



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA QUÍMICA
MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ESTUDO NUMÉRICO DA TERMOFLUIDODINÂMICA
DA SEPARAÇÃO DE ÓLEOS PESADOS DE UMA
CORRENTE DE ÁGUAS OLEOSAS VIA
HIDROCICLONE

JOSEDATE SARAIVA DE SOUZA

Campina Grande – Paraíba

Setembro- 2009

Estudo Numérico da Termofluidodinâmica da Separação de Óleos Pesados de uma Corrente de Águas Oleosas Via Hidrociclone

Josedite Saraiva de Souza

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Química,
como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Química.

Área de Concentração: Desenvolvimento de processos químicos

Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
Orientador

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
Orientador

Campina Grande – Paraíba
Setembro - 2009



FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S725e

2009 Souza, Josedita Saraiva de.

Estudo numérico da termofluidodinâmica da separação de óleos pesados de uma corrente de águas oleosas via hidrociclone / Josedita Saraiva de Souza. — Campina Grande, 2009.

113 f.: il.

sertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia.

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

Referências.

1. Hidrociclone. 2. Termofluidodinâmica. 3. Simulação Numérica. 4. Eficiência de Separação. 5. Óleos Pesados. 6. Águas Oleosas. I. Título.


CDU – 621.928.3(043)

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


Dissertação de Mestrado

**Estudo Numérico da Termofluidodinâmica da
Separação de Óleos Pesados de Uma Corrente de
Águas Oleosas via Hidrociclone**

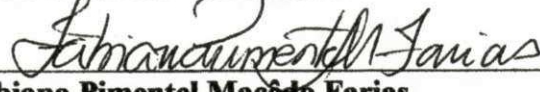
Dissertação avaliada em 23 setembro de 2009



Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
UFCG/CCT/UAEQ - Orientador



Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
UFCG/CCT/UAEM - Orientador



Dr^a. Fabiana Pimentel Macêdo Farias
UFCG/CCT/UAEM - Examinadora Externa



Prof. Dr. Geraldo Dantas Silvestre Filho
UFPB/CT/DTQA - Examinador Externo

Campina Grande, Setembro de 2009

PB-Brasil

Dedico esta conquista aos meus pais José Saraiva e Deoclecia, por todos os valores morais ensinados ao longo da minha vida.

Ao meu filho Karlos Eduardo, e ao meu esposo Adjair por todo amor e carinho a mim concedidos.

Agradecimentos

Não poderia deixar de expressar os meus sinceros agradecimentos:

Ao autor da vida Deus e seu filho Jesus Cristo por carregar-me em seus braços nas horas mais difíceis da minha caminhada.

Ao Professor, orientador e grande amigo Severino Rodrigues de Farias Neto, por toda atenção a mim concedida, paciência e por toda sabedoria compartilhada ao longo deste trabalho.

Ao Professor e orientador Antonio Gilson Barbosa de Lima, pelas vezes que o procurei para ouvir sugestões, discutir resultados, transmitido um pouco de sua vasta experiência profissional com muita seriedade e dedicação. Obrigado por ter confiado em mim.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), ao CNPq, PETROBRÁS, ANP, FINEP, CTPETRO, CT BRASIL, pelo apoio financeiro na realização deste trabalho.

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

Ao Professor (UFPB/CT/DTQA) Geraldo Dantas Silvestre Filho e a Dr^a Fabiana Pimentel Macêdo Farias por fazerem parte da banca examinadora, à Kelen Cristina Oliveira Crivelaro que por motivo de força maior não pode estar presente no dia da defesa, mas muito obrigado por toda a sua dedicação.

A todos os amigos e amigas em especial a Acto por todo o seu empenho e dedicação, à Fabiana por sua preciosa ajuda e por ter me acolhido em sua residência para finalização deste trabalho.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, principalmente a funcionária Maricé por toda a sua presteza e boa vontade para comigo.

Aos meus Pais José Saraiva e Deoclecia por todos os valores ensinados ao longo da minha vida, embora com pouco estudo sempre me incentivaram, apoiaram e acreditaram em mim, pois sem isto eu não conseguiria chegar onde estou.

Ao meu esposo Adjair Pereira da Silva pela compreensão, por sua preciosa companhia e pelo seu amor.

Um agradecimento especial ao meu filho Karlos Eduardo Saraiva da Silva que é um anjo que me ilumina com seu sorriso inocente de criança, que são essenciais nas horas difíceis da minha vida.

A minha sogra D. Geni e minha cunhada Albanisa que cuidaram do meu filho com muito amor e carinho nos momentos em que tive que me ausentar para a conclusão deste trabalho.

A todos aqueles que contribuíram direto e indiretamente na execução deste trabalho.

RESUMO

O processo de separação de água/óleo pesados e ultra-viscosos via hidrociclones vêm sendo largamente utilizado na indústria de petróleo no tratamento de águas oleosas em especial, em plataformas petrolíferas. Neste sentido, o presente trabalho propõe um estudo numérico deste processo utilizando o código comercial ANSYS CFX 11.0. O modelo matemático considera o modelo de partícula (Euleriano – Euleriano) para tratar o escoamento bifásico água/óleo pesado e ultra-viscoso, tridimensional, estacionário e não-isotérmico, em regime turbulento (modelo RNG k- ϵ). Resultados das linhas de fluxos, velocidade, campos de pressão, fração volumétrica e temperatura das fases são apresentados e analisados. Evidenciou-se que ao se variar o diâmetro das partículas (gotas de óleo) influencia de forma considerável a eficiência de separação, a potência de bombeamento e a distribuição de temperatura no hidrociclone.

Palavras-Chaves:

Termofluidodinâmica, simulação numérica, hidrociclone, eficiência de separação, óleos pesados, águas oleosas.

ABSTRACT

The process of separation of water / heavy oil and ultra-viscous via hydrocyclones have been widely used in the petroleum industry in the treatment of oily waters in particular, on oil rigs. In this sense, this paper proposes a numerical study of this process using the commercial code ANSYS CFX 11.0. The mathematical model considers the particle model (Eulerian - Eulerian) to treat the two-phase flow water / heavy oil and ultra-viscous, three-dimensional, stationary and non-isothermal turbulent regime (model RNG k- ϵ). Results of stream lines, velocity fields, pressure, temperature and volume fraction of phases are presented and analyzed. It was found that by varying the diameter of the particles (oil drops) influences significantly the separation efficiency, the pumping power and distribution temperature in the hydrocyclone.

Key Words:

Thermofluidynamic, numerical simulation, hydrocyclone, separation efficiency, heavy oil oily waters.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos Gerais.....	2
1.3 Objetivos específicos	3
CAPÍTULO 2 - Revisão bibliográfica	4
2.1 Reservas de óleos convencionais e óleos pesados e ultra-viscosos.....	4
2.2 Impacto Ambiental causados por óleos ultra-viscosos.....	5
2.3 Água produzida e seu tratamento	7
2.4 Ciclones e Hidrociclones.....	10
2.4.1 Definição e princípio de funcionamento	10
2.4.2 Características hidrodinâmicas.....	12
2.4.2.1 Efeito das interações entre as partículas e o fluido durante o escoamento do hidrociclone adção de escoamento.....	12
2.4.2.2 Padrão de escoamento	13
2.4.2.3 Perfil de velocidade	15
2.4.2.3.1 Velocidade tangencial	17
2.4.2.3.2 Velocidade axial	20
2.4.2.3.3 Velocidade radial	23
2.4.2.4 Núcleo de ar	26
2.4.2.5 Intensidade turbilhonar.....	27
2.4.3 Eficiência	32
2.4.3.1 Modelo de Leith e Licht	33
2.4.3.2 Modelo de Basu e Zhang (2004) e Barth (1956)	35

2.4.4	Modelos de turbulência	41
2.4.5	Aplicações de ciclones e hidrociclones	42
2.4.5.1	Ciclones como secador	42
2.4.5.2	Hidrociclones como separador	43
•	Efeito da temperatura e do diâmetro das gotas no processo de separação óleos pesados/água via hidrociclones.....	45
CAPÍTULO 3 - Metodologia		49
3.1	Modelo matemático	49
3.1.1	Equação da conservação da massa	49
3.1.2	Equação da quantidade de movimento	50
3.1.3	Equação da Energia	52
3.1.3.1	Coeficiente de transferencia de calor global	53
3.1.4	Modelo de turbulência	54
3.2	Condições de contorno	55
3.3	Propriedades físicas dos fluidos (água/óleo).....	56
3.4	Casos estudados.....	58
3.5	A geometria e geração da malha	59
CAPÍTULO 4 – Resultados e Discursões.....		63
4.1	Malha numérica.....	63
4.2	Linhas de fluxo.....	66
4.3	Velocidade.....	72
4.3.1	Velocidade tangencial	72
4.3.2	Velocidade axial.....	74
4.3.3	Velocidade radial	75

4.4 Campo de pressão.....	77
4.5 Fração volumétrica.....	82
4.6 Campo de temperatura.....	83
4.7 Campo de viscosidade do óleo pesado	86
4.8 Desempenho de separação.....	87
CAPÍTULO 5 – Conclusões e sugestões	92
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	94
APÊNDICE.....	104

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Reservas mundiais de óleo.	05
Figura 2.2: Impacto Ambiental causado por derrame de óleos pesados.	06
Figura 2.3: Destruição dos habitats ocasionado por derramamento de óleo no mar (a) aves (b) espécies marinhas.	07
Figura 2.4: Emulsão água-óleo pela presença de emulsificantes naturais no petróleo.	08
Figura 2.5: Diferentes fases em uma mistura água/óleo.	09
Figura 2.6: Representação de um ciclone padrão.	11
Figura 2.7: Hidrociclones: (a) com apenas uma entrada e (b) com duas entradas.	16
Figura 2.8: Perfil de velocidade em um hidrociclone.	17
Figura 2.9: Perfil de velocidade tangencial com pequenas partículas de alumínio em um hidrociclone.	18
Figura 2.10: Campo de velocidade tangencial em diferentes hidrociclone. (a ₁) cilindro curto e (a ₂) cilindro longo, (b ₁) cone curto e (b ₂) cone longo.	19
Figura 2.11: Perfil de velocidade axial no hidrociclone.	21
Figura 2.12: Perfil de velocidade axial no hidrociclone (a) de 50 mm de diâmetro e (b) de 75 mm de diâmetro.	22
Figura 2.13: Perfis de velocidade radial.	24
Figura 2.14: Perfil de velocidade radial utilizando o método LDA (a) ausência do ar core, (b) presença do ar core.	25
Figura 2.15: Formação do núcleo de ar no interior do hidrociclone: (a) e (b) crescimento das bolhas devido à coalescência; (c) e (d) formação de única coluna de ar; (e) coluna de ar de pequeno diâmetro.	27
Figura 2.16: Influência da intensidade turbilhonar sobre a eficiência de separação	29
Figura 2.17: Efeitos da variação da intensidade turbulenta no tempo médio de residência das partículas.	30
Figura 2.18: Intensidade turbilhonar em função da posição axial adimensional para diferentes números de Reynolds.	31

- Figura 2.19: Intensidade turbilhonar em função da posição axial adimensional para números de Reynolds acima de 1800. 32
- Figura 2.20: Representação do hidrociclone e dimensões utilizada no modelo de Leith e Licht (1972). 33
- Figura 2.21: Curva da eficiência em função do diâmetro da partícula. Fonte: Fonseca e Secchi (2006). 36
- Figura 2.22: Eficiência de separação no hidrociclone em função do diâmetro da partícula. Fonte: Silva (2006). 37
- Figura 2.23: Eficiência em função do diâmetro médio das partículas em diferentes temperaturas Fonte: Yoshida et al.(2004). 39
- Figura 2.24: Eficiência em função do diâmetro médio das gotas de óleo. Fonte: Bennett e Williams (2004). 40
- Figura 2.25: Ilustração de uma micrografia de (a) gotas de óleo de 4 μm e (b) o resultado da separação das mesmas Fonte: Hashmi et al. (2004). 46
- Figura 2.26: Ilustração de uma micrografia de (a) gotas de óleo de 10 μm e (b) o resultado da separação das mesmas. Fonte: Hashmi et al.(2004). 47
- Figura 2.27: Efeito da temperatura na viscosidade de óleo pesado Fonte: Babadagli e Al-Bemani (2007). 47
- Figura 2.28: Tensão interfacial óleo pesado/água em função da temperatura Fonte: Babadagli e Al-Bemani (2007). 48
- Figura 2.29: Expansão térmica do óleo pesado em função da temperatura Fonte: Babadagli e Al-Bemani, (2007). 48
- Figura 3.1: Representação geométrica do hidrociclone. 60
- Figura 3.2: Ilustração da malha do hidrociclone no ICEM CFD: (a) visão geral da malha no hidrociclone (b) ampliação da malha na região cilíndrica superior do hidrociclone (c) ampliação da malha do corpo na região cônica e (d) detalhe do duto de entrada. 61
- Figura 3.3: Representação da malha do hidrociclone: (a) malha gerada no CFX-Build 5.5 com duto de entrada retangular (b) detalhe da parte superior da malha e (c) ampliação da malha do corpo na região cônica. 62
- Figura 4.1: Distribuição de temperatura sobre o plano YZ para malha gerada no ICEM CFD, para velocidade de alimentação de 30m/s e diâmetro da gota de óleo de 10^{-3}m . 64
- Figura 4.2: Distribuição de temperatura sobre o plano YZ para malha gerada no CFX Build 5.5:para velocidade de alimentação de 30m/s e diâmetro da gota de óleo de 10^{-3}m . 65

- Figura 4.3: Linhas de Fluxo do óleo pesado para diferentes diâmetros da gota, viscosidade em função da temperatura e velocidade de entrada de 30 m/s: (a) 1.10^{-6} (m); (b) 1.10^{-5} (m); (c) 1.10^{-4} (m) 67
- Figura 4.4: Linhas de Fluxo da água para diferentes diâmetros da gota, viscosidade em função da temperatura e velocidade de entrada de 30 m/s: (a) 1.10^{-4} (m); (b) 1.10^{-5} (m); (c) 1.10^{-6} (m). 68
- Figura 4.5: Linhas de Fluxo do óleo para diferentes diâmetros da gota, viscosidade média constante e velocidade de entrada de 30 m/s: (a) 1.10^{-4} (m); (b) 1.10^{-5} (m); (c) 1.10^{-6} (m). 69
- Figura 4.6: Linhas de Fluxo da água para diferentes diâmetros da gota, com a viscosidade média e velocidade de entrada de 30 m/s: (a) 1.10^{-4} (m); (b) 1.10^{-5} (m); (c) 1.10^{-6} (m). 70
- Figura 4.7: Linhas de Fluxo do óleo para diferentes velocidades de entrada e o diâmetro da gota 1.10^{-3} (m): (a) velocidade entrada de 20 m/s (b) velocidade entrada de 30 m/s. 71
- Figura 4.8: Perfil de velocidade tangencial do óleo pesado em função da posição radial, R, em diferentes planos, Z, para a velocidade de alimentação de 20m/s. 73
- Figura 4.9: Perfil de velocidade tangencial do óleo pesado em função da posição radial, R, em Z= 0,550 m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s. 73
- Figura 4.10: Perfil de velocidade axial do óleo pesado em função da posição radial, R, em diferentes planos, Z, para a velocidade de alimentação de 20m/s. 74
- Figura 4.11: Perfil de velocidade axial do óleo pesado em função da posição radial, R, em Z= 0,550 m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s. 75
- Figura 4.12: Perfil de velocidade radial do óleo pesado em função da posição radial, R, em diferentes planos, Z, para a velocidade de alimentação de 20m/s. 76
- Figura 4.13: Perfil de velocidade radial do óleo pesado em função da posição radial, R, em Z= 0,550 m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s. 77
- Figura 4.14: Campo de pressão sobre os planos XY em Z = 0,595 (a e b) e YZ em X = 0 (c e d) para o escoamento com o diâmetro da gota de óleo igual a 0,001 m e viscosidade em função da temperatura para velocidades de entrada: (a e c) 20 m/s e (b e d) 30 m/s. 79
- Figura 4.15: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com viscosidade dos fluidos (água/óleo) variável para as velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s. 80
- Figura 4.16: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com a viscosidade dos fluidos (água/óleo) constante e variável para a velocidade de entrada de 20 m/s. 81

- Figura 4.17: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com a viscosidade dos fluidos (água/óleo) constante e variável para uma velocidade de entrada de 30 m/s. 82
- Figura 4.18: Campo da fração volumétrica da fase dispersa (óleo pesado) para velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo de (a) 1×10^{-6} m; (b) 1×10^{-5} m; (c) 1×10^{-4} m; (d) 1×10^{-3} m. 83
- Figura 4.19: Campo de temperatura do óleo pesado, na velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo: (a) 1×10^{-6} m; (b) 1×10^{-5} m; (c) 1×10^{-4} m; (d) 1×10^{-3} m. 84
- Figura 4.20: Perfis de temperatura em diferentes posições axiais ao longo do hidrociclone, para velocidade de alimentação de 30 m/s e diâmetro da gota de 10-3m. 85
- Figura 4.21: Campo de viscosidade do óleo pesado, na velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo: (a) 1×10^{-6} m; (b) 1×10^{-5} m; (c) 1×10^{-4} m; (d) 1×10^{-3} m. 86
- Figura 4.22: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo, viscosidade independente da temperatura e velocidade de alimentação: 20 e 30 m/s. 88
- Figura 4.23: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo pesado para duas velocidades de alimentação e viscosidade dependente da temperatura. 89
- Figura 4.24: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo para velocidade de entrada de 30 m/s. 90
- Figura 4.25: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo para velocidade de entrada de 20 m/s. 91
- Figura A.1: Construção dos pontos: (a) menu do ICEM-CFD (b) janela com o Comando Create Point e (c) pontos criados para a construção da geometria do hidrociclone. 105
- Figura A.2: Construção das curvas: (a) menu ICEM- CFD (b) união das linhas aos pontos, por curvas. 106
- Figura A.3: Construção de arcos: (a) menu ICEM- CFD (b) união de três pontos formando arcos. 107
- Figura A.4: Construção das superfícies: (a) menu ICEM- CFD (b) superfícies geradas. 108
- Figura A.5: Construção da entrada tangencial: (a) menu ICEM- CFD (b) círculo a ser projetado na superfície do hidrociclone. (c) Interseção superfície do círculo à superfície do hidrociclone para a construção da entrada tangencial. 109
- Figura A.6. Criação das partes: (a) primeira janela do ICEM- CFD (b) segunda 110

janela do ICEM- CFD para a criação de partes.

Figura A.7: Criação do corpo material: (a) primeira janela do ICEM- CFD (b) 111
segunda janela do ICEM- CFD corpo sólido.

Figura A.8: (a) Barra de menu para a criação da malha (b) definição dos 113
parâmetros globais da malha (c) definição do tamanho dos elementos em cada
parte da malha (d) janela do comando Compute Mesh do ICEM- CFD para
geração da malha.

LISTA DE TABELAS

	42
Tabela 2.1: Constantes dos modelos de turbulência k- ϵ , k- ϵ RNG e k- ϵ modificado.	
Tabela 3.1: Propriedades físico-químicas dos fluidos usadas neste trabalho.	57
Tabela 3.2: Dados utilizados na simulação considerando-se a viscosidade constante.	58
Tabela 3.3: Dados utilizados na simulação considerando-se a viscosidade variável.	59
Tabela 3.3: Dados utilizados na simulação considerando-se a viscosidade variável.	58

NOMENCLATURA

Letras Latinas

H_{CL}	Altura da secção cilíndrica do hidrociclone	[m]
H_{CN}	Altura da secção cônica do hidrociclone	[m]
H	Altura do hidrociclone	[m]
G	Campo de aceleração	[m s ⁻²]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	[m]
L_2	Comprimento da parte cônica do hidrociclone	[m]
L_1	Comprimento do tubo de entrada do hidrociclone	[m]
L_3	Comprimento do tubo de saída superior (overflow)	[m]
L	Comprimento do tubo interno (vortex finder)	[m]
C_A	Concentração de óleo por volume na alimentação	[kg m ⁻³]
C_o	Concentração de óleo por volume no overflow	[kg m ⁻³]
C_U	Concentração de óleo por volume no underflow	[kg m ⁻³]
C_o	Concentração de óleo por volume no underflow	[kg m ⁻³]
C	Constante	[-]
m	Constante	[-]
C_1	Constante do modelo de turbulência	[-]
C_2	Constante do modelo de turbulência	[-]
C_μ	Constante empírica	[-]
K_1	Constantes de proporcionalidade	[-]
K_2	Constantes de proporcionalidade	[-]
d	Densidade relativa	[-]
d_p	Diâmetro da partícula	[m]
D	Diâmetro do hidrociclone	[m]
d_n	Diâmetro do núcleo central	[m]
D_u	Diâmetro do underflow	[m]

D_o	Diâmetro do vortex finder	[m]
a, b	Dimensões do duto de entrada	[m]
h_o	Distância entre a esfera e o plano de simetria	[m]
E	Eficiência de separação	[%]
E_T	Eficiência total de separação	[%]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² s ⁻²]
h_α	Entalpia estática	[m ² s ⁻²]
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa	[-]
F_D	Força de arraste	[N]
$M_{\alpha\beta}^D$	Força de arraste interfacial	[N]
$M_{\alpha\beta}^{TD}$	Força de dispersão turbulenta	[N]
$M_{\alpha\beta}^L$	Força de dissipação	[N]
F_E	Força de empuxo	[N]
F_{Lub}	Força de lubrificação	[N]
$M_{\alpha\beta}^{Lub}$	Força de lubrificação	[N]
$M_{\alpha\beta}^{VM}$	Força de massa virtual	[N]
M_s	Força de pressão dos sólidos	[N]
P	Força gravitacional	[N]
F_R	Força resultante	[N]
M_α	Força total da fase α , com a interação com outras fases	[N]
$S_{M\alpha}$	Forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume	[N]
FOR	Fração de óleo recuperado	[-]
f	Fração volumétrica	[-]
X_A	Frações mássicas na alimentação	[-]
X_o	Frações mássicas no overflow	[-]
m_p	Massa da partícula	[kg]
m_p°	Massa do fluido deslocado pela partícula	[kg]
N_p	Número de fases	[-]
N_u	Número de Nusselt	[-]
P_r	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
S	Número de turbilhões	[-]
p	Pressão	[Pa]

P_{est}	Pressão estática	[Pa]
P_{kb}	Produção de flutuação	[kgm ⁻¹ s ⁻³]
P_k	Produção de turbulência	[kgm ⁻¹ s ⁻³]
r	Raio da partícula	[m]
R_w	Raio externo do vortex finder	[m]
RNG	Renormalization Group Theory	[-]
Q_A	Taxa de fluxo volumétrico na alimentação	[m ³ s ⁻¹]
Q_o	Taxa de fluxo volumétrico no overflow	[m ³ s ⁻¹]
Q_U	Taxa de fluxo volumétrico no underflow	[m ³ s ⁻¹]
T_α	Temperatura da fase contínua α	[K]
T_p	Temperatura da parede do hidrociclone	[K]
t	Tempo	[s]
S_α	Termo de fonte	[-]
Q_u	Transferência de calor na interfase de uma fase para outra	[m ² kg s ⁻³]
h^*	Valor no qual a esfera se aproxima do plano de simetria	[m]
W	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
W_A	Vazão mássica da alimentação	[kg s ⁻¹]
W_o	Vazão mássica no overflow	[kg s ⁻¹]
v_z	Velocidade axial	[m s ⁻¹]
V_e	Velocidade de entrada	[m s ⁻¹]
v	Velocidade do centro de massa da partícula	[m s ⁻¹]
u_x	Velocidade na direção x	[m s ⁻¹]
u_y	Velocidade na direção y	[m s ⁻¹]
u_z	Velocidade na direção z	[m s ⁻¹]
v_r	Velocidade radial	[m s ⁻¹]
v_θ	Velocidade tangencial	[m s ⁻¹]
\vec{U}	Vetor velocidade	[m s ⁻¹]
V_H	Volume abaixo do duto do duto de saída	[m ³]
V_{nl}	Volume do comprimento natural do vórtice	[m ³]

Letras Gregas

θ	Ângulo de inclinação	[$^{\circ}$]
λ_{α}	Condutividade térmica	[$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
σ_{ρ}	Constante igual a unidade	[-]
$\sigma_k, \sigma_{\epsilon}$	Constantes do modelo de turbulência	[-]
ρ	Densidade	[kg m^{-3}]
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade da mistura	[kg m^{-3}]
α, β	Fases envolvidas	[-]
δ	Número adimensional	[-]
ϵ	Taxa de dissipação turbulenta	[$\text{m}^2 \text{s}^{-3}$]
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	[$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$]
τ_i	Tempo de relaxação	[s]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
$\bar{\mu}$	Viscosidade média	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[Pa.s]
ℓ	Vórtice natural	[m]

CAPÍTULO 1 - Introdução

Neste capítulo será dado um direcionamento, facilitando assim o entendimento dos principais tópicos a serem abordados, ressaltando as razões pelo qual se deu a realização deste trabalho assim como seus objetivos e limitações.

Em um reservatório de petróleo é comum encontrar frações de água que, ao escoarem através dos poços produtores e em linhas de produção, são submetidas à agitação e cisalhamento. A fração de água produzida, presente no petróleo, é decorrente da presença natural da água no reservatório ou porque a mesma foi injetada nele para aumentar o fator de recuperação. Parte desta água produzida escoava livremente e outra parte está dispersa na forma de gotículas no interior do óleo. Esta dispersão por sua vez pode levar a formação de uma emulsão (dispersão coloidal da água em óleo estabilizada por um agente tenso ativo que se localiza na interface entre as fases líquidas). As plantas de processamento primário usadas na indústria do petróleo empregam tradicionalmente uma série de decantadores gravitacionais conectados em série responsáveis pelo processo de separação óleo/água. Todavia, em unidades *offshore*, restrições de carga e de espaço disponível motivaram o desenvolvimento de equipamentos compactos como hidrociclones ou “*deoilers*”¹ (Bennet e Willians 2004; Nunes 2005; Husveg *et al.*, 2007; Narasimha *et al.*, 2007).

Os hidrociclones apresentam um bom desempenho no tratamento de águas oleosas com concentrações até 2000 ppm (Simões 2005; Silva, 2006; Matvienko e Evtushkin, 2007). Desenvolvimentos recentes na tecnologia de hidrociclones têm permitido o uso destes equipamentos para lidar com teores crescentes de óleo, permitindo assim, a sua utilização na separação de água de correntes oleosas, passando a ser chamado de

¹ *Deoilers* são os hidrociclones utilizados no tratamento de águas oleosas, ou seja, remoção de óleo de correntes de água.

“*dewaterers*”². Um dos grandes obstáculos é quando a corrente oleosa é formada por óleos pesados e ultraviscosos, cuja viscosidade pode atingir valores de 10 a 30.000 vezes maior do que a viscosidade da água. Todavia, tem se observado um crescente interesse das empresas de petróleo por este tipo de óleo, mesmo sabendo que ele é menos valioso, mais difícil de produzir e de ser refinado do que o óleo *convencional* ³. Este interesse pode ser atribuído a três fatos importantes: a) na atual situação econômica, muitos destes reservatórios de óleos pesados podem ser explorados satisfatoriamente; b) as fontes ou reserva de óleos pesados são abundantes e c) observa-se uma crescente escassez do óleo convencional (Chen, 2006). Logo, os óleos pesados terão um papel importante na indústria de petróleo e muitos países estão se movimentando para aumentar sua produção, revisar suas estimativas e testar novas tecnologias. Por outro lado, a alta viscosidade dos óleos pesados induz a uma elevada perda de carga quando em contato direto com as paredes de dispositivos como poços, tubulações, hidrociclones, entre outros, exigindo elevadas potências de bombeamento para assegurar altas vazões. Mais especificamente no hidrociclone é possível destacar diversos fatores que influenciam no desempenho do processo de separação água/óleo pesado, como: a geometria do hidrociclone, a capacidade de processamento, o tamanho das gotas, a diferença de densidade entre as fases, a tensão interfacial e a temperatura da mistura. Um dos fatores considerado mais importante é a temperatura, tendo em vista que a mesma afeta diretamente a viscosidade do óleo que por sua vez modifica o perfil de escoamento no interior do hidrociclone. Por esta razão seu efeito será abordado teoricamente nesta pesquisa.

1.1 Objetivo Geral

Este trabalho se propõe a investigar numericamente a termofluidodinâmica do processo de separação do óleo pesado de uma corrente de águas oleosas via hidrociclone.

² *Dewaterers* são hidrociclones utilizados para a remoção de água de correntes oleosas.

³ *Óleos com baixa viscosidade.*

1.2 Objetivos Específicos

- a) Propor um modelo matemático, capaz de avaliar a termofluidodinâmica do processo de separação água-óleo pesado e ultraviscoso via hidrociclone.
- b) Simular as distribuições de velocidade, pressão, fração de vazios e temperatura dos fluidos durante o processo de separação água/óleo pesado.
- c) Avaliar o efeito da velocidade de alimentação no perfil de escoamento no interior do hidrociclone.
- d) Verificar o efeito do diâmetro da gota de óleo sobre a eficiência de separação água/óleo pesado no hidrociclone.
- e) Analisar o efeito da velocidade de alimentação na fluidodinâmica do processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso.
- f) Avaliar o efeito da viscosidade sobre a termofluidodinâmica no interior do hidrociclone quando esta é considerada dependente ou não da temperatura.
- g) Comparar os resultados numéricos com os resultados analíticos e/ou experimental disponibilizados na literatura.

CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica

Neste capítulo serão abordadas e relatadas as experiências apresentadas por diversos autores que possibilitaram um melhor entendimento do assunto proposto. Aqui se enfatizam alguns temas, visando fortalecer os conhecimentos sobre o problema abordado tais como: as características dos fluidos envolvidos na indústria do petróleo, com particular referência aos óleos ultraviscosos e a influência dos parâmetros operacionais e geométricos do hidrociclone. A ênfase é dada a fluidodinâmica computacional (CFD), para prever o escoamento não-isotérmico no interior do hidrociclone, objetivando otimizar o processo de separação da mistura água-óleo pesado e ultraviscoso.

2.1 Reservas de óleos convencionais e óleos pesados e ultraviscosos

De acordo com a CETESB (2009) “o petróleo é derivado de matéria orgânica de origem biológica. Os restos de plantas e animais, depois de sedimentarem em lamas argilosas, são submetidos a transformações aeróbias e anaeróbias por bactérias. O produto degradado, junto com os restos de bactérias, é mais tarde transformado sob alta pressão e a temperaturas que não excedem 150°C. Durante esses processos o petróleo que está disperso, acumula-se por migração em reservatórios e finalmente formam os poços de petróleo”.

Segundo o CEPETRO (2006) os recursos mundiais de óleo pesado e extrapesado (densidade °API inferior a 10) *in place* somam 6 trilhões de barris, volume cerca de três vezes maior que o total de óleo convencional, do qual aproximadamente metade já foi produzido. No ano de 2000, do total de 25 bilhões de barris produzidos no mundo, os óleos pesados responderam por apenas 3 bilhões, e poderiam, no caso brasileiro, contribuir decisivamente para a tão sonhada auto-suficiência no setor.

Por ter maior valor comercial e baixo custo de produção, os óleos *convencionais*, tem predominado ao longo de toda a história da indústria do petróleo. Porém, esses óleos estão se exaurindo (Figura 2.1), e é por esse motivo que se tem observado um crescente interesse das empresas de petróleo por óleos pesados, mesmo sabendo que eles tem

menor valor agregado, e são mais difíceis de serem produzidos e refinados do que os convencionais. A alta viscosidade dos óleos pesados induz a uma elevada perda de carga quando em contato direto com as paredes de dispositivos como poços, tubulações, dispositivos de separação, como por exemplo, hidrociclones, entre outros, exigindo elevadas potências de bombeamento para assegurar altas vazões.

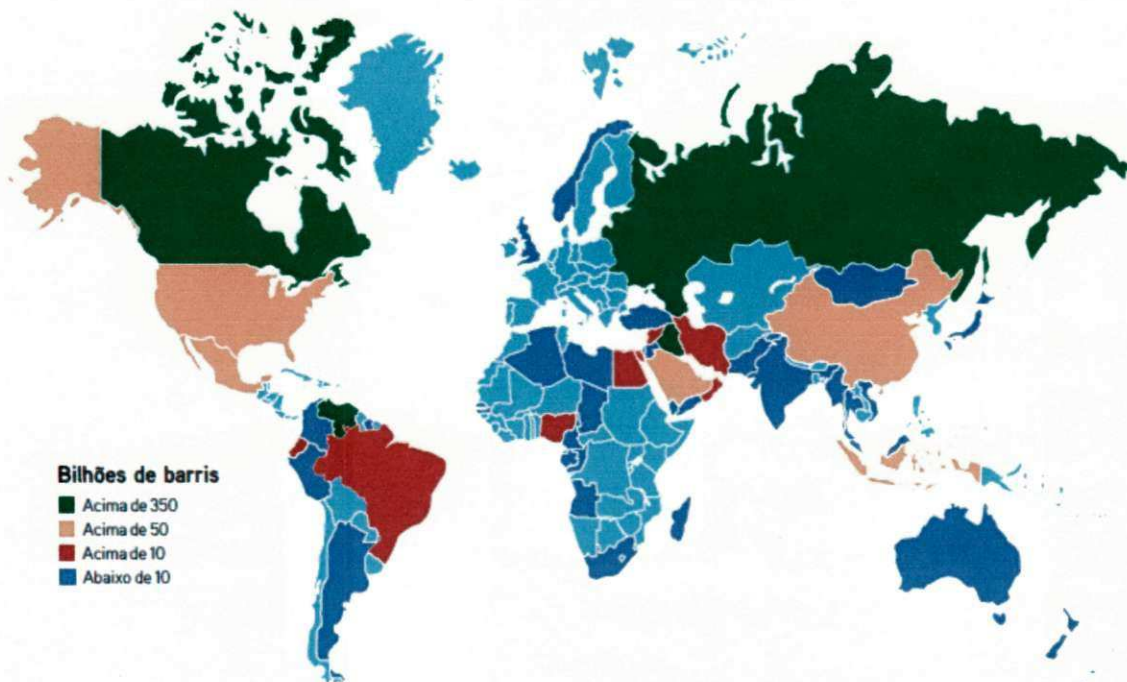


Figura 2.1: Reservas mundiais de óleo. Disponível em: www.tnpetroleo.com.br – TN
Petróleo n^o 57. acesso em setembro de 2009.

2.2 Impacto Ambiental causados por óleos ultra-viscosos

O lançamento de substâncias derivadas do petróleo no meio ambiente é considerado Crime Ambiental, de acordo com a Lei Federal N^o 9.605 de 12.02.1998. Segundo a CETESB (2009) a degradação de óleos leves no meio ambiente é rápida, pela ação do sol, dos ventos e das correntes marinhas. No entanto, a dissipação de óleos pesados e ultraviscosos é lenta, por serem mais persistentes, demoram mais de um dia

para degradar naturalmente e tendem a formar manchas escuras e densas, por isso, devem ser tratados como perigosos (Figura 2.2). Os derrames de óleo nas águas dos rios, estuários e mares prejudicam a fauna e a flora de maneira direta e indireta; afeta a paisagem e a qualidade das águas litorâneas tornando-as, impróprias para o banho de mar, para caminhadas na areia e prejudica a atividade pesqueira.



Figura 2.2: Impacto Ambiental causado por derrame de óleos pesados e ultra viscosos. Disponível em: <http://www.eb1-albergaria-velha-n1.rcts.pt/Alb3/Aguagota/pagina2.htm>, acesso em setembro de 2009.

Um dos principais fatores que causam o declínio do número de espécies em todo o globo é a destruição de *habitats* (Figura 2.3). Segundo Stuart Pimm, da Universidade de Columbia, nos Estados Unidos, a destruição de *habitats* pode levar à perda de 50% das espécies da terra nos próximos 50 anos (Sih *et al.*, 2000).



(a)



(b)

Figura 2.3: Destruição dos habitats ocasionado por derramamento de óleo no mar (a) aves (b) espécies marinhas. Disponíveis em <http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/vazamento/impactos/efeitos.asp>, acesso em setembro de 2009.

2.3 Água produzida e seu tratamento

A água é um recurso natural de fundamental importância a vida do planeta, sendo utilizada para os mais diversos fins. Água potável, por sua vez, tem sido reduzida nas últimas décadas pelo uso indevido e irracional, aumentando assim a escassez da mesma. Por esse motivo, a água potável tem o seu custo crescente, principalmente em países como a República do Iêmen aonde seu valor chega a ser superior ao do petróleo (Howell, 2004).

As indústrias de exploração de petróleo geram uma grande quantidade de rejeitos de alta toxicidade em seus efluentes. Devido ao seu efeito agressivo, o seu descarte é regido pela norma NBR 10.004 e pela resolução CONAMA Nº 357/2.005 que estabelecem as condições e padrões de lançamento de substâncias tóxicas nos efluentes, com a finalidade de evitar um impacto danoso aos corpos receptores. Isto é devido ao fato de que o óleo despejado nas águas consome oxigênio no processo de biodegradação, e dificulta à passagem de luz, comprometendo desta forma a sobrevivência das espécies aquáticas.

Segundo Silva (2000), as águas produzidas são potencialmente perigosas ao meio ambiente pelos diversos elementos que a compõem. A combinação de um ou mais desses elementos, a quantidade e as características do local onde o efluente for descartado devem ser levados em conta para avaliar um possível impacto ambiental.

O petróleo juntamente com água quando submetidos à agitação e ao cisalhamento proveniente do escoarem através de tubulações, formando *emulsões*⁴ do tipo água-óleo (Figura 2.4). Essas emulsões são classificadas quanto ao tamanho das gotas da fase dispersas (óleo): macroemulsões maior que 400nm, miniemulsões entre 100 a 400 nm, e microemulsões menor que 100 nm.

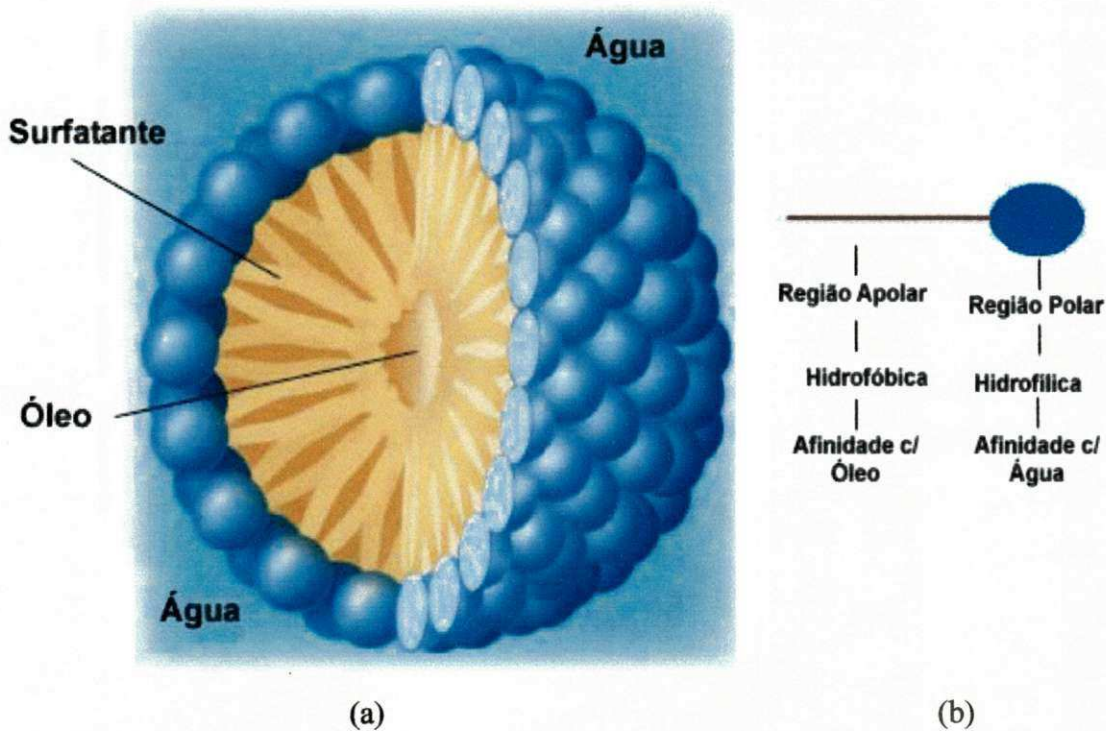


Figura 2.4: (a) Emulsão água-óleo pela presença de emulsificantes naturais no petróleo e (b) molécula de surfatante. Disponíveis em:

www.engenovo.com.br/pt/artigostecnicos/taoind, acesso em setembro de 2009.

Cunha *et al.* (2005) estudaram a viabilidade da utilização do *Processo Oxidativo Avançado* (POA), para a degradação da carga orgânica contaminante em águas de

⁴ emulsões são diminutas gotas de água dispersas no petróleo recobertas por uma fina camada da fase oleosa.

produção e concluíram que o POA mostrou-se eficaz, obtendo-se remoções significativas da ordem de 82 a 99% para o fenol e 43 a 71% para as águas de produção. No entanto eles não estudaram a viabilidade econômica do processo.

Nunes (2005) aborda a separação trifásica, para o tratamento de águas oleosas, executada em um processo compacto composto por arranjos de hidrociclones, coalescedores eletrostáticos e vasos gravitacionais. Segundo o autor, o arranjo dos equipamentos faz com que a perda de carga se localize nos hidrociclones, aproveitando, assim, a energia de pressão do fluido na geração dos campos centrífugos. A passagem do fluido por sucessivos campos centrífugos provoca a coalescência das gotas dispersas melhorando o desempenho no processo de separação. Ele concluiu que a técnica proposta resulta em ganhos nos custos devido a menor carga e área ocupada sobre o convés da unidade de produção *offshore*.

Fernandes Júnior (2006) utilizou o método MDIF (*Misturador-Decantador à Inversão de Fases*) no tratamento de águas produzidas na indústria do petróleo, obtendo bons resultados na separação da mistura água-óleo. Contudo, as águas oleosas apresentavam baixas concentrações de óleo (da ordem de 30 a 150 mg/L) e chegou-se a conclusão de que o equipamento pode ser uma boa alternativa no tratamento de águas poluídas com óleo, conforme pode ser observado na Figura 2.5.



