



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**ANÁLISE DO EFEITO DE VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS SOBRE O
DESEMPENHO DE HIDROCICLONES OTIMIZADOS**

Yanne Novais Kyriakidis

Uberlândia – MG

2014



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**ANÁLISE DO EFEITO DE VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS SOBRE O
DESEMPENHO DE HIDROCICLONES OTIMIZADOS**

Yanne Novais Kyriakidis

Orientadores: Luiz Gustavo Martins Vieira

Marcos Antonio de Souza Barrozo

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Uberlândia – MG

2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

K99a Kyriakidis, Yanne Novais, 1989-
2014 Análise do efeito de variáveis geométricas sobre o desempenho de hidrociclones otimizados / Yanne Novais Kyriakidis. - 2014.
126 f. : il.

Orientador: Luiz Gustavo Martins Vieira.
Coorientador: Marcos Antonio de Souza Barrozo
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia química - Teses. 2. Hidrociclone - Teses. 3. Misturas (Química) - Teses. 4. Dinâmica dos fluidos - Teses. I. Vieira, Luiz Gustavo Martins. II. Barrozo, Marcos Antonio de Souza. III. Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. IV. Título.

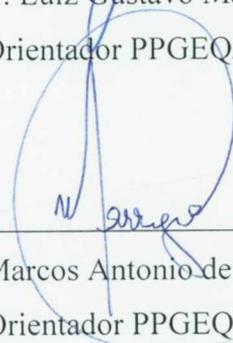
CDU: 66.0

DISSERTAÇÃO DE MESTRADOSUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 21 DE JULHO DE 2014.

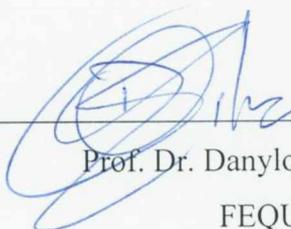
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
Orientador PPGEQ/UFU



Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Barrozo
Orientador PPGEQ/UFU



Prof. Dr. Danylo de Oliveira Silva
FEQUI/UFU



Prof. Dr. Edu Barbosa Arruda
ICTE/UFTM



Prof. Dr. Ricardo Amâncio Malagoni
PPGEQ/UFU

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela Sua compreensão e ajuda em todos os momentos da minha vida. Em igual escala, agradeço à minha mãe e à minha família por me apoiarem nos momentos mais difíceis da vida acadêmica, sempre ajudando-me de todas as formas possíveis, fazendo com que eu persista na busca dos meus objetivos profissionais.

Agradeço também aos meus orientadores, Luiz Gustavo Martins Vieira e Marcos Antonio de Souza Barrozo. Assim como uma orquestra precisa de bons músicos e excelentes maestros para ser conduzida, além de pesquisadores engajados, são necessários orientadores competentes e motivadores para nortear um projeto de pesquisa. Em especial, agradeço ao Luiz Gustavo pela disposição ímpar oferecida em todo o processo de desenvolvimento desta dissertação, bem como na confiança em mim depositada durante todo o trabalho.

À companheira de laboratório, Fernanda Falqueto Salvador, cujo sobrenome faz jus ao papel que desempenhou neste projeto. Diante todas as adversidades, sua contribuição foi essencial para a conclusão deste trabalho: fez com que o mesmo fosse apresentado em menor tempo e ainda com qualidade, seja por meio do conhecimento transmitido e auxílio nos experimentos, seja por meio motivacional. Muito obrigada, Fernanda!

Aos demais colegas de pesquisa: Nathacha Kare Gonçalves Silva, Marcus Paulo Barbosa, Vitor Eddine e Thaynara Silotti que sempre se mostraram dispostos a ajudar.

Aos colegas de mestrado que tornaram essa caminhada muito mais leve e divertida.

Aos amigos que estiveram presentes nessa fase da minha vida. Em especial ao Jordhan Coeli, amigo de longa data, que sempre compreendeu a minha falta de tempo, impulsionou-me a ir adiante e sempre falou o que eu precisava ouvir, fosse bom ou ruim.

Ao Danylo de Oliveira Silva, que sempre colaborou com meu aprendizado a respeito do processo de hidrociclonagem desde meus dias de graduação e, agora como professor, contribuiu para a melhoria desta dissertação.

Aos professores e funcionários da Faculdade de Engenharia Química, que colaboraram de forma direta e indireta para a realização deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade concedida, bem como ao CNPq, à CAPES e à FAPEMIG pelo apoio financeiro durante este trabalho.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram de alguma forma para a execução deste trabalho e que colaboraram para o meu desenvolvimento profissional e pessoal.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
RESUMO	xii
ABSTRACT	xiii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Objetivos	5
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 - Funcionamento de um Hidrociclone	6
2.2 - Principais Variáveis Relacionadas à Hidrociclonagem.....	9
2.2.1 - Capacidade de Processamento	9
2.2.2 - Consumo Energético	9
2.2.3 - Concentração Volumétrica.....	10
2.2.4 - Densidade de Correntes.....	10
2.2.5 - Vazão Volumétrica.....	10
2.2.6 - Razão de Líquido	11
2.2.7 - Eficiência Total	11
2.2.8 - Eficiência Total Reduzida	11
2.2.9 - Eficiência Granulométrica.....	12
2.2.10 - Eficiência Granulométrica Reduzida	12
2.2.11 - Diâmetro de Corte	13
2.2.12 - Diâmetro de Corte Reduzido.....	13
2.3 - Famílias de Hidrociclones.....	13
2.4 - Abordagem Clássica de Separação em Hidrociclones	14
2.4.1 - Grupos Adimensionais	15

2.4.2 - Modelo do Tempo de Residência.....	16
2.5 - Fluidodinâmica Computacional (CFD).....	18
2.6 - Hidrociclones Não Convencionais na FEQUI/UFU	19
2.7 - Trabalhos Correlatos	26
2.7.1 - Hidrociclone com Alimentação Rotacional	26
2.7.2 - Hidrociclone com Cone Interno (ICH)	29
2.7.3 - Hidrociclone com Bastão de Redução de Pressão	32
2.7.4 - Hidrociclone com Diferentes Formatos de <i>Vortex Finder</i>	33
2.7.5 - Hidrociclones com Modificações na Alimentação.....	35
2.7.6 - Hidrociclone Filtrante com Diferentes Diâmetros de <i>Overflow</i>	38
CAPÍTULO 3 - MATERIAL E MÉTODOS.....	41
3.1 - Material Particulado	41
3.2 - Hidrociclones	43
3.3 - Planejamento de Experimentos	45
3.4 - Unidade Experimental.....	47
3.4.2 - Bomba Centrífuga	48
3.4.3 - Medidor de Vazão	49
3.4.4 - Manômetro de <i>Bourdon</i> Digital	49
3.4.5 - <i>Mastersizer</i> e Metodologia para Determinação das Distribuições Granulométricas das Correntes Advindas dos Hidrociclones	49
3.5 - Procedimento Experimental	50
3.6 - Cálculo das Variáveis Associadas à Separação em Hidrociclones	52
3.7 - Simulações	54
3.7.1 - Condições de Contorno e Parâmetros de Simulação.....	55
3.7.2 - Malha Computacional	56
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	63
4.1 - Avaliação da Influência das Variáveis Operacionais sobre o Desempenho do Hidrociclone Otimizado HCOT1.....	64

4.1.1 - Capacidade de Processamento e Número de Euler	67
4.1.2 - Razão de Líquido	73
4.1.3 - Eficiência Total	77
4.1.4 - Diâmetro de Corte Reduzido.....	79
4.1.5 - Parâmetros das Equações de Projeto.....	81
4.2 - Avaliação da Influência das Variáveis Operacionais sobre o Desempenho do Hidrociclone Otimizado HCOT3.....	83
4.2.1 - Número de Euler e Capacidade de Processamento	85
4.2.2 - Razão de Líquido	89
4.2.3 - Eficiência Total	91
4.2.4 - Diâmetro de Corte Reduzido.....	93
4.2.5 - Parâmetros das Equações de Projeto.....	95
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÃO E SUGESTÕES.....	97
5.1 - Conclusão.....	97
5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	100
ANEXO A – FUNÇÕES OBJETIVO UTILIZADAS POR SILVA (2012).....	101
ANEXO B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA HCOT1 E HCOT3 OBTIDOS POR SILVA (2012).....	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104
APÊNDICE A – RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	108
A.1 – Hidrociclones do tipo HCOT1	108
A.2 – Hidrociclones do tipo HCOT3.....	110
APÊNDICE B – RESULTADOS NUMÉRICOS	113
B.1 – Hidrociclones do tipo HCOT1	115
B.1.1 – Distribuições de Pressão Absoluta.....	115
B.1.2 – Perfis de Velocidade Total.....	116
B.1.3 – Perfis de Velocidade Tangencial	118
B.1.4 – Perfis de Velocidade Axial Descendente.....	119

B.2 – Hidrociclones do tipo HCOT3	121
B.2.1 – Distribuições de Pressão Absoluta.....	121
B.2.2 – Perfis de Velocidade Total	122
B.2.3 – Perfis de Velocidade Tangencial	124
B.2.4 – Perfis de Velocidade Axial Descendente.....	125

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Dimensões características de um hidrociclone (Adaptado: VIEIRA, 2006).....	2
Figura 1.2 – Trajetória simplificada da suspensão no interior de um hidrociclone (Adaptado: SVAROVSKY, 1984).	3
Figura 2.1 - Representação esquemática do escoamento helicoidal existente em um hidrociclone (Adaptado: SILVA, 2012).	7
Figura 2.2 – (i) Dimensões características do hidrociclone otimizado; (ii) Malha computacional desenvolvida, vista superior (1a) e lateral (1b) da região do duto de alimentação (Adaptado: KYRIAKIDIS; VIEIRA, 2010).	27
Figura 2.3 - Perfis simulados de velocidade tangencial para o hidrociclone de alimentação convencional (HC11), de alimentação com rotação horária (HC11H) e anti-horária (HC11A) (Adaptado: KYRIAKIDIS; VIEIRA, 2010).	28
Figura 2.4 – Esquema estrutural dos hidrociclones: 1- duto de <i>overflow</i> ; 2 - entrada tangencial; 3 - tronco de cone; 4 - duto de <i>underflow</i> (Adaptado: ZHAO <i>et al.</i> , 2012).....	30
Figura 2.5 – Perfis de fração volumétrica de gás para: (i) hidrociclone original; (ii) ICH – hidrociclone com cone interno (Adaptado: ZHAO <i>et al.</i> , 2012).	31
Figura 2.6 – Estrutura de um hidrociclone com bastão de redução de pressão (Adaptado: WANG e WANG, 2012).	32
Figura 2.7 – Modelos de <i>vortex finder</i> tipo coifa (Adaptado: SILVA, 2012).	34
Figura 2.8 – Diferentes tipos de alimentação: (O) original, (A) entrada dupla com metade da espessura do duto de alimentação, (B) entrada dupla com a mesma espessura original, (C) entrada quádrupla com metade da espessura do duto de alimentação original (Adaptado: HWANG <i>et al.</i> , 2013).	35
Figura 2.9 – Distribuição de velocidades: a - visão superior dos equipamentos, b - visão lateral dos hidrociclones (Adaptado: HWANG <i>et al.</i> , 2013).	36
Figura 2.10 – Diferentes modificações de entrada: (D) cone superior 30°, (E) cone superior 45°, (F) cone superior 60°, (G) caminho-guia 180°, (H) caminho-guia 270° (Adaptado: HWANG <i>et al.</i> , 2013).	37
Figura 2.11 – Comparação entre os diferentes modelos de hidrociclones simulados segundo distribuição de velocidades (Adaptado: HWANG <i>et al.</i> , 2013).	37
Figura 2.12 – Perfis de velocidade rotacional para os hidrociclones filtrantes FH1 ($D_o/D_c = 0,19$), FH2 ($D_o/D_c = 0,27$) e FH3 ($D_o/D_c = 0,35$) (Adaptado: VIEIRA; BARROZO, 2014). ..	40

Figura 3.1 – Distribuição granulométrica do material particulado.....	42
Figura 3.2 – Partes constituintes do hidrociclone montado segundo esquema modular (Adaptado: VIEIRA, 2006).	44
Figura 3.3 – (a) Hidrociclone HCOT1 e (b) Hidrociclone HCOT3.	44
Figura 3.4 – Dutos de <i>vortex finder</i> : (a) hidrociclone HCOT1, (b) hidrociclone HCOT3; (c) Dutos de <i>underflow</i>	47
Figura 3.5 – Unidade experimental (Adaptado: SALVADOR, 2013).	48
Figura 3.6 – Medidor de vazão tipo Coriolis: (I) sensor instalado na linha e (II) <i>display</i> com transmissor de dados de vazão (SALVADOR, 2013).	49
Figura 3.7 – Resultados simulados para a variável razão de líquido no hidrociclone HCOT1 para uma malha computacional de 336000 células.	56
Figura 3.8 – Resultados simulados para a variável queda de pressão no hidrociclone HCOT1 para uma malha computacional de 336.000 células.	57
Figura 3.9 – Resultados de razão de líquido e queda de pressão simulados para diversas malhas computacionais de geometria HCOT1.	58
Figura 3.10 - Desvio da queda de pressão simulada em relação à média das quatro malhas mais refinadas.....	58
Figura 3.11 – Duração da simulação de 2,0 s de escoamento do hidrociclone HCOT1 para diversas malhas computacionais.....	60
Figura 3.12 – Malha computacional final para o hidrociclone HCOT1 (107.000 células): (a) visão geral, (b) detalhe da malha.	61
Figura 3.13 – Plano analisado para os perfis resultantes das simulações.....	62
Figura 4.1 – Resultados experimentais para os hidrociclones de geometria HCOT1 com comprimento de <i>vortex finder</i> igual a 1,0 mm: (a) vazão volumétrica de alimentação e (b) eficiência total.....	64
Figura 4.2 – Resultados experimentais médios para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones do tipo HCOT1.....	67
Figura 4.3 – Perfis de velocidade tangencial simulados em uma linha situada a 9 mm do orifício de <i>underflow</i> , para hidrociclones do tipo HCOT1 de ℓ 12,0 mm e D_U de: (a) 3 mm e (b) 5 mm.	68
Figura 4.4 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12 mm.	69

Figura 4.5 – Superfície de Resposta para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones HCOT1.....	70
Figura 4.6 – Resultados experimentais médios para o número de Euler dos hidrociclones do tipo HCOT1.....	70
Figura 4.7 – Superfície de Resposta para o número de Euler dos hidrociclones HCOT1.....	71
Figura 4.8 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.....	72
Figura 4.9 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT1 de ℓ 12,0 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.....	72
Figura 4.10 – Resultados experimentais médios para a razão de líquido dos hidrociclones do tipo HCOT1.....	73
Figura 4.11 – Perfis de velocidade axial descendente para os hidrociclones do tipo HCOT1 para ℓ 12 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.....	74
Figura 4.12 – Superfície de Resposta para a razão de líquido dos hidrociclones HCOT1.....	74
Figura 4.13 – Linhas de corrente obtidas ao fim das simulações para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e diversos ℓ	75
Figura 4.14 – Vetores de velocidade total próximo ao orifício de <i>underflow</i> para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.....	76
Figura 4.15 – Vetores de velocidade axial próximo ao duto de <i>vortex finder</i> para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0 e 12,0 mm.....	76
Figura 4.16 – Resultados experimentais médios para a eficiência total dos hidrociclones do tipo HCOT1.....	77
Figura 4.17 – Superfície de Resposta para a eficiência total dos hidrociclones HCOT1.....	78
Figura 4.18 – Perfis de velocidade tangencial simulados para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.....	79
Figura 4.19 – Resultados experimentais médios para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones do tipo HCOT1.....	80
Figura 4.20 – Superfície de Resposta para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones HCOT1.....	81
Figura 4.21 – Resultados experimentais para os hidrociclones de geometria HCOT3 com comprimento de <i>vortex finder</i> igual a 1 mm: (a) vazão volumétrica de alimentação, (b) eficiência total.....	83

Figura 4.22 – Resultados experimentais médios para o número de Euler dos hidrociclones do tipo HCOT3.....	85
Figura 4.23 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT3 de ℓ 12,0 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.....	86
Figura 4.24 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.....	86
Figura 4.25 – Resultados experimentais médios para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones do tipo HCOT3.....	87
Figura 4.26 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.....	88
Figura 4.27 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de ℓ 12,0 mm e D_U 4 e 5 mm.....	88
Figura 4.28 – Resultados experimentais médios para a razão de líquido dos hidrociclones do tipo HCOT3.....	89
Figura 4.29 – Superfície de Resposta para a razão de líquido dos hidrociclones HCOT3.....	90
Figura 4.30 – Correntes oriundas da separação no hidrociclone do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0 mm.....	91
Figura 4.31 – Resultados experimentais médios para a eficiência total dos hidrociclones do tipo HCOT3.....	91
Figura 4.32 – Perfis de velocidade axial descendente simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.....	92
Figura 4.33 – Perfis de velocidade tangencial simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.....	93
Figura 4.34 – Resultados experimentais médios para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones do tipo HCOT3.....	94
Figura 4.35 – Superfície de Resposta para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones HCOT3.....	94
Figura B.1 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	115
Figura B.2 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	115
Figura B.3 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	116

Figura B.4 – Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	116
Figura B.5 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	117
Figura B.6 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	117
Figura B.7 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	118
Figura B.8 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	118
Figura B.9 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	119
Figura B.10 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	119
Figura B.11 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	120
Figura B.12 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	120
Figura B.13 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	121
Figura B.14 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	121
Figura B.15 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	122
Figura B.16 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	122
Figura B.17 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	123
Figura B.18 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	123
Figura B.19 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	124

Figura B.20 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	124
Figura B.21 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.....	125
Figura B.22 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	125
Figura B.23 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	126
Figura B.24 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.	126

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Relações Geométricas de algumas famílias clássicas de hidrociclones (Adaptado: SVAROVSKY, 1984; CRUZ, 2008).....	14
Tabela 3.1 – Dimensões geométricas dos hidrociclones estudados	43
Tabela 3.2 – Intervalo experimental dos fatores ℓ e D_U	45
Tabela 3.3 – Valores das variáveis codificadas.....	46
Tabela 3.4 – Matriz de Planejamento para estudo dos efeitos de ℓ e D_U sobre o desempenho dos hidrociclones HCOT1 e HCOT3	46
Tabela 3.5 – Desvios experimentais das grandezas analisadas	52
Tabela 3.6 – Detalhes do teste de independência de malha.....	59
Tabela 4.1 – Resultados experimentais deste trabalho para o hidrociclone HCOT1 comparados com aqueles encontrados por Silva (2012) para $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm.	66
Tabela 4.2 – Valores dos parâmetros K e A (Equação 3.7) para os hidrociclones do tipo HCOT1, juntamente com seus respectivos desvios padrão.....	82
Tabela 4.3 – Valores dos parâmetros B e C (Equação 3.8) para os hidrociclones do tipo HCOT1, juntamente com seus respectivos desvios padrão.....	82
Tabela 4.4 – Resultados experimentais deste trabalho para o hidrociclone HCOT3 comparados com aqueles encontrados por Silva (2012) para $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm.	84
Tabela 4.5 – Valores dos parâmetros K e A (Equação 3.7) para os hidrociclones do tipo HCOT3, juntamente com seus respectivos desvios padrão.....	95
Tabela 4.6 – Valores dos parâmetros B e C (Equação 3.8) para os hidrociclones do tipo HCOT3, juntamente com seus respectivos desvios padrão.....	95
Tabela An.1 – Resultados experimentais do hidrociclone HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm (SILVA, 2012)	103
Tabela An.2 – Resultados experimentais do hidrociclone HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm (SILVA, 2012)	103
Tabela A.1 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 1,0$ mm	108
Tabela A.2 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 6,5$ mm	108
Tabela A.3 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 12,0$ mm	108
Tabela A.4 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 1,0$ mm	109
Tabela A.5 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 6,5$ mm	109

Tabela A.6 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 12,0$ mm	109
Tabela A.7 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 1,0$ mm	109
Tabela A.8 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 6,5$ mm	110
Tabela A.9 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm	110
Tabela A.10 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 1,0$ mm	110
Tabela A.11 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 6,5$ mm	110
Tabela A.12 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 12,0$ mm	111
Tabela A.13 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 1,0$ mm	111
Tabela A.14 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 6,5$ mm	111
Tabela A.15 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 12,0$ mm	111
Tabela A.16 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 1,0$ mm	112
Tabela A.17 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 6,5$ mm	112
Tabela A.18 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm	112
Tabela B.1 - Resultados numéricos de $-\Delta P$ para hidrociclones do tipo HCOT1 simulados na queda de pressão de 147 kPa	113
Tabela B.2 - Resultados numéricos de R_L para hidrociclones do tipo HCOT1 em comparação com resultados experimentais entre parênteses	113
Tabela B.3 - Resultados numéricos de $-\Delta P$ para hidrociclones do tipo HCOT3 simulados na queda de pressão de 147 kPa	114
Tabela B.4 - Resultados numéricos de R_L para hidrociclones do tipo HCOT3 em comparação com resultados experimentais entre parênteses	114

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Constante característica de uma família de hidrociclones, $[M^0L^0T^0]$
B	Constante característica de uma família de hidrociclones, $[M^0L^0T^0]$
C	Constante característica de uma família de hidrociclones, $[M^0L^0T^0]$
C_{VA}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
C_{Vi}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente i , $[M^0L^0T^0]$
C_{VU}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
C_{y50}	Número característico de ciclone, $[M^0L^0T^0]$
C_{WA}	Concentração mássica de sólidos na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
C_{Wi}	Concentração mássica de sólidos na corrente i , $[M^0L^0T^0]$
C_{WU}	Concentração mássica de sólidos na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
d_{50}	Diâmetro de Corte, $[M^0L^1T^0]$
d'_{50}	Diâmetro de Corte Reduzido, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2}$	Parâmetro ajustado do modelo RRB, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2A}$	Parâmetro $d_{63,2}$ do modelo RRB para a corrente de alimentação, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2U}$	Parâmetro $d_{63,2}$ do modelo RRB para a corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^1T^0]$
D_c	Diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
D_i	Diâmetro do duto de alimentação do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
D_o	Diâmetro do duto de <i>overflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
d_p	Diâmetro da partícula, $[M^0L^1T^0]$
D_U	Diâmetro do orifício de <i>underflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
Eu	Número de Euler, $[M^0L^0T^0]$
G	Eficiência granulométrica, $[M^0L^0T^0]$
G'	Eficiência granulométrica reduzida, $[M^0L^0T^0]$
K	Constante característica de uma família de hidrociclones, $[M^0L^0T^0]$

L	Comprimento total do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
L_l	Comprimento da seção cilíndrica do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
ℓ	Comprimento do <i>vortex finder</i> , $[M^0L^1T^0]$
n	Parâmetro ajustado do modelo RRB, $[M^0L^0T^0]$
n_A	Parâmetro ajustado n do modelo RRB para a corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
n_U	Parâmetro ajustado n do modelo RRB para a corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
Q	Vazão volumétrica da corrente de alimentação do hidrociclone, $[M^0L^3T^{-1}]$
Q_i	Vazão volumétrica da corrente i , $[M^0L^3T^{-1}]$
Q_U	Vazão volumétrica da corrente de <i>underflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^3T^{-1}]$
Re	Número de Reynolds, $[M^0L^0T^0]$
R_L	Razão de líquido, $[M^0L^0T^0]$
Stk_{50}	Número de Stokes, $[M^0L^0T^0]$
u_c	Velocidade do fluido na seção cilíndrica, $[M^0L^1T^{-1}]$
v_i	Velocidade de alimentação da partícula, $[M^0L^1T^{-1}]$
v_r	Velocidade radial da partícula, $[M^0L^1T^{-1}]$
v_z	Velocidade axial da partícula, $[M^0L^1T^{-1}]$
T	Tempo de residência da partícula no hidrociclone, $[M^0L^0T^1]$
W	Vazão mássica da corrente de alimentação, $[M^1L^0T^{-1}]$
W_i	Vazão mássica da corrente i , $[M^1L^0T^{-1}]$
W_U	Vazão mássica da corrente de <i>underflow</i> , $[M^1L^0T^{-1}]$
X	Fração mássica de partículas iguais ou menores do que d_p na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
$X1$	Variável comprimento de <i>vortex finder</i> codificada, $[M^0L^0T^0]$
$X2$	Variável diâmetro do orifício de <i>underflow</i> codificada, $[M^0L^0T^0]$

X_U	Fração mássica de partículas iguais ou menores do que d_p na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
Y	Resposta analisada na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$

Símbolos Gregos

$-\Delta P$	Queda de pressão, $[M^1L^{-1}T^{-2}]$
α	Nível de significância, $[M^0L^0T^0]$
β_0	Intercepto na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
β_1	Efeito linear da variável X_1 na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
β_{11}	Efeito quadrático da variável X_1 na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
β_{12}	Efeito de interação das variáveis X_1 e X_2 na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
β_2	Efeito linear da variável X_2 na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
β_{22}	Efeito quadrático da variável X_2 na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
γ	Plano analisado de resultados simulados, $[M^0L^0T^0]$
η	Eficiência total, $[M^0L^0T^0]$
η'	Eficiência total reduzida, $[M^0L^0T^0]$
θ	Ângulo da parte cônica do hidrociclone, $[^\circ]$
μ	Viscosidade do fluido, $[M^1L^{-1}T^{-1}]$
ρ	Densidade do fluido de trabalho, $[M^1L^{-3}T^0]$
ρ_s	Densidade dos sólidos, $[M^1L^{-3}T^0]$
ρ_i	Densidade da corrente i , $[M^1L^{-3}T^0]$
σ_i	Desvio relativo da variável i , $[M^0L^0T^0]$

RESUMO

Hidrociclones são equipamentos destinados à separação sólido-líquido amplamente difundidos no meio industrial. Entre suas vantagens estão a geometria compacta, de simples construção, baixo custo de manutenção e alta eficiência de separação. A depender da finalidade almejada (concentração ou classificação), é possível potencializar o desempenho dos hidrociclones mediante a otimização de variáveis geométricas de simples modificação, como o diâmetro do orifício de *underflow* e comprimento do *vortex finder*. O estudo dos hidrociclones não convencionais sempre foi objeto de pesquisa da FEQUI/UFU. Nesse contexto, o objetivo deste trabalho foi estudar, experimentalmente e numericamente, o efeito da alteração do diâmetro do orifício de *underflow* e comprimento de *vortex finder* nos hidrociclones convencionais otimizados HCOT1 e HCOT3. Para tanto, os ensaios experimentais foram conduzidos com suspensão aquosa de “quartzito” por meio de planejamentos fatoriais a três níveis das variáveis estudadas. De acordo com os principais resultados, o hidrociclone HCOT1 apresentou decréscimos médios de 16% no consumo energético para maiores níveis de D_U , o que implicou em capacidades de processamento aproximadamente 9% maiores para o mesmo, ao passo que sua eficiência total foi também majorada em 9% e seu diâmetro de corte reduzido foi diminuído em 51%. Ainda, observou-se uma variação não linear das respostas analisadas com ℓ , sendo que comprimentos intermediários dessa variável favoreceram a separação. Em se tratando do hidrociclone otimizado HCOT3, o mesmo mostrou-se indiferente a variações de comprimento de *vortex finder* na região de busca estudada, enquanto que a diminuição do diâmetro *underflow* nesse equipamento proporcionou separação igualmente eficiente como aquela observada em maiores níveis dessa variável, ao mesmo tempo que diminuiu a quantidade de líquido descarregada na corrente de *underflow* em 85%. Isso torna o hidrociclone HCOT3 com menor diâmetro de orifício de *underflow* extremamente interessante na separação de material particulado de granulometria maior do que a utilizada.

Palavras-chave: hidrociclone, otimização, HCOT1, HCOT3.

ABSTRACT

Hydrocyclones are equipment for solid-liquid separation broadly used in industry. Among its advantages, there are the compact geometry, simple construction, low maintenance costs and high separation efficiency. Depending on the desired purpose (concentration or classification), it is possible to enhance the performance of the hydrocyclone through the optimization of geometric variables, which are of simple modification, as the underflow orifice diameter and the length of the vortex finder. The study of non-conventional hydrocyclones has always been object of research in FEQUI/UFU. In this context, the aim of this work was to study experimentally and numerically, the effect of changing the underflow orifice diameter and the length of the vortex finder in optimized conventional hydrocyclones HCOT1 and HCOT3. To this end, experimental tests were conducted with aqueous suspension of "quartzite" through factorial design at three levels of the variables studied. According to the main results, the hydrocyclone HCOT1 showed average decreases of 16% in energy consumption for higher levels of D_U , which resulted in processing capabilities approximately 9% higher for this equipment, while their overall efficiency was also increased by 9% and its reduced cut size diameter was decreased by 51%. Still, there was a non-linear variation of the analyzed responses with ℓ , as intermediate length of this variable favored the separation. In terms of the optimized hydrocyclone HCOT3, it seems to be indifferent to variations in the length of vortex finder on the studied domain, while the decrease in diameter of the underflow orifice in this equipment also provided efficient separation such as that observed in higher levels of this variable, at the same time it decreased the amount of liquid discharged in the underflow stream by 85%. This makes the hydrocyclone HCOT3 with the smallest diameter of the underflow orifice extremely interesting in the separation of particulate material larger than the particle size used.

Keywords: hydrocyclone, optimization, HCOT1, HCOT3.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Os hidrociclones são equipamentos cuja finalidade é a separação sólido-líquido ou líquido-líquido em campo centrífugo, podendo ser empregados com o intuito de classificar ou concentrar a fase dispersa. O princípio de separação desses equipamentos é a sedimentação centrífuga, ou seja, a suspensão é submetida a acelerações centrífugas, as quais promovem a separação das duas fases. Esse princípio de funcionamento é o mesmo utilizado nas centrífugas, entretanto, os hidrociclones não possuem partes móveis, o que faz com que esses equipamentos sejam de fácil construção e manutenção, com custo operacional reduzido. Por esse motivo são largamente utilizados no setor industrial (SVAROVSKY, 2000).

Há mais de um século, os hidrociclones foram empregados inicialmente na separação da areia da água. Nos dias de hoje, seu uso foi diversificado e vários são os setores industriais que o empregam na separação sólido-líquido ou líquido-líquido, tais como as indústrias: química, petroquímica, de alimentos, têxtil, de tratamento de efluentes, extrativista, processamento mineral etc.

A razão das dimensões geométricas (representadas na Figura 1.1) pelo diâmetro da parte cilíndrica do equipamento caracteriza uma família de hidrociclones. Cada família possui determinadas propriedades de separação, sendo empregadas para separar partículas de acordo com seu tamanho (classificação) ou para o espessamento de uma das correntes (concentração da corrente de *underflow*). As famílias convencionais de hidrociclones são amplamente descritas na literatura, enquanto que outras surgem pela necessidade de atender a demandas industriais específicas.

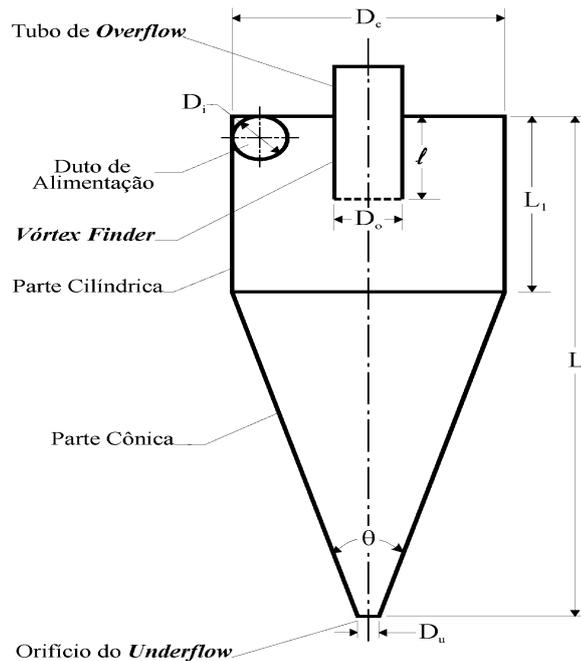


Figura 1.1 – Dimensões características de um hidrociclone (Adaptado: VIEIRA, 2006)

Foi observado que mesmo os hidrociclones das famílias convencionais podem apresentar alta eficiência de separação quando empregadas, no processo, partículas com diâmetros entre 5 e 400 μm . Devido a essa grande versatilidade, os hidrociclones geralmente são utilizados em processos de deslamagem, fracionamento, espessamento, classificação seletiva, pré-concentração, recuperação de líquidos etc (VIEIRA, 2006).

A alta eficiência desses equipamentos deve-se às grandes acelerações centrífugas geradas pela alimentação da suspensão sob pressão, tangencialmente à parte cilíndrica e no topo da mesma, o que provoca um movimento rotacional. Esse movimento gera acelerações centrífugas que atuam diretamente nas partículas, formando um vórtice junto à parede interna do equipamento, denominado vórtice externo. Devido à restrição ao escoamento imposta pelo orifício de *underflow*, parte da suspensão é descarregada nesse duto e a outra parte segue caminho inverso ao vórtice externo, formando um vórtice (dito interno) com movimento espiral, de rotação e direção contrárias ao primeiro. Assim, a parcela da suspensão que percorre o vórtice interno encontra parte do duto de *overflow* que se projeta dentro da parte cilíndrica do equipamento (o chamado *vortex finder*), sendo, por fim, descarregada. A Figura 1.2 mostra esquematicamente a trajetória da suspensão no interior de um hidrociclone convencional.

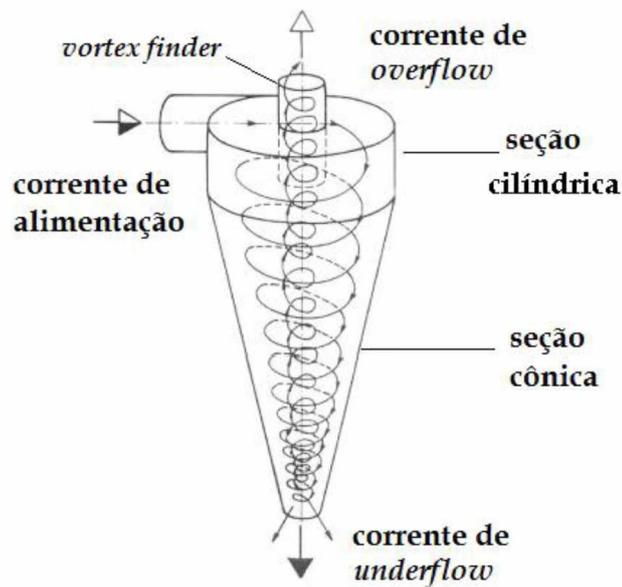


Figura 1.2 – Trajetória simplificada da suspensão no interior de um hidrociclone (Adaptado: SVAROVSKY, 1984).

Via de regra, o conhecimento do escoamento interno em hidrociclones é essencial para compreender a dinâmica da separação e avaliar a trajetória da suspensão, que, por sua vez, permite prever a distribuição de correntes de saída do equipamento.

Em função da imensa aplicabilidade dos hidrociclones no ramo industrial, vários estudos têm sido realizados objetivando a otimização da separação, o que impulsiona a concepção de novas famílias, mais adequadas ao propósito almejado com a hidrociclonagem.

Nesse contexto, a Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI/UFU) sempre se mostrou dedicada aos estudos relacionados à separação de particulados, tendo em vista a localização geográfica da Universidade. É de conhecimento público que na região do Triângulo Mineiro e parte do interior de Goiás há uma elevada demanda destes separadores, especialmente na área mineral e metalúrgica.

Posto isso, um dos primeiros trabalhos realizados com hidrociclones não convencionais na FEQUI/UFU foi conduzido por Lanna *et al.* (1992), no qual os autores estudaram a influência da inserção de um tronco de cone feito de nylon em um hidrociclone de geometria Bradley. Em seguida, diversos pesquisadores (SOUZA, 1999; VIEIRA, 2001; ARRUDA *et al.*, 2002; ARRUDA, 2003) deram continuidade aos estudos através da utilização de um tronco de cone fabricado em bronze sinterizado. Nesses quatro trabalhos citados anteriormente, os autores verificaram como a filtração na nova matriz porosa

interferiu na *performance* de hidrociclones das famílias Bradley, Rietema, Krebs e Demco, respectivamente. Todos os trabalhos citados contribuíram positivamente para a pesquisa na área da hidrociclonagem, seja em termos de redução de custos operacionais, seja para a descoberta de quais famílias sofriam influência ou não da inserção de um tronco de cone permeável sobre sua eficiência de coleta.

De posse dos resultados obtidos por seus antecessores, Vieira (2006) propôs o primeiro estudo de otimização geométrica de hidrociclones da FEQUI/UFU, visando encontrar níveis ótimos para variáveis de projeto de hidrociclones. Por meio de um Planejamento Composto Central (PCC), seu trabalho deu origem a 25 famílias de hidrociclones com relações geométricas diferentes entre si e até então inéditas. Assim, o autor conseguiu definir, por meio de experimentação e fluidodinâmica computacional, uma geometria ótima que foi capaz de oferecer alta eficiência de separação a um baixo custo energético, denominada de hidrociclone H11. Seu resultado promissor instigou Almeida (2008) a investigar, para o hidrociclone otimizado, dimensões ótimas das variáveis operacionais: comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U). Seus ensaios experimentais revelaram a possibilidade de aperfeiçoar ainda mais a geometria proposta por Vieira (2006).

Pouco tempo depois, a investigação de hidrociclones não convencionais por meio de otimizações na geometria dos equipamentos foi consolidada com o trabalho de Silva (2012). O autor obteve hidrociclones convencionais (nomenclatura utilizada pelo autor para se referir a hidrociclones não-filtrantes) ótimos através da técnica da superfície de respostas aliada a uma técnica de otimização – o algoritmo de Evolução Diferencial. O primeiro hidrociclone encontrado pelo mesmo forneceu uma eficiência global máxima, estabelecida uma restrição para o consumo energético. A esse hidrociclone foi dado o nome de **Hidrociclone Convencional OTimizado 1 (HCOT1)**, pois correspondia ao primeiro caso de otimização feito pelo autor. De forma análoga, em seu terceiro estudo de caso, Silva (2012) ainda propôs outra geometria ótima que apresentava o menor número de Euler possível para um nível de eficiência de separação razoável, hidrociclone este denominado de **Hidrociclone Convencional OTimizado 3 (HCOT3)**.

Tendo em vista o exposto, é notável o engajamento dos pesquisadores da FEQUI/UFU no estudo do processo de hidrociclonagem utilizando equipamentos não-convencionais. A contribuição individual de cada um desses trabalhos é inestimável. Porém, acredita-se haver

espaço para maiores desenvolvimentos científicos relacionados a estes separadores, incluindo-se, nesse aspecto, a execução da presente proposta.

1.1 - Objetivos

Tendo em vista o breve histórico da FEQUI/UFU no desenvolvimento da pesquisa em hidrociclones, o objetivo geral deste trabalho foi dar continuidade aos promissores estudos realizados por Silva (2012), a fim de avaliar o efeito das variáveis geométricas diâmetro de *underflow* (D_U) e comprimento de *vortex finder* (ℓ) no processo de separação dos equipamentos otimizados por Silva (2012).

A fim de potencializar o desempenho dos hidrociclones com geometrias otimizadas, foram propostos estudos experimentais e numéricos para se observar os efeitos de tais variáveis na separação destes equipamentos. Com isso, espera-se que as vantagens até então alcançadas pelos hidrociclones HCOT1 e HCOT3 (otimizados para maximização da eficiência total e minimização do número de Euler, respectivamente) possam ser potencializadas.

Por sua vez, os objetivos específicos do presente trabalho foram:

- Avaliar o efeito de três comprimentos diferentes de *vortex finder* no desempenho do hidrociclone de geometria otimizada por Silva (2012) para máxima eficiência: Hidrociclone Convencional Otimizado 1 (HCOT1);
- Avaliar o efeito de três comprimentos diferentes de *vortex finder* no desempenho do hidrociclone de geometria otimizada por Silva (2012) para menor número de Euler: Hidrociclone Convencional Otimizado 3 (HCOT3);
- Avaliar o efeito de três diferentes diâmetros do orifício de *underflow* no desempenho do hidrociclone HCOT1;
- Avaliar o efeito de três diferentes diâmetros do orifício de *underflow* no desempenho do hidrociclone HCOT3;
- Por fim, aplicar, subsidiariamente, técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD), no intuito de obter particularidades do escoamento interno dos hidrociclones, e assim fundamentar as tendências observadas nos resultados experimentais;

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os princípios básicos de funcionamento de um hidrociclone, bem como as definições das variáveis pertinentes ao processo de hidrociclonagem. Além disso, uma revisão da literatura é conduzida sobre as relações geométricas que definem as famílias clássicas de hidrociclones e alguns dos métodos clássicos de abordagem da separação nesses equipamentos. Não obstante, um breve histórico da fluidodinâmica computacional é feito e, ao final do capítulo, é apresentada uma revisão dos estudos a respeito de hidrociclones não convencionais realizados tanto na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia quanto em outras instituições.

