

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

Ricardo Arbach Fernandes de Oliveira

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM UM CICLONE ADAPTADO COM BICOS
ASPERSORES DE ÁGUA UTILIZANDO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL
(CFD)**

São Carlos - SP

Fevereiro de 2019

Ricardo Arbach Fernandes de Oliveira

Análise do escoamento em um ciclone adaptado com bicos aspersores de água utilizando fluidodinâmica computacional (CFD)

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de São Carlos, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Universidade Federal de São Carlos

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Gabriela Cantarelli Lopes

São Carlos - SP


Fevereiro de 2019

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA DEFESA DE DISSERTAÇÃO DE RICARDO ARBACH FERNANDES DE OLIVEIRA APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS, EM 25 DE FEVEREIRO DE 2019.

BANCA EXAMINADORA:


Gabriela Cantarelli Lopes
Orientadora, UFSCar


Gabriel Henrique Justi
UFMT


Rodrigo Bettega
UFSCar

Agradecimentos

Agradeço inicialmente aos meus pais Luis e Roseli, por sempre me encorajarem em cada decisão da minha vida. Cada conquista ao longo destes anos foi fruto de uma tentativa de compensar todo o apoio que vocês me deram.

À professora Dra. Gabriela Cantarelli Lopes, não apenas pela competência e dedicação na orientação deste trabalho, mas pela amizade e paciência ao longo desses anos.

Ao casal de amigos Ana Clara e Gabriel, pessoas fundamentais dentro e fora do ambiente de trabalho. Suas amizades e boa vontade em ajudar foram essenciais ao longo destes anos.

À Liliana pela amizade, paciência e discussões sobre CFD que colaboraram para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas da "AP-35" Agnes, Diego, Ivan, Jorge, Kaio, Mateus, William, Andreza, Erich, Felipe, Gabriel, Karina, Rafael e Rauber pelos litros de cafezinho seguidos de discussões filosóficas.

Aos colegas da "AP-46" pela amizade e companheirismo.

À Universidade Federal de São Carlos, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, ao Departamento de Engenharia Química e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela estrutura que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho.

“Nada mais democrático que a idiotice.”
Rogério do Ingá

“Didn’t jump off the bridge.”
Julius Rock

Resumo

Separadores ciclônicos são equipamentos amplamente utilizados nas indústrias para processos de separação gás-sólido. Seu baixo custo de montagem, operação e manutenção, além de capacidade de operação a altas temperaturas e pressões, o torna uma boa escolha para o tratamento de gases. Em indústrias de produção de etanol, o bagaço de cana é utilizado no processo de cogeração de energia. Como subproduto é gerada a fuligem, um material particulado nocivo e que não pode ser emitido para a atmosfera. Assim, passando por uma etapa de tratamento de gases, pode-se reduzir a quantidade de material particulado emitido pela indústria. O ciclone é frequentemente utilizado como um equipamento de pré-tratamento do gás por possuir uma baixa eficiência de coleta, que passa em seguida por outros equipamentos de maior eficiência, como lavadores Venturi. Apesar da sua alta eficiência de coleta, lavadores possuem um alto consumo de água, encarecendo o processo de tratamento. Assim, visando aumentar a eficiência de coleta do ciclone outros equipamentos podem ser acoplados ao corpo do ciclone, como precipitadores eletrostáticos ou, mais comumente, atomizadores de água. Com os avanços na área computacional, o uso da fluidodinâmica computacional (CFD) para otimizar ciclones secos, aumentando a eficiência de coleta e reduzindo a queda de pressão, tem sido uma técnica muito usual, por ser barata e obter resultados confiáveis. Porém, seu uso é bastante restrito no estudo de ciclones úmidos, devido à dificuldade de se simular interações entre fases Lagrangeanas. Assim, foi proposto neste estudo uma abordagem que visa estimar a eficiência de coleta dentro de um ciclone úmido sem a necessidade de modelar as interações Lagrangeanas. Através de um modelo híbrido utilizando-se CFD e o modelo mecânico de coagulação cinemática foi possível estimar quantitativamente o aumento da eficiência de coleta do ciclone utilizando bicos aspersores. A proposta trata-se de simular individualmente os escoamentos gás-sólido e gás-gotas utilizando a abordagem Euleriana-Lagrangeana. Deste modo é possível caracterizar os escoamentos dentro do equipamento para, enfim, aplicar os resultados obtidos por CFD no modelo de coagulação cinemática. Em linhas gerais, os resultados obtidos mostraram-se eficazes em representar os fenômenos, mostrando que o equipamento é economicamente viável, apresentando uma redução de 54,66% no diâmetro de corte e um aumento de 10,92% na eficiência de coleta global sem um aumento excessivo de consumo de água.

Palavras-chave: Ciclone; Ciclone úmido; Coagulação cinemática; Fluidodinâmica computacional; Escoamento multifásico.

Abstract

Cyclonic separators are widely used in industries for gas-solid separation process. Its low cost in building, operating and maintenance, as well as the ability to operate at high temperatures and pressures, makes it a good choice for gas treatment. In ethanol production industries, sugarcane bagasse is used in the energy cogeneration process. However, the combustion produces soot, a particle matter noxious that can not be emitted into the atmosphere. Thus, by passing through a gas treatment, the amount of particulate matter emitted by the industry can be reduced. The cyclone is often used as a gas pretreatment device, due to its low collection efficiency. Its collection efficiency can be improved by coupling other equipment of higher collecting efficiency to the cyclone body, such as electrostatic precipitators or, more commonly, water nozzles. With advances in the computational area, the use of computational fluid dynamics (CFD) to optimize dry cyclones, increasing collection efficiency and reducing pressure drop, has been a very usual technique, for being a reliable and cheap tool. However, its usage is very restricted in the study of wet cyclones, due to the difficulty of simulating interactions between Lagrangian phases. Thus, an approach was proposed in this study that aims to estimate the collection efficiency within a wet cyclone without the need to model the Lagrangean interactions. Through a hybrid model using CFD and the mechanistic model of kinematic coagulation, it was possible to quantitatively estimate the increase of the efficiency of the cyclone collection using water nozzles. The model uses the Eulerian-Lagrangian approach to simulate the gas-particle and gas-droplet interactions for the characterization of the flow inside the equipment, in order to apply the results obtained by CFD in the kinematic coagulation model. In general terms, the results obtained were effective in representing the phenomena, showing that the equipment is economically feasible, reducing the cut-size diameter by 54,66% and improving the overall collection efficiency of particles by 10,92% with a low increase of water consumption.

Keywords: Cyclone, Wet cyclone, Kinematic coagulation, Computational fluid dynamics, Multiphase flow.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Esquema do escoamento do gás em um ciclone: (a) vista isométrica e (b) vista lateral.	5
Figura 2 – Ilustração do mecanismo de coleta das partículas pela gota por efeito da coagulação cinemática.	8
Figura 3 – Ilustração de um lavador Venturi.	9
Figura 4 – Ilustração de um separador de torre sem enchimento.	10
Figura 5 – Ilustração de um separador de torre com enchimento.	10
Figura 6 – Esquema do projeto de um ciclone a partir de seus parâmetros geométricos.	14
Figura 7 – Corte do interior do domínio computacional: (a) vista isométrica e (b) vista lateral.	15
Figura 8 – Vista superior de exemplos dos padrões de refino de malha utilizados: (a) malha de elementos regularmente espaçados em posição radial e (b) malha de elementos com padrão de refino nas paredes.	15
Figura 9 – Esquema do cluster computacional do DEQ/UFSCar.	18
Figura 10 – Exemplos de perfis de velocidade dentro de um ciclone normalizadas pela velocidade de entrada do gás: (a) velocidade tangencial e (b) velocidade axial.	20
Figura 11 – Exemplo de perfil de pressão estática dentro de um ciclone.	21
Figura 12 – Volume de controle para conservação de massa	24
Figura 13 – Esquema do bico aspersor <i>flat-fan atomizer</i>	30
Figura 14 – Perfis da velocidade axial normalizada em relação à velocidade de entrada do gás para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.	39
Figura 15 – Perfis da velocidade tangencial normalizada em relação à velocidade de entrada do gás para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.	40
Figura 16 – Perfis de pressão estática para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.	41
Figura 17 – Gráfico do tempo de simulação das malhas de elementos refinados nas paredes e elementos regularmente espaçados utilizando 24 núcleos de processamento.	45
Figura 18 – Vistas da malha de 287232 elementos refinada na parede: (a) vista superior e (b) vista lateral interior.	46

Figura 19 – Vista isométrica da malha de 287232 elementos com refino na parede.	46
Figura 20 – Perfis de velocidade axial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	47
Figura 21 – Perfis de velocidade axial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	48
Figura 22 – Comparativo entre perfis de velocidade axial para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2 ^a ordem para os dois padrões de refino.	48
Figura 23 – Perfis de velocidade tangencial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	49
Figura 24 – Perfis de velocidade tangencial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	50
Figura 25 – Comparativo entre perfis de velocidade tangencial para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2 ^a ordem para os dois padrões de refino.	50
Figura 26 – Perfis de pressão estática para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	51
Figura 27 – Perfis de pressão estática para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1 ^a e 2 ^a ordens.	52
Figura 28 – Comparativo entre perfis de pressão estática para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2 ^a ordem para os dois padrões de refino.	52
Figura 29 – Comparativo entre o perfil de velocidade axial normalizada obtida por CFD e os valores experimentais (HOEKSTRA, 2000).	53
Figura 30 – Comparativo entre o perfil de velocidade tangencial normalizada obtida por CFD e os valores experimentais (HOEKSTRA, 2000).	54
Figura 31 – Queda de pressão em função da velocidade do gás na entrada.	55
Figura 32 – Perfil radial da pressão estática média temporal na linha cortando o corpo do ciclone em $Y = 0,29$ m.	56
Figura 33 – Contornos da pressão estática média temporal nos planos: (a) XY com $Z = 0$ m e (b) XZ com $Y = 0,29$ m.	57
Figura 34 – Comparativo entre os resultados de eficiência de coleta para as partículas simuladas no ciclone convencional e modelos da literatura.	58
Figura 35 – Tempo de residência médio para partículas simuladas entre 0,2 e 8,0 μm	59
Figura 36 – Esquema das posições de injeção das partículas dentro do ciclone - vista frontal do equipamento.	60

Figura 37 – Trajetória das partículas injetadas na superfície de entrada: (a) partículas de $0,2 \mu\text{m}$ na região " <i>inner side</i> "; (b) partículas de $0,2 \mu\text{m}$ na região " <i>wall side</i> "; (c) partículas de $4,0 \mu\text{m}$ na região " <i>inner side</i> " e (d) partículas de $4,0 \mu\text{m}$ na região " <i>wall side</i> ".	61
Figura 38 – Esquema das posições dos bicos aspersores de água: (a) vista isométrica e (b) vista superior.	63
Figura 39 – Vista isométrica das gotas nas regiões dos <i>sprays</i> : (a) velocidade relativa das gotas e (b) diâmetro das gotas.	63
Figura 40 – Histograma da frequência dos diâmetros das gotas injetadas no ciclone.	64
Figura 41 – Percentual acumulado dos diâmetros de gotas dentro do ciclone.	64
Figura 42 – Eficiência de coleta devido às interações entre as partículas e a película formada nas paredes do ciclone úmido.	66
Figura 43 – Histograma da frequência de velocidades para as gotas com diâmetros entre 191 e $347 \mu\text{m}$	66
Figura 44 – Comportamento da eficiência de captura cinemática para três razões velocidade/diâmetro de gota.	67
Figura 45 – Fator de limpeza de gás (GCF) para uma partícula Lagrangeana sem massa e para partículas entre $0,2$ e $6,0 \mu\text{m}$	68
Figura 46 – Comparação entre a eficiência de coleta do ciclone convencional e a eficiência de captura cinemática no ciclone úmido.	69
Figura 47 – Fator de limpeza de gás para partículas de diferentes diâmetros interagindo com a faixa de diâmetros de gotas dentro do ciclone.	70

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dimensões dos parâmetros geométricos do ciclone estudado	14
Tabela 2 – Aspectos gerais das configurações dos métodos numéricos utilizados . .	16
Tabela 3 – Critérios de convergência utilizados nas simulações.	17
Tabela 4 – Condições de contorno e propriedades das fases simuladas.	18
Tabela 5 – Número de elementos e razão de refino da malha de acordo com o método GCI.	35
Tabela 6 – Qualidade dos elementos das malhas de elementos regularmente espaçados.	36
Tabela 7 – Qualidade dos elementos das malhas de elementos refinados nas paredes.	37
Tabela 8 – Comparativo entre valores simulados e valores estimados por correlações empíricas para variáveis do escoamento do gás nas malhas de elementos regularmente espaçados.	42
Tabela 9 – Comparativo entre valores simulados e valores estimados por correlações empíricas para variáveis do escoamento do gás nas malhas de elementos refinados nas paredes.	43
Tabela 10 – Incerteza das malhas pelo método GCI para as variáveis queda de pressão (φ_1) e velocidade tangencial máxima (φ_2).	44
Tabela 11 – Configurações e condições operacionais do gás na entrada do ciclone e dos bicos aspersores de água para o estudo da hidrodinâmica das gotas.	62
Tabela 12 – Configurações das posições dos quatro bicos aspersores no modelo <i>flat-fan atomizer</i>	62
Tabela 13 – Tabela dos valores dos parâmetros das Equações C.8 e C.9	84

Lista de abreviaturas e siglas

<i>CAD</i>	<i>Computer Aided Design</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>DPM</i>	<i>Discrete Phase Model</i>
<i>GCI</i>	<i>Grid Convergence Index</i>
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>
<i>RNG</i>	<i>Re-normalization Group</i>
<i>RMS</i>	<i>Root Mean Square</i>
<i>RSM</i>	<i>Reynolds Stress Model</i>
<i>SIMPLE</i>	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
<i>SST</i>	<i>Shear Stress Transport</i>

Lista de símbolos

Letras latinas

a	aceleração [$m s^{-2}$]
<i>a</i>	altura do bocal de entrada do ciclone [m]
a_1, a_2, a_3	constantes do modelo de coeficiente de arraste de Morsi e Alexander [-] ou constantes do Modelo de Lidén Gudmundsson [-]
A_{eS}	superfície de contato entre as gotas e o corpo do ciclone [m^2]
<i>b</i>	largura do bocal de entrada do ciclone [m]
<i>B</i>	diâmetro do bocal de coleta de material particulado [m]
C_C	fator de correção de deslizamento de Cunningham [-]
C_D	coeficiente de arraste das partículas [-]
<i>d</i>	diâmetro [m]
D_c	diâmetro do cilindro do corpo do ciclone [m]
D_e	diâmetro do bocal de saída de gás [m]
D_{50}	diâmetro de corte (diâmetro em que 50% do material particulado é coletado) [m]
<i>E</i>	eficiência de captura cinemática [-]
Eu	número de Euler [-]
<i>f</i>	taxa de colisão entre partículas e uma única gota do <i>spray</i> [s^{-1}]
<i>F</i>	força [N]
F_D	coeficiente de transferência de momento entre o fluido e as partículas [s^{-1}]
F_s	vazão volumétrica de água [$m^3 s^{-1}$] ou fator de deslizamento de Cunningham no Modelo de Lidén & Gudmundsson [-]
<i>g</i>	aceleração gravitacional [$m s^{-2}$]

h	espessura do leque formado pelo <i>spray</i> [m] ou altura da parte cilíndrica do ciclone [m]
H	altura total do ciclone [m]
k	energia cinética turbulenta [$m^2 s^{-2}$]
K_s	número de onda para a taxa máxima de crescimento [-]
n_d	concentração de gotas do <i>spray</i> [m^{-3}]
n_{esc}	número de partículas que escapam pelo bocal de saída de gás tratado [-]
n_{inj}	número de partículas injetadas no bocal de entrada de gás [-]
n_p	concentração de partículas [m^{-3}]
$n_{p,o}$	concentração inicial de partículas na região do <i>spray</i> [m^{-3}]
$N_{p,d}$	frequência total de colisão [$m^{-3} s^{-1}$]
Oh	número de Ohnesorge [-]
P	pressão [Pa]
Q	vazão volumétrica de gás [$m^3 s^{-1}$]
r	posição radial [m]
R^2	coeficiente de determinação [-]
Re	número de Reynolds [-]
S	profundidade do bocal de saída do gás [m]
SD	desvio padrão [%]
Stk	número de Stokes [-]
t	tempo [s]
t_{res}	tempo de residência da partícula [s]
T_C	constante do tempo de captura [s]
u	velocidade instantânea na direção axial [$m s^{-1}$]
u'	flutuação da velocidade [$m s^{-1}$]
U_{in}	velocidade do gás na entrada do ciclone [$m s^{-1}$]

\mathbf{v}	vetor velocidade [$m s^{-1}$]
v_d	concentração volumétrica de gotas do <i>spray</i> [m^3]
v_x, v_y, v_z	componentes da velocidade nas direções x, y e z [$m s^{-1}$]
V	velocidade relativa [$m s^{-1}$]
V_i	volume da <i>i</i> ésima célula [m^3]
V_p	velocidade terminal de Stokes da partícula [$m s^{-1}$]
$V_{r,p}$	velocidade radial da partícula [$m s^{-1}$]
V_θ	velocidade tangencial do gás [$m s^{-1}$]
We	número de Weber [-]

Letras gregas

$\beta_{p,d}$	função frequência de colisão [$m^3 s^{-1}$]
δ	erro relativo ou desvio percentual [%]
Δ	variação
ΔP	queda de pressão [Pa]
ε	erro agregado
ε_{ij}	termo dissipativo de turbulência [$m^2 s^{-3}$]
η	eficiência de coleta [-]
η_w	fator de limpeza de gás [-]
λ	caminho livre médio das partículas no ar [m]
μ	viscosidade dinâmica [$Pa s$]
ν	viscosidade cinemática [$m^2 s^{-1}$]
Π_{ij}	termo de pressão [$kg m^{-1} s^{-3}$]
ρ	densidade [$kg m^{-3}$]
σ	desvio padrão ou tensão superficial [$N m^{-1}$]
$\sigma_{\kappa 1}, \sigma_{\kappa 2}$	constantes do modelo SST $k - \omega$

$\sigma_{\omega 1}, \sigma_{\omega 2}$	constantes do modelo SST $k - \omega$
τ_{ij}	tensor tensão [Pa]
φ	vetor velocidade [$m s^{-1}$] ou parâmetro genérico estudado
ω	taxa específica de dissipação turbulenta [$m^2 s^{-3}$]

Operadores matemáticos

D	diferencial total
∇	gradiente
$\nabla \cdot$	divergente
∂	diferencial parcial

Subscritos

ann	anular
CFD	variável calculada por CFD
d	gota
cor	variável calculada por correlações empíricas
g	fase gasosa
i	coordenada cartesiana
in	variável medida no bocal de entrada
j	coordenada cartesiana
k	coordenada cartesiana
l	líquido
L	ligamento
out	variável medida no bocal de saída
p	partícula
r	posição radial [m]

0 quebra

Sobrecritos

esc referente ao tempo de residência da partícula que sai pelo bocal de saída de gás tratado

tmax tangencial máxima

trap referente ao tempo de residência da partícula que sai pelo bocal de coleta de material particulado

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contexto e motivação	1
1.2	Objetivos	2
1.2.1	Objetivo principal	2
1.2.2	Objetivos específicos	2
1.3	Organização da dissertação de mestrado	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Separador ciclônico convencional	4
2.1.1	Princípio de operação	4
2.1.2	Estudos relacionados	5
2.1.2.1	Estudos experimentais	5
2.1.2.2	Estudos baseados em CFD	6
2.2	Lavadores de gás	7
2.2.1	Mecanismo de coleta	7
2.2.2	Lavador Venturi	8
2.2.3	Lavador tipo torre	9
2.2.3.1	Sem enchimento	9
2.2.3.2	Com enchimento	10
2.3	Separador ciclônico úmido	11
3	MÉTODOS NUMÉRICOS	13
3.1	Pré-processamento	13
3.1.1	Geometria e domínio computacional	13
3.1.2	Malhas numéricas	14
3.1.3	Métodos numéricos e critérios de convergência	16
3.1.4	Condições de contorno e operacionais	17
3.2	Processamento	18
3.3	Pós-processamento	19
3.3.1	Verificação do modelo	19
3.3.1.1	Perfil de escoamento gasoso - efeitos do vórtice Rankine	19
3.3.1.2	Comparativo com equações teóricas e semi-empíricas	21
3.3.2	Estudo de casos	22
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	23
4.1	Equações de transporte	23

4.1.1	Equação da continuidade	23
4.1.2	Equação da quantidade de movimento	24
4.2	Equações de fechamento	26
4.3	Turbulência	26
4.3.1	Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)	26
4.3.1.1	Modelo Standard $k-\varepsilon$	27
4.3.1.2	Modelo RNG $k-\varepsilon$	27
4.3.1.3	Modelo SST $k-\omega$	27
4.3.1.4	Reynolds Stress Model (RSM)	28
4.4	Fase dispersa	28
4.4.1	Material particulado	28
4.4.2	Gotas	30
4.4.2.1	Flat-fan atomizer	30
4.4.2.2	Coagulação cinemática	31
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	35
5.1	Estudo de malha e verificação do modelo	35
5.1.1	Qualidade dos elementos	35
5.1.2	Teste de independência da malha	38
5.1.2.1	Resposta ao vórtice Rankine	38
5.1.2.2	Comparativo com modelos da literatura	42
5.1.3	Teste de sensibilidade da malha - <i>Grid Convergence Index</i>	43
5.1.4	Escolha da malha	44
5.1.5	Estudo de turbulência e de esquemas de interpolação	45
5.1.5.1	Perfis de velocidade axial	45
5.1.5.2	Perfis de velocidade tangencial	48
5.1.5.3	Perfis de pressão	50
5.2	Validação e verificação das simulações	53
5.2.1	Validação dos perfis de velocidade	53
5.2.1.1	Perfil de velocidade axial	53
5.2.1.2	Perfil de velocidade tangencial	54
5.2.2	Validação da queda de pressão	55
5.2.3	Verificação do perfil e campos de pressão	56
5.3	Estudo de casos - fases lagrangeanas	57
5.3.1	Simulação do ciclone convencional	57
5.3.2	Estudo da hidrodinâmica das gotas	61
5.3.3	Interações partícula-gota	65
5.3.3.1	Coagulação nas paredes	65
5.3.3.2	Coagulação na região dos <i>sprays</i> utilizando valores médios	65
5.3.3.3	Coagulação na região dos <i>sprays</i> utilizando variáveis locais	68

6	CONCLUSÃO	71
	REFERÊNCIAS	73
	APÊNDICE A – MÉTODO GCI	77
	APÊNDICE B – MODELOS DE TURBULÊNCIA	79
B.1	Modelo $k-\varepsilon$	79
B.2	RNG $k-\varepsilon$ Model	80
B.3	Modelo SST $k-\omega$	80
B.4	Reynolds Stress Model	81
	APÊNDICE C – MODELOS DE EFICIÊNCIA DE COLETA E QUEDA DE PRESSÃO EM CICLONES	83
C.1	Modelo de Iozia e Leith	83
C.2	Modelo de Lidén e Gudmundsson	84
C.3	Modelo de Ramachandran para queda de pressão	85

1 Introdução

1.1 Contexto e motivação

Separadores ciclônicos são equipamentos muito utilizados nas indústrias de diversas áreas que necessitam do processo de separação gás-sólido e secagem. Como exemplo, tem-se os processos de recuperação de catalisadores, processamento de minérios, secagem de cimento e na etapa de limpeza de gases de combustão de caldeiras.

Por possuir um alto valor energético, o bagaço de cana é utilizado pelo setor sucroalcooleiro como combustível em suas caldeiras de biomassa de alta pressão na cogeração de energia. A combustão desse bagaço é capaz de não apenas suprir a demanda energética da planta como gerar energia excedente, sendo esta comercializada. Porém, tal processo gera fuligem como subproduto. A fuligem trata-se de um material particulado nocivo ao meio ambiente e à saúde, necessitando, assim, de um controle de sua emissão na atmosfera. Para isso, as indústrias instalam equipamentos de tratamento de gases na saída da caldeira, como filtros de manga, lavadores Venturi, precipitadores eletrostáticos e separadores ciclônicos.

Um dos principais equipamentos utilizados neste processo de tratamento é o separador ciclônico, ou apenas ciclone, devido ao baixo custo de construção, manutenção e capacidade de operar em condições extremas de temperatura, pressão e vazão. Contudo, ciclones são geralmente utilizados como equipamento de pré coleta da fuligem, devido a uma eficiência de coleta bastante limitada para partículas menores, com diâmetros inferiores a $2 \mu\text{m}$ (HOFFMANN; STEIN, 2002).

Uma solução recorrente para a baixa eficiência de coleta do ciclone é o acoplamento de equipamentos de maior eficiência, como geralmente é feito com precipitadores eletrostáticos ou, dependendo da temperatura do gás, filtros de manga. Outro tipo de adaptação que pode ser feita é o uso de bicos aspersores que ao injetarem água dentro do equipamento geram um *spray* com gotas que, bem como em lavadores Venturi, servem para a melhora da captação do material particulado.

Com os avanços na computação, cada vez mais a fluidodinâmica computacional (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*) tem sido utilizada como uma ferramenta confiável e economicamente viável no estudo e otimização de ciclones convencionais. Porém, dada a dificuldade de modelagem de um escoamento trifásico com interações entre as

fases Lagrangeanas e o alto custo computacional, a literatura é bastante escassa quanto ao uso de CFD na avaliação de ciclones úmidos, o que leva ao propósito do trabalho apresentado, qual seja, empregar a ferramenta de CFD e um modelo mecanístico de coagulação cinemática na simulação de ciclones úmidos, visando estimar a eficiência de coleta do equipamento.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo principal

Em aspectos gerais, o estudo realizado nessa dissertação tem como objetivo propor uma forma de estimar a eficiência de coleta em um ciclone úmido através da fluidodinâmica computacional evitando a necessidade de simular as interações entre as fases lagrangeanas.

1.2.2 Objetivos específicos

De forma a alcançar o objetivo principal do presente trabalho, propôs-se os seguintes objetivos específicos:

- Otimização da malha numérica para um ciclone convencional através de estudos de incerteza numérica, utilizando o método *Grid Convergence Index* (GCI), e teste de independência de malha;
- Estudo e verificação de modelos de turbulência e esquemas de interpolação para o modelo operando em condições hipotéticas e verificação do modelo operando em condições reais;
- Análise da hidrodinâmica das gotas injetadas;
- Avaliação da eficiência de coleta em um ciclone úmido através de uma abordagem híbrida que se utiliza da fluidodinâmica computacional (CFD) e do modelo mecanístico de coagulação cinemática.

1.3 Organização da dissertação de mestrado

Esta dissertação foi dividida em seis capítulos e três apêndices, conforme descritos a seguir.

Capítulo 1 - **Introdução**: apresentação do problema estudado, motivação e objetivos do estudo.

Capítulo 2 - **Revisão**: fundamentação teórica do funcionamento dos separadores ciclônicos a seco e úmido, bem como um levantamento bibliográfico dos principais trabalhos realizados acerca do tema na área de CFD e experimental.

Capítulo 3 - **Materiais**: detalhamento do equipamento simulado, sua modelagem e etapas dos métodos de CFD, desde a geração da geometria até o pós-processamento.

Capítulo 4 - **Modelagem**: detalhamento das equações e modelos matemáticos que regem os escoamentos no ciclone proposto, desde as equações de transporte até as equações de fechamento. Também é apresentada uma revisão dos principais modelos de turbulência.

Capítulo 5 - **Resultados**: apresentação e discussão dos resultados obtidos em um escoamento monofásico para o teste de independência da malha, estudo de incertezas das malhas e validação do modelo. Em seguida, os resultados para um ciclone seco e úmido são apresentados, bem como a proposta de uma abordagem híbrida entre resultados obtidos por CFD e o modelo mecanístico de coagulação cinemática para estimar eficiência de coleta em um ciclone úmido.

Capítulo 6 - **Conclusão**: apresentação das principais conclusões obtidas a partir dos resultados apresentados neste trabalho.

Apêndice A - **Grid Convergence Index**: equacionamento do método de cálculo de incerteza da malha pelo método *Grid Convergence Index* (GCI).

Apêndice B - **Turbulência**: equacionamento dos principais modelos de turbulência utilizados na literatura para estudo do escoamento em ciclones.

Apêndice C - **Correlações empíricas de variáveis do ciclone**: equacionamento dos principais modelos de cálculo de eficiência de coleta e queda de pressão em ciclones.

2 Revisão bibliográfica

Neste capítulo são abordados os conceitos gerais do princípio de operação de separadores ciclônicos convencional e úmido. A priori é apresentado o funcionamento do separador ciclônico e um resumo dos principais estudos e avanços na área da fluidodinâmica computacional. Em seguida é apresentado o princípio do funcionamento de coleta de material particulado por gotas, junto a um resumo de estudos na área, tanto no campo experimental quanto na perspectiva da fluidodinâmica computacional.

2.1 Separador ciclônico convencional

Separadores ciclônicos são equipamentos muito utilizados nas indústrias de diversas áreas que necessitam do processo de separação gás-sólido e secagem. Como exemplo, temos os processos de recuperação de catalisadores, processamento de minérios, secagem de cimento e, como no caso desta dissertação, na etapa de limpeza de gases de combustão de caldeiras.

