



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**  
**DOUTORADO EM ENGENHARIA DE PROCESSO**

## **TESE DE DOUTORADO**

ESTUDO TEÓRICO DA  
TERMOFLUIDODINÂMICA EM SECADORES  
CICLÔNICOS

Fabiana Pimentel Macêdo Farias

Campina Grande - Paraíba

Abril - 2006

# **ESTUDO TEÓRICO DA TERMOFLUIDODINÂMICA EM SECADORES CICLÔNICOS**

Fabiana Pimentel Macêdo Farias

Tese de Doutorado submetida e apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande – Campus I, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Doutor em Engenharia de Processos.

Área de Concentração: Processos térmicos e de separação.

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Orientador

Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

Orientador

Campina Grande - Paraíba

Abril - 2006

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

F224e  
2006

Farias, Fabiana Pimentel Macêdo.

Estudo teórico da termofluidodinâmica em secadores ciclônicos —  
Campina Grande, 2006.

150f.: il.

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

Referências.

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

1. Ciclone. 2. CFX. 3. Fluidodinâmica. 4. Secagem. 5. Bagaço-de-  
cana. I. Título.

CDU 66.047:662.636(043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE  
**FABIANA PIMENTEL MACÊDO FARIAS** APRESENTADA AO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS  
DO CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DE CAMPINA GRANDE.

Tese de Doutorado **Aprovada com distinção** em 19 de Abril de 2006.



---

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



---

**Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto**  
**ORIENTADOR - UFCG/CCT/UAEM**



---

**Prof. Dr. Jefferson Luiz Gomes Corrêa**  
**EXAMINADOR EXTERNO - UFLA/DCA**



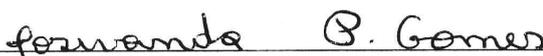
---

**Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero**  
**EXAMINADOR EXTERNO - UFPE/DEMEC**



---

**Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho**  
**EXAMINADOR EXTERNO- UFCG/CCT/UAEM**



---

**Profa. Dra. Josivanda Palmeira Gomes**  
**EXAMINADORA INTERNA- UFCG/CTRN/UAEM**

Campina Grande, Abril de 2006.  
PB, Brasil

*Dedico este trabalho ao meu  
filho Elmer, por suas brincadeiras,  
carinho e sua absoluta inocência.  
Ao meu esposo por toda compreensão e carinho.*

## **Agradecimentos**

Ao longo desta caminhada é difícil de dizer quem foi mais, ou menos, importante. Assim, aos que não forem citados sintam-se também homenageados.

Ao meu amigo e companheiro de todas as horas: Deus.

Ao Professor Dr. Antônio Gilson Barbosa de Lima pela orientação, pelos valiosos ensinamentos transmitidos, dedicação e pela gratificante amizade construída ao longo deste trabalho.

Ao Professor Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto, pela orientação, paciência e dedicação para a realização deste trabalho.

Ao Professor Dr. Jefferson Luiz Gomes Corrêa, por sempre estar disposto a colaborar e compartilhar conhecimentos, pela sua simplicidade e amizade... obrigada.

À minha mãe Eleonora, por todo o auxílio e compreensão. Aos meus irmãos José Costa, Tácia, Syane e ao meu cunhado Henrique, que eles possam alcançar, em suas vidas profissional e pessoal muito mais do que lhes posso desejar. Aos meus sobrinhos: Raissa, Felipe e Sofia, pelo carinho e pelas bagunças. A Vanusa pelo carinho e dedicação ao meu filho.

As minhas amigas: Joelma, Gorethe, Josy, Bonádía, Keila e Luciana Jordão, pela grande amizade cultivada ao longo de todos esses anos. A Luís, caro amigo e parceiro de laboratório.

Aos amigos e professores: Eliane, Nagel, Líbia, Wilma, Eudésio e Flávio, pelo carinho de sempre.

À D. Mércia e Sr. Edison (sogros) pela ternura, atenção e carinho.

Aos Laboratórios de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI) e Computacional de Térmica e Fluido (LCTF) pela infra-estrutura.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, na pessoa da Professora Dra. Odelsia Sanchez (coordenadora), estando sempre pronta a atender-nos.

A Universidade Federal de Campina Grande.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), a Agência Nacional de Petróleo (ANP), FINEP, CTPETRO, CT BRASIL, FAPESP e CAPES pelo o apoio na realização deste trabalho.

À todos que contribuíram direta e indiretamente para a realização desse trabalho.

## RESUMO

Os ciclones são equipamentos utilizados em processos químicos, em diversas operações unitárias, com o objetivo de promover a separação de sólido e/ou líquido de uma corrente gasosa e secar sólidos. Neste sentido, o presente trabalho propõe um estudo teórico da termofluidodinâmica de um ciclone como secador. O modelo matemático considera escoamento tri-dimensional, turbulento e estacionário para a fase gasosa, e o modelo Lagrangeano para as partículas. As equações diferenciais que representam o fenômeno físico foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos, com esquema de interpolação UPWIND para os termos convectivos e o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade. Como aplicação, a metodologia foi usada para prever a secagem do bagaço de cana-de-açúcar em um ciclone. As simulações foram realizadas utilizando o código computacional CFX-3D. Resultados do teor de umidade, temperatura e variações dimensionais da partícula, distribuição de velocidade, pressão e temperatura do ar de secagem, para diversas condições do ar, geometria do ciclone e velocidade inicial da partícula são apresentados e analisados. Constatou-se o caráter tridimensional do escoamento gás-partícula no interior do ciclone com presenças de regiões de zonas de recirculação e de inversão de fluxo, apresentando razoável concordância com os dados experimentais. Verificou-se que a cinética de secagem, o aquecimento e o tempo de residência das partículas são afetadas pelas condições do ar de secagem e geometria do ciclone, e quando comparadas com dados experimentais apresentaram boa aproximação. O ciclone com seção de entrada quadrada se mostrou mais eficiente, do ponto de vista de secagem, quando comparados com os dutos de seção retangulares vertical e horizontal.

*Palavras-chave:*

Ciclone, CFX, fluidodinâmica, secagem, bagaço-de-cana.

## **ABSTRACT**

Cyclones are equipments very used in chemical processes, in several units operations. Their aim is to promote the solid and/or a liquid separation from a gas stream and dry solids. In this sense, the present work proposes a theoretical study of thermal fluid dynamics of a cyclone as dryer. The mathematical model considers three-dimensional, turbulent and stationary flow for gas phase, and Lagrange model for particles. The governing equations were solved numerically with the finite-volumes method, using UPWIND interpolation scheme for convective terms and algorithm SIMPLEC for pressure-velocity coupling. As an application, the methodology was used to predict the sugar cane bagasse drying in a cyclone. Simulations had been carried out using the computational code CFX-3D. Results of the moisture content, temperature and dimensional variations of the particles and velocity, pressure and temperature distributions of the air drying, to several air conditions, shape of the cyclone and initial velocity of particle is presented and analyzed. Three-dimensional gas-particle flow, recirculation zones and inversion flow were verified inside the cyclone. Numerical data fitted well experimental ones. It was verified that the kinetic drying, temperature and residence time of the particles were affected by air drying conditions and cyclone geometry. Cyclone with square inlet section were more efficient to dry than cyclone with vertical and horizontal rectangular section duct.

*Palavras-chave:*

Cyclone, CFX, fluid dynamic, drying, sugar cane bagasse.

# SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	<i>i</i>
LISTA DE FIGURAS	<i>iii</i>
NOMENCLATURA	<i>ix</i>
<b>CAPÍTULO 1</b>	
INTRODUÇÃO	1
<b>CAPÍTULO 2</b>	
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
<b>2.1 Secagem</b>	4
2.1.1 Princípios de secagem	5
2.1.2 Mecanismo de migração de umidade	6
2.1.3 Curvas de secagem	7
<b>2.2 Ciclones</b>	9
2.2.1 Características, aspectos geométricos e aplicações	9
2.2.2 Ciclone como secador	16
<b>2.3 Bagaço de cana-de-açúcar</b>	18
<b>2.4 Aspectos técnico/científico da termofluidodinâmica computacional</b>	21
2.4.1 Técnicas de discretização	21
2.4.2 Método dos Volumes Finitos	23
2.4.3 Aplicativos comerciais de CFD	24
<b>CAPÍTULO 3</b>	
MATERIAIS E MÉTODOS	27
<b>3.1 Modelagem matemática</b>	27
3.1.1 Descrição do problema	27
3.1.2 Equações governantes	29
3.1.2.1 Fase gasosa	30

3.1.2.2 Conversão do sistema de coordenadas	34
3.1.2.3 Equações do transporte de partículas	35
3.1.3 Condições iniciais e de contorno	40
<b>3.2 Metodologia numérica</b>	<b>42</b>
3.2.1 Malha representativa do ciclone	42
<b>3.3 Material</b>	<b>44</b>
<b>3.4 Simulação numérica</b>	<b>45</b>
<b>CAPÍTULO 4</b>	
<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>48</b>
<b>4.1 A malha numérica</b>	<b>49</b>
<b>4.2 Estimativa do perfil de velocidade na entrada do ciclone</b>	<b>52</b>
<b>4.3 Dependência dos resultados com o refinamento da malha</b>	<b>54</b>
<b>4.4 Análise hidrodinâmica do ciclone</b>	<b>56</b>
<b>4.5 Análise térmica do ciclone</b>	<b>69</b>
4.5.1 Influência da forma do duto de alimentação	81
4.5.2 Influência do diâmetro da saída inferior	90
4.5.3 Influência da temperatura inicial do ar de secagem	96
4.5.4 Influência da velocidade inicial da partícula	101
4.5.5 Influência da taxa de fluxo de massa das partículas	105
<b>CAPÍTULO 5</b>	
<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS</b>	<b>108</b>
<b>5.1 Conclusões</b>	<b>108</b>
<b>5.2 Sugestões para futuros trabalhos</b>	<b>110</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>112</b>
<b>ANEXO I</b>	<b>120</b>
A.1 Construção da geometria	120
A.2 Geração da malha	128

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Dimensões padrão do ciclone.....	10
Tabela 2.2 - Composição imediata, elemental e poder calorífico do bagaço de cana.....	19
Tabela 2.3 – Composição média do bagaço-de-cana fresco.....	20
Tabela 3.1 – Dimensões do ciclone secador do presente trabalho.....	29
Tabela 3.2 – Resultados experimentais de secagem do bagaço de cana obtidos no ciclone (Fonte: Corrêa,2003).....	45
Tabela 3.3 - Dados do problema em estudo.....	46
Tabela 4.1 - Principais características dos casos estudados no presente trabalho.....	52
Tabela 4.2 – Coeficientes da equação polinomial do perfil de velocidade no duto de alimentação.....	54
Tabela 4.3 – Número de células na malha.....	55
Tabela 4.4 – Resultado da simulação numérica de cada partícula para o caso padrão.....	80
Tabela 4.5 – Resultado das médias ponderadas da temperatura, do teor de umidade e do tempo de residência das partículas para as geometrias do duto de alimentação estudadas, $T_{ar} = 489$ K (216° C) e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	86
Tabela 4.6 – Resultado das médias ponderadas da temperatura, do teor de umidade e do tempo de residência das partículas para as geometrias do duto de saída inferior estudadas, $T_{ar} = 489$ K (216° C) e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	90

Tabela 4.7 – Influência da temperatura do ar sobre o processo de secagem....	96
Tabela 4.8 – Influência da velocidade inicial das partículas sobre o processo de secagem.....	101
Tabela 4.9 - Influência do fluxo de massa das partículas e da geometria do duto de alimentação sobre o processo de secagem com $T_{ar} = 489 \text{ K}$ e $RH_{ar} = 3,41 \%$ .....	105
Tabela 4.10 – Número de partículas, $N_p$ , presentes no início do processo na seção reta de entrada no duto de alimentação.....	106
Tabela 4.11 – Número de partículas de diâmetro ( $d_p$ ) presentes no início do processo na seção reta de entrada no duto de alimentação, $N_p$ .....	107
Tabela A.I – Parâmetros de refinamento utilizado para obtenção de uma malha estruturada com 75624 volumes de controle.....	130

## Lista de Figuras

Figura 2.1- Curvas típicas de um processo de secagem (Fonte: Park <i>et al.</i> , 2001).....	7
Figura 2.2- Dimensões características de um ciclone.....	11
Figura 2.3 - Geometria do ciclone modificado (Fonte: Solero e Coghe, 2002).....	12
Figura 2.4 - Entrada axial no ciclone. (Fonte: Yalcin <i>et al.</i> , 2003).....	13
Figura 2.5 - Ciclones com entrada axial. (Fonte: Brunazzi <i>et al.</i> , 2003).....	13
Figura 2.6 - Nova geometria de ciclone. (Fonte: Molerus e Glückler, 1996).....	14
Figura 2.7 - Diversos arranjos de ciclones.(Fonte: Nebra <i>et al.</i> , 2000).....	15
Figura 2.8 - Representação de uma malha.....	25
Figura 3.1 - Ciclone utilizado por Corrêa (2003): (a) foto do dispositivo experimental (b) representação esquemática do alimentador Venturi (medidas em mm).....	28
Figura 3.2 - Ciclone secador.....	29
Figura 3.3 – Perfil de velocidade do ar mais partículas, na seção reta do duto de alimentação do ciclone (Corrêa, 2003).....	41

Figura 3.4 - Malha do ciclone: (a) e (b) detalhe da região de interseção do duto de alimentação e o corpo cilíndrico; (c) e (d) detalhes da seção transversal do topo e da base do dispositivo, respectivamente.....	43
Figura 3.5 - Amostra do bagaço-de-cana.(Fonte: Anton Biotech, 2005).....	44
Figura 4.1 - Representação da malha com duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado.....	50
Figura 4.2 - Representação da malha com diâmetro de saída inferior de (a) 10 cm (b) 20 cm e (c) 25 cm.....	51
Figura 4.3 - Perfil de velocidade do ar mais partículas, na seção reta do duto de alimentação do ciclone.....	53
Figura 4.4 - Perfil de velocidade axial ( $u_z$ ) em função da posição radial no ciclone para três densidades de malhas, $T_{ar} = 489$ K, $RH_{ar} = 3,41\%$ , $z = 0,55$ m e $\theta = 0^\circ$ .....	55
Figura 4.5 - Perfil de temperatura em função da posição radial no ciclone para três densidades de malhas, $T_{ar} = 489$ K, $RH_{ar} = 3,41\%$ , $z = 0,55$ m e $\theta = 0^\circ$ .....	56
Figura 4.6 - Linhas de fluxo no ciclone secador, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	57
.	.
Figura 4.7 - Linhas de fluxo partindo de duas posições no duto de entrada do ciclone, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	58
Figura 4.8 - Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	59
Figura 4.9 - Campos de pressão nos planos longitudinais (a) XZ em $y = 0$ e (b) YZ em $x = 0$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	60
Figura 4.10 - Campos de pressão em diferentes planos transversais XY, ao longo do ciclone, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	61
Figura 4.11 - (a) Campo vetorial de velocidade sobre o plano XY e posição axial $z = 0,63$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ ..(b) detalhes do campo vetorial.....	62
Figura 4.12 - Campo vetorial de velocidade no plano YZ em $x = 0$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	63

Figura 4.13 - Campo vetorial de velocidade no plano XZ em $y = 0$ , $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	64
Figura 4.14 - Geometria do ciclone: posições radiais, angulares e longitudinais.....	65
Figura 4.15 - Perfis da velocidade radial em diferentes posições $z$ ao longo do ciclone em $y = 0$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	66
Figura 4.16 - Perfis da velocidade tangencial em diferentes posições $z$ ao longo do ciclone em $y = 0$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	67
Figura 4.17 - Perfis da velocidade axial em diferentes posições $z$ ao longo do ciclone em $y = 0$ m, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	67
Figura 4.18 - Perfis da velocidade radial em diferentes posições $z$ ao longo do tubo de saída do gás ou “vortex finder”, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	68
Figura 4.19 - Comparação dos resultados dos perfis de velocidade axial numérico e experimental, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	69
Figura 4.20 - Distribuição de temperatura em dois planos verticais XZ e YZ passando pelo eixo do ciclone, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	70
Figura 4.21 - Tempo de residência das partículas ( $t_{res}$ ) ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b) $d_p = 6,35$ mm (c) $d_p = 2,75$ mm (d) $d_p = 0,84$ mm (e) $d_p = 0,42$ mm, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	71
Figura 4.22 - Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b) $d_p = 6,35$ mm (c) $d_p = 2,75$ mm (d) $d_p = 0,84$ mm (e) $d_p = 0,42$ mm, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	72
Figura 4.23 - Temperatura das partículas ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b) $d_p = 6,35$ mm (c) $d_p = 2,75$ mm (d) $d_p = 0,84$ m (e) $d_p = 0,42$ mm, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	73
Figura 4.24 - Trajetórias das partículas com diâmetros de 0,42 mm em função do tempo de residência, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	74
Figura 4.25 - Trajetórias das partículas no interior de um ciclone obtidas por Wang <i>et al.</i> (2003).....	75
Figura 4.26 - Temperatura das partículas em função do tempo de secagem, $T_{ar} = 489$ K e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	76

Figura 4.27 - Taxa de secagem em função do tempo para partícula de 6,35 mm, $T_{ar} = 489\text{ K}$ e $RH = 3,41\%$ .....	77
Figura 4.28 - Taxa de secagem em função do teor de umidade para partícula de 6,35 mm, $T_{ar} = 489\text{ K}$ e $RH = 3,41\%$ .....	77
Figura 4.29 - Teor de umidade das partículas em função do tempo de secagem, $T_{ar} = 489\text{ K}$ e $RH = 3,41\%$ .....	78
Figura 4.30 - Diâmetro das partículas em função do tempo de secagem, $T_{ar} = 489\text{ K}$ e $RH_{ar} = 3,41\%$ .....	79
Figura 4.31 - Linhas de fluxo partindo de dois pontos no duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.....	82
Figura 4.32 - Campo de pressão sobre as paredes do ciclone (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.....	84
Figura 4.33 - Campo de pressão sobre o plano YZ para o duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.....	85
Figura 4.34 - Influência do duto de entrada na temperatura das partículas de diâmetros de (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	87
Figura 4.35 - Influência do duto de entrada no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	88
Figura 4.36 - Influência do duto de entrada no diâmetro das partículas (a) $d_{p\text{inicial}} = 6,35\text{ mm}$ e (b) $d_{p\text{inicial}} = 0,42\text{ mm}$ .....	89
Figura 4.37 - Linhas de fluxo partindo de dois pontos no duto retangular vertical com diâmetros da saída inferior diferentes (a) 10 cm, (b) 20 cm e (c) 25 cm.....	91
Figura 4.38 - Influência do campo de pressão para diferentes diâmetros de saída inferior do ciclone (a) 10 cm, (b) 20 cm e (c) 25 cm.....	92
Figura 4.39 - Influência do diâmetro de saída inferior na temperatura das partículas de diâmetro (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	93
Figura 4.40 - Influência do diâmetro de saída inferior no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	94
Figura 4.41 - Influência do diâmetro de saída inferior no diâmetro das partículas (a) $d_{p\text{inicial}} = 6,35\text{ mm}$ e (b) $d_{p\text{inicial}} = 0,42\text{ mm}$ .....	95

Figura 4.42 - Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, com temperatura do ar de secagem de (a) 400 K, (b) 489 K e (c) 550 K.....	97
Figura 4.43 - Influência da temperatura inicial do ar na temperatura das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	98
Figura 4.44 - Influência da temperatura inicial do ar no teor de umidades das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	99
Figura 4.45 - Influência da temperatura inicial do ar no diâmetro das partículas com (a) $d_{p\text{ inicial}} = 6,35$ mm e (b) $d_{p\text{ inicial}} = 0,42$ mm.....	100
Figura 4.46 - Influência da velocidade inicial no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	102
Figura 4.47 - Influência da velocidade inicial na temperatura das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.....	103
Figura 4.48 - Influência da velocidade inicial no diâmetro das partículas com (a) $d_{p\text{ inicial}} = 6,35$ mm e (b) $d_{p\text{ inicial}} = 0,42$ mm.....	104
Figura A.1 - Definição dos pontos: (a) menu (b) pontos para criação do corpo cilindro-cônico do ciclone.....	120
Figura A.2 - Definição das curvas: (a) menu (b) união dos pontos por curvas.....	121
Figura A.3 - Definição das superfícies: (a) menu (b) superfícies geradas.....	122
Figura A.4 - Definição dos sólidos: (a) menu (b) criação dos sólidos.....	123
Figura A.5 - Sólidos que formam o corpo cilindro-cônico do ciclone secador.....	123
Figura A.6 - Definição da superfície de entrada do fluido de alimentação.....	124
Figura A.7 - Projeção das curvas da superfície de entrada sobre a parte cilíndrica do ciclone: (a) menu (b) curvas projetadas em destaque.....	125
Figura A.8 - Geometria final do ciclone secador.....	125

Figura A.9 - Representação das superfícies maior e menor dos sólidos geométricos unidos.....	126
Figura A.10 - Fronteiras do ciclone secador.....	127
Figura A.11 - Parâmetros de refino da malha (vista superior do ciclone).....	130
Figura A.12- Parâmetros de refino da malha (vista lateral do ciclone).....	131

## Nomenclatura

$A_{p_{ne}}$	área da seção transversal de uma partícula não esférica de volume V	[m <sup>2</sup> ]
$A_{p_e}$	área da seção transversal de uma partícula esférica de volume V	[m <sup>2</sup> ]
$C_{p_G}$	calor específico do fluido	[Jkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$D_{AG}$	difusividade do vapor d'água no ar	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$AS_{p_{ne}}$	área superficial de uma partícula não esférica de volume V	[m <sup>2</sup> ]
$AS_{p_e}$	área superficial de uma partícula esférica de volume V	[m <sup>2</sup> ]
a	altura do duto de entrada	[m]
b	largura do duto de entrada	[m]
B	diâmetro do tubo de saída inferior do ciclone	[m]
$B_c$	Força de corpo	[N]
$C_D$	coeficiente de arraste	[-]
D	diâmetro da parte cilíndrica do ciclone	[m]
$D_e$	diâmetro do tubo de saída do gás	[m]
$d_p$	diâmetro da partícula	[m]ou [mm]
e	fator de área superficial	[-]
$F_D$	força de arraste	[N]
$\hat{f}_f$	fator de área de secção transversal	[-]
h	entalpia	[Jkg <sup>-1</sup> ]
H	altura total do ciclone	[m]
$h_{fg}$	calor latente de vaporização	[Jkg <sup>-1</sup> ]

$h_c$	coeficiente de transferência de calor	$[Wm^{-2}k^{-1}]$
$h_{cil}$	altura da seção cilíndrica do ciclone	[m]
$k$	energia cinética turbulenta	$[m^2 s^{-2}]$
$k$	condutividade térmica	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
$Li$	distância vertical do topo do ciclone ao duto de entrada	[m]
$m_p$	massa da partícula	[kg]
$M$	teor de umidade da partícula (b.s)	[kg/kg]
$M_{p-pon}$	Teor de umidade médio ponderado	[b.s.]
$Nu$	número de Nusselt	[-]
$Pr$	número de Prandtl	[-]
$Re$	número de Reynolds	[-]
$RU$	redução de umidade	[-]
$RH$	umidade relativa	[%]
$S$	altura do tubo de saída do gás	[m]
$Sh$	número de Sherwood	[-]
$t$	tempo	[s]
$t_{res}$	tempo de residência das partículas	[s]
$t_{res-pon}$	tempo de residência médio ponderado	[s]
$T_G$	temperatura do fluido	[K]
$T_p$	temperatura da partícula	[K]
$T_{p-pon}$	Temperatura média ponderada da partícula	[K] ou $[^{\circ}C]$
$u_{\theta}$	velocidade tangencial	$[ms^{-1}]$
$u_r$	velocidade radial	$[ms^{-1}]$
$u_z$	velocidade axial	$[ms^{-1}]$
$u_x$	velocidade na direção x	$[ms^{-1}]$
$u_y$	velocidade na direção y	$[ms^{-1}]$
$u_z$	velocidade na direção z	$[ms^{-1}]$
$v_r$	velocidade relativa gás-partícula	$[ms^{-1}]$
$\rho$	massa específica	$[kgm^{-3}]$
$T_{ar}$	Temperatura do ar de secagem	[K] ou $[^{\circ}C]$

$C_1, C_2, C_3,$	São constantes do modelo $k-\varepsilon$	[-]
$\sigma_\varepsilon, \sigma_\kappa$	São constantes do modelo $k-\varepsilon$	[-]
$Y_{ar}$	Umidade absoluta do ar	[kg de água /kg de ar seco]
$X_p$	fração molar da partícula	[-]
$X_G$	fração molar do fluido	[-]
b.s.	base seca	[kg de água/kg de sólidos seco]
$\bar{u}$	vetor velocidade	[ $\text{ms}^{-1}$ ]
$\bar{u}_p$	vetor velocidade da partícula	[ $\text{ms}^{-1}$ ]
$\mu$	viscosidade dinâmica do fluido	[ $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ ]
$\nu$	viscosidade cinemática do fluido	[ $\text{m}^2\text{s}$ ]
$\varepsilon$	taxa de dissipação de energia turbulenta	[ $\text{m}^2\text{s}^3$ ]

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

Ciclones são equipamentos que promovem a separação do sólido e/ou líquido de uma corrente gasosa, empregando o princípio da força centrífuga, cuja fonte geradora é o fluido que entra no aparato por uma entrada tangencial conduzindo a movimentos circulares (Pericleous, 1987; Wang *et al.*, 2001; Yalcin *et al.*, 2003; Altmeyer *et al.*, 2004). Em virtude de sua simplicidade de construção, ausência de partes móveis, baixa necessidade de manutenção e por possuírem capacidade de operar em altas pressões e temperaturas, estes dispositivos tornaram-se um dos meios mais economicamente viáveis em processos de separação. Eles vêm sendo usados a algumas décadas em diversos processos industriais e com diferentes objetivos. Algumas destas aplicações são: controle da poluição do ar reduzindo emissões de gases poluentes na atmosfera, levando-a a um nível admissível; classificador de partículas nas indústrias de cimento e de alimento, a fim de obter um material particulado com um tamanho específico; secagem de biomassa, como por exemplo, o bagaço-de-cana, para produção de energia elétrica na indústria sucro-alcooleira e recuperação de catalisadores via processo FCC (“Fluid Catalytic Cracking”) na indústria petroquímica, o que garante melhor desempenho e rentabilidade do catalisador.

Com o crescimento da diversificação do uso dos ciclones, surgiram limitações nos projetos, como também nos métodos de predição, necessitando de investigações detalhadas, uma vez que parâmetros como: queda de pressão, eficiência de coleta, temperatura, pressão, entre outros, se modificam de ciclone para ciclone. Além disso, com o avanço da tecnologia, as indústrias começaram a investir intensamente em equipamentos modernos em processos específicos.

Atualmente, o ciclone continua sendo alvo de muitos estudos realizados por engenheiros e pesquisadores. O caráter tridimensional do escoamento, neste tipo de dispositivo, é consequência da presença de zonas de recirculação, escoamento ascendente e descendente, da reversão de fluxo, da alta intensidade turbilhonar, da presença de vorticidade, entre outros. Este fato dificulta a obtenção de um modelo matemático que seja capaz de prever coerentemente o comportamento do escoamento no interior de um ciclone. Todavia, em paralelo a este avanço nos equipamentos industriais, observou-se um grande avanço na área computacional, não apenas em equipamentos, mas no conjunto “hardware-software”, o que vem favorecendo a resolução de modelos matemáticos bastante complexos e representativos de fenômenos físicos, especificamente, os comportamentos fluidodinâmico, térmico e/ou mássico dos ciclones, empregando técnicas numéricas robustas. Esta ferramenta, denominada de simulação numérica, será empregada no presente trabalho visando estudar a termofluidodinâmica de secadores ciclônicos.

Nos últimos anos, o Brasil tem enfrentado um grave problema: a crise energética. Especialistas apontam a utilização da biomassa, em especial o bagaço-de-cana, como fonte alternativa de produção de energia viável mais adequada para amenizar os impactos da crise energética no Brasil, a médio e longo prazo. Diante disso, investimentos no setor sucro-alcooleiros em usinas de geração de energia, tem crescido bastante. A grande vantagem em utilizar o bagaço é a redução da emissão de gases (CO<sub>2</sub>).

A economia deste processo, também está associada à umidade do combustível, no caso o bagaço-de-cana, que quanto mais seco, dentro de um limite mínimo para que não apresente problemas operacionais (Corrêa, 2003), proporciona melhor eficiência da caldeira e significativa redução da poluição atmosférica. Daí, a importância da utilização de secadores ou pré-secadores, como por exemplo, ciclones, adaptados especialmente para realizar este tipo de tarefa.

Portanto, o uso do ciclone como secador, ou pré-secador, surge como uma ótima alternativa em substituição a outros secadores, tais como: como leito fluidizado, tambores rotativos, secador de correia, etc.. Algumas de suas vantagens são: significativo aumento no tempo de residência do sólido; intensiva troca de calor e massa devido à alta velocidade relativa entre o ar de secagem e o sólido; fácil limpeza; longa vida útil; inexistência de partes móveis; baixos custos de operação e manutenção; entre outras (Korn, 2001).

Baseando-se nos trabalhos da literatura, este trabalho propõe-se a:

- Apresentar uma modelagem matemática para prever a transferência de calor e massa e o escoamento do sistema bifásico (fluido-partícula) no interior de um ciclone;
- Apresentar a solução numérica para equações governantes usando o método dos volumes finitos, com malha estruturada, via aplicativo computacional CFX-3D.
- Estudar o ciclone como secador/separador visando sua otimização e recuperação de energia do processo;
- Aplicar a metodologia à secagem de bagaço-de-cana;
- Comparar os resultados obtidos da simulação com os dados experimentais e numéricos disponibilizados na literatura, visando a validação da metodologia;
- Avaliar a influência da velocidade das partículas e seu fluxo de massa.
- Modificar a forma e dimensões do ciclone, bem como as variáveis do processo de secagem, e verificar suas influências no transporte de calor e massa no sólido particulado, a queda de pressão no sistema e o tempo de residência da partícula no equipamento.

## **CAPÍTULO 2**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **2.1 Secagem**

Desde a antiguidade o homem já fazia uso da secagem num processo que visava à preservação de alimentos, sem que o mesmo tivesse conhecimento dos processos físicos que ali estavam envolvidos. Era comum naquela época secar cereais pela ação dos ventos e do sol, bem como carnes e peixes que haviam sido tratados com sal. Por meio de observações e experiências adquiridas com o passar dos anos, o homem foi conseguindo obter melhores resultados, tanto no processo de secagem quanto no de armazenamento de alimentos. Desde então, a secagem tem sido alvo de diversas pesquisas proporcionando o surgimento de novas tecnologias visando a otimização dos processos que envolvem a mesma, no que diz respeito a qualidade do produto final e o custo operacional.

Com o crescimento populacional houve a necessidade de se ter um aumento na produção agrícola. O que antes era produzido exclusivamente para a família do agricultor, passou a ser comercializado para um mercado bem mais abrangente e exigente, quanto à qualidade dos alimentos. Isto levou a busca incessante de novas tecnologias, metodologias ou técnicas de como atingir a produção em grande escala, como por exemplo, a agricultura mecanizada. Portanto, em decorrência da produção em larga escala e conseqüente, preocupação com o armazenamento e conservação dos produtos, foi observado que a secagem natural não mais atendia a tal necessidade, exigindo cada vez mais a utilização da secagem artificial. Diante disso, surgiram diversos tipos de secadores artificiais (contínuos ou bateladas), como secadores de fluxo

cruzado, co-corrente ou contra-correntes de acordo com o produto a ser seco, a capacidade de secagem, sua finalidade quanto ao produto final, etc. (Fioreze, 2004; Silva, 2005). Dentre os diversos equipamentos, podem ser citados: secadores de bandeja, secador tipo coluna, leito fluidizado, secador de correia, secador pneumático e atomizador (Spray-Drier), entre outros. Recentemente se tem dado especial atenção ao equipamento tipo ciclone, utilizado na secagem de biomassas que são resíduos orgânicos utilizados, geralmente, como comburentes.

Para aplicação do processo de secagem a um determinado material, o secador tem que ser dimensionado segundo as exigências de material, custo e produtividade. Esta é mais uma razão para intensificar estudos experimentais e numéricos nessa área, já que o dimensionamento pode ser um processo longo e dispendioso (Alonso, 2001).

### **2.1.1 Princípios de secagem**

A secagem consiste na remoção, parcial ou total, de uma fase líquida ou gasosa de um material sólido qualquer, por meio de evaporação (Carmo, 2004; Strumillo e Kudra, 1986). No caso, por exemplo, de produtos biológicos, com a remoção de água dada pela sua vaporização, o produto tem sua atividade de água reduzida, evitando assim: (i) desenvolvimento de bactérias e fungos, que levam ao aparecimento de produtos arditos e micotoxinas; (ii) a realização de processo de respiração do produto, que provoca a perda de peso e gera calor; (iii) favorecimento de reações bioquímicas que promovem a auto-degeneração do produto (Alonso, 2001; Fioreze, 2004; Silva, 2005). De forma simples, atividade de água pode ser considerada uma medida indireta de água que esta disponível em um produto para participar nas diversas reações deterioráveis e no crescimento microbiano (Chirife e Buera, 1997). Para produtos como bagaço-de-cana, que é queimado em caldeiras para produção de vapor, a redução da disponibilidade de água aumenta o poder calorífico do produto, aumentando a eficiência da caldeira.

No processo de secagem de um produto, observa-se a ocorrência simultânea de dois fenômenos fundamentais: (i) a transferência de calor, necessária para remoção do líquido; e (ii) a transferência de massa, que ocorre no interior, sob a forma de líquido

e/ou vapor, e na superfície do produto, sob a forma de vapor (Villar, 1999; Farias, 2002; Carmo, 2004).

Na literatura, diversas teorias são propostas para a transferência de calor e massa em sólidos porosos, das quais as mais conhecidas são:

- Teoria da difusão líquida;
- Teoria de Fortes e Okos;
- Teoria de Luikov;
- Teoria da capilaridade;
- Teoria da condensação-vaporização, entre outros;

Na secagem é preciso o fornecimento de calor, geralmente cedido pelo ar quente, para vaporizar a água na superfície do produto ou mesmo próximo da mesma, se a mudança de estado ocorrer no interior do produto. Já o vapor gerado deverá ser removido pelo fluxo de ar, seja em convecção natural ou forçada. Na medida em que ocorre a retirada da umidade da superfície do produto e das camadas externas, é criado no interior do produto um gradiente de concentração, levando a um processo migratório da umidade, a partir do centro para a superfície (Alonso, 2001; Fioreze, 2004).

### **2.1.2 Mecanismo de migração de umidade**

O processo de migração da água do interior do produto até a sua superfície é analisado pelo mecanismo de transferência de massa. Este mecanismo é importante, uma vez que indicará a dificuldade com que deverá ocorrer o processo de secagem do produto (Alonso, 2001). Alguns dos principais mecanismos são (Alonso, 2001; Farias, 2002; Carmo, 2004):

- Difusão líquida, que ocorre devido à existência de gradientes de concentração;
- Difusão de vapor, que ocorre devido ao gradiente de pressão parcial do vapor, ocasionado por gradiente de temperatura;
- Escoamento de líquido e de vapor, que ocorrem devido à diferença de pressão externa, à concentração, à capilaridade e à alta temperatura;

- Escoamento de líquido por forças capilares;
- Escoamento de líquido devido à gravidade;
- Escoamento de líquido por pressão osmótica; entre outros.

Vale salientar que os mecanismos de migração de umidade no interior de sólidos ainda não estão bem definidos pelos estudiosos. Ainda se está longe de se estabelecer uma única relação teórica capaz de possibilitar generalizações para os tratamentos dos problemas de secagem.

### 2.1.3 Curvas de secagem

As características específicas de cada produto (forma, estrutura e dimensões) associadas às condições as quais o produto é submetido, isto é, as propriedades do ar e a forma de como acontece o contato ar-produto, é que determinam as diversas condições de secagem (Park *et al.*, 2001; Alonso, 2001). Dessa forma, a evolução das transferências simultâneas de calor e massa no decorrer do processo de secagem, faz com que este seja dividido em três períodos, conforme se observa na Figura 2.1.

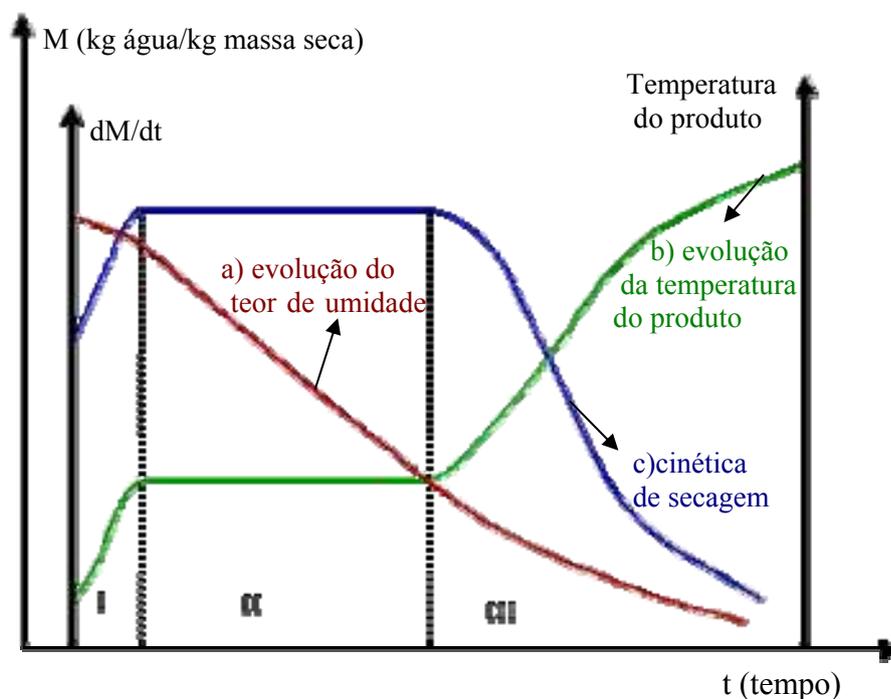


Figura 2.1- Curvas típicas de um processo de secagem (Fonte: Park *et al.*, 2001).

Esta figura ilustra as curvas de redução de teor de umidade ( $M$ ) do produto, evolução da temperatura ( $T$ ) do produto e a sua velocidade de secagem ( $dM/dt$ ), ao longo do tempo.

Analisando os três períodos, tem-se:

- (a) O primeiro período (I) representa o início da secagem. Nesse período ocorre uma elevação gradual da temperatura do produto aumentando a pressão de vapor de água e a taxa de secagem. Essas elevações têm prosseguimento até o ponto em que a transferência de calor seja equivalente à transferência de massa. Por ser um período de curta duração, sendo insignificante em relação ao período total de secagem, é chamado de período de acomodação ou ainda de período de indução (Alonso, 2001; Farias, 2002).
- (b) Durante este período (II), igualmente ao anterior, ainda há uma grande quantidade de água disponível no interior do produto. A água evaporada é a água livre. Este período caracteriza-se pela taxa constante de secagem. A pressão de vapor de água na superfície é constante e igual à pressão de vapor de água pura à temperatura do produto. A temperatura do produto, por sua vez, também é constante e igual a temperatura de bulbo úmido do ar, caracterizando que a transferência de massa e de calor se compensam e, portanto, a velocidade de secagem é constante. Este período continua, enquanto houver quantidade de água suficiente no interior do produto migrando à superfície para acompanhar a perda de evaporação.
- (c) Esse período (III) caracteriza-se pela diminuição da água que migra do interior do produto à superfície, diminuindo, assim, a taxa de secagem. Isto quer dizer que a quantidade de água presente na superfície do produto é menor, reduzindo-se, portanto, a transferência de massa. A transferência de calor não é compensada pela transferência de massa; neste caso a temperatura do produto tende a aumentar, aproximando-se da temperatura do ar de secagem. O fator limitante nessa fase é a redução da migração de umidade do interior para a superfície do

produto. Quando o produto atinge o ponto de umidade de equilíbrio em relação ao ar de secagem, a taxa de secagem é nula e o processo é encerrado.

## **2.2 Ciclones**

### **2.2.1 Características, aspectos geométricos e aplicações**

Ciclones são dispositivos mecânicos simples usados há mais de cem anos em processos químicos industriais com o objetivo de separar/coletar sólidos e/ou líquidos suspensos em uma corrente gasosa (Corrêa, 2003). Sua popularidade se deve principalmente à sua simplicidade de construção, ausência de partes móveis reduzindo a necessidade de manutenção, capacidade de operar em condições severas de temperatura (até mais de 1300 K) e de pressão (desde 0,01 bar a 100 bar), e por possuir alta eficiência na remoção de partículas com diâmetros superiores a 5  $\mu\text{m}$  (Gomide, 1980; Meier, 1998; Salcedo e Pinho, 2003, Corrêa, 2003; Noriler *et al.*, 2004). Apesar dessa simplicidade, os ciclones apresentam um comportamento fluidodinâmico muito complexo: presença de zonas de reversão de fluxo, regiões de recirculação, alta preservação do vórtice, alta intensidade turbilhonar, entre outros (Meier, 1998; Solero e Coghe, 2002, Corrêa, 2003; Noriler *et al.*, 2004).

Um ciclone convencional tem como princípio de funcionamento a injeção de um gás juntamente com partículas no interior do corpo cilíndrico através de uma entrada tangencial pela parte superior formando um movimento circular descendente e na forma de uma espiral. Ao atingir a seção cônica, o diâmetro do vórtice diminui e observa-se uma reversão do fluxo gasoso em um movimento circular ascendente em direção ao topo do equipamento. As partículas, no entanto, por apresentarem densidades superiores a do gás, sofrem a ação da força centrífuga fazendo com que as mesmas se movam radialmente em direção à parede do ciclone. Neste ponto, elas são, igualmente, afetadas pela força gravitacional e pelo atrito forçando-as a deslizarem em direção a parte inferior do ciclone onde são coletadas. Outras definições de funcionamento foram descritas por diversos autores, dentre os quais podem ser citados: Pericleous (1987); Thorn (1998); Zhu e Lee (1999); Nebra *et al.* (2000); Salcedo e Pinho (2003); Vegini *et al.* (2003), Yalcin *et al.* (2003).

A complexidade da configuração do fluxo no interior do ciclone é decorrente do alto nível de turbulência e da tridimensionalidade do escoamento. As possíveis características transientes do movimento turbilhonar levaram a comunidade científica e industrial a realizar estudos teóricos e experimentais. Na maioria destes trabalhos são propostas modificações na geometria do ciclone e o desenvolvimento de modelos matemáticos ou empíricos que possibilitam melhorar a eficiência de coleta das partículas sólidas, reduzir a queda de pressão, aumentar o tempo de residência das partículas, entre outros (Pericleous, 1987; Nebra *et al.*, 2000; Solero e Coghe, 2002; Avci e Karagoz, 2003; Salcedo e Pinho, 2003).

As principais equações que regem o funcionamento do ciclone, bem como os cálculos de eficiência, queda de pressão, tempo de residência, etc., podem ser encontradas em diversas literaturas, tais como: Massarani (2002), Cooper e Alley (1986), Nebra e Silva (1992), entre outros.

A configuração de um ciclone é, em geral, baseada nas dimensões características de Lapple e de Stairmaind, como ilustrado na Figura 2.2, cujos valores estão listados na Tabela 2.1. Variando estas dimensões é possível modificar parâmetros como: queda de pressão, campo de velocidade, eficiência, entre outros (Gomide, 1980; Meier, 1998; Peng *et al.*, 2001; Corrêa, 2003; Salcedo e Pinho, 2003; Xiaodong *et al.*, 2003; Peres *et al.*, 2004).