Figura 2.5: Diferentes fases na mistura água/óleo. Disponíveis em:

www.engenovo.com.br/pt/artigostecnicos/taoind, acesso em setembro de 2009.

2.4 Ciclones e hidrociclones

2.4.1 Definição e princípio de funcionamento

Os ciclones/hidrociclones são equipamentos utilizados nas indústrias para separação de partículas, constituídos de uma entrada tangencial, uma parte cilíndrica e outra cônica interligadas entre si (Figura 2.6). Simples construção não possui partes móveis, baixo consumo de energia e podem operar a altas pressões e temperaturas sendo limitados apenas pelo material de sua constituição, para o caso do aço inox pertencente ao grupo austeníticos esses equipamentos suportam temperaturas até 925 °C. Apesar das inúmeras vantagens os ciclones/hidrociclones apresentam uma série de fatores que influenciam consideravelmente o perfil de escoamento no seu interior e conseqüentemente a eficiência no processo de separação: tamanho de partículas (gota de óleo), diferença de densidade entre as fases, viscosidade e temperatura dos fluidos.

Centrífugas e ciclones tem princípio de funcionamento semelhante, no entanto os ciclones/hidrociclones funcionam com campos centrífugos menores que as centrífugas, porém, quando se reduz o diâmetro característico do hidrociclone, o campo centrífugo aumenta consideravelmente (Cilliers e Harrison, 1997). Contudo, diferentemente das centrífugas, o movimento de rotação da mistura nos hidrociclones padrões é produzido pela alimentação do(s) fluido(s) a partir de uma entrada tangencial.

A mistura (água/óleo) ao ser introduzida tangencialmente no hidrociclone, sob pressão, proporciona a formação de correntes em espiral descendente e ascendente. As forças de arraste e centrífuga deslocam a fase mais densa contra as paredes do hidrociclone e a força peso a desloca em direção a saída inferior (*underflow*). A fase menos densa nas proximidades da interseção das seções cilíndricas e cônicas passam por um processo de inversão, onde parte segue em direção a saída superior (*overflow*) e a outra é arrastada pela corrente descendente (Svarosvki, 2000 ; Simões, 2005; Farias, 2006; Buriti, 2009).

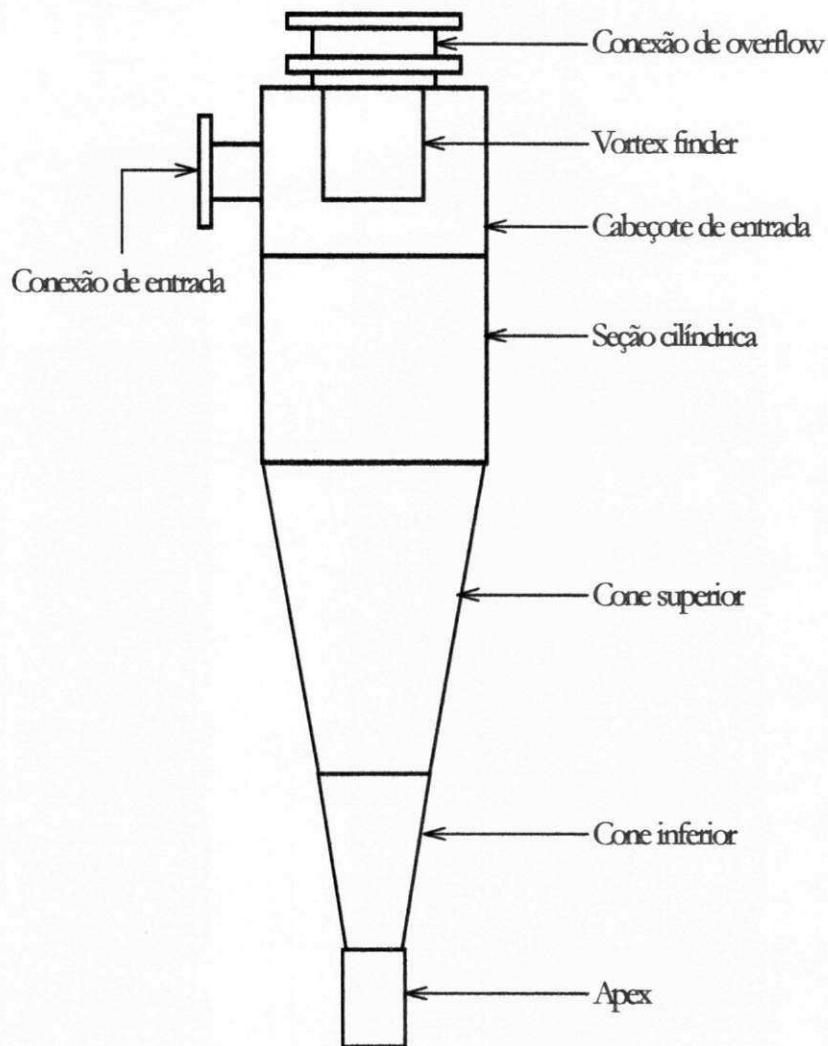


Figura 2.6: Representação de um ciclone padrão. Fonte: Silva (2006).

Alguns fatores, como por exemplo, as dimensões do duto de alimentação, das seções cilíndricas e cônicas, dos diâmetros de saída superior e inferior e a inclinação da seção cônica e do duto de alimentação afetam consideravelmente o comportamento das fases no interior do hidrociclone. Castilho e Medronho (2000) compararam os modelos de Bradley e Rietema com dados experimentais nas mesmas condições operacionais. Concluíram que os Bradleys são separadores de alta eficiência enquanto os Rietema são separadores de alta capacidade.

2.4.2 Características hidrodinâmicas

2.4.2.1 Efeito das interações entre as partículas e o fluido durante o escoamento no hidrociclone

A partir da consulta realizada observou-se que são poucos os trabalhos na literatura que dão atenção aos efeitos das interações entre as partículas no desempenho do hidrociclone. Contudo a modelagem e o desempenho do hidrociclone levando-se em consideração a influência das interações entre as partículas são de grande importância, uma vez que a turbulência e as colisões são responsáveis pela dispersão das partículas no interior do hidrociclone, que por sua vez podem causar a ineficiência no processo de separação. Uma partícula esférica quando submetida à ação de um campo de aceleração em um fluido viscoso estacionário está sujeita a ação de forças como: a gravitacional, P , no sentido do movimento, a de empuxo, F_E , contrária ao movimento da partícula, a força de arraste, F_D , resistiva ou de interação sólido-fluido, também contrária ao movimento da partícula (Gomes, 2002). A força resultante F_R é dada, então, por:

$$P - F_E - F_D = F_R \quad (2.1)$$

ou ainda:

$$m_p G - m_p^o G - F_D = m_p \frac{dv}{dt} \quad (2.2)$$

onde m_p é a massa da partícula, m_p^o é a massa do fluido deslocado pela partícula, v é a velocidade do centro de massa da partícula e G é o campo de aceleração ao qual a esfera encontra-se submetida.

Outros autores destacam que além das forças destacadas por Gomes (2002) sobre a força resultante, existe as forças centrífugas e centrípetas atuando sobre a partícula durante a processo de separação em hidrociclones/ciclones. (Svarovsky, 2000; Simões, 2005; Farias, 2006; Buriti, 2009).

Hsieh e Rajamani (1991) descartaram os efeitos da concentração de partículas em uma mistura líquida no perfil de velocidade. Eles assumiram o movimento de apenas uma única partícula, negligenciando a presença de outras partículas, assumindo um escoamento de um fluido diluído com uma porcentagem de sólidos menor que 5%. Contudo, foi observado que quando a concentração de sólidos excede a 5%, a presença das partículas muda completamente o perfil de escoamento resultando em uma geração de forças inerciais, que por sua vez geram a necessidade de equações complexas, descritas pelas distribuições espaciais e temporais não-uniformes, para descrever o escoamento.

Kraipecth *et al.* (2005) propõem um método para determinar a predominância nas interações das partículas sólida-líquida (calcário-água), aplicando uma análise qualitativa baseada no conceito de escala de tempo. Eles observaram que, na maioria das seções transversais no hidrociclone, a concentração de sólidos era menor que 30% por volume e que, o principal mecanismo de interação entre as partículas e o fluido foi o arraste. Para as seções com altas concentrações de sólidos prevaleceu o mecanismo de lubrificação (Equação 2.3) e as colisões quando comparado com o arraste. Esses resultados estão em concordância com os de Nowakowski *et al.* (2000) que estudaram a hidrodinâmica do hidrociclone baseado em um modelo *multi-contínuo tridimensional*, onde foi considerado o líquido transportado como uma fase contínua e fase particulada como sendo outra fase contínua separada, normalmente denominado de modelo de mistura.

$$F_{Lub} = -\frac{3\pi\mu d_p^2 h^*}{8h_o} \quad (2.3)$$

onde d_p é o diâmetro da partícula, μ é a viscosidade do fluido, h_o é a distância entre a esfera e o plano de simetria e h^* é o valor no qual a esfera esta se aproximando do plano de simetria.

2.4.2.2 Padrão de escoamento

Apesar das vantagens e simplicidade de confecção que o hidrociclone apresenta, ele possui um comportamento fluidodinâmico muito complexo, apresentando zonas de

reversão de fluxo, região de recirculação, alta preservação de vórtices, alta intensidade turbilhonar, entre outros. Vários estudos dão atenção aos efeitos que a forma geométrica do hidrociclone causa no campo de escoamento interno.

Yamamoto e Jiao (1997) apresentaram um hidrociclone com um cilindro interno (Vortex finder), perfurado que, segundo o autor, pode promover uma melhora na eficiência de separação. Eles analisaram que os furos dentro do ciclone afetavam o vortex interno, bem como as tensões na área interna favorecendo as velocidades radiais na seção cônica.

Chiné e Concha (2000) estudaram o padrão de escoamento em diferentes geometrias de hidrociclones (cilíndrico e cônico), objetivando um melhor conhecimento do perfil de escoamento. Concluíram que a pressão de alimentação não afeta o padrão de escoamento no hidrociclone, utilizando a técnica LDV (*Laser Doppler Velocimetry*), enquanto Baranov *et al.* (1984) mediram a velocidade tangencial no hidrociclone pelo método de eletrodifusão.

Santana *et al.* (2001) estudaram a influência das configurações geométricas na performance do fluxo reverso em ciclones cilíndricos e cônicos e concluíram que a equação proposta por Leith e Licht (1972) não é satisfatória para representar resultados experimentais quando é levado em consideração mudanças nas configurações geométricas do hidrociclone.

Chu *et al.* (2000) mediram a turbulência no hidrociclone estudando as flutuações da pressão nas posições radiais e axial usando LDV. A maior flutuação da pressão foi encontrada próximo ao eixo do hidrociclone. Por outro lado, eles não estudaram as periodicidades destas flutuações; a não periodicidade causada pela turbulência é também um elemento do perfil de escoamento do hidrociclone.

Bamrungsri *et al.* (2008) propuseram um novo método experimental simples que requer baixo investimento operacional para o estudo das condições hidrodinâmica do hidrociclone. Eles encontraram que o perfil de velocidade tangencial aumenta do centro para a parede do hidrociclone. Porém, esse perfil de velocidade difere dos resultados de outros autores como o de Chiné e Concha (2000). Provavelmente, devido às diferentes

condições operacionais e formas geométricas. Bamrungsri *et al.* (2008) trabalharam com um hidrociclone munido de duas entradas, enquanto Chiné e Concha (2000) estudaram uma geometria com uma única entrada.

Tue Nenu e Yoshida (2008) realizaram um estudo experimental do desempenho na separação de partículas sólidas em dois hidrociclones distintos: o primeiro munido de uma única entrada tangencial (Figura 2.7.a) e, o segundo, com duas entradas tangenciais (Figura 2.7.b). Eles concluíram que, quando as duas configurações foram submetidas às mesmas condições de queda de pressão e de fluxo na entrada, o hidrociclone com duas entradas proporcionou uma melhor classificação de partículas, menor diâmetro de corte e, então, um aumento na eficiência de separação.

2.4.2.3 Perfil de velocidade

O conhecimento do campo de velocidade permite futuras modificações no projeto com a finalidade de aumentar a eficiência do hidrociclone. O perfil de velocidade em hidrociclones de geometria cônica foi medido pela primeira vez por Kelsall (1952), e depois por outros autores como Fanglu e Wenzhen (1987), Hsieh e Rajamani (1991), Schummer *et al.* (1992) e Fisher e Flack (2002) que utilizaram LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) para medir as velocidades axial e tangencial.

Chesnokov *et al.* (2006) obtiveram o perfil de velocidade do fluido em um hidrociclone utilizando equações diferenciais que descrevem o movimento de partículas no hidrociclone. Na Figura 2.8 estão representados os perfis de velocidade tangencial e axial, os quais são afetados pelo comportamento das correntes ascendente e descendentes das fases envolvidas (gás e sólido) no interior do ciclone induzidas tangencialmente pelo duto de alimentação.

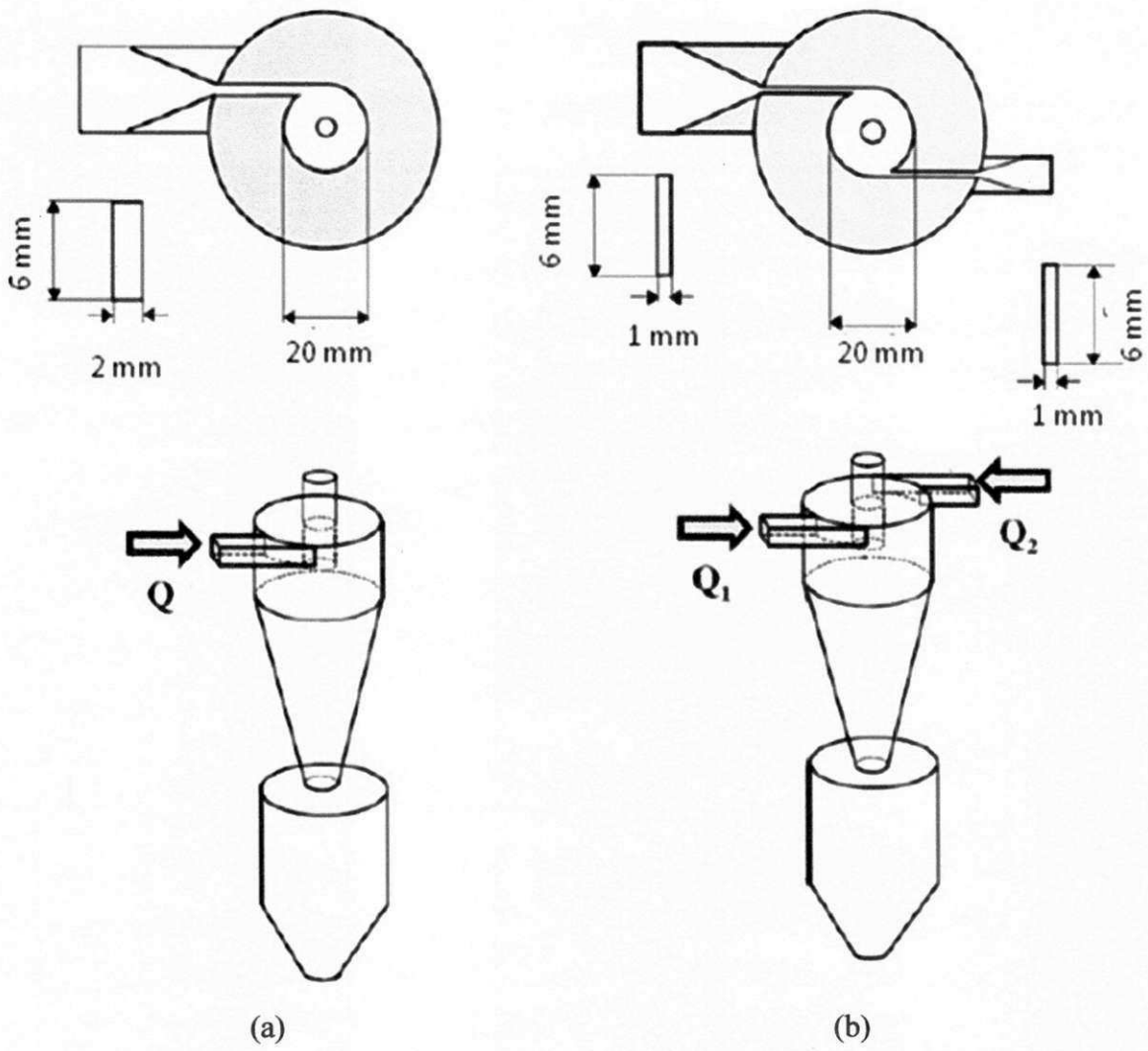


Figura 2.7: Hidrociclones: (a) com apenas uma entrada e (b) com duas entradas. Fonte: Tue Nenu e Yoshida (2008).

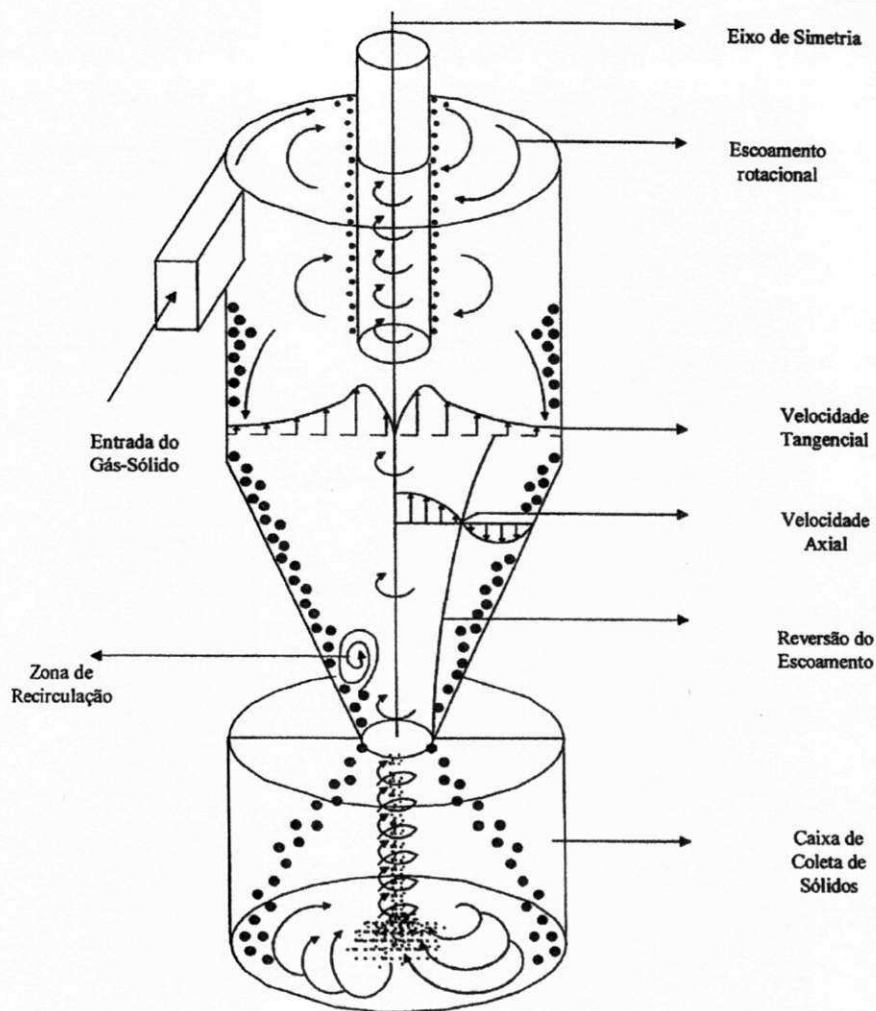


Figura 2.8: Perfil de velocidade em um hidrociclone. Fonte: Ogawa (1997).

2.4.2.3.1 Velocidade Tangencial

Segundo Fisher e Flack (2002), a velocidade tangencial é a componente de maior magnitude e, assim, a de maior dominância no escoamento. Estes autores relacionam diferentes taxas de fluxo na entrada do hidrociclone com as componentes de velocidade e verificam que as curvas da componente da velocidade tangencial estão linearmente relacionadas com a variação das taxas de fluxo. O perfil de velocidade mostra-se similar na inclinação e em magnitude em diferentes taxas de fluxo na entrada. Esses autores concluíram que a característica do perfil de escoamento não é alterada com variações nas

taxas de fluxo ou outros parâmetros diretamente relacionados com a taxa de fluxo como, por exemplo, o número de Reynolds.

Xiang e Lee (2005) fizeram um estudo numérico e focalizaram a discussão no perfil de distribuição da velocidade tangencial em ciclones de diferentes comprimentos. Verificaram que o perfil de velocidade tangencial não apresenta uma variação significativa ao longo da posição axial.

Kelsall (1952), usando uma técnica microscópica, visualizou o percurso de pequenas partículas de alumínio em um hidrociclone transparente. Ele verificou que a velocidade tangencial aumenta da parede do hidrociclone em direção ao centro atingindo o valor máximo e após deste valor máximo, a velocidade cai bruscamente como mostrada na Figura 2.9.

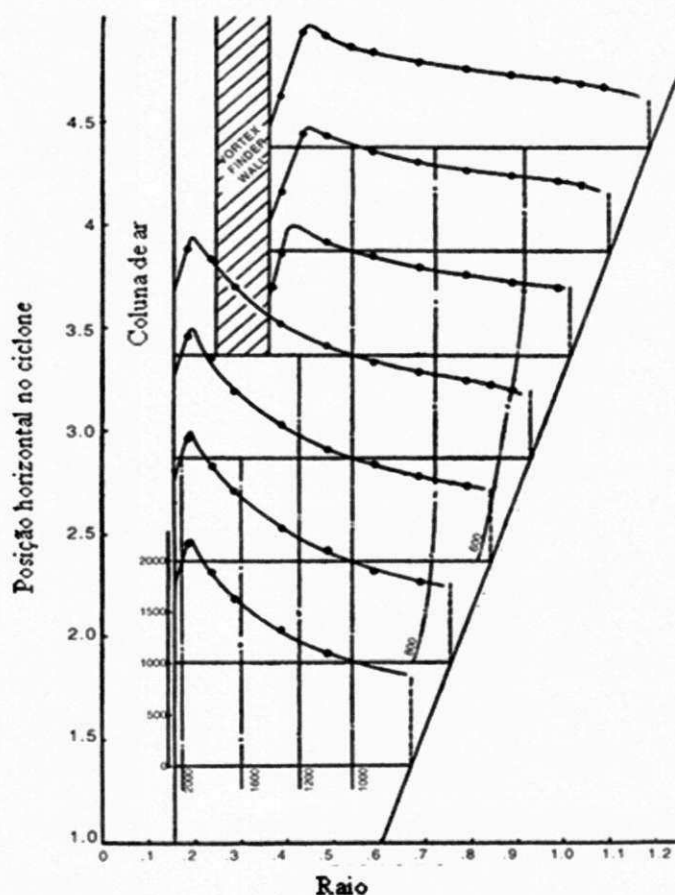


Figura 2.9: Perfil de velocidade tangencial com pequenas partículas de alumínio em um hidrociclone. (Fonte: Kelsall, 1952)

Wang e Yu (2006) estudando os efeitos do comprimento da parte cilíndrica e a cônica do hidrociclone no perfil da velocidade tangencial, concluíram que a velocidade tangencial e a queda de pressão eram maiores para o cilindro curto quando comparado com o cilindro longo. Comparando a parte cônica verificaram que a maior queda de pressão e a maior velocidade tangencial encontravam-se no hidrociclone de menor cone, conforme Figura 2.10.

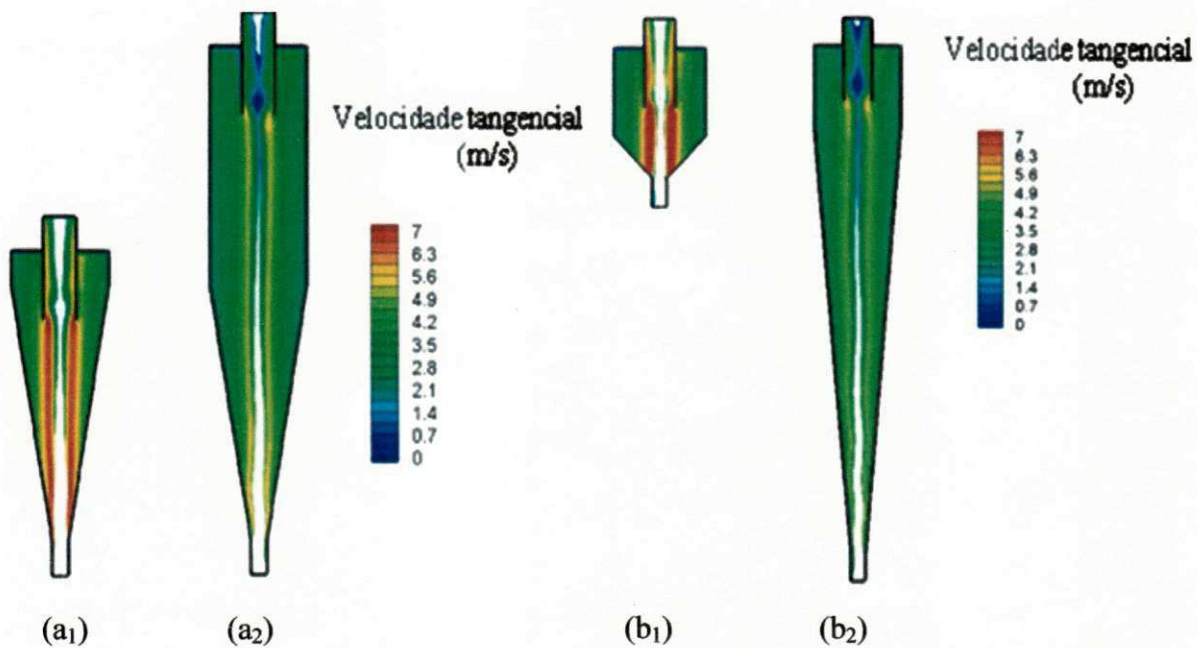


Figura 2.10: Campo de velocidade tangencial em diferentes hidrociclones: (a₁) cilindro curto e (a₂) cilindro longo, (b₁) cone curto e (b₂) cone longo. Fonte: Wang e Yu (2006).

O fluxo dentro do hidrociclone tem um caráter tridimensional, o qual corresponde a uma combinação de dois vórtices: *forçado e potencial*, conhecido por *vórtice de Rankine*. A velocidade tangencial pode ser dividida dentro de duas regiões: a) região externa de comportamento similar ao vortex livre e b) região interna vortex forçado. Chiné e Concha (2000) mostraram que, no vortex forçado, a velocidade tangencial v_θ é proporcional ao raio r , definido pela Equação 2.4, enquanto que no vortex livre ou potencial, a velocidade tangencial é inversamente proporcional ao raio r dada pela Equação 2.5.

menor valor agregado, e são mais difíceis de serem produzidos e refinados do que os convencionais. A alta viscosidade dos óleos pesados induz a uma elevada perda de carga quando em contato direto com as paredes de dispositivos como poços, tubulações, dispositivos de separação, como por exemplo, hidrociclones, entre outros, exigindo elevadas potências de bombeamento para assegurar altas vazões.

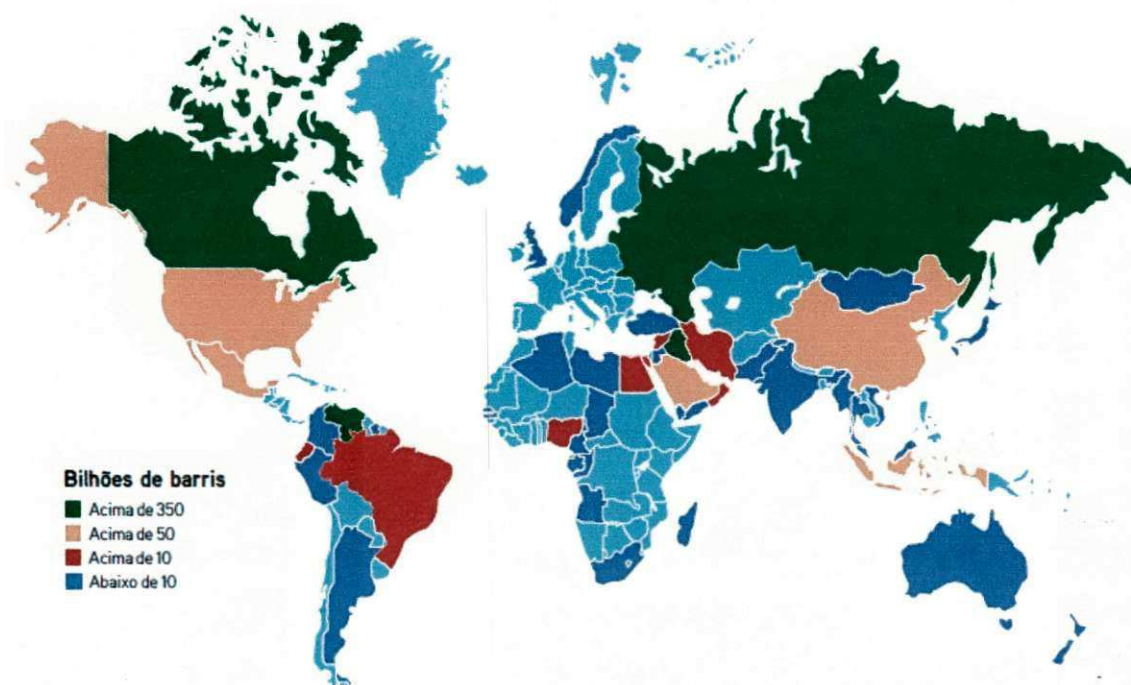


Figura 2.1: Reservas mundiais de óleo. Disponível em: www.tnpetroleo.com.br – TN
Petróleo n^o 57. acesso em setembro de 2009.

2.2 Impacto Ambiental causados por óleos ultra-viscosos

O lançamento de substâncias derivadas do petróleo no meio ambiente é considerado Crime Ambiental, de acordo com a Lei Federal N^o 9.605 de 12.02.1998. Segundo a CETESB (2009) a degradação de óleos leves no meio ambiente é rápida, pela ação do sol, dos ventos e das correntes marinhas. No entanto, a dissipação de óleos pesados e ultraviscosos é lenta, por serem mais persistentes, demoram mais de um dia

para degradar naturalmente e tendem a formar manchas escuras e densas, por isso, devem ser tratados como perigosos (Figura 2.2). Os derrames de óleo nas águas dos rios, estuários e mares prejudicam a fauna e a flora de maneira direta e indireta; afeta a paisagem e a qualidade das águas litorâneas tornando-as, impróprias para o banho de mar, para caminhadas na areia e prejudica a atividade pesqueira.



Figura 2.2: Impacto Ambiental causado por derrame de óleos pesados e ultra viscosos. Disponível em: <http://www.eb1-albergaria-velha-n1.rcts.pt/Alb3/Aguagota/pagina2.htm>, acesso em setembro de 2009.

Um dos principais fatores que causam o declínio do número de espécies em todo o globo é a destruição de *habitats* (Figura 2.3). Segundo Stuart Pimm, da Universidade de Columbia, nos Estados Unidos, a destruição de *habitats* pode levar à perda de 50% das espécies da terra nos próximos 50 anos (Sih *et al.*, 2000).



(a)

(b)

Figura 2.3: Destruição dos habitats ocasionado por derramamento de óleo no mar (a) aves (b) espécies marinhas. Disponíveis em <http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/vazamento/impactos/efeitos.asp>, acesso em setembro de 2009.

2.3 Água produzida e seu tratamento

A água é um recurso natural de fundamental importância a vida do planeta, sendo utilizada para os mais diversos fins. Água potável, por sua vez, tem sido reduzida nas últimas décadas pelo uso indevido e irracional, aumentando assim a escassez da mesma. Por esse motivo, a água potável tem o seu custo crescente, principalmente em países como a República do Iêmen aonde seu valor chega a ser superior ao do petróleo (Howell, 2004).

As indústrias de exploração de petróleo geram uma grande quantidade de rejeitos de alta toxicidade em seus efluentes. Devido ao seu efeito agressivo, o seu descarte é regido pela norma NBR 10.004 e pela resolução CONAMA Nº 357/2.005 que estabelecem as condições e padrões de lançamento de substâncias tóxicas nos efluentes, com a finalidade de evitar um impacto danoso aos corpos receptores. Isto é devido ao fato de que o óleo despejado nas águas consome oxigênio no processo de biodegradação, e dificulta à passagem de luz, comprometendo desta forma a sobrevivência das espécies aquáticas.

Segundo Silva (2000), as águas produzidas são potencialmente perigosas ao meio ambiente pelos diversos elementos que a compõem. A combinação de um ou mais desses elementos, a quantidade e as características do local onde o efluente for descartado devem ser levados em conta para avaliar um possível impacto ambiental.

O petróleo juntamente com água quando submetidos à agitação e ao cisalhamento proveniente do escoar através de tubulações, formando *emulsões*⁴ do tipo água-óleo (Figura 2.4). Essas emulsões são classificadas quanto ao tamanho das gotas da fase dispersas (óleo): macroemulsões maior que 400nm, miniemulsões entre 100 a 400 nm, e microemulsões menor que 100 nm.

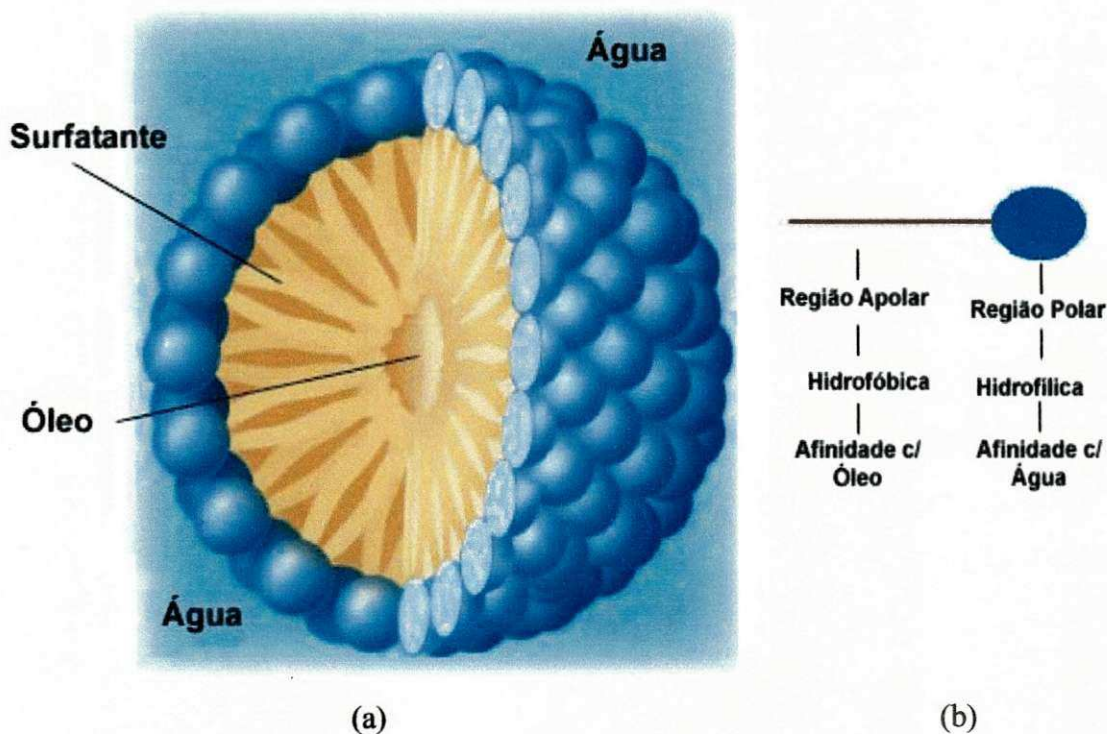


Figura 2.4: (a) Emulsão água-óleo pela presença de emulsificantes naturais no petróleo e (b) molécula de surfactante. Disponíveis em:

www.engenovo.com.br/pt/artigostecnicos/taoind, acesso em setembro de 2009.

Cunha *et al.* (2005) estudaram a viabilidade da utilização do *Processo Oxidativo Avançado* (POA), para a degradação da carga orgânica contaminante em águas de

⁴ emulsões são diminutas gotas de água dispersas no petróleo recobertas por uma fina camada da fase oleosa.

produção e concluíram que o POA mostrou-se eficaz, obtendo-se remoções significativas da ordem de 82 a 99% para o fenol e 43 a 71% para as águas de produção. No entanto eles não estudaram a viabilidade econômica do processo.

Nunes (2005) aborda a separação trifásica, para o tratamento de águas oleosas, executada em um processo compacto composto por arranjos de hidrociclones, coalescedores eletrostáticos e vasos gravitacionais. Segundo o autor, o arranjo dos equipamentos faz com que a perda de carga se localize nos hidrociclones, aproveitando, assim, a energia de pressão do fluido na geração dos campos centrífugos. A passagem do fluido por sucessivos campos centrífugos provoca a coalescência das gotas dispersas melhorando o desempenho no processo de separação. Ele concluiu que a técnica proposta resulta em ganhos nos custos devido a menor carga e área ocupada sobre o convés da unidade de produção *offshore*.

Fernandes Júnior (2006) utilizou o método MDIF (*Misturador-Decantador à Inversão de Fases*) no tratamento de águas produzidas na indústria do petróleo, obtendo bons resultados na separação da mistura água-óleo. Contudo, as águas oleosas apresentavam baixas concentrações de óleo (da ordem de 30 a 150 mg/L) e chegou-se a conclusão de que o equipamento pode ser uma boa alternativa no tratamento de águas poluídas com óleo, conforme pode ser observado na Figura 2.5.



Figura 2.5: Diferentes fases na mistura água/óleo. Disponíveis em: www.engenovo.com.br/pt/artigostecnicos/taoind, acesso em setembro de 2009.

2.4 Ciclones e hidrociclones

2.4.1 Definição e princípio de funcionamento

Os ciclones/hidrociclones são equipamentos utilizados nas indústrias para separação de partículas, constituídos de uma entrada tangencial, uma parte cilíndrica e outra cônica interligadas entre si (Figura 2.6). Simples construção não possui partes móveis, baixo consumo de energia e podem operar a altas pressões e temperaturas sendo limitados apenas pelo material de sua constituição, para o caso do aço inox pertencente ao grupo austeníticos esses equipamentos suportam temperaturas até 925 °C. Apesar das inúmeras vantagens os ciclones/hidrociclones apresentam uma série de fatores que influenciam consideravelmente o perfil de escoamento no seu interior e conseqüentemente a eficiência no processo de separação: tamanho de partículas (gota de óleo), diferença de densidade entre as fases, viscosidade e temperatura dos fluidos.

Centrífugas e ciclones tem princípio de funcionamento semelhante, no entanto os ciclones/hidrociclones funcionam com campos centrífugos menores que as centrífugas, porém, quando se reduz o diâmetro característico do hidrociclone, o campo centrífugo aumenta consideravelmente (Cilliers e Harrison, 1997). Contudo, diferentemente das centrífugas, o movimento de rotação da mistura nos hidrociclones padrões é produzido pela alimentação do(s) fluido(s) a partir de uma entrada tangencial.

A mistura (água/óleo) ao ser introduzida tangencialmente no hidrociclone, sob pressão, proporciona a formação de correntes em espiral descendente e ascendente. As forças de arraste e centrífuga deslocam a fase mais densa contra as paredes do hidrociclone e a força peso a desloca em direção a saída inferior (*underflow*). A fase menos densa nas proximidades da interseção das seções cilíndricas e cônicas passam por um processo de inversão, onde parte segue em direção a saída superior (*overflow*) e a outra é arrastada pela corrente descendente (Svarosvki, 2000 ; Simões, 2005; Farias, 2006; Buriti, 2009).

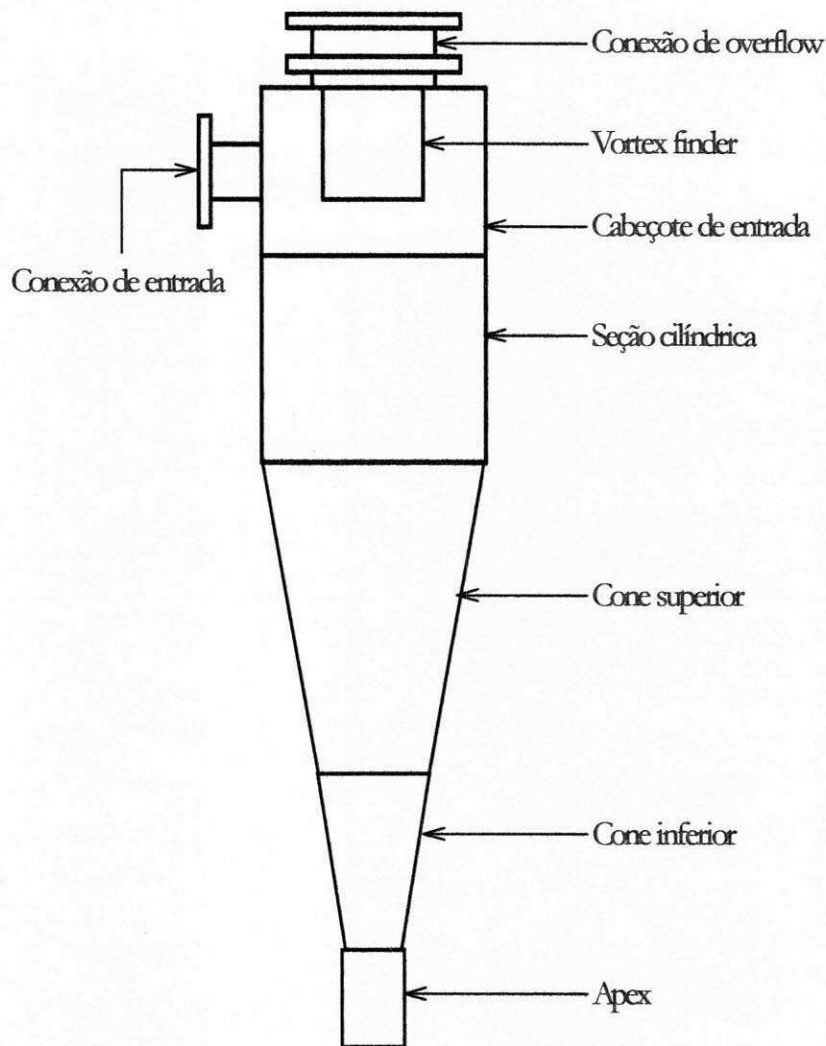


Figura 2.6: Representação de um ciclone padrão. Fonte: Silva (2006).