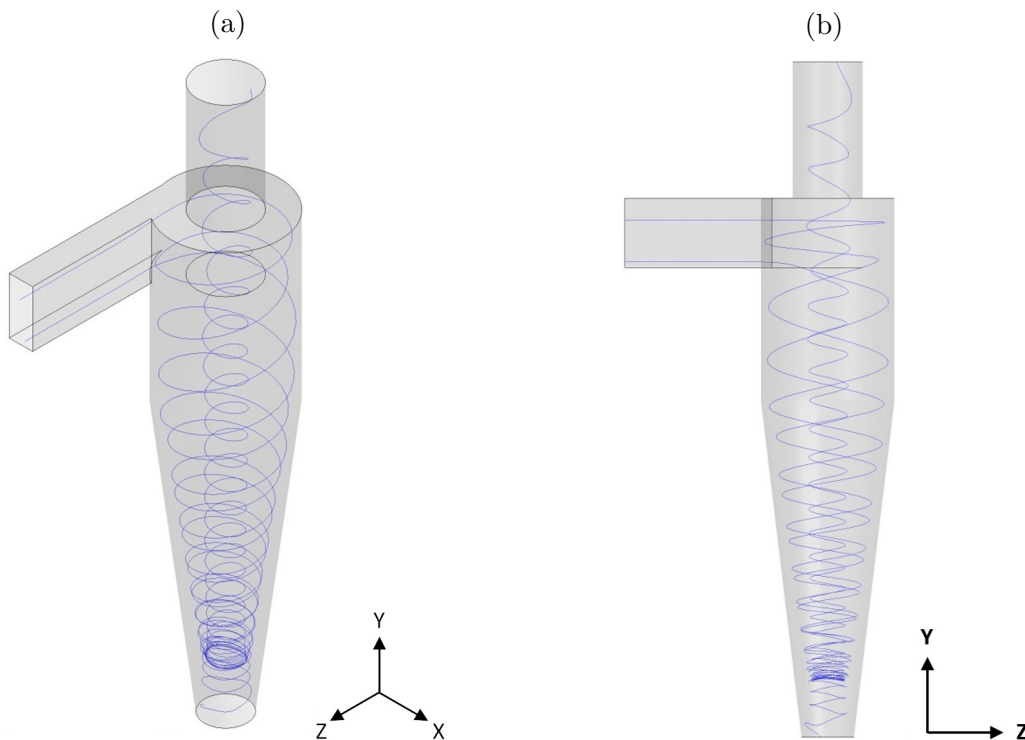
2.1.1 Princípio de operação

O princípio básico de separação em ciclones é a ação da força centrífuga e da aceleração gravitacional nas partículas devido ao escoamento altamente rotativo do gás. Para que isso ocorra, a mistura gás-sólido deve entrar tangencialmente a altas velocidades na parte superior do cilindro, criando um perfil helicoidal descendente. As forças centrífugas provenientes desse escoamento empurram o material particulado para as paredes, além de, junto à gravidade, auxiliar a carregá-lo para baixo, por onde este desce ao longo da parte cônica, sendo, por fim, coletado no fundo do equipamento (OGAWA, 1984).

Ao entrar na parte cônica, devido à redução da área, ocorre uma aceleração das fases. Somando este efeito ao fato de escoar em uma região de baixa pressão no eixo central, ocorre uma inversão no sentido do escoamento do gás, passando a ser helicoidal ascendente pelo centro do equipamento até entrar pelo bocal de saída de gás, por onde sai o gás tratado junto a partículas de menor diâmetro que eventualmente não forem coletadas (HOFFMANN; STEIN, 2002). A Figura 1 mostra um exemplo de escoamento do gás dentro de um ciclone.

Separadores ciclônicos possuem vantagens e desvantagens ao compararmos com outros equipamentos de tratamento de gás, como filtros de mangas, lavadores Venturi e precipitadores eletrostáticos. Segundo Coury, Junior e Hung (2004), destacam-se sua

Figura 1 – Esquema do escoamento do gás em um ciclone: (a) vista isométrica e (b) vista lateral.



Fonte: Elaborado pelo autor.

capacidade de operar a altas temperaturas e pressões, sua grande faixa de tratamento de gás, variando entre 50 e 50000 m^3/h , seus baixos custos de construção, operação e manutenção. Porém, Hoffmann e Stein (2002) destacam como principais desvantagens sua baixa eficiência de coleta para materiais particulados de diâmetros inferiores a 2 μm , sua vulnerabilidade a erosão, dado que trata-se de um equipamento metálico e, ao compararmos com outros separadores centrífugos, uma elevada queda de pressão.

2.1.2 Estudos relacionados

A literatura apresenta vários modelos matemáticos para o projeto de ciclone, cálculo de eficiência, queda de pressão e otimização do equipamento com base na geometria e na dinâmica do escoamento. Esses modelos são divididos em três categorias (ZHAO, 2009): teóricos e semi-empíricos, estatísticos, ambos baseados em estudos experimentais e modelos por CFD.

2.1.2.1 Estudos experimentais

Dentre os modelos teóricos e semi-empíricos, o proposto por Shepherd e Lapple (1940) visa um ciclone de propósito geral, buscando otimizar a eficiência de coleta e a queda de pressão, além de propor uma maneira de estimar os cálculos da eficiência de coleta e da queda de pressão. Ao estudar a queda de pressão nos ciclones, Stairmand

(1949) apresentou duas propostas de equipamento. O equipamento mais utilizado visa uma alta eficiência de coleta, enquanto o outro visa uma menor queda de pressão.

Dentre os pioneiros no estudo de ciclones, Barth (1956) propôs um modelo matemático para estimar a eficiência de coleta em ciclones a partir do estudo da velocidade terminal das partículas. Anos depois, este modelo foi aperfeiçoado naquele que é conhecido como *Muschelknautz Method of Modeling* (MUSCHELKNAUTZ, 1972), referido na literatura como MM (HOFFMANN; STEIN, 2002), em que foram incluídos os efeitos de concentração de material particulado e atrito com as paredes.

Um dos estudos estatísticos mais consolidados foi elaborado por Ramachandran et al. (1991). Estudando as configurações de 98 ciclones, foi proposto um modelo matemático baseado nos parâmetros geométricos dos equipamentos capaz de se ajustar à maioria dos modelos de ciclones na predição da queda de pressão.

2.1.2.2 Estudos baseados em CFD

O uso da fluidodinâmica computacional (CFD) é uma forma barata e confiável de prever o complexo perfil de escoamento do gás e das partículas dentro de um separador ciclônico (GRIFFITHS; BOYSAN, 1996; HOFFMANN; STEIN, 2002), possibilitando otimizar a viabilidade de sua implementação em processos industriais, por meio da redução de tempo e dinheiro.

Ao estudar ciclones utilizando técnicas de CFD, é comum enfatizar a otimização do equipamento analisando os efeitos das dimensões e condições operacionais. O estudo de Zhao, Su e Zhang (2006), por exemplo, apresenta os efeitos do bocal de entrada circular simples e duplo no desempenho, obtendo um padrão de escoamento do gás mais simétrico na entrada dupla, aumentando a eficiência de coleta. Enquanto que Elsayed e Lacor (2011), ao estudarem as dimensões do bocal de entrada retangular, mostram que a largura do bocal de entrada é mais relevante na eficiência de coleta do que a altura.

Estudos sobre os efeitos da altura total do ciclone foram realizados para diferentes comprimentos da parte cônica e cilíndrica, comparando seus desempenhos em relação ao diâmetro do bocal de coleta do material particulado (CHUAH; GIMBUN; CHOONG, 2006; XIANG; PARK; LEE, 2001; XIANG; LEE, 2001), chegando a uma melhor eficiência de coleta quando se reduz o diâmetro do bocal.

Neste campo, o estudo de Brar, Sharma e Elsayed (2015) mostrou que altura da parte cilíndrica do corpo do ciclone afeta diretamente a queda de pressão, reduzindo-a conforme o aumento do cilindro, enquanto que a parte cônica afeta a eficiência de coleta, aumentando-a conforme o aumento da parte cônica.

A saída do bocal de coleta de material particulado também pode apresentar influência no desempenho do equipamento. Kaya e Karagoz (2009) estudaram o efeito da adição de um duto cilíndrico na saída do bocal de coleta, obtendo um aumento na queda de pressão, compensado por um ganho na eficiência de coleta. O estudo apresentou um valor otimizado de eficiência de coleta que para um duto 30% maior que o diâmetro do corpo do ciclone.

Elsayed e Lacor (2012) estudaram não apenas a presença do duto, mas também o uso de uma caixa coletora no bocal de coleta. Acoplando a caixa diretamente à saída de material particulado a queda de pressão apresentou uma pequena redução, enquanto o diâmetro de corte apresentou uma redução superior a 30%. O desempenho mostrou-se menos satisfatório ao acoplar um duto seguido de uma caixa, apresentando um aumento na queda de pressão e uma redução de 20% no diâmetro de corte.

Outro parâmetro muito estudado é a influência do bocal de saída do gás no escoamento. Ao estudar a profundidade e diâmetro do bocal, Lim, Kim e Lee (2004) obtiveram uma menor queda de pressão ao simular um bocal com duto cônico. Entretanto, tal bocal mostrou-se ineficaz para a eficiência de coleta (RAOUFI et al., 2008).

Dando continuidade aos estudos da influência do bocal de saída de gás tratado, Safikhani e Mehrabian (2016) inovaram ao propor um cilindro externo ao bocal de saída junto a um aparato para reduzir a vorticidade do escoamento. Seus resultados mostraram que a queda de pressão reduz conforme o diâmetro ou a posição do limitador aumenta, sem afetar a eficiência de coleta. Porém, este limitador reduz drasticamente a eficiência de coleta conforme o tamanho do bocal de saída aumenta.

2.2 Lavadores de gás

Lavadores de gás são equipamentos de alta eficiência de coleta de material particulado que utilizam a injeção direta de água para auxiliar na remoção de partículas em suspensão no gás. Geralmente, suas eficiências de coleta atingem valores superiores a 80% para partículas maiores que $1,0 \mu\text{m}$. Na indústria são utilizados em processos de separação e no resfriamento e absorção de gases tóxicos.

2.2.1 Mecanismo de coleta

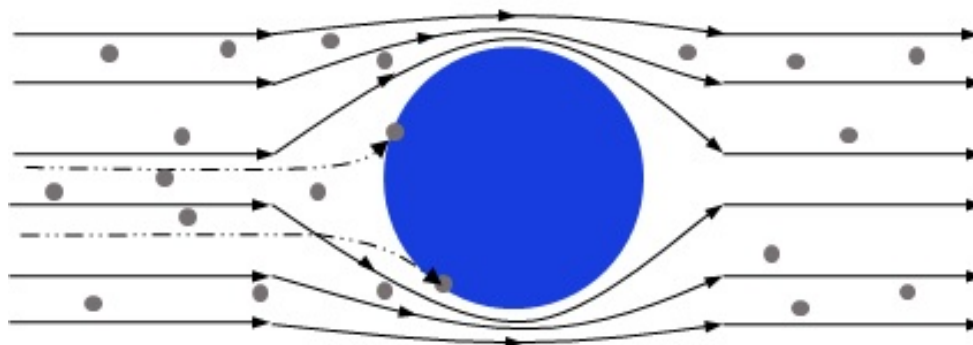
A adesão da partícula pela gota ocorre devido a três mecanismos: a difusão, a impactação inercial e a interceptação direta. Ao injetar água no lavador são geradas gotas que, por efeito da coagulação cinemática e coagulação browniana coletam as partículas com as quais interagem (MACINTYRE, 1990; HINDS, 1999).

A impactação inercial ocorre quando a partícula, devido a sua inércia, não consegue seguir as curvas das linhas de corrente do ar em torno da gota. Assim, a partícula se choca com a gota, reduzindo sua inércia e, conseqüentemente, se aderindo a ela (WARYCH, 1979).

A interceptação direta trata-se de um caso específico da impactação inercial em que a partícula, apesar da dificuldade de sair de sua trajetória, consegue se desviar parcialmente da gota. Porém, a partícula que passa tangenciando a gota e é coletada ao encostar na superfície desta. Conforme estudado por Warych (1979), para que tal efeito ocorra, a gota deve ser entre 50 e 100 vezes maior que a partícula com a qual interage.

Dado que a interceptação direta é um caso específico da impactação inercial, são tratadas como um único mecanismo, que pode ser modelado pela coagulação cinemática, esquematizado pela Figura 2. Este modelo é capaz de descrever os mecanismos para partículas de diâmetros superiores a $0,1 \mu\text{m}$ (HINDS, 1999).

Figura 2 – Ilustração do mecanismo de coleta das partículas pela gota por efeito da coagulação cinemática.



Fonte: Elaborada pelo autor

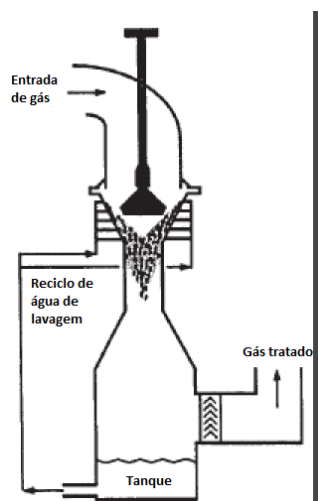
Para partículas inferiores a $0,1 \mu\text{m}$, o mecanismo da difusão prevalece. Tais partículas seguem as linhas de corrente do gás de forma não uniforme, colidindo com a gota devido ao seu movimento aleatório. Este mecanismo é melhor descrito pelo modelo browniano (HINDS, 1999).

2.2.2 Lavador Venturi

Lavadores Venturi são equipamentos de alta eficiência de coleta, atingindo valores superiores a 90% de coleta para materiais particulados maiores que $0,1 \mu\text{m}$, porém, trata-se de um equipamento bastante sensível às suas condições operacionais, sendo que variações na temperatura do gás tratado afetam diretamente na eficiência de coleta (WANG et al., 2004). Para obter uma alta eficiência de coleta o equipamento deve operar em condições

que acarretam uma alta queda de pressão, variando entre 5 e 20 kPa e alto consumo de água, atingindo uma relação L/G entre 0,5 e 5,0 litros de água/m³ de gás. A Figura 3 apresenta esquema de um lavador Venturi.

Figura 3 – Ilustração de um lavador Venturi.



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2004).

2.2.3 Lavador tipo torre

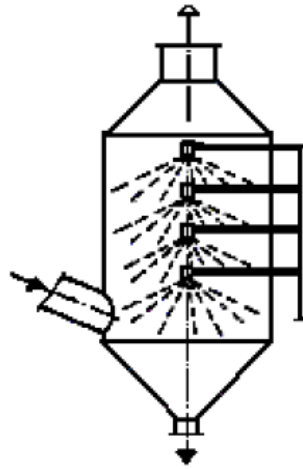
Separadores de torre são utilizados para o controle de material particulado disperso em gases, assim como para resfriamento e absorção de gases e vapores tóxicos. Tal equipamento pode ser construído com ou sem enchimento. São equipamentos que operam a baixas velocidades, obtendo baixa queda de pressão e alta eficiência de coleta.

2.2.3.1 Sem enchimento

O gás é resfriado e o material particulado separado através da injeção direta de água. A injeção de gás ocorre a velocidades inferiores a 1 m/s, assim, a torre chega a atingir até 40 metros, oferecendo tempo suficiente para o tratamento (WANG; PEREIRA; HUNG, 2004).

A sua capacidade de redução de temperatura é superior a 100 °C e sua eficiência de coleta atinge da ordem de 80% para partículas maiores que 1,0 μm . Outra vantagem da torre sem enchimento é sua baixa queda de pressão, que varia entre 10 e 300 Pa, porém, apresenta um elevado consumo de água, chegando a 6,0 litros de água/m³ de gás (WANG; PEREIRA; HUNG, 2004). A Figura 4 apresenta esquema de um separador de torre sem enchimento.

Figura 4 – Ilustração de um separador de torre sem enchimento.

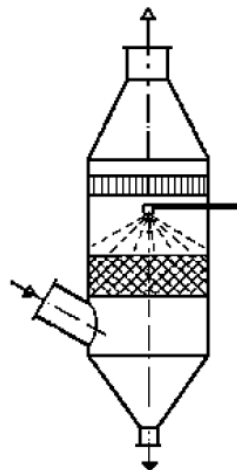


Fonte: Majewski (2006).

2.2.3.2 Com enchimento

O equipamento opera de forma semelhante ao lavador sem enchimento, porém com uma camada adicional de filtração, conforme apresentado na Figura 5, e com gás sendo injetado a velocidades entre 1,0 e 1,5 m/s.

Figura 5 – Ilustração de um separador de torre com enchimento.



Fonte: Majewski (2006).

A capacidade de redução de temperatura é superior a 100 °C e sua eficiência de coleta atinge até 99% para partículas maiores que 1 μm . Outra vantagem da torre com enchimento é sua baixa queda de pressão, que varia entre 100 e 500 Pa, porém, apresenta um elevado consumo de água, geralmente entre 1,0 e 20,0 litros de água/ m^3 de gás (WANG et al., 2004).

2.3 Separador ciclônico úmido

Inovações para aprimorar a eficiência de coleta de um ciclone convencional têm sido estudadas. Uma maneira simples e barata é a adaptação de bicos aspersores de água nas paredes do ciclone, aliando as vantagens de uma alta eficiência de coleta de um lavador Venturi à baixa queda de pressão de um ciclone convencional (KRAMES; BÜTTNER, 1994).

O princípio de operação segue-se similar ao de um ciclone convencional, porém a injeção de água forma uma película nas paredes do ciclone que reduz o efeito de ricocheteamento das partículas (MACINTYRE, 1990), além de formar uma camada de gotas que age como uma barreira, aumentando a eficiência de coleta (MAJEWSKI, 2006).

Lavadores Venturi são equipamentos altamente eficientes na coleta de material particulado acima de $0,1 \mu\text{m}$, chegando a coletar até 99% do material particulado. Porém, trata-se de um equipamento de alto custo, atingindo uma razão de consumo de água (L/G), entre 0,5 e 2,5 litros de água/ m^3 de gás (COURY; JUNIOR; HUNG, 2004). Em contrapartida, Krames e Büttner (1994) atingiram 99,2% de eficiência de coleta para partículas de $3 \mu\text{m}$ utilizando um ciclone úmido operando a razões L/G entre 0,05 e 0,25 litros de água/ m^3 de gás, mostrando que o ciclone úmido é uma forma sustentável e economicamente viável de aumentar a eficiência de coleta em ciclones.

Yang e Yoshida (2004) analisaram o consumo de água e como a coleta por aspersão é influenciada pela posição dos bicos aspersores, chegando a reduzir o diâmetro de corte em 11,11% operando a uma razão L/G de 0,042 litros de água/ m^3 de gás. Neste trabalho, foi mostrado que não apenas a posição, mas a vazão de gás influencia na eficiência de coleta, obtendo melhores resultados com bicos próximos ao bocal de entrada e maiores vazões de gás.

Ainda analisando a posição do bico, Majewski (2006) estudou experimentalmente um ciclone adaptado com bicos aspersores nas laterais do equipamento, chegando a uma eficiência de coleta superior a 95% para partículas com cerca de $7,5 \mu\text{m}$. O estudo realizado mostrou que ciclones úmidos são altamente eficientes para partículas inferiores a $10 \mu\text{m}$.

Em seu estudo experimental, Ahuja (2010) avaliou a eficiência de coleta devido à interação da partícula com a película de água formada nas paredes. Os resultados apresentaram um pequeno aumento na eficiência de coleta global para partículas de até $16 \mu\text{m}$, chegando a cerca de 2%. Porém, para partículas de diâmetros entre 1 e $3 \mu\text{m}$ o aumento da eficiência foi de até 33%, mostrando que o efeito de aglomeração pelas paredes é muito mais relevante para partículas menores.

Mais recentemente, as simulações apresentadas no trabalho de Lebel et al. (2016) mostraram a relevância do tempo de residência da partícula, concluindo que o tempo de interação entre a partícula e o *spray* influencia na eficiência de coleta.

Com abordagem diferente, Ali, Plaza e Mann (2017) mostraram, através de um estudo de simulação com validação experimental, que as paredes do ciclone úmido podem ser consideradas absorventes de partículas. Assim, em uma abordagem por CFD, para representar a película de água formada nas paredes, é coerente assumir que toda partícula que por ventura encostar na parede é coletada.

Dada a dificuldade de simular a interação entre gotas e partículas escoando no gás, há uma escassez de estudos utilizando CFD na avaliação de ciclones úmidos. Assim, este estudo apresenta uma alternativa para estimar a eficiência de coleta em um ciclone adaptado com bicos aspersores de água utilizado no tratamento de gás em caldeiras de biomassa na indústria de produção de etanol através de uma abordagem híbrida utilizando o modelo mecânico de coagulação cinemática e a fluidodinâmica computacional. Desta forma, ao avaliar via CFD algumas variáveis como velocidade relativa entre gotas e partículas, diâmetro das gotas e o tempo de residência da partícula, é possível obter uma estimativa da eficiência de coleta evitando a necessidade de simular as interações entre gotas e partículas

3 Métodos numéricos

Neste capítulo são apresentadas as três etapas da simulação numérica de um ciclone através de técnicas de fluidodinâmica computacional. São elas o pré-processamento, processamento e pós-processamento (TU; YEOH; LIU, 2012). No pré-processamento são gerados a geometria, o domínio computacional e a malha numérica. Também é nesta etapa em que são configuradas as condições de contorno do problema, métodos de solução e critérios de convergência a serem utilizados na simulação. Na etapa de processamento ocorre a solução numérica das equações de transporte e equações de fechamento através do Método dos Volumes Finitos (MALISKA, 2010) até atingir os critérios de convergência. Concluída a etapa de processamento, os resultados são analisados e o modelo é avaliado na etapa de pós-processamento.

3.1 Pré-processamento

Utilizando o *software* comercial de desenho assistido por computador (CAD, do inglês *Computer Aided Design*) *Design Modeler* foram definidos a geometria e o domínio computacional do equipamento. A geração das malhas utilizadas nos estudos de incerteza e teste de independência de malha foi feita no *software Meshing*. Os métodos de solução utilizados são pacotes do *software* comercial ANSYS 14.5.

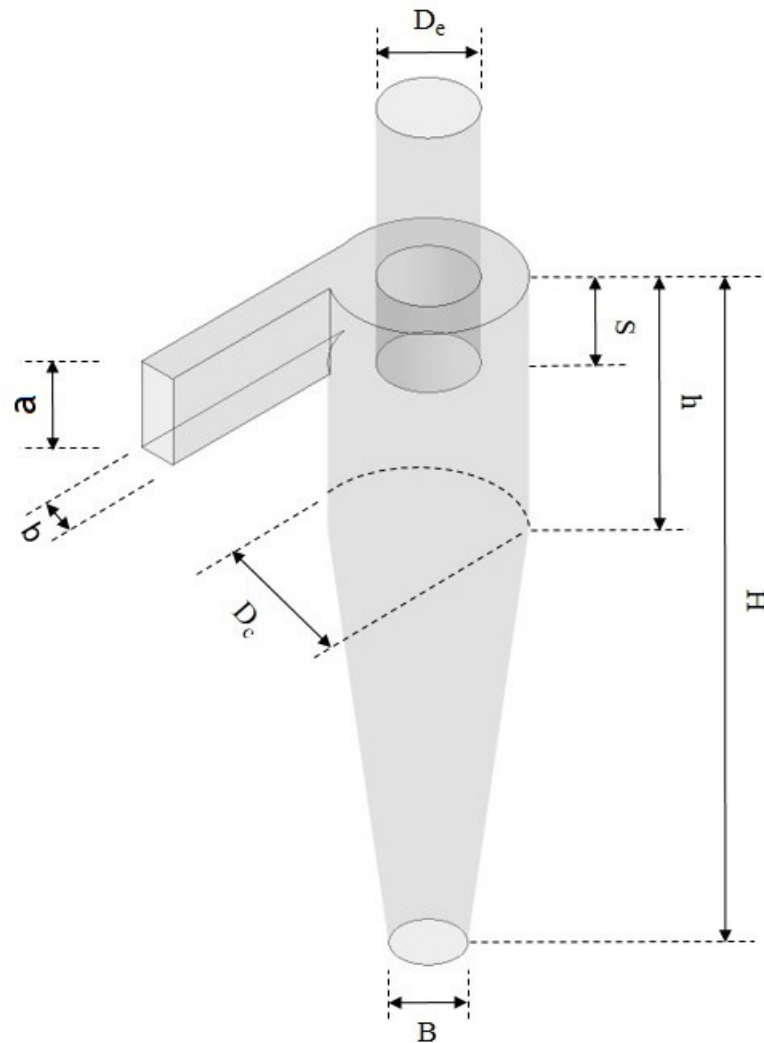
3.1.1 Geometria e domínio computacional

Ciclones são caracterizados geometricamente de acordo com oito parâmetros. São eles a altura e largura do bocal de entrada (a e b), o diâmetro e altura da parte cilíndrica do corpo do ciclone (D_c e h), o diâmetro e profundidade do bocal de saída de gás, (D_e e S), o diâmetro do bocal de coleta do material particulado (B) e a altura total do ciclone (H).

A Figura 6 mostra um esquema com os parâmetros geométricos para o projeto de um ciclone, enquanto a Tabela 1 apresenta as dimensões do ciclone do tipo *Stairmand* de alta eficiência pertencente ao departamento de engenharia química da Universidade Federal de São Carlos (DEQ/UFSCar), objeto de estudo desta dissertação.

No intuito de formar um O-Grid para a geração de malhas estruturadas, a geometria do ciclone foi dividida em 33 corpos mais simples, como cones e cilindros, separados em 4 partes, conforme mostra a Figura 7.

Figura 6 – Esquema do projeto de um ciclone a partir de seus parâmetros geométricos.



Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 1 – Dimensões dos parâmetros geométricos do ciclone estudado

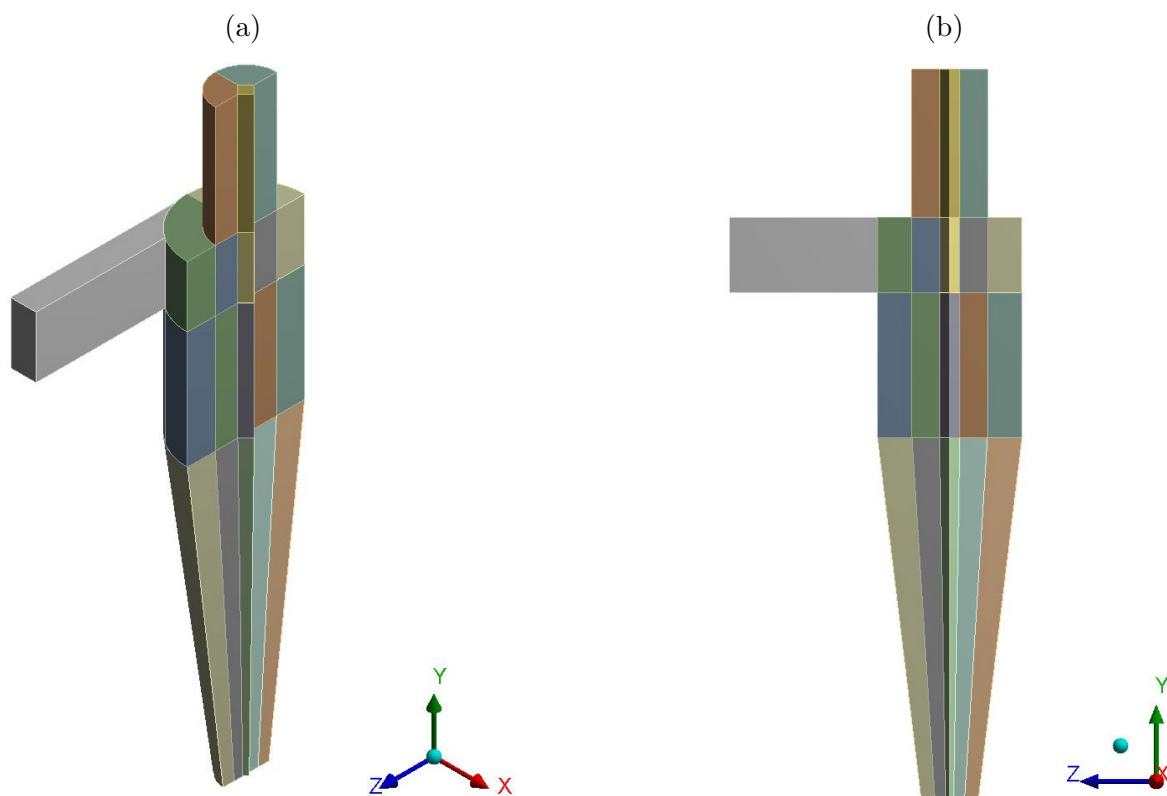
Parâmetro	a	b	B	D _c	D _e	h	H	S
Dimensão (m)	0,12	0,05	0,09	0,23	0,12	0,35	0,93	0,12

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1.2 Malhas numéricas

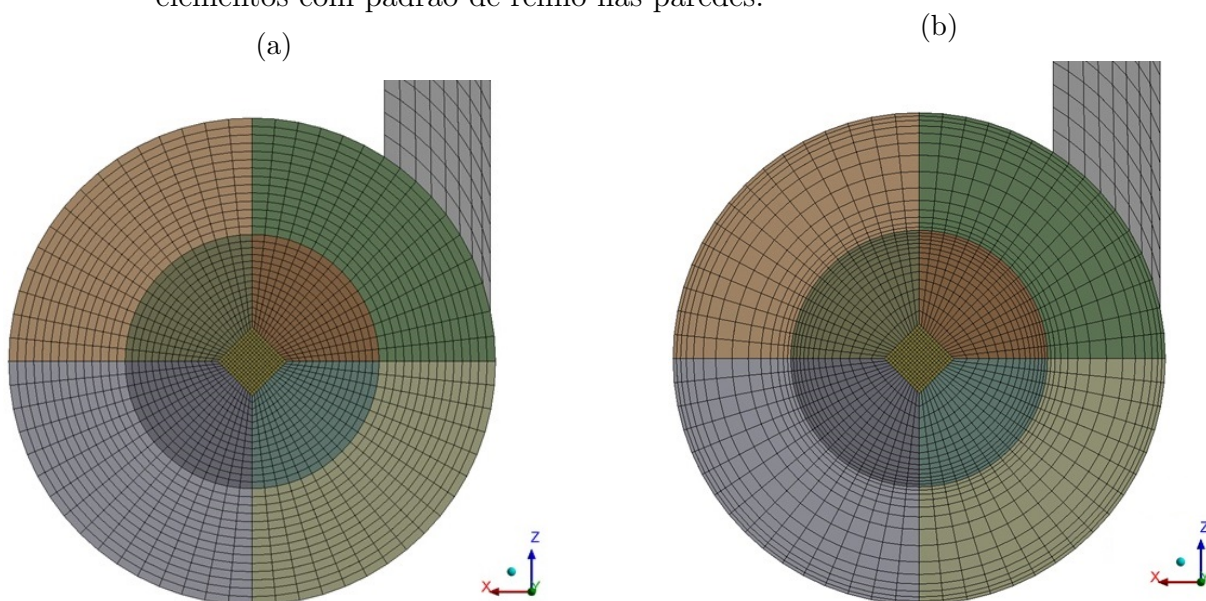
As malhas testadas apresentaram dois padrões de refino em relação à posição radial. No primeiro padrão, os elementos são regularmente espaçados na posição radial, conforme mostra a Figura 8a, enquanto o segundo possui maior refino nas regiões da parede, conforme mostra a Figura 8b. Foram gerados seis tamanhos, seguindo a razão de refino do método *GCI* (ROACHE, 1994) a partir de uma malha grosseira de 10590 elementos, para ambos os padrões de refino, totalizando doze malhas. Mais detalhes sobre as malhas serão apresentados na seção 5.1.

Figura 7 – Corte do interior do domínio computacional: (a) vista isométrica e (b) vista lateral.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 8 – Vista superior de exemplos dos padrões de refino de malha utilizados: (a) malha de elementos regularmente espaçados em posição radial e (b) malha de elementos com padrão de refino nas paredes.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1.3 Métodos numéricos e critérios de convergência

Em aspectos gerais, os métodos numéricos utilizados na solução do problema são apresentados na Tabela 2. Por terem sido realizados estudos de modelos de turbulência e esquemas de interpolação, vale uma ressalva quanto ao fato da tabela apresentar dois esquemas de interpolação e os dois modelos de turbulência testados.

