

ESCOAMENTOS ROTATIVOS CONFINADOS EM UM  
SEPARADOR CICLÔNICO GÁS-LÍQUIDO COM INTERNOS -  
ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL

Gustavo Eduardo Oviedo Celis

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Juliana Braga Rodrigues  
Loureiro  
Atila Pantaleão Silva Freire

Rio de Janeiro  
Janeiro de 2021

ESCOAMENTOS ROTATIVOS CONFINADOS EM UM  
SEPARADOR CICLÔNICO GÁS-LÍQUIDO COM INTERNOS -  
ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL

Gustavo Eduardo Oviedo Celis

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO  
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA  
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR  
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Orientadores: Juliana Braga Rodrigues Loureiro  
Atila Pantaleão Silva Freire

Aprovada por: Prof<sup>a</sup>. Juliana Braga Rodrigues Loureiro  
Prof. Atila Pantaleão Silva Freire  
Prof. Fabio Toshio Kanizawa  
Prof. Paulo Laranjeira da Cunha Lage  
Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL  
JANEIRO DE 2021

Celis, Gustavo Eduardo Oviedo

Escoamentos Rotativos Confinados em um Separador Ciclônico Gás-Líquido com Internos - Estudo Teórico e Experimental/Gustavo Eduardo Oviedo Celis. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2021.

XX, 144 p.: il.; 29, 7cm.

Orientadores: Juliana Braga Rodrigues Loureiro

Atila Pantaleão Silva Freire

Tese (doutorado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Mecânica, 2021.

Referências Bibliográficas: p. 124 – 131.

1. Separador ciclônico. 2. Escoamento rotativo.
3. PIV. I. Loureiro, Juliana Braga Rodrigues *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

*Dedico este trabalho aos meus  
pais, irmãos, sobrinhos e avôs  
Benedicta e Juan - Trinidad e  
Alejandro (in memoriam).*

# Agradecimentos

Quero agradecer primeiramente a Deus por ter-me permitido iniciar e concluir com sucesso este projeto de vida pessoal e profissional.

A minha bela família. Pais, Flor de Maria e Luis Gustavo. Irmãos, Oscar, Fabio, Ricardo e Alexandra. Sobrinhos, Ana Maria, Lucas, Samuel e Martin. A Suêrda (Su), todos vocês inspiraram, apoiaram e me acompanharam neste caminho.

Aos professores e funcionários do Programa de Engenharia Mecânica da COPPE, e ao quadro de professores do NIDF, em particular aos Professores Atila e Juliana, pela oportunidade de fazer parte do seletor grupo de alunos que passou por este núcleo.

Meu especial agradecimento ao Professor Paulo Lage, pelo acompanhamento e interesse mostrado ao longo da pesquisa. A análise de partículas traçadoras e o desenvolvimento da metodologia de caracterização do vórtice central enriqueceram o trabalho de forma única.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro.

Ao pessoal da iniciação científica (IC) e da pós-graduação que conformam o quadro de pesquisadores do NIDF, pelo companheirismo e conversações enriquecedoras ao longo desta jornada.

Ao Daniel Rodrigues, Laert Ferreira, e os alunos da IC, Thiago e Lucas, pelo apoio e ensinamento nas fases de aquisição e tratamento de dados.

Ao Alexandre e seu time de técnicos, pelo apoio na fase de adequação e montagem do experimento, ao pessoal de logística do laboratório por sua boa disposição e apoio.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

ESCOAMENTOS ROTATIVOS CONFINADOS EM UM  
SEPARADOR CICLÔNICO GÁS-LÍQUIDO COM INTERNOS -  
ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL

Gustavo Eduardo Oviedo Celis

Janeiro/2021

Orientadores: Juliana Braga Rodrigues Loureiro  
Atila Pantaleão Silva Freire

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho apresenta um estudo teórico-experimental de escoamentos rotativos confinados em uma geometria específica de um separador ciclônico compacto gás-líquido com componentes internos. Os referidos elementos internos, que são fixos, correspondem ao conjunto de aletas direcionais, e um prato cônico sobre pás verticais, chamado de chapéu chinês. Na indústria do petróleo, este separador é utilizado para os estágios finais de secagem da fase gasosa. Contudo, a influência dos componentes internos na dinâmica do escoamento, na queda de pressão e na eficiência de separação é ainda pouco compreendida. O objetivo desta pesquisa reside em investigar o comportamento do escoamento no interior do separador, sob a influência individual e coletiva dos componentes internos. A metodologia utilizada abrange uma campanha rigorosa de medições, em escoamento monofásico, das grandezas fundamentais. A caracterização da velocidade é realizada via técnica de Velocimetria por Imagem de Partículas, obtendo campos de velocidade nos planos axial e transversal, que permitem a descrição detalhada do escoamento. A perda de carga é avaliada por meio de medições entre os pontos de entrada do separador e de saída de gás. O escoamento monofásico foi adotado como hipótese simplificadora, de modo a permitir a caracterização do escoamento por meio de técnicas ópticas. Resultados mostram que, uma vez instalado o chapéu chinês, a perda de carga aumenta significativamente, e que as pás helicoidais ajudam o escoamento a se reorganizar, atenuando os efeitos na perda de carga. Os efeitos dos componentes internos se refletem na morfologia observada do campo de velocidade para cada uma das configurações.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

## CONFINED SWIRLING FLOWS IN A GAS-LIQUID CYCLONE SEPARATOR WITH INTERNALS - THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY

Gustavo Eduardo Oviedo Celis

January/2021

Advisors: Juliana Braga Rodrigues Loureiro

Atila Pantaleão Silva Freire

Department: Mechanical Engineering

The present study conducts a theoretical and experimental investigation of confined swirling flows in a specific compact gas-liquid cyclonic separator geometry with internal elements. The two inner static components are known as swirl blades section and a conic plate positioned above vertical blades, named chinese hat. Although these components were designed to increase the performance of the separator, little is known about its influence on the flow dynamics and pressure drop. This equipment, typically used in the oil industry to dry out the produced gas. The objective of the current research is to investigate the behavior of the flow inside the separator, under the individual and collective influence of the internal components. Rigorous single-phase flow measurements of pressure and velocity have been performed. The Velocity field was characterized by Particle Image Velocimetry in axial and cross section planes. The pressure drop was measured between the entrance and the outlet flow from the vortex finder. The present investigation was restricted to single phase flows in order to allow the use of optical techniques. Results show that the chinese hat increases the pressure drop while the swirl blades reduces it, as it promotes the flow reorganization. Both internals provoke significant changes on velocity field.

# Sumário

<b>Lista de Figuras</b>	<b>xi</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xiv</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de Abreviaturas</b>	<b>xx</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Separadores Ciclônicos . . . . .	2
1.1.1 Classificação . . . . .	3
1.1.2 O Separador Ciclônico com Internos . . . . .	6
1.2 Objetivos . . . . .	9
1.2.1 Objetivos Específicos . . . . .	9
1.2.2 Estrutura do Texto . . . . .	9
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>11</b>
2.1 Escoamentos Turbulentos . . . . .	11
2.1.1 Tensor de Reynolds . . . . .	13
2.2 Escoamento em Ciclones . . . . .	14
2.2.1 Campo de Velocidade . . . . .	15
2.2.2 Campo de Pressão . . . . .	17
2.2.3 Características Adicionais . . . . .	19
2.2.4 Modelagem . . . . .	23
2.2.5 Dimensionamento . . . . .	29
2.3 Trabalhos Experimentais . . . . .	31
2.4 Evolução do Separador Ciclônico com Internos . . . . .	37
<b>3 Experimento e Técnicas de Medição</b>	<b>40</b>
3.1 Instalações e Descrição do Experimento . . . . .	40
3.1.1 Desenho e Construção da Aleta . . . . .	45
3.2 Técnicas de medição . . . . .	46

3.2.1	Velocimetria por Imagem de Partículas (PIV)	46
3.2.2	Diferencial de pressão	54
3.3	Calibração de instrumentos	55
3.3.1	Medidor de pressão diferencial	55
3.3.2	Medidor de vazão	56
<b>4</b>	<b>Metodologia</b>	<b>58</b>
4.1	Descrição dos Testes	58
4.1.1	Perda de Carga	59
4.1.2	Campo de Velocidade Média Radial-Axial $\mathbf{V}(V_r, V_z)$	61
4.1.3	Campo de Velocidade Média Radial-Tangencial $\mathbf{V}(V_r, V_t)$	67
4.2	Caracterização do Vórtice Central	75
4.2.1	Detecção do Centro do Vórtice Interno	75
4.2.2	Frequência do centro do Vórtice Central	78
4.3	Análise de Incertezas	85
4.3.1	Procedimento de Cálculo de Incertezas	86
<b>5</b>	<b>Resultados e discussão</b>	<b>90</b>
5.1	Perda de Carga	90
5.2	Campo de Velocidade Médio no Plano Axial $\mathbf{V}(V_r, V_z)$	93
5.2.1	Configuração <i>A</i>	94
5.2.2	Configuração <i>B</i>	96
5.2.3	Configuração <i>C</i>	97
5.2.4	Configuração <i>D</i>	99
5.3	Campo de Velocidade Médio no Plano Transversal $\mathbf{V}(V_r, V_t)$	101
5.3.1	Configuração <i>A</i>	104
5.3.2	Configuração <i>B</i>	106
5.3.3	Configuração <i>C</i>	107
5.3.4	Configuração <i>D</i>	109
5.4	Análise de Turbulência	110
5.4.1	Frequência de Oscilação	114
5.5	Comparação com Dados Numéricos	116
<b>6</b>	<b>Considerações Finais</b>	<b>120</b>
6.1	Trabalhos Futuros	122
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>124</b>
<b>A</b>	<b>Campos de Velocidade</b>	<b>132</b>
<b>B</b>	<b>Séries Temporais</b>	<b>136</b>

C	Convergência dos Campos de Velocidade - Estudo de Caso	140
D	Código - Transformação de coordenadas	142

# Lista de Figuras

1.1	Equipamento de separação submarina . . . . .	2
1.2	Classificação dos separadores ciclônicos . . . . .	6
1.3	Separador ciclônico com internos . . . . .	7
1.4	Protótipo do separador ciclônico com internos . . . . .	8
2.1	Movimento de rotação no interior de um ciclone . . . . .	14
2.2	Perfil de velocidade tangencial real . . . . .	16
2.3	Componentes do perfil de velocidade em um ciclone . . . . .	17
2.4	Perfis de pressão radial em um ciclone . . . . .	18
2.5	Escoamento reverso em um bocal e a formação do PVC . . . . .	20
2.6	Precessão do Centro de Vórtice (PVC) em um ciclone . . . . .	21
2.7	Amostra de uma série temporal de um ciclone em $r/R = 0,3$ . . . . .	22
2.8	Modelo de vórtice interno segundo Barth (1956) . . . . .	24
2.9	Tipos de geometrias de entrada para ciclones . . . . .	25
2.10	Raio de velocidade tangencial máxima e de transição . . . . .	26
2.11	Variação da velocidade axial em um ciclone . . . . .	27
2.12	Forças radiais agindo em uma partícula em um ciclone . . . . .	28
2.13	Forças axiais agindo em uma partícula em um ciclone, . . . . .	29
3.1	Montagem do Separador ciclônico com internos . . . . .	41
3.2	Sistema de tratamento e distribuição de ar . . . . .	42
3.3	Sistema de injeção de partículas . . . . .	43
3.4	Geometria do separador. . . . .	43
3.5	Configurações testadas e sistema de referência adotado no separador .	44
3.6	Aleta . . . . .	45
3.7	Diagrama de montagem, para um sistema PIV-2D . . . . .	46
3.8	Regime de partículas escoando na fase contínua . . . . .	50
3.9	Espalhamento de luz para $d_p$ : (a) $1\ \mu m$ , (b) $10\ \mu m$ e (c) $30\ \mu m$ . . .	50
3.10	Densidade de partículas (a) baixa, (b) média e (c) alta . . . . .	51
3.11	Composição dos picos na auto-correlação . . . . .	53
3.12	Composição do pico na correlação cruzada . . . . .	53

3.13	Configuração de um sensor de pressão diferencial . . . . .	54
3.14	Parâmetros de calibração - medidor de pressão diferencial . . . . .	55
3.15	Princípio de funcionamento, medidor tipo <i>vortex</i> . . . . .	56
3.16	Comparação da vazão indicada pelo medidor de vazão tipo <i>vortex</i> em condições operacionais . . . . .	57
4.1	Montagem do sistema PIV-2D no protótipo . . . . .	61
4.2	Seção de testes para $(V_r, V_z)$ . . . . .	62
4.3	Desenho do Alvo de calibração projetado . . . . .	63
4.4	Sequência de alinhamento sistema PIV-2D . . . . .	64
4.5	Calibração e correção por distorção . . . . .	64
4.6	Tratamento de imagens . . . . .	66
4.7	parâmetros de ajuste pós-processamento, usando Adaptive PIV . . . . .	67
4.8	Montagem do sistema PIV-2D para medir $\mathbf{V}(V_r, V_t)$ . . . . .	68
4.9	Método de deslocamento angular ( <i>Scheimpflug</i> ) . . . . .	70
4.10	Alinhamento da câmera na região de medição . . . . .	70
4.11	Alvo de calibração para a seção transversal . . . . .	72
4.12	Ajuste focal e aumento do contraste na região de interesse . . . . .	72
4.13	Procedimento de ajuste por distorção e calibração . . . . .	73
4.14	Região de medição devidamente calibrada . . . . .	73
4.15	Tratamento de imagens . . . . .	74
4.16	Imagem PIV-2D em escalas de cinzas e contraste aprimorado . . . . .	76
4.17	Etapas de pós-processamento . . . . .	78
4.18	Histograma de intensidade dos pixels . . . . .	79
4.19	Posições instantâneas do centro do vórtice interno . . . . .	79
4.20	Tipos de movimentos de rotação . . . . .	80
4.21	Dispersão da magnitude do vetor de deslocamento . . . . .	81
4.22	Dispersão de $r_1/r_2$ . . . . .	82
4.23	Relação entre $\beta$ e $\beta_{pred}$ . . . . .	83
4.24	Critério do $DP$ aplicado à relação $\beta$ versus $\beta_{pred}$ . . . . .	84
4.25	Histograma de frequência do PVC . . . . .	84
5.1	Comportamento da perda de carga e os internos . . . . .	91
5.2	Coeficiente de perda de carga das configurações do separador . . . . .	92
5.3	Comportamento linearizado da perda de carga e a vazão . . . . .	94
5.4	Campos de velocidade axial para a configuração $A$ e diferentes vazões . . . . .	95
5.5	Campo médio de velocidade axial - caso $Q_{g2}A$ . . . . .	96
5.6	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}A$ . . . . .	97
5.7	Campo de velocidade - Caso $Q_{g2}B$ . . . . .	98
5.8	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}B$ . . . . .	98

5.9	Campo de velocidade - Caso $Q_{g2}C$ . . . . .	99
5.10	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}C$ . . . . .	100
5.11	Campo de velocidade - Caso $Q_{g2}D$ . . . . .	100
5.12	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}D$ . . . . .	101
5.13	Transformação do sistema de coordenadas cartesianas para cilíndricas	102
5.14	Linhas de referência para a análise dos perfis de velocidade . . . . .	103
5.15	Campos de velocidade tangencial em $z/l = -0,696$ . . . . .	104
5.16	Campos de velocidade radial em $z/l = -0,696$ . . . . .	104
5.17	Campos de velocidade em $z/l = -0,696$ - caso $Q_{g2}A$ . . . . .	105
5.18	Perfis de velocidade do caso $Q_{g2}A$ . . . . .	106
5.19	Campos de velocidade em $z/l = -0,696$ - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	107
5.20	Perfis de velocidade - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	107
5.21	Campos de velocidade em $z/l = -0,696$ - caso $Q_{g2}C$ . . . . .	108
5.22	Perfis de velocidade - caso $Q_{g2}C$ . . . . .	108
5.23	Campos de velocidade - caso $Q_{g2}D$ . . . . .	109
5.24	Perfis de velocidade - caso $Q_{g2}D$ . . . . .	110
5.25	Perfis de energia cinética turbulenta . . . . .	111
5.26	Energia cinética turbulenta $K_z$ e $K_{rt}$ . . . . .	113
5.27	Velocidades tangenciais instantâneas para quatro posições fixas . . . .	114
5.28	Raio de giração e centro de rotação do vórtice interno . . . . .	115
5.29	Frequência estimada do PVC . . . . .	116
5.30	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}A$ . . . . .	117
5.31	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}B$ . . . . .	118
5.32	Perfis de velocidade axial - Caso $Q_{g2}D$ . . . . .	118
5.33	Perfis de velocidade numérico e experimental - caso $Q_{g2}A$ . . . . .	119
5.34	Perfis de velocidade numérico e experimental - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	119
5.35	Perfis de velocidade numérico e experimental - caso $Q_{g2}D$ . . . . .	119
A.1	Campos de velocidade axial, tangencial e radial - configuração $B$ . . .	133
A.2	Campos de velocidade axial tangencial e radial - configuração $C$ . . .	134
A.3	Campos de velocidade axial tangencial e radial - configuração $D$ . . .	135
B.1	Séries temporais de $v_t$ para $r/R = 0,075$ - caso $Q_{g2}A$ . . . . .	136
B.2	Séries temporais de $V_t$ para $r/R = 0,075$ - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	137
B.3	Séries temporais de $V_t$ para $r/R = 0,075$ - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	138
B.4	Séries temporais de $V_t$ para $r/R = 0,075$ - caso $Q_{g2}B$ . . . . .	139
C.1	Análise de convergência no campo de velocidade tangencial . . . . .	141

# Lista de Tabelas

3.1	Instrumentos de medição de gás . . . . .	42
3.2	Dimensões do separador ciclônico . . . . .	43
3.3	Tipos de traçadores para água e ar . . . . .	51
3.4	Tipos e características de lasers . . . . .	52
3.5	Características do medidor de pressão diferencial . . . . .	55
3.6	Características principais do medidor de vazão . . . . .	56
4.1	Condições de medição no escoamento de ar . . . . .	58
4.2	Variáveis de análise e nomenclatura dos casos . . . . .	59
4.3	Matriz de Testes. . . . .	60
4.4	Especificações do sistema PIV-2D . . . . .	61
4.5	Parâmetros de regime das partículas no escoamento de gás . . . . .	65
4.6	Intervalos de tempo entre pulsos na medição de $\mathbf{V}(V_r, V_z)$ . . . . .	66
4.7	Parâmetros de ajuste na correlação cruzada . . . . .	67
4.8	Sistema PIV-2D para caracterizar $\mathbf{V}(V_r, V_t)$ . . . . .	69
4.9	Intervalos de tempo entre pulsos na medição de $\mathbf{V}(V_r, V_t)$ . . . . .	74
4.10	Parâmetros de ajuste na correlação cruzada . . . . .	75
4.11	Fator $k$ em função de $v_{eff}$ para uma nível de confiança de 95,45 % . . . . .	87
4.12	Incerteza da vazão de gás no medidor tipo <i>vortex</i> . . . . .	88
4.13	Incerteza das medidas de pressão na configuração <b>A</b> . . . . .	88
4.14	Incerteza das medidas de pressão na configuração <b>B</b> . . . . .	88
4.15	Incerteza das medidas de pressão na configuração <b>C</b> . . . . .	88
4.16	Incerteza das medidas de pressão na configuração <b>D</b> . . . . .	89
5.1	Adimensionalização de propriedades e parâmetros . . . . .	90
5.2	Parâmetros dos campos de $V_t$ - vazão $Q_{g2}$ . . . . .	110
5.3	Posições radiais das séries temporais . . . . .	114
5.4	Parâmetros de ajuste para a função de distribuição log-normal . . . . .	115
5.5	Características do vórtice interno . . . . .	116
5.6	Parâmetros da simulação numérica . . . . .	117

# Lista de Símbolos

$A_{in}$	Área da seção transversal de entrada [ $m^2$ ] , p. 19
$G_\phi$	Momento angular axial [ $kg\ m^2/s^2$ ], p. 21
$G_z$	Momento linear axial [ $kg\ m/s^2$ ], p. 21
$J_o$	Constante para avaliar a velocidade tangencial no vórtice livre, p. 16
$R$	Raio do ciclone [ $m$ ], p. 16
$S$	<i>Swirl number</i> , p. 21
$S_g$	<i>Swirl number</i> geométrico, p. 22
$U_{in}$	Velocidade média na entrada [ $m/s$ ], p. 19
$V_r$	Velocidade média radial [ $m/s$ ], p. 15
$V_t$	Velocidade média tangencial [ $m/s$ ], p. 15
$V_z$	Velocidade média axial [ $m/s$ ], p. 15
$\Gamma$	Constante proporcional à circulação no vórtice livre [ $m^2/s$ ], p. 16
$\Lambda$	Efeito centrífugo no escoamento rotativo, p. 26
$\mathbf{V}$	Vetor velocidade média, p. 15
$\nu_f$	Viscosidade cinemática da fase contínua [ $m^2/s$ ], p. 19
$d_{vf}$	Diâmetro do <i>vortex finder</i> , p. 22
$r$	Distância radial característica desde o eixo central [ $m$ ], p. 16
$r_a$	Raio correspondente à velocidade tangencial máxima [ $m$ ], p. 27

$r_t$	Raio de transição $[m]$ , p. 27
$C_i$	Coeficiente de sensibilidade, p. 87
$C_{si}$	Coeficiente de carga sólida na entrada do separador, p. 25
$D$	Diâmetro do ciclone $[m]$ , p. 15
$E$	Intensidade turbulenta $[m/s]$ , p. 35
$F_c$	Força centrífuga , p. 28
$F_g$	Força gravitacional, p. 30
$F_k$	Fator de carga do gás, p. 31
$F_{dc}$	Força de arrasto devida à $F_c$ , p. 28
$F_{dg}$	Força de arrasto devida à $F_g$ , p. 30
$J$	Número de pixels da ASP, p. 77
$K$	Energia cinética turbulenta $[m^2/s^2]$ , p. 13
$K_z$	Energia cinética média turbulenta devida à $\overline{v'_z}$ $[m^2/s^2]$ , p. 111
$K_{rt}$	Energia cinética média turbulenta devida à $\overline{v'_r}$ e $\overline{v'_t}$ $[m^2/s^2]$ , p. 111
$M$	Fator de magnificação, p. 47
$Q_{in}$	Vazão volumétrica de gás na entrada $[m^3/s]$ , p. 19
$Re$	Número de Reynolds, p. 19
$Re_{pvz}$	Número de Reynolds da fase dispersa em função de $V_{zp}$ , p. 30
$Re_p$	Número de Reynolds da partícula, p. 48
$Re_v$	Número de Reynolds com base na velocidade do escoamento e o tamanho da partícula, p. 49
$Ro$	Número de Rossby, p. 22
$St_k$	Número de Stokes, p. 35
$St$	Número de Strouhal, p. 22
$Std\ X$	Amplitude do vórtice central na direção $X$ $[m]$ , p. 84

$Std\ Y$	Amplitude do vórtice central na direção $Y$ [ $m$ ], p. 84
$U(x_i)$	Incerteza padrão, p. 87
$U$	Incerteza expandida, p. 87
$U_c(y)$	Incerteza combinada, p. 87
$U_i(y)$	Contribuição da incerteza, p. 87
$U_n$	Velocidade do centro de núcleo [ $m/s$ ], p. 23
$V_{rg}$	Velocidade radial da fase contínua [ $m/s$ ], p. 28
$V_{rp}$	Velocidade radial da fase dispersa [ $m/s$ ], p. 28
$V_{tcs}$	Velocidade tangencial no vórtice interno [ $m/s$ ], p. 25
$V_{tmax}$	Velocidade tangencial máxima [ $m/s$ ], p. 16
$V_{tw}$	Velocidade tangencial na parede [ $m/s$ ], p. 25
$V_{zp}$	Velocidade terminal axial da fase dispersa [ $m/s$ ], p. 30
$W$	Velocidade da fase dispersa relativa à fase contínua, p. 49
$X_{cv}$	Coordenada horizontal da posição instantânea do centro do vórtice interno, p. 77
$Y_{cv}$	Coordenada vertical da posição instantânea do centro do vórtice interno, p. 77
$\Omega$	Velocidade angular [ $rad/s$ ], p. 16
$\alpha$	Razão de momento angular na entrada e de rotação na parede, Eq. 2.23, p. 25
$\beta$	Ângulo de rotação do centro do vórtice [ $rad$ ], p. 80
$\beta_{pred}$	Ângulo de avaliação da rotação [ $rad$ ], p. 81
$\delta_{ij}$	Tensor unitário, p. 13
$k$	Fator de abrangência, p. 87
$\lambda$	Coefficiente de atrito, p. 25
$\lambda_l$	Comprimento de onda do laser [ $nm$ ], p. 50
$\lambda_g$	Coefficiente de atrito do gás, p. 25

$\mu_p$	Viscosidade dinâmica da fase dispersa [ $Pa.s$ ], p. 30
$\mu_f$	Viscosidade dinâmica da fase contínua [ $Pa.s$ ], p. 35
$\nu_t$	Viscosidade turbulenta, p. 13
$\overline{V_z}$	Velocidade média axial [ $m/s$ ], p. 27
$\overline{X_{cv}}$	Coordenada horizontal do centro de rotação do vórtice central, p. 78
$\overline{Y_{cv}}$	Coordenada vertical do centro de rotação do vórtice central, p. 78
$\overline{u_i u_j}$	Tensor de Reynolds, p. 12
$\overline{v'_r}$	Média das flutuações associada à $V_r$ , p. 14
$\overline{v'_z}$	Média das flutuações associada à $V_z$ , p. 14
$\overline{v'_t}$	Média das flutuações associada à $V_t$ , p. 14
$\vec{r'}$	Vetor posição instantânea do centro do vórtice central, p. 80
$\phi$	Parâmetro normalizado, p. 81
$\rho_f$	Massa específica da fase contínua, p. 30
$\rho_p$	Massa específica da fase dispersa [ $kg/m^3$ ], p. 28
$\theta'$	Ângulo auxiliar na Base <i>Scheimpflug</i> , p. 69
$\theta$	Ângulo primário no <i>Scheimpflug</i> , p. 69
$v_{eff}$	Grau de liberdade efetivo, p. 87
$v_i$	Grau de liberdade de cada grandeza, p. 87
$\varphi$	Ângulo secundário na Base <i>Scheimpflug</i> , p. 69
$\xi_c$	Coefficiente adimensional de perda de carga, p. 19
$\zeta$	Variável fictícia , p. 106
$a_c$	Aceleração centrípeta do escoamento [ $m/s^2$ ], p. 49
$d_p$	Diâmetro da partícula [ $m$ ], p. 28
$d_{in}$	Diâmetro hidráulico da entrada do ciclone [ $m$ ], p. 16

$f_{pvc}$	Frequência de oscilação do PVC [Hz], p. 22
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ], p. 30
$h^*$	Altura da superfície de separação [m], p. 25
$r_g$	Raio de giração do centro do vórtice interno [m], p. 84
$r_m$	Raio médio de rotação [m], p. 23
$r_c$	Comprimento característico - raio crítico da velocidade tangencial máxima, p. 49
$r_i$	Distância entre centros 2.9 [m], p. 25
$r_{vf}$	Raio do <i>vortex finder</i> , p. 22
$t_f$	Tempo característico da fase contínua [s], p. 35
$t_h$	Tempo característico associado a $V_{t\ max}$ [s], p. 49
$t_p$	Tempo característico da fase dispersa [s], p. 35
$v_p$	Volume da partícula [m <sup>3</sup> ], p. 49

# Lista de Abreviaturas

ASP	Área sem partículas, p. 75
CAD	Computing Aided Design, p. 45
CCD	Charge Coupled Device, p. 46
DNS	Direct Numerical Simulation, p. 12
DP	Desvio Percentual, p. 82
GLCC	Ciclone Cilíndrico Gás-líquido, p. 5
LDA	Laser Doppler Anemometry, p. 22
NIDF	Núcleo Interdisciplinar de Dinâmica dos Fluidos, p. 9
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes, p. 12
RLG	Razão Líquido-Gás, p. 8
SNR	Signal Noise Ratio, p. 67
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro, p. 9
VIP	Velocimetria por Imagens de Partículas, p. 9
<i>CS</i>	Superfície de Controle 2.8, p. 25

# Capítulo 1

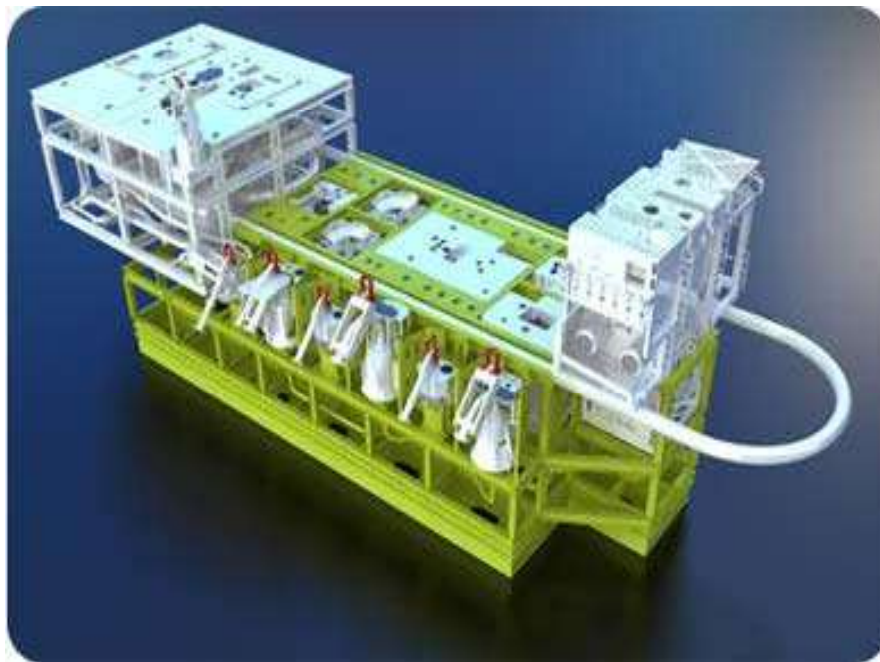
## Introdução

Os processos de separação são atividades de caráter obrigatório nas indústrias devido à própria natureza composicional das matérias-primas produzidas. No cenário da produção de gás natural, este fluido é extraído em conjunto com fases líquidas e sólidas, como óleo, água e sólidos provenientes do reservatório, formando um escoamento de várias fases, o que impossibilita o seu uso imediato. Em consequência, etapas de condicionamento destes fluidos devem ser realizadas, onde o objetivo principal é promover a separação das fases gás-líquido-sólido e líquido-líquido (DA SILVA *et al.*, 2007). Esta atividade é conhecida como processamento primário. Tanto a separação gás-líquido quanto a líquido-líquido são importantes devido a dois aspectos principais: o primeiro, purificar os fluidos de interesse da produção (óleo e gás) e o segundo, realizar uma disposição final adequada dos resíduos (água e particulados) conforme padrões ambientais.

Os processos primários de separação que são convencionalmente realizados na indústria do petróleo e gás são baseados nos métodos gravitacionais. Grandes vasos separadores recebem o escoamento multifásico e, pelo efeito da força de gravidade e longos tempos de residência do escoamento, produzem uma segregação das fases conforme a massa específica de cada uma. Em relação à área ocupada pelos separadores, o custo na capacidade de instalação é alto, enquanto os longos tempos de residência podem gerar gargalho na produção, condições desfavoráveis, principalmente nos campos de produção marítimos. Em princípios da década de 1930, quando as atividades de exploração e produção em águas profundas ganharam destaque na matriz energética, uma demanda por equipamentos adequados, confiáveis, de baixa manutenção e com pouca área para instalação aumentou. Assim, múltiplos desafios tecnológicos surgiram, entre eles a otimização dos equipamentos usados no processamento primário de fluidos.

O conceito de separadores compactos surge como uma alternativa aos vasos separadores, principalmente nas atividades de exploração em águas profundas. Os equipamentos compactos possuem a vantagem de utilizar um menor volume em re-

lação aos convencionais além de possuírem um alto desempenho em grandes faixas de vazão e pressão. Igualmente, essas tecnologias possibilitam a instalação de equipamentos no fundo do mar, otimizando o processo inicial de separação de água e particulados a serem reinjetados de volta no reservatório, diminuindo os custos de elevação, tratamento dos resíduos de descarte e de formação de hidratos nos umbilicais. A Figura 1.1 mostra um módulo de separação submarina, composto por separadores compactos acoplados que tratam os fluidos produzidos. Este equipamento, ainda em fase de avaliação, encontra-se em operação em alguns campos de produção no mundo, como é o caso do separador instalado no campo de Marlim no Brasil (MORAES *et al.*, 2010).



**Figura 1.1:** Equipamento de separação submarina (retirado de HAAS 2011)

Grande parte do desenvolvimento tecnológico na área de separadores compactos está focada nos separadores tubulares (*Pipe Separators*) (SAGATUN *et al.*, 2008) e nos tipos ciclônicos (HANNISDAL *et al.*, 2012), sendo este último o foco e motivação do presente trabalho. Nesse contexto, os separadores compactos apresentam uma alternativa de solução para ambientes com pouco espaço e gargalo de produção, além de possuir um baixo custo de fabricação e manutenção.

## 1.1 Separadores Ciclônicos

O ciclone é um equipamento mecânico que utiliza um campo de rotação induzido, usando a força centrífuga para separar fases de diferentes massas específicas. Suas aplicações variam em uma ampla faixa de processos em condições extremas de tem-

peratura e pressão para separação parcial ou total. Os primeiros relatos sobre ciclones remontam à 1885 quando *John M. Finch* construiu um equipamento capaz de remover poeira de correntes de ar, resolvendo o problema de sedimentação encontrado principalmente nas indústrias processadoras de milho (HOFFMANN e STEIN, 2008). O ciclone está entre os equipamentos mais utilizados para remoção de particulados de correntes gasosas, tendo como vantagens ser um equipamento compacto, de pouca manutenção e baixo custo na fabricação. Essas características fizeram com que os ciclones evoluíssem rapidamente, ganhando destaque em outras aplicações, a fim de atender qualquer tipo de separação, seja gás-sólido, gás-líquido ou líquido-líquido. Por outro lado, os ciclones possuem maior queda de pressão que outros separadores, estão sujeitos à erosão e acúmulo de partículas nas paredes e podem operar com baixa eficiência se projetados incorretamente.

### 1.1.1 Classificação

Uma breve descrição dos mecanismos de separação é apresentada para contextualizar os separadores ciclônicos e detalhar o equipamento em estudo. Segundo HREIZ (2011), que apresenta uma ampla revisão no tema, existem três grandes grupos de equipamentos que abrangem a maioria dos mecanismos de separação mecânica: sedimentação, filtração e separação inercial, sendo que os ciclones pertencem ao último grupo.

## Sedimentação

O mecanismo aproveita a influência da força de gravidade no escoamento quando as velocidades são próximas de zero ou, idealmente, quando o fluido está estagnado. Principalmente, é aplicada como etapa de pré-separação quando grandes volumes de líquido (em relação ao gás) estão presentes na mistura. Sua eficiência é baixa devido a altos tempos de residência e sensibilidade a perturbações sendo, portanto, considerada como uma separação grosseira. A modelagem clássica da segregação de fases pressupõe que a única força em oposição à gravidade é o arrasto e, com  $Re < 1$  (regime laminar), a lei de *Stokes* pode ser aplicada, estimando a velocidade terminal das partículas, ou seja, quão rápido se segregam as fases.

## Filtração

Também conhecido como mecanismo de difusão, consiste na passagem de um escoamento através de uma membrana (filtro) com geometria similar à de um tecido. O processo ocorre na escala molecular sob a influência de impactos entre partículas muito pequenas, menores de  $1\ \mu m$ , com variações randômicas conhecidas como

movimentos Brownianos. A separação por difusão é aplicada quando é necessário capturar até as mais finas partículas atingindo-se 100 % de separação. Normalmente é um método que é aplicado como complementar a outros, para o aumento da eficiência, sendo que tende a aumentar a perda de carga nos equipamentos.

## **Separação Inercial**

Separadores inerciais induzem rotação no escoamento provocando segregação (separação) de partículas conforme a diferença de densidade das mesmas. A força que predomina nas fases do escoamento sujeitas à separação inercial é a centrífuga. Assim, a trajetória de um elemento da fase com maior peso específico será diferente da que experimenta um elemento da fase com menor peso específico. O escoamento se caracteriza por ser tridimensional, devido à rotação que apresenta, sendo que, em um sistema de coordenadas cilíndricas, a componente tangencial é quem promove a segregação das fases sendo, portanto, a que possui os gradientes de velocidade maiores. Ao contrário da sedimentação, os separadores centrífugos podem ser usados independente do teor de gás ou líquido na mistura com altas eficiências, desde que o separador seja projetado adequadamente, evitando condições de arrasto de gotículas pela corrente gasosa (*liquid carry over*) e o carreamento de bolhas de ar pela fase líquida (*gas carry under*), sendo esses dois fenômenos os que levam à perda de eficiência deste tipo de separadores. No capítulo 2 será apresentado em detalhe a modelagem dos separadores ciclônicos.

Os ciclones se localizam no grupo de separadores inerciais. De acordo as diferentes geometrias, aplicações e como o escoamento se promove dentro dos ciclones, os separadores podem ser agrupados conforme listado a seguir.

- **Segundo a sua estrutura**

A principal característica em relação à estrutura e geometria dos separadores ciclônicos é sua posição, sendo que a grande maioria dos ciclones operam em posição vertical, independente da aplicação (AUSTRHEIM TROND, 2006).

O *Separador estático* não possui peças móveis, portanto o movimento rotacional no escoamento é gerado pela geometria do separador. Por outro lado o *Separador dinâmico* sua estrutura é móvel induzindo rotação no escoamento. Os separadores estáticos são preferidos nas indústrias devido a menores custos de fabricação e manutenção em relação aos estáticos.

- **De acordo com a rotação induzida**

Devido às características dos separadores estáticos, dois tipos de equipamentos se destacam. Nos *Separadores ciclônicos axiais* ou *Swirl Tubes*, o escoamento

entra em direção axial e centralizado em relação ao corpo do ciclone, sendo que nesta configuração um elemento (estático) de giro (*swirl vanes*) é instalado logo abaixo da entrada, promovendo assim rotação no escoamento. Nos *Separadores ciclônicos tangenciais*, o escoamento é introduzido no corpo do equipamento em forma tangencial assimétrica (excêntrica) o que provoca a rotação imediata proveniente da própria energia cinética do escoamento. O fato de não precisar de peças adicionais para favorecer a rotação faz com que o separador seja mais usado.

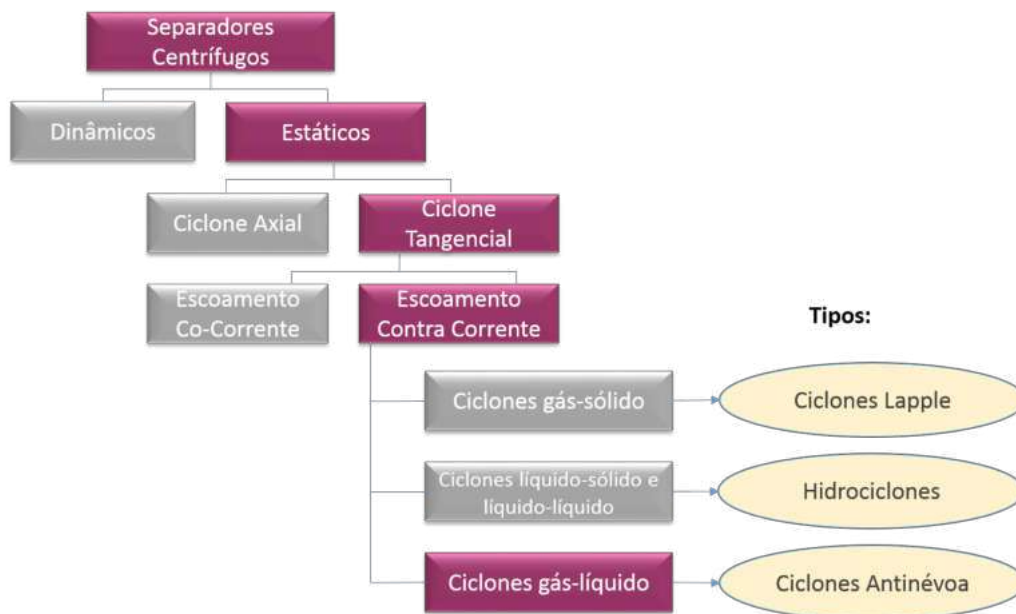
- **Conforme as fases percorrem o equipamento**

Na maioria dos equipamentos, uma vez que ocorra a separação, a fase com menor massa específica (gás normalmente) percorre uma trajetória em sentido oposto à corrente principal, encontrando a saída num tubo vertical concêntrico (*Vortex Finder*) ao corpo do ciclone, localizado no topo. Ao mesmo tempo, a fase com maior peso específico é segregada na parede do ciclone, formando um filme que se desloca para baixo, sendo coletada na parte inferior. Os equipamentos que operam nesse esquema são chamados *Ciclones de escoamento contra-corrente* (*Reverse flow*). Por outro lado, existem os *Ciclones co-corrente* nos quais as fases separadas se deslocam na mesma direção a uma região onde a fase com maior peso específico é removida lateralmente através de fendas e/ou um espaço anular entre a parede e o *Vortex Finder*, facilitando a coalescência de gotas e separação do filme de líquido, enquanto o gás é forçado a sair através do *Vortex Finder*. Este método possui um alto risco das fases se misturarem novamente, no entanto a perda de carga no separador é baixa.

- **Segundo suas aplicações**

Dependendo o tipo de mistura a ser tratada, os separadores centrífugos podem ser de tipo *gás-sólido* ou removedores de poeira (*dedusting*), sendo tradicionalmente conhecidos como ciclones, tendo sido amplamente estudados. Já os *hidrociclones* são equipamentos que visam à separação de misturas tipo líquido-líquido ou líquido-sólido MARINS *et al.* (2010). E, finalmente, existem os *separadores gás-líquido* que, de acordo as condições de mistura no escoamento, podem ser *ciclones antinévoa*, se a fração de líquido no gás é menor que 4 %, comportando-se como depuradores (*scrubbers*) (AUSTRHEIM TROND, 2006). Para teores de líquido superiores, existem equipamentos que ainda se enquadram neste tipo de separadores, e.g. o GLCC (WANG *et al.*, 2003), entre outros.

A Figura 1.2 ilustra a descrição anterior destacando o separador ciclônico gás-líquido tipo antinévoa na família dos separadores centrífugos.



**Figura 1.2:** Classificação dos separadores ciclônicos (retirado de PEREIRA, 2016)

Os depuradores são equipamentos amplamente usados nas indústrias quando as correntes de ar precisam de um alto nível de pureza, devido aos seguintes fatores:

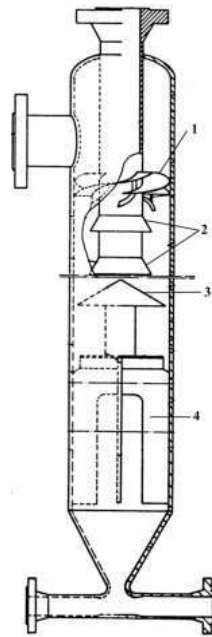
- prevenir o choque de partículas em altas velocidades que causam dano a equipamentos rotativos, e.g, compressores, turbinas;
- mitigar a formação de hidratos em gasodutos;
- remover condensado formado em equipamentos, e
- proteger equipamentos de vibrações e instabilidades devido a padrões de escoamento bifásico.

A forma mais comum de induzir perturbações no escoamento multifásico para capturar a névoa fina em grandes vasos é mediante a instalação de múltiplas malhas metálicas finas em série e em um arranjo assimétrico, de tal forma que a probabilidade de coalescência de gotículas aumente, formando gotas maiores que não conseguem ser carregadas pelo escoamento de ar (SWANBORN, 1988). Por outro lado os ciclones antinévoa se diferenciam por terem a força centrífuga como motriz de separação, além de precisar de uma área menor de instalação e ser aproximadamente 30 % mais leves que os depuradores convencionais.

### 1.1.2 O Separador Ciclônico com Internos

A empresa holandesa Gasunie, na década de 1990, em um esforço para mitigar a formação de condensado em gasodutos, identificou que a principal causa dessa

condição era à baixa eficiência dos equipamentos de separação de líquidos. Nesse contexto e com o propósito de atender a demanda e os requerimentos operacionais da companhia, foi projetado pela própria Gasunie um separador ciclônico antinêvoa com internos conhecido comercialmente como *CDS Gasunie cyclone scrubber* (ORANJE, 1990). A Figura 1.3 mostra o equipamento como projetado originalmente destacando-se quatro componentes que diferenciam o separador dos ciclones convencionais e que, de acordo ORANJE (1992), têm como finalidade as funções descritas abaixo.



**Figura 1.3:** Separador ciclônico com internos: (1) Pás helicoidais, (2) Luvas cônicas, (3) Prato cônico, (4) Pás verticais (adaptado de ORANJE, 1992)

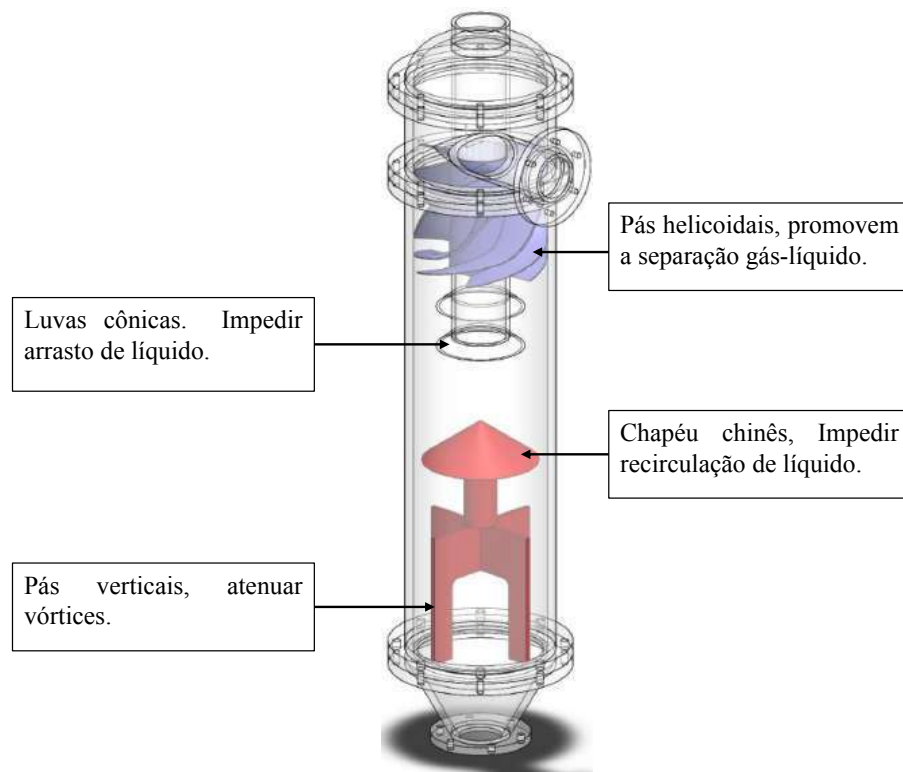
- Cinco lâminas com formato helicoidal, sobrepostas e simetricamente aderidas ao tubo de descarga de gás (*vortex finder*) formam um elemento de rotação o qual recebe o escoamento que entra no separador, em direção axial. A função das aletas helicoidais, é acelerar gradualmente o escoamento, aumentando a rotação. Adicionalmente foram incluídos *defletores*, que se assemelham a chapas planas e com afiação nas bordas livres, aumentando mais ainda a capacidade de separação do líquido.
- Para prevenir que gotas escoando pelo *vortex finder* entrem na corrente de gás, duas *luvas cônicas* foram instaladas, diminuindo o risco da eficiência de separação cair.
- Uma peça com geometria cônica (*Chapéu Chinês*) divide o interior do ciclone em duas regiões: uma de separação, que corresponde à parte acima do chapéu, e a localizada logo abaixo, que é a região de captura e coleta de líquido. A

função principal desta peça é evitar a migração de líquido para a região de separação pela ação da corrente de gás.

- As pás verticais, além de funcionar como apoio para o chapéu chinês, são as responsáveis por atenuar a rotação do líquido, evitando a formação de vórtices no mesmo e o efeito de erosão por atrito nas paredes internas. Cada pá tem uma fenda ao longo do comprimento para facilitar a descida do líquido.

Segundo o fabricante e o manual técnico da SHELL (2002), trata-se de um separador bastante compacto com alta eficiência ( $> 98\%$ ) e capacidade de suportar altas vazões de gás; alta perda de carga e opera com baixa razão líquido-gás,  $RLG < 3\%$ . Seu uso é recomendado para separação com alta eficiência quando há pouco espaço para a instalação do separador. Porém, em sistemas em que a baixa perda de carga é essencial ou que apresente alta razão líquido-gás, ele não pode ser utilizado.

Posterioriores modificações no equipamento, com o intuito de alcançar perdas de carga menores, porém sem comprometer a eficiência de separação foram feitas no equipamento (NANNINGA *et al.*, 2001). Surge assim, a geometria do separador ciclônico com internos que motivou o presente trabalho. A Figura 1.4 apresenta um protótipo do equipamento colocando em destaque os internos. Uma discussão mais abrangente sobre o separador será apresentada no capítulo 2.



**Figura 1.4:** Protótipo do separador ciclônico com internos

## 1.2 Objetivos

O objetivo do presente trabalho reside em investigar experimentalmente o comportamento do gás em um separador ciclônico gás-líquido, com três elementos internos, nas quatro configurações possíveis de acordo com a instalação das peças internas (chapéu chinês e aleta). Isto vai permitir uma avaliação individual e coletiva da influência que estes componentes internos exercem no campo de velocidades, no campo de pressão e, conseqüentemente, na eficiência do equipamento. Estes dados poderão ser utilizados para a proposição de novas geometrias mais eficientes, para o desenvolvimento de rotinas de projeto de separadores e para a confecção de modelos físicos que apresentem o comportamento do separador para diferentes condições de separação.

Os experimentos foram executados em um modelo em escala reduzida, que foi desenvolvido por NOGUEIRA (2013) no Laboratório de Separadores Compactos do NIDF - Núcleo Interdisciplinar de Dinâmica dos Fluidos - da Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ) .

### 1.2.1 Objetivos Específicos

- Caracterizar o campo de velocidade bi-dimensional, axial-radial e radial-tangencial por meio da técnica de Velocimetria por Imagens de Partículas (VIP).
- Avaliar a perda de carga global para as diferentes configurações geométricas.
- Análise das propriedades médias e turbulentas do escoamento.
- Analisar a influência dos elementos internos na queda de pressão e nas propriedades do escoamento.
- Identificar e avaliar possíveis melhorias na configuração geométrica do separador.

O presente trabalho visa preencher um vazio em relação a informações qualitativas e quantitativas da dinâmica do escoamento nos fenômenos que envolvem a separação de fases em separadores ciclônicos. Futuras modelagens e a procura de melhoras no desempenho do equipamento poderão ser feitas a partir dos resultados gerados nesta pesquisa.

### 1.2.2 Estrutura do Texto

No Capítulo 1, foi apresentada a relevância dos separadores ciclônicos na indústria, especificamente no processamento primário de fluidos, assim como uma classificação

e evolução destes equipamentos. Também foi introduzido em uma breve revisão da literatura o separador ciclônico com internos.

O Capítulo 2, apresenta o estado da arte relacionado a escoamentos sujeitos a efeitos centrífugos. É descrita a fundamentação teórica sobre os campos de velocidade e pressão para escoamentos rotativos confinados, no que se refere a sua morfologia, modelagem e dimensionamento de separadores. Seguidamente, em uma linha de tempo, são apresentados os trabalhos experimentais mais representativos da literatura associados a separadores ciclônicos com foco na caracterização do campo de velocidade.

A descrição do aparato experimental, as técnicas de medição Velocimetria por Imagens de Partículas (PIV) e diferencial de pressão, assim como a calibração de instrumentos são abordadas no Capítulo 3.

Posteriormente, no Capítulo 4, são apresentadas as metodologias de desenvolvimento utilizadas para a caracterização do escoamento no separador de acordo as diferentes configurações. Também é apresentada uma discussão sobre análise de incertezas.

No Capítulo 5, são apresentados, discutidos e comparados os resultados obtidos ao longo deste trabalho.

Por fim, o Capítulo 6, é reservado às considerações finais e sugestões de trabalhos futuros.

# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

O estado da arte apresentado no presente capítulo visa elucidar os fenômenos físicos associados a escoamentos sujeitos à rotação. Primeiramente, devido à forte ligação entre o escoamento de interesse e a turbulência, uma seção dedicada à descrição do fenômeno é apresentada, seguida de uma seção que discute a física e a modelagem de escoamentos em ciclones. Finalmente, por se tratar de uma contribuição principalmente experimental, serão apresentadas as diversas técnicas de medição empregadas para a caracterização de escoamentos em ciclones junto com os trabalhos mais relevantes na literatura.

### 2.1 Escoamentos Turbulentos

Escoamentos no interior de um separador ciclônico se encontram sujeitos a efeitos rotativos sendo iminente o caráter tridimensional com presença de vórtices e, portanto, turbulento. A turbulência é um fenômeno aparentemente aleatório e caótico associado a instabilidades devido a perturbações, que contém flutuações dependentes do tempo e da posição nas grandes e menores escalas macroscópicas. Seu caráter dominante no escoamento se reflete em incrementos na dissipação de energia, transferência de calor, agitação e atrito (NETO, 1998).

Em relação à modelagem de escoamentos turbulentos, é bem sabido que as equações de Navier-Stokes representam o fenômeno no espectro das maiores até as menores escalas da turbulência, conhecidas como escalas de Kolmogorov; porém nenhuma solução exata estável pode ainda ser obtida. Por tratar-se de um fenômeno não linear que evolui de um modo complexo, é preciso estudar o problema numa abordagem determinística ou estatística possibilitando a obtenção de informações do escoamento nas diferentes escalas de tempo e espaço. A solução numérica de ditas equações é possível mediante técnicas como a Simulação Numérica Direta, DNS (sigla em inglês), tendo como vantagem a solução das variáveis de interesse em todas as escalas da turbulência sem precisar de uma modelagem fenomenológica, mas em

contra-partida possui um custo computacional muito elevado impossibilitando até hoje projetos com geometrias complexas, de grande escala e para escoamentos com alto número de Reynolds ( $Re$ ).

Por outro lado, uma abordagem estatística propõe estimar o valor médio das variáveis de interesse já que para muitos dos fenômenos as informações médias se tornam suficientes. Surge então um procedimento clássico de média de Reynolds (RANS-Reynolds Averaged Navier Stokes) que promedia as equações da continuidade e da conservação de quantidade de movimento e usa a decomposição da velocidade e pressão nos seus valores médios ( $\overline{U_i}$ ) e flutuações ( $u_i$ ) de acordo à equação 2.1, introduzindo um novo termo nas equações de Navier-Stokes chamado de tensor de Reynolds. As equações de continuidade e quantidade de movimento médias para um fluido Newtoniano incompressível são apresentadas nas equações 2.2 e 2.3, respectivamente, onde a barra superior significa o valor médio da propriedade enquanto o termo  $\overline{u_i u_j}$  corresponde ao tensor de Reynolds, sendo o único termo associado à turbulência que permanece nas equações. Esta abordagem é muito importante já que grande parte das aplicações de escoamento na engenharia estão baseadas na mesma.

$$U_i = \overline{U_i} + u_i \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right] + \overline{F_i} \quad (2.3)$$

Uma forte interligação entre a modelagem RANS e pesquisas experimentais tem existido, devido ao problema de fechamento que o modelo apresenta quando é introduzido o termo associado à turbulência na equação 2.3. Então, informações relevantes como os campos de velocidade, a variação da pressão, propriedades da turbulência, entre outras, podem ser quantificadas mediante técnicas experimentais, permitindo inserir parâmetros de ajuste nos modelos.

O termo associado à turbulência na equação 2.3, precisa de uma modelagem que possa prever de forma adequada o maior número possível de situações, baseado em hipóteses impostas no escoamento. É importante ressaltar que, de fato, o grau de precisão de um modelo de turbulência depende essencialmente da validade das hipóteses usadas na sua concepção e que, portanto, o desenvolvimento desses modelos está inevitavelmente associado a uma compreensão fenomenológica do problema em mãos (NETO, 1998).

### 2.1.1 Tensor de Reynolds

As tensões de Reynolds são as componentes que conformam o tensor simétrico de Reynolds de segunda ordem. Portanto, o problema mostrado nas equações 2.2 e 2.3 não pode ser resolvido porque a quantidade de incógnitas (10), três componentes da velocidade, seis termos do tensor simétrico de Reynolds e a pressão, é maior que o número de equações (4). Assim, para o fechamento do problema é preciso adicionar equações auxiliares.

