



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



**ESTUDO DA DINÂMICA DE PARTÍCULAS EM TAMBOR ROTATÓRIO  
COM SUSPENSORES: ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA  
UTILIZANDO ABORDAGENS EULERIANA E LAGRANGEANA**

Suellen Mendonça Nascimento

**Uberlândia - MG**

**2018**



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



**ESTUDO DA DINÂMICA DE PARTÍCULAS EM TAMBOR  
ROTATÓRIO COM SUSPENSORES: ANÁLISE EXPERIMENTAL E  
NUMÉRICA UTILIZANDO ABORDAGENS EULERIANA E  
LAGRANGEANA**

Suellen Mendonça Nascimento

Orientadores:

Prof. Dr. Marcos A. de Souza Barrozo

Prof. Dr. Claudio Roberto Duarte

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

**Uberlândia - MG**

**2018**

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

---

N244e  
2018 Nascimento, Suellen Mendonça, 1990-  
Estudo da dinâmica de partículas em tambor rotatório com  
suspensores : análise experimental e numérica utilizando abordagens  
Euleriana e Lagrangeana / Suellen Mendonça Nascimento. - 2018.  
107 f. : il.

Orientador: Marcos Antonio de Souza Barrozo.

Coorientador: Claudio Roberto Duarte.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia Química.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2018.775>

Inclui bibliografia.

1. Engenharia química - Teses. 2. Grãos - Secagem - Teses. 3.  
Equipamentos industriais - Teses. I. Barrozo, Marcos Antonio de Souza.  
II. Duarte, Claudio Roberto, 1975- III. Universidade Federal de  
Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. IV.  
Título.

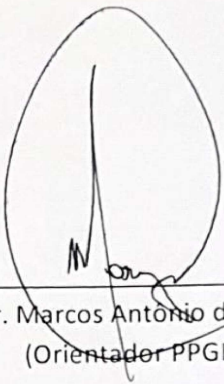
---

CDU: 66.0

Maria Salete de Freitas Pinheiro – CRB6/1262

TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE DOUTORA EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 24 DE MAIO DE 2018.

BANCA EXAMINADORA:

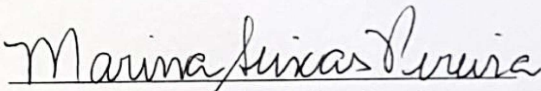


---

Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Barrozo  
(Orientador PPGEQ-UFU)

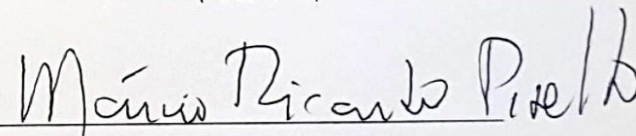
---

Prof. Dr. Claudio Roberto Duarte  
(Orientador PPGEQ-UFU)



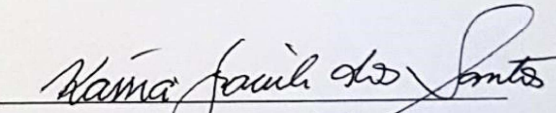
---

Prof. Dra. Marina Seixas Pereira  
(FEQ-UFU)



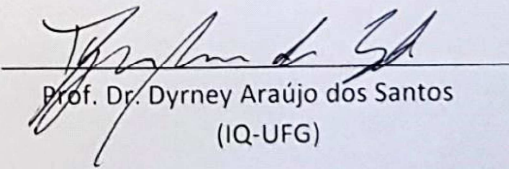
---

Dr. Marcio Ricardo Pivello  
(PPGEQ-UFU)



---

Prof. Dra. Kássia Graciele dos Santos  
(DEQ-UFTM)



---

Prof. Dr. Dydney Araújo dos Santos  
(IQ-UFV)



## Agradecimentos

Acredito que o que eu mais preciso, nesse momento, é agradecer a Deus: por me abençoar muito mais do que mereço, por me dar muito mais garra e força do que acho que tenho, passar à frente de todos os meus planos e colocar em meu caminho tantas pessoas boas.

Agradeço a ele pelo meu esposo, que é meu maior tesouro. Ele que está sempre ao meu lado, me apoiando e me incentivando na busca dos meus sonhos. Um marido que é meu melhor amigo, meu psicólogo e meu refúgio.

Agradeço a Deus pelos meus pais e meu irmão, que me amparam em todos os momentos, e que sempre que acredito que vou cair, estão lá me segurando pela mão e me mostrando a quão maravilhosa é a vida.

Agradeço a Deus pelos meus orientadores, Marcos Barrozo e Claudio Duarte, que por serem tão dedicados aos seus trabalhos, sempre estiveram presentes em todos os momentos desde a idealização até a finalização deste trabalho. Ao professor “Marquinhos”, meu muito obrigada pelos conselhos, tanto para a vida profissional quanto pessoal, pela sua compreensão e humanidade frente aos obstáculos enfrentados nessa jornada. Ao “Mezenga”, por ser um amigo, com quem sempre pude contar quando não sabia qual o melhor caminho a seguir.

Agradeço a Deus pelos meus amigos de laboratório. Tivemos tantos momentos felizes, foram tantos dias agradáveis, que mesmo em meio aos trabalhos e artigos foram sempre mais leves, sejam por um bolo para comemorar um aniversário ou uma palavra amiga. Deixo aqui meu muito obrigado à Angélica, Lidja, Gláucia, Priscila, Laiane, Neiton e Geraldo.

À turma do LPP, que além de amigos e estarem presentes em todos os momentos de confraternização, sempre foram parceiros de trabalho, ajudando, seja com uma dica a respeito do trabalho, ou uma ideia diferente, que nos renderam tantos frutos positivos. Obrigada Marcela, Rondinelli, Rodolfo e Márcio. E a todos aqueles que já alçaram voos em suas vidas profissionais, mas que sempre deixaram sua marquinha no nosso laboratório.

Agradeço aos alunos de Iniciação Científica, Fernando, Gustavo e Patrick, por estarem sempre presentes em várias etapas da execução deste trabalho. Por pensarem junto comigo soluções para as dúvidas que surgiam no caminho e pela preocupação e dedicação com o andamento da pesquisa.

Por fim, a todos os amigos e familiares, que, alguns de longe, outros mais pertinho, sempre estiveram torcendo para que eu conseguisse realizar meus sonhos.

## Sumário

<b>Resumo .....</b>	<b>i</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>ii</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>iii</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>vii</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>viii</b>
<b>Capítulo 1 - Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1.    Objetivos.....	3
<b>Capítulo 2 Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>5</b>
2.1.    Abordagem Experimental .....	5
2.1.1. Secadores Rotatórios com Suspensores.....	5
2.1.2.    Fluidodinâmica de secadores rotatórios .....	7
2.1.3. <i>Holdup</i> de sólidos em secadores rotatórios .....	10
2.1.4.    Carregamento ideal.....	10
2.1.5.    Modelos geométricos para a estimativa do carregamento ideal .....	12
2.1.6.    Ângulo de última descarga .....	14
2.1.7.    Altura de queda das partículas do suspensor .....	15
2.1.8.    Número teórico de suspensores .....	15
2.1.9.    Propriedades das partículas em um secador rotatório .....	17
2.2.    Abordagem Numérica .....	19
2.2.1. Modelagem Euleriana do Escoamento Granular – Fluidodinâmica Computacional (CFD) .....	19
2.2.2.    Modelagem Lagrangeana do Escoamento Granular – Método dos Elementos Discretos (DEM).....	29
2.2.3.    Modelagens Numéricas do Escoamento Granular – Aplicação a tambores rotatórios.....	34
<b>Capítulo 3 - Materiais e Métodos .....</b>	<b>37</b>
3.1.    Unidade experimental: tambor rotatório com suspensores.....	37
3.2.    Materiais particulados utilizados e suas propriedades físicas.....	39
3.3.    Determinação das velocidades ideais de rotação do tambor rotatório com suspensores.....	43
3.4. <i>Holdup</i> volumétrico e carga de sólidos no suspensor.....	44
3.5.    Determinação do número teórico de suspensores.....	46
3.6.    Determinação do ângulo de última descarga .....	46

3.7. Simulações utilizando a abordagem Euleriana (CFD).....	47
3.7.1. Investigação das condições de contorno para a fase granular na parede do tambor	47
3.7.2. Investigação do coeficiente de restituição .....	48
3.7.3. Investigação dos modelos de viscosidade granular .....	49
3.7.4. Investigação do uso de modelos de turbulência .....	49
3.7.5. Condições numéricas utilizadas nas simulações .....	50
3.7.6. Determinação da massa de sólidos no suspensor .....	51
3.8. Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana (DEM) .....	51
3.8.1. Determinação da massa de sólidos no suspensor .....	54
3.8.2. Determinação da altura de queda das partículas.....	54
<b>Capítulo 4 - Resultados e Discussão .....</b>	<b>56</b>
4.1. Caracterização do material particulado.....	56
4.2. Modelos geométricos para a predição do carregamento ideal .....	57
4.3. Velocidade ideal de rotação .....	61
4.4. Ângulo de última descarga.....	68
4.5. Perfis de descarga de sólidos do suspensor.....	73
4.6. Simulações utilizando a abordagem Euleriana (CFD).....	75
4.6.1. Avaliação das condições de contorno.....	75
4.6.2. Avaliação dos modelos de viscosidade granular .....	81
4.6.3. Avaliação do uso de modelos de turbulência .....	84
4.7. Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana (DEM) .....	88
4.8. Comparação entre os resultados obtidos utilizando a abordagem Euleriana (CFD) e a abordagem Lagrangeana (DEM).....	93
<b>Capítulo 5 - Conclusões e Sugestões .....</b>	<b>96</b>
5.1. Estudos experimentais: .....	96
5.2. Simulações utilizando a abordagem Euleriana: .....	97
5.3. Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana:.....	97
5.4. Comparações entre as simulações utilizando as abordagens Euleriana e Lagrangeana: .....	98
5.5. Sugestões para trabalhos futuros.....	98
<b>Referências bibliográficas.....</b>	<b>100</b>
<b>Apêndice A .....</b>	<b>109</b>
<b>Apêndice B .....</b>	<b>110</b>

## Resumo

Na secagem de material granular ou particulado, os secadores rotatórios são os equipamentos mais utilizados, devido a sua alta capacidade de processamento e versatilidade de operação quando comparados com outros tipos de secadores. No entanto, o projeto desses equipamentos é bastante complexo, uma vez que a secagem envolve, além de transferências de calor e massa, complexos processos fluidodinâmicos. Por isso, geralmente utilizam-se tambores rotatórios com suspensores, mas sem a alimentação do ar de secagem, para o estudo da dinâmica de material particulado nesses secadores. Quando o tambor está com a configuração de carregamento ideal, há a maior interação entre o material particulado e o ar em escoamento, o que é interessante em um caso de secagem. Com base nisso, neste trabalho foi construído um tambor rotatório com número de suspensores variáveis, apresentando como objetivo o estudo do tambor rotatório na condição de carregamento ideal. Desta maneira, foram estudadas aplicações de modelos geométricos para a predição desta condição e determinou-se, experimentalmente, a velocidade de rotação ideal do tambor para diferentes condições operacionais do equipamento. Através deste estudo foi determinado um modelo para a predição do Número de Froude ideal em função da fração de enchimento do tambor, número de suspensores e propriedades do material, como densidade, ângulo de repouso estático e coeficiente dinâmico de fricção do material. Além destes, foram realizados estudos referentes ao ângulo de última descarga, avaliando os efeitos das condições operacionais na descarga de sólidos no tambor. Como uma ferramenta complementar aos estudos experimentais, as simulações numéricas surgem no auxílio à compreensão do escoamento dos materiais granulares. No que diz respeito à abordagem numérica, duas diferentes aproximações para a previsão do escoamento granular no interior do tambor com suspensores foram utilizadas: Euleriana e Lagrangeana. No desenvolvimento de uma modelagem Euleriana que representa o escoamento de interesse, utilizando a Fluidodinâmica Computacional (CFD), foi possível então, determinar as condições de contorno e encontrar o melhor modelo para que a abordagem Euleriana reproduzisse os resultados experimentais, em que a aplicação do modelo de turbulência  $k-\epsilon$  se mostrou essencial na descrição da dinâmica das partículas. Já nas simulações que utilizam a abordagem Lagrangeana, através do Método dos Elementos Discretos (DEM), foram investigados parâmetros relativos às propriedades das partículas, como Razão de Poisson e Módulo de Cisalhamento, além das interações partícula-partícula e partícula-parede através dos coeficientes de restituição e de atritos estáticos e de rolamento. Neste trabalho, encontrou-se um conjunto de parâmetros para que a simulação conseguisse representar bem os dados experimentais. Além disso, observou-se que o uso de um módulo de cisalhamento menor do que o real para diminuição do custo computacional foi uma suposição válida, principalmente para velocidades de rotação mais baixas. Comparando as duas metodologias, foi possível encontrar as vantagens e desvantagens de cada uma delas. A abordagem lagrangeana permitiu observar individualmente cada partícula, sendo possível a determinação do comprimento de queda das partículas do suspensor. No entanto, com a mudança de condições operacionais, como o número de suspensores do tambor, os resultados apresentados pela abordagem Euleriana foram melhores.

**Palavras-chave:** Tambor rotatório com suspensores, carregamento ideal, velocidade ideal de rotação, DEM, CFD.

## Abstract

Rotary dryers are the most commonly used equipment in the granular or particulate material drying, because of their high processing capacity and versatility of operation when compared to other types of dryers. However, the design of these equipment is quite complex, since it involves, in addition to heat and mass transfer, complex fluid-dynamic processes. Therefore, rotary drums with flights, but without the presence of drying air, are generally used for the study of the dynamics of particulate material in these dryers. When the drum is in the ideal loading configuration, there is the greater interaction between the particulate material and the flowing air, which is interesting in a case of drying. Based on this, in this work a rotating drum with variable number of flights was built, aiming at the study of the rotary drum in the ideal loading condition. In this way, applications of geometric models for the prediction of this condition were studied and the ideal rotation speed of the drum was determined for different operating conditions of the equipment. This study determined a model for predicting the ideal Froude number as a function of the drum filling fraction, number of flights and material properties, such as density, static angle of repose and dynamic friction coefficient of the material. Besides these, studies were also carried out regarding the angle of last discharge, evaluating the effects of the operational conditions on the discharge of solids in the drum. As a complementary tool to the experimental studies, numerical simulations help the understanding of the flow of granular materials. Regarding the numerical approach, two different approaches for predicting the granular flow inside the drum with flights were used: Eulerian and Lagrangean. In the development of an Eulerian model, using Computational Fluid Dynamics (CFD), it was possible to determine the boundary conditions and to find the best model to reproduce the experimental results, in which the application of the model of turbulence k- $\epsilon$  was essential in the description of particle dynamics. In the simulations using the Lagrangian approach (through the Discrete Element Method (DEM)), parameters related to the properties of the particles, such as Poisson Ratio and Shear Modulus, were investigated, as well as particle-particle and particle-wall interactions through coefficients of restitution and static and rolling friction. In this work, a set of parameters was found through which the simulation represented the experimental data well. In addition, it was observed that the use of a smaller shear modulus than the actual one to decrease the computational cost was a valid assumption, mainly for lower rotation speeds. Comparing the two methodologies, it was possible to find the advantages and disadvantages of each one of them. The lagrangean approach allowed to observe each particle individually, being possible the determination of the length of fall of the particles. However, with the change in operating conditions, such as the number of flights, the results presented by the Eulerian approach were better.

**Keywords:** Rotating drum with flights, design loading condition, rotational speeds, DEM and CFD

---

## LISTA DE FIGURAS

---

Figura 2.1 - Esquema de um secador rotatório com suspensores (PERRY e GREEN, 1997).....	6
Figura 2.2 - Fase passiva e fase ativa em um secador rotatório (Adaptado de SHEEHAN <i>et al.</i> , 2005).....	8
Figura 2.3 - - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) subcarregado; (b) carregamento ideal e (c) sobrecarregado (AJAYI E SHEEHAN, 2012). .....	11
Figura 2.4 - Definição de alguns parâmetros importantes na determinação do número teórico de suspensores (SUNKARA <i>et al.</i> , 2013). ....	16
Figura 2.5 - Definição do ângulo $\nu$ e ilustração do espaçamento mínimo entre dois suspensores (SUNKARA <i>et al.</i> , 2013). ....	16
Figura 2.6 - Principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional (SANTOS, 2011). ....	24
Figura 2.7 - Algoritmo empregado nas simulações DEM (LIMA, 2017). ....	30
Figura 2.8 - Propagação da onda de Rayleigh (BRANDÃO, 2017).....	32
Figura 3.1 - Unidade experimental do tambor rotatório com suspensores.....	37
Figura 3.2 - Dimensões dos suspensores acoplados ao cilindro rotatório. ....	38
Figura 3.3 - Esquema do aparato montado para traçar as linhas de referência nas diferentes posições angulares do tambor.....	38
Figura 3.4 - Exemplo de medição da posição angular ( $\theta$ ) e do ângulo de repouso dinâmico no suspensor ( $\phi$ ). ....	41
Figura 3.5 - Aparato experimental para a medida do ângulo de repouso estático (LIMA, 2017).....	42
Figura 3.6 - Suspensor no tambor na condição de carregamento ideal: (a) antes da posição $0^\circ$ , as partículas não estão sendo descarregadas; (b) na posição $0^\circ$ , as partículas começam	



a ser descarregadas, as primeiras começam a deixar o suspensor; e (c) exatamente após a posição $0^\circ$ , a cortina de sólidos é formada. ....	44
Figura 3.7 - Exemplo de determinação de <i>holdup</i> volumétrico através da seleção da área ocupada por sólidos no suspensor. ....	45
Figura 3.8 - Medição da posição angular de última descarga. ....	47
Figura 3.9 - Altura formada pelo leito de partículas no fundo do tambor. ....	48
Figura 3.10 - Malha computacional utilizada nas simulações Eulerianas com 12 suspensores composta por aproximadamente 400.000 células (10,8 cm de diâmetro interno e 5 cm de comprimento). ....	51
Figura 3.11 - Definição de duas regiões de escoamento para a determinação da massa de sólidos no suspensor. ....	51
Figura 3.12 - Definição de duas regiões de escoamento para a determinação da massa de sólidos no suspensor. ....	54
Figura 4.1- Variação do coeficiente dinâmico de fricção com a velocidade de rotação do tambor. ....	57
Figura 4.2 – <i>Holdup</i> volumétrico no suspensor em diversas posições angulares para o tambor com o carregamento ideal experimental para (a) areia, (b) esferas de vidro e (c) açúcar. ....	58
Figura 4.3 - Velocidade ideal de rotação do tambor operando com 12 suspensores em função da posição angular. ....	62
Figura 4.4 - Velocidade ideal de rotação do tambor operando com (a) 15 suspensores e (b) 18 suspensores em função da posição angular. ....	63
Figura 4.5 - Ajuste para o cálculo do número de Froude ideal para o tambor operando com 12 suspensores. ....	66
Figura 4.6 - Número de Froude para carregamento ideal para (a) 15 e (b) 18 suspensores. ....	67
Figura 4.7 - Número de Froude para carregamento ideal experimental e ajustado pela Equação (4.5) para (a) 12 e (b) 15 suspensores. ....	68
Figura 4.8 - Ângulo de última descarga dos suspensores para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores e uma fração de enchimento de 20% de sólidos. ....	69

Figura 4.9 - Ângulo de última descarga em função do número de suspensores para (a) areia de filtro, (b) esferas de vidro e (c) açúcar granulado. ....	71
Figura 4.10 - Massa de sólidos no suspensor em função da posição angular para diferentes frações de enchimento do tambor para o tambor operando com esferas de vidro a 21,3 rpm. ....	72
Figura 4.11 - Ângulo de última descarga em função do número de Froude para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores. ....	73
Figura 4.12 - Perfis de descarga de sólidos dos suspensores para o tambor operando nas seguintes condições: (a) 12 suspensores de 21,3 rpm; (b) 12 suspensores e 36,1 rpm; (c) 15 suspensores e 21,3 rpm e (d) 15 suspensores e 36,1 rpm. ....	74
Figura 4.13 - Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para diferentes condições de contorno (CC) a 21,3 rpm. ....	76
Figura 4.14 - Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para diferentes condições de contorno (CC) a 36,1 rpm. ....	77
Figura 4.15 - Resultados numéricos (CFD) e experimentais para altura do leito a 21,3 rpm. ....	79
Figura 4.16 - Resultados numéricos (CFD) e experimentais para altura do leito a 36,1 rpm. ....	79
Figura 4.17 - Dados experimentais e simulação numérica da distribuição de fração de sólidos para o coeficiente de especularidade ( $\phi$ ) de 0,5, coeficiente de restituição ( $e_{ss}$ ) de 0,9 nas velocidades de rotação de 21,3 e 36,1 rpm. ....	80
Figura 4.18 - Variação experimental e simulada da massa de sólidos no suspensor para o tambor com 12 suspensores operando a (a) 21,3 e (b) 36,1 rpm. ....	81
Figura 4.19 - Comparação entre os dois modelos de viscosidade granular na predição do perfil de descarga dos suspensores. ....	82
Figura 4.20 - Avaliação da utilização do modelo de viscosidade friccional na simulação em tambor rotatório com suspensores. ....	83
Figura 4.21 - Comparação qualitativa dos dados experimentais com os resultados numéricos sem e com modelo de turbulência para 21,3 e 36,1 rpm. ....	84
Figura 4.22 - Comparação qualitativa da cortina de sólidos observada experimentalmente com os resultados numéricos sem e com modelo de turbulência para 21,3 e 36,1 rpm. ....	85

Figura 4.23 - Comparação dos perfis de descarga dos suspensores experimental e simulados sem e com modelo de turbulência para (a) 21,3 e (b) 36,1 rpm, para o tambor operando com 12 suspensores e esferas de vidro. ....	86
Figura 4.24 - Comparação entre o resultado experimental e simulado utilizando o modelo de turbulência k- $\epsilon$ para o tambor operando com 15 suspensores e 21,3 rpm. ....	87
Figura 4.25 - Comparação entre os resultados experimentais e as simulações DEM que apresentaram os menores e o maior valor de SQ.....	90
Figura 4.26 - Perfis de descarga do suspensor para o tambor operando com (a) 12 suspensores e 36,1 rpm e (b) 15 suspensores e 21,3 rpm. ....	90
Figura 4.27 - Perfis de descarga experimentais e simulados (DEM) com módulo de cisalhamento de $2,6 \cdot 10^{10}$ para o tambor operando (a) com 12 suspensores a 21,3 rpm, (b) com 12 suspensores e 36,1 rpm e (c) com 15 suspensores a 21,3 rpm.....	91
Figura 4.28 - Comparação de altura de queda das partículas simulada, experimental e obtida através do modelo de Glikin (1978) para 12 suspensores e 21,3 rpm. ....	92
Figura 4.29 - Representação gráfica obtida através da simulação utilizando a abordagem Euleriana (a), visualização do experimento (b) e representação gráfica obtida utilizando a abordagem Lagrangeana (c).....	93

---

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 2.1- Modelos de coeficientes de troca sólido-fluido.....	21
Tabela 3.1 - Diâmetro médio das partículas utilizadas.....	39
Tabela 3.2 - Métodos numéricos adotados nas simulações Eulerianas. ....	50
Tabela 3.3 - Parâmetros que foram considerados constantes nas simulações. ....	52
Tabela 3.4 - Níveis do PCC utilizados na determinação dos parâmetros de entrada adotados para cada simulação.....	53
Tabela 3.5 - Referências na literatura para os valores dos coeficientes de atrito de esferas de vidro usados no PCC. ....	53
Tabela 4.1 - Propriedades físicas e de escoamento dos materiais utilizados.....	56
Tabela 4.2 - Predição dos modelos geométricos de carregamento ideal: percentagem de desvio em relação aos dados experimentais. ....	60
Tabela 4.3 - Número teórico de suspensores para cada material em função da velocidade de rotação.....	64
Tabela 4.4 - Ângulo de última descarga para o tambor preenchido com esferas de vidro, frações de enchimento de 8, 10 e 12%, e velocidade de rotação de 21,3 rpm. ....	72
Tabela 4.5 - Valores de SQ e parâmetros de entrada adotados para cada simulação usando $G=1,0 \times 10^6$ .....	89
Tabela 4.6 - Média dos desvios das simulações em relação ao experimental para o tambor operando em diferentes condições operacionais. ....	94

---

## LISTA DE SÍMBOLOS

---

$A$	- parâmetro da Equação (2.15)	
$A(\theta)$	- área ocupada por sólidos no suspensor na posição angular $\theta$	$[L^2]$
$B$	- parâmetro da Equação (2.15)	
$C_D$	- coeficiente de arraste	
$d_s$	- diâmetro da fase granular	$[L]$
$D$	- diâmetro do tambor rotatório	$[L]$
$D_s$	- tensor taxa de deformação da fase sólida	
$e_{ss}$	- coeficiente de restituição	$[-]$
$e_p$	- coeficiente de restituição da partícula	$[-]$
$E$	- módulo de Young	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$E^*$	- módulo de Young equivalente	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$f$	- grau de preenchimento do tambor	$[-]$
$F_N$	- componente normal da força	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$F_N^d$	- força normal de amortecimento	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$F_T$	- componente tangencial da força	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$F_T^d$	- força tangencial de amortecimento	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$Fr$	- número de Froude ( $\omega^2 R/g$ )	$[-]$
$Fr_{ideal}$	- número de Froude ideal	$[-]$
$g$	- aceleração da gravidade	$[LT^{-2}]$
$g_{0,ss}$	- função de distribuição radial	$[-]$
$G^*$	- módulo de cisalhamento equivalente	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$G$	- módulo de cisalhamento da partícula	$[ML^{-1}T^{-2}]$
$H_i$	- <i>holdup</i> volumétrico de sólidos na posição angular $i$	$[L^2]$
$H_{FUF}$	- <i>holdup</i> volumétrico nos suspensores quando este está na posição $0^\circ$	$[L^2]$
$H_P$	- <i>holdup</i> volumétrico de sólidos na fase passiva do tambor	$[L^2]$
$H_{TOT}$	- <i>holdup</i> volumétrico total do tambor na condição de carregamento ideal	$[L^2]$
$I$	- tensor tensão unitário	$[-]$
$I_{2D}$	- segundo invariante do tensor deformação	$[-]$
$k$	- energia cinética de turbulência	

$k_{\theta_s}$	- coeficiente de difusão de energia	
$K_{fs}$	- coeficiente de troca de momento entre as fases fluida e sólida	
$L$	- comprimento do tambor	[L]
$l_2$	- comprimento do segundo segmento do suspensor	[L]
$m$	- massa da partícula	[M]
$m(\theta)$	- massa de sólidos no suspensor na posição angular $\theta$	[M]
$m^*$	- massa equivalente da partícula	[M]
$n_F$	- número de suspensores no tambor	[-]
$n_{teorico}$	- número teórico de suspensores	[-]
$p_s$	- pressão de sólidos	[ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup> ]
$P_f$	- pressão friccional	[ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup> ]
$r_h$	- distância entre extremidade do primeiro segmento do suspensor e o centro	[L]
$R$	- raio do tambor	[L]
$R_0$	- raio da circunferência descrita pela ponta do suspensor	[L]
$Re_r$	- número de Reynolds relativo	[-]
$S$	- rigidez do modelo não linear	[MT <sup>-2</sup> ]
$SQ$	- soma do quadrado dos resíduos	[M]
$\bar{\bar{T}}$	- tensor de cisalhamento	[ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup> ]
$V_{SOL}$	- volume total de sólidos no tambor	[L <sup>3</sup> ]
$V_T$	- volume total do tambor	[L <sup>3</sup> ]
$\vec{v}$	- vetor velocidade da fase	[LT <sup>-1</sup> ]
$v_{r,s}$	- velocidade terminal da fase sólida	[LT <sup>-1</sup> ]
$\overline{v^{rel}}$	- velocidade relativa da partícula	[LT <sup>-1</sup> ]
$\vec{v}_m$	- velocidade da mistura	[LT <sup>-1</sup> ]
$Y$	- razão entre a área ocupada pelos sólidos na fase ativa pela área ocupada na fase passiva	[-]



$y_{exp}(\theta)$	- massa de sólidos experimental na posição angular $\theta$	[M]
$y_{sim}(\theta)$	- massa de sólidos simulada na posição angular $\theta$	[M]

## Símbolos

### gregos

$\alpha$	- Ângulo compreendido entre as retas que passam pelas duas extremidades do suspensor e o centro	[°]
$\alpha$	- fração volumétrica da fase	[-]
$\alpha_{s,min}$	- fração mínima de empacotamento para a viscosidade friccional	[-]
$\alpha_{s,max}$	- fração máxima de empacotamento da fase sólida	[-]
$\beta$	- coeficiente de amortecimento	
$\sigma$	- ângulo de repouso estático	[°]
$\delta$	- sobreposição das partículas	[L]
E	- taxa de dissipação da energia de turbulência	
$\varepsilon$	- porosidade do leito de partículas	[-]
$\phi$	- ângulo de repouso dinâmico no suspensor	[°]
$\Phi$	- esfericidade da partícula	[-]
$\gamma$	- ângulo de repouso dinâmico	[°]
$\gamma _{\delta_L=0^\circ}$	- ângulo de repouso dinâmico no suspensor na posição $0^\circ$	[°]
$\gamma_{\theta_s}$	- dissipação de energia através da colisão	
$\theta_f$	- posição angular de última descarga	[°]
$\theta$	- posição angular do suspensor	[°]
$\mu_{din}$	- coeficiente dinâmico de fricção	[-]
$\mu_{epp}$	- coeficiente de atrito estático partícula-partícula	

$\mu_{epw}$	- coeficiente de atrito estático partícula-parede	
$\mu_{rpp}$	- coeficiente de atrito de rolamento partícula-partícula	
$\mu_{rpw}$	- coeficiente de atrito de rolamento partícula-parede	
$\mu_f$	- viscosidade da fase fluida	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\mu_s$	- viscosidade cisalhante da fase sólida	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\mu_m$	- viscosidade molecular da mistura	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\mu_{s,col}$	- viscosidade colisional da fase sólida	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\mu_{s,cin}$	- viscosidade cinética da fase sólida	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\mu_{s,fricc}$	- viscosidade friccional da fase sólida	$[ML^{-1}T^{-1}]$
$\theta_s$	- temperatura granular da fase sólida	$[-]$
$\rho$	- densidade da partícula	$[ML^{-3}]$
$\rho_m$	- densidade da mistura	$[ML^{-3}]$
$\tau_s$	- função de relaxação da posição da partícula no tempo	$[T]$
$\omega$	- velocidade angular do tambor	$[T^{-1}]$
$\nu$	- razão de Poisson	$[-]$
$\nu$	- ângulo calculado pela Equação 3.5	$[-]$

## Subscritos

$f$	- fase fluida
$s$	- fase sólida
$N$	- componente normal da força
$T$	- componente tangencial da força
$i$	- referente à partícula $i$ ou na posição angular $i$
$j$	- referente à partícula $j$

---

# Capítulo 1

---

## Introdução

A secagem é uma operação unitária básica, que é amplamente utilizada nos mais variados tipos de indústrias. A depender da tecnologia empregada, esta operação representa uma fração significativa de toda a energia fabril. Assim, como resultado dos crescentes esforços para reduzir a demanda de energia e o custo de produção, o projeto de unidades de secagem tem sido um ponto importante no dimensionamento de plantas industriais.

Na secagem de material granular ou particulado, os secadores rotatórios são os mais utilizados, principalmente nas indústrias de processamento de alimentos e minerais, devido à alta capacidade de processamento e versatilidade de aplicação, quando comparados com outros tipos de secadores (AJAYI e SHEEHAN, 2012a).

Este equipamento consiste de um cilindro que possui uma pequena inclinação em relação à horizontal e que gira em torno de seu próprio eixo. O material sólido é alimentado em uma extremidade do tambor e recolhido na outra. Simultaneamente, o gás de secagem é alimentado, na mesma extremidade ou na extremidade oposta à que é alimentado o material úmido, a depender da configuração desejada. Acoplados na parte interna do tambor, existem suspensores que possuem a finalidade de coletar o material no fundo do tambor, transportá-lo a uma certa distância na periferia da casca cilíndrica e lançá-lo através da corrente de gás de secagem.

O dimensionamento de secadores rotatórios com suspensores é ainda um grande desafio, visto que a secagem envolve, além de transferências de calor e massa, complexos processos fluidodinâmicos (FERNANDES, 2008). A forma como se dá o movimento dos sólidos no interior do equipamento afeta diretamente os fenômenos de transferência de calor e massa entre o sólido e o gás de secagem. Para esse estudo, geralmente são utilizados tambores rotatórios com suspensores, mas sem a alimentação de ar de secagem, com o objetivo de obter uma melhor compreensão do movimento das partículas nestes equipamentos.

Apesar de uma literatura robusta com o enfoque na caracterização da dinâmica de secadores rotatórios, o projeto e operação destes equipamentos ainda é feito com base na experiência de engenheiros e governada por fatores empíricos. Logo, estudos teóricos

com a finalidade de se fundamentar a dinâmica do material particulado nestes equipamentos fazem-se necessários.

O estudo do comportamento fluidodinâmico de secadores rotatórios pode ser feito de diferentes maneiras: no nível do tambor rotatório inteiro, dos suspensores, e das interações partícula-partícula (AJAYI, 2011). Quando se estuda o tambor inteiro, analisa-se o comportamento do equipamento de acordo com as variáveis de processo. Investigando os suspensores, determina-se a máxima capacidade de sólidos neles. Já nos estudos das interações partícula-partícula, são avaliados os ângulos de repouso dinâmico, densidade bulk e tamanho das partículas. Neste trabalho, foram estudadas duas frentes diferentes: 1) com foco no tambor inteiro, em que se avaliou o carregamento ideal de tambores rotatórios; 2) com foco nos suspensores, onde se determinou a carga de sólidos transportada por estes em função da posição angular.

A modelagem e a simulação de tambores rotatórios ainda são, juntamente com os trabalhos experimentais, um grande desafio, devido aos complexos processos fluidodinâmicos. A combinação de partículas sendo levantadas pelos suspensores, deslizando, rolando e depois caindo como uma cortina de partículas, chegando ao fundo do tambor rolando e ricocheteando é difícil de ser analisada. No entanto, como uma ferramenta complementar, as simulações numéricas surgem no auxílio à compreensão do escoamento dos materiais granulares, superando as limitações impostas por questões de segurança de operação e de custo na confecção de plantas piloto (SANTOS, 2015).

As abordagens Euleriana e Lagrangeana são as mais utilizadas para a simulação da dinâmica de materiais particulados em tambores rotatórios. Na abordagem Euleriana multifásica, as diferentes fases são tratadas como contínuas e interpenetrantes, e a solução numérica é obtida através da resolução de conjunto de equações diferenciais, tendo como princípio balanços de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Já no Método dos Elementos Discretos (DEM), que utiliza a abordagem Lagrangeana, cada partícula é acompanhada individualmente, com a consequente aplicação do balanço de forças, levando em consideração as interações com as demais partículas e destas com os contornos sólidos, através de leis de contato.

No desenvolvimento de uma modelagem Euleriana que representa o escoamento de interesse, normalmente são investigados a viscosidade granular, que determinam as interações sólido-sólido, e as condições de contorno, que irão modelar as interações sólido-fluido e parede. Já nas simulações DEM, são investigados parâmetros relativos às propriedades das partículas, como Razão de Poisson e Módulo de Cisalhamento, além das

interações partícula-partícula e partícula-parede através dos coeficientes de restituição e de atritos estáticos e de rolamento. De acordo com Just *et al.* (2013), os valores destes parâmetros obtidos experimentalmente podem não descrever de forma satisfatória o movimento granular simulado, sendo necessária uma calibração destes através de uma análise de sensibilidade numérica.

A simulação DEM é amplamente utilizada para descrever o comportamento de partículas em tambores rotatórios com suspensores (GENG *et al.*, 2009; GENG *et al.*, 2011; GENG *et al.*, 2013), por possuir uma modelagem menos complexa. Porém, as simulações Eulerianas, requerem um menor esforço computacional, permitindo fazer simulações mesmo em grande escala com um menor número de parâmetros a ser definido. Apesar dessas vantagens, a abordagem Euleriana não é muito utilizada para a simulação de tambor rotatório com suspensores, como o é a Lagrangeana.

Com base no exposto, no tópico a seguir são apresentados os objetivos do trabalho.

### **1.1.Objetivos**

O objetivo principal desta tese é o estudo experimental da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores e a modelagem, através das metodologias Euleriana e Lagrangeana, do movimento das partículas no equipamento, promovendo uma comparação entre os resultados encontrados utilizando as duas abordagens e os experimentais.

Os objetivos específicos são os seguintes:

- Estudar a influência do carregamento do tambor, do número de suspensores e do tipo de material (areia de filtro, esferas de vidro e açúcar granulado) sobre as velocidades de rotação para que o mesmo opere na condição de carregamento ideal;
- Avaliar os principais modelos geométricos da literatura para a predição de carregamento ideal e ajustar um modelo aos dados experimentais encontrados;
- Propor um modelo empírico para a predição do número de Froude ideal em função da fração de enchimento do tambor, do número de suspensores e das propriedades físicas e de escoamento dos materiais granulares no tambor;

- Investigar o efeito da velocidade de rotação, do número de suspensores e do tipo de material particulado utilizado sobre o ângulo de última descarga;
- Determinar os modelos de viscosidade granular e as condições de contorno adequadas ao emprego da modelagem Euleriana na caracterização da dinâmica do material particulado no tambor rotatório com suspensores, assim como analisar o efeito da aplicação de um modelo de turbulência nessa abordagem;
- Aplicar a metodologia Lagrangeana na caracterização do escoamento granular do tambor rotatório através de uma calibração dos principais parâmetros partícula-partícula e partícula-parede do modelo;
- Comparar as duas abordagens de simulação, Euleriana e Lagrangeana, na caracterização da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores e encontrar as vantagens e desvantagens de cada uma delas.



---

## Capítulo 2

---

### Revisão Bibliográfica

Neste capítulo é apresentado o embasamento teórico referente aos principais conteúdos explorados nessa tese. São abordados os estudos experimentais existentes na literatura com o objetivo de caracterizar a dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores, principalmente em relação ao carregamento ideal, e as duas principais técnicas de simulações numéricas utilizadas na modelagem do escoamento granular no interior deste equipamento: Fluidodinâmica Computacional (CFD) e Método dos Elementos Discretos (DEM).