Tabela 2 – Aspectos gerais das configurações dos métodos numéricos utilizados

Métodos numéricos		
Formulação	Transiente	Implícita de 1 ^a Ordem
Acoplamento	SIMPLE	
Pressão-Velocidade	Gradiente	<i>Least-Square Cell-Based</i>
	Pressão	<i>Standard</i>
Discretização espacial	Momento	<i>Upwind</i> de 1 ^a Ordem
	Energia Cinética Turbulenta	
	Taxa de Dissipação Turbulenta	e
	Tensões de Reynolds	<i>Upwind</i> de 2 ^a Ordem
Modelos de turbulência	RNG $k-\varepsilon$ e <i>Reynolds Stress Model</i>	
Abordagem monofásica	Euleriana	
Abordagem multifásica	Euleriana-Lagrangeana	

Fonte: Elaborado pelo autor.

As simulações foram divididas conforme seu tipo de escoamento:

- **Monofásica:** nas simulações considerou-se escoamento do gás ao longo de 1,00 segundo, atingindo o estado pseudo-estacionário;
- **Multifásica gás-líquido:** nas simulações considerou-se escoamento do gás ao longo de 1,00 segundo, atingindo o estado pseudo-estacionário e, em seguida, iniciou-se a aspersão de água pelos bicos aspersores para interagir com o gás ao longo de 0,50 segundo, totalizando 1,50 segundos;
- **Multifásica gás-sólido:** nas simulações considerou-se escoamento do gás ao longo de 1,00 segundo, atingindo o estado pseudo-estacionário e, em seguida, considerou-se a injeção de uma mistura gás-sólido ao longo de 2,00 segundos, totalizando 3,00 segundos.

Em linhas gerais, as características temporais e os critérios de convergência para as simulações são apresentados na Tabela 3, sendo o tempo simulado o único critério que varia conforme o tipo de escoamento.

Tabela 3 – Critérios de convergência utilizados nas simulações.

Critérios de convergência		
Tempo simulado	1,00 segundo, 1,50 segundos e 3,00 segundos	
Passo de tempo	0,0001 s	
Continuidade		
Velocidades		
Energia Cinética Turbulenta	20 iterações/passo de tempo	RMS < 10 ⁻⁵
Taxa de Dissipação Turbulenta		
Tensões de Reynolds		
Pressão na entrada	Estado pseudo-estacionário	
Pressão na saída		

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1.4 Condições de contorno e operacionais

As condições de contorno variaram ao longo das quatro etapas do trabalho:

- **Estudo e otimização da malha:** nesta etapa, foram realizadas simulações monofásicas do gás a uma velocidade de entrada de 20,00 m/s , valor hipotético dentro da faixa operacional de um ciclone (HOFFMANN; STEIN, 2002; COURY; JUNIOR; HUNG, 2004), com as propriedades mostradas na Tabela 4;
- **Estudo de modelos de turbulência:** a etapa de estudo de turbulência seguiu as mesmas condições citadas anteriormente;
- **Verificação do modelo laboratorial:** nesta etapa as simulações se referem ao ciclone operando em condições laboratoriais. As simulações de verificação necessitam apenas dos perfis de escoamento do gás, então trata-se do gás entrando a 11,88 m/s , condição utilizada por Alves (2017);
- **Estudo de casos:** uma vez verificado o modelo laboratorial, foram realizadas as simulações multifásicas gás-líquido e gás-sólido nas condições de contorno apresentadas na Tabela 4. Propriedades da água e fuligem apresentadas na Tabela 4 foram retiradas, respectivamente, do banco de dados do Fluent 14.5 (ANSYS, INC, 2012b) e da literatura (ALVES, 2017).

Tabela 4 – Condições de contorno e propriedades das fases simuladas.

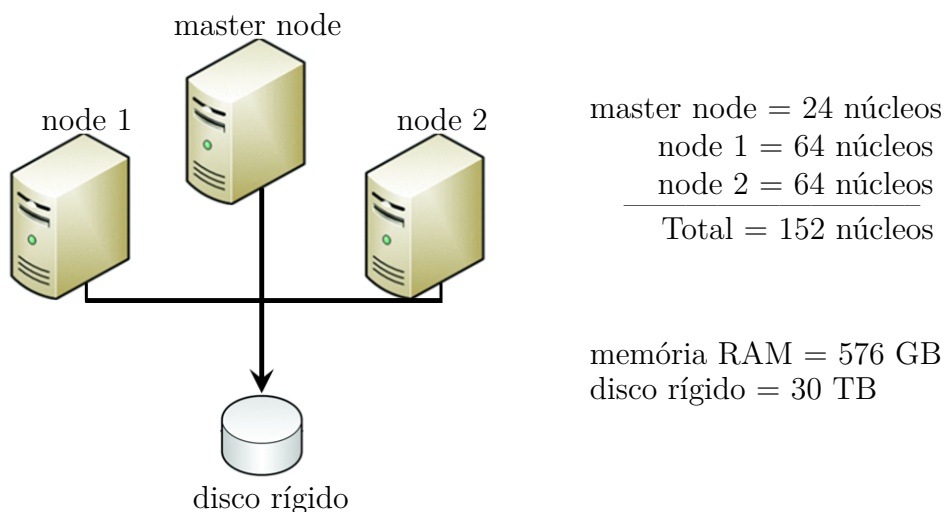
Propriedades e condições operacionais das fases			
Gasosa	Ar	Velocidade ($m s^{-1}$)	11,88 e 20,00
		Temperatura ($^{\circ}C$)	45,5
Líquida	Água	Densidade ($kg m^{-3}$)	998,2
		Temperatura ($^{\circ}C$)	27
		Vazão ($kg s^{-1}$)	$26,6 \cdot 10^{-3}$
Sólida	Fuligem	Densidade ($kg m^{-3}$)	2351,1
		Diâmetros (μm)	0,2 a 8,0 (ALVES, 2017)
		Considerações	Esféricas e Monodispersas

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 Processamento

As simulações foram realizadas em um cluster computacional pertencente ao Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal de São Carlos (DEQ/UFSCar). Um esquema do cluster é apresentado na Figura 9. O *software* Fluent 14.5 foi utilizado para a solução numérica do problema.

Figura 9 – Esquema do cluster computacional do DEQ/UFSCar.



Fonte: Retirado de Justi (2016).

Dada a quantidade de simulações a serem realizadas, os métodos numéricos utilizados e os critérios de convergência necessários para a obtenção de resultados satisfatórios, tal estrutura de *hardware* mostrou-se fundamental para o desenvolvimento do trabalho.

3.3 Pós-processamento

O pós-processamento foi realizado no *software* CFD-Post, parte dos pacotes do *software* comercial ANSYS 14.5. Foi feito um estudo de malhas, visando otimizar o tempo e esforço computacional, utilizando o método *Grid Convergence Index (GCI)* e um teste de independência de malha. Complementando o objetivo de otimização de esforço computacional, foi feito um estudo dos modelos de turbulência. Nesta etapa o modelo do ciclone foi comparado com modelos teóricos e semi-empíricos dos principais parâmetros estudados em ciclones: eficiência de coleta, queda de pressão e velocidade tangencial máxima (HOFFMANN; STEIN, 2002).

3.3.1 Verificação do modelo

A verificação do modelo pode ser feita de duas formas:

- **Teórica:** a verificação do modelo é feita comparando os resultados obtidos, seja por CFD ou experimentalmente, das velocidades axial e tangencial e da pressão estática com o perfil esperado para o escoamento devido ao vórtice Rankine. Também pode ser feito um comparativo entre resultados obtidos por simulação e equações teóricas e semi-empíricas para a queda de pressão e eficiência de coleta.
- **Empírica:** é realizada uma validação experimental, em que se compara os resultados obtidos empiricamente com os resultados obtidos nas simulações.

O estudo foi realizado comparando o perfil de escoamento obtido nas simulações com o perfil esperado e validado com dados experimentais presentes na literatura. Sendo o perfil de escoamento do gás condizente com a resposta ao vórtice Rankine, valores de queda de pressão e eficiência de coleta das simulações são comparados com dados experimentais e modelos disponíveis na literatura.

3.3.1.1 Perfil de escoamento gasoso - efeitos do vórtice Rankine

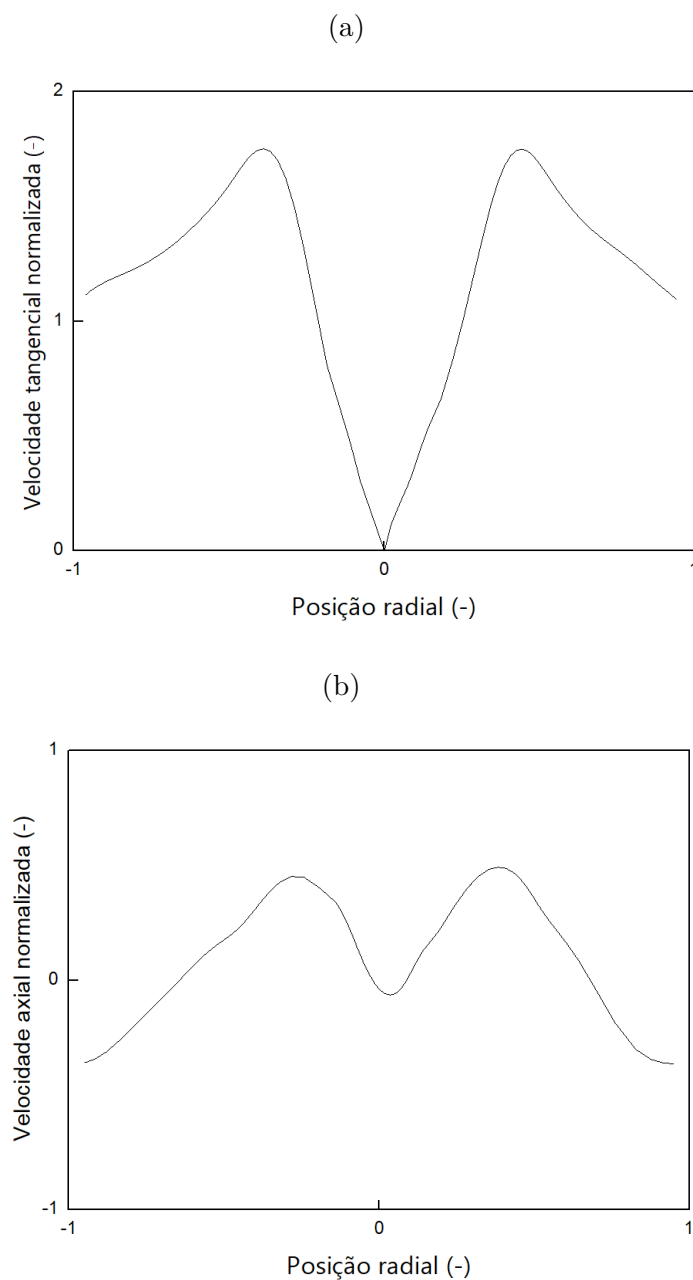
Foi realizada uma comparação do resultado esperado devido ao efeito do vórtice Rankine. Ao adimensionalizar os perfis de velocidades axial e tangencial, o perfil da pressão estática e a posição radial, obtém-se um perfil típico da família de ciclones estudada (HOFFMANN; STEIN, 2002), no caso, um *Stairmand* de alta eficiência. Assim, o modelo pode ser validado mesmo sem a realização de um estudo experimental.

Espera-se da velocidade tangencial um perfil linear crescente conforme se afasta do centro do equipamento ao longo da posição radial, na região em que o escoamento é altamente rotativo devido ao efeito de vórtice forçado. O exemplo de velocidade tangencial apresentado na Figura 10a mostra que ao atingir um valor máximo, o gás escoava numa região

livre de vorticidade, assim a velocidade tangencial cai de forma inversamente proporcional à distância do centro.

A velocidade axial do gás deve apresentar o formato da letra "M", também visto na literatura como "W invertido" (HOFFMANN; STEIN, 2002), como resposta ao forte gradiente radial de pressão gerado pela vorticidade do gás, como mostra o exemplo da Figura 10b. Neste perfil, é possível verificar velocidades menores no centro, em que a pressão é baixa e valores maiores nas proximidades das paredes, onde a pressão é maior.

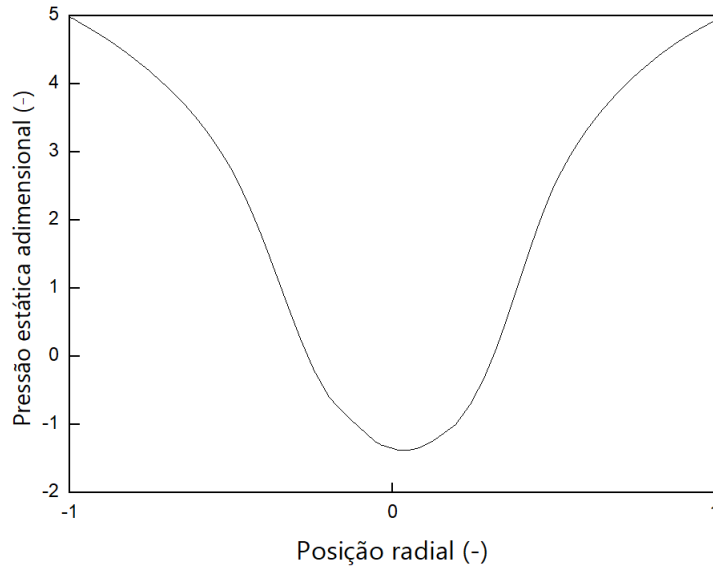
Figura 10 – Exemplos de perfis de velocidade dentro de um ciclone normalizadas pela velocidade de entrada do gás: (a) velocidade tangencial e (b) velocidade axial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda considerando os efeitos de gradiente de pressão, espera-se um perfil de pressão estática em que os valores sejam maiores nas paredes e, ao aproximar-se da região em que há uma redução brusca da vorticidade, ocorra uma inversão do gradiente de pressão, conforme mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Exemplo de perfil de pressão estática dentro de um ciclone.



Fonte: Elaborado pelo autor.

em que a pressão estática adimensional é dada pela Equação 3.1

$$Eu = \Delta P / \left(\frac{1}{2} \rho_g U_{in}^2 \right) \quad (3.1)$$

geralmente referida na literatura como número de Euler.

3.3.1.2 Comparativo com equações teóricas e semi-empíricas

Os resultados obtidos por CFD foram comparados com modelos de eficiência de coleta, queda de pressão e velocidade tangencial máxima, presentes na literatura, apresentadas no Apêndice C. A eficiência de coleta em um ciclone por CFD é obtida pela razão entre partículas que escapam, ou seja, deixam de ser coletadas, e a quantidade de partículas injetadas, conforme apresentado na Equação 3.2.

$$\eta_{CFD} = 1 - \frac{n_{esc}}{n_{inj}} \quad (3.2)$$

A queda de pressão em um ciclone é obtida pela variação das pressões de entrada e saída do equipamento, conforme a Equação 3.3.

$$\Delta P_{CFD} = |P_{in} - P_{out}| \quad (3.3)$$

em que P_{in} é a pressão média ponderada pela área no bocal de entrada e P_{out} é a pressão média ponderada pela área em um plano paralelo à saída de gás tratado, localizado 5 cm abaixo desta saída.

O desvio percentual de uma variável obtida por CFD e o valor esperado pelos modelos da literatura é dado por

$$\delta = 100 \cdot \frac{\varphi_{CFD} - \varphi_{cor}}{\varphi_{cor}} \quad (3.4)$$

em que δ é o desvio percentual e φ representa uma variável genérica a ser avaliada.

3.3.2 Estudo de casos

Uma vez validado o modelo proposto por CFD, foi feito um estudo de casos. O foco do estudo foi apresentar uma solução para estimar a eficiência de um ciclone úmido sem a necessidade de simular as interações gota-partícula, devido à complexidade de sua modelagem.

O modelo mecanístico de coagulação cinemática é bastante eficaz em prever a eficiência de captura das gotas interagindo com partículas. Porém, este modelo requer o conhecimento de variáveis de difícil mensurabilidade experimental. Assim, utilizando-se de técnicas de CFD, foram feitos estudos detalhados do perfil do escoamento do gás dentro do ciclone, trajetória das partículas e hidrodinâmica das gotas para, enfim, estimar a eficiência de coleta no ciclone úmido. O modelo é apresentado de forma mais detalhada na subseção 4.4.2.2.

4 Modelagem matemática

Este capítulo é dedicado a explicar a física do problema, bem como sua modelagem matemática. As principais equações que regem o problema, como a da continuidade e da quantidade de movimento, são descritas e modeladas nas seções a seguir. É apresentada a modelagem do funcionamento do bico aspersor e comportamento das gotas, além do modelo mecânico de coagulação cinemática. Neste capítulo também são introduzidos os modelos de turbulência e suas aplicabilidades no problema. As suas modelagens matemáticas estão detalhadas no Apêndice B.

Apesar da complexidade de modelagem matemática para um separador ciclônico, dois princípios básicos regem o escoamento:

- **Princípio de Conservação de Massa:** a massa total de um sistema fechado permanece constante, independentemente dos processos nele atuantes;
- **Segunda Lei de Newton do Movimento:** em um referencial inercial, a soma vetorial das forças em um objeto é igual à massa desse objeto multiplicada pela aceleração do objeto.

Por se tratar de um problema isotérmico, o princípio de conservação de energia pode ser desprezado.

4.1 Equações de transporte

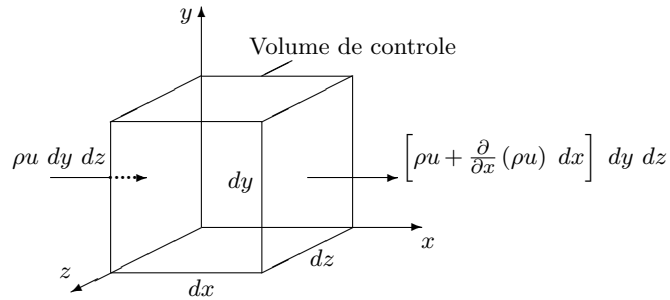
As equações de transporte que modelam o problema são a equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento. Tais equações provêm, respectivamente, de balanços de massa e quantidade de movimento em um dado volume de controle.

4.1.1 Equação da continuidade

Realizando um balanço de massa em um volume de controle, conforme a Equação 4.1, ilustrado pela Figura 12:

$$\begin{bmatrix} \text{taxa de} \\ \text{aumento} \\ \text{de massa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{taxa de} \\ \text{entrada} \\ \text{de massa} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{taxa de} \\ \text{saída} \\ \text{de massa} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Figura 12 – Volume de controle para conservação de massa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Realizando, por analogia, o balanço nos eixos y e z , chegamos que

$$\begin{aligned} \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial \rho}{\partial t} = & \Delta y \Delta z [(\rho v_x)|_x - (\rho v_x)|_{x+\Delta x}] \\ & + \Delta z \Delta x [(\rho v_y)|_y - (\rho v_y)|_{y+\Delta y}] \\ & + \Delta x \Delta y [(\rho v_z)|_z - (\rho v_z)|_{z+\Delta z}] \end{aligned} \quad (4.2)$$

Dividindo a Equação 4.2 por um diferencial de volume ΔV , dado por $\Delta x \Delta y \Delta z$, e aplicando o limite quando Δx , Δy e Δz tendem a zero (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002), obtém-se a equação diferencial parcial a seguir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y + \frac{\partial}{\partial z} \rho v_z \right) \quad (4.3)$$

que descreve a taxa de variação temporal da densidade do fluido no espaço e é conhecida como Equação da Continuidade. Comumente, a Equação 4.3 é escrita em sua notação vetorial que, para um escoamento monofásico, é dada por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - (\nabla \cdot \rho \mathbf{v}) \quad (4.4)$$

em que o termo $\nabla \cdot \rho \mathbf{v}$ representa o divergente do fluxo de massa, ou seja, a taxa líquida de saída de massa por unidade de volume.

4.1.2 Equação da quantidade de movimento

Analogamente à Equação 4.1, um balanço de momento (ϕ) aplicado a um volume de controle, representado pela Equação 4.5, nos leva às Equações 4.6a, 4.6b e 4.6c,

$$\left[\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{aumento de} \\ \text{momento} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{entrada de} \\ \text{momento} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{saída de} \\ \text{momento} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{taxa externa} \\ \text{sobre o} \\ \text{fluido} \end{array} \right] \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_x = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \phi_{xx} + \frac{\partial}{\partial y} \phi_{yx} + \frac{\partial}{\partial z} \phi_{zx} \right) + \rho g_x \quad (4.6a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_y = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \phi_{xy} + \frac{\partial}{\partial y} \phi_{yy} + \frac{\partial}{\partial z} \phi_{zy} \right) + \rho g_y \quad (4.6b)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_z = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \phi_{xz} + \frac{\partial}{\partial y} \phi_{yz} + \frac{\partial}{\partial z} \phi_{zz} \right) + \rho g_z \quad (4.6c)$$

Reescrevendo as Equações 4.6a, 4.6b e 4.6c na notação vetorial-tensorial, obtém-se a Equação 4.7.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_i = - [\nabla \cdot \phi]_i + \rho g_i \quad (4.7)$$

sendo i as componentes cartesianas x , y e z , ρv o momento por unidade de volume e o vetor ρg a força externa por unidade de volume.

Assim, multiplicando pelo vetor unitário na direção x e adicionando as três componentes vetoriais, a notação diferencial para a lei de conservação de movimento na direção x é dada pela Equação 4.8

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial x} [(\rho v_x) v_x] + \frac{\partial}{\partial y} [(\rho v_y) v_x] + \frac{\partial}{\partial z} [(\rho v_z) v_x] = \frac{\sum F_x}{dV} \quad (4.8)$$

em que o termo à direita da Equação 4.8, resultante de um balanço de forças, é dado por

$$\frac{\sum F_x}{dV} = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho g_x \quad (4.9)$$

Para um fluido Newtoniano, como o ar, o tensor tensão, τ_{ij} , é dado por

$$\tau_{ij} = -P \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial j} + \frac{\partial v_j}{\partial i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \nabla \cdot \mathbf{v} \quad (4.10)$$

onde P é a pressão, μ a viscosidade dinâmica do fluido e δ_{ij} o delta de Kronecker, dado por

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0, & \text{se } i \neq j \\ 1, & \text{se } i = j \end{cases} \quad (4.11a)$$

$$(4.11b)$$

Assim, a Equação 4.8 pode ser reescrita como

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv_x}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.12)$$

Analogamente, o procedimento pode ser aplicado às componentes y e z , para se obter as equações de conservação da quantidade movimento nos três eixos

- Equação de conservação da quantidade de movimento na direção x

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv_x}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.13)$$

- Equação de conservação da quantidade de movimento na direção y

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv_y}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.14)$$

- Equação de conservação da quantidade de movimento na direção z

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv_z}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.15)$$

4.2 Equações de fechamento

As equações de fechamento neste trabalho são os modelos de turbulência utilizados. Devido ao grau de complexidade de se modelar a turbulência em um ciclone, a seção 4.3 é dedicada exclusivamente a uma revisão sobre os principais modelos vistos na literatura e o Apêndice B ao equacionamento dos modelos apresentados.

4.3 Turbulência

Por operarem a altas velocidades, ciclones apresentam um perfil de escoamento altamente turbulento e complexo. Muitos modelos de turbulência são capazes de descrever este escoamento, entretanto, dois grupos são mais amplamente utilizados: modelo de equações médias espaciais e temporais de Navier-Stokes (RANS, do inglês *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) e modelo de simulação de turbulência em grandes escalas (LES, do inglês *Large Eddy Simulation*). Esta seção dedica-se a explicar os principais modelos de turbulência utilizados para descrever o escoamento do gás no problema, enquanto que suas modelagens matemáticas estão disponíveis no Apêndice B.

4.3.1 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

A classe de modelos *RANS* foca em estimar as tensões de Reynolds e pode ser dividida em três categorias: modelos lineares de viscosidade turbulenta, modelos não

lineares de viscosidade turbulenta e o modelo de tensões de Reynolds (RSM, do inglês *Reynolds Stress Model*). Neste trabalho, modelos não lineares de viscosidade turbulenta foram descartados.

Modelos lineares de viscosidade turbulenta consistem em modelar as tensões de Reynolds através de uma relação constitutiva linear com o campo médio de tensão de escoamento, enquanto que o modelo RSM consiste em calcular individualmente cada um dos tensores de Reynolds.

Para o problema apresentado, dois modelos de duas equações conseguem descrever perfis de escoamento altamente turbulentos. O primeiro, baseado no modelo $k-\varepsilon$, trata de uma análise de renormalização de grupos das equações de conservação e é conhecido como RNG $k-\varepsilon$, do inglês *Re-normalization Group $k-\varepsilon$* . O segundo, baseado nos modelos $k-\omega$, trata-se de um modelo que alterna entre um modelo para abordar as regiões de parede, na subcamada viscosa, e outro para as regiões de maior turbulência. O modelo é conhecido como *Shear Stress Transport $k-\omega$* (SST $k-\omega$) (WILCOX, 1998).

4.3.1.1 Modelo Standard $k-\varepsilon$

Trata-se de um dos mais comuns modelos de duas equações, que consiste em incluir duas equações de transporte para representar a turbulência em um escoamento. A primeira equação descreve a energia cinética turbulenta k , responsável por determinar a energia na turbulência, enquanto a segunda equação descreve a dissipação turbulenta ε , responsável por descrever a escala da turbulência.

Sua modelagem completa está apresentada na seção B.1

4.3.1.2 Modelo RNG $k-\varepsilon$

O método de renormalização de grupos, desenvolvido por Yakhot et al. (1992) é usado para renormalizar as equações de Navier-Stokes. Sua abordagem é similar ao modelo de turbulência $k-\varepsilon$, que descreve o movimento em várias escalas ao derivar o termo de produção, dado pela Equação B.10. A literatura mostra que este modelo é capaz de representar com qualidade e precisão perfis turbulentos e com alta vorticidade como o de um ciclone (MEIER; MORI, 1999).

Sua modelagem completa está apresentada na seção B.2

4.3.1.3 Modelo SST $k-\omega$

O modelo SST $k-\omega$ foi proposto para simulações de escoamentos aerodinâmicos com gradiente adverso de pressão e de separação da camada limite, fazendo deste um bom

modelo para escoamentos em que há uma inversão de sentido de escoamento (MENTER, 1993).

Para escoamentos onde há formação de camada limite, o modelo SST $k-\omega$ tradicional é superior ao modelo $k-\varepsilon$ na solução da camada viscosa próxima das paredes. O modelo SST $k-\omega$ trata-se de um modelo de duas equações que se utiliza da formulação robusta e precisa do modelo $k-\omega$ nas camadas mais próximas às paredes mesclado com a independência do modelo $k-\varepsilon$ na corrente livre, amenizando o problema do modelo $k-\omega$ de rápida resposta à turbulência no caminho livre (MENTER, 1994).

A modelagem completa do modelo de turbulência SST $k-\omega$ está disponível na seção B.3.

4.3.1.4 Reynolds Stress Model (RSM)

O modelo RSM trata-se do mais robusto dos modelos utilizados. Nele, cada uma das seis tensões de Reynolds, $\rho \cdot \overline{u'_i u'_j}$, são individualmente calculadas utilizando-se das equações diferenciais de transporte e das equações médias de Reynolds.

Sua robustez se deve, em grande parte, ao tratamento anisotrópico da turbulência neste modelo que, para tal, leva em consideração a taxa de difusão do tensor de Reynolds devido à viscosidade molecular do fluido, às flutuações da pressão e à convecção ao nível das flutuações de velocidade. O outro termo do modelo que gera a turbulência anisotrópica é a taxa de produção da tensão turbulenta ao longo do escoamento. O modelo também considera a taxa de dissipação do tensor de Reynolds devido à viscosidade e a pressão, correlacionando as flutuações da pressão e taxas de deformação (LAUNDER, 1989).

A modelagem completa do modelo de turbulência RSM está disponível na seção B.4.

4.4 Fase dispersa

São tratadas como fases dispersas as gotas injetadas pelo aspersor e as partículas injetadas no bocal de entrada.

4.4.1 Material particulado

O modelo DPM (do inglês *Discrete Phase Model*) utilizado segue a abordagem Euleriana-Lagrangeana, em que o gás é tratado como uma fase contínua e a fase discreta é tratada individualmente. Assim, a trajetória da partícula é calculada como a resultante do balanço de forças agindo nela, podendo trocar energia, massa e momento com o gás.

Ao utilizar a abordagem Euleriana-Lagrangeana, o comportamento da fase discreta pode ser estimado por um escoamento fixo da fase contínua, através de uma abordagem de acoplamento de uma via. Pode-se incluir na modelagem os efeitos de interação da fase discreta na fase contínua, utilizando o modelo acoplado de duas vias. Pode-se também considerar os efeitos das interações entre as partículas, utilizando o acoplamento de quatro vias.

Como o escoamento das fases discretas neste caso ocupam uma baixa fração volumétrica (inferior a 10%), os efeitos dos modelos acoplados de duas e quatro vias são irrelevantes e, por isso, desprezíveis, podendo ser utilizado apenas o modelo acoplado de uma via (ELSAIED; LACOR, 2012).

No modelo acoplado de uma via os efeitos da gravidade e da força de arraste da fase contínua descrevem o escoamento e momento da fase discreta conforme a seguir (ANSYS, INC, 2012a).

$$\frac{du_p}{dt} = F_D \cdot (\vec{u}' + u' - u_p) - g \quad (4.16a)$$

$$\frac{dv_p}{dt} = F_D \cdot (\vec{v}' + v' - v_k) + \frac{w_p^2}{r_p} \quad (4.16b)$$

$$\frac{dw_p}{dt} = F_D \cdot (\vec{w}' + w' - w_p) - \frac{v_p \cdot w_p}{r_p} \quad (4.16c)$$

em que o coeficiente de transferência de momento entre o fluido e as partículas, F_D , é dado pela Equação 4.17.

