

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

**Análise de Mancais Hidrodinâmicos em
Rotores sob Instabilidade Fluido-Induzida**

Autor: Hélio Fiori de Castro
Orientador: Profª. Dra. Katia Lucchesi Cavalca

41/2007

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

Análise de Mancais Hidrodinâmicos em Rotores sob Instabilidade Fluido-Induzida

Autor: Hélio Fiori de Castro
Orientador: Katia Lucchesi Calvaca

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2007
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

C279a	<p>Castro, Hélio Fiori de Análise de mancais hidrodinâmicos em rotores sob instabilidade fluido-induzida / Hélio Fiori de Castro.-- Campinas, SP: [s.n.], 2007.</p> <p>Orientador: Kátia Lucchesi Calvaca. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.</p> <p>1. Mancais. 2. Rotores - Dinâmica. 3. Algoritmos genéticos. 4. Simulated annealing (matemática). I. Calvaca, Kátia Lucchesi II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------	---

Titulo em Inglês: Hydrodynamic journal bearing analysis under fluid-induced instabilities.

Palavras-chave em Inglês: Bearing, Rotordynamics, Genetic algorithm , Simulated annealing (Mathematic)

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Gilberto Pechoto de Melo, Paulo Sérgio Varoto, José Roberto de França Arruda e Robson Pederiva

Data da defesa: 22/02/2007.

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica


UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

TESE DE DOUTORADO

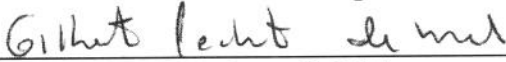
Análise de Mancais Hidrodinâmicos em Rotores sob Instabilidade Fluido-Induzida

Autor: Hélio Fiori de Castro
Orientador: Katia Lucchesi Cavalça

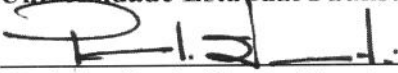
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



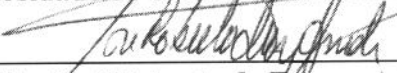
Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalça, Presidente
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM




Prof. Dr. Gilberto Pechoto de Melo
Universidade Estadual Paulista – UNESP/FEIS



Prof. Dr. Paulo Sérgio Varoto
Universidade de São Paulo – USP/EESC



Prof. Dr. José Roberto de França Arruda
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



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

Campinas, 22 de fevereiro de 2007

300801364

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha tia Yrma.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem.

Aos meus pais pelo incentivo em todos momentos da minha vida.

À minha tia Yrma pela ajuda e apoio sempre que necessário.

À Cristiane pela compreensão e companheirismo.

À minha orientadora Professora Katia Lucchesi Cavalca, que mostrou os caminhos a serem seguidos e me apoiou nos momentos mais críticos.

Ao Professor Rainer Nordmann que me recebeu na Alemanha e me orientou em parte importante deste trabalho.

Aos Professores José Roberto Arruda, Robson Pederiva e Franco Dedini pelas preciosas sugestões e conselhos no desenvolvimento do trabalho.

Aos Funcionários Ferreira, Mauro e Maurício pela o suporte técnico e às secretárias Girlene do DPM e Denise da pós-graduação.

Aos alunos de iniciação científica Bruno e Gláucio pela ajuda no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas de pós-graduação Eduardo, Denise, Rogério, Gregory, Arley, Darley, Paulo, Jorge e Marcelo pelo companheirismo, amizade e trocas de experiências.

Ao CNPq pela ajuda financeira prestada a este trabalho, à CAPES pela bolsa de estudo no exterior e à FAPESP pelo apoio financeiro na aquisição de equipamentos para o laboratório.

*“Ó profundidade da riqueza, tanto da sabedoria,
como do conhecimento de Deus! Quão insondáveis são os
seus juízos e quão inescrutáveis são os seus caminhos”,
Romanos 8.33*

Resumo

CASTRO, Hélio Fiori de, *Análise de Mancais Hidrodinâmico sob instabilidade fluido-induzida*, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 176. Tese (Doutorado)

Neste trabalho, foi realizada a análise e validação de um modelo de sistema rotativo sustentado por mancais hidrodinâmicos. Para isto, considerou-se um modelo não-linear de mancais hidrodinâmico. A parte girante do sistema foi modelada pelo Método dos Elementos Finitos. Este modelo é capaz de simular a resposta do sistema a auto-excitação causada pelo filme de óleo no mancal hidrodinâmico. Para calibração do modelo, um método de ajuste meta-heurístico, baseado em Algoritmo Genético e Recozimento Simulado foi aplicado. Após o ajuste do modelo, compararam-se os resultados da simulação, considerando o resultado do ajuste, e resultados adquiridos na bancada experimental de teste do Laboratório de Máquinas Rotativas (DPM) na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. Uma especial atenção foi dada na análise dos esforços hidrodinâmicos, pois se buscou levantar os coeficientes dinâmicos lineares (coeficientes de amortecimento e rigidez) dos mancais através dos resultados obtidos experimentalmente e pelas simulações. Além disto, foram estimados coeficientes não-lineares das forças, os quais são relacionados a termos quadráticos de deslocamentos e velocidades e suas combinações, ressaltando o caráter não-linear deste tipo de mancais. Os resultados demonstraram que o modelo não-linear de mancais hidrodinâmicos é capaz de representar a instabilidade fluido-induzida.

Palavras Chave

- Mancais Hidrodinâmicos, Dinâmica de Rotores, Instabilidade fluido-induzida, Algoritmo Genético, Recozimento Simulado (*Simulated Annealing*)

Abstract

CASTRO, Hélio Fiori de, *Hydrodynamic Journal Bearing analysis under fluid-induced instabilities*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 176p. Tese (Doutorado)

In this investigation, the analysis and validation of rotative system supported by hydrodynamic journal bearings was accomplished. A non-linear hydrodynamic bearing model was considered. The rotary shaft and rotor mass were modeled by The Finite Element Method. The combination of these models is able to simulate the system response to the auto-excitation caused by the oil film instabilities in the journal bearing. In order to calibrate the model, a meta-heuristic method, based in Genetic Algorithm and Simulated Annealing, was applied. After the model fitting, the simulation results, taking into account the fitting results, and experimental results acquired from the experimental set-up at the Rotating Machine Laboratory in the Department of Mechanical Design of the Mechanical Engineering Faculty at UNICAMP. A special attention was directed to the hydrodynamic forces, because the dynamic bearing coefficients (stiffness and damping coefficients) were evaluated through simulated and experimental results. Moreover, non-linear coefficients of the forces were also estimated. These coefficients are related to quadratic terms of displacements and velocities and ççtheir combinations, highlighting the non-linear feature of this kind of bearing. The results showed that the non-linear journal bearing model is able to represent the fluid-induced instability.

KeyWords

- Hydrodynamic Journal Bearing, Rotordynamics, fluid-induced Instabilities, Genetic Algorithm, Simulated Annealing

Índice

Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas.....	xix
Nomenclatura	xx
1. Introdução.....	1
1.1 Objetivos e Contribuições do Trabalho.....	3
1.2 Descrição do Trabalho	4
2. Revisão da Literatura	5
2.1 Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos.....	5
2.2 Modelagem de Sistemas Rotativos	10
2.3 Ajuste de parâmetros em Sistemas Rotativos	11
2.4 Instabilidade Fluido-induzida em Mancais Hidrodinâmicos	13
3. Modelagem Matemática do Sistema Rotor-Mancal.....	17
3.1 Modelo do Sistema Rotor - Eixo.....	18
3.2 Modelo não linear do Mancal Hidrodinâmico	24
3.3 Modelagem da força de desbalanceamento.....	29
3.4 Equação de Variação da Rotação	31

3.5	Simulação Numérica do sistema rotativo.....	32
3.5.1	Simulação para rotação constante.....	34
3.5.2	Simulação para sistema acelerado.....	38
4.	Calibração de Parâmetros de Sistemas Rotativos Suportados por Mancais Hidrodinâmicos usando um Método de Busca Híbrido Meta-Heurístico.....	43
4.1	Algoritmos ou Programas Evolutivos.....	43
4.2	Recozimento Simulado.....	49
4.2.1	O algoritmo Recozimento Simulado.....	51
4.2.2	Parâmetros do Recozimento Simulado.....	55
4.3	Algoritmo Híbrido (GASA).....	56
4.3.1	Comparação entre o Recozimento Simulado e o Algoritmo Genético.....	57
4.3.2	Funcionamento.....	58
4.4	Função Objetivo.....	61
5.	Descrição da bancada e procedimento experimental.....	65
5.1	Descrição da bancada experimental.....	65
5.2	Instrumentação e Aquisição dos Sinais.....	70
6.	Resultados Experimentais, Calibração do Modelo e Análise dos Resultados.....	79
6.1	Resultados Experimentais com velocidade de rotação constante.....	80
6.2	Ajuste do modelo.....	86
6.3	Resposta experimental do sistema em aceleração (desaceleração).....	92
6.4	Comparação entre resultados experimentais e simulados.....	95
6.5	Análise das Forças Hidrodinâmicas.....	103
6.6	Síntese da análise dos resultados.....	111
7.	Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros.....	113
7.1	Conclusões.....	113
7.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	116
	Referências Bibliográficas.....	119
	Anexo I.....	131
	Anexo II.....	141
	Anexo III.....	155
	Anexo IV.....	161

Anexo V169
Anexo VI.....173

Lista de Figuras

Figura 3.1 – Esquema básico do sistema rotativo	17
Figura 3.2 – (a) Elemento de disco; (b) Elemento de viga (Tapia, 2003).....	19
Figura 3.4 - Distribuição de pressão em um mancal curto: (a) Sobre a Coordenada ϑ ; (b) Sobre a Coordenada z	24
Figura 3.5 – Massa de desbalanceamento	30
Figura 3.6 – (a) Modelo Mecânico para rotor Vertical; (b) Modelo de Elementos Finitos para rotor Vertical.	33
Figura 3.7 – (a) Modelo Mecânico para rotor Horizontal; (b) Modelo de Elementos Finitos para rotor Horizontal.	34
Figura 3.8 – Deformada do Rotor Simulado a 20, 28, 40, 50 e 60 Hz.....	35
Figura 3.9 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 20 Hz: (a) órbita. (b) espectro. .	35
Figura 3.10 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 28 Hz: (a) órbita. (b) espectro.	36
Figura 3.11 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 40 Hz: (a) órbita. (b) espectro.	37
Figura 3.12 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 50 Hz: (a) órbita. (b) espectro.	37
Figura 3.13 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 60 Hz: (a) órbita. (b) espectro.	38

Figura 3.14 – Deslocamento para o sistema acelerado para um momento de desbalanceamento de $1 \cdot 10^{-4}$ kg·m.....	39
Figura 3.15 – Diagrama cascata para um momento de desbalanceamento de $1 \cdot 10^{-4}$ kg·m: (a) vertical. (b) horizontal.....	40
Figura 3.16 – Deslocamento para o sistema acelerado para um momento de desbalanceamento de $2 \cdot 10^{-5}$ kg·m.....	40
Figura 3.17 – Diagrama cascata para um momento de desbalanceamento de $2 \cdot 10^{-5}$ kg·m: (a) vertical. (b) horizontal.....	41
Figura 4.1 - Fluxograma do Algoritmo Genético.....	47
Figura 4.2 - Mutação e Crossover.....	48
Figura 4.3 - Inversão.....	49
Figura 4.4- Evolução da função objetivo utilizando o Recozimento Simulado.....	50
Figura 4.5 – Fluxograma de funcionamento do Recozimento Simulado.....	54
Figura 4.6 – Fluxograma do Algoritmo Híbrido.....	60
Figura 4.7 – Órbita Elíptica.....	61
Figura 5.1 – Mesa Inercial com o conjunto Rotor – Mancais e Motor de Acionamento (Cavalcante, 2001).	66
Figura 5.2 – Vistas da Bancada Experimental (Cavalcante, 2001).....	66
Figura 5.3 - Montagem completa da bancada experimental com dois mancais hidrodinâmicos e uma massa inercial no centro.	67
Figura 5.4 – (a) Vistas do mancal hidrodinâmico. (b) Desenho 3 D do mancal hidrodinâmico....	67
Figura 5.5 – Mancal hidrodinâmico montado na bancada experimental.....	68
Figura 5.6 – Bomba dosadora para alimentação de óleo nos mancais.....	69
Figura 5.7 – (a) resistência elétrica montada no reservatório de óleo. (b) Controlador de temperatura montado no suporte da bomba.	69
Figura 5.8 – Acoplamento Flexível Vulkan.....	70
Figura 5.9 – Montagem para controle da bancada e aquisição de sinal.....	71
Figura 5.10 – (a) Inversor de Frequência WEG – CFW08; (b) módulo de comunicação serial....	72
Figura 5.11 – Instrumentação instalada no mancal.....	74
Figura 5.12 – Instrumentação instalada para medição do deslocamento da massa inercial.....	75
Figura 5.13 – Instrumentação para medição da rotação e disparo da aquisição.....	75

Figura 5.14 – Calibração dos sensores de deslocamento na massa inercial. (a) horizontal; (b) vertical.....	75
Figura 5.15 – Calibração dos sensores de deslocamento na massa inercial. (a) mancal 1 sensor x; (b) mancal 1 sensor y; (c) mancal 2 sensor x; (d) mancal 2 sensor y.....	76
Figura 6.1 – Curva de velocidade experimental.....	80
Figura 6.2 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1	81
Figura 6.3 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1	81
Figura 6.4 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1	82
Figura 6.5 – Efeito da temperatura nos esforços dos mancais.	83
Figura 6.6 – Efeito da folga radial nos esforços dos mancais.	84
Figura 6.7 – Influência da folga e viscosidade no grau de elipsidade da órbita.....	85
Figura 6.8 – Influência da folga e viscosidade no ângulo de inclinação da órbita.....	85
Figura 6.9 – Influência da folga e viscosidade no comprimento do eixo maior da órbita	86
Figura 6.10 – Ajuste da órbita para 20 Hz no trabalho de Castro e Cavalca (2006).....	87
Figura 6.11 – Ajuste da órbita para 30 Hz no trabalho de Castro e Cavalca (2006).....	87
Figura 6.12 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1	90
Figura 6.13 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1 ...	90
Figura 6.14 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1 ...	91
Figura 6.15 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1	91
Figura 6.16 – Referência de coordenadas nos mancais da bancada experimental.	93
Figura 6.17 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 1 com o rotor desacelerado	93
Figura 6.18 – Deslocamentos no massa para a configuração 1 com o rotor desacelerado	94
Figura 6.19 – Forças nos mancais para a configuração 1 com o rotor desacelerado	94
Figura 6.20 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 1	95
Figura 6.21 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 1	96
Figura 6.22 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 1	97
Figura 6.23 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 1	97
Figura 6.24 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 1	98
Figura 6.25 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal na massa para configuração 1 ..	98

Figura 6.26- Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 3.....	99
Figura 6.27 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 3	100
Figura 6.28 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 3.....	100
Figura 6.29 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 3	101
Figura 6.30 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 3.....	101
Figura 6.31 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 3	102
Figura 6.32 – Pontos obtidos e polinômio ajustado para o Coeficiente de Rigidez k_{xx} , considerando os resultados simulados no mancal 1.....	104
Figura 6.33 – Coeficientes de Rigidez para os resultados simulados no mancal 1.....	105
Figura 6.34 – Coeficientes de Amortecimento para os resultados simulados no mancal 1.....	106
Figura 6.35 – Comparação entre força não linear simulada e força linear ajustada.....	106
Figura 6.36 – Comparação entre força não linear simulada e força linear ajustada considerando os coeficientes não lineares dos mancais.....	108
Figura 6.37 – Coeficientes de Rigidez para os resultados experimentais no mancal 1.....	108
Figura 6.38 – Coeficientes de Amortecimento para os resultados experimentais no mancal 1.....	109
Figura 6.39 – Comparação entre força não linear experimental e força linear ajustada.....	110
Figura 6.40 – Comparação entre força não linear experimental e força ajustada considerando os coeficientes não lineares dos mancais.....	111
Figura I.1 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2.....	131
Figura I.2 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2	132
Figura I.3 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2.....	132
Figura I.4 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 2.....	133
Figura I.5 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2	133
Figura I.6– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2.....	134
Figura I.7 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3.....	134
Figura I.8 – Órbitas medida adimensionais nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3	135
Figura I.9 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3.....	135
Figura I.10 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 3.....	136

Figura I.11 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3	136
Figura I.12– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3.....	137
Figura I.13 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4.....	137
Figura I.14 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4	138
Figura I.15 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4.....	138
Figura I.16 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 4.....	139
Figura I.17 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4	139
Figura I.18– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4.....	140
Figura II.1 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2	141
Figura II.2 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2...	142
Figura II.3 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2...	142
Figura II.4 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2	143
Figura II.5 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 2	143
Figura II.6 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 2.....	144
Figura II.7 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 2.....	144
Figura II.8 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2	145
Figura II.9 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3	145
Figura II.10 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3.	146
Figura II.11 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3.	146
Figura II.12 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3	147
Figura II.13 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 3	147
Figura II.14 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 3....	148
Figura II.15 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 3....	148
Figura II.16 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3	149

Figura II.17 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4.....	149
Figura II.18 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4.....	150
Figura II.19 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4.....	150
Figura II.20 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4	151
Figura II.21 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 4	151
Figura II.22 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 4.....	152
Figura II.23 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 4.....	152
Figura II.24 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4	153
Figura III.1 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 2 com o rotor desacelerado	156
Figura III.2 – Deslocamentos no massa para a configuração 2 com o rotor desacelerado	156
Figura III.3 – Forças nos mancais para a configuração 2 com o rotor desacelerado	157
Figura III.4 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 3 com o rotor desacelerado	157
Figura III.5 – Deslocamentos no massa para a configuração 3 com o rotor desacelerado	158
Figura III.6 – Forças nos mancais para a configuração 3 com o rotor desacelerado	158
Figura III.7 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 4 com o rotor desacelerado	159
Figura III.8 – Deslocamentos no massa para a configuração 4 com o rotor desacelerado	159
Figura III.9 – Forças nos mancais para a configuração 4 com o rotor desacelerado	160
Figura IV.1 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 2	161
Figura IV.2 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 2.....	162
Figura IV.3 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 2	162
Figura IV.4 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 2.....	163
Figura IV.5 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 2	163
Figura IV.6 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 2.....	164
Figura IV.7 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 4	164
Figura IV.8 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 4.....	165
Figura IV.9 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 4	165
Figura IV.10 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 4.....	166
Figura IV.11 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 4	166
Figura IV.12 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 4.....	167

Figura V.1 – Coeficientes de Rigidez de primeira ordem para a simulação da configuração 3 ..	170
Figura V.2 – Coeficientes de Amortecimento de primeira ordem para a simulação da configuração 3	170
Figura V.3 – Coeficientes de Rigidez de segunda ordem para a simulação da configuração 3...	171
Figura V.4 – Coeficientes de Amortecimento de segunda ordem para a simulação da configuração 3	171
Figura V.5 – Coeficientes Híbridos de segunda ordem para a simulação da configuração 3	172
Figura VI.1 – Coeficientes de Rigidez de primeira ordem para os resultados experimentais da configuração 3	174
Figura VI.2 – Coeficientes de Amortecimento de primeira ordem para os resultados experimentais da configuração 3	174
Figura VI.3 – Coeficientes de Rigidez de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3	175
Figura VI.4 – Coeficientes de Amortecimento de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3	175
Figura VI.5 – Coeficientes Híbridos de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3	176

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Propriedades dos materiais para as simulações.....	33
Tabela 5.1 – Sensores Utilizados neste Trabalho.....	73
Tabela 6.1 – Pesos de ponderação da função objetivo.....	88
Tabela 6.2 – Resultado do ajuste.....	89

Nomenclatura

Letras Latinas

A	- Área da seção transversal do eixo.
a	- Dimensão do eixo maior da elipse da órbita.
C	- Folga Radial.
c	- Coeficiente de amortecimento nos mancais.
c_2	- Coeficiente de amortecimento de segunda ordem nos mancais.
D	- Diâmetro do mancal
E	- Módulo de Young (Módulo de elasticidade).
Em	- Energia
e	- Excentricidade de massa.
Fq	- Força generalizada.
F, G_f, V	- Função auxiliar da expressão dos esforços hidrodinâmicos.
G	- Módulo de elasticidade transversal
g	- Aceleração da gravidade.
F_h	- Força hidrodinâmica.
f	- Força hidrodinâmica adimensionalizada.

f_0	- Função Objertivo.
H	- Espessura de filme de óleo.
h	- Espessura adimensional de filme de óleo.
h_2	- Coeficiente híbrido de segunda ordem nos mancais.
I	- Inércia de área da seção transversal do eixo.
I_D	- Inércia de massa disco rígido.
J	- Inércia de massa da seção transversal do eixo.
\bar{J}	- Inércia de polar massa da seção transversal do eixo.
K_S	- Rigidez do eixo.
K_B	- Rigidez do mancal
k	- Coeficiente de rigidez nos mancais
k_2	- Coeficiente de rigidez de segunda ordem nos mancais.
k_{BO}	- Constante de Boltzmann
L	- Comprimento do mancal.
L_e	- Comprimento do elemento.
L_{ext}	- Número de passos de redução da temperatura.
L_{int}	- Número de iterações pela vizinhança.
m	- Massa desbalanceada.
m_r	- Massa do rotor.
n	- Número de pontos.
P	- Pressão do filme de óleo.
Pr	- Probabilidade.
p	- Pressão adimensional do filme de óleo.
ph	- Sinal harmônico complexo.
R	- Raio do mancal.
r	- Raio do rotor.
r^f	- Componente direta do sinal harmônico complexo.
r^b	- Componente retrógrada do sinal harmônico complexo.
T	- Temperatura.
T_c	- Energia cinética.
T_z	- Torque do motor acionador.

t	- Tempo.
V_p	- Energia potencial.
W	- Carga no Mancal.
X	- Coordenada cartesiana.
x	- Deslocamento no eixo x adimensionalizado.
x_0, x_s, x_c	- Coeficientes de Fourier.
Y	- Coordenada cartesiana.
y_0, y_s e y_c	- Coeficientes de Fourier.
y	- Deslocamento no eixo y adimensionalizado.
Z	- Coordenada cartesiana.
z	- Deslocamento no eixo z adimensionalizado.
$\{F_c\}$	- Forças de corpo.
$\{F_{con}\}$	- Forças de conexão.
$\{F_{ext}\}$	- Forças externas.
$\{F_{hid}\}$	- Forças dos mancais hidrodinâmicos.
$\{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$	- Vetores de deslocamento, velocidade e aceleração em coordenadas generalizadas.
$[C_g]$	- Matriz de amortecimento global do sistema.
$[G_D]$	- Matriz giroscópica do disco.
$[G_E]$	- Matriz giroscópica do eixo.
$[G_g]$	- Matriz giroscópica global do sistema.
$[K_E]$	- Matriz de rigidez do eixo.
$[K_g]$	- Matriz de rigidez global do sistema.
$[M_D]$	- Matriz de massa do disco.
$[M_E]$	- Matriz de massa do eixo
$[M_g]$	- Matriz de massa global do sistema..

Letras Gregas

α	- Ângulo de trabalho (Fator de resfriamento no Recozimento Simulado).
----------	---

β	- Coeficiente proporcional de amortecimento relacionado à rigidez.
$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$	- Deslocamento, velocidade e aceleração angular do rotor (φ função de forma).
μ	- Viscosidade de filme de óleo.
ϑ	- Coordenada cilíndrica.
τ	- Tempo adimensionalizado.
σ	- Número de Sommerfeld modificado.
ν	- Coeficiente de Poisson.
χ	- Número aleatório.
θ	- Ângulo de inclinação do eixo maior de uma elipse.
ω	- Frequência de rotação.

Subscritos

x	- Correspondente ao eixo x.
y	- Correspondente ao eixo y.
z	- Correspondente ao eixo z.
i	- Correspondente ao i-ésimo elemento ou estado.
R	- Correspondente à força resultante.

Abreviações

DPM – Departamento de Projeto Mecânico

GA – Algoritmo Genético (do inglês, Genetic Algorithm)

EA – Algoritmos Evolutivos (do inglês, Evolutionary Algorithms)

SA – Recozimento simulado (do inglês, Simulated Annealing)

SDI – Grau de elipsidade da órbita (do inglês, Shape and Directive Index)

Capítulo 1

Introdução

O Brasil detém um dos maiores potenciais hidrelétricos do mundo, sendo que, atualmente, sua matriz energética é composta, predominantemente, por esta fonte, ficando o restante distribuído entre as outras fontes de geração, quais sejam, eólica, solar e térmica. O setor energético brasileiro depende fortemente de sistemas designados por máquinas rotativas. A atual matriz energética brasileira é largamente calcada na geração de energia elétrica realizada através de usinas hidroelétricas, nas quais um dos elementos-chaves são as turbinas hidráulicas.

O estudo de máquinas rotativas ocupa uma posição destacada no contexto de máquinas e estruturas em vista da significativa quantidade de fenômenos típicos na operação desses equipamentos. A existência de um componente rotativo apoiado em mancais e transmitindo potência cria uma família de problemas que são encontrados nas mais diversas máquinas: sejam compressores, turbinas, bombas, motores, turbinas de grande e pequeno porte. Esses equipamentos muitas vezes são parte integrante de plantas de produção ou centrais de geração de energia, sendo que, uma parada imprevista pode acarretar grande perda financeira. Por esse motivo, fica evidente a necessidade para o país de pessoal capacitado para amplo e atualizado entendimento dos fenômenos ligados às máquinas rotativas, mais significativamente, em relação aos componentes de interface entre componentes fixos e móveis, como se configuram os mancais hidrodinâmicos nestes casos.

A proposta de uma metodologia para o projeto e desenvolvimento destes componentes, otimizando seu desempenho, e portanto, envolvendo pesquisa e entendimento dos fenômenos associados à lubrificação hidrodinâmica, assim como dos parâmetros de projeto, vem diretamente ao encontro a esta demanda. Formulações não lineares para os mancais de suporte do sistema, em função das forças de sustentação, assim como o efeito da temperatura do lubrificante, devem ser abordados e analisados, permitindo ajuste local dos parâmetros críticos destes elementos, melhor controle sobre a resposta dinâmica do sistema, ou ainda, sobre o desempenho destes componentes.

A interação entre o sistema rotativo e o mancal hidrodinâmico pode causar instabilidades no comportamento dinâmico, o qual é caracterizado por uma precessão adiantada. Este fenômeno dinâmico é chamado de *oil whirl/whip*. O fenômeno *oil whirl* ocorre quando o mancal hidrodinâmico sustenta uma carga leve e o eixo gira a uma frequência próxima da metade da velocidade de rotação. Este movimento vibratório de precessão permanece até que a velocidade de rotação do sistema atinja duas vezes sua frequência natural. A partir deste ponto, a frequência desta instabilidade fluido-induzida passa a ser constante e igual à velocidade de ressonância e passa a ser chamada de *oil whip*.

Portanto, a análise dinâmica de sistemas rotativos abordando fenômenos existentes nesta categoria de máquinas, consiste, atualmente, numa fase de estudo anterior ao projeto, devido à possibilidade de prever problemas durante o funcionamento de rotores. Vários modelos matemáticos têm sido desenvolvidos para simular as condições de trabalho de sistemas rotativos e avaliar seu comportamento real, isto é, são desenvolvidos métodos para melhor modelar máquinas reais, como no caso de máquinas rotativas de grande porte.

As análises, normalmente realizadas em bancadas experimentais, fornecem modelos mais completos para os principais componentes do rotor, com forte ênfase na modelagem dos mancais da máquina rotativa, por constituírem os elementos de conexão rotor-estrutura de fundação.

Entretanto, existe uma grande dificuldade de se obter modelos analíticos compatíveis com resultados experimentais, devido ao desconhecimento de parâmetros inerentes aos sistemas dinâmicos, assim como devido às aproximações e simplificações nestes modelos.

Portanto, torna-se interessante a aplicação de técnicas de ajuste de modelos e identificação de parâmetros, para que os modelos matemáticos ajustados possam simular sistemas reais de modo fidedigno.

1.1 Objetivos e Contribuições do Trabalho

Este trabalho se propôs em analisar e validar a modelagem de um sistema rotativo sustentado por mancais hidrodinâmicos, levando em conta a instabilidade fluido-induzida. Um modelo não linear dos esforços hidrodinâmicos nos mancais foi considerado e a parte girante do sistema rotativo foi modelada por elementos finitos. Portanto, resultados experimentais foram adquiridos para servir de referência na validação deste modelo.

Parâmetros desconhecidos do projeto foram estimados a partir do ajuste da resposta do modelo aos resultados experimentais através de um método meta-heurístico baseado em algoritmos genéticos e recozimento simulado.

Os esforços hidrodinâmicos foram analisados através da estimativa de coeficientes lineares dos mancais (amortecimento e rigidez) e não lineares, os quais relacionam combinações não lineares dos deslocamentos e velocidades de vibração com os esforços hidrodinâmicos, os quais podem ser obtidos experimentalmente e nas simulações. A partir da determinação destes coeficientes, pode-se precisar a influencia dos deslocamentos e velocidades de precessão, além de suas combinações, nas forças hidrodinâmicas dos mancais, mostrando a não linearidade do sistema.

Portanto, este trabalho apresentou contribuições na modelagem de sistemas rotativos e calibração de modelos. Além disto, mostrou que mancais hidrodinâmicos possuem um

comportamento não linear, principalmente se for considerada a ação da instabilidade fluido-induzida.

1.2 Descrição do Trabalho

O capítulo 2 deste trabalho reúne referências de texto expressivos e relevantes para a modelagem de mancais hidrodinâmicos, sistemas rotativos, instabilidade do filme do óleo e o método de ajuste utilizado.

A modelagem do sistema rotativo, considerando os esforços não lineares nos mancais hidrodinâmicos é apresentada no capítulo 3, enquanto que o método de ajuste meta-heurístico é descrito no capítulo 4.

A montagem experimental é detalhada e descrita no capítulo 5 e o capítulo 6 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e simulados, além dos resultados do ajuste e a análise dos esforços hidrodinâmicos e, finalmente, o capítulo 7, as conclusões finais e sugestões para trabalhos futuros. Além disto, os resultados apresentados no capítulo 6 são completados com uma série de anexos.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos

Os mancais tiveram sua origem com o desenvolvimento das máquinas na revolução industrial. São definidos como sendo os elementos que fazem uma interface entre as partes móveis e fixas em um sistema rotativo. Pesquisadores da época empenhavam-se em resolver o problema do atrito entre os eixos e suportes das máquinas, atrito este que era responsável por grandes perdas energéticas e elevados níveis de calor.

Este problema estimulou vários pesquisadores a procurar, independentemente, maneiras de resolver tal problema através da lubrificação, desenvolvendo para tanto métodos teóricos ou experimentais, como mostrado por Pinkus (1987) em uma revisão histórica da teoria de Lubrificação hidrodinâmica. Mas foram os ingleses Tower e Reynolds, e o russo Petrov que obtiveram sucesso; embora trabalhando separadamente e de maneira independente, eles resolveram os problemas fundamentais da hidrodinâmica, equacionando o comportamento do filme de óleo existente entre as partes móveis e fixas das máquinas, surgindo assim um novo ramo de estudo na Engenharia conhecido hoje como Tribologia.

Os primeiros estudos relacionados à influência do comportamento dinâmico dos mancais sobre as máquinas rotativas são datados de 1883 e 1885 por Tower, onde foi relatado o fato de que um rotor quando corretamente colocado em movimento de rotação seria sustentado pelo filme de óleo. Em 1884, com algumas simplificações nas equações de Navier-Stokes, Reynolds estabeleceu a equação diferencial para o perfil de pressões que atuam entre duas superfícies em movimento relativo, devido à variação da pressão interna no filme de fluido existente entre duas superfícies.

A equação diferencial desenvolvida por Reynolds (1886) é do tipo parcial não homogênea, com coeficientes variáveis e de complexa resolução matemática direta. Assim Petrov e Tower, que trabalhavam no campo experimental, tiveram seus trabalhos confirmados teoricamente. Esta equação descreve, em sua forma simplificada, o desenvolvimento da pressão interna nas direções circunferencial e axial do mancal. Uma limitação para a resolução da equação de Reynolds, por muito tempo, foi o desconhecimento das condições de contorno necessárias para sua integração, diretamente relacionadas ao conhecimento da pressão do filme de óleo nas extremidades do mancal.

O trabalho publicado por Reynolds apresentou muitos conceitos novos para o nível do conhecimento dos pesquisadores da época tais como: folga radial, relação com o fenômeno de cavitação nas partes divergentes dos mancais, além do próprio conceito de mancais infinitamente longos, desprezando o termo referente ao fluxo do lubrificante e os gradientes de pressão na direção axial.

Sommerfeld (1904) publicou sua solução para a equação de Reynolds, para mancais longos, integrando as expressões conhecidas e estabelecendo novas condições de contorno para as mesmas. A aplicação destas condições de contorno tornou-se uma tradição entre os pesquisadores por longo tempo, embora falhassem para certas condições específicas. Em muitos trabalhos realizados mais recentemente, as condições de contorno de Reynolds têm sido utilizadas, pela impossibilidade experimental de verificação da solução teórica apresentada por Sommerfeld.

Ocvirk (1952) propôs uma solução completa e detalhada para mancais curtos, onde a relação L/D (comprimento por diâmetro do mancal) é válida para valores menores ou iguais a 0,5, onde a equação proposta por Reynolds (1886) pode ser reduzida, eliminando-se o gradiente circunferencial de pressão, sendo este desprezível a condição de mancais curtos, pois se considera a premissa que o fluxo de óleo na direção axial é suficientemente superior ao fluxo na direção axial, devido às perdas de óleo nas extremidades dos mancais.

O primeiro uso de computadores modernos na solução da Equação de Reynolds, levando em conta condições de contorno, foi feito por Pinkus (1956), onde se obteve não apenas resultados para mancais cilíndricos, mas para mancais elípticos também. Neste trabalho, Pinkus usou o método de diferenças finitas para modelar as pressões de sustentação dos mancais hidrodinâmicos analisados. Em 1959, Pinkus estendeu seu método de solução para mancais trilobados. O aspecto mais significativo deste trabalho realizado por Pinkus foi a realização de soluções para problemas mais generalizados de mancais hidrodinâmicos, independente da geometria dos mesmos, além de iniciar o uso de soluções numéricas para se determinar as forças hidrodinâmicas de mancais, o que não foi usado nas soluções da equação de Reynolds propostas por Ocvirk e Sommerfeld.

Com o início do uso de computadores para solucionar o problema de lubrificação hidrodinâmica, muitos modelos foram propostos, além de métodos para a solução destes modelos. Ruggiere (1976) desenvolveu um método aproximado para a solução da equação de Reynolds para mancais de comprimentos finitos. Singhal (1981) propôs o uso de vários métodos iterativos, como o método de Jacobi e Gauss-Seidel, para solução do problema de diferenças finitas aplicado a solução da equação de Reynolds. Cavalca e Cattaruzzi (2001) aplicaram o método de diferenças finitas para a solução de várias configurações de mancais hidrodinâmicos. He et al (2005) fizeram uma revisão nos conceitos fundamentais de operação e modelagem de mancais hidrodinâmicos. Hirani (2005) aplicou modelagem de lubrificação hidrodinâmica para o projeto otimizado de mancais com o uso de Algoritmos Genéticos multi-objetivos.

Hashimoto et al. (1987) analisaram os problemas dinâmicos característicos de mancais com escoamento turbulento para a hipótese de mancais curtos. Obtiveram as forças do filme de óleo

considerando os efeitos da turbulência. O trabalho expõe uma análise linearizada da estabilidade para um rotor rígido horizontal suportado por dois mancais hidrodinâmicos simétricos e idênticos. Foram considerados sistemas rotor-mancais com e sem desbalanceamento e suas órbitas, bem como demonstradas as curvas características para coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento.

Em 1988, Hashimoto et al. publicaram um trabalho com a solução da equação diferencial de Reynolds para um mancal hidrodinâmico curto, considerando-se os efeitos combinados de inércia e turbulência do fluido em velocidade superlaminar.

Childs (1993) e Vance (1988) propuseram em seus livros diferentes modelos de mancais hidrodinâmicos, considerando os coeficientes dinâmicos de mancais. Estes modelos levam em conta a posição de equilíbrio do eixo no mancal como ponto de partida para determinação dos coeficientes.

Silva (2004) desenvolveu a solução de vários métodos de cálculo dos coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos e os aplica a sistemas rotativos modelados por elementos finitos. As propostas de Childs e Vance são aplicadas e analisadas neste trabalho.

O conceito dos coeficientes dinâmicos foi revisado por Lund (1987). O uso destes coeficientes é altamente empregado na solução de sistemas rotativos sustentados por mancais hidrodinâmicos. Estes coeficientes podem ser de rigidez k_{xx} , k_{yy} , k_{xy} e k_{yx} , sendo os dois primeiros diretos, pois relacionam o deslocamento e força na mesma direção, e os demais cruzados, porque as forças e deslocamentos relacionados estão em direções perpendiculares. Os coeficientes também relacionam as forças com a velocidade de vibração do eixo no mancal, neste caso, os coeficientes são de amortecimento c_{xx} , c_{yy} , c_{xy} e c_{yx} . Um algoritmo de controle para mancais hidrodinâmicos ativo foi proposto por Rho (2002). Para se modelar os mancais hidrodinâmicos, utilizou-se o conceito de coeficientes dinâmicos lineares de mancais.

Goodwin (1990) obteve os coeficientes dinâmicos de mancais hidrodinâmicos com variação de impedância, utilizando diferenças finitas, e depois compara seus resultados simulados com dados experimentais de um rotor sustentado por este tipo de mancal.

Rao et al (1995) fizeram o uso do método de elementos finitos na determinação de coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais, considerando que o sustento é pontual ou distribuído. Para valores de rigidez do mancal baixos, não houve diferenças consideráveis entre as abordagens de sustento pontual ou distribuído, se considerado mancal curto. Porém se a rigidez do mancal for maior, as diferentes abordagens apresentaram resultados diferentes. No caso de mancal longo, tanto para valores de rigidez mais baixos quanto mais altos, houve diferença entre as abordagens de sustento pontual e distribuído.

Balantrapu (2004) apresentou um método de estimação dos coeficientes dinâmicos de mancais. Este método foi aplicado a um sistema rotativo sustentado por mancais hidrodinâmicos bi-lobados, excitado por desbalanceamento.