Tabela 2.1 - Dimensões padrão do ciclone

Razão	Tipos de Ciclones	
	Stairmand	Lapple
Dimensão/diâmetro		
a/D	0,5	0,5
b/D	0,2	0,25
De/D	0,5	0,5
S/D	0,5	0,625
h/D	1,5	2,0
H/D	4,0	4,0
B/D	0,375	0,25

Fonte: Corrêa (2003)

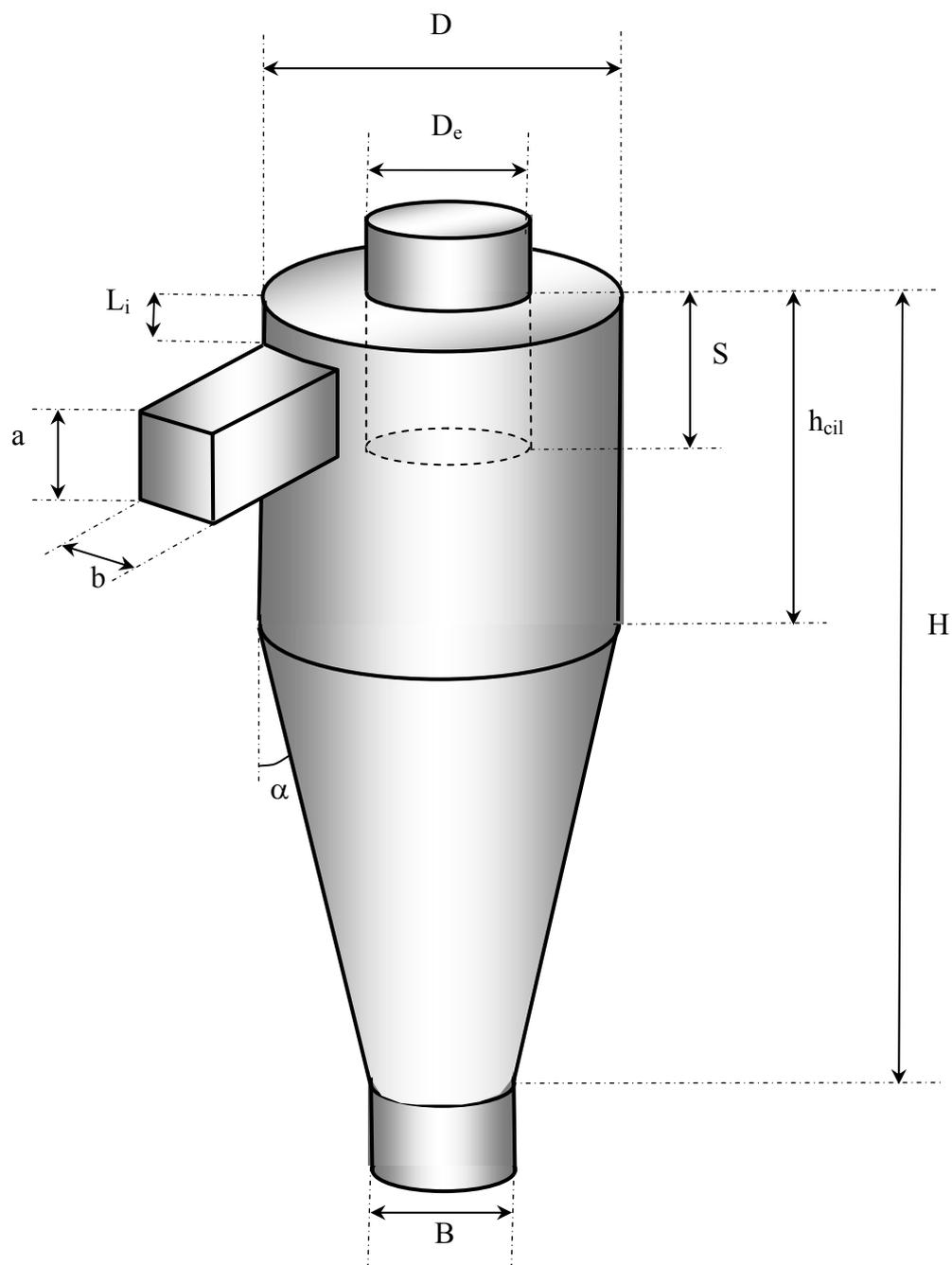


Figura 2.2 - Dimensões características de um ciclone.

Solero e Coghe (2002) modificaram a câmara cilíndrica próxima à região de entrada do ciclone (Figura 2.3) e obtiveram dados experimentais das componentes de velocidade empregando a técnica de velocimetria laser Doppler. Estes autores confirmaram o comportamento complexo do escoamento da mistura bifásica no interior do ciclone e mostraram que uma leve modificação na câmara cilíndrica ocasionava uma

mudança radical no escoamento, com o desaparecimento das instabilidades dinâmicas do fluido e redução na queda de pressão.

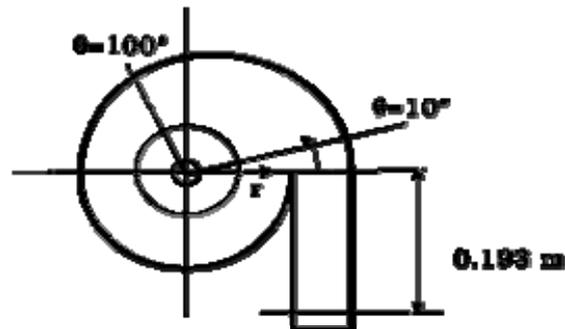


Figura 2.3 - Geometria do ciclone modificado (Fonte: Solero e Coghe, 2002).

Yalcin *et al.* (2003) e Brunazzi *et al.* (2003) trabalharam com ciclones de entrada axial, os quais apresentam um comportamento semelhante ao observado em ciclones convencionais, caracterizado por fluxo tangencial. O escoamento em forma de espiral é gerado por meio de dispositivos projetados especificamente para este fim.

Yalcin *et al.* (2003), desenvolveram e testaram um ciclone com entrada axial para classificação de partículas, aplicado na indústria de minério. A performance do ciclone foi avaliada em diferentes pressões de entrada, bem como, densidade da massa (alimentação) e do tubo vertical no topo do ciclone. Eles mostraram que o ciclone com entrada axial pode oferecer uma alternativa ao ciclone tradicional, com a vantagem de aumentar a capacidade, o qual poderia reduzir o tamanho ou número de ciclones para uma dada aplicação (Figura 2.4).

Brunazzi *et al.* (2003) estudaram experimentalmente três geometrias de ciclone com entrada axial em condições atmosféricas, Figura 2.5. Eles introduziram um novo modelo para prever a eficiência de coleta. O modelo proposto apresentou uma precisão satisfatória na predição da eficiência de coleta sem precisar introduzir parâmetros ajustáveis, podendo o mesmo ser usado para projetos e otimização de complexas unidades de separação.

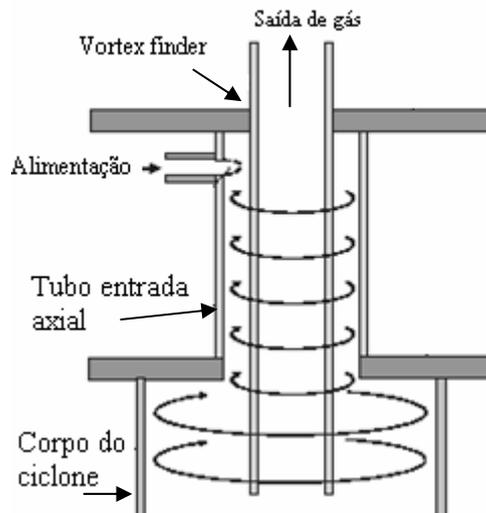


Figura 2.4 – Entrada axial no ciclone. (Fonte: Yalcin *et al.*, 2003).

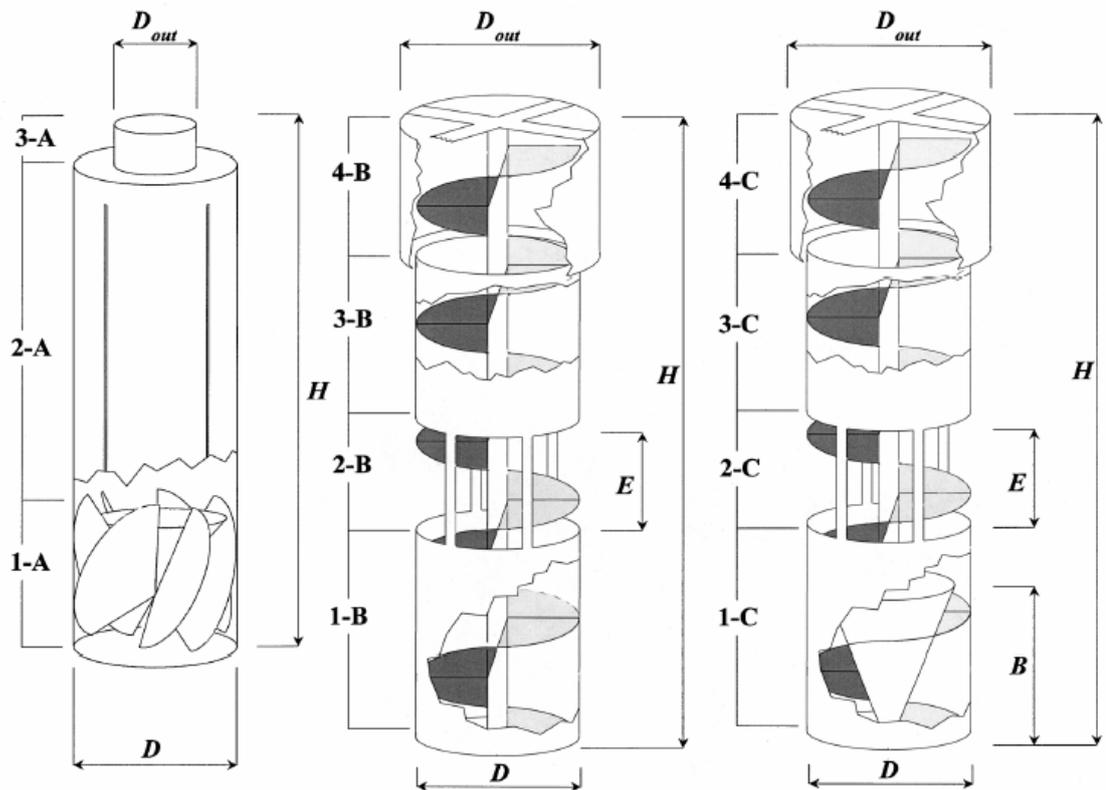


Figura 2.5 – Ciclones com entrada axial. (Fonte: Brunazzi *et al.*, 2003).

Molerus e Glückler (1996), modificaram radicalmente a maneira pelo qual é introduzido o fluido no ciclone (Figura 2.6), visando amenizar o impacto das partículas sólidas contra as paredes da câmara cilíndrica durante a separação das partículas da fase gasosa. Eles mostraram que esta nova configuração favorece uma menor quebra e desgaste por abrasão das partículas quando comparadas com o ciclone convencional.

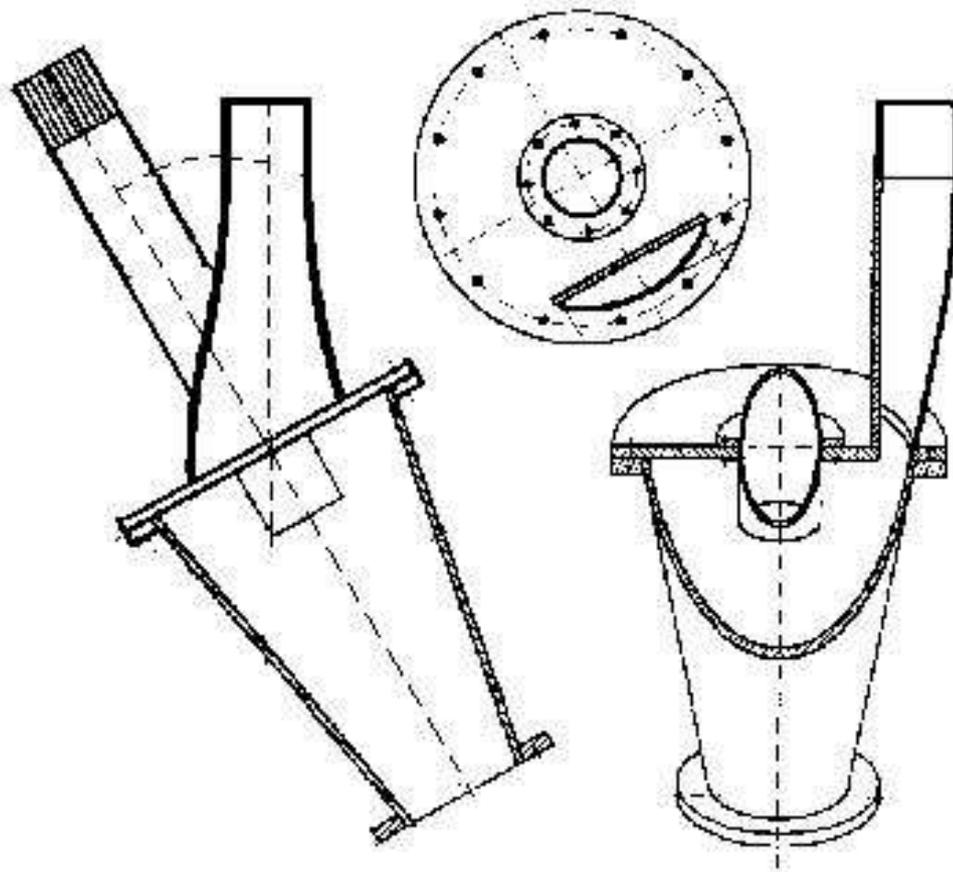


Figura 2.6 – Nova geometria de ciclone (Fonte: Molerus e Glückler, 1996).

Por mais de cem anos o ciclone teve como principal aplicação a limpeza de gases, reduzindo a emissão de partículas poluentes no meio ambiente. Em meados dos anos quarenta, surge a primeira aplicação em larga escala nas indústrias de papel e de mineração (Pericleous, 1987; Thorn, 1998; Zhu e Lee, 1999). Desde então, surgiram diversas formas de geometria e disposições de ciclones (Figura 2.7) em paralelo, em série ou em cascata (Nebra *et al.*, 2000). Conseqüentemente, suas aplicações expandiram-se, incluindo as indústrias de petróleo, alimentos, química, metalurgia,

cimento e nuclear (Pericleous, 1987; Thorn, 1998; Noriler *et al.*, 2004). Além de sua aplicação convencional, separação de partículas sólidas do fluido, o ciclone vem sendo empregado como: secador, reator químico ou eletroquímico, recuperador, entre outras aplicações (Meier, 1998).

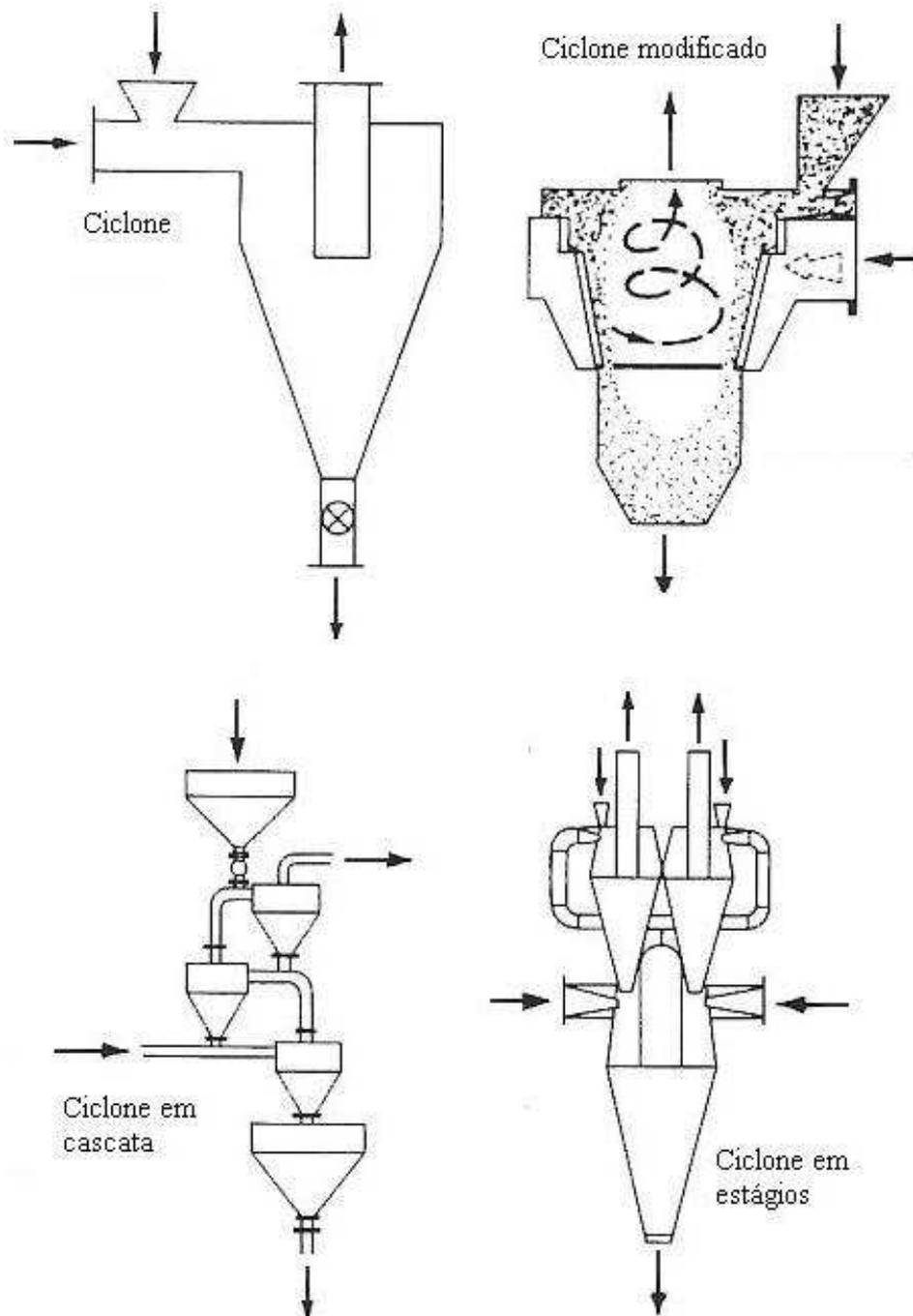


Figura 2.7 – Diversos arranjos de ciclones. (Fonte: Nebra *et al.*, 2000).

Fonseca *et al.* (2001) fizeram uso do ciclone como reator químico com o objetivo de purificar o ácido clorídrico (HCl). Estes autores verificaram que a utilização deste tipo de aparato é bastante eficiente para a purificação de emissões gasosas contendo HCl.

Ray *et al.* (2002) estudaram experimentalmente a performance de um ciclone como trocador de calor e o compararam a um trocador de calor tubular convencional, comumente usado nas indústrias. Eles observaram que o ciclone apresenta vantagens quando comparado com o tubo em virtude da alta intensidade turbilhonar dos ciclones. Os resultados mostraram que a queda de temperatura obtida por unidade de área no ciclone é maior do que a observada no tubo.

Vidaković *et al.* (2004) utilizaram uma célula ciclônica para investigar a eletroxidação do etanol, proporcionando informações adicionais sobre as limitações de transferência de massa em eletrodos.

### **2.2.2 Ciclone como secador**

O trabalho pioneiro, em nível de Brasil, empregando o ciclone como um dispositivo de secagem foi o de Nebra (1985), que observou, em um sistema composto de um secador pneumático seguido de um ciclone instalado em uma usina de álcool e açúcar, que grande parte da secagem do bagaço-de-cana ocorria no ciclone. A partir deste, surgiram outros trabalhos de secagem empregando o ciclone como secador, aplicados a diversos tipos de materiais.

Silva e Nebra (1997) estudaram numericamente a secagem de borra de café no ciclone, onde o modelo adotado levou em consideração o encolhimento da partícula, condição de deslizamento na parede, bem como a transferência de calor entre a partícula e a parede do aparato. Estes autores observaram que praticamente não houve diferença ao comparar os perfis de velocidade tangencial, obtidos ao empregar a condição de deslizamento e a condição de não-deslizamento. Observaram igualmente que os perfis de temperatura não apresentaram diferença significativa considerando-se ou não o efeito da transferência de calor partícula-parede. No entanto, os resultados das simulações,

quando o modelo considerou o encolhimento das partículas, se mostraram mais satisfatórios quando comparado ao modelo que não considerou o efeito de encolhimento.

Dibb e Silva (1997) estudaram a influência da geometria no comportamento fluidodinâmico de um ciclone enquanto secador, utilizando o modelo desenvolvido por Silva e Nebra (1996). O modelo considerava um fluxo gás-partícula turbulento bidimensional e deslizamento das partículas na parede do ciclone como condição de contorno. Para obtenção da solução numérica, estes autores utilizaram o algoritmo SIMPLE. Os parâmetros geométricos do ciclone que sofreram variações foram: ângulo do ciclone com relação ao eixo horizontal ( $\alpha$ ); diâmetro do ciclone ( $D$ ); altura do cilindro ( $h$ ); e comprimento do tubo de saída ( $S_1$ ). Eles observaram que a fluidodinâmica no ciclone é fortemente afetada pela geometria, influenciando o tempo de residência das partículas. Os resultados mostraram que ao aumentar o diâmetro do ciclone ou o comprimento da parte cilíndrica, houve um significativo aumento no tempo de residência das partículas. No entanto, ao aumentar o ângulo do ciclone houve uma diminuição no tempo de residência das partículas. Como principal conclusão, eles observaram que o parâmetro que mais exerceu influência no tempo de residência das partículas foi o diâmetro do ciclone.

Os trabalhos experimental e numérico apresentados por Corrêa (2003), Corrêa *et al.* (2004a e b), relatam que a seção cônica do ciclone influencia diretamente no tempo de residência da partícula, ou seja, com o aumento do ângulo da parte cônica do ciclone ocorre um significativo aumento no tempo de residência. Todavia, Corrêa *et al.* (2004a) mostraram que tanto a concentração volumétrica das partículas como seus diâmetros também influenciavam no tempo de residência das mesmas. Estes autores utilizaram o modelo de transporte de partícula Lagrangeano, ou seja, não consideraram a interação partícula-partícula e a influência da partícula na fase gasosa.

Nebra *et al.* (2000) apresentaram diversos resultados experimentais e numéricos referente a secagem de diferentes materiais (bagaço-de-cana, areia, borra de café, sílica gel) em ciclone de fluxo tangencial. Estes resultados mostraram o comportamento esperado em secadores desse tipo, ou seja, para uma mesma razão de fluxo de massa de sólido por fluxo de massa de ar, elevando a temperatura do ar de secagem resulta em

aumentos na temperatura do sólido e na perda de umidade do mesmo. Para a secagem de borra de café, os autores observaram que o ciclone como secador apresentou melhores resultados, em termos de eficiência térmica e redução de umidade do sólido, do que o secador pneumático.

Korn (2001) faz uma breve descrição do ciclone como secador, relatando como principal característica um maior tempo de residência das partículas no interior do equipamento. Ele também apresenta uma combinação do ciclone com um secador flash (usado como pré-secador e alimentador), a qual pode ser aplicada em diversos problemas de secagem, fornecendo uma solução direta e mais viável economicamente, quando comparada a uma combinação de um secador flash com um leito fluidizado, ou, ainda, de uma combinação do flash com um secador de tambor rotatório.

Portanto, o uso do ciclone como secador surge como uma ótima alternativa em substituição a outros secadores, tais como: como leito fluidizado, tambores rotativos, secador de correia, etc.. Suas vantagens são: significativo aumento no tempo de residência do sólido; intensiva troca de calor e massa devido à alta velocidade relativa entre o ar de secagem e o sólido; fácil limpeza; longa vida útil; inexistência de partes móveis; baixos custos de operação e manutenção, entre outras (Korn, 2001). O ciclone é uma realidade na secagem de diversos materiais particulados, presentes no dia-a-dia, precisando apenas de estudos complementares para determinação de melhores faixas operacionais para que se torne mais popular industrialmente.

### **2.3 Bagaço de cana-de-açúcar**

Tratado apenas como resíduo por muito tempo, o bagaço-de-cana adquiriu nos anos 80 uma posição privilegiada de ser um insumo de grande potencial energético, industrial e agropecuário. Isto foi possível porque foi adotada uma série de medidas para sua valorização, dentre as quais podem se destacar: desenvolvimento de técnicas mais adequadas para seu armazenamento e manuseio; aplicação como matéria-prima na indústria de papel e celulose; utilização como ração e fertilizante e, principalmente, como uma fonte de produção de energia a partir de sua combustão. Nas usinas de álcool

e açúcar já é tradicional utilizar o bagaço como insumo energético nas caldeiras de combustão direta para geração de vapor.

O bagaço é obtido após a extração do caldo da cana-de-açúcar pela indústria sucroalcooleira, sendo constituído basicamente de fibras moídas: 46% de fibras, 50% de água e 4% de sólido dissolvido. Camargo *et al.* (1990) citado por Corrêa Neto (2001) define o bagaço como sendo uma biomassa fibrosa que contém, em base seca, 50 a 60% de celulose, 20 a 25% de hemicelulose e 20 a 25% de lignina. Estes autores ainda classificam esta composição como sendo imediata e elementar, cujas valores estão apresentadas na Tabela 2.2. Um combustível apresenta a seguinte composição imediata: % em massa de carbono fixo (C fixo), voláteis (V), umidade (W) e cinzas (A). É uma característica importante, pois os voláteis têm função importante durante a ignição e as etapas do processo de combustão. A composição elementar é, tecnicamente, a característica mais importante de um combustível, constituindo a base para análise do processo de combustão, tais como: cálculo do volumes de ar, entalpia e gases, que determina o poder calorífico do combustível. Um combustível apresenta a seguinte composição elementar: % e massa de carbono (C), hidrogênio (H), enxofre (S), oxigênio (O) nitrogênio (N), umidade (W) e cinzas (A). O poder calorífico inferior (PCI) é função da umidade da biomassa e é definido quando não se considera o aproveitamento do calor latente de condensação do vapor d'água presentes nos gases de combustão, oriundo da umidade da biomassa e da própria combustão.

Tabela 2.2 – Composição imediata, elementar e poder calorífico do bagaço-de-cana.

Composição imediata (% massa, base seca)			Composição elementar (% massa, base seca)					PCI (MJkg <sup>-1</sup> , base seca)
C fixo	Voláteis	Cinzas	C	H	O	S	N	
13	83	4	46,3	6,4	43,3	<1	-	17,5

Fonte: Corrêa Neto (2001)

Nas determinações dessas duas composições, o teor de umidade da amostra deve ser determinado por meio de secagem, antes da realização das análises, pois a umidade

influencia na temperatura de ignição e na temperatura da chama, no processo de combustão.

Ao usar bagaço-de-cana como insumo energético, o poder calorífico é função do teor de açúcar residual e da umidade. No entanto, como o teor de açúcar é normalmente muito baixo, a umidade torna-se o principal fator limitante do poder calorífico, Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Composição média do bagaço-de-cana fresco.

Componente	% Peso
Umidade	48,0
Fibra	45,5
Sacarose	4,5
Açúcares redutores	0,5
Cinzas	1,5

Fonte: Garcia (2002).

Especialistas apontam o bagaço-de-cana como fonte alternativa de produção de energia viável mais adequada para amenizar os impactos da crise energética no Brasil, a médio e longo prazo. O aumento na demanda de energia tem impulsionado os empresários da indústria sucroalcooleira a investirem em usinas de biomassa (que utilizam resíduos orgânicos como comburente, no caso o bagaço-de-cana) para co-geração de energia. Contam como vantagens para este tipo de processo o grande potencial que o Brasil possui na produção de cana-de-açúcar (maior produtor mundial), o meio ambiente que sofre menos agressões e, além disso, dentro da estrutura produtiva da indústria, a venda da energia produzida excedente constitui mais uma fonte de renda (Vogt, 2001).

De uma tonelada de cana-de-açúcar obtém-se em torno de 240 a 300 kg de bagaço (com 50% de umidade), que tem potencial para gerar em média 70 kw/h, dos quais 30 kw são para o autoconsumo da usina (produção de álcool e açúcar) e 40 kw na forma

de excedentes. A economia deste processo, também está associada a umidade do combustível, no caso o bagaço-de-cana, que quanto mais seco proporciona melhor eficiência da caldeira e significativa redução da poluição atmosférica. Daí a utilização de secadores, ou pré-secadores, adaptados especialmente para remoção de umidade do bagaço.

## **2.4 Aspectos técnico/científico da termofluidodinâmica computacional**

A Termofluidodinâmica visa o desenvolvimento teórico e experimental do estudo do comportamento dinâmico dos fluidos e dos fenômenos associados de transferência de calor e massa, em equipamentos de separação, mistura ou reação. Nesta área de pesquisa estão, em especial, os sistemas multifásicos, já que ocorrem em um grande número de processos. Outros tópicos de interesse, pela sua interface com processos multifásicos, são métodos numéricos, radiação térmica e combustão. Esta área engloba estudos avançados que possibilitam o desenvolvimento de projetos científico-tecnológicos inovadores.

### **2.4.1 Técnicas de discretização**

A maioria dos problemas técnicos/científicos ou da indústria química, que envolvem escoamento de fluidos com transferência de calor e/ou massa, exige uma solução conjunta das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento, da energia e/ou da espécie química. Devido ao forte acoplamento existente entre as equações e a presença de termos não-lineares, torna-se necessária a utilização de métodos numéricos. Atualmente, o estudo de transferência de calor e massa em equipamentos tridimensionais depende da solução de complexos sistemas de equações diferenciais parciais, cuja solução analítica é muito complicada ou até mesmo desconhecida.

Nos primórdios dos estudos de mecânica dos fluidos, a modelagem numérica era realizada, quase na sua totalidade, utilizando o método de diferenças finitas (MDF). Naquela época, a comunidade científica concentrava seus esforços a fim de solucionar dificuldades, como: as não-linearidades dos termos convectivos das equações de

Navier-Stokes e os problemas de acoplamento dos campos de pressão e velocidade, encontrados na modelação de escoamentos fluidos. Com o passar dos anos, foram surgindo propostas para tratar destes problemas. No entanto, os pesquisadores não deram a devida importância quanto à discretização de geometrias complexas, sendo, então, o método das diferenças finitas utilizado por muito tempo apenas para malhas estruturadas (Souza, 2000).

Na tentativa de solucionar os problemas descritos acima, surge o método dos volumes finitos (MVF), que obtém as equações aproximadas através do balanço das propriedades no volume de controle elementar, preservando as propriedades em nível de volume de controle (Patankar, 1980; Maliska, 1995; Souza, 2000; Fortuna, 2000). Neste método, cada termo pode, ainda, ser facilmente identificado para ser tratado separadamente em cada uma das equações, visto que, cada termo das equações discretizadas tem significado físico. Tais qualidades fizeram com que o método dos volumes finitos desse grande impulso ao tratamento numérico dos problemas de mecânica dos fluidos e de transferência de calor, sendo, atualmente, a metodologia mais usada quando se trata de escoamentos de fluidos, principalmente os fluidos incompressíveis (Souza, 2000).

Diferentemente do MVF, o método dos elementos finitos (MEF) foi mais utilizado, inicialmente, para a resolução de problemas da mecânica dos sólidos, onde a discretização espacial emprega o método de Galerkin, assim como também nos problemas predominantemente difusivos. Devido ao grande êxito em seus resultados, rapidamente novas aplicações foram desenvolvidas para esta metodologia em um contexto mais geral da mecânica dos fluidos (Henao, 2004). Uma particularidade do MEF é que cada elemento utiliza um sistema de coordenada local, permitindo que o mesmo possa ser tratado separadamente dos demais elementos do domínio de cálculo. Contudo, em problemas predominantemente convectivos, este método não é satisfatório apresentando instabilidades, muitas vezes incontroláveis, que não pertencem ao problema físico, mas decorrente de estabilidade da formulação empregada (Souza, 2000; Henao, 2004;). Algumas das principais características, vantagens e desvantagens dos MDF, MEF e MVF, são reportados em Farias Neto (1997), Gómez (2001); Cavalcanti (2003).

Com as informações, anteriormente discutidas, aliadas ao esforço computacional (necessário para solucionar problemas de escoamentos em geometrias complexas), a conservação das propriedades do fluido localmente e ao tempo de CPU, decidiu-se, para o presente trabalho, optar pelo *método dos volumes finitos*, em virtude de suas características conservativas durante o processo de discretização das equações diferenciais que compõem o modelo do problema em estudo.

#### **2.4.2 Método dos volumes finitos**

A maioria dos modelos utilizado na engenharia é baseada nos princípios de conservação, que representa uma dada lei física de preservação da integridade de uma dada grandeza, ao longo do processo. Estes modelos dispõem de equações compostas de termos que representam o acúmulo, o transporte convectivo, o transporte difusivo e a geração de uma dada grandeza.

A aproximação discretizada deste tipo de equação pelo método dos volumes finitos consiste em dividir o domínio de cálculo em vários sub-domínios de forma que as leis físicas sejam válidas. Existem duas maneiras de obter estas aproximações via método dos volumes finitos. A primeira é pelo balanço da propriedade nos volumes elementares ou finitos, e a segunda, por meio da integração da equação diferencial que descreve o problema sobre o volume elementar no espaço e no tempo (Maliska, 1995; Fortuna, 2000; Pinto e Lage, 2001). Todavia, é necessário ter cuidados especiais ao discretizá-las para evitar instabilidades numéricas. Sobretudo, porque, neste tipo de equação, aparecem os termos de transporte convectivo da grandeza conservada que impõem a necessidade de especificação dos valores da grandeza conservada nas faces dos volumes de controle, via uma função de interpolação. Dentre as funções de interpolação comumente usadas podem ser citadas as de diferenças centrais (para problemas puramente difusivos), upwind (para problemas puramente convectivo), exponencial (para problemas convectivos/difusivos, mas exige um tempo computacional considerável para avaliar as exponenciais) e WUDS – “Weighted Upstream Differencing Scheme” - (interpolação exata associada a dois coeficientes que dependem do número de Peclet de malha e serve como peso entre a convecção e difusão).

Deve-se igualmente avaliar o acoplamento pressão-velocidade o qual tem por objetivo designar uma equação para a pressão que permita o avanço do processo iterativo, observando a conservação da massa (Maliska, 1995). Pode-se citar, por exemplo, os métodos *Simple* (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), *Simplec* (SIMPLE Modificado), *Simpler* (SIMPLE Revisado) e *Piso* (Maliska, 1995; Versteeg e Malalasekera, 1995)

### 2.4.3 Aplicativos comerciais de CFD

O projeto, o "scale-up" e a execução de operações unitárias nas indústrias de processos químicos (IPQ) confiam bastante no empirismo e correlações de parâmetros globais para as condições de não idealidade e equilíbrio. Muitas vezes se apoiando na experiência de "experts" que adotam o empirismo ao invés da teoria para realizarem estas tarefas. Todavia, nas últimas décadas vêm aumentando o interesse dos pesquisadores, projetistas de equipamentos e engenheiros de processos pela fluidodinâmica computacional (FDC, ou ainda, CFD - Computational Fluid Dynamic). Mas, o que vem a ser CFD? Segundo Bakker *et al.* (2001), CFD é a ciência de predição de fluxo de fluidos, transferência de calor e massa, reações químicas e fenômenos relacionados com a resolução de equações matemáticas que governam estes processos usando um algoritmo numérico, o qual é resolvido com auxílio de computadores, em geral de grande capacidade de processamento e de memória.

Para se aplicar a fluidodinâmica computacional é necessário dividir a geometria de interesse em um número de células computacionais denominadas de malha (ver Figura 2.8, por exemplo). Esta tarefa, conhecida por discretização, é geralmente realizada empregando programas computacionais que utilizam CAD (Computer Aided Design). O termo discretização também é empregado como um método de aproximação das equações diferenciais por um sistema de equações algébricas para as variáveis na mesma série de posições discretas no espaço e no tempo. Com esta técnica, a informação contínua obtida a partir da solução exata das equações diferenciais de Navier-Stokes, por exemplo, são agora substituídas por valores discretos sobre cada ponto nodal da malha.

Uma vez que a malha tenha sido confeccionada, é necessário especificar sobre as superfícies que irão representar suas fronteiras e nelas serem aplicadas condições de contornos.

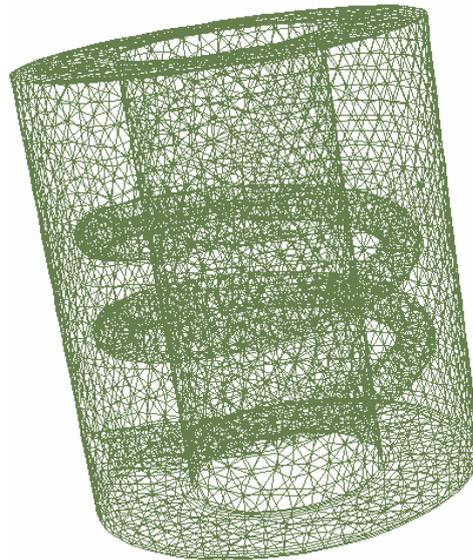


Figura 2.8– Representação de uma malha.

Os programas que utilizam CFD são estruturados em torno de algoritmos numéricos que podem manejar o fluxo de fluidos. Uma maneira fácil de acesso a este tipo de programa são os pacotes comerciais que incluem sofisticadas interfaces que permitem ao usuário a implementação do problema e examinar os resultados. Estes pacotes são geralmente divididos em três elementos principais:

(a) um pré-processador - responsável pela definição da geometria da região de interesse (domínio computacional), geração da malha, seleção dos fenômenos físicos e químicos, definição das propriedades físicas e especificação das condições de contorno.

(b) um processador - responsável pela aproximação das variáveis de fluxo desconhecidas por meio de funções simples, discretização por substituição das aproximações nas equações de fluxo governantes e subseqüentes manipulações matemáticas e, finalmente, pela solução das equações algébricas.

(c) um pós-processador - responsável pela representação dos resultados numéricos obtidos na forma de campo vetorial, iso-superfícies e iso-linhas das variáveis desconhecidas em 2D e 3D, gráficos Y versus X, trajetórias das partículas, linhas de fluxo, etc..

Dentre os pacotes comerciais disponibilizados nos limitaremos a listar alguns deles com seus respectivos métodos numéricos de discretização: (a) Diferenças finitas – FLOW-3D; (b) Elementos finitos – FIDAP, ANSYS, FEMFLOW, PAM-FLUID; (c) Volumes finitos – FLUENT, CFX, PHOENICS.

No presente trabalho optou-se pelo CFX versão 4.4 (A&E Technology, atualmente Ansys), pelo fato do software empregar o método dos volumes finitos (que possui características conservativas) e, principalmente, pelo fator econômico, ou seja, a maioria dos pacotes comerciais exige uma renovação anual da licença, enquanto o CFX permite adquirir a licença permanente. Atualmente o CFX é um dos códigos comerciais mais populares disponíveis no mercado. De uma maneira geral, ele é capaz de prever comportamentos de fluxos laminar ou turbulento, com ou sem a presença de transferência de calor e/ou massa; fluxos multifásicos ou multicomponentes; transporte de partículas; combustão; radiação; entre outros.

# CAPÍTULO 3

## MATERIAL E MÉTODOS

### 3.1 Modelagem matemática

Um modelo é um componente capaz de explicar um fenômeno físico qualquer (Pinto e Lage, 2001). Todavia, para a engenharia este modelo corresponde a um conjunto de dados e idéias abstratas que permitem ao engenheiro, ou pesquisador, propor uma explicação para o fenômeno que se está estudando. A partir do momento em que é possível pôr as variáveis do problema na forma de uma ou mais relações quantitativas precisas, chega-se ao que se denomina de *modelo matemático*. Este por sua vez pode ser classificado em teórico ou empírico. Um modelo empírico é usado para descrever um conjunto de dados experimentais conhecidos, enquanto que o modelo teórico tenta descrever os vários aspectos envolvidos no problema. Em muito dos modelos teóricos torna-se necessário implementar hipóteses simplificadoras para que se chegue a uma solução para o problema em estudo. No entanto, com o avanço da tecnologia é possível disponibilizar equipamentos cada vez mais velozes para resolver modelos matemáticos cada vez mais complexos sem adoção destas hipóteses simplificadoras.

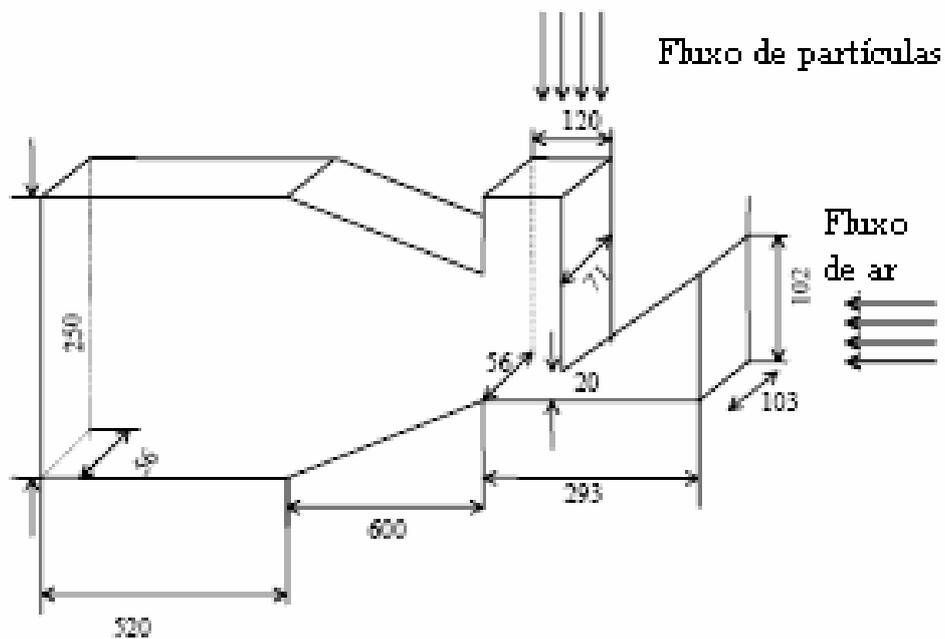
#### 3.1.1 Descrição do problema

O ciclone estudado no presente trabalho corresponde ao dispositivo utilizado como secador por Corrêa (2003) conforme ilustra a Figura 3.1. O ciclone usado por este autor possuía um alimentador Venturi (Figura 3.1.b), acoplado a entrada tangencial. Todavia, optou-se pela eliminação do alimentador Venturi, e em seu lugar foi aplicada uma condição de contorno, descrita mais adiante, que garantiu um perfil de velocidade com os

mesmos aspectos fluidodinâmicos observados experimentalmente. As dimensões do ciclone, Figura 3.2, utilizado para efetuar as simulações estão apresentadas na Tabela 3.1.



(a)



(b)

Figura 3.1 – Ciclone utilizado por Corrêa (2003): (a) foto do dispositivo experimental (b) representação esquemática do alimentador Venturi (medidas em mm).

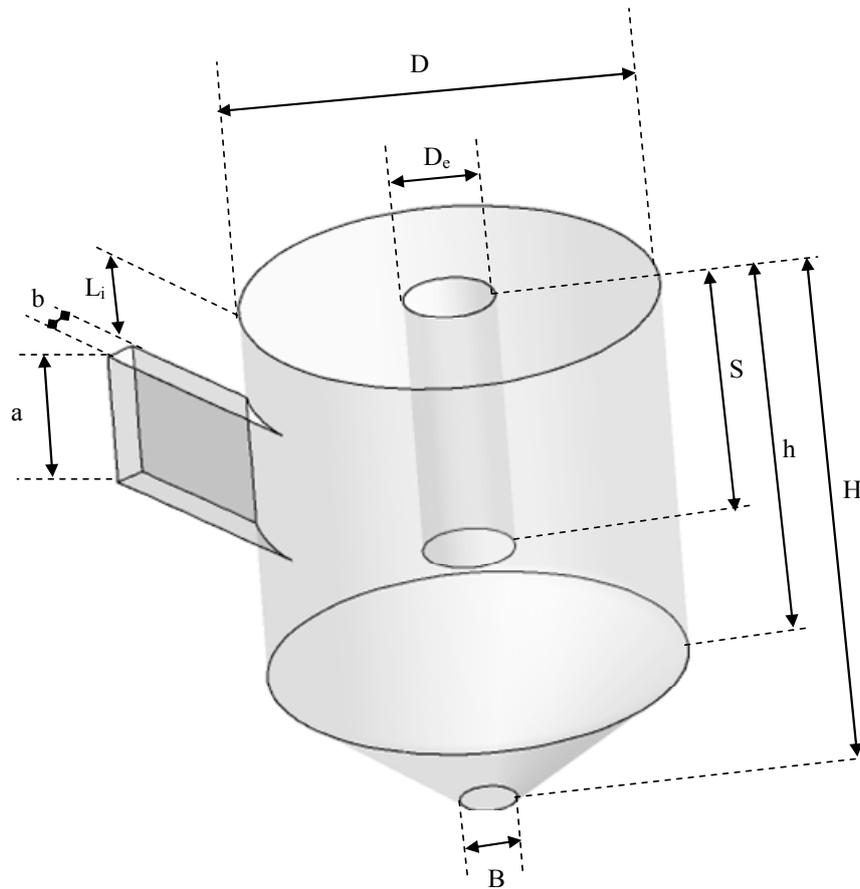


Figura 3.2 – Ciclone secador.

Tabela 3.1 – Dimensões do ciclone secador do presente trabalho.

Dimensão (m)								
D	a	b	De	S	$h_{cil}$	H	B	$L_i$
0,73	0,25	0,056	0,16	0,50	0,73	1,00	0,10	0,15

### 3.1.2 Equações governantes

Escoamentos de fluidos são governados pelas leis gerais de conservação de massa, conservação de energia e conservação da quantidade de movimento. No entanto, estas leis podem ser escritas de tal forma, que os escoamentos para qualquer fluido são representados por um conjunto de equações diferenciais.

A natureza dinamicamente instável do escoamento turbulento e as limitações analíticas e numéricas para a resolução do problema geral exigem a introdução de hipóteses simplificadoras, baseadas em argumentos de natureza física, que tornam possível a obtenção de uma solução, mas que restringem o domínio de aplicabilidade do modelo.

