, com água escoando só,

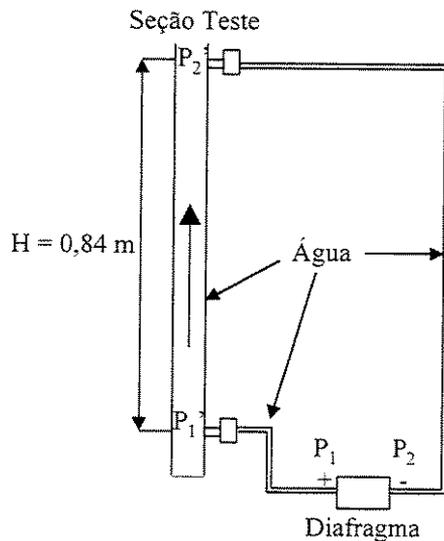


Figura 4.10: Medição da Pressão na Seção Teste

Pode-se observar que a pressão medida no *Validyne* corresponde à diferença de pressão devida ao atrito:

Assim,

$$P_1 - P_2 = (P'_1 - P'_2) - \rho_w gH \quad (4.2)$$

E

$$P'_1 - P'_2 = \rho_w gH + \Delta P_{\text{fricção}} \quad (4.3)$$

Então,

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{\text{fricção}} \quad (4.4)$$

A Figura 4.11 compara a diferença de pressão calculada e a medida para dois testes diferentes. Pode-se apreciar a boa concordância entre as duas situações.

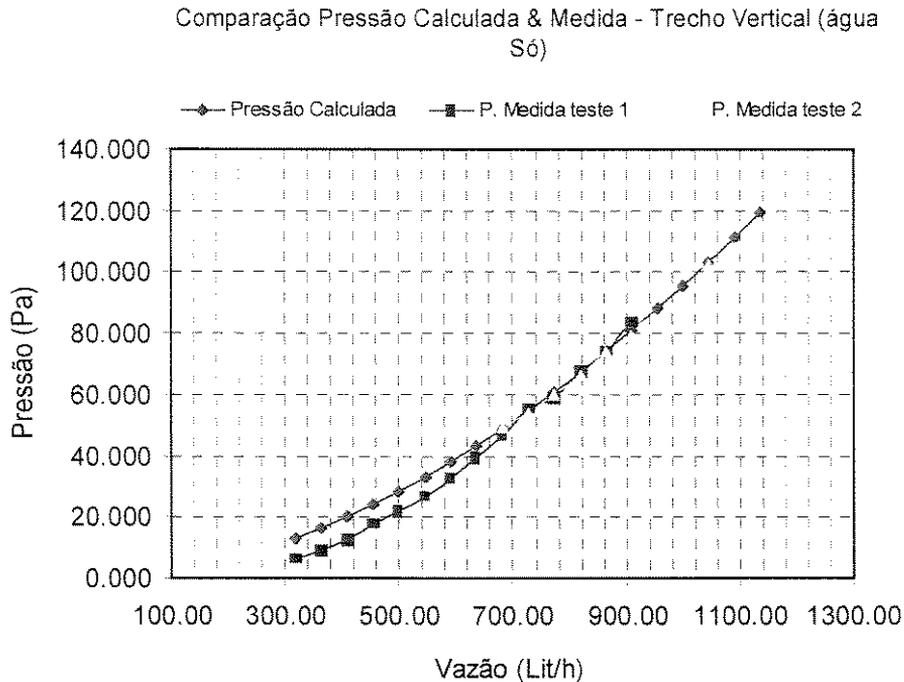


Figura 4.11: Comparação da Diferença de Pressão Calculada e a Medida na Seção Teste com Escoamento Monofásico de Água

A diferença entre os valores de pressão medidos e os calculados, para as vazões mais baixas é devido possivelmente a que a ordem de magnitude dos valores medidos é muito pequena, aumentando a probabilidade de erro na medição.

Os valores de pressão medidos podem ser utilizados como parâmetros de limpeza, de tal forma que após de operar a linha em *core flow*, deve-se circular água até alcançar estes valores, assegurando assim a limpeza da seção teste.

Por outra parte, a vazão de óleo é calculada mediante a formulação do gradiente de pressão para o escoamento laminar monofásico, num trecho horizontal de 0,71 m e 7,46 cm de diâmetro interno (3 pol. nominal), antes da entrada ao injetor:

$$Q_o = \frac{\Delta P}{\Delta L} \frac{\pi D^4}{128 \mu_o}, \quad (4.5)$$

onde a viscosidade do óleo pode ser expressa em função da temperatura por equações, que correspondem às funções que melhor se ajustam às medidas feitas no laboratório antes, durante e depois dos testes, (ver caracterização do óleo).

Na etapa preliminar do trabalho, quando o objetivo foi de validar os métodos de medição da vazão de óleo, utilizou-se a equação 4.6, que melhor ajusta os valores de viscosidade medidos antes do início dos testes:

$$\mu_o [Pa.s] = 92544T [^{\circ}C]^{-2,8195} \quad (4.6)$$

Uma outra forma de medir a vazão de óleo é mediante a leitura das revoluções por minuto (Rpm) do motor, reportadas pelo *display* do inversor de frequência.

Para este fim, mediram-se (usando um tacômetro) as rotações do motor e da bomba em diferentes frequências de operação. Igualmente, foram medidas as vazões associadas a estas frequências, utilizando para isto balança e cronômetro. O fluido utilizado foi a água.

As Rpm medidas no motor foram iguais às reportadas pelo inversor. Calculou-se então o valor das Rpm da bomba, a partir da relação de diâmetros entre o eixo do motor (89 mm) e a polia da bomba (300 mm). Este valor se correlacionou com o medido usando o tacômetro:

$$Rpm_{medido-bomba} = 0,956 \times Rpm_{calculada-relação-diâmetros} \quad (4.7)$$

Isto significa algum deslizamento da correia, entre o eixo do motor e a polia da bomba.

Teoricamente a bomba desloca 0,5 litro/volta, para obter um valor de acordo com a situação real, se correlacionou a vazão medida com as Rpm medidas na bomba e se determinou um novo valor do volume deslocado por volta, 0,476 l/volta.

Portanto, o cálculo da vazão de óleo é feito da seguinte forma:

$$Rpm_{calculado} = Rpm_{inversor} \frac{D_{eixo-motor}}{D_{poleia-bomba}} \quad (4.8)$$

$$Rpm_{medido-bomba} = 0,956 \times Rpm_{calculado} \quad (4.9)$$

$$Q_o[l/h] = 60 \times 0,476 \times Rpm_{medido-bomba} \quad (4.10)$$

A forma de validar estes dois métodos para a medição da vazão de óleo, foi comparar seus resultados para várias vazões com as medidas diretamente, reportando-se o tempo que demora a bomba em deslocar uma determinada massa de óleo, utilizando para isto balança e cronômetro.

O resultado desta comparação é ilustrado na Figura 4.12, no qual a linha contínua corresponde à vazão medida igual à calculada.

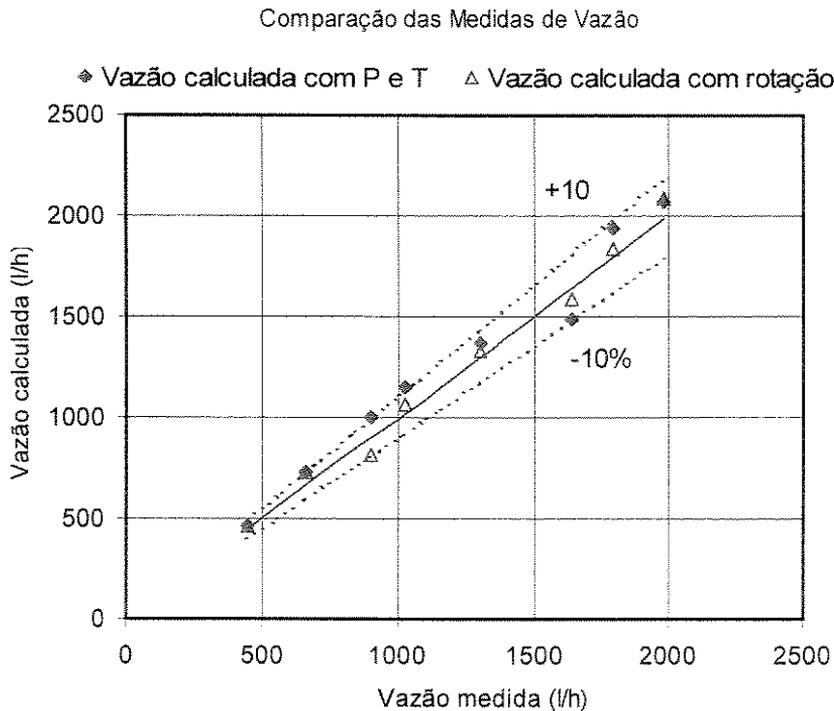


Figura 4.12: Comparação da Vazão de Óleo Calculada pelos dois Métodos com a Medida Diretamente

De acordo com esta figura, as vazões calculadas mediante a rotação da bomba estão mais perto das medidas experimentalmente.

Devido a isto, e ao fato da variação progressiva da viscosidade do óleo durante o desenvolvimento dos testes, decidiu-se utilizar os valores medidos mediante a rotação da bomba.

4.4 Operação do Aparato Experimental

A operação do aparato experimental é feita basicamente por três procedimentos:

- Procedimento de partida
- Procedimento de limpeza
- Procedimento de parada

Procedimento de partida. Para dar início à operação em *core flow*, é preciso ter certeza da limpeza da linha, isto é, sem ar nem óleo que afetem as medidas de pressão. Para tanto é necessário circular água até lograr esta condição. Em outras palavras, alcançar os valores de pressão reportados nos testes de calibração com água escoando só.

Uma vez limpa a linha, fixa-se uma determinada vazão de água (a suficiente para manter limpa a tubulação na hora de iniciar o escoamento de óleo), posteriormente se dá partida à bomba de óleo, tendo cuidado para que as válvulas de sucção e de *bypass* estejam abertas.

Abre-se então, a válvula localizada antes do injetor e se fixa a frequência do motor da bomba (vazão de óleo), deixando o *bypass* totalmente fechado. Se às condições iniciais (vazão de óleo e vazão de água) não se alcança o formato anular do escoamento, então se diminui a vazão de água até alcançar o padrão desejado.

Uma vez alcançado o *core flow*, deixa-se escoar o tempo suficiente para que a leitura da média temporal dos valores do *Validyne*, reportadas no osciloscópio, (num determinado intervalo

de tempo, 1 min) se estabilizem (normalmente os dois primeiros dígitos da leitura), obtendo assim escoamento em regime permanente.

Uma consideração importante durante a operação do escoamento anular, é o controle da pressão do sistema. Na montagem experimental deste trabalho, esta pressão deve manter-se abaixo de 6 Kgf/cm^2 , (588,4 KPa), como parâmetro de segurança do aparato.

Depois de estabilizado o escoamento, são reportadas as leituras do osciloscópio, isto é, as diferenças de pressão na seção teste (fluxo bifásico) e no trecho horizontal antes do injetor (para calcular a vazão de óleo). Simultaneamente, são tomadas as medidas de temperatura do óleo, Rpm do motor da bomba de óleo e a vazão de água.

Posteriormente, se parte para outra condição de fluxo, fixando-se a vazão de óleo e reduzindo-se a vazão de água. A diferença de pressão é medida para cada vazão de óleo com sete ou seis valores de vazão de água.

Depois de haver coberto a faixa de vazões de água para uma determinada vazão de óleo, ou eventualmente quando alguma medida não está dentro do esperado, se procede à limpeza da tubulação.

Procedimento de limpeza. Para limpar a tubulação deve-se deter o escoamento de óleo, abrindo o *bypass* da bomba, fechando a válvula localizada antes do injetor (V2 da Figura 4.1) e desligando a bomba. É claro que a bomba de água deve estar ligada, de tal forma que pela linha escoo unicamente água, até alcançar os parâmetros de limpeza. Este procedimento demora de 15 a 20 minutos.

Depois de uma ou duas semanas de testes, as paredes dos visores não se limpam com a mesma facilidade. Então é necessário hidratar, por dois dias, a tubulação com uma solução aquosa 1% de *meta-silicato* de sódio, após o que se retira a solução e se reiniciam os testes.

Procedimento de parada. Depois de limpa a tubulação, as bombas são desligadas, deixando sempre a válvula de sucção de óleo e a de *bypass* (da bomba de óleo) abertas.

Também é recomendável fechar a válvula de retorno do tanque de separação e a válvula da linha de água localizada antes do injetor (V3 da Figura 4.1).

4.4.1 Problemas na Operação

O problema mais crítico durante a operação do *core flow* é a contaminação das paredes da tubulação pelo óleo.

Este problema foi observado na etapa inicial dos testes e é evidente pelo aumento na pressão do sistema e na diferença de pressão na seção teste. Na figura 4.13 pode-se observar o estado de um visor depois de alguns testes preliminares.

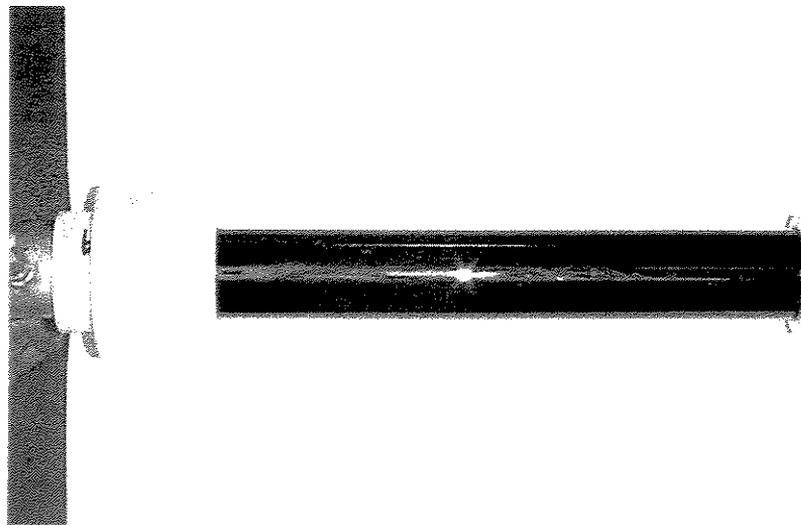


Figura 4.13: Visor Contaminado com Óleo

Em vista disso, se optou pela utilização do *meta-silicato* de sódio como aditivo para o tratamento prévio da tubulação.

O tratamento consiste em adicionar à tubulação uma solução aquosa 1% deste sal, hidratando a linha por dois dias. Depois deste tempo, a solução é retirada. Devido às características surfactantes deste aditivo, o contato do óleo com a solução, leva à formação de uma emulsão que de fato é indesejável, portanto é recomendável retirar a solução da tubulação evitando que entre no tanque de separação.

Esta solução preventiva permite a operação da linha por 7 a 10 dias, sendo que depois deste período a operação de limpeza resulta mais difícil, precisando então de um outro tratamento. Os testes foram feitos sem problemas depois da implantação desta solução.

A Figura 4.14 ilustra o estado de um visor depois de vários testes com a tubulação previamente tratada com *meta-silicato* de sódio. Nesta figura pode-se observar a facilidade com que o fluxo de água limpa o óleo da parede do duto.

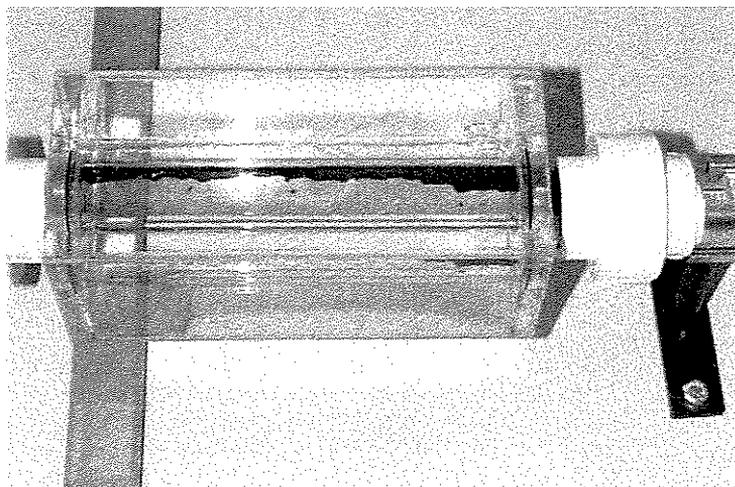


Figura 4.14: Ação de Limpeza do Fluxo de Água sobre as Paredes do Visor Previamente Tratado com *Meta-Silicato* de Sódio

A contaminação da parede da tubulação é mais crítica nos acidentes da linha, por exemplo, nas uniões, cotovelos e válvulas, devido a que nestas regiões a estrutura ondulada da interface óleo – água é perturbada, causando variações locais e instantâneas na posição da interface. À medida que o escoamento se afasta destas regiões a contaminação é cada vez menor. Este fato se

observa na seguinte figura, onde se apresenta um corte longitudinal de um cotovelo e de uma seção da tubulação, previamente tratados com o *meta-silicato*, e depois de vários dias de operação.

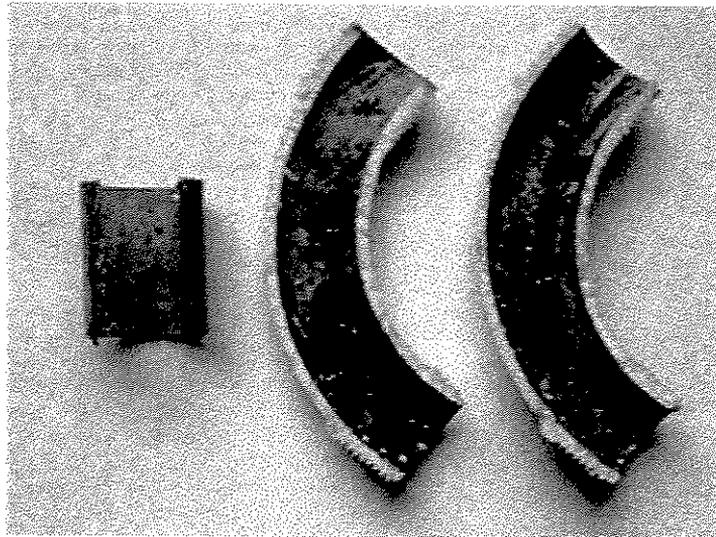


Figura 4.15: Incrustação do Óleo num Acidente da Linha (cotovelo) e numa Seção da Tubulação

Outra razão pela qual o cotovelo apresenta um estado maior de contaminação do que a seção da tubulação é que o material plástico, tipo PVC, é mais oleofílico que o metal (aço galvanizado) e portanto a eficiência do *meta-silicato*, na prevenção da incrustação do óleo, no caso do aço galvanizado é maior do que no PVC.

Capítulo 5

Resultados

Neste capítulo se apresentam os diferentes padrões de escoamento identificados (escoamento horizontal e vertical descendente) para toda a faixa de condições de operação, disponível no aparato experimental.

Adicionalmente, se apresentam os resultados obtidos da medição do gradiente de pressão por atrito e total, na elevação do óleo, utilizando o escoamento anular óleo - água, numa tubulação feita em aço galvanizado de 2,76 cm de diâmetro interno.

Finalmente se apresentam os diferentes parâmetros de eficiência na elevação do óleo utilizado, por meio do escoamento anular. Estes parâmetros se referem ao gradiente de pressão por atrito, à potência necessária para vencer as perdas por atrito, ao gradiente de pressão total e à potência total requerida em *core flow*, para elevar uma dada vazão de óleo, com respeito àqueles requeridos em escoamento monofásico do óleo à mesma vazão.

5.1 Condições de Ocorrência, Escoamento Anular Óleo - Água

De acordo com as facilidades instaladas no aparato experimental, é possível cobrir a seguinte faixa de condições de operação:

Vazão de água: 0,8 Gpm (0,050 l/s) a 5 Gpm (0,315 l/s)

Vazão de óleo: 2 Gpm (0,126 l/s) a 19,83 Gpm (1,251 l/s)

A Figura 5.1 ilustra esta faixa de condições de operação, expressa em termos das velocidades superficiais j_w e j_o .

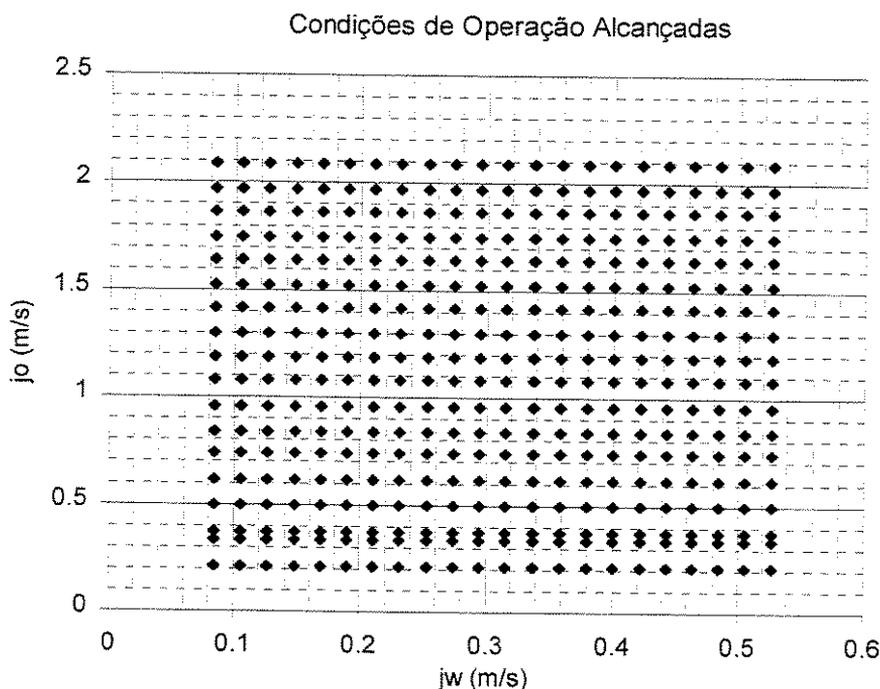


Figura 5.1: Condições de Operação Atingidas no Aparato Experimental

Com isto, foi possível identificar o padrão do escoamento para cada condição e gerar o respectivo mapa de fluxo, tanto para o escoamento horizontal como para o vertical descendente.

No escoamento vertical ascendente, o visor está localizado imediatamente após o injetor, razão pela qual as observações feitas aqui não são representativas, pois o escoamento não teve comprimento suficiente para seu completo desenvolvimento.

As observações feitas no caso vertical ascendente, reportam a presença do formato anular do escoamento, para todas as condições de operação estudadas. Na Figura 5.2 se ilustram três situações diferentes.

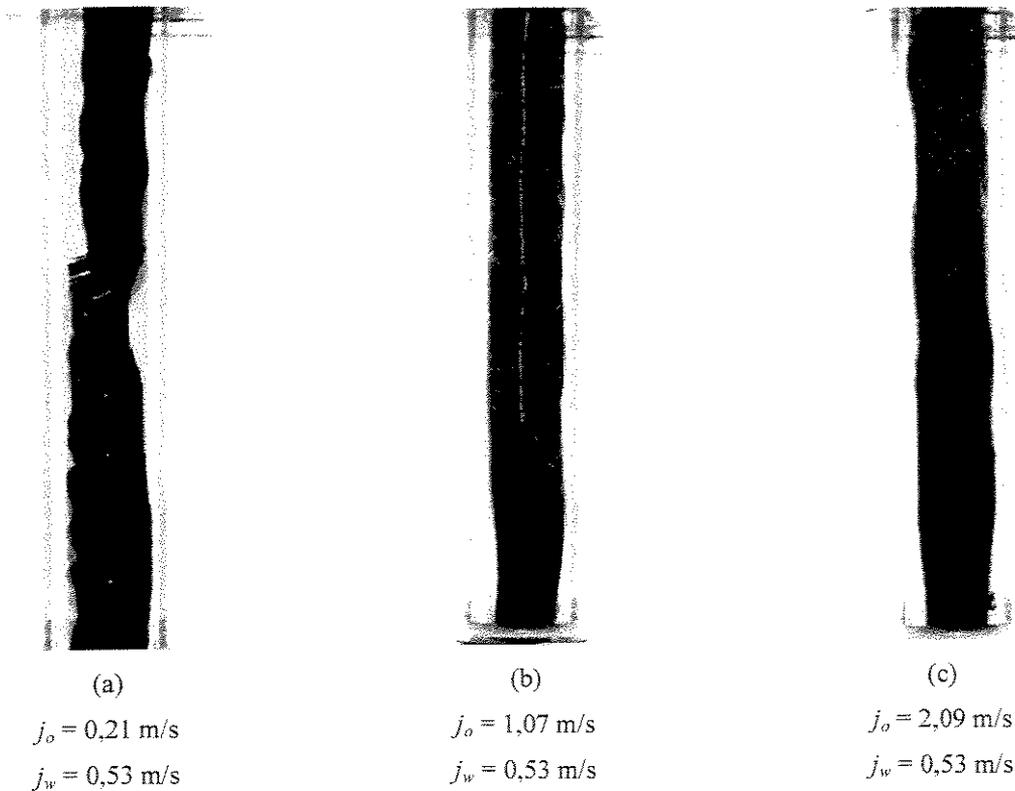


Figura 5.2: Escoamento Anular Óleo - Água, Vertical Ascendente

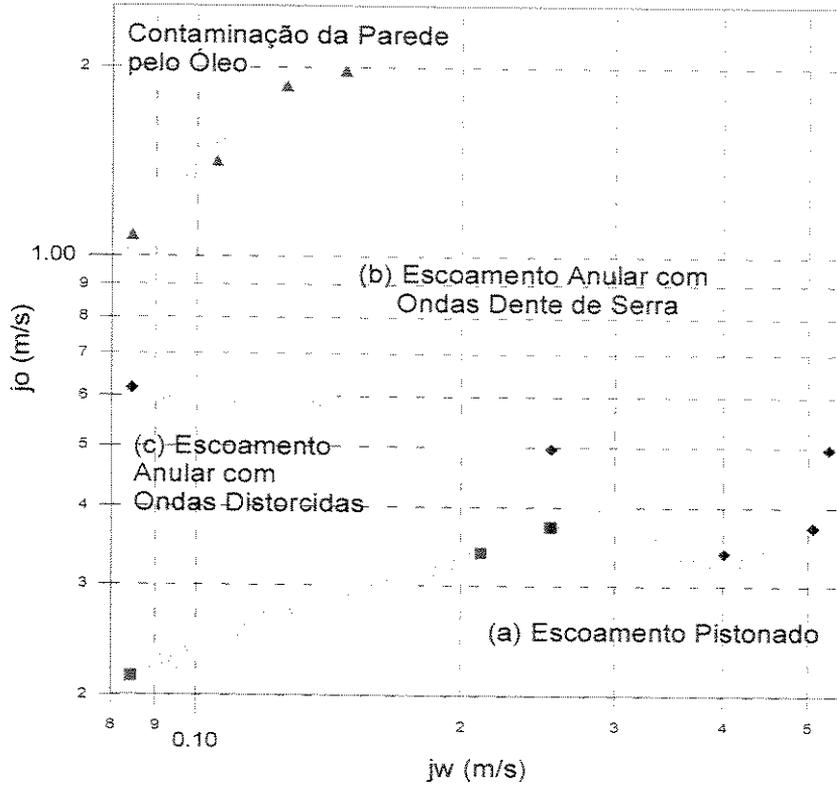
No caso horizontal e no vertical descendente, foram identificados, três diferentes tipos de escoamento:

- Escoamento Pistonado (Pistões de óleo)
- Escoamento Anular com Ondas Distorcidas
- Escoamento Anular com Ondas Dente de Serra

As Figuras 5.3 e 5.4 apresentam as regiões de ocorrência e um exemplo de cada tipo de escoamento, encontrados no caso horizontal e no vertical descendente, respectivamente.

Os limites de transição entre um escoamento e outro, não podem ser definidos estritamente como uma linha, mas sim como uma zona onde ocorre a passagem de um padrão a outro. Por esta razão, no mapa, os limites de separação se apresentam como faixas de transição.