A hipótese da Viscosidade Turbulenta ( $\nu_t$ ), introduzida por Boussinesq em 1877 (apud DESCHAMPS, 1998), é matematicamente análoga à Lei de Newton de viscosidade para fluidos Newtonianos. De acordo com esta hipótese, o tensor de Reynolds é proporcional à taxa de deformação, conforme a equação 2.4

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} K \delta_{ij} \quad (2.4)$$

onde  $K$  é a energia cinética turbulenta, e  $\delta_{ij}$  o tensor unitário.

Substituindo a equação 2.4 em 2.3 obtemos,

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \overline{P} + \frac{2}{3} K \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \overline{F_i} \quad (2.5)$$

sendo que  $\nu_{eff} = \nu + \nu_t$ . Para um modelo que utiliza a hipótese de Boussinesq, basta a especificação da viscosidade turbulenta para o fechamento do sistema.

Outra abordagem para o fechamento do problema apresentado nas equações 2.2 e 2.3, é a introdução da equação de transporte para o tensor de Reynolds. O modelo  $K - \epsilon$ , desenvolvido inicialmente por Jones e Lauder (1972) e otimizado posteriormente por Launder e Sharma (1974) (apud DESCHAMPS, 1998), é um dos mais utilizados pela literatura. Apresenta duas equações de transporte, sendo que uma delas representa as variações das flutuações das velocidades para energia cinética turbulenta ( $K$ ), e a outra para a taxa de dissipação dessa energia ( $\epsilon$ ). O modelo em geral responde bem a regiões de escoamento potencial (longe dos efeitos de superfície), porém não apresenta boas respostas para escoamentos com curvatura de suas linhas de fluxo, com gradientes de pressão adversos e escoamentos com regiões de separação.

A partir de medições experimentais da velocidade e tratamentos estatísticos dos dados, é possível recuperar informações relacionadas à turbulência do escoamento. Uma delas, a energia cinética turbulenta que é calculada a partir da equação 2.6

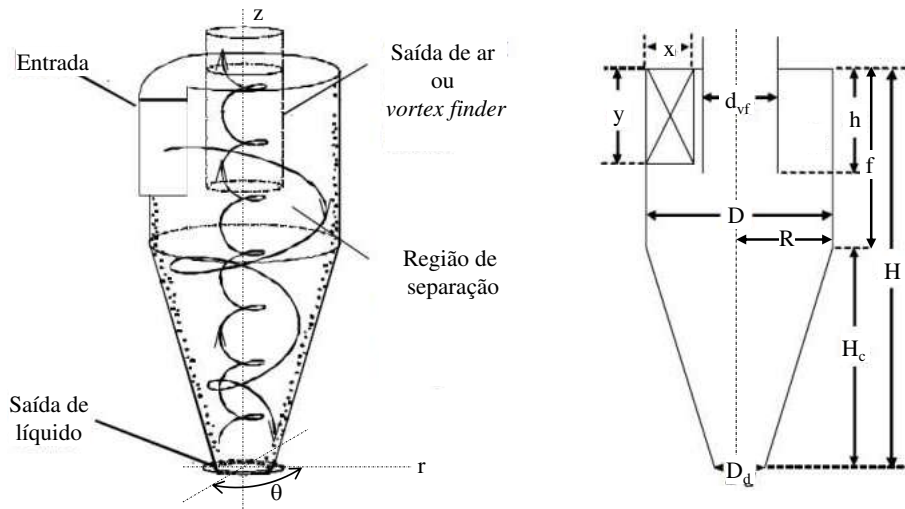
$$K = \frac{1}{2} \left( \overline{v_r'^2} + \overline{v_z'^2} + \overline{v_t'^2} \right) \quad (2.6)$$

onde os termos  $\overline{v_r'^2}$ ,  $\overline{v_z'^2}$  e  $\overline{v_t'^2}$  são as médias das flutuações da velocidade elevadas ao quadrado associadas as componentes radial, axial e tangencial respectivamente, para um escoamento rotativo avaliado num sistema de coordenadas cilíndricas.

## 2.2 Escoamento em Ciclones

A grande maioria das investigações teóricas realizadas até inícios do século XXI, foram feitas em ciclones gás-sólido (*dedusting*), devido a como surgiram e evoluíram os separadores (capítulo 1). No entanto, algumas das teorias desenvolvidas para esses ciclones são diretamente aplicáveis a ciclones antinévoa.

A Figura 2.1, apresenta de um modo geral como o escoamento ocorre no interior de um ciclone em contra-corrente. O escoamento multifásico formado de gás (a fase contínua) e líquido ou partículas sólidas (a fase dispersa), entra no equipamento pela parte superior com uma alta componente tangencial ao eixo do ciclone, transformando sua energia cinética em movimento de rotação e formando um vórtice junto à parede que percorre o ciclone em forma descendente até uma região chamada de separação, onde a fase dispersa é centrifugada para as paredes. A medida que o diâmetro do corpo diminui o escoamento tende a acelerar até um ponto de convergência no qual um segundo vórtice é formado no centro, no sentido ascendente até encontrar a saída de gás localizada na parte superior em um tubo vertical concêntrico ao corpo do ciclone chamado *vortex finder*. Este tipo de escoamento é chamado de duplo vórtice. A fase dispersa em relação ao gás apresenta uma considerável diferença de densidade, e devido a esta diferença, é provocada uma segregação no sentido radial do corpo em direção à parede do ciclone das partículas de líquido ou sólido, que escoam para serem coletadas na parte inferior do ciclone.



**Figura 2.1:** Movimento de rotação no interior de um ciclone (adaptado de HOFFMANN e STEIN, 2008)

### 2.2.1 Campo de Velocidade

O tipo de escoamento rotativo que resulta ao interior de um ciclone imposto pela geometria é conhecido como escoamento de vórtices ou *Swirl flow* (HOFFMANN e STEIN, 2008). Para sua descrição se torna conveniente a escolha de um sistema de coordenadas cilíndricas  $\mathbf{F}(\mathbf{r}, \theta, \mathbf{z})$ , como mostrado na Figura 2.1 onde  $\mathbf{r}$ ,  $\theta$  e  $\mathbf{z}$  são as componentes radial, tangencial e axial respectivamente.  $\mathbf{F}$ , é uma função qualquer que descreve uma propriedade ou grandeza no escoamento. Assim, o vetor velocidade média no sistema de coordenadas mencionado é,  $\mathbf{V}(V_r, V_t, V_z)$ . Cada uma das componentes têm sua contribuição no processo de separação de fases que ocorre no interior do ciclone. A velocidade tangencial determina a força motriz de separação, sendo a componente de maior relevância. A velocidade axial é a responsável, mais do que a gravidade, pelo tempo de residência das fases no ciclone; enquanto que a velocidade radial tem geralmente, direção oposta à que provoca a separação nas paredes do ciclone, ou seja ela tende a ser centrípeta. Geralmente assume-se que possui magnitude muito menor que as outras componentes, mas isso só é verdade na região do vórtice externo. A velocidade radial aumenta significativamente próximo ao centro do vórtice, particularmente perto do *vortex finder* (CORTÉS e GIL, 2007).

A componente da velocidade tangencial ( $V_t$ ) de um escoamento bidimensional incompressível com linhas de corrente circulares, isto é, um escoamento rotativo com gradiente de pressão axial zero (de rotação pura), pode ser representada pela equação 2.7 que descreve essencialmente o aumento da taxa de quantidade de momento angular em um elemento de fluido com geometria de concha cilíndrica sob a ação das forças de atrito internas e externas nas camadas da geometria (BATCHELOR, 2000)

$$\frac{\partial V_t}{\partial t} = \nu \left( \frac{\partial^2 V_t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_t}{\partial r} - \frac{V_t}{r^2} \right). \quad (2.7)$$

O domínio da equação 2.7 pode ser dividido em duas regiões considerando um tipo de escoamento ideal para cada região, o que para condições de regime estacionário ( $\partial V_t / \partial t = 0$ ) leva às seguintes soluções.

- **Escoamento de vórtice forçado:** onde o escoamento é rotacionado com a mesma distribuição de velocidade tangencial de um corpo rígido, ou seja com viscosidade infinita. Para este caso, no escoamento não existe cisalhamento entre as camadas em diferentes raios, tendo os elementos em todas as posições radiais a mesma velocidade angular  $\Omega$ , portanto uma primeira solução que satisfaz a equação 2.7 neste escoamento é da forma,

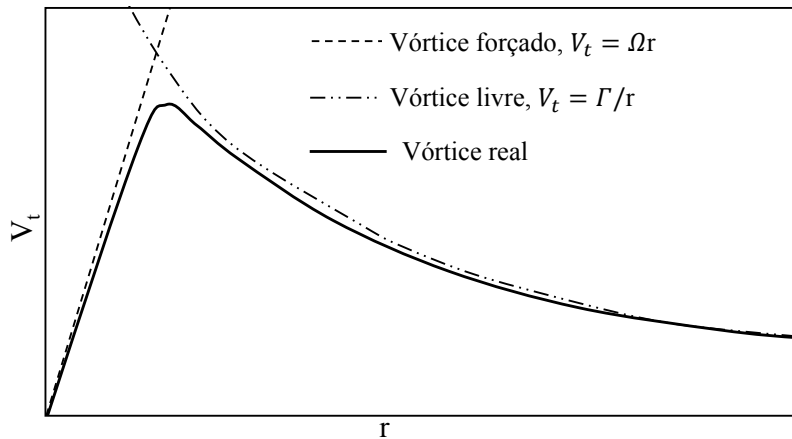
$$V_t = \Omega r. \quad (2.8)$$

- **Escoamento de vórtice livre:** a segunda solução, é o escoamento sem atrito, que conserva o momento angular do elemento de fluido nos diferentes raios de rotação. Então o escoamento é invíscido, o movimento de um dado elemento de fluido não é influenciado pelos elementos vizinhos. Nesta solução a velocidade tangencial é dada por

$$V_t = \frac{\Gamma}{r} = \frac{J_o U_{in}}{r} \left( R - \frac{d_{in}}{2} \right) \quad (2.9)$$

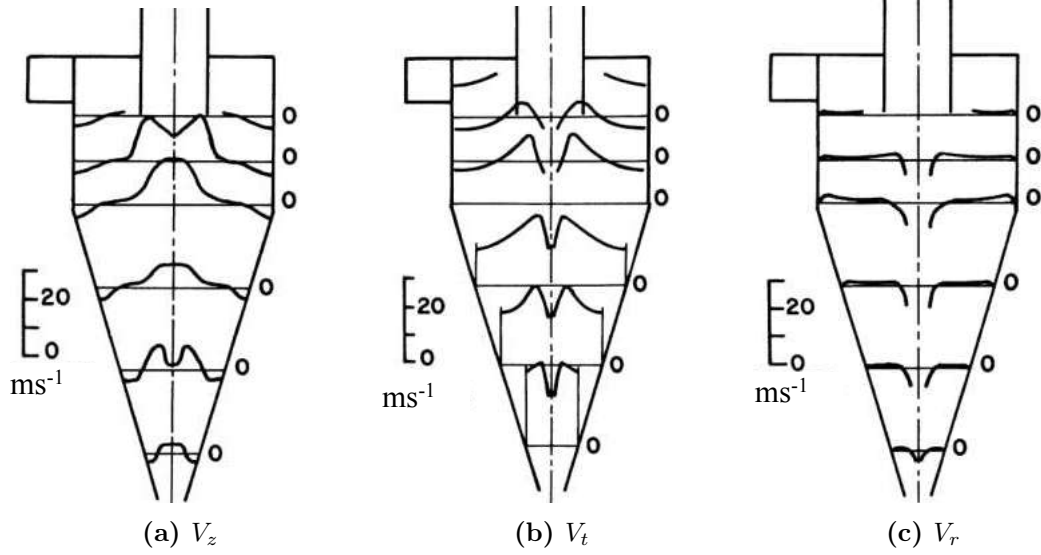
onde  $\Gamma$  é uma constante proporcional à circulação do fluido no vórtice livre e  $J_o$  uma constante que depende do número de Reynolds e da geometria do ciclone (OGAWA, 1997).  $R$  é o raio do ciclone e  $d_{in}$  o diâmetro hidráulico da entrada tangencial do equipamento.

No caso de um escoamento real, a viscosidade é finita o que causa a transferência de momento angular entre as camadas devido à turbulência. A Figura 2.2 mostra um perfil de velocidade tangencial (curva cheia) envolto dos dois perfis correspondentes aos escoamentos ideais (curvas tracejadas). A combinação destes dois escoamentos ideais formam o modelo chamado Vórtice de Rankine. Longe do centro o fluido assume condição de vórtice livre e no centro está sob a forma de corpo rígido. Observa-se um ponto de velocidade tangencial máxima no perfil do modelo justamente na interseção dos escoamentos idealizados. Assim, a velocidade tangencial máxima ( $V_{tmax}$ ) é definida como a velocidade atingida pelo vórtice central na posição do seu raio máximo.



**Figura 2.2:** Perfil de velocidade tangencial real

Medições das três componentes de velocidade ao longo de um ciclone são mostradas na Figura 2.3. Observa-se no perfil de velocidade tangencial (Fig. 2.3b) que o modelo de vórtice de Rankine não acompanha o perfil real tanto no centro do



**Figura 2.3:** Componentes do perfil de velocidade em um ciclone (adaptado de CORTÉS e GIL, 2007)

ciclone quanto nas paredes, o que sugere incorporar dentro do modelo fatores que pudessem levar em conta a influência da parede. Uma característica de  $V_t$  ao longo da região de separação é que o perfil não tem mudanças significativas sendo considerado constante nessa região (PENG *et al.*, 2004). O perfil de velocidade axial mostrado na Figura 2.3a, ao contrário de  $V_t$ , varia com a posição axial. Os valores negativos próximos à parede correspondem ao mecanismo principal de transporte da fase separada (líquido ou sólido), enquanto que no centro, o perfil apresenta um formato de  $M$  com um declive no eixo de simetria, sendo algumas vezes tão forte que o escoamento é direcionado para baixo (HOFFMANN e STEIN, 2008).

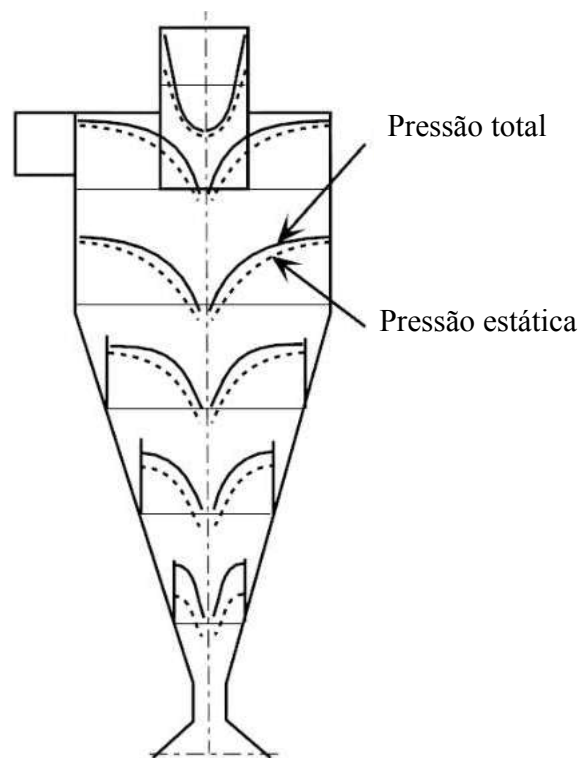
Como explicado anteriormente, a velocidade radial  $V_r$  é menor em magnitude quando comparada com as componentes axial e tangencial, porém ela se torna importante para a análise de perda da eficiência e modelos de coleta de partículas (CORTÉS e GIL, 2007). Na Figura 2.3c se verifica que o módulo de  $V_r$  aumenta enquanto se aproxima ao centro do ciclone.

## 2.2.2 Campo de Pressão

O conceito de pressão total  $P_t$  exercida em um escoamento esta associado à soma de três componentes. A equação de Bernoulli para um escoamento em regime permanente, com densidade constante e sem atrito é dada por

$$p + \rho gh + \frac{1}{2}\rho V^2 = C \quad (2.10)$$

onde  $C$  é uma constante ao longo de uma linha de corrente. Na equação 2.10 os termos do lado esquerdo correspondem as pressões estática, de coluna ou hidrostática e dinâmica, respectivamente. No estudo de ciclones a parcela que corresponde a pressão hidrostática se torna desprezível devido a densidade do gás ser pequena, sendo que para um ciclone a pressão total em qualquer ponto é dada pela soma da pressão estática e a pressão dinâmica. Adicionalmente na equação 2.10 verifica-se que quando a velocidade aumenta a pressão estática diminui e vice-versa, ou seja no caso do ciclone a pressão deve ter um valor máximo na parede enquanto ela cai monotonicamente ao longo do raio para um valor mínimo próximo ao eixo de simetria. A Figura 2.4 mostra perfis radiais de pressão ao longo do comprimento de um ciclone, verificando o comportamento da pressão mencionado anteriormente.



**Figura 2.4:** Perfis de pressão radial em um ciclone (adaptado de HOFFMANN e STEIN, 2008)

Devido a altos valores na velocidade tangencial ( $V_t$ ), a pressão dinâmica pode atingir valores tão altos que a pressão estática se torna negativa em relação à pressão atmosférica (LEITH e JONES, 1984).

As contribuições da perda de carga em ciclones com entrada tangencial se localizam principalmente na região central de separação e no *vortex finder*. As perdas por atrito na parede do corpo central se refletem na atenuação da intensidade dos vórtices. A maior contribuição na perda de carga total é dada pelo *vortex finder* independente do tipo de separador, seja de escoamento co-corrente ou contra corrente.

A perda de carga em ciclones pode ser avaliada mediante a equação

$$\Delta P = \xi_c \rho \frac{U_{in}^2}{2} \quad (2.11)$$

onde  $U_{in}$  é a velocidade média de entrada,  $\rho$  a densidade do fluido e  $\xi_c$  o coeficiente adimensional de perda de carga que principalmente é função de parâmetros geométricos do ciclone. O valor de  $\xi_c$  na equação 2.11 pode ser obtido a partir de:

$$\xi_c = \frac{9}{4} J_o^2 \left( \frac{D}{d_{vf}} - \frac{d_{in}}{d_{vf}} \right)^2 + \left[ 1 - \frac{\pi d_{vf}}{2(D - d_{in})} \right]^2 + 0,4 \left( \frac{d_{in}}{d_{vf}} \right)^2 \quad (2.12)$$

sendo que os dois últimos termos à direita podem ser desprezados (OGAWA, 1997). Outra expressão para o cálculo de  $\xi_c$  é proposta por Shepherd e Lapple em 1940 (apud LEITH e JONES, 1984) dada por

$$\xi_c = 16 \frac{A_{in}}{d_{vf}^2} \quad (2.13)$$

## 2.2.3 Características Adicionais

Como já discutido, o escoamento em ciclones é altamente turbulento. O número de Reynolds  $Re$  para um ciclone é dado por

$$Re = \frac{U_{in} d_{in}}{\nu_f} \quad (2.14)$$

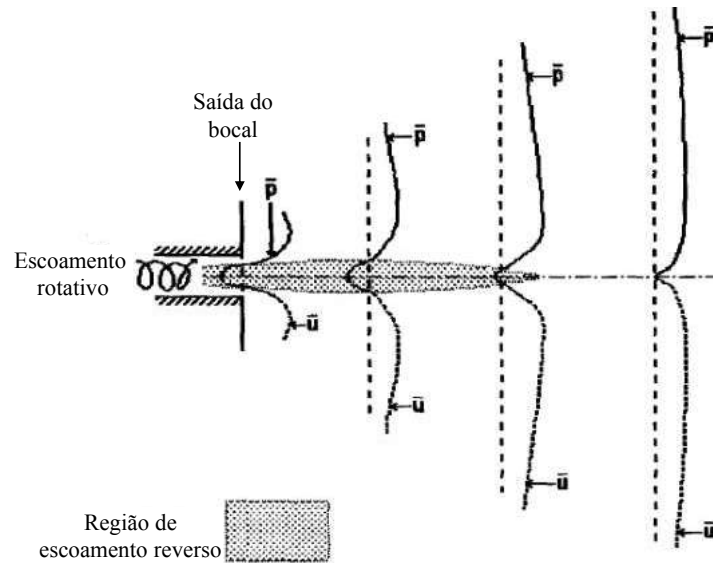
sendo que  $Re$  é avaliado nas condições de entrada. Assim, na equação 2.14  $d_{in}$  corresponde ao diâmetro hidráulico da seção de entrada,  $\nu_f$  à viscosidade cinemática e  $U_{in}$  à velocidade média ou superficial na entrada do ciclone.  $U_{in}$  é obtida a partir da equação 2.15, onde os termos  $A_{in}$  e  $Q_{in}$  correspondem à área transversal da entrada e à vazão volumétrica, respectivamente. A faixa de  $Re$  em que normalmente operam estes equipamentos é de  $10^4 - 10^6$ .

$$U_{in} = \frac{Q_{in}}{A_{in}} \quad (2.15)$$

Conforme o número de Reynolds  $Re$  aumenta, fortes flutuações podem-se apresentar no escoamento levando a outros fenômenos ligados à turbulência. Nas vizinhanças do eixo de simetria axial, um fenômeno conhecido como Precissão do Centro de Vórtice ou PVC (sigla em inglês) pode ocorrer. Trata-se de uma estrutura coerente com instabilidade hidrodinâmica periódica que ocorre em determina-

das condições de operação, influenciando no processo de separação. Nestas condições o vórtice não está alinhado com o eixo de simetria devido ao movimento de precessão que apresenta ao redor do mesmo.

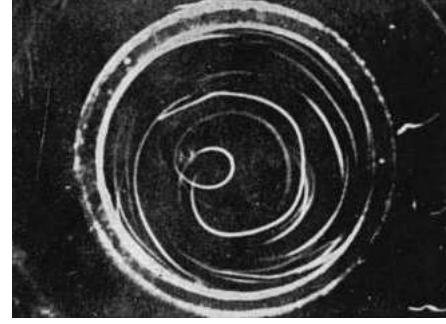
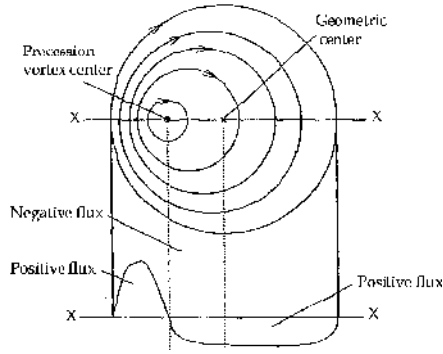
No caso das câmaras de mistura para combustão com entradas tangenciais e bocal na saída, um escoamento rotativo é induzido pela própria geometria, facilitando a geração do PVC. Para a geometria mencionada, o mecanismo de retro-alimentação do PVC é dado pela região de escoamento reverso formada envolta do eixo como mostrado na Figura 2.5.



**Figura 2.5:** Escoamento reverso em um bocal e a formação do PVC (adaptado de YAZDABADI *et al.*, 1994)

O perfil de velocidade tangencial  $V_t$  gera um gradiente radial de pressão, e enquanto o escoamento avança na direção axial,  $V_t$  decresce devido à distribuição radial do gradiente de pressão. Assim, o gradiente de pressão nas vizinhanças do eixo central, força o escoamento a diminuir sua velocidade, ou inclusive a retornar em direção ao bocal. Essa estrutura no perfil de velocidade tangencial é da forma do vórtice de Rankine, sendo que o núcleo pode apresentar instabilidades dando origem ao PVC (YAZDABADI *et al.*, 1994).

Separadores ciclônicos possuem uma estrutura similar à descrição anterior com presença do deslocamento de vórtice tanto na região de separação quanto no *vortex finder*, como mostrado nas Figuras 2.6a e 2.6b respectivamente. Como já mencionado, a morfologia que apresenta o escoamento de vórtice confinado, corresponde a um vórtice externo que se desloca no sentido descendente e o vórtice interno que se desloca no sentido ascendente. Este último vórtice, possui uma região de máxima velocidade ao redor do centro geométrico que se estende ao longo do eixo vertical e é chamado de núcleo do escoamento. O núcleo apresenta a característica de ter um formato helicoidal ao longo do eixo de simetria axial devida ao PVC (CHANAUD,



(a) Esboço da velocidade tangencial e o PVC (b) Visualização do PVC no *vortex finder*

**Figura 2.6:** Precessão do Centro de Vórtice (PVC) em um ciclone (retirado de CORTÉS e GIL, 2007)

1965), (SYRED, 2006) .

O PVC é um fenômeno que se torna desejado na área de combustão já que ele favorece o aumento na mistura assim como o tempo de residência. O caso contrário se apresenta nos ciclones, sendo um fenômeno desfavorável na eficiência de separação e, portanto, precisa ser controlado. A instalação de acessórios logo depois do *vortex finder* como curvas de diferentes graus e/ou extensões retas do próprio tubo atenuam e amortecem a intensidade do PVC (CORTÉS e GIL, 2007).

Três parâmetros adimensionais permitem caracterizar o PVC. O *Swirl Number* ( $S$ ) descreve o grau de intensidade num escoamento de vórtice (*Swirl flow*), ou seja é uma referência de quão rotacional é o escoamento. A forma mais geral como  $S$  se define, é a razão entre a taxa de momento angular na direção  $z$  transportada na mesma direção ( $G_\phi$ ) e o produto do raio e a taxa de quantidade de movimento na direção  $z$  transportada na mesma direção ( $G_z$ ) do escoamento (CHIGIER e BEÉR, 1964), como apresentado na equação 2.16

$$S = \frac{G_\phi}{R G_z} = \frac{\int_0^R V_t V_z r^2 dr}{R \int_0^R V_z^2 r dr} \quad (2.16)$$

Para o escoamento em ciclones, não é fácil avaliar os fluxos de quantidade de momento porque eles variam com a posição axial. Segundo YAZDABADI *et al.* (1994), é possível obter um *swirl number* em função de parâmetros geométricos ( $S_g$ ) a partir de simplificações em ( $G_\phi$ ) e ( $G_z$ ), que representa razoavelmente o valor real de  $S$  no escoamento,

$$S_g = \frac{\pi r_{vf} R}{A_{in}} \quad (2.17)$$

onde  $r_{vf}$  é o raio do *vortex finder* e  $A_{in}$  a área de seção transversal na entrada do ciclone.

Outra forma de avaliar a intensidade de rotação do escoamento de vórtice é através do número adimensional de Rossby que relaciona as forças de inércia com as de Coriolis de acordo a equação 2.18.

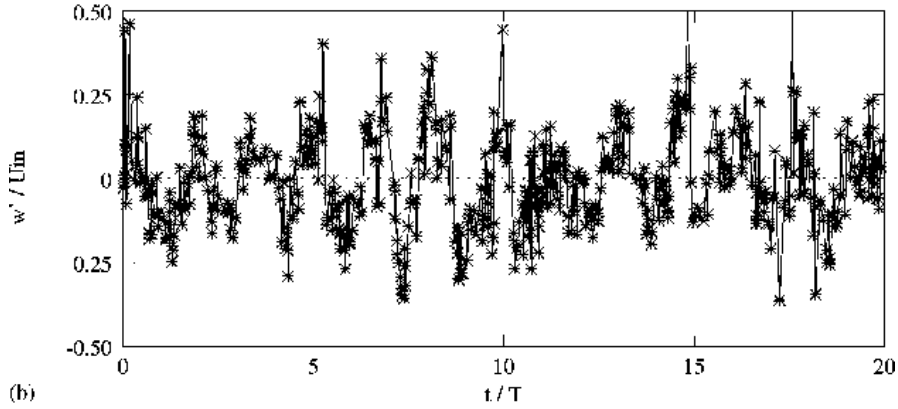
$$Ro = \frac{U_{in}}{\Omega D} \quad (2.18)$$

onde  $\Omega$  é a velocidade angular em  $rad\ s^{-1}$ .

A frequência característica que apresenta o PVC pode ser representada pelo número de *Strouhal*, definido para ciclones da forma

$$St = \frac{f_{pvc} D}{U_{in}} \quad (2.19)$$

onde  $f_{pvc}$  é a frequência de oscilação do PVC em  $Hz$ . Experimentalmente,  $f_{pvc}$  pode ser observada através de séries temporais como mostrado na Figura 2.7. HOEKSTRA *et al.* (1999) apresenta uma série de medidas locais feitas por Anemometria Laser Doppler (LDA) próximas ao centro do ciclone  $r/R = 0,3$ , mostrando claramente a presença de flutuações com alta e baixa frequência, encontrando para esse caso uma frequência característica de  $12\ Hz$  que corresponde a  $f_{pvc}$ .



**Figura 2.7:** Amostra de uma série temporal de um ciclone em  $r/R = 0,3$  (retirado de HOEKSTRA *et al.*, 1999)

À abordagem clássica para caracterizar a frequência de oscilação do núcleo, é através do tratamento de séries temporais da velocidade tangencial instantânea via transformada de Fourier, como feito por HOEKSTRA *et al.* (1999) e outros autores, onde tornasse possível migrar do domínio do tempo para o domínio da frequência, podendo desta forma identificar picos no sinal bruto da velocidade, sendo estes os valores correspondentes à  $f_{pvc}$  na equação 2.19. No entanto, quando o sinal bruto de velocidade é obtido (aquisitado) em uma taxa de frequência baixa em relação

à frequência de oscilação do núcleo esperada, não é mais possível recuperar  $f_{pvc}$  a partir da análise de Fourier. Para o caso em que a aquisição de dados é feita via PIV-2D em baixa frequência (i.e., 15 Hz), segundo XIAOLIN e MINGXIAN (2003) a única forma de quantificar a frequência do PVC é através da equação 2.20,

$$f_{pvc} = \frac{U_n}{2\pi r_m} \quad (2.20)$$

onde  $U_n$  é a magnitude da velocidade do centro do núcleo obtida a partir da trajetória percorrida (comprimento de arco) pelo centro instantâneo do núcleo detectado entre dois *frames* subsequentes e o seu respectivo intervalo de tempo, o tempo entre pulsos. O termo  $r_m$ , corresponde ao raio médio relativo ao eixo de simetria (centro geométrico) entre as duas posições em que foi avaliada a velocidade.

No presente trabalho, uma nova metodologia para estimar a frequência de oscilação a partir da equação 2.20 foi desenvolvida e será discutida amplamente no Capítulo 4.

## 2.2.4 Modelagem

Existem vários modelos matemáticos propostos na literatura que tentam prever o comportamento da velocidade em ciclones (CORTÉS e GIL, 2007).

O modelo clássico que descreve a velocidade tangencial está baseado no vórtice de Rankine e foi inicialmente proposto por Alexander (1949) (apud HOFFMANN e STEIN, 2008)

$$V_t r^n = C \quad (2.21)$$

onde o expoente  $n$  toma o valor de 1 para a região do vórtice livre e  $-1$  para o vórtice forçado, obtendo assim o vórtice de Rankine. Dados experimentais indicam que  $n$  varia entre 0,5 a 0,9 para o escoamento de vórtice livre, enquanto no vórtice central alcança valores de -0,5 a -2. Alexander (apud LEITH e JONES, 1984) propõe uma correlação para o cálculo de  $n$  na região invíscida em função do diâmetro do ciclone e da temperatura do escoamento dada pela equação

$$n = 1 - (1 - 0,67D^{0,14}) \left( \frac{T}{283} \right)^{0,3} \quad (2.22)$$

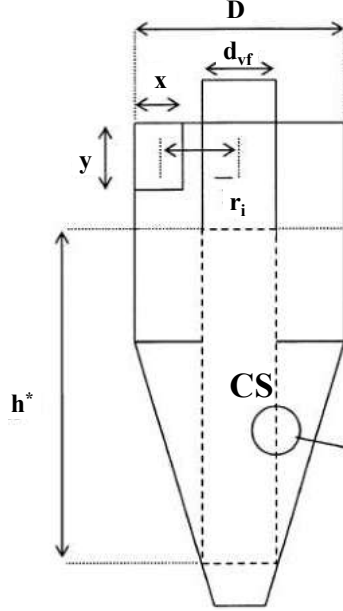
onde  $D$  é o diâmetro do ciclone em metros e  $T$  a temperatura do ar em Kelvin. A equação 2.22 mostra que  $n$  aumenta na medida que  $D$  cresce e  $T$  diminui.

O modelo proposto por Barth (1956) (apud CORTÉS e GIL, 2007), é o primeiro a considerar os efeitos de atrito, e propõe o cálculo da velocidade tangencial numa superfície de controle  $CS$  ( $V_{tcs}$ ) conforme a Figura 2.8, a partir da velocidade

tangencial na parede ( $V_{tw}$ ), dada pela equação 2.23.

$$V_{tw} = \frac{U_{in} r_i}{\alpha R} \quad (2.23)$$

onde  $\alpha$  é a razão dos momentos angulares médios do gás na entrada e do gás



**Figura 2.8:** Modelo de vórtice interno segundo Barth (1956) (adaptado de CORTÉS e GIL, 2007)

rotacionando no corpo do ciclone próximo à parede, sendo que essa razão varia conforme a geometria de entrada de cada ciclone, como mostrado na Figura 2.9 para duas geometrias, tangencial e de rolagem completa ( $360^\circ$ ) respectivamente. Barth (1956) sugere  $\alpha = 1$  para ciclones com entrada de rolagem completa ( $360^\circ$ ) e valores empíricos de  $\alpha$  menores que um para ciclones com entrada tangencial, onde o gás sofre uma aceleração significativa. O termo  $r_i$  na equação 2.23 é a posição radial ao centro da entrada do equipamento, que no caso de ciclones com entrada tangencial, é igual a  $r_i = (R - (x/2))$  como mostrado na Figura 2.9a. Muschelknautz (1980) (apud HOFFMANN e STEIN, 2008) introduz o cálculo de  $\alpha$  através da equação 2.24 para ciclones com entrada tangencial com seção transversal retangular. Quando a seção transversal é circular, o termo  $x$  na equação 2.24 é substituído pelo diâmetro de entrada  $d_{in}$ .

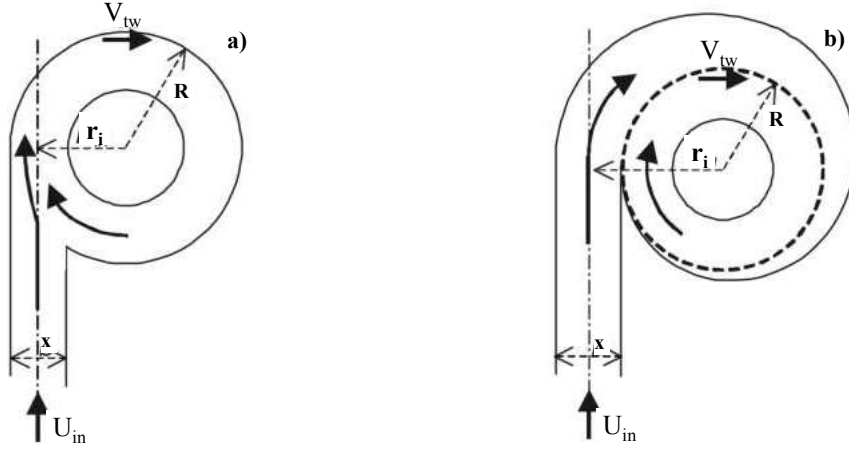
$$\alpha = 1 - 0,4 \left( \frac{x}{R} \right)^{0,5} \quad (2.24)$$

Para ciclones com entrada de rolagem completa (Figura 2.9b), Muschelknautz (1972) (apud CORTÉS e GIL, 2007) faz uma estimativa de  $\alpha$  a partir da equação 2.25, onde  $\lambda$  é o coeficiente de atrito dado pelas equações 2.26 de acordo ao valor do coeficiente de carga sólida na entrada do separador  $C_{si}$ .  $\lambda_g$  é o fator de atrito do gás, que para altos números de Reynolds  $\lambda_g \approx 0,005$ .

$$\alpha = 1 + \frac{\sqrt{3}\pi\lambda r_i}{\sqrt{xy}} \quad (2.25)$$

$$\lambda = \lambda_g \left(1 + 2\sqrt{C_{si}}\right), \quad C_{si} < 1 \quad (2.26a)$$

$$\lambda = \lambda_g \left(1 + 3\sqrt{C_{si}}\right), \quad C_{si} > 1 \quad (2.26b)$$



**Figura 2.9:** Tipos de geometrias de entrada para ciclones. **a)** Tangencial, **b)** de rolagem completa (adaptado de HOFFMANN e STEIN, 2008)

A região  $CS$  na Figura 2.8 representa de forma aproximada o vórtice interno do escoamento, sendo uma projeção do diâmetro do *vortex finder* no corpo do ciclone. Um balanço de momento angular que assume outra região imaginária de diâmetro  $\sqrt{Dd_{vf}}$  e altura  $h^*$ , na qual todos os efeitos por atrito são concentrados, conduz finalmente na equação 2.27 que corresponde à velocidade tangencial no vórtice interno a partir de  $V_{tw}$ .

$$V_{tcs} = \frac{V_{tw}R/r_{vf}}{1 + (h^*R\pi\lambda V_{tw}/Q_{in})} \quad (2.27)$$

Na equação 2.27  $\lambda \approx 0,02$ , é ajustado empiricamente.  $h^*$  é o comprimento (altura) da superfície de separação, obtida através de relações geométricas do vórtice e o separador, dada pelas equações 2.28

$$h^* = H - h, \quad d_{vf} \leq d_{in} \quad (2.28a)$$

$$h^* = \frac{(H - f)(D - d_{vf})}{D - d_{in}} + f - h, \quad d_{vf} > d_{in} \quad (2.28b)$$

onde os parâmetros  $H$ ,  $h$  e  $f$  são especificados na Figura 2.1.

Ogawa em 1984 (apud OGAWA, 1997) introduz um modelo algébrico chamado

de Vórtice Combinado, deduzindo duas equações a partir de considerações teóricas. Cada equação corresponde à região de vórtice livre (equação 2.29) e de vórtice forçado (equação 2.30).

$$V_t r^n = J_o U_{in} \left( R - \frac{d_{in}}{2} \right)^n \quad (2.29)$$

$$V_t = J r \exp(-\Lambda r) \cong J r (1 - \Lambda r) \quad (2.30)$$

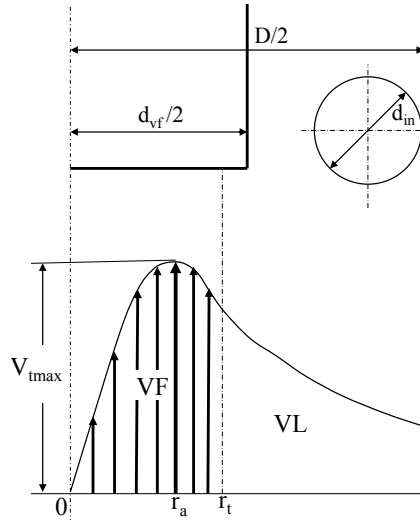
Na equação 2.29,  $J_o$  e  $n$  dependem do número de Reynolds ( $Re$ ) e da geometria do ciclone. Assumindo que o gradiente de velocidade  $dV_t/dr$  é igual para os vórtices livre e forçado no raio de transição  $r = r_t$  (Figura 2.10), as seguintes equações podem ser obtidas para o cálculo de  $J$  e  $\Lambda$  na equação 2.30

$$J = \frac{2V_{tmax}}{r_a} = 66,5 d_{vf}^{-2,65} Q_{in} \quad (2.31a)$$

$$\Lambda r_t = \frac{1+n}{2+n} \quad (2.31b)$$

$$r_a \Lambda = 0,5 \quad (2.31c)$$

onde o valor de  $n$  é igual a 1 para o escoamento potencial, na equação 2.31b e  $Q_{in}$  é a vazão volumétrica do gás na entrada. A Figura 2.10 mostra as variáveis  $V_{tmax}$  e  $r_a$  correspondentes à velocidade máxima tangencial e o seu respectivo raio.



**Figura 2.10:** Raio de velocidade tangencial máxima ( $r_a$ ) e de transição ( $r_t$ ) segundo OGAWA (1997). VF - Vórtice forçado, VL - Vórtice livre.

As velocidades axial e radial são obtidas a partir das hipóteses em que o escoamento rotativo possui simetria em relação ao eixo vertical e a velocidade axial,  $V_z$ , depende da posição (altura)  $z$ , sendo que a origem do sistema de referência adotado,

$z = 0$ , se localiza na borda inferior do *vortex finder*. A Figura 2.11 mostra a variação da velocidade axial para o vórtice livre (VL) e o forçado (VF) em função da altura. O conjunto de equações 2.32 e 2.33 correspondem as velocidades axial e radial dos vórtices livre e forçado respectivamente,

$$\frac{V_r}{\overline{V}_z} = \frac{R}{2h^*} \left[ \frac{r}{R} - \frac{R}{r} \right] \quad (2.32a)$$

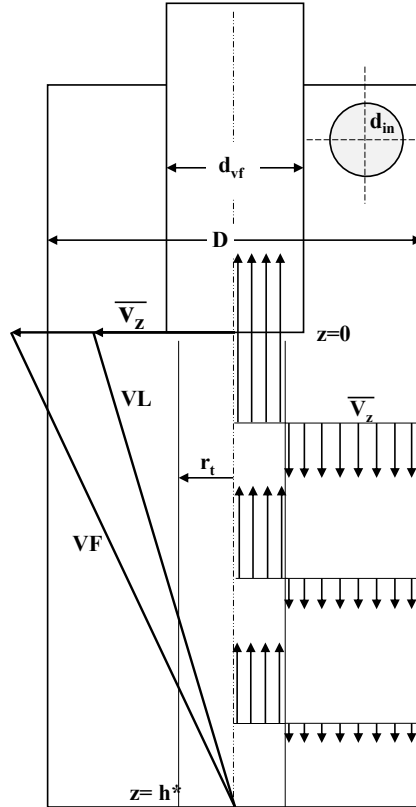
$$\frac{V_z}{\overline{V}_z} = 1 - \frac{z}{h^*} \quad (2.32b)$$

$$\frac{V_r}{\overline{V}_z} = -\frac{R^2 - r_t^2}{2r_t^2 h^*} r \quad (2.33a)$$

$$\frac{V_z}{\overline{V}_z} = \frac{R^2 - r_t^2}{r_t^2} \left[ \frac{z}{h^*} - 1 \right] \quad (2.33b)$$

onde o termo  $\overline{V}_z$  é a velocidade axial média, e é da forma

$$\overline{V}_z = \frac{Q_{in}}{\pi (R^2 - r_t^2)} \quad (2.34)$$



**Figura 2.11:** Variação da velocidade axial em um ciclone segundo OGAWA (1997). VF - Vórtice forçado, VL - Vórtice livre.

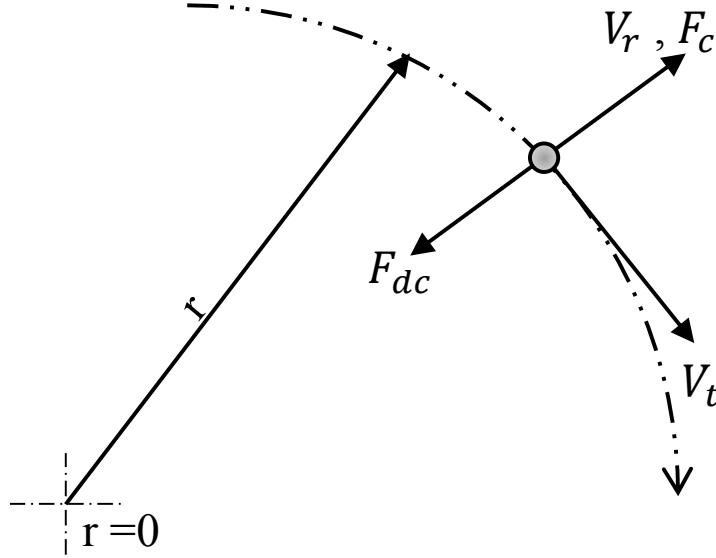
No processo de separação ao interior de um ciclone, as forças que agem radialmente na partícula correspondem a centrífuga e de arrasto como apresentado na Figura 2.12. Admitindo que as partículas se deslocam com a mesma velocidade tangencial da fase contínua  $V_t$  e uma velocidade radial  $V_{rp}$ , a força centrífuga  $F_c$  é dada pela equação 2.35 (LEITH e JONES, 1984)

$$F_c = \frac{\pi d_p^3 \rho_p V_t^2}{6r} \quad (2.35)$$

e a força de arrasto  $F_{dc}$  é mostrada na expressão 2.36

$$F_{dc} = 3\pi\mu d_p (V_{rp} - V_{rg}) \quad (2.36)$$

onde  $r$  é a distancia radial da partícula ao eixo central,  $d_p$  e  $\rho_p$  o diâmetro e a densidade da partícula respectivamente.



**Figura 2.12:** Forças radiais agindo em uma partícula em um ciclone

Aplicando a segunda lei de Newton para o caso apresentado na Figura 2.12 e substituindo as equações 2.21, 2.36 e 2.35 obtemos a equação de movimento para uma partícula,

$$\frac{d^2r}{dt^2} + \frac{18\mu}{d_p^2 \rho_p} \frac{dr}{dt} - \left( \frac{V_{tw}^2 R^{2n}}{r^{2n+1}} + \frac{18\mu V_{rp}}{d_p^2 \rho_p} \right) = 0 \quad (2.37)$$

onde  $V_{tw}$  corresponde a velocidade tangencial na parede, obtida a partir da equação 2.38, e  $R$  é a distância radial do eixo do separador à parede.  $V_{tw}$  também pode ser estimada a partir da equação 2.23.

$$V_t = \frac{V_{tw} R^n}{r^n} \quad (2.38)$$

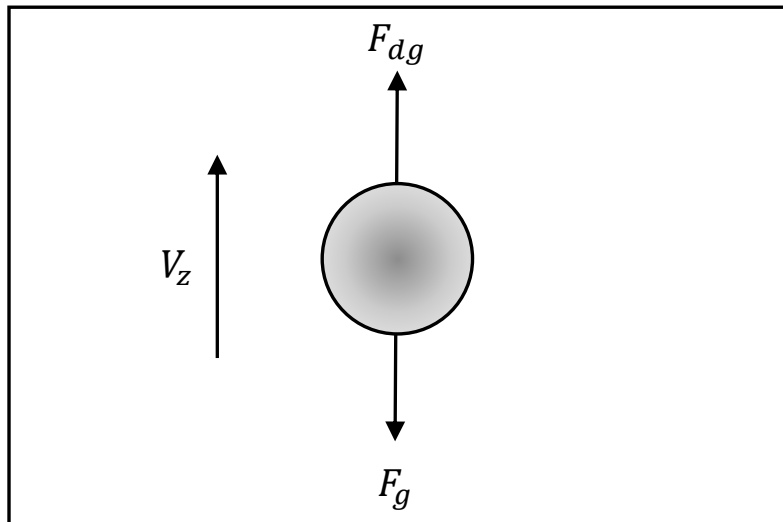
Devido à não existência da solução analítica da equação 2.37, existem várias abor-

dagens com simplificações para estimar a eficiência de coleta de um ciclone, entre as principais se destacam a abordagem de tempo de voo e abordagem de equilíbrio de órbitas (HOFFMANN e STEIN, 2008).

- O **tempo de voo**, faz à estimativa se uma partícula com determinado tamanho possui o tempo suficiente para atingir a parede do ciclone antes dela ser carregada pela corrente de gás ascendente.
- O **equilíbrio de órbitas**, tenta prever se uma partícula de um determinado tamanho, localizada na fronteira do vórtice interno e o vórtice externo, é carregada para parede ou capturada pelo vórtice interno.

### 2.2.5 Dimensionamento

A correlação de parâmetros geométricos de um ciclone, com as propriedades e a morfologia do escoamento, permitem o correto dimensionamento dos equipamentos. O modelo de SOUDERS e BROWN (1934), para dimensionar colunas de fracionamento, é também amplamente usado para o dimensionamento de separadores gás-líquido antinévoa. SOUDERS e BROWN (1934) basearam o modelo num balanço de forças verticais a que está sujeita uma partícula com formato esférico e suspensa em um escoamento ascendente, como mostrado na Figura 2.13. Quando a partícula atinge a velocidade terminal, existe um equilíbrio entre a força de arrasto ( $F_{dg}$ ), dada pela equação 2.39 e a gravitacional ( $F_g$ ) mostrada na equação 2.40.



**Figura 2.13:** Forças axiais agindo em uma partícula em um ciclone

$$F_{dg} = C_d A_d \frac{1}{2} \rho_f V_z^2 \quad (2.39)$$

$$F_g = \frac{\pi}{6} d_p^3 g (\rho_p - \rho_f) \quad (2.40)$$

onde  $\rho_f$  é a massa específica da fase contínua (escoamento ascendente),  $V_z$  a velocidade axial da partícula e  $C_d$  o coeficiente de arrasto. Logo, igualando às equações 2.39 e 2.40 é possível obter a velocidade terminal da partícula ( $V_{zp}$ ), dada pela expressão:

$$V_z = V_{zp} = \sqrt{\frac{2gd_p(\rho_p - \rho_f)}{3C_d\rho_f}} \quad (2.41)$$

Considerando um diâmetro de partícula  $d_p$  e o coeficiente de arrasto  $C_d$  constantes (regime de Newton), a equação 2.41 pode ser escrita da seguinte forma:

$$V_{zp} = B \sqrt{\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f}} \quad (2.42)$$

onde  $B$  é dado pela expressão,

$$B = \sqrt{\frac{2gd_p}{3C_d}} \quad (2.43)$$

O coeficiente de arrasto pode ser estimado a partir do resultado clássico de Stokes (equação 2.44), sendo que o número de Reynolds, é avaliado para a partícula ( $Re_{pvz}$ ) e definido como mostrado na equação 2.45. No entanto, o resultado de Stokes é válido unicamente para  $Re_{pvz} < 1$ .

$$C_d = \frac{24}{Re_{pvz}} \quad (2.44)$$

$$Re_{pvz} = \frac{\rho_f V_{zp} d_p}{\mu_f} \quad (2.45)$$

Para casos em que o  $Re_{pvz} > 1$ , ou seja, fora do regime de Stokes, Putnam (1961) (apud AUSTRHEIM TROND, 2006) calcula o  $C_d$  a partir da equação 2.46, válida para  $Re_{pvz} < 10^3$ .

$$C_d = \frac{24}{Re_{pvz}} \left( 1 + \frac{Re_p^{\frac{2}{3}}}{6} \right) \quad (2.46)$$

Um parâmetro frequentemente usado como critério para o dimensionamento de separadores gás-líquido tipo antinévoa é o chamado fator de carga do gás  $F_k$ , dado pela equação 2.47 (SHELL, 2002). A partir do ajuste da velocidade, é obtido um valor de  $F_k$  tal que  $F_k = B$ . É importante ressaltar que o fator  $F_k$  é obtido a partir da velocidade superficial do escoamento ( $U_{sf}$ ) e não da velocidade correspondente a partícula ( $V_{zp}$ ). As equações 2.42 e 2.47 são válidas unicamente para teores baixos de água na corrente de gás, sendo que o  $F_k$  com que normalmente operam estes

separadores é de  $F_k < 0,3 \text{ [ms}^{-1}]$  (SHELL, 2002).

$$F_k = \frac{Q_g}{A_g} \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_p - \rho_f}} = U_{sf} \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_p - \rho_f}} \quad (2.47)$$

Finalmente, conhecidos os valores de  $F_k$ ,  $U_{sf}$  e  $Q_g$  na equação 2.47 é possível obter o diâmetro do separador, de acordo à expressão:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_g}{\pi F_k \left( \frac{\rho_p - \rho_{sg}}{\rho_p} \right)^{1/2}}} \quad (2.48)$$

## 2.3 Trabalhos Experimentais

O uso de técnicas experimentais para a observação e caracterização de escoamento em ciclones abrangem desde tubos de Pitot, anemometria de fio-quente (técnicas intrusivas), até as mais recentes técnicas desenvolvidas (não intrusivas) como a Anemometria a Laser Doppler, Imagem por Velocimetria de Partículas, sensores de pressão, entre outras.

Uma das primeiras publicações em que são reportadas medições de velocidade e pressão ao interior de um ciclone contra-corrente com entrada tangencial foi feita por TER LINDEN (1949), que avalia a eficiência do equipamento em função de parâmetros geométricos (Figura 2.1) com grandezas do escoamento. Medições locais das três componentes da velocidade ( $V_r, V_t, V_z$ ) e de pressão estática, mostradas nas Figuras 2.3 e 2.4 respectivamente, foram realizadas com deslocamentos radiais para várias posições axiais com tubo de Pitot. Verifica-se que o escoamento no núcleo do ciclone é altamente turbulento, impossibilitando a medição da velocidade com a técnica empregada. Os resultados permitiram obter um modelo simples que permite o cálculo aproximado do tamanho das maiores partículas de poeira que podem escapar de um ciclone.

SMITH (1962) investigou a estrutura de escoamentos em um ciclone de tipo axial a partir da visualização com injeção de traçadores (fumaça) e luz estroboscópica para diferentes condições de vazão. As estruturas observadas abrangem desde o regime laminar onde o escoamento apresenta uma fronteira bem definida entre os vórtices livre e forçado (fumaça subindo), até atingir diferentes níveis de turbulência onde o traçador sofre uma segregação à parede do ciclone e o núcleo apresenta um movimento de precessão, ou seja as partículas traçadoras possuem uma massa

específica suficiente para experimentar o efeito ciclônico do separador. Verifica-se a influência que possui a área de entrada no padrão de escoamento.

IOZIA e LEITH (1989) propuseram um modelo para estimar a velocidade tangencial, o comprimento do núcleo e, portanto a eficiência num ciclone a partir de dados experimentais medidos com a técnica de anemometria de fio-quente. O protótipo opera em condições de vácuo mediante a instalação de sopradores invertidos à jusante da saída de gás, gerando o movimento de rotação no corpo do equipamento. Resultados mostram que o modelo proposto têm uma acurácia melhor quando comparado com os modelos clássicos de equilíbrio em órbitas existentes para estimar  $V_t$  na equação 2.37.

MONREDON *et al.* (1992), a partir de medições via Anemometria a Laser Doppler (LDA), examinaram a estabilidade de um modelo matemático que estima velocidades tangencial e axial num ciclone contra-corrente (HSIEH e RAJAMANI, 1988). A campanha de medições foi realizada para cinco protótipos de separadores, observando-se que o modelo consegue reproduzir os perfis de velocidade para a maioria das condições testadas.

HOEKSTRA *et al.* (1999) avaliaram a influência do diâmetro do *vortex finder* nos perfis de velocidade tangencial e axial através de medições via técnica LDV (laser-Doppler velocimetry) e compararam com resultados calculados numericamente. Verificou-se que a diminuição do diâmetro do *vortex finder* influencia diretamente os perfis de velocidade tangencial e axial, aumentando o limite máximo de velocidade e promovendo, em alguns casos a desaceleração na direção do escoamento na região próxima ao eixo central. Na geometria analisada, um prato estabilizador foi instalado na parte inferior da região de separação, verificando-se que este aparentemente inibe a formação de escoamento reverso na parte inferior do ciclone.

PENG *et al.* (2002) compararam e mapearam o campo de velocidades em dois tipos de ciclones, cônico tangencial e cilíndrico axial, através da técnica Anemometria Laser Doppler (LDA). Os testes foram feitos utilizando apenas ar seco com partículas traçadoras de forma a medir as velocidades médias do gás. Devido à natureza do escoamento ao interior do ciclone as partículas tendem a se localizar na parede do equipamento dificultando as medições no núcleo do escoamento.

Os resultados mostraram que o padrão global do escoamento nos dois separadores é similar com uma distribuição de velocidade do tipo Vórtice de Rankine com um vórtice quase livre na região externa. O escoamento axial também é similar ao

ciclone convencional, descendente na parte externa e ascendente na parte interna e o gás escoando de fora para dentro do vórtice. Uma característica muito importante na morfologia do escoamento axial observada nas medições foi a localização do ponto de velocidade zero ( $V_z = 0$ ), sendo que a posição depende mais do diâmetro do corpo que do *vortex finder*, diferentemente do assumido pela grande maioria das modelagens, principalmente nos modelos de equilíbrio de órbita.