2.1 - Funcionamento de um Hidrociclone

Hidrociclones são equipamentos que promovem a separação sólido-líquido e líquido-líquido através de um campo centrífugo. A suspensão é alimentada, sob pressão, tangencialmente à parte cilíndrica do hidrociclone, induzindo o fluido a realizar um movimento rotacional que, por sua vez, gera um forte campo centrífugo, o qual é o principal responsável pelo processo de separação (SVAROVSKY, 1984).

No processo de separação, o movimento rotacional da suspensão gera acelerações centrífugas, que atuam no material particulado alimentado, forçando as partículas a se moverem em direção à parede do equipamento. À medida que a suspensão adentra a parte cônica, a seção transversal disponível ao escoamento diminui, portanto a velocidade da suspensão aumenta, induzindo a mistura fluido-partícula a aumentar seu movimento rotacional. Como há a diminuição da área transversal até o orifício de *underflow*, esta restrição ao escoamento permite que somente parte da suspensão alimentada no hidrociclone seja descarregada por esse duto. Por conseguinte, a outra parcela da suspensão que não foi

descarregada na corrente de *underflow* é obrigada a seguir um movimento helicoidal contrário ao anterior, gerando um vórtice interno com sentido de rotação contrário àquele que o levou ao orifício de *underflow*, o que força parte da suspensão a sair pelo orifício de *overflow* (VIEIRA, 2006). Um esquema do movimento realizado pela suspensão alimentada em um hidrociclone é mostrado na Figura 2.1.

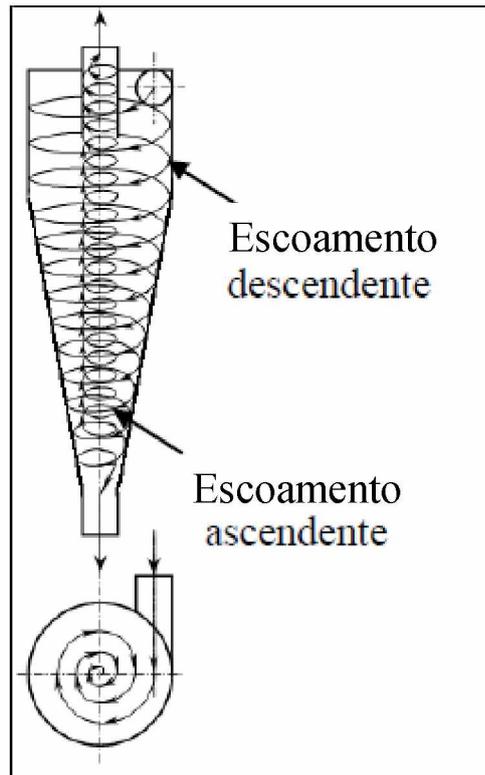


Figura 2.1 - Representação esquemática do escoamento helicoidal existente em um hidrociclone (Adaptado: SILVA, 2012).

Desse modo, a coleta de partículas em um hidrociclone ocorre devido à atuação de três forças decorrentes do movimento rotacional do fluido: força centrífuga (criada pelo movimento rotacional), força de empuxo (devido à diferença de densidade entre o fluido e a partícula) e força de arraste (inerente ao escoamento multifásico). O balanço dessas forças determina a velocidade terminal da partícula, que depende da sua forma e de seu tamanho, bem como das propriedades do fluido. A partícula que possui densidade maior do que a do fluido em escoamento experimenta uma maior força centrífuga, o que faz com que a mesma atinja a parede do hidrociclone em seu caminho ao orifício de *underflow*. Tal fato faz com que a partícula em questão seja descarregada na corrente de *underflow*. Portanto, uma partícula é

dita coletada se conseguir atingir a parede interna do equipamento. Já as partículas menores, por possuírem menor velocidade terminal, não terão tempo suficiente para alcançar a parede do equipamento, sendo arrastadas para o vórtice interno e descarregadas na corrente de *overflow* (SCHAPPEL; CHASE, 1998).

Como pode-se observar, o escoamento da suspensão em hidrociclones é complexo e as velocidades atuantes no processo podem ser decompostas em três componentes: axial, radial e tangencial. A componente tangencial da velocidade é a principal delas, uma vez que é a responsável pela geração das forças centrífugas e de cisalhamento que atuam no equipamento, forças estas que não permitem que haja o acúmulo de sólidos na parede do hidrociclone. Já as componentes axial e radial da velocidade são diretamente responsáveis pela coleta de partícula. A transferência de quantidade de movimento de uma componente para outra é constante, especialmente próximo ao orifício de *underflow*, onde o fluido cede energia do movimento rotacional para as componentes radial e axial da velocidade (SCHAPPEL; CHASE, 1998).

Dado que o campo centrífugo é dito como o principal responsável pelo processo de separação, existe outro fenômeno que ocorre concomitante a este e que contribui para a separação das duas fases, denominado popularmente de *Efeito T*. Isso quer dizer que uma suspensão mesmo sendo alimentada a baixas velocidades num hidrociclone, independentemente das forças centrífugas, haverá uma divisão da suspensão entre os orifícios de *underflow* e *overflow*. Verifica-se que a própria divisão de fluxos da suspensão, por si só, já seria capaz de promover o arraste da fase dispersa para um dos seus orifícios de descarga (*underflow* ou *overflow*). Este arraste inerente ao escoamento e independente da existência de campo centrífugo acaba contribuindo para o processo de separação (SILVA, 1989).

Além do *Efeito T* e do escoamento rotacional descrito, o escoamento interno nos hidrociclones pode apresentar algumas particularidades. Entre estes fenômenos pode ser incluído o curto-circuito, que ocorre na seção cilíndrica devido aos gradientes de pressão e às bordas de escoamento causadas pela diferença de tamanho entre o *vortex finder* e o vórtice rotacional interno (SOUZA *et al.*, 2000). Outra particularidade é a possível ocorrência de uma coluna de ar no interior do vórtice interno chamada de *air core*. Essa coluna de ar geralmente tem as fronteiras com a suspensão muito bem definidas e forma-se devido a uma região de baixa pressão no interior do hidrociclone, que pode ser destruída pela adição de contrapressão ou pela mudança da faixa operacional que o hidrociclone atua (VIEIRA, 2006).

2.2 - Principais Variáveis Relacionadas à Hidrociclonagem

A fim de se compreender melhor o processo de hidrociclonagem, faz-se necessário apresentar as principais variáveis associadas ao estudo de desempenho dos hidrociclones, mesmo que seus conceitos já sejam amplamente difundidos na literatura. São elas: capacidade de processamento, consumo energético (relacionado diretamente ao adimensional de Euler), concentração volumétrica, densidade de correntes, vazão volumétrica, razão de líquido, eficiência total, eficiência total reduzida, eficiência granulométrica, eficiência granulométrica reduzida, diâmetro de corte e diâmetro de corte reduzido.

2.2.1 - Capacidade de Processamento

Diz-se da capacidade de processamento como sendo a vazão volumétrica de alimentação (Q) no hidrociclone a uma dada queda de pressão.

2.2.2 - Consumo Energético

O consumo energético de um hidrociclone tem relação direta com o número de Euler (Equação 2.1). Esse adimensional expressa a relação entre a queda de pressão ($-\Delta P$) e a energia cinética por unidade de volume na parte cilíndrica do hidrociclone. Portanto, quanto menor o valor do adimensional de Euler, menor a perda de carga para uma mesma vazão, o que leva a um menor consumo energético. Adicionalmente, pode-se entender que a diminuição do número de Euler implica em uma maior capacidade de processamento para uma mesma queda de pressão.

$$Eu = \frac{-\Delta P}{\frac{\rho}{2} \left(\frac{4Q}{\pi D c^2} \right)^2} \quad (2.1)$$

2.2.3 - Concentração Volumétrica

Nos estudos de hidrociclones, geralmente são determinadas experimentalmente as concentrações e vazões mássicas de cada corrente, através de técnicas de gravimetria. Portanto, para facilitar o cálculo das variáveis pertinentes ao estudo de desempenho dos hidrociclones, faz-se necessário a transformação dessas variáveis para a base volumétrica. A Equação (2.2) mostra como são feitos tais cálculos para uma corrente genérica i de concentração mássica C_{wi} , utilizando-se os dados de densidade do fluido de trabalho (ρ) e do sólido em suspensão (ρ_s).

$$C_{vi} = \frac{1}{\left[\frac{\rho_s}{\rho} \left(\frac{1}{C_{wi}} - 1 \right) + 1 \right]} \quad (2.2)$$

2.2.4 - Densidade de Correntes

A densidade de cada corrente (ρ_i) é definida pela Equação (2.3), valendo-se mais uma vez da concentração mássica da corrente e das densidades do fluido e do sólido em suspensão. Ressalta-se que a variável “densidade de corrente” apenas auxilia no cálculo das outras variáveis envolvidas no processo.

$$\rho_i = \frac{\rho}{1 - C_{wi} \left(1 - \frac{\rho}{\rho_s} \right)} \quad (2.3)$$

2.2.5 - Vazão Volumétrica

A vazão volumétrica de uma corrente genérica i (Q_i) é obtida pela Equação (2.4) e calculada com base na sua vazão mássica (W_i) e na sua densidade de corrente (ρ_i).

$$Q_i = \frac{W_i}{\rho_i} \quad (2.4)$$

2.2.6 - Razão de Líquido

A razão de líquido (R_L) é definida como a razão entre a vazão volumétrica de fluido que sai na corrente de *underflow* e a vazão, também volumétrica, de fluido que entra no hidrociclone pela corrente de alimentação. Essa variável contabiliza a separação devido ao fenômeno chamado *Efeito T*, anteriormente comentado. Em outras palavras, a razão de líquido quantifica a parcela de sólidos que foi separada unicamente pelo fato do hidrociclone ser um divisor de correntes, sendo seu cálculo matemático realizado através da Equação (2.5).

$$R_L = \frac{Q_U(1 - C_{VU})}{Q(1 - C_{VA})} \quad (2.5)$$

2.2.7 - Eficiência Total

A eficiência total (η) é definida como sendo a porcentagem mássica total de sólidos alimentados que foram coletados, ou seja, descarregados na corrente de *underflow*. A eficiência total é calculada independentemente do mecanismo de separação atuante ou predominante no hidrociclone, seja a separação promovida pela atuação do campo centrífugo ou pelo arraste que o líquido proporciona (*Efeito T*). A Equação (2.6) esclarece tal expressão matemática.

$$\eta = \frac{C_{WU}W_U}{C_{WA}W} \quad (2.6)$$

2.2.8 - Eficiência Total Reduzida

A eficiência total reduzida (η') é a eficiência total excluindo-se a contribuição para a separação promovida pelo *Efeito T* e, portanto, considerando-se a separação de partículas proporcionada exclusivamente pelo campo centrífugo inerente ao escoamento nesse tipo de processo. Desse modo, a influência da divisão de fluxos na separação (contabilizada na variável R_L) é desconsiderada e subtraída da eficiência total (η), como mostra a Equação (2.7).

$$\eta' = \frac{\eta - R_L}{1 - R_L} \quad (2.7)$$

2.2.9 - Eficiência Granulométrica

A eficiência granulométrica (G) pode ser entendida como eficiência por tamanho, pois é uma variável calculada em função do tamanho da partícula. Essa grandeza tem características probabilísticas e está relacionada ao poder de separação do hidrociclone em relação a um tamanho específico de partícula. Para seu cálculo, são necessários modelos que descrevam a distribuição granulométrica das partículas. Geralmente, a curva de eficiência granulométrica é também chamada de curva de distribuição de probabilidade, pois representa a probabilidade com a qual partículas de certo tamanho podem ser separadas na corrente de *underflow* a partir da alimentação em um hidrociclone (CHU *et al.*, 2004). Destarte, a eficiência granulométrica pode ser calculada pelo produto da eficiência total (η) pela relação entre a distribuição de frequência das partículas das correntes de *underflow* pela corrente de alimentação, como mostra a Equação (2.8).

$$G = \eta \frac{dX_U}{dX} \quad (2.8)$$

2.2.10 - Eficiência Granulométrica Reduzida

Tal qual a eficiência total reduzida, a eficiência granulométrica reduzida (G') considera a separação por tamanho de partícula exclusivamente devido à atuação do campo centrífugo. Logo, seguindo a mesma metodologia para o cálculo dessa variável, o efeito da razão de líquido também é desconsiderado, como mostra a Equação (2.9).

$$G' = \frac{G - R_L}{1 - R_L} \quad (2.9)$$

2.2.11 - Diâmetro de Corte

Segundo a teoria do Tempo de Residência (Seção 2.4.2), o diâmetro de corte (d_{50}) seria teoricamente definido como o tamanho da partícula que, ao entrar exatamente no centro do duto de alimentação, atingiria a parede do hidrociclone no exato tempo de residência do equipamento (SVAROVSKY, 2000).

Na prática, estabelecidas as condições operacionais do sistema, a variável diâmetro de corte representa uma referência ao poder de classificação de um determinado hidrociclone. Esse diâmetro é definido como sendo o diâmetro de partícula (d_p) que possui eficiência granulométrica (G) de 50% (VIEIRA, 2006).

Portanto, partículas que possuem diâmetro maior que o diâmetro de corte deverão ser coletadas com eficiência superior a 50%, pois têm maiores probabilidades de serem coletadas, enquanto que partículas de diâmetro menor provavelmente serão coletadas com menor eficiência.

2.2.12 - Diâmetro de Corte Reduzido

O diâmetro de corte reduzido (d'_{50}), ainda relacionado ao poder de classificação de um hidrociclone, é o diâmetro da partícula que é coletada com uma eficiência granulométrica reduzida de 50%. Da mesma forma das outras variáveis reduzidas, para o diâmetro de corte reduzido considera-se o poder de separação apenas por atuação do campo centrífugo.

2.3 - Famílias de Hidrociclones

A depender das relações geométricas entre suas dimensões características e o diâmetro da parte cilíndrica, os hidrociclones podem oferecer um maior efeito concentrador (baseado na suspensão oriunda da saída do orifício de *underflow*) ou classificador (baseado no tamanho das partículas coletadas). Essas relações geométricas definem um hidrociclone e o agrupa em uma família. Como exemplo das famílias mais clássicas, pode-se citar: Krebs, CBV/Demco, Bradley, Rietema, AKW, dentre outras. As relações geométricas referentes a algumas famílias clássicas de hidrociclones são apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Relações Geométricas de algumas famílias clássicas de hidrociclones (Adaptado: SVAROVSKY, 1984; CRUZ, 2008)

Família	D_i/D_c	D_o/D_c	t/D_c	L/D_c	θ
AKW	0,200	0,320	0,800	6,240	15°
BRADLEY	0,133	0,200	0,330	6,85	9°
DEMCO I	0,217	0,500	1,000	4,70	25°
DEMCO II	0,244	0,313	0,833	3,90	20°
HI-KLONE	0,175	0,250	0,920	5,60	10°
KREBS	0,267	0,159	-	5,874	12,7°
MOSLEY I	0,154	0,214	0,570	7,43	6°
MOSLEY II	0,160	0,250	0,570	7,71	6°
RIETEMA	0,280	0,340	0,400	5,00	20°
RW 2515	0,200	0,320	0,800	6,24	15°
WARMAN	0,290	0,200	0,310	4,00	15°

A título de comparação, segundo Vieira (2006), pode-se mostrar que famílias dotadas de uma maior região cilíndrica oferecem uma maior capacidade de processamento (vazão de alimentação), enquanto que aquelas que possuem uma maior altura da parte cônica induzem a uma maior eficiência de separação. Todavia, cada uma das dimensões geométricas influencia de modo particular a separação no processo de hidrociclonagem.

2.4 - Abordagem Clássica de Separação em Hidrociclones

É perceptível que hidrociclones são equipamentos de fácil construção, operação e manutenção. Entretanto, seu escoamento é de difícil compreensão e a previsão teórica da separação sólido-líquido é ainda mais complexa, induzindo grande parte dos pesquisadores a desenvolver modelos empíricos ou semi-empíricos para prever a *performance* desse equipamento. Nesse contexto, a abordagem clássica de separação em hidrociclones leva em conta a definição de grupos adimensionais clássicos encontrados na literatura e modelos semi-empíricos para a predição da eficiência de separação nos hidrociclones. Aqui é exposta somente uma dessas formulações semi-empíricas, a qual foi importante para a realização do presente trabalho.

2.4.1 - Grupos Adimensionais

Em teoria, qualquer escoamento, incluindo o que se dá em hidrociclones, pode ser descrito pelas Equações de Transporte, sendo as equações da Continuidade e do Movimento as mais importantes em se tratando do processo de hidrociclonagem. Porém, a resolução analítica dessas equações é extremamente complexa, o que faz os grupos adimensionais representarem uma importante parcela na resolução dos problemas de engenharia e compreensão dos fenômenos físicos. Posto isso, era de se esperar que a abordagem por meio de grupos adimensionais fosse utilizada em grande parte dos trabalhos encontrados na literatura, envolvendo projeto e predição de desempenho de hidrociclones.

Para Svarovsky (1984), quando utilizadas suspensões compostas por fluidos newtonianos, as variáveis importantes para a separação em hidrociclones seriam: d'_{50} , D_c , ρ , ρ_s , μ , C_V , u_c , $-\Delta P$ e R_L . Então, após aplicar o teorema π de Buckingham, o autor obteve grupos adimensionais relevantes ao fenômeno. São eles: o número de Stokes (Stk_{50}), o qual está relacionado ao poder de classificação, o número de Euler (Eu), que se refere ao custo energético e, por fim, o número de Reynolds (Re), que é capaz de categorizar o tipo de escoamento. Na mesma ordem, as Equações (2.10), (2.11) e (2.12) representam os grupos adimensionais mencionados.

$$Stk_{50} = \frac{(\rho_s - \rho)u_c(d_{50})^2}{18\mu D_c} \quad (2.10)$$

$$Eu = \frac{2(-\Delta P)}{\rho u_c^2} \quad (2.11)$$

$$Re = \frac{\rho D_c u_c}{\mu} \quad (2.12)$$

De acordo com Silva e Medronho (1988), tais grupos adimensionais são geralmente correlacionados entre si, incluindo em sua formulação parâmetros de concentração volumétrica da alimentação (C_{VA}) e razão de líquido (R_L), de acordo com a influência que

desempenham no processo de separação. A Equação (2.13) mostra como deve ser esta correlação, que necessita de estudos experimentais baseados em teorias de separação para melhor descrevê-la.

$$Stk_{50}Eu = f(Re, R_L, C_{VA}) \quad (2.13)$$

2.4.2 - Modelo do Tempo de Residência

O modelo do Tempo de Residência parte do princípio que uma determinada partícula só seria coletada se a mesma fosse capaz de deslocar-se radialmente da entrada até a parede do hidrociclone num tempo igual ou inferior àquele em que permanece no interior do equipamento (ARRUDA, 2003). Sugerida inicialmente por Rietema (1961), esta teoria adota as seguintes hipóteses: distribuição homogênea das partículas no duto de alimentação, validade do regime de Stokes para a velocidade terminal e negligência dos efeitos de turbulência e concentração no processo de separação.

Como anteriormente definido e com base nesta teoria, o diâmetro de corte seria o tamanho da partícula que ao entrar exatamente no centro do duto de alimentação, atingiria a parede no exato tempo de residência do equipamento (SVAROVSKY, 2000). Considerando tal hipótese e colocando-a em termos matemáticos, entende-se que a integral da velocidade radial da partícula (v_r) em função do tempo de residência equivale à metade do diâmetro do duto de alimentação, conforme Equação (2.14).

$$\int_0^T v_r dt = \frac{D_i}{2} \quad (2.14)$$

Continuando o raciocínio de Svarovsky (2000), por meio da integração da equação anterior, Rietema (1961) expressou a velocidade radial da partícula como função do seu tamanho, da viscosidade do fluido e da força centrífuga, o que levou à Equação (2.15).

$$\frac{(-\Delta P)(\rho_s - \rho)}{\mu\rho Q} L d'_{50} = \frac{18v_z D_c}{\pi v_i D_i} \quad (2.15)$$

De acordo com o autor, a razão entre as velocidades axial (v_z) e de alimentação (v_i) torna-se constante a partir de certo valor de número de Reynolds. Nessa condição, Rietema (1961) observou que o segundo membro da Equação (2.15) era constante, passando a denominá-lo de número característico de ciclone (C_{y50}). Então, o autor expressou o diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) pela Equação (2.16), que também pode ser escrita em função de $Stk_{50}Eu$, como mostra a Equação (2.17).

$$d'_{50} = \left[C_{y50} \frac{\mu\rho Q}{(-\Delta P)(\rho_s - \rho)L} \right]^{0,5} \quad (2.16)$$

$$Stk_{50}Eu = C_{y50} \frac{\pi D_c}{36L} \quad (2.17)$$

O trabalho de Rietema (1961) deu origem a vários outros estudos, destacando-se aquele conduzido por Massarani (1989). Baseado no modelo do Tempo de Residência, o autor modificou as equações propostas por Rietema (1961) e organizou as mesmas variáveis importantes ao processo de hidrociclonagem nas Equações (2.18) e (2.19).

$$\frac{d'_{50}}{D_c} = K \left[\frac{\mu D_c}{Q(\rho_s - \rho)} \right]^{0,5} \frac{1}{1 + 1,73 R_L} \exp(4,5 C_{VA}) \quad (2.18)$$

$$R_L = B \left(\frac{D_U}{D_c} \right)^C \quad (2.19)$$

Na metodologia empregada por Massarani (1989), o efeito de cada família de hidrociclones sobre a separação está implícito nos valores das constantes K , B e C . Isso faz com que cada família possua valores exclusivos para tais constantes e suas determinações são

de cunho experimental (HALAZ; MASSARANI, 1997). Tais equações, além de definirem o projeto das geometrias convencionais, também possibilitam a descrição de novas famílias de hidrociclones, bem como a predição da *performance* desses hidrociclones não convencionais. Todavia, para uma melhor compreensão do escoamento interno a esses equipamentos, é preciso valer-se de técnicas mais avançadas, disponíveis na atualidade, para a resolução das Equações de Transporte.

2.5 - Fluidodinâmica Computacional (CFD)

Por meio das técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD), começou a ser possível a descrição das particularidades de muitos escoamentos usualmente encontrados na engenharia. De acordo com Fortuna (2000), a análise da mecânica dos fluidos aconteceu antes por meio de experimentos do que matematicamente. No século XIX, o comportamento dos fluidos começou a ser descrito matematicamente sob a forma da Equação do Movimento, podendo ser reescrita a depender das propriedades do fluido e do escoamento. Neste aspecto, a Equação de Navier-Stokes (simplificação da Equação do Movimento para fluidos newtonianos e incompressíveis) é uma equação diferencial parcial não-linear, sendo possível obter soluções analíticas somente para alguns poucos casos. Destarte, graças aos avanços de *hardware* dos computadores e ao aprimoramento da engenharia de *software*, evoluiu-se bastante no cálculo das soluções numéricas, mesmo que ainda incompletas, para muitos tipos de escoamento observados na Engenharia.

As técnicas de CFD são uma ferramenta relativamente recente e dependem da capacidade dos núcleos de processamento de um computador. Tal técnica é empregada com o intuito de encontrar soluções numéricas que descrevam o comportamento de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e massa. Trata-se de um importante avanço na área da mecânica dos fluidos, uma vez que é uma ferramenta com inúmeras aplicações nas áreas industrial e acadêmica (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Por recente, entende-se que o uso das técnicas de CFD para prever escoamentos internos e externos aumentou significativamente a partir dos anos 90. Sua popularização deve-se aos avanços contínuos na capacidade de processamento dos novos computadores em parceria com a melhoria em seu armazenamento. Quanto mais eficientes eram os processadores da época, algoritmos mais robustos surgiam para a solução das equações

algébricas lineares oriundas das Equações de Transporte e modelos mais elaborados para representar a fase dispersa eram desenvolvidos (ALMEIDA, 2008).

Diante do exposto, os benefícios oferecidos pela utilização das técnicas de CFD são evidentes. Diversas são as aplicações da fluidodinâmica computacional e o uso dessa técnica permite que se obtenha particularidades do escoamento que são úteis para tomada de decisão, seja na área de projeto ou no controle de processos. Tais características são interessantes tanto para o meio industrial quanto acadêmico, pois, por exemplo, podem possibilitar a investigação dos processos de separação com um número reduzido de experimentos. É o que acontece com alguns estudos envolvendo hidrociclones não-convencionais.

2.6 - Hidrociclones Não Convencionais na FEQUI/UFU

Se por um lado as famílias convencionais são amplamente descritas na literatura, por outro, novas famílias de hidrociclones são desenvolvidas de forma a atender certas demandas impostas pelas indústrias. Diante disso, a Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI/UFU) sempre se mostrou vocacionada a estudos relacionados à separação de materiais particulados. Um dos primeiros trabalhos estudando o comportamento de hidrociclones não convencionais desenvolvidos pela FEQUI/UFU foi o de Lanna *et al.* (1992).

A fim de comparar a eficiência de separação e o diâmetro de corte em relação a um hidrociclone convencional, Lanna *et al.* (1992) construíram um hidrociclone dotado de uma região cônica constituída de tecido de nylon. Tal inovação fez seu trabalho ter significativa importância, visto que possibilitou a junção de duas operações unitárias em um só separador: a hidrociclonagem e a filtração.

O novo hidrociclone, denominado de hidrociclone filtrante, possuía uma seção cilíndrica de 30 mm de diâmetro e seguia as relações geométricas da família Bradley. O equipamento filtrante foi operado por Lanna *et al.* (1992) utilizando-se quedas de pressão que variavam entre 54 e 221 kPa, sendo que os materiais particulados empregados nos experimentos foram o carbonato de cálcio e a sulfato de bário (barita).

Desse modo, ao final dos experimentos, os autores chegaram à conclusão de que o hidrociclone filtrante apresentou aumento na vazão volumétrica de alimentação, bem como na concentração de sólidos na corrente de *underflow*, se comparado ao hidrociclone

convencional de mesma geometria. Foi verificada também a diminuição nos custos operacionais de bombeamento, posto que foram observados decréscimos no número de Euler. Em contrapartida, houve uma diminuição da eficiência total e um aumento no diâmetro de corte reduzido.

Dando continuidade aos estudos de hidrociclones não convencionais, Vieira (1997) conduziu experimentos ainda utilizando a geometria Bradley e barita como material particulado, mas em vez de usar um meio filtrante de nylon para a região cônica, modificou-a para um tecido de polipropileno. Nesse estudo, Vieira (1997) observou que o hidrociclone com tronco de cone em polipropileno apresentava tendência semelhante àquele construído com nylon, diferindo-se apenas na ordem de grandeza.

Tanto Lanna *et al.* (1992) quanto Vieira (1997) propuseram equações de projeto para seus novos hidrociclones filtrantes, adotando a metodologia de Massarani (1989), que não considerava no equacionamento a resistência do meio filtrante. Logo, suas equações de projeto serviriam exclusivamente para hidrociclones construídos com nylon ou polipropileno, desde que apresentassem valores de permeabilidade próximos àqueles utilizados pelos respectivos autores.

Diante da especificidade mencionada anteriormente, Souza (1999) propôs uma metodologia que incluía o efeito do meio filtrante no processo de separação para hidrociclones da família Bradley acrescentando as variáveis relacionadas à filtração - resistência do meio filtrante (R_m) e resistividade da torta (α) - à formulação das equações de projeto. Porém a resistividade da torta mostrou-se irrelevante ao processo, pois não ocorria a formação de torta no interior do hidrociclone devido às altas forças cisalhantes presentes na parede do equipamento.

Não obstante, Souza (1999) ainda relatou em seu trabalho a utilização de um novo meio filtrante, constituído de partículas de bronze sinterizado. Mais uma vez, a filtração foi aplicada apenas ao tronco de cone de um hidrociclone de geometria Bradley. Utilizando como material particulado o pirocloro, minério com aproximadamente 63,2 % de Nb_2O_5 , o autor constatou que nas mesmas condições operacionais de um hidrociclone convencional, o hidrociclone filtrante da família Bradley apresentava aumento na vazão volumétrica de alimentação, assim como já verificado por Lanna *et al.* (1992) e Vieira (1997). Souza (1999) ainda sugeriu que tal aumento era proporcional ao inverso da resistência do meio filtrante e relatou que o decréscimo do número de Euler para hidrociclones filtrantes era função da razão de líquido, das características geométricas do equipamento e, também, da resistência do meio

filtrante. Já com relação à eficiência de separação, para os hidrociclones filtrantes da família Bradley estudados, Souza (1999) notou que a eficiência total foi diminuída e os diâmetros de corte foram maiores que aqueles obtidos na operação com hidrociclones convencionais. O que ratificou os resultados obtidos por Lanna *et al.* (1992) e Vieira (1997).

A fim de se investigar a influência do meio filtrante em outras famílias de hidrociclones, Vieira (2001) estudou hidrociclones de geometria Rietema e avaliou três tipos distintos de cones filtrantes, fabricados em bronze sinterizado, diferindo entre si somente pela resistência à filtração. Seus experimentos foram conduzidos nas mesmas condições operacionais dos hidrociclones de Bradley estudados por Lanna *et al.* (1992), Vieira (1997) e Souza (1999). Neste trabalho, o material particulado empregado foi o pirocloro, o mesmo utilizado por seu antecessor, Souza (1999).

Ao final dos experimentos, Vieira (2001) verificou que as razões de líquido para os hidrociclones filtrantes da família Rietema sofreram acréscimos nos seus valores originais, tomando por base o hidrociclone convencional de mesma geometria. O aumento da razão de líquido levou os hidrociclones estudados a apresentarem valores menores de diâmetro de corte reduzido e, por conseguinte, um aumento na eficiência total. Foi observado ainda que, nas mesmas condições de queda de pressão, em uma tendência contrária à da família Bradley, para os hidrociclones de geometria Rietema houve uma redução na capacidade de processamento dos equipamentos filtrantes. Portanto, os hidrociclones filtrantes estudados por Vieira (2001) apresentaram aumento no adimensional de Euler em relação ao equipamento convencional de mesma geometria.

Após avaliar os trabalhos anteriores e perceber que a configuração filtrante de diferentes geometrias de hidrociclones respondiam de maneira distinta à modificação no seu tronco de cone, Arruda *et al.* (2002) decidiram investigar a influência do processo de filtração em conjunto com outras geometrias de hidrociclones. Os autores então estudaram a inserção de um tronco de cone de bronze sinterizado a um hidrociclone da família Krebs. Nesse estudo, Arruda *et al.* (2002) observaram que o meio filtrante não influenciava significativamente as principais variáveis relacionadas ao desempenho do hidrociclone de geometria Krebs.

Em comparação às demais famílias de hidrociclones filtrantes estudadas (Bradley e Rietema), os autores indicaram que o hidrociclone filtrante de Krebs apresentou maior capacidade de processamento, em conjunto com maior razão de líquido e menor diâmetro de

corte reduzido. Já o número de Euler avaliado para esse equipamento encontrou-se próximo àquele experimentalmente determinado para os hidrociclones filtrantes de geometria Rietema.

Com o objetivo de observar a influência do tronco de cone poroso em outra família de hidrociclones, Arruda (2003) estudou hidrociclones filtrantes de geometria Demco, os quais possuem a seção cônica idêntica àqueles de geometria Rietema. O autor percebeu, então, que a inserção do meio filtrante de bronze sinterizado na região cônica não acarretava significativas alterações na *performance* de separação desse tipo de hidrociclone filtrante em relação ao de mesma geometria, porém de material não-permeável. Assemelhando-se, assim, ao ocorrido com a família Krebs e o oposto do observado para as geometrias Bradley e Rietema.

Comparando-se apenas os hidrociclones filtrantes, Arruda (2003) constatou que os hidrociclones de geometria Demco foram os que apresentaram o menor valor de razão de líquido, bem como o menor número de Euler dentre as demais geometrias já estudadas (Bradley, Rietema e Krebs), porém apresentando altos valores para a variável diâmetro de corte. Essas características, segundo o autor, faziam dos hidrociclones filtrantes da família Demco excelentes concentradores.

O hidrociclone de geometria Demco, estudado por Arruda (2003), teve um comportamento parecido com o Krebs, não apresentando modificações relevantes para a resposta eficiência total dos equipamentos filtrantes em relação ao convencional. Assim, Arruda (2003) observou que quando a relação entre a área lateral da seção cônica e a da seção cilíndrica for maior que 1 (um) ocorreria uma diminuição da eficiência com a inserção da parede filtrante. Segundo o autor, se essa relação for menor que 1 (um) a eficiência aumenta com a incorporação da parede filtrante, enquanto que para o caso onde a relação for próxima de 1 (um), como ocorre nas famílias Demco e Krebs, a eficiência praticamente não seria alterada.

De posse dos resultados dos estudos de quatro famílias clássicas de hidrociclones, Vieira (2006) desenvolveu um trabalho que teve como principal objetivo encontrar dimensões geométricas ótimas, que proporcionassem máxima eficiência de classificação (menor diâmetro de corte) associada a um custo energético mínimo (baixo número de Euler). Para isso, o autor realizou um estudo englobando as dimensões geométricas das principais famílias de hidrociclones utilizadas no meio industrial.

Nesse estudo, por intermédio de um Planejamento Composto Central (PCC), Vieira (2006) deu origem a 25 geometrias de hidrociclones não convencionais a partir das relações geométricas das famílias clássicas de hidrociclones. Esses novos equipamentos foram concebidos variando-se as seguintes dimensões: diâmetro da alimentação (D_i), diâmetro de *overflow* (D_o), comprimento total do hidrociclone (L) e ângulo do tronco de cone (θ), sendo as três primeiras inseridas no planejamento de experimentos em termos de relações geométricas com o diâmetro da parte cilíndrica do equipamento (D_c). Ao que diz respeito às dimensões diâmetro da parte cilíndrica, comprimento do duto de *vortex finder* e diâmetro de *underflow*, as mesmas foram mantidas constantes com valores iguais a 30, 12 e 5 mm, respectivamente.

Destarte, Vieira (2006) observou que um incremento no diâmetro de alimentação (D_i) de um hidrociclone filtrante proporcionava um acréscimo na capacidade de processamento do equipamento e, portanto, um menor custo energético. Já um incremento no diâmetro de *overflow* (D_o) no hidrociclone filtrante implicou em acréscimos na capacidade de processamento e diminuições na eficiência total, enquanto que aumentos no comprimento total (L) do hidrociclone filtrante induziu a maiores capacidades de processamento do equipamento, em uma mesma queda de pressão. Por fim, o autor constatou que a diminuição no ângulo do tronco de cone (θ) dos hidrociclones filtrantes favoreceu a eficiência total visto que aumentou-se a quantidade de fluido que era descarregada pelo orifício de *underflow* (razão de líquido).

Dessa forma, o autor notou que era possível obter um equipamento que oferecesse alta eficiência de separação a um baixo custo energético. A este equipamento foi dado o nome de Hidrociclone Filtrante 11 (HF11), referindo-se à linha número 11 de sua matriz de planejamento de experimentos. Suas relações geométricas eram: $D_i/D_c = 0,26$; $D_o/D_c = 0,22$; $L/D_c = 6,9$ e $\theta = 11,2^\circ$. Além disso, para avaliar a influência das dimensões geométricas no desempenho de hidrociclones filtrantes, Vieira (2006), de posse dos resultados experimentais, realizou regressões múltiplas para estimação de superfícies de resposta para as variáveis: número de Euler, razão de líquido, eficiência total e diâmetro de corte.

É notável como o trabalho de Vieira (2006) foi altamente relevante para os trabalhos posteriores desenvolvidos na FEQUI/UFU, pois foi um dos primeiros estudos em que se pensou na otimização de geometrias de hidrociclones, criando equipamentos com relações geométricas não convencionais. Seu pioneirismo inspirou vários pesquisadores, entre eles, Almeida (2008) que estudou a influência da variação do diâmetro de *underflow* (D_U) e do comprimento do *vortex finder* (ℓ) na eficiência de separação do hidrociclone HF11

dimensionado por Vieira (2006). Em seu trabalho, Almeida (2008) fez uso de um planejamento de experimentos em três níveis e as dimensões estudadas para o diâmetro de *underflow* foram de 3, 4 e 5 mm. Já para o *vortex finder*, foram utilizados os comprimentos de 12, 21 e 30 mm.

Empregando como material particulado a rocha fosfática, o autor observou que, para o hidrociclone estudado, o gasto energético aumentava quanto maior fosse o comprimento de *vortex finder*, enquanto que a eficiência de coleta era máxima para níveis intermediários dessa variável. Ao que diz respeito à razão de líquido, Almeida (2008) concluiu que esta não era influenciada pelo comprimento do *vortex finder*. Por outro lado, a quantidade de líquido descarregada pelo orifício de *underflow* era maior quanto maior fosse o diâmetro desse orifício, fazendo com que fossem alcançados menores diâmetros de corte para maiores valores de diâmetro de *underflow*. Ainda, o autor verificou que para altos níveis dessa mesma variável, menores eram os números de Euler. Em conclusão, o estudo de Almeida (2008) observou que o nível ideal das variáveis estudadas dependia da aplicação de cada equipamento, se utilizado como classificador ou concentrador.

Apesar da contribuição de Vieira (2006) e Almeida (2008) para o estudo do processo de hidrociclonagem, os autores não valeram-se de técnicas de otimização específicas para encontrar relações geométricas ótimas dentre aquelas estudadas. Nesse contexto, Silva (2012) propôs a utilização de algoritmos de otimização (Algoritmo de Evolução Diferencial) com o intuito de encontrar hidrociclones de geometria otimizada a depender do objetivo do processo de hidrociclonagem (classificação ou concentração). Assim, a partir de sua investigação, do algoritmo de otimização e dispondo dos dados experimentais da literatura, o autor foi capaz de encontrar três geometrias ótimas de hidrociclones: o **Hidrociclone Convencional OTimizado 1 (HCOT1)**, o **Hidrociclone Convencional OTimizado 2 (HCOT2)** e o **Hidrociclone Convencional OTimizado 3 (HCOT3)**. A nomenclatura “convencional” refere-se às paredes dos hidrociclones, que foram constituídas de material maciço (impermeável).

O primeiro desses hidrociclones (HCOT1) foi resultado da otimização para máxima eficiência total com restrição ao gasto energético pré-definida em sua região de busca ($Eu < 6500$). Ou seja, o autor desejava encontrar um hidrociclone que fosse melhor classificador de partículas e que apresentasse razoável número de Euler. Desse modo, Silva (2012) construiu o equipamento resultante de sua otimização e utilizou rocha fosfática como material particulado. O autor constatou experimentalmente que esse hidrociclone de fato

apresentava uma elevada eficiência total (85,5%), na granulometria do seu material, a um patamar aceitável de número de Euler (2151), tal qual fora previsto.

A segunda geometria de hidrociclone otimizada (HCOT2) surgiu a partir da função objetivo de minimização da razão de líquido do hidrociclone com restrição na eficiência de separação dada pelo diâmetro de corte máximo de 7,08 μm . Portanto, procurava-se um hidrociclone altamente concentrador, que conseguisse recuperar grande parte do líquido da suspensão, mas que também oferecesse razoável eficiência de coleta. Os dados experimentais obtidos pelo autor validaram sua otimização, visto que o hidrociclone HCOT2 apresentou baixo valor de razão de líquido (9,37%) e diâmetro de corte nas proximidades da região de busca (9,37 μm).

Por fim, em seu terceiro estudo de caso, Silva (2012) visou encontrar um hidrociclone que priorizasse menores custos energéticos com a mesma restrição de diâmetro de corte utilizada para otimizar o hidrociclone HCOT2. De sua terceira e última otimização, foi definida a geometria do hidrociclone HCOT3. Através dos experimentos conduzidos pelo autor, este comprovou que o novo hidrociclone não só apresentava menor número de Euler (788) a razoável diâmetro de corte (10,18 μm) como também se mostrou ser mais concentrador do que o do caso anterior, atingindo o valor de 5,08% para a razão de líquido.

O autor justifica a resposta da terceira otimização ser melhor do que aquela obtida para a segunda otimização devido à possível interação entre variáveis que a equação de otimização utilizada para definir o hidrociclone HCOT2 não foi capaz de captar, mesmo com um coeficiente de correlação quadrático igual a 99%. As funções objetivo utilizadas por Silva (2012) em seu trabalho encontram-se no Anexo A.

Diante dos promissores resultados obtidos por Silva (2012), Silva (2014) realizou um estudo de otimização de hidrociclones filtrantes. Através do uso combinado da técnica de Superfície de Resposta e do Algoritmo de Evolução diferencial, o autor fez três estudos de caso, similares aos de Silva (2012). Assim, Silva (2014) estimou três novas geometrias ótimas e também verificou a influência das variáveis geométricas (D_U e ℓ) sobre as respostas dos novos hidrociclones.

Segundo estudos experimentais, o autor concluiu que o hidrociclone otimizado para alta eficiência total já encontrava-se nos níveis ideais das variáveis operacionais para a maximização de sua eficiência, enquanto que o hidrociclone resultante da otimização para minimização da razão de líquido poderia ter seu poder concentrador melhorado por alterações

de D_U e ℓ . Por fim, no terceiro estudo de caso, Silva (2014) observou que o equipamento otimizado a fim de minimizar o número de Euler mostrou-se pouco afetado por alterações nas variáveis estudadas, sendo possível a melhoria da eficiência total e da razão de líquido a um baixo e estável patamar de gasto energético.