Mapa de Fluxo, Escoamento Horizontal



(b)

Figura 5.3: Mapa de Fluxo e Tipos de Escoamento, Caso Horizontal

Mapa de Fluxo, Escoamento Vertical Descendente

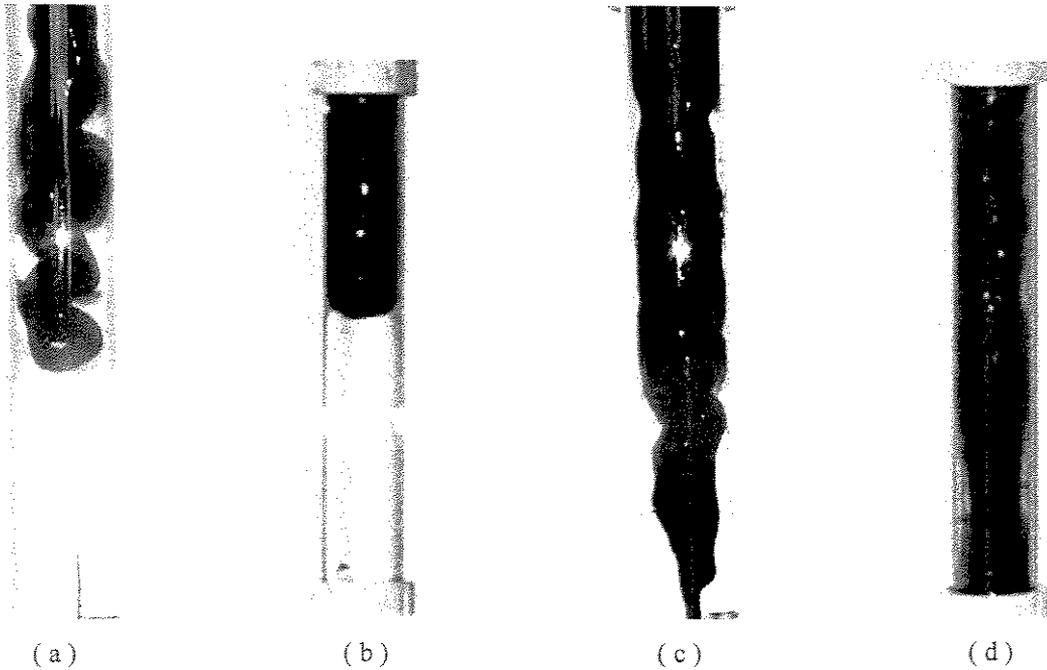
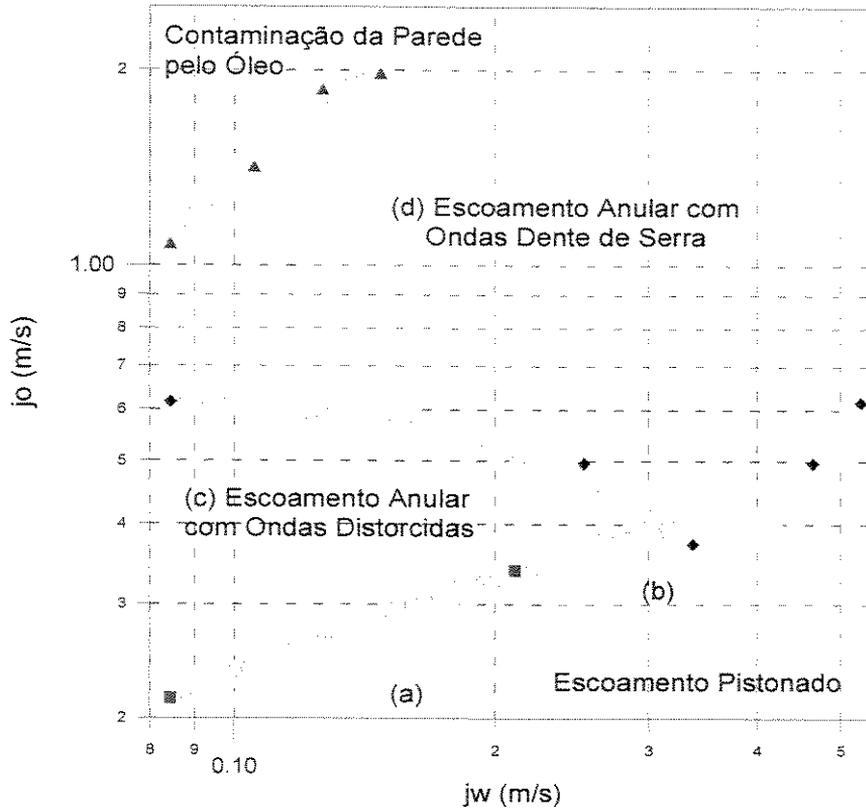


Figura 5.4: Mapa de Fluxo e Tipos de Escoamento, Caso Vertical Descendente

A baixas velocidades superficiais do óleo, o escoamento é dominado pelo efeito combinado da diferença de densidades e da tensão interfacial, que na presença do cisalhamento da água, gera o rompimento do núcleo de óleo, formando pistões que se movimentam através da tubulação, lubrificados pela água.

No caso horizontal estes pistões são excêntricos, deslocados em direção ao topo da tubulação, devido à diferença de densidades entre os líquidos. A baixas velocidades da água, os pistões são perturbados por um tipo de *onda distorcida*, provavelmente por uma ação de torção exercida pelo fluxo da água. A velocidades mais altas da água, os pistões são perturbados por ondas em forma de *dentes de serra*.

No escoamento vertical descendente, os pistões são como capsulas de óleo, (segmentos de PCAF) as quais se movimentam através de um fino anel de água (Figura 5.4b). Em algumas outras condições de escoamento, (baixas velocidades de óleo e da água, por exemplo j_o e $j_w = 0,2$ m/s), os pistões são afetados por *ondas distorcidas ou em espiral*, (Figura 5.4a) geradas pelo efeito de compressão, uma vez que o empuxo atua em direção oposta ao escoamento.

Aumentando-se a vazão de óleo os pistões colapsam e coalescem, formando um núcleo contínuo de óleo.

No caso horizontal, e para baixas vazões de água, o núcleo é caracterizado pela presença de *ondas distorcidas* (Figura 5.3c). Para vazões de água maiores, a interface é deformada gerando o tipo de *onda dente de serra* (Figura 5.3b), associada à diferença de velocidades entre as fases.

No escoamento vertical descendente, a baixas vazões de água, se gera um tipo de escoamento anular muito próximo ao PCAF (escoamento anular perfeito) e algumas vezes perturbado por *ondas distorcidas* (Figura 5.4c). Como já tinha-se comentado, este tipo de onda é gerada pelo efeito de compressão do núcleo de óleo, devido à ação contrária da força de empuxo, com respeito à direção do escoamento.

Ao aumentar-se a velocidade do óleo, o gradiente de pressão passa a dominar o escoamento, de tal forma que os efeitos da diferença de densidades perdem importância. As altas velocidades que caracterizam esta condição, geram ondulações na interface, formando o escoamento anular com *ondas dente de serra* (Figura 5.4d).

A altas velocidades do óleo e baixas da água, o óleo tende a incrustar-se na parede da tubulação, contaminando-a e perdendo todo o efeito de lubrificação. Outro problema associado às altas velocidades de operação do sistema experimental, é o pouco tempo de residência que tem as fases no tanque de separação, diminuindo a eficiência da mesma e promovendo a formação de uma emulsão de água em óleo.

Apesar de ser pequena a faixa de vazões estudadas e as propriedades do óleo diferentes, mesmo que o diâmetro da seção teste, há uma semelhança qualitativa entre os mapas apresentados neste trabalho e os mapas propostos por Bai no trabalho de Joseph *et al* (1996).

5.2 Medição do Gradiente de Pressão por Atrito em *Core Flow*

O gradiente de pressão por atrito em *core flow*, é determinado a partir das medidas de diferença de pressão na seção de teste, da seguinte forma:

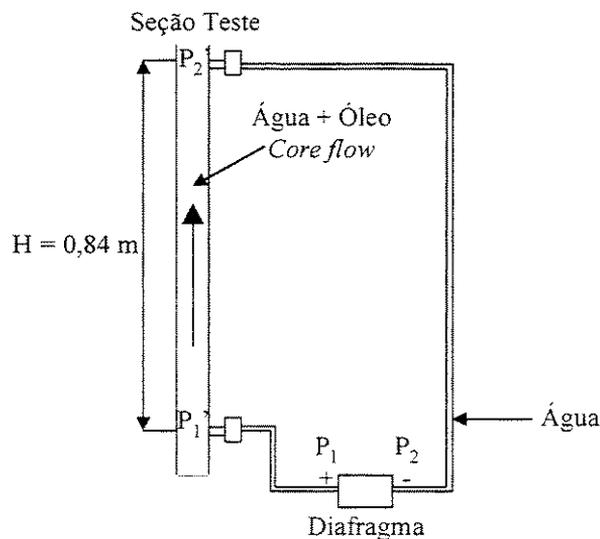


Figura 5.5: Gradiente de Pressão por Atrito na Seção de Teste Operando em *Core Flow*

Onde, (mencionado anteriormente):

$$P_1 - P_2 = (P'_1 - P'_2) - \rho_w gH \quad (5.1)$$

e

$$P'_1 - P'_2 = \rho_m gH + \Delta P_{\text{atrito}} \quad (5.2)$$

Onde, ρ_m é a densidade da mistura definida como:

$$\rho_m = \alpha \rho_o + (1 - \alpha) \rho_w \quad (5.3)$$

e α é a fração volumétrica de óleo na seção teste.

Então, o gradiente de pressão por atrito fica dado por:

$$G_{pf} = \frac{\Delta P_{\text{atrito}}}{H} = \frac{P_1 - P_2}{H} - (\rho_o - \rho_w) g \alpha \quad (5.4)$$

Onde o valor de $P_1 - P_2$ é lido diretamente do osciloscópio em termos de voltagem, e os valores de densidade utilizados, foram os medidos durante o desenvolvimento dos testes, em 29/09/98 (ver capítulo anterior, caracterização dos fluidos).

Com respeito ao erro nas medições da diferença de pressão na seção teste durante a operação do *core flow*, é interessante notar que a magnitude dos erros devido à precisão, à calibração e à leitura dos valores do *Validyne*, (3% do fundo de escala), são desprezíveis quando comparados com as variações de pressão devido à estrutura ondulada do escoamento. Estas variações geram erros associados ao valor da média temporal, os quais dependem diretamente do intervalo de tempo selecionado. Nos testes aqui descritos, o intervalo de tempo selecionado foi 1 min por medição, o qual é suficiente para minimizar o erro.

No Apêndice A apresenta-se uma análise das incertezas presentes nos resultados tanto da fração de óleo (α) como nas medidas do gradiente de pressão por atrito (G_{pf}), hidrostático (G_{ph}) e total (G_{pt}).

Por outra parte, a fração de óleo na tubulação (α) é determinada a partir de uma correlação para o escoamento anular vertical óleo - água, desenvolvida por Bannwart (1998):

$$j_o(1 - \alpha) - s_o j_w \alpha - k V_{ref} \alpha^2 (1 - \alpha)^n = 0 \quad (5.5)$$

Onde,

$$V_{ref} = \frac{(\rho_1 - \rho_2) g_z D^2}{16 \mu_2} \quad (5.6)$$

O parâmetro s_o corresponde à razão de deslizamento, ou em outras palavras ao *hold-up ratio* do fluxo. Este parâmetro, e também os coeficientes k e n , foram determinados experimentalmente.

$$s_o = 1 \quad k = 0,0194 \quad n = 1,75$$

j_o e j_w são as velocidades superficiais do óleo e da água respectivamente e $g_z > 0$, para escoamento descendente e $g_z < 0$, para o caso ascendente.

Esta correlação foi desenvolvida baseada na teoria cinemática das ondas, a partir de medições de velocidade de onda na interface, durante o escoamento anular óleo - água, sendo o óleo muito mais viscoso que a água.

5.2.1 Malha de Testes

As medidas de pressão foram feitas para nove vazões de óleo, na faixa de 0,297 l/s - 1,045 l/s (4,7 Gpm - 16,62 Gpm), com diferentes vazões de água que vão desde 0,063 l/s a 0,315 l/s (1 Gpm - 5 Gpm), num total de 65 testes.

A Figura 5.6 ilustra as condições de operação dos testes realizados expressando as vazões dos líquidos (Q_w , Q_o) em termos das velocidades superficiais (j_w , j_o) = (Q_w , Q_o)/ A (m/s), onde $A = \pi D^2/4$ e $D = 0,0276$ m.

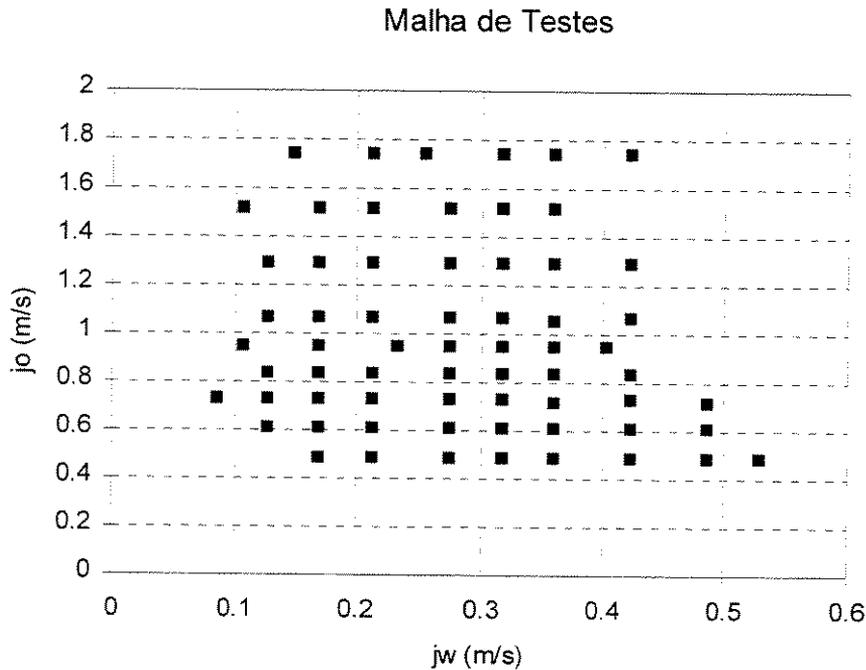


Figura 5.6: Malha de Testes

5.3 Resultados do Gradiente de Pressão por Atrito

Os valores medidos do gradiente de pressão por atrito, são apresentados (Figura 5.7), em função da razão de injeção (j_w/j_o), para cada uma das vazões de óleo estudadas (em termos de velocidade superficial). Estes resultados se encontram tabelados no anexo I.

Pode observar-se claramente a presença, para cada vazão de óleo, de um mínimo gradiente de pressão, associado a uma razão de injeção. Em outras palavras, existe uma vazão de água ótima que minimiza o gradiente de pressão por atrito, para uma determinada vazão de óleo. Dessa forma, em situações práticas, onde se deseja transportar ou produzir óleo a uma determinada vazão, o escoamento anular óleo – água permite atingir um gasto mínimo de energia, mediante o ajuste da vazão da água injetada.

A existência deste valor ótimo de injeção, acontece porque a adição de água, ajuda ao escoamento de óleo, mas ao mesmo tempo, incrementa a vazão total. Para estes testes, a razão ótima de injeção (j_w/j_o) está na faixa entre 0,07 e 0,5.

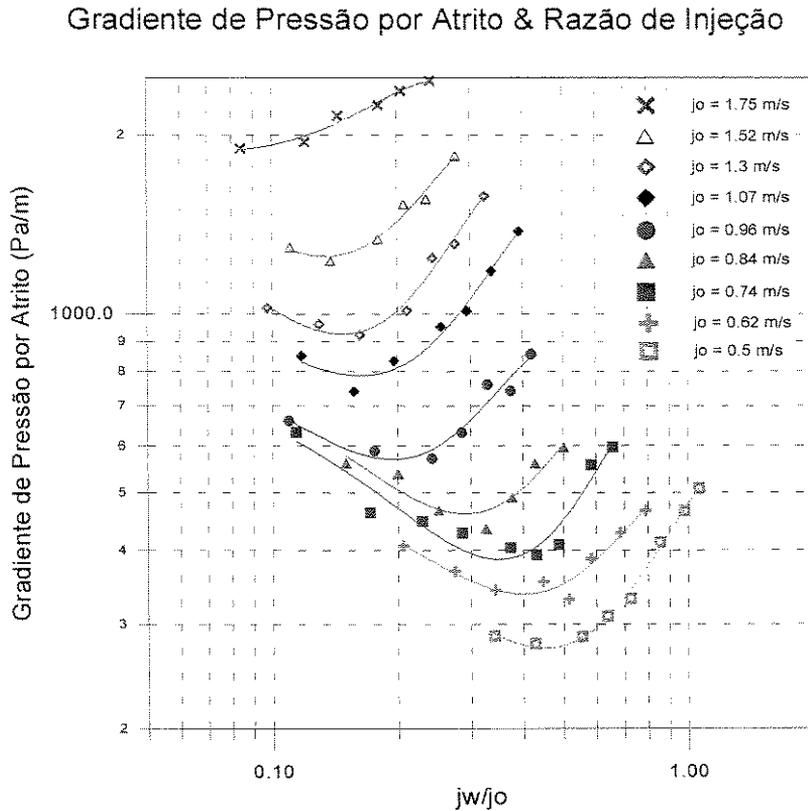


Figura 5.7: Gradiente de Pressão (devido ao atrito) em *Core Flow*, em Função da Razão de Injeção, para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo

Ao incrementar a velocidade superficial de óleo, o ponto de mínimo gradiente de pressão, se movimenta em direção aos valores menores da razão de injeção.

Isto significa que a maiores vazões de óleo se precisa, proporcionalmente, de menor quantidade de água para atingir o mínimo gradiente de pressão (devido ao atrito), fazendo mais atrativa a aplicação deste tipo de escoamento para o transporte e produção de óleos viscosos a altas velocidades.

5.4 Eficiência do *Core Flow* com Respeito ao Gradiente de Pressão por Atrito

Antes de abordar este tema, é interessante saber a proporção a que corresponde a perda de carga devida ao atrito, com relação à perda de carga hidrostática, na elevação deste óleo, em escoamento monofásico.

Para tal fim, se gerou uma curva (Figura 5.8) da razão entre o gradiente de pressão devido ao atrito e o gradiente hidrostático, em função das velocidade superficiais do óleo, utilizadas nos testes.

De acordo com o diâmetro da tubulação, as propriedades do óleo e as vazões consideradas, o regime de fluxo utilizado para este cálculo foi o laminar.

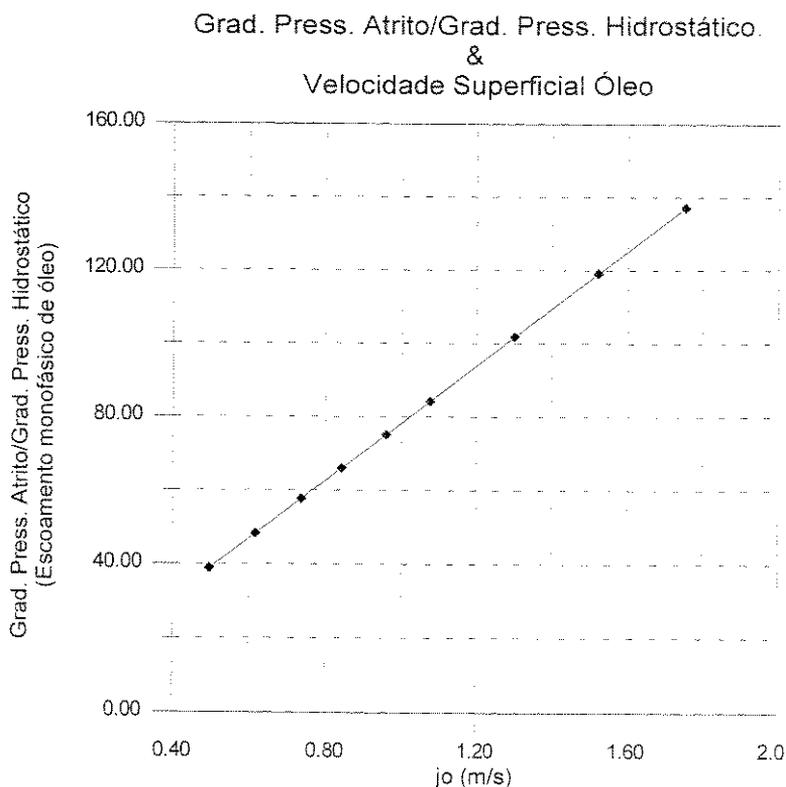


Figura 5.8: Proporção do Gradiente de Pressão por Atrito Respeito ao Gradiente de Pressão Hidrostático para a Elevação do Óleo (17,6 Pa.s), em Escoamento Monofásico.

Esta figura, ilustra a magnitude do gradiente de pressão por atrito, comparado com o gradiente devido à coluna hidrostática. No caso deste óleo e para o diâmetro da seção teste, o gradiente de pressão por atrito pode ser 40 a quase 140 vezes o gradiente hidrostático, segundo a velocidade de óleo considerada. Isto demonstra a importância de diminuir as perdas de energia devidas ao atrito, num sistema de produção ou elevação de óleos viscosos.

Em vista disso, a aplicação do escoamento anular é uma opção para a diminuição do gasto de energia, mediante a redução da perda de pressão devida ao atrito, na elevação de óleos pesados.

É prática comum quantificar a eficiência do escoamento anular comparando o gradiente de pressão devido ao atrito, requerido no escoamento monofásico de óleo ($G_{pf_{monofásico}}$), com aquele requerido em *core flow*, para uma dada vazão volumétrica de óleo ($G_{pf_{anular}}$). Esta relação é chamada de fator de redução do gradiente de pressão devido ao atrito.

$$\text{Fator Redução do } G_{pf} = \frac{G_{pf_{monofásico}}}{G_{pf_{anular}}} \quad (5.7)$$

A Figura 5.9 apresenta o comportamento deste fator, em função da razão de injeção, para cada velocidade superficial de óleo estudada.

Nesta figura se ilustra a presença de um ponto máximo no fator de redução do gradiente de pressão por atrito, para cada vazão de óleo, associado a uma razão ótima de injeção (j_w/j_o). Este ponto, corresponde ao ponto mínimo do gradiente de pressão da Figura 5,7

A tendência do incremento do ponto máximo deste fator de redução, com a diminuição da velocidade superficial do óleo, implica o aumento da eficiência do escoamento para velocidades de óleo menores, (em termos de atrito), embora se precise, proporcionalmente, de maiores quantidades de água.

Por exemplo, o máximo fator de redução do gradiente de pressão por atrito obtido para $j_o = 1,52$ m/s foi 1227 com $j_w/j_o = 0,138$, enquanto para $j_o = 0,74$ m/s foi 1643,6 com $j_w/j_o = 0,486$.

Apesar desse fato, a diminuição do gasto de energia (devida ao atrito) do *core flow*, com respeito ao escoamento monofásico, é bastante significativa. De acordo com nossos testes, no pior dos casos ($j_o = 1,75$ m/s) o máximo fator de redução do gradiente de pressão por atrito foi 894, com uma razão de injeção $j_w/j_o = 0,084$. Isto quer dizer, que o gradiente de pressão por atrito requerido para elevar o óleo, em escoamento monofásico, a uma velocidade superficial de 1,75 m/s, é 894 vezes aquele requerido para elevar o óleo à mesma velocidade operando em *core flow*, utilizando para isto, uma razão de injeção de $j_w/j_o = 0,084$.

Fator de Redução do Gradiente de Pressão por Atrito

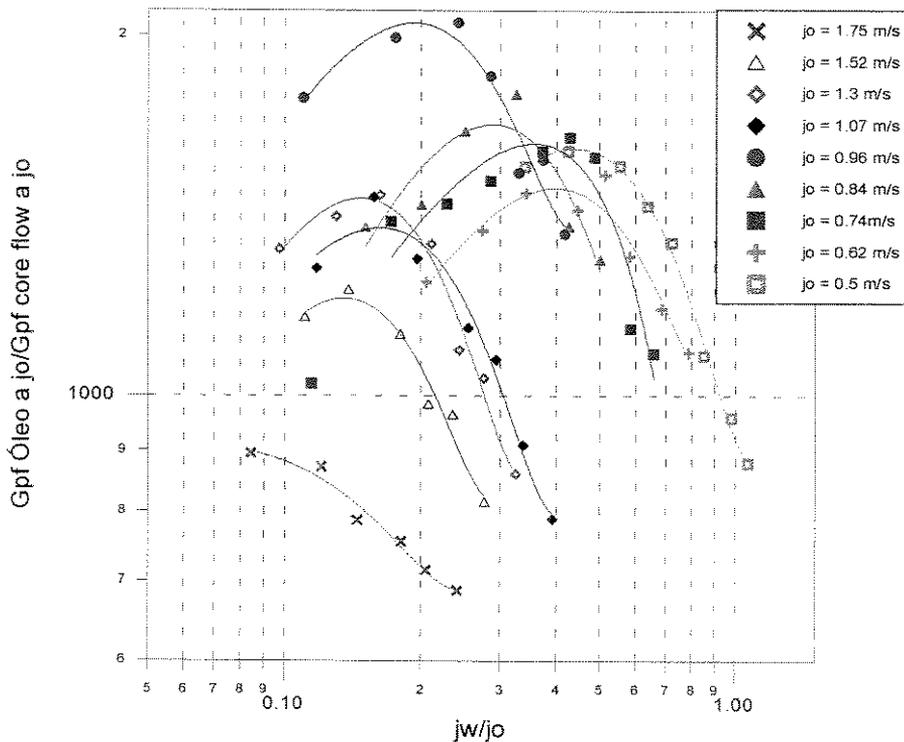


Figura 5.9: Fator de Redução do Gradiente de Pressão (devido ao atrito), em Função da Razão de Injeção, para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo

Em termos gerais pode-se concluir que o fator de redução do gradiente de pressão por atrito diminui com o aumento da velocidade do óleo, sendo mais eficiente o escoamento a velocidades de óleo menores (falando em termos de atrito). A razão disso é que, ao incrementar a vazão de óleo o incremento no gradiente de pressão por atrito em escoamento monofásico (laminar) é menos significativo, proporcionalmente, que o aumento do gradiente de pressão por atrito em *core flow* (turbulência no anel de água).

O aumento do gradiente de pressão por atrito em *core flow*, com o aumento da velocidade do óleo, se deve à diminuição da área de fluxo da água, aumentando a turbulência e portanto incrementando a perda de carga devida ao atrito.

A Figura 5.10 mostra a ordem de grandeza do fator de redução do gradiente de pressão (devido ao atrito), em função da fração de água injetada, para todos os testes realizados.

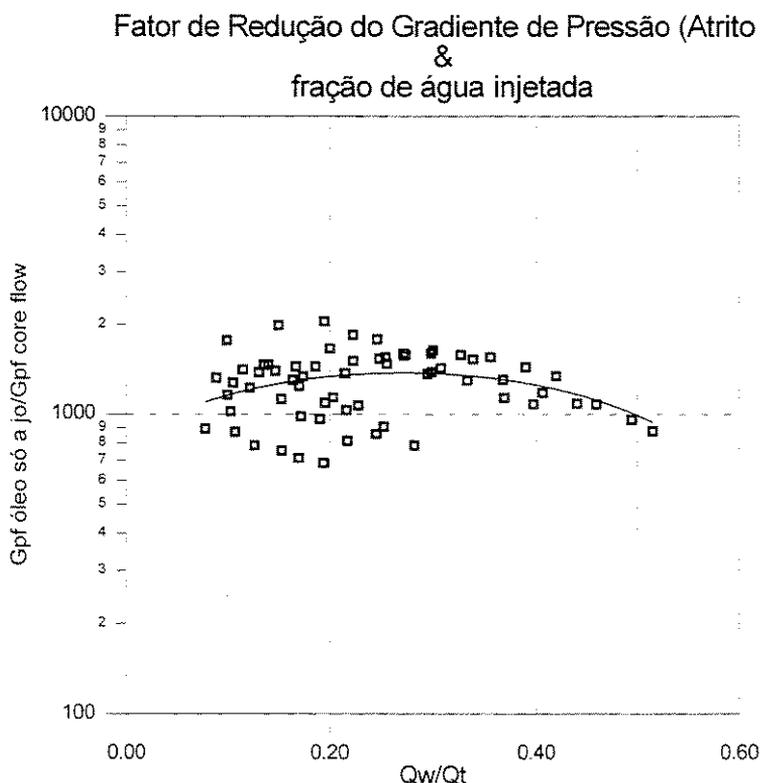


Figura 5.10: Fator de Redução do Gradiente de Pressão (devido ao atrito), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.

O mínimo fator de redução do gradiente de pressão (devido ao atrito), obtido neste estudo, foi 687,2, correspondente à condição $j_o = 1,75$ m/s , $j_w/j_o = 0,24$. E o máximo foi 2052,6 para a condição $j_o = 0,96$ m/s , $j_w/j_o = 0,24$.

A média do fator de redução do gradiente de pressão (devido ao atrito) nestes experimentos foi 1287, o qual pode ser correlacionado com a razão de viscosidades, da seguinte forma:

$$\frac{\Delta P_{(monofásico-óleo),Atrito}}{\Delta P_{(anular),Atrito}} = \frac{\mu_o}{15\mu_w} \quad (5.8)$$

Onde os valores das viscosidades das fases, são os reportados no capítulo anterior (caracterização dos fluidos) durante o desenvolvimento dos testes (29/09/98).

Uma outra forma de reportar os benefícios do *core flow*, na perda de carga durante a elevação do óleo, é mediante o fator de redução de potência (atrito), o qual está definido como a relação entre a potência necessária para vencer as perdas de carga por atrito na elevação do óleo, em escoamento monofásico, e aquela requerida para vencer as perdas de carga por atrito na elevação da mesma vazão de óleo, utilizando o *core flow*.

$$Fator\ Redução\ Potência\ (Atrito) = \frac{\Delta P_{(monofásico-óleo),Atrito} \cdot Q_o}{\Delta P_{(anular),Atrito} \cdot Q_t} \quad (5.9)$$

Na Figura 5.11, observa-se a ordem de grandeza deste fator como função da fração de água injetada, para todas as condições estudadas.

Em geral, o comportamento deste fator, é muito similar ao fator de redução do gradiente de pressão (devido ao atrito).

O valor máximo deste parâmetro obtido em nossos testes foi 1694, para a condição $j_o = 0,96$ m/s , $j_w/j_o = 0,176$, isto é, a potência necessária para vencer as perdas de carga por atrito na elevação do óleo, a uma velocidade superficial de 0,96 m/s, pode ser reduzida em 1694 vezes,

(injetando água a uma razão de $j_w/j_o = 0,176$) em relação à potência necessária para vencer as perdas de carga por atrito na elevação do óleo, à mesma velocidade, utilizando escoamento monofásico.

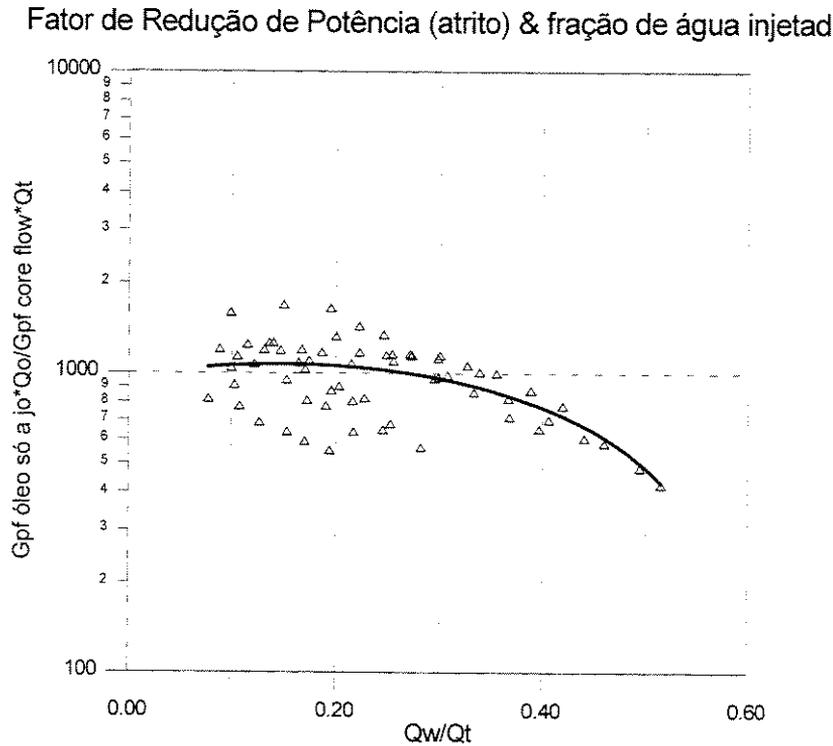


Figura 5.11: Fator de Redução de Potência (atrito), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.

