

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

**ESTUDO DOS EFEITOS DAS VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS NO
DESEMPENHO DE CICLONES CONVENCIONAIS E FILTRANTES**

Aderjane Ferreira Lacerda

Uberlândia – Minas Gerais

Fevereiro de 2007

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

**ESTUDO DOS EFEITOS DAS VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS NO
DESEMPENHO DE CICLONES CONVENCIONAIS E FILTRANTES**

Aderjane Ferreira Lacerda

**Tese de Doutorado apresentada a
Universidade Federal de Uberlândia como
parte dos requisitos necessários à obtenção do
título de Doutor em Engenharia Química.**

Uberlândia - MG

Fevereiro de 2007

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

L131e Lacerda, Aderjane Ferreira, 1976-

Estudo dos efeitos das variáveis geométricas no desempenho de ci-clones convencionais e filtrantes / Aderjane Ferreira Lacerda. - 2007.

138 f. : il.

Orientadores: João Jorge Ribeiro Damasceno
Marcos Antônio de Souza Barrozo.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.
Inclui bibliografia.

1. Separação (Tecnologia) - Teses. 2. Separadores (Máquinas) - Teses. I. Damasceno, João Jorge Ribeiro. II. Barrozo, Marcos Antônio de Souza. III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. III. Título.

CDU: 66.049.2

Banca Examinadora da tese de Doutorado *da Eng. Aderjane Ferreira Lacerda* apresentada à Universidade Federal de Uberlândia em fevereiro de 2007.

Prof. Dr. João Jorge Ribeiro Damasceno

Orientador (PPG-EQ/UFU)

Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Barrozo

Co- Orientador (PPG-EQ/UFU)

Prof. Dr. Humberto Molinar Henrique

(PPG-EQ/UFU)

Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira

(PPG-EQ/UFU)

Prof. Dr. Jose Renato Coury

(PPG – EQ - UFSCar)

Prof. Dr. Jose Teixeira Freire

(PPG – EQ - UFSCar)

Dedico este trabalho, a minha mãe e amiga Rejane, bem como ao meu esposo Reimar que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando e dando-me forças para lutar ainda mais por meus objetivos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus e a todos os meus familiares que participaram direta e indiretamente para a realização deste trabalho e pela paciência e compreensão nos vários momentos importantes em que estive ausente.

À Faculdade de Engenharia Química e ao programa de Pós-Graduação pelo respaldo técnico que me foi propiciado para a realização deste trabalho, bem como ao CNPq pelo incentivo financeiro.

Aos funcionários da unidade avançada de pesquisa, em especial ao Alcides-“Cidão” e a Ione pelo apoio e companhia que me foi oferecida durante a realização deste trabalho.

Aos funcionários do PPGEQ/FEQUI/UFU, em especial ao Silvino e José Henrique, pelo apoio técnico e administrativo.

Aos colegas da pós-graduação, principalmente a “galera do postinho”, que estiveram presentes ao longo desta caminhada, dando-me todo apoio necessário e abrindo caminho para uma amizade a qual pretendo manter.

As amigas que fiz durante minha permanência em Uberlândia, em especial Michely Oliveira, Tiago Assis, Fabio Arouca, Lucas, Vanessa e Edu Barbosa.

Ao Prof. Dr. Humberto Molinar Henrique pela ajuda pessoal e profissional nesta etapa final do meu trabalho. Saiba que nunca esquecerei seu apoio e que o admiro muito como profissional.

Ao Prof. Dr. Luiz Gustavo pela inestimável ajuda e paciência na parte de fluidodinâmica computacional.

Ao Prof. Dr. Marcos Antônio de Souza Barrozo, pelo carinho e pela total e inestimável colaboração durante a elaboração de todo este trabalho.

E em especial, ao meu Orientador e amigo Prof. Dr. João Jorge Ribeiro Damasceno, mestre exemplar que tanto contribuiu para o meu crescimento profissional e pessoal. Agradeço pelos conselhos, ajuda, força e confiança que sempre me deu durante todo o meu doutorado.

Por fim, ao Reimar de Oliveira Lourenço, companheiro dedicado e amigo de todas as horas que sempre acreditou na minha capacidade e nunca me deixou desistir desse sonho. Saiba que você é minha inspiração de todos os meus dias. Obrigada meu amor!!!

*Não se deve julgar um homem pelas
suas qualidades, mas sim pelo uso que
faz dela.*

La Rochefoucauld

SUMÁRIO

Lista de Figuras	i
Lista de Tabelas	iv
Lista de Símbolos	v
Resumo	viii
Abstract	ix

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO	1
------------	---

1.1 – Objetivos.....	6
----------------------	---

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
-----------------------	---

2.1 – Caracterização das Partículas.....	7
2.1.1 – Granulometria das Partículas.....	7
2.1.2 – Ajustes de Distribuição Granulométrica.....	7
2.1.2.1 – Ajuste Rosin-Rammler-Bennet (RRB).....	7
2.1.2.2 – Ajuste Gates-Gaudin-Shumann (GGS).....	8
2.1.2.3 – Ajuste Sigmóide.....	8
2.1.2.4 – Ajuste Log-Normal.....	8
2.2 – Filtração.....	9
2.2.1 – Queda de Pressão no Filtro.....	10
2.2.2 – Propriedades do Filtro.....	10
2.3 – Ciclones.....	11
2.3.1 – Famílias de Ciclones.....	12
2.3.2 – Diâmetro de Corte.....	13
2.3.3 – Eficiência de Coleta.....	13
2.3.3.1 – Eficiência Total ou Global de coleta ($\bar{\eta}$).....	13
2.3.3.2 – Eficiência Individual de Coleta (η).....	13

2.3.4 – Os Modelos Matemáticos para Predição da Eficiência.....	14
2.3.4.1 – O Modelo Lapple.....	14
2.3.4.2– Modelo de Leith e Licht.....	17
2.3.4.3 – Metodologia de Massarani.....	21
2.3.5 – Queda de Pressão em Ciclones.....	24
2.3.6 - Alguns Trabalhos Relevantes.....	25
2.3.7 – Simulação de Ciclones por Técnicas da Fluidodinâmica Computacional.....	26
2.3.7.1– Turbulência.....	27
2.3.7.2 – Modelos de Turbulência.....	28
2.3.7.3 – Métodos Numéricos.....	32
2.3.7.4 – Esquemas de Interpolação.....	34
2.3.7.5 – Acoplamento Pressão-Velocidade.....	35
2.3.7.6 – Aplicação de CFD em Ciclones.....	37
2.4 – Otimização por Análise Canônica.....	46

CAPÍTULO III

MATERIAIS E MÉTODOS

MATERIAIS E MÉTODOS	47
4.1 – Planejamento Experimental.....	47
4.2 – Unidade Experimental.....	47
4.2.1 – O Sistema de Geração de Pó.....	54
4.3 – Análise Granulométrica.....	57
4.4 – Material Particulado.....	57
4.5 – Obtenção das Principais Variáveis na Separação em Ciclones.....	59
4.5.1 – Determinação do diâmetro de Corte.....	60
4.5.2 – Determinação do Número adimensional Eu.....	60
4.6 – Caracterização dos Meios Filtrantes.....	61
4.7 – Otimização por análise canônica.....	61
4.8 – Execução Numérica.....	62
4.8.1 – A Malha Computacional.....	62
4.8.2 – Condições de Contorno.....	63
4.8.3 – Os Modelos.....	64
4.8.4 – Obtenção das Principais Variáveis Simuladas.....	65

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

66

4.1 – Verificação da Metodologia Utilizada na Simulação.....	66
4.2 - Estudo Fluidodinâmico da Influência de cada Variável Geométrica na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.....	69
4.2.1 – Influência do Diâmetro do <i>Overflow</i> (Do) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.	69
4.2.2 – Influência do Tamanho do Vortex Finder (Sc) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.	74
4.2.3 – Influência do Comprimento da Seção Cônica (Zc) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.....	77
4.2.4 – Influência do Diâmetro do <i>Underflow</i> (Du) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.....	80
4.3 – Estudo da Influência das Variáveis Geométricas na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes segundo o Planejamento Composto Central.....	83
4.3.1 – Número de Euler.....	83
4.3.1.1 – Ciclones Convencionais.....	83
4.3.1.2 – Ciclones Filtrantes.....	87
4.3.2 – Diâmetro de Corte.....	90
4.3.2.1 – Ciclones Convencionais.....	90
4.3.3.2 – Ciclones Filtrantes.....	93
4.3.3 – Eficiência Total de Coleta.....	96
4.3.3.1 – Ciclones Convencionais.....	96
4.3.3.2 – Ciclones Filtrantes.....	97
4.4 – Análise Conjunta do Número de Euler (Eu) e do diâmetro de corte (d_{50}) para ciclones convencionais e filtrantes.....	98
4.4.1 – Análise Conjunta para os ciclones convencionais.....	98
4.4.2 – Análise Conjunta para os ciclones filtranteis.....	100
4.5 - Estudo Comparativo entre Ciclones Convencionais e Filtrantes.....	103
4.5.1 – Influência da Filtração sobre o número de Euler.....	103
4.5.2 – Influência da Filtração sobre a Velocidade Tangencial.....	105
4.5.3 – Influência da Filtração sobre a Eficiência Total de Coleta e Diâmetro de	

Corte.....	106
------------	-----

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES	110
-------------------------------	-----

5.1 – Conclusões.....	110
-----------------------	-----

5.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros.....	111
---	-----

APÊNDICES	112
------------------	-----

Apêndice A - Ensaios de caracterização do meio filtrante.....	113
--	-----

Apêndice B - Regressões múltiplas.....	115
---	-----

Apêndice C - Programa para o cálculo do diâmetro de corte.....	117
---	-----

Apêndice D - Valores simulados do número de Euler.....	119
---	-----

Apêndice E - Análise canônica (eficiência total de coleta).....	122
--	-----

Apêndice F - Ciclones convencionais simulações.....	126
--	-----

Apêndice G - Ciclones filtrantes simulações.....	129
---	-----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132
-----------------------------------	-----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Vista esquemática de um ciclone com suas principais dimensões.....	2
Figura 1.2	Vista em perspectiva ilustrando o fluxo da suspensão no interior do ciclone.....	2
Figura 1.3	Esquema do ciclone convencional e um ciclone filtrante.....	5
Figura 2.1	Ciclone e suas características fenomenológicas.....	12
Figura 2.2	Forma canônica para uma superfície de resposta em duas variáveis.....	47
Figura 3.1	Dimensões geométricas de um ciclone.....	50
Figura 3.2	Ciclones convencional e filtrante.....	55
Figura 3.3	Unidade Experimental.....	56
Figura 3.4	Sistema de geração de pó.....	57
Figura 3.5	O difratômetro de raios laser (Mastersize).....	57
Figura 3.6	Curva de distribuição granulométrica do pó de rocha fosfática.....	59
Figura 4.1	Principais dimensões de um ciclone.....	67
Figura 4.2	Perfis de pressões (a), velocidades tangenciais(b) e axiais (c) num ciclone Lapple com dimensões definidas por PATTERSON e MUNZ (1996).....	68
Figura 4.3	Perfis de velocidade axial (a) e tangencial (b) segundo PATTERSON e MUNZ (1996) e simulações.....	69
Figura 4.4	Perfis de pressão (a) e velocidade tangencial (b) para CC ₁₇ e CC ₁₈	70
Figura 4.5	Perfis de velocidades radiais do fluido a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC ₁₇ e CC ₁₈	71
Figura 4.6	Perfis de pressões (a) e velocidades tangenciais (b) para os ciclones filtrantes CPP ₁₇ e CPP ₁₈	72
Figura 4.7	Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP ₁₇ e CPP ₁₈	73
Figura 4.8	Perfis de pressões (a) e velocidades tangenciais para os ciclones convencionais CC ₁₉ e CC ₂₀	74
Figura 4.9	Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC ₁₉ e CC ₂₀	75
Figura 4.10	Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os ciclones filtrantes CPP ₁₉ e CPP ₂₀	76
Figura 4.11	Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP ₁₉ e CPP ₂₀	77

Figura 4.12	Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os CC ₂₁ e CC ₂₂	78
Figura 4.13	Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC ₂₁ e CC ₂₂	78
Figura 4.14	Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais para os CPP ₂₁ e CPP ₂₂	79
Figura 4.15	Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP ₂₁ e CPP ₂₂	80
Figura 4.16	Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os CC ₂₃ e CC ₂₄	81
Figura 4.17	Perfil radial a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC ₂₃ e CC ₂₄	81
Figura 4.18	Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os CPP ₂₃ e CPP ₂₄	82
Figura 4.19	Perfil radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP ₂₃ e CPP ₂₄	83
Figura 4.20	Números de Euler experimentais para ciclones convencionais.....	84
Figura 4.21	Superfície de resposta para o número de Euler do ciclone convencional segundo os pares X ₁ – X ₃ , X ₃ – X ₄ , X ₁ – X ₄ e X ₁ – X ₂ respectivamente.....	85
Figura 4.22	Números de Euler experimentais para ciclones filtrantes de Polipropileno.....	88
Figura 4.23	Superfície de resposta para o número de Euler do ciclone filtrante de polipropileno segundo os pares X ₁ – X ₃ , X ₄ – X ₃ , X ₁ – X ₂ e X ₂ – X ₃ , respectivamente.....	89
Figura 4.24	Diâmetro de corte para os ciclones convencionais.....	91
Figura 4.25	Superfície de resposta para o diâmetro de corte dos ciclones convencionais segundo os pares X ₁ – X ₃ , X ₁ – X ₄ e X ₃ – X ₄ , respectivamente.....	92
Figura 4.26	Diâmetro de corte para os ciclones filtrantes de polipropileno.....	94
Figura 4.27	Superfície de Resposta para o diâmetro de corte do ciclone filtrante de Polipropileno segundo os pares X ₁ – X ₃ , X ₁ – X ₄ e X ₃ – X ₄ , respectivamente.....	95
Figura 4.28	Eficiências totais experimentais para os ciclones convencionais.....	97
Figura 4.29	Eficiências totais experimentais para os ciclones filtrantes de polipropileno.....	98
Figura 4.30	Comparação entre os números de Euler e os diâmetros de corte para os ciclones convencionais.....	100
Figura 4.31	Comparação entre os números de Euler e os diâmetros de corte para os ciclones filtrantes.....	102
Figura 4.32	Comparativo entre os números de Euler nos ciclones convencionais e filtrantes.....	103
Figura 4.33	Perfis de pressões totais para os pares de ciclones: CC ₂ – CPP ₂ ; CC ₃ – CPP ₃ ; CC ₄ – CPP ₄ , CC ₆ – CPP ₆ ; CC ₁₁ – CPP ₁₁ ; CC ₁₅ – CPP ₁₅	104
Figura 4.34	Perfis de pressões totais para os pares de ciclones: CC ₁ – CPP ₁ ; CC ₅ – CPP ₅ ; CC ₈ –	

	CPP ₈	105
Figura 4.35	Exemplos Comparativos de perfis de velocidades tangenciais entre ciclones convencionais e filtrantes.....	106
Figura 4.36	Comparativo entre as eficiências totais de coleta para os ciclones convencionais e filtrantes.....	107
Figura 4.37	Comparativo entre os diâmetros de corte para os ciclones convencionais e filtrantes.....	107
Figura 4.38	Exemplos de perfis de velocidades radiais simulados próximos à parede dos pares CC ₂ – CPP ₂ , CC ₄ – CPP ₄ , CC ₁₀ – CPP ₁₀ e CC ₁₄ – CPP ₁₄ , a 10 cm acima do diâmetro de <i>underflow</i>	108
Figura E.1	Superfície de Resposta para a eficiência do ciclone convencional segundo os pares X ₁ – X ₃ , X ₁ – X ₄ , X ₃ – X ₄ e X ₁ – X ₂ , respectivamente.....	124
Figura E.2	Superfície de resposta para eficiências totais para ciclone filtrante de polipropileno para os pares X ₁ – X ₃ , X ₁ – X ₄ e X ₃ – X ₄ , respectivamente.....	125
Figura F.1	Perfis de Pressões Totais para os ciclones convencionais CC ₁ , CC ₂ , CC ₃ , CC ₄ , CC ₅ , CC ₆ , CC ₇ , CC ₈ , CC ₉ , CC ₁₀ , CC ₁₁ , CC ₁₂ , CC ₁₃ , CC ₁₄ , CC ₁₅ , CC ₁₆ e CC ₂₅ respectivamente.....	127
Figura F.2	Perfis de velocidades tangenciais para os ciclones convencionais CC ₁ , CC ₂ , CC ₃ , CC ₄ , CC ₅ , CC ₆ , CC ₇ , CC ₈ , CC ₉ , CC ₁₀ , CC ₁₁ , CC ₁₂ , CC ₁₃ , CC ₁₄ , CC ₁₅ , CC ₁₆ e CC ₂₅ respectivamente.....	128
Figura G.1	Perfis de Pressões Totais para os ciclones filtrantes CPP ₁ , CPP ₂ , CPP ₃ , CPP ₄ , CPP ₅ , CPP ₆ , CPP ₇ , CPP ₈ , CPP ₉ , CPP ₁₀ , CPP ₁₁ , CPP ₁₂ , CPP ₁₃ , CPP ₁₄ , CPP ₁₅ , CPP ₁₆ e CPP ₂₅ respectivamente.....	130
Figura G.2	Perfis de velocidades tangenciais para os ciclones filtrantes CPP ₁ , CPP ₂ , CPP ₃ , CPP ₄ , CPP ₅ , CPP ₆ , CPP ₇ , CPP ₈ , CPP ₉ , CPP ₁₀ , CPP ₁₁ , CPP ₁₂ , CPP ₁₃ , CPP ₁₄ , CPP ₁₅ , CPP ₁₆ e CPP ₂₅ respectivamente.....	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Principais relações geométricas dos ciclones Lapple, Stairmand e Niigas 11.....	12
Tabela 2.2	Parâmetros de Configuração do Ciclone e Condições Operacionais Recomendadas.....	23
Tabela 3.1	Correspondência entre os fatores e suas formas codificadas.....	52
Tabela 3.2	Planejamento Composto Central para 4 fatores, 3 níveis e 5 réplicas no centro.....	53
Tabela 3.3	Condições operacionais dos 29 experimentos.....	54
Tabela 4.1	Dimensão do Ciclone Lapple utilizado por PETERSON e MUNIZ (1998).....	67
Tabela 4.2	Intervalos de dimensões geométricas para os números de Euler dos ciclones convencionais permanecerem nos menores valores.....	99
Tabela 4.3	Intervalos de dimensões geométricas para diâmetro de corte dos ciclones convencionais permanecerem nos menores valores.....	99
Tabela 4.4	Intervalos nos quais os ciclones convencionais provavelmente apresentarão menores números de Euler juntamente com menores diâmetros de corte.....	100
Tabela 4.5	Intervalos de dimensões geométricas para os números de Euler dos ciclones filtrantes permanecerem nos menores valores.....	101
Tabela 4.6	Intervalos de dimensões geométricas para diâmetro de corte dos ciclones filtrantes permanecerem nos menores valores.....	101
Tabela 4.7	Intervalos nos quais os ciclones filtrantes provavelmente apresentarão menores números de Euler juntamente com menores diâmetros de corte.....	102
Tabela A.1	Resultados dos Ensaio de caracterização para o Polipropileno (Filtros novos).....	114
Tabela B.1	Regressões múltiplas para a determinação das superfícies de respostas dos ciclones convencionais.....	116
Tabela B.2	Regressões Múltiplas para a determinação das superfícies de respostas dos ciclones filtrantes.....	116
Tabela D.1	Valores simulados de número de Euler obtidos via CFD para os ciclones convencionais.....	120
Tabela D.2	Valores simulados de número de Euler obtidos via CFD para os ciclones filtrantes	121

LISTA DE SÍMBOLOS

$\bar{\eta}$	Eficiência Global de Coleta	[-]
μ	Viscosidade do fluido	[M/LT]
α	Coefficiente de resistência viscosa	[-]
α	Fator de ortogonalidade	[-]
ξ	Fator constante para cada tipo de ciclone	[-]
δ_{ij}	Delta de Kronecker	[°]
ρ	Densidade do Gás	[M/L ³]
ρ	Densidade do gás com o pó	[M/L ³]
$\rho_{\text{água}}$	Densidade da água	[M/L ³]
ρ_s	Densidade do sólido	[M/L ³]
η	Eficiência individual de coleta	[-]
ΔP	Queda de pressão entre a alimentação e o <i>underflow</i> do ciclone	[M/L ²]
ΔP_m	Queda de pressão aplicada diretamente a parede filtrante	[M/L ²]
b	Intensidade do campo exterior;	[-]
B	Parâmetro da equação	[-]
B_e	Largura do duto de entrada da alimentação	[L]
CC	Ciclone convencional	[-]
CPP	Ciclone filtrante de polipropileno	[-]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
C_v	Concentração volumétrica de sólidos na corrente de alimentação	[-]
d_p	Diâmetro da partícula	[L]
D	Diâmetro característico das partículas	[L]
D'	Diâmetro do modelo RRB	[L]
D_e	Diâmetro da parte cilíndrica	[L]
D_o	Diâmetro do <i>underflow</i>	[L]
d_{50}	Diâmetro de corte	[L]
D_u	Diâmetro do <i>underflow</i>	[L]

Eu	Número de Euler	[-]
G	Constante relativa a geometria do ciclone	[-]
G	Aceleração da gravidade	[L/T ²]
$g(c_v)$	Função que leva em conta a concentração volumétrica na alimentação	[-]
H_c	Altura do duto de entrada da alimentação	[L]
I	Força resistiva que o fluido exerce sobre a partícula	[-]
K	Parâmetro dependente da configuração do ciclone	[-]
K_m	Permeabilidade do meio filtrante	[L ²]
K	Parâmetro do modelo GGS	[-]
L	Espessura do meio filtrante	[L]
L_c	Altura da parte cilíndrica do ciclone	[L]
m_p	massa da partícula	[L]
n	Parâmetro do modelo RRB	[-]
N_e	Número de voltas que o gás executa no interior do ciclone	[-]
p	Parâmetro do modelo sigmóide	[-]
Q	Vazão volumétrica	[L ³ /T]
R	Coefficiente de correlação linear	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_m	Resistência do meio filtrante	[1/L]
S_c	Comprimento do tubo de saída do gás no interior do ciclone	[L]
U	Velocidade na seção de alimentação do ciclone	[L/T]
U	Velocidade superficial de filtração	[L/T]
u_c	Velocidade na seção cilíndrica do ciclone	[L/T]
u	Velocidade do fluido	[L/T]
v	Velocidade dada pela calibração da placa de orifício	[L/T]
v_r	Velocidade radial do fluido	[L/T]
v_θ	Velocidade tangencial do fluido	[L/T]
V	Volume	[L ³]
V_e	Velocidade de entrada do gás	[L ³]
V_p	Volume da partícula;	[L ³]
v	Velocidade no centro de massa da partícula;	

v	Velocidade da partícula	[L/T]
v_{θ}	Componente tangencial da velocidade da partícula	[L/T]
v_r	Componente radial da partícula;	[L/T]
v_t	Velocidade terminal da partícula no campo centrífugo	[L/T]
W_s	Vazão mássica de sólidos na alimentação do ciclone	[M/T]
W_{su}	Vazão mássica de sólidos no <i>underflow</i> do ciclone	[M/T]
X	Fração mássica de partículas	[-]
X_a	Fração mássica de partículas na alimentação	[-]
X_u	Fração mássica de partículas no <i>underflow</i>	[-]
Z_c	Altura da parte cônica	[L]

RESUMO

Os ciclones filtrantes são equipamentos usados na separação de sólidos em suspensão presente em correntes gasosas. Este equipamento consiste na substituição da seção cônica metálica por uma seção cônica porosa. Neste trabalho estudou-se através de um planejamento composto central, a influência de quatro variáveis geométricas, sobre o diâmetro de corte, eficiência de coleta e número de Euler. As variáveis estudadas foram o diâmetro do duto de saída do gás do *overflow* (D_o), o diâmetro do *underflow*, (D_u), a altura da parte cônica (Z_c) e o comprimento do tubo de saída do gás no interior do ciclone (S_c). O meio filtrante utilizado foi o de polipropileno. Além disso, foram aplicadas técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) para melhor entender o desempenho de ciclones convencionais e filtrantes. Com os resultados experimentais e os oriundos da simulação, concluiu-se que os números de Euler para os ciclones filtrantes foram sempre inferiores aos do ciclone convencional, indicando que o primeiro opera com menor queda de pressão e, conseqüentemente, com menor consumo de energia. Os diâmetros de corte obtidos para os ciclones filtrantes foram superiores aos do convencional, indicando uma menor eficiência na coleta de partículas finas.

Palavras Chaves: ciclone, separação, meio filtrante, planejamento experimental

ABSTRACT

Filtering cyclones are pieces of equipment used for separation of suspended solids present in gaseous streams. This equipment consists of the replacement of the metallic conical section by a porous conical section. In this work, through experimental design, it was studied the influence of four geometric variables on the cut diameter, collection efficiency and Euler's number. The studied variables were: *overflow* diameter (Do), *underflow* diameter (Du), conic part height (Zc) and vortex finder length (Sc). The filtering medium was polypropylene. Besides, computational fluid dynamics techniques (CFD) were applied for understanding in a better way the performance of conventional and filtering cyclones. From the experimental results and those obtained from of the simulation, it was concluded that the Euler's numbers for the filtering cyclone were lower than the conventional cyclones, thus indicating that the first one operates with a lower pressure drop and, consequently, with smaller energy consumption. The cut diameters obtained for the filtering cyclones were higher than in the conventional ones, thus indicating a lower efficiency in the collection of fine particles.