Visto a grande tradição da Faculdade de Engenharia Química desta Universidade no estudo da operação unitária de hidrociclonagem, o presente trabalho mostra-se de extrema valia para a continuação da investigação científica desse equipamento.

2.7 - Trabalhos Correlatos

Não obstante, os hidrociclones são equipamentos de separação amplamente difundidos em todo o mundo. Sua utilização em larga escala para separação sólido-líquido é a mais diversa, o que motiva pesquisadores de várias regiões do planeta a procurar entender mais sobre este fenômeno e aprimorar a *performance* desses separadores.

2.7.1 - Hidrociclone com Alimentação Rotacional

Estes hidrociclones diferem-se dos convencionais pelo fato do fluido de alimentação adentrar o hidrociclone em movimento rotacional. Um dos trabalhos que segue esta linha de pesquisa foi realizado por Kyriakidis e Vieira (2010).

Nesse trabalho, partindo dos resultados obtidos por Vieira (2006), os autores avaliaram numericamente, através do pacote computacional *Fluent*® 12.0.3, o comportamento do hidrociclone de geometria otimizada por Vieira (2006) frente ao movimento angular do fluido no duto de alimentação. Assim, Kyriakidis e Vieira (2010) construíram uma malha computacional híbrida para seu hidrociclone no *software Gambit*® e conduziram três simulações: a primeira com o hidrociclone de alimentação convencional, a segunda com o fluido alimentado em sentido horário, e a terceira com o fluido alimentado em sentido anti-horário. A Figura 2.2 traz as dimensões geométricas do hidrociclone utilizado no estudo dos autores, bem como uma representação da malha computacional confeccionada.

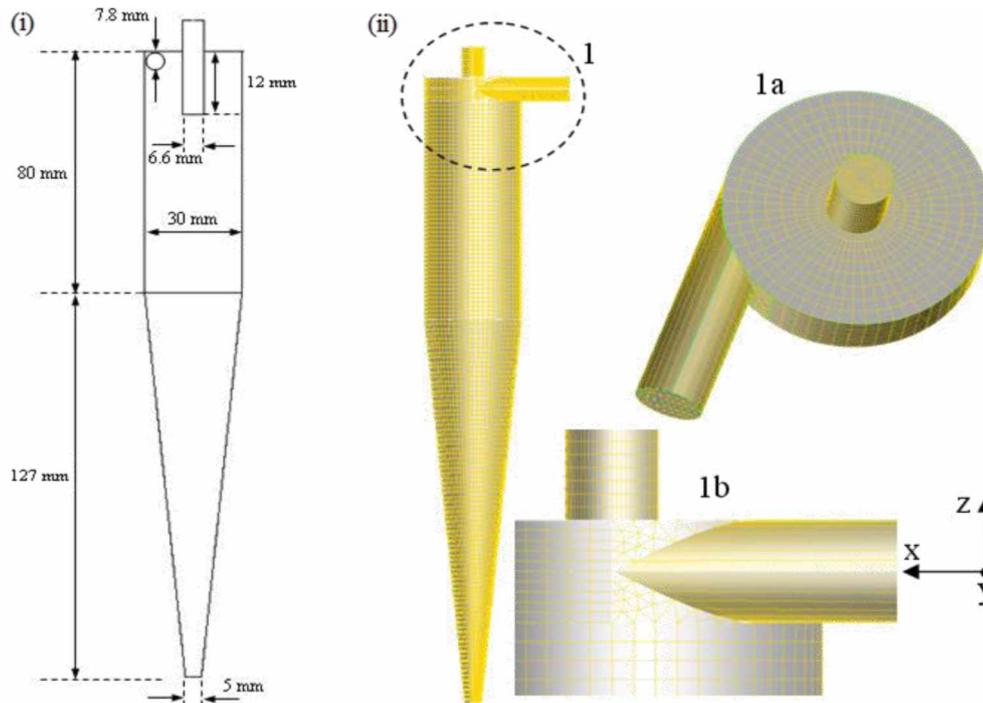


Figura 2.2 – (i) Dimensões características do hidrociclone otimizado; (ii) Malha computacional desenvolvida, vista superior (1a) e lateral (1b) da região do duto de alimentação (Adaptado: KYRIAKIDIS; VIEIRA, 2010).

Através da malha computacional desenvolvida, Kyriakidis e Vieira (2010) investigaram a influência do movimento angular do fluido de alimentação à rotação de 600 rpm. Para tal, os autores realizaram simulações via CFD para o referido equipamento considerando unicamente uma fase fluida (água). Nas simulações, foram empregadas como condições de contorno na alimentação as componentes de velocidade resultantes da simulação de um duto em movimento rotacional. Como modelo de turbulência, foi utilizado o RSM (*Reynolds Stress Model*) e para a discretização de variáveis, acoplamento de pressão-velocidade e interpolação das demais variáveis simuladas foram escolhidos, respectivamente, o algoritmo SIMPLE, o esquema PRESTO! e esquemas UPWIND de 2ª ordem.

Primeiramente, Kyriakidis e Vieira (2010) simularam o hidrociclone com alimentação convencional. Então, os autores observaram que a queda de pressão ($-\Delta P$) e a razão de líquido (R_L) simuladas apresentaram pequeno desvio em relação aos resultados experimentais de Vieira (2006), o que possibilitou a continuação das simulações computacionais. Em seguida, os autores analisaram o comportamento fluidodinâmico dos hidrociclones com alimentação rotacional.

De acordo com os resultados simulados, os autores verificaram que independente do sentido de rotação do fluido de alimentação, para os hidrociclones não convencionais houve

uma diminuição da perda de carga no equipamento, constatada pela menor queda de pressão ($-\Delta P$) a uma mesma vazão de alimentação. Porém, entre os dois hidrociclones com alimentação rotacional não foi observada diferença significativa.

Além da perda de carga, a razão de líquido (R_L) também foi monitorada e as simulações sugeriram maior nível dessa variável para os hidrociclones com alimentação não convencional, enquanto que, novamente, não foi observada diferença causada pelo sentido de rotação. O acréscimo na quantidade de fluido descarregada no *underflow* indicava um provável aumento na eficiência de separação, o que vai de encontro aos perfis de velocidade tangencial simulados pelos autores (Figura 2.3). Pela figura, observa-se que menores valores dessa componente da velocidade são alcançados para as configurações não convencionais, o que sugere um menor campo centrífugo e consequente diminuição da eficiência total.

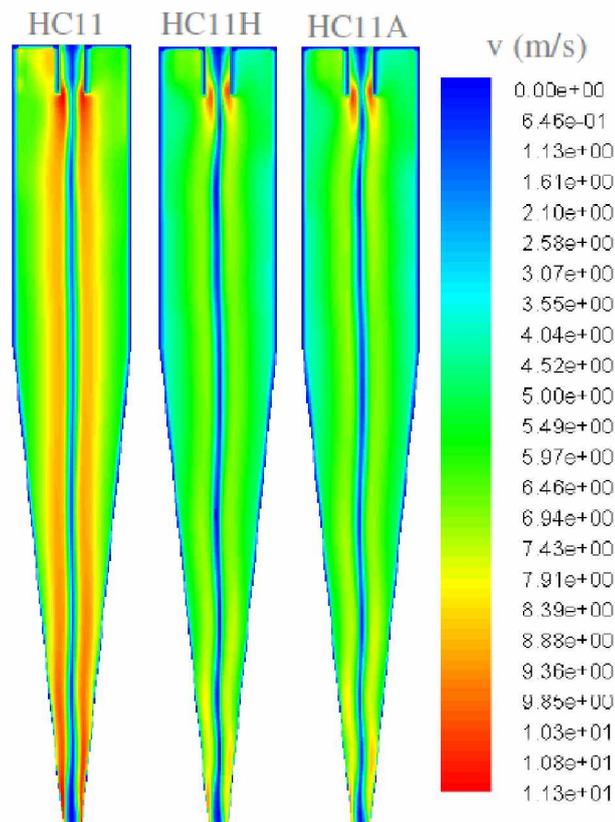


Figura 2.3 - Perfis simulados de velocidade tangencial para o hidrociclone de alimentação convencional (HC11), de alimentação com rotação horária (HC11H) e anti-horária (HC11A) (Adaptado: KYRIAKIDIS; VIEIRA, 2010).

No que diz respeito aos custos energéticos, Kyriakidis e Vieira (2010) concluem que o movimento angular do fluido de alimentação poderia trazer benefícios à hidrociclonagem.

No entanto, no que se refere à eficiência de separação, os autores sugeriram a realização de estudos experimentais para se investigar qual dos efeitos (aumento da razão de líquido ou diminuição da velocidade tangencial) seria predominante no processo, de forma a potencializar ou limitar a separação.

Nesse sentido, Silva (2012) estudou experimentalmente o comportamento do mesmo hidrociclone utilizado por Kyriakidis e Vieira (2010), frente ao movimento rotacional da suspensão de alimentação. Para isso, Silva (2012) valeu-se de um sistema de rosca sem fim, à rotação de 2000 rpm, empregando uma suspensão diluída de rocha fosfática e água a 1% em volume.

Os resultados obtidos pelo autor constataram que, de fato, houve alterações na resposta número de Euler para os hidrociclones dotados de alimentação rotacional. Foi observado que esse adimensional apresentou um resultado em média 13% menor para a configuração não convencional, sendo que o sentido de rotação pouco influenciou nessa resposta. Para a razão de líquido, Silva (2012) constatou que a mesma sofreu redução para os equipamentos nos quais a suspensão era alimentada em movimento rotacional, ao contrário do que sugeriram as simulações feitas por Kyriakidis e Vieira (2010).

Por fim, Silva (2012) observou que tanto a eficiência total quanto o diâmetro de corte reduzido obtidos experimentalmente variaram de forma distinta para cada configuração de rotação. Os ensaios do autor mostraram que, para o hidrociclone com alimentação rotacional em sentido anti-horário, este equipamento apresentou desempenho de separação similar ao convencional, enquanto que o hidrociclone cuja alimentação foi feita em sentido horário teve seu desempenho diminuído, se comparado ao hidrociclone convencional.

2.7.2 - Hidrociclone com Cone Interno (ICH)

Objeto de estudo de Zhao *et al.* (2012), o hidrociclone com cone interno foi idealizado visando à separação gás-líquido. No propósito não convencional de separar a fase gasosa dispersa no líquido, o hidrociclone dividia a suspensão alimentada em uma corrente que continha a maior parte do gás dissolvido no líquido (*overflow*) e em outra que era composta em sua maior parte por líquido e somente algumas bolhas de gás (*underflow*). Posto isso, o objetivo proposto pelos autores foi de tentar conseguir uma corrente de *underflow*

isenta de partículas gasosas pela inversão do tronco de cone, inserindo-o na parte interna ao cilindro do equipamento, como mostra a Figura 2.4.

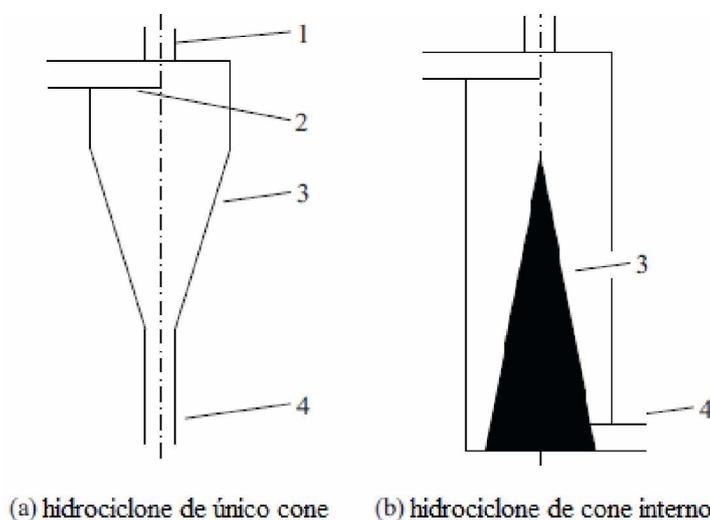


Figura 2.4 – Esquema estrutural dos hidrociclones: 1- duto de *overflow*; 2 - entrada tangencial; 3 - tronco de cone; 4 - duto de *underflow* (Adaptado: ZHAO *et al.*, 2012).

A princípio, Zhao *et al.* (2012) conduziram simulações numéricas de um hidrociclone típico, dotado de uma região cônica convencional. O equipamento possuía as dimensões geométricas diâmetro da parte cilíndrica, comprimento total, diâmetro do duto de alimentação, diâmetro de *overflow*, comprimento de *vortex finder*, diâmetro de *underflow* iguais a 100, 460, 12, 10, 40 e 20 mm, respectivamente. O ângulo de tronco de cone utilizado foi igual a 30°.

Tal qual feito por Kyriakidis e Vieira (2010), Zhao *et al.* (2012) utilizaram o mesmo resolvidor numérico, bem como o mesmo modelo de turbulência. Testes de independência de malha foram feitos antes dos autores realizarem as simulações bifásicas. De posse dos resultados simulados, Zhao *et al.* (2012) observaram a formação de um *air core* no centro do equipamento, concentrando grande parte da fase gasosa mais próxima ao orifício de *overflow*, mas ainda com uma parcela relevante deste fluido próxima ao duto de *underflow*.

Então, um hidrociclone foi fabricado em material transparente e estudos experimentais foram feitos a partir da mistura de ar e água para investigar o processo de separação nesse equipamento. Os ensaios experimentais indicaram haver uma melhor separação das fases na parte cônica do equipamento, onde há o aumento da velocidade tangencial da suspensão e conseqüente majoração da força centrífuga. Portanto, os autores concentraram seus esforços em otimizar a separação nessa região do hidrociclone e tentaram

colocar em prática várias ideias envolvendo a inserção de um tipo de agulha no duto de *underflow*. Zhao *et al.* (2012) foram aumentando a espessura da agulha até que chegaram à solução de inserir, na parte cilíndrica do equipamento, um cone maciço, mantendo-se todas as outras dimensões geométricas fixas. A este novo hidrociclone foi atribuído o nome de ICH (*Inner-Cone Hydrocyclone*).

Segundo os autores, a gradativa diminuição da seção anular desde a alimentação do hidrociclone até a descarga no duto de *underflow* potencializava a separação das fases. O que pode ser visto pelos perfis de fração volumétrica simulados pelos autores na Figura 2.5.

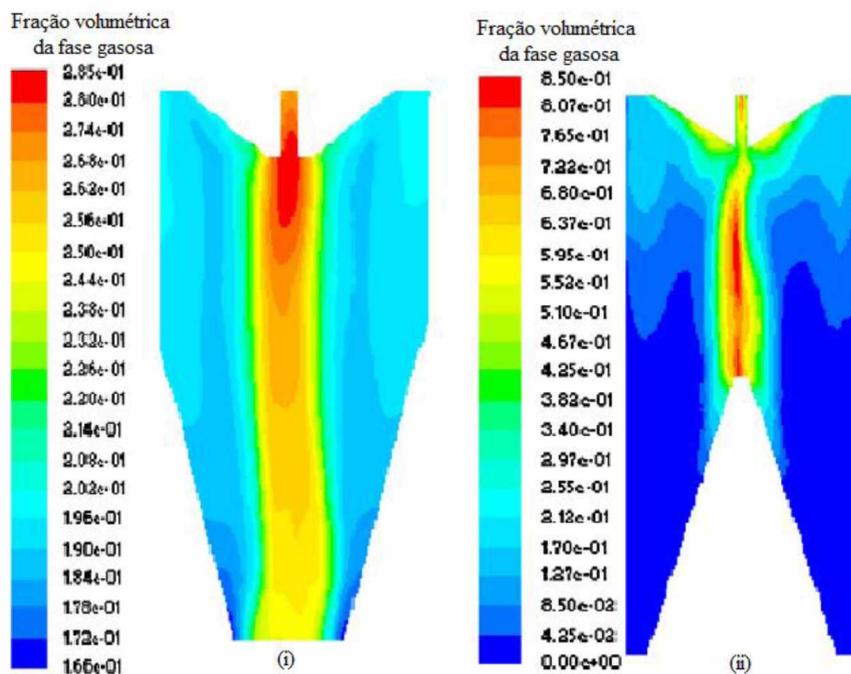


Figura 2.5 – Perfis de fração volumétrica de gás para: (i) hidrociclone original; (ii) ICH – hidrociclone com cone interno (Adaptado: ZHAO *et al.*, 2012).

Ensaio experimentais também foram realizados ratificando a ideia de aumento da *performance* de separação do equipamento nessa nova configuração. Segundo Zhao *et al.* (2012), o hidrociclone com cone interno (ICH) apresentou a corrente de *underflow* totalmente líquida, isenta de gases, em toda a faixa de estudo do trabalho. Ainda, para uma mesma vazão volumétrica de alimentação, o ICH mostrou requerer menor queda de pressão ($-ΔP$) quando comparado ao hidrociclone que lhe deu origem em qualquer que fosse o caso estudado. Diante do exposto, os autores concluíram que a inserção do cone interno ao hidrociclone de geometria estudada teve efeito extremamente benéfico para a separação gás-líquido. Tais

resultados mostram o quão importante é o estudo de equipamentos não convencionais para o processo de hidrociclonagem.

2.7.3 - Hidrociclone com Bastão de Redução de Pressão

Um dos trabalhos reportados na literatura que faz uso de um bastão de redução de pressão (Repds) foi escrito por Wang e Wang (2012). Esse dispositivo tinha seção transversal circular e era instalado na parte cônica do hidrociclone com o intuito de diminuir a perda de carga no equipamento. Um esquema do hidrociclone estudado por Wang e Wang (2012) encontra-se na Figura 2.6.

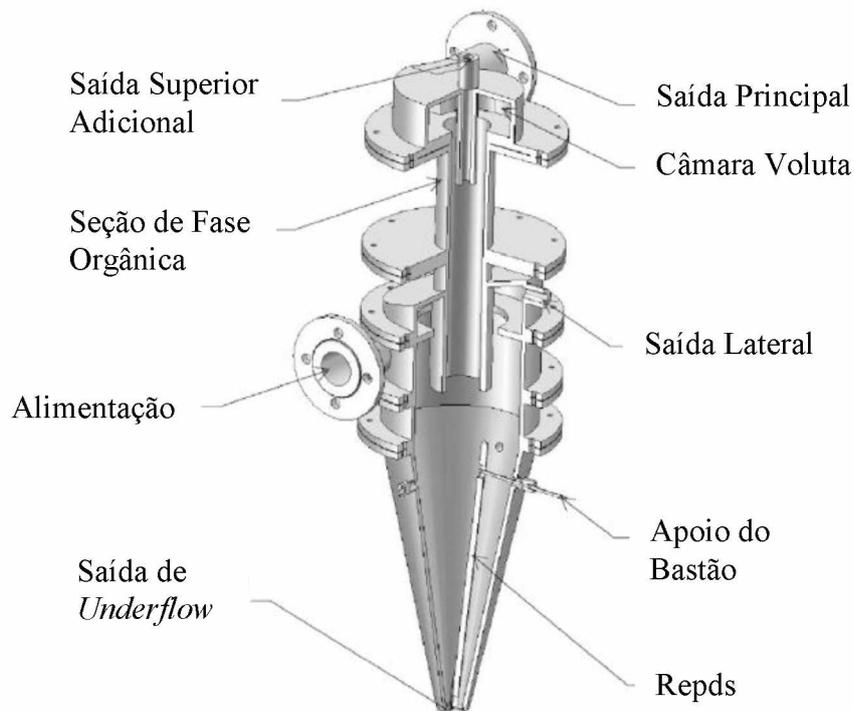


Figura 2.6 – Estrutura de um hidrociclone com bastão de redução de pressão (Adaptado: WANG e WANG, 2012).

Diferente dos hidrociclones convencionais, o equipamento construído por Wang e Wang (2012) possuía uma saída lateral e uma saída superior adicional, além das convencionais *overflow* (dita saída principal) e *underflow*. Entretanto, os autores focaram suas análises de eficiência unicamente na suspensão de saída contendo partículas maiores (corrente de *underflow*), comparando-a com a suspensão alimentada. Por sua vez, somente as

distribuições granulométrica das correntes de alimentação e *underflow* foram determinadas, através de técnicas de difração de raios *laser*.

Todo o procedimento experimental e aparato científico foi planejado pelos autores com o intuito de verificar a influência sobre a eficiência de separação das variáveis: diâmetro do bastão de redução de pressão e posição radial do mesmo. Em uma faixa de vazão de alimentação específica, Wang e Wang (2012) conduziram ensaios experimentais utilizando uma suspensão de água e pó de talco ($2,70 \text{ g/cm}^3$) a uma concentração de 30 mg/L. A queda de pressão no hidrociclone foi avaliada como a diferença entre a pressão no duto de alimentação e a pressão do duto de saída principal (duto de *overflow*).

Ao que diz respeito à posição radial do Repds, os autores chegaram à conclusão de que esta era uma variável importante que afetava a queda de pressão nos separadores estudados. Segundo Wang e Wang (2012), a queda de pressão era reduzida quando se movia o bastão para posições mais próximas à parede do hidrociclone, enquanto que a posição angular do Repds pouco influenciava nesta resposta.

Já em relação ao diâmetro do Repds, o trabalho de Wang e Wang (2012) mostrou que, dentre os diâmetros estudados, aquele sugerido como ótimo para a utilização do bastão era o de 14 mm. Esse foi o diâmetro que mais reduziu a queda de pressão no hidrociclone. Segundo os autores, a queda de pressão aumentaria para diâmetros maiores que o ótimo.

Ao que tange a eficiência de separação, Wang e Wang (2012) observaram que em toda a faixa de vazão volumétrica estudada, a separação de partículas era majorada na ausência do bastão de redução de pressão. Os autores perceberam que quanto maior o diâmetro do Repds, menor era a eficiência de coleta, salvo na condição de operação com vazão de alimentação de 35 m³/h, onde a utilização do bastão de 6 mm proporcionava a mesma eficiência total que o hidrociclone sem Repds.

2.7.4 - Hidrociclone com Diferentes Formatos de *Vortex Finder*

Através de simulações em CFD, Wang e Yu (2008) estudaram o efeito da espessura da parede de *vortex finder* na *performance* de separação de certos hidrociclones. Seu trabalho instigou Silva (2012) a avaliar a influência dessa mesma variável sobre o hidrociclone de geometria ótima proposta por Vieira (2006): o HC11. Então, Silva (2012) investigou o

processo de separação em hidrociclones utilizando três espessuras de *vortex finder*: 0,22, 1,05 e 2,65 mm.

De acordo com Wang e Yu (2008), quanto maior a espessura do *vortex finder*, menor era a eficiência de coleta de partículas de maior diâmetro, enquanto que partículas menores não eram influenciadas por essa variável. Por meio de ensaios experimentais, Silva (2012) observou que, para o hidrociclone HC11, o nível intermediário de espessura de *vortex finder* (1,05 mm) provia a maior razão de líquido e, em consequência disso, um menor diâmetro de corte reduzido e maior eficiência total. Já a perda de carga no equipamento, expressa pelo adimensional de Euler, era indiferente à variação da espessura desse duto.

Ainda por meio de técnicas de CFD, Wang e Yu (2008) propuseram outra modificação no duto de *overflow*: a utilização de um *vortex finder* do tipo coifa. De acordo com os autores, estudos numéricos do hidrociclone convencional sugeriram que havia um grande número de partículas que sofriam curto-circuito ao longo da parede externa do *vortex finder*, levando à diminuição da eficiência de separação. Segundo simulações feitas pelos mesmos autores, a permutação pelo *vortex finder* tipo coifa influenciaria significativamente o desempenho do hidrociclone estudado, reduzindo a queda de pressão registrada e aumentando a eficiência de coleta.

Diante disso, Silva (2012) também avaliou experimentalmente para o hidrociclone HC11 três modelos de *vortex finder* tipo coifa, sugeridos por Wang e Yu (2008), de formatos mostrados na Figura 2.7.



Figura 2.7 – Modelos de *vortex finder* tipo coifa (Adaptado: SILVA, 2012).

Ao final dos experimentos, Silva (2012) constatou que a utilização da coifa de fato modificava o escoamento interno desses separadores. A abertura cônica do duto de *vortex finder* induziu a maiores vazões da corrente de *underflow*, porém menos concentradas. Esse

acontecimento ocasionou a diminuição da eficiência total em aproximadamente 3 pontos percentuais em relação ao hidrociclone de mesma geometria com *vortex finder* convencional.

2.7.5 - Hidrociclones com Modificações na Alimentação

Com foco na região de alimentação, Hwang *et al.* (2013) avaliaram o desempenho de hidrociclones por meio de estudos computacionais. Em seu trabalho, os autores propuseram várias modificações em um hidrociclone. Uma delas foi a divisão da corrente de alimentação em múltiplas entradas de dutos retangulares, conforme mostra a Figura 2.8.

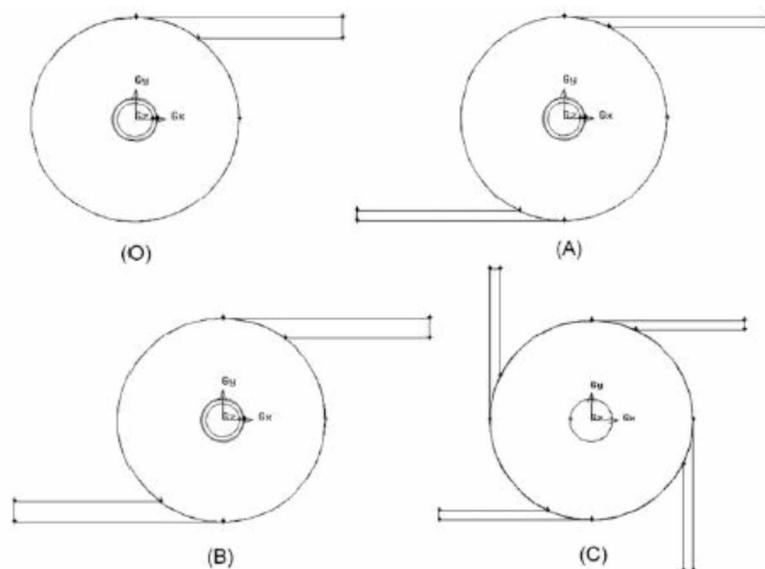


Figura 2.8 – Diferentes tipos de alimentação: (O) original, (A) entrada dupla com metade da espessura do duto de alimentação, (B) entrada dupla com a mesma espessura original, (C) entrada quádrupla com metade da espessura do duto de alimentação original (Adaptado: HWANG *et al.*, 2013).

Os autores utilizaram uma malha computacional não estruturada tridimensional desenvolvida no *software Gambit*®, constituída de aproximadamente 160.000 elementos, para conduzir todas as simulações. Foi empregado o resolvidor numérico *Fluent*®, no qual o modelo de turbulência escolhido foi o RSM, novamente por melhor representar o movimento rotacional do fluido. Nas simulações, Hwang *et al.* (2013) consideraram estado estacionário e o escoamento foi descrito como bifásico segundo um modelo lagrangeano de segregação de partículas. Para todos os casos, a condição de contorno de entrada foi definida como a vazão total de alimentação cujo valor foi estabelecido em $1,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, sendo que tal suspensão era composta por água e sílica ($2,20 \text{ g/cm}^3$) à concentração de 0,50% em massa.

Os perfis de velocidade simulados encontrados por Hwang *et al.* (2013) encontram-se na Figura 2.9. Pela vista superior do equipamento (Figura 2.9a), os autores concluíram que o hidrociclone dotado de dois dutos de alimentação de menor espessura (tipo A) foi aquele que proporcionou a maior velocidade total na parte cilíndrica. O que indica, segundo os autores, maior energia cinética ou maior efeito centrífugo na parte cilíndrica deste hidrociclone. Na mesma tendência, as simulações sugeriram que as velocidades tangenciais eram maiores em todo hidrociclone do tipo A (Figura 2.9b). Em contrapartida, o equipamento do tipo B sofreu uma diminuição drástica nos níveis dessa mesma variável. Desenvolvendo a análise pelo aspecto de particulados, o levantamento das eficiências de separação (possível através da simulação bifásica) mostrou que os diâmetros de corte para os hidrociclones do tipo A e C eram significativamente menores que os do tipo O.

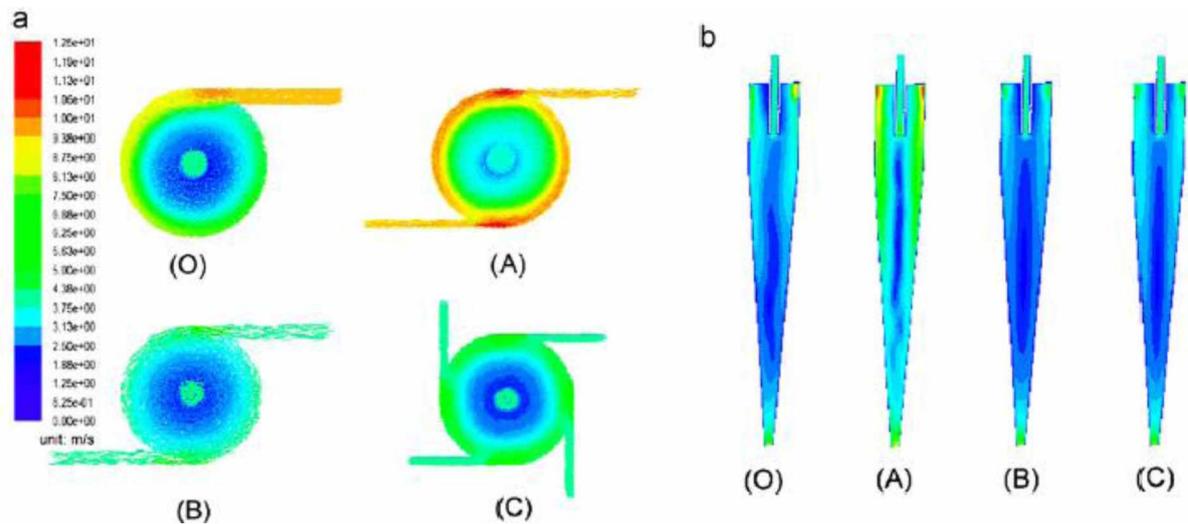


Figura 2.9 – Distribuição de velocidades: a - visão superior dos equipamentos, b - visão lateral dos hidrociclones (Adaptado: HWANG *et al.*, 2013).

Se por um lado o separador do tipo A indicava um aumento da eficiência de separação devido à maior velocidade total, Hwang *et al.* (2013) verificaram que este hidrociclone foi o que apresentou o maior consumo energético, sendo sua queda de pressão duas vezes maior do que aquela reportada para o hidrociclone original. De acordo com as simulações dos autores, entre os outros equipamentos, tipos O, B e C, estes não apresentaram diferenças significativas de queda de pressão entre si.

No mesmo trabalho, Hwang *et al.* (2013) também analisaram o efeito da inserção de um cone no topo da parte cilíndrica, bem como da modificação do duto de alimentação, substituindo o original por um modelo dotado de caminho-guia, conforme mostra a

Figura 2.10. Seguindo a mesma metodologia descrita para os hidrociclones com múltiplas entradas, Hwang *et al.* (2013) obtiveram distribuições de velocidade para todos os novos hidrociclones estudados (Figura 2.11).

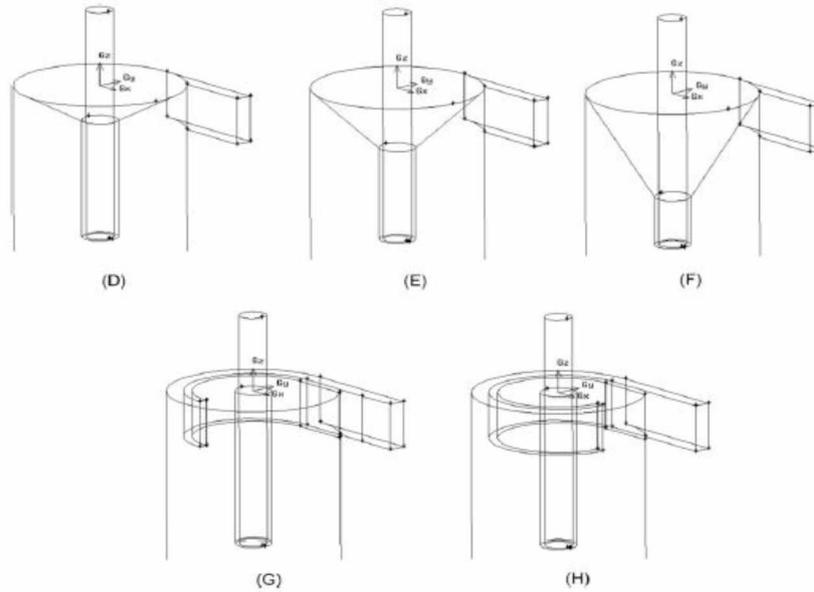


Figura 2.10 – Diferentes modificações de entrada: (D) cone superior 30°, (E) cone superior 45°, (F) cone superior 60°, (G) caminho-guia 180°, (H) caminho-guia 270° (Adaptado: HWANG *et al.*, 2013).

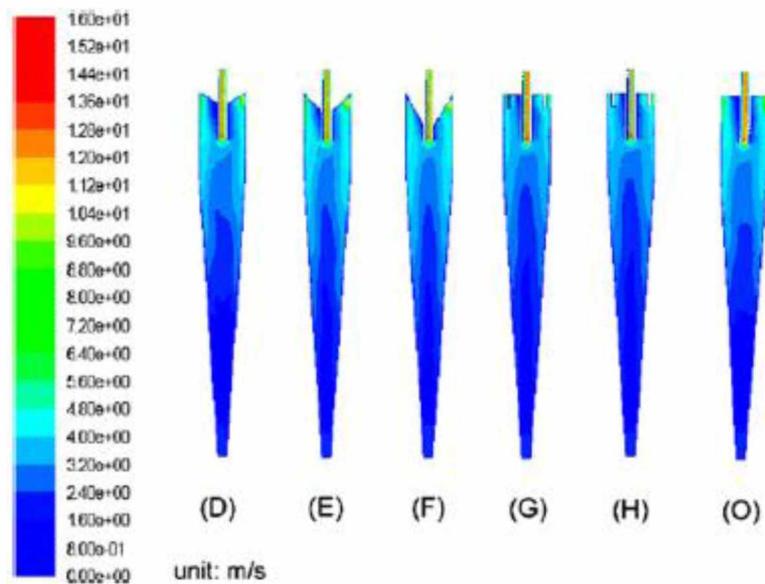


Figura 2.11 – Comparação entre os diferentes modelos de hidrociclones simulados segundo distribuição de velocidades (Adaptado: HWANG *et al.*, 2013).

De acordo com os autores, a Figura 2.11 sugere que as distribuições de velocidades nos hidrociclones dos tipos G e H foram semelhantes às do tipo O (hidrociclone original). Mas, também segundo Hwang *et al.* (2013), a inserção do cone no topo do hidrociclone poderia diminuir a área de baixa velocidade em torno da superfície externa *vortex finder*. Tal fenômeno seria capaz de reduzir a circulação de partículas finas (curto-circuito), aumentando a eficiência total, como constatado pela análise de partículas simulada pelos autores.

Por outro lado, a inserção do caminho-guia não resultou em nenhuma modificação significativa nos gráficos de distribuição de velocidade. Os autores observaram também que tal modificação na alimentação do hidrociclone aumentou a eficiência da separação de partículas mais finas, porém diminuiu a eficiência de coleta para partículas maiores do que 3 μm . De acordo com os resultados, Hwang *et al.* (2013) concluíram que a classificação das partículas não era eficaz através da instalação de um caminho-guia. Por fim, os autores também constataram que nenhuma das modificações de hidrociclones de D a H alterou o consumo energético original do hidrociclone.

2.7.6 - Hidrociclone Filtrante com Diferentes Diâmetros de *Overflow*

Dando continuidade aos estudos realizados na parte superior do hidrociclone, Vieira e Barrozo (2014) estudaram o efeito da variação do diâmetro do duto de *overflow* na *performance* de uma nova família de hidrociclones filtrantes. Para tal, estudos experimentais e fluidodinâmicos foram feitos.

A nova família de hidrociclones estudada pelos autores além de possuir relações geométricas distintas, possuía também a parede da seção cônica permeável, o que fez os autores denominarem essa configuração de hidrociclone filtrante. O equipamento estudado por Vieira e Barrozo (2014) tinha diâmetro da parte cilíndrica igual a 30 mm e relações geométricas iguais a: $D_v/D_c = 0,21$; $L/D_c = 5,8$; $L_1/D_c = 2,5$ e $\theta = 14,5^\circ$. As relações entre diâmetro de *overflow* e diâmetro da parte cilíndrica analisadas foram de: 0,19; 0,27 e 0,35.

Assim, os autores analisaram o comportamento do hidrociclone em diferentes quedas de pressão. Em cada uma delas, os ensaios experimentais foram realizados em triplicata, para uma suspensão contendo 1% em volume de rocha fosfática (2,98 g/cm³), sendo que as distribuições granulométricas das correntes de alimentação e *underflow* foram determinadas através de técnicas de difração de raios laser.

Já as simulações computacionais foram feitas utilizando uma malha estruturada bidimensional construída no *software Gambit*®. Vieira e Barrozo (2014) exportaram sua malha computacional para o resolvidor numérico *Fluent*®, a fim de descreverem o fenômeno físico do processo de hidrociclonagem para seu novo hidrociclone. Nas simulações, foi escolhido o modelo de turbulência RSM em conjunto com os esquemas SIMPLE e PRESTO! para acoplamento pressão-velocidade e discretização de pressão, respectivamente. Com relação às outras variáveis do sistema, as mesmas foram interpoladas através de algoritmos UPWIND de 2ª ordem. Posto que a suspensão preparada experimentalmente era altamente diluída, as simulações foram conduzidas apenas na fase líquida. Além disso, as condições de contorno empregadas foram as mesmas obtidas pelos autores nos experimentos.

Utilizando a metodologia descrita, Vieira e Barrozo (2014) concluíram que, para uma mesma condição operacional, os hidrociclones filtrantes dotados de maiores diâmetros de *overflow* apresentaram menor gasto energético e, portanto, maior capacidade de processamento. Tal afirmação foi ratificada pelos estudos em CFD realizados pelos autores.

Por outro lado, os autores também verificaram que quanto maior o diâmetro do duto de *overflow*, menor era a eficiência de separação do equipamento. Segundo Vieira e Barrozo (2014), esse fato se deve pelo orifício de *overflow* ter influência contrária ao orifício de *underflow*, considerando a variável razão de líquido. Isto é, foi comprovado que para os maiores diâmetros de *overflow*, foram encontrados os menores valores de razão de líquido, pois essa modificação aumenta a quantidade de líquido descarregada na corrente de *overflow*. Em consequência da menor vazão de fluido que saía do equipamento pela corrente de *underflow*, menor foi o arraste de partículas gerado pelo fluido para essa corrente. Ou seja, menor foi também a eficiência total.

Tal fenômeno de segregação de partículas descrito por Vieira e Barrozo (2014) foi fundamentado a partir dos perfis de velocidade simulados, como mostra a Figura 2.12. O aumento da velocidade rotacional proporcionada pela diminuição do diâmetro de *overflow* favoreceu a separação das partículas, visto que indicava um aumento da aceleração centrífuga (mecanismo primordial para a separação em hidrociclones).

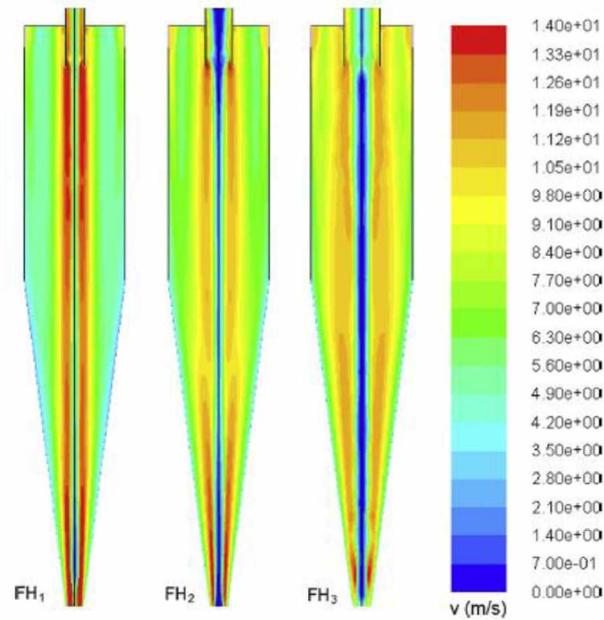


Figura 2.12 – Perfis de velocidade rotacional para os hidrociclones filtrantes FH1 ($D_o/D_c = 0,19$), FH2 ($D_o/D_c = 0,27$) e FH3 ($D_o/D_c = 0,35$) (Adaptado: VIEIRA; BARROZO, 2014).

Vieira e Barrozo (2014) também compararam a *performance* entre os hidrociclones convencionais e filtrantes. Estes últimos foram os que apresentaram comparativamente maiores eficiências totais para uma mesma configuração geométrica e condição operacional, ou seja, para um mesmo diâmetro de *overflow*. E, ainda, os hidrociclones filtrantes proporcionaram menores custos energéticos nas mesmas condições.

