



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

Ricardo Ugliara Mendes

**Validação Experimental de Modelo para
Identificação de Parâmetros de Falha por
Desgaste em Mancais Lubrificados**

CAMPINAS
2016

Ricardo Ugliara Mendes

Validação Experimental de Modelo para Identificação de Parâmetros de Falha por Desgaste em Mancais Lubrificados

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Katia Lucchesi Cavalca Dedini

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À
VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO
ALUNO RICARDO UGLIARA MENDES, E
ORIENTADA PELA PROFA. DRA KATIA
LUCCHESI CAVALCA DEDINI



ASSINATURA DA ORIENTADORA

**CAMPINAS
2016**

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CAPES, 5553/11-3

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Elizangela Aparecida dos Santos Souza - CRB 8/8098

M522v Mendes, Ricardo Ugliara, 1987-
Validação experimental de modelo para identificação de parâmetros de falha por desgaste em mancais lubrificados / Ricardo Ugliara Mendes. – Campinas, SP : [s.n.], 2016.

Orientador: Katia Lucchesi Cavalca Dedini.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Falha de sistema (Engenharia). 3. Localização de falhas (Engenharia). 4. Rotores - Dinâmica. I. Dedini, Katia Lucchesi Cavalca, 1963-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Experimental validation of model for fault by wear parameter identification in lubricated bearings

Palavras-chave em inglês:

Bearings

System failures (Engineering)

Fault location (Engineering)

Rotors - Dynamics

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Katia Lucchesi Cavalca Dedini [Orientador]

Robson Pederiva

Pablo Siqueira Meirelles

Domingos Alves Rade

Carlo Alberto Bavastri

Data de defesa: 29-01-2016

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS

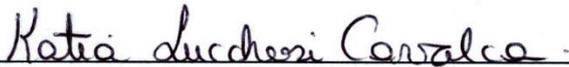
TESE DE DOUTORADO

**Validação Experimental de Modelo para
Identificação de Parâmetros de Falha por
Desgaste em Mancais Lubrificados**

Autor: Ricardo Ugliara Mendes

Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Katia Lucchesi Cavalca Dedini

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



Prof^ª. Dr^ª. Katia Lucchesi Cavalca Dedini, Presidente
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Robson Pederiva
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Domingos Alves Rade
Instituto Tecnológico da Aeronáutica – ITA/Divisão de Engenharia Mecânica



Prof. Dr. Carlos Alberto Bavastri
Universidade Federal do Paraná – UFPR/Departamento de Engenharia Mecânica

Campinas, 29 de janeiro de 2016.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais e à minha namorada.

Agradecimentos

Este trabalho encerra um ciclo iniciado em 2007, na iniciação científica. Durante estes anos, muitas pessoas contribuíram com meu aprendizado e muitas amizades foram feitas. A todos, presto aqui meus sinceros agradecimentos:

Primeiramente, agradeço à professora Katia Lucchesi Cavalca Dedini por muito mais do que todo o conhecimento transmitido ao longo de todos esses anos, mas por toda amizade, paciência e todas as oportunidades proporcionadas.

Ao amigo Tiago Henrique Machado pelas discussões engrandecedoras e todo o auxílio com a parte experimental do trabalho.

Aos técnicos da oficina mecânica da faculdade: Maurício Oliveira de Sant'anna, Mauro Romera e Rosângelo W. Aparecido Ferreira por toda a ajuda com as bancadas ao longo desses anos, fundamental na realização dos testes experimentais.

A todos os amigos do LAMAR: Diogo, Fábio, Felipe, Gregory, Leonardo, Letícia, Rafael Bittencourt, Rafael Pilotto, Matheus, Natalia Akemi, Natalia Tyminski, Gustavo, Larissa, Antônio, Andrey, Hélio, Cassio, Gabriel, Lucas e Thales pelos anos de amizade, companheirismo, incentivo, risadas e todas as conversas, técnicas ou não. Vocês fizeram com que estes anos fossem especiais.

Ao professor Richard Markert pelo aprendizado proporcionado, ajuda e suporte ao longo da minha estadia na TU Darmstadt. Aos amigos Fadi Dohnal e Jens Bauer por todo o conhecimento transmitido. A todos os amigos do SDY: Nicklas, Oliver, Felix, Giannis, Kalin, Patrick, Benjamin, Wolfgang, Athanasios e Bastian por todos os bons momentos partilhados. Minha experiência na Alemanha foi inesquecível graças a todos vocês.

À CAPES por ter financiando o período do Doutorado-Sanduiche na TU Darmstadt.

Ao Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo, nas pessoas dos amigos Paulo Henrique da Rocha e Ana Maria Vaz de Araújo, pela oportunidade de realizar o doutorado paralelamente ao trabalho. Aos amigos: José Roberto, James, Pierri, Milton, Diego, Formigoni, Guimarães, Moura Sales, Paulo Sérgio e Moura Prata pelo conhecimento compartilhado, discussões e incentivo. A todos os demais amigos por tornarem o convívio diário tão prazeroso.

À minha namorada Carmen Aline Alvares Nogueira por todo amor, companheirismo, incentivo, paciência e compreensão nessa fase final do trabalho e pelos momentos inesquecíveis.

Aos meus pais Anne Claires Ugliara Mendes e José Carlos Mendes por todo o amor e todo o apoio em toda minha vida.

A Deus pelo dom da vida e por iluminar meu caminho com tantas pessoas especiais.

Do or do not. There is no try.

Master Yoda

Resumo

Máquinas rotativas são utilizadas em uma vasta gama de processos industriais onde, de maneira geral, o aumento da eficiência está diretamente relacionado ao aumento da velocidade de rotação. Por este motivo, mancais hidrodinâmicos são comumente utilizados devido a sua elevada capacidade de carga e aplicabilidade a altas rotações. No entanto, este tipo de mancal pode inserir anisotropia no sistema ocasionando o surgimento de instabilidades fluido induzidas. Assim, rotores de grande porte são submetidos a testes de estabilidade na fase de comissionamento e ao longo de sua vida útil visando uma operação segura. O presente trabalho se insere neste contexto em duas vertentes. Primeiramente, é apresentado um método para a identificação dos parâmetros de desgaste em mancais hidrodinâmicos (profundidade e posição angular); um dos problemas inerentes a este tipo de mancal. O método é baseado no ajuste das *dFRFs* (*Directional Frequency Response Function*) do modelo desenvolvido em função das curvas obtidas experimentalmente. A *dFRF* experimental é obtida através da aplicação, por um atuador magnético, de um ruído-branco, e pela medição do deslocamento do eixo nos mancais. A *dFRF* simulada é obtida a partir do modelo em elementos finitos do eixo contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais hidrodinâmicos, contemplando casos com ou sem falha por desgaste. A presença do desgaste apresenta grande influência nos termos cruzados da *dFRF*, devido à intensificação do caráter anisotrópico dos mancais, sendo estes mais eficazes na identificação dos parâmetros do desgaste se comparados à *FRF* em coordenadas físicas. As vantagens do método proposto são a aplicabilidade em sistemas reais e a robustez na identificação dos parâmetros de desgaste de mancais hidrodinâmicos. A segunda vertente do trabalho é a apresentação do método *MOBAR* (*Multiple Output Backward Autoregressive Method*) como uma alternativa na obtenção do fator de amortecimento de rotores sustentados por mancais lubrificadas, podendo ser utilizado nos testes de comissionamento e manutenção preditiva. O método é baseado em um modelo autorregressivo que utiliza apenas a resposta transiente do sistema, obtida a partir da aplicação de uma força rotativa utilizando-se um atuador magnético. Com as modificações propostas neste trabalho, o método apresentou-se consistente na

identificação dos parâmetros de amortecimento, enquanto que a duração dos testes experimentais é da ordem de segundos, reduzindo custos de paradas programadas.

Palavras chave: Mancais Hidrodinâmicos, Falha por Desgaste, Identificação de Parâmetros.

Abstract

Rotating machines are used in a wide range of industrial processes and, in general, a higher efficiency is directly related to a higher rotational speed. For this reason, hydrodynamic bearings are frequently used due to its high load capacity and applicability to higher rotational speeds. However, this kind of bearing may introduce anisotropy in the system leading to the appearance of fluid-induced instabilities. Thus, large rotors are submitted to stability tests at the commissioning stage and during its operational life aiming a secure operation. The present work is inserted in this context in two segments. First, a method for wear parameters identification in journal bearings (depth and angular position), one of the inherent problems of such bearings, is presented. The method is based in adjust the *dFRF*s (Directional Frequency Response Function) of the developed model as a function of the experimental obtained curves. The experimental *dFRF* is obtained through the application of a white noise, by a magnetic actuator, and the displacement measurements of the shaft in the bearings. The simulated *dFRF* is obtained from a finite element model of the shaft containing the stiffness and damping coefficients of the lubricated bearings, with or without wear. The presence of wear has a high influence in the crossed terms of the *dFRF*, due to the increase of the anisotropy in the bearings, being more suitable for the wear parameters identification than the *FRF* in physical coordinates. The advantages of the proposed method are its applicability in real systems and the robustness of the wear parameters identification in hydrodynamic bearings. The second segment of this work consists of presenting the *MOBAR* method (Multiple Output Backward Autoregressive Method) as an alternative to obtain the damping factor of journal bearing supported rotors, which can be applied in tests for commissioning and predictive maintenance. The method is based in an autoregressive model, which uses only the transient response of the system, obtained through the application of a rotational force using a magnetic actuator. With the modifications proposed in this work, the method has presented consistence in the damping factor identification, while the tests duration are in the order of seconds, reducing the costs of programmed stops.

Keywords: Hydrodynamic Bearings, Fault by Wear, Parameter Identification.

Lista de Ilustrações

Figura 1 - Atuador magnético acoplado na ponta do eixo do compressor (Pettinato et al., 2010).....	46
Figura 2 – Pico da <i>FRF</i> de um sistema rotativo composto por um modo direto e um modo retrógrado (Cloud et al., 2009).	47
Figura 3 – Sistema de coordenadas utilizado por Nelson e McVaugh (1976).....	51
Figura 4 – Elemento de disco.....	52
Figura 5 – Elemento de eixo.	54
Figura 6 – Arranjo das matrizes de cada elemento na matriz global.	57
Figura 7 – Movimento de precessão ψ : (a) direta; (b) retrógrada.	58
Figura 8 – Movimento de precessão representado nas coordenadas direcionais direta (f) e retrógrada (b).....	61
Figura 9 – Representação do modelo matemático do mancal hidrodinâmico.	65
Figura 10 – Modelo numérico do mancal hidrodinâmico (Machado e Cavalca, 2015a): (a) malha de volumes finitos; (b) geometria considerada na modelagem do desgaste.....	66
Figura 11 – Exemplo de Diagrama de Estabilização.	78
Figura 13 – Variação de módulo das <i>FRFs</i> simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) <i>yy</i> ; (b) <i>yz</i> ; (c) <i>zy</i> ; (d) <i>zz</i>	83
Figura 14 – Variação de fase das <i>FRFs</i> simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) <i>yy</i> ; (b) <i>yz</i> ; (c) <i>zy</i> ; (d) <i>zz</i>	84
Figura 15 – Variação de módulo das <i>dFRFs</i> simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) <i>ff</i> ; (b) <i>fb</i> ; (c) <i>bf</i> ; (d) <i>bb</i>	85
Figura 16 – Variação de fase das <i>dFRFs</i> simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) <i>ff</i> ; (b) <i>fb</i> ; (c) <i>bf</i> ; (d) <i>bb</i>	85
Figura 17 – Variação de módulo das <i>FRFs</i> simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) <i>yy</i> ; (b) <i>yz</i> ; (c) <i>zy</i> ; (d) <i>zz</i>	87
Figura 18 – Variação de fase das <i>FRFs</i> simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) <i>yy</i> ; (b) <i>yz</i> ; (c) <i>zy</i> ; (d) <i>zz</i>	87
Figura 19 – Variação de módulo das <i>dFRFs</i> simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) <i>ff</i> ; (b) <i>fb</i> ; (c) <i>bf</i> ; (d) <i>bb</i>	88

Figura 20 – Variação de fase das <i>dFRFs</i> simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) <i>ff</i> ; (b) <i>fb</i> ; (c) <i>bf</i> ; (d) <i>bb</i>	89
Figura 21 – <i>dFRF</i> do rotor com os parâmetros de falha utilizados na avaliação da sensibilidade do método de identificação.	93
Figura 22 – Bancada testes experimental.	97
Figura 23 – Mancal hidrodinâmico: orifícios de entrada de óleo e posicionamento dos sensores e posição da célula de carga.	98
Figura 24 – Sistema de escoamento e bombeamento de óleo lubrificante.	99
Figura 25 – Atuador magnético.	100
Figura 26 – Instrumentação da bancada de testes.	101
Figura 27 – Esquema do procedimento de identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais lubrificados.	102
Figura 28 – Esquema do procedimento de identificação do fator de amortecimento modal.	103
Figura 29 – Comparação de diferentes técnicas de obtenção experimental da <i>FRF</i> : (a) <i>yy</i> ; (b) <i>yz</i> ; (c) <i>zy</i> ; (d) <i>zz</i>	107
Figura 30 – Modelo numérico ajustado para o caso do mancal sem falha.	112
Figura 31 – Termos diretos das <i>dFRFs</i> obtidas experimentalmente: (a) Desgaste 1; (b) Desgaste 2.	120
Figura 32 – Exemplo de <i>Blocking Test</i> com uma força girante direta a 25 Hz: (a) representação tridimensional da força magnética girante; (b) componentes da força girante; (c) representação tridimensional da resposta do primeiro mancal; (d) componentes da resposta do primeiro mancal.	122
Figura 33 – Resultado do método <i>MOBAR</i> para as frequências de <i>oil-whirl</i> dos mancais no caso do Desgaste 1.	123
Figura 34 – Resultado do método <i>MOBAR</i> para as frequências de <i>oil-whirl</i> dos mancais no caso do Desgaste 2.	123
Figura 35 – Resultado do método <i>MOBAR</i> para as frequências naturais de flexão do eixo no caso do Desgaste 1.	124
Figura 36 – Resultado do método <i>MOBAR</i> para as frequências naturais de flexão do eixo no caso do Desgaste 2.	124
Figura 37 – <i>dFRFs</i> obtidas experimentalmente para o mancal sem desgaste.	147
Figura 38 – <i>dFRFs</i> obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 1.	148
Figura 39 – <i>dFRFs</i> obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 2.	149

- Figura 40 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 3. 150
- Figura 41 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 4. 151

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Elementos de eixo do modelo em elementos finitos	81
Tabela 2 – Elementos de disco do modelo em elementos finitos	82
Tabela 3 – Resultados da identificação dos parâmetros de desgaste utilizando simulação numérica acrescida de ruído (<i>dFRF</i>).	91
Tabela 4 – Resultados da identificação dos parâmetros de desgaste utilizando simulação numérica acrescida de ruído (<i>FRF</i>).	91
Tabela 5 – Resultado da análise de sensibilidade do método de identificação dos parâmetros do desgaste em mancais lubrificados.	93
Tabela 6 – Parâmetros do desgaste dos mancais utilizados nos testes experimentais.	113
Tabela 7 – Resultados das identificações das profundidades dos desgastes - <i>FRF</i> versus <i>dFRF</i>	115
Tabela 8 – Resultados das identificações das posições angulares dos desgastes - <i>FRF</i> versus <i>dFRF</i>	115
Tabela 9 – Faixas de frequências utilizadas nos testes apresentados nas Tabelas 10 e 11.	116
Tabela 10 – Resultado da identificação da profundidade do desgaste utilizando diferentes números de pontos da <i>dFRF</i> ao redor dos picos do <i>oil-whirl</i> e da frequência natural.	116
Tabela 11 – Resultado da identificação da posição angular do desgaste utilizando diferentes números de pontos da <i>dFRF</i> ao redor dos picos do <i>oil-whirl</i> e da frequência natural.	117
Tabela 12 – Resultado da identificação da profundidade do desgaste utilizando diferentes malhas de pontos de partida.	117
Tabela 13 – Resultado da identificação da posição angular do desgaste utilizando diferentes malhas de pontos de partida.	118
Tabela 14 – Descrição dos parâmetros utilizados no <i>Blockin Test</i>	121
Tabela 15 – Fatores de amortecimento identificados pelo método <i>MOBAR</i>	125

Tabela 16 – Coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos utilizados nas seções 4.1 e 4.2; os coeficientes de rigidez K_{ij} são apresentados em N/m e os coeficientes de amortecimento C_{ij} em Ns/m..... 153

Tabela 17 – Coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos utilizados na seção 4.3 e no capítulo 6 (Mancal 1); os coeficientes de rigidez K_{ij} são apresentados em N/m e os coeficientes de amortecimento C_{ij} em Ns/m..... 153

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

$[a_i]$ – coeficientes do modelo autorregressivo retrógrado

$[A_d]$ – matriz dinâmica do modelo autorregressivo retrógrado

$[A_s]$ – matriz dinâmica do modelo contínuo

$[A]$ – matriz de transformação que relaciona a resposta do sistema em coordenadas físicas com a resposta em coordenadas direcionais

b_i – coeficientes do modelo autorregressivo direto

C_r – folga radial do mancal [m]

$C_{yy}, C_{yz}, C_{zy}, C_{zz}$ – coeficientes dinâmicos de amortecimento do mancal hidrodinâmico [N.s/m]

d_0 – profundidade máxima do desgaste [m]

d_e, L_e, A – diâmetro externo [m], comprimento [m] e área da seção transversal [m²] do elemento de eixo

D_o, D_i, L_D, m_D – diâmetro externo [m], diâmetro interno [m], comprimento [m] e massa [kg] do elemento de disco

\tilde{e} – excentricidade do eixo no interior do mancal [m]

e_y, e_z – componentes excentricidade do eixo no sistema referencial inercial [m]

E – módulo de Young (módulo de elasticidade) [N/m²]

f, b – coordenadas direcionais direta e retrógrada

f_m – função de mérito

f_μ – função objetivo apenas com restrições de igualdade, obtida a partir de uma função objetivo com restrições de desigualdade

$\{F_{exp}\}$ – vetor que contém os valores experimentais da resposta do sistema

F_{min}, F_{min}^{log} – Função objetivo em escala linear e em escala logarítmica

$\{F_{mod}\}$ – vetor que contém os valores numéricos da resposta do modelo sistema

$\{F\}$ – vetor de forças generalizadas em coordenadas físicas

$g(x)$ – função de restrições de desigualdade do problema de otimização

h – espessura do filme de óleo [m]

h_0 – espessura do filme de óleo para um mancal sem desgaste [m]

$h(x)$ – função de restrições de igualdade do problema de otimização

$[H]$ – matrix Hessiana

$[H]^{-1}$ – matriz de FRF

I_{dy}, I_{dz} – momentos de inércia diametral [kg.m^2]

I_{dx} – momento de inércia polar [kg.m^2]

I_{yy}, I_{zz} – momento de inércia de área [m^4]

j – unidade imaginária

$[J_g]$ – Jacobiano da função de restrições de desigualdade

$[J_h]$ – Jacobiano da função de restrições de igualdade

$K_{yy}, K_{yz}, K_{zy}, K_{zz}$ – coeficientes dinâmicos de rigidez do mancal hidrodinâmico

[N/m]

L – função de Lagrange auxiliar

$\{L_l\}, \{L_u\}$ – limites inferior e superior dos parâmetros de busca

$[M], [C], [G], [K]$ – matrizes globais de massa, amortecimento, de efeito giroscópico e de rigidez do modelo em elementos finitos

m_D – massa do elemento de disco [kg]

$[M_D], [G_D]$ – matrizes de massa e de efeito giroscópico dos elementos de disco

$[M_{DT}], [M_{DR}]$ – matrizes de inércia de translação e de inércia de rotação dos elementos de disco

$[M_E], [G_E], [K_E], [C_E]$ – matrizes de massa, de efeito giroscópico, de rigidez e de amortecimento dos elementos de eixo

$[M_{ET}], [M_{ER}]$ – matrizes de inércia de translação e de inércia de rotação dos elementos de eixo

n – número de pontos da $dFRF$ utilizados na função objetivo do problema de otimização

N – número de pontos de uma série medida

p – número de sensores utilizados nas medições

$\{p\}$ – vetor de deslocamentos generalizadas em coordenadas direcionais

P – pressão hidrodinâmica [Pa]

$\{\hat{P}\}$ – vetor de forças generalizadas em coordenadas direcionais

q – ordem dos modelos autorregressivos

$\{q\}$ – vetor de deslocamentos generalizadas em coordenadas físicas

$\{r\}$, $\{r_d\}$ – resposta do rotor no plano complexo em coordenadas físicas e em coordenadas direcionais

s – variáveis de relaxamento do problema de otimização

$[S]$ – matriz diagonal das variáveis de relaxamento do problema de otimização

T_c – energia cinética [J]

$[T_A]$ – matriz de transformação que converte as coordenadas físicas do modelo em elementos finitos para coordenadas direcionais

U – velocidade periférica do eixo [m/s]

V , W – translação ao longo dos eixos y e z no modelo em elementos finitos [m]

V_p – energia potencial [J]

$\{X_p\}$ – vetor com os parâmetros a serem minimizados

XYZ – sistema de coordenadas inercial com centro em O'

y, z – coordenadas físicas de translação

$\{z_t\}$ – vetor de estados do modelo autorregressivo retrógrado

Letras Gregas

α_c – fator que relaciona a matriz de amortecimento estrutural e a matriz de massa

α_k – parâmetros autorregressivos

β_c – fator que relaciona a matriz de amortecimento estrutural e a matriz de rigidez

β_k – parâmetros da média móvel

β_s, β_a – fatores devido aos erros sistemático e aleatório

B_i, Γ_i – deslocamentos angulares em coordenadas físicas [rad]

γ – posição angular do desgaste [rad]

δ – decremento logarítmico

δ_h – película adicional de óleo na região com desgaste [m]

$\Delta F_x, \Delta F_y$ – variação da força hidrodinâmica nas direções x e y [N]

$\{\Delta x\}$, $\{\Delta s\}$ – passo do problema de otimização

Δx , Δy – distância entre pontos na malha nas direções x e y [m]

$\Delta \hat{x}$, $\Delta \hat{y}$ – variação na posição de equilíbrio nas direções x e y [m]

$\Delta\dot{x}$, $\Delta\dot{y}$ – variação na velocidade da posição de equilíbrio nas direções x e y
[m/s]

Δt – período de amostragem [s]

θ – coordenada circunferencial do mancal no sistema inercial [rad]

θ_m – coordenada circunferencial do mancal no sistema móvel [rad]

θ_s, θ_f – posição de início e fim do desgaste [rad]

$\{\lambda\}$ – vetor de multiplicadores de Lagrange

λ_d – autovalor do modelo BAR

$\{\lambda_g\}$ – vetor dos multiplicadores de Lagrange das restrições de desigualdade

$\{\lambda_h\}$ – vetor dos multiplicadores de Lagrange das restrições de igualdade

λ_s – autovalor do modelo TFAR contínuo

$[\Lambda]$ – matriz diagonal contendo os multiplicadores de Lagrange

μ – viscosidade absoluta do fluido [Pa.s]

v_i, η_i – deslocamentos angulares em coordenadas direcionais [rad]

ϕ – ângulo de atitude (ângulo da posição de equilíbrio do eixo) [rad]

$\{\phi_d\}$ – autovetor do modelo BAR

$\{\phi_s\}$ – autovetor do modelo TFAR contínuo

ξ – fator de amortecimento modal

ρ – densidade absoluta [kg/m³]

ψ – movimento de precessão

ω – frequência da excitação harmônica [Hz]

Ω – velocidade de rotação do eixo [Hz]

Subscritos

im – parte imaginária de uma grandeza complexa

re – parte real de uma grandeza complexa

Abreviações

AF – *Amplification Factor* (Fator de Amplificação)

API – *American Petroleum Institute* (Instituto Americano de Petróleo)

AR – *Autoregressive Model* (Modelo Autorregressivo)

ARMA – *Autoregressive Moving Average Model* (Modelo Autorregressivo de Média Móvel)

BAR – *backward autoregressive model* (modelo autorregressivo retrógrado)

CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior

CG – *conjugate gradient step* (passo do gradiente conjugado)

dFRD – Função Resposta ao Desbalanço Direcional

dFRF – *Directional Frequency Response Function* (Função Resposta em Frequência Direcional)

FAR – *forward autoregressive model* (modelo autorregressivo direto)

FDM – *Finite Difference Method* (Método das Diferenças Finitas)

FEM – *Finite Element Model* (Método dos Elementos Finitos)

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica

FFT – *Fast Fourier Transform* (Transformada Rápida de Fourier)

FRD – Função Resposta ao Desbalanço

FRF – *Frequency Response Function* (Função Resposta em Frequência)

FVD – *Finite Volume Method* (Método dos Volumes Finitos)

KKT – condições de Karush-Kuhn-Tucker

LAMAR – Laboratório de Máquinas Rotativas

LMS – *Least Mean Square* (Mínimos Quadrados)

MAC – *Modal Assurance Criterion* (critério de confiança modal)

MOBAR – *Multiple Output Backward Autoregressive Method* (Método Autorregressivo Retrógrado de Múltiplas Saídas)

TFAR – *transformed forward autoregressive model* (modelo autorregressivo direto transformado)

SVD – *Singular Value Decomposition* (Decomposição em Valores Singulares)

UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas

Sumário

1	INTRODUÇÃO	24
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	28
	2.1 Modelagem de Rotores.....	28
	2.1.1 Método dos Elementos Finitos	29
	2.1.2 Coordenadas Direcionais	30
	2.1.3 Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos	32
	2.1.4 Modelagem do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos	35
	2.2 Detecção de Falhas em Máquinas Rotativas	36
	2.2.1 Detecção do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos.....	42
	2.3 Estabilidade de Rotores Sustentados por Mancais Hidrodinâmicos ...	43
3	DESENVOLVIMENTO TEÓRICO	49
	3.1 Método dos Elementos Finitos	50
	3.2 Função Resposta em Frequência Direcional	57
	3.2.1 Comparação entre $dFRF$ e $dFRD$	63
	3.3 Mancais Hidrodinâmicos com Desgaste	64
	3.4 Identificação dos Parâmetros do Desgaste	68
	3.5 <i>MOBAR</i>	73
4	RESULTADOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	80
	4.1 Modelo Numérico e <i>FRF</i>	82
	4.2 Testes de Identificação com Ruído	90
	4.3 Análise de Desempenho do Método de Identificação	92
5	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	96
	5.1 Descrição da Bancada de Testes	96
	5.2 Procedimento Experimental	101
	5.3 Obtenção Experimental da <i>FRF</i>	104
6	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	110
	6.1 Identificação dos Parâmetros do Desgaste	110
	6.2 Medição do Fator de Amortecimento.....	118
7	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	127
	Referências.....	132

APÊNDICE A – <i>dFRFs</i> Experimentais	146
APÊNDICE B – Coeficientes Dinâmicos dos Mancais	152

1 INTRODUÇÃO

Máquinas rotativas são vastamente utilizadas nos mais diversos processos industriais, estando presentes, por exemplo, em indústrias químicas e petroquímicas, de geração de energia (eólicas, hidrelétricas, termoelétricas), indústrias de manufatura e têxteis. Esta grande diversidade de aplicações se reflete na complexidade das máquinas, que podem ser constituídas de diversos rotores, acoplamentos entre eixos, entre eixo e motor de acionamento, selos de fluxo e mancais hidrodinâmicos, magnéticos ou de rolamento.

De maneira geral, o aumento da eficiência e produtividade das máquinas rotativas está diretamente associado ao aumento da velocidade de rotação, fazendo com que altos níveis de confiabilidade sejam exigidos.

Para obter condições seguras de operação e evitar paradas repentinas, programas de manutenção eficientes devem ser desenvolvidos, uma vez que poucas horas de uma máquina parada podem refletir em um aumento de custo significativo da produção.

Desta forma, não apenas os processos de manutenção devem ser rápidos, mas os programas de manutenção devem ser otimizados de forma a evitar paradas desnecessárias e evitar a ocorrência de falhas críticas que comprometam toda a máquina. Neste sentido, testes diagnósticos devem ser suficientemente precisos, sem onerar excessivamente o tempo de operação da máquina.

Quando aplicadas em operações críticas de geração de energia, máquinas rotativas devem satisfazer padrões de desempenho, sendo submetidas a simulações numéricas e testes experimentais em bancada ou em campo. Na indústria de óleo e gás, os padrões de desempenho são estabelecidos pela norma *API RP 684* do Instituto Americano de Petróleo (*American Petroleum Institute - API*), onde são exigidos testes de estabilidade baseados na medida de parâmetros modais (frequência natural e fator de amortecimento) do rotor.

Mancais hidrodinâmicos são amplamente utilizados na indústria devido a sua alta capacidade de carga, características de amortecimento e aplicabilidade a altas velocidades de rotação, quando comparados aos mancais de rolamento. No entanto, as desvantagens inerentes a este tipo de mancal são a anisotropia inserida no sistema rotativo e o surgimento de instabilidades fluido-induzidas (conhecidas como *oil-whirl* e *oil-whip*).

A principal falha à qual este componente está submetido é o desgaste proveniente do contato metal-metal entre o munhão e a caixa do mancal, o que pode aumentar o grau de anisotropia dos mancais, alterando os parâmetros modais do sistema e comprometendo a estabilidade do rotor.

Portanto, a identificação da mudança de parâmetros modais pode ser utilizada na identificação dos parâmetros de falhas por desgaste em mancais hidrodinâmicos e, conseqüentemente, na avaliação da estabilidade da máquina e na tomada de decisão dentro do contexto de manutenção preditiva.

Por conseguinte, o tema da tese consiste no estabelecimento de procedimentos para validação de modelo de falha por desgaste. Neste sentido, assume-se por hipótese que a obtenção da resposta em frequência direcional (*dFRF*) é indicativa da falha por desgaste, e a conseqüente influência deste tipo de falha nas características dinâmicas do sistema, a saber, coeficientes dinâmicos dos mancais e parâmetros modais do sistema.

O objetivo deste trabalho se insere no contexto apresentado em duas vertentes. Primeiramente, é proposto um método para a identificação dos parâmetros de desgaste em mancais hidrodinâmicos (profundidade e posição angular); um dos problemas inerentes a este tipo de mancal. O método é baseado no ajuste das *dFRFs* (*Directional Frequency Response Function*) do modelo desenvolvido em função das *dFRFs* obtidas experimentalmente. O ajuste é feito a partir da identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais (profundidade máxima e posição angular). O modelo do sistema é composto pelo modelo em elementos finitos do eixo e do rotor, ao qual são adicionados os coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento dos mancais hidrodinâmicos, contemplando casos com ou sem falha por desgaste. Os coeficientes dinâmicos dos mancais são obtidos a partir da solução da equação de Reynolds utilizando o método dos

volumes finitos. A $dFRF$ experimental é obtida através da aplicação, por um atuador magnético, de um ruído-branco, e pela medição do deslocamento do eixo nos mancais.

A segunda vertente do trabalho foca a utilização do método *MOBAR* (método autorregressivo retrógrado para múltiplas saídas), que consiste no ajuste de um modelo autorregressivo para a identificação do amortecimento do sistema. Originalmente, o método foi concebido para identificar o amortecimento de sistemas submetidos a uma excitação por impulso, onde a informação utilizada pelo modelo na identificação advém do decaimento da resposta. No caso de máquinas rotativas, utilizou-se a excitação conhecida por *blocking test*, a qual se resume na aplicação de uma força radial girante na frequência e direção do modo próprio do rotor, cujo amortecimento se deseja identificar. Após atingir o regime permanente, a excitação rotativa é retirada e o decaimento da resposta do sistema provê a informação a ser utilizada pelo *MOBAR*. A aplicação de uma força radial girante na frequência natural a ser analisada garante que a resposta deste modo seja predominante no sistema, permitindo uma boa identificação. Um atuador magnético foi utilizado para a aplicação da excitação rotativa sem contato. Por fim, o procedimento experimental (*MOBAR + Blocking Test*) é analisado quanto a sua robustez.

A partir da introdução apresentada, o trabalho é, então, composto por mais seis capítulos.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica dos assuntos abordados. Inicialmente, é apresentado um histórico da análise dinâmica de máquinas rotativas, seguida de uma revisão dos principais trabalhos referentes à modelagem de mancais hidrodinâmicos com desgaste. Uma revisão dos trabalhos na área de detecção de falhas em máquinas rotativas é apresentada, e o capítulo se encerra com um histórico dos avanços na análise de estabilidade em rotores.

O embasamento teórico utilizado no trabalho é apresentado ao longo do Capítulo 3, que é organizado de forma análoga ao capítulo anterior, sendo iniciado com a apresentação da modelagem de rotores a partir da técnica de elementos finitos. Na sequência, a teoria utilizada para converter a resposta do sistema rotativo de coordenadas físicas para coordenadas direcionais é desenvolvida. O modelo dos mancais

hidrodinâmicos com desgaste é descrito e, então, o método de identificação dos parâmetros do desgaste é apresentado. O capítulo é encerrado com a descrição do método *MOBAR*.

Em seguida, resultados numéricos são apresentados no Capítulo 4, que se inicia com a análise da sensibilidade da *FRF* do modelo desenvolvido aos parâmetros do desgaste. Na seção seguinte, são apresentados testes de validação do método de identificação dos parâmetros do desgaste, sendo que a resposta experimental é obtida a partir da aplicação de ruído na resposta do modelo. Por fim, é realizada uma análise da sensibilidade do método de identificação em relação aos parâmetros da busca.

Após a validação do método de identificação com resultados numéricos, a bancada de teste utilizada na validação experimental é apresentada no início do Capítulo 5, seguida dos procedimentos experimentais adotados nos testes. Como a identificação dos parâmetros do desgaste é baseada na *FRF* do rotor, uma comparação dos diferentes testes que podem ser utilizados na sua obtenção experimental é apresentada na última seção do capítulo.

No capítulo 6, os resultados dos testes experimentais realizados na bancada são apresentados e discutidos em duas seções. Na primeira seção encontram-se os resultados da identificação dos parâmetros do desgaste, onde a validação e a análise de sensibilidade do método aos parâmetros da busca, realizadas no Capítulo 4, são refeitas utilizando-se dados experimentais obtidos na bancada de testes. Na última seção são apresentados os resultados da obtenção experimental dos fatores de amortecimento modais através do método *MOBAR* e da excitação *Blocking Test*.

O fechamento da tese é feito no Capítulo 7, que traz as conclusões obtidas e apresenta perspectivas de continuação do trabalho desenvolvido.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Modelagem de Rotores

Rankine é considerado o primeiro autor a publicar um trabalho sobre a análise de dinâmica de rotores, em 1869, quando utilizou um modelo composto por uma massa rígida e uma mola radial, descrevendo órbita circular. Em 1883, Carl Gustaf Patrik de Laval construiu a primeira turbina a vapor de um estágio, e focou seu estudo na observação do efeito da auto-centragem do eixo, quando da rotação acima da velocidade crítica. Dunkerley (1894) e Föppl (1895) mostraram que um sistema rotativo pode apresentar várias velocidades críticas. Um procedimento gráfico para calcular as velocidades críticas de um rotor foi apresentado em 1910 por Stodola, sendo posteriormente substituído pelo método da matriz de transferência de Myklestad (1944) e Prohl (1945).

Máquinas rotativas estão presentes em uma vasta gama de aplicações industriais, o que se reflete na complexidade das máquinas; com diversos eixos, mancais, selos e acoplamentos. A modelagem e análise da influência destes componentes em máquinas rotativas foi objeto de estudo de diversos autores, considerados referências clássicas nesta área do conhecimento, como Vance (1988), Krämer (1993) e Childs (1993). A necessidade dessas máquinas operando de forma segura em altas rotações faz com que modelos de todos os seus componentes estejam em constante aprimoramento.

Nas últimas décadas, o surgimento de computadores cada vez mais potentes e economicamente mais acessíveis, fez com que métodos numéricos de modelagem fossem desenvolvidos e aplicados regularmente nas etapas de projeto e análise de máquinas rotativas.

O presente trabalho foca na análise de máquinas rotativas sustentadas por mancais hidrodinâmicos. Neste sentido, nas seguintes subseções, apresentam-se os principais trabalhos da literatura que contemplam a modelagem numérica de eixos (método dos elementos finitos) e de mancais hidrodinâmicos (método dos volumes finitos).

2.1.1 Método dos Elementos Finitos

Na modelagem por elementos finitos (*Finite Element Model - FEM*) o eixo é dividido em um número finito de elementos delimitados por nós. Os primeiros modelos desenvolvidos para máquinas rotativas eram baseados na viga de Euller-Bernoulli, cujas equações eram obtidas a partir da aplicação da equação de Lagrange em uma viga simples. O modelo apresentado no trabalho de Ruhl e Booker (1972) levava em conta apenas a energia elástica de flexão e a energia potencial de translação da viga. Nelson e McVaugh (1976) estenderam este modelo incluindo os efeitos da inércia de rotação, de carregamentos axiais e do efeito giroscópico. Zorzi e Nelson (1977) inseriram amortecimento interno no modelo de elementos finitos e estudaram sua influência na estabilidade de máquinas rotativas. Em 1980, os mesmos autores apresentaram um trabalho onde foi analisada a influência do torque axial na vibração lateral do eixo.

Nelson (1980) expandiu a formulação de elementos finitos incorporando o efeito de cisalhamento transversal (viga de Timoshenko). Cowper (1966) apresentou o cálculo dos coeficientes de cisalhamento para vigas de diferentes seções transversais, porém, apenas para o caso estático. Hutchinson (2001) derivou os coeficientes de cisalhamento de diversas geometrias utilizando uma abordagem variacional e comparou seus resultados com os resultados de diversos autores.

Todos os trabalhos mencionados até então consideravam um eixo com seção transversal de diâmetro constante. Tendo em vista que esta pode não ser a realidade de diversas máquinas rotativas, Greenhill et al. (1985) e Genta e Gugliotta (1988) propuseram duas formulações para elementos cônicos, obtendo assim, mais precisão nos cálculos de rotores com esta geometria.

Atualmente a modelagem por elementos finitos permite uma análise muito realista de máquinas rotativas, sendo utilizada tanto no desenvolvimento de novos rotores quanto na análise e diagnóstico do comportamento de rotores já em operação.

2.1.2 Coordenadas Direcionais

Em 1975, Gasch e Pfützner mostraram que quando um sistema rotativo é representado através do uso de coordenadas complexas, o movimento de precessão do rotor é descrito em função de dois vetores girantes, um no mesmo sentido da rotação própria do eixo, chamado de direto, e outro no sentido contrário, chamado de retrógrado.

Nordmann (1982) apresentou um método que combina técnicas experimentais e analíticas para identificar os parâmetros modais (autovalores e autovetores) de máquinas rotativas. O autor salienta o fato de que a hipótese de simetria e reciprocidade, comumente aplicável na análise modal de estruturas não rotativas, não é apropriada para máquinas rotativas, uma vez que estes sistemas constituem um problema de autovalor e autovetor não adjunto (quando as matrizes do sistema não são hermitianas). Assim, embora apenas uma *FRF* possa ser utilizada para a identificação de autovalores, uma identificação modal completa requer a medição de autovetores à direita e à esquerda (respectivamente, uma coluna e uma linha da matriz de *FRFs* do sistema). O método apresentado é aplicado em um rotor rígido sustentado por mancais hidrodinâmicos. Também é apresentada uma análise da sensibilidade da estabilidade do sistema a parâmetros do mancal (viscosidade do lubrificante e coeficientes de amortecimento e rigidez).

Outros métodos de análise modal aplicados a máquinas rotativas foram apresentados nos trabalhos de Nordmann (1984a e 1984b). No entanto, a direção dos modos era comumente negligenciada na análise modal. Neste sentido, Lee et al. (1988) e Lee e Jei (1988) apresentaram a análise modal analítica de sistemas eixo-mancal, modelados por parâmetros distribuídos, levando em conta a direção dos modos identificados.

Em 1991, Lee apresenta formalmente a teoria da análise modal direcional, a partir da qual é possível obter não apenas a direção dos modos diretos e retrógrados, como também separá-los completamente no domínio da frequência, facilitando a identificação dos parâmetros modais do sistema. O autor demonstra ainda que, para o caso de rotores isotrópicos ou com baixa anisotropia, não há a necessidade de testes adicionais para a identificação dos parâmetros modais do sistema, quando comparados aos testes necessários

para a análise modal de sistemas dinâmicos adjuntos. O método proposto pelo autor é exemplificado através da simulação de dois exemplos de rotor rígido (no primeiro caso, sustentado por mancais isotrópicos e, no segundo, por mancais anisotrópicos). O autor compara os resultados da análise modal clássica e da análise modal direcional dos exemplos a partir de gráficos de Nyquis e Co-quad.

Em seu trabalho, Lee batizou a teoria proposta de “análise modal complexa”, termo que será substituído neste trabalho por “análise modal direcional”, uma vez que toda análise modal trabalha com grandezas complexas.

No trabalho de Lee e Joh (1993) são apresentadas possíveis formas de excitação externa (unidirecional, bidirecional rotativa e bidirecional estática) a serem aplicadas na análise modal direcional. Resultados simulados são obtidos em um rotor rígido para comparação dos métodos. No trabalho de Joh e Lee (1993), as mesmas técnicas são aplicadas em um rotor real utilizando-se um atuador magnético. Os autores enfatizaram a dificuldade em se obter forças de excitação puramente direcionais e concluíram que a excitação bidirecional estática apresentou a maior precisão na estimação das *FRFs* do sistema.

Kessler e Kim (1998, 2001 e 2002) consideraram complicada a notação utilizada nos trabalhos de Lee, julgando que tal fato impunha uma barreira à vasta aceitação da teoria de análise modal direcional desenvolvida por parte da comunidade científica. Neste sentido, os autores apresentaram de forma mais clara a representação de sistemas rotativos em coordenadas direcionais.

Mesquita et al. (2002) apresentaram uma comparação entre o uso da Função Resposta em Frequência (*FRF*) tradicional e da Função Resposta em Frequência Direcional (*dFRF*) na análise de dinâmica de rotores utilizando simulações de rotores sustentados por mancais isotrópicos e anisotrópicos.