Keywords: cyclone, separation, experimental design

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Os ciclones são certamente um dos mais utilizados, antigos e conhecidos dispositivos destinados à recuperação dos materiais particulados nos processos e na separação de partículas sólidas presentes em uma corrente gasosa. São constituídos basicamente de uma região cilíndrica acoplada a uma seção cônica. Neste tipo de equipamento a separação do sólido presente na corrente gasosa ocorre pela ação do campo centrífugo resultante da geometria do equipamento e pelo modo pelo qual a suspensão escoar no interior do ciclone.

Este equipamento pode ser empregado em indústrias químicas, metalúrgicas, alimentícias e na área ambiental, principalmente nos dias de hoje, devido à maior preocupação e rigor da legislação com os temas relacionados a esta área. Recentemente os ciclones estão sendo utilizados em novos processos, tais como, secadores, reatores e recuperadores catalíticos. Os principais motivos de sua vasta aplicabilidade são: ocupa pouco espaço, apresenta baixo custo de manutenção e operação, longa vida útil, permite funcionamento seguro com diversos materiais sólidos a separar, não tem limitações operacionais pela temperatura dos gases, podem ser utilizadas desde uma unidade até um conjunto de vários ciclones ligados paralelamente ou em série, atendendo assim uma ampla gama de vazões e tarefas, oferecem processamento econômico para separação de sólidos desde baixas até elevadas concentrações, com uma alta eficiência – mesmo para pequenos diâmetros do material particulado.

A Figura 1.1 apresenta uma vista esquemática de um ciclone com entrada tangencial e com as principais dimensões geométricas, necessárias ao projeto deste equipamento, tais como o diâmetro da parte cilíndrica (D_c), a altura da parte cilíndrica (L_c), o diâmetro do duto de saída do gás do *overflow* (D_o), o diâmetro do *underflow*, (D_u), a altura da parte cônica (Z_c), o comprimento do tubo de saída do gás no interior do ciclone (S_c), a altura do duto de entrada da alimentação (H_c) e a largura do duto de entrada da alimentação (B_c).

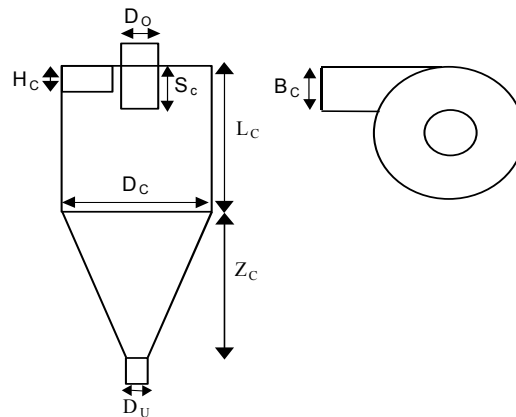


Figura 1.1 – Vista esquemática de um ciclone com suas principais dimensões.

A Figura 1.2, a seguir, mostra uma vista em perspectiva, da trajetória da suspensão no interior do ciclone. O fluido com partículas em suspensão move-se no interior do ciclone com uma trajetória de dupla hélice. Inicialmente realiza um movimento circulatório na seção anular compreendida entre o orifício superior (*overflow*) e o corpo do ciclone, provocando a formação de um vórtice descendente. Esse movimento em espiral estende-se até a base do ciclone. As partículas presentes na corrente gasosa, devido à ação da força centrífuga, deslocam-se em direção a parede do ciclone, o que faz com que as mesmas percam velocidade por atrito, e tendem a escorregar pelas paredes, sendo coletadas por um recipiente, no orifício inferior (*underflow*). O gás, por sua vez, ao se aproximar do final da parte cônica, inverte o seu sentido, dirigindo-se à saída superior do ciclone, o que produz um vórtice interno ascendente. O gás que deixa o ciclone, geralmente possui uma baixa concentração de partículas, sendo estas mais finas.

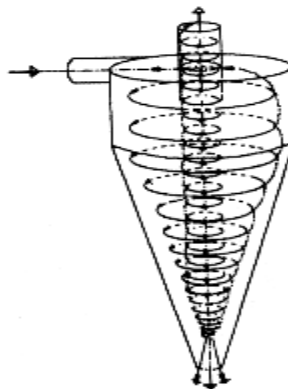


Figura 1.2 – Vista em perspectiva ilustrando trajetória da suspensão no interior do ciclone.

Na literatura, muitos trabalhos que visam à predição da queda de pressão e da eficiência de coleta em ciclones têm sido estudados através de um tratamento empírico e semi-empírico. Entretanto tal tratamento limita a uma certa faixa de condições operacionais e geométricas. Com isto qualquer mudança nestas condições, leva a realização de outros experimentos, o que demanda aumento de custos e tempo de pesquisa.

Por outro lado, existe a necessidade de se aperfeiçoar o projeto de ciclones, pois as novas tecnologias associadas requerem o tratamento de gases para a remoção de particulados necessário ao controle da poluição ambiental.

Também, com as novas aplicações e expansão das indústrias químicas, alimentícias, farmacêuticas, de cimento e de petróleo, cresceu a necessidade de uma maior eficiência dos equipamentos. Assim, os ciclones vêm passando por uma transformação, de equipamentos de baixa tecnologia para média ou alta tecnologia (SILVA, 2006).

Na região do Triângulo Mineiro, o desenvolvimento regional notadamente nos setores de mineração, bem como, no processamento químico e metalúrgico de matérias primas abundantes na região constituem uma das bases de sua economia. A Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), consciente deste potencial e da falta de especialistas para atender ao setor de mineração que vem passando por transformações e adequações do seu parque industrial, realiza há algum tempo trabalhos relacionados a estes setores. E como o ciclone é um equipamento bastante utilizado nestes setores, estudos referentes à otimização deste é de grande interesse tanto para a Universidade quanto para as empresas.

O estudo de sistemas filtrantes não convencionais na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (UFU) teve início com a avaliação de um sedimentador contínuo dotado de fundo filtrante (DAMASCENO e MASSARANI, 1986). No ano seguinte, BARROZO *et al.* (1987) realizaram experimentos em um protótipo contínuo que revelaram resultados interessantes, tais como a redução da área necessária para a sedimentação em mais de 50%.

BARROZO *et al.* (1992) estudaram a operação de um hidrociclone filtrante segundo a geometria Bradley e dotado de um meio filtrante de nylon. Os resultados mostraram acréscimo nas vazões volumétricas de operação nos hidrociclones filtrantes, em relação ao hidrociclone convencional, ambos operando nas mesmas condições.

VIEIRA (1997) utilizou um hidrociclone de Bradley com meio filtrante de polipropileno e notou que as variáveis operacionais deste ainda mantinham as mesmas

tendências das oriundas do hidrociclone filtrante de nylon, diferenciando-se apenas quanto à ordem de grandeza.

SOUZA (1999) analisou a influência do meio filtrante no comportamento do hidrociclone filtrante. Além dos meios filtrantes já utilizados (nylon e polipropileno), foram estudados, também pelo autor, dois outros meios filtrantes manufaturados com partículas de bronze sinterizadas.

VIEIRA (2001) estudou a performance de um hidrociclone filtrante segundo a geometria de Rietema, utilizando três cones filtrantes de diferentes permeabilidades.

BARBOSA (2002) dando continuidade ao trabalho de VIEIRA (2001) estudou outras duas geometrias, Krebs e Demco. Os resultados mostraram que a filtração nestas duas famílias alterava o desempenho de forma menos significativa do que as verificadas para as geometrias Bradley e Rietema.

Em um estudo bem mais completo, VIEIRA (2006), realizou um trabalho visando à investigação e otimização da performance de hidrociclones filtrantes, envolvendo relações geométricas que cobrissem toda faixa de configurações deste tipo de equipamento, usados comercialmente, segundo uma matriz de ensaios experimentais advindas da técnica de planejamentos de experimentos. Isso foi feito com o intuito de maximizar as eficiências de coleta e em contrapartida, minimizar os custos energéticos. O autor buscou ainda um melhor entendimento dos fenômenos de turbulência, através da aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional.

Com relação a trabalhos relacionados com ciclones filtrantes, RODRIGUES (2001) realizou experimentos utilizando um ciclone com geometria aproximadamente similar à de Lapple, no qual a parte cônica metálica foi substituída por uma parte cônica confeccionada em tecido filtrante. Foram utilizados três tipos de tecidos, com permeabilidades diferentes e avaliou-se experimentalmente o desempenho dos ciclones filtrantes operando com suspensão de pó de rocha fosfática em ar. A partir dos resultados obtidos, o autor concluiu que os números de Euler para os ciclones filtrantes foram sempre inferiores aos do ciclone convencional. Em relação a eficiência de coleta, estas foram levemente menores nos ciclones filtrantes.

ANDRADE (2002) estudou o efeito do tamanho da parte cônica sobre o desempenho do ciclone com mangas. Foram avaliadas experimentalmente variáveis como o diâmetro de corte, a eficiência de coleta e o número de Euler. Os resultados mostraram que um aumento no tamanho da parte cônica do ciclone com mangas produziu uma redução no número de Euler e um pequeno aumento na eficiência global de coleta. Comparando-se os desempenhos

do ciclone convencional com o similar com mangas, verificou-se que a versão filtrante, em todos os casos estudados propiciou reduções consideráveis no número de Euler e um pequeno aumento no diâmetro de corte.

Na Figura 1.3, apresenta uma comparação entre os ciclones convencional e filtrante.

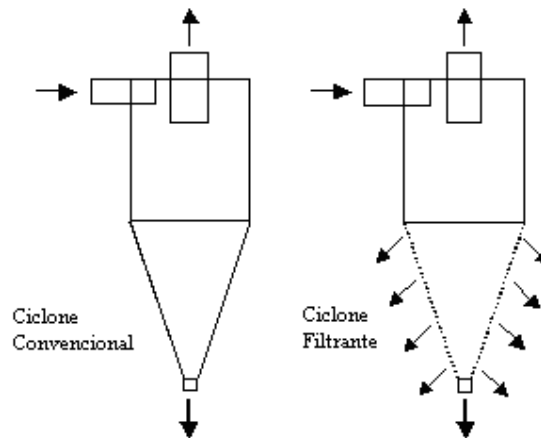


Figura 1.3 - Esquema do ciclone convencional e um ciclone filtrante.

Como dito anteriormente, os estudos da predição de queda de pressão e eficiência em ciclones apresentam um tratamento empírico ou semi-empírico, o que demanda aumento de tempo e custos, logo, com o avanço da informática e das técnicas numéricas, vislumbrou-se uma nova fase no estudo desses sistemas que buscasse minimizar esses custos: a simulação via técnica da fluidodinâmica computacional (CDF- *Computational Fluid Dynamics*), a qual baseia-se nos princípios de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia para escoamento de fluido, capaz de resolver equações não-lineares que descrevem o escoamento dos fluidos. CFD tem sido utilizada para modelar ciclones com diferentes níveis de complexidade, tornando-se uma importante ferramenta no estudo de vários aspectos operacionais tais como, a reversão de fluxo, a alta vorticidade, as zonas de circulação e o fluxo descendente.

O presente trabalho consta de uma parte experimental e uma parte dedicada ao entendimento do fenômeno através da aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional.

Objetivos

Diante de todos os resultados obtidos para hidrociclones e ciclones filtrantes, os objetivos do presente trabalho são:

- dar continuidade ao trabalho realizado por RODRIGUES (2001) agora utilizando uma faixa maior de relações geométricas conhecidas da literatura;
- construir um planejamento composto central (PCC) com principais variáveis geométricas de ciclones;
- construir os ciclones convencionais e filtrantes nas dimensões geométricas estabelecidas pelas técnicas de planejamento de experimentos;
- construir uma unidade piloto experimental para que tanto os ciclones convencionais quanto os filtrantes fossem devidamente instalados a fim de que pudessem ser reproduzidas nas dependências do Laboratório de Sistemas Particulados as mesmas condições utilizadas nas indústrias;
- encontrar, através de técnicas estatísticas de planejamento experimental, de superfície de resposta e pacotes numéricos, as dimensões geométricas e condições operacionais ótimas;
- utilizar as técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD), com o uso de um pacote numérico comercial (FLUENT 6.2), no intuito de simular o escoamento interno em ciclones e;
- Comparar os resultados experimentais com as simulações fluidodinâmicas.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Caracterização das Partículas

2.1.1 – Granulometria das Partículas

A análise granulométrica classifica um conjunto de partículas baseada na distribuição por tamanhos (CARNEIRO, 1981). Tal distribuição pode ser caracterizada por uma fração em massa de partículas (X) com diâmetro menor que D (diâmetro característico de cada análise).

As análises granulométricas podem ser feitas por diversas técnicas experimentais, uma das mais simples é o peneiramento. Existem também equipamentos mais sofisticados e caros, os quais permitem uma análise bem precisa, tais como: Mastersizer, Sedigraph, Horiba, dentre outros.

2.1.2 – Ajustes de Distribuição Granulométrica

Observa-se na literatura modelos estatísticos simples que são usados para ajustar os resultados provenientes de uma análise granulométrica (ALLEN, 1981). A seguir são apresentados os mais importantes.

2.1.2.1 – O ajuste Rosin-Rammler-Bennet (RRB)

O ajuste RRB caracteriza-se por possuir dois parâmetros. É uma função simples que relaciona diretamente o diâmetro D da partícula com a fração em massa de partículas com diâmetros menores que D, conforme a Equação a seguir.

$$X = 1 - e^{\left(-\left(\frac{D}{D'}\right)^n\right)} \quad (2.1)$$

em que n e D' são parâmetros do ajuste.

2.1.2.2 – O ajuste de Gates-Gaudin-Shumann (GGS)

Este ajuste também apresenta dois parâmetros, como mostra a Equação (2.2).

$$X = \left(\frac{D}{K} \right)^m \quad (2.2)$$

em que K e m são parâmetros do modelo.

2.1.2.3 – Ajuste Sigmóide

O ajuste Sigmóide apresenta dois parâmetros ajustáveis, conforme a equação abaixo:

$$X = \frac{1}{1 + \left(\frac{d_{50}}{D} \right)^p} \quad (2.3)$$

em que D e p são parâmetros do modelo.

2.1.2.4 – Ajuste Log-Normal

O ajuste Log-Normal é representado pelas equações abaixo:

$$X = \frac{[1 + \operatorname{erf}(z)]}{2} \quad (2.4)$$

$$\text{em que: } z = \frac{\ln\left(\frac{D}{d_{50}}\right)}{\sqrt{2 \ln(\delta)}} \quad (2.5)$$

$$\operatorname{erf}(z) = \frac{2}{\pi} \int_0^z e^{-y^2} dy \quad (2.6)$$

e os parâmetros ajustáveis são d_{50} e δ .

2.2– Filtração

Cada vez mais as empresas se encontram na condição de controlar a emissão de particulados para a atmosfera, seja pelas exigências governamentais, seja pelo reaproveitamento da matéria-prima, ou mesmo, pela política de respeito ao meio ambiente. Com isso o mercado de sistemas de controle ambiental tem crescido cerca de 20 % ao ano, e conseqüentemente as pesquisas a esse respeito.

A filtração com a utilização de filtros de tecidos é realizada pela passagem do ar carregado de partículas através dos tecidos onde as partículas ficam retidas na superfície e nos poros dos fios. Esse processo é muito utilizado nas indústrias, principalmente para evitar o lançamento de partículas sólidas na atmosfera.

No decorrer da filtração existe a formação de uma camada de pó que atua também como meio filtrante e com a contínua deposição do material faz com que a espessura e também a perda de carga aumentem com o tempo. Quando a perda de carga atinge um valor limite, existe a necessidade de parar o processo de filtração e efetuar a limpeza do tecido. Dentre as técnicas de limpeza dos filtros, as mais utilizadas são a vibração mecânica, o fluxo de ar reverso e pulso de ar reverso (MATTESON, 1986).

As variáveis que influenciam o processo de filtração são: as partículas dispersas, o meio filtrante e o meio de dispersão.

LUCAS (2000) estudou a influência das variáveis operacionais e do tipo de material pulverulento na formação e remoção de torta de filtração de gases em filtros de tecidos. Os materiais sólidos foram o pó de rocha fosfática, o talco e o polvilho doce, todos com distribuições granulométricas semelhantes. Neste trabalho concluiu-se que, embora o talco e a rocha fosfática apresentem densidades de partículas e diâmetros próximos, o formato das partículas exerceu uma forte influência durante a formação da torta. O pó de rocha fosfática formou uma torta mais coesa que as formadas pelo talco ou polvilho. Concluiu-se também que o grau de limpeza final das tortas variou significativamente para os materiais estudados, sendo que para o talco e para o polvilho foi de aproximadamente 90% enquanto que para a rocha fosfática foi menor que 60%, mostrando que as tortas deste último material eram mais coesas e aderidas ao tecido.

2.2.1 – Queda de Pressão no Filtro

A queda de pressão através de um filtro poder ser expressa normalmente em termos da Lei de Darcy:

$$\frac{\Delta P}{L} = \alpha \cdot \mu \cdot U \quad (2.7)$$

no qual ΔP é a queda de pressão, L é a espessura do meio filtrante, α é o coeficiente de resistência viscosa, μ é a viscosidade do fluido e U é a velocidade superficial de filtração.

O escoamento através do meio filtrante de espessura L constante pode ser escrita na forma:

$$\Delta P_{MF} = K_1 U \quad (2.8)$$

em que K_1 é a resistência específica do tecido, igual a $L \cdot \alpha \cdot \mu$, podendo ser considerada constante já que a espessura do tecido e o coeficiente de permeabilidade do tecido não variam em princípio com o tempo de filtração (RODRIGUES, 2001).

2.2.2 – Propriedades do filtro

Para um funcionamento satisfatório do filtro, este deve ter algumas características (CAVASSENO, 1980):

- deve ser suficientemente poroso para permitir uma satisfatória vazão de ar a uma queda de pressão compatível com o processo;
- deve resistir às forças de tensão causadas pela pressão diferencial por perturbações mecânicas e por pulsação durante o processo de limpeza; devem também resistir à abrasão com o material com que é preso a tubos metálicos;
- deve resistir ao ataque e a ação química entre as fibras e o material filtrado, especialmente se houver umidade presente devido à condensação;
- deve resistir às altas temperaturas da exaustão de gases; cada filtro tem uma temperatura limite definida, além da qual tenderá a uma deterioração acelerada e;

- deve ter uma textura de superfície que favoreça uma rápida liberação da torta durante a limpeza. Isto pode ser aparentemente contraditório, pois a superfície tem que reter a torta durante a filtração. No entanto, é possível conciliar essa propriedade.

2.3 – Ciclones

Ciclones são dispositivos de simples fabricação e operação e são capazes de remover eficientemente partículas relativamente grandes (> 5 a $10\ \mu\text{m}$) de uma corrente gasosa. Esses equipamentos têm sido utilizados desde o século XIX. São amplamente utilizados, em vários processos e como a operação não é dispendiosa, são usados na remoção primária (redução da carga de partículas de um fluxo gasoso). Podem ser aplicados; Engenharia ambiental: remover material particulado poluente de efluente gasoso; Engenharia química: separar/reciclar partículas, produtos valiosos comercialmente; Engenharia segurança: separar e controlar pós/poeiras em ambientes de trabalho; Farmacêutica/alimentos: para separar/classificar as drogas/alimentos. Alguns exemplos são no processamento da madeira, unidades de moagem, plantas de fertilizantes e cimento. Também são utilizados como reator químico, trocador de calor, para secagem de materiais granulares e combustão de óleo. Em refinarias de petróleo, ele é utilizado para assegurar a continuidade do processo para obtenção da gasolina, retendo o catalisador impedindo sua emissão para a atmosfera, evitando a perda e o efeito poluente.

Nas últimas décadas, muitas pesquisadores, entre eles, BARTH, (1956); DIETZ, (1981); BLOOR e INGHAM, (1987); IOZIA e LEITH, (1990); têm dado maior atenção aos ciclones industriais, e modelos têm sido desenvolvidos para determinar os parâmetros-chave de performance, tais como curvas da eficiência de separação e queda de pressão pelo ciclone (SILVA, 2006).

Os separadores ciclônicos são equipamentos onde a separação de partículas é realizada pela ação do campo centrífugo. A suspensão gás-sólido entra no ciclone por uma entrada tangencial e inicia um escoamento giratório numa seção anular, compreendida entre o tubo de saída e o corpo do ciclone. Devido à ação centrífuga do escoamento giratório, as partículas maiores migram em direção à parede externa do ciclone. Algumas, menores, atingem a parede interna do tubo de saída e, praticamente, deslizam coletadas à parede. O mesmo movimento é observado nas partículas adjacentes à parede externa. No entanto, apresentam comportamento resultante do choque com a parede e com outras partículas. O gás, por sua vez, inicia um escoamento giratório com alta velocidade, promovendo um significativo incremento na intensidade de turbulência. Este incremento de turbulência promove uma dispersão de

quantidade de movimento que, associado às parcelas convectivas e as resultantes, como a força centrífuga, conduzem ao movimento giratório com reversão de fluxo e preservação de vorticidade. Devido aos efeitos da geometria e aqueles decorrentes desse complexo comportamento fluidodinâmico, o gás apresenta ainda regiões de recirculação que elevam o tempo de residência das partículas e promovem, devido à frequência dos choques com a parede, erosão na estrutura metálica dos ciclones (MEIER, 1998).

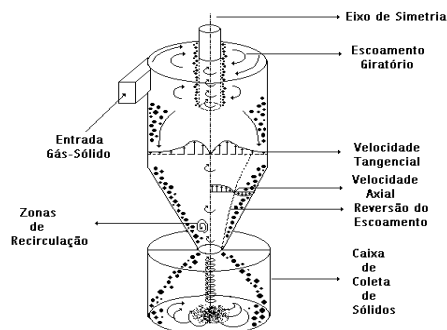


Figura 2.1 – Ciclone e suas características fenomenológicas (MEIER, 1998)

2.3.1 – Famílias de Ciclones

Os ciclones são classificados em famílias, sendo essas definidas como um conjunto específico de separadores que possuem como características principais às relações fixas constantes entre suas medidas geométricas com o diâmetro da parte cilíndrica. Estas proporções que existem entre as dimensões geométricas são importantíssimas no processo de separação, pois estão diretamente relacionadas com a capacidade e o poder de classificação destes separadores (RODRIGUES, 2001). A Tabela 2.1 apresenta as proporções para as famílias Lapple, Stairmand e Niigas - 11

Tabela 2.1 – Principais relações geométricas dos ciclones Lapple, Stairmand e Niigas 11.

Dimensões	Ciclone		
	Lapple	Stairmand	Niigas-11
Bc/Dc	0,25	0,20	0,26
Do/Dc	0,50	0,50	0,60
Hc/Dc	0,50	0,50	0,48
Lc/Dc	2,00	1,50	2,08
Sc/Dc	0,62	0,50	1,30
Zc/Dc	2,00	2,50	2,00
Du/Dc	0,25	0,37	0,22
Inclinação	0	0	11°

2.3.2 – Diâmetro de Corte

O diâmetro de corte é uma variável que está relacionada à eficiência de coleta. É uma função das propriedades do sólido e do gás, do tamanho do ciclone e das condições operacionais. Uma definição simples diz que é o tamanho da partícula que é coletada com 50% de eficiência. Com isto as partículas que possuem as dimensões maiores que o diâmetro de corte são coletadas no *underflow* com eficiências maiores que 50% (RODRIGUES, 2001).

2.3.3 – Eficiência de Coleta

A eficiência de coleta de partículas de um ciclone depende da geometria deste, das propriedades físicas do gás e das partículas, e das condições de operação. É uma variável que quanto maior indica uma melhor performance do separador.

2.3.3.1 – Eficiência Total ou Global de coleta ($\bar{\eta}$)

A eficiência global pode ser calculada através da razão entre a massa de sólidos coletados no *underflow* (W_{su}), e a massa total de sólidos alimentados ao ciclone (W_s), como mostra a Equação (2.9).

$$\bar{\eta} = \frac{W_{su}}{W_s} \quad (2.9)$$

2.3.3.2 – Eficiência Individual de Coleta (η)

A eficiência individual de coleta relativa às partículas de diâmetro D pode ser calculada experimentalmente conhecendo-se as granulometrias da alimentação, X_A e do material coletado X_U e ainda a eficiência global de coleta, conforme mostra a Equação (2.10).

$$\eta(D) = \bar{\eta} \frac{dX_U}{dX_A} \quad (2.10)$$

em que $X=X(D)$ é a fração mássica das partículas de diâmetro menor que (D). Na literatura encontra-se a eficiência individual de coleta de ciclones também em função do diâmetro de corte, um exemplo desta representação é apresentado por MASSARANI (1997). Esta representação é válida para o modelo de distribuição RRB.

$$\eta = \frac{1}{1 + \left(\frac{d_{50}}{d}\right)^2} \quad (2.11)$$

2.3.4 – Os Modelos Matemáticos para Predição da Eficiência

2.3.4.1– O Modelo Lapple

O modelo de LAPPLE (1951) é um dos primeiros métodos para estimar a eficiência granulométrica. Sua teoria baseou-se num balanço de forças para a partícula quase estacionária, assumindo que o tempo de residência da partícula pode ser expresso através do número de voltas do gás dentro do ciclone (RODRIGUES, 2001).

A segunda lei de Newton aplicada ao movimento de uma partícula rígida em um escoamento pode ser descrita pela Equação (2.12):

$$m_p \frac{dv}{dt} = (\rho_s - \rho)V_p b + I \quad (2.12)$$

em que:

m_p - massa da partícula;

V_p - volume da partícula;

v - velocidade no centro de massa da partícula;

b - intensidade do campo exterior;

I - força resistiva que o fluido exerce sobre a partícula.