Por fim, os autores concluíram que o valor ótimo de diâmetro de *overflow* dependia do propósito do processo de hidrociclonagem (concentração ou classificação). Se o objetivo fosse concentrar a corrente de *underflow*, dever-se-ia escolher maiores diâmetros de *overflow*. Se almejada fosse a classificação de partículas, sugerir-se-ia a utilização de menores valores da variável estudada.

Capítulo 3

MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentadas informações relevantes sobre o material particulado utilizado e os hidrociclones estudados, bem como sobre a metodologia de operação da unidade experimental e técnicas de amostragem. Além disso, é descrito o procedimento para determinação das grandezas associadas à hidrociclonação não explicitadas anteriormente. Ademais, são detalhados os procedimentos da abordagem numérica do processo, tais como malha computacional utilizada e parâmetros de simulação.

3.1 - Material Particulado

Primeiramente, faz-se necessário descrever o material particulado empregado neste projeto. O material de trabalho foi gentilmente cedido pela empresa ANEX Mineração, sediada em Itabirito (MG). Esse material é comercialmente denominado “quartzito” e sua composição química foi determinada através de análise em espectrômetro de raios X pela própria mineradora. Assim, a análise revelou que o “quartzito” trata-se de um material altamente rico em sílica, composto de aproximadamente 95% de SiO_2 , 4% de Al_2O_3 (alumina) e 1% de impurezas diversas.

O principal componente do material empregado (SiO_2) é composto pelos dois elementos mais abundantes na crosta da Terra, o oxigênio e o silício. É sabido que a sílica e seus compostos constituem cerca de 60% em peso de toda a crosta terrestre (SOUZA, 2010). Pela sua abundância no planeta, a sílica é largamente utilizada como constituinte de inúmeros materiais. Ainda que empregada em grande quantidade como componente de materiais de construção, a sílica também possui numerosas aplicações especializadas, como cristais piezelétricos, dessecantes, adsorventes, componentes catalisadores, componentes ópticos,

além de ser um material básico na indústria de vidro, cerâmicas e refratários, o que caracteriza sua importância socioeconômica.

Ao que tange às características do material que são importantes para esta pesquisa, está o tamanho das partículas. O material particulado que foi recebido pela Universidade apresentava certa heterogeneidade de tamanho, variando desde 1 mm a cerca de 30 μm , segundo testes preliminares realizados em peneiras da série Tyler. Assim sendo, foi necessária sua moagem em um moinho de bolas da FEQUI/UFU, até que se alcançasse uma menor faixa de tamanhos ($d_{63,2} \leq 15 \mu\text{m}$), para que os hidrociclones estudados não alcançassem eficiência de separação próximas de 100%, o que impossibilitaria a comparação de desempenho e o cálculo de variáveis como o diâmetro de corte. O moinho de bolas utilizado era constituído por um vaso cerâmico de 20 cm de diâmetro interno e 30 cm de altura, preenchido com 75 bolas de 4 cm de diâmetro, além do material a ser moído. Neste trabalho, a rotação adotada para o vaso cerâmico foi de 23 rpm.

Destarte, foram necessárias de 48 a 72 h de moagem por batelada de 4,0 kg de material para que as partículas de “quartzito” adquirissem a distribuição granulométrica almejada. Isso implicou em algumas bateladas de material moído e inúmeros testes de adequação em hidrociclones, além de avaliações recorrentes de distribuição granulométrica do material por meio de técnicas de difração a *laser* (procedimento padrão descrito na Seção 3.4.5) no equipamento *Mastersizer Microplus* da marca *Malvern*.

Ao fim do processo de moagem, uma distribuição granulométrica característica do “quartzito” moído foi determinada e seu resultado representativo encontra-se na Figura 3.1.

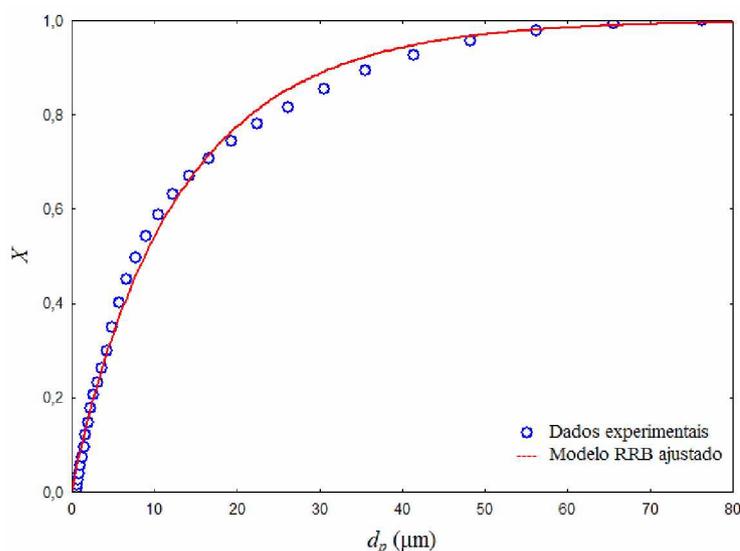


Figura 3.1 – Distribuição granulométrica do material particulado

Foi observado que a distribuição granulométrica do material seguia o modelo RRB (*Rosin-Rammler-Bennet*), para o qual os parâmetros $d_{63,2}$ e n foram respectivamente iguais a 12,89 μm e 0,94. O ajuste foi realizado com o auxílio do *software Statistica*[®], obtendo-se um coeficiente de correlação quadrática de 0,99 com resíduos pequenos e aleatoriamente distribuídos em torno da média. A equação ajustada pelo modelo é mostrada na Equação (3.1).

$$X = 1 - \exp \left[- \left(\frac{d_p}{12,89} \right)^{0,94} \right] \quad (3.1)$$

Por fim, a caracterização do material completou-se determinando sua respectiva densidade real através da técnica de picnometria por deslocamento de gás hélio, realizada no equipamento *AccuPyc 1330* da *Micromeritics*[®]. O valor estimado de densidade real do “quartzito” obtido pelo densímetro foi de $2740,0 \pm 0,5 \text{ kg/m}^3$.

3.2 - Hidrociclones

A Tabela 3.1 apresenta as dimensões geométricas dos hidrociclones empregados no presente trabalho, as quais foram baseadas naquelas estudadas por Silva (2012) e denominadas pelo autor de HCOT1 e HCOT3, cujas siglas significam **H**idrociclone **C**onvencional **O**timizado **1** e **3**, respectivamente. Vale relembrar que os hidrociclones HCOT1 e HCOT3 foram otimizados por Silva (2012) visando à maximização da eficiência total e à minimização do número de Euler, respectivamente.

Tabela 3.1 – Dimensões geométricas dos hidrociclones estudados

Dimensão Geométrica	HCOT1	HCOT3
Diâmetro da alimentação [mm]	7,8	7,8
Diâmetro do duto de <i>overflow</i> [mm]	5,7	10,5
Comprimento total [mm]	169,0	228,0
Comprimento da parte cilíndrica [mm]	10,0	69,0
Comprimento do tronco de cone [mm]	159,0	159,0
Ângulo do tronco de cone [°]	9	9

Os hidrociclones HCOT1 e HCOT3 foram construídos com peças intercambiáveis (Figura 3.2), o que permitia uma rápida montagem da estrutura principal (cilindro, cone e duto de alimentação), bem como uma imediata alteração dos seus principais acessórios operacionais (*vortex finder* e orifício de *underflow*), quando necessária. Nesta sistemática, o cone e cilindro foram acoplados por meio de travas mecânicas com vedação em silicone posta entre eles, ao passo que os acessórios (tubo de alimentação, tubo de *overflow* e orifício de *underflow*) eram inseridos por um sistema de roscas. Cumpre esclarecer que todas as partes componentes dos hidrociclones foram feitas de latão, salvo os orifícios de *underflow*, que foram confeccionados em teflon para resistir à severa abrasão a que eram submetidos.

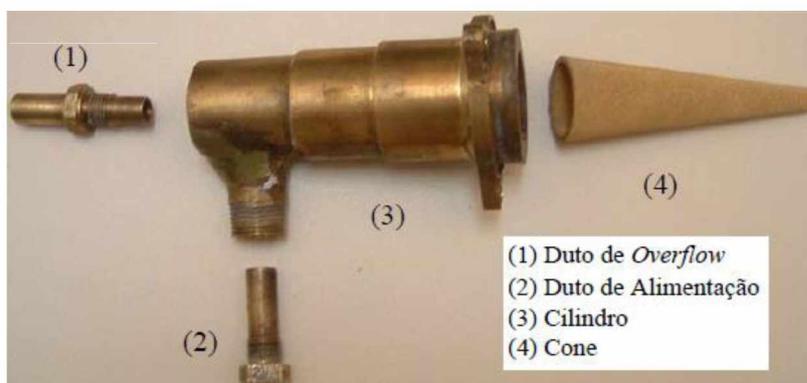


Figura 3.2 – Partes constituintes do hidrociclone montado segundo esquema modular (Adaptado: VIEIRA, 2006).

Quando devidamente montados, os hidrociclones HCOT1 e HCOT3 podem ser vistos na Figura 3.3.

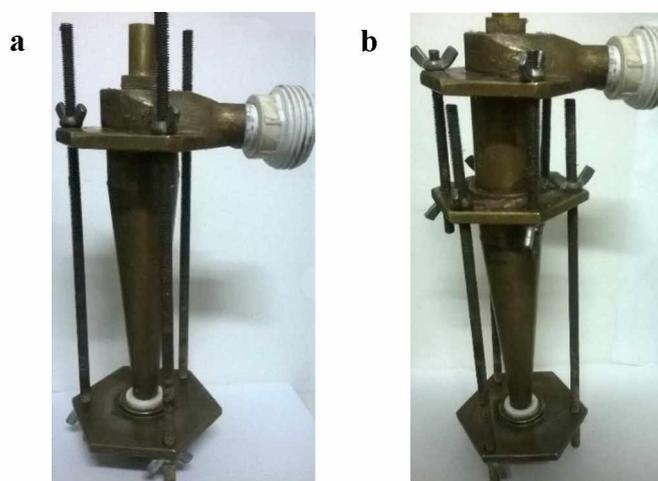


Figura 3.3 – (a) Hidrociclone HCOT1 e (b) Hidrociclone HCOT3.

3.3 - Planejamento de Experimentos

A partir das dimensões geométricas dos hidrociclones HCOT1 e HCOT3 (Tabela 3.1), avaliaram-se os efeitos das dimensões do diâmetro do orifício de *underflow* (D_U) e do comprimento de *vortex finder* (ℓ) sobre as principais respostas dos separadores (η , Q , R_L , Eu , d'_{50}) através de planejamentos experimentais do tipo fatorial.

Para tanto, foram feitos dois planejamentos de experimentos idênticos: um para o hidrociclone HCOT1 e outro para o HCOT3. Para cada hidrociclone, os planejamentos foram do tipo fatorial a 3 níveis para os fatores D_U e ℓ , originando 9 possibilidades de configurações geométricas.

Dessa forma, as dimensões dos fatores D_U e ℓ foram definidas adotando como restrições máximas as dimensões geométricas utilizadas por Silva (2012) e as seguintes restrições mínimas: quase ausência de *vortex finder* e mínimo diâmetro de *underflow* (Tabela 3.2).

Tabela 3.2 – Intervalo experimental dos fatores ℓ e D_U

ℓ (mm)		D_U (mm)	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
1,0	12,0	3,0	5,0

Os fatores comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) foram codificados respectivamente nas variáveis $X1$ e $X2$, como mostram as Equações (3.2) e (3.3), obtendo-se os valores de variáveis codificadas em três níveis conforme mostra a Tabela 3.3.

$$X1 = \frac{\ell [\text{mm}] - 6,5}{5,5} \quad (3.2)$$

$$X2 = \frac{D_U [\text{mm}] - 4}{1} \quad (3.3)$$

Tabela 3.3 – Valores das variáveis codificadas

$X1/X2$	ℓ (mm)	Du (mm)
-1	1,0	3,0
0	6,5	4,0
+1	12,0	5,0

A partir dos valores codificados da Tabela 3.3, foi concebida a Matriz de Planejamento igualmente aplicável aos hidrociclones HCOT1 e HCOT3, cuja estrutura está apresentada na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Matriz de Planejamento para estudo dos efeitos de ℓ e Du sobre o desempenho dos hidrociclones HCOT1 e HCOT3

Configuração	$X1$	$X2$
1	-1	-1
2	-1	0
3	-1	+1
4	0	-1
5	0	0
6	0	+1
7	+1	-1
8	+1	0
9	+1	+1

Os acessórios dos hidrociclones (ℓ e Du) foram fabricados na própria oficina mecânica da (FEQUI/UFU). Cada um deles foi confeccionado de modo a se acoplar por rosca às outras peças de hidrociclones já existentes (cilindro ou cone, conforme o caso). A Figura 3.4 mostra as peças dos dutos de *vortex finder* (Figuras 3.4a e 3.4b) e dos orifícios de *underflow* (Figura 3.4c) utilizadas nos experimentos.



Figura 3.4 – Dutos de *vortex finder*: (a) hidrociclone HCOT1, (b) hidrociclone HCOT3; (c) Dutos de *underflow*.

3.4 - Unidade Experimental

Para executar o planejamento de experimentos deste trabalho, foi utilizada a unidade experimental previamente adquirida e instalada no Laboratório de Separação e Energias Renováveis (LASER) da FEQUI/UFU.

Na unidade, conforme ilustra a Figura 3.5, a suspensão era homogeneizada no tanque de armazenamento (1) por um agitador mecânico (2) e ganhava energia de pressão através uma bomba centrífuga (3) que impulsionava a suspensão para as linhas de alimentação do hidrociclone (A) e *bypass* (B). A vazão de alimentação do hidrociclone era aferida pelo medidor de vazão do tipo *Coriolis* (4) e a queda de pressão desejada era alcançada alterando-se a quantidade de suspensão que passava pelo duto de *bypass*. Para isto, manipulavam-se as válvulas globo (g1) e gaveta (g2) e visualizava-se a pressão exibida no *display* do manômetro de *Bourdon* digital (5) instalado na tubulação imediatamente anterior à entrada do hidrociclone a ser avaliado (6). Observa-se pela Figura 3.5 que as correntes de saída dos hidrociclones eram submetidas à pressão atmosférica. Por fim, estabilizada a pressão desejada, dava-se início ao procedimento experimental e à coleta de amostras.

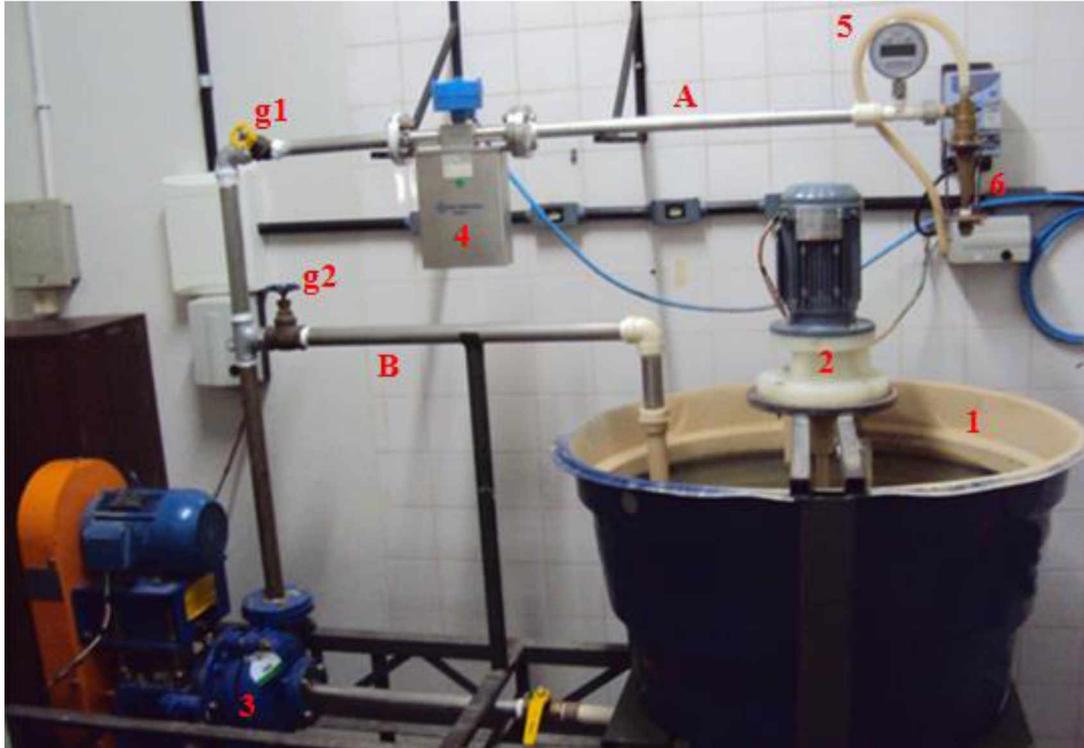


Figura 3.5 – Unidade experimental (Adaptado: SALVADOR, 2013).

Maiores detalhes acerca das principais partes componentes da unidade experimental enumeradas na Figura 3.5 são apresentados nas próximas subseções.

3.4.1 - Reservatório para Armazenamento da Suspensão

O tanque utilizado para o armazenamento da suspensão, fabricado em polietileno, possuía um volume útil de 250 L. Para a homogeneização da mistura durante os ensaios experimentais, o reservatório foi dotado de um par de chicanas e um agitador (1,5 cv) com inversor de frequência, o qual era operado continuamente à rotação constante de 1600 rpm.

3.4.2 - Bomba Centrífuga

Para o fornecimento de energia de pressão à suspensão, foi utilizada uma bomba centrífuga da fabricante *Weir Minerals* com rotor e revestimentos em alto cromo (Modelo 1,5/1B-AH), resistente à abrasão, desgaste e corrosão, própria para o bombeamento de polpas abrasivas. Com uma potência de 5 cv, fornecia energia suficiente para alcançar toda a faixa de queda de pressão requerida neste estudo (de 88 a 177 kPa).

3.4.3 - Medidor de Vazão

O medidor de vazão utilizado foi do tipo *Coriolis*, da fabricante *Metroval*, modelo RHM08-3FS1PN (Figura 3.6). Esse medidor foi previamente calibrado e encontrava-se instalado na linha de alimentação do hidrociclone, para que pudesse ser determinada a vazão mássica de alimentação do mesmo. Segundo a fabricante, a faixa de operação desse equipamento é de 300 a 1800 kg/h e o mesmo suporta pressões de até 15,8 kgf/cm².



Figura 3.6 – Medidor de vazão tipo Coriolis: (I) sensor instalado na linha e (II) *display* com transmissor de dados de vazão (SALVADOR, 2013).

3.4.4 - Manômetro de Bourdon Digital

A faixa de operação do indicador de pressão utilizado era de 0 a 7 bar. O valor aferido no manômetro correspondia à queda de pressão no interior do equipamento, visto que as correntes de *overflow* e *underflow* eram descarregadas à pressão atmosférica. Logo, a queda de pressão utilizada nos cálculos era a mesma lida no *display* do manômetro.

3.4.5 - *Mastersizer* e Metodologia para Determinação das Distribuições Granulométricas das Correntes Advindas dos Hidrociclones

Ao contrário dos equipamentos mencionados anteriormente, o *Mastersizer Microplus* da *Malvern* encontrava-se instalado no Laboratório de Separação Sólido-Fluido da FEQUI/UFU. Ele utiliza conceitos de difração de raios *laser* para a determinação da distribuição granulométrica de uma amostra em suspensão líquida diluída injetada em seu sistema, permitindo a determinação do tamanho de partículas na faixa de 0,05 a 550 μm . O

equipamento contava com uma bomba de recirculação e um agitador que possuía rotação ajustável, a qual foi atribuído o valor de 2200 rpm.

O analisador de partículas também possuía um sistema de banho ultrassônico que contribuía para desfazer possíveis aglomerados de partículas que pudessem interferir na análise óptica do sistema. O parâmetro “*Ultrasonic Displacement*” foi ajustado em 12,5 e o tempo do banho ultrassônico utilizado foi de 30 s. Além do recurso de ultrassom, foi empregado o dispersante Hexametáfosfato de Sódio (Calgon), cuja principal função era manter a dispersão entre as partículas a fim de evitar a formação de aglomerados.

Para análises das amostras vindas dos hidrociclones, uma solução de 25 g/L do dispersante era previamente preparada em um balão volumétrico de 1000 mL e 20 mL eram retirados dessa solução para serem adicionados a um béquer contendo aproximadamente 480 mL de água. Essa solução final era utilizada para calibrar os dispositivos ópticos do *Mastesizer* e efetuar a medida de “*background*”, também chamada de “branco”.

Em seguida, uma amostra era inserida no sistema por vez e ligava-se o banho ultrassônico. Ao fim do mesmo, a análise granulométrica das partículas era feita e o resultado armazenado na forma de um arquivo eletrônico. Dessa maneira, o resultado da análise era ajustado por regressões não-lineares ao modelo de distribuição granulométrica RRB através do *software Statistica*[®]. Vale ressaltar que a teoria de difração selecionada no equipamento foi a de *Fraunhofer*, universalmente aplicada nas situações em que se desconhece o real índice de difração do material particulado a ser analisado.

3.5 - Procedimento Experimental

Neste trabalho, foram utilizadas quatro quedas de pressão, as mesmas empregadas por Silva (2012): 88, 118, 147 e 177 kPa. Reiterando: no caso deste estudo, visto que o duto de *overflow* estava sob influência da pressão atmosférica, a queda de pressão no hidrociclone foi dada pela própria pressão visualizada no manômetro de *Bourdon*.

Ao que se refere à suspensão utilizada nos ensaios experimentais, a mesma foi preparada de modo que sua concentração volumétrica fosse de aproximadamente 1,0%, variando no máximo $\pm 0,1$ p.p. Assim, cerca de 7,0 kg de material particulado moído foram homogeneizados em água resultando em aproximadamente 200 L de suspensão disponível para os ensaios.

A rotina experimental em si era realizada da seguinte maneira: inicialmente ligava-se o agitador mecânico e aguardava-se a suspensão ser homogeneizada. Em seguida, ligava-se o medidor de vazão e o manômetro de *Bourdon*, que nesse estado sempre se encontravam zerados, indicando a boa calibração desta instrumentação. Logo após, abria-se a válvula do tipo esfera para liberar a passagem do fluido pela bomba centrífuga e mantinha-se aberta a válvula gaveta do *bypass*, deixando a válvula globo de alimentação do hidrociclone completamente fechada. Assim, ligava-se a bomba e dava-se início ao procedimento experimental em si. O controle de pressão (e vazão) de alimentação do hidrociclone era feito utilizando-se simultaneamente as válvulas globo e gaveta, ou seja, diminuindo ou aumentando a quantidade de suspensão que retornava ao tanque de armazenamento.

Uma vez fixada a queda de pressão desejada, media-se a temperatura da suspensão no tanque a fim de se determinar, *a posteriori*, a densidade e a viscosidade do fluido. Então, lia-se a vazão mássica de alimentação do hidrociclone através do medidor de vazão e a vazão mássica da corrente de *underflow* era determinada por meio de coleta e pesagem de amostras com o auxílio de um cronômetro comum ($\pm 0,01$ s) e balança com precisão de $\pm 0,01$ g.

Em seguida, coletavam-se duas amostras da corrente de alimentação do hidrociclone (no tanque de armazenamento) e três amostras da corrente de *underflow* para análise gravimétrica. A massa dos béqueres era previamente aferida e a massa total de suspensão coletada era determinada. Essas amostras eram armazenadas em uma estufa durante 24 h à temperatura de 105°C e, posteriormente, a massa de sólidos secos era novamente aferida. Tal procedimento fez-se necessário para a determinação das concentrações mássicas e volumétricas de ambas correntes.

Além das amostras para análise gravimétrica, eram coletadas ainda três pequenas alíquotas de suspensão do tanque de armazenamento e da corrente de *underflow* de cada hidrociclone. Essas alíquotas eram alimentadas, uma por vez, no analisador de partículas a laser (*MastersizerMicroplus*[®]). As distribuições granulométricas armazenadas no banco de dados do analisador a laser eram posteriormente tratadas através de técnicas de regressão não-linear no *software Statistica*[®] para a determinação dos parâmetros do modelo RRB.

Este procedimento repetiu-se por completo para todas as quedas de pressão estudadas em todas as combinações geométricas da Matriz de Planejamento. Adicionalmente, alguns ensaios experimentais foram replicados, a fim de se verificar a variabilidade da metodologia, cujos valores de desvio de variáveis estão contidos na Tabela 3.5.

Os desvios amostrais apresentados na Tabela 3.5 foram calculados através da razão entre o desvio padrão de cada grandeza e a média da mesma. Nota-se que, o desvio de medida foi mais significativo para os parâmetros de distribuição granulométrica da alimentação porque esteve diretamente relacionado à dificuldade de amostragem na superfície do tanque de armazenamento (vigorosa agitação). Entretanto, isso não afetou as análises de desempenho dos hidrociclones, o que pôde ser constatado pelo pequeno desvio das demais variáveis.

Tabela 3.5 – Desvios experimentais das grandezas analisadas

Variáveis	Desvio
$d_{63,2A}$	8,56%
n_A	2,83%
$d_{63,2U}$	2,50%
n_U	1,56%
Cv_A	1,72%
Cv_U	0,66%
Q	1,25%
Q_U	1,73%
R_L	0,20%
Eu	2,88%
Re	2,44%
η	2,10%
η'	2,13%
d'_{50}	2,78%

3.6 - Cálculo das Variáveis Associadas à Separação em Hidrociclones

Grande parte das variáveis relevantes ao processo de hidrociclonagem já foram descritas na Seção 2.2, sendo que os valores correspondentes a cada uma delas para cada equipamento foram obtidos através do uso de planilhas em *Excel*[®] e do *software Statistica*[®]. Restam a ser definidos apenas os procedimentos para cálculo de diâmetro de corte reduzido e Superfícies de Resposta para os hidrociclones dos planejamentos de experimentos HCOT1 e HCOT3.

Relembrando o que fora dito anteriormente, o diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) é o diâmetro da partícula que é separada com uma eficiência granulométrica reduzida (G') de 50%. Por definição, para o cálculo da eficiência granulométrica é recomendável o ajuste da distribuição de partículas das correntes de alimentação e de *underflow* a algum dos modelos de distribuição granulométrica. Visto que o modelo que melhor representou as partículas em suspensão foi o modelo RRB, a Equação (3.4) mostra o resultado da substituição da equação deste modelo na equação da eficiência granulométrica. Em seguida, para determinação do diâmetro de corte reduzido, bastou substituir a Equação (3.4) na definição de eficiência granulométrica reduzida e igualá-la a 0,5 (Equação 3.5). Nesta equação, o diâmetro de corte reduzido foi aquele no qual o diâmetro da partícula (d_p) satisfizes a igualdade.

$$G = \eta \left\{ \frac{\left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} n_U \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} \right]}{\left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} n_A \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} \right]} \right\} \quad (3.4)$$

$$0,5 = \frac{\eta \left\{ \frac{\left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} n_U \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} \right]}{\left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} n_A \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} \right]} \right\} - R_L}{1 - R_L} \quad (3.5)$$

Visando à obtenção das Superfícies de Respostas, técnicas de Regressão Múltipla foram aplicadas sobre as principais respostas experimentais obtidas, segundo o estabelecido pela Matriz de Planejamento (Tabela 3.4) para a estimação dos principais efeitos (linear, quadrático e de interação). Foram considerados significativos apenas os efeitos que apresentaram nível de significância menor ou igual a 5%. No caso de insignificância do efeito, seu valor simplesmente foi substituído por zero. Matematicamente, as Superfícies de Respostas podem ser genericamente representadas na forma matricial, como mostra a Equação 3.6.

$$Y = \beta_0 + [\beta_1 \quad \beta_2] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12}/2 \\ \beta_{12}/2 & \beta_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

De maneira complementar, foi possível ainda ajustar as principais informações experimentais deste trabalho à Equação de Projeto de Massarani (1989). Segundo esta metodologia, a cada três linhas da Matriz de Planejamento (ℓ fixo e D_U variável), pôde-se conceber uma determinada família de hidrociclone. Então, pela Equação (3.7) foram ajustados valores para os parâmetros K e A , os quais podem permitir, quando necessário, o *scale-up* dos hidrociclones depois de definidos os diâmetros de corte reduzido (d'_{50}) inerentes a cada geometria. De maneira complementar, a razão de líquido também pôde ser correlacionada em função do adimensional D_U/D_c mediante o ajuste dos parâmetros B e C da Equação (3.8).

$$\frac{d'_{50}}{D_c} = K \left[\frac{\mu D_c}{Q(\rho_s - \rho)} \right]^{0,5} (1 + A R_L) \exp(4,5 C_{VA}) \quad (3.7)$$

$$R_L = B \left(\frac{D_U}{D_c} \right)^C \quad (3.8)$$

3.7 - Simulações

Em paralelo aos ensaios experimentais e de maneira subsidiária, simulações numéricas tridimensionais e transientes foram conduzidas por meio de técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD), valendo-se dos *softwares* comerciais de código fechado *Fluent*[®] (soluções numéricas) e *Gambit*[®] (confeção de malhas). Nas simulações considerou-se o escoamento do fluido incompressível sob a ação da gravidade e em uma única fase contínua, composta somente por água (à temperatura de 20°C), visto que a suspensão sólido-líquido preparada em laboratório era relativamente diluída (1% v/v). Já como condições de contorno para a resolução das Equações de Transporte, foram inseridos os resultados obtidos através dos experimentos realizados. Melhores detalhes do procedimento numérico adotado encontram-se nas subseções a seguir.

3.7.1 - Condições de Contorno e Parâmetros de Simulação

De posse dos resultados experimentais, foram empregados como condição de contorno de entrada nas simulações computacionais os valores de vazão mássica de alimentação dos hidrociclones obtidos experimentalmente na queda de pressão de 147 kPa. Somente essa queda de pressão foi analisada, ao passo que as simulações tiveram por objetivo elucidar o comportamento fluidodinâmico qualitativo do escoamento interno dos hidrociclones, visando a esclarecer particularidades do escoamento.

Ao que diz respeito às condições de contorno de saída de líquido, todos os equipamentos foram simulados definindo as fronteiras dos orifícios de *overflow* e *underflow* como sendo do tipo “*pressure outlet*” com pressão relativa igual a zero. Isso equivale a dizer que a pressão absoluta na saída desses dutos corresponde à pressão atmosférica, tal como nos ensaios experimentais. Dessa forma, as simulações computacionais distinguem entre si exclusivamente nos aspectos condição de contorno de entrada e malha computacional desenvolvida (devido às diferentes geometrias oriundas das combinações dos acessórios ℓ e D_U).

Como antes mencionado, as simulações foram conduzidas considerando-se apenas o escoamento com água, haja vista que a concentração volumétrica média da suspensão experimental era diluída (1,0%). Com relação ao modelo de turbulência, entre as opções oferecidas pelo resolvidor numérico do *Fluent*[®] foi escolhido o modelo RSM (Modelo dos Tensores de Reynolds), já consagrado na literatura por descrever bem escoamentos de alta vorticidade como o encontrado em hidrociclones (HWANG *et al.*, 2013). Para a discretização das principais variáveis do sistema foi utilizado o algoritmo SIMPLE, enquanto que para o acoplamento pressão-velocidade foi empregado o esquema PRESTO!. Já a interpolação das demais variáveis do sistema foi feita a partir de esquemas UPWIND de 2^a ordem (VIEIRA, 2006).

Posto que para ser possível a resolução numérica das Equações de Transporte precisa-se definir uma região de escoamento e suas fronteiras, foi essencial e de suma importância desenvolver, anteriormente à simulação, malhas computacionais que de fato pudessem descrever o escoamento estabelecido nos hidrociclones.

3.7.2 - Malha Computacional

No intuito de averiguar a hipótese de uma malha computacional representar significativamente um determinado escoamento, foi necessária a condução de vários testes preliminares, comumente chamados de testes de independência de malha. Esses testes foram feitos com a utilização de malhas com diferentes tamanhos de células computacionais. Todas elas foram submetidas a análises numéricas segundo os mesmos parâmetros de simulação para verificar a reprodutibilidade do resultado. Caso todas apresentassem as mesmas respostas numéricas, continuava-se o processo de criação de malhas até que se determinasse a menor quantidade de células possível que possuísse as respostas simuladas dentro de uma faixa de desvio aceitável. Esse procedimento foi estruturado de forma a se empregar o menor esforço computacional aceitável, a fim de representar o processo físico desejado, além de validar o uso de uma malha com elementos de maior dimensão ou não.

Assim, primeiramente foi proposta uma malha computacional para o hidrociclone HCOT1 com aproximadamente 336000 células, quantidade esta que foi escolhida aleatoriamente, mas que aparentemente proporcionaria uma malha computacional mais refinada. Após ser concebida, foi realizada a simulação computacional em estado transiente dessa malha, nas condições operacionais descritas por Silva (2012), e os resultados de razão de líquido e queda de pressão foram monitorados a cada 0,1 s de tempo simulado, perdurando por 5,0 s. Dessa forma, obteve-se, para a razão de líquido, a Figura 3.7.

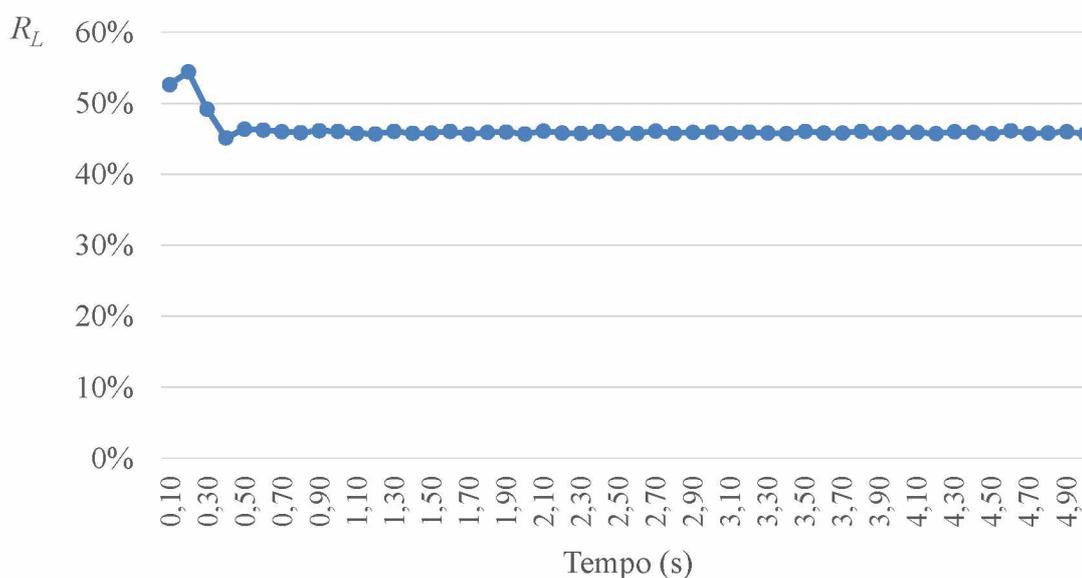


Figura 3.7 – Resultados simulados para a variável razão de líquido no hidrociclone HCOT1 para uma malha computacional de 336000 células.

De acordo com a Figura 3.7, observou-se que após aproximadamente 0,6 s de tempo simulado, a variável razão de líquido apresentou valores constantes, indicando que o sistema já teria alcançado o estado estacionário. O mesmo ocorreu para a variável queda de pressão, como ilustra a Figura 3.8.

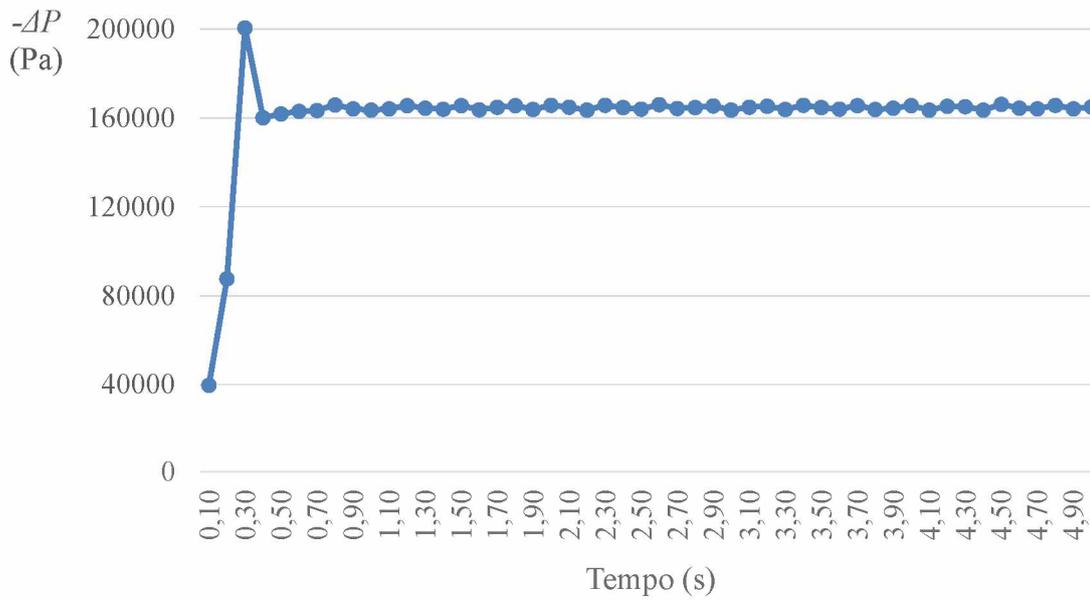


Figura 3.8 – Resultados simulados para a variável queda de pressão no hidrociclone HCOT1 para uma malha computacional de 336000 células.

Tendo em vista essa constatação, foram simulados apenas 2,0 s para as outras malhas utilizadas neste teste de independência de malha. Para fins de comparação, considerou-se somente o último segundo simulado para obter-se os valores médios (considerados estacionários) de razão de líquido e queda de pressão no hidrociclone.

Logo após, uma malha menos refinada foi feita, contendo em torno de 250000 células. Esta malha foi simulada exatamente nas mesmas condições que sua precedente e seus resultados foram igualmente monitorados.

Como as duas variáveis monitoradas não apresentaram diferenças significantes, uma terceira malha foi desenvolvida, com número de células da ordem de 200000. Porém, ainda assim os resultados monitorados para esta terceira malha não diferiram em grande proporção daqueles observados para as outras duas. Portanto, o processo de recriação de malhas continuou até que se observasse uma variação significativa das respostas simuladas, o que gerou as Figuras 3.9 e 3.10, num total de oito malhas computacionais distintas estudadas.

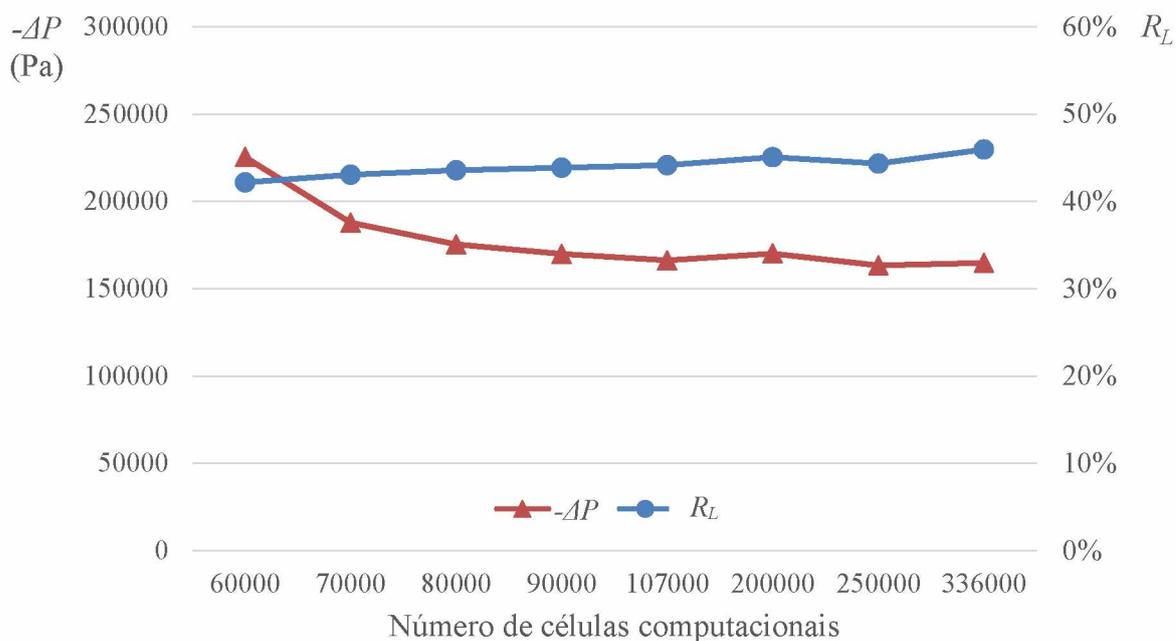


Figura 3.9 – Resultados de razão de líquido e queda de pressão simulados para diversas malhas computacionais de geometria HCOT1.