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re_p}{24\rho_p d_p^2} \quad (4.17)$$

em que Re_p é dado por

$$Re_p = \frac{\rho_g d_p |u - u_p|}{\mu} \quad (4.18)$$

A partir da hipótese de partículas esféricas e monodispersas, pôde-se utilizar o modelo de coeficiente de arraste de Morsi e Alexander, dado pela Equação 4.19

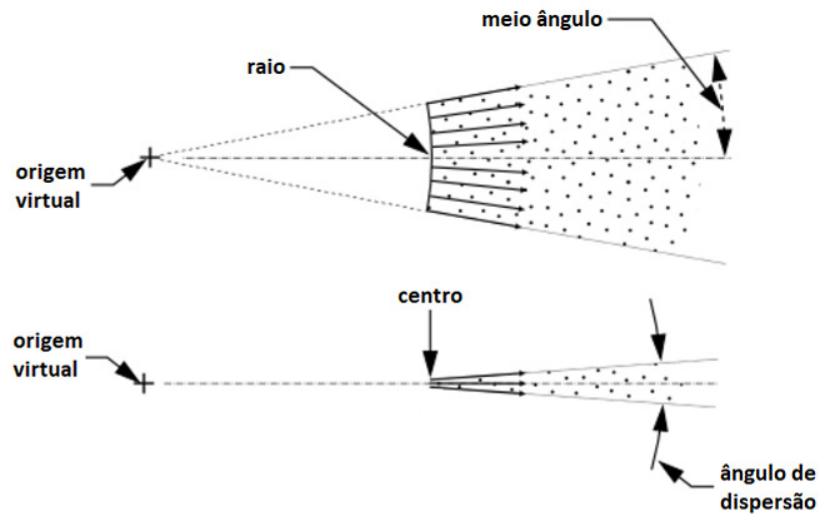
$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (4.19)$$

em que os coeficientes a_1 , a_2 e a_3 variam conforme o número de Reynolds da partícula e estão melhor detalhados em Morsi e Alexander (1972).

4.4.2 Gotas

Este trabalho envolveu simulações de um modelo realístico de aspersor para avaliar a distribuição de gotas dentro do ciclone. O modelo de aspersor do tipo leque (*flat-fan atomizer*) disponível no *software* Fluent 14.5 trata de uma modelagem de fluxo de água passando por um bocal de forma a abrir um leque de gotas d'água que segue uma distribuição de Rosin-Rammler (ANSYS, INC, 2012a). A Figura 13 apresenta um esquema de injeção do bico aspersor *flat-fan atomizer*.

Figura 13 – Esquema do bico aspersor *flat-fan atomizer*.



Fonte: Adaptado de ANSYS, Inc (2012b).

4.4.2.1 Flat-fan atomizer

Conforme visto em Senecal et al. (1999), a relação de dispersão para o modo sinuoso, responsável pela quebra das gotas, é obtida pela taxa real de crescimento de onda, dada por:

$$\omega_r = \frac{1}{Z_1 + Q} \left\{ -2v_l k^2 Z_1 + \sqrt{4v_l^2 k^4 Z_1^2 - Z_2 - [Z_1 + Q] \left[-\frac{Z_2}{Q} + \frac{\sigma k^3}{\rho_l} \right]} \right\} \quad (4.20)$$

sendo σ a tensão superficial da gota e Q é a razão ρ_g/ρ_l entre as densidades do gás e do líquido. O termo $Z_1 = \tanh(kh)$, $Z_2 = Q^2 U^2 k^2$ e $k = 2\pi/\lambda$

O modelo de aspersor *flat-fan atomizer* utilizado neste estudo considera as interações entre o gás ao redor da gotícula, a viscosidade da água e a tensão superficial na quebra da camada de líquido para criar a função de distribuição do diâmetro da gota. Assume-se que uma ocorre uma formação de uma camada líquida, viscosa, bidimensional e incompressível em um meio gasoso invíscido e incompressível.

O atomizador opera com pressão alta o suficiente para que as gotas se movam a altas velocidades, atingindo um número de Weber acima do valor crítico de $27/16$ e, conseqüentemente, as ondas de rápido-crescimento são menores que a espessura do leque formado. Portanto, o diâmetro de ligamento formado no ponto de ruptura pode ser estimado pela Equação 4.21 (SENECAL et al., 1999).

$$d_L = \sqrt{\frac{16h}{K_S}} \quad (4.21)$$

em que K_S corresponde ao número de onda para a taxa máxima de crescimento (SENECAL et al., 1999). Uma vez calculado o diâmetro de ligamento, a quebra do ligamento das gotas é dada por:

$$d_0 = 1,88d_L(1 + 3 Oh)^{1/6} \quad (4.22)$$

em que Oh é o número de Ohnesorge, um número adimensional, dado pela Equação 4.23, que relaciona as forças viscosas com as forças de inércia e tensão superficial.

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (4.23)$$

em que Re é o número de Reynolds da fase contínua e We é o número de Weber, dado por

$$We = \frac{\rho_g u^2 d_d}{\sigma} \quad (4.24)$$

em que d_d é o diâmetro da gota e σ a tensão superficial.

4.4.2.2 Coagulação cinemática

O modelo de coagulação cinemática apresentado é utilizado para estimar a eficiência de captura de fuligem dentro do ciclone devido à interação com as gotas geradas. As gotas são geradas pela interação gás-líquido que ocorre ao injetar água pelos bicos aspersores. Quando uma partícula em suspensão no gás colide com uma gota, ocorre a coagulação e, conseqüentemente, sua coleta no fundo do ciclone, limpando o gás.

Essa eficiência de captura é relacionada ao número de Stokes, assim, quando uma partícula de um dado diâmetro d_p , densidade ρ_p e fator de correção de deslizamento de Cunningham C_C escoar em um gás de viscosidade μ , sua velocidade terminal de Stokes relativa ao gás ao seu arredor submetido a uma aceleração \mathbf{a} , V_p , é dada por (HINDS, 1999)

$$V_p = \left(\frac{C_C \rho_p d_p^2}{18\mu} \right) \cdot \mathbf{a} \quad (4.25)$$

em que C_C é uma função do caminho livre médio das partículas no gás, λ , e d_p o diâmetro da partícula. Para diâmetros inferiores a $0,1 \mu\text{m}$, o valor é calculado pela Equação 4.26,

enquanto que para partículas maiores ou iguais a $0,1 \mu\text{m}$ seu valor é calculado pela Equação 4.27 (HINDS, 1999).

$$C_C = 1 + \frac{\lambda}{d_p} \left[2,514 + 0,800 \exp\left(-0,55 \frac{d_p}{\lambda}\right) \right] \quad (4.26)$$

$$C_C = 1 + \frac{2,52\lambda}{d_p} \quad (4.27)$$

A literatura apresenta vários ajustes para o cálculo do caminho livre médio do ar. Em Fuchs (1964) é apresentado um valor de $66,5 \times 10^{-9}$ m para o ar a 1 atm e 25°C . Jennings (1988) estudou a influência da umidade no caminho livre médio, obtendo o valor de $66,41 \times 10^{-9}$ m para a 1 atm e 25°C e apresentando uma redução de até 0,1% neste valor por efeito da umidade. Com base nestes estudos, foi adotado um valor aproximado de 66×10^{-9} m para o caminho livre médio do ar.

Como consequência da Equação 4.25, a velocidade radial da partícula no escoamento rotatório $V_{r,p}$ é calculada como uma função da razão entre a velocidade tangencial do gás, V_θ , e a distância radial do eixo do ciclone, r , conforme mostra a Equação 4.28 (ZHAO, 2012).

$$V_{r,p} = \left(\frac{C_C \rho_p d_p^2}{18\mu} \right) \cdot \frac{V_\theta^2(r)}{r} \quad (4.28)$$

A taxa de colisão em que as partículas colidem e coagulam com uma única gota do *spray*, f , é calculada por

$$f = n_p V \frac{\pi}{4} (d_p + d_d)^2 \cdot E \quad (4.29)$$

em que n_p é a concentração numérica de partículas, V é a velocidade relativa entre o *spray* e a corrente gasosa e a área abrangida pelas gotículas pulverizadas e E trata-se da eficiência de captura cinemática (HINDS, 1999). O número de Stokes, Stk , influencia na eficiência de captura, conforme mostra a Equação 4.30, e é diretamente relacionado aos tamanhos da partícula e gota e velocidade relativa entre elas, conforme mostra a Equação 4.31.

$$E = \left(\frac{Stk}{Stk + 0,12} \right)^2 \quad (4.30)$$

$$Stk = \left(\frac{C_C \rho_p d_p^2}{18\mu} \right) \cdot \frac{V}{d_d} \quad (4.31)$$

A frequência total de colisão, $N_{p,d}$, corresponde à taxa total de colisões entre partículas e gotas se deslocando pelo gás dentro do ciclone e é dada por (4.32):

$$N_{p,d} = f \cdot n_d = n_p n_d V \frac{\pi}{4} (d_p + d_d)^2 \cdot E \quad (4.32)$$

em que n_d é a concentração numérica de gotas pulverizadas. Considerando todos os termos da Equação 4.32, exceto os de concentração, como uma função de frequência de colisão, $\beta_{p,d}$, dado por:

$$\beta_{p,d} = V \frac{\pi}{4} (d_p + d_d)^2 \cdot E \quad (4.33)$$

Dessa forma a Equação 4.32 pode ser reescrita como

$$N_{p,d} = \beta_{p,d} n_p n_d \quad (4.34)$$

Considerando o rastro de uma partícula em uma abordagem Lagrangeana movendo-se dentro do ciclone e interagindo com um *spray*, cada interação com uma gotícula de *spray* resulta em uma redução da concentração do número de partículas da maneira apresentada na Equação 4.35.

$$\frac{dn_p}{dt} = -N_{p,d} = -\beta_{p,d} n_p n_d \quad (4.35)$$

Integrando a Equação 4.35 ao longo do tempo em que o elemento Lagrangeano permanece no domínio, considerando constantes a concentração, diâmetro e velocidade do *spray*, obtém-se

$$\frac{n_p(t)}{n_{p,0}} = \exp(-\beta_{p,d} n_d t) \quad (4.36)$$

em que $n_{p,0}$ trata-se da concentração de partículas quando entram na região do ciclone atingida pelo *spray*. Combinando os parâmetros $\beta_{p,d}$ e n_d , uma constante de tempo de captura é obtida pela Equação 4.37

$$T_C = \frac{1}{\beta_{p,d} n_d} \quad (4.37)$$

A razão entre as concentrações de entrada e saída de partículas na região do *spray* é chamada de fator de limpeza de gás, denotado por (η_w). Trata-se de uma função do tempo de residência da partícula na região do *spray*, t_{res} , e a constante de tempo de captura, conforme a Equação 4.36, e pode ser simplificado pela Equação 4.38.

$$\eta_w = \frac{n_{p,f}}{n_{p,o}} = \exp\left(-\frac{t_{res}}{T_C}\right) \quad (4.38)$$

A concentração volumétrica de gotas pulverizadas, v_d , dada em volume de líquido por volume de gás, é relacionada ao número de gotas pulverizadas, conforme a Equação 4.39.

$$v_d = \frac{\pi}{6} \cdot d_d^3 \cdot n_d \quad (4.39)$$

Substituindo as Equações 4.33 e 4.39 na Equação 4.37, T_C pode se reduzir a

$$T_C = \frac{2d_d^3}{3v_dV(d_p + d_d)^2 E} \sim \frac{2d_d}{3v_dVE} \quad \text{para } d_p \ll d_d \quad (4.40)$$

em que o termo $v_d \cdot V$ representa a vazão volumétrica de *spray*, F_s , passando pela superfície de contato do ciclone, A_{cS} , e é calculada pela Equação 4.41.

$$v_d \cdot V = \frac{F_s}{A_{cS}} \quad (4.41)$$

Como consequência direta da Equação 4.41, é possível inferir que, para um dado ciclone de área de contato A_{cS} , quanto maior for a vazão volumétrica do *spray*, maior será a taxa de remoção, dado que a constante de tempo de captura é inversamente proporcional à concentração volumétrica do *spray*.

5 Resultados e discussão

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações de um processo isotérmico de separação em um separador ciclônico. Um total de doze malhas, seguindo dois padrões de refino, foram simuladas em condições hipotéticas de operação, visando uma otimização de esforço computacional. Foi realizado um estudo de modelo de turbulência, também no intuito de reduzir o esforço computacional. Escolhida a malha ótima, foi realizada a verificação do modelo em condições operacionais laboratoriais para, em seguida, realizar um estudo de caso.

5.1 Estudo de malha e verificação do modelo

Definidos a geometria e o domínio computacional, dois padrões de refino da malha foram propostos: o primeiro possuindo elementos regularmente espaçados em posição radial e o segundo possuindo um padrão com maior refino nas regiões das paredes do equipamento, conforme previamente apresentado na subseção 3.1.2.

Foram gerados seis tamanhos malha, totalizando doze malhas com elementos exclusivamente hexaédricos e um aumento de refino conforme proposto pelo método *Grid Convergence Index* (GCI), descrito no Apêndice A. A Tabela 5 mostra o número de elementos de cada malha, partindo de uma malha grosseira de 10590 elementos até uma malha de maior refino, com 683312 elementos.

Tabela 5 – Número de elementos e razão de refino da malha de acordo com o método GCI.

Malha	Número de elementos	Razão de refino
1	10590	-
2	24864	1,3291
3	58230	1,3280
4	129312	1,3047
5	287232	1,3048
6	683312	1,3349

Fonte: Elaborado pelo autor.

5.1.1 Qualidade dos elementos

Uma análise da qualidade dos elementos da malha foi realizada antes de iniciar as simulações, para se ter uma noção qualitativa da confiança do resultado obtido. Para isso,

os elementos das 12 malhas geradas foram analisados de acordo com três dos principais coeficientes de qualidade de malha: o fator de forma, a ortogonalidade e a assimetria. O intuito desta análise de qualidade foi realizar um estudo prévio da facilidade de convergência da malha e precisão dos resultados calculados.

A fator de forma relaciona, em ordem decrescente, as arestas do elemento, de modo que o resultado ideal seja igual a 1. O elemento é considerado excelente quando o seu fator de forma é inferior a 20 (FERZIGER; PERIĆ, 2002). A ortogonalidade do elemento relaciona o vetor normal da face, o vetor do centróide do elemento para o centróide de cada um dos elementos adjacentes e o vetor do centróide do elemento para cada uma das faces (ANSYS, INC, 2012a). Trata-se de uma maneira de analisar quão próximo o elemento é de ser ortogonal, sendo 1 seu valor ideal. A assimetria mede quão próximo do ideal (equilátero ou equiangular) a face ou elemento está (ANSYS, INC, 2012a). Quanto mais próximo de zero, mais próximo do ideal o elemento está.

As estatísticas de qualidade dos elementos das malhas de elementos regularmente espaçados estão apresentadas na Tabela 6, enquanto a Tabela 7 apresenta os resultados para as malhas com padrão de refino nas paredes. As tabelas apresentam os valores mínimos, máximos, médios e o desvios padrão (SD) dos coeficientes fator de forma, ortogonalidade e assimetria das malhas estudadas.

Tabela 6 – Qualidade dos elementos das malhas de elementos regularmente espaçados.

Coeficiente de qualidade da malha		Tamanho da malha					
		10k	24k	58k	129k	287k	683k
Fator de forma	Mínimo	1,302	1,359	1,246	1,513	1,438	1,381
	Máximo	15,00	16,75	12,96	33,37	12,77	19,54
	Médio	4,211	4,619	3,968	5,316	3,745	5,110
	SD (%)	2,744	2,828	1,832	4,372	1,886	3,229
Ortogonalidade	Mínimo	0,345	0,309	0,300	0,263	0,265	0,233
	Máximo	1	1	1	1	1	1
	Médio	0,976	0,981	0,983	0,984	0,986	0,987
	SD (%)	0,054	0,048	0,045	0,045	4,165	0,043
Assimetria	Mínimo	0	0	0	0	0	0
	Máximo	0,789	0,810	0,815	0,836	0,834	0,853
	Médio	0,121	0,099	0,094	0,071	0,074	0,064
	SD (%)	0,112	0,099	0,092	0,088	0,083	0,083

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados mostram que as malhas possuem uma qualidade exce-

Tabela 7 – Qualidade dos elementos das malhas de elementos refinados nas paredes.

Coeficiente de qualidade da malha		Tamanho da malha					
		10k	24k	58k	129k	287k	683k
Fator de forma	Mínimo	1,157	1,151	1,053	1,045	1,033	1,146
	Máximo	15,00	17,17	17,44	33,37	14,90	19,54
	Médio	4,983	5,688	4,951	6,084	4,528	5,800
	SD (%)	2,829	3,212	2,554	4,421	2,304	3,299
Ortogonalidade	Mínimo	0,345	0,310	0,300	0,263	0,264	0,233
	Máximo	1	1	1	1	1	1
	Médio	0,971	0,978	0,983	0,981	0,987	0,987
	SD (%)	0,058	0,052	0,046	0,056	4,322	0,046
Assimetria	Mínimo	0	0	0	0	0	0
	Máximo	0,789	0,810	0,815	0,836	0,835	0,853
	Médio	0,112	0,089	0,084	0,061	0,063	0,054
	SD (%)	0,108	0,093	0,085	0,080	0,076	0,075

Fonte: Elaborado pelo autor.

lente nos três coeficientes de qualidade propostos. Os dois padrões de refino obtiveram valores médios de Fator de forma inferiores a 6,1 com desvios padrão inferior a 4,5% para todas as malhas. Vale ressaltar que as malhas de 287232 e 683312 elementos, mesmo tendo uma quantidade elevada de elementos, obtiveram valores médios menores ou iguais a 5,8 e desvios padrão inferiores a 3,3%, além de seus piores elementos terem um fator de forma inferiores a 20.

Ortogonalidades acima de 0,8 são consideradas excelentes (ANSYS, INC, 2012b). A Tabela 6 mostra que elementos regularmente espaçados possuem valores médios e desvios padrão ligeiramente melhores que elementos refinados nas paredes (Tabela 7). Porém, nenhuma das 12 malhas apresentou valor médio inferior a 0,97 ou desvio padrão superior a 4,4%. Vale enfatizar novamente que as malhas de 287232 e 683312 elementos, apesar de suas quantidades elevadas de elementos, apresentaram o valor médio de 0,987 e um desvio padrão não superior a 4,4%.

Por último, a assimetria, cujo valor deve ser inferior a 0,20 para que o elemento seja considerado excelente (ANSYS, INC, 2012b). As malhas de menor refino apresentaram os piores valores médios, obtendo valores médios superiores a 0,11. As malhas de 683312 elementos apresentaram valores médios bastante baixos, não ultrapassando 0,065 com desvios padrão inferiores a 0,085%, ou seja, em quase sua totalidade, os elementos são muito próximos de serem equiangulares.

Os resultados apresentados nas Tabelas 6 e 7 são uma consequência direta do fato dos elementos das malhas serem exclusivamente hexaédricos. Para isso, foram fundamentais a geração de um O-Grid e os dois padrões de refino corretamente elaborados.

5.1.2 Teste de independência da malha

Foram realizados testes de independência de malha para as malhas propostas na seção 5.1. Para isso, foram analisadas a pressão estática e as velocidades axial e tangencial comparando com os resultados teóricos esperados pela resposta ao perfil do vórtice Rankine. A queda de pressão e a velocidade tangencial máxima também foram avaliadas, porém, estas foram comparadas com modelos empíricos disponíveis na literatura.

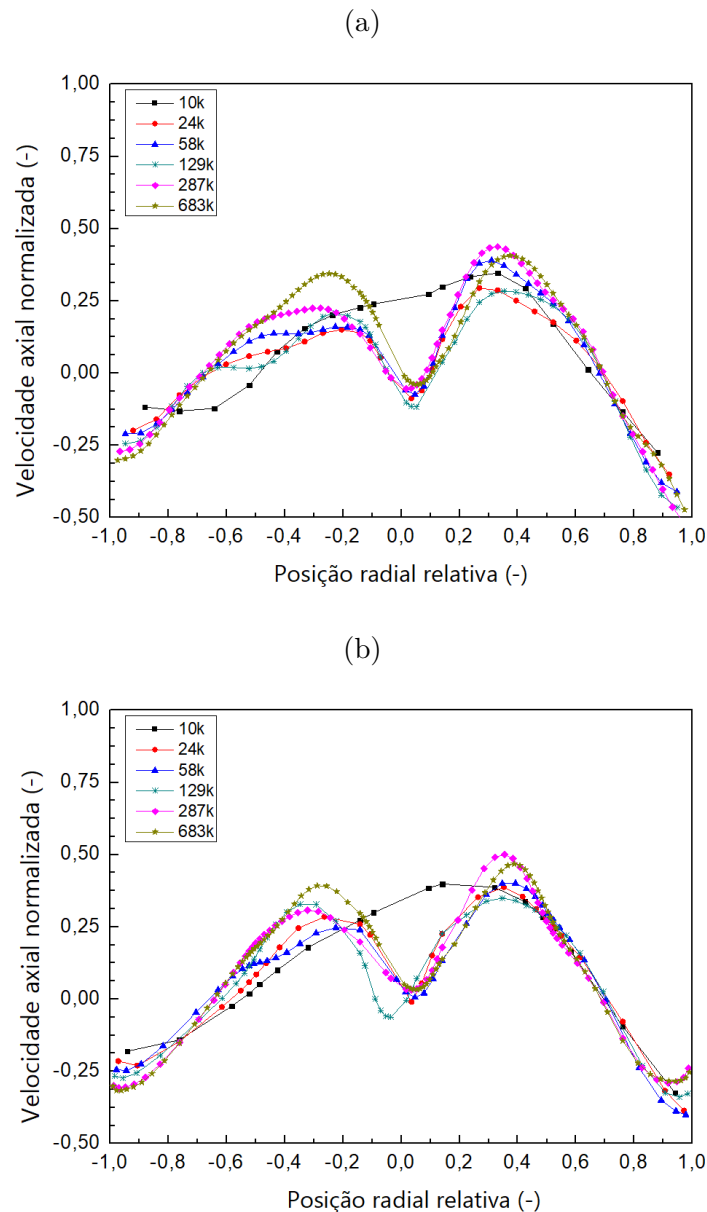
5.1.2.1 Resposta ao vórtice Rankine

O perfil do vórtice Rankine se dá pela junção entre as regiões de vórtice induzido e região livre de vórtice. A região limite entre o término do vórtice induzido e início da região livre de vórtice trata-se de um ponto crítico em que os gradientes de pressão são máximos. Tal região ocorre nas proximidades da região da parede do bocal de saída, onde o fluxo gasoso é ascendente (HOFFMANN; STEIN, 2002). Segundo as dimensões do equipamento simulado, esta região ocorre teoricamente a $0,06\ m$ do eixo central do ciclone, que, adimensionalizando, se dá próximo aos valores $-0,43$ e $+0,43$ dos eixos X da Figura 14. Porém, este valor varia um pouco, devido a ser uma região crítica em que ocorrem interações entre um escoamento ascendente e o escoamento descendente. Assim, é possível observar que tais pontos de máximo gradiente ocorreram aproximadamente em $-0,4$ e $+0,4$.

Devido aos efeitos do vórtice Rankine, espera-se da velocidade axial um perfil de velocidade no formato da letra "M", também visto na literatura como "W invertido" (HOFFMANN; STEIN, 2002). Pode-se verificar na Figura 14 que este perfil se formou em todas as malhas para ambos os refinamentos, exceto para as malhas de 10590 elementos. A Figura 14a mostra uma tendência nos resultados a partir da malha de 287232 elementos, porém, o perfil se torna plenamente definido apenas para a malha de 683312 elementos. Em contrapartida, na Figura 14b esta tendência se mostra a partir da malha de 129312 elementos, sendo a que malha de 287232 elementos já possui um padrão bem definido e com valores próximos aos da malha de 683312 elementos da Figura 14a.

Os efeitos do vórtice Rankine na velocidade tangencial também afetam seu perfil conforme se distancia do centro do eixo do ciclone. No centro do eixo a velocidade tende a zero. Conforme se afasta do centro, o gás entra em uma região de vórtice forçado, em que a velocidade é crescente com o raio de forma linear. Ao sair da região de vórtice forçado e entrar na região livre de vórtice, a velocidade tangencial está em seu valor máximo e passa

Figura 14 – Perfis da velocidade axial normalizada em relação à velocidade de entrada do gás para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.



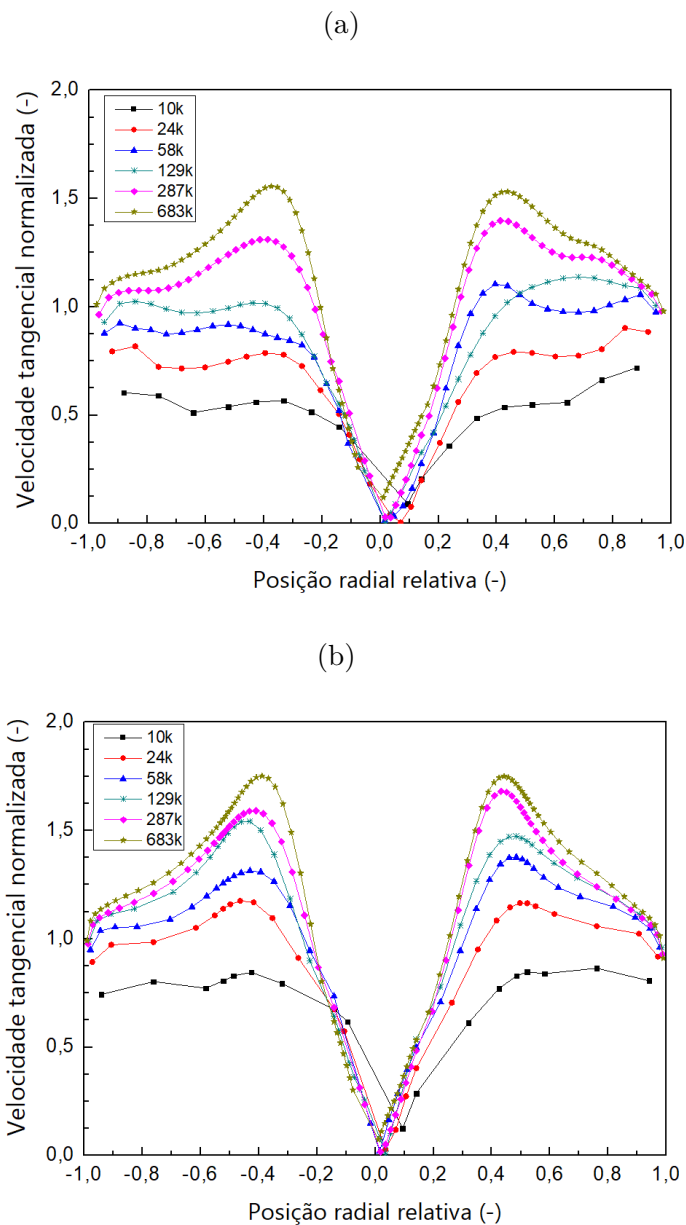
Fonte: Elaborado pelo autor.

a decrescer de forma inversamente proporcional à posição radial (HOFFMANN; STEIN, 2002). Para facilitar a visualização deste comportamento, é comum apresentar o módulo da velocidade tangencial ao longo da posição radial.

Observa-se na Figura 15 que todas as malhas apresentaram o perfil esperado pela literatura. Novamente, nas malhas de refino regularmente espaçados a tendência começa a se apresentar a partir da malha de 287232 elementos, porém o perfil fica bem definido na malha de 683312 elementos, conforme mostra a Figura 15a. Assim como no perfil de velocidade axial, a velocidade tangencial das malhas de refino na parede começam a seguir

uma tendência a partir da malha de 129312 elementos, como mostrado na Figura 15b, sendo que malha de 287232 elementos já possui um padrão bem definido e com valores próximos aos da malha de 683312 elementos da Figura 15a.

Figura 15 – Perfis da velocidade tangencial normalizada em relação à velocidade de entrada do gás para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.

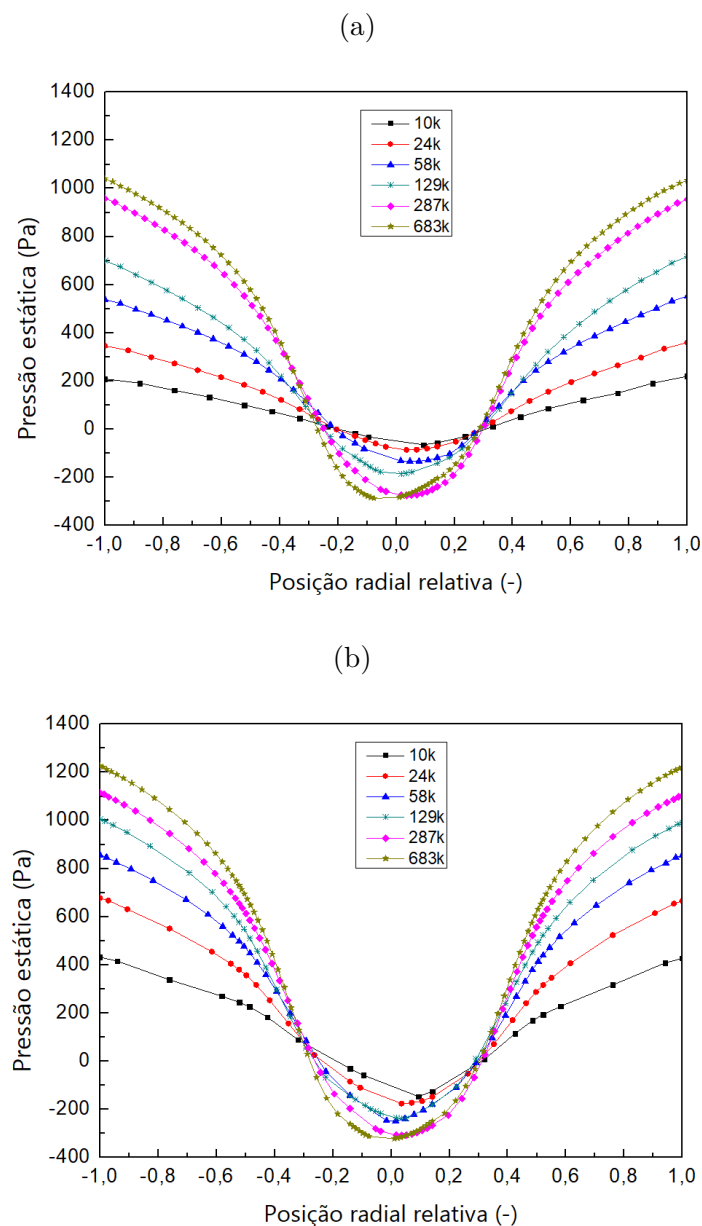


Fonte: Elaborado pelo autor.

Os perfis apresentados na Figura 14 e na Figura 15 mostram o resultado de um movimento altamente rotativo do gás, que, por consequência, geram um forte gradiente de pressão radial. Porém, do perfil da velocidade axial é possível ver uma inversão do gradiente de pressão na região central do ciclone. Este fenômeno se deve à drástica redução do perfil rotativo do gás, devido à fricção com as paredes.

Assim, o perfil de pressão estática esperado no ciclone possui valores negativos na região central, ascendente de gradiente de pressão máximo ao longo da região do vórtice induzido e ascendente, porém com menor gradiente de pressão a partir da região livre de vorticidade (HOFFMANN; GROOT; HOSPERS, 1996). A Figura 16 mostra que o perfil esperado foi, de fato, obtido. Quanto maior o refino nas regiões críticas, melhores são os resultados. As tendências dos perfis se mostraram similares às tendências apresentadas na Figura 14 e Figura 15.