A análise linear de sistemas rotativos não é capaz de fornecer informações sobre as não linearidades presentes nestes sistemas, mas para muitas aplicações em dinâmicas de rotores os resultados desta análise ainda são satisfatórios. Hua (2004) et al fizeram um estudo experimental destes coeficientes dinâmicos, propondo um método de identificação destes coeficientes, o qual pode estabelecer suas características sobre várias condições de operação. Determinou-se que o modelo linear é inválido sobre certas condições de excitação. Para forças de excitação elevadas, é mais adequado o uso de modelos não lineares. Portanto, existem alguns problemas em sistemas rotativos para os quais esta análise linear não é apropriada. De modo semelhante, Zhao et al (2005) compararam três modelos não lineares nestas condições onde o modelo linear não é válido. Sawicki e Rao (2004), por exemplo, propuseram um modelo não linear para a predição dos coeficientes dinâmicos dos mancais, onde se pode identificar a grau de não linearidade na resposta orbital do sistema analisado.

Capone (1986 e 1991) propôs um modelo não linear para os esforços de sustentação hidrodinâmica em mancais de lubrificação. Este modelo é válido para um mancal curto em

regime laminar. Desta forma, pode-se obter a resposta de um sistema rotativo no domínio do tempo, levando-se em conta os efeitos da não linearidade do sistema. Brancati (1995) aplicou este modelo para gerar órbitas simuladas de rotores rígidos desbalanceados e mostrar condições de estabilidade destes sistemas rotativos, identificando excitações sub-harmônicas, as quais são características de instabilidade de filme de óleo. Xia et al (2001) analisaram os efeitos não lineares de mancais hidrodinâmicos modelados pela proposta de forças não lineares de Capone. Jing et al (2004 e 2005) fizeram uma análise semelhante, mas com o sistema rotativo em uma situação de instabilidade.

Baseados neste modelo, Cavalca e Lima (1998) propuseram uma modelagem para mancais segmentados e Cavalca e Dedini (1998) compararam resultados simulados a respostas experimentais de um rotor vertical. Posteriormente, Okabe e Cavalca (2006) desenvolveram equações não lineares para esforços em mancais segmentados, onde foram consideradas as inércias do segmento e a pré-carga no mancal.

Além do modelo que considera regime laminar, Capone e Russo (1990) propuseram um modelo semelhante que considera regime turbulento e a inércia do fluido. Com este modelo mais completo, realizou-se uma análise do efeito de turbulência e inércia do filme de óleo na estabilidade do sistema.

2.2 Modelagem de Sistemas Rotativos

Os mancais são aplicados em sistemas rotativos, pois permitem o movimento relativo entre os componentes girantes e a estrutura de sustentação fixa. Portanto, um sistema rotativo deve ser modelado levando em conta a parte girante (eixo, massas concentradas, acoplamentos flexíveis), os elementos que fazem a interação entre a parte girante e fixa (os mancais, os quais podem ser hidrodinâmicos, hidrostáticos, aerostáticos, magnéticos e de rolamento) e a parte fixa, que deve ser modelada quando esta for flexível.

As obras de Gash et al (2002), Childs (1993), Kramer (1993) e Vance (1988) apresentaram modelagens completas de todos estes componentes, além de uma análise dos efeitos dos mesmos na resposta total do sistema.

Tapia e Cavalca (2002) e Tapia (2003) apresentaram e analisaram os efeitos de alguns efeitos de modelos de acoplamentos flexíveis e rígidos, inserindo-os em modelos de elementos finitos do sistema rotativos.

A modelagem da fundação de sistemas rotativos, assim como sua interação com os componentes girantes são apresentadas por Cavalca (1993). Esta metodologia foi aprimorada posteriormente por Cavalcante (2001) e Cavalca, Cavalcante, Okabe (2002 e 2006) e Okabe e Cavalca (2004 e 2005).

O modelo de sistemas rotativos é muito importante no estudo de máquinas rotativas, assim como na análise e controle de seu funcionamento (Rustighi, 2004) ou no teste de método para diagnose de falhas, como no trabalho de Santiago (2004), o qual propôs uma técnica de detecção de falhas em resposta estacionária e transiente com a utilização de wavelet e redes neurais, e Bachschmid et al (2004), onde é proposta uma técnica de detecção de falhas através da análise de órbitas do rotor.

Entretanto, existe uma grande dificuldade de se obter experimentalmente resultados compatíveis com os modelos analíticos, devido ao desconhecimento de parâmetros inerentes aos sistemas dinâmicos, assim como devido às aproximações e simplificações nos modelos analíticos. Portanto, faz-se necessário o uso de técnicas de ajustes para calibração do modelo às respostas experimentais e identificar parâmetros desconhecidos.

2.3 Ajuste de parâmetros em Sistemas Rotativos

O estudo de modelos analíticos em dinâmica de rotores vem apresentando importância crescente nos últimos anos. Estes modelos são usados para prever a resposta do sistema a várias excitações, condições de contornos e mudança de parâmetros.

O primeiro passo é a obtenção de um modelo analítico, usualmente através de técnicas como elementos finitos, a fim de que as equações de movimento do sistema sejam determinadas.

Quando resultados experimentais são obtidos para validar este modelo teórico (ou analítico), inevitavelmente seus resultados (frequências naturais, modos de vibrar, função resposta em frequência) não coincidem com o resultado teórico esperado. Importante parte desta discrepância se deve a incertezas assumidas nos modelo e nas equações de movimento do sistema, a simplificações assumidas na formulação do modelo, a condições de contornos inexatas e a parâmetros do sistema desconhecidos.

Certamente, deseja-se um modelo mais abrangente, baseado em ambos os resultados analítico e experimental, como no trabalho de Maslen et al (2002).

No trabalho de Silva et al (2000) a técnica dos algoritmos genéticos foi usada para a identificação de parâmetros de elementos de suportes em elastodinâmica, onde se verificou a eficiência dos Algoritmos Genéticos em relação a ótimos locais e a ruídos nos sinais.

A aplicação de métodos metaheurísticos, como Algoritmos Genéticos e Recozimento Simulado, se mostram como uma interessante opção em ajustes de modelos, devido à sua robustez. Destaca-se o trabalho de Larson e Zimmeman (1993), Dunn (1996), Levin e Lieven (1998) e Zimmerman e Yap (1998).

Duas formas de minimização do erro entre a resposta analítica e respostas experimentais foram usadas nestes trabalhos:

1. Minimizar a diferença entre a FRF analítica e experimental.
2. Minimizar a diferença entre os parâmetros modais das respostas (frequência natural e modos de vibração).

Assis (1999) e Assis e Steffen (2002) testaram e comparam diversas técnicas de otimização em um rotor vertical, entre elas Algoritmos Genéticos e Recozimento Simulado.

Castro, Tapia e Cavalca (2004) comparam o método de mínimos quadrados e algoritmos genéticos no ajuste de componentes aplicados a máquinas rotativas. Este trabalho é complementado por Tapia, Castro e Cavalca (2004) com a aplicação destes métodos de ajuste na resposta dos sistemas rotativos em funcionamento. Jacon (2000) propôs o ajuste das forças hidrodinâmicas do mancal, considerando um modelo linear.

Com o objetivo de se obter uma metodologia de calibração do modelo proposto por Capone (1986 e 1991), Cavalca et al (2001) ajustou os esforços fornecidos por simulações deste modelo a resposta experimentais, obtendo o valor da temperatura do filme de óleo lubrificante no mancal, o que em sistemas rotativos nem sempre é possível obter por medições.

Castro et al (2004) propuseram um método de otimização baseado em Algoritmo Genético para ajuste de deslocamentos do rotor sustentado por um mancal hidrodinâmico modelado pelas equações de forças propostas por Capone (1986 e 1991). Castro e Cavalca (2005) propuseram um problema multi-objetivo aplicado a este método de otimização.

Entretanto, a busca através de Algoritmo Genético apenas aproxima o resultado a uma região ótima global, devido à sua discretização. Portanto, é necessário um maior refinamento do resultado. Por isso, Castro, Cavalca e Mori (2005) desenvolveram um algoritmo híbrido baseado em Algoritmo Genético e Recozimento Simulado. Este último método é utilizado no refinamento do resultado. Resultados experimentais foram aplicados a este método por Castro e Cavalca (2006).

2.4 Instabilidade Fluido-induzida em Mancais Hidrodinâmicos

No meio da década de 1920, as pesquisas avançaram de forma considerável no campo da instabilidade de sistemas rotativos sustentados por mancais hidrodinâmico. Stodola (1925) postulou as propriedades dinâmicas dos filmes de óleo e Newkirk (1924 e 1925) descobriu o

fenômeno da vibração fluido-induzida em mancais hidrodinâmicos. Esta instabilidade hidrodinâmica foi chamada inicialmente de *oil whip* (chicotada). Mais tarde, percebeu-se que este tipo de excitação em sistema rotativo é um fenômeno muito mais complexo do que imaginado, primeiramente, por Newkirk, e o conceito foi generalizado para um tipo de excitação próxima a metade da frequência de rotação, *oil whirl* (giro), e um outro tipo que excita a uma frequência igual à frequência natural do sistema rotativo e passa a manifestar-se quando a velocidade de rotação é o dobro da frequência natural.

Estes fenômenos foram investigados, experimentalmente, por Chauvin (2003), o qual identificou a instabilidade *whirl* na partida do sistema rotativo. São caracterizados pela precessão adiantada em uma órbita circular com frequência sub-síncrona. As folgas nos mancais (que envolvem forças radiais) são a localização normal onde estas instabilidades se desenvolvem. Diagramas orbitais e de espectro de frequência podem ser usados para investigar a existência de vibrações *whirl* e *whip*. Um diagrama em cascata ilustra com clareza as características destes fenômenos.

Segundo Bently (2001) a interação entre o eixo, o filme de óleo e o mancal fazem o papel principal na estabilidade. O controle das instabilidades de *oil whirl/whip* é obtido com adaptações destas interações. As características mecânicas (relacionadas ao rotor, como a massa e rigidez do eixo) são geralmente independentes da velocidade, enquanto as características do fluido (relacionadas ao filme fluido, como a espessura do filme de óleo) são dependentes da velocidade. Verificou-se que *oil whip* é influenciado principalmente pelas características mecânicas, sendo, então, independentes da velocidade de rotação do eixo. Por outro lado, o *oil whirl* é influenciado principalmente pelas características inerentes do fluido, sendo, assim, dependentes da velocidade de rotação do eixo. Devido a estas relações, foi proposto, como ferramenta para eliminar a instabilidade de filme de óleo, o uso de mancais ou selos pressurizados, pois podem aumentar a rigidez equivalente do sistema rotativo.

Muszynska (1986) propôs uma modelagem de um sistema rotativo suportado por mancais, onde se pode observar vibrações devido à instabilidade fluido-induzida. Além disto, fez uma análise sobre a estabilidade das vibrações síncronas do rotor, mostrando que quando estas são

mais intensas (na região próxima a velocidade de ressonância) as vibrações subharmônicas (causadas pela auto-excitação do filme de óleo) não são significativas.

Complementando este trabalho, Muszynska (1988 e 1989) utilizou seu modelo para estudar as regiões de estabilidade do sistema rotativo e mostrar que as vibrações auto-excitadas pela ação das forças hidrodinâmicas podem ser exibidas em múltiplos regimes, sendo um segundo modo *whirl* identificado.

Bently (1987) apresentou a explicação da frequência de excitação da instabilidade *oil whirl*. Devido à condição de não deslizamento, a velocidade do fluido próximo à superfície do mancal, neste caso estacionário, é nula, enquanto que a velocidade deste fluido na região do sistema girante assume a velocidade de rotação do mesmo. Portanto, a velocidade de rotação média do fluido pode ser dada por $\lambda\Omega$, onde Ω é a velocidade de rotação do rotor e λ é a razão de velocidade média circunferencial do fluido. O valor de λ é usualmente um pouco menor do que 0,5. Este parâmetro é fortemente ligado à instabilidade do filme de óleo, pois indica em que valor de frequência a instabilidade *oil whirl* ocorre.

Bently (1996) analisou a instabilidade fluido-induzida *oil whirl*, fazendo uma relação deste fenômeno com a variação da rigidez do mancal hidrodinâmico.

Muszynska (1996) reviu seus resultados e relaciona parâmetros que influenciam na instabilidade do filme de óleo: esforços radiais externos (desbalanceamento, por exemplo), configuração do rotor (parâmetros que interferem em sua frequência natural, como massa e rigidez), geometria e tipo de mancal (mancal cilíndrico, elíptico, multi-lobado, segmentado), rugosidade na interfase entre o mancal e sistema girante, pressão de entrada e temperatura do fluido.

Baricak (2002) apresentou algumas causas da vibração fluido-induzida, revendo todo o trabalho de Bently e Muszynska.

Swanson (2005) propôs uma otimização no projeto de mancais hidrodinâmicos, onde o efeito da instabilidade pode ser minimizado. Neste trabalho um método de otimização foi aplicado a um modelo de mancal em elementos finitos. As características de estabilidade apresentaram bons resultados para o mancal otimizado.

Bently (1998) mostrou que a instabilidade fluido-induzida em sistemas rotativos pode ser bem caracterizada e analisada pelo uso do conceito rigidez dinâmica. A rigidez dinâmica quantifica a resistência de uma máquina a instabilidade. Desta forma, se a rigidez dinâmica tende a valores menores, o grau de instabilidade do sistema é maior. Bently et al (2001) compararam o uso de rigidez dinâmica e os coeficientes dinâmicos de mancais clássicos na modelagem de sistemas rotativos com excitação fluido-induzida. Neste trabalho é defendido que o uso da rigidez dinâmica possibilita melhor modelagem e análise da instabilidade do filme de óleo.

Castro, Cavalca e Nordmann (2006) propuseram a modelagem do sistema rotor-mancal, levando em conta o modelo não linear das forças hidrodinâmicas proposto por Capone (1986 e 1991), acrescentando a aceleração rotativa do sistema. Desta forma, foi possível modelar a instabilidade fluido-induzida em sistemas rotativos em aceleração e desaceleração, para rotores flexíveis.

A presente tese aplica esta modelagem em um sistema rotativo horizontal sustentado por dois mancais hidrodinâmicos, validando este modelo pela comparação das simulações com repostas experimentais e pela determinação dos coeficientes dinâmicos dos mancais, sejam eles lineares ou não lineares. Além disto, foi aplicado um método de busca meta-heurística para a calibração do modelo, através da estimativa de parâmetros desconhecidos.

Capítulo 3

Modelagem Matemática do Sistema Rotor-Mancal

O sistema estudado, se reduz a um problema de modelagem dinâmica de um sistema composto por: rotores, eixo, mancais e acoplamentos. Sua configuração típica pode ser representada pela Figura 3.1.

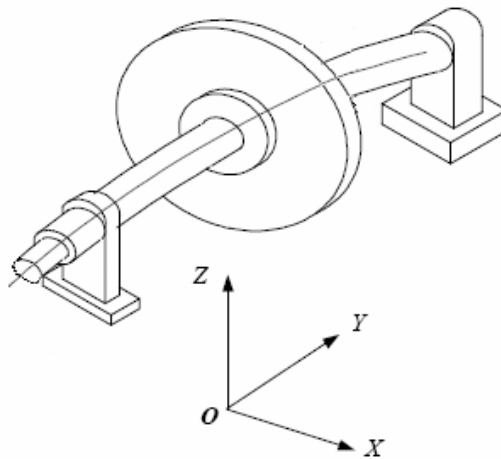


Figura 3.1 – Esquema básico do sistema rotativo

O sistema físico pode ser modelado pelo método dos elementos finitos. O método dos elementos finitos trata um sistema contínuo discretizando-o em um conjunto de elementos que,

individualmente, são considerados contínuos. Em resumo, o método de elementos finitos expressa o deslocamento de qualquer ponto do sistema contínuo em termos dos deslocamentos de um conjunto finito de pontos, multiplicando esses pontos nodais por uma função de interpolação. Este método produz resultados satisfatórios no estudo de problemas estruturais.

As forças de sustentação do sistema rotativo, devido ao emprego de mancais hidrodinâmicos, foram modeladas segundo a proposta de Capone (1986 e 1991). Portanto, a Equação de Movimento do sistema é dada na Equação 3.1.

$$[M_g]\{\ddot{q}\} + ([C_g] + \dot{\phi}[G_g])\{\dot{q}\} + [K_g]\{q\} = \{F_{ext}\} + \{F_c\} + \{F_{hid}\} \quad (3.1)$$

Na qual a Matriz de amortecimento $[C_g]$ é proporcional à matriz rigidez ($[C_g] = \beta[K_g]$). O vetor de forças externas $\{F_{ext}\}$ contém as forças de desbalanceamento, o vetor de força de corpo $\{F_c\}$ contém a força peso devido à gravidade e o vetor $\{F_{hid}\}$ é o vetor de forças hidrodinâmica não lineares, que será desenvolvido na próxima seção.

A modelagem do sistema Rotor – Eixo é apresentada na próxima seção, enquanto as equações não lineares de forças hidrodinâmicas e forças de desbalanceamento são mostradas nas seções subseqüentes. Além disto, é apresentada a equação de torque para o sistema em aceleração (ou desaceleração) da rotação. Por fim, resultados de simulações são mostrados na seção final do capítulo.

3.1 Modelo do Sistema Rotor - Eixo

As equações de movimento, e conseqüentemente, as matrizes dos elementos podem ser obtidas pela aplicação das equações de Lagrange (Equação 3.2).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_c}{\partial q_i} + \frac{\partial V_p}{\partial q_i} = F_{q_i} \quad (3.2)$$

Onde T_c é a energia cinética, V_p energia potencial, q_i é a i -ésima oordenada generalizada e Fq_i é a força generalizada atuando na direção da i -ésima coordenada generalizada.

Os componentes de sistema eixo-rotor tem seus elementos representados pelas Figuras 3.2a e 3.2b respectivamente.

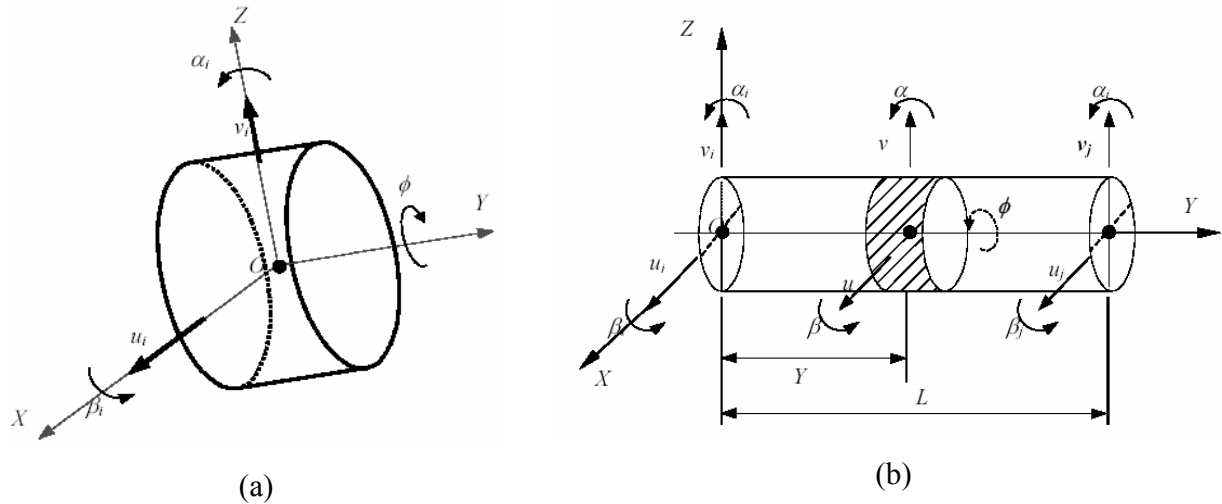


Figura 3.2 – (a) Elemento de disco; (b) Elemento de viga (Tapia, 2003).

Uma seção transversal qualquer do rotor em estado deformado, é definida em relação ao sistema de referência fixa XYZ pelas translações $u(Z,t)$, $v(Z,t)$ nas direções X e Y , fornecendo a posição do centro da seção transversal num instante de tempo t . A orientação da seção é dada pelas pequenas rotações $\alpha(Z,t)$, $\beta(Z,t)$ em torno aos eixos X e Z , respectivamente.

A equação de movimento não amortecida para o elemento de disco, resultante da aplicação da Equação de Lagrange é:

$$[M_D]\{\ddot{q}_i\} + \Omega[G_D]\{\dot{q}_i\} = \{F_{ex}\} + \{F_{con}\} \quad (3.3)$$

Sendo que $\{F_{ex}\}$ representa as forças externas, como desbalanceamento, e $\{F_{con}\}$ representa as forças de conexão.

As matrizes de massa e giroscópica do sistema são:

$$M_D = \begin{bmatrix} m_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Dx} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$G_D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} \\ 0 & 0 & I_{Dy} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

O eixo é dividido em elementos de viga de massa contínua e de seção transversal constante, conforme Figura 3.2b, expressando-se a translação u , v da seção transversal em termos das coordenadas de translação generalizadas dos extremos do elemento através da seguinte equação:

$$\begin{Bmatrix} u(y,t) \\ v(y,t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_1 & 0 & 0 & \varphi_2 & \varphi_3 & 0 & 0 & \varphi_4 \\ 0 & \varphi_1 & -\varphi_2 & 0 & 0 & \varphi_3 & -\varphi_4 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_i\} \\ \{q_j\} \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

Na qual φ_i ($i=1,\dots,4$) são as funções de forma que satisfazem as condições de contorno, $\{q_i\}$, $\{q_j\}$ são os vetores deslocamento das coordenadas generalizadas dos extremos do elemento. Os ângulos de rotação α, β devido à flexão e os ângulos de cisalhamento da seção transversal, são definidos em forma análoga, através da seguinte relação:

$$\begin{Bmatrix} \alpha(y,t) \\ \beta(y,t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\varphi'_1 & \varphi'_2 & 0 & 0 & -\varphi'_3 & \varphi'_4 & 0 \\ \varphi'_1 & 0 & 0 & \varphi'_2 & \varphi'_3 & 0 & 0 & \varphi'_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_i\} \\ \{q_j\} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

Sendo que φ'_i ($i=1,\dots,4$) são as derivadas direcionais das funções de forma φ_i . Finalmente, as funções de trabalho e energia são expressas em termos de integrais sobre o elemento de eixo. Aplicando a equação de Lagrange para um elemento de eixo de comprimento L e raio r , obtém-se a equação de movimento:

$$[M_E] \begin{Bmatrix} \ddot{q}_i \\ \ddot{q}_j \end{Bmatrix} + \Omega [G_E] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i \\ \dot{q}_j \end{Bmatrix} + [K_E] \begin{Bmatrix} q_i \\ q_j \end{Bmatrix} = \{F_{ex}\} + \{F_{con}\} \quad (3.8)$$

A matriz de massa do elemento de viga é:

$$[M_E] = [M_{TE}] + [M_{RE}] \quad (3.9)$$

Na qual $[M_{TE}]$ (matriz de massa clássica de um elemento de viga) e $[M_{RE}]$ (matriz de massa de um elemento de viga que contém a influência do efeito inercial rotacional) são definidas por:

$$[M_{TE}] = \frac{\rho A L_e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L_e & 54 & 0 & 0 & 13L_e \\ 0 & 156 & 22L_e & 0 & 0 & 54 & -13L_e & 0 \\ 0 & 22L_e & 4L_e^2 & 0 & 0 & 13L_e & -3L_e^2 & 0 \\ -22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & -13L_e & 0 & 0 & -3L_e^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L_e & 156 & 0 & 0 & 22L_e \\ 0 & 54 & 13L_e & 0 & 0 & 156 & -22L_e & 0 \\ 0 & -13L_e & -3L_e^2 & 0 & 0 & -22L_e & 4L_e^2 & 0 \\ 13L_e & 0 & 0 & -3L_e^2 & 22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$[M_{RE}] = \frac{\rho J_x}{30L_e} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L_e & -36 & 0 & 0 & -3L_e \\ 0 & 36 & 3L_e & 0 & 0 & -36 & 3L_e & 0 \\ 0 & 3L_e & 4L_e^2 & 0 & 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 \\ -3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & 3L_e & 0 & 0 & -L_e^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L_e & 36 & 0 & 0 & 3L_e \\ 0 & -36 & -3L_e & 0 & 0 & 36 & -3L_e & 0 \\ 0 & 3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & -3L_e & 4L_e^2 & 0 \\ -3L_e & 0 & 0 & -L_e^2 & 3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Sendo, ρ é a densidade do material, A é a área da seção transversal do eixo, L_e é o comprimento do elemento e J_x é a inércia de massa da seção transversal do eixo.

A matriz giroscópica é dada por:

$$G_E = \frac{\rho \bar{J}_y}{30L_e} \cdot \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L_e & 0 & 0 & 36 & -3L_e & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L_e & -36 & 0 & 0 & -3L_e \\ 3L_e & 0 & 0 & -4L_e^2 & -3L_e & 0 & 0 & L_e^2 \\ 0 & 3L_e & 4L_e^2 & 0 & 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L_e & 0 & 0 & -36 & 3L_e & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L_e & 36 & 0 & 0 & 3L_e \\ 3L_e & 0 & 0 & L_e^2 & -3L_e & 0 & 0 & -4L_e^2 \\ 0 & 3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & -3L_e & 4L_e^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Sendo \bar{J}_y a inércia polar de massa da seção transversal do eixo.

A matriz de rigidez é:

$$K_E = \frac{EI_x}{L_e^3(1+12\varepsilon)} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L_e & -12 & 0 & 0 & -6L_e \\ 0 & 12 & 6L_e & 0 & 0 & -12 & 6L_e & 0 \\ 0 & 6L_e & 4L_e^2(1+3\varepsilon) & 0 & 0 & -6L_e & 2L_e^2(1+6\varepsilon) & 0 \\ -6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2(1+3\varepsilon) & 6L_e & 0 & 0 & 2L_e^2(1+6\varepsilon) \\ -12 & 0 & 0 & 6L_e & 12 & 0 & 0 & 6L_e \\ 0 & -12 & -6L_e & 0 & 0 & 12 & -6L_e & 0 \\ 0 & 6L_e & 2L_e^2(1+6\varepsilon) & 0 & 0 & -6L_e & 4L_e^2(1+3\varepsilon) & 0 \\ -6L_e & 0 & 0 & 2L_e^2(1+6\varepsilon) & 6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2(1+3\varepsilon) \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Na qual:

$$\varepsilon = \frac{EI_x}{kAGL_e^2}, \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

Sendo k fator de cisalhamento, ν o coeficiente de Poisson, E o módulo de Young, G o módulo de elasticidade transversal e I_x o momento de inércia de área.

As matrizes de cada elemento são agrupadas em uma matriz global, a qual contém todos os graus de liberdades do modelo, que é quatro vezes o número de nós. A Equação de Movimento (Equação 3.1) leva em conta as equações globais do sistema rotativo.

O agrupamento das matrizes elementares na matriz global é representado na Figura 3.3. Neste agrupamento, os termos das matrizes de um grau de liberdade são somados aos termos do mesmo grau de liberdade de outra matriz elementar. As forças hidrodinâmicas atuam nos graus de liberdades correspondentes ao nó onde o mancal está colocado.

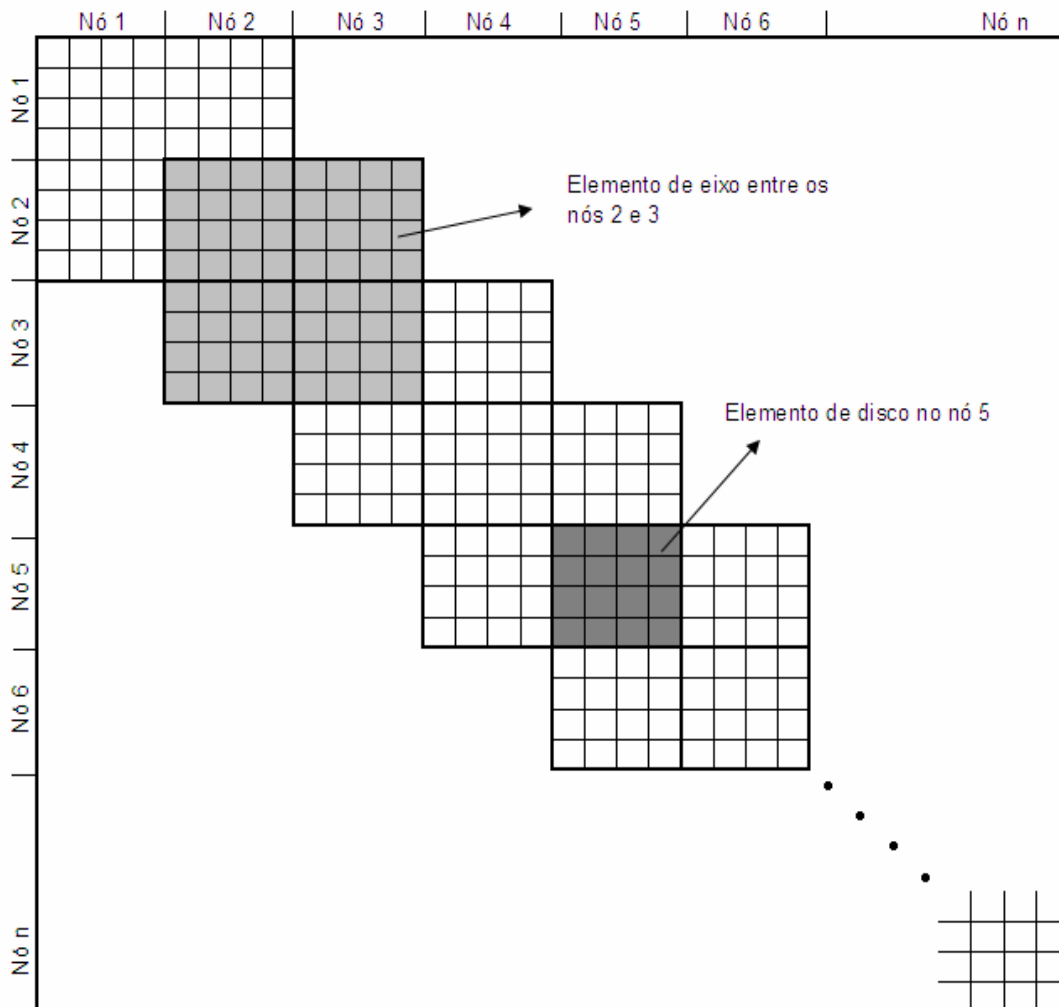


Figura 3.3 – Arranjo das matrizes elementares na matriz global.

3.2 Modelo não linear do Mancal Hidrodinâmico

A Figura 3.4 mostra uma distribuição de pressão sobre as coordenadas ϑ e z em um mancal curto.

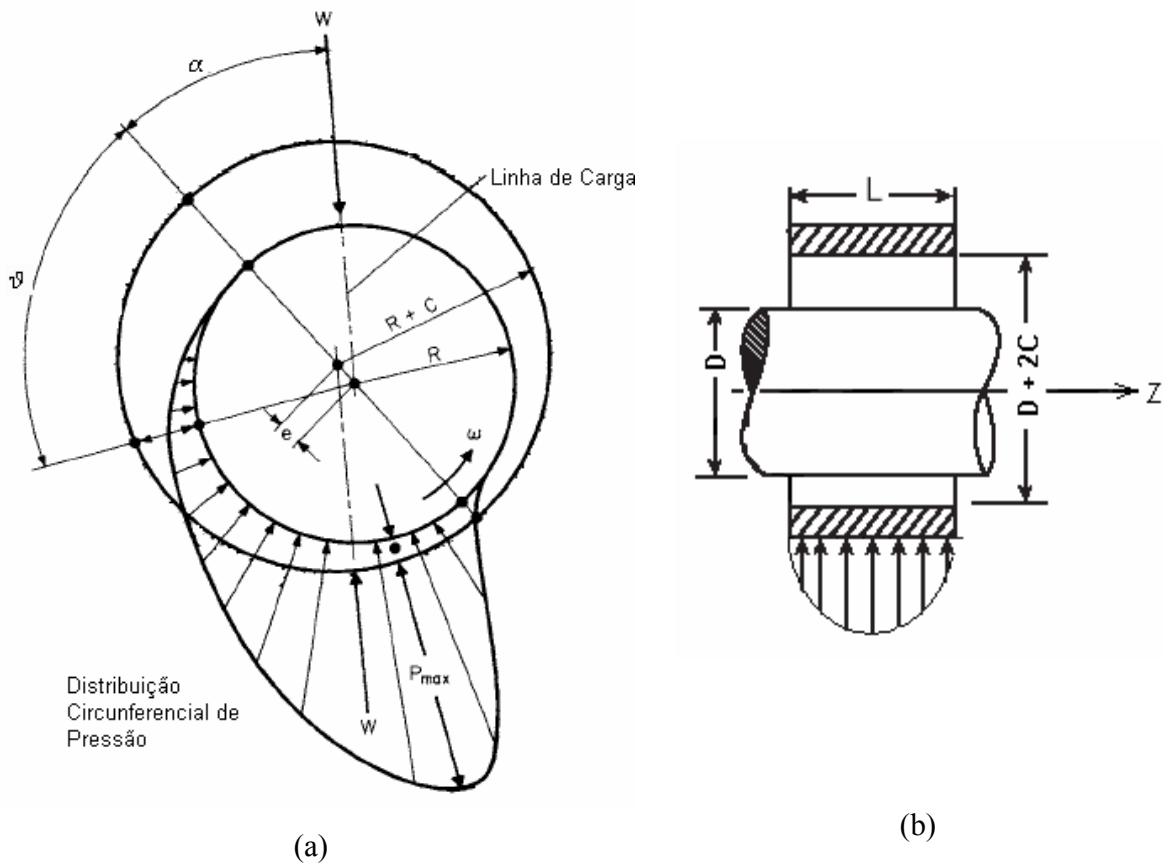


Figura 3.4 - Distribuição de pressão em um mancal curto: (a) Sobre a Coordenada ϑ ; (b) Sobre a Coordenada z .

A modelagem dos mancais hidrodinâmicos será feita através de expressões não lineares das forças de sustentação, as quais foram propostas por Capone (1986 e 1991).

A pressão desenvolvida no mancal será dada em função da altura mínima do filme de óleo H entre o rotor e o segmento, através de solução da equação diferencial de Reynolds:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \mathcal{G}} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \mathcal{G}} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \left(\dot{\varphi} \cdot \frac{\partial H}{\partial \mathcal{G}} + 2 \frac{dH}{dt} \right) \quad (3.14)$$

Na qual:

H é a espessura do filme de óleo,

P é a pressão,

R é o raio do mancal,

μ é a viscosidade do lubrificante,

\mathcal{G} é uma coordenada cilíndrica,

Z é a coordenada axial,

φ é a rotação do eixo.