Alguns fatores, como por exemplo, as dimensões do duto de alimentação, das seções cilíndricas e cônicas, dos diâmetros de saída superior e inferior e a inclinação da seção cônica e do duto de alimentação afetam consideravelmente o comportamento das fases no interior do hidrociclone. Castilho e Medronho (2000) compararam os modelos de Bradley e Rietema com dados experimentais nas mesmas condições operacionais. Concluíram que os Bradleys são separadores de alta eficiência enquanto os Rietema são separadores de alta capacidade.

2.4.2 Características hidrodinâmicas

2.4.2.1 Efeito das interações entre as partículas e o fluido durante o escoamento no hidrociclone

A partir da consulta realizada observou-se que são poucos os trabalhos na literatura que dão atenção aos efeitos das interações entre as partículas no desempenho do hidrociclone. Contudo a modelagem e o desempenho do hidrociclone levando-se em consideração a influência das interações entre as partículas são de grande importância, uma vez que a turbulência e as colisões são responsáveis pela dispersão das partículas no interior do hidrociclone, que por sua vez podem causar a ineficiência no processo de separação. Uma partícula esférica quando submetida à ação de um campo de aceleração em um fluido viscoso estacionário está sujeita a ação de forças como: a gravitacional, P , no sentido do movimento, a de empuxo, F_E , contrária ao movimento da partícula, a força de arraste, F_D , resistiva ou de interação sólido-fluido, também contrária ao movimento da partícula (Gomes, 2002). A força resultante F_R é dada, então, por:

$$P - F_E - F_D = F_R \quad (2.1)$$

ou ainda:

$$m_p G - m_p^o G - F_D = m_p \frac{dv}{dt} \quad (2.2)$$

onde m_p é a massa da partícula, m_p^o é a massa do fluido deslocado pela partícula, v é a velocidade do centro de massa da partícula e G é o campo de aceleração ao qual a esfera encontra-se submetida.

Outros autores destacam que além das forças destacadas por Gomes (2002) sobre a força resultante, existe as forças centrífugas e centrípetas atuando sobre a partícula durante a processo de separação em hidrociclones/ciclones. (Svarovsky, 2000; Simões, 2005; Farias, 2006; Buriti, 2009).

Hsieh e Rajamani (1991) descartaram os efeitos da concentração de partículas em uma mistura líquida no perfil de velocidade. Eles assumiram o movimento de apenas uma única partícula, negligenciando a presença de outras partículas, assumindo um escoamento de um fluido diluído com uma porcentagem de sólidos menor que 5%. Contudo, foi observado que quando a concentração de sólidos excede a 5%, a presença das partículas muda completamente o perfil de escoamento resultando em uma geração de forças inerciais, que por sua vez geram a necessidade de equações complexas, descritas pelas distribuições espaciais e temporais não-uniformes, para descrever o escoamento.

Kraipech *et al.* (2005) propõem um método para determinar a predominância nas interações das partículas sólida-líquida (calcário-água), aplicando uma análise qualitativa baseada no conceito de escala de tempo. Eles observaram que, na maioria das seções transversais no hidrociclone, a concentração de sólidos era menor que 30% por volume e que, o principal mecanismo de interação entre as partículas e o fluido foi o arraste. Para as seções com altas concentrações de sólidos prevaleceu o mecanismo de lubrificação (Equação 2.3) e as colisões quando comparado com o arraste. Esses resultados estão em concordância com os de Nowakowski *et al.* (2000) que estudaram a hidrodinâmica do hidrociclone baseado em um modelo *multi-contínuo tridimensional*, onde foi considerado o líquido transportado como uma fase contínua e fase particulada como sendo outra fase contínua separada, normalmente denominado de modelo de mistura.

$$F_{Lub} = -\frac{3\pi\mu d_p^2 h^*}{8h_o} \quad (2.3)$$

onde d_p é o diâmetro da partícula, μ é a viscosidade do fluido, h_o é a distância entre a esfera e o plano de simetria e h^* é o valor no qual a esfera esta se aproximando do plano de simetria.

2.4.2.2 Padrão de escoamento

Apesar das vantagens e simplicidade de confecção que o hidrociclone apresenta, ele possui um comportamento fluidodinâmico muito complexo, apresentando zonas de

reversão de fluxo, região de recirculação, alta preservação de vórtices, alta intensidade turbilhonar, entre outros. Vários estudos dão atenção aos efeitos que a forma geométrica do hidrociclone causa no campo de escoamento interno.

Yamamoto e Jiao (1997) apresentaram um hidrociclone com um cilindro interno (Vortex finder), perfurado que, segundo o autor, pode promover uma melhora na eficiência de separação. Eles analisaram que os furos dentro do ciclone afetavam o vortex interno, bem como as tensões na área interna favorecendo as velocidades radiais na seção cônica.

Chiné e Concha (2000) estudaram o padrão de escoamento em diferentes geometrias de hidrociclones (cilíndrico e cônico), objetivando um melhor conhecimento do perfil de escoamento. Concluíram que a pressão de alimentação não afeta o padrão de escoamento no hidrociclone, utilizando a técnica LDV (*Laser Doppler Velocimetry*), enquanto Baranov *et al.* (1984) mediram a velocidade tangencial no hidrociclone pelo método de eletrodifusão.

Santana *et al.* (2001) estudaram a influência das configurações geométricas na performance do fluxo reverso em ciclones cilíndricos e cônicos e concluíram que a equação proposta por Leith e Licht (1972) não é satisfatória para representar resultados experimentais quando é levado em consideração mudanças nas configurações geométricas do hidrociclone.

Chu *et al.* (2000) mediram a turbulência no hidrociclone estudando as flutuações da pressão nas posições radiais e axial usando LDV. A maior flutuação da pressão foi encontrada próximo ao eixo do hidrociclone. Por outro lado, eles não estudaram as periodicidades destas flutuações; a não periodicidade causada pela turbulência é também um elemento do perfil de escoamento do hidrociclone.

Bamrungsri *et al.* (2008) propuseram um novo método experimental simples que requer baixo investimento operacional para o estudo das condições hidrodinâmica do hidrociclone. Eles encontraram que o perfil de velocidade tangencial aumenta do centro para a parede do hidrociclone. Porém, esse perfil de velocidade difere dos resultados de outros autores como o de Chiné e Concha (2000). Provavelmente, devido às diferentes

condições operacionais e formas geométricas. Bamrungsri *et al.* (2008) trabalharam com um hidrociclone munido de duas entradas, enquanto Chiné e Concha (2000) estudaram uma geometria com uma única entrada.

Tue Nenu e Yoshida (2008) realizaram um estudo experimental do desempenho na separação de partículas sólidas em dois hidrociclones distintos: o primeiro munido de uma única entrada tangencial (Figura 2.7.a) e, o segundo, com duas entradas tangenciais (Figura 2.7.b). Eles concluíram que, quando as duas configurações foram submetidas às mesmas condições de queda de pressão e de fluxo na entrada, o hidrociclone com duas entradas proporcionou uma melhor classificação de partículas, menor diâmetro de corte e, então, um aumento na eficiência de separação.

2.4.2.3 Perfil de velocidade

O conhecimento do campo de velocidade permite futuras modificações no projeto com a finalidade de aumentar a eficiência do hidrociclone. O perfil de velocidade em hidrociclones de geometria cônica foi medido pela primeira vez por Kelsall (1952), e depois por outros autores como Fanglu e Wenzhen (1987), Hsieh e Rajamani (1991), Schummer *et al.* (1992) e Fisher e Flack (2002) que utilizaram LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) para medir as velocidades axial e tangencial.

Chesnokov *et al.* (2006) obtiveram o perfil de velocidade do fluido em um hidrociclone utilizando equações diferenciais que descrevem o movimento de partículas no hidrociclone. Na Figura 2.8 estão representados os perfis de velocidade tangencial e axial, os quais são afetados pelo comportamento das correntes ascendente e descendentes das fases envolvidas (gás e sólido) no interior do ciclone induzidas tangencialmente pelo duto de alimentação.

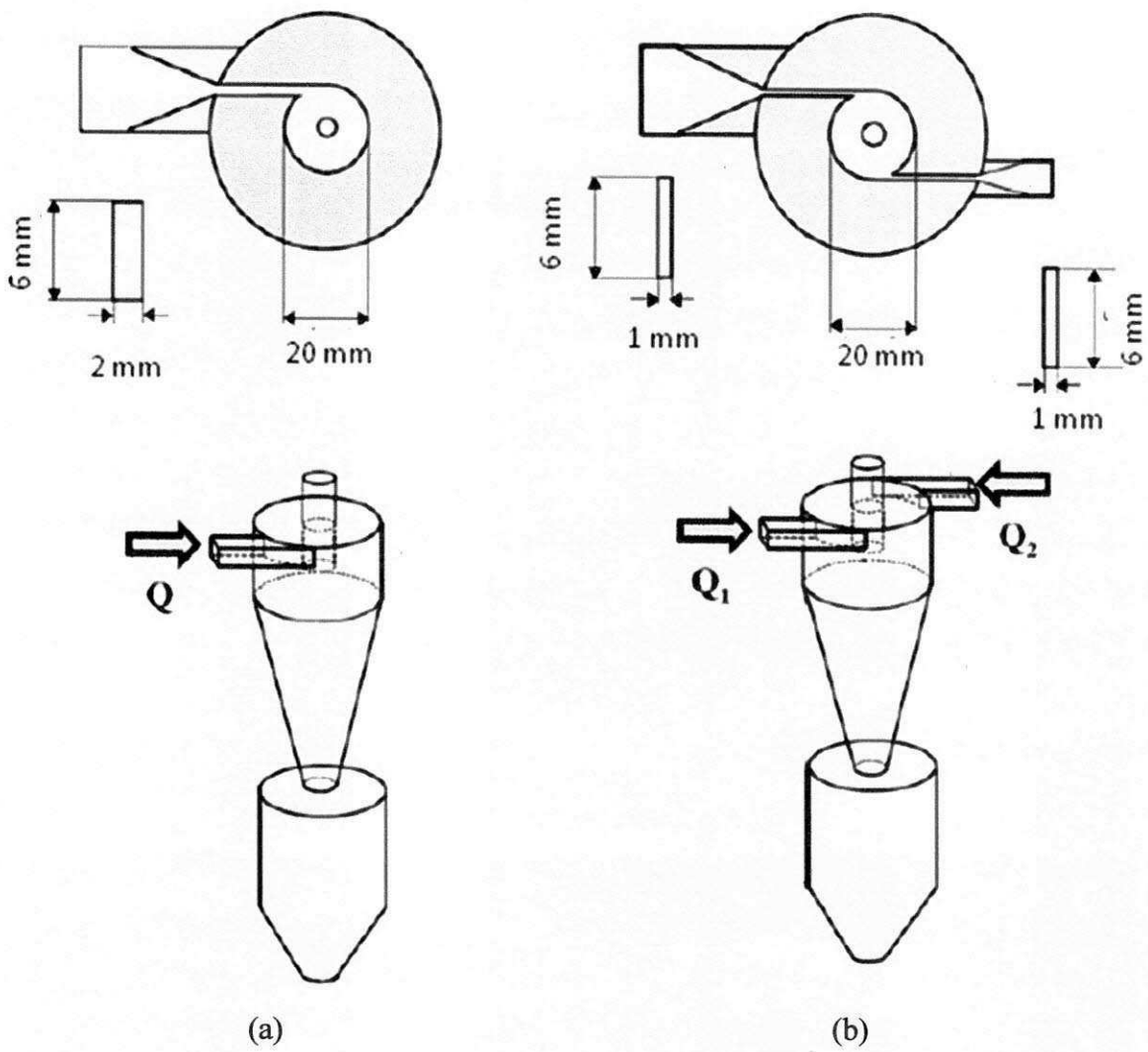


Figura 2.7: Hidrociclones: (a) com apenas uma entrada e (b) com duas entradas. Fonte: Tue Nenu e Yoshida (2008).

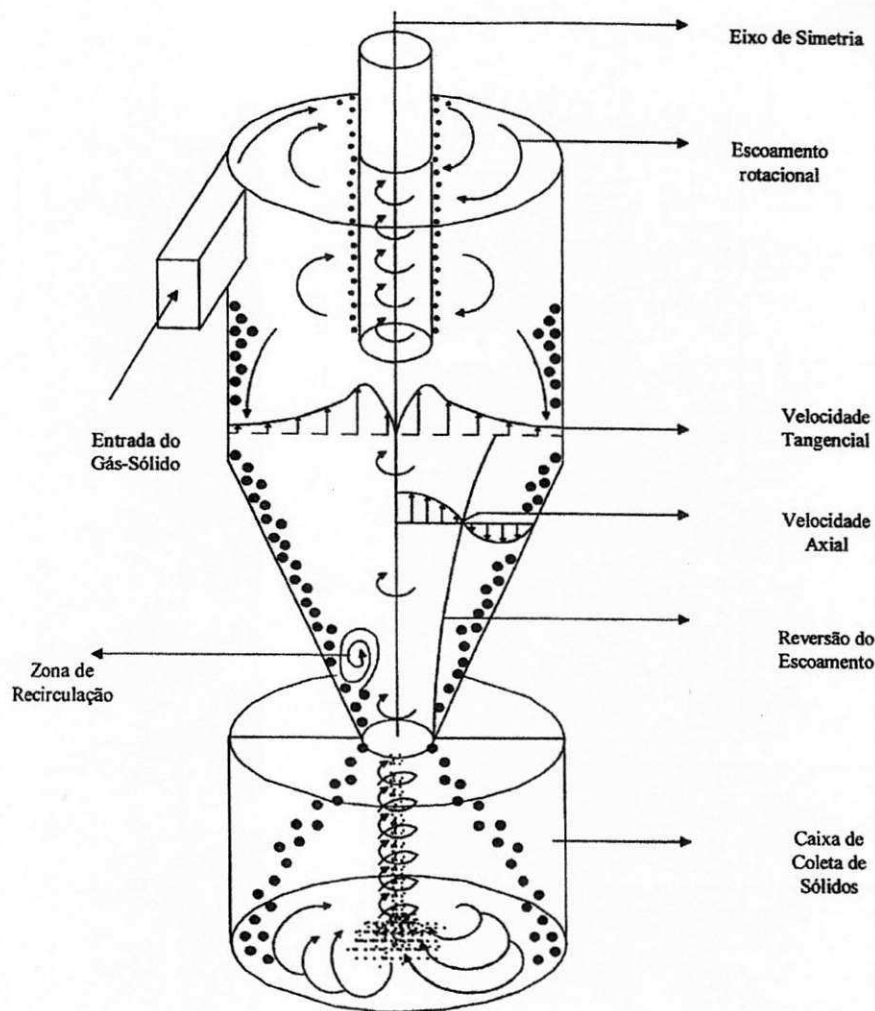


Figura 2.8: Perfil de velocidade em um hidrociclone. Fonte: Ogawa (1997).

2.4.2.3.1 Velocidade Tangencial

Segundo Fisher e Flack (2002), a velocidade tangencial é a componente de maior magnitude e, assim, a de maior dominância no escoamento. Estes autores relacionam diferentes taxas de fluxo na entrada do hidrociclone com as componentes de velocidade e verificam que as curvas da componente da velocidade tangencial estão linearmente relacionadas com a variação das taxas de fluxo. O perfil de velocidade mostra-se similar na inclinação e em magnitude em diferentes taxas de fluxo na entrada. Esses autores concluíram que a característica do perfil de escoamento não é alterada com variações nas

taxas de fluxo ou outros parâmetros diretamente relacionados com a taxa de fluxo como, por exemplo, o número de Reynolds.

Xiang e Lee (2005) fizeram um estudo numérico e focalizaram a discussão no perfil de distribuição da velocidade tangencial em ciclones de diferentes comprimentos. Verificaram que o perfil de velocidade tangencial não apresenta uma variação significativa ao longo da posição axial.

Kelsall (1952), usando uma técnica microscópica, visualizou o percurso de pequenas partículas de alumínio em um hidrociclone transparente. Ele verificou que a velocidade tangencial aumenta da parede do hidrociclone em direção ao centro atingindo o valor máximo e após deste valor máximo, a velocidade cai bruscamente como mostrada na Figura 2.9.

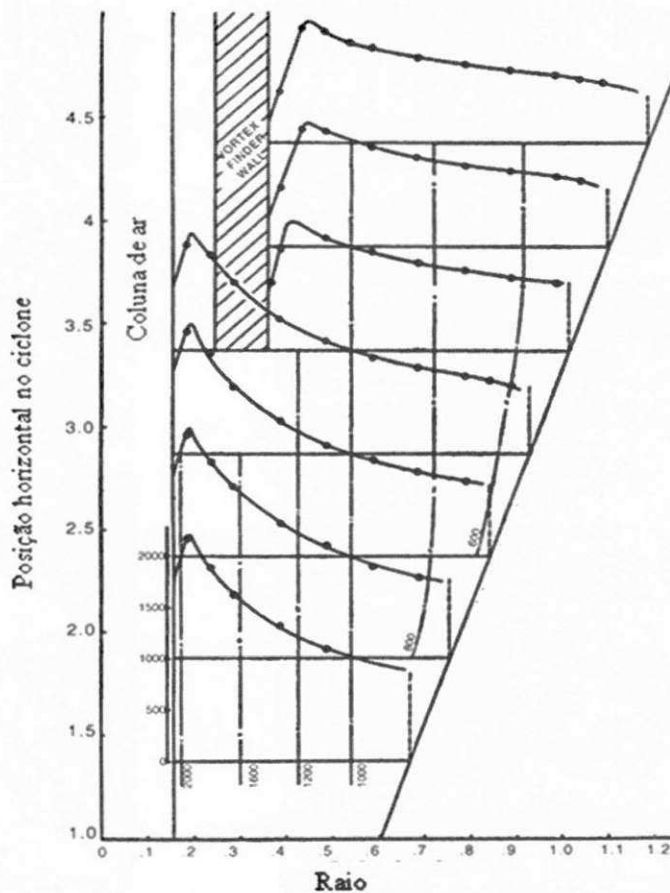


Figura 2.9: Perfil de velocidade tangencial com pequenas partículas de alumínio em um hidrociclone. (Fonte: Kelsall, 1952)

Wang e Yu (2006) estudando os efeitos do comprimento da parte cilíndrica e a cônica do hidrociclone no perfil da velocidade tangencial, concluíram que a velocidade tangencial e a queda de pressão eram maiores para o cilindro curto quando comparado com o cilindro longo. Comparando a parte cônica verificaram que a maior queda de pressão e a maior velocidade tangencial encontravam-se no hidrociclone de menor cone, conforme Figura 2.10.

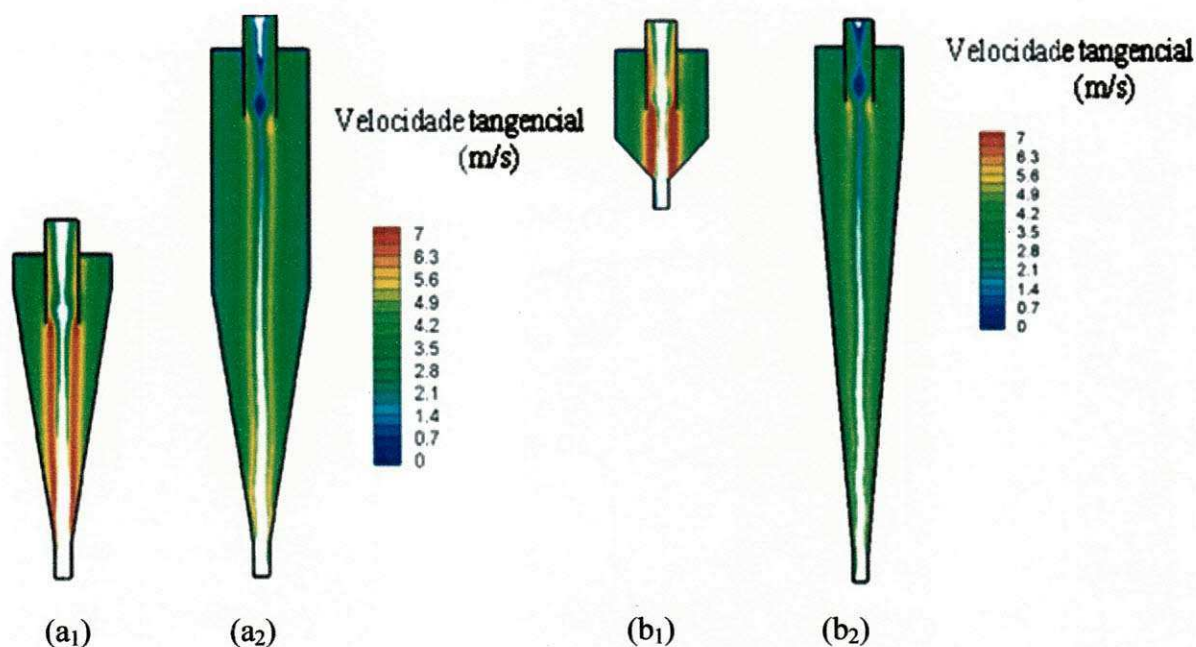


Figura 2.10: Campo de velocidade tangencial em diferentes hidrociclones: (a₁) cilindro curto e (a₂) cilindro longo, (b₁) cone curto e (b₂) cone longo. Fonte: Wang e Yu (2006).

O fluxo dentro do hidrociclone tem um caráter tridimensional, o qual corresponde a uma combinação de dois vórtices: *forçado e potencial*, conhecido por *vórtice de Rankine*. A velocidade tangencial pode ser dividida dentro de duas regiões: a) região externa de comportamento similar ao vortex livre e b) região interna vortex forçado. Chiné e Concha (2000) mostraram que, no vortex forçado, a velocidade tangencial v_θ é proporcional ao raio r , definido pela Equação 2.4, enquanto que no vortex livre ou potencial, a velocidade tangencial é inversamente proporcional ao raio r dada pela Equação 2.5.

$$v_{\theta} = k_1 r \quad (2.4)$$

$$v_{\theta} = \frac{k_2}{r} \quad (2.5)$$

onde k_1 e k_2 são constantes de proporcionalidades.

2.4.2.3.2 Velocidade Axial

Kelsall (1952) mediu as componentes de velocidade em diferentes níveis no eixo vertical do hidrociclone. A velocidade axial se mostrou decrescente próximo a parede e crescente em direção ao centro do hidrociclone. Na interface do núcleo de ar (*air core*) foram encontradas altas velocidades no sentido positivo do eixo.

Knowles *et al.* (1973) mediram a velocidade axial em diferentes posições verticais e observaram a presença de ondulações no comportamento da velocidade axial no interior do *vortex finder*. Estas flutuações são provavelmente dependentes da geometria utilizada, como pode ser observado na Figura 2.11.

Bhaskar *et al.* (2007) analisaram o perfil de velocidade axial em dois hidrociclones de diferentes diâmetros e verificaram que a velocidade axial em ambas as direções, positivas e negativas do eixo vertical é maior em magnitude no hidrociclone de 50 mm de diâmetro quando comparado com o hidrociclone de 75 mm de diâmetro, como ilustrado na Figura 2.12.

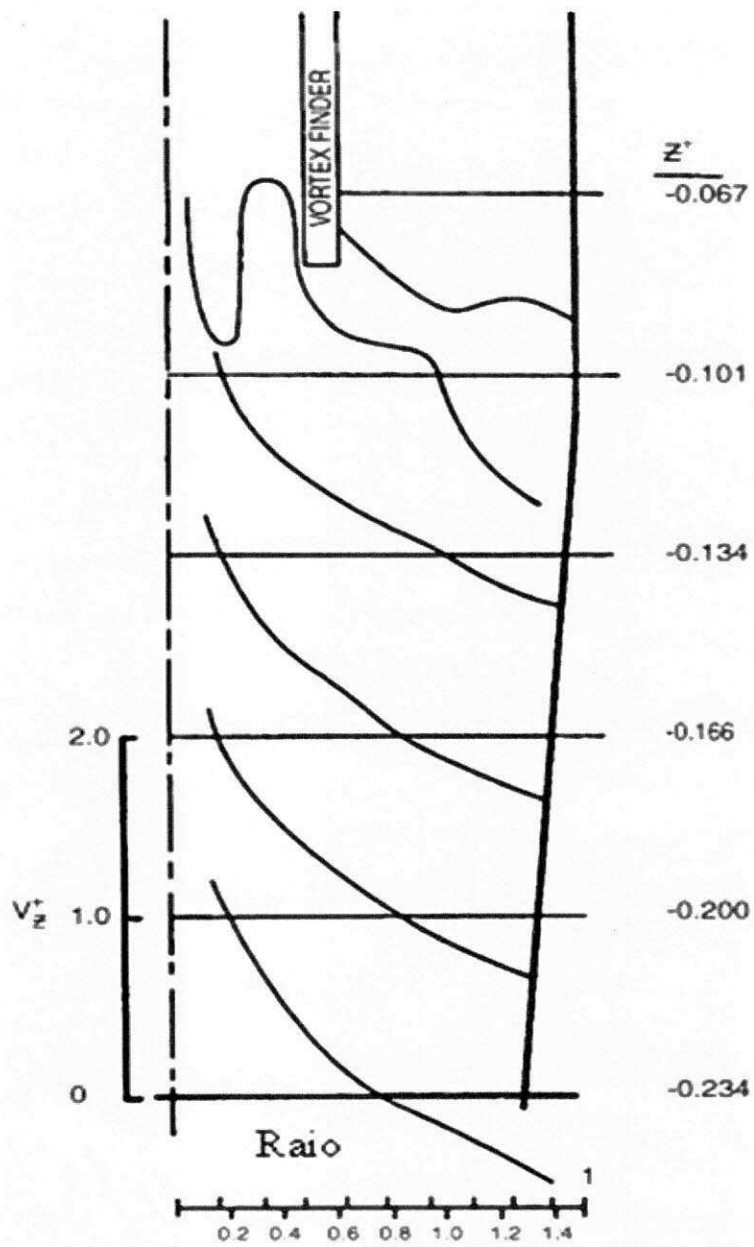


Figura 2.11: Perfil de velocidade axial no hidrociclone Fonte: Knowles et al. (1973)

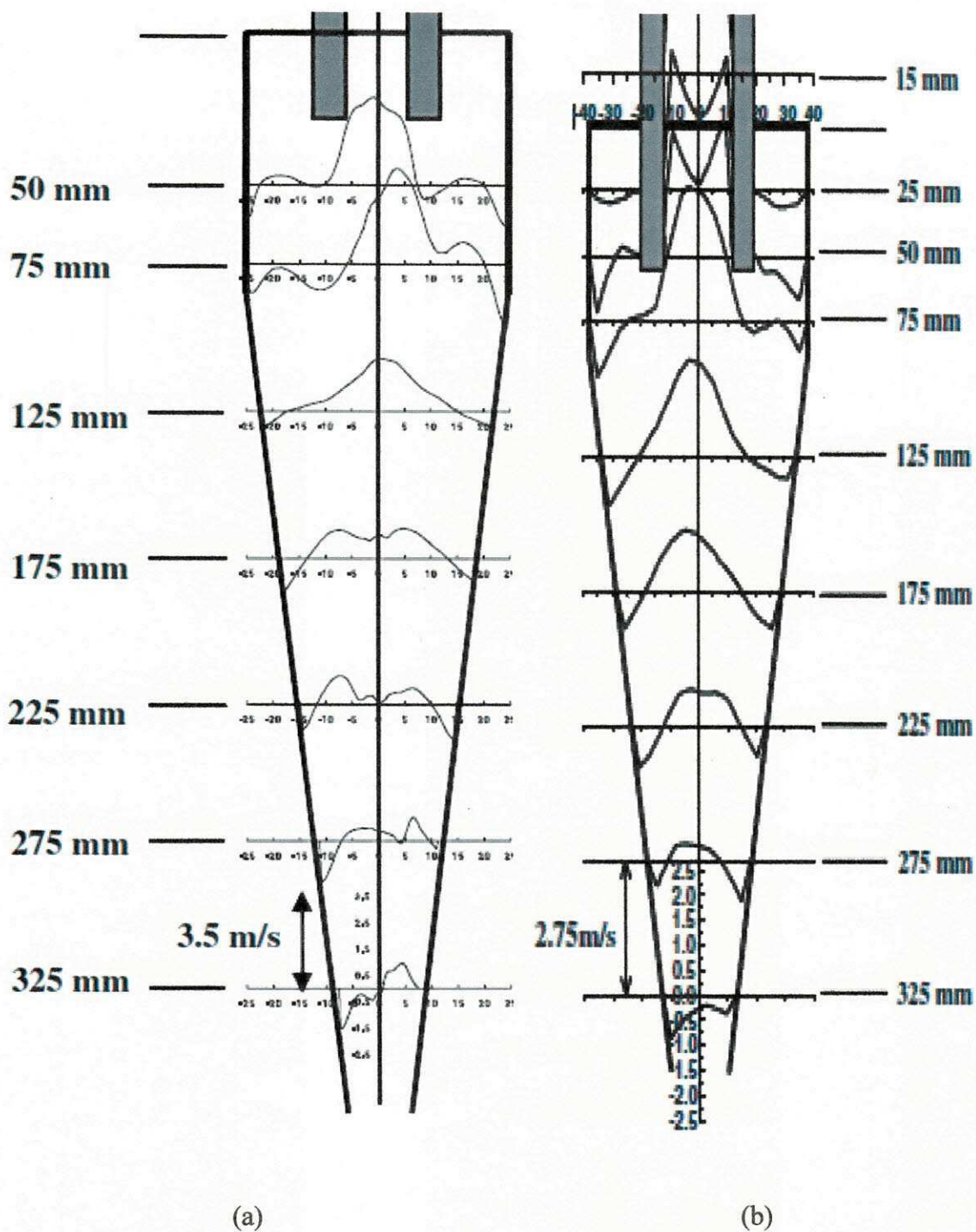


Figura 2.12: Perfil de velocidade axial no hidrociclone de (a) 50 mm de diâmetro e (b) 75 mm de diâmetro. Fonte: Bhaskar et al. (2007)

2.4.2.3.3 Velocidade radial

Essa componente de velocidade tem sido a mais difícil de ser medida. Como alternativa muitos estudiosos calculam a velocidade radial baseado nos resultados medidos das velocidades axial e tangencial. Segundo Monredon *et al.* (1992) esta é provavelmente a componente mais importante no mecanismo de separação. Poucos pesquisadores têm tentado medir a velocidade radial, e os que fizeram obtiveram perfis que são difíceis de interpretar. Uma explicação para este fato seria que a velocidade radial é, em termos absoluto, menor do que as velocidades axiais e tangenciais e as partículas apresentam uma variação na morfologia ou nas propriedades do material particulado, o que dificulta sua medida.

Chu e Chen (1993) mediram a velocidade radial pelo método PDA (*Particles Dynamics Analyzer*), usando partículas de estireno, e verificaram que a velocidade radial atingiu um valor máximo próximo ao centro do ciclone (Figura 2.13).

Luo *et al.* (1989) utilizaram o método LDA (*Laser Doppler Anemometry*) para o estudo das três componentes de velocidade em duas diferentes geometrias de hidrociclone. A Figura 2.14 ilustra o perfil de velocidade radial na presença e ausência do núcleo de ar. Eles propuseram que a velocidade radial na secção cônica pode ser aproximada pela Equação 2.6. Mais tarde Chu e Chen (1993) mostraram que essa também descreve o comportamento da velocidade radial na presença de partículas sólidas.

$$v_r r^m = -C \quad (2.6)$$

onde v_r é a velocidade radial e m e C são constantes positivas

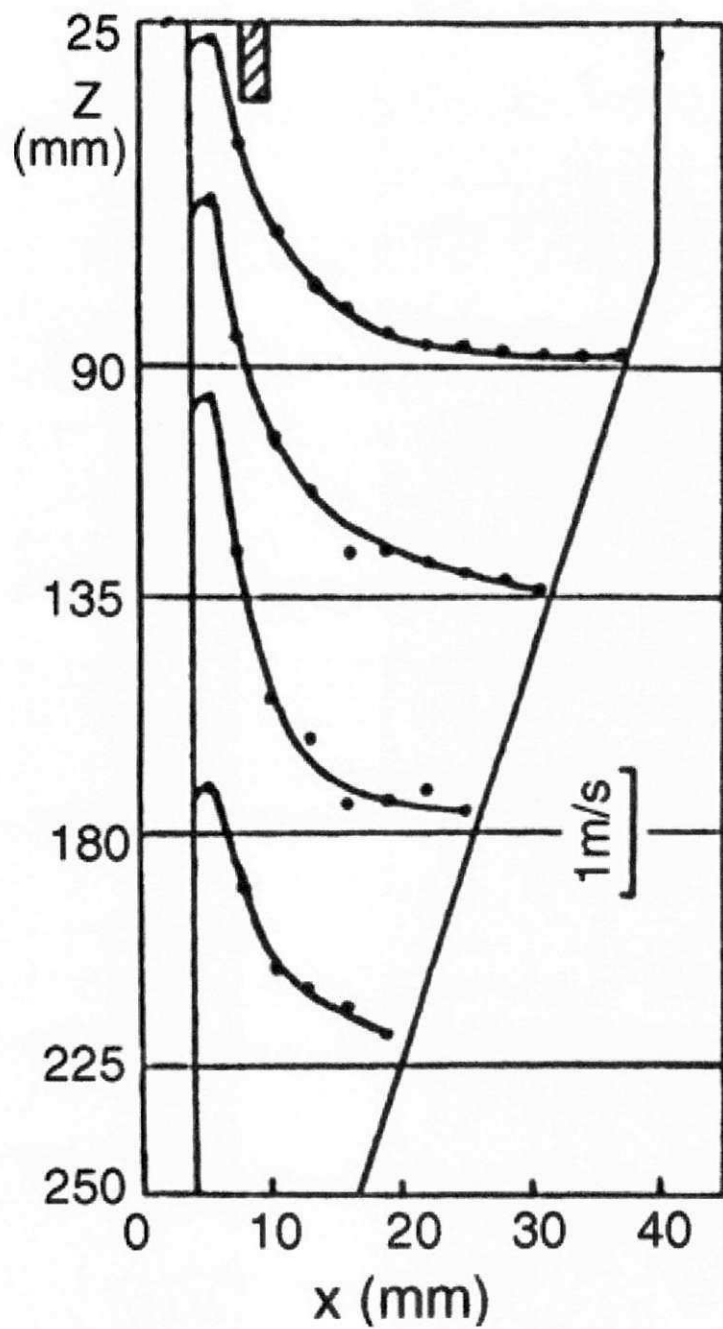


Figura 2.13: Perfis de velocidade radial. Fonte: Chu e Chen (1993).

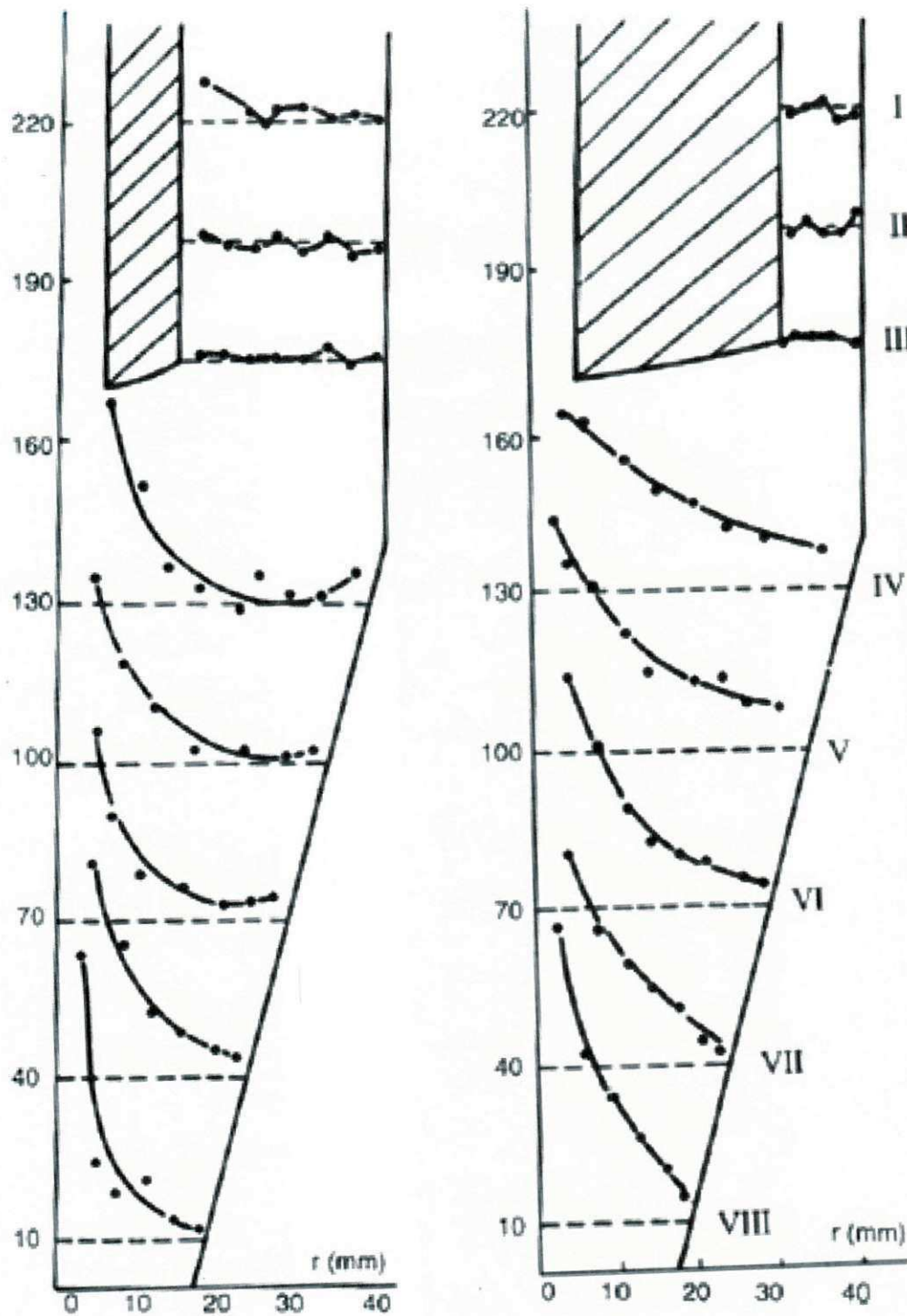


Figura 2.14: Perfil de velocidade radial utilizando o método LDA (a) ausência do núcleo de ar, (b) presença do núcleo de ar. Fonte: Luo et al.(1989).

2.4.2.4 Núcleo de Ar

O escoamento multifásico em hidrociclones é bastante complicado, uma característica qualitativa do campo de escoamento é a presença do núcleo de ar, no eixo central do hidrociclone; este é um fenômeno importante e pouco entendido, que está sendo objeto de intensas pesquisas. O desenvolvimento do núcleo de ar ocorre devido o abaixamento de pressão menor que a pressão atmosférica permitindo a entrada de ar dentro do hidrociclone (Nowakowski *et al.*, 2004).

Sripriya *et al.* (2007) fizeram um estudo da performance do escoamento no hidrociclone na ausência e na presença do núcleo de ar, e propuseram uma mudança no projeto do equipamento para eliminar a formação do núcleo de ar; essa mudança consiste na inserção de uma vareta sólida na parte central da seção cônica do hidrociclone. Os autores constataram uma redução nas componentes de velocidade radial e axial e uma diminuição da turbulência próximo a entrada, no *vortex finder*, eliminando a formação do núcleo de ar e aumentando a eficiência.

Doby *et al.* (2007) estudando a distribuição de pressão como uma função da viscosidade, utilizando um código numérico para predizer o escoamento do fluido central, verificaram a formação do núcleo de ar e concluíram que a viscosidade tem um efeito direto na formação do núcleo de ar.

A geometria e a estabilidade do núcleo de ar têm sido empiricamente encontradas e estas têm uma forte influência das condições operacionais, afetando consideravelmente a eficiência na separação; podem ser controladas usando monitoração óptica ou acústica (Neesse *et al.*, 2004).

Segundo Neesse e Dueck (2007), o processo de formação do núcleo de ar inicia da instabilidade do escoamento multifásico. Devido à queda de pressão e de acordo com a lei de Henry, bolhas de ar são formadas no hidrociclone. Estas bolhas são transportadas radialmente aumentando o tamanho devido à coalescência das bolhas, e movem-se em

direção ao eixo central onde é formada uma única coluna de ar ou núcleo de ar de pequeno diâmetro no centro do hidrociclone (Figura 2.15).