LAPPLE (1951) fez as seguintes considerações:

- as partículas apresentam um acentuado grau de uniformidade e são esféricas;
- a posição fluido-partícula não afeta o valor de I ;

- o vetor I tem a direção da velocidade relativa fluido-sólido, $\|u - v\|$;
- o fluido é newtoniano e isotérmico e;
- o sistema é diluído.

Pode-se definir a força de resistência ao escoamento como sendo o produto da energia cinética do fluido por unidade de volume pela área projetada da partícula no plano normal ao escoamento e um fator de resistência ao escoamento, conforme a Equação (2.13):

$$I = \frac{1}{2} A \rho C_D \|u - v\|^2 \frac{(u - v)}{\|u - v\|} \quad (2.13)$$

em que:

A - é a área da partícula projetada no plano normal à direção do escoamento;

C_D - é o coeficiente de arraste;

u - é a velocidade do fluido;

v - velocidade da partícula;

$\frac{(u - v)}{\|u - v\|}$ - é o vetor unitário na direção do escoamento.

Substituindo a Equação (2.13) na Equação (2.12) obtém-se:

$$m_p \frac{dv}{dt} = (\rho_s - \rho) v_p b + \frac{1}{2} A \rho C_D \|u - v\| (u - v) \quad (2.14)$$

A área projetada da esfera de igual volume que a partícula é dada por:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (2.15)$$

e intensidade de campo centrífugo por:

$$b = w^2 r \quad (2.16)$$

e o coeficiente de arraste para o caso de regime de Stokes é dado por:

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad (2.17)$$

Considerando-se a velocidade tangencial da partícula igual à velocidade tangencial do fluido e a velocidade radial adquirida pela partícula como a sua velocidade terminal em um campo centrífugo, tem-se:

- Na direção θ : $v_\theta = u_\theta = w_T$ (2.18)

- Na direção r : $v_r = v_t = \frac{(\rho_s - \rho)w^2 r d_p^2}{18\mu}$ (2.19)

Na qual:

v_θ - é a componente tangencial da velocidade da partícula;

u_θ - é a componente tangencial do fluido;

v_r - é a componente radial da partícula;

v_t - é a velocidade terminal da partícula no campo centrífugo originado no interior do ciclone.

Depois de determinadas as componentes das velocidades da partícula aplica-se o conceito de diâmetro de corte para que seja obtida a equação de projeto de ciclones. Para isso, considera-se a menor partícula que, penetrando no ciclone na posição desfavorável (Bc) ainda é coletada com uma eficiência de 100%. Como o diâmetro de corte é aquele que é coletado com eficiência de 50%, pode-se dizer que o mesmo é aquele para o qual a partícula mesmo penetrando no ciclone na posição Bc/2 ainda é coletada (RODRIGUES, 2001).

De acordo com a teoria do tempo de residência, o tempo que a partícula permanece no interior do ciclone deve ser igual ao tempo gasto para a partícula de diâmetro de corte percorrer a distância (Bc/2). Assim tem-se:

$$\tau = \frac{Lc}{v_\theta} \quad (2.20)$$

no qual Lc é o comprimento da parte cilíndrica.

$$\tau_{\frac{B_c}{2}} = \frac{B_c}{2v_t} \quad (2.21)$$

Igualando-se os respectivos tempos de residência e considerando a distância z como sendo equivalente a:

$$L_c = 2\pi r N_e \quad (2.22)$$

em que N_e é o número de voltas que o gás executa no interior do ciclone na espiral descendente. Para o caso do ciclone Lapple N_e é igual a 5, obtido experimentalmente em um ciclone transparente.

Substituindo L_c na Equação (2.22) e considerando-se $u = v_\theta$ obtém a Equação (2.23):

$$d_{50} = \left[\frac{9\mu B_c}{2\pi N_e u (\rho_s - \rho)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

em que u é a velocidade do fluido no duto de entrada do equipamento.

2.3.4.2– Modelo de Leith e Licht

LEITH e LICHT (1972) consideraram que a turbulência do gás promove a mistura das partículas suspensas em todo ciclone e então determinaram um tempo de residência baseado no volume do ciclone e no fluxo do gás e desenvolveram uma teoria que pode prever a eficiência fracionária do ciclone. O modelo considera a equação abaixo, que descreve o movimento radial de uma partícula dentro de um vórtice (RODRIGUES, 2001)

$$\frac{d^2 r}{dt^2} + \frac{18\mu}{d_{pp}^2} \frac{dr}{dt} - \left(\frac{v_{tw}^2 \cdot r_w^{2j}}{r^{(2j+1)}} \right) + \frac{18\mu v_r}{d_{pp}^2} = 0 \quad (2.24)$$

em que:

$\frac{dr}{dt} = u_r$ é a velocidade radial da partícula;

v_r é a velocidade radial do gás partícula;

d_p é o diâmetro da partícula;

r é a distância radial do eixo do ciclone;

j é o expoente de vórtice;

v_{tw} velocidade tangencial do gás na parede do ciclone.

LEITH e LICHT (1972) assumiram algumas simplificações, consideraram que a velocidade radial do gás seria zero e que seria satisfatório adotar a velocidade tangencial do gás na parede do ciclone (v_{tw}) como sendo aproximadamente igual a velocidade média do gás na entrada do ciclone. A Equação (2.24) não pode ser resolvida imediatamente até mesmo para $j=1$. Uma solução aproximada é obtida considerando-se que as partículas se movem radialmente com velocidade constante, ou seja, desprezando-se a derivada de segunda ordem (RODRIGUES, 2006). Desta forma obtém-se a Equação (2.25).

$$\frac{dr}{dt} = \frac{v_{tw}^2 \rho d_p^2 r_w^{2j}}{18\mu r^{2j+1}} \quad (2.25)$$

Integrando-se a equação anterior para r variando de r_1 até $r = r_w$ (onde a partícula alcança a parede) e o tempo variando de 0 a t , obtém-se:

$$t = \frac{9\mu}{\rho(j+1)} \left(\frac{r_w}{d_p v_{tw}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_w} \right)^{2j+2} \right] \quad (2.26)$$

Supondo que existe uma região central de baixa pressão estendendo-se ao longo do eixo do ciclone, o gás deve, gradualmente, mover-se para dentro. Contudo, diferentes parcelas de gás introduzidas no ciclone ao mesmo tempo podem ter diferentes tempos de residência. Para simplificar LEITH e LICHT (1972) determinaram um tempo de residência médio para todo o fluxo gasoso. Este tempo está associado ao tempo de passagem do gás entre o tubo de saída do gás e o corpo do ciclone (V_s) e o mesmo tempo de residência médio na seção cônica do ciclone pertencente ao comprimento natural (V_{nl} ou V_H). Desta forma o tempo de residência médio pode ser representado pela Equação (2.27):

$$t_{res} = \frac{V_s + V_{nl,H} / 2}{Q} = \frac{K_c D_c^3}{Q} \quad (2.27)$$

em que K_c é uma constante adimensional que depende somente das relações geométricas do ciclone; V_s corresponde ao volume compreendido entre o tubo de saída do gás e o corpo cilíndrico do ciclone à altura de $((H_c / 2))$.

$$V_s = \frac{\pi (S_c - H_c / 2) (D_c^2 - D_0^2)}{4} \quad (2.28)$$

O uso de V_{nl} ou V_H depende do valor do comprimento natural do vórtice, ℓ , que é dado por:

$$\ell = 2,3 D_c \left(D_c^2 / H_c B_c \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.29)$$

Para $\ell < (H - S_c)$ calcula-se V_{nl} , o volume da região correspondente ao comprimento natural do vórtice excluindo o núcleo:

$$V_{nl} = \frac{\pi D_c^2}{4} (L_c - S_c) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{\ell + S_c - L_c}{3} \right) \left(1 + \frac{d_n}{D_c} + \frac{d_n^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_c^2 \ell}{4} \quad (2.30)$$

em que d_n é o diâmetro do núcleo central no ponto em que o fluxo retorna, dado por:

$$d_n = D_c - (D_c - D_u) \left[(S_c + \ell - L_c) / Z_c \right] \quad (2.31)$$

Para $\ell < (H - S_c)$ calcula-se V_H , o volume abaixo do duto de saída de gás, excluindo o núcleo:

$$V_{nl} = \frac{\pi D_c^2}{4} (L_c - S_c) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{Z_c}{3} \right) \left(1 + \frac{D_u}{D_c} + \frac{D_u^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_0^2 (H - S_c)}{4} \quad (2.32)$$

Com isto a hipótese de que a velocidade radial do gás é zero, feita para a dedução da Equação (2.24) não é satisfatória para a região abaixo do duto de saída do gás.

A mistura das partículas não coletadas pode acontecer por efeito de pelo menos três mecanismos (LEITH e LICHT, 1972):

- O gás que está abaixo do duto de saída move-se radialmente em direção ao centro arrastando as partículas;
- A turbulência e as fronteiras dentro do ciclone ajudam na mistura das partículas;
- Algumas partículas sofrem ressuspensão da parede do ciclone para o fluxo gasoso (reentrância).

Esses mecanismos garantem uma concentração uniforme de partículas não coletadas durante o escoamento através de qualquer seção transversal de um ciclone. Fazendo-se um balanço numa seção transversal do ciclone, a fração de partículas coletadas, d_s , no tempo dt tem-se:

$$\frac{-d_s}{s} = \frac{2r_w dr - (dr)^2}{r_w^2} \quad (2.33)$$

A Equação 2.31, sem o termo de segunda ordem, pode ser expressa em termos do tempo utilizando a Equação (2.24) e diferenciada. Desta maneira ela pode ser relacionada com o tempo médio de residência. Combinando as Equações (2.26) e (2.33) e substituindo na fórmula de eficiência granulométrica obtém-se a eficiência de coleta para um ciclone de fluxo reverso (LEITH e LICHT, 1972), obtém-se:

$$\eta = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{G\tau_i Q}{D_c^3} (s+1) \right]^{\frac{1}{2(s+1)}} \right\} \quad (2.34)$$

em que G é uma constante relativa à geometria do ciclone, Q é a vazão volumétrica de entrada do gás e τ_i é chamado de tempo de relaxação, dado para cada diâmetro de partícula:

$$\tau_i = \frac{\rho_s d_{pi}^2}{18\mu} \quad (2.35)$$

O expoente de vórtice, s é calculado aqui como função do diâmetro do ciclone e da temperatura:

$$s = 1 - \left[1 - \frac{(12D_c)^{0,14}}{2,5} \right] \cdot \left[\frac{T + 460}{530} \right]^{0,3} \quad (2.36)$$

Equação essa cujas unidades devem ser dadas no sistema inglês.

Os efeitos da configuração do ciclone na eficiência de separação são considerados através do G :

$$G = \frac{8K_c}{K_a^2 K_b^2} \quad (2.37)$$

em que:

$$K_a = \frac{H_c}{D_c} \quad (2.38)$$

$$K_b = \frac{B_c}{D_c} \quad (2.39)$$

$$K_c = \frac{(2V_s + V_{nl,H})}{(2D_c^3)} \quad (2.40)$$

A Equação (2.34) indica que quanto maior for o valor, G , maior será a eficiência do ciclone. Desta forma o desempenho de ciclones de diferentes geometrias podem ser comparados através do valor de G .

2.3.4.3 – Metodologia de Massarani

Através de modificação da equação proposta por Lapple, MASSARANI (1997) obteve a seguinte equação:

$$\frac{d_{50}}{D_c} = K \left[\frac{\mu D_c}{Q(\rho_s - \rho)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot g(c_v) \quad (2.41)$$

em que K é um parâmetro adimensional característico da configuração do equipamento, a ser determinado experimentalmente e $g(c_v)$ é uma função que leva em conta o efeito da concentração na coleta de partículas e que pode ser representado pela Equação (2.42).

$$g(C_v) = \frac{1}{\left[4,8(1-C_v)^2 - 3,8(1-C_v) \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.42)$$

Quando os ciclones operam com suspensões muito diluídas, a função g pode ser admitida como unitária.

O número de Euler fornece a relação entre a queda de pressão no ciclone (ΔP) e a energia cinética por unidade de volume na alimentação. Quanto maior seu valor, maior serão as necessidades energéticas, sendo este valor dependente da geometria do ciclone. O número de Euler (Eu) é definido pela Equação (2.43).

$$Eu = \frac{2(-\Delta P)}{\rho u_c^2} \quad (2.43)$$

em que u_c é a velocidade média do fluido na seção cilíndrica do ciclone e pode ser calculada utilizando-se a Equação (2.44).

$$u_c = \frac{4Q}{\pi D_c^2} \quad (2.44)$$

Para MASSARANI (1997) o número de Euler pode ser considerado constante numa ampla faixa operacional dos ciclones de uma determinada família sendo, portanto, um parâmetro para cada família de ciclones.

Os parâmetros de configuração K e número de Euler (Eu) bem como a faixa de validade para os quais estão restritos segundo MASSARANI (1997) são mostrados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Parâmetros de Configuração do Ciclone e Condições Operacionais Recomendadas.

Ciclone	Referência	Condições Operacionais recomendadas	K	Eu
Lapple	PERRY & GREEN (1984)	$6 < u < 21 \text{ m/s}$	0,095	315
Niigas 11	FRANULIC & MASSARANI (1986)	$15 < u < 24 \text{ m/s}$	0,128	158
Stairmand	ARAUJO & MASSARANI (1987)	$6 < u < 30 \text{ m/s}$	0,041	400

As funções eficiências individuais de coleta para as famílias de ciclones Lapple e Stairmand podem ser expressas pela correlação ajustada por MASSARANI (1997).

$$\eta\left(\frac{D}{d_{50}}\right) = \frac{\left(\frac{D}{d_{50}}\right)}{1 + \left(\frac{D}{d_{50}}\right)} \quad (2.45)$$

Uma vez conhecida a distribuição granulométrica das partículas, $X=X(D)$ e a eficiência individual de coleta, é possível estabelecer o valor da eficiência global de coleta no campo centrífugo, utilizando a Equação (2.46):

$$\bar{\eta} = \int_0^1 \eta dX \quad (2.46)$$

A integração da Equação (2.46) para uma situação em que a distribuição granulométrica possa ser representada pelo modelo RRB, para o caso dos ciclones Lapple e Stairmand, leva, segundo MASSARANI (1997) a:

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1,11n}{0,118+n}}{1,81-0,322n+\left(D'/d_{50}\right)} \cdot \left(D'/d_{50}\right) \quad (2.47)$$

A eficiência global de coleta, para as famílias Lapple e Stairmand, está disponível na literatura sob a forma de tabelas e também sob a forma gráfica (MASSARANI, 1997).

2.3.5 – Queda de Pressão em Ciclones

Outro parâmetro importante nos ciclones é a queda de pressão, que diminui quando as partículas são introduzidas no escoamento. Este fenômeno foi atribuído a inércia da partícula, que tenderia a igualar o momento do gás nas camadas adjacentes, na direção do fluxo do gás (FASSANI e GOLDSTEIN, 2000).

O conhecimento da perda de carga do ciclone é um dos itens necessários para o cálculo do consumo de energia e a otimização dos parâmetros do ciclone. A queda de pressão total consiste nas perdas na entrada, na saída e dentro do ciclone. A principal parte da queda de pressão é atribuída às perdas dentro do ciclone devido à dissipação de energia pelo tensor de viscosidade do fluxo rotacional turbulento (OGAWA, 1997 apud SILVA (2006)):

$$\Delta P = \xi \frac{\rho V_e^2}{2} \quad (2.48)$$

Onde ξ é um fator constante para cada tipo de ciclone, V_e é a velocidade de entrada do gás e ρ é a densidade do gás com o pó.

SHEPHERD e LAPPLE (1939) também foram os primeiros a abordar o efeito da concentração de sólidos na queda de pressão, observando que a mesma diminui com o aumento da concentração de sólidos. SHEPHERD e LAPPLE (1939), também foram pioneiros numa Equação para avaliar ξ :

$$\xi = \frac{16ab}{D_e^2} \quad (2.49)$$

Fornecendo a queda de pressão em N/m^2 , sendo a , b , D_e , são as dimensões do ciclone

LITTLEJOHN, ((1978) apud BERNARDO (2005)), afirma que se a vazão do gás for mantida constante, quando iniciada a alimentação dos sólidos, ocorrerá uma grande transferência do momento do gás para os sólidos, produzindo-se o arraste. Portanto, a velocidade do gás se reduz e com isso a queda de pressão diminuirá. As partículas depositadas na parede são a causa da redução na queda de pressão (YUU *et al* (1978) apud BERNARDO (2005)).

2.3.6 - Alguns Trabalhos Relevantes

Na literatura encontram-se trabalhos a respeito dos efeitos das relações geométricas no desempenho de ciclones.

ZHU e LEE (1999) descreveram os efeitos do comprimento do vortex “finder” no desempenho de ciclones. Foram usados setes ciclones diferentes, e concluíram que a diferença entre o comprimento da parte cilíndrica do ciclone e o comprimento do vortex finder teve um papel importante na eficiência do ciclone e que o comprimento do vortex finder poderia ser otimizado.

XIANG *et al.* (2001) estudaram os efeitos da dimensão da parte cônica no desempenho de ciclones. Os autores utilizaram três ciclones com diâmetros do *underflow* diferentes, foi medida a eficiência de coleta em função do tamanho da partícula e da vazão. Os dados de eficiência foram obtidos com quatro valores de vazão diferentes. Eles observaram que para os três ciclones submetidos às mesmas condições, a eficiência de coleta aumenta significativamente para os maiores diâmetros do *underflow*.

KARAGOZ e AVCI (2003) estudaram os efeitos da vazão e dos parâmetros geométricos na eficiência de coleta em ciclones. Os autores desenvolveram um modelo matemático para o cálculo do diâmetro de corte e eficiências, levando em consideração o fluxo, partícula e parâmetros geométricos, e aceleração assumindo que a mistura do fluido e partícula é homogênea. Os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais da literatura. Neste estudo perceberam-se os efeitos do tamanho do diâmetro da parte cilíndrica no diâmetro de corte e concluiu-se que quanto maior o diâmetro da parte cilíndrica menor é o diâmetro de corte. Outra conclusão, é que os resultados experimentais mostraram que, mantendo outras relações geométricas constantes, a altura dos ciclones afeta a eficiência de coleta positivamente até um certo ponto, este comportamento foi verificado também pelo modelo proposto neste trabalho. Outro parâmetro geométrico é o diâmetro do *underflow* que afeta a aceleração e conseqüentemente a eficiência de coleta e a queda de pressão. Ciclone com diâmetro de *underflow* muito pequeno não é recomendável do ponto de vista da queda de pressão e comprimento do vortex, quanto aos diâmetros maiores não é tão relevante para a eficiência de coleta.

Observou que além dos parâmetros geométricos, o comprimento do vórtice e o regime de escoamento exercem um papel importante no desempenho do ciclone especialmente em ciclones pequenos. Notou-se também que a eficiência de coleta depende do regime, que é afetado pela velocidade de entrada, temperatura, viscosidade e superfície rugosa. Em ciclones

maiores, o fluxo é geralmente turbulento e os efeitos dos parâmetros do fluxo decrescem com o número de Reynolds, considerando que, em ciclones pequenos ou em velocidades baixas, o fluxo é laminar e os efeitos dos parâmetros aumentam até um certo ponto e depois começam a decrescer.

Os resultados obtidos neste trabalho revelaram que as curvas de eficiência de coleta e os valores do diâmetro de corte preditos pelo modelo proposto mostraram uma boa concordância com os dados experimentais. A comparação dos resultados obtidos neste trabalho com modelos semi-empíricos disponíveis na literatura também indicou boa concordância.

LIM *et al.* (2003) estudaram o desempenho de ciclones com diferentes formas e tamanhos de vortex finder. Foram construídos vortex finder com formas totalmente cilíndricas. Também foram construídos vortex finder com partes cilíndricas e cônicas. Foram utilizadas vazões de 30 e 50 l/min. Os resultados obtidos mostraram que para vortex finder de forma cilíndrica, quanto menor o diâmetro do vortex finder, maior será a eficiência do ciclone. A eficiência de coleta do vortex finder de forma cônica apresentou pouca diferença entre si, independentemente do comprimento da parte cônica.

ZHAO (2005) desenvolveu um método de avaliação da eficiência, com base em uma investigação detalhada do modelo do fluxo e nas teorias de separação do tamanho crítico da partícula e de separação da camada limite. No entanto, o presente trabalho não considera fatores como os efeitos do carregamento de partículas na entrada, a reentrada das partículas e algumas dimensões do ciclone, tais como o tubo do vórtex e o cone.

2.3.7 – Simulação de Ciclones por Técnicas da Fluidodinâmica Computacional

Hoje é necessário um perfeito entendimento da fluidodinâmica nos ciclones para tratar de problemas de engenharia que envolve alto grau de precisão como é o caso da recuperação de catalisadores nas unidades de craqueamento de petróleo. Neste caso, a eficiência global é de 99,9% e qualquer aumento neste valor traz um benefício substancial em face às quantidades utilizadas de catalisador e seu alto valor agregado. Desta forma qualquer afirmação ou iniciativa no que tange a modificações estruturais ou operacionais visando a um incremento no desempenho deve, necessariamente, ser baseada em um profundo conhecimento da fluidodinâmica de ciclones (MEIER, 1998).

E para melhor entendermos sobre a aplicação das técnicas de CFD em ciclones, é importante apresentarmos algumas considerações básicas a respeito do fenômeno de turbulência. E os principais modelos disponíveis para a modelagem do fenômeno.

2.3.7.1 – Turbulência

Esta seção destina-se a resumir os conceitos principais e mais básicos ligados à turbulência, pois ponto de vista do engenheiro químico, que pretende propor e resolver modelos realistas para inúmeras configurações de equipamentos presentes em importantes processos químicos a turbulência é de grande importância.

SILVEIRA-NETO (2001) define a turbulência como um regime de operação de qualquer sistema dinâmico cuja operação pode ser caracterizada por um número de graus de liberdade suficientemente elevado. Entre os sistemas dinâmicos encontram-se os escoamentos de fluidos, para os quais, alguns exemplos são apresentados e discutidos abaixo, de acordo com suas características.

Como aplicações, citam-se em seguida alguns exemplos mais familiares. Nos processos químicos, interessa-se por acelerar as reações químicas através turbulência. Interessa-se por maximizar um processo de troca de calor, pois a difusão turbulenta é muitas vezes mais importante que a difusão molecular. Em problemas de termohidráulica, via de regra os dispositivos mecânicos inseridos para aumentar a troca de calor implica também em aumento de perda de carga (SILVEIRA-NETO, 2001).

Segundo SILVEIRA-NETO (2001) algumas das características do fenômeno de turbulência são:

Irregularidade: os escoamentos turbulentos são de difícil predição determinística e o uso de ferramentas estatísticas é atualmente a única forma de análise. Neste sentido fala-se de um processo randômico, ficando, no entanto a questão se seria um processo puramente randômico. Existem aqueles que acham que, teoricamente, a turbulência é determinística. Uma visão mais realista seria considerar um meio termo, ou seja, determinística para as chamadas estruturas coerentes e randômico para as pequenas estruturas.

Alta difusibilidade: o processo de mistura de todas as propriedades ligadas a um escoamento (quantidade de movimento, energia, contaminantes, etc.) muitas ordens de grandeza maior no regime turbulento que no regime laminar. Isto se dá devido ao fato que, no regime turbulento, tem-se a presença de flutuações térmicas e de concentração, o que cria fortes e numerosos gradientes locais, tornando o processo de difusão molecular mais eficiente.

Para as aplicações de engenharia, esta é, talvez, a característica mais importante da turbulência, pois ela implica em: aceleração do processo de combustão e de troca de calor; forte influência no controle de velocidade junto à parede submersa será mais achatado, ou seja, mais energizado em regime turbulento.

A turbulência ocorre a altos números de Reynolds: a transição de um escoamento para o regime turbulento, bem como a sua manutenção dependem da importância relativa entre os efeitos convectivos e difusivos. Os efeitos convectivos altamente não lineares são efeitos amplificadores de perturbações são geradores de instabilidades. Por outro lado os efeitos difusivos são amortecedores ou inibidores da formação de instabilidades.

A turbulência é um fenômeno altamente dissipativo: o processo de dissipação viscosa de energia cinética turbulenta, gerando aumento de energia interna acontece nas altas frequências.

A turbulência é um fenômeno contínuo: Qualquer escoamento de fluidos newtonianos pode ser modelado utilizando-se as equações de Navier-Stokes. Se o fluido for não newtoniano estas equações devem ser modificadas no seu termo viscoso. É importante enfatizar que estas equações modelam qualquer escoamento independentemente do regime ser ou não turbulento.

A turbulência é um fenômeno imprevisível: Esta é uma característica relativa à nossa incapacidade de reproduzir ou repetir um dado experimento. Mesmo no laboratório, sob condições extremas de controle, não é possível desenvolver duas realizações idênticas. Do ponto de vista da simulação numérica, torna-se impossível reproduzir exatamente as condições iniciais e de contorno experimentadas no laboratório. Um escoamento turbulento tem, pelos efeitos não lineares, uma alta capacidade de amplificação destes pequenos erros, conduzindo a resultados completamente diferentes, em duas realizações que diferem minimamente nas condições iniciais e de contorno.