A Equação 3.14 é adimensionalizada em relação à folga radial C do mancal e pelo comprimento L , como propôs Capone (1986 e 1991) na dedução deste modelo:

$$h = \frac{H}{C}, z = \frac{Z}{L}, \tau = \dot{\varphi} t, p = \frac{P}{p_0} \text{ e } p_0 = 6 \cdot \mu \cdot \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{R}{C} \right) \quad (3.15)$$

Substituindo então as expressões relacionadas em 3.15 na Equação 3.14 têm-se:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \mathcal{G}'} \left(h^3 C^3 \frac{\partial (p \cdot p_0)}{\partial \mathcal{G}} \right) + \frac{\partial}{\partial (zL)} \left(h^3 C^3 \frac{\partial (p \cdot p_0)}{\partial (zL)} \right) &= 6 \mu \omega \left(\frac{\partial (hC)}{\partial \mathcal{G}} + 2 \frac{d(hC)}{d(\omega t)} \right) \\ \frac{C^3}{R^2} p_0 \frac{\partial}{\partial \mathcal{G}} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \mathcal{G}} \right) + \frac{C^3}{L^2} p_0 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= 6 \mu \omega C \left(\frac{\partial h}{\partial \mathcal{G}} + 2 \frac{dh}{d\tau} \right) \\ \frac{C^3}{R^2} 6 \mu \omega \left(\frac{R}{C} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \mathcal{G}} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \mathcal{G}} \right) + \frac{C^3}{L^2} 6 \mu \omega \left(\frac{R}{C} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= 6 \mu \omega C \left(\frac{\partial h}{\partial \mathcal{G}} + 2 \frac{dh}{d\tau} \right) \\ \frac{C^2}{R^2} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \mathcal{G}} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \mathcal{G}} \right) + \frac{C^2}{L^2} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \left(\frac{\partial h}{\partial \mathcal{G}} + 2 \frac{dh}{d\tau} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Logo:

$$\frac{\partial}{\partial v} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \vartheta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial \vartheta} + 2 \cdot \frac{dh}{d\tau} \quad (3.17)$$

Algumas hipóteses simplificadoras devem ser consideradas para a solução analítica deste problema. O gradiente de pressão na direção circunferencial pode ser desprezado para mancais curtos em relação à intensidade observada no gradiente da direção axial. Desta forma, a Equação 3.17 será reduzida à Equação 3.18. O fluido é considerado incompressível e a viscosidade é assumida constante em todo o mancal. A meia solução de Sommerfeld é aplicada e efeitos de cavitação não são abordados nesta análise.

$$\left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial \vartheta} + 2 \cdot \dot{h} \quad (3.18)$$

O termo h das equações representa a espessura do filme de óleo. Sua forma adimensionalizada é dada pela Equação 3.19.

$$h = \frac{\bar{H}}{C} = 1 - x \cdot \cos(\vartheta) - y \cdot \sin(\vartheta) \quad (3.19)$$

Na qual as coordenadas radiais adimensionais x e y são dadas por:

$$x = \frac{X}{C} \quad \text{e} \quad y = \frac{Y}{C} \quad (3.20)$$

A integração da Equação 3.18 considera condição de contorno de pressão nula nas extremidades do mancal, e limites de integração de $-\frac{1}{2} \leq z \leq \frac{1}{2}$, resultando na Equação 3.21.

$$p(\vartheta, z) = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^2 \cdot \left[\frac{(x - 2 \cdot \dot{y}) \cdot \sin(\vartheta) - (y + 2 \cdot \dot{x}) \cdot \cos(\vartheta)}{(1 - x \cdot \cos(\vartheta) - y \cdot \sin(\vartheta))^3} \right] \cdot (4 \cdot z^2 - 1) \quad (3.21)$$

Para determinar a força gerada pela pressão do filme de óleo sobre o eixo, é realizada uma integração (Equação 3.22) da pressão na área de sustentação, onde o filme de óleo atua sobre o eixo, cujo diferencial de área é dado por $dA = R.dv.dZ = R.dv.L.dz$.

$$F_h = -\int_A P.dA \quad (3.22)$$

Substituindo, na Equação 3.22, o termo do diferencial de área dA e de pressão do filme de óleo P , dado na Equação 3.15, obtém-se a Equação 3.23.

$$F_h = -\int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} p_0.p.R.dv.L.dz, \quad (3.23)$$

sendo que α é o ângulo de trabalho, dado por:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{y+2.\dot{x}}{x-2.\dot{y}}\right) - \frac{\pi}{2} \cdot \text{sign}\left(\frac{y+2.\dot{x}}{x-2.\dot{y}}\right) - \frac{\pi}{2} \cdot \text{sign}(y+2.\dot{x}). \quad (3.24)$$

Substituindo a expressão de p , Equação 3.21, na Equação 3.23, e dividindo-se em um vetor de duas coordenadas x e y , obtém-se a Equação 3.25

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_{hx} \\ F_{hy} \end{Bmatrix} &= -3.\mu.\dot{\phi}.\frac{R^2}{C^2}.(R.L).\left(\frac{L}{D}\right)^2. \\ &\int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \left[\frac{(x-2.\dot{y})\text{sen}(\vartheta) - (y+2.\dot{x})\text{cos}(\vartheta)}{(1-x.\text{cos}(\vartheta) - y.\text{sen}(\vartheta))^3} \right] \begin{Bmatrix} \text{cos}(\vartheta) \\ \text{sen}(\vartheta) \end{Bmatrix} (4.z^2 - 1).d\vartheta.dz \end{aligned} \quad (3.25)$$

A definição do número de Sommerfeld, modificado para mancais curtos, é dada na Equação 3.26. Esta nova variável é incluída na equação diferencial da força hidrodinâmica não linear. Então, pode-se obter o vetor de força hidrodinâmica adimensional f .

$$\sigma = \frac{\mu \cdot \dot{\varphi}}{W} \cdot \left(\frac{R^2}{C^2} \right) \cdot \left(\frac{L^2}{D^2} \right) \cdot (R.L) \quad (3.26)$$

A integração em relação à coordenada z é dada pela Equação 3.27:

$$f = \frac{F_h}{\sigma \cdot W} = 2 \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \left[\frac{(x-2.\dot{y}) \cdot \text{sen}(\vartheta) - (y+2.\dot{x}) \cdot \text{cos}(\vartheta)}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))^3} \right] \cdot \begin{Bmatrix} \text{cos}(\vartheta) \\ \text{sen}(\vartheta) \end{Bmatrix} \cdot d\vartheta \quad (3.27)$$

Esta equação pode ser escrita como a Equação 3.28:

$$f = \frac{F_h}{\sigma \cdot W} = 2 \cdot \begin{bmatrix} (x-2.\dot{y}) \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \frac{\text{sen}(\vartheta) \cdot \text{cos}(\vartheta)}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))^3} \cdot d\vartheta - (y+2.\dot{x}) \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \frac{\text{cos}^2(\vartheta)}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))^3} \cdot d\vartheta \\ (x-2.\dot{y}) \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \frac{\text{sen}^2(\vartheta)}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))^3} \cdot d\vartheta - (y+2.\dot{x}) \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \frac{\text{sen}(\vartheta) \cdot \text{cos}(\vartheta)}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))^3} \cdot d\vartheta \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

A resposta deste vetor de integrais pode ser obtida por uma solução conhecida da integral, descrita na Equação 3.29.

$$G_f(x, y, \alpha) = \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \frac{d\vartheta}{(1-x \cdot \text{cos}(\vartheta) - y \cdot \text{sen}(\vartheta))} = \frac{\pi}{\sqrt{1-x^2-y^2}} - \frac{2}{\sqrt{1-x^2-y^2}} \cdot \text{arctg} \left(\frac{y \cdot \text{cos}(\alpha) - x \cdot \text{sen}(\alpha)}{\sqrt{1-x^2-y^2}} \right) \quad (3.29)$$

Substituindo a expressão desta integral na Equação 3.28, o vetor é simplificado na Equação 3.30, que está em função das componentes x e y .

$$f = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \frac{F_h}{\sigma \cdot W} = 2 \cdot \begin{bmatrix} (x-2.\dot{y}) \cdot \frac{\partial^2 G(x, y, \alpha)}{\partial x \partial y} - (y+2.\dot{x}) \cdot \frac{\partial^2 G(x, y, \alpha)}{\partial x^2} \\ (x+2.\dot{y}) \cdot \frac{\partial^2 G(x, y, \alpha)}{\partial y^2} - (y+2.\dot{x}) \cdot \frac{\partial^2 G(x, y, \alpha)}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

A resolução de uma primeira ordem das derivadas parciais resulta na Equação 3.31.

$$f = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = -[(x - 2.\dot{y})^2 + (y + 2.\dot{x})^2]^{\frac{1}{2}} \cdot \begin{Bmatrix} \frac{\partial V(x, y, \alpha)}{\partial x} \\ \frac{\partial V(x, y, \alpha)}{\partial y} \end{Bmatrix}, \quad (3.31)$$

sendo que $V(x, y, \alpha)$ é dada por:

$$V(x, y, \alpha) = \frac{2 + (y \cdot \cos(\alpha) - x \cdot \sin(\alpha)) \cdot G(x, y, \alpha)}{(1 - x^2 - y^2)}. \quad (3.32)$$

A simplificação da Equação 3.31 será realizada pela adição de uma nova variável F em conjunto das variáveis G_f e V , definidas anteriormente. Assim, é possível obter uma solução direta (Equação 3.33) que não necessita de uma resolução de derivadas, para determinar a força hidrodinâmica, o que agiliza os cálculos.

$$F_h = \sigma \cdot W \cdot \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = -\sigma \cdot W \cdot \frac{[(x - 2.\dot{y})^2 + (y + 2.\dot{x})^2]^{\frac{1}{2}}}{(1 - x^2 - y^2)}. \quad (3.33)$$

$$\begin{Bmatrix} 3 \cdot x \cdot V(x, y, \alpha) - \sin(\alpha) \cdot G_f(x, y, \alpha) - 2 \cdot \cos(\alpha) \cdot F(x, y, \alpha) \\ 3 \cdot y \cdot V(x, y, \alpha) - \cos(\alpha) \cdot G_f(x, y, \alpha) - 2 \cdot \sin(\alpha) \cdot F(x, y, \alpha) \end{Bmatrix}$$

A variável F é dada pela Equação 3.34:

$$F(x, y, \alpha) = \frac{(x \cdot \cos(\alpha) + y \cdot \sin(\alpha))}{(1 - x^2 - y^2)} \quad (3.34)$$

3.3 Modelagem da força de desbalanceamento

O desbalanceamento é definido como uma massa m situada a uma distância e do centro geométrico do eixo rotativo, como mostrado na Figura 3.5.

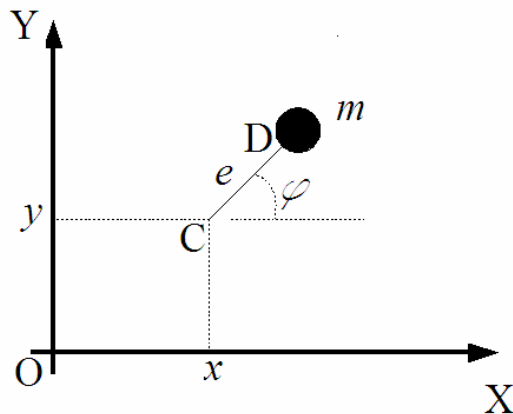


Figura 3.5 – Massa de desbalanceamento

A posição da massa de desbalanceamento m é dada pelo vetor da Equação 3.35:

$$\vec{OD} = \begin{Bmatrix} x + e \cdot \cos \varphi \\ y + e \cdot \sin \varphi \\ c \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

Na qual c é a distância da massa a coordenada referencial Z.

Derivando a Equação 3.35 pelo tempo, obtém-se a velocidade da massa de desbalanceamento:

$$\vec{V} = \frac{d}{dt} \vec{OD} = \begin{Bmatrix} \dot{x} - e \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi \\ \dot{y} + e \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.36)$$

A energia cinética para a massa m é:

$$T_d = \frac{m}{2} \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + e^2 \cdot \dot{\varphi}^2 - 2 \cdot \dot{x} \cdot \dot{\varphi} \cdot e \cdot \sin \varphi + 2 \cdot \dot{y} \cdot \dot{\varphi} \cdot e \cdot \cos \varphi) \quad (3.37)$$

Segundo Lalanne e Ferraris (1999) a massa m é muito menor do que a massa do disco, então a expressão para a energia cinética pode ser escrita como:

$$T_d \cong \frac{m}{2} \cdot (2 \cdot \dot{y} \cdot \dot{\varphi} \cdot e \cdot \cos \varphi - 2 \cdot \dot{x} \cdot \dot{\varphi} \cdot e \cdot \sin \varphi) \quad (3.38)$$

Aplicando a equação de Lagrange (Equação 3.2), obtêm-se as forças de desbalanceamento.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_d}{\partial \dot{x}} \right) - \left(\frac{\partial T_d}{\partial x} \right) = -m \cdot e \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin \varphi - m \cdot e \cdot \dot{\varphi}^2 \cos \varphi = F_{dx} \quad (3.39)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_d}{\partial \dot{y}} \right) - \left(\frac{\partial T_d}{\partial y} \right) = -m \cdot e \cdot \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + m \cdot e \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi = F_{dy} \quad (3.40)$$

3.4 Equação de Variação da Rotação

A equação que relaciona o torque de acionamento do rotor T_z com a rotação do sistema, obtida a partir da equação de Lagrange, é dada por:

$$\left(\bar{J}_z - m \cdot e^2 \right) \cdot \ddot{\varphi} = T_z + m \cdot e \cdot \left(\sin \varphi \cdot \ddot{x} - \cos \varphi \cdot \ddot{y} + \dot{\varphi} \cdot \dot{x} \cdot \cos \varphi + \dot{\varphi} \cdot \dot{y} \cdot \sin \varphi \right) \quad (3.41)$$

Como o momento polar de inércia \bar{J}_z é dado por $\frac{1}{2} m_r \cdot r^2$, sendo m_r a massa do rotor e r o seu raio, o termo $m \cdot e^2$ pode ser desprezado, desta forma a Equação 3.41 é reduzida para:

$$\bar{J}_z \cdot \ddot{\varphi} \cong T_z + m \cdot e \cdot \left(\sin \varphi \cdot \ddot{x} - \cos \varphi \cdot \ddot{y} + \dot{\varphi} \cdot \dot{x} \cdot \cos \varphi + \dot{\varphi} \cdot \dot{y} \cdot \sin \varphi \right) \quad (3.42)$$

Segundo Childs (1993), caso não seja considerado o acoplamento das vibrações laterais e torcionais, esta equação pode ser reduzida a:

$$\bar{J}_z \cdot \ddot{\varphi} \cong T_Z \quad (3.43)$$

Krämer (1993) também utilizou esta simplificação para análise transiente em máquinas rotativas.

Considerando o movimento transiente do motor, a Equação de Movimento do sistema é dada por:

$$\begin{aligned} [M_g] \{\ddot{q}\} + ([C_g] + \dot{\varphi} [G_g]) \{\dot{q}\} + [K_g] \{q\} = \{F_e\} + \{F_c\} + \{F_h\} \\ \bar{J}_z \cdot \ddot{\varphi} \cong T_Z + m \cdot e \cdot (\text{sen} \varphi \cdot \ddot{x} - \text{cos} \varphi \cdot \ddot{y} + \dot{\varphi} \cdot \dot{x} \cdot \text{cos} \varphi + \dot{\varphi} \cdot \dot{y} \cdot \text{sen} \varphi) \end{aligned} \quad (3.44)$$

Na qual as forças de desbalanceamento foram definidas nas Equações 3.39 e 3.40, as forças hidrodinâmicas na Equação 3.33 e a força de corpo é dada pela força peso, no caso de rotor horizontal.

$$\{F_c\} = \bar{g} \cdot \{m_r\} \quad (3.45)$$

Para se obter a resposta da Equação 3.44 utilizou-se o método de Newmark (Bathe e Wilson, 1976), pois o problema dinâmico tem um caráter não linear e faz-se necessário o uso de um método numérico adequado para a solução deste problema.

3.5 Simulação Numérica do sistema rotativo

Com o objetivo de se determinar as respostas do sistema rotativo em rotação constante ou em aceleração, aplicou-se o modelo mecânico representado nas Figuras 3.6 (a) (Vertical) e 3.7 (a) (Horizontal). Trata-se de um rotor composto por um disco central, um eixo e dois mancais hidrodinâmicos. A diferença entre o modelo horizontal e vertical é a atuação da gravidade no

segundo. A discretização em elementos finitos é mostrada respectivamente nas Figuras 3.6 (b) e 3.7(b).

Considerou-se o comprimento L_e dos quatro elementos entre os mancais igual a 0,1225 m, o diâmetro do eixo de 0,012 m e o disco central de massa 2,3 kg. As propriedades dos materiais consideradas, assim com os parâmetros de projeto do mancal, estão na Tabela 3.2.

Tabela 3.1 - Propriedades dos materiais para as simulações

Propriedade do Material	Valor
Módulo de Young E	$2,067 \cdot 10^{11}$ Pa
Densidade ρ	7800 kg/m ³
Coefficiente de proporcionalidade relacionado à rigidez β	$25 \cdot 10^{-5}$
Viscosidade do óleo μ	0,2 Pa·s (óleo SAE 40 a 30° C)
Razão L/D	0,5
Folga Radial C	80 μ m

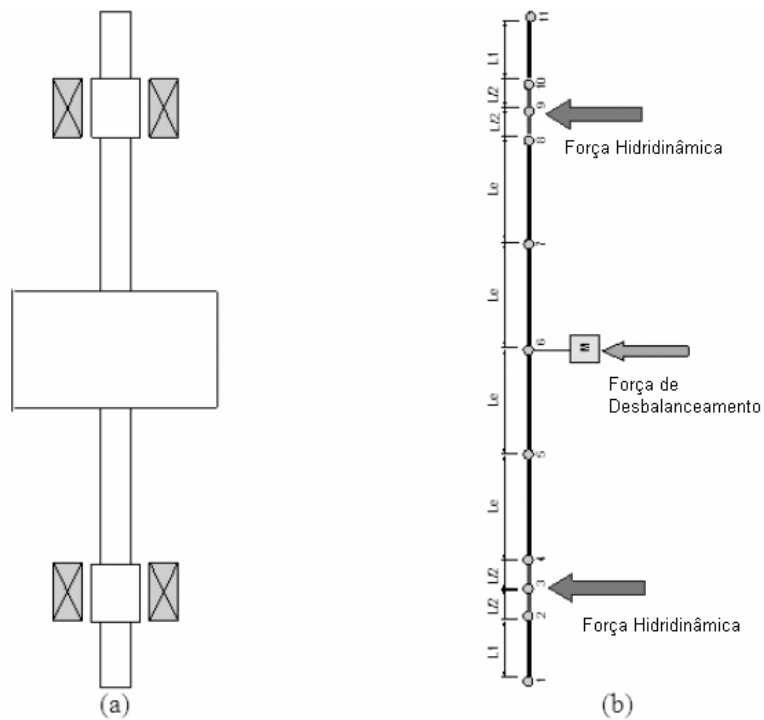


Figura 3.6 – (a) Modelo Mecânico para rotor Vertical; (b) Modelo de Elementos Finitos para rotor Vertical.

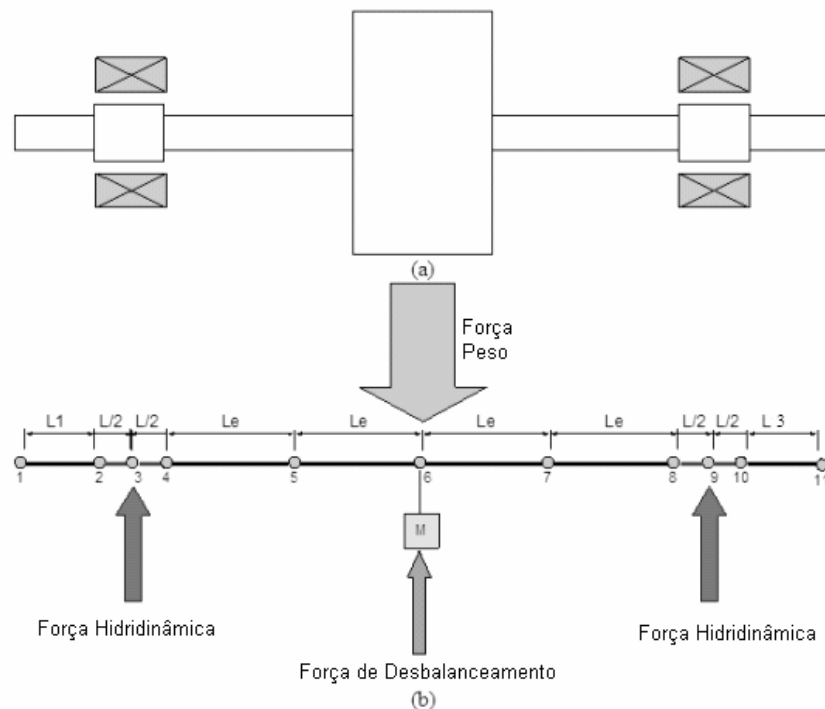


Figura 3.7 – (a) Modelo Mecânico para rotor Horizontal; (b) Modelo de Elementos Finitos para rotor Horizontal.

3.5.1 Simulação para rotação constante

Foram feitas simulações considerando rotação constante para o rotor horizontal, considerando condições iniciais nulas e a parte transiente da resposta é eliminada. A Figura 3.8 mostra a deformada do rotor para as cinco velocidades de rotação analisadas. Nota-se pela linha do centro do eixo a deformação do sistema. Também é uma linha com o centro das órbitas.

A Figura 3.9 mostra a órbita e o espectro do deslocamento nos mancais, resultantes da simulação, para uma velocidade de rotação de 20 Hz, a qual está abaixo da velocidade crítica.

Nota-se um pico de amplitude na velocidade síncrona, mostrando que nesta situação o movimento de precessão é principalmente síncrono, o que é causado pelo desbalanceamento do sistema.

A velocidade crítica do sistema está em 28 Hz. A Figura 3.10 mostra o deslocamento simulado no mancal nesta condição.

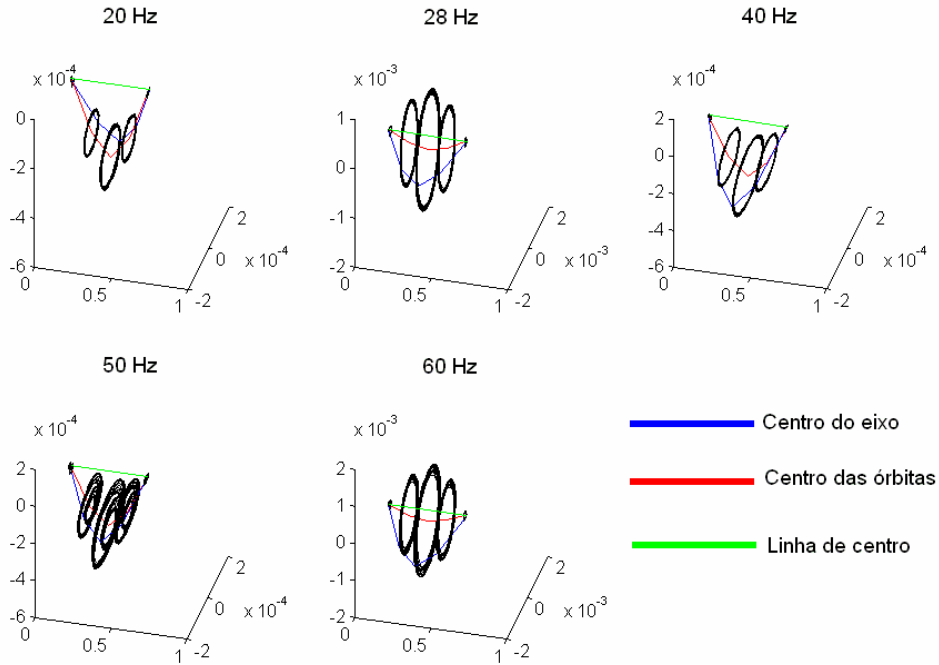


Figura 3.8 – Deformada do Rotor Simulado a 20, 28, 40, 50 e 60 Hz

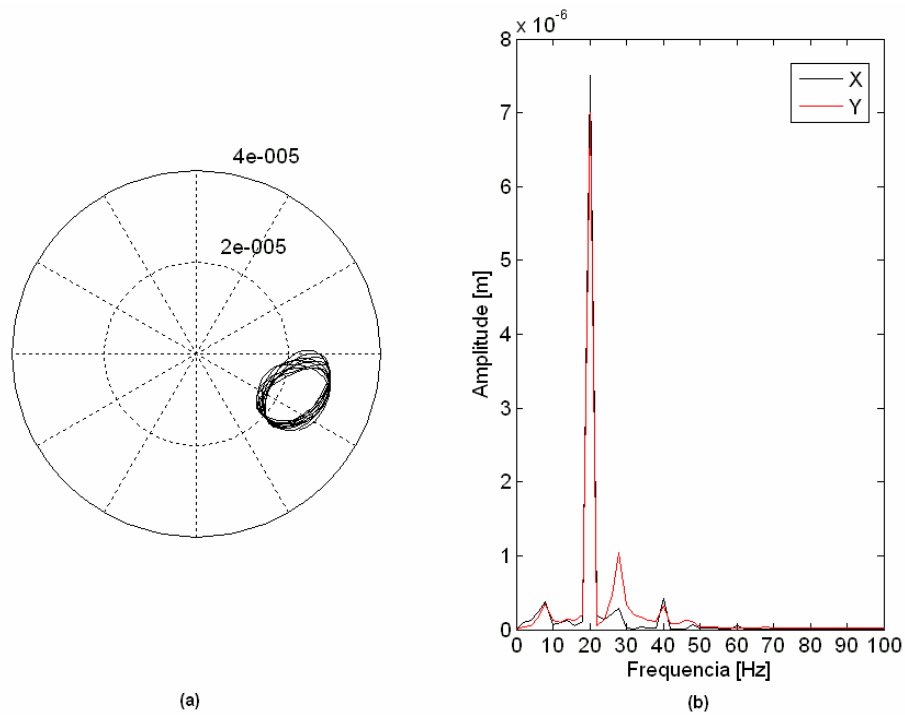


Figura 3.9 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 20 Hz: (a) órbita. (b) espectro.

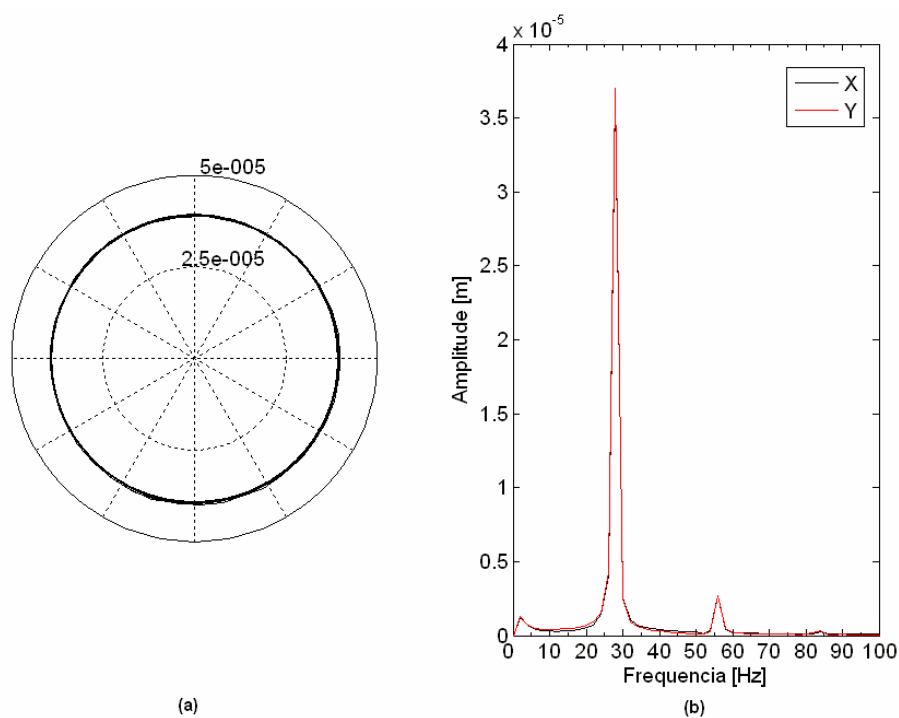


Figura 3.10 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 28 Hz: (a) órbita. (b) espectro.

Passando a velocidade crítica a amplitude de vibração síncrona volta a apresentar valores menores, conforme literatura (Kramer, 1993), como pode ser observado na simulação para 40 Hz, mostrada na Figura 3.11.

Entretanto, o espectro passa a indicar picos de vibração sub-síncrona, devido à excitação fluido-induzida, ou instabilidade do filme de óleo, segundo Childs (1993), Muszynska (1986 e 1988), Crandall (1990) e Bently (1987, 1996 e 2001).

A Figura 3.12 mostra os deslocamentos simulados para uma rotação de 50 Hz. Neste caso, o sistema o movimento vibratório sub-síncrono é mais evidente, mas a excitação síncrona, provocada pelo desbalanceamento, apesar da amplitude considerável, já apresenta níveis abaixo da vibração devido à instabilidade do filme de óleo.

A uma velocidade de rotação de 60 Hz (Figura 3.13), o sistema analisado apresenta amplitude de vibração devido à instabilidade bem maior do que a vibração causada pelo desbalanceamento.

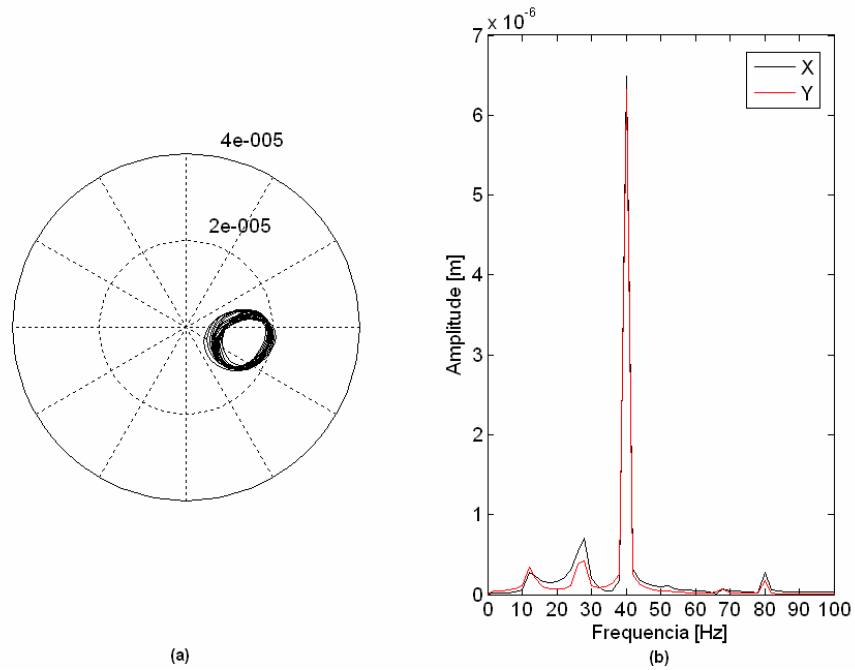


Figura 3.11 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 40 Hz: (a) órbita. (b) espectro.

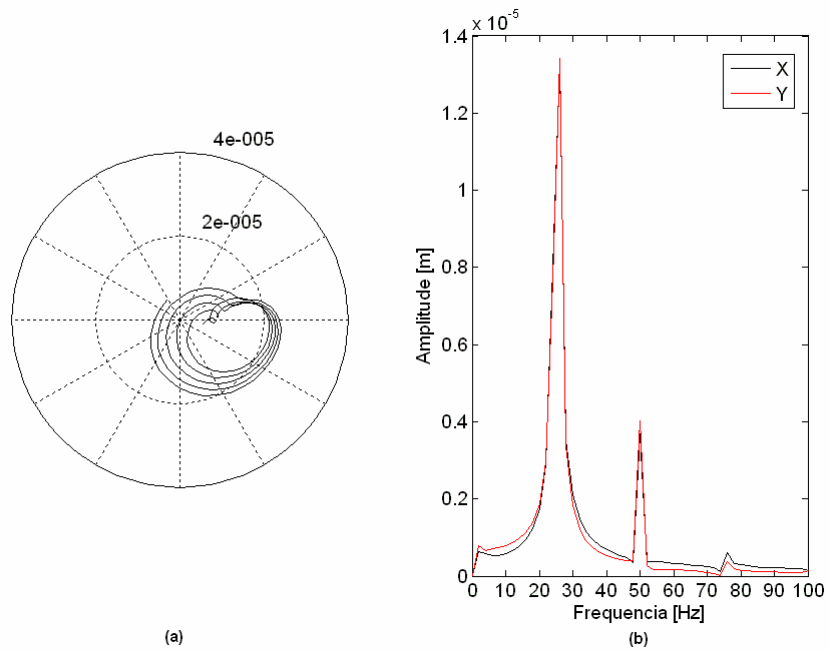


Figura 3.12 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 50 Hz: (a) órbita. (b) espectro.

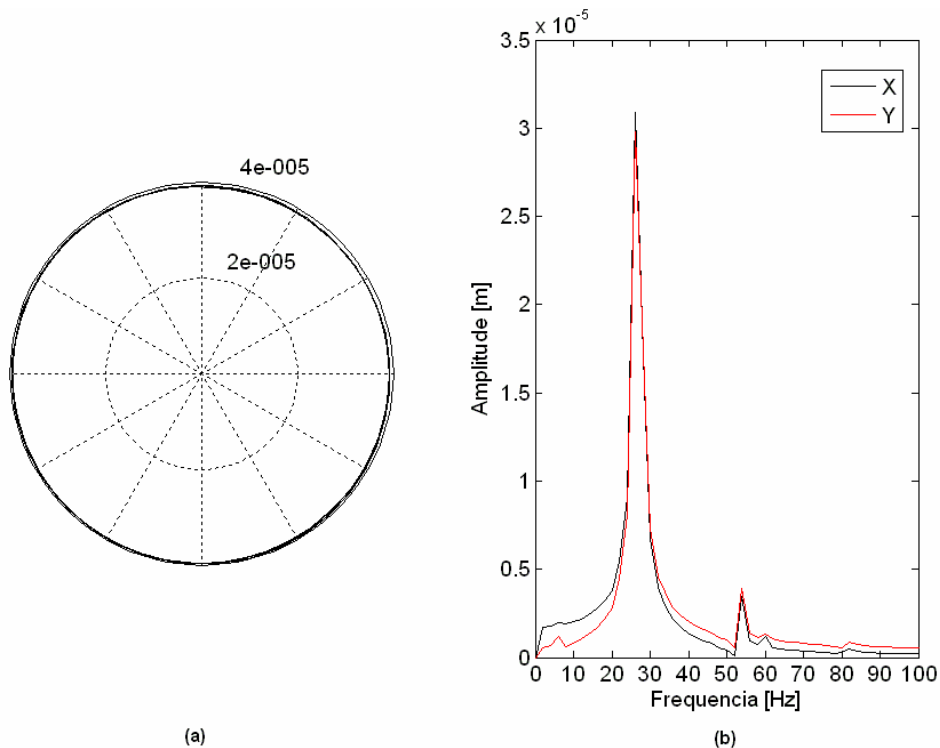


Figura 3.13 – Deslocamento nos mancais do sistema simulado a 60 Hz: (a) órbita. (b) espectro.

3.5.2 Simulação para sistema acelerado.

Foram feitas simulações considerando a aceleração do sistema, com torque do motor de acionamento constante. Para este caso, foram assumidos os rotores horizontal e vertical.

Em uma primeira análise, para o momento de desbalanceamento ($m \cdot e$) foi adotado um valor de $1 \cdot 10^{-4}$ kg·m, de modo que os efeitos devido ao desbalanceamento sejam evidentes. A Figura 3.14 mostra o deslocamento do mancal no domínio do tempo.

Com o objetivo de se fazer uma análise mais apurada do resultado obtido nesta simulação, utilizou-se diagrama em cascata. A Figura 3.15 mostra o diagrama cascata para o resultado apresentado para esta simulação.

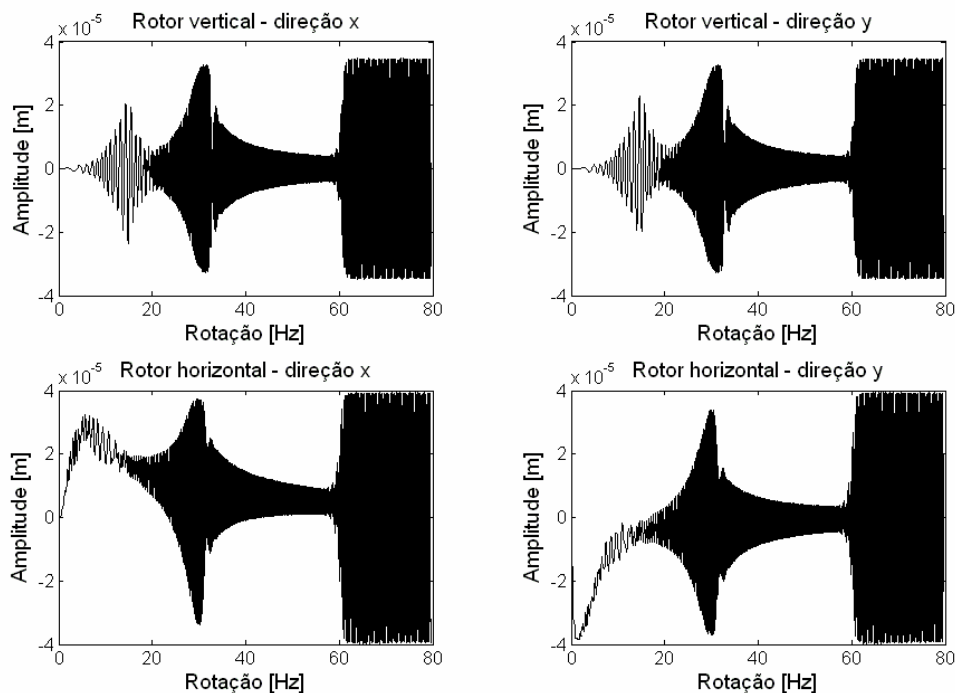


Figura 3.14 – Deslocamento para o sistema acelerado para um momento de desbalanceamento de $1 \cdot 10^{-4}$ kg·m.

A vibração síncrona é bem evidente na linha 1,0x para ambas montagens do rotor (vertical e horizontal). No rotor vertical uma pequena amplitude sub-síncrona ocorre antes de passar pela velocidade de ressonância. A vibração devido à instabilidade do filme de óleo passa a ocorrer quando a velocidade de rotação atinge um valor próximo a duas vezes a velocidade crítica e vibra na frequência natural do sistema, o que se caracteriza pela instabilidade *oil whip*.

Também foi considerado um valor de momento de desbalanceamento $m \cdot e$ igual a $2 \cdot 10^{-5}$ kg·m. Desta forma, os efeitos devido ao desbalanceamento são menores e a vibração devido à instabilidade fluido-induzida passa a ser predominante. A Figura 3.16 mostra os deslocamentos no mancal e a Figura 3.17 o diagrama cascata.

A instabilidade *oil whirl* é mais evidente no rotor vertical. Isto mostra que tanto a posição do rotor (vertical ou horizontal) como o desbalanceamento influenciam a instabilidade do sistema, o que concorda com investigações anteriores (Muszynska, 1986 e 1988, Bently, 1996).

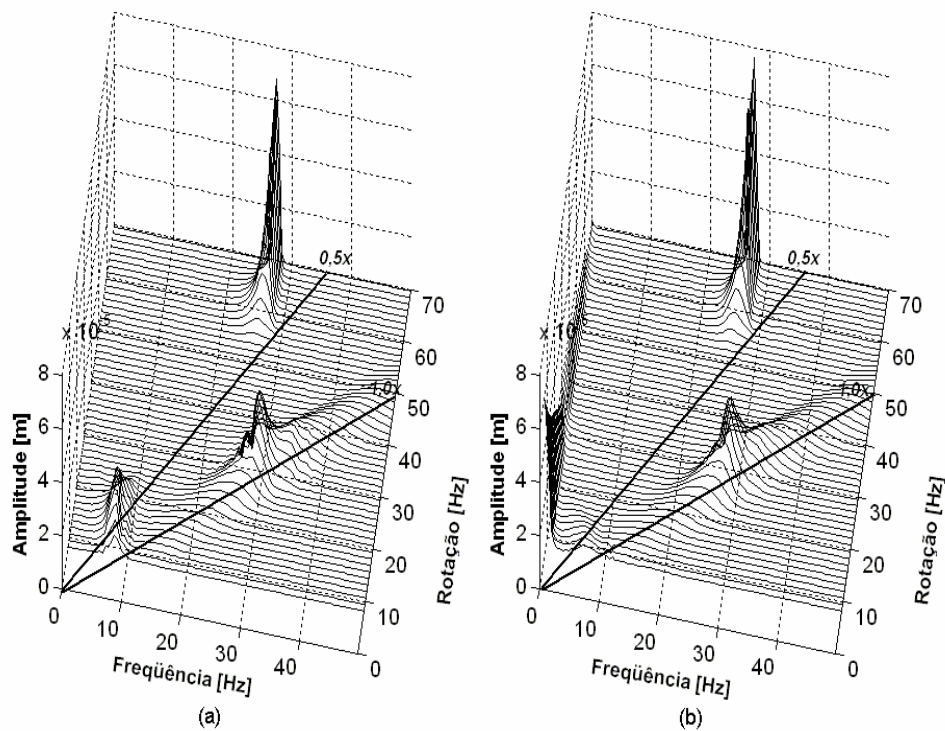


Figura 3.15 – Diagrama cascata para um momento de desbalanceamento de $1 \cdot 10^{-4}$ kg·m: (a) vertical. (b) horizontal.