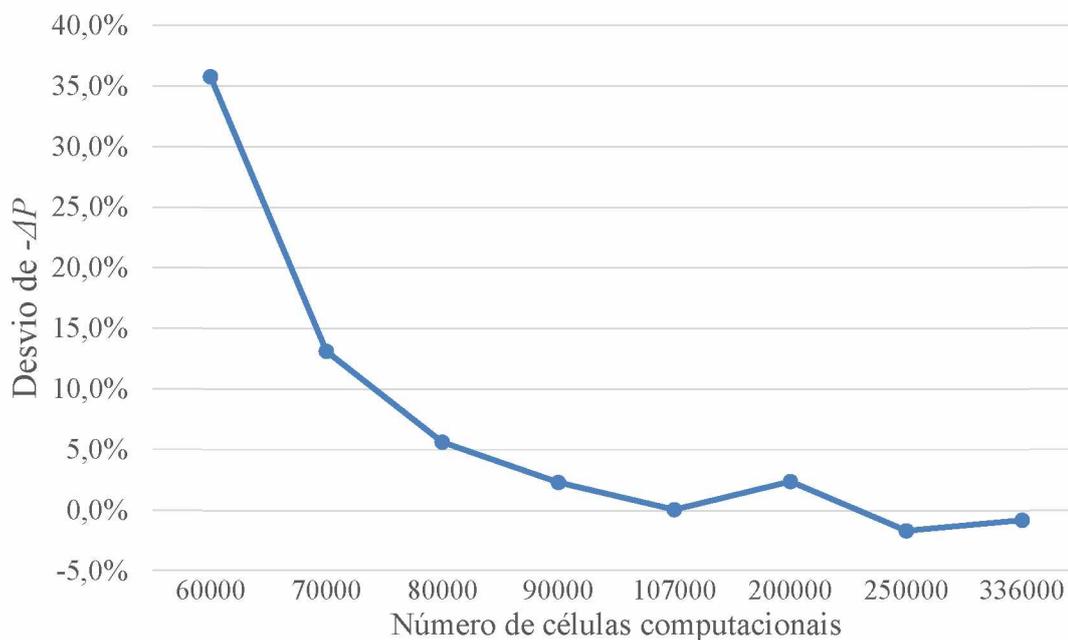


Figura 3.10 - Desvio da queda de pressão simulada em relação à média das quatro malhas mais refinadas

A primeira delas, a Figura 3.9, mostra os valores em estado estacionário das variáveis monitoradas R_L e $-\Delta P$, de acordo com o número de células computacionais de cada malha utilizada na simulação. Já a Figura 3.10 traz a informação estatística do desvio da variável queda de pressão observado em cada uma das malhas computacionais simuladas em

relação à média apresentada por essa mesma resposta para as simulações das malhas de 107, 200, 250 e 336 mil células.

Como pôde-se observar pelas duas figuras (3.9 e 3.10), a partir de 107000 células, o comportamento da resposta numérica passou a oscilar em torno de uma média para as quatro últimas configurações de malha computacional, isto é, aquelas que possuíam o maior número de células. Tal avaliação também foi ratificada caso se partisse do pressuposto de que uma variação de até 5% no valor da queda de pressão fosse razoavelmente aceitável. Dessa forma, a Tabela 3.6 mostra em números as respostas obtidas para as respostas monitoradas (R_L e $-\Delta P$), bem como os desvios de cada resposta em relação à média dos valores encontrados para as malhas de 107, 200, 250 e 336 mil células. Ainda, a Tabela 3.6 traz a valiosa informação da quantidade de tempo requerida para que se completasse 2,0 s de escoamento simulado.

Tabela 3.6 – Detalhes do teste de independência de malha

Número de células computacionais	R_L (%)	$-\Delta P$ (Pa)	Desvio de R_L (%)	Desvio de $-\Delta P$ (%)	Duração da simulação (dias)
60000	42,15	225348	-2,71	35,74	0,60
70000	43,04	187811	-1,82	13,13	0,62
80000	43,55	175355	-1,31	5,63	0,69
90000	43,86	169879	-0,99	2,33	0,80
107000	44,14	166119	-0,72	0,06	0,96
200000	45,06	169974	0,20	2,38	2,08
250000	44,32	163257	-0,54	-1,66	2,52
336000	45,92	164715	1,06	-0,78	3,90

Nota-se que o incremento do número de células aumentou demasiadamente o esforço computacional requerido para se encontrar a solução numérica das Equações de Transporte. A Figura 3.11 traz na forma gráfica as informações de duração real de simulação em função do número de células computacionais. Observando a Figura 3.11, percebe-se que a duração da simulação sofreu aumento exponencial com o incremento de células computacionais. Reitera-se que os dados foram analisados observando o tempo necessário para simular 2,0 s de escoamento do hidrociclone HCOT1.

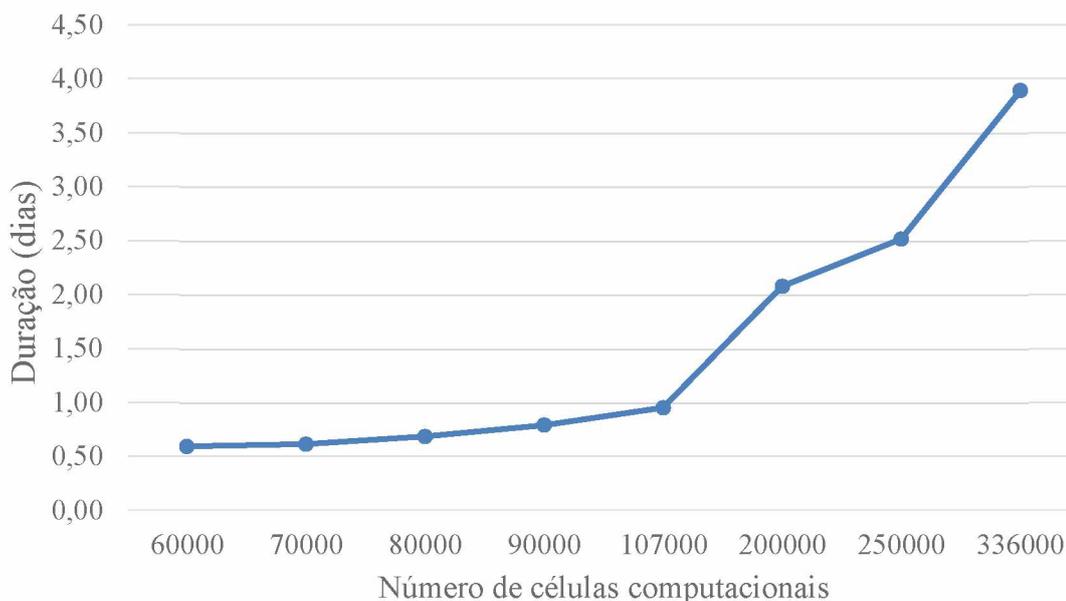


Figura 3.11 – Duração da simulação de 2,0 s de escoamento do hidrociclone HCOT1 para diversas malhas computacionais

Diante da questão de qual tamanho de malha computacional adotar com o objetivo de minimizar o esforço computacional, mas ainda manter o comportamento de resposta dado por malhas mais detalhistas, optou-se pela malha constituída de 107000 células computacionais.

Esta malha foi escolhida entre as oito estudadas por apresentar, segundo a metodologia empregada, variações aceitáveis nas respostas de razão de líquido e queda de pressão, além de exigir um tempo de simulação menor do que as malhas com maior número de células. Portanto, foi utilizado como referência o tamanho de malha de 107000 células para todas as malhas de hidrociclones desenvolvidas sob a geometria HCOT1, visto que o volume simulado dos equipamentos desse tipo mantinha-se praticamente inalterado (53 cm^3).

Assim, a malha final do hidrociclone de geometria HCOT1 está representada na Figura 3.12a. Adicionalmente, uma visão aproximada da parte cilíndrica dessa mesma malha computacional encontra-se na Figura 3.12b. Nessa mesma figura, as saídas de *overflow* e *underflow* estão destacadas em vermelho, enquanto que a alimentação do equipamento está marcada em azul claro.

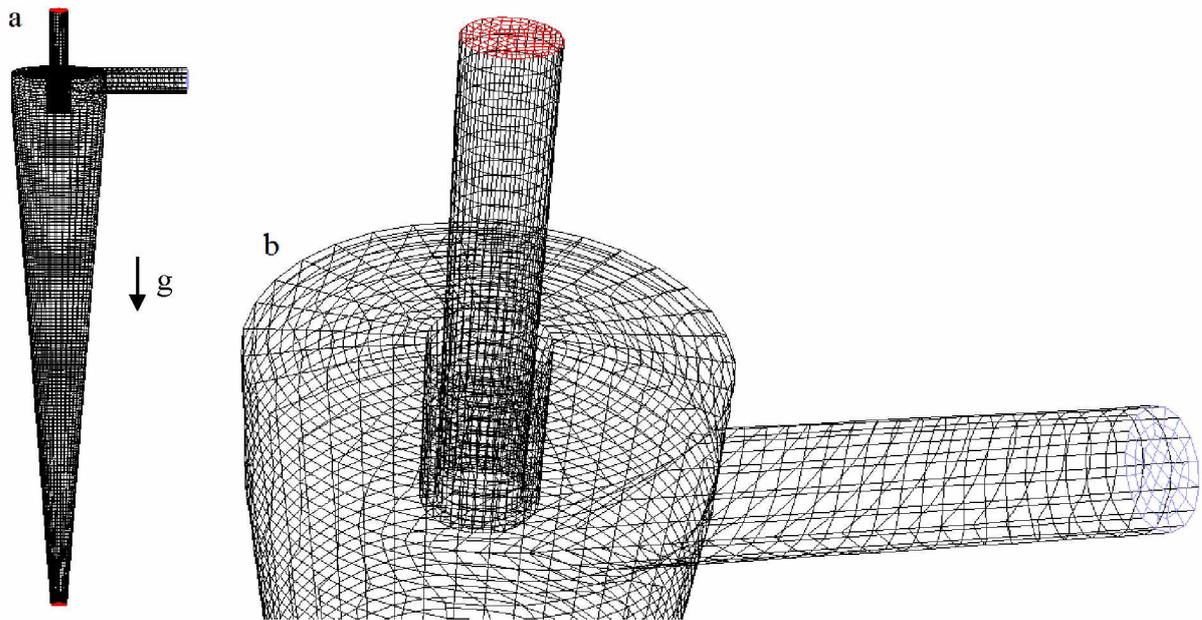


Figura 3.12 – Malha computacional final para o hidrociclone HCOT1 (107000 células):
(a) visão geral, (b) detalhe da malha.

Por hipótese, poder-se-ia considerar a utilização da malha desenvolvida com 90000 células, já que a mesma também satisfazia aos critérios adotados para a seleção de malha final. Não obstante, analisando a Figura 3.10 foi possível perceber que o desvio da queda de pressão começava a oscilar de fato, entre valores positivos e negativos, a partir do tamanho de 107000 células computacionais. Então, neste trabalho, optou-se pela utilização da quantidade final de 107000 células computacionais em vez de 90000 células, ainda que esta última malha apresentasse desvio aceitável das variáveis monitoradas.

No tocante à geometria HCOT3, sua malha computacional foi concebida sob a óptica da análise do teste de independência de malha realizado para a família de hidrociclones HCOT1. Dessa forma, a metodologia empregada foi projetar o mesmo número de células computacionais por unidade de volume para todos hidrociclones. Por conseguinte, do estudo feito para o equipamento HCOT1, conclui-se que o valor ótimo dessa relação seria em torno de 2000 células por mL de volume útil. Logo, a quantidade ótima de células computacionais para a família HCOT3 (96 cm³) equivaleria a aproximadamente 190000, levando a um menor esforço computacional e proporcionando resultados representativos.

Por fim, a respeito dos resultados numéricos, foi criado um plano γ (Figura 3.13) no qual perfis de velocidade e distribuições de pressão foram levantados para apresentação no Capítulo de Resultados e Discussão e também no Apêndice B. O plano γ era paralelo ao duto de alimentação do equipamento e passava exatamente pelo eixo principal do hidrociclone,

dividindo-o longitudinalmente em duas partes assimétricas, sendo que uma delas continha por completo o duto de alimentação, conforme mostra a vista superior na Figura 3.13. Diante do exposto, encerra-se a seção de Material e Métodos e inicia-se a análise dos Resultados e Discussão.

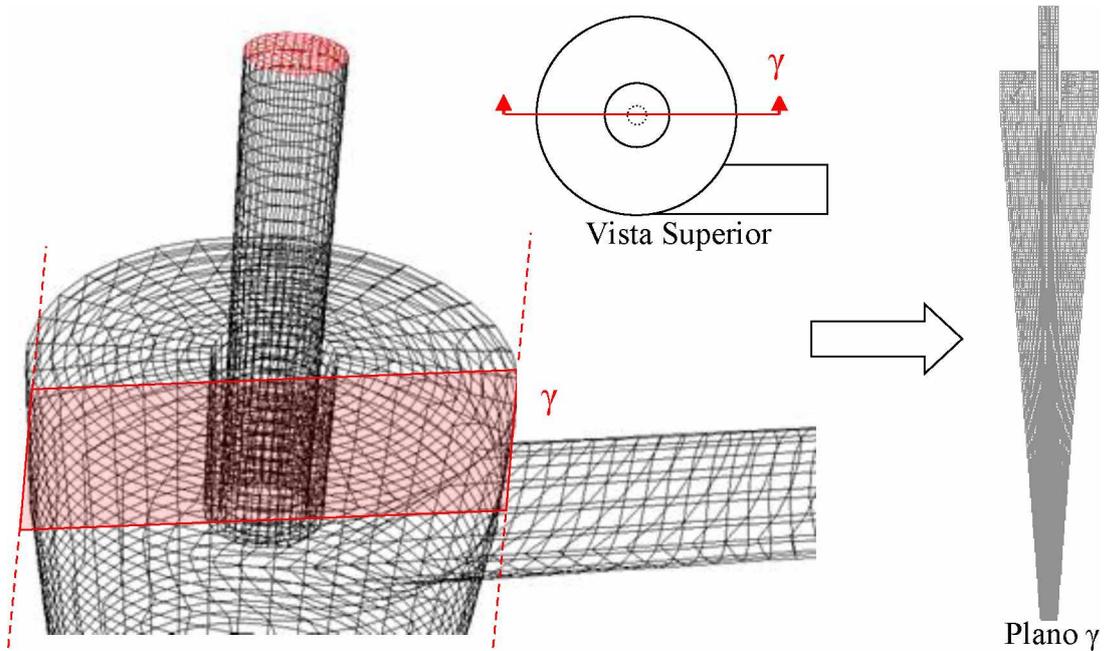


Figura 3.13 – Plano analisado para os perfis resultantes das simulações

Capítulo 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos para os hidrociclones estudados neste trabalho, ao mesmo tempo que análises comparativas entre as configurações de hidrociclones são feitas. Neste trabalho, optou-se por avaliar a média das variáveis calculadas pertinentes ao processo de hidrociclonagem em todas as quedas de pressão utilizadas. Esse procedimento foi adotado a fim de se comparar o desempenho médio de cada um dos hidrociclones dos dois planejamentos experimentais e não apenas em uma condição operacional específica.

Diante disso, maiores detalhes a respeito dos resultados experimentais podem ser encontrados no Apêndice A, ao passo que os resultados obtidos numericamente, tais como distribuição de pressão e perfis de velocidade, encontram-se no Apêndice B. As análises fluidodinâmicas discutidas nessa seção são representativas para todas as condições operacionais estudadas de um mesmo hidrociclone, mesmo que as simulações tenham sido conduzidas unicamente para a queda de pressão de 147 kPa. Tal afirmativa é razoável, posto que entre as quedas de pressão, o comportamento fluidodinâmico do equipamento distinguiu-se somente no aspecto quantitativo, possibilitando, assim, uma análise de natureza qualitativa que pôde ser satisfatoriamente aplicada às demais condições de queda de pressão em ambos os hidrociclones (HCOT1 e HCOT3).

Cabe ressaltar ainda que, visto que alguns hidrociclones da família HCOT1 apresentaram valores muito próximos de zero para a variável calculada diâmetro de corte (d_{50}), somente os resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) foram avaliados.

Outra informação que se faz pertinente nestes esclarecimentos iniciais é de que as simulações em CFD foram utilizadas de maneira subsidiária para explicar determinadas particularidades dos escoamento, quando cabíveis. Vale mencionar que além dos perfis

simulados, também está reportado no Apêndice B a comparação entre as respostas razão de líquido e queda de pressão, obtidas tanto numérica quanto experimentalmente. De maneira geral, as simulações em CFD foram satisfatórias e apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Neste aspecto, somente a título de exemplo, para o hidrociclone do tipo HCOT1 ($\ell = 6,5$ mm e $D_U = 5$ mm), os resultados simulados obtidos para razão de líquido e queda de pressão foram, respectivamente, 44,25% e 144 kPa, o que levou a um desvio em relação aos resultados experimentais de apenas 4,38% e 0,10%, nessa ordem.

4.1 - Avaliação da Influência das Variáveis Operacionais sobre o Desempenho do Hidrociclone Otimizado HCOT1

Como previamente dito, almejando-se a descrição do hidrociclone HCOT1, foram comparados os valores médios das respostas vazão volumétrica (Q) e eficiência total (η) observados durante o processo de hidrociclonação. Com a finalidade de validação do procedimento experimental, a Figura 4.1 apresenta os resultados obtidos para os hidrociclones do tipo HCOT1 de comprimento de *vortex finder* igual a 1,0 mm com três distintos diâmetros de *underflow* (3, 4 e 5 mm).

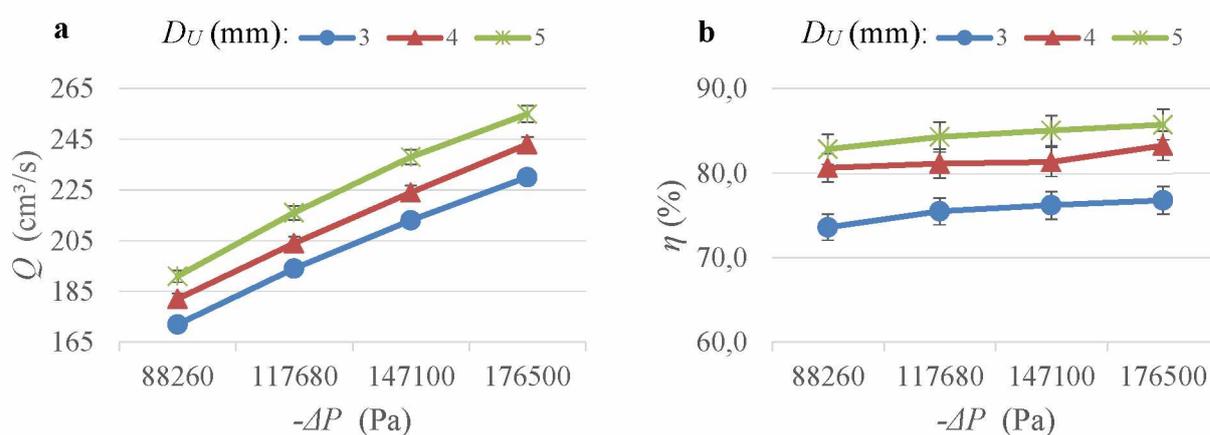


Figura 4.1 – Resultados experimentais para os hidrociclones de geometria HCOT1 com comprimento de *vortex finder* igual a 1,0 mm: (a) vazão volumétrica de alimentação e (b) eficiência total.

Segundo a Figura 4.1a, foi possível observar que, como esperado, quanto maior era a queda de pressão no equipamento, maior foi a capacidade de processamento do mesmo. Esta

tendência é perfeitamente justificada, porque quanto maior a energia de pressão fornecida à suspensão, maior também seria a transformação desta em energia cinética, majorando, portanto, a capacidade de alimentação do hidrociclone. No que diz respeito à eficiência total (Figura 4.1b), tal comportamento também é típico da operação unitária de hidrociclonagem. O aumento da eficiência total com o acréscimo da queda de pressão ocorre pelo mesmo princípio do aumento da vazão volumétrica: um acréscimo na energia cinética é refletido em todas as componentes da velocidade, principalmente na componente tangencial (responsável pelo campo centrífugo), que atua como principal agente no processo de classificação das partículas.

Ainda analisando a mesma figura, percebeu-se que maiores diâmetros de orifício de *underflow* proporcionaram uma elevação dos níveis de vazão volumétrica de alimentação e eficiência total, para uma mesma queda de pressão. Cumpre mencionar que as mesmas tendências relatadas na Figura 4.1 são perfeitamente cabíveis e aplicáveis aos demais comprimentos de *vortex finder* (6,5 e 12,0 mm), cujos valores específicos podem ser consultados no Apêndice A.

A fim de validar a metodologia experimental utilizada neste trabalho, os mesmos experimentos realizados por Silva (2012) foram novamente refeitos ($D_U = 5$ mm; $\ell = 12,0$ mm) para o hidrociclone HCOT1, haja vista que tal condição geométrica estava necessariamente inserida na Matriz de Planejamento de Experimentos proposta para este trabalho. Dessa forma, a Tabela 4.1 traz alguns resultados experimentais para o hidrociclone HCOT1 e os compara com aqueles obtidos pelo citado autor. Os demais resultados experimentais obtidos por Silva (2012) para os hidrociclones HCOT1 e HCOT3 encontram-se na íntegra no Anexo B.

Pela Tabela 4.1, foi possível observar desvios significativos com relação às respostas Q , R_L e Eu originalmente medidas por Silva (2012). Para os experimentos deste trabalho, houve uma diminuição da vazão de alimentação do hidrociclone e conseqüente elevação do gasto energético, além de decréscimos da razão de líquido. Sem retirar o mérito das importantes contribuições de Silva (2012), uma explicação técnica para a discrepância entre os dois blocos de resultados está centrada no desgaste do orifício de *underflow* utilizado por Silva (2012).

Tabela 4.1 – Resultados experimentais deste trabalho para o hidrociclone HCOT1 comparados com aqueles encontrados por Silva (2012) para $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm.

Resultados dos experimentos				Desvios com relação aos resultados obtidos por Silva (2012)		
$-ΔP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	$σ_Q$ (%)	$σ_{R_L}$ (%)	$σ_{Eu}$ (%)
88260	194	38,36	2364	-16,02	-5,49	43,01
117680	220	38,12	2449	-11,29	-10,33	27,75
147100	241	38,18	2547	-8,02	-14,34	18,41
176500	261	38,33	2607	-2,61	-17,98	5,46

Através do resgate daquele orifício de *underflow*, foi possível constatar que o mesmo dispunha de mais que 5 mm em seu diâmetro médio, provavelmente devido à grande quantidade de experimentos realizados pelo autor, que fez uso de material abrasivo (rocha fosfática). Por sua vez, como no presente trabalho todos os orifícios de *underflow* foram recém-fabricados, exatamente nas dimensões de 3, 4 e 5 mm, eis então, o motivo pelo qual menores valores de vazão volumétrica e razão de líquido necessariamente foram observados.

Partindo para a análise dos valores médios das quatro quedas de pressão para cada um dos equipamentos, foi possível estimar superfícies de resposta para os hidrociclones do tipo HCOT1 em função das variáveis codificadas $X1$ e $X2$, que correspondiam respectivamente ao comprimento de *vortex finder* (ℓ) e ao diâmetro de *underflow* (D_U).

As equações ajustadas de superfície de resposta quantificaram de forma significativa a influência dos efeitos lineares, quadráticos e combinados das variáveis $X1$ e $X2$ sobre as respostas calculadas de número de Euler (Eu), vazão de alimentação (Q), razão de líquido (R_L), eficiência total (η) e diâmetro de corte reduzido (d'_{50}). Assim, regressões múltiplas foram realizadas através do *software Statistica*®, considerando significativos os efeitos das variáveis com nível de significância menor que 5%.

Portanto, sob a óptica da metodologia de análise proposta, a avaliação das variáveis importantes no processo de separação frente a alterações no hidrociclone HCOT1 é feita a seguir.

4.1.1 - Capacidade de Processamento e Número de Euler

A capacidade de processamento é uma informação valiosa para a escolha de um hidrociclone. É desejável que esta seja a maior possível, a fim de reduzir os custos com bombeamento da suspensão. Assim, as vazões volumétricas de alimentação (Q) dos equipamentos do primeiro planejamento de experimentos (HCOT1) estão ilustradas na Figura 4.2.

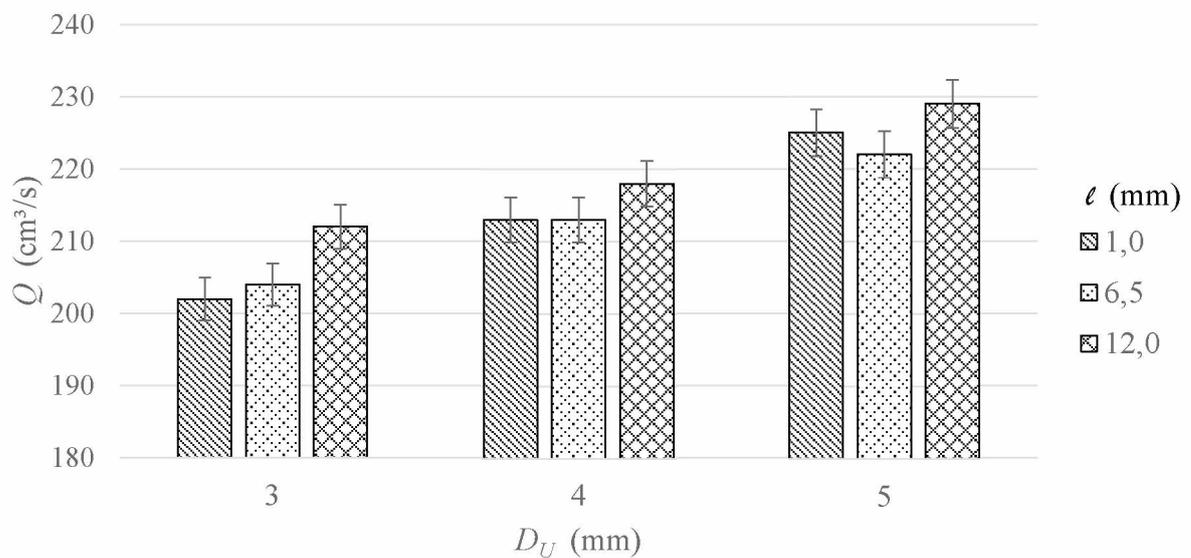


Figura 4.2 – Resultados experimentais médios para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones do tipo HCOT1.

Pôde-se perceber que a diminuição do diâmetro de *underflow* (D_U) implicou em menores vazões de alimentação em todos os casos estudados, se mantido o comprimento de *vortex finder* (l) constante. A título de exemplo, para o *vortex finder* fixo de 12 mm, a vazão volumétrica de alimentação diminuiu em 4,8% quando o D_U de 5 mm foi substituído pelo de dimensão intermediária (4 mm) e de 2,7% quando se passou da dimensão intermediária para a dimensão de 3 mm. Isso decorreu da maior perda de carga no equipamento ocasionada pela restrição ao escoamento frente à utilização de orifícios de *underflow* cada vez menores. Logo, nos casos de maior restrição ($D_U = 3$ mm), o atrito acabou consumindo parte da energia de pressão que poderia ser disponibilizada para potencializar as componentes de velocidade, o que globalmente levou ao inevitável efeito de decréscimo na capacidade volumétrica do separador. Essa diminuição de velocidade devido à restrição de D_U ficou evidenciada principalmente nos perfis de velocidade tangencial simulados, como mostra a Figura 4.3.

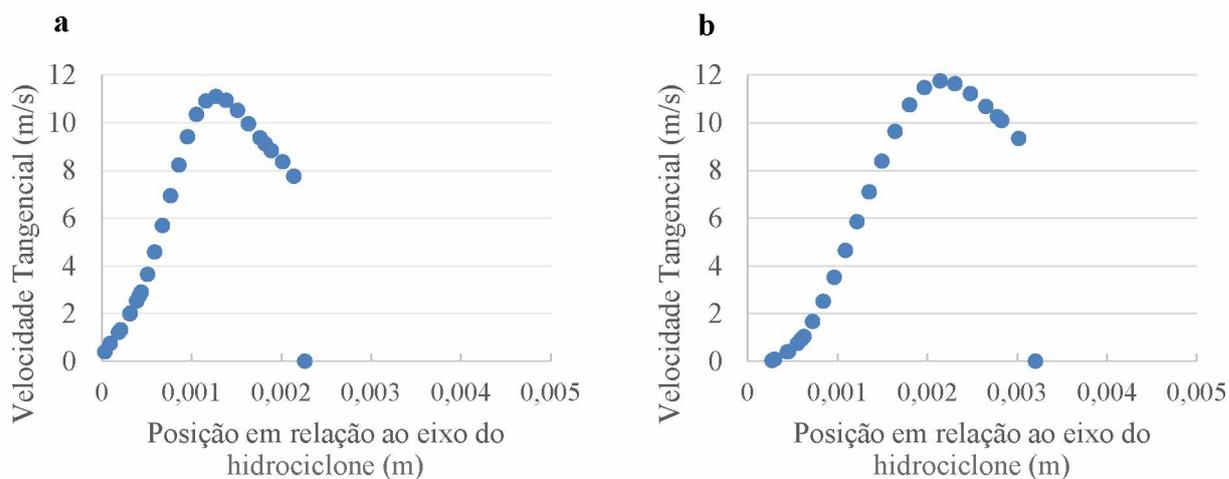


Figura 4.3 – Perfis de velocidade tangencial simulados em uma linha situada a 9 mm do orifício de *underflow*, para hidrociclones do tipo HCOT1 de ℓ 12,0 mm e D_U de: (a) 3 mm e (b) 5 mm.

Vale ressaltar que a componente tangencial do fluido é a responsável pela geração do campo centrífugo no interior dos hidrociclones e está diretamente relacionada com o poder de classificação do equipamento. Logo, maiores restrições no diâmetro do orifício de *underflow* certamente poderiam impactar no diâmetro de corte reduzido do hidrociclone, aumentando-o, conforme é mostrado mais adiante.

Por outro lado, frente à variação do comprimento de *vortex finder* (ℓ), observou-se que a influência dessa variável sobre a capacidade de processamento foi notadamente inferior àquela observada para D_U . Também foi possível constatar que, em todos os casos, entre os comprimentos de *vortex finder* de 1,0 e 6,5 mm não houve indícios de que as respostas de vazão volumétrica de alimentação fossem diferentes, pois, estatisticamente, a variação entre os dois blocos de resultados estava dentro da margem de erro experimental.

Então, comparando-se unicamente os resultados dos comprimentos de *vortex finder* de 6,5 e 12,0 mm, notou-se que houve uma tendência de aumento da capacidade de processamento para o maior comprimento desta variável geométrica, independentemente do diâmetro de *underflow* empregado. Além disso, um maior comprimento de *vortex finder* proporcionou um acréscimo na quantidade de líquido descarregada principalmente na região próxima à extremidade inferior do tronco de cone (Figura 4.4). Tal acréscimo na vazão volumétrica de alimentação foi observado tanto experimentalmente quanto pelas simulações numéricas.

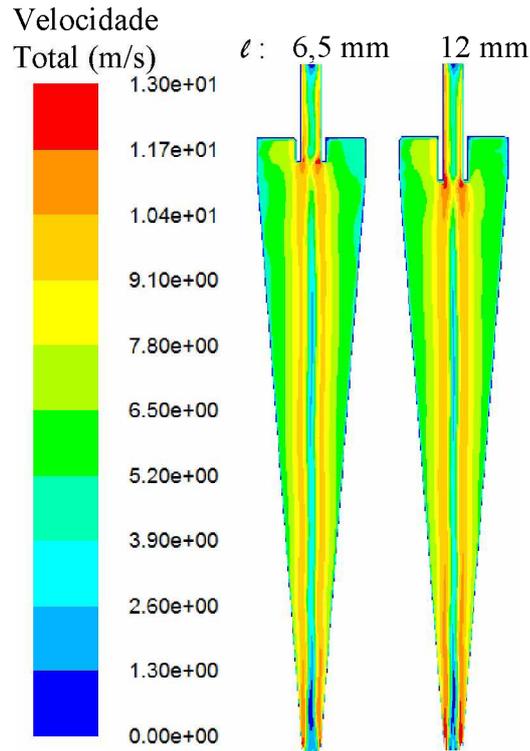


Figura 4.4 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12 mm.

Consolidando os resultados anteriormente apresentados, uma Superfície de Resposta foi estimada pelas técnicas de Regressão Múltipla para Q , dada pela Equação (4.1), em que os efeitos significativos das variáveis operacionais (ℓ e D_U) foram contabilizados.

$$Q = 212 + [3 \quad 9] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} 4 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,97 \quad (4.1)$$

De acordo com a Equação (4.1), tanto ℓ quanto D_U desempenharam efeitos significativos sobre a vazão de alimentação nos hidrociclones do tipo HCOT1. Dentre eles, o fator mais impactante sobre esta resposta foi a dimensão do orifício de *underflow* ($X2$), pois, conforme mostra a Equação (4.1), este fator possui maior efeito linear. Neste aspecto, o comprimento do *vortex finder* ($X1$) apresentou efeito quadrático sobre a vazão volumétrica dos separadores, enquanto que o diâmetro de *underflow* ($X2$) teve apenas um efeito linear sobre ela. Não houve efeito de interação entre os dois fatores.

Em função do efeito quadrático do comprimento de *vortex finder* sobre a vazão volumétrica, foi possível constatar que esta resposta apresentou um ponto de mínimo para

essa variável codificada em $XI = -0,41$. Logo, a partir deste ponto, qualquer incremento positivo ou negativo no comprimento de *vortex finder* poderia aumentar a capacidade de processamento do equipamento, como se observa na Figura 4.5.

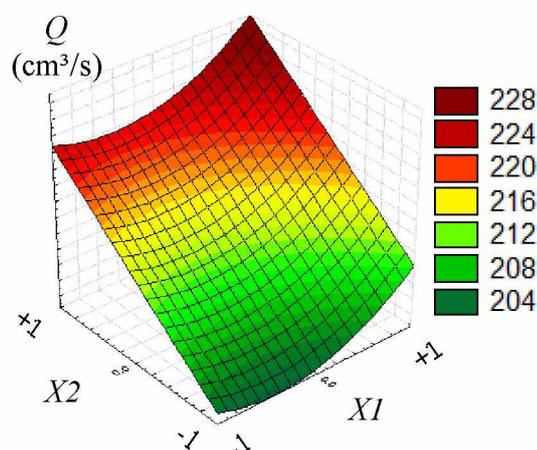


Figura 4.5 – Superfície de Resposta para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones HCOT1.

Pela definição do número de Euler (Eu), vislumbra-se que este adimensional está intrínseca e inversamente relacionado à capacidade de processamento do equipamento. Assim, muitos comentários já apresentados para a capacidade volumétrica podem ser novamente aplicados a esta resposta. Como forma de comparação do gasto energético das configurações de hidrociclones, os resultados de número de Euler (Eu) para os equipamentos do primeiro planejamento de experimentos são mostrados na Figura 4.6.

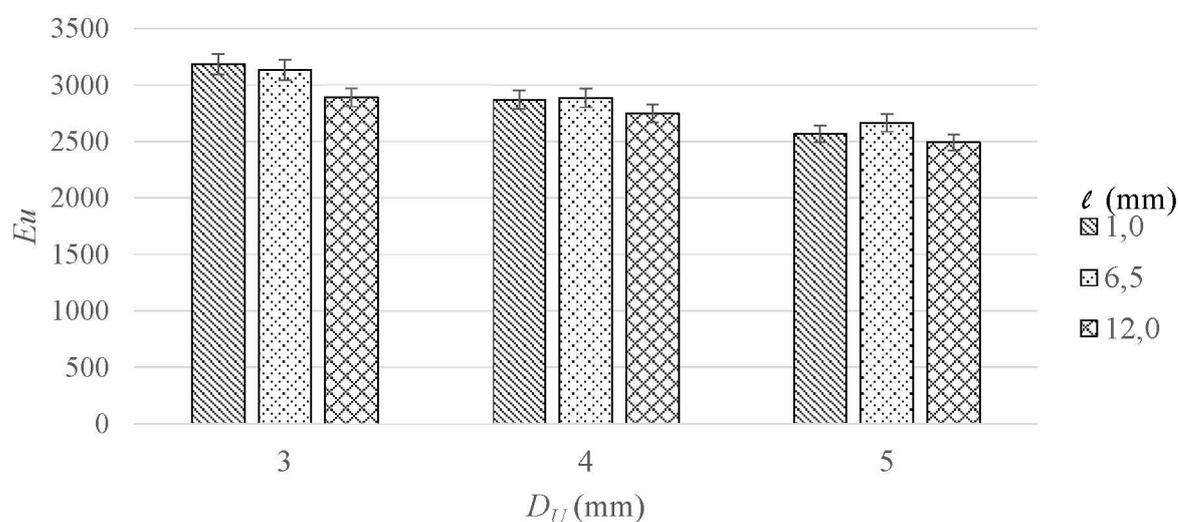


Figura 4.6 – Resultados experimentais médios para o número de Euler dos hidrociclones do tipo HCOT1.

A fim de se analisar os principais efeitos relevantes sobre o número de Euler, uma Superfície de Resposta foi estimada por técnicas de Regressão Múltipla, cujos coeficientes significativos encontram-se na Equação (4.2), ao passo que essa mesma equação é representada em forma de gráfico na Figura 4.7.

$$Eu = 2895 + [-82 \quad -247] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} -103 & 27 \\ 27 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,99 \quad (4.2)$$

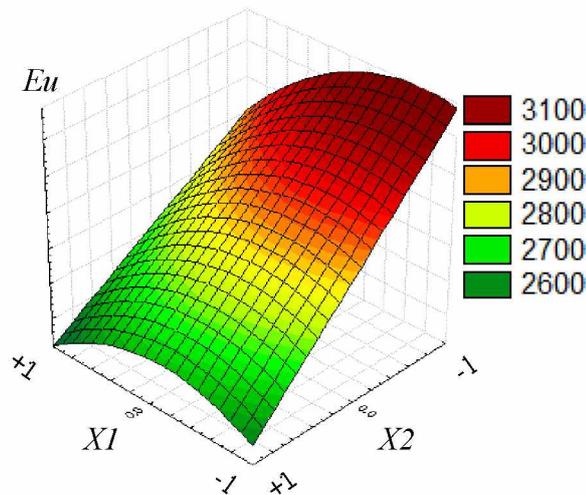


Figura 4.7 – Superfície de Resposta para o número de Euler dos hidrociclones HCOT1.

A Superfície de Resposta sinalizou que tanto D_U quanto ℓ influenciaram o gasto energético dos equipamentos, sendo o diâmetro de *underflow* o mais impactante entre eles. A título de exemplo, para o *vortex finder* de 12 mm, houve um acréscimo no número de Euler de 10,3% ao se passar do orifício de *underflow* de 5 para 4 mm e de 5,1% na substituição do mesmo orifício de 4 pelo de 3 mm. A Equação (4.2) indicou também a existência de interação entre os fatores, além do efeito quadrático para o comprimento de *vortex finder*, o que explica o comportamento experimental encontrado para esta variável. Majoritariamente, o número de Euler foi diminuído pelo aumento do diâmetro de *underflow*, pois uma menor resistência foi imposta ao escoamento da suspensão no interior do hidrociclone.

De acordo com os estudos fluidodinâmicos (Figura 4.8), pôde-se perceber que os maiores comprimentos de *vortex finder* proporcionaram também uma variação mais acentuada na pressão ao longo do escoamento no interior do hidrociclone. A maior queda de pressão no hidrociclone, especialmente aquela verificada para $\ell = 12$ mm, deu-se pelo fato de que, nesta condição operacional, uma maior vazão volumétrica teve que necessariamente

escoar pelo mesmo volume útil também disponibilizado às demais situações ($\ell = 1,0$ ou $6,5$ mm). Esse mesmo fenômeno foi também observado ao se aumentar o diâmetro de *underflow* dos hidrociclones para um ℓ fixo (Figura 4.9).

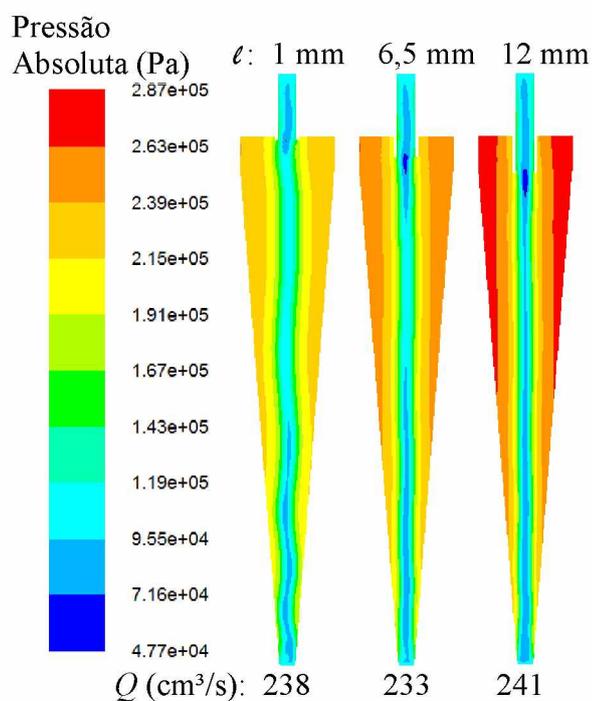


Figura 4.8 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.