Similarmente a outros autores, PENG *et al.* (2002) concordam com as dificuldades para medir a componente radial, uma vez ela se confunde com a componente tangencial, além de ter um módulo pequeno em relação a  $V_z$  e  $V_t$ . Um método baseado em num balanço de massa entre o escoamento externo e o escoamento interno, permite estimar o fluxo radial de massa local no ponto de velocidade axial zero e o raio de transição  $r_t$  (Figura 2.10). Através de uma integração numérica da região com valores negativos (escoamento descendente) de dois perfis de velocidade axiais subsequentes, é obtido o fluxo de massa radial deslocado para região do vórtice interno correspondente a região equivalente dos dois perfis de velocidade axiais integrados. PENG *et al.* (2002) assumiram que se o ponto de  $V_r = 0$  é extrapolado à superfície de controle  $CS$  como mostrado na Figura 2.8, proposta no modelo de Barth (1956) com raio equivalente  $r_{cs}$ , a velocidade radial pode ser calculada em  $CS$  a partir da equação 2.49,

$$\left[ \int_{r_t}^R 2\pi r V_z dr \right]_i - \left[ \int_{r_t}^R 2\pi r V_z dr \right]_{i+1} = Q_i - Q_{i+1} 2\pi r_{cs} |z_{i+1} z_i| V_r \quad (2.49)$$

onde  $r_{cs} = r_{vf}$ , o subíndice  $i$  denota cada um dos perfis de  $V_z$  a serem integrados.  $z$  e  $Q$  correspondem à posição axial de cada perfil e à vazão, respectivamente. Conhecidos dois perfis de velocidade axiais subsequentes e o termo  $r_{cs}$  na equação 2.49, é possível obter o perfil de velocidade radial na posição  $z$ .

OBERMAIR *et al.* (2003) investigaram a eficiência dos separadores, com foco nos padrões de escoamento e a influência da geometria nos coletores. Cinco diferentes geometrias na entrada do coletor foram testadas, mediante a comparação de perfis de velocidade medidos via técnica LDA bidimensional, sendo que o arranjo geométrico chamado *Downcomer tube* apresentou um desempenho melhor em termos de eficiência de separação. As medidas com LDA mostraram que a geometria com chapéu chinês (*apex cone*) não é uma boa solução, uma vez que o escoamento que é promovido para o coletor ao longo da parede do ciclone, uma parcela deste não escoava completamente da câmara do ciclone no coletor, ficando uma parcela de escoamento, chamado de secundário, o qual retorna para o meio, transportando partículas para o núcleo do escoamento que acabam sendo carregadas

ao *vortex finder*.

XIAOLIN e MINGXIAN (2003) observaram a morfologia de precessão do centro do vórtice (PVC) em um ciclone mediante a técnica de imagem por velocimetria de partículas (PIV). O experimento foi projetado de forma que o equipamento trabalhava em posição horizontal e o movimento de rotação ao interior do ciclone gerado por ventiladores instalados à jusante da saída, criando um vácuo no ciclone. Essa montagem permitiu a instalação da câmera na parte inferior do equipamento sem o problema das partículas traçadoras obstruírem a visualização. Da mesma forma como reportado por PENG *et al.* (2002), XIAOLIN e MINGXIAN (2003) descreveram a ausência de partículas em um diâmetro de aproximadamente 7 [mm] em relação ao eixo geométrico do separador, impossibilitando a obtenção exata de informações nessa região. Segundo o XIAOLIN e MINGXIAN (2003) a amplitude do PVC é obtida à partir da diferença entre a velocidade máxima e mínima para uma mesma posição, enquanto a frequência é calculada a partir do ajuste do tempo entre pulsos na aquisição e, posteriormente, medindo o comprimento do arco o qual pode ser considerado como a trajetória do centro do PVC em relação ao eixo de simetria do separador.

Um dos primeiros trabalhos realizando estudos de escoamento de gás em ciclones via imagem por velocimetria de partículas (PIV) é o reportado em LIU *et al.* (2007). Como relatado pelos próprios autores, a aplicação da técnica para o estudo de escoamento de gás em ciclones carece de informações reportadas na literatura.

LIU *et al.* (2007) investigaram o comportamento do escoamento ao interior de um ciclone tipo contra-corrente de corpo cônico e entrada tangencial através de medições com PIV, obtendo o campo de velocidade nas componentes radial e axial ( $V_r$  e  $V_z$ ). Em relação à montagem do experimento, o equipamento foi construído em material de acrílico para facilitar a aplicação da técnica e com dimensões similares as utilizadas no protótipo do presente trabalho. Uma solução de água e açúcar de concentração 5 %wt foi atomizada com um tamanho médio de gotas de 0,8 [ $\mu m$ ], sendo as partículas traçadoras no escoamento de gás. O critério usado para a seleção de partículas foi baseado no número de Stokes ( $S_{tk}$ ) dado pela equação 2.50

$$S_{tk} = \frac{t_p}{t_f} = \frac{(2\rho_p + \rho_f) \left( \frac{d_p^2}{36\mu_f} \right)}{\frac{R}{V_t}} \quad (2.50)$$

onde  $t_p$  é o tempo característico da partícula e  $t_f$  o tempo característico do escoamento. Assim, as premissas para definir  $t_p$  e  $t_f$  correspondem ao regime de Stokes nas partículas ( $Re_p \ll 1$ ) e ao caráter dominante da rotação no escoamento (aceleração

centrífuga), respectivamente.

LIU *et al.* (2007) observaram que o carácter dominante da componente tangencial  $V_t$  no escoamento induz um erro (“contaminação”) na medição do plano radial-axial devido as partículas terem gradientes de velocidade maiores na direção perpendicular ao plano de medição, fato que dificulta o ajuste de parâmetros como tempo entre pulsos. Dois métodos de correção para remover os erros induzidos na medição da componente de velocidade axial foram propostos, baseados em simetrias observadas tanto no plano horizontal quanto no vertical, para determinadas regiões do separador.

Em um trabalho complementar, LIU *et al.* (2006a) investigaram o mesmo separador que LIU *et al.* (2007) com PIV-3D estereoscópico, além de uma simulação numérica, obtendo diretamente o campo de velocidade nas três dimensões. Os resultados foram comparados com as medições reportadas em LIU *et al.* (2007), usando os métodos de correção aplicados na medição bidimensional com boa concordância.

Através da medição do campo de velocidade via PIV-3D estereoscópico, LIU *et al.* (2006b) investigaram as características da turbulência num escoamento de gás em ciclones contra-corrente. Os campos de vorticidade instantâneos e médios permitiram verificar que as maiores flutuações acontecem na região do vórtice forçado (interno), especificamente no núcleo do escoamento devido à presença do PVC. As componentes do tensor de Reynolds  $\left(\overline{v'_r v'_z}, \overline{v'_r v'_t} \text{ e } \overline{v'_z v'_t}\right)$  e a intensidade turbulenta dada pela equação 2.51, onde o subíndice  $i = r, t \text{ e } z$  representam as componentes da velocidade, foram estimadas a partir das estatísticas do campo de velocidade, verificando que tanto  $E$  como o tensor de Reynolds são anisotrópicos, ou seja, as flutuações no vetor velocidade acontecem nas três componentes (radial, tangencial e axial). Esse resultado permitiu aos autores concluir que os modelos de turbulência *Reynolds Stress Model (RSM)* são mais acurados para simulações de escoamentos rotativos confinados do que os modelos  $K - \epsilon$ .

$$E_i = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(v'_i - V_i\right)^2} \quad (2.51)$$

Com o intuito de avaliar a influência de diferentes ângulos de entrada na eficiência de separação em hidrociclones de pequeno porte (mini-hidrociclones), uma pesquisa experimental foi desenvolvida por FAN *et al.* (2015). Para cada ângulo de entrada testado ( $0^\circ, 30^\circ, 45^\circ \text{ e } 60^\circ$ ) e diferentes vazões, foi caracterizado

o campo de velocidade radial-axial ( $V_r, V_z$ ) via PIV-2D, permitindo aos autores verificar mudanças significativas na morfologia do escoamento e concluir que o ângulo de  $30^\circ$  é o que apresenta a maior eficiência de separação. Ao contrário do que atestam outros autores em diferentes pesquisas (FISHER e FLACK, 2002, LIU *et al.*, 2006a), FAN *et al.* (2015) apresenta resultados em que a vazão de entrada do fluido altera a morfologia do escoamento especificamente para os mini-hidrociclones.

GRIMBLE e AGARWAL (2015) analisaram o comportamento oscilatório do vórtice interno de um escoamento rotativo num separador ciclônico através de sinais acústicos capturados com um conjunto de microfones (Linear X M51) posicionados externamente ao separador num diâmetro de 1,5 m em relação ao centro geométrico do separador. Os sinais acústicos foram comparados com flutuações de velocidade tangencial obtidas via anemometria fio-quente. Medições próximas à saída do *vortex finder* mostram que existe relação entre as flutuações hidrodinâmicas e uma banda estreita de ruído (zumbido do ciclone) produzida pelo separador. Uma vez identificada a banda estreita de ruído é possível obter informações do escoamento como o número de Strouhal.

HE *et al.* (2018) caracterizaram o campo de velocidade radial-tangencial ( $V_r, V_t$ ), assim como a perda de carga global de dois tipos de separadores ciclônicos: Contra-Corrente (CC) e Contra-Corrente de Rotação Reversa (CCRR). A técnica experimental empregada foi a Velocimetria por Imagens de Partículas (VIP), com injeção de partículas traçadoras formadas a partir da atomização de uma solução de água com açúcar e concentração de 5% *wt*. A montagem dos dispositivos do PIV foi feita num arranjo similar ao utilizado por XIAOLIN e MINGXIAN (2003). Para o separador CCRR HE *et al.* (2018) observaram que os campos de velocidade apresentaram simetrias em torno do centro geométrico para grande parte das vazões e planos caracterizados o que sugere um escoamento mais estável quando comparado com os dados obtidos no separador CC. O comportamento observado na perda de carga leva a uma condição crítica na vazão, ou seja no envelope operacional do separador CCRR, devido à um aumento significativamente maior no  $\Delta P$  para vazões maiores que  $Q_g = 50 [m^3 h^{-1}]$ . Como era de se esperar, devido à geometria na entrada do separador, a perda de carga medida no separador Contra-Corrente foi menor à obtida no separador CCRR.

## 2.4 Evolução do Separador Ciclônico com Internos

Como já mencionado, o equipamento de interesse no presente trabalho é um separador de tipo gás-líquido que opera como depurador e projetado para resolver problemas de condensado em linhas de transmissão de gás na década de 1990. Um estudo prévio à patente (ORANJE, 1992), desenvolvido pelo próprio ORANJE (1990), apresentou a metodologia abordada para a realização de testes em condições reais de operação. Três tipos de testes, baseados em balanços globais de massa foram realizados visando avaliar a eficiência de separação do equipamento e separadores convencionais, com um  $F_k$  de até 0,5. Os resultados mostraram uma performance maior no separador com internos quando comparado com os convencionais. ORANJE (1990) também concluiu que fatores como a formação de “spray”, arestas afiadas, restrições encontradas pelo líquido para escoar, entre outras, diminuem a eficiência de coleta principalmente quando existem condições de alta rotação e pressão no equipamento. Em relação ao separador como projetado originalmente (ORANJE, 1992), foram realizadas modificações no equipamento visando principalmente a redução na perda de carga, uma das principais desvantagens do separador.

NANNINGA *et al.* (2001) investigaram novas configurações a partir do modelo original com foco na redução da perda de carga. As melhorias foram implementadas na entrada, nas pás helicoidais e na adição de um elemento anti-rotação localizado no interior do *vortex finder*. No projeto original, o separador é do tipo axial, ou seja a, entrada horizontal é centralizada ao eixo de simetria vertical, como pode ser visto na Figura 1.3. Esse arranjo geométrico na entrada provoca um choque súbito do escoamento com o *vortex finder* causando efeitos altamente turbulentos. Como possíveis soluções para atenuar os efeitos da turbulência na entrada, NANNINGA *et al.* (2001) propuseram a troca por uma entrada tangencial, mas isso dificultaria a projeção e manufatura do separador, ou a criação de uma entrada “pseudo tangencial”, sendo esta última a escolhida pelos autores. Essa mudança implicou na retirada das aletas defletoras e na instalação de uma nova peça (pás helicoidais) visando transições mais suaves no escoamento na entrada. O melhoramento está associado ao aumento do ângulo das aletas com o eixo horizontal. Isso tende a reduzir o tempo de residência do gás no ciclone, uma vez que o líquido será direcionado de forma mais rápida para as paredes. Finalmente um elemento de anti-rotação é instalado na parede interna do *vortex finder*. Tratam-se de pás que segundo os autores atenuam efeitos de rotação no tubo, diminuindo a perda de carga.

Os testes foram realizados em cinco geometrias denominadas: **A** (padrão), **B** (entrada tangencial), **C** (entrada tangencial + aumento no ângulo das aletas), **D** (elemento anti-rotação) e **E** (todas as melhorias). Os resultados mostraram que a melhor configuração é a **E**, onde há uma diminuição de 66 % de perda de carga em

relação à configuração original e a eficiência de separação ainda é mantida. Das configurações testadas por NANNINGA *et al.* (2001), a única que se assemelha com as configurações a serem testadas no presente trabalho é o caso **C**, como será apresentado no capítulo seguinte.

É importante ressaltar que, até então, além de poucos estudos relacionados especificamente com o separador de interesse no presente trabalho, a maioria das abordagens apresentadas avaliaram grandezas globais sem considerar a dinâmica do escoamento ao interior do separador.

No trabalho desenvolvido por NOGUEIRA (2013), foi dimensionado e construído um separador do tipo apresentado na Figura 1.4. Os critérios de projeção foram baseados em SHELL (2002), NANNINGA *et al.* (2001) e HOFFMANN e STEIN (2008). NOGUEIRA (2013) testou diferentes razões de líquido-gás (RLG), avaliando a perda de carga global, o campo de velocidade na saída do *vortex finder* via PIV e eficiência de separação. As medições mostraram que o vórtice central é descentralizado e que, dependendo das condições de operação do equipamento, não era alcançada a eficiência esperada. Além disso, a distribuição do diâmetro de gotas na saída de gás girava em torno de  $3\ \mu m$  (para as condições ideais de operação, ou seja,  $RLG = 0,02$ ) e as maiores concentrações de gotas estavam próximas às paredes do *vortex finder*.

PEREIRA (2016) analisou o comportamento hidrodinâmico de um separador ciclônico gás-líquido com internos através de simulações fluidodinâmicas computacionais. A geometria usada foi a projetada por NOGUEIRA (2013). As simulações permitiram obter os campos de velocidade e pressão para três configurações diferentes, visando avaliar a influência dos internos no separador. PEREIRA (2016) analisou a sensibilidade de dois modelos de turbulência mediante testes de convergência temporal, sendo que o modelo  $K - \epsilon$  RNG foi o adotado pelo seu menor custo computacional. Os resultados mostraram que o conjunto do chapéu chinês e as pás verticais, são os responsáveis pela maior perda de carga no separador, mas se tornam necessários para evitar a recirculação de líquido à zona de separação. Igualmente constatou que ao adicionar as aletas ao equipamento, a perda de carga global diminui quando comparada com as outras configurações avaliadas, indicando a estabilidade que o elemento produz no escoamento.

CELIS *et al.* (2018) investigaram via simulação numérica e experimentalmente o mesmo separador que analisado no presente trabalho numa única configuração (todos os internos instalados). Os campos de velocidade axial  $V_z$  e de energia cinética

turbulenta  $K$  foram obtidos através do tratamento de dados medidos via PIV. Os resultados numéricos e experimentais apresentaram boa concordância reproduzindo de maneira próxima o escoamento externo, enquanto na região correspondente ao escoamento interno, os dados experimentais mostraram o fenômeno de escoamento reverso devido a instabilidades e com a presença do PVC, características que o modelo numérico não capturou. Dados do campo de energia cinética turbulenta ( $K$ ) revelam que as maiores flutuações apresentam-se no núcleo do escoamento.

# Capítulo 3

## Experimento e Técnicas de Medição

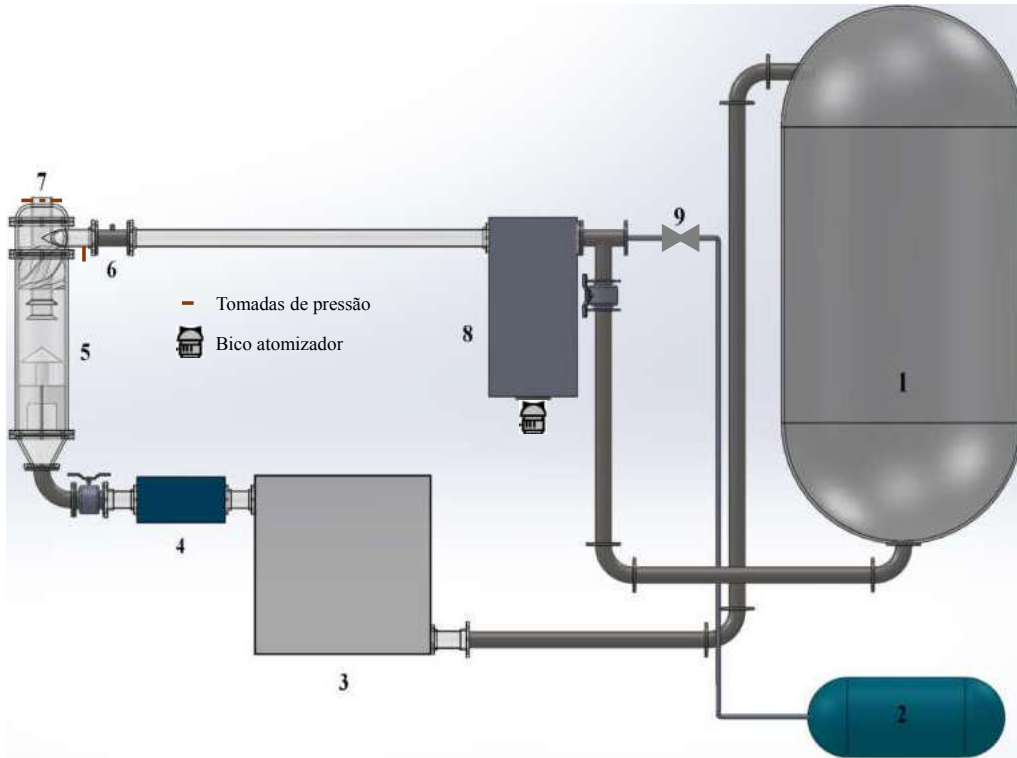
Neste capítulo, uma descrição das instalações e do experimento, assim como das técnicas experimentais de caracterização empregadas para o estudo do separador são apresentadas.

### 3.1 Instalações e Descrição do Experimento

Como mencionado no Capítulo 2, o protótipo empregado para o presente trabalho foi desenvolvido por NOGUEIRA (2013). Em relação ao equipamento projetado inicialmente, algumas modificações surgiram devido aos seguintes aspectos.

- Após uma avaliação em função do objetivo principal do presente trabalho, certos componentes instalados na bancada foram removidos e/ou substituídos, para que o equipamento atendesse as condições desejadas, tanto operacionais quanto experimentais.
- Desde então o Núcleo Interdisciplinar em Dinâmica de Fluidos (NIDF) tem aumentado sua capacidade de instalação e, portanto, melhorias foram implementadas, especificamente na rede de abastecimento e controle de ar, ligada à bancada do separador.

O aparato experimental foi projetado de forma a funcionar com escoamento monofásico de gás ou bifásico com gás-água conforme o interesse. A Figura 3.1 mostra um esboço atual da bancada. A rede de água é um circuito fechado alimentado por reservatórios (1) através de bombas de cavidades progressivas, que podem fornecer vazões volumétricas na faixa de  $1 [m^3h^{-1}]$  até  $20 [m^3h^{-1}]$ . Por tratar-se de um equipamento que, em condições de operação tem perda de carga sensível às restrições à jusante, um reservatório adicional (3) funcionando a pressão atmosférica é instalado logo na saída para coletar o líquido proveniente do separador aliviando efeitos de variação de pressão. Neste reservatório, um sistema de sensor de nível ativa uma



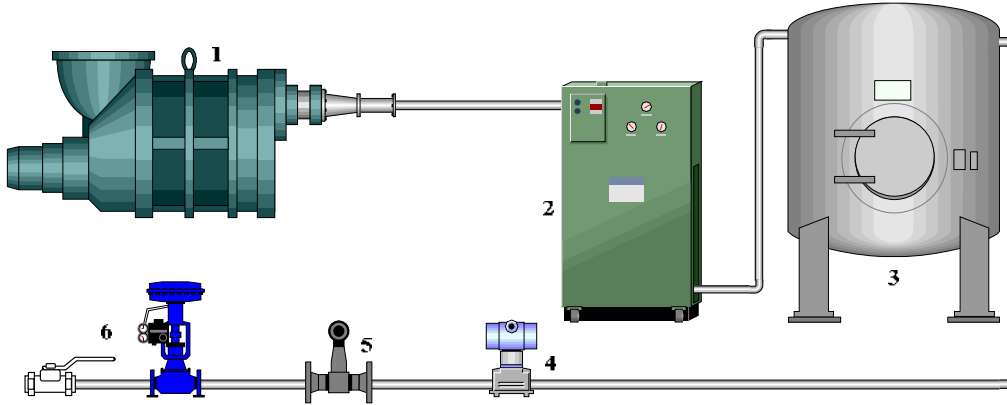
**Figura 3.1:** Montagem do do Separador ciclônico com internos: (1) Reservatório de líquido, (2) Sistema de Ar, (3) Tanque auxiliar, (4) Medidor de vazão, (5) Separador, (6) Entrada do escoamento (7) saída de ar, (8) Sistema injeção de partículas, (9) Válvulas de agulha e esfera

bomba centrífuga que finalmente empurra o líquido aos reservatórios principais, fechando o circuito. Um sistema de compressão, tratamento, controle e distribuição de ar (2), fornece uma vazão máxima de  $150 [m^3h^{-1}]$  em condições padrão. A pressão máxima de trabalho da rede de ar, limitada pelo compressor de parafuso, é de  $10 [bar]$ . O ar, uma vez comprimido, passa pela unidade de secagem que de acordo as especificações do fabricante atende a norma *ISO-8573-1*, garantindo uma umidade relativa não superior à 10%. O ar tratado antes de ser distribuído entra em um tanque visando ter um acúmulo de ar suficiente na pressão do sistema, amortecendo oscilações que possam interferir na variação da vazão. A Tabela 3.1, apresenta as características dos medidores de vazão e pressão que foram instalados na linha de ar. Os dados fornecidos pelos medidores permitem corrigir a vazão de entrada no separador em relação as condições do ar na linha. A Figura 3.2 apresenta a descrição anterior do sistema de ar. Finalmente, duas válvulas (9), uma de agulha e outra de esfera são instaladas logo antes do ponto de mistura do líquido com o ar. A válvula de agulha permite ajustar a vazão desejada nas condições de entrada ao separador, e a válvula de esfera é usada para abertura e fechamento do ar uma vez ajustada a vazão requerida.

Um sistema de injeção de partículas (8) foi instalado uma distância de  $500 [mm]$

**Tabela 3.1:** Instrumentos de medição de gás

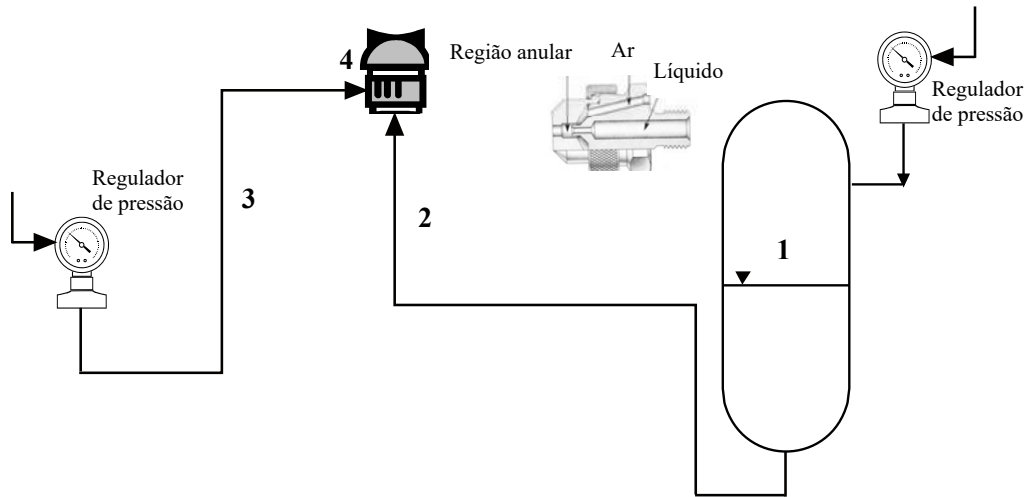
Instrumento	Marca	Tipo	Faixa Operacional
Medidor de Pressão	Endress Hauser	Absoluto	$P_{atm} - 10$ [Bar]
Medidor de Vazão	Krhone	Vortex OptiSwirl 4070C	$2 - 30$ [ $m^3h^{-1}$ ]



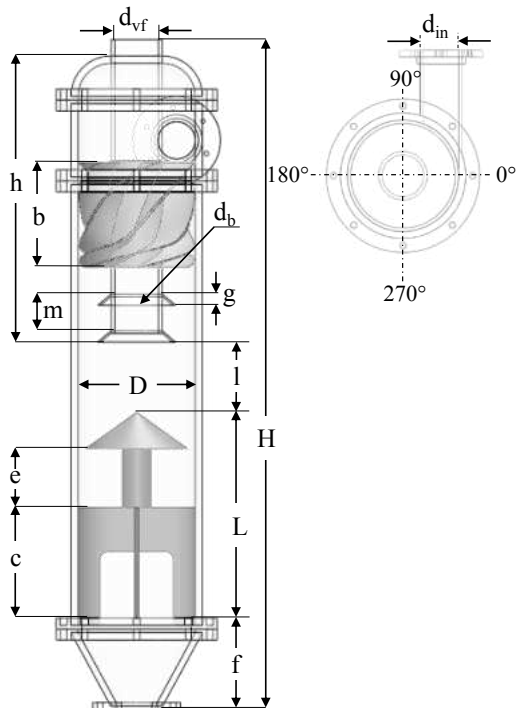
**Figura 3.2:** Sistema de tratamento e distribuição de ar. (1) Compressor, (2) Secador, (3) Tanque pulmão, (4) Medidor de pressão, (5) Medidor de vazão, (6) Válvulas de agulha e esfera

à jusante da válvula de agulha, visando inserir um traçador que permita o uso de técnicas ópticas para a caracterização do escoamento de ar. O sistema de injeção de partículas é mostrado em detalhe na Figura 3.3. Um bico atomizador, instalado na parte inferior de uma caixa metálica, recebe uma linha de ar e outra de líquido, em condições de pressão que variam entre 0,5 e 4 [bar] de forma independente conforme a vazão requerida, sendo que as duas vazões se misturam formando um padrão de gotas finas (névoa) colocadas em suspensão na caixa. A caixa recebe pela parte superior o escoamento de gás que entrará no separador. O escoamento de ar experimental o efeito de cavidade ao mesmo tempo que se mistura e carrega a névoa mais fina. Gotas que por ventura possuem tamanhos maiores acabam-se depositando na caixa pelo efeito da gravidade. Um comprimento maior que 50 diâmetros entre a saída da caixa e a entrada no separador garante um escoamento totalmente desenvolvido.

A geometria do protótipo é especificada na Figura 3.4 e Tabela 3.2 e, de acordo a equação 2.17, o parâmetro geométrico  $S_g$  para o ciclone é 3,292.



**Figura 3.3:** Sistema de injeção de partículas. (1)Vaso de pressão, (2)Linha de líquido, (3)linha de ar, (4)Atomizador

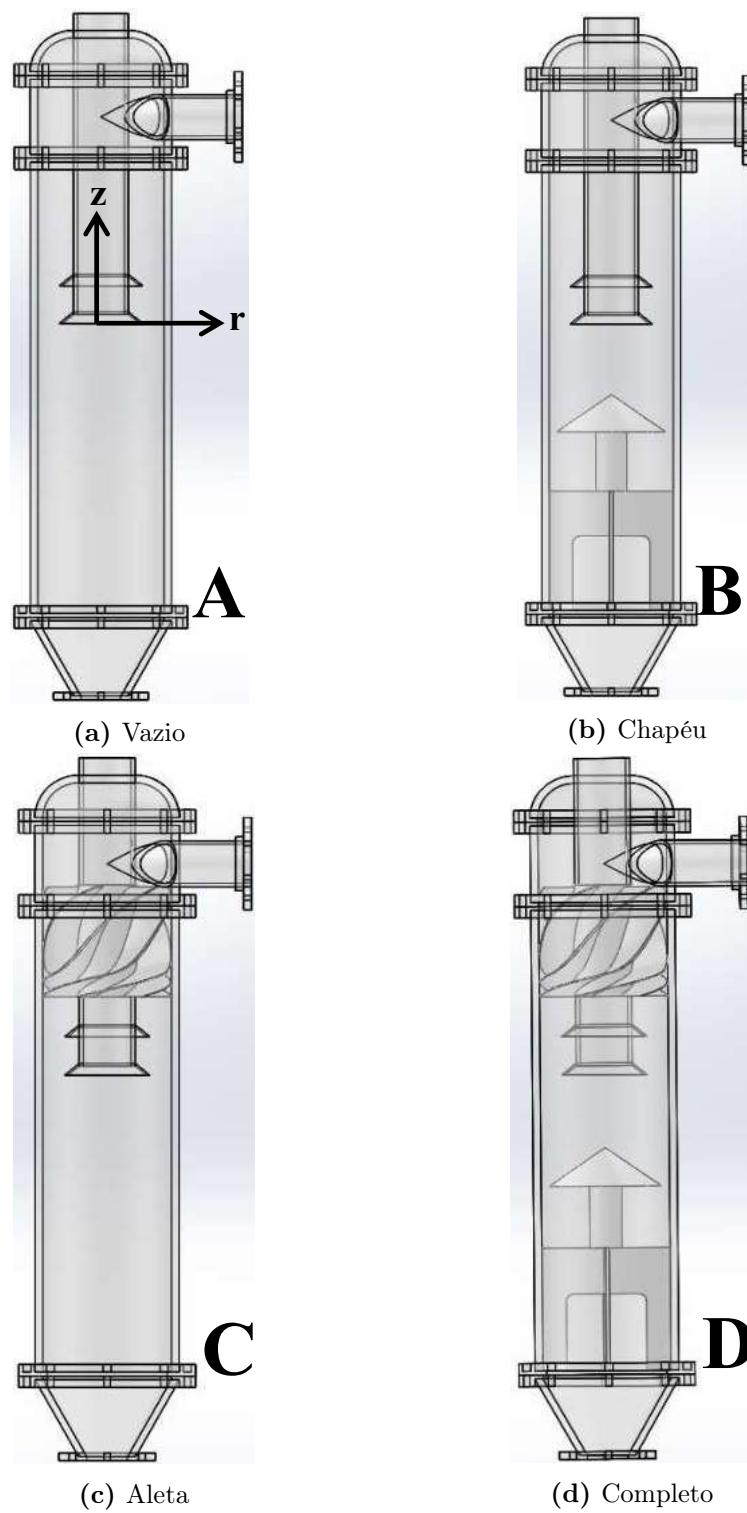


**Tabela 3.2:** Dimensões do separador ciclônico em [mm]

h	l	b	m	c	e	f
380	115	140	50	160	80	125
g	d <sub>in</sub>	d <sub>vf</sub>	d <sub>b</sub>	D	H	L
15	50	50	106	160	955	300

**Figura 3.4:** Geometria do separador.

O separador como já mencionado possui dois internos (as aletas helicoidais e o conjunto chapéu chinês - pás verticais), que permitem arranjos diferentes conforme apresentado na Figura 3.5. Tanto a nomenclatura quanto o sistema de referência apresentados na Figura 3.5, serão utilizados ao longo do texto. A aleta foi redimensionada e projetada a partir dos critérios especificados em HOFFMANN e STEIN (2008) e as descrições do elemento em NANNINGA *et al.* (2001).



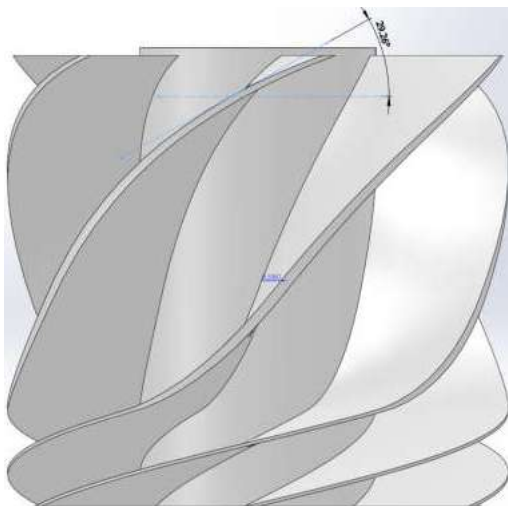
**Figura 3.5:** Configurações testadas e sistema de referência adotado no separador

### 3.1.1 Desenho e Construção da Aleta

O formato das pás helicoidais que formam o conjunto chamado Aleta, é projetado com base à quatro parâmetros principalmente,

- ângulo de entrada,
- ângulo de saída,
- número de pás, e
- espessura das pás.

A espessura e o número de pás, determinam a área disponível para o escoamento e, portanto, a velocidade (HOFFMANN e STEIN, 2008). Na Figura 3.6a se observa o desenho *CAD* da aleta, destacando o raio externo que corresponde ao mesmo do corpo no ciclone, e um ângulo de aproximadamente  $30^\circ$  próximo da região superior. O escoamento é direcionado pelas pás aumentando o ângulo em relação à horizontal, e posteriormente diminuindo como observado. O ângulo na saída é de  $20^\circ$ , encontrando-se dentro dos valores sugeridos em HOFFMANN e STEIN (2008). A aleta está composta de seis pás helicoidais com uma espessura de 3 [mm] na região de maior espessura e 1 [mm] na parte inferior. A peça, finalmente é construída numa impressora 3D em escala real, sendo que o erro nas dimensões da peça são inferiores à  $\pm 0,1$  [mm], que é a resolução da impressora segundo o fabricante (OBJET GEOMETRIES, LTD, 2010). A Figura 3.6b mostra a aleta construída.



(a) Desenho da aleta



(b) Imagem da aleta fabricada

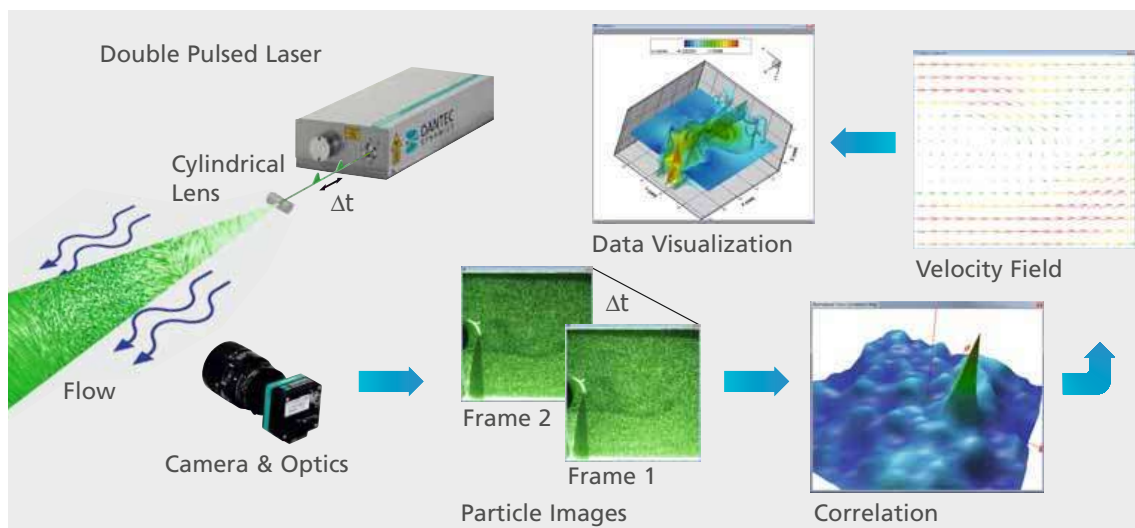
**Figura 3.6:** Aleta

## 3.2 Técnicas de medição

### 3.2.1 Velocimetria por Imagem de Partículas (PIV)

Na década de 1960, o uso de técnicas ópticas para o estudo de escoamentos se tornou possível com a grande vantagem delas ser não-intrusivas (LOUREIRO e PINHO, 2006), mas ainda com a mesma característica padrão das técnicas disponíveis até então; obter unicamente informações locais do escoamento. Com a evolução tecnológica de instrumentos ópticos, câmeras e lasers principalmente, além de computadores com maior capacidade de processamento de dados, houve um desenvolvimento de técnicas capazes de obter para um mesmo intervalo de tempo, informações em regiões de escoamento (áreas) muito maiores que as fornecidas com as técnicas pontuais, como as sondas Pitot, a anemometria de fio-quente e o LDA. Foi em 1977, quando três grupos de pesquisa testaram a viabilidade de forma independente a técnica conhecida hoje como *Particle Image Velocimetry* PIV, ou Imagem por Velocimetria de Partículas, obtendo perfis de velocidade para um escoamento laminar em um tubo, (ADRIAN, 2005).

O sistema PIV é uma técnica óptica, não intrusiva, capaz de obter campos instantâneos de velocidade através de padrões de deslocamento em traçadores que acompanham a dinâmica real do escoamento de interesse. Entre os principais componentes do sistema PIV se destacam, dois feixes de luz coerente tipo laser, gerando cada um, um plano ao passar por uma lente cilíndrica, a câmera tipo *Charge Coupled Device*, CCD ou dispositivo de carga acoplada, que recebe o comprimento de onda da luz refletida pelas partículas traçadoras e o sistema de sincronização e aquisição de dados. A Figura 3.7 apresenta de modo geral um esquema de sistema para PIV-2D.



**Figura 3.7:** Diagrama de montagem, para um sistema PIV-2D (retirado de DANTEC DYNAMICS, 2015)

Uma vez os componentes se encontram devidamente alinhados com a região de interesse, a operação do sistema inicia quando os feixes provenientes de fontes de laser pulsada produzem pulsos de luz de duração em intervalos definidos. Em seguida, passam por uma lente cilíndrica responsável pela formação do plano de luz que ilumina a região do escoamento e, como consequência, as partículas inseridas no escoamento. A câmera de alta resolução (CCD), com sistema de sensores que captam a luz em modo de dupla exposição (*double frame*) e a transforma em sinais elétricos, é posicionada perpendicularmente ao plano do laser para capturar o espalhamento de luz gerada pelas partículas. O plano de laser é pulsado de forma a produzir um efeito estroboscópico, congelando o movimento das partículas durante o tempo de duração de cada pulso, que é da ordem de micro-segundos ( $\mu s$ ). O campo dos vetores velocidade é obtido a partir da discretização das imagens adquiridas em regiões de controle chamadas janelas de interrogação. Modelos matemáticos capazes de avaliar a intensidade de luz na resolução de pixel, para as duas imagens e cada uma das janelas de interrogação, determinam o padrão de deslocamento local das partículas, isto é a velocidade local do escoamento. Entre os modelos clássicos para o cálculo do campo de velocidade se encontram a Correlação Cruzada e a Correlação Adaptativa (RAFFEL *et al.*, 2007). É importante tanto no momento da aquisição de imagens quanto na hora de realizar o pós-processamento a boa escolha dos parâmetros, intervalo de tempo e tamanho nas janelas de interrogação, respectivamente, de forma a garantir que, na média local de cada janela, as partículas estejam se movendo homogeneamente com a mesma velocidade. Portanto, tendo conhecimento do tempo entre cada pulso e o deslocamento das partículas, as componentes do vetor velocidade são estimadas a partir do conjunto de equações

$$V_r = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta r M^{-1}}{\Delta t} \quad (3.1a)$$

$$V_z = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta z M^{-1}}{\Delta t} \quad (3.1b)$$

onde  $\Delta t$  é o tempo entre pulsos,  $V_r$ ,  $V_z$ ,  $\Delta r$  e  $\Delta z$  correspondem às velocidades e aos deslocamentos nas direções radial e axial, respectivamente.  $M$  é o fator de magnificação. 3.1

No sistema PIV mostrado na Figura 3.7, apenas duas componentes de velocidade são determinadas uma vez que a iluminação da região de interesse se dá através de um plano. No entanto, com o auxílio de duas câmeras, posicionadas com ângulos entre  $30^\circ$  e  $90^\circ$  entre elas, o sistema PIV 3D estereoscópico permite medir a terceira componente de velocidade, perpendicular ao plano iluminado, (MCKEON *et al.*, 2007).

## Partículas traçadoras

A velocidade de um escoamento via PIV é medida de forma indireta, ou seja, mede-se a velocidade de partículas traçadoras que estão presentes no escoamento e não a velocidade direta do escoamento. Logo, idealmente a massa específica do traçador deve ser a mesma do escoamento para que elas o acompanhem fielmente. Assume-se, então, que o deslocamento das partículas é igual ao deslocamento no escoamento. No entanto, para que esta hipótese se aproxime da realidade, alguns cuidados devem ser tomados na hora de escolher qual partícula será utilizada. Um critério frequentemente usado para uma seleção adequada das partículas em relação ao escoamento é o número de Stokes,  $S_{tk}$  (RAFFEL *et al.*, 2007), dado pela equação 2.50, sendo que se  $S_{tk} < 0,1$ , a partícula é capaz de acompanhar o escoamento sem efeitos inerciais.

Estritamente falando, a interação das partículas traçadoras no escoamento de gás, formam um escoamento multifásico, isto é, uma fase contínua (o gás) e uma fase dispersa (as partículas). Logo existe uma velocidade relativa  $W$  das partículas em relação à fase contínua, que leva na definição do número de Reynolds da partícula, dado pela equação 3.2.

$$Re_p = \frac{d_p W}{\nu_f} \quad (3.2)$$

No balanço de forças agindo nas partículas, para a condição de  $Re_p \ll 1$  as únicas duas forças que precisam ser levadas em consideração são o empuxo e as forças de campo, associadas normalmente à gravidade. Já para valores de  $Re_p \gg 1$  os efeitos de arrasto e sustentação devem ser levados em consideração. Na prática  $W$  não é um valor conhecido, portanto avaliar o número de Reynolds da partícula ( $Re_p$ ) não é possível. Assim, para o regime de Stokes ( $Re_p \ll 1$ ), a partir da solução aproximada da equação dinâmica da partícula dada pela equação 3.3 e uma análise de ordem de grandeza entre o tempo de relaxação ou da partícula  $t_p$  dado pela equação 3.4 e o tempo característico  $t_h$  associado ao escoamento conforme a equação 3.5, BRENNEN (2005) introduz uma condição a partir dessa análise. Se  $t_p \ll t_h$ , então, o módulo máximo do movimento relativo  $W_m$  entre as fases, para  $Re_p \ll 1$  é dado pela equação 3.6, onde o termo  $a_c$ , é a aceleração característica do movimento, centrípeta no presente caso devido ao efeito rotativo dominante no escoamento.

$$W = W_m (1 - e^{-t/t_p}) \quad (3.3)$$

$$t_p = \frac{d_p^2 \left(1 + 2 \frac{m_p}{\rho_f v_p}\right)}{36\nu_f} \quad (3.4)$$

$$t_h = \frac{r_c}{V_{tmax}} \quad (3.5)$$

Na equação 3.4  $m_p$ , é a massa da partícula e o termo  $\rho_f v_p$  é a massa de fluido deslocada, sendo  $v_p$  o volume da partícula. O tempo característico na equação 3.5, é dado para um escoamento rotativo, onde os efeitos da aceleração centrípeta são de maior influência que os gravitacionais.  $r_c$ , é o raio aonde a velocidade tangencial é máxima. O termo  $W_m/V_{tmax}$ , que representado na Figura 3.8 pode ser analisado a partir do número de Reynolds com base na velocidade do escoamento e o tamanho da partícula  $Re_v$  e um parâmetro chamado de tamanho  $X$  mostrados nas equações 3.7 e 3.8 respectivamente.

$$W_m = \frac{d_p^2 a_c \left(1 - \frac{m_p}{\rho_f v_p}\right)}{18\nu_f} \quad (3.6)$$

$$Re_v = \frac{V_{tmax}(d_p/2)}{\nu_f} \quad (3.7)$$

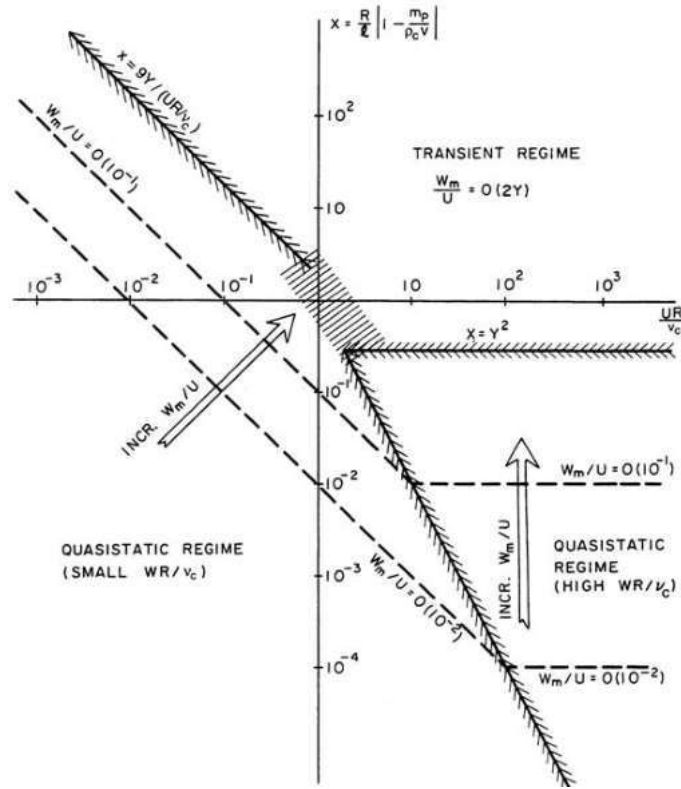
$$X = \left(\frac{(d_p/2)}{r_c}\right) \left|1 - \frac{m_p}{\rho_f v_p}\right| \quad (3.8)$$

BRENNEN (2005) define um parâmetro adicional  $Y$ , em uma tentativa de definir as fronteiras do regime no qual a partícula escoar. Assim, o conjunto de equações 3.6, 3.7, 3.8 e 3.9 mostram os parâmetros que plotados na Figura 3.8 contornam as fronteiras para os diferentes regimes.

$$Y = \left|1 - \frac{m_p}{\rho_f v_p}\right| / \left(1 + \frac{2m_p}{\rho_f v_p}\right) \quad (3.9)$$

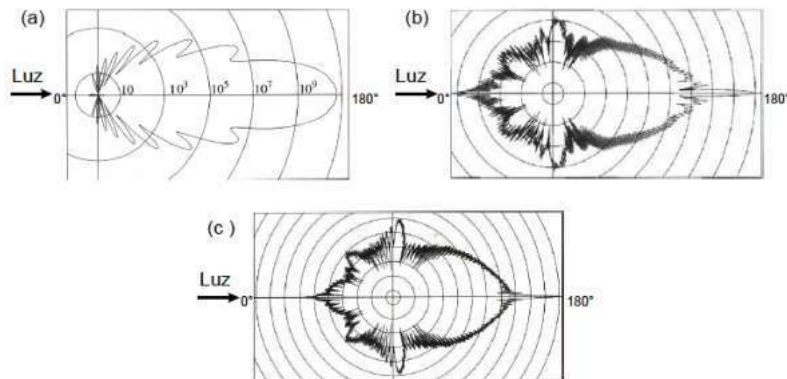
BRENNEN (2005) conclui que para valores do par ordenado  $(Re_v, X)$  que plotados no mapa da Figura 3.8 que sejam menores ou iguais à  $10^{-2}$  e com  $t_p \ll t_h$ , o regime da fase dispersa é quase-estático, portanto a velocidade  $W_m$  pode ser calculada a partir da equação 3.6 e a relação  $W_m/V_{tmax}$  é de uma ordem de grandeza pequena suficiente para desprezá-la. Uma outra interpretação do termo  $W_m/V_{tmax}$ , é o erro em medir  $W$  e dizer que é  $V_i$ , ou seja o erro máximo por usar  $W$  no lugar de  $V_i$ .

Em contrapartida à discussão prévia, partículas grandes devem ser usadas para



**Figura 3.8:** Regime de partículas escoando na fase contínua (retirado de BRENNEN, 2005)

melhorar o espalhamento da luz. Quando o tamanho da partícula é comparável com o comprimento de onda da fonte de luz emitida, o consequente espalhamento da luz segue a teoria de *Lorenz-Mie*. De acordo com esta teoria, partículas grandes espalham uma quantidade maior de luz do que partículas menores e o tamanho das partículas afeta a distribuição espacial da luz espalhada, conforme mostra a Figura 3.9. Normalmente para medições com PIV, o diâmetro das partículas fica na faixa de 0,1 à 50  $[\mu m]$ , comparável com o comprimento de onda da luz emitida pelo laser de Nd:YAG de frequência dupla,  $\lambda_l = 532 [nm]$ , a teoria de *Lorenz-Mie* se aplica.



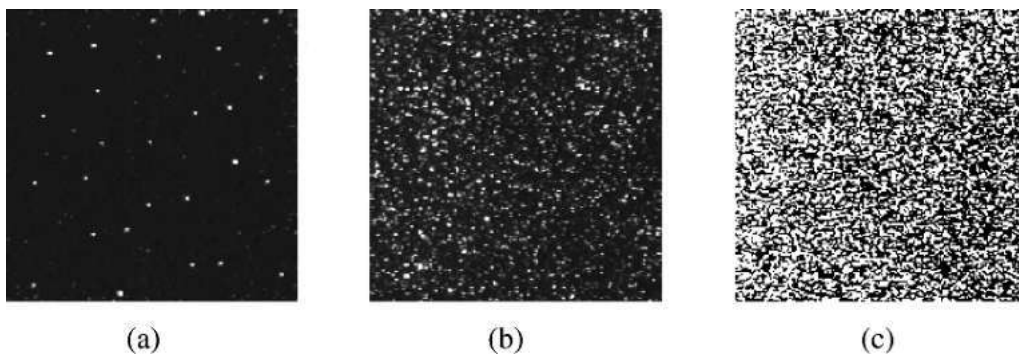
**Figura 3.9:** Espalhamento de luz para  $d_p$ : (a) 1  $\mu m$ , (b) 10  $\mu m$  e (c) 30  $\mu m$  (adaptado de RAFFEL *et al.*, 2007)

Logo, um equilíbrio deve ser encontrado para que as partículas sejam pequenas para acompanhar fielmente o escoamento e grandes o suficiente para espalhar luz tal que o sistema de aquisição seja capaz de detectá-las. A Tabela 3.3 mostra exemplos de partículas traçadoras utilizadas em escoamento de gás.

**Tabela 3.3:** Tipos de traçadores para água e ar (retirado de MCKEON *et al.*, 2007)

Fluido	Material	Diâmetro [ $\mu m$ ]	Massa específica [ $Kg\ m^{-3}$ ]
Ar	DEHS	1 - 3	$1 \times 10^3$
	Solução glycol-água	1 - 3	$1 \times 10^3$
	Óleo Vegetal	1 - 3	$1 \times 10^3$
	Dióxido de titânio	0,2 - 5	$4 \times 10^3$
Água	Latex	5 - 50	$1 \times 10^3$
	Rodamihne 6g	10 - 20	$>1 \times 10^3$
	Esferas de vidro recobertas com prata	30 - 100	$>1 \times 10^3$

Finalmente e não menos importante, a distribuição das partículas deve ser o mais homogênea possível para garantir bons resultados no processamento das imagens. Na Figura 3.10 é possível observar uma mesma região com baixa, média e alta concentração de partículas. No momento em que a imagem é dividida em janelas de interrogação, se a concentração é baixa poderá haver espaços sem partículas, dificultando a obtenção do vetor velocidade. Se existe uma concentração alta, as partículas podem se sobrepor e com isso os vetores velocidade calculados são errados. Portanto para a técnica PIV, o ideal é manter uma concentração média (b), com um número aproximado de 10 partículas por janela de interrogação. Para outras técnicas de pós-processamento de imagens onde o interesse é identificar a trajetória das partículas (*Particle Tracking Velocimetry*), o caso (a) na Figura 3.10 será o adequado, (RAFFEL *et al.*, 2007).



**Figura 3.10:** Densidade de partículas (a) baixa, (b) média e (c) alta (retirado de RAFFEL *et al.*, 2007)

## Iluminação

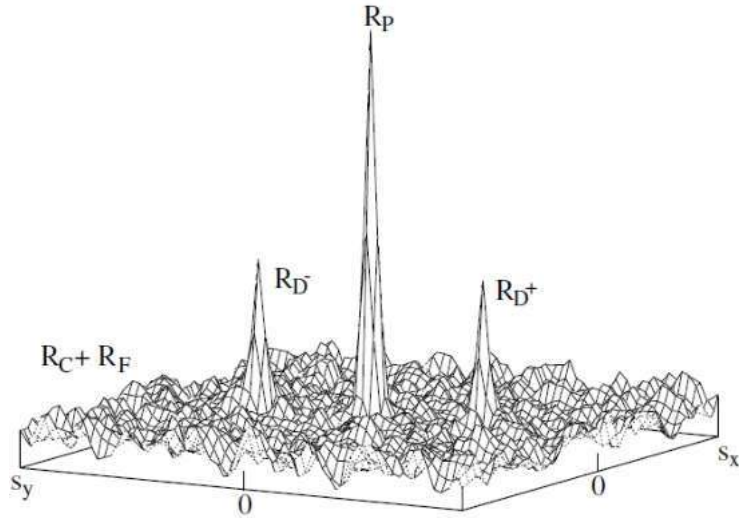
O laser é a principal fonte de luz utilizada na técnica PIV. A Tabela 3.4 mostra os tipos de laser e seus respectivos comprimento de onda. O laser utilizado no PIV pode ser de onda contínua ou pulsátil. O tipo de comprimentos onda contínua como o Íon-Argônio fornece baixa energia, que pode ser utilizado em algumas aplicações menos exigentes. O tipo pulsátil emite vários pulsos com intervalo de tempo de milissegundos ou nanosegundos, o que possibilita flexibilidade na medição de baixas ou altas velocidades.

**Tabela 3.4:** Tipos e características de lasers (retirado de MCKEON *et al.*, 2007)

Parâmetro	Descrição	Comprimento de onda [nm]
Gás	Hélio-Neon (He-Ne)	633
	Vapor de Cobre (Cu)	510 - 578
	Íon Argônio (Ar+)	488 - 514
Serial	Rubi (Cr+)	694
	Nd:YAG	532 - 1064
	Neodímio - (Nd:YLF)	526 - 1053

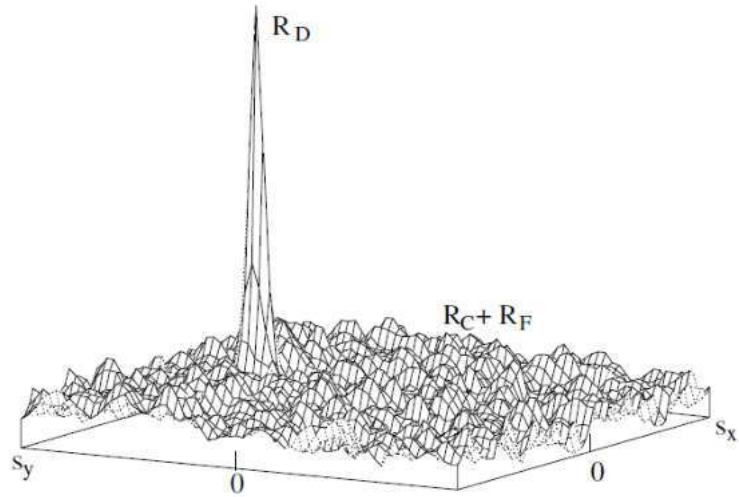
## Pós-processamento

Uma vez as imagens adquiridas, a etapa de tratamento é feita através de modelos matemáticos (correlações) implementados em códigos que possibilitam a obtenção do campo de velocidade. De acordo ao modo no qual as imagens foram obtidas, o método de processamento muda. O modo *single-frame/double exposure*, adquire as imagens através de uma dupla exposição ao laser, porém somente um quadro é gravado. Esse é o método utilizado na autocorrelação. O método consiste em correlacionar o deslocamento de todas as partículas dentro da janela de interrogação. O ponto de máxima intensidade ( $Rp$ ) da imagem é observado no centro, representando deslocamento nulo. Isso significa que a partícula está correlacionada com ela mesma. A função de autocorrelação é simétrica, de modo que os picos de deslocamento geralmente possuem amplitudes iguais, e em sentidos opostos. Na Figura 3.11 é possível observar esse comportamento, onde um pico corresponde à distância entre as primeira e segunda imagens das partículas, e o outro da segunda com a primeira ( $RD^-$ ,  $RD^+$ ). O método não é capaz de reconhecer qual pico é o correto, portanto é necessário ter conhecimento prévio da direção do escoamento, para evitar o cálculo do campo de velocidade no sentido contrário. Os termos  $R_c + R_F$  correspondem a intensidade média na janela de interrogação e flutuações associados à ruído, respectivamente.