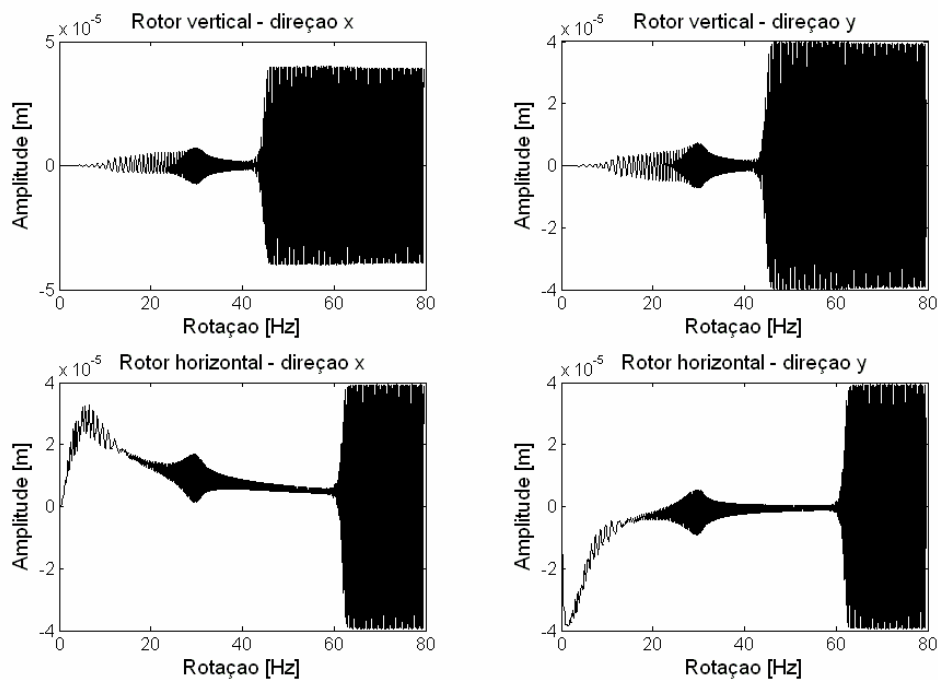


Figura 3.16 – Deslocamento para o sistema acelerado para um momento de desbalanceamento de $2 \cdot 10^{-5}$ kg·m.

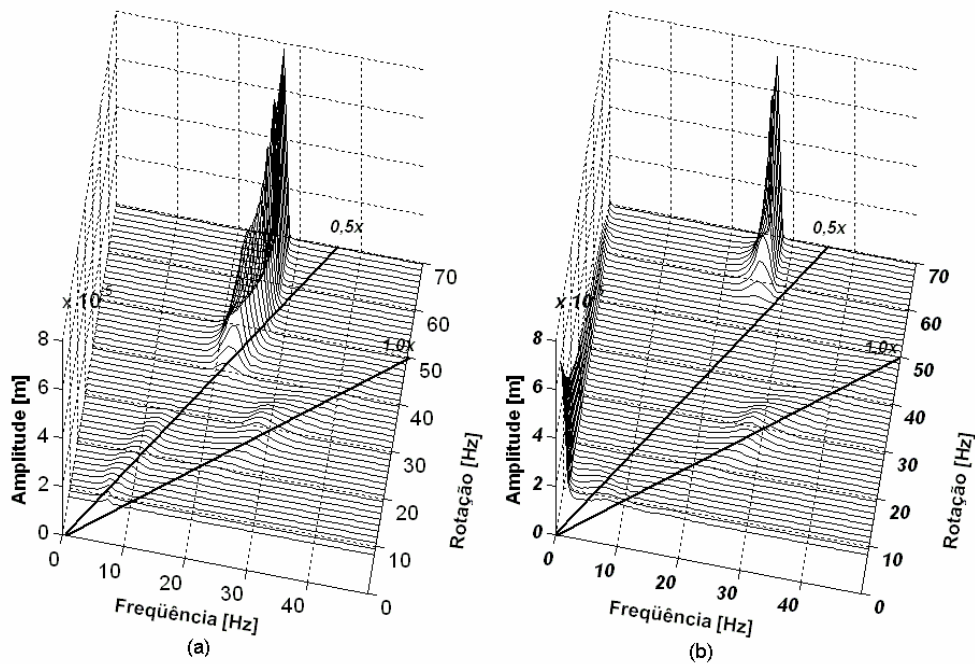


Figura 3.17 – Diagrama cascata para um momento de desbalanceamento de $2 \cdot 10^{-5}$ kg·m: (a) vertical. (b) horizontal.

As simulações realizadas demonstraram que a modelagem proposta responde de forma positiva em termos qualitativos de acordo com sistemas reais. Entretanto, para que em termos quantitativos o resultado seja satisfatório, é necessário que alguns parâmetros do sistema modelado sejam ajustados, de forma que o ajuste da resposta da simulação seja próximo à resposta de um sistema real. Métodos de ajuste utilizados neste trabalho são apresentados no próximo capítulo.

Capítulo 4

Calibração de Parâmetros de Sistemas Rotativos Suportados por Mancais Hidrodinâmicos usando um Método de Busca Híbrido Meta-Heurístico

4.1 Algoritmos ou Programas Evolutivos

A imitação de princípios biológicos para o desenvolvimento da tecnologia acompanha a humanidade desde os primórdios de sua história. A lenda de Dédalo e Ícaro, que construíram asas de cera, a fim de voar como os pássaros, e as asas movidas a pedal, de Leonardo da Vinci, mostram como o ser humano associa observações da natureza em suas invenções.

Os avanços no estudo da genética proporcionaram que pesquisadores associassem o processo adaptativo dos seres vivos a problemas de engenharia, como otimização, inteligência artificial, treinamento de máquinas. Ashby (1960), Rechenberg (1973) Fogel, et al (1966) e Holland (1975 e 2ª. edição em 1992) desenvolveram algoritmos que são conhecidos como Programas ou Algoritmos Evolutivos.

Programas ou Algoritmos Evolutivos (EA) são métodos aleatórios de busca que simulam o processo de evolução genética, tendo como ferramentas os princípios de seleção, recombinação, reprodução e mutação.

Uma aplicação recente destes métodos é no projeto dos mais variados sistemas, pois os resultados podem ser codificados em possíveis soluções dos problemas, as quais podem ser avaliadas segundo o desempenho que cada uma produz. Bentley (1999) mostra em sua obra como o “projeto evolutivo” pode ser implementado e mostra diversos exemplos de aplicação.

Alguns termos de genética assumem importante papel na representação destes algoritmos. Logo, é necessário que suas funções nestes algoritmos sejam esclarecidas.

Uma possível solução é representada por um indivíduo, o qual é representado por seu gene. Um conjunto de possíveis soluções é uma população.

Deve-se entender por genótipo a representação da variável de resposta do problema dentro da estrutura do algoritmo. Fenótipo é interpretado como sendo os valores reais da variável de resposta. Em muitos casos os genes, ou solução possível, são formados por uma cadeia de variáveis binárias. Portanto, a cadeia binária é o genótipo, enquanto que os valores reais das variáveis (números inteiros ou reais) devem ser entendidos como fenótipo. Entretanto, os genes podem ser formados pelos valores reais. Neste caso, o genótipo é igual ao fenótipo.

O processo de seleção é uma importante fase dos EA's, pois é feita a escolha dos indivíduos mais aptos a se reproduzirem ou recombinarem e participarem da próxima geração (iteração). A possibilidade de um indivíduo ser selecionado depende de seu *fitness*. O *fitness* mede o quanto um indivíduo é mais apto do que o outro. No caso da otimização, mostra o quanto um indivíduo está mais próximo do ponto ótimo, e pode ser representado pela própria função objetivo ou uma função da mesma. A seleção pode ser um processo probabilístico, ou seja, um indivíduo com melhor *fitness* tem maior probabilidade de ser selecionado, ou determinísticos, selecionando os indivíduos com melhor *fitness*.

Um importante conceito na seleção é o elitismo, o indivíduo com o melhor *fitness*, ou um grupo formado pelos melhores indivíduos, é mantido na geração seguinte, garantindo que a solução ótima de uma geração seja mantida.

Os indivíduos sofrem modificações através de mutações, onde um gene ou uma parte da carga genética é modificada. A carga genética dos indivíduos pode se recombinar por *crossover* ou recombinação. Neste processo, dois indivíduos produzem filhos, os quais possuem carga genética dos pais recombinada. Há outros operadores nos algoritmos evolutivos como, por exemplo, a inversão, que altera a ordem da cadeia genética.

Algoritmos Evolutivos podem ser considerados paralelos quando duas populações se desenvolvem ao mesmo tempo, podendo haver migrações entre elas, ou seja, há um intercâmbio entre as populações.

A estrutura completa de um algoritmo evolutivo deve seguir a seguinte seqüência:

1. Inicialização: a população inicial (ou populações iniciais) são formadas aleatoriamente;
2. Codificação: quando o genótipo difere do fenótipo, o fenótipo deve ser calculado;
3. Avaliação: o *fitness* é calculado a partir do fenótipo;
4. Seleção: Indivíduos são selecionados de acordo com o *fitness* para gerarem a próxima geração;
5. Reprodução: Novos indivíduos são reproduzidos através de mutação, *crossover* e outros operadores;
6. Seleção Negativa: Indivíduos são eliminados, ou substituídos, caso seu *fitness* seja inadequado;

7. Migração: No caso de haver mais de uma população, indivíduos podem migrar para outras populações;
8. Parada: caso o máximo número de gerações, ou algum outro critério de parada seja atingido, o processo é interrompido, senão volta ao passo 2.

A seqüência mostrada é completa e nem todos os algoritmos evolutivos seguem todos os passos. Os passos essenciais são o passo 1, 2, 5 e 8.

O Algoritmo Genético é o Programa Evolutivo mais conhecido. Foi desenvolvido por Holland (1975) com o objetivo de explicar os processos adaptativos de sistemas naturais e projetar sistemas artificiais baseados nos sistemas naturais.

Uma grande vantagem do GA é sua robustez, sendo suficientemente insensível a ótimos locais e ruídos no espaço de busca.

A otimização é apenas uma das aplicações do GA. Este método de busca também é usado em programação automática, diagnose e predição de aspectos relacionados a máquinas (machine learning), economia, imunidade de sistemas, ecologia, genética das populações, estudo de evolução, etc.

O algoritmo apresentado por Holland sofreu algumas inovações ao longo do tempo. Mudanças nos operadores do GA e na forma de codificação foram propostas e se adaptam melhor para determinados tipos de problemas.

O Algoritmo básico, apresentado por Goldberg (1989), Schwefel (1995), Davis (1996) e Michalewicz (1996), pode ser representado pela Figura 4.1 a seguir:

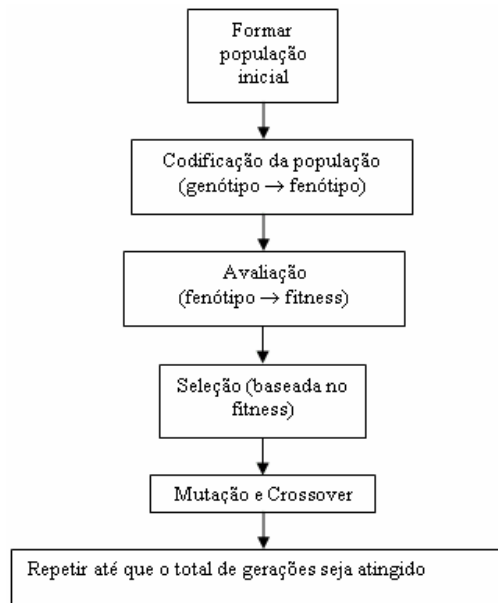


Figura 4.1 - Fluxograma do Algoritmo Genético

Os operadores básicos GA são a seleção, mutação e crossover.

A seleção proposta por Holland baseia-se no *fitness* e é feita de uma forma probabilística. O indivíduo com melhor *fitness* tem maior probabilidade de ser selecionado, ou tem uma maior fertilidade. Existem outras formas de seleção. Os principais tipos de seleção são:

- Roda de roleta: Neste método cada indivíduo é uma fatia da roda e seu tamanho é proporcional ao seu *fitness*. Desta forma, um indivíduo com um melhor *fitness* tem uma maior probabilidade de ser selecionado, pois a probabilidade que sua fatia seja sorteada é maior. Este foi o método proposto por Holland.
- Elitismo: Os indivíduos com melhor *fitness* são selecionados e farão parte da próxima geração, impedindo que o melhor resultado seja perdido.
- Seleção através do Rank: Neste caso, os indivíduos são classificados de acordo com seu *fitness*, descartando, porém o valor absoluto do *fitness*. Os indivíduos de melhor classificação possuem a maior probabilidade de serem selecionados.

Existem outras formas de seleção como a seleção de Boltzman, que possui um critério semelhante ao Recozimento Simulado, escala sigma, seleção por torneio, seleção em regime permanente e outros. Mitchell (1996) apresenta vários métodos de seleção no Capítulo 5 de sua obra.

Os indivíduos sofrem modificações por operadores como a mutação e o crossover (ou recombinação). O primeiro método baseia-se na modificação de genes de um indivíduo, enquanto que a recombinação é baseada no cruzamento da carga genética de dois indivíduos. A Figura 4.2 exemplifica casos simples de crossover e mutação:

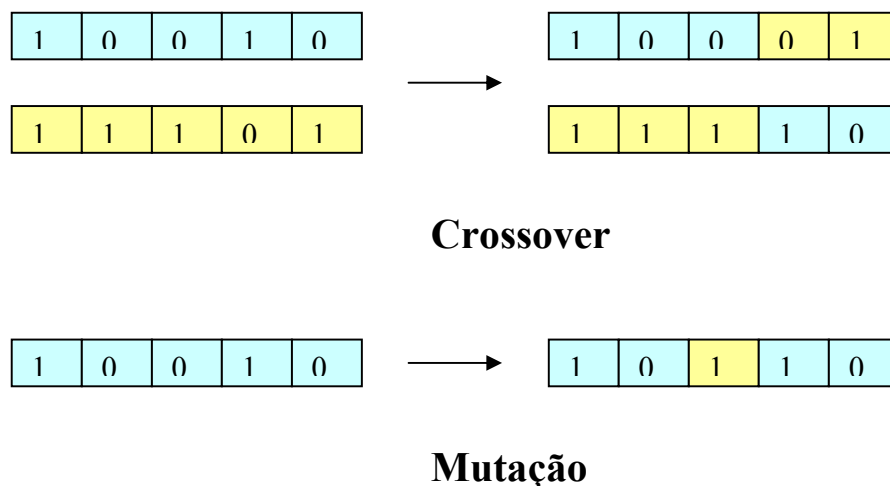


Figura 4.2 - Mutação e Crossover

Existem outras formas mais complexas de crossover, como o crossover de dois pontos, onde há dois pontos na cadeia genética e a troca é feita neste intervalo.

Outro método de transformação que foi proposto por Holland é a inversão. Este método não é uma analogia biológica, mas é aplicável em sistemas artificiais, principalmente se a codificação for binária. Ele consiste na inversão da cadeia genética, como uma imagem em um espelho, e está exemplificado na Figura 4.3.

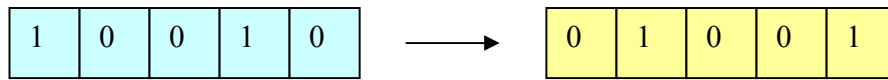


Figura 4.3 - Inversão

No caso de codificação binária, é necessário fazer a transformação das variáveis para números reais. Portanto, é necessário determinar valores mínimo e máximo para cada variável e o número de bits de cada variável. Então, o valor da cadeia de bits correspondente a cada variável é transformado em um valor real, fazendo uma ponderação entre os valores mínimo e máximo pré-determinados. Desta forma, a precisão em número real desta variável, está ligada ao número de bits, pois quanto maior for o número de bits, maior será a quantidade de divisões entre os valores mínimo e máximo da variável. Em contra-partida, o aumento de bits, acarreta em um aumento do número total de gerações e tamanho da população necessários para uma convergência satisfatória.

O critério de parada do GA é o total de gerações, que deve ser definido previamente. Outros parâmetros do GA são o tamanho da população, probabilidade de ocorrência de mutação, crossover e inversão. Estes parâmetros devem ser escolhidos de acordo com a natureza do problema e as características do algoritmo implementado.

4.2 Recozimento Simulado

O Recozimento Simulado pode ser facilmente explicado como uma extensão da simples e familiar heurística de busca local. A busca local somente requer a definição de um esquema de vizinhança e um método de avaliação de custo de uma solução particular sendo de aplicação geral em problemas de otimização. O algoritmo busca iterativamente a vizinhança da solução corrente para obter uma solução de melhor qualidade que passará a ser a nova solução.

Quando não há soluções na vizinhança corrente que melhorem a qualidade da solução, o algoritmo termina em um ótimo local. A armadilha do ótimo local faz a busca local uma heurística restrita para muitos problemas de otimização combinatória, pois existe uma forte

dependência da solução inicial. Uma propriedade desejável para qualquer algoritmo é a habilidade de atingir o ótimo global independentemente do ponto de partida.

Uma forma de escapar da armadilha do ótimo local é iniciar a busca local de várias soluções iniciais diferentes e utilizar a melhor solução encontrada como solução do algoritmo. É verificado que repetidas buscas locais convergem assintoticamente para a solução ótima usando todas as soluções como ponto de partida, o que não é viável, nem desejável na maioria dos grandes problemas devido ao enorme esforço computacional requerido.

O paradigma do Recozimento Simulado nos oferece uma forma de escaparmos do ótimo local analisando a vizinhança da solução corrente e aceitando também soluções que piorem a solução corrente com uma certa probabilidade, a fim de buscar um melhor caminho para se atingir o ótimo global do sistema, como pode ser visto na Figura 4.4 (assumindo minimização da função objetivo).

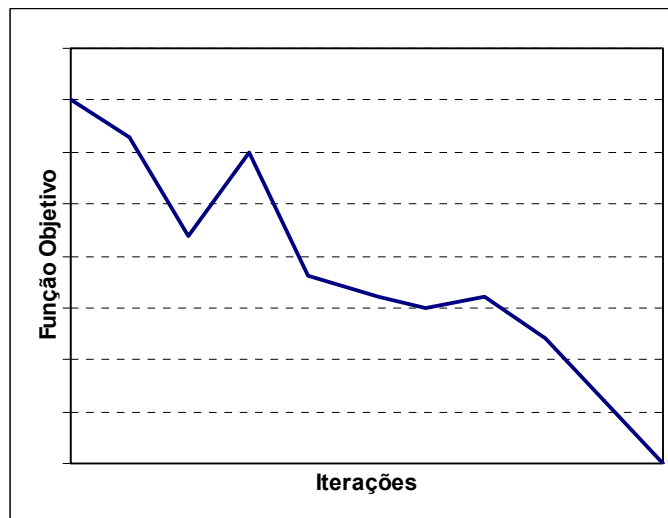


Figura 4.4- Evolução da função objetivo utilizando o Recozimento Simulado

Assim, o Recozimento Simulado apresenta as vantagens de conseguir escapar dos ótimos locais e permanecer um algoritmo de aplicação geral em problemas de otimização combinatória.

4.2.1 O algoritmo Recozimento Simulado

O algoritmo Recozimento Simulado explora a analogia entre o modo como um metal lentamente resfriado se congela numa estrutura cristalina de energia mínima e o processo de busca por um mínimo num problema de otimização.

Annealing (recozimento), é o processo térmico de fundir um sólido por aquecimento, onde todas as moléculas se encontram aleatoriamente na fase líquida, seguido de um lento resfriamento, permitindo que as moléculas do material alcancem o menor nível de energia possível, um estado estável. Considerando que a temperatura inicial é suficientemente alta e o resfriamento, controlado.

Entretanto se o resfriamento for muito rápido, o sólido não entra em equilíbrio térmico para cada temperatura e defeitos ficam nucleados e instalados na estrutura, gerando estruturas amorfas meta-estáveis ao invés de uma estrutura cristalina com o menor nível de energia.

Esse processo é conhecido como têmpera, onde o sólido é resfriado subitamente, gerando estruturas metaestáveis aplicadas para a obtenção de materiais com outras características, entre elas, materiais com melhores propriedades mecânicas.

O processo físico de recozimento pode ser modelado com sucesso por métodos de simulação da física da matéria condensada. Iniciando-se o processo de um valor máximo de temperatura, a fase de resfriamento pode ser descrita a seguir.

Para cada temperatura, o sólido alcança equilíbrio térmico, caracterizado pela probabilidade de estar no estado i com energia E_{n_i} na temperatura T , é dado pela distribuição de Boltzmann:

$$P_r \{E_n = E_{n_i}\} = \frac{1}{Z(T)} \exp\left(\frac{-E_{n_i}}{k_B T}\right) \quad (4.1)$$

Onde $Z(T)$ é a função partição, dependente da temperatura T e k_B é a constante de Boltzmann.

$$Z(T) = \sum_j \exp\left(\frac{-En_j}{k_B T}\right) \quad (4.2)$$

Com o decréscimo de temperatura, a distribuição de Boltzmann se concentra em estados com menor energia e finalmente, quando a temperatura se aproxima de zero, somente o estado de menor energia tem probabilidade de ocorrência.

Metropolis et al (1953) introduziram um algoritmo simples para simular a evolução de um sólido em banho quente para o equilíbrio térmico, o algoritmo introduzido por esses autores é baseado em técnicas de Monte Carlo e pode ser descrito a seguir.

Dado o estado de um sólido, caracterizado pela posição das partículas, uma pequena e aleatória perturbação é aplicada ao sistema. Se a diferença de energia, ΔE , entre estado corrente e o estado ligeiramente perturbado é negativa, isto é, se a perturbação resulta num estado de menor energia, o processo prossegue com o novo estado. Se $\Delta E \geq 0$, então a probabilidade de aceitação do estado perturbado é dada por:

$$\text{Pr} = \exp\left(\frac{-\Delta E}{Kb.T}\right) \quad (4.3)$$

Um número aleatório χ uniformemente distribuído no intervalo $[0, 1]$ é gerado. E se $\chi < P(\Delta E)$ a nova configuração é aceita, se não, a última configuração aceita é utilizada como ponto de partida para busca de outra solução na vizinhança. A regra de aceitação descrita acima é conhecida como critério de Metropolis e o algoritmo que o utiliza é conhecido como algoritmo de Metropolis.

Por esse critério, o sistema converge para o equilíbrio térmico. Após inúmeras perturbações, usando o critério acima, a distribuição de probabilidade alcança a distribuição de Boltzmann, dada pela Equação 4.1.

O algoritmo de Metropolis pode ser usado para gerar seqüências de configurações num problema combinatório de otimização. O Recozimento Simulado é visto como uma seqüência de algoritmos de Metropolis, executado com uma seqüência decrescente do parâmetro de controle. A temperatura (parâmetro de controle) é continuamente resfriada, após um certo número de buscas pela vizinhança no estado corrente.

Para esse propósito assumem-se algumas analogias entre um sistema físico de partículas e um problema de otimização combinatória.

- As soluções em um problema de otimização são equivalentes a estados em um sistema físico.
- A solução objetivo de uma solução é equivalente à energia de um estado.
- A seleção de uma solução vizinha em um problema de otimização é equivalente à perturbação de um estado físico.
- O ótimo global de um problema combinatório é equivalente ao estado fundamental de um sistema de partículas.
- Um ótimo local de um problema combinatório é equivalente a uma estrutura meta-estável no sistema de partículas.

Com uma implementação iterativa, pode-se obter um algoritmo para aplicação geral em problemas de otimização combinatória. Definindo-se uma função custo e um mecanismo de geração (estrutura vizinha), o problema de otimização combinatória pode ser resolvido pelo algoritmo.

Na Figura 4.5 mostra-se um fluxograma do funcionamento básico do algoritmo, como apresentado no trabalho de Laarhoven e Aarts (1989):

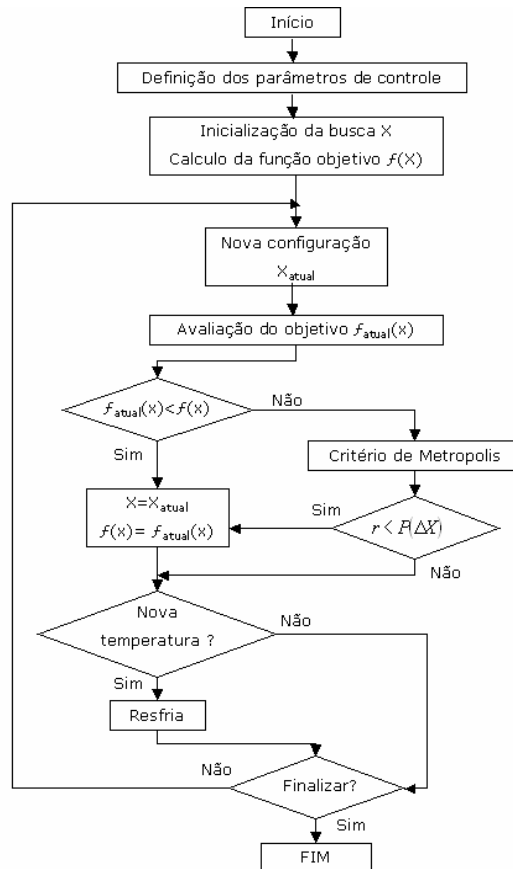


Figura 4.5 – Fluxograma de funcionamento do Recozimento Simulado

É importante ressaltar que a aceitação de soluções piores é dada pelo critério de Metropolis e este, depende diretamente do parâmetro de controle (temperatura) e da magnitude da diferença da nova solução. Em uma dada temperatura, pequenos acréscimos na função objetivo (assumindo minimização) são mais facilmente aceitáveis que grandes acréscimos. Isto permite a orientação do algoritmo. Desde que o objetivo é encontrar a solução com custo mínimo, é preferível mover ‘colina abaixo’ do que ‘colina acima’, embora no início do algoritmo, quando a temperatura ainda é alta, qualquer solução pode ser aceita. Com a redução da temperatura (parâmetro de controle), soluções de pior qualidade são menos prováveis de serem aceitas. Eventualmente o

Recozimento Simulado degenera para um estágio onde ele é análogo ao algoritmo de busca local com a notável diferença de possuir mecanismos para escapar dos ótimos locais.

Na aplicação do Recozimento Simulado é mais prudente investigar o paradigma do recozimento como uma técnica de otimização sem as restrições de qualquer significado físico dado pelo vários parâmetros.

4.2.2 Parâmetros do Recozimento Simulado

No desenvolvimento de uma heurística para o problema é preciso conciliar o compromisso entre a boa aproximação do ótimo global e uma execução em tempo computacional aceitável.

A implementação computacional do Recozimento Simulado exige a definição de um conjunto de parâmetros que compõem o programa de resfriamento do algoritmo. O programa de resfriamento comanda toda a execução do algoritmo e é composto de:

- Uma temperatura inicial.
- Uma função de redução de temperatura.
- Um número finito de transições para uma mesma temperatura.
- Um número finito de passos de redução da temperatura.

Adotou-se o Programa de Resfriamento Geométrico proposto por Kirkpatrick et al (1982), largamente utilizado. Este programa não é baseado em qualquer justificativa teórica bem como não se preocupa com qualquer analogia física do sistema.

A temperatura inicial T_0 deve ser suficientemente grande para permitir que todas as transições sejam aceitas. O valor da temperatura inicial influi diretamente na taxa de aceitação das soluções. A taxa de aceitação comanda a orientação do algoritmo e precisa estar regulada para não haver um desperdício de tempo computacional.

Adotou-se a regra geral, que se mostrou bastante eficaz, onde tem-se para a temperatura inicial:

$$T_0 = \ln f_0(x_0) \quad (4.4)$$

onde $f_0(x_0)$ é o valor da função objetivo da solução inicial.

A maneira pela qual a temperatura é reduzida da o nome ao programa de resfriamento. A temperatura é reduzida pela multiplicação de um fator de resfriamento, $\alpha < 1$, fixo.

$$T_{k+1} = \alpha.T_k \quad (4.5)$$

De acordo com a teoria a temperatura deve ser reduzida lentamente, o valor de α usualmente selecionado é entre 0,8 e 0,99 mas muitos autores propõe uma faixa maior de acordo com as características do problema. O valor proposto por Kirpatrick et al (1982) é de $\alpha = 0,95$.

O algoritmo é controlado pela quantidade de passos de redução de temperatura utilizados. O número de passos, L_{ext} , e o fator de resfriamento estão diretamente relacionados e devem possibilitar uma redução lenta da temperatura ocasionando a parada do algoritmo somente em baixas temperaturas. A parada prematura do algoritmo pode resultar em uma solução que não é a melhor que o Recozimento Simulado pode encontrar.

Após cada redução de temperatura o algoritmo tenta restabelecer o equilíbrio executando um número de iterações pela vizinhança. Para cada temperatura serão testadas L_{int} iterações pela vizinhança geradas aleatoriamente. O número de iterações, L_{int} , é fixo e dependerá do tamanho da instância do problema.

4.3 Algoritmo Híbrido (GASA)

Atualmente, o Recozimento Simulado e o Algoritmo Genético são dois métodos estocásticos em largo uso para problemas difíceis de otimização. A utilização conjunta dos métodos tem mostrado resultados muito promissores em diversas aplicações, principalmente em

problemas de alta complexidade. O objetivo de tal implementação é verificar a performance e as possíveis vantagens e implicações do novo método nos problemas de otimização propostos neste trabalho.

O processo de combinação dos métodos pode ser feito de diversas formas. O usual é utilizar os métodos em série, onde processa-se inicialmente através de um método e utiliza-se a solução do primeiro método como solução inicial do segundo. Normalmente inicia-se com o Algoritmo Genético, para depois, se aplicar o Recozimento Simulado.

Outras combinações, como a de Esbensen e Mazumder (1994), trabalham com a troca gradual dos métodos, utilizando inicialmente o GA e gradualmente trocando para o SA num processo de redução do tamanho da população e aumentando a taxa de mutação.

A combinação dos algoritmos é um processo empírico, onde não existem regras gerais, sendo necessário estudar o tipo de problema e tentar adequar uma solução que traga benefícios em termos da qualidade da solução e/ou tempo de processamento.

4.3.1 Comparação entre o Recozimento Simulado e o Algoritmo Genético

Na prática, o SA e GA são algoritmos muito próximos, e a maior parte das diferenças é apenas superficial. As abordagens utilizadas geralmente distanciam as similaridades, dada a terminologia muito diferente empregada.

Com o SA, geralmente se fala sobre *soluções*, seus *custos*, *vizinhança* e *estados de energia*; enquanto com o GA, fala-se sobre *indivíduos*, sua *aptidão*, *seleção*, *crossover* e *mutação*. Esta diferença na terminologia naturalmente reflete as diferenças na ênfase, mas ocultam as similaridades e as diferenças reais entre o SA e o GA.

Basicamente, o SA pode ser pensado como um GA onde o tamanho da população é somente um. A solução atual é o único indivíduo na população. Como existe somente um indivíduo, não há nenhum cruzamento, mas somente mutações.

Esta é de fato a diferença chave entre o SA e o GA. Quando o SA cria uma solução nova modificando somente uma solução com um movimento local, o GA cria também soluções combinando duas soluções diferentes. Mas essa diferença não torna o algoritmo necessariamente melhor ou pior, porque existe uma dependência do problema e da representação.

Deve-se notar que o SA e GA compartilham da suposição fundamental que soluções melhores são encontradas mais provavelmente "próximas" das soluções boas já conhecidas, do que aleatoriamente selecionando do espaço inteiro de soluções. Caso contrário não executariam uma busca melhor do que a busca aleatória.

A diferença do GA, neste caso, é que ele trata as combinações de duas soluções existentes como estando "próximas", fazendo a suposição que tais combinações (*filhos*) compartilham significativa propriedades de seus pais, de modo que um filho de duas soluções boas seja provavelmente melhor do que uma solução aleatória. Novamente, esta particularidade depende do tipo de problema ou representação para que haja alguma vantagem sobre o SA.

Do ponto de vista prático, deve ser notado que para alguns problemas, buscar novas soluções perto de uma solução já existente pode ser muito eficiente, o que pode oferecer uma grande vantagem de desempenho ao SA, quando comparado ao GA, se recombinar soluções não for assim eficiente.

4.3.2 Funcionamento

Por se tratar de uma metodologia empírica, diversas formas de combinações foram testadas. Neste item são apresentadas as linhas gerais que guiaram o desenvolvimento, até a obtenção da combinação utilizada e as implicações que foram detectadas no decorrer do processo, resultando em algumas alterações nos algoritmos.

O método híbrido foi desenvolvido por Mori, Castro e Cavalca (2004) com os algoritmos combinados em série, trabalhando inicialmente com o Algoritmo Genético seguido da utilização

do Recozimento Simulado. Castro, Cavalca e Mori (2005) aplicaram este método no ajuste de parâmetros de mancais hidrodinâmicos.

Dado que o Algoritmo Genético trabalha com várias soluções (população) é interessante utilizar o método como ponto de partida para a posterior execução do Recozimento Simulado, já que desta forma o SA teria um ponto de partida já analisado dentro um universo de soluções.

A estratégia utilizada na implementação híbrida baseia-se na afirmação anterior, de forma que pretende-se utilizar o GA para realizar uma pequena parte do processamento, limitando consideravelmente o número de gerações (critério de parada) e deixando a maior parte do processamento para o SA.

Após a primeira implementação híbrida e a realização de alguns testes iniciais surgiu a necessidade de realizar uma pequena alteração no Recozimento Simulado, o mecanismo de busca passou por uma pequena modificação. Esse mecanismo realiza a busca de novas soluções pela vizinhança e estava configurado inicialmente para buscar novas soluções em um espaço relativamente grande. Como o Recozimento Simulado agora seria inicializado com uma solução proveniente do GA, teoricamente uma solução próxima da ótima, restringiu-se a busca de uma nova solução num espaço menor para evitar um esforço computacional desnecessário. Todo esse processo é probabilístico, sendo que o algoritmo não ficou limitado, mas apenas existia uma probabilidade menor de um salto muito grande para uma solução distante.

A forma de funcionamento do algoritmo híbrido pode ser visualizada na Figura 4.6 onde é mostrado o fluxograma do método. Esse algoritmo foi utilizado na otimização de ambas aplicações propostas, alterando-se, logicamente, as funções objetivo e de restrição para cada problema.

Os parâmetros de funcionamento são os mesmos de cada método isolado, excetuando-se a estimativa inicial do SA. O critério de parada do método agora baseia-se no total de gerações (para a parte do GA) e no número de passos de redução de temperatura (para o SA).

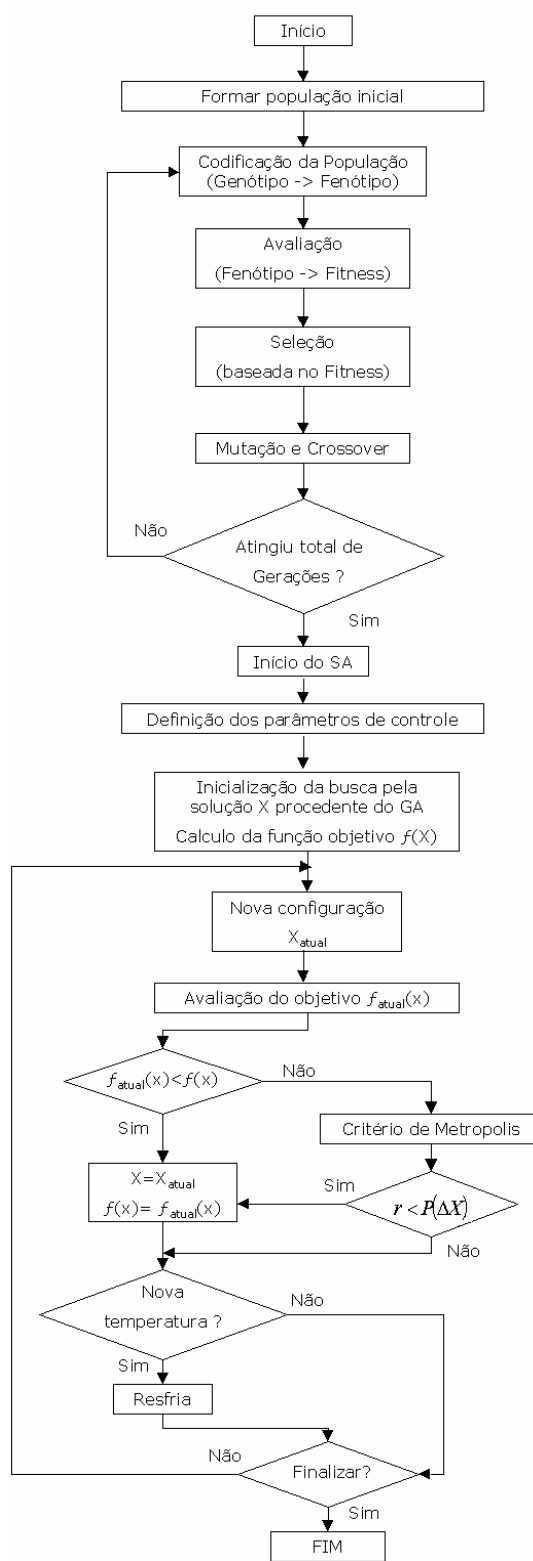


Figura 4.6 – Fluxograma do Algoritmo Híbrido

4.4 Função Objetivo

Os métodos de ajuste contêm uma função objetivo que possui todas as variáveis de controle que podem ser obtidas experimentalmente (órbita do eixo no mancal e força hidrodinâmica no mancal). Por sua vez, estas variáveis de controle dependem das variáveis que são ajustadas no processo de otimização (viscosidade do óleo no mancal e momento de desbalanceamento).

Para se caracterizar a órbita proveniente da vibração do sistema rotativo, é considerada uma técnica de diagnóstico, proposta por Lee e Han (1998 e 1999) e posteriormente aplicada Bachschmid, Pennachi e Vania (2004), a qual descreve a forma elíptica da órbita, determinando os seguintes parâmetros: grau de elipsidade, dimensão do eixo maior da elipse e sua inclinação em relação ao eixo horizontal. Estes parâmetros são mostrados na Figura 4.7.