#### 2.1. Abordagem Experimental

##### 2.1.1. Secadores Rotatórios com Suspensores

Os secadores rotatórios com suspensores são equipamentos bastante utilizados na indústria para promover a secagem de material particulado de escoamento livre, como grãos, açúcar e minérios (LEE, 2008). De acordo com Sheehan *et al.* (2005), a vasta aplicabilidade do equipamento se deve principalmente à sua elevada capacidade de processamento, quando comparado com outros secadores, e flexibilidade para operar com diferentes tipos de materiais.

O equipamento é constituído de um tambor cilíndrico, com uma pequena inclinação em relação à horizontal, de 0 a 5°, que gira em torno do seu próprio eixo longitudinal, como mostrado na Figura 2.1. Acoplados internamente ao tambor existem alguns suspensores, que promovem o cascadeamento do sólido, aumentando o contato entre o sólido e o ar de secagem. A razão entre o comprimento e o diâmetro neste equipamento pode variar entre quatro e dez, enquanto que o diâmetro pode medir desde 0,2 m até 3 m de comprimento (PERRY e GREEN, 1997).

O material particulado úmido é alimentado em uma extremidade do tambor, onde é coletado pelos suspensores, também denominados, conforme o termo em inglês, como *flights*. Os suspensores carregam os sólidos até a metade superior do tambor, de onde são descarregados através de uma “cortina” de sólidos formada na seção transversal do tambor. Estas partículas caem através da cortina de gás de secagem, devido à ação da gravidade e chegam novamente ao fundo do tambor, onde são novamente carregadas

pelos suspensores. A queda dos sólidos em cascata, a partir dos suspensores e a inclinação em relação à horizontal, contribuem para o transporte das partículas na direção axial do secador.

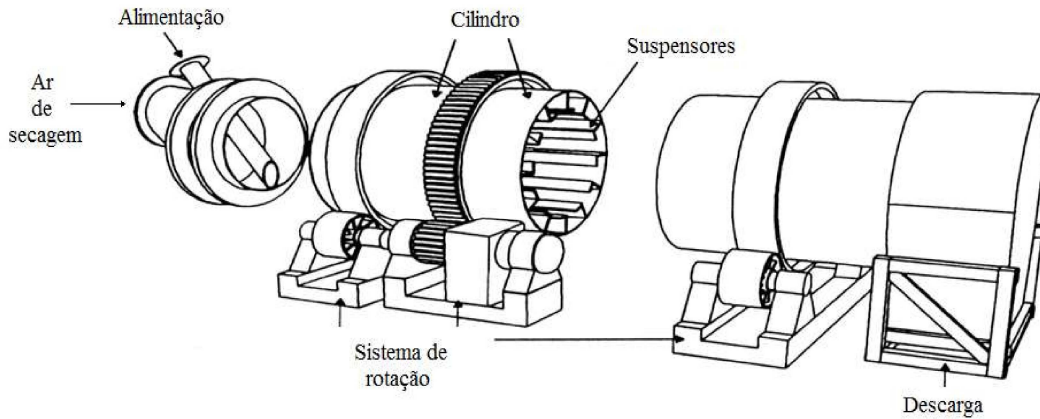


Figura 2.1 - Esquema de um secador rotatório com suspensores (PERRY e GREEN, 1997).

Os suspensores são responsáveis pelo aumento da taxa de transferência de calor e massa entre o fluido e o sólido. Matchett e Baker (1988) definiram duas fases no secador rotatório. A primeira fase, chamada de fase densa, é formada pelo material carregado nos suspensores e no fundo do secador e, a fase diluída (segunda fase), formada pelo material em queda do suspensor. De acordo com os autores, as partículas gastam de 90 a 95% do tempo de residência no secador na fase densa, mas praticamente toda a secagem ocorre quando o material se encontra na fase diluída. Assim, é necessário que o suspensor promova um cascadeamento bem distribuído ao longo da seção do tambor para que se tenha o máximo aproveitamento da área de secagem.

Dentre as variáveis que afetam o movimento das partículas e a taxa de secagem em um secador rotatório com suspensores, destacam-se: comprimento, diâmetro do secador, inclinação, velocidade de rotação, tipo e quantidade de suspensores, além das taxas de alimentação do material a ser secado e do gás de secagem, bem como a distribuição granulométrica do material (LISBOA, 2005).

Como o desempenho destes secadores depende, principalmente, do contato entre o sólido e o gás de secagem, os estudos fluidodinâmicos fazem-se bastante necessários na determinação das condições que contribuem para o aumento da eficiência do secador. A seguir serão apresentados alguns trabalhos encontrados na literatura, desenvolvidos com a finalidade de estudar a dinâmica das partículas no equipamento.

### 2.1.2. Fluidodinâmica de secadores rotatórios

Os secadores rotatórios com suspensores possuem um complexo movimento de sólidos no seu interior. A dificuldade de modelagem simultânea do transporte de sólidos, do fenômeno de transferência de calor e massa tem motivado os estudos puramente fluidodinâmicos do equipamento, que é um passo importante na sua modelagem.

Apesar desses secadores apresentarem um uso extensivo em aplicações industriais, atualmente ainda existe uma carência de equações de projeto e sistemas de controle para eles. Atualmente, os modelos desenvolvidos são limitados a uma faixa pequena de condições operacionais. Em virtude disso, ainda há a necessidade de criação de um modelo geral para os secadores rotatórios que seja aplicável a diferentes geometrias e condições operacionais (LEE, 2008).

O movimento do sólido através do secador é complexo e influenciado por diferentes mecanismos. À medida que o tambor gira cada partícula é levantada pelos suspensores e cai de certa altura. A cada queda, devido à inclinação do secador, a partícula avança uma certa distância. Além disso, as partículas, ao atingirem a parte inferior do tambor, ricocheteiam, atingem outras partículas e misturam-se a estas, enquanto as partículas que não foram levantadas pelos suspensores deslocam-se para frente, rolando umas sobre as outras. Finalmente, o gás de secagem, soprado através do secador, favorece ou dificulta o avanço dos sólidos de acordo, respectivamente, com a configuração concorrente ou contracorrente (REVOL *et al.*, 2001).

Kemp e Oakley (1997) também descrevem o movimento das partículas dentro do secador, que, segundo os autores, é complexo devido à existência de diversas forças atuando sobre as partículas, provocando o seu deslocamento:

- Gravitacional, devido à inclinação do tambor;
- Força de arraste exercida pelo escoamento de ar sobre as partículas em cascata;
- Repique das partículas no fundo do secador;
- Rolagem das partículas no fundo do secador, principalmente em secadores sobrecarregados.

Ainda segundo os mesmos autores, a força gravitacional e a força de arraste exercida pelo ar podem ser preditas teoricamente, enquanto que para prever o repique e a rolagem das partículas são necessárias avaliações experimentais, visto que estas duas são muito dependentes do tipo de material em escoamento.

Sheehan *et al.* (2005) classificaram o movimento das partículas de uma maneira diferente. Para estes autores, o material que cai em cascata dos suspensores e entra em contato direto com a corrente gasosa é denominado de fase ativa, enquanto que todo o material restante, no fundo do secador e nos suspensores, é denominado de fase passiva, como pode ser visualizado na Figura 2.2.

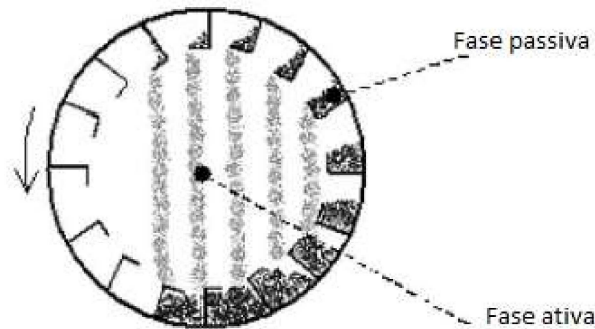


Figura 2.2 - Fase passiva e fase ativa em um secador rotatório (Adaptado de SHEEHAN *et al.*, 2005).

Os sólidos estão continuamente mudando de uma fase para a outra, sendo que a frequência desta troca depende de fatores como propriedades dos sólidos (coesão e ângulo dinâmico de repouso) e parâmetros operacionais (taxa de ar alimentado, inclinação do tambor, velocidade de rotação e geometria do equipamento). A separação entre as duas fases é bastante importante no aspecto que envolve a secagem, visto que além da diferença de transporte entre as duas fases, a secagem ocorre quase totalmente na fase ativa (SHEEHAN e SCHNEIDER, 2000).

Lisboa (2005) descreve detalhadamente como se dá o movimento das partículas em um tambor rotatório. À medida que o cilindro vai girando, o material sólido cai para alguma posição do suspensor entre 0 e 180°, e, como resultado da inclinação em relação a horizontal, o material avança ao longo do comprimento durante a queda. O autor afirma que na ausência de fluxo de gás pelo secador o caminho da descida das partículas é vertical e o avanço axial é dado por  $D_0 \sin \theta / \tan \alpha$ , sendo  $\alpha$  a inclinação do tambor em relação a horizontal,  $D_0$  o diâmetro da circunferência inscrita pela ponta do suspensor e  $\theta$  a posição angular do suspensor. O fluxo de gás altera esse avanço para um valor maior se ele for concorrente, no entanto, o inverso ocorre para fluxos contracorrentes.

Arruda (2008) em seu trabalho de otimização do processo de secagem neste equipamento, dividiu o modelo global em uma modelagem do equipamento e do material. No estudo fluidodinâmico, o autor investigou a influência das variáveis inclinação,

velocidade de rotação e número de suspensores sobre a carga de sólidos no tambor para a secagem de fertilizante superfosfato simples granulado. A partir de ensaios experimentais e considerando a faixa recomendada na literatura, de que a carga de sólidos no secador deve estar entre 10 e 15% do seu volume total, o autor concluiu que a configuração na qual o secador apresentou melhores resultados foi aquela que utilizou 6 suspensores, velocidade rotacional de 3,6 rpm e ângulo de inclinação de 3° em relação ao solo.

Em outros ensaios, Arruda (2008) obteve a medida de massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular. Para isso, foram efetuadas paradas repentinas do secador em diferentes posições e posterior coleta do sólido. O autor utilizou a metodologia proposta por Revol *et al.* (2001) para suspensores de três segmentos e a modificação proposta por Lisboa (2005) em suspensores de dois segmentos para o cálculo da carga de sólidos em função da posição angular dos suspensores e comparou com resultados experimentais. Os autores concluíram que esse procedimento pode ser usado na predição do comportamento dos sólidos no interior do secador rotatório, uma vez determinado o coeficiente dinâmico de fricção, as dimensões e condições operacionais do equipamento.

Sunkara *et al.* (2013) apresentaram um modelo matemático para a estimativa da área superficial total das cortinas formadas pelas partículas em queda do suspensor em um tambor rotatório. O modelo levou em conta a altura dessas cortinas, tanto para tambores sobrecarregados, quanto para carregamento ideal. Usando areia e esferas de vidro, os autores estudaram a influência do número de suspensores e as relações de comprimento entre os segmentos dos suspensores na área de sólidos na cortina. De acordo com os autores, observou-se que o aumento da razão entre os segmentos dos suspensores levou a uma diminuição da taxa de descarga de sólidos no início, seguido de um aumento em posições angulares mais altas, o que aumenta muito a quantidade de partículas em queda e diminui o contato efetivo entre as partículas e o ar.

Observou-se, analisando os trabalhos da literatura que possuem como objetivo o estudo da fluidodinâmica do material particulado, que a carga de sólidos no secador é uma variável muito importante na caracterização do movimento das partículas no equipamento. Desta maneira, este é o assunto avaliado no próximo tópico.

### 2.1.3. *Holdup* de sólidos em secadores rotatórios

O *holdup* é definido como sendo a carga de sólidos no interior do secador. Perry e Green (1997) afirmam que secadores rotatórios normalmente devem operar com 10 a 15% de seu volume preenchido com material. Uma carga mais baixa do que essa seria insuficiente para preencher completamente os suspensores, operando, assim ineficientemente, enquanto que uma carga mais alta criaria a possibilidade de os sólidos no interior do tambor passarem sem a remoção de umidade desejada, o que é chamado de “curto-circuito”.

Esta mesma afirmação já havia sido feita por Baker (1983). De acordo com Mujumdar (2014), já foi demonstrado empiricamente que esta faixa de *holdup* é a que fornece uma performance mais eficiente do equipamento.

Diante disso, é possível observar que o uso de valores de *holdup* nessa faixa recomendada pela literatura já é um conceito bastante utilizado na operação destes equipamentos. Por isso, diversos autores vêm utilizando-a como sendo a condição que fornece os resultados mais próximos aos ideais em seus estudos de secagem (FERNANDES *et al.*, 2009 e SILVERIO *et al.*, 2015).

Estudos mais recentes estabeleceram o conceito de carregamento ideal em tambor rotatório com suspensores e relacionaram com o *holdup* no equipamento. Estes estudos são abordados no tópico a seguir.

### 2.1.4. Carregamento ideal

Os secadores rotatórios, a depender do *holdup* do tambor, podem ser classificados de três formas: subcarregado, com carregamento ideal e sobrecarregado. Esta classificação é baseada na posição em que ocorre a primeira descarga dos suspensores. Convencionalmente, a posição 0° é aquela em que passa a linha horizontal que divide o tambor ao meio.

Um tambor é definido como subcarregado quando os suspensores não estão completamente preenchidos com o material sólido e a descarga começa a ser realizada após a posição 0° (Figura 2.3 (a)). Segundo Ajayi e Sheehan (2012b), em um secador que está operando abaixo do seu carregamento ideal, os suspensores estão com massa abaixo da sua capacidade e dependendo da velocidade de rotação, o tempo de residência do sólido no equipamento é reduzido. Neste caso, o contato entre o gás de secagem e as partículas também é menor, uma vez que as “cortinas” de descarga de sólidos somente começarão a ser formadas em posições angulares maiores.

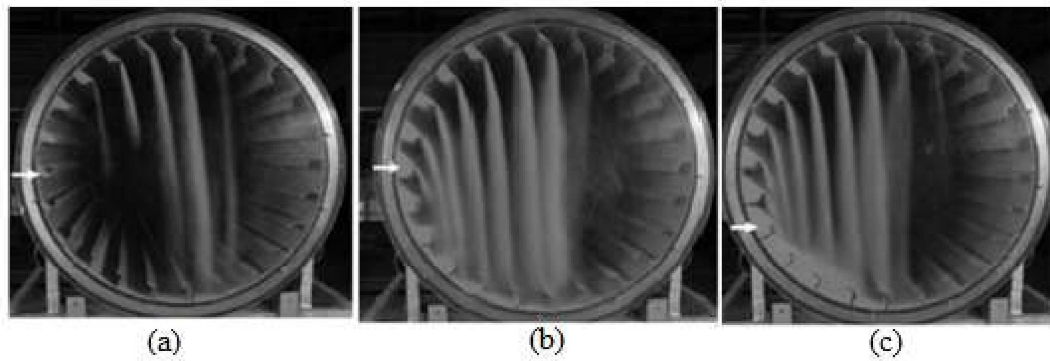


Figura 2.3 - - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) subcarregado; (b) carregamento ideal e (c) sobrecarregado (AJAYI E SHEEHAN, 2012).

Um secador opera com o carregamento ideal quando os suspensores estão operando em sua máxima capacidade e a descarga de sólidos começa precisamente na posição  $0^\circ$ , como indicado na Figura 2.3 (b). Na condição de carregamento ideal ocorre a máxima interação entre o material particulado e o gás de secagem, porque ao se aumentar a carga não haverá aumento da quantidade de sólidos na fase diluída, que é onde a secagem ocorre efetivamente.

A definição de sobrecarregado é atribuída quando o secador está com mais carga do que a necessária para preencher os suspensores (Figura 2.3 (c)). Nesta condição de carregamento, a descarga de sólidos começa antes da posição  $0^\circ$  e o material em excesso rola na base do tambor, resultando em um *bypass* das mesmas pelo gás de secagem. Desta maneira, o secador operando subcarregado ou sobrecarregado resultam em uma baixa eficiência do equipamento e no sub aproveitamento energético. Consequentemente, o carregamento ideal é um conceito importante no projeto de secadores.

No trabalho desenvolvido por Ajayi e Sheehan (2012), utilizou-se este princípio descrito acima para avaliar o carregamento ideal em um tambor rotatório com suspensores sem a presença do ar de secagem. Os autores variaram a massa inicial de partículas colocadas no tambor e mediram a área da seção transversal do suspensor na posição  $0^\circ$ . A partir do momento que o tambor atinge o carregamento ideal, esse suspensor satura e a área não aumenta mais. Logo, o carregamento ideal corresponde àquele cuja área ocupada por partículas na posição  $0^\circ$  permanece constante com a adição de novas partículas. Foram utilizadas partículas de areia com um diâmetro médio de 0,3 mm em um tambor (colocado na horizontal) de 0,375 m de raio e 1,15 m de comprimento, contendo 24 suspensores. O carregamento ideal encontrado foi de aproximadamente 5% do volume do tambor.

Karali *et al.* (2015) estudaram o carregamento ideal em um tambor rotatório com suspensores retangulares, de 0,5 m de diâmetro e 0,15 m de comprimento. Trabalhando com esferas de vidro, areia e esferas de aço, os autores estudaram o efeito da velocidade de rotação (1 a 5 rpm) e do número e tipo de suspensores sobre o carregamento ideal. Para determinar a condição de carregamento ideal, o procedimento era o seguinte: começando com o tambor subcarregado, os autores variaram gradualmente a massa de sólidos no interior do tambor até que os suspensores comessem a descarregar na posição 0°. Estes autores também encontraram o carregamento ideal para uma carga de sólidos em torno de 5%, fora do limite recomendado por Perry e Green (1997), entre 10 e 15%.

Tendo em vista a importância do estudo do carregamento ideal, bem como a influência das variáveis nesta condição de operação, diversos modelos geométricos vêm sendo estudados com a finalidade de prevê-lo, os quais serão apresentados na próxima sessão.

### 2.1.5. Modelos geométricos para a estimativa do carregamento ideal

Alguns autores já vêm utilizando modelos geométricos, baseados nas áreas ocupadas por sólidos nas seções transversais dos suspensores para a predição do carregamento ideal. Porter (1963) e Baker (1988) desenvolveram modelos que são uma função da quantidade de material no interior do suspensor na posição 0°, que também é chamado de FUF (*Fisrt Unloading Flight*), e da quantidade de sólidos na metade superior do tambor.

O modelo desenvolvido por Porter (1963) baseia-se na hipótese de que suspensores que se encontram em posições opostas em relação à linha vertical que divide o tambor ao meio são complementares para o preenchimento do suspensor. Logo, para que o tambor esteja operando no carregamento ideal, a quantidade de sólidos deve ser suficiente para preencher metade dos suspensores (Eq. 2.1). Kelly e O'Donnell (1977) propuseram a Eq. (2.2) para a determinação do carregamento ideal. Este modelo foi proposto para um tipo diferente de suspensor, também conhecido como de igual distribuição angular.

$$H_{TOT} = H_{FUF} \frac{n_F}{2} \quad (2.1)$$

$$H_{TOT} = H_{FUF} \frac{n_F+1}{2} \quad (2.2)$$



em que  $H_{TOT}$  é o carregamento total do tambor na condição de carregamento ideal,  $H_{FUF}$  é a carga de sólidos nos suspensores quando este está na posição  $0^\circ$  e  $n_F$  é o número de suspensores no equipamento.

Baker (1988) propôs um modelo para a estimativa de *holdup* do tambor baseado na hipótese de que a carga de sólidos na metade inferior do tambor é a mesma que a carga na metade superior. Porém esta equação contabiliza apenas a massa de sólidos na fase densa, excluindo completamente a fase diluída, como mostra a Equação (2.3):

$$H_p = \left( 2 \sum_{i=0}^{\theta_f} H_i \right) - H_{FUF} \quad (2.3)$$

em que  $H_p$  é a carga de sólidos na fase densa do tambor,  $H_i$  é a carga de sólidos na posição angular  $i$  e  $\theta_f$  é a posição de última descarga.

Deve-se ressaltar que  $H_{TOT}$ ,  $H_{FUF}$ ,  $H_p$  e  $H_i$  representam todos o *holdup* volumétricos de sólidos por unidade de comprimento do tambor (KARALI *et al.*, 2015). Logo, as unidades dessas variáveis são em  $m^3/m$ , apresentando unidades de área.

Ajayi e Sheehan (2012) propuseram uma modificação ao modelo de Baker (1988) para o desenvolvimento de um modelo para a predição do carregamento ideal. Segundo os autores, nenhum dos modelos aqui descritos (Eq. 2.1- 2.3) foram validados experimentalmente, além disso, eles não são genéricos visto que são baseados em um determinado tipo de suspensor. O modelo proposto por Ajayi e Sheehan (2012) foi ajustado com os dados experimentais do autor e incluiu um fator ( $Y$ ), que é a razão entre a área ocupada pelos sólidos na fase ativa pela área ocupada pelos sólidos na fase passiva (Equação (2.4)).

$$H_{TOT} = \left( 1.24 \left( 2 \sum_{i=0}^{\theta_f} H_i \right) - H_{FUF} \right) (1 + Y) \quad (2.4)$$

Outro modelo mais recente foi proposto por Karali *et al.* (2015), em que, utilizando seus dados experimentais, os autores fizeram um ajuste semelhante ao proposto por Ajayi e Sheehan (2012) (Eq. (2.5)). Porém, o fator  $Y$  foi negligenciado neste modelo, pois segundo os autores, além de ser uma medida difícil de ser realizada, envolvendo muitas incertezas, apresenta valores muito baixos (0,042 – 0,078), alterando muito pouco o resultado. Os autores compararam seus resultados com os modelos de Porter, Kelly e

O'Donnel e Ajayi e Sheehan, Eqs. (2.1), (2.2) e (2.4), respectivamente. Os autores não apresentaram os desvios em relação ao modelo ajustado.

$$H_{TOT} = \left( 1.38 \left( 2 \sum_{i=0}^{\theta_f} H_i \right) - H_{FUF} \right) \quad (2.5)$$

O grau de preenchimento do tambor pode ser calculado em função do *holdup* volumétrico de sólidos, por meio da Equação (2.6), apresentada por Karali *et al.* (2015):

$$f(\%) = \frac{V_{SOL}}{V_T} = \frac{H_{TOT} L}{\pi R^2 L} \times 100 \quad (2.6)$$

em que  $f$  é o grau de preenchimento do tambor,  $V_{SOL}$  é o volume total de sólidos no tambor,  $V_T$  é a carga de sólidos no tambor,  $R$  e  $L$  são respectivamente o raio e o comprimento do tambor.

### 2.1.6. Ângulo de última descarga

Além do ângulo de primeira descarga (FUF), outro ângulo muito importante na caracterização do escoamento de sólidos em tambor rotatório com suspensores é o ângulo de última descarga, também denominado LUF (*Last Unloading Flight*). Quanto maior a posição angular do LUF, maiores as distâncias em que os suspensores irão transportar os materiais. Consequentemente maior será a área ocupada por sólidos na fase diluída, o que aumenta as taxas de secagem. Apesar da importância deste parâmetro, ele ainda não é amplamente estudado na literatura.

Karali (2015) foi o pioneiro na avaliação do efeito de variáveis operacionais no ângulo de última descarga dos suspensores, estudando a influência do tipo de suspensores e da velocidade de rotação no ângulo de última descarga. Como os autores traçaram curvas de cargas de sólidos nos suspensores em função da posição angular, eles definiram como sendo o ângulo de última descarga o ponto em que a carga no suspensor era igual à 0. Os autores constataram que quanto maior a velocidade de rotação maior era o ângulo de última descarga. Alterando a forma dos suspensores, os autores concluíram que quanto maiores as razões entre os segmentos dos suspensores, maiores as posições de ultima descarga devido ao atraso da descarga total de sólidos no tambor.

Outra variável muito utilizada na caracterização da dinâmica das partículas é a altura de queda dessas do suspensor, que será explorada no tópico a seguir.

### 2.1.7. Altura de queda das partículas do suspensor

Quando o ângulo formado pela superfície das partículas nos suspensores com a horizontal atinge um valor superior ao ângulo de equilíbrio, as partículas começam a deixar o suspensor. Como as partículas deixam os suspensores em posições angulares diferentes, uma faixa de comprimento de queda ( $Y_d$ ) é encontrada.

Se os suspensores transportarem o sólido de forma que a altura de queda das partículas seja maximizada, estes estarão proporcionado maior tempo de contato das partículas com o gás de secagem, potencializando o coeficiente de transferência de calor e proporcionando maior taxa de secagem (SILVÉRIO, 2012).

Glikin (1978) propôs a Equação (2.7) para o cálculo do comprimento de queda das partículas do suspensor, em que o comprimento de queda é a distância percorrida pela partícula da ponta do suspensor até o leito de partículas na parte inferior do tambor:

$$Y_d = \frac{Y_0 + \sqrt{R^2 - X_0^2}}{\cos \alpha} \quad (2.7)$$

em que  $\alpha$  é a inclinação do tambor,  $Y_0 = R_0 \cos \theta$ ,  $X_0 = R_0 \sin \theta$ ,  $\theta$  é a posição angular do suspensor e  $R_0$  é a distância do suspensor até o centro do secador.

Lisboa *et al.* (2007) estimaram o comprimento de queda dos suspensores através da equação proposta por Glikin (1978) e observaram que os resultados estiveram bem próximos aos encontrados experimentalmente. Através dela, então, propuseram uma equação para estimar o tempo de residência médio das partículas no tambor, variável muito importante em estudos de secagem.

### 2.1.8. Número teórico de suspensores

A seleção do número de suspensores é um passo importante no projeto de tambores rotatórios com suspensores, uma vez que quanto mais suspensores, maior a quantidade de cortina de sólidos formada e assim maior contato entre o sólido e o ar de secagem.

O número teórico de suspensores é o número máximo de suspensores que devem conter em um tambor rotatório para que um suspensor adjacente não atrapalhe o carregamento do outro e assim este consiga carregar a maior quantidade de partículas possível.

Sunkara *et al.* (2013) definiram uma equação teórica para a predição do número teórico de suspensores de dois segmentos e com um ângulo reto entre os segmentos, que

é o caso deste trabalho. Para isto, os autores definiram alguns parâmetros que estão ilustrados na Figura 2.4. Na Figura,  $\alpha$  é o ângulo compreendido entre as retas que passam pelas duas extremidades do suspensor e o centro, e é calculada pela Equação 2.8.

$$\tan \alpha = \frac{l_2}{r_H} \quad (2.8)$$

Outro parâmetro importante na determinação do número teórico de suspensores, é o ângulo  $\nu$ , que pode ser melhor visualizado na Figura 2.5. Esse ângulo é uma função do ângulo de repouso dinâmico formado pelo material particulado quando o suspensor está na posição  $0^\circ$  ( $\gamma|_{\delta_L=0^\circ}$ ). A posição  $0^\circ$  é tomada como referência porque este é o momento em que o suspensor deve estar com a maior quantidade de partículas. De acordo com os autores, o ângulo  $\nu$  é calculado pela Equação (2.9).

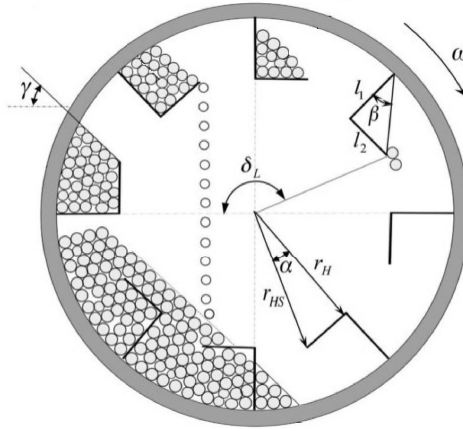


Figura 2.4 - Definição de alguns parâmetros importantes na determinação do número teórico de suspensores (SUNKARA *et al.*, 2013).

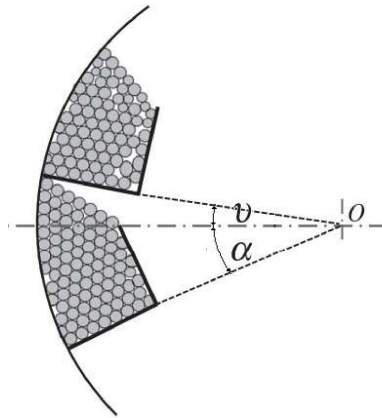


Figura 2.5 - Definição do ângulo  $\nu$  e ilustração do espaçamento mínimo entre dois suspensores (SUNKARA *et al.*, 2013).

$$\tan v = \left(1 - \frac{\left(\frac{r_h}{R}\right)}{\cos \alpha}\right) \tan \gamma \mid_{\delta_L=0^\circ} \quad (2.9)$$

Assim, com os valores calculados dos parâmetros  $\alpha$  e  $v$  é possível calcular o espaçamento mínimo que deve haver entre um suspensor e outro, e consequentemente o número máximo de suspensores, através da Equação 2.10 (SUNKARA *et al.* 2013).

$$n_{teórico} = \frac{360^\circ}{(\alpha+v)} \quad (2.10)$$

Tendo em vista os conceitos aqui expostos para a caracterização da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores, o próximo tópico traz a importância da mensuração de algumas propriedades dos materiais particulados no transporte de sólidos em secadores rotatórios com suspensores.

### 2.1.9. Propriedades das partículas em um secador rotatório

A determinação das propriedades das partículas é um ponto crucial nos estudos da fluidodinâmica de material particulado, pois somente com a correta caracterização do sólido é possível introduzir os parâmetros de propriedades físicas e de escoabilidade dos materiais na modelagem de equipamentos.

Diversas propriedades são usadas para caracterizar um conjunto de partículas, entre elas estão a porosidade do leito, densidade, densidade aparente, distribuições de tamanho e forma, dureza, umidade, coesão e adesão. Todos esses parâmetros citados são de extrema importância para a compreensão do movimento dos sólidos na operação de secadores rotatórios, sendo que os mais significantes são a densidade aparente, efeitos de coesão e adesão e o teor de umidade (LEE, 2008).

Os efeitos de coesão e adesão do material podem ser interpretados através do ângulo de repouso estático ( $\sigma$ ). Se um material é derramado em uma superfície plana, formará uma pilha cujo ângulo com o plano horizontal é chamado de ângulo estático de repouso. Quanto maior o ângulo de repouso estático de um material, diz-se que mais coeso este é, e consequentemente mais difícil de escoar. Este ângulo é uma propriedade do material particulado e depende, além das suas características físicas, da maneira como ele é medido (WOODCOCK e MASON, 1987).

Santos *et al.* (2013) desenvolveram um aparato para a determinação do ângulo de repouso estático. No aparato desenvolvido pelos autores, as partículas são colocadas livremente sobre um plano que possui outras partículas aderidas à superfície, e começa-se a incliná-lo; quando as partículas livres começam a rolar, considera-se que este é o

ângulo de repouso estático. Usando o dispositivo desenvolvido para as medições de coeficiente de fricção interno partícula-partícula, os autores encontraram valores de ângulos de repouso estático para esferas de vidro de 1,09 e 3,68 mm de 28,8 e 32°, respectivamente.

Além do ângulo de repouso estático, uma outra característica de escoamento do material é o ângulo de repouso dinâmico ( $\gamma$ ). A determinação deste consiste em girar um cilindro sem suspensores em torno do seu próprio eixo a uma velocidade angular constante. Atingido o regime estacionário, a rotação é interrompida e são retiradas fotografias do tambor, através das quais é determinado o ângulo de inclinação do leito formado pelas partículas e a horizontal, que é o ângulo de repouso dinâmico (SILVÉRIO, 2012).

Além do ângulo de repouso dinâmico do material supracitado, nos secadores rotatórios, as partículas sólidas dentro do suspensor apresentarão um ângulo dinâmico de repouso com o plano horizontal, que será denominado ângulo de repouso dinâmico no suspensor ( $\phi$ ), o qual é determinado em função do coeficiente dinâmico de fricção ( $\mu_{din}$ ) e é uma função da posição angular do suspensor.

Schofield e Glikin (1962) estudaram, para a secagem de fertilizantes, a fluidodinâmica dos sólidos no secador para determinar o ângulo dinâmico de repouso no suspensor. Os autores o determinaram através de um balanço das forças gravitacional, centrífuga e de fricção, atuantes em uma partícula com iminência de cair de um suspensor. Assim, os autores propuseram a Equação (2.11) para o cálculo do ângulo de repouso dinâmico no suspensor ( $\phi$ ).

$$\tan \phi = \frac{\mu_{din} + R_0 \frac{\omega^2}{g} (\cos \theta - \mu_{din} \sin \theta)}{1 - R_0 \frac{\omega^2}{g} (\sin \theta - \mu_{din} \cos \theta)} \quad (2.11)$$

em que  $\theta$  é a posição angular dentro do tambor,  $\mu_{din}$  é o coeficiente de atrito dinâmico,  $R_0$  é o raio da circunferência inscrita pela ponta do suspensor,  $\omega$  é a velocidade de rotação e  $\phi$  é o ângulo dinâmico de repouso no suspensor.

Porter (1963) e Kelly (1968) estudaram a validade da Equação (2.11) através do estudo da razão entre as forças centrífuga e gravitacional  $\left(R_0 \frac{\omega^2}{g}\right)$  aplicadas na partícula. Quando a razão for igual a 1,  $\left(R_0 \frac{\omega^2}{g}\right) = 1$ , o equipamento estará operando na velocidade crítica, o material fica retido nos suspensores e não ocorre cascadeamento. Os autores

determinaram, então, que a equação pode ser aplicada quando a razão entre as forças é menor do que 0,4. Os secadores industriais operam, na prática, na faixa de 0,0025 até 0,004, pois a velocidade de rotação é baixa, sendo possível utilizar a equação com segurança.

## **2.2. Abordagem Numérica**

O conhecimento da dinâmica das partículas dentro do tambor rotatório é necessário para um melhor desempenho desses equipamentos. Paralelo aos estudos experimentais, que são desenvolvidos para a descrição da fluidodinâmica do material particulado nos secadores, o uso de ferramentas numéricas tem sido cada vez mais expandido no auxílio à compreensão do escoamento, devido principalmente à crescente capacidade de processamento dos computadores. Além disso, as simulações computacionais permitem a quebra de algumas barreiras que são impostas experimentalmente, permitindo alcançar condições que experimentalmente não são alcançadas por questões de segurança e com um maior nível de detalhamento.

As abordagens numéricas que são normalmente encontradas na literatura para a modelagem de sistemas granulares são a aproximação Euleriana e a Lagrangeana (SANTOS, 2015), as quais serão abordadas nos tópicos a seguir.

### **2.2.1. Modelagem Euleriana do Escoamento Granular – Fluidodinâmica Computacional (CFD)**

As simulações de tambores rotatórios com suspensores possuem duas fases com movimentos distintos, o material sólido e o ar dentro do equipamento. O escoamento é dito multifásico, em que a conservação das propriedades de todas as fases e a interação entre elas devem ser consideradas separadamente.

Na abordagem Euler-Euler, as diferentes fases, são tratadas matematicamente como contínuas e interpenetrantes, onde aparece o conceito de fração volumétrica das fases (DUARTE, 2006). As frações de cada fase são consideradas como contínuas no espaço e no tempo, e com soma igual a um. Serão apresentadas, a seguir, as equações constitutivas desse modelo.

O conceito de fração volumétrica das fases é definido pela Equação (2.12) em que o volume de determinada fase é determinado pela fração volumétrica daquela fase e pela Equação (2.13) em que o somatório das frações de cada fase é igual a 1.

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (2.12)$$

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (2.13)$$

em que o subscrito “ $q$ ” denota cada uma das fases, o índice  $n$  representa o número de fases,  $\alpha$  representa a fração volumétrica, e  $V$  o volume da fase.

As equações para a conservação de massa das fases fluidas e sólida é representada pelas Equações (2.14) e (2.15), respectivamente.

$$\frac{\partial(\alpha_f \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial(\alpha_s \rho_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) = 0 \quad (2.15)$$

Nas Equações (2.14) e (2.15),  $\vec{v}$  é o vetor velocidade das fases e  $\rho$  a densidade. A partir deste momento, em todas as equações apresentadas, os subscritos “ $f$ ” e “ $s$ ” denominam as fases fluida e sólida, respectivamente.

As equações de conservação da quantidade de movimento das fases fluida e sólida são dadas pelas respectivas Equações (2.16) e (2.17):

$$\frac{\partial(\alpha_f \rho_f \vec{v}_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f \vec{v}_f) = -\alpha_f \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{T}}_f + \alpha_f \rho_f \vec{g} + (K_{fs}(\vec{v}_f - \vec{v}_s)) \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s \vec{v}_s) = \\ -\alpha_s \nabla p + \nabla p_s + \nabla \cdot \bar{\bar{T}}_s + \alpha_s \rho_s \vec{g} + (K_{sf}(\vec{v}_s - \vec{v}_f)) \end{aligned} \quad (2.17)$$

O coeficiente de troca fluido-sólido ( $K_{sf}$ ), que contabiliza o efeito do arraste que a fase fluida exerce sobre a fase sólida, pode ser estimado de diferentes formas, a depender do modelo adotado na modelagem do escoamento. A Tabela 2.1 traz alguns modelos para o cálculo deste coeficiente.



Tabela 2.1- Modelos de coeficientes de troca sólido-fluido

<i>Syamlal-O'Brien (1988):</i>	
$K_{sf} = \frac{3 \alpha_f \alpha_s \rho_f}{4 v_{r,s}^2 d_s} C_D \left( \frac{Re_r}{v_{r,s}} \right)  \vec{v}_s - \vec{v}_f $	(2.18)
$v_{r,s} = 0,5 \left( A - 0,06 Re_r + \sqrt{(0,06 Re_r)^2 + 0,12 Re_r (2 B - A) + A^2} \right)$	(2.19)
$A = \alpha_f^{4,14}$	(2.20)
$B = \begin{cases} 0,8 \alpha_f^{1,28} \alpha_f \leq 0,85 \\ \alpha_f^{2,65} \alpha_f > 0,85 \end{cases}$	(2.21)
<i>Wen e Yu (1966):</i>	
$K_{sf} = K_{sf\_WenYu} = \frac{3}{4} C_D \frac{\alpha_s \alpha_f \rho_f  \vec{v}_f - \vec{v}_s }{d_s} \alpha_f^{-2,65}$	(2.22)
$C_D = \frac{24}{\alpha_f Re_r} [1 + 0,15 (\alpha_f Re_r)^{0,687}]$	(2.23)
<i>Gidaspow et al. (1992):</i>	
$K_{sf} = K_{sf\_WenYu} \alpha_f > 0,8$	(2.24)
$K_{sf} = 150 \frac{\alpha_s (1 - \alpha_f) \mu_f}{\alpha_f d_s^2} + 1,75 \frac{\rho_f \alpha_s  \vec{v}_s - \vec{v}_f }{d_s} \alpha_f \leq 0,8$	(2.25)

Como na modelagem Euleriana a fase sólida também é tratada como contínua, algumas propriedades da fase granular devem ser adicionadas a ela através da Teoria Cinética Granular.