**Figura 3.11:** Composição dos picos na auto-correlação (retirado de RAFFEL *et al.*, 2007)

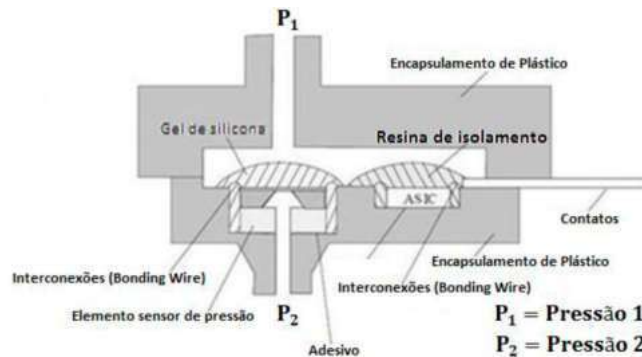
O outro modelo matemático, é a correlação cruzada. Cada pulso de laser emitido captura as imagens das partículas em dois quadros diferentes (*double-frame/double exposure*), necessitando então de uma sincronização entre câmera, laser e o computador. Assim, o software cruza os dados de correlação de deslocamento das partículas de um quadro com o outro, resultando em um único pico ( $RD$ ) que detém as informações sem incerteza de sentido do escoamento, como é apresentado na Figura 3.12. A correlação cruzada foi possível só até o desenvolvimento de câmeras capazes de adquirir imagens em modo de dupla exposição. Atualmente, a maioria das técnicas empregadas para processamento de imagens utilizam a correlação cruzada.



**Figura 3.12:** Composição do pico na correlação cruzada (retirado de RAFFEL *et al.*, 2007)

### 3.2.2 Diferencial de pressão

O diferencial de pressão em um escoamento é o módulo entre um valor de pressão medido e uma pressão de referência. Assim, sensores de pressão que possuem duas portas de medição independentes, são capazes de fornecer a diferença de pressão, entre dois pontos distanciados por um comprimento  $\Delta x$  [m] qualquer. O sensor de pressão gera um sinal elétrico relacionado com a diferença de pressão que lhe é exercida, sendo que o sinal pode ser do tipo digital ou analógico. A Figura 3.13 apresenta a configuração interna de um sensor de pressão diferencial piezo-resistivo, do tipo usado neste trabalho. Observam-se as portas de entrada  $P_1$  e  $P_2$ , assim como o elemento piezo-resistivo sobre uma membrana de silício protegido por um gel de silicone.



**Figura 3.13:** Configuração de um sensor de pressão diferencial (retirado de IBARRA, 2014)

Um medidor de pressão diferencial capta a variação da pressão e a converte de forma exata e precisa em um sinal elétrico. O funcionamento dos sensores de pressão diferenciais é baseado em duas regras gerais:

- A pressão máxima diferencial ( $P_{max}$ ), é definida pelas características físicas do sensor.
- A segunda regra está relacionada com a resistência do encapsulamento do sensor a uma pressão aplicada de forma simultânea nas duas portas de entrada. Isto significa que tanto  $P_1$  quanto  $P_2$  não podem exceder certo valor de pressão. Este parâmetro é denominado como máxima pressão do sistema  $P_{syst}$ .

O princípio de funcionamento baseia-se na medida da variação da resistência elétrica induzida pela deformação em função da pressão. Uma tração do condutor aumenta o comprimento e reduz a superfície de seção. Em consequência ela produz uma variação da resistência elétrica. Para aplicar esse princípio se utiliza um corpo base que se deforma controladamente sob pressão. Frequentemente esse corpo consiste de uma membrana com uma parte fina. O valor da deformação em função da pressão se mede com semicondutores.

### 3.3 Calibração de instrumentos

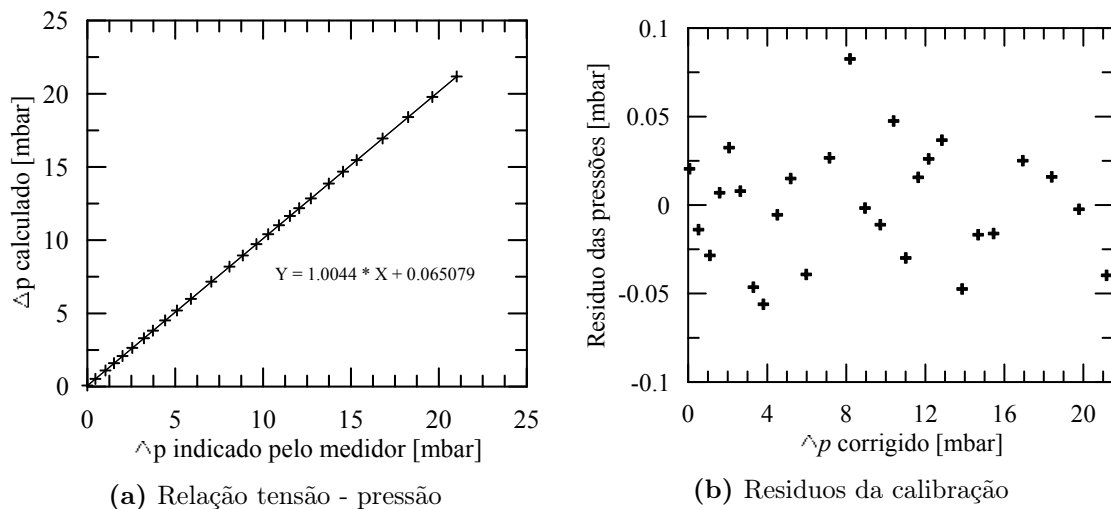
#### 3.3.1 Medidor de pressão diferencial

O instrumento para medir a perda de carga no presente trabalho é do tipo piezo-resistivo. A Tabela 3.5 mostra as características principais do medidor.

**Tabela 3.5:** Características do medidor de pressão diferencial

Parâmetro	Descrição
Tipo de Medidor	Diferencial
Marca	Endress Hausser
Referência	PMD75-ABC8D11EAAA
Serial	J800140109D
Faixa de medição	0 – 100 [mbar]
Máx erro permissível	$\pm 0,075$ %
Protocolo de saída	HART 4 – 20 [mA]

O processo de calibração é realizado mediante a comparação de três medidas independentes: uma coluna hidrostática de 30 [cm], a saída em tensão no medidor e a leitura na tela do medidor. Os três dados são correlacionados para verificar a linearidade e confiabilidade do instrumento. As Figuras em 3.14 mostram o comportamento linear entre a pressão calculada a partir da coluna hidrostática e a pressão corrigida no medidor, assim como o resíduo entre as pressões calculadas e fornecidas pelo medidor. Os valores dos resíduos oscilando perto do zero como se observa na Figura 3.14b, são uma indicação da confiabilidade no instrumento.



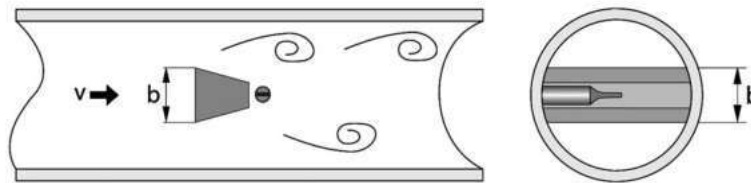
**Figura 3.14:** Parâmetros de calibração - medidor de pressão diferencial

### 3.3.2 Medidor de vazão

O medidor de vazão à utilizar no presente trabalho é do tipo *Vortex* ou de vórtice induzido. O princípio de operação do instrumento é baseado no padrão de vórtices de Von Kármán. Dentro de um tubo é localizado de forma concêntrica, um corpo de geometria trapezoidal, de modo a gerar vórtices com a passagem do escoamento como mostrado na Figura 3.15. A frequência de emissão de vórtices é proporcional a velocidade e, portanto, a vazão do escoamento (sempre que a área de seção reta for mantida constante). O número de Strouhal ( $S_t$ ) descreve a razão entre a frequência de emissão dos vórtices ( $f$ ), com dimensão  $b$  da Figura 3.15 e a velocidade  $U$ , de acordo a equação 3.10,

$$f = \frac{S_t U}{b} \quad (3.10)$$

Os vórtices geram esforços laterais no corpo de obstrução que são percebidos por um sensor piezoelétrico. O sensor transforma os esforços em pulsos elétricos. Finalmente a frequência é gravada por um sensor e os dados convertidos a vazão através de um fator. O número de Strouhal se mantém constante para faixas grandes do número de Reynolds, logo é possível afirmar que  $S_t$  não depende da massa específica e da velocidade.



**Figura 3.15:** Princípio de funcionamento, medidor tipo *vortex*

A Tabela 3.6 mostra as características principais do medidor.

**Tabela 3.6:** Características principais do medidor de vazão

parâmetro	Descrição
Tipo de medidor	de Vórtice induzido
Marca	KROHNE
Referência	Optiswirl 4070C
Precisão	$\pm 1,0\% Re \geq 2 \times 10^4$
Faixa de medição	$2 - 30 [m^3 h^{-1}]$
Protocolo de saída	HART $4 - 20 [mA]$
Pressão máx	$30 [bar]$

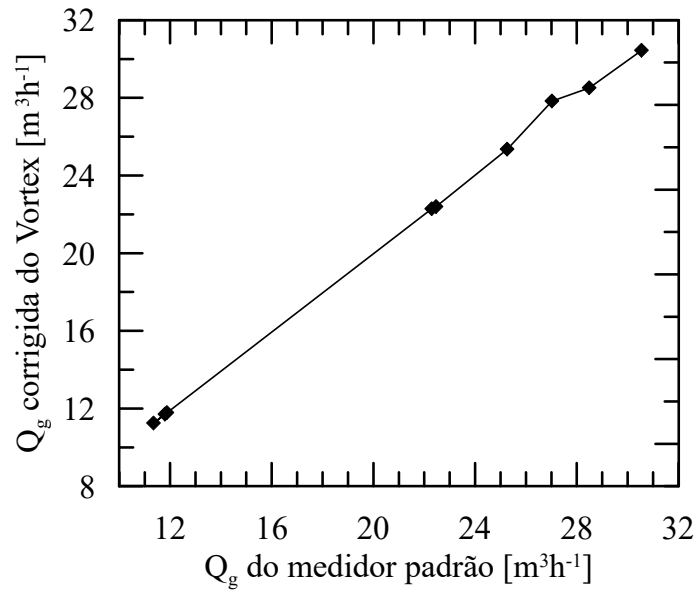
A vazão na linha deve ser corrigida para a condição de entrada no equipamento devido à diferença nas condições de pressão e temperatura em relação a linha de ar.

A correção é feita através da equação 3.11,

$$Q_{g2} = \frac{T_2}{T_1} \frac{P_1}{P_2} Q_{g1} \quad (3.11)$$

onde os subíndices 1 e 2 representam as condições na linha e na entrada do separador, respectivamente.  $P$  e  $T$  correspondem à pressão e temperatura do ar. Na equação 3.11  $P_2$  é verificada com um medidor de pressão manométrico.

Através da instalação em série na linha de ar de um medidor de vazão padrão do tipo diafragma com o medidor de vazão do tipo *Vortex* e nas condições de trabalho em que o separador opera, uma aferição por comparação no comportamento do medidor (*Vortex*) foi realizada. A Figura 3.16, mostra uma tendência linear entre a vazão indicada do medidor padrão, e a vazão corrigida (equação 3.11) no medidor tipo *Vortex*. O instrumento consegue correlacionar linearmente os parâmetros de pressão e temperatura do ar para diferentes faixas de vazão. É importante salientar que o medidor utilizado não possui sensor de pressão próprio, para corrigir a densidade, assim cada vez que a pressão na linha muda consideravelmente, um ajuste manual na densidade deve ser realizado.



**Figura 3.16:** Comparação da vazão indicada pelo medidor de vazão tipo *vortex* em condições operacionais

# Capítulo 4

## Metodologia

A caracterização experimental do separador abrange dois tipos de medições para o escoamento de ar:

1. uma avaliação global da perda de carga medida entre os pontos de entrada (6) e saída (7) (Figura 3.1) do escoamento no separador. É importante salientar que o modo no qual o separador opera ao longo de todas as campanhas de medição no presente trabalho é com o fechamento da válvula instalada logo antes do medidor de vazão de líquido (Figura 3.1(4)), uma vez o equipamento em condições reais opera inundado, impedindo a saída de ar.
2. Um estudo da obtenção do campo de velocidade médio e propriedades turbulentas no interior do separador.

### 4.1 Descrição dos Testes

Ambas medições tem como objetivo principal, testar a influência dos internos conforme as configurações mostradas na Figura 3.5. As condições de escoamento a serem testadas, mostradas na Tabela 4.1, abrangem uma faixa significativa no envelope operacional do protótipo (NOGUEIRA, 2013) e estão limitadas a capacidade máxima de ar fornecido pelo sistema de ar. O número de Reynolds na Tabela 4.1 é baseado nas condições de entrada, de acordo com a equação 2.14.

**Tabela 4.1:** Condições de medição no escoamento de ar

$Q_g$ [ $m^3h^{-1}$ ]	$Re$	Regime
34,5	$1,57 \times 10^4$	Turbulento
77,5	$3,41 \times 10^4$	
92,4	$4,12 \times 10^4$	
142	$6,33 \times 10^4$	

As medições de perda de carga foram repetidas três vezes, de forma independente ajustando as condições, para garantir repetibilidade nos resultados. Em relação as medições do campo de velocidade média via PIV-2D, foi necessário realizar duas campanhas, uma primeira no plano radial-axial  $\mathbf{V}(V_r, V_z)$  e a segunda no plano radial-tangencial  $\mathbf{V}(V_r, V_t)$ . Para garantir a repetibilidade dos resultados, foi adotada a mesma metodologia que implementada nas medições de perda de carga, além de testes de convergência na solução a partir do número de amostras. A Tabela 4.2 mostra um resumo das variáveis de análise para o presente trabalho, assim como a nomenclatura dos casos a ser analisados. Exemplificando, o caso onde a vazão fixada é a primeira e a configuração do separador é sem internos será chamado de  $Q_{g1}A$ . Quando combinadas as variáveis de análise junto com a quantidade de testes (replicas) é possível visualizar a matriz de testes executados como apresentado na Tabela 4.3.

**Tabela 4.2:** Variáveis de análise e nomenclatura dos casos

Vazão [ $m^3h^{-1}$ ]		Configuração (Figura 3.5)
$Q_{g1}$	34,5	<i>A</i>
$Q_{g2}$	77,5	<i>B</i>
$Q_{g3}$	142	<i>C</i>
$Q_{g4}$	92,4	<i>D</i>

#### 4.1.1 Perda de Carga

Realizada a montagem de qualquer uma das configurações a ser ensaiada, o procedimento a seguir é o ajuste da vazão de gás ( $Q_g$ ), mediante abertura e/ou fechamento da válvula de agulha (Figura 3.1(9)) e inspeção das grandezas, pressão, vazão e temperatura do gás na linha, através dos respectivos medidores. Como parte do padrão no procedimento, a linha de ar sempre deve estar na pressão máxima de trabalho ao começar os ajustes. Uma válvula de esfera auxiliar instalada à jusante da válvula de agulha permite abrir e fechar a saída de ar sem perder o ajuste da vazão desejada. Verifica-se então o valor da vazão de entrada no separador conforme a equação 3.11.

O sinal de saída em tensão do medidor de pressão diferencial como mostrado na Figura 3.13, é conectado com uma placa de aquisição *Omega OM-USB-1208FS*, capturando e convertendo os sinais em dados de pressão. O intervalo de tempo amostral pode ser fixado mediante o software de aquisição, sendo que para as campanhas de medição realizadas foi de 30 [s] à uma taxa de 50 [Hz]. É importante ressaltar que na montagem, quatro tomadas de pressão foram instaladas simetricamente na seção transversal do *vortex finder* como mostrado na Figura 4.2 para obter um valor médio do gradiente de pressão radial na seção, devido ao escoamento ser rotativo,

**Tabela 4.3:** Matriz de Testes.  $\Delta P$ = Perda de carga,  $V_{rz}$ = Campo de velocidade média radial-axial,  $V_{rt}$ = Campo de velocidade média radial-tangencial e  $T$ = Número do teste ou replica.

Configuração	Teste 1 (T1)	Teste 2 (T2)	Teste 3 (T3)
A	$\Delta P - Q_{g1}A - T1$	$\Delta P - Q_{g1}A - T2$	$\Delta P - Q_{g1}A - T3$
	$\Delta P - Q_{g2}A - T1$	$\Delta P - Q_{g2}A - T2$	$\Delta P - Q_{g2}A - T3$
	$\Delta P - Q_{g3}A - T1$	$\Delta P - Q_{g3}A - T2$	$\Delta P - Q_{g3}A - T3$
	$\Delta P - Q_{g4}A - T1$	$\Delta P - Q_{g4}A - T2$	$\Delta P - Q_{g4}A - T3$
	$V_{rz} - Q_{g1}A - T1$	$V_{rz} - Q_{g1}A - T2$	$V_{rz} - Q_{g1}A - T3$
	$V_{rz} - Q_{g2}A - T1$	$V_{rz} - Q_{g2}A - T2$	$V_{rz} - Q_{g2}A - T3$
	$V_{rz} - Q_{g3}A - T1$	$V_{rz} - Q_{g3}A - T2$	$V_{rz} - Q_{g3}A - T3$
	$V_{rt} - Q_{g1}A - T1$	$V_{rt} - Q_{g1}A - T2$	$V_{rt} - Q_{g1}A - T3$
	$V_{rt} - Q_{g2}A - T1$	$V_{rt} - Q_{g2}A - T2$	$V_{rt} - Q_{g2}A - T3$
	$V_{rt} - Q_{g3}A - T1$	$V_{rt} - Q_{g3}A - T2$	$V_{rt} - Q_{g3}A - T3$
B	$\Delta P - Q_{g1}B - T1$	$\Delta P - Q_{g1}B - T2$	$\Delta P - Q_{g1}B - T3$
	$\Delta P - Q_{g2}B - T1$	$\Delta P - Q_{g2}B - T2$	$\Delta P - Q_{g2}B - T3$
	$\Delta P - Q_{g3}B - T1$	$\Delta P - Q_{g3}B - T2$	$\Delta P - Q_{g3}B - T3$
	$\Delta P - Q_{g4}B - T1$	$\Delta P - Q_{g4}B - T2$	$\Delta P - Q_{g4}B - T3$
	$V_{rz} - Q_{g1}B - T1$	$V_{rz} - Q_{g1}B - T2$	$V_{rz} - Q_{g1}B - T3$
	$V_{rz} - Q_{g2}B - T1$	$V_{rz} - Q_{g2}B - T2$	$V_{rz} - Q_{g2}B - T3$
	$V_{rz} - Q_{g3}B - T1$	$V_{rz} - Q_{g3}B - T2$	$V_{rz} - Q_{g3}B - T3$
	$V_{rt} - Q_{g1}B - T1$	$V_{rt} - Q_{g1}B - T2$	$V_{rt} - Q_{g1}B - T3$
	$V_{rt} - Q_{g2}B - T1$	$V_{rt} - Q_{g2}B - T2$	$V_{rt} - Q_{g2}B - T3$
	$V_{rt} - Q_{g3}B - T1$	$V_{rt} - Q_{g3}B - T2$	$V_{rt} - Q_{g3}B - T3$
C	$\Delta P - Q_{g1}C - T1$	$\Delta P - Q_{g1}C - T2$	$\Delta P - Q_{g1}C - T3$
	$\Delta P - Q_{g2}C - T1$	$\Delta P - Q_{g2}C - T2$	$\Delta P - Q_{g2}C - T3$
	$\Delta P - Q_{g3}C - T1$	$\Delta P - Q_{g3}C - T2$	$\Delta P - Q_{g3}C - T3$
	$\Delta P - Q_{g4}C - T1$	$\Delta P - Q_{g4}C - T2$	$\Delta P - Q_{g4}C - T3$
	$V_{rz} - Q_{g1}C - T1$	$V_{rz} - Q_{g1}C - T2$	$V_{rz} - Q_{g1}C - T3$
	$V_{rz} - Q_{g2}C - T1$	$V_{rz} - Q_{g2}C - T2$	$V_{rz} - Q_{g2}C - T3$
	$V_{rz} - Q_{g3}C - T1$	$V_{rz} - Q_{g3}C - T2$	$V_{rz} - Q_{g3}C - T3$
	$V_{rt} - Q_{g1}C - T1$	$V_{rt} - Q_{g1}C - T2$	$V_{rt} - Q_{g1}C - T3$
	$V_{rt} - Q_{g2}C - T1$	$V_{rt} - Q_{g2}C - T2$	$V_{rt} - Q_{g2}C - T3$
	$V_{rt} - Q_{g3}C - T1$	$V_{rt} - Q_{g3}C - T2$	$V_{rt} - Q_{g3}C - T3$
D	$\Delta P - Q_{g1}D - T1$	$\Delta P - Q_{g1}D - T2$	$\Delta P - Q_{g1}D - T3$
	$\Delta P - Q_{g2}D - T1$	$\Delta P - Q_{g2}D - T2$	$\Delta P - Q_{g2}D - T3$
	$\Delta P - Q_{g3}D - T1$	$\Delta P - Q_{g3}D - T2$	$\Delta P - Q_{g3}D - T3$
	$\Delta P - Q_{g4}D - T1$	$\Delta P - Q_{g4}D - T2$	$\Delta P - Q_{g4}D - T3$
	$V_{rz} - Q_{g1}D - T1$	$V_{rz} - Q_{g1}D - T2$	$V_{rz} - Q_{g1}D - T3$
	$V_{rz} - Q_{g2}D - T1$	$V_{rz} - Q_{g2}D - T2$	$V_{rz} - Q_{g2}D - T3$
	$V_{rz} - Q_{g3}D - T1$	$V_{rz} - Q_{g3}D - T2$	$V_{rz} - Q_{g3}D - T3$
	$V_{rt} - Q_{g1}D - T1$	$V_{rt} - Q_{g1}D - T2$	$V_{rt} - Q_{g1}D - T3$
	$V_{rt} - Q_{g2}D - T1$	$V_{rt} - Q_{g2}D - T2$	$V_{rt} - Q_{g2}D - T3$
	$V_{rt} - Q_{g3}D - T1$	$V_{rt} - Q_{g3}D - T2$	$V_{rt} - Q_{g3}D - T3$

portanto, pressão dinâmica é armazenada no movimento, enquanto o escoamento na entrada pode ser considerado como plano, ou seja o gradiente de pressão radial

é nulo e a pressão é constante na seção transversal (HOFFMANN e STEIN, 2008). As tomadas de pressão devem estar corretamente faceadas com a parede interna dos tubos para não gerar perturbação nenhuma no escoamento comprometendo a medição.

#### 4.1.2 Campo de Velocidade Média Radial-Axial $V(V_r, V_z)$

A medição dos campos de velocidade média no plano axial é feita através de um sistema PIV-2D do fabricante *DantecDynamic*. A Figura 4.1, mostra a montagem realizada do sistema no separador, onde pode-se observar o posicionamento perpendicular da câmera com o laser. A Tabela 4.4 mostra as especificações principais do sistema usado.



**Figura 4.1:** Montagem do sistema PIV-2D no protótipo

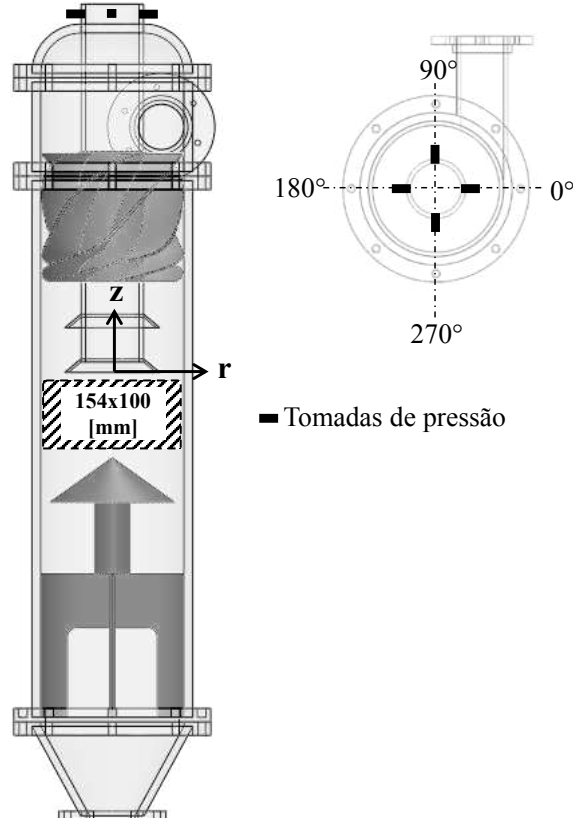
**Tabela 4.4:** Especificações do sistema PIV-2D

Dispositivo	Características
Laser Nd:YAG	BigSky Laser Potência 120 mJ Espessura do feixe, 1mm Comprimento de onda 527nm Frequência máxima de disparo 15Hz
Câmera CCD	Resolução 1600x1200 Px Modo aquisição, simples e dupla exposição
Lente	AF Micro-Nikkor 60 f/5,6D
Sistema de aquisição e processamento	DynamicStudio 2015a

A descrição da montagem e procedimento que segue, objetiva determinar o perfil de velocidade radial-axial conforme as combinações mostradas na Tabela 4.3.

## Procedimento

Primeiramente, a região de interesse a ser caracterizada se localiza logo abaixo do *vortex finder* com uma altura de 100 [mm] aproximadamente, e uma largura correspondente a 97 % do diâmetro do separador, conforme mostrado na Figura 4.2. O plano de medição é  $180^\circ - 0^\circ$ .



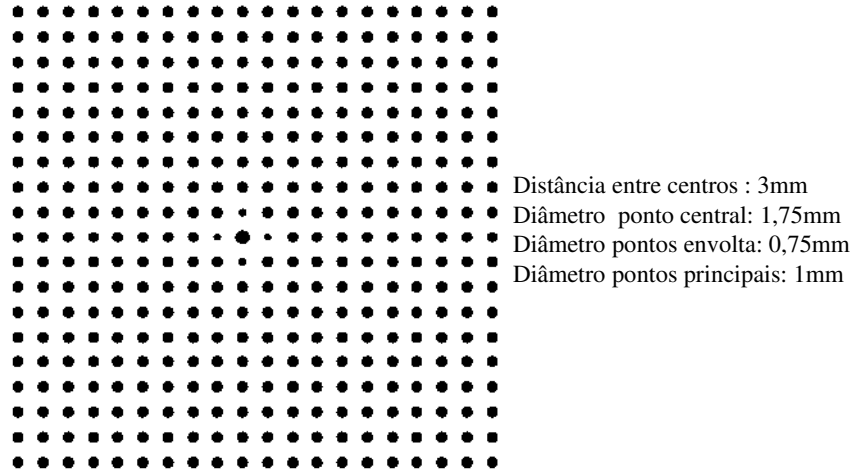
**Figura 4.2:** Seção de testes para  $(V_r, V_z)$

Uma vez selecionada a seção de teste, o procedimento adotado segue o alinhamento do plano laser com o plano de medição, isto garante que o plano percorra o corpo do ciclone no diâmetro diminuindo efeitos de reflexão devidos geometria cilíndrica, além de garantir a correta iluminação na região de interesse. Assim, posicionado o plano laser, um alvo de calibração do tamanho correspondente a região de testes é introduzido no corpo do separador, de forma a coincidir (facear) com o plano do laser, isto visando garantir as seguintes condições:

- Inter-relacionar o plano de medição com o campo de visão da câmera.
- Corrigir a distorção do plano gerada pela geometria cilíndrica do separador, através de um padrão de pontos com diâmetros e distâncias entre centros conhecidas a utilizar no processo de calibração.

A calibração precisa ser feita no campo de medição todo, devido aos efeitos da distorção serem diferentes. Por exemplo, a distorção nas regiões perto das paredes

do cilindro é maior do que a no centro. A Figura 4.3 mostra o desenho do alvo usado com suas respectivas dimensões.

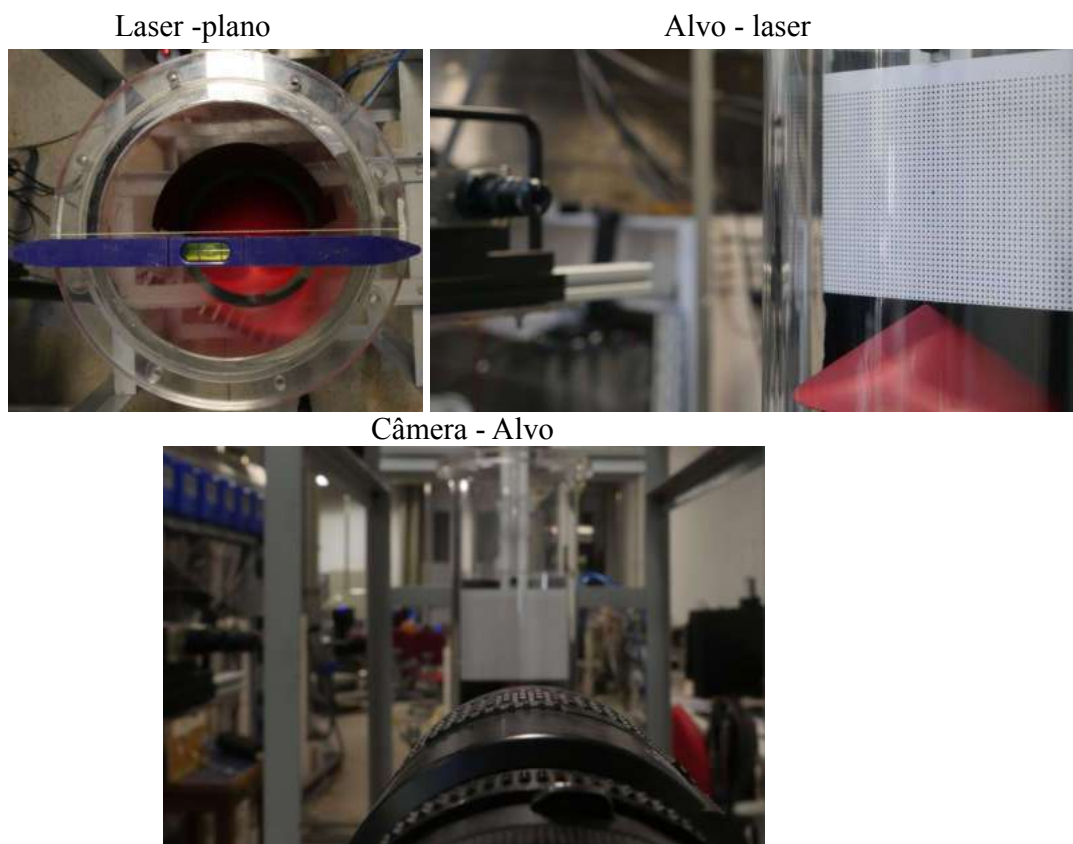


**Figura 4.3:** Desenho do Alvo de calibração projetado

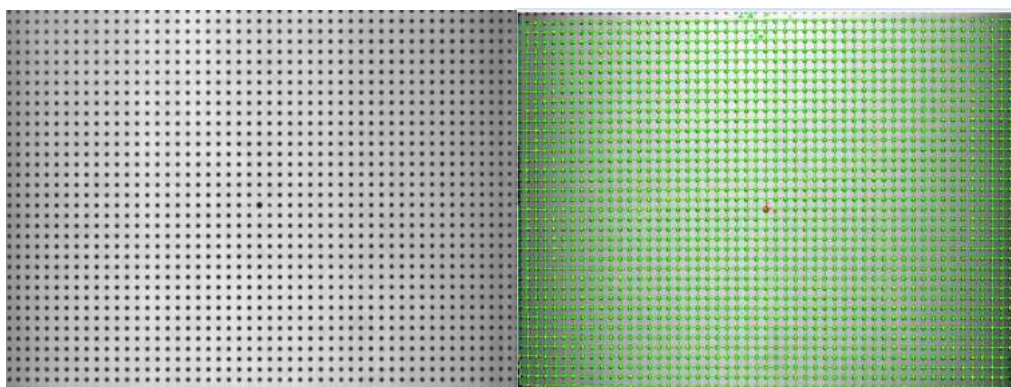
O software utilizado cria uma malha baseada na detecção do padrão de pontos no alvo, projetando a imagem distorcida num plano. Essa é uma etapa importante, pois os ajustes obtidos serão utilizados para o processamento das imagens posteriormente. Portanto, uma boa calibração deve ter uma imagem com ajustes de foco e luz homogêneas, sem distorções, para não comprometer os resultados finais. Finalmente a câmera é posicionada de forma a enfocar unicamente o alvo de calibração. A distância entre a lente da câmera e o plano de medição é de  $675 [mm]$ , enquanto a distância da superfície externa do cilindro a lente do laser é  $260 [mm]$ . A Figura 4.4 apresenta um resumo da sequência de alinhamento. O resultado final é uma imagem devidamente alinhada ao plano de medição e calibrada de uma sistema de coordenadas em pixel para o sistema métrico com sua respectiva correção por distorção, como mostrado na Figura 4.5.

## Injeção de Partículas

Como explicado na seção 3.1, um sistema de injeção de partículas foi instalado na bancada. As partículas traçadoras são geradas a partir de uma solução de água com açúcar e concentração de  $2,5 \%wt$ . Conforme as especificações do fabricante, o bico atomizador utilizado fornece um tamanho médio de gotas entre  $4 - 15 [\mu m]$  conforme os valores de pressão ajustados para o líquido e o ar. Quanto maior a pressão na linha de ar e menor na de líquido o tamanho de gota tende a ser menor. Assim, o melhor ajuste para as condições de menor tamanho de partículas foi  $3 [bar]$  para o ar injetado no bico, e  $0,5 [bar]$  para a injeção do líquido. Quando a névoa entra em contato com o escoamento de gás, devido à umidade relativa do ar ser baixa, faz com que uma parcela do volume de líquido das gotas se evapore, reduzindo mais ainda seu



**Figura 4.4:** Sequência de alinhamento sistema PIV-2D



**Figura 4.5:** Calibração e correção por distorção

peso e, portanto, o tamanho das gotas. Assim, assumindo partículas com geometria esférica, estimasse que o diâmetro médio de gotas após o processo de evaporação seja de  $d_p = 2 \text{ } [\mu m]$ . Para o  $d_P$  mencionado anteriormente, as condições de vazão na Tabela 4.2 e a geometria do separador (Figura 3.4), os tempos de relaxação  $t_p$  (Eq. 3.4) e característico  $t_h$  (Eq. 3.5) atendem o critério de BRENNEN (2005),  $t_p \ll t_h$ .

Em relação ao regime em que as partículas escoam na fase contínua, quando avaliados os parâmetros ( $Re_v, X$ ) na Figura 3.8, observa-se que o regime é quase-estático. Verifica-se então, que a relação  $W_m/V_{tmax}$  é de uma ordem de grandeza pequena suficiente para concluir que as partículas acompanham o escoamento sem grandes efeitos inerciais. A Tabela 4.5 apresenta um resumo dos parâmetros de regime das partículas para cada uma das vazões de gás, verificando que para as três vazões a testar o regime das partículas é quase-estático.

**Tabela 4.5:** Parâmetros de regime das partículas no escoamento de gás

$Q_g$ [ $m^3 s^{-1}$ ]	$t_p$ [s]	$t_h$ [s]	$r_c$ [m]	$V_{tmax}$ [ $ms^{-1}$ ]	$Re_v$	$X$	$W_m/V_{tmax}$
34,5	$1,35 \times 10^{-5}$	$2,72 \times 10^{-3}$	0,024	8,79	0,52	0,043	$4,94 \times 10^{-3}$
77,5		$1,21 \times 10^{-3}$		19,74	1,17		$1,11 \times 10^{-2}$
142		$6,64 \times 10^{-4}$		36,16	2,13		$8,10 \times 10^{-2}$

Os valores de  $r_c$  e  $V_{tmax}$ , na equação 3.5 foram inicialmente estimados a partir dos resultados obtidos via simulação numérica por PEREIRA (2016) e, posteriormente, re-ajustados pelos próprios dados experimentais fornecidos nas campanhas de medição.

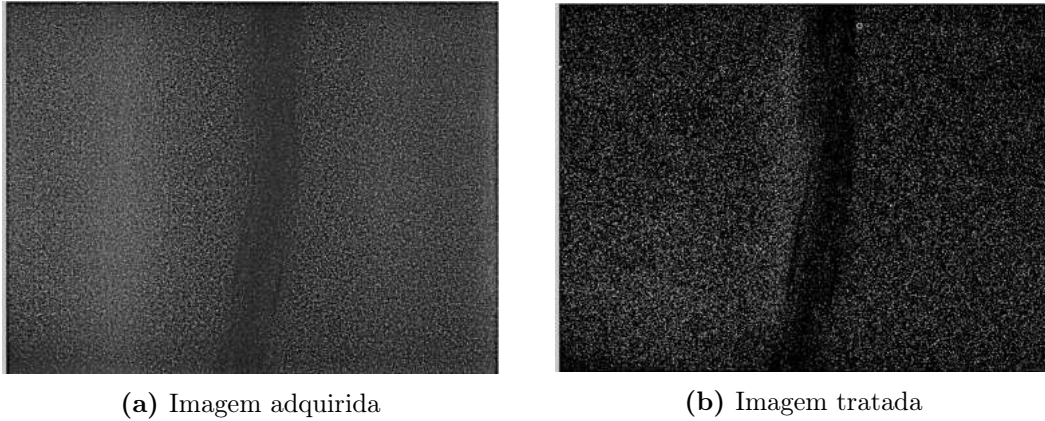
## Aquisição e Pós-Processamento

Uma das grandes dificuldades na medição do campo de velocidade radial-axial via PIV, além dos gradientes de velocidade fortes que o escoamento apresenta no núcleo, é que justamente a componente preferencial de movimento,  $V_t$ , está localizada perpendicular ao plano de medição, motivo pelo qual a natureza da medição têm efeitos de “contaminação” intrínsecos devido ao componente tangencial da velocidade (LIU *et al.*, 2007). Além dos cuidados no ajuste da vazão, montagem, calibração, qualidade das imagens e injeção de partículas, como previamente discutido, os únicos parâmetros restantes a ajustar são: a frequência de aquisição, número de imagens e o tempo entre pulsos. Os dois primeiros definem o intervalo de tempo amostral, sendo 15 [Hz] a frequência máxima do laser utilizado, e 4000 imagens, tendo assim um intervalo de tempo amostral correspondente à 4,44 [min]. O tempo entre pulsos varia com as vazões de ar, devido às velocidades. A Tabela 4.6 mostra os intervalos de tempo testados que apresentaram um pico de correlação bem definido, de acordo com cada vazão. Um tratamento prévio é realizado nas imagens, para melhorar o

**Tabela 4.6:** Intervalos de tempo entre pulsos na medição de  $\mathbf{V}(V_r, V_z)$

$Q_g [m^3h^{-1}]$	<i>Tempo entre pulsos</i> [ $\mu s$ ]
34,5	10 – 90
77,5	5 – 10
142	5 – 8

contraste entre o fundo e as partículas traçadoras. Se trata de subtrair uma imagem sem escoamento da mesma região onde a medida será feita com as imagens a pós-processar. As Figuras 4.6 mostram a diferença no contraste obtido das partículas quando tratadas. Sabendo que a aquisição de imagens foi realizada em modo de



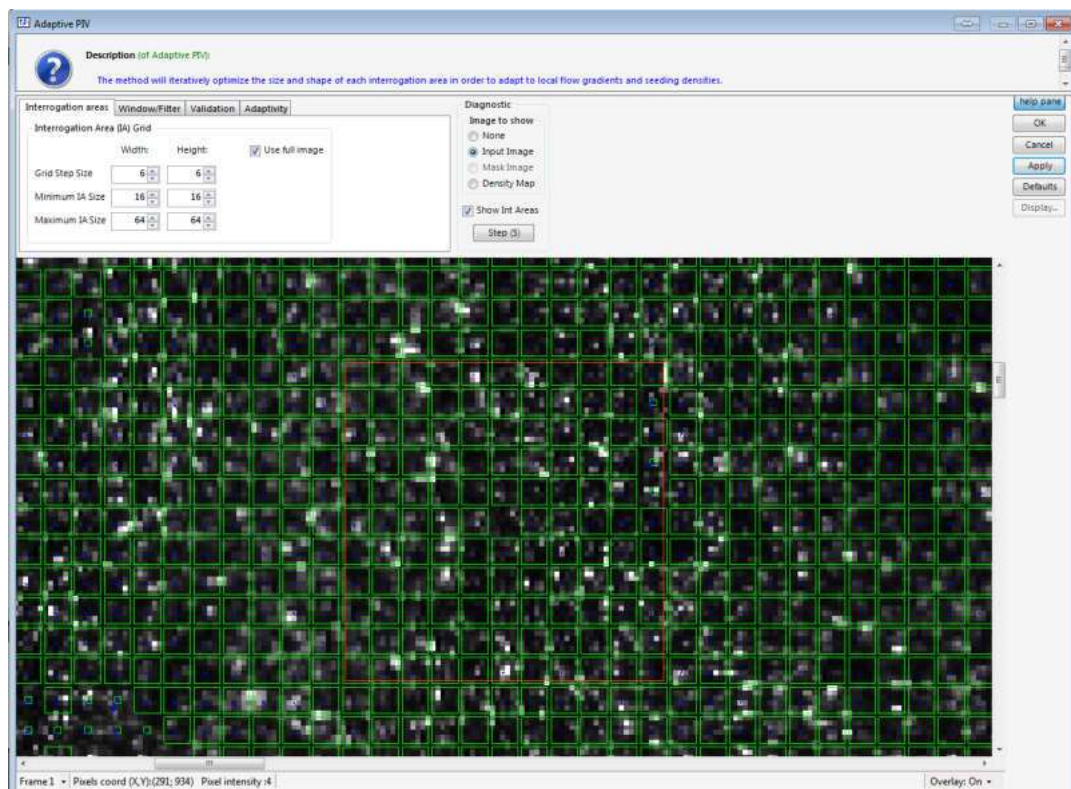
**Figura 4.6:** Tratamento de imagens

dupla exposição, o método usado para processar as imagens foi a correlação cruzada (Figura 3.12). A ferramenta de correlação adaptativa (*AdaptiveCorrelation*) foi incorporada na versão 2015a do software *DynamicStudio*. Se trata do método *Adaptive PIV* a ser usado no presente trabalho. A principal característica do método é permitir o ajuste individual de forma e tamanho das janelas de interrogação, de modo que elas se ajustam em relação aos gradientes locais de velocidade e densidade de partículas, (DANTEC DYNAMICS, 2015). A Figura 4.7 mostra os parâmetros principais de ajuste na correlação e as janelas sobrepostas em uma região de imagem convergindo (janelas verdes). O método também possui filtros de validação para atenuar fontes de ruído que possam comprometer os cálculos da velocidade. O vetor calculado na janela inicial serve de referência para o próximo passo com janela reduzida, que apresentará um valor mais correto e confiável. Além disso, a sobreposição das janelas deformáveis ou *overlap* permite aumentar o número de vetores calculados. Desse modo, foram configuradas janelas quadradas de interrogação inicial e final com tamanho de 64 e 16 pixel respectivamente, e uma distância final entre vetores de 6 pixel obtendo assim uma sobreposição final entre janelas de 62,5 %, totalizando 52.866 ( $267 \times 198$ ) vetores de velocidade que compõem o 100% da área de medição. No entanto as regiões próximas das bordas inferior e superior

precisam ser descartadas, devido a efeitos de baixa luminosidade. Dita condição gera uma área de vetores útil de  $267 \times 176$  equivalente a 46.992 vetores de velocidade. A Tabela 4.7 apresenta um resumo dos parâmetros de ajuste previamente descritos.

**Tabela 4.7:** Parâmetros de ajuste na correlação cruzada

Parâmetro	Valores
Largura da janela maior	64 <i>px</i>
Altura da janela maior	64 <i>px</i>
Largura da janela menor	16 <i>px</i>
Altura da janela menor	16 <i>px</i>
Sobreposição de janelas	62,5 %
Distância entre vetores	6 <i>px</i>
Filtro do SNR	0,37
Total de vetores	52.866
Vetores uteis	46.992



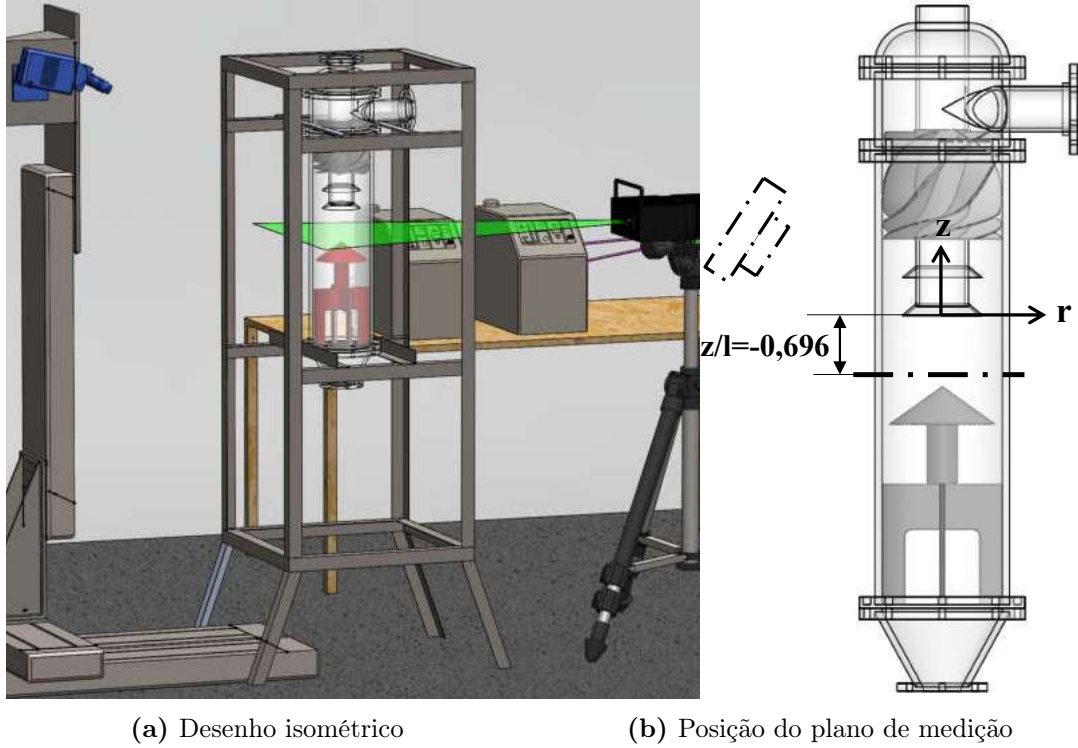
**Figura 4.7:** parâmetros de ajuste pós-processamento, usando Adaptive PIV

### 4.1.3 Campo de Velocidade Média Radial-Tangencial $\mathbf{V}(V_r, V_t)$

A campanha de medições para caracterizar o campo de velocidade média radial-tangencial, da mesma forma que foi obtido o campo  $\mathbf{V}(V_r, V_z)$  também foi executada

via técnica PIV-2D. Assim, uma descrição similar à realizada na seção 4.1.2 será feita.

A Figura 4.8, apresenta uma vista isométrica da montagem realizada e um desenho do separador, destacando o posicionamento tanto da câmera como do laser com o plano transversal de medição.



**Figura 4.8:** Montagem do sistema PIV-2D para medir  $\mathbf{V}(V_r, V_t)$

O posicionamento da câmera em relação à região de interesse (seção transversal) no separador, fez com que a montagem se tornara mais complexa nos seguintes aspectos:

1. Devido aos internos, o único acesso óptico à seção transversal de interesse foi posicionando a câmera em um ângulo diferente de  $90^\circ$  em relação ao plano de medição como mostrado na Figura 4.8a.
2. Além da distorção por causa da curvatura das paredes do separador, surge uma outra devido ao plano do sensor da câmera e o plano de medição (objeto) não serem paralelos entre si, fazendo com que a distância focal da câmera ao plano de medição não seja igual. Assim, tornou-se impossível colocar em foco todo o domínio com o ajuste normal que a lente e os parâmetros de profundidade de campo e diafragma permitem.
3. O método de calibração do sistema de pixel para o sistema métrico, deve ter a capacidade de corrigir simultaneamente os dois efeitos citados anteriormente para obter finalmente um domínio de geometria circular.

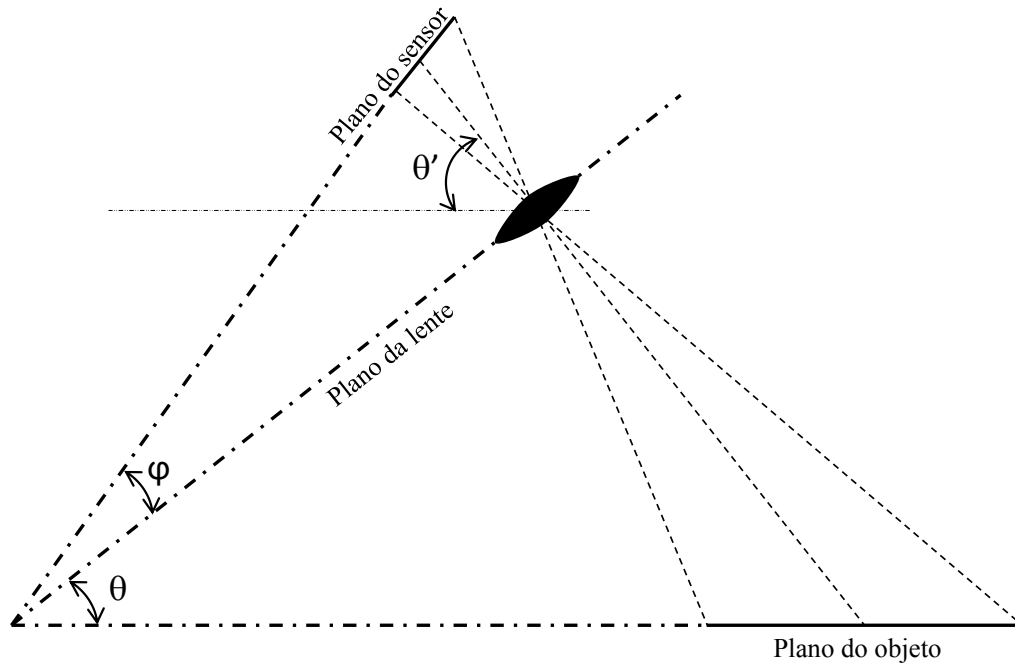
Em relação aos periféricos utilizados para a implementação da técnica PIV-2D na medição do campo de velocidade  $\mathbf{V}(V_r, V_t)$ , a Tabela 4.8 apresenta as especificações do sistema. Observa-se um dispositivo a mais em relação à montagem feita nas medições do campo de velocidade  $\mathbf{V}(V_r, V_z)$  (Tabela 4.4). Esse dispositivo, conhecido como Base *Scheimpflug* ou simplesmente *Scheimpflug*, se torna de uso obrigatório na montagem para atingir o 100 % do foco na região de interesse conforme relatado no paragrafo anterior (item 2). O funcionamento da Base *Scheimpflug* utiliza o princípio

**Tabela 4.8:** Sistema PIV-2D para caracterizar  $\mathbf{V}(V_r, V_t)$

Dispositivo	Características
Laser Nd:YAG	BigSky Laser Potência 120 mJ Espessura do feixe, 1 mm Comprimento de onda 527 nm Frequência máxima de disparo 15 Hz
Câmera CCD	SpeedSense M310, resolução 1200x800 Px Taxa de aquisição máxima 1400 Hz Modo aquisição, simples e dupla exposição
Base <i>Scheimpflug</i>	Faixa do ângulo auxiliar $0^\circ \leq \theta' \leq 90^\circ$ Faixa do ângulo secundário $-20^\circ \leq \varphi \leq 20^\circ$
Lente	AF Micro-Nikkor 105 f/2,8G
Sistema de aquisição e processamento	DynamicStudio 2015a

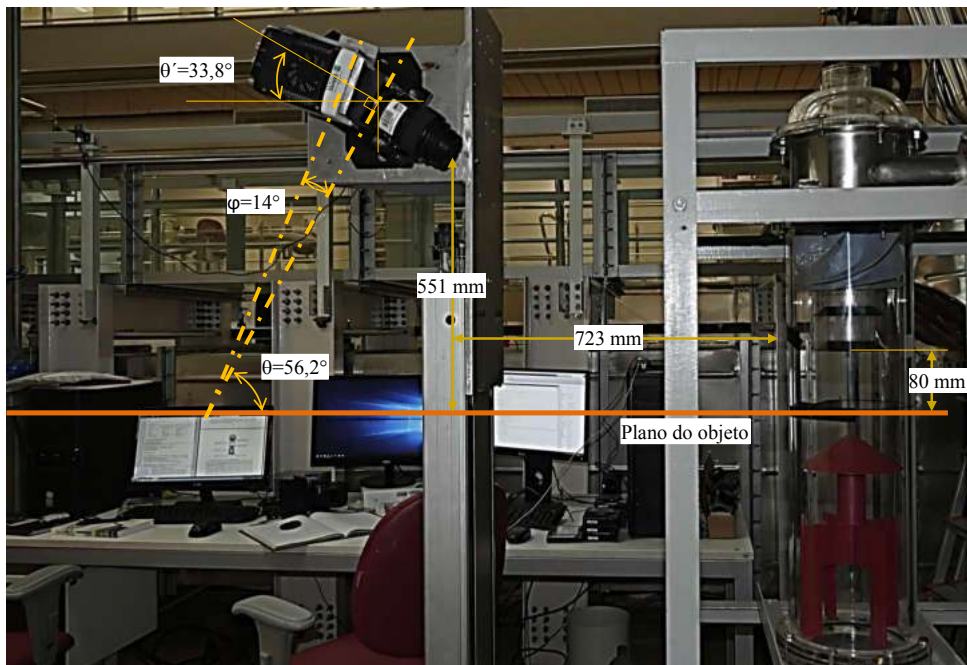
óptico que leva o mesmo nome, também conhecido como método de deslocamento angular no qual a projeção dos planos do sensor, da lente e do objeto intersectam-se em um ponto, devido à inclinação do plano do sensor (imagem na câmera) e da lente em relação ao arranjo normal, onde os três planos encontram-se paralelos entre eles, ou perpendiculares ao eixo óptico (PRASAD e JENSEN, 1995). Este critério garante que a imagem seja formada corretamente no plano do sensor. A Figura 4.9 mostra como, a partir da projeção dos três planos, formam-se os ângulos  $\theta$  e  $\varphi$ .  $\theta$ , é o ângulo primário localizado entre o plano do objeto e o plano da lente. Já o  $\varphi$ , é o ângulo de ajuste secundário formado entre os planos da lente e o sensor. Estes dois ângulos mais a distância focal da lente, são os parâmetros necessários para colocar em foco a região de interesse. A Tabela 4.8 apresenta a faixa correspondente dos ângulos  $\theta'$  e  $\varphi$  da Base *Scheimpflug* utilizada no presente trabalho, sendo que  $\theta'$  é definido como um ângulo auxiliar, desde que ele é complementar ao ângulo primário  $\theta$ . Assim,  $\theta$  é obtido a partir da equação 4.1, toda vez que  $\theta'$  seja ajustado.

$$\theta = 90^\circ - \theta' \quad (4.1)$$



**Figura 4.9:** Método de deslocamento angular (*Scheimpflug*)

A Figura 4.10 mostra a montagem da câmera com a Base *Scheimpflug* e o alinhamento com o plano de medição. Observa-se também a sobreposição do método de deslocamento angular, assim como a distância da lente até a parede exterior do separador.



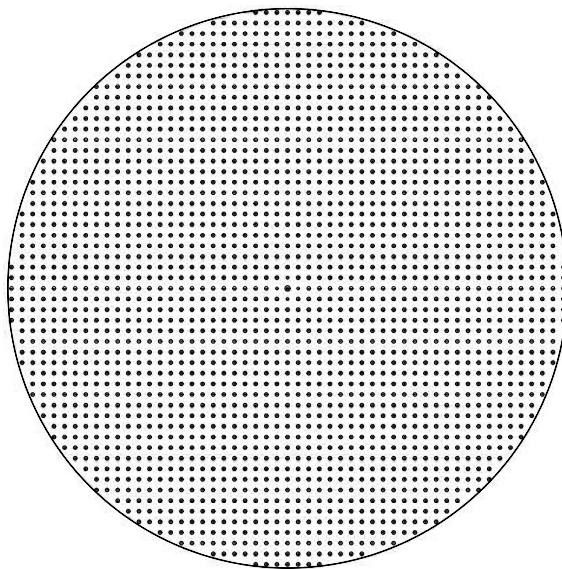
**Figura 4.10:** Alinhamento da câmera na região de medição

## Procedimento

Como observado na Figura 4.10, a seção de medição se localiza 80 [mm] abaixo do *vortex finder*, ou seja  $z/l = -0,696$  no sistema de referência adotado (Figura 4.8b). Devido principalmente a reflexos nas regiões (parede) onde o laser entra e sai do cilindro, a área de medição precisou ser reduzida aproximadamente à 98 % da seção transversal do separador. Posiciona-se então, um alvo de calibração do tamanho correspondente à região de medição com o intuito de garantir as seguintes condições que são necessárias para uma correta medição.