Neste item estão descritas as equações do modelo matemático utilizados no CFX 4.4.

### 3.1.2.1 Fase gasosa

a) Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido e  $\vec{u}$  é o vetor velocidade do fluido.

b) Equação de momento linear:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = \mathbf{B}_c + \nabla \cdot (\sigma - \rho \overline{\vec{u}' \vec{u}'}) \quad (3.2)$$

onde  $\sigma$  é o tensor de cisalhamento,  $\mathbf{B}_c$  é a força corpo e que pode ser avaliada como sendo: força de empuxo, rotacional, de resistência e de campo magnético.  $\vec{u}'$  é a flutuação da velocidade devido à turbulência e  $\rho \overline{\vec{u}' \vec{u}'}$  é o tensor de Reynolds.

c) Equação de energia:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} h) - \nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (3.3)$$

onde T é a temperatura do fluido, k é a condutividade térmica, h é a entalpia como função apenas da temperatura, isto é:

$$\partial h = C_{p_g} \partial T \quad (3.4)$$

sendo  $C_{p_g}$  o calor específico do fluido. Neste caso, o fluido (ar) foi considerado um gás perfeito.

#### d) Equações da turbulência

A maior parte dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações práticas é turbulento, os quais são bastante complexos e apresentam particularidades variadas. Apesar do grande avanço alcançado pelos pesquisadores para o entendimento do fenômeno da turbulência, ela ainda é alvo de muitos estudos que visam compreender os mecanismos físicos que governam este tipo de fenômeno. Entende-se por escoamento turbulento como sendo uma condição irregular do fluxo, na qual as quantidades variantes apresentam movimentos aleatórios com o tempo e no espaço, conhecidos por flutuações. A instabilidade do fluxo pode ocorrer devido a ruídos, vibração mecânica, superfície rugosa, não uniformidade da corrente de entrada, etc. Entretanto, a turbulência pode alterar significativamente o comportamento do fluxo e estes efeitos devem ser levados em conta para qualquer descrição do fluxo turbulento. A predominância do regime turbulento, na maioria dos escoamentos, está relacionada com o fato de que as pequenas perturbações injetadas são naturalmente amplificadas levando, assim, as instabilidades que os conduzem à transição.

A turbulência e a transição à turbulência a partir do regime laminar tem sido um campo de interesse de muitos pesquisadores em virtude das dificuldades e desafios científicos que este tema oferece, favorecendo assim um campo “inesgotável” de fonte de trabalho.

Boussinesq, em 1877, sugere estudar o escoamento turbulento como sendo laminar modificando a viscosidade molecular via conceito de viscosidade turbulenta. Ele supôs que as tensões turbulentas de Reynolds, contribuição importante dada por Osborne Reynolds em 1884, ao desenvolver as equações médias de Reynolds, são proporcionais às taxas de deformação. No período de 1920 a 1930 foram desenvolvidos métodos baseados nas constantes empíricas, como por exemplo, o do comprimento da mistura proposta por Prandtl em 1925, no qual ele assumia um comprimento de mistura proporcional à distância à parede permitindo obter perfis de velocidade médias junto a ela de forma mais coerente.

Anos mais tarde surgiram outras hipóteses mais complexas visando modelar a transferência de quantidade de movimento pelas flutuações turbulentas. Nas décadas de 1940 e 1950 a teoria estatística foi objeto de diferentes estudos efetuados por Komolgorov, Milionschicov, Obukov, Heisenber e Batchelor (Silveira Neto, 1998).

No que se refere aos desenvolvimentos teóricos, tem-se demonstrado que a solução exata das equações de movimento torna-se impossível para muitos fluxos turbulentos de interesse. Isto é verdade para aproximações tanto numéricas como analíticas. Dessa forma, pesquisadores avançaram muito em seus estudos com o intuito de fornecer ferramentas para o uso da engenharia que melhor representassem os efeitos turbulentos, daí surgiram os *modelos de turbulência*.

Dentre os vários modelos de turbulência disponíveis na literatura, modelos de zero equação e modelos de uma e duas equações, destacam-se os modelos de duas equações por serem modelos mais gerais e introduzirem a separação das equações diferenciais em escalas de comprimento e de velocidade. A versão mais popular é o modelo k-ε, o qual será descrito no parágrafo seguinte.

O modelo k-ε, utiliza as hipóteses da viscosidade turbilhonar para a turbulência. As equações da continuidade e de momento linear são dadas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}}) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{\mathbf{u}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}} \otimes \bar{\mathbf{u}}) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla \bar{\mathbf{u}}) = -\nabla p' + \nabla [\mu_{eff} (\nabla \bar{\mathbf{u}})^T] + B_c \quad (3.6)$$

onde  $\bar{\mathbf{u}}$  e  $\rho$  são a velocidade média e a densidade do fluido e  $\mu_{eff}$  é a viscosidade efetiva definida por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (3.7)$$

$\mu_T$  é a viscosidade turbulenta.

No modelo k-ε, é assumido que

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

onde  $C_\mu$  é uma constante do modelo,  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\varepsilon$  é a taxa de dissipação turbulenta.

As equações de transporte para,  $k$  e  $\varepsilon$ , são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} k) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = P + G - \rho \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \varepsilon) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = C_1 \frac{\varepsilon}{k} [P + C_3 \max(G, 0)] - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

Aqui,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são constantes do modelo k- $\varepsilon$  e  $P$  representa a produção de cisalhamento definido por:

$$P = \mu_{eff} \nabla \bar{u} \cdot \left[ \nabla \bar{u} + (\nabla \bar{u})^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{u} (\mu_{eff} \nabla \bar{u} + \rho k) \quad (3.11)$$

onde  $G$  é a geração devido à força de campo dada por:

$$G = G_{emp} + G_{rot} + G_{res} \quad (3.12)$$

onde  $G_{emp}$ ,  $G_{rot}$  e  $G_{res}$  são respectivamente os termos representando a produção devido ao empuxo, rotação e resistência.

No CFX 4.4 é incluído apenas o  $G_{rot}$ , sendo definido pela seguinte equação:

$$G = -\frac{\mu_{eff}}{\rho \sigma_p} \mathbf{g} \cdot \nabla \rho \quad (3.13)$$

A qual pode ser reescrita com a aproximação de Boussinesq como:

$$G = -\frac{\mu_{eff}}{\sigma_T} \beta \mathbf{g} \cdot \nabla T - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_Y} \alpha \mathbf{g} \cdot \nabla Y \quad (3.14)$$

### 3.1.2.2 Conversão do sistema de coordenadas

Determinado a distribuição de velocidade no plano cartesiano, podem-se obter as componentes de velocidade no sistema de coordenadas cilíndricas. As relações entre os sistemas de coordenadas cilíndricas e cartesianas são dadas por:

$$x = r \cos \theta \quad (3.15)$$

$$y = r \sin \theta \quad (3.16)$$

$$z = z \quad (3.17)$$

Derivando as equações 3.15 a 3.17 com relação a  $r$ ,  $\theta$  e  $z$ , pode-se obter:

$$\frac{\partial x}{\partial r} = \cos \theta \quad \frac{\partial y}{\partial r} = \sin \theta \quad \frac{\partial z}{\partial r} = 0 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \theta} = -r \sin \theta \quad \frac{\partial y}{\partial \theta} = r \cos \theta \quad \frac{\partial z}{\partial \theta} = 0 \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial x}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial y}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial z}{\partial z} = 1 \quad (3.20)$$

A partir das equações 3.18 a 3.20, pode-se obter os coeficientes paramétricos de transformação, como segue:

$$\frac{1}{\hat{U}^2} = \left( \frac{\partial x}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial z}{\partial r} \right)^2 \Rightarrow \hat{U} = 1 \quad (3.21)$$

$$\frac{1}{\hat{V}^2} = \left( \frac{\partial x}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial z}{\partial \theta} \right)^2 \Rightarrow \hat{V} = \frac{1}{r} \quad (3.22)$$

$$\frac{1}{\hat{W}^2} = \left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial z}{\partial z} \right)^2 \Rightarrow \hat{W} = 1 \quad (3.23)$$

As componentes radiais, angulares e axiais de velocidades em coordenadas cilíndricas, obtidas das componentes cartesianas são dadas por:

$$\mathbf{u}_r = \hat{U} \left( u_x \frac{\partial x}{\partial r} + u_y \frac{\partial y}{\partial r} + u_z \frac{\partial z}{\partial r} \right) \quad (3.24)$$

$$\mathbf{u}_\theta = \hat{V} \left( u_x \frac{\partial x}{\partial \theta} + u_y \frac{\partial y}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial z}{\partial \theta} \right) \quad (3.25)$$

$$\mathbf{u}_z = \hat{W} \left( u_x \frac{\partial x}{\partial z} + u_y \frac{\partial y}{\partial z} + u_z \frac{\partial z}{\partial z} \right) \quad (3.26)$$

Pode-se mostrar que:

$$u_r = u_x \cos \theta + u_y \sin \theta \quad (3.27)$$

$$u_\theta = -u_x \sin \theta + u_y \cos \theta \quad (3.28)$$

$$u_z = u_z \quad (3.29)$$

Desde que,

$$\frac{y}{x} = \frac{r \sin \theta}{r \cos \theta} = \operatorname{tg} \theta \quad (3.30)$$

e

$$\theta = \operatorname{arctg} \left( \frac{y}{x} \right) \quad \text{e} \quad r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (3.31)$$

### 3.1.2.3 Equações do transporte de partículas

Para se avaliar a fase particulada foi adotado o modelo de transporte de partícula Lagrangeano, no qual o fluxo total da fase particulada é modelado pelo traçado de um número pequeno de partículas através da fase contínua e as partículas são consideradas esféricas e tratadas como se fossem arrastadas individualmente pelo gás.

Foi também assumido que a fase particulada seria tratada pelo modelo concentrado para a transferência de calor e massa, no qual é suposto que o teor de umidade e a temperatura apresentam uma distribuição uniforme no sólido e que consiste em desprezar a

resistência interna à transferência de massa e calor, quando comparada à resistência externa. Segundo Pakowski (1995), esta hipótese permite assumir que o processo de secagem na partícula ocorre da mesma forma que o processo de evaporação de uma partícula d'água.

A taxa de variação da velocidade da partícula é dada pela Segunda Lei do movimento de Newton, como segue:

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = F \quad (3.32)$$

onde  $m_p$  é a massa da partícula,  $\vec{u}_p$  é o vetor velocidade da partícula e  $F$  é a força sobre a partícula, na qual sua principal componente é a força de arraste,  $F_D$ , exercida sobre a partícula pela fase contínua.

A força de arraste depende da área da seção transversal da partícula. Quando a partícula a ser estudada tem uma forma muito complexa, cuja área da seção transversal é de difícil obtenção, um procedimento é transformar a partícula não-esférica numa partícula esférica de igual volume que a partícula não-esférica. Neste caso, usam-se dois fatores de conversão: fator de área de seção transversal ( $\hat{f}_f$ ) e o fator de área superficial ( $e$ ). O fator de área de seção transversal é um fator de correção de geometria relativo à área da seção transversal da partícula. Estes dois parâmetros são dados por:

$$\hat{f}_f = \frac{A_{p_{ne}}}{A_{p_e}} \quad (3.33)$$

$$e = \frac{As_{p_e}}{As_{p_{ne}}} \quad (3.34)$$

onde  $A_{p_{ne}}$  corresponde a área da seção transversal de uma partícula não-esférica de volume  $V$ ,  $A_{p_e}$  é a área da seção transversal de uma partícula esférica de volume  $V$ ,  $As_{p_e}$  é a área

superficial de uma partícula esférica de volume  $V$  e  $As_{p_{ne}}$  a área superficial de uma partícula não-esférica de volume  $V$ .

Definido estes dois parâmetros, a força de arraste  $F_D$  é dada por:

$$F_D = \frac{1}{8} \pi d_p^2 \hat{f}_f \rho C_D |v_r| v_r \quad (3.35)$$

onde o  $v_r$  é a velocidade relativa partícula-gás,  $d_p$  é o diâmetro da partícula e o coeficiente de arraste,  $C_D$ , é dado por:

$$C_D = \frac{24(1 + 0,15 \text{Re}^{0,687})}{\text{Re}} \quad (3.36)$$

o número de Reynolds da partícula,  $\text{Re}$ , é dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho |v_r| d_p}{\mu} \quad (3.37)$$

onde  $\rho$  e  $\mu$  são a densidade e viscosidade da fase gasosa, respectivamente.

A taxa de variação da temperatura na partícula é governada por dois processos físicos: (a) por transferência de calor convectivo e (b) por transferência de calor latente associado com a transferência de massa.

#### a) Transferência por calor convectivo

Sabe-se que  $Q_c = h_c A (T_G - T_p)$  então, para uma partícula esférica, tem-se que:

$$Q_c = \frac{Nu \cdot k}{d_p} 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 (T_G - T_p) \quad (3.38)$$

ou seja,

$$Q_c = \pi d_p k Nu (T_G - T_p) \quad (3.39)$$

onde  $T_p$  é a temperatura da partícula,  $k$  é a condutividade térmica do fluido,  $T_G$  é a temperatura do gás e  $Nu$ , o número de Nusselt, dado por:

$$Nu = \frac{h_c d_p}{k} \quad (3.40)$$

onde  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor.

Um caso especial da transferência convectiva de calor e de massa que envolve esferas é o de transporte de gotas líquidas, em queda livre, o qual dispõe de uma correlação empírica que relaciona o número de Nusselt,  $Nu$ , em função do número de Prandtl,  $Pr$ , e do número de Reynolds da partícula,  $Re$ . Uma das correlações mais bem testadas é a de Ranz e Marshall (1952) citado no manual do CFX (2000) e em Incropera e Witt (1992), a qual é baseada na teoria da camada limite e é válida para valores de Reynolds compreendidos entre 0 e 200 ( $0 \leq Re < 200$ ):

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{0,3} \quad (3.41)$$

O número de Prandtl ( $Pr$ ) representa a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e difusividade térmica, sendo definido como:

$$Pr = \frac{C_{pG} \mu}{k} \quad (3.42)$$

onde  $C_{pG}$ ,  $k$  e  $\mu$  são, respectivamente, o calor específico, a condutividade térmica e a viscosidade da fase contínua (gás).

Hughmark (1967) citado no manual do CFX (2000) propõe uma modificação para a correlação (3.30), a qual permite trabalhar com uma margem maior dos números de Reynolds e Prandtl ( $0 \leq Re < 776,06$  e  $0 \leq Pr < 250$ ), correlação esta que foi utilizada no presente trabalho, dada por:

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.43)$$

b) Transferência de calor latente associado com a transferência de massa.

A energia gasta para evaporar o constituinte (água) na superfície da partícula é dada pela seguinte relação:

$$Q_m = \sum \frac{dm_c}{dt} h_{fg} \quad (3.44)$$

Aqui a soma leva em consideração todos os componentes da partícula onde ocorre a transferência de calor. O calor latente de vaporização,  $h_{fg}$ , depende da temperatura e é dado por:

$$h_{fg} = h_{fg_0} + \int_{T_{h_{fg_0}}}^T (C_P - C_{P_G}) dT \quad (3.45)$$

onde  $h_{fg_0}$  é o calor latente na temperatura de referência  $T_{h_{fg_0}}$ , e  $C_{P_G}$  é o calor específico da fase contínua (gás).

Quando a temperatura da partícula está abaixo do ponto de bolha, a equação do transporte de massa entre a fase particulada e a fase gasosa é dada por:

$$\frac{d m_p}{dt} = \pi d_p D_{AG} Sh \frac{PM_v}{PM_G} \log\left(\frac{1 - X_p}{1 - X_G}\right) \cdot e \quad (3.46)$$

onde  $D_{AG}$  a difusividade do vapor d'água na fase gasosa,  $PM_v$  é o peso molecular do vapor d'água,  $PM_G$  peso molecular do gás,  $X_p$  e  $X_G$  são as frações molares da partícula e da fase gás, respectivamente, e  $Sh$  é o número de Sherwood. O modelo assume que a fração molar da partícula é igual ao teor de umidade da partícula ( $M$ ) ao longo do processo e  $X_G$  é a umidade absoluta do gás.

A correlação empírica que correlaciona o coeficiente de transferência de massa em termos dos números de Sherwood ( $Sh$ ), Reynolds ( $Re$ ) e Schimdt ( $Sc$ ), é dada por:

$$Sh = 2 + 0,6Re^{1/2} Sc^{1/3} \quad (3.47)$$

onde o número de  $Sc$  corresponde à razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade de massa:

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AG}} \quad (3.48)$$

e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

É possível, portanto, agora, escrever a equação da taxa de variação da temperatura na partícula como sendo:

$$\Sigma(m_c C_p) \frac{dT_p}{dt} = Q_C + Q_m \quad (3.49)$$

onde  $m_c$  é a massa do constituinte na partícula. De acordo com a hipótese adotada,  $m_c = m_p$ .

### 3.1.3 Condições iniciais e de contorno

Com a finalidade de resolver as equações que envolvem o modelo matemático é necessário especificar os perfis de velocidade e de temperatura na seção do duto de entrada do ciclone, assim como as componentes de velocidades e de fluxo de calor sobre as paredes que compõe o aparato de estudo (cilindro, cone e duto de entrada) e as condições de saída, bem como as condições de contorno para as partículas. Estas condições de contorno foram baseadas no trabalho de Corrêa (2003).

- **Condições de contorno para fase fluida**

- **Paredes do ciclone** – foi adotada a condição de não-delizamento e de fluxo de calor,  $q$ , nulas, ou seja:

$$\begin{aligned} u_x = u_y = u_z &= 0 \\ q &= 0 \end{aligned} \quad (3.50)$$

- **Entrada do ciclone** - foi adotado um perfil de velocidade para o fluido (gás-partículas) para a componente de velocidade na direção  $x$  definido pelo polinômio de grau seis e para as outras componentes nas direções  $y$  e  $z$ , foram adotadas velocidades nulas. Foi igualmente adotado um valor uniforme para a temperatura do ar, a qual foi modificada durante o estudo de sua influência no processo de secagem do bagaço-de-cana, ou seja:

$$u_x = a_1 + a_2 \cdot z + a_3 \cdot z^2 + a_4 \cdot z^3 + a_5 \cdot z^4 + a_6 \cdot z^5 + a_7 \cdot z^6 \quad (0,6 \leq z \leq 0,85)$$

$$u_y = u_z = 0 \quad (3.51)$$

$$T = 400, 489 \text{ ou } 550 \text{ K}$$

Para se obter este campo de velocidade foi adotado o seguinte procedimento:

- a) Foi realizada a digitalização da curva experimental do perfil de velocidade, Figura 3.3, disponibilizado por Corrêa (2003), os quais foram medidos na extremidade esquerda, após estrangulamento, do alimentador Venturi por meio de uma sonda cilíndrica do tipo Pitot.

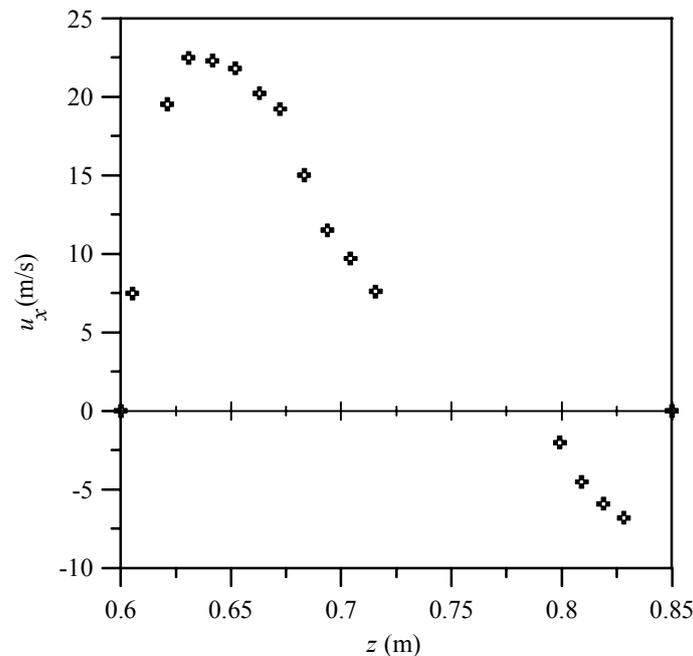


Figura 3.3 – Perfil de velocidade do ar mais partículas, na seção reta do duto de alimentação do ciclone (Corrêa, 2003).

- b) Captura dos dados do perfil de velocidade do fluido (gás-partícula) em função da posição vertical,  $z$ , utilizando o programa Digitize Pro 2.2a.
- c) Ajuste dos dados digitalizados ao polinômio de grau 6 via método dos mínimos quadrados com auxílio do programa computacional Origin 6.0, com um coeficiente de correlação  $R = 0,98$ .

➤ **Saídas do ciclone** - foi adotada a condição de pressão prescrita e igual à pressão atmosférica e condição de Neumann para a temperatura, ou seja, a variação de temperatura na direção normal ao contorno é nula:

$$P = P_{atm} \quad ; \quad \frac{dT}{dz} = 0 \quad (3.52)$$

- **Condições iniciais para fase particulada**

➤ **Entrada** – foi adotado um valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade na direção  $x$  e nulo para as componentes nas direções  $y$  e  $z$  para todas as partículas, bem como um valor prescrito para a temperatura inicial da partícula.

$$\begin{aligned} u_x &= 1 \text{ ou } 6,13 \text{ m/s} \\ u_y &= u_z = 0 \\ T_p &= 303,6 \text{ K} \end{aligned} \quad (3.53)$$

## 3.2 Metodologia numérica

### 3.2.1 Malha representativa do ciclone

Para gerar a malha do ciclone como secador (cujas dimensões estão dadas na Tabela 3.1) no CFX foi necessário representar a geometria do problema com auxílio da definição de pontos, curvas, superfícies e sólidos, em um espaço tri-dimensional, descrevendo o seu tamanho e o seu formato. Assim, a malha do ciclone foi confeccionada utilizando o módulo CFX-Build em duas etapas principais: a primeira, que correspondeu a representação da geometria do ciclone; e a segunda, pela geração da malha propriamente dita. Todas as etapas da construção da malha, bem como sua geração, estão descritas no Anexo I.

A malha resultante deste procedimento está ilustrada na Figura 3.4, na qual é possível ter uma visão geral da malha, bem como detalhes da interseção do duto de

alimentação com a parede cilíndrica e das seções retas no topo e na base do ciclone secador.

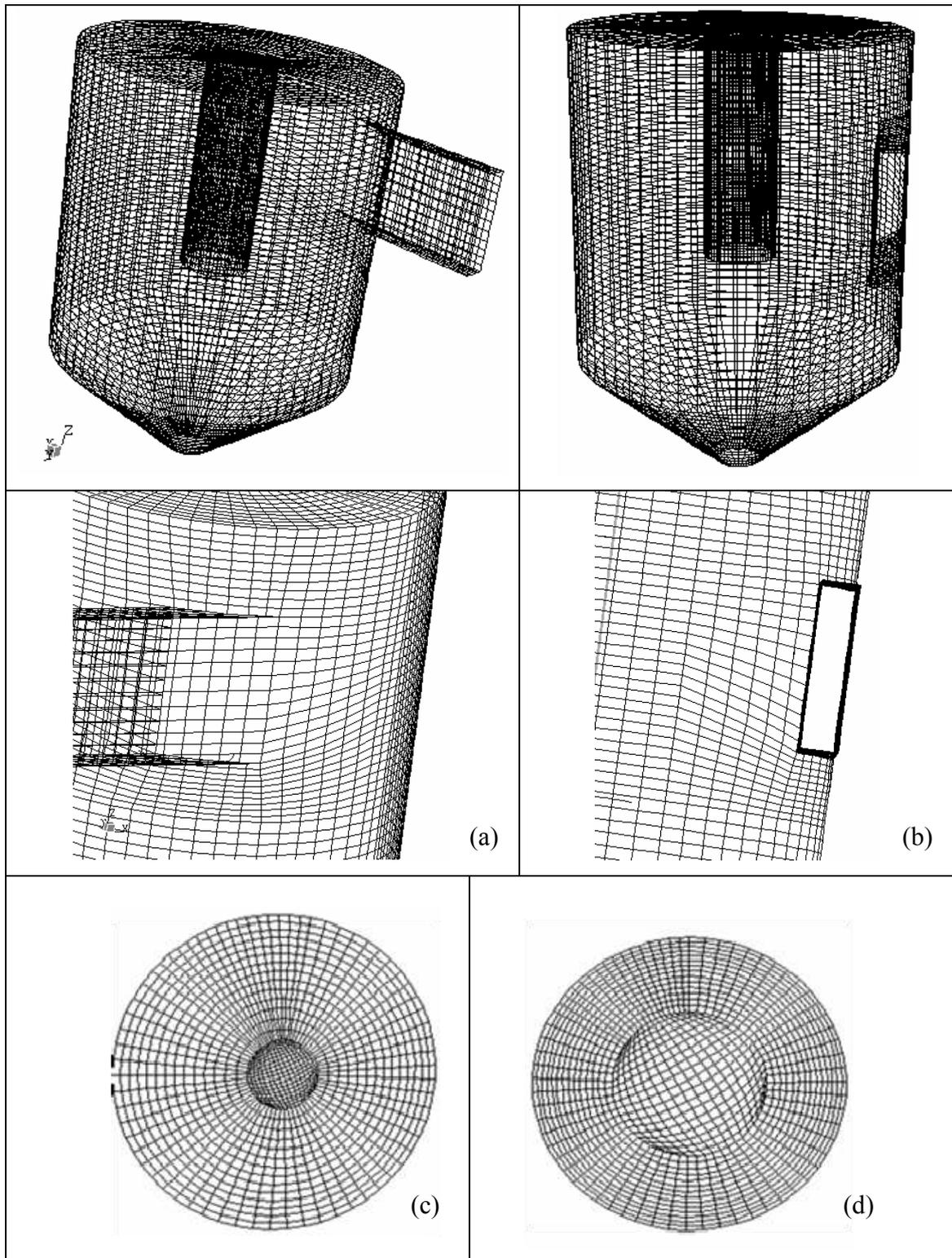


Figura 3.4 – Malha do ciclone: (a) e (b) Detalhe da região de interseção do duto de alimentação e o corpo cilíndrico; (c) e (d) Detalhes da seção transversal do topo e da base do dispositivo, respectivamente.

### 3.3 Material

Como aplicação, a metodologia foi utilizada para descrever a secagem do bagaço-de-cana em ciclones.

O bagaço-de-cana é constituído de partículas com diâmetros e formas diferentes, umas alongadas com formato de fibras e outras irregulares, conforme Figura 3.5.



Figura 3.5 – Amostra do bagaço-de-cana (Fonte: Anton Biotech, 2005).

Tanto Corrêa (2003) quanto Nebra e Macedo (1988) fizeram uma análise granulométrica separando as partículas em faixas de tamanho. Em cada faixa de tamanho obtida em cada peneira foi verificada a razão mássica (*massa de partícula com formato em fibra/massa de partícula com formato de pó*) e verificou-se que esta razão foi maior ou igual a 40%. Após caracterização do bagaço-de-cana, estudos de granulometria e de percentual de fibras, os autores consideraram as partículas do bagaço como sendo cilíndricas. Corrêa (2003), por sua vez, utilizou equações baseadas em partículas esféricas juntamente com os conceitos de esfericidade e de fator de forma, para ajustar o formato cilíndrico das partículas que foram predominantes nas observações experimentais. Esta consideração permitiu-lhe de resolver numericamente o modelo matemático adotado no estudo de secagem de bagaço-de-cana em dispositivos ciclônicos. O presente trabalho utilizou os dados do trabalho de Corrêa (2003) para o fator de área de seção transversal ( $\hat{f}_f$ ) e a fator de área superficial ( $e$ ), que são, respectivamente, 3,89 e 2,78, baseados em dados experimentais.

### 3.4 Simulação numérica

Os dados de secagem utilizados no presente trabalho foram baseadas no teste 3 da Tabela 3.2 relativa ao trabalho de Corrêa (2003). Os diâmetros médios das partículas baseados em análise granulométrica utilizadas na simulação foram: 6,35, 2,75, 0,84 e 0,42 mm, com as respectivas frações mássicas iniciais, 0,091, 0,022, 0,872 e 0,014 (kg/kg) sendo que todas tinham inicialmente a mesma temperatura ( $T_p$ ) de 303,6 K (30,6 °C). O teor de umidade inicial do bagaço-de-cana foi de 3,2 (b.s) (76,19% b.u.). Vale ressaltar que este bagaço foi retirado do pátio da usina no período de entressafra e, devido às chuvas de verão, se encontrava bem mais úmido do que o bagaço obtido após moagem, cerca de 50% (b.u). Inicialmente a temperatura do ar de secagem ( $T_{ar}$ ) foi de 489 K (216 °C) e sua umidade absoluta de ( $Y_{ar}$ )  $2,2 \times 10^{-2}$  (kg de água/kg de ar seco).

Tabela 3.2 – Resultados experimentais de secagem do-de-cana obtidos no ciclone (Fonte: Corrêa, 2003)

Te ste	$W_{pw}/W_a$ $\times 10^{-2}$ [-]	$W_a \times 10^{-2}$ [kg/s]	$T_{ai}$ [°C]	$T_{ao}$ [°C]	$Y_i \times 10^{-2}$ [kg/kg]	$Y_o \times 10^{-2}$ [kg/kg]	$T_{pi}$ [°C]	$T_{po}$ [°C]	$M_i$ (b.s.) [kg/kg]	$M_o$ (b.s.) [kg/kg]	RU [kg/kg]	$t_{res}$ [s]
1	2,56	7,93	211	113	2,0	3,4	27,9	44,0	3,4471	0,9086	0,7364	20,08
2	2,30	7,78	209	105	2,1	3,3	25,1	41,0	3,4471	0,9373	0,7281	23,44
<b>3</b>	<b>6,87</b>	<b>9,53</b>	<b>216</b>	<b>98</b>	<b>2,2</b>	<b>4,8</b>	<b>30,6</b>	<b>43,8</b>	<b>3,2000</b>	<b>1,5569</b>	<b>0,5135</b>	<b>7,57</b>
4	7,24	9,56	35	31	2,2	2,6	27,3	27,3	2,0474	1,8393	0,1016	7,04
5	7,65	9,54	35	28	2,2	2,6	27,3	27,3	2,0474	1,8809	0,0813	9,51
6	3,13	9,57	36	30	2,2	2,3	27,3	27,3	2,0474	1,8929	0,0755	15,20
7	16,9	7,11	210	92	2,7	4,8	32,0	44,8	0,9144	0,6895	0,2460	5,61
8	16,7	7,81	208	92	1,5	5,4	31,0	45,0	0,9144	0,4635	0,4931	4,85
9	9,77	7,81	211	103	1,5	4,5	31,0	47,2	0,9144	0,3460	0,6216	8,70
10	13,4	7,49	239	112	1,6	4,0	28,0	43,5	0,9144	0,5622	0,3852	9,11

Outras características do problema numérico estudado estão recapituladas na Tabela 3.3. Nesta tabela figuram os métodos empregados para resolver as equações diferenciais, discretizadas pelo método dos volumes finitos, definindo o processo de secagem no ciclone como secador, bem como os principais dados relativos a malha, capacidade em termos de memória virtual e física necessária para resolver as equações algébricas, condições de contorno, entre outras informações pertinentes ao problema.

Tabela 3.3 – Dados do problema em estudo.

<b>Definição do problema</b>				
Dependência com relação ao tempo	nenhuma			
Dependência em função da temperatura	Não isotérmico			
Tipo de fluido	Compressível e Newtoniano (ar)			
Regime de escoamento	Turbulento			
Dimensão espacial	Tridimensional			
Fenômenos envolvidos	Fluxo turbulento, transferência de calor e massa, transporte de partícula			
<b>Propriedades físicas e químicas</b>	<b>Fluido (ar, <math>Y_{ar} = 2,2</math> kg/kg)</b>	<b>Partícula (bagaço de cana)</b>		
		400 (K)	489 (K)	550 (K)
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	0,8701	0,7123	0,6333	6,8540x10 <sup>2</sup>
Condutividade térmica (W/m.K)	3,1996x10 <sup>-2</sup>	3,7673x10 <sup>-2</sup>	4,1376x10 <sup>-2</sup>	-
Calor latente de vaporização (J/kg)	-	-	-	2,251x10 <sup>6</sup>
Calor específico** (J/kg.K)	1042,295	1045,362	1047,843	1047,0
Difusividade* (m <sup>2</sup> /s)	4,0787x10 <sup>-5</sup>	5,7960 x10 <sup>-5</sup>	7,1199 x10 <sup>-5</sup>	-
Peso molecular (kg/kmol)	28,95	28,95	28,95	-
Temperatura de bulbo úmido (T <sub>bu</sub> ) (K)	315,85	324,81	329,54	-
Umidade relativa (RH) (%)	3,41	3,41	3,41	-
<b>Métodos de resolução</b>				
Tipo de elemento	Hexaédrico			
Esquema de interpolação	Upwind			
Correção da pressão	Simplec			
Resolução do sistema de equações	Para velocidades (u, v e w) e entalpia utilizou-se o método “Block Stone”; para pressão o “ICCG”*** e para $k$ e $\varepsilon$ “Line Relaxation”			
<b>Características do problema</b>				
Número de volumes de controle, $n_{vc}$	75624			
Número de pontos nodais, $n_{pn}$	79322			
Critério de convergência (kg/s)	1x10 <sup>-7</sup>			

\* Este valor corresponde ao coeficiente de difusão do vapor d'água no ar.

\*\*Calor específico (material seca) obtido por Tanquero *et al.* (1997), citado em Corrêa (2003).

\*\*\*“Gradiente conjugado preconditionado”

Todo o trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Fluidodinâmica e Imagem LPFI/DEQ/UFCG e no Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos LCTF/DEM/UFCG. A solução do sistema de equações algébricas originário da discretização das equações diferenciais de movimento e da continuidade, bem como a confecção da malha foram realizadas no aplicativo computacional CFX versões 4.4 e 10 instalado em um computador com processador *Intel Xeon* duplo processamento, *2.86 GHz*, com 1024 Mb Ram e 5 HD's de 40Gb de alto desempenho.

## CAPÍTULO 4

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo realizou-se uma análise do comportamento do escoamento do gás (ar atmosférico) e partículas (bagaço de cana-de-açúcar) no interior do ciclone em regime estacionário, bem como uma análise térmica do processo de secagem do bagaço de cana. A apresentação dos resultados e suas respectivas análises foram distribuídas em diferentes tópicos:

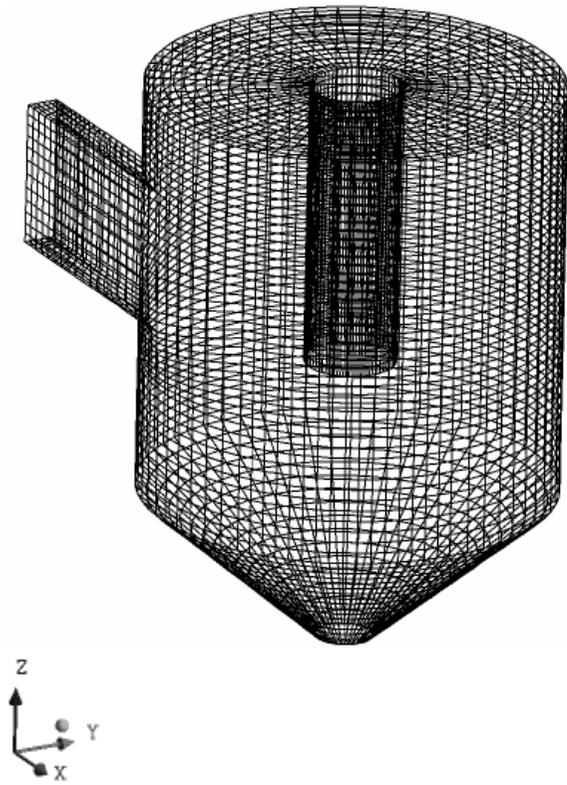
- a. Apresentação das malhas numéricas utilizadas para efetuar todas as simulações do presente trabalho;
- b. Estimativa do perfil de velocidade do fluido (a partir de dados experimentais da literatura) utilizado como condição de contorno na entrada do ciclone-secador;
- c. Avaliação da dependência dos resultados numéricos com o número de pontos da malha da malha;
- d. Análise fluidodinâmica e térmica de um ciclone-secador proposto por Corrêa (2003), sem o alimentador Venturi.
- e. Modificações da geometria do secador ciclônico e de alguns parâmetros tais como: temperatura do ar de secagem, velocidade da partícula na seção reta do duto de alimentação e taxa do fluxo de massa da partícula.

Todos os resultados estão apresentados na forma de linhas de fluxo, distribuição de pressão e temperatura sobre as paredes do ciclone, campos de pressão e de temperatura, campo vetorial de velocidade, componentes de velocidades (radial, tangencial e axial) em diferentes posições no ciclone em função da posição radial, e da temperatura, do teor de umidade e do diâmetro das partículas em função do tempo.

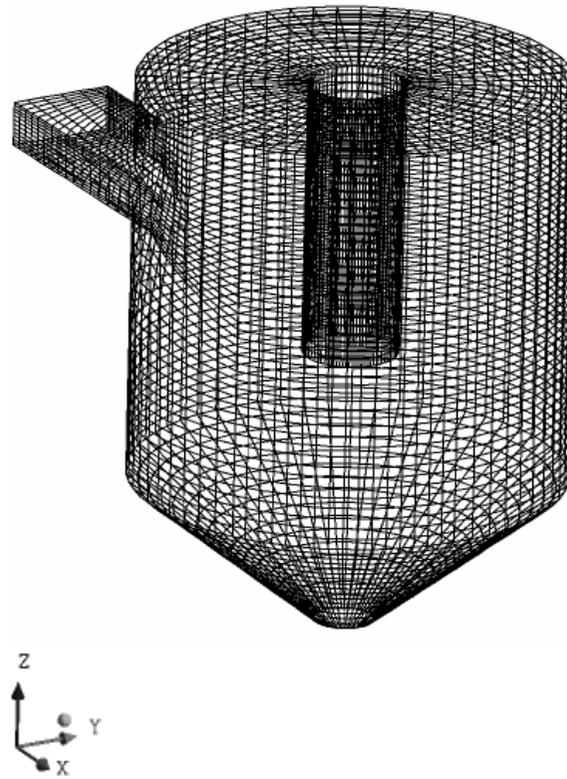
#### **4.1 A malha numérica**

Os resultados numéricos gerados pelo presente trabalho foram obtidos com auxílio de cinco malhas representativas do ciclone, as quais se diferenciam em relação à geometria do duto de alimentação e o diâmetro de saída inferior do ciclone, representados respectivamente nas Figuras 4.1 e 4.2. A denominação adotada no presente trabalho, para cada uma das malhas, está diretamente relacionada com a forma do duto de alimentação, ou seja, malha com duto de alimentação retangular vertical, retangular horizontal e quadrada, representadas respectivamente pelas Figuras 4.1*a*, *b* e *c*. Vale salientar que, no presente trabalho, o primeiro problema estudado refere-se a malha com entrada retangular vertical e diâmetro de saída inferior igual a 10 cm, e que a partir desta foram feitas às variações na geometria.

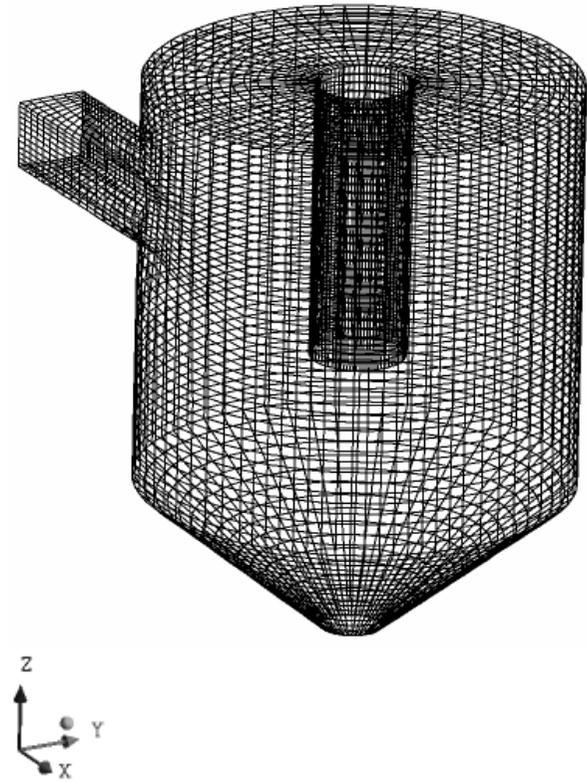
A apresentação e análise dos resultados obtidos a partir da simulação numérica utilizando as malhas mencionadas acima foram divididas em diferentes casos. Cada um destes casos está ilustrado na Tabela 4.1, a qual apresenta algumas de suas principais características.



(a) Caso padrão



(b) Caso 2



(c) Caso 3

Figura 4.1 – Representação da malha com duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado.

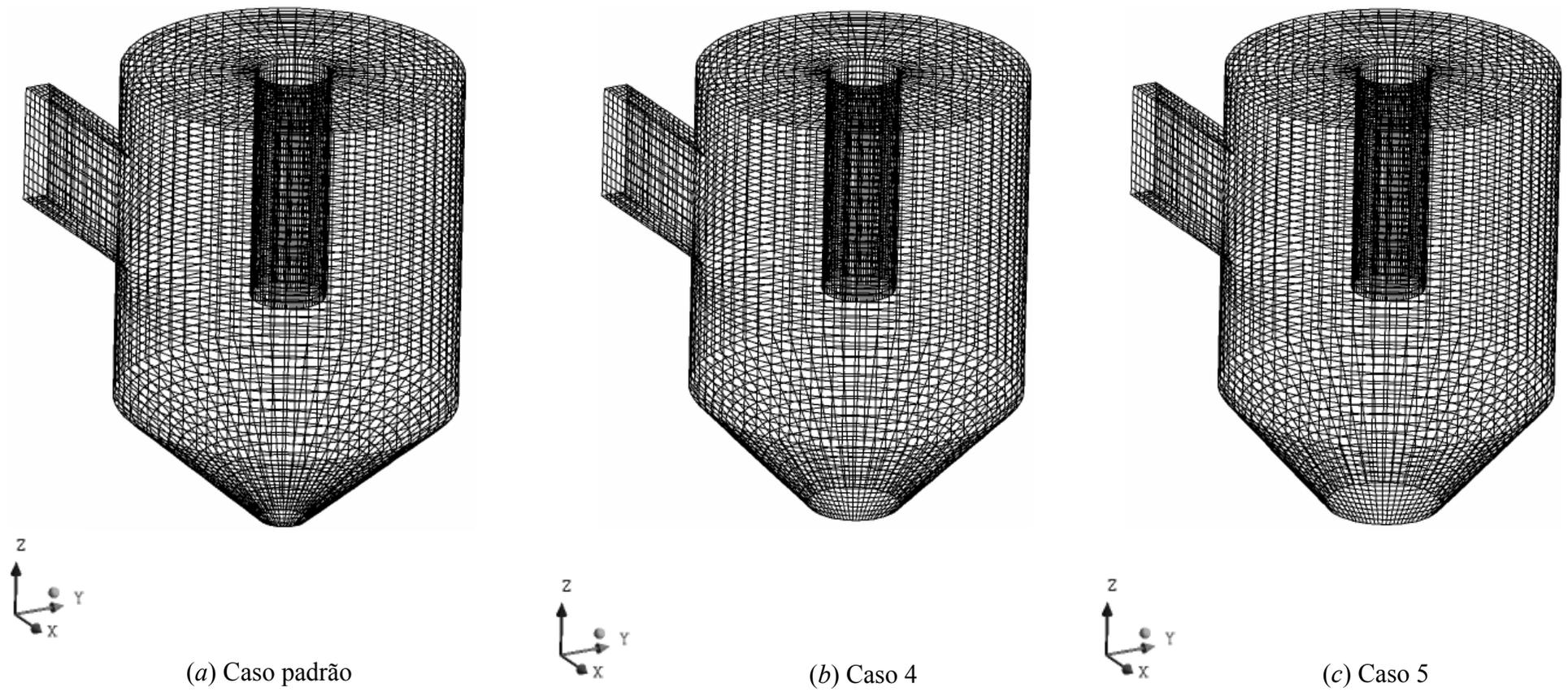


Figura 4.2 – Representação da malha com diâmetro de saída inferior de (a) 10 cm, (b) 20 cm e (c) 25 cm.

Tabela 4.1 – Principais características dos casos estudados no presente trabalho.