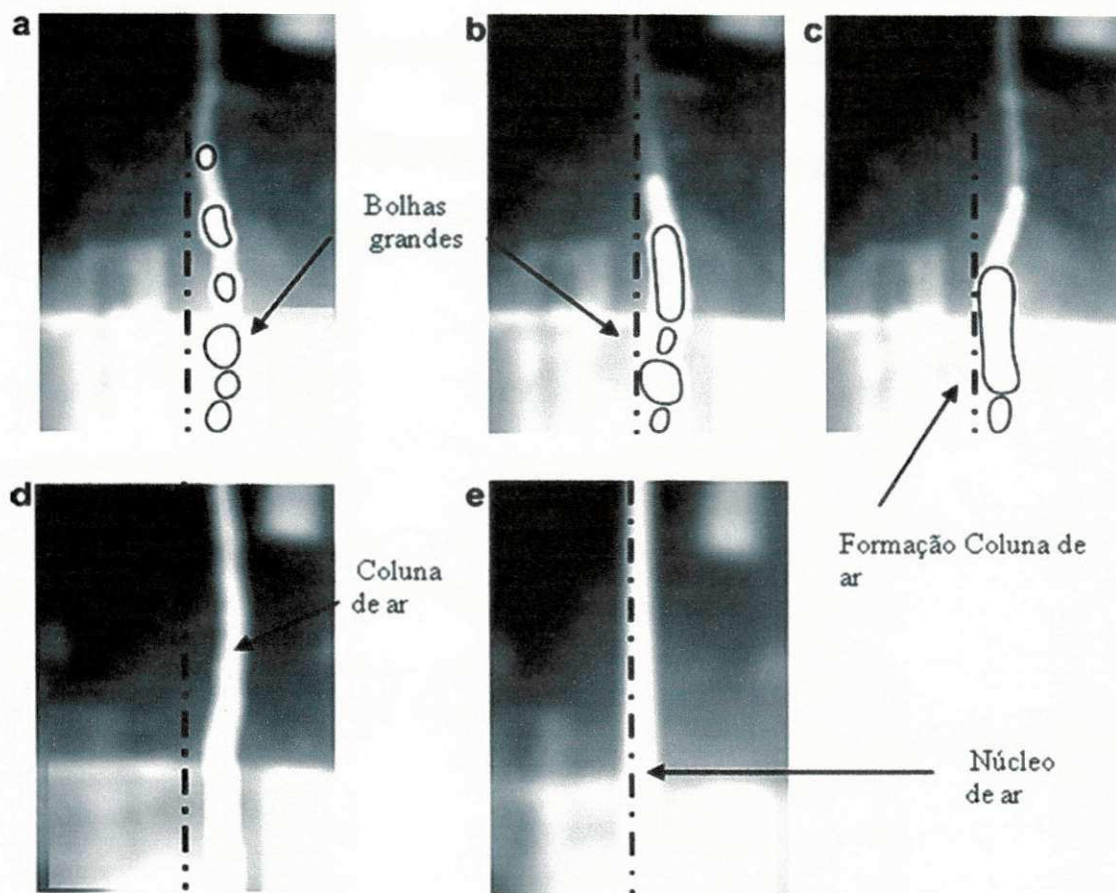


Figura 2.15: Formação do núcleo de ar no interior do hidrociclone: (a) e (b) crescimento das bolhas devido à coalescência; (c) e (d) formação de única coluna de ar; (e) coluna de ar de pequeno diâmetro. Fonte: Neesse e Dueck (2007).

2.4.2.5 Intensidade turbilhonar

Os trocadores de calor e de matéria, turbinas, combustores, ciclones, hidrociclones e reatores de mistura são equipamentos de grande interesse industrial devido a sua aplicabilidade. Esses equipamentos podem apresentar um escoamento turbilhonar complexo de grande interesse acadêmico e, por isso, alguns autores têm estudado este

comportamento turbilhonar (Lilley e Chigier 1971; Algifri e Bhardwaj 1988; Schummer *et al.*, 1992; Chiné, 1999; Xiaodong *et al.*, 2003; Simões, 2005).

Lilley e Chigier (1971) sugerem um método analítico para determinar a viscosidade turbulenta baseado no tempo médio das velocidades dos fluxos axial e tangencial. Eles concluíram que a viscosidade turbulenta é função do movimento giratório e, portanto, insignificante no caso de zonas recirculatórias ou redemoinhos de baixa intensidade.

Segundo Algifri e Bhardwaj (1988) a intensidade turbilhonar em uma secção do tubo pode ser expressa pelo número de turbilhões S , definido pela razão entre o fluxo do momento angular e o produto do fluxo de momento axial pelo raio do tubo (Equação 2.7). A diminuição dos movimentos giratórios é resultado dos efeitos da viscosidade, onde os valores de S reduzem progressivamente na direção axial.

Chiné e Concha (2000) quantificaram a intensidade do vortex em um hidrociclone pelo número de turbilhão S dado por:

$$S = \frac{\int_{R_w}^{d_p/2} r^2 v_\theta v_z dr}{\frac{d_p}{2} \int_{R_w}^{d_p/2} r v_z^2 dr} \quad (2.7)$$

onde d_p é o diâmetro da partícula, r o raio da partícula, R_w corresponde ao raio externo do vortex finder, v_θ é a velocidade tangencial e v_z é a velocidade axial.

Xiaodong *et al.* (2003) fizeram uma simulação numérica para análise dos efeitos da intensidade turbilhonar e a espessura da camada limite na eficiência de separação sólido/gás. Os resultados indicaram que com o aumento da intensidade turbilhonar, a eficiência na separação diminui para partículas menores que 17,5 μm ; quando as partículas são maiores do que 30 μm , a intensidade não apresenta quase efeito no tempo

de residência devido à inércia das partículas serem relativamente maior. No entanto, para partículas menores que $5 \mu\text{m}$, o tempo de residência diminui com o aumento da intensidade turbilhonar como mostrado nas Figuras 2.16 e 2.17. Os efeitos da intensidade turbilhonar na eficiência dependem não apenas da concentração das partículas, mas também da distribuição dos diâmetros das partículas.

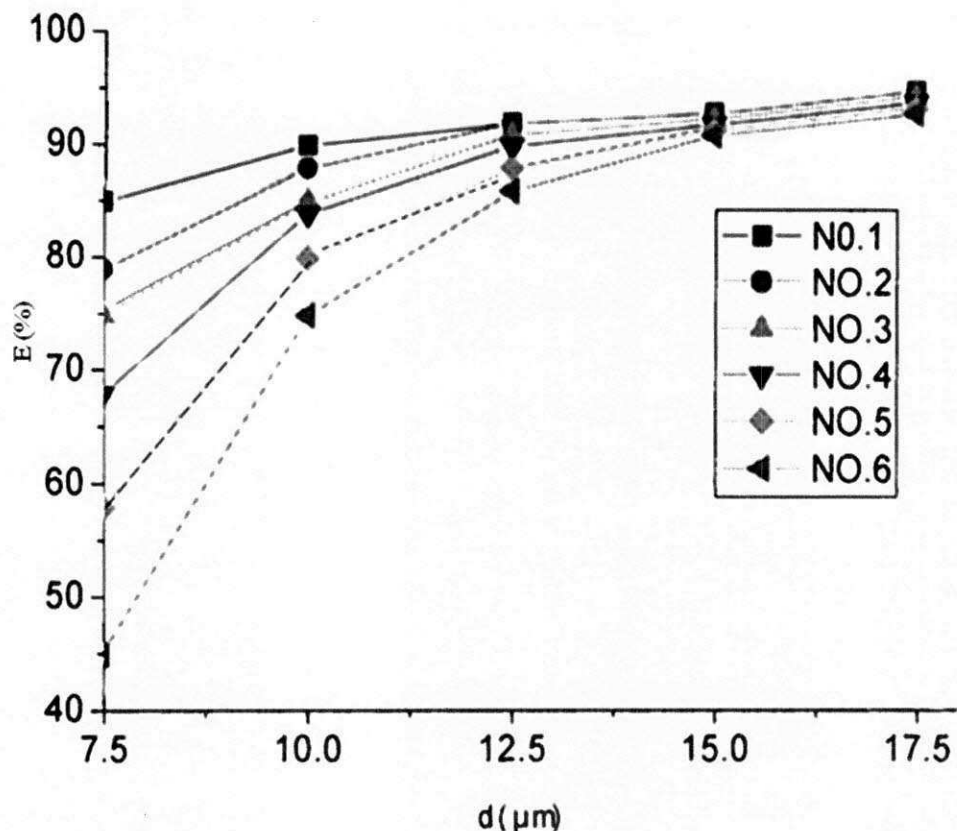


Figura 2.16: Influência da intensidade turbilhonar sobre a eficiência de separação

Fonte: Xiaodong et al. (2003).

Para separadores de óleo “deoilers”, o número de turbilhões está comumente dentro da faixa de 8 à 10 que é alto o suficiente para atingir uma boa separação, mas baixo o suficiente para impedir a quebra da gota e a instabilidade do vórtice central (Caldentay, 2000; Simões, 2005).

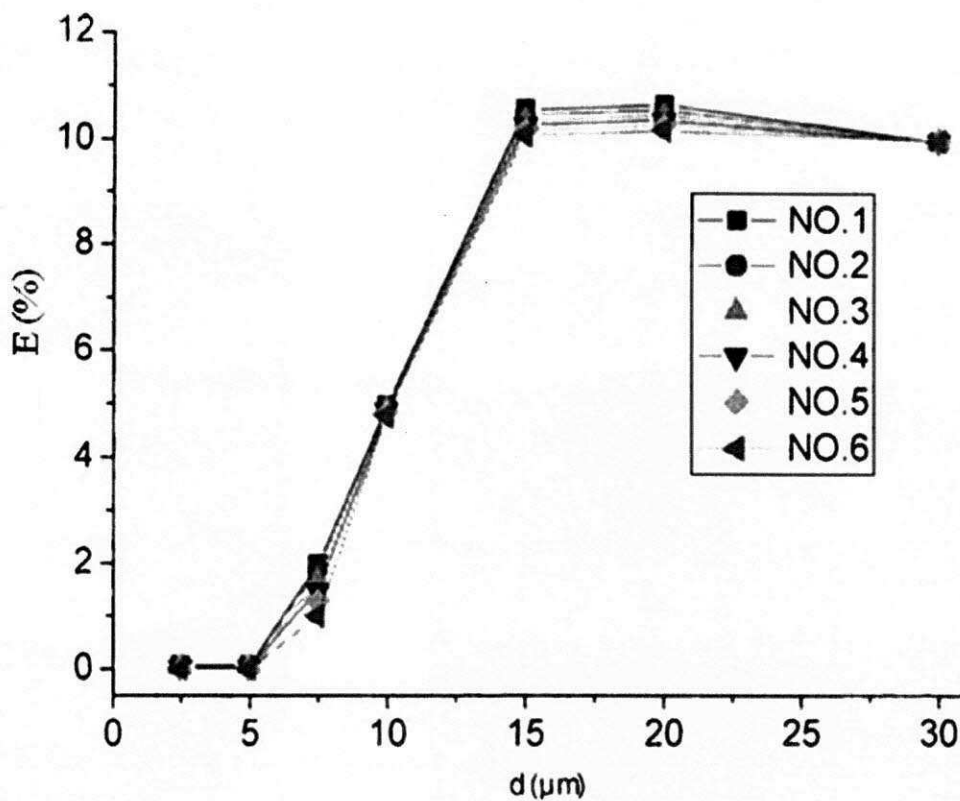


Figura 2.17: Efeitos da variação da intensidade turbulenta no tempo médio de residência das partículas Fonte: Xiaodong et al. (2003).

Simões (2005) analisou a intensidade turbilhonar média no hidrociclone sobre planos situados a diferentes posições axiais para diferentes valores de Reynolds. Verificou um comportamento decrescente do escoamento turbilhonar à medida que se distancia da entrada tangencial e a presença de flutuações para alto número de Reynolds (Figuras 2.18). Observou três regiões com comportamentos diferentes relativo à predominância das componentes de velocidade: região I correspondente a predominância da velocidade tangencial na posição $z^* \leq 0,16$, região II zona de transição na posição $0,16 \leq z^* \leq 0,52$ e a região III no qual a velocidade axial é predominante em $z^* > 0,52$ (Figura 2.19).

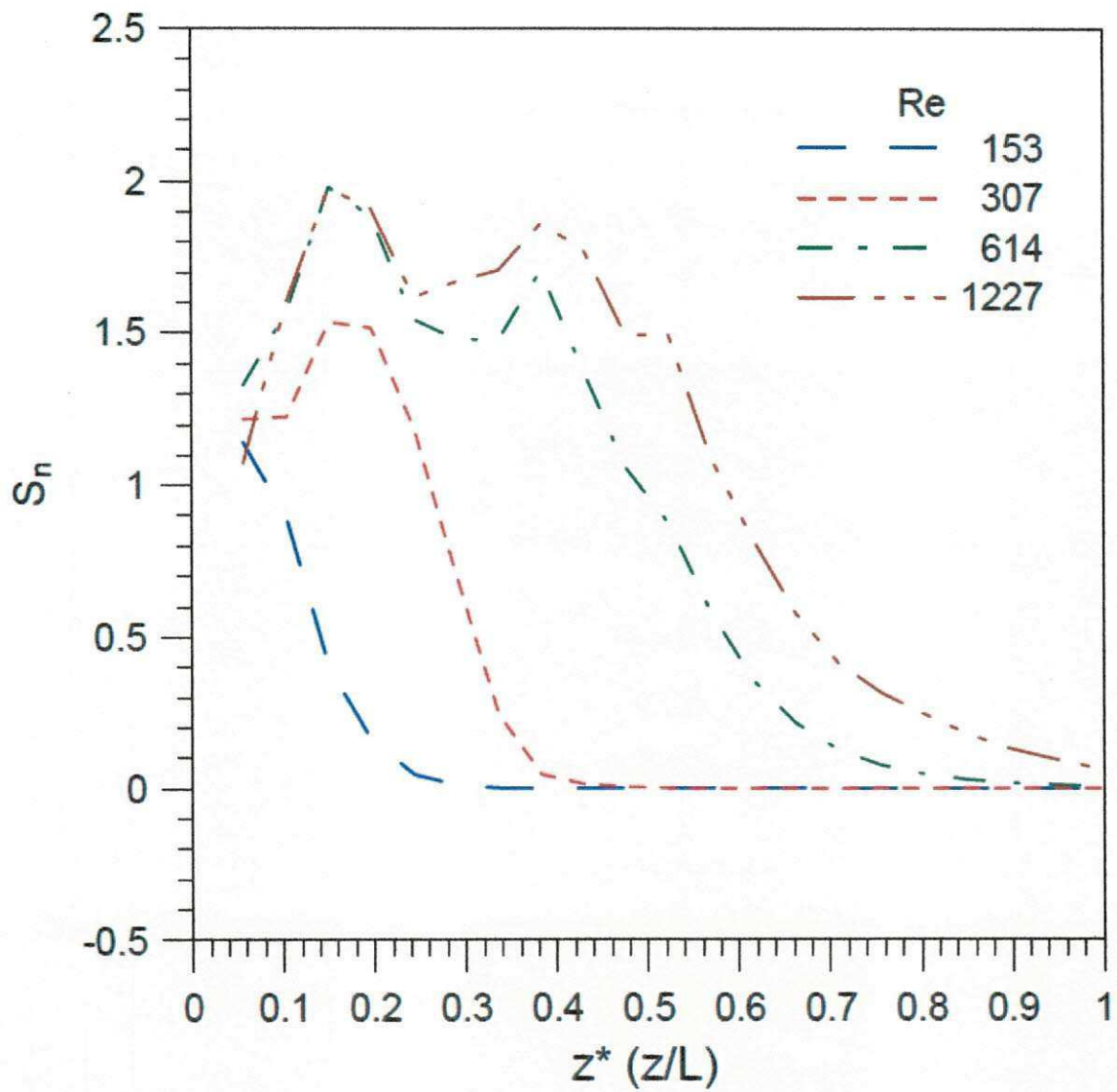


Figura 2.18: Intensidade turbilhonar em função da posição axial adimensional para diferentes números de Reynolds. Fonte: Simões (2005).

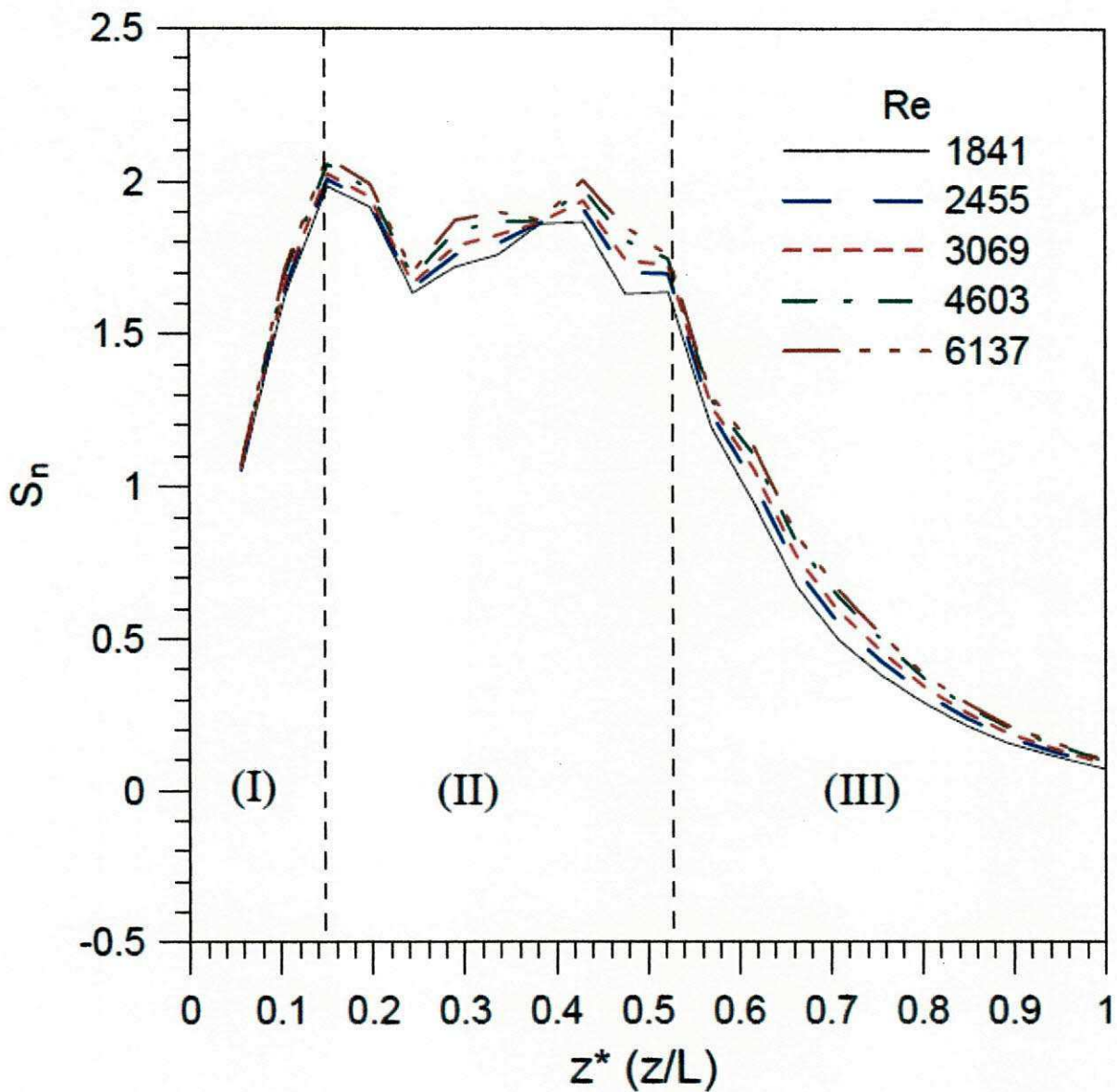


Figura 2.19: Intensidade turbilhonar em função da posição axial adimensional para números de Reynolds acima de 1800. Fonte: Simões (2005).

2.4.3 Eficiência

Para a análise da eficiência e validação dos resultados numéricos tem-se a necessidade de utilizar modelos analíticos e ou experimental confiáveis disponíveis na literatura como por exemplo: Barth (1956), Leith e Licht (1972), Plitt (1976), Massarini (2002), Basu e Zhang (2004).

2.4.3.1 Modelo de Leith e Licht

O modelo desenvolvido por Leith e Licht (1972) baseia-se nas equações de balanço de forças, levando em consideração os efeitos da temperatura na viscosidade do fluido, do diâmetro da partícula e velocidade de entrada no processo de separação. As dimensões do ciclone estão representadas na Figura 2.20 e a eficiência de separação no hidrociclone é dada pela Equação 2.8.

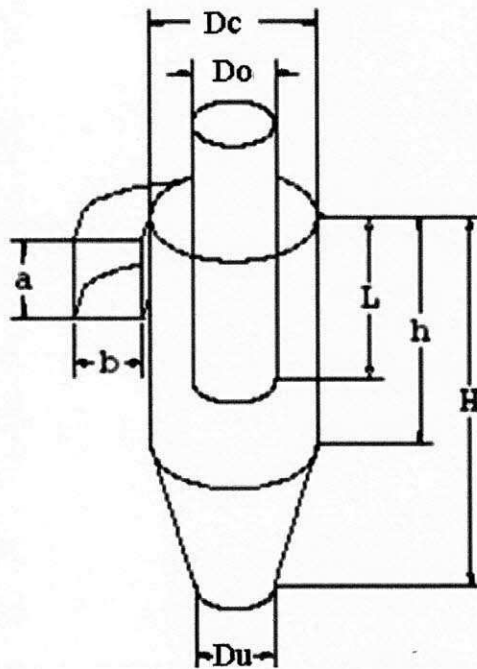


Figura 2.20: Representação do hidrociclone e dimensões utilizada no modelo de Leith e Licht (1972). Fonte: Santana (2001).

$$E_G = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{\bar{G} \tau_i Q}{D_c^3} (n+1) \right]^{\frac{1}{2(n+1)}} \right\} \quad (2.8)$$

onde, Q é a vazão de entrada e D_c é o diâmetro do hidrociclone.

Os efeitos relacionados à geometria do hidrociclone são levados em consideração no modelo de Leith e Licht (1972), e são determinados através do fator, \bar{G} :

$$\bar{G} = \frac{8K_c}{K_a^2 K_b^2} \quad (2.9)$$

em que os termos K_a , K_b , K_c são dados pelas Equações 2.10, 2.11 e 2.12 respectivamente.

$$K_a = \frac{a}{D_c} \quad (2.10)$$

$$K_b = \frac{b}{D_c} \quad (2.11)$$

$$K_c = \frac{(2V_s + V_{n.H})}{2D_c^3} \quad (2.12)$$

onde a e b são as dimensões do duto de entrada do hidrociclone.

O termo τ_i é o tempo de relaxação, calculado para cada diâmetro da partícula, d_i como segue:

$$\tau_i = \frac{\rho_p d_i^2}{18\mu} \quad (2.13)$$

onde ρ_p é a densidade da partícula e μ é a viscosidade do fluido.

O termo n é o expoente de vórtex, calculado como função do diâmetro (ft), e da temperatura ($^{\circ}\text{F}$)

$$n = 1 - \left[1 - \frac{(12D_c)^{0,14}}{2,5} \right] \left[\frac{T + 460}{530} \right]^{0,3} \quad (2.14)$$

O termo V_s da Equação 2.12 representa o volume anular acima do duto de entrada e é definido por:

$$V_s = \frac{\left[\pi \left(L - \frac{a}{2} \right) (D_c^2 - D_o^2) \right]}{4} \quad (2.15)$$

onde D_o e L são o diâmetro do overflow e o comprimento do tubo interno, ilustrados na respectivamente (Figura 2.20).

O termo $V_{nl.H}$ da Equação 2.12 poderá ser calculado tanto em termos de V_{nb} que é o volume na região que incluem o comprimento do vórtice natural excluindo o núcleo central, ou pode ser calculado em termos de V_H , que é o volume do fluido no duto de saída excluindo o núcleo.

O vórtice natural pode ser estimado por:

$$\ell = 2,3D_o \left(\frac{D_c^2}{ab} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.16)$$

Caso $\ell < (H-L)$ calcula-se V_{nb} usando a seguinte equação:

$$V_{nl} = \frac{\pi D_c^2}{4} (h-L) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{\ell + L - h}{3} \right) \left(1 + \frac{d_n}{D_c} + \frac{d_n^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_o^2 \ell}{4} \quad (2.17)$$

onde o termo d_n é estimado por:

$$d_n = D_c - (D_c - D_u) \left[\frac{(L + \ell - h)}{H - h} \right] \quad (2.18)$$

Caso $\ell > (H-L)$ calcula-se V_H , usando a equação:

$$V_H = \frac{\pi D_c^2}{4} (h-L) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{H - h}{3} \right) \left(1 + \frac{D_u}{D_c} + \frac{D_u^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_o^2 (H - L)}{4} \quad (2.19)$$

2.4.3.2 Modelo de Basu e Zhang (2004) e Barth (1956)

Basu e Zhang (2004) desenvolveram um modelo para o cálculo da eficiência, E , (Equação 2.20) e o que diferencia do modelo proposto por Leith e Licht (1972) mostrado anteriormente é o fato de não ser considerado o efeito da temperatura e da viscosidade do fluido. O desenvolvimento dos modelos de Basu e Zhang (2004) e Barth (1956) encontram-se detalhado no trabalho de Fonseca e Secchi (2006).

$$E = 1 - \exp \left[- \frac{1,04\delta^{3,9}}{0,002 Re_o^5 - 0,0102 Re_o^3 \delta^{1,3} - 0,416 Re_o^{0,58} \delta^{3,15}} \right] \quad (2.20a)$$

onde δ é o número adimensional dado por $\delta = r/r_o$, que representa o raio da órbita percorrida pela partícula, Re_o é o número de Reynolds que descreve as características gerais do escoamento e é estimado por:

$$Re_o = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{W}{\mu H} \right) \left(\frac{d_p}{r_o} \right) \quad (2.21b)$$

onde W é a vazão mássica, r_o é o raio de saída, d_p , diâmetro da partícula e H altura do hidrociclone.

Fonseca e Secchi (2006) confrontaram os modelos de Leith e Licht (1972) e Basu e Zhang (2004) e o de Barth (1956), esse último não mostrado neste trabalho, com resultados experimentais e concluíram que modelo de Barth (1956) foi o único que ilustrou o ponto de inflexão, pois este modelo se baseia no diâmetro de corte para o cálculo da eficiência que considera a variação de tamanho de partícula na entrada do ciclone, já os modelos de Leith e Licht (1972) e Basu e Zhang (2004), apresentaram o mesmo comportamento, diminuindo a precisão dos resultados de eficiência para pequenos diâmetros de partícula conforme ilustrado na Figura 2.21.

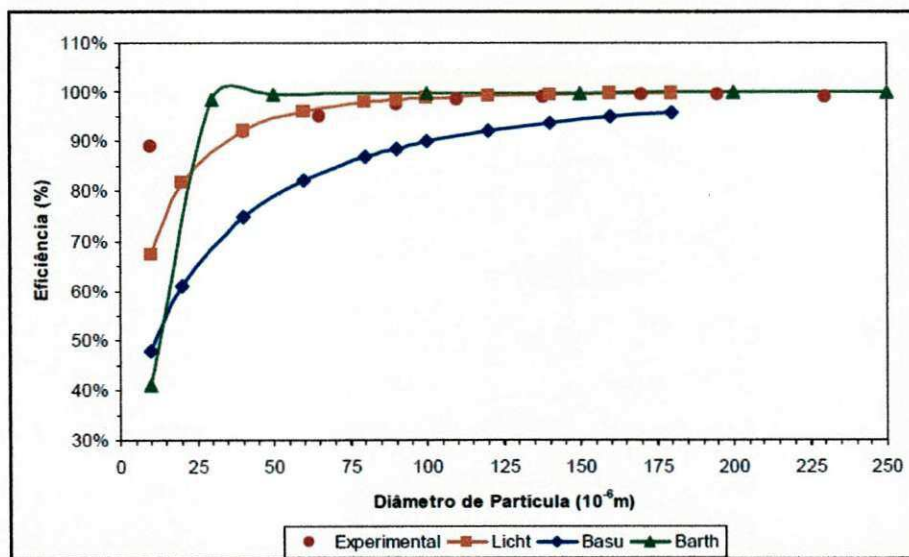


Figura 2.21: Curva da eficiência em função do diâmetro da partícula Fonte: Fonseca e Secchi (2006).

Silva (2006) estudando o processo de separação de cristais de alumina de um licor caústico via hidrociclone determinou a eficiência granulométrica utilizando o método de difractometria laser. Este método é baseado no princípio em que o ângulo de difração é inversamente proporcional à dimensão da partícula. A eficiência total de separação de hidratos obtida foi comparada com os modelos proposto por Plitt (1976) e Leith e Licht (1972) obtendo-se comportamentos semelhantes, aumentado a eficiência com o aumento do diâmetro da partícula Figura (2.22).

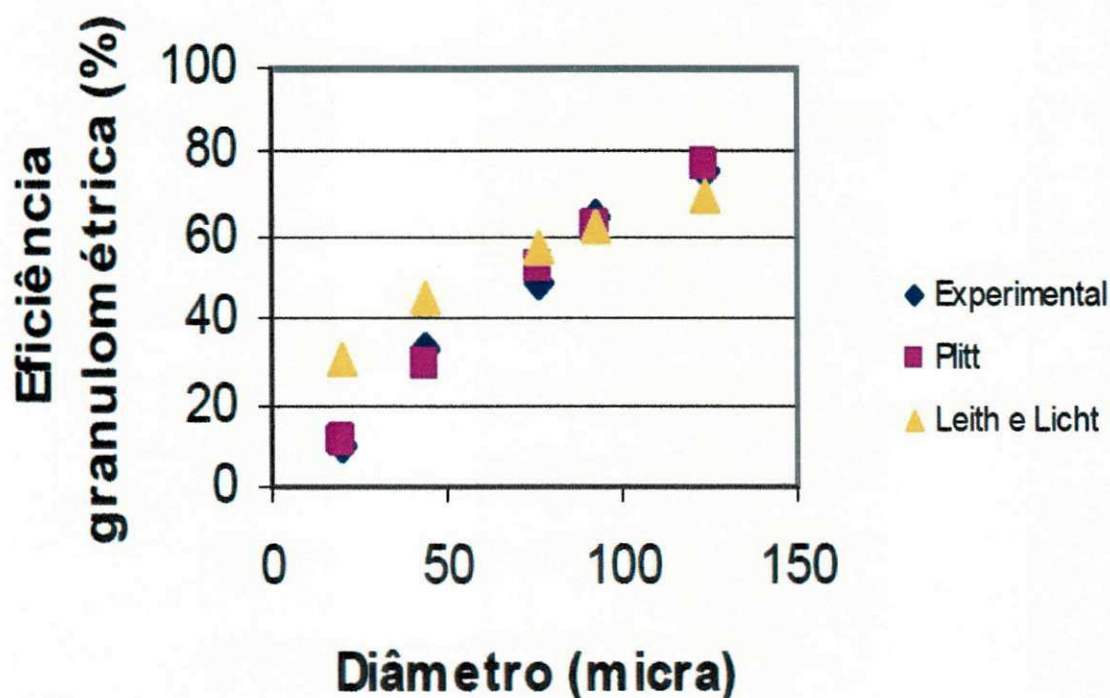


Figura 2.22: Eficiência de separação no hidrociclone em função do diâmetro da partícula. Fonte: Silva (2006).

Hashmi *et al.* (2004) estudaram a eficiência de separação de uma corrente de resíduos de óleo/água utilizando o hidrociclone CANMET e avaliaram a qualidade do óleo recuperado em diferentes concentrações de óleo alimentado. Esses autores concluíram que, para baixas concentrações de óleo, era possível recuperar todo o óleo no *overflow*⁵, no entanto, para altas concentrações de óleo, o hidrociclone não apresentava

⁵ *Overflow* é o termo designado para saída superior do hidrociclone.

boa eficiência. Neste trabalho, a fração de óleo recuperado, FOR , e a eficiência na separação, E , foram calculadas pelas Equações 2.22 e 2.23, respectivamente:

$$FOR = 1 - \left[\frac{C_U \cdot Q_U}{C_A \cdot Q_A} \right] \quad (2.22)$$

$$E = 1 - \left[\frac{(1 - C_O)}{(1 - C_A)} \right] \quad (2.23)$$

onde C_U , C_A , C_O são as concentração de óleo por volume no *underflow*⁶, na alimentação e no *overflow*, respectivamente, e Q_U e Q_A são as taxas de fluxo volumétrico no *underflow* e na alimentação.

Gomes (2002) estudou a eficiência total, E_T , do hidrociclone na separação óleo-água, relacionando a massa de óleo coletada no *overflow* pela massa de óleo alimentada no hidrociclone (Equação 2.24), como segue:

$$E_T = 100 \cdot \frac{X_O \cdot W_O}{X_A \cdot W_A} \quad (2.24)$$

onde X_O , X_A , W_O e W_A são as frações e as vazões mássicas de óleo no *overflow* e alimentação, respectivamente.

Husveg *et al.* (2007) estudando a eficiência do hidrociclone, para diferentes taxas de fluxos, definiram a eficiência de separação água-óleo, E , pela Equação 2.25. Estes autores concluíram que a eficiência aumenta com o aumento da vazão desde 350 l/h até 720 l/h onde atinge um valor de 60% de eficiência, conforme ilustrado na Figura 2.16.

$$E = 1 - \frac{K_u}{K_A} \quad (2.25)$$

onde K_u , K_A são as concentrações de óleo no *underflow* e na entrada, respectivamente.

⁶ Underflow é o termo designado a parte inferior do hidrociclone.

Yoshida *et al.* (2004) descreveram os efeitos da temperatura e do tamanho das partículas na eficiência de separação água/sílica e verificaram que o diâmetro de corte diminui com o aumento da temperatura e, conseqüentemente, aumenta a eficiência. Os resultados experimentais desses autores estão em concordância com os teóricos, conforme pode ser observado na Figura 2.23.

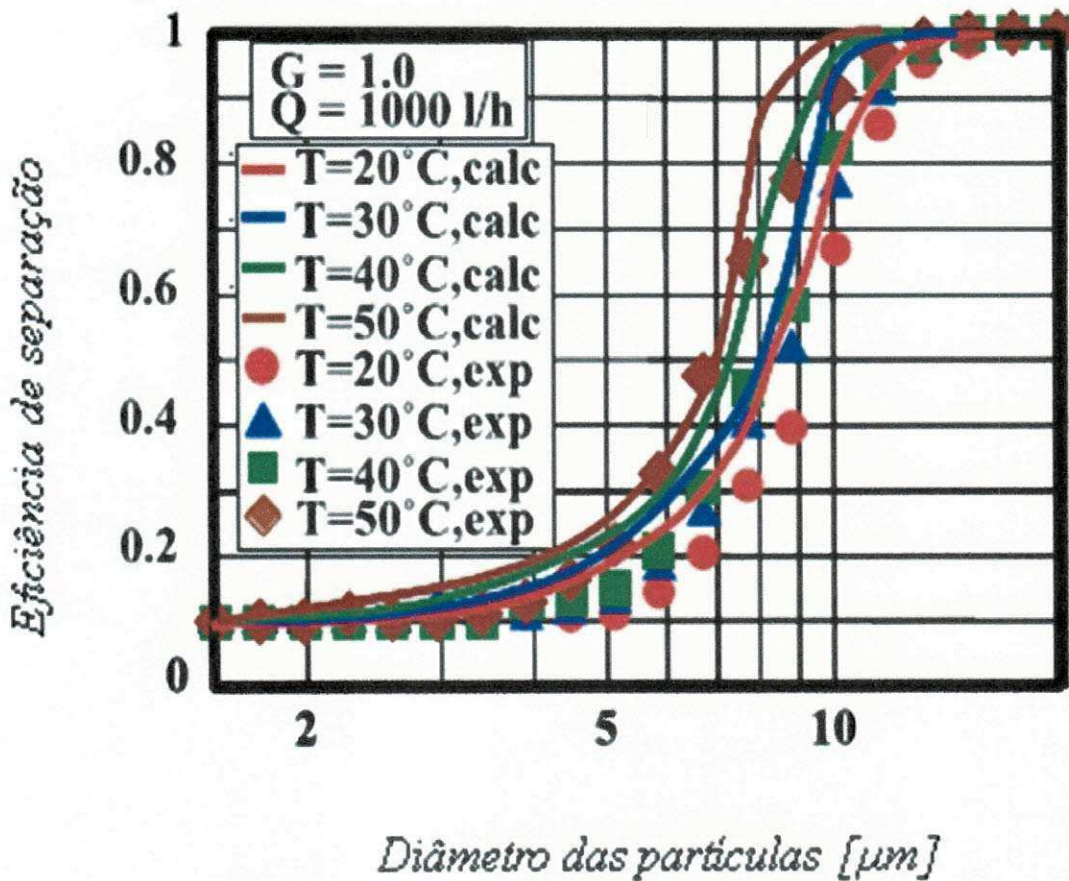


Figura 2.23: Eficiência em função do diâmetro médio das partículas em diferentes temperaturas Fonte: Yoshida *et al.* (2004).

Bennett e Williams (2004) estudaram a influência do tamanho das gotas de óleo na eficiência de separação água/óleo e verificaram uma eficiência máxima para o tamanho médio das gotas de 60 μm , como ilustrado na Figura 2.24.

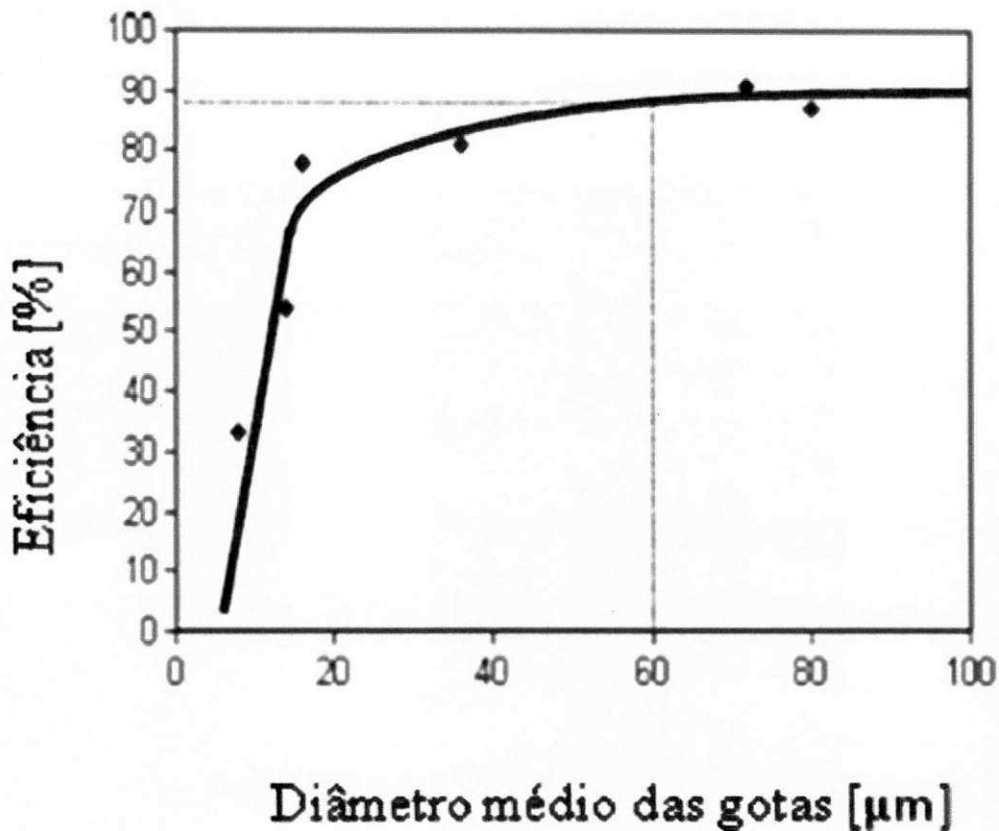


Figura 2.24: Eficiência em função do diâmetro médio das gotas de óleo. Fonte: Bennett e Williams (2004).

Recentemente Mousavian e Najafi (2008) utilizando-se de simulações numéricas com auxílio da fluidodinâmica computacional (CFD) quantificaram o escoamento no hidrociclone em várias condições operacionais objetivando o aumento da eficiência na separação sólido-líquido-gás. Eles verificaram que aumentando da taxa de fluxo na entrada, aumenta-se a força centrífuga das partículas e, assim, a eficiência de separação do hidrociclone.

Wang e Yu (2006) modelaram o escoamento do fluido e fizeram a simulação para quantificar os efeitos do escoamento multifásico gás-líquido-sólido na performance do hidrociclone. Eles verificaram que hidrociclones de diferentes comprimentos possuem diferentes performance. Contudo os menores ciclones apresentaram maior eficiência.

2.4.4 Modelos de turbulência

A ferramenta computacional CFD (*Computational Fluid Dynamics*), proporciona um melhor entendimento do escoamento rotacional turbulento no interior do hidrociclone (Narasimha *et al.* 2005). Um dos modelos que vem sendo utilizado constantemente é o $k-\varepsilon$ (Meier e Mori, 1998; Narasimha *et al.*, 2005; Matvienko e Evtyushkin, 2007; Mousavian e Najafi, 2008).

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ usa a hipótese da viscosidade turbulenta em que as tensões de Reynolds podem ser relacionadas linearmente com os gradientes médios de velocidade. Esse modelo envolve duas equações de transporte para as características de turbulência. Uma dessas equações corresponde a da distribuição da energia turbulenta, k , que mede a energia cinética local de movimento de flutuação. A outra é a taxa de dissipação turbulenta ε .

Meier e Mori (1998) utilizaram o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ para prever a viscosidade turbulenta. O modelo é baseado na aproximação Eulerian-Eulerian para simular os efeitos do sólido no escoamento sólido/gás no ciclone. Os autores observaram a influência da fase sólida na fase gasosa, e concluíram que era possível prever a redução do pico da velocidade tangencial responsável pela redução na queda de pressão devido à presença das partículas.

Mousavian e Najafi (2008) utilizaram CFD para quantificar o escoamento no hidrociclone em várias condições operacionais. Os resultados mostraram que a eficiência na separação predita pelo modelo de turbulência $k-\varepsilon$ teve boa concordância com os obtidos na simulação de Narasimha *et al.* (2005). Esses autores, por sua vez, defenderam a idéia de que o modelo turbulento $k-\varepsilon$ é inadequado para prever situações em que há fluxo rotacional, uma vez que ele superestima a dissipação da energia cinética do fluxo, resultando numa região central de recirculação, menor que a observada experimentalmente.

O modelo RNG (*Renormalization Group Theory*) surgiu como uma alternativa do modelo $k-\varepsilon$ padrão para fluxos com alto número de Reynolds. O modelo difere do modelo padrão na equação da taxa de dissipação ε . As constantes deste modelo são obtidas teoricamente e não empiricamente, como no modelo $k-\varepsilon$ tradicional. Este modelo fornece previsões mais precisas em situações de escoamento incluindo separação, linhas de correntes curvas e regiões de estagnação. As constantes dos modelos $k-\varepsilon$ e modificações do mesmo ($k-\varepsilon$ modificado para fluxos rotativos segundo Abujelala e Lilley (1984) e $k-\varepsilon$ RNG encontram-se na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Constantes dos modelos de turbulência $k-\varepsilon$, $k-\varepsilon$ RNG e $k-\varepsilon$ modificado.