2.3.7.2 - Modelos de Turbulência

Nesta seção, são apresentados alguns modelos de turbulência e suas principais características. Os modelos de turbulência podem ser classificados de acordo com a dependência ou não do conceito de viscosidade turbulenta. É importante mencionar que a viscosidade turbulenta é uma propriedade do escoamento (no espaço e tempo) e não do fluido (viscosidade molecular). Dentre os modelos existentes, será abordado neste trabalho os seguintes: modelos k - ε , RNG k - ε (*Re-Normalization Group*), e o modelo dos Tensores de Reynolds (RSM).

- Modelo k-ε padrão

O modelo k-ε e as equações médias de Reynolds formam um sistema de equações diferenciais elípticas (ou parabólicas dependendo do caso). Se o sistema for elíptico, k e ε necessitam de especificação de velocidade, em todo o contorno.

O modelo k-ε padrão é um modelo a duas equações de transporte, de viscosidade turbulenta no qual se assume que os tensores de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média, com a constante de proporcionalidade sendo caracterizada pela viscosidade turbulenta, μ_t , que é dada pela equação abaixo, (SILVA, 2006):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.50)$$

C_μ é uma constante, que pode assumir os seguintes valores: 1,44, 1,92 e 0,09. No caso de modelo de turbulência k-ε padrão, o valor usado de C_μ é o de 0,09.

O modelo é dado pelas equações de transporte para a energia cinética de turbulência (k) e a taxa de sua dissipação turbulenta (ε):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.51)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.52)$$

$$G_k = -\rho \overline{v_i v_j} \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \quad (2.53)$$

Nestas equações, G_k representa a geração da energia cinética de turbulência resultante da média dos gradientes de velocidades; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ são constantes sendo que σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε, respectivamente. A viscosidade de turbulência é dada pela Equação (4.6). Sendo que as constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k e σ_ε assumem os seguintes valores: $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_{2\varepsilon} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Como o modelo k-ε padrão considera a isotropia para a viscosidade turbulenta, é pouco recomendável no tratamento de escoamentos altamente turbulentos (SILVA, 2006).

Alguns comentários sobre este modelo são importantes para se saber como e onde aplicá-lo. Como por exemplo, a falta rigor físico na modelagem da equação da dissipação. De fato não são disponíveis medidas experimentais nem simulações numéricas (LES e DNS) que descrevem o comportamento físico de todos os termos da equação. O modelo é fundamentado em análise dimensional. De fato o que se modela são as equações de k e ε e não a física da turbulência. As constantes do modelo são ajustadas para satisfazer escoamentos típicos de camada limite. Infelizmente elas não trazem universalidade ao modelo. Os valores das constantes podem ser ajustados para que o modelo melhor represente classes específicas de escoamentos. Estes comentários se aplicam aos outros tipos de modelo a duas equações. Caso eles não empreguem a equação da dissipação haverá outra grandeza modelada que se desconhece igualmente sua natureza (SILVA, 2006).

- Modelo RNG k-ε (Renormalization Group Theory)

Este modelo apresenta uma grande similaridade com o modelo k-ε padrão, empregando a seguinte expressão para relacionar a tensão com a velocidade média do fluido:

$$\tau^{ij} = -\frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial v^i}{\partial x^j} + \frac{\partial v^j}{\partial x^i} \right) \quad (2.54)$$

Sendo δ_{ij} o delta de Kronecker.

A viscosidade de turbulência μ_t é dada pela equação abaixo:

$$\mu_t = \mu \left[1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu} \rho \frac{k}{\varepsilon}} \right]^2 \quad (2.55)$$

O valor de C_μ utilizado é um pouco abaixo do valor da mesma constante no modelo k-ε, sendo empregado o valor de 0,0845.

A equação da energia cinética é dada por:

$$\rho v^i \frac{\partial k}{\partial x^j} = \alpha \frac{\partial}{\partial x^i} \left(\mu_{efetivo} \frac{\partial k}{\partial x^i} \right) + P - \rho \varepsilon \quad (2.56)$$

Sendo,

$$P = \mu_{efetivo} \left(\frac{\partial v^i}{\partial x^j} + \frac{\partial v^j}{\partial x^i} \right) \frac{\partial v^i}{\partial x^j} \quad (2.57)$$

Onde $\mu_{efetivo}$ é definido como anteriormente, e $\alpha = 1,39$.

A taxa de dissipação é dada segundo:

$$\rho v^j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x^j} = \alpha \frac{\partial}{\partial x^i} \left(\mu_{efetivo} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x^i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.58)$$

Sendo,

$$R = \rho \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3 k} \quad (2.59)$$

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}^2} \quad (2.60)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v^i}{\partial x^j} \frac{\partial v^j}{\partial x^i} \right) \quad (2.61)$$

Em que R é a taxa de tensão que possui um importante papel na anisotropia, e as constantes têm os seguintes valores: $C_{1\varepsilon} = 1,42$; $C_{2\varepsilon} = 1,68$; $C_\mu = 0,0845$; $\beta = 0,011 - 0,015$ e $\eta_0 = 4,38$.

A renormalização de grupos melhora a caracterização da viscosidade turbulenta a partir do modelo k-ε padrão, pois tenta amenizar as não-conformidades do modelo k-ε com sua hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica (SILVA, 2006).

- Modelo RSM (Reynolds Stress Model)

LAUNDER *et al* (1975) foi um dos primeiros a propor o modelo de turbulência RSM (*Reynolds Stress Model*). É um modelo a seis equações de transporte, dependente da viscosidade turbulenta e ao contrário do modelo k-ε, não admite a viscosidade turbulenta como isotrópica. Para o modelo RSM os tensores de Reynolds são calculados individualmente e com isso oferecem bons resultados.

O modelo de turbulência RSM (*Reynolds Stress Model*) é baseado em equações de transporte para todos os componentes do tensor de Reynolds e para a taxa de dissipação.

Existem equações diferenciais para cada um dos componentes dos tensores de Reynolds e a sua solução fornece os componentes do tensor. Na literatura essas equações apresentam-se da seguinte forma:

$$\frac{\partial \overline{\rho v_i v_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{v_k \rho v_i v_j}) = P_{ij} + \phi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{2}{3} C_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{\rho v_i v_j}}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon \rho \quad (2.62)$$

Onde, ϕ_{ij} é a correlação de força de pressão, k é a energia cinética turbulenta, ε é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, V é a velocidade média e P é o termo de produção, que é dado por:

A equação para a dissipação turbulenta é da seguinte forma:

$$P = -\rho \left(\overline{v \cdot v} (\nabla V)^T + (\nabla V) \overline{v \cdot v} \right) \quad (2.63)$$

A equação para a dissipação turbulenta é da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla (\rho V \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + \nabla \cdot \left[\frac{1}{\sigma_{\varepsilon RS}} \left(\mu + \rho C_{\mu RS} \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \quad (2.64)$$

2.3.7.3 – Métodos Numéricos

Com o crescente desenvolvimento de computadores de alta velocidade e de grande capacidade de armazenamento o uso das técnicas numéricas para a solução de problemas da engenharia e da física é hoje uma realidade (MALISKA, 2004).

O método numérico consiste em resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo-se as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Quando a solução analítica não é possível, e opta-se pela numérica, a solução obtida será para um número discreto de pontos, com um determinado erro, esperando-se que, quanto maior o número de pontos, mais próximo da solução exata estará a numérica (SILVA, 2006).

O método de volumes finitos é parecido com o método de diferenças finitas devido ao fato de que em ambos as equações discretizadas são obtidas pelo mesmo método, porém estes métodos têm bases de formulação bastante distintas. No método de diferenças finitas a dedução é puramente matemática e quanto ao método dos volumes finitos a base é física.

O método dos volumes finitos é todo aquele que, para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação da propriedade para cada volume elementar do domínio discretizado (MALISKA, 2004).

Neste método o domínio de cálculo é dividido em volumes de controle, que contêm nós; cada um desses nós é representado por somente um volume de controle. As variáveis são definidas no centro dos volumes de controle, e as equações são integradas sobre esses volumes para se obter uma equação discreta, que conecta as variáveis no centro do volume de controle com sua vizinhança (SILVA, 2006).

As equações que são resolvidas possuem a mesma forma geral, dada por:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{U} \phi) - \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) = S \quad (2.65)$$

Em que:

ρ é a massa específica;

U é o vetor velocidade;

ϕ é a variável genérica;

Γ é o termo difusivo;

S é o termo fonte

O primeiro termo do lado esquerdo da equação (2.3) é o termo temporal que permite avançar a solução no tempo.

O segundo termo representa a parcela convectiva do balanço sendo, do ponto de vista numérico, a de tratamento mais delicado, devido às não-linearidades.

O terceiro termo da equação trata-se do balanço dos fluxos difusivos. O último termo, à direita da igualdade é o termo fonte, que pode acomodar parcelas adicionais.

O método dos volumes finitos que é aplicado em *CFD* apresenta duas grandes vantagens, a primeira é que a discretização é conservativa, sendo massa, momento e energia conservados no elemento de volume e a segunda refere-se ao fato de que o método não requer uma transformação de coordenadas para ser aplicado em malhas irregulares ou desestruturadas (SILVA, 2006).

2.3.7.4 - Esquemas de Interpolação

A função de interpolação tem o papel de conectar os pontos nodais, local de armazenamento da variável. A tentativa é sempre utilizar uma função de interpolação com o menor erro de truncamento possível, e que não envolva muitos pontos nodais.

Alguns dos principais esquemas de interpolação são apresentados a seguir (SILVA, 2006):

- Diferenças Centrais: este esquema usa uma interpolação linear, podendo gerar coeficientes de discretização negativos, o que não é desejável. É um esquema de segunda ordem, não robusto, portanto raramente utilizado;

O valor da função na interface é obtido fazendo-se:

$$0 = \alpha \text{ e } 1 = \beta \quad (2.66)$$

O uso desse esquema de interpolação na aproximação dos termos advectivos cria, quase sempre, coeficientes negativos, pois é impossível, em problemas reais, refinar a malha até forçar sua positividade, ou seja, manter $2 \leq Pe$ para todo os volumes elementares.

- Upwind: O uso dessa função de interpolação evita os coeficientes negativos. É um esquema de interpolação de primeira ordem, onde o valor da função na interface é o mesmo no volume à montante, logo:

$$\alpha = \frac{1}{2} \text{ se } v \geq 0 \quad (2.67)$$

$$\alpha = -\frac{1}{2} \text{ se } v < 0 \quad (2.68)$$

$$\beta = 1 \quad (2.69)$$

Existem ainda outros esquemas de interpolação tais como *POWER LAW* (PATANKAR, 1980) e *QUICK* (LEONARD e MOKHTARI, 1990).

2.3.7.5 - Acoplamento Pressão-Velocidade

Durante a integração e manipulação matemática das equações de transporte em cada um dos volumes de controle, o termo de pressão não é naquele momento, levado em consideração (MEIER, 1998). O cálculo da pressão ocorre através do seu acoplamento com o termo da velocidade que se procede mediante uma combinação específica da equação do movimento com a equação da continuidade (VIERA, 2006).

A natureza segregada do processo de solução requer que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser avançada. As componentes da velocidade u , v e w podem ser avançadas por meio da equação de movimento nas três direções (MALISKA, 2004). No caso da pressão, para que esta tenha sua própria equação, o escoamento deve ser compressível, ou seja, ρ deve variar fortemente com a pressão. Portanto, é necessário determinar um campo de pressões que, quando inserido nas equações do movimento, origine um campo de velocidades que satisfaça a equação da conservação da massa (SILVA, 2006).

Se ρ tem variação considerável com P , então a equação de estado, relacionando ρ com a temperatura e a pressão, é a relação empregada para o fechamento do problema. A equação de estado é então a equação evolutiva para a pressão, enquanto a equação da continuidade o é para a massa específica. A formulação onde todas as variáveis dependentes possuem a sua equação de evolução é chamada de formulação compressível.

Os problemas compressíveis podem ser resolvidos de acordo com os seguintes passos:

- Calcular ρ no instante $t + \Delta t$, usando a equação da conservação da massa, depois a temperatura a partir da equação da energia;
- A pressão é obtida através da equação de estado e as velocidades pelas equações de movimento para cada direção;
- Reiniciar o cálculo de ρ , e avançar a solução para um novo intervalo de tempo até atingir o regime permanente (transiente real) ou até atingir a convergência (transiente distorcido).

Se a massa específica não varia significativamente com a pressão, mas tem variação considerável com a temperatura, o problema ainda pode ser definido como compressível. Entretanto, a equação de estado $P = P(\rho, T)$ não pode ser usada, pois erros cometidos no

cálculo de ρ , através da equação de conservação da massa, poderão produzir grandes erros em P.

A equação de estado passa a ser uma equação para ρ , e a pressão passa a não possuir uma equação evolutiva, aparecendo sua influência apenas através do seu gradiente nas equações de movimento. A equação da conservação da massa não serve de equação evolutiva para nenhuma variável e passa a ser, apenas, uma restrição que deve ser obedecida pelo campo de velocidades. Portanto é necessário determinar um campo de pressões que, quando inserido nas equações do movimento, origine um campo de velocidades que satisfaça a equação da conservação da massa. O fato de ρ não variar com P introduz uma dificuldade para tratar o acoplamento entre a pressão e a velocidade. Este formulário é chamada de incompressível (MALISKA, 2004)

O procedimento de avanço da solução do instante t para o instante $t + \Delta t$ é dado por:

- Fornecem-se os valores iniciais das variáveis dependentes, faz-se o cálculo de T , ρ , e P , através da equação da energia, $\rho = \rho(T)$ e de um algoritmo respectivamente;
- Calculam-se as componentes do vetor velocidade, usando as equações do movimento,
- Verifica-se as velocidades satisfazem à equação da conservação da massa. Caso não satisfaçam, voltar e recalcular a pressão, a temperatura depende das velocidades, portanto deve-se recommençar o processo e;
- Após a convergência, avançar novo intervalo de tempo, até que o regime permanente seja alcançado ou até atingir-se o tempo de simulação desejado.

Existem vários métodos para o cálculo da pressão. O método SIMPLE é um dos mais usados e discutidos na literatura, tendo sido desenvolvido por PANTANKAR e SPALDING, 1972. Consiste em fazer uma correção para a pressão, obedecendo à equação da continuidade, seguida de uma correção da velocidade. Nos métodos para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade, a sequência de cálculo envolve dois passos distintos: no primeiro, as velocidades são corrigidas de maneira a satisfazer a equação da conservação da massa; no segundo, as pressões são avançadas para completar o ciclo iterativo. No método SIMPLE, as equações para a correção das velocidades são obtidas a partir das equações do movimento. Uma das vantagens desse método é o fato de não ser necessária a solução de um sistema linear para determinar a pressão. Entretanto, a velocidade de convergência é baixa (SILVA, 2006).

O método SIMPLE possui certas variações como o SIMPLER ou SIMPLE Revisado, o SIMPLEC ou SIMPLE Consistente (MALISKA, 2004).

2.3.7.8 – Aplicação de CFD em Ciclones

No passado o estudo de ciclones era basicamente experimental, resultando em correlações empíricas, nas quais não eram considerados efeitos de turbulência, nem a interação fluido-partícula. Com o desenvolvimento dos computadores, a modelagem matemática ganhou papel fundamental no estudo de escoamentos turbulentos multifásicos, destacando-se a CFD como uma importante ferramenta de pesquisa (SILVA, 2006).

A literatura apresenta um grande número de trabalhos científicos a respeito da aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional em ciclones.

Um dos trabalhos pioneiros para modelar o escoamento em ciclones usando CFD o efetuado por BOYSAN *et al.* (1982), quando estudaram a simulação de ciclones a partir de técnicas de fluidodinâmica computacional. Neste estudo foi aplicado à simulação de ciclones um modelo lagrangeano, considerando que a fase descontínua não exercia nenhuma influência sobre a fase contínua, principalmente para sistemas bem diluídos, além disso, a simulação do sistema com desacoplamento das fases foi adotada com medida simplificadora a simetria desse tipo de equipamento em relação ao eixo axial. Com isso visava-se proporcionar em termos numéricos e computacionais, o tratamento do problema de forma bidimensional, cujas equações eram manipuladas em coordenadas cilíndricas, considerando as variações das três componentes do vetor velocidade (axial, radial e tangencial) em todas as direções desse domínio, exceto na direção azimutal. Para os autores a justificativa para a adoção de tais simplificações residia no fato de que o ganho resultante da redução do esforço computacional compensava-se pela perda da acurácia quando um tratamento em duas dimensões era empregado. Esses autores utilizaram outros trabalhos clássicos a respeito da turbulência, as hipóteses de fechamento para tensores de Reynolds, grandezas estas advindas do processo de decomposição de Reynolds aplicadas à equação do movimento. Com isso, o modelo utilizado por BOYSAN *et al.* (1982), foi a combinação dos tensores algébricos de ROTA (1951) e RODI (1976) com o modelo κ - ϵ padrão de LAUNDER *et al.* (1974). Com estas considerações foi possível a quantificação dos termos adicionais de flutuações turbulentas da velocidade mediante a solução simultânea de equações algébricas para as tensões e de duas equações de conservação, uma para a energia cinética turbulenta (κ) e outra para a sua taxa de dissipação (ϵ). Por sua vez foi aplicado para a fase descontínua o modelo lagrangeano, onde a trajetória da partícula foi obtida com base no campo de velocidade do fluido (fase contínua), previamente calculado. Apesar dos poucos recursos computacionais e numéricos da época,

estes autores inovaram no sentido de que já aplicavam em suas análises numéricas, uma versão semelhante às técnicas dos volumes finitos (PATANKAR, 1980), as quais em movimento posterior foram difundidas.

DUGGINS et al. (1987) propuseram um modelo para ciclone baseado na anisotropia dos tensores de Reynolds, cujo objetivo visava ao entendimento dos mecanismos internos de escoamento, tendo em mente o caráter particular de escoamento causado pela alta intensidade de giro do gás no interior do equipamento. Verificou-se que o escoamento dotado de componente giratória diferia substancialmente daquele em que a mesma estivesse ausente, deduzindo que o swirl causava uma redução significativa da transferência líquida de energia dos grandes para os turbilhões. Este fato influenciava diretamente no decréscimo da taxa de dissipação de turbulência e no incremento dos comprimentos de escala de turbulência, principalmente próximo ao eixo de simetria. Pela abordagem da anisotropia dos tensores de Reynolds, esses autores concluíram que a mesma era mais realística do que o modelo κ - ϵ , haja vista que este último não proporcionava uma boa predição do máximo de velocidade tangencial situado entre a parede e o eixo de simetria do ciclone.

ZHOU *et al.* (1990) mostraram que o modelo κ - ϵ apresentava dificuldades para demonstrar a predição dos movimentos vorticiais. Para estes autores, o modelo de turbulência κ - ϵ proporcionava níveis de viscosidade turbulenta acima dos valores esperados, induzindo, portanto, a efeitos de mistura mais pronunciados do que nas condições reais. Estas constatações foram possíveis graças à validação da simulação através de informações experimentais levantadas por um medidor do tipo *laser-doppler velocimeter* (LDV). Nesse estudo os autores propuseram um novo tipo de ciclone, agregando ao equipamento convencional, um dispositivo tipo “agulha” inserido no eixo central do equipamento. A inserção desse dispositivo no eixo central do ciclone proporcionou decréscimo de uma terça parte no valor da queda de pressão, bem como deslocou os máximos de velocidade tangencial em direção à parede do ciclone, o que contribuiu para que a eficiência de coleta das partículas fosse maior. Foi sugerido também, que um modelo euleriano deveria ser usado para a modelagem da fase particulada em ciclones.

No mesmo ano, BASKAKOV ET *et al* (1990), avaliaram a queda de pressão, e também o fenômeno de transferência de calor de um ciclone operando em duas situações diferentes: uma corrente de ar contendo particulados, e outra corrente de ar, mas sem os particulados. Os resultados mostraram que o perfil de temperatura da corrente gasosa é influenciado pela presença de partículas no escoamento. Quando há presença de sólidos na

corrente, a temperatura aumenta em todas as seções radiais do ciclone, pois a fase sólida move-se em sentido descendente, transferindo uma grande quantidade de calor para a parte cônica. Já, quando não há sólidos na corrente gasosa, a temperatura do gás diminui à medida que a corrente de gás escoar no sentido descendente, devido à perda de calor nas paredes do ciclone. Foi estudada também a concentração de sólidos presentes na fase gasosa. O aumento da concentração de sólidos fez com que as partículas se aglomerassem nas paredes do ciclone, diminuindo assim sua interação com o gás e a influência na vorticidade, ocorrendo uma redução na queda de pressão. Porém, este efeito não foi linear, visto que a queda de pressão volta a aumentar com o aumento da concentração de sólidos na corrente de gás.

ZHOU *et al.* (1991) apresentaram um modelo euleriano para a fase particulada e propuseram possibilidades de condições de contorno para as partículas próximas às paredes do ciclone. Este modelo sugerido pelos autores é discutido apenas de forma teórica, sem nenhum resultado numérico. Entre as características inovadoras do modelo puderam ser destacadas: a adoção de um modelo κ - ϵ para a fase sólida, a inclusão de termos de dispersão turbulenta de massa na equação de conservação de massa para a fase sólida e a consideração de balanços de força para as partículas próximas às paredes. Neste último, foram agregadas ao balanço de forças as seguintes grandezas: forças *drift* (devido à dispersão turbulenta de massa), forças do tipo van der Waals, forças sobre a fase sólida (devido à tensão turbulenta), forças de atrito com a parede, forças *lift* (forças de Saffman e Magnus) e forças eletrostáticas.

SILVA e NEBRA (1994) modelaram um escoamento tridimensional, não-isotérmico, turbulento em ciclones, tratando a fase sólida como meio contínuo. Foi testado o comportamento do modelo usando diferentes equações para o coeficiente de convecção. Para a realização dos testes foram utilizados o método dos volumes finitos e o método SIMPLEC para o acoplamento pressão – velocidade.

No trabalho de CRISTEA *et al.* (1994) foi apresentado um estudo de simulação tridimensional em um ciclone. Foi utilizado pela primeira vez um código comercial de simulação o FLUENT 4.2. Neste trabalho foi avaliado o refinamento da malha, esquemas de discretização e modelo de turbulência. Como o modelo k - ϵ padrão não comporta os efeitos anisotrópicos da viscosidade turbulenta, os autores utilizaram o modelo dos tensores de Reynolds para a turbulência. O efeito de interação partícula-partícula não foi considerado. Foi concluído que o refinamento da malha não influencia na distribuição dos componentes axial e radial da velocidade. Os resultados tiveram uma boa concordância com os dados experimentais, em relação à velocidade média e flutuante e performance, mas com relação ao

vórtex do escoamento foram encontradas algumas diferenças nos resultados obtidos. Estes resultados são válidos apenas para escoamentos multifásicos diluídos.

Em seguida, HOFFMANN *et al.* (1996) com auxílio de pacotes numéricos comerciais FLUENT e SPRING – estudaram a performance de separação em ciclones quando dotados de um sistema coletor de sólidos, cujas curvas de eficiência de coleta das partículas eram previstas por um modelo lagrangeano. Nas simulações realizadas com o FLUENT, o modelo de turbulência empregado foi o *Algebraic Stress Model* (ASM), enquanto que naqueles conduzidos pelo SPRINT, foi adotado o modelo de turbulência híbrido de BOYSA *et al.* (1982). As principais conclusões foram no sentido que de o uso do modelo ASM fornecia soluções menos realistas e com maiores dificuldades de convergência. Concluíram ainda que a presença de coletor de sólidos alterava os perfis de velocidade do gás, principalmente os de velocidade radial e axial, fornecendo em contrapartida uma melhor aproximação das curvas simuladas de coleta de material com aquelas oriundas de medidas experimentais.

YOSHIDA (1996) realizou simulações fluidodinâmicas em ciclones através de um modelo tridimensional pela qual, os efeitos de entrada do gás em 3 – D eram também considerados. Nas simulações, o modelo de turbulência κ - ϵ padrão foi utilizado e as condições de contorno na entrada do ciclone para todas as variáveis foram expressas em perfis uniformes. Foram utilizadas também, funções de paredes para compensar os efeitos das fronteiras rígidas durante o cálculo de energia cinética turbulenta (κ) e sua taxa de dissipação (ϵ). Neste trabalho, a influência da fase descontínua sobre o gás foi negligenciada e um modelo lagrangeano serviu para a determinação das trajetórias das partículas, considerando-as coletadas no momento que as mesmas atingissem as paredes do separador. O método dos volumes finitos foi empregado associado com um esquema exponencial de interpolação e as equações algébricas resultantes do modelo discretizado foram resolvidas pelo método linha por linha com TDMA e relaxações. O separador era substancialmente alterado. Segundo o mesmo, este tipo de conclusão somente foi possível graças à análise tridimensional, até então impossível nos estudos em 2 – D.

MEIR (1998) estudou o comportamento dos ciclones através de três tipos de modelos. No primeiro, considerou-se que a fase sólida não exercia influência na fase fluida, analisando fenômenos como reversão de escoamento, zonas de circulação, efeitos do coletor de sólidos. No segundo, as partículas foram consideradas como esféricas, possuindo então um diâmetro constante, e também que quando todas elas estão juntas, se comportam como um fluido invíscido, admitindo assim os efeitos da fase sólida sobre a fase fluida na queda de pressão e

na atenuação da vorticidade. No terceiro modelo, através do acoplamento de dois modelos, o EEBB (Euleriano Bifásico Bidimensional), utilizado no segundo modelo, com o EELB (Euleriano – Euleriano – Lagrangeano Bidimensional), pode-se, considerando o efeito da fase sólida sobre a fase gasosa, prever a trajetória das partículas, de acordo com o seu diâmetro. A partir daí, pode-se fazer a previsão da eficiência do ciclone. Para a solução dos modelos, desenvolveu-se um programa computacional, que utilizava volumes finitos e o método SIMPLEC para o acoplamento de pressão – velocidade, com uma malha deslocalizada. Concluiu-se que o método usado, é adequado para a melhoria no estudo do escoamento em ciclones, no que diz respeito à baixa queda de pressão e alta eficiência.