Figura 16 – Perfis de pressão estática para o teste de independência de malha para os refinamentos: (a) elementos regularmente espaçados e (b) elementos com refino nas paredes.



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.1.2.2 Comparativo com modelos da literatura

A literatura apresenta diversos modelos empíricos, semi-teóricos e estatísticos para a queda de pressão e velocidade tangencial máxima. Um dos mais confiáveis foi o proposto por Ramachandran et al. (1991), que analisaram a queda de pressão em 98 ciclones e estatisticamente chegou à melhor correlação para estimar a queda de pressão em um ciclone, com erro da ordem de 3%. O modelo de eficiência de coleta de Iozia e Leith (1990) é dependente da velocidade tangencial máxima, um dos parâmetros bastante estudados em ciclones, e foi utilizado como critério de comparação na verificação e validação deste estudo. O equacionamento de ambos os modelos está melhor detalhado no Apêndice C.

Feitas essas considerações, foram realizadas comparações entre os valores de queda de pressão e de velocidade tangencial máxima obtidos por CFD (ΔP_{CFD} e V_{CFD}^{tmax}) e os valores estimados pelas correlações (ΔP_{cor} e V_{cor}^{tmax}) para as malhas de elementos regularmente espaçados (Tabela 8) e para as malhas de elementos refinados na parede (Tabela 9). O desvio percentual δ entre os resultados da simulação e as correlações foi calculado como segue:

$$\delta = 100 \cdot \frac{\varphi_{CFD} - \varphi_{cor}}{\varphi_{cor}} \quad (5.1)$$

em que φ corresponde ao parâmetro a ser comparado.

A Tabela 8 mostra um menor desvio para a queda de pressão na malha 5 (287232 elementos) e um menor desvio da velocidade tangencial máxima para a malha 6 (malha de 683312 elementos). Este efeito é explicado pelo fato de serem variáveis que dependem da exatidão dos resultados nas paredes.

Tabela 8 – Comparativo entre valores simulados e valores estimados por correlações empíricas para variáveis do escoamento do gás nas malhas de elementos regularmente espaçados.

Malha	Queda de pressão			Velocidade tangencial máxima		
	ΔP_{CFD} [Pa]	ΔP_{cor} [Pa]	δ [%]	V_{CFD}^{tmax} [m/s]	V_{cor}^{tmax} [m/s]	δ [%]
1	270,81		-75,47	15,1397		-54,13
2	440,84		-60,08	24,3023		-26,27
3	667,95	1104,14	-39,51	26,7580	33,0049	-18,93
4	830,31		-24,8	27,5665		-16,48
5	1104,07		-0,01	30,4848		-7,64
6	1194,17		8,15	32,5852		-1,27

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 9 – Comparativo entre valores simulados e valores estimados por correlações empíricas para variáveis do escoamento do gás nas malhas de elementos refinados nas paredes.

Malha	Queda de pressão			Velocidade tangencial máxima		
	ΔP_{CFD} [Pa]	ΔP_{cor} [Pa]	δ [%]	$V_{\text{CFD}}^{\text{tmax}}$ [m/s]	$V_{\text{cor}}^{\text{tmax}}$ [m/s]	δ [%]
1	533,73		-51,66	24,6326		-25,37
2	817,54		-25,96	28,7889		-12,77
3	1007,75	1104,14	-8,73	30,3474	33,0049	-8,05
4	1162,47		5,28	31,9074		-3,33
5	1261,14		14,22	33,5063		1,52
6	1389,63		25,86	35,0214		6,11

Fonte: Elaborado pelo autor.

Enquanto as correlações empíricas tratam de ajustes estatísticos de resultados podendo carregar erros experimentais, normalmente fornecendo dados globais do problema, em CFD é possível obter informações locais, com maior precisão, caso o modelo e malhas adequados sejam usados. Este efeito fica evidente ao compararmos a Tabela 8 com a Tabela 9, em que as malhas com elementos refinados na parede (Tabela 9) necessitam uma menor quantidade de elementos para obter resultados parecidos com os das malhas de elementos regularmente refinados (Tabela 8). A exemplo, podemos tomar o caso da malha 4 (129312 elementos) de refino na parede, cujos resultados se aproximam dos resultados obtidos na malha 6 (683312 elementos) de refino regularmente espaçado.

5.1.3 Teste de sensibilidade da malha - *Grid Convergence Index*

Como parte do estudo de malhas, foi feita uma análise da sensibilidade da malha. A partir do resultados obtidos por CFD para a queda de pressão e velocidade tangencial máxima, apresentados nas Tabelas 8 e 9, pôde-se estimar a incerteza numérica das malhas propostas neste trabalho utilizando o método GCI (do inglês *Grid Convergence Index*). O equacionamento do método GCI está detalhado no Apêndice A.

Conforme apresentado na Tabela 10, as malhas de elementos refinados nas paredes apresentaram valores muito elevados para a variável queda de pressão. Isto ocorre devido à sensibilidade da malha ao gradiente de pressão, muito presente nas regiões de parede. Assim, um pequeno aumento no número de elementos na posição radial representará uma resposta muito rápida na exatidão do valor, o que acarreta numa incerteza elevada. Assim, pode-se dizer que, apesar das incertezas altas de 56,05 e 60,58% na queda de pressão, as malhas 5 e 6 com refino nas paredes podem ser consideradas boas opções.

Tabela 10 – Incerteza das malhas pelo método GCI para as variáveis queda de pressão (φ_1) e velocidade tangencial máxima (φ_2).

Passo da malha	Elementos regularmente espaçados		Elementos refinados nas paredes	
	φ_1 [%]	φ_2 [%]	φ_1 [%]	φ_2 [%]
GCI ₁	23,18	98,69	229,66	34,19
GCI ₂	19,80	67,23	180,37	27,52
GCI ₃	17,54	16,54	128,14	8,86
GCI ₄	11,27	5,38	95,40	9,15
GCI ₅	14,28	18,84	56,05	8,92
GCI ₆	3,37	11,01	60,58	7,23

Fonte: Elaborado pelo autor.

Avaliando simultaneamente as variáveis queda de pressão e velocidade tangencial máxima, as malhas 5 e 6 com refino nas paredes mostraram-se as melhores para tal refino, enquanto que a 4 e 6 mostraram-se melhores para o refino de elementos regularmente espaçados.

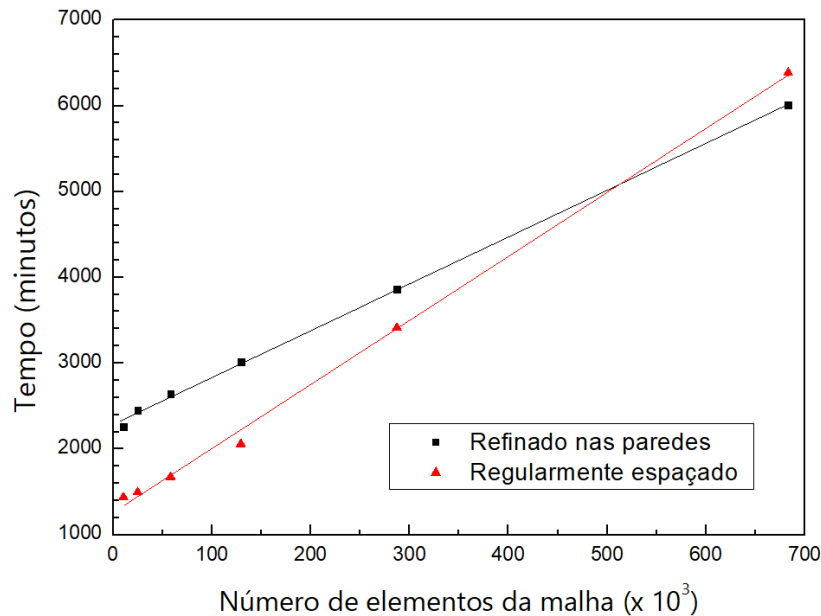
5.1.4 Escolha da malha

A escolha da malha deve levar em consideração a qualidade dos elementos da malha, o teste de independência, o teste de sensibilidade e, como último critério, o tempo de simulação.

A partir dos resultados apresentados na subseção 5.1.1, as malhas de 287232 elementos e 683312 elementos mostraram-se como as escolhas ideais. Porém, o teste de independência de malha realizado na subseção 5.1.2 mostrou que a malha de 287232 elementos regularmente espaçados não apresenta refino suficiente. Por último, o teste de sensibilidade, apresentado na subseção 5.1.3, indicou as mesmas três malhas do teste de independência como sendo as melhores opções, além de indicar uma malha que já havia sido descartada nos outros testes.

Assim, os resultados apresentados anteriormente mostraram que três malhas conseguem representar bem o escoamento dentro do ciclone: a malha de 287232 elementos com refino na parede e as duas malhas de 683312 elementos. Porém, a intenção do estudo de malhas foi otimizar o tempo de simulação e reduzir o esforço computacional. O ganho de exatidão nos resultados ao trabalhar com as malhas de 683312 elementos não justifica o tempo necessário para suas simulações, como mostra a Figura 17. Deste modo, a malha de 287232 elementos (malha 5) com padrão de refino nas paredes trata-se da melhor opção para as simulações realizadas neste trabalho.

Figura 17 – Gráfico do tempo de simulação das malhas de elementos refinados nas paredes e elementos regularmente espaçados utilizando 24 núcleos de processamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para melhor visualizar a malha de 287232 elementos com padrão de refino nas paredes, definida para ser utilizada nas próximas etapas de simulação, três vistas estão apresentadas na Figura 18 e Figura 19.

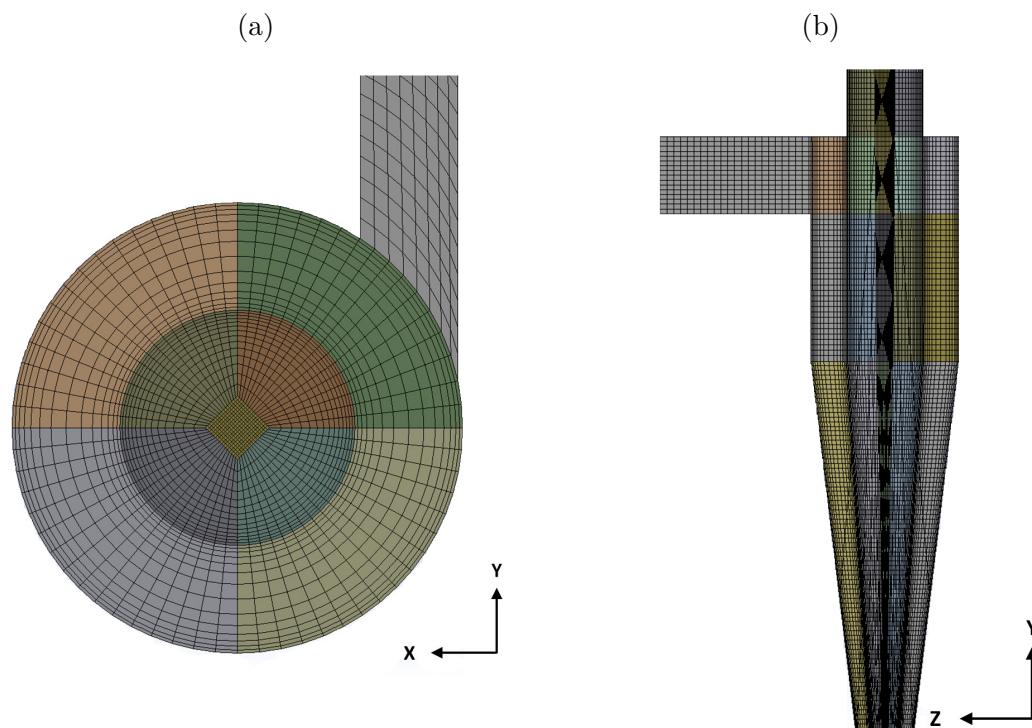
5.1.5 Estudo de turbulência e de esquemas de interpolação

O estudo dos modelos de turbulência foi feito comparando os resultados com os perfis esperados como resposta ao vórtice Rankine, conforme explicado na subseção 5.1.2, para a malha de 287232 elementos, escolhida na subseção 5.1.4. Foram testados os modelos RNG $k-\epsilon$ e Reynolds Stress Model utilizando os esquemas de interpolação de 1ª e 2ª ordens. Tal estudo serve não apenas para confirmar se o modelo de turbulência fornece resultados condizentes com o esperado mas como uma tentativa de redução do esforço computacional, dado o fato do modelo RNG $k-\epsilon$ possuir menos equações a serem resolvidas, necessitando menos tempo e esforço computacional.

5.1.5.1 Perfis de velocidade axial

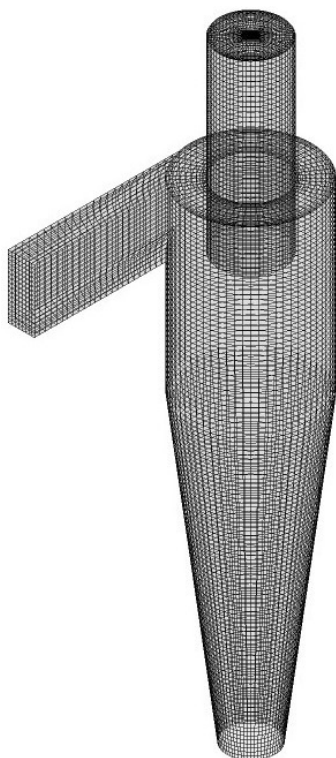
A Figura 20 apresenta o perfil de velocidade axial do modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ de 1ª e 2ª ordens. Conforme visto anteriormente, o perfil deve apresentar um formato da letra "M" com valores positivos na região de vórtice induzido, representando um escoamento ascendente de gás, e de máximo próximos à posição radial de -0,4 e 0,4. A região livre de vorticidade deve apresentar um escoamento ascendente menor quanto mais distante do

Figura 18 – Vistas da malha de 287232 elementos refinada na parede: (a) vista superior e (b) vista lateral interior.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 19 – Vista isométrica da malha de 287232 elementos com refino na parede.

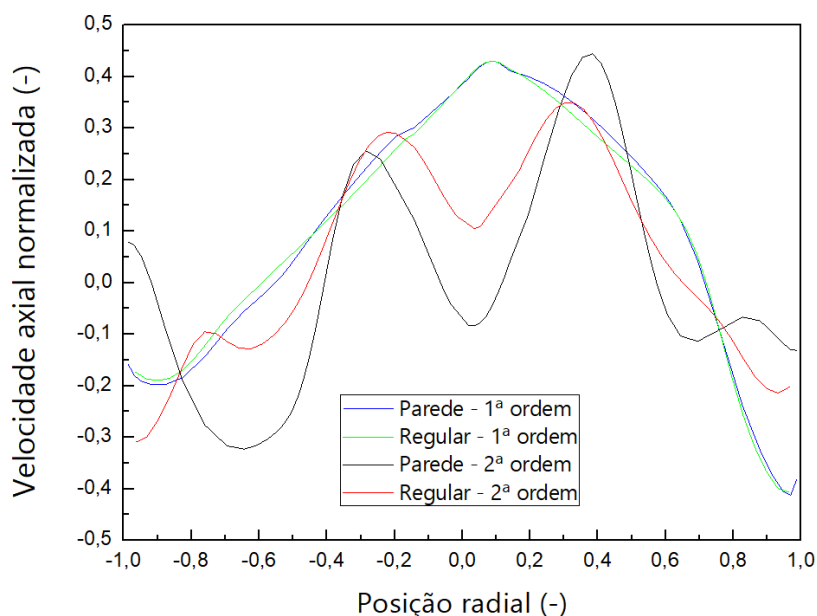


Fonte: Elaborado pelo autor.

centro do eixo, sendo que nas proximidades das paredes deve ser negativo, representando um escoamento descendente de gás.

Os perfis de primeira ordem se mostraram ineficazes em calcular o perfil rotativo do gás, enquanto que os modelos de segunda ordem apresentaram um perfil mais próximo do esperado. Porém, a malha que melhor representou o valor esperado foi a de elementos regularmente espaçados, que, mesmo assim, não representou valores quantitativamente próximos do esperado. Tal malha também apresentou um perfil bastante assimétrico e com um perfil incoerente com o esperado para a posição radial entre 0,6 e 0,8, apresentando uma redução do módulo da velocidade. Isto mostra a necessidade de um maior refino nas regiões livres de vórtice.

Figura 20 – Perfis de velocidade axial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de discretização de 1ª e 2ª ordens.

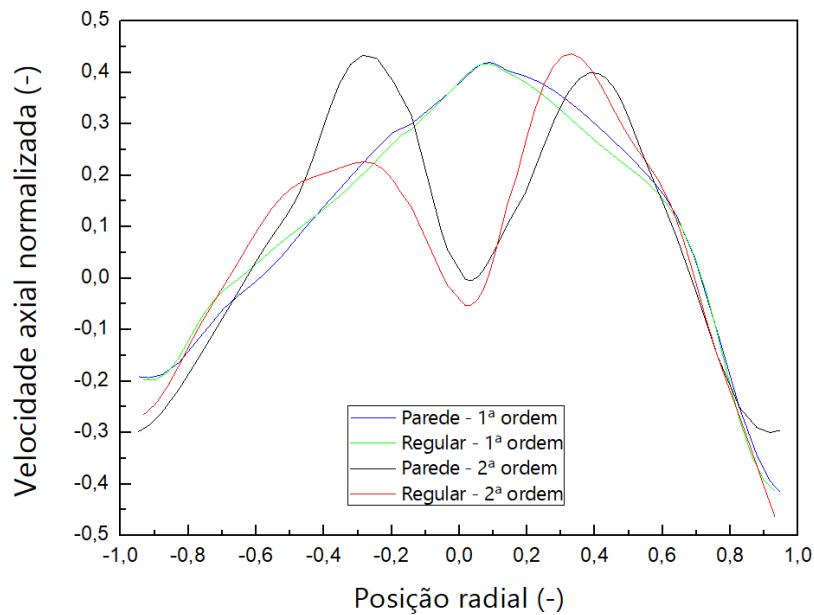


Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando o modelo de turbulência RSM, apresentado na Figura 21, o perfil apresentado foi perfeitamente coerente com o esperado para os esquemas de interpolação de segunda ordem, que, devido ao comportamento anisotrópico do modelo de turbulência, conseguem, com melhor exatidão, estimar os valores da velocidade. Comparando os padrões de refino, a malha de maior refino nas paredes apresentou o melhor resultado. Tal resultado mostra que a malha está corretamente refinada nas regiões críticas do escoamento.

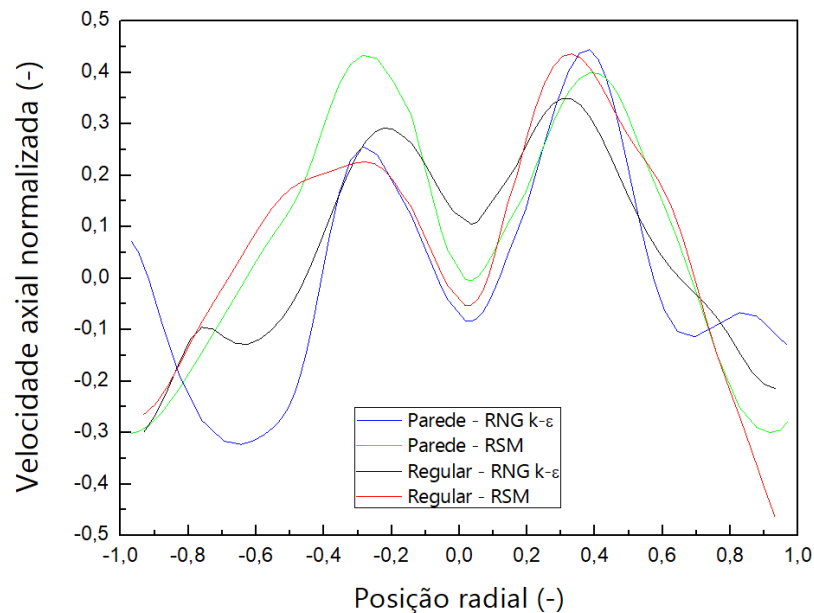
Fazendo a comparação entre os modelos de segunda ordem para os modelos de turbulência testados para ambos os padrões de refino de malha, a Figura 22 mostra que, de fato, a malha com padrão de refino nas paredes utilizando o modelo de turbulência RSM é a mais capaz de representar o perfil de velocidade axial.

Figura 21 – Perfis de velocidade axial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1ª e 2ª ordens.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 22 – Comparativo entre perfis de velocidade axial para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2ª ordem para os dois padrões de refino.



Fonte: Elaborado pelo autor.

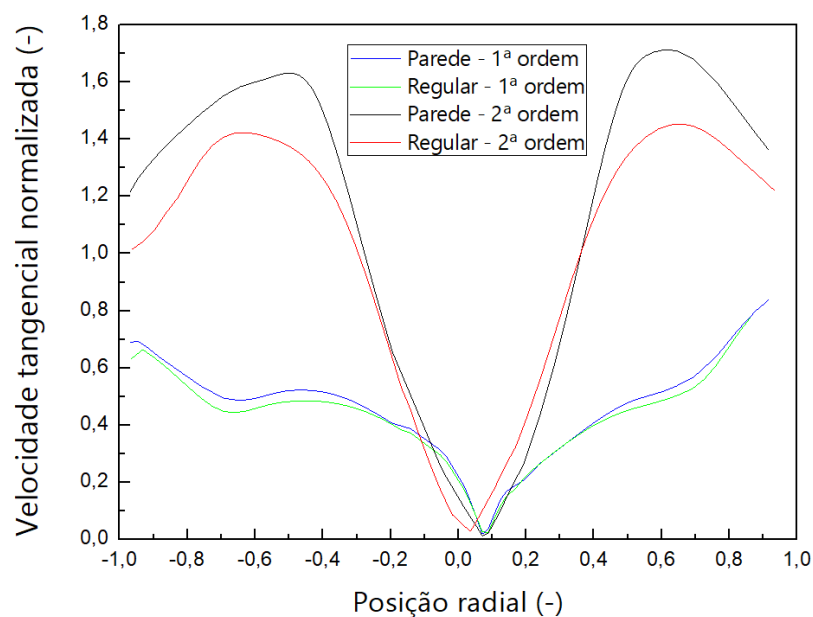
5.1.5.2 Perfis de velocidade tangencial

A malha escolhida neste estudo apresenta um bom refino nas regiões das paredes, porém, como é possível ver na Figura 18a, as regiões livre de vórtice, entre a posição radial 0,43 e 1, possuem um refino muito grosseiro. A malha de elementos regularmente espaçados possui um menor refino nas paredes, porém, a região livre de vórtice é melhor refinada.

Deste modo, o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ apresenta um perfil de velocidade tangencial mais próximo do esperado, porém seu valor máximo não se aproxima do estimado por modelos como o de Iozia e Leith (1990) (ver Apêndice C), conforme mostra a Figura 23.

Assim, mesmo sendo um modelo capaz de representar com qualidade e precisão perfis turbulentos e com alta vorticidade (MEIER; MORI, 1999), o refino utilizado para ambas as malhas apresentadas não mostrou-se suficiente para a obtenção de bons resultados.

Figura 23 – Perfis de velocidade tangencial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de discretização de 1^a e 2^a ordens.

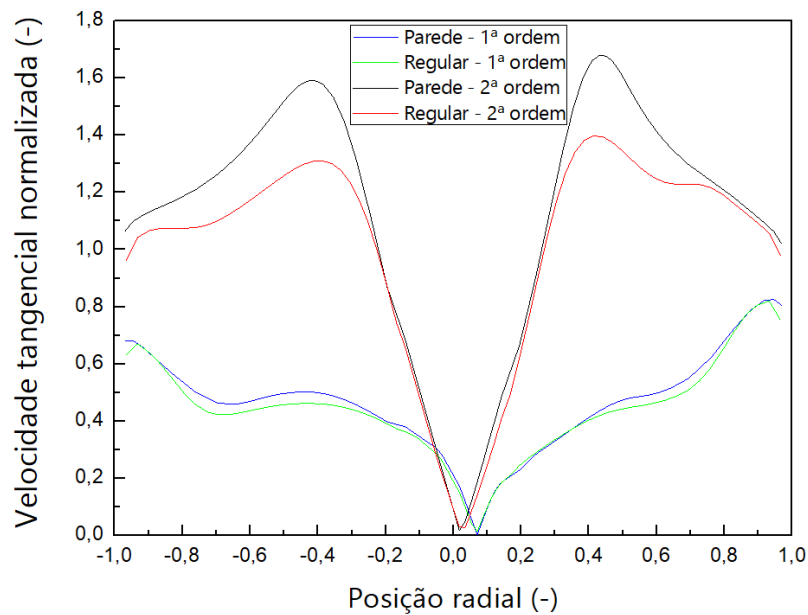


Fonte: Elaborado pelo autor.

O perfil de velocidade tangencial utilizando o RSM mostrou-se condizente para o esquema de interpolação de 2^a ordem. A Figura 24 mostra que ambas as malhas conseguem representar o vórtice induzido e o vórtice livre, porém, a malha de elementos regularmente espaçados não consegue representar corretamente a região limítrofe da região crítica, nas posições radiais -0,4 e 0,4. Isto ocorre justamente pelo fato da malha não possuir um bom refino nessa região.

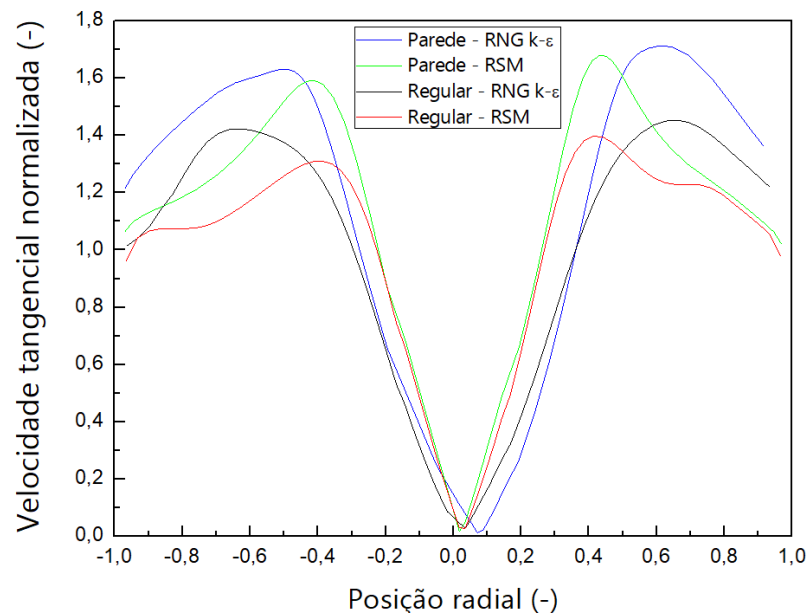
Comparando os dois modelos de turbulência (Figura 25), fica em evidência o perfil de escoamento da malha com refino nas paredes utilizando o RSM. Tal perfil mostrou-se condizente com o perfil esperado como resposta ao vórtice Rankine: um perfil linearmente crescente de velocidade na posição radial ao longo da região de vórtice induzido e inversamente proporcional ao longo da região livre de vorticidade.

Figura 24 – Perfis de velocidade tangencial para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1ª e 2ª ordens.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 25 – Comparativo entre perfis de velocidade tangencial para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2ª ordem para os dois padrões de refino.



Fonte: Elaborado pelo autor.

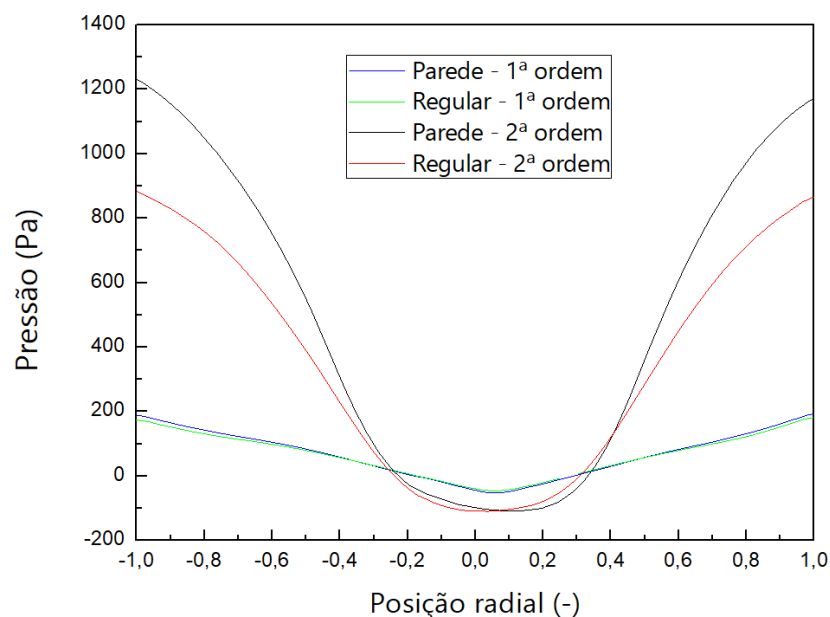
5.1.5.3 Perfis de pressão

O perfil do vórtice Rankine também afeta diretamente o perfil de pressão estática dentro do ciclone. A resposta do perfil de pressão estática se assemelha muito à do perfil da velocidade axial: da mesma maneira que na região das proximidades do centro ocorre

uma inversão no sentido da velocidade, espera-se uma inversão da pressão. Assim como apresentado anteriormente, a partir da posição radial 0,4 o gás escoa em uma região livre de vórtice, de modo que o gradiente de pressão diminui.

A Figura 26 mostra um comportamento linear dependente do raio para o esquema de interpolação de 1ª ordem para ambas as malhas, mostrando não conseguir representar a vorticidade presente no equipamento. Em contrapartida, o esquema de 2ª ordem consegue apresentar um perfil com gradiente de pressão apresentando uma linearidade até a região crítica e menor gradiente após a região crítica, principalmente para a malha refinada nas paredes. Porém, o modelo apresenta um perfil de pressão estática praticamente linear ao longo das posições radiais entre -0,2 e 0,2, o que se mostra incoerente com o perfil de escoamento do gás dentro do ciclone.

Figura 26 – Perfis de pressão estática para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ de discretização de 1ª e 2ª ordens.