### 2.2.1.1. Teoria cinética granular – Modelo Euleriano Granular Multifásico

A Teoria Cinética Granular é baseada na teoria cinética dos gases (LUN *et al.*, 1984). Uma das propriedades adicionadas à fase sólida na modelagem Euleriana Granular Multifásica é a pressão de sólidos. Regimes de escoamento de sólidos em que a fração volumétrica é menor do que a fração máxima de empacotamento são chamados de regimes compressíveis. Nestes regimes, um gradiente de pressão,  $\nabla p_s$ , é calculado na equação do momento da fase granular. A pressão de sólido é composta de um termo cinético (primeiro termo) e um termo colisional (segundo termo) conforme a Equação (2.26):

$$p_s = \alpha_s \rho_s \theta_s + 2 \rho_s (1 + e_{ss}) \alpha_s^2 g_{0,ss} \theta_s \quad (2.26)$$

em que  $e_{ss}$  é o coeficiente de restituição para as colisões entre as partículas,  $g_{0,ss}$  é a função de distribuição radial, e  $\theta_s$  é a temperatura granular.

A pressão de sólidos é uma força por unidade de área, exercida por partículas, sobre uma dada superfície em um escoamento. Na teoria cinética granular, quanto maior a energia dos grãos, maior a pressão granular. Porém, nos casos em que a concentração dos grânulos é alta, aparecem as colisões inelásticas, as quais devem ser contabilizadas na equação da pressão cinética-colisional. A inelasticidade entre o choque de partículas é dada pelo coeficiente de restituição, que apresenta o valor igual a 1 para colisões perfeitamente elásticas.

A função de distribuição radial ( $g_{0,ss}$ ) faz a transição entre o escoamento compressível, em que  $\alpha < \alpha_{s,max}$ , e o espaço entre as partículas ainda pode diminuir, e o escoamento incompressível, em que  $\alpha = \alpha_{s,max}$  e o leito já está consolidado.

Este fator de correção modifica a probabilidade de colisões entre as partículas quando a fase sólida está concentrada. Esta função é definida pela Equação (2.27):

$$g_{0,ss} = \left[ 1 - \left( \frac{\alpha_s}{\alpha_{s,max}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-1} \quad (2.27)$$

A finalidade da função de distribuição radial é a de prevenir que uma partícula se sobreponha a outra, agindo como uma função repulsiva quando a fração dos sólidos está próxima ao limite máximo de empacotamento.

Já a temperatura granular ( $\theta_s$ ) é análoga ao conceito de temperatura dos gases em termodinâmica. Fazendo uma analogia ao movimento dos gases, em que as moléculas estão mais agitadas quando a temperatura é maior, a temperatura granular deve ser mais alta para os casos em que a fração de sólidos é menor visto que nesta condição, a mobilidade das partículas é maior (SANTOS, 2011).

Desta forma, a equação do transporte (Equação 2.28), derivada da teoria cinética assume a seguinte forma:

$$\frac{3}{2} \left( \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_s \rho_s \theta_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \theta_s) \right) = \quad (2.28)$$

$$(-p_s \bar{I} + \bar{\tau}_s) : \nabla \vec{v}_s + \nabla \cdot (k_{\theta_s} \nabla \theta_s) - \gamma_{\theta_s} + \phi_{fs}$$

em que  $(-p_s \bar{I} + \bar{\tau}_s) : \nabla \vec{v}_s$  é o termo de geração de energia pelo tensor de cisalhamento,  $\nabla \cdot (k_{\theta_s} \nabla \theta_s)$  é o termo de difusão de energia,  $\gamma_{\theta_s}$  é o termo de dissipação de energia através das colisões e  $\phi_{fs}$  é a troca de energia entre as fases fluida e sólida.

O termo  $k_{\theta_s}$  é o coeficiente de difusão, e neste caso pode ser calculado pelo modelo de Gidaspow *et al.* (1992) (Equação (2.29)) ou de Syamlal *et al.* (1993) (Equação (2.30)). A condutividade granular depende da concentração dos grãos, tamanho e coeficiente de restituição das colisões. Quanto maior o tamanho e a concentração dos grãos maior a condutividade granular.

$$k_{\theta_s} = \frac{150 \rho_s d_s \alpha_s \sqrt{\theta_s \pi}}{384 (1 + e_{ss}) g_{0,ss}} \left[ 1 + \frac{6}{5} \alpha_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \right]^2 + 2 \rho_s \alpha_s^2 d_s (1 + e_{ss}) g_{0,ss} \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}} \quad (2.29)$$

$$k_{\theta_s} = \frac{15 \rho_s d_s \alpha_s \sqrt{\theta_s \pi}}{4 (41 - 33\eta)} \left[ 1 + \frac{12}{5} \eta^2 (4\eta - 3) \alpha_s g_{0,ss} + \frac{16}{15\pi} (41 - 33\eta) \eta \alpha_s g_{0,ss} \right] \quad (2.30)$$

sendo  $\eta = \frac{1}{2} (1 + e_{ss})$ .

A dissipação de energia colisional,  $\gamma_{\theta_s}$ , da fase sólida é dada pelo modelo de Lun *et al.* (1984) (Equação (2.31)). A dissipação colisional representa a transformação de temperatura granular em temperatura “convencional”, que tende a ocorrer com maior efeito em leitos concentrados.

$$\gamma_{\theta_s} = \frac{12 (1 - e_{ss}^2) g_{0,ss}}{d_s \sqrt{\pi}} \rho_s \alpha_s^2 \theta_s^{3/2} \quad (2.31)$$

A transferência de energia cinética entre as fases fluida e sólida,  $\phi_{fs}$ , é dada pela Equação (2.32):

$$\phi_{fs} = -3 K_{sf} \theta_s \quad (2.32)$$

A temperatura granular é uma medida da velocidade do movimento aleatório dos grânulos. Desta maneira, em um leito em que não há mobilidade nenhuma desses grânulos a temperatura é igual a zero, o que ocorrerá para leitos próximos à fração mássica de empacotamento. De acordo com Darteville (2003), em concentrações acima de 50% a temperatura granular dos grãos decresce devido à pouca mobilidade, sendo necessária a aproximação friccional, além da cinética colisional, que será descrita detalhadamente no próximo tópico.

### 2.2.1.2. Distribuição de tensões viscosas na fase granular

Existem diferentes formas de dissipação viscosa que irão depender, principalmente, da concentração de sólidos no meio. Na região mais diluída do escoamento, as partículas apresentam um movimento desordenado e aleatório, e a dissipação viscosa ocorre somente devido a esse movimento das partículas, sendo chamada de dissipação viscosa cinética. As tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões cinéticas. Em uma região que apresenta uma concentração um pouco maior, além da dissipação viscosa cinética, existe a dissipação viscosa colisional, causadas por colisões instantâneas entre as partículas. As tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões colisionais. Porém, em uma região de alta concentração de sólidos, não se observa mais oscilações aleatórias das partículas e nem colisões instantâneas; ao contrário, as partículas permanecem mais tempo em contato e apresentam movimentos de fricção umas sobre as outras. Esta forma de dissipação viscosa é chamada de dissipação viscosa friccional, e as tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões friccionais (SANTOS, 2011). Estes três regimes de escoamento dos sólidos são ilustrados na Figura 2.6.

Matematicamente, para se obter a viscosidade de cisalhamento dos sólidos,  $\mu_s$ , (Equação 2.33), adiciona-se a viscosidade cinética ( $\mu_{s,cin}$ ), a viscosidade colisional ( $\mu_{s,col}$ ) e a viscosidade friccional ( $\mu_{s,fricc}$ ), quando necessária.

$$\mu_s = \mu_{s,col} + \mu_{s,cin} + \mu_{s,fricc} \quad (2.33)$$

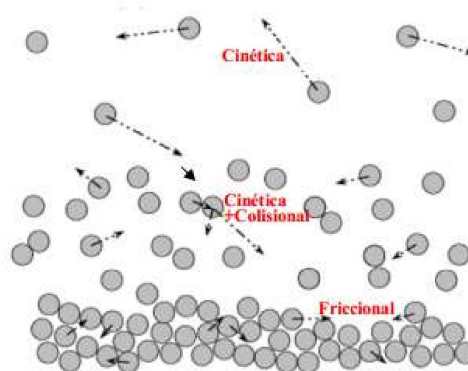


Figura 2.6 - Principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional (SANTOS, 2011).

A viscosidade colisional, no caso do escoamento granular está relacionada ao movimento randômico das partículas, e pode ser calculada utilizando o modelo de Syamlal *et al.* (1993) (Equação 2.34):

$$\mu_{s,col} = \frac{4}{5} \alpha_s^2 \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}} \quad (2.34)$$

Para o cálculo da viscosidade cinética, também podem ser usados modelos. Dentre outros modelos para o cálculo da viscosidade cinética, destacam-se os modelos de Gidaspow (1994) (Equação (2.35)) e de Syamlal *et al.* (1993) (Equação (2.36)):

$$\mu_{s,cin} = \frac{10 \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{96 \alpha_s (1 + e_{ss}) g_{0,ss}} \left[ 1 + \frac{4}{5} g_{0,ss} \alpha_s (1 + e_{ss}) \right]^2 \alpha_s \quad (2.35)$$

$$\mu_{s,cin} = \frac{\alpha_s \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{6 (3 - e_{ss})} \left[ 1 + \frac{2}{5} (1 + e_{ss}) (3e_{ss} - 1) \alpha_s g_{0,ss} \right] \quad (2.36)$$

A viscosidade *bulk* contabiliza a resistência ao escoamento das partículas à expansão e à compressão. Uma das formas de calculá-la é através do modelo de Lun *et al.* (1984), dado pela Equação (2.37):

$$\lambda_s = \frac{4}{3} \alpha_s \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \left( \frac{\theta_s}{\pi} \right)^{1/2} \quad (2.37)$$

A viscosidade cisalhante friccional é adicionada à viscosidade cisalhante total, sendo originada do atrito e do contato prolongado entre as partículas. A seguir é mostrado o modelo proposto por Schaefer (1987) para o cálculo da viscosidade cisalhante friccional. Este é um modelo bastante representativo, devido à consideração do ângulo de fricção interna para descrever o leito de partículas, visto que esta propriedade é facilmente medida indiretamente através do ângulo de repouso estático.

No modelo proposto por Schaeffer (1987), a viscosidade friccional é calculada pela Equação (2.38):

$$\mu_{s,fricc} = \frac{P_f \sin(\phi_e)}{2 \sqrt{I_{2D}}} \quad (2.38)$$

em que  $P_f$  é a pressão friccional,  $\phi_e$  é o ângulo de fricção interna, ou ângulo de repouso estático do material, e  $I_{2D}$  é o segundo invariante do tensor tensão.

O segundo invariante do tensor tensão é dado pela Equação (2.39):

$$I_{2D} = \frac{1}{6} \left[ (D_{s,xx} - D_{s,yy})^2 + (D_{s,yy} - D_{s,zz})^2 + (D_{s,zz} - D_{s,xx})^2 \right] + D_{s,xy}^2 + D_{s,yz}^2 + D_{s,zx}^2 \quad (2.39)$$

A forma geral do tensor deformação é dada pela Equação (2.40):

$$D_{s,ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_{s,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{s,j}}{\partial x_i} \right) \quad (2.40)$$

sendo  $D_{s,ij}$  a componente do tensor taxa de deformação e  $u_{s,i}$  a componente da velocidade na direção  $i$ .

### 2.2.1.3. Condições de contorno na parede

A implementação de um problema utilizando a abordagem Euleriana depende não só dos modelos de arraste, colisões e de fricção, como também das condições de contorno utilizadas nas fronteiras do problema. Uma das formas de se definir essas condições de contorno é através das condições de cisalhamento na parede.

Na maioria dos trabalhos que utilizam a Modelagem Euleriana Granular Multifásica, a condição de contorno utilizada é a de não deslizamento (“*no-slip*”), a qual define-se que as velocidades relativas normal e tangencial do material granular em relação à parede, nesta posição, é igual a 0, isto é, ele se adere na parede e possui a mesma velocidade desta.

No entanto, essa é uma condição válida para o escoamento de fluidos. O material sólido de certa forma apresenta um deslizamento parcial sobre a parede, e por isso, quando se trabalha com este tipo de material necessita-se de utilizar uma condição de cisalhamento diferente desta.

Para especificar o deslizamento parcial na parede, Johnson e Jackson (1987) propuseram uma formulação para a condição de contorno do sólido na parede, a qual considera um parâmetro importante, que é o coeficiente de especularidade ( $\varphi$ ). O modelo de Johnson e Jackson (1987) para esta condição de contorno é representado pelas Equações (2.41-2.43). A Equação (2.38) expressa a velocidade tangencial da fase sólida na parede ( $u_{s,w}$ ) em função do coeficiente de especularidade ( $\varphi$ ):

$$u_{s,w} = \frac{-6 \alpha_{s,max} \mu_s}{\sqrt{3} \sqrt{\theta_{w,s}} \pi \varphi \rho_s \alpha_{s,g0,ss}} \frac{\partial u_s}{\partial n} \quad (2.41)$$

em que  $\mu_s$  é a viscosidade dinâmica da fase sólida e  $n$  é o vetor normal à parede tambor.

Consequentemente, a temperatura granular da fase sólida na parede é expressa em termos da dissipação colisional da fase sólida na parede ( $\gamma_{\theta_s}$ ).

$$\theta_{s,w} = \frac{k_{\theta_{s,w}}}{\gamma_{\theta_{s,w}}} \frac{\partial \theta_s}{\partial n} + \frac{\sqrt{3}\pi\varphi\rho_s v_{s,dest}^2 g_{0,ss} \theta_{s,w}^{3/2}}{6 \alpha_{s,max} \gamma_{\theta_s}} \quad (2.42)$$

$$\gamma_{\theta_{s,w}} = \frac{3(1-e_{s,w}^2)\alpha_s^2 \rho_s g_{0,ss} \theta_s}{4 \alpha_{s,max}} \quad (2.43)$$

O coeficiente de especularidade é aplicado especialmente em sistemas multifásicos granulares e é uma representação da fração de colisões que transferem *momentum* lateral para a parede (MACHADO, 2016). O valor varia de 0 a 1, dependendo da natureza das colisões partícula-parede e da rugosidade da parede. Um coeficiente de especularidade igual a 0 caracteriza uma colisão perfeitamente especular e uma condição de parede extremamente lisa, garantindo um deslizamento total do sólido sobre ela, enquanto que para o coeficiente de especularidade igual a 1, a colisão sólido-parede é perfeitamente difusa e considera-se uma parede extremamente rugosa.

#### 2.2.1.4. Modelo de turbulência k-ε (k-epsilon)

Quando o escoamento é instável, irregular, aparentemente aleatório e caótico, este é classificado como turbulento. Uma característica do escoamento turbulento é que a velocidade do fluido varia significativamente e irregularmente tanto na posição quanto no tempo (DULLEMOND e SPRINGEL, 2012).

O modelo k-ε (k-epsilon) é o mais utilizado dentre todos os modelos de turbulência. Neste modelo, k é a energia cinética de turbulência e ε é a taxa de dissipação da energia de turbulência (SCOTT-POMERANTZ, 2004). As médias das variáveis são medidas ao longo do tempo (modelo RANS- *Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Como neste caso o sistema é multifásico, utilizou-se o modelo de mistura k-ε de turbulência. Neste modelo as propriedades e velocidades da mistura são suficientes para descrição do fluxo turbulento.

O modelo de mistura k-ε é representado pelas Equações (2.44) e (2.45):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m k) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot ((\mu_m + \mu_{t,m}) \nabla k) + G_{k,m} - \rho_m \epsilon \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left( \left( \mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{1,3} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (1,44 G_{k,m} - 1,92 \rho_m \varepsilon) \quad (2.45)$$

em que  $\rho_m$ ,  $\mu_m$  e  $\vec{v}_m$  são respectivamente a densidade, a viscosidade molecular e a velocidade da mistura.

A viscosidade turbulenta da mistura ( $\mu_{t,m}$ ) é determinada pela Equação (2.46) e a produção de energia cinética de turbulência é calculada pela Equação (2.47):

$$\mu_{t,m} = 0,09 \rho_m \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.46)$$

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} (\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T) : \nabla \vec{v}_m \quad (2.47)$$

A viscosidade turbulenta de cada fase  $i$  é calculada pela Equação (2.48).

$$\mu_{t,i} = \frac{\rho_i}{\rho_m} \mu_{t,m} \quad (2.48)$$

### 2.2.1.5. Coeficiente de restituição

A dissipação de energia devido as colisões entre as partículas é considerada através do coeficiente de restituição ( $e_{ss}$ ). Este coeficiente mede a quantidade de energia cinética conservada após o choque entre as partículas. O coeficiente de restituição pode ser 1 para colisões perfeitamente elásticas, no qual a dissipação de energia é nula, ou 0 para colisões perfeitamente inelásticas, em que ocorre dissipação total da energia cinética (MACHADO, 2016).

Para um material granular típico, Darteville (2003) assume o valor do coeficiente de restituição entre 0,9 e 0,99.

Lima (2017) investigou o coeficiente de restituição do vidro e do aço. De acordo com o autor, os valores de coeficiente de restituição para esferas de vidro sofreram influência da espessura e do tipo do material em que ocorria as colisões, demonstrando a necessidade do conhecimento do equipamento em que está se trabalhando. Os coeficientes de restituição entre esferas de vidro e aço, de acordo com o autor varia de 0,67 até 0,97.

Outra abordagem normalmente encontrada na literatura para a modelagem de sistemas granulares é a Lagrangeana (SANTOS, 2015), que é utilizada pelo Método dos Elementos Discretos, cuja teoria é apresentada no próximo tópico.



### 2.2.2. Modelagem Lagrangeana do Escoamento Granular – Método dos Elementos Discretos (DEM)

O Método dos Elementos Discretos (DEM – *Discrete Element Method*) foi proposto, originalmente, por Cundall e Strack (1979) no estudo de solos e rochas. Na aproximação DEM todas as trajetórias das partículas são acompanhadas e uma integração temporal do balanço de forças é aplicada sobre cada partícula individual, levando em consideração as interações partícula-partícula e partícula-parede (BRANDÃO, 2017).

A modelagem DEM consiste basicamente em duas etapas principais: a lei de deslocamento (*displacement law*), que é aplicada nos contatos partícula-partícula e partícula-parede para contabilizar as forças de contato e a Segunda Lei de Newton que é aplicada sobre cada partícula no intuito de determinar a sua aceleração e, após sucessivas integrações temporais, sua posição ou trajetória, levando em consideração também as forças de campo (SANTOS, 2015). O algoritmo simplificado do princípio do DEM é apresentado na Figura 2.7, em que cada ciclo completo representa um *time-step*.

O modelo de contato pode ser linear ou não linear, a depender da forma como se assume a relação entre a força de contato e a deformação. No modelo Linear, também conhecido como mola-amortecedor, que foi proposto por Cundall e Strack (1979), assume-se que a relação entre a força elástica e o deslocamento e a relação da dissipação viscosa com a deformação da partícula são lineares. O termo de repulsão entre as partículas é calculado através de uma relação baseada na Lei de Hooke, levando-se em consideração a rigidez das partículas, a constante de amortecimento, e a deformação sofrida. No entanto, o modelo apresenta como limitação a adoção de um valor constante para o coeficiente de restituição e tempo de colisão.

Porém, alguns autores (DI MAIO e DI RENZO, 2005; KRUGGEL-EMDEN *et al.*, 2007) já mostraram que tanto o coeficiente de restituição quanto a duração das colisões dependem da intensidade das forças de contato, especialmente no caso de partículas esféricas.

Quando o formato das partículas é considerado na modelagem, um modelo linear não consegue descrever bem o contato entre as partículas (PENG, 2014). Assim, Hertz (1982) propôs um modelo que leva em consideração o formato das partículas, porém bastante complexo e pouco aplicável. Logo, Mindlin e Deresiewicz (1953) propuseram um modelo mais prático a ser utilizado, que também ficou conhecido como modelo de Hertz-Mindlin. A combinação da aplicação do modelo de Hertz-Mindlin ao modelo de contato do DEM foi proposta por Di Renzo e Di Maio (2004; 2005).

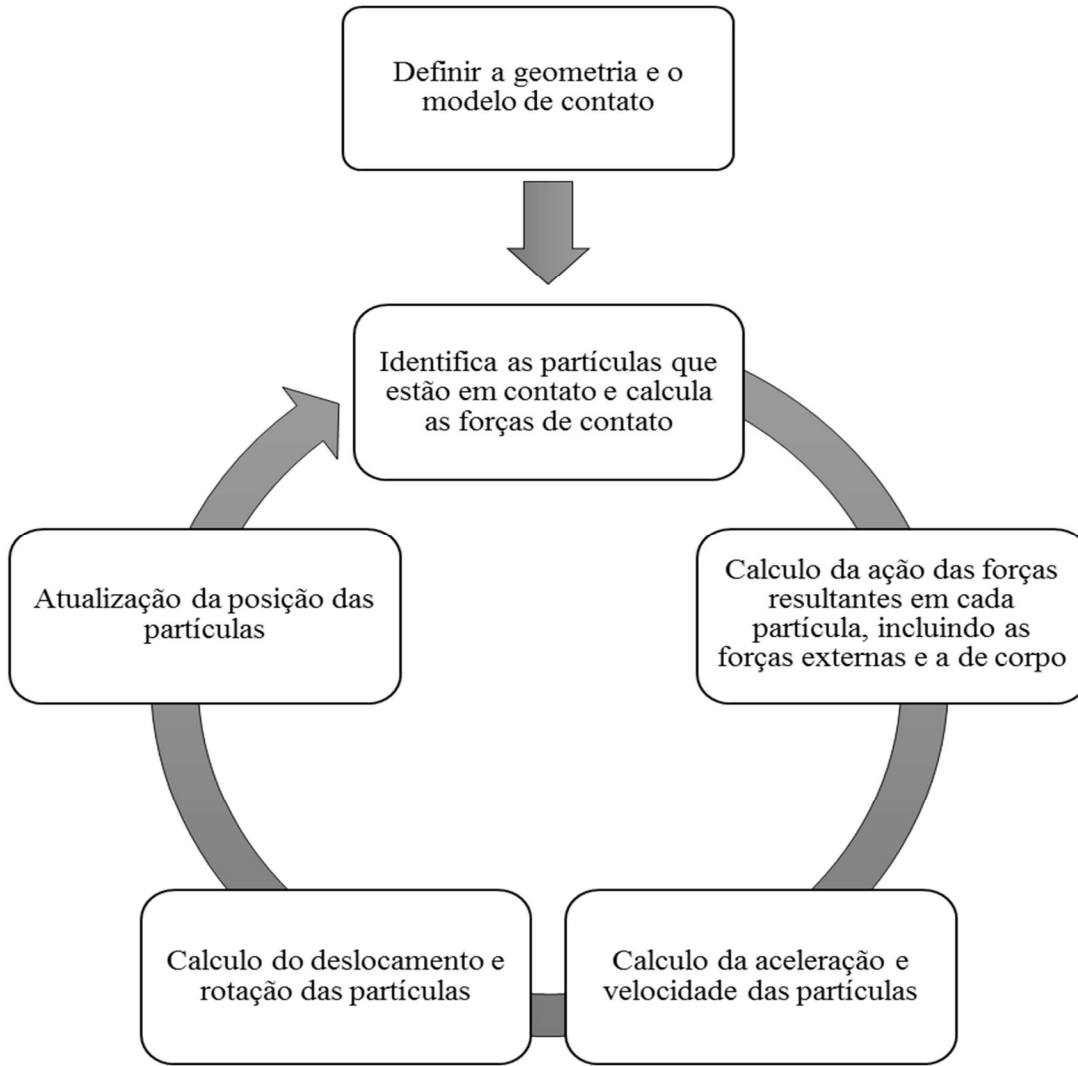


Figura 2.7 - Algoritmo empregado nas simulações DEM (LIMA, 2017).

No modelo de Hertz-Mindlin, a força normal ( $F_N$ ) é dada pela Equação (2.49) como função da sobreposição normal ( $\delta_N$ ), do raio de contato equivalente ( $R^*$ ) e do módulo de Young equivalente ( $E^*$ ):

$$F_N = \frac{4}{3} E^* \delta_N^{3/2} \sqrt{R^*} \quad (2.49)$$

no qual o módulo de Young e o raio de contato equivalentes são dados pelas Equações (2.50) e (2.51), respectivamente:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1-\nu_i)^2}{E_i} + \frac{(1-\nu_j)^2}{E_j} \quad (2.50)$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_j} \quad (2.51)$$

em que  $E_i, \nu_i, R_i$  e  $E_j, \nu_j, R_j$  são o módulo de Young, razão de Poisson e raio de cada partícula no contato, respectivamente.

O modelo de Hertz associa o efeito da dissipação de energia ao o termo que segue a lei do amortecimento viscoso (BORTOLOTTI *et al.*, 2013; CUNHA *et al.*, 2016). Então, a força normal de amortecimento ( $F_N^d$ ) depende do coeficiente de amortecimento ( $\beta$ ), da rigidez normal ( $S_N$ ), da velocidade relativa normal ( $\overline{v_N^{rel}}$ ) e da massa equivalente ( $m^* = (m_i^{-1} + m_j^{-1})^{-1}$ ).

$$F_N^d = -2\sqrt{\frac{5}{6}}\beta\sqrt{S_N m^*} \overline{v_N^{rel}} \quad (2.52)$$

$$S_N = 2E^*\sqrt{R^*\delta_N} \quad (2.53)$$

$$\beta = \frac{\ln e_{ss}}{\sqrt{\ln^2 e_{ss} + \pi^2}} \quad (2.54)$$

A componente tangencial da força ( $F_T$ ) é uma função da sobreposição tangencial ( $\delta_T$ ) e da rigidez tangencial ( $S_T$ ):

$$F_T = -\delta_T S_T \quad (2.55)$$

$$S_T = 8G^*\sqrt{R^*\delta_N} \quad (2.56)$$

Sendo  $G^*$  o módulo de cisalhamento equivalente, dado por:

$$\frac{1}{G^*} = \frac{2-\nu_i}{G_i} + \frac{2-\nu_j}{G_j} \quad (2.57)$$

Similar à força normal de amortecimento, a força tangencial de amortecimento ( $F_T^d$ ) é dada pela seguinte equação:

$$F_T^d = -2\sqrt{\frac{5}{6}}\beta\sqrt{S_T m^*} \overline{v_T^{rel}} \quad (2.58)$$

com  $\overline{v_t^{rel}}$  a velocidade relativa tangencial

Limitada pela lei do atrito de Coulomb, a máxima força tangencial possível é uma função do coeficiente de atrito estático ( $\mu_E$ ) e da força normal ( $F_N$ ):

$$F_{T,max}^d = \mu_E F_N \quad (2.59)$$

Quando o atrito de rolamento é importante, ele pode ser incluído no torque ( $\tau$ ), conforme Equação (2.60), com o coeficiente de atrito de rolamento ( $\mu_r$ ) e a velocidade angular ( $\omega_i$ ) no ponto de contato. De acordo com Just *et al.* (2013) o uso do coeficiente de atrito de rolamento é muito importante quando se trabalha com partículas esféricas.

$$\tau_{ij} = -\mu_r F_N r_i \omega_i \quad (2.60)$$

A seguir são apresentados dois pontos importantes na simulação DEM, que é a definição do passo no tempo (*time-step*) das simulações e dos parâmetros de entrada.

- Time-step:

Nas simulações DEM, a escolha de um passo no tempo adequado é de grande importância para garantir que não ocorram sobreposições excessivas de partículas e que os movimentos de cada uma delas sejam afetados pela propagação das ondas de perturbação apenas de sua vizinhança local (THORNTON, 2015; JOHNSTONE, 2010).

Em um grupo de partículas, a transmissão de força entre as mesmas ocorre através da onda de Rayleigh, que é definida como sendo a onda mecânica que percorre a superfície dos corpos elásticos, como mostra a Figura 2.8. Deste modo, o tempo de integração que deve ser utilizado em uma simulação DEM deve ser inferior ao necessário para que a onda de Rayleigh percorra a partícula de menor tamanho (DANBY *et al.*, 2013).

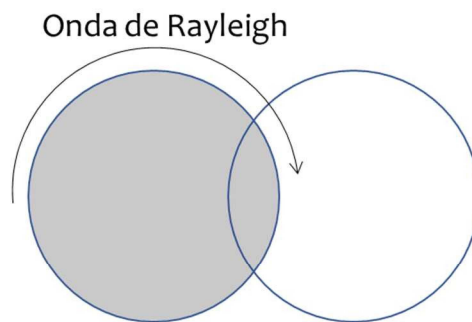


Figura 2.8 - Propagação da onda de Rayleigh (BRANDÃO, 2017).

As Equações (2.58) e (2.59) apresentam, a velocidade de onda de Rayleigh e o intervalo de tempo crítico de integração (LI *et al.*, 2016).

$$v_R = (0,1613 \cdot \nu_p + 0,8766) \sqrt{\frac{G}{\rho_s}} \quad (2.61)$$

$$t_R = \frac{\pi r^2 \sqrt{\frac{\rho_s}{G}}}{(0,1613 \cdot \nu_p + 0,8766)} \quad (2.62)$$

em que  $r$  é o raio da menor partícula no sistema,  $\rho_s$  é a densidade da partícula,  $G$  o módulo de cisalhamento e  $\nu_p$  a razão de Poisson.

De acordo com Lima (2017), a literatura recomenda a utilização de no máximo 20% do passo de tempo crítico estipulado pela Equação (2.62).

- Parâmetros de entrada do DEM:

O modelo de simulação do DEM necessita então de alguns parâmetros de entrada, de propriedades das partículas, tais como densidade, módulo de cisalhamento (razão entre a tensão de cisalhamento aplicada ao corpo e a sua deformação específica), razão de Poisson (razão entre a deformação transversal associada a uma deformação longitudinal na direção do esforço de tração) e de algumas interações partícula-partícula e partícula-parede, como coeficientes de restituição e de atrito estático e de rolamento (LIMA, 2017).

Assim, para se obter bons resultados é necessário o conhecimento sobre tais parâmetros. Uma das complicações, de acordo com Marigo e Stitt (2015) está relacionada à determinação dos parâmetros de entrada que o modelo necessita. A medição de tais parâmetros ainda é um desafio para a literatura.

Diante disso, com a finalidade de se conhecer os parâmetros de entrada do modelo, normalmente é utilizada a calibração das propriedades do material, isto é, os valores dos parâmetros DEM são alterados até que a resposta coincida com as propriedades bulk do material, que foram medidas experimentalmente.

No entanto, Taylor *et al.* (2008) destacaram que muitos estudos empregam valores de parâmetros sem uma explicação plausível. Logo, é extremamente importante que estes sejam selecionados de maneira correta para que os resultados da simulação se aproximem ao máximo dos dados obtidos via ensaios experimentais. Porém, apesar de Lima (2017) ter efetuado estudos para a determinação desses parâmetros, o procedimento de

calibração, ainda é a forma mais utilizada para se determinar os melhores parâmetros de simulação utilizando o DEM.

Diante do aqui exposto acerca das duas modelagens, no próximo tópico são apresentados alguns trabalhos encontrados na literatura que as utilizam para a simulação de tambores rotatórios com suspensores.

### **2.2.3. Modelagens Numéricas do Escoamento Granular – Aplicação a tambores rotatórios**

As modelagens numéricas, tanto de CFD quanto de DEM, já vem sendo aplicadas na predição do escoamento de grânulos em secadores rotatórios. Alguns autores já utilizaram a abordagem Euleriana para estudar o comportamento da queda de uma “cortina” de partículas através de uma corrente de ar. Wardjiman *et al.* (2008) estudaram o comportamento de uma “cortina” de partículas que cai numa corrente de gás. Partículas eram alimentadas em um duto por onde passava uma corrente de ar, e foram medidas a trajetória da “cortina” de partículas e o perfil de velocidade do gás, sendo posteriormente comparados com o modelo de CFD.

Ajayi e Sheehan (2012) modelaram uma “cortina” de partículas caindo de uma posição média do tambor através de uma corrente de ar utilizando CFD e os resultados de distribuição de velocidade e porosidade se ajustaram bem aos dados experimentais.

Nascimento *et al.* (2014) desenvolveram um trabalho pioneiro na simulação de um tambor rotatório com suspensores através de CFD. Os autores estudaram o perfil de descarga de esferas de vidro e fertilizantes dos suspensores através da simulação de um tambor rotatório sem a presença do ar de secagem. Os resultados dos autores foram comparados com êxito aos resultados experimentais.

Já a simulação DEM é a mais utilizada para descrever o comportamento de partículas em tambores rotatórios com suspensores. Geng *et al.* (2009) usaram a abordagem Lagrangeana para descrever um processo de mistura em um tambor rotatório com diferentes tipos de suspensores. As partículas utilizadas pelos autores eram finas e longas, como partículas de tabaco. Assim, foram estudados os efeitos do formato do suspensor e da velocidade de rotação na mistura dessas partículas, além de comparar alguns resultados com os obtidos por partículas esféricas.

Geng *et al.* (2011) estudaram a dinâmica de partículas com a forma fina e longa, flexíveis, em um secador rotatório. As simulações foram feitas em duas dimensões e o comportamento das partículas também foi modelado utilizando o DEM. As simulações

foram comparadas com dados experimentais dos ângulos de repouso dinâmicos. Foi também estudado o efeito da velocidade neste parâmetro. Os resultados obtidos pelos autores foram satisfatórios em comparação com dados experimentais, e observaram que o ângulo de repouso dinâmico tende a aumentar com o aumento da velocidade.

Geng *et al.* (2013) simularam o processo de mistura de fibras flexíveis utilizando a abordagem Lagrangeana. A mistura foi feita em tambor rotatório com suspensores. Os autores estimaram o tempo necessário para uma mistura completa, e descreveram o efeito da velocidade de rotação, do comprimento do suspensor e do carregamento do tambor na mistura das partículas. Os resultados de simulação mostraram que, com o aumento do comprimento do suspensor e da velocidade de rotação o processo de mistura é acelerado; no entanto, os resultados não foram comparados com dados experimentais.

O trabalho desenvolvido por Silvério (2012) utilizou a abordagem DEM, fazendo o acoplamento com o CFD, para a simulação da dinâmica das partículas de fertilizantes em um secador rotatório. A autora observou o efeito de cada parâmetro na massa de sólidos dos suspensores. De acordo com a autora, a técnica de simulação mostrou resultados satisfatórios para a simulação do ângulo de repouso no tambor e da massa de sólidos nos suspensores. Porém, para a simulação foi necessário a utilização de um cilindro com comprimento reduzido, visto que seria inviável a simulação em tamanho real devido ao alto esforço computacional.

Santos (2015) utilizou, tanto CFD, quanto DEM, para estudos de mistura e segregação e dinâmica de partículas em tambor rotatório sob diferentes condições operacionais utilizando partículas com diferentes propriedades físicas. Utilizando o modelo Euleriano, o autor fez comparações entre os perfis radiais de velocidade de sólidos experimentais e simulados e observou que a força de arrasto ou resistiva fluido-sólido pode ser negligenciada no caso de um tambor rotatório operando no regime de rolamento, onde não há entrada ou saída de fluido do sistema. Já utilizando o modelo lagrangeano, de acordo com o autor, os parâmetros da modelagem determinados para as partículas arredondadas (esferas de vidro) mostraram-se dependentes das condições operacionais. Já para as partículas irregulares (arroz), a calibração dos parâmetros através de um tambor em escala reduzida, mostrou-se adequada para o emprego na previsão do escoamento em tambores rotatórios em uma escala superior, podendo futuramente ser empregada em uma escala industrial.

Lima (2017) estudou os parâmetros numéricos da abordagem Lagrangeana para representar a dinâmica das partículas no interior de um tambor rotatório, para diferentes

tipos de materiais em diferentes condições operacionais. O autor validou metodologias experimentais para a determinação dos coeficientes de restituição, atrito estático e atrito de rolamento, nas interações partícula-partícula e partícula-parede. Os valores encontrados na calibração e os valores dos parâmetros medidos apresentaram uma boa concordância quando comparados com os dados experimentais.

Serão apresentados no próximo capítulo, os Materiais e Métodos utilizados nos trabalhos experimentais desta tese, assim como as metodologias de simulações utilizando as duas ferramentas: fluidodinâmica computacional (Modelo Euleriano) e o método dos elementos discretos.



---

## Capítulo 3

---

### Materiais e Métodos

Este capítulo apresenta o aparato experimental utilizado neste trabalho, além das metodologias experimentais e numéricas utilizadas no estudo da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores.

#### 3.1. Unidade experimental: tambor rotatório com suspensores

Os experimentos foram realizados em uma unidade experimental localizada no Laboratório de Sistemas Particulados da Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (LSP-FEQUI-UFU). A Figura 3.1 mostra o aparato construído para os estudos experimentais.

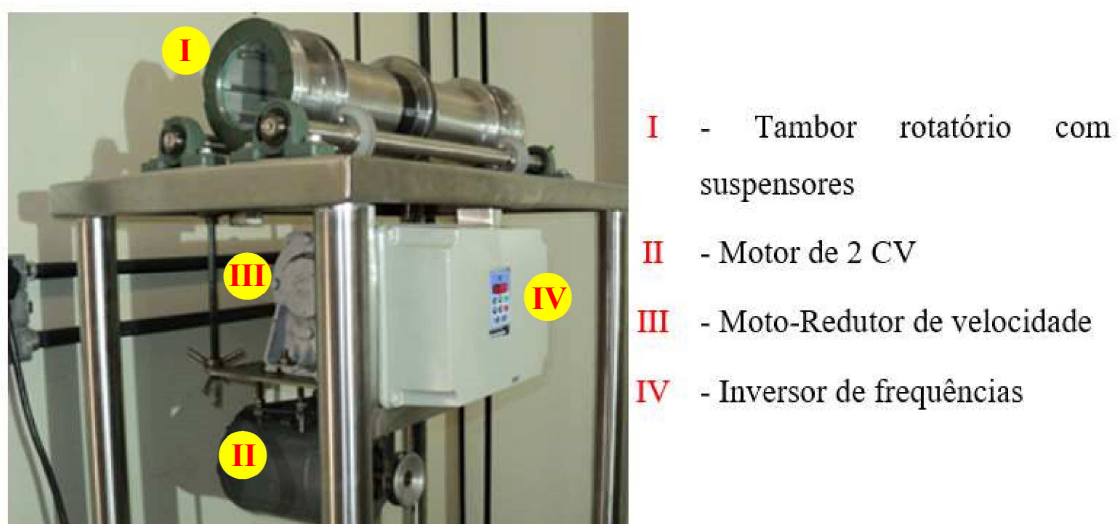


Figura 3.1 - Unidade experimental do tambor rotatório com suspensores.