Dias e Allemang (2001) estudaram a existência de modos operacionais mistos (onde parte do rotor apresenta precessão direta e parte do rotor apresenta precessão retrógrada) usando o gráfico do índice de forma e direção (*shape and directivity index plot*

– *SDI plot*), que indica a direção da precessão de cada parte da máquina em função da frequência de rotação.

Os trabalhos de Cavalca e Okabe (2010) e de Santana et al. (2010) investigaram os efeitos da anisotropia da fundação e dos mancais hidrodinâmicos nos modos operacionais de máquinas rotativas. A análise modal direcional indicou que a anisotropia presente influencia principalmente os modos retrógrados do rotor.

Desta forma, destaca-se a importância da análise de rotores em coordenadas direcionais, uma vez que estas permitem uma identificação clara da direção do movimento de precessão do rotor, facilitando em grande parte a identificação e compreensão de diversos fenômenos presentes em máquinas rotativas, principalmente quando associados a efeitos anisotrópicos.

2.1.3 Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos

Os primeiros estudos da lubrificação hidrodinâmica se iniciaram na década de 1880. Petrov (1883a,b,c,d) mostrou em seus trabalhos que a natureza do atrito em mancais lubrificados não é resultado da fricção entre as superfícies metálicas, mas provém do cisalhamento viscoso do filme de óleo. Petrov também concluiu que a propriedade mais importante do fluido com respeito à lubrificação é a viscosidade, e não a densidade, como se pensava na época. Tower (1883, 1885), após concluir com seus experimentos que o fluido lubrificante dentro do mancal se encontrava sob elevada pressão durante a operação do rotor, instalou sensores de pressão na superfície do mancal. Como resultado, foi obtido o mapa de pressões que, integrado sobre a superfície do mancal, resultou na carga aplicada ao mesmo.

Apesar das observações empíricas de Petrov e Tower, foi Reynolds que, em 1886, apresentou uma equação diferencial que explicava a natureza da lubrificação. Juntamente com a equação, foram apresentados novos conceitos como folga radial, relação com o fenômeno de cavitação nas partes divergentes dos mancais e o conceito de mancais infinitamente longos.

A equação apresentada por Reynolds consiste em uma equação diferencial parcial, não-homogênea, com coeficientes variáveis, não podendo ser resolvida analiticamente em sua forma completa.

Em 1904, Sommerfeld propôs a solução analítica da equação para o caso particular em que se leva em conta a inexistência de perdas de óleo nas extremidades do mancal, chamado de mancal longo. Mais tarde, Ocvirk (1952) apresentou a solução analítica para mancais curtos, onde eram consideradas as perdas de óleo nas extremidades do mancal (direção axial). No entanto, a solução proposta negligenciava o termo que leva em conta o fluxo circunferencial do mancal, por considera-lo muito pequeno em relação ao fluxo na direção axial.

A instabilidade fluido-induzida, por sua vez, foi descrita pela primeira vez nos trabalhos de Newkirk (1924) e Newkirk e Taylor (1925). Uma descrição mais detalhada desta vibração auto-excitada foi feita nas pesquisas de Muszynska (1986 e 1988), que também avaliou as regiões de estabilidade através de modelos simples.

Visando melhorar a estimativa das velocidades críticas do rotor, Stodola (1925) e Hummel (1926) consideraram a flexibilidade do filme de óleo, introduzindo a ideia de representar as propriedades dinâmicas dos mancais através de molas e amortecedores. No entanto, esta ideia foi explorada de maneira formal no trabalho de Lund (1964), onde coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento foram calculados através da solução simplificada da equação de Reynolds.

Durante o desenvolvimento de coeficientes dinâmicos equivalentes, outras pesquisas foram realizadas utilizando-se métodos não lineares. Capone (1986 e 1991) apresentou uma solução não linear para a equação de Reynolds, obtendo uma equação não linear para a força exercida pelo mancal hidrodinâmico no eixo. Capone et al. (1994) propuseram uma solução analítica aproximada da equação de Reynolds para mancais de comprimento finito.

Hua et al. (2004) propuseram um método de identificação experimental dos coeficientes dinâmicos de um mancal lubrificado. Zhao et al. (2005) estudaram modelos

não-lineares, e concluíram que o modelo linear é inadequado para condições de excitação com forças elevadas. Castro (2007) comparou resultados do modelo de Capone com os resultados utilizando coeficientes não lineares, ambos aplicados a um eixo modelado através do método de elementos finitos.

Diferentes métodos para a solução numérica da equação de Reynolds têm sido apresentados e os principais métodos são baseados em modelagens do filme de óleo utilizando-se o método dos elementos finitos (*Finite Element Method - FEM*), método das diferenças finitas (*Finite Difference Method – FDM*) e método dos volumes finitos (*Finite Volume Method – FVM*). Segundo Machado (2014), os três métodos atendem à finalidade de encontrar a solução da equação conservativa em um domínio discretizado, sua diferença se encontra na facilidade de aplicação, sendo o *FEM* mais complexo do ponto de vista matemático.

Colin (1971) e Singhal (1981) demonstraram a aplicabilidade do *FDM* a problemas de fluidodinâmica e lubrificação. Machado e Cavalca (2009) aplicaram o método das diferenças finitas em mancais lubrificados com diferentes geometrias para a obtenção de coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento.

Os principais conceitos do método dos volumes finitos são encontrados no trabalho de Patankar (1980). Maliska (2004) também é uma das principais referências do método, com ampla abordagem dos problemas que envolvem o desenvolvimento de programas computacionais para *CFD* (*Computational Fluid Dynamic*).

Athavale e Przekwas (1992) utilizaram o *FVM* na obtenção de coeficientes dinâmicos de selos e mancais lubrificados. Arghir et al. (2001) apresentaram uma solução baseada em volumes triangulares para a modelagem do filme de óleo de mancais. Posteriormente, Arghir et al. (2002) propuseram uma solução para problemas de descontinuidade no filme de óleo em mancais cilíndricos. Recentemente, Machado (2011a e 2011b) estudou o efeito de um filme de óleo descontinuo (com ranhuras axiais) no comportamento dinâmico de mancais lubrificados multilobulares.

Com o surgimento de computadores com capacidade de processamento cada vez maior, a solução da equação de Reynolds através de métodos numéricos se tornou o

principal método de análise de mancais hidrodinâmicos, uma vez que o método pode ser aplicado a mancais de diferentes geometrias e diferentes efeitos podem ser inseridos no modelo (como efeito térmico e de cavitação). No entanto, vale ressaltar que as soluções analíticas para os casos de mancal longo (Sommerfeld, 1904) e de mancal curto (Ocvirk, 1952) ainda são utilizadas como primeira fonte de comparação, sempre que uma nova solução numérica é proposta.

2.1.4 Modelagem do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos

No caso dos mancais hidrodinâmicos, a sustentação é feita por um filme de óleo entre o munhão e o mancal. Conforme um eixo horizontal inicia sua rotação, são geradas forças de cisalhamento que empurram o óleo lubrificante para uma cunha na parte inferior do mancal, gerando a distribuição de pressão que tende a suportar a carga do rotor. Uma implicação deste mecanismo de operação é a existência de contato metal-metal (devido à ausência do filme de óleo) no início e no fim dos ciclos de partida e parada do rotor. Consequentemente, numerosos ciclos de partida e parada pode acarretar o desgaste do revestimento dos mancais.

Mokhtar et al. (1977) investigaram a evolução do desgaste em mancais hidrodinâmicos ao longo de diversos ciclos de partida/parada, avaliando mudanças na folga diametral, acabamento superficial e circularidade do mancal. Os autores concluíram que o desgaste é causado durante a partida do rotor, e que o processo de parada não contribui significativamente para o desgaste.

A partir de experimentos feitos em uma turbina a vapor, Dufrane et al. (1983) propuseram dois modelos de geometria de desgaste, sendo o primeiro baseado no conceito de que o eixo deixa sua “impressão” no mancal e o segundo modelo baseado na hipótese de um desgaste abrasivo com um arco maior que o diâmetro do mancal. Mais tarde, Hashimoto et al. (1986) validaram experimentalmente os modelos de Dufrane.

Kumar e Mishra (1996) estudaram o efeito do desgaste quando os mancais lubrificadas operavam em regime turbulento e consideraram um modelo não circular de

desgaste. Ligterink e De Gee (1996) apresentaram em seu trabalho a distinção entre condições de contato estacionário e não estacionário. Bouyer et al. (2007) apresentaram uma comparação de resultados experimentais de um mancal de dois lóbulos, submetidos a numerosos ciclos de partida/parada, com resultados numéricos, obtidos sob a hipótese de um regime termohidrodinâmico.

Wu et al. (2008) apresentaram um método nomeado de “*On Line Visual Ferrograph*” para monitorar as condições de atrito em mancais lubrificados. Esses autores concluíram que os mecanismos predominantes de desgaste eram microcortes e microarranhões, induzidos pela rugosidade das superfícies metálicas em contato na fase de partida do rotor.

Machado e Cavalca (2014) estenderam o modelo de Dufrane et al. (1983) para duas direções (circunferencial e axial), e incluíram o deslocamento angular do desgaste.

2.2 Detecção de Falhas em Máquinas Rotativas

A detecção de falhas em máquinas rotativas é um tema que tem recebido muita atenção nas últimas décadas, possuindo vasta literatura. Trabalhos como Edwards et al. (1998), Lees et al. (2009) e Heng et al. (2009) apresentam o estado da arte deste assunto, reunindo os principais métodos desenvolvidos.

De acordo com Isermann (2006), a falha é o desvio de uma propriedade característica do sistema da condição padrão ou aceitável. O processo de detecção de falhas consiste em três passos (Chen e Patton, 1999):

- Detecção de falhas: consiste na decisão binária se a falha ocorreu ou não;
- Isolamento da falha: envolve determinar o tipo da falha;
- Identificação da falha: consiste em estimar a dimensão e o local da mesma.

Os últimos dois passos em conjunto são denominados de diagnóstico de falha. Existem duas grandes famílias de métodos no diagnóstico de falhas: métodos baseados em sinais e métodos baseados em modelos.

Os métodos baseados em sinais se baseiam no monitoramento de certos sinais (provenientes de acelerômetros, por exemplo), e comumente trabalham com limites de segurança. Tais métodos são mais simples e vastamente utilizados na indústria. A desvantagem destes métodos é que uma compreensão mais aprofundada do sistema com falha dificilmente pode ser obtida. De maneira geral, métodos de identificação de falhas baseados na medição de vibrações consistem em três passos (Jiang et al., 2011): (1) Medir a vibração; (2) Extrair a característica da falha; (3) Diagnosticar o defeito.

Muitos destes métodos se baseiam na análise dos sinais de vibração no domínio da frequência a partir da transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform - FFT*). Embora a teoria da *FFT* seja baseada em sinais estacionários, quando sinais transientes devem ser analisados, diversas *FFTs* são feitas em pequenas parcelas do sinal e um diagrama em cascata é construído, onde se tem a variação do espectro de frequências em função do tempo. No entanto, essa metodologia não é capaz de analisar sinais transientes originados por rápidas condições de operação como aceleração de um motor ou a presença de uma falha causando uma descontinuidade no sinal de vibração. Neste sentido, a transformada *wavelet* pode ser utilizada na análise de sinais transientes, superando as limitações da *FFT*. A dificuldade no uso de *wavelets* consiste na escolha, nem sempre trivial, da função *wavelet* mãe, que pode influenciar significativamente os resultados das análises obtidas, uma vez que cada função possui características aplicáveis a diferentes tipos de sinais.

Neste contexto, Al-Badour et al. (2011) compararam a baixa performance da *FFT* com a transformada *wavelet* na identificação de falhas em rotores com caráter transiente, como detecção de contato entre pás e estator a partir da vibração do eixo. Foram utilizadas as transformadas *wavelet* contínua (*continuous wavelet transform - CWT*), as transformadas *wavelet* discreta (*discrete wavelet transform - DWT*) e as transformadas de pacote de *wavelet* (*wavelet packet transform - WPT*). Um método híbrido utilizando *CWT* e *WPT* foi proposto.

Para contornar o problema da escolha de uma função *wavelet* mãe que se adapte adequadamente ao sinal a ser analisado, um sistema adaptativo para o cálculo de *wavelets* biortonormais foi utilizado por Li et al. (2008). A aplicação do método é demonstrada através da identificação de falhas em rolamento e em caixas de engrenagem.

Jiang et al. (2011) afirmam que o espectro obtido pela *FFT* contém informação suficiente para descrever estatisticamente apenas processos Gaussianos. Em contrapartida, o uso de espectros de alta ordem (*High Order Spectrum – HOS*) permite detectar e quantificar não linearidades provenientes de sinais não estacionários e não Gaussianos, permitindo a identificação de falhas que apresentam essas características.

Um estudo para reduzir o número de sensores e, conseqüentemente, a quantidade de dados adquiridos em análises de falhas em turbo geradores, é apresentado por Sinha e Elbhah (2013). O objetivo foi utilizar apenas um acelerômetro por mancal na direção horizontal ao invés de dois acelerômetros e dois sensores de deslocamento (direções horizontal e vertical). Para tanto, os autores utilizaram técnicas de fusão de dados denominadas espectros de alta ordem, como o biespectro composto. Testes com identificação de desalinhamento e *rubbing* em um rotor de dois eixos suportado por quatro mancais de rolamento são feitos para demonstrar o potencial do método.

Outra linha de pesquisa sobre métodos baseados em sinais compreende o uso de redes neurais e lógica *Fuzzy* na identificação de falhas.

Bai et al. (2003) criaram um sistema de diagnóstico inteligente de máquinas rotativas composto por dois módulos: módulo de processamento de sinais e um módulo de inferência de estado. No primeiro, a técnica de *order tracking* é utilizada para se obter as amplitudes das ordens do sinal de vibração através de um algoritmo recursivo de mínimos quadrados (*recursive least square – RLS*) ou de um filtro de Kalman. Os autores afirmam que as técnicas utilizadas são mais robustas do que as técnicas convencionais de *order tracking* baseadas na transformada de Fourier. O segundo módulo utiliza lógica *Fuzzy* para identificar as falhas presentes no sistema (desalinhamento, desbalanceamento, folga e falha nos mancais de rolamento) a partir das amplitudes das ordens do sinal de vibração. A lógica *Fuzzy*, implementada no sistema de identificação das falhas, foi baseada na

experiência obtida em trabalhos anteriores. O sistema de diagnóstico foi implementado em um processador digital de sinais (*digital signal processor – DSP*) de ponto flutuante.

Um método utilizando rede neural de *wavelet* (*wavelet neural network – WNN*) foi proposto por Chen e Mo (2004), onde a função do neurônio é uma função *wavelet*; os autores apontam que outra possibilidade seria utilizar a transformada *wavelet* como pré-processamento dos dados a serem utilizados em uma rede neural convencional. A rede neural *WNN* foi treinada utilizando um algoritmo de propagação retrógrado modificado (*back propagation – BP*) para identificar diversas falhas e foi testada na identificação de falhas na turbina de um gerador.

Utilizando o sinal de vibração obtido através de um acelerômetro, Lei et al. (2008) aplicaram um complexo esquema de detecção de falhas que consiste em três passos. Primeiramente, são calculados 11 parâmetros estatísticos do sinal no domínio do tempo e 13 no domínio da frequência juntamente com a decomposição de modos empíricos (*empirical mode decomposition – EMD*). Em seguida, um método de análise de distância é aplicado para identificar quais destes parâmetros são mais significativos na identificação das falhas. Por último, os parâmetros selecionados são utilizados como dados de entrada do sistema de inferência *neuro-fuzzy* adaptativo (*adaptive neuro-fuzzy inference system – ANFIS*) que é responsável por identificar as falhas presentes no sistema. Esta metodologia foi aplicada com sucesso na identificação de falhas em rolamentos.

Uma das limitações de redes *neuro-fuzzy*, conforme apontada em Mitoma et al. (2008), é a não convergência do treinamento da rede para casos ambíguos (onde os parâmetros de entrada da rede são semelhantes para condições diferentes). Os autores apresentam uma rede *neuro-fuzzy* parcialmente linearizada (*partially-linearized neural network – PLNN*) como forma de superar tal limitação. A *PLNN* utilizada é sempre convergente e sua convergência é mais rápida que em redes neurais convencionais. O método proposto apresentou resultado satisfatório na identificação de falhas em elementos rolantes, pista interna e pista externa de rolamentos. Parâmetros estatísticos no domínio do tempo foram analisados e um algoritmo foi utilizado para selecionar apenas os parâmetros mais significativos.

Zio e Gola (2009) indicaram que redes neurais possuem a vantagem de mapear automaticamente as relações não lineares entre a resposta do sistema e as falhas. No entanto, o resultado apresentado é de difícil interpretação física. A vantagem da utilização da lógica *Fuzzy* é que o modelo consiste em um conjunto de regras de fácil interpretação e análise; mas a grande desvantagem é a dificuldade no correto estabelecimento do conjunto das regras *Fuzzy*. Neste sentido, a técnica *neuro-fuzzy* proposta reúne as vantagens dos dois métodos, onde foi utilizada uma rede neural para ajustar as regras da lógica *Fuzzy*. A técnica *neuro-fuzzy* foi capaz de identificar a presença e a severidade de folgas em mancais de rolamento.

Wang et al. (2010) ajustaram modelos autoregressivos (*AR*) com as respostas temporais de rotores com falhas (usados como referência) e rotores com falhas a serem identificadas. A partir dos coeficientes dos modelos ajustados, três métodos de identificação de falhas foram comparados. No primeiro, foi utilizada a distância vetorial entre os coeficientes dos modelos de referência e os modelos dos rotores com falhas a serem identificadas. Os dois métodos restantes consistem na utilização de redes neurais de propagação retrógrada (*back-propagation neural network – BPNN*) treinadas com os modelos de referência. Em um dos métodos, a rede neural utiliza como entrada os coeficientes ajustados da máquina com falhas, e no último método, utiliza a diferença entre estes coeficientes e os coeficientes obtidos para uma máquina sem falhas. O método que utiliza *BPNN*, com a diferença entre os coeficientes obtidos e os coeficientes sem falhas, apresentou desempenho superior aos outros dois métodos. As falhas consideradas foram desbalanceamento, desalinhamento, falha em mancal de rolamento e *oil-whip*.

Outra abordagem muito utilizada na identificação de falhas em máquinas rotativas é a chamada identificação de falhas baseadas em modelos. Neste caso, a comparação entre os sinais medidos e o comportamento calculado a partir de modelos possibilita a obtenção de mais informações da falha, como sua localização e dimensão. Os métodos baseados em modelo se dividem em três abordagens principais (Isermann, 2006):

- Estimativa de parâmetros (quando a falha afeta um parâmetro constante do sistema);

- Estimativa de estado (quando a falha afeta o estado do sistema);

- Equações de paridade (quando a falha afeta variáveis de entrada imensuráveis, os parâmetros são constantes e é apenas possível fazer a comparação das variáveis de saída do sistema e do modelo).

Chiarello e Pederiva (1999) desenvolveram um processo de controle e diagnóstico de falhas com base em funções de paridade, que são determinadas a partir da equação matricial de Ljapunov.

Bachschmid e Pennacchi trouxeram uma grande contribuição na identificação de falhas em máquinas rotativas. Bachschmid et al. (2002) apresentaram um método para a identificação de múltiplas falhas em sistemas rotativos. A identificação é feita através de um ajuste por mínimos quadrados no domínio da frequência. O modelo utilizado compreendia o rotor, mancais, fundação e o modelo das falhas, que eram modeladas por componentes harmônicas de forças ou momentos equivalentes. O método apresentado foi testado em máquinas reais, por exemplo, em turbogeradores (Bachschmid et al., 2003, Pennacchi e Vania, 2004).

A identificação do desbalanceamento de rotores em operação, utilizando métodos baseados em modelo, foi tratada nos trabalhos de Sudhakar and Sekhar (2011), Bachschmid et al. (2003) and Platz (2004) em combinação com outras falhas, uma vez que o desbalanceamento está sempre presente e não pode ser negligenciado no processo de identificação.

A identificação de trincas foi abordada por Platz (2004), Pennacchi et al. (2006a, 2006b) and Sekhar (2004a), sendo modelada através de uma força equivalente contendo as três primeiras harmônicas da rotação. Nos trabalhos de Sekhar (2004b, 2008) foi realizada a identificação simultânea de mais de uma trinca. Finalmente, Bachschmid et al. (2010) reuniram os resultados de suas pesquisas no livro intitulado “*Cracked Rotors*”.

2.2.1 Detecção do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos

Papadopoulos et al. (2008) utilizaram uma técnica de mínimos quadrados para a identificação do desgaste, sendo que a função objetivo utilizada foi a diferença entre valores medidos e calculados da vibração de um ponto pré-definido ao longo do rotor (geralmente seu ponto médio). Nikolakopoulos e Papadopoulos (2008) apresentaram um modelo analítico buscando encontrar uma relação entre a força de atrito e os parâmetros do desgaste (ângulo de desalinhamento e profundidade).

Mais tarde, Gertzos et al. (2011) desenvolveram um método gráfico online para identificar a profundidade do desgaste a partir da medição de parâmetros do mancal (excentricidade, ângulo de atitude, coeficiente de atrito e fluxo do lubrificante). Saridakis et al. (2012) investigaram desalinhamento e desgaste nos mancais hidrodinâmicos utilizando redes neurais artificiais.

Chasalevris et al. (2013) identificaram o surgimento de componentes harmônicas na resposta transiente de um rotor sustentado por mancais hidrodinâmicos com desgaste. Os autores notaram que sub e super harmônicas ($1/2X$, $3/2X$ e $5/2X$) aparecem principalmente no cruzamento da velocidade crítica, sendo a sub-harmônica de $1/2X$ a mais sensível à profundidade do desgaste.

Machado (2014) apresentou um método para a identificação dos parâmetros do desgaste (profundidade e posição angular) baseado no ajuste do modelo em volumes finitos (*FVM*) do mancal com desgaste. A partir do modelo do mancal com desgaste (Machado e Cavalca, 2015a), coeficientes dinâmicos lineares eram calculados e inseridos no modelo em elementos finitos do rotor. A função objetivo a ser minimizada era dada pela diferença entre a função resposta ao desbalanceamento em coordenadas direcionais (*dFRD*) medida experimentalmente e a resposta do modelo. A desvantagem do método proposto é o fato de as medições da resposta ao desbalanço serem necessariamente feitas na velocidade crítica, quando o rotor apresenta elevada amplitude de vibração.

Poucos trabalhos foram publicados até então no que diz respeito à identificação do desgaste em mancais lubrificados, sendo esta uma área nova com muitas perspectivas

de pesquisa. Dentro deste contexto, a principal contribuição do presente trabalho é propor uma metodologia, baseada em testes práticos realizados em comissionamento de rotores, através da utilização de mancais magnéticos, para a identificação dos parâmetros do desgaste em mancais hidrodinâmicos. Para tanto, utilizou-se um método similar ao proposto por Machado (2014), porém utilizando a função resposta em frequência também em coordenadas direcionais (*dFRF*). A vantagem é que o rotor pode estar operando na velocidade nominal ou em qualquer outra velocidade de rotação (não havendo necessidade de estar na velocidade crítica). Contudo, neste caso, para a obtenção da *dFRF*, faz-se necessária uma fonte de excitação externa, que em aplicações reais provém de um mancal magnético instalado em uma das extremidades do eixo. Com este intuito, foi utilizado, para os testes em laboratório, um atuador magnético (conforme descrito na seção 2.3).

2.3 Estabilidade de Rotores Sustentados por Mancais Hidrodinâmicos

O *whirl* é caracterizado por uma excitação subsíncrona, aproximadamente entre 43% e 49% da frequência de rotação do eixo (Oliver, 2001), sendo comumente mascarada pelo efeito do desbalanceamento do rotor e observável apenas nos mancais. Segundo Muszynska (1986), o *oil-whirl* ocorre quando o filme de óleo é mais flexível que o rotor (que se comporta como um corpo rígido) e, embora sua amplitude seja maior do que a amplitude da vibração síncrona, é limitada devido às forças do filme de óleo. O *oil-whip* é uma vibração severa que ocorre quando o *oil-whirl* coincide com a primeira frequência natural de flexão direta do eixo. A flexibilidade do eixo se torna dominante novamente, e a amplitude do movimento nos mancais é restringida apenas pela folga dos mancais. No entanto, a amplitude do rotor se torna muito elevada (condição de ressonância), podendo causar grandes danos ao sistema.

Portanto, a análise dinâmica de máquinas rotativas sustentadas por mancais lubrificadas é necessária para garantir uma operação confiável. Neste sentido, na fase de projeto de turbomáquinas, simulações computacionais são feitas para garantir o nível de estabilidade dos rotores. No entanto, as limitações dos modelos e a impossibilidade de simular as reais condições de operação às quais as máquinas estão submetidas, inserem incertezas nas análises computacionais. Estas incertezas se refletem no aumento do

conservadorismo por parte dos fabricantes, sacrificando desempenho e preço através do uso de componentes adicionais para que a margem de estabilidade atinja as especificações. Assim, fazem-se necessários testes de comissionamento onde, uma vez operacionais os rotores, obtém-se experimentalmente sua margem de estabilidade.

A medição da estabilidade de rotores consiste na identificação experimental de parâmetros modais, mais precisamente do fator de amortecimento modal, fazendo com que uma técnica de análise modal seja necessária. Uma extensa revisão da literatura sobre medição de estabilidade de rotores pode ser encontrada no trabalho de Cloud (2007).

Na indústria de óleo e gás, os padrões de desempenho são estabelecidos pela norma *API RP 684* (2005), do Instituto Americano de Petróleo (*American Petroleum Institute - API*), onde são exigidos testes de estabilidade baseados na medida de parâmetros modais (frequência natural e fator de amortecimento) do rotor. O objetivo do *API* foi padronizar os testes de estabilidade a serem feitos em máquinas rotativas, haja vista a disparidade dos testes e previsões de estabilidade aplicados por diferentes fabricantes na indústria.

Embora muitos pesquisadores (sobretudo da área de análise modal e controle) utilizem o fator de amortecimento modal (ξ) como indicador do nível de estabilidade de um sistema, o *API* utiliza o decremento logarítmico (δ), sendo que a relação entre os dois indicadores se dá pela Equação 1.

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (1)$$

No trabalho pioneiro de Newkirk (1924), impulsos foram aplicados em um compressor de fornos de fundição em um estudo minucioso de problemas de estabilidade originados por atritos internos, no entanto, nenhuma medição de fator de amortecimento foi feita. Robertson (1935) fez estimativas do fator de amortecimento de rotores através do decaimento da resposta transiente a degraus de carga. Newkirk e Lewis (1956) aplicaram um impulso controlado utilizando um bloco de madeira em um pêndulo para fazer a análise de estabilidade de um rotor sustentado por mancais hidrodinâmicos cilíndricos. Wohlrab (1976) examinou a sensibilidade da estabilidade de uma turbina de fluxo axial (decremento

logarítmico versus rigidez cruzada) em função da anisotropia nos mancais. Para isso, utilizou a aproximação de um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade (*Single Degree of Freedom - SDOF*), onde o decremento logarítmico pode ser obtido diretamente a partir da resposta ao impulso, aplicando-se a Equação 2, onde $y(t_0)$ é a amplitude da resposta no instante t_0 , que é dividida pela resposta após n_{ciclos} da vibração com período Δt .

$$\delta = \frac{1}{n_{ciclos}} \ln \left(\frac{y(t_0)}{y(t_0 + n_{ciclos} \Delta t)} \right) \quad (2)$$

Através da medição experimental do decremento logarítmico para várias rotações, Ehrich (1980) percebeu que o amortecimento do rotor diminuía com o aumento da rotação, e sugeriu que testes de estabilidade fossem feitos em rotores industriais durante a etapa de balanceamento em altas rotações. Mais tarde, Atkins et al. (1990) e Atkins e Perez (1992) utilizaram uma fonte de excitação eletromecânica conectada verticalmente à caixa do mancal para obter *FRFs* através da aplicação de *sine-sweep*, com o rotor operando a diferentes velocidades de rotação. O fator de amortecimento do sistema foi obtido através de técnicas de análise modal baseadas na estimação de erro por mínimos quadrados.

Jackson (1981) e Jackson e Leader (1983) fizeram testes de estabilidade em diversos compressores na etapa de comissionamento. Durante o teste de *surge*, um teste muito comum na etapa de comissionamento de compressores, os autores mediram as vibrações axiais do rotor e estimaram o decremento logarítmico do rotor utilizando a Equação 2.

Baseado no trabalho de Bently e Muszynska (1982), foram instalados dois excitadores ortogonais no pedestal dos mancais de uma turbina a vapor (Kanki et al., 1986) e de um compressor (Kanki et al., 1988). Dois métodos para identificação do amortecimento foram utilizados. No primeiro, o fator de amortecimento foi estimado a partir do cálculo do fator de amplificação (*Amplification Factor - AF*) utilizando *FRFs* obtidas através de *sine-sweep*. No segundo método, uma excitação denominada *Blocking Test* foi aplicada para excitar e isolar o primeiro modo do sistema, e então desligada, gerando a resposta transiente utilizada na identificação do decremento logarítmico (Equação 2). Neste tipo de excitação, uma força radial girante (resultado da força aplicada

pelos dois excitadores ortogonalmente dispostos) era aplicada com a mesma frequência do modo natural cujo amortecimento se deseja identificar.

Recentemente, diversos pesquisadores (Baumann, 1999; Moore et al., 2002; Sorokes et al., 2009; Bidaut et al., 2009; Pettinato et al., 2010) utilizaram atuadores magnéticos como fonte de excitação externa para medição da estabilidade, ao invés de excitadores eletromecânicos montados nos pedestais dos mancais. Nos testes, o atuador magnético era temporariamente montado na extremidade livre do eixo do compressor (Figura 1). Os trabalhos investigaram o impacto na estabilidade de compressores devido à incorporação de diferentes tipos de selos. Técnicas para sistemas de um grau de liberdade, como *AF*, foram utilizadas.

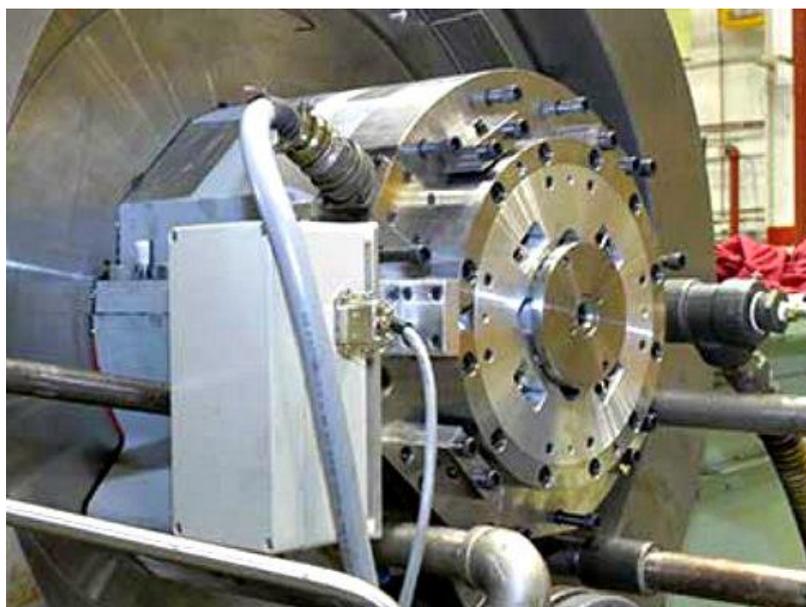


Figura 1 - Atuador magnético acoplado na ponta do eixo do compressor (Pettinato et al., 2010).

Segundo Cloud et al. (2009), técnicas de análise modal com aproximações para sistemas de um grau de liberdade (*SDOF*), como *AF* ou decremento logarítmico, resultam em medições de estabilidade não realistas, uma vez que é possível que modos diretos e retrógrados estejam muito próximos. Assim, mesmo que apenas um pico seja observado nas *FRFs* obtidas experimentalmente (Figura 2), é possível que mais de um modo participe da composição da resposta, tornando a aproximação para sistemas de um grau de liberdade inadequada.

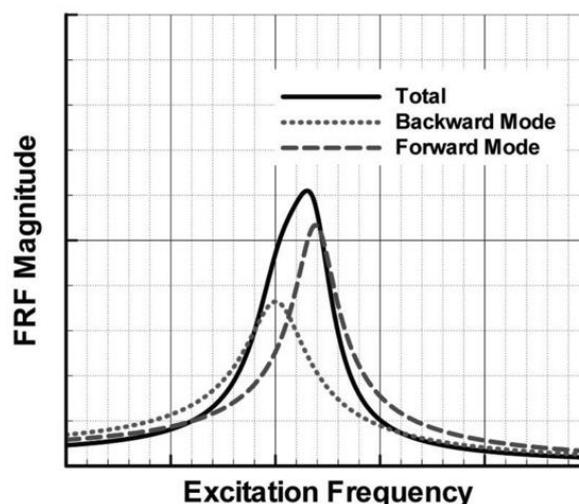


Figura 2 – Pico da *FRF* de um sistema rotativo composto por um modo direto e um modo retrógrado (Cloud et al., 2009).

Portanto, a aplicação de técnicas de múltiplos graus de liberdade (*Multiple Degrees of Freedom – MDOF*) se faz necessária para a identificação precisa da estabilidade de rotores. Tais métodos eliminam a limitação dos métodos SDOF que consideram que a resposta do sistema é dominada por apenas um modo, permitindo a identificação de modos próximos.

Utilizando simulações de sistemas rotativos, Zhong (1997) comparou precisão e desempenho de diversos métodos no domínio no tempo, dentre os quais, métodos onde o sinal de excitação é conhecido (*autoregressive moving average - ARMA*) e onde é desconhecido (*autoregressive – AR*). As estimativas mais precisas foram obtidas de técnicas que utilizam modelos retrógrados (onde uma série de pontos de um sinal amostrado é utilizada para descrever um ponto em um instante de tempo anterior à série). Nos casos onde a excitação é desconhecida, Zhong (1997) observou que a precisão do método é altamente depende da relação sinal/ruído do sinal adquirido.

O método *MOBAR (Multiple Output Backward Autoregressive)*, desenvolvido por Hung e Ko (2002) é uma técnica no domínio do tempo (desenvolvida a partir de um modelo *AR* retrógrado), baseado no trabalho de Kumaresan e Tufts (1982) e expandido para aceitar múltiplos sinais de resposta. De acordo com Hung e Ko (2002), métodos baseados em múltiplos sinais de resposta apresentam melhor precisão, com menor

influência de ruído, devido ao conteúdo modal mais rico presente nos dados. Os autores utilizaram a resposta ao impulso de uma viga engastada para fazer a identificação dos parâmetros modais do sistema.

Nos trabalhos de Cloud (2007), Holopainen et al. (2007) e Cloud et al. (2009), o método *MOBAR* em conjunto com a excitação *Blocking Test* (desenvolvida por Kanki et al., 1986) se mostrou preciso na identificação da estabilidade de rotores devido a sua capacidade de identificar modos próximos; podendo ser utilizado na medição de estabilidade em testes de comissionamento de rotores.

Tendo em vista o cenário apresentado, um objetivo secundário deste trabalho consiste no estudo de um método robusto na obtenção do fator de amortecimento dos modos naturais de máquinas rotativas. Para tanto, o método *MOBAR* proposto por Hung e Ko (2002) foi utilizado em conjunto com a excitação *Blocking Test* de Kanki et al. (1986), como apresentado por Cloud (2007). A contribuição do trabalho consiste no uso do diagrama de estabilização (que foi utilizado por Hung e Ko (2002) no caso da viga engastada, porém negligenciado por Cloud (2007), que aplicou o método a máquinas rotativas) e no uso dos sinais de vários testes simultâneos no *MOBAR*. O objetivo é aumentar a robustez do método quando aplicado a sistemas muito amortecidos, no caso, rotores sustentados por mancais lubrificados.

3 DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Neste capítulo é apresentada toda a fundamentação teórica utilizada no presente trabalho. Assim, para a identificação dos parâmetros do desgaste de mancais lubrificados através do método proposto, é necessário o modelo completo do rotor sustentado pelos mancais hidrodinâmicos com desgaste e de sua representação em coordenadas direcionais, uma vez que se trata de um método de identificação baseado em modelo. Desta forma, a teoria utilizada é apresentada em cinco subseções, descritas a seguir.

O método dos elementos finitos utilizado na modelagem do rotor é descrito na seção 3.1. Para tanto, foi utilizada a formulação apresentada no trabalho de Nelson e McVaugh (1976).

A seção 3.2 descreve a obtenção da função resposta em frequência do rotor (*FRF*) e de sua transformação para coordenadas direcionais (*dFRF*), segundo apresentado por Cavalca e Okabe (2010). A *dFRF* foi utilizada na identificação dos parâmetros do desgaste por apresentar maior sensibilidade aos mesmos.

Na terceira parte, seção 3.3, o modelo dos mancais hidrodinâmicos é apresentado, sendo estes representados por coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento, calculados a partir da integração do campo de pressão, obtido pela solução da equação de Reynolds via método de volumes finitos. O desgaste nos mancais é inserido a partir do modelo de Machado e Cavalca (2011), que é uma modificação do modelo proposto por Dufrane et al. (1983), e avaliado conforme Machado e Cavalca (2015a).

Em seguida, o método utilizado na identificação dos parâmetros do desgaste é apresentado (seção 3.4). O método consiste em um problema de minimização com restrições, onde foi utilizada uma função objetivo na forma logarítmica (Arruda, 1992) e um algoritmo de ponto interno. A função objetivo consiste na comparação da *dFRF* medida experimentalmente com a resposta do modelo do sistema rotativo (modelo em

elementos finitos do eixo contendo os coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos com desgaste).

Finalmente, o capítulo se encerra na seção 3.5 onde é apresentado o método *MOBAR* (conforme a formulação de Hung e Ko, 2002) e a excitação denominada *Blocking Test*, a serem utilizados na identificação do fator de amortecimento dos modos naturais de máquinas rotativas. O método *MOBAR* é baseado na identificação de um modelo autorregressivo retrógrado, a partir da resposta transiente obtida, quando uma força radial girante é aplicada até que o regime permanente seja atingido e, então, repentinamente removida do sistema (*Blocking Test*). O objetivo da identificação dos amortecimentos modais, além da exigência nos testes para comissionamento de rotores de grande porte, é, no contexto da identificação dos parâmetros do desgaste, fornecer uma indicação inicial da presença da falha.

3.1 Método dos Elementos Finitos

Na modelagem dinâmica do rotor foi utilizado o método dos elementos finitos. Este método consiste em discretizar o sistema contínuo em um número finito de elementos considerados interligados por seus nós. No desenvolvimento das matrizes de cada elemento são utilizadas funções de forma que descrevem os deslocamentos do interior do elemento (considerado contínuo) em função dos deslocamentos nodais.

Neste trabalho, foi utilizada a formulação da viga de Euler-Bernoulli apresentada no trabalho de Nelson e McVaugh (1976). Na equação de movimento global do sistema, apresentada na Equação 3, $[M]$, $[C(\Omega)]$, $[K(\Omega)]$ e $[G]$ são as matrizes globais de massa, amortecimento, rigidez e efeito giroscópico, respectivamente. O vetor $\{F\}$ contém as forças externas como a força de desbalanceamento e a força peso, Ω é a velocidade de rotação do sistema. O vetor de coordenadas generalizadas $\{q\}$, Equação 4, contém os deslocamentos dos nós, sendo definido pelas translações $V(X,t)$ e $W(X,t)$, nas direções Y e Z , em relação ao referencial fixo XYZ , conforme a Figura 3. A orientação do nó é fornecida pelas rotações $B(X,t)$ e $\Gamma(X,t)$ em torno dos eixos Y e Z , respectivamente. As matrizes globais de amortecimento e rigidez, $[C(\Omega)]$ e $[K(\Omega)]$, são dependentes da rotação do eixo

devido à presença dos coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento dos mancais hidrodinâmicos, adicionados posteriormente.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C(\Omega)] + \Omega[G])\{\dot{q}\} + [K(\Omega)]\{q\} = \{F(\Omega)\} \quad (3)$$

$$\{q_i\} = \{V_i \quad W_i \quad B_i \quad \Gamma_i\}^T \quad (4)$$

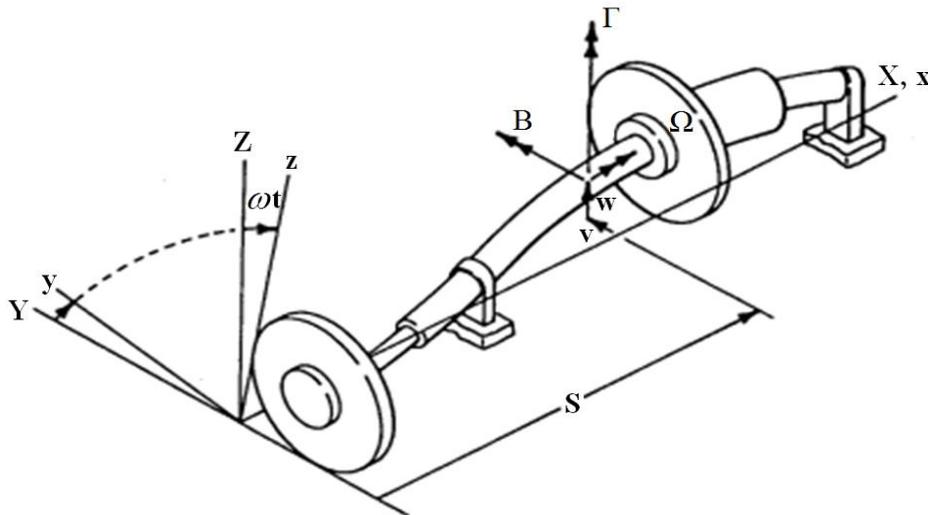


Figura 3 – Sistema de coordenadas utilizado por Nelson e McVaugh (1976).