- O posicionamento do plano laser perfeitamente faceado ao plano de medição com o mínimo de espessura possível conforme permitido pelo equipamento (aproximadamente 1 [mm]). Esta condição garante que o domínio seja iluminado de forma homogênea, assim como também a detecção de partículas unicamente no plano de medição. Atenuação de regiões de saturação que possam comprometer as medições é uma outra condição que também é controlada garantido o correto posicionamento do plano laser.
- O ajuste focal da câmera através da lente e a Base *Scheimpflug*, precisa de um objeto de referência para colocar em foco o 100% do plano de medição.
- Por tratar-se de um fenômeno de distorção não homogêneo, um padrão de pontos distribuídos na região de medição permite uma correta transformação do sistema de pixel à coordenadas cartesianas.

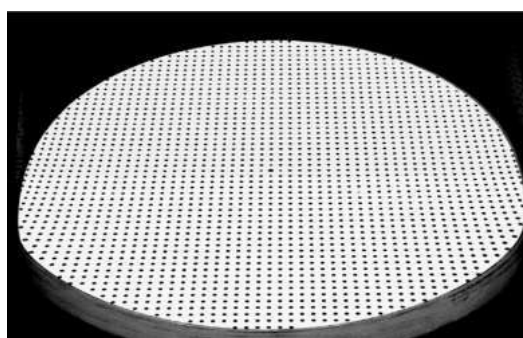
A Figura 4.11 mostra a geometria do alvo de calibração utilizado no alinhamento. O diâmetro externo corresponde ao diâmetro interno do protótipo do separador, ( $D = 160$  [mm]), enquanto a geometria e espaçamento do padrão de pontos é a mesma que foi utilizada no alvo da Figura 4.3. Uma vez posicionado o alvo, a etapa que segue é o alinhamento da câmera. A Figura 4.12 apresenta um comparativo do ajuste focal da câmera no alvo com ajuste focal parcial (Figura 4.12a) e com a seção transversal totalmente em foco (Figura 4.12b). Esta etapa de ajuste focal requer de uma fonte de luz homogênea na região de interesse para garantir o melhor contraste possível entre o padrão de pontos do alvo e o fundo. Na Figura 4.12 observa-se que o formato do alvo não corresponde a um círculo, isto devido ao ângulo de inclinação entre a lente da câmera e o objeto (alvo), além do efeito de distorção por causa da curvatura do cilindro. Assim, a seguinte etapa é mapear a região de medição através do padrão de pontos espalhados pelo alvo (Figura 4.13a) e transformar a imagem obtida em uma imagem equivalente à que a câmera forneceria si estivesse posicionada perpendicular ao alvo, ou seja, um domínio com geometria circular. A Figura 4.13b mostra a malha criada a partir dos pontos para efetuar o processo de correção por distorção (*Dewarping*), assim como a calibração ajustada a origem



**Figura 4.11:** Alvo de calibração para a seção transversal



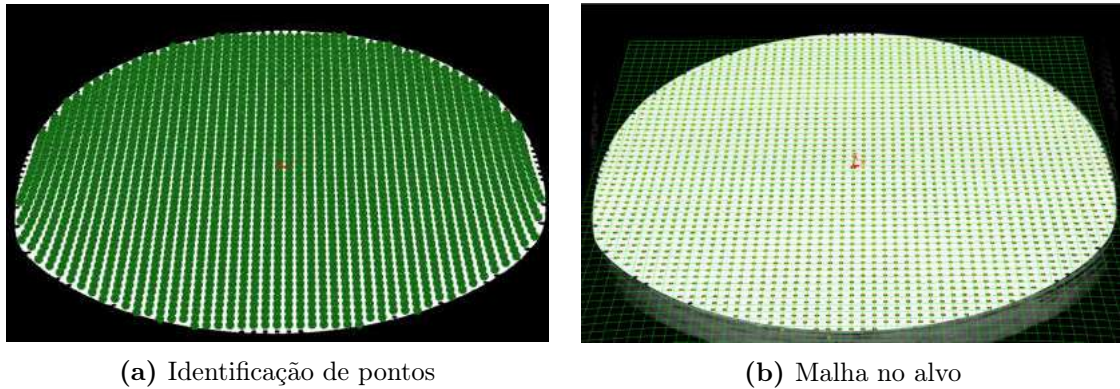
**(a)** Alvo parcialmente em foco



**(b)** Alvo em foco e com contraste

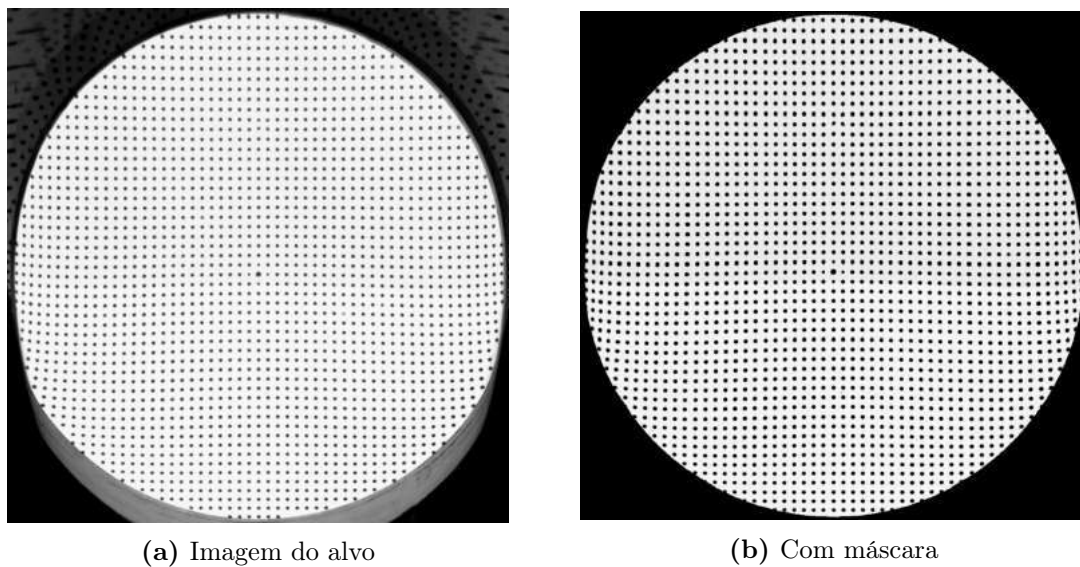
**Figura 4.12:** Ajuste focal e aumento do contraste na região de interesse

do sistema de referência posicionado no centro geométrico do alvo que igualmente corresponde ao centro geométrico do separador.



**Figura 4.13:** Procedimento de ajuste por distorção e calibração

O resultado final, um sistema PIV-2D alinhado numa região de interesse com um sistema de calibração em coordenadas cartesianas  $(X, Y)$  pronto para realizar medições. É importante salientar que uma vez o sistema estando alinhado, não é mais possível movimento algum tanto dos dispositivos do PIV quanto do experimento. A Figura 4.14a mostra uma imagem do alvo uma vez que corrigido por distorção e, finalmente, uma máscara é aplicada para contornar a região de interesse em relação a área da imagem como apresentado na Figura 4.14b).



**Figura 4.14:** Região de medição devidamente calibrada

## Aquisição e Pós-Processamento

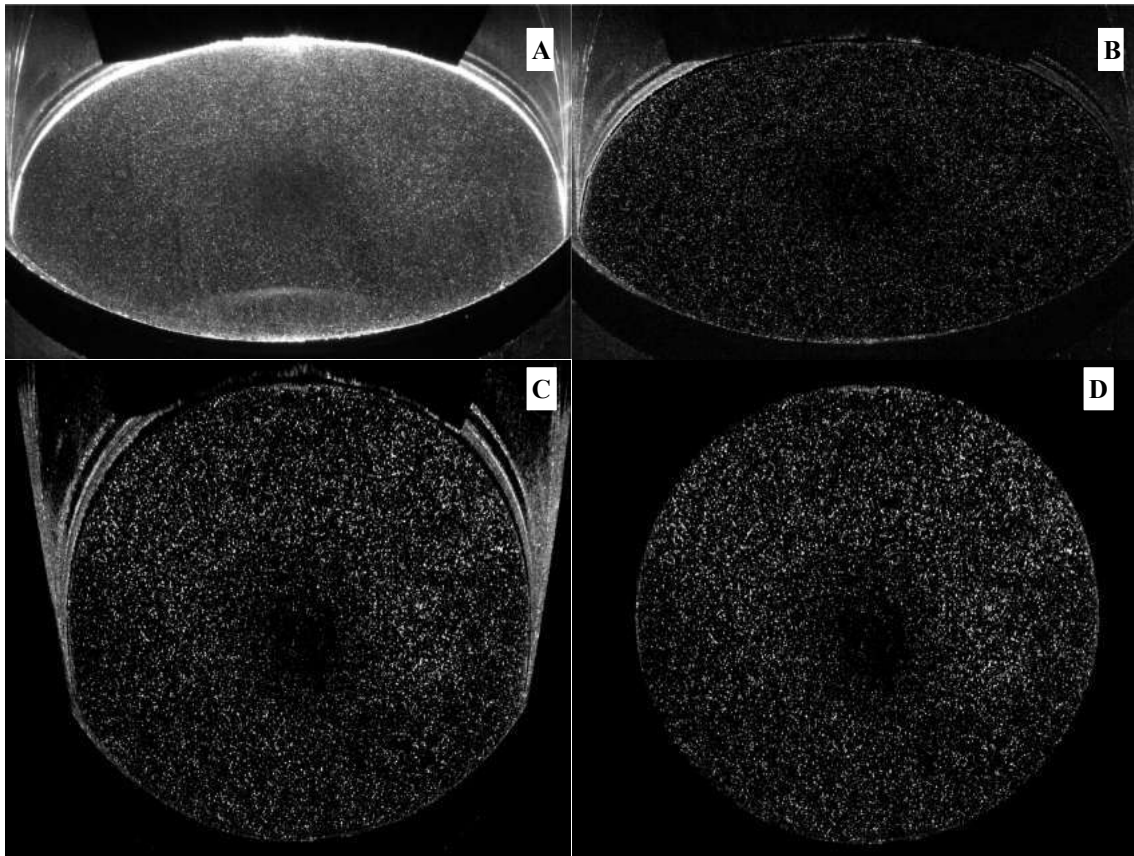
Com o intuito de aproveitar a máxima frequência de aquisição do sistema PIV-2D limitada pela emissão do laser, foi adotado o mesmo tempo de amostragem

(4,44 [min]) utilizado para caracterizar o campo de velocidade radial-axial. O ajuste de tempo entre pulsos foi baseado na análise do pico de correlação, obtendo o melhor sinal para os tempos entre pulsos mostrados na Tabela 4.9.

**Tabela 4.9:** Intervalos de tempo entre pulsos na medição de  $\mathbf{V}(V_r, V_t)$

$Q_g$ [ $m^3h^{-1}$ ]	<i>Tempo entre pulsos</i> [ $\mu s$ ]
34,5	60 – 140
77,5	20 – 110
142	20 – 80

O pós-processamento inicia com um tratamento das imagens visando remover fontes de ruído que evitam a correta identificação das partículas. A Figura 4.15 apresenta a sequência de etapas realizadas com a imagem original até obter uma imagem com um nível de contraste suficiente entre o fundo e as partículas traçadoras. A Figura 4.15B. é obtida a partir da subtração de uma imagem média e a imagem atual. Observa-se também a aplicação de uma máscara na imagem depois da etapa de calibração como mostrado na Figura 4.15D. A aplicação da máscara é para evitar cálculos desnecessários em regiões da imagem que não formam parte da região de medição.



**Figura 4.15:** Tratamento de imagens: A) Imagem original, B) Contraste , C) Calibração, D) Máscara

O procedimento segue o ajuste de parâmetros na correlação adaptativa. A Tabela 4.10 apresenta os valores adotados para o cálculo do campo médio de velocidade, assim como a quantidade de vetores de velocidade que compõem a área útil de medição.

**Tabela 4.10:** Parâmetros de ajuste na correlação cruzada

Parâmetro	Valores
Largura da janela maior	64 <i>px</i>
Altura da janela maior	64 <i>px</i>
Largura da janela menor	16 <i>px</i>
Altura da janela menor	16 <i>px</i>
Sobreposição de janelas	68,75 %
Distância entre vetores	5 <i>px</i>
Filtro do SNR	0,3
Total de vetores	46.652
Vetores uteis	26.191

## 4.2 Caracterização do Vórtice Central

Esta seção apresenta uma nova metodologia para estimar a frequência de precessão do centro do vórtice interno ( $f_{pvc}$ ) de um escoamento rotativo confinado a partir de informações obtidas via PIV-2D em baixa frequência numa seção transversal, isto é, nas componentes radial, tangencial do campo de velocidade ( $V_r$ ,  $V_t$ ). O método é composto principalmente de duas etapas. A primeira, é a identificação da posição do centro do vórtice interno em cada uma das imagens (*frames* 1 e 2) que compõem o conjunto dados. Uma vez conhecida a posição instantânea do centro do vórtice e o tempo entre pulsos, a segunda fase do método é estimar a frequência de oscilação do vórtice central.

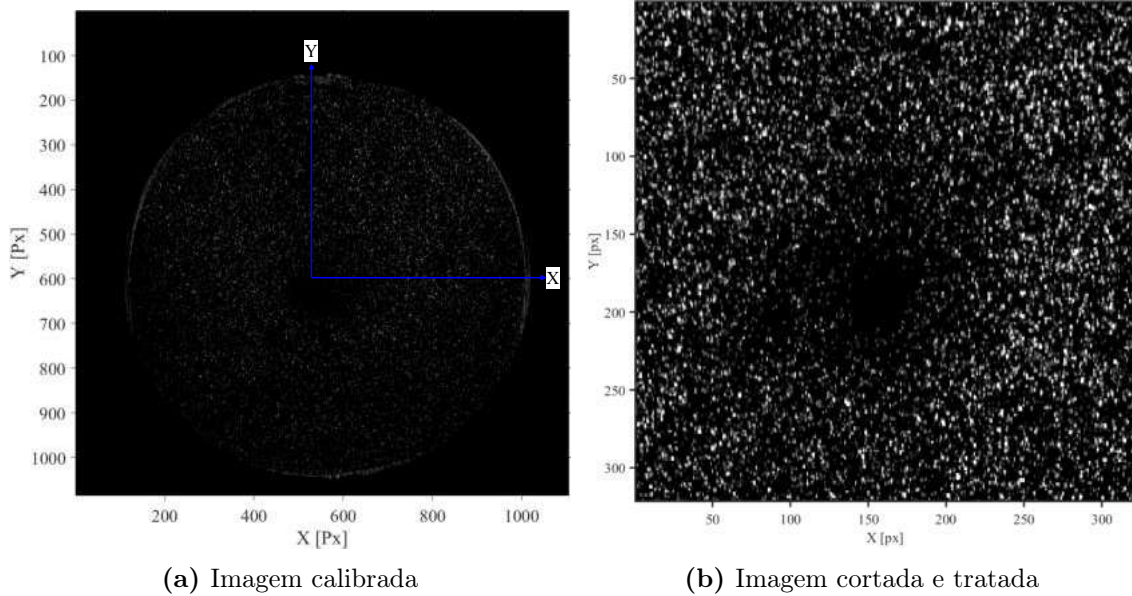
### 4.2.1 Detecção do Centro do Vórtice Interno

Partículas traçadoras em escoamentos rotativos dificilmente atingem o centro do vórtice interno, devido principalmente à força centrífuga e à condição de velocidade zero, condições que acabam criando uma área sem partículas (ASP) envolta do centro do vórtice. Essa área aumenta de tamanho na medida que a intensidade da rotação no escoamento também aumenta PENG *et al.* (2005).

A Figura 4.16a, mostra uma imagem em escala de cinzas e calibrada obtida via PIV-2D, onde pode ser observada uma região perto do centro geométrico, com uma baixa (quase zero) densidade de partículas. Esta região corresponde à ASP. Como a

condição de velocidade zero no escoamento corresponde ao centro do vórtice interno, a posição do centro do vórtice está localizada nessa região específica.

O processo de identificação da área sem partículas inicia reduzindo (cortando) a imagem original em uma pequena região e aprimorando seu contraste, como mostrado na Figura 4.16b. O contraste aprimorado é obtido subtraindo para cada imagem individual, o valor da imagem média obtida do conjunto total de dados. O tamanho da região selecionada é igual a uma matriz quadrada de  $0,7R \times 0,7R$ , onde  $R$  é o raio máximo do domínio,  $461Px$  para o presente caso. O critério do tamanho da matriz quadrada foi baseado na morfologia observada dos campos de velocidade do plano transversal uma vez que a posição máxima da velocidade tangencial não superava um raio maior que  $r = 0,25R$  em relação ao centro geométrico do separador.



**Figura 4.16:** Imagem PIV-2D em escalas de cinzas e contraste aprimorado

Uma vez a região é delimitada, uma sequência lógica de operações aritméticas e morfológicas são aplicadas, com o objetivo de identificar a área sem partículas como mostrado na Figura 4.17.

A primeira operação morfológica é uma dilatação, em que o valor do pixel de saída é o valor máximo de todos os pixels na vizinhança, significa que pixels são adicionados as fronteiras dos objetos em uma imagem, partículas para o presente caso como observado na Figura 4.17a. Em contrapartida, o valor do pixel de saída na operação de erosão é o valor mínimo de todos os pixels na vizinhança, removendo ilhas e objetos pequenos para que apenas objetos substantivos permaneçam, conforme mostrado na Figura 4.17b. Para ambas as operações de dilatação e erosão, o estado de qualquer pixel na imagem de saída é determinado pela matriz conhe-

cida como elemento estruturante, que identifica o pixel na imagem que está sendo processada e define a vizinhança usada no processamento de cada pixel. Como os objetos que circundam a ASP são partículas, o formato padrão destas obedece a uma geometria esférica, assim, o elemento estruturador selecionado foi um círculo, a fim de aumentar o raio das partículas sem distorcer sua forma.

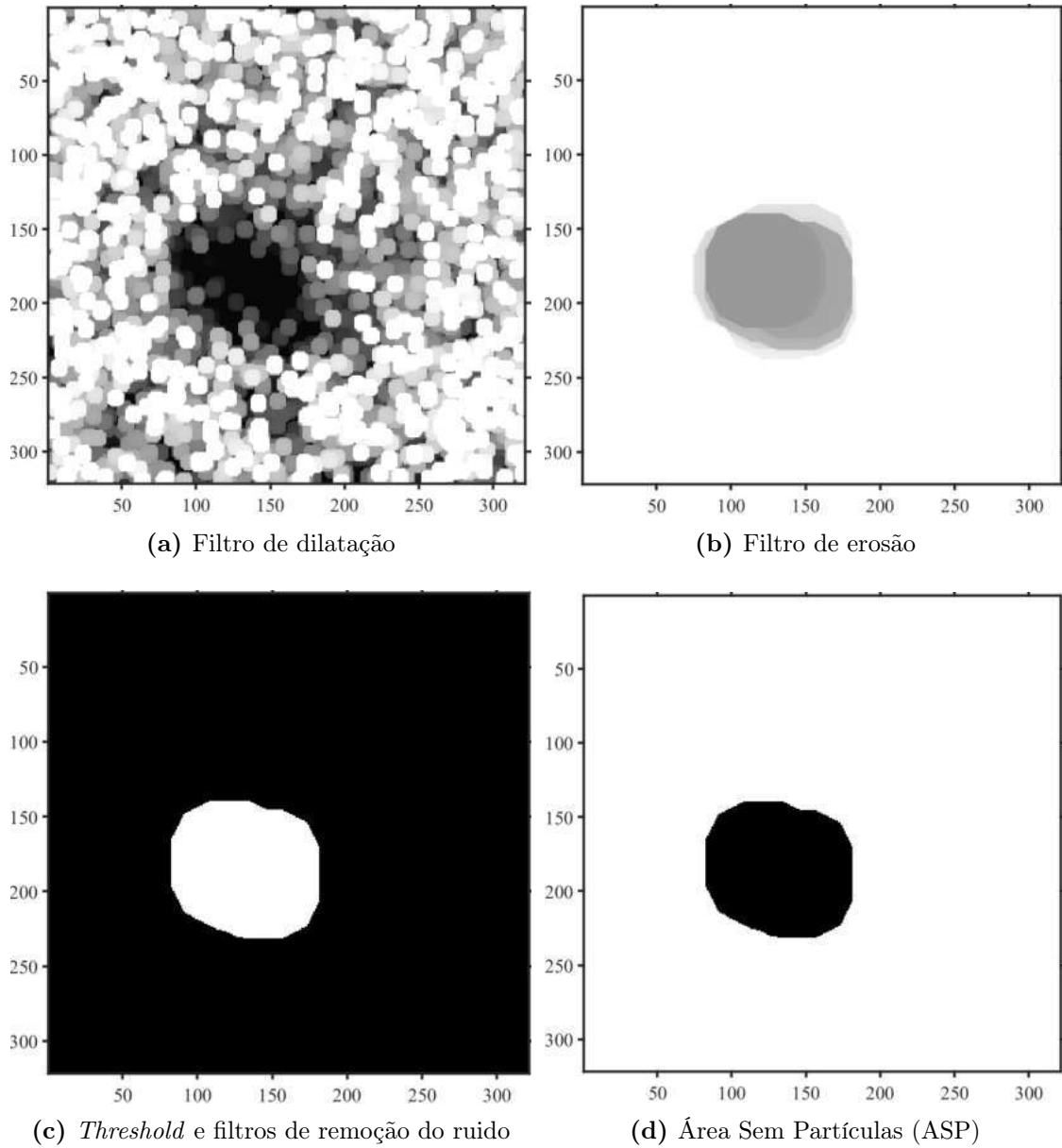
A Figura 4.17b ainda é uma imagem em escala de cinzas, onde os limites da ASP não estão bem definidos. Um critério de valor limite (*threshold*) é definido para cada *frame* obtendo finalmente uma imagem binarizada. O método de OTSU (1979), é um critério consolidado para determinar um valor limite local. O método é baseado nos momentos cumulativos de zero e primeira ordem do histograma do nível de escala de cinzas para definir o valor limite ideal. A Figura 4.18 mostra o histograma de intensidade dos pixels da Figura 4.17b, onde é possível ver os dois picos mais altos. A partir dessas informações, duas funções de probabilidade são calculadas para determinar os momentos de ordem zero e um da imagem em escala de cinzas. A Figura 4.17c mostra uma imagem binarizada após da aplicação do método de Otsu. Essa imagem aparece como uma imagem binarizada invertida, isto é, fundo preto e objetos brancos, devido à necessidade de remover elementos pequenos (ruído) ao redor da ASP. Finalmente, uma imagem binarizada é obtida como mostrado na Figura 4.17d, onde a região preta corresponde à área sem partículas.

Conhecida a posição do baricentro de cada um dos pixels pretos na Figura 4.17d, a posição instantânea do centro do vórtice interno pode ser calculada pela média geométrica da ASP, dada pela equação 4.2,

$$X_{cv} = \frac{1}{J} \sum x_j \quad Y_{cv} = \frac{1}{J} \sum y_j \quad (4.2)$$

onde  $X_{cv}$  e  $Y_{cv}$  são as componentes da posição instantânea do centro do vórtice interno num sistema de referência cartesiano.  $J$  é a quantidade de pixels que conformam a ASP,  $x_j$  e  $y_j$ , correspondem aos valores da posição do baricentro para cada um dos pixels.

Aplicando o processo anterior para cada par de imagens de dupla exposição para todo o conjunto de dados, o resultado final é uma região concentrada originada pelas posições instantâneas do centro do vórtice interno como mostrado na Figura 4.19. Para o presente estudo, observou-se que a posição média do centro do vórtice interno ( $\overline{X}_{cv}, \overline{Y}_{cv}$ ) não está no centro geométrico. Isso significa que o núcleo do vórtice não está girando em torno do centro geométrico, o que sugere um eixo de rotação do escoamento em torno da posição média das posições instantâneas do

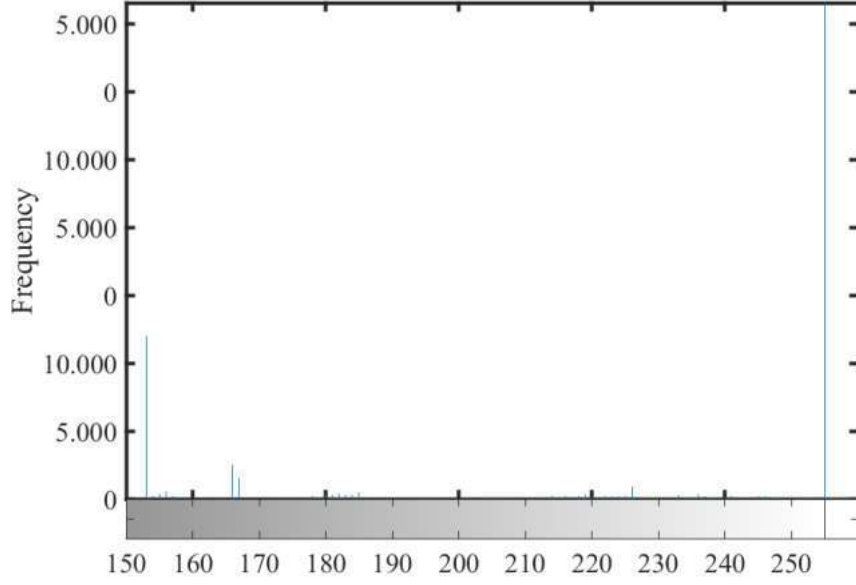


**Figura 4.17:** Etapas de pós-processamento

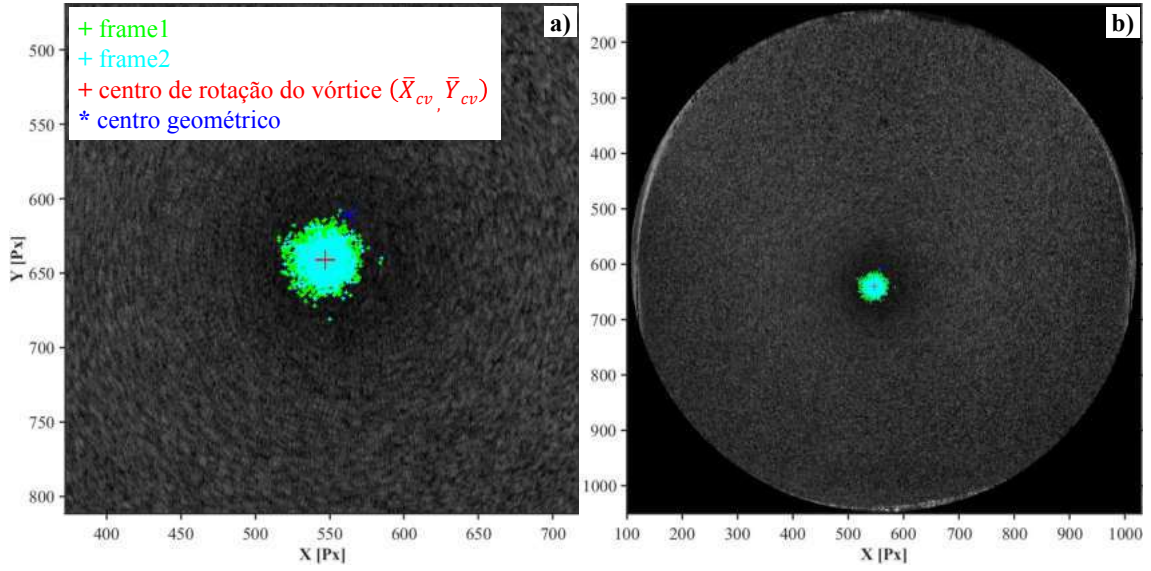
centro do vórtice como mostrado na Figura 4.19. Esse comportamento observado é uma nova descoberta, pois alguns autores assumem a rotação do vórtice interno entorno do centro geométrico YAZDABADI *et al.* (1994), XIAOLIN e MINGXIAN (2003).

## 4.2.2 Frequência do centro do Vórtice Central

Na seção 2.2.3 foram discutidas as limitações do cálculo da frequência de oscilação do centro do vórtice a partir da análise das flutuações de velocidade via transformada de Fourier. Assim mesmo, foi apresentada a equação 2.20 que permite estimar  $f_{pvc}$ . O modelo proposto neste trabalho baseia-se em que a equação 2.20 pode ser re-escrita



**Figura 4.18:** Histograma de intensidade dos pixels



**Figura 4.19:** Posições instantâneas do centro do vórtice interno

em função do tempo entre pulsos ( $t_{bp}$ ) e do ângulo de rotação ( $\beta$ ) como mostrado na equação 4.3.  $\beta$  é calculado pelo produto escalar como mostrado na equação 4.4

$$f_{pvc} = \frac{\beta}{2\pi t_{bp}} \quad [Hz] \quad (4.3)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left( \frac{\vec{r}_1 \cdot \vec{r}_2}{r_1 r_2} \right) \quad [rad] \quad (4.4)$$

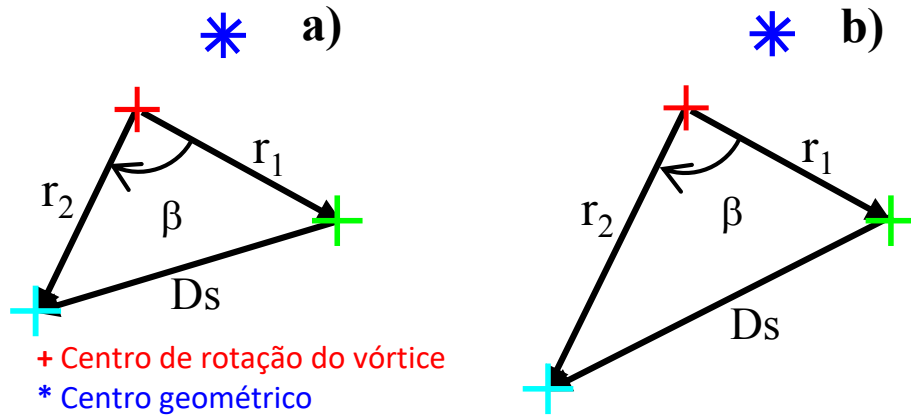
onde  $\vec{r}_1$  e  $\vec{r}_2$  são vetores de duas posições instantâneas subseqüentes do centro do vórtice referenciados ao eixo de rotação  $\bar{X}_{cv}, \bar{Y}_{cv}$  (Figura 4.19a).  $r_1$  e  $r_2$  correspon-

dem às magnitudes de  $\vec{r}_1$  e  $\vec{r}_2$  respectivamente.

Para usar a equação 4.3 é necessário impor algumas hipóteses e restrições:

- A rotação do centro do vórtice interno é em torno do valor médio das posições instantâneas do centro do vórtice.
- Unicamente os movimentos que representam rotações serão levados em consideração para a estimação da frequência.
- As rotações não podem ser maiores a  $2\pi$  radianos.
- Todos os parâmetros são calculados em relação ao valor médio do centro do vórtice interno.

A Figura 4.20 ilustra as características mencionadas para dois tipos de movimentos: rotação pura (Figura 4.20a), quando  $r_1 = r_2$  e rotação combinada com movimentos radiais (Figura 4.20b) quando  $r_1 \neq r_2$ .  $Ds$  é definido como a magnitude do deslocamento do centro do vórtice, dada pelas equações 4.5. A equação 4.5a é válida para qualquer tipo dos movimentos mencionados, enquanto a equação 4.5b se torna válida unicamente para movimentos de rotação pura.



**Figura 4.20:** Tipos de movimentos de rotação

$$Ds = \sqrt{(r_2 - r_1)_i^2 + (r_2 - r_1)_j^2} \quad (4.5a)$$

$$Ds = (r_1 + r_2) \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (4.5b)$$

Se o movimento dominante é ainda de rotação mas  $r_1 \neq r_2$ , um novo ângulo  $\beta_{pred}$  dado pela equação 4.6 é introduzido com o intuito de avaliar o efeito dominante de

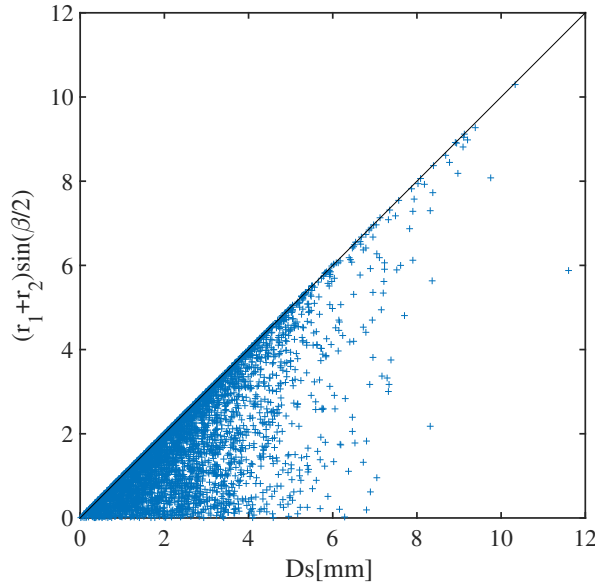
rotação no movimento do centro do vórtice.

$$\beta_{pred} = \sin^{-1} \left( \frac{Ds}{2r_1} \right) + \sin^{-1} \left( \frac{Ds}{2r_2} \right) \quad [rad] \quad (4.6)$$

A equação 4.6 leva em consideração o efeito de rotação do deslocamento parcial de  $r_1$  e  $r_2$  para uma rotação equivalente à  $\beta/2$  para cada um dos raios, combinado com o deslocamento linear  $Ds$ . Nesta abordagem, o ângulo  $\beta_{pred}$  comporta-se como um parâmetro de correção na trajetória percorrida pelo centro do vórtice relativo à uma rotação completa ( $2\pi$  rad), isto principalmente para grandes valores de  $\beta$ .

Uma vez que  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $Ds$ ,  $\beta$  e  $\beta_{pred}$  estão definidos, relações entre estes parâmetros são feitas com o objetivo de definir critérios que permitam a correta identificação dos movimentos mostrados na Figura 4.20.

Uma primeira abordagem é correlacionar a magnitude do vetor de deslocamento  $Ds$  a partir das definições nas equações 4.5 com o intuito de identificar movimentos de rotação. A Figura 4.21 mostra que os valores próximos à linha de referência ( $45^\circ$ ) são movimentos que provavelmente sejam dominados por rotações, enquanto os valores afastados da linha sugerem deslocamentos de tipo radial devido a  $Ds > (r_1 + r_2)\sin(\beta/2)$ .

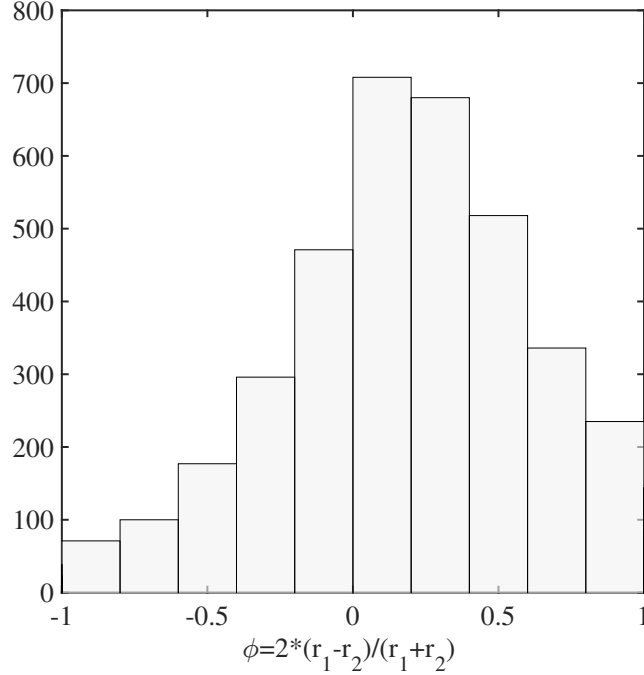


**Figura 4.21:** Dispersão da magnitude do vetor de deslocamento

A relação entre os raios  $r_1$  e  $r_2$  é definida pelo parâmetro normalizado  $\phi$  dado pela equação 4.7, onde os valores de  $\phi$  próximos a zero significam que os movimentos do centro do vórtice são dominados por rotações, desde que  $r_1 \approx r_2$ .

$$\phi = 2 \left( \frac{r_1 - r_2}{r_1 + r_2} \right) \quad (4.7)$$

Um histograma de  $\phi$  permite definir subgrupos de movimentos que podem ou não ser dominados por rotação em função de  $\phi$ . A Figura 4.22 mostra um exemplo para um intervalo  $0 \leq \phi \leq 0.4$  que provavelmente sejam movimentos de rotação.

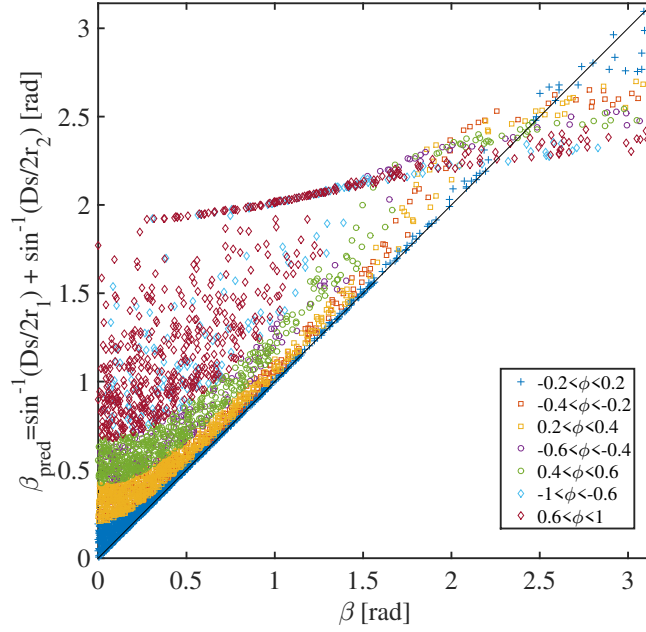


**Figura 4.22:** Dispersão de  $r_1/r_2$

Da relação entre  $Ds$  e  $(r_1 + r_2)\sin(\beta/2)$  previamente discutida, o parâmetro  $\phi$  e a equação 4.6, é possível correlacionar todos eles para visualizar o impacto de cada um na correta determinação dos movimentos de rotação. A Figura 4.23 apresenta o comportamento entre  $\beta$  e  $\beta_{pred}$  para diferentes valores de  $\phi$ . Para intervalos de  $\beta \leq \pi$  e  $-0,2 \leq \phi \leq 0,2$ , esses valores representam movimentos de rotação. Contudo, ainda limitando o intervalo de  $\phi$ , existe um desvio percentual (DP) para pequenos valores de  $\beta$ , assim,  $DP$  é dado pela equação 4.8.

$$DP = |\beta - \beta_{pred}| \beta^{-1} \quad (4.8)$$

A Figura 4.24 mostra o resultado depois de aplicados todos os critérios para os movimentos que são dominados por rotação. Uma vez identificados os movimentos com caráter de rotação, é possível aplicar a equação 4.3 para estimar a frequência instantânea de oscilação do vórtice interno, podendo assim, plotar um histograma de frequência como mostrado na Figura 4.25, sendo que o pico do histograma normalizado representa o intervalo da frequência característica de oscilação do centro



**Figura 4.23:** Relação entre  $\beta$  e  $\beta_{pred}$

do vórtice interno. Por tratar-se unicamente de dados de frequência positivos e variáveis independentes, uma distribuição log-normal apresenta um bom ajuste nos dados conforme mostrado na Figura 4.25. A formulação da distribuição log-normal é dada pela equação 4.9

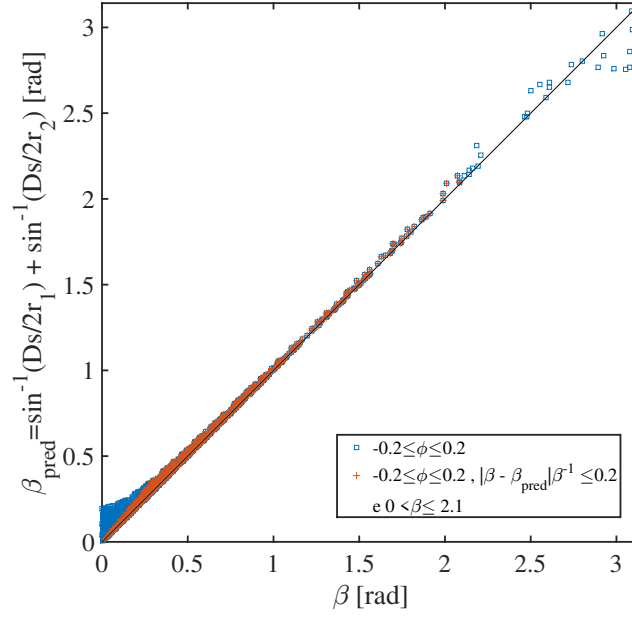
$$f_X(x) = \frac{1}{\sigma x \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{(\ln x - \kappa)^2}{2\sigma^2} \right], \quad (4.9)$$

onde  $\kappa$  e  $\sigma$  são parâmetros positivos correspondentes à média (parâmetro de escala) e ao desvio padrão (parâmetro de forma) respectivamente.

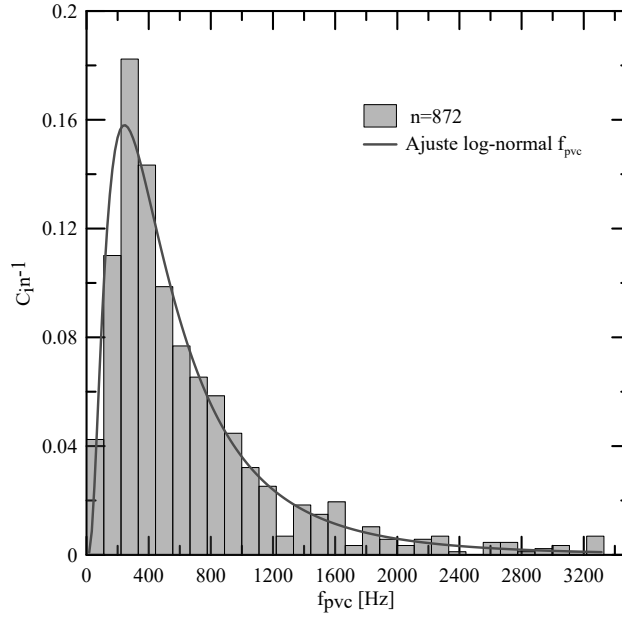
Além da estimativa da frequência de oscilação ( $f_{pvc}$ ) a partir das posições instantâneas do centro do vórtice central, parâmetros como a amplitude ( $Std$ ) que descreve quanto o centro do vórtice se afasta do eixo de rotação ( $\bar{X}_{cv}, \bar{Y}_{cv}$ ), e o raio de giração ( $r_g$ ) que delimita à área circular de maior concentração aonde o centro do vórtice preferencialmente permanece, podem ser quantificados. O desvio padrão das coordenadas  $X_{cv}$  e  $Y_{cv}$  podem ser interpretados como a amplitude do vórtice central nas respectivas direções horizontal ( $X$ ) e vertical ( $Y$ ) de acordo às equações 4.10, enquanto  $r_g$  pode ser obtido a partir da equação 4.11,

$$Std X_{cv} = \sqrt{\frac{(X_{cv} - \bar{X}_{cv})^2}{N - 1}} \quad (4.10a)$$

$$Std Y_{cv} = \sqrt{\frac{(Y_{cv} - \bar{Y}_{cv})^2}{N - 1}} \quad (4.10b)$$



**Figura 4.24:** Critério do  $DP$  aplicado à relação  $\beta$  versus  $\beta_{pred}$



**Figura 4.25:** Histograma de frequência do PVC

$$r_g^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N r_i^2 \quad (4.11)$$

onde  $r_i$  é a magnitude do raio da posição instantânea do centro de vórtice central em relação ao centro de rotação  $(\bar{X}_{cv}, \bar{Y}_{cv})$  nos *frames* 1 e 2, e  $N$  é o número total das posições instantâneas nos *frames* 1 e 2.

### 4.3 Análise de Incertezas

A quantificação de grandezas físicas através de métodos experimentais e/ou teóricos que realizada para caracterizar um fenômeno qualquer, requer de um estudo do grau de confiabilidade dos resultados obtidos. Nesta seção, serão apresentados os conceitos básicos junto com a metodologia proposta em GUM *et al.* (2008), da análise de confiabilidade das propriedades medidas. O conceito de confiabilidade dos dados está associado a calibração dos instrumentos, tópico previamente abordado na seção 3.3 e a quantificação das incertezas.

Uma indicação quantitativa da qualidade dos resultados obtidos a partir de medições de grandezas físicas se torna obrigatório no sentido de avaliar a confiabilidade, além de poder comparar os dados, sejam entre eles mesmos ou com valores de referência.

O conceito de incerteza como um atributo quantificável é definido como o parâmetro não negativo que caracteriza a dispersão dos valores atribuídos a um mensurando (Y), com base nas informações utilizadas (KHLER, 2017). O parâmetro pode ser, por exemplo o desvio padrão, ou uma fração de um intervalo para um dado nível de confiança, já o mensurando refere-se as grandezas submetidas à medição.

A incerteza de medição geralmente engloba muitas componentes. Algumas delas podem ser estimadas por uma avaliação a partir da distribuição estatística dos valores provenientes de séries de medições e podem ser caracterizadas por desvios-padrão. Dita incerteza de medição é chamada do Tipo A e usa uma análise estatística feita a partir de uma série de medições. Defina-se então, um segundo grupo de incerteza de medição, do Tipo B, que representa as outras componentes que podem também ser caracterizadas por desvios-padrão estimados a partir de funções de densidade de probabilidade baseadas na experiência ou em outras informações. É importante ressaltar que nem sempre existe uma simples correspondência entre a classificação do Tipo A ou B da incerteza de medição.

Outro conceito a levar em consideração para caracterizar a incerteza é o erro. Os erros associados a medições são definidos como a diferença entre um resultado individual e o valor verdadeiro do mensurando. Como tal o erro é um valor único. Em princípio, o valor de um determinado erro pode ser aplicado na correção do resultado. Erro é um conceito idealizado e, em geral, os erros não podem ser conhecidos com exatidão, pois isso significa conhecer o verdadeiro valor do mensurando. O erro total de uma medição pode ser classificado em dois tipos, segundo sua fonte: um erro de origem aleatório e um outro de origem sistemático. O de origem aleatório é dado pelo desvio padrão, também conhecido como erro de precisão, esses erros são observados em medições repetidas, as quais não são, e não se espera que sejam exa-

tamente iguais devido as numerosas fontes que influenciam no valor medido. Já por sua vez, o erro sistemático pode ser proveniente do observador e/ou instrumentos usados de forma incorreta (PIRES, 2005).

### 4.3.1 Procedimento de Cálculo de Incertezas

Para diversos casos o mensurando  $Y$  não é medido diretamente e é determinado a partir de outras grandezas de entrada  $X_1, X_2, \dots, X_N$  através de uma relação funcional  $f$ , conhecida como modelo matemático.

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad (4.12)$$

Expressar matematicamente a dependência de  $Y$  é a base do procedimento para o cálculo de incertezas. Assim, definido o modelo matemático são analisadas as grandezas de entrada, a incerteza envolvida para cada grandeza (a incerteza padrão  $U(x_i)$ ) e seu instrumento padrão utilizado. Os coeficientes de sensibilidade  $C_i$  referem-se ao quanto a estimativa de saída  $Y$  é influenciada por variações da estimativa de entrada  $X_i$ . O produto entre  $U(x_i)$  e seu respectivo coeficiente de sensibilidade  $C_i$  dá origem a chamada contribuição de incerteza  $U_i(y)$  que corresponde a uma medida de dispersão equivalente a um desvio padrão, com a mesma unidade de medida do mensurando. Defina-se então, o coeficiente de sensibilidade ( $C_i$ ) segundo a equação 4.13 para cada grandeza envolvida ( $X_i$ ) a partir das derivadas parciais das mesmas, onde  $F$  é função do modelo adotado.

$$C_i = \frac{\partial F}{\partial X_i} \quad (4.13)$$

Uma vez obtido ( $C_i$ ) e a partir do número de grandezas de influência ( $N$ ) junto com o grau de liberdade de cada grandeza  $v_i$ , calcula-se a contribuição da incerteza chamada incerteza combinada,  $U_c(y)$ , e o grau de liberdade efetivo ( $v_{eff}$ ) de acordo às equações 4.14 e 4.15 respectivamente.

$$U_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N U^2(x_i) C_i^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^N U_i^2(y)} \quad (4.14)$$

$$v_{eff} = \frac{U_c^4}{\sum_{i=1}^N \frac{(U_i C_i)^4}{v_i}} \quad (4.15)$$

$v$  representa os graus de liberdade do fator de incerteza de  $i$ . Na prática para incertezas do tipo A, os graus de liberdade  $v_i$  de  $U(x_i)$ , são iguais a  $n - 1$ , onde  $n$

é o número de observações repetidas e independentes. Para os graus de liberdade referente a contribuições da incerteza do Tipo B,  $v_i \rightarrow \infty$  (GUM *et al.*, 2008).

Apesar de  $U_c(y)$  ser bastante utilizada para expressar a incerteza de um resultado de medição, em alguns casos, é necessário dar uma medida de incerteza que defina um intervalo em torno do resultado da medição com o qual se espera abranger uma extensa fração da distribuição de valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando  $Y$ . Essa medida adicional de incerteza, denominada incerteza expandida  $U$ , é calculada de acordo a equação 4.16

$$U = k U_c(y) \quad (4.16)$$

onde o termo  $k$  é o fator de abrangência correspondente a um nível de confiança requerido. Para um nível de confiança de 95,45% valores de  $k$  em função dos graus efetivos de liberdade são apresentados na Tabela 4.11. Note-se que os valores do grau de liberdade efetivo na Tabela 4.11 são inteiros positivos, assim, quando obtido  $v_{eff}$  (equação 4.15) o valor deve aproximar-se ao inteiro mais próximo.

**Tabela 4.11:** Fator  $k$  em função de  $v_{eff}$  para uma nível de confiança de 95,45 %

$v_{eff}$	$k$	$v_{eff}$	$k$
1	13,97	8	2,37
2	4,53	10	2,28
3	3,31	15	2,18
4	2,87	20	2,13
5	2,65	50	2,05
6	2,52	100	2,03
7	2,43	$\infty$	2

## Incerteza da Medição de Vazão de Gás

O modelo para o cálculo da incerteza de medição da vazão de gás considera a correção pela pressão, temperatura, fator de calibração e suas respectivas incertezas, segundo a equação 4.17

$$Q_{gi} = \frac{Q_{gmed} P_i T_{sep} f_{Qi}}{P_{sep} T_i} \quad (4.17)$$

Do modelo proposto resultam as incertezas apresentadas na Tabela 4.12 para a faixa de vazões em que foi calibrado o medidor de vazão especificado na Tabela 3.6.

**Tabela 4.12:** Incerteza da vazão de gás no medidor tipo *vortex*

$Q_{gi}$ [m <sup>3</sup> /h]	$U$ [m <sup>3</sup> /h]	$U_c(y)$ [m <sup>3</sup> /h]	$k$	$v_{eff}$	$U_{exp.}$ relativa %
11,8	0,0907	0,0342	2,649	5	9,07
22,4	0,0894	0,0338	2,649	5	8,94
25,2	0,0943	0,0399	2,320	8	9,43
30,5	0,079	0,0338	2,366	8	7,99

## Incerteza da Medição de Pressão

Na aquisição das medidas de pressão foi aplicado um fator de correção nos valores brutos adquiridos no sistema de aquisição de dados, assim, o modelo matemático adotado é:

$$P = P_i + \delta P_{cal} \quad (4.18)$$

onde  $\delta P_{cal}$  é o erro devido ao ajuste da curva de calibração. As incertezas resultantes deste modelo são apresentadas nas Tabelas 4.13, 4.14, 4.15 e 4.16, correspondentes as configurações da Figura 3.5.

**Tabela 4.13:** Incerteza das medidas de pressão na configuração **A**

$P_i$ [Pa]	$U$ [Pa]	$U_c(y)$ [Pa]	$k$	$v_{eff}$	$U_{exp.}$ relativa %
48,15	0,0746	0,0260	2,87	4	7,5
253,22	0,0187	0,0065	2,87	4	1,8
367,43	0,0192	0,0067	2,87	4	1,9
843,96	0,0281	0,0098	2,87	4	2,8

**Tabela 4.14:** Incerteza das medidas de pressão na configuração **B**

$P_i$ [Pa]	$U$ [Pa]	$U_c(y)$ [Pa]	$k$	$v_{eff}$	$U_{exp.}$ relativa %
63,29	0,0559	0,0195	2,87	4	5,6
323,50	0,0195	0,0068	2,87	4	1,9
459,05	0,0241	0,0084	2,87	4	2,4
116,76	0,0242	0,0084	2,87	4	2,4

**Tabela 4.15:** Incerteza das medidas de pressão na configuração **C**

$P_i$ [Pa]	$U$ [Pa]	$U_c(y)$ [Pa]	$k$	$v_{eff}$	$U_{exp.}$ relativa %
29,74	0,0737	0,0257	2,87	4	7,3
154,63	0,0287	0,0100	2,87	4	2,9
216,54	0,0199	0,0069	2,87	4	2,0
514,17	0,0304	0,0106	2,87	4	1,0

**Tabela 4.16:** Incerteza das medidas de pressão na configuração **D**

$P_i$ [Pa]	$U$ [Pa]	$U_c(y)$ [Pa]	$k$	$v_{eff}$	$U_{exp.}$ relativa %
40,10	0,0528	0,0184	2,87	4	5,3
204,71	0,0264	0,0092	2,87	4	2,6
287,81	0,0150	0,0052	2,87	4	1,5
673,88	0,0277	0,0097	2,87	4	2,8

## Incerteza da Medição no PIV

A avaliação da incerteza associada às medições com PIV é uma função complexa devido à quantidade de parâmetros relativos a medição. Entre os parâmetros que investigados em diversos trabalhos podemos citar, o tamanho, densidade, cisalhamento e deslocamento das partículas, o fator de magnificação na calibração, os gradientes de velocidade, o intervalo de tempo, o processamento e tamanho da amostra [LAZAR *et al.* (2010), TIMMINS *et al.* (2010) e BHATTACHARYA *et al.* (2018)]. Apesar de existirem vários estudos sobre o impacto desses parâmetros na incerteza das medidas com esta técnica, devido à tamanha complexidade, raramente observa-se o emprego de todos estes parâmetros na análise de incertezas das medidas obtidas.

Como já discutido ao longo dos itens 3.2.1 e 4.1, grande parte dos parâmetros que podem levar a erros na medição são avaliados mediante diferentes critérios que garantem um correto ajuste.

Por tratar-se de um trabalho que visa avaliar as propriedades médias do escoamento, a análise de incerteza será baseada apenas no tamanho da amostra, cujo valor é calculado por meio do desvio padrão médio  $\bar{\sigma}$  como apresentado por LAZAR *et al.* (2010). Desse modo, a incerteza da velocidade é associada ao tamanho da amostra conforme observado na equação 4.19.