O valor médio do fator de redução de potência (atrito), obtido, foi 981,2. Expressando este valor em função da relação das viscosidades:

$$\frac{\Delta P_{(monofásico-óleo),Atrito} \cdot Q_o}{\Delta P_{(anular),Atrito} \cdot Q_t} = \frac{\mu_o}{19,4\mu_w} \quad (5.10)$$

Na Figura 5.12, se compara a magnitude do gradiente de pressão por atrito em *core flow* com o gradiente de pressão por atrito da água escoando à vazão da mistura, em função da fração da água injetada (Q_w/Q_t).

Note-se que o gradiente de pressão por atrito operando em *core flow*, é da mesma ordem de grandeza que da água. Inclusive, para algumas condições de operação esta relação foi menor que um, ou seja, as perdas de carga por atrito para elevar uma dada vazão de óleo são menores às requeridas para elevar água à vazão da mistura, $(Q_w + Q_o)$. Uma possível razão para este resultado é a influência favorável do empuxo no escoamento.

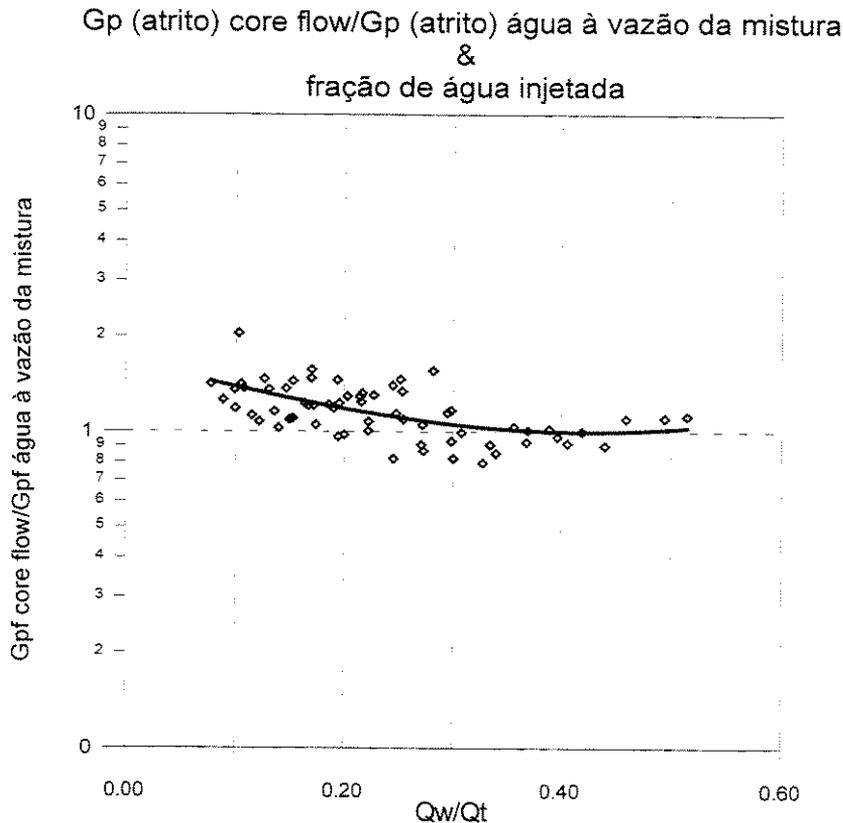


Figura 5.12: Relação entre o Gradiente de Pressão por Atrito em *Core Flow* e o Gradiente de Pressão por Atrito da Água Escoando à Vazão da Mistura em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.

Os três parâmetros de eficiência nomeados anteriormente, podem apresentar-se num mesmo gráfico, em função da razão de injeção, para cada uma das vazões de óleo. Como exemplo disto, a Figura 5.13 mostra estes parâmetros para $j_o = 0,62$ m/s.

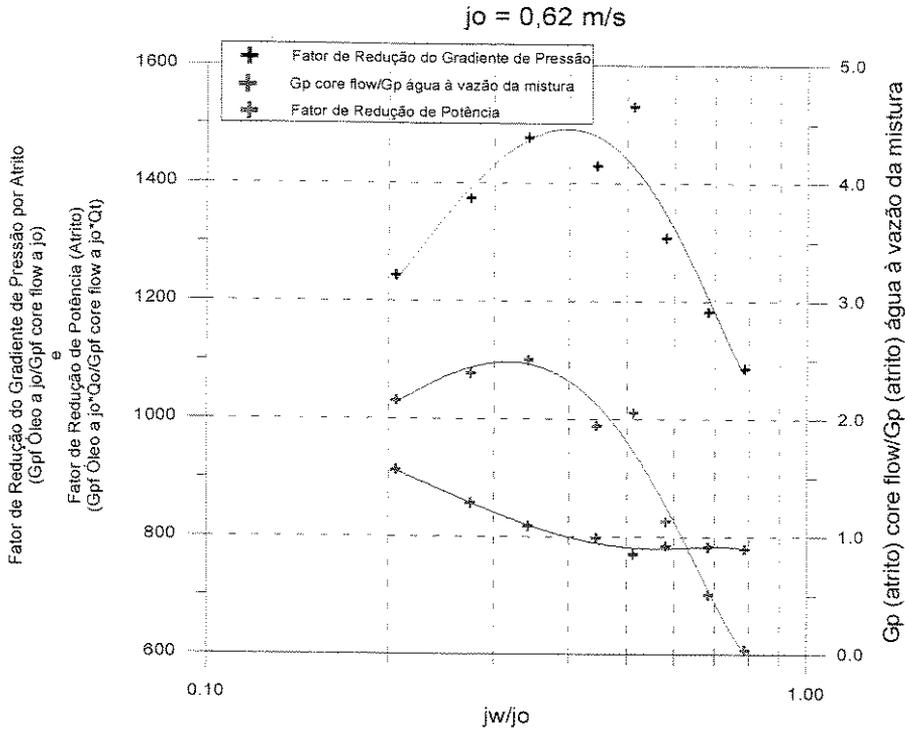


Figura 5.13: Comparação dos Três Fatores de Eficiência para $j_o = 0,62 \text{ m/s}$.

Note-se que o máximo fator de redução do gradiente de pressão por atrito não necessariamente corresponde ao máximo fator de redução de potência (atrito), porque este último leva em conta a potência relacionada com a vazão da água de injeção.

As outras curvas para as demais vazões, se encontram no anexo II.

5.5 Eficiência do *Core Flow* com Respeito ao Gradiente de Pressão Total

Diferentemente do escoamento horizontal, a elevação do óleo precisa de um gasto de energia adicional, a qual corresponde à energia necessária para elevar a coluna hidrostática do fluido.

$$G_{pt} = G_{pf} + G_{ph}, \quad (5.11)$$

onde, G_{pt} é o gradiente de pressão total, G_{pf} é o gradiente de pressão por atrito e G_{ph} é o gradiente de pressão hidrostático.

Ao contrário do caso monofásico, uma vez lubrificado o escoamento de óleo (*core flow*), o valor do gradiente de pressão por atrito é menor do que o valor do gradiente de pressão hidrostático. Conforme a velocidade da mistura, a perda de carga por atrito pode ser de 3 a 25% da perda de carga devido à coluna hidrostática (Figura 5.14).

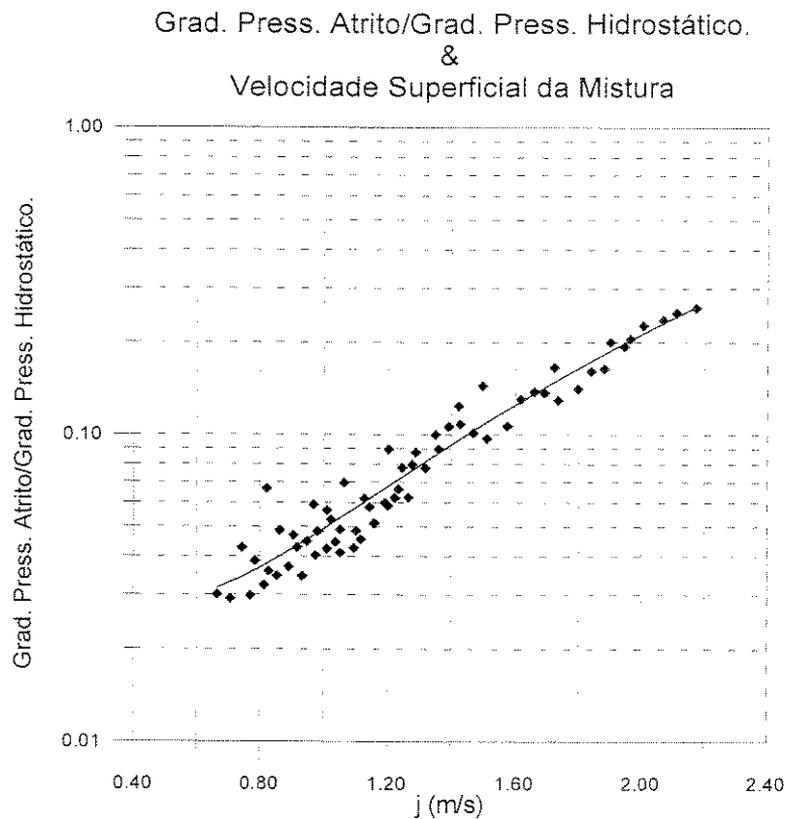


Figura 5.14: Proporção do Gradiente de Pressão por Atrito Respeito ao Gradiente de Pressão Hidrostático para a Elevação do Óleo, em *Core Flow*.

A Figura 5.15 ilustra o gradiente de pressão total, em função da razão de injeção (j_w/j_o), para cada condição de operação, tendo como parâmetro a velocidade superficial do óleo.

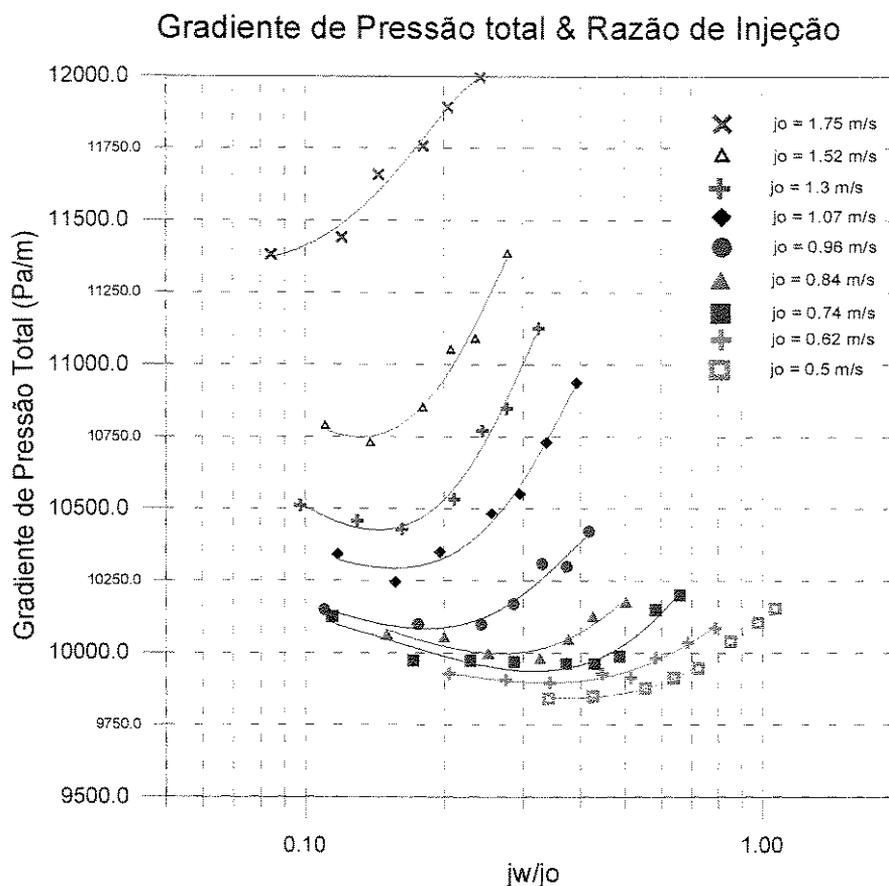


Figura 5.15: Gradiente de Pressão Total (*Core Flow*), em Função da Razão de Injeção, para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo

Pode-se ver que, a baixas vazões de óleo, a presença do ponto ótimo de operação (mínimo gradiente de pressão total), é menos evidente que o caso em que se considera o gradiente por atrito apenas.

Isto deve-se a que para baixas velocidades, o gradiente de pressão hidrostático é muito maior que o de atrito, portanto a variação deste último não é tão significativa dentro do gradiente de pressão total, resultando numa atenuação da curva. Já para velocidades de óleo maiores, o gradiente de pressão por atrito se faz mais significativo, sendo mais fácil detectar a ótima razão de injeção.

Assim, para uma dada vazão de óleo, o aumento da ordem de grandeza do gradiente de pressão hidrostático pode tornar menos evidente o ponto ótimo de operação (mínimo gradiente de pressão total). De um forma geral, isto ocorre para densidades altas dos fluidos.

A localização do ponto ótimo de operação, para uma dada vazão de óleo, vai depender do comportamento do gradiente de pressão hidrostático, o qual depende do conteúdo de água na tubulação e da diferença de densidades entre os fluidos.

Se a diferença de densidades é desprezível, ao incrementar o conteúdo de água na tubulação o gradiente de pressão hidrostático vai-se comportar de forma quase constante, e a localização da razão de injeção ótima, vai ser a mesma que para o gradiente de pressão por atrito.

Se a diferença de densidades é considerável, o aumento do gradiente de pressão hidrostático com o conteúdo de água na tubulação, vai ser maior (assumindo $\rho_o < \rho_w$) e a quantidade de água necessária para atingir o ponto ótimo de operação vai ser menor, isto é menor razão de injeção.

Em outras palavras, para a elevação de um óleo suficientemente viscoso, onde seja atrativa a utilização do escoamento anular, e com densidade consideravelmente menor que a da água, a razão ótima de injeção seria somente a necessária para estabelecer o padrão de fluxo. Qualquer quantidade de água adicional, implicaria um incremento no gradiente de pressão total, embora diminua o gradiente de pressão por atrito.

Nos experimentos aqui descritos, a diferença de densidades entre os fluidos não é grande, deixando praticamente igual o ponto ótimo de operação.

Como exemplo disto, a Figura 5.16, apresenta os gradientes de pressão por atrito, hidrostático e total, para óleo com uma velocidade superficial do óleo $j_o = 0,62$, em função da razão de injeção (o conteúdo de água depende diretamente da sua vazão).

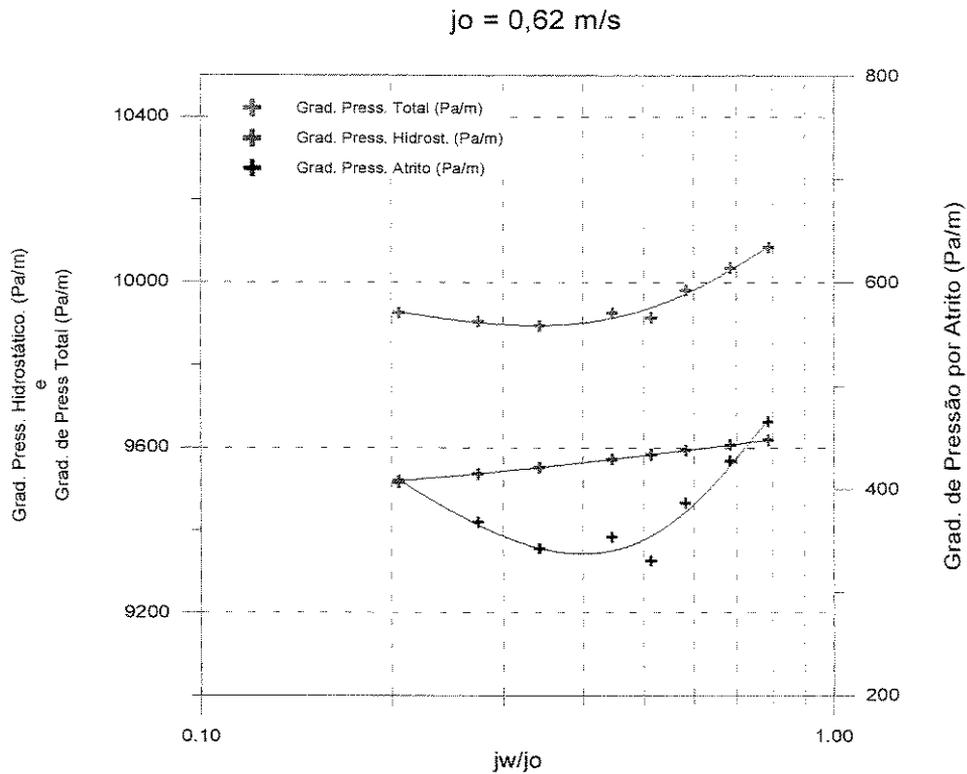


Figura 5.16: Gradiente de Pressão por Atrito, Hidrostático e Total, em Função da Razão de Injeção, para o Óleo Escoando a uma $j_o = 0,62 \text{ m/s}$

A comparação entre estes gradientes de pressão para as demais vazões de óleo é apresentada no anexo III.

O ganho total (do gradiente de pressão) da lubrificação do escoamento na elevação do óleo, pode ser expresso como a relação entre o gradiente de pressão total do escoamento monofásico ($G_{pt_{monofásico}}$) a uma dada vazão de óleo, e o gradiente de pressão total requerido para elevar o óleo à mesma vazão, utilizando o escoamento anular ($G_{pt_{anular}}$).

$$Ganho \text{ total} = \frac{G_{pt_{monofásico}}}{G_{pt_{anular}}} \quad (5.12)$$

A Figura 5.17 ilustra o comportamento deste fator de eficiência em função da razão de injeção (j_w/j_o), para cada velocidade superficial do óleo analisada.

Fator de Redução do Gradiente de Pressão total & Razão de Injeção

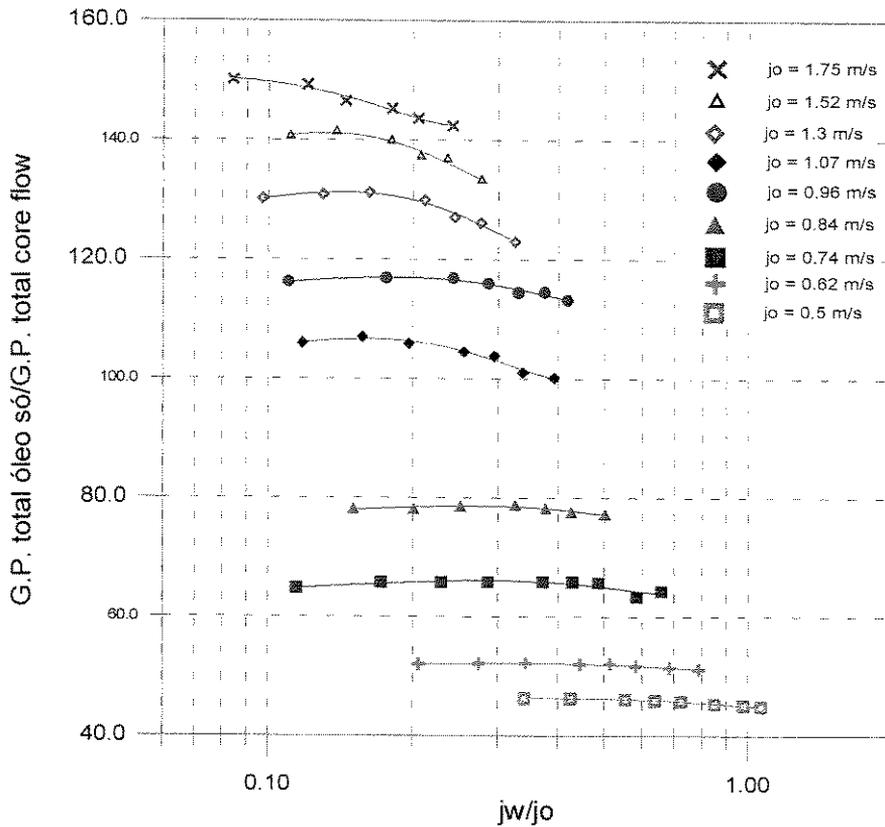


Figura 5.17: Fator de Redução do Gradiente de Pressão Total, em Função da Razão de Injeção, para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo

Nesta figura pode-se observar o seguinte:

1. O ganho no gradiente de pressão total na elevação do óleo é menor do que o ganho no gradiente de pressão por atrito (fator de redução do gradiente de pressão por atrito). A razão é que este fator de eficiência, tem em conta os efeitos do gradiente de pressão devido à coluna hidrostática (G_{ph}).

$$Ganho\ total = \frac{G_{pf_{monofásico}} + G_{ph_{monofásico}}}{G_{pf_{anular}} + G_{ph_{anular}}} \quad (5.13)$$

A lubrificação melhora o escoamento do ponto de vista do atrito, mas o peso da coluna segue pelo menos sendo o mesmo, quando a diferença de densidades é desprezível, ou pode até mesmo aumentar, quando a diferença das densidades é significativa.

2. A adição de água na elevação de óleo, além de melhorar o escoamento do ponto de vista do atrito, causa dois efeitos opostos do ponto de vista gravitacional: por um lado aumenta o peso da coluna hidrostática, e por outro acelera o fluxo de óleo devido à força de empuxo, proporcional à diferença de densidades.

Por exemplo, na elevação de dois óleos A e B, a uma mesma vazão, com viscosidades muito altas, o óleo A com densidade similar à da água e o B com densidade consideravelmente menor que a da água, utilizando a mesma água para os dois casos (água fresca), o ganho por atrito devido à lubrificação vai ser o mesmo nos dois óleos. A adição da água para a elevação do óleo A não vai aumentar o peso da coluna, mas também não vão-se sentir os efeitos do empuxo. Já na elevação do óleo B, a adição da água acelera o fluxo de óleo, em detrimento do aumento da coluna hidrostática. Por outra parte, é de esperar que a razão de injeção ótima (j_w/j_o) seja maior no caso A, e tendo em conta que a densidade do óleo A é maior que a do óleo B, a coluna hidrostática no caso A vai ser maior que no caso B. Portanto, o ganho total vai ser maior no caso B.

Pode-se então concluir que a lubrificação do escoamento vertical ascendente de óleo com água é tão mais eficaz quanto mais viscoso e menos denso for o óleo relativamente à água.

3. Analogamente ao apresentado na Figura 5.15, para baixas velocidades de óleo, não é evidente a presença do ponto ótimo de operação, (máximo ganho total ou fator de redução do gradiente de pressão total), enquanto para velocidades maiores do óleo isto se torna mais claro.

4. De forma oposta ao ganho por atrito, o ganho total aumenta com o incremento da velocidade superficial do óleo. Isto é, uma vez lograda a lubrificação do escoamento, o aumento da vazão de óleo, do ponto de vista do atrito, diminui a eficiência do escoamento. Mas quando se leva em conta o gradiente hidrostático a situação se inverte, e a eficiência total do escoamento aumenta.

Lembrando a equação (5.13) que define o ganho total, o termo de maior importância no numerador, (escoamento monofásico), é o gradiente de pressão por atrito ($G_{pf_{monofásico}}$) enquanto no denominador (escoamento anular), a situação é contrária, o termo mais significativo é o gradiente de pressão hidrostático ($G_{ph_{anular}}$).

No escoamento monofásico, um aumento na velocidade superficial do óleo implica um aumento no gradiente de pressão por atrito, enquanto o gradiente hidrostático se mantém constante.

No caso anular, o incremento da velocidade do óleo implica uma diminuição do gradiente hidrostático (maior quantidade de óleo na tubulação), que nestes testes não é muito significativa, e ao mesmo tempo um aumento no gradiente por atrito, o qual é da mesma ordem daquele requerido no escoamento de água, de tal forma que a soma dessas duas parcelas vai ser da mesma ordem do gradiente hidrostático. Assim, um incremento na velocidade superficial do óleo representa um aumento no ganho total.

Nestes testes, o gradiente de pressão total do escoamento monofásico de óleo, foi reduzido na pior das situações ($j_o = 0,50$ m/s) em 44,8 vezes, utilizando uma razão de injeção $j_w/j_o = 1$ e na melhor das situações ($j_o = 1,75$ m/s) em 150 vezes, com uma razão de injeção $j_w/j_o = 0,084$ (Figura 5.18). O valor médio do ganho total nos testes foi 93.

Apesar destes valores serem muito menores do que aqueles obtidos analisando o atrito apenas, são muito significativos quando se pensa em termos de produção de óleo.

Fator de Redução do Gradiente de Pressão Total & fração de água injetada

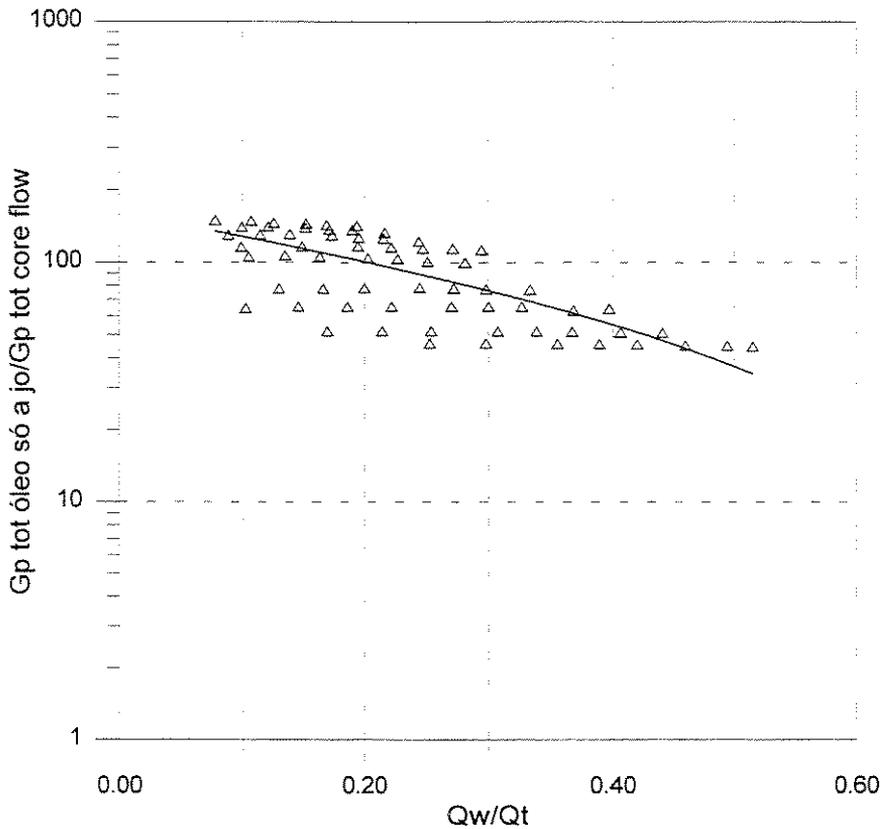


Figura 5.18: Fator de Redução do Gradiente de Pressão Total, em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.

O ganho total na potência necessária para elevar uma determinada vazão de óleo é dado por:

$$\text{Ganho Total Potência} = \frac{\Delta P_{(\text{monofásico-óleo}),\text{Total}} \cdot Q_o}{\Delta P_{(\text{anular}),\text{Total}} \cdot Q_t} \quad (5.14)$$

Neste estudo, a potência total necessária para elevar o escoamento monofásico de óleo (Figura 5.19), foi reduzida no pior dos casos ($j_o = 0,50$ m/s) em 21,7 vezes, utilizando uma razão de injeção $j_w/j_o = 1$ e no melhor dos casos ($j_o = 1,75$ m/s) em 138 vezes, com uma razão de injeção $j_w/j_o = 0,084$. O valor médio foi 74.

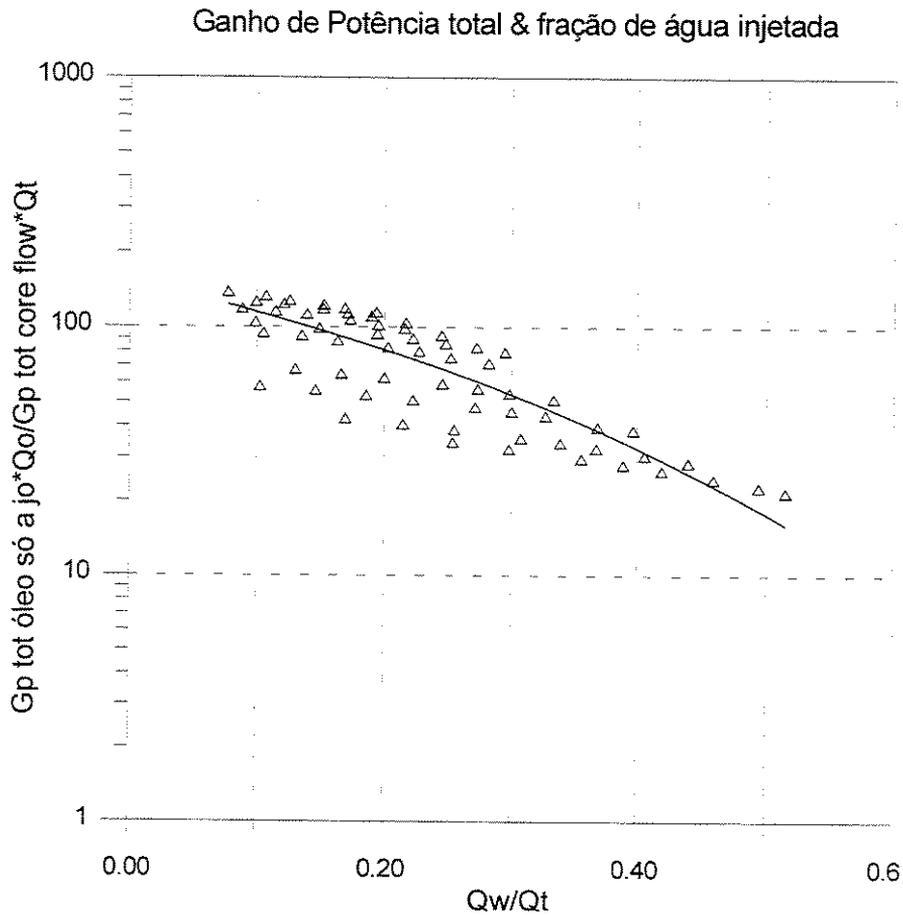


Figura 5.19: Ganho de Potência (Total), em Função da Fração de Água Injetada, para Todos os Testes Realizados.