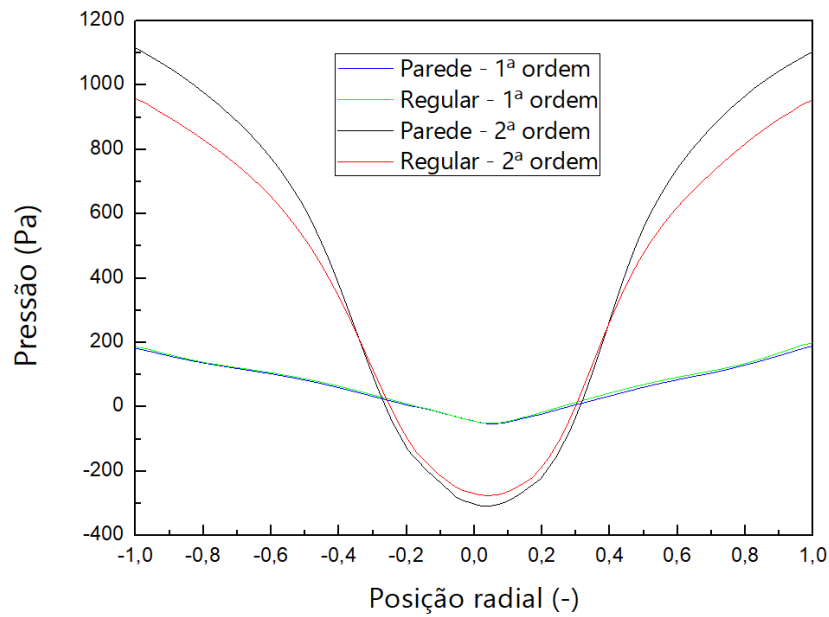
Fonte: Elaborado pelo autor.

A mesma análise pode ser feita para o modelo RSM. A Figura 27 mostra perfis muito semelhantes aos da Figura 26. Porém, o modelo RSM de 2ª ordem não apresenta o comportamento linear entre as posições radiais -0,2 e 0,2 apresentado pelo modelo RNG $k-\epsilon$.

Comparando os modelos RNG $k-\epsilon$ e RSM de 2ª ordem, observa-se que o RSM consegue representar melhor o comportamento do gradiente de pressão ao longo do equipamento e, principalmente, nas regiões centrais do ciclone, como mostra a Figura 28.

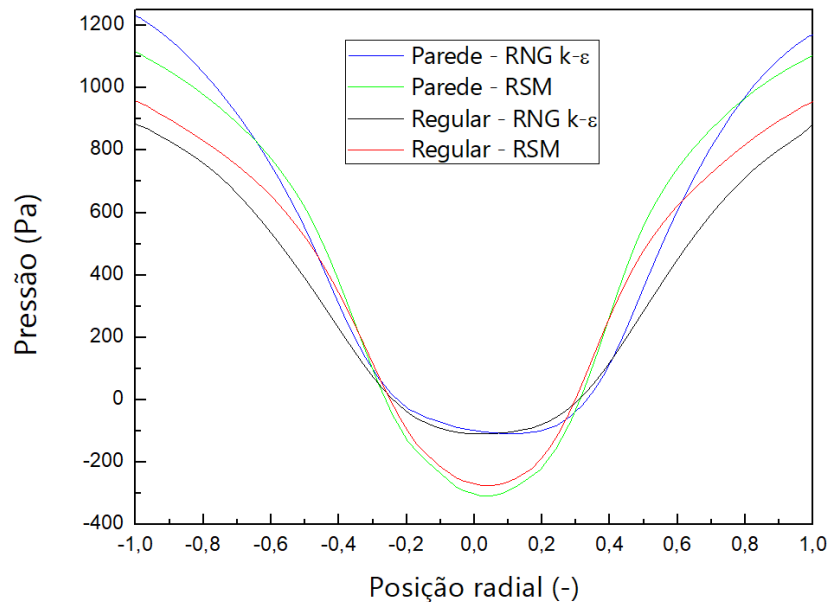
Os perfis de velocidade axial, velocidade tangencial e pressão estática apresentados confirmam que, para a malha de 287232 elementos com padrão de refino na parede, o

Figura 27 – Perfis de pressão estática para os dois padrões de refino utilizando o modelo de turbulência RSM de discretização de 1ª e 2ª ordens.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 – Comparativo entre perfis de pressão estática para os modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e o RSM de discretização de 2ª ordem para os dois padrões de refino.



Fonte: Elaborado pelo autor.

modelo de turbulência que melhor representa o comportamento do gás no equipamento é o RSM utilizando discretização de 2ª ordem.

5.2 Validação e verificação das simulações

A validação das simulações para o ciclone convencional foi realizada a partir de dados experimentais de Hoekstra (2000). Em seus estudos, foi otimizado um separador ciclônico do tipo *Stairmand* de alta eficiência com diâmetro do cilindro do corpo de 0,29 m em condições operacionais de velocidade e temperatura semelhantes às deste estudo. Assim, foi possível comparar os perfis adimensionais de velocidade axial e tangencial, normalizadas em relação à velocidade do gás na entrada e a queda de pressão estática.

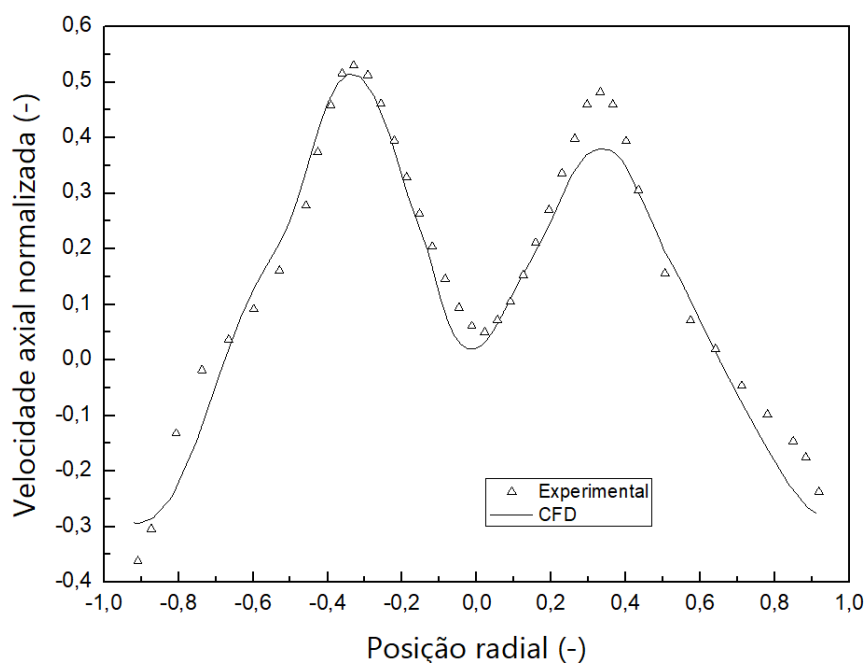
5.2.1 Validação dos perfis de velocidade

Para a validação dos perfis de velocidade foi feita uma simulação com velocidade de entrada de gás de 20 m/s, valor utilizado para adimensionalizar as velocidades apresentadas nos perfis (HOEKSTRA, 2000). Os perfis de velocidade foram medidos na posição $Y = 0,175$ m, sendo $Y = -0,58$ m a base do ciclone.

5.2.1.1 Perfil de velocidade axial

O perfil de velocidade axial obtido na simulação mostrou-se consistente com o esperado, apresentando o perfil do W invertido (HOFFMANN; STEIN, 2002).

Figura 29 – Comparativo entre o perfil de velocidade axial normalizada obtida por CFD e os valores experimentais (HOEKSTRA, 2000).



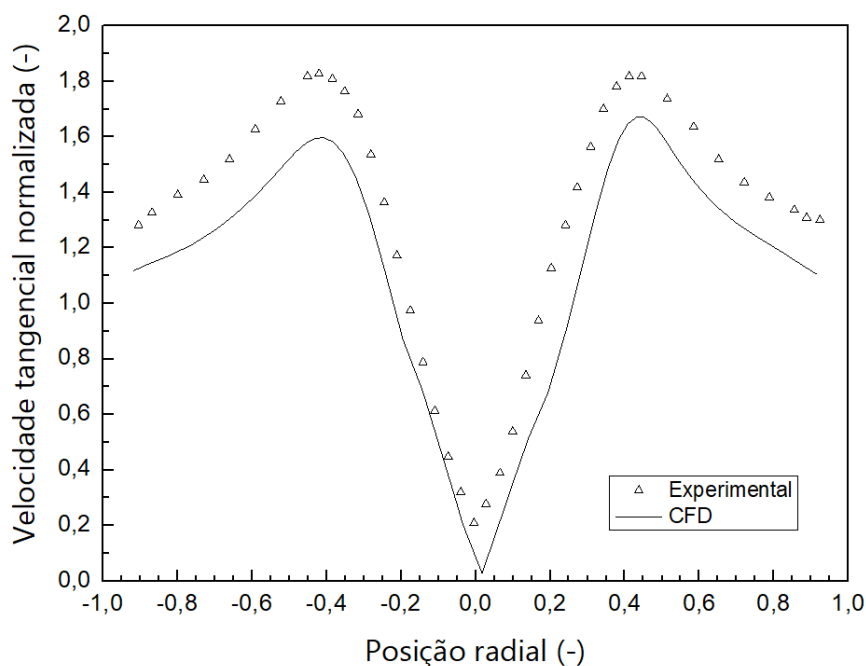
Fonte: Elaborado pelo autor.

O perfil não apresentou uma simetria perfeita, obtendo resultados inferiores aos experimentais no intervalo entre as posições radiais 0,2 e 0,4, obtendo um maior desvio de -21,06% na posição radial 0,33. Porém, este comportamento é esperado, devido à alta vorticidade na região central do equipamento, que faz com que o perfil seja oscilatório. Enquanto a região entre -0,4 e -0,2 apresentar um valor máximo, a região entre 0,2 e 0,4 apresentará seu valor mínimo e vice-versa. Assim, analisando o perfil, percebe-se um bom ajuste dos resultados obtido por CFD em relação ao experimental, obtendo um desvio de -0,96% para a velocidade axial máxima.

5.2.1.2 Perfil de velocidade tangencial

O perfil de velocidade tangencial mostrou-se condizente com o perfil do vórtice Rankine.

Figura 30 – Comparativo entre o perfil de velocidade tangencial normalizada obtida por CFD e os valores experimentais (HOEKSTRA, 2000).



Fonte: Elaborado pelo autor.

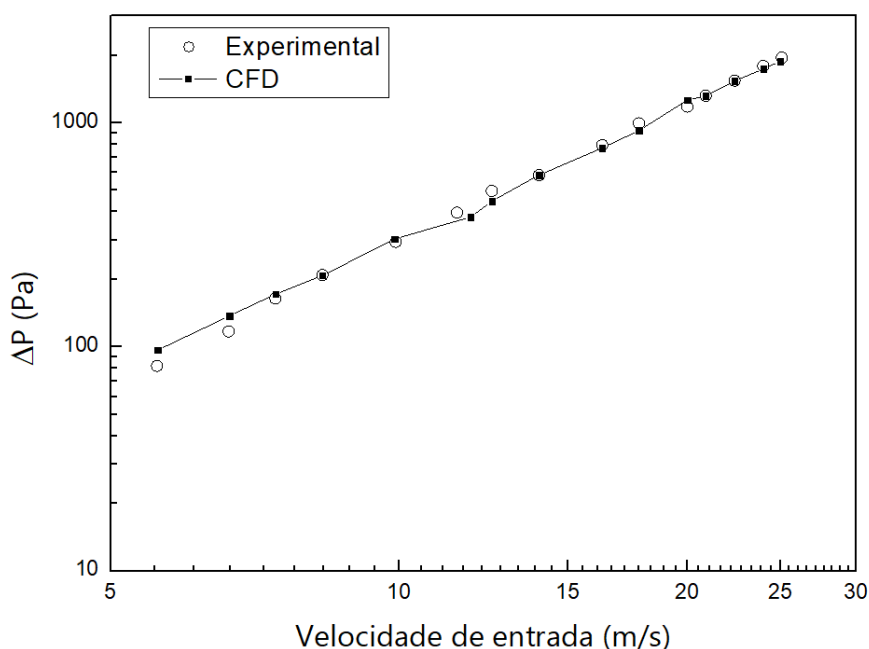
O perfil de velocidade tangencial, assim como o da velocidade axial, apresenta uma pequena assimetria. As simulações apresentaram uma velocidade tangencial máxima normalizada de 1,69 na posição radial 0,4. Comparando com os valores experimentais, obteve-se um desvio de -6,79% para a velocidade tangencial máxima e 2,72% para a posição radial. Ao comparar com o modelo semi-empírico de Iozia e Leith (1990), o desvio da velocidade tangencial máxima foi de 2,41%.

Os desvios dos resultados por CFD foram relativamente baixos tanto para os resultados experimentais quanto para o modelo semi-empírico. O desvio em relação ao modelo semi-empírico de Iozia e Leith ter sido menor se deve à maior similaridade entre as dimensões e condições de operação entre os estudos realizados por Iozia e Leith (1990) (ver Apêndice C, seção C.1) e as simulações realizadas neste estudo.

5.2.2 Validação da queda de pressão

Para a queda de pressão a validação foi feita a partir de valores absolutos. Foram realizadas 15 simulações variando a velocidade de entrada do gás conforme Hoekstra (2000) e seus resultados foram comparados.

Figura 31 – Queda de pressão em função da velocidade do gás na entrada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 31 apresenta simulações com resultados próximos aos valores experimentais. Com exceção das duas velocidades mais baixas, cujos desvios foram acima de 17%, todas as simulações obtiveram desvios inferiores a 10%. Os valores altos podem ser associados a erros experimentais devido à dificuldade de mensurar com precisão baixas pressões.

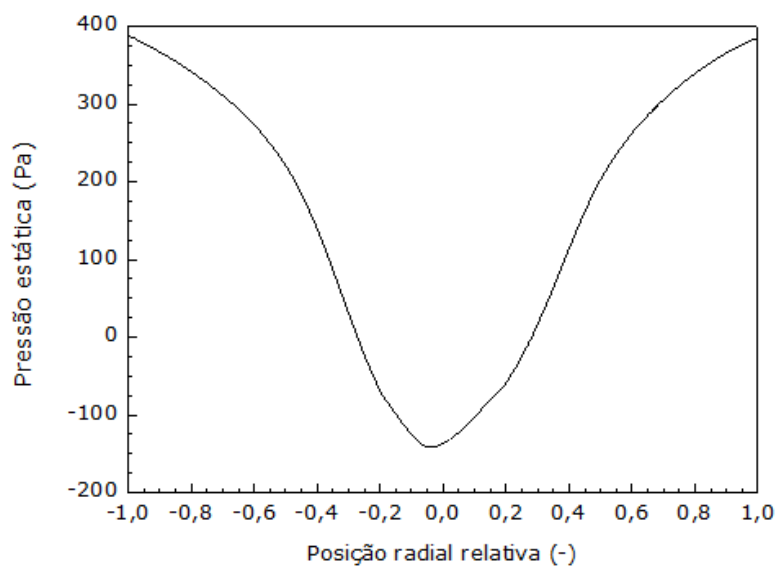
As velocidades de entrada 11,88 m/s e 20 m/s são as de maior relevância nesta etapa, pois tratam-se, respectivamente, da velocidade que o equipamento opera em condições experimentais (ALVES, 2017) e a velocidade utilizada na seção 5.1. Para estes valores, os desvios foram -4,50 e 6,87%, respectivamente.

5.2.3 Verificação do perfil e campos de pressão

A curva de pressão estática não foi apresentada em termos relativos, mas sim em termos absolutos. O perfil da curva, independentemente da velocidade, deve ser o mesmo, seguindo o padrão da família de ciclones estudado. Porém, seus valores absolutos alteram-se conforme a velocidade de entrada do gás. Quanto menor for a velocidade de entrada, menor o gradiente de pressão, obtendo, assim, menores valores.

O perfil da pressão estática deve ser semelhante ao apresentado na Figura 16b para a malha de 287232 elementos, dado que trata-se do mesmo equipamento. Embora os valores absolutos sejam inferiores, a resposta obtida condiz com o esperado, dado que a velocidade do escoamento gasoso em condições laboratoriais é inferior à velocidade utilizada no teste de independência apresentado na subseção 5.1.2. Assim, o gradiente de pressão é menor, chegando a valores menores de pressão estática, porém é proporcional, como mostra a Figura 32.

Figura 32 – Perfil radial da pressão estática média temporal na linha cortando o corpo do ciclone em $Y = 0,29$ m.

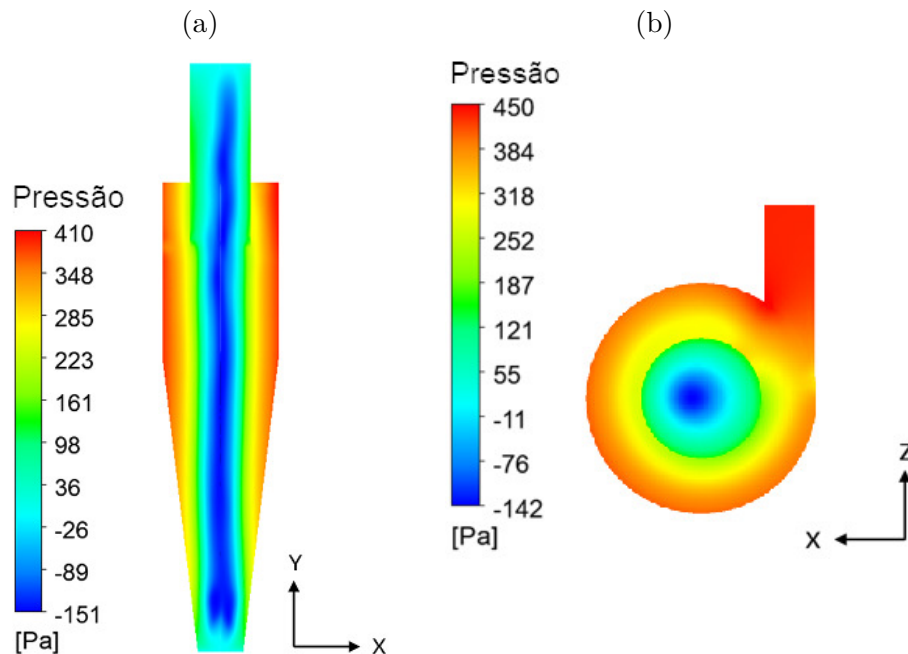


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como forma de visualizar os efeitos do gradiente de pressão e inversão do gradiente, os contornos da pressão estática média temporal ao longo de um plano axial passando pelo centro do ciclone ($Z = 0$) e um plano radial passando na metade da altura do bocal de entrada ($Y = 0,29$ m), são apresentados na Figura 33a e Figura 33b, respectivamente. Os valores de pressão estática radial diminuem das paredes até o centro. A região com valores negativos vista no centro, onde ocorre o vórtice induzido, é diretamente relacionado ao perfil altamente rotativo do escoamento. Os resultados mostram que o gradiente de pressão é maior ao longo da direção radial em comparação à axial. A distribuição da

pressão estática no corte radial do corpo do ciclone, em $Y = 0,29$ m, é apresentada na Figura 32. O resultado mostra que o ciclone apresenta uma leve assimetria, apresentando um maior gradiente de pressão na região crítica do vórtice Rankine, conforme esperado.

Figura 33 – Contornos da pressão estática média temporal nos planos: (a) XY com $Z = 0$ m e (b) XZ com $Y = 0,29$ m.



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.3 Estudo de casos - fases lagrangeanas

O estudo das fases lagrangeanas engloba um estudo da trajetória do material particulado, das gotas e uma proposta de eficiência de coleta para o ciclone úmido, conforme apresentado nas seções subsequentes. As condições operacionais e propriedades das fases foram previamente descritas na Tabela 4, considerando o gás entrando a 11,88 m/s.

5.3.1 Simulação do ciclone convencional

Na avaliação da trajetória do material particulado, duas variáveis são fundamentais para a compreensão dos fenômenos ocorrendo dentro do ciclone. A primeira trata da eficiência de coleta para o ciclone seco, relevante, principalmente, para estimar o diâmetro de corte (D_{50}), correspondente ao diâmetro cuja eficiência de coleta é de 50%, utilizado na avaliação da viabilidade do uso de água para aumentar a eficiência de coleta. A segunda variável é o tempo de residência do material particulado, mostrando o tempo em que as partículas permanecem no equipamento interagindo com as gotas no *spray* de água.

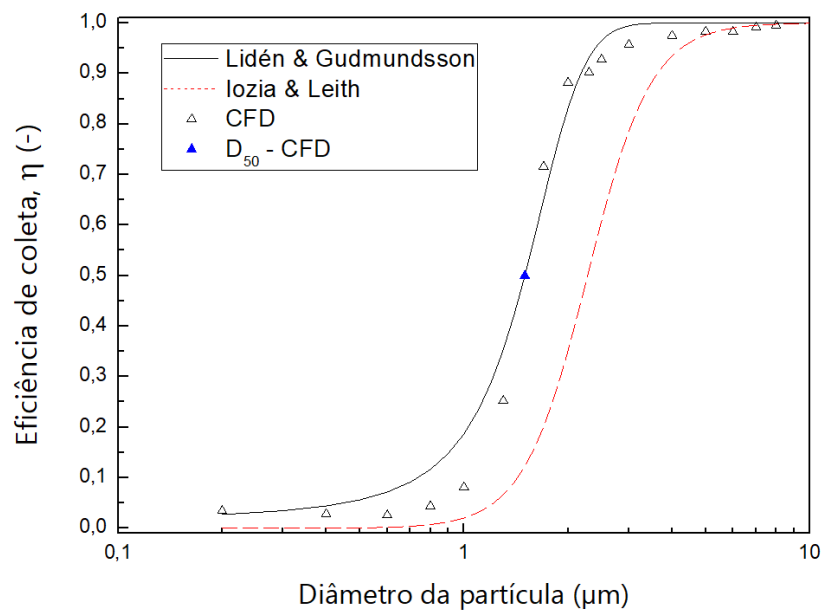
As partículas simuladas foram tratadas como esféricas e monodispersas, para que se possa utilizar o modelo de Morsi e Alexander (1972) de coeficiente de arraste. Foram simulados diâmetros entre 0,2 e 8,0 μm (ALVES, 2017) e sua eficiência de coleta foi calculada pela Equação 5.2 e os resultados apresentados na Figura 34.

$$\eta = 1 - \frac{n_{esc}}{n_{inj}} \quad (5.2)$$

onde η é a eficiência, n_{esc} é o número total de partículas que escapam pelo bocal de gás tratado, ou seja, partículas não coletadas, e n_{inj} o número total de partículas injetadas no domínio.

Os resultados foram comparados com dois modelos de eficiência de coleta presentes na literatura (Apêndice C), conforme apresenta a Figura 34. O ponto azul em destaque mostra o diâmetro de corte (D_{50}) obtido por CFD.

Figura 34 – Comparativo entre os resultados de eficiência de coleta para as partículas simuladas no ciclone convencional e modelos da literatura.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Dentre os modelos comparados, os resultados obtidos por CFD apresentaram um melhor ajuste ao modelo de Lidén e Gudmundsson (1997). Enquanto o modelo estima um diâmetro de corte de 1,5 μm , as simulações obtiveram 48,70% de eficiência de coleta para este diâmetro, representando um desvio de 2,67%.

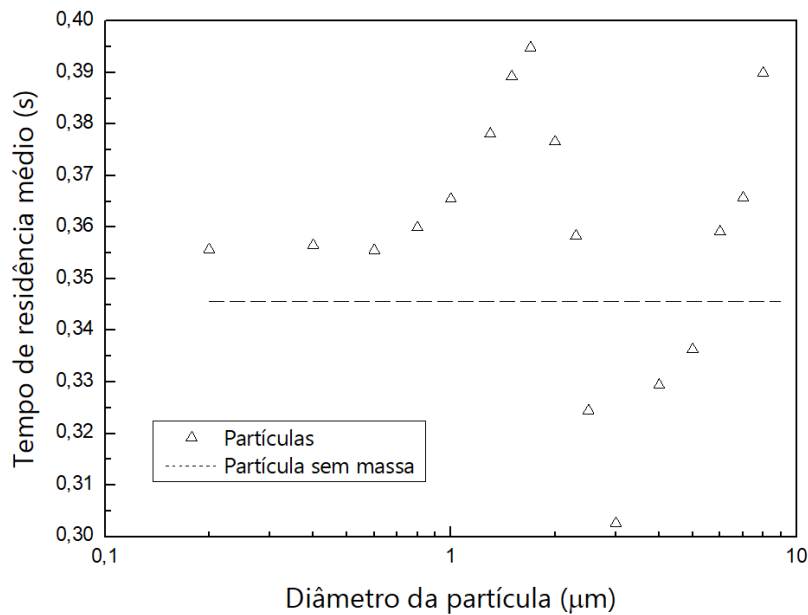
O tempo médio de residência das partículas é dado pela média ponderada entre tempo de residência das partículas que escapam pelo bocal de gás tratado e o tempo de

residência da partícula coletada no fundo do ciclone, conforme a Equação 5.3.

$$t_{res} = \frac{n_{esc} \cdot t_{res}^{esc} + n_{trap} \cdot t_{res}^{trap}}{n_{inj}} \quad (5.3)$$

A Figura 35 apresenta o tempo de residência das partículas simuladas. O perfil oscilatório apresentado pode ser explicado pela trajetória das partículas dentro do ciclone. Partículas menores tendem a permanecer na região em que a velocidade axial é ascendente e em seu máximo valor, conforme visto na Figura 29. Assim, o tempo de residência dessas partículas para escaparem pelo bocal de saída de gás é menor. Entretanto, partículas maiores tendem a permanecer na região em que a velocidade axial é descendente, carregando as partículas para o fundo do ciclone por um caminho maior, aumentando o tempo de residência.

Figura 35 – Tempo de residência médio para partículas simuladas entre 0,2 e 8,0 μm .

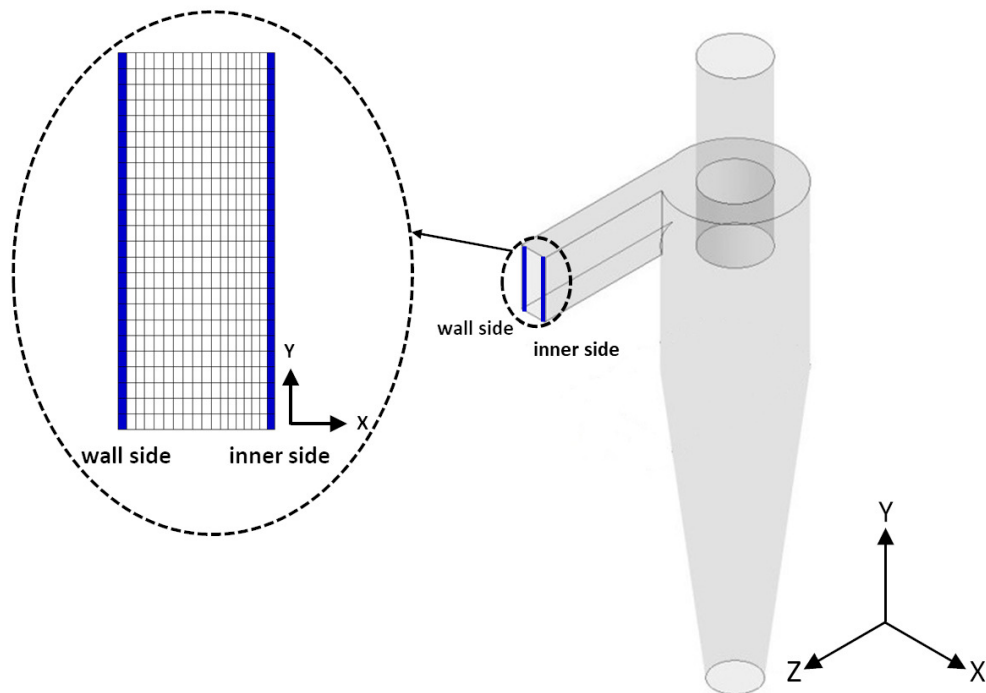


Fonte: Elaborado pelo autor.

Partículas com diâmetros de 0,2 μm e 4,0 μm foram rastreadas a partir da injeção em duas regiões do bocal de entrada, conforme apresentadas na Figura 36. A região chamada de "*wall side*" representa uma injeção de partículas feita próxima à parede do corpo do ciclone, enquanto que a região chamada de "*inner side*" representa uma injeção feita nas proximidades da posição radial da parede do bocal de saída de ar.

A Figura 37 mostra que as partículas de 0,2 μm permanecem mais próximas à região do bocal de saída de ar do que as de 4,0 μm . Esta tendência é de se esperar, dado que a força centrífuga atuando na partícula de 4,0 μm é muito maior do que a que atua

Figura 36 – Esquema das posições de injeção das partículas dentro do ciclone - vista frontal do equipamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

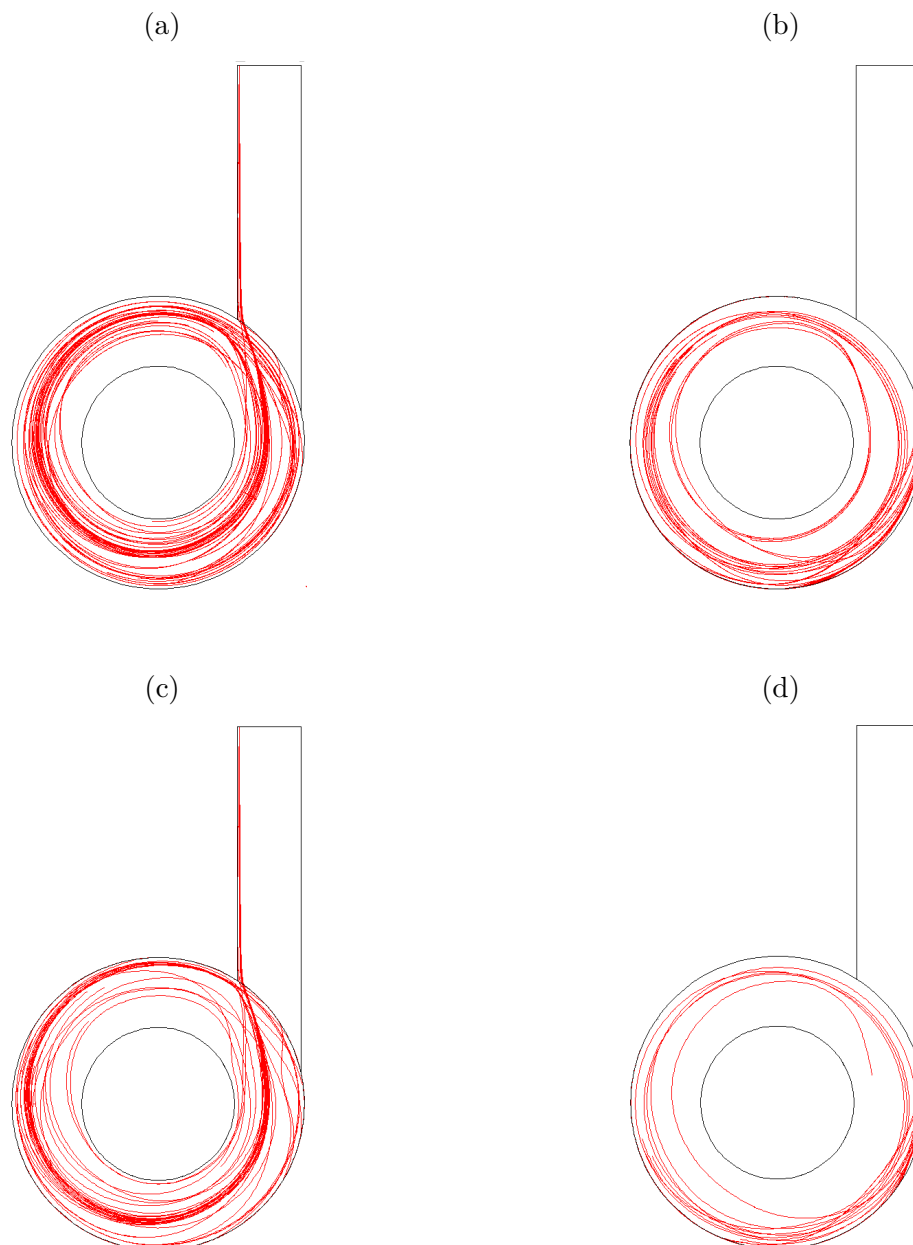
nas partículas de $0,2 \mu\text{m}$. Desta forma, quanto maior a partícula, maior é a sua tendência de ser empurrada para as paredes do ciclone.