Constantes						
Modelo de turbulência	C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ε	Fonte
$k-\varepsilon$	0,09	1,44	1,92	1,00	1,30	(Narasimha et al., 2005)
$k-\varepsilon$ RNG	0,085	$1,42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4,38}\right)}{1 + 0,012\eta^3}$ onde $\eta = \frac{k\sqrt{2D(u):D(u)}}{\varepsilon}$	1,68	0,72	0,72	(Delgadillo e Rajamani, 2005)
$k-\varepsilon$ modificado	0,125	1,44	1,5942	1,0	1,1949	(Abujelala e Lilley, 1984)

2.4.5 Aplicações de ciclones e hidrociclones

2.4.5.1 Ciclone como secador

A temperatura é um dos fatores que afeta o comportamento fluido-partícula em ciclones/hidrociclone, pois reduz a viscosidade do fluido e, conseqüentemente, o processo de separação. Os ciclones quando operando de forma não-isotérmica possuem altas taxas de transferência de calor entre o fluido e as partículas. A transferência de calor é função

da densidade, do calor específico e do formato das partículas, enquanto que a condutividade térmica exerce menor influência. Em geral, pequenas partículas com densidade e calor específico altos apresentam maiores taxas de transferência de calor. A presença de sólidos reduz a taxa de transferência de calor entre a parede e o gás, formando uma barreira ao fluxo de calor.

Dibb e Silva (1997), Corrêa *et al.* (2004) e Farias (2006) utilizaram ciclones como equipamentos de troca térmica em diferentes aplicações, devido ao intenso contato promovido entre as fases no interior do ciclone e entre estas e a parede do equipamento.

Farias (2006) fez uma simulação numérica da secagem do bagaço-de-cana em ciclones e concluiu que a temperatura inicial influencia na perda de água do produto. Com o aumento da temperatura do ar de 489 K para 550 K, teve-se uma redução de 43% no teor de umidade da partícula passando de 1,509 para 0,849 em base seca.

Lédé *et al.* (1990) utilizaram o ciclone como secador de materiais granulados, combustor de combustíveis sólidos e redutor de minérios de ferro. Em seus trabalhos, esses autores propuseram uma correlação para o *número de Nusselt*⁷ (Nu) para transferência de calor entre partícula-parede e observaram a transferência de calor na interfase parede aquecida do ciclone e a corrente gasosa.

2.4.5.2 Hidrociclone como separador

Um grande número de trabalhos têm sido abordados na literatura utilizando ciclones ou hidrociclones no processo de separação bifásico (França *et al.*, 1996; Wang *et al.*, 2003; Lagutkin *et al.*, 2004; Brennan *et al.*, 2007; Matvienko e Evtyuskin, 2007) e vêm sendo usados há mais de cem anos pela indústria de processos químicos. Contudo,

⁷ *Número de Nusselt (Nu) é um parâmetro igual ao gradiente de temperatura adimensional na superfície, que representa a camada limite térmica. Fornece uma medida da transferência de calor por convecção ocorrendo na superfície (Incropera e De Witt, 2003).*

só a partir da década de 60 houve um aumento de sua aplicação em vários campos da tecnologia, sendo por isso considerado um equipamento de grande importância e o mais amplamente usado nos processos de separação. Isto ocorre em virtude de sua elevada capacidade de processamento, pouco espaço físico necessário para suas instalações, facilidade de operação e a manutenção é de menor custo, assim sendo considerados economicamente viáveis no que diz respeito à relação custo/benefício.

Vieira *et al.* (2007) estudaram o hidrociclone como meios filtrantes para compreender sua influência na separação sólido-líquido e líquido-líquido baseado em estudos numérico e experimental. Os autores verificaram que o hidrociclone filtrante apresentou um baixo número de Euler e baixo custo energético reduzindo a energia necessária para bombear a suspensão. Eles concluíram que os hidrociclones filtrantes são mais eficientes do que os hidrociclones convencionais nas mesmas condições operacionais.

Bennett e Williams (2004) monitoraram a operação de separação de óleo/água utilizando a ERT (*Tomografia por Resistência Elétrica*) e verificaram que mudanças no núcleo de ar podem ser observadas no ERT em escala industrial operando em altas pressões. Eles concluíram que esta pode ser uma ferramenta efetiva para otimizar o processo de separação.

Segundo Hargreaves e Silvester (1990), Thomas (2001) e Simões (2005), a separação das fases via hidrociclone é o processo mais utilizado pela indústria de petróleo para a separação óleo/água. Esses autores relatam a importância desse equipamento em tarefas de combate à poluição e recuperação do petróleo derramado.

Matvienko e Evtushkin (2007) fizeram um estudo teórico do processo de limpeza de poluentes oleosos no hidrociclone e concluíram que é possível concentrar uma pequena quantidade de poluentes reduzindo assim custos com limpeza.

- **Efeito da temperatura e do diâmetro das gotas no processo de separação óleos pesados/água via hidrociclones**

Recentemente tem-se a crescente necessidade do uso de hidrociclones em sistemas de difícil separação, isto é, aqueles constituídos de partículas ou gotas muito pequenas, fluidos viscosos e ultraviscosos e mesmo misturas onde diferenças de densidade são pequenas. Na literatura foram encontrados poucos estudos sobre o efeito da temperatura no processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso em hidrociclones. Por esse motivo este trabalho se propõe a investigar numericamente a influência da temperatura no processo de separação de óleos pesados/água tendo em vista que a alta viscosidade dos óleos pesados induz a uma elevada perda de carga quando em contato direto com as paredes do hidrociclone resultando em: desgaste adicional do equipamento e baixa eficiência.

Cilliers *et al.* (2004) avaliaram o efeito da temperatura na recuperação de sílica em uma corrente de água usando um hidrociclone de 10 mm de diâmetro. Observaram que com o aumento da temperatura teve-se alguns efeitos: diminui-se a viscosidade da água, aumenta-se a turbulência, reduziu-se o arraste das partículas menores e, como consequência, aumenta a recuperação de sólidos no hidrociclone. A temperatura foi controlada por uma serpentina com um termostato. Eles correlacionaram a viscosidade μ com a temperatura T pela Equação 2.26. Esses autores observaram que a viscosidade da água diminui de $1,3 \times 10^{-6}$ Pa.s para $0,4 \times 10^{-6}$ Pa.s quando a temperatura passou de 10 °C para 60°C.

$$\mu = \frac{1}{2.1482 \left\{ (T - 8.435) + [8078.4 + (T - 8.435)^2]^{0.5} \right\} - 120} \text{ (cP)} \quad (2.26)$$

Fonseca e Secchi (2006) analisaram o diâmetro de corte⁸, em função da viscosidade, que por sua vez é função da temperatura, utilizando o modelo proposto por

⁸ Diâmetro de corte é o tamanho da partícula que representa o poder de separação do hidrociclone; este é inversamente proporcional a capacidade de separação ou seja, quanto menor este diâmetro melhor projetado foi o hidrociclone.

Barth (1956) e os dados experimentais de Xiang *et al.* (2001) e Basu e Zhang (2004). Fonseca e Secchi (2006) utilizaram dois hidrociclones: um em escala laboratorial de 0,1m de altura e outro em escala piloto com aproximadamente 5 m de altura. Eles observaram que para uma determinada velocidade de entrada, o aumento da temperatura provoca um aumento no diâmetro de corte e corresponde a uma menor eficiência, o que é previsto. No entanto, esse resultado difere das conclusões de Cilliers *et al.* (2004) referente ao aumento da eficiência na separação (líquido/sólido) com o aumento temperatura.

Hashmi *et al.* (2004) fizeram vários testes variando a concentração de óleo na alimentação e verificaram que, para os casos onde a concentração de óleo na alimentação era muito alta e as gotas de óleo eram pequenas (aproximadamente $4 \mu\text{m}$), o hidrociclone apresentou uma sobrecarga e visivelmente a separação não ocorreu como ilustra as amostras do processo de separação apresentadas na Figura 2.25.



(a) (b)
Figura 2.25: Ilustração de uma micrografia de (a) gotas de óleo de $4 \mu\text{m}$ e (b) o resultado da separação das mesmas Fonte: Hashmi et al. (2004).

Hashmi *et al.* (2004) verificaram que, com a adição de água quente, obteve-se um aumento na temperatura da mistura de 65 para 87°C . O tamanho médio das gotas do óleo emulsionado aumentaram devido a coalescência das gotas de óleo, o que proporcionou uma coleta de 76% de óleo no overflow (Figuras 2.26).



(a)

(b)

Figura 2.26: Ilustração de uma micrografia de (a) gotas de óleo de 10 μm e (b) o resultado da separação das mesmas. Fonte: Hashmi et al.(2004).

Recentemente Babadagli e Al-Bemani (2007) mediram: viscosidade, tensão interfacial, e a expansão térmica entre o óleo pesado/água, em função da temperatura, ilustrado nas Figuras 27, 28 e 29. Verificaram uma redução da viscosidade do óleo pesado (*Qarn Alam oil*) de 3500 para 330 cP com o aumento da temperatura de 22 para 60 °C.

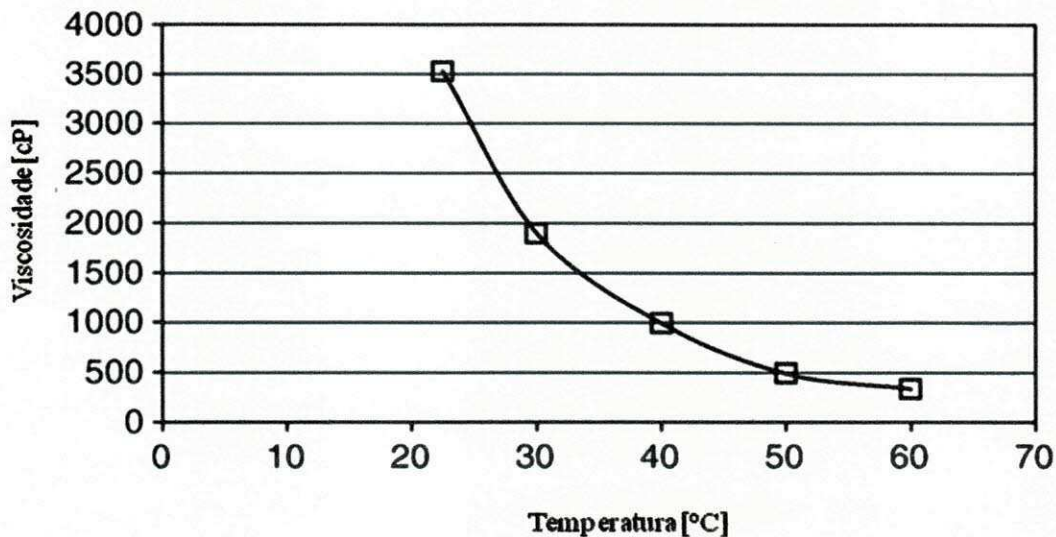


Figura 2.27: Efeito da temperatura na viscosidade de óleo pesado Fonte: Babadagli e Al-Bemani (2007).

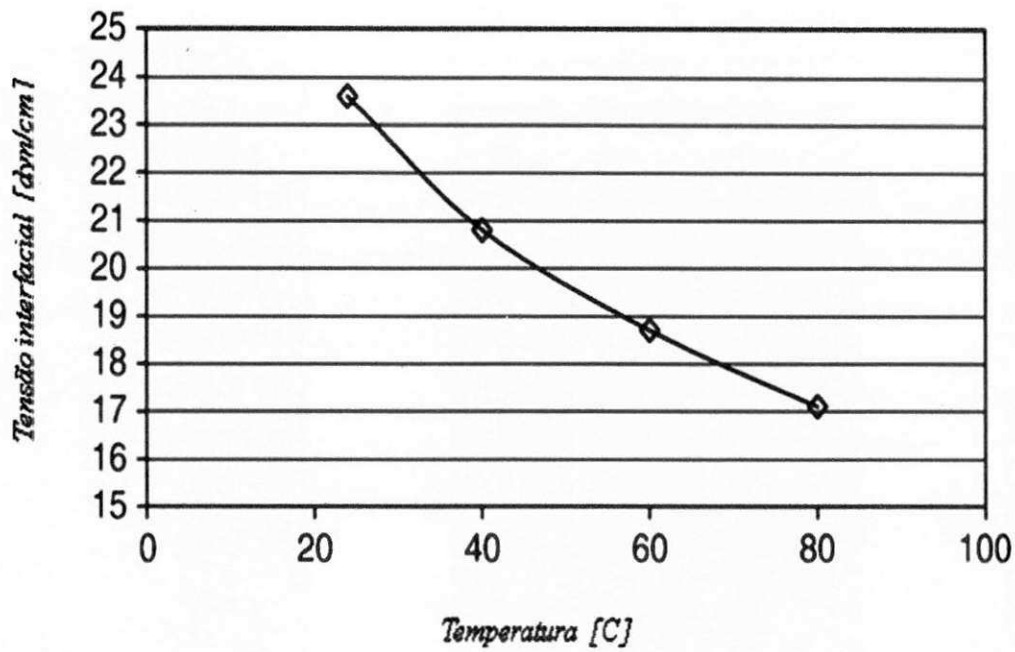


Figura 2.28: Tensão interfacial óleo pesado/água em função da temperatura Fonte: Babadagli e Al-Bemani (2007)

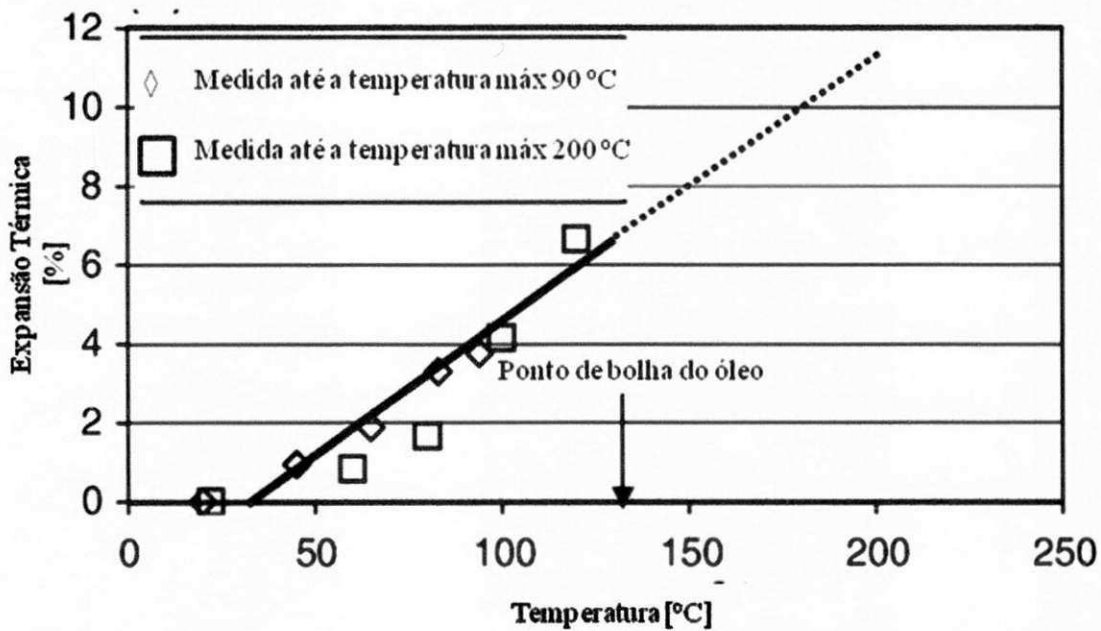


Figura 2.29: Expansão térmica do óleo pesado em função da temperatura Fonte: Babadagli e Al-Bemani, (2007).

CAPÍTULO 3 – Metodologia

Nas secções anteriores foram apresentados conceitos e fundamentos que deram suporte ao entendimento do presente trabalho. Nesta secção será apresentado uma modelagem capaz de prever o processo de separação não-isotérmico da mistura água/óleo pesado e ultraviscoso via hidrociclone usando o código comercial CFX 11®. Serão assumidas as seguintes considerações: não há reações químicas, fluido incompressível, escoamento viscoso, não-isotérmico e turbulento. O modelo Euleriano-Euleriano será utilizado para se estudar a interface das fases envolvidas (água e óleo pesado) juntamente com o modelo de turbulência RNG k-ε.

3.1 Modelo Matemático

Modelagem matemática é a representação física da realidade na forma de um conjunto de equações consistentes. Optou-se pelo modelo de escoamento multifásico para representar a termofluidodinâmica do processo de separação das partículas de óleo pesado e ultra-viscoso de uma corrente de água via hidrociclone que é governado pelas leis gerais de conservação de massa, momento linear e energia, que estão disponibilizados no pacote comercial CFX. 11®.

3.1.1 Equação da conservação da massa

A equação de conservação de massa para o escoamento multifásico é definida pela seguinte equação:

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

onde os sub-índices gregos α e β representam as fases envolvidas na mistura bifásica água/óleo pesado e ultraviscoso, f , ρ , e \vec{U} são respectivamente a fração volumétrica, densidade e o vetor velocidade. Para a fase α , o vetor velocidade é dado por $\vec{U}_{\alpha} = (u, v, w)$. O termo $S_{MS\alpha}$ é o termo de fonte de massa, $\Gamma_{\alpha\beta}$ é o termo de difusividade

mássica na interface bifásica das fases α e β envolvidas e N_p é o número de fases (Manual do CFX, 2008). No entanto, buscando simplificar o modelo e a solução que governam as equações, foram assumidas as seguintes considerações: os termos de fonte de massa $S_{MS\alpha}$ e de transferência de massa interfacial $\Gamma_{\alpha\beta}$, não está sendo considerada neste trabalho, deste modo, a Equação 3.1 reduz-se a:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) = -\nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) \quad (3.2)$$

3.1.2 Equação da quantidade de movimento

A equação de momento linear para o escoamento multifásico é definida por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \mu_\alpha \left[\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T \right] \right\} + \quad (3.3)$$

$$\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha) + S_{M\alpha} + M_\alpha$$

onde p é a pressão, $S_{M\alpha}$ representa o termo das forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume, $\Gamma_{\alpha\beta}^+$ correspondem à taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase β para a fase α , M_α descreve a força total por unidade de volume (forças de arraste interfacial, de sustentação, de lubrificação de parede, de massa virtual e de dispersão turbulenta) sobre a fase contínua, α , devido à interação com a fase dispersa, β .

O termo $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha)$ representa a transferência de momento induzida pela transferência de massa na interface.

Como não está sendo levada em consideração a transferência de massa interfacial

o termo $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha)$ não está sendo avaliado neste trabalho assim como o termo de fonte de momento. Assim tem-se equação da quantidade de movimento simplificada:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = -f_\alpha \nabla P_\alpha + \nabla \cdot \{f_\alpha \mu_\alpha [\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T]\} + M_\alpha \quad (3.4)$$

a) Força total

A força total da fase α , com a interação com outras fases é dada pela Equação 3.5:

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\alpha \neq \beta} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (3.5)$$

A somatória das forças interfaciais entre duas fases é decorrente de efeitos físicos independentes como definido pela Equação 3.6.

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = \vec{M}_{\alpha\beta} + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} + \vec{M}_S \quad (3.6)$$

onde cada um dos termos do lado direito da Equação 3.4 corresponde, respectivamente, as forças de arraste interfacial, de dissipação, de lubrificação na parede, de massa virtual, força de dispersão turbulenta e força de pressão dos sólidos.

A força de arraste da fase contínua, α , para da fase dispersa, β , é dada pela Equação 3.7:

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = C_{\alpha\beta}^{(d)} (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (3.7)$$

onde o coeficiente $C_{\alpha\beta}^{(d)}$ é calculado conhecendo-se o coeficiente de arraste, C_D , e é dado pela Equação 3.8:

$$C_{\alpha\beta}^{(d)} = \frac{3}{4} \frac{C_D}{d_p} f_\beta \rho_\alpha |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| \quad (3.8)$$

onde d_p é o diâmetro da partícula e C_D é o coeficiente de arraste, para escoamento turbulento e viscoso adotou-se 0,44.

b) Conservação de volume

A equação da conservação de volume é dado pela Equação 3.9

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} f_{\alpha} = 1 \quad (3.9)$$

c) Queda de pressão

A queda de pressão no hidrociclone foi determinada a partir da diferença da pressão na seção de entrada e nas seções de saída superior e inferior.

d) Potência de bombeamento

A partir dos valores da queda de pressão no hidrociclone foi possível determinar a potência de bombeamento dos fluidos para o processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso usando a seguinte Equação.

$$Potência = \Delta P \times Q_o \quad (3.10)$$

onde ΔP é a queda de pressão no hidrociclone e Q_o é a taxa de fluxo volumétrico no *overflow*.

3.1.3 Equação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha} \rho_{\alpha} h_{\alpha}) + \nabla \cdot (f_{\alpha} (\rho_{\alpha} U_{\alpha} h_{\alpha} - \lambda_{\alpha} \nabla T_{\alpha})) = \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^{+} h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^{+} h_{\alpha s}) + Q_{\alpha} + S_{\alpha} \quad (3.11)$$

onde h_{α} , T_{α} , λ_{α} , denotam a entalpia estática, a temperatura e a condutividade térmica da fase α , respectivamente, S_{α} descreve as fontes externas de calor. O termo $(\Gamma_{\alpha\beta}^{+} h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^{+} h_{\alpha s})$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa na interface.

Neste trabalho não esta sendo levado em consideração o termo relativo à fonte de energia, isto é, não tem reação química no processo de separação, e o termo de transferência de calor induzida pela transferência de massa na interface. Com estas condições a equação de transferência de energia é dada pela Equação 3.12:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha}\rho_{\alpha}h_{\alpha}) = Q_{\alpha} - \nabla \cdot [f_{\alpha}(\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha}h_{\alpha} - \lambda_{\alpha}\nabla T_{\alpha})] \quad (3.12)$$

onde Q_{α} denota a transferência de calor na interface de uma fase para outra fase dada pela Equação 3.13.

$$Q_{\alpha\beta} = \sum_{\beta \neq \alpha} Q_{\alpha\beta} \quad (3.13)$$

$$Q_{\alpha\beta} = -Q_{\beta\alpha} \quad (3.13a)$$

Logo:

$$\sum_{\alpha} Q_{\alpha} = 0 \quad (3.13b)$$

3.1.3.1 Coeficiente de transferência de calor global

Para a transferência convectiva de calor utilizou-se a correlação empírica Ranz - Marshall (Equação 3.14) disponível no ANSYS CFX baseado na teoria da camada limite para escoamento estacionário, fluido Newtoniano e incompressível considerando-se partículas esféricas. Esta correlação é válida para $0 < Re < 200$ e $0 < Pr < 250$.

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,3} \quad (3.14)$$

O número de Prandtl (Pr) é a razão entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade térmica, definida por:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda_\alpha} \quad (3.15)$$

onde C_p é a capacidade calorífica, μ a viscosidade da fase contínua (água) e λ_α a condutividade térmica.

3.1.4 Modelo de turbulência

Os valores da energia cinética turbulenta, k , e da taxa de dissipação turbulenta, ε , são obtidas diretamente na forma da equação diferencial do transporte como pode ser observadas nas Equações 3.16 e 3.17:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho \vec{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1 RNG} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.17)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, ρ é a densidade e μ_t é a viscosidade turbulenta que é dada pela Equação 3.18.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

onde C_μ é uma constante empírica, e os valores das constantes são:

$$C_\mu = \sigma_{kRNG} = 0,7179; \sigma_{\varepsilon RNG} = 0,7179; C_{\varepsilon 2 RNG} = 1,68 \quad (3.19)$$

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1,42 - f_{\eta} \quad (3.20)$$

onde

$$f_{\eta} = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4,38} \right)}{1 + \eta^3 \beta_{RNG}} \quad (3.20a)$$

Sendo:

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}} \quad (3.20b)$$

onde P_k é a produção de turbulência devido as forças relativa a viscosidade e das forças de flutuação no qual é modelado pela Equação 3.21, como segue:

$$P_k = \mu_t \nabla \vec{U} \cdot (\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^t) + P_{kb} \quad (3.21)$$

O termo P_{kb} é a produção de flutuação, é modelado pela Equação 3.22a.

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_{\rho}} g \nabla \rho \quad (3.21a)$$

onde o termo σ_{ρ} uma constante igual à unidade.

3.2 Condições de contorno

As seguintes condições de contorno foram utilizadas:

a) Condições de entrada:

		Água	Óleo
u_x	(m/s)	20;30	20;30
$u_y = u_z$	(m/s)	0	0
f	(-)	0,7	0,3
T	(K)	298	298

b) Condições de saída:

Foi adotada a condição de pressão prescrita nas duas saídas do hidrociclone (*overflow e underflow*) e igual à pressão atmosférica ($P = 101325 \text{ Pa}$).

c) Condições de parede

Para as fases água e óleo pesado, todas as componentes de velocidade (u_x, u_y, u_z) foram consideradas nulas nas paredes internas do hidrociclone (condição de não deslizamento) e temperatura na parede igual a 673 K.

Foi adotado igualmente que as paredes do hidrociclone tinham uma rugosidade de 0,045 mm.

3.3 Propriedades Físicas dos Fluidos (água/óleo)

Na Tabela 3.1 estão ilustradas as propriedades referentes aos fluidos (água e óleo pesado e ultraviscoso) usadas no presente trabalho. Para a viscosidade dinâmica do óleo foi feito um ajuste numérico com dados experimentais de Babadagli e Al-Bemani, (2007), Figura 2.27, Capítulo 2, que gerou a equação apresentada na Tabela 3.1. A viscosidade média do óleo pesado foi calculada pela média ponderada da viscosidade em função da temperatura, como segue:

$$\mu(T) = a_1 \cdot e^{-b_1 T} \quad (3.22)$$

$$\bar{\mu} = \frac{1}{\Delta T} \int_{T_1}^{T_2} \mu(T) dT \quad (3.23)$$

onde os termos a e b são constantes e seus valores são 3,1871 e -2,3935 respectivamente e T é a temperatura dos fluidos no intervalo de 298 à 673,15 K.

Tabela 3.1: Propriedades físico-químicas dos fluidos usadas neste trabalho.

	Propriedades físicas		Fonte
Óleo	Massa molar [kg/kmol]	100	Perry (1963)
	Densidade (ρ) [kg/m ³]	963,6	Babadagli e Al-Bemani, (2007)
	Viscosidade μ (T) [Pa.s]	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{adm})$	Babadagli e Al-Bemani, (2007)
	Viscosidade $\bar{\mu}$ [Pa.s]	1,2	
	Condutividade térmica [W/mK]	0,12375	Perry (1963)
	Capacidade calorífica [cal/g.K]	0.447	Perry (1963)
	Calor de vaporização [kJ/Kg]	349	Perry (1963)
Água	Massa molar [kg/kmol]	18,015	Perry (1963)
	Densidade (ρ) [kg/m ³]	997	Perry (1963)
	Viscosidade [Pa.s]	0,000904	Cilliers et al. (2004)
	Condutividade térmica [W/mK]	0,603015	Babadagli e Al-Bemani, (2007)
	Capacidade calorífica [cal/g.K]	0,9985	Perry (1963)
	Expansividade térmica [K ⁻¹]	0,000257	Perry (1963)

$$* \circ API = \frac{141,5}{d} - 131,5, T_{adm} = (T - T_{min}) / (T_{max} - T_{min}), T_{min} = 298K; T_{max} = 673,15K$$

3.4 Casos estudados

Para averiguar o desempenho da termofluidodinâmica do hidrociclone no processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso fez-se um estudo de casos modificando algumas condições operacionais (Tabela 3.2), tais como: a velocidade de entrada, diâmetro da gota de óleo, a temperatura da parede do hidrociclone e viscosidade dos fluidos. Estas condições foram ajustadas de modo a otimizar a eficiência de separação, que foi calculada considerando o fluxo mássico do óleo no overflow, W_o , pelo fluxo mássico do óleo na alimentação, W_A , Equação 3.24.

$$E = \frac{W_o}{W_A} \cdot 100\% \quad (3.24)$$

Tabela 3.2: Dados utilizados na simulação considerando-se a viscosidade constante.

Casos	$f_{\text{óleo}}$	V_e (m/s)	d_p (m)	$\bar{\mu}_{\text{óleo}}$ (Pa.s)	T_p (K)
1	0,3	30	0,001	1,2	673,15
2	0,3	30	0,0001	1,2	673,15
3	0,3	30	0,00001	1,2	673,15
4	0,3	30	0,000001	1,2	673,15
5	0,3	20	0,001	1,2	673,15
6	0,3	20	0,0001	1,2	673,15
7	0,3	20	0,00001	1,2	673,15
8	0,3	20	0,000001	1,2	673,15

Para a análise térmica do desempenho do hidrociclone considerou-se a viscosidade dos fluidos variando com a temperatura, utilizando as equações geradas do ajuste numérico dos dados experimentais de Babadagli e Al-Bemani, (2007) mostrado na Tabela 3.3:

Tabela 3.3: Dados utilizados na simulação considerando-se a viscosidade variável.

Casos	$f_{\text{óleo}}$	V_e (m/s)	d_p (m)	$\mu_{\text{óleo}}$ (Pa.s)	$\mu_{\text{água}}$ (Pa.s)	T_p (K)
1	0,3	30	0,001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
2	0,3	30	0,0001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
3	0,3	30	0,000001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
4	0,3	30	0,000001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
5	0,3	20	0,001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
6	0,3	20	0,0001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
7	0,3	20	0,00001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15
8	0,3	20	0,000001	$3,1871 \cdot \exp(-2,3935 \cdot T_{\text{adm}})$	$0,0009 \cdot \exp(-2,689 \cdot T_{\text{adm}})$	673,15

* $T_{\text{adm}} = (T - T_{\text{min}}) / (T_{\text{max}} - T_{\text{min}})$ onde $T_{\text{max}} = 675$ [K] e $T_{\text{min}} = 298$ [K].

3.5 A geometria e geração da Malha

Os códigos comerciais ICEM-CFD e o CFX 11 foram utilizados junto aos Laboratórios LPFI (*Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem*) e o LCTF (*Laboratório Computacional de Térmica e Fluido*), das Unidades Acadêmicas de Engenharia Química e Engenharia Mecânica, ambas do Centro de Ciências e Tecnologia na Universidade Federal de Campina Grande. Estes foram utilizados para a geração da malha e para a resolução das equações da mecânica dos fluidos e transferência de calor entre as fases.

Neste trabalho foram avaliadas duas malhas numéricas representativas do hidrociclone, geradas no módulo ICEM- CFD 11.0 e CFX – Build 5.5. Utilizou-se a ferramenta computacional *ICEM-CFD* para a construção da geometria representada na Figura 3.2. Maiores detalhes da confecção da geometria e geração da malha no ICEM CFD encontram-se no Apêndice 1. Para construção da malha no CFX – Build 5.5 deve-se reportar aos trabalhos de Simões (2005), Farias (2006) e Buriti (2009).

Na Figura 3.2 está ilustrada a malha não estruturada formada por elementos tetraédricos, constituída de 42.393 pontos nodais, 228.219 elementos, além do detalhe das regiões superior e inferior. O esquema da geometria e malha utilizada nas simulações geradas no CFX – Build 5.5 encontra-se ilustradas nas Figuras 3.1 e 3.3 respectivamente.

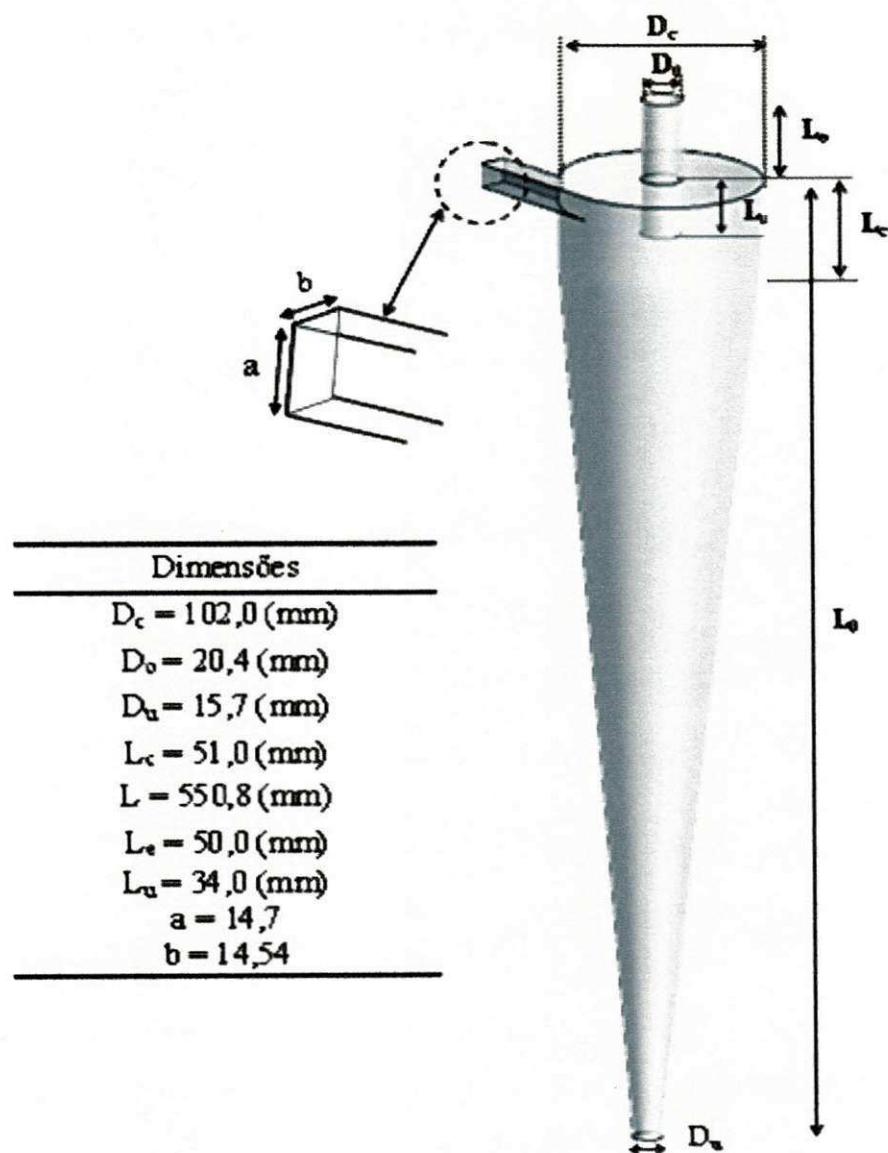


Figura 3.1: Representação geométrica do hidrociclone.

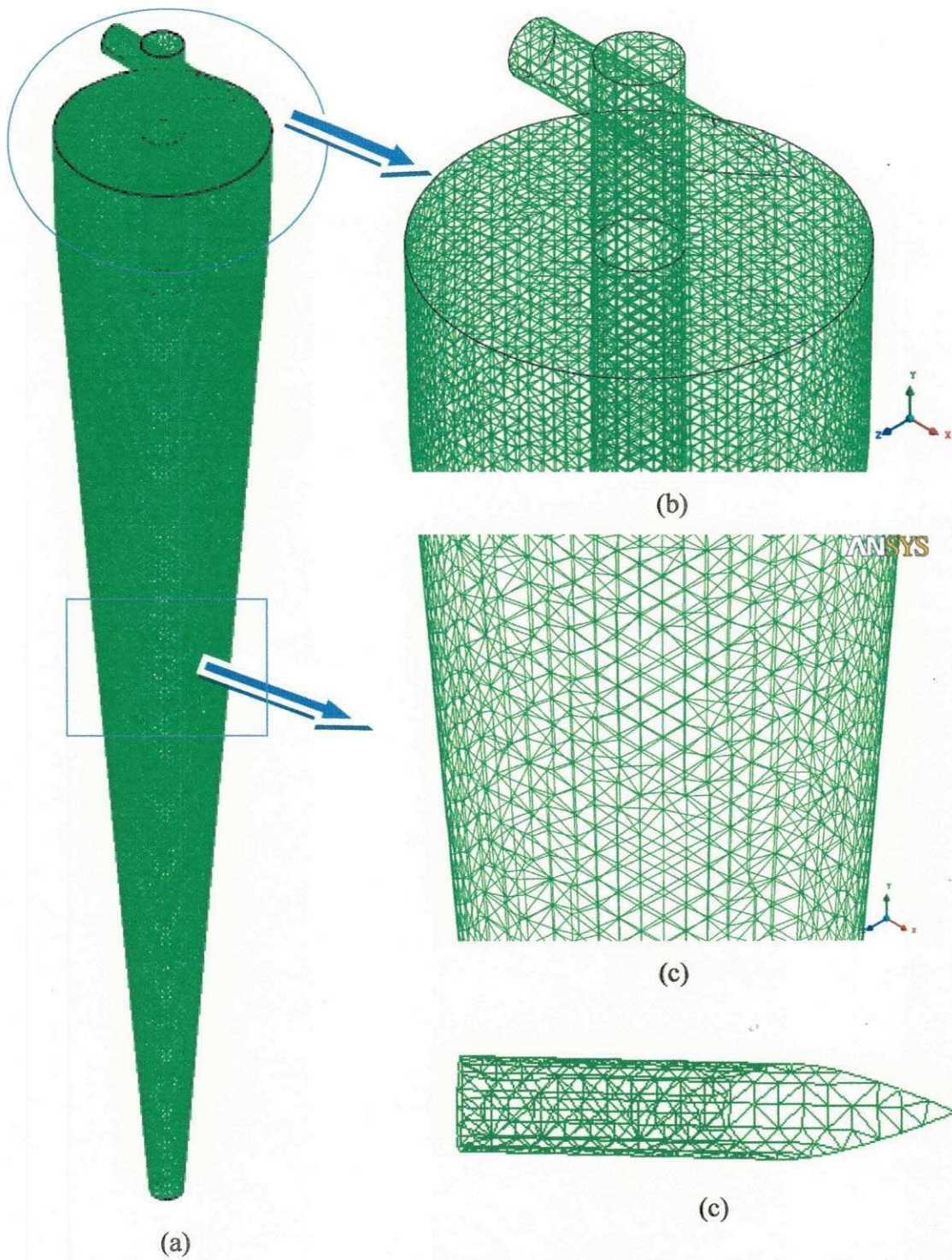


Figura 3.2: Ilustração da malha do hidrociclone gerada no ICEM CFD:

(a) visão geral da malha no hidrociclone (b) ampliação da malha na região cilíndrica superior (c) ampliação da malha do corpo na região cônica e (d) detalhe do duto de entrada.

Delonay⁹, e simulou o mesmo caso. Neste último caso, não foi observado o comportamento da Figura 4.1 anterior, fato este atribuído a uma melhor qualidade do refinamento nesta região (Figura 4.2). Com base nesses resultados, decidiu-se utilizar a malha gerada no CFX Build 5.5 (Figura 3.3) para gerar todos os resultados no presente trabalho. Vale salientar, que a decisão por não utilizar o ICEM CFD para gerar a malha está respaldada exclusivamente na falta de um maior conhecimento da ferramenta e tempo hábil para sua otimização.

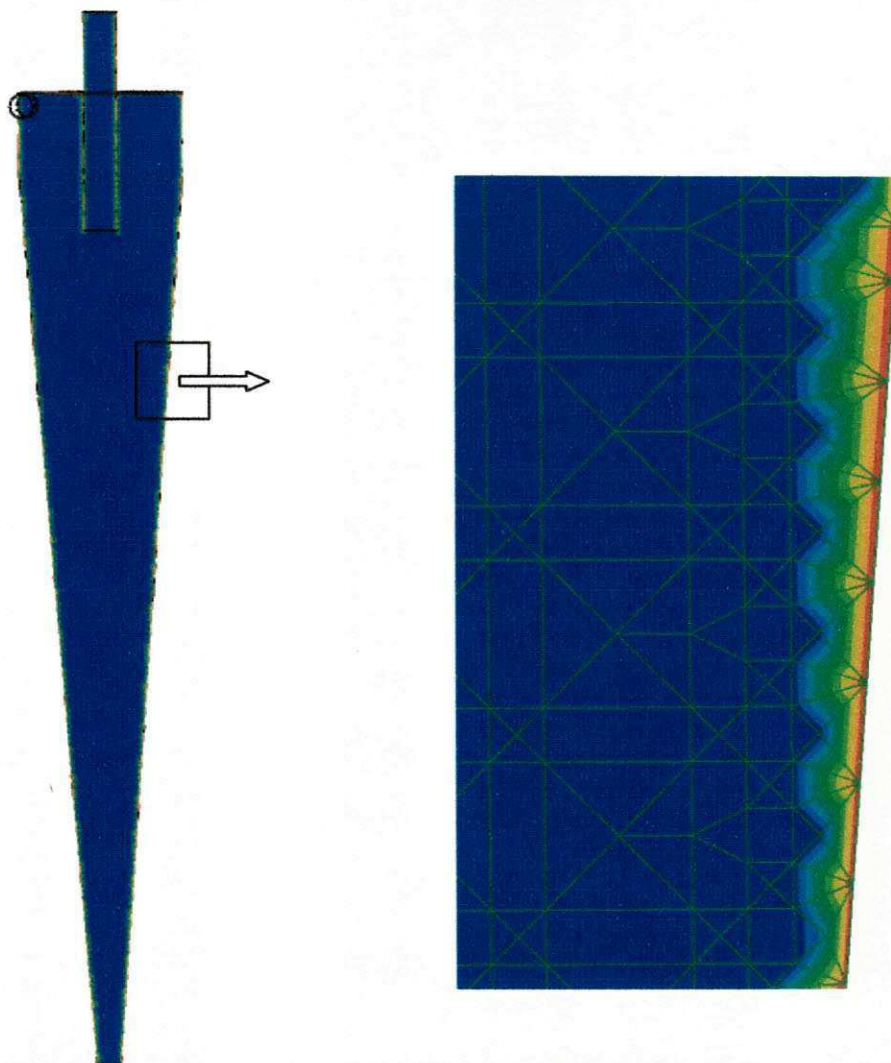


Figura 4.1: Distribuição de temperatura sobre o plano YZ para malha gerada no ICEM CFD, para velocidade de alimentação de 30m/s e diâmetro da gota de óleo de $10^{-3}m$.

⁹ Método de geração de malha utilizado no CFX_Build 5.5.