Caso estudado	Forma do duto de alimentação	Diâmetro da saída inferior (cm)	Temperatura do ar de secagem (K)	Fluxo mássico das partículas (kg/s)	Velocidade inicial das partículas (m/s)
Caso 1 ou Caso padrão	Retangular vertical	10	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 2	Retangular horizontal	10	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 3	Quadrado	10	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 4	Retangular vertical	20	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 5	Retangular vertical	25	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 6	Retangular vertical	10	400	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 7	Retangular vertical	10	550	$6,54 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 8	Retangular vertical	10	489	$3,13 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 9	Retangular vertical	10	489	$9,82 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 10	Retangular vertical	10	489	$6,54 \cdot 10^{-3}$	6,13
Caso 11	Quadrado	10	489	$3,27 \cdot 10^{-3}$	1,00
Caso 12	Quadrado	10	489	$9,82 \cdot 10^{-3}$	1,00

#### 4.2 Estimativa do perfil de velocidade na entrada do ciclone

De acordo com o procedimento adotado para a estimativa do perfil de velocidade na entrada do ciclone, como reportado no capítulo 3, a Figura 4.3 ilustra o comportamento da componente de velocidade na direção  $x$  ( $u_x$ ) tanto na forma vetorial como em um gráfico de  $u_x$  em função da posição  $z$  na entrada do duto retangular vertical de insuflamento da fase contínua. Outras componentes de velocidade foram assumidas nulas ( $u_y = u_z = 0$ ).

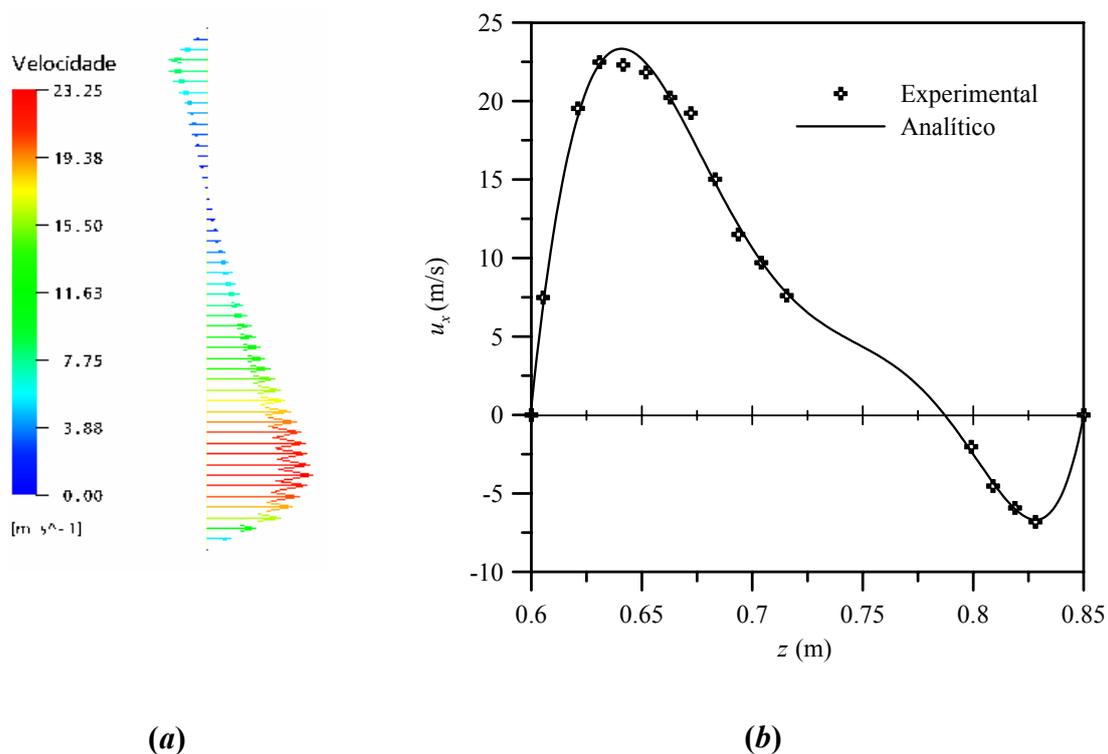


Figura 4.3 - Perfil de velocidade do ar mais partículas, na seção reta do duto de alimentação do ciclone.

Com o intuito de garantir as mesmas características do perfil de velocidade na seção reta do duto de alimentação, para as três situações estudadas quadrada, retangular vertical e horizontal, foi assumido que:

- a) As áreas da seção reta em cada uma das configurações estudadas eram as mesmas e iguais a  $0,014 \text{ m}^2$ ;
- b) As grandezas das componentes de velocidade em cada posição  $z$  ao longo do duto de alimentação eram iguais as do duto de alimentação retangular vertical como ilustrada na Figura 4.3;

Vale salientar que este perfil de velocidade experimental é uma consequência do ângulo do canal divergente do alimentador Venturi e que, por conseguinte uma mudança nas dimensões do duto de alimentação não garante que este perfil de velocidade seja preservado. Daí a necessidade de ajustar estes dados experimentais a um polinômio de grau 6 (seis).

Na Tabela 4.2 estão apresentados os valores dos coeficientes da Equação 3.40 para as três configurações do duto de alimentação: retangular vertical, retangular horizontal e quadrado.

Tabela 4.2 – Coeficientes da equação polinomial do perfil de velocidade no duto de alimentação.

Coeficientes	Valores			Unidades
	Geometria do duto de entrada			
	Retangular Vertical ( $0,60 \leq z \leq 0,85$ )	Retangular Horizontal ( $0,77 \leq z \leq 0,85$ )	Quadrada ( $0,732 \leq z \leq 0,85$ )	
$a_1$	365.212,32	-58.520.763,33	-11.109.645,92	$m \cdot s^{-1}$
$a_2$	- 3.609.957,60	362.797.509,8	70.379.977,02	$s^{-1}$
$a_3$	14.414.588,68	-899.663.472,4	-178.350.057,8	$m^{-1} \cdot s^{-1}$
$a_4$	- 29.986.195,31	1.115.487.322	225.981.857,8	$m^{-2} \cdot s^{-1}$
$a_5$	34.445.431,46	691.536.019,2	-143.165.390,1	$m^{-3} \cdot s^{-1}$
$a_6$	- 20.787.180,22	171.481.422,7	36.277.911,11	$m^{-4} \cdot s^{-1}$
$a_7$	5.161.441,74	-	-	$m^{-5} \cdot s^{-1}$

### 4.3 Dependência dos resultados com o refinamento da malha

Os resultados de uma simulação numérica são ditos independente da malha quando estes passam a independer da quantidade ou densidade de elementos que compõe a malha representativa do domínio de estudo. Com este intuito, foram realizados refinamentos na malha de um ciclone com entrada retangular vertical e diâmetro de saída inferior igual a 10 cm, passando da menos refinada até a mais robusta, de forma a garantir que os resultados não dependessem da malha utilizada. As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam os perfis de distribuição de velocidade axial e de temperatura do gás na corrente gás-sólido na posição angular  $\theta = 0$  (zero) graus e axial  $z = 0,55m$  para as malhas ilustradas na Tabela 4.3. Estes perfis demonstram que o refinamento da malha contribuiu na obtenção de um melhor resultado numérico, após comparação dos resultados da malha 1 com os das malhas 2 e 3. Verificou-se ainda que um maior refinamento da malha 2 para a malha 3 não

alterou significativamente o desempenho das simulações e gerou um aumento bastante significativo no tempo real de cálculo tornando, assim, injustificável a utilização de uma malha mais refinada do que a proposta pela malha 2. Portanto, os resultados que foram apresentados e analisados ao longo deste trabalho correspondem aqueles obtidos com o uso da malha 2.

Tabela 4.3 – Número de células na malha.

Malha	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Nº de elementos	56.424	75.624	99.600
Tempo de CPU	01h 31min 17s	02h 08min 15s	02h 24min 23s
Tempo real de cálculo	01h 39min 00s	02h 26min 00s	04h 41min 00s

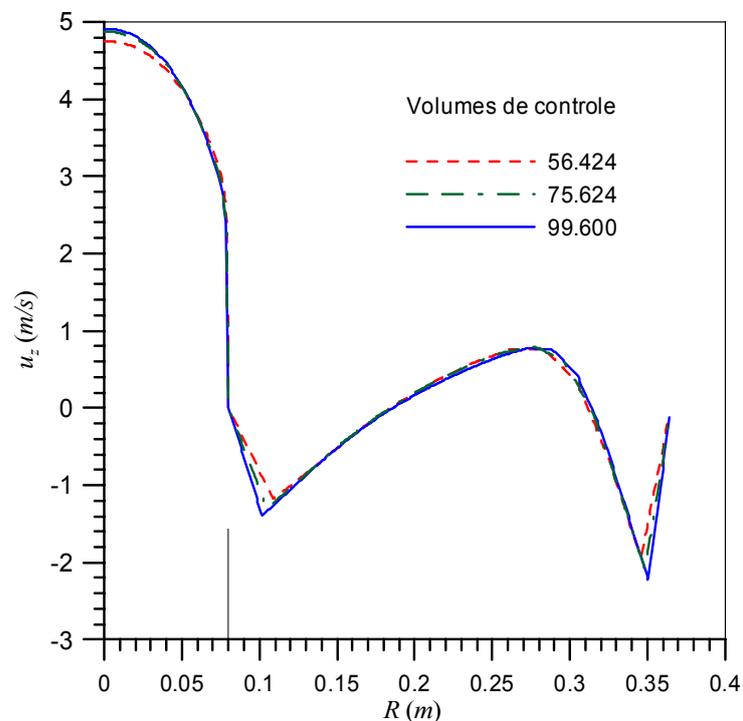


Figura 4.4 – Perfil de velocidade axial ( $u_z$ ) em função da posição radial no ciclone para três densidades de malhas,  $T_{ar} = 489$  K,  $RH_{ar} = 3,41\%$ ,  $z = 0,55$  m e  $\theta = 0^\circ$ .

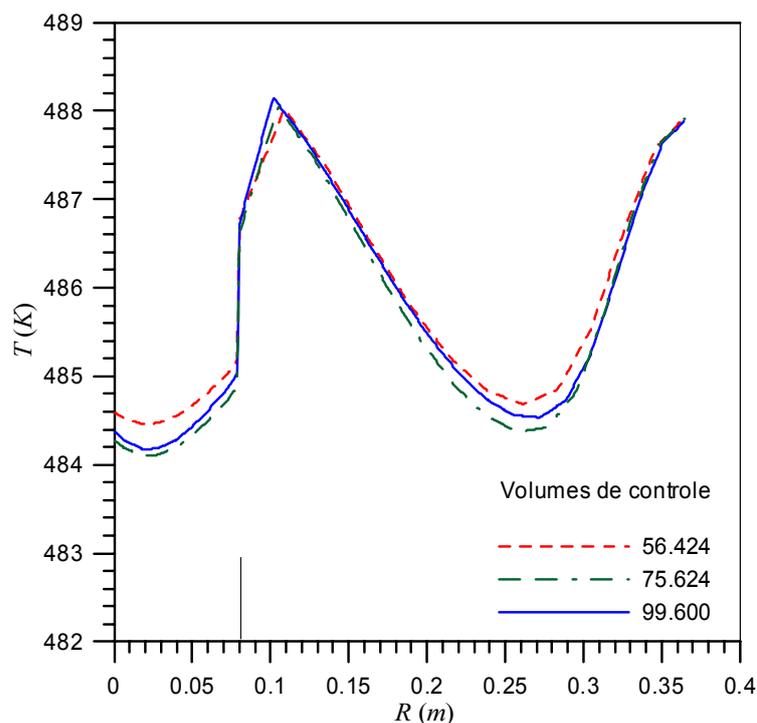


Figura 4.5 – Perfil de temperatura em função da posição radial no ciclone para três densidades de malhas,  $T_{ar} = 489$  K,  $RH_{ar} = 3,41\%$ ,  $z = 0,55$  m e  $\theta = 0^\circ$ .

#### 4.4 Análise fluidodinâmica do ciclone

As linhas de fluxo geradas a partir da entrada tangencial em direção as saídas superior e inferior do ciclone estão representadas na Figura 4.6. Esta figura permite, de uma maneira geral, evidenciar o comportamento em espiral ascendente na região central do ciclone e descendente nas proximidades das paredes cilindro-cônica, conforme relatado na literatura, seja em ciclones ou hidrociclones (Cooper e Alley, 1986; Loyola *et al.*, 1996). Ao se observar esta figura, é possível notar um comportamento diferente das linhas de fluxo na região de entrada do ciclone partindo das diferentes posições. Na primeira metade (da base até a metade do duto de entrada) observa-se que o escoamento segue o fluxo natural em direção ao interior do ciclone, enquanto que na segunda metade (da metade até o topo do duto de entrada) ocorre um fluxo reverso (retorno do escoamento). Este comportamento é explicado pela condição de contorno adotada, obtida a partir das observações experimentais reportadas por Corrêa (2003) e Corrêa *et al.* (2004a).

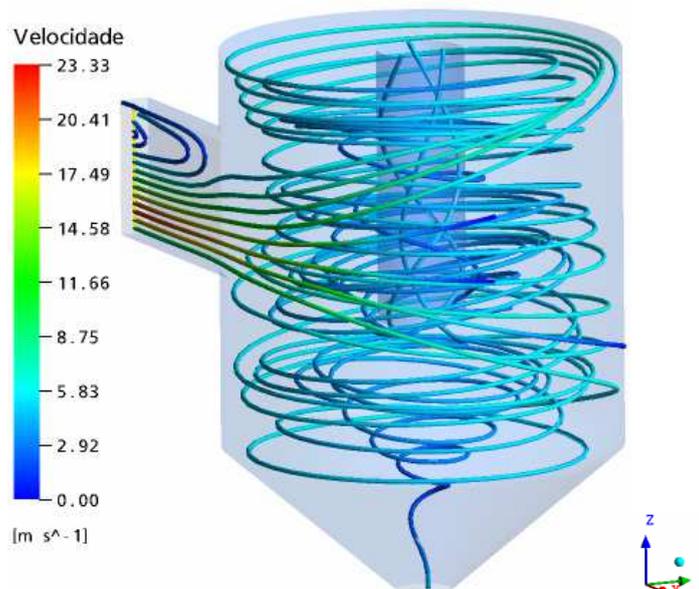


Figura 4.6 – Linhas de fluxo no ciclone secador,  $T_{ar} = 489$  K,  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

Retomando a discussão do comportamento do escoamento partindo da primeira metade do duto de entrada, Figura 4.6, observa-se que ocorre uma divisão em duas correntes de fluido em espiral, sendo uma ascendente e uma descendente, em consequência da perda da intensidade turbilhonar do escoamento, até atingir o final do duto de saída superior (“vortex finder”), onde volta a ascender na forma de espiral para fora do ciclone. Já a segunda corrente segue o seu comportamento natural descendente e em espiral perdendo sua intensidade turbilhonar desde a entrada até a saída inferior, comportamento este que pode ser mais bem observado na Figura 4.7. Este tipo de comportamento ocorre igualmente não apenas em ciclones, mas também em outros dispositivos munidas de uma entrada tangencial, como por exemplos, no escoamento turbilhonar laminar gerado por uma entrada tangencial de seção quadrada na base de um cilindro vertical (Bottaro *et al.*, 1991) e no escoamento anular não estabelecido do tipo turbilhonar decrescente induzido por uma entrada tangencial na base de um espaço anular entre dois cilindros verticais (Farias Neto *et al.*, 1998). Segundo estes autores o decréscimo da intensidade turbilhonar ao longo do corpo do dispositivo estudado pode está relacionado com os efeitos efetivos das componentes de velocidades axiais ( $u_z$ ) e das forças de atrito induzidas pelas paredes do dispositivo.

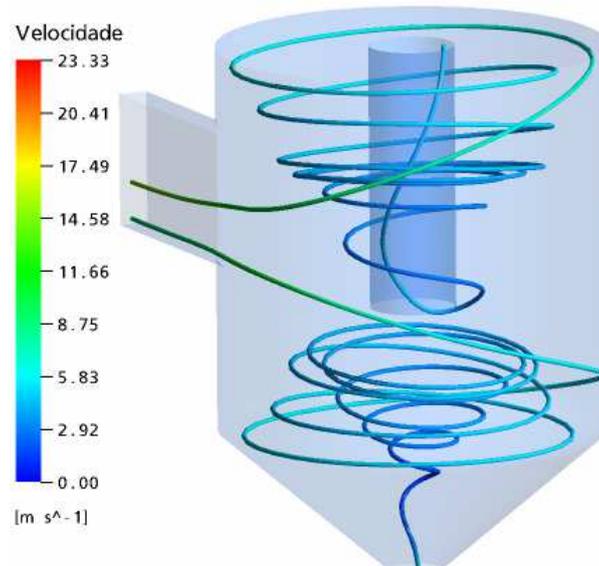


Figura 4.7 – Linhas de fluxo partindo de duas posições no duto de entrada do ciclone,  
 $T_{ar} = 489 \text{ K}$  e  $RH_{ar} = 3,41 \%$ .

A Figura 4.8 ilustra a distribuição de pressão em duas posições espaciais distintas. O campo de pressão representa as forças que o fluido exerce sobre as paredes do ciclone, induzidas pelo fluxo de fluido que entra pela entrada tangencial, por unidade de área. Observa-se que a distribuição de pressão se mantém praticamente uniforme ao longo de toda a parede do cilindro, com exceção da região imediatamente após o duto de entrada na qual se observa uma zona que é severamente castigada pelo choque direto das partículas e do gás, onde se observa valores mais expressivos da pressão, o que pode propiciar a remoção de partículas das paredes provocando, assim, um desgaste das paredes do ciclone. Portanto, esta região é crucial no projeto deste tipo de equipamento, principalmente quando se tratarr de partícula muito abrasiva (Zughbi *et al*, 1991; Molerus e Glückler, 1996; Da Silva *et al.*, 2003).

Os campos de pressão ilustrados sobre dois planos representando um corte longitudinal passado pelo eixo central do ciclone podem ser observados na Figura 4.9 *a-b*. Estas figuras mostram que a pressão decresce radialmente em direção ao centro do ciclone a partir das paredes cilindro-cônico. Outro ponto interessante a ser destacado é que existe uma região de menor pressão localizada no tubo de saída do gás ou “vortex finder”, sendo possível relacionar esta região de baixa pressão com a zona de reversão do escoamento do

gás. Esta reversão do fluxo de fluido pode ser facilmente verificada ao se observar as Figuras 4.12a e 4.13a, nas quais estão apresentadas os campos de velocidade sobre os planos YZ e XZ na forma de vetores e que serão discutidas no momento oportuno mais adiante. Outra observação interessante é que a distribuição do campo de pressão é assimétrica em consequência da não simetria da velocidade tangencial, conforme pode ser observado na Figura 4.16.

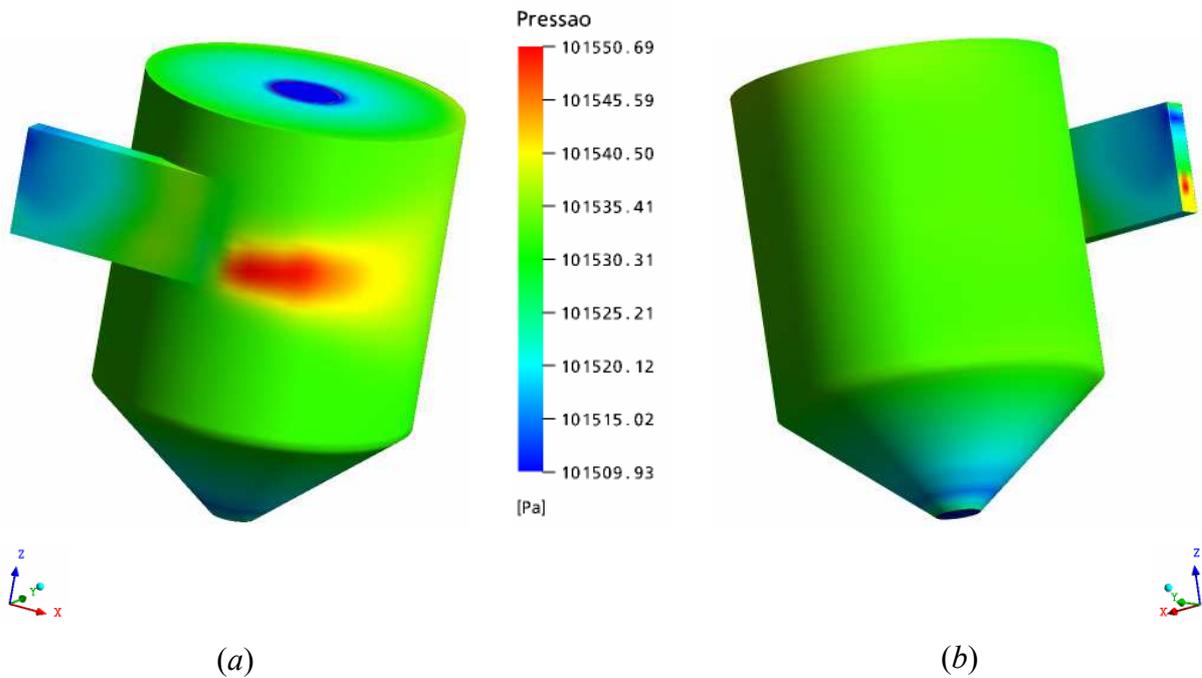


Figura 4.8 – Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone,  
 $T_{ar} = 489 \text{ K}$  e  $RH_{ar} = 3,41 \%$ .

Na Figura 4.10 estão representados os campos de pressão sobre planos horizontais gerados a partir de cortes transversais em diferentes posições axiais,  $z$  (0,15; 0,30; 0,49; 0,63; 0,80 e 0,90 m). Estes planos mostram de uma maneira geral que os maiores gradientes de pressão estão situados nas proximidades das paredes cilíndrico-cônica, exceto no plano situado em  $z = 0,63 \text{ m}$ . Aqui é possível verificar que os gradientes de pressão de maior intensidade estão posicionados junto a parede cilíndrica imediatamente após o duto de entrada. Esse fato pode estar relacionado com o comportamento do fluido no interior do ciclone induzido pelo fluxo de fluido que o alimenta a partir da entrada tangencial.

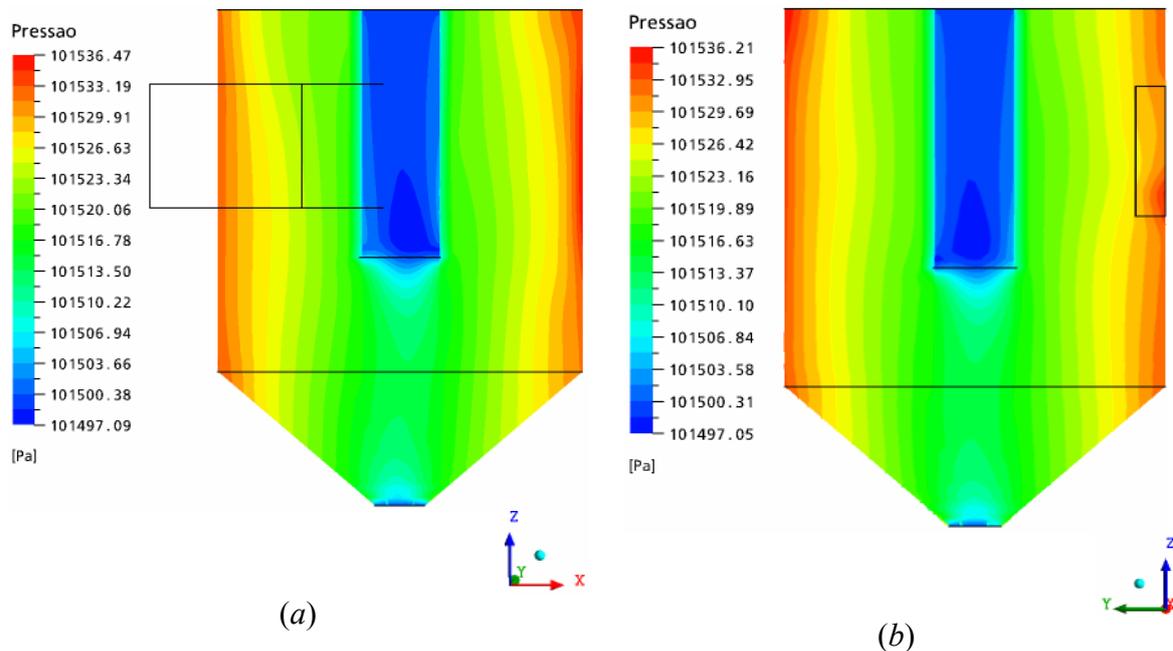


Figura 4.9 – Campos de pressão nos planos longitudinais (a) XZ em  $y = 0$  e (b) YZ em  $x = 0$  m,  $T_{\text{ar}} = 489$  K e  $RH_{\text{ar}} = 3,41$  %.

Relacionando a Figura 4.10 na posição  $z = 0,63$  m com as Figuras 4.6 e 4.7 é possível observar que as linhas de fluxo que partem desde a entrada do duto de alimentação apresentam dois percursos bem distintos: o primeiro ascende espiralmente até atingir o topo do ciclone para, então, descer em espiral para, novamente, ascender pelo tubo de saída. O segundo descendente em espiral até atingir o ponto de saída inferior do ciclone, como já foi comentado. Esta divisão gera condições para que as componentes de velocidade apresentem uma componente dominante, a qual é diretamente influenciada pela força centrífuga gerada pela velocidade tangencial.

Este tipo de comportamento pode ser mais bem observado com auxílio da Figura 4.11, na qual está representado o campo de velocidade na forma de vetores, igualmente situado sobre o plano XY em  $z = 0,63$  m. Observa-se nesta figura que praticamente todos os vetores apresentam o domínio da componente tangencial de velocidade perante as outras componentes (radial e axial), todavia ao se aproximar do tubo interno (“vortex finder”) esta predominância é alterada possivelmente pela componente axial e pela transferência de quantidade de movimento da parede para o fluido.

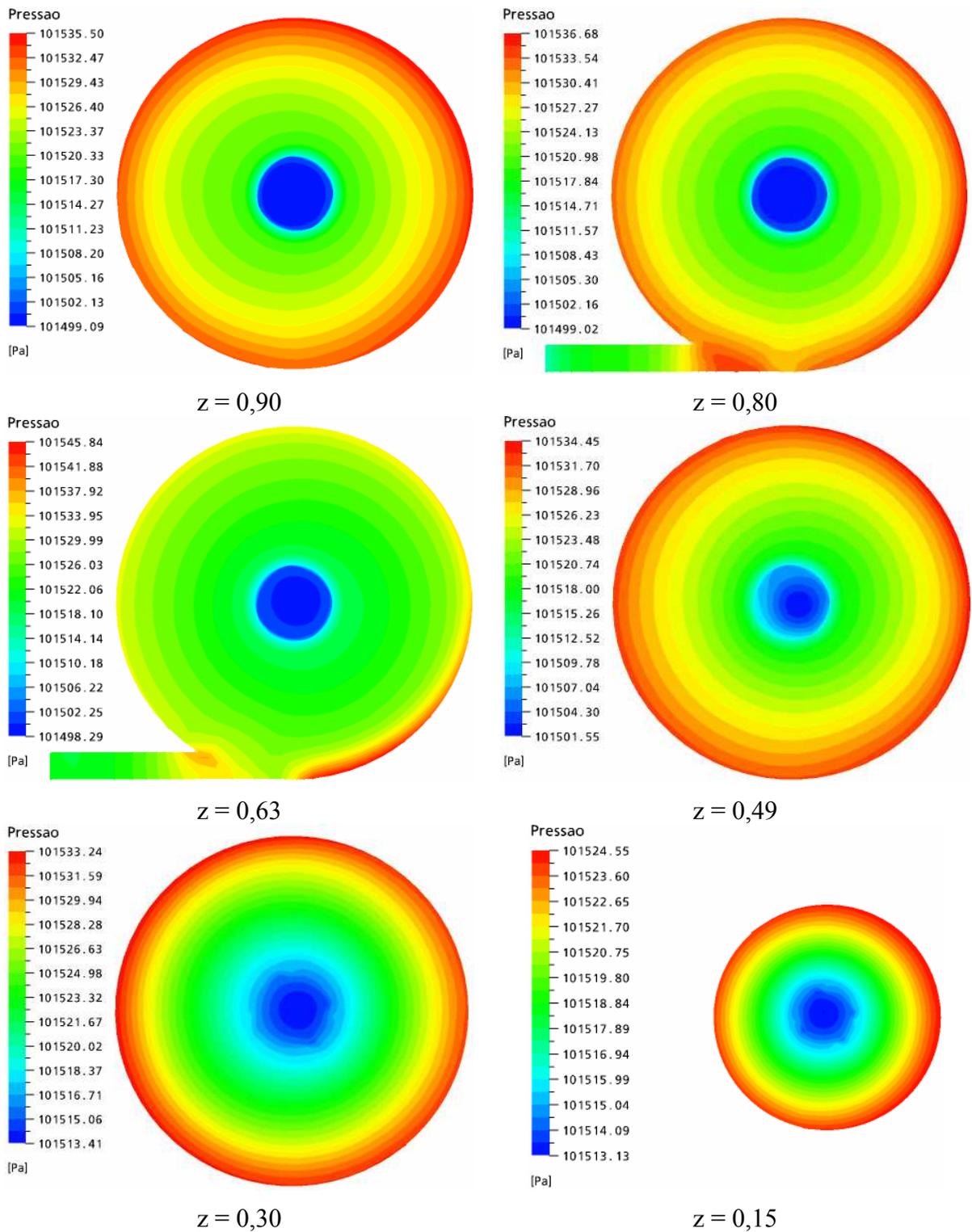
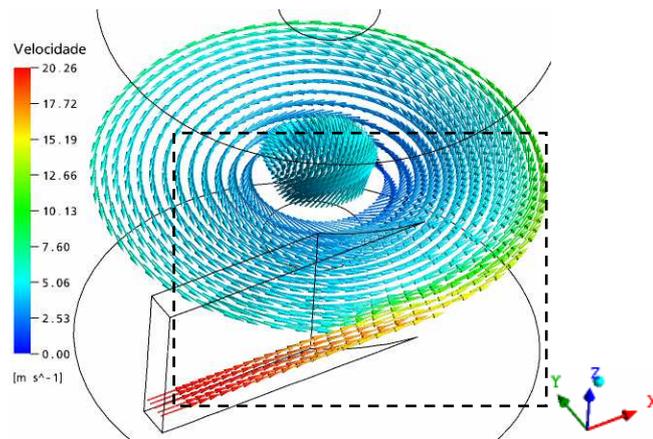
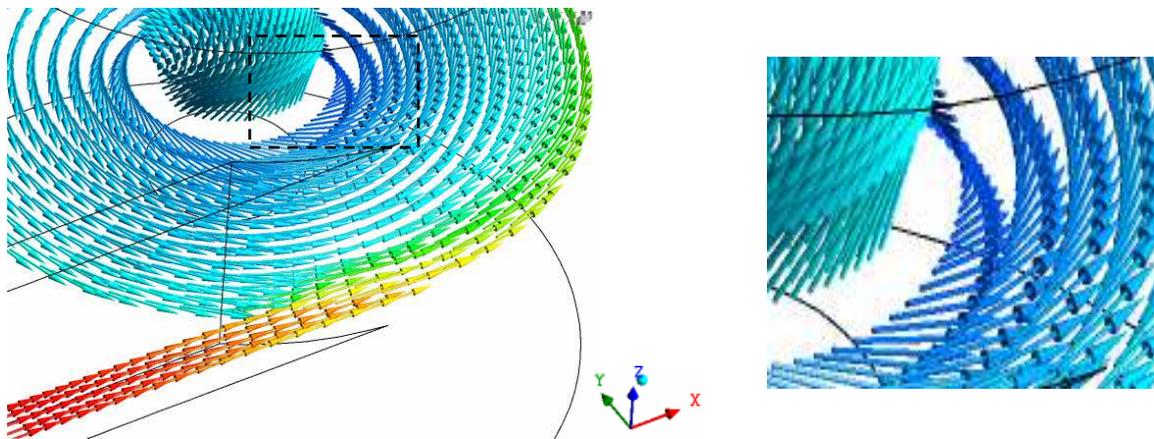


Figura 4.10 – Campos de pressão em diferentes planos transversais XY, ao longo do ciclone,  $T_{ar} = 489 \text{ K}$  e  $RH = 3,41\%$ .



(a)



(b)

Figura 4.11 – (a) Campo vetorial de velocidade sobre o plano XY e posição axial  $z = 0,63$  m,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = .3,41\%$  e (b) detalhes do campo vetorial.

As Figuras 4.12 e 4.13 apresentam o campo vetorial de velocidade sobre os planos verticais XZ e YZ passando pelo eixo central do ciclone. Estas figuras, além de enfatizar o caráter fortemente tridimensional da fluidodinâmica do escoamento, permitem identificar, com auxílio de ampliações de três regiões do plano, zonas de recirculação nas proximidades da parede do tubo de saída do gás ou “vortex finder” (Figuras 4.12.b e d e 4.13.b e d) e de inversão situado praticamente na interseção entre os dutos cilíndrico e cônico,  $z \approx 0,27$  m, (Figuras 4.12.c e 4.13.c). O surgimento desta zona de recirculação se dá sobre ação da força centrífuga e da componente axial de velocidade, movimentando-se segundo uma trajetória helicoidal e que perde sua intensidade à medida que se distancia da entrada tangencial.

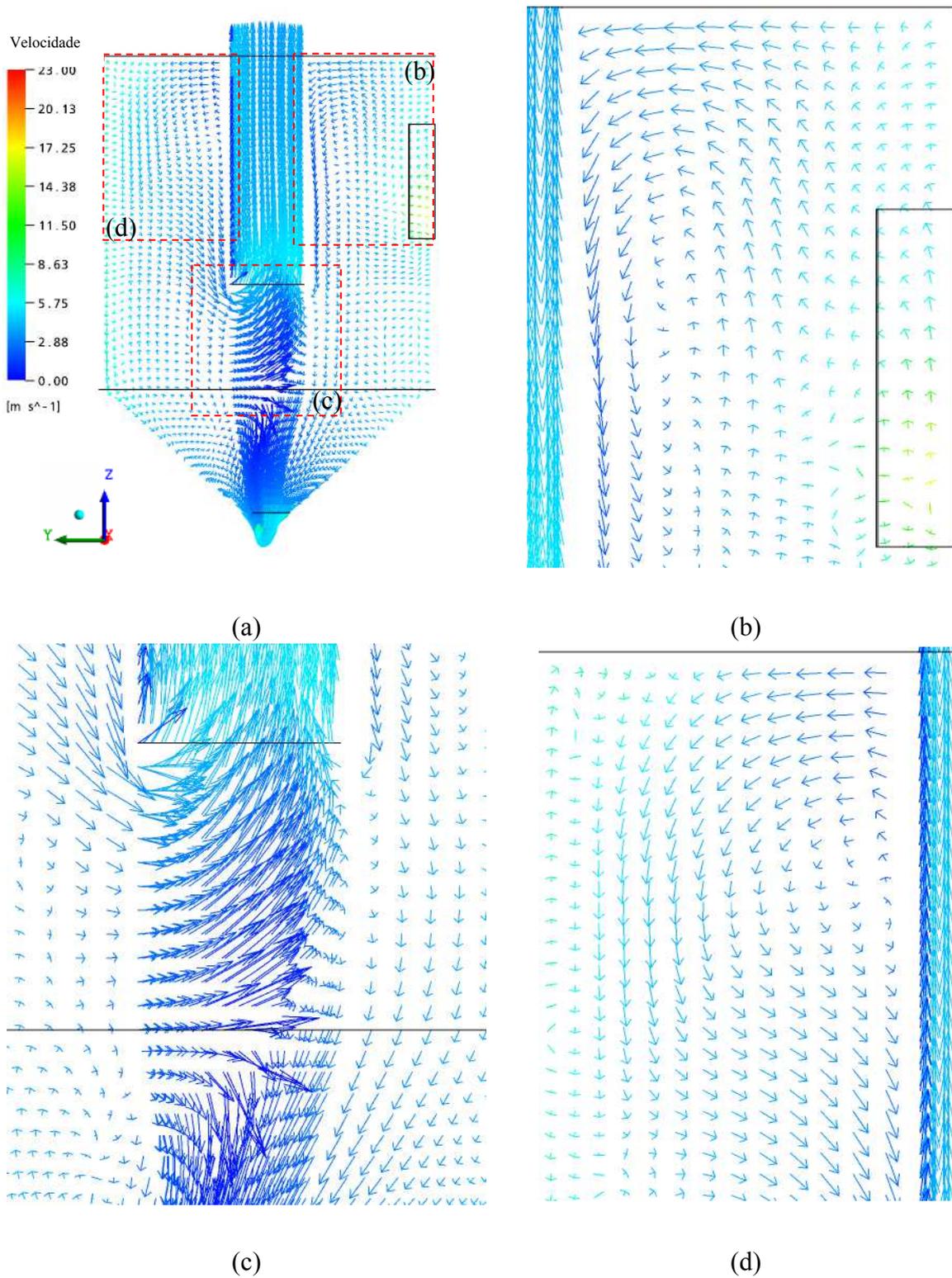


Figura 4.12 – Campo vetorial de velocidade no plano YZ em  $x = 0$  m,  $T_{\text{ar}} = 489$  K e  $\text{RH}_{\text{ar}} = 3,41\%$ .

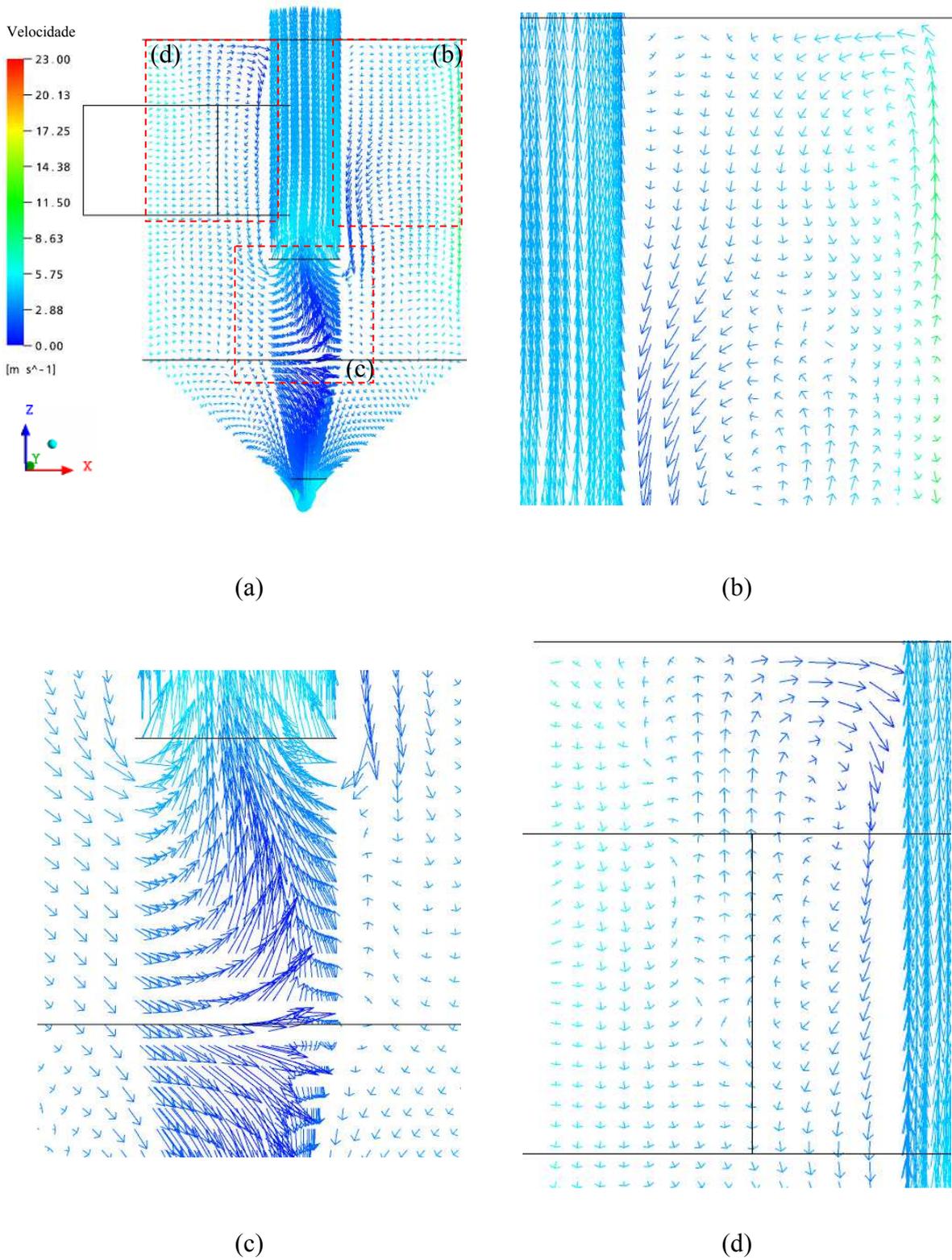


Figura 4.13 – Campo vetorial de velocidade no plano XZ em  $y = 0$ ,  $T_{\text{ar}} = 489 \text{ K}$  e  $\text{RH}_{\text{ar}} = 3,41\%$ .

Visando avaliar os perfis de velocidade radial, tangencial e axial foram tomadas diferentes posições angulares e longitudinais sobre o ciclone, como podem ser observadas nas Figuras 4.15 a 4.17. A Figura 4.14 ilustra o ciclone estudado, plotado em um eixo cartesiano para melhor clarificar a localização dos pontos estudados, nas direções radial, tangencial e axial.

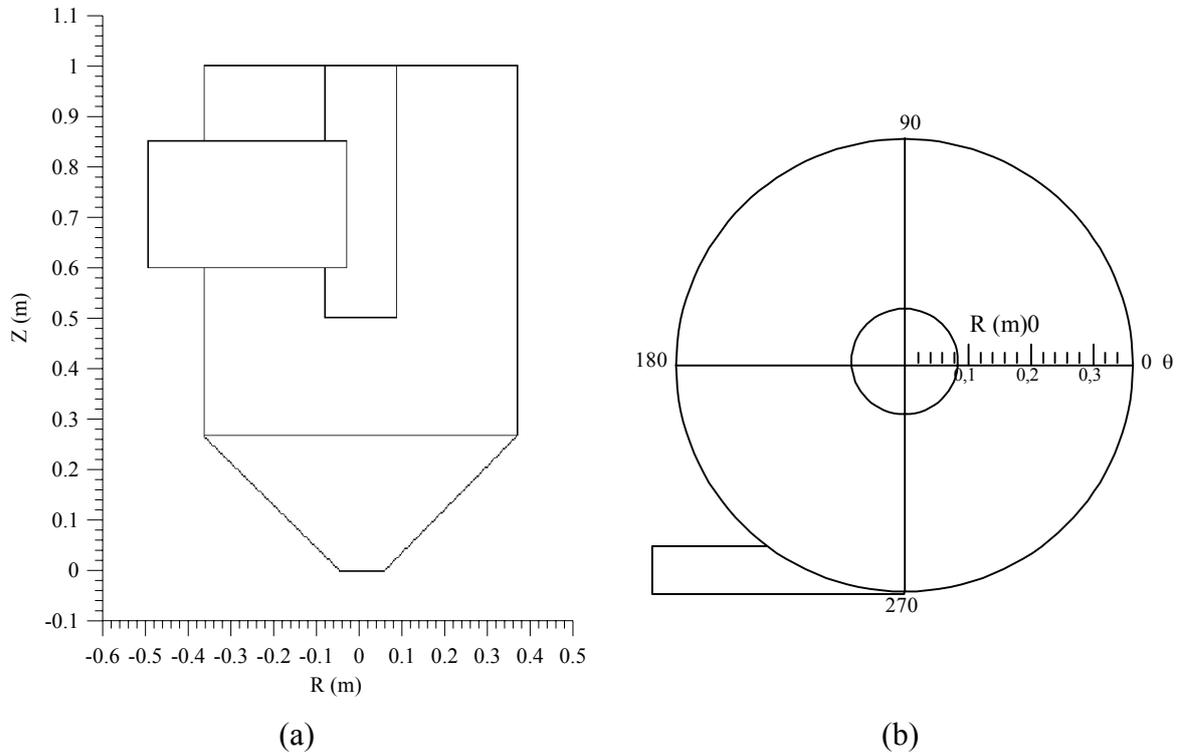


Figura 4.14 – Geometria do ciclone: posições radiais, angulares e longitudinais.

Nas Figuras 4.15 a 4.17 estão representadas os perfis da velocidade radial, tangencial e axial ao longo de uma reta que une duas posições angulares:  $0^\circ$  ( $0 \leq R \leq 0,365$  m) e  $180^\circ$  ( $-0,365 \leq R \leq 0$  m). Ainda estão representadas nestas figuras as duas retas verticais na parte inferior, as quais ilustram as paredes do tubo de saída do gás ou “vortex finder”. Observa-se, de uma maneira geral, um comportamento diferenciado dos perfis de velocidade nas duas posições angulares, sendo mais acentuado para as componentes axiais. Já com relação as diferentes posições longitudinais,  $z$ , é possível observar certa influência sobre as componentes da velocidade axial principalmente na posição angular  $0^\circ$ . No que se referem as componentes tangenciais de velocidade, observa-se, um comportamento similar para as diferentes posições longitudinais,  $z$ , com exceção em  $z = 0,27$  m (junção das partes cilíndrica e cônica do ciclone), a qual está localizada, aproximadamente, na zona de

inversão dos fluxos, em direção ao tubo de saída de gás e a saída da seção cônica. No que diz respeito as componentes radiais de velocidade percebe-se que as mesmas podem ser consideradas desprezíveis perante as outras componentes de velocidade, com exceção na região do tubo de saída do gás ou “vortex finder” e na posição longitudinal  $z = 0,49$  m, onde o comportamento da velocidade radial se aproxima ao observado em um tubo, conforme ilustrado na Figura 4.18. Observa-se ainda no canto superior esquerdo da Figura 4.15 um detalhe destes perfis plotados numa escala diferente permitindo, assim, a visualizar claramente a baixa variação entre as distribuições de velocidade radial.