A forma de quantificar o consumo energético na produção de óleo mediante o escoamento anular, é calculando a energia necessária para elevar a uma determinada vazão, um metro cúbico de óleo, num comprimento de um metro, (Figura 5.20), isto é:

$$\frac{(\text{Energia}/m)}{m^3 \text{ óleo}} = \frac{G_{pt(\text{anular})} \cdot Q_t}{Q_o} \quad (5.15)$$

Onde, G_{pt} é o gradiente de pressão total.

A Figura 5.20 apresenta o comportamento desta grandeza como função da razão de injeção (j_w/j_o), deixando como parâmetro a velocidade superficial do óleo

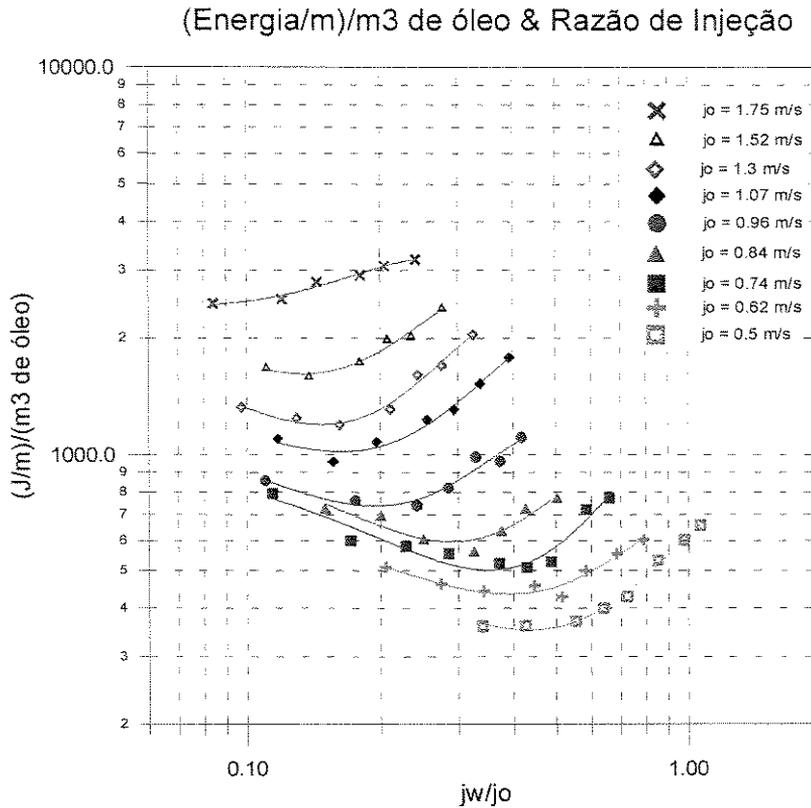


Figura 5.20: Energia/m Necessária para Elevar um m³ de Óleo Mediante *Core Flow* em Função da Razão de Injeção, para Diferentes Velocidades Superficiais de Óleo

Da mesma forma que na Figura 5.15, é possível identificar o ponto ótimo de operação correspondente a uma razão de injeção (j_w/j_o), onde se minimiza a energia por metro necessária para elevar 1 m³ de óleo a uma determinada vazão. A razão ótima de injeção mantém-se praticamente igual à observada naquela figura.

Capítulo 6

Correlação e Aplicação

Neste capítulo é proposta uma correlação para o cálculo do gradiente de pressão por atrito, no escoamento vertical ascendente, a partir das propriedades e das vazões do óleo e da água, bem como da fração volumétrica de óleo.

Esta correlação é baseada numa adaptação da solução do escoamento anular perfeito (PCAF), ao caso real onde a interface é ondulada, excêntrica e para regime turbulento no anel de água.

Ao final se discute brevemente a forma da aplicação prática do escoamento anular na produção de óleos pesados e viscosos.

6.1 Solução para o Escoamento Anular Perfeito (PCAF)

Considere-se dois fluidos imiscíveis escoando dentro de uma tubulação vertical, de radio interno R_2 (ou diâmetro interno D), com uma configuração concêntrica, onde o núcleo é ocupado pelo fluido 1 (óleo) e o anular pelo fluido 2 (água), (Figura 6.1). A interface corresponde a uma circunferência perfeita e totalmente lisa (independente do eixo z), localizada em $r = R_1$.

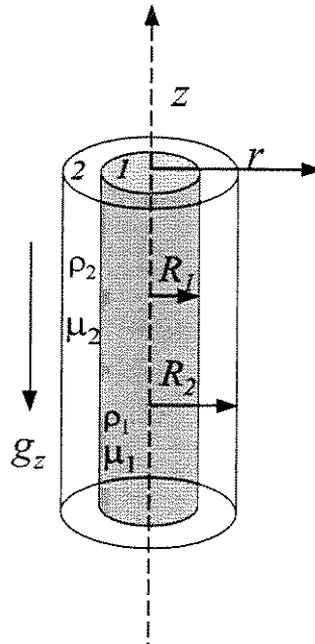


Figura 6.1: Desenho Esquemático do Escoamento Anular Perfeito (PCAF)

g_z é a componente da aceleração da gravidade em direção do escoamento, negativa para o escoamento ascendente e positiva para o caso descendente.

As seguintes hipóteses são assumidas:

- O regime de fluxo dos dois fluidos é laminar.
- As componentes radial e angular da velocidade são nulas. A velocidade varia só em direção radial.
- O escoamento está totalmente desenvolvido e em regime permanente.
- Fluidos incompressíveis e com comportamento Newtoniano.

A equação que governa o escoamento é

$$0 = \rho_1 g_z - \frac{dP}{dz} + \frac{\mu_1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) \quad (6.1)$$

Onde $l = 1$, para o fluido 1 (óleo) e $l = 2$, para o fluido 2 (água).

A velocidade u é uma função do raio, de forma que $u = u_1(r)$ na região no núcleo, $0 < r < R_1$, e $u = u_2(r)$ na região anular, $R_1 \leq r \leq R_2$.

O gradiente de pressão é o mesmo para o núcleo e para o anular,

$$-\frac{dP_1}{dz} = -\frac{dP_2}{dz} = -\frac{dP}{dz} = G\rho t \quad (6.2)$$

As condições de contorno do problema são:

$$\begin{aligned} \frac{du_1}{dr} = 0 \Rightarrow r = 0 & \quad \text{ou de outra forma} \quad u \text{ é finita} \quad \text{em} \quad r = 0 \\ u = 0 & \quad \text{em} \quad r = R_2 \end{aligned}$$

E as condições na interface $r = R_1$, (condições de não deslizamento)

$$\begin{aligned} u_1 = u_2 \\ \tau_1 = \tau_2 \quad \text{ou} \quad \mu_1 \frac{du_1}{dr} = \mu_2 \frac{du_2}{dr} \end{aligned}$$

Assim, tem-se que,

$$\text{Núcleo (óleo):} \quad 0 = \rho_1 g_z - \frac{dP}{dz} + \frac{\mu_1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du_1}{dr} \right), \quad 0 < r < R_1$$

$$\text{Anular (água):} \quad 0 = \rho_2 g_z - \frac{dP}{dz} + \frac{\mu_2}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du_2}{dr} \right) \quad R_1 \leq r \leq R_2$$

(6.3)

Resolvendo estas duas equações, as velocidade das fases como função do raio são,

$$u_1(r) = \frac{(R_1^2 - r^2)}{4\mu_1} (Gpt + \rho_1 g_z) + \frac{(Gpt + \rho_2 g_z)}{4\mu_2} (R_2^2 - R_1^2) + (\rho_1 - \rho_2) g_z \frac{R_1^2}{2\mu_2} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \quad (6.4)$$

$$u_2(r) = \frac{(Gpt + \rho_2 g_z)}{4\mu_2} (R_2^2 - r^2) + (\rho_1 - \rho_2) g_z \frac{R_1^2}{2\mu_2} \ln\left(\frac{R_2}{r}\right) \quad (6.5)$$

Onde Gpt é o gradiente de pressão total (incluindo os efeitos gravitacionais).

A vazão volumétrica do fluido 1 (óleo) é dada por,

$$Q_o = \int_0^{R_1} u_1(r) 2\pi r dr$$

$$Q_o(Gpt, R_1) = \frac{g_z \pi \rho_2 R_1^2 R_2^2}{4\mu_2} + \frac{Gpt \pi R_1^2}{4} \left(R_1^2 \left(\frac{1}{2\mu_1} - \frac{1}{\mu_2} \right) + \frac{R_2^2}{\mu_2} \right) + \frac{R_1^4 g_z \pi}{2} \left(\frac{\rho_1}{4\mu_1} - \frac{\rho_2}{2\mu_2} + \frac{1}{\mu_2} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right) (\rho_1 - \rho_2) \quad (6.6)$$

E a vazão volumétrica do fluido 2 (água) por,

$$Q_w = \int_{R_1}^{R_2} u_2(r) 2\pi r dr$$

$$Q_w(Gpt, R_1) = \frac{g_z \pi \rho_2 R_2^4}{8\mu_2} + \frac{R_1^2 g_z \pi R_2^2}{2\mu_2} \left(\frac{\rho_1}{2} - \rho_2 \right) + \frac{Gpt \pi}{4\mu_2} \left(\frac{R_1^4}{2} - R_1^2 R_2^2 + \frac{R_2^4}{2} \right) + \frac{R_1^4 g_z \pi}{2\mu_2} \left(\frac{3\rho_2}{4} - \frac{\rho_1}{2} - \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \right) (\rho_1 - \rho_2) \quad (6.7)$$

Somando-se as duas vazões e explicitando o gradiente de pressão total (Gpt),

$$Gpt = \frac{128\mu_2 Q_o}{\pi D^4 (1 + \alpha^2 (m-1))} - \frac{g_z (\rho_1 \alpha (m\alpha - 2\alpha + 2) + \rho_2 (\alpha - 1)^2)}{(1 + \alpha^2 (m-1))} \quad (6.8)$$

$g_z > 0$, para escoamento descendente e $g_z < 0$, para o caso ascendente.

Onde, D é o diâmetro da tubulação, m corresponde à razão das viscosidades,

$$m = \frac{\mu_2}{\mu_1} \quad (6.9)$$

E α , a fração de óleo na tubulação, a qual pode-se expressar como,

$$\alpha = \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \quad (6.10)$$

Conforme a equação (5.11), o gradiente de pressão total pode ser decomposto da seguinte forma

$$G_{pt} = G_{pf} + G_{ph} \quad (6.11)$$

Onde, G_{pf} é o gradiente de pressão por atrito e G_{ph} é o gradiente de pressão hidrostático, o qual é dado por,

$$G_{ph} = -[\rho_1 \alpha + \rho_2 (1 - \alpha)] g_z \quad (6.12)$$

($g_z > 0$, para escoamento descendente e $g_z < 0$, para o caso ascendente).

Substituindo as Equações 6.8 e 6.12 na Equação 6.11, obtem-se o gradiente de pressão por atrito, G_{pf} , na forma

$$G_{pf} = \frac{128 \mu_2 Q_i}{\pi D^4 (1 + \alpha^2 (m - 1))} - \frac{(\rho_1 - \rho_2) g_z (1 - \alpha) \alpha (1 + \alpha (m - 1))}{(1 + \alpha^2 (m - 1))} \quad (6.13)$$

Para o caso em que $\alpha = 1$ onde $Q_t = Q_o$, (óleo ocupando toda a tubulação), ou $\alpha = 0$ onde $Q_t = Q_w$ (água ocupando toda a tubulação), o gradiente de pressão por atrito se reduz a:

$$G_{pf} = \frac{128\mu_L Q_t}{\pi D^4} \quad (6.14)$$

A qual corresponde a equação para o cálculo do gradiente de pressão por atrito para o caso do escoamento laminar monofásico, onde μ_L é a viscosidade do fluido considerado.

Quando $g_z = 0$, (caso horizontal), ou quando as densidades dos fluidos foram iguais, tem-se que,

$$G_{pf} = \frac{128\mu_2 Q_t}{\pi D^4 (1 + \alpha^2 (m - 1))} \quad (6.15)$$

A qual é a solução do escoamento anular perfeito para o caso horizontal.

A equação para o cálculo da fração de óleo na tubulação, α , para o caso perfeito, pode ser deduzida eliminando o gradiente de pressão das Equações 6.6 e 6.7, assumindo que a viscosidade da água é desprezível frente à do óleo, $\mu_2/\mu_1 = m \approx 0$, (condição satisfeita neste estudo). Assim,

$$j_o(1 - \alpha) - s_o j_w \alpha - V_{ref} F(\alpha) = 0 \quad (6.16)$$

Onde,

$$V_{ref} = \frac{(\rho_1 - \rho_2)g_z D^2}{16\mu_2} \quad (6.17)$$

$$F(\alpha) = \alpha^2 [2(\alpha - 1) - (\alpha + 1)\ln \alpha] \quad (6.18)$$

O parâmetro s_o corresponde à razão de deslizamento (*hold-up ratio*), que para o caso perfeito é igual a 2.

Note que a Equação 6.16 tem a mesma forma que a Equação 5.5, utilizada para o cálculo do α nos testes experimentais, a qual, é uma adaptação semi-empírica do caso perfeito, baseada na teoria cinemática das ondas, utilizando para seu desenvolvimento dados de velocidade de onda na interface (Bannwart, 1998a).

A equação que expressa o gradiente de pressão por atrito para o PCAF pode ser simplificada, assumindo a relação das viscosidades ($\mu_2/\mu_1 = m$) desprezível, de tal forma que,

$$G_{pf} = \frac{128\mu_2 Q_i}{\pi D^4 (1 - \alpha^2)} - \frac{(\rho_1 - \rho_2)g_z (1 - \alpha)\alpha}{(1 + \alpha)}, \quad g_z < 0, \text{ "upflow"} \quad (6.19)$$

Seguindo Bannwart (1998b), esta equação pode-se interpretar como a perda de carga do escoamento laminar da água escoando a uma vazão equivalente (Q_{PCAF}), afetada por um termo devido ao empuxo (G_{pe}), onde,

$$Q_{PCAF} = \frac{Q_i}{(1 - \alpha^2)} \quad (6.20)$$

$$G_{pe} = \frac{(\rho_1 - \rho_2)g_z (1 - \alpha)\alpha}{(1 + \alpha)}, \quad g_z < 0, \text{ "upflow"} \quad (6.21)$$

Na Figura 6.2, são apresentados os valores experimentais do gradiente de pressão por atrito e os obtidos com a solução do PCAF, em função da vazão equivalente, da seguinte forma,

$$G_{pf_{exp}} + G_{pe} = \frac{128\mu_2}{\pi D^4} (Q_{PCAF}) \quad (\text{Experimental}) \quad (6.22)$$

$$G_{pf} + G_{pe} = \frac{128\mu_2}{\pi D^4} (Q_{PCAF}) \quad (\text{PCAF}) \quad (6.23)$$

A fração de óleo, é calculada resolvendo a Equação 6.16 para α , a partir das propriedades dos fluidos e das velocidades superficiais do óleo e da água.

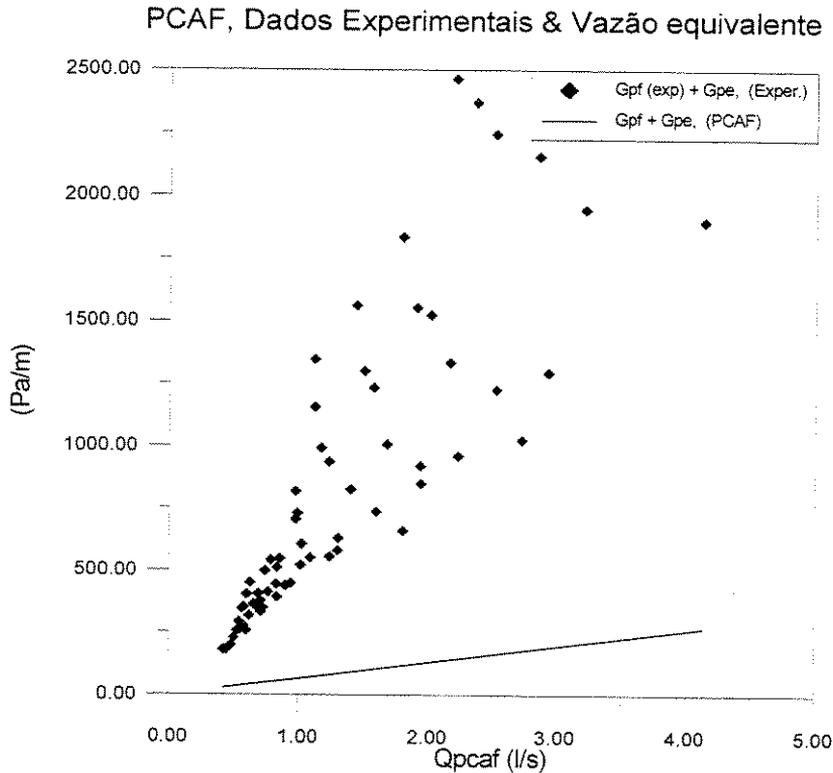


Figura 6.2: Comparação do $G_{pf_{exp}} + G_{pe}$ (Experimental) e $G_{pf} + G_{pe}$ (PCAF), em Função da Vazão Equivalente Q_{PCAF} .

Como se pode observar na Figura 6.2, a solução do escoamento anular perfeito (PCAF) não é representativa para descrever os presentes experimentos. Isto acontece devido à presença de ondas na interface óleo – água e ao regime turbulento (Figura 6.3) encontrado no escoamento da água, o que contradiz as bases da teoria do PCAF.

O número de Reynolds do escoamento da água no anular, pode ser expressado como,

$$Re_w = \frac{V_w D_{H,w} \rho_w}{\mu_w} \quad (6.24)$$

Onde $V_{w,2}$ é a velocidade média da água e $D_{H,w}$, o diâmetro hidráulico da água, dado por,

$$D_{H,w} = \frac{4A_w}{\pi D} \quad (6.25)$$

Assim,

$$Re_w = \frac{j_w D \rho_w}{\mu_w} \quad (6.26)$$

A Figura 6.3, mostra que os valores do número de Reynolds da água, para todas as condições de operação estudadas, são maiores que 2000, implicando o regime turbulento do escoamento.

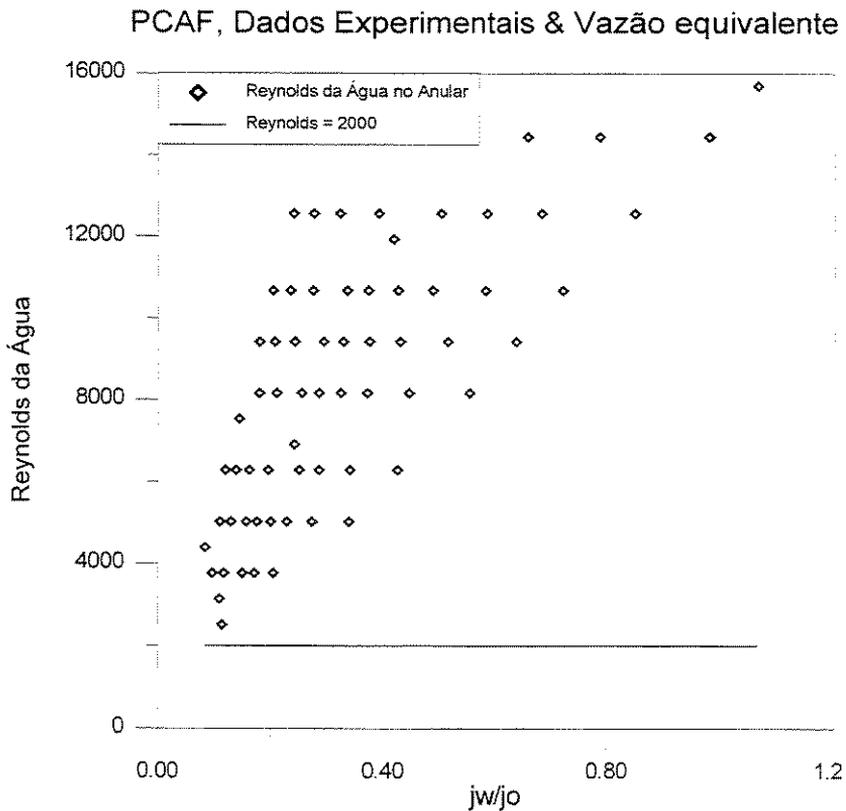


Figura 6.3: Reynolds da Água em Função da Razão de Injeção (j_w/j_o)

6.2 Fator de Atrito para o Escoamento Anular Perfeito (PCAF)

Arney *et al.* (1993) apresentam a solução do problema do PCAF em função de um fator de atrito, o qual usualmente é definido como,

$$\lambda = Gpf \frac{2D}{\rho_m J^2} \quad (6.27)$$

Onde λ é o fator de atrito, ρ_m é a densidade da mistura ponderada por α , (Equação 5.3), e J é a velocidade superficial da mistura.

Substituindo a equação que define o gradiente de pressão do PCAF (Equação 6.13), na equação do fator de atrito, chega-se a,

$$\lambda = \frac{64\mu_2}{D\rho_m J(1 + \alpha^2(m-1))} - \frac{2(\rho_1 - \rho_2)g_z D(1 - \alpha)\alpha(1 + \alpha(m-1))}{\rho_m J^2(1 + \alpha^2(m-1))} \quad (6.28)$$

De tal forma que,

$$\lambda = \frac{64}{\Re} - B \quad (6.29)$$

Onde \Re , corresponde a um Reynolds modificado, (Reynolds da mistura), e B é um termo devido ao empuxo,

$$\Re = \frac{D\rho_m J}{\mu_2} (1 + \alpha^2(m-1)) \quad (6.30)$$

$$B = \frac{2(\rho_1 - \rho_2)g_z D(1 - \alpha)\alpha(1 + \alpha(m-1))}{\rho_m J(1 + \alpha^2(m-1))} \quad (6.31)$$

Portanto, segundo Arney *et al.* (1993), em regime laminar:

$$\lambda = \frac{64}{\Re} + B \quad \text{Para escoamento descendente}$$

$$\lambda = \frac{64}{\Re} - B \quad \text{Para escoamento ascendente}$$

Para o cálculo do fator de atrito no caso turbulento, eles propõem utilizar equação de Blasius em função do Reynolds modificado (\Re),

$$\lambda = \frac{0,316}{\Re^{0,25}} \quad (6.32)$$

Para o cálculo da fração de óleo, os autores propõem a seguinte correlação empírica,

$$\alpha = 1 - C_w [1 + 0,35(1 - C_w)] \quad (6.33)$$

Onde C_w corresponde à fração de água de injeção. Para nossos experimentos a relação das viscosidades m é desprezível, de forma que

$$\Re = \frac{D\rho_m J}{\mu_2} (1 - \alpha^2) \quad (6.34)$$

A Figura 6.4 apresenta o fator de atrito calculado pela Equação 6.32, e o fator de atrito determinado a partir dos nossos dados experimentais, em função do Reynolds modificado (\Re). O α é calculado mediante a correlação proposta pelos autores.

O gradiente de pressão calculado utilizando este modelo é comparado com as medidas obtidas neste trabalho, como o ilustra a Figura 6.5.

Nestas figuras pode-se observar uma melhoria bastante significativa na representação dos testes experimentais deste trabalho, com relação à solução PCAF.

Note-se entretanto que o termo B definido pela Equação 6.31 não foi incluído no cálculo do fator de atrito no modelo de Arney *et al* (1993).

A diferença de densidades dos fluidos utilizados nestes testes não é significativa, sugerindo que o efeito do empuxo no gradiente de pressão é pequeno.

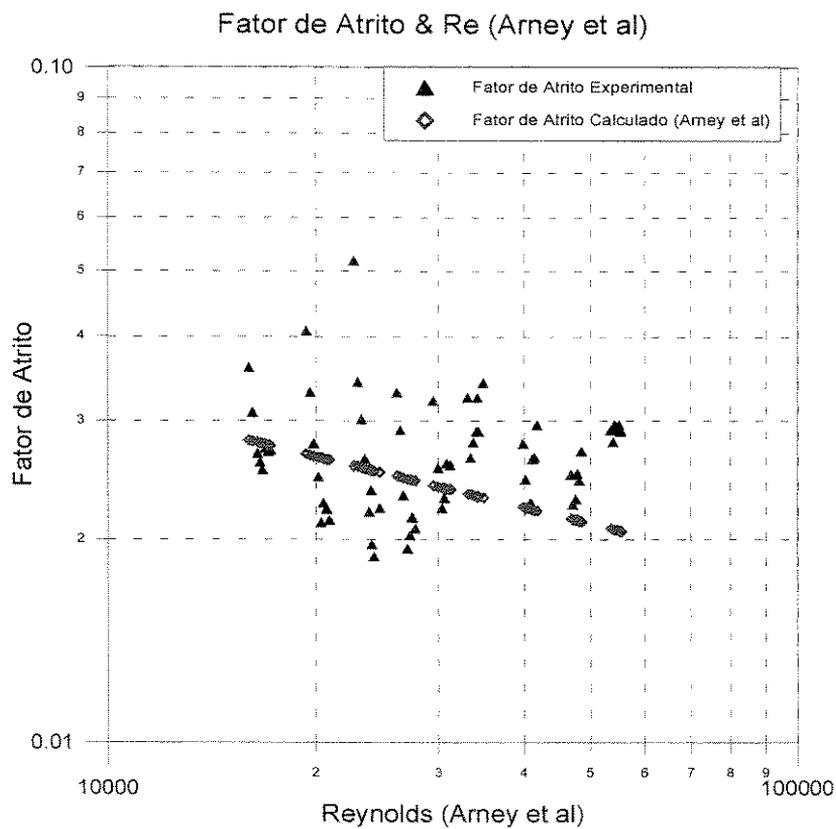


Figura 6.4: Fator de Atrito Calculado (Arney *et al*) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\mathcal{R})

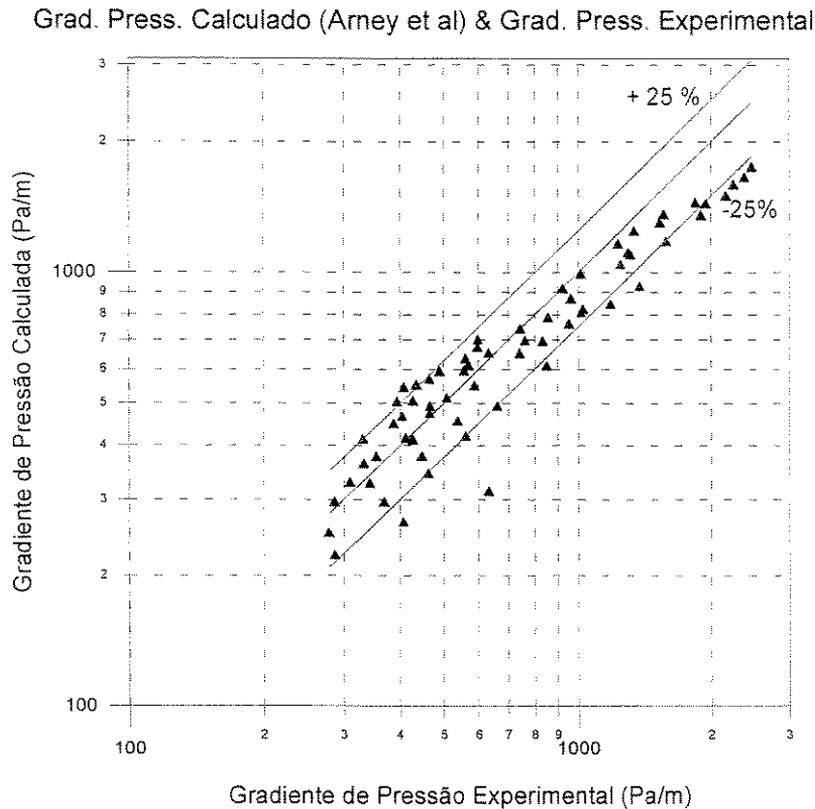


Figura 6.5: Gradiente de Pressão Calculado (Arney *et al*) Versus Gradiente Pressão de Experimental

Com o objetivo de ver a influência do empuxo na modelagem do gradiente de pressão utilizando o modelo de Arney *et al.* (1993), se utilizaram os dados do trabalho experimental desenvolvido por Bai (1995), onde a diferença de densidades é mais significativa que a usada em nossos testes.

Os valores da densidade e viscosidade da água e do óleo utilizados nos experimentos de Bai foram:

$$(\rho_2, \mu_2) = (995 \text{ Kg/m}^3, 0,001 \text{ Pa.s}) @ 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(\rho_1, \mu_1) = (905 \text{ Kg/m}^3, 0,601 \text{ Pa.s}) @ 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

O diâmetro interno da seção teste foi de 0,9525 cm (3/8 pol.). Os valores de perda de carga utilizados foram os obtidos sob condições de regime turbulento para o escoamento da água.

Na Figura 6.6, se ilustra o efeito do empuxo na modelagem de Arney *et al* (1993). Como vimos, este modelo (Equação 6.32) não leva em conta o empuxo, e portanto calcula perdas de carga maiores que as obtidas experimentalmente. Isto sugere que o empuxo tem um efeito no gradiente de pressão por atrito mesmo em regime turbulento.

Este efeito atua em forma de diminuição do gradiente de pressão por atrito, visto que atua na direção oposta ao atrito, favorecendo portanto o escoamento. (Isto é valido só para o escoamento ascendente de óleos mais leves que a água).

A maior causa da discordância deste modelo em relação aos dados de Bai (1995) e mesmo com relação aos nossos testes, é que apesar de ter em conta a turbulência da água, o modelo não leva em consideração o efeito gerado pelas ondulações e irregularidades da interface, nem mesmo o efeito que o empuxo tem dentro do fator de atrito.