As matrizes da equação de movimento são obtidas a partir da aplicação da Equação de Lagrange (Equação 5) aos elementos de viga e de disco; onde T_c é a energia cinética, V_p a energia potencial, q_i é a i -ésima coordenada generalizada e F_i é a força generalizada atuando em q_i .

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_c}{\partial q_i} + \frac{\partial V_p}{\partial q_i} = F_i \quad (5)$$

Na obtenção das matrizes do modelo são feitas as seguintes considerações:

- Pequenos deslocamentos;
- Não há deslocamento na direção axial;

- Disco e eixo são isotrópicos (seus momentos de inércia diametrais são iguais, $I_{dy} = I_{dz}$);
- O disco é considerado fino ($I_{dx} = 2I_{dy}$, onde I_{dx} é o momento de inércia polar);
- Disco rígido não possui energia potencial de flexão, apenas inércia.

Desta forma, os discos, considerados rígidos, são modelados apenas por um nó (Figura 4), e a aplicação da Equação de Lagrange resulta em três matrizes: a matriz de inércia de translação do disco $[M_{DT}]$, a matriz de inércia de rotação do disco $[M_{DR}]$ e a matriz giroscópica do disco $[G_D]$, apresentadas nas equações 6, 7 e 8, respectivamente. A matriz de inércia do elemento é obtida a partir da soma das matrizes de inércia de rotação e de translação (Equação 9).

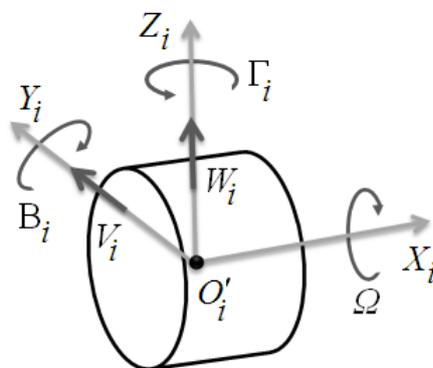


Figura 4 – Elemento de disco.

$$[M_{DT}] = \begin{bmatrix} m_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[M_{DR}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{dy} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[G_D] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{dx} \\ 0 & 0 & I_{dx} & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$[M_D] = [M_{DT}] + [M_{DR}] \quad (9)$$

$$I_{dy} = I_{dz} = \frac{m_D}{12} \left(\frac{3}{4} (D_o^2 + D_i^2) + L_D^2 \right) \quad (10)$$

$$I_{dx} = \frac{m_D}{8} (D_o^2 + D_i^2) \quad (11)$$

onde m_D é a massa do disco, I_{dy} é o momento de inércia diametral e I_{dx} o momento de inércia polar, D_o o diâmetro externo do disco, D_i o diâmetro interno e L_D , a espessura do disco.

O eixo é modelado a partir de elementos de viga (contendo dois nós cada elemento) com massa contínua e seção transversal constante, Figura 5. As translações e rotações dos elementos de viga são calculadas a partir das coordenadas generalizadas dos extremos dos elementos, utilizando funções de forma Hermitianas (funções de interpolação cúbicas), conforme apresentado nas Equações 12 a 15.

$$V = \left[1 - \frac{3x^2}{L^2} + \frac{2x^3}{L^3} \quad x - \frac{2x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2} \quad \frac{3x^2}{L^2} - \frac{2x^3}{L^3} \quad -\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2} \right] \cdot \begin{Bmatrix} V_1 \\ \Gamma_1 \\ V_2 \\ \Gamma_2 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$\Gamma = \left[-\frac{6x}{L^2} + \frac{6x^2}{L^3} \quad 1 - \frac{4x}{L} + \frac{3x^2}{L^2} \quad \frac{6x}{L^2} - \frac{6x^2}{L^3} \quad -\frac{2x}{L} + \frac{3x^2}{L^2} \right] \cdot \begin{Bmatrix} V_1 \\ \Gamma_1 \\ V_2 \\ \Gamma_2 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$W = \begin{bmatrix} 1 - \frac{3x^2}{L^2} + \frac{2x^3}{L^3} & -x + \frac{2x^2}{L} - \frac{x^3}{L^2} & \frac{3x^2}{L^2} - \frac{2x^3}{L^3} & \frac{x^2}{L} - \frac{x^3}{L^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} W_1 \\ B_1 \\ W_2 \\ B_2 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{6x}{L^2} - \frac{6x^2}{L^3} & 1 - \frac{4x}{L} + \frac{3x^2}{L^2} & -\frac{6x}{L^2} + \frac{6x^2}{L^3} & -\frac{2x}{L} + \frac{3x^2}{L^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} W_1 \\ B_1 \\ W_2 \\ B_2 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

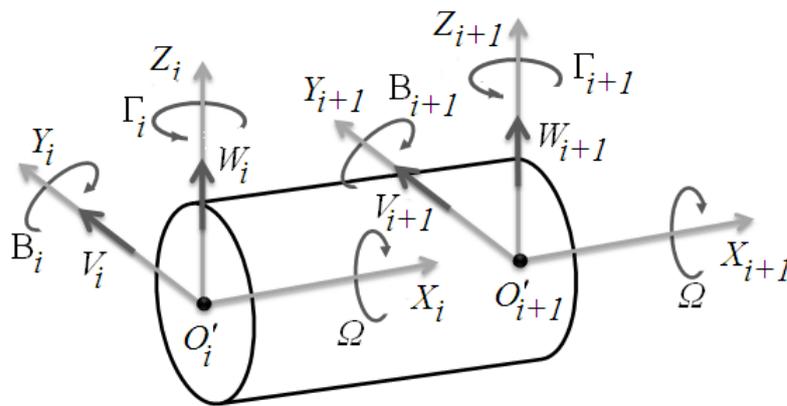


Figura 5 – Elemento de eixo.

A matriz de massa do elemento de viga $[M_E]$ também é composta por dois componentes: a matriz de massa clássica de um elemento de viga $[M_{ET}]$ e a matriz de massa de um elemento de viga que contém a influência do efeito inercial rotacional $[M_{ER}]$, conforme Equação 16. A matriz $[C_E]$, que representa o amortecimento estrutural do eixo, é proporcional às matrizes de massa e de rigidez através dos parâmetros α_c e β_c (Equação 17).

$$[M_E] = [M_{ET}] + [M_{ER}] \quad (16)$$

$$[C_E] = \alpha_c [M_E] + \beta_c [K_E] \quad (17)$$

E as matrizes (Nelson e McVaugh, 1976), são:

$$[M_{ET}] = \frac{\rho A L_e}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 & & & & & & & & \\ 0 & 156 & & & & & & & \\ 0 & -22L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ 54 & 0 & 0 & 13L_e & 156 & & & & \\ 0 & 54 & -13L_e & 0 & 0 & 156 & & & \\ 0 & 13L_e & -3L_e^2 & 0 & 0 & 22L_e & 4L_e^2 & & \\ -13L_e & 0 & 0 & -3L_e^2 & -22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$[M_{ER}] = \frac{\rho d_e^2}{480L_e} \cdot \begin{bmatrix} 36 & & & & & & & & \\ 0 & 36 & & & & & & & \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & & & & \\ 0 & -36 & 3L_e & 0 & 0 & 36 & & & \\ 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & & \\ 3L_e & 0 & 0 & -L_e^2 & -3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$[G_E] = \frac{\rho A d_e^2}{240L_e} \cdot \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & \\ 36 & 0 & & & & & & & \\ -3L_e & 0 & 0 & & & & & & \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & 0 & & & & & \\ 0 & 36 & -3L_e & 0 & 0 & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & 0 & & & \\ -3L_e & 0 & 0 & L_e^2 & 3L_e & 0 & 0 & & \\ 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & 0 & \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$[K_E] = \frac{EI_{yy}}{L_e^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & & & & & & & & \\ 0 & 12 & & & & & & & \\ 0 & -6L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ -12 & 0 & 0 & -6L_e & 12 & & & & \\ 0 & -12 & 6L_e & 0 & 0 & 12 & & & \\ 0 & -6L_e & 2L_e^2 & 0 & 0 & 6L_e & 4L_e^2 & & \\ 6L_e & 0 & 0 & 2L_e^2 & -6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$I_{yy} = I_{zz} = \frac{\pi}{64} d_e^4 \quad (22)$$

Onde:

L_e = comprimento do elemento [m]

A = área da seção transversal do elemento [m²]

ρ = densidade do material [kg/m³]

d_e = diâmetro do elemento [m]

E = módulo de Young (módulo de elasticidade) [N/m²]

I_{yy} = momento de inércia de área [m⁴]

As matrizes de cada elemento são agrupadas em matrizes globais, que contém todos os graus de liberdade do modelo, conforme a Figura 6, utilizadas na equação de movimento do sistema rotativo (Equação 3). Nas matrizes globais obtidas, posteriormente são somados os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento referentes aos mancais hidrodinâmicos nos graus de liberdade dos nós correspondentes.

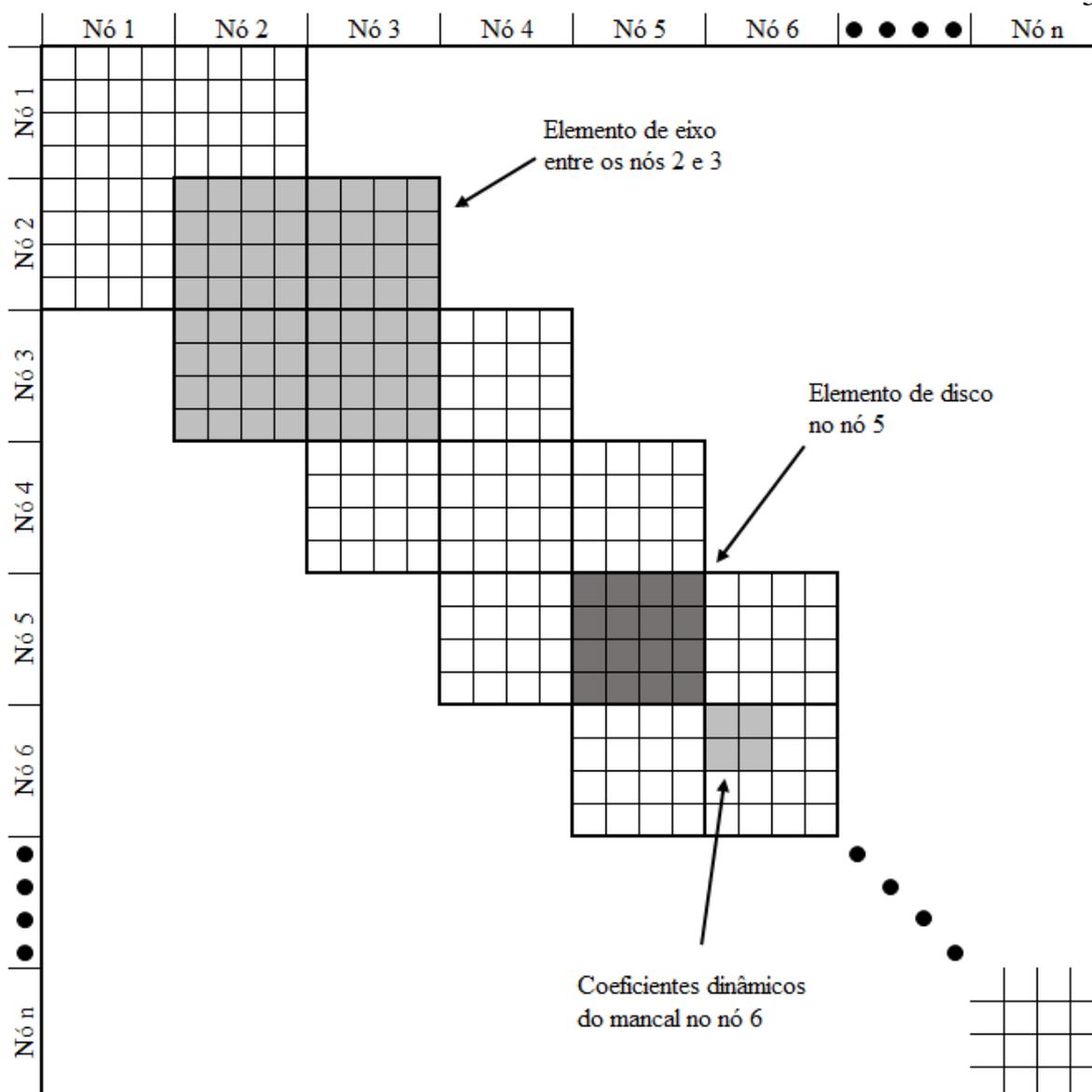


Figura 6 – Arranjo das matrizes de cada elemento na matriz global.

Desta forma, rotores com geometrias complexas podem ser analisados, bastando que sejam discretizados de maneira adequada, respeitando as variações geométricas dos eixos.

3.2 Função Resposta em Frequência Direcional

As órbitas são obtidas a partir da combinação dos deslocamentos laterais do rotor nas direções y e z (Figura 3) ao longo do tempo, representando, portanto, o

movimento de precessão desenvolvido pelo eixo. Este movimento pode ser direto (Figura 7a), caso seja no mesmo sentido da rotação própria do eixo, ou retrógrado (Figura 7b), caso seja no sentido contrário.

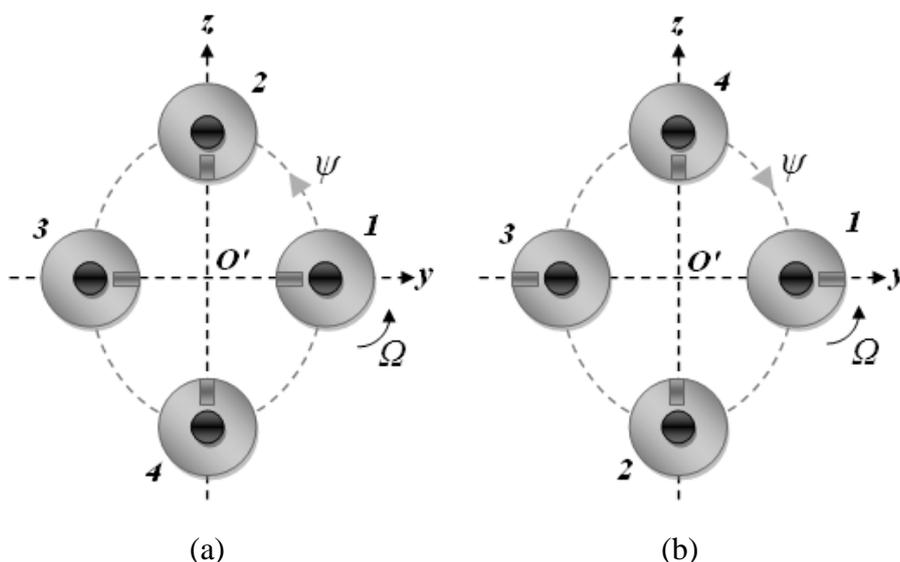


Figura 7 – Movimento de precessão ψ : (a) direta; (b) retrógrada.

O mesmo tipo de análise pode ser estendido para o estudo do comportamento de rotores no domínio da frequência, onde podem ser utilizadas as Funções Resposta em Frequência (*FRF*) em coordenadas físicas y e z para obter as Funções Resposta em Frequência direcionais (*dFRF*) em coordenadas direcionais direta (*forward - f*) e retrógrada (*backward - b*). Para tanto, é utilizada uma transformação de coordenadas conforme apresentada no trabalho de Cavalca e Okabe (2010).

Assim, supondo que um sistema rotativo representado pela Equação 3 seja submetido a uma excitação harmônica $\{F\}$ de frequência ω e apresente uma resposta complexa $\{q\}$, a matriz de *FRFs* do sistema (matriz $[H]^{-1}$) pode ser obtida como apresentado nas Equações 23 e 24.

$$[H] \cdot \{q\} = \{F\} \Rightarrow \{q\} = [H]^{-1} \{F\} \quad (23)$$

$$[H]^{-1} = [-\omega^2[M] + j\omega([C] + \Omega[G]) + [K]]^{-1} \quad (24)$$

Onde:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} \{F_y\} \\ \{F_z\} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} \{y\} \\ \{z\} \end{Bmatrix} \quad (26)$$

A partir deste ponto, por simplicidade de notação, é considerado um ponto de excitação e um ponto medição, resultando em uma matriz de *FRFs* com quatro elementos, conforme a Equação 27. No entanto, as expressões deduzidas podem ser estendidas para todos os graus de liberdade do modelo em elementos finitos.

$$[H]^{-1} = \begin{bmatrix} yy & yz \\ zy & zz \end{bmatrix} \quad (27)$$

No domínio do tempo, a representação da série de Fourier de um sinal real é dada pela Equação 28 (Proakis e Manolakis, 1995).

$$f(t) = \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(\omega_n t) + b_n \text{sen}(\omega_n t)] \quad (28)$$

A partir da Equação de Euler (Equação 29), é possível reescrever os termos em senos e cossenos na forma de exponenciais complexas (Equações 30 e 31).

$$e^{j\omega t} = \cos(\omega t) + j\text{sen}(\omega t) \quad (29)$$

$$\cos(\omega t) = \frac{e^{j\omega t} + e^{-j\omega t}}{2} \quad (30)$$

$$\text{sen}(\omega t) = \frac{e^{j\omega t} - e^{-j\omega t}}{2j} \quad (31)$$

A Equação 28 pode ser reescrita substituindo as expressões de seno e cosseno por suas representações por exponenciais complexas (Equações 30 e 31), resultando na Equação 32.

$$f(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(\frac{a_n - jb_n}{2} \right) e^{j\omega_n t} + \left(\frac{a_n + jb_n}{2} \right) e^{-j\omega_n t} \right] \quad (32)$$

Desta forma, a resposta em regime permanente de um sistema submetido a uma excitação harmônica pode ser representada a partir de sua expansão em série de Fourier conforme a Equação 33; embora Y e Z sejam grandezas complexas (definidas na Equação 34), as resultantes y e z são grandezas reais.

$$\begin{aligned} y(t) &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} [Y_n e^{j\omega_n t} + \bar{Y}_n e^{-j\omega_n t}] \\ z(t) &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} [Z_n e^{j\omega_n t} + \bar{Z}_n e^{-j\omega_n t}] \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} Y_n &= a_n^y - jb_n^y \\ Z_n &= a_n^z - jb_n^z \end{aligned} \quad (34)$$

A resposta do rotor no plano yz pode ser reescrita utilizando a representação complexa da Equação 35, e substituindo a Equação 33, obtém-se a resposta do sistema conforme a Equação 36.

$$r = y + jz \quad (35)$$

$$r = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} [(Y_n + jZ_n) e^{j\omega_n t} + (\bar{Y}_n + j\bar{Z}_n) e^{-j\omega_n t}] \quad (36)$$

Alternativamente, pode-se descrever o movimento de precessão do rotor em coordenadas direcionais (Figura 8). Nesse sistema de coordenadas, a precessão é descrita através da soma de dois vetores girantes; sendo um no mesmo sentido de rotação do eixo, portanto, direto (f), e outro no sentido contrário chamado de retrógrado (b).

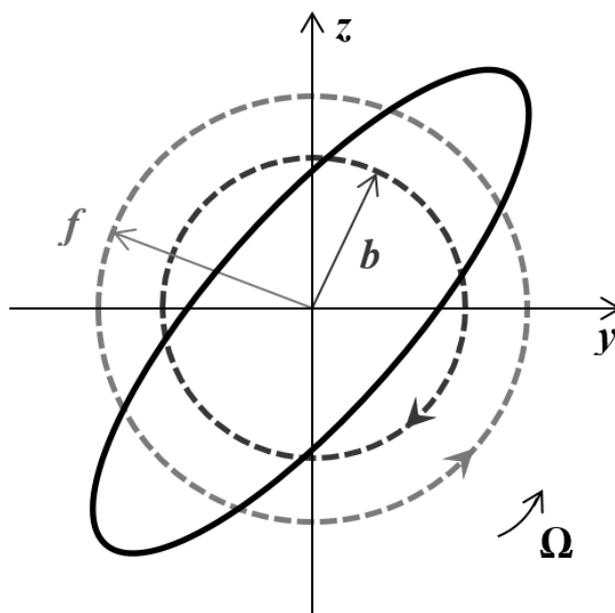


Figura 8 – Movimento de precessão representado nas coordenadas direcionais direta (f) e retrógrada (b).

No sistema de coordenadas direcionais, a resposta do sistema à excitação harmônica pode ser reescrita somando as parcelas das coordenadas direta f e retrógrada b , conforme com a Equação 37.

$$r = \sum_{n=1}^{\infty} [f_n e^{j\omega_n t} + b_n e^{-j\omega_n t}] \quad (37)$$

Através da comparação da representação do movimento de precessão em coordenadas físicas (Equação 36) e em coordenadas direcionais (Equação 37), é possível escrever as relações da Equação 38.

$$\begin{aligned} f_n &= \frac{Y_n + jZ_n}{2} \\ b_n &= \frac{\bar{Y}_n + j\bar{Z}_n}{2} \rightarrow \bar{b}_n = \frac{Y_n - jZ_n}{2} \end{aligned} \quad (38)$$

A partir das relações obtidas, é possível escrever a matriz de transformação $[A]$ que relaciona a resposta do sistema descrita em coordenadas físicas com a resposta em coordenadas direcionais, conforme as Equações 39 e 40 (o sub-índice n foi omitido sem perda de generalidade).

$$\begin{Bmatrix} f \\ \bar{b} \end{Bmatrix} = [A]^{-1} \begin{Bmatrix} Y \\ Z \end{Bmatrix}; \quad \begin{Bmatrix} Y \\ Z \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} f \\ \bar{b} \end{Bmatrix} \quad (39)$$

$$[A]^{-1} = \frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & j \\ 1 & -j \end{bmatrix}; \quad [A] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -j & j \end{bmatrix} \quad (40)$$

Utilizando a matriz de transformação $[A]$ obtida, escreve-se a relação entre o vetor de deslocamentos $\{q\}$ e o vetor de forças externas $\{F\}$ em coordenadas físicas e suas respectivas representações em coordenadas direcionais, $\{p\}$ e $\{\hat{P}\}$, conforme as Equações 41 e 42.

$$\{q\} = [A]\{p\} \quad (41)$$

$$\{F\} = [A]\{\hat{P}\} \quad (42)$$

Onde:

$$\{p\} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \{\bar{b}\} \end{Bmatrix} \quad (43)$$

$$\{\hat{P}\} = \begin{Bmatrix} \{P_f\} \\ \{\bar{P}_b\} \end{Bmatrix} \quad (44)$$

Aplicando as relações obtidas na expressão da *FRF* do sistema (Equação 23), é possível obter a Função Resposta em Frequência Direcional (*dFRF*) do sistema, conforme apresentado nas Equações 45 e 46.

$$[A]\{p\} = [H]^{-1}[A]\{\hat{P}\} \Rightarrow \{p\} = [A]^{-1}[H]^{-1}[A]\{\hat{P}\} \quad (45)$$

$$[dH]^{-1} = [A]^{-1}[H]^{-1}[A] \quad (46)$$

E considerando apenas um ponto de excitação e um ponto de medição, a $dFRF$ da Equação 46 se reduz a uma matriz de apenas quatro termos, conforme a Equação 47.

$$[dH]^{-1} = \begin{bmatrix} ff & f\bar{b} \\ \bar{b}f & \bar{b}\bar{b} \end{bmatrix} \quad (47)$$

O mesmo raciocínio é aplicado no caso do modelo em elementos finitos, onde as coordenadas de translação e angulares de cada nó (Equação 4) podem ser convertidas em coordenadas direcionais (Equação 48) a partir da matriz de transformação $[T_A]$, conforme as Equações 49 e 50. Onde v_i e η_i são, respectivamente, as coordenadas angulares direta e retrógrada do i -ésimo nó.

$$\{p_i\} = \left\{ f_i \quad \bar{b}_i \quad v_i \quad \bar{\eta}_i \right\}^T \quad (48)$$

$$\{p_i\} = [T_A]^{-1} \{q_i\} \quad (49)$$

$$[T_A]^{-1} = \begin{bmatrix} [A]^{-1} & [0] \\ [0] & [A]^{-1} \end{bmatrix} \quad (50)$$

Uma vez que a direção do movimento de precessão é uma característica intrínseca de máquinas rotativas, a análise em coordenadas direcionais facilita a separação das componentes da resposta e a compreensão dos diversos fenômenos presentes nestas máquinas (como, por exemplo, o *oil-whirl*, que é um fenômeno puramente direto).

3.2.1 Comparação entre $dFRF$ e $dFRD$

O desbalanceamento de massa é uma fonte de excitação inerente a sistemas rotativos que advém de o fato da distribuição de massa nos rotores não ser perfeitamente distribuída ao longo de suas seções transversais.

A resposta do sistema ao desbalanceamento (resposta forçada) é comumente chamada de Função Resposta ao Desbalanceamento (*FRD*), e é obtida em coordenadas físicas conforme as Equações 51 e 52.

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = me\Omega^2 \begin{Bmatrix} 1 \\ -j \end{Bmatrix} e^{j(\Omega t + \phi)} \quad (51)$$

$$\begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} yy & yz \\ zy & zz \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} yy \cdot F_y + yz \cdot F_z \\ zy \cdot F_y + zz \cdot F_z \end{Bmatrix} \quad (52)$$

No entanto, por ser dependente da rotação própria do rotor, o desbalanceamento é uma força puramente direta. Assim, a *FRD* pode ser transformada para coordenadas direcionais (*dFRD*) conforme a Equação 53.

$$\begin{Bmatrix} f \\ \bar{b} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} ff & f\bar{b} \\ \bar{b}f & \bar{b}\bar{b} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_f \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} ff \cdot P_f \\ \bar{b}f \cdot P_f \end{Bmatrix} \quad (53)$$

A partir da *dFRD* fica claro que a resposta ao desbalanceamento possui apenas parte da informação do sistema, de maneira que a *FRF* ou a *dFRF* podem ser mais promissoras na identificação dos parâmetros do desgaste, uma vez que estas funções contém toda a informação da resposta do sistema.

3.3 Mancais Hidrodinâmicos com Desgaste

Os mancais são os elementos que sustentam o rotor, conectando-o à parte fixa da máquina. Sua função é restringir graus de liberdade do eixo absorvendo energia, sendo responsável por grande parte do amortecimento do sistema.

Os mancais hidrodinâmicos são modelados a partir de coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento, conforme a Figura 9, que são inseridos nas matrizes

do modelo em elementos finitos. Os coeficientes, neste trabalho, foram avaliados conforme descrito em Machado e Cavalca (2015b) e fornecidos pelos próprios autores.

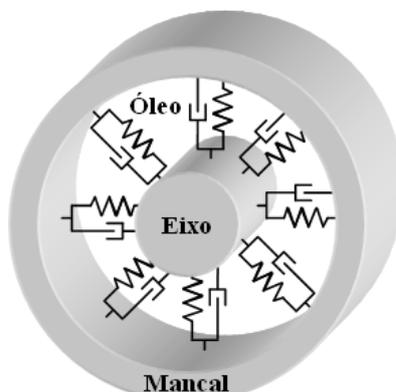


Figura 9 – Representação do modelo matemático do mancal hidrodinâmico.

As características do filme de óleo do mancal dependem da rotação da máquina (Ω), da carga no mancal e das características geométricas do mancal. A espessura resultante reflete no campo de pressões gerado no interior do mancal, responsáveis pelas forças hidrodinâmicas de sustentação.

A solução da equação de Reynolds (Equação 54) fornece a distribuição de pressão no interior do mancal, e as forças hidrodinâmicas de suporte do rotor podem ser obtidas integrando-se o campo de pressões; onde P é pressão hidrodinâmica gerada no fluido, h é a espessura do filme de óleo, μ é a viscosidade absoluta do fluido, e U é a velocidade periférica do eixo.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (54)$$

As forças hidrodinâmicas não lineares são expandidas em uma série de Taylor considerando-se apenas os termos de primeira ordem, e as expressões diferenciais resultantes são aproximadas por diferenças finitas, usando a formulação centrada, para calcular os coeficientes dinâmicos de rigidez (K) e amortecimento (C), conforme as Equações 55 e 56.

$$\begin{aligned}
 K_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{y}} & K_{yz} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{z}} \\
 K_{zy} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{y}} & K_{zz} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{z}}
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

$$\begin{aligned}
 C_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{y}} & C_{yz} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{z}} \\
 C_{zy} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{y}} & C_{zz} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{z}}
 \end{aligned}
 \tag{56}$$

No procedimento numérico da solução da equação de Reynolds, no caso em que a espessura do filme de óleo é descontínua, primeiramente o filme de óleo é discretizado em uma malha uniforme de volumes finitos, como mostrado na Figura 10a. Na vizinhança próxima à descontinuidade do filme de óleo, há uma variação abrupta de pressão. A essa variação, é atribuída uma variação de velocidade do fluido através da aplicação da equação generalizada de Bernoulli, imediatamente antes e depois da descontinuidade. Mais detalhes da solução da equação de Reynolds utilizando o método dos volumes finitos podem ser encontrados no trabalho de Machado e Cavalca (2015a).

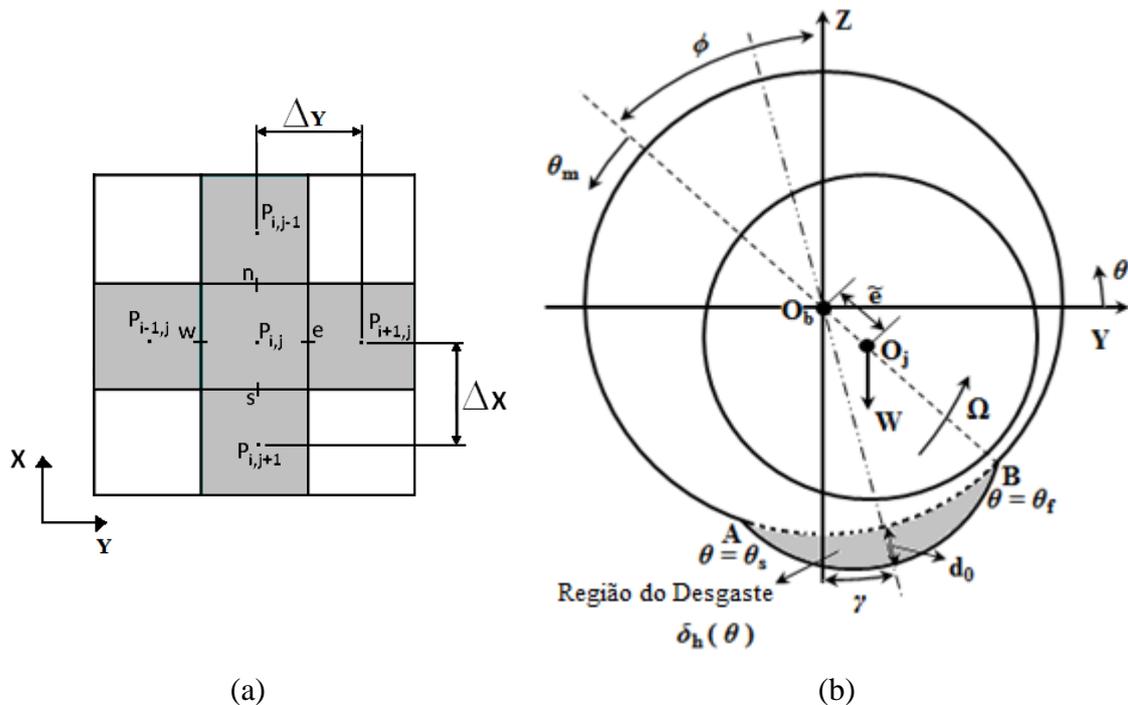


Figura 10 – Modelo numérico do mancal hidrodinâmico (Machado e Cavalca, 2015a): (a) malha de volumes finitos; (b) geometria considerada na modelagem do desgaste.

Na modelagem do desgaste, foi utilizado o modelo proposto por Machado e Cavalca (2011), onde a geometria da região do desgaste no mancal hidrodinâmico é apresentada na Figura 10b. Considera-se que o desgaste possui espessura uniforme na direção axial e introduz uma camada adicional de óleo de profundidade $\delta_h(\theta)$ na região delimitada pelos ângulos θ_s e θ_f ; simétrica com relação ao ponto de maior profundidade (d_0). Desta forma, a espessura do filme de fluido $h(\theta)$ na presença do desgaste é dada pela Equação 57, onde $h_0(\theta)$ é a espessura do filme devido à excentricidade do eixo.

$$h(\theta) = h_0(\theta) + \delta_h(\theta) \quad (57)$$

No sistema de referência local denotado por θ_m , na Figura 10b, os termos da Equação 57 podem ser escritos como apresentado na Equação 58 (Machado e Cavalca, 2011), onde C_r é a folga radial, e a excentricidade do eixo, d_0 a profundidade máxima do desgaste e ϕ é o ângulo de atitude (ângulo da posição de equilíbrio do eixo).

$$\begin{aligned} h_0(\theta) &= Cr + e \cdot \cos(\theta_m) \\ \delta_h(\theta) &= d_0 - Cr \cdot (1 + \cos(\theta_m + \phi)) \end{aligned} \quad (58)$$

Os termos da Equação 58 podem ser reescritos no referencial inercial (YZ) através das componentes da excentricidade e_y e e_z , respectivamente nas coordenadas Y e Z, como apresentado na Equação 59.

$$\begin{aligned} h_0(\theta) &= Cr - e_z \cdot \cos(\theta - \pi/2) + e_y \cdot \sin(\theta - \pi/2) \\ \delta_h(\theta) &= d_0 - Cr \cdot (1 + \cos(\theta - \pi/2)) \end{aligned} \quad (59)$$

A profundidade nas extremidades do desgaste, $\theta = \theta_s$ e $\theta = \theta_f$, é zero. Consequentemente, os pontos das extremidades são dados pela Equação 60, onde γ é a posição angular da profundidade máxima do desgaste (d_0), e a espessura do filme de óleo pode ser reescrita conforme a Equação 61.

$$\begin{aligned} \theta_s &= \pi/2 + \cos^{-1}(d_0/Cr - 1) + \gamma \\ \theta_f &= \pi/2 - \cos^{-1}(d_0/Cr - 1) + \gamma \end{aligned} \quad (60)$$

$$h(\theta) = \begin{cases} h_0, & 0 \leq \theta \leq \theta_s, \quad \theta_f \leq \theta \leq 2\pi \\ h_0 + \delta_h, & \theta_s < \theta < \theta_f \end{cases} \quad (61)$$

A equação da espessura do filme de óleo (Equação 61) é então inserida na equação de Reynolds, a qual é resolvida a partir do método de volumes finitos mencionado anteriormente.

3.4 Identificação dos Parâmetros do Desgaste

Os parâmetros do desgaste no mancal a serem identificados são profundidade máxima (d_0) e posição angular (γ). Para tanto, utiliza-se um método de identificação baseado em modelo. O problema de identificação se resume a um problema de otimização onde se deseja minimizar uma função objetivo que compara a função resposta em frequência em coordenadas direcionais ($dFRF$) obtida experimentalmente com a resposta do modelo desenvolvido. Os parâmetros a serem otimizados são justamente os parâmetros do desgaste a serem identificados.

A função objetivo utilizada foi inicialmente proposta na forma de uma função clássica de mínimos quadrados, como apresentada na Equação 63; sendo que F_{min} é a função objetivo a ser minimizada, F_{exp_i} e F_{mod_i} são, respectivamente, as i -ésimas componentes da resposta experimental e da resposta do modelo (dependente de $\{X_p\}$), n é o número de pontos da $dFRFs$ (F_{exp_i} e F_{mod_i}) que foi utilizado na função objetivo (F_{min}), $\{X_p\}$ é o vetor com os parâmetros a serem minimizados (Equação 62) cujos limites inferiores e superiores são dados, respectivamente, por $\{L_l\}$ e $\{L_u\}$.

$$\{X_p\} = \begin{Bmatrix} d_0 \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (62)$$

$$F_{min} = \sum_i^n (F_{exp_i} - F_{mod_i})^T (F_{exp_i} - F_{mod_i}) \quad \{L_l\} \leq \{X_p\} \leq \{L_u\} \quad (63)$$

No entanto, a convergência dos métodos de busca tende a ser difícil quando trabalhando com funções objetivo apresentadas na forma da Equação 63. Arruda (1992) descobriu que o uso da escala logarítmica em funções objetivo baseadas em FRF melhora a convergência dos algoritmos de busca. Tal melhora se deve ao fato de a escala logarítmica ponderar os pontos da resposta em frequência, reduzindo mudanças abruptas de amplitude na proximidade das ressonâncias. Portanto, neste trabalho será utilizada a função objetivo proposta por Arruda (1992), conforme a Equação 64, e o problema de otimização a ser resolvido é apresentado na Equação 65.

$$F_{min}^{log} = \sum_i^n [\log(F_{mod_i}) - \log(F_{exp_i})]^2 = \sum_i^n \left[\log\left(\frac{F_{mod_i}}{F_{exp_i}}\right) \right]^2 \quad (64)$$

$$\begin{aligned} \text{minimizar} \quad & F_{min}^{log} = \sum_i^n \left[\log\left(\frac{F_{mod_i}}{F_{exp_i}}\right) \right]^2, \\ \text{sujeito a} \quad & \{L_l\} \leq \{X_p\} \leq \{L_u\} \end{aligned} \quad (65)$$

A influência do número de pontos da $dFRF$ utilizado na função objetivo (número de pontos n de F_{exp_i} e F_{mod_i}) foi avaliada na seção 4.3.

Para uma validação inicial do algoritmo de busca, a resposta experimental foi obtida a partir da aplicação de ruído na resposta gerada pelo modelo numérico. Para tanto, foi utilizada a formulação de ruído proposta por Ferraz e Dos Santos (2001), apresentada na Equação 66; onde β_a é o fator devido ao erro aleatório e β_s é o fator devido ao erro sistemático.

$$F_{exp_i} = F_{mod_i} + F_{mod_i} \cdot \beta_a \cdot rand[-1,1] + F_{mod_i} \cdot \beta_s \cdot rand[-1,1] \quad (66)$$

Para encontrar o mínimo global do problema de otimização (Equação 65), foi utilizado o método *MultiStart* juntamente com o algoritmo de ponto interior (*Interior Point Algorithm*), ambos do Toolbox de Otimização do *MATLAB*.

Assim, o método *MultiStart* utiliza o algoritmo de ponto interior para solucionar o problema de otimização várias vezes com diferentes pontos de partida e escolhe aquele em que a função objetivo apresentou menor valor. A influência da malha de

pontos de partida fornecida para o método *MultiStart* foi um dos parâmetros analisados na seção 4.3.

O algoritmo de ponto interior é aplicável a problemas de minimização com restrição na forma apresentada pela Equação 67. O problema pode ser reescrito conforme a Equação 68, onde há tantas variáveis de relaxamento (s_i) quantas forem as restrições de desigualdade g . As variáveis s_i são sempre positivas para manter o termo $\ln(s_i)$ limitado, sendo que o termo logarítmico adicionado recebe o nome de função de barreira.

$$\min_x f(x), \text{ sujeito a } \{h(x)\} = \{0\} \text{ e } \{g(x)\} \leq \{0\} \quad (67)$$

$$\begin{aligned} \min_{x,s} f_\mu(x,s) &= \min_x f(x) - \mu \sum_i \ln(s_i), \\ \text{sujeito a } \{h(x)\} &= \{0\} \text{ e } \{g(x)\} + s = \{0\} \end{aligned} \quad (68)$$

Conforme a variável μ decresce para zero, o mínimo da função f_μ deve se aproximar do mínimo da função f . A função descrita pela Equação 68 é um problema de restrições de igualdade e é mais fácil de ser resolvido que o problema de restrições de desigualdades da Equação 67.

Para resolver o problema aproximado da Equação 68, o algoritmo de ponto interior utiliza um dos dois tipos de passos descritos a seguir em cada iteração:

- Passo direto (ou passo de Newton) em $(\{x\}, \{s\})$, que soluciona as equações de *KKT* (Equações 70 e 71) para o problema aproximado através de uma aproximação linear.
- Passo do gradiente conjugado (*conjugate gradiente - CG*), usando região de confiança.

As condições de Karush-Kuhn-Tucker (*KKT*), apresentadas nos trabalhos de Karush (1939) e Kuhn e Tucker (1951), são análogas às condições de que o gradiente deve ser nulo em um ponto de mínimo da função objetivo, porém modificadas para levar em conta problemas com restrições. As condições de *KKT*, dadas pelas Equações 70 e 71,

fazem uso da função de Lagrange auxiliar, dada pela Equação 69, onde o vetor de multiplicadores de Lagrange $\{\lambda\}$ é obtido concatenando os vetores dos multiplicadores de Lagrange das restrições de igualdade ($\{\lambda_h\}$) e das restrições de desigualdade ($\{\lambda_g\}$).

$$L(\{x\}, \{\lambda\}) = f(x) + \sum_i \lambda_{g,i} g_i(x) + \sum_i \lambda_{h,i} h_i(x) \quad (69)$$

$$\nabla_x L(\{x\}, \{\lambda\}) = \{0\} \quad (70)$$

$$\lambda_{g,i} g_i(x) = 0 \quad \forall i \quad (71)$$

O algoritmo de ponto interior primeiramente tenta o passo direto e, caso não seja possível, utiliza o passo do gradiente conjugado. Um caso em que é utilizado o passo CG é quando o problema aproximado (Equação 68) não é localmente convexo nas proximidades da iteração atual.

A cada iteração o algoritmo de busca reduz uma função de mérito (f_m) na forma da Equação 72, onde o parâmetro v pode ser aumentado com o número de iterações para forçar uma solução factível. Se o passo dado não reduz a função de mérito, a função objetivo ou alguma função de restrição não linear retorna um valor inválido (complexo, infinito, não numérico), ou ocorre algum erro na iteração atual, o passo dado é descartado e o algoritmo tenta um novo passo mais curto.

$$f_m = f_\mu(x, s) + v \|(h(x), g(x) + s)\| \quad (72)$$

O passo direto ($\{\Delta x\}, \{\Delta s\}$) é obtido a partir da solução da Equação 73, que vem da tentativa de resolver as Equações 70 e 71 utilizando um Lagrangeano linearizado. Onde $[H]$ é a matriz Hessiana (matriz simétrica das segundas derivadas) do Lagrangeano de f_μ , conforme a Equação 74, $[J_g]$ é o Jacobiano da função de restrição g , $[J_h]$ é o Jacobiano da função de restrição h , $[S]$ é uma matriz diagonal das variáveis s_i , $\{e\}$ é um vetor unitário do mesmo tamanho de g , $[\Lambda]$ é a matriz diagonal contendo os valores de $\{\lambda_g\}$.