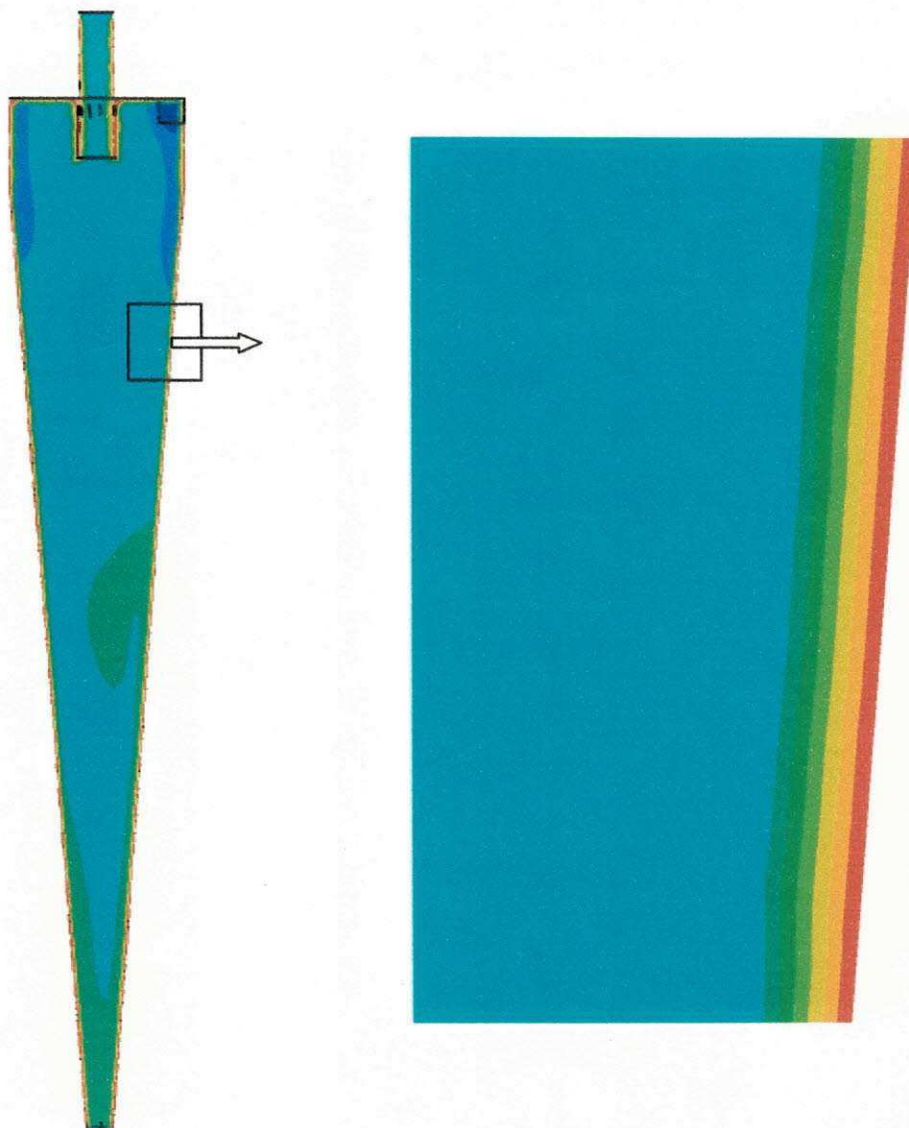


Figura 4.2: Distribuição de temperatura sobre o plano YZ para malha gerada no CFX Build 5.5, para velocidade de entrada de 30m/s e diâmetro da gota de óleo de 10^{-3} m.

Os resultados da simulação numérica dos casos mencionados nas Tabelas 3.2 e 3.3 (secção 3.3, capítulo 3), foram avaliados levando-se em consideração a influência da viscosidade dos fluidos (constante e em função da temperatura), do diâmetro das gotas de óleo e da velocidade de alimentação. Estes resultados serão apresentados em quatro tópicos: nas linhas de fluxo, velocidade, os campos de pressão, fração volumétrica dos fluidos (água/óleo) e temperatura.

4.2 Linhas de fluxo

Nas Figuras 4.3 e 4.4 estão representados os comportamentos das linhas de fluxo no hidrociclone para o óleo pesado e a água, respectivamente, considerando a velocidade de entrada 30 m/s e viscosidade em função da temperatura, em diferentes diâmetros da gota de óleo. Estes resultados ilustram claramente o comportamento complexo do escoamento no hidrociclone igualmente relatado na literatura (Xiang e Lee, 2005; Fisher e Flack, 2002; Chiné e Concha, 2000; Svarovsky, 2000). Pode-se observar que, ao se variar o diâmetro da gota de óleo, o comportamento das linhas de fluxo, tanto para a água como para o óleo, são afetados, traduzindo-se numa redução do número de voltas das linhas de fluxo no interior do hidrociclone. Este fato pode ser explicado pela intensidade das forças atuando nas partículas (gotas de óleo), em especial, as de arraste, centrífuga e peso. De acordo com os trabalhos de Farias Neto (1997), Algifri e Bhardwaj (1988), Chiné e Concha (2000) e Simões (2005) esta redução no número de voltas pode ser explicado pelo decréscimo da intensidade turbilhonar que quantifica a razão entre o momento angular e axial no interior do dispositivo. Quando o momento angular é predominante, observa-se o desaparecimento quase que por completo do movimento circular das linhas de fluxo, como é observado nas proximidades da saída inferior (*ou underflow*). Então, a força peso predomina e, assim, tanto o óleo como a água sairão pelo *overflow* (saída superior).

Nas Figuras 4.5 e 4.6 estão representados os comportamentos das linhas de fluxo no hidrociclone para o óleo pesado e a água, respectivamente, para a velocidade de entrada 30 m/s e viscosidade média, $\bar{\mu}$, em diferentes diâmetros da gota de óleo. Ao se comparar estas figuras com as Figuras 4.3 e 4.4, pode se observar que o comportamento das linhas de fluxo, tanto do óleo pesado como da água, são afetadas ao se considerar a viscosidade dependente ou não da temperatura.



Figura 4.3: Linhas de Fluxo do óleo pesado para diferentes diâmetros da gota, viscosidade em função da temperatura e velocidade de entrada de 30 m/s:

(a) $1 \times 10^{-4} \text{ m}$; (b) $1 \times 10^{-5} \text{ m}$; (c) $1 \times 10^{-6} \text{ m}$.



(a) (b) (c)

Figura 4.4: Linhas de Fluxo da água para diferentes diâmetros da gota, viscosidade em função da temperatura e velocidade de entrada de 30 m/s: (a) $1 \times 10^{-4} \text{ m}$; (b) $1 \times 10^{-5} \text{ m}$; (c) $1 \times 10^{-6} \text{ m}$.



Figura 4.5: Linhas de fluxo do óleo para diferentes diâmetros da gota, viscosidade média constante e velocidade de alimentação de 30 m/s: (a) $1 \times 10^{-4} \text{ m}$; (b) $1 \times 10^{-5} \text{ m}$; (c) $1 \times 10^{-6} \text{ m}$.

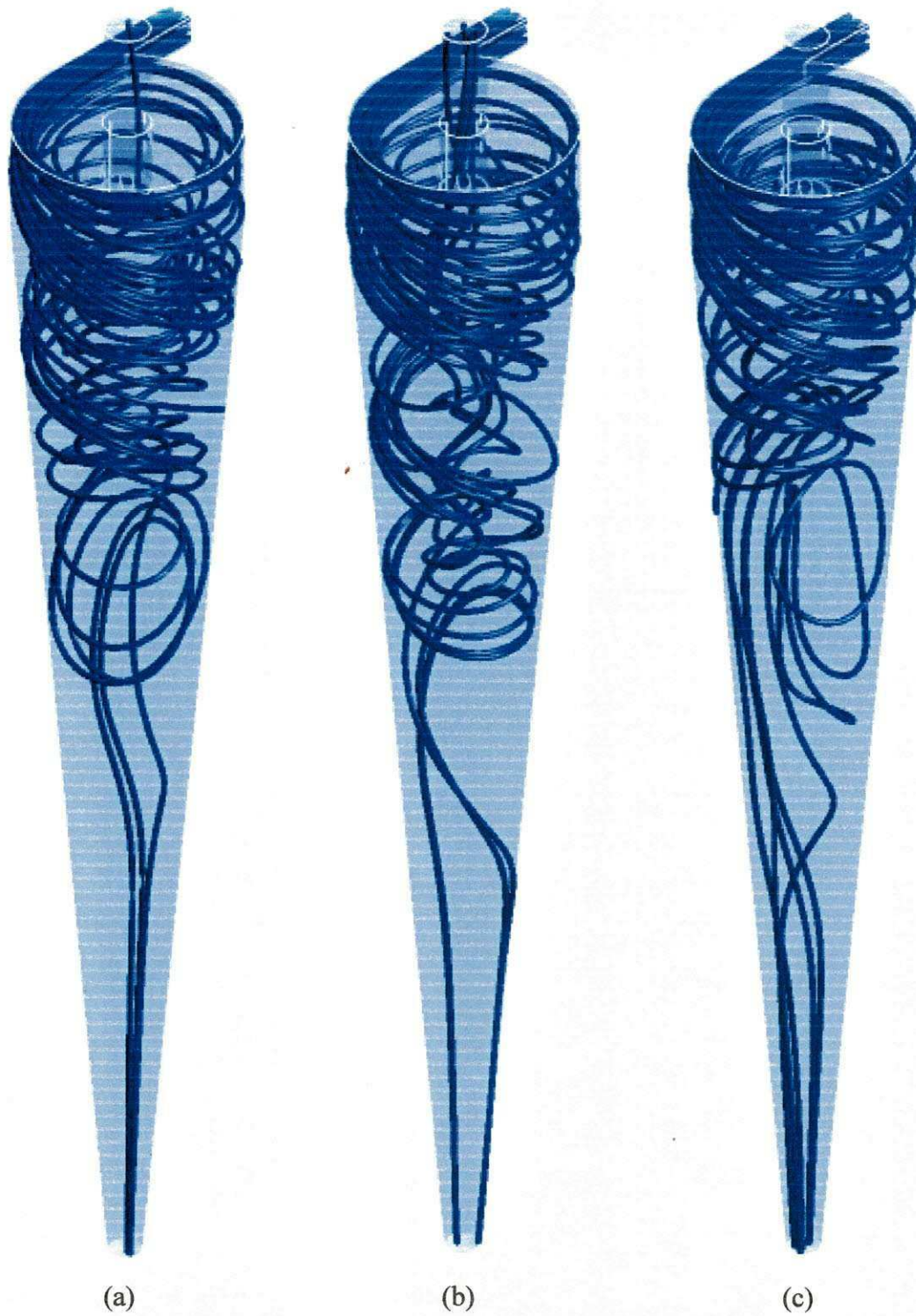


Figura 4.6: Linhas de Fluxo da água para diferentes diâmetros da gota, com a viscosidade média e velocidade de alimentação de 30 m/s: (a) $1 \times 10^{-4} \text{ m}$; (b) $1 \times 10^{-5} \text{ m}$; (c) $1 \times 10^{-6} \text{ m}$.

Na Figura 4.7 estão representadas as linhas de fluxo do óleo para as velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s. Verifica-se que a velocidade de entrada influencia consideravelmente no comportamento destas linhas de fluxo favorecendo um aumento da força centrífuga e de arraste, proporcionando, assim, um aumento no número de voltas no interior do hidrociclone. De acordo com Simões (2005) e Buriti (2009), maiores vazões de alimentação conduzem maiores intensidades turbilhonar e promove um aumento na eficiência de separação água/óleo pesado.



Figura 4.7: Linhas de Fluxo do óleo para diferentes velocidades de entrada e o diâmetro da gota $1 \times 10^{-3} \text{m}$: (a) 20 m/s (b) 30 m/s.

4.3 Velocidade

Com o objetivo de verificar a influência da velocidade de alimentação dos fluidos no perfil de escoamento no interior do hidrociclone, fixou-se o diâmetro da gota da fase dispersa (óleo) em 10^{-3} m, e variou-se a viscosidade dos fluidos em função da temperatura (casos 1 e 3 da Tabela 3.3). Neste item será feita uma análise da evolução dos perfis de velocidade nas componentes tangencial, radial e axial na direção radial do hidrociclone. É possível observar a complexidade do perfil de escoamento no hidrociclone mencionado no capítulo 2.

4.3.1 Velocidade tangencial

Na Figura 4.8 está ilustrado perfil de velocidade adimensional da componente tangencial, v_{θ} , ao longo de retas perpendiculares ao duto de alimentação para quatro posições axiais (0,135; 0,275; 0,412; e 0,550 m). Observa-se a componente tangencial de maior magnitude nas proximidades do duto de entrada em $Z= 0,550$ m, no qual, verifica-se um comportamento parabólico semelhante a escoamento em tubos, observado por Farias Neto *et al* (1998) ao estudar o escoamento turbilhonar decrescente de um fluido induzido por uma entrada tangencial na base de um espaço anular entre dois cilindros concêntricos. Em $Z= 0,412$ m, nota-se ondulações devido a reversão de fluxo nesta região, a velocidade tangencial perde intensidade gradativamente a partir de $Z=0,275$ m (Figura 4.8).

Na Figura 4.9 constata-se que ao variar a velocidade de alimentação dos fluidos (água/óleo) de 20 para 30 m/s modifica-se o perfil de escoamento no interior do hidrociclone, para esta análise fixou-se o plano em $Z=0,550$ m, nas proximidades da alimentação.

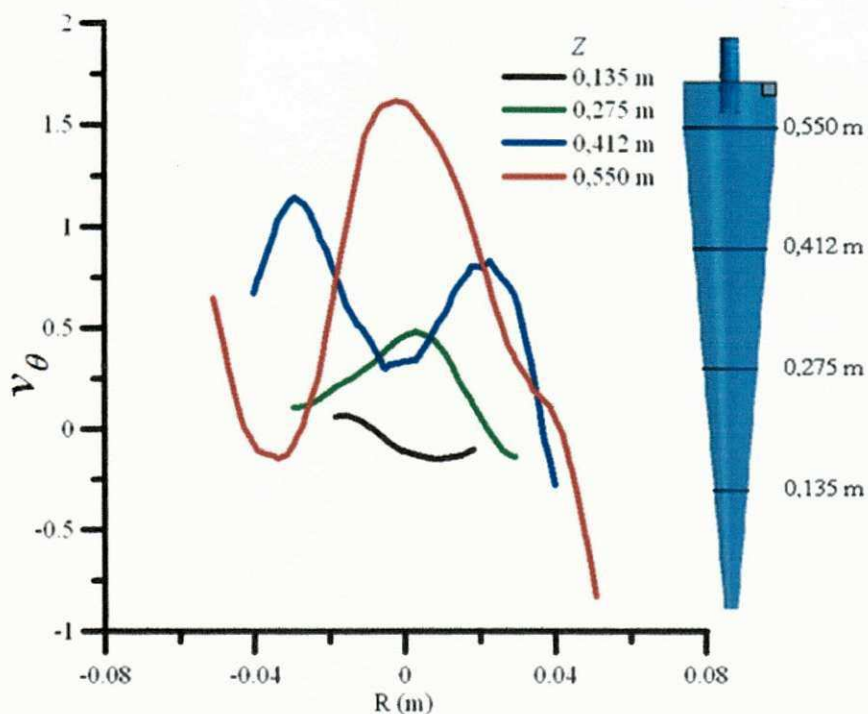


Figura 4.8: Perfil de velocidade tangencial do óleo pesado em função da posição radial, R , em diferentes planos, Z , para a velocidade de alimentação de 20 m/s.

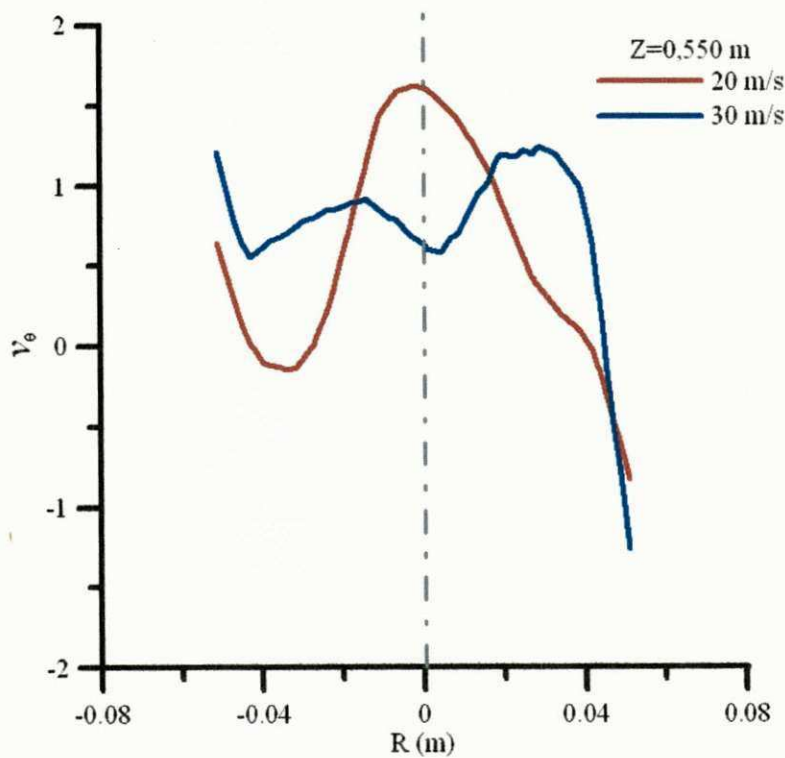


Figura 4.9: Perfil de velocidade tangencial do óleo pesado em função da posição radial, R , em $Z = 0,550$ m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s.

4.3.2 Velocidade axial

Estudou-se a velocidade axial em diferentes planos no eixo vertical. Na Figura 4.10 é possível observar o perfil ascendente próximo ao eixo do hidrociclone e descendente próximo às paredes, estes resultados estão de acordo com os dados de Bhaskar *et al* (2007) estudando o perfil de escoamento axial em dois hidrociclones de diferentes diâmetros, Capítulo 2. Na Figura 4.11 esta ilustrado a componente da velocidade axial para as velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s fixando o plano $Z=0,550$ m. Verifica-se que para a velocidade de 30 m/s a velocidade axial é maior em magnitude quando comparado com a velocidade de 20 m/s. Isto significa maior fluxo ascendente estará saindo pelo *overflow*.

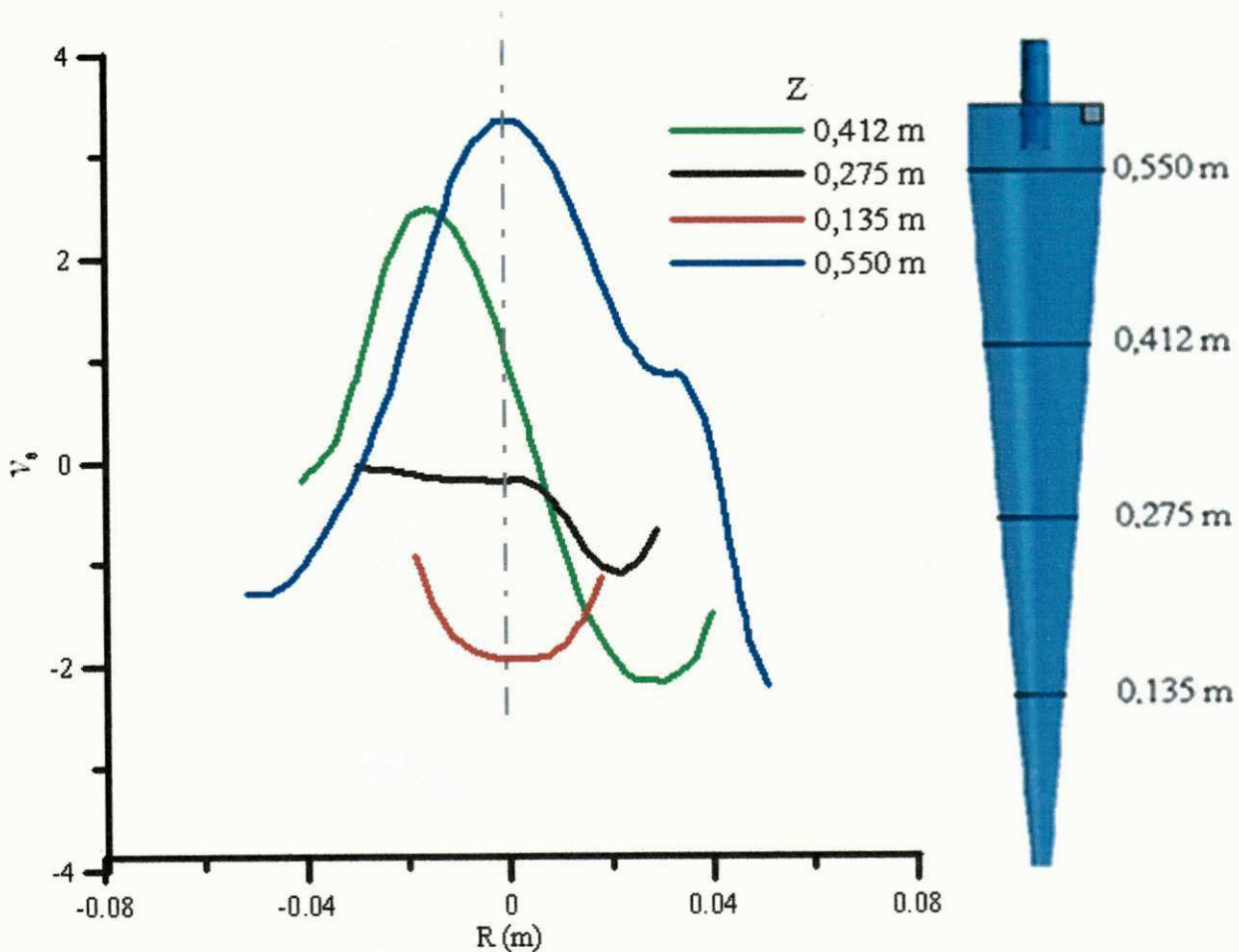


Figura 4.10: Perfil de velocidade axial do óleo pesado em função da posição radial, R , em diferentes planos, Z , para a velocidade de alimentação de 20 m/s.

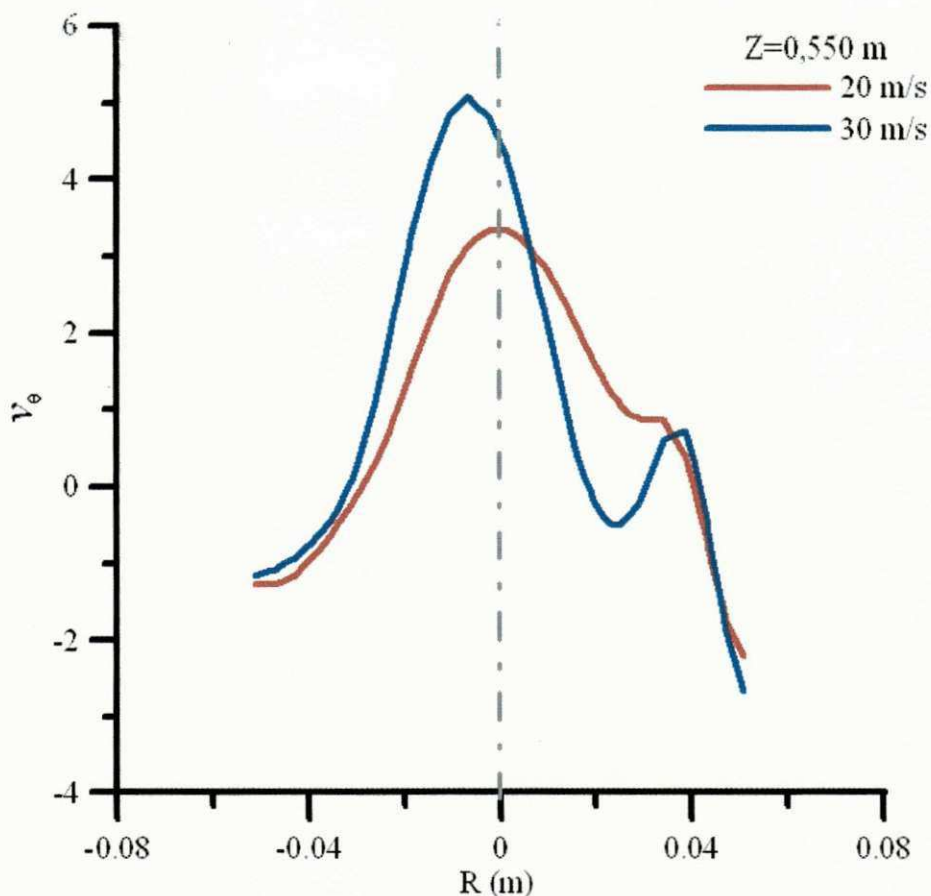


Figura 4.11: Perfil de velocidade axial do óleo pesado em função da posição radial, R , em $Z=0,550$ m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s.

4.3.3 Velocidade radial

Nas Figuras 4.12 e 4.13 estão ilustrados os perfis de velocidade adimensional da componente radial, v_r , no plano YZ, ao longo de retas perpendiculares ao duto de alimentação. Na Figura 4.12 tem-se a análise para quatro posições axiais (0,135; 0,275; 0,412; e 0,550 m). Observa-se comportamentos semelhantes ao longo do eixo vertical, diminuindo a intensidade da componente radial a medida que se afasta do duto de entrada ($Z=0,550$ m). Isto é, baixas velocidades radiais são encontrada próximo ao duto de saída *underflow*. Na Figura 4.13 esta ilustrado a variação da componente de velocidade radial para duas velocidades de alimentação mantendo-se o plano YZ, em $Z=0,550$ m. Observa-se que uma variação na vazão de alimentação de 20 para 30 m/s, tem pouco influência na componente de velocidade radial na direção axial.

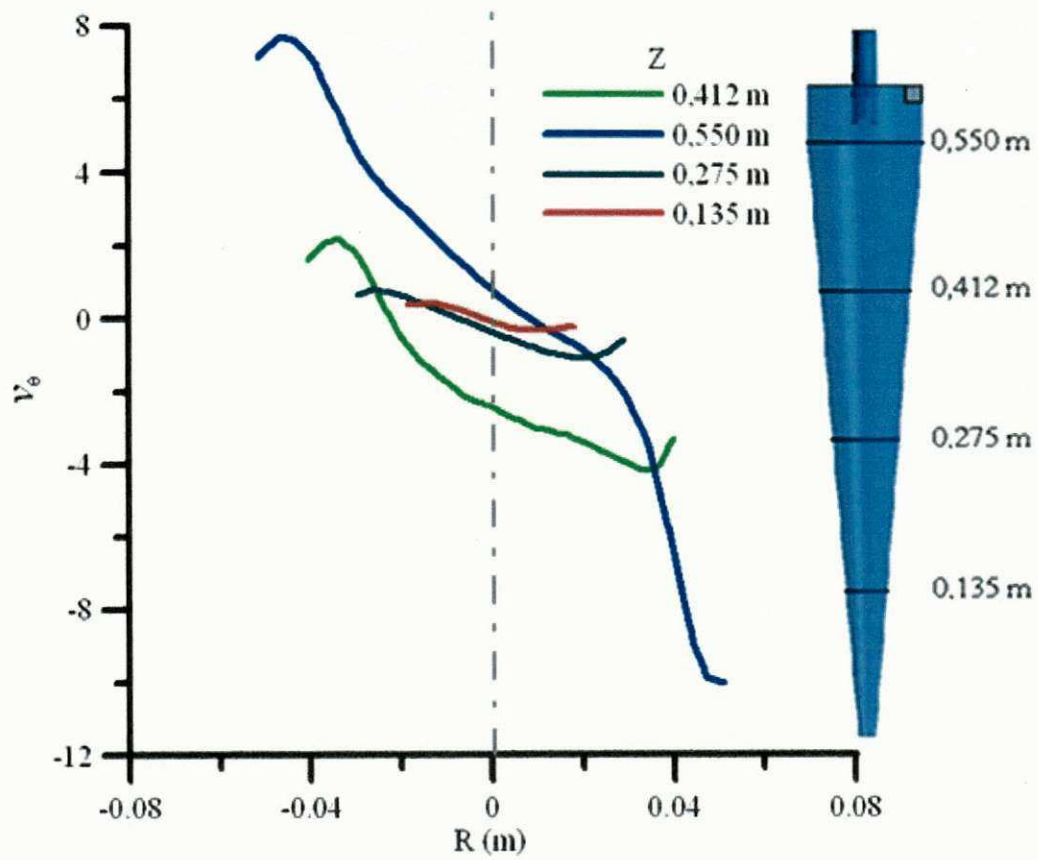


Figura 4.12: Perfil de velocidade radial do óleo pesado em função da posição radial, R , em diferentes planos, Z , para a velocidade de alimentação de 20 m/s.

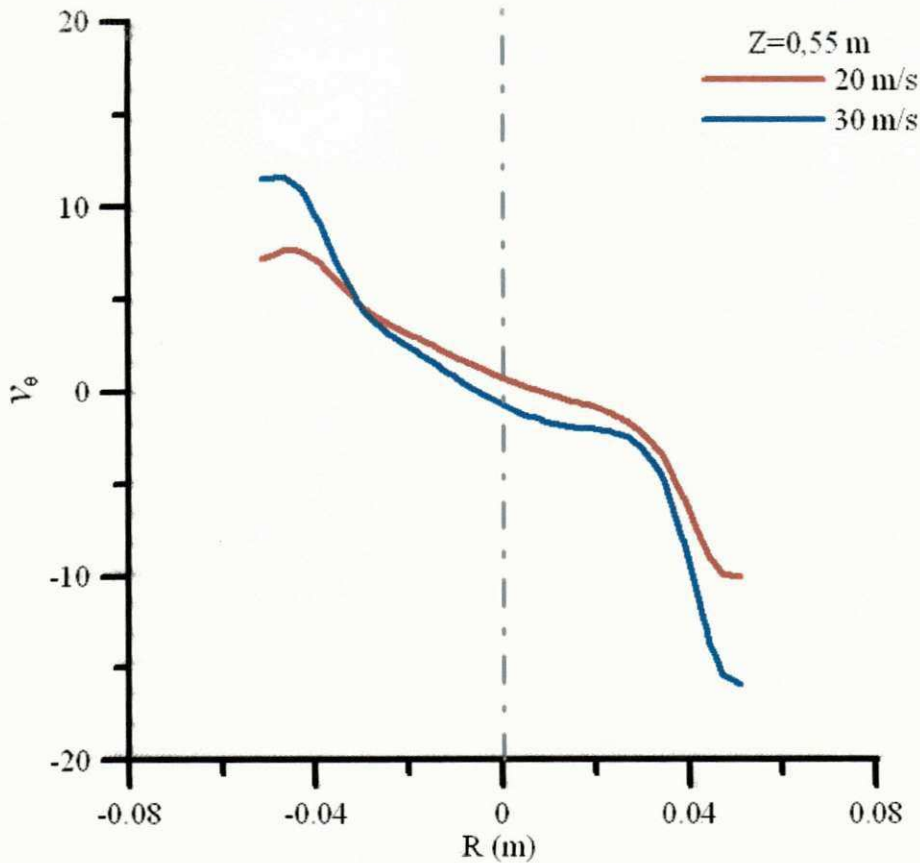
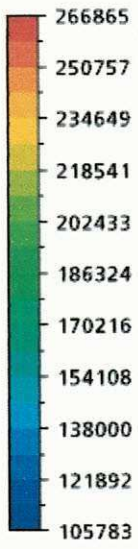


Figura 4.13: Perfil de velocidade radial do óleo pesado em função da posição radial, R , em $Z = 0,550$ m, nas velocidades de alimentação: 20 e 30 m/s.

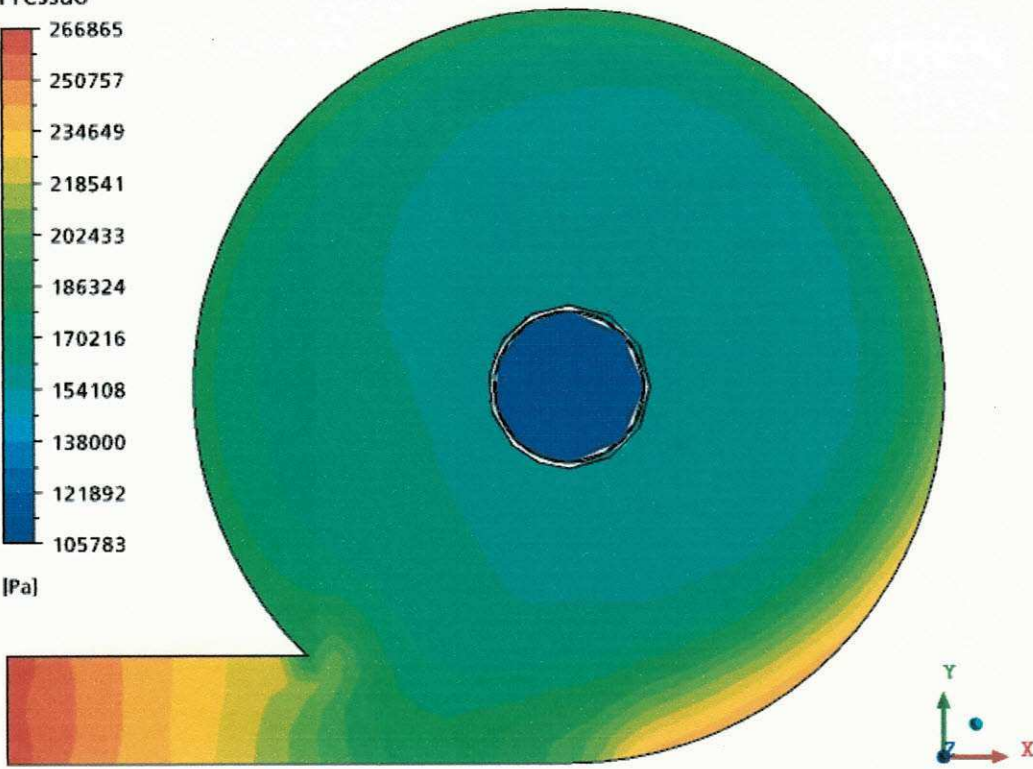
4.4 Campo de pressão

Na Figura 4.14 estão representados os campos de pressão sobre os planos XY na posição Z igual a 0,595 m (Figuras 4.14a e 4.14b) e YZ passando pelo eixo central do hidrociclone (Figuras 4.14c e 4.14d). Ao se observar esta figura é possível perceber regiões de baixa pressão próxima ao eixo central do hidrociclone e de pressões mais elevadas nas regiões próximas às paredes e na entrada tangencial na parte superior do hidrociclone. Este comportamento é atribuído às forças que estão atuando nestas regiões. Esta figura permite ainda observar uma queda de pressão de 249231 Pa para a velocidade de entrada de 30 m/s e de 108411 Pa para 20 m/s. E como era de se esperar, com o aumento do fluxo de alimentação aumenta-se a queda de pressão, o que indica maior consumo de energia para o bombeamento da mistura para o interior do hidrociclone.

Pressao

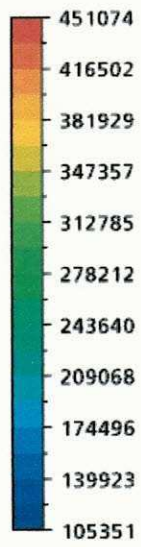


[Pa]

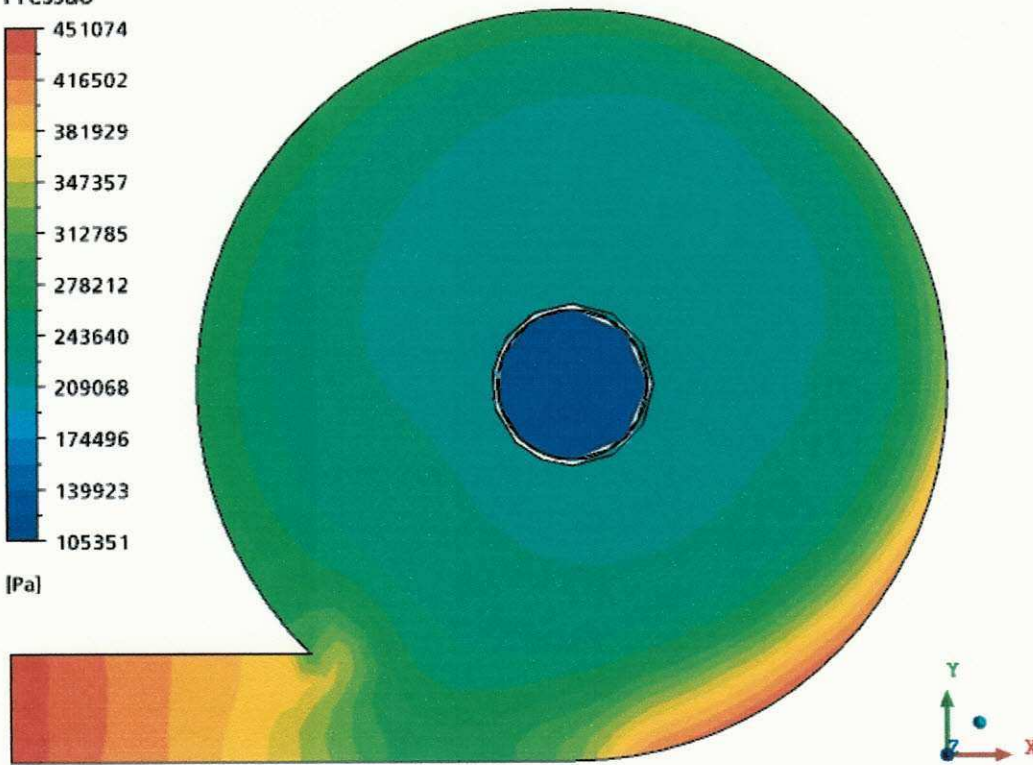


(a)

Pressao



[Pa]



(b)

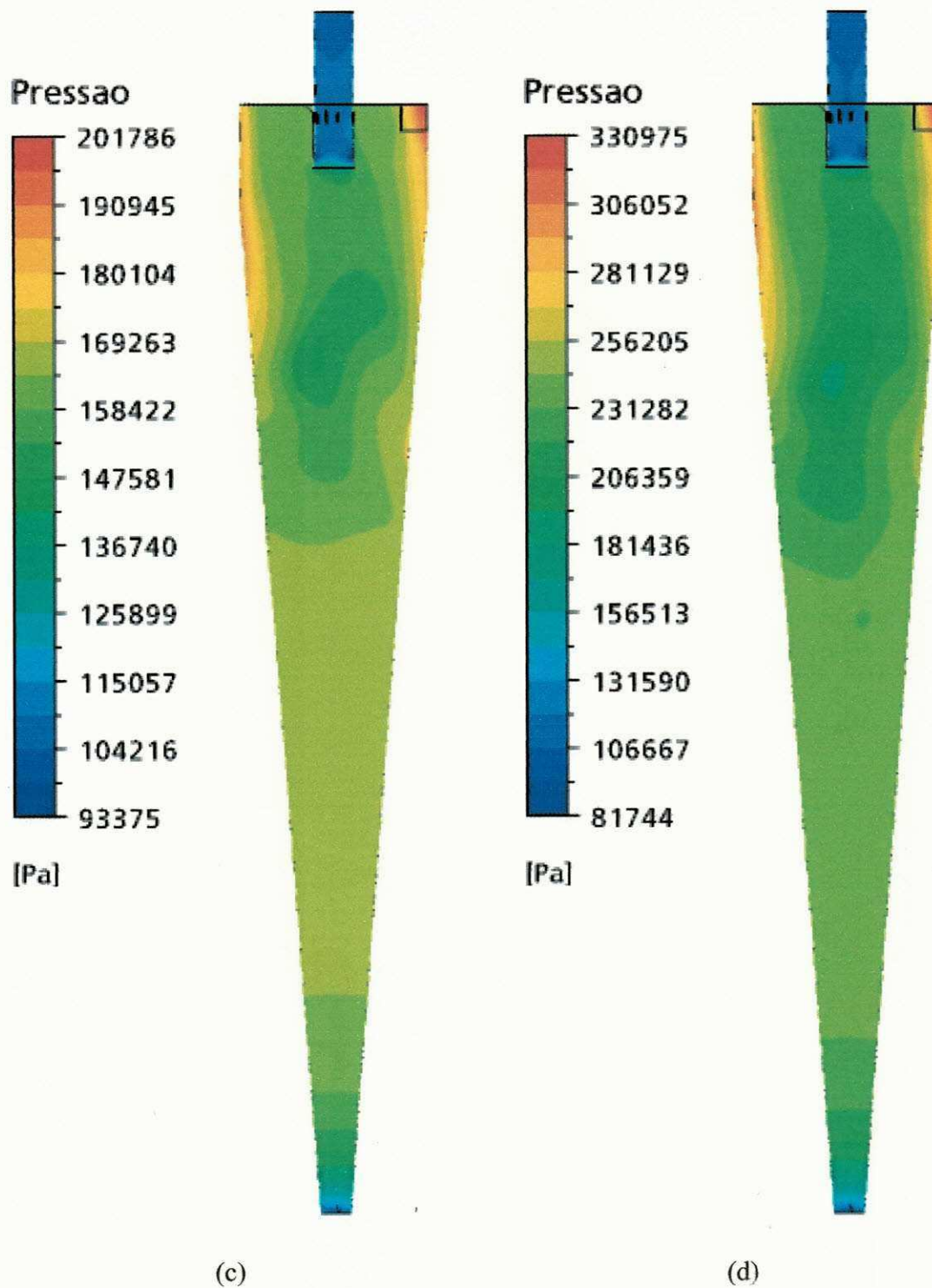


Figura 4.14: Campo de pressão sobre os planos XY em $Z = 0,595$ (a e b) e YZ em $X = 0$ (c e d) para o escoamento com o diâmetro da gota de óleo igual a $0,001$ m e viscosidade em função da temperatura para velocidades de entrada: (a e c) 20 m/s e (b e d) 30 m/s.