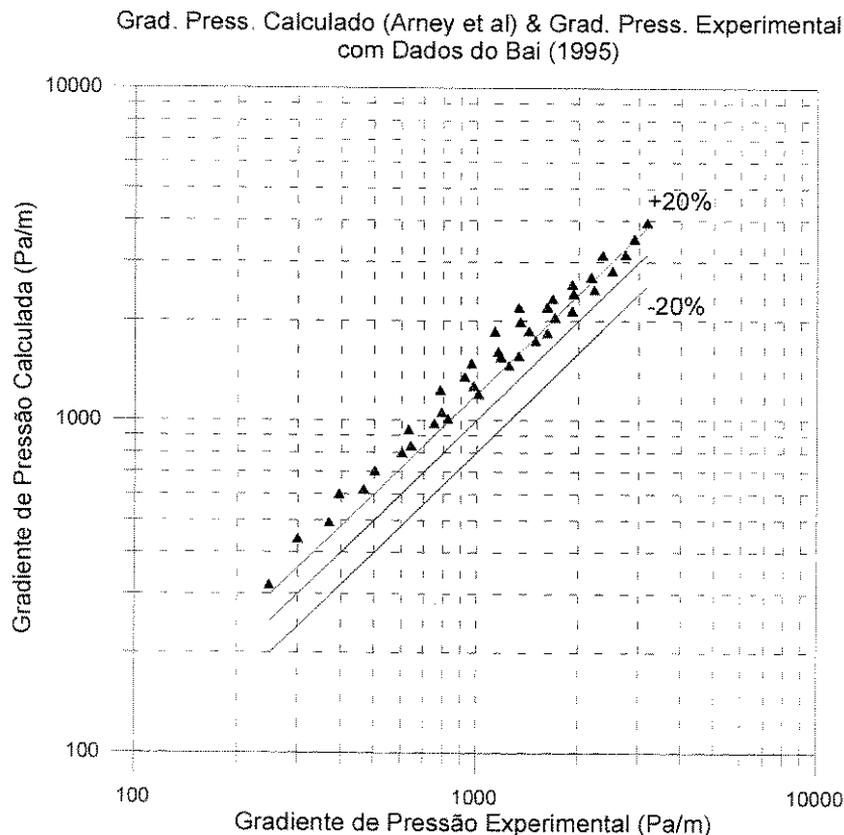


Figura 6.6: Gradiente de Pressão Calculado Utilizando a Formulação de Arney Versus o Experimental, para os Testes de Bai (1995).

Na Figura 6.7, são apresentados os fatores de atrito calculados e experimentais em função do número de Reynolds modificado, para os testes realizados por Bai. Nota-se que, analogamente ao caso do gradiente de pressão, o empuxo diminui o fator de atrito.

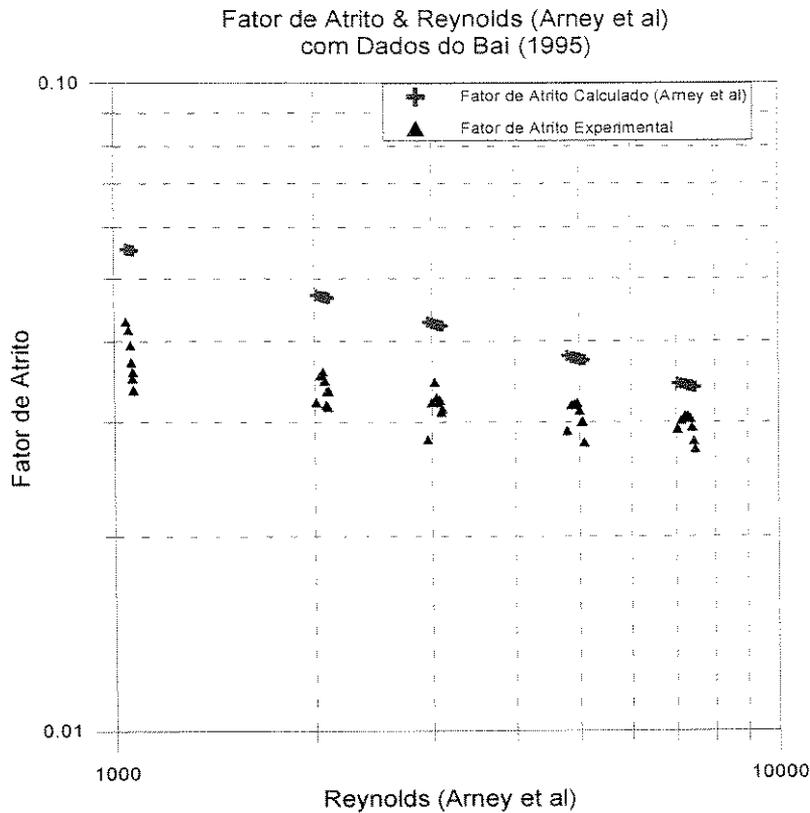


Figura 6.7: Fator de Atrito Calculado (Arney *et al*) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\mathcal{R}), para os Testes de Bai (1995)

6.3 Correlação Proposta

Com o objetivo de incorporar dentro da solução do escoamento anular perfeito (PCAF), os efeitos das ondulações na interface, da turbulência da água e do empuxo no fator de atrito, a Equação 6.13, pode ser reescrita numa forma generalizada,

$$G_{pf} = G_{phd} - G_{pe} \quad (6.35)$$

Assim, o gradiente de pressão por atrito é formado por duas componentes: uma devido ao efeito hidrodinâmico do escoamento ($Gphd$) e a outra devido ao empuxo (Gpe), as quais para o caso perfeito são,

$$Gphd = \frac{128\mu_2 Q_1}{\pi D^4 (1 + \alpha^2 (m - 1))} \quad (6.36)$$

$$Gpe = \frac{(\rho_1 - \rho_2)g_z (1 - \alpha)\alpha(1 + \alpha(m - 1))}{(1 + \alpha^2 (m - 1))} \quad (6.37)$$

Note-se que no escoamento ascendente ($g_z < 0$), e considerando que $\rho_1 < \rho_2$, o termo devido ao empuxo é negativo, isto é, o empuxo se opõe ao atrito, ou melhor, favorece ao escoamento.

Outra forma de ver o gradiente devido ao empuxo é,

$$Gpe = (\rho_1 - \rho_2)g_z f(\alpha, m) \quad (6.38)$$

Por outra parte o termo hidrodinâmico pode ser expressado como a perda de carga do escoamento monofásico da água à vazão da mistura, vezes um multiplicador bifásico Φ^2 ,

$$Gphd = Gpf_2(Q_1) \cdot \Phi^2 \quad (6.39)$$

Onde Gpf_2 é o gradiente de pressão da água sozinha à vazão total da mistura, o qual pode ser expresso em função do fator de atrito,

$$Gpf_2 = \lambda_2 \frac{\rho_2 J^2}{2D} \quad (6.40)$$

O fator de atrito pode ser escrito em função do Reynolds da água (Re_2), à vazão da mistura, da seguinte forma,

$$\lambda_2 = a(Re_2)^{-n} \Rightarrow Re_2 = \frac{\rho_2 JD}{\mu_2} \quad (6.41)$$

Por outro lado, o gradiente hidrodinâmico também pode ser expresso na forma:

$$Gphd = \lambda \frac{\rho_m J^2}{2D} \therefore \lambda = a(\Re)^{-n} \Rightarrow \Re = \frac{\rho_m JD}{\mu_m} \quad (6.42)$$

Onde, \Re é o Reynolds da mistura (similar ao Reynolds definido por Arney *et al*, 1993). Para o caso turbulento, a e n são parâmetros empíricos que levam em conta os efeitos do empuxo dentro do fator de atrito.

Igualando $Gphd$ dados pelas Equações 6.42 e 6.39, obtém-se o multiplicador bifásico

$$\Phi^2 = \left(\frac{\mu_2}{\mu_m} \right)^{-n} \left(\frac{\rho_m}{\rho_2} \right)^{1-n} \quad (6.43)$$

Assim, a equação do gradiente de pressão (Equação 6.35) para o escoamento anular generalizado, pode ser reescrita como,

$$Gpf = a \left(\frac{\rho_2 JD}{\mu_2} \right)^{-n} \frac{1}{2D} \rho_2 J^2 \left(\frac{\mu_2}{\mu_m} \right)^{-n} \left(\frac{\rho_m}{\rho_2} \right)^{1-n} - (\rho_1 - \rho_2) g_z f(\alpha, m) \quad (6.44)$$

Rearranjando-a,

$$Gpf = a \left(\frac{\rho_m JD}{\mu_m} \right)^{-n} \frac{1}{2D} \rho_m J^2 - (\rho_1 - \rho_2) g_z f(\alpha, m) \quad (g_z < 0, \text{ "upflow" }) \quad (6.45)$$

Para o caso laminar, (PCAF): $a = 64$ $n = 1$

E

$$\mu_m = \frac{\mu_2}{1 + \alpha^2(m-1)} \therefore \frac{1}{\mu_m} = \frac{\alpha^2}{\mu_1} + \frac{1 - \alpha^2}{\mu_2} \quad (6.46)$$

$$f(\alpha, m) = \frac{(1 - \alpha)\alpha(1 + \alpha(m - 1))}{(1 + \alpha^2(m - 1))} \quad (6.47)$$

Note-se que esta função cumpre as seguintes condições,

$$\lim_{\alpha \rightarrow 0} f(\alpha, m) = 0; \quad \lim_{\alpha \rightarrow 1} f(\alpha, m) = 0$$

Isto confirma a ausência do empuxo no escoamento monofásico.

Ainda neste caso, considerando a relação entre as viscosidades desprezível, $m \approx 0$, tem-se que,

$$\mu_m = \frac{\mu_2}{1 - \alpha^2} \quad (6.48)$$

$$f(\alpha) = \frac{(1 - \alpha)\alpha}{(1 + \alpha)} \quad (6.49)$$

Agora, para o caso onde se considera a interface ondulada e a turbulência da água, assume-se a seguinte formulação para a viscosidade da mistura,

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{\alpha}{\mu_1} + \frac{1 - \alpha}{\mu_2} \quad (6.50)$$

Escrita de outra forma,

$$\mu_m = \frac{\mu_2}{1 + \alpha(m - 1)} \quad (6.51)$$

Esta formulação para a viscosidade da mistura, implica assumir um perfil de velocidade linear e tensão de cisalhamento constante o qual é típico do escoamento turbulento. Por essa razão esta formulação é proposta para o caso em questão.

Para o caso em que a relação entre as viscosidades é desprezível, $m \approx 0$, (o qual se cumpre para estes testes), a viscosidade da mistura se expressa como,

$$\mu_m = \frac{\mu_2}{1 - \alpha} \quad (6.52)$$

Por outra parte, a função da fração de óleo, α , proposta para o caso turbulento, assumindo $m \approx 0$, tem a seguinte forma,

$$f(\alpha) = k(1 - \alpha)\alpha \quad (6.53)$$

Note-se que esta equação cumpre as mesmas condições que no caso laminar. O coeficiente k é um parâmetro empírico que leva em conta os efeitos da turbulência da água e as irregularidades da interface dentro do termo de empuxo.

Finalmente, aplicando a equação generalizada (Equação 6.45) ao caso turbulento, e arranjando-a se chega ao seguinte modelo:

$$Gpf = a \left(\frac{\rho_m JD}{\mu_2} \right)^{-n} \frac{1}{2D} \rho_m \frac{J^2}{(1 - \alpha)^n} - (\rho_1 - \rho_2)g_z k(1 - \alpha)\alpha \quad (6.54)$$

Os parâmetros a e k foram ajustados a partir dos dados experimentais do gradiente de pressão por atrito, mediante a minimização do total da variancia relativa, fixando o valor de $n = 0,25$ (exponente de Blasius) e mantendo positivo o valor do parâmetro k , de tal forma que não altere o sentido físico da equação.

$$S(\alpha, k) = \sum_{N^{\circ} \text{ testes}} \left(\frac{G_{pf} - G_{pf_{exp}}}{G_{pf_{exp}}} \right)^2 \quad (6.55)$$

Este procedimento foi feito utilizando o comando **fmins** do software *Matlab*.

Os valores encontrados foram,

$$a = 0,257$$

$$k = 0,159$$

Portanto, a equação que expressa o gradiente de pressão por atrito para o escoamento anular, considerando os efeitos das irregularidades na interface, e a turbulência da água no escoamento é,

$$G_{pf} = 0,257 \left(\frac{\rho_m JD}{\mu_2} \right)^{-0.25} \frac{1}{2D} \rho_m \frac{J^2}{(1-\alpha)^{0.25}} - 0,159(\rho_1 - \rho_2)g_z(1-\alpha)\alpha$$

$g_z < 0$, "upflow" (6.56)

Para fechar o modelo, é preciso determinar a fração volumétrica de óleo (α). Os valores de α são calculados mediante a correlação proposta por Bannwart (1998a), a mesma utilizada para o cálculo do gradiente de pressão experimental (ver capítulo anterior, seção 5.2).

Analogamente ao realizado na análise do PCAF, (seção 6.1), a equação anterior pode ser expressa em função de uma outra vazão equivalente (Q^*),

$$G_{pf} = 0,257 \left(\frac{\rho_m JD}{\mu_2} \right)^{-0.25} \frac{8}{\pi D^5} \rho_m (Q^*)^2 - 0,159(\rho_1 - \rho_2)g_z(1-\alpha)\alpha \quad (6.57)$$

Onde,

$$Q^* = \frac{Q_i}{(1-\alpha)^{\frac{n}{2}}} = \frac{Q_i}{(1-\alpha)^{0.125}} \quad (6.58)$$

A Figura 6.8, ilustra os valores experimentais do gradiente de pressão hidrodinâmico ($Gphd$) e os obtidos com a solução da Equação 6.57, em função da vazão equivalente, da seguinte forma,

$$Gphd_{exp} = Gpf_{exp} - Gpe \quad (\text{Experimental}) \quad (6.59)$$

$$Gphd_{calc} = 0,257 \left(\frac{\rho_m JD}{\mu_2} \right)^{-0,25} \frac{8}{\pi D^5} \rho_m (Q^*)^2 \quad (\text{Correlação}) \quad (6.60)$$

Onde,

$$Gpe = 0,159(\rho_1 - \rho_2)g_z(1 - \alpha)\alpha \quad (6.61)$$

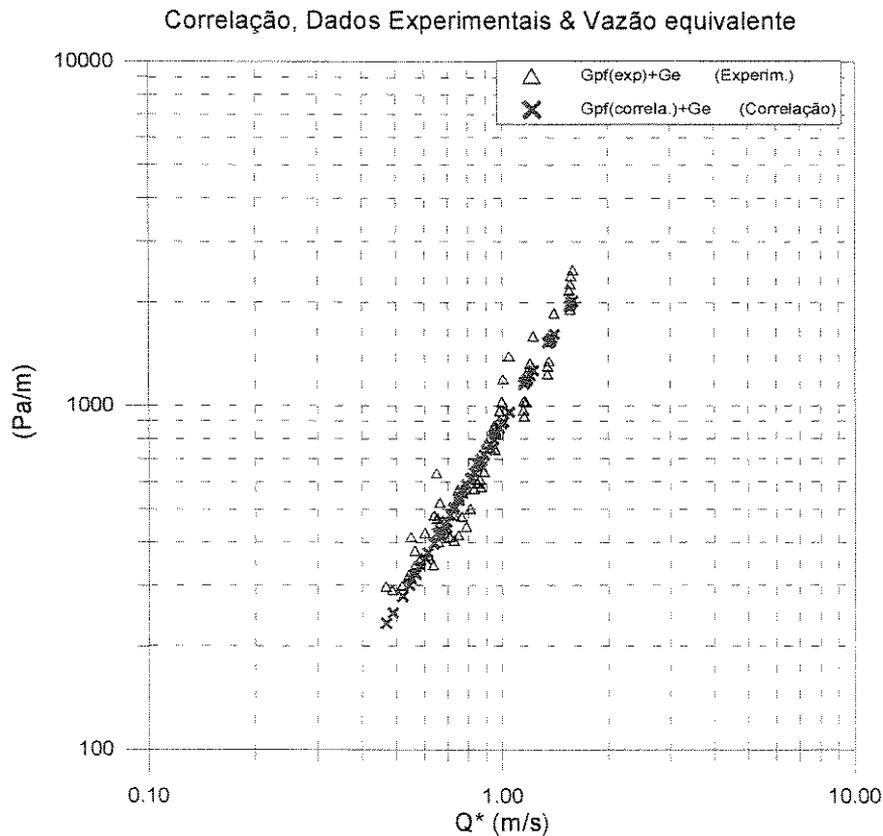


Figura 6.8: Comparação do $Gphd_{exp}$ (Experimental) e $Gphd_{calc}$ (Correlação), em Função da Vazão Equivalente Q^* .

Com o ajuste realizado, se observa uma excelente concordância entre os dados experimentais do gradiente de pressão e os calculados a partir do modelo aqui proposto.

A Figura 6.9, apresenta o gradiente de pressão calculado pela correlação proposta, em função do gradiente de pressão experimental.

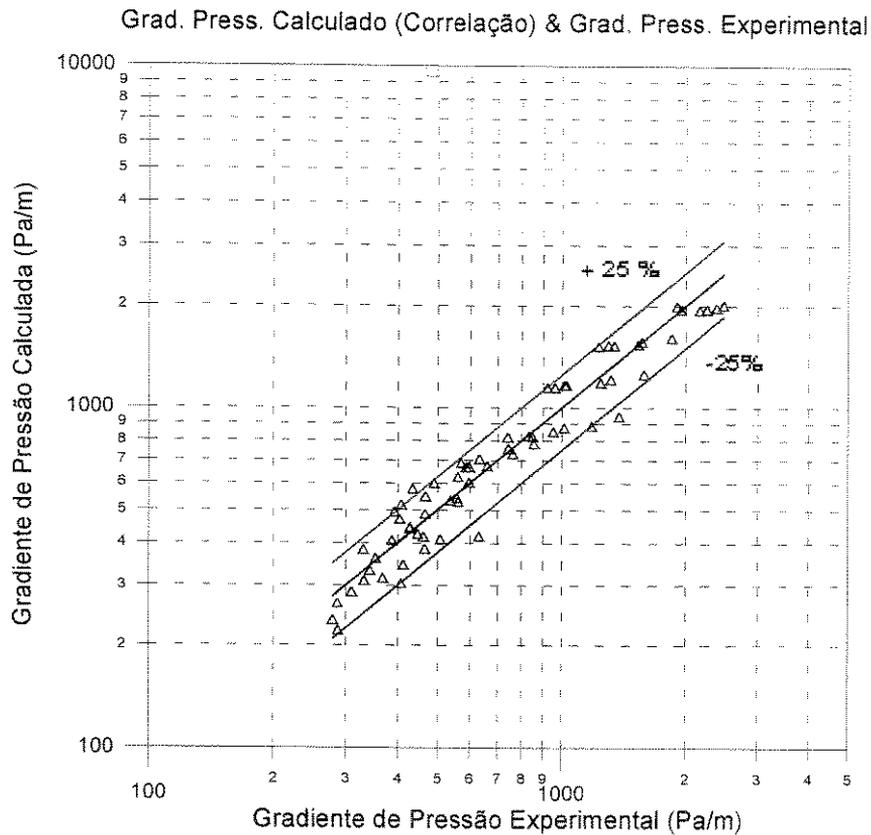


Figura 6.9: Gradiente Pressão Calculado (Correlação) Versus Gradiente Pressão Experimental

Estas figuras ilustram, que em comparação com o modelo PCAF e o modelo proposto por Arney *et al* (1993), esta correlação representa melhor os dados obtidos nestes testes experimentais.

Outra forma de apresentar esta correlação, é em termos do fator de atrito, definido na Equação 6.27, de forma tal que,

$$\lambda = 0,257 \left(\frac{\rho_m J D (1 - \alpha)}{\mu_2} \right)^{-0,25} - 0,159 (\rho_1 - \rho_2) g_z (1 - \alpha) \alpha \frac{2D}{\rho_m J^2} \quad (6.62)$$

Ao comparar a Figura 6.10 com a Figura 6.4, se observa pouca melhoria entre os valores do fator de atrito, calculados por esta correlação e os calculados pelo modelo de Arney *et al*, devido à pequena diferença de densidades dos fluidos utilizados em nossos testes. Entretanto, o espalhamento dos pontos experimentais é menor com a correlação proposta, e isto se deve ao uso de uma diferente expressão para a viscosidade da mistura, dada pela Equação 6.52. Essa viscosidade, por sua vez, acarreta uma expressão diferente para o número de Reynolds \Re , que passa a ser,

$$\Re = \frac{D \rho_m J}{\mu_2} (1 - \alpha) \quad (6.63)$$

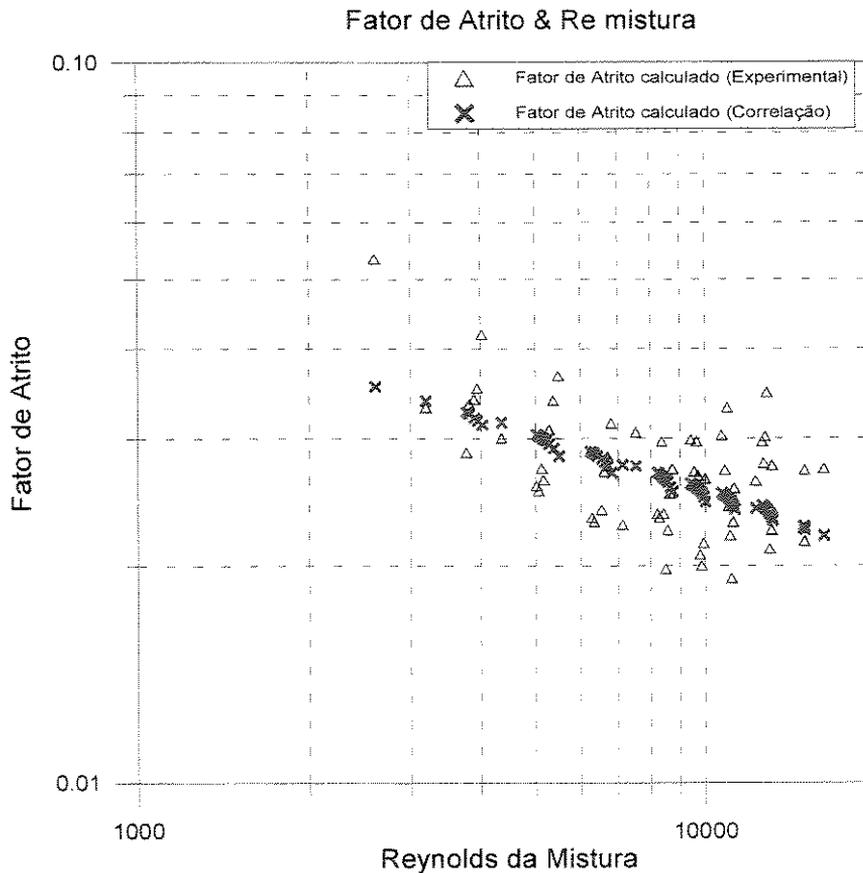


Figura 6.10: Fator de Atrito Calculado (Correlação) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\Re)

Com o objetivo de analisar o comportamento da correlação proposta, com fluidos de densidades significativamente distintas, se utilizaram, da mesma forma que no modelo do Arney *et al*, os dados do trabalho do Bai (1995).

A Figura 6.11, compara os valores do gradiente de pressão $Gphd_{exp}$ experimental e o $Gphd_{calc}$ calculado com a correlação proposta, em função da vazão equivalente (Q^*), para os dados de Bai (1995).

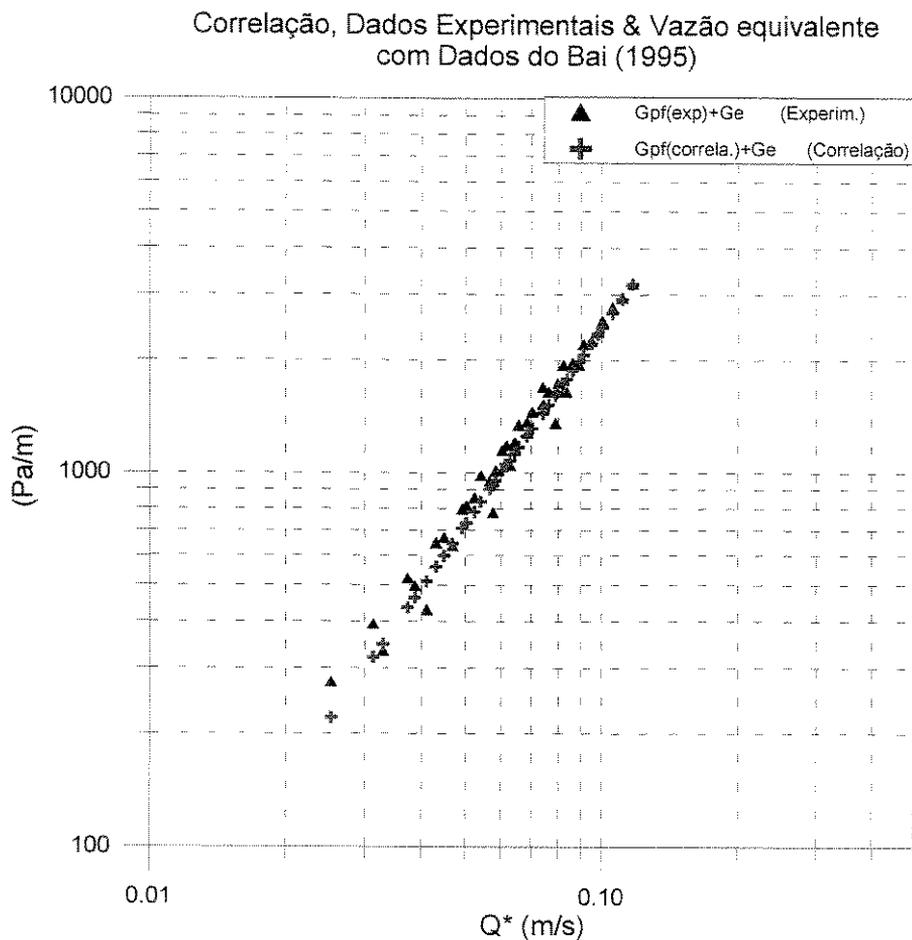


Figura 6.11: Comparação do $Gphd_{exp}$ (Experimental) e $Gphd_{calc}$ (Correlação), em Função da Vazão Equivalente Q^* , para os Testes de Bai (1995)

Pode-se observar da Figura 6.11 que, da mesma forma que para os nossos experimentos, a correlação proposta apresenta uma excelente concordância com os dados experimentais.

Ao comparar os valores do gradiente de pressão calculados com os medidos, a Figura 6.12, mostra que esta correlação é mais representativa que a proposta por Arney *et al* (Figura 6.6), na hora de modelar o escoamento anular vertical ascendente de dois fluidos com densidades significativamente diferentes.

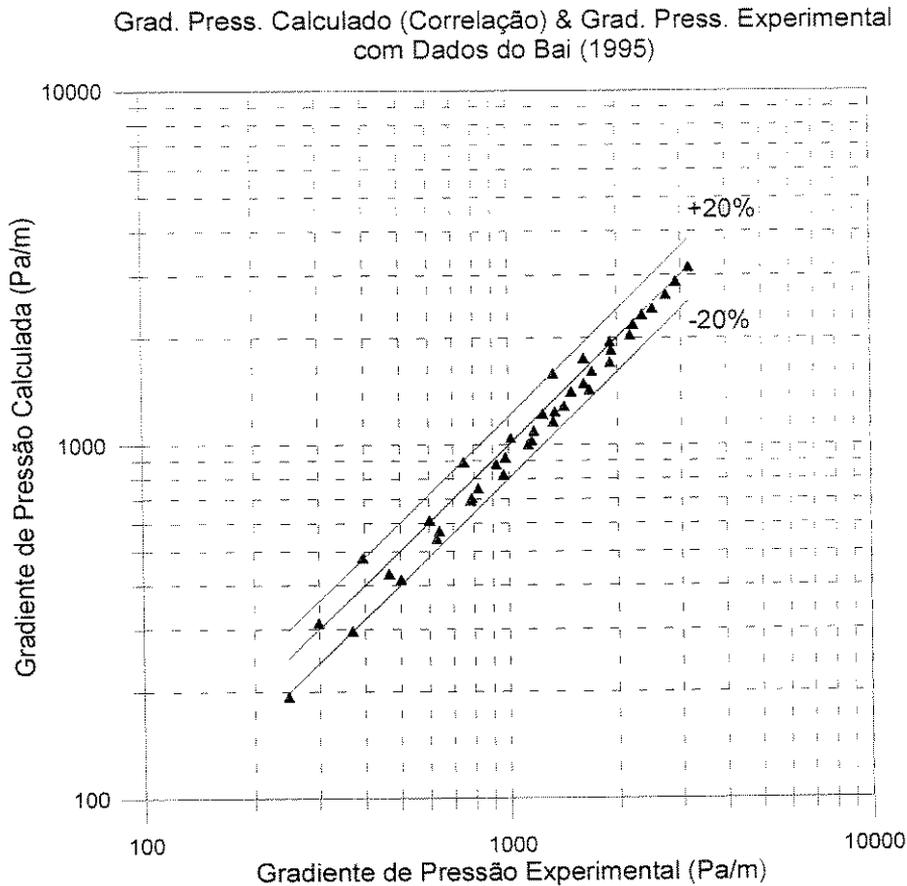


Figura 6.12: Gradiente de Pressão Calculado (Correlação) Versus Gradiente de Pressão Experimental, para os Teste do Bai (1995)

Este fato pode ser confirmado ao comparar o fator de atrito calculado usando a correlação proposta aqui (Figura 6.13), e o calculado utilizado a proposta de Arney *et al* (Figura 6.7), para os testes realizados por Bai.