A Equação 73 é resolvida utilizando-se a fatoração LDL^* (que consiste no passo computacionalmente mais custoso do algoritmo). Além do passo a ser dado, a solução desta equação permite determinar se a Hessiana projetada (Equação 74) é positivo definida ou não e, caso não seja, o algoritmo utiliza o passo do gradiente conjugado.

$$\begin{bmatrix} [H] & [0] & [J_h]^T & [J_g]^T \\ [0] & [S][\Lambda] & [0] & -[S] \\ [J_h] & [0] & [I] & [0] \\ [J_g] & -[S] & [0] & [I] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\Delta x\} \\ \{\Delta s\} \\ -\{\Delta \lambda_h\} \\ -\{\Delta \lambda_g\} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \{\nabla f\} - [J_h]^T \{\lambda_h\} - [J_g]^T \{\lambda_g\} \\ [S] \{\lambda_g\} - \mu \{e\} \\ \{h\} \\ \{g\} + \{s\} \end{bmatrix} \quad (73)$$

$$[H] = [\nabla^2 f(x)] + \sum_i \lambda_i [\nabla^2 g_i(x)] + \sum_j \lambda_j [\nabla^2 h_j(x)] \quad (74)$$

No passo do gradiente conjugado, o algoritmo minimiza uma aproximação quadrática do problema em uma região de confiança de raio R , sujeita a restrições linearizadas. Neste caso, os multiplicadores de Lagrange são obtidos a partir da solução, por mínimos quadrados, aproximada das equações de KKT , conforme a Equação 75 sujeita a $\{\lambda\}$ positivo.

$$\nabla_x L = \nabla_x f(x) + \sum_i \lambda_i \nabla g_i(x) + \sum_j \lambda_j \nabla h_j(x) = 0 \quad (75)$$

Assim, é dado um passo ($\{\Delta x\}$, $\{\Delta s\}$) de forma a aproximadamente resolver o problema de minimização descrito pela Equação 76, sujeito às restrições linearizadas apresentadas na Equação 77.

$$\min_{\{\Delta x\}, \{\Delta s\}} \{\nabla f\}^T \{\Delta x\} + \frac{1}{2} \{\Delta x\}^T \nabla_{xx}^2 L \{\Delta x\} + \mu \{e\}^T [S]^{-1} \{\Delta s\} + \frac{1}{2} \{\Delta s\}^T [S]^{-1} [\Lambda] \{\Delta s\} \quad (76)$$

$$\{g(x)\} + [J_g] \{\Delta x\} + \{\Delta s\} = \{0\}, \quad \{h(x)\} + [J_h] \{\Delta x\} = \{0\} \quad (77)$$

Para resolver a Equação 77, o algoritmo tenta minimizar a norma das restrições linearizadas dentro de uma região escalonada por R . Então, a Equação 76 é resolvida com as restrições de forma a ser condizente com os resíduos da solução da Equação 77, permanecendo dentro da região de raio R e mantendo s estritamente positivo.

Para uma discussão mais detalhada do algoritmo de ponto interior, recomendam-se os trabalhos de Byrd et al. (1999, 2000) e Waltz et al. (2006).

3.5 MOBAR

Os modelos autorregressivos de média móvel (*autoregressive moving-average - ARMA*) são modelos no domínio do tempo baseados no trabalho de Gersch (1970). Inicialmente, considera-se que o sistema a ser identificado possa ser descrito por uma equação linear a diferenças conforme as Equações 78 e 79; onde $y(t)$ e $f(t)$ são séries temporais igualmente espaçadas de Δt representando, respectivamente, a saída e a entrada do sistema, n e m são o número de pontos na saída e na entrada, respectivamente, α_k são os parâmetros autorregressivos e β_k são os parâmetros da média móvel.

$$\alpha_n y_{t-n} + \dots + \alpha_1 y_{t-1} + \alpha_0 y_t = \beta_m f_{t-m} + \dots + \beta_1 f_{t-1} + \beta_0 f_t \quad (78)$$

$$\sum_{k=0}^n \alpha_k y_{t-k} = \sum_{k=0}^m \beta_k f_{t-k} \quad (79)$$

De acordo com Maia e Silva (1997), esses modelos são particularmente vantajosos quando a excitação externa não é conhecida (de forma determinística), mas pode ser estatisticamente considerada como um ruído branco. Assim, é possível desprezar a parte da média móvel (lado direito da igualdade na Equação 79) e analisar sistemas onde apenas a resposta do sistema pode ser medida como, por exemplo, no caso de vibração em pontes. Estes modelos recebem o nome de modelos autorregressivos (*AR*).

O nome, modelos autorregressivos, se dá devido à forma como os modelos são construídos, onde a resposta do sistema para um dado instante de tempo depende da resposta do sistema em instantes de tempo passados, no caso dos modelos autorregressivos diretos (*forward autoregressive model - FAR*) como apresentado na Equação 80, ou dependem da resposta do sistema em instantes de tempo futuros, no caso dos modelos autorregressivos retrógrados (*backward autoregressive model - BAR*) como apresentado na Equação 81. Nas Equações 80 e 81, q representa a ordem do modelo, a_i e b_i são os coeficientes dos modelos e y_i é o i -ésimo ponto da série temporal dos dados medidos.

$$y_t = \sum_{i=1}^q b_i y_{t-i} = b_1 y_{t-1} + b_2 y_{t-2} + \dots + b_q y_{t-q} \quad (80)$$

$$y_t = \sum_{i=1}^q a_i y_{t+i} = a_1 y_{t+1} + a_2 y_{t+2} + \dots + a_q y_{t+q} \quad (81)$$

O método *MOBAR* é baseado em um modelo autorregressivo retrógrado e foi descrito conforme a formulação de Hung e Ko (2002). O método pode identificar sistemas com muitos modos, mesmo que estes sejam muito próximos, através do uso de múltiplos canais de medição (que podem ser de diferentes naturezas, como deslocamento, velocidade e aceleração). Desta forma, os termos y_i na Equação 81 são vetores coluna de comprimento p , onde p é o número de sensores e os coeficientes a_i são matrizes quadradas de dimensão p . Para uma medição de N pontos, a Equação matricial 82 pode ser escrita a partir da Equação 81 e resolvida a partir do uso de mínimos quadrados (*least mean square - LMS*) ou da decomposição em valores singulares (*singular value decomposition - SVD*); de acordo com Kumaresan e Tufts (1982).

$$\begin{bmatrix} \{y_1\}^T \\ \{y_2\}^T \\ \vdots \\ \{y_{N-q}\}^T \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} [a_1]^T \\ [a_2]^T \\ \vdots \\ [a_q]^T \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \{y_2\} & \{y_3\} & \dots & \{y_{N-q+1}\} \\ \{y_3\} & \{y_4\} & \dots & \{y_{N-q+2}\} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \{y_{q+1}\} & \{y_{q+2}\} & \dots & \{y_N\} \end{bmatrix} \quad (82)$$

Uma vez que os coeficientes $[a_i]$ foram obtidos, o modelo autorregressivo retrógrado pode ser representado na forma de espaço de estados, apresentada na Equação 83 usando o vetor de estados apresentado na Equação 84.

$$\begin{aligned} \{z_t\} &= [A_d] \cdot \{z_{t+1}\} \\ \{z_t\} &= \begin{bmatrix} [a_1] & \dots & [a_{q-1}] & [a_q] \\ [I_p] & \dots & [0_p] & [0_p] \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ [0_p] & [0_p] & [I_p] & [0_p] \end{bmatrix} \cdot \{z_{t+1}\} \end{aligned} \quad (83)$$

$$\{z_t\} = [\{y_t\}^T \quad \{y_{t+1}\}^T \quad \dots \quad \{y_{t+q-1}\}^T]^T \in R^{pq \times 1} \quad (84)$$

Na análise modal experimental, a faixa de frequência analisada depende da taxa de amostragem dos dados medidos. Embora o sistema contínuo possua infinitos modos próprios, apenas os modos dentro da faixa de frequências em análise (função da taxa de amostragem) serão identificados corretamente.

O modelo *BAR* obtido possui uma propriedade muito interessante para a identificação dos modos do sistema: os autovalores localizados fora do círculo unitário são associados a modos reais do sistema e os autovalores localizados dentro do círculo unitário correspondem a modos espúrios ou numéricos (Hung e Ko, 2002). Desta forma, após a solução da Equação 82 a partir da decomposição em valores singulares, os modos espúrios podem ser identificados através da solução do problema de autovalor e autovetor descrito na Equação 85 e removidos do modelo; onde $[I]$ é a matriz identidade de mesma dimensão da matriz $[A_d]$ e $\{\phi_d\}$ é o autovetor associado ao autovalor λ_d .

$$([A_d] - [I]\lambda_d)\{\phi_d\} = \{0\} \quad (85)$$

Ressalta-se que essa propriedade inerente a modelos *BAR* não ocorre nos modelos *FAR*, onde todos os modos do modelo se localizam dentro do círculo de raio unitário, conforme mostrado no trabalho de Hung e Ko (2002).

Embora modelos retrógrados possam ser matematicamente identificados, uma vez que já se possui a série temporal da resposta do sistema, estes são modelos não causais (a resposta do modelo depende da resposta em instantes de tempo futuros) e, portanto, não podem representar um sistema físico. Desta forma, torna-se conveniente converter o modelo retrógrado para um modelo direto, chamado de modelo autorregressivo direto transformado (*Transformed Forward Autoregressive Model – TFAR*), como apresentado na Equação 86. Comparando as Equações 83 e 86, é evidente que os autovalores do modelo *TFAR* são recíprocos dos autovalores do modelo *BAR*. Assim, o modelo *TFAR* mantém a característica de separar os modos reais, que agora se encontram dentro do círculo unitário, dos modos espúrios, que se encontram fora do círculo unitário no modelo *TFAR* obtido.

$$\begin{aligned} \{z_{t+1}\} &= [A_d]^{-1} \cdot \{z_t\} \\ \{z_{t+1}\} &= \begin{bmatrix} [0_p] & [I_p] & \cdots & [0_p] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [0_p] & [0_p] & \cdots & [I_p] \\ [a_q]^{-1} & -[a_q]^{-1}[a_1] & \cdots & -[a_q]^{-1}[a_{q-1}] \end{bmatrix} \cdot \{z_t\} \end{aligned} \quad (86)$$

Finalmente, o sistema discreto em espaço de estados *TFAR* pode ser transformado em um sistema contínuo a partir da transformação dada pela Equação 87, de acordo com Juang (1994), onde Δt é o intervalo de tempo entre as amostras dos sinais adquiridos. A partir do modelo contínuo, os parâmetros modais como frequência natural e amortecimento modal podem ser obtidos a partir da solução do problema de autovalor e autovetor associado à matriz $[A_s]$, conforme a Equação 88. Mais detalhes do método *MOBAR* podem ser encontrados no trabalho de Hung e Ko (2002).

$$[A_s] = \ln([A_d]^{-1}) / \Delta t \quad (87)$$

$$([A_s] - [I]\lambda_s)\{\phi_s\} = \{0\} \quad (88)$$

Ressalta-se que a utilização de um período de amostragem (Δt) muito pequeno pode acarretar no mal condicionamento da transformação do sistema discreto para o sistema contínuo; como pode ser claramente observado na operação inversa (Equação 89) onde, para Δt muito pequeno, $[A_d]^{-1}$ tende à matriz identidade.

$$[A_d]^{-1} = e^{[A_s] \cdot \Delta t} \quad (89)$$

Superestimar a ordem do modelo q (calcular o modelo com uma ordem maior do que o número de modos reais do sistema dentro da faixa de frequências em análise) é um artifício muito importante para melhorar a precisão do modelo (Kumaresan e Tufts, 1982; Hung e Ko, 2002, Cloud, 2007), pois, apesar da propriedade inerente dos modelos retrógrados de separar modos espúrios dos modos reais do sistema, quando os sinais a serem medidos estão sujeitos a um nível significativo de ruído ou o sistema é muito amortecido (como rotores sustentados por mancais hidrodinâmicos), a separação dos

modos espúrios pode não ocorrer adequadamente. Portanto, diagramas de estabilização podem ser utilizados para auxiliar a identificação dos modos do sistema.

Diagramas de estabilização são vastamente utilizados em diversos métodos de análise modal e consistem em, após aplicar o método de identificação diversas vezes com modelos de ordens diferentes, colocar em um diagrama as frequências naturais dos modos identificados em função das ordens dos modelos (q), como exemplificado na Figura 11. No diagrama, é possível analisar quais modos não se alteram entre os modelos de diferentes ordens (em termos de frequência, amortecimento e autovetor), ou seja, os modos estruturais do sistema.

Assim, os modos identificados em cada modelo (de diferentes ordens, correspondentes às linhas do diagrama) são comparados com os modos identificados pelo modelo de ordem imediatamente inferior (linha imediatamente abaixo). A comparação é feita em termos de frequência natural ($Freq$), fator de amortecimento modal (Qsi) e ortogonalidade do autovetor (Vec). A comparação entre os modos do modelo de uma dada ordem n , com o modelo da ordem $n-1$, define a cor do marcador a ser utilizado para aquele modo, conforme a legenda da Figura 11.

Se um modo do modelo de ordem n é completamente diferente de todos os modos do modelo de ordem $n-1$, este modo é representado por um marcador vermelho e é dito instável.

Quando um modo do modelo de ordem n apresenta pequenas variações, tanto em frequência natural ($Freq$), quanto em amortecimento modal (Qsi) e em ortogonalidade do autovetor (Vec), em relação a um modo do modelo de ordem $n-1$, este modo é representado por um marcador verde e é dito estável.

Caso o modo do modelo de ordem n sofra pequena variação apenas da frequência natural ($Freq$), em relação a um modo do modelo de ordem $n-1$, este modo é representado por um marcador de cor azul claro. Analogamente, para uma pequena variação apenas na frequência natural ($Freq$) e no fator de amortecimento modal (Qsi), é utilizado o marcador azul escuro. Se uma pequena variação ocorrer apenas na frequência natural ($Freq$) e na ortogonalidade do autovetor (Vec), é utilizado o marcador rosa.

Um modo que é estável em diversas ordens consecutivas (sendo representado por marcadores verdes) é, provavelmente, um modo estrutural do sistema. Neste caso, seleciona-se o modelo de menor ordem a partir da qual o modo é estável, e utiliza-se o modelo escolhido para a obtenção dos parâmetros modais do sistema.

Neste trabalho, as faixas dentro das quais pode se considerar que um autovalor não apresentou alterações foram de 0,1% para a frequência natural, 2% para o fator de amortecimento e 5% para o autovetor. A variação na ortogonalidade dos autovetores foi obtida através do número *MAC* (*Modal Assurance Criterion*), conforme descrito por Allemang (2003).

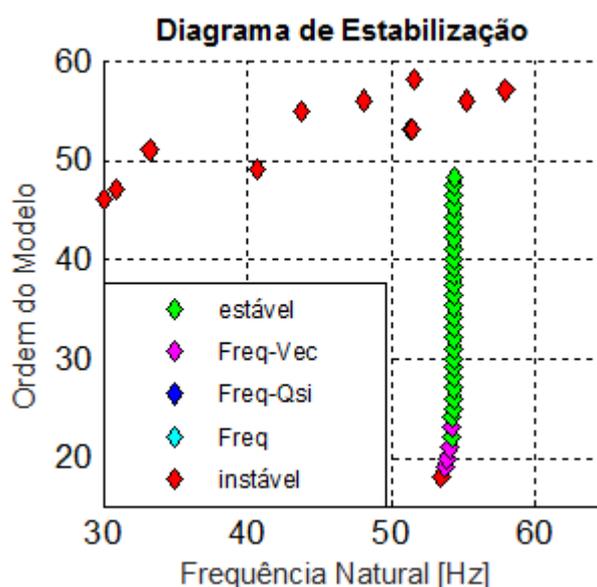


Figura 11 – Exemplo de Diagrama de Estabilização.

Em geral, os métodos autorregressivos utilizam a resposta do sistema a uma excitação desconhecida, que pode ser assumida como ruído-branco ou resposta transiente do sistema, por exemplo, ao impulso.

Como o caso a ser tratado neste trabalho compreende a obtenção do fator de amortecimento de modos específicos em máquinas rotativas, será utilizada a excitação *Blocking Test*, proposta por Kanki et al. (1986, 1988) e utilizada por Cloud (2007) em conjunto com o *MOBAR*.

A excitação *Blocking Test* consiste na aplicação de uma força radial girante, na frequência do modo (seja este direto ou retrógrado) cujo amortecimento deseja-se identificar. Quando o sistema entra em regime permanente, a força girante é removida e a resposta transiente do sistema pode ser medida nos mancais.

Os sinais obtidos nos diversos testes são utilizados em conjunto no *MOBAR*, como se fossem diversos sensores simultaneamente monitorando o rotor. Assim, o conteúdo modal utilizado no método é mais rico, funcionando também, de certa forma, equivalente a um processo de amostragem.

4 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste capítulo, são descritos os testes preliminares realizados através de simulações computacionais. Haja vista que neste trabalho serão identificados os parâmetros do desgaste através da Função Resposta em Frequência Direcional (*dFRF*), as simulações apresentadas foram realizadas visando, primeiramente, avaliar a sensibilidade da *dFRF* versus a sensibilidade da *FRF* aos parâmetros do desgaste, condição necessária para que a identificação pudesse ser realizada. Em segundo plano, avaliam-se a robustez do método e sua sensibilidade aos parâmetros do algoritmo de identificação, obtendo, assim, uma experiência prévia para nortear os testes experimentais.

O modelo em elementos finitos utilizado para simular a bancada experimental, é composto por 16 nós, ou seja, 15 elementos conforme demonstrado na Figura 12. As setas representam a posição dos mancais hidrodinâmicos (nós 4 e 14), sendo que o triângulo cinza representa o segundo mancal (nó 14), onde foram inseridos os parâmetros do desgaste. Um pequeno disco de alumínio é considerado no primeiro nó do modelo devido ao acoplamento com o motor.

A força magnética devida ao atuador magnético é aplicada no nó central da luva (nó 10). Devido a seu comprimento, a luva (nós 9 a 11) altera as propriedades de rigidez da região do eixo onde é colocada. Para compensar este efeito no modelo em elementos finitos, Lalanne e Ferraris (1990) sugerem que a luva seja particionada em mais de um elemento, modelados em parte como elementos de eixo (em branco, Figura 12), de forma a aumentar a rigidez local do eixo, e em parte como elementos de disco (em cinza, Figura 12), que contêm apenas inércia. O ajuste foi feito comparando-se as frequências naturais do modelo com as frequências naturais observadas experimentalmente.

Uma descrição detalhada das dimensões de cada elemento de eixo é apresentada na Tabela 1, e a descrição dos elementos de disco na Tabela 2.

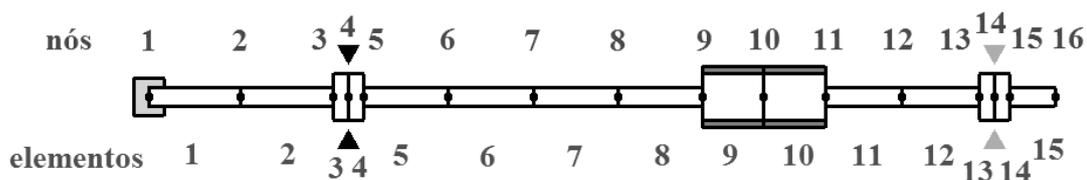


Figura 12 – Modelo em elementos finitos da bancada de testes.

O aço que compõem o eixo possui módulo de elasticidade (módulo de Young) $E = 2,1 \times 10^{11}$ N/m² e densidade $\rho = 7800$ kg/m³; e o alumínio do disco devido ao acoplamento com o motor possui módulo de elasticidade $E = 0,69 \times 10^{11}$ N/m² e densidade $\rho = 2700$ kg/m³. O coeficiente que relaciona a matriz de amortecimento proporcional do eixo com a matriz de rigidez do eixo é $\beta_C = 1,6 \times 10^{-4}$ s, identificado em trabalhos precedentes (Santana et al., 2010).

Os mancais hidrodinâmicos utilizados possuem comprimento de 18mm, diâmetro de 31 mm e folga radial de 90 μ m. O lubrificante utilizado é um óleo ISO VG32 da Castrol com viscosidade de 0,1044 Pa.s a 28 °C. Os coeficientes dinâmicos lineares de amortecimento e rigidez dos mancais foram calculados por Machado e Cavalca (2015b) e fornecidos pelos próprios autores. No apêndice B, encontram-se todos os coeficientes calculados e utilizados neste trabalho. Uma vez calculados, os coeficientes são somados nas matrizes globais de rigidez e amortecimento do eixo na posição dos nós 4 e 14 (centro do munhão dos mancais), conforme ilustrado na Figura 6.

Tabela 1 – Elementos de eixo do modelo em elementos finitos

Elementos	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
1,2	12	60
3,4,13,14	31	10
5,6,7,8	12	55
9,10	30	40
11,12	12	50
15	12	30

No modelo também é considerada uma força de 80 N, na direção vertical para baixo, aplicada no nó 10 (nó central da luva do atuador magnético) com o intuito de fazer o

mancal trabalhar em uma condição de maior excentricidade, mais próxima da realidade das aplicações em máquinas horizontais em foco neste trabalho.

Tabela 2 – Elementos de disco do modelo em elementos finitos

Nós	Diâm. Int. (mm)	Diâm. Ext. (mm)	Comprimento (mm)	Material
1	12	25	20	Alumínio
9,10	30	40	40	Aço 1020
10,11	30	40	40	Aço 1020

As *FRFs* e *dFRFs* foram calculadas considerando a excitação simulada aplicada no centro da luva do atuador magnético (nó 10) e a medição no centro do munhão do segundo mancal (nó 14). Em todos os casos foi considerada uma velocidade de rotação de 50 Hz, abaixo da frequência natural de 82Hz.

Desta forma, na seção 4.1 é apresentada a sensibilidade da resposta do modelo (*FRF* e *dFRF*) à variação dos parâmetros do desgaste. Na seção 4.2 são apresentados os primeiros testes do algoritmo de identificação utilizando um sinal simulado com ruído, cujo objetivo é verificar o funcionamento do processo de identificação e sua aplicabilidade à identificação dos parâmetros do desgaste. Finalmente, a seção 4.3 contém a análise do desempenho do algoritmo de identificação com relação aos parâmetros do processo de otimização (número de pontos da *dFRF* utilizados na função objetivo e malha de pontos de partida do algoritmo *MultiStart* – ver seção 3.4).

4.1 Modelo Numérico e *FRF*

O objetivo das simulações realizadas foi verificar a resposta do modelo às variações dos parâmetros do desgaste. Neste sentido, foi avaliada a variação da *FRF* a diferentes profundidades (d_o) de desgaste. Para tanto, a posição angular (γ) foi mantida em 0° e três testes foram feitos: mancal sem falha (0%) e para as profundidades de 30% (27 μm) e 50% (45 μm) da folga radial. Os gráficos de módulo de amplitude das *FRFs* são apresentados na Figura 13 e os diagramas de fase, na Figura 14. Analogamente, as

respostas em coordenadas direcionais (*dFRF*) têm seus gráficos de módulo na Figura 15 e de fase na Figura 16.

Ao longo de todo o trabalho, foi utilizada a *FRF* chamada receptância, definida pela razão entre deslocamento e força de excitação; portanto, os gráficos de módulo apresentados em escala logarítmica (dB) tem unidade m/N e referência unitária, ou seja, 0 dB equivale a 1 m/N. Foram considerados apenas os quatro termos da *FRF* referentes aos nós 10 (centro da luva do atuador) e 14 (segundo mancal), uma vez que essa foi a condição dos testes experimentais (apresentados no capítulo 6).

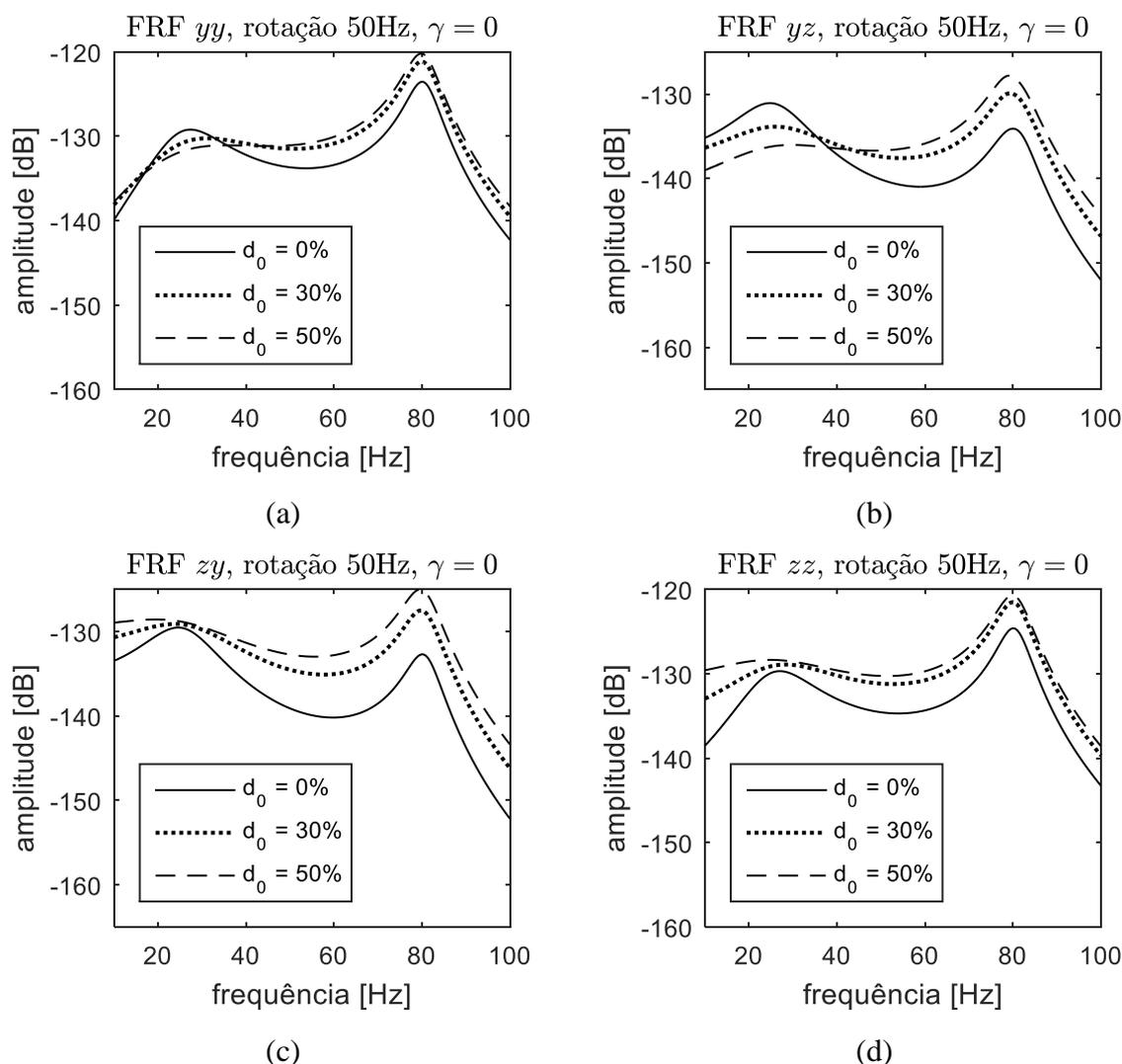


Figura 13 – Variação de módulo das *FRFs* simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) *yy*; (b) *yz*; (c) *zy*; (d) *zz*.

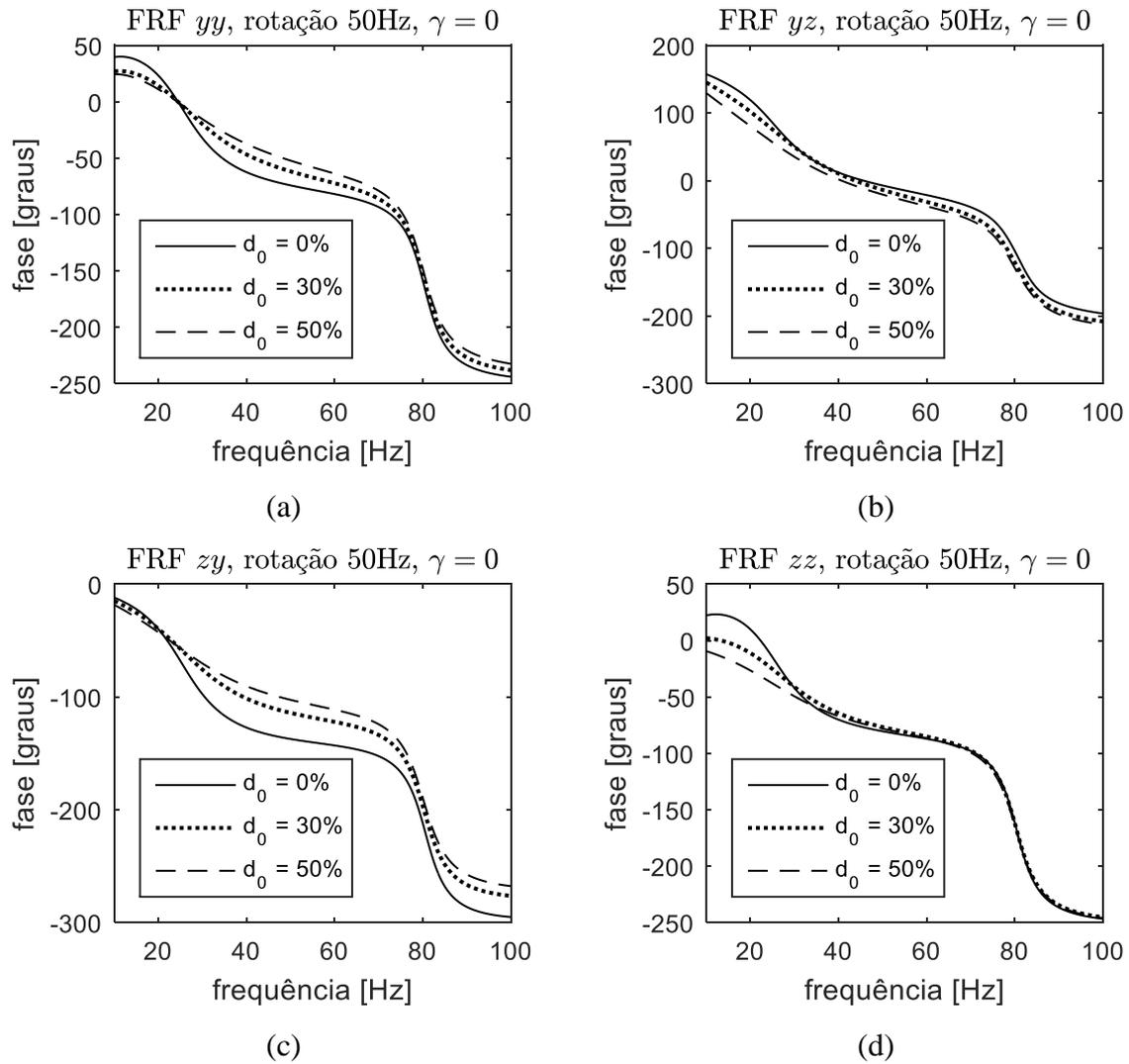
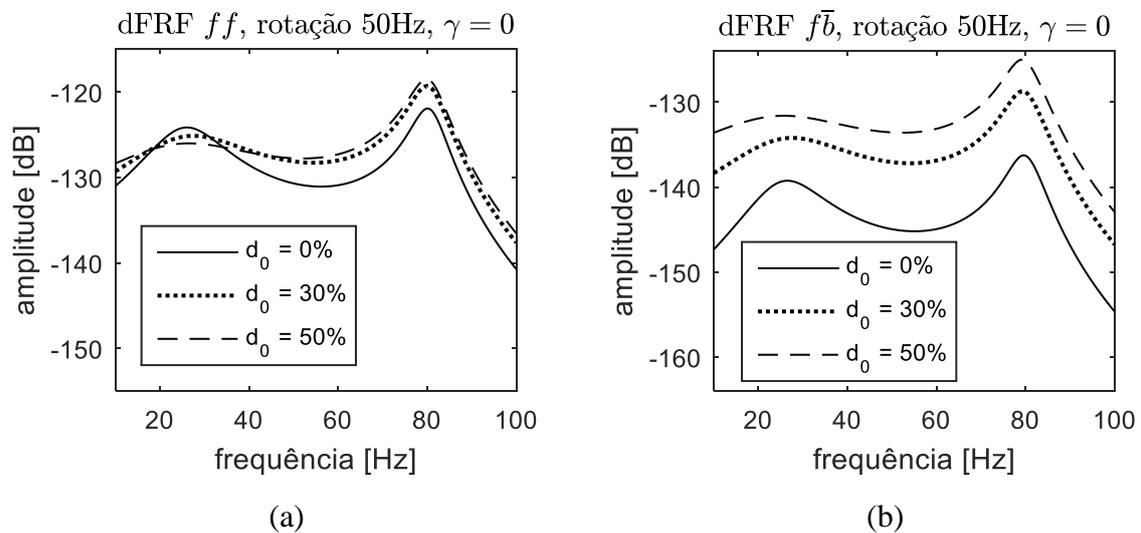


Figura 14 – Variação de fase das *FRFs* simuladas em função da profundidade do desgaste:

(a) yy ; (b) yz ; (c) zy ; (d) zz .



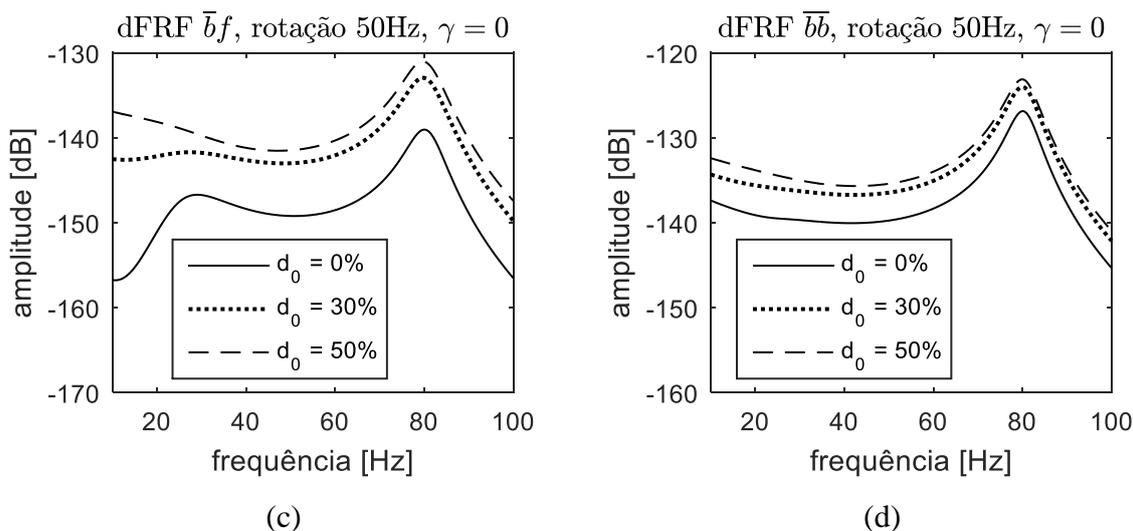


Figura 15 – Variação de módulo das $dFRFs$ simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) ff ; (b) $f\bar{b}$; (c) $\bar{b}f$; (d) $\bar{b}\bar{b}$.

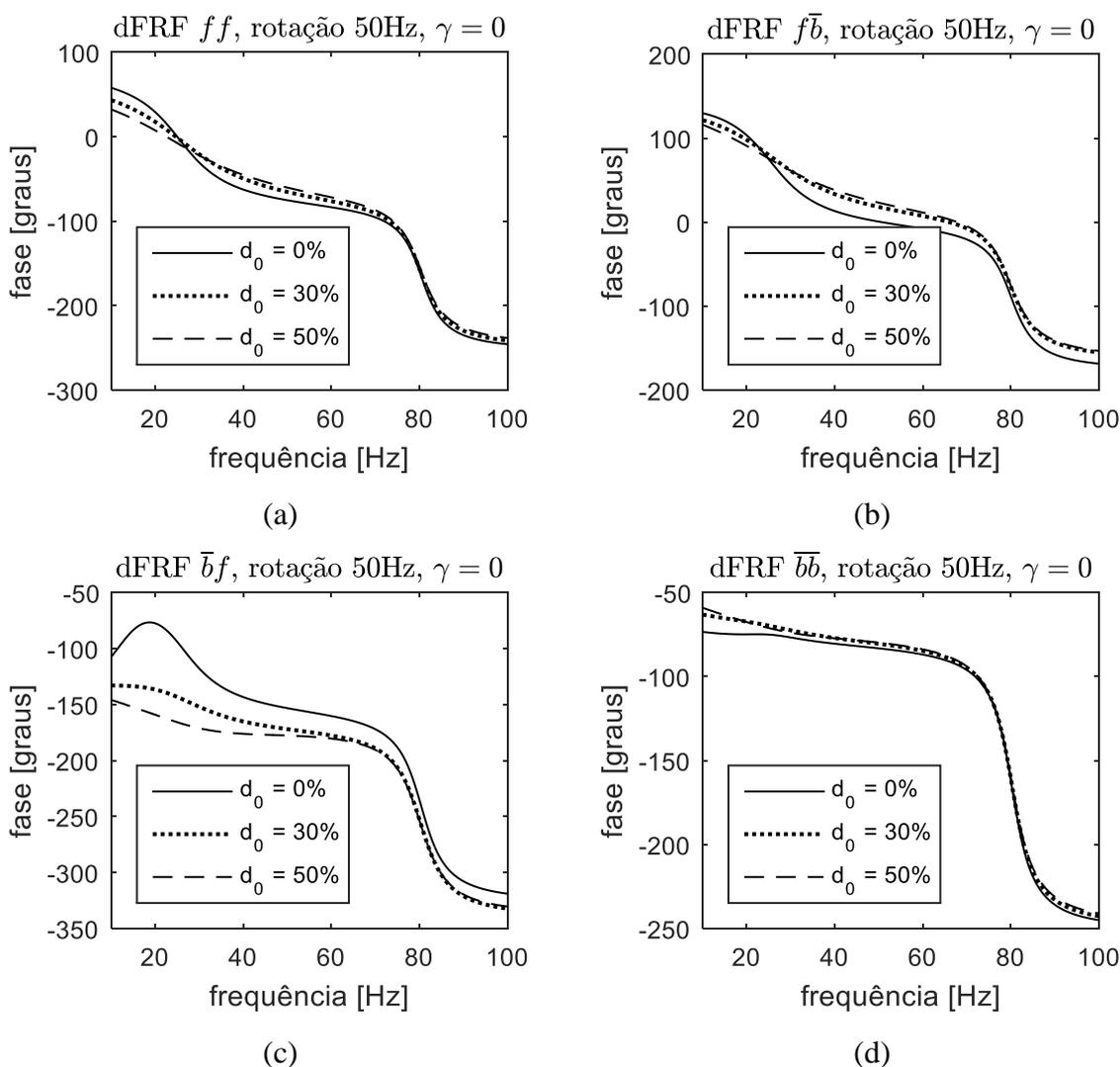
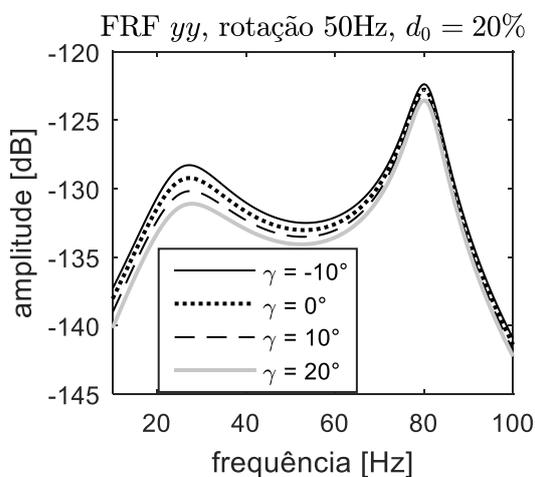


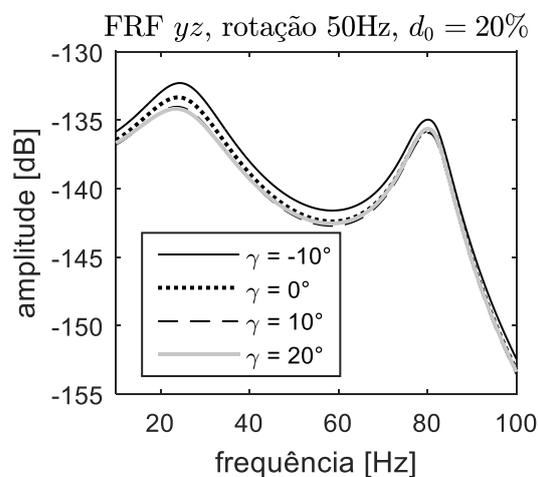
Figura 16 – Variação de fase das $dFRFs$ simuladas em função da profundidade do desgaste: (a) ff ; (b) $f\bar{b}$; (c) $\bar{b}f$; (d) $\bar{b}\bar{b}$.

A partir dos resultados das Figuras 13 a 16 observa-se que tanto a *FRF* quanto a *dFRF* são sensíveis às variações dos parâmetros do desgaste e podem ser utilizadas no processo de identificação, sendo que a principal variação é observada nos diagramas de módulo (Figuras 13 e 15), sobretudo nos termos cruzados (letras b, c). É possível observar ainda que a influência dos parâmetros do desgaste é muito maior nos termos cruzados da *dFRF* (Figuras 15 e 16, b e c), comparados às demais curvas de módulo apresentadas.