Novamente, CRISTEA *et al.* (1998) estudaram o comportamento dos ciclones, através de uma simulação 3D. Simularam-se os componentes vetoriais da velocidade, queda de pressão, e eficiência de coleta. Para o estudo da turbulência foi utilizado o modelo RSM (*Reynolds Stress Model*) e para o acoplamento pressão–velocidade foi usado o sistema SIMPLEC com o esquema de interpolação UPWIND. Como havia grande concentração de sólidos na fase fluida, adotou-se um modelo Euleriano – Lagrangeano para o escoamento bifásico disperso. Através dos resultados obtidos, que apresentaram boa concordância com relação às componentes da velocidade média, pode-se determinar a influência da velocidade flutuante das fases contínua e descontínua, observando regiões de formação de vórtice e zonas de recirculação.

HOESKSTRA *et al.* (1999) fizeram um estudo sobre o escoamento em ciclones, sem considerar a influência da fase sólida no escoamento, com o intuito de avaliar modelos de turbulência, sendo estes modelos o k- ϵ padrão, o RNG-k- ϵ (*Re-Normalization Group*) e o modelo RSTM (*Reynolds Stress Transport Model*). Para realizar a medida dos componentes das velocidades tangencial e axial, foi utilizada a técnica LDV (*Laser Doppler Velocimeter*). Foram testados ciclones com diferentes diâmetros do duto de saída de gás. Foi concluído através dos resultados deste trabalho, que o diâmetro do duto de saída de gás influencia muito nas características do escoamento, aumentando as velocidades axial e tangencial. Para a simulação foi usado o código computacional FLUENT V4.7 que usam o método dos volumes finitos, uma malha de 15000 células e esquema de interpolação *quick*, tendo como resultado que tanto o modelo k- ϵ quanto o modelo RNG k- ϵ , quando usados para diâmetros grandes de duto de saída de gás, obtiveram resultados acima dos encontrados experimentalmente, sendo que o modelo RNG k- ϵ não pode prever a distribuição do vórtice livre na região de saída do escoamento. Já o modelo RSTM mostrou-se apto para reproduzir

os perfis de velocidade tangencial. Neste trabalho os autores não levaram em conta parâmetros como eficiência e queda de pressão.

JO *et al.* (2000) desenvolveu, um novo equipamento denominado PoC (*Post Cyclone*) a fim de reduzir a emissão de pequenas partículas carregadas pela corrente do *overflow* de ciclones comerciais. Este novo equipamento aproveitava a energia ainda existente da corrente de gás do *overflow* do ciclone, tendo como configuração básica duas armações dispostas verticalmente na saída do *vortex finder*, que dependendo das condições operacionais, reduzia a emissão de partículas na faixa de 1 a 3 μm em até 30%. Ao entrar no PoC, o gás encontrava uma expansão na área útil de escoamento que devido à força centrífuga carregava as partículas para a parede mais interna do acessório. Neste instante, uma parcela das partículas sofria aglomeração e continuava sendo arrastada rente à parede até alcançar o topo. Ao alcançar o topo, as partículas nas condições anteriores eram direcionadas para uma entrada lateral que dava acesso à segunda câmara (destinada à coleta das partículas), enquanto que o fluido e o restante das partículas não coletadas, seguiam sua trajetória normal, abandonando o PoC por uma saída alinhada e idêntica à entrada do acessório. Tendo em vista que a performance do PoC dependia fortemente de suas dimensões geométricas, da vazão de gás e da concentração de partículas, nada foi mais oportuno que a aplicação de CFD ao fenômeno para sua melhor compreensão. Simulações foram realizadas com o FLUENT e validadas com informações experimentais de RAY *et al.* (1998), demonstrando boa concordância entre ambas.

MONTAVON *et al.* (2000) utilizaram a fluidodinâmica computacional para analisar o fluxo em ciclones e hidrociclones, usando os modelos de turbulência k- ϵ padrão e o modelo dos tensores de Reynolds (RSM). Para isto foi construída uma malha hexaédrica utilizando o gerador de malha ICEM Hexa para o hidrociclone e o CYCGEN para o ciclone a gás. O ciclone testado foi o Stairmand de alta eficiência. Através dos resultados, os autores concluíram que com relação à queda de pressão ambos os modelos testados possuem uma boa concordância com os dados experimentais, sendo que apenas para o hidrociclone, o modelo dos tensores de Reynolds mostrou melhores resultados. As simulações foram feitas com o software CFX 5.

HOFFMANN *et al.* (2001), estudaram a influência do comprimento (H) do corpo do ciclone na eficiência e na queda de pressão. Estes autores realizaram testes experimentais em ferramentas de CFD. A variação do comprimento (H) do ciclone foi de 0.67 a 1.37 metros, variando-se o comprimento da seção cilíndrica. Para se realizar a simulação, foi usado um pacote de CFD, com esquema de interpolação 2D SUDS. O modelo de turbulência utilizado foi um híbrido entre o modelo algébrico dos tensores e um modelo completo dos tensores de

Reynolds. A eficiência aumentou com o aumento do comprimento do ciclone, no entanto quando este ultrapassa $(H-S)/D = 5.65$, a eficiência diminui, consideravelmente. Os autores acreditam que esta queda na eficiência é consequência do posicionamento do vórtex quando o comprimento do ciclone é aumentado. A queda de pressão diminui com o aumento do tamanho do ciclone, pois quando o ciclone é aumentado, aumenta-se também o fator de fricção na parede, diminuindo a intensidade da rotação, causando um decréscimo na queda de pressão, efeito esse semelhante ao caso do aumento do carregamento dos sólidos (HOFFMANN *et al.* (1991)). Os resultados obtidos através da fluidodinâmica computacional mostraram-se em concordância com os aqueles obtidos experimentalmente.

PERES *et al.* (2002) analisaram um modelo anisotrópico de turbulência, o DSM (*Diferencial Stress Model*) para estudar o escoamento em ciclones, experimental e numericamente. Foi utilizado o CFX 4.4 para a simulação, e na parte experimental foi determinada a distribuição radial dos componentes da velocidade tangencial através de dados de pressão. Os resultados mostraram boa concordância com os dados experimentais, porém ocorreram problemas quanto a convergência e estabilidade na solução numérica, que podem ser minimizados escolhendo-se procedimentos apropriados de solução.

NORILER *et al.* (2004) mostraram um equipamento para reduzir a queda de pressão em ciclones. Este equipamento baseia-se no princípio de que a queda de pressão é influenciada diretamente pelo pico de velocidade tangencial. Com isso, a idéia foi diminuir esse pico, dividindo o vórtex em dois vórtices opostos no *finder* por duas entradas no formato de espiral que produzem um choque entre as linhas de corrente, aumentando assim a pressão estática do sistema. Foi então utilizado o método dos volumes finitos com uma estrutura de multiblocos num sistema co-ordenado generalizado para a malha numérica. Para o acoplamento pressão-velocidade foi usado o algoritmo numérico SIMPLEC como um esquema de interpolação *higher upwind*, o modelo de turbulência usado foi uma combinação do modelo híbrido k- ϵ com o modelo de comprimento de mistura de Prandtl devido à anisotropia dos tensores de Reynolds. Para este estudo foram testados os ciclones segundo a geometria Lapple e o Stairmand. Desta maneira eles obtiveram uma redução de 20% na queda de pressão, apresentando efeitos positivos na eficiência, pois a região de alta velocidade foi deslocada para a região próxima à parede concentrando o campo centrífugo.

CORRÊA *et al.* (2004) avaliaram experimental e numericamente o tempo de residência das partículas dentro do ciclone usado como secador. Foi utilizado o CFX 4.4 para a simulação, os modelos de turbulência utilizados foram o k- ϵ tradicional, o modificado, o RNG k- ϵ e o modelo de tensores diferenciais (DSM). Para este caso, a influência da fase

sólida na fase fluida não foi considerada. Para o acoplamento da pressão-velocidade foi usado o método *SIMPLE Consistent*, esquema de interpolação *upwind* e as equações foram resolvidas com o algoritmo AMG (*Algebraic Multi-Grid*). Os autores chegaram a conclusão de que a variável de maior influência no tempo de residência é a concentração volumétrica de sólidos. Os estudos experimentais mostraram que o diâmetro da partícula também influencia o tempo de residência das partículas em ciclones.

GIMBUN *et al.* (2004) utilizaram a técnica de fluidodinâmica computacional (CFD) através do código computacional FLUENT 6.1 para prever e avaliar os efeitos do diâmetro do *underflow* na eficiência e na queda de pressão em ciclones. A simulação foi realizada utilizando Reynolds Stress Model (RSM) para modelagem turbulenta e o modelo de fase discreta para o cálculo da trajetória das partículas. Os resultados mostraram que diminuindo o diâmetro do *underflow*, a eficiência e a queda de pressão aumentam. Estes resultados foram comparados com os resultados obtidos experimentalmente por XIANG *et al.* (2001) e apresentaram uma boa concordância. Demonstrando para os autores que a utilização do código computacional é um método efetivo para a modelagem dos efeitos da dimensão do ciclone no seu desempenho.

XIANG e LEE (2004) também utilizaram o código computacional FLUENT 5.5 para simular o comportamento da velocidade tangencial em ciclones com diferentes comprimentos da parte cilíndrica. A simulação foi desenvolvida em cinco ciclones diferentes. Os resultados deste trabalho mostraram que em certos ciclones a distribuição da velocidade tangencial não varia significativamente com a posição axial. A velocidade tangencial em ciclones com diferentes comprimentos é bastante diferente, ela diminui conforme o comprimento do corpo do ciclone aumenta, sendo isto responsável pela baixa eficiência dos ciclones longos observados por ZHU e LEE (1999).

BERNARDO (2005) estudou as técnicas de CFD para realizar o escoamento em ciclones, usando os pacotes CFX e FLUENT, o esquema de interpolação utilizado foi o *upwind* e o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade, para a turbulência foram usados os modelos DES (*Detached Eddy Simulation*), LES (*Large Eddy Simulation*) e o RSM (*Reynolds Stress Model*), sendo que todos apresentaram bons resultados na predição das características do escoamento. Um estudo dos escoamentos monofásicos e bifásicos revelou uma boa concordância com os dados experimentais. Foram realizados também estudos com mudanças geométricas, mudança no ângulo de seção de entrada com bons resultados nas características de escoamento, redução na queda de pressão e aumento na

eficiência de coleta. Variou-se também o diâmetro do *finder*, obtendo-se um aumento na eficiência de coleta.

ZHANG e QIAN (2005) realizaram simulações numéricas de ciclones com diferentes geometrias e diferentes condições de operação, para estudar o comprimento do vortex. As simulações realizadas pelos autores foram conduzidas usando o código comercial FLUENT 6.1. O modelo de turbulência utilizado neste trabalho foi *Reynolds Stress Model*, o esquema de interpolação *upwind* e o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade também foram utilizados. E para a discretização da pressão foi o esquema PRESTO! Um modelo para prever o comprimento do vortex foi obtido baseado na metodologia de superfície de resposta por meio do programa de *software* estatístico (Minitab V14). Os resultados mostraram que a entrada, o comprimento do ciclone e o tamanho do *finder* têm um papel importante na influência do comprimento do vortex. Os resultados da simulação quando comparados com algumas conclusões experimentais indicam que o modelo proposto pelos autores pode estimar os efeitos das diferentes geometrias e condições de operações no desempenho dos ciclones. Este modelo não leva em conta um fator importante, a rugosidade da parede, e este fator é importante, pois ele pode desestabilizar o vortex, porém para a simulação é difícil considerá-lo. Embora necessite-se de uma investigação mais detalhada, os autores concluíram que aumentando a rugosidade da parede a uma diminuição no comprimento do vortex.

GIMBUN et al. (2005) mostraram através de um trabalho, a influência da temperatura e da velocidade de entrada na queda de pressão em ciclones. Utilizaram o código computacional FLUENT 6.1. O modelo de turbulência usado foi o RNG k- ϵ . O modelo estudado apresentou bons resultados para a avaliação da influência da temperatura e da velocidade de entrada. Apresentou boa concordância entre os perfis de temperatura e velocidade com os calculados empiricamente. Notou-se que a queda de pressão se comporta de maneira inversa à temperatura e direta em relação à velocidade.

XIANG et al. (2005) estudaram o escoamento de ciclones de diferentes alturas através da fluidodinâmica computacional. Para isto foi utilizado o código FLUENT 5.5, e o modelo RSM (*Reynolds Stress Model*), as malhas construídas para a simulação tinham de 34000 a 60000 células hexaédricas dependendo da altura do ciclone. Os resultados mostraram que a velocidade tangencial diminuiu quando a altura do ciclone é aumentada, portanto em ciclones “grandes” a eficiência de coleta é baixa.

2.4 – Otimização por Análise Canônica

Este tópico do trabalho apresenta de uma maneira simplificada alguns conceitos sobre análise canônica segundo BARROZO (2001).

A necessidade sempre crescente da otimização de produtos e processos, diminuindo custos e tempos, aumentando rendimento, produtividade e qualidade de produtos, dentre outros objetivos, tem levado vários profissionais a buscarem técnicas sistemáticas de planejamento de experimentos (RODRIGUES e IEMMA, 2005).

A metodologia do planejamento fatorial, associada à análise de superfície de resposta, é uma ferramenta fundamentada na teoria estatística, que fornece informações seguras sobre o processo, minimizando o empirismo que envolve técnicas de tentativa e erro (BOX *et al.*, 1978).

Uma vez realizados os experimentos segundo as orientações de um planejamento experimental, é possível também obter equações empíricas que represente a resposta Y (por ex: Euler, eficiência, vazão, diâmetro de corte etc.) em função das variáveis relevantes. Esta função permite a identificação dos efeitos das variáveis significativas, bem como previsão de repostas futuras.

As equações (2.70) e (2.71) representam a superfície de resposta ajustada (Y) em função das variáveis de interesse por meio da metodologia da superfície de resposta (MYERS, 1976).

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} X_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k b_{ij} X_i X_j \quad (2.70)$$

$$Y = b_0 + \underline{X}' \underline{b} + \underline{X}' \underline{B} \underline{X} \quad (2.71)$$

Sendo que $\underline{X}$, $\underline{b}$ e $\underline{B}$ são apresentados na forma matricial.

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_k \end{bmatrix} \quad \underline{b} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_k \end{bmatrix} \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & \frac{b_{12}}{2} & \dots & \frac{b_{1k}}{2} \\ \frac{b_{21}}{2} & b_{22} & \dots & \frac{b_{2k}}{2} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ \frac{b_{k1}}{2} & \frac{b_{k2}}{2} & \dots & b_{kk} \end{bmatrix}$$

No estudo da forma de uma superfície de resposta e localização de regiões de condições ótimas, é útil reduzir uma forma quadrática para uma forma canônica. A análise canônica permite encontrar pontos ou regiões de máximos ou mínimos.

Para se encontrarem os pontos de máximo, mínimo ou ainda o ponto de sela, faz-se necessário o cálculo do ponto estacionário. Dado pela Equação 2.72.

$$\underline{x}_0 = -\frac{1}{2} \underline{B}^{-1} \underline{b}. \quad (2.72)$$

A natureza do ponto estacionário pode ser determinada quando se realiza uma translação da superfície ajustada da origem $(x_1, x_2, \dots, x_k) = (0, 0, \dots, 0)$ para o ponto estacionário $\underline{x}_0$. Com isso a função de resposta é formulada em termos de novas variáveis, $w_1, w_2, \dots, w_k$ cujos eixos correspondem aos eixos principais do sistema de contornos. Como mostra a Figura 2.2.

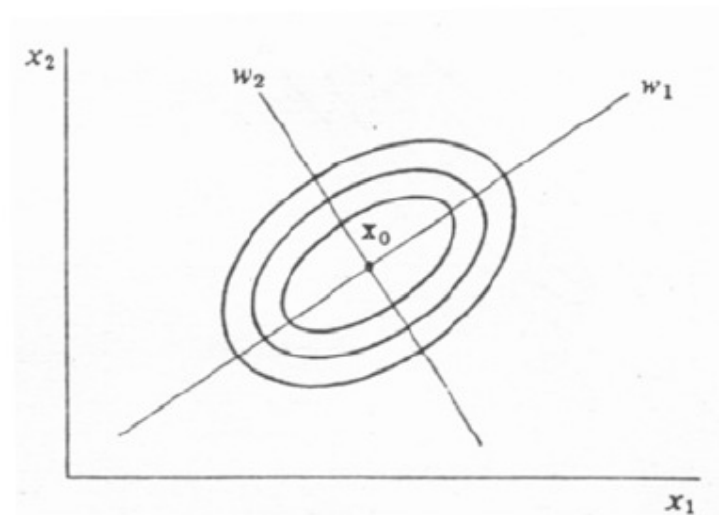


Figura 2.2 – Forma canônica para uma superfície de resposta em duas variáveis.

A função de resposta em termos das novas variáveis $w_1, w_2, \dots, w_k$ é denominada de forma canônica. Representada pela Equação (2.73).

$$\hat{y} = \hat{y}_0 + \lambda_1 w_1^2 + \lambda_2 w_2^2 + \dots + \lambda_k w_k^2 \quad (2.73)$$

em que $\hat{y}_0$ é a resposta estimada no ponto estacionário $\hat{y} = b_0 + \underline{x}_0' \underline{b} + \underline{x}_0' B \underline{x}_0$ e

λ_i são as raízes características da matriz B.

A translação da superfície de resposta para uma nova origem $\underline{x}_0$, é definida como:

$$\underline{z} = \underline{x} - \underline{x}_0 \quad (2.74)$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \hat{y} = b_0 + (\underline{z}' + \underline{x}_0') \underline{b} + (\underline{z}' + \underline{x}_0') B (\underline{z} + \underline{x}_0) = b_0 + \underline{x}_0' \underline{b} + \underline{x}_0' B \underline{x}_0 + \underline{z}' \underline{b} + \underline{z}' B \underline{x}_0 \\ + \underline{x}_0' B \underline{z} + \underline{z}' B \underline{z} \end{aligned} \quad (2.75)$$

Sendo que $\underline{z}' B \underline{x}_0$ e $\underline{x}_0' B \underline{z}$ equivalentes, tem-se:

$$\hat{y} = \hat{y}_0 + \underline{z}' (\underline{b} + 2B \underline{x}_0) + \underline{z}' B \underline{z} \quad (2.76)$$

Mas,

$$\underline{x}_0 = -\frac{1}{2} B^{-1} \underline{b}$$

$$\text{então, } \hat{y} = \hat{y}_0 + \underline{z}' [\underline{b} - 2B(B^{-1} \underline{b} / 2)] + \underline{z}' B \underline{z} \quad (2.77)$$

$$\text{mas, } [\underline{b} - 2B(B^{-1} \underline{b} / 2)] = 0 \quad (2.78)$$

$$\text{então, } \hat{y} = \hat{y}_0 + \underline{z}' B \underline{z} \quad (2.79)$$

sendo:

$$\hat{y}_0 = b_0 + \underline{x}_0' \underline{b} + \underline{x}_0' B \underline{x}_0 = b_0 + \underline{x}_0' \underline{b} / 2 \quad (2.80)$$

$\hat{y} = \hat{y}_0 + \underline{z}' B \underline{z}$ (superfície de resposta de 2ª ordem na nova origem $\underline{x}_0 = (x_{10}, x_{20}, \dots, x_{k0})$).

Existe uma transformação ortogonal $\underline{z} = M \underline{w}$ tal que

$$\underline{z}' B \underline{z} = \underline{w}' M' \underline{w} = \hat{y}_0 + \lambda_1 w_1^2 + \lambda_2 w_2^2 + \dots + \lambda_k w_k^2 \quad (2.81)$$

Em que: M é a matriz $k \times k$ ortogonal ($M' M = I_k$) e $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k$ são as raízes características da matriz B e I_k é a matriz identidade. A determinação da matriz M é importante, pois a transformação $\underline{w} = M' \underline{z}$ permite ao pesquisador a obtenção da expressão relacionada as variáveis com as variáveis canônicas w_i .

A matriz $M = [\underline{m}_1, \underline{m}_2, \dots, \underline{m}_k]$ é a matriz dos autovetores normalizados associados as raízes características λ_i .

$$\underline{m}_i = \begin{bmatrix} m_{1i} \\ m_{2i} \\ \vdots \\ m_{ki} \end{bmatrix}$$

em que:

$$(B - \lambda_i I_k) \underline{m}_i = 0 \quad (2.80)$$

no qual

$$m_{1i}^2 + m_{2i}^2 + \dots + m_{ki}^2 = \underline{m}_i' \underline{m}_i = 1 \quad (2.81)$$

Para a interpretação do sistema deve-se considerar que:

- Se $\lambda_i < 0, i = 1, 2, \dots, k$, quando movimentamos em qualquer direção a partir do ponto estacionário, teremos um decréscimo de $\hat{y}$. Neste caso, $\underline{x}_0$ é um ponto de máximo.
- Se $\lambda_i > 0, i = 1, 2, \dots, k$, o ponto estacionário $\underline{x}_0$ é um ponto de mínimo.
- Se as raízes características têm sinais diferentes, então $\underline{x}_0$ é um ponto de sela.

CAPÍTULO III

MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais, bem como as técnicas utilizadas nos experimentos realizados com os ciclones convencionais e filtrantes.

3.1 – Planejamento Experimental

Como o presente trabalho propõe-se a estudar a influência de quatro variáveis geométricas, na eficiência de separação de ciclones, sendo estas variáveis, o diâmetro do duto de saída do gás do *overflow* (D_o), o diâmetro do *underflow*, (D_u), a altura da parte cônica (Z_c), o comprimento do tubo de saída do gás no interior do ciclone (S_c), (ver Figura 3.1). A técnica estatística de superfície de resposta, que tem como base o planejamento fatorial dos experimentos (BOX *et al.*, 1978), será utilizada na análise dos dados, pois permite verificar os efeitos individuais e as interações entre as variáveis, a avaliação de erros experimentais e de regressão e o equacionamento empírico dos resultados em função das variáveis escolhidas (MYERS, 1976).

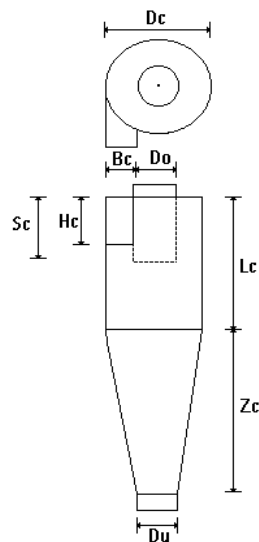


Figura 3.1 - As dimensões geométricas de um ciclone.

Os planejamentos de experimentos que visam a obter uma superfície de resposta de 2ª ordem necessitam de pelo menos três níveis de estudo, são os chamados planejamentos 3^k. Sua desvantagem é a realização de um excessivo número de experimentos quando muitas variáveis estão envolvidas, como no caso do presente trabalho, no qual o número de variáveis é quatro, o que levaria a um planejamento 3⁴, necessitando de 81 experimentos. Em função desta dificuldade, MYERS (1976), desenvolveu um método alternativo que necessita de um menor número de experimentos e fornece uma resposta equivalente denominado planejamento composto central.

Na realidade, este método é uma classe de planejamento fatorial de primeira ordem acrescido de alguns pontos que permitem a estimativa de coeficientes de segunda ordem (MYERS, 1976). Os experimentos a serem realizados são organizados em uma matriz de planejamento, na qual os níveis são representados numa forma codificada, de acordo com a Equação 3.1.

$$X_i = \frac{\xi_i - \xi_{(0)}}{[\xi_{(1)} - \xi_{(-1)}] / 2} \quad (3.1)$$

Em que:

- X_i – valor da variável codificada;
- ξ_i – valor da variável não codificada;
- $\xi_{(0)}$ – valor da variável não codificada referente ao nível central;
- $\xi_{(1)}$ e $\xi_{(-1)}$ valores da variável não codificada referentes aos níveis 1 e -1.

Para que um planejamento composto central seja ortogonal, é necessário que o valor de α adotado pelo pesquisador torne a matriz de variância e covariância diagonal e os parâmetros não sejam correlacionados.

A partir da aplicação das metodologias do planejamento experimental (BOX *et al.*, 1978) e da superfície de resposta (MYERS, 1976), foram estabelecidas as condições dos experimentos para posterior tratamento dos resultados.

O planejamento utilizado neste trabalho para o estudo da influência das quatro variáveis geométricas na eficiência dos ciclones foi o planejamento composto central (PCC), levando a um número total de experimentos de 29, com cinco réplicas no centro.

As equações a seguir são relativas às codificações (adimensionalizações).

$$\text{- Diâmetro do } \textit{Overflow}: \quad x_1 = \frac{Do(cm) - 10,70(cm)}{1\text{ cm}} \quad (3.2)$$

$$\text{- Comprimento do finder:} \quad x_2 = \frac{Sc(cm) - 15,5(cm)}{3,5(cm)} \quad (3.3)$$

$$\text{- Comprimento da parte cônica:} \quad x_3 = \frac{Zc(cm) - 43,65(cm)}{4,85(cm)} \quad (3.4)$$

$$\text{- Diâmetro do } \textit{Underflow}: \quad x_4 = \frac{Du(cm) - 5,75(cm)}{1,35} \quad (3.5)$$

Com base nas equações de codificação e o valor de α , a correspondência de cada um dos fatores com sua forma codificada, é apresentada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Correspondência entre os fatores e suas formas codificadas.