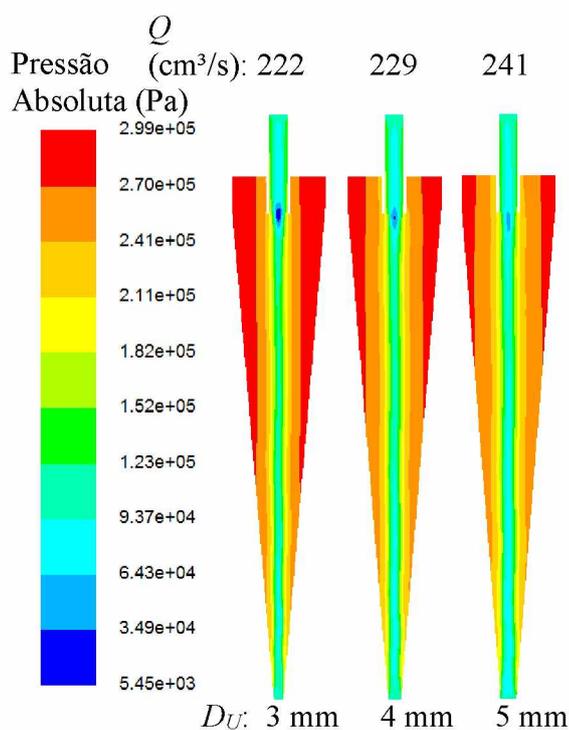


Figura 4.9 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT1 de ℓ 12,0 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.

4.1.2 - Razão de Líquido

Outra resposta relevante para a separação em hidrociclones é a razão de líquido (R_L). Quanto maior for a vazão de líquido direcionada à corrente de *underflow*, maior será a porcentagem de sólidos arrastados para esta corrente devido à contribuição gerada pelo *Efeito T*. As razões de líquido obtidas a partir da Matriz de Planejamento do hidrociclone HCOT1 são apresentadas na Figura 4.10.

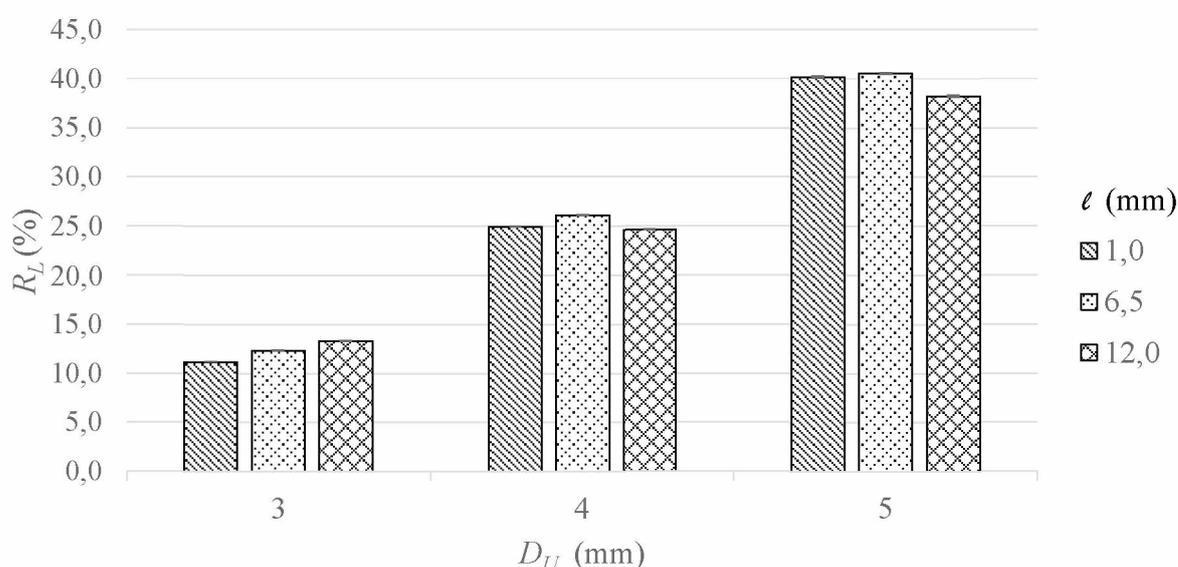


Figura 4.10 – Resultados experimentais médios para a razão de líquido dos hidrociclones do tipo HCOT1.

De acordo com os principais resultados da Figura 4.10, foi observado que a razão de líquido esteve intensa e diretamente ligada às dimensões do diâmetro do orifício de *underflow*. Notou-se que, para um mesmo comprimento de *vortex finder*, decréscimos em D_U ocasionaram menores valores de R_L , pois aumentou a restrição ao escoamento dessa corrente. Exemplificando, a razão de líquido do hidrociclone HCOT1 ($l = 6,5$ mm) foi diminuída em 35,5% e 52,8% ao se passar de um D_U de 5 para 4 e de 4 para 3 mm, respectivamente. Em termos práticos, a concentração volumétrica da corrente de alimentação, inicialmente diluída (1%), foi majorada para 2,5%, 3,6% e 6,9% a partir do uso dos diâmetros de orifício de *underflow* de 5, 4 e 3 mm, respectivamente. Este efeito ficou perfeitamente evidenciado pelos perfis simulados de velocidade axial descendentes levantados para um l fixo e D_U variável, conforme mostra a Figura 4.11.

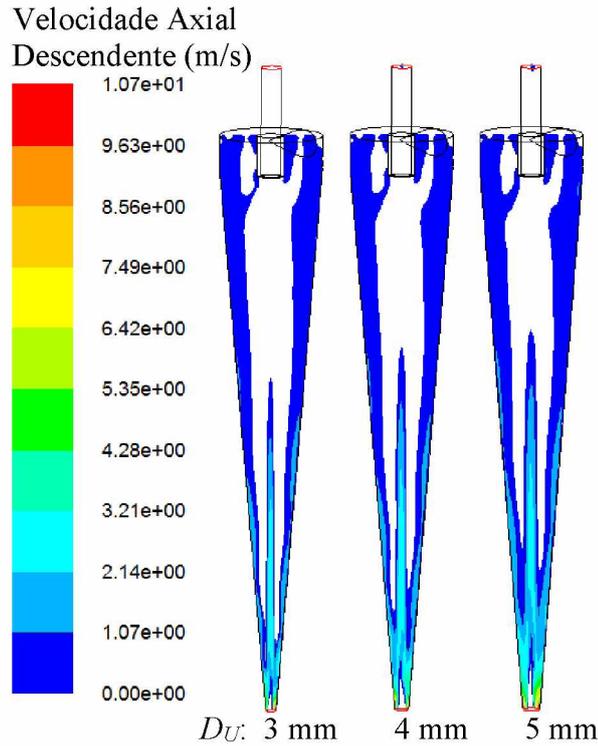


Figura 4.11 – Perfis de velocidade axial descendente para os hidrociclones do tipo HCOT1 para ℓ 12 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.

Por outro lado, o efeito de ℓ sobre essa mesma resposta foi muito tênue, aparecendo apenas no termo que contempla a interação entre as duas variáveis na Superfície de Resposta (Equação 4.3 e Figura 4.12).

$$R_L = 25,7 + [0 \quad 13,7] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X1 & X2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & -0,5 \\ -0,5 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,99 \quad (4.3)$$

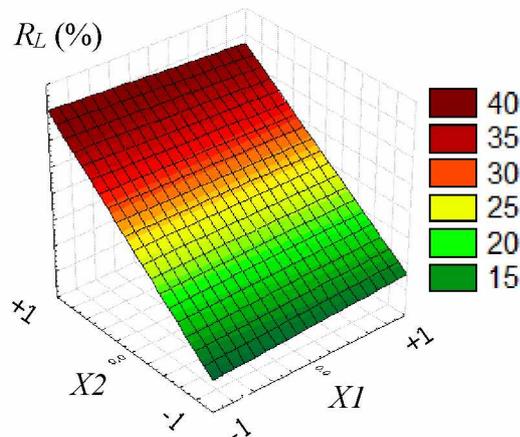


Figura 4.12 – Superfície de Resposta para a razão de líquido dos hidrociclones HCOT1.

Mesmo o efeito do comprimento do *vortex finder* sendo bem menor do que o do diâmetro do orifício de *underflow*, são apresentadas na Figura 4.13 as trajetórias de parcelas de líquido alimentado para o hidrociclone HCOT1, no qual este último fator foi mantido fixo ($D_U = 5$ mm).

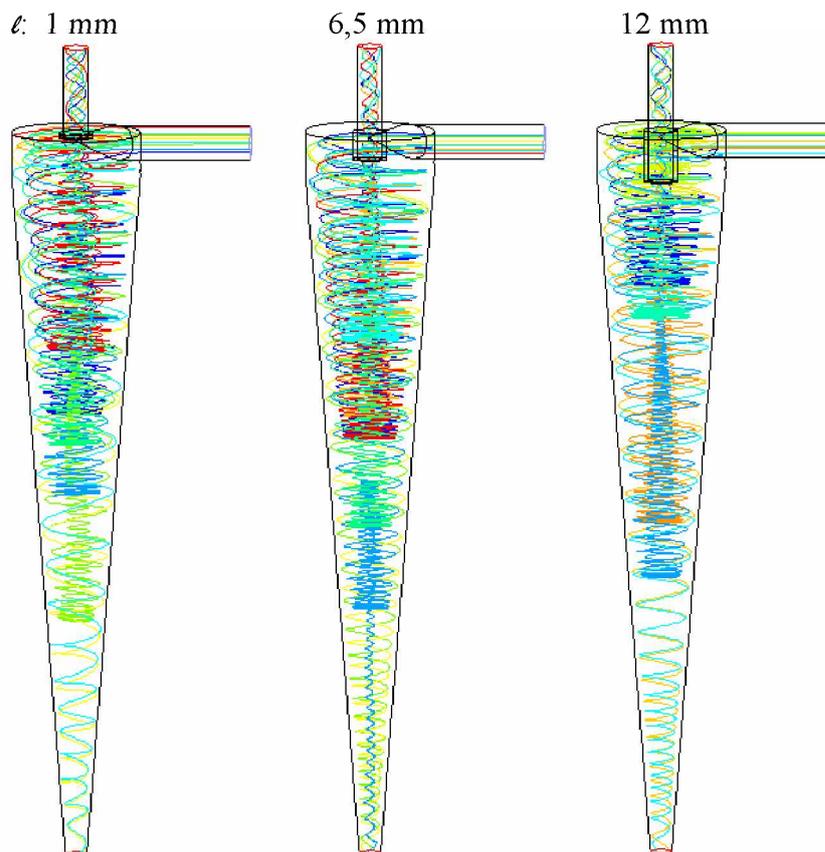


Figura 4.13 – Linhas de corrente obtidas ao fim das simulações para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e diversos l .

De acordo com a Figura 4.13, foi possível perceber que houve uma maior quantidade de linhas de corrente próximas ao duto de *underflow* para o l de 6,5 mm, o que fez com que fosse ligeiramente maior a porção de líquido descarregada nessa corrente, como observado experimentalmente. Ainda para o D_U de 5 mm, entre os hidrociclones de l igual a 1,0 mm e 12,0 mm, o segundo apresentou menor parcela de fluido próximo ao orifício de *underflow*, levando a um valor de R_L inferior aos demais para esta configuração. Isso deve-se provavelmente à maior recirculação do fluido próximo ao duto de *underflow* que, ao invés de continuar seu movimento helicoidal no vórtice externo, desvia seu caminho para o vórtice interno, como exemplificam os vetores de velocidade total mostrados na Figura 4.14.

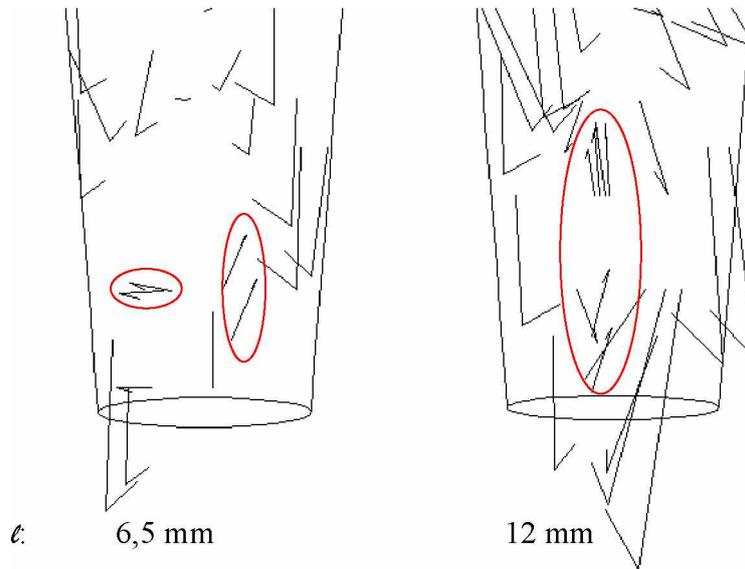


Figura 4.14 – Vetores de velocidade total próximo ao orifício de *underflow* para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.

É sabido que quanto menor o comprimento de *vortex finder*, menor é a parcela de fluido alimentado impelida a seguir o movimento helicoidal no hidrociclone e, por conseguinte, a vazão da corrente de *overflow* seria majorada (menores razões de líquido).

Assim, devido à maior restrição ao escoamento proporcionada pelo D_U de 3 mm e à interação entre essa variável e o comprimento de *vortex finder*, pôde-se inferir que o curto-circuito se mostraria mais intenso para o ℓ de 1,0 mm. Esse fenômeno foi comprovado pela Figura 4.15, que mostra os vetores de velocidade axial, obtidos via CFD, próximos ao duto de *overflow* para dois hidrociclones HCOT1 de mesmo D_U e ℓ diferentes.

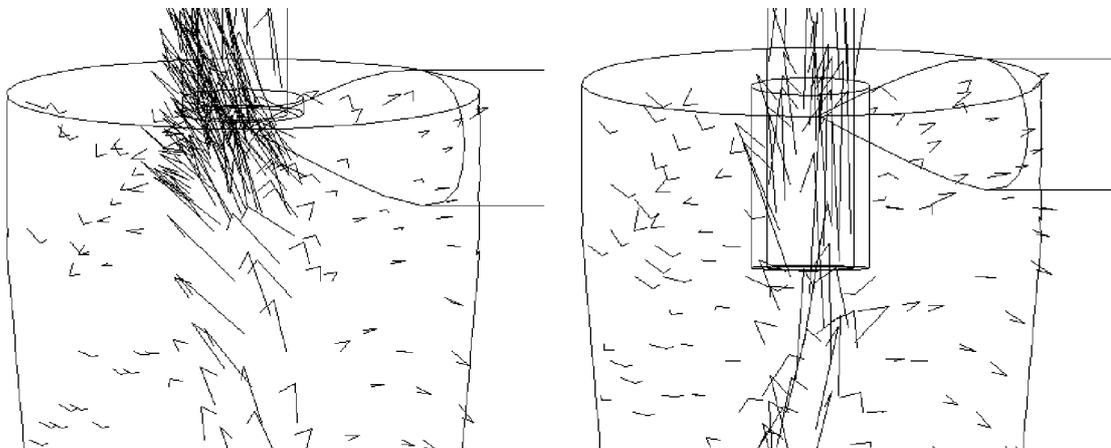


Figura 4.15 – Vetores de velocidade axial próximo ao duto de *vortex finder* para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0 e 12,0 mm, respectivamente.

4.1.3 - Eficiência Total

Uma vez que o hidrociclone HCOT1 fora concebido segundo o objetivo de maximizar a eficiência de separação no equipamento, era de se esperar que essa família apresentasse altos valores de η , como ilustra a Figura 4.16.

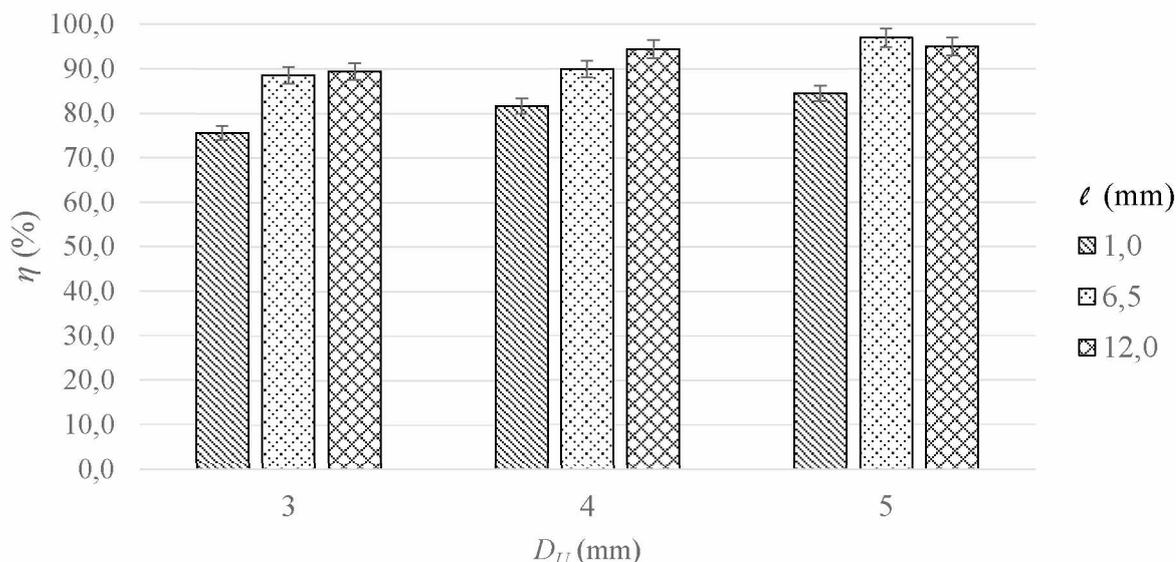


Figura 4.16 – Resultados experimentais médios para a eficiência total dos hidrociclones do tipo HCOT1.

Vale relembrar que as partículas envolvidas na separação empregando o hidrociclone HCOT1 seguiram uma distribuição granulométrica média dada pelo modelo RRB com parâmetros $d_{63,2}$ e n iguais a 12,89 μm e 0,94, respectivamente. Portanto, mesmo para uma alimentação na qual houve a predominância de partículas finas, o hidrociclone do tipo HCOT1 mostrou alta eficiência, apresentando valores de η superiores a 75% para todos os casos analisados. Na verdade, o hidrociclone HCOT1 certamente alcançaria patamares de separação próximos a 100%, caso materiais particulados mais grosseiros fossem utilizados durante a hidrociclonagem.

Assim, analisando a Figura 4.16, nota-se que a eficiência total dos hidrociclones HCOT1 sofreu efeito tanto do comprimento do *vortex finder* ($X1$) quanto do diâmetro do orifício de *underflow* ($X2$). A partir da Superfície de Resposta (Equação 4.4), dentre os efeitos estudados, o mais impactante foi o comprimento do *vortex finder*, seguido pelo diâmetro do

orifício de *underflow*. No que tange aos efeitos quadráticos, estes foram constatado apenas para $X1$. Não houve efeito de interação entre as variáveis.

$$\eta = 91,87 + [6,18 \quad 3,83] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} -5,08 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,97 \quad (4.4)$$

Pela Equação (4.4), percebe-se que a variável codificada $X1$ pode aumentar ou diminuir a eficiência de separação, visto que o coeficiente que acompanha o termo linear dessa variável na equação tem sinal positivo, enquanto que o coeficiente do termo quadrático apresenta sinal negativo, o que caracteriza a existência de um ponto de máximo local ($X1 = + 0,61$). Isto está condizente com estudos anteriores (ALMEIDA, 2008), onde foi observado que existia um comprimento de *vortex finder* intermediário ideal, em que a migração das partículas do vórtice interno para o externo era favorecida e no qual era também atenuado o fenômeno do curto circuito.

Já o acréscimo de $X2$, sempre leva a um aumento na eficiência total. Isso se deve prioritariamente à maior quantidade de líquido que é descarregada na corrente de *underflow* (como já comprovado na seção anterior) e consequente aumento da contribuição de separação causada pelo *Efeito T*. Tal comportamento de resposta fica explícito na Figura 4.17.

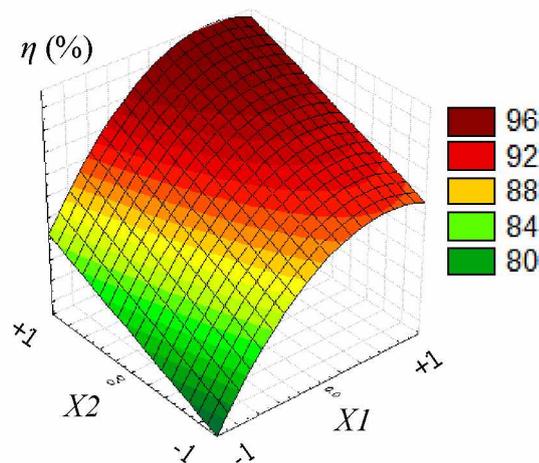


Figura 4.17 – Superfície de Resposta para a eficiência total dos hidrociclones HCOT1.

Como antes mencionado, a principal responsável pela separação no processo de hidrociclonagem é a força centrífuga, sendo que sua intensidade é medida em termos de

velocidade tangencial da suspensão. Assim, observando-se a Figura 4.18, nota-se que os hidrociclones dotados de maiores comprimentos de *vortex finder* de fato apresentariam maiores eficiências totais, haja vista os perfis de velocidade tangencial mais intensos, como vislumbrados na figura.

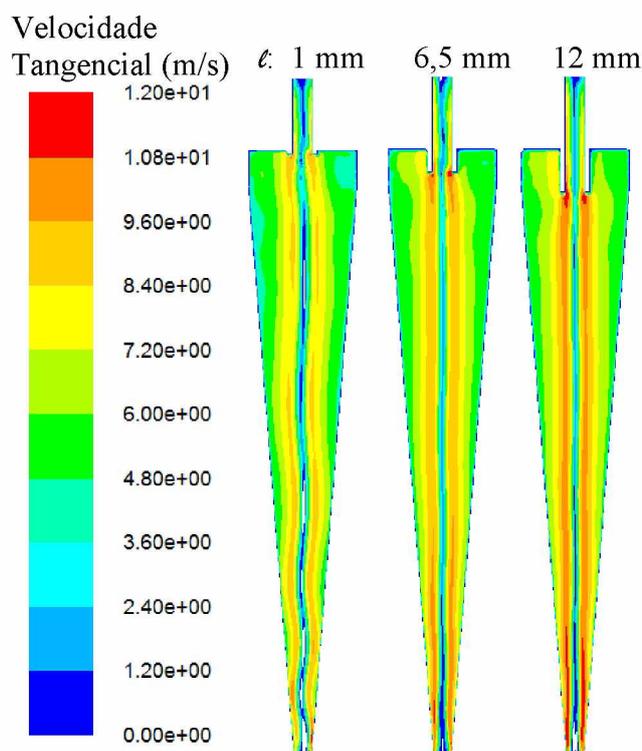


Figura 4.18 – Perfis de velocidade tangencial simulados para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.

4.1.4 - Diâmetro de Corte Reduzido

Ao passo que uma maior porcentagem das partículas é recuperada, ou seja, altas eficiências totais são alcançadas, espera-se que menores sejam os diâmetros de corte (d_{50}) e diâmetros de corte reduzido (d'_{50}). A Figura 4.19 confirma essa tendência. Ressalta-se que para os hidrociclones HCOT1, os d_{50} chegaram a patamares tão pequenos que seria extremamente difícil a sua comparação, posto sua ínfima ordem de grandeza e desvios experimentais característicos. Portanto, somente as análises de d'_{50} são feitas a seguir.

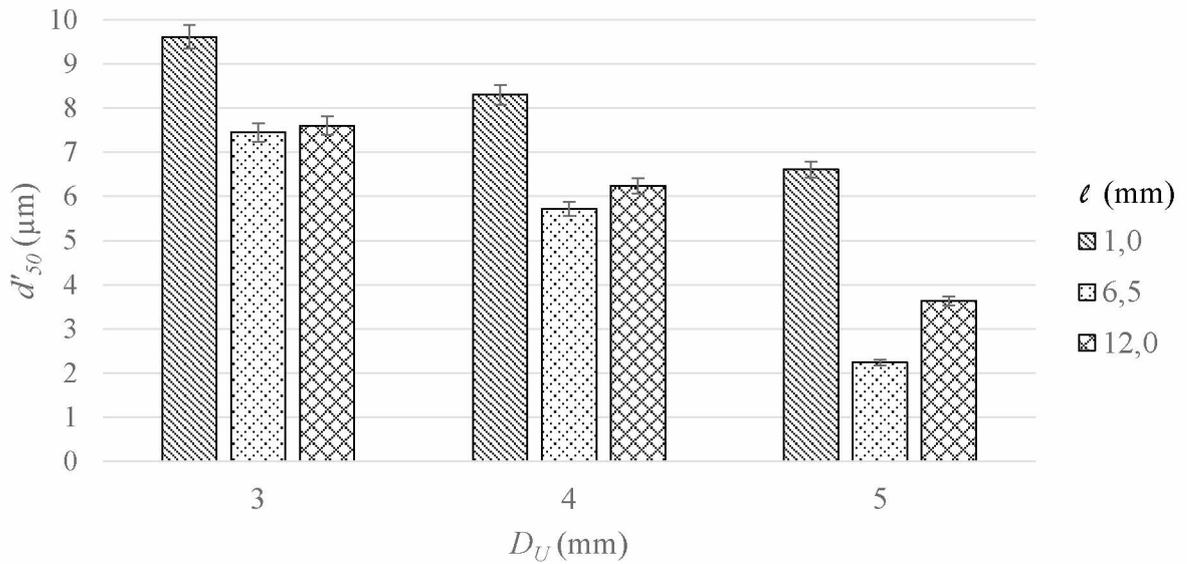


Figura 4.19 – Resultados experimentais médios para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones do tipo HCOT1.

De acordo com a Figura 4.19, para um mesmo l , o aumento de D_U diminuiu o diâmetro de corte reduzido, já que aumentou a quantidade de líquido que era descarregada na corrente de *underflow*, bem como majorou a intensidade do campo centrífugo. Em consequência, o fluido arrastou mais partículas para essa corrente, inclusive as mais finas. Com o objetivo de promover uma melhor classificação, é altamente desejável que um hidrociclone apresente baixos valores de d'_{50} .

Ainda analisando a Figura 4.19, em todos os casos, o comprimento de *vortex finder* de 1,0 mm proporcionou os maiores valores de d'_{50} (condizente com as menores eficiências totais já observadas devido ao efeito mais pronunciado do curto-circuito). Já os menores valores de d'_{50} foram obtidos para o comprimento de *vortex finder* intermediário (6,5 mm), fato que está em concordância com os resultados reportados por Almeida (2008).

Visto que o diâmetro de corte reduzido está intrinsecamente relacionado à eficiência total, uma equação de regressão múltipla (Equação 4.5) foi estimada para a análise dos efeitos relevantes.

$$d'_{50} = 5,14 + [-1,17 \quad -2,03] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} 1,86 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,95 \quad (4.5)$$

Como pode-se perceber, as Equações (4.4) e (4.5) apresentaram comportamentos semelhantes, porém com coeficientes de sinais opostos. Isso já era esperado, pois as respostas de eficiência total e diâmetro de corte reduzido estão inversa e intimamente relacionadas.

Ainda, a Equação (4.5) mostra que a resposta do diâmetro de corte reduzido frente a alterações do comprimento de *vortex finder* (codificada em $X1$) possui efeito quadrático dessa variável com sinal positivo, o que faz com que exista um ponto de mínimo local para a região de busca ($X1 = + 0,31$). Este valor está próximo do comprimento intermediário de *vortex finder*, que propicia os melhores resultados de eficiência, conforme observado também por Almeida (2008) e explicado anteriormente. Além disso, o maior nível de ℓ utilizado neste trabalho adentra a região cônica do equipamento, o que faz com que partículas mais grosseiras sejam descarregadas na corrente de *overflow* (MARTÍNEZ *et al.*, 2008).

Já a variação dessa resposta com o diâmetro do orifício de *underflow* (codificado em $X2$) apresenta comportamento linear. Para maior compreensão, a Figura 4.20 traz na forma gráfica essa Superfície de Resposta.

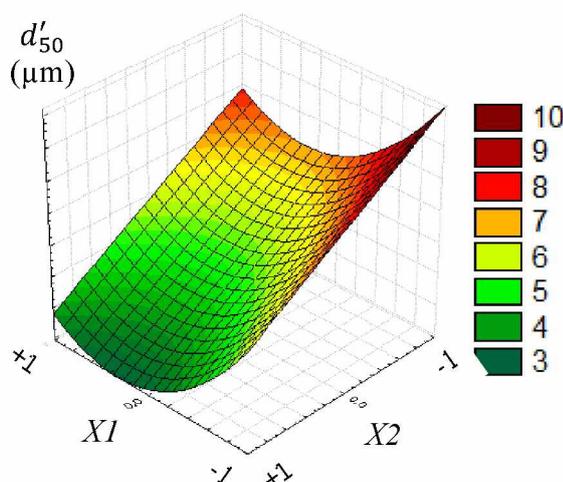


Figura 4.20 – Superfície de Resposta para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones HCOT1.

4.1.5 - Parâmetros das Equações de Projeto

Findadas as discussões acerca das principais respostas importantes na separação por hidrociclonagem, não obstante, pôde-se ainda ajustar equações de projeto para os equipamentos do tipo HCOT1 segundo a metodologia de Massarani (1989). Por esta metodologia, para cada comprimento de *vortex finder* há a concepção de uma família.

Destarte, utilizando tal procedimento metodológico, os valores dos parâmetros K e A foram determinados para os hidrociclones HCOT1, totalizando 3 famílias. O resultado desse ajuste, feito com nível de significância de 5% e por meio dos resultados contidos no Apêndice A, encontra-se na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Valores dos parâmetros K e A (Equação 3.7) para os hidrociclones do tipo HCOT1, juntamente com seus respectivos desvios padrão.

ℓ (mm)	K	A	R^2
1,0	$0,044 \pm 0,001$	$-0,98 \pm 0,09$	0,88
6,5	$0,043 \pm 0,005$	$-1,84 \pm 0,20$	0,74
12,0	$0,042 \pm 0,003$	$-1,62 \pm 0,15$	0,83

De acordo com o ajuste efetuado, verificou-se novamente que, em se tratando de classificação de material particulado, o comprimento intermediário de *vortex finder* proporcionou as melhores condições de separação ($\ell = 6,5$ mm). Nas regressões múltiplas já havia sido constatado que, neste comprimento intermediário, a razão de líquido era majorada e o curto-circuito de partículas para o duto de *overflow* era minimizado. Por fim, nota-se da Tabela 4.2, que o parâmetro A (relacionado à razão de líquido) foi o que apresentou o maior valor em módulo, ratificando o efeito desta dimensão intermediária sobre a separação sólido-líquido.

Por fim, complementarmente às informações da Tabela 4.2, são apresentados também os parâmetros estimados (B e C) para a expressão de previsão da razão de líquido em face do adimensional D_U/D_c (Tabela 4.3).

Tabela 4.3 – Valores dos parâmetros B e C (Equação 3.8) para os hidrociclones do tipo HCOT1, juntamente com seus respectivos desvios padrão.

ℓ (mm)	B	C	R^2
1,0	$28,38 \pm 3,73$	$2,37 \pm 0,07$	0,99
6,5	$21,31 \pm 2,74$	$2,21 \pm 0,07$	0,99
12,0	$14,76 \pm 0,57$	$2,04 \pm 0,02$	0,99

4.2 - Avaliação da Influência das Variáveis Operacionais sobre o Desempenho do Hidrociclone Otimizado HCOT3

Inicialmente, cumpre lembrar que o hidrociclone HCOT3 teve suas relações geométricas otimizadas por Silva (2012) com o intuito de proporcionar os menores números de Euler em patamares razoáveis de eficiência total. Coincidentemente, este separador também apresentou excelente desempenho no que tange à concentração da corrente de entrada.

A título de exemplo, são apresentados na Figura 4.21 alguns resultados experimentais típicos de vazão volumétrica e eficiência total do hidrociclone HCOT3 ($\ell = 1$ mm e D_U variável). Inicialmente, o foco das análises dar-se-á com relação às quatro quedas de pressão e, nas subseções a seguir, serão avaliadas apenas as médias das respostas, similarmemente ao que fora feito para o hidrociclones do tipo HCOT1.

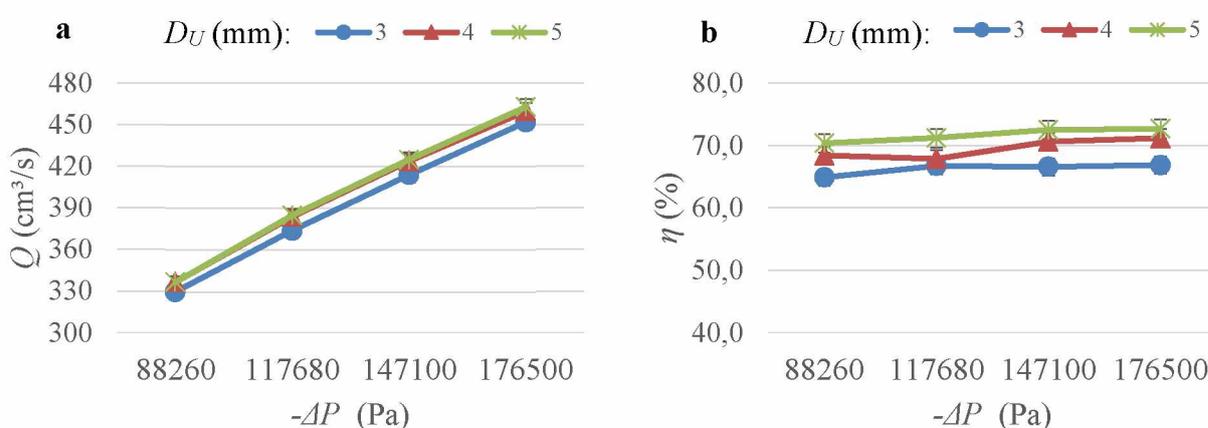


Figura 4.21 – Resultados experimentais para os hidrociclones de geometria HCOT3 com comprimento de *vortex finder* igual a 1 mm: (a) vazão volumétrica de alimentação, (b) eficiência total.

Analisando a Figura 4.21a para um mesmo D_U , observou-se que, como esperado, quanto maior foi a queda de pressão no equipamento, maior também foi a capacidade de processamento do separador. Tal comportamento fora previamente explanado e esteve em conformidade com as curvas operacionais comumente observadas para separadores desta natureza. Neste tipo específico de configuração, pôde-se constatar que o efeito da queda de pressão sobre a eficiência total foi menos expressivo. Como a prioridade neste equipamento foi, desde Silva (2012), proporcionar os menores números de Euler, a eficiência total

provavelmente já se encontrava em um patamar de "quase saturação", perfeitamente corroborada pelas informações da Figura 4.21b.

Somente para fins de registro, uma análise de comparação entre os resultados desse trabalho com os obtidos por Silva (2012) para o hidrociclone HCOT3 é feita na Tabela 4.4. Nota-se que os desvios da variável Q foram relativamente pequenos e aceitáveis, bem como a maioria dos desvios do número de Euler. Nesse contexto, é necessário reiterar que diferentes diâmetros de *underflow* proporcionaram vazões de alimentação muito semelhantes. Portanto, mesmo com a ocorrência do desgaste do duto de *underflow*, discutida na seção 4.1, esse acontecimento teve pouca importância na fluidodinâmica do escoamento da suspensão no hidrociclone HCOT3.

Tabela 4.4 – Resultados experimentais deste trabalho para o hidrociclone HCOT3 comparados com aqueles encontrados por Silva (2012) para $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm.

Resultados dos experimentos				Desvios com relação aos resultados obtidos por Silva (2012)		
$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	σ_Q (%)	σ_{R_L} (%)	σ_{Eu} (%)
88260	337	6,95	781	-7,67	-0,57	17,80
117680	386	6,33	794	-3,98	17,44	8,62
147100	423	5,78	823	-2,31	13,78	4,44
176500	465	5,70	819	-0,85	22,84	1,61

Dando prosseguimento à discussão, a maioria dos desvios com relação ao trabalho de Silva (2012) apresentou-se de pequena proporção. As únicas exceções aplicam-se à variável R_L e ao resultado de Eu em somente uma queda de pressão. Haja vista que a geometria HCOT3 foi consideravelmente concentradora, qualquer variação na resposta razão de líquido representou um grande desvio relativo, pois a base de referência já era, em termos absolutos, pequena.

4.2.1 - Número de Euler e Capacidade de Processamento

Inicialmente, os resultados de número de Euler são mostrados na Figura 4.22. Essa resposta é de extrema relevância, pois a geometria HCOT3 já tinha sido concebida segundo o objetivo de minimização do gasto energético, representado pelo número de Euler.

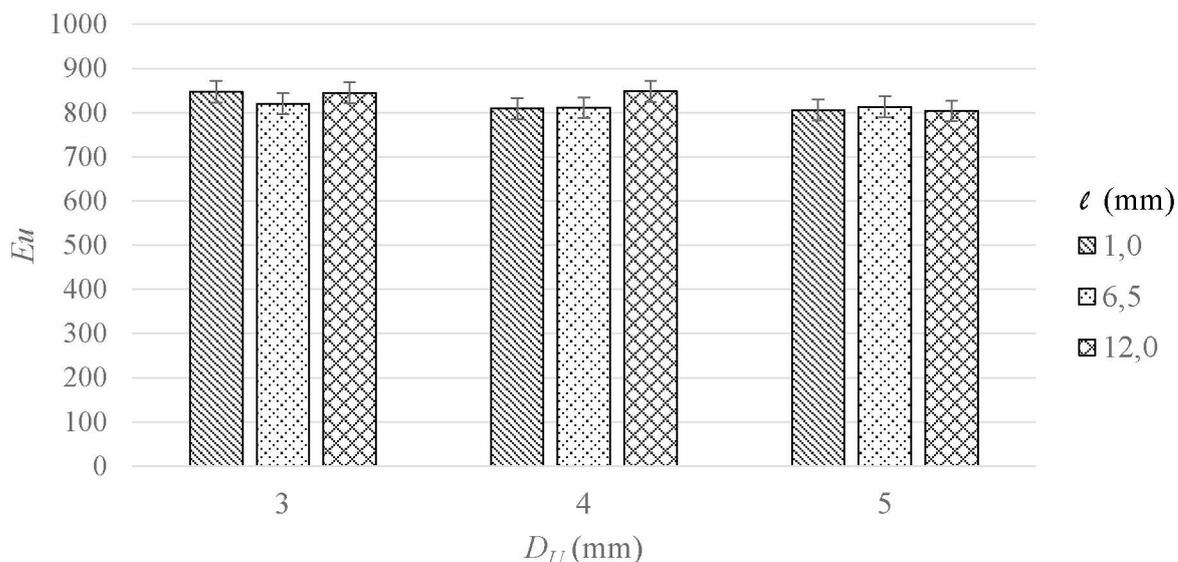


Figura 4.22 – Resultados experimentais médios para o número de Euler dos hidrociclones do tipo HCOT3.

De acordo com a Figura 4.22, foi possível observar que não houve variações significativas de Eu para os hidrociclones do tipo HCOT3 frente às variações de l ou D_U , sendo que a maioria delas permaneceram na ordem de grandeza dos desvios experimentais. As simulações fluidodinâmicas também sinalizaram esse comportamento, já que as distribuições de pressão absoluta desses equipamentos (Figuras 4.23 e 4.24) não sofreram alterações relevantes. Isso foi definitivamente comprovado pela inexistência de efeitos significativos (lineares, quadráticos e de interação) da Superfície de Resposta para o número de Euler, pois todos tiveram nível de significância muito além dos 5% adotados neste trabalho.

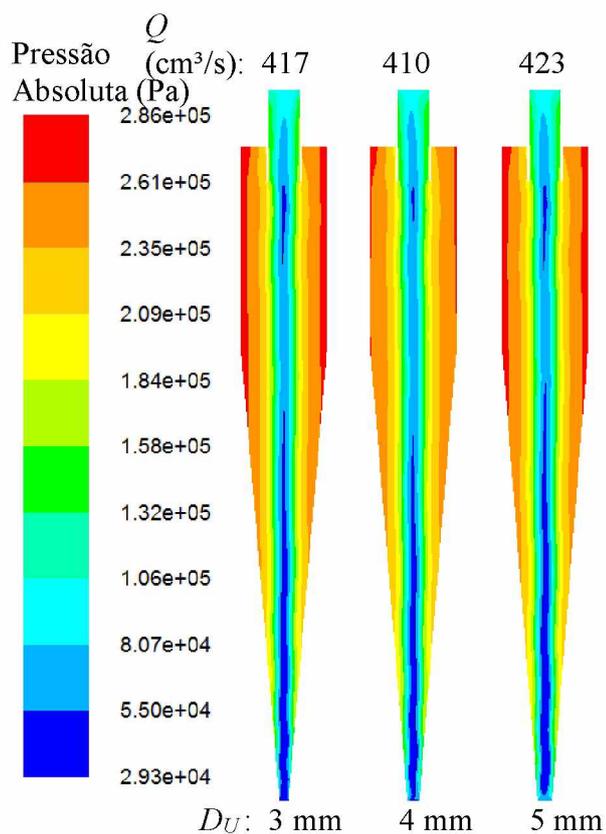


Figura 4.23 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT3 de ℓ 12,0 mm e D_U 3, 4 e 5 mm.