O equipamento utilizado no trabalho experimental consistiu de um tambor rotatório cilíndrico com 0,108 m de diâmetro e 0,5 m de comprimento, fabricado em aço inoxidável, operado na horizontal. Nas duas extremidades do tambor, foram colocados visores de vidro temperado para auxiliar a análise da dinâmica do material particulado. O aparato experimental possuía um motor elétrico de 2 CV, e, devida às amplas velocidades de rotação estudadas, acoplado ao motor elétrico existia um moto-reductor de velocidades. O ajuste da velocidade do motor foi feito com o auxílio de um inversor de frequência.

As dimensões reduzidas do tambor foram escolhidas de forma a facilitar o manuseio do equipamento, visando a execução de diversas medidas experimentais e, além disso, reduzindo o custo computacional das simulações numéricas. Apesar do diâmetro de secadores rotatórios em escala industrial ser de aproximadamente 30 vezes o diâmetro do secador dimensionado neste trabalho, manteve-se a razão entre o comprimento e o diâmetro no equipamento, que foi de 5.

O número de suspensores dentro do equipamento foi variável, sendo possível configurar o tambor com 1, 12, 15 ou 18 suspensores, todos eles com dois segmentos e ângulo reto ( $90^\circ$  entre os segmentos). Os comprimentos dos segmentos eram de 1,27 e 0,8 cm, como mostrado na Figura 3.2.

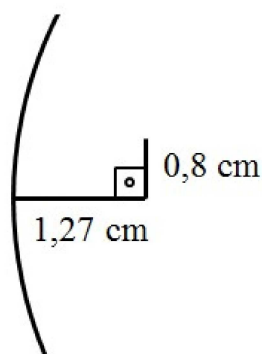


Figura 3.2 - Dimensões dos suspensores acoplados ao cilindro rotatório.

No aparato experimental descrito, ainda foi acoplado um outro visor de vidro, sendo que este não estava ligado ao tambor, mas à mesa de suporte do cilindro, como mostrado na Figura 3.3.

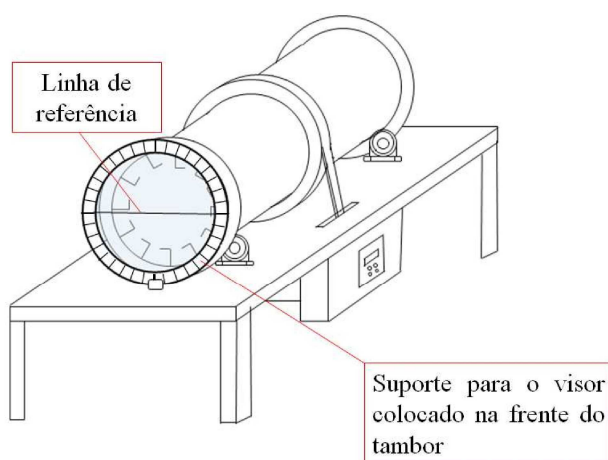


Figura 3.3 - Esquema do aparato montado para traçar as linhas de referência nas diferentes posições angulares do tambor.

O objetivo de se colocar o suporte para um visor que não estivesse ligado ao tambor, mas à mesa de apoio, era que se conseguisse ter um ponto fixo como referência. Desta maneira, foi possível traçar uma linha de referência para diversas posições angulares do tambor. Por exemplo, colocando-se a linha de referência na posição 0°, posição importante na determinação do carregamento ideal, foi possível determinar o comportamento das partículas no suspensor nessa posição. Analogamente, foi possível determinar o comportamento das partículas no suspensor em qualquer posição angular de interesse.

### 3.2. Materiais particulados utilizados e suas propriedades físicas

As partículas utilizadas foram esferas de vidro, areia de granulometria controlada e açúcar granulado. As esferas de vidro foram escolhidas por ser um material bastante utilizado em estudos fluidodinâmicos, principalmente porque não há alterações das propriedades físicas e nem quebra das partículas durante o escoamento. A areia de granulometria controlada é um material que vem sendo utilizado na literatura em estudos de carregamento ideal em tambores rotatórios com suspensores, principalmente por ser um material de escoamento livre (AJAYI E SHEEHAN, 2012a) e possuir aplicação industrial. Já o açúcar granulado foi um material escolhido devido ao fato de diversas usinas de produção de açúcar usarem o secador rotatório em seu processo produtivo, sendo também um material com aplicação prática.

Todos os materiais, até mesmo a areia que possui granulometria controlada, passaram por peneiramento para que se trabalhasse com uma pequena faixa granulométrica de partículas. Os diâmetros médios de peneira das partículas são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Diâmetro médio das partículas utilizadas.

Material	Diâmetro médio de peneira (mm)
Esferas de vidro	1,09± 0,09
Areia de filtro	1,02 ± 0,23
Açúcar granulado	1,02 ± 0,23

Esses diâmetros foram escolhidos com base nas medidas dos suspensores, visto que materiais com maiores diâmetros não apresentariam escoamento livre e os resultados não seriam comparáveis ao de secadores em escala industrial. Foram realizados testes preliminares utilizando-se partículas com diâmetros médios de 2,6 mm e o carregamento e descarregamento das partículas nos suspensores não foram livres.

A seguir são apresentadas as metodologias de determinação de algumas propriedades importantes na caracterização do material particulado:

- Densidade aparente:

A densidade aparente é a densidade de uma partícula incluindo os poros do material. Este tipo de densidade é comumente medida através de picnometria líquida utilizando um líquido contendo tensão superficial suficiente para não penetrar nos poros das partículas e no qual o material particulado não seja solúvel. O líquido utilizado para medir a densidade das esferas de vidro e da areia foi a água. Já para medir a densidade aparente do açúcar granulado utilizou-se glicerina, visto que o material é solúvel em água. Os testes foram feitos em triplicata e utilizou-se a média destes.

Com a massa específica da partícula obtida pela técnica de picnometria, foi possível calcular a porosidade do leito de partículas através do empacotamento em uma proveta de 50 ml.

- Coefficiente dinâmico de fricção:

Para a obtenção do coeficiente dinâmico de fricção ( $\mu_{din}$ ), foi utilizada a Equação (2.8), que ao ser rearranjada para isolar o coeficiente é rerepresentada na Equação (3.1):

$$\mu_{din} = \frac{R_0 \frac{\omega^2}{g} (\cos \theta + \tan \phi \sin \theta) - \tan \phi}{R_0 \frac{\omega^2}{g} (\tan \phi \sin \theta + \sin \theta) - 1} \quad (3.1)$$

Como a Equação (3.1) é função do ângulo de repouso dinâmico no suspensor e da posição angular, foi necessário fazer medições desses dois parâmetros do sistema. Assim, em cada teste, o tambor foi ligado com a velocidade em que se desejava calcular o coeficiente de fricção dinâmico. Posteriormente, filmou-se o movimento das partículas através do visor frontal.

Com o software ImageGrab® foi possível obter frames a partir dos filmes e conseguir imagens do tambor em diferentes posições. Para medir a posição angular do suspensor, na extremidade frontal do tambor existia um transferidor, que servia como um guia para que retas horizontais e verticais que dividiam o tambor ao meio fossem traçadas nas imagens. A posição angular ( $\theta$ ) é dada pelo ângulo que vai da posição da ponta do suspensor até o cruzamento das duas linhas traçadas. A medida desse ângulo foi feita utilizando o software ImageJ®, que também permitia que fosse feita a medida do ângulo de repouso dinâmico no suspensor ( $\phi$ ), dado pelo ângulo formado entre a linha que passa pela superfície das partículas no suspensor e a horizontal, como mostra a Figura 3.4.

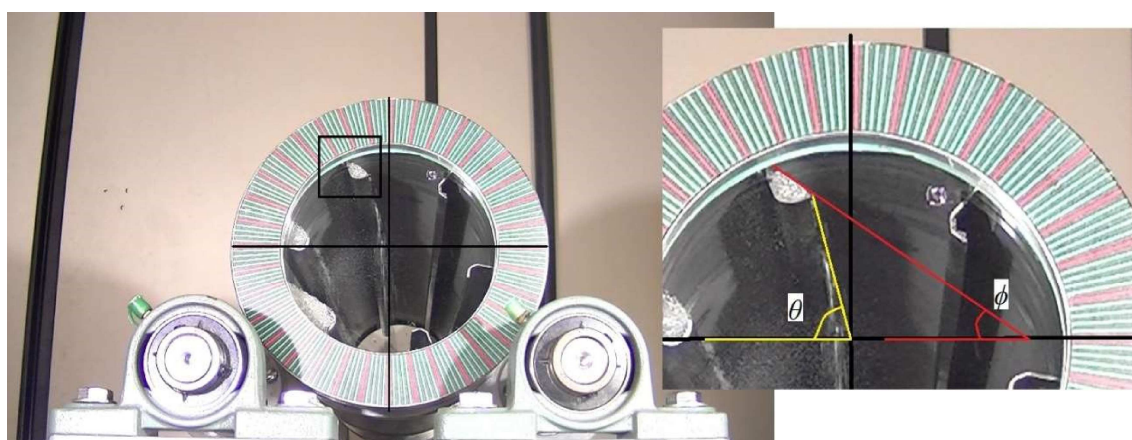


Figura 3.4 - Exemplo de medição da posição angular ( $\theta$ ) e do ângulo de repouso dinâmico no suspensor ( $\phi$ ).

O coeficiente dinâmico de fricção foi determinado para diferentes velocidades de rotação do tambor. Para isso, foi colocada, para cada velocidade em que foi analisado o coeficiente dinâmico de fricção, uma quantidade de sólidos suficiente para que o tambor estivesse operando acima do seu carregamento ideal e os suspensores estivessem carregando a sua capacidade máxima de partículas.

- Ângulo de repouso estático:

Para medir o ângulo de repouso estático ( $\sigma$ ), partículas livres foram colocadas sobre um plano que possuía outras partículas, com as mesmas propriedades, aderidas à superfície. Aumentou-se, gradativamente, a inclinação do plano, através de um pistão hidráulico, até que as partículas livres comesçassem a rolar sobre as que estavam aderidas, como mostrado na Figura 3.5. Considerou-se então que este era o ângulo de repouso estático entre as partículas (LIMA, 2017).

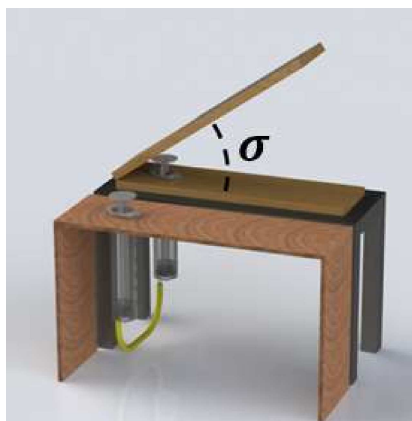


Figura 3.5 - Aparato experimental para a medida do ângulo de repouso estático (LIMA, 2017).

- Ângulo de repouso dinâmico:

Para a medida do ângulo de repouso dinâmico ( $\gamma$ ) utilizou-se um tambor em acrílico com 10 cm de diâmetro e 10 cm de comprimento. Esta metodologia consistia em girar o cilindro a uma velocidade de rotação constante até que este entrasse em regime estacionário. Posteriormente a rotação era cessada e o ângulo formado pelas partículas dentro do tambor era medido, através de metodologia de análise de imagens, utilizando o ImageJ® (BORTOLOTTI, 2012). Em todos os testes, o tambor para a medição do ângulo de repouso foi preenchido com 50% do seu volume de partículas. Todos os testes foram realizados em triplicata.

- Esfericidade da partícula ( $\phi$ ):

Segundo Peçanha e Massarani (1986), a esfericidade de uma partícula pode ser estimada através da razão entre o diâmetro inscrito ( $d_i$ ) e o diâmetro circunscrito do sólido ( $d_c$ ), como mostrado na Equação (3.2):

$$\phi = \frac{d_i}{d_c} \quad (3.2)$$

A máxima esfericidade configura-se quando o diâmetro inscrito é igual ao diâmetro circunscrito, ou seja, esfericidade igual a 1, caracterizando uma esfera perfeita. Dessa maneira, partículas irregulares apresentam esfericidade menor que 1. Para cada material, calculou-se a esfericidade de dez partículas diferentes. Os diâmetros das esferas inscritas e circunscritas do sólido foram calculados através do software ImageJ®.

### 3.3.Determinação das velocidades ideais de rotação do tambor rotatório com suspensores

Para a determinação da velocidade ideal de rotação, desenvolveu-se uma metodologia baseada no conceito de carregamento ideal determinado por Ajayi e Sheehan (2012). De acordo com os autores, um secador opera com o carregamento ideal quando os suspensores estão com a sua máxima capacidade de transportar o material sólido, mas não há rolamento de partículas no fundo do tambor. Para isso, a descarga de sólidos deve começar na posição  $0^\circ$ .

Foi então estudado como a velocidade de rotação afetava a quantidade de sólidos no tambor para uma condição de carregamento ideal. Quando a velocidade de rotação era mais baixa do que a necessária para que o tambor estivesse operando na condição de carregamento ideal, observava-se que a primeira descarga dos suspensores ocorria antes da linha de referência (na posição  $0^\circ$ ), e o tambor era classificado como sobrecarregado. Já quando o tambor estava subcarregado, a velocidade de rotação era muito alta e a primeira descarga dos suspensores iniciava-se após a linha de referência.

Para determinar a velocidade ideal de rotação para um determinado *holdup* do tambor, o seguinte procedimento experimental foi adotado:

- 1) a massa de partículas correspondente àquele grau de enchimento foi alimentada ao tambor;
- 2) O tambor foi então colocado na posição horizontal para que se iniciasse a rotação deste;
- 3) As medidas só foram iniciadas após os sólidos estarem uniformemente distribuídos ao longo do cilindro;
- 4) Iniciou-se a rotação do tambor em uma velocidade baixa, e posteriormente foi-se aumentando gradualmente a velocidade de rotação até que posição de primeira descarga do suspensor fosse em torno da posição  $0^\circ$ , como mostra a Figura 3.6.

A visualização da descarga foi facilitada através dos vídeos gravados com uma câmera de alta velocidade (até 2000 frames/segundos), que permitiu observar o momento que os sólidos começavam a cair do suspensor. Neste caso, a câmera foi posicionada para capturar as imagens apenas da região de interesse, na posição  $0^\circ$ .

A velocidade ideal de rotação foi determinada, com o tambor operando com 12, 15 e 18 suspensores, para três diferentes materiais: esferas de vidro, açúcar granulado e areia de filtro. Para o tambor com 12 suspensores os graus de preenchimento variaram de 10 a

16,5% em volume do tambor, como recomendado por Perry e Green (1997). Para cada carregamento e material, os experimentos foram realizados em triplicata. Para o tambor com 15 suspensores, as frações variaram de 12,5 a 19,5% e para 18 suspensores de 16,5 a 23,5%. Essas frações foram escolhidas para que os resultados de velocidade de rotação estivessem próximos para os três números de suspensores.

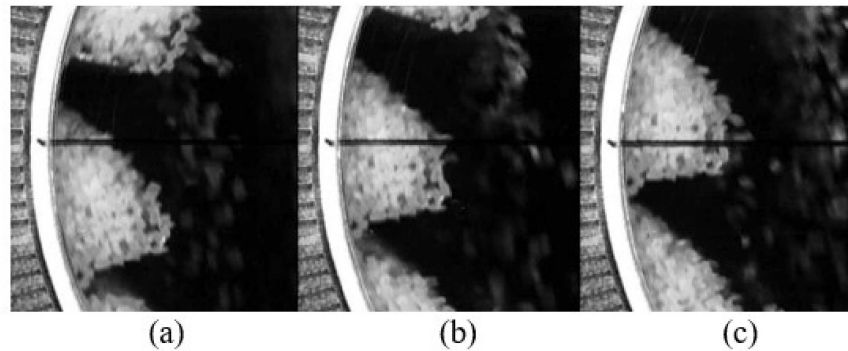


Figura 3.6 - Suspensor no tambor na condição de carregamento ideal: (a) antes da posição  $0^\circ$ , as partículas não estão sendo descarregadas; (b) na posição  $0^\circ$ , as partículas começam a ser descarregadas, as primeiras começam a deixar o suspensor; e (c) exatamente após a posição  $0^\circ$ , a cortina de sólidos é formada.

Depois de determinada a velocidade ideal de rotação para os três materiais e o tambor configurado com 12, 15 ou 18 suspensores, para cada velocidade, calculou-se o número de Froude, que é um adimensional muito utilizado em tambores rotatórios. Posteriormente, determinou-se um modelo, através da variação das propriedades físicas e de escoamento dos materiais, para a predição do número de Froude ideal em função dessas propriedades, da fração de enchimento do tambor e do número de suspensores no equipamento.

### 3.4. *Holdup* volumétrico e carga de sólidos no suspensor

Modelos geométricos encontrados na literatura foram também utilizados na predição do carregamento ideal e esses resultados foram comparados com os valores experimentais obtidos.

Os modelos utilizados para a predição do carregamento ideal foram de Porter (1963), Kelly e O'Donnell (1977), Ajayi e Sheehan (2012) e Karali *et al.* (2015), representados pelas Equações (2.1), (2.2), (2.4) e (2.5), respectivamente. Estes modelos são funções dos valores de *holdup* volumétricos dos suspensores em diversas posições angulares, os quais podem ser medidos através da área ocupada pelos sólidos nos suspensores. Além disso, como nos trabalhos de Ajayi e Sheehan (2012) e Karali *et al.*



(2015) os modelos geométricos apresentam um parâmetro ajustado experimentalmente, ajustou-se um modelo aos resultados encontrados.

Neste trabalho, a área ocupada pelos sólidos em cada suspensor foi calculada através do software ImageJ®, considerando o número de pixels, como mostra a Figura 3.7. Observa-se que na figura há uma escala que permite a calibração para que se encontre a correspondência em cm<sup>2</sup> do número de pixels selecionados. Para se medir o *holdup* volumétrico (que possui unidade de área) em diversas posições angulares, a linha de referência foi alterada para a posição angular de interesse. Foram testadas as validades dos modelos geométricos em três velocidades distintas para cada material analisado, utilizando-se o tambor com 12 suspensores.

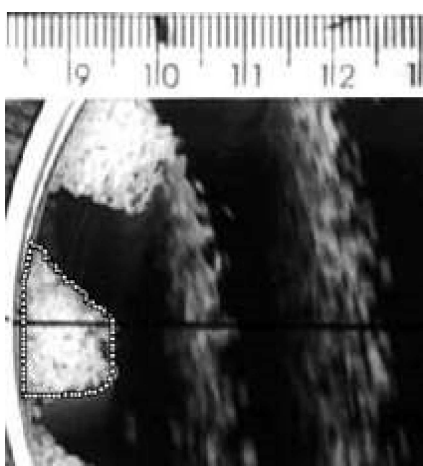


Figura 3.7 - Exemplo de determinação de *holdup* volumétrico através da seleção da área ocupada por sólidos no suspensor.

As medidas de carga de sólidos devem ser feitas em estado estacionário e são uma função da área ocupada pelo sólido no suspensor, que é calculada da mesma forma que o *holdup* volumétrico. Se essas medidas forem feitas após uma parada brusca do tambor, o ângulo de repouso das partículas irá mudar e consequentemente a massa de sólidos no suspensor também (BAKER, 1988). Desta maneira, o uso de fotografias para estimar a massa de sólidos no trabalho experimental é bastante utilizado (REVOL *et al.*, 2001).

A massa de sólidos no suspensor em função da sua posição angular ( $m(\theta)$ ), usando a área ocupada pelos sólidos, foi obtida através da Equação 3.3, em que a área correspondente ao material sólido no suspensor foi medida usando a mesma ferramenta de seleção poligonal que foi usada para a estimativa do *holdup* volumétrico:

$$m(\theta) = A(\theta) \cdot \rho \cdot (1 - \varepsilon) \cdot L \quad (3.3)$$

em que  $A(\theta)$  é a área calculada através do ImageJ<sup>®</sup>,  $\rho$  é a densidade do material sólido,  $\varepsilon$  é a porosidade do leito de partículas e  $L$  é o comprimento do tambor.

Uma prévia calibração entre a massa de sólidos medida e estimada foi realizada. Para isto utilizou o tambor em uma velocidade de rotação baixa, para que no momento em que a velocidade de rotação fosse interrompida não houvesse queda de partículas do tambor. Desta maneira, em cada posição angular, quando o tambor já estava parado, capturou-se uma imagem da massa de sólidos no suspensor para a estimativa e posteriormente com um dispositivo de coleta desenvolvido em Nascimento (2014) retirou-se a massa de sólidos no suspensor e pesou-se. Os resultados dessa calibração estão no Apêndice A.

Neste trabalho, para todas as estimativas de massa de sólido no tambor foi considerado um cilindro de 5 cm de comprimento, pois foi simulada apenas uma fatia de 10% do equipamento, visando uma redução do custo computacional.

### **3.5.Determinação do número teórico de suspensores**

Determinou-se o número teórico de suspensores para os três materiais em estudo (areia, esferas de vidro e açúcar granulado), utilizando o modelo desenvolvido por Sunkara *et al.* (2013) em 5 velocidades de rotação, que estiveram em uma faixa de 3,6 até 67,2 rpm.

Para a determinação do número teórico de suspensores é necessário a determinação do ângulo de repouso dinâmico das partículas em cada velocidade de rotação na posição de 0°. Para isso, quando o tambor passava pela posição de 0°, o movimento das partículas era fotografado e o ângulo de repouso dinâmico foi medido usando o ImageJ<sup>®</sup>.

### **3.6.Determinação do ângulo de última descarga**

O ângulo de última descarga aparece como uma variável complementar ao ângulo de primeira descarga no estudo que apresenta como objetivo aumentar o tempo em que as partículas ficam na fase diluída do tambor.

Assim, estudou-se neste trabalho a influência da velocidade de rotação, do número de suspensores e do tipo de carregamento do tambor (subcarregado, carregamento ideal ou sobrecarregado) na posição em que a descarga de sólidos era finalizada do suspensor. Para isto, adotou-se o seguinte procedimento experimental:

Carregou-se o tambor com uma massa de sólidos suficiente para que o tambor estivesse sobrecarregado (com exceção dos casos em que desejava-se estudar a influência do carregamento do tambor), isto é 20% de sólidos, e girou-se o tambor com uma velocidade de rotação constante. Quando o tambor atingiu o estado estacionário, isto é, as partículas estavam uniformemente distribuídas ao longo do tambor, filmou-se as partículas. Posteriormente, o vídeo foi reproduzido em câmera lenta e no momento em que a última partícula deixou o suspensor uma fotografia foi extraída. A posição angular foi medida com o software ImageJ® como mostrado na Figura 3.8.

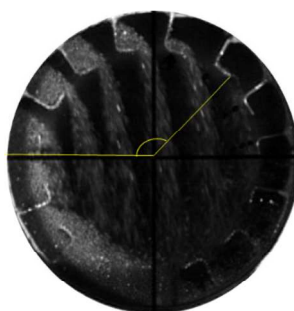


Figura 3.8 - Medição da posição angular de última descarga.

### 3.7. Simulações utilizando a abordagem Euleriana (CFD)

O estudo da viscosidade granular e das condições de contorno é muito importante na aplicação da modelagem Euleriana ao escoamento granular, pois além de abranger as interações que ocorrem dentro da fase granular (fase sólida-fase sólida), consegue-se analisar a influência dos modelos nas interações sólido-parede. A determinação dos modelos apropriados para representar o escoamento granular em um tambor rotatório faz parte do escopo deste trabalho, como mostrado nos tópicos a seguir.

#### 3.7.1. Investigação das condições de contorno para a fase granular na parede do tambor

Uma das formas de se definir as condições de contorno para a fase sólida nas paredes do equipamento é através do coeficiente de especularidade ( $\varphi$ ). Este coeficiente varia de 0 a 1, sendo que o valor de 1 é escolhido para uma parede extremamente rugosa e 0 seria definido para uma condição de livre deslizamento (parede muito lisa).

A maioria dos trabalhos que envolvem o fluxo granular em equipamentos utilizando a abordagem Euleriana utilizam a condição de *no-slip* (não deslizamento) para definir as condições de contorno do equipamento. No entanto, o coeficiente de

especularidade aparece como uma representação mais fidedigna da realidade, uma vez que se está trabalhando com fase sólida e paredes lisas (equipamento de aço inoxidável). Apesar disso, não existem correlações que permitam estimar este parâmetro, sendo necessário que se realize simulações com diferentes valores de coeficiente de especularidade e compare com o experimental para que se obtenha um valor adequado para este nas simulações.

Para o estudo das condições de contorno foi escolhido operar com o tambor com apenas 1 suspensor. Uma das razões do uso dessa configuração do equipamento é a garantia da uniformidade do carregamento do suspensor, que não depende da descarga de outros. Além disso, nas simulações numéricas, quando o tambor está equipado com mais suspensores, é necessário um maior grau de enchimento para que o carregamento dos suspensores seja uniforme. Neste caso, equipando o tambor com 1 suspensor, 10% do volume do tambor ocupado com material foi suficiente para a homogeneidade no *holdup* do suspensor, em qualquer velocidade de rotação.

Os resultados de simulação foram comparados com dados experimentais através da carga de sólidos no suspensor em função da posição angular e da altura formada pelo leito de partículas no fundo do tambor, como mostrado na Figura 3.9.

Os valores de coeficiente de especularidade testados foram: 1,0; 0,75; 0,5; 0,25; 0,01. Cada um destes valores foi avaliado nas velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.

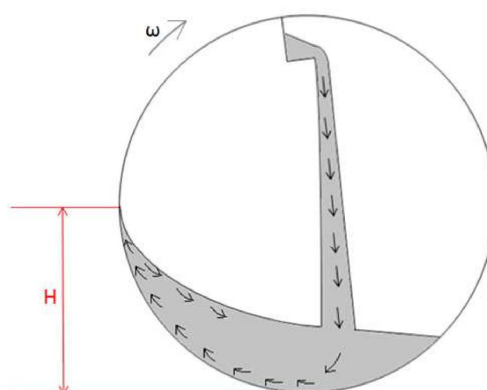


Figura 3.9 - Altura formada pelo leito de partículas no fundo do tambor.

### 3.7.2. Investigação do coeficiente de restituição

Paralelo aos estudos de coeficiente de especularidade, foi estudada a influência do coeficiente de restituição no movimento das partículas (esferas de vidro) em tambor rotatório com um único suspensor. Na maioria dos estudos envolvendo a simulação, as

medidas experimentais do coeficiente de restituição não são feitas. Normalmente são utilizados valores arbitrários encontrados na literatura.

Neste trabalho, utilizou-se o valor de 0,75 para o coeficiente de restituição, medido experimentalmente por Lima (2017). Para a medida do coeficiente de restituição, o autor usou chapas de aço entre 2 e 3 mm. Os resultados utilizando o valor proposto por Lima (2017) foram comparados com os resultados de simulações usando o valor padrão do software Fluent® (0,90).

### 3.7.3. Investigação dos modelos de viscosidade granular

Depois de encontradas as condições de contorno para a fase granular que mais se adequaram ao tambor rotatório através do estudo com um único suspensor, foram investigados os modelos de viscosidade granular que melhor se aplicavam ao tambor rotatório com suspensores, porém operando com doze suspensores.

A viscosidade granular nesta modelagem é expressa como a soma da viscosidade granular colisional ( $\mu_{s,col}$ ), da viscosidade granular cinética ( $\mu_{s,cin}$ ) e da viscosidade granular friccional ( $\mu_{s,fric}$ ). Neste trabalho foram avaliadas as influências de dois modelos de viscosidade cinética: o modelo de Gidaspow (1994), apresentado pela Equação (2.30), e de Syamlal *et al.* (1993), apresentado pela Equação (2.31). Além disso, investigou-se a aplicação do modelo de viscosidade friccional de Schaeffer (1987), mostrado na Equação (2.33). O modelo de viscosidade colisional utilizado foi o de Syamlal *et al.* (1993) (Equação 2.29).

### 3.7.4. Investigação do uso de modelos de turbulência

O uso de modelos de turbulência pode ser essencial na descrição da dinâmica dos sólidos. O movimento das partículas no tambor é complexo, uma vez que as partículas são: 1) levantadas pelos suspensores, com movimentos de deslizamento e rolamento; 2) lançadas de diferentes posições angulares dos suspensores; e 3) quando chegam ao fundo do tambor podem repicar ou rolar, especialmente com velocidades angulares mais altas.

Neste trabalho, foi então estudada a aplicação do modelo de turbulência k- $\epsilon$  (k-Epsilon) e comparado com os resultados em que o fluxo foi considerado laminar e experimentais.

### 3.7.5. Condições numéricas utilizadas nas simulações

Para todas as simulações Eulerianas realizadas, foi utilizado o resolvidor numérico Fluent<sup>®</sup>, sendo que as principais condições e métodos numéricos adotados são dispostos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Métodos numéricos adotados nas simulações Eulerianas.

Método de discretização	Método dos volumes finitos
Acoplamento pressão-velocidade	Algoritmo SIMPLE
Método de interpolação espacial	Método de Primeira Ordem <i>Upwind</i>
Método de discretização temporal	Método de Euler
Passo de tempo ( <i>time-step</i> )	$1 \times 10^{-4}$ s
Critério de convergência	$1 \times 10^{-3}$
Tempo de simulação	Equivalente a 3 voltas completas do tambor

Foi construída uma malha computacional para cada número de suspensores. As malhas computacionais empregadas nas simulações Eulerianas foram construídas utilizando o software GAMBIT<sup>®</sup>, sendo as mesmas classificadas como regulares tridimensionais (todas as células hexaédricas) e todas elas compostas por aproximadamente 400.000 células (Figura 3.10).

Analisando a figura, observa-se que o equipamento é composto por várias paredes que devem se movimentar na mesma velocidade, sendo assim, uma condição de malha móvel é utilizada para garantir a rotação do tambor. Além disso, observa-se que a malha possui apenas 5 cm de comprimento, o que corresponde a 10% do tamanho real do tambor. A escolha de se trabalhar com um tamanho reduzido do tambor, mesmo na abordagem Euleriana, se deve ao fato de ao se trabalhar com um sistema com um grande número de paredes, é necessário um nível de refino mais alto nessas superfícies. Desta maneira, se fossem simulados os 50 cm do tambor, o número de células seria bem maior, o que inviabilizaria as simulações.

No entanto, em estudos preliminares foram realizadas duas simulações com os mesmos modelos e parâmetros, uma com a malha inteira e outra com os 10% e os resultados de massa de sólidos no suspensor em função da posição angular das duas simulações foram comparados e apresentaram resultados semelhantes. Os resultados são mostrados no Apêndice B.

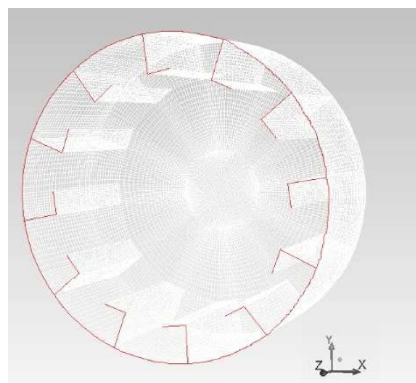


Figura 3.10 - Malha computacional utilizada nas simulações Eulerianas com 12 suspensores composta por aproximadamente 400.000 células (10,8 cm de diâmetro interno e 5 cm de comprimento).

### 3.7.6. Determinação da massa de sólidos no suspensor

Para se comparar quantitativamente os resultados simulados com os dados experimentais, foram determinadas a massa de sólidos no suspensor em função da posição angular. Para isto, na criação da malha computacional, definiu-se duas regiões distintas, em que a Região 1, compreendia o restante do tambor e a Região 2 apenas a área relativa ao suspensor (Figura 3.11). Com a definição dessas duas regiões, é possível calcular a massa de sólidos em um instante definido, na região de interesse (Região 2). A posição angular do suspensor neste mesmo instante foi medida utilizando o ImageJ®.

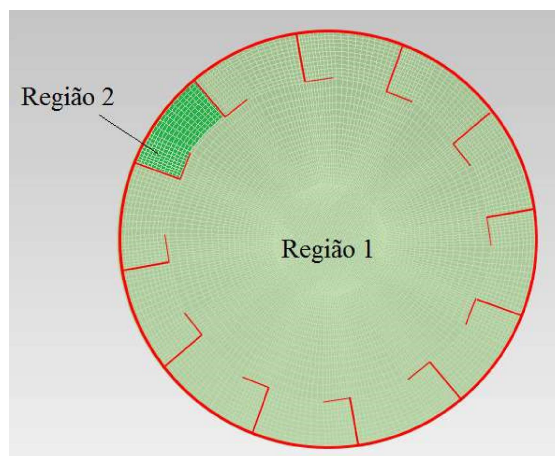


Figura 3.11 - Definição de duas regiões de escoamento para a determinação da massa de sólidos no suspensor.

### 3.8. Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana (DEM)

Todas as simulações utilizando o DEM foram realizadas por meio do *software* comercial EDEM®, em que o modelo de contato utilizado foi o de Hertz-Mindlin. Para

garantir a estabilidade numérica, utilizou-se um *time-step* de  $2 \times 10^{-5}$ s, equivalente a 20% do passo de tempo de Rayleigh e um tempo total de simulação equivalente a três voltas completas do tambor.

O modelo necessita de alguns parâmetros de entrada, de propriedades das partículas tais como densidade, módulo de cisalhamento, razão de Poisson e de algumas interações partícula-partícula e partícula-parede, como coeficientes de restituição e de atrito estático e de rolamento.

O material utilizado nas simulações foi esferas de vidro de 1,09 mm. Algumas variáveis de entrada possuem valores já medidos e testados na literatura, como a razão de Poisson e módulos de cisalhamento ( $2,60 \times 10^{10}$ ), que foram obtidos no trabalho de Makishima e Mackenzie (1975). O coeficiente de restituição utilizado foi obtido por Lima (2017) no estudo de restituição entre esferas de vidro e chapas de aço de 3 mm, que é a espessura do tambor. A Tabela 3.3 apresenta os valores dos parâmetros que foram considerados constantes e utilizados em todas as simulações numéricas.

Tabela 3.3 - Parâmetros que foram considerados constantes nas simulações.

Parâmetro	Material	Valor adotado nas simulações
Densidade [ $\text{Kg m}^{-3}$ ]	Esferas de vidro	2455
	Aço inoxidável	7800
Razão de Poisson [-]	Esferas de vidro	0,22
	Aço inoxidável	0,30
Módulo de Cisalhamento [Pa]	Esferas de vidro	$1,00 \times 10^6$ e $2,60 \times 10^{10}$
	Aço inoxidável	$7,00 \times 10^{10}$
Coeficiente de restituição [-]	Esferas de vidro	0,80
	Aço inoxidável	0,90

Observe na Tabela 3.3 que dois valores foram usados para o módulo de cisalhamento. Considerando o tempo necessário para realizar as simulações, inicialmente foi utilizado o valor do módulo de cisalhamento da partícula 10.000 vezes menor do que o reportado por Makishima e Mackenzie (1975), uma vez que o passo de tempo utilizado foi calculado com o tempo de Rayleigh, que é uma função do módulo de cisalhamento. Tal suposição foi baseada no trabalho de Zhou *et al.* (2002), que reduziu o módulo de cisalhamento da partícula em 1.000 vezes do seu valor original para a diminuição do custo



computacional e não observou mudanças significativas no resultado. No entanto, após a calibração dos parâmetros que será descrita a seguir, as simulações foram realizadas com o valor reportado por Makishima e Mackenzie (1975).

Os valores dos parâmetros de coeficientes de atrito estático e de rolamento partícula-partícula e partícula-parede foram alterados, através de um Planejamento Composto Central (PCC), com o objetivo de encontrar uma combinação de parâmetros em que a massa de sólidos em função da posição angular coincidissem com as medidas experimentais. A calibração foi feita para 21,3 rpm e doze suspensores e os resultados foram então avaliados também a 36,1 rpm e para quinze suspensores.

Os níveis do PCC utilizados para a calibração dos principais parâmetros de entrada, coeficiente de atrito estático partícula-partícula ( $\mu_{epp}$ ), partícula-parede ( $\mu_{epw}$ ) e coeficiente de atrito de rolamento partícula-partícula ( $\mu_{rpp}$ ), e partícula-parede ( $\mu_{rpw}$ ), são apresentados na Tabela 3.4. Os valores que foram adotados como os níveis máximos e mínimos do PCC foram escolhidos de forma a incluir valores já utilizados na literatura para a simulação de esferas de vidro utilizando o DEM para outros equipamentos, como mostra a Tabela 3.5.

Tabela 3.4 - Níveis do PCC utilizados na determinação dos parâmetros de entrada adotados para cada simulação.

	$\mu_{epp}$	$\mu_{epw}$	$\mu_{rpp}$	$\mu_{rpw}$
$-\alpha$	0,1	0,1	0,01	0,01
-1	0,2	0,2	0,02	0,02
0	0,4	0,4	0,04	0,04
1	0,6	0,6	0,06	0,06
$+\alpha$	0,7	0,7	0,07	0,07

Tabela 3.5 - Referências na literatura para os valores dos coeficientes de atrito de esferas de vidro usados no PCC.

Referência	$\mu_{epp}$	$\mu_{epw}$	$\mu_{rpp}$	$\mu_{rpw}$
Yu <i>et al.</i> (2011)	0,6	0,6	0,01	0,05
Marigo <i>et al.</i> (2012)	0,5	0,35	0,01	0,005
Hashemia e Spet (2014)	0,4-2,0	0,4-2,0	0,01-0,09	0,01-0,09
Ebrahimi e Crapper (2016)	0,154	0,154	0,1	0,1

Para determinação dos melhores valores destes parâmetros, as curvas de massa de sólidos obtidas na simulação foram comparadas com as experimentais. Para quantificar o desvio das curvas, utilizou-se de uma função que se baseou no método dos mínimos

quadrados, apresentada pela Equação (3.7), em que o objetivo é a minimização da soma do quadrado dos desvios (SQ):

$$SQ = \sum_{\theta=0^{\circ}}^{120^{\circ}} \left( y_{exp}(\theta) - y_{sim}(\theta) \right)^2 \quad (3.7)$$

em que  $y_{exp}(\theta)$  é a massa de sólidos experimental na posição  $\theta$ , e  $y_{sim}(\theta)$  é a massa de sólidos obtida na simulação, na mesma posição angular.