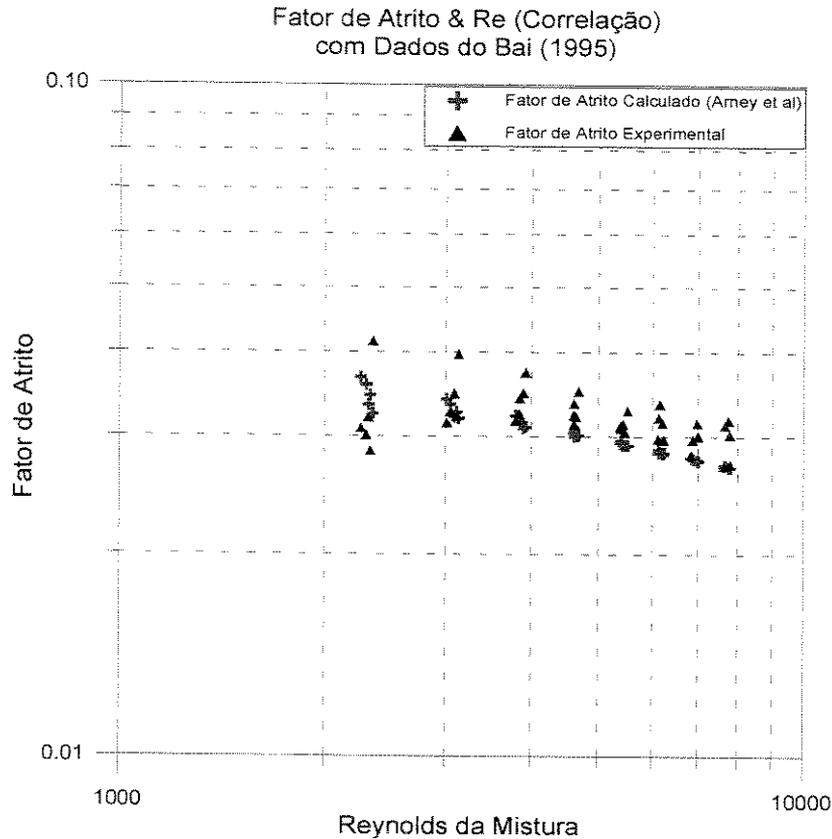


Figura 6.13: Fator de Atrito Calculado (Correlação) e Fator de Atrito Experimental em Função do Reynolds (\mathcal{R}), para os Testes de Bai (1995)

6.4 Aplicação do Escoamento Anular Óleo - Água, na Produção de Óleo

A aplicação do escoamento anular óleo - água na elevação de óleos ultraviscosos, poderia ser realizada, inicialmente, em sistemas de produção onde existe uma comunicação direta entre o poço e as facilidades de produção, como por exemplo, no caso de situações *off-shore*, poços ligados diretamente a uma plataforma de produção ou a um navio de processo (Figura 6.14). O padrão de fluxo anular seria induzido dentro do poço e chegaria até as facilidades de superfície. Igualmente, se poderia pensar na aplicação desta tecnologia durante o escoamento do óleo na lâmina de água, onde as temperaturas são mínimas, gerando o padrão à saída do poço.

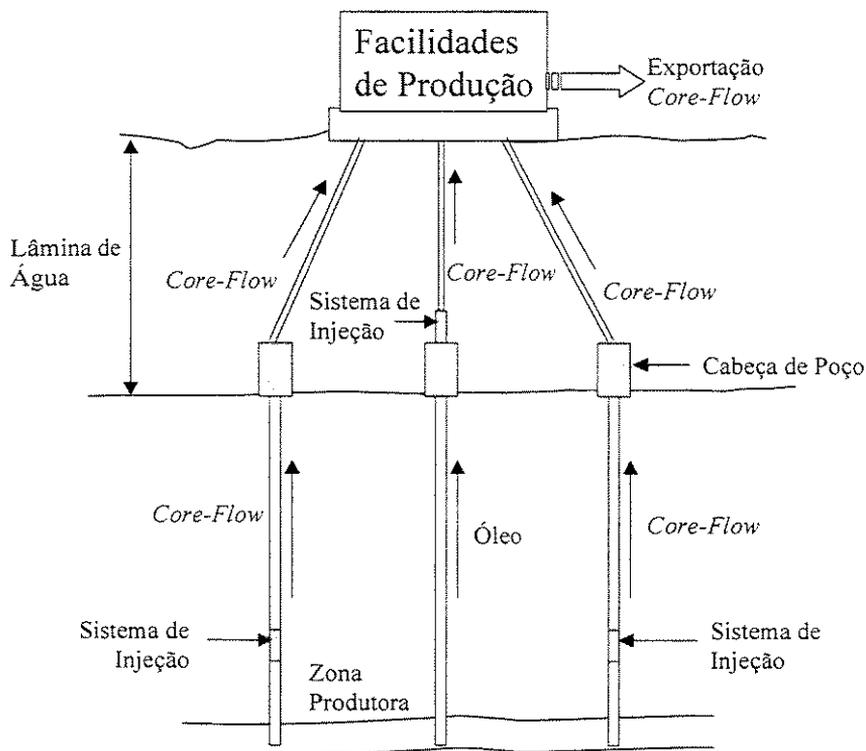


Figura 6.14 Desenho Esquemático da Aplicação do *Core Flow* na Produção de Óleos, num Sistema de Produção Onde Existe Comunicação Direita Poço - Facilidades de Superfície

A aplicação desta tecnologia em sistemas de produção baseados na presença de *manifolds* de produção submarinos, onde se reúne a produção de vários poços (operando em *core flow*), implica a instalação de algum tipo de sistema de separação submarina associado a um sistema de injeção que permita induzir de novo o escoamento, e assim levá-lo até superfície.

Em geral, a aplicação do *core flow* na elevação de óleo requer um sistema de injeção de água, de uma bomba de fundo para o óleo, e de um sistema de separação dos fluidos em superfície que permita, por razões ambientais, reutilizar a água injetada.

A água de injeção seria a mesma água de produção, a qual normalmente contém pequenas quantidades de sais (*meta-silicato de sódio*), que poderiam ajudar a evitar incrustações de óleo na parede da tubulação.

A bomba de fundo (BCS ou BCP) deveria ter um motor elétrico de fundo acionado desde superfície, e não um sistema de transmissão por haste de bombeio, o qual destruiria a configuração do escoamento.

O sistema de injeção da água seria formado por uma bomba de injeção em superfície, um injetor localizado à saída da bomba de óleo e uma linha de condução para a água, acoplada à coluna de produção, o qual implica limitações com relação ao diâmetro do *casing* de produção.

A grande limitação desta tecnologia seria o sistema de separação em superfície, a qual precisa de um espaço significativo que não está previsto nas plataformas ou navios de produção.

A configuração interna de um poço, aplicando esta tecnologia, poderia ser a ilustrada na Figura 6.15

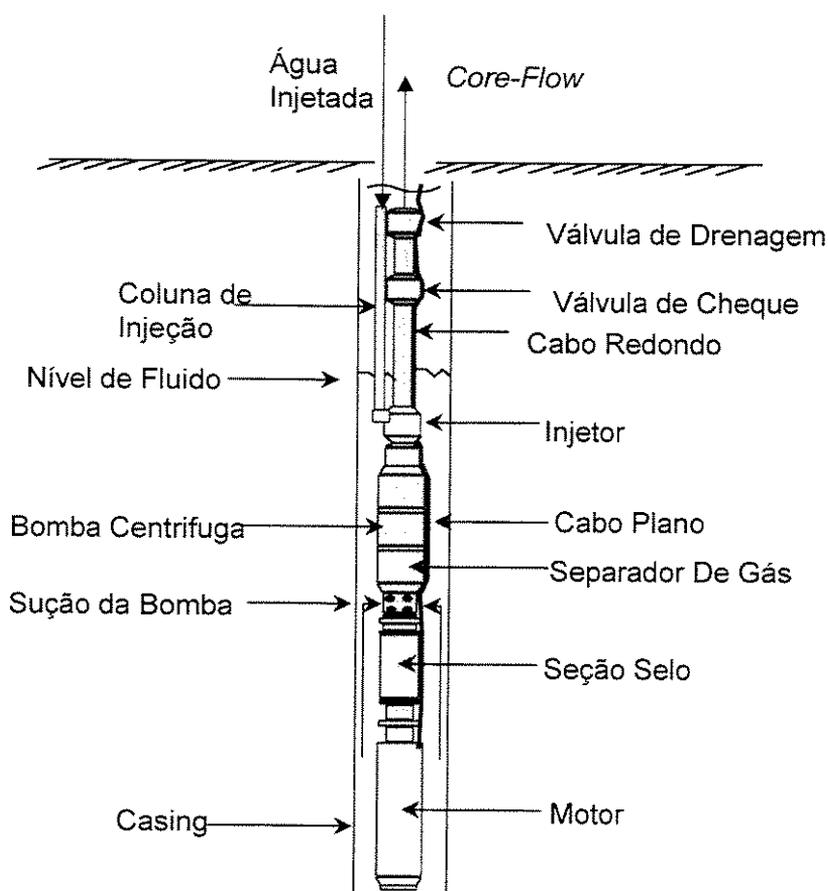


Figura 6.15: Configuração Interna de um Poço Produzindo com *Core Flow*

Os resultados positivos deste trabalho, baseado num modelo de laboratório, permitem pensar na validação da tecnologia mediante a concepção de um futuro protótipo de campo ou um projeto a maior escala.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões

7.1 Conclusões

Utilizando um modelo em escala de laboratório, testou-se a tecnologia do escoamento anular óleo-água (*core flow*) na elevação de um óleo de viscosidade 17,6 Pa.s e densidade 963,6 Kg/m³, com resultados satisfatórios, dando viabilidade a projetos de escala maior.

De acordo com as facilidades do aparato experimental, foram identificados três tipos diferentes de escoamento óleo – água, com os respectivos mecanismos hidrodinâmicos que predominam, tanto no caso vertical descendente como no horizontal, estes padrões foram:

- Escoamento Pistonado (Pistões de óleo)
- Escoamento Anular com Ondas Distorcidas
- Escoamento Anular com Ondas Dente de Serra

Comprovou-se a eficiência do *meta-silicato de sódio*, como aditivo utilizado na prevenção da contaminação das paredes da tubulação pelo óleo, durante a operação em *core flow*.

O escoamento anular ascendente é um tipo de escoamento hidrodinamicamente estável, que se pode obter numa grande faixa de condições de operação, facilitando sua aplicação em situações práticas.

O escoamento anular permite o transporte de uma vazão dada de óleo atingindo um gasto mínimo de energia, mediante o ajuste da vazão da água injetada. Para estes testes o ponto ótimo de operação, em termos de razão de injeção (j_w/j_o), esteve na faixa de 0,07 e 0,5.

Durante a elevação de óleo em *core flow*, maiores vazões de óleo precisam, proporcionalmente, de menor quantidade de água para atingir o mínimo gradiente de pressão (devido ao atrito), fazendo mais interessante sua aplicação na produção de óleos viscosos a altas vazões.

Durante a elevação deste óleo em escoamento monofásico, o gradiente de pressão por atrito pode ser 40 a quase 140 vezes o gradiente hidrostático, segundo a velocidade de óleo considerada. Já operando em *core flow*, a perda de carga por atrito chega a ser apenas de 3 ao 25% da perda de carga devido à coluna hidrostática. Em vista disso, a aplicação do escoamento anular é uma ótima opção para a diminuição do gasto de energia, mediante a redução da perda de pressão devida ao atrito, na elevação de óleos pesados.

Diferentemente do transporte de óleo operando em *core flow*, (escoamento horizontal), a elevação do óleo requer energia adicional que, além de vencer as perdas de carga por atrito, é gasta para vencer a coluna hidrostática.

Este fato faz que na elevação, o ganho no gradiente de pressão total seja menor do que o ganho no gradiente de pressão por atrito. Em nossos experimentos o gradiente de pressão por atrito foi reduzido, em média, por um fator de 1287, enquanto o total da perda de carga foi reduzido em 93 vezes. Apesar deste valor ser muito menor, em termos de produção de óleo é um valor muito significativo.

A lubrificação melhora o escoamento do ponto de vista do atrito, mas o peso da coluna segue pelo menos sendo o mesmo, quando a diferença de densidades é desprezível, ou pode aumentar, quando a diferença das densidades é significativa.

Quando existe uma diferença de densidades considerável, o escoamento horizontal parece ser mais instável, devido à maior tendência de estratificação do escoamento, enquanto no escoamento vertical ascendente uma diferença de densidades maior, gera um maior empuxo, o qual favorece o escoamento.

O gradiente de atrito operando em *core flow*, é da mesma ordem de grandeza que o fluxo monofásico de água à mesma vazão volumétrica total. Inclusive, para algumas condições de operação, as perdas de carga por atrito para elevar uma dada vazão de óleo, foram menores às requeridas para elevar água à vazão da mistura, $(Q_w + Q_o)$. Este fato demonstra a eficiência do *core flow*, na diminuição das perdas de carga por atrito durante a elevação de óleos viscosos.

Para uma dada vazão de óleo, o aumento da ordem de grandeza do gradiente de pressão hidrostático pode tornar menos claro o ponto ótimo de operação (mínimo gradiente de pressão total). Isto ocorre para grandes diferenças de densidades entre os fluidos.

A localização do ponto ótimo de operação, para uma dada vazão de óleo, vai depender do comportamento do gradiente de pressão hidrostático, o qual depende do conteúdo de água na tubulação e a diferença de densidades entre os fluidos.

Assim, na elevação de um óleo suficientemente viscoso, onde seja atrativa a utilização do escoamento anular, e com densidade significativamente menor que a da água, a razão ótima de injeção seria só a necessária para estabelecer o padrão de fluxo. Qualquer quantidade de água adicional implicaria um incremento no gradiente de pressão total, embora diminua o gradiente de pressão por atrito.

A lubrificação do escoamento vertical ascendente de óleo com água é tão mais eficaz quanto mais viscoso e menos denso for o óleo relativamente à água.

De forma oposta ao ganho no gradiente de atrito, o ganho no gradiente total aumenta com o incremento da velocidade superficial do óleo. Isto é, uma vez lograda a lubrificação do escoamento, o aumento da vazão de óleo, diminui o ganho por atrito, mas aumenta o ganho total.

É possível identificar um ponto ótimo de operação correspondente a uma vazão de injeção, onde se minimiza a energia por metro vertical necessária para elevar um metro cúbico de óleo a uma dada vazão.

A solução do escoamento anular perfeito (PCAF) não é representativa para descrever experimentos realizados neste trabalho, já que a presença de ondas na interface e a turbulência da água contradiz as bases daquela teoria.

Para representar adequadamente o gradiente de pressão por atrito na elevação de óleos pesados e viscosos, é preciso levar em conta os efeitos das irregularidades da interface, os efeitos da turbulência, assim como os efeitos do empuxo no fator de atrito.

Os resultados obtidos neste estudo indicam que o termo de empuxo na expressão do gradiente de pressão por atrito é afetado pelas ondulações da interface e a turbulência da água.

A diferença de densidades afeta o gradiente de pressão por atrito, através do termo de empuxo, de forma tal que um aumento nesta diferença, atua em forma de diminuição do gradiente de pressão por atrito, favorecendo ao escoamento.

A maior causa da discordância do modelo de Arney *et al.* (1993) em relação aos dados de Bai (1995), onde a diferença de densidades é significativa, e mesmo com respeito aos nossos testes, onde a diferença de densidades não é significativa, é que apesar de levar em conta a turbulência da água, o modelo não leva em consideração o efeito gerado pelas ondulações e irregularidades da interface, nem mesmo o efeito que o empuxo tem dentro do fator de atrito em escoamento turbulento.

A correlação proposta neste trabalho, Equação 6.56, leva em consideração, através de parâmetros empíricos, os efeitos das ondulações na interface, da turbulência da água e do empuxo. Sua aplicação tanto para caso em que a diferença de densidades é significativa (Bai, 1995) como para o caso em que não é (este trabalho), reportam resultados satisfatórios.

7.2 Sugestões

Os bons resultados obtidos neste trabalho sugerem testar a tecnologia *core flow* na elevação de óleos pesados e viscosos, através da construção de um protótipo em escala maior ou mesmo num projeto piloto num campo de produção real.

Implementar uma metodologia para a medição de diferentes parâmetros, os quais não foram medidos neste trabalho, como por exemplo: a fração volumétrica de óleo na tubulação e as velocidades e comprimento (formato), das ondas presentes na interface óleo – água.

Localizar o visor do trecho vertical ascendente num lugar que permita a observação do escoamento totalmente desenvolvido, ou utilizar um duto que permita acompanhar todo o desenvolvimento do fluxo, (tubo de vidro).

Utilizar a montagem para desenvolver estudos experimentais com relação ao escoamento anular horizontal e vertical descendente.

Utilizar diferentes tipos de recobrimentos internos na tubulação teste, com o fim de estudar os efeitos da molhabilidade por óleo das paredes do duto em diferentes materiais, visando diminuir as incrustações do óleo.

Estudar a possibilidade de implementar um sistema de controle da água de injeção, com o fim de encontrar de forma automática o ponto ótimo de operação (mínimo gradiente de pressão).

Estudar o comportamento do escoamento anular óleo - água em tubulações inclinadas.

Referências Bibliográficas

- ABRAHAM, K. S. Venezuela Bets on Heavy Crude for Long Term, *Word Oil*, p.121-124, january, 1997.
- ARNEY, M. S., BAI, R., GUEVARA, E., JOSEPH, D. D., LIU, K. Friction Factor and Holdup Studies for Lubricated Pipeline – I: Experiments and Correlations, *Int. J. Multiphase Flow*, v.19, p.1061-1076, 1993.
- BAI, R., CHEN, K., JOSEPH, D. D. Lubricated Pipelining: Stability of Core-Annular Flow. Part 5. Experiments and Comparison with Theory, *J. Fluid Mech*, v.240, p.97-132, 1995.
- BAI, Runyuan. *Traveling Waves in a High Viscosity Ratio and Axisymmetric Core Annular Flow*, Minneapolis: Graduate School, University of Minnesota, 1995. 128p. Ph.D. Dissertation.
- BANNWART, A. C. Wavespeed and Volumetric Fraction in Core Annular Flow, *Int.J.Multiphase Flow*, v 24, p.961-974, 1998.
- BANNWART, A. C. Pressure Drop in Horizontal Core Annular Flow, *Third International Conference on Multiphase Flow, ICMF'98*, paper 498, Lyon, France, june 8-12, 1998.
- BELONIN, M. D., GRIBKOV, V. V. New Technology of Heavy Oil Profitability Increasing, *International Heavy Oil Simposium*, Calgary, Canada, june 19-21, 1995.

- BERTERO, L., DILULLO, A., LENTINI, A., TERZI, L. An Innovative Way to Produce and Transport Heavy Oil Through Dispersion in Water: Laboratory Study and Field Results, *SPE 69th Annual Technical Conference and Exhibition*, New Orleans, L. A., September 25-28, 1994.
- BORTOLIN, L. Experience with Electrical Submersible Pumps in Heavy Crude Oil (Boscan Field), *III Latin American/Caribbean Petroleum Engineering Conference*, Buenos Aires, Argentina, April 27-29, 1994.
- BORTOLIN, L., UZCATEGUI, E. New Experience with Electrical Submersible Pumps in Heavy Oil Crude, *II Latin American Petroleum Engineering Conference*, Caracas, Venezuela, March 8-11, 1992.
- BRAUNER, N. Two-Phase Liquid-Liquid Annular Flow, *Int.J.Multiphase Flow*, v.17, p.59-76, 1991.
- BRICEÑO, W. J. Experience in the Bolivar Coast Fields with Progressive Cavity Pump, *Heavy Crude and Tar Sands – Fueling for a Clean and Safe Environment*, Maraven S.A., Lagunillas, Venezuela.
- BRIGGS, P. J., BARON, P. R., FULLEYLOVE, R. J., WRIGHT, M. S., Development of Heavy Oil Reservoirs, *Journal Petroleum Technology*, p.206-214, february 1988.
- BROWN, K. E. *The Technology of Artificial Lift Methods*, Tulsa, OK, PennWell Books. 1980.
- BROWNE, G. E., HASS, G. R., SELL, R.D. Down Hole Emulsification: Viscosity Reduction Increases Production, *The Journal of Canadian Petroleum Technology*, v.35, n.4, p.25-31, April 1996.
- CANDIDO, S. F. Bombeio Hidráulico a Jato (BHJ): um Excelente Método Alternativo de Elevação Artificial, *II Seminário de Tecnologia de Produção*, Salvador, Brasil, novembro 11-14, 1997.

- CHARLES, M. E., GOVIER, G. W., HODGSON, G. W. The Horizontal Pipeline Flow of Equal Density Oil-Water Mixtures, *Can.J.Chem.Engng.*, v.39, n.1, p.27-36, 1961.
- CHARLES, M. E. The Pipeline Flow of Capsules. Part II: Theoretical Analysis of the Concentric Flow of the Cylindrical Forms, *Can.J.Chem.Engng.*, v.41, p.46-51, 1963.
- CHARLES, M. E., REDBERGER, P. J. The Reduction of Pressure Gradients in Oil Pipelines by the Addition of Water: Numerical Analysis of Stratified Flow, *Can.J.Chem.Engng.*, v.40, n.2, p.70-75, 1962.
- CHEN, K., BAI, R., JOSEPH, D.D. Lubricated Pipelining. Part 3. Stability of Core Annular Flow in Vertical Pipes, *J.Fluid Mech.* v.214, pp. 251-260, 1990.
- CHEN, S., LIJIE, Y. Study on Technology of Mixing Active Water in Shanjiashi Heavy Oil to Reduce Viscosity, *International Heavy Oil Symposium*, Calgary, Canada, june 19-21, 1995.
- CHU, C. *Thermal Recovery*. In: BRADLEY, H. B. (ed.) *Petroleum Engineering Handbook*. Richardson: Society of Petroleum Engineers, Cap 46, p46.1-46.3, 1987.
- COOPER, G. A., ZEYREK, M. S. Deep Heavy Oil Recovery by Steam Injection Using Twin Horizontal Drainholes, *Western Regional Meeting*, Bakersfield, California, march 30-April 1, 1992.
- CROUSE, P. C. Reserve Potential due to Horizontal Drilling Is Substantial. In: *World Oil's Handbook of Horizontal Drilling and Completion Technology*, Gulf Publishing company, 1991, p23-25.
- CUTHIELL, D., GREEN, K., CHOW, R., KISSEL, G., McCARTHY, C. The In Situ Formation of Heavy Oil Emulsions, *International Heavy Oil Symposium*, Calgary, Canada, june 19-21, 1995.

- DE GHETTO, G., MARCO, R. Jet Pump Testing in Italian Heavy Oils, *European Production Operations Conference and Exhibition*, Aberdeen, U. K., March, 1994.
- DUNN, L. J., MATTHEWS, C. M., ZAHACY, T. A. Progressing Cavity Pumping System Applications in Heavy Oil Production, *International Heavy Oil Symposium*, Calgary, Canada, June 19-21, 1995.
- DUSSEAULT, M. B., GEILIKMAN, M. B. Practical Requirements for Sand Production Implementation in Heavy Oil Applications, *International Heavy Oil Symposium*, Calgary, Canada, June 19-21, 1995.
- GIUGGIOLI, A., DE GHETTO, G. Innovative Technologies Improve the Profitability of Offshore Heavy Oil Marginal Fields, *International Meeting on Petroleum Engineering*, Beijing, China, November, 1995.
- GONZALEZ, R., REINA, M. Production Extra Heavy Oil from the Orinoco Belt by Electrical Submersible Pumping System – A Pilot Test, *III Latin American/Caribbean Petroleum Engineering Conference*, Buenos Aires, Argentina, April 27-29, 1994.
- HICKOX, C. E. Instability Due to Viscosity and Density Stratification in Axisymmetric Pipe Flow, *Phys. Fluids* v.14, p.251-262, 1971.
- HOLMAN, J. P. *Experimental Methods for Engineers*. São Paulo: McGraw-Hill Kogakusha, 423p. Cap. 3 Analysis of Experimental Data, p33-77, 1971.
- HUANG, A., CHRISTODOULOU, C., JOSEPH, D. D. Friction Factor and Holdup Studies for Lubricated Pipelining –II. Laminar and $k-\varepsilon$ Models for Eccentric Core-Flow, *Int. J. Multiphase Flow*, v.20, n.3, p.481-491, 1994.
- ISAACS, J. D., SPEED, J. B. "Method of piping fluids" US Patent 759374, 1904.

- JOSEPH, D. D., BAI, R., CHEN, K. P., RENARDY, Y. Core-Annular Flows, Supercomp. Inst. Res. Rep. #UMSI 96/31, University of Minnesota, march 1996.
- JOSEPH, D. D., RENARDY, M., RENARDY, Y. Instability of the Flow of Two Immiscible Liquids with Different Viscosities in a Pipe, *J. Fluid Mech*, 141, p.309-317, 1984.
- JOSEPH, D. D., RENARDY Y. Y. *Fundamentals of Two-Fluid Dinamycs, Part II: Lubricated Transport, drops and Miscible Liquids*. Springer-Verlag, New York, 1993.
- LIEVAART, L., AL HINAI, K. M., AL KHABORI, K. J., WUNNIK, J., MASSON, D., AL-KINDY, I. H., MUL, P. J. Technology Leading the Way to Mukhaizna Heavy Oil Development, *International Heavy Oil Simposium*, Calgary, Canada, june 19-21, 1995.
- LOOMAN, M. D. "*Method of conveying oil*" US Patent 1119438, 1916.
- McCLAFLIN, G. G., CLARK, C. R., SIFFERMAN, T. R. The Replacement of Hydrocarbon Diluent with Surfactant and Wate for Production of Heavy, Viscous Crude Oil, *Journal of Petroleum Technology*, p.2258-2263, october 1982.
- MINAMI, K. "SPE FORUM sobre Óleos Pesados". Informação via correio eletrônico, Rio de Janeiro, Brasil, novembro, 1996.
- MORITIS, G. Heavy Oil Expansions Gather Momentum Worldwide, *Oil & Gas Journal*, p.31-38, august 14, 1995.
- OLIEMANS, R. V. A., OOMS, G., WU, H. L., DUIJVESTIJN, A. Core Annular Oil-Water Flow: the Turbulent Lubricating Film Model and Measurements in a 5 cm Pipe Loop, *Int.J.Multiphase Flow*, v.13, n.1, p.23-31, 1987

- OLIEMANS, R. V. A., OOMS G. *Core-Annular Flow of Oil and Water through a Pipeline*. In: HEWITT, G. F., DELHAYE, J. M., ZUBER, N. (ed.) *Multiphase Science and Technology*, 1986, v.2.
- 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, *Int.J.Multiphase Flow*, v.10, n.1, p.41-60, 1984.
- RIBEIRO, G. S. "Transporte de Óleos Pesados através do Escoamento Anular Óleo-Água – “Core-Annular Flow”": Estado da Arte e Potencial de aplicação". Comunicação Técnica SEPROT/Petrobrás, Rio de Janeiro, 1996.
- RIBEIRO, G. S., ARNEY, M. S., BAI, R., GUEVARA, E., JOSEPH, D. D. Cemented Lined Pipes for Water Lubricated Transport of Heavy Oil, *Int.J.Multiphase Flow*, p.207-221, 1996.
- RIBEIRO, Geraldo Alfonso Spinelli Martins. *Topics in the Transport and Rheology of Heavy Crude Oils*, Minneapolis: Graduate School, University of Minnesota, 1994. 147p. Ph.D. Dissertation.
- RUSSEL, T. W. F., CHARLES, M. E. The Effect of the Less Viscous Liquid in the Laminar Flow of Two-Immiscible Liquids, *Can.J.Chem.Engng.* v.37, n.1, p.18-24, february 1959.
- RUSSEL, T. W. F., HODGSON, G. W., GOVIER, G. W. Horizontal Pipeline Flow of Mixtures of Oil and Water, *Can.J.Chem.Engng.* v.37, n.1, p.9-17, february 1959.
- SAVETH, K. J., KLEIN, S. T. The Progressing Cavity Pump: Principle and Capabilities, *SPE Production Operations Symposium*, Oklahoma, March 13-14, 1989.
- SIFFERMAN, T. R. Flow Properties of Difficult to Handle Waxy Crude Oils, *Journal Petroleum Technology*, p.1042-1050, March 1979.

- SINCLAIR, A. R. Rheology of Viscous Fracturing Fluids, *Journal Petroleum Technology*, p.711-719, June 1970.
- SOUTHERN, J. H., BALLMAN, R. L. Stratified Bicomponent Flow of Polymer Melts in a Tube, *Appl. Polymer Sci.* v.20, p. 175-189, 1973.
- STOCKWELL, A., HARDY, W. A. Transoil Technology for Heavy Oil Transportation: Results of Field Trials at Wolf Lake, *SPE European Petroleum Conference*, London, U. K., October 16-19, 1988.
- TIPEE, B. Venezuelan Line to Carry Heavy Oil in Water Film, *Oil & Gas Journal*, p.112-113, May 2, 1988.
- UZCATEGUI, E. Application of Progressive Cavity Pump in Maraven's Heavy Oil Field, *UNITAR 5th International Conference on Heavy Crude and Tar Sand*, Caracas, Venezuela, 1991.
- VISSER, R. C. Offshore Production of Heavy Oil, *Journal Petroleum Technology*, p.67-70, January 1989.
- WHITE, P. D., MOSS, J. T. *Thermal Recovery Methods*. Tulsa: Pennwell Publishing Company, 1983, 361p.
- WORLD OIL'S Handbook of Horizontal Drilling and Completion Technology / Compiled from Word Oil. Houston, Gulf Publishing company, 1991, 128p
- ZHANG, J., CHEN, D., YAN, D., YANG, X., SHEN, C. Pipelining of Heavy Crude Oil as Oil-in-Water Emulsions, *Production Operations Symposium*, Oklahoma, April 7-9, 1991.

Anexo I

Resultados Experimentais

Neste anexo se apresentam, para cada condição de fluxo (j_o e j_w), os resultados obtidos, da fração de óleo (α), do gradiente de pressão (G_{pf} *core-flow*) e dos parâmetros de eficiência: fator de redução do gradiente de pressão por fricção (FG_{pf}) e a razão entre o gradiente de pressão por fricção em *core flow* e o gradiente de pressão fricção do escoamento monofásico da água à vazão da mistura (Fr_w).