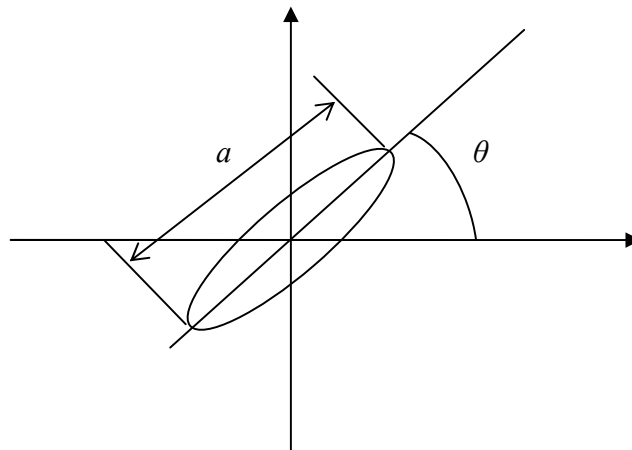


Figura 4.7 – Órbita Elíptica

Consideraram uma aproximação de Fourier de primeira ordem, os deslocamentos nas direções x e y podem ser aproximados por:

$$x(t) = x_0 + x_c \cos(\omega t) + x_s \sin(\omega t) \quad (4.6)$$

$$y(t) = y_0 + y_c \cos(\omega t) + y_s \sin(\omega t) \quad (4.7)$$

Onde x_o , x_s , x_c , y_o , y_s e y_c são coeficientes de Fourier.

Segundo Lee e Han (1998 e 1999), o ângulo de inclinação do eixo maior é dado por:

$$\theta = 0.5 \tan^{-1} \left(\frac{2(x_c y_c + x_s y_s)}{x_c^2 + x_s^2 - y_c^2 - y_s^2} \right) \quad (4.8)$$

E a dimensão do eixo maior da elipse é dada por:

$$a = \sqrt{\frac{2(x_s y_c - x_c y_s)^2}{x_c^2 + x_s^2 + y_c^2 + y_s^2 - \sqrt{(y_c^2 + y_s^2 - x_c^2 - x_s^2) + 4(x_s y_s + x_c y_c)^2}}} \quad (4.9)$$

Finalmente, o grau de elipsidade pode ser dado pelo *SDI* (do inglês *Shape and Directivity Index*).

$$-1 \leq SDI = \frac{|r^f| - |r^b|}{|r^f| + |r^b|} \leq 1 \quad (4.10)$$

Sendo que r^f e r^b são ,respectivamente, os componentes direto e retrógrado do sinal harmônico complexo $ph(t)$ de frequência ω .

$$ph(t) = x(t) + jy(t) = r^f e^{j\omega t} + r^b e^{-j\omega t} \quad (4.11)$$

Então, a diferença entre a órbita experimental e ajustada pode ser calculada pela diferença de seus parâmetros: grau de elipsidade (*SDI*), dimensão do eixo maior e a inclinação do eixo maior em relação à horizontal. O processo de minimização de cada um destes parâmetros pode ser considerado como sendo uma função objetivo a ser minimizada, constituindo, portanto, um problema de otimização multi-objetivo. Além dos parâmetros referentes às órbitas, pode-se levar

em conta a diferença entre a força hidrodinâmica simulada (Equação 3.33) e obtida experimentalmente.

Como se trata de um problema de otimização multi-objetivo, optou-se por determinar pesos de ponderação para cada uma das funções objetivos, a fim de transformar o problema em uma otimização mono-objetivo, numa única função objetivo representativa do problema, dada pela Equação 4.12.

$$f_o = \sum_i^{\text{órbitas}} \left(w_{\theta_i} \left| \frac{\theta_{\text{exp}} - \theta_{\text{ajustada}}}{\theta_{\text{exp}}} \right| + w_{a_i} \left| \frac{a_{\text{exp}} - a_{\text{ajustada}}}{a_{\text{exp}}} \right| + w_{SD_i} \left| \frac{SDI_{\text{exp}} - SDI_{\text{ajustada}}}{SDI_{\text{exp}}} \right| \right) + \sum_i^{\text{mancais}} \left(w_{fx_i} \left| \frac{F_{hx_exp} - F_{hx_ajustada}}{F_{hx_exp}} \right| + w_{fy_i} \left| \frac{F_{hy_exp} - F_{hy_ajustada}}{F_{hy_exp}} \right| \right) \quad (4.12)$$

Capítulo 5

Descrição da bancada e procedimento experimental

5.1 Descrição da bancada experimental

Neste capítulo, a montagem experimental é explicada e detalhada. As Figuras 5.1 e 5.2 mostram os detalhes construtivos da bancada experimental, enquanto que a Figura 5.3 mostra uma foto da bancada montada no Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR) do DPM/FEM.

A bancada experimental é composta por um eixo de aço 1030 de 12 mm de diâmetro cujo comprimento útil entre os mancais pode ser ajustado. Um disco de aço 1020 cromado e montado no eixo, com diâmetro de 94,82 mm, espessura de 43 mm e uma massa de 2,34 kg.

O conjunto eixo-disco é apoiado em dois mancais hidrodinâmicos. Nesta montagem, a distância entre os centros dos mancais é de 600 mm. A folga diametral dos mancais pode ser de 180 e 250 μm . A espessura dos mancais é de 20 mm e seu diâmetro interno de 31 mm. Uma munhão é preso ao eixo para acertar a diferença de diâmetro entre o eixo e o mancal. A relação L/D deste mancal é, portanto, 0,645. A Figura 5.4 mostra um desenho do mancal e a Figura 5.5 mostra o mancal montado na bancada. Há três furos radiais no mancal para entrada do fluxo de óleo (meio) e dos sensores de proximidade (laterais) a 90° C.

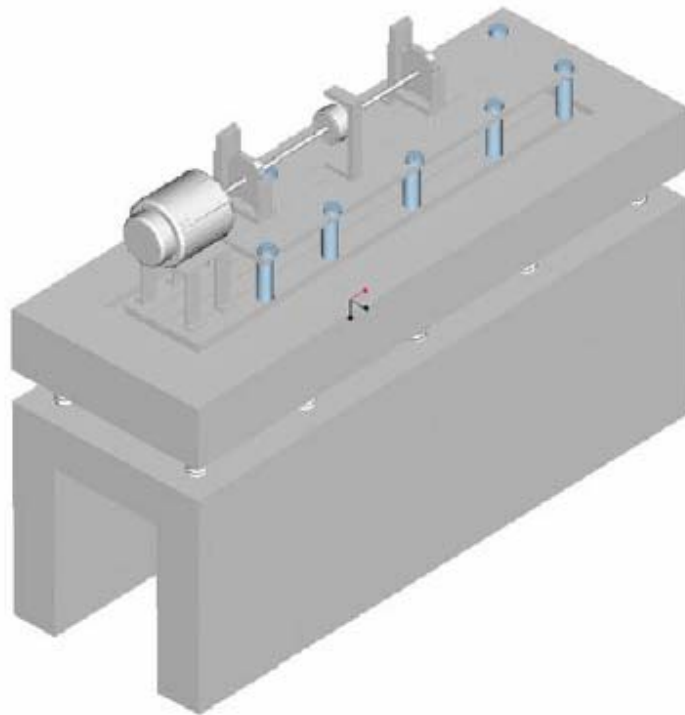


Figura 5.1 – Mesa Inercial com o conjunto Rotor – Mancais e Motor de Acionamento (Cavalcante, 2001).

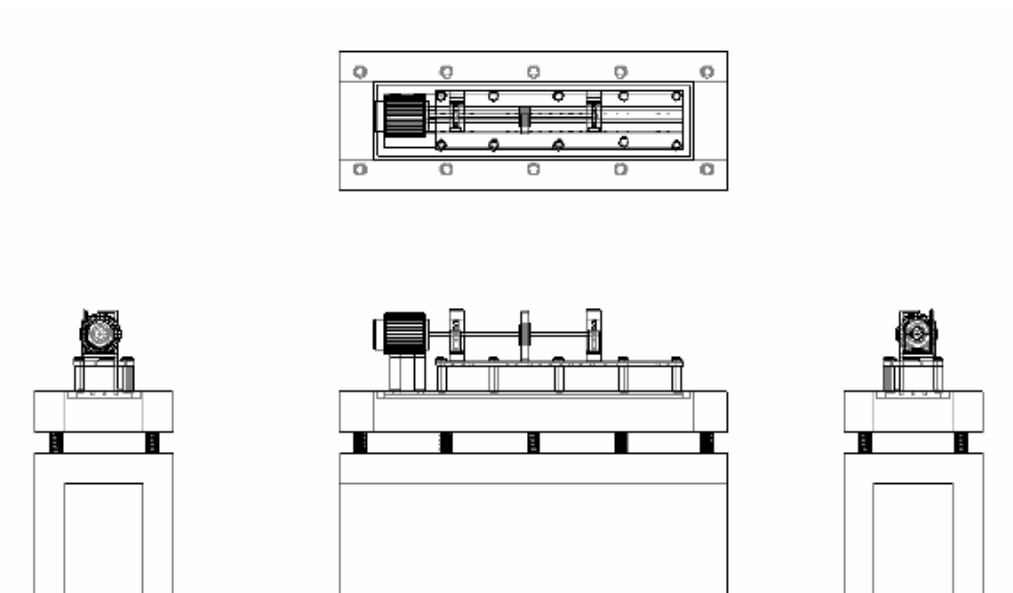


Figura 5.2 – Vistas da Bancada Experimental (Cavalcante, 2001).



Figura 5.3 - Montagem completa da bancada experimental com dois mancais hidrodinâmicos e uma massa inercial no centro.

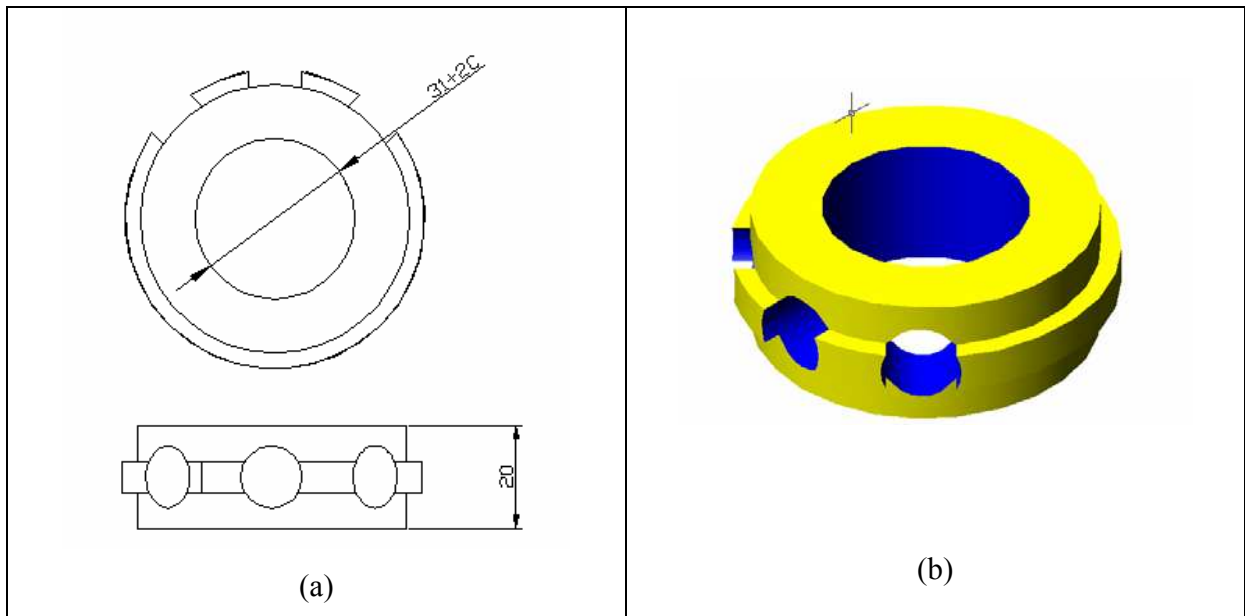


Figura 5.4 – (a) Vistas do mancal hidrodinâmico. (b) Desenho 3 D do mancal hidrodinâmico.



Figura 5.5 – Mancal hidrodinâmico montado na bancada experimental

Para a alimentação dos mancais, foi utilizada uma bomba dosadora “Dosaq” (Figura 5.6) de quatro canais com vazão variável entre 0 e 6 litros por hora. Quanto ao lubrificante, utilizou-se o óleo AWS 32 da Castrol (ISO VG 32).

Como a temperatura tem forte influência na viscosidade do óleo, desenvolveu-se um sistema de controle de temperatura, onde se introduziu uma resistência elétrica no tanque de óleo (Figura 5.7 a) ligada a um controlador de temperatura microprocessado da marca COEL (Figura 5.7 b), modelo HW500. Desta forma, pode-se determinar um valor específico da temperatura para a operação e mantê-lo constante.

O eixo, ao ser montado na bancada, é acoplado ao sistema de acionamento através de um acoplamento flexível VULKAN (Figura 5.8). Este tipo de acoplamento apresenta a vantagem de absorver oscilações de torque.

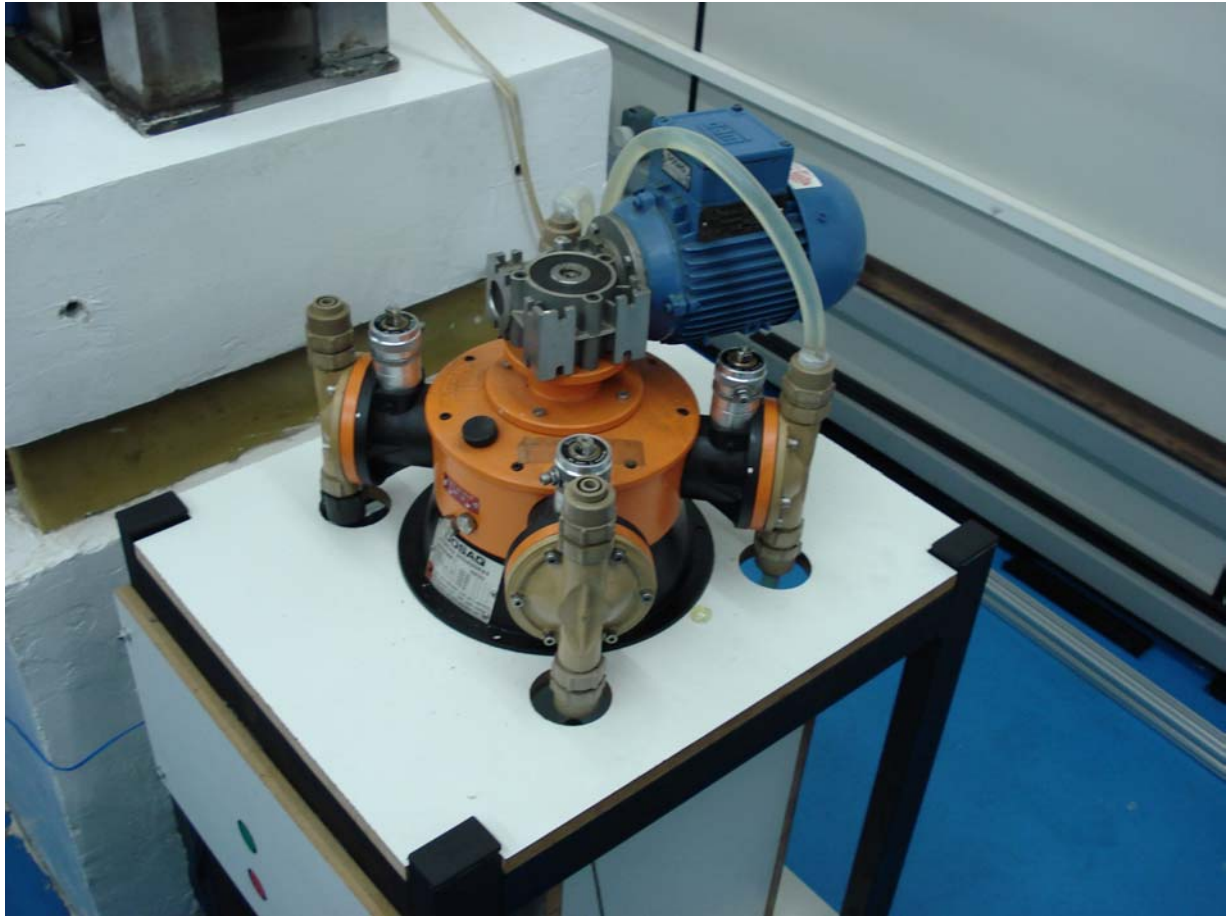
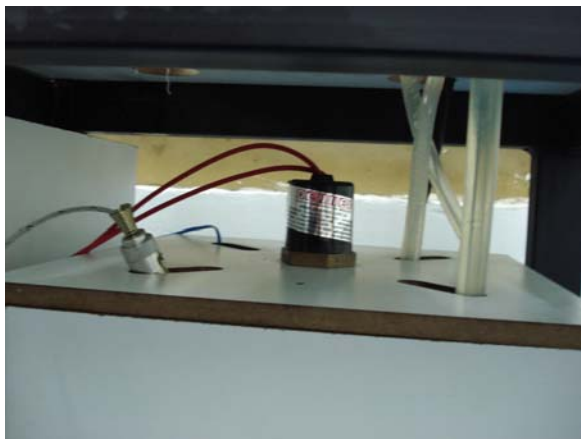


Figura 5.6 – Bomba dosadora para alimentação de óleo nos mancais.



(a)



(b)

Figura 5.7 – (a) resistência elétrica montada no reservatório de óleo. (b) Controlador de temperatura montado no suporte da bomba.

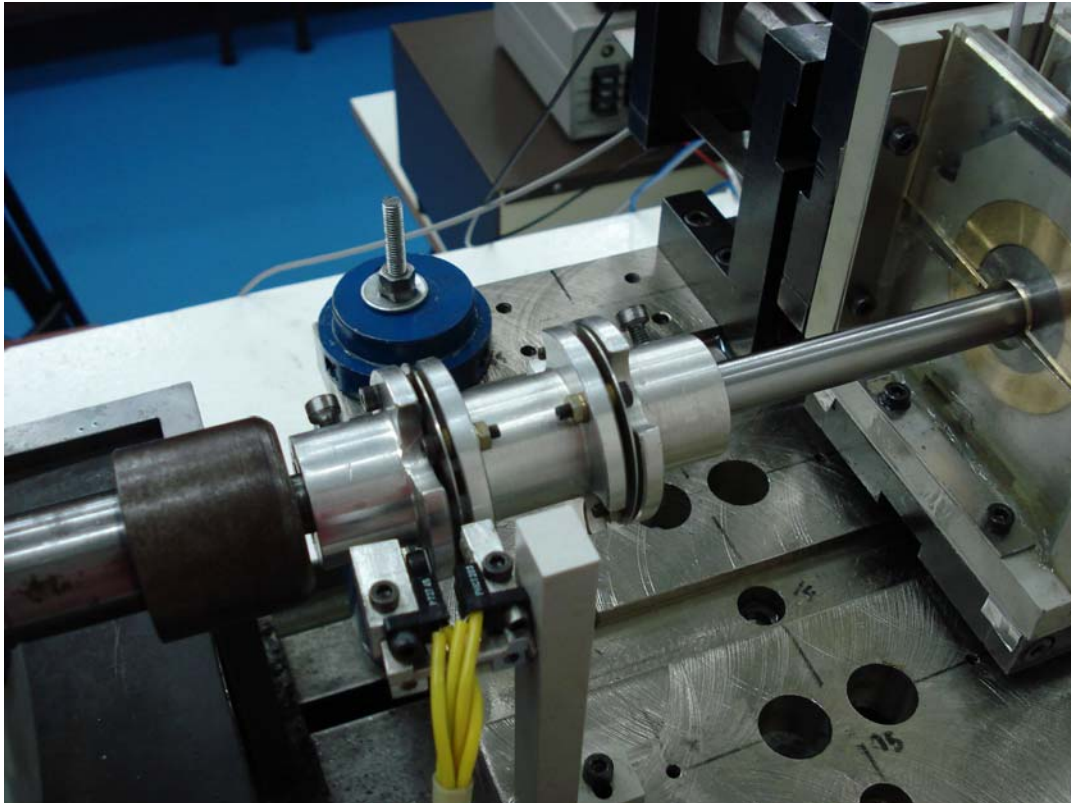


Figura 5.8 – Acoplamento Flexível Vulkan

5.2 Instrumentação e Aquisição dos Sinais

Os materiais e equipamentos utilizados para a aquisição de sinais instalados na bancada estão listados a seguir e seu esquema de montagem na Figura 5.9:

- Placa de aquisição de sinais e controle AT-MIO-16-E2 (placa de controle de propósito geral) da “National Instruments” com: 16 canais de entrada e 4 de saída (analógica/digital) por placa; 1 canal para o trigger analógico/digital; microprocessador de 12 bits. Software LabVIEW7.1 para o gerenciamento das placas.

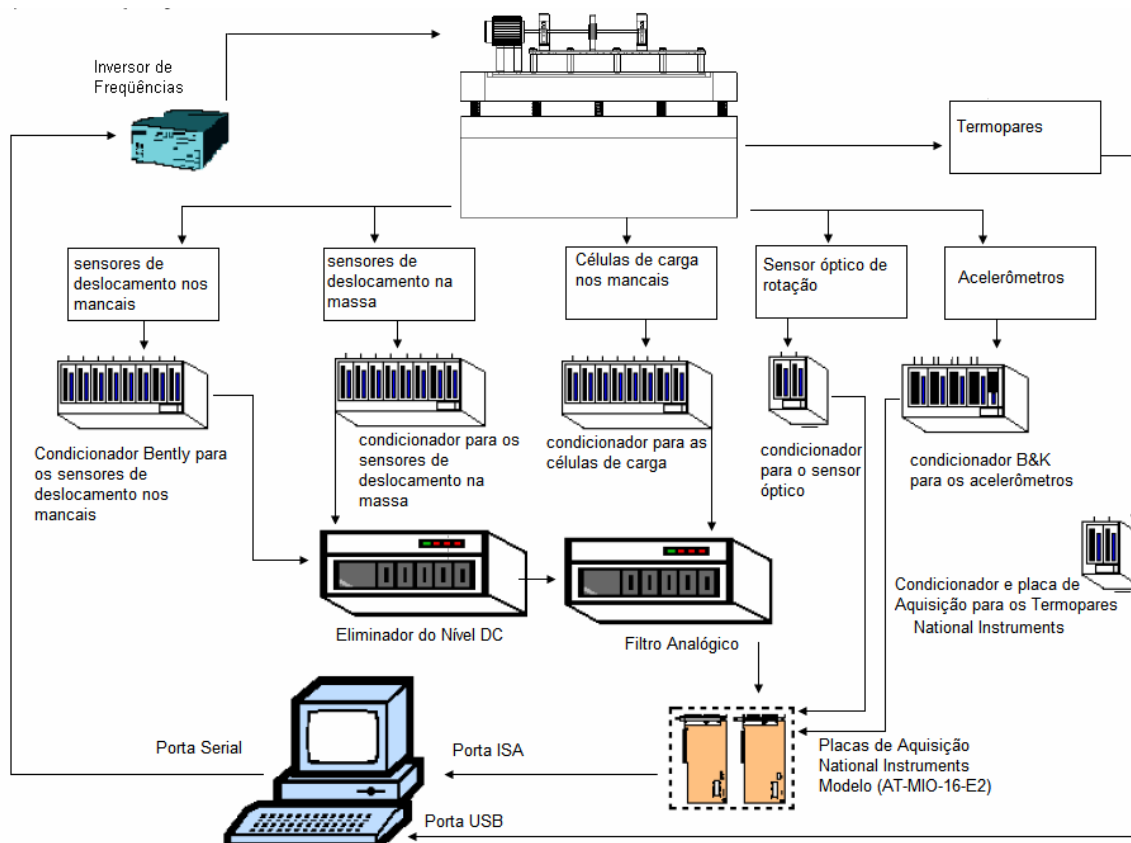


Figura 5.9 – Montagem para controle da bancada e aquisição de sinal.

- 2 sensores de proximidade Bi5-M18-LU da “CE - Turck” com faixa de medida de 2 a 4 mm, utilizado para medir o deslocamento da massa inercial e seu respectivo condicionador de sinal.
- 4 sensores de proximidade modelo da “Bently Nevada” que trabalham submersos cuja faixa de medição é de 0 a 1.5mm, instalados no mancal, e seu respectivo condicionador de sinal.
- 4 Células de carga “Sensotec” modelo 34/0911 com um erro de 0,15 a 0,25 % e condicionador de sinal.
- 6 acelerômetros “Bruel & Kjaer” modelo 4384 e condicionador de sinais.
- Eliminador do Sinal DC.

- 2 Filtros analógicos anti-aliasing com frequência de corte de 500 Hz, 1kHz ou 2 KHz.
- 3 termopares do tipo T.
- Placa de aquisição e condicionadora para termopares modelo USB – 9162 da National Instruments.
- Sensor óptico de rotação e respectivo condicionador.

A Tabela 5.1 mostra os dados técnicos dos sensores de proximidade e células de carga utilizados neste trabalho.

Além dos equipamentos para aquisição, a bancada experimental também é equipada com um inversor de frequência e um motor acionador ambos da marca WEG.

O inversor de frequência CFW-08 da WEG (Figura 5.10a) é um inversor de alta performance o qual permite o controle de velocidade e torque de motores de indução trifásicos.

Para se fazer a interface entre o inversor de frequência e um software em *LabVIEW*® 7.1 instalado no microcomputador, será utilizado um módulo de comunicação serial, mostrado na Figura 5.10b.

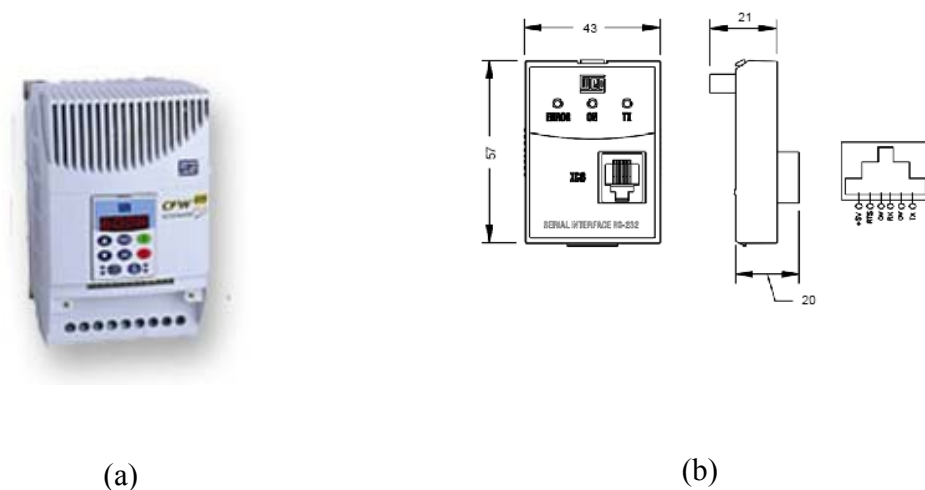


Figura 5.10 – (a) Inversor de Frequência WEG – CFW08; (b) módulo de comunicação serial.

Tabela 5.1 – Sensores Utilizados neste Trabalho

Sensor	Fabricante	Modelo	Número de Série	Sensibilidade
Sensor de Proximidade (0 a 1.5 mm)	Bently Nevada Co.	3309030003100200	Z412876	0,990V@10mils
Sensor de Proximidade (0 a 1.5 mm)	Bently Nevada Co.	3309030003100200	Z411899	0,992V@10mils
Sensor de Proximidade (0 a 1.5 mm)	Bently Nevada Co.	3309030003100200	Z403527	1,001@10mils
Sensor de Proximidade (0 a 1.5 mm)	Bently Nevada Co.	3309030003100200	Z403628	0,997V@10mils
2 Sensores de Proximidade (2 a 4 mm)	CE / Turck	Bi5-M18-LU	15362	≈ 5,300V@1mm
Transdutor de Força (capacidade de 100 lbf)	Sensotec	34/0911-06	631462	2,5486 mV/V
Transdutor de Força (capacidade de 100 lbf)	Sensotec	34/0911-06	632331	2,5219 mV/V
Transdutor de Força (capacidade de 100 lbf)	Sensotec	34/0911-06	631457	2,5932 mV/V
Transdutor de Força (capacidade de 100 lbf)	Sensotec	34/0911-06	631455	2,5439 mV/V

Muitas das medidas da bancada são obtidas a partir de sensores instalados nos mancais. Pode-se obter o deslocamento do eixo no mancal, através de sensores de proximidade, a vibração do suporte do mancal através de acelerômetros, as forças nos mancais através das células de carga e a temperatura do óleo através de termopares. A Figura 5.11 mostra um esquema com a instrumentação nos mancais.

Além de sensores nos mancais, o deslocamento da massa é monitorado, como mostrado na Figura 5.12.

Como os sensores de proximidade são montados a 45° da horizontal, é necessária uma transformação de coordenadas, para que os deslocamentos medidos sejam tratados nas direções vertical e horizontal.

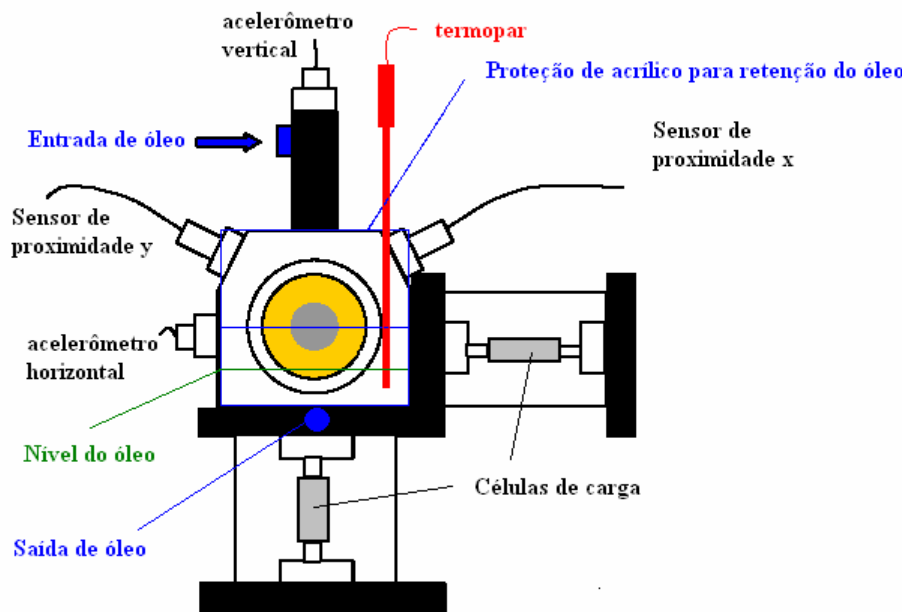


Figura 5.11 – Instrumentação instalada no mancal.

A velocidade de rotação é monitorada por um sensor óptico instalado no acoplamento flexível (Figura 5.13). Este mesmo sensor também é usado para ativar o disparo das aquisições.

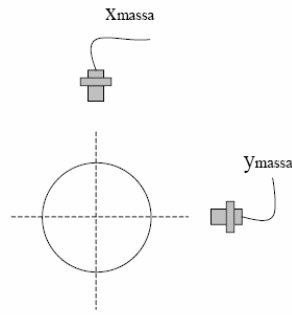


Figura 5.12 – Instrumentação instalada para medição do deslocamento da massa inercial.

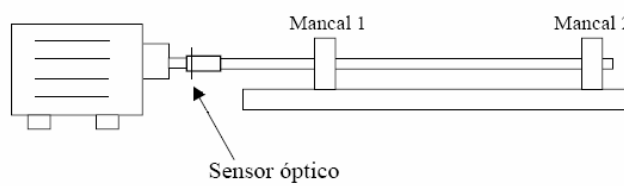


Figura 5.13 – Instrumentação para medição da rotação e disparo da aquisição

Os sensores de proximidade, tanto no mancal quanto na massa inercial foram calibrados para o material da massa e do munhão do mancal (aço 1020) em trabalhos anteriores (Jacon, 200, Cavalcante, 2001 e Tapia, 2003). As cartas de calibração dos sensores são mostradas nas Figuras 5.14 e 5.15.

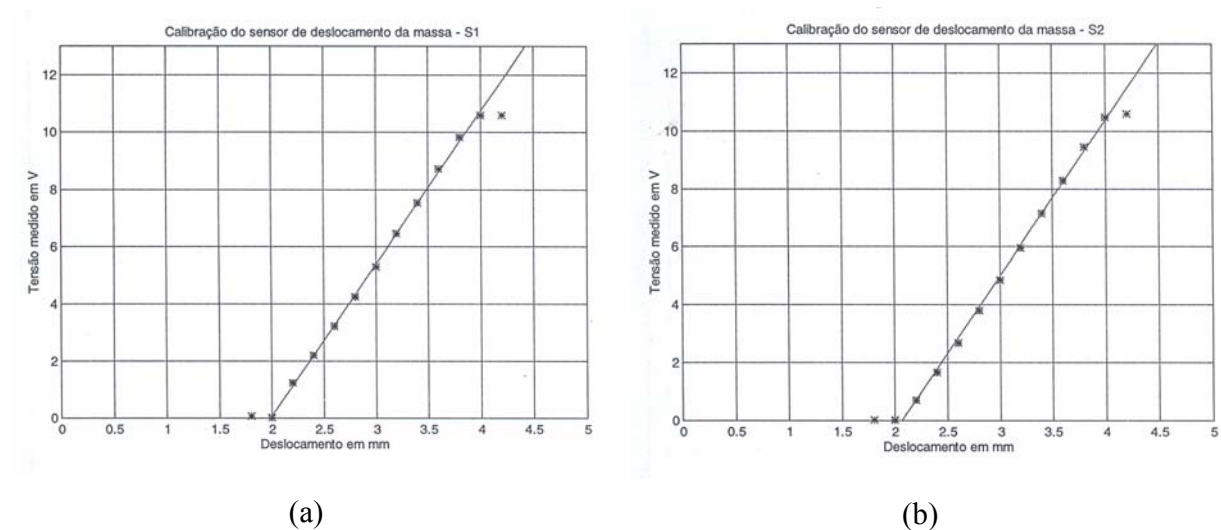
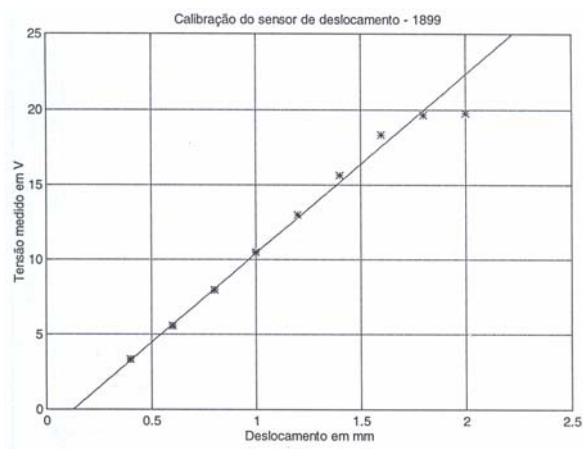
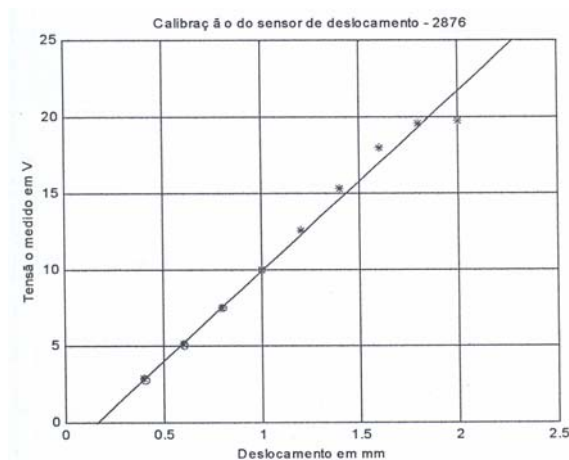


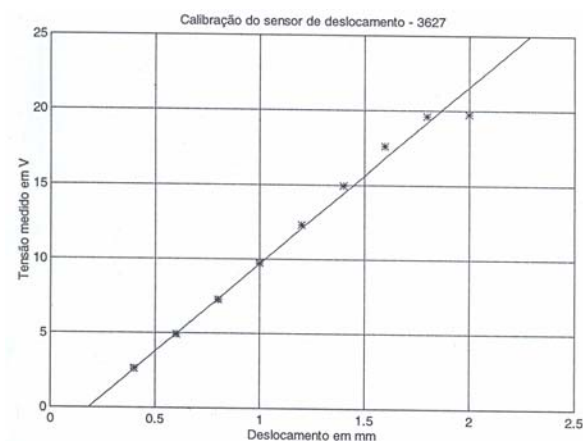
Figura 5.14 – Calibração dos sensores de deslocamento na massa inercial. (a) horizontal; (b) vertical



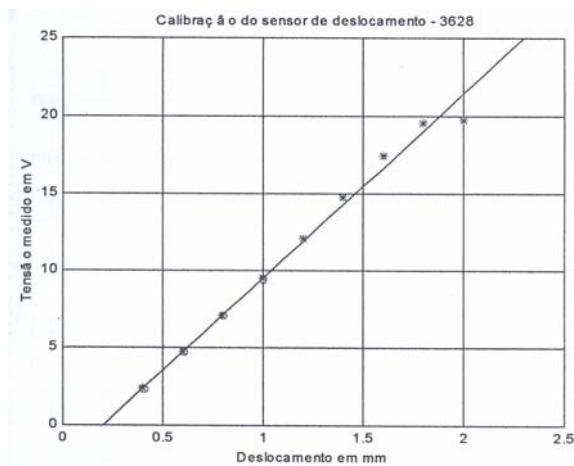
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.15 – Calibração dos sensores de deslocamento na massa inercial. (a) mancal 1 sensor x; (b) mancal 1 sensor y; (c) mancal 2 sensor x; (d) mancal 2 sensor y.

O programa de aquisição e tratamento de sinais e controle do inversor de frequência, assim como geração da rampa de velocidade de rotação do rotor foi desenvolvido em *LabVIEW*® 7.1. Para a aquisição de sinal foi considerado uma taxa de amostragem de 5000 Hz e 10000 pontos foram aquisitados. Além disto, é possível a aplicação de filtro digital ao sinal adquirido.

A apresentação e análise dos resultados obtidos experimentalmente, assim como o ajuste do modelo simulado e comparações entre os resultados (experimental e simulado) serão tratados nos capítulos subseqüentes.

Capítulo 6

Resultados Experimentais, Calibração do Modelo e Análise dos Resultados

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos experimentalmente, além da calibração do modelo matemático através do método proposto no capítulo 4.

Foram realizados dois tipos de testes experimentais. A resposta ao desbalanceamento em rotações constante e em um processo de desaceleração. Para cada tipo de teste foram utilizadas quatro configurações:

- Configuração 1: folga radial de 90 μm e temperatura ambiente do óleo (24° a 26°C).
- Configuração 2: folga radial de 90 μm e temperatura do óleo aquecida (34° a 36°C).
- Configuração 3: folga radial de 125 μm e temperatura ambiente do óleo (24° a 26°C).
- Configuração 4: folga radial de 125 μm e temperatura do óleo aquecida (34° a 36°C).