As simulações seguintes foram realizadas para analisar a sensibilidade da função resposta em frequência do sistema à posição angular do desgaste. Assim, a profundidade do desgaste no segundo mancal foi mantida em 20% (18 μm) da folga radial, enquanto que a posição angular foi avaliada para as posições -10° , 0° , 10° e 20° . Os resultados são apresentados nas Figuras 17 e 18 para o caso das *FRFs*, e nas Figuras 19 e 20 para o caso das *dFRFs*.



(a)



(b)

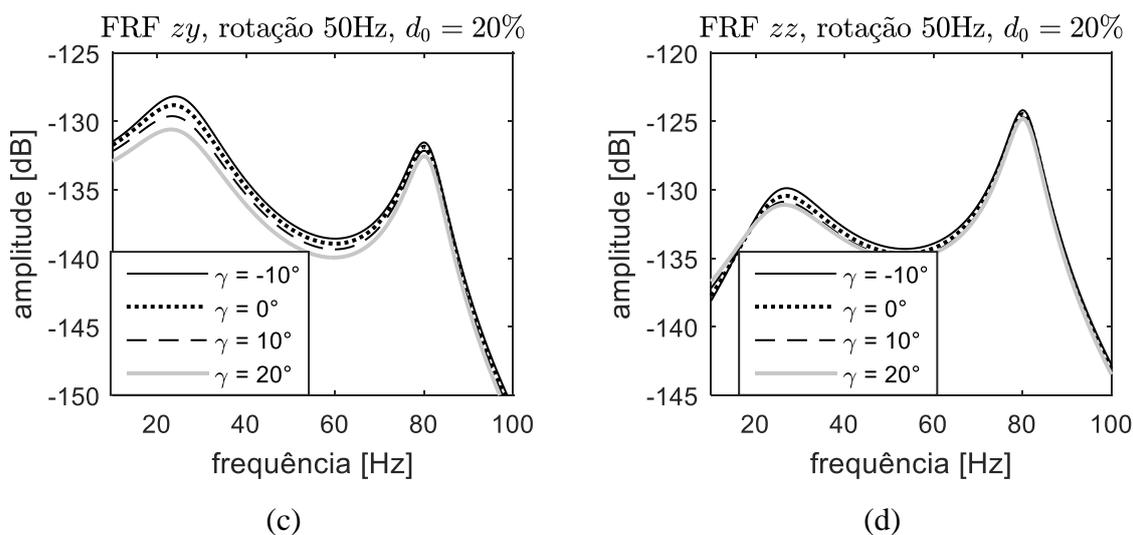


Figura 17 – Variação de módulo das *FRFs* simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) *yy*; (b) *yz*; (c) *zy*; (d) *zz*.

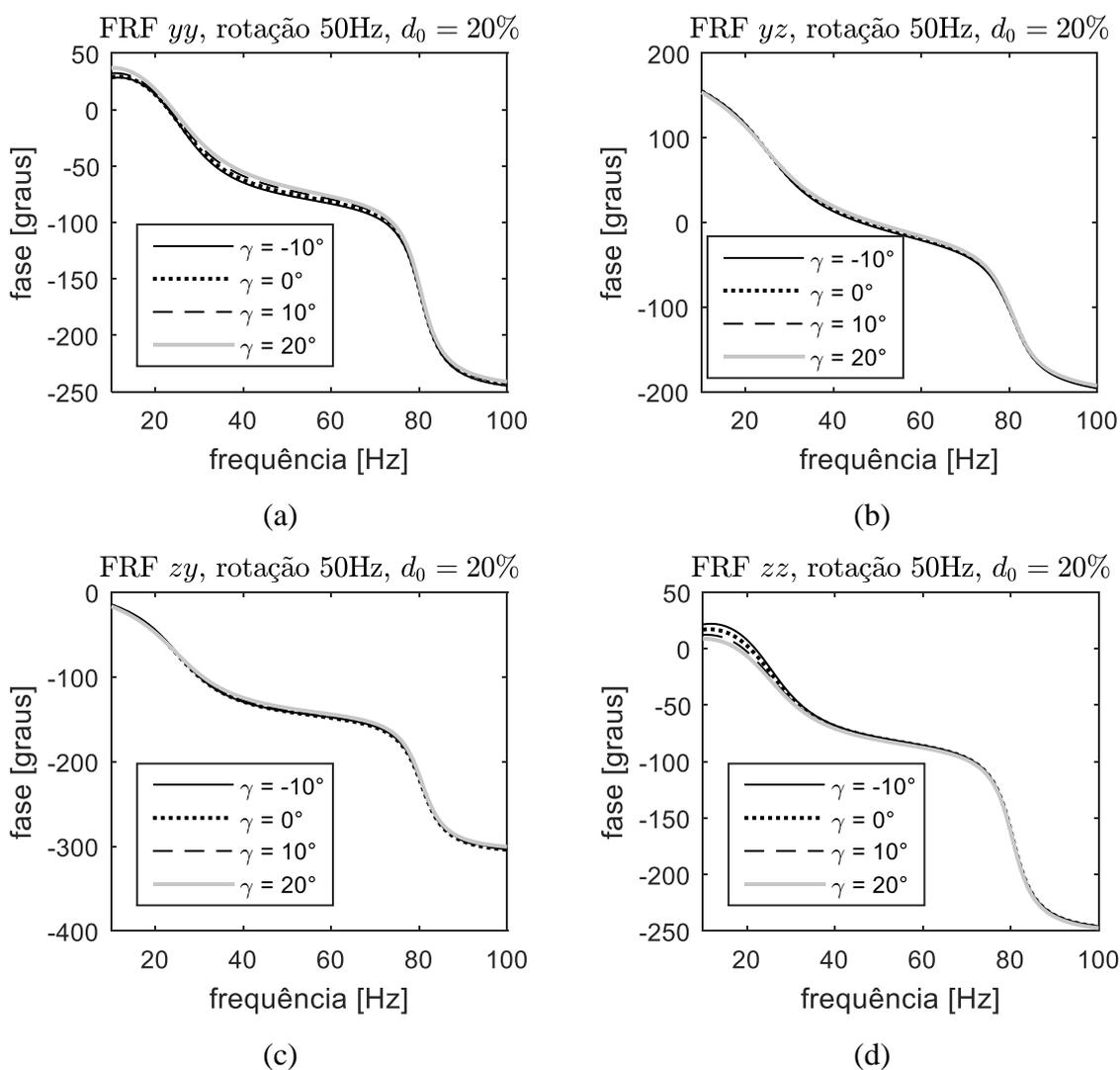


Figura 18 – Variação de fase das *FRFs* simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) *yy*; (b) *yz*; (c) *zy*; (d) *zz*.

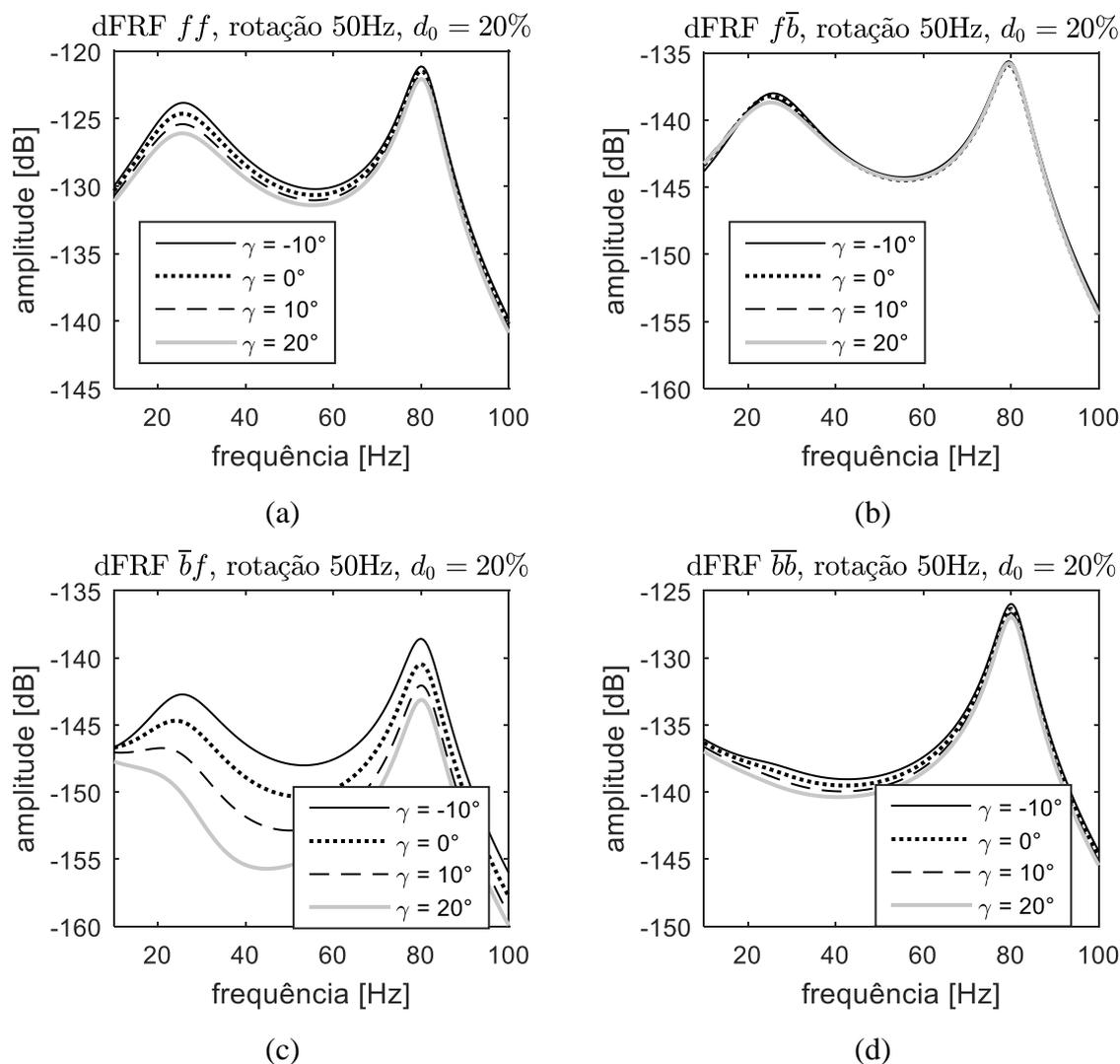
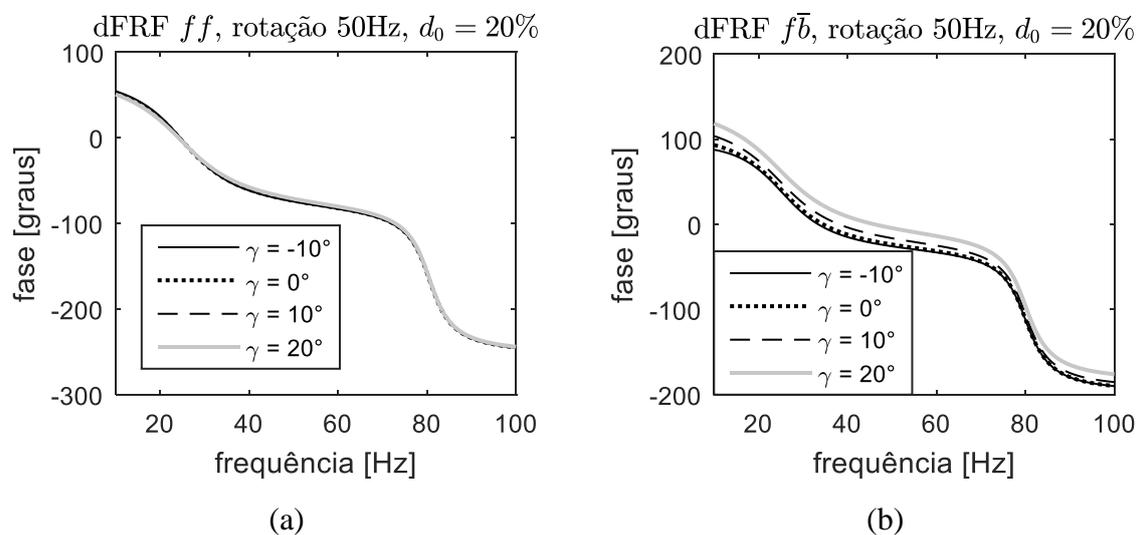


Figura 19 – Variação de módulo das $dFRF$ s simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) ff ; (b) $f\bar{b}$; (c) $\bar{b}f$; (d) $\bar{b}\bar{b}$.



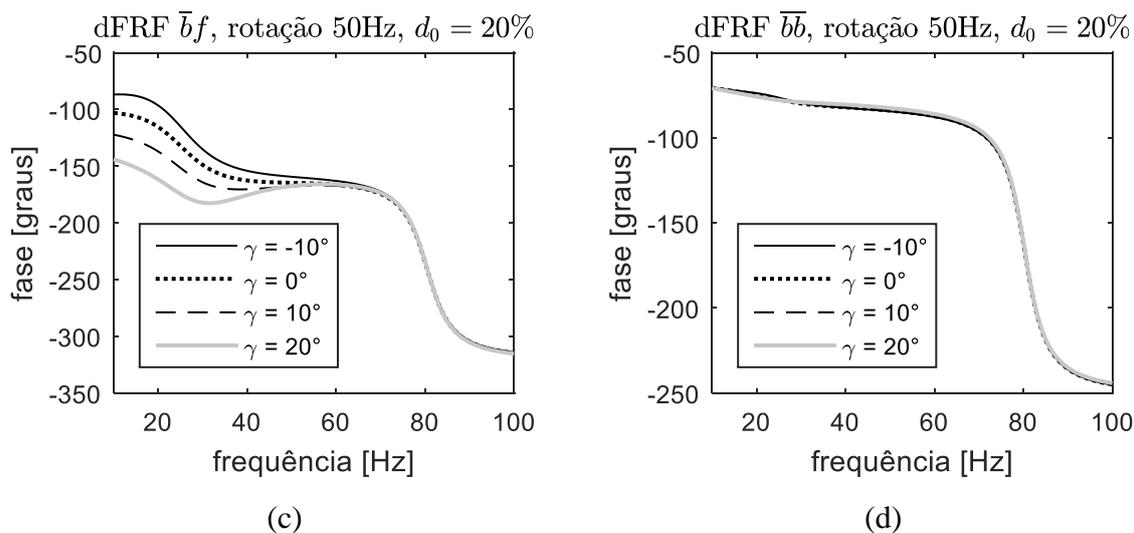


Figura 20 – Variação de fase das $dFRFs$ simuladas em função da posição angular do desgaste: (a) ff ; (b) $f\bar{b}$; (c) $\bar{b}f$; (d) $\bar{b}\bar{b}$.

O resultado da análise de sensibilidade à posição angular (Figuras 17 a 20) é análogo ao da sensibilidade à profundidade. Observa-se que as $dFRFs$ (Figuras 19 e 20) são mais sensíveis à variação da posição angular do que as respostas do sistema em coordenadas físicas ($FRFs$ – Figuras 17 e 18). A sensibilidade é maior nos termos cruzados, sobretudo no termo $\bar{b}f$ (Figuras 19c e 20c).

Por fim, comparando os resultados da sensibilidade à profundidade (Figuras 13 a 16) com os resultados da sensibilidade à posição angular (Figuras 17 a 20), nota-se que a resposta do sistema é mais sensível à profundidade do desgaste do que à sua posição angular; neste sentido, é esperado que a identificação da profundidade apresente resultados mais precisos.

Observa-se, também, que tanto o pico das frequências naturais (em torno de 82 Hz) quanto o pico do *oil-whirl* (em torno de 25 Hz) são sensíveis a ambos os parâmetros do desgaste em análise.

Diante dos resultados obtidos através das simulações, a representação da resposta do sistema em coordenadas direcionais ($dFRF$) se justifica para ser utilizada no processo de identificação dos parâmetros do desgaste no mancal hidrodinâmico devido à sua maior sensibilidade, principalmente nos termos cruzados ($f\bar{b}$ e $\bar{b}f$).

4.2 Testes de Identificação com Ruído

Após a verificação da sensibilidade do modelo aos parâmetros do desgaste, os primeiros testes de identificação foram realizados utilizando a resposta do modelo adicionada de ruído para representar a resposta experimental. Para tanto, foi utilizada a formulação de ruído proposta por Ferraz e Dos Santos (2001) e apresentada na Equação 66 da seção 3.4. Em todos os casos simulados, a formulação do erro foi aplicada utilizando um fator de erro aleatório (β_a) de 10% e um fator de erro sistemático (β_s) de 1%.

O objetivo dos testes foi verificar o funcionamento do método e sua aplicabilidade na identificação dos parâmetros do desgaste de mancais lubrificados. Neste sentido, uma série de 12 casos foi simulada para diferentes parâmetros de desgaste e diferentes formas da *FRF*. Nestes testes, todos os pontos da *FRF* calculados foram utilizados (intervalo de 20 Hz a 100 Hz a cada 1 Hz).

As configurações simuladas e os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 3 e 4, onde d_{0sim} e γ_{sim} representam a profundidade máxima do desgaste e sua posição angular que foram impostas no segundo mancal do modelo (nó 14 - Figura 12); d_{0ident} e γ_{ident} são os valores identificados de profundidade e posição angular. Os termos entre parênteses “completa” e “cruzada” indicam, respectivamente, quando todos os termos das matrizes de *FRF* e *dFRF* foram utilizados na identificação e quando foram utilizados apenas os termos cruzados. Nos casos 1 a 6 (Tabela 3) foram utilizados os termos da matriz de *dFRFs* no processo de busca, e nos casos 7 a 12 (Tabela 4) os termos da matriz de *FRFs*. As duas últimas linhas das tabelas indicam a porcentagem de erro entre os valores dos parâmetros de falha impostos e os valores identificados. Para os casos 3, 4, 9 e 10, a porcentagem de erro da posição angular (γ) não foi apresentada uma vez que o valor imposto foi 0° , para o qual o erro relativo é um valor indefinido. Nestes quatro casos a comparação pode ser feita comparando-se diretamente o valor absoluto de γ_{ident} .

Analisando os casos 1 a 6 (Tabela 3), pode-se notar que o método de busca é suficientemente robusto para identificar os parâmetros do desgaste com uma baixa taxa de

erro. É interessante observar que, mesmo com o uso apenas dos termos cruzados da matriz de $dFRFs$ (casos 2, 4 e 6), o método de busca é capaz de identificar os parâmetros do desgaste com precisão semelhante à obtida quando usando a matriz completa (casos 1, 3 e 5).

Sobre os casos 7 a 12 (Tabela 4), quando a matriz de $FRFs$ é utilizada, os resultados não foram satisfatórios, apresentando erros elevados. Apenas no caso 9 o resultado da identificação foi similar aos resultados utilizando a matriz de $dFRFs$.

Tabela 3 – Resultados da identificação dos parâmetros de desgaste utilizando simulação numérica acrescida de ruído ($dFRF$).

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
d_{0sim} (μm)	18	18	45	45	18	18
γ_{sim} ($^\circ$)	-10	-10	0	0	20	20
Termos da Resp. Harm.	$dFRF$ completa	$dFRF$ cruzada	$dFRF$ completa	$dFRF$ cruzada	$dFRF$ completa	$dFRF$ cruzada
d_{0ident} (μm)	17,53	18,18	44,63	45,98	17,48	17,43
γ_{ident} ($^\circ$)	-10,85	-9,61	-1,02	1,06	18,97	19,39
Erro d_0 (%)	2,61	-1	0,82	-2,18	2,89	3,17
Erro γ (%)	8,5	-3,9	-	-	5,15	3,05

Tabela 4 – Resultados da identificação dos parâmetros de desgaste utilizando simulação numérica acrescida de ruído (FRF).

	Caso 7	Caso 8	Caso 9	Caso 10	Caso 11	Caso 12
d_{0sim} (μm)	18	18	45	45	18	18
γ_{sim} ($^\circ$)	-10	-10	0	0	20	20
Termos da Resp. Harm.	FRF completa	FRF cruzada	FRF completa	FRF cruzada	FRF completa	FRF cruzada
d_{0ident} (μm)	28,44	28,79	43,92	50,00	15,87	15,80
γ_{ident} ($^\circ$)	7,52	7,76	-1,92	9,99	17,29	17,37
Erro d_0 (%)	-58	-59,94	2,4	-11,11	11,83	12,22
Erro γ (%)	-175,2	-177,6	-	-	13,55	13,15

Portanto, confirmando o resultado do estudo de sensibilidade da função resposta em frequência aos parâmetros de desgaste apresentado na seção 4.1, o uso da $dFRF$ é mais adequado ao algoritmo de identificação quando comparado com o uso da FRF . Além disso, os resultados sugerem que a análise pode ser feita utilizando apenas os termos cruzados da matriz de $dFRFs$, simplificando o problema e reduzindo o tempo de processamento computacional.

4.3 Análise de Desempenho do Método de Identificação

Feita a validação, os últimos testes numéricos realizados visaram uma avaliação mais criteriosa do método de identificação em função da região da $dFRF$ utilizada (Figura 21), do número de pontos da $dFRF$ utilizado na função objetivo (descrito na seção 3.4), e da malha de pontos de partida do algoritmo *MultiStart* (malha de pontos de partida do problema de otimização, descrita na seção 3.4). O objetivo da análise foi obter melhor conhecimento do método de identificação, possibilitando a escolha adequada dos parâmetros utilizados.

Portanto, nestas simulações, não foi utilizado ruído, que poderia influenciar de forma não controlada o resultado da sensibilidade. Assim a resposta do sistema com os parâmetros da falha foi obtida a partir do modelo desenvolvido, e utilizada no algoritmo de busca diretamente como se esta fosse a resposta obtida experimentalmente.

Para tanto, foram simulados sete casos, todos com velocidade de rotação do eixo de 50 Hz, e com os parâmetros de desgaste impostos ao segundo mancal (nó 14 - Figura 12), sendo 22,27 μm de profundidade e posição angular de 11°. Em todos os casos, foram utilizados todos os quatro termos da $dFRF$, uma vez que estes apresentaram os melhores resultados nos testes de identificação apresentados na seção 4.2. A $dFRF$ do sistema para o caso simulado é apresentada na Figura 21 e os resultados da identificação se encontram na Tabela 5.

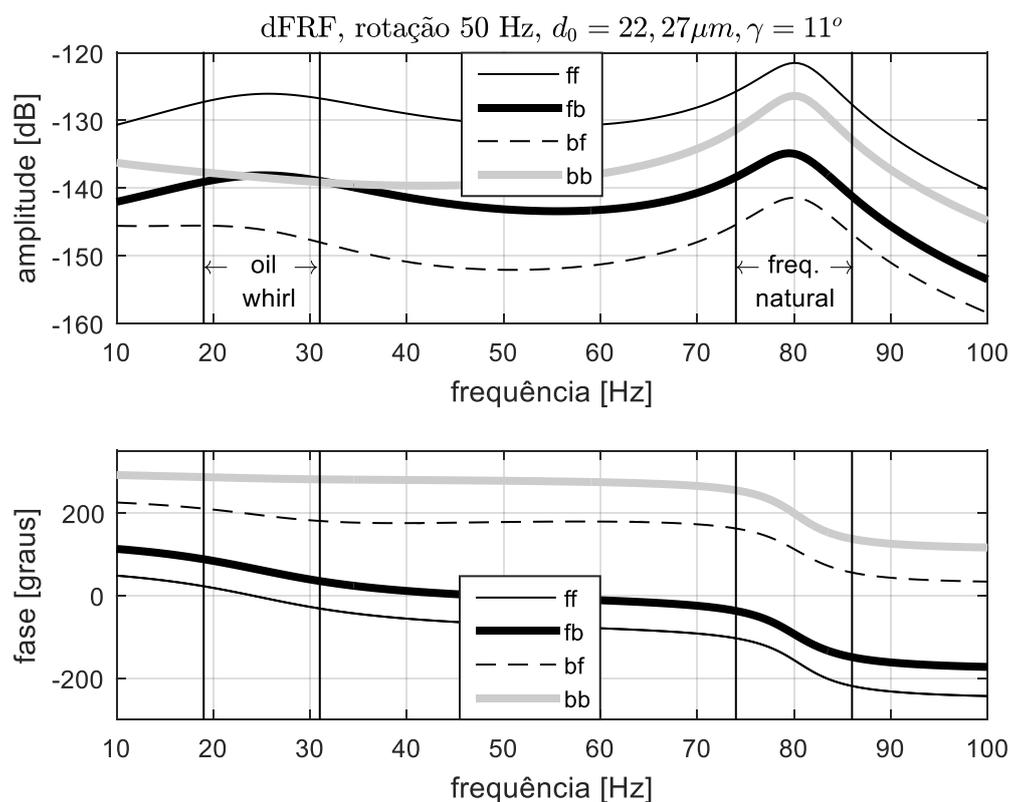


Figura 21 – $dFRF$ do rotor com os parâmetros de falha utilizados na avaliação da sensibilidade do método de identificação.

Tabela 5 – Resultado da análise de sensibilidade do método de identificação dos parâmetros do desgaste em mancais lubrificados.

	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6	caso 7
N. Pontos	7	7	7	3	15	7	14
Malha Inicial	2	4	7	4	4	4	4
Região Utilizada	Freq. Nat.	<i>Oil-Whirl</i>	ambos				
d_0 (μm)	20,11	22,25	22,27	22,5	21,22	22,11	23,19
γ ($^\circ$)	1,84	14,01	11,20	14,01	8,04	8,96	14,01
Erro d_0 (%)	9,70	0,09	0	1,03	4,71	0,72	-4,13
Erro γ (%)	83,27	-27,36	-1,82	-27,36	26,91	18,55	-27,36

Nos casos 1, 2 e 3 a variação da malha de pontos de partida do algoritmo *MultiStart* (seção 3.4) foi avaliada. A experiência prática mostrou que a identificação da profundidade do desgaste pode ser útil até cerca de 50% da folga radial do mancal, e que a posição angular varia entre $\pm 20^\circ$. Assim, o intervalo de profundidade de 0% a 50% da folga radial e o intervalo de posição angular de -20° a 20° foi dividido em diferentes

números de pontos (2, 4 e 7 pontos, respectivamente, nos casos 1, 2 e 3), e a partir dos pontos obtidos de profundidade e posição angular, foi criada uma malha de pontos de partida, sendo cada ponto composto por um par {profundidade, posição angular}, conforme a Equação 62 (apresentada na seção 3.4).

No caso 1, os pontos selecionados foram [10, 40] μm para a profundidade e [-10, 10] $^\circ$ para a posição angular, assim, a malha de pontos de partida utilizada no algoritmo *MultiStart* era composta dos seguintes pontos de partida: {10 μm , -10 $^\circ$ }, {10 μm , 10 $^\circ$ }, {40 μm , -10 $^\circ$ }, {40 μm , 10 $^\circ$ }. Analogamente, no caso 2, os pontos selecionados foram [0, 15, 30, 45] μm e [-15, -5, 5, 15] $^\circ$; e no caso 3, os pontos foram [0, 7.5, 15, 22.5, 30, 37.5, 45] μm e [-15, -10, -5, 0, 5, 10, 15] $^\circ$; devidamente combinados na malha de pontos iniciais, conforme mencionando no caso 1.

A comparação entre os três primeiros casos mostrou que uma malha mais densa pode melhorar significativamente o resultado da identificação, principalmente no caso da posição angular. O resultado obtido se deve ao fato da função objetivo possuir muitos mínimos locais. No entanto, imagina-se que o aumento do número de pontos da malha de pontos de partida deva convergir assintoticamente para um limite, onde os erros obtidos sejam nulos, uma vez que estão sendo utilizados apenas resultados simulados e sem ruído.

Os casos 4 e 5 foram utilizados para, em conjunto com o caso 2, avaliar a variação do número de pontos da *dFRF* usados na função objetivo. No caso 4, foram utilizados 3 pontos no intervalo de 76 Hz a 84 Hz a cada 4 Hz; no caso 2, 7 pontos foram utilizados no intervalo de 74 Hz a 86 Hz a cada 2 Hz; e no caso 5, 15 pontos foram utilizados no intervalo de 73 Hz a 87 Hz a cada 1 Hz. A partir dos resultados obtidos pode-se concluir que o erro da posição angular foi similar nos três casos, no entanto, quando 7 pontos foram utilizados (caso 2), o erro da profundidade foi consideravelmente menor. Portanto, os resultados sugerem que existe um número ótimo de pontos a ser utilizado na função objetivo; sendo que o melhor resultado, no caso avaliado, foi obtido na simulação em que 7 pontos foram utilizados.

A comparação dos casos 2, 6 e 7 permite avaliar a sensibilidade do algoritmo de busca quando diferentes regiões da *dFRF* são utilizadas: em torno do pico da frequência

natural (caso 2), em torno do pico do *oil-whirl* (caso 6) e com pontos em torno de ambos os picos (caso 7). No caso 7, onde ambos os picos são utilizados, o número de pontos usados na função objetivo foi 14, sendo 7 em torno da frequência natural (como no caso 2) e 7 em torno do pico do *oil-whirl* na faixa de 19 Hz a 31 Hz a cada 2 Hz. Comparando os casos onde foi utilizado apenas o pico da frequência natural (caso 2) e apenas o pico do *oil-whirl* (caso 6), é possível perceber que resultados similares foram obtidos, confirmando a observação feita na análise de sensibilidade da *dFRF* na seção 4.1, de que ambos os picos são sensíveis aos parâmetros do desgaste. No caso 7, quando ambos os picos foram utilizados, o erro da identificação da profundidade foi maior, sinalizando para uma redução do número de pontos em cada região, conforme visto na comparação dos casos 2, 4 e 5.

Em resumo, o uso da *dFRF* proporcionou resultados de qualidade superior aos obtidos utilizando *FRF*. O aumento da quantidade de pontos da malha de pontos de partida do algoritmo MultiStart apresentou melhora assintótica na convergência do algoritmo (a partir de certa quantidade de pontos, o incremento na melhora do resultado é pequeno). Com relação ao número de pontos da *dFRF* utilizado na função objetivo, o melhor resultado foi obtido com 7 pontos para o caso apresentado. Por fim, tanto o pico do *oil-whirl* quanto o pico da frequência natural são sensíveis às variações dos parâmetros do desgaste, podendo, portanto, ser utilizados na identificação.

5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Realizadas a verificação da sensibilidade da $dFRF$ aos parâmetros do desgaste de mancais lubrificados, e a verificação do funcionamento e sensibilidade do método de identificação, o passo seguinte consiste na validação experimental do processo de identificação. Para tanto, uma série de medições foi realizada na bancada de testes do Laboratório de Máquinas Rotativas (*LAMAR*) da Faculdade de Engenharia Mecânica (*FEM*) na Universidade Estadual de Campinas (*UNICAMP*).

Sendo assim, este capítulo se inicia na seção 5.1 com a apresentação da bancada de testes utilizada, seus componentes e a instrumentação utilizada. Em seguida, a seção 5.2 apresenta o procedimento experimental adotado nos testes. Como os testes consistem basicamente na obtenção da função resposta em frequência (*FRF*) do sistema, a seção 5.3 encerra o capítulo apresentando uma breve comparação de diferentes métodos que podem ser utilizados neste processo.

5.1 Descrição da Bancada de Testes

A bancada experimental, apresentada na Figura 22, é composta de um eixo de aço SAE 1020 de 12 mm de diâmetro e 600 mm de comprimento, e uma luva de aço SAE 1030 com 80 mm de comprimento e 40 mm de diâmetro onde é exercida a força do atuador magnético. A luva se encontra a 220 mm do primeiro mancal.

A sustentação deste conjunto é feita por dois mancais hidrodinâmicos distanciados de 400 mm, sendo que o primeiro mancal está a 120 mm da ponta do eixo onde se encontra o acoplamento com o motor. Sua lubrificação é feita utilizando o óleo AWS 32 da Castrol (ISO VG 32). Os mancais possuem folga radial de 90 μm , espessura de 18 mm e diâmetro interno de 31 mm. Devido à diferença entre a folga do mancal e o diâmetro do eixo, um munhão é utilizado para ajustar a folga radial desejada. Os munhões dos mancais e a luva do atuador magnético são fixados no eixo através de anéis de fixação

sob pressão (*ringfeder*). Os mancais são feitos de bronze e foram usinados na oficina mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da *UNICAMP*, e o acabamento superficial da sua parede interna, bem como a inserção das falhas, foi realizado pela empresa KS Pistões (Nova Odessa/SP).

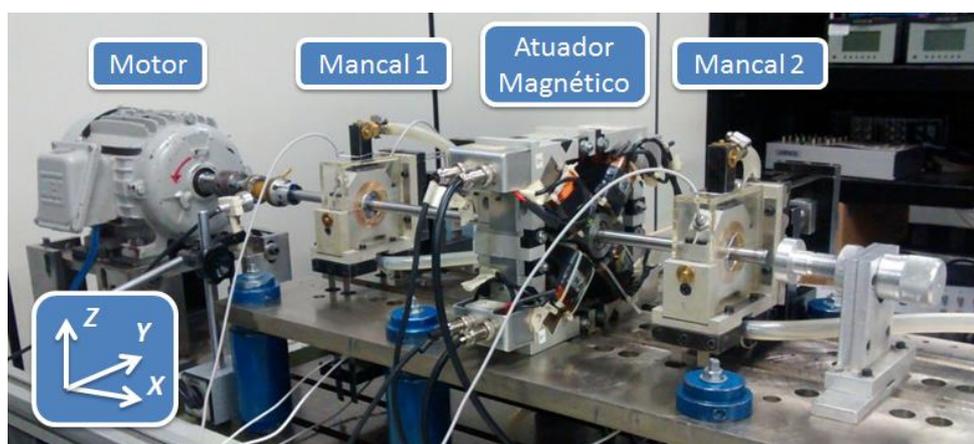


Figura 22 – Bancada testes experimental.

O mancal também possui três orifícios, sendo um central para a entrada de óleo e dois a 90 graus para os sensores de proximidade, como apresentado a Figura 23. Para medição do deslocamento do eixo dentro do mancal, são utilizados sensores da Bently Nevada, que trabalham submersos, juntamente com seus respectivos condicionadores de sinal. A saída do óleo é feita pela lateral do mancal (direção axial), coletada por um aparador de acrílico e o retorno para o tanque se dá por uma mangueira conectada abaixo da caixa do mancal.

A caixa do mancal é sustentada por um mecanismo de lâminas similar a um “mecanismo quatro-barras”, desenvolvido por Dedini (1993), com o objetivo de desacoplar as forças hidrodinâmicas nas direções vertical e horizontal, medidas separadamente por células de carga. Detalhes do mecanismo na direção horizontal do mecanismo podem ser visualizados na Figura 23, sendo que a parte vertical é análoga. Embora as células de carga não tenham sido utilizadas neste trabalho, estas são extremamente importantes no procedimento de alinhamento da bancada, como descrito no trabalho de Machado (2014).

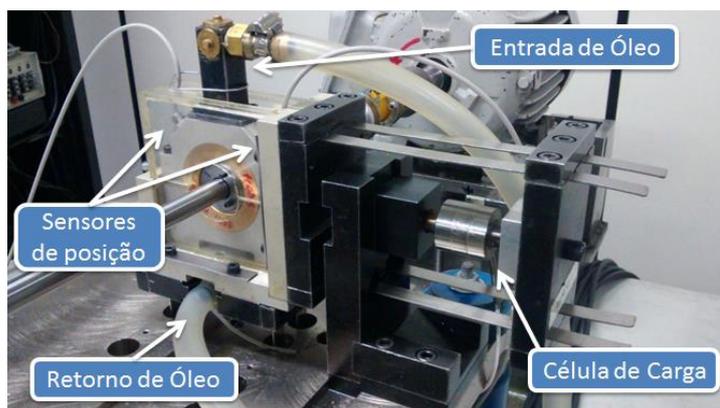


Figura 23 – Mancal hidrodinâmico: orifícios de entrada de óleo e posicionamento dos sensores e posição da célula de carga.

O sistema de escoamento e bombeamento do fluido lubrificante é apresentado na Figura 24, e é composto de uma bomba dosadora responsável por fornecer óleo do tanque de armazenamento ao sistema e bombear o óleo que escorre da parede do mancal de volta para o tanque. Antes de chegar ao mancal, o óleo passa por um filtro para retirada de possíveis impurezas e por um purgador para a retirada de bolhas de ar. O objetivo é fazer com que o óleo seja fornecido ao mancal de maneira contínua, fazendo com que este trabalhe sempre em imersão completa e não sofra cavitação.

Um motor trifásico WEG (3CV) é conectado ao eixo através de um acoplamento flexível de neoprene, com o objetivo de minimizar efeitos no eixo de pequenos desalinhamentos e vibrações do motor.

Ainda na Figura 24 é possível visualizar que a bancada é sustentada por uma base de concreto apoiada no piso, a qual sustenta um segundo bloco de concreto suportado por molas e uma espuma de poliuretano de alta densidade, funcionando como um filtro passa-baixa, de forma a isolar a bancada das vibrações do piso. Uma base de aço é engastada no bloco de concreto, sobre a qual são fixados os pilares da base metálica do rotor. Os rasgos em “T” da base de aço fornecem versatilidade na fixação da base metálica do rotor, permitindo que efeitos de fundação sejam estudados a partir da montagem de molas e colunas em diferentes posições. Neste trabalho, a fundação é considerada rígida, sendo a base do rotor sustentada por colunas de aço.

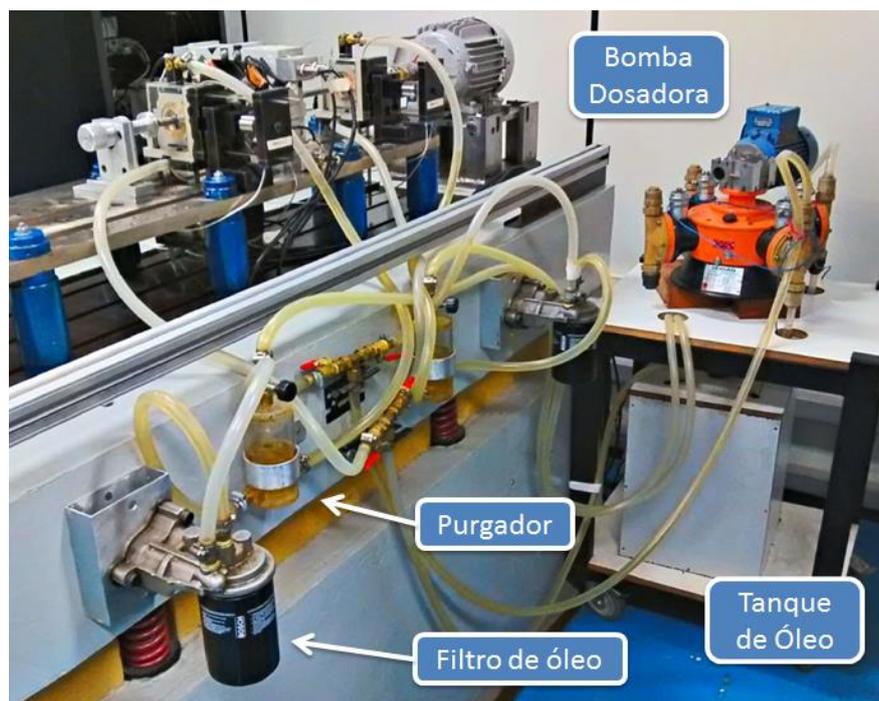


Figura 24 – Sistema de escoamento e bombeamento de óleo lubrificante.

Para a obtenção da *FRF* do rotor é necessária uma fonte de excitação externa. Para tal finalidade, neste trabalho, foi utilizado o atuador magnético apresentado na Figura 25, desenvolvido por Mendes (2011). O atuador é capaz de aplicar forças radiais no rotor em todo o plano perpendicular ao eixo através da aplicação de força em duas direções (Y_A , Z_A) a 45° do sistema de coordenadas inicial. Assim, forças na horizontal e vertical, bem como a força girante utilizada no *Blocking Test*, podem ser obtidas a partir da combinação resultante da força aplicada pelas bobinas do atuador.

A folga radial é de 2,7 mm, e o mancal possui geometria homopolar, sendo que cada uma das oito bobinas possui 415 espiras, totalizando 830 espiras para cada um dos quatro núcleos ferromagnéticos. As correntes utilizadas na geração das forças magnéticas são fornecidas às bobinas por quatro amplificadores modelo 4-Q-DC-Servoamplifier ADS50/5 da MAXON, que operam no modo de controle de corrente. O controle da força magnética é feito através do controle do campo magnético, que é medido a partir de sensores de efeito Hall da MELEXIS (modelo MLX90251). O atuador magnético é capaz de exercer forças de até 130 N a 150 Hz, o que é amplamente suficiente para a bancada de testes.

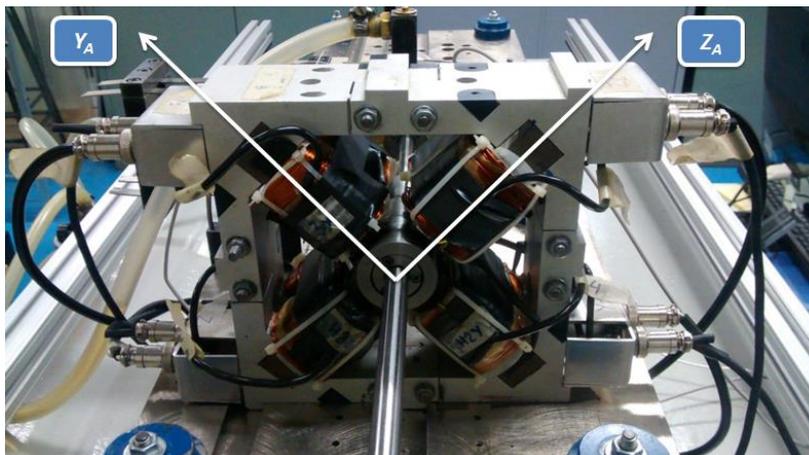


Figura 25 – Atuador magnético.