Na Figura 4.15 está representado o comportamento da potência de bombeamento em função do diâmetro da gota de óleo pesado. Os resultados mostram que, de uma maneira geral, a potência aumenta com o aumento do diâmetro da gota de óleo, e pode ser atribuído a um aumento da viscosidade da mistura e a uma variação na força de arraste no interior do hidrociclone. Ao se comparar os resultados para as duas velocidades de alimentação da mistura (20 e 30 m/s) nota-se que, independentemente do diâmetro da gota, o consumo de energia (ou potência) pelo hidrociclone é sempre superior para o caso da velocidade de entrada igual a 30 m/s.

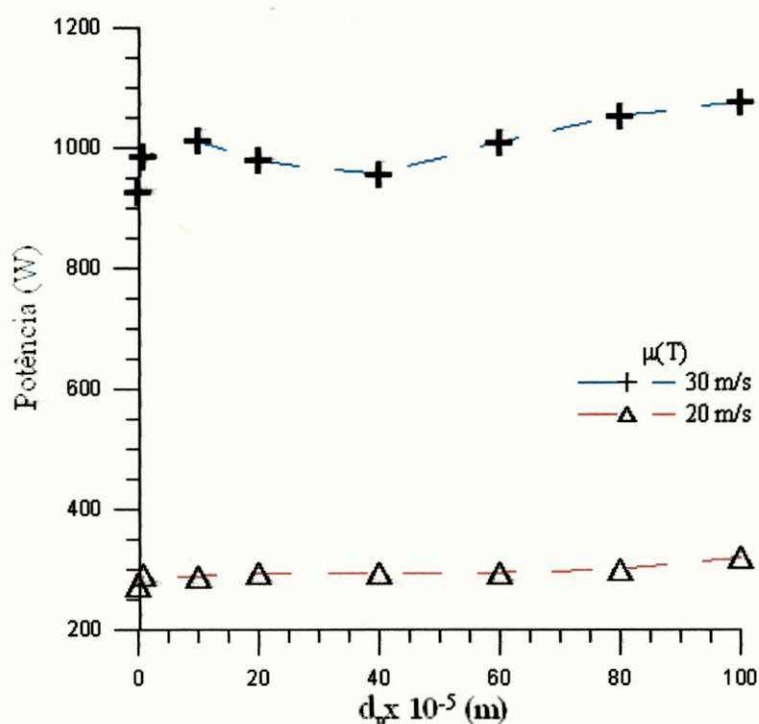


Figura 4.15: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com viscosidade dos fluidos (água/óleo) variável para as velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s.

Com o objetivo de avaliar o efeito da temperatura sobre a potência de bombeamento, quando a viscosidade é função da temperatura μ (T) e quando é assumido constante e igual ao valor médio de $\bar{\mu}$, foram representados nas Figuras 4.16 e 4.17 os valores das potências em função do diâmetro da gota de óleo para $\bar{\mu}$ e μ (T) para velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s, respectivamente. Estes resultados mostram que, ao se considerar a viscosidade variando com a temperatura, o valor da potência se eleva

bruscamente à medida que o diâmetro da gota aumenta até 100×10^{-5} m. Observa-se um pico na potência, para diâmetros inferiores a 10×10^{-5} m, para em seguida aumentar gradativamente com o diâmetro da gota de óleo para ambas as velocidades de alimentação. Contudo fixando-se a velocidade de entrada de 20 m/s observa-se um efeito significativo da temperatura na viscosidade dos fluidos (água/óleo), ocasionando um aumento da potência. Para a velocidade de alimentação de 30 m/s a temperatura tem menor efeito, provavelmente devido às forças de maior predominância como: maior intensidade turbilhonar ocasionada pela maior vazão de entrada e conseqüentemente menor tempo de residência, necessária para o aquecimento das gotas e redução na viscosidade da mistura.

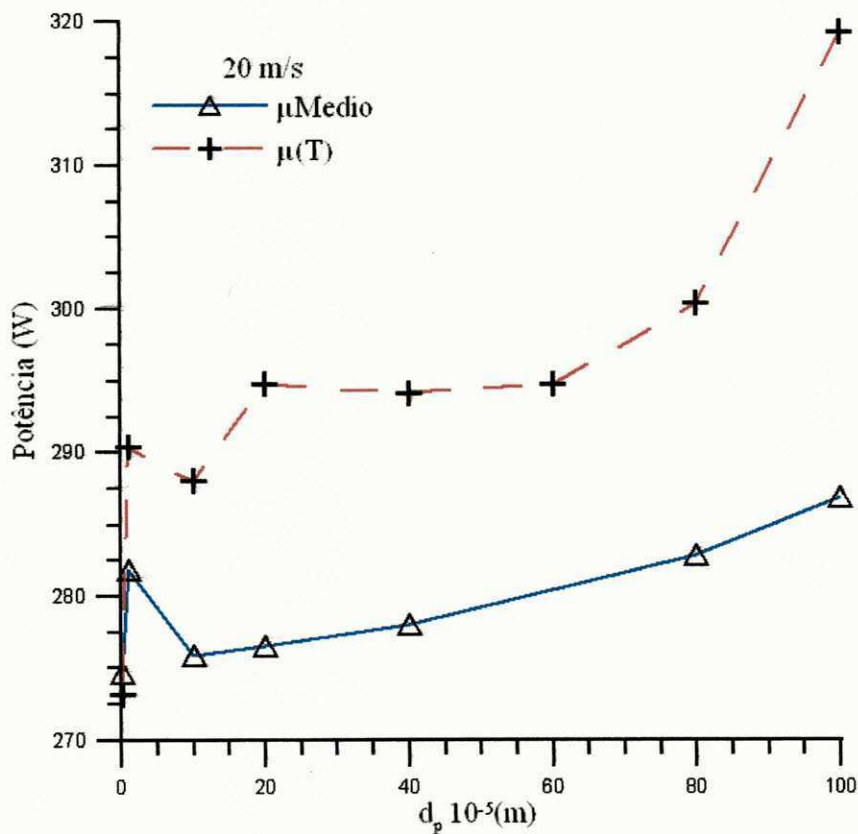


Figura 4.16: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com a viscosidade dos fluidos (água/óleo) constante e variável para a velocidade de entrada de 20 m/s.

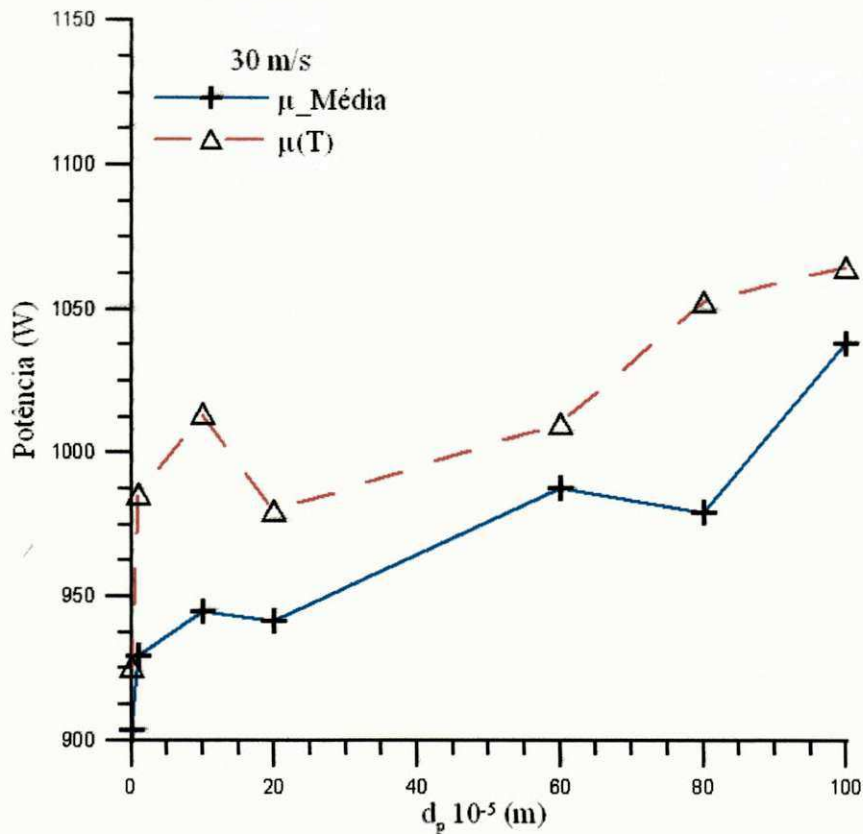


Figura 4.17: Potência de bombeamento dos fluidos em função do diâmetro da gota de óleo com a viscosidade dos fluidos (água/óleo) constante e variável para a velocidade de entrada de 30 m/s.

4.5 Fração volumétrica

Na Figura 4.18 estão representados os campos da fração volumétrica da fase dispersa (óleo) sobre o plano YZ para diferentes diâmetros da gota de óleo (10^{-6} , 10^{-5} , 10^{-4} , 10^{-3} m). Verifica-se que há uma maior concentração de óleo nas proximidades do eixo do hidrociclone, como esperado. Este fato está relacionado com a diferença de densidade entre o óleo e a água. A distribuição da fração volumétrica sobre o plano YZ apresentou uma pequena variação no seu comportamento quando se modificou o diâmetro da gota de óleo.

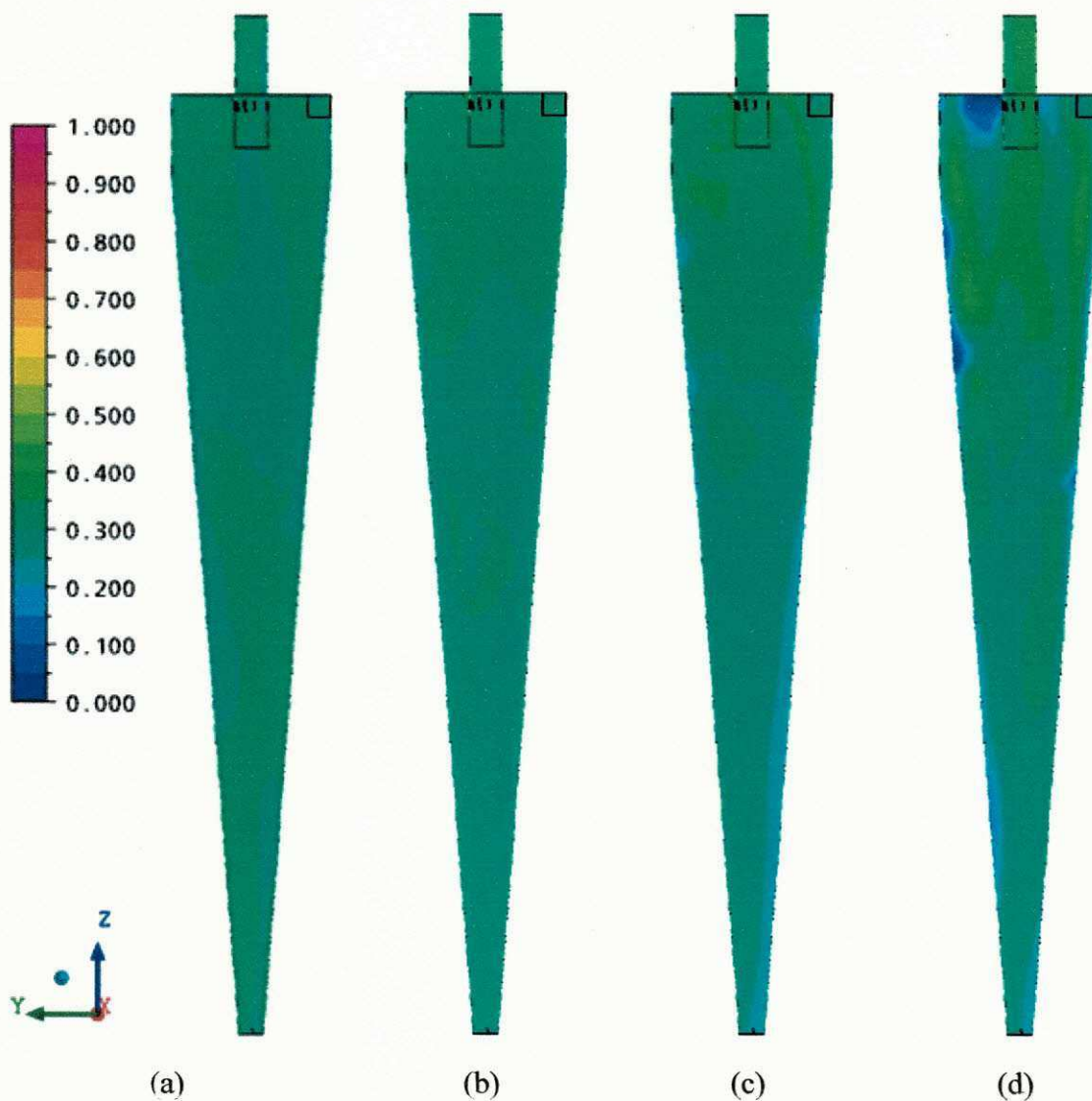


Figura 4.18: Campo da fração volumétrica da fase dispersa (óleo pesado) para velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo de (a) 1×10^{-6} m; (b) 1×10^{-5} m; (c) 1×10^{-4} m; (d) 1×10^{-3} m.

4.6 Campo de temperatura

Na Figura 4.19 estão representados os campos de temperatura sobre o plano YZ para diferentes diâmetros da gota de óleo (10^{-6} , 10^{-5} , 10^{-4} , 10^{-3} m) para o caso em que as paredes do hidrociclone são aquecidas a uma temperatura constante e igual a 673 K e a mistura de alimentação água-óleo está a 298 K e viscosidade variável (casos 1, 2, 3 e 4 da Tabela 3.3).

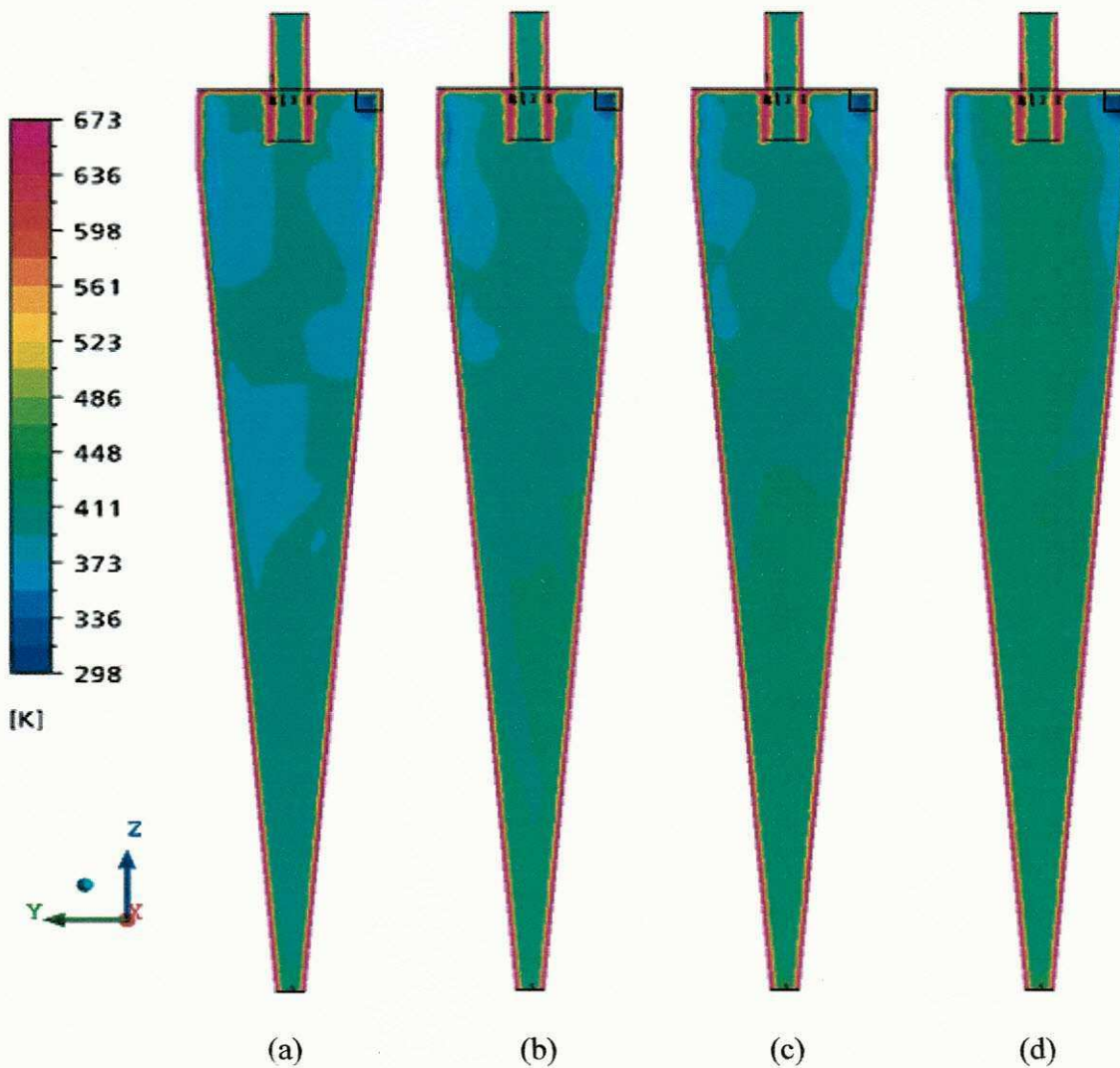


Figura 4.19: Campo de temperatura do óleo pesado, na velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo: (a) 1×10^{-6} m; (b) 1×10^{-5} m; (c) 1×10^{-4} m; (d) 1×10^{-3} m.

É possível observar que estes campos de temperatura apresentam um comportamento semelhante, onde, como já esperado, nas proximidades das paredes do hidrociclones têm-se maiores temperaturas e no interior as menores. Este fato pode ser explicado pelo fenômeno de transferência de calor entre os fluidos e as paredes aquecidas do hidrociclone e o baixo tempo de residência dos fluidos no equipamento. Este último é decorrente das dimensões do hidrociclone e da velocidade de alimentação da mistura.

Na Figura 4.20 estão representados os perfis de temperatura ao longo de retas perpendiculares ao duto de alimentação para quatro posições axiais (0,135; 0,27; 0,412 e 0,550 m). Pode-se observar um perfil que se assemelha ao comportamento parabólico nas

proximidades do duto 'underflow', com concavidade voltada para cima, em virtude da temperatura da parede cônica estar mais aquecida do que no centro do hidrociclone e pela presença do escoamento descendente dos fluidos nessa região. Nas posições axiais 0,275 e 0,412 m, os perfis de temperatura tem aproximadamente o mesmo comportamento devido as zonas de recirculação e reversão de fluxo presentes nesta região, que estão de acordo com a literatura (Santana, 2001; Xiang e Lee, 2005; Narasimha *et al.*, 2007). No entanto, próxima a região de interseção entre as seções cônicas e cilíndricas (0,550 m), verifica-se um perfil de temperatura dada pela concavidade voltada para baixo influenciada pelas correntes de óleo que circulam nesta região e migram para o tubo de saída (overflow), conforme pode ser observado na Figura 4.20.

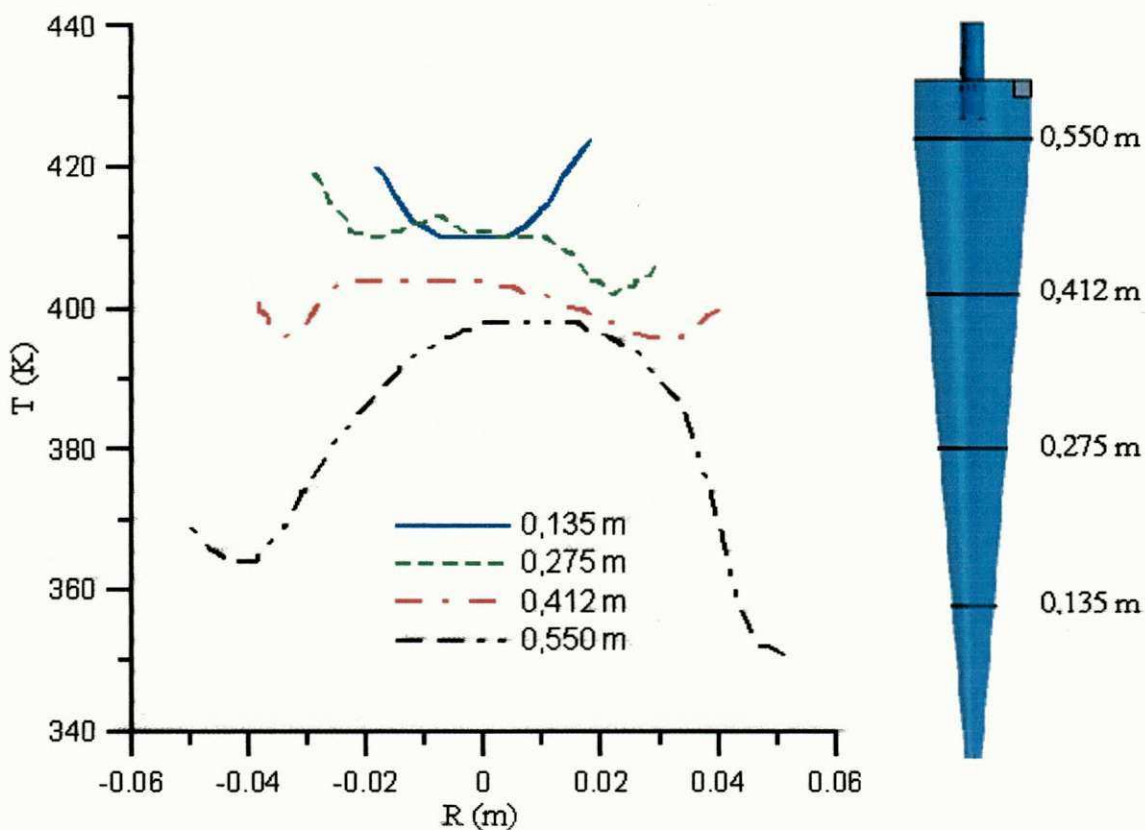


Figura 4.20: Perfis de temperatura em diferentes posições axiais ao longo do hidrociclone, para velocidade de alimentação de 30 m/s e diâmetro da gota de 10^{-3} m.

4.7 Campo de viscosidade do óleo pesado

Na Figura 4.21 estão representadas as distribuições da viscosidade sobre o plano YZ para diferentes diâmetros da gota de óleo e velocidade de entrada de 30 m/s. Pode-se observar o diâmetro da gota de óleo afeta na distribuição da viscosidade sobre o plano. A partir dos valores médios, $\bar{\mu}$, sobre cada um dos planos constatou-se que quanto maior o diâmetro da gota de óleo menor a viscosidade. Os valores da viscosidade média foram obtidos em uma diferença de temperatura entre 298 a 673,15 K.

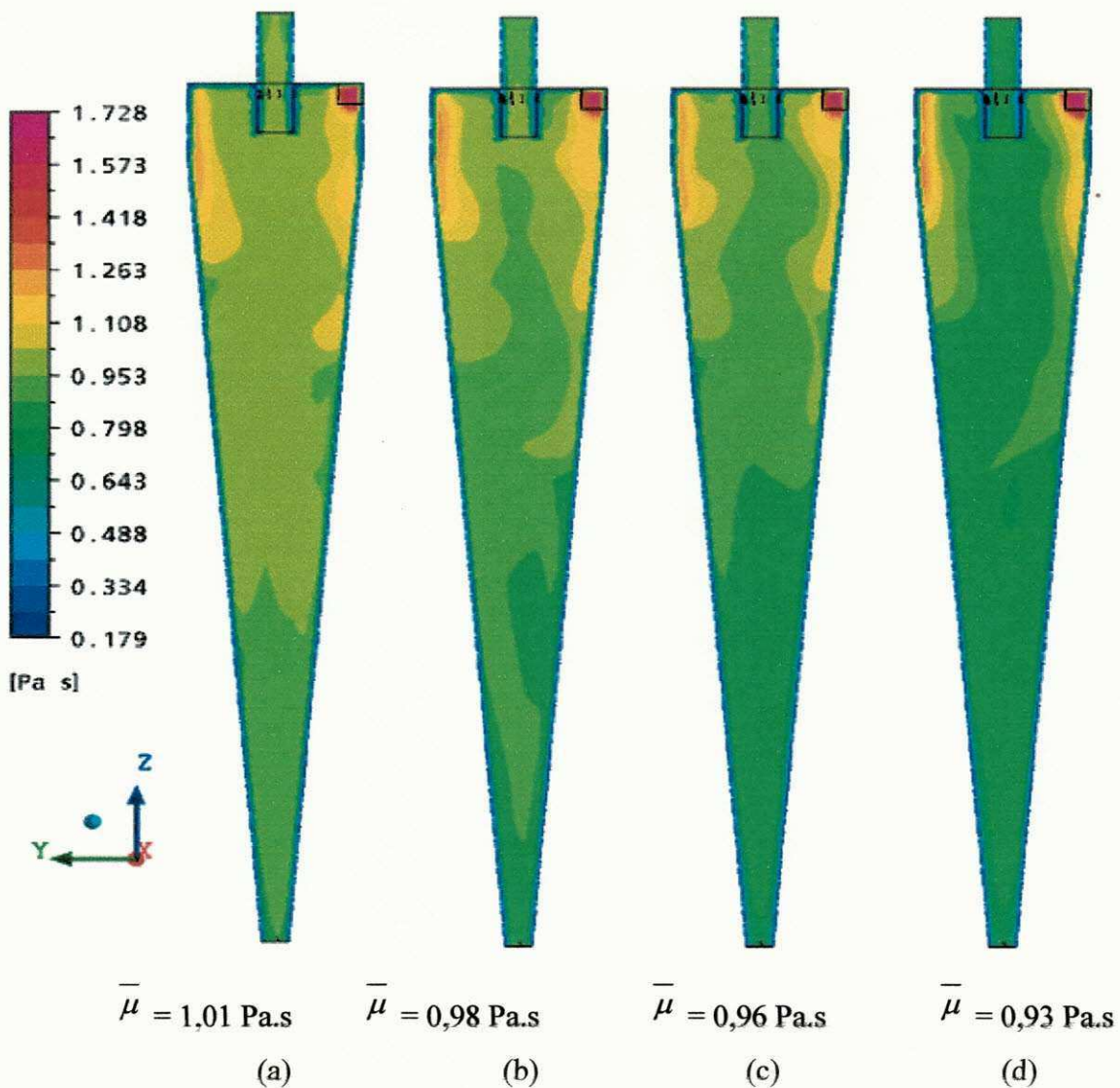


Figura 4.21: Campo de viscosidade do óleo pesado, na velocidade de entrada de 30 m/s e diâmetros da gota de óleo: (a) $1 \times 10^{-6} \text{ m}$; (b) $1 \times 10^{-5} \text{ m}$; (c) $1 \times 10^{-4} \text{ m}$; (d) $1 \times 10^{-3} \text{ m}$.

4.8 Desempenho de separação

Para estimar a eficiência de separação (água/óleo pesado) no hidrociclone, foi necessário o conhecimento da distribuição dos tamanhos de gota de óleo e características físicas do petróleo pesado, dados estes, não disponíveis na literatura. Portanto foram utilizados dados de poços de produção de petróleo disponíveis em Babadagli (1996 e 2007). Nas Figuras de 4.22 a 4.25 estão representadas os resultados numéricos da eficiência de separação via hidrociclone para os casos mencionados nas Tabelas 3.2 e 3.3 do capítulo 3. O comportamento da eficiência obtido para as velocidades de 30 m/s e 20 m/s considerando-se o efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos (água/óleo) foram semelhantes ao de Bennett e Williams (2004) (Figura 2.1, capítulo 2), porém esse autores trabalharam com baixa concentração de óleo na alimentação (1 wt.% de óleo em água) obtendo-se um eficiência de aproximadamente de 90% para diâmetro da gota de óleo de 60 (μm) superior ao encontrado neste trabalho de 63% . Devendo-se comparar apenas analiticamente, pois se trata de hidrociclones de diferentes configurações e condições operacionais.

Os resultados ilustrados na Figura 4.22, não se leva em consideração o efeito da temperatura sobre a viscosidade dos fluidos (água/óleo pesado) e constata-se que quanto maior a velocidade de entrada da mistura, maior a eficiência de separação, confirmando as observações de Thew (1986) e Meldrum (1988) citados por Husveg et al. (2007). No entanto, um ponto importante a ser verificado é o fato de não estar sendo levados em consideração os efeitos de deformação e quebra das gotas de óleo. Quanto maior a velocidade de entrada maior a intensidade turbilhonar e conseqüentemente ocorrerá à quebra das moléculas, diminuindo a eficiência, quanto menor o diâmetro das gotas de óleo menor a eficiência de separação conforme os resultados que seguem ilustrados nas Figuras 4.22 a 4.25.

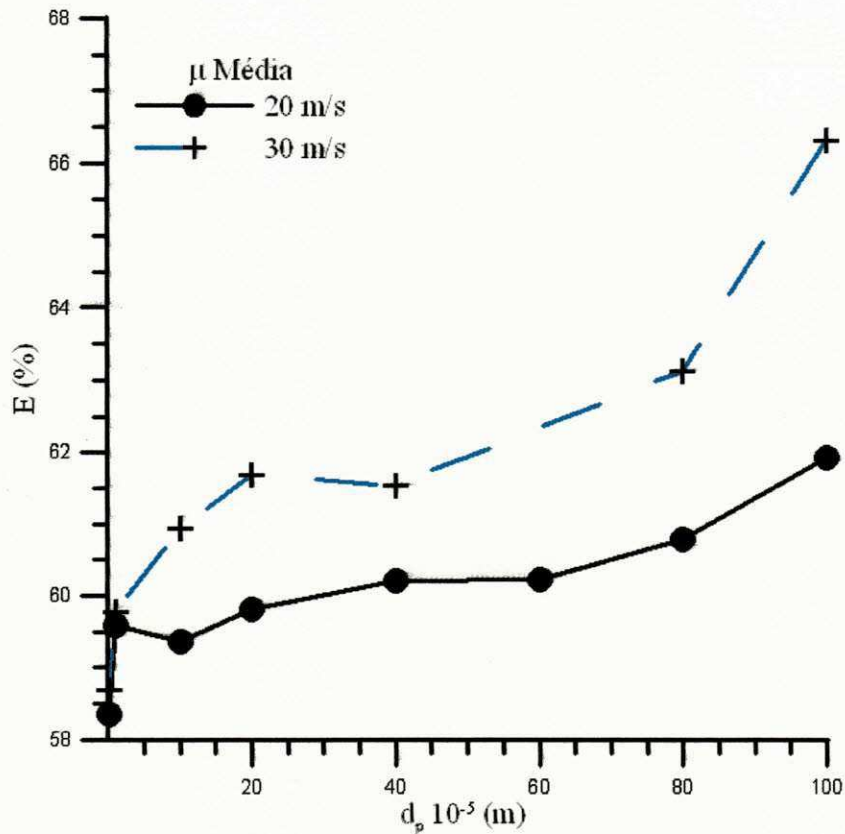


Figura 4.22: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo, viscosidade independente da temperatura e velocidade de alimentação: 20 e 30 m/s.

Na Figura 4.23 está ilustrado a curva da eficiência considerando-se o efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos nas velocidades de alimentação de 20 e 30 m/s obtendo-se uma eficiência de 68% para a velocidade de entrada de 30 m/s e 65% para a velocidade de entrada de 20 m/s.

Com o objetivo de se comparar os resultados da eficiência da separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo para a viscosidade independente ou não da temperatura, são apresentadas as curvas ilustradas nas Figuras 4.24 e 4.25. Verifica-se um aumento na eficiência ao considerar o efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos (água/óleo) esse efeito é maior para baixas velocidades de alimentação. Este fato pode estar relacionado com a diminuição da intensidade turbilhonar no interior do hidrociclone

induzida pela velocidade de alimentação (20 m/s) proporcionando um maior tempo de residência necessário para o aquecimento dos fluidos e conseqüentemente o abaixamento da viscosidade, ou seja, em altas vazões de alimentação (30 m/s ou 22,92 m³/h), favorece a força centrífuga, responsável pelo processo de separação, predominando o momento angular, as forças de arraste, e outras forças em relação ao efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos, neste caso de menor efeito.

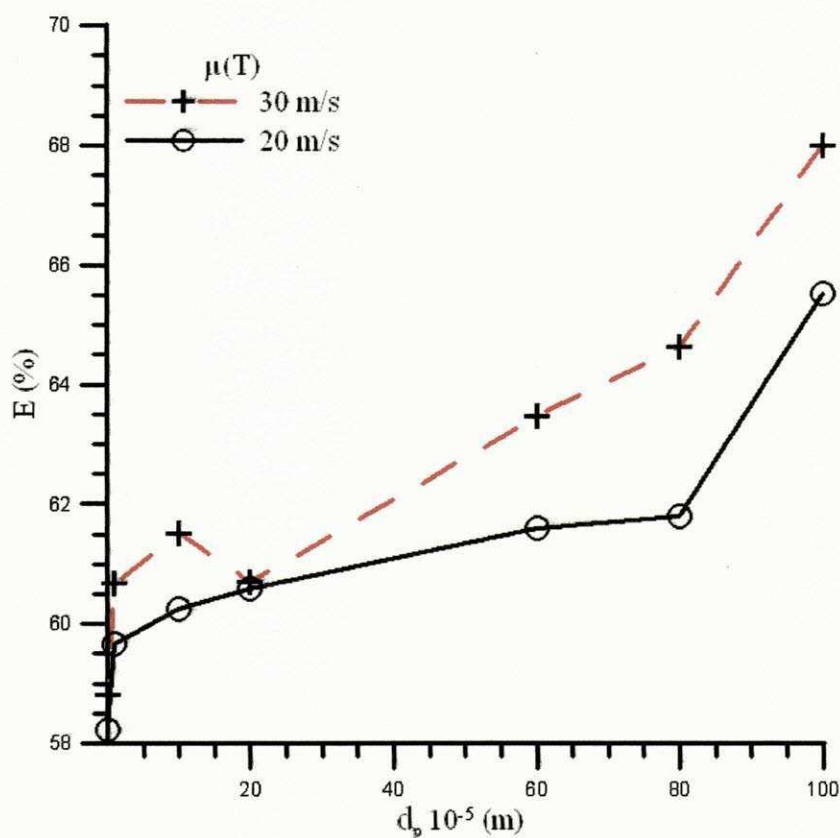


Figura 4.23: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo pesado para duas velocidades de alimentação e viscosidade dependente da temperatura.

Na análise do efeito do diâmetro da gota de óleo, fixou-se a velocidade de alimentação em 30 m/s. Verifica-se que quanto maior o diâmetro da gota de óleo, maior o efeito da temperatura, pois as gotas maiores absorvem maior calor o que favorecem a redução da viscosidade dos fluidos. Para diâmetros da gota de óleo de 100x10⁻⁵ m tem-se um valor de 68 % com o efeito da temperatura e 66 % considerando-se a viscosidade

média dos fluidos (Figura 4.21). Já para a velocidade de alimentação de 20 m/s o efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos (água/óleo) é maior, aumentando à medida que aumenta o diâmetro da gota de óleo aumenta até atingir um valor de 66% considerando-se o efeito da temperatura na viscosidade dos fluidos e 62% considerando o valor médio da viscosidade ambos para o diâmetro de 100×10^{-5} m. Observa-se um pico semelhante aos dados de Barth (1956) mostrado por Fonseca e Secchi (2006) (Figura 2.18) este modelo não leva em consideração aos efeitos da temperatura na viscosidade dos fluidos.

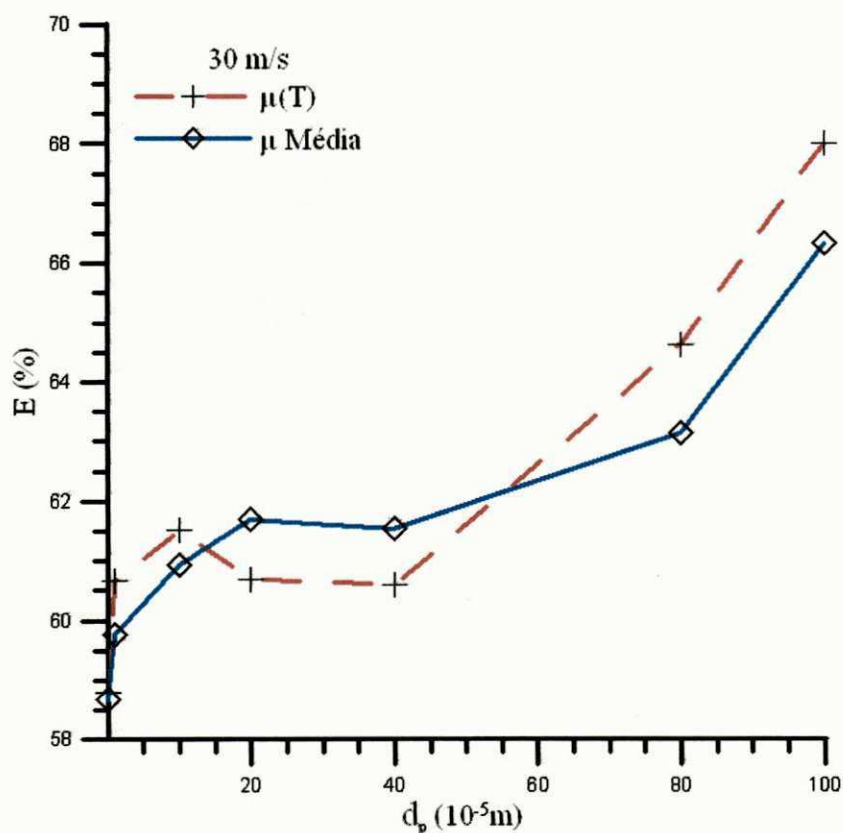


Figura 4.24: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo para velocidade de entrada de 30 m/s.

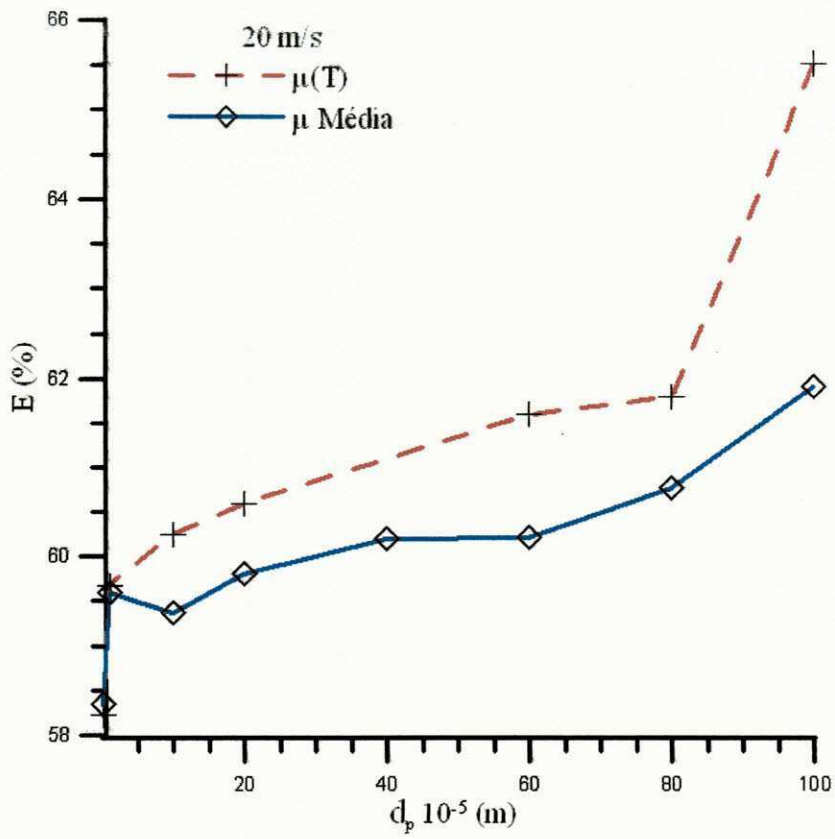


Figura 4.25: Comportamento da eficiência de separação água/óleo pesado em função do diâmetro da gota de óleo para velocidade de entrada de 20 m/s.

CAPÍTULO 5 – Conclusões e Sugestões

Com os resultados numéricos da simulação do processo de separação de óleos pesados de uma corrente de águas oleosas via hidrociclone pode-se concluir que:

- ✓ O modelo matemático proposto foi capaz de prever a termofluidodinâmica do processo de separação água-óleo pesado e ultra-viscosos via hidrociclone;
- ✓ Os campos de velocidade, pressão, fração volumétrica e temperatura dos fluidos, bem como as linhas de fluxo possibilitaram a construção do comportamento tridimensional do escoamento;
- ✓ O diâmetro da gota de óleo tem um papel importante na termofluidodinâmica da mistura água/óleo pesado no hidrociclone. Observou-se que a eficiência aumenta com o aumento do diâmetro da gota de óleo.
- ✓ A potência de bombeamento aumenta com o diâmetro da gota de óleo. Seu valor médio obtido para as velocidades de alimentação de mistura de 20m/s e 30m/s foram, respectivamente, iguais a 282 e 989 W.
- ✓ A temperatura apresenta pouca influencia na viscosidade dos fluidos em altas vazões de entrada 30 m/s (22,92 m³/h).