A resposta em velocidades constantes foi adquirida com velocidades de rotação próximas à velocidade de ressonância, a qual se situa entre 22,5 e 23 Hz.

A Figura 6.1 mostra o gráfico de velocidade de rotação pelo tempo medida na bancada experimental nos testes acelerados. Primeiramente, o rotor é acelerado até a rotação de 50 Hz (3000 rpm), e em seguida desacelerado lentamente, até que atinja a rotação mínima de 3 Hz (180 rpm) . Para se determinar a curva de velocidade, dois parâmetros do inversor de frequências são utilizados:

1. tempo de aceleração de 0 à frequência nominal no inversor de frequência (60 Hz).
2. tempo de desaceleração da frequência nominal no inversor de frequência (60 Hz) até 0.

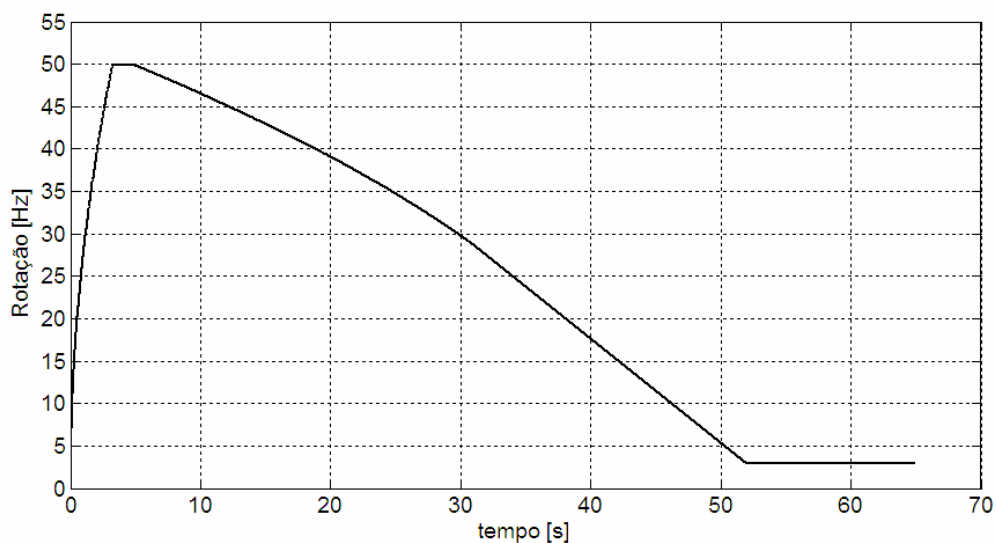


Figura 6.1 – Curva de velocidade experimental

6.1 Resultados Experimentais com velocidade de rotação constante

As órbitas na massa e nos mancais, assim com os esforços nos mancais, foram obtidos para as frequências de 22,5 Hz e 23 Hz. A Figura 6.2 mostra a órbita na massa, enquanto que as

Figuras 6.3 e 6.4 apresentam, respectivamente, as órbitas e esforços nos mancais para a configuração 1, a 22,5 Hz, a qual é abaixo da frequência natural do sistema.

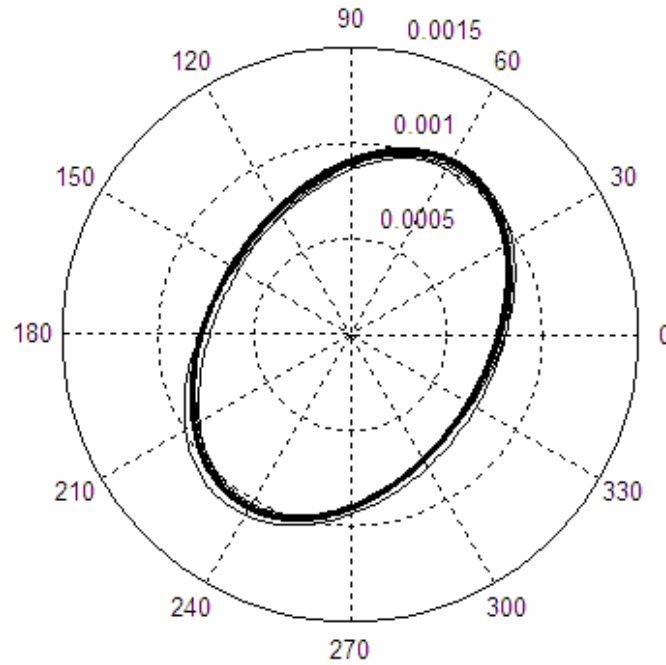


Figura 6.2 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

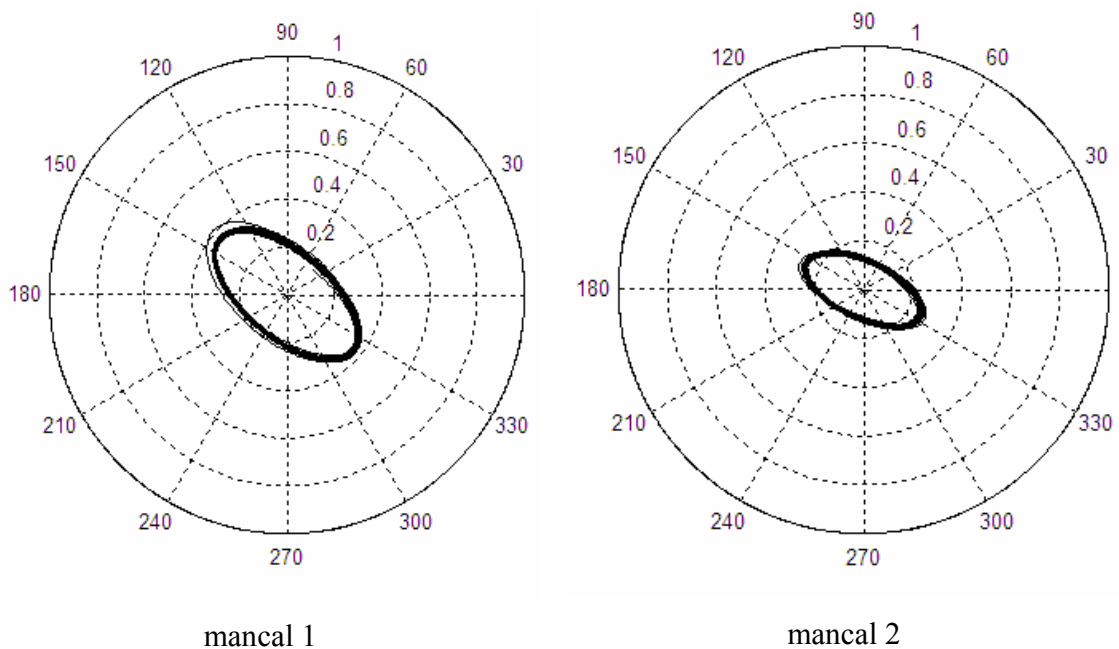


Figura 6.3 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

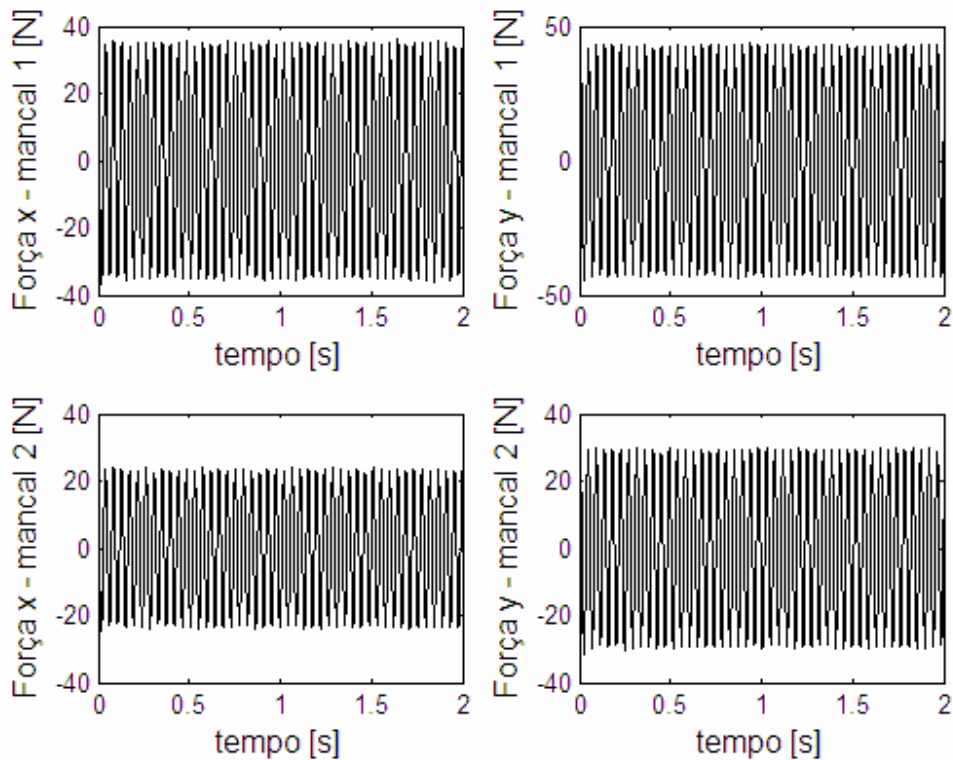


Figura 6.4 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

Não foi possível obter a resposta a 23 Hz para esta configuração, pois a elevada amplitude de vibração poderia atingir e danificar os sensores de proximidade instalados na massa, além de provocar uma deformação permanente no eixo.

De forma análoga, os resultados experimentais para as demais configurações a rotação constante de 22,5 e 23 Hz são apresentados no Anexo I.

Com o objetivo de se analisar a influência dos parâmetros variados em cada configuração (viscosidade do óleo e folga radial), foi levantado o efeito desta variação nas respostas do sistema. Portanto, o valor *RMS* da força e as características da órbita (*SDI*, ângulo de inclinação θ e amplitude do eixo maior da elipse, ver seção 4.4 para maior detalhamento) são analisados na comparação das configurações na velocidade de rotação de 22,5 Hz .

A Figura 6.5 mostra a variação da força hidrodinâmica com a temperatura para a folga radial de 90 μm .

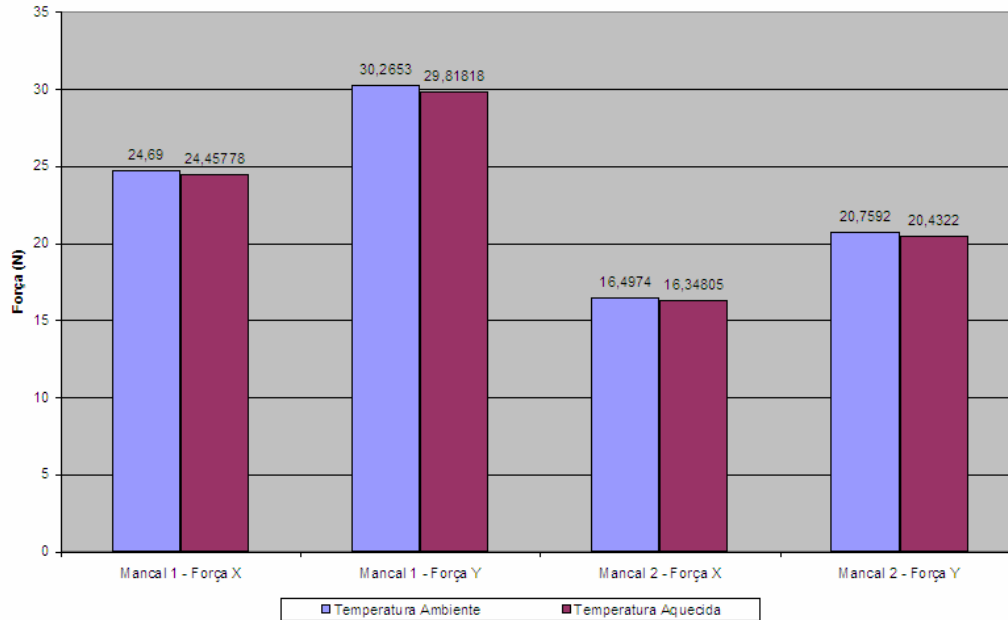


Figura 6.5 – Efeito da temperatura nos esforços dos mancais.

Como os esforços são, principalmente, uma reação da força de excitação, os valores obtidos são muito próximos. Há uma leve queda no valor da força para a temperatura maior.

O efeito da folga radial nos esforços é mostrado na Figura 6.6. Neste caso, a temperatura considerada é a temperatura ambiente.

Nota-se que o aumento da folga radial provocou uma queda acentuada no valor da força hidrodinâmica. Entretanto, para se mudar a folga radial, é necessária a troca do mancal e, portanto, todo sistema é desmontado. Desta forma, não se pode garantir que o desbalanceamento residual seja o mesmo em cada caso, mas como foram usados os mesmos eixo e disco, não é esperada uma grande discrepância de valores.

Além do efeito destes parâmetros nas forças, também foi analisado o efeito nas órbitas. As Figuras 6.7, 6.8 e 6.9 mostram a variação do grau de elipsidade, ângulo de inclinação da órbita e comprimento do eixo maior da elipse respectivamente.

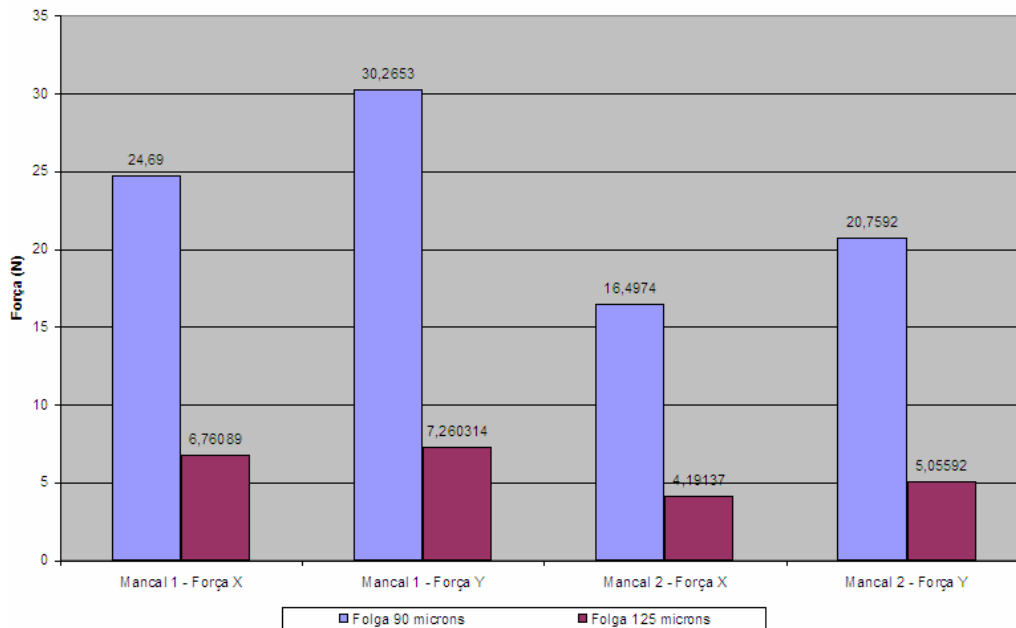


Figura 6.6 – Efeito da folga radial nos esforços dos mancais.

O grau de elipsidade da órbita da massa sofre pouca alteração para as configurações. Entretanto, estes valores sofrem significativas alterações nos mancais, para os casos onde a folga radial é maior. No mancal 1, os valores sofrem uma significativa queda, enquanto que no mancal 2, além da queda, o sinal da elipsidade é invertido, passando de um de uma precessão direta para retrógrada.

Além disto, nota-se que a temperatura só afeta, significativamente, a resposta quando a folga radial é maior.

As mesmas conclusões podem ser feitas se for considerado o ângulo de inclinação da órbita. Portanto, pode-se concluir que o comportamento dinâmico do rotor para a folga menor (90 μm) é menos suscetível às variações de parâmetros.

Analisando a amplitude do eixo maior da órbita da massa, pode-se observar que a amplitude da configuração 1 é muito próxima à amplitude da configuração 2. Entretanto, esta comparação se inverte para o caso com folga radial maior. Nos mancais a amplitude é sempre

maior nos casos onde a temperatura é maior, o que é um resultado plausível, pois a temperatura menor acarreta em uma viscosidade maior e uma resistência maior do movimento.

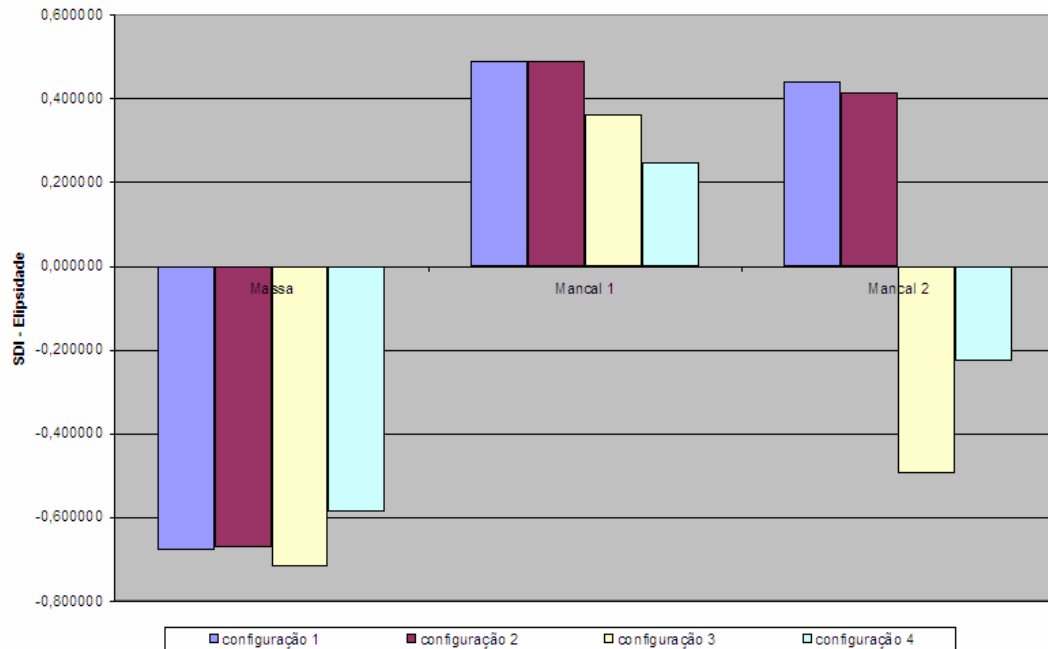


Figura 6.7 – Influência da folga e viscosidade no grau de elipsidade da órbita

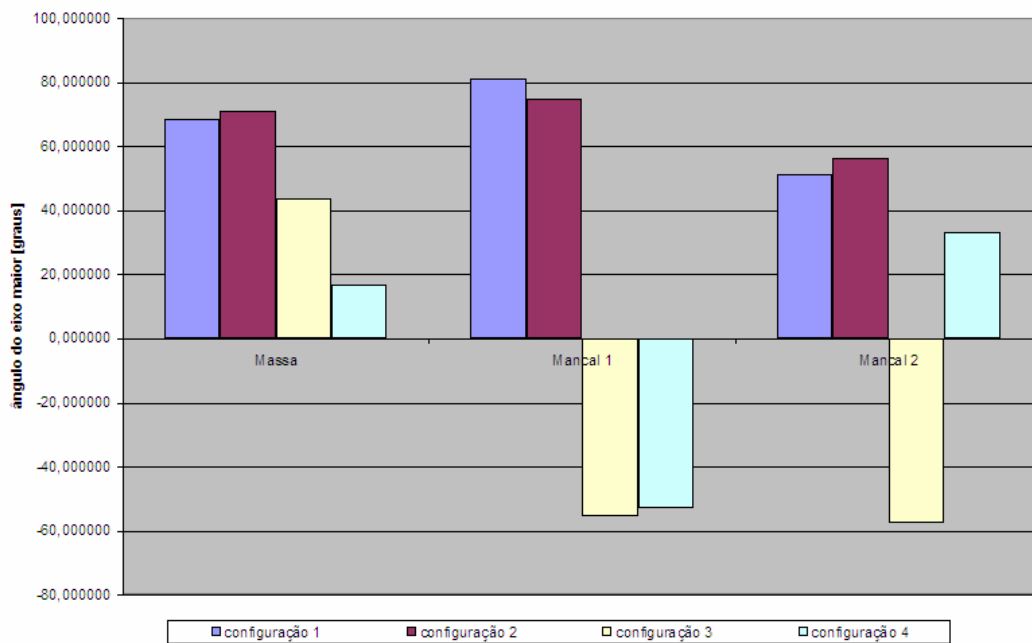


Figura 6.8 – Influência da folga e viscosidade no ângulo de inclinação da órbita

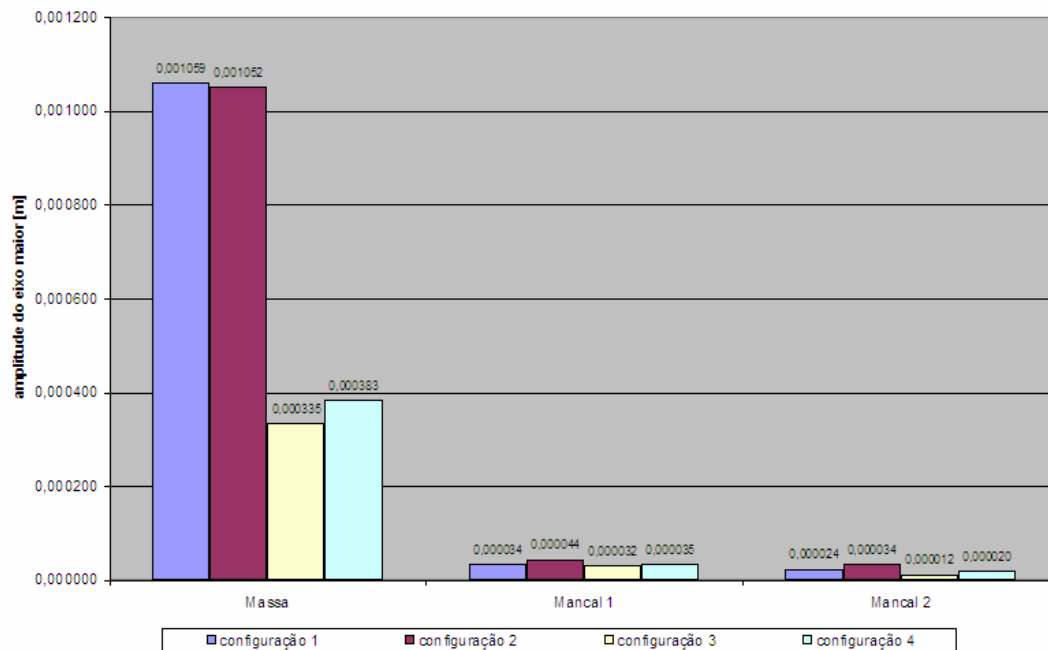


Figura 6.9 – Influência da folga e viscosidade no comprimento do eixo maior da órbita

6.2 Ajuste do modelo

Com a obtenção das forças hidrodinâmicas e órbitas, é possível ajustar o modelo aos resultados experimentais. Para isto, será utilizada a metodologia apresentada no Capítulo 4. As variáveis desconhecidas serão a viscosidade em cada mancal e o momento de desbalanceamento no disco central.

Os parâmetros a serem minimizados no ajuste serão as forças hidrodinâmicas, o grau de elipsidade das órbitas, o ângulo de inclinação do eixo maior da elipse descrita pela órbita e seu comprimento, como mostrado na Equação 4.12.

Este método foi utilizado no trabalho de Castro e Cavalca (2006). Neste caso, foram consideradas apenas as órbitas nos mancais. As forças hidrodinâmicas também não foram usadas na otimização. As órbitas ajustadas foram bastante próximas as órbitas experimentais, como mostrado nas Figuras 6.10 a 6.11 para rotações de 20 e 30 Hz. Porém os resultados obtidos para a viscosidade não foram condizentes com o valor esperado, levando em consideração o tipo de

óleo lubrificante e sua temperatura. Da mesma forma, os valores de desbalanceamento apresentaram resultados dispersos para cada velocidade ajustada. Os resultados foram obtidos para uma montagem com folga radial de $125\ \mu\text{m}$, porém com um eixo com um empenamento maior.

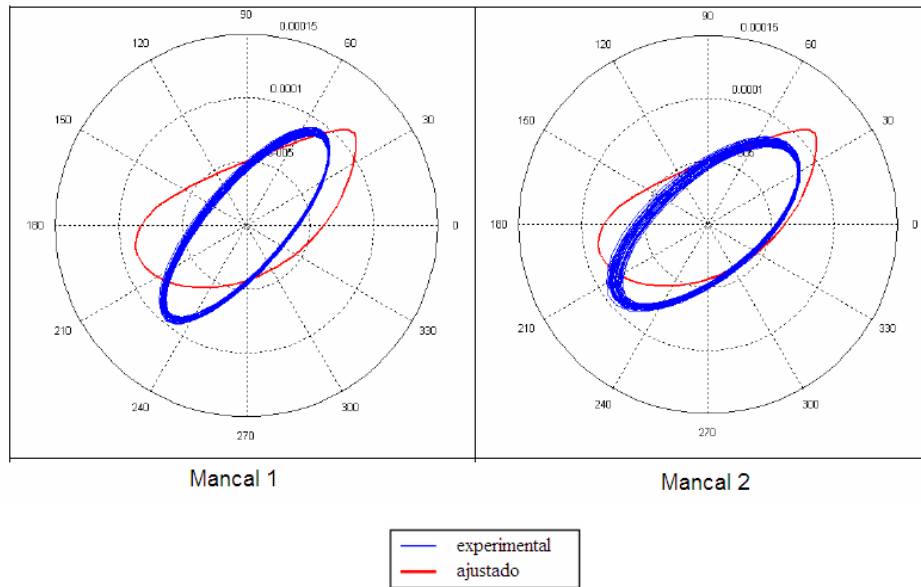


Figura 6.10 – Ajuste da órbita para 20 Hz no trabalho de Castro e Cavalca (2006)

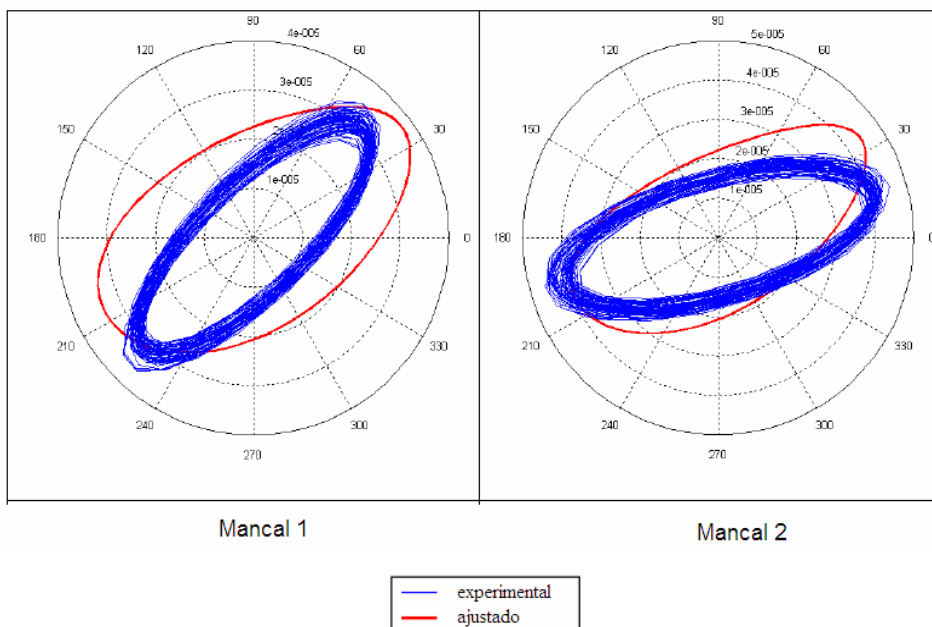


Figura 6.11 – Ajuste da órbita para 30 Hz no trabalho de Castro e Cavalca (2006)

No presente trabalho, os pesos utilizados na função objetivo são mostrados na Tabela 6.1. Eles foram determinados de acordo com a utilização do algoritmo. Os pesos considerados são os que apresentaram um resultado mais consistente, após uma série de testes variando seus valores.

Tabela 6.1 – Pesos de ponderação da função objetivo

		w_{ϕ}	W_{SDI}	w_a	w_{fx}	w_{fy}
Configuração 1 a 22,5 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
Configuração 2 a 22,5 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
Configuração 2 a 23 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
	Mancal 2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
Configuração 3 a 22,5 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
Configuração 3 a 23 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
Configuração 4 a 22,5 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
Configuração 4 a 23 Hz	Massa	0,3	0,3	0,3	X	X
	Mancal 1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3
	Mancal 2	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3

Os parâmetros do algoritmo genético e do recozimento simulado utilizados foram:

- total de gerações: 40.
- tamanho da população: 20 indivíduos.
- probabilidade de *crossover*: 0,5.
- probabilidade de mutação: 0,1.
- porcentagem de indivíduos que sofrem mutação: 0,6.
- porcentagem de elitismo: 0,1.
- passos de resfriamento: 20.
- busca pela vizinhança: 40.

- fator de resfriamento: 0,95.
- Constante de Boltzmann: 0,1.

Foram feitos ajustes dos dados adquiridos mostrados na seção 6.1 e no Anexo I. A Tabela 6.2 mostra os parâmetros (viscosidade e desbalanceamento) obtidos no ajuste dos dados.

Tabela 6.2 – Resultado do ajuste

	folga radial 90 μm			folga radial 125 μm			
	T = 25 - 27 $^{\circ}\text{C}$	T = 34 - 36 $^{\circ}\text{C}$		T = 25 - 27 $^{\circ}\text{C}$		T = 34 - 36 $^{\circ}\text{C}$	
	22,5 Hz	22,5 Hz	23 Hz	22,5 Hz	23 Hz	22,5 Hz	23 Hz
viscosidade - mancal 1 (Pa·s)	0,04057	0,02405	0,01557	0,04555	0,05048	0,03256	0,01032
viscosidade - mancal 2 (Pa·s)	0,04244	0,02524	0,01557	0,06512	0,03619	0,03348	0,01381
momento de desbalanceamento (kg·m)	0,0001617	0,00021	0,000349	0,00009	0,000089	0,0001046	0,000111

O valor da viscosidade esperado para a temperatura de 25 $^{\circ}\text{C}$ foi de 0,052 Pa·s e de 0,025 Pa·s para a temperatura de 35 $^{\circ}\text{C}$, segundo Norton (1998). Observa-se que o resultado dos valores de viscosidade se aproximam dos valores esperados. Além disto, as magnitudes do momento de desbalanceamento são próximas para cada montagem (com folga radial de 90 μm e 125 μm).

A comparação entre as órbitas ajustadas e experimentais são mostradas nas Figuras 6.12 a 6.14 para a configuração 1 na velocidade de 22,5 Hz. A Figura 6.15 mostra o valor *RMS* das forças experimentais e ajustadas. As comparações para as demais configurações são mostradas no Anexo II.

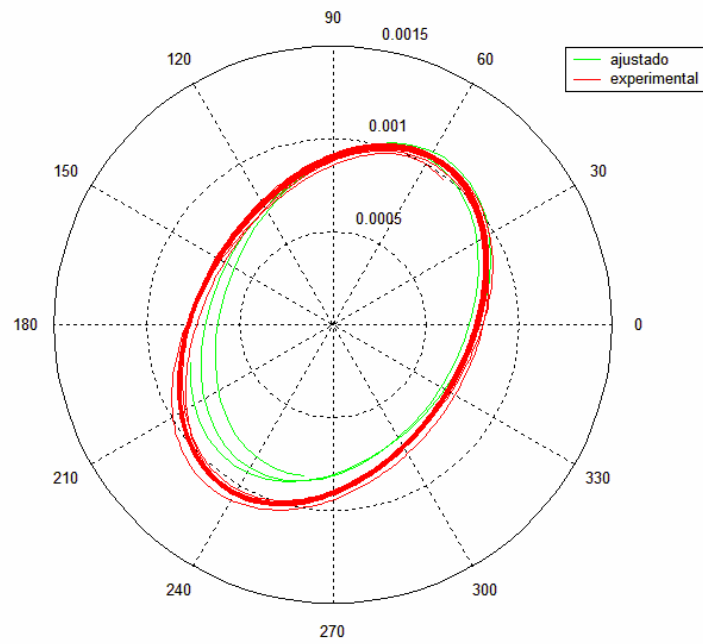


Figura 6.12 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração

1

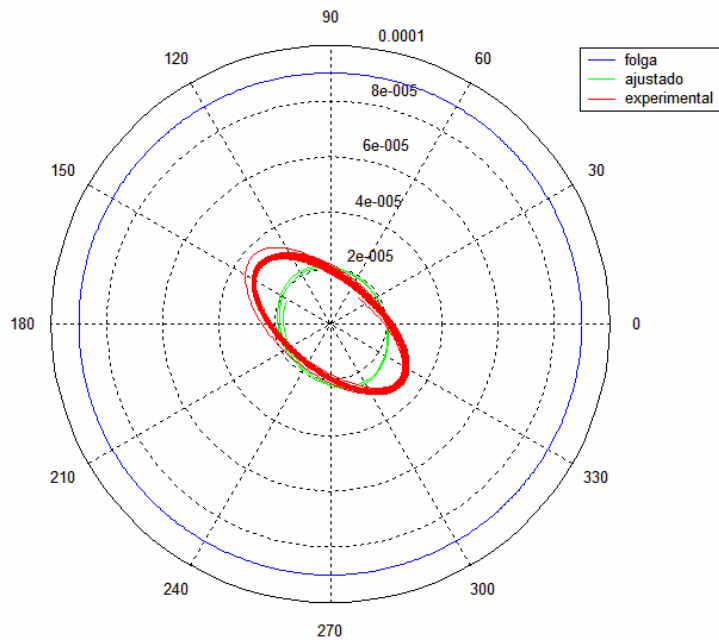


Figura 6.13 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

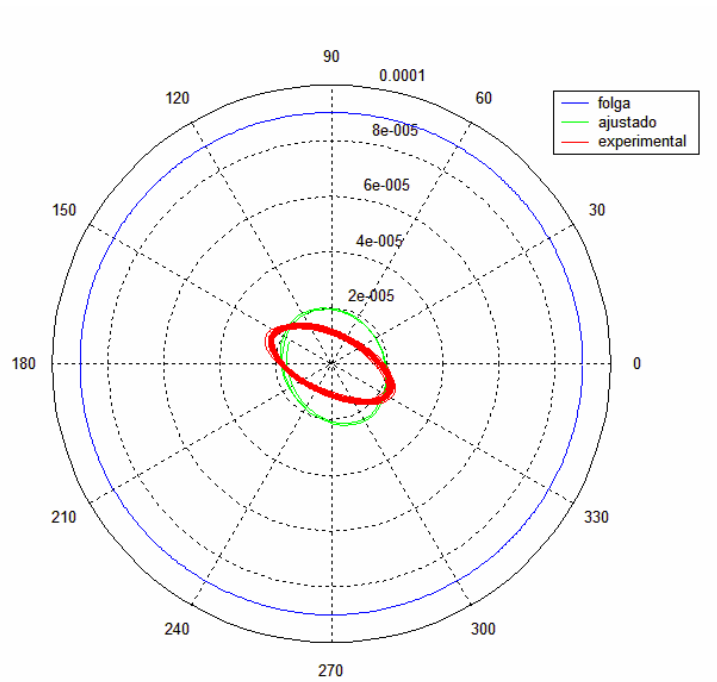


Figura 6.14 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

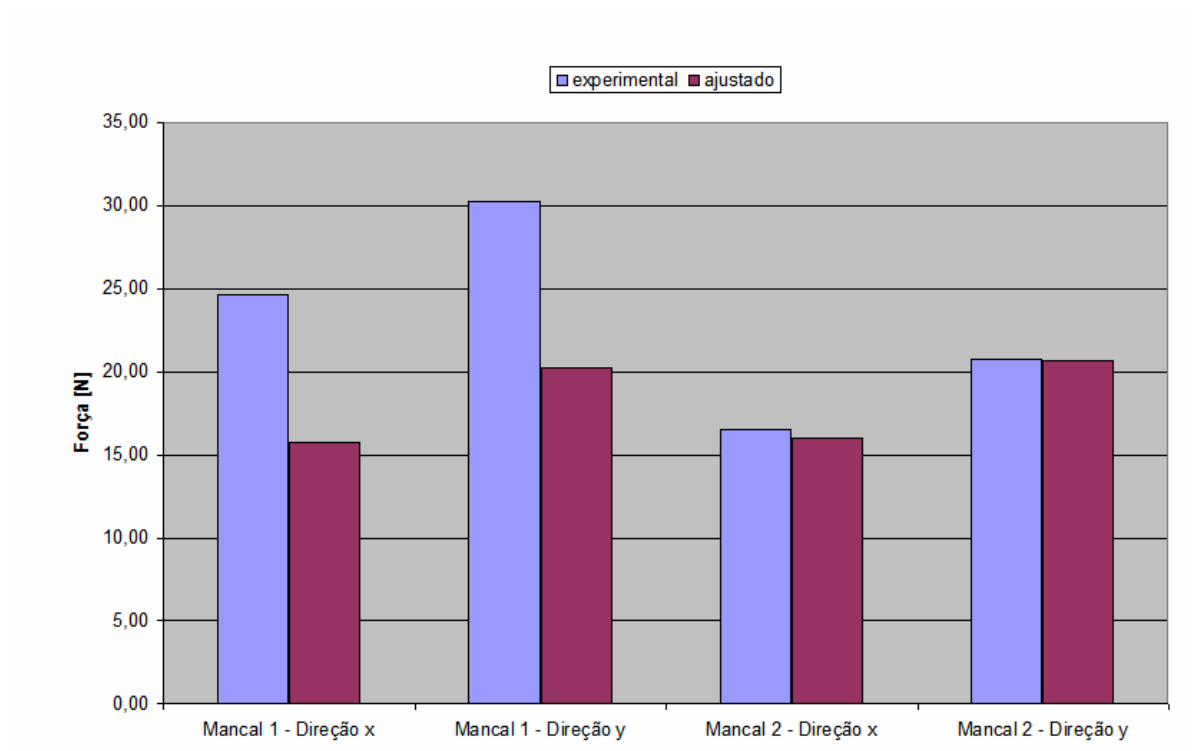


Figura 6.15 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 1

A órbita ajustada na massa se aproxima da órbita experimental. Entretanto, as órbitas ajustadas não apresentaram um bom ajuste no *SDI*. O ajuste da força hidrodinâmica apresentou a mesma ordem de grandeza e um resultado bem próximo no mancal 2. O resultado do ajuste apresentado nas Figuras 6.10 e 6.11 apresentaram órbitas ajustadas mais próximas das órbitas experimentais, porém os valores ajustados quando considerado o valor RMS das forças hidrodinâmicas e a órbita na massa obtiveram uma sensível melhora, pois o aumento com o aumento de funções objetivos, os erros devido aos parâmetros desconsiderados no modelo e às medições experimentais tende a diminuir.