Comparando partículas de mesmo diâmetro sendo injetadas em posições diferentes, é possível observar que as injeções feitas na região "*inner side*" tendem a seguir as linhas de corrente do gás, mantendo suas trajetórias mais próximas do bocal de saída de ar até atingirem a região em que a velocidade tangencial tem seu valor máximo (vide Figura 30). Neste ponto, as partículas são empurradas contra as paredes do ciclone.

Este fenômeno fica ainda mais evidente para as partículas de $4,0 \mu\text{m}$ (Figura 37c), por serem sujeitas a uma maior força centrífuga. Partículas injetadas na região "*wall side*" entram no ciclone próximas à parede e, devido à redução da pressão e aumento da velocidade axial na região do vórtice, tendem a permanecer nas paredes, conforme visto nas Figuras 37b e 37d.

Assim, pode-se dizer que o tempo necessário para que as partículas interajam com as paredes do ciclone depende da posição de injeção e do diâmetro da partícula. Este tempo reduz quanto mais próxima da parede é feita a injeção e quanto maior é o diâmetro da partícula.

Figura 37 – Trajetória das partículas injetadas na superfície de entrada: (a) partículas de $0,2 \mu\text{m}$ na região "inner side"; (b) partículas de $0,2 \mu\text{m}$ na região "wall side"; (c) partículas de $4,0 \mu\text{m}$ na região "inner side" e (d) partículas de $4,0 \mu\text{m}$ na região "wall side".



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.3.2 Estudo da hidrodinâmica das gotas

O estudo da hidrodinâmica das gotas consistiu em analisar a trajetória das gotas, seus rompimentos e suas ligações conforme interagem com o gás. Para isso, as condições laboratoriais apresentadas na Tabela 11 foram utilizadas junto ao modelo de bico aspersor *flat-fan atomizer* (Figura 13) disponível no *software* FLUENT 14.5. Os bicos foram posicionados conforme descrito na Tabela 12. Para melhor visualizar, a Figura 38 ilustra um esquema das posições dos bicos.

Tabela 11 – Configurações e condições operacionais do gás na entrada do ciclone e dos bicos aspersores de água para o estudo da hidrodinâmica das gotas.

ar	velocidade ($m s^{-1}$)	11,88
	temperatura ($^{\circ}C$)	45,5
bico	raio (mm)	0,9
	meio-ângulo ($^{\circ}$)	55
	modelo	<i>flat-fan atomizer</i>
água	densidade ($kg m^{-3}$)	998,2
	vazão por bico ($kg s^{-1}$)	$6,65 \cdot 10^{-3}$
	temperatura ($^{\circ}C$)	27
razão líquido/gás	(litros de água m^{-3} de gás)	0,3738

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 12 – Configurações das posições dos quatro bicos aspersores no modelo *flat-fan atomizer*.

Bico	Eixo	Centro [m]	Origem virtual [m]	Vetor normal
1	X	-0,0875	-0,0875	0
	Y	0,3499	0,349975	0
	Z	0	0	1
2	X	0	0	1
	Y	0,3499	0,349975	0
	Z	-0,0875	-0,0875	0
3	X	0,0875	0,0875	0
	Y	0,3499	0,349975	0
	Z	0	0	1
4	X	0	0	1
	Y	0,3499	0,349975	0
	Z	0,0875	0,0875	0

Fonte: Elaborada pelo autor.

Após atingir o estado estacionário, o leque formado pelas gotas geradas pelo bico aspersor tem seu perfil definido. Para melhor visualizar o perfil do leque, é apresentada a Figura 39, onde o perfil de acordo com a velocidade (Figura 39a) e diâmetro (Figura 39b) das gotas é representado.

De acordo com Warych (1979), para que uma gota consiga capturar a partícula, seu diâmetro deve ser entre 50 e 100 vezes o diâmetro da partícula. Assim, para estimar

Figura 38 – Esquema das posições dos bicos aspersores de água: (a) vista isométrica e (b) vista superior.

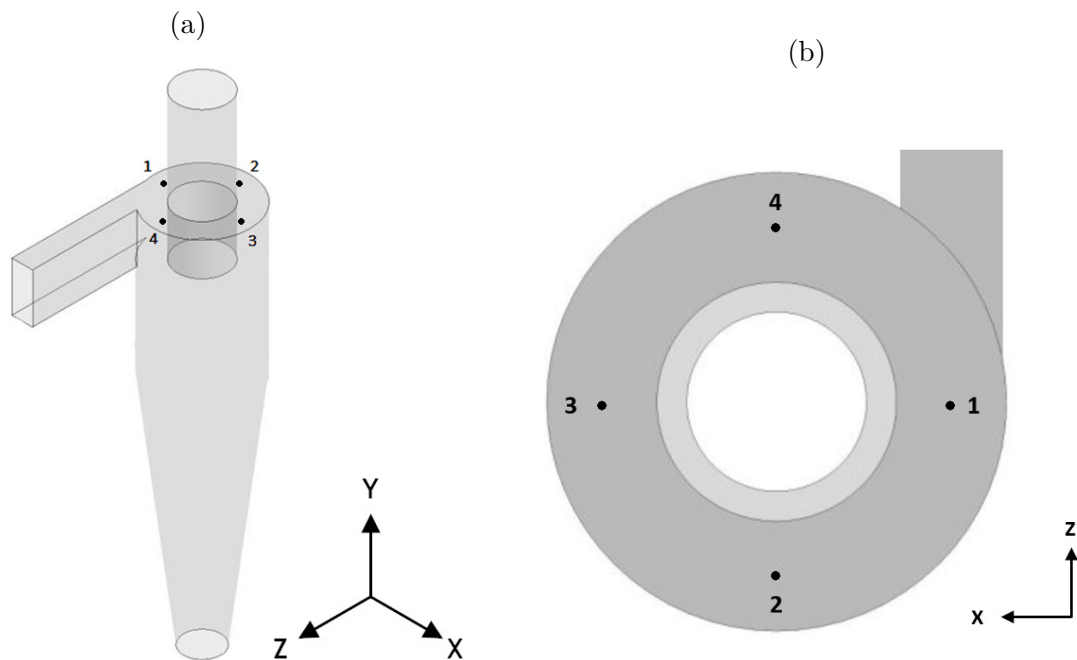
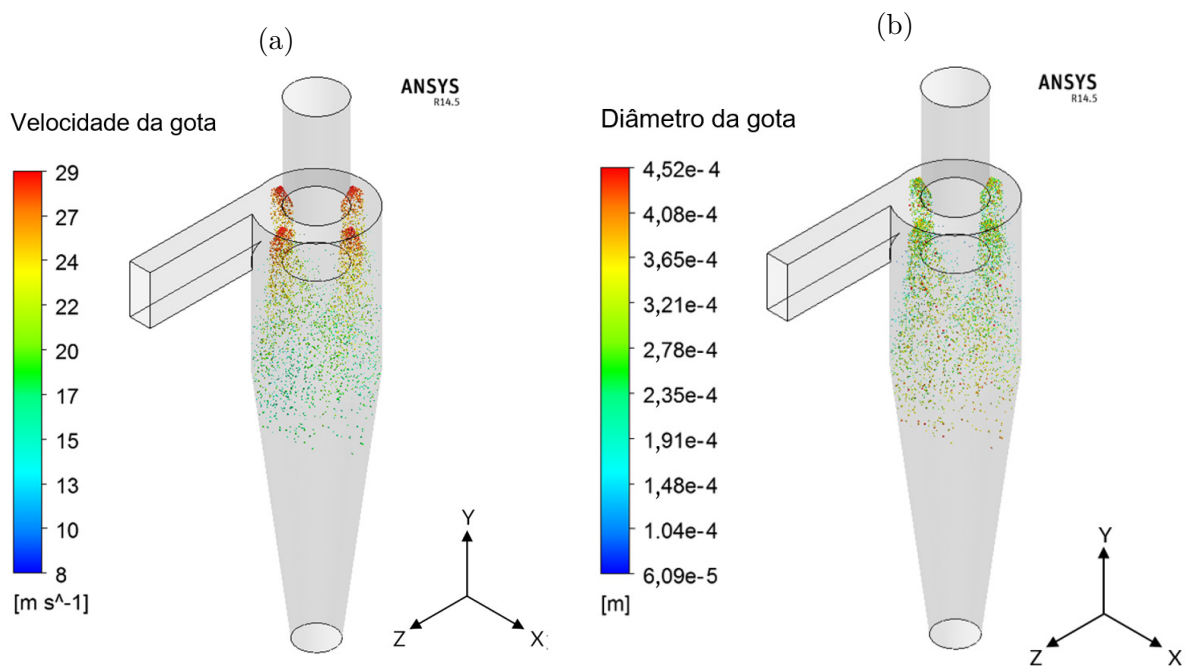


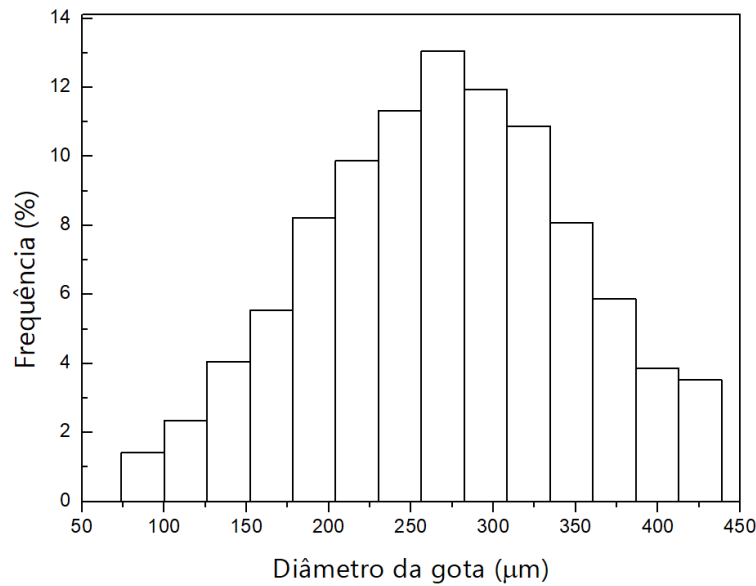
Figura 39 – Vista isométrica das gotas nas regiões dos *sprays*: (a) velocidade relativa das gotas e (b) diâmetro das gotas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

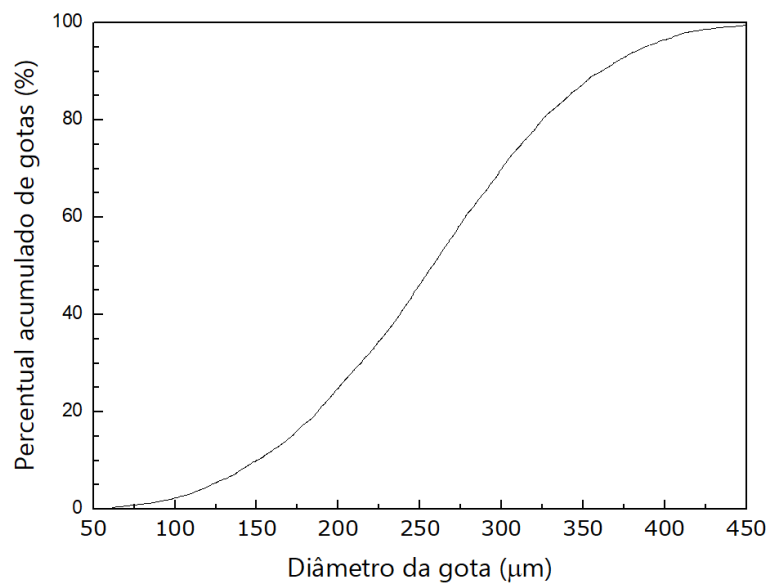
qual a faixa de diâmetros de partículas as gotas do ciclone estão capturando e a faixa de diâmetros em que teremos um maior aumento da eficiência de coleta, a Figura 40 apresenta o histograma da distribuição de diâmetros de gotas dentro do ciclone.

Figura 40 – Histograma da frequência dos diâmetros das gotas injetadas no ciclone.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 41 – Percentual acumulado dos diâmetros de gotas dentro do ciclone.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 39b mostra que os diâmetros das gotas variam entre 60,9 e 452 μm , assim, espera-se que haja um aumento na eficiência de coleta para partículas entre 0,61 e 9,06 μm . O histograma de diâmetros de gotas (Figura 40) e o percentual acumulado dos diâmetros de gotas (Figura 41) mostram que cerca de 75% das gotas estão na faixa entre 191 e 347 μm , ou seja, o aumento na eficiência de coleta deve ser maior para partículas entre 1,91 e 7,48 μm .

5.3.3 Interações partícula-gota

As paredes internas do ciclone e as regiões de *spray* representam os dois tipos de região em que as partículas podem interagir com as gotas, coagular e, conseqüentemente, serem coletadas. Para representar tais interações, simulações foram feitas com duas condições de contorno diferentes: coagulação nas paredes e coagulação nas regiões de *spray*.

5.3.3.1 Coagulação nas paredes

A interação entre partículas e parede é fundamental no estudo do ciclone úmido, devido à película absorvedora de partículas formada nas paredes quando o ciclone úmido atinge o estado estacionário. Feita essa consideração, para representar apenas a coagulação nas paredes, foram descartados as interações com o *spray* utilizando como condição de contorno a função *trap* nas paredes do corpo do ciclone. Assim, as partículas que, em algum momento, tocarem qualquer superfície interna do ciclone, com exceção das paredes do bocal de entrada, são capturadas e removidas do domínio computacional.

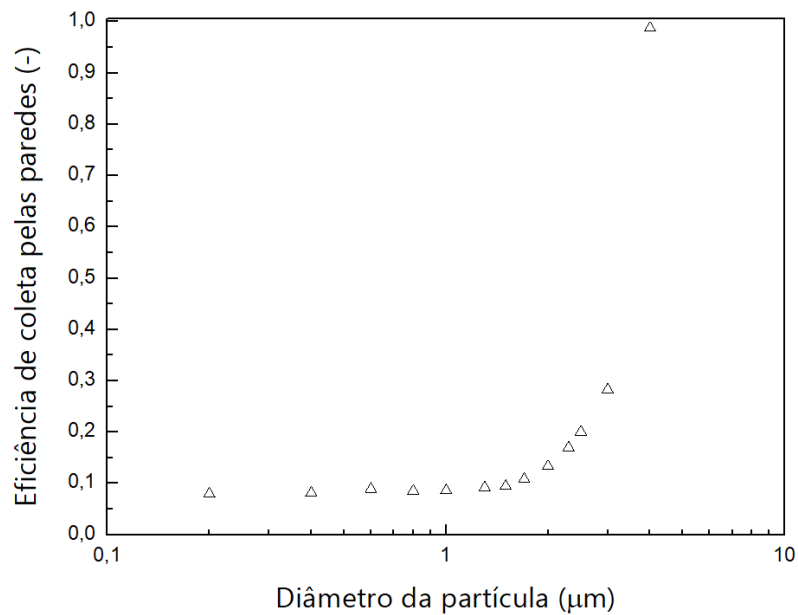
Partículas de menor massa tendem a seguir as linhas de corrente do gás e, conseqüentemente, apresentar uma menor eficiência de coleta, por interagir menos com as paredes, enquanto que as partículas de maiores diâmetros têm maior facilidade de escapar das linhas de corrente do gás e colidir com as paredes úmidas, apresentando uma maior eficiência de coleta. Este efeito fica evidente na Figura 42, onde são apresentadas as eficiências de coleta devido à interação da partícula com a parede. Dos resultados, nota-se que partículas de até $1,7 \mu\text{m}$ apresentam eficiência de coleta pelas paredes úmidas inferiores a 10%. Comparando com a Figura 34, percebe-se que as partículas maiores que $2,3 \mu\text{m}$ possuem eficiência de coleta de 90% para o ciclone seco, de modo que essas partículas já seriam coletadas mesmo se não houvesse uma película para interagir.

5.3.3.2 Coagulação na região dos *sprays* utilizando valores médios

A captura de partículas pelas gotas geradas no *spray* é estudada através da constante de tempo de captura, fator de limpeza de gás e eficiência de captura cinemática. Para determinar tais parâmetros, é necessário um estudo dos diâmetros de gotas e suas respectivas velocidades de escoamento, conforme apresentado no equacionamento na subseção 4.4.2.2.

Para o estudo das velocidades das gotas há uma necessidade de apresentar o histograma de frequência da distribuição de diâmetros das gotas (Figura 40) dentro do ciclone. Do histograma de diâmetros é possível perceber que cerca de 75% das gotas dentro do ciclone estão na faixa de diâmetros entre $191 \mu\text{m}$ e $347 \mu\text{m}$.

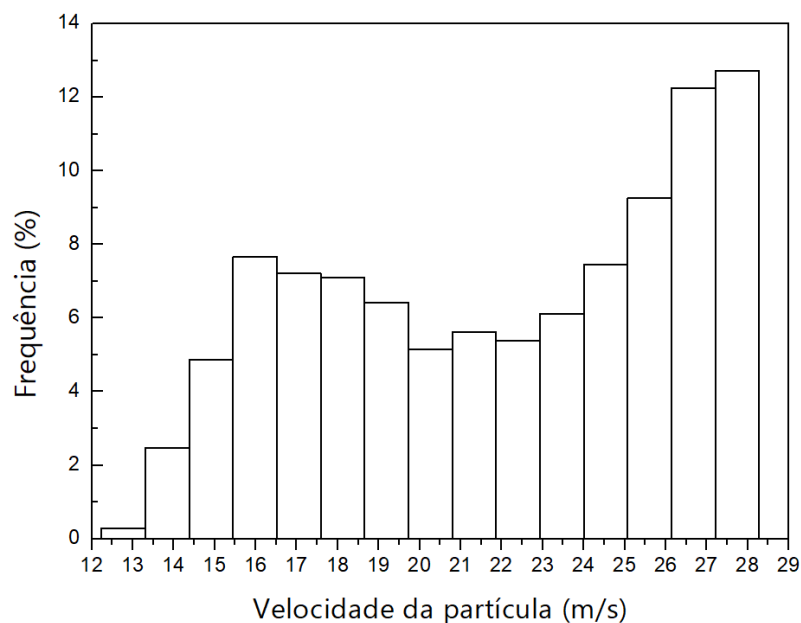
Figura 42 – Eficiência de coleta devido às interações entre as partículas e a película formada nas paredes do ciclone úmido.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Assim, é possível apresentar um histograma de frequência de velocidades das gotas nessa faixa de diâmetros (Figura 43) para que se possa, através de uma média ponderada, obter uma velocidade média de $22,21 \text{ m/s}$.

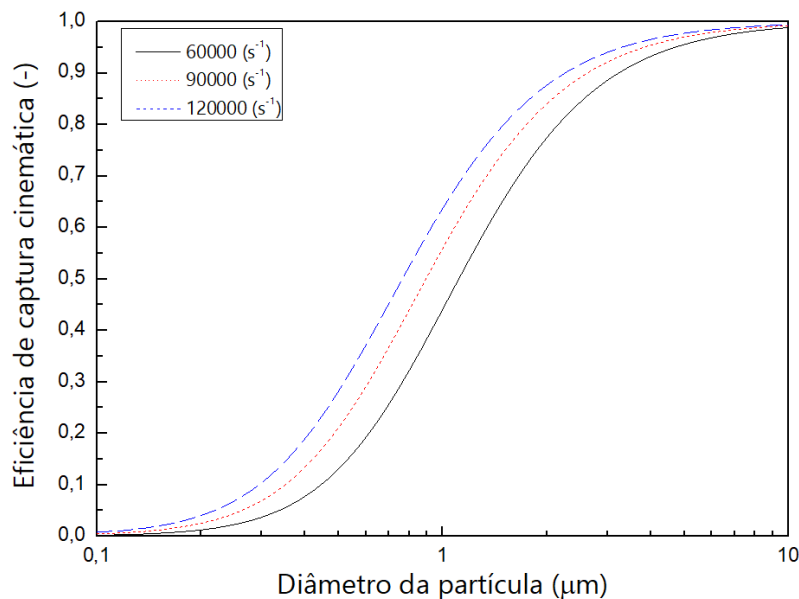
Figura 43 – Histograma da frequência de velocidades para as gotas com diâmetros entre 191 e $347 \mu\text{m}$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para essa faixa de diâmetros de gotas, a razão entre a velocidade média e o diâmetro da gota, V/d_d , varia entre 120000 e 60000 s^{-1} . A eficiência de captura cinemática foi calculada para a partir das razões V/d_d máxima, média e mínima (120000, 90000 e 60000 s^{-1}). A Figura 44 mostra que a eficiência de coleta é menor quanto mais baixa é a razão V/d_d e aumenta com o aumento da razão. Fisicamente, o resultado indica que, para um dado diâmetro de partícula, gotas menores coletam mais partículas do que as gotas grandes.

Figura 44 – Comportamento da eficiência de captura cinemática para três razões velocidade/diâmetro de gota.



Fonte: Elaborado pelo autor.

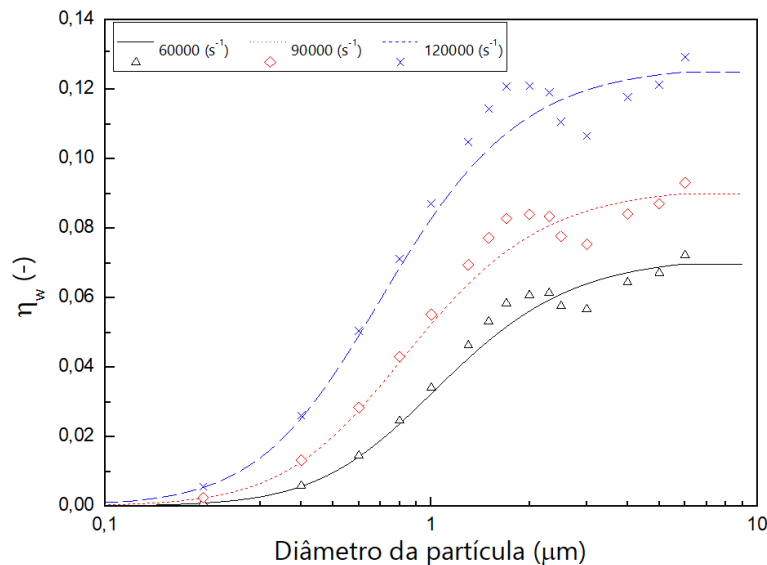
Os resultados da simulação do ciclone convencional indicaram um diâmetro de corte próximo a 1,5 μm (Figura 34). Analisando a eficiência de captura cinemática do ciclone úmido (Figura 44), percebe-se que o diâmetro de corte varia entre 0,75 e 1,2 μm , dependendo do diâmetro da gota. Estes valores representam uma redução de 20% a 50% do diâmetro de corte em um equipamento operando a uma razão de consumo de água de 0,3738 L/m^3 , confirmando o baixo custo de operação do ciclone úmido, se comparado a outros lavadores operam a uma razão entre 0,5 e 5,0 L/m^3 .

O fator de limpeza de gás (GCF, do inglês *Gas-cleaning Factor*), conforme visto na Equação 4.38, é fortemente dependente do tempo de residência em que as partículas são expostas às gotas. O tempo de residência da partícula utilizado para calcular o GCF é obtido através da simulação de partículas com diâmetros variando entre 0,2 e 8,0 μm , conforme apresentados na Figura 35. Também foi considerado o valor do tempo médio de residência da partícula Lagrangeana sem massa, cujo valor foi de 0,366 s. O tempo de

residência dessa partícula sem massa pode ser interpretado como o tempo que o gás leva para escoar pelo ciclone.

O significado físico do GCF é a redução do número de partículas após interagir com as gotas, sendo uma razão entre o número de partículas antes da interação e depois da interação. O GCF, denotado por η_w , foi calculado a partir das mesmas razões V/d_d utilizadas para determinar a eficiência de captura cinemática e para os tempos médios de residência apresentados na Figura 35, conforme apresentado na Figura 45 pelos pontos. Seus valores também foram determinados utilizando o tempo de residência da partícula sem massa, representados pelas curvas da Figura 45.

Figura 45 – Fator de limpeza de gás (GCF) para uma partícula Lagrangeana sem massa e para partículas entre 0,2 e 6,0 μm .



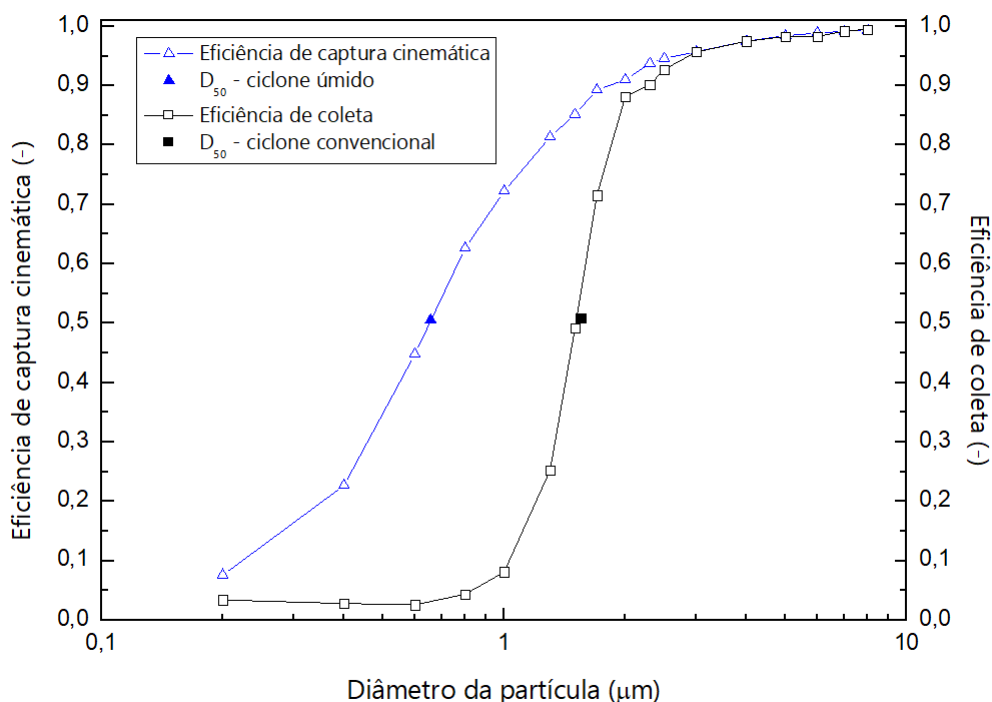
Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas de GCF apresentadas na Figura 45 mostram uma resposta crescente e não linear ao crescimento linear da razão V/d_d , obtendo melhores valores para os menores diâmetros de gotas. O desvio absoluto máximo obtido foi de 12,59% para partículas de 1,7 μm na razão $V/d_d = 120000 \text{ s}^{-1}$. Assim, as diferenças são baixas o suficiente para que se possa utilizar o tempo de residência do gás para o cálculo do GCF com uma boa precisão.

5.3.3.3 Coagulação na região dos *sprays* utilizando variáveis locais

Uma forma alternativa de abordar este problema é o uso de variáveis locais. Nesta abordagem, a razão V/d_d é obtida individualmente para cada gota dentro do ciclone úmido. Assim, é possível, com uma maior precisão, determinar a eficiência de captura cinemática no ciclone úmido e comparar com a eficiência de coleta, conforme apresentado na Figura 46.

Figura 46 – Comparação entre a eficiência de coleta do ciclone convencional e a eficiência de captura cinemática no ciclone úmido.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A curva de eficiência de captura cinemática apresenta um diâmetro de corte de $0,68 \mu\text{m}$ e uma eficiência de coleta global de $90,22\%$ para o ciclone úmido, representando uma redução de $54,66\%$ no diâmetro de corte e um aumento de $10,92\%$ na eficiência de coleta global em relação ao ciclone convencional.

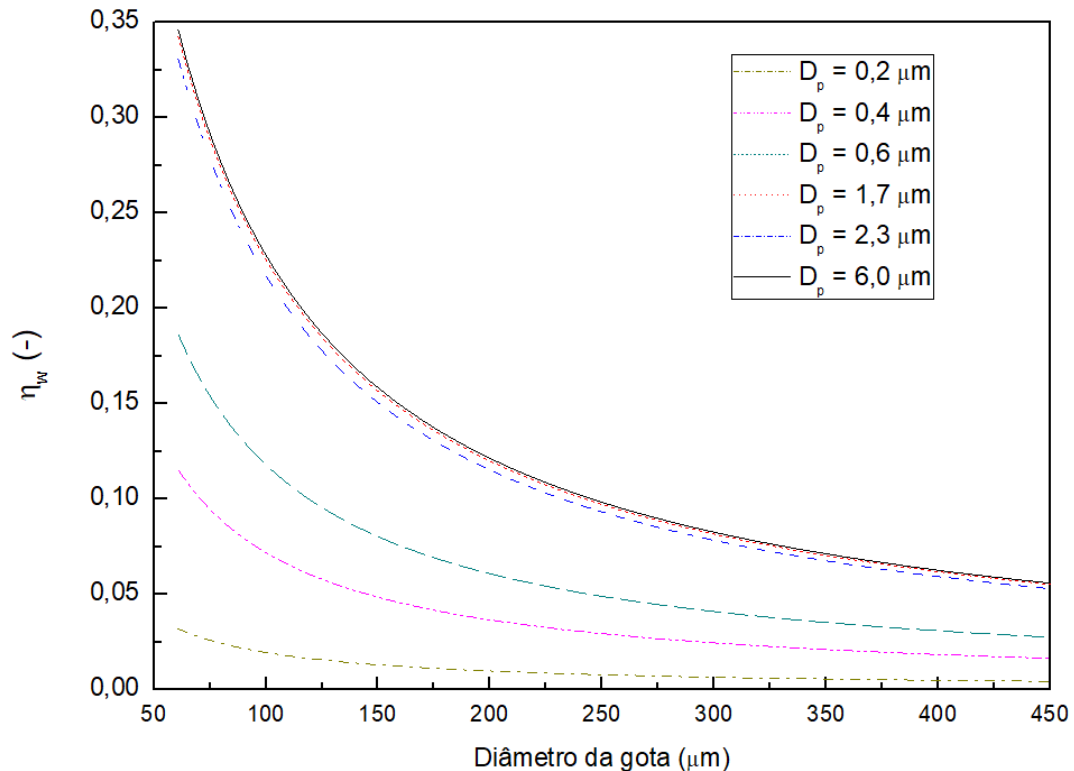
O fator de limpeza de gás (GCF) é dependente do tempo que a partícula interage com as gotas de água e a constante de tempo de captura, que, por sua vez, é altamente influenciada pelos diâmetros da partícula e da gota. Para melhor compreender a influência de cada termo, seis tamanhos de partículas foram testadas, conforme visto na Figura 47.