Os sistemas de controle e instrumentação da bancada são apresentados na Figura 26. O acionamento do motor da bancada é feito por um inversor de frequência WEG CFW-08 controlado via software e um módulo de comunicação serial WEG XC8. Os sinais de deslocamento do eixo nos mancais passam por seus respectivos condicionadores de sinal e por dois filtros, um eliminador de nível DC e um filtro analógico passa baixa, antes de serem adquiridos por uma placa de aquisição da National Instruments (NI USB-6363). Através da mesma placa também é feito o controle da força do atuador magnético, onde o sinal referente à força que se deseja aplicar é enviado ao módulo de controle, que envia o sinal referente ao campo magnético necessário para o amplificador de potência. O amplificador fornece corrente às bobinas do atuador, e o campo magnético obtido é medido pelos sensores de efeito hall, realimentando o sistema.

Os parâmetros utilizados nos procedimentos experimentais são descritos na seção 5.3.

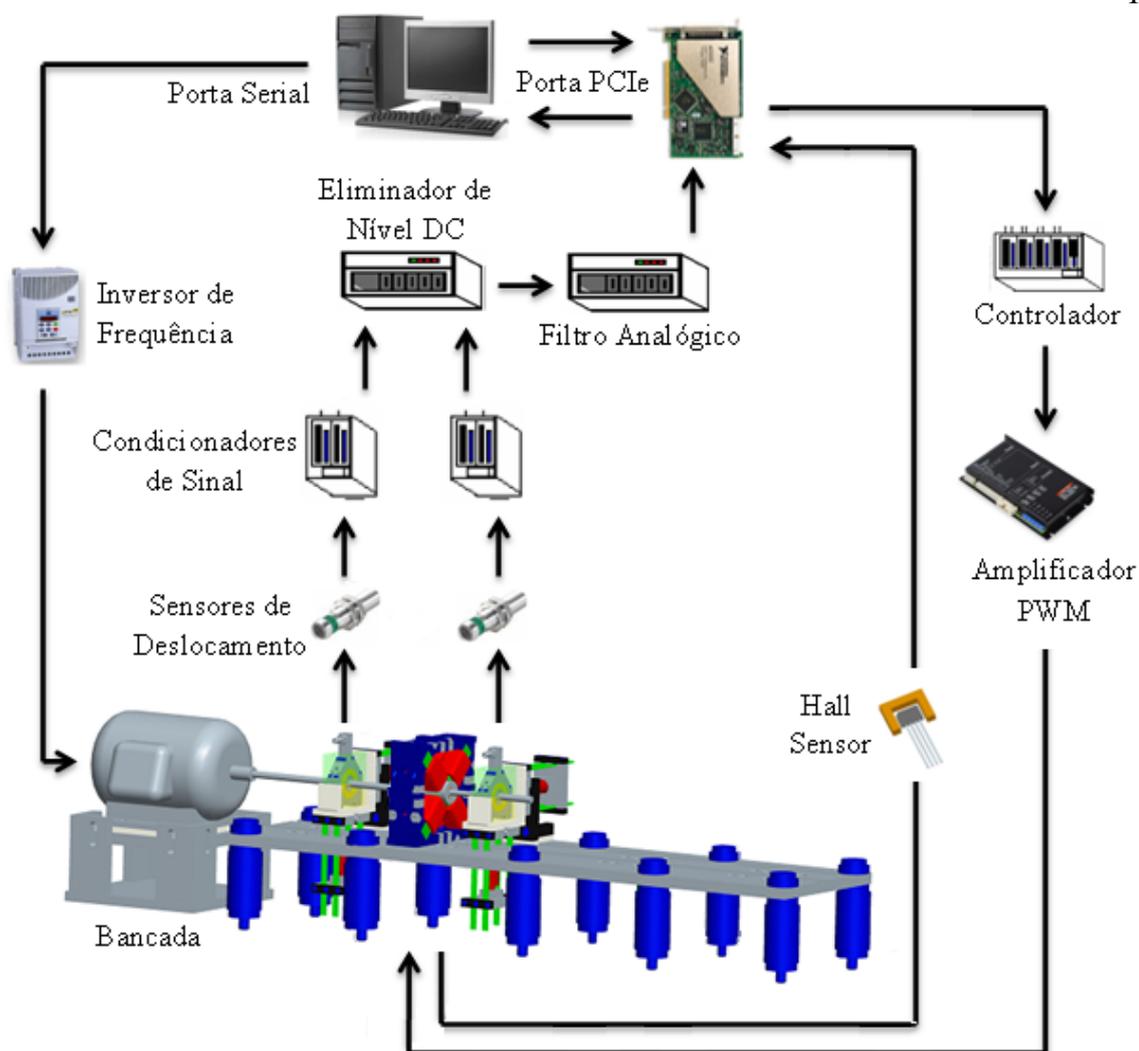


Figura 26 – Instrumentação da bancada de testes.

5.2 Procedimento Experimental

Dois procedimentos experimentais foram realizados no trabalho, sendo o primeiro deles utilizado na identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais e o segundo na medição do fator de amortecimento modal utilizando o *MOBAR*.

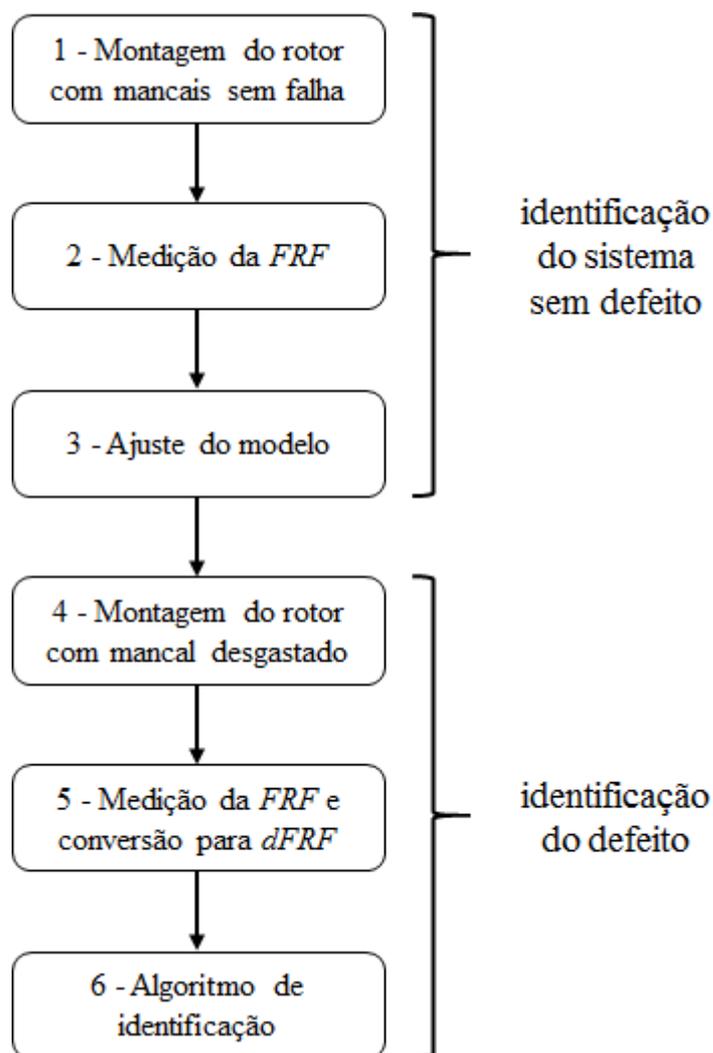


Figura 27 – Esquema do procedimento de identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais lubrificados.

O procedimento para a identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais lubrificados é composto pelos seis passos apresentados no esquema da Figura 27 e descritos em detalhes a seguir:

1. Inicialmente é feita a montagem do rotor na bancada de testes com os mancais lisos, sem falha;
2. Em seguida, é obtida a *FRF* em coordenadas físicas utilizando a excitação aplicada pelo atuador magnético e os sinais de vibração do rotor medidos nos mancais. Para tanto, diversos tipos de excitação podem ser utilizadas como, por exemplo, ruído branco (*white noise*), varredura senoidal de

aceleração constante (*chirp*) ou varredura senoidal incremental (*stepped-sine*);

3. O modelo em elementos finitos então é ajustado, de forma a se aproximar da resposta obtida no sistema real. O ajuste é feito através da adaptação da quantidade de elementos de eixo, do valor do amortecimento interno do sistema e da quantidade de elementos de disco;
4. Após a calibração do modelo com o mancal sem falha, é montado na bancada o mancal desgastado, cujos parâmetros serão identificados;
5. Novamente é obtida a *FRF* do sistema, que então é convertida para coordenadas direcionais (*dFRF*);
6. Finalmente o algoritmo de identificação dos parâmetros do desgaste é aplicado utilizando o modelo ajustado e a *dFRF* obtida experimentalmente.

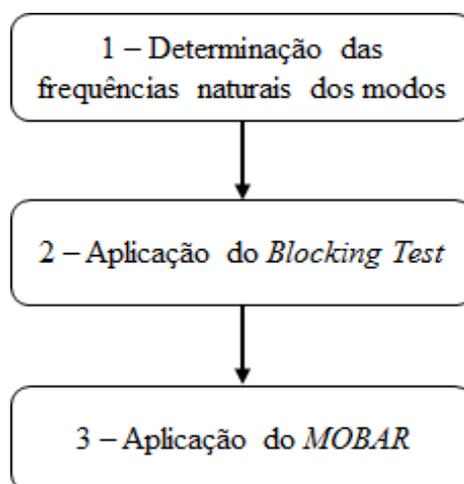


Figura 28 – Esquema do procedimento de identificação do fator de amortecimento modal.

O procedimento utilizado na identificação do fator de amortecimento modal é composto pelos três passos apresentados na Figura 28 e descritos em detalhe a seguir:

1. Determinar as frequências naturais dos modos cujo fator de amortecimento será identificado. Este passo pode ser feito a partir de simulações do

modelo do rotor, ou experimentalmente utilizando os métodos descritos anteriormente (*white noise*, *chirp* ou *stepped-sine*);

2. Aplicação do *Blocking Test* que, conforme mencionado anteriormente, consiste em uma força radial girante na frequência e direção do modo cujo fator de amortecimento se deseja identificar;
3. Aplicação do método de análise modal *MOBAR* nos sinais de vibração medidos nos mancais.

5.3 Obtenção Experimental da *FRF*

Conforme mencionado nos procedimentos experimentais descritos na seção 5.2, existem diversos tipos de testes que podem ser realizados na obtenção experimental da *FRF*.

A escolha do método a ser utilizado impacta a qualidade das curvas obtidas, fato este que pode comprometer a identificação dos parâmetros do desgaste e, por conseguinte, a identificação da frequência natural do sistema, informação utilizada na excitação *Blocking Test*, comprometendo, também, a identificação do fator de amortecimento modal utilizando o método *MOBAR*.

O método escolhido também impacta a duração do teste, o que se reflete em horas de máquina parada em testes de comissionamento e testes periódicos dentro do conceito de manutenção preditiva.

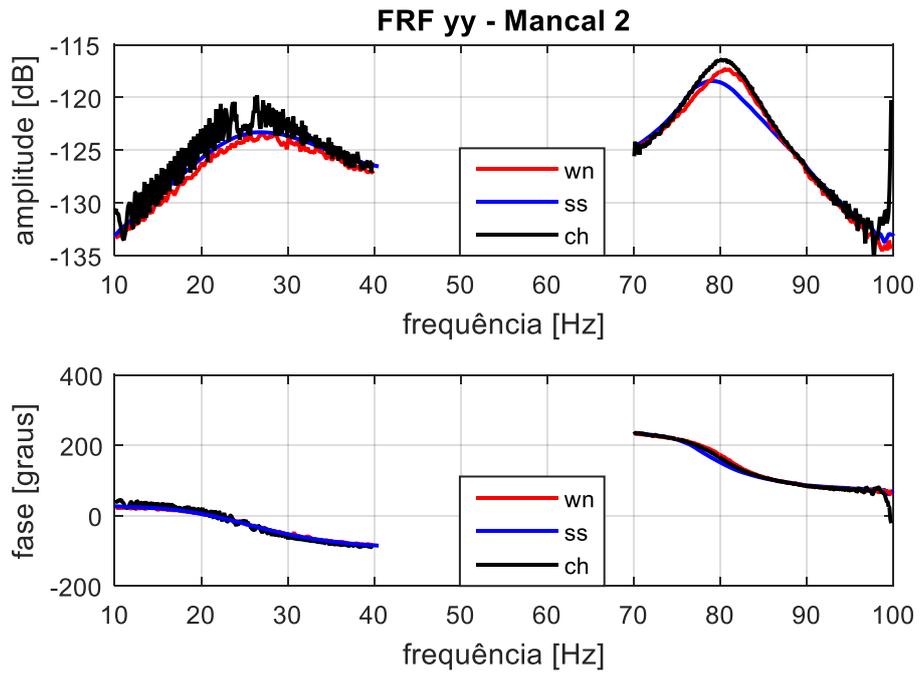
Neste sentido, antes de se realizarem os testes experimentais de validação da tese proposta neste trabalho, métodos de obtenção experimental da *FRF* através de excitação por ruído branco, *chirp* e *stepped-sine* foram estudados previamente.

Para tanto, foi utilizada a configuração da bancada com o mancal sem desgaste, as forças de excitação foram aplicadas pelo atuador magnético e o eixo foi mantido a uma

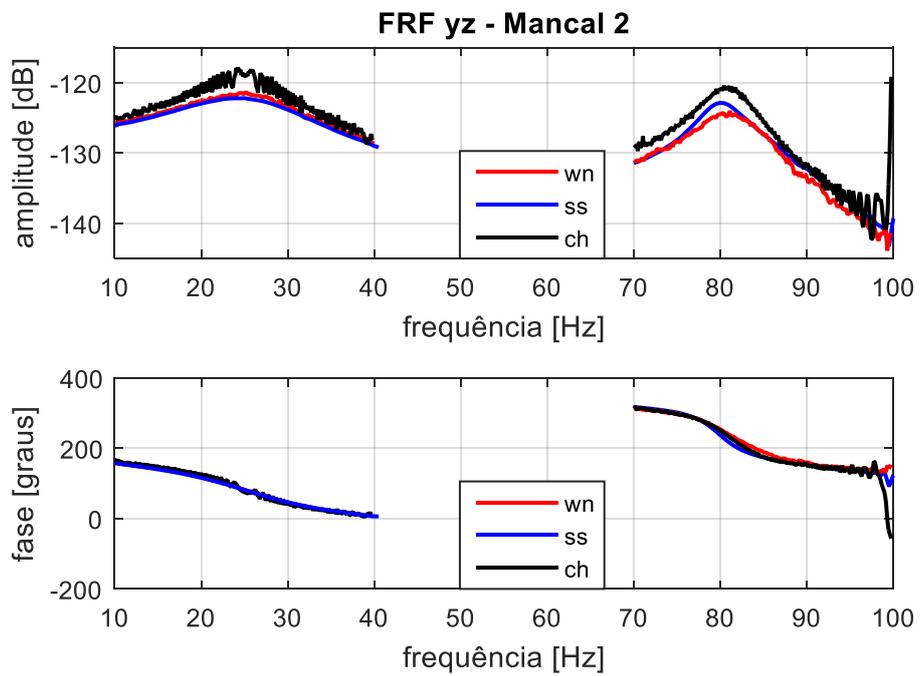
velocidade rotação de 50 Hz. Em todos os casos, a excitação foi aplicada nas direções horizontal e vertical, e a vibração em ambas as direções foi medida no segundo mancal, permitindo a identificação dos termos diretos e cruzados da *FRF*. As seguintes configurações foram utilizadas em cada um dos métodos:

- *White noise*: duração de 5 s a uma taxa de aquisição de 1024 amostras/s, 100 médias, janela Hanning, foi utilizada uma força de excitação com 30 N de amplitude de pico;
- *Stepped-sine*: os intervalos de frequência avaliados foram 10 Hz a 40 Hz e 70 Hz a 100 Hz, ambos em intervalos de 0,5 Hz, sendo que para cada frequência medida foram feitas 4 médias, cada uma contendo 500 períodos, a uma taxa de aquisição de 100 pontos por período, foi utilizada uma força de excitação com 5 N de amplitude de pico;
- *Chirp*: consiste em uma varredura senoidal, onde a frequência da senoide aplicada sofre aceleração de 10 a 40 Hz e de 70 a 100 Hz, cada uma delas com duração de 10 s, 100 médias, janela Hanning, foi utilizada uma força de excitação com 8,6 N de amplitude de pico.

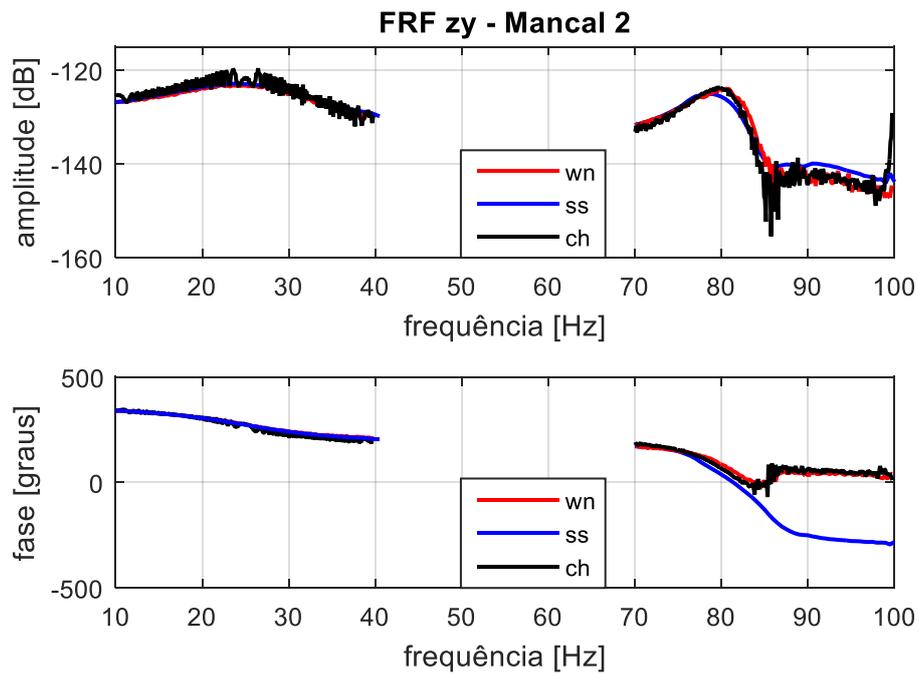
Novamente, ressalta-se que ao longo de todo o trabalho, foi utilizada a *FRF* chamada receptância, definida pela razão entre deslocamento e força de excitação; portanto, os gráficos de módulo apresentados em escala logarítmica (dB) tem unidade m/N e referência unitária, ou seja, 0 dB equivale a 1 m/N. Foram considerados apenas os quatro termos da *FRF* referentes à excitação aplicada pelo atuador magnético e à medição realizada no segundo mancal.



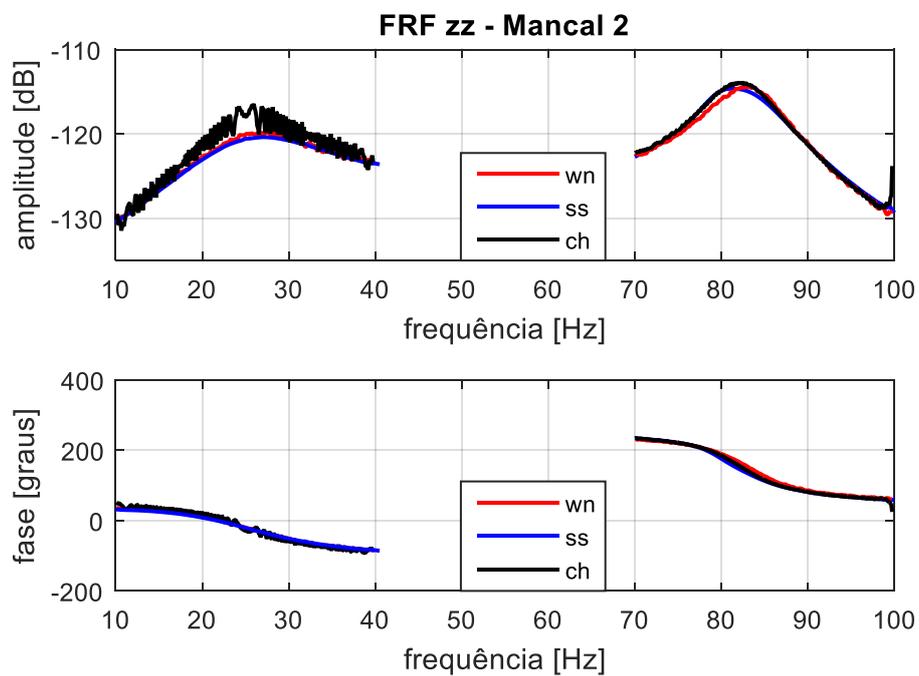
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 29 – Comparação de diferentes técnicas de obtenção experimental da *FRF*: (a) *yy*; (b) *yz*; (c) *zy*; (d) *zz*.

A comparação entre os três métodos é apresentada na Figura 29. O tempo consumido para realizar o teste com o ruído branco foi 14 minutos, o *chirp* consumiu 54 minutos, e o *stepped-sine* levou 4 horas para ser realizado.

A análise dos resultados observados mostrou que o *stepped-sine* é o tipo de excitação que apresenta melhor qualidade (praticamente sem ruído) devido ao fato de ser feito a partir da aplicação de excitações senoidais em frequências constantes, a curva obtida é suave e praticamente sem ruído. No entanto, é um teste excessivamente lento.

O ruído branco (*white noise*) foi a excitação com melhor relação custo-benefício, uma vez que consiste no procedimento experimental mais rápido e as *FRFs* obtidas apresentaram qualidade pouco inferior ao *stepped-sine*, com um baixo nível de ruído devido ao elevado número de médias realizadas.

O *chirp* foi realizado separadamente para as duas faixas de frequência analisadas. Para a faixa de altas frequências, a curva obtida apresentou qualidade satisfatória, no entanto, para a faixa de baixas frequências, a curva apresentou oscilações indesejadas. Quando um *chirp* é realizado, a relação entre a taxa de aceleração da frequência da senóide (neste caso 3 Hz/s) e as frequências contidas na faixa analisada influencia fortemente a qualidade da curva obtida. Neste caso, os efeitos transientes do início do *chirp* não têm tempo suficiente para decair e influenciam a resposta da parte final do *chirp*, o que ocasiona as oscilações obtidas na faixa de baixas frequências onde essa razão é de $0,2 \text{ s}^{-1}$ (se considerada a frequência central do *chirp* – 15 Hz). No caso da faixa de frequências mais elevadas, a razão obtida foi cerca de aproximadamente 5,7 vezes menor ($0,035 \text{ s}^{-1}$ – utilizando a frequência central do *chirp* – 85 Hz). Assim, o tempo de teste do *chirp*, para que resultados satisfatórios sejam obtidos, depende da razão entre taxa de aceleração e frequências analisadas, o que implica em mais passos de ajuste dessas acelerações durante os testes. Como a duração do ensaio para realização do *chirp* foi maior que a do ensaio para realizar o ruído branco (que apresentou resultados satisfatórios), não foi realizado um ajuste do *chirp* para a faixa de baixas frequências; o que implicaria em um *chirp* mais lento e, conseqüentemente, em um tempo de ensaio ainda mais longo.

Portanto, por apresentar a melhor relação entre qualidade das curvas e tempo de teste, a excitação ruído branco foi escolhida para ser utilizada nos testes experimentais deste trabalho.

As pequenas diferenças observadas entre as três curvas, tanto em amplitude quanto em posição do pico das frequências naturais, podem ser indicativas da excitação de pequenas não-linearidades do sistema. Neste caso, uma forma de reduzir tal fenômeno seria, por exemplo, reduzir a amplitude de excitação do *stepped-sine* e do *chirp*, uma vez que tais métodos consistem na aplicação de excitações senoidais que passam pelas frequências naturais do sistema, fazendo com que sua resposta apresente grandes amplitudes de vibração nas regiões de ressonância.

6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

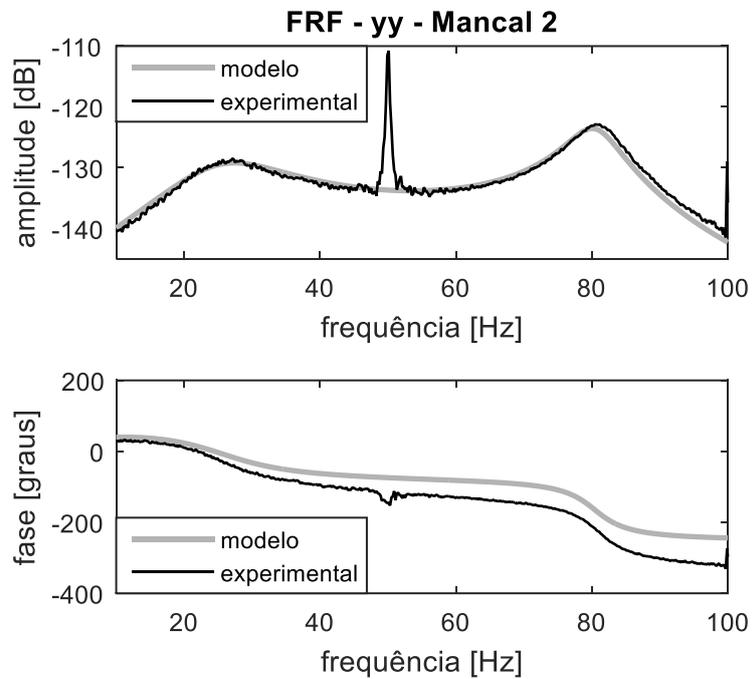
No capítulo anterior, foi apresentada a bancada de testes do *LAMAR*, o procedimento experimental utilizado e uma avaliação de diferentes métodos de obtenção da *FRF*. Finalmente, neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados dos testes experimentais, sendo que a seção 6.1 apresenta os resultados dos testes de identificação dos parâmetros do desgaste do mancal lubrificado através do método proposto, e a seção 6.2 apresenta os resultados obtidos na medição experimental dos fatores de amortecimento modais do sistema através do método *MOBAR*.

6.1 Identificação dos Parâmetros do Desgaste

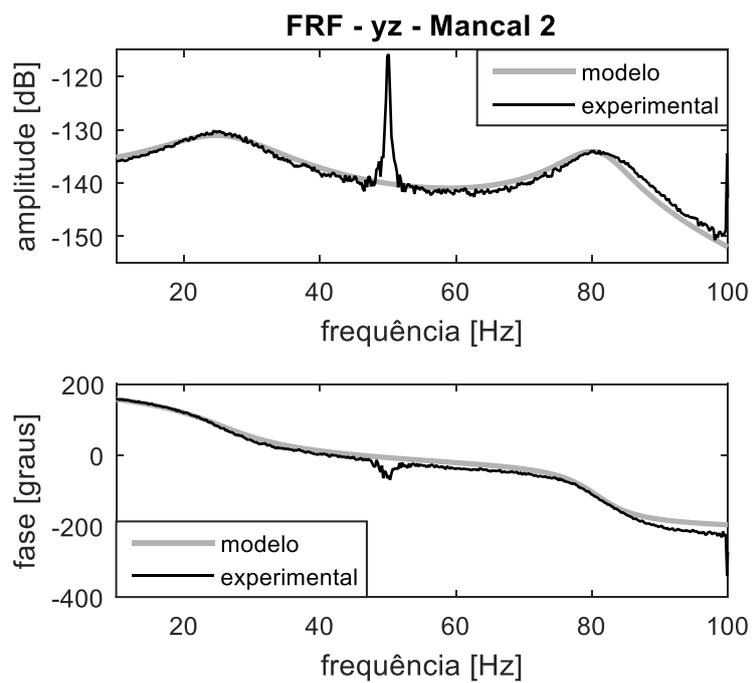
Conforme descrito no procedimento experimental (seção 5.2) o primeiro passo na identificação dos parâmetros do desgaste foi montar a bancada experimental com um mancal sem desgaste e, em seguida, obter a *FRF*; ressalta-se aqui que, para tanto, foram aplicadas excitações do tipo ruído branco com o atuador magnético, conforme descrito ao final da seção 5.3. Após a obtenção da *FRF*, o modelo numérico foi ajustado para aproximar-se do sistema real.

A Figura 30 apresenta a comparação entre as *FRFs* obtidas experimentalmente e as respostas do modelo ajustado. O pico em 50 Hz, observado na resposta experimental, corresponde à influência do desbalanceamento, uma vez que o eixo foi mantido a uma velocidade de rotação de 50 Hz; e, portanto, deve ser desconsiderado na análise. Neste trabalho, os parâmetros utilizados no ajuste do modelo foram o fator que relaciona o amortecimento estrutural do eixo com sua matriz de rigidez e a forma da representação da luva do atuador magnético (utilizando elementos de eixo e elementos de disco). Os valores dos parâmetros obtidos foram apresentados no início do capítulo 4; de maneira que os resultados numéricos apresentados anteriormente já foram obtidos considerando o modelo ajustado. A diferença entre as curvas do modelo e experimental no termo zy (Figura 30c),

em torno de 90 Hz, é fruto de uma dinâmica desconhecida e não contemplada no modelo desenvolvido.



(a)



(b)

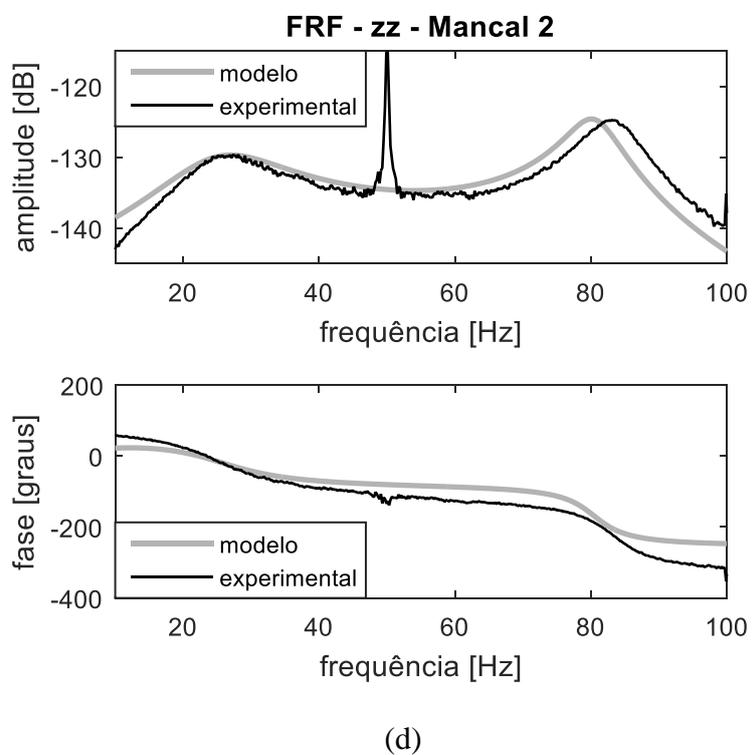
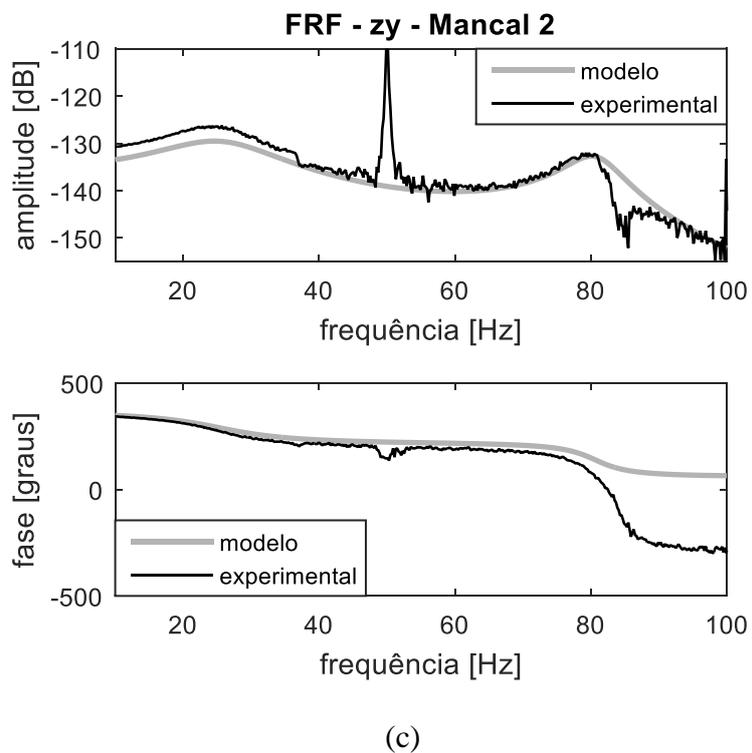


Figura 30 – Modelo numérico ajustado para o caso do mancal sem falha.

Após o ajuste do modelo, quatro mancais com diferentes parâmetros de falha foram montados na bancada de testes na posição do segundo mancal e as *FRFs* foram obtidas experimentalmente. Assim, nos testes experimentais, foram utilizados cinco conjuntos de *FRFs*, sendo um para o caso do mancal sem desgaste e quatro casos com parâmetros de desgaste distintos, conforme discriminado na Tabela 6. As *FRFs* em coordenadas direcionais obtidas experimentalmente são apresentadas no Apêndice A.

Tabela 6 – Parâmetros do desgaste dos mancais utilizados nos testes experimentais.

Mancal	Profundidade do Desgaste (μm)	Posição Angular do Desgaste ($^\circ$)
Sem Desgaste	0	0
Desgaste 1	22,27	11
Desgaste 2	22,27	-11
Desgaste 3	40,19	8
Desgaste 4	48,26	17

A avaliação experimental do método de identificação dos parâmetros do desgaste foi realizada nos moldes da análise de sensibilidade apresentada na seção 4.3. Assim, a identificação foi realizada variando os parâmetros do algoritmo de busca: uso da *FRF* versus a *dFRF*, utilização de todos os termos das matrizes e apenas dos termos cruzados, uso do pico do *oil-whirl* ao invés do uso do pico da frequência natural, variação da malha de pontos de partida do algoritmo *MultiStart* e número de pontos da *dFRF* utilizados na função objetivo,. Os significados dos dois últimos parâmetros são apresentados na seção 3.4, onde o método de identificação é descrito em detalhes.

Conforme mencionado anteriormente, de acordo com a experiência prática, a identificação da profundidade do desgaste (d_0) pode ser útil até 50% da folga radial, e a posição angular do desgaste (γ) varia entre $\pm 20^\circ$. Neste sentido, a busca das variáveis a serem otimizadas (parâmetros do desgaste) no processo de identificação foi limitada dentro destes intervalos, da mesma forma que em todos os testes numéricos do Capítulo 4 de acordo com as Equações 90 e 91.

$$0 \mu m \leq d_0 \leq 50 \mu m$$

$$-20^\circ \leq \gamma \leq 20^\circ \quad (91)$$

O primeiro parâmetro analisado no processo de identificação foi a utilização dos termos da *FRF* e dos termos da *dFRF* – apenas os termos cruzados e a matriz completa (termos diretos e termos cruzados). Para tanto, foram utilizados 7 pontos nas proximidades dos picos das primeiras frequências naturais de flexão (78,1 Hz a 87,7 Hz a cada 1,6 Hz), que corresponde ao número de pontos que apresentou melhor resultado nas simulações (seção 4.3). A malha de pontos de partida utilizada no algoritmo *MultiStart* foi [0, 15, 30, 45] μm e [-15, -7.5, 0, 7.5, 15] $^\circ$; uma explicação detalhada do significado da malha de pontos de partida pode ser encontrada nas seções 3.4 e 4.3. Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 7 (profundidade do desgaste) e 8 (posição angular do desgaste), onde se encontram os parâmetros identificados e a porcentagem do erro relativo entre parênteses. O erro não é apresentado no caso dos mancais sem desgaste, pois o erro relativo para um valor igual a zero não é definido; portanto, nestes casos, devem-se comparar os valores absolutos.

Os resultados apresentados nas Tabelas 7 e 8 apresentaram comportamento similar aos resultados das simulações numéricas da seção 4.2. Sendo que, o uso da *dFRF* completa apresentou melhores resultados do que o uso da *FRF* completa. A *dFRF* cruzada apresentou resultados muito superiores aos obtidos com a *FRF* cruzada, que falhou em identificar os parâmetros nos casos de Desgaste 1 e 2. A comparação apenas entre os casos em que foi utilizada a *dFRF* mostrou, como esperado, que o uso da *dFRF* cruzada apresentou resultados similares ao uso da *dFRF* completa; o que confirma novamente os resultados numéricos da seção 4.1, onde é mostrado que os termos cruzados são mais sensíveis ao desgaste do que os termos diretos da *dFRF*. Portanto, todos os testes apresentados a seguir foram feitos utilizando todos os termos (diretos e cruzados) da *dFRF*.

Tabela 7 – Resultados das identificações das profundidades dos desgastes - *FRF* versus *dFRF*.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
<i>FRF</i> completa	0,22 (-%)	21,05 (5,48%)	21,45 (3,68%)	42,21 (-5,03%)	45,78 (5,14%)
<i>FRF</i> cruzada	0,12 (-%)	0,06 (99,73%)	0,01 (99,96%)	28,19 (29,86%)	28,47 (41,01%)
<i>dFRF</i> completa	0,03 (-%)	21,92 (1,57%)	22,33 (-0,27%)	41,98 (-4,45%)	46,58 (3,48%)
<i>dFRF</i> cruzada	0,05 (-%)	21,62 (2,92%)	20,76 (6,78%)	42,15 (-4,88%)	46,79 (3,05%)

Tabela 8 – Resultados das identificações das posições angulares dos desgastes - *FRF* versus *dFRF*.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
<i>FRF</i> completa	-6,51 (-%)	7,89 (28,27%)	-7,88 (-28,36%)	6,12 (23,5%)	19,85 (16,76%)
<i>FRF</i> cruzada	-6,95 (-%)	-1,16 (110,55%)	-2,28 (-79,27%)	19,74 (-146,75%)	19,31 (-13,59%)
<i>dFRF</i> completa	0,07 (-%)	13,99 (-27,18%)	-7,85 (-28,64%)	5,45 (31,88%)	15,85 (6,76%)
<i>dFRF</i> cruzada	1,23 (-%)	8,11 (26,27%)	-11,32 (2,91%)	6,12 (23,5%)	15,41 (9,35%)

Os seguintes testes foram feitos utilizando diferentes números de pontos da *dFRF* na função objetivo (ver explicação na seção 3.4), sendo que dois casos foram analisados: utilizando pontos na região entorno do pico das frequências naturais de flexão, e utilizando pontos entorno do pico do *oil-whirl*. As faixas de frequência utilizadas são descritas na Tabela 9, e os resultados dos testes são apresentados nas Tabelas 10 (profundidade) e 11 (posição angular).

A análise dos resultados em torno do pico da frequência natural mostrou que, conforme verificado nos resultados simulados da seção 4.3, o melhor resultado foi obtido

no caso em que se utilizaram 7 pontos da *dFRF* na função objetivo, para o caso aqui em estudo.

Tabela 9 – Faixas de frequências utilizadas nos testes apresentados nas Tabelas 10 e 11.

	Pontos Utilizados
Freq. Natural – 4 pontos	78,1 Hz a 87,7 Hz, a cada 3,2 Hz
Freq. Natural – 7 pontos	78,1 Hz a 87,7 Hz, a cada 1,6 Hz
<i>Oil-Whirl</i> – 3 pontos	15,9 Hz a 34,3 Hz, a cada 9,2 Hz
<i>Oil-Whirl</i> – 5 pontos	15,9 Hz a 34,3 Hz, a cada 4,6 Hz

A partir da análise dos resultados das Tabelas 10 e 11, é possível concluir que o aumento do número de pontos (de 4 para 7 pontos) refletiu em uma pequena redução nos erros de identificação, quando utilizada a região das frequências naturais de flexão do eixo. No entanto, quando foram utilizados os pontos em torno do pico do *oil-whirl*, o pequeno aumento do número de pontos, de 3 para 5 pontos, não apresentou diferenças expressivas nos resultados da identificação, de um modo geral. Tais resultados sugerem que o algoritmo pode ter diferentes sensibilidades ao número de pontos dependendo da região da curva utilizada (7 pontos apresentaram bom resultado para a região das primeiras frequências de flexão do eixo, enquanto que, na frequência do *oil-whirl*, o uso de 3 pontos apresentou resultado sutilmente melhor).

Tabela 10 – Resultado da identificação da profundidade do desgaste utilizando diferentes números de pontos da *dFRF* ao redor dos picos do *oil-whirl* e da frequência natural.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
Freq. Nat	0,02	21,67	22,50	37,82	46,58
4 pontos	(-%)	(2,69%)	(-1,03%)	(13,4%)	(3,48%)
Freq. Nat	0,03	21,92	22,33	41,98	46,58
7 pontos	(-%)	(1,57%)	(-0,27%)	(-4,45%)	(3,48%)
<i>Oil-Whirl</i>	3,01	25,47	23,24	41,03	39,89
3 pontos	(-%)	(-14,37%)	(-4,36%)	(-2,09%)	(17,34%)
<i>Oil-Whirl</i>	4,35	24,58	23,41	37,65	37,81
5 pontos	(-%)	(-10,37%)	(-5,12%)	(6,32%)	(21,65%)

Tabela 11 – Resultado da identificação da posição angular do desgaste utilizando diferentes números de pontos da *dFRF* ao redor dos picos do *oil-whirl* e da frequência natural.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
Freq. Nat 4 pontos	0,01 (-%)	8,52 (22,55%)	-7,50 (-31,82%)	13,40 (-67,5%)	15,01 (11,71%)
Freq. Nat 7 pontos	0,07 (-%)	13,99 (-27,18%)	-7,85 (-28,64%)	5,45 (31,88%)	15,85 (6,76%)
Oil-Whirl 3 pontos	-8,14 (-%)	9,86 (10,36%)	-11,14 (1,27%)	4,98 (37,75%)	15,89 (6,53%)
Oil-Whirl 5 pontos	-12,91 (-%)	10,62 (3,45%)	-12,59 (14,45%)	4,65 (41,88%)	12,93 (23,94%)

Finalmente, foi avaliada a variação da malha de pontos de partida utilizados pelo algoritmo de busca; novamente, ressalta-se que uma explicação detalhada do significado da malha de pontos de partida pode ser encontrada nas seções 3.4 e 4.3. Duas malhas foram comparadas, sendo a primeira delas composta por 4 pontos de profundidade ([0, 15, 30, 45] μm) e 5 pontos de posição angular (-15, -7.5, 0, 7.5, 15] $^{\circ}$); denominada 4/5; e a segunda composta por 7 pontos de cada parâmetro ([0, 7.5, 15, 22.5, 30, 37.5, 45] μm e [-15, -10, -5, 0, 5, 10, 15] $^{\circ}$); denominada 7/7. Os resultados da identificação da profundidade do desgaste são apresentados na Tabela 12, e os resultados da identificação da posição angular do desgaste, na Tabela 13.