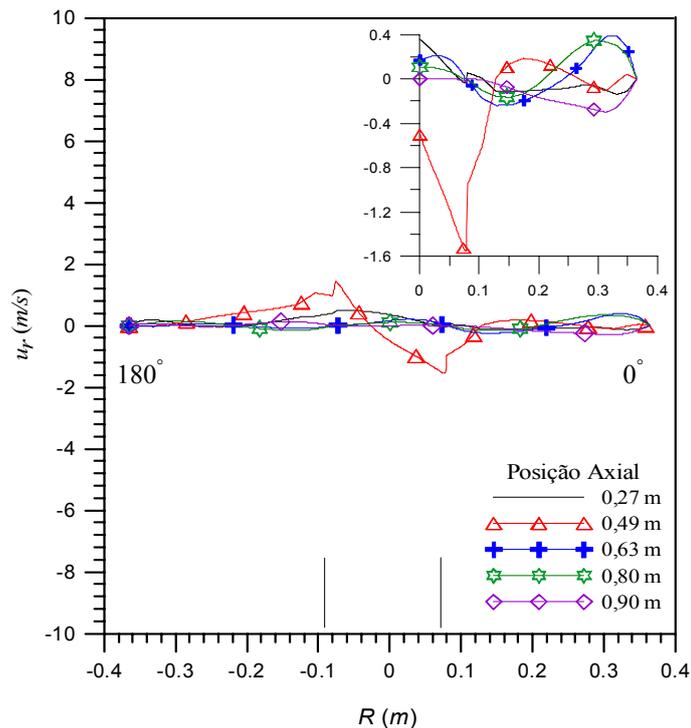


Figura 4.15 – Perfis da velocidade radial em diferentes posições  $z$  ao longo do ciclone em  $y = 0$  m,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41$  %.

É possível observar ainda na Figura 4.18 que à medida que o fluido se aproxima da seção de saída do “vortex finder” as componentes radiais de velocidade perdem sua intensidade favorecendo, ainda mais, que as componentes de velocidade tangencial e axial passem a dominar o comportamento do escoamento. À medida que o fluido percorre o tubo de saída de gás, a componente tangencial de velocidade diminui de intensidade enquanto a componente axial começa predominar, assemelhando-se ao comportamento observado no escoamento de um fluido em um tubo.

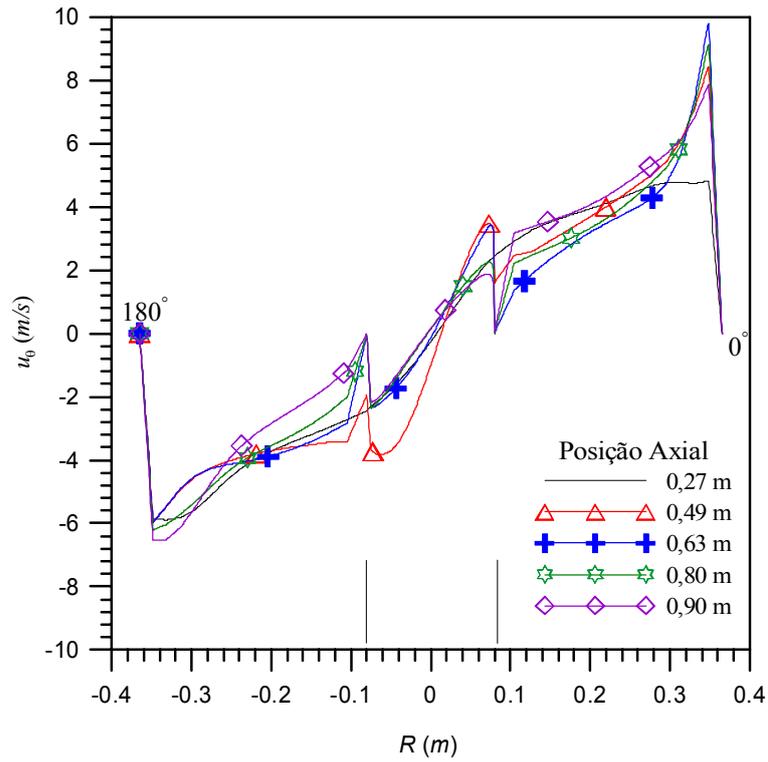


Figura 4.16 – Perfis da velocidade tangencial em diferentes posições  $z$  ao longo do ciclone em  $y = 0$  m,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

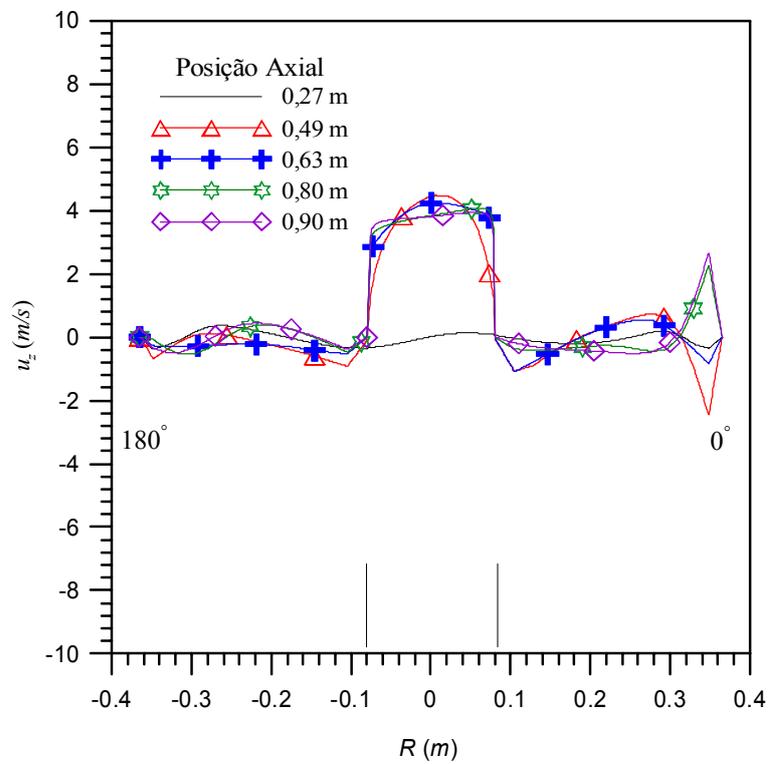


Figura 4.17 – Perfis da velocidade axial em diferentes posições  $z$  ao longo do ciclone em  $y = 0$  m,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

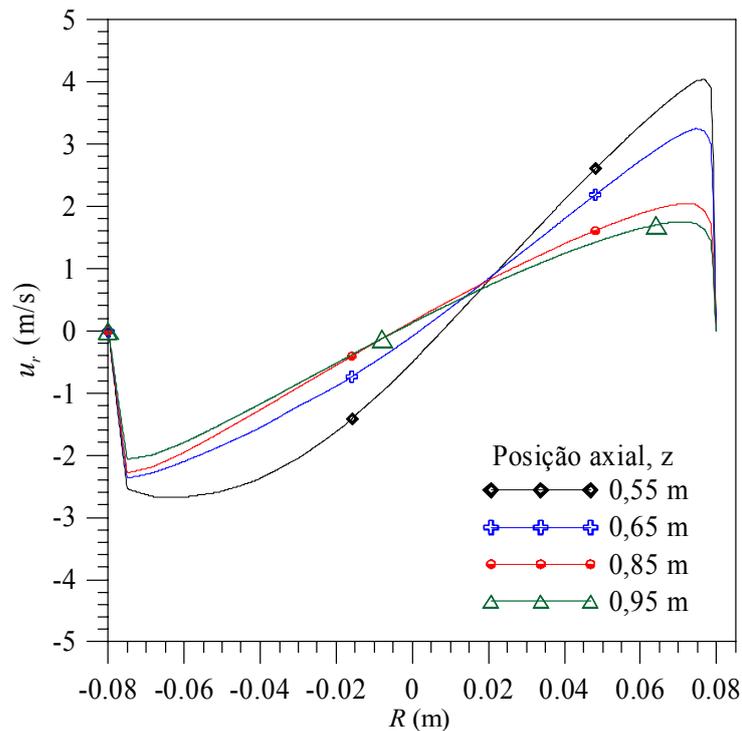


Figura 4.18 – Perfis da velocidade radial em diferentes posições  $z$  ao longo do tubo de saída do gás ou “vortex finder”,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

Na Figura 4.19 estão representadas as curvas experimental e simuladas da velocidade axial em função da posição radial, para as posições angular e axial fixas  $0^\circ$  e  $0,55$  m, respectivamente. As duas situações mostradas nas curvas simuladas foram obtidas, uma, na presença de quatro partículas com dimensões diferentes e, a outra, com quinze partículas de mesmo tamanho, na corrente gasosa. Os dados experimentais correspondem aos disponibilizados no trabalho de Corrêa (2003). Pode-se verificar que os resultados numéricos se aproximam razoavelmente bem dos dados experimentais e que a pequena discrepância observada pode estar relacionada a(o):

- a) Incertezas experimentais
- b) Utilização do modelo  $k-\varepsilon$  padrão, em virtude de sua natureza isotrópica que pode levar a prever resultados subestimados das componentes de velocidade axial (Hargreaves e Silvester, 1990; Hseih e Rajamani, 1991; Legentilhomme, 1991; Schmidt *et al.*, 2003).

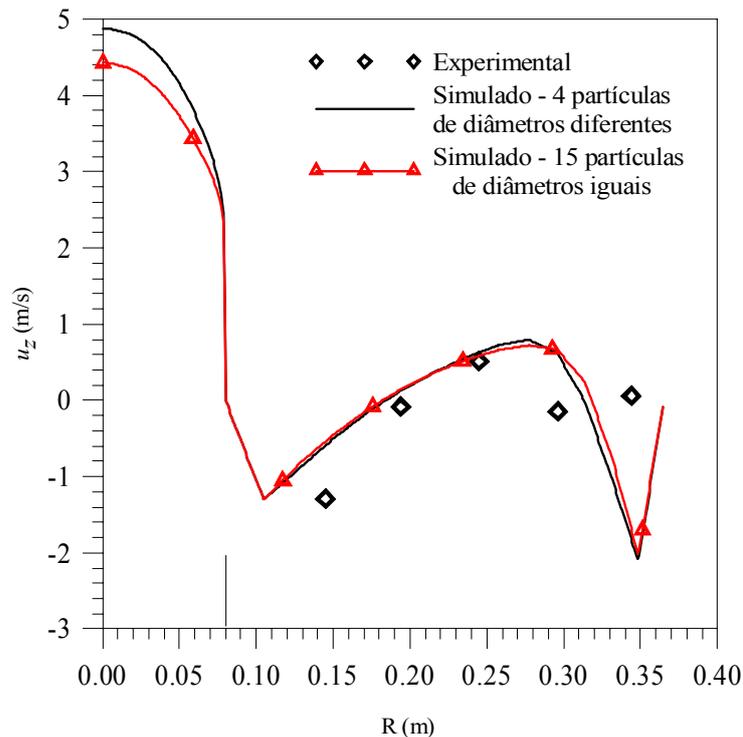


Figura 4.19 – Comparação dos resultados dos perfis de velocidade axial numérico e experimental,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

#### 4.5 Análise térmica do ciclone

As Figuras 4.20a e b apresentam, respectivamente, as iso-superfícies de temperatura sobre dois planos verticais XZ e YZ passando pelo eixo do ciclone. É possível observar que os campos de temperatura nos dois planos são, de uma maneira geral, semelhantes, aproximadamente simétricos, e possuem uma variação em torno de 41 K entre os valores da temperatura máxima e mínima sobre os planos XZ e YZ. Este fato pode ser explicado pelo fenômeno de transferência de calor entre as partículas e o ar quente (agente de secagem). As partículas em contato com o ar quente, por um determinado período, passam a perder massa pela evaporação da água afetando, assim, o teor de umidade e a temperatura da mesma. Para uma melhor compreensão deste fato estão representadas sobre a Figuras 4.21 a 4.23 a trajetória de cada uma das 4 (quatro) partículas de diâmetros iguais a 6,35; 2,75; 0,84 e 0,42 mm. Estas partículas foram introduzidas a partir de um ponto previamente definido na seção transversal da entrada do duto de alimentação. Optou-se por

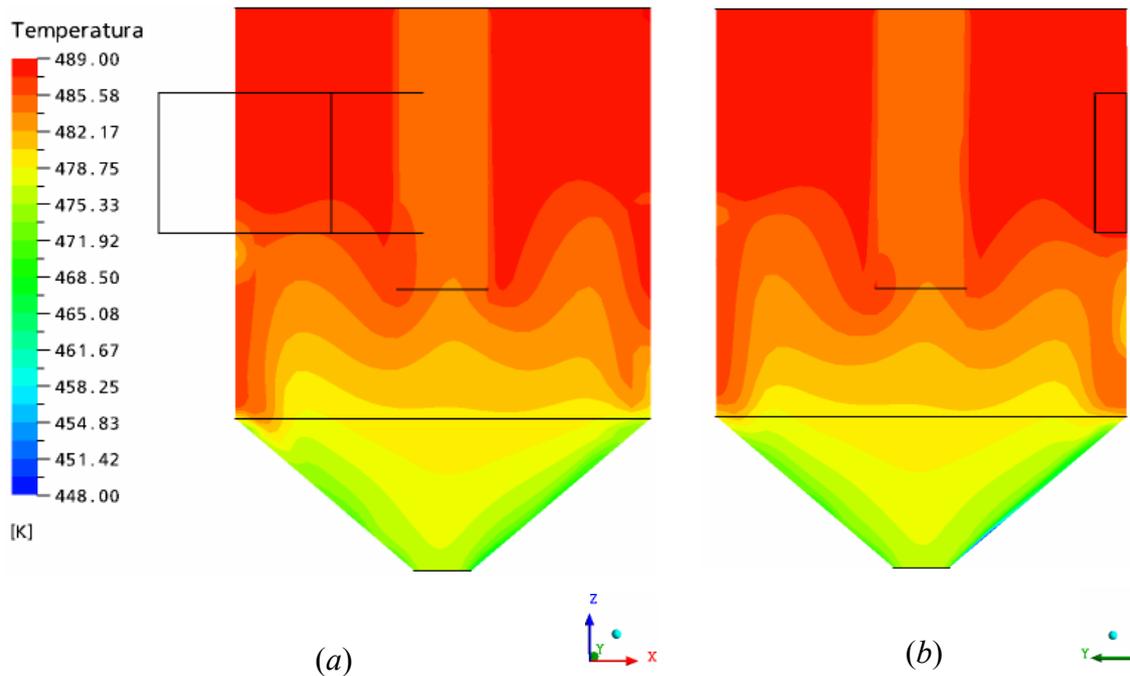


Figura 4.20 – Distribuição de temperatura em dois planos verticais XZ e YZ passando pelo eixo do ciclone,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

uma posição na qual a componente de velocidade do fluido atingiu seu valor máximo. Estas figuras além de representar a trajetória das partículas ilustram a situação do tempo de residência ( $t_{res}$ ), da temperatura ( $T_p$ ) e do diâmetro ( $d_p$ ) de cada partícula sobre cada posição espacial durante toda a trajetória da(s) partícula(s) no interior do ciclone. O comportamento observado está relacionado com as forças que a partícula está sujeita: uma a partir de ambos os campos, interno e externo, da aceleração (forças de gravidade e centrífuga) e outra a partir da força de arraste exercida sobre a partícula pelo fluxo. Como as partículas são direcionadas com maior intensidade para as paredes externas do ciclone, tem-se um impedimento parcial de que as mesmas sigam o fluxo radial em direção ao eixo do ciclone, estando sujeitas, desta forma, a elutriação centrífuga. Segundo Svarovsky (1977) este comportamento pode ainda estar relacionado com a intensa mistura turbulenta causada pelo fluxo de fluido advindo da seção de alimentação, promovendo uma dispersão radial das partículas nas proximidades da parede cilíndrica em direção ao eixo do ciclone.

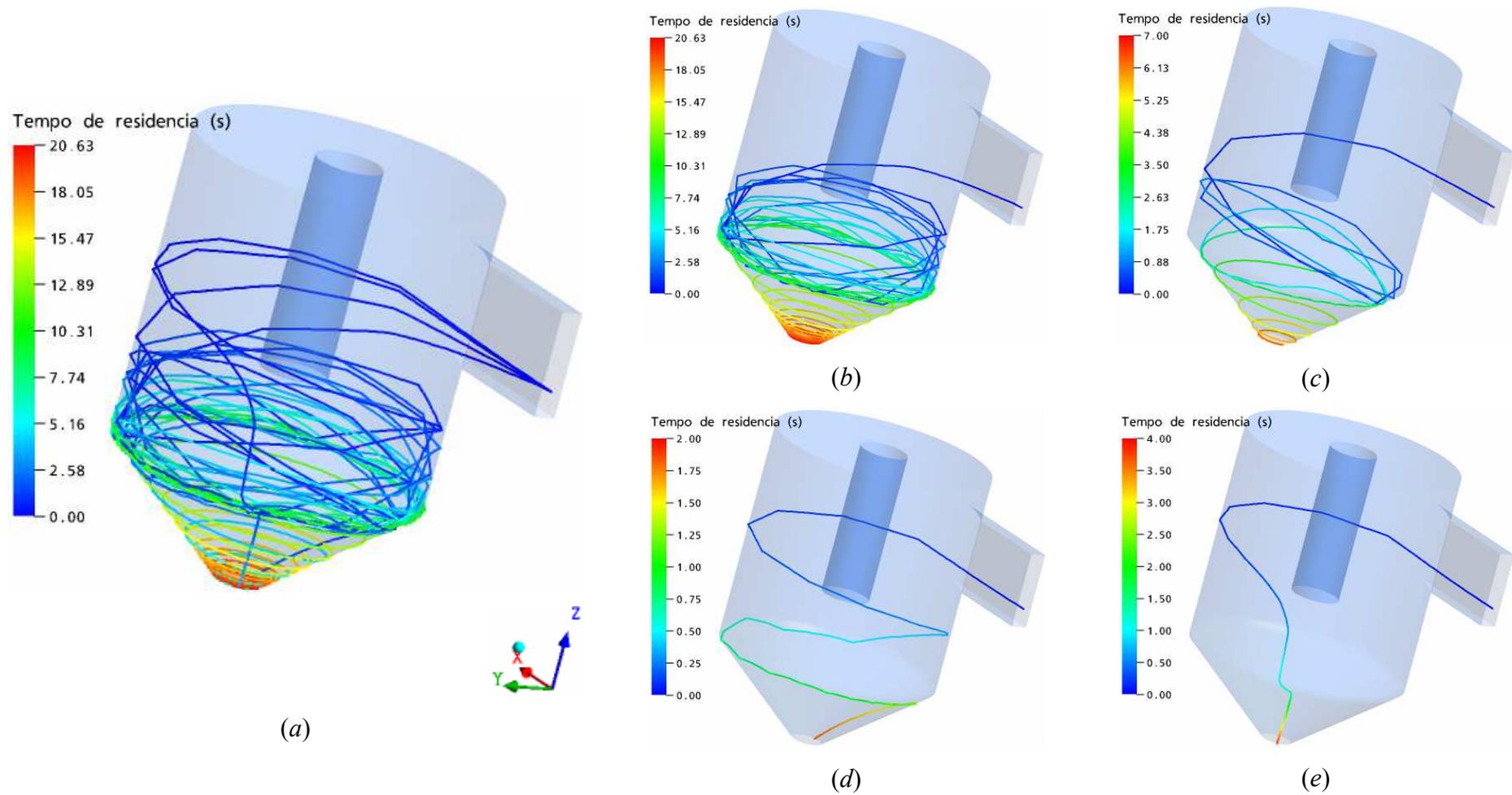


Figura 4.21 – Tempo de residência das partículas ( $t_{res}$ ) ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b)  $d_p = 6,35$  mm; (c)  $d_p = 2,75$  mm; (d)  $d_p = 0,84$  mm; (e)  $d_p = 0,42$  mm,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

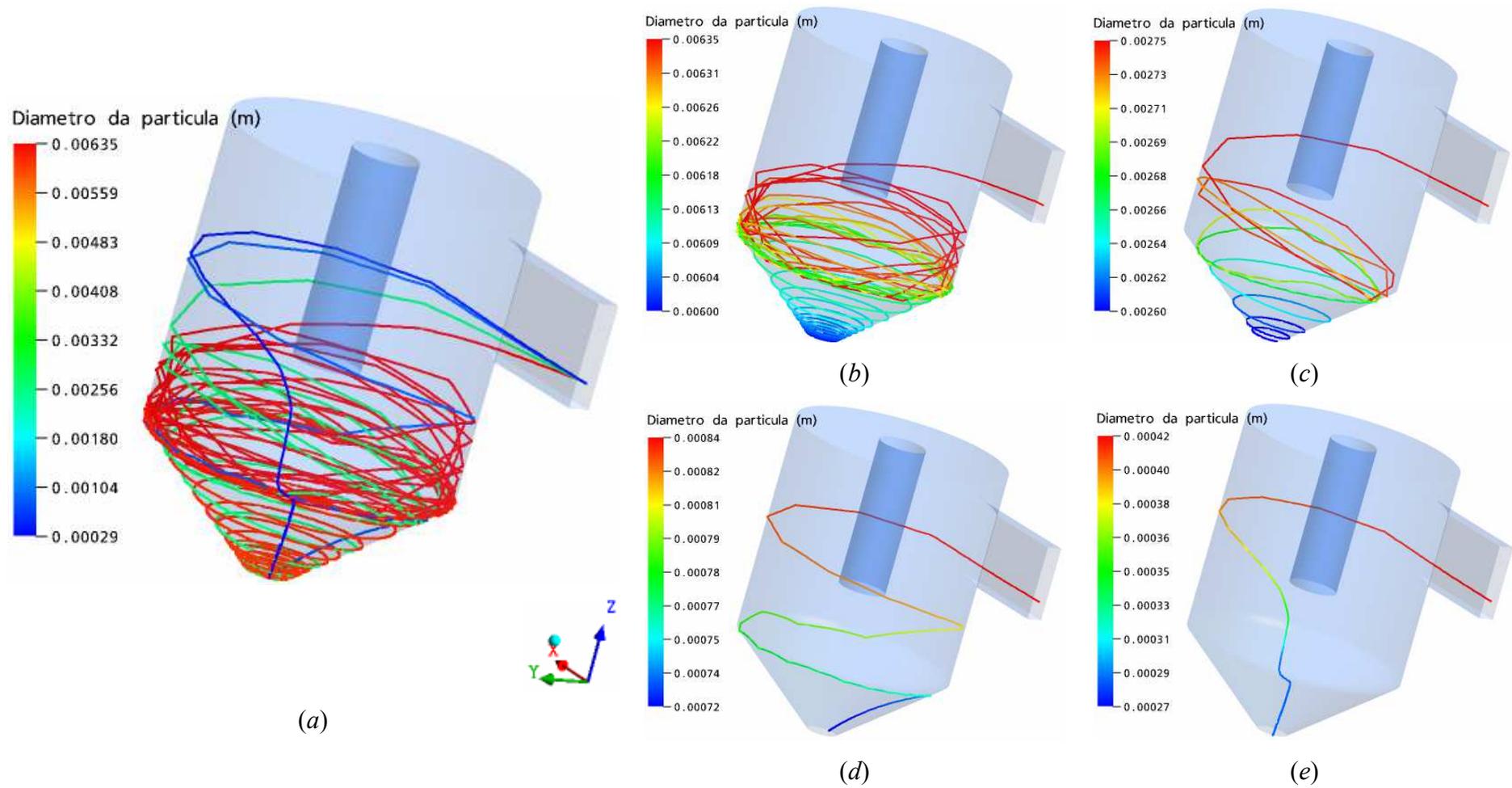


Figura 4.22 – Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b)  $d_p = 6,35$  mm (c)  $d_p = 2,75$  mm (d)  $d_p = 0,84$  mm (e)  $d_p = 0,42$  mm,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

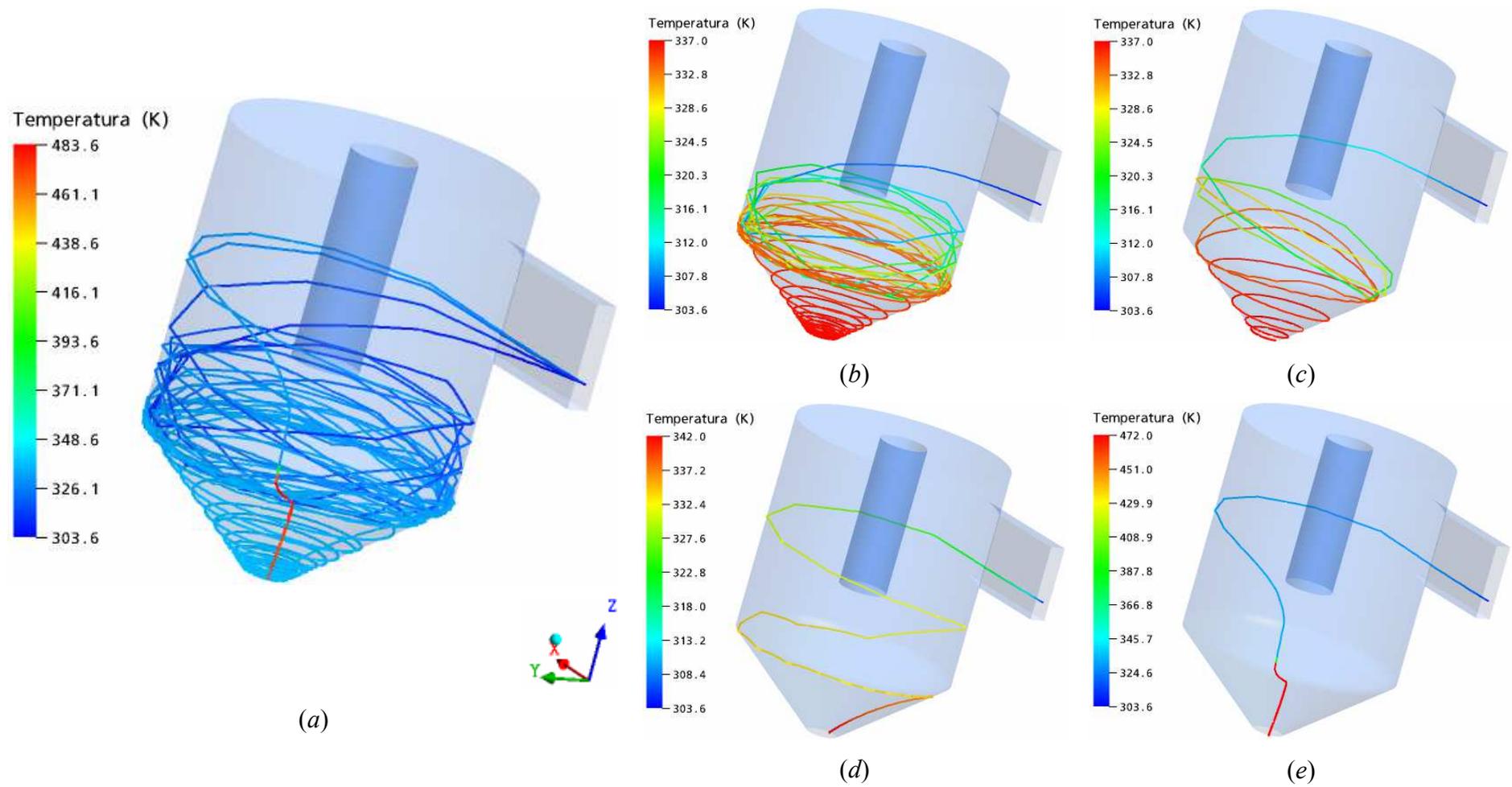


Figura 4.23 – Temperatura das partículas ao longo de sua trajetória (a) Todas as partículas (b)  $d_p = 6,35$  mm (c)  $d_p = 2,75$  mm (d)  $d_p = 0,84$  mm (e)  $d_p = 0,42$  mm,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

As Figuras 4.21 a 4.23 mostram igualmente o comportamento individual da trajetória para cada uma das quatro partículas estudadas. Observa-se nestas figuras que a trajetória das partículas está diretamente relacionada com o diâmetro inicial da partícula partindo da mesma posição no duto de alimentação. Na Figura 4.21b pode ser observado que a partícula de 6,35 mm se mantém girando nas proximidades das paredes cilíndrica e cônica por cerca de 10 s para, em seguida, dirigir-se ainda em movimento circulatório a saída inferior do aparato. Este comportamento pode ser explicado pela ação da força da gravidade ser maior do que a de arraste da corrente gasosa. Comportamento semelhante é observado nas Figuras 21c e 21d, para as partículas de diâmetro de 2,75 e 0,84 mm respectivamente, mas o número de voltas é bastante reduzida e, conseqüentemente, o tempo de permanência no dispositivo. Na Figura 21e observa-se que a partícula com  $d_p = 0,42$  mm não chega a completar uma volta e é arrastada pela corrente gasosa em direção a saída inferior, todavia no momento em que a partícula atinge a parede cilíndrica, cerca de meio segundo, se adere a ela, ficando assim até atingir a saída inferior do ciclone. Na Figura 4.24 percebe-se o real comportamento da partícula de 0,42 mm, desta feita vista por outro ângulo. Percebe-se que ela se arrasta colada a parede cônica por mais de 2 segundos.

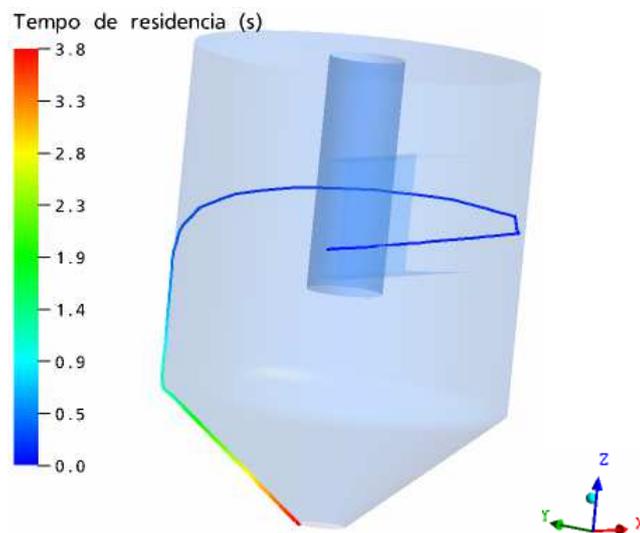


Figura 4.24 – Trajetórias das partículas com diâmetros de 0,42 mm em função do tempo de residência,  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

Wang *et al.* (2003) ao estudar numericamente o fluxo gás-sólido em um ciclone separador chegaram a verificar um comportamento semelhante da trajetória da partícula para diferentes valores do diâmetro. A Figura 4.25 ilustra o comportamento das trajetórias

das partículas com diferentes diâmetros obtidos por Wang *et al.* (2003). Obviamente o comportamento da trajetória das partículas está diretamente relacionado com a geometria do ciclone.

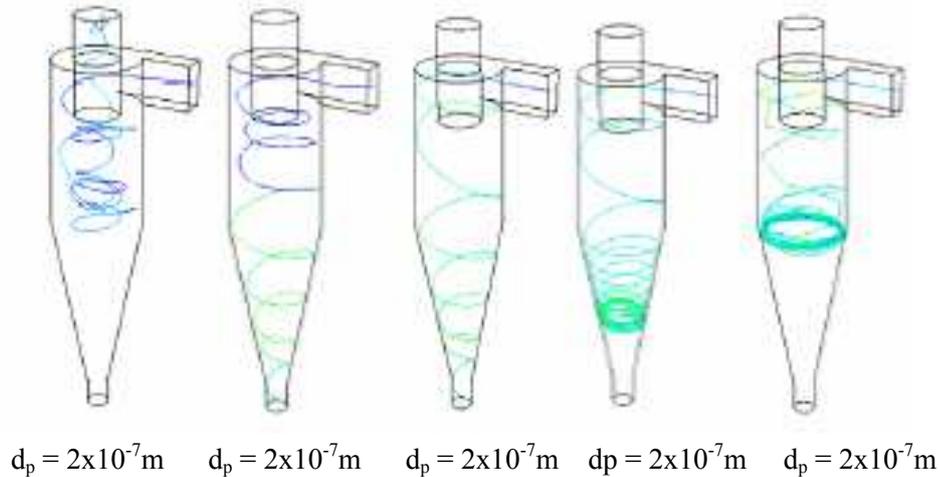


Figura 4.25 – Trajetórias das partículas no interior de um ciclone obtidas por Wang *et al.* (2003).

Vale salientar que no modelo de transporte de partículas o fluxo total da fase particulada é modelado pela trajetória de um número pequeno de partículas através da fase contínua, conforme fora discutido no Capítulo 3, ítem 3.1.2.3. A fase contínua foi tratada em regime estacionário e a particulada transiente.

Na Figura 4.26 estão representados os resultados preditos da temperatura das partículas, com diâmetros iniciais de: 0,42, 0,84, 2,75 e 6,35 mm, em função do tempo, bem como um detalhe destas curvas nos primeiros instantes, até próximo de 1,2 s. É possível constatar, de uma maneira geral, que a temperatura das partículas aumenta rapidamente em virtude dos pequenos diâmetros das partículas e alto coeficiente de transferência de calor fluido-partícula e, em seguida, as mesmas se aquecem de forma mais lenta. Esta figura além de mostrar uma dependência da temperatura com o diâmetro inicial das partículas, ela ilustra a evolução de transferência de calor no decorrer de processo de secagem. Nos primeiros instantes, ocorre uma elevação da temperatura do produto seguido de um aumento da pressão de vapor na superfície do sólido e, conseqüentemente, da taxa de secagem. Este fenômeno continua até que a transferência de calor seja compensada pela transferência de massa, conhecido por período de indução ou período de se entrar em regime operacional. Este período é insignificante quando comparado com o período de secagem total.

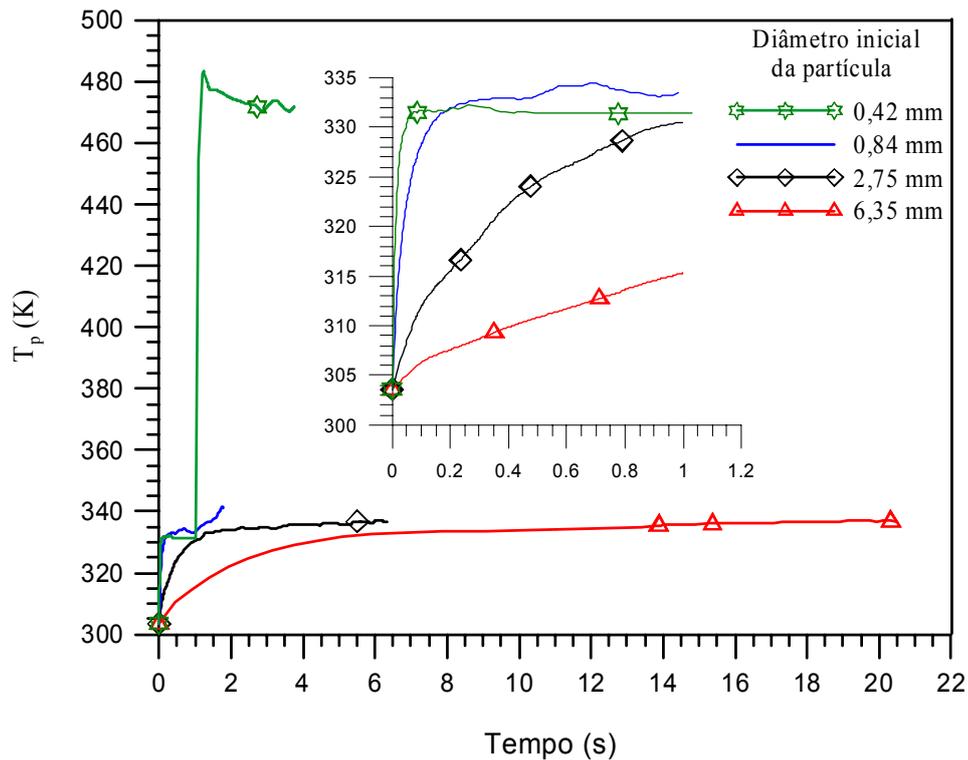


Figura 4.26 – Temperatura das partículas em função do tempo de secagem,  $T_{ar} = 489\text{ K}$  e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

A Figura 4.26 ilustra, ainda, um período no qual a temperatura das partículas atinge um valor praticamente constante, o que poderia evidenciar uma compensação entre as transferências de calor e de massa, característico do período de taxa constante de secagem. Todavia, os resultados da taxa de secagem em função do tempo, Figura 4.27, e em função do teor de umidade, Figura 4.28, para a partícula de 6,35 mm avaliada no caso padrão (caso 1), ilustram a inexistência do período taxa de secagem constante, indicando que o processo de secagem é iniciado com um período de acomodação seguido de um período de taxa decrescente. Nesta última situação, a água que migra do interior do sólido para a superfície começa a ser deficiente na superfície e a taxa de secagem diminui. Vale salientar, que no período de taxa de secagem constante a temperatura da partícula se iguala a temperatura de bulbo úmido do ar de secagem. Embora a  $T_p$  de alguma partícula tenha apresentado valores próximos da  $T_{bu}$  do ar ao sair do ciclone, a sua constância não foi observada (ver Figura 2.1 e Tabela 3.3). De acordo com Fioreze (2004) este decréscimo pode ser interpretado pela redução da superfície molhada ou pelo abaixamento da pressão parcial de vapor de água na superfície da partícula. No período de taxa decrescente de secagem a transferência de calor não é mais compensada pela transferência de massa e,

portanto, a temperatura do produto aumenta chegando bem próxima a temperatura de bulbo seco do ar de secagem. Este fato pode ser observado na Figura 4.26 onde a temperatura da partícula de 0,42 mm atinge um valor próximo ao do ar de secagem, 489 K. Por outro lado, as partículas de 0,84 mm, 2,75 mm e 6,75 mm não atingem este valor em consequência do tempo de residência destas no ciclone ter sido insuficiente, fazendo com que seus teores de umidade ainda sejam consideráveis.

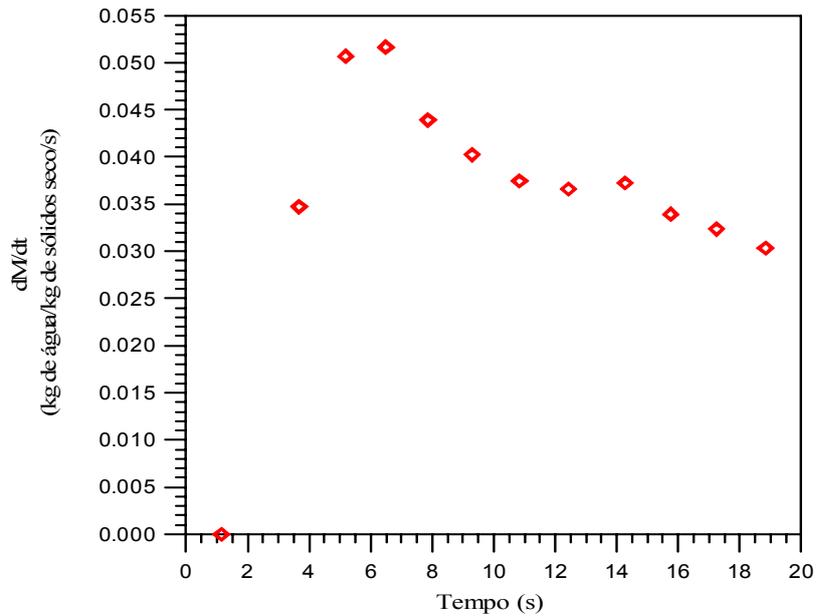


Figura 4.27 – Taxa de secagem em função do tempo para partícula de 6,35 mm,  $T_{ar} = 489\text{ K}$  e  $RH = 3,41\%$ .

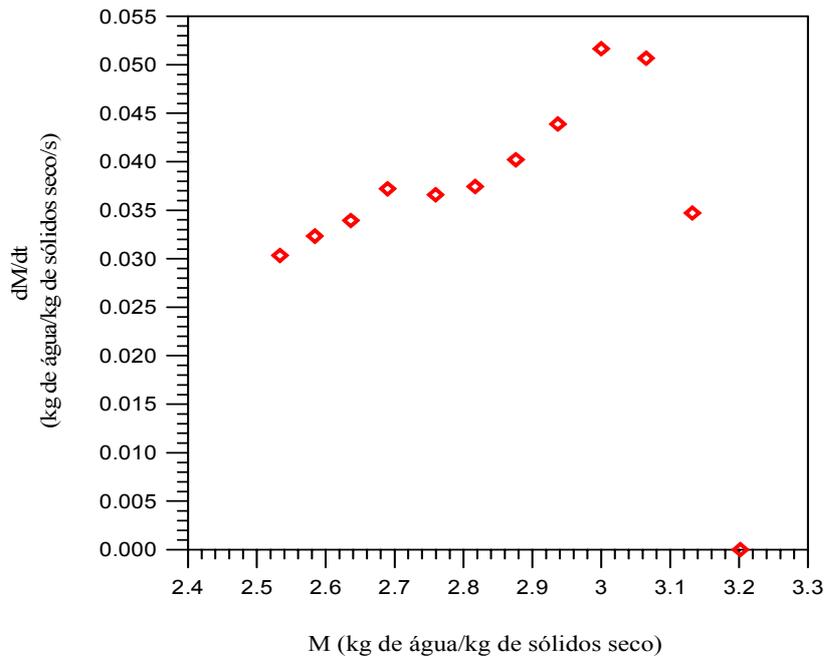


Figura 4.28 – Taxa de secagem em função do teor de umidade para partícula de 6,35 mm,  $T_{ar} = 489\text{ K}$  e  $RH = 3,41\%$ .

Nas Figuras 4.29 e 4.30 encontram-se representados, respectivamente, o teor de umidade e o diâmetro das partículas em função do tempo. Estas figuras põem em evidência que o teor de umidade e o diâmetro da partícula variam ao longo do processo de secagem e dependem da dimensão inicial de cada uma delas. Neste caso, cada partícula disponibilizava uma determinada quantidade de água a ser removida. Verifica-se que partículas com menor diâmetro secam e se aquecem mais rápido. Isto é devido à relação área/volume. Quanto maior esta relação mais rápida se dá a transferência de calor e massa na partícula.

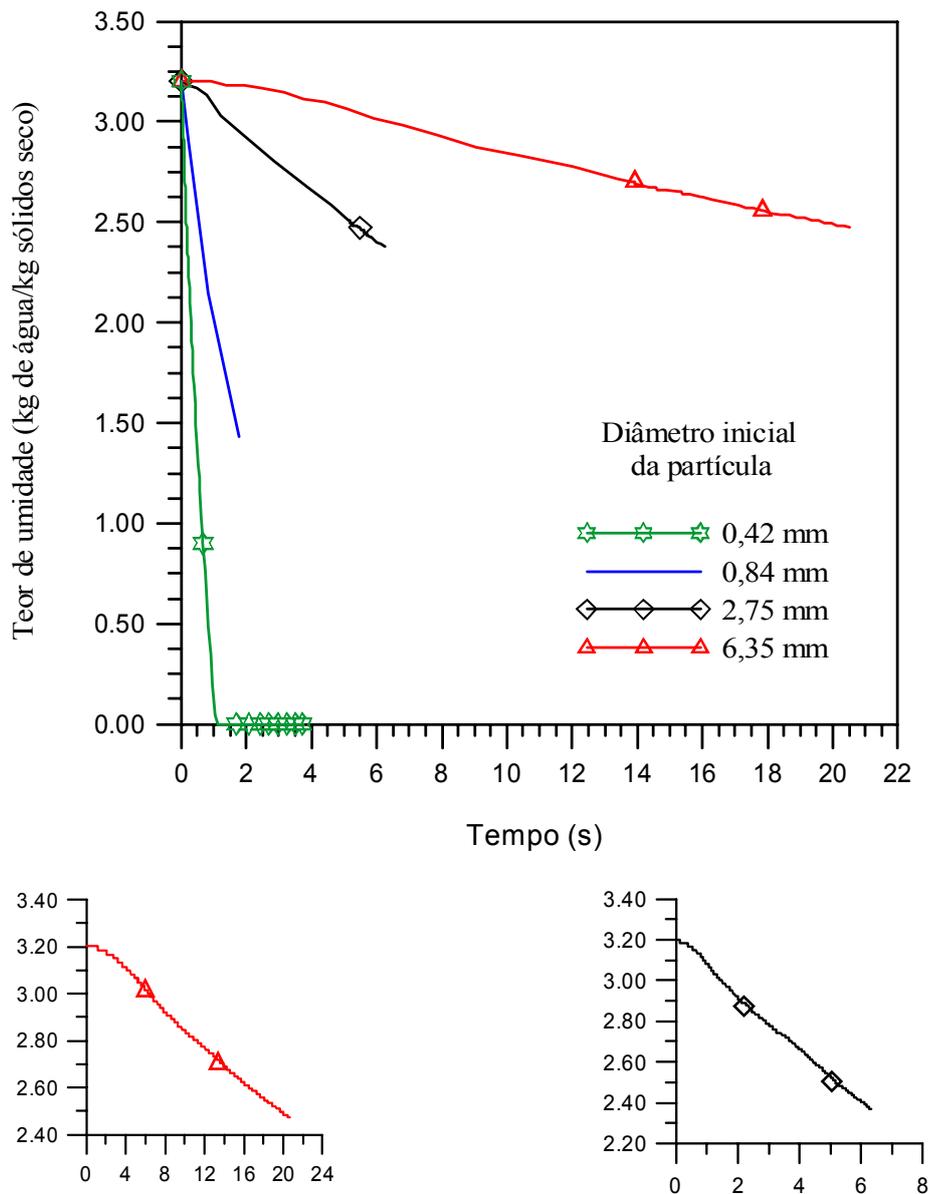


Figura 4.29 – Teor de umidade das partículas em função do tempo de secagem,  $T_{ar} = 489\text{ K}$  e  $RH = 3,41\%$ .