	Do/Dc	Sc/Dc	Zc/Dc	Du/Dc
- α	0,47	0,50	1,84	0,18
- 1	0,50	0,62	2,00	0,23
0	0,55	0,80	2,25	0,30
+ 1	0,60	0,98	2,50	0,37
+ α	0,63	1,10	2,66	0,41

A Tabela 3.2 apresenta a matriz de planejamento, com os níveis das variáveis dispostos de forma codificada (adimensionalizada).

Tabela 3.2: Planejamento Composto Central para 4 fatores, 3 níveis e 5 réplicas no centro.

Ciclones	x_1	x_2	x_3	x_4
C ₁	-1	-1	-1	-1
C ₂	-1	-1	-1	1
C ₃	-1	-1	1	-1
C ₄	-1	-1	1	1
C ₅	-1	1	-1	-1
C ₆	-1	1	-1	1
C ₇	-1	1	1	-1
C ₈	-1	1	1	1
C ₉	1	-1	-1	-1
C ₁₀	1	-1	-1	1
C ₁₁	1	-1	1	-1
C ₁₂	1	-1	1	1
C ₁₃	1	1	-1	-1
C ₁₄	1	1	-1	1
C ₁₅	1	1	1	-1
C ₁₆	1	1	1	1
C ₁₇	$-\alpha$	0	0	0
C ₁₈	α	0	0	0
C ₁₉	0	$-\alpha$	0	0
C ₂₀	0	α	0	0
C ₂₁	0	0	$-\alpha$	0
C ₂₂	0	0	α	0
C ₂₃	0	0	0	$-\alpha$
C ₂₄	0	0	0	α
C ₂₅	0	0	0	0
C ₂₆	0	0	0	0
C ₂₇	0	0	0	0
C ₂₈	0	0	0	0
C ₂₉	0	0	0	0

Após a realização do planejamento de experimentos foi construído um ciclone metálico com partes fixas e partes móveis. As dimensões da parte fixa são: diâmetro da parte cilíndrica ($D_c=19,40\text{cm}$), a altura da parte cilíndrica ($L_c=39,80\text{cm}$), altura do duto de entrada da alimentação ($H_c=9,76\text{cm}$) e a largura do duto de entrada da alimentação ($B_c=4,58\text{cm}$), cujos valores são, 19,40 cm; 39,80 cm; 9,76 cm e 4,58 cm respectivamente. As dimensões das partes móveis são: diâmetro do duto de saída do gás do *overflow* (D_o), o diâmetro do *underflow*, (D_u), a altura da parte cônica (Z_c), o comprimento do tubo de saída do gás no interior do ciclone (S_c).

Os valores máximos e mínimos de cada fator foram baseados nas principais famílias de ciclones existentes na literatura. Tabela 3.3 apresenta as condições operacionais dos 29 experimentos

A Tabela 3.3: Condições operacionais dos 29 experimentos.

Ciclones	Do (cm)	Sc (cm)	Zc (cm)	Du (cm)
C ₁	9,7	12,0	38,80	4,4
C ₂	9,7	12,0	38,80	7,1
C ₃	9,7	12,0	48,50	4,4
C ₄	9,7	12,0	48,50	7,1
C ₅	9,7	19,0	38,80	4,4
C ₆	9,7	19,0	38,80	7,1
C ₇	9,7	19,0	48,50	4,4
C ₈	9,7	19,0	48,50	7,1
C ₉	11,7	12,0	38,80	4,4
C ₁₀	11,7	12,0	38,80	7,1
C ₁₁	11,7	12,0	48,50	4,4
C ₁₂	11,7	12,0	48,50	7,1
C ₁₃	11,7	19,0	38,80	4,4
C ₁₄	11,7	19,0	38,80	7,1
C ₁₅	11,7	19,0	48,50	4,4
C ₁₆	11,7	19,0	48,50	7,1
C ₁₇	9,1	15,5	43,70	5,75
C ₁₈	12,3	15,5	43,70	5,75
C ₁₉	10,7	9,7	43,70	5,75
C ₂₀	10,7	21,3	43,70	5,75
C ₂₁	10,7	15,5	35,60	5,75
C ₂₂	10,7	15,5	51,70	5,75
C ₂₃	10,7	15,5	43,65	3,5
C ₂₄	10,7	15,5	43,65	8,0
C ₂₅	10,7	15,5	43,65	5,75
C ₂₆	10,7	15,5	43,65	5,75
C ₂₇	10,7	15,5	43,65	5,75
C ₂₈	10,7	15,5	43,65	5,75
C ₂₉	10,7	15,5	43,65	5,75

3.2 – A Unidade Experimental

De acordo com a Figura 3.2, a unidade experimental utilizada para a realização dos experimentos é composta pela seção cônica confeccionada com meio filtrante (1), manômetros (2), placa de orifício, onde são obtidas as medidas de velocidade (3), um aparelho de geração de pó (4), uma válvula gaveta (5) e um soprador (6).

O início da operação consistia em acionar o soprador de ar que está acoplado a um motor de 5cv e 3500 rpm, que impulsiona o ar para o sistema. A vazão de ar trabalhada foi de 0,062 m³/s, regulada através de uma válvula globo instalada em um sistema de *by-pass*. A velocidade do ar na tubulação era medida por uma placa de orifício, previamente calibrada conectada a um manômetro diferencial. Durante o experimento, os sólidos eram alimentados

através de um gerador de pó do tipo prato giratório (4) acoplado a um venturi. O gerador foi cuidadosamente calibrado antes de se iniciar os experimentos, para quantificar a vazão mássica de pó que era alimentada. A queda de pressão no ciclone entre a alimentação e o tubo de *overflow*, era medida com um manômetro (2). As partes móveis podiam ser acopladas de acordo com as geometrias de interesse conforme o experimento realizado. O pó era coletado em um recipiente acoplado ao *underflow* e sua massa medida em uma balança digital com precisão de 10 mg. Com esse resultado e com a massa de sólido alimentada no ciclone era possível obter a eficiência global de coleta de cada experimento. Deste material coletado e da alimentação eram retiradas pequenas amostras para serem analisadas quanto à distribuição granulométrica.

Posteriormente à realização dos 29 experimentos com ciclone metálico, as partes cônicas metálicas foram substituídas pelo tecido filtrante. Foram então realizados mais 29 experimentos com os ciclones filtrantes. Como o ciclone construído era composto de partes fixas e móveis as partes cônicas metálicas foram presas através de um flange enquanto as partes cônicas filtrantes foram presas por uma abraçadeira como mostra a Figura 3.2.



Figura 3.2 – Ciclones convencional e filtrante

O tecido filtrante utilizado foi de polipropileno. Para a confecção dos cones de tecidos, foram desenhados os troncos de cone abertos no *software* Autocad e impressos em escala real, para servir de molde na construção, a fim de se garantir que as medidas geométricas dos cones de tecidos fossem iguais às medidas dos cones metálicos.

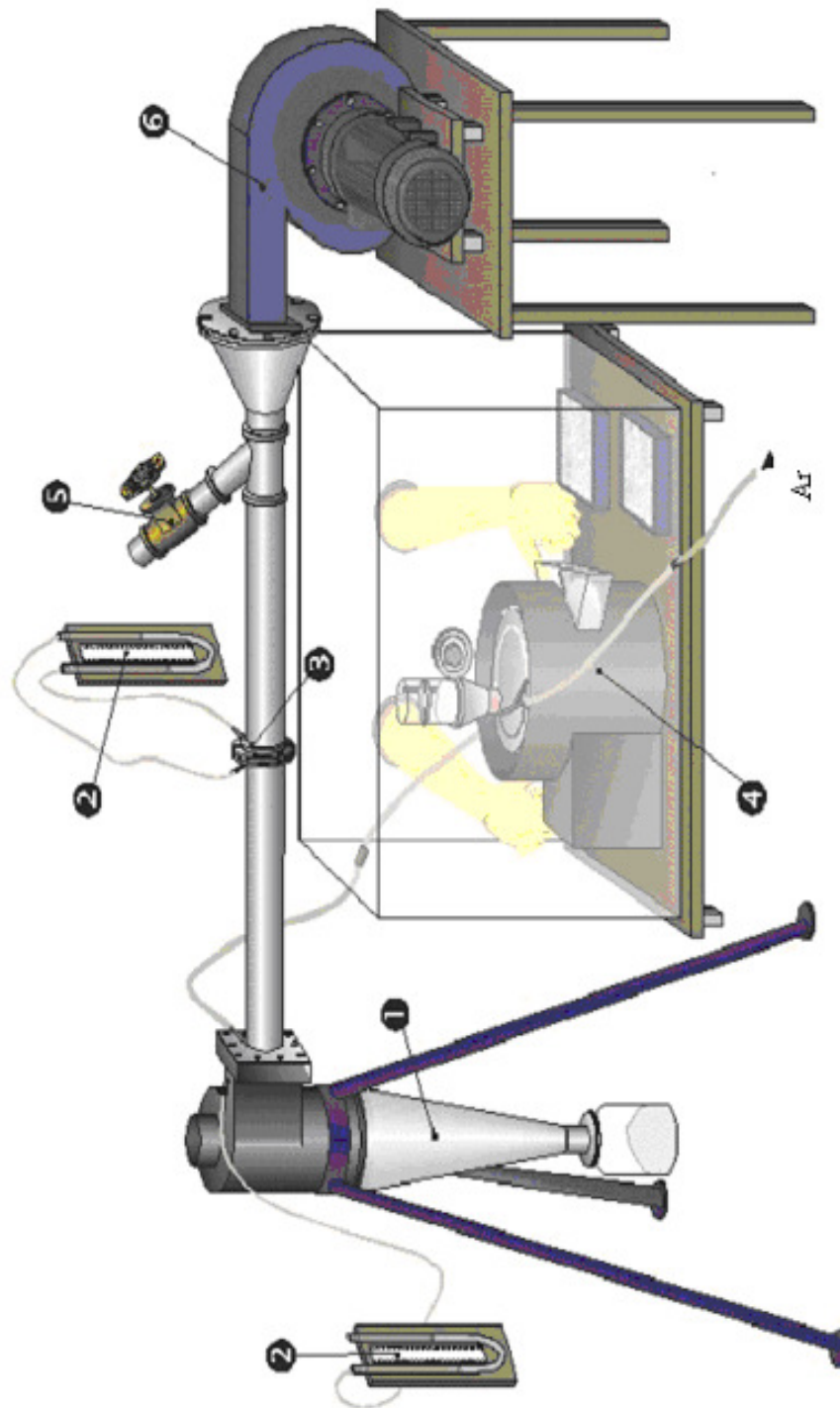


Figura 3.3 - Unidade Experimental

3.2.1 – O Sistema de Geração de Pó

O gerador de pó utilizado é do tipo prato giratório, como mostra a Figura 3.4. O prato de 24 cm de diâmetro gira em torno de seu eixo, no qual é fixado um cone alimentador de pó. Uma vez alimentado, o pó é forçado a se deslocar radialmente pela ação de dois niveladores colocados sobre a extensão do prato. Contornando o prato, com aproximadamente 20 cm de diâmetro, existe um sulco semicircular que é preenchido pelo material particulado à medida que o prato gira. O deslocamento do sólido no cone de alimentação é facilitado pela vibração deste, provocada por um motor instalado na parte superior do cone. O pó é sugado do sulco através de um venturi alimentado por ar comprimido.

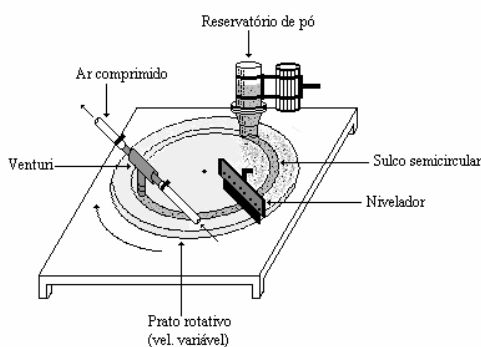


Figura 3.4 - O sistema de geração de pó

3.3 – Análise Granulométrica

Para os ensaios realizados com a rocha fosfática foi utilizada a técnica de Difração Laser (Malvern Mastersizer), o qual baseia-se no princípio de difração de laser para a análise do tamanho de partículas.



Figura 3.5 - O difratômetro de raios *laser* (Mastersizer).

O difratômetro de raios *laser* (Mastersizer) é um equipamento que possui um circuito fechado de bombeamento, no qual as amostras a serem analisadas circulam geralmente diluídas em água. Estas são carregadas para uma pequena câmara de tal forma que o feixe de laser incide perpendicularmente ao escoamento. Quando este incide sobre a amostra, cada laser sofre um desvio em função do tamanho das partículas que encontra no meio. Simultaneamente, um sistema de detectores é capaz de interpretar cada desvio e atribuir a ele um determinado tamanho da partícula na forma de diâmetro volumétrico.

Antes de realizar a análise das amostras é necessário realizar uma calibração do sistema ótico, através da medida do branco que serve como referencial para todas as medidas. Após feito o branco as amostras do material (aproximadamente 2 gramas) são colocadas em um béquer de 500ml contendo água destilada ou deionizada. Para evitar a formação de aglomerados de partículas, é recomendada a aplicação do banho ultra-sônico que serve para romper os possíveis aglomerados de partículas que existem na amostra, este banho é aplicado durante 30 segundos numa frequência moderada. Outra forma usada juntamente com o banho ultra-sônico para manter as partículas afastadas é a utilização do dispersante, sendo o mais recomendado o hexametáfosfato de sódio (calgon) com concentração de 1g por litro de suspensão. Em seguida essa solução é analisada pelo Mastersizer, que fornece a distribuição granulométrica da amostra. Em seguida esses dados são mandados a uma planilha na forma de diâmetro de partículas e suas correspondentes frações mássicas acumulativas. Com essas informações realizava-se uma regressão não linear no software STATISTICA, para o cálculo dos parâmetros do ajuste mais adequado, no caso o RRB.

A distribuição granulométrica pode ser representada na forma cumulativa descrita por uma função $X(d)$, na qual X é a fração mássica de partículas com diâmetros inferiores ao diâmetro d , sendo esta uma dimensão característica qualquer. A função $X(d)$ é sempre crescente e pode ser ajustada a modelos estatísticos, usados para representar uma distribuição granulométrica, dos quais o modelo que melhor se ajustou ao material utilizado neste trabalho foi RRB, representado na Equação 3.6.

$$X = 1 - e^{\left(-\left(\frac{D}{D'}\right)^n\right)} \quad (3.6)$$

em que n e D' são parâmetros do modelo.

3.4 - O material particulado

A rocha fosfática (P_2O_5) utilizada neste trabalho foi fornecida pela empresa FOSFÉRTIL S.A de Patos de Minas (MG). Este material, por apresentar um aspecto relativamente heterogêneo, foi peneirado a úmido, em peneira de 400 mesh, onde foi aproveitada a fração passante. Em seguida, esperava-se a sedimentação completa do material, retira-se o excesso de água com o uso de um sifão e então o material era colocado em estufa à $100^\circ C$ até ficar completamente seco. Este material seco era colocado em um moinho de bolas, onde era moído por um período de 8 horas e finalmente o mesmo retorna para a estufa a fim de controlar sua umidade. A densidade da rocha fosfática foi determinada por técnica de picnometria, cujo valor médio encontrado foi de $3,04 \text{ g.cm}^{-3}$.

A distribuição granulométrica da rocha fosfática utilizada neste trabalho está apresentada na Figura 3.6. Sua determinação experimental foi feita pelo analisador de partículas a laser (*MasterSizer da Malvern*).

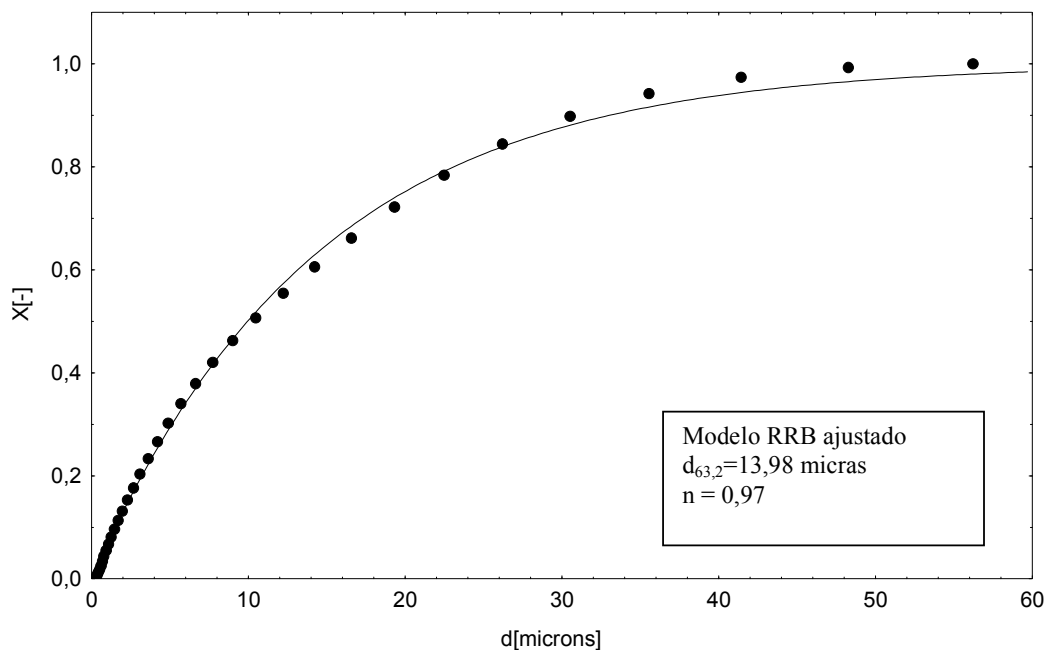


Figura 3.6 – Curva de distribuição granulométrica do pó de rocha fosfática

3.5 – Obtenção das Principais Variáveis na Separação em Ciclones

3.5.1 – Determinação do diâmetro de Corte

Como já foi citado no capítulo anterior, diâmetro de corte (d_{50}) representa o diâmetro de uma partícula separada com uma eficiência de coleta de 50%, com isto, partículas maiores que o diâmetro de corte terão maiores chances de serem coletadas com uma eficiência superior a 50%, enquanto as menores provavelmente serão coletadas com eficiência menor (VIEIRA, 2003).

Com o cálculo das distribuições granulométricas da alimentação e do *underflow*, estes sendo devidamente representado pelo modelo RRB, foi realizado o cálculo do diâmetro de corte, substituindo os parâmetros D'_a e n_a da alimentação e D'_u e n_u do *underflow*, resultantes do experimento, nas Equações (3.7) e (3.8).

$$X_a = 1 - e^{-\left(\frac{D}{D'_a}\right)^{n_a}} \quad (3.7)$$

$$X_u = 1 - e^{-\left(\frac{D}{D'_u}\right)^{n_u}} \quad (3.8)$$

A seguir diferencia-se as Equações (3.7) e (3.8) e substituí-las na Equação (3.9) que relaciona a distribuição granulométrica da alimentação e do *underflow* com as eficiências global e individual de coleta.

$$\eta(D) = \eta \frac{dX_u}{dX_a} \quad (3.9)$$

Através da Equação (3.10) pode-se obter os valores de cada eficiência em função do diâmetro (D), para cada experimento.

$$\eta = \eta_{\text{exp}} \frac{\frac{n_u}{D'_u} \left(\frac{D}{D'_u}\right)^{(n_u-1)} \exp\left(-\left(\frac{d}{D_u}\right)^{n_u}\right)}{\frac{n_a}{D'_a} \left(\frac{D}{D'_a}\right)^{(n_a-1)} \exp\left(-\left(\frac{d}{D_a}\right)^{n_a}\right)} \quad (3.10)$$

Posteriormente iguala-se o primeiro membro a 0,5 e a expressão fica somente em função do diâmetro de corte. Para facilitar este cálculo foi elaborado, em trabalhos anteriores, um programa computacional através do *Software Maple*.

3.5.2 – Determinação do número adimensional Eu

O número de Euler (Eu) fornece a relação entre a queda de pressão no ciclone (ΔP), determinado pelo manômetro digital instalado na entrada do ciclone e a energia cinética por unidade de volume na alimentação. Quanto maior seu valor, maior é o consumo de energia para o bombeamento do gás. O número de Euler é definido por:

$$Eu = \frac{2.(\Delta P)}{\rho u_c^2} \quad (3.11)$$

em que u_c é a velocidade média do fluido tomando por base a seção cilíndrica do ciclone:

$$u_c = \frac{4Q}{\pi D_c^2} \quad (3.12)$$

O número de Euler é calculado utilizando-se os dados de vazão e queda de pressão no ciclone.

3.6 – Caracterização do meio filtrante

O meio filtrante utilizado neste trabalho, polipropileno, foi caracterizado segundo sua resistência à filtração. Esta caracterização é uma etapa de grande importância quando se estudam ciclones filtrantes, pois correlacionam características do cone filtrante com a separação do ciclone.

A Equação (3.13) foi obtida da equação do movimento, considerando-se o fluido, no caso o ar, como gás ideal e admitindo-se escoamento Darcyano (lento) e unidirecional.

$$\frac{-\Delta P}{Lm} = \frac{\mu}{Km} \cdot v \quad (3.13)$$

Em que:

K_m é a permeabilidade do meio dada em m^2

$\frac{-\Delta P}{Lm}$ é a queda de pressão pela espessura

μ é a viscosidade, corresponde a $1,8.10^{-5}$ Kg/MS

$L = 6.10^{-4}$ m

v é a velocidade em m/s dada pela calibração da placa de orifício

Fazendo-se uma regressão linear $y = \alpha.x$, onde:

$$\alpha = \frac{\mu}{Km}, \quad (3.14)$$

$$y = \frac{-\Delta P}{Lm}, \quad (3.15)$$

$x = v$ encontra-se o valor de α e posteriormente determina-se o valor da permeabilidade dos meios (K_m). A permeabilidade encontrada foi de $2,37 \cdot 10^{-11} m^2$. Os dados do ensaio estão contidos no Apêndice A.

3.7 – Otimização por análise canônica

Uma vez realizados os experimentos segundo as orientações do planejamento composto central (Tabela 3.3), foram ajustadas equações empíricas para as respostas: Euler, eficiência e diâmetro de corte em função das variáveis estudadas.

A partir dessas equações foi possível encontrar condições ótimas para as respostas de interesse pela técnica da superfície de resposta utilizando para isso uma análise canônica, conforme metodologia detalhada no item 2.8 do capítulo anterior.

3.8 – Execução Numérica

Como o objetivo deste trabalho refere-se ao estudo do desempenho e a otimização de ciclones convencionais e filtrantes, optou-se por fazer simulações numéricas bidimensionais a fim de se determinar algumas características do escoamento fluidodinâmico desses separadores. Estas simulações foram realizadas através do software comercial FLUENT (FLUENT INC., 2003) o qual a Faculdade de Engenharia Química da UFU possui a licença.

3.8.1 – A Malha Computacional

Para a simulação de ciclones, um dos primeiros passos é desenvolver uma malha computacional que represente de forma satisfatória o ciclone, pois se sabe que o domínio da simulação numérica é dividido em pequenos volumes de controle para posterior aplicação das equações de transporte. No FLUENT, para que o domínio de escoamento seja devidamente simulado, a estrutura base da malha utilizada foi feita no *software* GAMBIT (FLUENT INC., 2003).

No ambiente GAMBIT, a construção da malha é orientada pela escolha de um referencial no plano xy . Desta forma, apenas uma das partes que compõe a simetria será construída, desde que obedecidas algumas exigências impostas pelo *software*. A primeira delas diz respeito ao eixo de simetria do equipamento, ele deve coincidir com o eixo x . A outra refere-se ao domínio da malha, ele deve estar situado numa região cujos valores de y sejam positivos. Com isto os demais extremos do sistema são definidos de forma pontual (referidos pelo programa de *vortex*) pelo fornecimento das respectivas coordenadas (x , y). Definidos os principais *vortex* os mesmos são ligados através de segmentos de reta chamados de *edges*. Estas *edges* representarão posteriormente os tipos de fronteiras existentes no sistema (parede, entrada, saída, interior, eixo, meio poroso, etc.) a serem definidas segundo o interesse do usuário. Um conjunto de *edges* recebe o nome de *faces*, as quais o usuário estabelece o tipo de fluido (monofásico ou mistura) ou sólido (estrutura rígida interna ao escoamento ou necessária à transferência de calor) utilizados na simulação. Finalmente um conjunto de *faces* dá origem aos *volumes*, os quais representam por inteiro todo o domínio a ser simulado (VIEIRA, 2006).

Existem três opções de malha: triangular, retangular e mista. Neste trabalho, a malha computacional é composta de apenas células quadrangulares. Para a construção da malha, em determinada *face*, cada *edge* recebe um número determinado de pontos, este é um ponto fundamental na simulação, pois um número reduzido de pontos, irá gerar poucas células na malha final, comprometendo o resultado, por outro lado um número muito grande de células em cada face exigirá maior esforço computacional no FLUENT. Devido ao grande número de dimensões geométricas neste estudo as malhas são dotadas de no máximo 300000 a 600000 células computacionais (VIEIRA, 2006).

O passo seguinte antes de transferir a malha do GAMBIT para o FLUENT foi promover a identificação das *edges* que compõe o ciclone. Deve-se atribuir a cada *edge* um tipo de fronteira, para que posteriormente estas estejam aptas a receberem as condições de

contorno necessárias. O GAMBIT possui uma nomenclatura própria dependendo da natureza da *edge*. As paredes são denominadas de *wall*, a entrada de *velocity inlet*, as saídas (*underflow* e *overflow*) de *pressure outlet*, o cone quando poroso de *porous zone*, as divisórias internas de *interior* e o eixo de simetria de *axis* (VIEIRA, 2006).