A diferença entre as órbitas dos mancais ajustadas e experimentais pode ser explicada por parâmetros de projetos que tiveram valores adotados, como o amortecimento interno do eixo, além de outros que não foram considerados como o efeito do acoplamento do eixo com o motor. Considerando estes parâmetros como variáveis no processo de otimização, espera-se tentar obter uma melhora neste resultado.

6.3 Resposta experimental do sistema em aceleração (desaceleração)

Além da resposta experimental do sistema com velocidade de rotação constante, foi adquirida a resposta do sistema em desaceleração. A curva de velocidade é mostrada na Figura 6.1, na introdução deste capítulo. O motivo de se realizar este ensaio, é o fato de que se o rotor estiver em uma velocidade constante sob a ação da instabilidade fluido-induzida, as amplitudes de vibrações poderiam atingir níveis danosos ao sistema.

A Figura 6.16 mostra a referência das coordenadas nos mancais do sistema experimental. Os sensores de deslocamento são calibrados com o rotor parado, onde o eixo é apoiado na parte inferior do mancal. Portanto, a referência não é no centro do mancal, mas sim na parte inferior do mancal.

Os deslocamentos nos mancais e na massa medidos para a configuração 1, enquanto o rotor é desacelerado, são mostrados nas Figuras 6.17 e 6.18 respectivamente. A força medida

nesta condição é mostrada na Figura 6.19. Os mesmos resultados para as demais configurações são mostrados no anexo III.

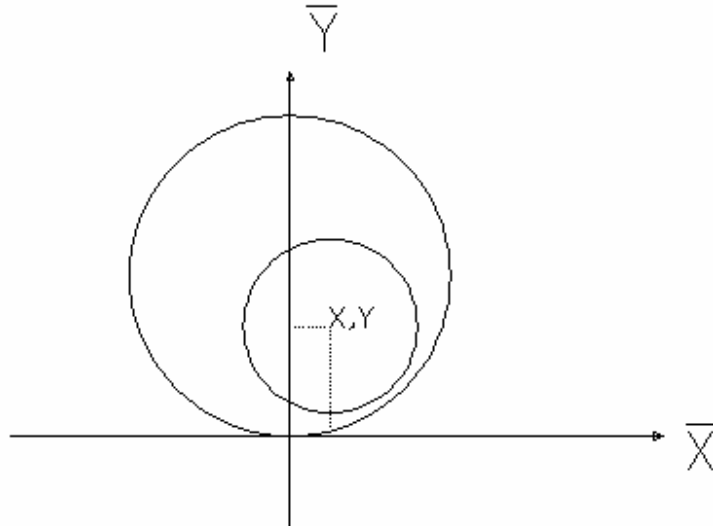


Figura 6.16 – Referência de coordenadas nos mancais da bancada experimental.

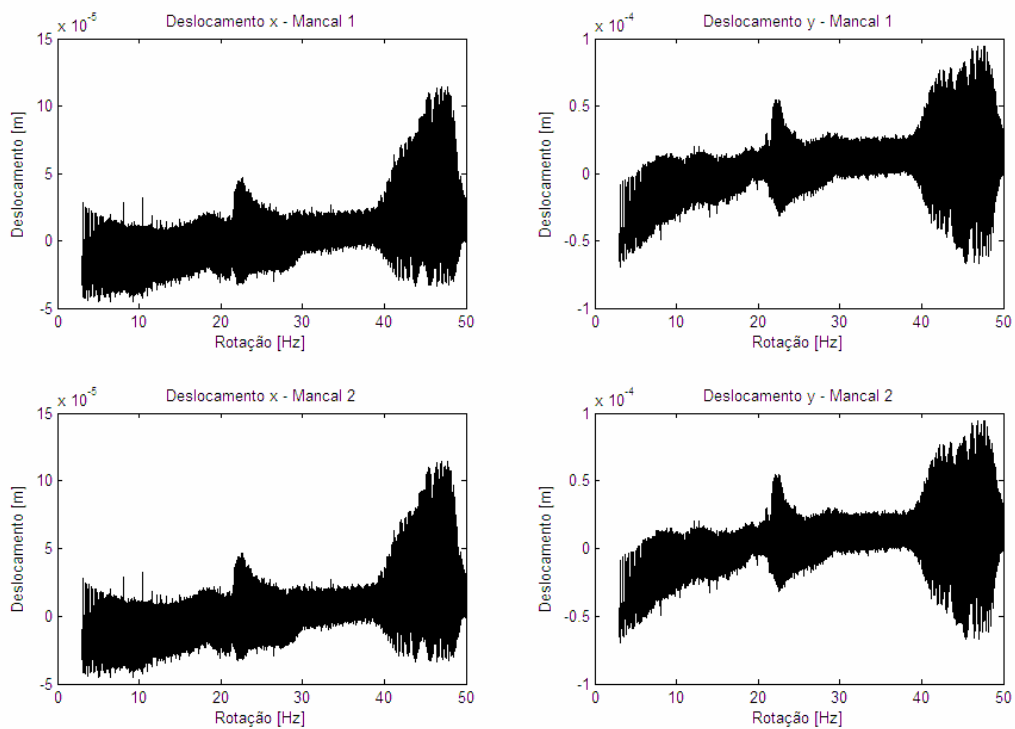


Figura 6.17 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 1 com o rotor desacelerado

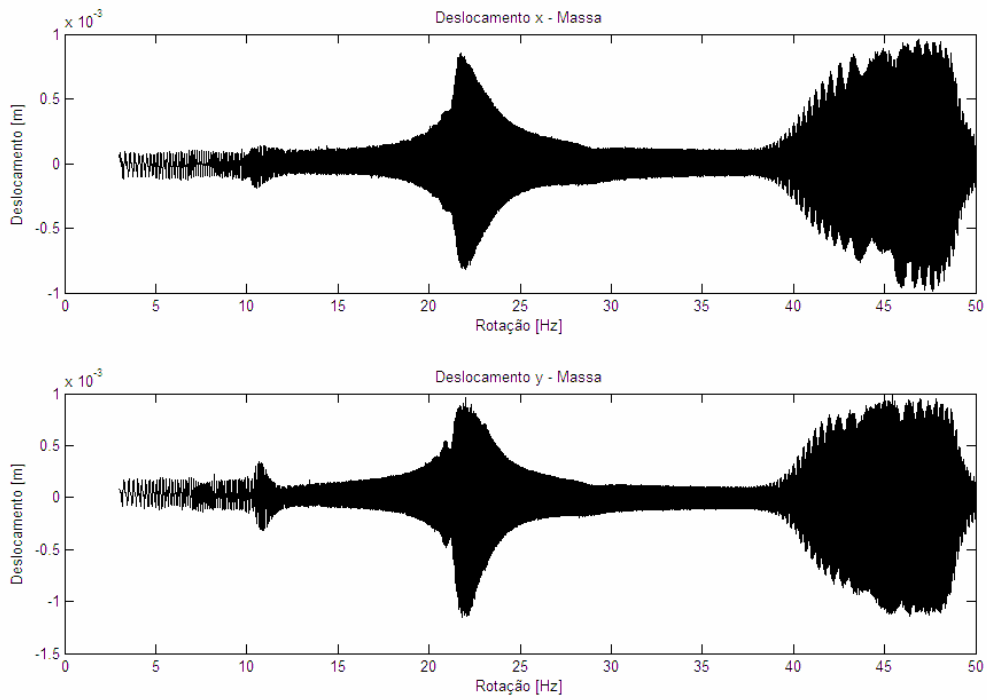


Figura 6.18 – Deslocamentos no massa para a configuração 1 com o rotor desacelerado

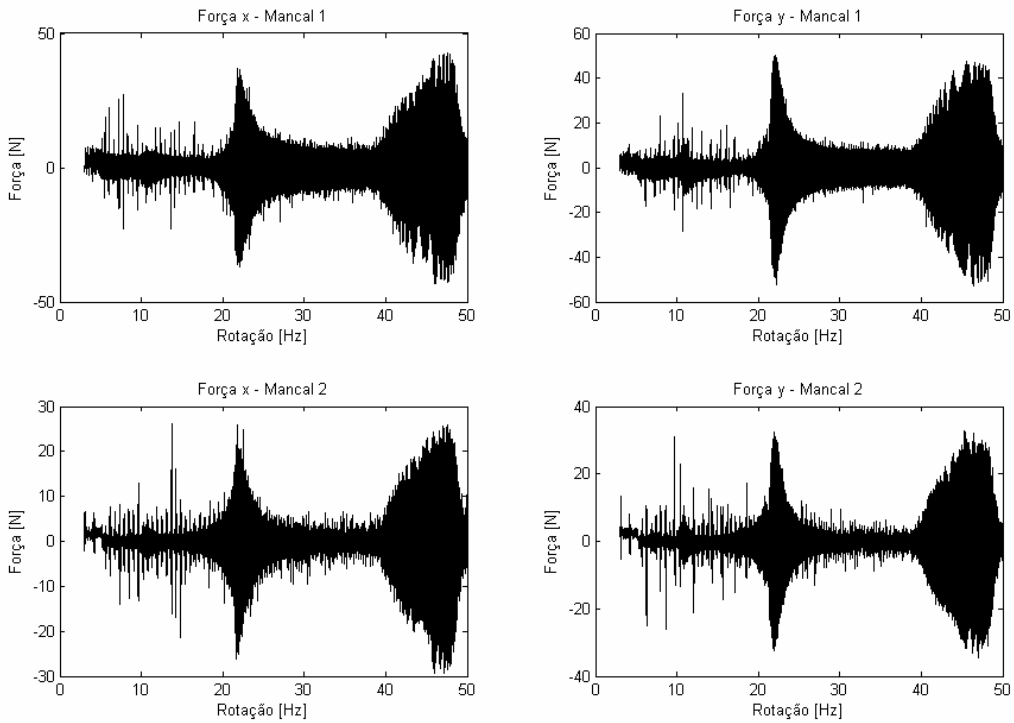


Figura 6.19 – Forças nos mancais para a configuração 1 com o rotor desacelerado

6.4 Comparação entre resultados experimentais e simulados

A fim de se comparar os resultados experimentais apresentados com os resultados da simulação, optou-se pelo uso de diagramas cascata, pois neste caso pode-se comparar a amplitude e a frequência de vibração em relação à velocidade de rotação.

A Figura 6.20 mostra o diagrama em cascata para os deslocamentos nas direções x e y da resposta no mancal 1 para a configuração 1. O resultado simulado correspondente é apresentado na Figura 6.21.

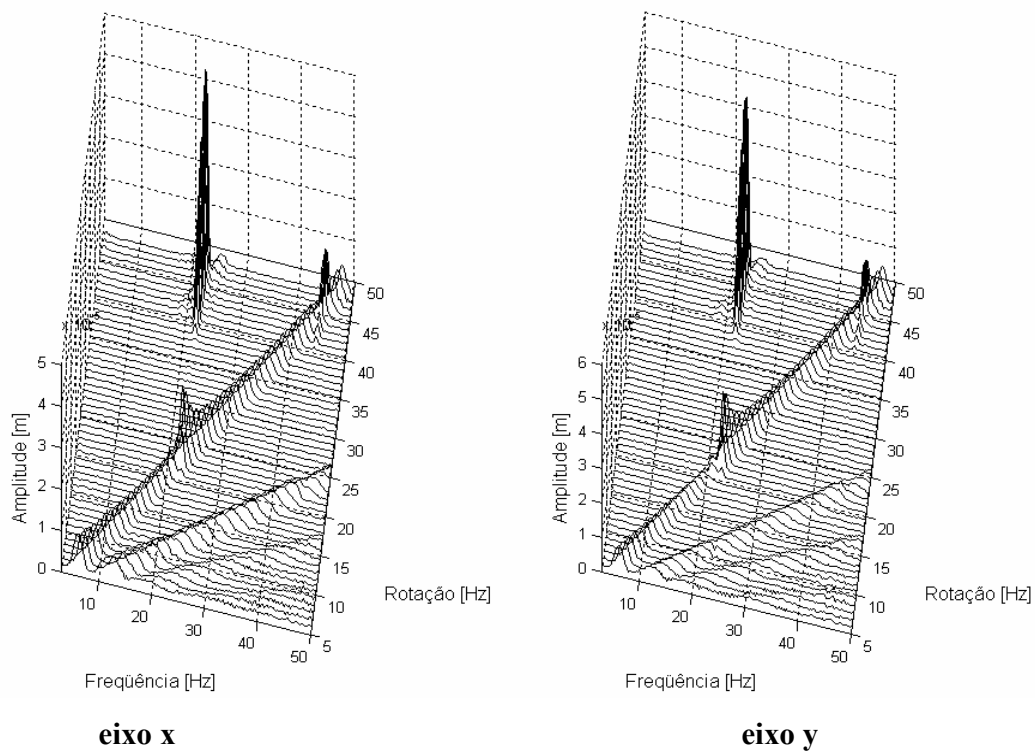


Figura 6.20 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 1

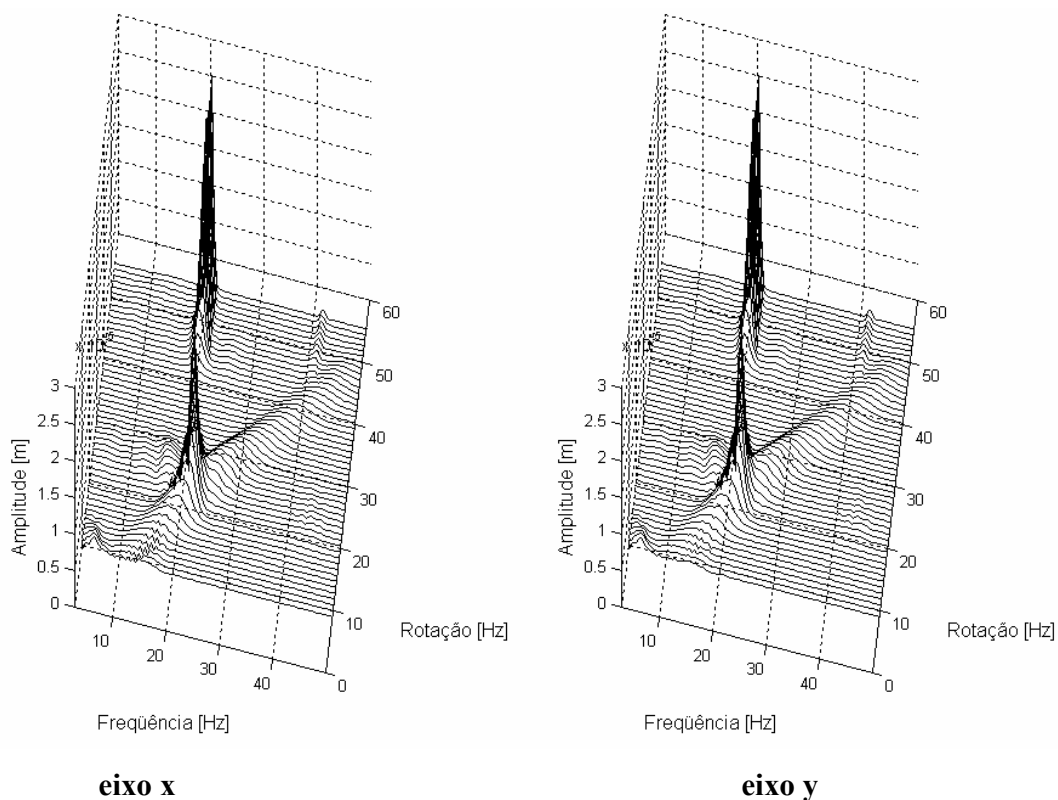
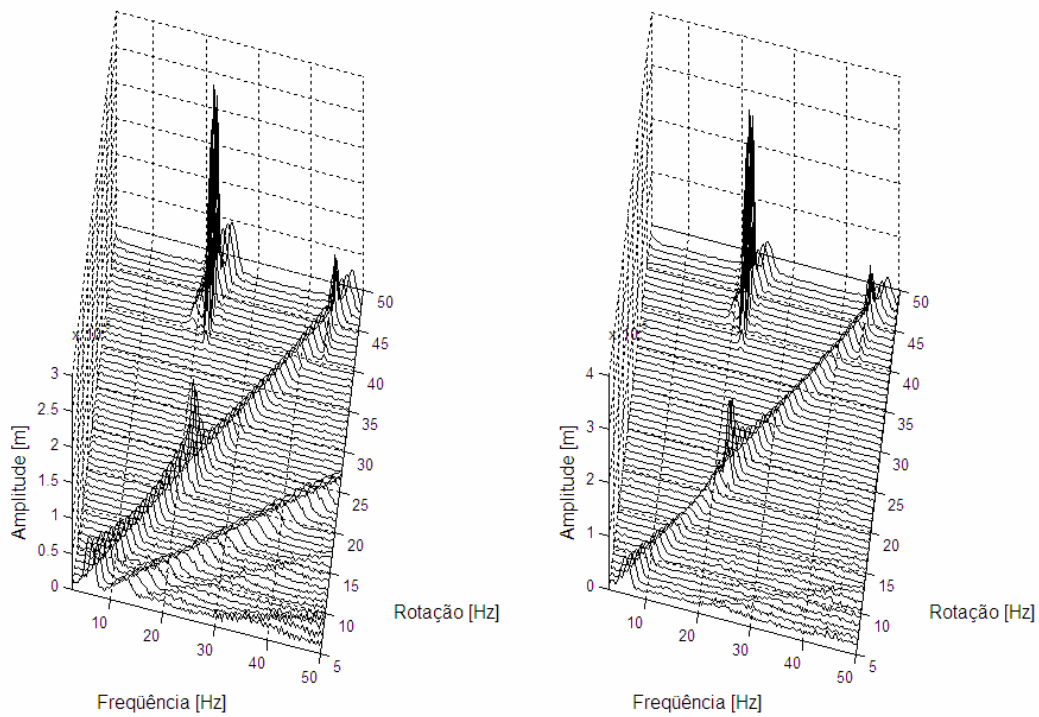


Figura 6.21 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 1

As respostas experimentais e simuladas apresentam importantes semelhanças, como o momento onde se inicia a instabilidade fluido-induzida. O resultado experimental apresenta algumas harmônicas correspondentes a 2 e 3 vezes a frequência de rotação. Isto não foi contemplado no modelo simulado. A amplitude de vibração na região de instabilidade fluido-induzida é próxima a 40 μm na resposta experimental e 30 μm no resultado simulado.

De forma análoga, o resultado para o mancal 2 é apresentado nas Figuras 6.22 e 6.23. Os comentários neste caso são os mesmo feitos para o mancal 1.

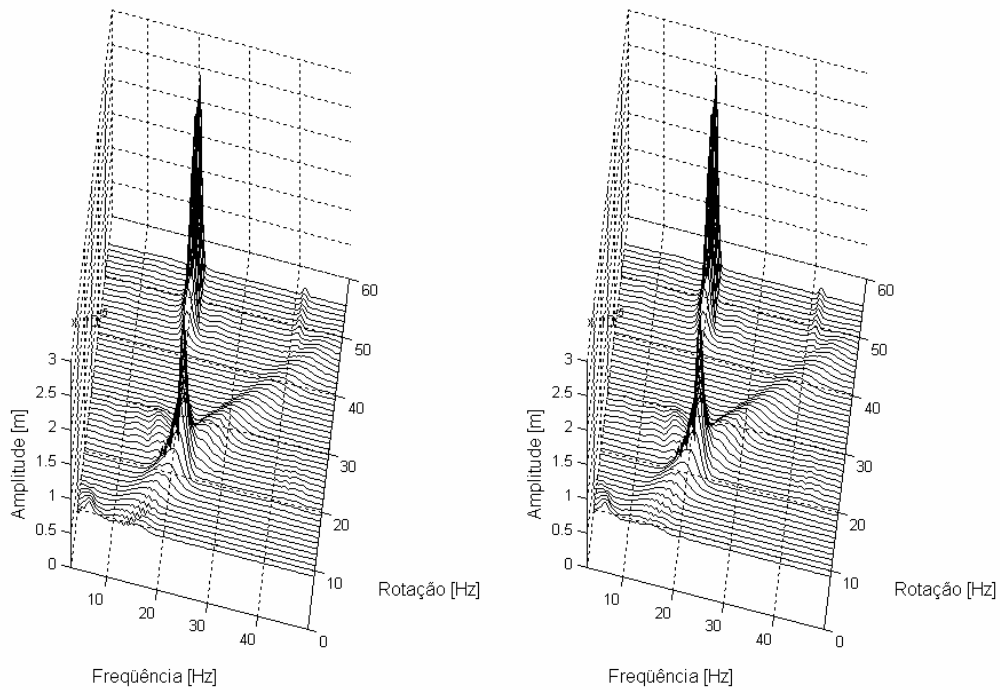
As Figuras 6.24 e 6.25 mostram, respectivamente, os resultados experimentais e simulados da massa.



eixo x

eixo y

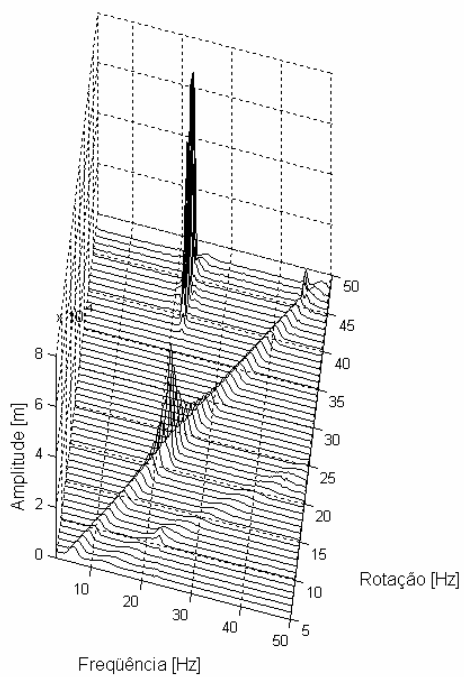
Figura 6.22 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 1



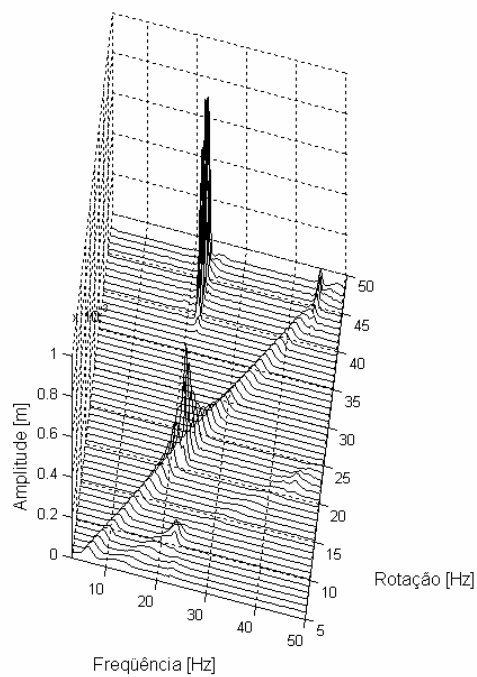
eixo x

eixo y

Figura 6.23 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 1

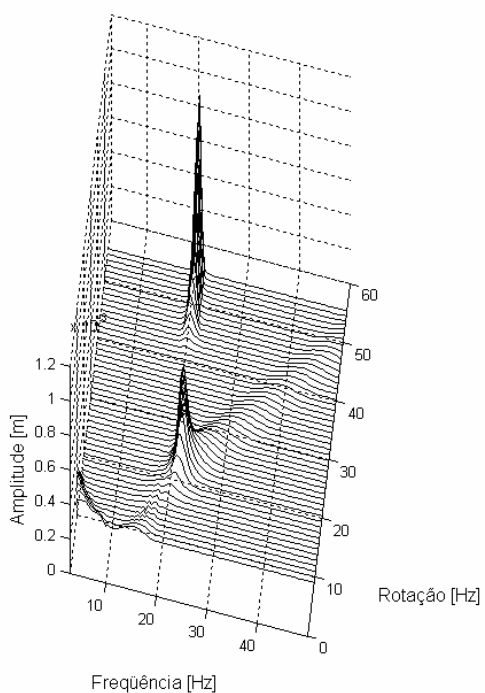


eixo x

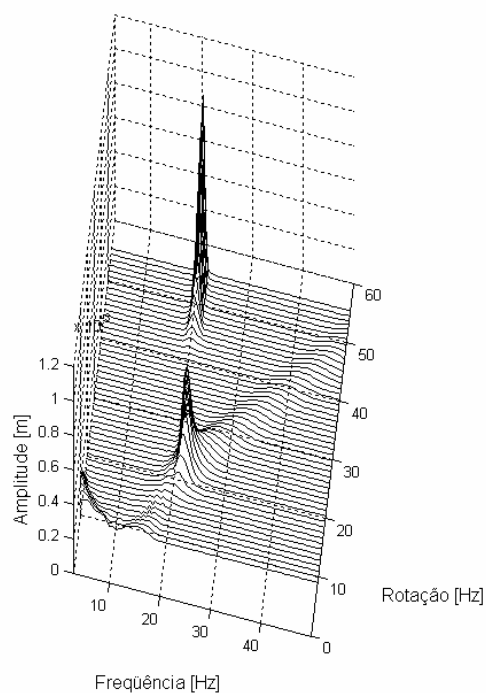


eixo y

Figura 6.24 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 1



eixo x



eixo y

Figura 6.25 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal na massa para configuração 1

A diferença na amplitude de vibração entre os resultados simulados e experimentais na região de instabilidade não se repete no caso da massa. Em ambos os casos, esta amplitude apresenta um valor próximo a 0,8 mm.

A comparação entre os resultados para a configuração 3 (folga radial maior) é mostrada nas Figuras 6.26 a 6.31.

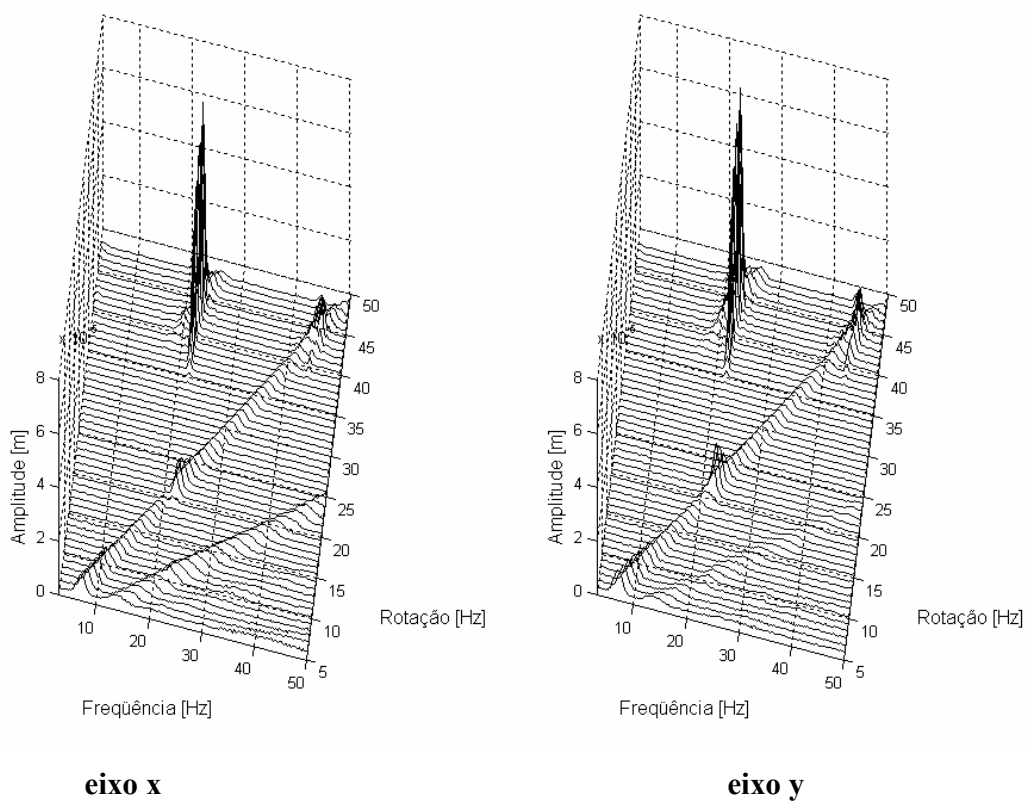
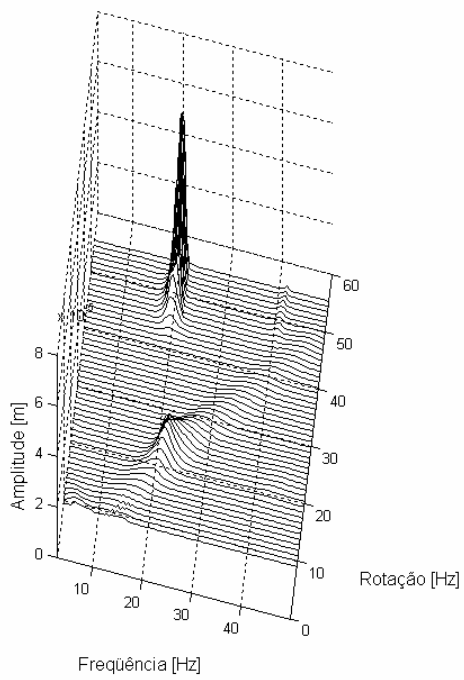
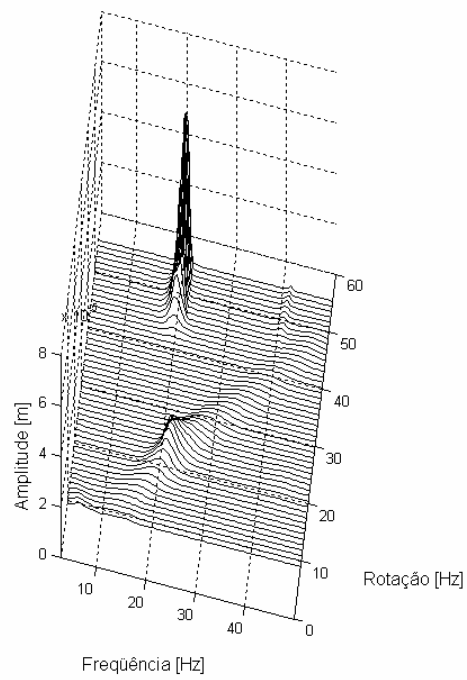


Figura 6.26- Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 3

Neste caso, as comparações entre as respostas experimentais e simuladas mostram resultados semelhantes nos mancais.

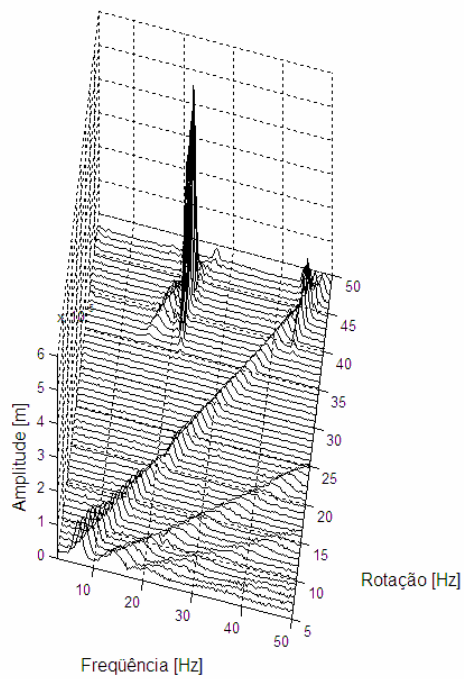


eixo x

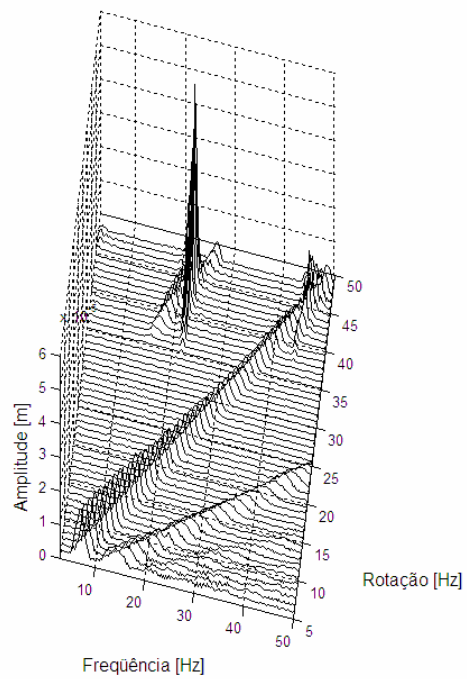


eixo y

Figura 6.27 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 3



eixo x



eixo y

Figura 6.28 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 3

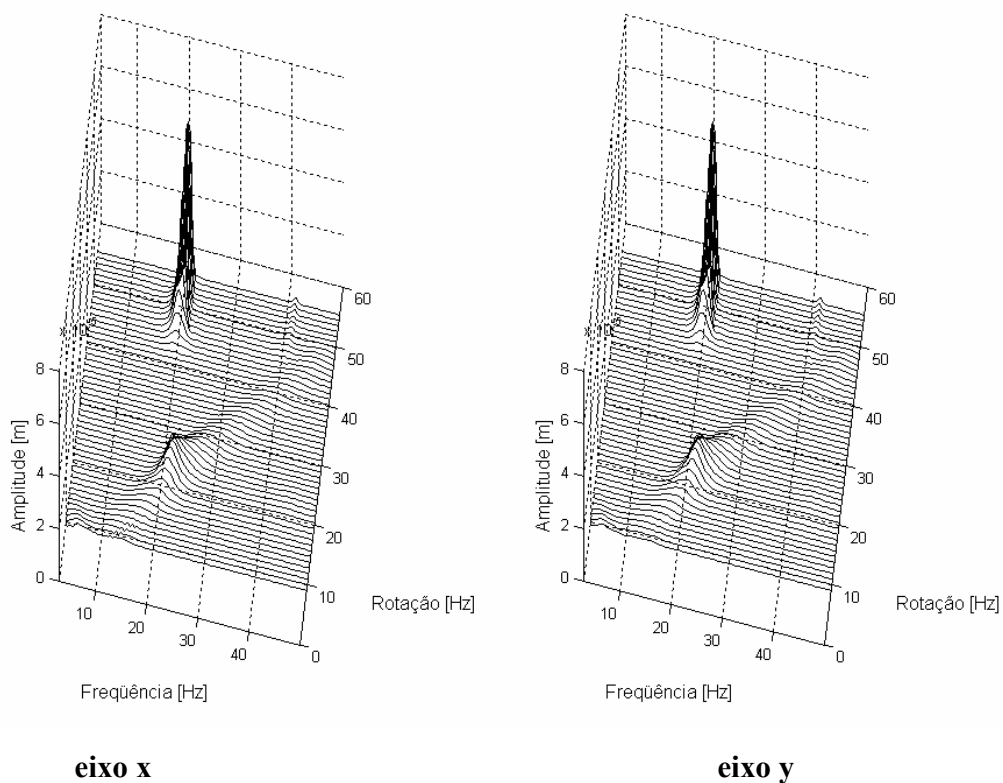


Figura 6.29 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 3

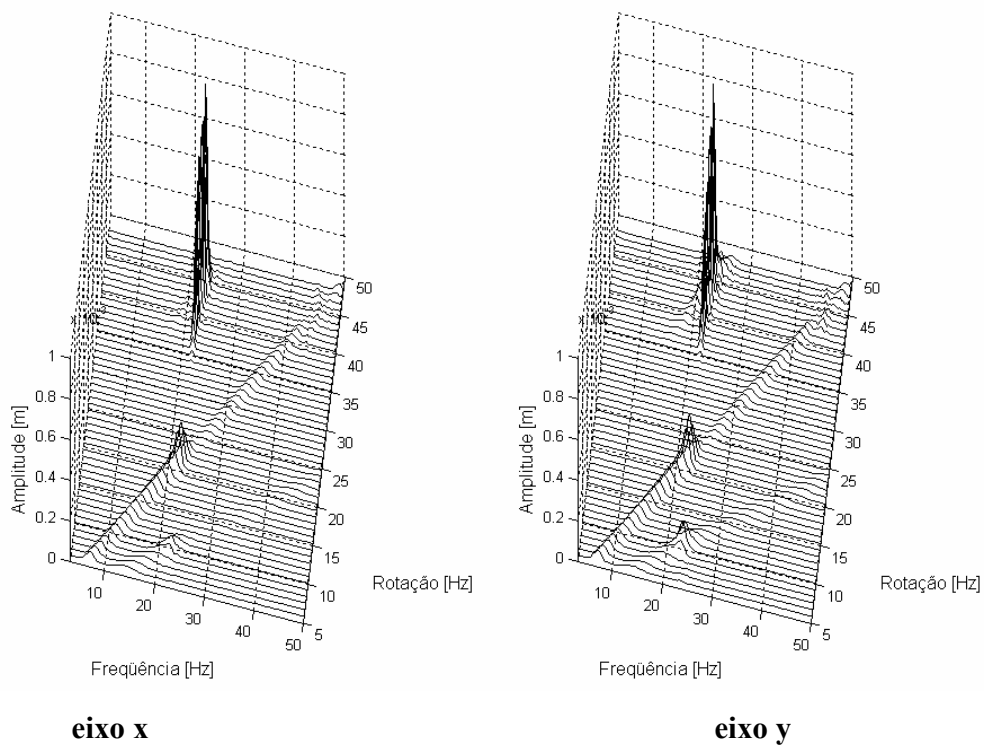


Figura 6.30 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 3

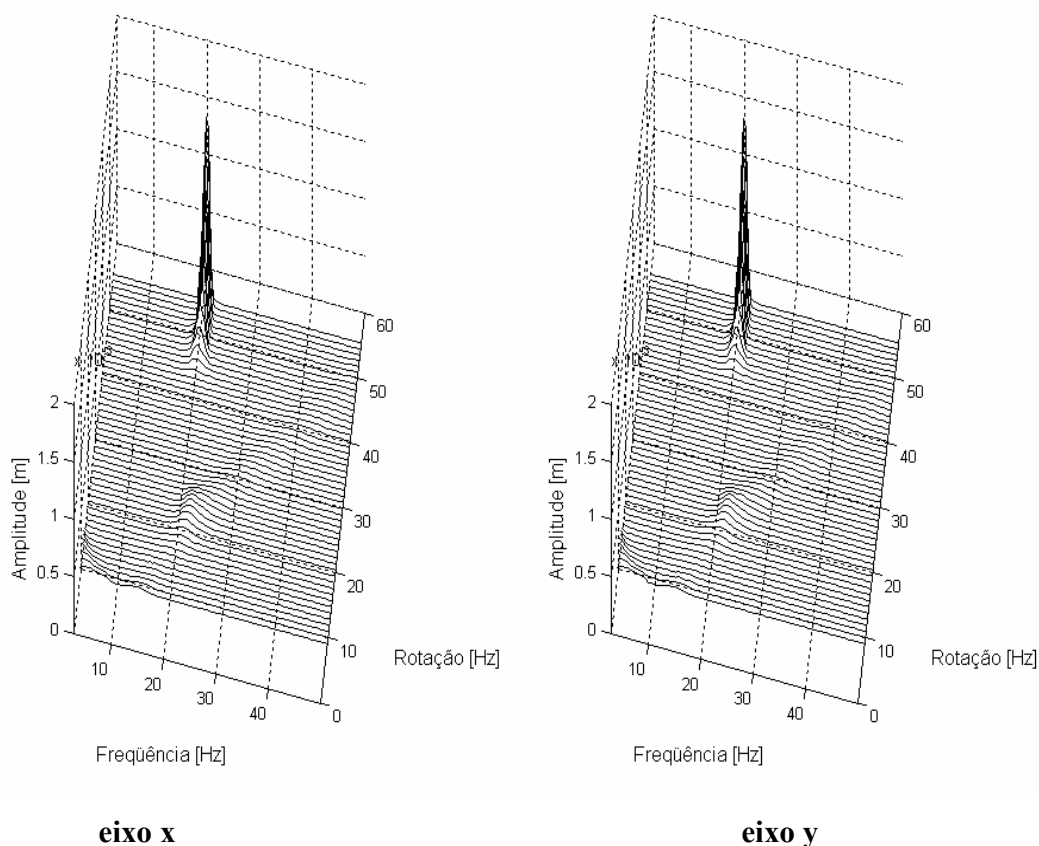


Figura 6.31 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 3

Os diagramas cascata para as demais configurações são apresentados no Anexo IV.