### 3.8.1. Determinação da massa de sólidos no suspensor

Com a finalidade de se comparar com os dados experimentais, foram determinadas, nas simulações, a massa de sólidos no suspensor em função da posição angular. Para isto, nas simulações DEM, foi criada uma região dentro do suspensor (Figura 3.12), semelhante à criada na abordagem Euleriana, onde é possível calcular a massa de sólidos em um instante definido. A posição angular do suspensor neste mesmo instante era medida utilizando o ImageJ®.

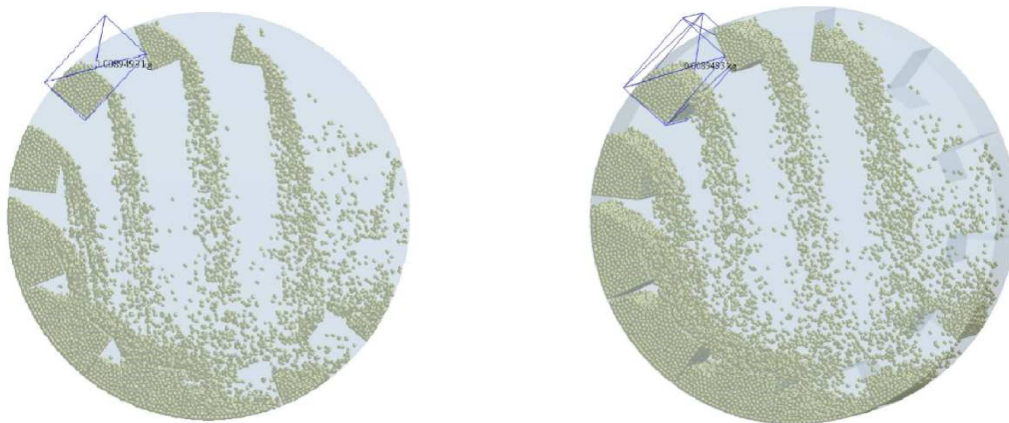


Figura 3.12 - Definição de duas regiões de escoamento para a determinação da massa de sólidos no suspensor.

### 3.8.2. Determinação da altura de queda das partículas

Para a medida experimental da altura de queda das partículas dos suspensores, foram feitas filmagens com o equipamento girando já em regime estacionário, utilizando uma câmera de alta velocidade (até 2000 frames/s). Foram extraídas imagens da filmagem, com o suspensor em diferentes posições angulares. A altura de queda, definida como sendo a distância em linha reta entre a ponta do suspensor até o leito de sólidos na parte inferior do tambor, foi medida por meio do software ImageJ®.

Nas simulações Lagrangeanas, o procedimento para a medição do comprimento de queda foi semelhante. Foram extraídas imagens da simulação para os sensores em diferentes posições angulares. A altura de queda das partículas foi medida, também, utilizando o software ImageJ®.

---

## Capítulo 4

---

### Resultados e Discussão

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados experimentais e aqueles obtidos através das simulações empregando as duas metodologias numéricas (CFD e DEM) no estudo da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com sensores.

#### 4.1. Caracterização do material particulado

Para que se fosse avaliado o efeito das propriedades físicas e de escoamento das partículas na caracterização do movimento granular em tambor rotatório com sensores, foram utilizados três materiais distintos: esferas de vidro, areia de filtro e açúcar granulado. Na Tabela 4.1 são mostrados os valores medidos de algumas propriedades dos materiais utilizados nesta tese, em que  $\rho_s$  é a densidade do sólido,  $\mu_{din}$  é o coeficiente de atrito dinâmico,  $\sigma$  é o ângulo de repouso estático,  $\gamma$  é o ângulo de repouso dinâmico,  $\phi$  é a esfericidade da partícula e  $\varepsilon$  é a porosidade do leito de partículas.

Tabela 4.1 - Propriedades físicas e de escoamento dos materiais utilizados.

Material	$\rho_s$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\mu_{din}$ [-]	$\sigma$ [°]	$\gamma$ [°]	$\phi$ [-]	$\varepsilon$ [-]
Areia de filtro	$2506 \pm 37$	$0,82 \pm 0,09$	$45 \pm 0,6$	$29 \pm 0,2$	$0,85 \pm 0,04$	$0,36 \pm 0,03$
Esferas de vidro	$2455 \pm 24$	$0,74 \pm 0,11$	$28 \pm 0,3$	$21 \pm 0,2$	$0,92 \pm 0,04$	$0,37 \pm 0,01$
Açúcar Granulado	$1547 \pm 18$	$0,83 \pm 0,02$	$46 \pm 0,6$	$31 \pm 0,1$	$0,78 \pm 0,07$	$0,38 \pm 0,03$

Na Tabela 4.1, os valores dos coeficientes dinâmicos de fricção ( $\mu_{din}$ ), apesar de serem uma característica do escoamento, foram considerados constantes em relação à velocidade de rotação. Para que tal fato fosse assumido, os valores desse coeficiente foram estimados para cada velocidade de rotação através da Equação 3.1, conforme metodologia de Lisboa (2005), e os resultados são mostrados na Figura 4.1.

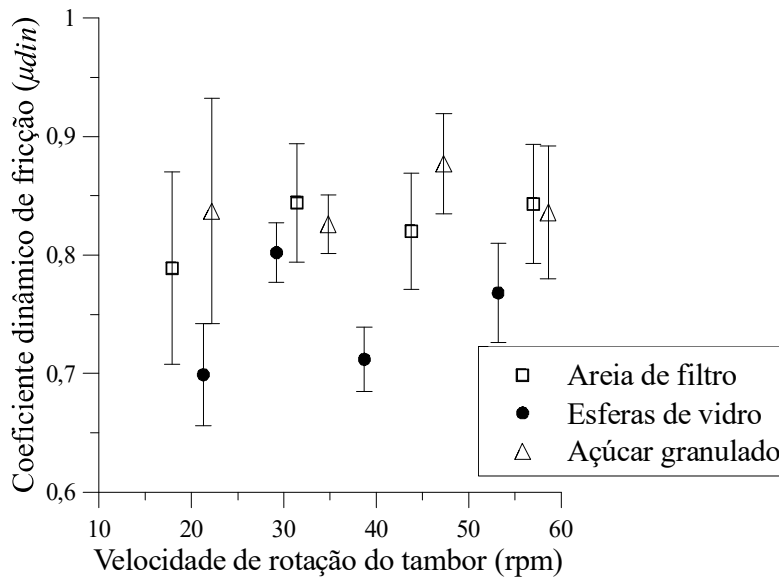


Figura 4.1- Variação do coeficiente dinâmico de fricção com a velocidade de rotação do tambor.

Analisando os resultados da Figura 4.1, observa-se que a diferença entre os valores dos coeficientes em cada velocidade foi pequena, em relação aos altos desvios entre os valores encontrados. Assim, esta não foi uma variável significativa, o que permitiu a utilização de um valor constante para cada material, independente da velocidade de rotação do tambor. Assim, um valor médio para cada material é apresentado na Tabela 4.1. Observa-se ainda na Tabela 4.1 que a areia e as esferas de vidro apresentaram densidade bastante próximas e propriedades de escoamento diferentes, enquanto que o açúcar e a areia, apesar de possuírem densidades bastante diferentes, possuíam propriedades de escoamento muito parecidas, como os ângulos de repouso e coeficiente de fricção dinâmico, o que permitiu uma análise da influência de cada uma dessas propriedades no escoamento em tambor com suspensores, separadamente. Quanto à esfericidade, nota-se que as esferas de vidro possuíam maior esfericidade dentre os materiais estudados. Este fato levava a uma maior escoabilidade deste material, justificando assim seus menores ângulos de repouso e coeficientes dinâmicos de fricção observados.

#### 4.2. Modelos geométricos para a predição do carregamento ideal

Atualmente, há na literatura modelos geométricos para a predição do carregamento ideal. Os principais modelos encontrados na literatura foram utilizados neste trabalho na predição do carregamento ideal e esses resultados foram comparados com os valores experimentais obtidos. Para estes testes utilizou-se o tambor rotatório

com 12 suspensores. As frações volumétricas de partículas no tambor foram escolhidas de forma a abranger a faixa amplamente utilizada na literatura, com o tambor preenchido de 10 a 15% do seu volume com partículas. Desta maneira, escolheu-se, para cada material, três velocidades de rotação diferentes, determinadas experimentalmente de forma que se obtivesse carregamentos ideais do tambor de 10,5%, 13% e 15,5% para cada partícula.

Como para o uso dos modelos geométricos é necessária a medição do *holdup* volumétrico de sólidos no tambor em diversas posições angulares, determinou-se o valor dessa variável para cada material em distintas velocidades de rotação que levavam aos carregamentos ideais de interesse, e os resultados são mostrados na Figura 4.2.

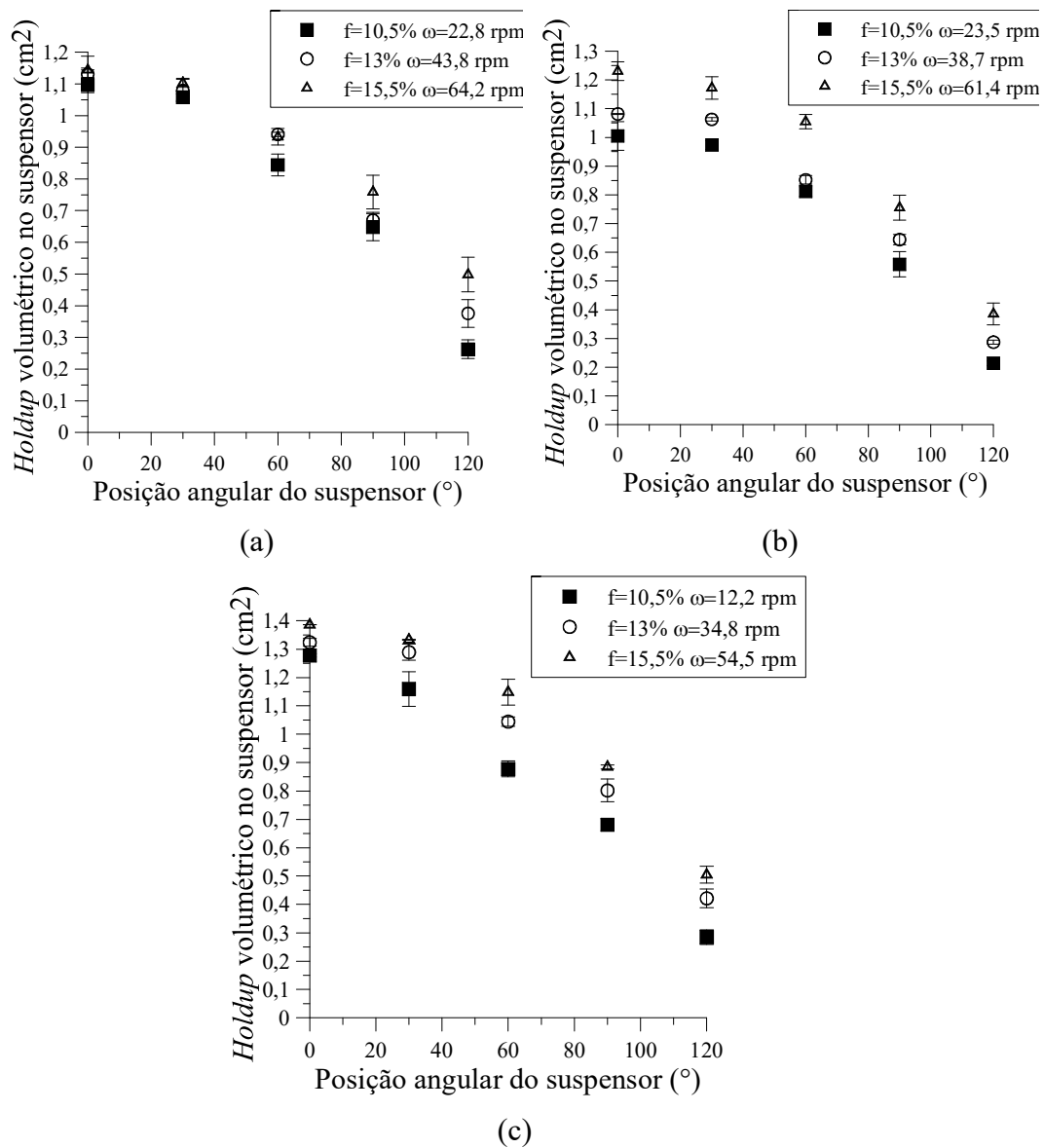


Figura 4.2 – *Holdup* volumétrico no suspensor em diversas posições angulares para o tambor com o carregamento ideal experimental para (a) areia, (b) esferas de vidro e (c) açúcar.

Através da análise do *holdup* volumétrico apresentada na Figura 4.2, observa-se o aumento dessa variável com o aumento da carga de sólidos no tambor para um mesmo material. Isto ocorre, pois, à medida que se adiciona mais material ao tambor, é necessário o aumento da velocidade de rotação para aumentar a carga de sólidos que é carregada no suspensor para que este tambor esteja operando com o carregamento ideal.

Esses valores de *holdup* volumétrico foram então utilizados para a predição do carregamento ideal através de modelos geométricos. A Tabela 4.2 apresenta os resultados experimentais obtidos para cada um dos materiais, em três velocidades de rotação diferentes, assim como os desvios dos modelos geométricos da literatura em relação aos resultados experimentais.

Analisando-se os resultados mostrados na Tabela 4.2, observa-se que os modelos desenvolvidos por Porter (1963) e por Kelly e O'Donnel (1977) apresentaram os maiores desvios em relação aos dados experimentais, com um desvio médio de 34,0 e 21,2%, respectivamente. Os desvios mais altos desses modelos em relação aos demais pode ser explicado pelo fato dos mesmos utilizarem apenas os dados do suspensor na posição 0°, enquanto que os outros modelos trazem informações de suspensores em diversas posições angulares. Além disso, apenas os dois últimos foram desenvolvidos para suspensores de dois segmentos de ângulo reto, como os que foram utilizados neste trabalho.

Dentre os modelos da literatura, o que apresentou menor desvio em relação aos dados experimentais foi o modelo desenvolvido por Karali *et al.* (2015), que apresentou uma média dos desvios de 13,2%, o que pode ser explicado pelo fato dos autores terem utilizado para o ajuste do modelo um tambor rotatório com 12 suspensores de dois segmentos, como neste trabalho.

No entanto, para melhorar a qualidade do ajuste dos dados experimentais, um novo parâmetro foi ajustado a um modelo baseado naquele desenvolvido por Karali *et al.* (2015), o qual é mostrado pela Equação (4.1), e os desvios em relação aos dados experimentais estão também mostrados na Tabela 4.2. A média dos desvios das frações de carregamento ideal obtidas a partir do modelo modificado [Eq. (4.1)] em relação aos resultados experimentais foi de 9,2%.

$$H_{TOT} = \left( 1.59 \left( 2 \sum_{i=0}^{\theta_f} H_i \right) - H_{FUF} \right) \quad (4.1)$$

Tabela 4.2 - Predição dos modelos geométricos de carregamento ideal: percentagem de desvio em relação aos dados experimentais.

Material	Velocidade de rotação (rpm)	Carregamento ideal experimental	Percentagem de desvio em relação aos dados experimentais				
			Porter (1963)	Kelly e O'Donnel (1977)	Ajayi e Sheehan (2012)	Karali <i>et al.</i> (2015)	Modelo ajustado
Areia de filtro	22,8	10,5%	-31,6%	-25,9%	-13,3%	-3,6%	10,5%
Esferas de vidro	23,5	10,5%	-37,3%	-32,1%	-21,1%	-12,2%	1,0%
Açúcar granulado	12,2	10,5%	-20,3%	-13,7%	-6,1%	4,5%	20,0%
Areia de filtro	43,8	13%	-43,0%	-38,3%	-24,4%	-15,9%	-3,1%
Esferas de vidro	38,7	13%	-45,5%	-41,0%	-33,2%	-25,6%	-10,0%
Açúcar granulado	34,8	13%	-33,3%	-27,7%	-11,1%	-1,1%	12,3%
Areia de filtro	64,2	15,5%	-51,6%	-47,6%	-32,4%	-24,8%	-13,5%
Esferas de vidro	61,4	15,5%	-48,0%	-43,7%	-30,4%	-22,6%	-11,0%
Açúcar granulado	54,5	15,5%	-41,0%	-36,1%	-18,7%	-9,6%	1,9%



Observa-se na Equação 4.1 que o parâmetro ajustado foi de 1,59, maior do que os valores ajustados por Ajayi e Sheehan (2012) e Karali *et al.* (2015), que foram respectivamente, de 1,24 e 1,38. No modelo de Ajayi e Sheehan (2012), os autores contabilizam os sólidos que estão na fase diluída do tambor através de um termo  $Y$ . Como no modelo de Karali *et al.* (2015) este termo não foi utilizado, a fração de sólidos que está na fase diluída é englobada no ajuste da equação e por isso o valor de 1,38 é maior do que o de 1,24. Já neste trabalho, além de não se utilizar o termo  $Y$  para contabilizar os sólidos da fase diluída, trabalhou-se com uma velocidade de rotação do tambor mais alta do que os outros autores. Desta maneira, nas condições utilizadas nesta tese, a fase ativa foi maior, e para contabilizá-la houve um aumento do termo ajustado para 1,59.

Observa-se que esses resultados mostraram a limitação dos modelos geométricos na predição do carregamento ideal. Como estes modelos foram desenvolvidos para um particular número e tipo de suspensores, apresentaram uma baixa aplicabilidade para outras condições diferentes daquelas em que foram determinados. Além disso, através desses modelos geométricos não é possível a estimativa de variáveis operacionais, como por exemplo a velocidade de rotação do tambor para que este esteja operando idealmente em função das propriedades das partículas no escoamento.

Tendo em vista esta lacuna de conhecimento na literatura, neste trabalho foi analisada a influência das propriedades das partículas no escoamento e os resultados são apresentados no tópico a seguir.

#### **4.3.Velocidade ideal de rotação**

Neste trabalho, a velocidade de rotação para que a descarga de sólidos começasse na posição  $0^\circ$  (carregamento ideal), para diferentes frações volumétricas de enchimento do tambor, foram determinadas para os três materiais em análise. A Figura 4.3 mostra a velocidade de rotação em que o tambor opera com carregamento ideal em função do grau de enchimento para a areia de filtro, as esferas de vidro e o açúcar granulado, para o tambor operando com 12 suspensores.

O grau de enchimento variou de 10,5% a 16,5%, tendo como base a faixa recomendada por Perry e Green (1997) para o carregamento de um tambor com suspensores, que é de 10 a 15%. O limite de 10% não foi investigado pois esse levaria a velocidades de rotações muito baixas para o açúcar.

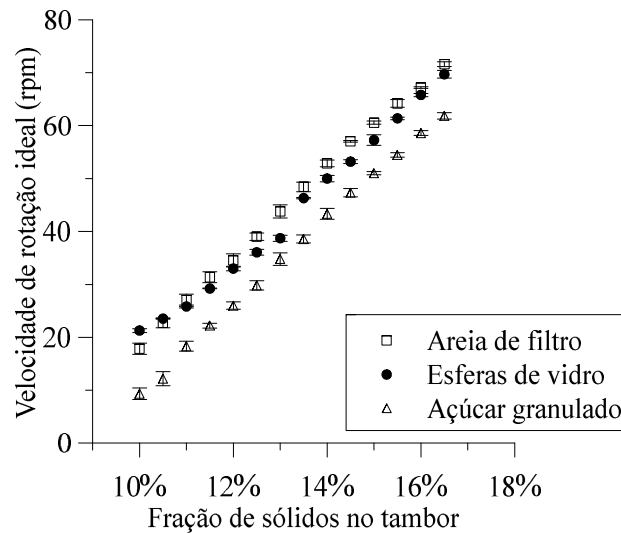


Figura 4.3 - Velocidade ideal de rotação do tambor operando com 12 suspensores em função da posição angular.

Observa-se na Figura 4.3, que o aumento do grau de enchimento fez com que houvesse a necessidade de se aumentar a velocidade de rotação para que o tambor estivesse operando com carregamento ideal. Este fato é explicado pelas forças atuantes sobre as partículas no suspensor, que são a força peso, a força de atrito, a normal e a centrípeta. Uma vez que se aumentava a quantidade de partículas no tambor, devia-se aumentar o tempo de permanência das partículas nos suspensores, o que era garantido com o aumento da velocidade de rotação, que consequentemente aumentava a força centrípeta e as partículas eram levadas até posições angulares mais altas.

Adicionalmente, é possível observar que a velocidade ideal de rotação foi menor para o açúcar do que para a areia de filtro e as esferas de vidro. Analisando as propriedades das partículas apresentadas na Tabela 4.1, observa-se que a propriedade que a areia de filtro possui em comum com as esferas de vidro é a densidade, apesar de apresentarem propriedades de escoamento diferentes. Com densidades mais altas, maior a velocidade necessária para que a força centrípeta seja balanceada com a força peso e manter as partículas nos suspensores. Desta maneira, o açúcar necessitava de velocidades bem menores do que os outros materiais.

Ainda analisando a Figura 4.3, observa-se que a velocidade de rotação para a operação no carregamento ideal variou de 10 a 70 rpm. As típicas condições operacionais desses equipamentos na indústria são em velocidades mais baixas (normalmente entre 3 e 5 rpm). No entanto, como recomendado por Perry e Green (1997), para definir as condições operacionais em equipamentos de escala piloto, para que se consiga operar com velocidades periféricas de rotação que vão de 0,25 a 0,5 m/s (condição equivalente a 3 a

5 rpm em secadores industriais), são necessárias velocidades mais altas de rotação. Assim, utilizou-se velocidades mais altas de rotação no estudo da dinâmica de material particulado em tambores rotatórios operando em escala piloto.

Vale mencionar que se velocidades de rotação mais baixas tivessem sido usadas, como os trabalhos até então existentes, as frações de enchimento para que o tambor estivesse operando idealmente estariam fora da faixa de 10 a 15%, como nos trabalhos encontrados na literatura. No trabalho de Karali *et al.* (2015) e Ajayi e Sheehan (2012), a fração de enchimento para que o tambor estivesse operando idealmente foi de apenas 5%.

Investigou-se também as velocidades ideais de rotação para o tambor operando com 15 e 18 suspensores, e os resultados são mostrados nas Figuras 4.4 (a) e (b), respectivamente.

Analisando os resultados da Figura 4.4, em que o tambor está operando com 15 e 18 suspensores e comparando com os resultados da Figura 4.3, observa-se que para 15 suspensores os resultados mostraram a mesma tendência do que para 12, em que a velocidade ideal de rotação para a areia de filtro e para as esferas de vidro são próximos e são maiores do que para o açúcar granulado. As frações de sólido estavam fora da faixa recomendada na literatura (10 a 15%) para as mesmas velocidades de rotação, uma vez que quanto maior o número de suspensores, mais partículas conseguem ser carregadas pelos suspensores, pois foram escolhidas frações volumétricas em que a velocidade de rotação estaria próxima aos resultados encontrados com 12 suspensores.

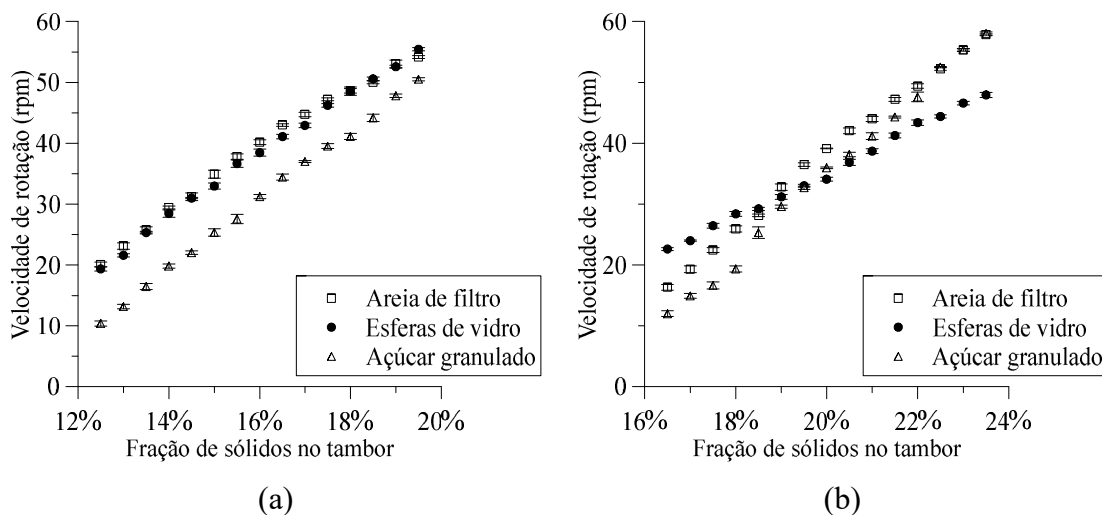


Figura 4.4 - Velocidade ideal de rotação do tambor operando com (a) 15 suspensores e (b) 18 suspensores em função da posição angular.

Com base na Figura 4.4 (b), observa-se que para 18 suspensores a velocidade ideal de rotação para o açúcar se aproximou mais dos resultados para areia e houve uma mudança na relação entre as curvas. Para entender essa modificação no comportamento das curvas, analisou-se então o número teórico de suspensores para cada material nas velocidades de rotação analisadas, com base no modelo desenvolvido por Sunkara *et al.* (2013), e os resultados são mostrados na Tabela 4.3.

O número teórico de suspensores é o máximo número de suspensores que deve conter no tambor para que o escoamento seja livre, ou seja, para que um suspensor adjacente não atrapalhe o carregamento ou o descarregamento de partículas do outro. Observa-se na Tabela 4.3 que o único material em que o número teórico de suspensores foi maior ou igual a 18 foram as esferas de vidro, ainda assim para velocidades menores do que 38 rpm. Isto justifica a mudança de comportamento para as curvas da areia e açúcar, pois, uma vez que esses materiais são mais coesivos do que as esferas de vidro, apresentando maiores ângulos de repouso e coeficientes de atrito, devido à menor esfericidade, no tambor com 18 suspensores o escoamento das partículas não é livre e os suspensores não estão operando com a sua máxima capacidade de sólidos.

Tabela 4.3 - Número teórico de suspensores para cada material em função da velocidade de rotação.

Material	$\omega$ (rpm)	$n_{teorico}$
Areia	3,6	17
	17,9	16
	31,4	16
	43,8	16
	57,0	16
	67,2	14
Açúcar	9,4	17
	22,2	17
	34,8	16
	47,3	15
	58,6	14
Esferas	14,0	19
	21,3	19
	29,2	18
	38,7	18
	53,2	17
	65,8	16

Os estudos de velocidade de rotação mostraram a necessidade de se adimensionalizar os resultados encontrados, uma vez que o uso das velocidades de rotação angulares encontradas neste trabalho se torna impraticável em tambores de escala industrial. Em estudos de tambores rotatórios, é comum o uso do número de Froude ( $Fr$ ) como um adimensional para a velocidade de rotação.

Analisando os resultados das Figuras 4.3 e 4.4, observou-se uma relação linear entre a velocidade ideal de rotação do equipamento e a fração de enchimento do tambor. Consequentemente, a relação entre o número de Froude e a fração de enchimento seria quadrática. Com base nisso, desenvolveu-se modelos empíricos para a determinação do número de Froude ideal em função da fração de enchimento do tambor e das propriedades físicas e de escoamento dos materiais. Os parâmetros que são funções das propriedades físicas foram variados e ajustados até que se encontrasse um modelo representativo.

A Equação (4.2) mostra o modelo desenvolvido para a predição do número de Froude ideal para o tambor operando com 12 suspensores em função da velocidade de rotação:

$$Fr_{ideal} = \frac{15}{\mu_{din}} f^2 - 6,5 \times 10^4 \frac{1}{\rho_s \sigma} f - 0,103 \quad (4.2)$$

em que  $Fr_{ideal}$  é o número de Froude ideal,  $\mu_{din}$  é o coeficiente de atrito dinâmico,  $\rho_s$  é a densidade do material,  $\sigma$  é o ângulo de repouso estático e  $f$  é a fração de enchimento do tambor.

Observa-se na Equação (4.2) que o número de Froude ideal é menor para os materiais com coeficiente dinâmico de fricção mais alto, devido à necessidade de menores velocidades de rotação (força centrípeta) para balancear com as forças de atrito e manter as partículas no suspensor. Adicionalmente, observa-se a densidade como um parâmetro significativo, o que já havia sido observado no comportamento dos dados experimentais. Na Figura 4.5 são mostrados os resultados experimentais e os dados obtidos através da Equação (4.2) para cada material, o coeficiente de correlação do ajuste foi 0,92.

Analogamente, outros modelos foram ajustados para 15 e 18 suspensores, em que o modelo para 15 é mostrado na Equação (4.3) e para 18 na Equação (4.4).

$$Fr_{ideal} = \frac{6,6}{\mu_{din}} f^2 - 3,2 \times 10^4 \frac{1}{\rho_s \sigma} f - 0,065 \quad (4.3)$$

$$Fr_{ideal} = \frac{3,6}{\mu_{din}} f^2 - 1,9 \times 10^4 \frac{1}{\rho_s \sigma} f - 0,046 \quad (4.4)$$

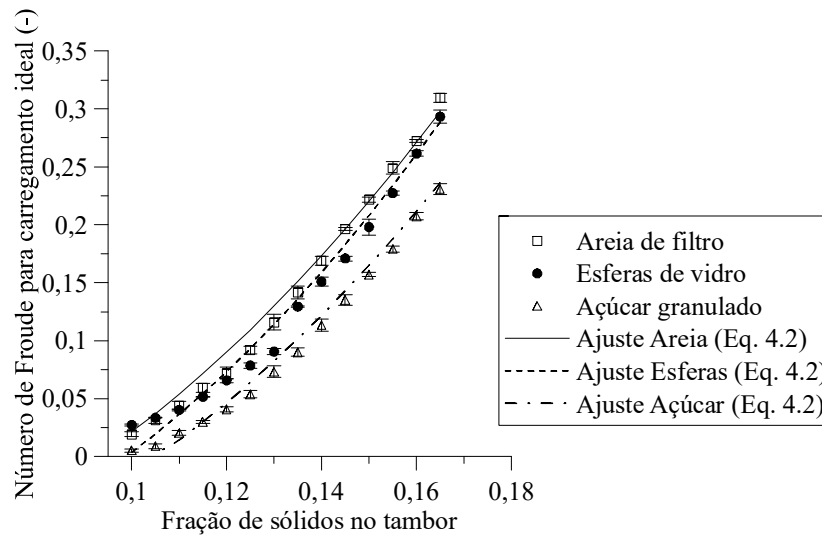
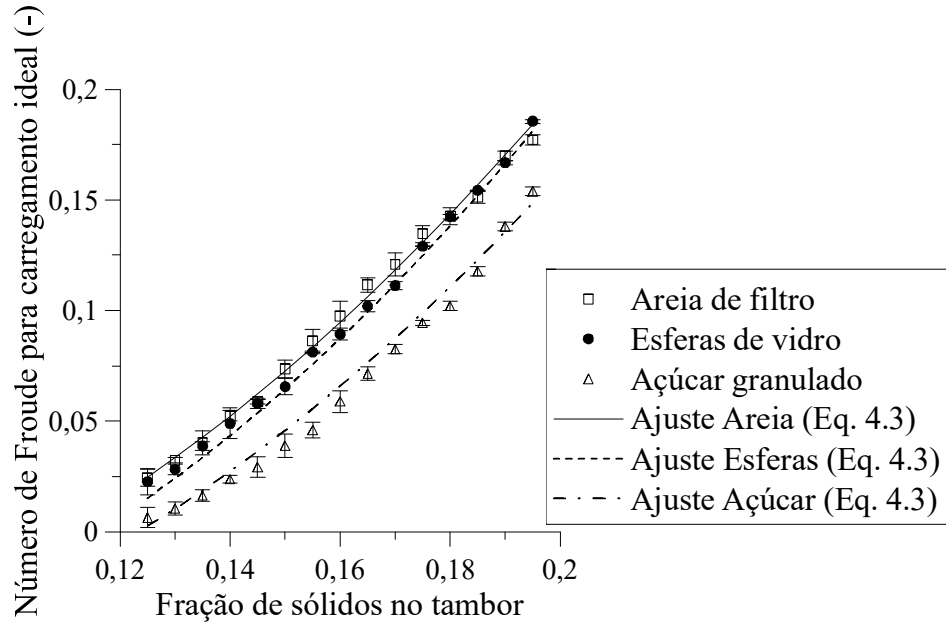


Figura 4.5 - Ajuste para o cálculo do número de Froude ideal para o tambor operando com 12 suspensores.

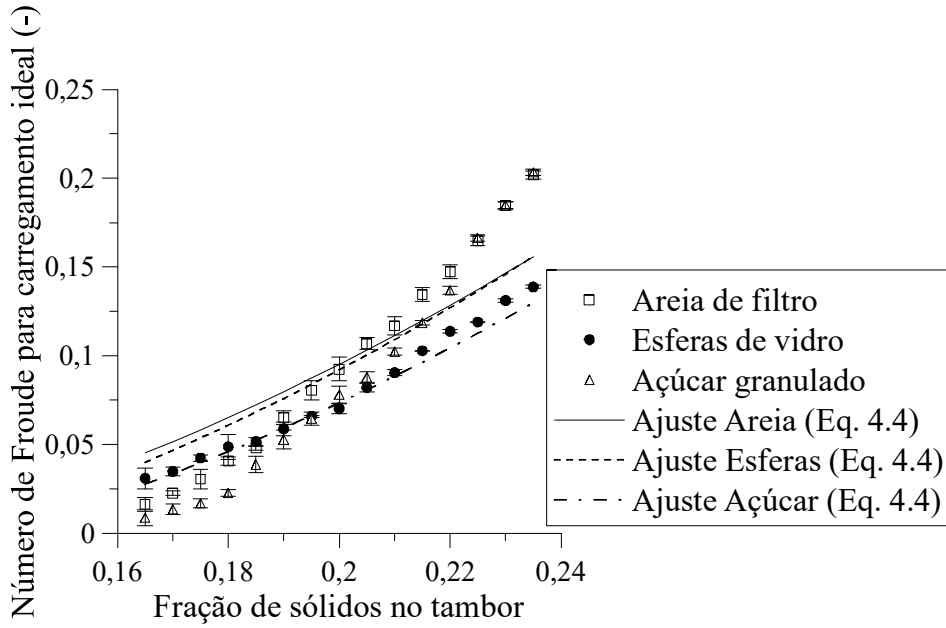
Os resultados experimentais para o número de Froude ideal e os obtidos através dos ajustes para 15 e 18 suspensores são mostrados na Figura 4.6 (a) e (b).

Observa-se que o ajuste apresentou um bom coeficiente de correlação para 15 suspensores ( $r^2=0,92$ ), enquanto que para 18 os resultados não foram bem ajustados, sendo que as únicas condições que melhores se ajustaram foram para esferas de vidro com velocidades de rotação baixas, que são as condições em que o número teórico de suspensores é maior do que 18. Conforme observado anteriormente, o número de suspensores igual a 18 é muito alto e os materiais não apresentam escoamento “livre”, o que muda o comportamento das partículas.

Com base nesses resultados, desenvolveu-se então um modelo que leva em conta o número de suspensores, que é apresentado pela Equação (4.5), em que  $n$  é o número de suspensores no equipamento.



(a)



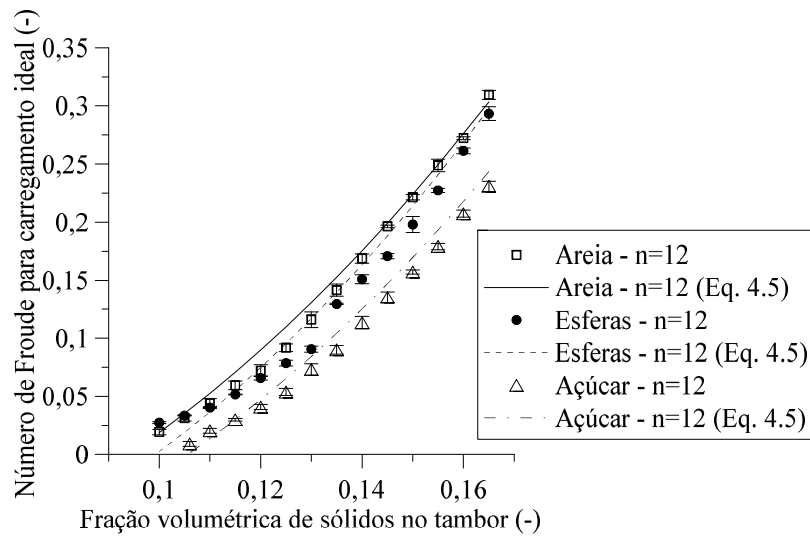
(b)

Figura 4.6 - Número de Froude para carregamento ideal para (a) 15 e (b) 18 suspensores.

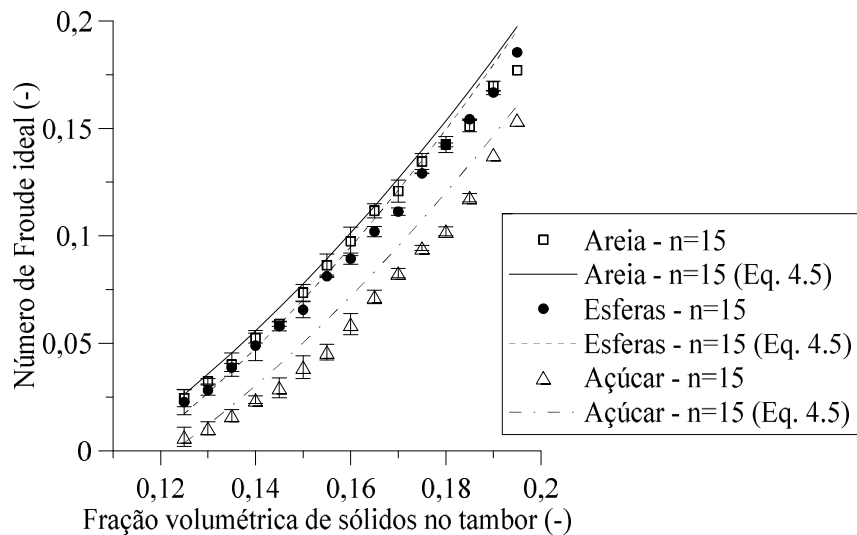
$$Fr_{ideal} = \frac{9,2 \times 10^4}{\mu_{din} n^{3,5}} f^2 - 1,1 \times 10^8 \frac{1}{\rho \sigma n^3} f - \frac{16}{n^2} \quad (4.5)$$

Os resultados do ajuste que leva em conta o número de suspensores (caso geral) representado pela Equação 4.5 são mostrados na Figura 4.7 (a) para 12 suspensores e (b) para 15 suspensores. O coeficiente de correlação desse ajuste foi de 0,94. Esta é uma correlação relevante uma vez que através dela é possível calcular qual o número de

Froude que um tambor rotatório deve operar para determinado material e número de suspensores para que se tenha um maior aproveitamento da área útil de secagem.