3.8.2 – Condições de contorno

Já no ambiente de simulação do FLUENT, devem-se primeiramente identificar as condições de contorno, bem como os modelos matemáticos que serão utilizados na simulação.

Na entrada do ciclone, a qual é definida como *velocity inlet*, são fornecidos ao *software* os valores das componentes da velocidade do fluido (axial, radial e tangencial). No caso da componente axial da velocidade (w_e) do fluido na entrada do ciclone é nula, pois o ar introduzido no separador na direção de seu diâmetro e não de seu eixo de simetria. Em relação à componente radial da velocidade (u_e) do fluido, é calculada com base na transformação teórica da entrada dos ciclones (essencialmente assimétrica) em uma entrada bidimensional simétrica, de acordo com esclarecimentos de BOYSAN *et al.* (1982), ZHOU e SOO (1990), DYAKOWKI (1993) e MADSEN *et al.* (1994). Vale ressaltar que por a componente radial de velocidade do fluido ser uma grandeza vetorial, em regra, a mesma poderá vir acompanhada do sinal negativo (de acordo com a disposição do eixo das ordenadas) (VIEIRA, 2006).

$$u_e = \frac{Q}{\pi D_i D_c} \quad (3.16)$$

A componente tangencial (v_e) do fluido é calculada, considerando as dimensões exatas do tubo de alimentação do ciclone. Porém para que esta condição esteja disponível durante as simulações é necessário mencionar ao programa computacional, o fato de que o espaço da simulação é regido pela simetria e por escoamento rotacional do fluido (*Axisymmetric Swirl*) (VIEIRA, 2006).

$$v_e = \frac{Q}{\frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (3.17)$$

Em relação às saídas de *underflow* e *overflow*, admitiu-se ambas com pressões atmosféricas locais.

No caso de ciclones filtrantes, cuja parte cônica é porosa, devem-se informar ao FLUENT, a espessura, a permeabilidade, a porosidade e a direção do escoamento do fluido, a fim de que as características do meio filtrante sejam incorporadas durante o processo de simulação (VIEIRA, 2006).

3.8.3 – Os Modelos

Quanto aos modelos de turbulência, foi escolhido para este trabalho o modelo **RSM** (*Reynolds Stress Model*), devido à complexidade de escoamento no interior dos ciclones. Já em relação à interpolação de pressão optou-se pelo esquema **PRESTO!** E quanto ao acoplamento do binômio pressão-velocidade foi utilizado o algoritmo **SIMPLE**. Para as demais variáveis fluidodinâmicas, a escolha de esquemas de interpolação foi do tipo **UPWIND**, sejam de primeira ou segunda ordem (VIEIRA, 2006).

3.8.4 – Obtenção das Principais Variáveis Simuladas

Quando a simulação transcorre bem e os resultados obtidos são satisfatórios, pode-se através do **FLUENT**, obter as principais variáveis relevantes na fluidodinâmica de ciclones.

A queda de pressão é uma delas, está é obtida pela diferença entre os valores médios de pressão na alimentação e *overflow* do ciclone, de acordo com a Equação (3.18), aplicada a cada uma das fronteiras.

$$\bar{p} = \frac{1}{A} \int p_i dA \doteq \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n p_i |A_i| \quad (3.18)$$

O FLUENT possibilita através de sofisticadas ferramentas gráficas, a visualização de contornos de qualquer variável, em todo o domínio simulado ou em regiões específicas, com isto é possível à visualização dos perfis de pressão, velocidades, fases, etc (VIEIRA, 2006).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo será apresentado primeiramente um estudo de verificação da metodologia de simulação empregada no presente trabalho, por meio da comparação com os resultados experimentais de PATTERSON e MUNZ (1996). Em seguida serão apresentados e discutidos os resultados referentes à influência de cada variável geométrica no desempenho dos ciclones convencionais e filtrantes (Do , Sc , Zc e Du) baseadas nas simulações realizadas via FLUENT. E por fim serão apresentados os resultados experimentais dos ciclones convencionais e filtrantes, de acordo com o planejamento composto central adotado, no qual serão apresentadas e discutidas as superfícies de respostas no sentido de otimizar o número Euler e o diâmetro de corte ou a eficiência total de coleta, e com isto escolher a melhor configuração.

4.1 – Verificação da Metodologia Utilizada na Simulação

Nesta seção foi desenvolvida uma etapa de treinamento e verificação da metodologia utilizada nas simulações. Para esta verificação optou-se pelo trabalho realizado por PATTERSON e MUNZ (1996), pois este apresenta resultados experimentais, como perfis de velocidade do fluido no interior de um ciclone da família Lapple. As velocidades tangenciais foram medidas via técnica LDA (*Laser Doppler Anemometer*).

As simulações foram realizadas considerando-se geometria bidimensional com simetria em relação ao eixo central do equipamento, com um total de aproximadamente 144270 células computacionais.

As condições operacionais utilizadas neste trabalho foram condições fixas de velocidade de entrada. A condição de contorno para a saída do *overflow* foi a pressão atmosférica. O modelo de turbulência (FLUENT INC., 2003) utilizado foi o dos tensores de Reynolds (**RSM**). Vale ressaltar que foi testado outro modelo, $k-\varepsilon$, porém o modelo **RSM** apresentou melhores resultados. Adotou-se o esquema **PRESTO!** para acoplamento entre a velocidade e a pressão. Para a interpolação da pressão foi empregado o algoritmo **SIMPLE**. E para todos os demais

algoritmos de interpolação para as outras variáveis foi utilizado o algoritmo **UPWIND** de segunda ordem.

A Figura 4.1 e a Tabela 4.1 mostram as dimensões geométricas do Ciclone utilizado no trabalho de PATTERSON e MUNZ (1996).

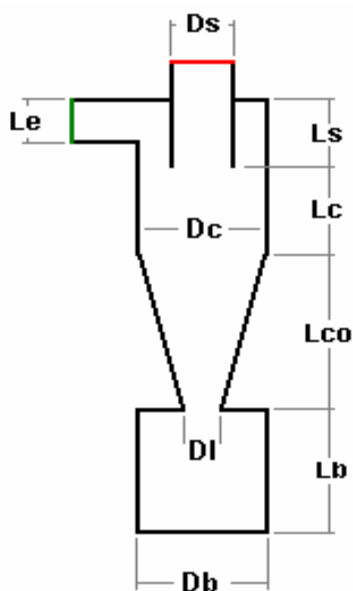
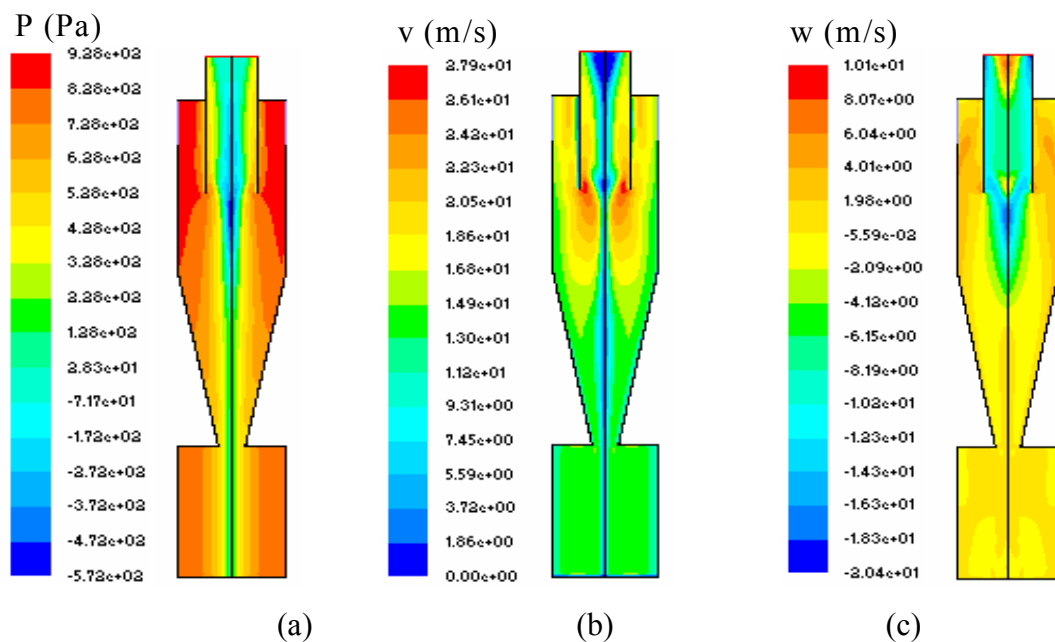


Figura 4.1 – Principais dimensões de um ciclone.

Tabela 4.1: Dimensão do Ciclone Lapple utilizado por PATTERSON e MUNZ (1996).

Dimensão	Valor (m)
Ds	0,0508
Dc	0,1020
DI	0,0254
Db	0,1020
Le	0,0508
Ls	0,1080
Lc	0,0950
Lco	0,2030
Lb	0,1520

A Figura 4.2 apresenta os resultados das simulações para os perfis de pressão (Pa), velocidade tangencial (v) e axial (w), respectivamente.



4.2 – Perfis de pressões (a), velocidades tangenciais (b) e axiais (c) num ciclone Lapple com dimensões definidas por PATTERSON e MUNZ (1996).

A Figura 4.3 apresenta os perfis de velocidade tangencial (v) e axial (w) do fluido, respectivamente, em função da posição radial (r). As variáveis da Figura 4.3 encontram-se adimensionalizadas. As velocidades axial e tangencial foram divididas pelas velocidades de alimentação (W_F e v_F , respectivamente), e a posição radial pelo raio da parte cilíndrica do ciclone (R). Nesta figura as linhas representam os perfis de velocidade simulados, e os pontos representam os resultados experimentais de PATTERSON e MUNZ (1996).

Na Figura 4.3, observa-se que os resultados obtidos via simulação, usando técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) conforme metodologia adotada neste trabalho, mostraram-se satisfatórios quando comparados com os resultados experimentais da literatura. Tanto perfis das velocidades tangenciais quanto axiais apresentaram uma boa concordância.

Uma vez verificada a metodologia foram realizadas as simulações das geometrias de ciclones convencionais e filtrantes propostas nesta tese. Os resultados dessas simulações serão apresentados a seguir.

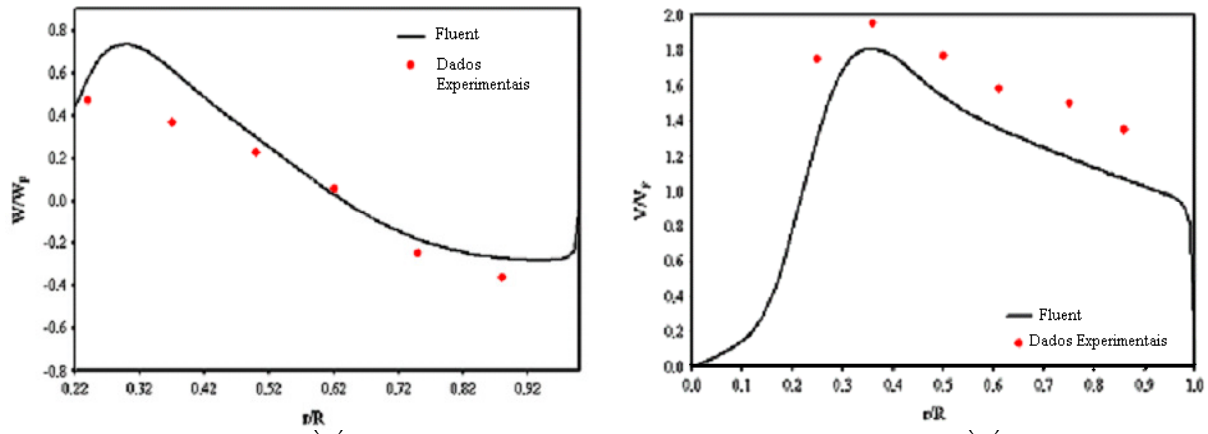


Figura 4.3 – Perfis de velocidade axial (a) e tangencial (b) segundo PATTERSON e MUNZ (1996) e simulações

4.2 - Estudo Fluidodinâmico da Influência de cada Variável Geométrica na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.

Primeiramente vale ressaltar que, com o objetivo de simplificar a interpretação dos resultados, os ciclones foram denominados de acordo com o material do qual a seção cônica foi constituída. Portanto os ciclones **CC** e **CPP** referem-se, respectivamente, aos ciclones convencionais e com o tecido de polipropileno. O número no sub-índice refere-se às condições do planejamento experimental (Tabela 3.1). Por exemplo, o **CC₁₇** é o ciclone convencional com as variáveis geométricas definidas na linha 17 da Tabela 3.1.

Antes da apresentação dos resultados experimentais dos ciclones convencionais e filtrantes, optou-se primeiramente por discutir a influência de cada variável geométrica baseada nas simulações realizada via técnicas de CFD, conforme a metodologia já descrita, adotada nesta tese.

4.2.1 – Influência do Diâmetro do *Overflow* (D_o) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.

São apresentados nas Figura 4.4(a), 4.4(b) e 4.5 os perfis de pressões, velocidades tangenciais (v_θ) e radiais (v_r) para o par de ciclones convencionais **CC₁₇** e **CC₁₈** e as Figuras

4.6(a), 4.6(b) e 4.7 para o par de ciclones filtrantes de polipropileno CPP₁₇ e CPP₁₈, para melhor analisar os efeitos da variação do diâmetro do *overflow* (Do) na performance destes ciclones. Estes pares de ciclones foram escolhidos porque possuem diâmetros de *overflow* (Do) bem distintos, nos níveis extremos do planejamento $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a relações Do/D_c iguais a 0,13 e 0,09, respectivamente, o que permite uma análise bem detalhada da capacidade, dos custos energéticos e da classificação de sólidos, sendo que as demais dimensões são mantidas constantes. Vale ressaltar ainda que os valores de número de Euler são simulados e que os valores da eficiência são experimentais.

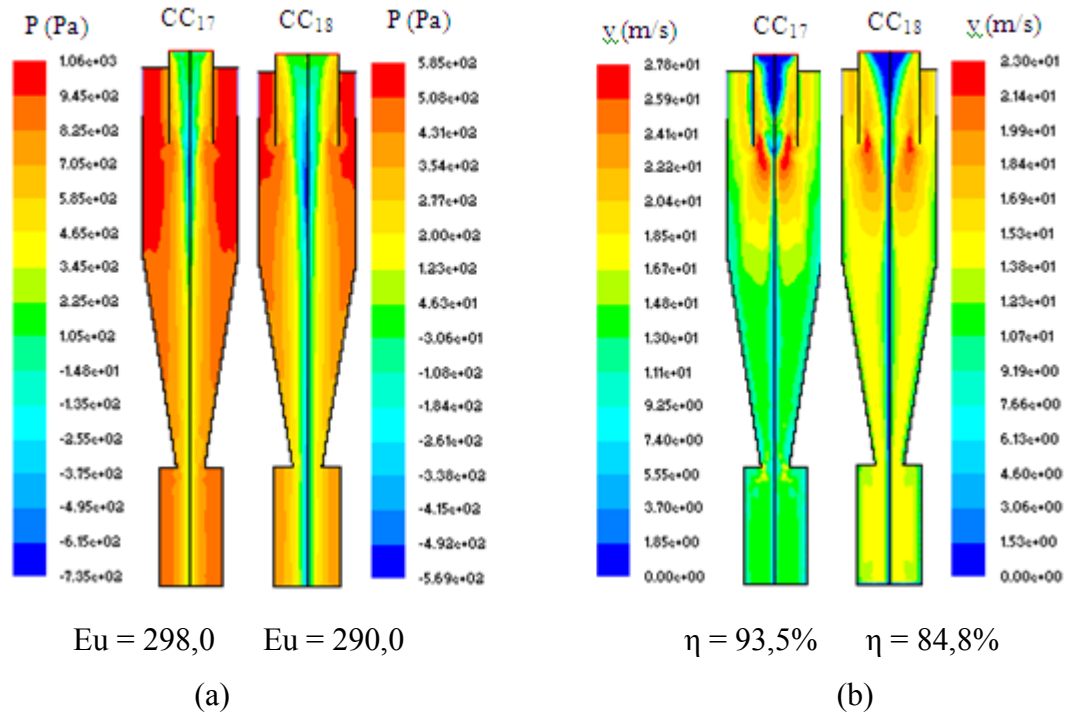


Figura 4.4 – Perfis de pressão (a) e velocidade tangencial (b) para CC₁₇ e CC₁₈

Pode-se observar na Figura 4.4 (a) que o aumento de Do fez com que o fluido dentro do ciclone cedesse energia de pressão de uma forma mais gradativa. Com isso, o ciclone CC₁₈ conseguiu receber uma maior quantidade de fluido por unidade de tempo, o que pode ser confirmado pelo número de Euler do par estudado.

Os perfis de velocidades tangenciais comportaram-se inversamente à variação de Do . A Figura 4.4 (b) mostra claramente que o ciclone convencional CC₁₇, ou seja, menor diâmetro de *overflow* (Do) apresentou perfis com maiores níveis de velocidades tangenciais quando

comparado com o ciclone convencional CC₁₈. Desta forma, quanto maiores forem os perfis de velocidades tangenciais maiores são as respectivas forças centrífugas que atuam diretamente sobre as partículas em direção à parede do ciclone e, portanto maiores serão as eficiências totais de coleta. As eficiências presentes na Figura 4.4 (b), São eficiências totais de coleta experimentais.

A Figura 4.5 mostra os perfis radiais do fluido próximo à parede cônica do ciclone, tanto para o ciclone CC₁₇, quanto para o ciclone CC₁₈, ambos calculados na posição axial 20 cm acima do orifício de *underflow*. O sinal negativo indica que o fluido escoa da parede para o centro do ciclone.

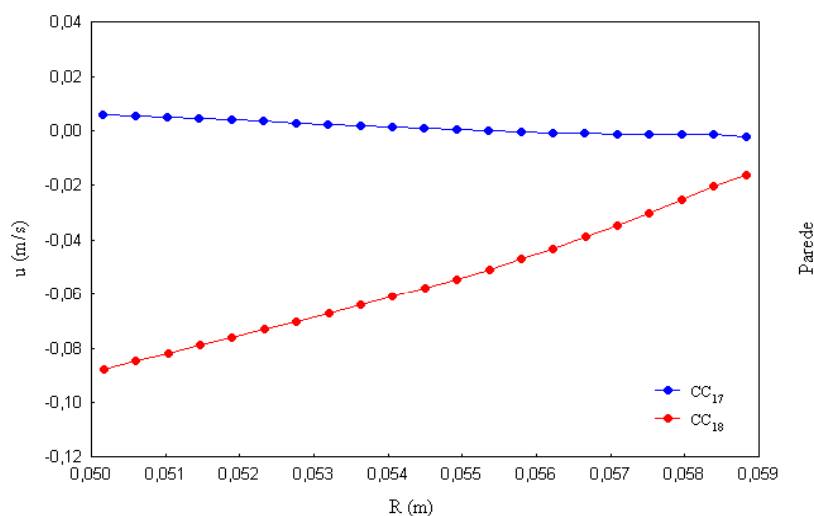


Figura 4.5– Perfis de velocidades radiais do fluido a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC₁₇ e CC₁₈

De acordo com a Figura 4.5, acredita-se que as partículas próximas à parede do ciclone CC₁₈ devem ser arrastadas com maior facilidade para o interior do equipamento, devido estarem sujeitas a maiores gradientes de velocidades radiais, o que prejudica a eficiência do equipamento, fazendo com que o ciclone CC₁₈ apresentasse o menor valor de eficiência total de coleta.

Pode-se concluir que ao se diminuir o diâmetro do *overflow* (D_o) proporciona-se um acréscimo nas forças centrífugas, que tem efeito positivo na performance de separação.

Estas conclusões podem ser confirmadas para outros pares de ciclones: CC₁ – CC₉, CC₂ – CC₁₀, CC₃ – CC₁₁, CC₄ – CC₁₂, CC₅ – CC₁₃, CC₆ – CC₁₄, CC₇ – CC₁₅, CC₈ – CC₁₆, CC₁₇ – CC₂₅ e CC₁₈ – CC₂₅, cujas respectivas simulações encontram-se no Apêndice F.

Para os ciclones filtrantes foi feita uma análise semelhante, comparou-se o perfil de pressão, velocidades tangenciais e radiais, para os pares CPP₁₇ e CPP₁₈ para melhor visualizar os efeitos da variação do diâmetro do *overflow* (Do) na performance destes ciclones.

Primeiramente observou-se que os valores de número de Euler e de eficiência para os ciclones filtrantes são menores quando comparados aos ciclones convencionais, tais diferenças serão discutidas em outra seção.

Quando se analisa o efeito do diâmetro do *overflow* (Do) sobre o par de ciclones filtrantes de polipropileno CPP₁₇ e CPP₁₈ observa-se que ocorre o mesmo fenômeno que para o caso dos ciclones convencionais, ou seja, o aumento do diâmetro de *overflow* (Do) diminui o número de Euler. Isto é confirmado pelos perfis de pressões presentes na Figura 4.6 (a).

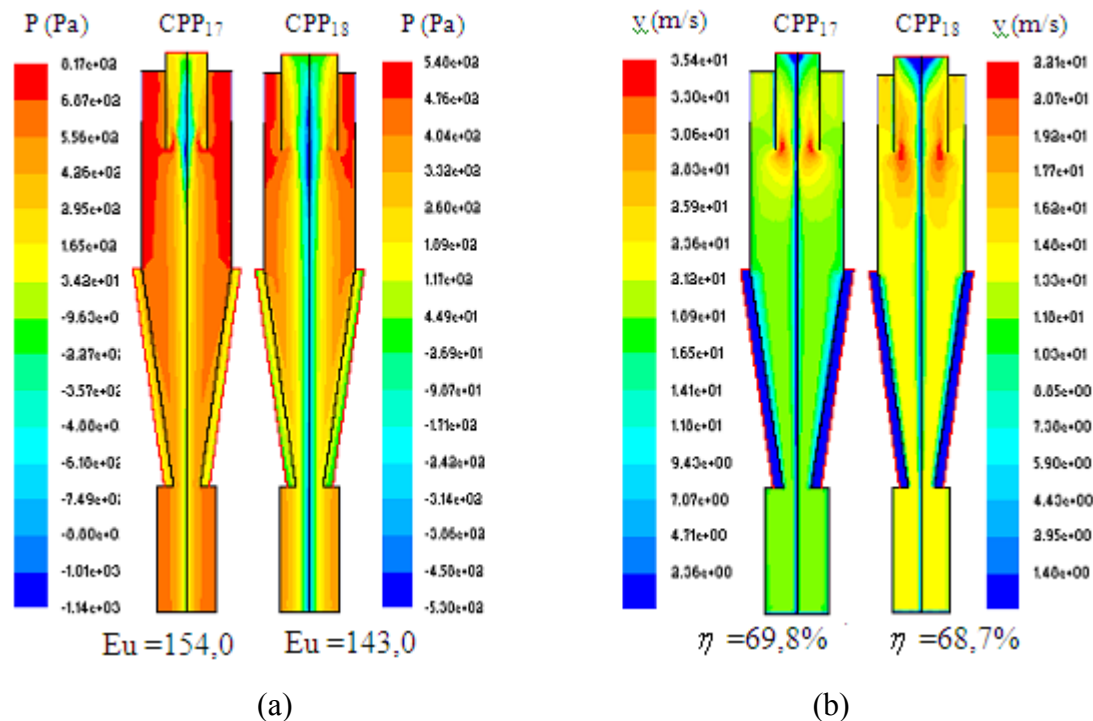


Figura 4.6 – Perfis de pressões (a) e velocidades tangenciais (b) para os ciclones filtrantes CPP₁₇ e CPP₁₈.

Na Figura 4.6 (b) estão presentes os perfis de velocidades tangenciais para os pares de ciclones filtrantes CPP₁₇ e CPP₁₈. Analogamente ao convencional, percebe-se que as velocidades tangenciais para o ciclone filtrante CPP₁₇ são maiores quando comparadas às do ciclone filtrante

CPP₁₈. Este comportamento é confirmado pelo valor de sua eficiência total de coleta que também é maior.

Os perfis de velocidades radiais para o par de ciclones CPP₁₇ e CPP₁₈, são apresentados na Figura 4.7. Vale ressaltar que a posição axial calculada para os ciclones filtrantes foi a mesma utilizada para os ciclones convencionais, ou seja, $z = 20$ cm acima do orifício de *underflow*. As partículas próximas a parede do CPP₁₈ foram arrastadas em maior intensidade para o interior do equipamento, devido ao fato de estarem mais sujeitas ao gradiente de velocidades radiais. Nesse caso, as partículas são carregadas com mais facilidade para a corrente do *overflow*.

Outro fato importante é a constatação de ao contrário dos ciclones convencionais, os filtrantes apresentam velocidades negativas para os dois casos, o que diminui a eficiência destes em relação aos primeiros.