Tabela 12 – Resultado da identificação da profundidade do desgaste utilizando diferentes malhas de pontos de partida.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
Malha com 4/5 p. iniciais	0,02 (-%)	21,67 (2,69%)	22,50 (-1,03%)	37,82 (5,9%)	46,58 (3,48%)
Malha com 7/7 p. iniciais	0,02 (-%)	21,67 (2,69%)	22,49 (-0,99%)	37,82 (5,9%)	46,57 (3,5%)

Tabela 13 – Resultado da identificação da posição angular do desgaste utilizando diferentes malhas de pontos de partida.

	Sem Desgaste	Desgaste 1	Desgaste 2	Desgaste 3	Desgaste 4
Malha com 4/5 p. iniciais	0,01 (-%)	8,52 (22,55%)	-7,50 (-31,82%)	13,40 (-67,5%)	15,01 (11,71%)
Malha com 7/7 p. iniciais	-4,45 (-%)	8,51 (22,64%)	-7,51 (-31,73%)	13,45 (-68,13%)	14,99 (11,82%)

A grande semelhança dos resultados apresentados nas Tabelas 12 e 13 sinaliza que, com o aumento da discretização da malha de pontos iniciais, a qualidade da identificação tende assintoticamente a um limite. Nos casos simulados na seção 4.3, os erros tendem a zero, uma vez que se deseja identificar os parâmetros do desgaste a partir de um resultado simulado através do mesmo modelo utilizado na identificação. No caso experimental, no entanto, devido às diferenças entre o modelo utilizado na identificação e o sistema real (do qual se deseja identificar os parâmetros do desgaste), o limite assintótico é obtido com um número menor de pontos, e o erro, provavelmente, não será nulo.

Em todos os casos apresentados nota-se que os erros obtidos na identificação da posição angular do desgaste foram maiores comparados aos erros obtidos na identificação da profundidade. Tal observação vai de encontro aos resultados obtidos numericamente na seção 4.1, que mostraram que, de fato, a variação da profundidade do desgaste exerce maior influência nas características do sistema e, conseqüentemente, em sua resposta, do que a variação da posição angular do desgaste. Outro fator que deve ser levado em conta é a influência do processo de manufatura da falha nos mancais. A precisão no controle da posição angular da falha é menor do que a precisão obtida no controle de sua profundidade. Conseqüentemente, maiores incertezas estão presentes na geração deste parâmetro.

6.2 Medição do Fator de Amortecimento

A obtenção dos fatores de amortecimento modais a partir do *MOBAR*, conforme descrito nos procedimentos experimentais (seção 5.2), consiste em três passos,

sendo o primeiro deles a determinação das frequências dos modos cujos fatores de amortecimento se desejam identificar. Conforme mencionado previamente, neste trabalho optou-se por fazer a identificação das frequências modais através das *dFRFs*; que foram obtidas pela aplicação de uma excitação tipo ruído branco com o atuador magnético.

Dois casos de desgastes foram escolhidos para a avaliação do método (Tabela 6):

- Desgaste 1: 22,27 μm e 11° ;
- Desgaste 2: 22,27 μm e -11° .

As *dFRFs* obtidas para os dois casos são apresentadas na Figura 31. Observa-se que apenas os termos diretos foram utilizados para facilitar a identificação das primeiras frequências naturais de flexão direta e retrógrada separadamente, bem como as frequências de *oil-whirl* dos mancais (que são frequências intrinsecamente diretas). A análise dos gráficos de ambos os casos permite identificar apenas um pico na região do *oil-whirl* em torno de 25 Hz, uma vez que ambas as frequências de *oil-whirl* de ambos os mancais são muito próximas; a frequência natural de flexão direta se encontra por volta de 82 Hz e a retrógrada por volta de 84 Hz.

Em diversas máquinas pesadas de aplicação industrial, são usados mancais *tilting-pad*, que praticamente eliminam o problema da instabilidade fluido-induzida. No entanto, a presença de outros fenômenos pode levar o sistema à instabilidade e, nestes casos, os fatores de amortecimento dos modos de flexão do rotor são os parâmetros avaliados. Portanto, embora a frequência do *oil-whirl* seja responsável pela instabilidade fluido-induzida em rotores sustentados por mancais hidrodinâmicos cilíndricos (utilizados neste trabalho), optou-se por analisar também as frequências naturais de flexão do eixo.

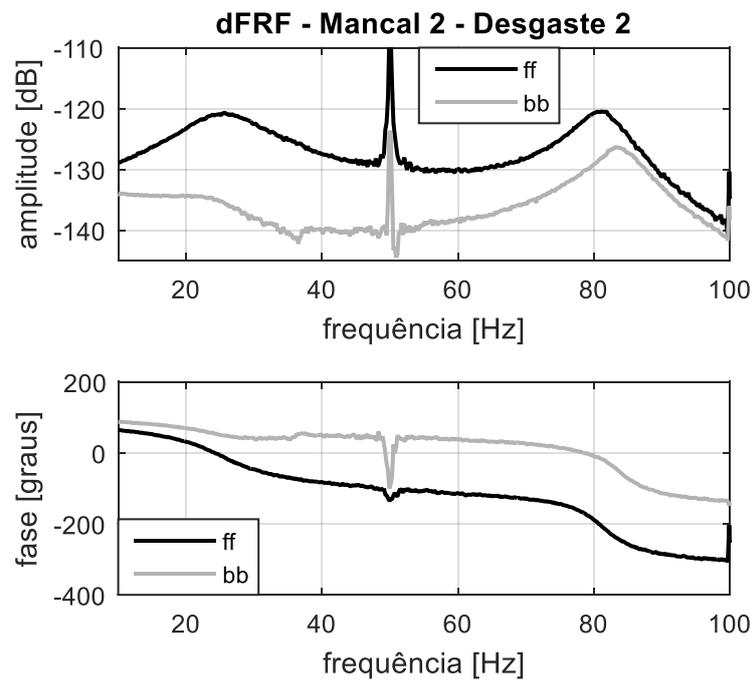
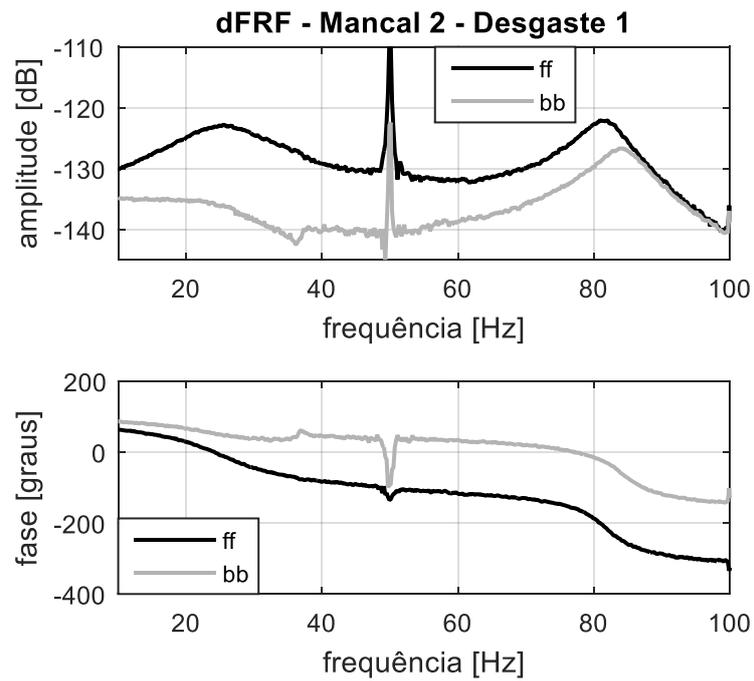


Figura 31 – Termos diretos das $dFRF$ s obtidas experimentalmente: (a) Desgaste 1; (b) Desgaste 2.

Uma vez que as frequências modais foram identificadas graficamente, o segundo passo consiste na aplicação da excitação tipo *Blocking Test*. Para testar a robustez

do método *MOBAR + Blocking Test*, as excitações foram aplicadas acima e abaixo das frequências identificadas com as *dFRFs*; o objetivo é simular casos em máquinas reais onde a identificação das frequências, eventualmente, não seja suficientemente precisa. Neste sentido, os testes *Blocking Test* foram aplicados nos intervalos de frequência descritos na Tabela 14, com passos de 1 em 1 Hz. Na Tabela 14, também se encontram o sentido das forças radiais girantes aplicadas em cada caso. Lembrando que a força girante deve ter o mesmo sentido do modo em análise, ressalta-se que as forças aplicadas na análise do *oil-whirl* são no sentido direto (pois, como mencionado, este é um fenômeno intrinsecamente direto).

Tabela 14 – Descrição dos parâmetros utilizados no *Blockin Test*.

	Faixa de Frequências (Hz)	Sentido da força girante
Freq. Oil-Whirl	21 a 29	Direta
Freq. Nat. Direta	75 a 87	Direta
Freq. Nat. Retrógrada	75 a 87	Retrógrada

Um exemplo de *Blocking Test* é apresentado na Figura 32. Em cada teste, a força girante é mantida por meio segundo para que o sistema entre em regime permanente, quando, então, o atuador magnético cessa a força girante; conforme as Figura 32a e 30b. A resposta transiente é medida por mais meio segundo (Figura 32c). Portanto, a duração total de cada *Blocking Test* é de 1 s, do qual apenas o intervalo entre 0,5 s e 0,67 s, representado pelas retas verticais na Figura 32d, correspondente à resposta transiente, é utilizado no *MOBAR*.

Conforme observado por Cloud (2007), a força girante deve ser na mesma frequência e sentido do modo a ser analisado, de forma que sua contribuição se torne dominante na resposta do sistema (superando o desbalanceamento e qualquer outro sinal presente). Neste sentido, a amplitude do *Blocking Test* deve ser alta para maximizar a relação sinal/ruído da resposta do modo, mas suficientemente baixa o bastante para evitar efeitos não lineares.

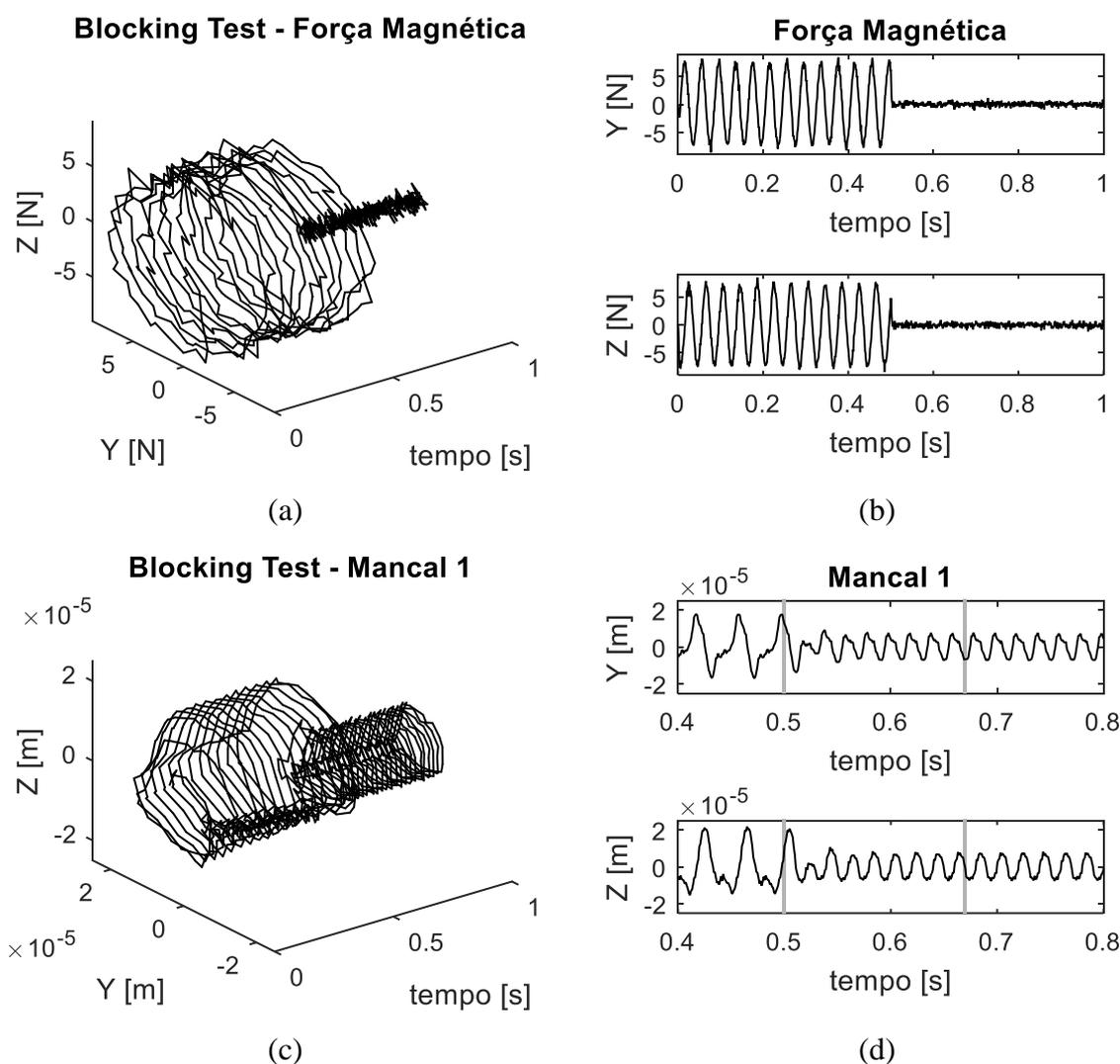
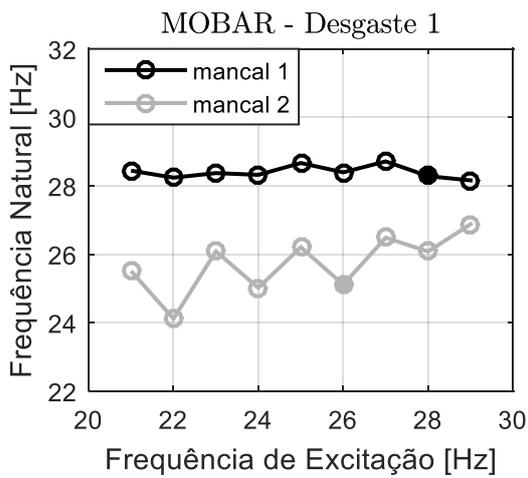
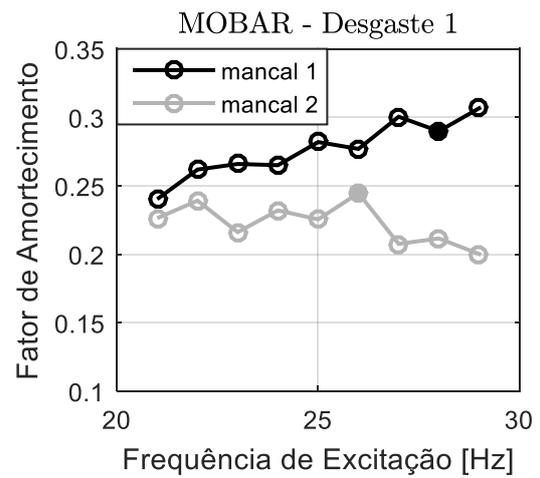


Figura 32 – Exemplo de *Blocking Test* com uma força girante direta a 25 Hz: (a) representação tridimensional da força magnética girante; (b) componentes da força girante; (c) representação tridimensional da resposta do primeiro mancal; (d) componentes da resposta do primeiro mancal.

Em cada frequência analisada, o *Blocking Test* foi aplicado 10 vezes. Os quatro sinais de vibração medidos nos dois mancais (horizontal e vertical de cada mancal), nos 10 testes, totalizando 40 sinais, foram utilizados de uma vez no método *MOBAR*. Os resultados obtidos são apresentados nas Figuras 33 a 36, onde cada ponto das curvas representa a resposta de uma das frequências de excitação testadas, conforme a Tabela 14.

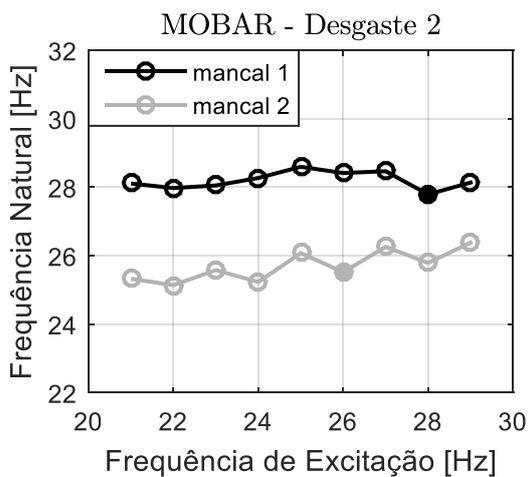


(a)

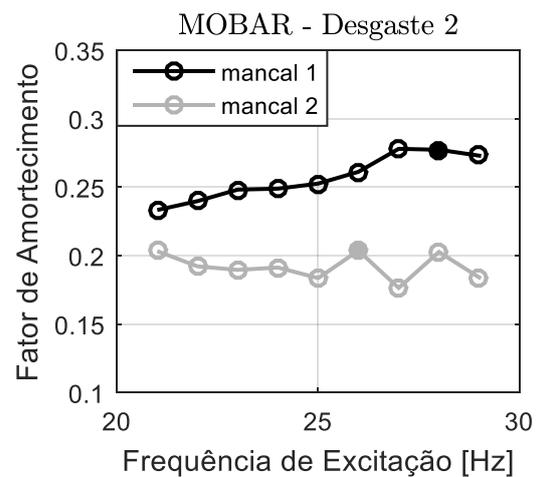


(b)

Figura 33 – Resultado do método *MOBAR* para as frequências de *oil-whirl* dos mancais no caso do Desgaste 1.



(a)



(b)

Figura 34 – Resultado do método *MOBAR* para as frequências de *oil-whirl* dos mancais no caso do Desgaste 2.

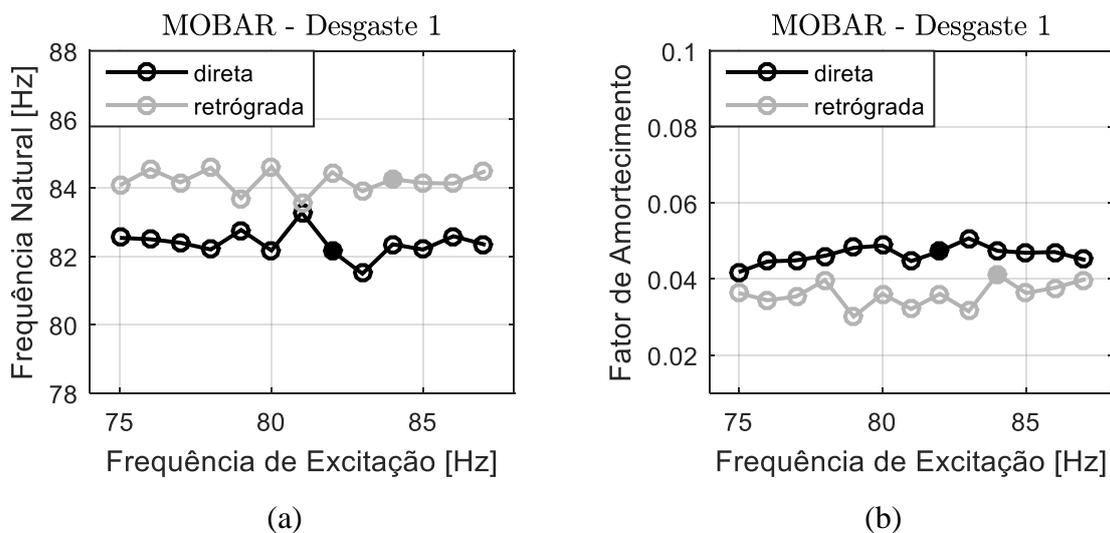


Figura 35 – Resultado do método *MOBAR* para as frequências naturais de flexão do eixo no caso do Desgaste 1.

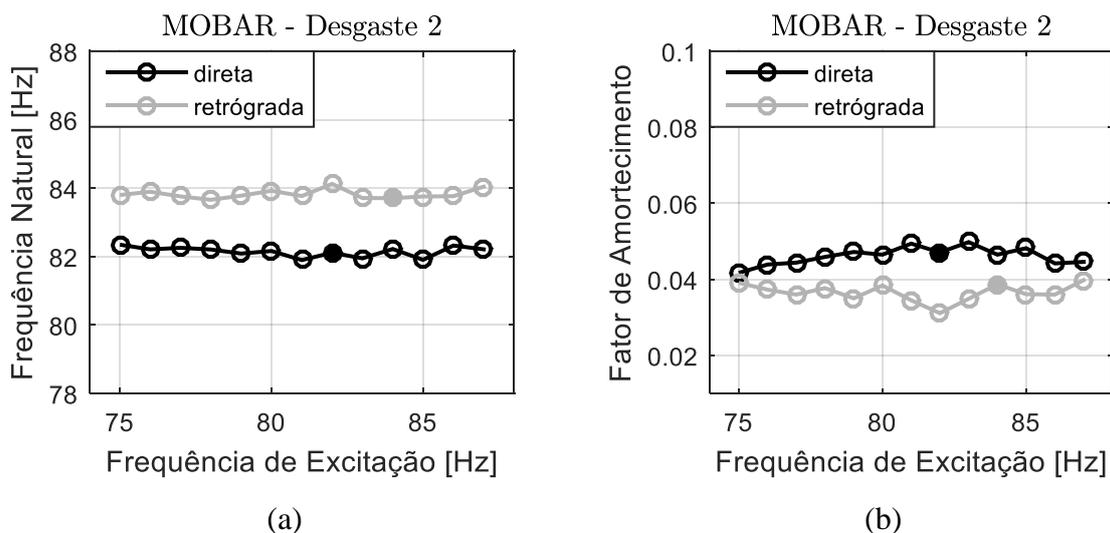


Figura 36 – Resultado do método *MOBAR* para as frequências naturais de flexão do eixo no caso do Desgaste 2.

Nos gráficos das frequências identificadas (Figuras 33a, 34a, 35a e 36a), pode-se notar que, para uma dada curva, diferentes frequências de excitação (frequências das forças girantes - *Blocking Test*) resultaram em aproximadamente a mesma frequência identificada. Assim, em cada curva é possível observar que há um ponto cujo marcador é preenchido. Este ponto corresponde à real frequência do modo identificado. A partir desta frequência, sabe-se qual ponto (também com o marcador preenchido) deve ser levado em consideração na respectiva curva de fator de amortecimento modal (Figuras 33b, 34b, 35b e 36b).

A análise dos gráficos demonstra a robustez do método *MOBAR + Blocking Test*, apresentou robustez satisfatória, permitindo a identificação do fator de amortecimento dos modos de vibrar mesmo com um erro de cerca de 10% na frequência de excitação (*Blocking Test*) em relação às frequências dos modos. As variações obtidas podem ser corrigidas refazendo-se o teste.

Neste sentido, em uma aplicação real, sugere-se que o seguinte procedimento seja adotado:

1. Aplicar o *Blocking Test + MOBAR*; segundo procedimento apresentado na seção 5.2;
2. Verificar se a frequência com que foi aplicada a excitação corresponde à frequência do modo identificada;
3. Caso seja muito diferente, reaplicar o *Blocking Test + MOBAR* utilizando a excitação na frequência identificada no passo 1.

Uma vez que cada *Blocking Test* consome 1 s (ou seja, 10 s para 10 testes), refazer os passos 1 a 3, acima apresentados, em pouco onera o tempo de operação de máquina; o que torna este procedimento muito vantajoso para testes em máquinas reais.

Tabela 15 – Fatores de amortecimento identificados pelo método *MOBAR*.

	Desgaste 1	Desgaste 2
Freq. Mancal 1	0,2898	0,2773
Freq. Mancal 2	0,2446	0,2037
Freq. Nat. Dir.	0,0473	0,0471
Freq. Nar. Ret.	0,0412	0,0387

Por fim, os resultados dos marcadores preenchidos para fator de amortecimento (Figuras 33b, 34b, 35b e 36b) foram sumarizados na Tabela 15. Os resultados mostram que os fatores de amortecimento das frequências de flexão do eixo (tanto direta quanto

retrógrada) apresentaram boa concordância entre resultados para mancais com diferentes falhas, sendo que o efeito do desgaste nestes parâmetros foi praticamente desprezível.

Os fatores de amortecimento das frequências referentes ao *oil-whirl* dos mancais apresentaram variações mais significativas, tanto nos valores da Tabela 15 como na tendência das curvas nas Figuras 33 e 34, no que concerne aos mancais com diferentes falhas por desgaste, indicando a influência da falha neste parâmetro modal do sistema e, por conseguinte, no próprio processo para determinação do mesmo no que concerne às frequências identificadas para o *Blocking Test*.

7 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A tese traz contribuições no estabelecimento de procedimentos para validação de modelo de falha por desgaste. Neste sentido, inicialmente foi apresentado o modelo em elementos finitos de um rotor; ao qual foram adicionados os coeficientes dinâmicos lineares de rigidez e amortecimento dos mancais hidrodinâmicos com desgaste. Os coeficientes foram obtidos a partir da resolução da equação de Reynolds utilizando o método dos volumes finitos. Em seguida, foi apresentada a função resposta em frequência do sistema (*FRF*) e como obter sua representação em coordenadas direcionais (Função Resposta em Frequência Direcional – *dFRF*).

Os primeiros resultados numéricos apresentados consistem na análise da sensibilidade da *dFRF* do modelo aos parâmetros do desgaste (profundidade e posição angular); a partir dos quais foi confirmada a hipótese inicial de que a *dFRF* é indicativa de falha por desgaste. A análise também proporcionou outras duas importantes conclusões: primeiramente, que a influência da profundidade é mais significativa na resposta do sistema do que a influência da posição angular; e, segundo, estas influências são mais pronunciadas na *dFRF* (sobretudo nos termos cruzados) do que na *FRF*.

Em consequência da análise anterior, é confirmada a hipótese de que a falha por desgaste afeta as características dinâmicas do sistema, a saber, coeficientes dinâmicos dos mancais e parâmetros modais do sistema.

Verificadas as hipóteses diretoras da tese, o objetivo primeiro foi propor um método para a identificação dos parâmetros do desgaste (profundidade e posição angular) em mancais lubrificados. Neste sentido, foi apresentado um método de identificação baseado no ajuste do modelo previamente desenvolvido. A função objetivo utilizada consiste na diferença entre a *dFRF* do modelo e a *dFRF* obtida experimentalmente, ambas em escala logarítmica.

Nas validações iniciais do método de identificação, a resposta experimental foi obtida pela adição de ruído à resposta do modelo contendo o desgaste, cujos parâmetros se

desejavam identificar. Para tanto, foram realizadas simulações utilizando a *FRF* e a *dFRF*. O modelo se mostrou capaz de identificar a profundidade e a posição angular do desgaste, e foi reafirmada a hipótese inicial de que a *dFRF* é mais adequada para a identificação do que a *FRF*.

Os últimos testes numéricos focaram na análise de sensibilidade do método de identificação com relação aos parâmetros da busca. Sendo que o refinamento da malha de pontos de partida apresentou uma melhora assintótica nos resultados; e o número de pontos utilizados na função objetivo possui um valor ótimo. Ainda retomando a hipótese inicial, foi verificado que tanto o pico do *oil-whirl* quanto o pico da frequência natural de flexão são sensíveis à variação dos parâmetros do desgaste e podem ser utilizados no processo de identificação.

Após a validação com resultados numéricos, a bancada de testes do *LAMAR* foi montada em uma configuração que permitisse a validação experimental do método proposto. Para tanto, quatro mancais com parâmetros de desgaste diferentes foram utilizados.

No entanto, os primeiros testes realizados foram referentes à obtenção experimental da *FRF*. Neste sentido, três técnicas de excitação foram comparadas: ruído branco, *chirp* e *stepped-sine*. Em todos os casos, a excitação foi aplicada no rotor através de um atuador magnético desenvolvido no próprio laboratório em trabalhos anteriores. A comparação da relação custo-benefício foi maior no caso do ruído branco, que se apresentou o teste mais rápido e com qualidade pouco inferior com relação ao *stepped-sine*; principalmente devido ao alto número de médias realizadas. Consequentemente, o ruído-branco foi o teste adotado neste trabalho para a obtenção experimental das *FRFs*.

A partir das *FRFs* obtidas experimentalmente, a análise de sensibilidade do método de identificação com relação aos parâmetros de busca, feita anteriormente com *FRFs* simuladas, foi repetida. E os resultados obtidos experimentalmente confirmaram os resultados obtidos nas simulações. A melhor configuração obtida para a identificação dos parâmetros do desgaste foi utilizando 7 pontos de cada um dos quatro termos da *dFRF* (dois diretos e dois cruzados), e utilizando uma malha de pontos de partida contendo 7 pontos para cada um dos parâmetros considerados (profundidade e posição angular). Com

esta configuração, nos cinco casos avaliados (um sem desgaste e quatro casos com diferentes parâmetros de desgaste), os erros das identificações de profundidade foram menores do que 5%, e os erros das identificações de posição angular ficaram em torno de 30% (nos piores casos). Sobre os erros elevados na identificação da posição angular do desgaste, deve ser levado em conta que o controle da posição angular da falha, no processo de manufatura dos mancais, é menor do que o controle da profundidade, acarretando maiores incertezas na obtenção do valor real deste parâmetro. Portanto, os resultados obtidos no processo de identificação dos parâmetros do desgaste foram considerados satisfatórios, uma vez que a profundidade do desgaste exerce uma influência muito maior no sistema do que a posição angular.

Consequentemente, o objetivo principal da tese, propor um método capaz de identificar os parâmetros do desgaste de mancais lubrificados, foi atingido de forma satisfatória.

A partir da hipótese, já confirmada anteriormente, de que os parâmetros da falha por desgaste alteram os parâmetros modais do sistema, o objetivo secundário da tese foi propor um método para obtenção experimental do fator de amortecimento de máquinas rotativas. Para tal objetivo, foi apresentado o método *MOBAR*, que é baseado na identificação de um modelo autorregressivo retrógrado a partir de múltiplos sinais medidos, para a obtenção dos fatores de amortecimento modal. Devido à sua aplicabilidade a máquinas rotativas, o sinal de excitação utilizado no sistema, através do atuador magnético, foi o *Blocking Test*; que consiste em uma força radial girante na frequência e sentido do modo cujo fator de amortecimento se deseja identificar.

O conjunto *MOBAR + Blocking Test* foi testado na bancada de testes para dois casos distintos de desgaste, onde os fatores de amortecimento dos modos referentes ao *oil-whirl* dos mancais e dos primeiros modos naturais de flexão do eixo foram medidos. Primeiramente, concluiu-se que o método possui uma robustez satisfatória, uma vez que foi possível identificar a frequência natural e o fator de amortecimento de um dado modo, mesmo que o *Blocking Test* seja aplicado a uma frequência com 10% de erro em relação à frequência do modo em análise. A segunda conclusão é que, em testes reais, caso a frequência utilizada no *Blocking Test* não seja exatamente a frequência do modo em

análise, o teste pode ser repetido com a frequência identificada sem onerar tempo de operação de máquina; uma vez que a duração de cada *Blocking Test* é de 1 s.

A contribuição da tese no que diz respeito ao *MOBAR* se deu na aplicação de pequenas alterações que aumentaram a robustez do método, como a utilização de diagramas de estabilização e o uso simultâneo dos sinais medidos em diversos *Blocking Tests*, caracterizando, de certa forma, um processo de amostragem.

Diante dos resultados obtidos, considera-se que o objetivo secundário da tese foi atingido, constituindo o par *MOBAR + Blocking Test* uma metodologia adequada para excitação +e obtenção do fator de amortecimento modal de máquinas rotativas; podendo ser utilizado em testes de comissionamento de rotores industriais, na análise de estabilidade e, dentro do contexto de identificação de parâmetros de desgaste, como um indicador inicial da existência ou não de falha por desgaste.

É importante ressaltar a necessidade da instalação de uma fonte de excitação externa no rotor. Neste trabalho foi utilizado um atuador magnético, uma vez que, segundo a literatura, este tipo de dispositivo já é utilizado em testes de comissionamento de rotores industriais de grande porte. Cuidados a serem tomados incluem a utilização de um atuador magnético com força suficiente para excitar o rotor em análise (principalmente em se tratando de rotores de grande porte), e um estudo preliminar baseado em modelo para verificar se o atuador não foi posicionado muito próximo de um nó do modo cujo amortecimento se deseja medir (o que inviabilizaria a excitação do modo e, portanto, inviabilizaria o teste).

Finalmente, concluiu-se que os objetivos inicialmente propostos, apresentação de um método para identificação de parâmetros de desgaste em mancais lubrificados, e de um método para a obtenção experimental do fator de amortecimento modal de rotores, foram alcançados de forma satisfatória e que, portanto, a tese apresenta contribuições na área da análise e diagnose da influência do desgaste em mancais hidrodinâmicos.

O assunto abordado nesta tese está inserido em um tema amplo, de maneira que existem diversos desdobramentos passíveis de serem exploradas em trabalhos futuros. Dentre os quais, a partir do desenvolvimento apresentado, ressaltam-se:

- No que diz respeito à modelagem do mancal hidrodinâmico, um dos possíveis desdobramentos é a extensão do modelo em volumes finitos utilizado incorporando a discretização do filme de óleo na direção radial (no sentido da profundidade do desgaste), resultando em um modelo tridimensional. Desta forma, espera-se que a precisão do modelo seja aumentada.
- Estudo da detecção e isolamento da falha por desgaste, que correspondem a etapas anteriores à etapa desenvolvida nesta tese, onde foi apresentada a identificação dos parâmetros do desgaste. Nos resultados experimentais, foi verificado que, para o caso onde não há desgaste, o algoritmo apresentado indica um desgaste de profundidade próxima de zero. No entanto, o estudo deve ser expandido no sentido de possibilitar a detecção de falha por desgaste dentre outros possíveis tipos de falha (por exemplo, desbalanceamento, desalinhamento, trincas e empenamento), além de localizar em qual mancal o desgaste se encontra e, finalmente, identificar seus parâmetros.
- Referente ao método *MOBAR + Blocking Test*, sugere-se que seja realizado um estudo completo da análise de estabilidade de rotores, com o objetivo de determinar, por exemplo, os limiares da estabilidade fluido-induzida. Neste trabalho, foi apresentado que o método possui potencial para tal, no entanto, este tipo de estudo demandaria a aplicação do *MOBAR* para diversas velocidades de rotação de forma a se verificar o decaimento dos fatores de amortecimento modais com aumento da rotação.

Referências

AL-BADOUR, F.; SUNAR, M.; CHEDED, L. Vibration analysis of rotating machinery using time–frequency analysis and wavelet techniques. **Mec Syst Sig Process**, v. 25, p. 2083-2101, 2011.

ALLEMANG, R. J. The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse. **Sound and Vibration**, p. 14-21, 2003.

API, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing No. RP 684, American Petroleum Institute, 2nd ed., 2005.

ARGHIR, M.; ALSAYED, A.; FRÊNE, J. A Triangle Based Finite Volume Method for the Integration of Lubrication's Incompressible Bulk Flow Equations. **Journal of Tribology**, v. 123, p. 118-124, 2001.

ARGHIR, M.; ALSAYED, A.; NICOLAS, D. The finite volume solution of the Reynolds equation of lubrication with film discontinuities. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 44, p. 2119-2132, 2002.

ARRUDA, J. R. F. Objective Functions for the Curve-Fit of Frequency Response Functions. **AIAA Journal**, v. 30, n. 3, p. 855-857, 1992.

ATHAVALE, M. M.; PRZEKOWAS, A. J. A finite volume numerical method to calculate fluid forces and Rotordynamic Coefficients in Seals. **American Institute of Aeronautics and Astronautics**, 1992.

ATKINS, K. E.; PEREZ, R. X. Assessing Rotor Stability Using Practical Test Procedures. Proceedings of the Twenty-First Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 151-158, 1992.

ATKINS, K. E.; PEREZ, R. X.; TURNER, D. M. A Simple Procedure for Assessing Rotor Stability. Proceedings of the Third International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics in Rotating Machinery, p. 361-375, 1990.

BAI, M.; HUANG, J.; HONG, M.; SU, F. Fault diagnosis of rotating machinery using an intelligent order tracking system. **J Sound Vib**, v. 280, p. 699-718, 2003.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; VANIA, A. Identification of multiple faults in rotor systems, **Journal of Sound and Vibration**, v. 254, n. 2, p. 327–366, 2002.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; TANZI, E. Cracked Rotors: A Survey on Static and Dynamic Behaviour Including Modelling and Diagnosis. 1st Edition. Springer, 2010.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; VANIA, A.; ZANETTA, G. A.; GREGORI, L. Identification of Rub and Unbalance in 320 MW Turbogenerators. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 9, n. 2, p. 97–112, 2003.

BAUMANN, U. Rotordynamic Stability Tests on High-Pressure Radial Compressors. Proceedings of the Twenty-Eighth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 115-122, 1999.

BENTLY, D. E.; MUSZYNSKA, A. Stability Evaluation of Rotor/Bearing System by Perturbation Tests. Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, No. CP-2250, NASA, p. 307-322, 1982.

BIDAUT, Y.; BAUMANN, U.; AL-HARTHY, S. M. H. Rotordynamic Stability of a 9500 PSI Reinjection Centrifugal Compressor Equipped with a Hole Pattern Seal—Measurement Versus Prediction Taking into Account the Operational Boundary Conditions. Proceedings of the Thirty-Eighth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 251-259, 2009.

BOUYER J.; FILLON M.; PIERRE-DANOS I. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops. **Journal of Tribology**, v. 129, p. 205–8, 2007.

BYRD, R. H.; GILBERT, J. C.; NOCEDAL, J. A Trust Region Method Based on Interior Point Techniques for Nonlinear Programming. **Mathematical Programming**, v. 89, n. 1, p. 149-185, 2000.

BYRD, R. H.; HRIBAR, M. E.; NOCEDAL, J. An Interior Point Algorithm for Large-Scale Nonlinear Programming. **SIAM Journal on Optimization**, v. 9, n. 4, p. 877–900, 1999.

CAPONE G., Moti orbitali di un rotore rigido simmetrico su cuscinetti cilindrici lubrificati. **La Meccanica Italiana**, n. 199, p. 37-46, 1986.

CAPONE, G.; RUSSO, M.; RUSSO, R. Inertia and Turbulence Effects on Dynamic Characteristics and Stability of Rotor-Bearing Systems. **Journal of Tribology**, v. 113, p. 58-64, 1991.

CAPONE, G.; D'AGOSTINO, V.; GUIDA, D. A Finite Length Plain Journal Bearing Theory. **Journal of Tribology**, v. 116, p. 648-653, 1994.

CASTRO, H. F. Análise de Mancais Hidrodinâmicos em Rotores sob Instabilidade Fluido-Induzida. 176p. Tese de Doutorado – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, Brasil, 2007.

CAVALCA, K. L.; OKABE, E. P. On the analysis of rotor-bearing-foundation systems. In: IUTAM Bookseries - Symposium on Emerging trends in rotor dynamics, 1ed. Dordrecht: Springer, v. 25, p. 89-101, 2010.

CHASALEVRIS, A.; NIKOLAKOPOULOS, P.; PAPADOPOULOS, C. Dynamic effect of bearing wear on rotor-bearing system response. **ASME Journal of Vibration and Acoustics**, v. 135, Issue 1, 2013.

CHEN, C.; MO, C. A method for intelligent fault diagnosis of rotating machinery. **Digit Signal Process**, v. 14, p. 203-217, 2004.

CHEN, J.; PATTON, R. J. Robust Model-Based Fault Diagnosis for Dynamic Systems. Massachusetts, Kluwer Academic Publishers, 1999.

CHIARELLO, A. G.; PEDERIVA, R. A Study of Parameter Monitoring in Stationary Mechanical Systems. **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas**, v. XXI, n.1, p. 123-132, 1999.

CHILDS, D. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. Wiley-Interscience, 1993. 496p.

CLOUD, D. H. Stability of Rotors Supported by Tilting Pad Journal Bearings. 2007. 235 p. Tese de Doutorado - University of Virginia, Charlottesville - VA, Estados Unidos.

CLOUD, D. H.; MASLEN, E. H.; BARRETT, L. E. Damping Ratio Estimation Techniques for Rotordynamic Stability Measurements. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 131, n. 1, p. 012504-1-11, 2009.

COLIN, W. C. The method of Christopherson for Solving free Boundary Problems for Infinite Journal Bearings by Means of Finite Differences. **Mathematics of Computation Corporation**, v. 25, n. 115, 1971.

COWPER, G. R. The Shear Coefficient in Timoshenko's Beam Theory. **Journal of Applied Mechanics**, p.335-340, June 1966.

DEDINI, F. G. Identificação dei cuscinetti e della fondazione di rotori: metodologie e risultati sperimentali. Tese de Doutorado, 120p. – Departamento de Mecânica, Politécnico de Milão, Milão – Itália, 1993.