A escolha dos diâmetros visou isolar as variáveis que influenciam o GCF. Devido ao desvio padrão de $0,0014\%$ para o tempo de residência das partículas de $0,2 \mu\text{m}$, $0,4 \mu\text{m}$, $0,6 \mu\text{m}$, $2,3 \mu\text{m}$ e $6,0 \mu\text{m}$, a influência desta variável pode ser desprezada ao comparar esses diâmetros, por ser praticamente constante. Já a partícula de $1,7 \mu\text{m}$ possui um tempo de residência $10,58\%$ maior que a média dos demais diâmetros, de modo que a variável passa a ser significativa.

O GCF foi apresentado na Figura 47 como função do diâmetro da gota para as seis partículas. As partículas de $0,2$ a $0,6 \mu\text{m}$ apresentam tempo de residência muito próximos, porém, uma pequena variação no diâmetro representa um significativo aumento

no GCF. Partículas de diâmetro $0,2 \mu\text{m}$ apresentam uma baixa eficiência de coleta, devido à dificuldade de colidir com as gotas. Tal comportamento é condizente com os estudos de Warych (1979), que empiricamente propôs que o diâmetro da gota deve ser 50 a 100 maior que o diâmetro da partícula para que ocorra uma maior frequência de colisões.

Figura 47 – Fator de limpeza de gás para partículas de diferentes diâmetros interagindo com a faixa de diâmetros de gotas dentro do ciclone.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Mantendo constante o tempo de interação das partículas com as gotas, o aumento do diâmetro da partícula acarreta um aumento no número de colisões, elevando o GCF. Tal efeito fica evidente ao comparar as partículas até $2,3 \mu\text{m}$. Porém, analisando os resultados das partículas de $2,3 \mu\text{m}$ e de $6,0 \mu\text{m}$ é possível notar que o aumento do diâmetro da partícula passa a ter uma menor influência no aumento do GCF, sendo o tempo de residência a variável mais influente.

Seguindo a tendência da influência do diâmetro da partícula no GCF, era de se esperar que os resultados do GCF para as partículas de $1,7 \mu\text{m}$ fossem menores que os das partículas de $2,3 \mu\text{m}$. Porém, devido ao fato das partículas de $1,7 \mu\text{m}$ possuírem um tempo de interação maior, sua curva de GCF apresenta resultados maiores, sendo praticamente coincidente com a curva das partículas de $6,0 \mu\text{m}$, confirmando que para partículas a partir de $1,7 \mu\text{m}$ o tempo de interação influencia mais que o diâmetro da partícula.

6 Conclusão

Este trabalho teve como objetivo propor uma maneira de estimar a eficiência de coleta em um ciclone úmido. Para isso, foi proposto modelo híbrido que se utiliza de CFD e um modelo mecanístico de coagulação cinemática, de modo a evitar a necessidade de simular interações entre fases lagrangeanas.

Após a realização de um estudo de malhas realizando uma análise da qualidade dos elementos da malha, um teste de independência da malha e uma análise de incerteza das malhas, concluiu-se que a malha de 287232 elementos com padrão de refino nas paredes mostrou-se eficaz na obtenção de resultados condizentes com o esperado aliado a uma redução do tempo de simulação. A malha pôde ser utilizada tanto na realização do estudo de turbulência em condições hipotéticas quanto no estudo de casos, utilizando condições laboratoriais.

O teste de modelos de turbulência e esquemas de interpolação para condições hipotéticas mostrou que esquemas de interpolação de primeira ordem são incapazes de representar o perfil turbulento e de alta vorticidade apresentado em ciclones. Foi possível notar que apesar de neste trabalho o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ não ter representado com qualidade os perfis esperados, a dificuldade se deveu ao tipo de refino de malha proposto. O teste mostrou que, devido à sua robustez e tratamento anisotrópico, o modelo de turbulência RSM consegue representar com qualidade e precisão o escoamento em um ciclone, mesmo com um menor grau de refino da malha, desde que haja um refino correto nas regiões relevantes e críticas do problema.

A proposta de um modelo híbrido utilizando os resultados calculados por CFD no modelo mecanístico de coagulação cinemática mostrou-se eficaz para estimar a eficiência de coleta em um ciclone úmido. Os resultados mostraram que a eficiência de coleta depende não apenas do tempo que as partículas interagem com as gotas como também dos diâmetros das gotas. Com uma razão L/G de consumo de água de $0,3741 \text{ L/m}^3$, valor relativamente baixo se comparado a outros lavadores, que variam entre 0,5 e $5,0 \text{ L/m}^3$, foi possível reduzir do diâmetro de corte do ciclone entre 20 e 50%.

A eficiência de coleta obtida pelo efeito de absorção na película de água formada nas paredes foi inferior a 10% para partículas inferiores a $1,7 \mu\text{m}$. Conforme o diâmetro da partícula aumenta, a força centrífuga empurra as partículas para as paredes, aumentando a eficiência de coleta. Os resultados mostraram uma eficiência de coleta superior a 90% para partículas a partir de $2,3 \mu\text{m}$ no ciclone seco, indicando que essas partículas seriam

coletadas independentemente da interação com a película. Assim, é possível concluir que, no ciclone úmido, para partículas até $1,7 \mu\text{m}$ o efeito de coleta devido à coagulação cinemática com as gotas do *spray* são mais relevantes do que a interação com a película das paredes.

A abordagem utilizando variáveis locais no modelo mecanístico de coagulação cinemática mostrou-se importante para compreender os efeitos que ocorrem dentro do equipamento. A partir desta abordagem foi possível verificar a influência das variáveis no fator de limpeza de gás, sendo o aumento do diâmetro da partícula a principal influência para partículas de até $1,7 \mu\text{m}$, enquanto que para partículas maiores que $1,7 \mu\text{m}$ o tempo de interação com as gotas influencia mais no aumento do fator de limpeza de gás. O uso de variáveis locais mostrou-se útil para avaliar a eficiência com mais precisão. Com esta abordagem foi possível concluir que a injeção de gotas no ciclone chegou a reduzir o diâmetro de corte em 54,66% e aumentar a eficiência de coleta global em 10,92%.

Por ser uma função da velocidade, o diâmetro da gota depende diretamente da vazão de água e da velocidade do gás. Escoamentos em que o gás possui maiores velocidades resultam uma quebra de gotas em tamanhos menores, aumentando a limpeza do gás. Outra maneira de obter-se menores gotas seria aumentar a vazão de água nos bicos ou reduzir a área de injeção do bico, sendo a segunda opção economicamente mais viável, por não aumentar o consumo de água.

Referências

- AHUJA, S. M. Wetted wall cyclone - A novel concept. *Powder Technology*, Elsevier B.V., v. 204, n. 1, p. 48–53, 2010. ISSN 0032-5910. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.powtec.2010.07.005>>.
- ALI, H.; PLAZA, A.; MANN, A. Flow visualization and modelling of scrubbing liquid flow patterns inside a centrifugal wet scrubber for improved design. *Chemical Engineering Science*, v. 173, p. 98–109, 2017. ISSN 0009-2509.
- ALVES, A. C. M. *Otimização dos processos de separação de um ciclone adaptado com pulverizadores de água*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2017.
- ANSYS, INC. *ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide*. [S.l.], 2012.
- ANSYS, INC. *ANSYS FLUENT 14.5 User's Guide*. [S.l.], 2012.
- BARTH, W. Design and Layout of the Cyclone Separator on the Basis of New Investigations. *Brennstoff-Wärme-Kraft*, v. 8, n. 1, p. 1–9, 1956.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. *Transport Phenomena*. Second edition. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2002. ISBN 0-471-41077-2.
- BRAR, L. S.; SHARMA, R. P.; ELSAYED, K. The effect of the cyclone length on the performance of Stairmand high-efficiency cyclone. *Powder Technology*, Elsevier B.V., v. 286, p. 668–677, 2015. ISSN 1873-328X.
- CHUAH, T. G.; GIMBUN, J.; CHOONG, T. S. Y. A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics. *Powder Technology*, v. 162, n. 2, p. 126–132, 2006. ISSN 0032-5910.
- COURY, J. R.; JUNIOR, R. P.; HUNG, Y.-T. Cyclones. In: WANG, L. K.; PEREIRA, N. C.; HUNG, Y.-T. (Ed.). *Air Pollution Control Engineering*. Second edition. New Jersey: Humana Press Inc., 2004. cap. 3, p. 97–151. ISBN 1-58829-161-8.
- ELSAIED, K.; LACOR, C. The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance. *Applied Mathematical Modelling*, Elsevier Inc., v. 35, n. 4, p. 1952–1968, 2011. ISSN 0307-904X.
- ELSAIED, K.; LACOR, C. The effect of the dust outlet geometry on the performance and hydrodynamics of gas cyclones. *Computers and Fluids*, Elsevier Ltd, v. 68, p. 134–147, 2012. ISSN 0045-7930.
- FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. *Computational methods for fluid dynamics*. Third edition. [S.l.]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002. ISBN 978-3-540-42074-3.
- FUCHS, N. A. *The Mechanics of Aerosols*. First edition. [S.l.]: Pergamon Press, 1964. ISBN 978-0486660554.

- GRIFFITHS, W.; BOYSAN, F. Computational fluid dynamics (CFD) and empirical modelling of the performance of a number of cyclone samplers. *Journal of Aerosol Science*, v. 27, n. 2, p. 281–304, 1996. ISSN 0021-8502.
- HINDS, W. C. *Aerosol Technology: Properties, Behavior and Measurement of Airborne Particles*. Second edition. [S.l.]: Wiley-Interscience, 1999. ISBN 978-0471194101.
- HOEKSTRA, A. J. *Gas flow field and collection efficiency of cyclone separators*. Tese (Doutorado) — Technical University Delft, Netherlands, 2000.
- HOFFMANN, A.; GROOT, M. de; HOSPERS, A. The effect of the dust collection system on the flow pattern and separation efficiency of a gas cyclon. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 74, p. 464–470, 1996.
- HOFFMANN, A. C.; STEIN, L. E. *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design and Operation*. [S.l.]: Springer, 2002. ISBN 3-540-43326-0.
- IOZIA, D. L.; LEITH, D. The Logistic Function and Cyclone Fractional Efficiency. *Aerosol Science and Technology*, Taylor & Francis Online, v. 12, p. 596–606, 1990. ISSN 0278-6826.
- JENNINGS, S. G. The mean free path in air. *Journal of Aerosol Science*, v. 19, p. 159–166, 1988.
- JUSTI, G. H. *Avaliação da transferência de quantidade de movimento, energia e das espécies químicas em um prato perfurado de destilação através da fluidodinâmica computacional*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2016.
- KAYA, F.; KARAGOZ, I. Numerical investigation of performance characteristics of a cyclone prolonged with a dipleg. *Chemical Engineering Journal*, v. 151, p. 39–45, 2009. ISSN 1385-8947.
- KRAMES, J.; BÜTTNER, H. The cyclone scrubber - a high efficiency wet separator. *Chemical Engineering & Technology*, v. 17, n. 2, p. 73–80, April 1994.
- LAUNDER, B. E. Second-moment closure and its use in modelling turbulent industrial flows. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, v. 9, p. 963–985, 1989. ISSN 0271-2091.
- LEBEL, L. S.; PIRO, M. H.; MACCOY, R.; CLOUTHIER, A.; CHIN, Y.-S. Concept for a cyclonic spray scrubber as a fission product removal system for filtered containment venting. *Nuclear Engineering and Design*, Elsevier B.V., v. 297, p. 60–71, 2016. ISSN 0029-5493.
- LIDÉN, G.; GUDMUNDSSON, A. Semi-empirical modelling to generalise the dependence of cyclone collection efficiency on operating conditions and cyclone design. *Journal of Aerosol Science*, v. 28, p. 853–874, 1997. ISSN 0021-8502.
- LIM, K. S.; KIM, H. S.; LEE, K. W. Characteristics of the collection efficiency for a cyclone with different vortex finder shapes. *Journal of Aerosol Science*, v. 35, n. 6, p. 743–754, 2004. ISSN 0021-8502.
- MACINTYRE, A. J. *Ventilação Industrial e Controle da Poluição*. Second edition. [S.l.]: LTC, 1990. ISBN 978-0471194101.

- MAJEWSKI, R. *Projeto, Construção e Avaliação Experimental de um Lavador de Gases Industriais*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- MALISKA, C. R. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*. Segunda edição. [S.l.]: LTC, 2010. ISBN 978-85-216-1396-1.
- MEIER, H. F.; MORI, M. Anisotropic behavior of the reynolds stress in gas and gas-solid flow in cyclones. *Powder Technology*, v. 101, p. 108–119, 1999.
- MENTER, F. R. Zonal two equation k - ω turbulence models for aerodynamic flows. *The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, July 1993. ISSN 0001-1452.
- MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, August 1994. ISSN 0001-1452.
- MORSI, S. A.; ALEXANDER, A. J. An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 55, p. 193–208, 1972.
- MUSCHELKNAUTZ, E. Die Berechnung von Zyklonabscheidern für Gase. *Chemie Ingenieur Technik*, v. 44, p. 63–71, 1972.
- OGAWA, A. *Separation of Particles from Air and Gases*. First edition. [S.l.]: CRC Press, 1984. ISBN 978-0849357886.
- RAMACHANDRAN, G.; LEITH, D.; DIRGO, J.; FELDMAN, H. Cyclone Optimization Based on a New Empirical Model for Pressure Drop. *Aerosol Science and Technology*, v. 15, n. 2, p. 135–148, 1991. ISSN 0278-6826.
- RAOUFI, A.; SHAMS, M.; FARZANEH, M.; EBRAHIMI, R. Numerical simulation and optimization of fluid flow in cyclone vortex finder. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, v. 47, n. 1, p. 128–137, 2008. ISSN 0255-2701.
- ROACHE, P. J. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. *Journal of Fluids Engineering*, v. 116, n. 3, p. 405, 1994. ISSN 0098-2202. Disponível em: <<http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1427780>>.
- SAFIKHANI, H.; MEHRABIAN, P. Numerical study of flow field in new cyclone separators. *Advanced Powder Technology*, Elsevier B.V., v. 27, n. 2, p. 379–387, 2016.
- SENECAL, P. K.; SCHMIDT, D. P.; NOUAR, I.; RUTLAND, C. J.; REITZ, R. D.; CORRADINI, M. L. Modelling high-speed viscous sheet atomization. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 25, p. 1073–1097, 1999.
- SHEPHERD, C. B.; LÄPPLE, C. E. Flow pattern and pressure drop in cyclone dust collectors without inlet vane. *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 32, p. 1246–1248, 1940.
- STAIRMAND, C. J. Pressure drop in cyclone separators. *Industrial & Engineering Chemistry*, v. 16, p. 409–411, 1949.

- TU, J.; YEOH, G. H.; LIU, C. *Computational fluid dynamics: a practical approach*. Second edition. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0080982434.
- WANG, L. K.; PEREIRA, N. C.; HUNG, Y.-T. *Air Pollution Control Engineering*. Second edition. New Jersey: Humana Press Inc., 2004. ISBN 1-58829-161-8.
- WANG, L. K.; TARICSKA, J. R.; HUNG, Y.-T.; ELDRIDGE, J. E.; LI, K. H. Wet and dry scrubbing. In: WANG, L. K.; PEREIRA, N. C.; HUNG, Y.-T. (Ed.). *Air Pollution Control Engineering*. Second edition. New Jersey: Humana Press Inc., 2004. cap. 5, p. 197–305. ISBN 1-58829-161-8.
- WARYCH, J. *Odpylanie gazow metodami mokrymi*. Tese (Doutorado) — Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1979.
- WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. Second edition. [S.l.]: Birmingham Press, Inc., 1998. ISBN 1-928729-10-X.
- XIANG, R.; PARK, S. H.; LEE, K. W. Effects of cone dimension on cyclone performance. *Journal of Aerosol Science*, Elsevier B.V., v. 32, n. 4, p. 549–561, 2001. ISSN 0021-8502.
- XIANG, R. B.; LEE, K. W. Exploratory study on cyclones of modified designs. *Particulate Science and Technology*, v. 19, p. 327–338, 2001.
- YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A.; THANGAM, S.; GATSKI, T. B.; SPEZIALE, C. G. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids*, v. 4, n. 7, p. 1510–1520, 1992. ISSN 0899-8213.
- YANG, K.-S.; YOSHIDA, H. Effect of mist injection position on particle separation performance of cyclone scrubber. *Separation and Purification Technology*, v. 37, p. 221–230, 2004. ISSN 1383-5866.
- ZHAO, B. Modelling pressure drop coefficient for cyclone separators: a support vector machine approach. *Chemical Engineering Science*, v. 64, p. 4131–4136, 2009.
- ZHAO, B. Prediction of gas-particle separation efficiency for cyclones: a time-of-flight model. *Separation and Purification Technology*, v. 85, p. 171–177, 2012.
- ZHAO, B.; SU, Y.; ZHANG, J. Simulation of Gas Flow Pattern and Separation Efficiency in Cyclone with Conventional Single and Spiral Double Inlet Configuration. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 84, n. 12, p. 1158–1165, 2006. ISSN 0263-8762.

APÊNDICE A – Método GCI

Para estimar a incerteza numérica das malhas, foi utilizado o método *Grid Convergence Index*, que consiste de, baseado em uma malha grosseira, refiná-la para estimar sua incerteza numérica (ROACHE, 1994). O procedimento sugerido para se estimar o erro de discretização trata-se de, primeiramente, definir uma malha de tamanho representativo h , dado por

$$h = \left[\frac{1}{N_{T,n}} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (\text{A.1})$$

em que ΔV_i trata-se do volume da i^{th} célula e N representa o número total de células usadas para os cálculos.

O fator de refino da malha, calculado pela Equação A.2, deve ser superior a 1.3 (ROACHE, 1994)

$$r = h_{\text{coarse}}/h_{\text{fine}} \quad (\text{A.2})$$

Após selecionar-se três malhas de maior refino e obter os valores das variáveis relevantes ao problema, então chamadas de φ_i , a ordem aparente, p , é calculada através do método de iterações de ponto fixo nas equações a seguir

$$p = \frac{1}{\ln(r_{ji})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{kj}}{\varepsilon_{ji}} \right| + q(p) \right| \quad (\text{A.3})$$

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{ji}^p - s}{r_{kj}^p - s} \right) \quad (\text{A.4})$$

$$s = 1 \cdot \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{kj}}{\varepsilon_{ji}} \right) \quad (\text{A.5})$$

Valores extrapolados são calculados pela Equação A.6, visando estimar os erros relativos aproximado e extrapolado, dados, respectivamente pela Equação A.7 e Equação A.8.

$$\varphi_{ext}^{ji} = \frac{r_{ji}^p \varphi_i - \varphi_j}{r_{ji}^p - 1} \quad (\text{A.6})$$

$$e_a^{ji} = \left| \frac{\varphi_i - \varphi_j}{\varphi_i} \right| \quad (\text{A.7})$$

$$e_{ext}^{ji} = \left| \frac{\varphi_{ext}^{ji} - \varphi_i}{\varphi_{ext}^{ji}} \right| \quad (\text{A.8})$$

Por fim, a incerteza da malha refinada é dada pela Equação A.9, enquanto a incerteza da malha grosseira é dada pela Equação A.10

$$\text{GCI}_i^{fine} (\%) = 100 \cdot F_{sec} \cdot \frac{e_a^{ji}}{r_{ji}^p - 1} \quad (\text{A.9})$$

$$\text{GCI}_j^{coarse} (\%) = 100 \cdot F_{sec} \cdot \frac{e_a^{ji} r_{ji}^p}{r_{ji}^p - 1} \quad (\text{A.10})$$

APÊNDICE B – Modelos de turbulência

Apêndice dedicado exclusivamente ao equacionamento dos modelos de turbulência.

B.1 Modelo k - ε

Equações de transporte

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (\text{B.2})$$

em que G_k trata-se da geração de energia cinética devido aos gradientes de velocidade dados pela Equação B.3; G_b , apresentado na Equação B.4, representa a geração de energia cinética turbulenta devido às flutuações e Y_M trata-se da contribuição da dilatação flutuante, devido aos efeitos de compressibilidade na turbulência, apresentado na Equação B.6.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{B.3})$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{T}{x_i} \quad (\text{B.4})$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{B.5})$$

$$Y_M = 2\rho \varepsilon M_t^2 \quad (\text{B.6})$$

em que M_t é o número de Mach turbulento, dado por

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (\text{B.7})$$

e a é a velocidade do som, dada por

$$a \equiv \sqrt{\gamma RT} \quad (\text{B.8})$$

em que γ é a compressibilidade do gás.

De acordo com Wilcox (1998), os coeficientes de fechamento possuem os valores $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$. O número de Prandtl turbulento para k and ε vale, respectivamente, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

A viscosidade turbulenta, μ_t , é dada por

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B.9})$$

em que C_μ é constante.

B.2 RNG k - ε Model

Termo de produção de tensão do modelo RNG k - ε

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{B.10})$$

Desprezando as flutuações, as equações de transporte para k e ε são dadas pelas Equações B.11 e B.12, respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{B.11})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{B.12})$$

em que

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (\text{B.13a})$$

$$\eta = S k / \varepsilon \quad (\text{B.13b})$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (\text{B.13c})$$

A viscosidade turbulenta, assim como no modelo k - ε , é dada por

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B.14})$$

B.3 Modelo SST k - ω

A viscosidade cinemática turbulenta é dada por

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (\text{B.15})$$

O termo de energia cinética turbulenta é dado por

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{B.16})$$

A taxa de dissipação específica é dada por

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta^* \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{\omega_1} \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (\text{B.17})$$

Os coeficientes de fechamento e relações auxiliares para as Equações B.15, B.16 and B.17 são dados por

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega_2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (\text{B.18a})$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (\text{B.18b})$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (\text{B.18c})$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k\omega \right) \quad (\text{B.18d})$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (\text{B.18e})$$

$$\alpha_1 = 5/9, \alpha_2 = 0,44 \quad (\text{B.18f})$$

$$\beta_1 = 0,075, \beta_2 = 0,0828 \quad (\text{B.18g})$$

$$\beta^* = 0,09 \quad (\text{B.18h})$$

$$\sigma_{k_1} = 0,85, \sigma_{k_2} = 1 \quad (\text{B.18i})$$

$$\sigma_{\omega_1} = 0,5, \sigma_{\omega_2} = 0,856 \quad (\text{B.18j})$$

B.4 Reynolds Stress Model

Equação exata de transporte do modelo RSM

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \cdot u_k \cdot \overline{u'_i u'_j}) = D_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (\text{B.19})$$

em que o primeiro termo descreve a derivada temporal local da tensão e o segundo termo descreve o transporte convectivo do tensor de Reynolds. O termo de transporte difusivo, D_{ij} é dado por

$$D_{ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \cdot \overline{u'_i u'_j u'_k} + (\overline{\rho' u'_j}) \cdot \delta_{ij} + (\overline{\rho' u'_i}) \cdot \delta_{jk} - \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u'_i u'_j} \right) \right] \quad (\text{B.20})$$

o termo de produção de tensão, P_{ij} , é dado por

$$P_{ij} = -\rho \cdot \left[\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right] \quad (\text{B.21})$$

o termo de pressão, Π_{ij} , é dado por

$$\Pi_{ij} = p \cdot \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{B.22})$$

e o termo de dissipação viscosa, ε_{ij} , é dado por

$$\varepsilon_{ij} = -2 \cdot \mu \cdot \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (\text{B.23})$$

APÊNDICE C – Modelos de eficiência de coleta e queda de pressão em ciclones

Apêndice dedicado ao equacionamento de alguns modelos empíricos, semi-teóricos e estatísticos para a estimativa de eficiência de coleta e queda de pressão presentes na literatura.

C.1 Modelo de Iozia e Leith

O modelo de eficiência de coleta proposto por Iozia e Leith (1990) trata o diâmetro de corte como uma função da velocidade tangencial máxima que, por sua vez, é função da velocidade do gás na entrada. Seus estudos foram realizados em um ciclone do tipo Stairmand de alta eficiência com diâmetro de cilindro do corpo de 0,25 m. Foram feitos experimentos à temperatura ambiente para partículas de 860 kg/m^3 , obtendo um coeficiente de determinação (R^2) de 0,833.

$$\eta = \frac{1}{1 + \left(\frac{D_{50}}{D_p}\right)^\beta} \quad (\text{C.1})$$

$$D_{50} = \left(\frac{9\mu Q}{\pi\rho_p Z_c v_{tmax}^2}\right)^{0,5} \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{d_c}{D_c} = 0,47 \cdot \left(\frac{ab}{D_c^2}\right)^{-0,25} \cdot \left(\frac{D_e}{D_c}\right)^{1,4} \quad (\text{C.3})$$

em que o comprimento natural Z_c pode assumir dois valores, conforme o diâmetro do eixo central d_c , como mostram as Equações C.4a e C.4b.

$$Z_c = (H - S) - \left[\frac{(H - h)}{(D_c/B) - 1}\right] \left[\left(\frac{d_c}{B}\right) - 1\right] \quad (\text{C.4a})$$

se $d_c > B$, ou

$$Z_c = (H - S) \quad (\text{C.4b})$$

se $d_c < B$

Neste modelo, a velocidade tangencial máxima é calculada pela Equação C.5.

$$v_{tmax} = 6,1 \cdot v_i \left(\frac{ab}{D_c^2}\right)^{0,61} \cdot \left(\frac{D_e}{D_c}\right)^{-0,74} \cdot \left(\frac{H}{D_c}\right)^{-0,33} \quad (\text{C.5})$$

em que v_i é a velocidade do gás no bocal de entrada do ciclone.

O expoente β , visto na Equação C.1, é uma função do diâmetro de corte, calculado pela Equação C.2. Seu valor é calculado pela Equação C.6

$$\ln \beta = 0,62 - 0,87 \ln(D_{50}) + 5,21 \ln\left(\frac{ab}{D_c^2}\right) + 1,05 \ln\left(\frac{ab}{D_c^2}\right)^2 \quad (\text{C.6})$$

em que D_{50} é dado em centímetros.

C.2 Modelo de Lidén e Gudmundsson

Foi proposto por Lidén e Gudmundsson (1997) um modelo válido para uma gama de ciclones, dentre eles, os ciclones do tipo Stairmand com diâmetro de cilindro do corpo de 0,203 e 0,252 m operando com Re_{cyc} no intervalo de 5000 a 500000, valores bastante próximos do equipamento estudado neste trabalho.

O parâmetro de diâmetro de corte, Ψ_{50} é dado por

$$\Psi_{50} = e^{F_0} Re_{ann}^{F_1} \left(\frac{S}{D_c}\right)^{F_2} \quad (\text{C.7})$$

em que D_{50} é o diâmetro aerodinâmico da partícula correspondente a 50% de eficiência de coleta. O parâmetro F_s é o fator de deslizamento de Cunningham.

O diâmetro de corte D_{50} é estimado pelo ajuste de curvas de eficiência mostrado na Equação C.8.

$$\eta = \frac{e^{f(\theta)}}{1 + e^{f(\theta)}} \quad (\text{C.8})$$

em que $f(\theta)$ é dado por

$$f(\theta) = a_1 + a_2\theta + a_3\theta^2 \quad (\text{C.9})$$

Tabela 13 – Tabela dos valores dos parâmetros das Equações C.8 e C.9

Parâmetro	a_1	a_2	a_3	$e^{(F_0)}$	F_1	F_2
Valor (-)	0	4,848	0,627	0,0414	-0,713	-0,172

Fonte: Retirado de (COURY; JUNIOR; HUNG, 2004)

C.3 Modelo de Ramachandran para queda de pressão

A equação geral da queda de pressão em um ciclone operando com gás livre de material particulado é dada por

$$\Delta P = \frac{\rho v_i^2}{2} \cdot \Delta H \quad (\text{C.10})$$

em que ΔH é um parâmetro geométrico adimensional.

O modelo estatístico proposto por Ramachandran et al. (1991), determina o valor mais confiável para o parâmetro ΔH com um grau de significância da ordem de 2% (COURY; JUNIOR; HUNG, 2004). Seu valor é calculado pela Equação C.11.

$$\Delta H = 20 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right) \left[\frac{S/D_c}{(H/D_c)(h/D_c)(B/D_c)} \right]^{1/3} \quad (\text{C.11})$$

Produção científica referente ao trabalho

Trabalhos completos apresentados em congresso

Oliveira, R.A.F., Potrich, E., Justi, G.H., Béttega, V.G.G., Lopes, G.C. Simulação de ciclone Lapple para separação de mistura ar-concreto, *XXI Congresso Brasileiro de Engenharia Química - COBEQ*, 2016.

Oliveira, R.A.F., Justi, G.H., Lopes, G.C. Estudo da influência de modelos de turbulência, esquemas de interpolação e abordagem de interação gás-sólido na fluidodinâmica e eficiência de coleta em ciclones, *XXXVIII Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados - ENEMP*, 2017.

Oliveira, R.A.F., Justi, G.H., Béttega, V.G.G., Lopes, G.C. Aplicação de fluidodinâmica computacional (CFD) na análise do escoamento de gotas em um ciclone adaptado com bicos aspersores de água, *XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Química - COBEQ*, 2018.

Artigo publicado

Oliveira, R.A.F., Justi, G.H., Lopes, G.C. Grid convergence study of a cyclone separator using different mesh structures, *Chemical Industry & Chemical Engineering Quarterly*, v. 23, p. 311-320, 2017.

Artigo submetido

Oliveira, R.A.F., Guerra, V.G., Lopes, G.C. Cyclonic Scrubber: a CFD and mechanistic approach for collection efficiency estimation, *Applied Mathematical Modelling* (submetido em Setembro de 2018).