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (4.19)$$

onde  $\sigma$ , é o desvio padrão da amostra obtido a partir da equação 4.20.  $\sigma$  também pode ser relacionado com a intensidade turbulenta uma vez que ele representa as flutuações de cada componente da inerentes ao escoamento para uma determinada posição.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_i - \bar{V})^2}{n - 1}} \quad (4.20)$$

# Capítulo 5

## Resultados e discussão

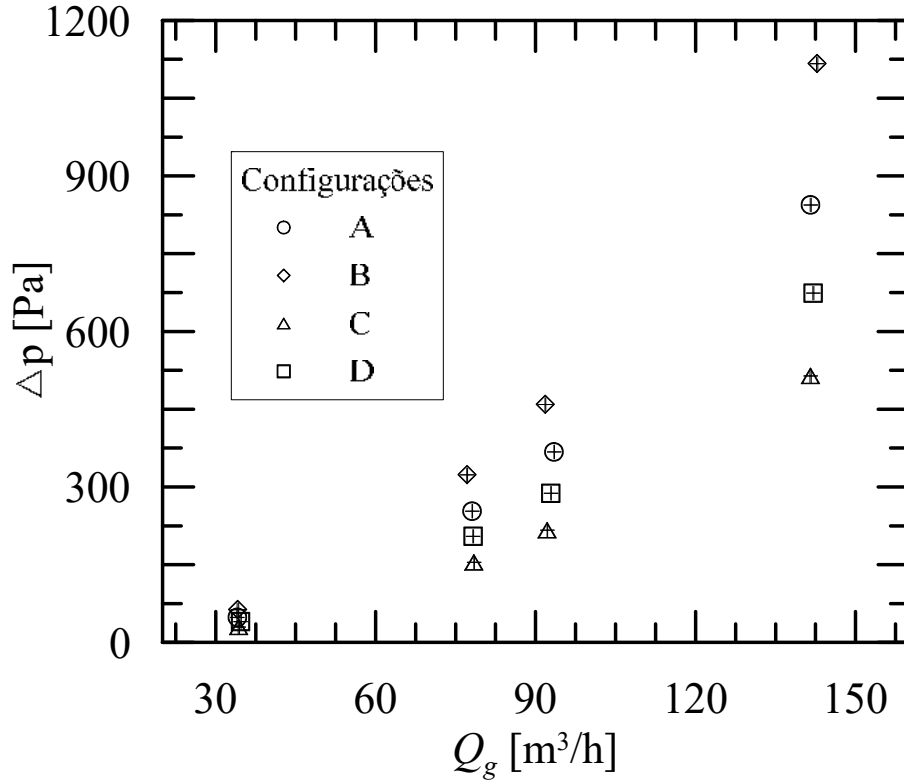
A análise e comparação dos resultados obtidos ao longo do desenvolvimento da pesquisa, são apresentados neste capítulo. A primeira seção é dedicada aos resultados de perda de carga, seguida pela discussão dos campos de velocidade média axial e transversal, assim como das propriedades médias turbulentas. Finalmente, uma análise comparativa dos dados experimentais com simulações numéricas é abordado. Lembrando, a simbologia adotada para os diferentes casos estudados, foi descrita na Tabela. 4.2 e as vazões de teste especificadas na Tabela. 4.1. Grande parte dos dados apresentados estão adimensionalizados conforme os parâmetros mostrados na Tabela. 5.1.

**Tabela 5.1:** Adimensionalização de propriedades e parâmetros

Descrição	Símbolo	Referência característica	Símbolo	Parâmetro adimensional
Posição axial	$z$ [mm]	Comprimento característico	$l = 115$ [mm]	$z/l$
Posição radial	$r$ [mm]		$R = 80$ [mm]	$r/R$
Velocidade axial	$V_z$ [ms <sup>-1</sup> ]	Velocidade de entrada	$U_{in}$ [ms <sup>-1</sup> ]	$V_z/U_{in}$
Velocidade tangencial	$V_t$ [ms <sup>-1</sup> ]			$V_t/U_{in}$
Velocidade radial	$V_r$ [ms <sup>-1</sup> ]			$V_r/U_{in}$
Energia cinética turbulenta	$K$ [m <sup>2</sup> s <sup>-2</sup> ]		$U_{in}^2$ [m <sup>2</sup> s <sup>-2</sup> ]	$K/U_{in}^2$

### 5.1 Perda de Carga

Os gradientes de pressão medidos entre os pontos entrada e saída do gás como explicado na seção 4.1.1, são comparados para várias vazões e nas configurações descritas na Figura 3.5. A Figura 5.1 mostra o comportamento da perda de carga, para as quatro vazões diferentes e nas quatro configurações de interesse.



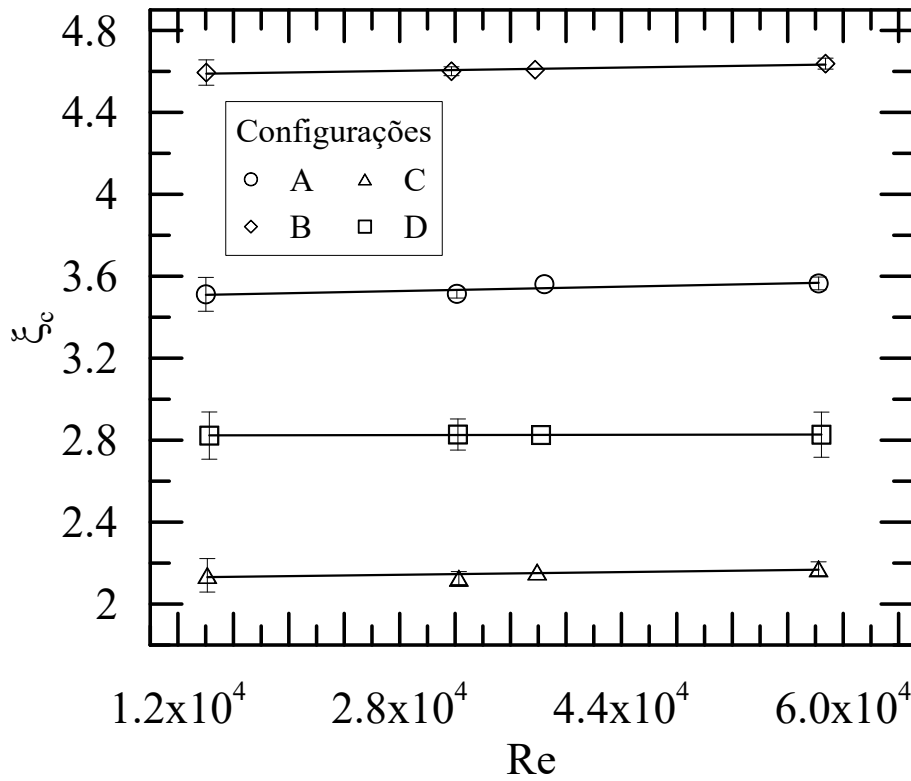
**Figura 5.1:** Comportamento da perda de carga e os internos

De maneira global, observa-se que o comportamento na perda de carga em relação aos internos se conserva de forma independente às variações na vazão. Portanto, uma primeira análise será focada unicamente nos internos.

A configuração com chapéu chinês (Figura 3.5b), apresenta a maior perda de carga para as quatro configurações testadas. A combinação da aleta junto com o chapéu chinês (Figura 3.5d), mostra uma diminuição na perda de carga em relação ao separador sem internos (Figura 3.5a). Verifica-se que o efeito da aleta na diminuição da perda de carga no separador é relevante, fato que também pode ser conferido através do resultado obtido na perda de carga quando testado o separador unicamente com a aleta instalada (Figura 3.5c), sendo o menor  $\Delta P$  obtido, como mostrado na Figura 5.1. O efeito da aleta no escoamento é reorganizar e promover o escoamento de entrada na direção axial, atenuando a formação os efeitos turbulentos produzidos, devido à mudança súbita de direção no escoamento. Como discutido no capítulo 2, o aumento na intensidade do fenômeno de Centro de Precessão de Vórtice (PVC) está associado a altos gradientes de pressão, então, é possível pensar que a aleta também tem um efeito de redução na intensidade do PVC. Ao contrário do que atestam os fabricantes em relação à aleta, esta mostrou que contribui para diminuir a perda de carga, mesmo tendo aumento na área de contato fluido-sólido (superfície da aleta), ou seja os efeitos por atrito na avaliação da perda de carga podem-se tornar desprezíveis na geometria e dimensões do separador estudado.

Inicialmente a configuração *C* (Figura 3.5c), seria a melhor opção em termos da menor perda de carga, mas a ausência do chapéu chinês compromete significativamente a eficiência de separação carregando líquido da parte inferior para a região de separação, devido aos efeitos de fim de vórtice. Nesse aspecto a configuração *D* (Figura 3.5d) torna-se a melhor opção visando uma diminuição na perda de carga sem comprometer a eficiência do separador. No trabalho realizado por NANNINGA *et al.* (2001), o único caso de estudo semelhante ao presente trabalho é a configuração *D*, sendo que para esse arranjo foi obtida a menor perda de carga, sem olhar o arranjo das modificações feitas no *vortex finder* na configuração **E** (NANNINGA *et al.*, 2001), que também não foi abordada nesta pesquisa.

Quando os dados que apresentados na Figura 5.1 são adimensionalizados em função das equações 2.14 e 2.11 para os eixos horizontal e vertical respectivamente, obtemos o coeficiente de perda de carga ( $\xi_c$ ) em função do número de Reynolds ( $Re$ ) para cada uma das configurações como mostrado na Figura 5.2.



**Figura 5.2:** Coeficiente de perda de carga das configurações do separador

Para a configuração *A* foi obtido um valor de  $\xi_c = 3,58$ , enquanto para separadores com geometrias semelhantes à configuração supracitada valores de  $\xi_c = 3,9$  foram obtidos, como apresentado por KARAGOZ e AVCI (2005). A maior perda de carga obtida na configuração *B* sugere que o conjunto chapéu chinês - pás verticais atuam como elemento de barreira contra o escoamento diminuindo o volume efetivo de separação no corpo do equipamento e incrementando o atrito. Ao comparar os

valores de  $\xi_c$  que obtidos por NANNINGA *et al.* (2001) entre os casos **B** e **C**, há uma redução de aproximadamente 48 %, enquanto a diminuição do coeficiente de perda de carga entre as configurações *A* e *C* é de  $\xi_c = 40$  %. A diferença entre os valores de  $\xi_c$  está associada principalmente as condições de escoamento monofásico (adotada no presente trabalho) e de escoamento bifásico nas medições executadas por NANNINGA *et al.* (2001), assim como a geometria da aleta.

Finalmente, uma análise comparativa dos dados de perda de carga experimentais com os obtidos por PEREIRA (2016) via simulação numérica foi feita a partir da linearização dos pontos obtidos conforme a equação 5.1, para cada configuração.

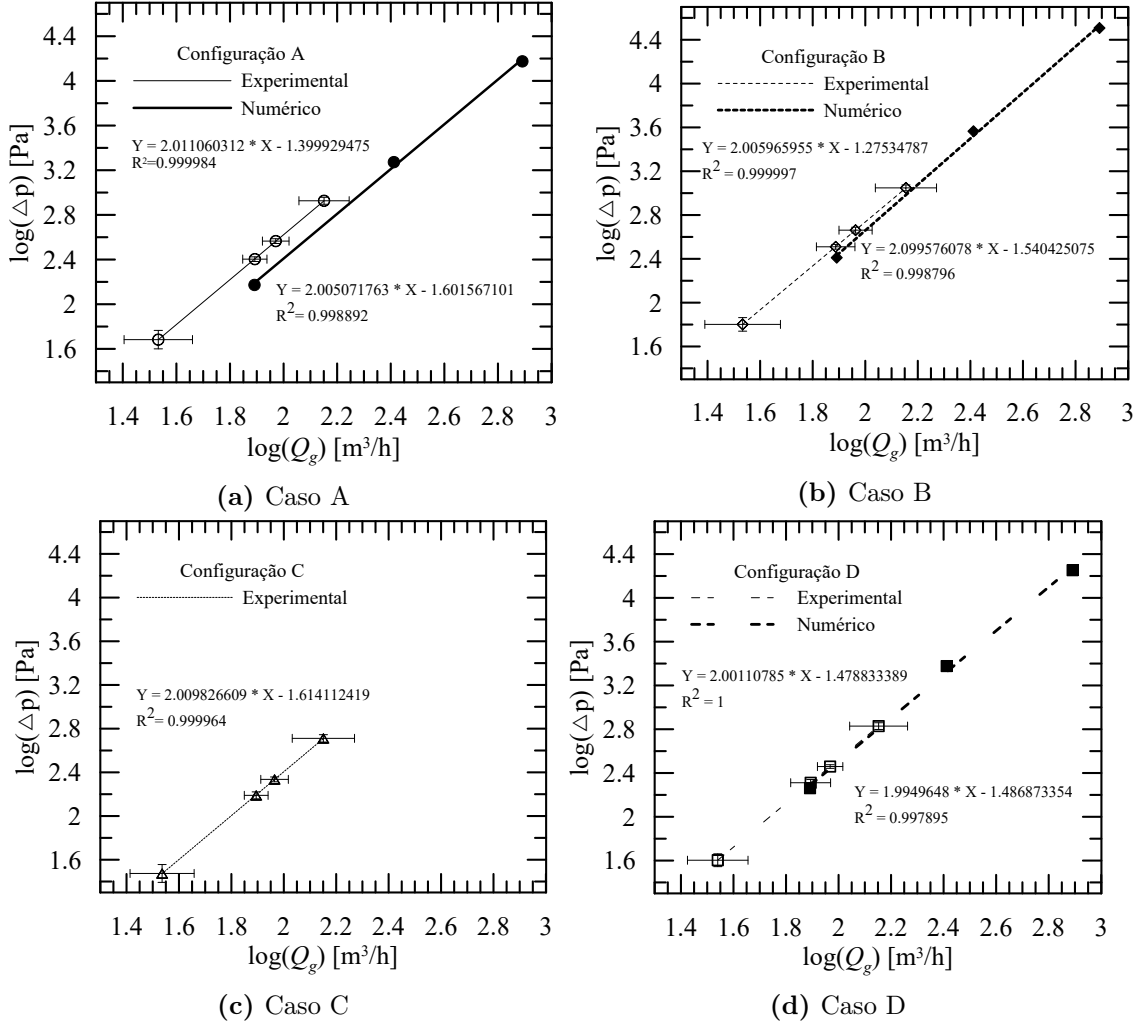
$$\log_{10}(\Delta P) = a \log_{10}(Q_g) + b \quad (5.1)$$

É importante salientar que PEREIRA (2016) obteve o mesmo comportamento na perda de carga em relação aos internos que observado nos dados experimentais. A Figura 5.3 mostra o comportamento linearizado das quatro configurações testadas, observando-se que a relação  $\Delta P \propto Q_g^2$  é aproximadamente válida independentemente da configuração. As curvas mostradas na Figura 5.3 apresentam uma região em comum para os dados experimentais e numéricos, fato que permite verificar a tendência de linearidade na perda de carga num espectro de vazões maior, uma vez que os dados apresentam boa concordância tanto nos valores do  $\Delta P$  como no coeficiente de determinação  $R^2$  próximos de 2.

## 5.2 Campo de Velocidade Médio no Plano Axial

$$\mathbf{V}(V_r, Vz)$$

A região de testes para medir o campo de velocidades mostrada na seção 4.1.2, foi escolhida pelo fato dela se localizar em uma área de separação, sendo comum para qualquer uma das configurações, além de ser uma região de fácil acesso óptico em relação à montagem dos internos e o posicionamento do *vortex finder*. Foram selecionadas três posições axiais para comparar os campos de velocidade, de cada configuração. Em relação ao intervalo de tempo amostral, foram adquiridas quatro mil imagens à 15 *Hz*, tendo então um tempo amostral de 4,44 *min*. A componente radial que medida no plano axial não é representativa do escoamento real, uma vez que, a magnitude de  $V_r$  é pequena e comparada com os efeitos de “contaminação” introduzidos pelo gradiente de velocidade perpendicular ao eixo de medição, estes podem ser da mesma ordem de grandeza ou ainda maiores (LIU *et al.*, 2007). Assim, à análise de resultados apresentados nesta seção focam unicamente à componente axial do escoamento rotativo.

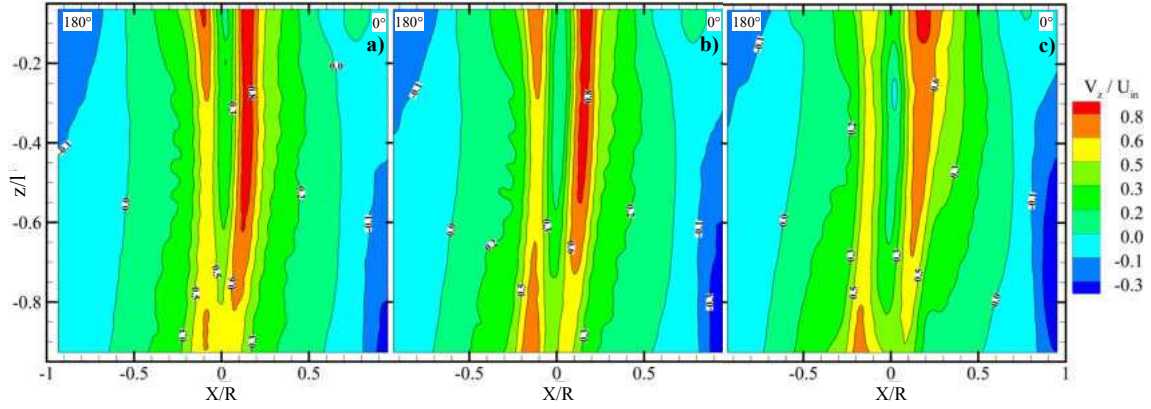


**Figura 5.3:** Comportamento linearizado da perda de carga e a vazão

Uma primeira análise dos campos de velocidade axial ( $V_z$ ) é feita em função das vazões testadas (Tabela 4.3). Quando os campos de velocidade são adimensionalizados pela respectiva vazão de entrada ( $U_{in}$ ), observasse que a morfologia do campo independe da vazão de entrada como mostra a Figura 5.4, ou seja, o vórtice descendente externo e o vórtice forçado ascendente conservam aproximadamente as suas proporções. O mesmo comportamento foi observado por FISHER e FLACK (2002) na análise de escoamentos em hidrociclones. Um comportamento similar foi observado para as outras três configurações. Assim, o foco da análise que segue, será direcionado especificamente aos internos, tomando como referência a vazão  $Q_{g2} = 77,5[m^3h^{-1}]$  (Tabela 4.2).

### 5.2.1 Configuração A

O campo de velocidade médio da componente axial  $V_z$  (Figura 3.5a) é mostrado na Figura 5.5. Observa-se que nas vizinhanças à parede predomina um escoamento



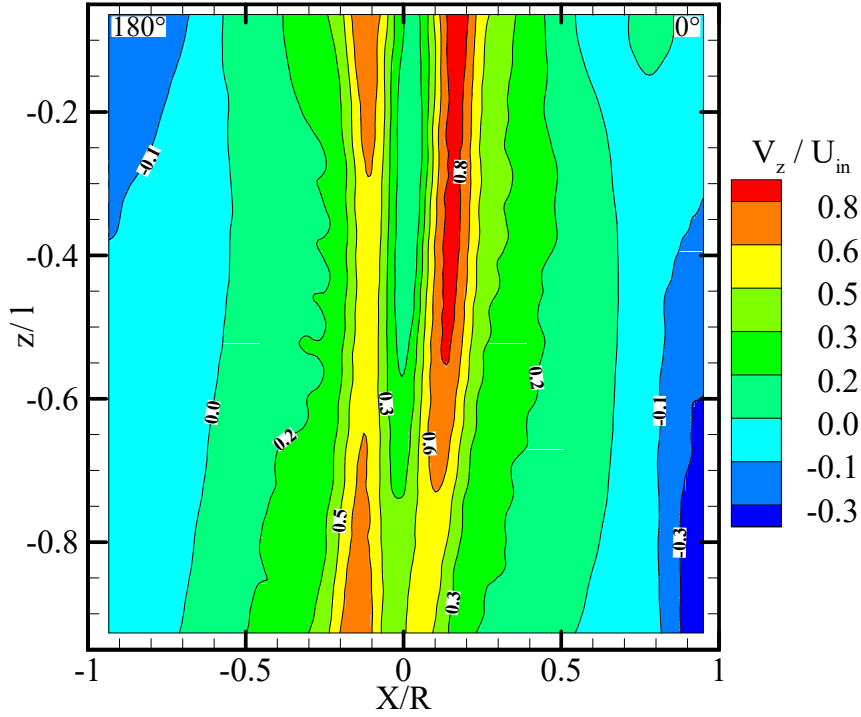
**Figura 5.4:** Campos de velocidade axial para a configuração *A* e diferentes vazões: **a)**  $Q_{g1}$ , **b)**  $Q_{g2}$ , **c)**  $Q_{g3}$

descendente, enquanto na região que contorna o eixo de simetria vertical, se formam dois núcleos de escoamento ascendente localizados um de cada lado do eixo, em torno de uma região de baixa velocidade. Esse comportamento global no campo de velocidade implica que entre a região de parede e o núcleo de escoamento ascendente deve existir um gradiente de velocidade zero que define a fronteira entre o escoamento que desce e o que tem uma componente positiva, chamados escoamento externo e interno respectivamente. Isto ocorre para as duas regiões observadas, em relação ao eixo de simetria. Estes dados são coerentes com o mecanismo de separação que sucede ao interior de um ciclone, onde as partículas que são segregadas pelo efeito ciclônico se deslocam para a região perto da parede e descem, enquanto a fase com menor massa específica percorre o ciclone até atingir o vórtice da região do escoamento interno, subindo pela região central para sair pelo *vortex finder* (HOFFMANN e STEIN, 2008).

O campo de velocidade aparenta uma simetria axial, só que devido à entrada pseudo-tangencial do separador, efeitos turbulentos com maiores intensidades em certas regiões acabam distorcendo o campo de velocidade como acontece perto da região do *vortex finder*, observado na Figura 5.5.

A configuração *A* em termos geométricos é a mais próxima de um ciclone convencional, sendo que o separador motivo do presente trabalho não tem uma região cônica inferior nas proporções do ciclone tradicional, além da entrada ser circular e não de seção retangular. Mesmo assim olhando o comportamento do campo de velocidade obtido por LIU *et al.* (2007) via PIV, eles são semelhantes.

Os perfis de velocidade axial para três posições são mostrados na Figura 5.6. PENG *et al.* (2002) descrevem duas características principais nos perfis de velocidade axial medidos via LDA, num comprimento de 1,25 vezes o raio do ciclone. A primeira característica é que os perfis de velocidade são aproximadamente independentes da posição axial, ou seja as mudanças ao longo do eixo vertical são pequenas. E a

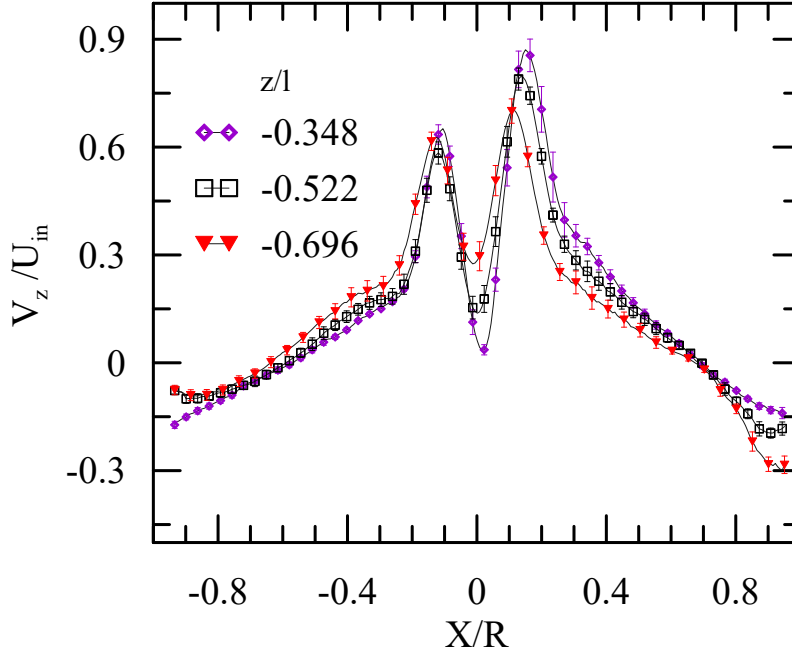


**Figura 5.5:** Campo médio de velocidade axial - caso  $Q_{g2}A$

segunda está relacionada ao ponto de velocidade axial zero e a posição axial do perfil. PENG *et al.* (2002) mostraram que quanto mais afastada a posição axial do perfil da entrada, o ponto onde  $V_z = 0$  desloca-se para o centro. A primeira descrição supracitada é evidente nos perfis de  $V_z$  mostrados na Figura 5.6, enquanto a segunda é observada unicamente do lado direito ( $X/R$  positivo) do perfil de velocidade. Adicionalmente observa-se uma inversão nos três perfis de velocidade em relação ao eixo vertical, principalmente no vórtice externo. Esse comportamento mostra que o escoamento de fato não está alinhado em relação ao eixo axial, verificando a condição assimétrica do escoamento. O formato de  $M$  do perfil de velocidade no centro do separador, como descrito em HOFFMANN *et al.* (1996), é devido ao confinamento do vórtice no corpo do ciclone, criando um gradiente de pressão radial que é máximo na região externa e diminui com o raio. Se a pressão no núcleo do escoamento é menor que a pressão à justante da saída no equipamento os valores de velocidade no centro se tornam negativos e há presença de escoamento reverso. No caso contrário, acontece simplesmente uma desaceleração do escoamento, como observado nos perfis da Figura 5.5.

### 5.2.2 Configuração B

A estrutura global do campo de velocidade axial para a configuração B (Figura 3.5b), se torna diferente em relação a configuração A principalmente no núcleo do escoamento. A Figura 5.7 mostra o campo de velocidade médio com uma região



**Figura 5.6:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2}A$

de escoamento reverso no núcleo, além de um deslocamento à esquerda ( $-X/R$ ) em relação ao eixo de simetria na parte inferior, região mais próxima do chapéu chinês ( $z/l = -1$ ). É claro que, na configuração  $B$ , a região de separação diminuiu em relação a  $A$ , fato que provavelmente contribuiu com que os efeitos do vórtice confinado sejam maiores em intensidade, provocando uma pressão menor na região central que a pressão na saída. Lembrando que a configuração com chapéu chinês apresentou a maior perda de carga (Figura 5.1).

Os perfis de velocidade na Figura 5.8 mostram que na direção axial o perfil de velocidade muda significativamente tanto em magnitude como na morfologia em relação ao separador sem internos, por exemplo, os picos de velocidade máxima à direita estão deslocados em até duas vezes a posição radial e o ponto de velocidade mínima no centro do escoamento adota posições diferentes.

### 5.2.3 Configuração $C$

A configuração do separador só com aleta apresenta os maiores picos de velocidade das quatro configurações testadas. A Figura 5.9 mostra o campo médio de velocidade axial para o caso  $C$ . O núcleo do escoamento é limitado pelos picos de velocidade máxima e apresenta uma largura não maior do que  $X/R = \pm 0,15$ , medidos a partir do eixo de simetria, sendo menor do que nas outras três configurações. Como já mencionado na avaliação da perda de carga, a aleta reordena o escoamento e atenua a transição abrupta de um escoamento plano para um escoamento rotativo. A morfologia que apresenta o núcleo do escoamento na configuração  $C$  verifica a dimi-

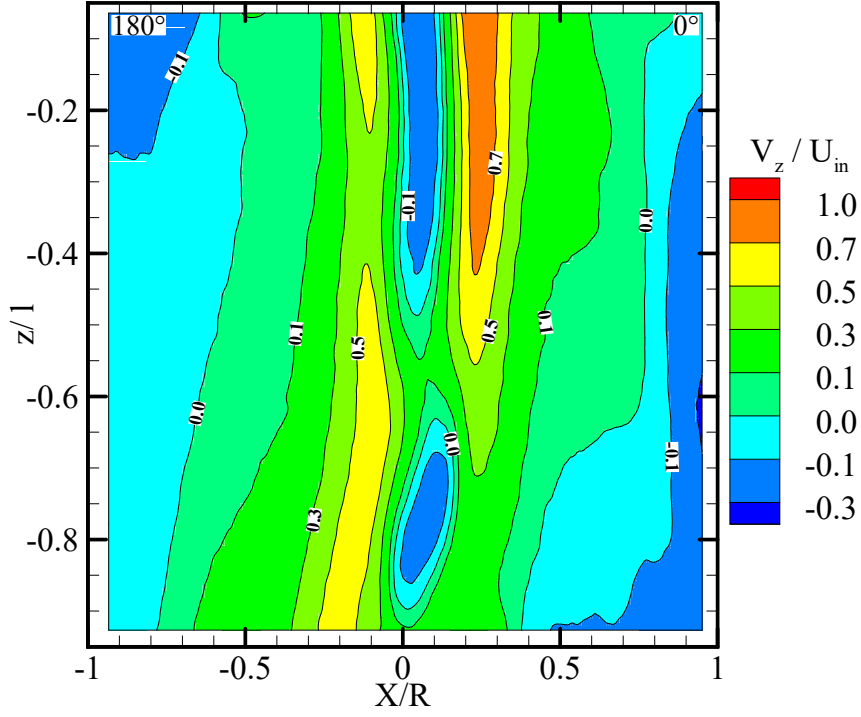


Figura 5.7: Campo de velocidade - Caso  $Q_{g2}B$

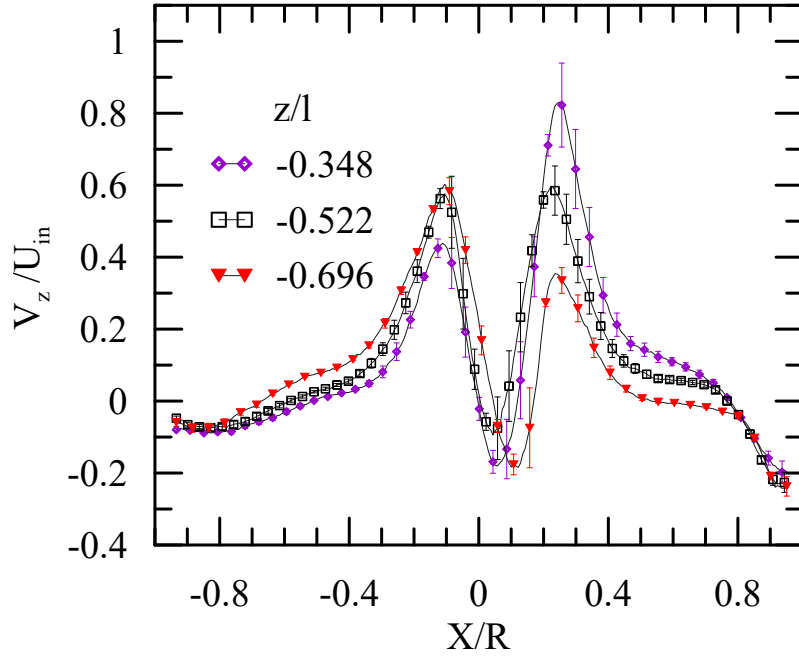
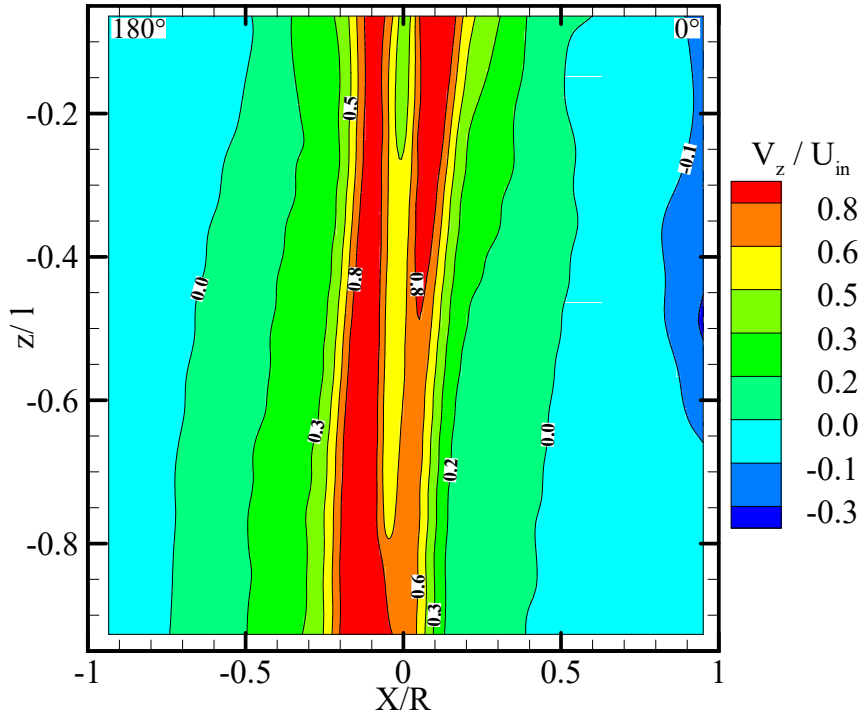


Figura 5.8: Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2}B$

nuição da intensidade no PVC, uma vez que o núcleo encontra-se mais centralizado ao eixo vertical quando comparado com as outras configurações.



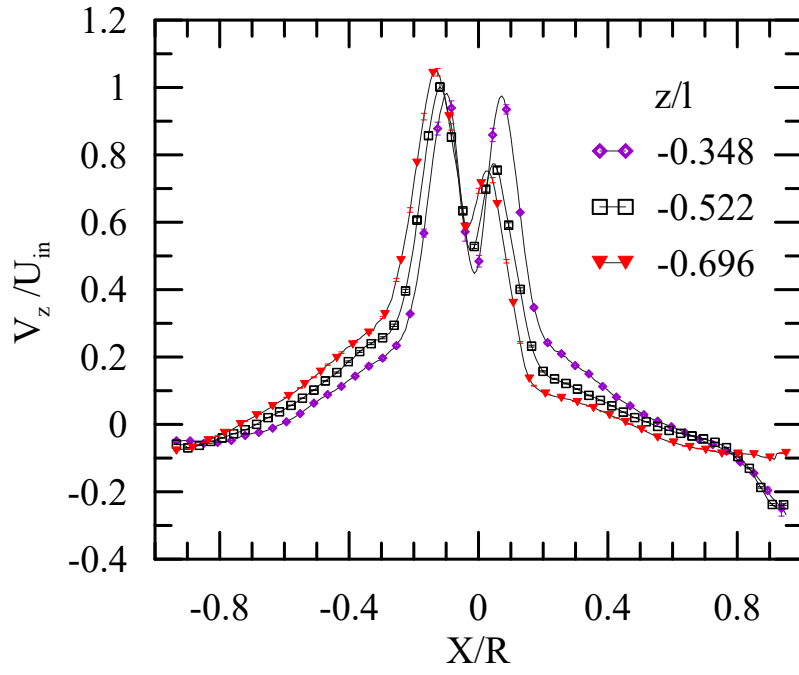
**Figura 5.9:** Campo de velocidade - Caso  $Q_{g2}C$

Nos perfis de velocidade axial mostrados na Figura 5.10, não existe mais uma região de escoamento reverso, uma vez a velocidade diminui mas permanece positiva, da mesma maneira que reportado na configuração *A*. As características dos pontos correspondentes à  $V_z = 0$  seguem do lado direito dos perfis o mesmo comportamento que observado por PENG *et al.* (2002), enquanto do lado esquerdo o comportamento é o contrário, ou seja, há uma inversão da ordem dos perfis em termos da posição radial onde  $V_z = 0$ .

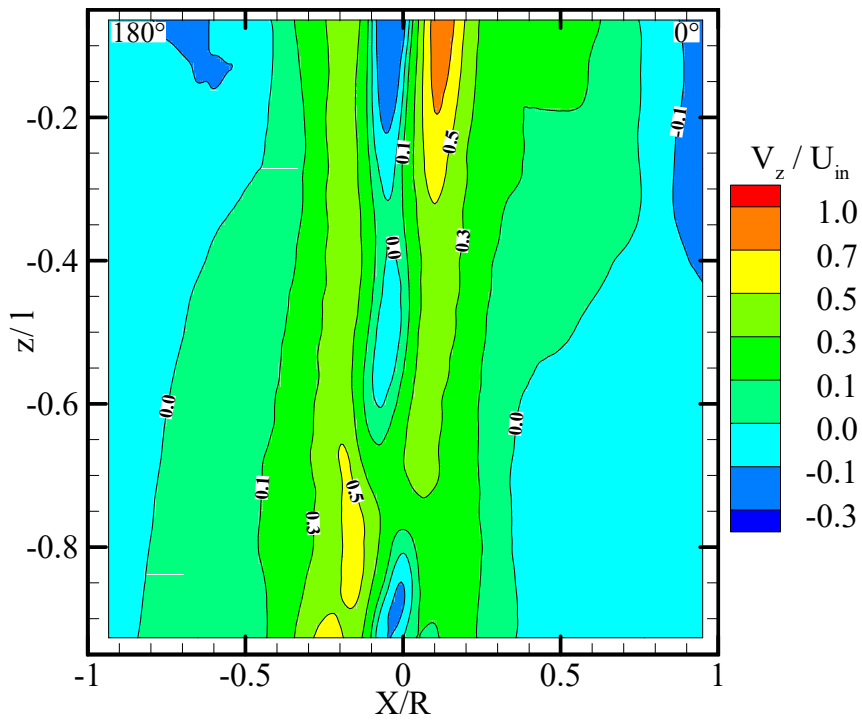
#### 5.2.4 Configuração *D*

A Figura 5.11 mostra o campo de velocidade médio para a configuração com os dois internos instalados. A morfologia do núcleo ainda se conserva em relação a apresentada na configuração *B*, mas em termos de magnitude, a velocidade na região de escoamento reverso diminuiu, principalmente nas vizinhanças do chapéu chinês, ou seja, o efeito da aleta no escoamento contribui para a atenuação do escoamento reverso. A região de escoamento externo não apresenta mudanças significativas quando comparada com o caso *B*.

Para todos os perfis de velocidade apresentados, uma estimativa de erro na medição foi avaliada através da equação 4.19. Como relatado em PENG *et al.* (2002) e XIAOLIN e MINGXIAN (2003), a ausência de partículas traçadoras próximo ao

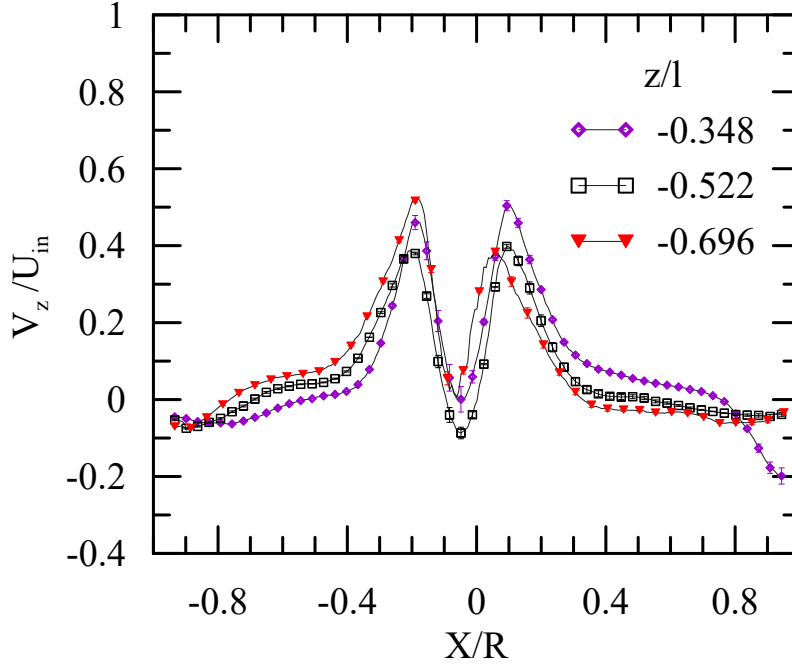


**Figura 5.10:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2}C$



**Figura 5.11:** Campo de velocidade - Caso  $Q_{g2}D$

eixo de simetria dificulta ou impossibilita a medição. Essa mesma característica foi observada ao longo das medições, tornando-se mais intensa nas configurações com chapéu chinês. A Figura 5.12 mostra os perfis de velocidade para o caso  $D$ , onde se observa que as barras de erro no centro do perfil são maiores que nos pontos do escoamento externo. Igualmente se percebe o mesmo fenômeno nas outras três configurações testadas.



**Figura 5.12:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2D}$

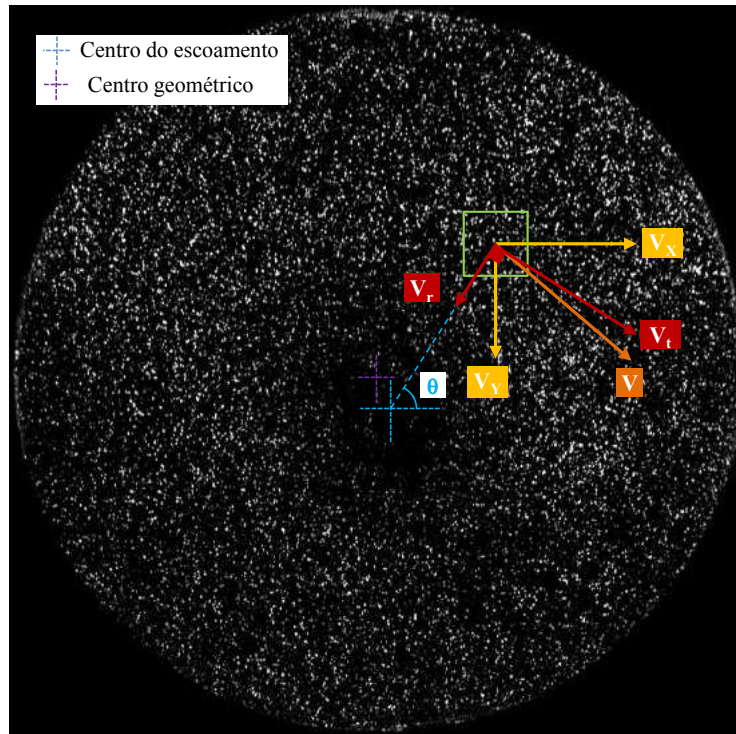
### 5.3 Campo de Velocidade Médio no Plano Transversal $\mathbf{V}(V_r, V_t)$

Por tratar-se de uma medição do campo de velocidade onde a componente tangencial ( $V_t$ ) encontrasse alinhada ao plano de medição, se torna possível isolar as componentes do vetor resultante sem carregar erros de “contaminação” por efeitos de distorção do gradiente de velocidade perpendicular ao plano de medição, uma vez que  $V_t$  possui o maior peso na magnitude do vetor velocidade. Assim, uma transformação do sistema de coordenadas precisa ser feita, uma vez que, os dados brutos obtidos via PIV-2D estão referenciados a um sistema de coordenadas cartesianas  $X, Y$ , como discutido na seção 4.1.3. Através do conjunto de equações 5.2 são obtidas as componentes radial e tangencial do vetor velocidade, sendo que para determinar o ângulo  $\theta$  sem distorcer o campo de velocidade, foi necessário adotar como referência (origem do sistema de coordenadas) o centro do escoamento  $\bar{X}_{cv}, \bar{Y}_{cv}$  e não o centro geométrico como mostrado na Figura 5.13. Esta posição foi determinada a partir do

campo de velocidade médio onde localiza-se a magnitude zero da velocidade média. O quadrado verde na Figura 5.13 representa uma janela de interrogação em que foi discretizado o campo de velocidade, assim, mediante a implementação de um código no programa *MATLAB* foi feita a transformação do sistema de coordenadas de cada um dos campos de velocidade instantâneo (4000 imagens) para todo o domínio com um total de 46.652 janelas por imagem para finalmente obter o campo de velocidade médio de cada uma das componentes.

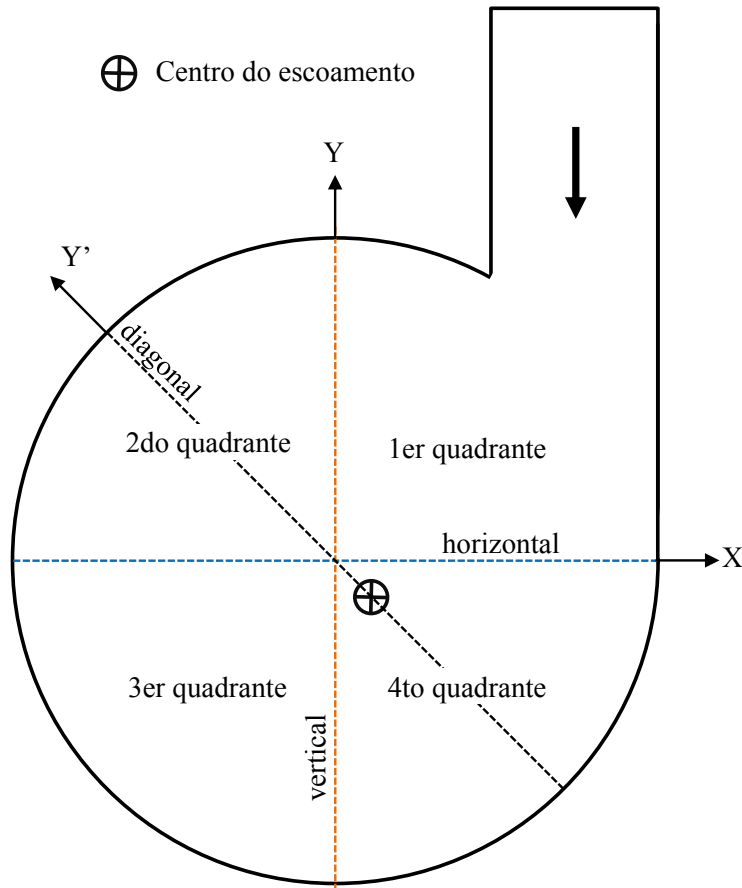
$$V_r = V_X \cos(\theta) + V_Y \sin(\theta) \quad (5.2a)$$

$$V_t = -V_X \sin(\theta) + V_Y \cos(\theta) \quad (5.2b)$$



**Figura 5.13:** Transformação do sistema de coordenadas cartesianas para cilíndricas

Os dados que serão apresentados nesta seção tratam dos campos de velocidade média das componentes radial  $V_r$  e tangencial  $V_t$ , todos eles na posição  $z/l = -0,696$  em relação ao sistema de referência especificado na Figura 4.8b. Três posições (eixos) ao longo do diâmetro foram escolhidas para comparar os campos de velocidade, duas delas fixas e ortogonais entre si, horizontal ( $X/R$ ) e vertical ( $Y/R$ ), e uma outra, diagonal ( $Y'/R$ ) que muda em função da posição do centro do escoamento médio em relação ao centro geométrico. A Figura 5.14 ilustra a descrição anterior. As características morfológicas dos campos de velocidade apresentados nas Figuras 5.15 e 5.16, verificam de fato que o escoamento promovido no interior do separador

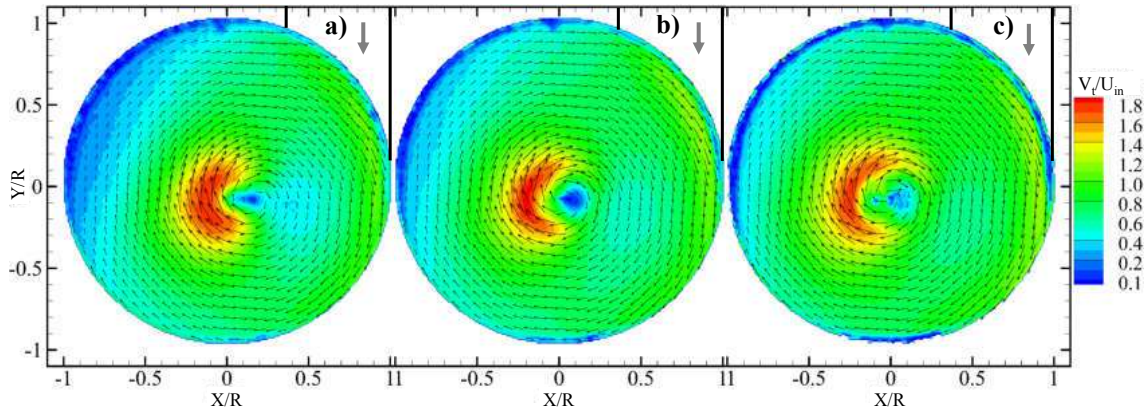


**Figura 5.14:** Linhas de referência para a análise dos perfis de velocidade

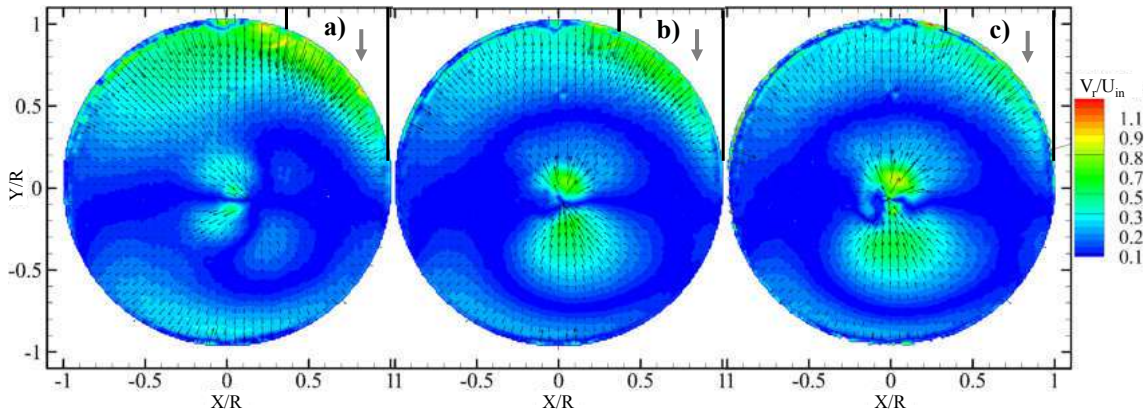
é rotativo, ou seja, uma componente do escoamento na direção tangencial (Figura 5.15) com magnitude de velocidade máxima, maior que a velocidade de entrada ( $U_{in}$ ) do escoamento no separador e com um perfil de velocidade próximo ao modelo de Vórtice de Rankine (Figura 2.2) como reportado na literatura por diversos autores (MONREDON *et al.*, 1992, PATTERSON e MUNZ, 1996, PENG *et al.*, 2002). Por outro lado, o escoamento possui uma componente na direção radial com uma magnitude menor quando comparada com as componentes axial e tangencial como mostrado na Figura 5.16.

Um comportamento similar ao observado nos campos de velocidade axial (Figura 5.4) é apresentado pelos campos de velocidade tangencial ( $V_t$ ) e radial ( $V_r$ ) quando também são adimensionalizados, ou seja, a influência da vazão na morfologia do escoamento não é significativa. No entanto, observam-se diferenças na localização do centro do escoamento em relação ao centro geométrico para as diferentes vazões como mostrado nas Figuras 5.15 e 5.16. A velocidade tangencial aumenta nos quadrantes quatro e três, e, subsequentemente diminui no quadrante dois retornando aos valores de  $V_t$  no quadrante um. Nos campos de velocidade radial as regiões delimitadas com cor azul escuro ( $V_r = 0$  ou próximas de zero) são as de maior in-

teresse, uma vez que elas definem as posições onde as componentes da velocidade local convergem ou divergem, ou seja, regiões de escoamento ascendente ou descendente. Para todas as configurações e vazões testadas foi observado que a região correspondente a  $Y/R > 0,5$  nos quadrantes 1 e 2 (Figura 5.14) são dominadas por escoamento convergente (na direção radial do centro do escoamento). Em contrapartida, escoamento divergente (na direção radial à parede do separador) é maiormente observado na região  $Y/R < -0,5$  (quadrantes 3 e 4).



**Figura 5.15:** Campos de velocidade tangencial em  $z/l = -0,696$  para os casos: a)  $Q_{g1}A$ , b)  $Q_{g2}A$  e c)  $Q_{g3}A$



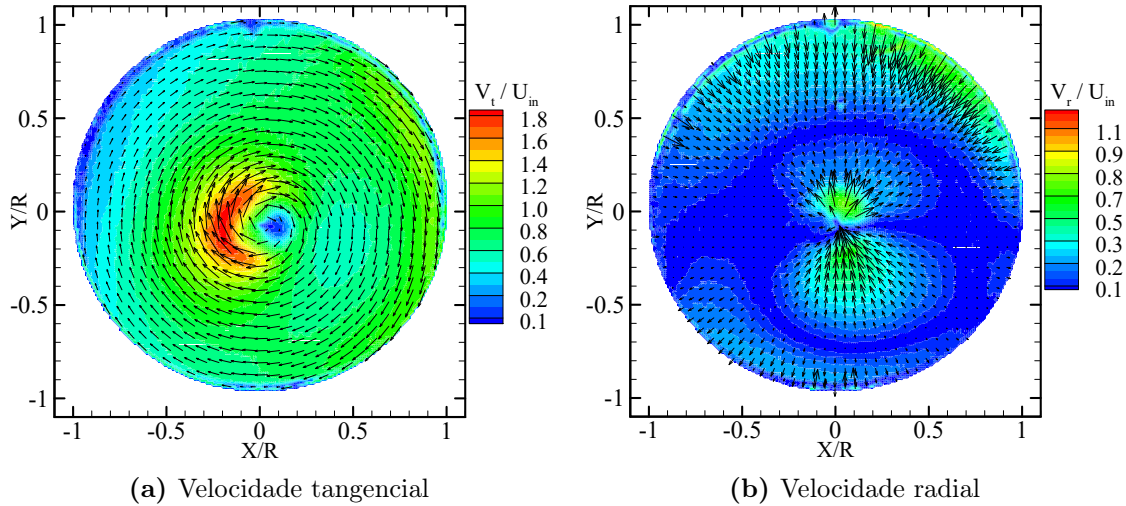
**Figura 5.16:** Campos de velocidade radial em  $z/l = -0,696$  para os casos: a)  $Q_{g1}A$ , b)  $Q_{g2}A$  e c)  $Q_{g3}A$

### 5.3.1 Configuração A

O campo de velocidade médio das componentes tangencial e radial é mostrado na Figura 5.17. Evidencia-se, que os campos de velocidade das duas componentes não são simétricos em relação ao centro geométrico, característica esperada nos resultados devido à geometria na entrada do escoamento em relação ao corpo do separador ser pseudo-tangencial (PENG *et al.*, 2001). A Figura 5.17a sugere que a velocidade tangencial na região próxima à entrada do escoamento no corpo do separador é da

mesma magnitude da velocidade de entrada ( $U_{in}$ ) e esta condição se propaga ao longo do eixo vertical  $z$ , uma vez que o campo de velocidade apresentado está localizado à uma altura de  $z = -80$  [mm] ( $z/l = -0,696$ ) em relação ao sistema de referência adotado (Figura 4.8b). Dado que o escoamento no plano transversal localizado do lado oposto à entrada experimenta uma desaceleração devida provavelmente à mudança nos gradientes de velocidade e ao atrito na parede, cria-se então, um desequilíbrio no vórtice externo que deve ser compensado em uma outra região do escoamento para garantir o princípio da conservação da massa na seção transversal, uma vez o separador não acumula nem adiciona massa e opera em faixas de pressão onde o escoamento é considerado incompressível. Assim, no escoamento de vórtice forçado, a região correspondente à velocidade tangencial máxima ( $V_{tmax}$ ) adota um formato de “meia lua” localizando-se justamente na região oposta à entrada do escoamento, criando desta maneira o equilíbrio entre a quantidade de massa que entra e rotaciona na seção transversal.

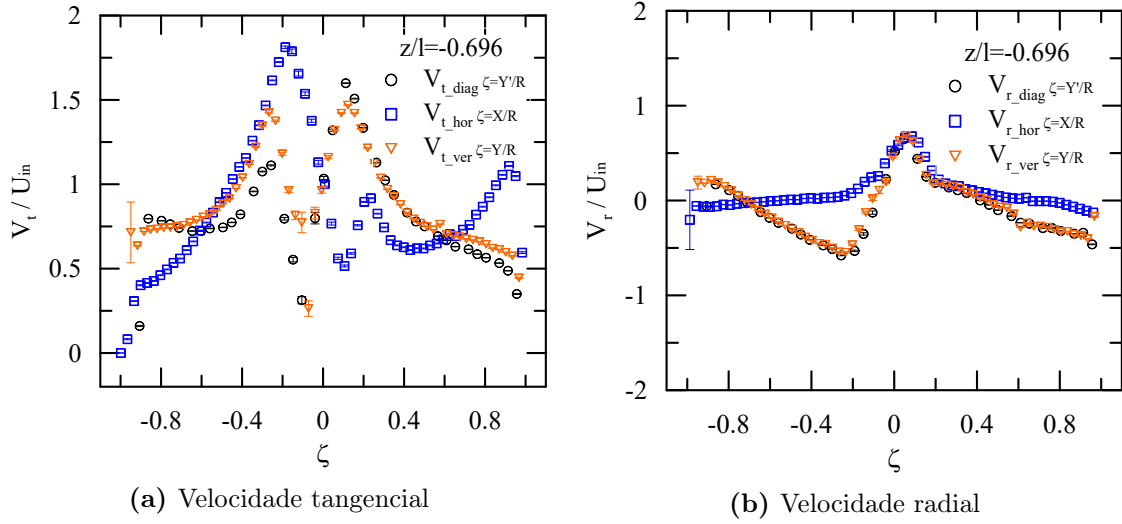
Na Figura 5.17b a velocidade radial apresenta valores positivos (escoamento divergente) denotados pelos vetores direcionados desde o centro do escoamento ao escoamento externo e valores negativos (escoamento convergente) os vetores que posicionados no sentido contrário. Essa característica na componente radial indica que o escoamento está sujeito tanto a força centrípeta quanto centrífuga. Características similares as apresentadas na Figura 5.17b foram observadas por XIAOLIN e MINGXIAN (2003) e HE *et al.* (2018).