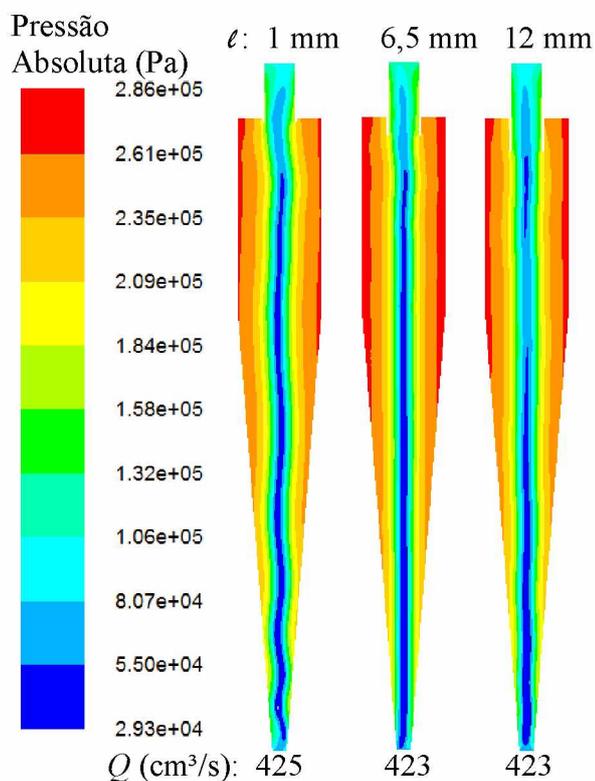


Figura 4.24 – Distribuições de pressão absoluta simuladas para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm.

Assim, pôde-se descrever o comportamento do número de Euler para os equipamentos desse planejamento de experimentos valendo-se apenas da sua média e seu desvio padrão: 823 ± 19 . Em termos técnicos, tal comportamento indicou que esta configuração geométrica, desde a época de Silva (2012), já tinha apresentado um patamar estável de gasto energético, sendo indiferente a qualquer alteração geométrica de seus acessórios. Neste aspecto, o hidrociclone do tipo HCOT3, independentemente dos acessórios geométricos utilizados (ℓ e D_U), apresentou números de Euler sempre menores que 850. Comparativamente, tal patamar de Euler representou uma vantagem interessante porque consistiu em um número de Euler 33% aquém daquele observado para um hidrociclone de Rietema ($Eu = 1200$), tido pela literatura como um hidrociclone modelo no que refere à redução dos gastos com bombeamento.

Ao que diz respeito à capacidade de processamento dos equipamentos derivados do HCOT3, os resultados de vazão de alimentação encontram-se na Figura 4.25. Essa resposta é de extrema relevância, pois a geometria HCOT3 fora concebida segundo o objetivo de minimização do gasto energético.

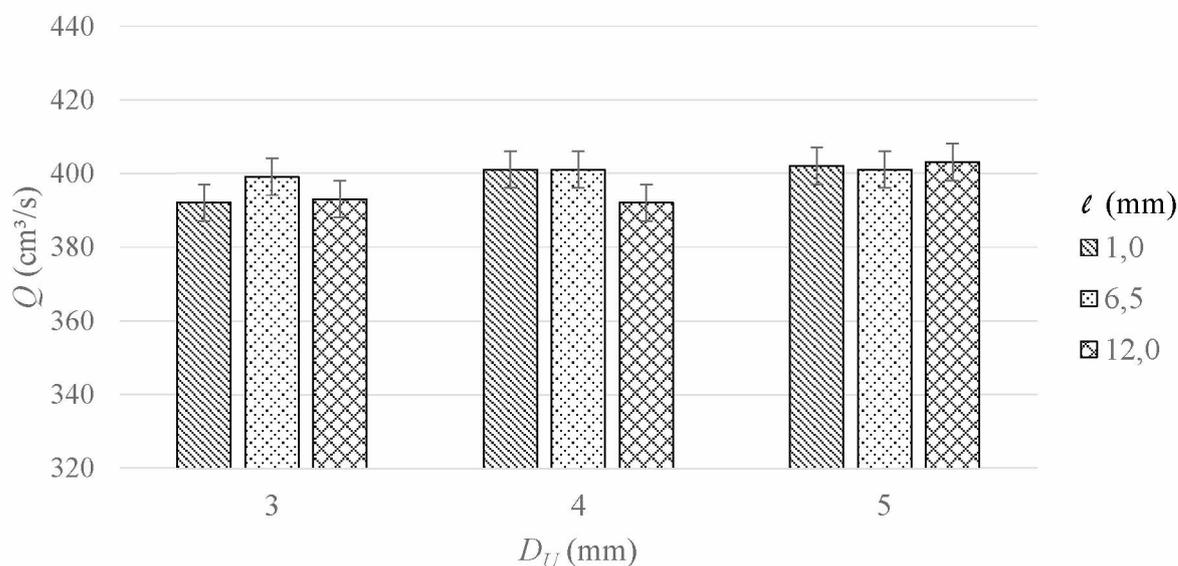


Figura 4.25 – Resultados experimentais médios para a vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones do tipo HCOT3.

Para essa variável, o mesmo comportamento observado para o número de Euler se repetiu. Em média, as vazões volumétricas de alimentação desses hidrociclones apresentaram variações dentro da faixa do erro experimental. Em sua maioria, os desvios não foram muito pronunciáveis, o que fez com que os resultados obtidos para a capacidade de processamento

não pudessem ser considerados estatisticamente diferentes. Similarmente ao ocorrido com o número de Euler, a Superfície de Resposta da vazão volumétrica também teve todos os efeitos insignificantes, exceto a média ($398 \pm 5 \text{ cm}^3/\text{s}$).

Além disso, os perfis de velocidade total simulados apresentaram-se quase que inalterados, conforme mostram as Figuras 4.26 e 4.27. Como não houve alteração nos perfis de velocidade, também não ocorreu mudança significativa na capacidade de processamento com a inserção de diferentes acessórios.

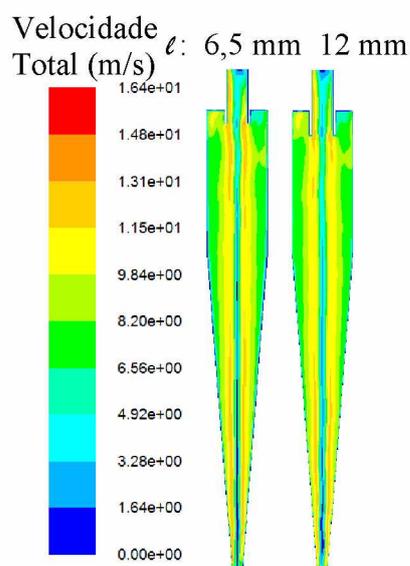


Figura 4.26 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e l 6,5 e 12,0 mm.

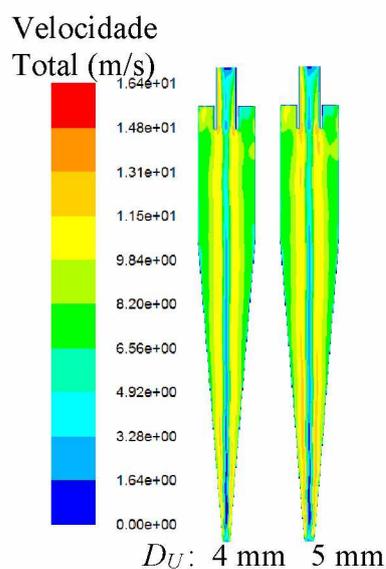


Figura 4.27 – Perfis de velocidade total simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de l 12,0 mm e D_U 4 e 5 mm.

4.2.2 - Razão de Líquido

Em via oposta às respostas do número de Euler e da capacidade de processamento, percebeu-se que para os equipamentos derivados do hidrociclone HCOT3, a razão de líquido foi significativamente influenciada pelo diâmetro de *underflow*, como é observado na Figura 4.28.

É de domínio público que mudanças nas dimensões das descargas de um hidrociclone (*underflow* ou *overflow*) impactam diretamente nas vazões locais destas extremidades (VIEIRA, 2006). No caso do hidrociclone HCOT3, os decréscimos em D_U para um mesmo ℓ acarretaram incrementos na concentração de sólidos da corrente de *underflow* (menores R_L), mesmo que as vazões volumétricas de alimentação tenham permanecido praticamente inalteradas.

Além de ratificar a hipótese anterior, a Figura 4.28 mostra também que os valores da resposta R_L apresentados pela família HCOT3 foram todos menores que 8%, especialmente para a menor dimensão do orifício de *underflow* ($D_U = 3$ mm) que proporcionou razões de líquido menores do que 1%. Somente a título de constatação, houve uma redução na razão de líquido de 55,9% quando se migrou do D_U de 5 para 4 mm e de 67,4% ao se passar de 4 para 3 mm (mantendo-se $\ell = 12$ mm). Em termos práticos, a concentração volumétrica da corrente de alimentação (1%), inicialmente diluída, foi drasticamente majorada para 11,3%, 21,2% e 42,9% com o uso dos diâmetros de orifício de *underflow* de 5, 4 e 3 mm, respectivamente.

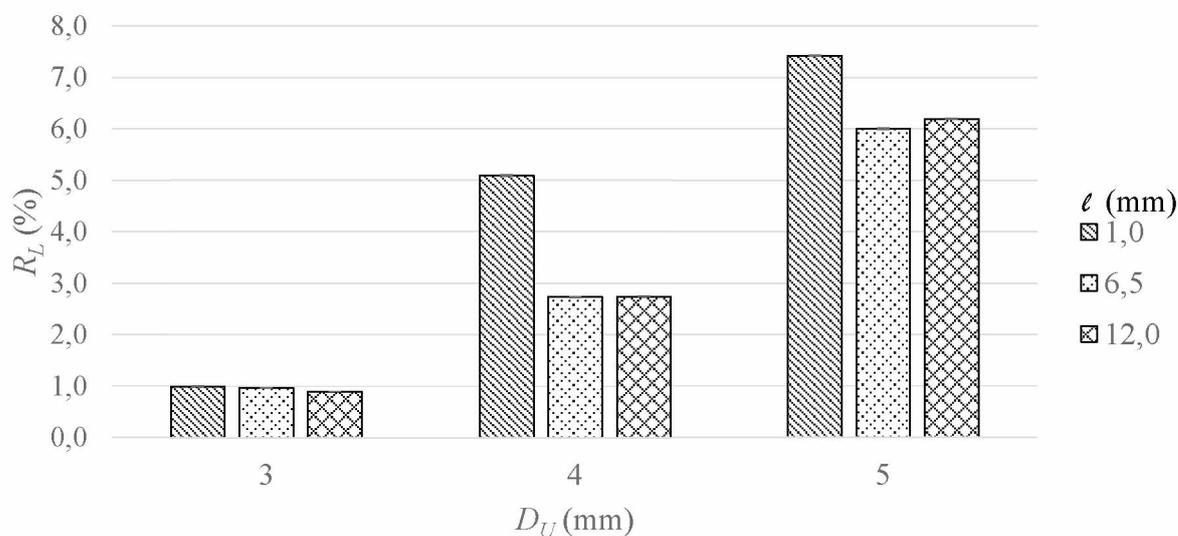


Figura 4.28 – Resultados experimentais médios para a razão de líquido dos hidrociclones do tipo HCOT3.

Já a variação de R_L com o comprimento de *vortex finder* pôde ser considerada desprezível, como ficou esclarecido na Superfície de Resposta (Equação 4.6 e Figura 4.29) em face dos valores nulos dos efeitos linear, quadrático e de interação do *vortex finder*.

$$R_L = 3,67 + [0 \quad 2,79] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,90 \quad (4.6)$$

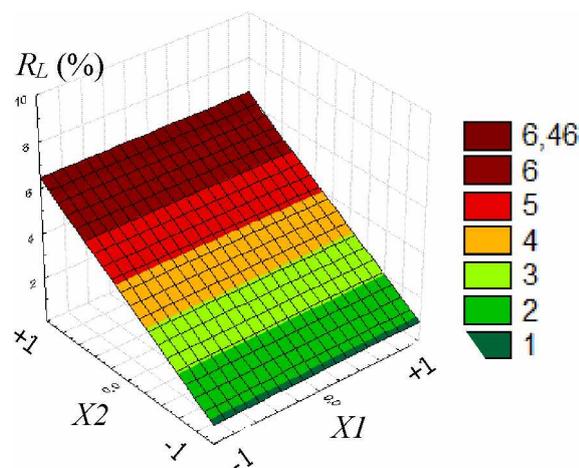


Figura 4.29 – Superfície de Resposta para a razão de líquido dos hidrociclones HCOT3.

Pela Superfície de Resposta ajustada (Equação 4.6), ℓ não possuiu nenhum efeito significativo sobre R_L e, ainda, a razão de líquido apresentou resposta linear e diretamente proporcional ao diâmetro de *underflow*.

Encerrando a discussão acerca da razão de líquido, a fim de melhor visualizar o poder concentrador desses hidrociclones, a Figura 4.30 traz como exemplo as correntes de *overflow* e *underflow* de um dos equipamentos da família HCOT3.

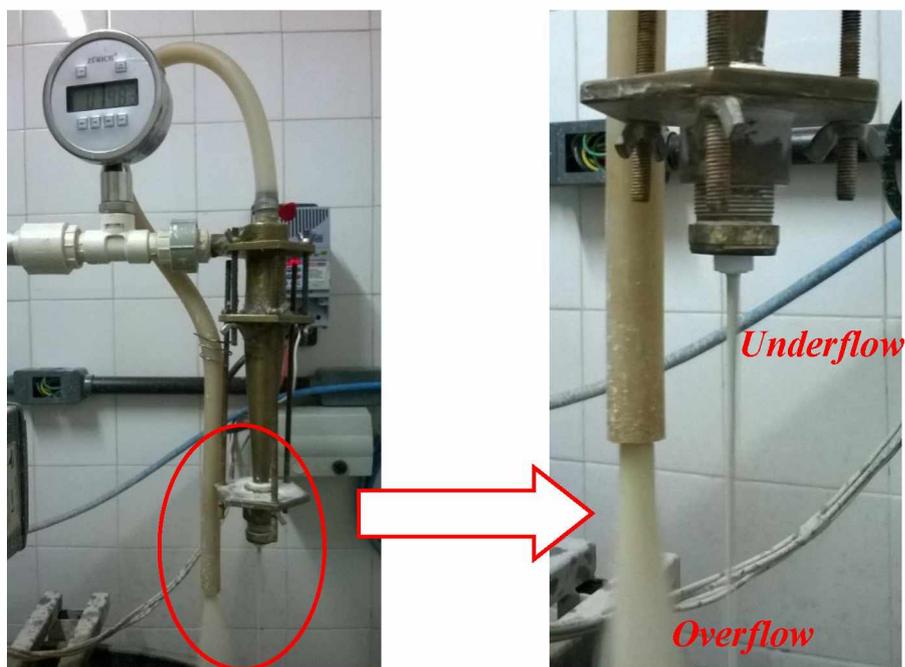


Figura 4.30 – Correntes oriundas da separação no hidrociclone do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0 mm.

4.2.3 - Eficiência Total

Além da concentração de uma das correntes, é preciso analisar também a quantidade de sólidos separados no processo. Isso se dá pela avaliação da eficiência total, mostrada para os hidrociclones do tipo HCOT3 na Figura 4.31.

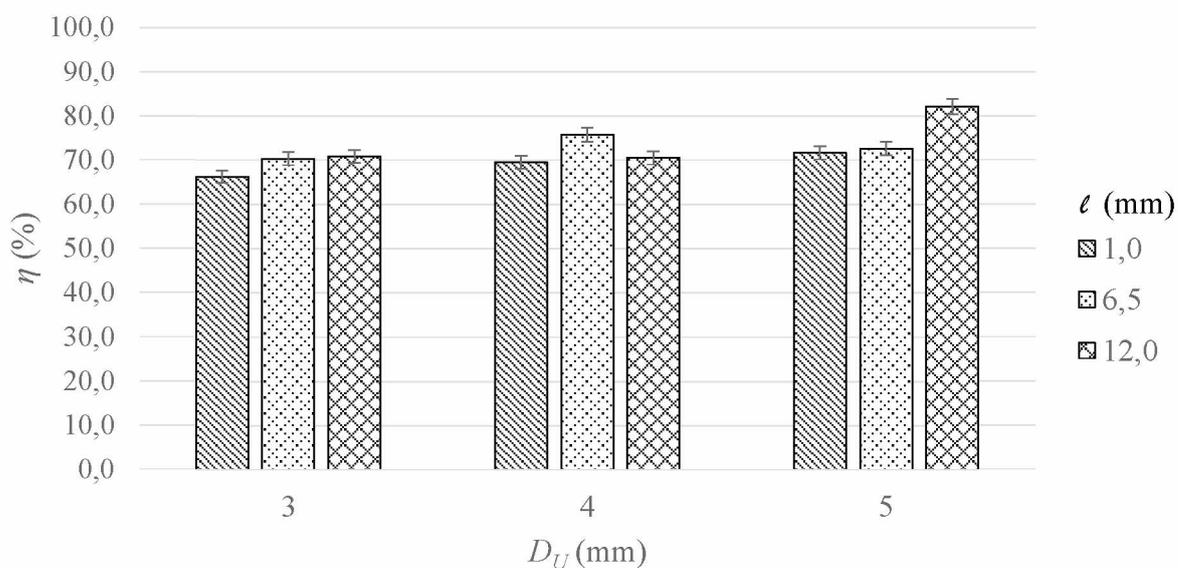


Figura 4.31 – Resultados experimentais médios para a eficiência total dos hidrociclones do tipo HCOT3.

De acordo com a Figura 4.31, notaram-se pequenas variações entre as eficiências totais encontradas, sendo que, para a maioria das configurações geométricas estudadas, os desvios não ultrapassaram a margem do erro experimental. Novamente, a equação de regressão para esta resposta não apresentou qualquer efeito significativo, exceto para a média ($72,20 \pm 4,52\%$).

Neste aspecto, os hidrociclones do tipo HCOT3 apresentaram uma característica extremamente valiosa e útil para a operação unitária de hidrociclonagem. Os principais resultados mostraram que foi possível concentrar a suspensão de entrada sem que a eficiência total sofresse qualquer decréscimo indesejável. Este tipo de comportamento é raramente observado para a maioria dos hidrociclones comerciais que têm sua resposta de eficiência total diretamente atrelada às mudanças no tamanho do diâmetro de *underflow*.

Nesse contexto, à luz dos estudos fluidodinâmicos (Figura 4.32), foi possível perceber uma sutil majoração da velocidade axial descendente próxima ao duto de *underflow* para um dos equipamentos, cuja eficiência mais se distinguiu da média (D_U 5 mm e ℓ 12 mm) - maior valor de eficiência total (Figura 4.31). Isso seria a causa pela qual esta combinação geométrica tenha favorecido a eficiência total do HCOT3.

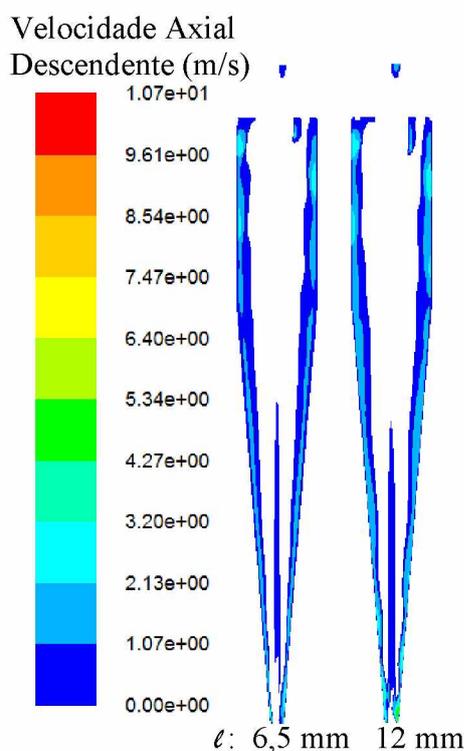


Figura 4.32 – Perfis de velocidade axial descendente simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.

Outro caso similar ao hidrociclone HCOT3 de $D_U = 5$ mm e $\ell = 12$ mm foi o do hidrociclone com $D_U = 4$ mm e $\ell = 6,5$ mm. Esta configuração geométrica apresentou pequenos incrementos em seu perfil de velocidade tangencial, como pôde ser percebido na Figura 4.33. Tal acréscimo certamente aumentou o campo centrífugo no interior do equipamento e melhorou sua *performance*, mesmo que em pequena escala.

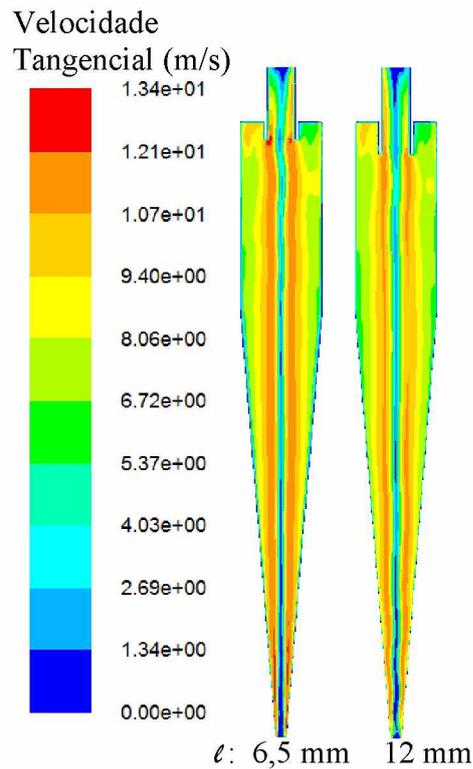


Figura 4.33 – Perfis de velocidade tangencial simulados para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 6,5 e 12,0 mm.

4.2.4 - Diâmetro de Corte Reduzido

Se por um lado a eficiência total não foi afetada pela variação de ℓ e D_U , a razão de líquido foi em sentido contrário a essa constatação, sendo ela a principal responsável pelas diferenças nos diâmetros de corte reduzido observados para os hidrociclones de configuração HCOT3 na Figura 4.34. Tanto o gráfico a seguir quanto a Superfície de Resposta encontrada para d'_{50} (Equação 4.7 e Figura 4.35) confirmaram esse raciocínio, já que somente X_2 teve efeito significativo (linear) sobre essa resposta, como observado para R_L .

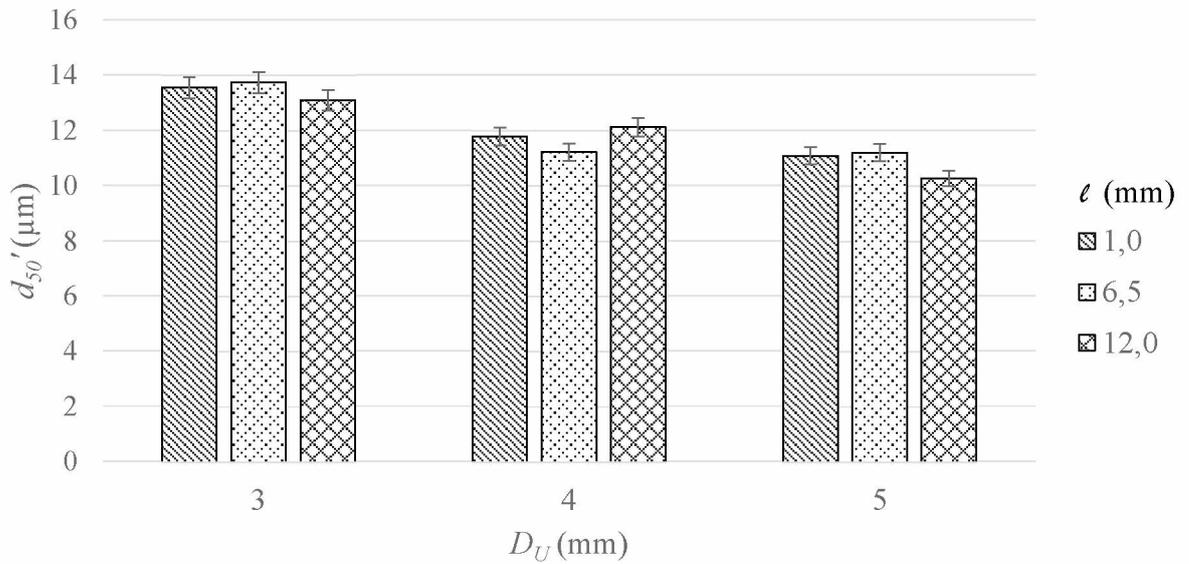


Figura 4.34 – Resultados experimentais médios para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones do tipo HCOT3.

$$d'_{50} = 12,02 + [0 \quad -1,31] \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} + [X1 \quad X2] \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \end{bmatrix} \quad R^2=0,87 \quad (4.7)$$

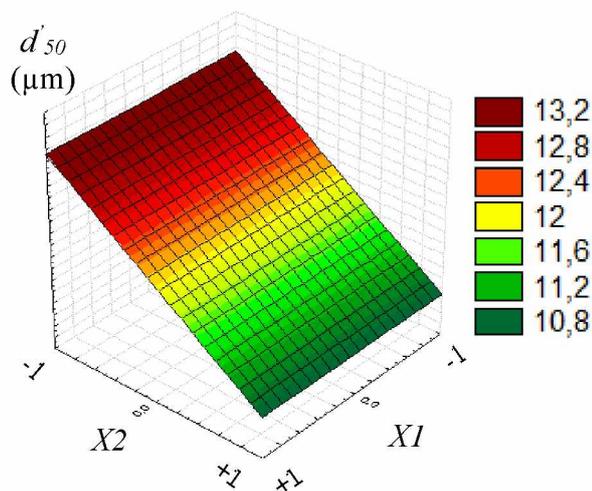


Figura 4.35 – Superfície de Resposta para o diâmetro de corte reduzido dos hidrociclones HCOT3.

Sabe-se que o fluido em seu movimento axial arrasta inevitavelmente certa quantidade de partículas consigo, sendo que as mais finas são mais facilmente carregadas. Então, quanto maior a fração de líquido descarregada no *underflow* (proporcionada pelo aumento de D_U), uma maior parcela de partículas finas certamente passou a ser coletada.

Como a variação da quantidade de fluido na corrente de *underflow* foi mínima, seu efeito também foi pouco notado na eficiência total, mas perceptível para a resposta d'_{50} .

4.2.5 - Parâmetros das Equações de Projeto

Após a discussão acerca das principais variáveis relevantes no processo de hidrociclonagem, por fim, também foi possível ajustar equações de projeto para os equipamentos do tipo HCOT3. Assim, mais uma vez utilizando a variante da equação proposta por Massarani (1989), os valores dos parâmetros K , A , B e C foram determinados para os hidrociclones do planejamento experimental do HCOT3 de acordo com o comprimento de *vortex finder* utilizado. O ajuste não linear foi feito com nível de significância de 5% e por meio dos resultados contidos no Apêndice A, o que resultou nos valores das Tabela 4.5 e 4.6.

Tabela 4.5 – Valores dos parâmetros K e A (Equação 3.7) para os hidrociclones do tipo HCOT3, juntamente com seus respectivos desvios padrão.

ℓ (mm)	K	A	R^2
1,0	0,074 (\pm 0,001)	-2,37 (\pm 0,22)	0,95
6,5	0,072 (\pm 0,002)	-2,56 (\pm 0,81)	0,69
12,0	0,073 (\pm 0,001)	-3,73 (\pm 0,31)	0,94

Tabela 4.6 – Valores dos parâmetros B e C (Equação 3.8) para os hidrociclones do tipo HCOT3, juntamente com seus respectivos desvios padrão.

ℓ (mm)	B	C	R^2
1,0	10,77 \pm 8,22	2,76 \pm 0,41	0,89
6,5	34,65 \pm 20,74	3,55 \pm 0,32	0,96
12,0	47,61 \pm 25,01	3,71 \pm 0,29	0,97

Pela Tabela 4.6, notou-se que os desvios padrão dos parâmetros das equações ajustadas para os hidrociclones do tipo HCOT3 mostraram-se relevantes, sendo que alguns

desses parâmetros ajustados não foram considerados significativos, levando-se em conta um $\alpha = 5\%$. Isso ocorreu devido à pequena variabilidade dos resultados, já que esses hidrociclones apresentaram três patamares muito próximos de resposta de razão de líquido (um para cada diâmetro de orifício de *underflow*), o que implicou na maior ordem de grandeza dos desvios padrão.

Capítulo 5

CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Este capítulo apresenta uma síntese das principais conclusões obtidas através desse trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

5.1 - Conclusão

Os estudos experimentais e numéricos mostraram que as variáveis operacionais comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro do orifício de *underflow* (D_U) desempenharam papel importante na separação em hidrociclones a depender do tipo de separador utilizado (HCOT1 ou HCOT3). Como no Capítulo de Resultados e Discussão, as conclusões deste trabalho são divididas entre os dois tipos de hidrociclones estudados.

Hidrociclones do tipo HCOT1

Em geral, são hidrociclones que apresentaram altas eficiências totais e baixos diâmetros de corte reduzido. Para todas as respostas calculadas, exceto para a eficiência total, pôde-se observar que o diâmetro do orifício de *underflow* foi mais impactante que o comprimento de *vortex finder*, devido aos maiores efeitos de X^2 nas equações de Superfície de Resposta obtidas. Ainda, pela metodologia proposta, foi constatado que a modificação do menor para o maior nível de D_U provocou:

- Acréscimos médios de 9% na capacidade de processamento;
- Diminuição média da resposta número de Euler em aproximadamente 16%;
- Aumento médio de 125% na razão de líquido;
- Elevação da eficiência total de, em média, 9%;

- Redução do diâmetro de corte reduzido de, em média, 51%.

Apesar do fino material particulado utilizado ($d_{63,24} = 12,98 \mu\text{m}$, $n_A = 0,94$), os hidrociclones HCOT1 apresentaram acréscimos na eficiência de separação, levando a patamares próximos de 100%. Além disso, incrementos em D_U ocasionaram a elevação da capacidade de processamento dos hidrociclones em até 11% o que diminuiu o gasto energético do equipamento em quase 20%.

Os estudos fluidodinâmicos mostraram que o comportamento das respostas Q e Eu se deve à maior velocidade alcançada pela suspensão no interior do equipamento, visualizada nos perfis de velocidade simulados e distribuições de pressão absoluta. Ainda, maiores velocidades tangenciais do fluido explicam a maior eficiência de separação desses hidrociclones, já que essa componente da velocidade está intrinsecamente ligada ao campo centrífugo no equipamento. Por fim, níveis mais altos de D_U proporcionaram maiores razões de líquido, já que a restrição ao escoamento nesse orifício foi reduzida, como comprovado pelos perfis de velocidade axial descendente.

No que diz respeito ao comprimento de *vortex finder* (ℓ), o mesmo apresentou comportamento não linear para todas as respostas calculadas, sendo necessário a análise das Superfícies de Resposta para cada caso. Em resumo, pôde-se perceber que existe um ponto de mínimo para a capacidade de processamento no nível da variável codificada $X1$ igual a - 0,41 (correspondente a $\ell = 8,8 \text{ mm}$). Portanto, todas as outras configurações da região de busca estudada apresentaram maiores vazões volumétricas de alimentação, como ilustrado pelos perfis de velocidade total simulados. Maiores capacidades de processamento são desejadas, pois estão diretamente relacionadas ao gasto energético.

Assim, foi observado um ponto de máximo para a resposta número de Euler, a depender da combinação das variáveis $X1$ e $X2$, visto que existe efeito interação entre os dois fatores. Verificou-se também a existência de um ponto de máximo para a resposta de eficiência total em $X1 = + 0,61$ ($\ell = 9,9 \text{ mm}$), enquanto que d'_{50} foi influenciado a apresentar um ponto de mínimo dado por $X1 = + 0,31$ ($\ell = 8,2 \text{ mm}$), em relação ao comprimento de *vortex finder*. Este resultado está condizente com estudos anteriores (ALMEIDA, 2008) onde foi observado que existe um ℓ intermediário ideal, em que a migração de partículas do vórtice interno para o externo é favorecida e no qual o curto circuito das partículas da alimentação também é minimizado.

Hidrociclones do tipo HCOT3

O gasto energético reduzido desta configuração geométrica fez com que as principais variáveis do processo de hidrociclonagem não sofressem grandes alterações devido às modificações em ℓ e D_U , o que implicou em patamares das respostas Eu , Q e η . No que diz respeito ao comprimento de *vortex finder*, a faixa operacional estudada dessa variável não apresentou impacto relevante sobre o processo de separação. Já menores níveis de diâmetro do orifício de *underflow* proporcionaram:

- Razões de líquido em média 85% menores;
- Aumento da resposta diâmetro de corte reduzido de, em média, 24%.

Portanto, o comportamento dos equipamentos do tipo HCOT3 foi ao encontro do esperado na maioria dos processos de hidrociclonagem: apesar da maior restrição ao escoamento dada pela diminuição de D_U , essa configuração geométrica manteve inalteradas as principais respostas analisadas, e ainda majorou o poder concentrador apresentado pelo hidrociclone HCOT3.

Dessa forma, este equipamento manteve altos níveis de eficiência frente a menores diâmetros de *underflow*, o que possibilitou a diminuição da quantidade de líquido descarregada na corrente de *underflow* sem maiores comprometimentos da separação, mesmo com a utilização de material relativamente fino ($d_{63,2A} = 12,98 \mu\text{m}$, $n_A = 0,94$). Isto é, apresentando a mesma quantidade de sólidos coletada, o separador HCOT3 com D_U de 3 mm conseguiu recuperar uma maior parcela de líquido alimentado do que quando utilizado o D_U de 5 mm, configuração esta que já era considerada por Silva (2012) de excelente poder concentrador. Tais resultados foram observados tanto experimentalmente quanto numericamente.

Finalmente, considerando os resultados obtidos nas condições operacionais e configurações geométricas utilizadas neste trabalho (tanto por vias experimentais quanto numéricas), pôde-se concluir que existem condições ótimas de ℓ e D_U que proporcionam o aumento do poder classificador do hidrociclone HCOT1.

Por outro lado, o hidrociclone de geometria otimizada HCOT3 dotado de D_U 3 mm aliou baixo gasto energético a altas eficiências de separação e extrema concentração da

corrente de *underflow*. Assim sendo, sua aplicação industrial na separação de partículas maiores do que as utilizadas neste trabalho é altamente recomendada.

5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, fazem-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Avaliar faixas de comprimento de *vortex finder* para os hidrociclones do tipo HCOT1 entre 7,8 mm e 10,0 mm, de forma que o ℓ seja maior do que o diâmetro do duto de alimentação e menor do que o comprimento da parte cilíndrica (não adentrando a seção cônica do equipamento, tal como sugeriu Martínez *et al.* (2008)), a fim de investigar-se a região de busca que apresentou maiores eficiências de separação;
- Avaliar outras faixas de comprimento de *vortex finder* para os hidrociclones do planejamento HCOT3, a fim de estender a região de busca até a intercessão entre as partes cilíndrica e cônica;
- Verificar a influência da concentração da suspensão de alimentação no processo de separação dos dois tipos de hidrociclones;
- Analisar o comportamento dos hidrociclones frente a suspensões constituídas por fluidos não-newtonianos;
- Realizar simulações numéricas tridimensionais multifásicas, a fim de validar a hipótese de formação de *air core*, bem como observar a segregação de partículas dentro dos hidrociclones estudados.

ANEXO A

FUNÇÕES OBJETIVO UTILIZADAS POR SILVA (2012)

A seguir, encontram-se as funções utilizadas por Silva (2012) em sua otimização.

$$\eta = 63,119 + X'b_1 + X'B_1X$$

$$\text{em que } b_1 = \begin{bmatrix} 2,016 \\ -4,095 \\ -0,119 \\ -2,386 \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} -0,932 & 0,106 & -1,112 & 0,240 \\ 0,106 & 3,220 & 0,103 & -0,095 \\ -1,112 & 0,103 & -4,000 & -0,301 \\ 0,240 & -0,095 & -0,301 & -0,433 \end{bmatrix} \text{ e } X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}.$$

$$Eu = 1895,49 + X'b_2 + X'B_2X$$

$$\text{em que } b_2 = \begin{bmatrix} -1175,82 \\ -332,22 \\ -257,61 \\ -142,03 \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 598,54 & 25,47 & -7,405 & 1,595 \\ 25,47 & 84,32 & 22,155 & 0,530 \\ -7,405 & 22,155 & 16,82 & 40,405 \\ 1,595 & 0,530 & 40,405 & -17,11 \end{bmatrix} \text{ e } X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}.$$

$$R_z = 17,716 + X'b_3 + X'B_3X$$

$$\text{em que } b_3 = \begin{bmatrix} 0,711 \\ -8,460 \\ 1,628 \\ 0,054 \end{bmatrix}, B_3 = \begin{bmatrix} -0,027 & -0,062 & -0,250 & 0,149 \\ -0,062 & 3,770 & 0,346 & 0,106 \\ -0,250 & 0,346 & 0,299 & -0,176 \\ 0,149 & 0,106 & -0,176 & 0,562 \end{bmatrix} \text{ e } X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}.$$

$$d50 = 5,713 + X'b_4 + X'B_4X$$

$$\text{em que } b_4 = \begin{bmatrix} -0,382 \\ 1,831 \\ -0,193 \\ 0,474 \end{bmatrix}, B_4 = \begin{bmatrix} 0,117 & -0,053 & 0,175 & -0,045 \\ -0,053 & -1,041 & -0,022 & 0,027 \\ 0,175 & -0,022 & 0,815 & 0,040 \\ -0,045 & 0,027 & 0,040 & -0,143 \end{bmatrix} \text{ e } X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}$$

ANEXO B

RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA HCOT1 E HCOT3 OBTIDOS POR SILVA (2012)

Encontram-se nas Tabelas An.1 e Na.2 os resultados obtidos por Silva (2012) para os hidrociclones HCOT1 e HCOT3, respectivamente.

Tabela An.1 – Resultados experimentais do hidrociclone HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm (SILVA, 2012)

$-ΔP$ (Pa)	Q (10^{-6} m ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (10^{-6} m)	η (%)	η' (%)	C_{VA} (%)
88260	231	40,59	1653	10580	6,17	82,88	71,18	1,01
117680	248	42,51	1917	11345	5,92	84,89	73,71	1,01
147100	262	44,57	2151	11974	4,36	85,53	73,90	1,01
176500	268	46,73	2472	12237	3,8	88,03	77,54	1,01

Tabela An.2 – Resultados experimentais do hidrociclone HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm (SILVA, 2012)

$-ΔP$ (Pa)	Q (10^{-6} m ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (10^{-6} m)	η (%)	η' (%)	C_{VA} (%)
88260	365	6,99	663	18011	10,75	55,76	52,44	1,01
117680	402	5,39	731	19807	10,88	52,08	49,34	1,01
147100	433	5,08	788	21336	10,56	52,88	50,36	1,01
176500	469	4,64	806	23108	10,21	54,20	51,98	1,01

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, C. A. K. **Comportamento do hidrociclone filtrante frente às modificações no diâmetro de underflow e no tubo de vortex finder**. 2008. 89 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2008.

ARRUDA, E. B.; ALMEIDA, C. A. K.; VIEIRA, L. G. M.; DAMASCENO, J. J. R.; BARROZO, M. A. S. Avaliação do comportamento de hidrociclones filtrantes de Krebs. In: **XXX Encontro nacional sobre escoamento em meios porosos**, São Carlos. [S.l.: s.n.], 2002.

ARRUDA, E. B. **Performance de hidrociclones filtrantes com geometria Demco**. 2003. 185 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2003.

CHU, L. Y.; YU, W.; WANG, G. J.; ZHOU, X. T.; CHEN, W. M.; DAI, G. Q. Enhancement of hydrocyclone performance by eliminating the air core. **Chemical Engineering and Processing**, v. 43, n. 12, p. 1441-1448, 2004.

CRUZ, O. C. **Desempenho de um hidrociclone de geometria "Rietema" como pré-filtro para sistemas de irrigação**. 2008. 66 f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, UNESP, Jaboticabal, SP, 2008.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações**. 426 p. São Paulo: EDUSP, 2000.

HALAZ, M. R. T.; MASSARANI, G. Análise de Desempenho de Mini-hidrociclones. In: **XXV Encontro nacional sobre escoamento em meios porosos**, São Carlos, p. 113-120, 1997.

HWANG, K.-J.; HWANG, Y.-W.; YOSHIDA, H. Design of novel Hydrocyclone for improving fine particle separation using computational fluid dynamics. **Chemical Engineering Science**, v.85, p. 62-68, 2013.