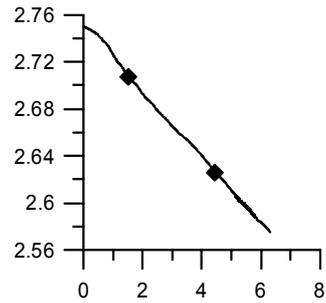
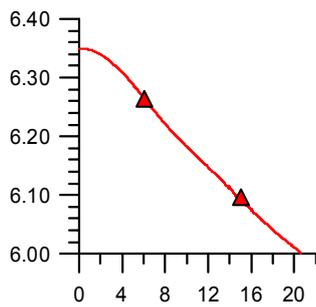
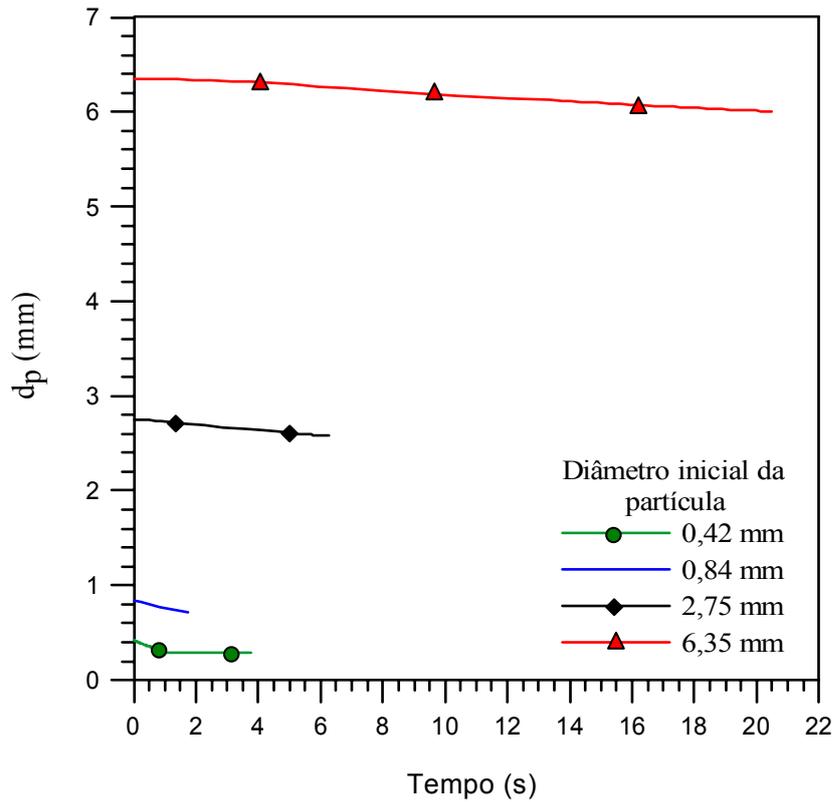


Figura 4.30 – Diâmetro das partículas em função do tempo de secagem,  $T_{ar} = 489\text{ K}$  e  $RH = 3,41\%$ .

Visando comparar os resultados obtidos numericamente com os dados experimentais disponibilizados em Corrêa (2003) foram calculados os valores médios ponderados para a temperatura,  $T_{p-pon}$ , o teor de umidade,  $M_{p-pon}$ , e o tempo de residência,  $t_{res-pon}$  das partículas utilizando a Equação 4.1.

$$G = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot G_i}{\sum y_i} \quad (4.1)$$

onde  $G$  é uma grandeza qualquer,  $G_i$  a grandeza parcial e  $y_i$  a fração mássica do componente  $i$ .

Na Tabela 4.4 estão representados os valores simulados para cada uma das partículas e seus valores médios ponderados, bem como os dados experimentais de Corrêa (2003) mencionados no Capítulo 3. Percebe-se, portanto, uma excelente aproximação entre os valores experimentais e simulados do teor de umidade chegando-se a um erro de aproximação de apenas 3,07%. Todavia, a comparação dos valores da temperatura e do tempo de residência das partículas mostrou uma discrepância considerável de 58,3 e 51,9%, respectivamente. Resultados semelhantes foram observados por Corrêa (2003), onde este autor tenta explicar estas diferenças pela grande concentração de partículas aglomeradas na região cônica do ciclone experimental, influenciando, assim, o processo de secagem das partículas. Pode-se dizer, ainda, que as medidas experimentais da temperatura de saída de sólidos foram passíveis de erro de medição, uma vez que estas medidas foram realizadas quando o termopar, localizado dentro do coletor de sólidos, estivesse completamente coberto por sólidos, o que leva a uma medição média da temperatura entre a das partículas e do ar ambiente nos espaços vazios.

Tabela 4.4 – Resultado da simulação numérica de cada partícula para o caso padrão.

Diâmetro das partículas (mm)	$T_{ar}^*$ (°C)	$T_{pf}$ (°C)	$M_{pf}$ (b.s)	$t_{res_f}$ (s)
6,35	201	63,89	2,472	20,63
2,75	201	63,58	2,367	6,32
0,84	201	68,09	1,409	1,79
0,42	201	198,81	0,0000214	3,75
Valores médios ponderados	201	69,37	1,5090	3,64
Valores experimentais (Corrêa, 2003)	98	43,80	1,5569	7,57
Valores numéricos (Corrêa, 2003)	-	64	1,708	4,24

\* saída inferior do ciclone.

#### 4.5.1 Influência da forma do duto de alimentação

Com o intuito de melhor compreender a influência do formato do duto de alimentação sobre o escoamento da fase gasosa simularam-se alguns resultados com duto de entrada conforme a Figura 4.1. Na Figura 4.31, apresentam-se as linhas de fluxo no interior do ciclone, as quais partem de dois pontos próximos à primeira metade, partindo da base, do duto de alimentação. Estas figuras evidenciam, de uma maneira geral, a formação de duas correntes de fluido, uma ascendente e outra descendente, com comportamento semelhante ao observado no ciclone com entrada retangular vertical conforme ilustrado na Figura 4.31a. Todavia, ao se observar atentamente estas figuras, observam-se diferenças nas linhas de fluxo. Neste sentido destaca-se, portanto a Figura 4.31b, na qual é possível verificar que a corrente de fluido inicialmente ascende e rapidamente desce para, então, permanecer por certo período nas proximidades da base do duto de saída superior ou “vortex finder”. Este tipo de comportamento está diretamente relacionado com a forma do duto de alimentação, retangular horizontal, que pode gerar intensidades turbilhonares mais pronunciadas nesta região do que as outras configurações avaliadas, retangular vertical e quadrada, representadas pelas Figuras 4.31a e c, respectivamente.

A Figura 4.32 põe em evidência a influência da forma do duto de entrada sobre o impacto da corrente gasosa juntamente com partículas sobre as paredes internas cilíndricas e cônicas do ciclone. De acordo com esta figura, o campo de pressão está mais bem distribuído para o caso do duto retangular horizontal (Figura 4.32b). Uma possível explicação seria a desconcentração da corrente de gás-partícula, ao entrar no ciclone, próxima a parede cilíndrica.

A Figura 4.33 ilustra o mapeamento da pressão sobre o plano YZ passando pelo eixo do ciclone, para as diferentes formas do duto de alimentação. Observa-se, de uma maneira geral, um comportamento similar no campo de pressão, onde as regiões de altas pressões estão próximas à parede cilíndrica e as de menor se encontram no interior do tubo de saída do gás, proporcionando uma queda de pressão de 39,16 Pa, 13,01 Pa e 54,40 Pa, para os dutos de alimentação retangulares, vertical e horizontal, e quadrado, respectivamente. Deve-se destacar, ainda, outra zona de baixa pressão, próxima ao eixo de simetria. Este fato é decorrente da reversão do escoamento do gás que ocorre nas proximidades da interface da região cilíndrica e cônica.

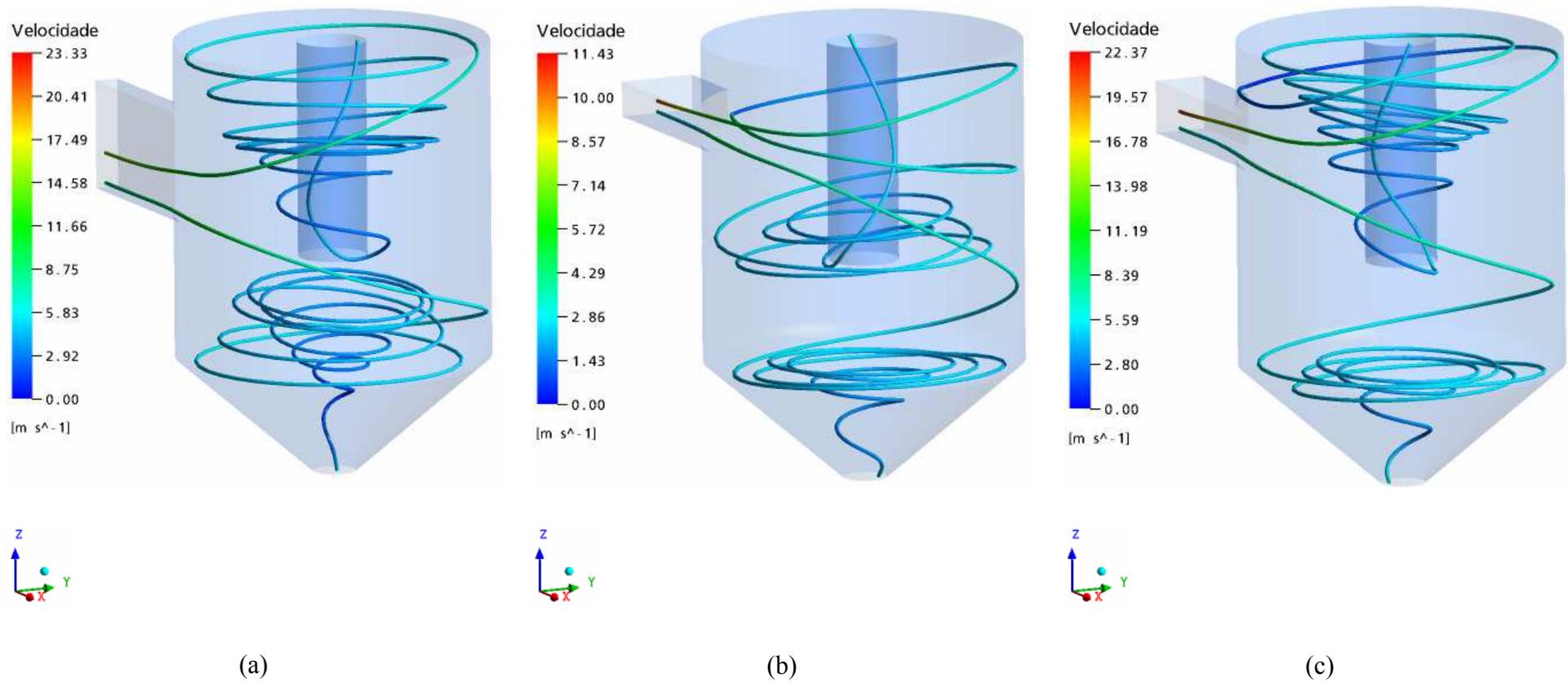


Figura 4.31 – Linhas de fluxo partindo de dois pontos no duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.

No que se refere ao transporte de massa e com o objetivo de mostrar a influência da forma do duto de alimentação sobre o processo de secagem estão representados sobre as Figuras 4.34 a 4.36 o comportamento da temperatura, o diâmetro e o teor de umidade das partículas com diâmetro inicial iguais a 6,35 mm e 0,42 mm. Observa-se claramente na Figura 4.34.a que, durante o período de indução, a forma do duto de alimentação não influencia diretamente na temperatura da partícula. Após este período, a temperatura das partículas passa a sofrer certa influência do duto de entrada, em especial, para o caso do duto retangular horizontal. Este fato pode estar relacionado com a intensidade turbilhonar está mais distribuída ao longo do raio do ciclone, diferentemente do que fora observado para os outros formatos, quadrado e retangular vertical. Para o caso de uma partícula aproximadamente 15 vezes menor, Figura 4.34.b, esta dependência só vem aparecer após o período de secagem decrescente. A partir deste momento a partícula não contém mais água e a mesma apenas se aquece. No caso dos ciclones munidos de uma entrada quadrada e retangular vertical, a partícula com diâmetro de 0,42 mm se aquece cerca de 150 K para, em seguida, se manter em um patamar praticamente constante. Logo, não se percebe uma influência significativa destes formatos. Todavia, para o caso do duto retangular horizontal percebe-se que após o aquecimento brusco, a partícula passa por um processo de arrefecimento.

De maneira análoga, foi analisada a influência do formato do duto de entrada sobre o teor de umidade e o encolhimento das partículas mostradas nas Figuras 4.35 e 4.36. Constatou-se que, para a partícula de 6,36 mm, as taxas de secagem e de encolhimento obtidas, durante o processo de secagem no ciclone com duto de alimentação retangular horizontal, foram inferiores àquelas obtidas para os dutos quadrado e retangular vertical. O duto quadrado apresentou melhores resultados que os demais, do ponto de vista de secagem. Por outro lado, para a partícula de 0,42 mm não foi verificada nenhuma influência significativa tanto para o teor de umidade como para o encolhimento da partícula.

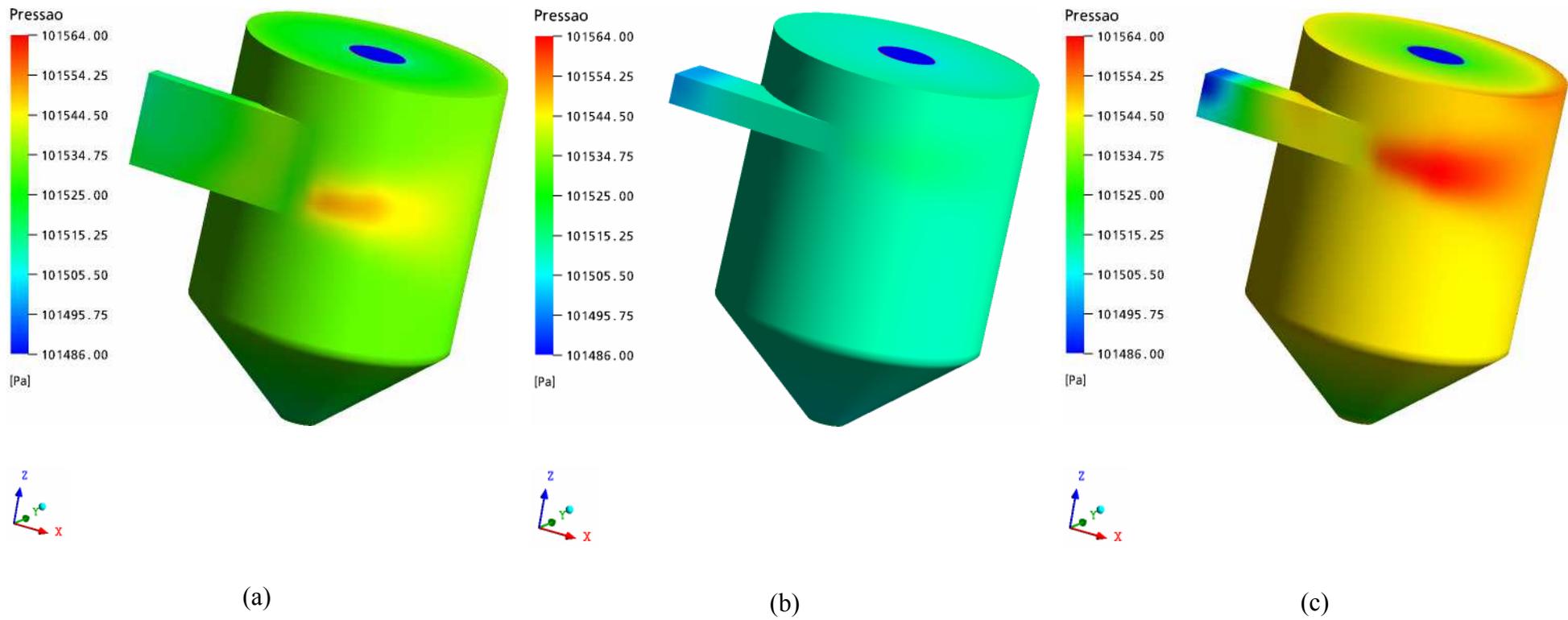


Figura 4.32 – Campo de pressão sobre as paredes do ciclone (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.

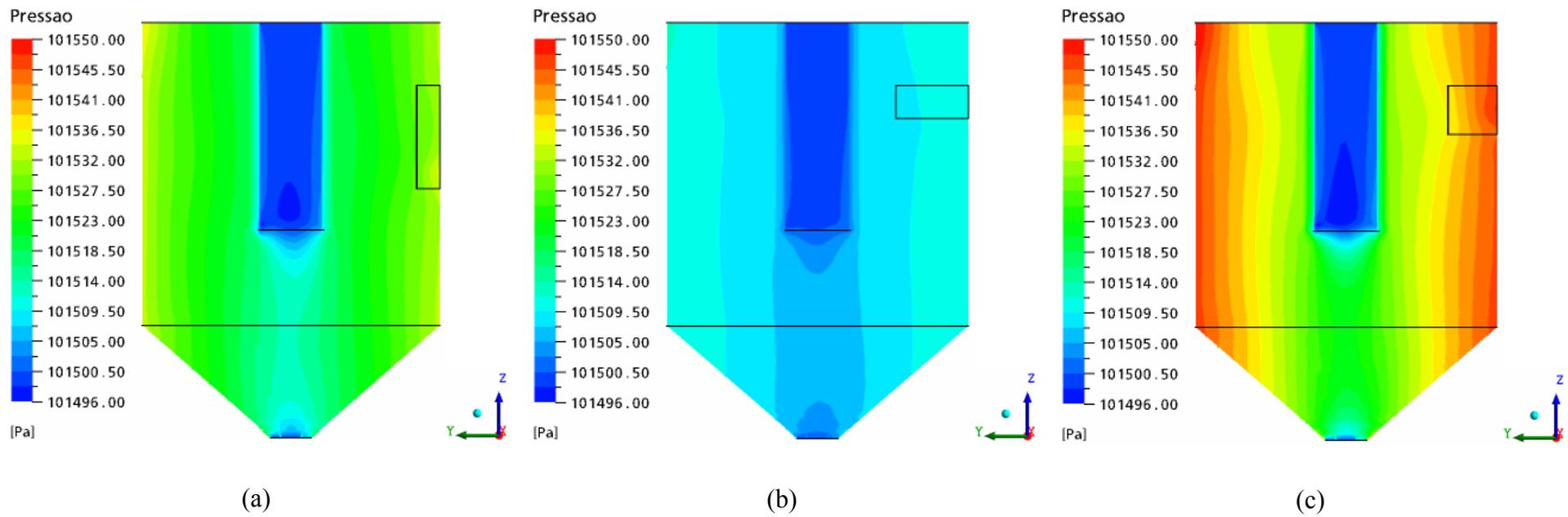


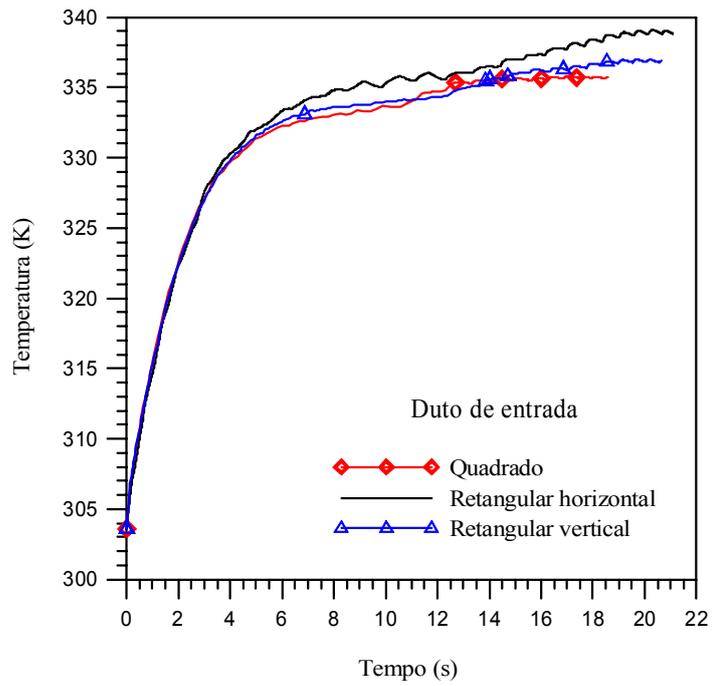
Figura 4.33 – Campo de pressão sobre o plano YZ para o duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado no ciclone secador.

Estão representados na Tabela 4.5 os valores médios ponderados para a temperatura,  $T_{p-pon}$ , o teor de umidade,  $M_{p-pon}$ , e o tempo de residência,  $t_{res-pon}$ , para os três casos simulados da forma do duto de alimentação. Estes resultados confirmam a influência da forma do duto de alimentação no processo de secagem do bagaço-de-cana. O ciclone munido de um duto retangular horizontal mostrou-se ser menos eficiente na remoção de umidade da partícula, mesmo apresentando um tempo de residência um pouco maior.

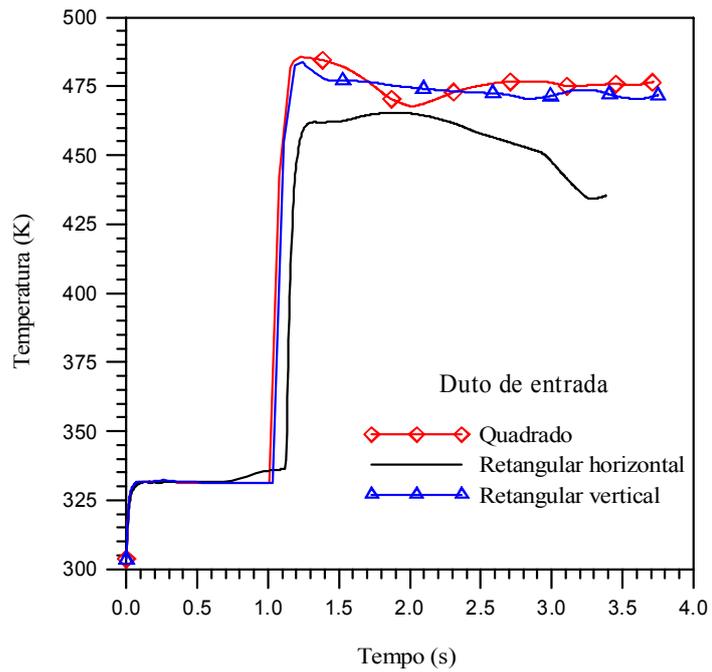
Tabela 4.5 – Resultado das médias ponderadas da temperatura, do teor de umidade e do tempo de residência das partículas para as geometrias do duto de alimentação estudadas,

$$T_{ar} = 489 \text{ K (216}^\circ \text{ C) e RH} = 3,41\%.$$

Caso	Duto de entrada	$T_{p-pon}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$M_{p-pon}$ (b.s)	$t_{res-pon}$ (s)
Padrão	Retangular vertical	69,37	1,509	3,64
2	Retangular horizontal	69,66	1,727	3,69
3	Quadrado	65,00	1,399	3,49
Valores experimentais (Corrêa, 2003)		43,80	1,5569	7,57

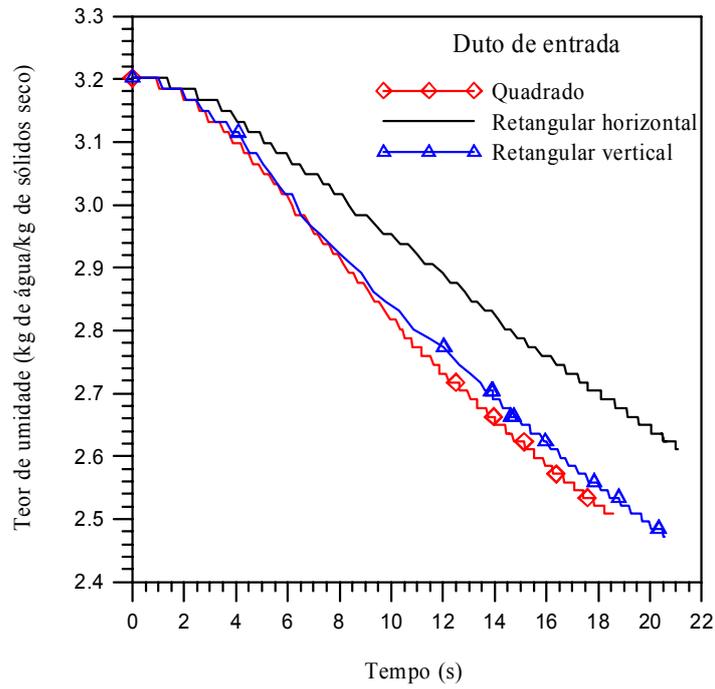


(a)

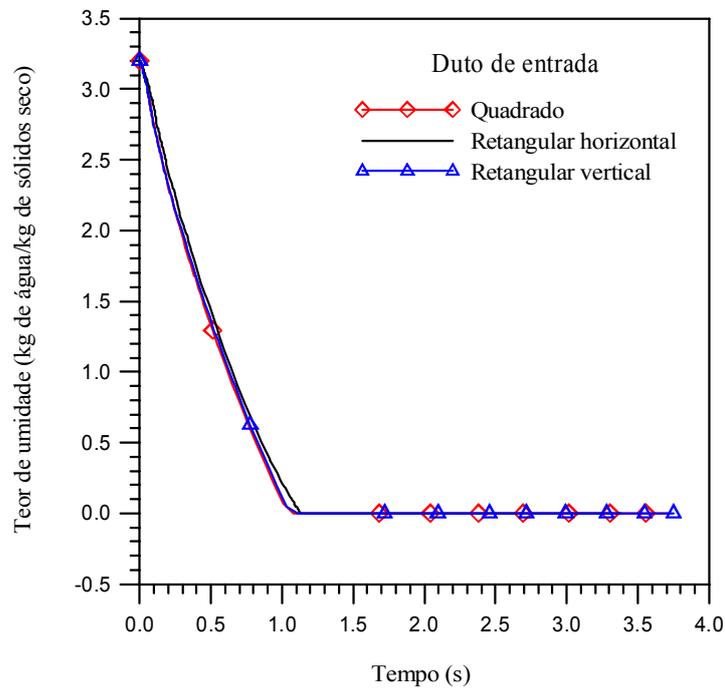


(b)

Figura 4.34 – Influência do duto de entrada na temperatura das partículas de diâmetros de (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.

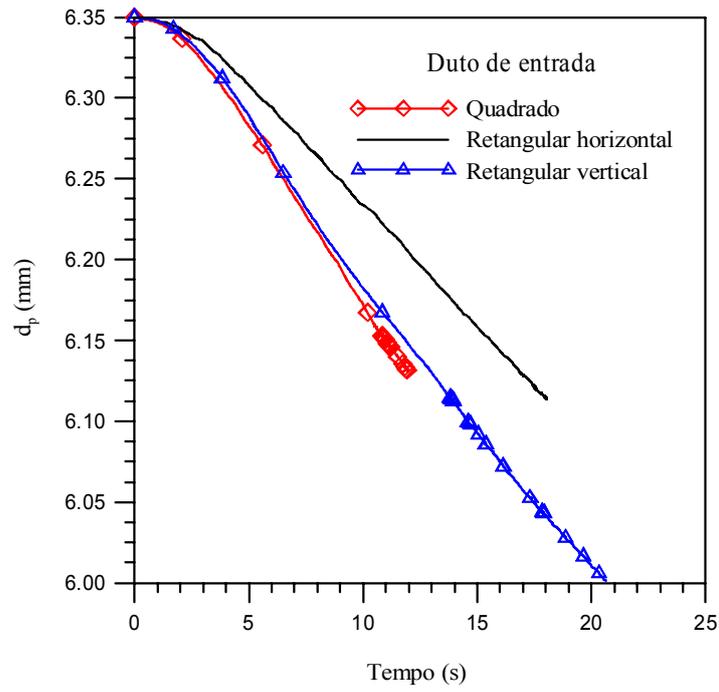


(a)

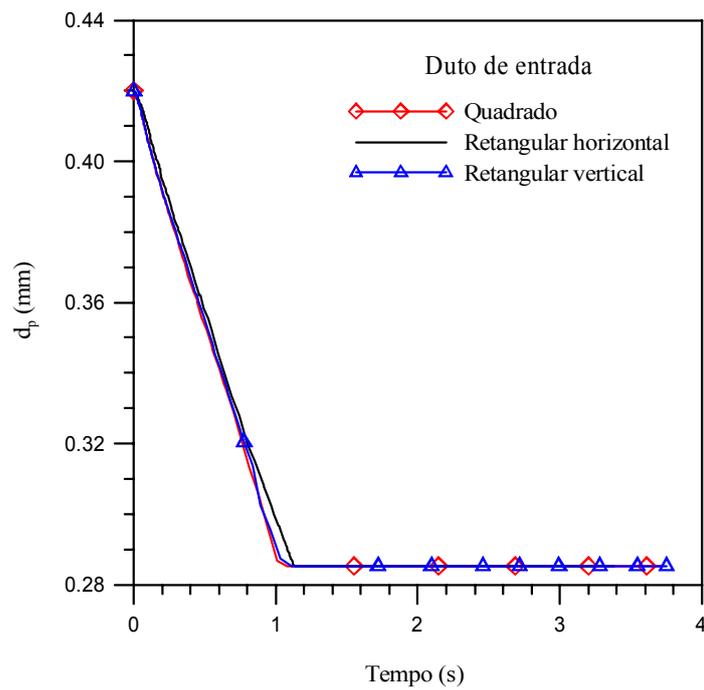


(b)

Figura 4.35 – Influência do duto de entrada no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.



(a)



(b)

Figura 4.36 – Influência do duto de entrada no diâmetro das partículas  
 (a)  $d_{p\text{inicial}} = 6,35 \text{ mm}$  e (b)  $d_{p\text{inicial}} = 0,42 \text{ mm}$ .

#### 4.5.2 Influência do diâmetro da saída inferior

A Figura 4.37 mostra a dependência das linhas de fluxo com a variação do diâmetro da saída inferior do ciclone. Observa-se um comportamento semelhante ao que fora discutido nas Figuras 4.6 e 4.7, com exceção da Figura 4.37c aonde a corrente ascendente não chega a sair pelo tubo de saída superior, mas segue em direção a saída inferior. Visando compreender melhor este comportamento estão ilustrados na Figura 4.38 os campos de pressão sobre o plano YZ para as diferentes seções de coleta das partículas. Observa-se que ao se alterar o diâmetro de saída inferior altera-se igualmente a zona de baixa pressão, localizada no eixo do ciclone e imediatamente abaixo do tubo de saída do gás. Isto altera sensivelmente a trajetória da partícula e conseqüentemente sua perda de umidade, redução de volume e de temperatura.

A Tabela 4.6 resume os resultados simulados em termos de médias ponderadas para a temperatura,  $T_{p-pon}$ , o teor de umidade,  $M_{p-pon}$ , e o tempo de residência,  $t_{res-pon}$ , para as geometrias com diâmetros de saída inferior de 10, 20 e 25 cm. Observa-se que as saídas com diâmetros de 20 e 25, mostram-se ser menos eficientes na remoção de umidade das partículas, em conseqüência dos baixos tempos de residência.

Tabela 4.6 – Resultado das médias ponderadas da temperatura, do teor de umidade e do tempo de residência das partículas para as geometrias do duto de saída inferior estudadas,  $T_{ar} = 489 \text{ K}$  (216 °C) e  $RH = 3,41\%$ .

Caso	Diâmetro de saída inferior (cm)	$T_{p-pon}$ (°C)	$M_{p-pon}$ (b.s)	$t_{res-pon}$ (s)
padrão	10	69,37	1,509	3,64
4	20	62,85	1,711	2,12
5	25	62,70	1,746	2,57

As Figuras 4.39 a 4.41 mostram que o comportamento da temperatura, do teor de umidade e do diâmetro da partícula em função do tempo de residência se manteve praticamente inalterado com a variação do diâmetro de saída inferior do ciclone. Todavia, observa-se que o ciclone com diâmetro de saída inferior (B) igual a 20 cm que a partícula permaneceu por menos tempo do que o observado nos casos padrão e 5.

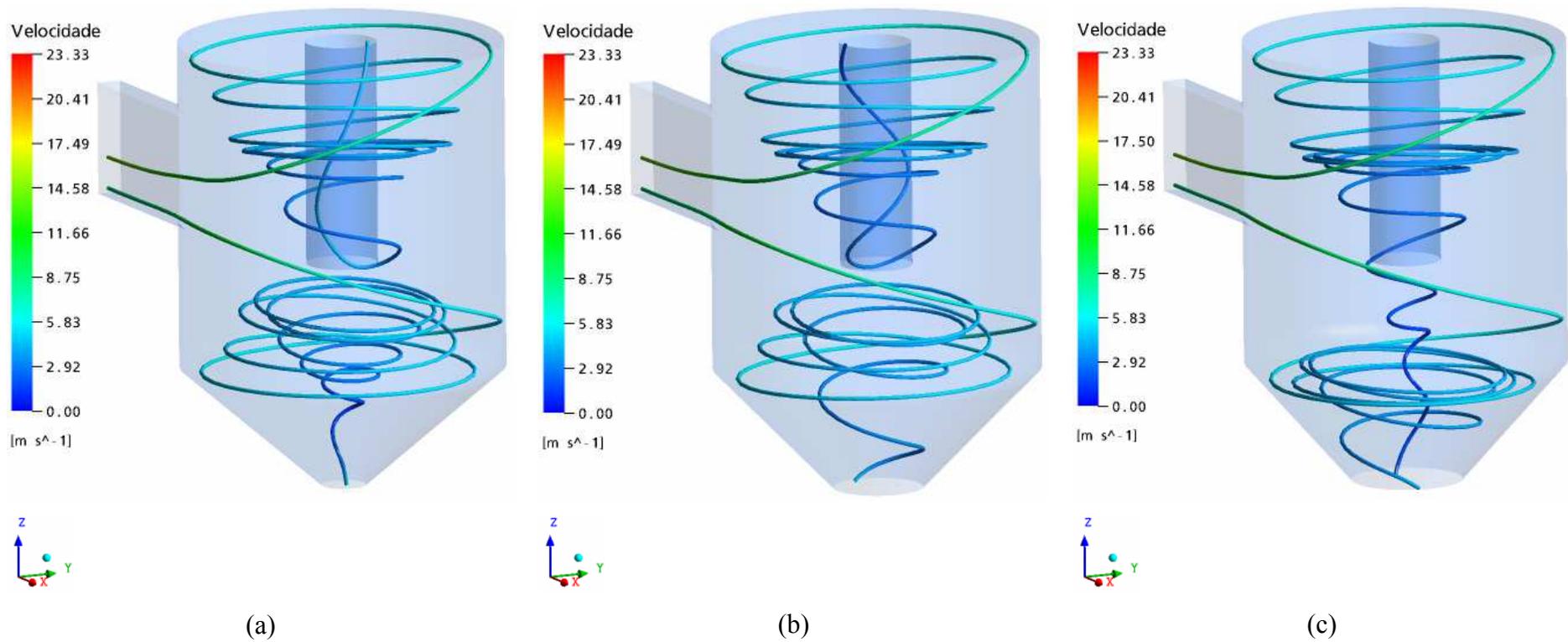


Figura 4.37 – Linhas de fluxo partindo de dois pontos no duto retangular vertical com diâmetros da saída inferior diferentes (a) 10 cm, (b) 20 cm e (c) 25 cm.

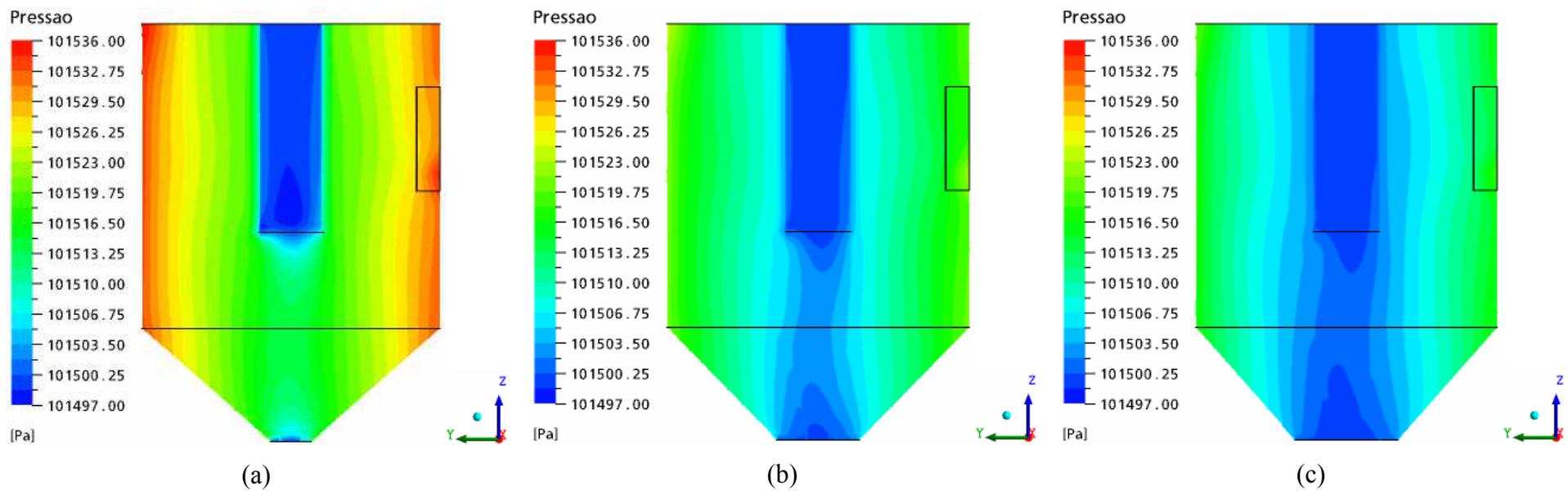
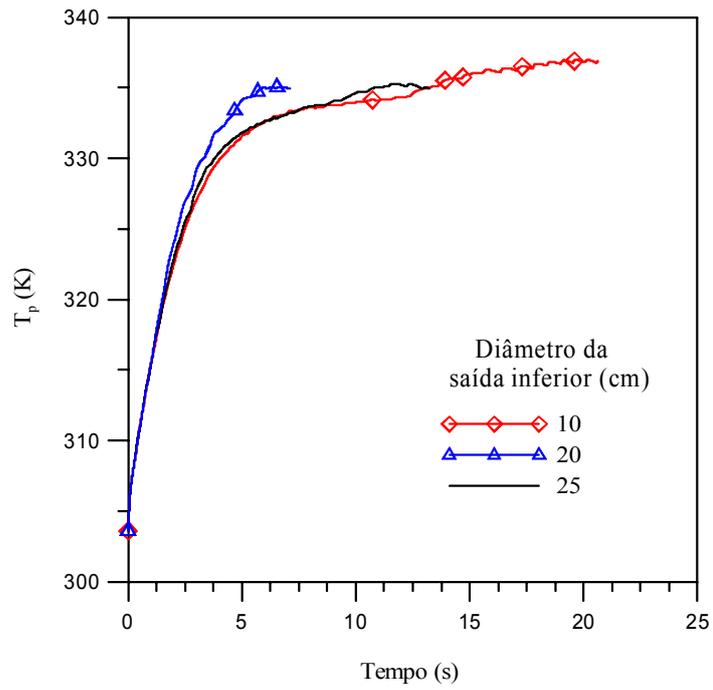
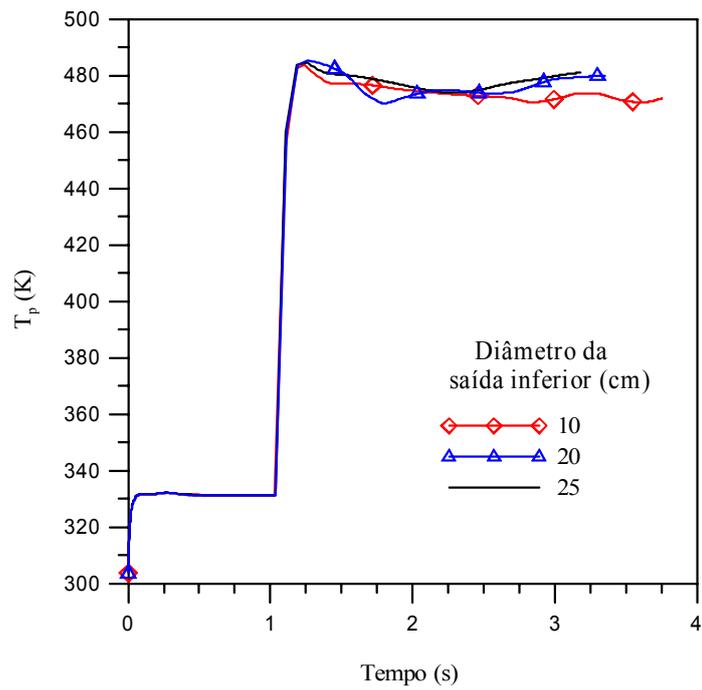


Figura 4.38 – Influência do campo de pressão para diferentes diâmetros de saída inferior do ciclone (a) 10 cm, (b) 20 cm e (c) 25 cm.

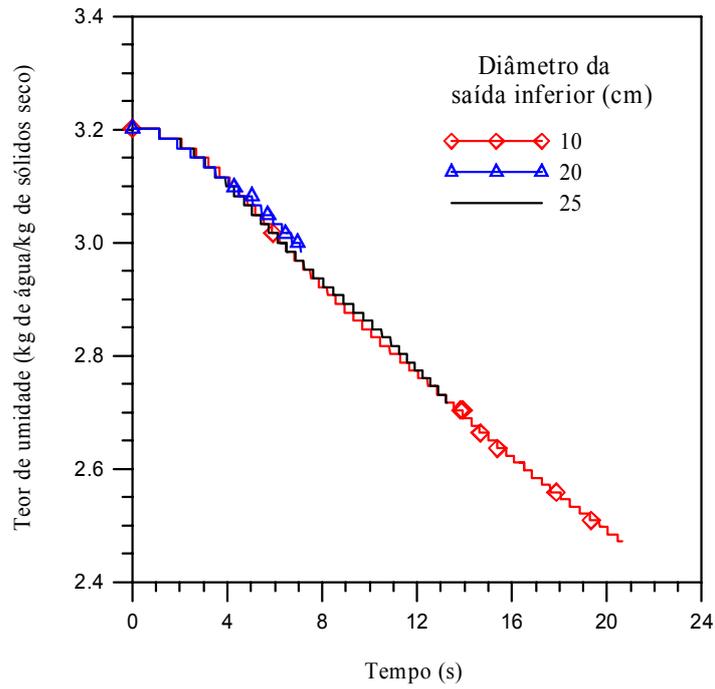


(a)

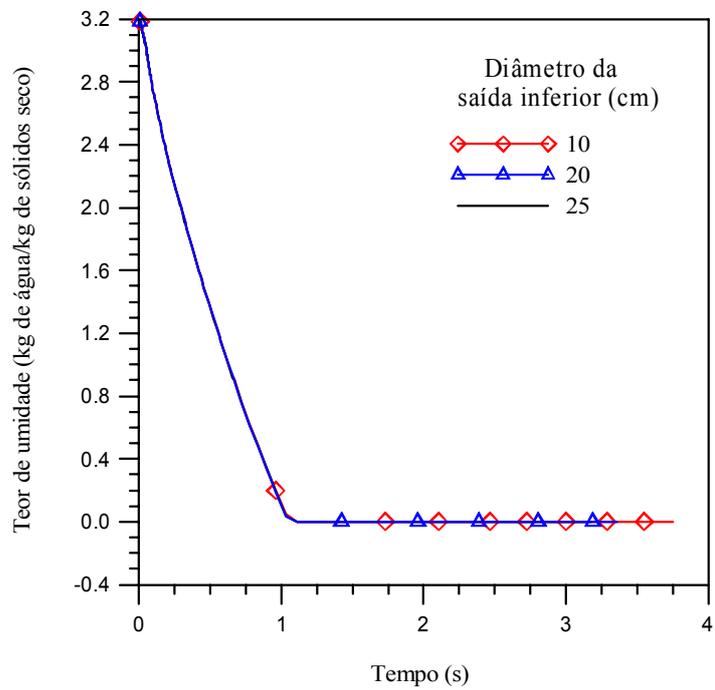


(b)

Figura 4.39 – Influência do diâmetro de saída inferior na temperatura das partículas de diâmetro (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.