**Figura 5.17:** Campos de velocidade em  $z/l = -0,696$  - caso  $Q_{g2}A$

A Figura 5.18 mostra os perfis de velocidade radiais e tangenciais para as três posições de referência (Figura 5.14). Para uma correta visualização dos três perfis em um mesmo gráfico, uma variável fictícia  $\zeta$  é definida onde  $\zeta = X/R$ ,  $\zeta = X/R$  ou  $\zeta = Y'/R$  de acordo ao sistema de referência mostrado na Figura. 5.14. Observa-se que nos três perfis é possível identificar os pontos de velocidade máxima com

valores próximos à  $V_t/U_{in} = |1,8|$  e localizados radialmente em  $\zeta \approx \pm 0,16$  correspondentes as fronteiras entre o vórtice forçado e o vórtice livre. O centro do escoamento determinado a partir do critério da magnitude da velocidade zero no plano ( $|\mathbf{V}(V_r, V_t)| = 0$ ) para o caso  $Q_{g2}A$  foi localizado no quarto quadrante (Figura 5.14) na posição  $\bar{X}_{cv}; \bar{Y}_{cv} = 1,556; -5,781$  [mm].

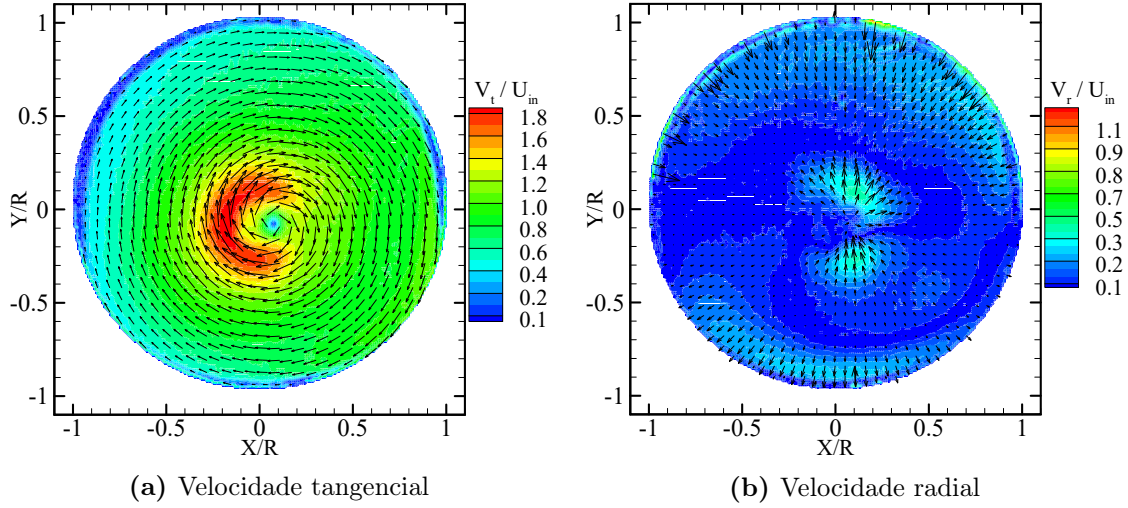


**Figura 5.18:** Perfis de velocidade do caso  $Q_{g2}A$

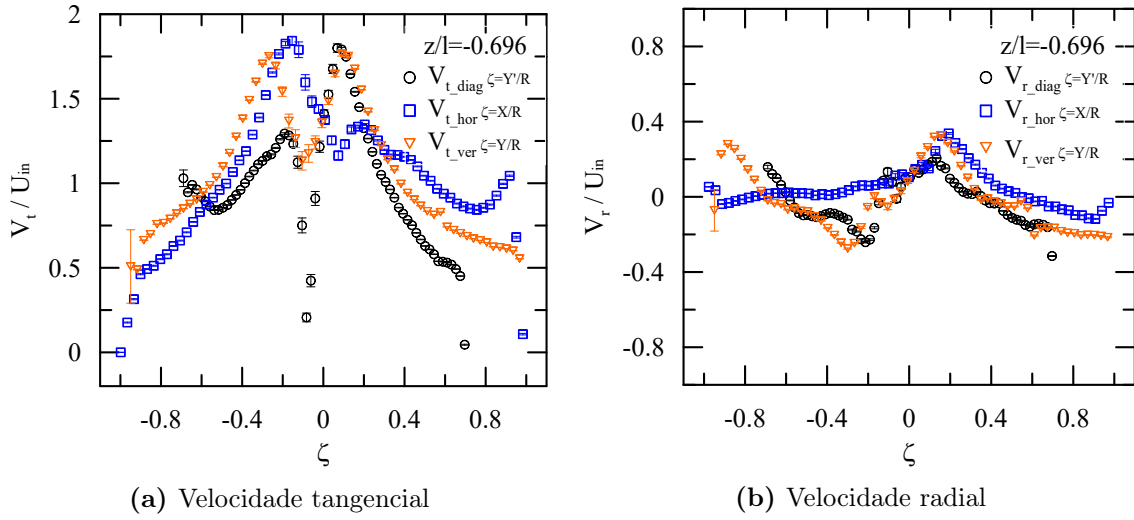
### 5.3.2 Configuração B

O campo de velocidade médio do caso  $Q_{g2}B$  apresenta uma região de velocidade tangencial máxima (“meia lua”) maior à que apresentada no caso  $Q_{g2}A$ , assim como um núcleo aparentemente mais estável na direção vertical  $Y/R$ , devido à presença de simetria no respectivo eixo como mostrado na Figura 5.19a. Ao comparar as Figuras 5.17b e 5.19b pode-se verificar que no campo de velocidade radial da configuração  $B$  tanto a magnitude da velocidade radial máxima ( $V_{rmax}$ ) quanto as regiões associadas a  $V_{rmax}$  são menores. Esse fato pode explicar porque o campo de velocidade tangencial da configuração  $B$  é mais homogêneo. O centro do escoamento médio em relação ao centro geométrico foi localizado nas coordenadas  $\bar{X}_{cv}; \bar{Y}_{cv} = 5,888; -5,781$  [mm].

Os três perfis de velocidade tangencial apresentados na Figura 5.20a têm uma magnitude de  $V_{tmax}$  similar a mostrada na Figura 5.17a, enquanto a posição radial muda para  $\zeta \approx -0,18$  a esquerda e  $\zeta \approx 0,08$  a direita, o que sugere um movimento de precessão assimétrico entorno do eixo axial. Essa característica está associada a escoamentos rotativos confinados devido a altas flutuações e a presença do PVC como explicado no item 5.2.2.



**Figura 5.19:** Campos de velocidade em  $z/l = -0,696$  - caso  $Q_{g2}B$

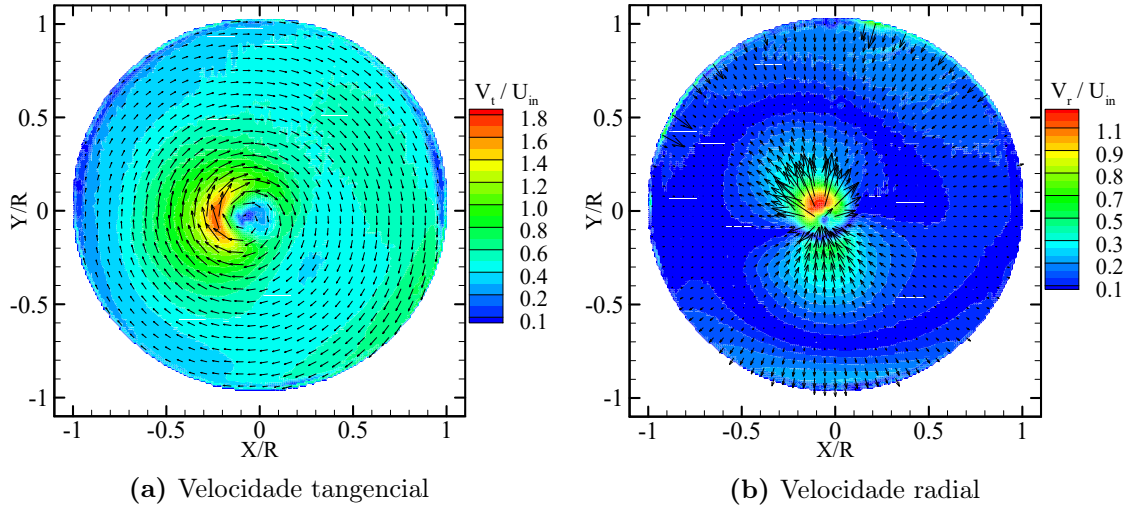


**Figura 5.20:** Perfis de velocidade - caso  $Q_{g2}B$

### 5.3.3 Configuração $C$

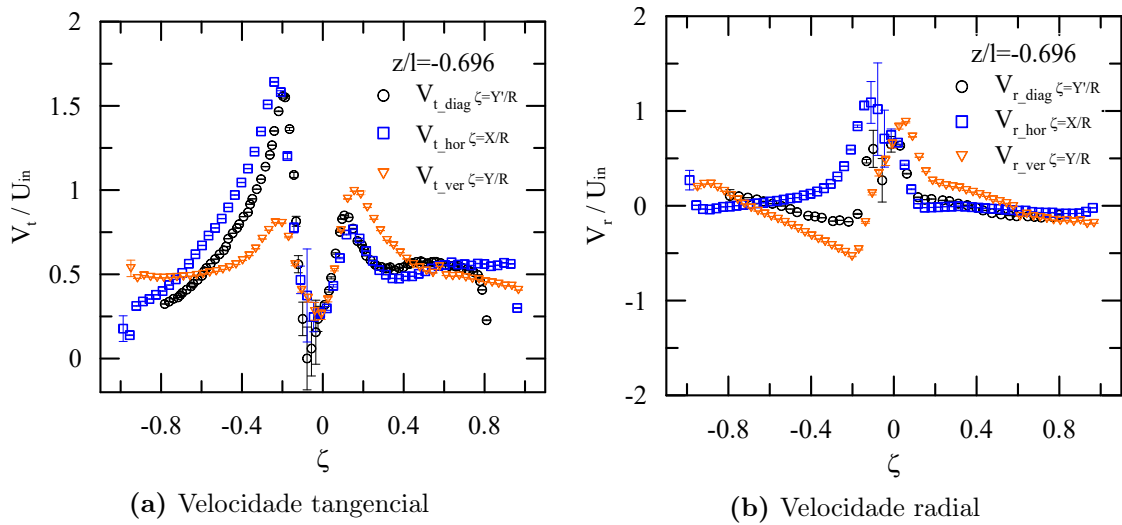
Uma vez instalada a aleta no separador, o primeiro efeito observado no campo de velocidade tangencial é a diminuição da magnitude da velocidade tangencial tanto na região próxima a entrada quanto na velocidade máxima, como mostra a Figura 5.21a. Ainda assim, o mecanismo de equilíbrio que descrito anteriormente é mantido com regiões de baixa velocidade no vórtice livre e o formato de “meia lua” na área correspondente a velocidade tangencial máxima. A magnitude da velocidade tangencial do caso  $Q_{g2}C$  sugere que a aleta desacelera o movimento de rotação, o que faz com que as flutuações do escoamento devidas à altas rotações sejam menores e, portanto, o escoamento possa se reorganizar, como foi descrito no item 5.2.3. Em relação as quatro configurações testadas, a velocidade radial (Figura 5.21b) do caso  $Q_{g2}C$  apresenta os maiores valores em magnitude localizados em duas regiões próximas ao centro do escoamento, que quando comparado à magnitude das três

componentes do vetor velocidade ( $\mathbf{V}(V_r, V_t, V_z)$ ), observa-se que à diferença com os outros casos, as componentes radial, axial e tangencial, têm uma magnitude próxima à  $U_{in}$ . Isto verifica a diminuição da intensidade de rotação no escoamento produzida pelo efeito da aleta e o porquê a componente axial é bem mais organizada que as outras três configurações testadas.



**Figura 5.21:** Campos de velocidade em  $z/l = -0,696$  - caso  $Q_{g2}C$

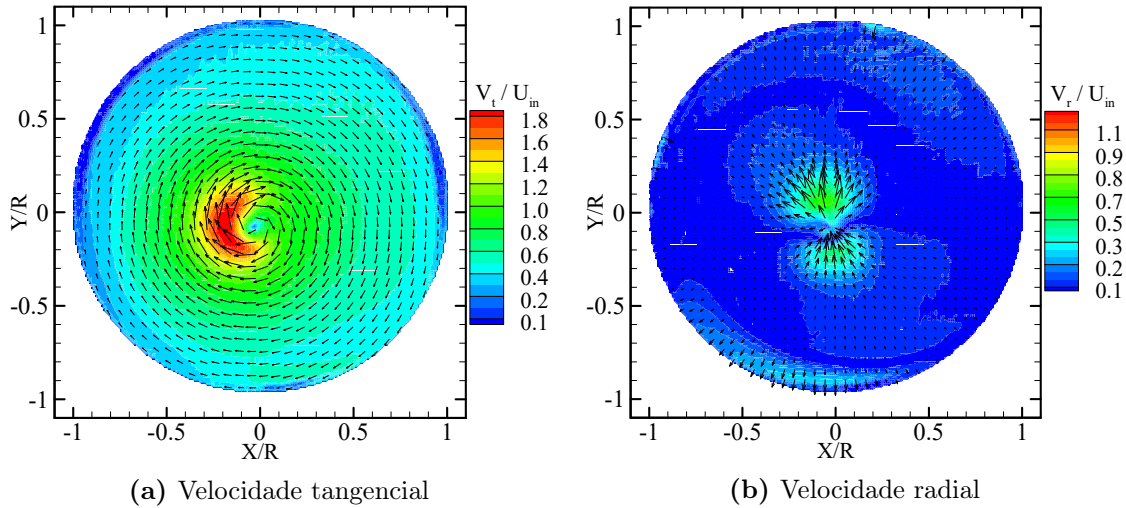
O centro do escoamento observado no campo de velocidade médio para caso  $Q_{g2}C$  localiza-se na coordenada  $\bar{X}_{cv}; \bar{Y}_{cv} = -6,241; -4,048$  [mm]. A Figura 5.22 mostra perfis de velocidade radiais e tangenciais. Unicamente o lado esquerdo do perfil de velocidade tangencial vertical ( $V_{tver}$ ) não colapsa com os outros dois perfis apresentando uma velocidade próxima à velocidade de entrada ( $U_{in}$ ). Valores da posição radial para  $V_{tmax}$  localizam-se em  $\zeta \approx -0,2$  e  $\zeta \approx 0,18$ .



**Figura 5.22:** Perfis de velocidade - caso  $Q_{g2}C$

### 5.3.4 Configuração $D$

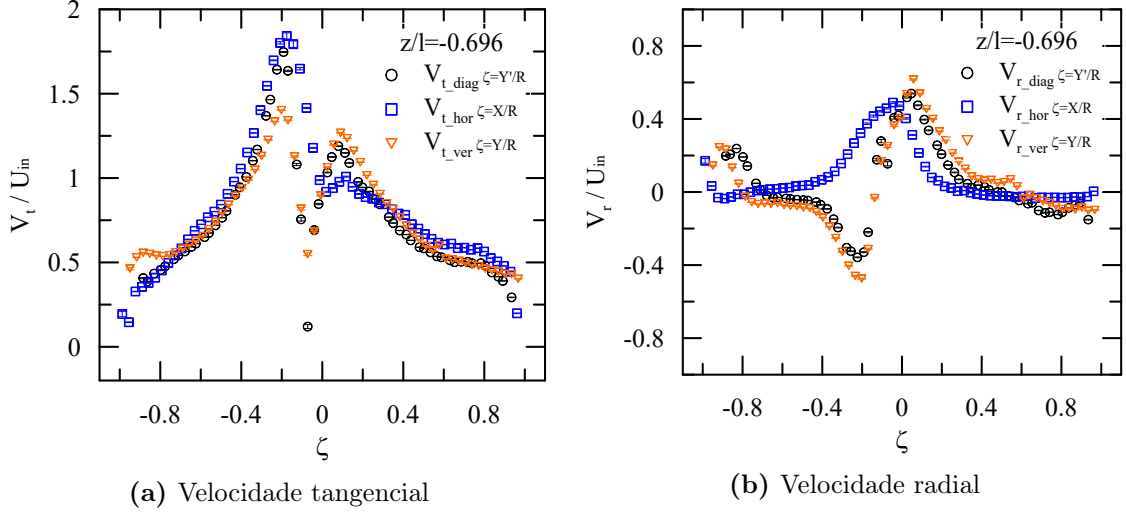
Os campos de velocidade médio para as componentes tangencial e radial do caso  $Q_{g2}D$  são mostrados na Figura 5.23. As características apresentadas na Figura 5.23a refletem uma combinação dos campos de velocidade com chapéu chinês e com aleta, já discutidos individualmente. Ainda identificando-se uma leve desaceleração da componente tangencial na região próxima à entrada no vórtice livre em relação a magnitude de  $U_{in}$ , devida à aleta, em contrapartida a velocidade tangencial máxima recupera sua magnitude, fato que unicamente revela a presença do chapéu chinês, ou seja, o confinamento dos vórtices forçado e livre fazem com que  $V_t$  de um modo geral aumente sua magnitude. O resultado final, um campo de velocidade tangencial médio ainda assimétrico com um escoamento desacelerado na região do vórtice livre e com uma magnitude de velocidade tangencial máxima  $V_{tmax}$  aproximadamente igual à duas vezes a velocidade de entrada.



**Figura 5.23:** Campos de velocidade - caso  $Q_{g2}D$

Quando os três perfis de referência (Figura 5.14) da velocidade tangencial são plotados, eles quase colapsam, como mostrado na Figura 5.24, o que sugere um escoamento mais estável na seção transversal. Como nas outras três configurações analisadas o centro do escoamento não está alinhado com o centro geométrico, assim, a posição observada do centro do escoamento para o caso  $Q_{g2}D$  foi  $\bar{X}_{cv}; \bar{Y}_{cv} = -2,775; -5,781 [mm]$ .

Um resumo das principais características morfológicas dos campos de velocidade tangencial para as quatro configurações é apresentada na Tabela. 5.2. Note-se que independente da configuração a posição  $\bar{Y}_{cv}$  dos centros do escoamento são negativas, posicionando os centros entre os quadrantes terceiro e quarto. Essa característica observada pode ser ao fato da posição da entrada pseudo-tangencial atuando o escoamento de entrada no núcleo do escoamento rotativo como se fosse um jato



**Figura 5.24:** Perfis de velocidade - caso  $Q_{g2}D$

empurrando o escoamento. Por outro lado, a posição  $\overline{X}_{cv}$  das duas configurações em que está instalada a aleta, o centro do escoamento foi deslocado para o terceiro quadrante enquanto as outras duas configurações ( $A$  e  $B$ ) o centro do escoamento está posicionado no quarto quadrante, o que sugere um deslocamento preferencial do núcleo no sentido em que as pás helicoidais estão dispostas na aleta. A descrição dos campos de velocidade tangencial médios com centro de escoamento desalinhado do centro geométrico feita no presente estudo coincide com observações realizadas por HE *et al.* (2018) e OBERMAIR *et al.* (2003) para condições de altas vazões.

**Tabela 5.2:** Parâmetros dos campos de  $V_t$  - vazão  $Q_{g2}$

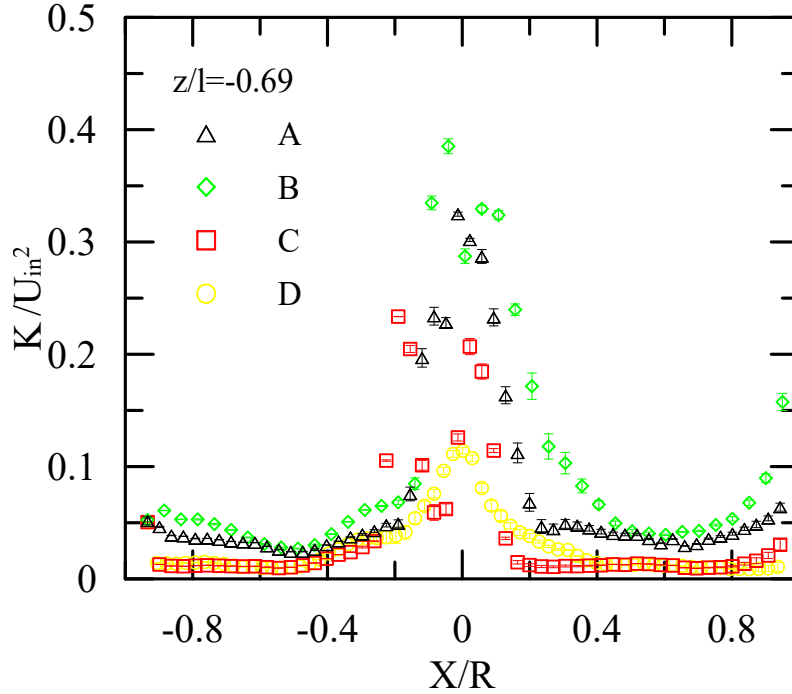
	Centro do escoamento		Posição $V_{tmax}$	
	$\overline{X}_{cv}[mm]$	$\overline{Y}_{cv}[mm]$	$\zeta = -X/R$	$\zeta = X/R$
<b>A</b>	1,556	-5,781	0,16	0,16
<b>B</b>	5,888	-5,781	0,18	0,08
<b>C</b>	-6,241	-4,048	0,2	0,18
<b>D</b>	-2,775	-5,781	0,19	0,06

## 5.4 Análise de Turbulência

A partir da amostra temporal com que foram obtidos os campos de velocidades médios, também é possível obter informações médias de propriedades associadas à turbulência do escoamento. A análise que segue será direcionada à energia cinética turbulenta  $K$  (equação 2.6) devido a sua importância nos problemas de fechamento numérico como discutido no capítulo 2. A correta avaliação da equação 2.6 requer informações do vetor velocidade nas três componentes ( $V_r$ ,  $V_t$  e  $V_z$ ). Assim, devido

às medições realizadas no presente trabalho existe um único perfil (linha) onde os planos axial e transversal se interceptam,  $z/l = -0,696$ , podendo nesta posição avaliar a energia cinética turbulenta.

A Figura 5.25 apresenta um comparativo do perfil da energia cinética turbulenta para as quatro configurações analisadas. Os perfis mostram que as maiores flutuações acontecem principalmente na região do vórtice interno. Um comportamento similar à descrição anterior foi relatado por LIU *et al.* (2006b) em separadores ciclônicos. Altos valores de  $K$  em escoamentos rotativos confinados associam-se à Precissão do Centro de Vórtice (PVC), onde regiões de desaceleração ou mesmo de escoamento reverso aparecem dependendo da intensidade do escoamento rotativo HOFFMANN *et al.* (1996).



**Figura 5.25:** Perfis de energia cinética turbulenta - casos  $Q_{g2}A$ ,  $Q_{g2}B$ ,  $Q_{g2}C$  e  $Q_{g2}D$ .

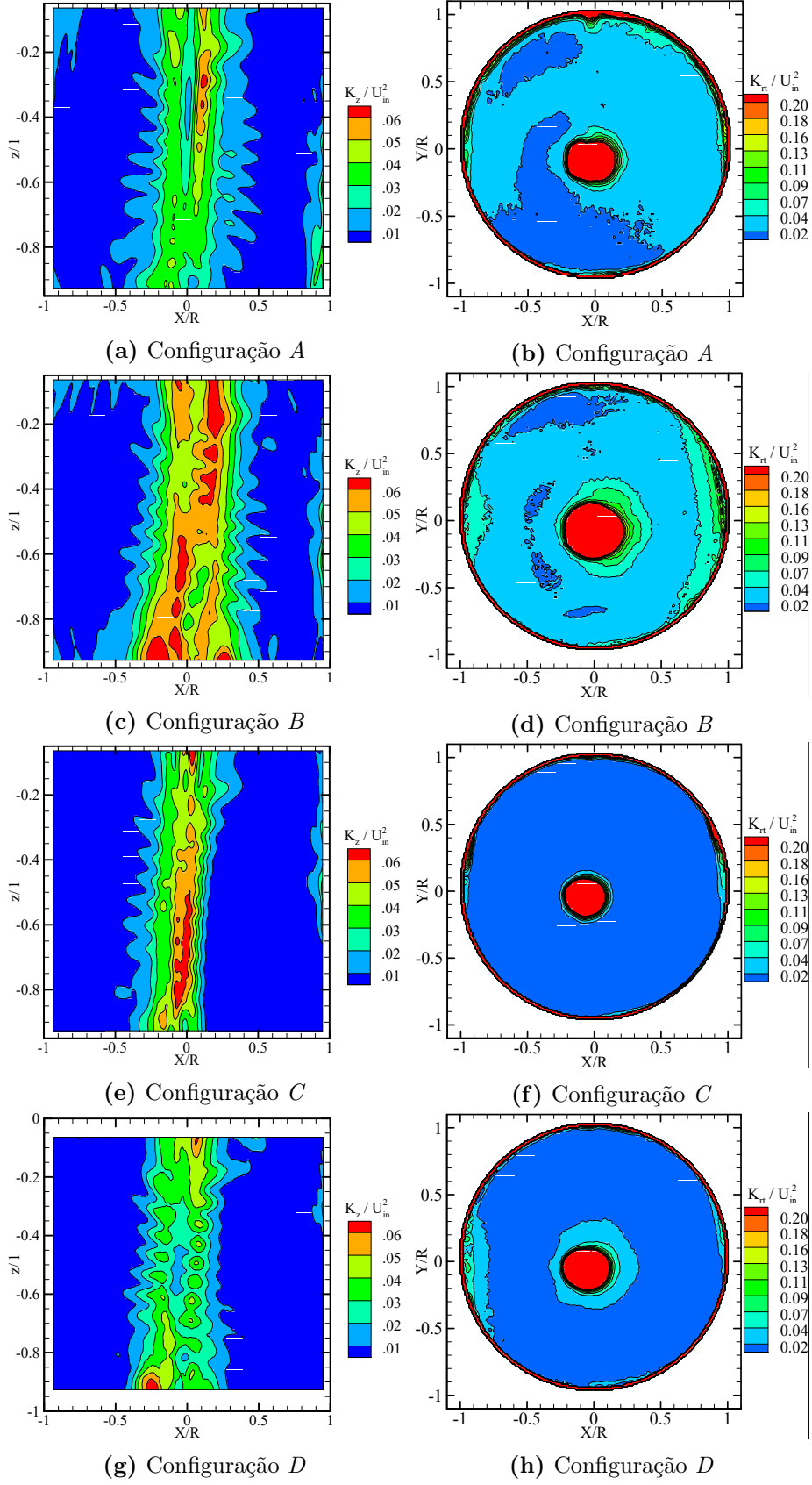
Uma tentativa de avaliar às flutuações da velocidade nos planos axial e transversal foi feita a partir de simplificações na equação 2.6, lembrando que no plano axial a única componente representativa é  $V_z$  (seção 5.2), já no plano transversal é possível recuperar às componentes da velocidade radial e tangencial como descrito na seção 5.3. Então, sejam  $K_z$ , a energia cinética média turbulenta devido às flutuações da componente de velocidade axial  $V_z$  e  $K_{rt}$ , a energia cinética média turbulenta devido às flutuações das componentes de velocidade radial e transversal ( $V_r$  e  $V_t$ ) calculadas a partir das equações 5.3 e 5.4 respectivamente.

$$K_z = \frac{1}{2} \overline{v_z'^2} \quad (5.3)$$

$$K_{rt} = \frac{1}{2} \left( \overline{v_r'^2} + \overline{v_t'^2} \right) \quad (5.4)$$

A Figura 5.26 apresenta os contornos das flutuações de velocidade nos planos axial e transversal obtidos a partir das equações 5.3 e 5.4 respectivamente, para as quatro configurações na vazão  $Q_{g2}$ . Observa-se de um modo geral que o núcleo do escoamento é a região de maior turbulência independentemente dos planos e as configurações. Nas Figuras 5.26c 5.26d a região do núcleo do escoamento apresenta uma área maior de flutuações quando comparado com as outras configurações. Essa característica pode explicar a intensidade com que o PVC oscila ao redor do eixo de simetria. A magnitude de  $K_z$  e  $K_{rt}$  em relação aos internos verifica mais uma vez que o confinamento do escoamento devido ao chapéu chinês influencia no aumento das flutuações no campo de velocidade, caso contrário acontece na configuração *C* onde a região de altas flutuações possui o menor diâmetro nos dois planos como mostrado nas Figuras 5.26e e 5.26f. Da mesma forma que observado nos campos de velocidade axial e transversal da configuração **D**, a morfologia nos campos de  $K_z$  e  $K_{rt}$  é uma combinação do efeito produzido pelos internos aleta e chapéu chinês (Figuras 5.26g e 5.26h). À análise discutida é similar à realizada por LIU *et al.* (2006b), onde os autores verificam que a intensidade turbulenta  $E$  (equação 2.51) é anisotrópica devido às altas flutuações que o escoamento apresenta no núcleo nas três direções, assim, pode-se concluir a mesma característica no escoamento avaliado nas quatro configurações.

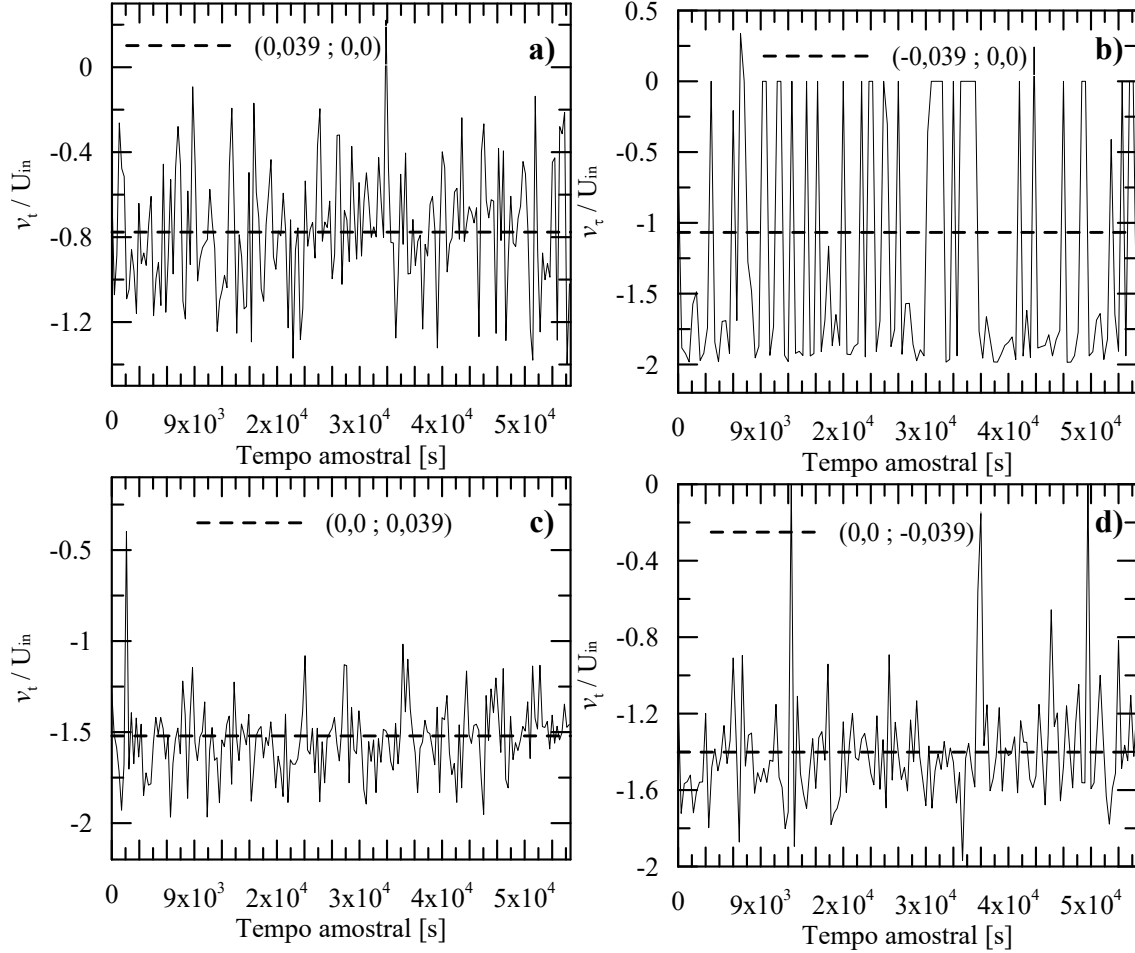
Finalmente, são analisados intervalos amostrais de posições específicas no campo de velocidade tangencial com o intuito de identificar picos de velocidade em relação à média e a influência das flutuações no campo médio. A Figura 5.27 apresenta quatro séries temporais das flutuações da velocidade tangencial para um intervalo temporal da amostra equivalente a 20 % da amostra total. O sinal negativo da velocidade instantânea ( $v_t$ ) nada mais indica que o movimento de rotação é no sentido horário, ou seja o ângulo  $\theta$  diminuindo em relação ao sistema de coordenadas adotado. A linha tracejada indica o valor médio da velocidade e os picos da linha contínua significam os valores instantâneos da velocidade tangencial ( $v_t$ ). Foram escolhidos quatro pontos em relação às coordenadas radiais adimensionalizadas ( $r_X/R$ ;  $r_Y/R$ ) equivalentes a um raio de 3 [mm], especificados na Tabela 5.3. Observa-se que as variações na velocidade tangencial instantânea ( $v_t$ ) são de magnitudes diferentes mesmo que as médias da velocidade tangencial sejam de valores próximos quando comparadas às séries mostradas nas Figuras 5.27a com 5.27b e 5.27c com 5.27d. Essas diferenças nas flutuações podem explicar as instabilidades do núcleo do escoamento refletido no surgimento do PVC.



**Figura 5.26:** Energia cinética turbulenta  $K_z$  e  $K_{rt}$  - caso  $Q_{g2}$

**Tabela 5.3:** Posições radiais das séries temporais  $v_t$ ,  $r_X = r_Y = 3mm$ .

Coordenada	$r_X/R$	$r_Y/R$
Fig. 5.27a	0,039	0
Fig. 5.27b	-0,039	0
Fig. 5.27c	0	0,039
Fig. 5.27d	0	-0,039



**Figura 5.27:** Velocidades tangenciais instantâneas para quatro posições fixas  $r_X/R; r_Y/R$  - caso  $Q_{g2}A$

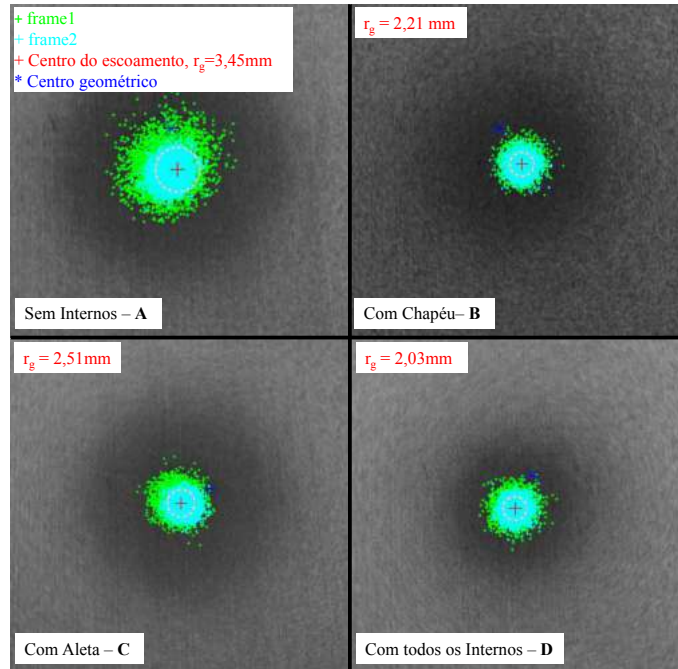
### 5.4.1 Frequência de Oscilação

A partir da metodologia descrita na seção 4.2 foi possível estimar os valores de frequência de oscilação do PVC ( $f_{pvc}$ ) das quatro configurações. O centro de rotação do vórtice interno ( $\bar{X}_{cv}, \bar{Y}_{cv}$ ) obtido a partir do valor médio das posições instantâneas  $X_{cv}, Y_{cv}$  (equações 4.2) do centro do vórtice mostrado na Figura 5.28 conserva o mesmo quadrante (Figura 5.14) em que foi localizado o centro de rotação a partir do escoamento médio (Tabela 5.2) com diferenças não maiores à 20%. Essas características sugerem que tanto a hipótese adotada para o cálculo das componentes radial e tangencial (equações 5.2a e 5.2b) quanto a do centro de rotação do vórtice

interno são coerentes com a dinâmica do escoamento. Adicionalmente, a Figura 5.28 mostra uma região delimitada por uma circunferência que determina o raio de giração (equação 4.11). As Figuras 5.29a e 5.29b mostram curvas de ajuste para uma distribuição log-normal (equação 4.9) da frequência do vórtice central  $f_{pvc}$  do 100 % dos dados brutos ( $N = 4000$ ) e de uma amostra de  $N = 2000$  dados respectivamente. Ambos os resultados apresentam boa concordância entre eles, podendo afirmar que não existem bias. Os parâmetros de ajuste da função de distribuição log-normal (equação 4.9) para cada uma das configurações são mostrados na Tabela 5.4.

**Tabela 5.4:** Parâmetros de ajuste para a função de distribuição log-normal

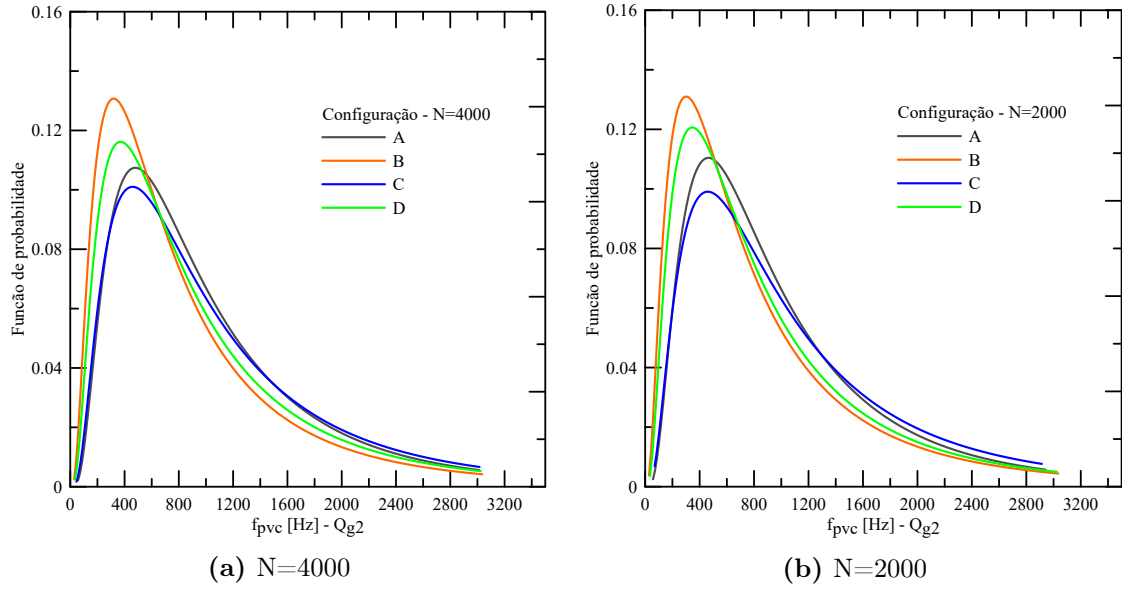
Configuração	$\sigma [s^{-1}]$	$\varkappa [s^{-1}]$
<b>A</b>	6,864	0,781
<b>B</b>	6,725	0,896
<b>C</b>	7,072	0,901
<b>D</b>	6,832	0,911



**Figura 5.28:** Raio de giração e centro de rotação do vórtice interno - casos  $Q_{g2}A$ ,  $Q_{g2}B$ ,  $Q_{g2}C$  e  $Q_{g2}D$ , imagens com escala diferente.

A moda de cada uma das funções de distribuição da Figura 5.29a corresponde à frequência de oscilação do vórtice. O menor valor de  $f_{pvc}$  ocorre na configuração do separador com o chapéu chinês ( $f_{pvc-B} \approx 438$  Hz), e ela é aproximadamente 1,3 vezes menor à configuração **A**. A Tabela. 5.5 apresenta um resumo da posição  $\bar{X}_{cv}$ ,  $\bar{Y}_{cv}$  do centro de rotação e a amplitude (equações 4.10), que descrevem o vórtice

interno para cada uma das quatro configurações. A diferença nos valores de  $Std X_{cv}$  e  $Std Y_{cv}$  sugerem que a amplitude sofre alterações devido à presença dos internos.



**Figura 5.29:** Frequência estimada do PVC

**Tabela 5.5:** Características do vórtice interno

Configuração	$\bar{X}_{cv} [mm]$	$\bar{Y}_{cv} [mm]$	$Std X_{cv} [mm]$	$Std Y_{cv} [mm]$
A	1,107	-6,432	2,375	2,505
B	4,338	-6,638	1,565	1,558
C	-5,160	-2,573	1,808	1,730
D	-2,995	-5,560	1,436	1,432

## 5.5 Comparação com Dados Numéricos

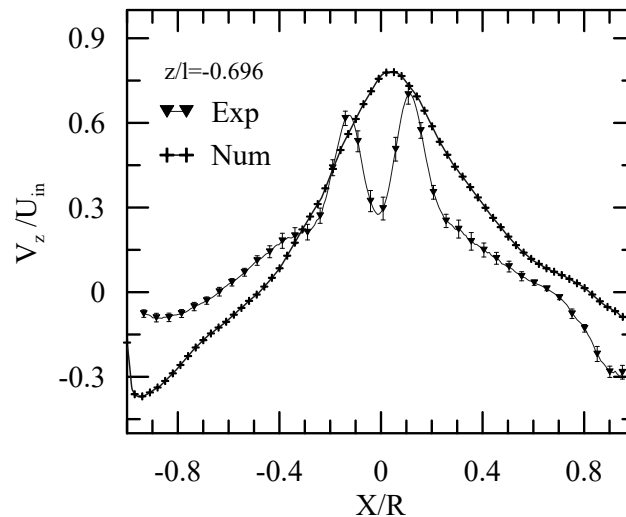
No trabalho desenvolvido por PEREIRA (2016), o campo médio de velocidade ( $\mathbf{V}(V_r, V_t, V_z)$ ), assim como o campo médio de pressão e outras propriedades foram obtidas através de uma simulação numérica. O modelo diferencial a ser resolvido mediante a discretização por volumes finitos é dado pelo conjunto de equações 2.2 e 2.3. O termo associado à turbulência no modelo diferencial, o Tensor de Reynolds, foi resolvido mediante o modelo  $K - \epsilon RNG$ . A Tabela. 5.6 sumariza os parâmetros com que foi executada a simulação numérica. É importante salientar que uma diferença de 15 mm na posição da base (entrada) do *vortex finder* foi identificada entre o protótipo experimental e a geometria utilizada na simulação, modificando a altura  $l$  da Figura 3.4, sendo que a geometria da simulação é a de menor dimensão  $l$ . Os dados comparados correspondem ao mesmo plano axial  $180^\circ - 0^\circ$  da Figura 4.2 e altura equivalente a  $z/l = -0,696$ . Em relação aos perfis tangencial e radial,

os dados a comparar correspondem ao perfil nomeado como horizontal ( $\zeta = X/R$ ) na Figura 5.14.

**Tabela 5.6:** Parâmetros da simulação numérica

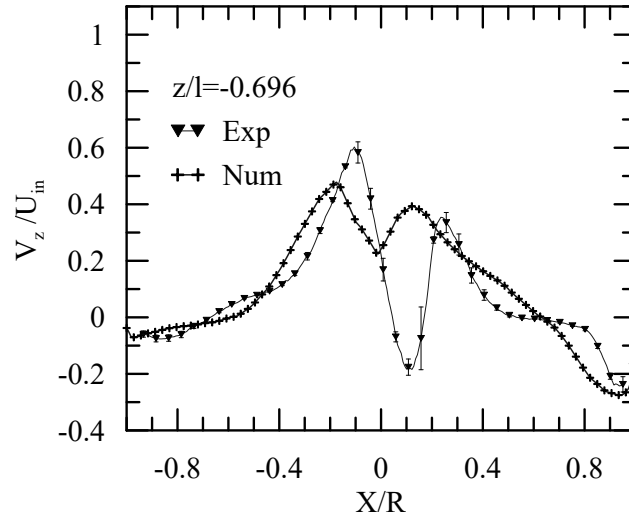
Parâmetro	Descrição
Modelo analítico	RANS
Método numérico	Volumes Finitos
Modelo de turbulência	$K - \epsilon$ RNG
Software	Fluent v15,0
Formato dos volumes	Tetraedros e prismas
Número de elementos	750.000
Intervalos de tempo [s]	$10^{-4}$

Os perfis apresentados nas Figuras 5.30, 5.31 e 5.32 mostram que, tanto o resultado numérico quanto o experimental reproduzem de maneira semelhante o escoamento externo, localizando os pontos de velocidade axial zero, em  $X/R = 0,7$  à direita e  $X/R = 0,56$  à esquerda. No escoamento interno uma diferença significativa na região em torno dos núcleos de  $V_{zmax}$  se apresenta principalmente na configuração **D**, Figura 5.32, sendo que os dados experimentais mostram uma região de escoamento reverso e a solução numérica, uma região de desaceleração com uma magnitude menor em relação à  $V_{zmax}$ . Provavelmente, o modelo de turbulência adotado na simulação é altamente dissipativo impedindo que a solução capture esses efeitos devidos ao gradiente de pressão. A posição radial dos picos de velocidade máxima, assim como a ordem de grandeza nos perfis apresentam valores similares com diferenças não maiores a 15 % entre elas.

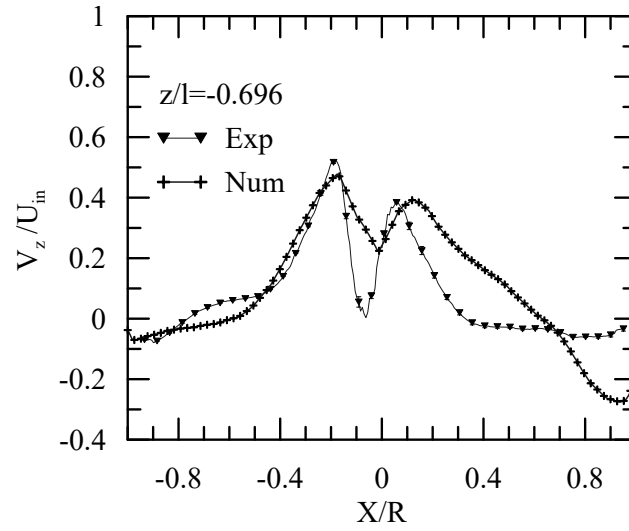


**Figura 5.30:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2A}$

Os perfis de velocidade tangenciais plotados nas Figuras 5.33b, 5.34b e 5.35b apresentam boa concordância com as duas fronteiras radiais entre o vórtice forçado

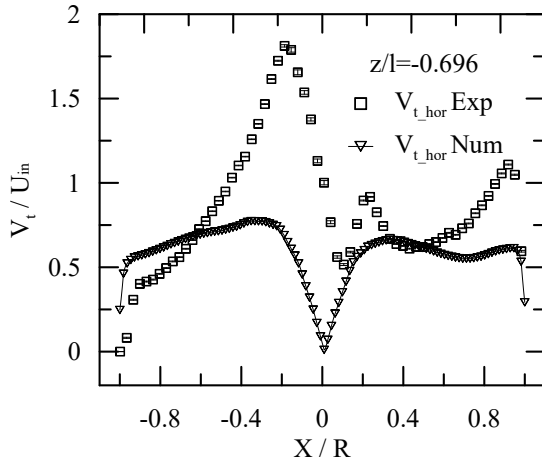


**Figura 5.31:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2}B$

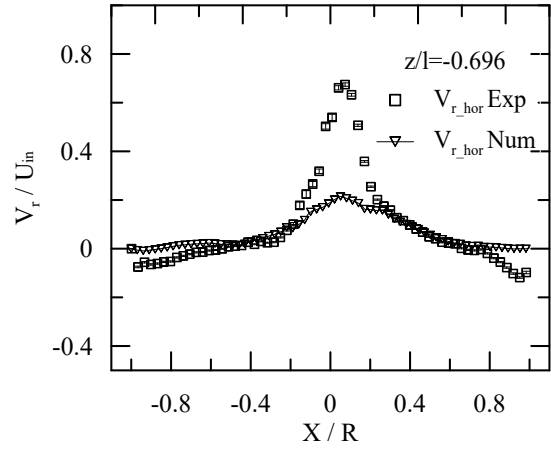


**Figura 5.32:** Perfis de velocidade axial - Caso  $Q_{g2}D$

e o vórtice livre. Já os valores da magnitude de  $V_t$ , o modelo numérico subestima os valores de velocidade máxima nas três configurações que foram comparadas. Os valores da velocidade radial no vórtice externo são reproduzidos pela simulação numérica com boa concordância em relação aos reportados experimentalmente.

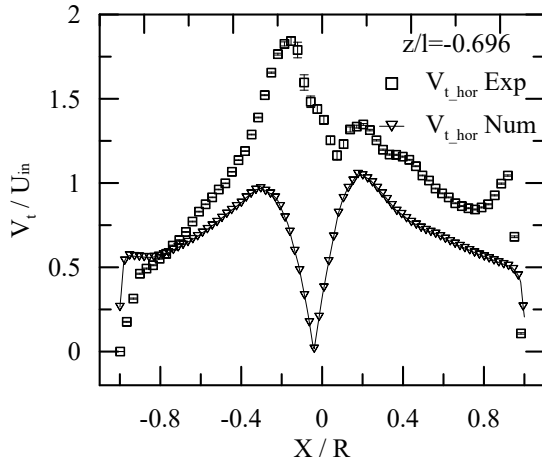


(a) Velocidade tangencial

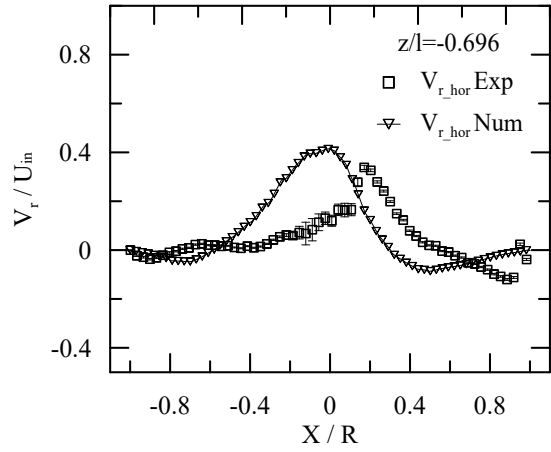


(b) Velocidade radial

**Figura 5.33:** Perfis de velocidade numérico e experimental - caso  $Q_{g2}A$

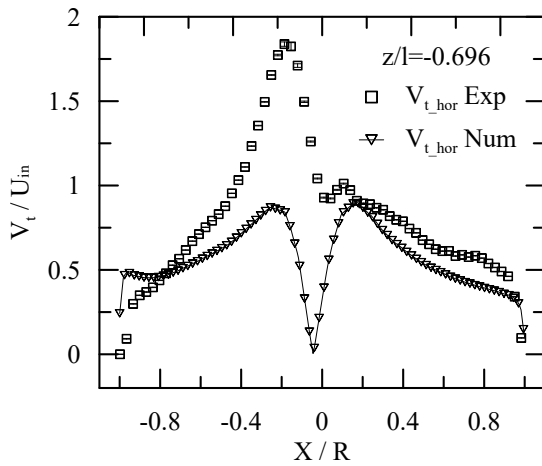


(a) Velocidade tangencial

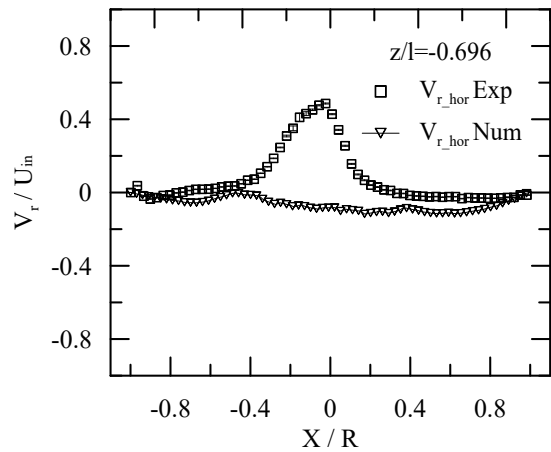


(b) Velocidade radial

**Figura 5.34:** Perfis de velocidade numérico e experimental - caso  $Q_{g2}B$



(a) Velocidade tangencial



(b) Velocidade radial

**Figura 5.35:** Perfis de velocidade numérico e experimental - caso  $Q_{g2}D$

# Capítulo 6

## Considerações Finais

Uma pesquisa focada no estudo experimental de separadores compactos gás-líquido visando avaliar o comportamento dinâmico no interior do equipamento, assim como a perda de carga global, foi apresentada. Considerando os objetivos da pesquisa, a metodologia proposta e os resultados obtidos são apresentadas as seguintes conclusões:

- Tanto as adaptações realizadas ao protótipo, como as instalações atuais onde o trabalho experimental foi desenvolvido, atenderam aos requisitos e condições necessárias para atingir os objetivos propostos na pesquisa.
- A relevância do trabalho, em termos de contribuições científicas e tecnológicas é grande, tendo em vista que o escoamento no interior deste separador é pouco conhecido e os resultados aqui gerados serão utilizados na validação de simulações numéricas e no desenvolvimento de rotinas de projeto e simuladores para a previsão de desempenho destes separadores.
- A natureza do escoamento que se desenvolve no interior do separador é complexa, fato que se reflete nos diferentes tópicos abordados na revisão bibliográfica.
- Em relação aos resultados, foi possível avaliar o comportamento global da perda de carga nos internos, verificando que a instalação do chapéu chinês aumenta o  $\Delta P$ ; e para o caso em que os dois internos instalados a perda de carga diminui em relação ao separador sem internos, ou seja, o efeito da aleta em organizar escoamento é o responsável por essa condição, que se torna vantajosa para o separador.
- Os dados de perda de carga obtidos via simulação numérica apresentaram boa concordância com os experimentais, permitindo extrapolar os comportamentos observados experimentalmente a uma faixa de vazões maiores.

- Os coeficientes de perda de carga  $\zeta_c$  obtidos para as quatro configurações são parâmetros de grande relevância na indústria, uma vez que são informações necessárias para o correto dimensionamento dos separadores em determinadas condições operacionais.
- As metodologias propostas e implementadas para a medição dos campos de velocidade via PIV-2D mostraram ser confiáveis, uma vez que foi possível obter repetibilidade nas medições e os resultados obtidos se tornam coerentes com a física do problema abordado.
- Ao longo do termo da pesquisa, não foi encontrado na literatura uma metodologia de caracterização para o campo de velocidade radial-tangencial, como a proposta no presente trabalho, o que sugere uma contribuição metodológica na caracterização experimental de escoamentos rotativos confinados em geometrias cilíndricas.
- Os campos médios de velocidade axial apresentam de um modo geral o comportamento esperado nas quatro configurações, reproduzindo o escoamento externo descendente e o interno ascendente, características clássicas de um escoamento rotativo confinado, que posteriormente foram verificadas através dos campos médios radial e tangencial. Entre as características observadas, destacam-se os campos de velocidade assimétricos para as três componentes do escoamento, isto independente da configuração testada.
- A metodologia desenvolvida para avaliar a localização do centro do vórtice interno e a sua respectiva frequência de oscilação permitiu verificar a existência do PVC com o centro de rotação do núcleo desalinhado do centro geométrico do separador.
- Tanto a aleta, quanto o conjunto chapéu chinês - pás verticais, mudam a morfologia do campo de velocidade, principalmente na região central. O chapéu chinês, devido à diminuição da área efetiva de separação, confina mais ainda o escoamento produzindo instabilidades na região em torno do eixo de simetria axial, formando uma região de escoamento reverso e intensificando ao PVC. Na seção transversal foi observado que o efeito do chapéu chinês é aumentar a região correspondente à velocidade tangencial quando comparado ao separador vazio. Por outro lado, o efeito da aleta no escoamento é contrário ao observado com o chapéu chinês, ou seja, a aleta atenua os efeitos de instabilidades no centro do escoamento ao ponto de aumentar a magnitude da velocidade axial e desaparecer a região de escoamento reverso. No entanto, quando analisados os campos de velocidade tangencial, observa-se que o mecanismo de atenuação

da aleta no escoamento provoca uma desaceleração, ou seja, a magnitude da componente tangencial se torna próxima à componente axial, fazendo com que os gradientes nas duas direções principais do escoamento sejam parecidos.