(a)



(b)

Figura 4.7 - Número de Froude para carregamento ideal experimental e ajustado pela Equação (4.5) para (a) 12 e (b) 15 suspensores.

#### 4.4. Ângulo de última descarga

Outra variável importante na caracterização do movimento de sólidos no tambor rotatório com suspensores é a determinação do ângulo de última descarga, assim como o estudo da influência da velocidade de rotação, do número de suspensores e do material em estudo na sua determinação.



A Figura 4.8 mostra a influência do tipo de material em escoamento e da velocidade de rotação do tambor no ângulo de última descarga para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores:

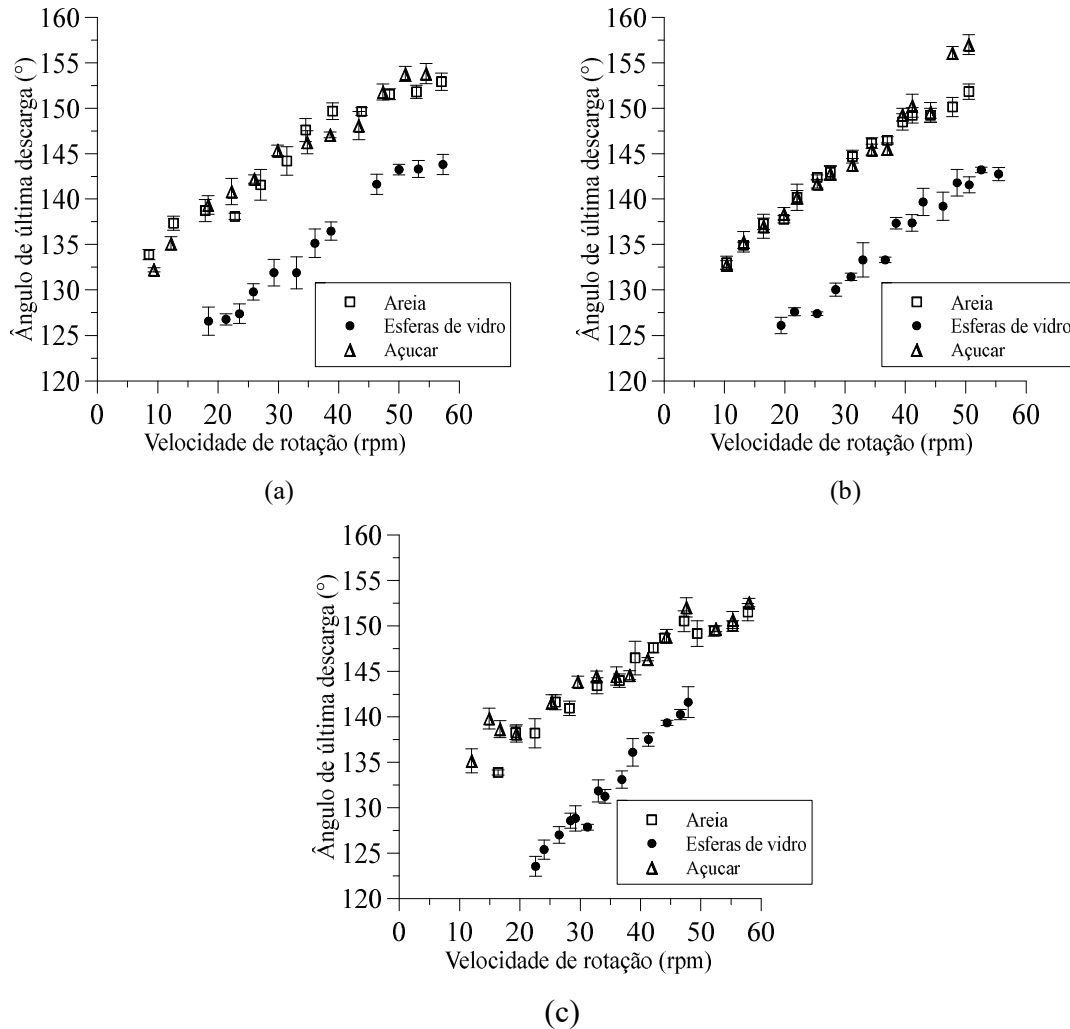


Figura 4.8 - Ângulo de última descarga dos suspensores para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores e uma fração de enchimento de 20% de sólidos.

Analisando a Figura 4.8, observa-se o que já havia sido descrito por Karali (2015). O ângulo de última descarga aumentou com o incremento da velocidade de rotação, pois o aumento da velocidade de rotação levou a um aumento do *holdup* de sólidos nos suspensores, o que retardou o movimento de descarga destes. Além disso, observa-se, para todos os números de suspensores investigados, que os ângulos de última descarga da areia e do açúcar foram muito próximos e maiores do que os observados para as esferas de vidro. Estes dois materiais possuem propriedades de escoamento muito parecidas, os ângulos de repouso estático e dinâmico dos dois materiais são praticamente os mesmos, apesar de possuírem densidades muito diferentes. Uma vez que o ângulo de repouso

destes é maior do que das esferas de vidro, devido à menor esfericidade, o atrito estático, que é uma força responsável por manter as partículas no suspensor, também é maior, o que dificulta o escoamento e aumenta o ângulo de última descarga.

Em um secador convencional, a umidade do material é um dos fatores responsáveis por aumentar o ângulo de repouso do material. Assim sendo, quanto mais próximo da alimentação o material estiver, maiores serão as posições de última descarga. Desta maneira, visando-se um melhor aproveitamento do material, alternativas devem ser buscadas para se aumentar o ângulo de última descarga ao longo do equipamento. Karali (2015) estudou o efeito do comprimento do segmento dos suspensores no ângulo de última descarga. O autor concluiu que suspensores com segmentos maiores aumentam o ângulo de última descarga. Com base nisso, pode-se inferir que o aumento do comprimento dos segmentos dos suspensores ao longo do tambor, quando há a diminuição da umidade do material, é uma alternativa viável para se aumentar o aproveitamento da área útil de secagem.

Foi também investigado o efeito do número de suspensores no carregamento de última descarga. A Figura 4.9 mostra a influência do número de suspensores no ângulo de última descarga em função da velocidade de rotação para (a) a areia de filtro, (b) as esferas de vidro e (c) o açúcar granulado.

Analisando os resultados da Figura 4.9, observa-se que o número de suspensores não apresentou efeito significativo no ângulo de última descarga. Com a finalidade de investigar o porquê disso, estudou-se o efeito da carga de sólidos no tambor no perfil de descarga de sólidos, mantendo-se constante a velocidade de rotação do tambor. Para este estudo utilizou-se o tambor com 12 suspensores, preenchido com esferas de vidro, frações de enchimento de 8, 10 e 12%, e velocidade de rotação de 21,3 rpm. Os resultados são mostrados na Figura 4.10.

Na velocidade de rotação usada nos experimentos da Figura 4.10 (21,3 rpm) já havia sido determinado, através dos resultados da Seção 4.3, que o tambor estaria operando com o carregamento ideal para uma fração de enchimento de 10,0%, sendo assim, para uma fração de 8,0% o tambor estaria subcarregado e para 12,0% sobrecarregado. Através dos resultados mostrados na Figura 4.10 observa-se que independente da fração de enchimento do tambor, em uma mesma velocidade de rotação, se o tambor estiver já operando com sua capacidade máxima de carga de sólidos, a massa no suspensor em função da posição angular é sempre a mesma. Foi possível observar também que quando o tambor está com o carregamento abaixo do ideal a curva da massa

de sólidos no suspensor em função da posição angular se mantém constante até o ponto em que o suspensor satura e sua curva se encontra com a do carregamento ideal. Por isso, independentemente do número de suspensores e da carga de sólidos no tambor, uma vez que esses carregarão sempre a quantidade máxima possível, a descarga de sólidos é uma função apenas da velocidade de rotação e do material em escoamento.

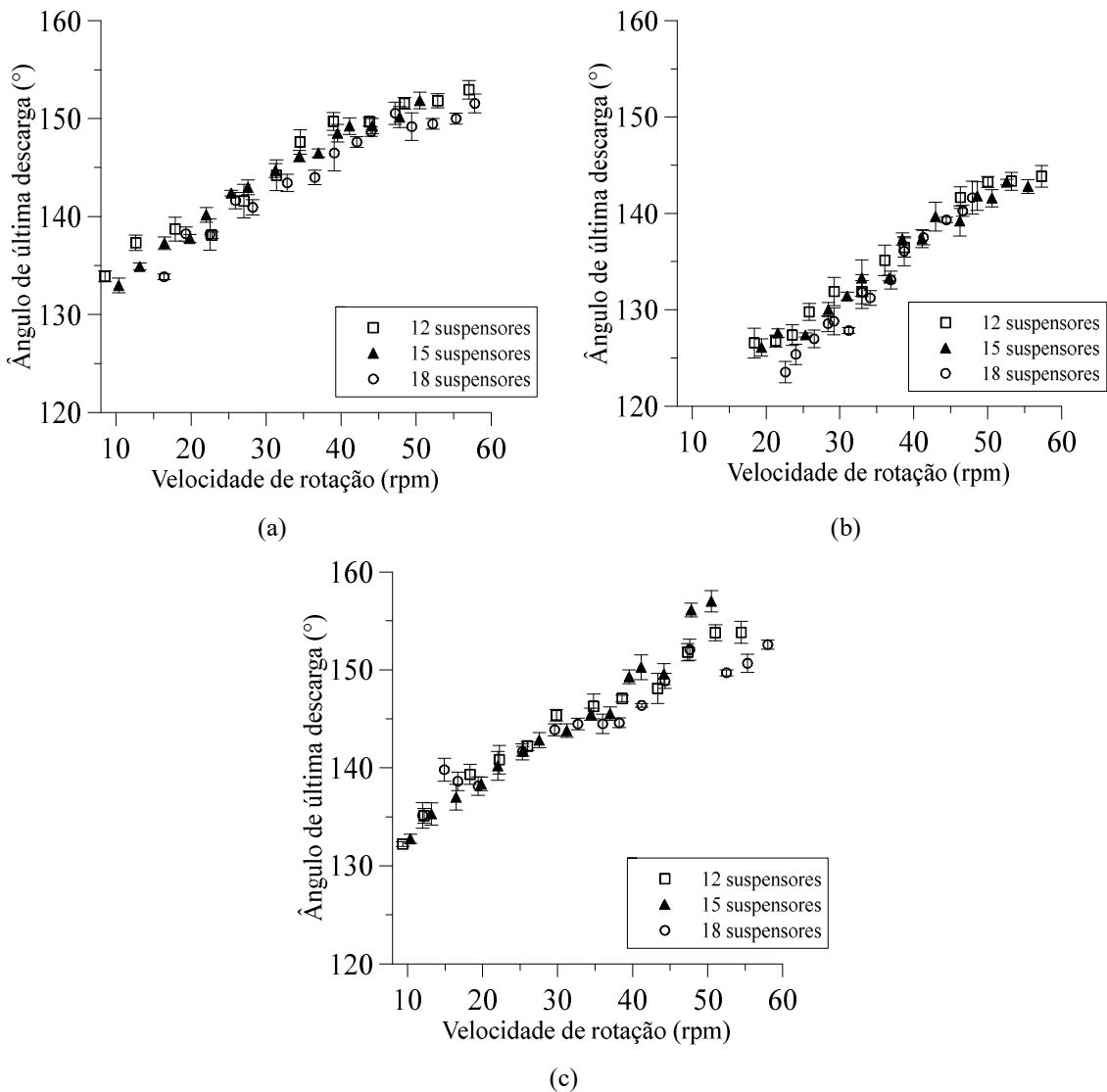


Figura 4.9 - Ângulo de última descarga em função do número de suspensores para (a) areia de filtro, (b) esferas de vidro e (c) açúcar granulado.

Para confirmar esta afirmação, os valores encontrados de ângulo de última descarga para as condições apresentadas na Figura 4.10 estão apresentados na Tabela 4.4, em que os resultados confirmam que o ângulo de última descarga não depende da fração inicial de sólidos no tambor. Para a determinação da massa de sólidos no suspensor, foi

utilizada a metodologia de análise de imagens, que tem sua calibração apresentada no Apêndice A.

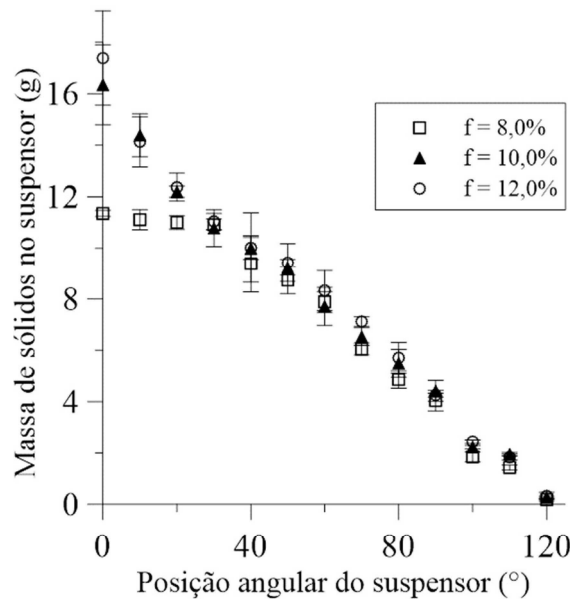


Figura 4.10 - Massa de sólidos no suspensor em função da posição angular para diferentes frações de enchimento do tambor para o tambor operando com esferas de vidro a 21,3 rpm.

Tabela 4.4 - Ângulo de última descarga para o tambor preenchido com esferas de vidro, frações de enchimento de 8, 10 e 12%, e velocidade de rotação de 21,3 rpm.

	Ângulo de última descarga (°)	
	Média	Desvio Padrão
f = 8,0%	124,0	1,4
f = 10,0%	123,9	0,6
f = 12,0%	124,1	0,6

Assim como na análise do carregamento ideal, esses resultados foram colocados em função do adimensional de velocidade de rotação para tambores rotatórios (número de Froude) e são apresentados na Figura 4.11 para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores. Através destas Figuras pôde-se observar que o ângulo de última descarga aumentou em relação ao número de Froude em taxas maiores para velocidades mais baixas, já em velocidades mais altas o aumento do número de Froude não foi tão significativo no aumento do ângulo de última descarga.

Os resultados de velocidade ideal de rotação e ângulo de última descarga para 12 suspensores foram publicados por Nascimento *et al.* (2017) na revista *Drying Technology*.

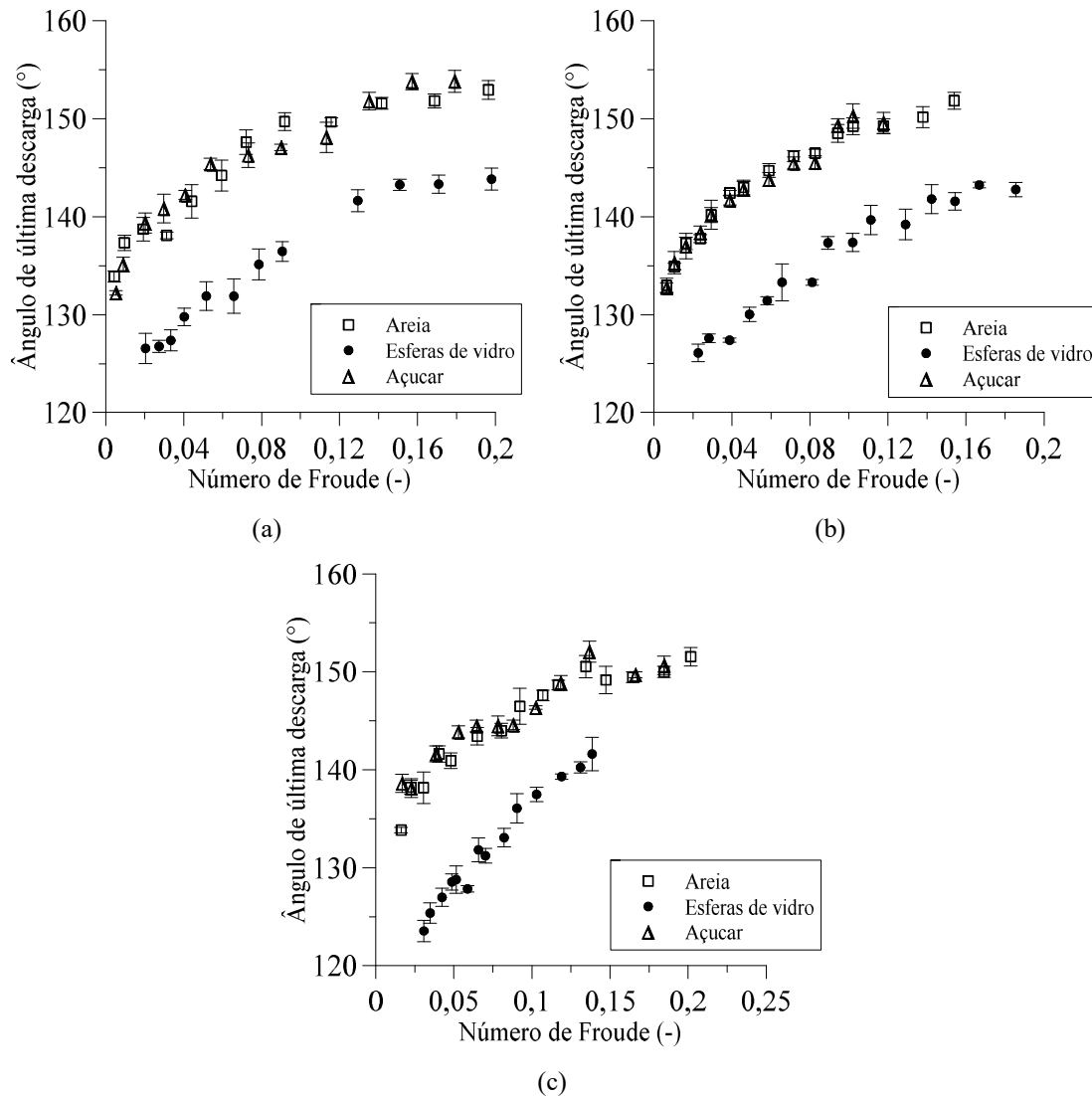


Figura 4.11 - Ângulo de última descarga em função do número de Froude para (a) 12, (b) 15 e (c) 18 suspensores.

#### 4.5.Perfis de descarga de sólidos do suspensor

A estimativa da massa de sólidos em função da posição angular é importante na determinação dos perfis de descarga dos suspensores. Neste trabalho determinou-se os perfis de descarga dos suspensores para o tambor operando a 21,3 e 36,1 rpm, com 12 e 15 suspensores para os três materiais: areia, esferas de vidro e açúcar. Os resultados são apresentados na Figura 4.12.

Analisando o efeito do tipo de material no perfil de descarga dos suspensores, observa-se na Figura 4.12 que independentemente do número de suspensores e da velocidade de rotação do tambor, a massa de sólidos no suspensor em função da posição angular foi menor para o açúcar do que para a areia e a esfera de vidro. Isto foi justificado

através da densidade das partículas, como já havia sido observado na Figura 4.2. Observa-se, no entanto, que apesar de a areia e as esferas de vidro apresentarem densidades parecidas, as massas de areia foram maiores, o que é justificado pela menor esfericidade e consequentemente maior coeficiente de atrito dinâmico deste material.

Além disso, comparando os resultados para o mesmo número de suspensores, porém em velocidades de rotação diferentes, foi possível observar o aumento da massa de sólidos que é carregada pelo suspensor com o aumento da velocidade de rotação.

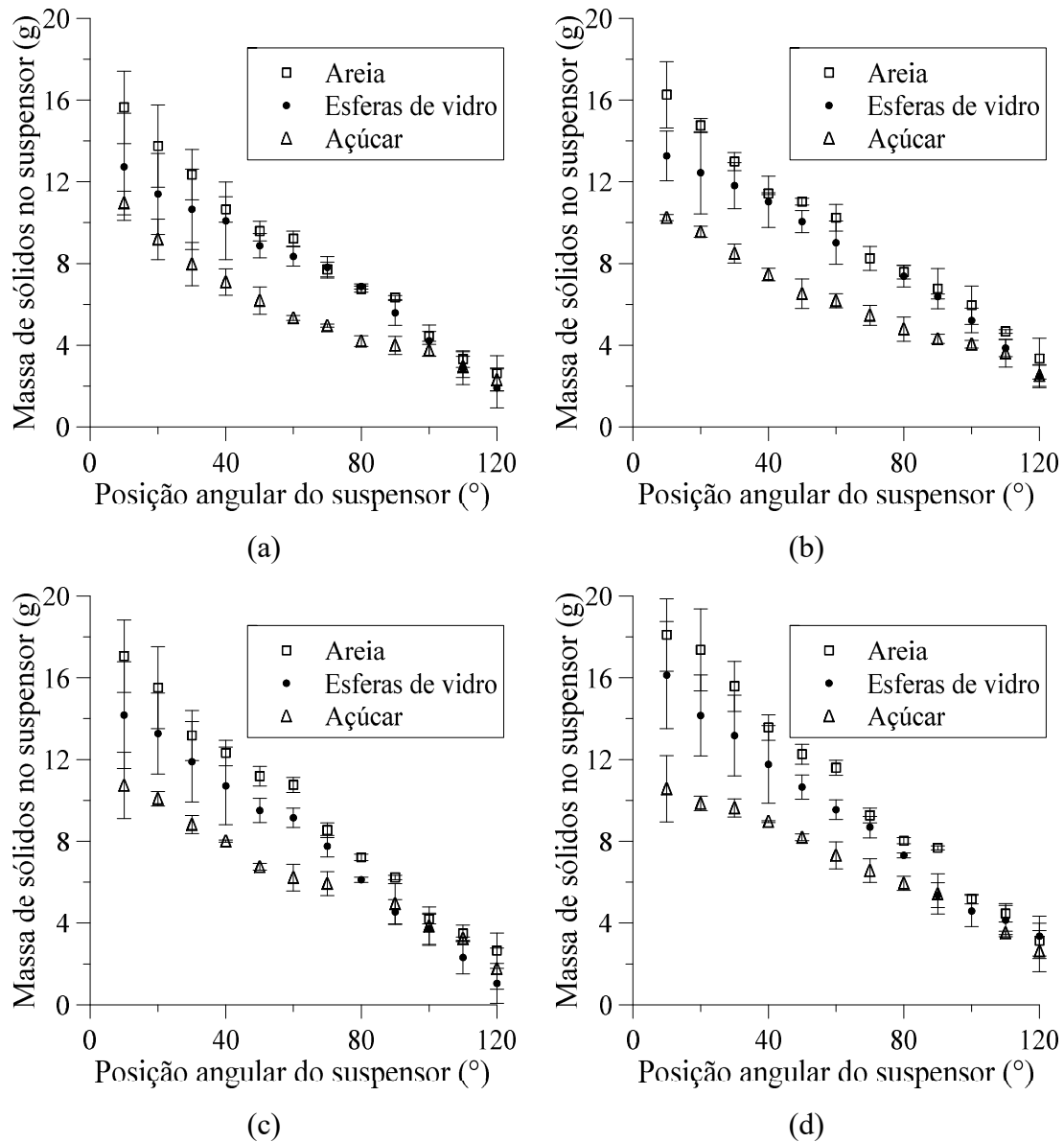


Figura 4.12 - Perfis de descarga de sólidos dos suspensores para o tambor operando nas seguintes condições: (a) 12 suspensores de 21,3 rpm; (b) 12 suspensores e 36,1 rpm; (c) 15 suspensores e 21,3 rpm e (d) 15 suspensores e 36,1 rpm.

Esses perfis foram também utilizados com a finalidade de se comparar os resultados de simulação com os experimentais, os quais são apresentados nas Seções 4.7 (abordagem Euleriana) e 4.8 (abordagem Lagrangeana).

#### **4.6. Simulações utilizando a abordagem Euleriana (CFD)**

Um dos objetivos deste trabalho foi investigar, para a dinâmica de sólidos em tambor rotatório com suspensores, as condições de contorno a serem utilizadas na abordagem Euleriana, para modelar as interações sólido-parede, bem como os modelos utilizados para prever a viscosidade granular, para modelar as interações sólido-sólido e sólido-ar.

##### **4.6.1. Avaliação das condições de contorno**

Os efeitos das condições de contorno no comportamento dinâmico do fluxo em um tambor rotativo com um único suspensor foram avaliados numericamente e os resultados da simulação foram comparados com os dados experimentais. As Figuras 4.13 e 4.14 mostram a massa de sólidos nos suspensores como uma função da posição angular para as diferentes condições de contorno (CC), nas velocidades de rotação do tambor de 21,3 e 36,1 rpm, respectivamente.

A massa de sólidos no suspensor em função da posição angular é dependente da velocidade de rotação. A massa de sólidos que o suspensor consegue carregar com velocidade de rotação de 21,3 rpm (Fig. 4.13) foi menor que a massa de sólidos que é transportada a 36,1 rpm (Fig. 4.14), pois quanto maior a velocidade de rotação, maior é o efeito da força centrífuga.

É também observado nas Figuras 4.13 e 4.14 que quanto menor o coeficiente de especularidade menor a massa de sólidos carregada pelo suspensor. Isso ocorre porque, quando os coeficientes de especularidade apresentam valores mais baixos, a transferência de momento lateral da parede para o material em escoamento é menor. Nesta situação é como se a parede apresentasse uma superfície lisa, resultando em uma menor resistência à descarga de sólidos. Já quando a condição de contorno de não deslizamento (*No-slip*) é utilizada as velocidades relativas dos sólidos, tangenciais e normais, em relação a parede são ajustadas para zero. Assim, para esta condição de contorno, a descarga de sólidos é um pouco mais lenta, devido ao aumento do atrito entre parede e fluido, e por isso apresenta os maiores valores de carga de sólidos em função da posição angular.

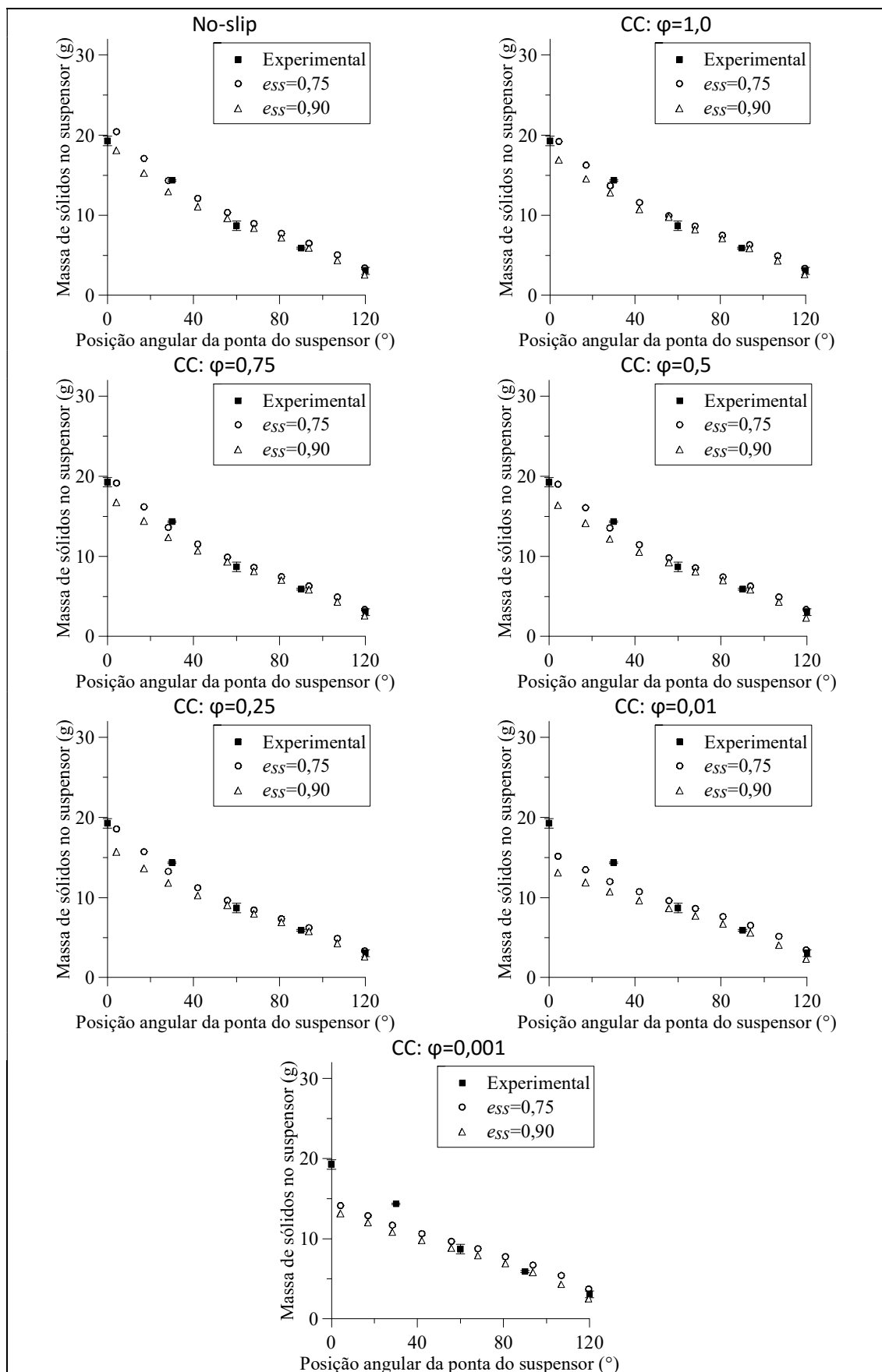


Figura 4.13 -Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para diferentes condições de contorno (CC) a 21,3 rpm.



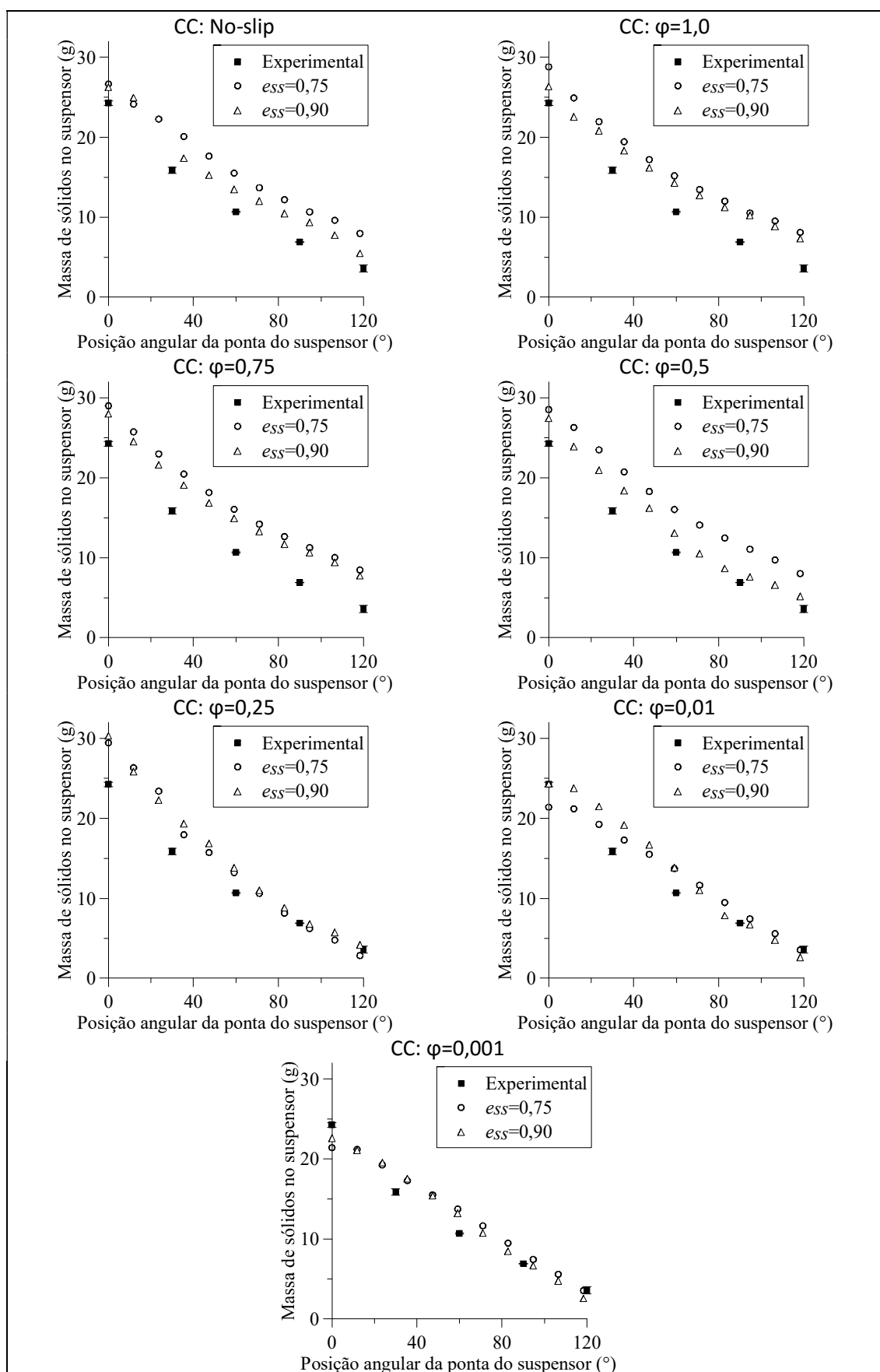


Figura 4.14 – Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para diferentes condições de contorno (CC) a 36,1 rpm.

É importante ressaltar que geralmente a condição “*No-slip*” é erroneamente usada como equivalente à condição de especularidade igual a 1 ( $\phi = 1,0$ ), que é uma condição determinada para uma parede muito áspera. Nas Figuras 4.13 e 4.14, observa-se que, embora os resultados para ambas as condições de contorno estivessem próximos, o uso desses termos como equivalentes é um erro. Enquanto que na condição de não deslizamento é determinada a velocidade relativa do fluido em relação a parede como sendo nula, a condição de coeficiente de especularidade igual a 1,0 define que esta é a condição de máxima transferência de momento lateral da parede para o fluido. Essa diferença foi também observada por Zhong *et al.* (2015).

As simulações foram realizadas para dois valores de coeficiente de restituição ( $e_{ss}$ ), isto é, a medida experimental (0,75) e o valor *default* do Fluent® (0,9). Pôde-se observar que o efeito da variação do coeficiente de restituição foi mais pronunciado para a maior velocidade de rotação (36,1 rpm), em que o número de contatos entre as partículas é maior. Em geral, as simulações realizadas com o coeficiente de restituição de 0,9 (valor padrão) apresentaram resultados mais próximos aos experimentais, quando comparadas com as simulações realizadas com o valor experimental deste parâmetro (0,75). Isso pode ser explicado pelo fato de que o valor experimental do coeficiente de restituição (0,75) foi obtido para uma única partícula (sem levar em consideração o efeito *bulk*) e este parâmetro provavelmente sofre influência do movimento das outras partículas. Portanto, deve-se ter cuidado ao usar valores de propriedades medidas experimentalmente de uma partícula única para representar o mesmo material em um leito de partículas, pois nesse caso, o parâmetro medido não reproduziu o comportamento *bulk* do material.

Em relação ao coeficiente de especularidade, o valor que melhor representou a massa de sólidos no suspensor em função da posição angular foi  $\phi = 0,5$ . A média dos desvios entre os resultados numéricos e experimentais para este valor foi de 9,5% para a velocidade rotacional de 21,3 rpm e 15,4% para a velocidade rotacional de 36,1 rpm.

Além disso, foi analisado o efeito do coeficiente de especularidade sobre a altura do leito formada pelo excesso de material que rola no fundo do cilindro, quando o suspensor estava na posição angular de 145°. Os resultados experimentais e simulados encontrados para velocidades de rotação de 21,3 rpm e 36,1 rpm são mostrados nas Figuras 4.15 e 4.16, respectivamente.

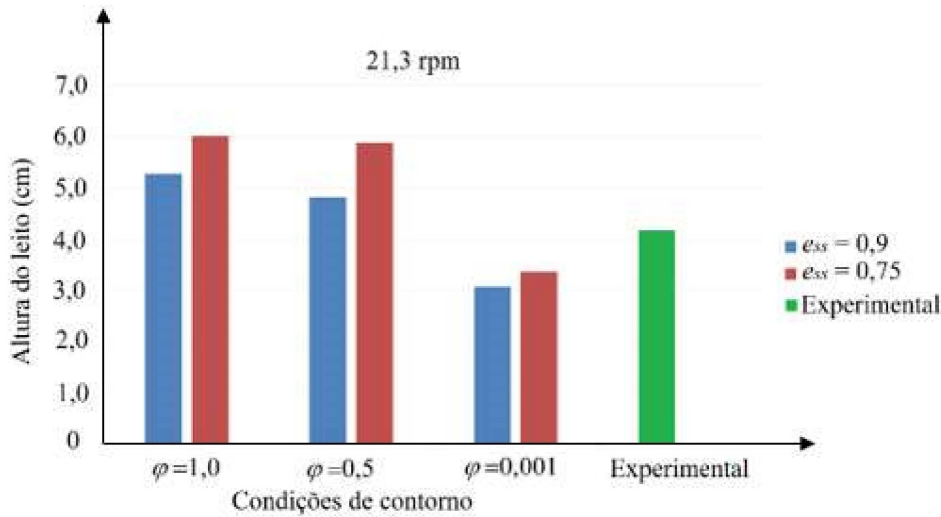


Figura 4.15 - Resultados numéricos (CFD) e experimentais para altura do leito a 21,3 rpm.

Observa-se que maiores coeficientes de especularidade levaram a maiores alturas de leito, isto ocorreu porque paredes mais rugosas (alta transferência de momento lateral) carregam os sólidos mais do que paredes de deslizamento livre (baixos coeficientes de especularidade). Assim, como observado na análise de massa de sólidos no suspensor, os resultados numéricos mais próximos dos dados experimentais foram os obtidos com o coeficiente de especularidade de 0,5 e coeficiente de restituição de 0,9, com desvio de 15% para a velocidade de rotação de 21,3 rpm e 9% para 36,1 rpm.