DIAS, M. J.; ALLEMANG, R. J. Some Insights Into the Simultaneous Forward and Backward Whirling of Rotors. Proceedings of the XIX International Modal Analysis Conference, IMAC 2001, Kissimmee, FL, Estados Unidos, 5-8 de Fevereiro de 2001, p. 1257-1263. Bethel, CT, Estados Unidos: Society for Experimental Mechanics.

DUFRANE, K. F.; KANNEL, J. W.; McCLOSKEY, T. H. Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds. **Journal of Lubrication Technology**, v. 105, p. 313–7, 1983.

DUNKERLEY, S. On the Whirling and Vibration of Shafts. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London**, v.185, p.279-360, 1894.

EDWARDS, S.; LEES, A. W.; FRISWELL, M. I. Fault Diagnosis of Rotating Machinery. **Shock and Vibration Digest**, Janeiro, 1998.

EHRICH, R. High Speed Balancing Procedure. Proceedings of the Ninth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 25-31, 1980.

FERRAZ, F. G.; Dos SANTOS, J. M. C. Block-Krylov component synthesis and minimum rank perturbation theory for damage detection in complex structures. Proceeding of the IX DINAME, Florianópolis-SC, Brasil, pp. 329-334, 2001.

FÖPPL, A. Das Problem der Lavalschen Turbinenwelle. **Der Civilingenieur**, n.4, p.335-342, 1895.

GASCH, R.; PFÜTZNER, H. Rotordynamik. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 188p., 1975.

GENTA, G.; GUGLIOTTA, A. A Conical Element for Finite Element Rotor Dynamics. **Journal of Sound and Vibration**, v.120, n.1, p.175-182, 1988.

GERSCH, W. Estimation of the Autoregressive Parameters of a Mixed Autoregressive Moving-Average Time-Series. **IEEE Transactions On Automatic Control**, v. AC-15, p. 583-588, 1970.

GERTZOS, K. P.; NIKOLAKOPOULOS, P. G.; CHASALEVRIS, A. C.; PAPADOPOULOS, C. A. Wear identification in rotor-bearing systems by measurements of dynamic bearing characteristics. **Computers and Structures**, v. 89, p. 55-66, 2011.

GREENHILL, L. M.; BICKFORD, W. B.; NELSON, H. D. A Conical Beam Finite Element for Rotor Dynamics Analysis. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v.107, p.421-430, October 1985.

HASHIMOTO H.; WADA S.; NOJIMA K. Performance characteristics of worn journal bearings in both laminar and turbulent regimes. Part I: Steady-state characteristics. **ASLE Transactions**, v. 29, p. 565–71, 1986.

HENG, A.; ZHANG, S.; TAN, A. C. C.; MATHEW, J. Rotating Machinery Prognostics: State of the Art, Challenges and Opportunities. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 23, p. 724-739, 2009.

HOLOPAINEN, T. P.; AATOLA, S. A.; CLOUD, C. H.; LI, G. Comparison of Modal Parameter Estimation Techniques for Electromechanical Rotordynamics of Cage Induction Motors. Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, September, 2007.

HUA, Z.; SANXING, Z.; HUA, X.; JUN, Z. An experimental study on oil-film dynamic coefficients. **Tribology International**, v. 37, p. 245-253, 2004.

HUMMEL, C. Kritische drehzahlen als folge der nachgiebigkeit des schmiermittels im lager. Tese de Doutorado - Eidgenössischen Technischen Hochschule, Zurich, Suíça, 1926.

HUNG, C .F.; KO, W. J. Identification of modal parameter from measured output data using vector backward autoregressive model. **Journal of Sound and Vibration**, v. 256, n. 2, p. 249-270, 2002.

HUTCHINSON, J. R. Shear Coefficients for Timoshenko Beam Theory. **Journal of Applied Mechanics**, v. 68, p. 87-92, 2001.

ISERMANN, R. Fault-diagnosis systems: an introduction from fault detection to fault tolerance. Springer Verlag, 2006.

JACKSON, C. Four Compressor Trains of a Large Ethylene Plant – Design Audit, Testing and Commissioning. Proceedings of the Tenth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 55-72, 1981.

JACKSON, C.; LEADER, M. E. Design, Testing and Commissioning of a Synchronous Motor-Gear-Axial Compressor. Proceedings of the Twelfth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 97-111, 1983.

JIANG, L.; LIU, Y.; LI, X.; TANG, S. Using Bispectral Distribution as a Feature for Rotating Machinery Fault Diagnosis. **Measurement**, v. 44, p. 1284-1292, 2011.

JOH, Y. D.; LEE, C. W. Excitation Methods and Modal Parameter Identification in Complex Modal Testing of Rotating Machinery. **Modal Analysis: The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis**, v. 8, n. 3, p. 179-203, 1993.

JUANG, J. N. Applied System Identification. NJ: Prentice-Hall, PTR, Englewood Cliffs, 1994. 394p.

KANKI, H.; FUJII, H.; HIZUME, A.; ICHIMURA, T.; YAMAMOTO, T. Solving Nonsynchronous Vibration Problems of Large Rotating Machineries by Exciting Test in Actual Operating Condition. The International Conference on Rotordynamics, IFToMM, p. 221-225. 1986.

KANKI, H.; KATAYAMA, K.; MORII, S.; MOURI, Y.; UMEMURA, S.; OZAWA, U.; ODA, T. High Stability Design for New Centrifugal Compressor. Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, No. CP-3026, NASA, p. 445-459, 1988.

KARUSH, W. Minima of Functions of Several Variables With Inequalities as Side Constraints. Dissertação de Mestrado, University of Chicago, Chicago, Illinois, Estados Unidos, 1939.

KESSLER, C.; KIM, J. Complex Modal Analysis and Interpretation for Rotating Machinery. Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, p. 782-787, 1998.

KESSLER, C.; KIM, J. Concepts of Directional Natural Mode for Vibration Analysis of Rotors Using Complex Variable Descriptions. **Journal of Sound and Vibration**, v. 239, n. 3, p. 545-555, 2001.

KESSLER, C.; KIM, J. Vibration Analysis of Rotors Utilizing Implicit Directional Information of Complex Variable Descriptions. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 124, p. 340-349, 2002.

KRÄMER, E. Dynamics of Rotors and Foundations. New York: Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 383p., 1993.

KUHN, H. W.; TUCKER, A. W. Nonlinear Programming. Proceedings of 2nd Berkeley Symposium. Berkeley, p. 481-492, 1951.

KUMAR, A.; MISHRA, S. Stability of a rigid rotor in turbulent hydrodynamic worn journal bearings. **Wear**, v. 193, p. 25-30, 1996.

KUMARESAN, R.; TUFTS, D. W. Estimating the parameters of exponentially damped sinusoids and pole-zero modeling in noise. **IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing**, v. ASSP-30, n. 6, p. 833-840, 1982.

LALANNE, M.; FERRARIS, G. Rotordynamics Prediction in Engineering. John Wiley & Sons Ltd., Chichester, Inglaterra, 1990.

LEE, C. W. A Complex Modal Testing Theory for Rotating Machinery. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 5, p. 119-137, 1991.

LEE, C. W.; JEI, Y. G. Modal Analysis of Continuous Rotor-Bearing Systems. **Journal of Sound and Vibration**, v. 126, p. 345-361, 1988.

LEE, C. W.; JOH, Y. D. Theory of Excitation Methods and Estimation of Frequency Response Functions in Complex Modal Testing Rotating Machinery. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 7, n. 1, p. 57-74, 1993.

LEE, C. W.; KATZ, R.; ULSOY, G. A.; SCOTT, A. Modal Analysis of a Distributed Parameter Rotating Shaft. **Journal of Sound and Vibration**, v. 122, p. 119-130, 1988.

LEES, A. W.; SINHA, J. K., FRISWELL, M. I. Model-based identification of rotating machines. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.23, p.1884-1893, 2009.

LEI, Y.; HE, Z.; ZI, Y. A new approach to intelligent fault diagnosis of rotating machinery. **Expert Syst Appl**, v. 35, p. 1593-1600, 2008.

LI, Z.; HE, Z.; ZI, Y.; JIANG, H. Rotating machinery fault diagnosis using signal-adapted lifting scheme. **Mech Syst Sig Process**, v. 22, p. 542-556, 2008.

LIGTERINK, D.; De GEE, A. Measurement of wear in radial journal bearings. **Tribology Test**, v. 3, p. 45-54, 1996.

LUND, J. W. Spring and damping coefficients for the tilting pad journal bearing. **ASLE Transactions**, v. 7, n. 4, p. 342-352, 1964.

MACHADO, T. H. Avaliação de Mancais Hidrodinâmicos com Descontinuidades Geométricas. Dissertação de Mestrado, 122p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 2011a.

MACHADO, T. H. Identificação do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos Através do Efeito de Anisotropia. Tese de Doutorado, 136p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 2014.

MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L. Evaluation of dynamic coefficients of fluid journal bearings with different geometries. In: Proceedings of the 20th Brazilian congress of mechanical engineering (COBEM 09), ABCM, Gramado, Brasil, Novembro 2009.

MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L. Dynamic Analysis of Cylindrical Hydrodynamic Bearings with Geometric Discontinuities. In: International Conference on Vibration Problems, ICoVP-2011, September 5-8, Prague, Czech Republic, 2011b.

MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L. Modeling of Hydrodynamic Bearing Wear in Rotor-bearing Systems. **Mechanics Research Communications**, v. 69, p. 15-23, 2015a

MACHADO, T. H.; MENDES, R. U.; CAVALCA, K. Dynamic Response Sensitivity to a Hydrodynamic Bearing Wear Model. In: Proceedings of the 23rd ABCM International

Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2015), ABCM, Rio de Janeiro - RJ, Brasil, 6 a 11 de Dezembro, 2015b.

MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. Theoretical and Experimental Modal Analysis. Research Studies Press LTD., Taunton, Somerset, Inglaterra, 1997.

MALISKA, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. Editora LTC, 2º edição, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.

MENDES, R. U. Desenvolvimento de um Sistema de Atuação Magnética para Excitação de Sistemas Rotativos. 119p. Dissertação de Mestrado - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, Brasil, 2011.

MESQUITA, A. L.; DIAS, M. J.; MIRANDA, U. A. A Comparison Between the Traditional Frequency Response Function (FRF) and the Directional Frequency Response Function (dFRF) in Rotordynamic Analysis. *Mecânica Computacional*, v.21, p.2227-2246, MECOM – First South-American Congress on Computational Mechanics, October 28-31, 2002, Santa Fé – Paraná, Argentina.

MITOMA, T.; WANG, H.; CHEN, P. Fault diagnosis and condition surveillance for plant rotating machinery using partially-linearized neural network. **Comput Ind Eng**, v. 55, p. 783-794, 2008.

MOKHTAR, M.; HOWARTH, R.; DAVIES, P. Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping. **ASLE Transactions**, v. 20, p. 191-194, 1977.

MOORE, J. J.; WALKER, S. T.; KUZDZAL, M. J. Rotordynamic Stability Measurement During Full-Load Full-Pressure Testing of a 6000 PSI Reinjection Centrifugal Compressor. Proceedings of the Thirty-First Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 29-38, 2002.

MUSZYNSKA, A. Whirl and whip—rotor/bearing stability problems. **Journal of Sound and Vibration**, v. 110, n. 3, p. 443–462, 1986.

MUSZYNSKA, A. Stability of whirl and whip in rotor/bearing systems. **Journal of Sound and Vibration**, v. 127, n. 1, p. 49–64, 1988.

MYKLESTAD, N. O. A New Method of Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibrations of Airplane Wings and other Types of Beams. **Journal of Aeronautical Science**, v.11, p.153-162, 1944.

NELSON, H. D. A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory. **Journal of Mechanical Design**, v.102, p.793-803, October 1980.

NELSON, H. D.; MCVAUGH, J. M. The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements. **Journal of Engineering for Industry**, p. 593-600, 1976.

NEWKIRK, B. L. Shaft Whipping. **General Electric Review**, v. 27, article 169, 1924.

NEWKIRK, B. L.; LEWIS, J. F. Oil Film Whirl - An Investigation of Disturbances Due to Oil Films in Journal Bearings. **Transactions of the ASME**, v. 78, p. 21-27, 1956.

NEWKIRK, B. L.; TAYLOR, H. D. Shaft whipping due to oil action in journal bearings. **General Electric Review**, v. 28, p. 559-568, 1925.

NIKOLAKOPOULOS, P. G.; PAPADOPOULOS, C. A. A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication. **Tribology International**, v. 41, p. 461-72, 2008.

NORDMANN, R. Modal Parameter Identification and Sensitivity Analysis in Rotating Machinery. IFToMM Conference on Rotordynamic Problems in Power Plants, Rome, Italy, p. 95-102, 1982.

NORDMANN, R. Identification of Modal Parameters of an Elastic Rotor with Oil Film Bearings. **Transactions ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, v. 106, p. 107-112, 1984a.

NORDMANN, R. Modal Analysis in Rotor Dynamics. New York: Springer, Dynamics of Rotors: Stability and System Identification, p. 3-27, 1984b.

OCVIRK, E W. Short bearing approximation for full journal bearings, National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note 2808, Cornell University, 1952.

OLIVER, G. An Introduction to Oil Whirl and Oil Whip. **Turbo Components and Engineering Newsletter: Bearing Journal**, v. 3, n. 2, p. 1-2, 2001.

PAPADOPOULOS, C. A.; NIKOLAKOPOULOS, P. G.; GOUNARIS, G. D. Identification of clearances and stability analysis for a rotor-journal bearing system. **Mechanism and Machine Theory**, v. 43, p. 411-426, 2008.

PATANKAR, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corporation, 1^o Edição, 1980.

PENNACCHI, P.; BACHSCHMID, N.; VANIA, A.; ZANETTA, G. A.; GREGORI L. Use of modal representation of the supporting structure in model-based fault identification of large rotating machinery: Part 1- theoretical remarks, **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 20, p. 662–681, 2006a.

PENNACCHI, P.; BACHSCHMID, N.; VANIA, A.; ZANETTA, G. A.; GREGORI L. Use of modal representation of the supporting structure in model-based fault identification of large rotating machinery: Part 2- Application to a real machine, **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 20, p. 682–701, 2006b.

PENNACCHI, P., VANIA, A. Identification of a Generator Fault by Model-Based Diagnostic Techniques. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 10, n. 4, p. 293–300, 2004.

PETTINATO, B. C.; CLOUD, C. H.; CAMPOS, R. S. Shop acceptance testing of compressor rotordynamic stability and theoretical correlation. Proceedings of the thirty-ninth turbomachinery symposium, p. 31-42, 2010.

PETROV, N. P. Friction in machines and the effect of lubricant. **Inzhenernyj Zhurnal**, Sankt-Peterburg, vol. 1, pp. 71–140, 1883a.

PETROV, N. P. Friction in machines and the effect of lubricant. **Inzhenernyj Zhurnal**, Sankt-Peterburg, vol. 2, pp. 228-279, 1883b.

PETROV, N. P. Friction in machines and the effect of lubricant. **Inzhenernyj Zhurnal**, Sankt-Peterburg, vol. 3, pp. 377-436, 1883c.

PETROV, N. P. Friction in machines and the effect of lubricant. **Inzhenernyj Zhurnal**, Sankt-Peterburg, vol. 4, pp. 535-564, 1883d.

PLATZ, R., Untersuchungen zur modellgestützten Diagnose von Unwuchten und Wellenrissen in Rotorsystemen. VDI-Verl., 2004.

PROAKIS, J. G.; MANOLAKIS, D. G. Digital Signal Processing: Principles, Algorithms and Applications. Prentice Hall, 3rd edition, 1016p., 1995.

PROHL, M. A. A General Method of Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors. **Journal of Applied Mechanics**, v.67, p.142-146, 1945.

RANKINE, W. J. M. On the Centrifugal Force of Rotating Shafts. **The Engineer**, v.27, April 9, 1869.

REYNOLDS, O. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. **Philosophical Transactions of the Royal Society A**, v. 177, n. 1, p. 157–234, 1886.

ROBERTSON, D. Transient Whirling of a Rotor. **Philosophical Magazine and Journal of Science**, v. 20, p. 793-825, 1935.

RUHL, R. L.; BOOKER, J. F. A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems. **Journal of Engineering for Industry**, Trans. ASME, v. 94, n. 1, zp. 126-132, 1972.

SANTANA, P. M. F.; CAVALCA, K. L.; OKABE, E. P.; MACHADO, T. H., Complex Response of a Rotor-Bearing-Foundation System. Proceedings of IFToMM – 8th International Conference on Rotor Dynamics, Seoul, Korea, pp. 231-238, 2010.

SARIDAKIS, K. M.; NIKOLAKOPOULOS, P. G.; PAPADOPOULOS, C. A.; DENTSORAS, A. J. Identification of Wear and Misalignment on Journal Bearings Using Artificial Neural Networks. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 226, n. 1, p. 46–56, 2012.

SEKHAR, A.S. Crack identification in a rotor system: a model-based approach. **Journal of Sound and Vibration**, v. 270, n. 4–5, p. 887–902, 2004a.

SEKHAR, A.S. Model-based identification of two cracks in a rotor system. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 18, n. 4, p. 977–983, 2004b.

SEKHAR, A.S. Multiple cracks effects and identification. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 22, n. 4, p. 845–878, 2008.

SINGHAL, G. C. Computation Methods for hydrodynamic problems (Reynold's Equation). **Computer-Aided Design**, v. 13, n. 3, p. 151-154, 1981.

SINHA, J. K.; ELBHBAH, K. A future possibility of vibration based condition monitoring of rotating machines. **Mec Syst Sig Process**, v. 34, p. 231-240, 2013.

SOMMERFELD, A. Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Zs. **Math. And Phys.**, v. 50, n.1, p. 97-155, 1904.

SOROKES, J. M.; SOULAS, T. A.; KOCH, J. M.; GILARRANZ, J. L. Full-Scale Aerodynamic and Rotordynamic Testing for Large Centrifugal Compressors. Proceedings of the Thirty-Eighth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 71-79, 2009.

STODOLA, A. Dampf-und Gasturbinen. Berlin: Springer, 1910.

STODOLA, A. Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit des Ölpolsters im Lagers. **Schweizerische Bauzeitung**, v. 85, n. 21, 1925.

SUDHAKAR, G. N. D. S. SEKHAR, A. S. Identification of unbalance in a rotor bearing system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, n. 10, p. 2299–2313, 2011.

TOWER, B. First report on friction experiments (friction of lubricated bearings). **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, p. 632–659, 1883.

TOWER, B. Second report on friction experiments (experiments on the oil pressure bearing). **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, p. 58–70, 1885.

VANCE, J. M. Rotordynamics of Turbomachinery. Wiley-Interscience, 1988. 400p.

WALTZ, R. A.; MORALES, J. L.; NOCEDAL, J.; ORBAN, D. An interior algorithm for nonlinear optimization that combines line search and trust region steps. **Mathematical Programming**, v. 107, n. 3, p. 391–408, 2006.

WANG, C. C.; KANG, Y.; SHEN, P. C.; CHANG, Y. P.; CHUNG, Y. L. Applications of fault diagnosis in rotating machinery by using time series analysis with neural network. **Expert Syst Appl**, v. 37, p. 1696-1702, 2010.

WOHLRAB, R. Einfluß der Lagerung auf die Laufstabilität einfacher Rotoren mit Spalterregung. **Konstruktion**, v. 28, p. 473-478, 1976.

WU, T.; MAO, J.; DONG, G.; XU, H., XIE, Y. Journal bearing wear monitoring Via on-line Visual Ferrograph. **Adv. Mater. Res.**, v. 44, p. 189-194, 2008.

ZHAO, S. X.; DAI, X. D.; MENG, G.; ZHU, J. An experimental study of a nonlinear oil-film forces of a journal bearing. **Journal of Sound and Vibration**. v. 287, p. 827-843, 2005.

ZHONG, P. Rotor Bearing System Identification Using Time Domain Methods. 264p. Tese de Doutorado - University of Virginia, Charlottesville - VA, Estados Unidos, 1997.

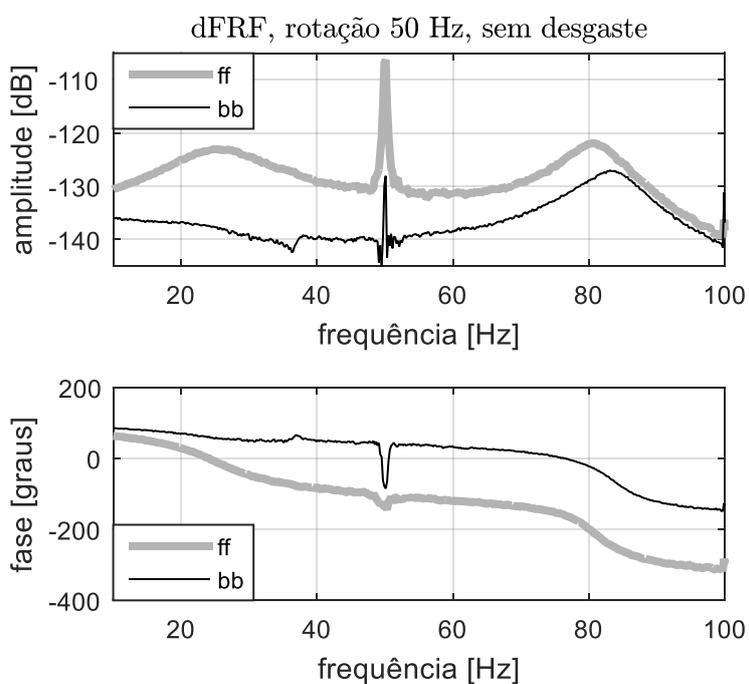
ZIO, E.; GOLLA, G. A neuro-fuzzy technique for fault diagnosis and its application to rotating machinery. **Reliab Eng Syst Safe**, v. 94, p. 78-88, 2009.

ZORZI, E. S.; NELSON, H. D. Finite Element Simulation of Rotor-Bearing Systems with Internal Damping. **Journal of Engineering for Power**, p.71-76, January 1977.

ZORZI, E. S.; NELSON, H. D. The Dynamics of Rotor-Bearing Systems with Axial Torque – A Finite Element Approach. **Journal of Mechanical Design**, v.102, p.158-161, January 1980.

APÊNDICE A – *dFRFs* Experimentais

Neste apêndice são apresentadas as *dFRFs* obtidas experimentalmente através da aplicação de ruído branco pelo atuador magnético e medição dos deslocamentos vertical e horizontal do eixo na posição do segundo mancal. Para tanto, foram adquiridos 4 segundos da resposta do sistema a uma taxa de 1024 amostras/s, e foram realizadas 100 médias. A Figura 37 apresenta as *dFRFs* obtidas para o caso do mancal sem desgaste, e as Figuras 38 a 41 apresentam, respectivamente, as *dFRFs* obtidas para os mancais com os desgastes 1 a 4, conforme apresentado na Tabela 6 na seção 6.1.



(a)

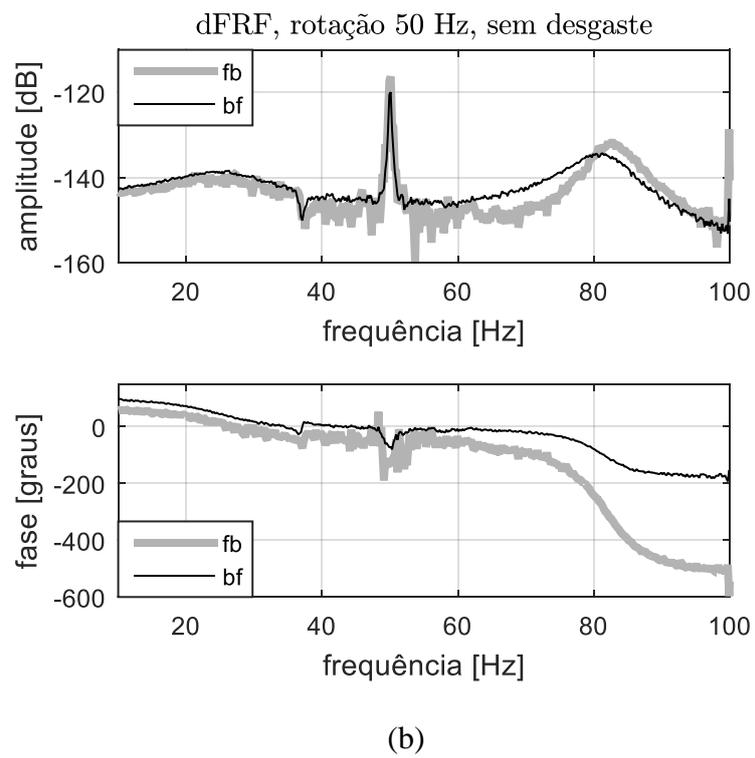
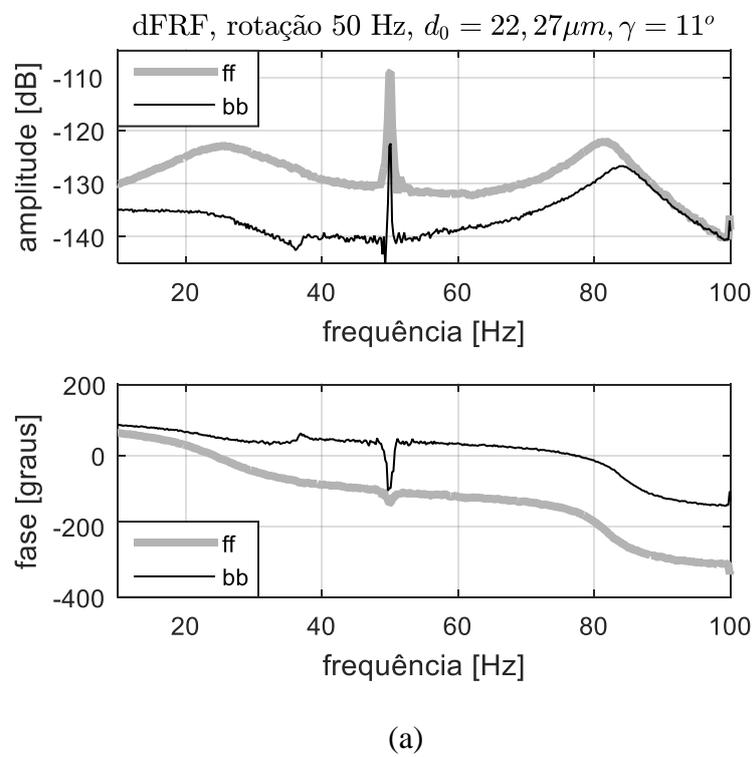


Figura 37 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal sem desgaste.



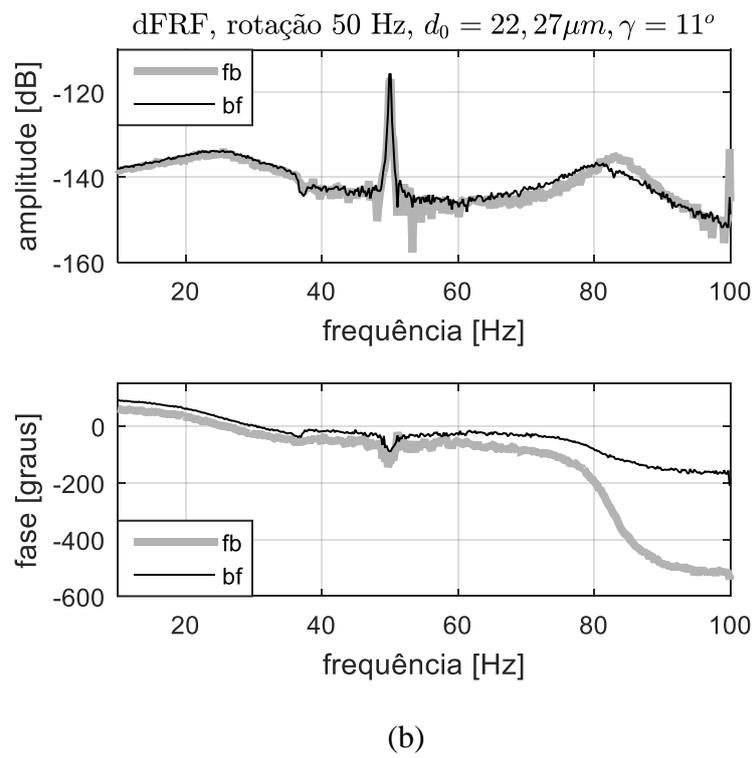
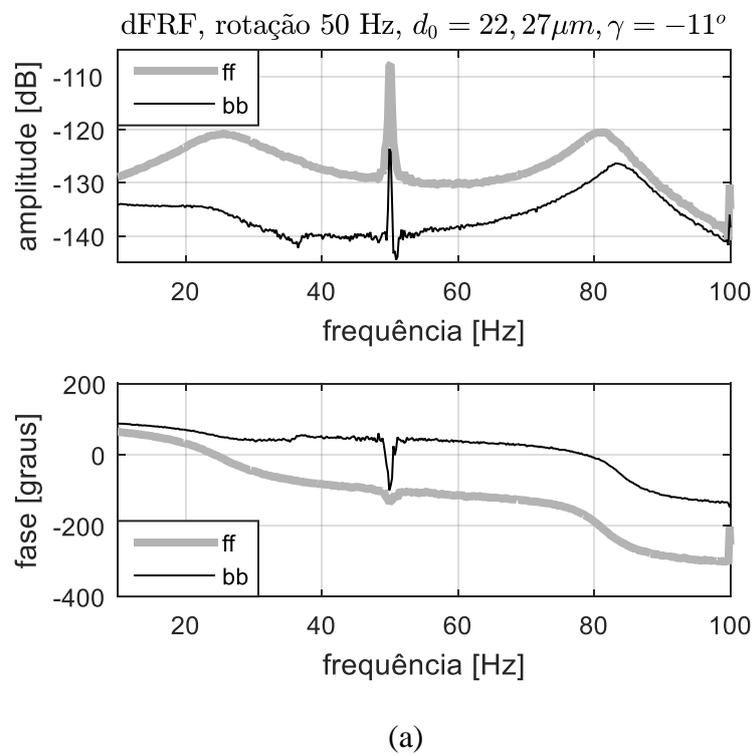


Figura 38 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 1.



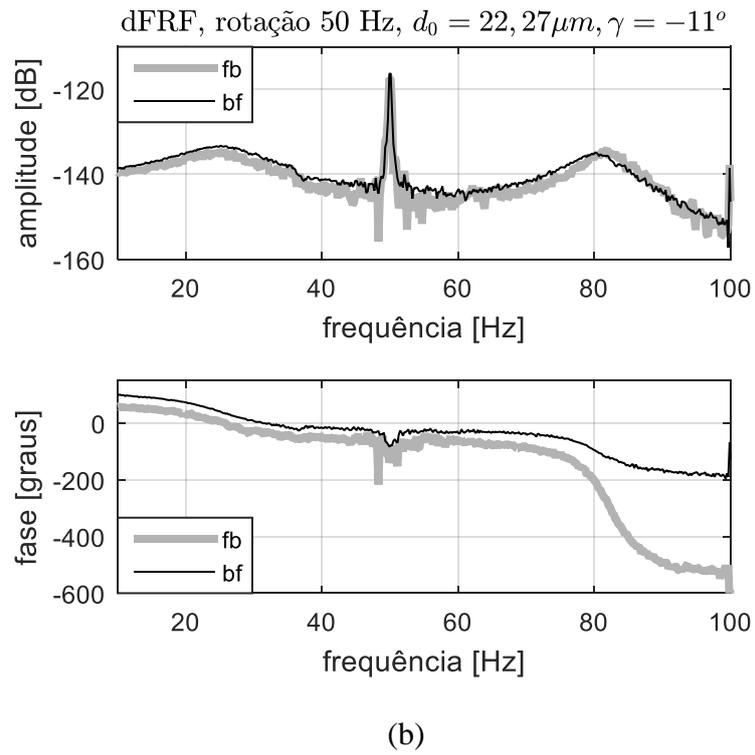
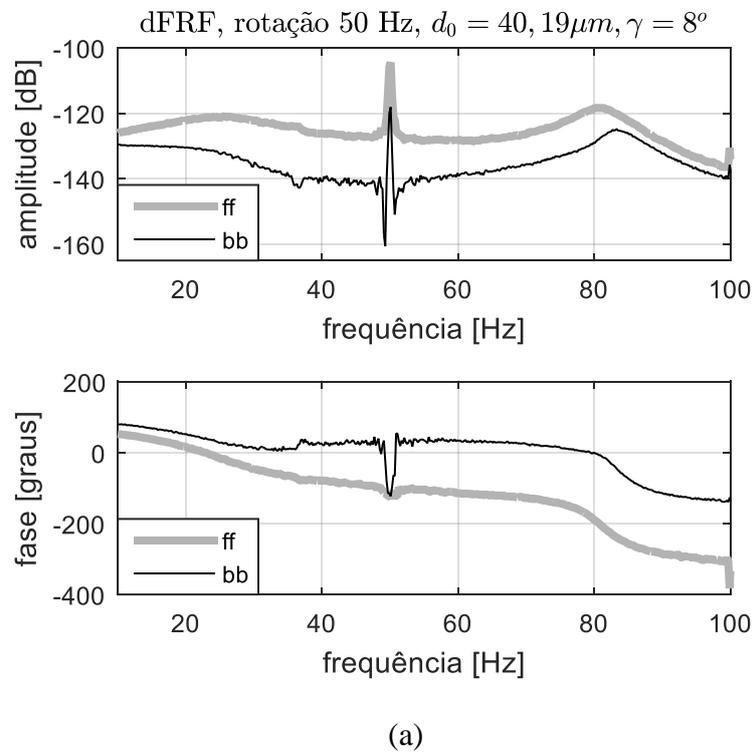


Figura 39 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 2.



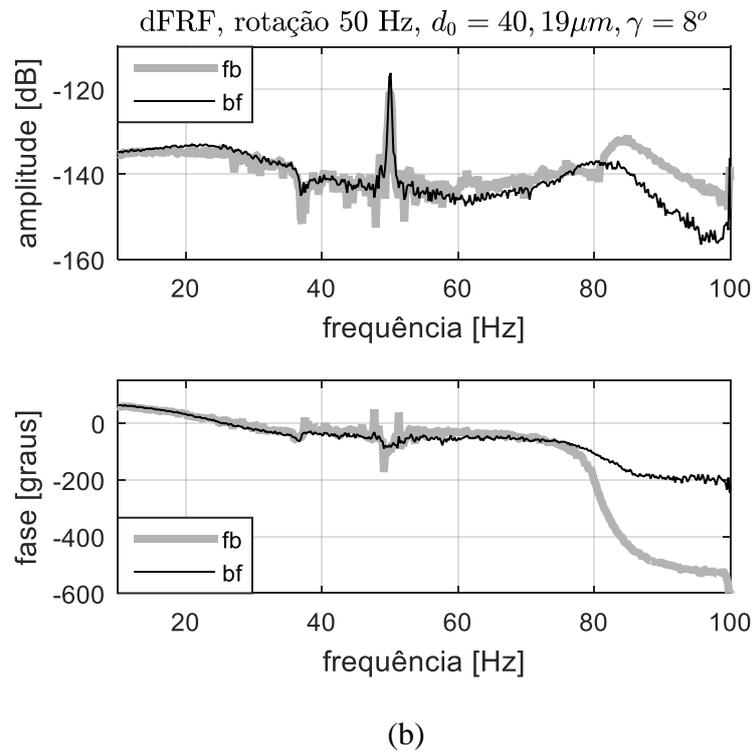
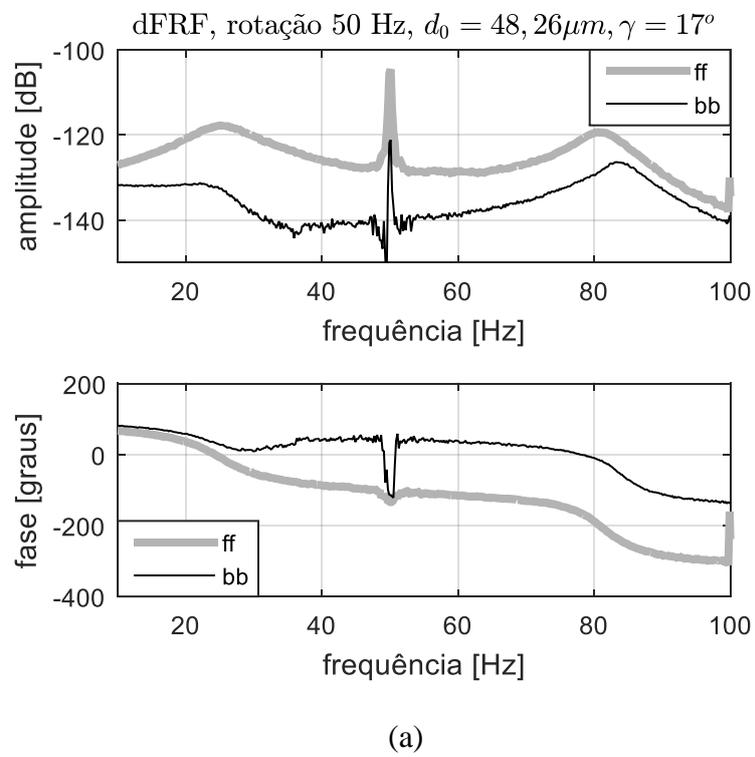
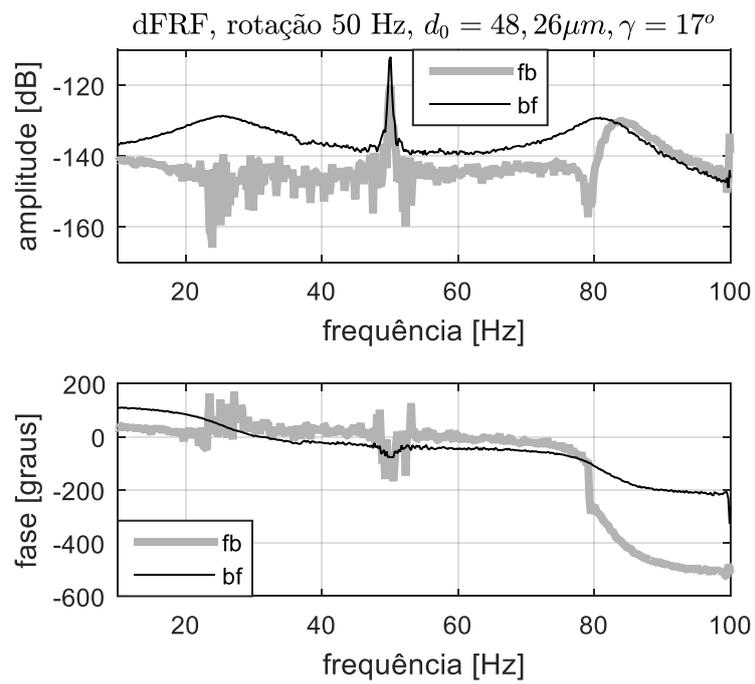


Figura 40 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 3.





(b)

Figura 41 – *dFRFs* obtidas experimentalmente para o mancal com desgaste 4.

APÊNDICE B – Coeficientes Dinâmicos dos Mancais

Todos os coeficientes dinâmicos lineares de amortecimento e rigidez dos mancais hidrodinâmicos utilizados neste trabalho se encontram neste apêndice. Os coeficientes foram calculados por Machado e Cavalca (2015b) e fornecidos pelos próprios autores.

A Tabela 16 apresenta os coeficientes utilizados nas seções 4.1 e 4.2, respectivamente, na verificação da sensibilidade da FRF aos parâmetros do desgaste, e nos primeiros testes de identificação dos parâmetros do desgaste utilizando a resposta do modelo com ruído para representar a resposta experimental.

Na Tabela 17 se encontram os coeficientes correspondentes aos casos de desgaste utilizados na análise da seção 4.3 e nos testes experimentais do capítulo 6.

Os coeficientes para os mancais sem desgaste (utilizados ao longo de todo o trabalho) estão incluídos na Tabela 17.

Obviamente que, sem o modelo em volumes finitos dos mancais hidrodinâmicos, o procedimento de identificação dos parâmetros do desgaste nos mancais não pode ser repetido. No entanto, com o modelo em elementos finitos do rotor e os coeficientes apresentados nas Tabelas 16 e 17, é possível obter as *FRFs* e *dFRFs* apresentadas ao longo do trabalho.

Tabela 16 – Coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos utilizados nas seções 4.1 e 4.2; os coeficientes de rigidez K_{ij} são apresentados em N/m e os coeficientes de amortecimento C_{ij} em Ns/m.

Mancal	2					
	d_0	27 μm	45 μm	18 μm	18 μm	18 μm
γ	0°	0°	-10°	0°	10°	20°
K_{yy}	2373610	3372187	1347126	1602454	1940038	2297383
K_{yz}	1688146	1067108	2227324	2251054	2357728	2603956
K_{zy}	-3323885	-3737629	-3695804	-3898929	-4028532	-4032487
K_{zz}	956240	888929	1340392	1290083	1153233	966712
C_{yy}	16036	15051	17169	17901	18693	19771
C_{yz}	-6704	-8061	-4250	-4107	-4276	-4698
C_{zy}	-5665	-7074	-3039	-2860	-2975	-3343
C_{zz}	16797	16520	21347	22032	22722	23224

Tabela 17 – Coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos utilizados na seção 4.3 e no capítulo 6 (Mancal 1); os coeficientes de rigidez K_{ij} são apresentados em N/m e os coeficientes de amortecimento C_{ij} em Ns/m.

Mancal	1	2				
	d_0	0 μm	0 μm	22,27 μm	22,27 μm	40,19 μm
γ	0°	0°	11°	-11°	8°	17°
K_{yy}	1023909	1619655	2280999	1548586	3599189	4512457
K_{yz}	3043131	2999736	2240784	1870354	1612365	2271195
K_{zy}	-3294887	-3670523	-3922942	-3457167	-3402754	-3299470
K_{zz}	593762	996508	1071172	1240050	682655	392066
C_{yy}	19870	20317	18743	15503	17496	20992
C_{yz}	-3593	-5531	-4698	-5217	-7754	-8068
C_{zy}	-2313	-4172	-3441	-4123	-6718	-6916
C_{zz}	20885	22964	21290	19285	15405	15563