Como sugestões de trabalhos futuros podem-se relacionar:

- ✓ Avaliar a influência das forças interfaciais (sustentação, massa virtual e lubrificação parietal) sobre o processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso;
- ✓ Analisar o efeito da formação de núcleo de ar durante o escoamento trifásico gás/água/óleo pesado e ultraviscoso no hidrociclone;

- ✓ Analisar o efeito da geometria no processo de separação água/óleo pesado com o objetivo de otimizar o processo de separação.
- ✓ Estudar o processo de separação água/óleo pesado e ultraviscoso levando em consideração os fenômenos de coalescência e rompimento das gotas.
- ✓ Embora o efeito da temperatura seja pequeno para altas vazões de alimentação deve-se fazer um estudo mais detalhado principalmente em baixas velocidades de entrada, menor que 20 m/s (15 m³/h), e altas concentrações de óleo na alimentação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abujelala, M. T., Lilley, D. G., 1984. Limitations and empirical extensions of the k- ϵ model as applied to turbulent confined swirling flows. *Chemical Engineering Communications*. Vol.31, pp. 223-236.
- Algifri, A.H., Bhardwaj, R. K., 1988. Eddy viscosity in decaying swirl flow in a pipe, *Applied Scientific Research* Vol.45, pp. 287-302.
- Babadagli, T., 1996. Temperature effect on heavy-oil recovery by imbibition in fractured reservoirs, *Journal of Petroleum Science and Engineering* Vol.14, pp. 197-208.
- Babadagli, T., Al-Bemani, A., 2007. Investigations on matrix recovery during steam injection into heavy-oil containing carbonate rocks, *Journal of Petroleum Science and Engineering* Vol. 58, pp. 259–274.
- Bamrungsri, P., Puprasert C., Guigui, C., Marteil, P., Bréant. Hérbrad, P., 2008. Development of a simple experimental method for the determinação of the liquid field velocity in conical and cylindrical hydrocyclones, *Minerals Engineering*, Vol. 86, pp. 1263-1270.
- Baranov D., Kutepov, A.M., Ternovskii, I.G., 1984. Flow rate characteristics and hydrodynamics of a counterflow cylindrical hydrocyclone, *Journal Applied Chemistry — USSR (English trad.)* Vol.57 , n°5, pp.1181-1184.
- Barth, W., 1956. Design and layout of the cyclone separator on the basis of new investigations. *Brenn, Warne Kraft* Vol. 8 pp. 1-9.
- Basu, P., Zhang, R., 2004. A Simple model for prediction of solid collection efficiency of a gas – sólido separator, *Powder Technology*, Vol. 147, pp. 86-93.
- Bennett, M.A., Williams R.A., 2004. Monitoring the operation of an oil/water separator using impedance tomography, *Minerals Engineering*, Vol. 17, pp. 605-614.

- Bhaskar, K. U., Murthy Y. R., Ramakrishnan, N., Srivastava, J.K., Supriya S., Kumar, Vimal., 2007. CFD validation for flyash particle classification in hydrocyclones, *Minerals Engineering*, Vol. 20, pp. 290-302.
- Brennan M.S., Narasimha M., Holtham P.N., 2007. Multiphase modelling of hydrocyclones – prediction of cut-size, *Minerals Engineering*, Vol. 20, pp. 395-406.
- Buriti, C. J.O. 2009. *Aplicação de um Hidrociclone no Processo de Separação de Fluidos Multifásicos Óleo/Água/Areia durante Produção de Petróleo Trabalho de Conclusão em Engenharia Química pela Universidade Federal de Campina Grande, PB - Brasil.*
- Caldentay, J. C., 2000. A mechanistic model for liquid hydrocyclones (LHC). Masters dissertation. University of Tulsa.
- Castilho L.R., Medronho R.A., 2000. A simple procedure for design and performance prediction of Bradley and Rietema hydrocyclones *Minerals Engineering*, Vol. 13, n°. 2, pp. 183-191.
- Chesnokov, Y.G., Bauman, A.V., Flisyuk, O.M., 2006. Calculation of the velocity of a fluid in a hydrocyclone, *Russian Journal of Applied Chemistry*, Vol. 79, n°. 5, pp. 774 -777.
- Chiné B., Concha F., Ferrara G., 1996. Measurements of axial and tangential velocity components in a DMS cylindrical cyclone, *Proceedings Of The Eight International Symposium On Applications Of Laser Techniques To Fluid Mechanics*, Lisbon, Portugal, 8–11 July, pp. 19.6.1.-19.6.6.
- Chiné, B., Concha, F., 2000. Flow Patterns in conical and cylindrical hydrocyclones, *Chemical Engineering Journal*, Vol.80, pp.267-273.
- Chu L. Y., Qin J. J., Chen W. M., Lee X. Z., 2000. Energy consumption and its reduction in the hydrocyclone separation process. Part II. Time-averaged and fluctuating characteristics of the turbulent pressure in a hydrocyclone, *Sep. Sci. Technol.* Vol. 35, n°15, pp 2543-2560.

- Chu, L.Y., Chen, W. M., 1993. Research on the motion of solid particles in a hydrocyclone, Separation Science Technology. Vol. 28 n°10, pp 875-1886.
- Cilliers, J.J., Diaz-Anadon, L., Wee, F.S., 2004. Temperature, classification and dewatering in 10 mm hydrocyclones, Minerals Engineering, Vol. 17, pp. 591-597.
- Cilliers, J.J., Harrison, S.T.L., 1997. The application of mini-hydrocyclone in concentration of yeast suspensions, the Chemical Engineering Journal, Vol. 65, pp. 21-26.
- Corrêa, J. L., Graminho, D. R., Silva, M. A., Nebra, S. A., 2004. The cyclone dryer-a numerical and experimental analysis of the influence of geometry on average particle residence time. Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 21, n° 1, pp. 103-112.
- Cunha, G. M. A., Chiavone-Filho, O., Silva, D. N., Nascimento, C. A. O., 2005 Tratamento de Águas Produzidas em Campos de Petróleo: Estudo de Caso da Estação de Guamaré/RN. VI Congresso Brasileiro de Engenharia Química. Unicamp –SP.
- Delgadillo, J.A., Rajamani, R.K., 2005. A comparative study of three turbulence-closure models for the hydrocyclone problem. International Journal of Mineral Processing. Vol.77, pp. 217–230.
- Dibb, A., Silva, M. A., 1997. Cyclone as dryer – the optimum geometry. Proceedings of Inter-American Drying Conference, Itu-SP. Brazil. 15-18, July pp. 396-403.
- Doby, M. J., Nowakowski, A. F., Yiu, I., Dyakowski, T., 2008. Understanding air core formation in hydrocyclones by studying pressure distribution as a function of viscosity Journal of Mineral Processing, Vol. 86, pp. 18–25. doi: 10.1016/j.minpro.2007.09.002.
- Fanglu G., Wenzhen L., 1987. Measurement and study of velocity field in various cyclones by use of laser doppler anemometry, Proceeding Of The Third International Conference on Hydrocyclones, Oxford, England, September to October pp. 65-74.
- Farias Neto, S. R., 1997. Simulation numérique des écoulements annulaires non-établis de types axial et tourbillonnaire – cas du transfert de matière, tese de doutorado, Universidade de Nantes, Saint-Nazire, França.

- Farias, F. P. M., 2006. Estudo teórico da termofluidodinâmica em secadores ciclônicos, Campina Grande, 131p. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Campina Grande – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos.
- Fernandes Júnior, W. E., 2006. Projeto e operação em escala semi-industrial de um equipamento para tratamento de águas produzidas na indústria de petróleo utilizando nova tecnologia: Misturador-Decantador à Inversão de Fases (MIDIF). Natal. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte– Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Química- UFRN-Brasil.
- Fisher, M.J., Flack R.D., 2002. Velocity distributions in a hydrocyclone separator, *Experiments in Fluids*, Vol. 32, pp 302-312.
- Fonseca, R.B., Secchi, A.R., 2006. Comparação de diferentes modelos de ciclones, Trabalho de Conclusão em Engenharia Química pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS - Brasil.
- França, F.A., Rosa, E.S., Bannwart, A.C., Moura, L.F., Alhanati, F.J., 1996. Hydrodynamic studies on a cyclonic separator, *Chemical Engineering Journal*, pp.6-9.
- Gomes, R.H. P., 2002. Separação de emulsões óleo-água em hidrociclones Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais, MG, Brasil.
- Hargreaves, J. H., Silvester, R.S., 1990. Computational fluid dynamics applied to the analysis of deoling hydroclone performance. *Institution of Chemical Engineers*, Vol. 68, part A.
- Hashmi, K. A., Hamza, H. A., Wilson, J. C., 2004. CANMET hydrocyclone: an emerging alternative for the treatment of oily waste streams *Minerals Engineering*, Vol.17, pp 643-649.
- Howell, J.A., 2004. Future of membranes and membrane reactor in green technologies and for water reuse, *Desalination* 162, p.1. ISSN 0011-9164 CODEN DSLNAH.

- Hsieh K.T., Rajamani R.K., 1991. Mathematical model of the hydrocyclone based on physics of fluid flow, *Aiche J.* Vol.37, n°5, pp 735-746.
- Husveg, T., Rambeau, O., Drengstig, T., Bilstad, T., 2007. Performance of deoling hydrocyclone during variables flow rates. *Minerals Engineering*, Vol. 20, pp. 368-379.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*; Ed. John Wiley & Sons, New York, 981 p.
- Kelsall D.F., 1952. A Study of the motion of solid particles in a hydraulic cyclone, *Trans. Instn. Chemical Engineering*, Vol.30, pp 87-108.
- Knowles S.R., Woods D.R., Feuerstein I.A., 1973. The velocity distribution within a hydrocyclone operating without an air-core, *Can. J. Chemical Engineering*, Vol.51, pp 263-271.
- Kraipech. W., Nowakowski. A., Dyakowski. T., Suksangpanomrung. A., 2005. An investigation of the effect of the particle–fluid and particle–particle interactions on the flow within a hydrocyclone, *Chemical Engineering Journal*, Vol.111, pp 189-197.
- Lagutkin M. G., Baranov,D. A., Bulychev, S. Yu., Baranova, E. Yu., (2004). Deterministic approach to analysis of the separating capacity of a cylindrical-conical hydrocyclone, *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 40, n°. 5-6.
- Lédé, J., Li, H. Z.,Soulignac, F., Villermaux, J., 1990. Le cyclone réacteur III: Mesure de l'efficacité des transferts de chaleur et matière entre les parois et un gaz circulant seul, *The Chemical Engineering Journal*, Vol.45, pp 9-24.
- Leith, D., Licht, W., 1972. The Collection Efficiency for Cyclone Type Particle Collectors A New Theoretical Approach, *AICHe Symposium Series*, Vol.68, n. 126, p. 196-206.
- Lilley, D.G.; Chigier, N.A., 1971. Nonisotropic turbulent stress distribution in swirling flows from mean value distributions, *International Journal of Heat Mass Transfer* Vol.14, pp 573-585.

Luo Q., Deng C., Xu J., Yu L., Xiong G., 1989. Comparison of the performance of water-sealed and commercial hydrocyclones, *International Journal of Mineral Processing*, Vol.25, pp 297-310.

Massarini, G., 2002. *Fluidodinâmica em sistemas particulados*. Editora UFRJ, Rio de Janeiro.

Matvienko, O.V Evtushkin, E.V., 2007. Theoretical investigation of the processo of cleaning oil-polluted soil in hydrocyclone apparatuses. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 80, n°. 3, pp 72-80.

Meier, H. F., Mori, M., 1998. Gás-Solid flow in cyclones: the Eulerian-Eulerian approach. *Computers Chemical Engineering*, Vol. 22, pp. s641-s644.

Monredon, T.C., Hsieh, K.T., Rajamani, R.K., 1992. Fluid flow of the hydrocyclone:an investigation of device dimensions, *International Journal of Mineral Processing*, Vol.35, Issues 1-2, pp 65-83.

Monté, C. G., Silva Junior, C.S., 2008. *Petróleo pesado e ultrapesado reservas e produção mundial*

Mousavian, S.M., Najafi,A.F., 2008. Numerical simulations of gas-liquid-solid flows in a hydrocyclone separator. *Arch Appl Mech* DOI 10.1007/s00419-008-0237-2

Narasimha, M., Brennan, M.; Holthman, P.N., 2007. A review of CFD modeling for performance predictions of hydrocyclone, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 1, n° 2, pp. 109-125.

Narasimha, M., Sripriya, R., Banerjee, P.K., 2005. CFD modelling of hydrocyclone—prediction of cut-size, *International Journal of Mineral Processing*, Vol.71, n° 1, pp 53-68.

Neesse T., Schneider M., Golyk V., Tiefel H., 2004. Measuring the operating state of the hydrocyclone, *Minerals Engineering*, Vol.17, n° 5, pp 697-703.

Neesse, T, Dueck, J., 2007. Air Core formation in the hydrocyclone, *Minerals Engineering*, Vol. 20, pp. 349-354.

Nowakowski, A., Kraipech, W., Dyakowski, T., Williams, R., 2000. The hydrodynamics of a hydrocyclone based on a threedimensional multi-continuum model, *Chemical Engineering Journal*, Vol.80, pp 275-282.

Nunes, G.C., 2005. Concepção de unidade de separação trifásica compacta, *Bol. Téc. da Petrobras*, Rio de Janeiro, Vol. 48, nº ½, pp.18-24.

Ogawa, A., 1997. Mechanical separation process and flow patterns of cyclone dust collectors. *American Society of Mechanical Engineers*, Vol.50, pp 97.

Perry, J. H., Ed., *Chemical Engineer's Handbook*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1963.

Plitt, L.R., 1976. A mathematical model of the hydrocyclone classifiers. *Canadian Institute of Mining, Metallurgy and Petroleum Bulletin*, Vol. 69, p.114-123.

Santana, J. D. A. M., Arnosti Jr, S., Courry, J. R., 2001. Performance of cylindrical-conical cyclones with different geometrical configurations, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 18, nº3, pp 1-14.

Schummer P., Noe P., Baker M, 1992. Measurements in the vortex flow created by a rotating wall dewatering cyclone, In: L. Svarovsky, M.T. Thew (Eds.), *Hydrocyclones Analysis And Applications*, Kluwer, pp. 359-376.

Sih, A., Jonhsson, B.G., Luikart, G., 2000. Habitat loss: ecological, evolutionary and genetic consequences, *Trends in Ecology and Evolution*, Vol.15, nº4, pp 132-134.

Silva, C R R., 2000. Água produzida na extração de Petróleo (Monografia) Escola Politécnica Departamento de Hidráulica e Saneamento Universidade Federal da Bahia, BA – Brasil.

- Silva, C L Q., 2006. Ajuste de modelos e previsão do desempenho de hidrociclones na classificação de partículas, Campina Grande, Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Campina Grande, PB, Brasil.
- Silva, M K., 2006. Estudo da modelagem numérica tridimensional de ciclones do tipo lapple para separação gás-óleo, Florianópolis-Sc, Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.
- Simões, A.M.B.M., 2005. Separação de água-óleo derramado no mar usando hidrociclone: Um estudo numérico da intensidade turbilhonar provocado pelo duto de alimentação, Dissertação de Mestrado, Engenharia Química, Universidade Federal de Campina Grande, PB- Brasil.
- Sripriya, R., Kaulaskar, M. D., Chakraborty, S., Meikap, B.C., 2007. Studies on the performance of a hydrocyclone and modeling for flow characterization in presence and absence of air core. *Chemical Engineering Science*, Vol. 62, pp 6391-6402.
- Svarovsky, L., 2000. Solid-Liquid Separation, Chemical Engineering Series, 4nd ed., Butterworths, London.
- Thomas, J.E. Fundamentos de Engenharia de Petróleo. Rio de Janeiro: Petrobras, 2001.
- Tue Nenu, R. K. T., Yoshida H., 2008. Comparison of separation performance between single and two inlets hydrocyclones. *Advanced Powder Technology*, doi:10.1016/j.apr.2008.08.004.
- Vieira, L. G.M., Silva, Jr C. A., Damasceno J.J.R., Barrozo M. A.S., 2007. A study of the fluid dynamic behaviour of filtering hydrocyclones. *Separation and Purification Technology* Vol. 58, pp 282-287.
- Wang, B., Xu, D.L., Xiao, G.X., Chu, K.W. E., Yu, A.B., 2003. Numerical study of gas-solid flow in a cyclone separator, *Third International Conf. on CFD in The Minerals and Process Industries*, Vol. 10, pp 371-376.

- Wang, B., Yu, A.B., 2006. Numerical study of particle-fluid flow in hydrocyclones with different body dimensions, *Minerals Engineering*, Vol.19, pp 1022-1033.
- Xiang, R., Park, S.H. e Lee, K. W., 2001. Effects of cone dimension on cyclone performance, *Aerosol Science* Vol.32, pp.549-561.
- Xiang, R.B e Lee, K. W., 2005. Numerical study of flow field in cyclones of different height, *Chemical Engineering and Processing*, Vol.44, pp. 877-883.
- Xiaodong, L., Jianhua, Y., Yuchun, C., Mingjiang, N., Kefa C., 2003. Numerical simulation of the effects of turbulence intensity and boundary layer on separation efficiency in a cyclone separator, *Chemical Engineering Journal*, Vol.95, pp. 235-240.
- Yamamoto K., Jiao X., 1997. Hydrocyclone with a perforated inner cylinder, *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu B*, Vol.63, n°615, pp 3623–3628.
- Yoshida, H., Takashina, T., Fukuia, K., Iwanaga, T., 2004. Effect of inlet shape and slurry temperature on the classification performance of hydro-cyclones, *Powder Technology* Vol.140, pp 1– 9.

Artigos consultados

- Chiné, B., 1999. Experimental study of the swirling flow in hydrocyclones (In Spanish), Msc. Thesis, Department of Metallurgical Engineering, University of Concepción, Chile.
- Corrêa Junior, C.A., 2008. Desenvolvimento de Modelo Computacional de Previsão de Quebra de Gotas em um Simulador de Separação de Óleo e Água em um Hidrociclone, Dissertação de Mestrado, IPRJ/UERJ.
- Shepherd, G. D. e Laplle, C. E., 1939. Flow Pattern and Pressure Drop in Cyclone Dust Collectors, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol.31, p. 972-984.

Simões, A.M.B.M., Farias Neto, S.R., Cavalcanti, R.S., 2004. Avaliação da intensidade turbilhonar em um corpo cilíndrico-cônico via CFX, In: XV Congresso Brasileiro de Engenharia Química, Curitiba.

Thew, M.T., 1986. Hydrocyclone redesign for liquid-liquid Separation Chemistry Engineering (July/August), 17-23.

Sites consultados:

www.sciencedirect.com

CETESB, Disponível em :

www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/vazamento/oleo/a_fisicos.asp, acesso em 17 maio 2009.

www.slb.com

www.feq.unicamp.br/~cobeqic/tEa49.pdf

<http://www.tnpetroleo.com.br/revista/anterior/edicao/57>

http://www.cepetro.unicamp.br/petroleo/index_petroleo.html

www.cepetro.unicamp.br/noticias/online/maio2006.pdf

www.engenovo.com.br/pt/artigostecnicos/taoind

www.eb1-albergaria-velha-n1.rcts.pt/Alb3/Aguagota/pagina2.htm

www.g1.com.br

APÊNDICE 1

Detalhamento da construção da geometria do hidrociclone e geração da malha utilizando o aplicativo computacional ICEM-CFD.

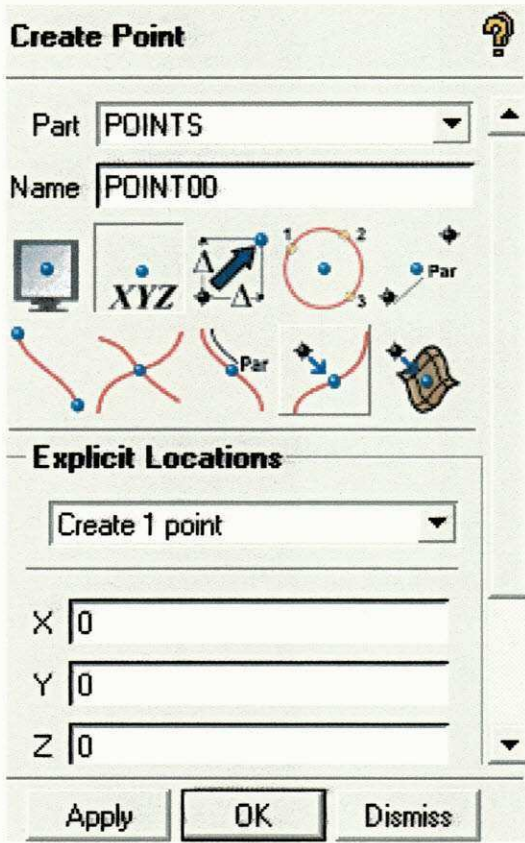
1. Definição dos pontos

Para a criação da geometria no aplicativo ICEM-CFD faz-se necessário a definição dos principais pontos onde devem ser criadas as curvas, superfícies e sólidos que irão representar o domínio de estudo (no presente trabalho o hidrociclone). Para tanto, esta fase foi dividida em duas etapas:

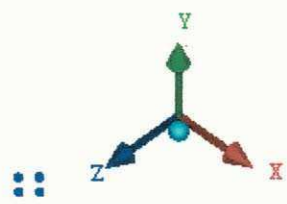
- a) Definição dos principais pontos – inicialmente foi criado um esboço do hidrociclone com auxílio de papel milimetrado para, então, selecionar os pontos a partir da escolha do método de criação das curvas disponíveis no ICEM-CFD, por exemplo: *from points* e *create arc*, devidamente comentados na próxima seção;
- b) Criação dos pontos virtuais – no ICEM-CFD existe diversos métodos de criação de pontos, dentre eles foi utilizado o *Explicit Coordinates*. Neste método são definidos os pontos no espaço xyz (Figura A.1.c) com auxílio do comando *Create Point* (Figura A.1.b) que é acionado na aba *Geometry* do menu do aplicativo computacional, conforme ilustrado na Figura A.1.a.



(a)



(b)



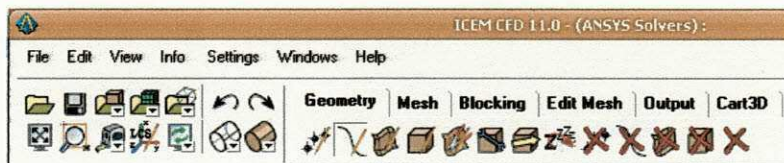
(c)

Figura A.1: Construção dos pontos: (a) menu do ICEM-CFD (b) janela com o Comando Create Point e (c) pontos criados para a construção da geometria do hidrociclone.

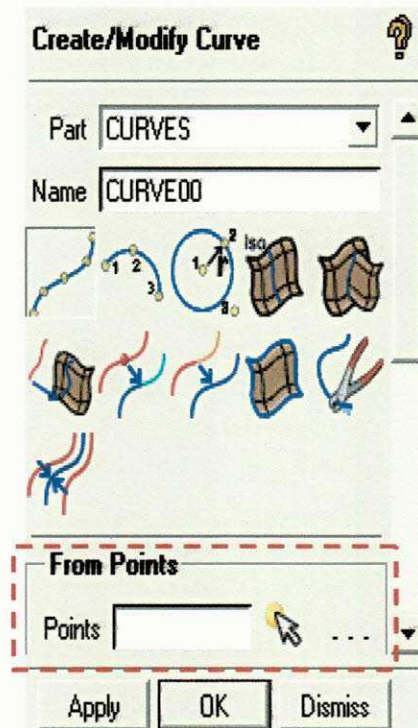
2. Criação das curvas

Na aba *geometry* do menu do ICEM-CFD é selecionado o ícone *Create /Modify Curves*, que em seguida abre uma janela com os comandos de criação de curvas. Dentre eles foram utilizados dois comandos: o *From Points* e *Create Arc* selecionando, da esquerda para direita, os primeiro e segundo ícones, respectivamente, conforme ilustrado nas Figuras A.2.a e a A.3.b.

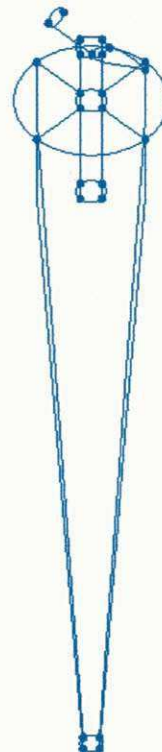
- a) *From Points* - as curvas ilustradas na Figura A.2.c foram formadas pela união dos pontos, previamente definidos na etapa anterior, a partir da seleção dos mesmos pelo comando *From Points*, em destaque na Figura A.2.b.



(a)



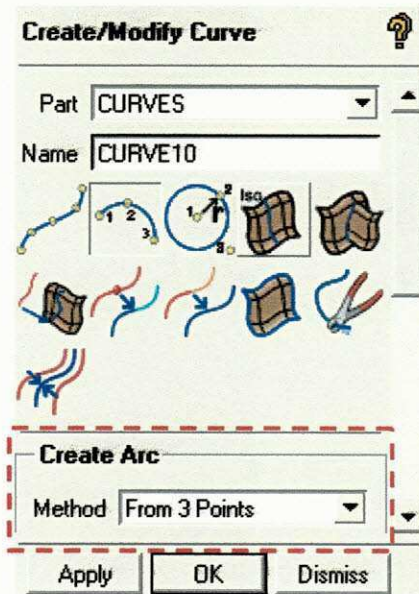
(b)



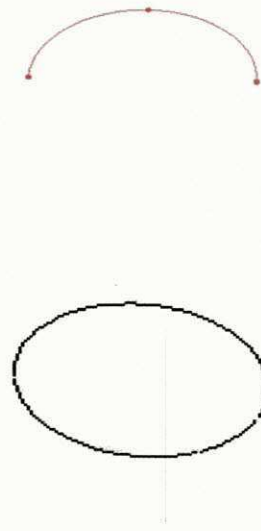
(c)

Figura A.2: Construção das curvas: (a) menu ICEM- CFD (b) união das linhas aos pontos, por curvas.

- b) *Create Arc* - para a construção das seções cilíndricas do hidrociclone foram criados arcos e círculos a partir de três pontos no espaço, previamente definidos na etapa anterior, utilizando o comando *Create Arc*, em destaque na Figura A.3.a.



(a)



(b)

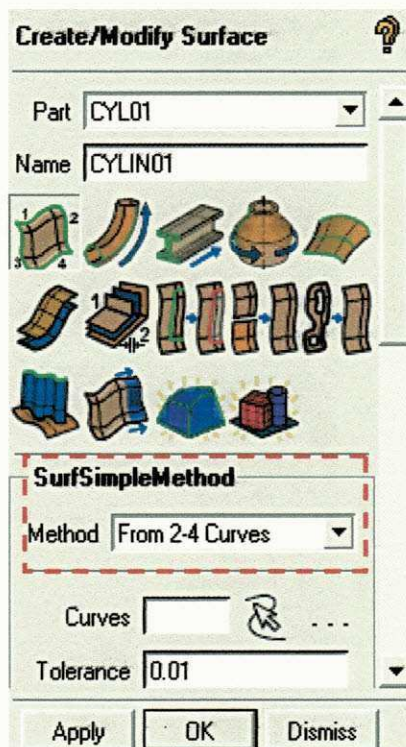
Figura A.3: Construção de arcos: (a) menu ICEM- CFD (b) união de três pontos formando arcos.

3. Criação do corpo do hidrociclone

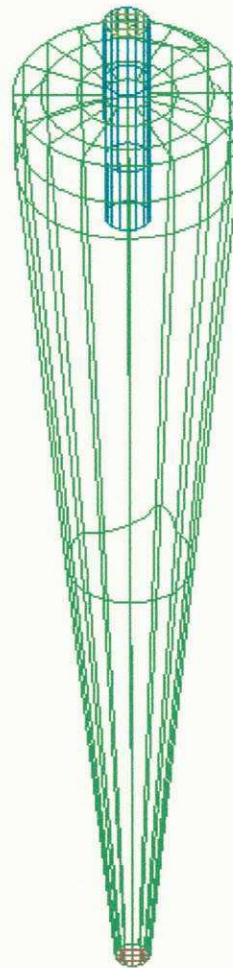
Na aba *geometry* do menu do ICEM-CFD é selecionado o ícone *Create /Modify Surface*, que em seguida abre uma janela com os comandos de criação de superfícies e sólidos. A criação da entrada tangencial é feita ao se selecionar o ícone *Create/Modify Curves*, que por sua vez abre uma janela com os comandos de criação de curvas. Dentre eles foram utilizado os comandos: *Simple Surface*, *Surface-surface intersection* e *Create body*.

- a) Superfícies – as superfícies ilustradas na Figura A.4.b são formadas selecionando as quatro curvas que irão compor a superfície, a partir da seleção dos mesmos

pelo comando *Simple Surface*. Aberta a janela do ICEM CFD, seleciona-se a opção *From 2-4 curves* em destaque na Figura A.4.a.



(a)

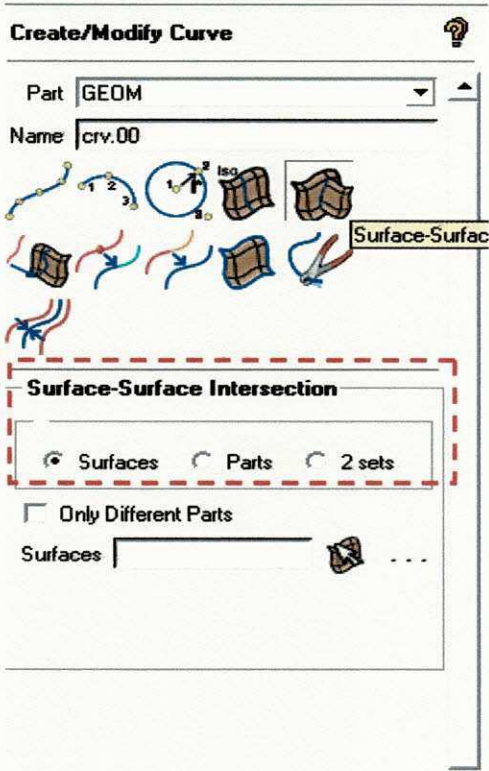


(b)

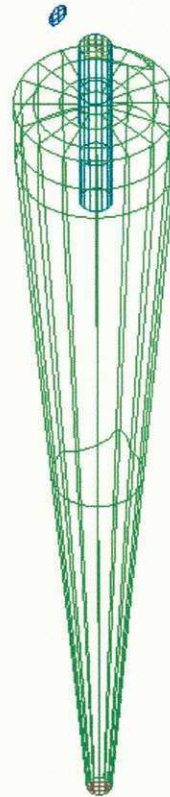
Figura A.4: Construção das superfícies: (a) menu ICEM- CFD (b) superfícies geradas.

- b) Entrada tangencial - Para criar a entrada tangencial é preciso definir os pontos no espaço seguindo os passos já definidos anteriormente, para a construção do círculo ilustrado na Figura A.5.b, referente ao tubo de entrada que será projetado na superfície do hidrociclone. No comando *Create/Modify Curves*, escolhendo-se a opção *Surface-surface intersection* em destaque na Figura A.5.a. fará interseção da superfície do tubo à superfície da parte cilíndrica do hidrociclone. Como mostrado na janela do ICEM CFD Figura A.5.c.

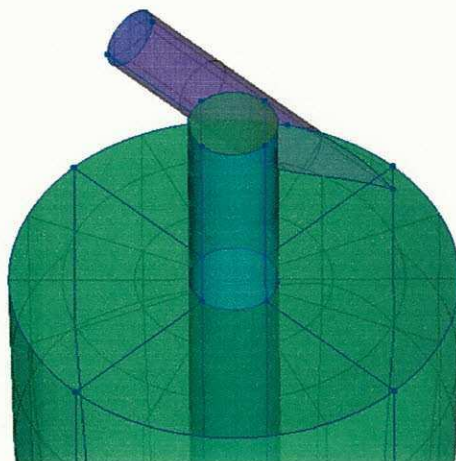
c) Definição das partes - Cada parte do hidrociclone deve ser nomeada no ICEM CFD para essa ser importada para o CFX 11.0. Para nomear as diversas partes que compõem o hidrociclone deve-se clicar com o botão direito *Parts* para abrir a janela como ilustrado na Figura A.6.a. No comando *Create part* escolher a opção *Create Part by Selection* selecionado na Figura A.6.b.



(a)



(b)



(c)

Figura A.5: Construção da entrada tangencial: (a) menu ICEM- CFD (b) Círculo a ser projetado na superfície do hidrociclone. (c) Entrada tangencial.

- a) Sólido ou corpo material – O sólido é criado com base nas superfícies nomeadas do hidrociclone (Figura A.7. b). Esse deve ser criado antes da geração da malha definida no próximo tópico. No comando *Create body* define-se um ponto material, selecionando duas extremidades no qual deseja-se criar o sólido. Seleciona a opção *Centroid of 2 Points Material* em destaque na Figura A.7 a. na janela *Point Location*.

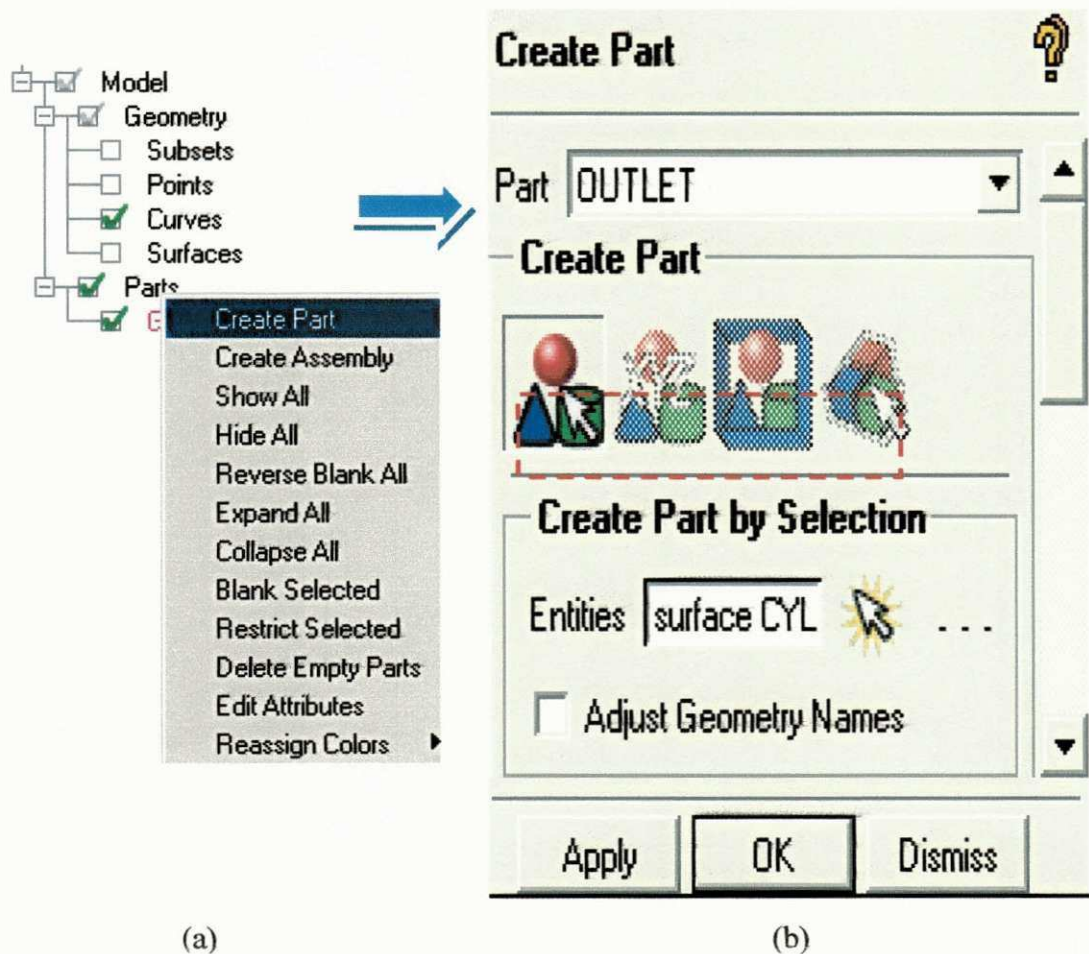
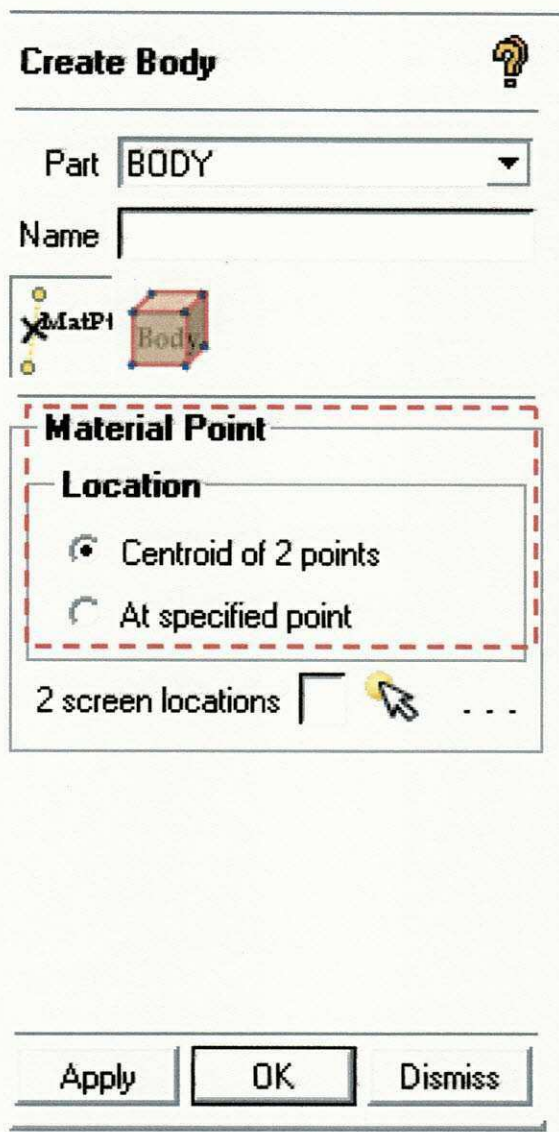


Figura A.6. Criação das partes: (a) primeira janela do ICEM- CFD (b) segunda janela do ICEM- CFD para a criação de partes.



(a)



(b)

Figura A.7: Criação do corpo material: (a) primeira janela do ICEM- CFD (b) segunda janela do ICEM- CFD corpo sólido.

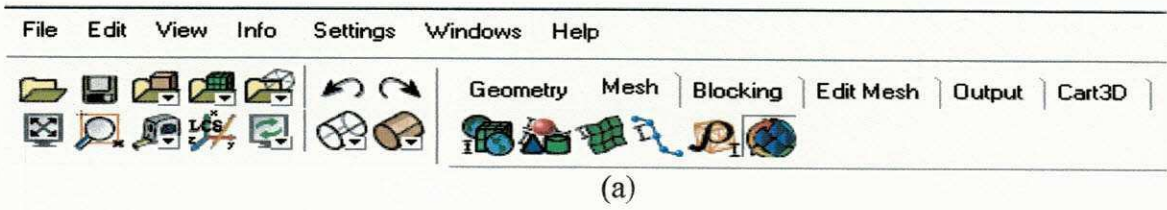
4. Geração da malha

Para a geração da malha utilizou-se a barra de menu e selecionou-se a aba *Mesh* do menu do ICEM-CFD que em seguida abre uma janela com os comandos de geração de malha. Dentre eles foram utilizados três comandos: o *Global Mesh setup*, *Surface Mesh setup* e *Compute* selecionando, da esquerda para direita, o

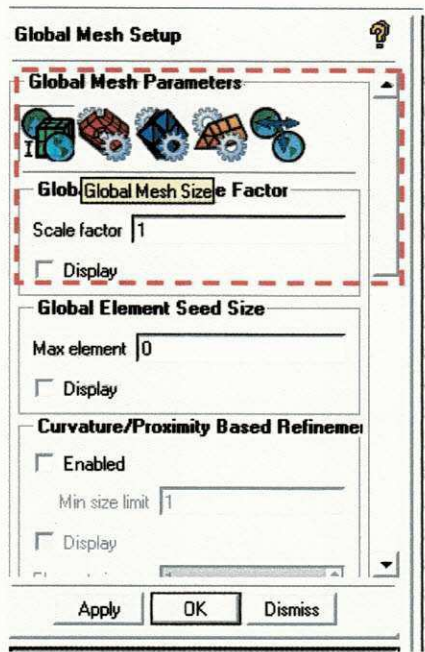
primeiro, o terceiro e o sexto ícones, respectivamente, conforme ilustrado na Figura A.8.a.

- a) *Global Mesh setup* – Nesse comando é definido os parâmetros como o fator de escala determinados no ícone *Global Mesh Size*, em destaque na Figura A.8.b.
- b) *Surface Mesh setup* – Nesse comando define-se o tamanho dos elementos de controle, ilustrado na Figura A.8.c.
- c) *Compute* – A malha foi gerada aplicando os parâmetros pré-definidos nos itens (a) e (b) anterior e aplicando o comando *Compute* no qual define-se o tipo de Malha. No presente estudo escolheu-se o tipo *Tetra/Mixed* na opção *Volume Mesh*, como mostrado na Figura A.8.d.

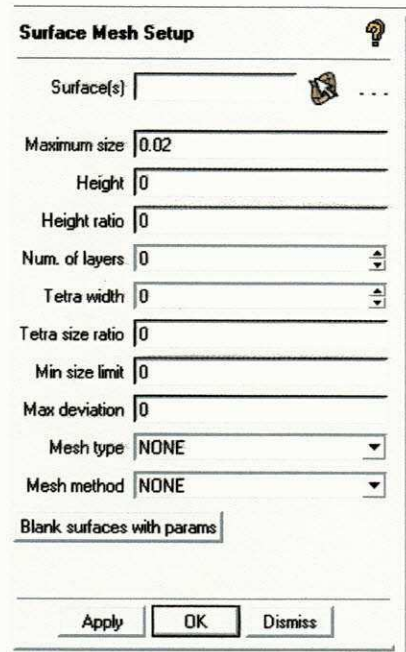
Seguindo todos os passos descritos anteriormente foi possível confeccionar a malha não estruturada no ICEM CFD como ilustrado nas Figuras 3.1 (a), (b), (c) e (d).



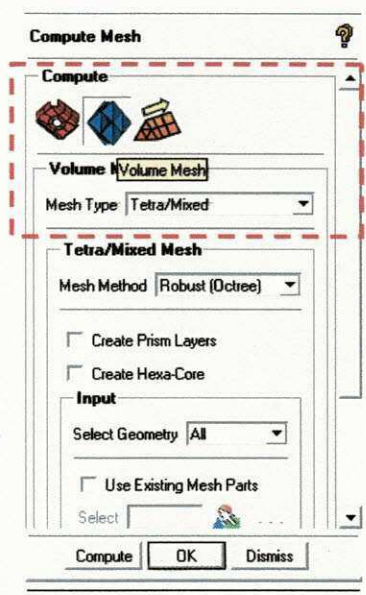
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura A.8: (a) Barra de menu para a criação da malha (b) definição dos parâmetros globais da malha (c) definição do tamanho dos elementos em cada parte da malha (d) janela do comando Compute Mesh do ICEM- CFD para geração da malha.