KYRIAKIDIS, Y. N.; VIEIRA, L. G. M. Comportamento Fluidodinâmico de um Hidrociclone em face do Movimento Angular do Fluido no Duto de Alimentação. In: **XVIII Congresso Brasileiro de Engenharia Química**, Foz do Iguaçu, p. 8337-8346, 2010.

LANNA, A. E.; BARROZO, M. A. S.; DAMASCENO, J. J. R. Estudo de desempenho de um hidrociclone filtrante. **Revista Ciência & Engenharia**, p. 175-186, 1992.

MARTÍNEZ, L. F; LAVÍN, A. G.; MAHAMUD, M. M.; BUENO, J. L. Vortex finder optimum length in hydrocyclone separation. **Chemical Engineering and Processing**, v. 47, p. 192-199, 2008.

MASSARANI, G. Projeto e análise do desempenho de ciclones e hidrociclones ii. In: **XVII Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos**, São Carlos, p. 125-136, 1989.

RIETEMA, K. Performance and design of hydrocyclones, parts i to iv. **Chemical Engineering Science**, v. 15, p. 298-325, 1961.

SALVADOR, F. F. **Estudo Experimental do Comportamento de um Hidrociclone com Cone e Cilindro Filtrantes**. 2013. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2013.

SCHAPEL, S. C.; CHASE, G. G. Modeling of hydrocyclone flow with permeable walls. **Advances in Filtration and Separation Technology**, v. 11, p. 33-36, 1998.

SILVA, D. O. **Hidrociclones: Um Estudo de Otimização e Análise do Efeito das Variáveis Geométricas Utilizando Técnicas Experimentais e de CFD**. 2012. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2012.

SILVA, M. A. P.; MEDRONHO, R. A. Modelos que preveem o desempenho de hidrociclones: uma avaliação crítica. In: **XVI Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos**. [S.l.: s.n.], p. 353-361, 1988.

- SILVA, M. A. P. **Hidrociclones de Bradley: Dimensionamento e Análise de Desempenho**. 1989. 81 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 1989.
- SILVA, N. K. G. **Estudo de Otimização da Configuração do Hidrociclone Filtrante**. 2014. 102 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2014.
- SOUZA, F. J. **Análise da Influência do Meio Filtrante no Comportamento do Hidrociclone Filtrante**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 1999.
- SOUZA, F. J.; NETO, A. S.; BARROZO, M. A. S. Simulação numérica de escoamentos turbulentos em hidrociclones com modelagem submalha. In: **II Escola Brasileira de Transição e Turbulência - ETT2000**, Uberlândia, p.358-368. [S.l.: s.n.], 2000.
- SOUZA, D. S. **Implementação de uma metodologia para genotipagem da região promotora do gene do TNF- α e sua aplicação em uma população exposta à sílica**. 2010. 79 f. Dissertação (Mestrado em Ciências na área de Saúde Pública) – ENSP, Escola Nacional de Saúde Pública Sergio Arouca, Rio de Janeiro, RJ, 2010.
- SVAROVSKY, L. **Hydrocyclones**. 198 p. Eastbourne, UK: Holt, Rinehart & Winston, 1984.
- SVAROVSKY, L. **Solid-Liquid Separation**. 554 p. 4th Edition. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP: Butterworth-Heinemann, 2000.
- VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An introduction to Computational Fluid Dynamics - The finite volume method**. 257 p. Longman Group LTD, England, 1995.
- VIEIRA, L. G. M. **Análise da Separação Sólido-Líquido em Hidrociclone Filtrante**. [S.l.], 1997.
- VIEIRA, L. G. M. **Estudo da Performance de Hidrociclones Filtrantes de Rietema**. 2001. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2001.
- VIEIRA, L. G. M. **Otimização dos Processos de Separação em Hidrociclones Filtrantes**. 2006. 297 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2006.

VIEIRA, L. G. M.; BARROZO, M. A. S. Effect of vortex finder diameter on the performance of a novel hydrocyclone separator. **Minerals Engineering**, v.57, p. 50–56, 2014.

WANG, B.; YU, A. B. Numerical study of the gas-liquid-solid flow in hydrocyclones with different configuration of vortex finder. **Chemical Engineering Journal**, v.135, p. 33-42, 2008.

WANG, L.-Z.; WANG, J.-M. Experimental study of the drag reduction and separation efficiency for a new hydrocyclone with a Reducing Pressure Drop Stick. **Separation and Purification Technology**, v.98, p. 7–15, 2012.

ZHAO, L.; JIANG, M.; XU, B.; ZHU, B. Development of a new type high-efficient inner-cone hydrocyclone. **Chemical Engineering Research and Design**, v.90, p. 2129–2134, 2012.

APÊNDICE A

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A.1 – Hidrociclones do tipo HCOT1

Tabela A.1 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	172	11,75	2987	10053	10,52	73,72	70,22	6,40	1,08
117680	194	11,25	3142	11319	9,77	75,63	72,54	6,83	1,08
147100	213	10,96	3265	12414	9,38	76,32	73,41	7,06	1,08
176500	230	10,72	3347	13431	8,75	76,90	74,12	7,26	1,08

Tabela A.2 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	175	12,69	2897	11482	8,12	86,15	84,13	6,61	1,03
117680	196	12,36	3083	12852	7,72	87,46	85,70	6,87	1,03
147100	215	12,16	3202	14099	7,38	88,71	87,14	7,06	1,03
176500	230	12,12	3364	15067	6,59	92,00	90,90	7,33	1,03

Tabela A.3 – Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	183	13,22	2663	10949	8,20	88,19	86,38	6,38	1,01
117680	206	13,11	2789	12354	8,08	88,61	86,89	6,46	1,01
147100	222	13,37	2989	13342	7,35	89,77	88,19	6,42	1,01
176500	239	13,53	3116	14314	6,79	91,00	89,60	6,43	1,01

Tabela A.4 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	182	25,29	2686	9722	9,02	80,73	74,21	3,20	1,02
117680	204	25,09	2834	10928	8,99	81,21	74,92	3,24	1,02
147100	224	24,86	2945	11986	8,65	81,41	75,26	3,28	1,02
176500	243	24,55	3012	12982	6,53	83,32	77,89	3,39	1,02

Tabela A.5 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	182	26,56	2686	10872	8,27	88,39	84,20	3,49	1,07
117680	204	26,19	2849	12191	7,57	89,75	86,11	3,59	1,07
147100	224	26,07	2943	13409	3,56	90,71	87,44	3,64	1,07
176500	241	25,74	3066	14392	3,49	91,32	88,31	3,71	1,07

Tabela A.6 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	188	24,92	2520	11038	8,09	90,42	87,24	3,77	1,07
117680	209	24,66	2708	12295	7,02	94,95	93,30	3,99	1,07
147100	229	24,55	2822	13466	5,55	94,87	93,20	4,00	1,07
176500	245	24,48	2948	14432	4,30	97,48	96,67	4,12	1,07

Tabela A.7 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	191	40,60	2422	9911	6,62	82,89	71,19	2,20	1,09
117680	216	40,18	2527	11205	6,61	84,35	73,84	2,26	1,09
147100	238	39,68	2603	12344	6,61	85,08	75,27	2,30	1,09
176500	255	40,35	2721	13224	6,62	85,79	76,17	2,28	1,09

Tabela A.8 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	189	40,74	2480	11065	3,27	93,63	89,25	2,41	1,06
117680	213	40,91	2620	12430	3,27	94,98	91,50	2,43	1,06
147100	233	40,64	2734	13604	1,62	98,76	97,92	2,54	1,06
176500	251	39,86	2822	14669	0,81	99,99	99,98	2,63	1,06

Tabela A.9 - Resultados experimentais para o HCOT1 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	194	38,36	2364	10711	3,96	94,99	91,88	2,76	1,10
117680	220	38,12	2449	12152	4,31	93,34	89,24	2,72	1,10
147100	241	38,18	2547	13322	3,72	95,51	92,73	2,78	1,10
176500	261	38,33	2607	14426	2,58	96,49	94,30	2,80	1,10

A.2 – Hidrociclones do tipo HCOT3

Tabela A.10 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	330	1,03	812	17289	14,56	64,87	64,50	39,33	1,02
117680	374	1,00	846	19555	13,65	66,73	66,39	40,73	1,02
147100	414	0,98	863	21641	13,21	66,57	66,24	41,13	1,02
176500	452	0,97	867	23657	12,84	66,85	66,52	41,61	1,02

Tabela A.11 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	336	1,00	783	17568	14,78	69,27	68,96	41,36	1,00
117680	381	0,96	813	19906	13,97	70,62	70,33	42,62	1,00
147100	419	0,96	840	21891	13,37	71,53	71,26	43,11	1,00
176500	458	0,95	843	23933	12,89	69,99	69,70	42,71	1,00

Tabela A.12 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 3$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	324	0,91	842	17403	14,35	70,17	69,90	42,35	0,94
117680	378	0,89	826	20297	13,52	71,17	70,91	43,28	0,94
147100	417	0,89	849	22376	12,66	71,11	70,85	43,21	0,94
176500	453	0,90	863	24307	11,91	70,88	70,61	42,81	0,94

Tabela A.13 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	337	5,83	781	18027	12,62	68,39	66,44	11,15	1,06
117680	384	5,28	800	20572	12,47	67,84	66,05	12,08	1,06
147100	424	4,79	821	22706	11,24	70,59	69,11	13,60	1,06
176500	460	4,42	836	24644	10,83	71,17	69,84	14,68	1,06

Tabela A.14 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	337	3,34	782	18015	12,50	73,94	73,04	18,30	1,00
117680	383	2,73	805	20504	11,27	76,49	75,83	22,07	1,00
147100	423	2,33	825	22650	10,63	77,49	76,95	25,19	1,00
176500	461	2,51	834	24676	10,47	75,38	74,75	23,35	1,00

Tabela A.15 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 4$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-AP$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VV} (%)	C_{VA} (%)
88260	332	3,29	806	17573	12,77	72,12	71,17	18,43	1,02
117680	376	2,90	834	19945	12,62	69,92	69,02	19,91	1,02
147100	410	2,52	877	21748	12,07	70,24	69,47	22,30	1,02
176500	450	2,24	874	23854	11,06	69,84	69,15	24,30	1,02

Tabela A.16 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 1,0$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	337	8,30	779	18096	12,23	70,36	67,68	8,32	1,06
117680	385	7,55	798	20644	11,31	71,20	68,85	9,17	1,06
147100	425	7,07	818	22802	10,74	72,50	70,41	9,88	1,06
176500	463	6,77	828	24815	10,12	72,67	70,69	10,30	1,06

Tabela A.17 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 6,5$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	336	6,94	788	18707	12,39	70,77	68,59	9,80	1,05
117680	383	6,16	804	21377	11,38	72,76	70,98	11,18	1,05
147100	423	5,63	825	23595	10,84	72,87	71,25	12,12	1,05
176500	461	5,26	834	25706	10,23	74,18	72,74	13,05	1,05

Tabela A.18 - Resultados experimentais para o HCOT3 com $D_U = 5$ mm e $\ell = 12,0$ mm

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	337	6,95	781	17886	11,23	80,79	79,36	10,02	0,95
117680	386	6,33	794	20492	10,17	83,53	82,42	11,21	0,95
147100	423	5,78	823	22494	9,53	83,53	82,52	12,16	0,95
176500	465	5,70	819	24712	10,18	80,84	79,68	11,95	0,95

APÊNDICE B

RESULTADOS NUMÉRICOS

Inicialmente, as Tabelas B.1, B.2, B.3 e B.4 trazem os comparativos entre as quedas de pressão e as razões de líquido encontradas experimentalmente (valores entre parênteses) e numericamente. Em seguida, dá-se início à apresentação dos resultados gráficos simulados.

Tabela B.1 - Resultados numéricos de $-AP$ para hidrociclones do tipo HCOT1 simulados na queda de pressão de 147 kPa

D_U (mm)	3	4	5
ℓ (mm)			
1,0	141833	120713	122751
6,5	136381	142868	143733
12,0	153603	155623	161543

Tabela B.2 – Resultados numéricos de R_L para hidrociclones do tipo HCOT1 em comparação com resultados experimentais entre parênteses

D_U (mm)	3	4	5
ℓ (mm)			
1,0	18,84% (10,96)	30,82% (24,86)	43,33% (39,68)
6,5	17,41% (12,16)	30,62% (26,07)	44,25% (40,64)
12,0	16,74% (13,37)	30,09% (24,55)	44,16% (38,18)

Tabela B.3 - Resultados numéricos de $-AP$ para hidrociclones do tipo HCOT3 simulados na queda de pressão de 147 kPa

D_U (mm)	3	4	5
ℓ (mm)			
1,0	173042	181811	180317
6,5	187287	188868	187238
12,0	185161	177213	187125

Tabela B.4 – Resultados numéricos de R_L para hidrociclones do tipo HCOT3 em comparação com resultados experimentais entre parênteses

D_U (mm)	3	4	5
ℓ (mm)			
1,0	3,04%	7,38%	10,06%
	(0,98)	(4,79)	(7,07)
6,5	0,83%	3,76%	8,98%
	(0,96)	(2,33)	(5,63)
12,0	3,10%	5,58%	9,82%
	(0,89)	(2,52)	(5,78)

B.1 – Hidrociclones do tipo HCOT1

B.1.1 – Distribuições de Pressão Absoluta

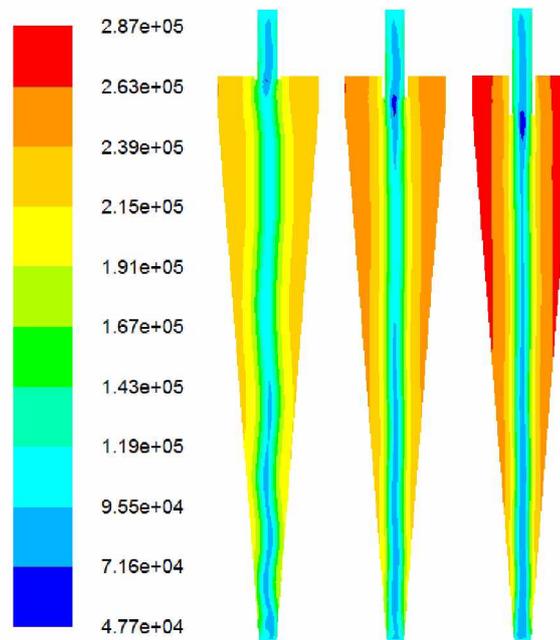


Figura B.1 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

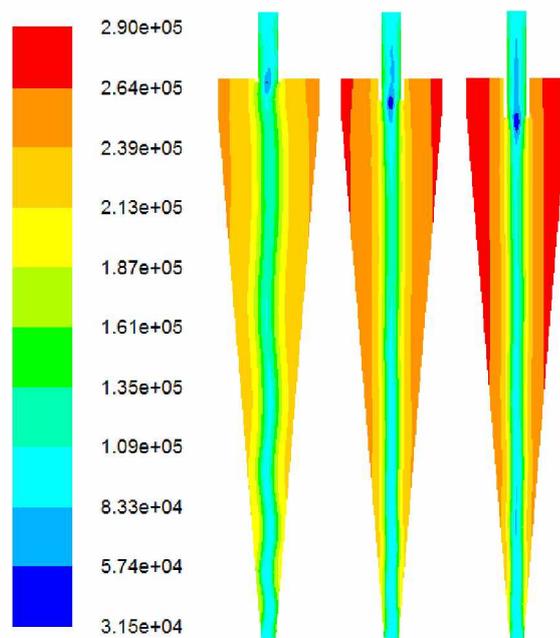


Figura B.2 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

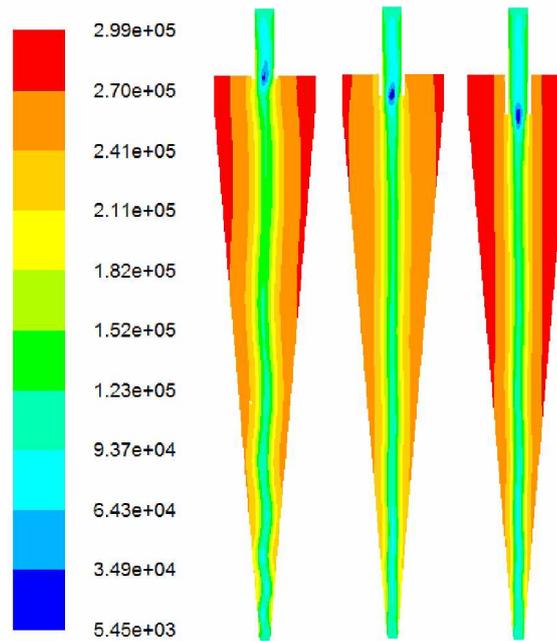


Figura B.3 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.1.2 – Perfis de Velocidade Total

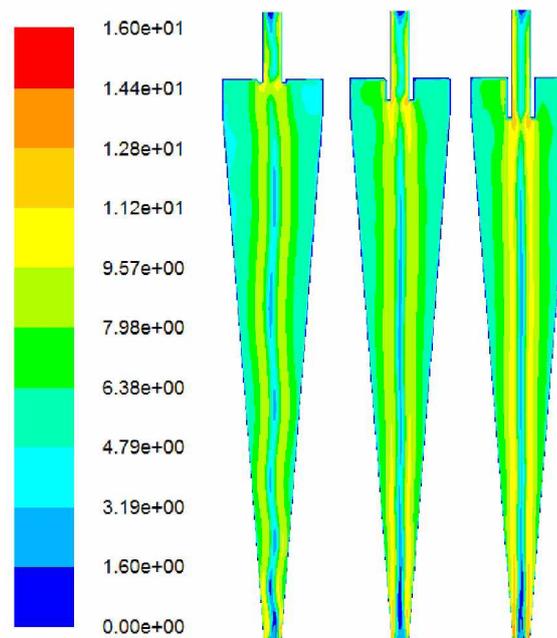


Figura B.4 – Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

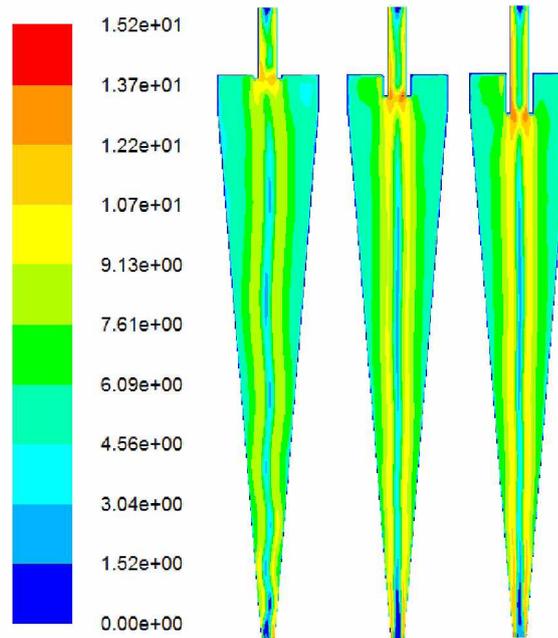


Figura B.5 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

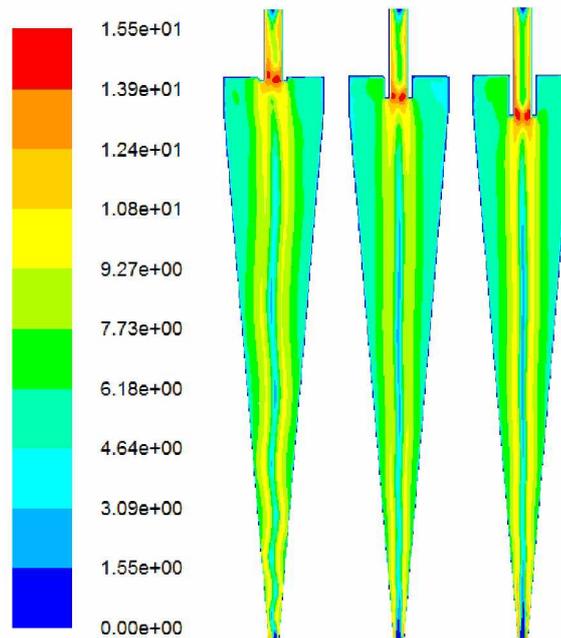


Figura B.6 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.1.3 – Perfis de Velocidade Tangencial

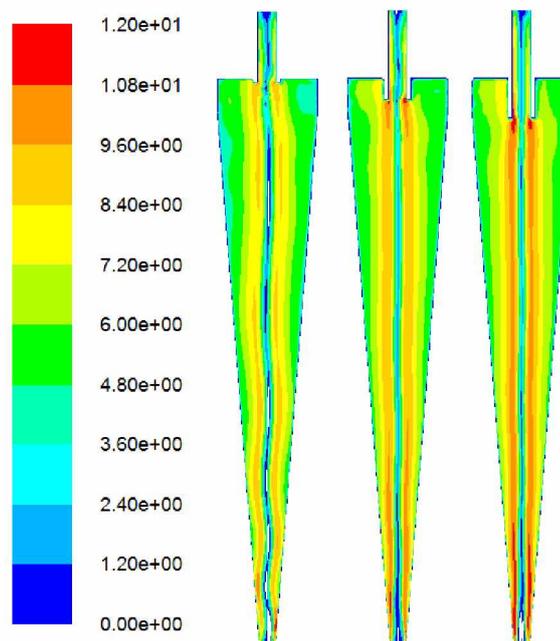


Figura B.7 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

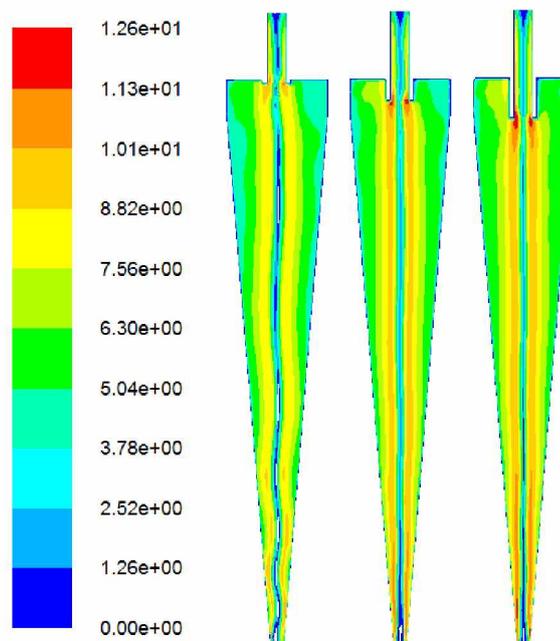


Figura B.8 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

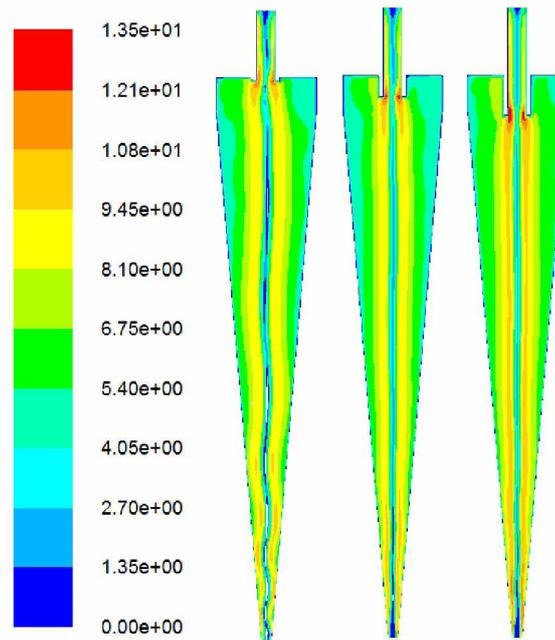


Figura B.9 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.1.4 – Perfis de Velocidade Axial Descendente

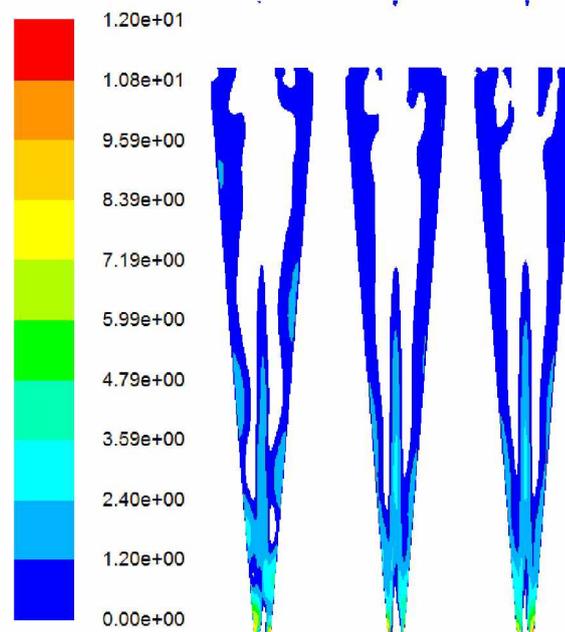


Figura B.10 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

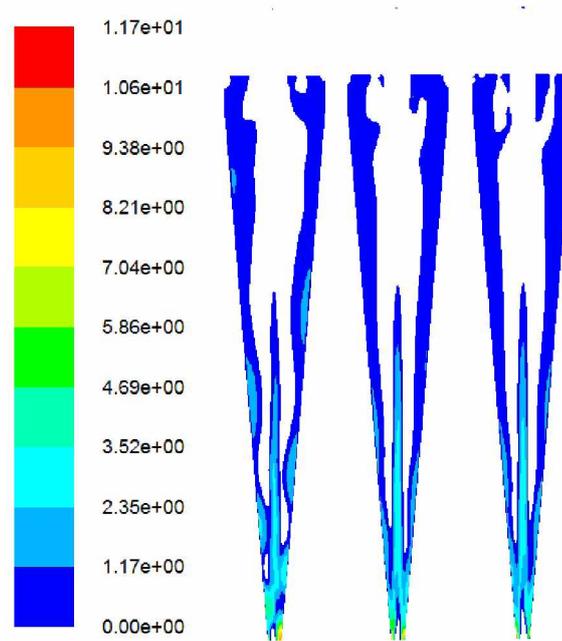


Figura B.11 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

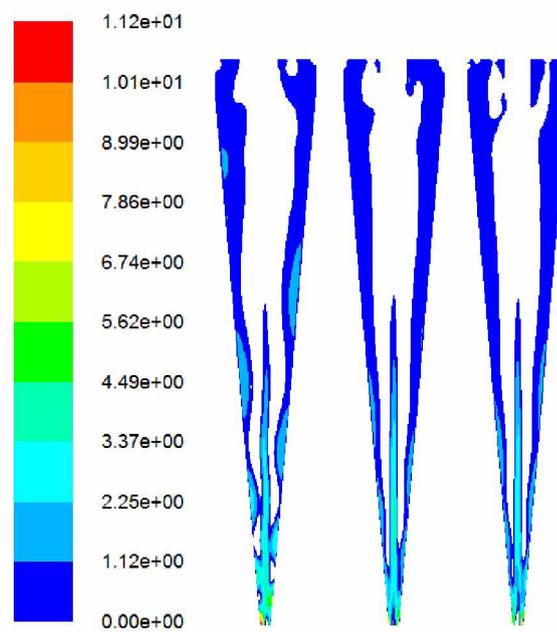


Figura B.12 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT1 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.2 – Hidrociclones do tipo HCOT3

B.2.1 – Distribuições de Pressão Absoluta

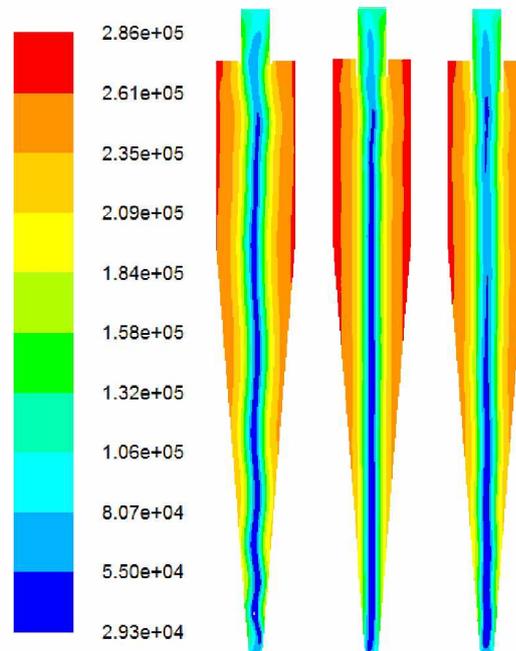


Figura B.13 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

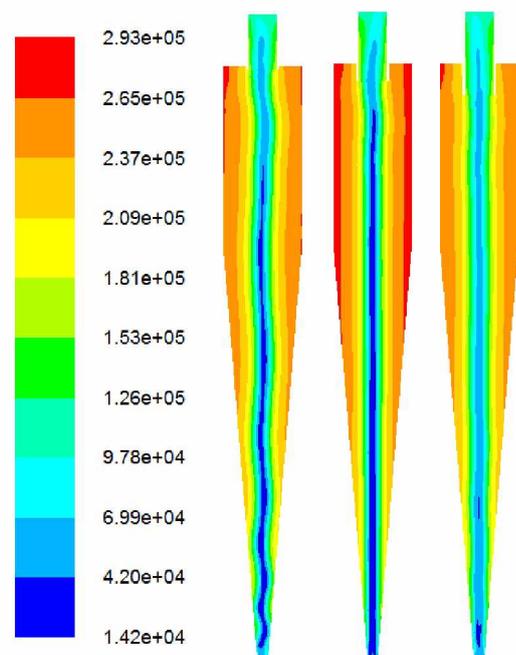


Figura B.14 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

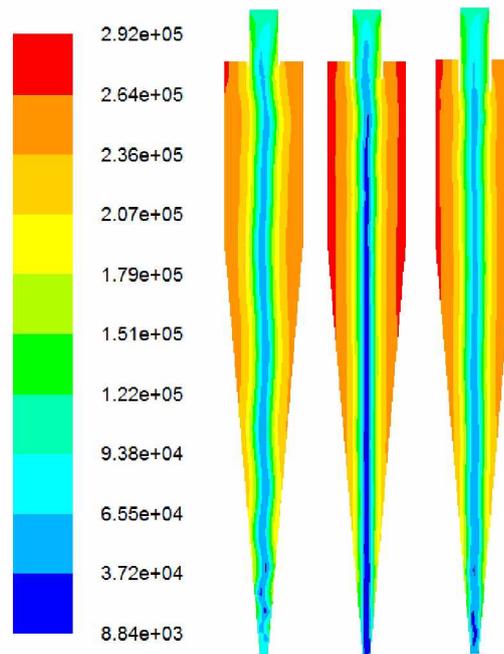


Figura B.15 - Distribuições de pressão absoluta simuladas (Pa) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.2.2 – Perfis de Velocidade Total

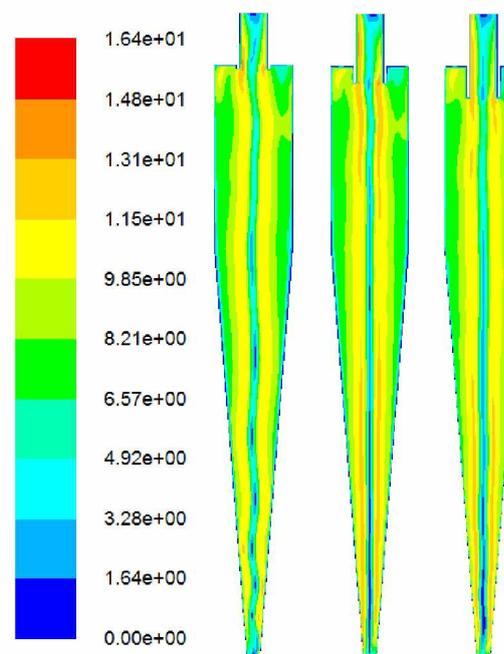


Figura B.16 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

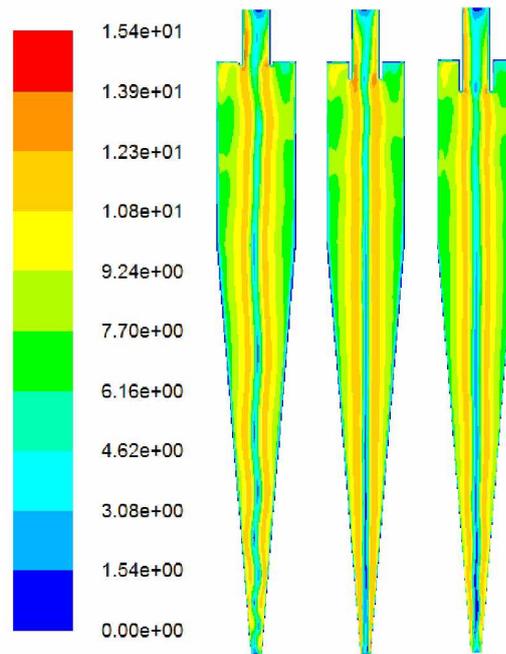


Figura B.17 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

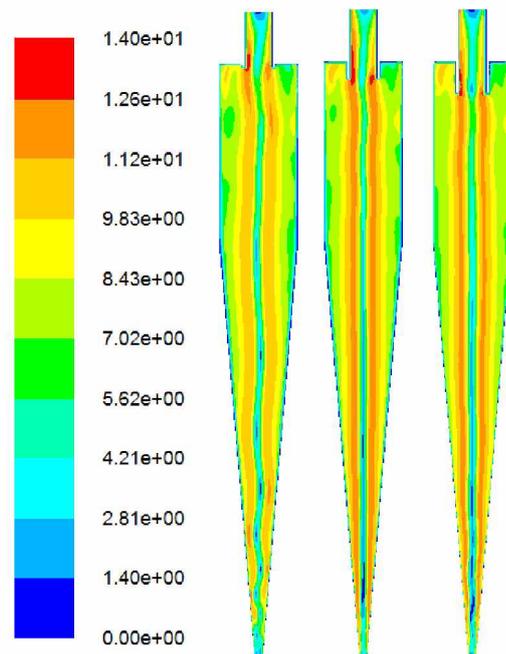


Figura B.18 - Perfis de velocidade total simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.2.3 – Perfis de Velocidade Tangencial

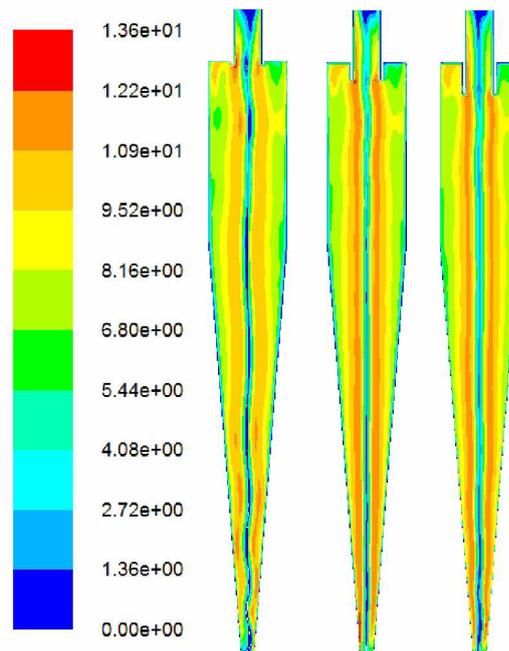


Figura B.19 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

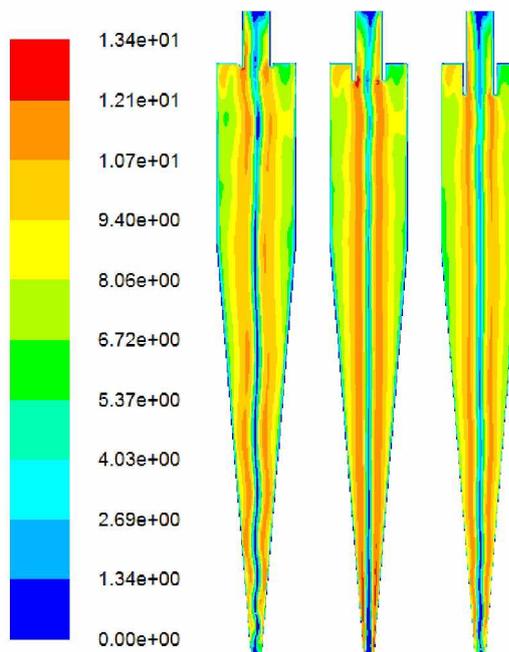


Figura B.20 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

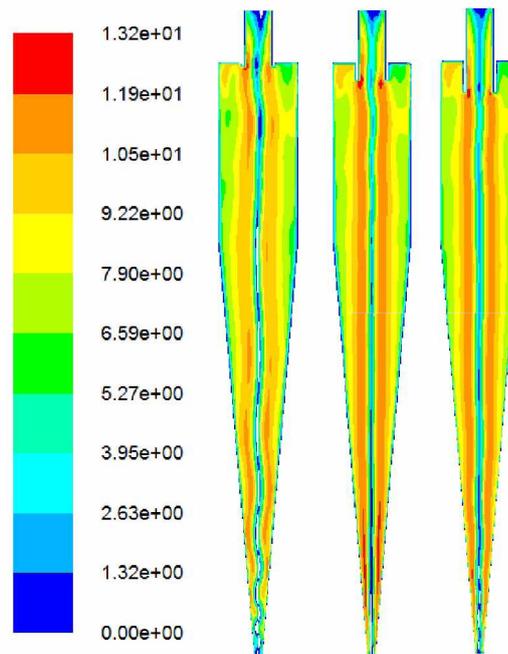


Figura B.21 - Perfis de velocidade tangencial simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

B.2.4 – Perfis de Velocidade Axial Descendente

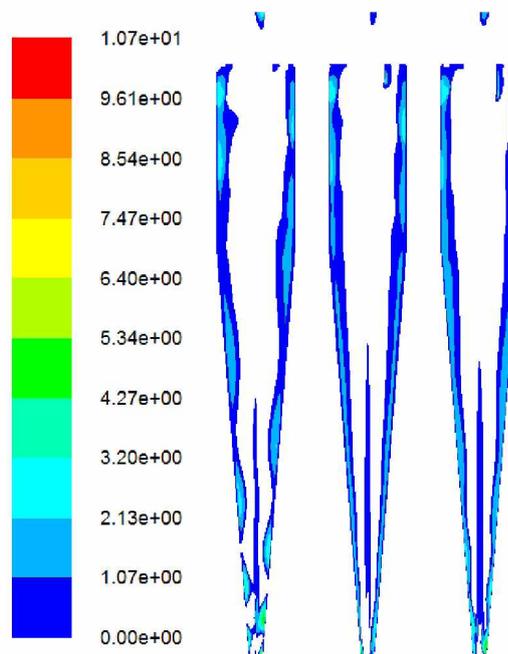


Figura B.22 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 5 mm e ℓ 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

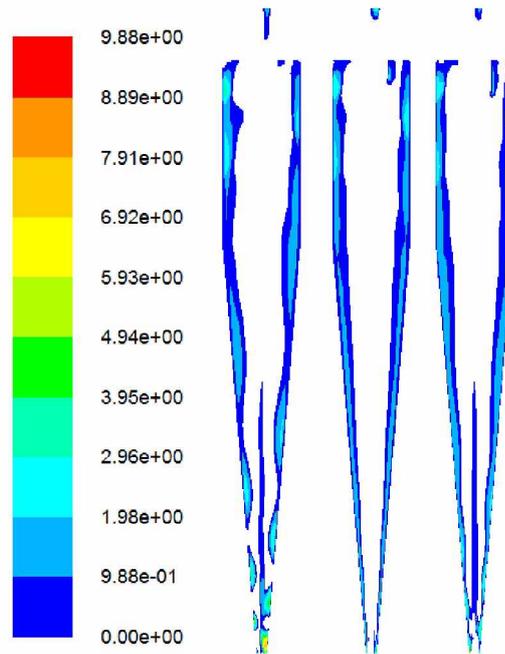


Figura B.23 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 4 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.

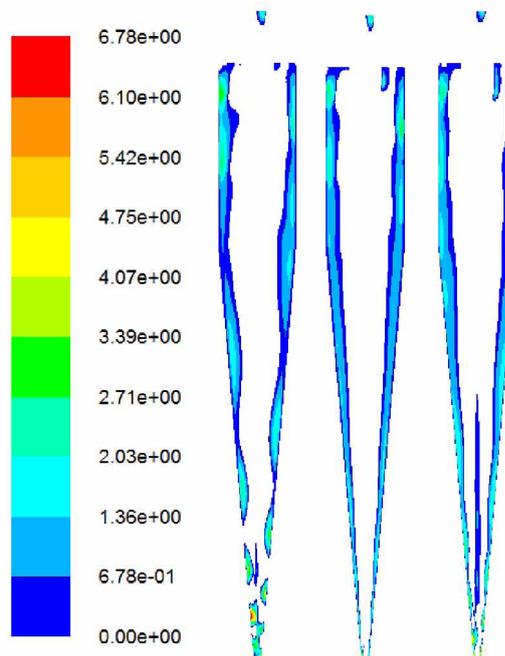


Figura B.24 - Perfis de velocidade axial descendente simulados (m/s) para hidrociclones do tipo HCOT3 de D_U 3 mm e l 1,0; 6,5 e 12,0 mm, respectivamente.