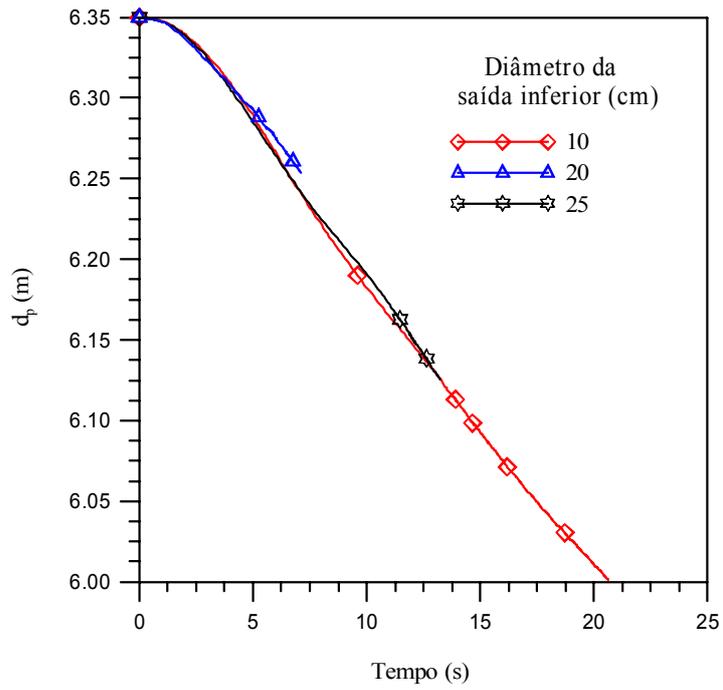


(a)

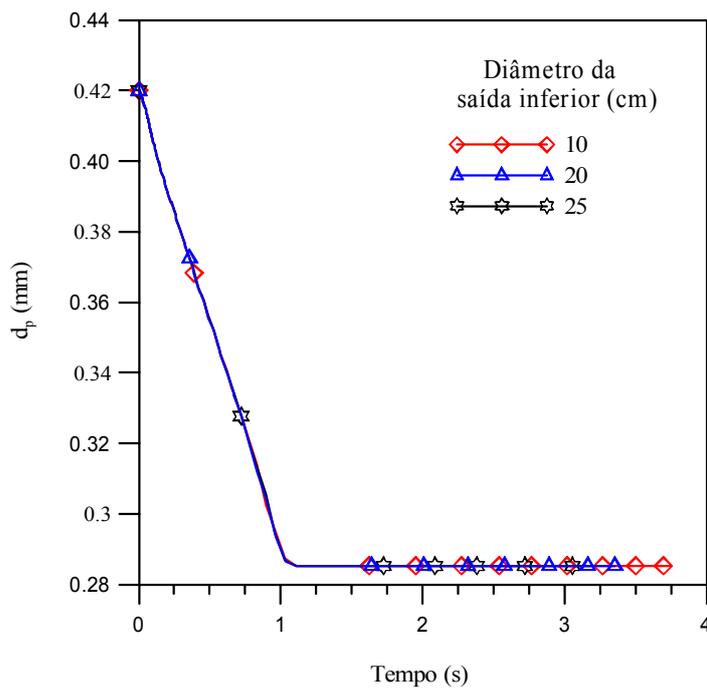


(b)

Figura 4.40 – Influência do diâmetro de saída inferior no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.



(a)



(b)

Figura 4.41 – Influência do diâmetro de saída inferior no diâmetro das partículas  
 (a)  $d_{p_{inicial}} = 6,35$  mm e (b)  $d_{p_{inicial}} = 0,42$  mm.

### 4.5.3 Influência da temperatura inicial do ar de secagem.

Os campos de temperatura sobre as superfícies cilíndrica e cônica, bem como as do duto de alimentação para três temperaturas (400, 489 e 550 K ( $RH_{ar} = 3,41\%$ )) do ar de secagem em duas posições espaciais estão representadas na Figura 4.42, para o caso do duto de entrada retangular vertical e diâmetro de saída inferior de 10 cm. Observa-se que a distribuição de temperatura sobre estas superfícies acompanha o movimento helicoidal descendente do ar de secagem juntamente com as partículas. Estas figuras corroboram com o que fora discutido nos campos de temperatura sobre os planos YZ e XZ, Figuras 4.20a e b, a uma temperatura do ar de secagem de 489 K, ou seja, as partículas permanecem por um determinado período em movimento circulatório nas proximidades das paredes da região cônica do ciclone proporcionando uma troca térmica fluido-partícula, fluido-superfície cônica e/ou partícula-superfície cônica. Esta última situação pode ser observada quando, em uma pequena fração de tempo, ocorre o choque das partículas com esta superfície. Esta distribuição de temperatura na parede cônica do ciclone pode vir a explicar as pequenas variações da temperatura observadas na partícula de 0,42 mm, no período em que à mesma está apenas se aquecendo, Figuras 4.34b e 4.39b.

Na Tabela 4.7 estão apresentados os resultados simulados das médias ponderadas para a temperatura,  $T_{p-pon}$ , o teor de umidade,  $M_{p-pon}$ , e o tempo de residência,  $t_{res-pon}$ , para três temperaturas. Como esperado, os resultados desta tabela mostram que há um considerável aumento da temperatura das partículas e da perda de água do produto com o aumento da temperatura do ar de secagem. Obviamente estas condições estão diretamente relacionadas com a umidade do ar de secagem. No que diz respeito ao tempo de residência percebe-se que não é possível estabelecer uma relação direta com a temperatura com esta quantidade de casos simulados.

Tabela 4.7 – Influência da temperatura do ar sobre o processo de secagem.

Caso	Temperatura do ar (K)	$T_{p-pon}$ (°C)	$M_{p-pon}$ (b.s)	$t_{res-pon}$ (s)
6	400 (127°C)	54,59	2,297	3,33
padrão	489 (216°C)	69,37	1,509	3,64
7	550 (277°C)	69,59	0,849	3,50

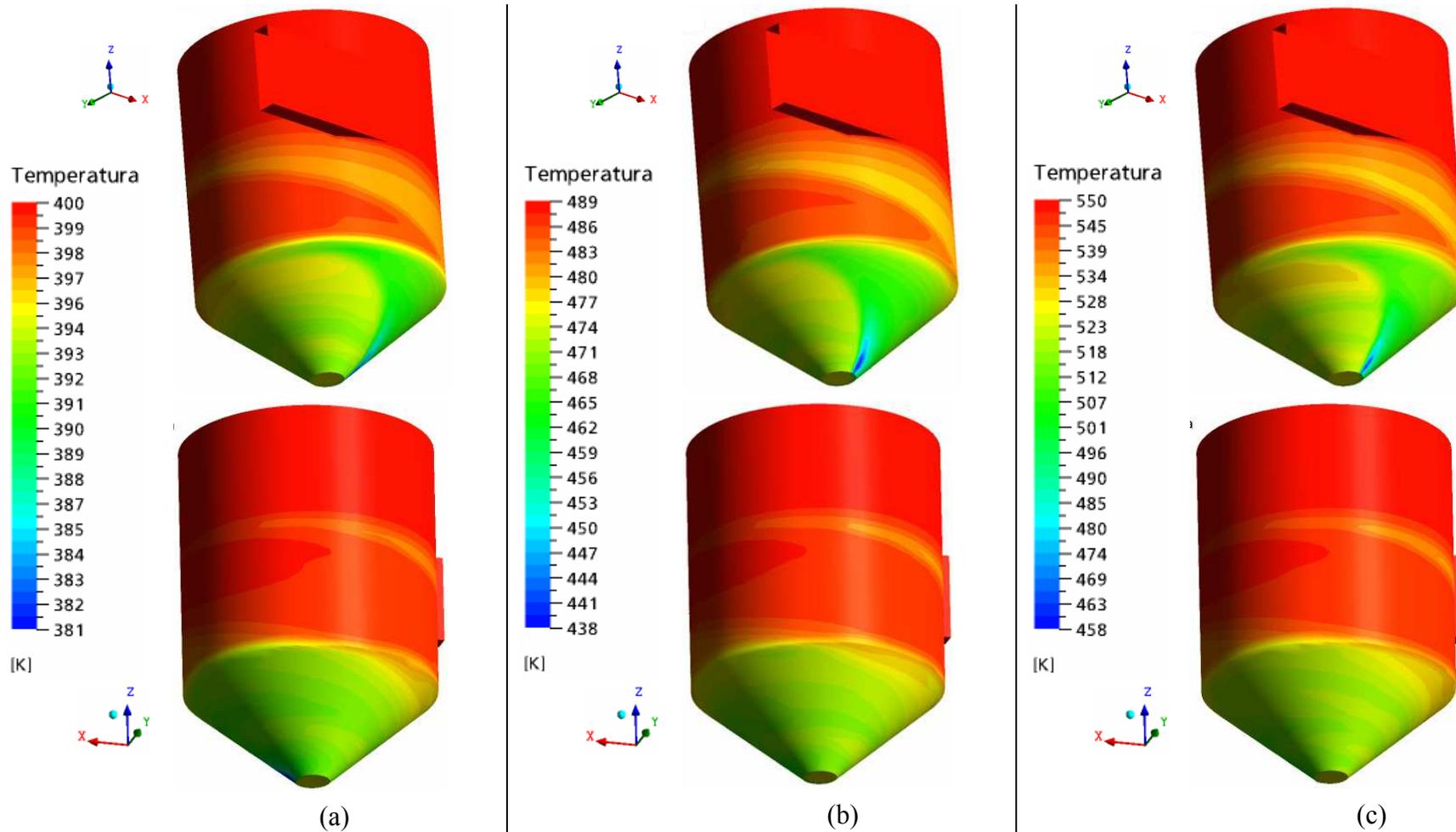
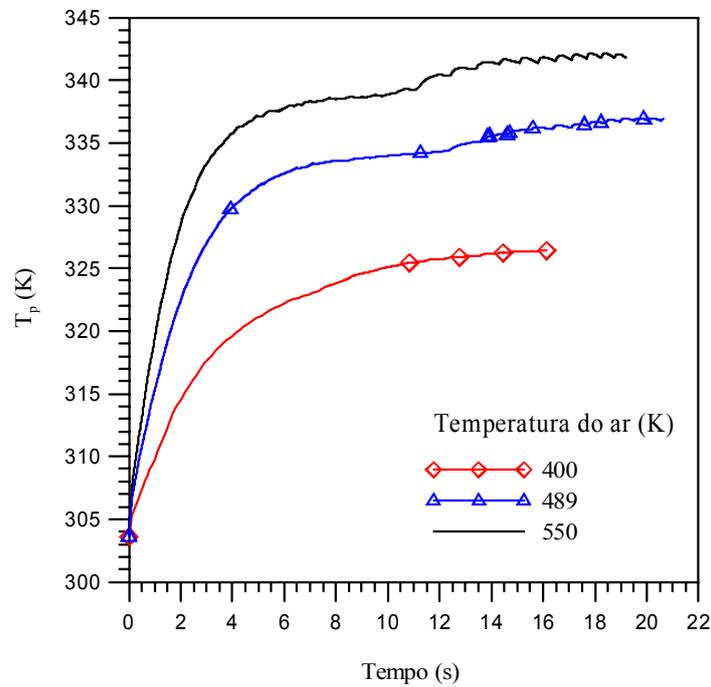
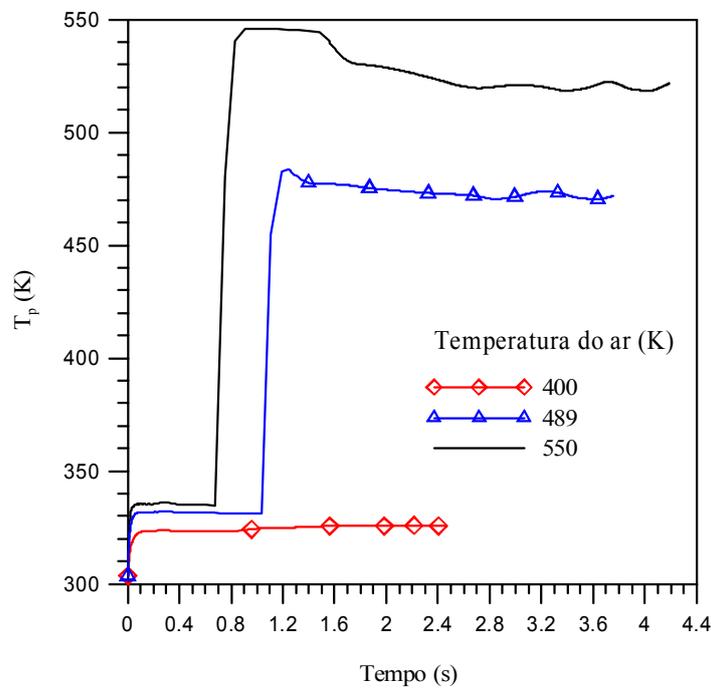


Figura 4.42 – Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, com temperatura do ar de secagem de (a) 400 K, (b) 489 K e (c) 550 K.

As Figuras 4.43 a 4.45 mostram o comportamento esperado, ou seja, à medida que a temperatura aumenta mais rapidamente ocorre o processo de secagem e maior é o encolhimento das partículas.

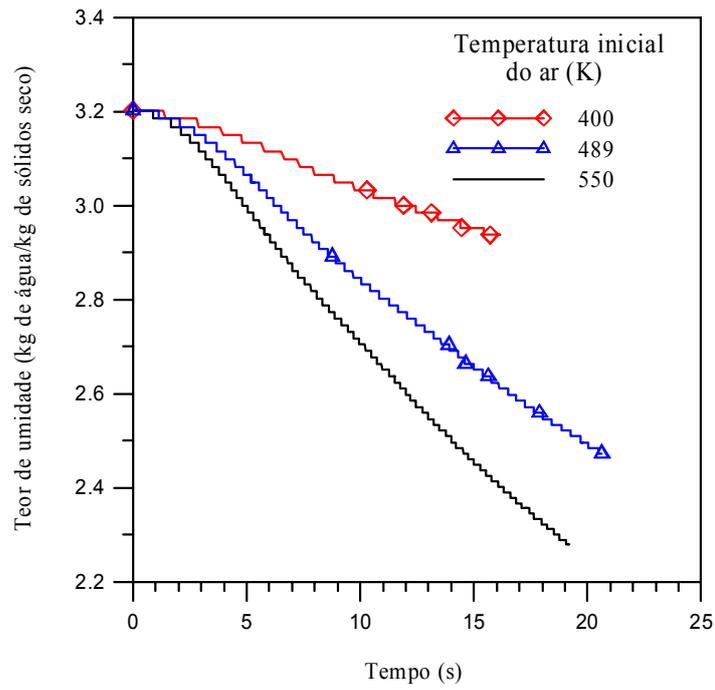


(a)

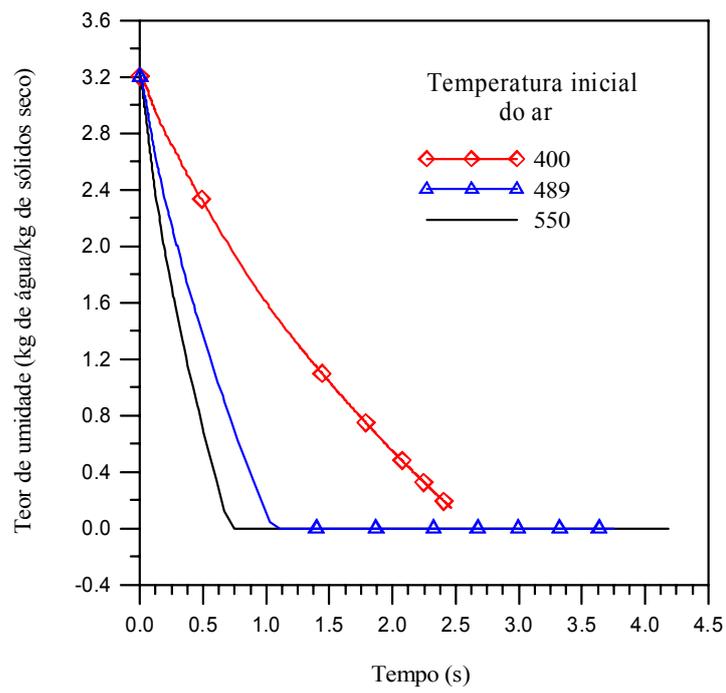


(b)

Figura 4.43 – Influência da temperatura inicial do ar na temperatura das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.

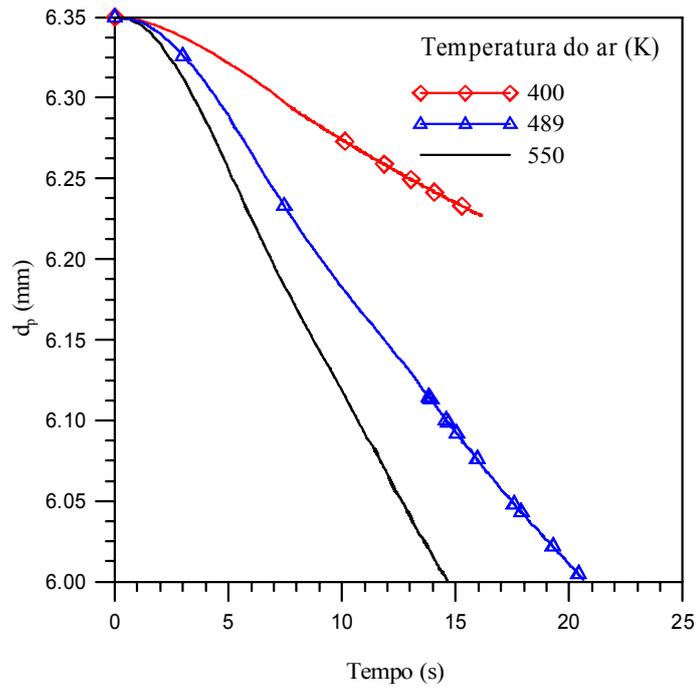


(a)

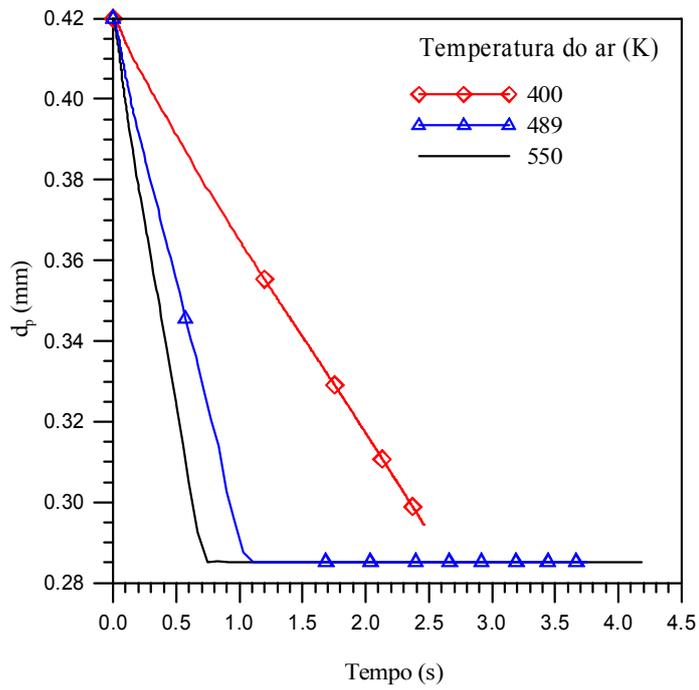


(b)

Figura 4.44 – Influência da temperatura inicial do ar no teor de umidades das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.



(a)



(b)

Figura 4.45 – Influência da temperatura inicial do ar no diâmetro das partículas com (a)  $d_{p\text{ inicial}} = 6,35 \text{ mm}$  e (b)  $d_{p\text{ inicial}} = 0,42 \text{ mm}$ .

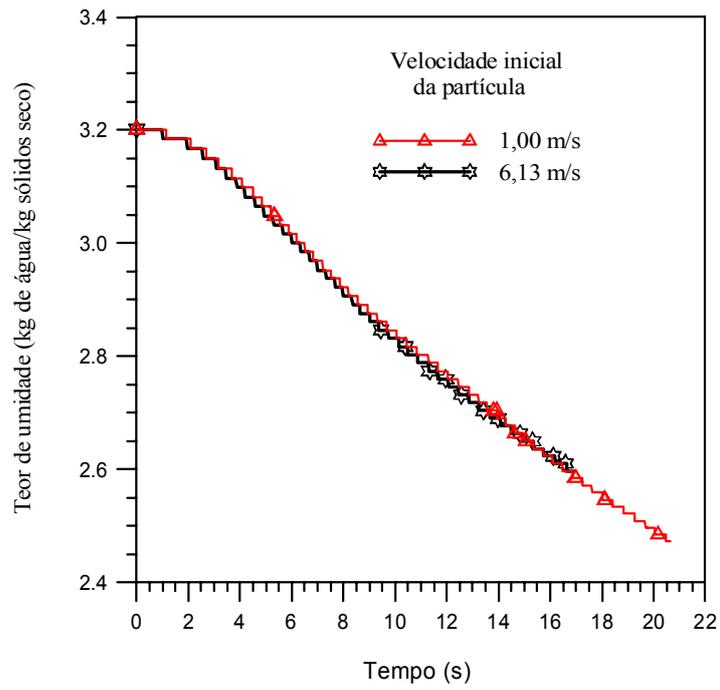
#### 4.5.4 Influência da velocidade inicial da partícula

Estão representados, respectivamente, nas Figuras 4.46 a 4.48 os resultados simulados do teor de umidade, da temperatura e do diâmetro das partículas de diâmetros de 6,32 e 0,42 mm em função do tempo para duas velocidades iniciais das partículas, 1,0 e 6,13 m/s, casos 1 e 10. Estas figuras mostram claramente que ao aumentar o valor da velocidade inicial praticamente não houve influência no processo de secagem. Observa-se, no entanto, que houve uma discreta influência na temperatura da partícula de 6,35 mm de diâmetro aproximadamente aos 7 s, ficando claro a inexistência do período de taxa de secagem constante.

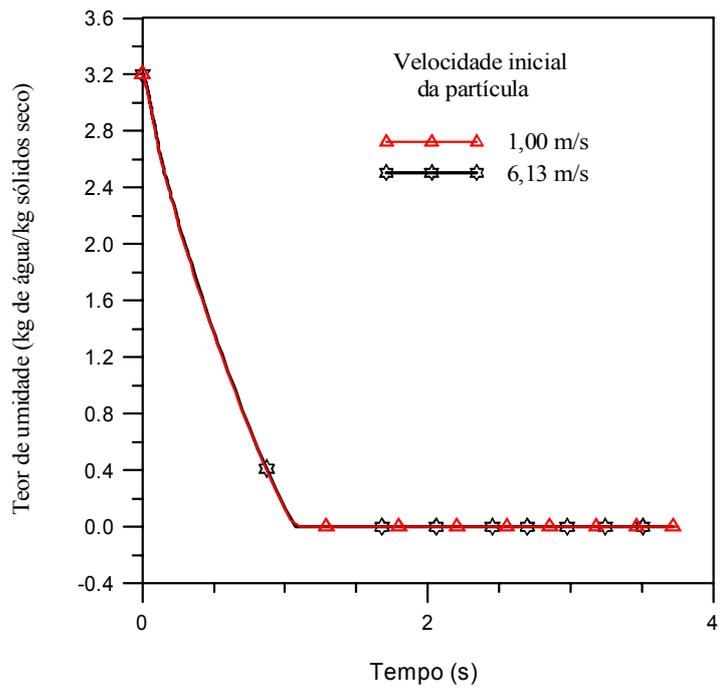
Na Tabela 4.8 estão representadas as médias ponderadas da temperatura, do teor de umidade e do tempo de residência para as duas velocidades iniciais estudadas. Estes resultados mostram que ao se aumentar esta velocidade o teor de umidade foi mais elevado, cerca de 8%, o que pode estar relacionado com a diminuição do tempo de residência da partícula no ciclone, e não ao efeito de velocidade na remoção de água.

Tabela 4.8 – Influência da velocidade inicial das partículas sobre o processo de secagem.

Caso	Velocidade da partícula (m/s)	$T_{p-pon}$ (°C)	$M_{p-pon}$ (b.s)	$t_{res-pon}$ (s)
Padrão	1,00	69,37	1,509	3,64
10	6,13	67,61	1,635	3,17

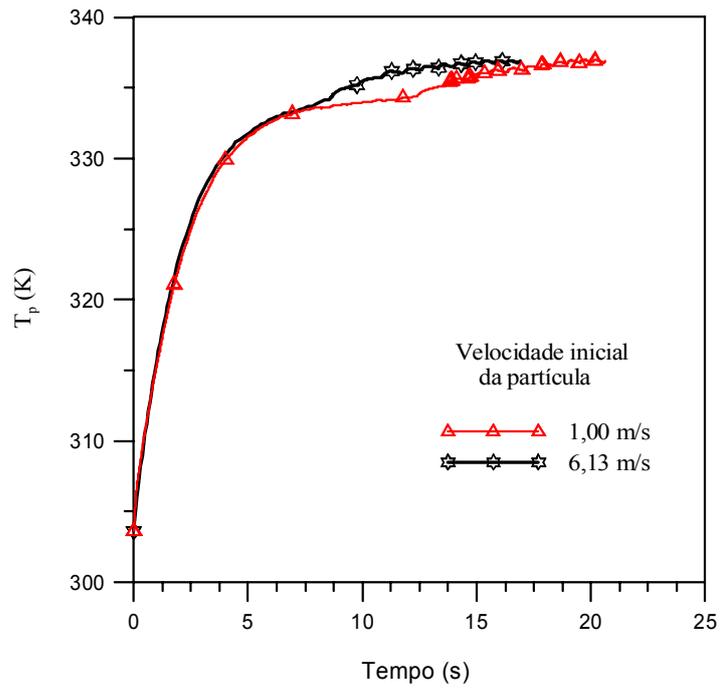


(a)

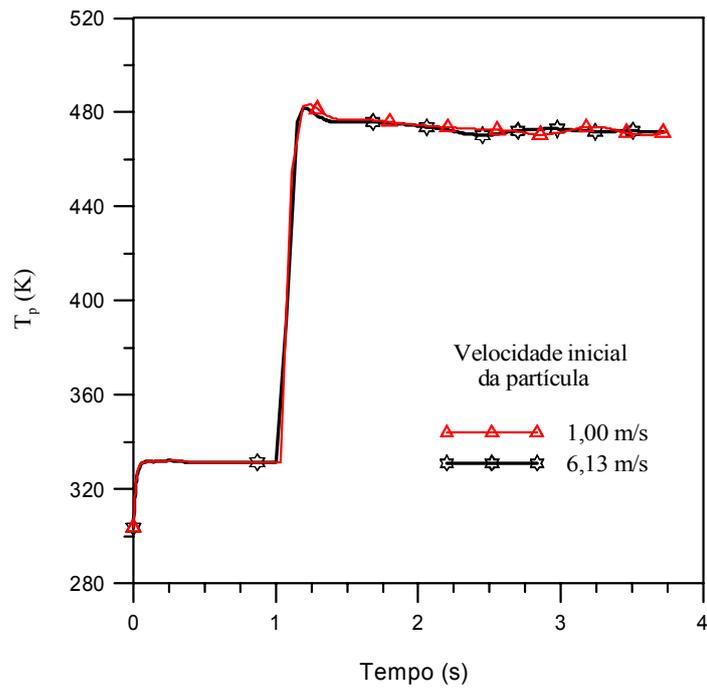


(b)

Figura 4.46 – Influência da velocidade inicial no teor de umidade das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.

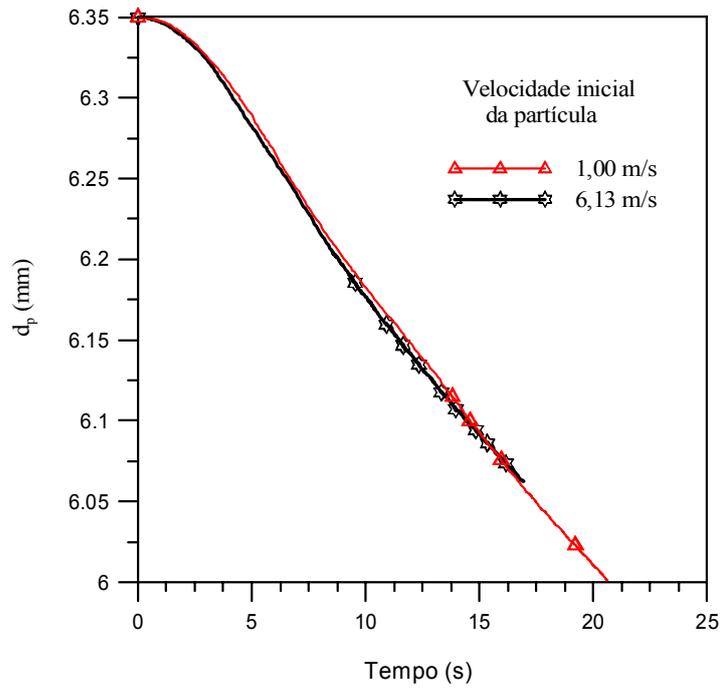


(a)

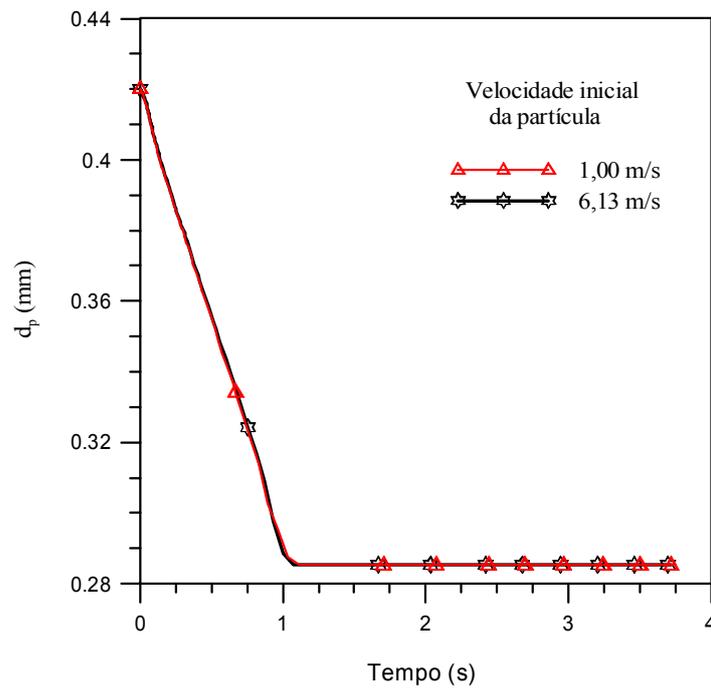


(b)

Figura 4.47 – Influência da velocidade inicial na temperatura das partículas de diâmetros (a) 6,35 mm e (b) 0,42 mm.



(a)



(b)

Figura 4.48 – Influência da velocidade inicial no diâmetro das partículas com (a)  $d_{p_{inicial}} = 6,35$  mm e (b)  $d_{p_{inicial}} = 0,42$  mm.

#### 4.5.5 Influência da taxa do fluxo de massa das partículas

Na Tabela 4.9 estão representados os valores da temperatura da partícula, teor de umidade e tempo de residência ponderada para diferentes valores de fluxo de massa das partículas, para duas formas do duto de alimentação e um diâmetro de saída inferior de 10 cm. Os resultados mostram que o fluxo de massa e a forma do duto de alimentação influenciaram na secagem das partículas. Dentre os casos estudados destacam-se os casos 8 e 11 por apresentarem os menores valores da temperatura da partícula, do teor de umidade e do fluxo de massa, bem como os maiores tempos de residência. Outra informação obtida desta tabela é que, para a mesma temperatura do ar de secagem, aumentando-se o fluxo de sólidos diminui-se a quantidade de água removida da partícula. Observa-se ainda que independente do fluxo de massa de sólidos, a forma quadrada do duto de alimentação foi a que teve um melhor desempenho no processo de secagem, apresentando sempre um valor inferior do teor de umidade e temperatura média das partículas quando comparado com as formas retangular vertical e horizontal.

Tabela 4.9 - Influência do fluxo de massa das partículas e da geometria do duto de alimentação sobre o processo de secagem com  $T_{ar} = 489$  K e  $RH_{ar} = 3,41\%$ .

Caso	Forma do duto de alimentação	Fluxo de massa ( $kg \cdot s^{-1}$ ) $\times 10^{-3}$	$T_{p-pon}$ ( $^{\circ}C$ )	$M_{p-pon}$ (b.s)	$t_{res-pon}$ (s)
8	Retangular vertical	$3,27 \cdot 10^{-3}$	65,65	1,394	3,68
Padrão	Retangular vertical	$6,54 \cdot 10^{-3}$	69,37	1,509	3,64
9	Retangular vertical	$9,82 \cdot 10^{-3}$	69,59	1,549	3,58
11	Quadrado	$3,27 \cdot 10^{-3}$	63,22	1,350	3,91
3	Quadrado	$6,54 \cdot 10^{-3}$	65,00	1,399	3,49
12	Quadrado	$9,82 \cdot 10^{-3}$	67,96	1,534	3,67

Na Tabela 4.10 estão representadas, para cada um dos casos mencionados na Tabela 4.9, as quantidades de partículas ( $N_p$ ) que atravessam a seção de entrada durante seu tempo de residência no ciclone.

Tabela 4.10 – Número de partículas,  $N_p$ , presentes no início do processo na seção reta de entrada no duto de alimentação.

Caso	Forma do duto de alimentação	Fluxo de massa (kg.s <sup>-1</sup> )x10 <sup>-3</sup>	$N_p$ ( $t = t_{res}$ )
8	Retangular vertical	3,27	110221
Padrão	Retangular vertical	6,54	55715
9	Retangular vertical	9,82	162772
11	Quadrado	3,27	105679
3	Quadrado	6,54	59198
12	Quadrado	9,82	166864

Estes valores foram determinados baseados no conceito de análise granulométrica dada pela seguinte equação:

$$N_p = \sum_{i=1}^n \frac{M \cdot y_i}{\rho \cdot b \cdot d_i^3} = \frac{M}{b \cdot \rho} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{d_{p_i}^3} \quad (4.2)$$

onde  $M$  é a massa da amostra,  $y_i$  fração mássica,  $\rho$  densidade das partículas,  $d_{p_i}$  diâmetro das partículas e  $n$  o número de frações mássicas (Gomide, 1980).

Como o fluxo de massa inicial das partículas,  $w$ , é conhecido e atribuído como uma condição de entrada na seção reta do duto de alimentação do ciclone, a equação 4.2 pode ser escrita como sendo:

$$N_p = \frac{6 \cdot w \cdot t}{\pi \cdot \rho} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{d_{p_i}^3} \quad (4.3)$$

onde  $t$  corresponde a um tempo qualquer tomado como base de cálculo.

Portanto, o número de partículas, para cada um dos casos mencionados na Tabela 4.9, foi determinado tomando como base de cálculo a fração de tempo de residência para cada caso e que as partículas eram esféricas.

Na Tabela 4.11 estão representadas os valores do número de partículas de diâmetro  $d_p$  que estão presentes no total de partículas ilustrados na Tabela 4.10. Por exemplo, considere o caso padrão: pode ser observado que existem 12 partículas de diâmetro de 6,35 mm, 35 de 2,75 mm, 49332 de 0,84 mm e 6336 de 0,42 mm, do total de 55715 partículas.

Tabela 4.11 – Número de partículas de diâmetro  $d_p$  presentes no início do processo na seção reta de entrada no duto de alimentação.

		Número de partículas					
$Y_i$	$d_p$	Retangular Vertical			Quadrada		
		Caso 8	Padrão	Caso 9	Caso 3	Caso 11	Caso 12
0,091	6,35	24	12	35	23	13	36
0,022	2,75	70	35	104	67	38	106
0,872	0,84	97592	49332	144122	93571	52416	147745
0,014	0,42	12535	6336	18511	12018	6732	18976
Total		110221	55715	162772	105679	59199	166863

Diante dos importantes resultados obtidos neste trabalho, fica evidente que a utilização de CFD é um método eficaz para validar e predizer com sucesso os processos industriais reais, sendo também uma excelente ferramenta de otimização geométrica e de performance de ciclones.

## CAPÍTULO 5

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.

#### 5.1 Conclusões

Com os resultados numéricos da simulação de secagem do bagaço-de-cana em ciclones pode-se concluir que:

- Foi possível constatar o caráter fortemente tridimensional do escoamento do gás-partícula no interior do ciclone, bem como a presença de regiões com zonas de recirculação, nas proximidades do tubo de saída do gás, e de inversão de fluxo praticamente na interseção das paredes cilíndrica e cônica.
- Nas componentes de velocidades tangenciais mostraram-se ser predominantes perante as componentes de velocidade axiais e radiais, e as radiais são praticamente desprezíveis, o que justifica diversos autores não as levarem em consideração em suas simulações.
- Ao se comparar os resultados numéricos do perfil de velocidade axial com os dados experimentais foi observada uma razoável concordância, a qual pode estar associada a ausência das partículas nos dados experimentais ou, mesmo, ao modelo usado para o tratamento do escoamento turbulento (modelo  $k-\varepsilon$  padrão).

- Ao se avaliar a cinética de secagem foi evidenciado um período de acomodação, seguida de um período de secagem à taxa decrescente.
- A comparação dos valores simulados e experimentais do teor de umidade em base seca apresentou uma boa concordância apresentando um erro relativo de apenas 3,07%, evidenciando que a metodologia foi bem desenvolvida.
- Os resultados das simulações numéricas mostraram que as formas do duto de alimentação, com o mesmo valor da área da seção reta, 014 m<sup>2</sup>, tiveram uma influência considerável tanto no comportamento fluidodinâmico quanto no processo de secagem. A forma quadrada mostrou-se a mais eficiente na secagem do bagaço-de-cana, quando comparada com as formas retangulares vertical e horizontal.
- As variações dos valores do diâmetro de saída inferior mostraram certa influência sobre o comportamento fluidodinâmico do ciclone, mas praticamente nenhuma sobre a cinética de secagem. Foi observado igualmente que ao se aumentar este diâmetro tem-se menor eficiência de remoção de água das partículas. Os valores do teor de umidade final das partículas obtidos com os ciclones com diâmetros de saída inferior de 20 e 25 cm na temperatura de 489 K, foram de 1,711 e 1,746 em base seca, respectivamente, que correspondem a 13,4% e 15,7% maiores do que o teor obtido no ciclone que tinha a saída inferior de 10 cm.
- A temperatura inicial do ar de secagem influenciou substancialmente a perda de água do produto e a temperatura das partículas. Com o aumento da temperatura do ar de 489 K para 550 K, observou-se que o teor de umidade das partículas na saída do ciclone teve uma redução de cerca de 43%. Ou seja, passou de um teor de umidade de 1,509 em base seca (caso padrão) para um

teor de umidade de 0,849 em base seca. Com relação a temperatura das partículas, foi observado que a partícula de menor diâmetro, 0,42 mm, foi a que mais sofreu influência com o aumento da temperatura, isto é, a temperatura final passou de 471,8 K (no caso padrão) para 521,6 K.

- A variação na velocidade inicial das partículas, de 1 para 6,13 m/s, não perturbou de forma significativa a cinética de secagem, resultando num teor de umidade final de cerca de 8% maior que no caso padrão que foi de 1,509 em base seca.
- Ao se aumentar o fluxo de massa das partículas, de  $6,54 \cdot 10^{-3}$  (kg/s) para  $9,82 \cdot 10^{-3}$  (kg/s), foi verificado que não houve influência significativa na temperatura final das partículas, de 69,37 °C para 69,59 °C, e no teor de umidade final, de 1,509 para 1,549 em base seca. Estes resultados estão de acordo com as considerações do modelo Lagrangeano.
- Porém, o aumento do fluxo de massa das partículas influenciou de forma mais significativa no tempo de residência das partículas no interior do ciclone, que passou de 3,64 s para 3,58 s. Esta observação foi feita tanto para o ciclone com um duto de alimentação retangular vertical quanto o duto quadrado. No entanto, ficou evidente que o duto quadrado apresentou melhores resultados, sob o ponto de vista da secagem, pois nos três fluxos de massa de partículas estudados o teor de umidade final do produto sempre menor quando comparado ao duto retangular vertical.

## 5.2 Sugestões para futuros trabalhos

- Aumentar a vazão de alimentação do ar e verificar a sua influência no processo de secagem;

- Avaliar a influência do comprimento e diâmetro do tubo de saída superior (“Vortex finder”), tanto na fluidodinâmica quanto na cinética de secagem e aquecimento da partícula;
- Testar outros modelos de turbulência e avaliar sua performance na predição dos fluxos turbulentos e transporte de calor e massa;
- Utilizar a metodologia deste trabalho para a secagem de outros produtos higroscópicos.
- Fazer um estudo com ciclones em série e avaliar o processo de secagem.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alonso, L. F. T., “*Algoritmos de seleção e dimensionamento de secadores*”, Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Agrícola, UNICAMP, SP, Brasil (2001).
- Anton Biotech, [http://www.antonbiotech.com.br/pt\\_preparacao.htm](http://www.antonbiotech.com.br/pt_preparacao.htm), acessado 15/11/2005.
- Altmeyer, S., Mathieu, V., Jullemier, S., Contal, P., Midoux, N., Rode, S., Leclerc, J. –P., “*Comparison of different models of cyclone prediction performance for various operating conditions using a general software*”, Chemical Engineering and Processing, Vol. 43, pp 511-522 (2004).
- Avcı, A. e Karagoz, I., “*Effects of flow and geometrical parameters on the collection efficiency in cyclone separators*”, Journal Aerosol Science, Vol. 34, pp. 937-955 (2003).
- Bakker, A., Haidari, A. H. e Oshinowo, L. M., “*Realize greater benefits from CFD*”, Fluids/Solids Handling, [www.aiche.org/cep/](http://www.aiche.org/cep/) (2001).
- Bottaro, A., Ryhming, I. L., Wehrli, M. B., Rys, F. S. e Rys, P., “*Laminar swirling flow and vortex breakdown in a pipe*”, Computer Methods in Applied and Engineering, Vol. 89, pp. 41-57 (1991).
- Brunazzi, E., Paglianti, A. e Talamelli, A., “*Simplified design of axial-flow cyclone mist eliminators*”, AIChE Journal, Vol. 49, No.º1, pp.41-51 (2003).
- Carmo, J. E. F., “*Fenômenos de difusão transiente em sólidos esféricos oblato:secagem de lentilhas*”, Tese de Doutorado 200 p., Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), Campina Grande, Brasil (2004).

Cavalcanti, R. S., “*Estudo fluidodinâmico do desprendimento de H<sub>2</sub> em uma célula eletrolítica utilizando o aplicativo computacional CFX*”, Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), Campina Grande, Paraíba, Brasil (2003).

*CFX-4 Documentation* - AEA Technology, Harwell, UK, (2000).

Chirife, J. W. e Buera, F. V., “*Actividad de água – concepto y aplicación em alimentos com alto contenido de humedad*”, Temas em Tecnología de Alimentos, editado por José Miguel Aguilera, Vol. 1, Program Iberoamericano de ciência y tecnologia para el desarrollo, Santiago, (1997).

Cooper, C. D., Alley, F. C., “*Air pollution control- A design approach*”, <http://engineering.dartmouth.edu/~cushman/courses/engs37/a2-cyclone-theory.pdf>, acessado em 05/03/2004.

Corrêa Neto, V., “*Análise de viabilidade da cogeração de energia elétrica em ciclo combinado com gaseificação de biomassa de cana-de-açúcar e gás natural*”, dissertação de mestrado, programa de pós-graduação em engenharia (área de Planejamento Energético), COPPE/UFRJ – Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, Brasil, p.194. (2001).

Corrêa, J. L. G., “*Discussão de parâmetros de projeto de secadores ciclônicos*”, Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, SP, Brasil (2003).

Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R., Silva, M. A. e Nebra, S. A., “*The cyclone dryer – a numerical and experimental analysis of the influence of geometry on average particle residence time*”, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 21, No.01, pp. 103-112 (2004a).

Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R., Silva, M. A. e Nebra, S. A., “*Cyclone as a sugar bagasse dryer*”, Chinese Journal Chemical Engineering, Vol. 12, No.06, pp. 103-112, Beijing, China (2004b).

Da Silva, P., Briens, C., Bernis, A., “*Development of new rapid method to measure erosion rates in laboratory and pilot plant cyclones*”, Powder Technology, Vol. 131, pp. 111-119 (2003).

- Dibb, A., e Silva, M. A., “*Cyclone as a dryer – the optimum geometry*”, Proceedings of the First Inter-American Drying Conference (IADC), pp. 396-403, Itu, São Paulo, Brasil (1997).
- Farias Neto, S. R., “*Simulation numérique des écoulements annulaires non-établis de types axial et tourbillonnaire – cas du transfert de matière*”, tese de doutorado, Universidade de Nantes, Saint-Nazire, França (1997).
- Farias Neto, S.R., Legentilhomme, P. and Legrand, J., “Finite-Element Simulation of Laminar Swirling Decaying Flow Induced by Means of a Tangential Inlet in an Annulus”, *Comput. Methods Appl. Mech., Eng.*, Vol. 165, pp 189-213 (1998).
- Farias, S. N., “*Secagem de sólidos esféricos usando o método de Galerkin*”, dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba (UFCG), Campina Grande, Paraíba, Brasil (2002).
- Fioreze, R., *Princípios de secagem de produtos biológicos*. Vol. 1, 229 p., 1ª Edição, Editora Universitária, João Pessoa, UFPb, 2004.
- Fonseca, A. M., Órfão, J. J. e Salcedo, R. L., “*Dry scrubbing of gaseous HCl with solid lime in a cyclone reactor at low temperatures*”, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 40, No.º1 (2001).
- Fortuna, A. O., “*Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos*”, Editora da Universidade de São Paulo, São Paulo (2000).
- Freire, J. T e Sarturi, D. J. M., “*Tópicos especiais de secagem*”, Vol. 1, São Carlos, São Paulo (1992)
- Garcia, R., “*Combustíveis e combustão industrial*”, Editora Interciência, Rio de Janeiro (2002).
- Gómez, C. H., “*Oil-water separation in liquid-liquid hydrocyclones (LLHC) – Experiment and modeling*”, dissertação de mestrado, Universidade de Tulsa, U.S.A. (2001).
- Gomide, R., “*Operações Unitárias: Separações Mecânicas*”, 3º Volume, São Paulo, SP (1980).

- Hargreaves, J. H., e Silvestre, R. S., “*Computational fluid dynamics applied to the analysis of deoiling hydrocyclone performance*”, Trans IChemE, Vol. 68, part A, pp.365-382 (1990).
- Henao, C. A. A., “*Um estudo sobre operadores de captura de descontinuidades para problemas de transporte advectivos*”, dissertação de mestrado, 106 p., Departamento de Engenharia Civil, COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro (2004).
- Hsieh, K. T., e Rajamani, R. K., “*Mathematical modelo f the hydrocyclone base don physics of fluid flow*”, AIChE Journal, Vol. 37, No.º5, pp.735-746 (1991).
- Incropera, F. P., e Witt, D. P., “*Fundamentos de transferência de calor e massa*”, 3ª Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ, (1992).
- Korn, O., “*Ciclone dryer: a pneumatic dryer with increased solid residence time*”, Drying Technology, Vol. 19, No.8, pp. 1925-1937 (2001).
- Legentilhomme, P., “*Hydrodynamique et transfert de matiere de l’ecoulemente Annulaire Tourbillonnaire produit par entree tangentielle du fluide*”, tese de doutorado, Universidade de Nantes, Saint-Nazire, França (1991).
- Loyola, N., Tolman, S., Liang, L. Kennedy, M. e Johnson, D. J., “*Cyclone separators*” (1996), [www.wsu.edu/~gmhyde/433\\_web\\_pages/cyclones/cyclonerpt\\_team3.html](http://www.wsu.edu/~gmhyde/433_web_pages/cyclones/cyclonerpt_team3.html) acessado em 05/03/2004.
- Maliska, C. R., “*Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional – Fundamentos e Coordenadas Generalizadas*”, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ, Brasil (1995).
- Massarani, G., “*Fluidodinâmica em sistemas particulados*”, 2ª edição, Editora e-papers, Rio de Janeiro (2002).
- Meier, H. F., “*Modelagem fenomenológica e simulação bidimensional de ciclones por técnicas da fluidodinâmica computacional*”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Química, UNICAMP, SP, Brasil (1998).

- Molerus, O. e Glückler, M., “*Development of a cyclone separator with new desing*”, Powder Technology, Vol. 86, pp. 37-40 (1996).
- Nebra, S. A. “*Secagem pneumática de bagaço de cana*”. Tese doutorado, 129 p Faculdade de Engenharia de Campinas, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP, Brasil (1985).
- Nebra, S. A. e Macêdo, I. C., “*Bagasse particle shape and size and their free-setting velocity*”, International Sugar Journal, Vol 90, 1077, pp. 168-170 (1988)
- Nebra, S. A., Silva, M. A, Tópico Especiais em Secagem, Cap. 5: “*Secagem em ciclone*”, Editado Por J. T. Freire e D. J. M. Sartori, Vol. 1, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, São Paulo, Brasil, (1992).
- Nebra, S. A., Silva, M. A., Mujumdar, A. S., “*Drying in cyclones - A review*”, Drying Technology, Vol. 18, No.3, pp. 791-832 (2000).
- Noriler, D., Vegini, A. A., Soares, C., Barros, A. A. C., Meier, H. F. e Mori, M., “*A new role for reduction in pressure drop in cyclones using fluid dynamics techniques*”, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 21, No1, pp. 93-101 (2004).
- Pakowski, Z., Manual *Drypak versão.1.3*, “Program for psychrometric and drying computations”, Łódź (1995).
- Park, K. J., Yado, M. K. M., e Brod, F. P. R., “*Estudo de secagem de pêra bartlett (Pyrus Sp.) em fatias*”, Ciência e Tecnologia de Alimentos, Vol. 21, No.3, pp. 288-292 (2001).
- Patankar, S.V., “*Numerical heat transfer and fluid flow*”, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, USA (1980).
- Peng, W., Boot, P. J. A. J., Hoffmann A. C., Dries, H. W. A., Kater, J. e Ekker, A., “*Flow in the inlet region in tangential inlet cyclones*”, Ind. Eng. Chem. Res, Vol. 40, pp. 5649 - 5655 (2001).
- Peres, A. P., Mori, M., Meir, H. F., “*Simulação do escoamento gás-particulados em um ciclone industrial utilizando CFD*”, XXV CILAMCE, Recife, Pernambuco, Brasil (2004)

- Pericleous, K. A., “*Mathematical simulation of hydrocyclones*”, Appl. Math. Modelling, Vol. 11, pp. 242-255 ( 1987).
- Pinto, J. C. e Lage, P. L. C., “Métodos numéricos em problemas de engenharia química”, Série: Escola Piloto em Engenharia Química COPPE/UFRJ, Editora e-papers, Rio de Janeiro, RJ (2001).
- Ray, S., Vijaya, C.B.V., Chakraborty, T.K., Metei, W. B., “*Cyclone as an intercooler: a preliminary experimental investigation*”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 26, pp. 417–419 (2002).
- Salcedo R. L. e Pinho, M. J., ”*Pilot- and Industrial-Scale Experimental Investigation of Numerically Optimized Cyclones*”, Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 42, No. 1, pp. 145-154 (2003).
- Schmidt, S., Blackburn, H. M., Rudman, M., e Sutalo, L., “*Simulation of turbulent flow in a cyclonic separator*”, In: 3<sup>rd</sup> International Conference on CFD in the Minerals and process Industries, CSIRO, pp. 365-369 (2003)
- Schneider, F. A. e Maliska, C. R., “*Uma Formulação em volumes finitos usando malhas não-estruturadas*”, VIII ENCIT – Encontro Nacional de Ciências Térmicas, em CD-ROM , Porto Alegre, Brasil (2000).
- Silva, L.C., “*Secagem de grãos*”, revista Grãos do Brasil: da semente ao consumo, Ano III, N° XIV, pp. 10-14 (2005).
- Silva, M. A., Nebra, S. A., “*Numerical simulation of drying in a cyclone*”, Drying Technology, Vol. 15, n. 6/8, pp. 1731-1741 (1997).
- Silveira Neto, A., “Fundamentos da turbulência nos fluidos”, III Escola de Primavera em Transição e Turbulência (Mini-cursos), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil (2002)
- Solero, G. e Coghe, A., “*Experimental fluid dynamic characterization of a cyclone chamber*”, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 27, pp. 87-96 (2002).
- Souza, J.A., “*Implementação de um método de volumes finitos com sistema de coordenadas locais para a solução acoplada das equações de Navier-Stokes*”,

- dissertação de mestrado, programa de pós-graduação em engenharia mecânica, UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, (2000).
- Strumillo, C., Kudra, T. “*Drying: Principles, applications and design*”; Gordon and Science Publishers, New York (1986).
- Svarovsky, L., “Solid-liquid separation”, Editora Butterworth, England (1997).
- Thorn, R., “*Reengineering the Cyclone Separator*”, Metal Finishing, 1998.
- Vegini, A. A., Meir, H. F., Mori, M., “*Design of cyclones by using CFD techniques*”, XXIV CILAMCE, Ouro Preto, Minas Gerais (2003)
- Versteeg, H. K. e Malalasekera, W., “*An introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method*”, Pearson Education Limited, England (1995).
- Vidaković, T., Christov, M. e Sundmacher, K., “*Investigation of electrochemical oxidation of methanol in a cyclone flow cell*”, Electrochimica Acta, Vol.49, pp. 2179-2187 (2004).
- Villar, G. C., “*Estudo do desempenho de um secador convectivo de bandejas para a secagem de banana: análise da influência das variáveis operacionais*”, dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal da Paraíba (UFPB) Campus II, Campina Grande, Paraíba, Brasil (1999).
- Vogt, C., ‘Bagaço de cana pode gerar 11% da energia necessária para fugir do apagão’, 2001, <http://www.comciencia.br/reportagens/energiaeletrica/energia06.htm>, acessado em 20/10/2005.
- Wang, B., Xu, D. L., Xiao, G. X., Chu, K. W., Yu, A. B., “*Numerical study of gas-solid flow in a cyclone separator*”, In: 3<sup>rd</sup> International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Austrália (2003).
- Wang, L., Parnell, C. B. e Shaw, B. W., “*Analysis of Cyclone Pressure Drop*”. In: Proceedings of the 2001 Beltwide Cotton Conferences, National Cotton Council, Anaheim, CA (2001). [http://caaqes.tamu.edu/publications\\_files/beltwide.html#xx](http://caaqes.tamu.edu/publications_files/beltwide.html#xx), acessado em 12/11/2003.

- Xiaodong, L., Jianhua, Yan., Yuchun C., Kefa, C., Mingjiang, Ni., “*Numerical simulation of the effects of turbulence intensity and boundary layer on separation efficiency in a cyclone separator*”, Chemical Engineering Journal, vol. 95, pp. 235–240 (2003).
- Yalcin, T., Kaukolin E. e Byers A., “*Axial inlet cyclone for mineral processing applications*”, Minerals Engineering, vol. 16, pp. 1375-1381 (2003).
- Zhu, Y. e Lee, W., “*Experimental study on small cyclones operating at high flowrates*”, J. Aerosol Sci, vol. 30, No. 10, pp. 1303-1315 (1999).
- Zughbi, H. D., Schwarz, M. P., Turner, W. J., Hutton, W., “*Numerical and experimental investigations of wear in heavy medium cyclones*”, Minerals Engineering, Vol. 4, No. 3/4, pp. 245-262 (1991).

Neste anexo estão todos os procedimentos referentes a construção da geometria e confecção da malha, incluindo seu refinamento.

## A.I Construção da geometria

A partir do conceito de multiblocos<sup>1</sup> dividiu-se, estrategicamente, a geometria em vários blocos, de forma a possibilitar modificações a qualquer momento, como por exemplo: inclinação da região cônica; dimensões do duto de entrada; etc.. Estas modificações podem ser efetuadas diretamente no arquivo de base de dados ou no arquivo jornal. Para se realizar esta tarefa no CFX-Build deve-se proceder as seguintes etapas<sup>2</sup>:

- a) Definição dos pontos no espaço - estes pontos podem representar as extremidades, os pontos de inflexão e/ou os de intersecção, os quais são criados no CFX-Build de diferentes maneiras. Dentre as quais está o método “*create-point-xyz*”, Figura A.1, que define o ponto em coordenadas cartesianas, o qual pode ser acionado no ícone “*geometry*” na janela do CFX-Build.

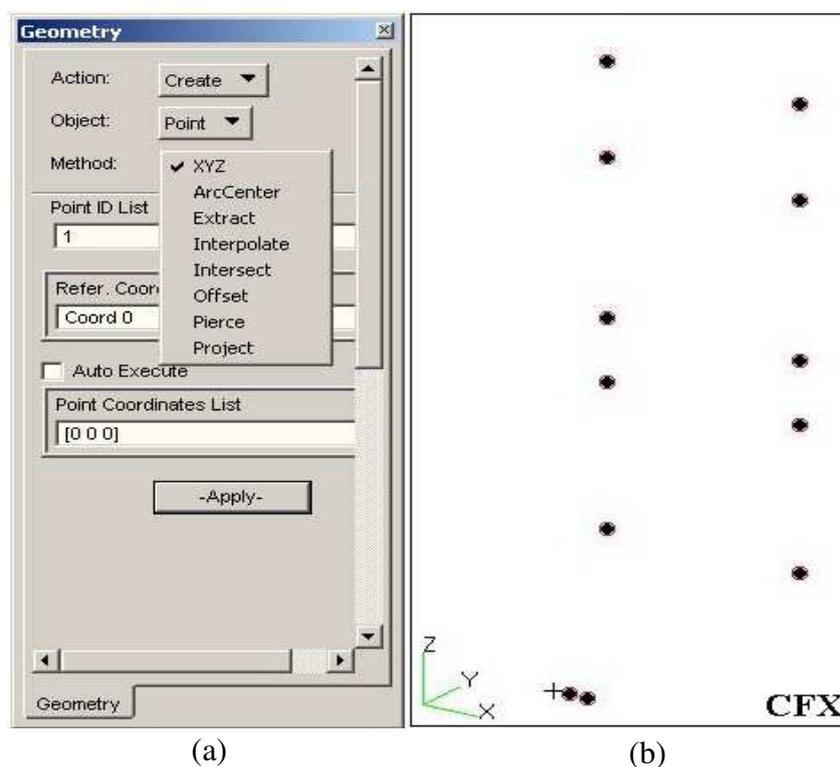


Figura A.1 – Definição dos pontos: (a) menu (b) pontos para criação do corpo cilindro-cônico do ciclone.

<sup>1</sup> Representação do domínio de estudo por meio de vários blocos agrupados onde, sobre cada um, é gerada uma malha para, enfim, obter-se a malha do domínio.

<sup>2</sup> Não necessariamente nesta ordem, pois a mesma dependerá da metodologia escolhida.

- b) Criação das curvas - As curvas são obtidas por meio da união dos pontos empregando, dentre as opções disponíveis no CFX-Build, “*create-curve-point*” que define curvas a partir de dois ou mais pontos, como pode ser observado na Figura A.2.

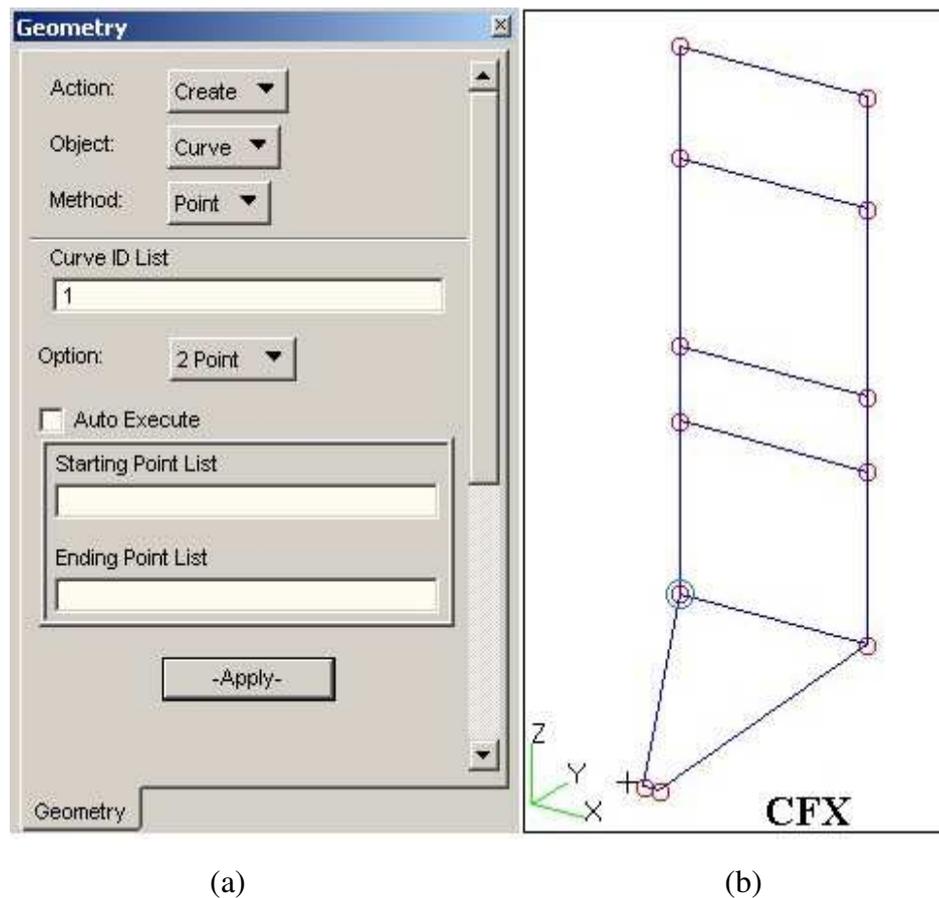
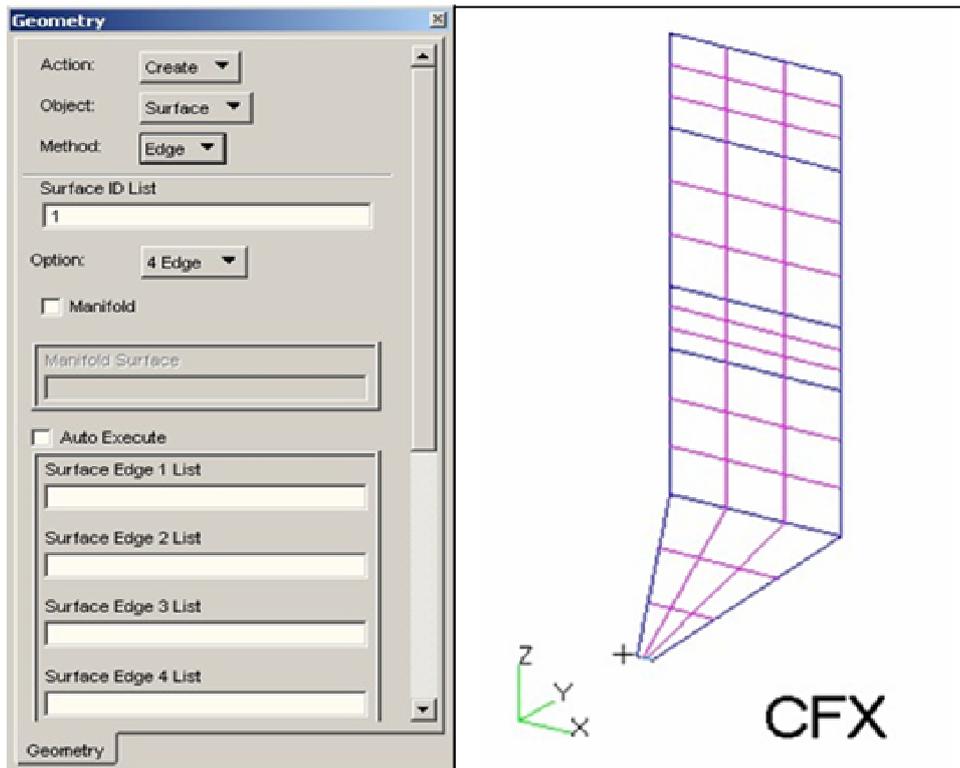


Figura A.2 – Definição das curvas: (a) menu (b) união dos pontos por curvas.

- c) Definição das superfícies – nesta etapa é necessário criar uma superfície em cada um dos blocos ilustrados na Figura A.3 (b), onde cada bloco é formado por quatro curvas formando um ciclo fechado. Para isto, utilizou-se a opção “*create-surface-edge*”, Figura A.3 (a), a qual permite a sua confecção pela seleção sequenciada de cada um dos lados de cada bloco.

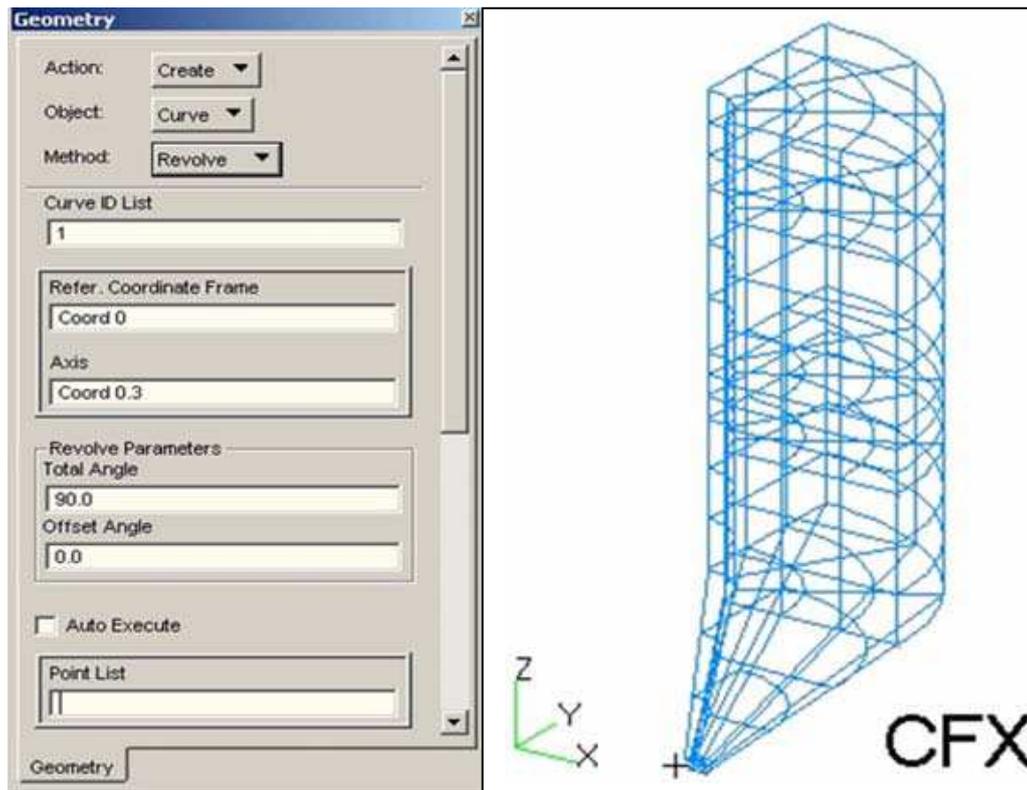


(a)

(b)

Figura A.3 – Definição das superfícies: (a) menu (b) superfícies geradas.

- d) Criação dos sólidos - Definida as superfícies, o passo seguinte é gerar o sólido. Esta etapa é realizada com auxílio da metodologia “*Create-solid-revolve*”, conforme pode ser observado na Figura A.4 (a). Aqui o usuário deve informar o ângulo de rotação que indicará para qual direção a superfície será conduzida, para então unir estas duas superfícies por meio de outras superfícies laterais formando o sólido, no qual são gerados internamente os pontos discretos, ou seja, a malha em cada um dos blocos, Figura A.4 (b). Com esta metodologia foi possível formar o corpo principal da geometria, parte cilíndrica e cônica, Figura A.5, gerando o sólido.



(a)

(b)

Figura A.4 – Definição dos sólidos: (a) menu (b) criação dos sólidos.

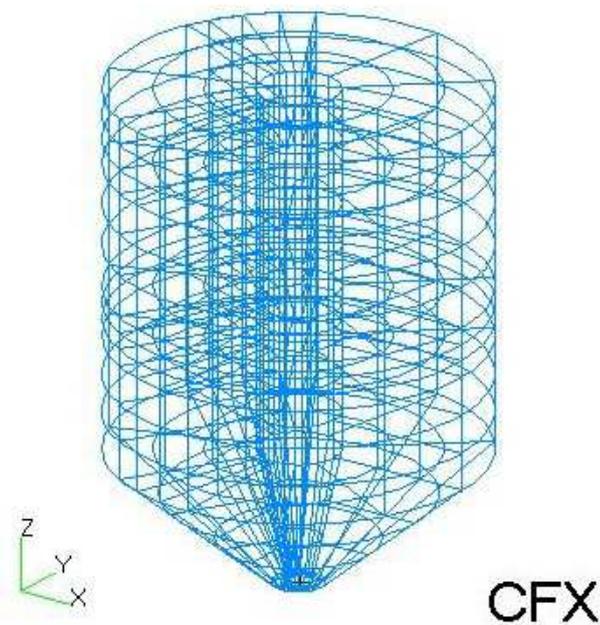


Figura A.5 – Sólidos que formam o corpo cilindro-cônico do ciclone secador.

Com as regiões cilíndrica e cônica devidamente confeccionadas, o próximo passo é inserir o duto retangular tangenciando na parte cilíndrica, a uma altura de 60 cm, partindo da base, até 85 cm. Para tanto, foram definidos, de maneira análoga a descrita anteriormente, pontos, curvas e superfície de entrada do duto de alimentação, destacados por um círculo tracejado na Figura A.6.

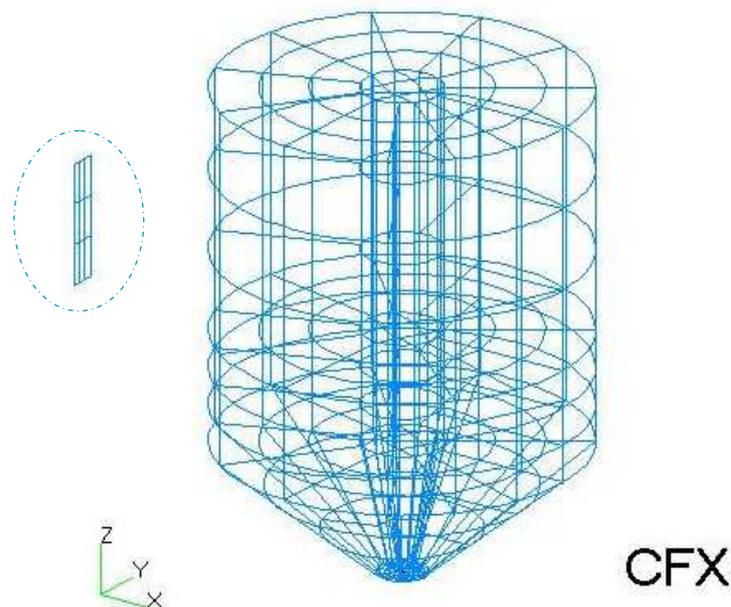


Figura A.6 – Definição da superfície de entrada do fluido de alimentação.

Em seguida, foi realizada a projeção da superfície de entrada no corpo do cilindro, por meio da opção “create-curve-project” ilustrada no sub-menu do CFX-Build, Figura A.7 (a). Este método cria pontos e curvas sobre a superfície cilíndrica do ciclone pela projeção da superfície destacada pela curva pontilhada na Figura A.7. Esta projeção foi realizada com auxílio de um vetor de orientação definido pelo usuário no sub-menu da Figura A.7 (a). Com os pontos e as curvas projetadas foi criada uma nova superfície, empregando a mesma técnica adotada para as superfícies geradas anteriormente, item (c). A partir desta nova superfície e a superfície destacada na Figura A.7 (b), foi possível gerar o sólido do duto de alimentação do ciclone por meio da metodologia “create-solid-surface”, finalizando a geometria do ciclone adotado para este trabalho, como ilustra a Figura A.8.

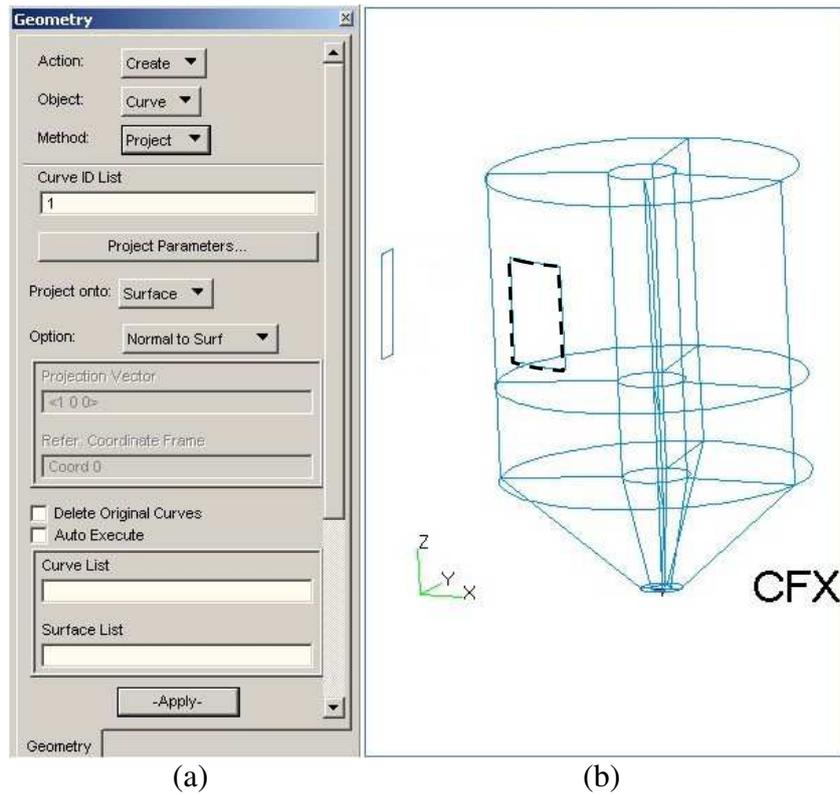


Figura A.7 – Projeção das curvas da superfície de entrada sobre a parte cilíndrica do ciclone: (a) menu (b) curvas projetadas em destaque.

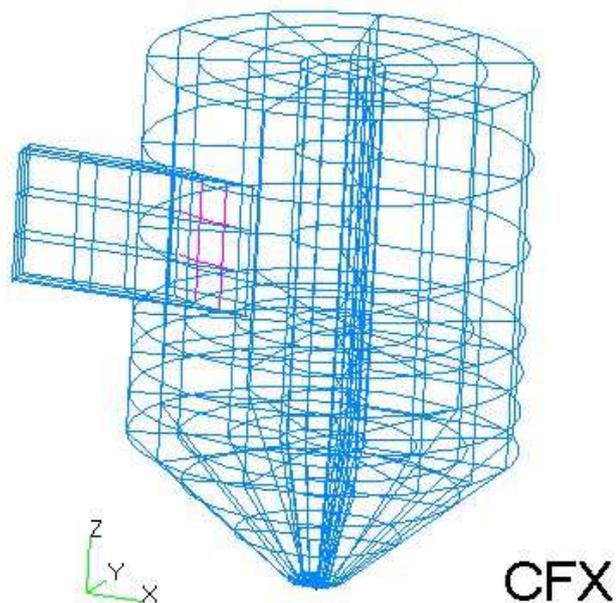


Figura A.8 – Geometria final do ciclone secador.

Na geometria gerada, Figura A.8, existe duas superfícies (ou faces) sobrepostas (ou unidas) resultante da projeção da superfície de entrada do duto de alimentação descrita acima. Estas faces unidas levariam a geração de uma malha inconsistente. No CFX-Build existem duas maneiras para sanar este problema: a primeira consiste em gerar sólidos geométricos em que as duas faces unidas coincidam em tamanho e, a segunda, é aplicação do que ele denomina de “constraints”, que assegura que dois sólidos de dimensões diferentes teriam sempre uma malha consistente onde eles se unem.

Antes de explicar como foi aplicado o “constraints” é necessário entender o que o CFX-Build define por “parent face” e “child face”, o que corresponderia à superfície maior e superfície menor, respectivamente, dos sólidos geométricos com as faces adjacentes unidas. A superfície maior engloba toda a superfície menor e nenhum dos lados, tanto da maior quanto da menor, são comuns entre eles, como ilustra a Figura A.9.

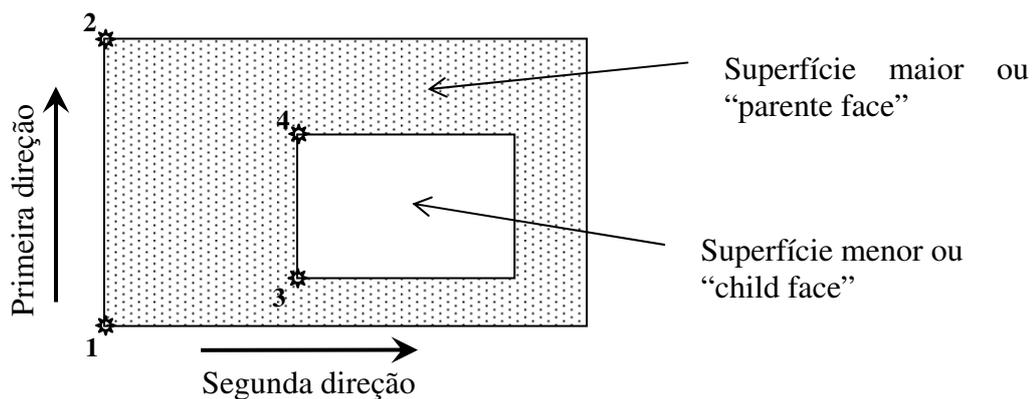


Figura A.9 – Representação das superfícies maior e menor dos sólidos geométricos unidos.

Portanto, para se aplicar o “constraints” na geometria do ciclone gerado, Figura A.8, seguiu-se três etapas principais, que são definidas ao ativar o ícone “Constraints” do CFX-Build, que são:

- i) Definição das origens das superfícies maior (1) e menor (3), Figura A.9.

- ii) Especificação da primeira direção da superfície maior e menor, Figura A.9, foi feita pela escolha dos pontos (2) e (4), respectivamente.
- iii) A segunda direção é atribuída automaticamente pelo CFX-Build.

Ainda no CFX-Build, foram definidas as fronteiras do domínio de estudo especificando o que era entrada ou saída de fluxo ou parede, como ilustrado na Figura A.10, utilizando o submenu “Patch”. Neste submenu foi possível especificar uma ou mais das superfícies, usadas para montar o ciclone, como sendo uma fronteira do tipo “inlet” ou “outlet” para condição de entrada ou saída de fluxo de velocidade, massa ou calor ou ainda campo de pressão. A condição de não deslizamento da superfície foi atribuída com o comando “wall”.

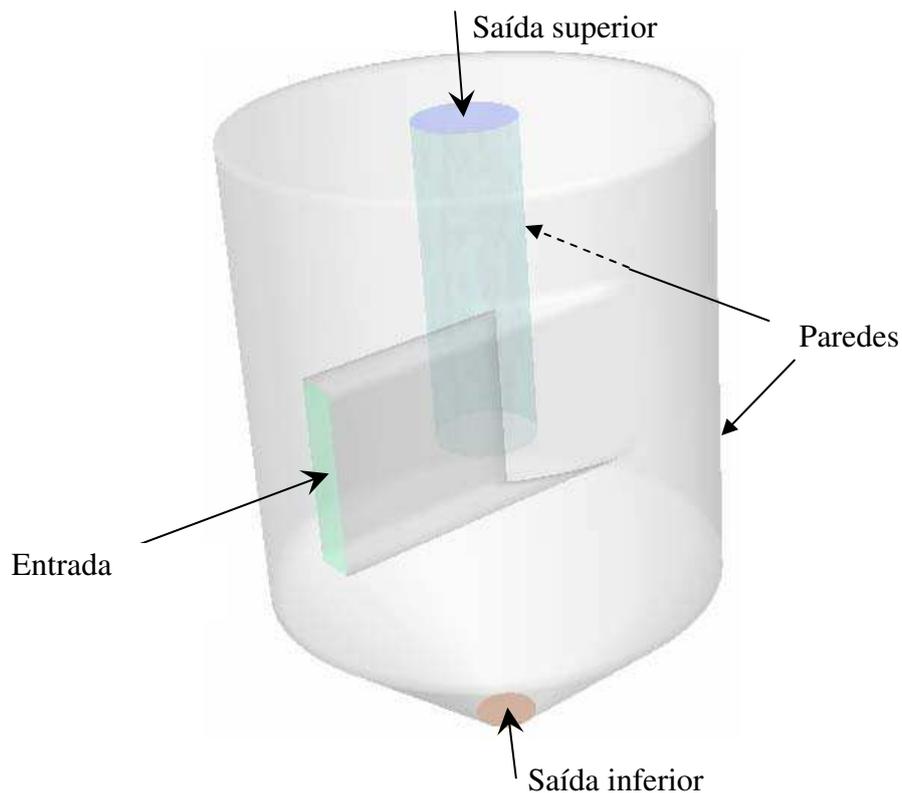


Figura A.10 – Fronteiras do ciclone secador.

## A.II Geração da malha

A geração da malha corresponde a um processo de criação de elementos a partir de curvas, superfícies ou sólidos. O CFX-Build disponibiliza dois geradores automáticos de malha: “IsoMesh” (geração de malha estruturada) e “Paver” (geração de malha não-estruturada). No presente trabalho foi utilizado o IsoMesh onde foram criados vários volumes de controle quadriláteros sobre as superfícies do ciclone, com pontos nodais igualmente espaçados sobre todas as bordas do domínio de estudo. Esse espaçamento foi definido pelo comando “*Global Edge Length*”, o qual especifica um valor real para especificar o comprimento padrão do elemento. Adotou-se neste trabalho o valor da tolerância global padrão 0.005, o qual foi modificado automaticamente, no momento da geração da malha propriamente dita, pelo CFX-Build para 0,000375 para evitar a formação de volumes de controles distorcidos.

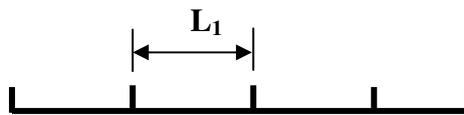
De acordo com o manual do CFX 4.4 (2000), a consistência da malha pode ser influenciada pela tolerância global do modelo (“Global Model Tolerance”). Se este parâmetro não for adequado, poderia existir um espaço entre duas superfícies adjacentes e, portanto, não haveria a criação de nós coincidentes ao longo das bordas adjacentes das superfícies, ou seja, seriam criados, por exemplo, nós independentes sobre cada uma das bordas adjacentes. Com base nesta informação, foi utilizado o valor padrão da tolerância global (0,005) visando assegurar a coincidência dos pontos, das curvas e das superfícies dos diferentes blocos necessários para a construção da geometria. Este parâmetro garantiu a confecção dos volumes de controle (2D) em todas as superfícies externas da malha. Todavia, no momento em que são criados os volumes de controle internos (3D) o valor padrão da tolerância global foi automaticamente modificado pela função “VOLMOSH” do CFX., que permite criar o arquivo da geometria para o CFX-4 Solver e ao executá-lo, são criados vários tipos de grupos no banco de dados, finalizando a parte interativa do CFX-Build.

Segundo Farias Neto (1997) o conhecimento prévio do comportamento fluidodinâmico, mesmo parcial, em uma determinada geometria pode fornecer informações primordiais para a geração da malha a ser utilizada durante a simulação do processo. Estas informações podem sugerir que seja realizado um refinamento da malha, por exemplo, nas proximidades das paredes do dispositivo de estudo onde são encontrados fortes gradientes

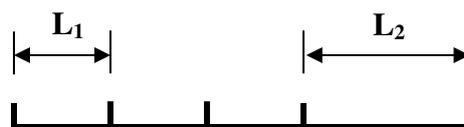
de velocidade, de temperatura e/ou de matéria, ou ainda, em regiões perturbadas por zonas de recirculação. Além disto, estas informações permitem, igualmente, reduzir o tempo necessário para geração da malha e refinar a malha apenas nas regiões onde se julgem absolutamente necessárias.

O refinamento da malha foi obtido com auxílio da ferramenta “mesh seed” disponibilizada no CFX-Build, o qual permitiu definir/controlar um número de subdivisões sobre cada uma das arestas dos blocos que compõem o ciclone, especificando, assim, o tamanho dos volumes de controle no domínio de estudo. O “mesh seed” dispõe de diferentes opções para fornecer as informações sobre cada uma das arestas do ciclone permitindo, assim, o refinamento da malha. São as seguintes opções disponibilizadas e utilizadas para o refinamento da malha do ciclone:

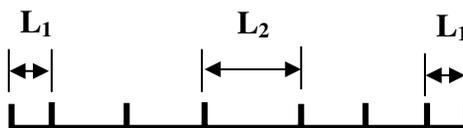
- Intervalos sucessivos – onde as subdivisões são dispostas uniformemente.



- Intervalos concentrados em uma das extremidades da aresta (One Way Bias).



- Intervalos concentrados nas duas extremidades da aresta (Two Way Bias).



Com base nas informações acima foi possível obter uma malha com a densidade de pontos melhor distribuídos, de acordo com os parâmetros mencionados na Tabela A.1, e as mesmas distribuídas ao longo do ciclone conforme é observado nas Figuras A.11 e A.12.

Tabela A.1 – Parâmetros de refinamento utilizado para obtenção de uma malha estruturada com 75624 volumes de controle.

Parâmetros	Distribuição			Razão
	Uniforme	One-Way-Bias	Two-Way-Bias	$L_2/L_1$
ms <sub>1</sub>	-	-	6	1,5
ms <sub>2</sub>	-	17	-	2
ms <sub>3</sub>	16	-	-	-
ms <sub>4</sub>	18	-	-	-
ms <sub>5</sub>	16	-	-	-
ms <sub>6</sub>	18	-	-	-
ms <sub>7</sub>	-	-	12	1,5
ms <sub>8</sub>	32	-	-	-
ms <sub>9</sub>	12	-	-	-
ms <sub>10</sub>	16	-	-	-
ms <sub>11</sub>	-	14	-	1,5

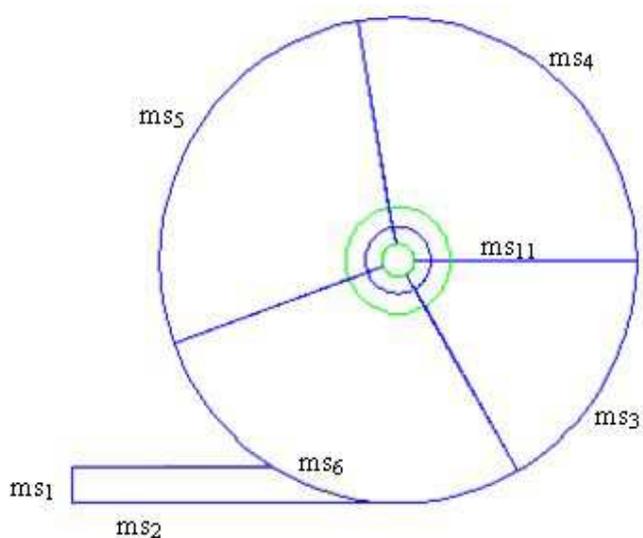


Figura A.11 – Parâmetros de refino da malha (vista superior do ciclone).

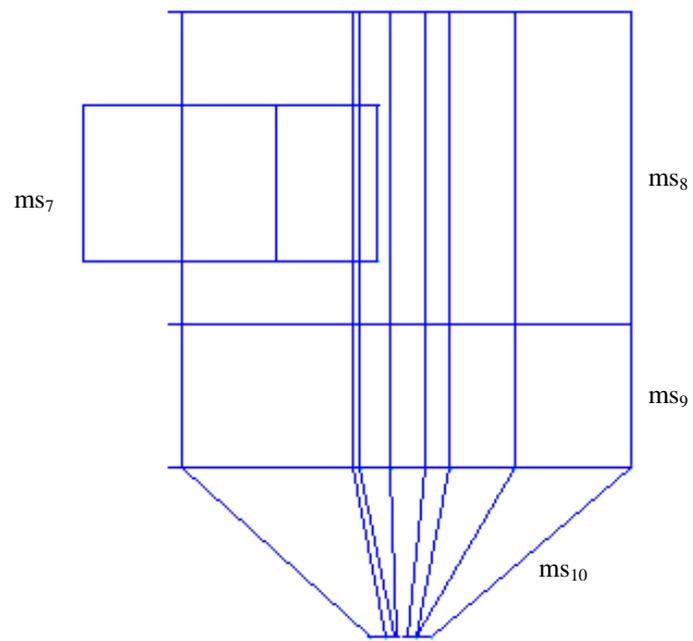


Figura A.12 – Parâmetros de refino da malha (vista lateral do ciclone).