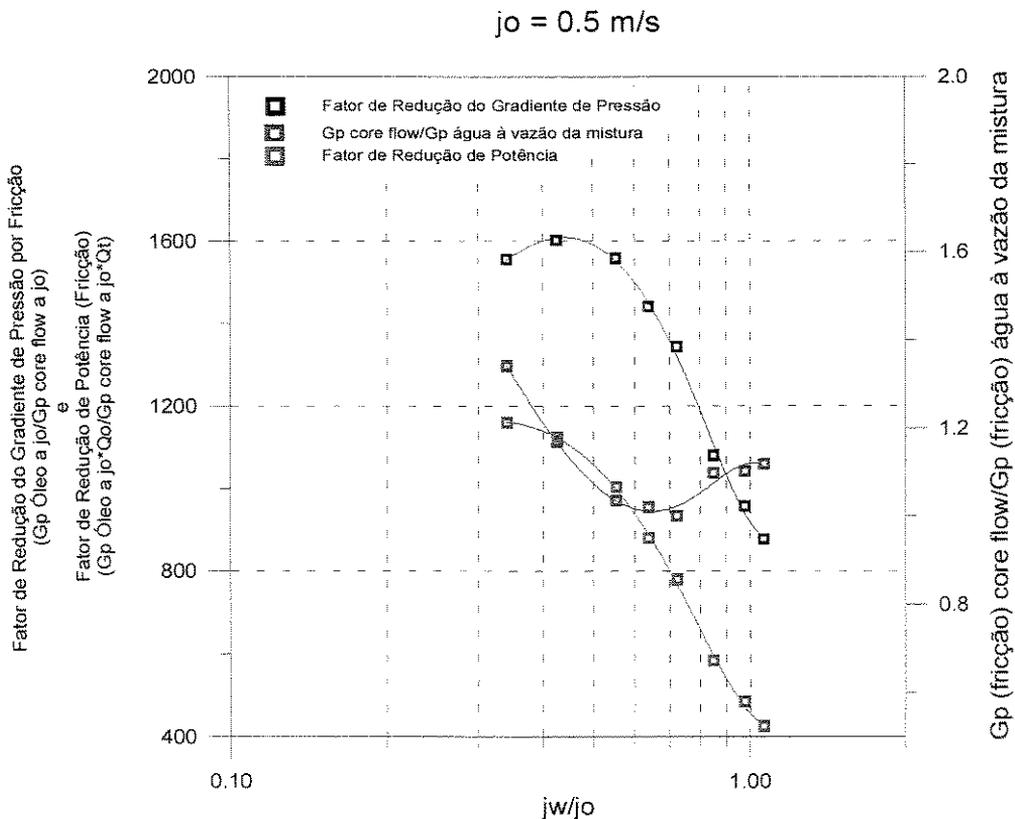
Teste	j_o (m/s)	j_w (m/s)	α	G_{pf} <i>core-flow</i> (Pa/m)	FG_{pf}	Fr_w
1	1.7525	0.4218	0.7997	2471.8	687.2	1.4565
2	1.7525	0.3585	0.8247	2376.6	714.8	1.4747
3	1.7525	0.3163	0.8422	2248.9	755.3	1.4456
4	1.7525	0.2531	0.87	2159.6	786.6	1.4658
5	1.7525	0.2109	0.8895	1948.3	871.9	1.3724
6	1.7525	0.1476	0.9204	1899.8	894.1	1.4173
7	1.5231	0.4218	0.775	1847.4	815.7	1.3232
8	1.5231	0.3585	0.8023	1562.8	964.3	1.186
9	1.5231	0.3163	0.8216	1531.7	983.9	1.2094
10	1.5231	0.2742	0.8418	1338.8	1125.6	1.1009
11	1.5231	0.2109	0.8742	1228	1227.2	1.0752
12	1.5231	0.1687	0.8971	1295.8	1162.9	1.1845
13	1.3012	0.4218	0.7446	1580.9	859.6	1.3996
14	1.3012	0.3585	0.7744	1314.7	1033.7	1.2427
15	1.3012	0.3163	0.7957	1244.4	1092.1	1.2305
16	1.3012	0.2742	0.8182	1014.3	1339.9	1.0504
17	1.3012	0.2109	0.8546	923.1	1472.2	1.0271
18	1.3012	0.1687	0.8807	962.3	1412.2	1.125
19	1.3012	0.1265	0.9083	1025.2	1325.6	1.2612

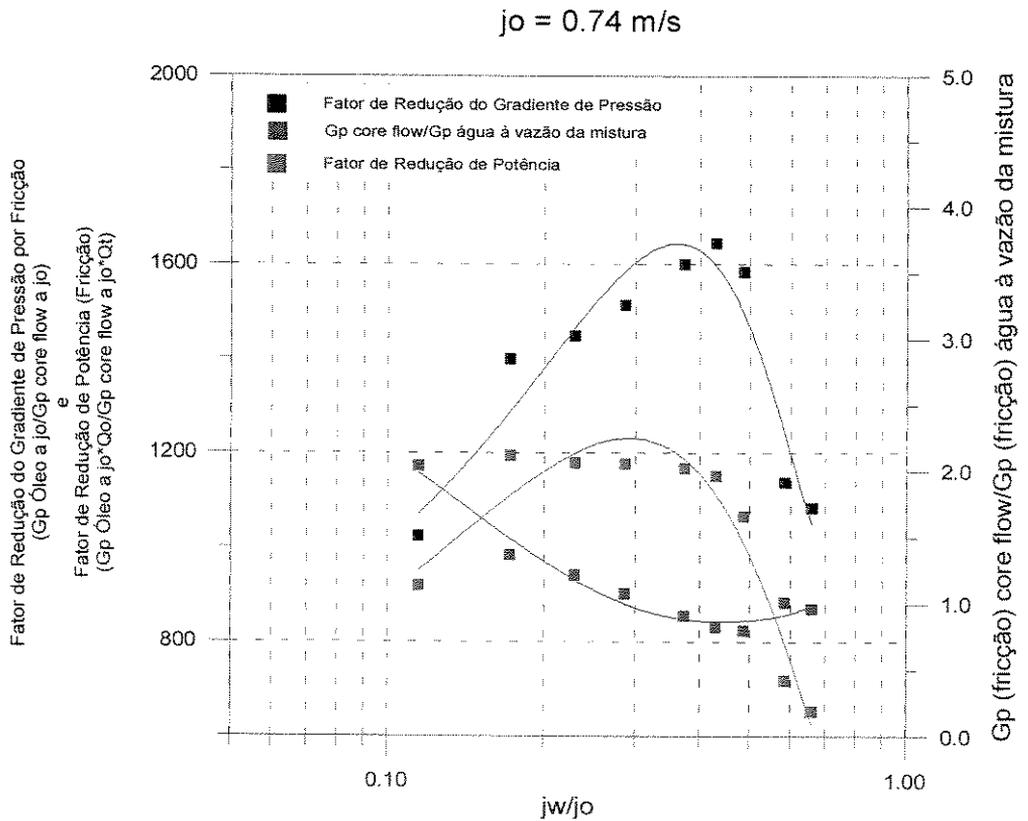
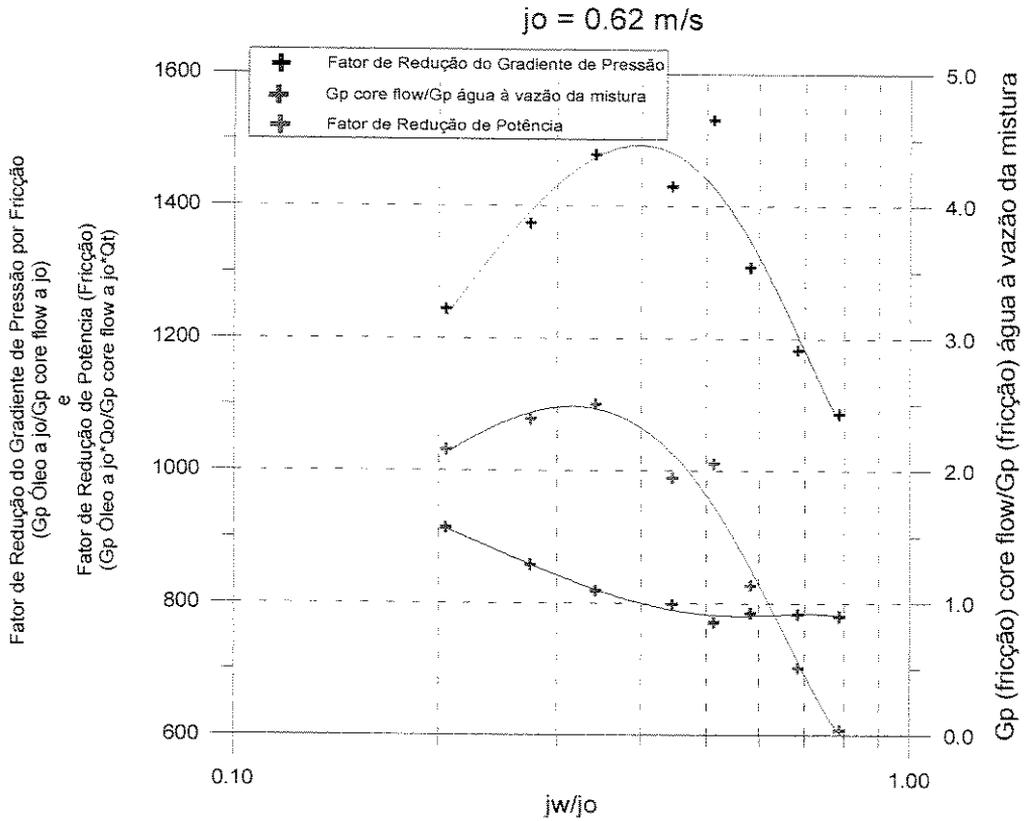
Teste	jo (m/s)	jw (m/s)	α	Gpf core-flow (Palm)	Fro	Frw
20	1.0756	0.4218	0.7042	1378.6	787.8	1.5603
21	1.0643	0.3585	0.7347	1182.7	908.6	1.4638
22	1.0756	0.3163	0.7605	1013.3	1071.7	1.3033
23	1.0756	0.2742	0.7858	953	1139.6	1.2934
24	1.0756	0.2109	0.8272	833.9	1302.4	1.231
25	1.0756	0.1687	0.8574	740.5	1466.6	1.1588
26	1.0756	0.1265	0.8898	849.8	1278	1.4126
27	0.959	0.4007	0.6891	856.9	1365.6	1.1482
28	0.959	0.3585	0.7122	742.8	1575.4	1.0518
29	0.959	0.3163	0.7372	761.7	1536.3	1.1418
30	0.959	0.2742	0.7641	632.5	1850.3	1.0054
31	0.959	0.232	0.7932	570.1	2052.6	0.9633
32	0.959	0.1687	0.8414	587.5	1991.9	1.0921
33	0.959	0.1054	0.8959	660	1773	1.3574
34	0.8424	0.4218	0.6472	597	1300.3	0.9086
35	0.8424	0.3585	0.6828	560.2	1385.7	0.9328
36	0.8424	0.3163	0.709	490.2	1583.5	0.869
37	0.8424	0.2742	0.7376	434.3	1787.3	0.8215
38	0.8424	0.2109	0.7855	466.5	1664.1	0.9771
39	0.8424	0.1687	0.8213	537.3	1444.8	1.2089
40	0.8424	0.1265	0.8607	561	1383.6	1.3601
41	0.7371	0.4851	0.5815	596.5	1083	0.9632
42	0.7221	0.4218	0.6088	556.7	1136.8	1.0094
43	0.7371	0.3585	0.6508	408	1583.4	0.7977
44	0.7371	0.3163	0.6781	393.1	1643.6	0.8232
45	0.7371	0.2742	0.7082	403.9	1599.5	0.9086
46	0.7371	0.2109	0.7594	427.3	1511.9	1.0762
47	0.7371	0.1687	0.7984	446.3	1447.6	1.2172
48	0.7371	0.1265	0.8418	461.9	1398.7	1.3695
49	0.7371	0.0844	0.89	631.5	1023	2.0438
50	0.6168	0.4851	0.5354	465.7	1086.6	0.9017
51	0.6168	0.4218	0.5682	427.9	1182.6	0.9188
52	0.6168	0.3585	0.6059	386.9	1308	0.9273
53	0.6168	0.3163	0.6344	330.6	1530.6	0.8562
54	0.6168	0.2742	0.666	354	1429.8	0.9939
55	0.6168	0.2109	0.721	342.5	1477.7	1.0939
56	0.6168	0.1687	0.7639	368.3	1374	1.2893
57	0.6168	0.1265	0.8128	406.8	1244.1	1.5683
58	0.4964	0.5272	0.4597	508	877.5	1.1186
59	0.4964	0.4851	0.479	465.3	958.1	1.1029
60	0.4964	0.4218	0.5115	412.5	1080.8	1.0986
61	0.4964	0.3585	0.5493	331.8	1343.7	1.0012
62	0.4964	0.3163	0.5782	309.4	1440.7	1.0203
63	0.4964	0.2742	0.6109	286.1	1558	1.0357
64	0.4964	0.2109	0.669	278.2	1602.1	1.1701
65	0.4964	0.1687	0.7158	286.5	1556.1	1.3416

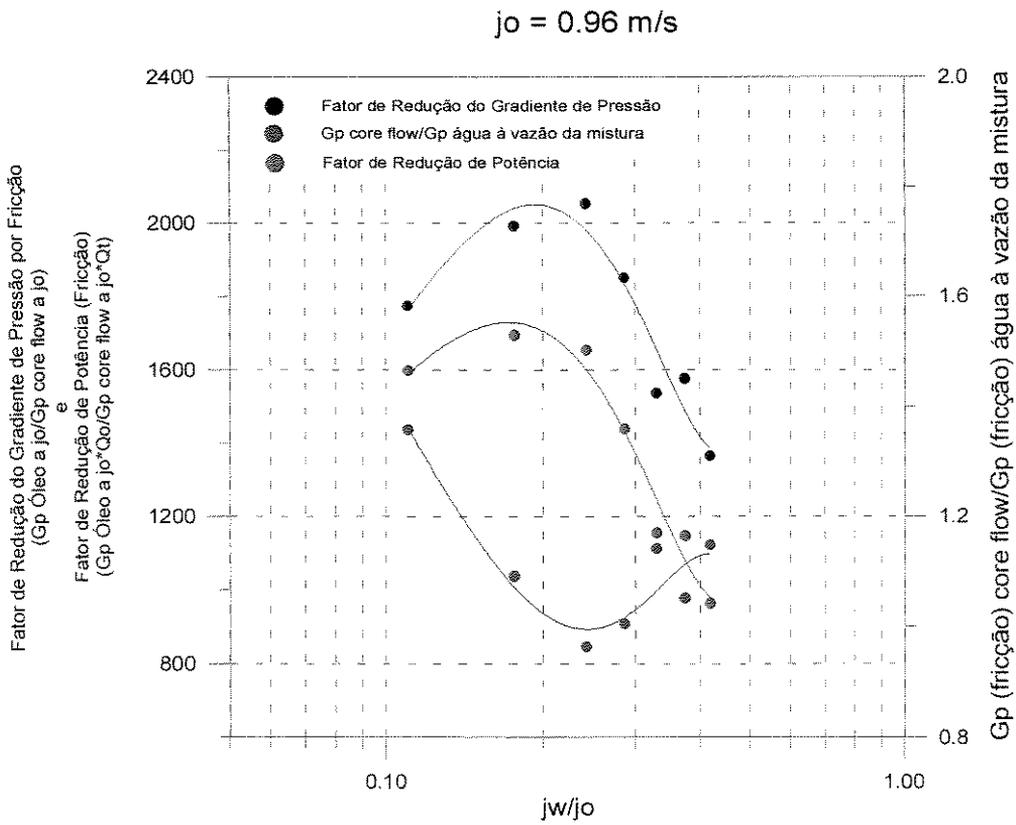
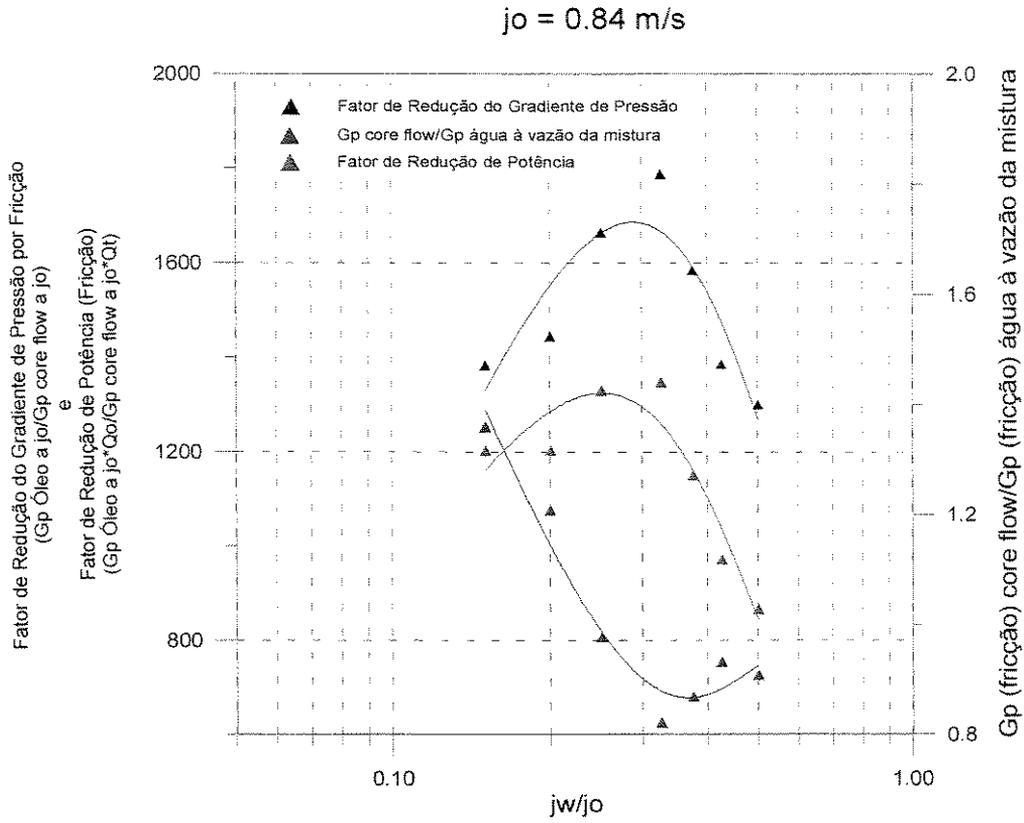
Anexo II

Curvas Comparativas dos Parâmetros de Eficiência do *Core Flow*

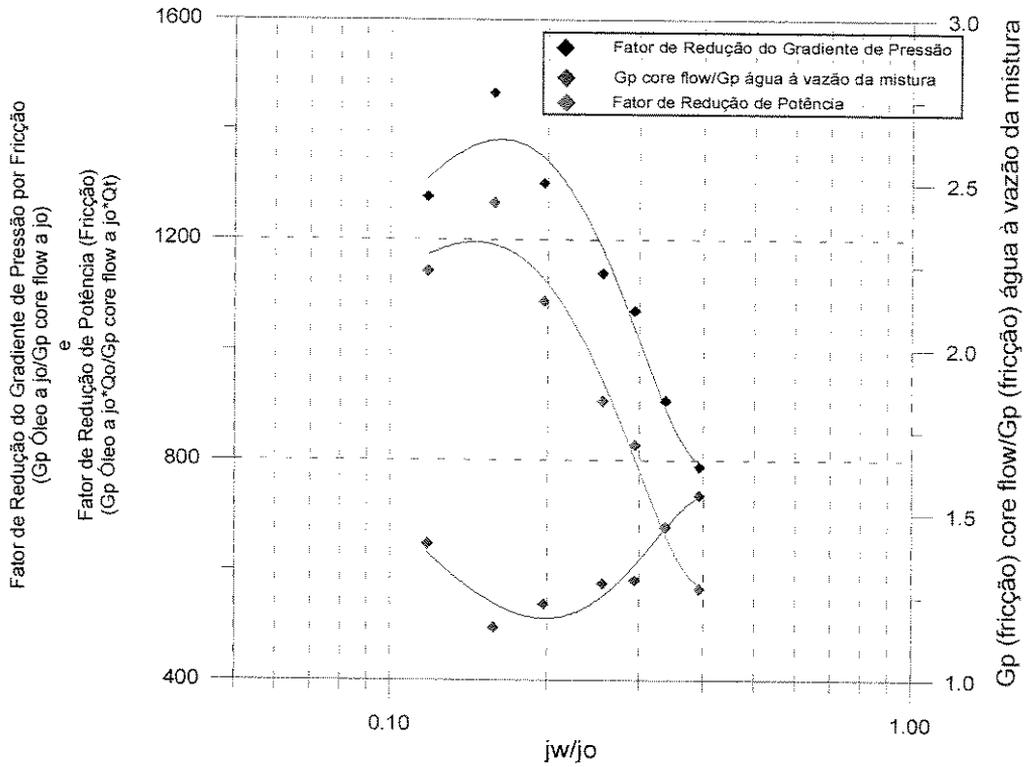
Neste anexo é apresentada a comparação, para cada velocidade de óleo, dos parâmetros de eficiência do *core flow*: fator de redução do gradiente de pressão por fricção, fator de redução da potência (fricção) e a razão entre o gradiente de pressão por fricção em *core flow* e o gradiente de pressão fricção do escoamento monofásico da água à vazão da mistura,.



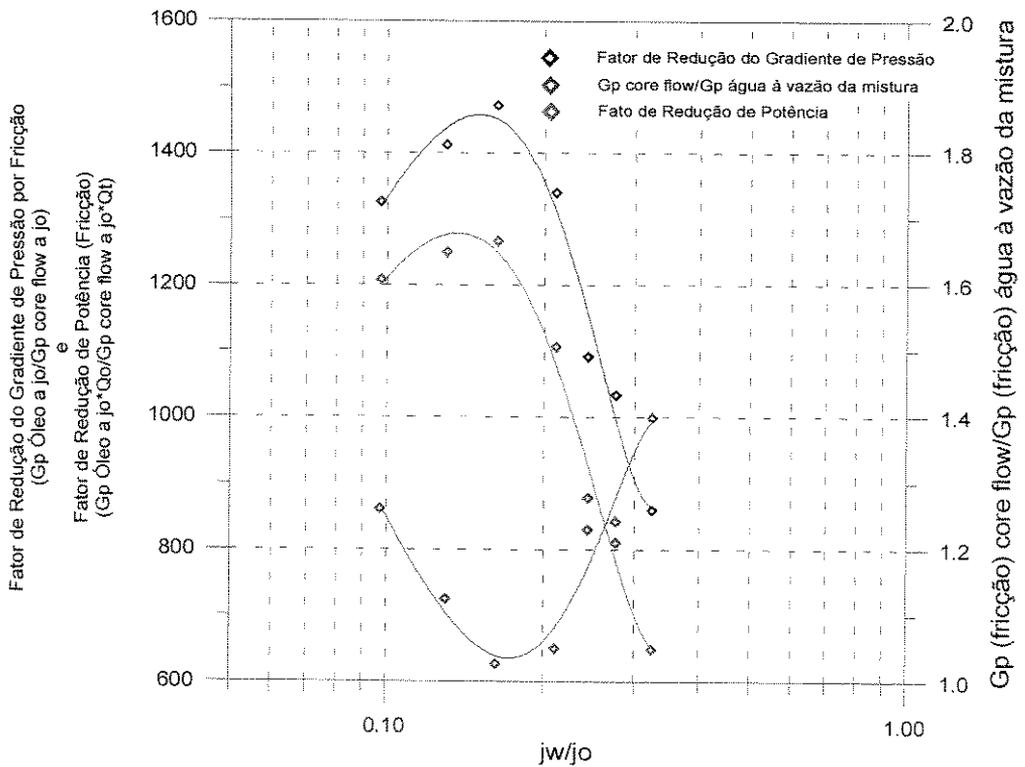


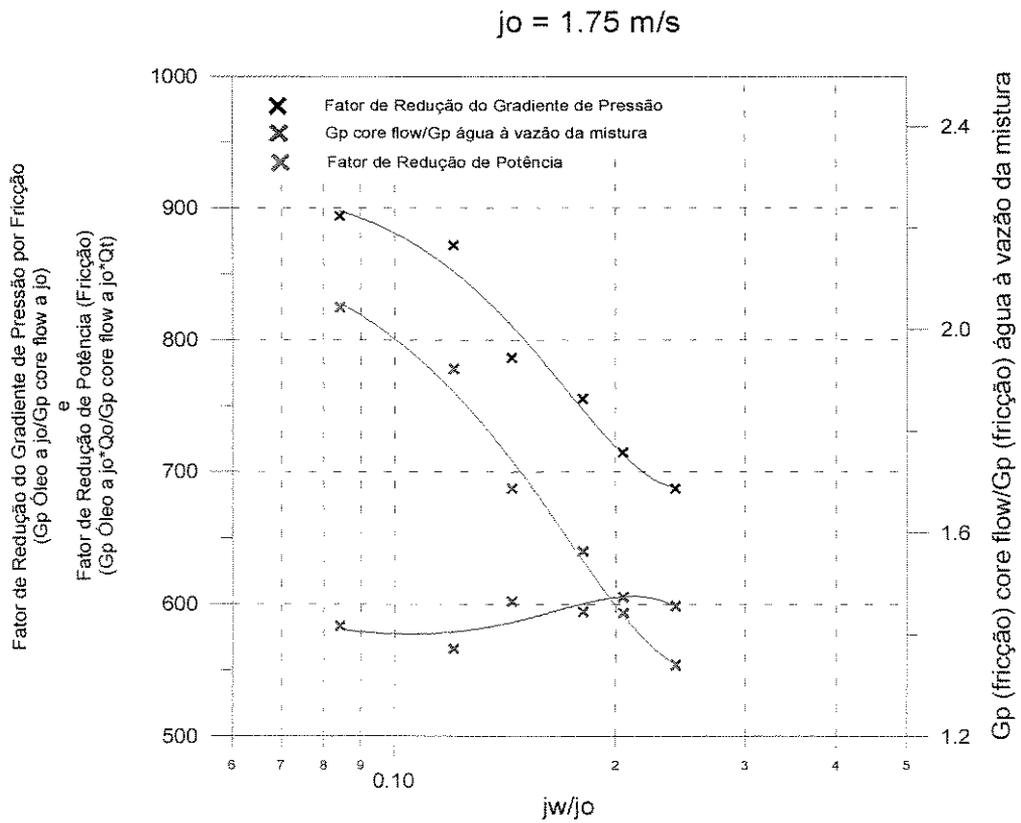
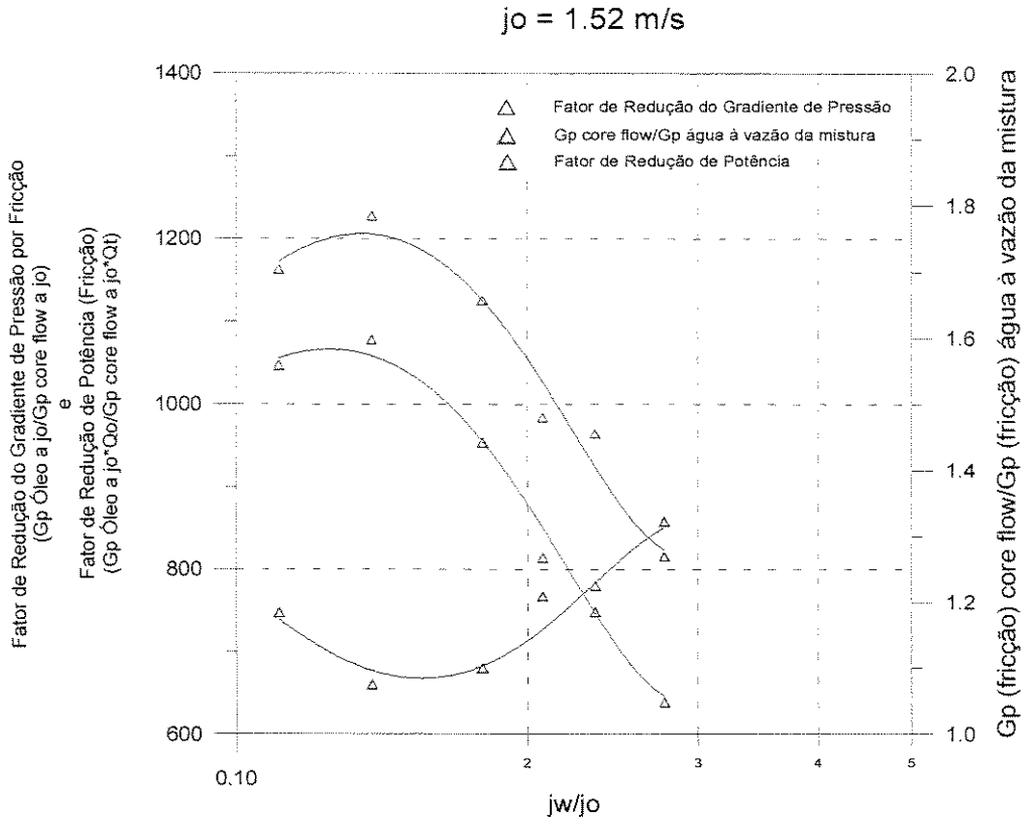