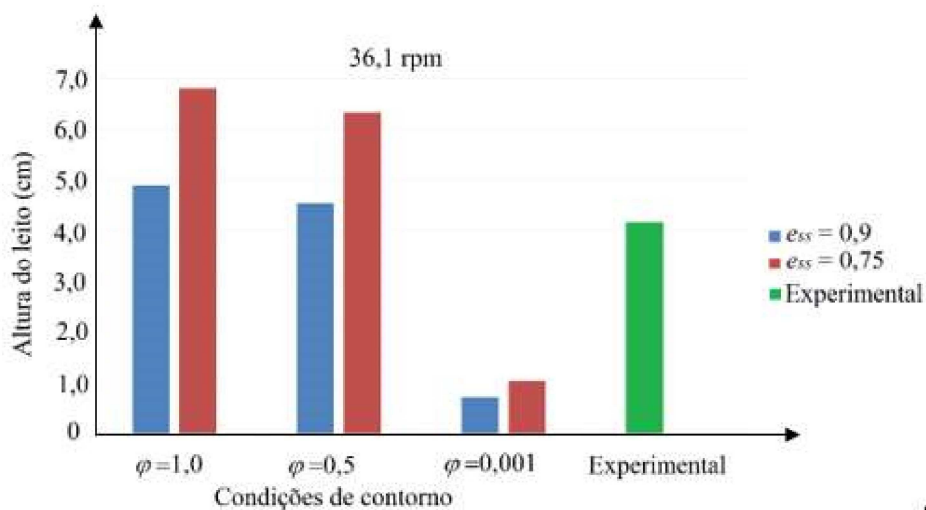


Figura 4.16 - Resultados numéricos (CFD) e experimentais para altura do leito a 36,1 rpm.

Assim, como os melhores resultados de simulações foram obtidos com o coeficiente de especularidade ( $\varphi$ ) de 0,5 e o coeficiente de restituição ( $e_{ss}$ ) de 0,9, as

imagens obtidas da seção transversal para essas condições de simulação também foram comparadas com as imagens experimentais. Essas imagens foram feitas para a posição angular do suspensor de  $145^\circ$ , e para velocidades de rotação de 21,3 rpm e 36,1 rpm, como mostrado na Figura 4.17. Observa-se que qualitativamente, os resultados simulados mostrados na figura também representaram bem as imagens obtidas experimentalmente.

Este estudo de condições de contorno para o tambor utilizando um único suspensor foram publicados na revista *Powder Technology* por Machado *et al.* (2017).

Avaliadas as condições de contorno que mais se adequavam ao tambor rotatório através do estudo com um único suspensor, sua aplicação foi então investigada em um tambor rotatório com 12 suspensores, visto que em secadores industriais vários suspensores são utilizados. Avaliou-se então a aplicação da condição de coeficiente de especularidade igual a 0,5 para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm, e os resultados são mostrados na Figura 4.18 (a) e (b).

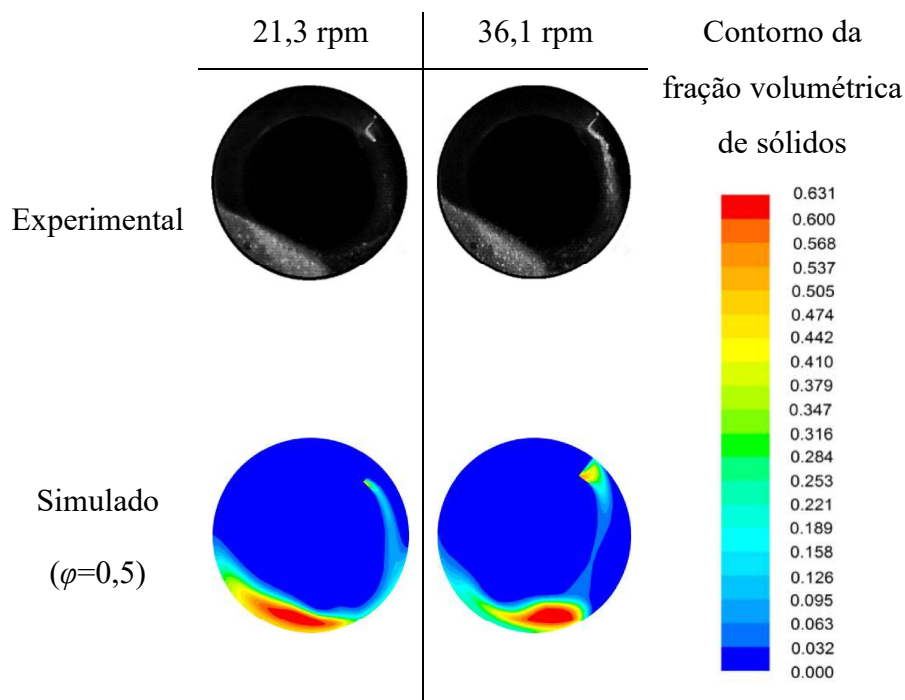


Figura 4.17 - Dados experimentais e simulação numérica da distribuição de fração de sólidos para o coeficiente de especularidade ( $\phi$ ) de 0,5, coeficiente de restituição ( $\epsilon_{ss}$ ) de 0,9 nas velocidades de rotação de 21,3 e 36,1 rpm.

Analisando os resultados da Figura 4.18, observa-se que os parâmetros de simulação que apresentaram resultados satisfatórios para 1 suspensor, para o coeficiente de especularidade de 0,5, não representaram bem os dados experimentais de 12 suspensores, principalmente na velocidade mais alta, de 36,1 rpm.

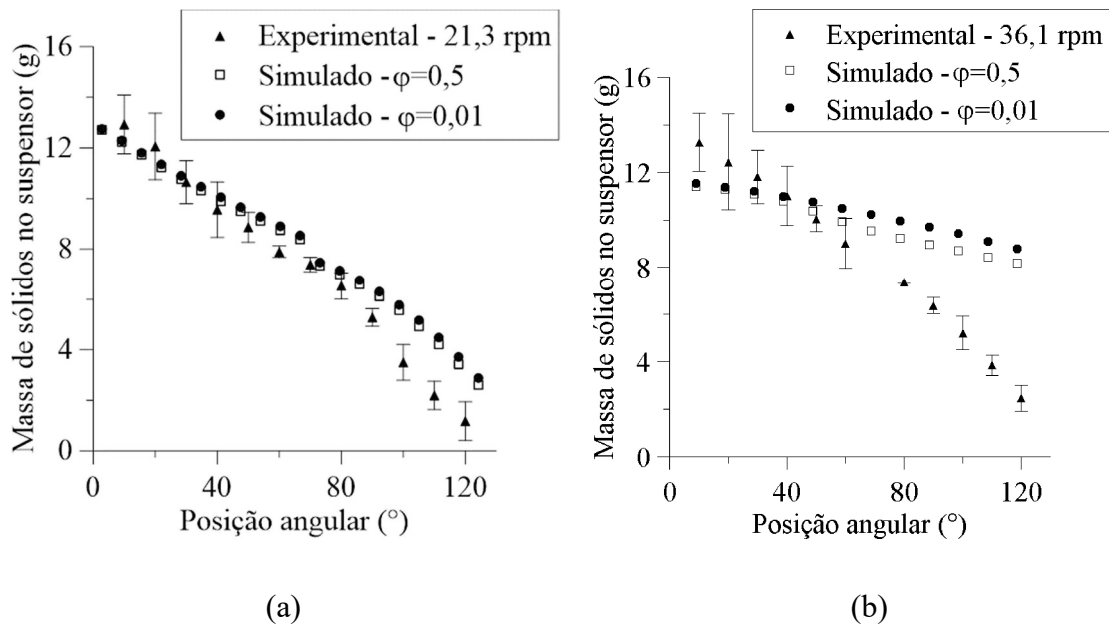


Figura 4.18 - Variação experimental e simulada da massa de sólidos no suspensor para o tambor com 12 suspensores operando a (a) 21,3 e (b) 36,1 rpm.

Assim como já havia sido observado para 1 suspensor, velocidades mais baixas são menos sensíveis a variações nas condições de contorno da parede. Além disso, testou-se um coeficiente de especularidade mais baixo ( $\phi$ )=0,01, com a finalidade de investigar se era a condição de contorno que estava levando a resultados tão distantes da realidade. Porém, ainda na Figura 4.18 é possível observar que mesmos valores mais baixos de coeficientes de especularidade, condição para a qual esperar-se-ia que a massa de sólidos no suspensor iria diminuir mais rapidamente, uma vez que o atrito entre a parede e sólido é menor, não levou a resultados satisfatórios, e inclusive levou a um ligeiro aumento da quantidade de sólidos. Esse aumento ocorre porque a diminuição da transferência de momento lateral ocorre em todas as paredes, não só nas paredes dos suspensores como também na do cilindro, e isso leva a uma maior tendência de as partículas permanecerem aderidas ao suspensor, visto que a transferência de momento lateral da casca do tambor para a partícula também é diminuída.

Com base nesse resultado inesperado, resolveu-se investigar então o efeito dos modelos de viscosidade granular no comportamento fluidodinâmico, que serão apresentados no tópico a seguir.

#### 4.6.2. Avaliação dos modelos de viscosidade granular

Sabendo que a alteração de contorno não era o fator responsável para que as simulações representassem bem os dados experimentais, foram investigados neste

trabalho os diferentes modelos utilizados para prever a viscosidade granular no tambor rotatório com suspensores, a qual é de suma importância na modelagem Euleriana de escoamentos de sólidos. Para isto, fixou-se como condição de contorno o valor de coeficiente de especularidade de 0,5, que havia fornecido valores satisfatórios para um único suspensor, e variou-se os modelos de viscosidade granular. O modelo de viscosidade granular que havia sido usado até então era o modelo de Gidaspow (1994).

Como foi observado nos resultados apresentados na Seção 4.7.1 que as simulações com maiores velocidades de rotação, isto é 36,1 rpm, apresentaram maior sensibilidade aos parâmetros de simulação, esta foi a velocidade escolhida para a avaliação dos modelos de viscosidade granular. Neste trabalho foram avaliadas as influências de dois modelos de viscosidade cinética: o modelo de Gidaspow (1994), apresentado pela Equação (2.32), e modelo de Syamlal *et al.* (1993), apresentado pela Equação (2.33). Foi possível então comparar os resultados utilizando os dois modelos de viscosidade granular, que estão apresentados na Figura 4.19. No entanto, analisando os resultados apresentados na figura observa-se que praticamente não se observam diferenças entre os perfis de descarga do suspensor obtidos com os dois modelos. Além disso, ambos os resultados estão distantes daqueles medidos experimentalmente.

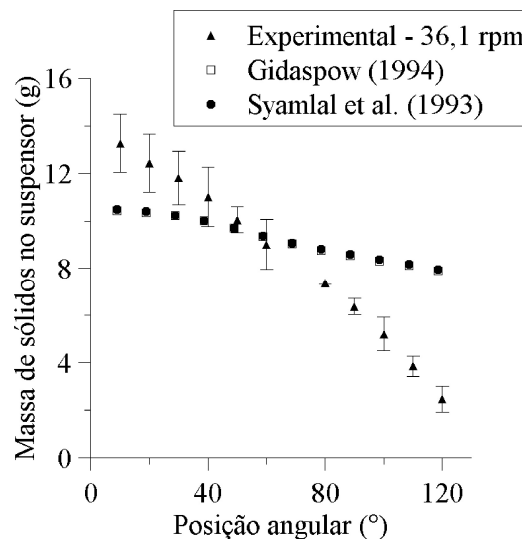


Figura 4.19 - Comparação entre os dois modelos de viscosidade granular na predição do perfil de descarga dos suspensores.

Além da viscosidade granular, avaliou-se o efeito da adição da viscosidade granular friccional. A contribuição friccional é adicionada à tensão de sólidos prevista pela teoria cinética do escoamento granular quando a fração volumétrica de sólidos excede um valor crítico ( $\alpha_{SC}$ ). De acordo com Dartevelle (2003), os efeitos friccionais

tornam-se importantes para frações volumétricas de sólidos superiores a 0,5. Santos (2015) utilizou dois diferentes valores de fração volumétrica crítica ( $\alpha_{SC}$ ) em um tambor rotatório sem suspensores: 0,50 e 0,61. De acordo com o autor a contribuição friccional não apresentou resultados satisfatórios para este caso de estudo com nenhuma das frações volumétricas críticas, no entanto observou-se que quanto maior esse limite, maior deformação era adicionada ao leito, indicando partículas mais coesivas.

Desta maneira, neste trabalho avaliou-se a utilização do modelo de viscosidade friccional de Schaeffer (1987), que é uma função do ângulo de repouso do material. O limite utilizado foi de 0,6, pois uma vez que a coesividade entre as partículas da simulação já vinham apresentando resultados mais altos do que os experimentais, não seria interessante que este limite fosse utilizado para um valor mais baixo. Os resultados são apresentados na Figura 4.20, onde pode-se observar que a utilização do modelo de viscosidade friccional não apresentou bons resultados quando comparados com o experimental para este caso de estudo.

Nascimento *et al.* (2015) utilizou o modelo de viscosidade friccional para o estudo da dinâmica de sólidos em tambor rotatório com suspensores operando em velocidades bem menores de rotação (1,5; 3 e 4,5 rpm). Para o caso de estudo apresentado pela autora, utilizando a condição de contorno de “não-deslizamento” na parede, a contribuição friccional foi importante para que conseguisse reproduzir numericamente os resultados experimentais. A utilização da condição de contorno de “não-deslizamento” associado ao modelo friccional foi então avaliada e também é mostrada na Figura 4.20, onde é possível observar que os resultados ainda assim ficam distantes dos experimentais.

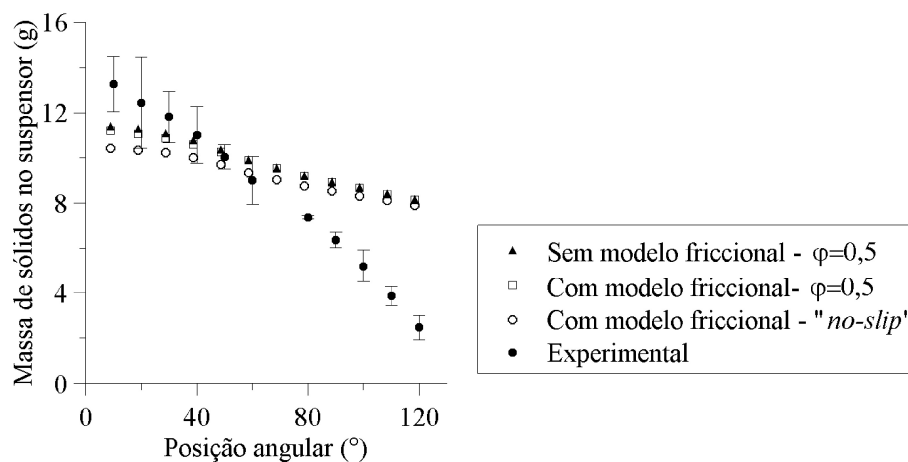


Figura 4.20 - Avaliação da utilização do modelo de viscosidade friccional na simulação em tambor rotatório com suspensores.

Diante dos resultados observados nesta Seção, observou-se que a alteração do modelo de viscosidade granular não é suficiente para que se consiga resultados mais próximos aos resultados experimentais. Diante dessa perspectiva, e do complexo movimento das partículas no tambor com suspensores, avaliou-se a aplicação de um modelo de turbulência, que será apresentada na próxima Seção.

#### 4.6.3. Avaliação do uso de modelos de turbulência

Como o movimento do sólido dentro do tambor é complexo, uma vez que as partículas são constantemente levantadas e lançadas dos suspensores, podendo ricochetejar ou rolar na base, principalmente em velocidades mais altas de rotação, avaliou-se a aplicação de um modelo de turbulência. Um escoamento é caracterizado como turbulento quando há um comportamento aleatório nas propriedades deste, tais como velocidade, pressão, temperatura, concentração de sólidos, dentre outros. No entanto, a adição de um modelo de turbulência, para prever essas flutuações facilita o estudo da dinâmica do material dentro do sistema.

Neste trabalho, a presença da turbulência foi analisada usando o modelo  $k-\epsilon$ , e o efeito da adição deste modelo qualitativamente pode ser observado na Figura 4.21.

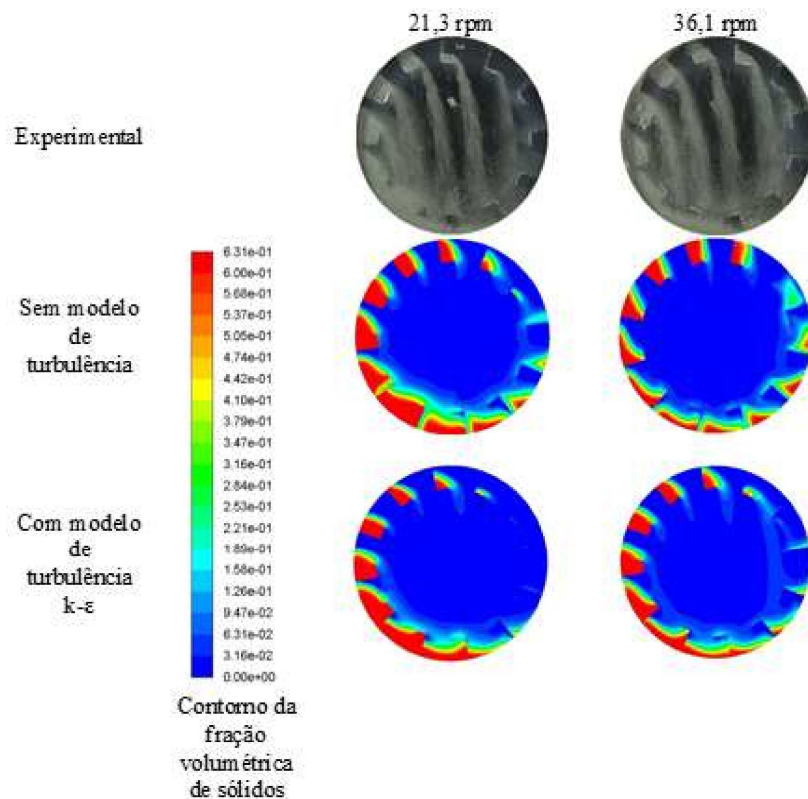


Figura 4.21 - Comparação qualitativa dos dados experimentais com os resultados numéricos sem e com modelo de turbulência para 21,3 e 36,1 rpm.



Observa-se na Figura 4.21, para 36,1 rpm, que quando não é utilizado o modelo de turbulência a descarga só é completada em posições superiores a  $180^\circ$ , enquanto que experimentalmente esta descarga termina em aproximadamente  $130^\circ$ . No entanto, após a adição do modelo de turbulência, os resultados de simulação se aproximaram bastante dos experimentais nas duas velocidades de rotação analisadas.

Além disso, ainda na análise qualitativa dos resultados, observa-se na Figura 4.21 que utilizando a abordagem Euleriana não foi possível observar a cortina formada pelas partículas em queda. Isto ocorre porque a fração volumétrica de sólidos nessas cortinas é muito baixa, ou seja, abaixo de 0,0316, que é a primeira faixa de fração de sólidos das figuras.

Para uma melhor observação da cortina, foi feita uma nova figura, mas com a faixa de contorno da fração volumétrica de partículas mais estreita, variando de 0 até 0,10 (Figura 4.22). Desta maneira, é possível uma melhor visualização da cortina de partículas formada. Na figura, as regiões em branco apresentam fração volumétrica maiores do que 0,1.

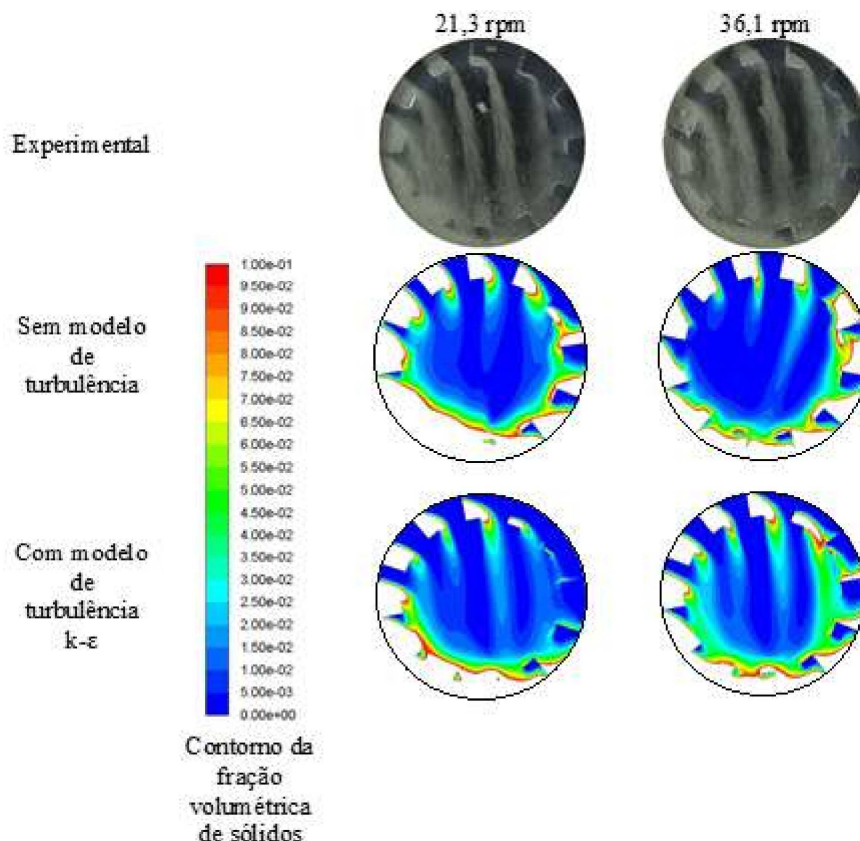


Figura 4.22 - Comparação qualitativa da cortina de sólidos observada experimentalmente com os resultados numéricos sem e com modelo de turbulência para 21,3 e 36,1 rpm.

Foi observado na Figura 4.21 que quando não se utiliza o modelo de turbulência, as partículas não são descarregadas como no experimento, de forma que a descarga de sólidos só finaliza próximo a  $180^\circ$ , e não próximo de  $130^\circ$ . Por este motivo, observa-se que se o modelo de turbulência não for utilizado, a cortina de sólidos não é formada da maneira esperada em toda a seção transversal do tambor. No entanto, após a adição do modelo de turbulência, as cortinas de sólidos nas simulações se aproximaram bastante das observadas experimentalmente nas duas velocidades de rotação analisadas, como mostra a Figura 4.22.

Realizou-se então a comparação quantitativa da massa de sólidos no suspensor em função da posição angular deste para os modelos utilizando a turbulência e o modelo sem turbulência. Neste caso, cabe ressaltar que ainda se utilizou o coeficiente de especularidade igual a 0,5, que havia fornecido os melhores resultados para o tambor com um único suspensor. Os resultados para 12 suspensores são mostrados na Figura 4.23 (a) para a velocidade de rotação de 21,3 rpm e 4.23 (b) para a velocidade de rotação de 36,1 rpm.

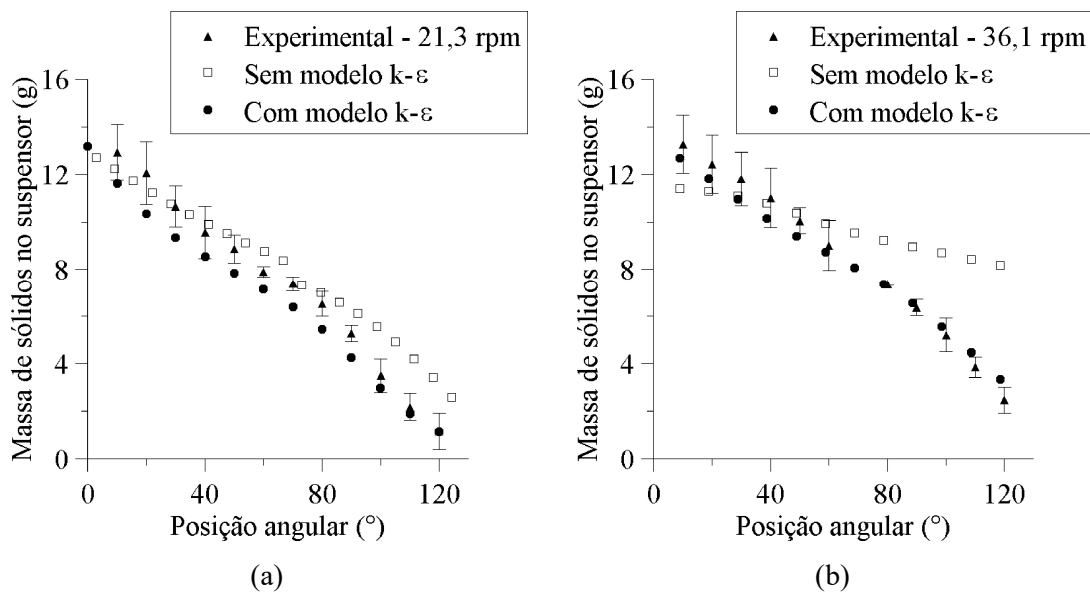


Figura 4.23 - Comparação dos perfis de descarga dos suspensores experimental e simulados sem e com modelo de turbulência para (a) 21,3 e (b) 36,1 rpm, para o tambor operando com 12 suspensores e esferas de vidro.

Analisando tanto os dados quantitativos como os qualitativos, observa-se também que as simulações que utilizam o modelo de turbulência apresentaram melhor concordância com os dados experimentais. Para a velocidade de rotação de 21,3 rpm, as médias percentuais dos desvios entre resultados experimentais e numéricos foram de

27,3% e 12,3% sem e com turbulência, respectivamente. Para a velocidade de rotação de 36,1 rpm, a média dos desvios percentuais foi de 47,7% e 8,6% sem e com turbulência, respectivamente.

Assim, conclui-se que a simulação Euleriana, utilizando a condição de contorno de especularidade igual a 0,5 nas paredes do tambor e no suspensor, com o modelo de Gidaspow (1994) para o cálculo da viscosidade granular e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  foi a que melhor representou o escoamento de sólidos no tambor, nas duas velocidades de rotação analisadas.

Além disso, este mesmo modelo foi aplicado ao tambor operando com 15 suspensores na velocidade de 21,3 rpm, e o resultado é mostrado na Figura 4.24.

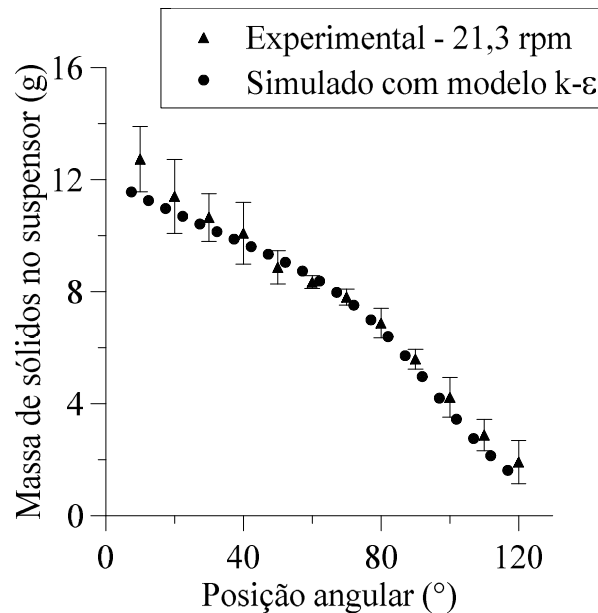


Figura 4.24 - Comparação entre o resultado experimental e simulado utilizando o modelo de turbulência k- $\epsilon$  para o tambor operando com 15 suspensores e 21,3 rpm.

Analisando a Figura 4.24, observa-se também que os resultados de simulação foram bem próximos dos obtidos experimentalmente, com uma média dos desvios de 8,7%, o que confirma a previsibilidade do modelo mesmo para o tambor operando com um número diferente de suspensores.

Uma outra abordagem que é comumente utilizada no estudo da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores é a abordagem Lagrangeana, que será apresentada na próxima seção.

#### 4.7. Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana (DEM)

O DEM se mostra uma ferramenta promissora no auxílio à compreensão do escoamento. No entanto, essa modelagem apresenta a dependência de alguns parâmetros de entrada que são uma função da característica do material particulado em escoamento e do material que são constituídas as paredes do equipamento, sendo eles: coeficiente de atrito estático partícula-partícula ( $E_{pp}$ ), partícula-parede ( $E_{pw}$ ) e coeficiente de atrito de rolamento partícula-partícula ( $R_{pp}$ ), e partícula-parede ( $R_{pw}$ ).

Utilizando-se os dados experimentais de massa de esferas de vidro em função da posição angular para o tambor operando com 12 suspensores e a 21,3 rpm, foram realizadas 25 simulações com o objetivo de encontrar a combinação de parâmetros que mais se aproximava do resultado experimental. Os parâmetros foram variados de acordo com um Planejamento Composto Central (Tabela 3.4) e a resposta foi a soma do quadrado dos desvios (SQ), calculadas pela Equação (3.7), cujo objetivo foi sua minimização. Os resultados do planejamento são apresentados na Tabela 4.5.

Destaca-se que para essas simulações do planejamento utilizou-se um Módulo de Cisalhamento de  $1,00 \cdot 10^6$ , para que o tempo de simulação fosse reduzido, uma vez que o *time-step* foi determinado de acordo com o passo de tempo de Rayleigh, que é uma função deste parâmetro.

Analisando os resultados mostrados na Tabela 4.5, é possível observar que as simulações que apresentaram as menores soma dos quadrados dos desvios (SQ) foram as simulações 18 e 20, enquanto que a maior SQ foi apresentada pela simulação 16. No entanto, observa-se que os valores não são muito diferentes, pois uma vez que já se trabalhou com o planejamento em uma faixa considerada otimizada para essas variáveis, nenhuma simulação distanciou muito do resultado encontrado experimentalmente. Esta constatação pode ser observada na comparação dos perfis de descarga experimental e determinados pelas simulações 16, 18 e 20 que são apresentados na Figura 4.25.

Analisando os resultados apresentados na Figura 4.25, ainda é possível observar que para as simulações 18 e 20 há boa concordância com os dados experimentais, com uma média de desvios entre os resultados de aproximadamente 10%.

A constatação de resultados próximos obtidos com parâmetros de entrada diferentes vai em concordância com a afirmação de Coetzee (2017), o qual afirma que mais de uma combinação de valores podem apresentar resultados satisfatórios. Porém, ainda de acordo com o mesmo autor, isso não garante que a sua aplicação será satisfatória

em outros processos ou condições. Com base nisso, foi avaliada a aplicação dos parâmetros das simulações 18 e 20 em outras condições operacionais, com doze suspensores e 36,1 rpm e com 15 suspensores na velocidade de 21,3 rpm. Os resultados são apresentados respectivamente na Figura 4.26 (a) e (b).

Tabela 4.5 - Valores de SQ e parâmetros de entrada adotados para cada simulação usando  $G=1,0 \times 10^6$ .

Simulação	$E_{pp}$	$E_{pw}$	$R_{pp}$	$R_{pw}$	SQ
1	0,2	0,2	0,02	0,02	$3,74 \cdot 10^{-6}$
2	0,2	0,2	0,02	0,06	$3,01 \cdot 10^{-6}$
3	0,2	0,2	0,06	0,02	$2,05 \cdot 10^{-6}$
4	0,2	0,2	0,06	0,06	$2,01 \cdot 10^{-6}$
5	0,2	0,6	0,02	0,02	$3,15 \cdot 10^{-6}$
6	0,2	0,6	0,02	0,06	$2,68 \cdot 10^{-6}$
7	0,2	0,6	0,06	0,02	$1,86 \cdot 10^{-6}$
8	0,2	0,6	0,06	0,06	$1,89 \cdot 10^{-6}$
9	0,6	0,2	0,02	0,02	$1,81 \cdot 10^{-6}$
10	0,6	0,2	0,02	0,06	$1,52 \cdot 10^{-6}$
11	0,6	0,2	0,06	0,02	$3,47 \cdot 10^{-6}$
12	0,6	0,2	0,06	0,06	$3,21 \cdot 10^{-6}$
13	0,6	0,6	0,02	0,02	$1,50 \cdot 10^{-6}$
14	0,6	0,6	0,02	0,06	$1,31 \cdot 10^{-6}$
15	0,6	0,6	0,06	0,02	$3,25 \cdot 10^{-6}$
<b>16</b>	<b>0,6</b>	<b>0,6</b>	<b>0,06</b>	<b>0,06</b>	<b><math>1,43 \cdot 10^{-5}</math></b>
17	0,1	0,4	0,04	0,04	$4,43 \cdot 10^{-6}$
<b>18</b>	<b>0,7</b>	<b>0,4</b>	<b>0,04</b>	<b>0,04</b>	<b><math>1,16 \cdot 10^{-6}</math></b>
19	0,4	0,1	0,04	0,04	$2,27 \cdot 10^{-6}$
20	0,4	0,7	0,04	0,04	$1,31 \cdot 10^{-6}$
21	0,4	0,4	0,01	0,04	$2,35 \cdot 10^{-6}$
22	0,4	0,4	0,07	0,04	$4,53 \cdot 10^{-6}$
23	0,4	0,4	0,04	0,01	$1,39 \cdot 10^{-6}$
24	0,4	0,4	0,04	0,07	$1,47 \cdot 10^{-6}$
25	0,4	0,4	0,04	0,04	$1,52 \cdot 10^{-6}$

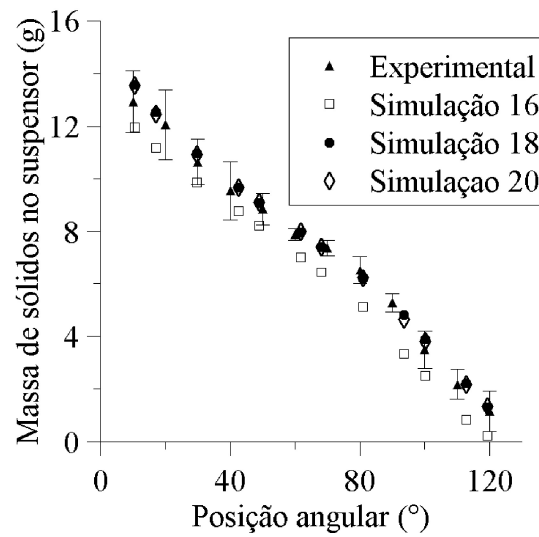


Figura 4.25 - Comparação entre os resultados experimentais e as simulações DEM que apresentaram os menores e o maior valor de SQ.

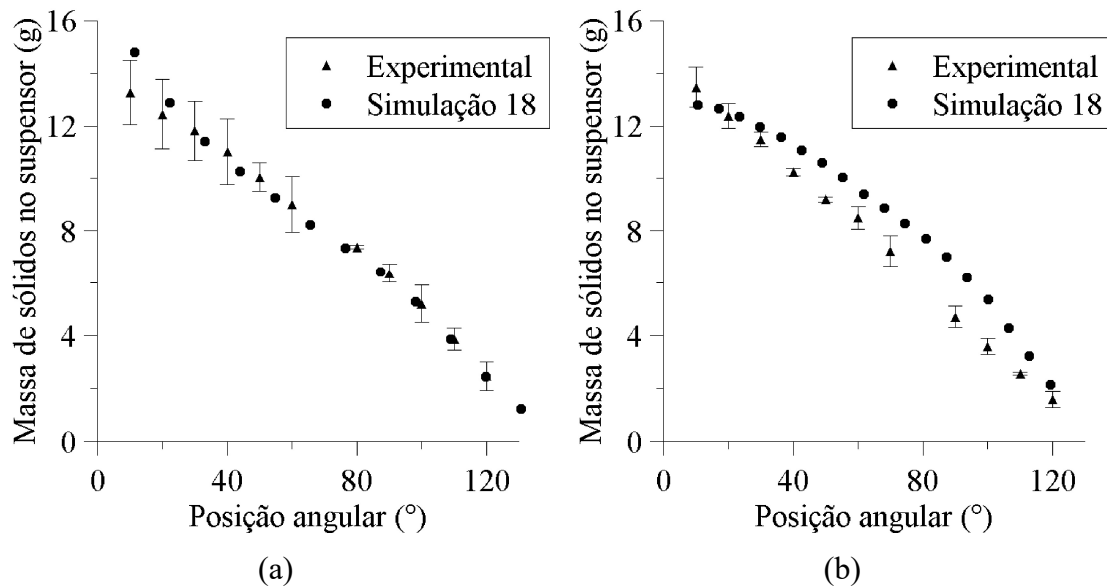


Figura 4.26 - Perfis de descarga do suspensor para o tambor operando com (a) 12 suspensores e 36,1 rpm e (b) 15 suspensores e 21,3 rpm.

Analisando a Figura 4.26 observa-se que para o tambor operando com 12 suspensores e 36,1 rpm o perfil de descarga do suspensor obtido através da simulação foi bem próximo do obtido experimentalmente, principalmente para posições angulares mais altas. A média dos desvios da simulação em relação aos resultados experimentais para o tambor operando com 12 suspensores e 36,1 rpm foi de 6,0%. Porém, para o tambor operando com 15 suspensores, observa-se um maior desvio dos resultados simulados em relação aos experimentais, com uma média dos desvios de 18,7%.

No entanto, para essas simulações foi utilizado um módulo de cisalhamento de  $1,00 \cdot 10^6$  Pa, uma vez que através do uso deste valor era possível aumentar o passo de tempo da simulação, que foi calculado através do número de Rayleigh, e assim reduzir o tempo necessário para simular as três voltas completas do tambor. Mas, o uso deste módulo de cisalhamento que não correspondia ao real poderia estar levando ao aumento dos desvios principalmente para o tambor operando com 15 suspensores, para isto simulou-se o tambor com 12 suspensores a 21,3 e 36,1 rpm e com 15 suspensores a 21,3 rpm com o módulo de cisalhamento medido por Makishima e Mackenzie (1975),  $2,60 \cdot 10^{10}$ , e os resultados são mostrados na Figura 4.27.