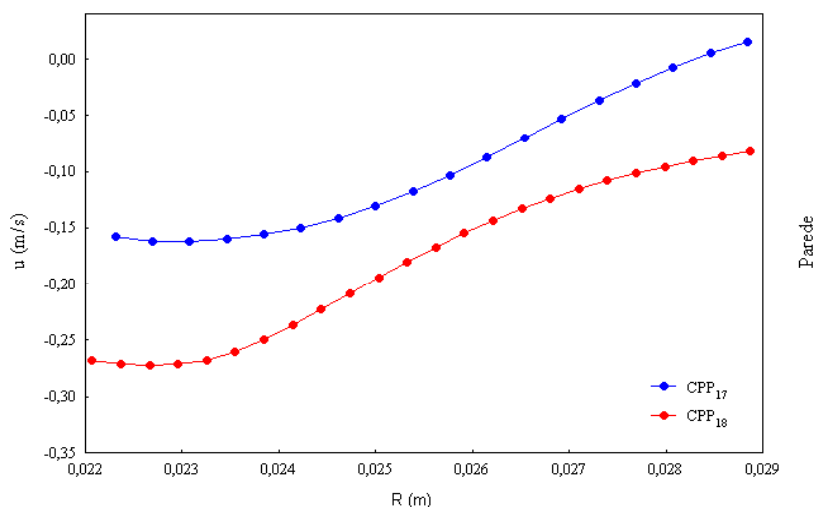


Figura 4.7 – Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP₁₇ e CPP₁₈

Estas conclusões podem ser confirmadas a outros pares de ciclones filtrantes: CPP₁ – CPP₉, CPP₂ – CPP₁₀, CPP₃ – CPP₁₁, CPP₄ – CPP₁₂, CPP₅ – CPP₁₃, CPP₆ – CPP₁₄, CPP₇ – CPP₁₅, CPP₈ – CPP₁₆, CPP₁₇ – CPP₂₅ e CPP₁₈ – CPP₂₅, cujas respectivas simulações estão contidas no Apendicê G.

4.2.2 – Influência do Tamanho do Vortex Finder (Sc) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes.

São apresentados a seguir os perfis de pressões, velocidades tangenciais e (v_θ) e radiais (v_r) para o par de ciclones convencionais CC_{19} e CC_{20} e para o par de ciclones filtrantes de polipropileno CPP_{19} e CPP_{20} , para melhor analisar os efeitos da variação do comprimento do *vortex finder* (Sc) na performance destes ciclones.

Estes pares de ciclones foram escolhidos porque possuem o comprimentos dos vortex finder (Sc) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a relações Sc/D_c iguais a 0,5 e 1,10, respectivamente. Tal condição permite uma análise da capacidade, dos custos energéticos e da classificação de sólidos nos extremos dessa variável, sendo que as demais dimensões são mantidas constantes.

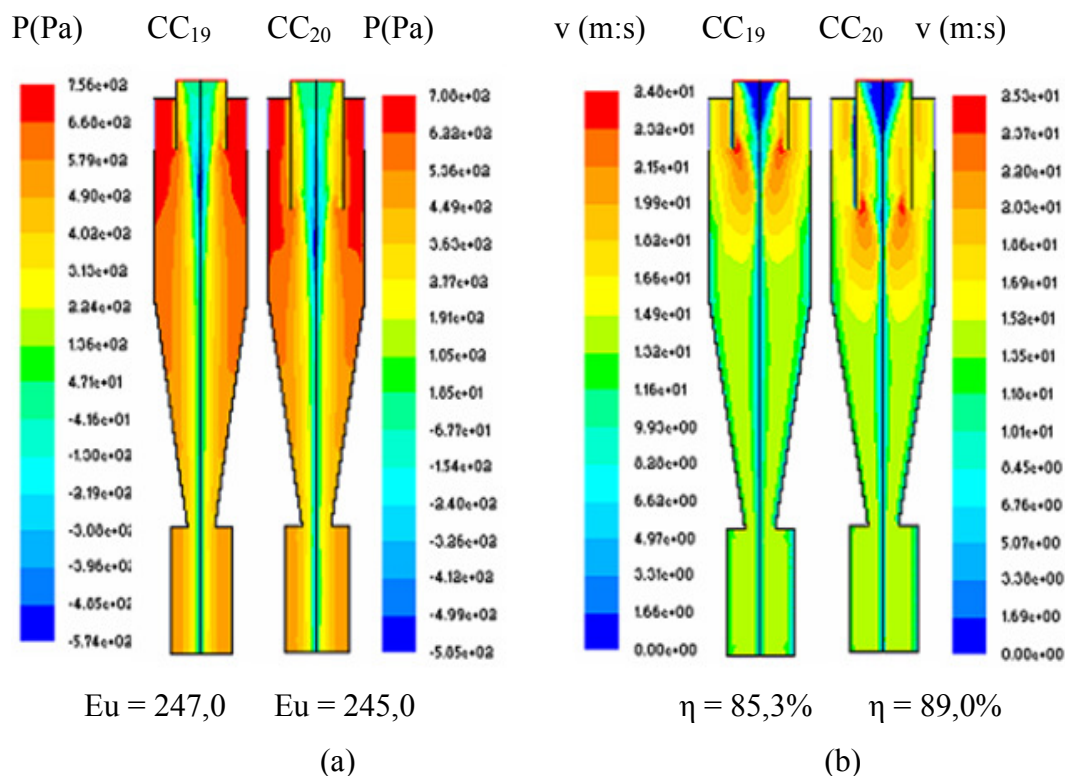


Figura 4.8 – Perfis de pressões (a) e velocidades tangenciais (b) para os ciclones convencionais CC_{19} e CC_{20} .

Quando se observam os perfis de pressões dos ciclones CC₁₉ e CC₂₀, mostrados na Figura 4.8 (a), nota-se que, com o aumento do comprimento do *vortex finder* ocorre uma leve redução nos níveis de pressão. Quanto aos perfis de velocidades tangenciais, verifica-se que, no ciclone CC₂₀, houve um pequeno aumento no gradiente de velocidades tangenciais com o aumento do comprimento do *vortex finder* e conseqüentemente também uma pequena elevação na eficiência. Isto se confirma pelos valores de eficiência total de coleta.

A Figura 4.9 apresenta os perfis de velocidades radiais do fluido próximo a parede cônica do ciclone. Estes perfis foram calculados a 20 cm do orifício do *underflow*. Nota-se, através da Figura 4.9, que o ciclone CC₁₉ possui valores de velocidades radiais levemente superiores, o que também explica a eficiência um pouco menor para esta configuração. Estes resultados podem ser confirmados por outros pares de ciclones convencionais: CC₁ – CC₅, CC₂ – CC₆, CC₃ – CC₇, CC₄ – CC₈, CC₉ – CC₁₃, CC₁₀ – CC₁₄, CC₁₁ – CC₁₅, CC₁₂ – CC₁₆, CC₁₉ – CC₂₅ e CC₂₀ – CC₂₅, cujas respectivas simulações estão contidas no Apêndice G.

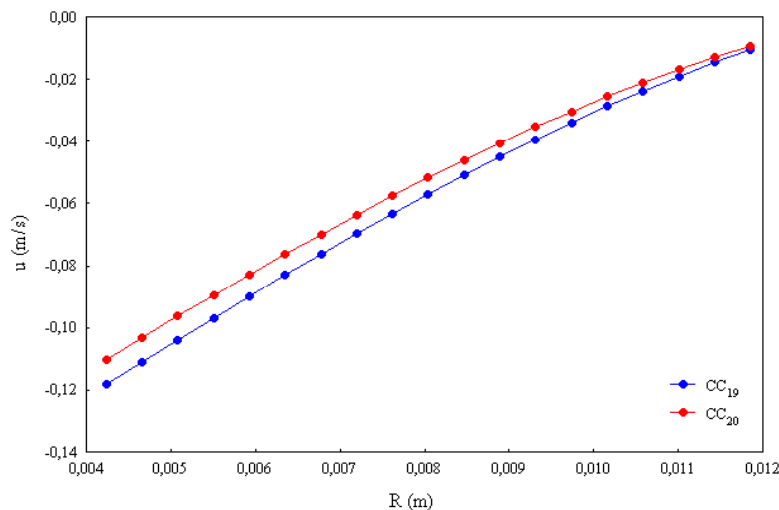


Figura 4.9 – Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC₁₉ e CC₂₀

Para os ciclones filtrantes fica claro que o aumento do comprimento do *vortex finder* sobre o número de Euler é positivo, ou seja, quando se aumenta esta variável (Sc) faz-se com que haja uma diminuição nos custos energéticos que estão diretamente relacionados com o número de Euler (ver Figura 4.10 (a)).

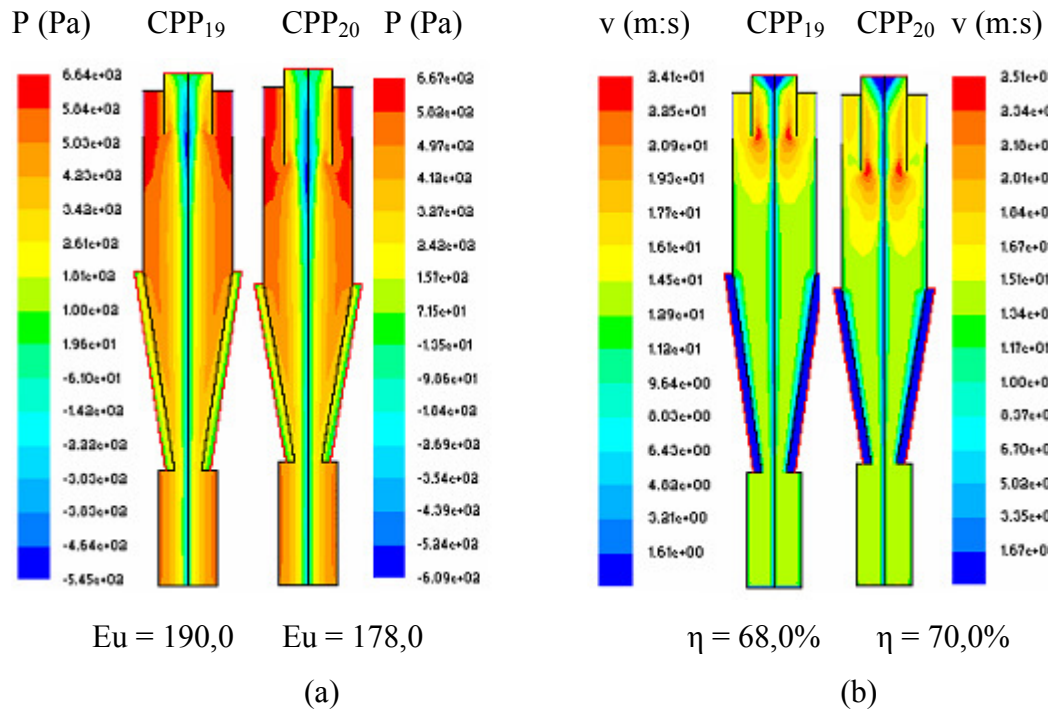


Figura 4.10 – Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os ciclones filtrantes CPP₁₉ e CPP₂₀.

Para os perfis de velocidades tangenciais, obteve-se um comportamento muito similar para as duas configurações (CPP₁₉ e CPP₂₀).

Para os perfis de velocidades radiais nota-se, na Figura 4.11 que o aumento do comprimento do *vortex finder* causou a diminuição nos níveis de velocidade radial fazendo com que as partículas próximas a parede tenham maior dificuldade de serem arrastada para o interior do ciclone, o que para a eficiência é um efeito positivo.

Estas conclusões podem ser confirmadas para outros pares de ciclones filtrantes: CPP₁ – CPP₅, CPP₂ – CPP₆, CPP₃ – CPP₇, CPP₄ – CPP₈, CPP₉ – CPP₁₃, CPP₁₀ – CPP₁₄, CPP₁₁ – CPP₁₅, CPP₁₂ – CPP₁₆, CPP₁₉ – CPP₂₅ e CPP₂₀ – CPP₂₅, (Apêndice G).

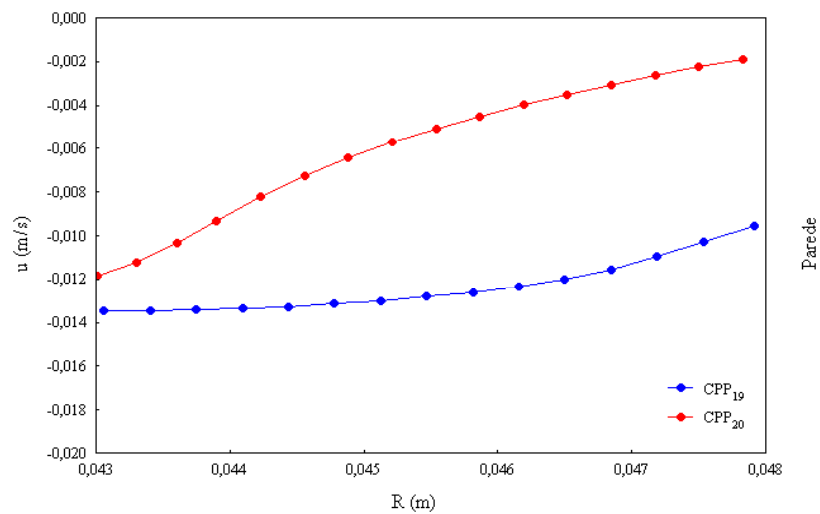


Figura 4.11 – Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP₁₉ e CPP₂₀

4.2.3– Influência do Comprimento da Seção Cônica (Z_c) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes

Para analisar os efeitos da variação do comprimento da seção cônica (Z_c) no desempenho dos ciclones, são apresentados a seguir, nas Figuras 4.12(a), 4.12 (b) e 4.13, os perfis de pressões, velocidades tangenciais (v_θ) e radial (v_r) para os pares de ciclones convencionais CC₂₁ e CC₂₂ e para o par de ciclones filtrantes de polipropileno CPP₂₁ e CPP₂₂. Estes pares de ciclones foram escolhidos porque possuem comprimento da seção cônica (Z_c) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a uma relação Z_c/D_c igual a 1,83 e 2,67, respectivamente.

Na Figura 4.12 (a) constata-se que o fato de aumentar o comprimento da seção cônica dos ciclones convencionais fez com que houvesse um aumento no número de Euler dos respectivos equipamentos. Verifica-se que maiores comprimentos da seção cônica acarretam em maiores número de Euler. Em relação aos perfis de velocidade tangencial, Figura 4.12 (b), pode-se dizer que o aumento do comprimento da seção cônica fez com que os níveis de velocidade tangenciais tivessem um leve aumento.

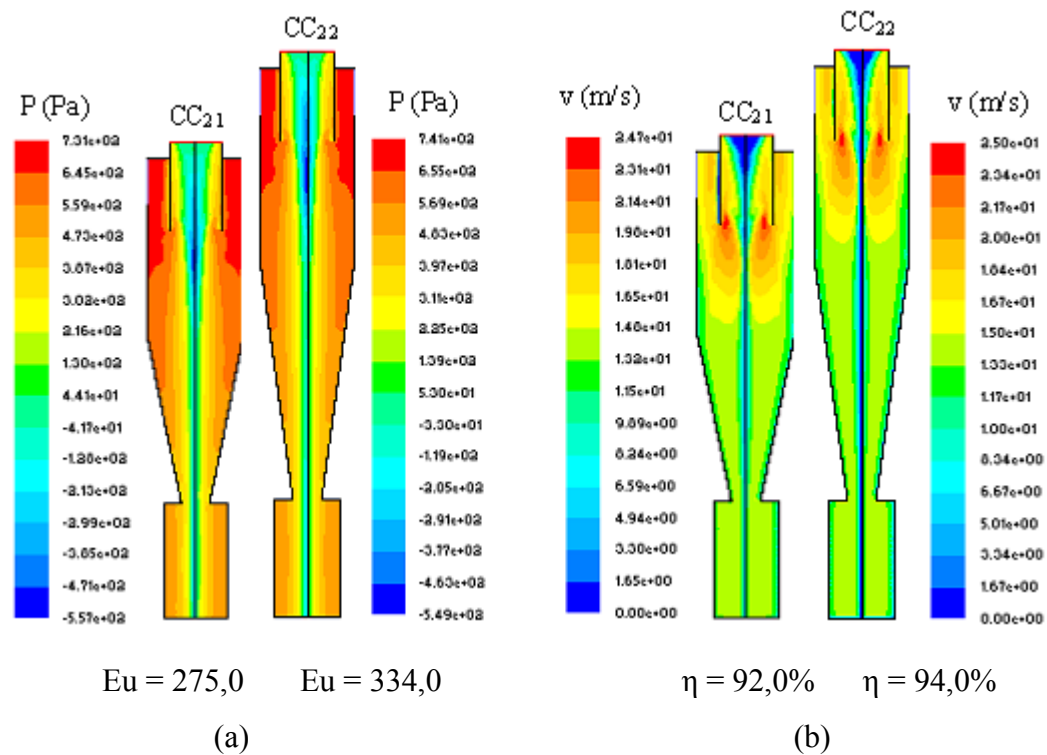


Figura 4.12 – Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais (b) para os CC₂₁ e CC₂₂

A Figura 4.13 apresenta os perfis de velocidade radial calculado a 20 cm do orifício do *underflow*.

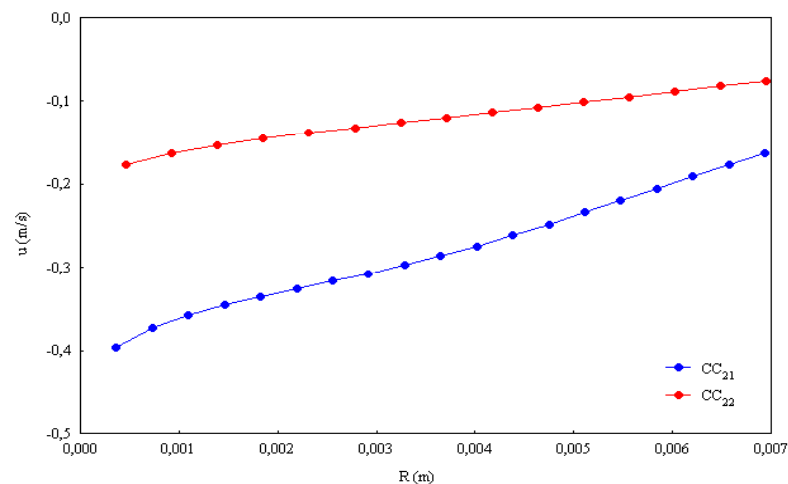


Figura 4.13 – Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones convencionais CC₂₁ e CC₂₂

Nesta figura percebe-se que o ciclone com menor comprimento da seção cônica, CC_{21} , possui maiores valores de velocidade radial o que prejudica o desempenho do ciclone, pois as partículas são carregadas com mais facilidade para o interior do equipamento e com isso direcionadas para a corrente do *overflow*, fazendo com que a eficiência seja menor.

Estas conclusões podem ser verificadas a outros pares de ciclones convencionais: $CC_1 - CC_3$, $CC_2 - CC_4$, $CC_5 - CC_7$, $CC_6 - CC_8$, $CC_9 - CC_{11}$, $CC_{10} - CC_{12}$, $CC_{13} - CC_{15}$, $CC_{14} - CC_{16}$, $CC_{21} - CC_{25}$ e $CC_{22} - CC_{25}$, dispostos no Apêndice F.

Para os ciclones filtrantes de polipropileno o aumento da seção cônica também acarreta num aumento no número de Euler. Maiores níveis de velocidade tangencial também são obtidos com o aumento de Z_c (Figura 4.14 (a)).

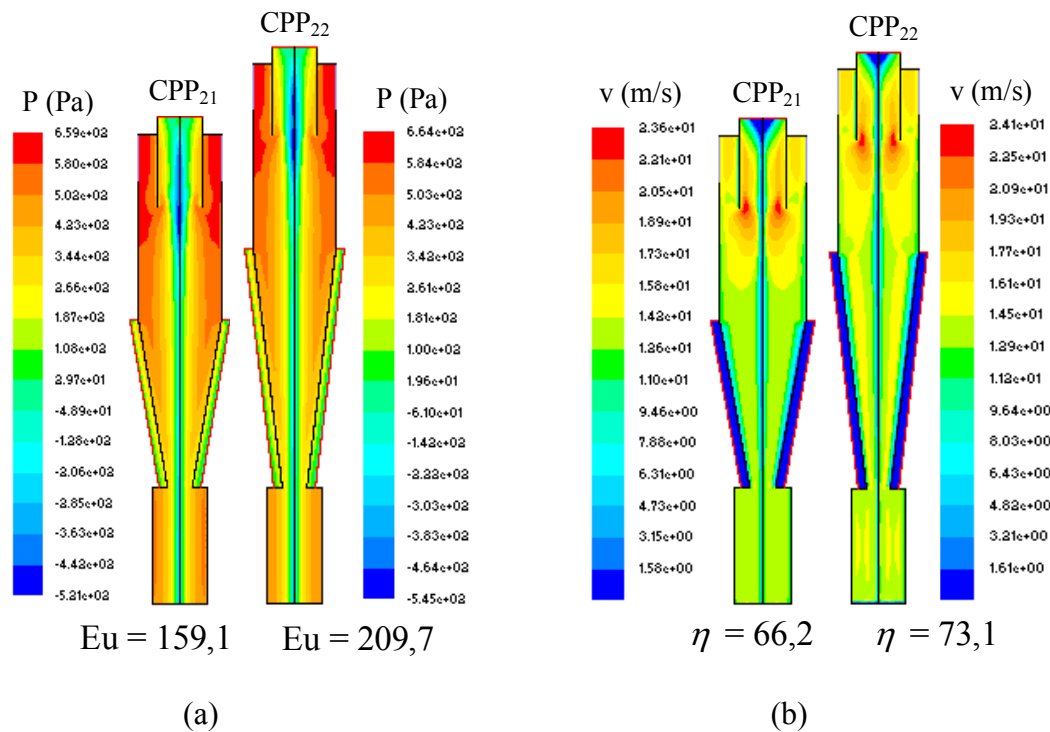


Figura 4.14 – Perfis de pressões (a) e de velocidades tangenciais para os CPP_{21} e CPP_{22} .

A Figura 4.15, a seguir, mostra os perfis de velocidade radial para os ciclones filtrantes CPP_{21} e CPP_{22} , ambos calculados na posição axial, $z = 20$ cm acima do orifício do *underflow*.

Esta figura mostra claramente que o ciclone filtrante, CPP_{21} , apresenta maiores valores de velocidade radial, o que para as partículas presentes no equipamento, é prejudicial, pois elas são arrastadas para o interior do ciclone e com isso facilmente direcionadas para a corrente do

overflow, diminuindo a eficiência. Isto pode ser confirmado, pelos valores de eficiência, não só dos pares CPP₂₁ – CPP₂₂, como também nos outros pares de ciclones filtrantes: CPP₁ – CPP₃, CPP₂ – CPP₄, CPP₅ – CPP₇, CPP₆ – CPP₈, CPP₉ – CPP₁₁, CPP₁₀ – CPP₁₂, CPP₁₃ – CPP₁₅, CPP₁₄ – CPP₁₆, CPP₂₁ – CPP₂₅ e CPP₂₂ – CPP₂₅.

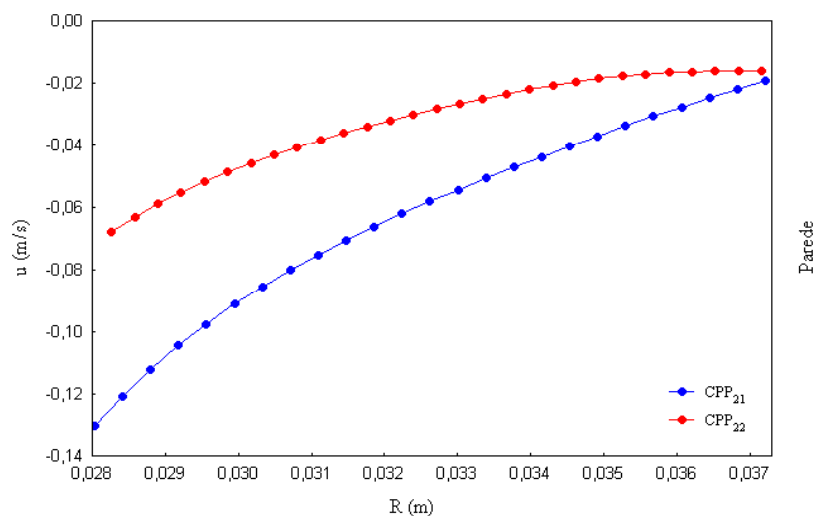


Figura 4.15 – Perfis de velocidade radial a 20 cm da base dos ciclones filtrante CPP₂₁ e CPP₂₂

4.2.4 – Influência do Diâmetro do *Underflow* (D_u) na Performance dos Ciclones Convencionais e Filtrantes

Nas Figura 4.16(a), 4.16(b) e 4.17, são apresentados a seguir os perfis de pressões, velocidades tangenciais (v_θ) e radial (v_r) para o par de ciclones convencionais CC₂₃ e CC₂₄ e para o par de ciclones filtrantes de polipropileno CPP₂₃ e CPP₂₄, para melhor analisar os efeitos da variação do diâmetro de *underflow* (D_u) na performance destes ciclones. Estes pares de ciclones foram escolhidos porque possuem diâmetro do *underflow* (D_u) nos níveis extremos ($-\alpha$ e $+\alpha$), os quais correspondem a uma relação D_u/D_c igual a 0,17 e 0,42, respectivamente.

Quando ocorre um aumento no diâmetro do *underflow*, tem-se um decréscimo no número de Euler e um aumento na eficiência. Este aumento na eficiência pode ser explicado pelos resultados da Figura 4.17, onde fica claro que a atuação da componente radial do fluido sobre as partículas no ciclone CC₂₄ foi menos intensa do que no ciclone CC₂₃, conseqüentemente foi mais difícil arrastá-las para o interior do equipamento. Estas conclusões podem ser conferidas para