$j_o = 1.07 \text{ m/s}$



$j_o = 1.3 \text{ m/s}$

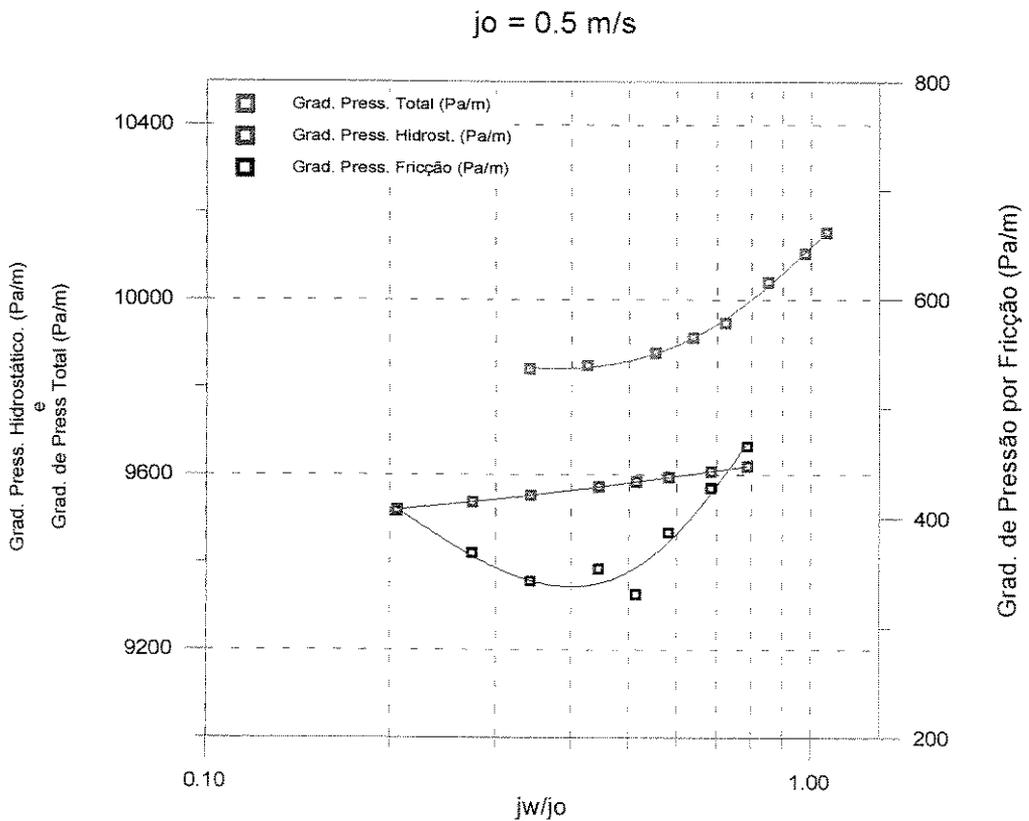




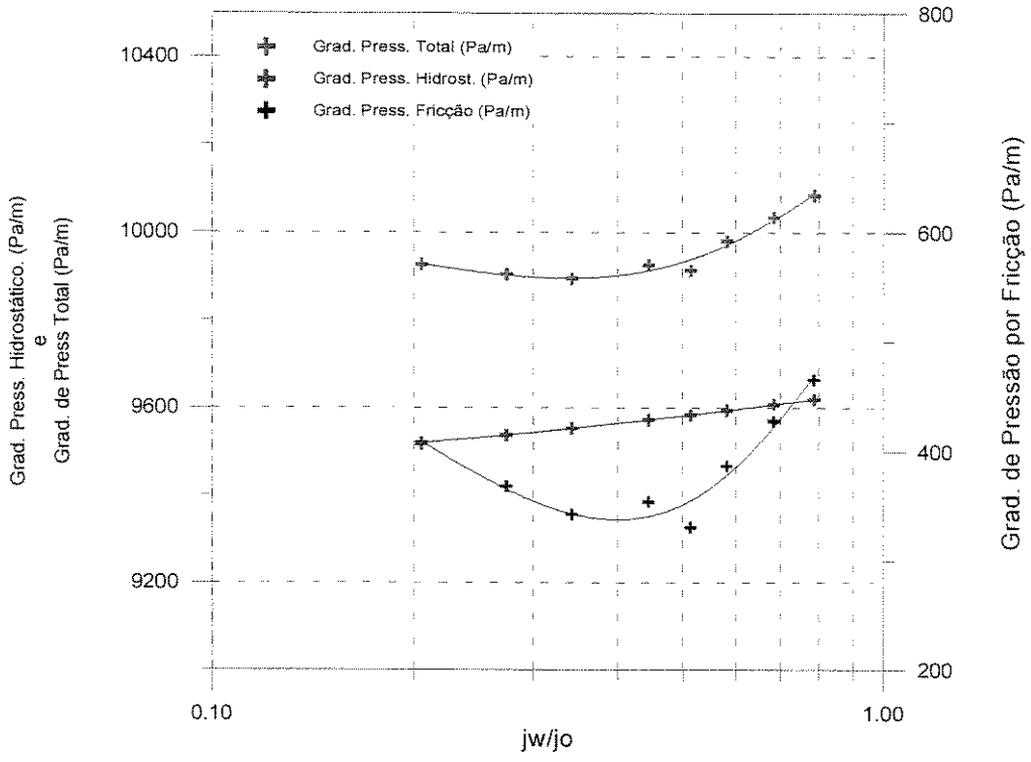
Anexo III

Comparação dos Gradientes de Pressão por Atrito, Hidrostático e Total em Escoamento Anular "Core Flow" Vertical Ascendente

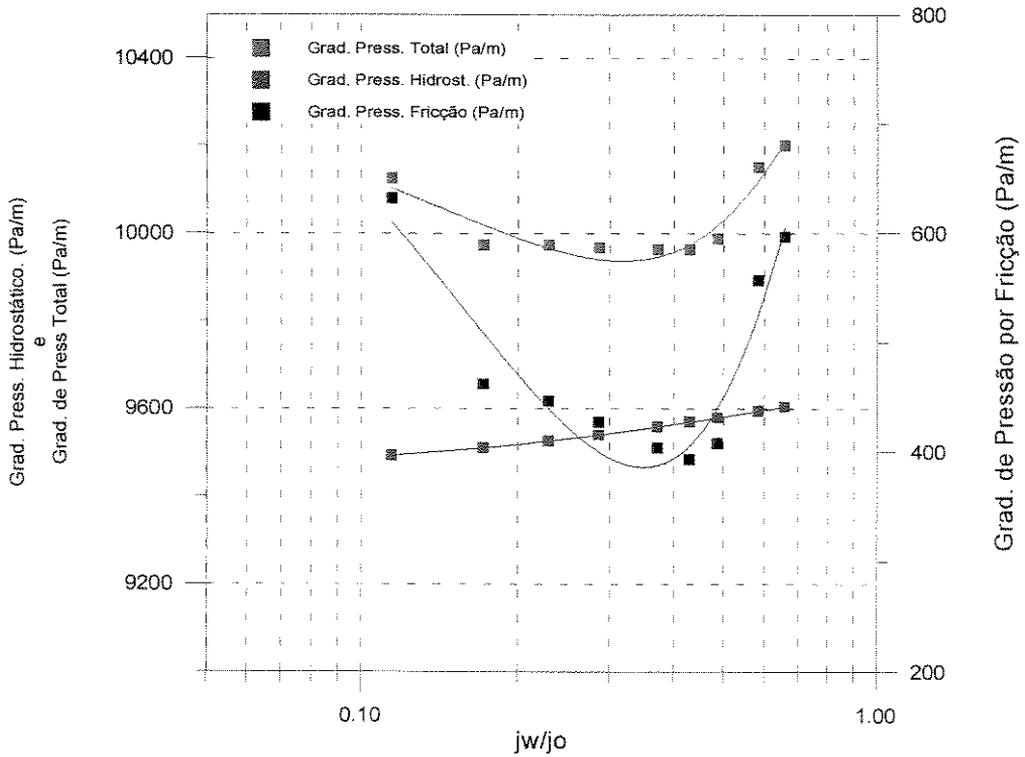
Comparação, para cada velocidade de óleo, do gradiente de pressão por fricção, gradiente de pressão hidrostático e gradiente de pressão total, em função da razão de injeção (j_w/j_o).



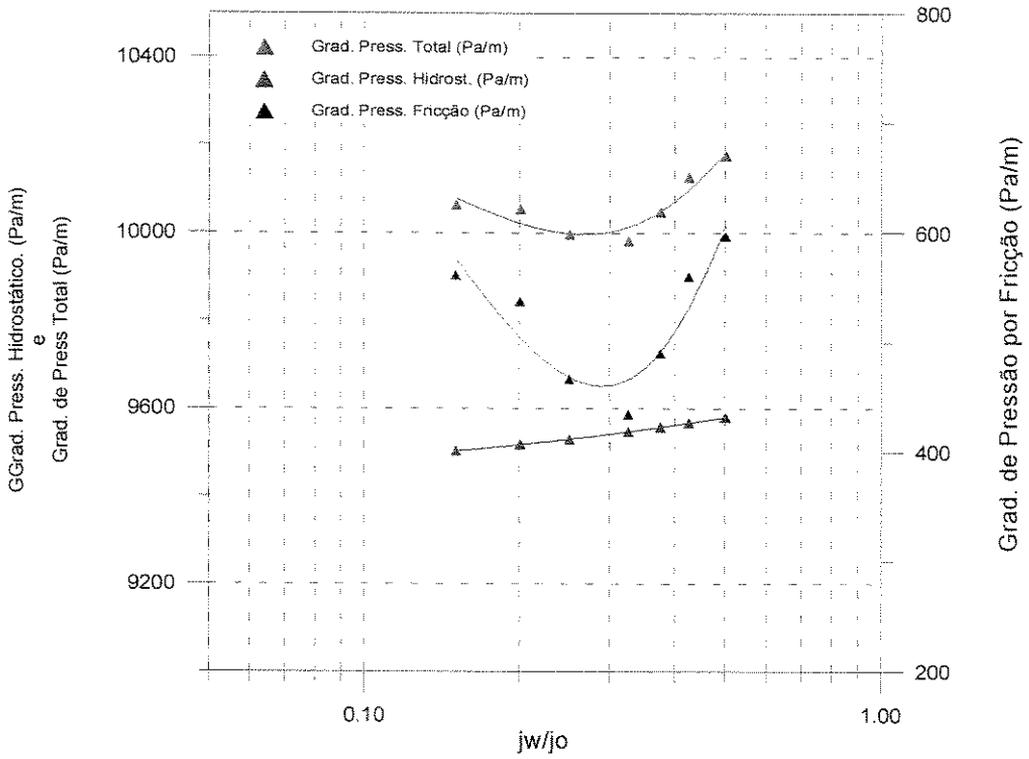
$j_0 = 0.62 \text{ m/s}$



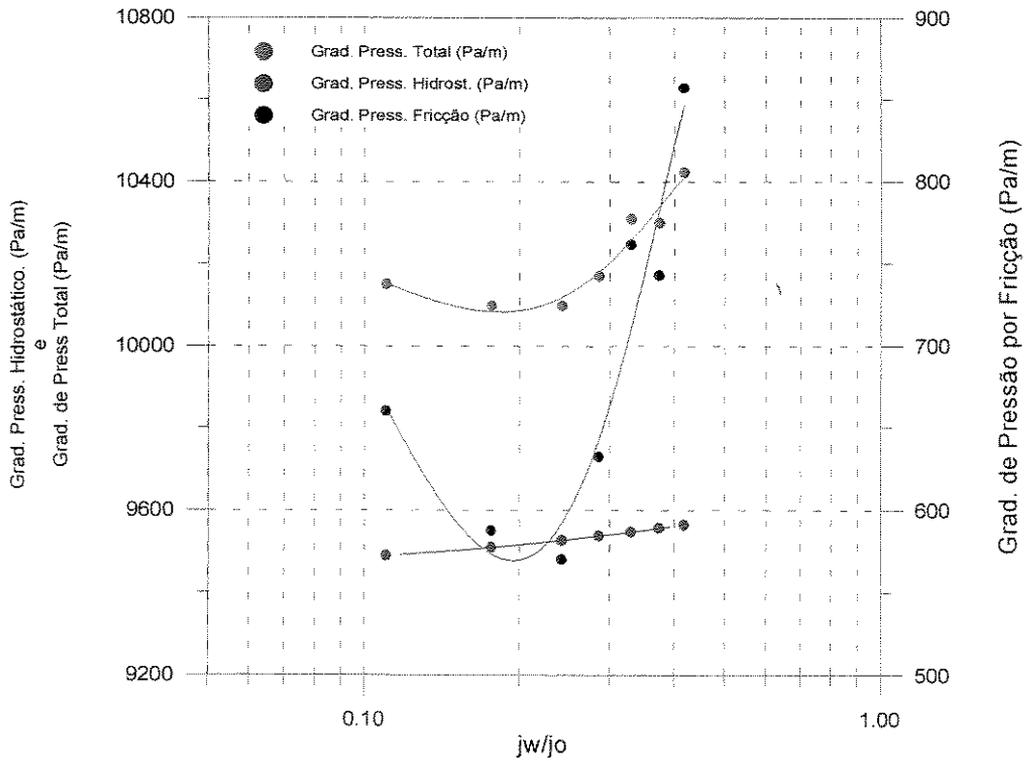
$j_0 = 0.74 \text{ m/s}$



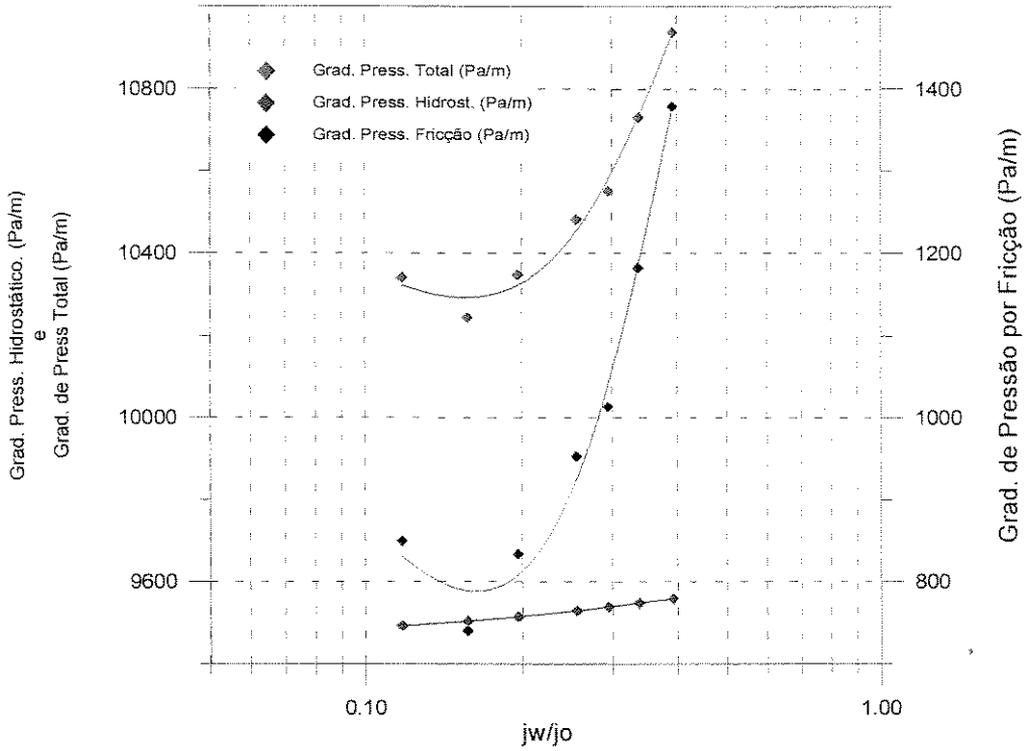
$j_0 = 0.84 \text{ m/s}$



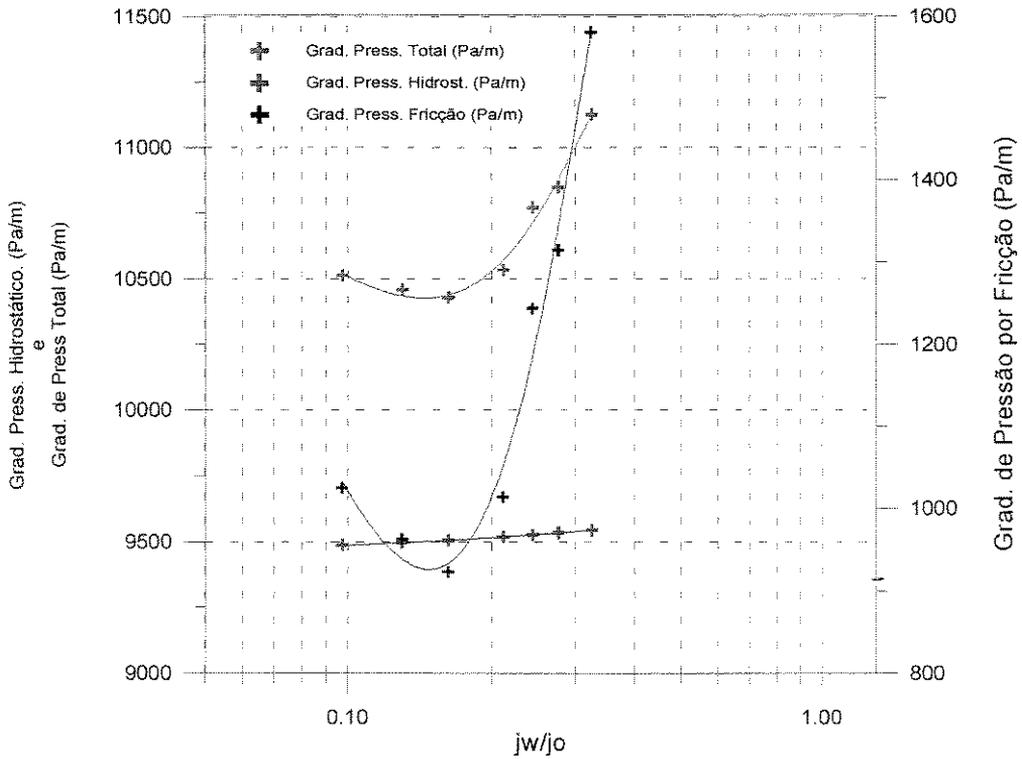
$j_0 = 0.96 \text{ m/s}$



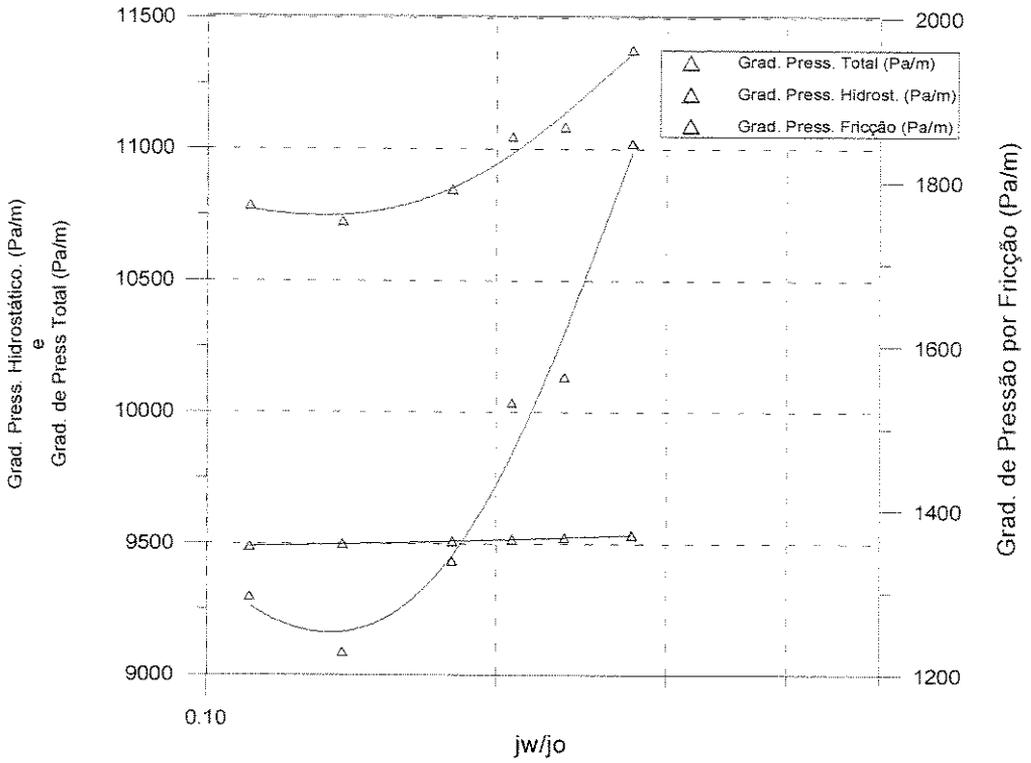
$j_0 = 1.07 \text{ m/s}$



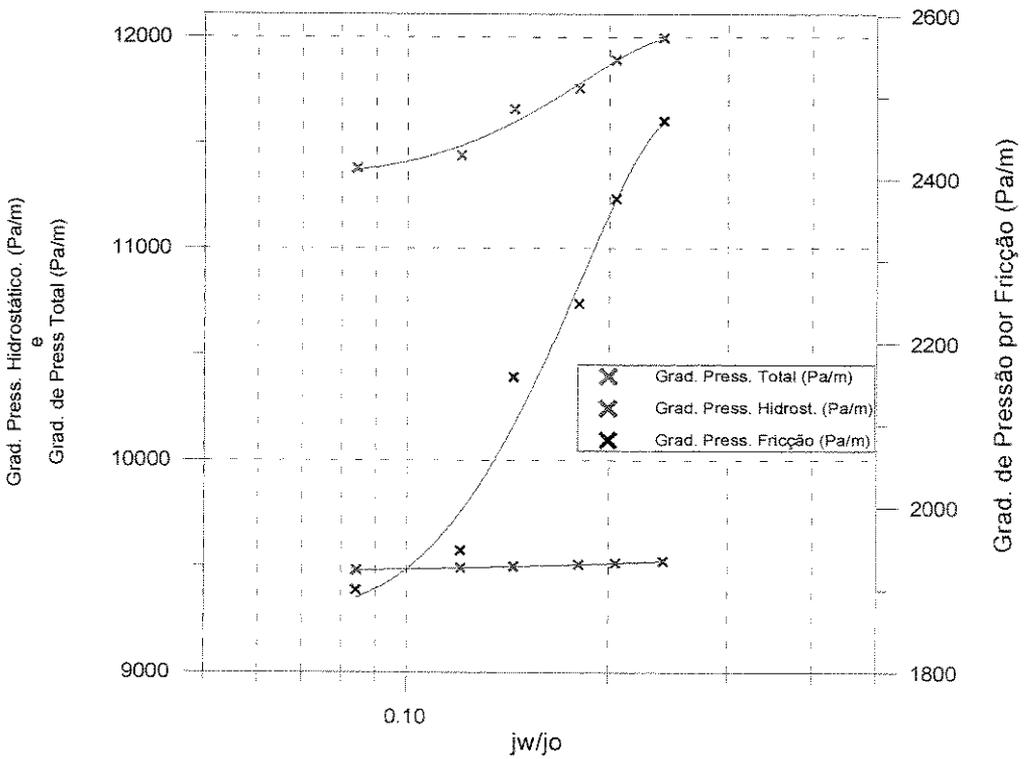
$j_0 = 1.3 \text{ m/s}$



$j_0 = 1.52 \text{ m/s}$



$j_0 = 1.75 \text{ m/s}$



Apêndice A

Análise de Incerteza

Neste apêndice apresenta-se uma análise das incertezas nas determinações tanto da fração de óleo (α) como dos gradientes de pressão por atrito (G_{pf}), hidrostático (G_{ph}) e total (G_{pt}).

Segundo Holman (1971), dado um resultado R , o qual é função de determinadas variáveis, $R=R(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n)$ calculadas experimentalmente e às quais associam-se determinadas incertezas ($w_1, w_2, w_3, w_4, \dots, w_n$), a incerteza no resultado R pode ser expressa como:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{A.1}$$

Fração de Óleo. A fração de óleo (α) é calculada a partir da Equação 5.5, a qual é um tipo de equação não linear, onde α não pode ser explicitado, dificultando assim o cálculo da incerteza. Entretanto, devido ao pequeno efeito do empuxo no escoamento, pode-se aproximar α pelo modelo homogêneo para fins de cálculo da incerteza correspondente:

$$\alpha = \frac{Q_o}{Q_o + Q_w} \quad \text{A.2}$$

Onde Q_o e Q_w são respectivamente as vazões do óleo e da água.

A aproximação acima justifica-se ao comparar a fração de óleo calculada pela correlação (Equação 5.5) com a calculada pela Equação A.2.

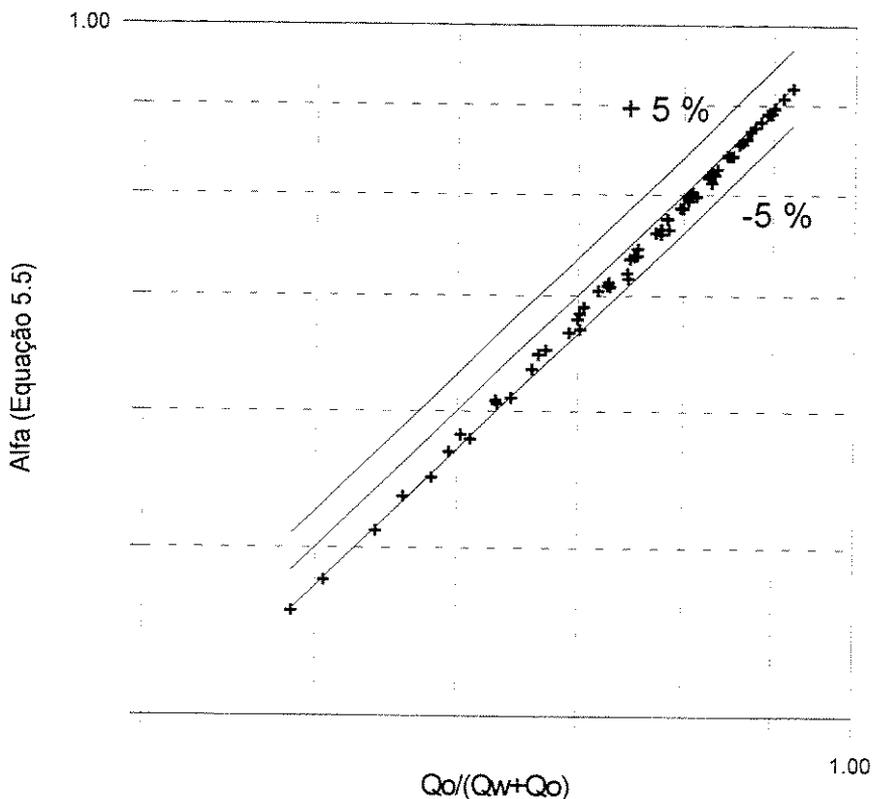


Figura A.1: Comparação entre a Fração de Óleo Calculada pela Correlação Proposta por Bannwart (1998) e a Calculada pela Equação A.2

Nesta figura observa-se um desvio inferior a 5% em α entre ambos os resultados. Este valor não é significativo, permitindo portanto a utilização desta equação na análise.

De acordo com a Equação A.1 a incerteza no cálculo de α é dada por:

$$\Delta\alpha = \left[\left(\frac{\partial\alpha}{\partial Q_o} \Delta Q_o \right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial Q_w} \Delta Q_w \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

A.3

Onde $\Delta\alpha$ corresponde à incerteza no cálculo da fração de óleo, ΔQ_o e ΔQ_w são as incertezas associadas à medição das vazões do óleo e da água respectivamente.

Resolvendo as derivadas parciais:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial Q_o} = \frac{Q_w}{(Q_w + Q_o)^2} \quad \therefore \quad \frac{\partial \alpha}{\partial Q_w} = -\frac{Q_o}{(Q_w + Q_o)^2} \quad \text{A.4}$$

Substituindo na Equação A.3 e após arranjo,

$$\Delta\alpha = \frac{\left[Q_w^2 \Delta Q_o^2 + Q_o^2 \Delta Q_w^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{(Q_o + Q_w)^2} \quad \text{A.5}$$

Determinou-se que a incerteza na medição da vazão do óleo foi de $\pm 10\%$ (cf. Figura 4.12) enquanto na medição da vazão da água foi de 0,0126 l/s (cf. seção 4.1.3), isto é:

$$\Delta Q_o = 0,1 * Q_o \quad e \quad \Delta Q_w = 0,0126$$

Substituindo cada condição estudada (Q_o , Q_w) na Equação A.5, o maior valor da incerteza $\Delta\alpha$ foi 0,027. A faixa de valores de α calculados durante os testes experimentais esteve entre [0,46 – 0,92].

Gradiente de Pressão por Atrito. O gradiente de pressão por atrito (G_{pf}) expresso pela Equação A.6 depende das densidades das fases (ρ_o , ρ_w), da diferença de pressão lida (ΔP), da altura da seção teste (H), da aceleração gravitacional (g) e da fração de óleo (α).

$$G_{pf} = \frac{\Delta P}{H} - (\rho_o - \rho_w) g \alpha \quad \text{A.6}$$

Considerando que as maiores fontes de erro aparecem no cálculo de α e na diferença de pressão medida com o transdutor Valydine, o cálculo da incerteza é feito em função dessas variáveis. Assim:

$$\Delta G_{pf} = \left[\left(\frac{\partial G_{pf}}{\partial \Delta P} \Delta(\Delta P) \right)^2 + \left(\frac{\partial G_{pf}}{\partial \alpha} \Delta \alpha \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{A.7}$$

e

$$\frac{\partial G_{pf}}{\partial \Delta P} = \frac{1}{H} \quad \therefore \quad \frac{\partial G_{pf}}{\partial \alpha} = -(\rho_o - \rho_w)g, \quad \text{A.8}$$

Onde ΔG_{pf} corresponde à incerteza no cálculo do gradiente de pressão por atrito, $\Delta(\Delta P)$ é a incerteza na diferença de pressão lida na seção teste, a qual foi determinada como 3% do fundo de escala ou 26 Pa, e $\Delta \alpha$ é a incerteza no cálculo da fração de óleo (determinada acima).

Substituindo a Equação A.8 em A.7, e após arranjo,

$$\Delta G_{pf} = \left[\frac{\Delta(\Delta P)^2}{H^2} + (\rho_o - \rho_w)^2 g^2 \Delta \alpha^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{A.9}$$

Substituindo os valores numéricos, determina-se que a incerteza no resultado do gradiente de pressão por atrito (G_{pf}) é de 32 Pa/m e a faixa de valores de G_{pf} medidos durante o experimento foi [278 – 2472] Pa/m.

Gradiente de Pressão Hidrostático. O gradiente de pressão hidrostático foi calculado a partir da seguinte equação:

$$G_{ph} = \rho_o g \alpha + \rho_w g (1 - \alpha) \quad \text{A.10}$$

Neste caso a incerteza no resultado de G_{ph} depende de uma única variável α , assim:

$$\Delta Gph = \left[\left(\frac{\partial Gph}{\partial \alpha} \Delta \alpha \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad \text{A.11}$$

Onde,

$$\frac{\partial Gph}{\partial \alpha} = -(\rho_w - \rho_o)g \quad \text{A.12}$$

Substituindo A.12 em A.11 e re-arranjando,

$$\Delta Gph = (\rho_w - \rho_o)g \Delta \alpha \quad \text{A.13}$$

Substituindo os valores numéricos, determina-se que a incerteza no resultado do gradiente de pressão hidrostático (Gph) é de 10 Pa/m e a faixa de valores de Gph medidos durante o experimento esteve entre [9482 – 9647] Pa/m.

Este valor tão baixo na incerteza no cálculo do gradiente de pressão hidrostático deve-se à pequena diferença de densidades dos fluidos utilizados, tornando Gph quase independente de α .

Gradiente de Pressão Total. O gradiente de pressão total (Gpt) é expresso pela seguinte equação:

$$Gpt = Gpf + Gph \quad \text{A.14}$$

A incerteza no cálculo do Gpt é dada por:

$$\Delta Gpt = \left[\left(\frac{\partial Gpt}{\partial Gpf} \Delta Gpf \right)^2 + \left(\frac{\partial Gpt}{\partial Gph} \Delta Gph \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad \text{A.15}$$

onde,

$$\frac{\partial G_{pt}}{\partial G_{pf}} = 1 \quad \therefore \quad \frac{\partial G_{pt}}{\partial G_{ph}} = 1 \quad \text{A.16}$$

Substituindo A.16 em A.15,

$$\Delta G_{pt} = \left[\Delta G_{pf}^2 + \Delta G_{ph}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{A.17}$$

Substituindo os valores numéricos determina-se que a incerteza no resultado do gradiente de pressão total (G_{pt}) é de 34 Pa/m e a faixa de valores durante o experimento esteve entre [1200-9842].