- O protótipo utilizado no presente trabalho mostrou que a proporção de altura entre o corpo do separador e o conjunto chapéu chinês - pás verticais precisa ser maior, visando evitar um confinamento extremo do escoamento, condição que gera instabilidades no escoamento, podendo comprometer a eficiência da separação do equipamento.
- O desenho da aleta e os resultados obtidos sugerem que o ângulo de inclinação das pás helicoidais seja menor, assim como altura  $b$  do corpo (Figura. 3.4), para que o efeito de atenuação no escoamento seja mais de reorganizar o escoamento e não de desacelerá-lo.
- Depois de analisar as quatro configurações em função da perda de carga e da estrutura do escoamento, concluiu-se que a melhor configuração do separador é com todos os internos instalados, uma vez que o campo de velocidade apresenta características de estabilidade no núcleo, sem escoamento reverso, um movimento de precessão de menor intensidade que nas outras configurações e ainda uma alta componente tangencial que garante a separação das fases.
- A análise dos campos de energia cinética turbulenta mostrou que a região do vórtice forçado é a que possui maiores flutuações na velocidade.
- A convergência temporal e repetibilidade dos resultados foi verificada através da análise parcial da amostra, assim como de medições independentes das mesmas condições.
- Os resultados experimentais referentes ao campo de velocidade axial e tangencial quando comparados à solução numérica apresentaram boa concordância no escoamento externo nas posições radiais que definem o vórtice livre do forçado. Em relação aos picos de velocidade máxima, os dados de velocidade axial foram próximos entre a solução numérica e os dados experimentais, já nos valores de velocidade tangencial máxima, a simulação subestimou a magnitude de  $V_{max}$ .

## 6.1 Trabalhos Futuros

A metodologia proposta e os resultados obtidos neste trabalho sugerem trabalhos futuros, tais como:

- Caracterizar outros planos, tanto axiais quanto transversais do separador para verificar a existência ou não de padrões na dinâmica do escoamento;
- Testar as sugestões de mudanças geométricas obtidas no presente trabalho;
- Caracterizar a perda de carga com escoamento bifásico para correlacionar diferenças entre a hipótese de escoamento monofásico e as condições reais de operação do separador;
- Avaliar a eficiência de separação;
- Analisar a influência do diâmetro e do comprimento instalado do *vortex finder* dentro do corpo do separador na dinâmica do escoamento;
- Reajustar parâmetros nas simulações existentes do separador com informações obtidas no presente trabalho;
- Dar continuidade ao tratamento dos dados obtidos, uma vez que a base de dados brutos gerada é extensa e robusta, e será fundamental para permitir o desenvolvimento de modelos preditivos e de projeto.

# Referências Bibliográficas

- ADRIAN, R. J., 2005, “Twenty years of particle image velocimetry”, *Experiments in Fluids*, v. 39, n. 2 (aug), pp. 159–169. ISSN: 0723-4864. doi: 10.1007/s00348-005-0991-7. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s00348-005-0991-7>>.
- AUSTRHEIM TROND, 2006, *Experimental Characterization of High-Pressure Natural Gas Scrubbers*. Tese de Doutorado, Universitas Bergensis.
- BATCHELOR, G. K., 2000, *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge, Cambridge University Press.
- BHATTACHARYA, S., CHARONKO, J. J., VLACHOS, P. P., 2018, “Particle image velocimetry (PIV) uncertainty quantification using moment of correlation (MC) plane”, *Measurement Science and Technology*, v. 29, n. 11 (nov), pp. 115301. ISSN: 0957-0233. doi: 10.1088/1361-6501/aadfb4. Disponível em: <<http://stacks.iop.org/0957-0233/29/i=11/a=115301?key=crossref.f2c78ab2de159752b4685ac57c586205>>.
- BRENNEN, C. E., 2005, “Single-Particle Motion”. In: *Fundamentals of Multiphase Flow*, v. 128, Cambridge University Press, pp. 30–59, Cambridge, feb. ISBN: 9780511807169. doi: 10.1017/CBO9780511807169.003. Disponível em: <<http://caltechbook.library.caltech.edu/51/1/multiph.htm>>.
- CELIS, G. E. O., PEREIRA, M. G., LAGE, P. L. C., 2018, “Turbulent and mean velocity fields in a cyclonic separator with internals: experimental and numerical approaches”. In: *Proceedings of the 9th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*.
- CHANAUD, R. C., 1965, “Observations of oscillatory motion in certain swirling flows”, *Journal of Fluid Mechanics*, v. 21, n. 01 (jan), pp. 111. ISSN: 0022-1120. doi: 10.1017/S0022112065000083. Disponível em: <[http://www.journals.cambridge.org/abstract{\\_}S0022112065000083](http://www.journals.cambridge.org/abstract{_}S0022112065000083)>.

- CHIGIER, N. A., BEÉR, J. M., 1964, “Velocity and Static-Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing From Annular and Divergent Nozzles”, *Journal of Basic Engineering*, v. 86, n. 4, pp. 788–796. ISSN: 0098-2202. doi: 10.1115/1.3655956. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1115/1.3655956>>.
- CORTÉS, C., GIL, A., 2007, “Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators”, *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 33, n. 5, pp. 409–452. ISSN: 03601285. doi: 10.1016/j.pecs.2007.02.001.
- DA SILVA, A. L. F., FILHO, J. E. D. S., RAMALHO, J. B. V. D. S., et al., 2007, *Processamento primário de petróleo*. Rio de Janeiro, RH Universidade Petrobras.
- DANTEC DYNAMICS, A., 2015, *DynamicStudio User s Guide*. Skovlunde, Denmark.
- DESCHAMPS, C. J., 1998, “Modelos Algébricos e Diferenciais”. In: Freire, A. P. S., Menuet, P. P. M., Su, J. (Eds.), *Turbulência: Anais da I Escola de Primavera em Transição e Turbulência*, ABCM, cap. 3, pp. 101–155, Rio de Janeiro. ISBN: 85-85769-10-6.
- FAN, Y., WANG, J., BAI, Z., et al., 2015, “Experimental investigation of various inlet section angles in mini-hydrocyclones using particle imaging velocimetry”, *Separation and Purification Technology*, v. 149, pp. 156–164. ISSN: 18733794. doi: 10.1016/j.seppur.2015.04.047. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.seppur.2015.04.047>>.
- FISHER, M. J., FLACK, R. D., 2002, “Velocity distributions in a hydrocyclone separator”, *Experiments in Fluids*, v. 32, n. 3, pp. 302–312. ISSN: 07234864. doi: 10.1007/s003480100344.
- GRIMBLE, T. A., AGARWAL, A., 2015, “Characterisation of acoustically linked oscillations in cyclone separators”, *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 45–59. doi: <https://doi.org/10.1017/jfm.2015.441>.
- GUM, BARATTO, A. C., DAMASCENO, J. C., ALVES, J. A. P., et al., 2008, *Avaliação de dados de medição — Guia para a expressão de incerteza de medição*. Rio de Janeiro, INMETRO.
- HAAS, E. D., 2011, “How can ultra compact separation solutions help”. In: *Proceedings of the OMC 2011 – Offshore Mediterranean Conference*.

- HANNISDAL, A., WESTRA, R., AKDIM, M. R., et al., 2012, “Compact Separation Technologies and Their Applicability for Subsea Field Development in Deep Water”, *Offshore Technology Conference*, p. 12. doi: 10.4043/23223-MS. Disponível em: <<http://www.onepetro.org/doi/10.4043/23223-MS>>.
- HE, M., ZHANG, Y., MA, L., et al., 2018, “Study on flow field characteristics in a reverse rotation cyclone with PIV”, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, v. 126, n. October 2017 (apr), pp. 100–107. ISSN: 02552701. doi: 10.1016/j.cep.2018.02.026. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.cep.2018.02.026https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0255270117310486>>.
- HOEKSTRA, A., DERKSEN, J., VAN DEN AKKER, H., 1999, “An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones”, *Chemical Engineering Science*, v. 54, n. 13-14, pp. 2055–2065. ISSN: 00092509. doi: 10.1016/S0009-2509(98)00373-X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S000925099800373X>>.
- HOFFMANN, A. C., STEIN, L. E., 2008, *Gas cyclones and swirl tubes: Principles, design and operation*, v. 1. Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 9783540746942. doi: 10.1007/978-3-540-74696-6. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-74696-6>>.
- HOFFMANN, A. C., DE GROOT, M., HOSPERS, A., 1996, “The Effect of the Dust Collection System on the Flowpattern and Separation Efficiency of a Gas Cyclone”, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 74, n. 4, pp. 464–470. ISSN: 00084034. doi: 10.1002/cjce.5450740405. Disponível em: <<http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0030207815{&}partnerID=40{&}md5=b929a351e54fdb3e9cf87323c1ba9adc>>.
- HREIZ, R., 2011, *Etude expérimentale et numérique de séparateurs gaz-liquide cylindriques de type cyclone*. Tese de Doutorado, Institut National Polytechnique de Lorraine.
- HSIEH, K., RAJAMANI, K., 1988, “Phenomenological model of the hydrocyclone: Model development and verification for single-phase flow”, *International Journal of Mineral Processing*, v. 22, n. 1-4 (apr), pp. 223–237. ISSN: 03017516. doi: 10.1016/0301-7516(88)90065-8. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0301751688900658>>.

- IBARRA, A. R. G., 2014, *Desenvolvimento de transmissores de pressão diferencial baseados em sensores piezoresistivos e saída analógica de 4-20 mA*. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo.
- IOZIA, D. L., LEITH, D., 1989, “Effect of Cyclone Dimensions on Gas Flow Pattern and Collection Efficiency”, *Aerosol Science and Technology*, v. 10, n. 3, pp. 491–500. ISSN: 0278-6826. doi: 10.1080/02786828908959289. Disponível em: <<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/02786828908959289>>.
- KARAGOZ, I., AVCI, A., 2005, “Modelling of the Pressure Drop in Tangential Inlet Cyclone Separators”, *Aerosol Science and Technology*, v. 39, n. 9 (sep), pp. 857–865. ISSN: 0278-6826. doi: 10.1080/02786820500295560.
- KHLER, R., 2017, “The International Vocabulary of Metrology, 3rd Edition: Basic and General Concepts and Associated Terms. Why? How?” In: *Transverse Disciplines in Metrology*, v. 58, ISTE, pp. 233–238, London, UK, sep. ISBN: 9282222136. doi: 10.1002/9780470611371.ch21. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0040403917309310><http://doi.wiley.com/10.1002/9780470611371.ch21>>.
- LAZAR, E., DEBLAUW, B., GLUMAC, N., et al., 2010, “A Practical Approach to PIV Uncertainty Analysis”. In: *27th AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference*, v. 78, pp. 157–189, Reston, Virginia, jun. American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-142-7. doi: 10.2514/6.2010-4355. Disponível em: <<http://arc.aiaa.org/doi/10.2514/6.2010-4355>>.
- LEITH, D., JONES, D. L., 1984, “Handbook of Powder Science & Technology”. Chapman & Hall, cap. 15, New York. ISBN: 0412-99621-9.
- LIU, Z., JIAO, J., ZHENG, Y., 2006a, “Study of axial velocity in gas cyclones by 2D-PIV, 3D-PIV, and simulation”, *China Particuology*, v. 4, n. 3-4, pp. 204–210. ISSN: 16722515. doi: 10.1016/S1672-2515(07)60262-0.
- LIU, Z., JIAO, J., ZHENG, Y., et al., 2006b, “Investigation of turbulence characteristics in a gas cyclone by stereoscopic PIV”, *AIChE Journal*, v. 52, n. 12 (dec), pp. 4150–4160. ISSN: 00011541. doi: 10.1002/aic.11013. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/aic.11013>>.
- LIU, Z., ZHENG, Y., JIA, L., et al., 2007, “An experimental method of examining three-dimensional swirling flows in gas cyclones by 2D-PIV”, *Chemical*

*Engineering Journal*, v. 133, n. 1-3, pp. 247–256. ISSN: 13858947. doi: 10.1016/j.cej.2007.02.015.

LOUREIRO, J. B. R., PINHO, F. T., 2006, “Fundamentos de anemometria laser-Doppler”. In: Freire, A. P. S., Ilha, A., Colaço, M. J. (Eds.), *Coleção cadernos de Turbulência*, ABCM, cap. 5, pp. 173–252, Rio de Janeiro. ISBN: 85-85769-24-6.

MARINS, L. P. M., DUARTE, D. G., LOUREIRO, J. B. R., et al., 2010, “LDA and PIV characterization of the flow in a hydrocyclone without an air-core”, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 70, n. 3-4, pp. 168–176. ISSN: 09204105. doi: 10.1016/j.petrol.2009.11.006.

MCKEON, B., COMTE-BELLOT, G., FOSS, J., et al., 2007, “Velocity, Vorticity, and Mach Number”. In: Tropea, C., Yarin, A. L., Foss, J. F. (Eds.), *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*, pp. 215–471, Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-30299-5. doi: 10.1007/978-3-540-30299-5\_5. Disponível em: <[https://doi.org/10.1007/978-3-540-30299-5\\_5](https://doi.org/10.1007/978-3-540-30299-5_5)>.

MONREDON, T. C., HSIEH, K. T., RAJAMANI, R. K., 1992, “Fluid flow model of the hydrocyclone: an investigation of device dimensions”, *International Journal of Mineral Processing*, v. 35, n. 1-2, pp. 65–83. ISSN: 03017516. doi: 10.1016/0301-7516(92)90005-H.

MORAES, C. A. C., DA SILVA, F. S., MARTINEZ, M. L. P., et al., 2010, *Sistema piloto de separação submarina e reinjeção de água produzida do Campo de Marlim – Parte I – concepção, desafios e Programa de Qualificação Tecnológica*. Relatório técnico, PB. Disponível em: <<http://www.pbpublishing.com.br/uploads/PublishedContent/BPPT/V5/V5N2/11-Capela{ }Moraes.pdf>>.

NANNINGA, N., JANSSEN, J., VAN ASPEREN, V., 2001, “Gasunie/CDS improvement of the gasunie cyclone gas-liquid separator”, *International Gas Research Conference Proceedings*. ISSN: 07365721.

NETO, A. D. S., 1998, “Fundamentos da Turbulência nos Fluidos”. In: Freire, A. P. S., Menuet, P. P. M., Su, J. (Eds.), *Turbulência: Anais da I Escola de Primavera em Transição e Turbulência*, ABCM, cap. 1, pp. 3–48, Rio de Janeiro. ISBN: 85-85769-10-6.

NOGUEIRA, C., 2013, *Análise experimental de um separador gás-líquido ciclônico*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro.

- OBERMAIR, S., WOISETSCHLÄGER, J., STAUDINGER, G., 2003, “Investigation of the flow pattern in different dust outlet geometries of a gas cyclone by laser Doppler anemometry”, *Powder Technology*, v. 138, n. 2-3, pp. 239–251. ISSN: 00325910. doi: 10.1016/j.powtec.2003.09.009.
- OBJET GEOMETRIES, LTD, 2010, *Objet30 3-D Printer System - User Guide*. US. Disponível em: <<http://www.objet.com/>>.
- OGAWA, A., 1997, “Mechanical Separation Process and Flow Patterns of Cyclone Dust Collectors”, *Applied Mechanics Reviews*, v. 50, n. 3, pp. 97. ISSN: 00036900. doi: 10.1115/1.3101697. Disponível em: <<http://appliedmechanicsreviews.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1395886>>.
- ORANJE, L., 1990, “Cyclone-type separators score high in comparative tests.” *Oil & Gas Journal*, pp. 54–57. ISSN: 00301388.
- ORANJE, L., 1992, “Device for separating liquids and\_or solids from gas stream.pdf”, p. 6.
- OTSU, N., 1979, “A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms”, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, v. 9, n. 1 (Jan), pp. 62–66. doi: 10.1109/TSMC.1979.4310076.
- PATTERSON, P. A., MUNZ, R. J., 1996, “Gas and particle flow patterns in cyclones at room and elevated temperatures”, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 74, n. 2 (apr), pp. 213–221. ISSN: 00084034. doi: 10.1002/cjce.5450740206. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/cjce.5450740206>>.
- PENG, W., HOFFMANN, A. C., BOOT, P. J. A. J., et al., 2002, “Flow pattern in reverse-flow centrifugal separators”, *Powder Technology*, v. 127, n. 3, pp. 212–222. ISSN: 00325910. doi: 10.1016/S0032-5910(02)00148-1.
- PENG, W., BOOT, P. J. A. J., HOFFMANN, A. C., et al., 2001, “Flow in the Inlet Region in Tangential Inlet Cyclones”, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 40, n. 23 (nov), pp. 5649–5655. ISSN: 0888-5885. doi: 10.1021/ie010226q. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ie010226q>>.
- PENG, W., HOFFMANN, A. C., DRIES, H., 2004, “Separation Characteristics of Swirl-Tube Dust Separators”, *AIChE Journal*, v. 50, n. 1, pp. 87–96. ISSN: 00011541. doi: 10.1002/aic.10008.

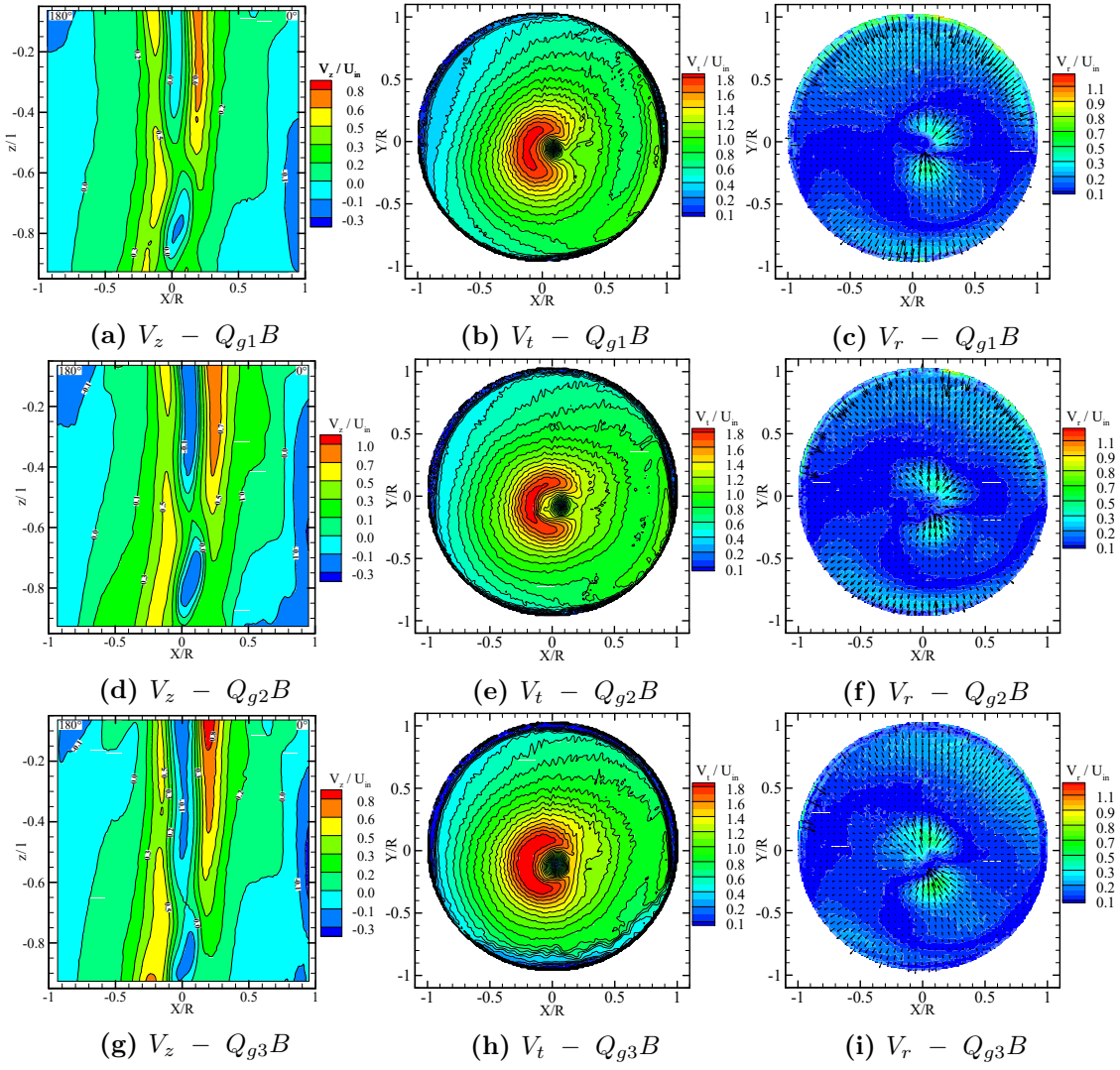
- PENG, W., HOFFMANN, A. C., DRIES, H. W. A., et al., 2005, “Neutrally buoyant tracer in gas cleaning equipment: a case study”, *Measurement Science and Technology*, v. 16, n. 12, pp. 2405–2414. ISSN: 0957-0233. doi: 10.1088/0957-0233/16/12/002.
- PEREIRA, M., 2016, *Simulação numérica do separador gás-líquido ciclônico com internos*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- PIRES, C. I., 2005, *Análise de incertezas em ensaios de qualidade*. Tese de Doutorado, Universidade do Porto.
- PRASAD, A. K., JENSEN, K., 1995, “Scheimpflug stereocamera for particle image velocimetry in liquid flows”, *Applied Optics*, v. 34, n. 30 (oct), pp. 7092. ISSN: 0003-6935. doi: 10.1364/AO.34.007092. Disponível em: <<https://www.osapublishing.org/abstract.cfm?URI=ao-34-30-7092>>.
- RAFFEL, M., WILLERT, C. E., WERELEY, S. T., et al., 2007, *Particle Image Velocimetry*, v. 79, *Experimental Fluid Mechanics*. Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-72307-3. doi: 10.1007/978-3-540-72308-0.
- SAGATUN, S. I., GRAMME, P., LIE, G., et al., 2008, “The Pipe Separator - Simulations and Experimental Results”. In: *Offshore Technology Conference*, pp. 1–9. Offshore Technology Conference. doi: 10.4043/19389-MS. Disponível em: <<http://www.onepetro.org/doi/10.4043/19389-MS>>.
- SHELL, 2002, *Manual Liquid / Liquid and Gas / Liquid / Liquid Separators - Type Selection and Design Rules*. Relatório Técnico September.
- SMITH, J. L., 1962, “An Experimental Study of the Vortex in the Cyclone Separator”, *Journal of Basic Engineering*, v. 84, pp. 602. ISSN: 00219223. doi: 10.1115/1.3658721.
- SOUDERS, M., BROWN, G. G., 1934, “Design of Fractionating Columns I. Entrainment and Capacity”, *Industrial & Engineering Chemistry*, v. 26, n. 1 (jan), pp. 98–103. ISSN: 0019-7866. doi: 10.1021/ie50289a025. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1021/ie50289a025>>.
- SWANBORN, R., 1988, *A new approach to the design of gas-liquid separators for the oil industry*. Tese de Doutorado, Delft University of Technology. Disponível em: <<https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:aa5fc516-6b58-4900-90d8-e15a6f332c84/datastream/OBJ>>.

- SYRED, N., 2006, “A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems”, *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 32, n. 2, pp. 93–161. ISSN: 03601285. doi: 10.1016/j.pecs.2005.10.002.
- TER LINDEN, A. J., 1949, “Investigations into Cyclone Dust Collectors”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. 160, n. 1 (jun), pp. 233–251. ISSN: 0020-3483. doi: 10.1243/PIME\_PROC\_1949\_160\_025\_02. Disponível em: <[http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/PIME{}\\_PROC{}\\_1949{}\\_160{}\\_025{}\\_02](http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/PIME{}_PROC{}_1949{}_160{}_025{}_02)>.
- TIMMINS, B. H., SMITH, B. L., VLACHOS, P. P., 2010, “Automatic Particle Image Velocimetry Uncertainty Quantification”. In: *ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting: Volume 1, Symposia – Parts A, B, and C*, pp. 2811–2826. ASME. ISBN: 978-0-7918-4948-4. doi: 10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30724. Disponível em: <<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1621357>>.
- WANG, S., GOMEZ, L. E., MOHAN, R. S., et al., 2003, “Gas-Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC©) Compact Separators For Wet Gas Applications”, *Journal of Energy Resources Technology*, v. 125, n. 1, pp. 43. ISSN: 01950738. doi: 10.1115/1.1513180. Disponível em: <<http://energyresources.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1414197>>.
- XIAOLIN, W., MINGXIAN, S., 2003, “Visualization of the precessing vortex core in a cyclone separator by PIV”, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, v. 11, n. 6, pp. 633–637.
- YAZDABADI, P. A., GRIFFITHS, A. J., SYRED, N., 1994, “Characterization of the PVC phenomena in the exhaust of a cyclone dust separator”, *Experiments in Fluids*, v. 17, n. 1-2 (jun), pp. 84–95. ISSN: 0723-4864. doi: 10.1007/BF02412807. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/BF02412807>>.

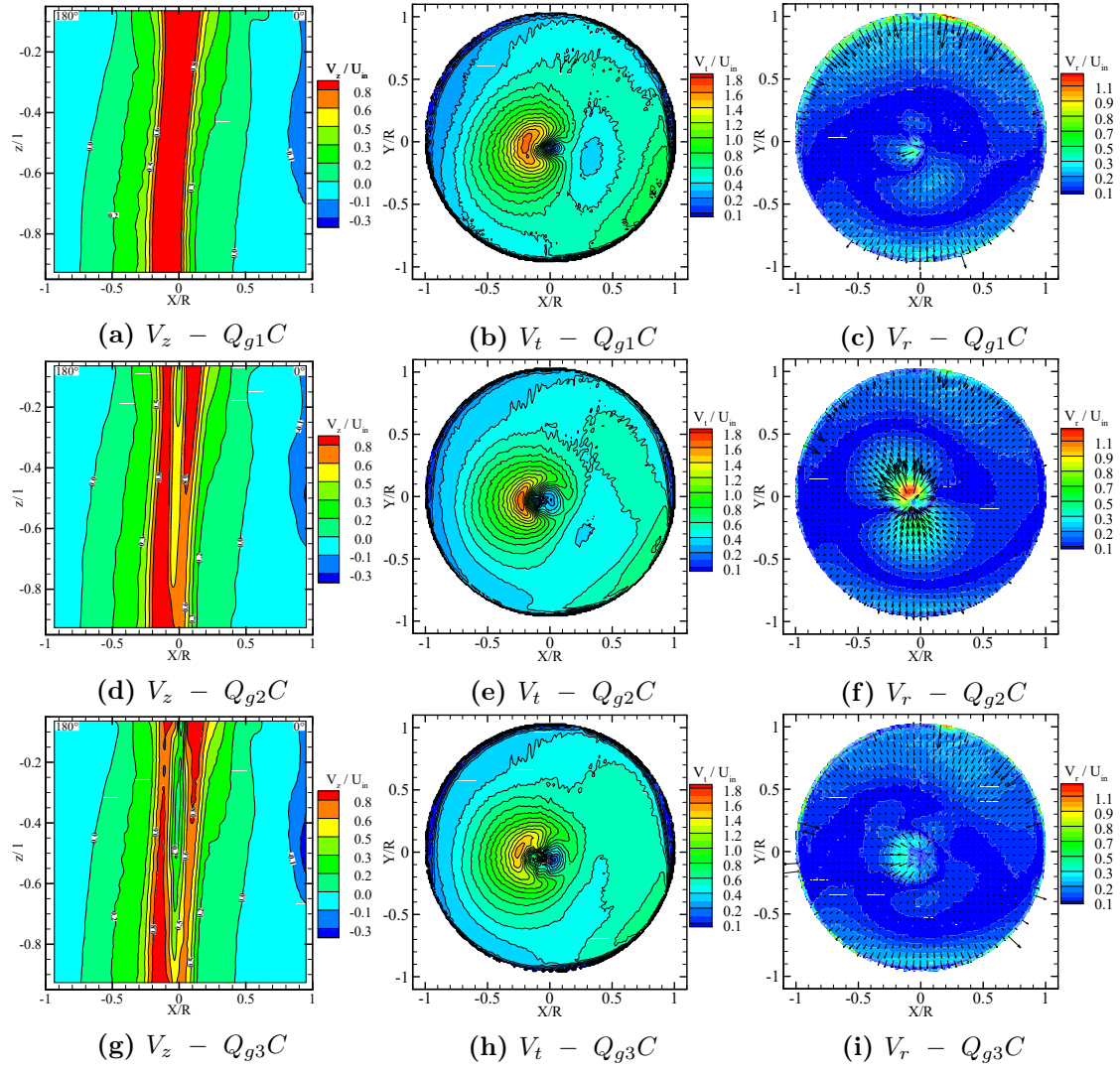
# Apêndice A

## Campos de Velocidade

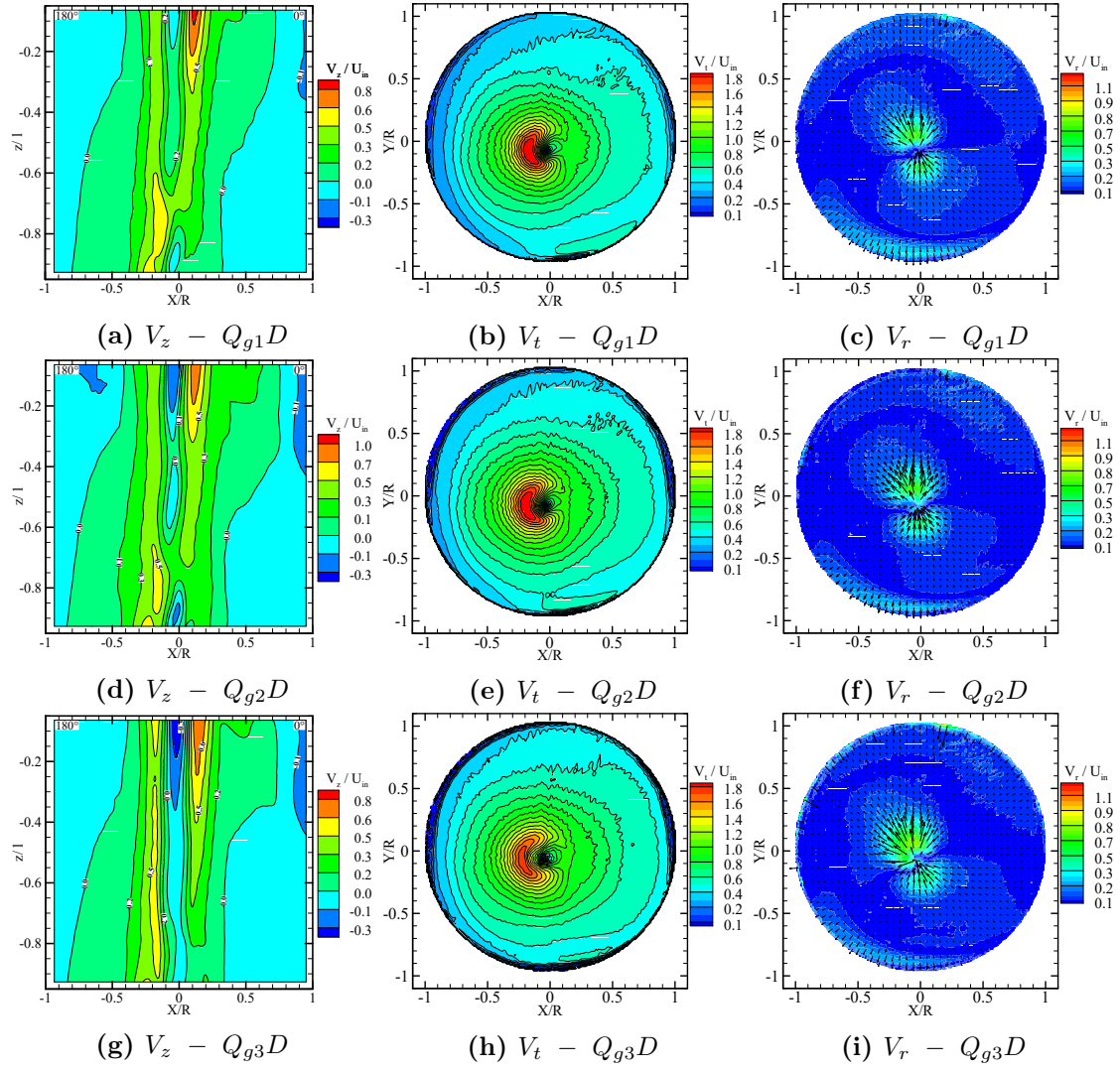
Como relatado no capítulo 5, ao adimensionalizar os campos de velocidade, a morfologia global do escoamento não muda, ou seja o vórtice externo e o vórtice interno mantêm as mesmas proporções. No entanto, diferenças no núcleo do escoamento podem ser identificadas devido à intensidade com que o escoamento esteja rotacionando. O PVC é um fenômeno que depende da intensidade com que o escoamento rotaciona, assim, o surgimento de regiões com escoamento reverso para altas vazões é uma diferença esperada ao comparar o mesmo escoamento com vazões menores, como apresentado nos campos de velocidade axial e tangencial das Figuras. A.1, A.2 e A.3.



**Figura A.1:** Campos de velocidade axial, tangencial e radial - configuração  $B$



**Figura A.2:** Campos de velocidade axial tangencial e radial - configuração  $C$

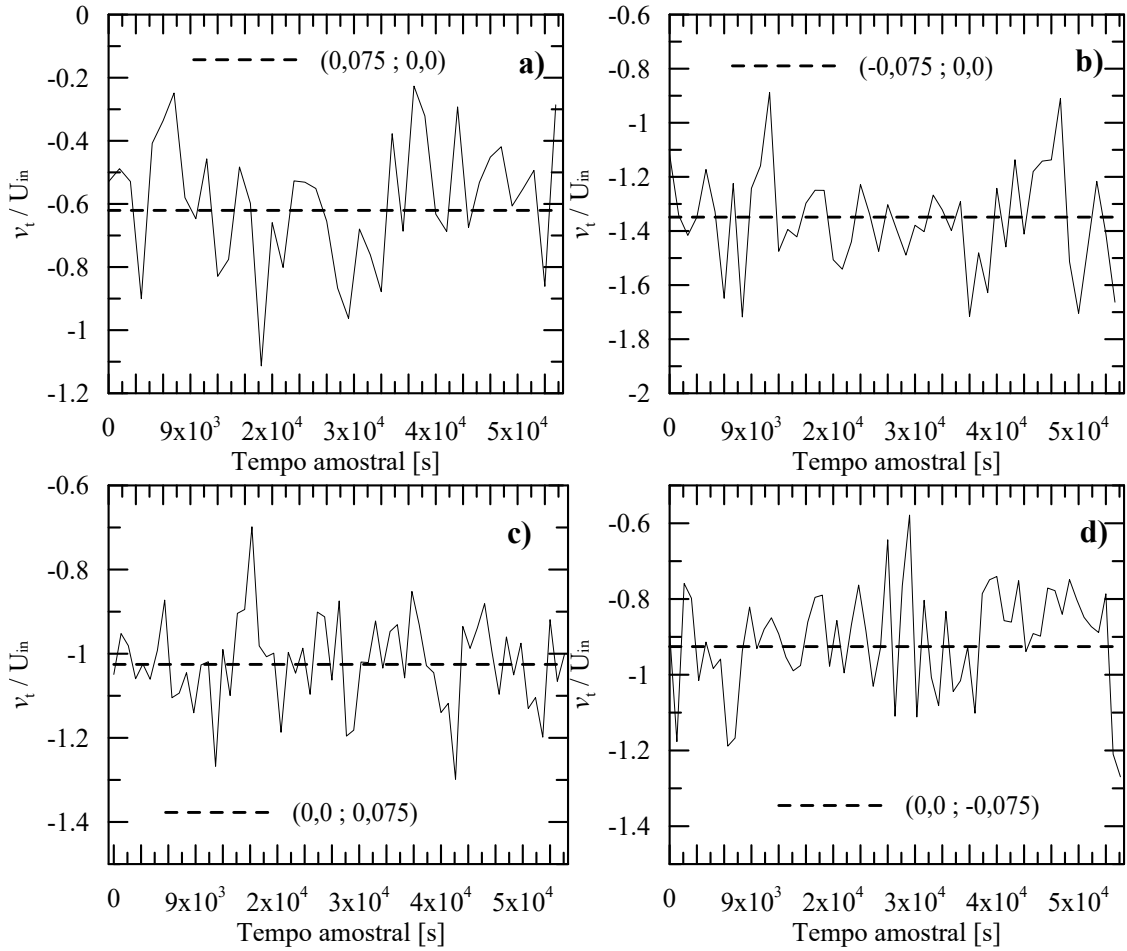


**Figura A.3:** Campos de velocidade axial tangencial e radial - configuração  $D$

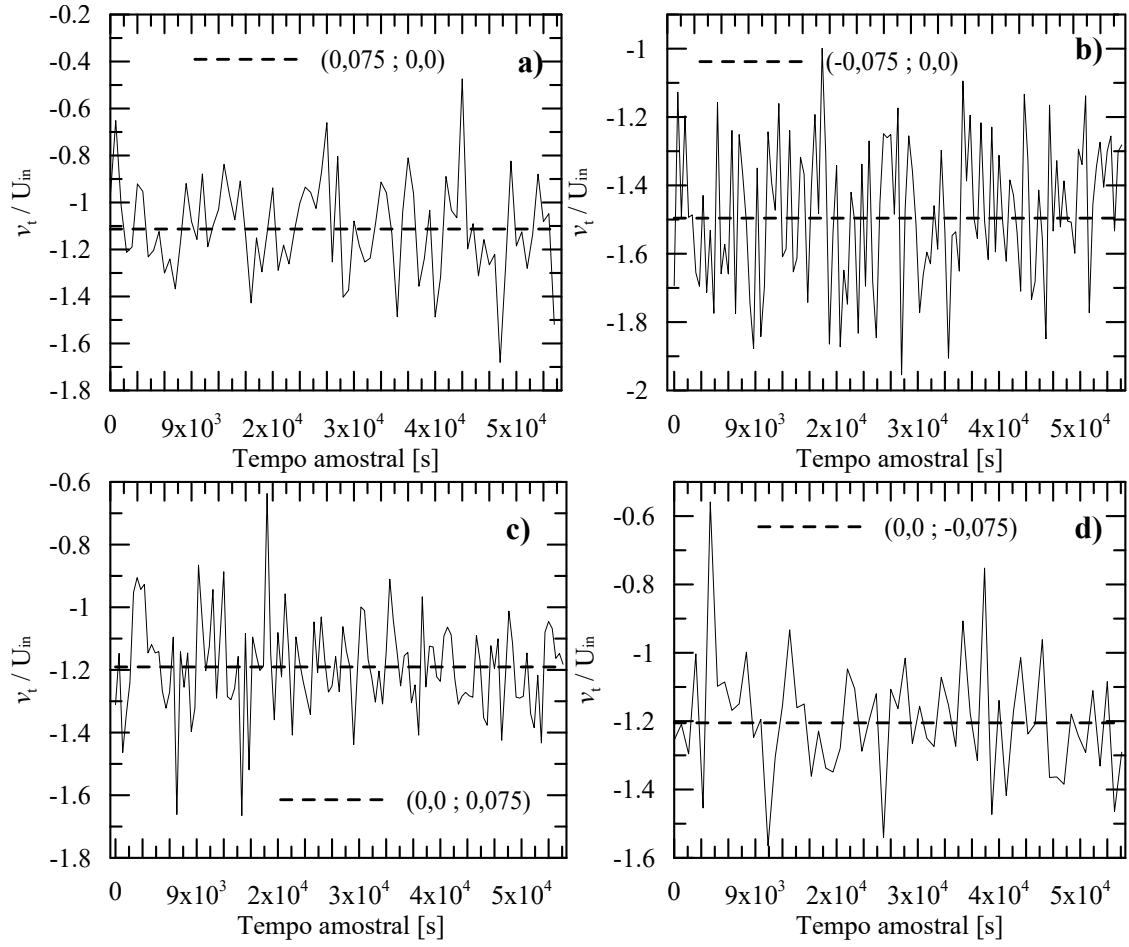
# Apêndice B

## Séries Temporais

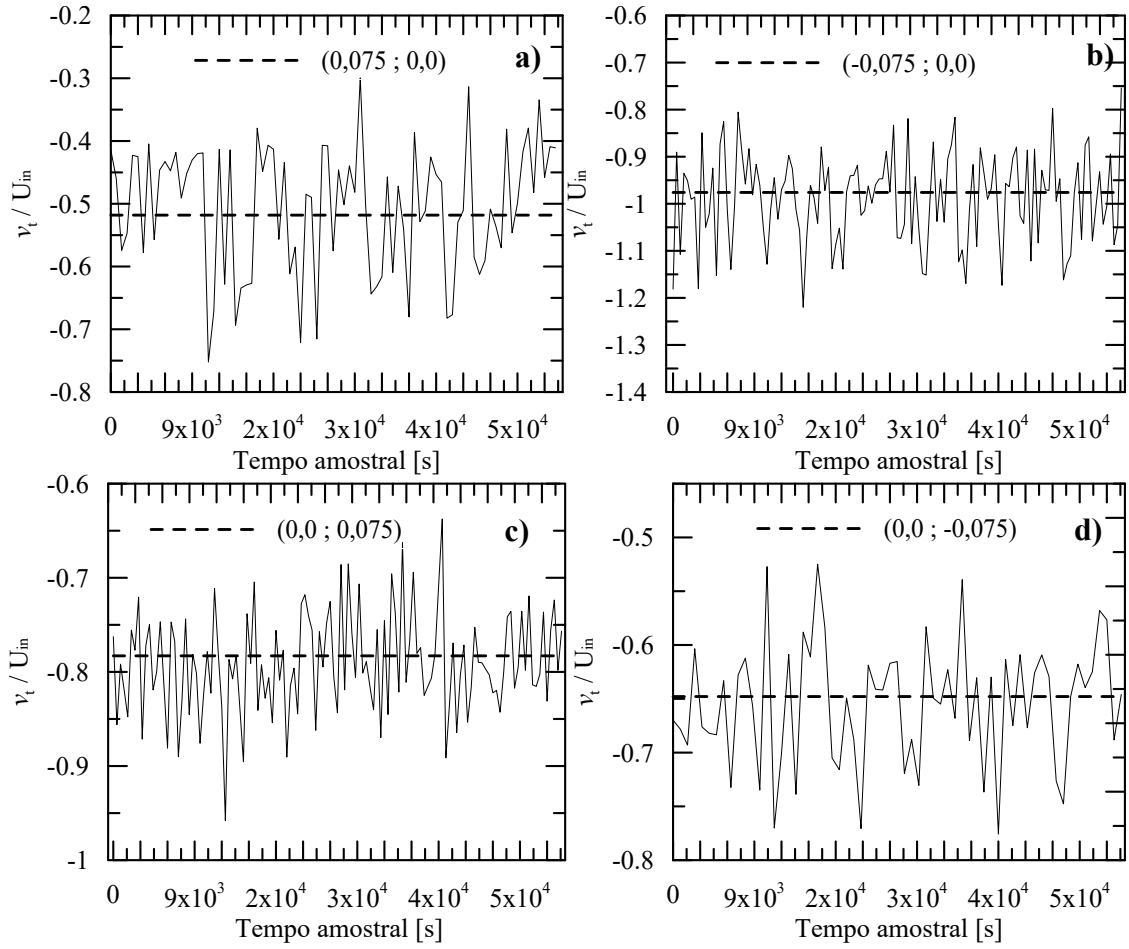
Flutuações da velocidade tangencial em quatro pontos em torno do centro geométrico são apresentados para as quatro configurações nas Figuras. B.1, B.2, B.3 e B.4.



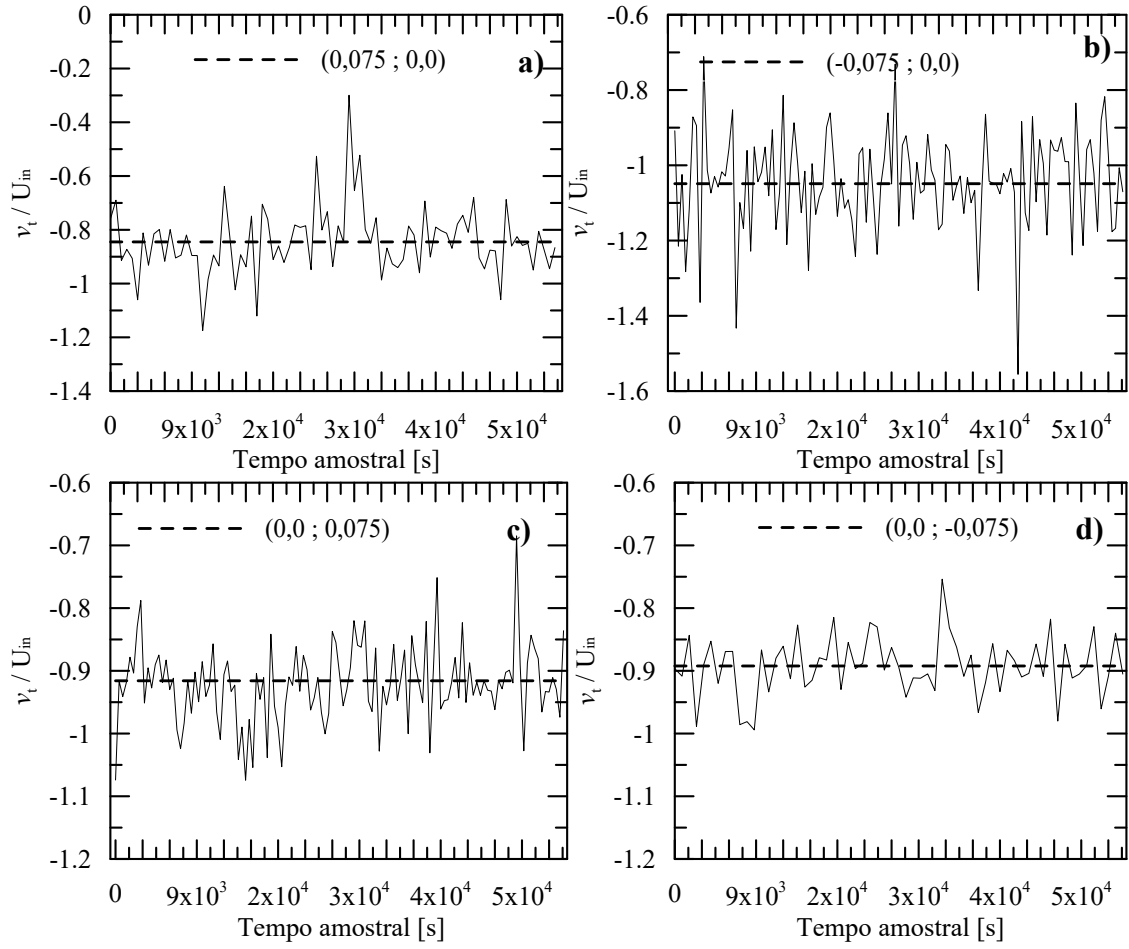
**Figura B.1:** Séries temporais de  $V_t$  para  $r/R = 0,075$  - caso  $Q_{g2}A$  ( $r_x/R; r_y/R$ ): **a)**  $(0,075; 0)$ , **b)**  $(-0,075; 0)$ , **c)**  $(0; 0,075)$  e **d)**  $(0; -0,075)$



**Figura B.2:** Séries temporais de  $V_t$  para  $r/R = 0,075$  - caso  $Q_{g2B}$  ( $r_x/R; r_y/R$ ): **a)**  $(0,075; 0)$ , **b)**  $(-0,075; 0)$ , **c)**  $(0; 0,075)$  e **d)**  $(0; -0,075)$



**Figura B.3:** Séries temporais de  $V_t$  para  $r/R = 0,075$  - caso  $Q_{g2C} (r_x/R; r_y/R)$ : **a)**  $(0,075; 0)$ , **b)**  $(-0,075; 0)$ , **c)**  $(0; 0,075)$  e **d)**  $(0; -0,075)$

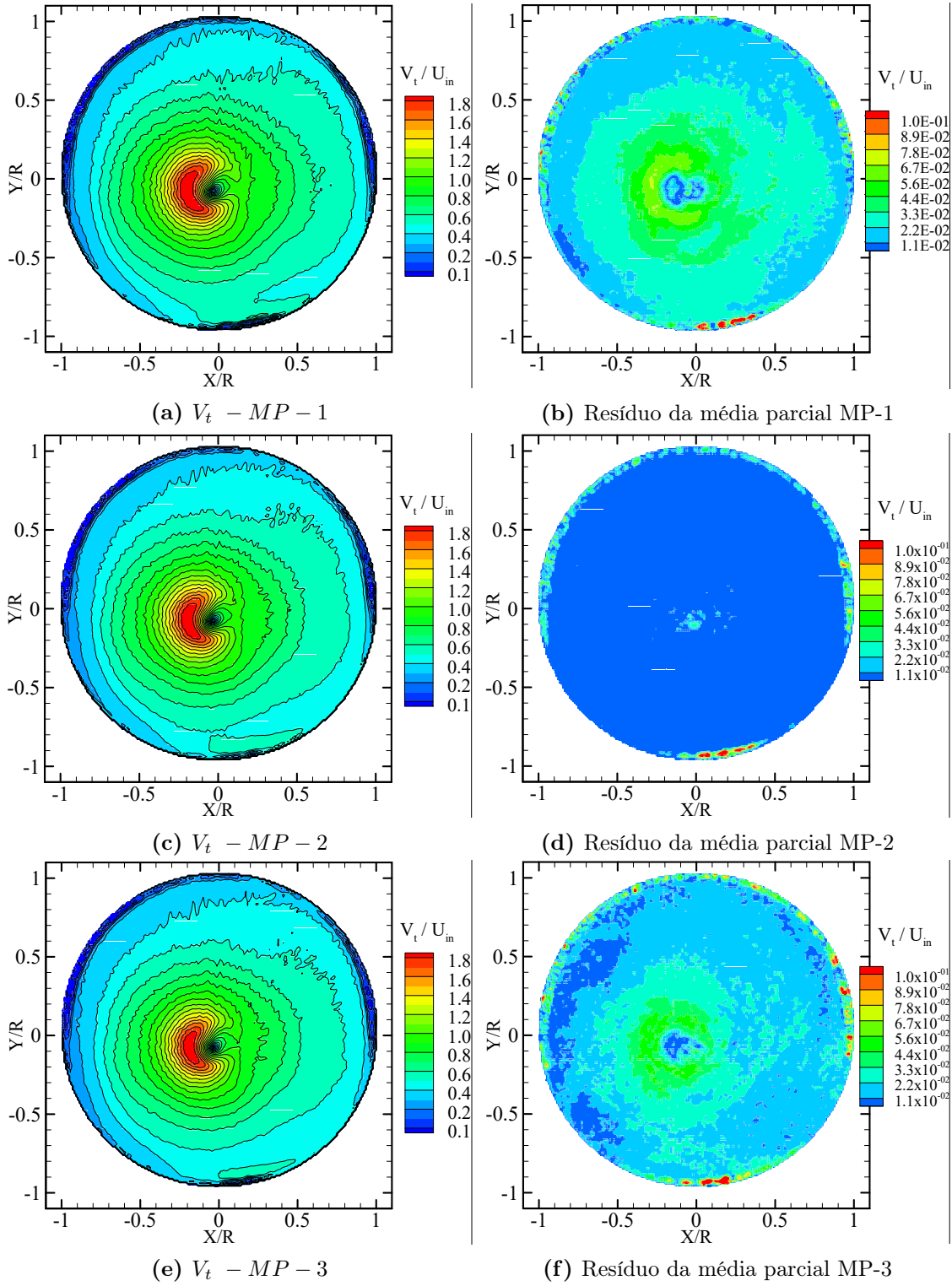


**Figura B.4:** Séries temporais de  $V_t$  para  $r/R = 0,075$  - caso  $Q_{g2D} (r_x/R; r_y/R)$ : **a)**  $(0,075; 0)$ , **b)**  $(-0,075; 0)$ , **c)**  $(0; 0,075)$  e **d)**  $(0; -0,075)$

## Apêndice C

### Convergência dos Campos de Velocidade - Estudo de Caso

Através da análise de médias parciais do tamanho total da amostra aquisitada, foi validada a convergência da solução. A Figura. C.1 mostra três médias parciais (MP) obtidas a partir de 1300 medições, lembrando que o tamanho total da amostra é de 4000 imagens. As médias parciais dos campos de velocidade tangencial correspondem à uma mesma condição. Cada solução parcial é subtraída da média total da amostra. Observa-se que os resíduos no campo todo estão com valores próximos a zero. Figura. C.1.



**Figura C.1:** Análise de convergência no campo de velocidade tangencial - caso  $Q_{g2}D$

## Apêndice D

### Código - Transformação de coordenadas

Rotina de cálculo implementada no programa *MATLAB* para transformar os dados da velocidade do sistema de coordenadas cartesianas  $X, Y$  à coordenadas cilíndricas  $r, t$ .

```

% Obtain average velocities and TKE from velocity fields

%INPUTS
numero_arquivos = 4000; % numero de arquivos a serem abertos( total 4000)
x_0=107; % Valor em pixel do centro do escoamento médio
y_0=86;
x_0mm= -3.145;
y_0mm= -6.165;% Valor em mm do centro do escoamento médio

x_geom = 110; % centro geometrico
y_geom=93; % centro geometrico
diametro = 80;
velocidade_minima_centro = 0.01;
input_folder='input/';
sample_positions = [0 0; 6 0; 18 0; 36 0; -6 0; -18 0; -36 0; 0 6; 0 18; 0 36; 0 -6; 0 -18; 0 -36];
noise_threshold = 0.001;

k2 = ones(46652, 1);

%IMPORTAR DADOS
liste = dir(strcat(input_folder,'*.csv'));
files = {liste.name};
numero_arquivos = min(numero_arquivos,length(files));
file = cell(numero_arquivos,1);

data = importdata(strcat(input_folder,files{1}));
data = rmfield(data,'colheaders');
data = rmfield(data,'textdata');
data = data.data;
numero_linhas = length(data);

variacao_radial = zeros(numero_arquivos, length(sample_positions));
variacao_tangencial = zeros(numero_arquivos, length(sample_positions));
media_radial = zeros(numero_linhas, 1);
media_tangencial = zeros(numero_linhas, 1);
k_radial = zeros(numero_linhas, 1);
k_tangencial = zeros(numero_linhas, 1);

f = waitbar(0,'Processing data');
for k = 1:numero_arquivos;
    waitbar(k/numero_arquivos,f);
    file = files{k};
    data = importdata(strcat(input_folder,file));
    data = rmfield(data,'colheaders');
    data = rmfield(data,'textdata');
    data = data.data;
    clear liste;
    % CALCULO DE x_1 e y_1 DE TODOS OS ARQUIVOS( CENTRO DO ESCOAMENTO)
    clearvars x_1 y_1
    valid_x = data(:,3) < 0.5*diametro & data(:,3) > -0.5*diametro;
    valid_y = data(:,4) < 0.5*diametro & data(:,4) > -0.5*diametro;
    valid_length = data(:,7) > velocidade_minima_centro;
    data_valid = data(valid_x & valid_y & valid_length,:);
    [~,linha_velocidade_minima] = min(data_valid(:,7));

```

```

x_1= data_valid(linha_velocidade_minima,3);
y_1= data_valid(linha_velocidade_minima,4);
%CALCULO X_2 E Y_2( COORDENADAS X,Y EM RELACAO AO CENTRO DO ESCOAMENTO)
x = data(:,3);
y= data(:,4);
if x_1 <1e-10
    x_1=0;
end
if y_1 <1e-10
    y_1=0;
end
x_2 = x - x_0mm;
y_2= y - y_0mm ;
%CALCULO DOS ANGULOS ( condiiç~es para garantir que o angulo
%calculado a partir do arcotangente estejam nos quadrantes corretos)
angulo = atan2(y_2, x_2);
%CALCULO DAS COMPONENTES RADIAL E TANGENCIAL
radial = data(:,5).* cos(angulo) + sin(angulo).*data(:,6);
tangencial = -data(:,5).* sin(angulo) + cos(angulo).*data(:,6);
data(:,9) = angulo;
data(:,10) = radial;
data(:,11) = tangencial;
data(:,12) = angulo*180/ pi ;
end
%Média Ur, Uteta,
Media{1} = data(:,1);
Media{2} = data(:,2);
Media{3} = data(:,3);
Media{4} = data(:,4);
Media{5} = media_radial;
Media{6} = media_tangencial;
Media{9} = data(:,9);

```