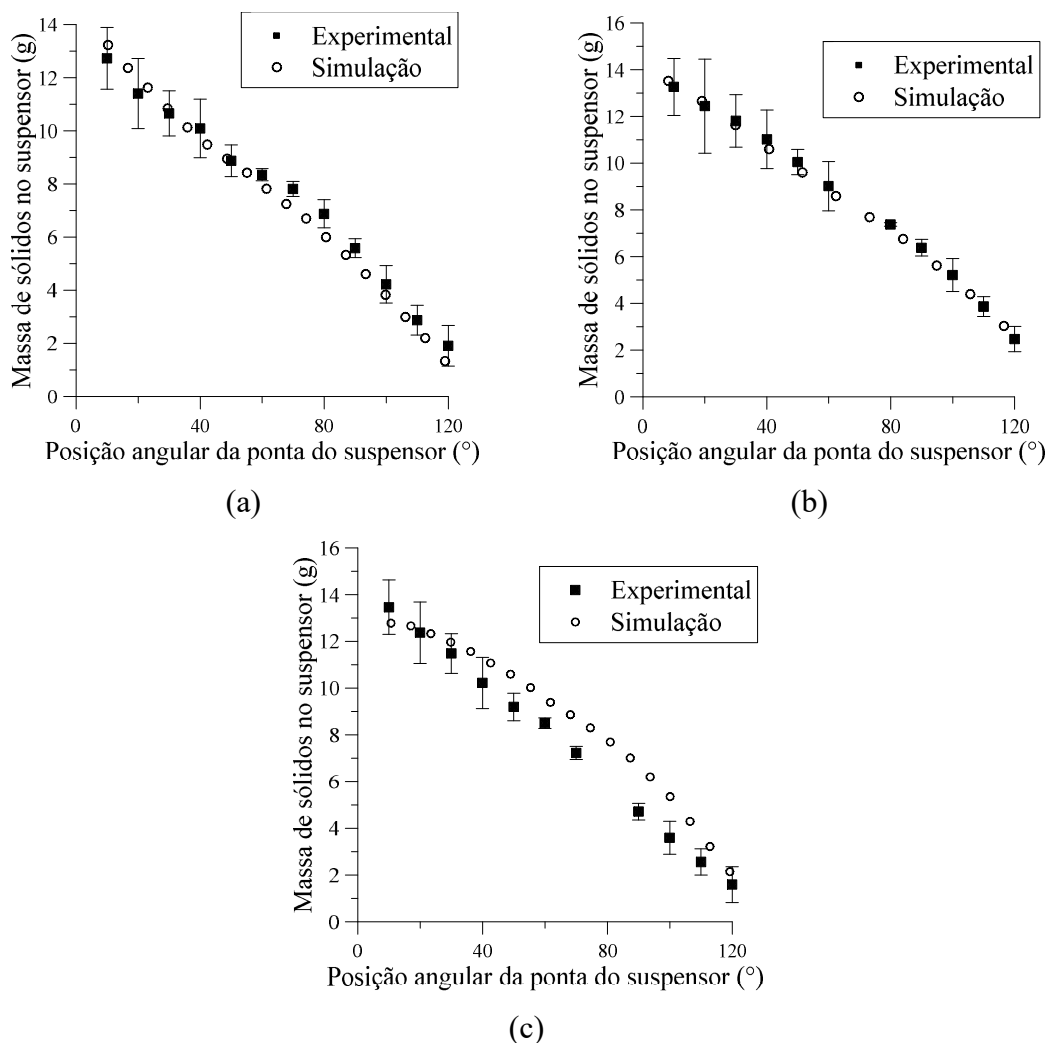


Figura 4.27 - Perfis de descarga experimentais e simulados (DEM) com módulo de cisalhamento de  $2,6 \cdot 10^{10}$  para o tambor operando (a) com 12 suspensores a 21,3 rpm, (b) com 12 suspensores e 36,1 rpm e (c) com 15 suspensores a 21,3 rpm.

Os resultados da Figura 4.27 mostraram que o uso do módulo de cisalhamento real para o tambor operando com 21,3 rpm tanto com 12 quanto com 15 suspensores não alterou a média dos desvios, que se manteve em 4,1% para 12 e 18,7% para 15. Já para a

velocidade de 36,1 rpm é possível observar uma ligeira diferença nos resultados, em que a média dos desvios caiu de 6,0% para 4,8%. Diante disso, é possível observar que o módulo de cisalhamento apresenta maior influência quando operando com velocidades de rotação mais altas. No entanto, o aumento do custo computacional, uma vez que o tempo de simulação foi de 1 para 10 dias, é muito alto em relação a pequena melhora dos resultados obtidos.

Ainda analisando a Figura 4.27 observa-se que para o tambor operando com 15 suspensores os resultados ainda permanecem mais distantes dos obtidos experimentalmente do que para o tambor operando com 12 suspensores. Isto pode ser explicado pelo fato de que quando se aumenta o número de suspensores, mais paredes são adicionadas ao sistema. Desta forma, possivelmente os parâmetros de interação partícula-parede e mesmo os parâmetros relacionados à restituição irão influenciar mais nas respostas obtidas do que para o tambor operando com 12 suspensores. Logo, como os parâmetros são calibrados é possível que estes não estejam com os valores reais e possam estar levando a essa divergência nos resultados.

Uma vez que a abordagem lagrangeana permite uma visualização de cada partícula no escoamento, além da massa de sólidos no suspensor em função da posição angular, é possível analisar a cortina de partículas formada. Para o tambor operando com 12 suspensores e 21,3 rpm, foram então comparadas as alturas de queda das partículas medidas experimentalmente, através da abordagem Lagrangeana e através da equação de Glikin (1978), como mostra a Figura 4.28.

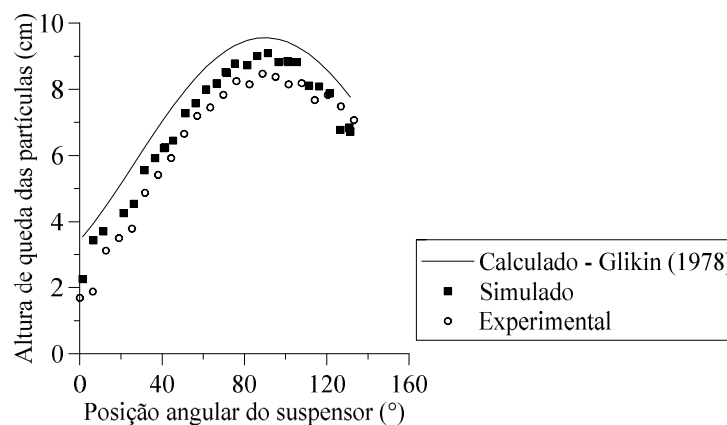


Figura 4.28 - Comparação de altura de queda das partículas simulada, experimental e obtida através do modelo de Glikin (1978) para 12 suspensores e 21,3 rpm.

Observa-se na Figura 4.28 que a simulação Lagrangeana conseguiu prever a altura de queda das partículas do suspensor com desvios menores do que o modelo de Glikin



(1978). Enquanto que a média dos desvios em relação ao experimental da simulação DEM foi de aproximadamente 14%, através do modelo de Glikin (1978) esse desvio foi de aproximadamente 29%.

#### 4.8.Comparação entre os resultados obtidos utilizando a abordagem Euleriana (CFD) e a abordagem Lagrangeana (DEM)

Com base nos resultados encontrados pelas duas metodologias, foi feita uma comparação entre as simulações com as duas abordagens e os dados experimentais. A Figura 4.29 apresenta a comparação analisando os resultados gráficos obtidos através das duas abordagens.

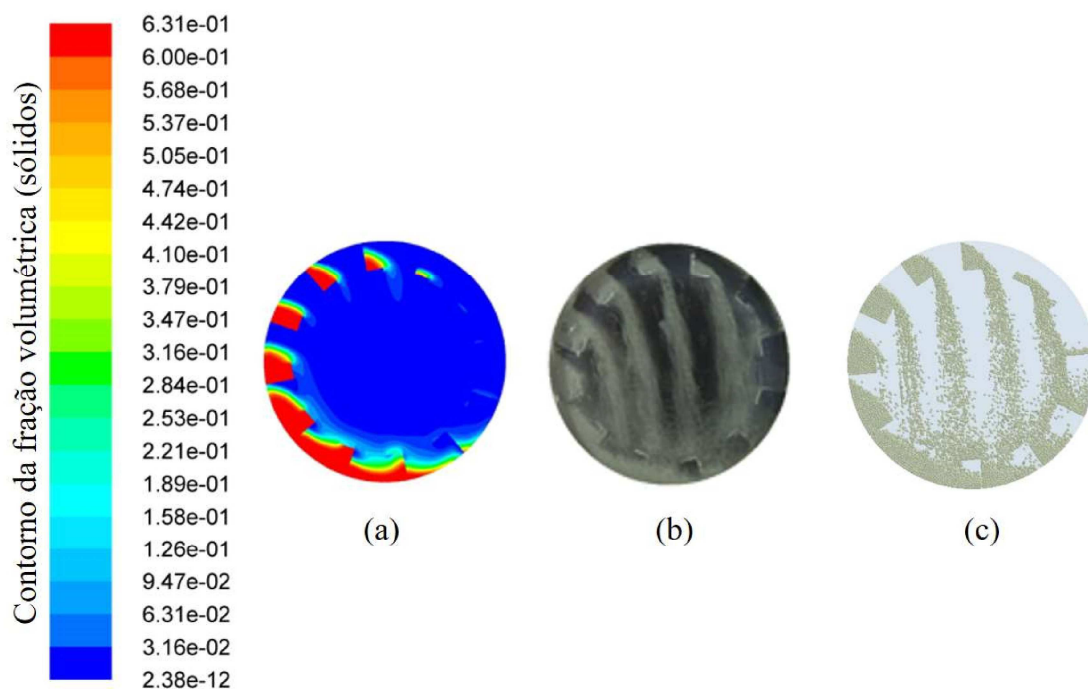


Figura 4.29 - Representação gráfica obtida através da simulação utilizando a abordagem Euleriana (a), visualização do experimento (b) e representação gráfica obtida utilizando a abordagem Lagrangeana (c).

Através das respostas gráficas utilizando as duas abordagens, é possível observar que na abordagem Euleriana não é possível visualizar em uma mesma imagem a formação da cortina de partículas que cai do suspensor e os sólidos que estão sendo carregados neste. Isto acontece devido à diferença entre as frações de partículas nas duas regiões. Na abordagem Lagrangeana, isso já é possível. Além disso, como é possível a visualização individual de cada partícula, nessa segunda abordagem, pode-se determinar variáveis como o comprimento de queda das partículas do suspensor.

No entanto, além do resultado gráfico, é preciso analisar as médias dos desvios que foram obtidas pelas duas abordagens para diferentes condições de simulação e que estão apresentadas na Tabela 4.6.

Analisando os dados da Tabela 4.6 é possível observar que os resultados obtidos para as simulações utilizando o DEM para o tambor operando com 12 suspensores, no geral, são melhores do que os obtidos para a abordagem Euleriana. Isto acontece porque as simulações Lagrangeanas utiliza uma combinação dos parâmetros para que seja feita uma calibração e se encontre os resultados mais próximos aos experimentais. No entanto, observa-se que ao se alterar o número de suspensores, as simulações utilizando a abordagem Euleriana apresenta uma média dos desvios de 8,7% enquanto que para a abordagem Lagrangeana a média dos desvios encontrados é de 18,7%.

Tabela 4.6 - Média dos desvios das simulações em relação ao experimental para o tambor operando em diferentes condições operacionais.

Velocidade de rotação	Número de suspensores	Média dos Desvios	
		CFD	DEM
21,3 rpm	12	12,3%	4,1%
21,3 rpm	15	8,7%	18,7%
36,1 rpm	12	6,0%	4,8%

Desta maneira, constata-se que mesmo não apresentando parâmetros calibrados experimentalmente, com exceção das condições de contorno, as simulações Eulerianas apresentam um modelo mais geral do que as Lagrangeanas, prevendo melhor as mudanças de condições operacionais, como o número de suspensores.

Quanto ao custo computacional, utilizando-se um tambor com dimensões reduzidas para as duas abordagens, o tempo gasto para se chegar no resultado esperado foi o mesmo. No entanto, se houvesse um aumento da escala do tambor, o aumento do custo computacional seria muito maior na abordagem Lagrangeana do que na Euleriana. Assim, em simulações em escala industrial, a abordagem Euleriana seria melhor aplicada ao estudo.

Com base no que foi apresentado nesse capítulo, esta tese investigou as velocidades de rotação ideais e ângulos de última descarga de suspensores, assim como a influência do número de suspensores, material em escoamento e fração de enchimento nessas variáveis. Como um complemento aos estudos experimentais, tanto a abordagem

de simulação Euleriana quanto a Lagrangeana foram utilizadas com o intuito de reproduzir os dados encontrados nos experimentos e apresentaram resultados satisfatórios. Todos estes estudos são relevantes para futuros trabalhos que tenham como objetivo a secagem de material particulado. O desenvolvimento do modelo empírico para a predição da velocidade ideal é importante na determinação das melhores condições de secagem, quando a descarga de sólidos inicia-se em  $0^\circ$ . Além disso, uma vez modelada a fluidodinâmica do equipamento, tanto o CFD quanto o DEM mostraram-se ferramentas promissoras para a aplicação a futuros trabalhos de secagem. As conclusões destes estudos são, então, apresentadas no próximo capítulo.

---

## Capítulo 5

---

### Conclusões e Sugestões

Tendo em vista os experimentos realizados em uma dada faixa de graus de preenchimento do tambor, velocidades de rotação e número de suspensores utilizando diferentes materiais particulados, aliados aos estudos de simulação utilizando duas abordagens, Euleriana e Lagrangeana, foi possível, como conclusão geral, investigar o escoamento granular no interior de um tambor rotatório com suspensores. Como conclusões específicas, seguem:

#### 5.1. Estudos experimentais:

- Foram estudadas as aplicações dos principais modelos geométricos da literatura para a predição do carregamento ideal. Propôs-se ainda a modificação do modelo geométrico de Karali *et al.* (2015) para se ajustar melhor aos dados experimentais encontrados neste trabalho. No geral, esses modelos geométricos se mostraram bastante limitados a um número e tipo particular de suspensores;
- Determinou-se a velocidade de rotação ideal do tambor operando com diferentes números de suspensores, materiais e frações de preenchimento do tambor. Foi possível através deste resultado a determinação de um modelo pioneiro na literatura para a predição do Número de Froude ideal em função da fração de enchimento do tambor, número de suspensores e propriedades do material, como densidade, ângulo de repouso estático e coeficiente dinâmico de fricção do material. Obteve-se um coeficiente de correlação quadrático de 0,94 para o modelo ajustado;
- Os estudos de velocidades de rotação ideais mostraram que para o tambor operar idealmente com as frações de enchimento recomendadas na literatura para que se obtenha uma melhor performance de secadores rotatórios, entre 10 e 15% de sólidos, as velocidades angulares de rotação utilizadas devem ser bem maiores do que a de secadores industriais. Desta maneira, para se comparar os resultados obtidos através de tambores em escala de bancada e dados industriais, devem ser

consideradas as velocidades periféricas do tambor ou até mesmo o número adimensional de Froude;

- Foram realizados ainda estudos referentes ao ângulo de última descarga, uma vez que se aumentando este ângulo consegue-se um aumento da amplitude da fase diluída do tambor. Foram avaliados os efeitos das velocidades de rotação, número de suspensores, materiais diferentes e da classificação do carregamento de sólidos no tambor no ângulo de última descarga. Os resultados mostraram que o aumento da velocidade de rotação leva a um aumento desse ângulo. Além disso, o coeficiente dinâmico de fricção do material se mostrou importante na determinação dessa variável, que independe do número de suspensores ou da classificação quanto ao tipo de carregamento.

### **5.2.Simulações utilizando a abordagem Euleriana:**

- Através do estudo utilizando o tambor rotatório com um único suspensor foi possível a determinação das condições de contorno ideal para o escoamento dos sólidos no tambor, utilizando um coeficiente de especularidade igual a 0,5;
- Na análise dos modelos de viscosidade granular que mais se adequaram aos dados experimentais para a predição da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores, observou-se que não houve diferença entre os modelos de Gidaspow (1994) e Syamlal et al. (1993). Também não houve melhora nos resultados ao se aplicar o modelo de viscosidade friccional de Schaeffer (1987);
- A aplicação do modelo de turbulência k- $\epsilon$  se mostrou essencial na descrição da dinâmica das partículas, uma vez que a ausência desse modelo levou a resultados muito distantes da realidade, principalmente para o tambor operando com velocidades mais altas de rotação.

### **5.3.Simulações utilizando a abordagem Lagrangeana:**

- Através da calibração dos coeficientes de atrito estáticos e de rolamento, tanto partícula-partícula quanto partícula-parede, foi possível encontrar um conjunto de parâmetros para que a simulação conseguisse representar bem os dados experimentais:  $E_{pp}=0,7$ ,  $E_{pw}=0,4$ ,  $R_{pp}=0,0$  e  $R_{pw}=0,4$ ;

- A utilização de um módulo de cisalhamento que não é o real diminuiu bastante o custo computacional, e com um ligeiro aumento da média dos desvios em relação aos dados experimentais. Desta maneira, concluiu-se que o uso de um módulo de cisalhamento maior do que o real para diminuição do custo computacional é uma suposição válida, principalmente para velocidades de rotação mais baixas.

#### **5.4.Comparações entre as simulações utilizando as abordagens Euleriana e Lagrangeana:**

- A análise da resposta gráfica das duas abordagens, mostrou que a abordagem Lagrangeana no geral representa melhor os resultados do que a abordagem Euleriana. Isso se deve ao fato de que utilizando o DEM é possível observar individualmente cada partícula, sendo possível a determinação de variáveis como o comprimento de queda das partículas do suspensor;
- Analisando a média dos desvios obtida pelas duas simulações, no geral, os desvios apresentados pela abordagem Euleriana são maiores do que aqueles apresentados pela abordagem Lagrangeana, uma vez que na abordagem Lagrangeana é feita uma calibração dos principais parâmetros do modelo de forma que se encontre os resultados mais próximos aos experimentais;
- No entanto, com a mudança de condições operacionais, como o número de suspensores do tambor, os resultados apresentados pela abordagem Euleriana foram melhores. Isto pode ser explicado pelo fato de a calibração ter sido feita para um número específico de suspensores, que ao serem adicionados modificam as interações partícula-parede;
- O custo computacional das duas abordagens, quando se utiliza um módulo de cisalhamento que não é o real, foi praticamente o mesmo, devido ao fato de se estar trabalhando com um tambor com dimensões reduzidas. O aumento da escala do tambor aumentaria muito mais o custo computacional na abordagem Lagrangeana do que na Euleriana.

#### **5.5.Sugestões para trabalhos futuros**

Como sugestões para trabalhos futuros destacam-se:

- O estudo da velocidade ideal de rotação para o tambor operando com outras formas e tamanhos de suspensores;
- Trabalhar com um tambor maior do que o que foi utilizado, com o objetivo de analisar o efeito de *scale-up* na determinação da velocidade ideal de rotação;
- Estudar o efeito da umidade do material no carregamento ideal e nos ângulos de última descarga, utilizando materiais como a soja;
- Aplicar as simulações DEM e CFD na dinâmica de material particulado de outros materiais, além das esferas de vidro, e para outras configurações de suspensores.
- Acoplamento DEM-CFD visando a aplicação em estudos de secagem.

## Referências bibliográficas

- AJAYI, O.O.; SHEEHAN, M.E. Application of image analysis to determine design loading in flighted rotary dryers. Powder Technology, v. 223, p. 123-130, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.05.013>
- AJAYI, O.O.; SHEEHAN, M.E. Design loading of free flowing and cohesive solids in flighted rotary dryers. Chemical Engineering Science, v. 73, p. 400-411, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.01.033>
- AJAYI, O.O. Multiscale modelling of industrial flighted rotary dryers. 309 p. Ph. D. thesis, James Cook University, School of Engineering, Australia, 2011.
- ARRUDA, E. B. Comparação do Desempenho do Secador Roto-Fluidizado com o Secador Rotatório Convencional: Secagem de Fertilizantes. 176 p. Tese de Doutorado, UFU, Uberlândia/MG, 2008.
- BAKER, C. G. J. The design of flights in cascading rotary dryers. Drying Technology, v. 6, p 631-653, 1988.  
<https://doi.org/10.1080/07373938808916402>
- BAKER, C. G. J. Cascading rotary dryers. Advances in Drying, Hemisphere, New York, (ed), v. 2, 1983, p. 1-51.
- BORTOLOTTI, C.T., SANTOS, K.G., FRANCISQUETTI, M.C.C., DUARTE, C.R., BARROZO, M.A.S. Hydrodynamic study of a mixture of West Indian cherry residue and soybean grains in a spouted bed. Canadian Journal of Chemical Engineering, v.91, p.1871-1880, 2013.  
<https://doi.org/10.1002/cjce.21870>
- BRANDÃO, R. J. Estudo da segregação de material granular em tambor rotatório empregando a abordagem numérica lagrangeana. Dissertação de mestrado. 107 p. PPGEQ-UFU- Uberlândia/MG, 2017.



- CUNDALL, P. A.; STRACK, O. D. L. A discrete numerical model for granular assemblies. *Géotechnique*, v. 29, n. 1, p. 47–65, 1979.  
<https://doi.org/10.1680/geot.1979.29.1.47>
- CUNHA, R. N.; SANTOS, K. G.; LIMA, R. M.; DUARTE, C. R.; BARROZO, M. A. S. Repose angle of monoparticles and binary mixture: An experimental and simulation study. *Powder Technology*, v. 303, p. 203–211, 2016.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.09.023>
- DANBY, M.; SHRIMPTON, J.; PALMER, M. On the optimal numerical time integration for DEM using Hertzian force models. *Computers and Chemical Engineering*, v. 58, p. 211–222, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2013.06.018>
- DARTEVELLE, S. Numerical and granulometric approaches to geophysical granular flows. 132 p. Ph. D. thesis, Michigan Technological University, Department of Geological and Mining Engineering, Houghton, Michigan, 2003.
- DI MAIO, F.; DI RENZO, A. Modelling particle contacts in distinct element simulations: Linear and non-linear approach. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 83, n. 11, p. 1287-1297, 2005.  
<https://doi.org/10.1205/cherd.05089>
- DI RENZO, A.; DI MAIO, F. P. Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes. *Chemical Engineering Science*, v. 59, n. 3, p. 525–541, 2004.  
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2003.09.037>
- DUARTE, C.R. Estudo experimental e de simulação da fluidodinâmica e recobrimento em leito de jorro. 194 p. Tese de Doutorado. PPGEQ/UFU- Uberlândia/MG, 2006.
- EBRAHIMI, M.; CRAPPER, M. "CFD–DEM simulation of turbulence modulation in horizontal pneumatic conveying", *Particuology*, 2016.
- FERNANDES, N. J. Estudo da Fluidodinâmica e de Secagem de um Secador rotatório da Indústria de Fertilizantes. 109 p. Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia/MG, 2008.

- FERNANDES, N.J.; ATAÍDE, C.H.; BARROZO, M.A.S. Modeling and experimental study of hydrodynamic and drying characteristics of an industrial rotary dryer, Brazilian Journal of Chemical Engineering, v.26, p.331-341, 2009.  
<https://doi.org/10.1590/S0104-66322009000200010>
- GENG, F.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D.; WANG, H.; LI, B.; XU, D. Numerical simulation on mixing kinetics of slender particles in a rotary dryer. Powder Technology, v. 193, p. 50-58, 2009.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.02.005>
- GENG, F.; LI, Y.; WANG, X.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D. Simulation of dynamic processes on flexible filamentous particles in the transverse section of a rotary dryer and its comparison with video-imaging experiments. Powder Technology, v. 207, p. 175-182, 2011.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2010.10.027>
- GENG, F.; LI, Y.; YUAN, L.; LIU, M.; WANG, X.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D. Experimental study of the space time of flexible filamentous particles in a rotary dryer. Exp. Thermal and Fluid Sci. v. 44. p. 708-715, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.011>
- GIDASPOW, D., BEZBURUAH, R., E DING, J. Hydrodynamics of Circulating Fluidized Beds, Kinetic Theory Approach in Fluidization, Proceedings of the 7th Engineering Foundation Conference on Fluidization, p.75-82,1992.
- GIDASPOW, D., Multiphase Flow and Fluidization, Academic Press, Boston, 1994.
- HERTZ, H. On the contact of elastic solids. J. reine und angewandte Mathematik. 92 (1882) 156–171.
- JHONSON, P.C., E JACKSON, R., Frictional-Colisional Constitutive Relations for Granular Materials with Application to Plane Shearing, J. Fluid Mech., 176:67, 1987.  
<https://doi.org/10.1017/S0022112087000570>
- JOHNSTONE, M.W. Calibration of DEM Models for granular materials using bulk physical tests. Tese (Doutorado em Filosofia), University of Edinburgh, 2010.

- JUST, S.; TOSCHKOFF, G.; FUNKE, A.; DJURIC, D.; SCHARRER, G.; KHINAST, J.; KNOP, K.; KLEINEBUDDE, P. Experimental analysis of tablet properties for discrete element modeling of an active coating process. *AAPS PharmSciTech*, v. 14, n. 1, p. 402–11, 2013.  
<https://doi.org/10.1208/s12249-013-9925-5>
- KARALI, M.A.; SUNKARA, K.R.; HERZ, F.; SPECHT, E. Experimental analysis of a flighted rotary drum to assess the optimum loading, *Chemical Engineering Science*, v.138, p.772-779, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2015.09.004>
- KARALI, M.A. Analysis study of the axial transport and heat transfer of a flighted rotary drum operated at optimum loading, 143 p. Ph. D. thesis, Otto Von Guericke University, Magdeburg, Alemanha, 2015.
- KELLY, J. J. *Bull. Inst. Ind. Res. Standards*, v. 5, p. 361, 1968.
- KELLY, J.J.; O'DONNELL, J.P. Residence time model for rotary drums. *Trans. IchemE*, v. 55, p. 243-252, 1977.
- KEMP, I. C.; OAKLEY, D. E. Simulation and scale-up of pneumatic conveying and cascading rotary dryers. *Drying Technology*, v. 15, p. 1699-1710, 1997.  
<https://doi.org/10.1080/07373939708917319>
- KRUGGEL-EMDEN, H.; SIMSEK, E.; RICKELT, S.; WIRTZ, S.; SCHERER, V. Review and extension of normal force models for the Discrete Element Method. *Powder Technology*, v. 171, n. 3, p. 157–173, 2007.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2006.10.004>
- LEE, A. Modelling the solids transport phenomena within flighted rotary dryers. 284 p. PhD thesis, James Cook University, 2008.
- LI, D.; LIU, G.; LU, H.; ZHANG, Q.; WANG, Q.; YU, H. Numerical simulation of different flow regimes in a horizontal rotating ellipsoidal drum. *Powder Technology*, v. 291, p. 86–96, 2016.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.12.007>

- LIMA, R. M. Estudo da dinâmica de partículas em tambores rotatórios empregando a abordagem numérica. Dissertação de mestrado. 98 p. PPGEQ-UFU- Uberlândia/MG, 2017.
- LISBOA, M. H. Estudo de Secadores Rotatórios na Secagem de Fertilizantes. 100 p. Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia/MG, 2005.
- LISBOA, M. H.; VITORINO, D. S.; DELAIBA, W. B.; FINZER, J. R. D.; BARROZO, M. A.S. A study of particle motion in rotary dryer. Brazilian Journal of Chemical Engineering, v.94, p.365-374, 2007.  
<https://doi.org/10.1590/S0104-66322007000300006>
- LUN, C.K.K.; SAVAGE, S.B.; JEFFREY, D.J.; CHEPURNIY N.; Kinetic theories for granular flow: inelastic particles in coquette flow and singly inelastic particles in a general flow field, J. Fluid Mech. v.140, p. 223–256, 1984.  
<https://doi.org/10.1017/S0022112084000586>
- MACHADO, M. V. C. Estudo experimental e numérico da dinâmica de corpos moedores em moinhos de bola.Dissertação de mestrado. 99 p. PPGEQ-UFU- Uberlândia/MG, 2016.
- MACHADO, M.V.C; NASCIMENTO, S.M.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. Boundary conditions effects on the particle dynamic flow in a rotary drum with a single flight. Powder Technology, v. 311, p. 341-349, 2017.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.01.076>
- MAKISHIMA, A.; MACKENZIE, J. D. Calculation of bulk modulus, shear modulus and Poisson's ratio of glass. Journal of Non-Crystalline Solids, v. 17, p. 147-157, 1975.  
[https://doi.org/10.1016/0022-3093\(75\)90047-2](https://doi.org/10.1016/0022-3093(75)90047-2)
- MARIGO, M.; CAIRNS, D. L.; DAVIES, M.; INGRAM, A.; STITT, E. H. "A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions", Powder Technology, v. 217, p. 540–547, 2012  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.11.016>

- MARIGO, M.; STITT, E. H. Discrete element method (DEM) for industrial applications: Comments on calibration and validation for the modelling of cylindrical pellets. Powder and Particle Journal, v. 32, n. 32, p. 236–252, 2015.  
<https://doi.org/10.14356/kona.2015016>
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. Particle residence times in Cascading rotary dryers. Part 2: Application of the two-stream model to experimental and industrial data, Journal of Separation Process Technology, v. 9, 1988.
- MINDLIN, R. D.; DERESIEWICZ, H. Elastic spheres in contact under varying oblique forces. Journal of Applied Mechanics, v. 20, p. 327-344, 1953.
- MUJUMDAR, A. S. Handbook of Industrial Drying, CRC Press, 2014.  
<https://doi.org/10.1201/b17208>
- NASCIMENTO, S. M. Estudo experimental e de simulação da dinâmica de material particulado em tambor rotatório com suspensores. Dissertação de mestrado. 106 p. PPGEQ-UFU- Uberlândia/MG, 2014.
- NASCIMENTO, S.M.; SANTOS, D.A.; BARROZO, M.A.S.; DUARTE, C.R. Solids holdup in flighted rotating drums: An experimental and simulation study, Powder Technology, v. 280, p. 18-25, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.04.038>
- NASCIMENTO, S.M.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. Analysis of the design loading in a flighted rotating drum using high rotational speeds. Drying Technology, 2017.  
<https://doi.org/10.1080/07373937.2017.1392972>
- PEÇANHA, R. P.; MASSARANI, G. Dimensão característica e forma de partículas. In: Encontro sobre escoamento em meios porosos, v.1, p.302-312., 1986.
- PENG, B. Discrete Element Method (DEM) Contact Models Applied to Pavement Simulation. 2014. Dissertação de Mestrado - Faculty the Virginia Polytechnic, Virginia, 2014.

- PERRY, R.H.; GREEN, D.W.; Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th ed., McGraw-Hill, New York, 1997.
- PORTER, S. J., The design of Rotary Dryers and Coolers, Transport Institute of Chemical Engineering, v. 41, p. 272-287, 1963.
- REVOL, D. BRIENS, C. L., CHABAGNO, J. M., The Design of Flights in Rotary Dryers, Powder Technology, v.121, p. 230-238, 2001.  
[https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(01\)00362-X](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(01)00362-X)
- SANTOS, D.A. Contribuições ao estudo da fluidodinâmica em leito de jorro- Estudos experimentais e de simulação via CFD. 106 p. Dissertação de mestrado. PPGEQ/UFU- Uberlândia/MG, 106 p., 2011.
- SANTOS, D.A.; PETRI, I.J.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. Experimental and CFD study of the hydrodynamic behavior in a rotating drum. Powder Technology, v. 250, p. 52-62, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.10.003>
- SANTOS, D. A. Estudo experimental e numérico da dinâmica de partículas em um tambor rotatório. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, 2015.
- SCHAEFFER, G., Instability in the evolution equations describing incompressible granular flow, J. Differential Equations, vol. 66, p. 19-50, 1987.  
[https://doi.org/10.1016/0022-0396\(87\)90038-6](https://doi.org/10.1016/0022-0396(87)90038-6)
- SCHOFIELD, F. R.; GLIKIN, P. G. Rotary coolers for granular fertilizer, Chemical and Process Engineering Resources, v. 40, p. 183, 1962.
- SCOTT-POMERANTZ, C.D. The k-epsilon model in the theory of turbulence, 59 p. Ph. D. thesis, University of Pittsburgh, 2004.
- SHEEHAN, M.; SCHNEIDER, P.A. Proceedings of Chemeca, p. 232–237, 2000.

- SHEEHAN, M.E.; BRITTON, P.F.; SCHNEIDER, P.A. A model for solids transport in flighted rotary dryers based on physical considerations. *Chem. Eng. Sci.* v.60, p. 4171-4182, 2005.  
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.02.055>
- SILVÉRIO, B. C. Estudos fluidodinâmicos e de secagem de fertilizantes em diferentes tipos de secadores rotoaerados. 138 p. Tese de Doutorado. PPGEQ-UFU, Uberlândia – MG, 2012.
- SILVÉRIO, B.C.; ARRUDA, E.B.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. A novel rotary dryer for drying fertilizer: comparison of performance with conventional configurations, *Powder Technology*, v.270, p.135-140, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.10.030>
- SUNKARA, K.R.; HERZ, F.; SPECHT, E.; MELLMANN, J. Influence of flight design on the particle distribution of a flighted rotating drum. *Chemical Engineering Science*. v.90, p.101–109, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.12.035>
- SYAMLAL, M.; O'BRIEN, T.J. Simulation of granular layer inversion in liquid fluidized beds, *International Journal of Multiphase Flow*, v.14, n.4, p.473-481, 1988.  
[https://doi.org/10.1016/0301-9322\(88\)90023-7](https://doi.org/10.1016/0301-9322(88)90023-7)
- SYAMLAL, M., ROGERS, W. O'BRIEN, T.J. MFIx documentation: Theory Guide, National Technical Information Service, v. 1, U.S. Department of Energy, Springfield, USA, 1993.  
<https://doi.org/10.2172/10145548>
- TAYLOR, P.; CHUNG, Y. C.; OOI, J. Y. Influence of discrete element model parameters on bulk behavior of a granular solid under confined compression. *Particulate Science and Technology*, v. 26, p. 83–96, 2008.
- THORNTON, C. Granular dynamics, contact mechanics and particle system simulations: DEM study. Springer, v. 24, 2015.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-319-18711-2>

- WARDJIMAN, C.; LEE, A.; RHODES, M. Behaviour of a curtain of particles falling through a horizontally-flowing gas stream. Powder Technology, v. 188, p. 110-118, 2008.  
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2008.04.002>
- WEN, C. Y.; YU, Y. H. Mechanics of Fluidization, Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol.62, p.100-111, 1966.
- WOODCOCK, C. R.; MASON, J.S., Bulk Solids Handling, Blackie and Son Ltd., London, 1987.  
<https://doi.org/10.1007/978-94-009-2635-6>
- YU, Y.; SAXÉN, H. "Discrete element method simulation of properties of a 3d conical hopper with mono-sized spheres", Advanced Powder Technology, v.22, p.324-331, 2011.  
<https://doi.org/10.1016/j.appt.2010.04.003>
- ZHOU, Y.C.; XU, B. H.; YU, A. B.; ZULLI, P. An experimental and numerical study of the angle of repose of coarse spheres. Powder Technology, v. 125, p. 45-54, 2002.  
[https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(01\)00520-4](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(01)00520-4)



## Apêndice A

### Calibração da metodologia para determinação de massa de sólidos no suspensor

As medidas de carga de sólidos nos suspensores devem ser feitas em estado estacionário. Se essas medidas forem feitas após uma parada brusca do tambor, o ângulo de repouso das partículas irá mudar e consequentemente a massa de sólidos no suspensor também (BAKER, 1988).

Neste trabalho a massa de sólidos no suspensor foi estimada por análise de imagem com o tambor operando em estado estacionário. No entanto, com a finalidade de verificar se a metodologia empregada estava levando a resultados corretos, comparou-se com medidas experimentais em que a massa de sólidos no suspensor era retirada e pesada. Os resultados são apresentados na Figura A.1.

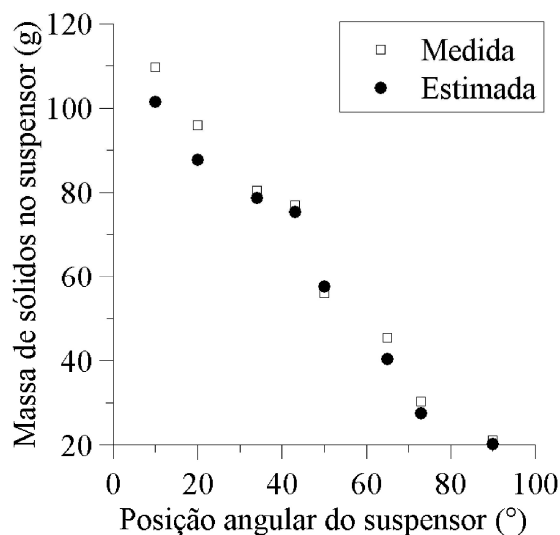


Figura A. 1 - Diferença entre as massas de sólido no suspensor medida e estimada.

Analisando os resultados da Figura A.1, observa-se que os valores estimados estiveram próximos dos medidos com o coletor de partículas, com as massas medidas cerca de 10% maiores do que as estimadas. Dada essa constatação, esse fator de correção foi aplicado em todas as massas estimadas nesse trabalho.

## Apêndice B

### Análise da influência do comprimento do tambor na massa de sólidos do suspensor

Foram feitos estudos preliminares com o objetivo de avaliar a influência do comprimento do tambor simulado na massa de sólidos dos suspensores. Analisou-se a massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para o tambor com 5 e com 50 cm, e os resultados são mostrados na Figura B.1.

Na figura é possível observar que a influência do comprimento da malha é muito pequena. Sendo assim, em todas as simulações do trabalho, visando a redução do custo computacional, foram utilizadas malhas para o comprimento do tambor de 5 cm.

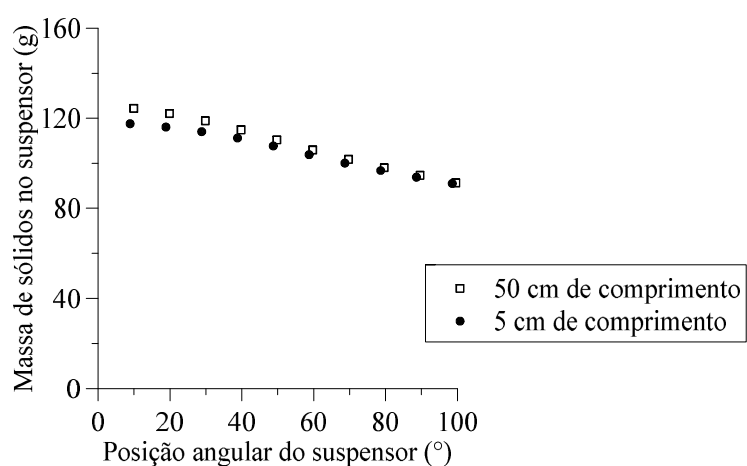


Figura B. 1 - Influência do comprimento da malha na determinação da massa de sólidos no suspensor.