As simulações e os ajustes mostraram que o modelo não linear para os mancais hidrodinâmicos adotado na modelagem do sistema rotativo é adequado para reproduzir as respostas de um modelo real sob a influência de instabilidade fluido-induzida. Entretanto, em muitos casos é viável o uso de um modelo linear para a representação de sistemas rotativos, mas em poucos casos é possível fornecer os resultados decorrentes das instabilidades *oil whirl* e *oil whip*. O levantamento da influência de termos não lineares nas forças obtidas experimentalmente e simuladas será tratado na seção seguinte.

6.5 Análise das Forças Hidrodinâmicas

A rigidez de um sistema rotativo pode ser representada, de forma simplificada, pela combinação em série da rigidez do sistema girante e da rigidez do mancal. Para uma baixa rotação, espera-se que a rigidez de eixo seja da mesma ordem de grandeza da rigidez do mancal. Entretanto, quando a rotação do sistema é maior, e o sistema já sofre a influência de instabilidade fluido-induzida, a rigidez do mancal assume valores mais altos. Então, pode-se concluir que a rigidez de sistema tende para a rigidez do mancal, quando a velocidade de rotação é baixa e para a rigidez do eixo em alta rotação.

A fim de se verificar o aumento do valor da rigidez do mancal, aplicou-se um método de determinação dos coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos baseado em mínimos quadrados, proposto por Hua (2004).

A princípio, optou-se considerar uma aproximação linear da força hidrodinâmica. Desta forma, a Equação 6.1 mostra a relação entre as forças hidrodinâmicas e os coeficientes de rigidez (k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} e k_{yy}) e amortecimento (c_{xx} , c_{xy} , c_{yx} e c_{yy}).

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (6.1)$$

Desta forma, os coeficientes dos mancais para uma determinada rotação serão determinados pela solução do sistema linear dado na Equação 6.2.

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n x^2 & \sum_{i=1}^n x \cdot y & \sum_{i=1}^n x \cdot \dot{x} & \sum_{i=1}^n x \cdot \dot{y} \\ \sum_{i=1}^n y \cdot x & \sum_{i=1}^n y^2 & \sum_{i=1}^n y \cdot \dot{x} & \sum_{i=1}^n y \cdot \dot{y} \\ \sum_{i=1}^n \dot{x} \cdot x & \sum_{i=1}^n \dot{x} \cdot y & \sum_{i=1}^n \dot{x}^2 & \sum_{i=1}^n \dot{x} \cdot \dot{y} \\ \sum_{i=1}^n \dot{y} \cdot x & \sum_{i=1}^n \dot{y} \cdot y & \sum_{i=1}^n \dot{y} \cdot \dot{x} & \sum_{i=1}^n \dot{y}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_{ix} \\ K_{iy} \\ C_{ix} \\ C_{iy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n x \cdot \tilde{F}_i \\ \sum_{i=1}^n y \cdot \tilde{F}_i \\ \sum_{i=1}^n \dot{x} \cdot \tilde{F}_i \\ \sum_{i=1}^n \dot{y} \cdot \tilde{F}_i \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Onde os deslocamentos, velocidades e forças são obtidos pelas simulações ou experimentalmente.

Nesta metodologia, a velocidade de rotação analisada é assumida como centro de uma faixa de n pontos, que será aplicada no cálculo dos coeficientes. Este processo é realizado para várias velocidades de rotação e um polinômio é ajustado aos pontos que resultaram das soluções, formando uma curva para cada coeficiente em função da rotação.

A configuração 3 foi escolhida para a aplicação deste método, pois os resultados das simulações foram mais semelhantes aos resultados experimentais (Figuras 6.26 a 6.31).

A Figura 6.32 mostra os pontos obtidos para o coeficiente de rigidez k_{xx} e o polinômio ajustado, exemplificando a metodologia aplicada na determinação dos coeficientes dinâmicos dos mancais.

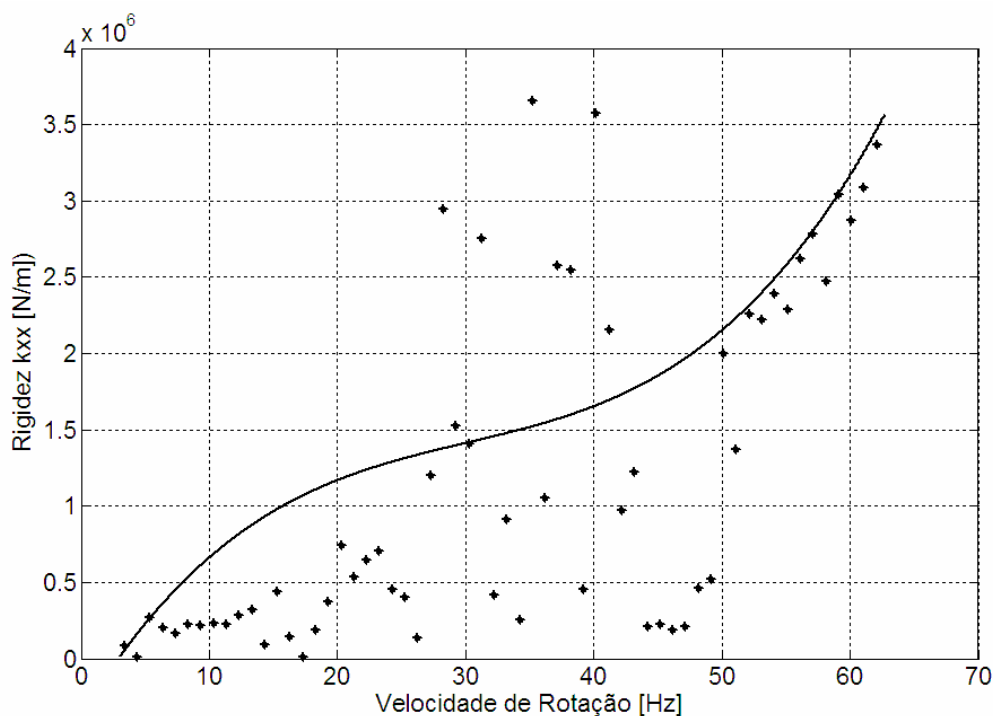


Figura 6.32 – Pontos obtidos e polinômio ajustado para o Coeficiente de Rigidez k_{xx} , considerando os resultados simulados no mancal 1.

As Figuras 6.33 e 6.34 apresentam os coeficientes de rigidez e amortecimento respectivamente para a resposta da simulação no mancal 1.

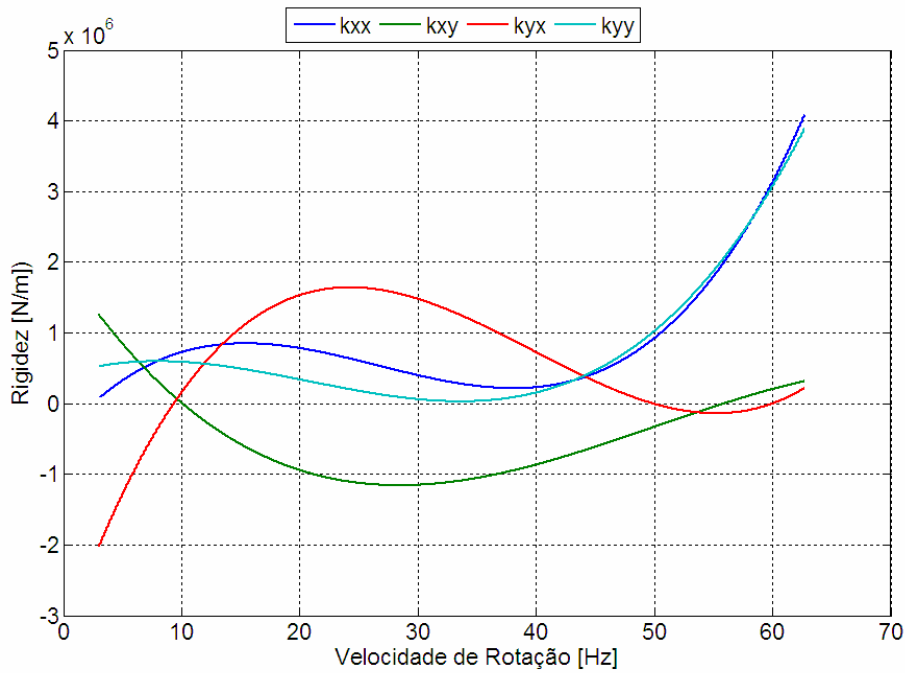


Figura 6.33 – Coeficientes de Rigidez para os resultados simulados no mancal 1.

Nota-se que quando a velocidade de rotação está próxima na região de instabilidade do filme de óleo, os valores dos coeficientes diretos (k_{xx} e k_{yy}) são maiores que os coeficientes cruzados. Os coeficientes de amortecimento diretos (c_{xx} e c_{yy}) também mostram um aumento de valores na região de instabilidade.

A comparação entre a força não linear resultante do modelo (Equação 3.33) e a força linear ajustada (Equação 6.1) é feita na Figura 6.35, a qual mostra na primeira coluna as forças não lineares simuladas e na segunda coluna as forças lineares ajustadas nas direções x e y respectivamente.

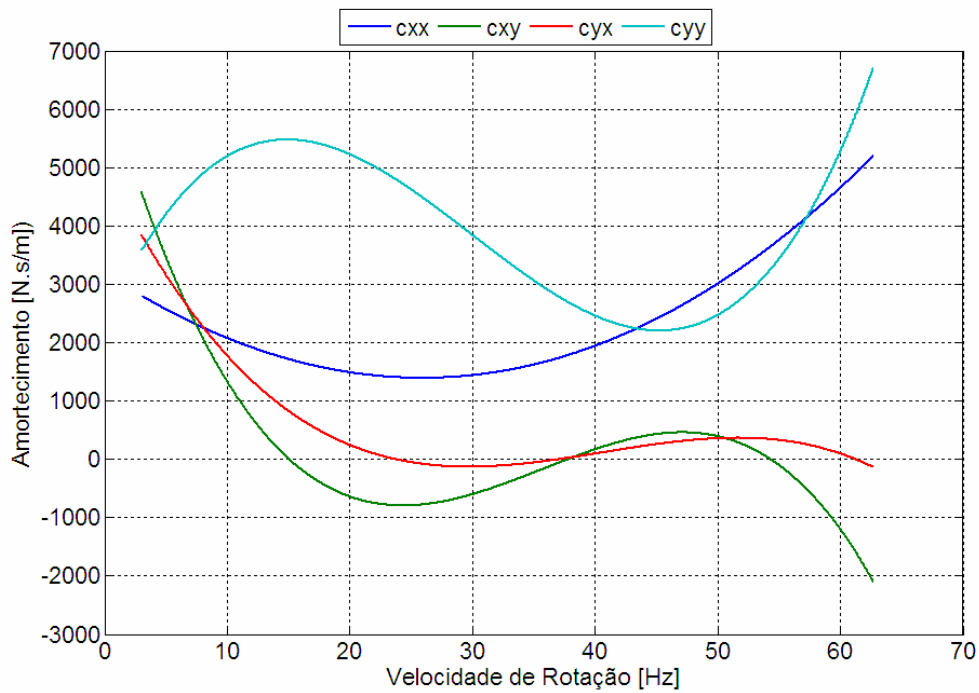


Figura 6.34 – Coeficientes de Amortecimento para os resultados simulados no mancal 1.

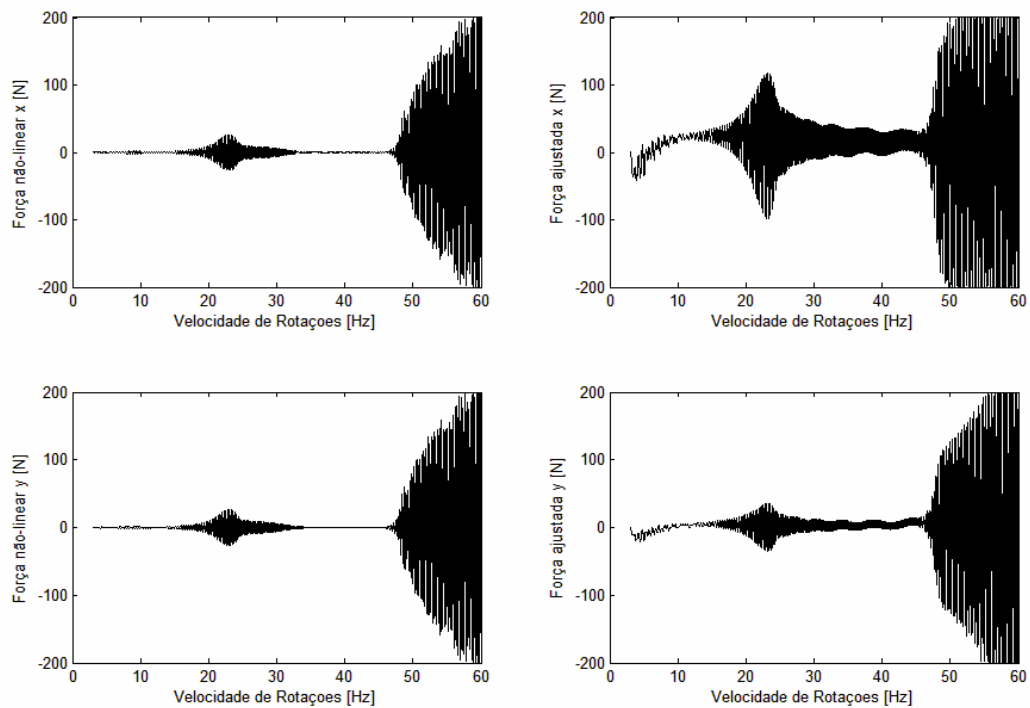


Figura 6.35 – Comparação entre força não linear simulada e força linear ajustada

O ajuste da força na direção y apresentou um resultado mais satisfatório, porém as amplitudes na direção x diferem totalmente nos modelos não linear e linear.

Zhao et al (2005) sugeriu que o mancal hidrodinâmico levasse em conta coeficientes não lineares, como mostrado na Equação 6.3.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{2,xx^2} & k_{2,xy^2} & k_{2,xyx} \\ k_{2,yx^2} & k_{2,yy^2} & k_{2,yxy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x^2 \\ y^2 \\ xy \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} c_{2,xx^2} & c_{2,xy^2} & c_{2,xyx} \\ c_{2,yx^2} & c_{2,yy^2} & c_{2,yxy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}^2 \\ \dot{y}^2 \\ \dot{x}\dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} h_{2,xx\dot{x}} & h_{2,xx\dot{y}} & h_{2,xy\dot{x}} & h_{2,xy\dot{y}} \\ h_{2,yx\dot{x}} & h_{2,yx\dot{y}} & h_{2,yy\dot{x}} & h_{2,yy\dot{y}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x\dot{x} \\ x\dot{y} \\ y\dot{x} \\ y\dot{y} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Sendo que k_2 é coeficiente de rigidez de segunda ordem, c_2 coeficiente de amortecimento de segunda ordem e h_2 coeficiente híbrido de segunda ordem.

De forma análoga a Equação 6.2, um sistema de equações é montado e os coeficientes dinâmicos de primeira e segunda ordem são calculados. A Figura 6.36 mostra a comparação das forças para o caso onde são considerados os coeficientes de segunda ordem. Os coeficientes de primeira e segunda ordem para o novo ajuste são apresentados no Anexo V.

Considerando os coeficientes não lineares, o resultado do ajuste apresentou uma melhora. Portanto, concluiu-se que a aproximação linear para mancais hidrodinâmicos não é a mais adequada na modelagem do sistema rotativos sob a influência de instabilidade fluido-induzida.

Aplicou-se esta metodologia nos resultados experimentais obtidos para a configuração 3. A Figura 6.37 mostra os coeficientes de rigidez do mancal, considerando uma aproximação linear das forças hidrodinâmicas (Equação 6.1). Os coeficientes de amortecimento são apresentados na Figura 6.38.

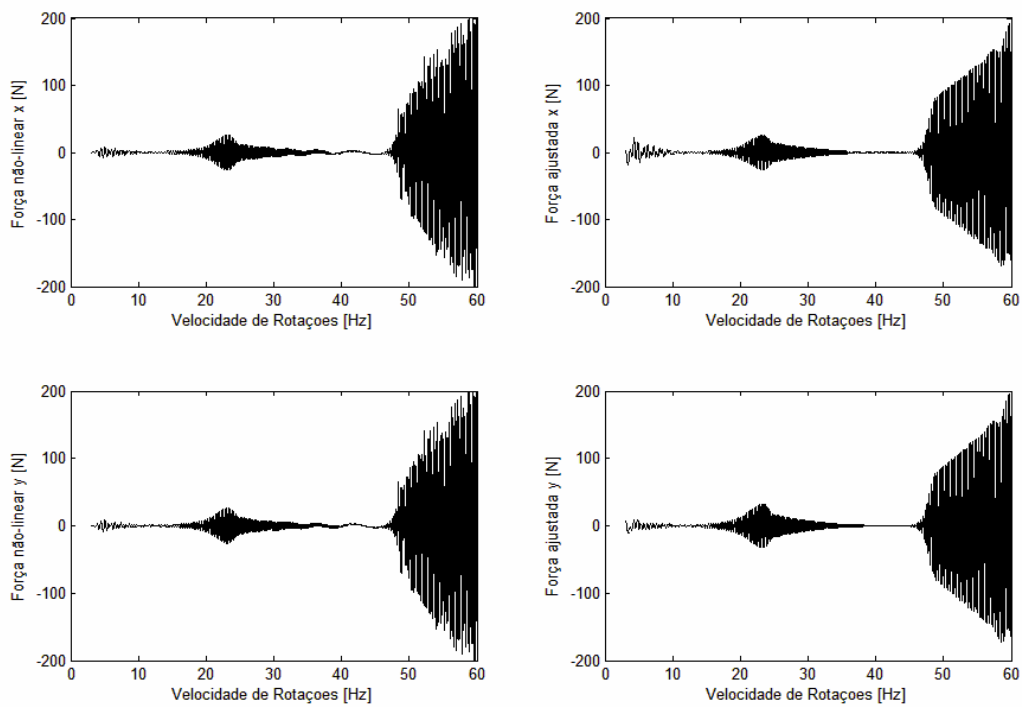


Figura 6.36 – Comparação entre força não linear simulada e força linear ajustada considerando os coeficientes não lineares dos mancais

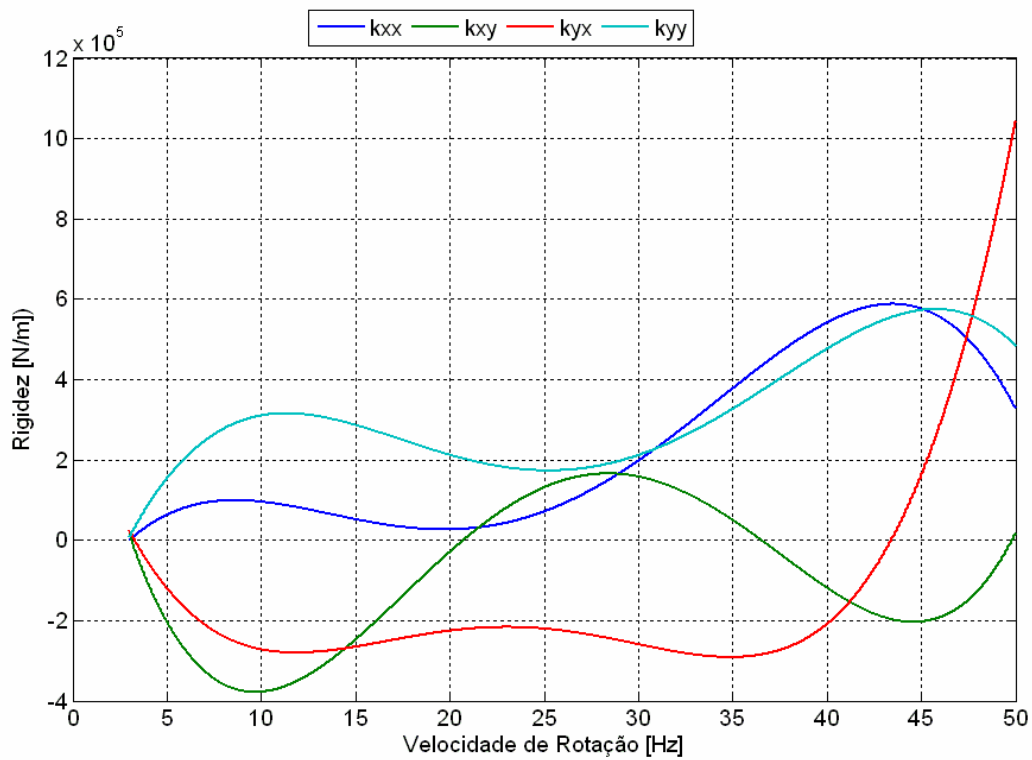


Figura 6.37 – Coeficientes de Rigidez para os resultados experimentais no mancal 1.

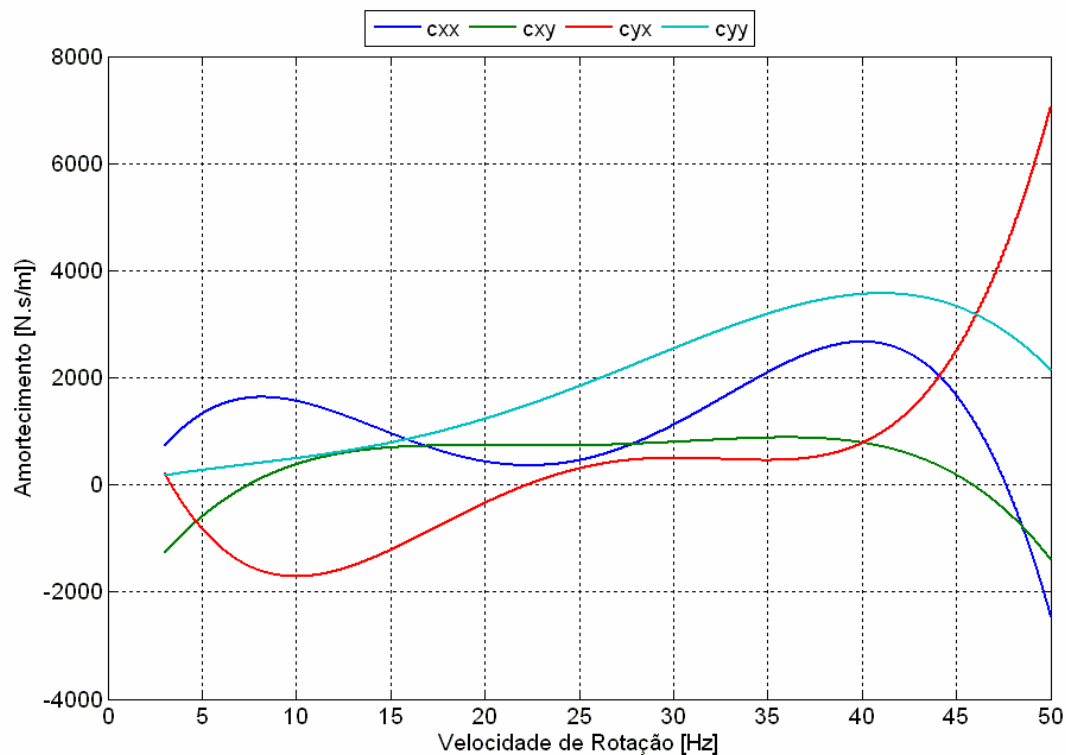


Figura 6.38 – Coeficientes de Amortecimento para os resultados experimentais no mancal 1.

Os termos dependentes do deslocamento na direção x (k_{xx} e k_{yx}) apresentam uma tendência de aumento na região de instabilidade. Enquanto que na região próxima a velocidade de ressonância, os coeficientes diretos são maiores que os cruzados.

Os coeficientes de amortecimento experimentais não apresentaram um resultado tão semelhante aos coeficientes de amortecimento da força simulada. Os termos dependentes da força na direção x (c_{xx} e c_{xy}) apresentaram uma tendência de queda na região de instabilidade, enquanto que os termos que dependem da força na direção y , uma tendência de crescimento.

Os resultados do ajuste da força experimental com coeficientes não lineares são mostrados no Anexo VI. Os coeficientes de amortecimento de primeira ordem (Figura VI.2) tiveram um comportamento oposto ao apresentado na Figura 6.38, pois os termos dependentes da força no eixo x apresentaram uma tendência de crescimento e os termos dependentes da força no eixo y

uma tendência de queda. O coeficiente de rigidez cruzado k_{yx} (Figura VI.1) teve um comportamento diferente no caso onde se levam em conta os coeficientes não lineares. Ao invés de assumir valores maiores na região de instabilidade (Figura 6.37), ele manteve os valores na mesma faixa das outras regiões.

As comparações das forças ajustadas para a aproximação linear e não linear são mostradas nas Figuras 6.39 e 6.40 respectivamente.

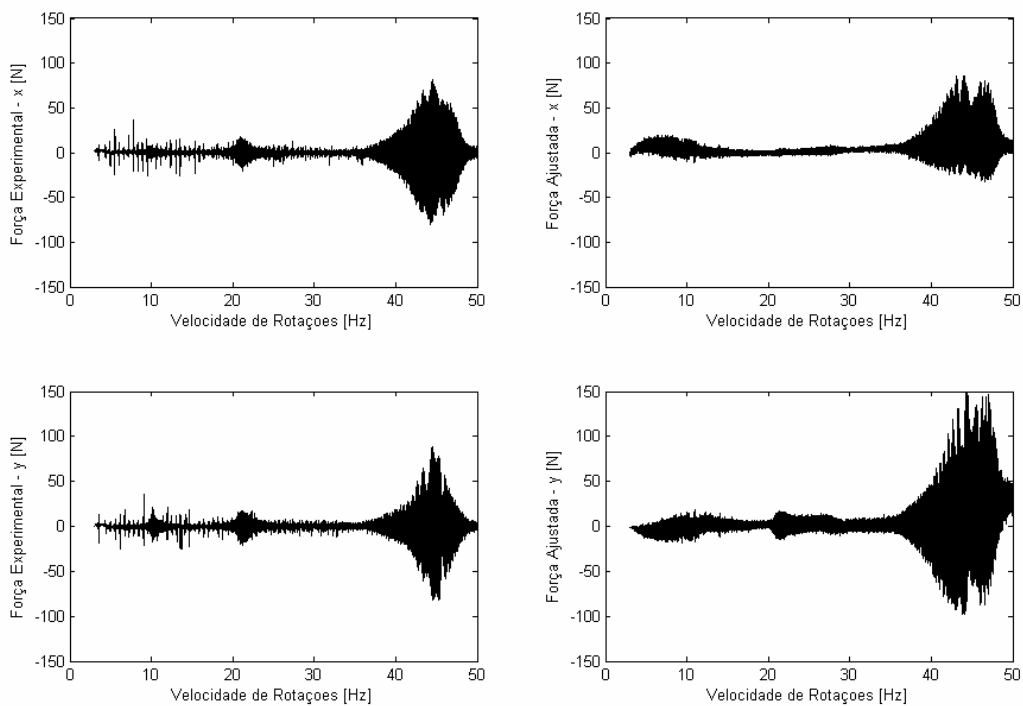


Figura 6.39 – Comparação entre força não linear experimental e força linear ajustada

A força ajustada com os coeficientes não lineares se ajustou de forma mais compatível, pois quando considerada a aproximação linear, não se obteve um resultado tão semelhante na região de instabilidade.

Estes resultados comprovam o que foi levantado no ajuste da força simulada, mostrando um ajuste melhor quando considerado os coeficientes dinâmicos não lineares nos mancais.

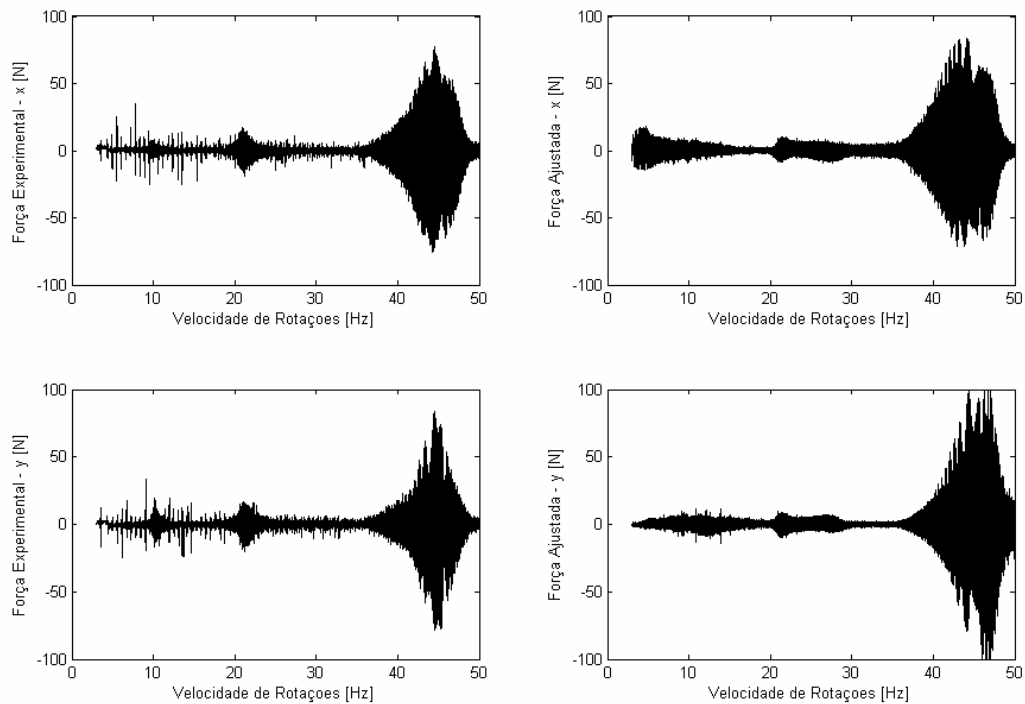


Figura 6.40 – Comparação entre força não linear experimental e força ajustada considerando os coeficientes não lineares dos mancais

6.6 Síntese da análise dos resultados

A calibração do modelo, a comparação entre as respostas experimentais e simuladas e a análise das forças hidrodinâmicas mostraram que o modelo de esforços não lineares descrito no capítulo 3, pode ser aplicado na modelagem de sistemas rotativos sustentados por mancais hidrodinâmicos.

O ajuste do modelo por um método meta-heurístico foi necessário, porque possibilitou calibrar o modelo e estimar parâmetros desconhecidos no domínio do tempo, pois os resultados das simulações são fornecidos em função do tempo.

Os diagramas em cascata mostraram uma significativa semelhança entre as respostas simuladas e experimentais, comprovando que o ajuste foi bem sucedido.

Coeficientes dinâmicos dos mancais foram estimados, considerando aproximações linear e não linear nas forças hidrodinâmicas. Mostrou-se que a aproximação não linear é mais precisa, embora ainda não possa substituir uma solução completa não linear.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

7.1 Conclusões

O presente trabalho apresenta uma contribuição na modelagem de sistemas rotativos sustentados por mancais hidrodinâmicos, assim como no ajuste e validação de modelos destes sistemas. Estes métodos e ferramentas foram utilizados para a solução de problemas diretos como no prognóstico do comportamento dinâmico dos rotores e calibração de modelos.

Foi realizada uma revisão da literatura com ênfase na modelagem de mancais hidrodinâmicos e sistemas rotativos. Trabalhos sobre a instabilidade fluido-induzida também foram mostrados na revisão, além de artigos na área do método de ajuste aplicado nesta investigação. Esta revisão visou explicar o desenvolvimento da pesquisa na área que o presente trabalho se inclui, buscando mostrar os avanços e as necessidades de desenvolvimento.

A instabilidade fluido-induzida pode causar vibrações no sistema com amplitudes extremamente elevadas, as quais podem ser danosas. Portanto, é necessária uma modelagem de sistemas rotativos, considerando os efeitos desta instabilidade, que seja aplicada no projeto, otimização e diagnose dos sistemas rotativos.

O modelo apresentado pode ser dividido em duas partes: o eixo e a massa central são modelados pelo método de elementos finitos e o mancal hidrodinâmico por expressões de forças não lineares. A excitação externa do sistema foi o desbalanceamento. No caso de sistema acelerado, o torque do motor acionador deve ser considerado. Para a solução do sistema foi aplicado o método de Newmark (Bathe e Wilson, 1976).

Simulações preliminares foram realizadas, mostrando o efeito da montagem (horizontal e vertical) e do desbalanceamento. Quando o rotor é montado na posição vertical, ou seja, não sofre a ação da gravidade, a instabilidade *oil whirl* é mais evidente. Em rotores horizontais, a distância entre o eixo e o mancal é menor, porque o centro do eixo tem uma posição de equilíbrio deslocado do centro do mancal. No caso de rotor vertical, o eixo se equilibra no centro do mancal. Por causa da maior distância entre o eixo e o mancal, este tipo de instabilidade se acentua nos rotores verticais.

Além disto, as simulações preliminares mostraram que quanto maior o desbalanceamento, maior é faixa em torno da frequência natural onde não ocorre instabilidade fluido-induzida, o que concorda com a literatura pesquisada (Muszynska, 1986 e 1988).

Um método de ajuste meta-heurístico foi aplicado para calibrar o modelo simulado com as respostas experimentais. Este método é uma aplicação conjunta de dois algoritmos clássicos em busca meta-heurística, Algoritmo Genético e Recozimento Simulado. Ambos algoritmos podem ser vistos como algoritmos que não apresentam as desvantagens dos algoritmos de busca local, como a possibilidade de convergência para um ótimo local, já que estes possuem mecanismos para escapar do ótimo local, mas possuem também a aplicabilidade geral dos mesmos. O Recozimento Simulado demonstrou ser um “acionador rápido”, capaz de obter boas soluções em um intervalo curto, mas não é capaz de melhorar significativamente essa solução no decorrer do processamento. Enquanto que o Algoritmo Genético mostrou ser um “acionador lento”, capaz de melhorar as soluções significativamente, mas exigindo tempo de processamento considerável.

O Algoritmo Híbrido demonstrou a capacidade de conciliar a aplicabilidade geral dos métodos e ainda explorar os pontos positivos de cada método. A estratégia híbrida proposta

permitiu a obtenção de melhores resultados, superiores aos métodos a partir dos quais foi originado nos casos analisados.

Foi utilizada uma função objetivo para ser minimizada no ajuste, a qual se baseou nas diferenças entre resultados experimentais e simulados, levando em conta características geométricas das órbitas e nos valores das forças hidrodinâmicas.

Os parâmetros estimados no ajuste foram a viscosidade nos mancais e o momento de desbalanceamento. Os resultados da estimativa foram coesos, pois as viscosidades são correspondentes aos valores de viscosidade do óleo para a temperatura medida e o momento de desbalanceamento convergiu para os testes nas configurações usadas na bancada experimental. Porém, algumas órbitas ajustadas não apresentaram as mesmas características geométricas das órbitas experimentais, provavelmente pelo fato de nem todos os fenômenos inerentes ao sistema rotativo foram considerados no modelo.

Os parâmetros estimados no ajuste foram utilizados na simulação do sistema em desaceleração. O resultado desta simulação foi comparado aos dados adquiridos na bancada experimental para 4 configurações, onde se variou a folga radial e a temperatura do óleo. Esta comparação mostrou resultados semelhantes entre os dados simulados e experimentais, o que contribui na validação do modelo.

Os coeficientes dinâmicos dos mancais foram estimados para os resultados simulados e experimentais. Utilizou-se uma aproximação linear, onde se consideram apenas os coeficientes de rigidez e amortecimento, e uma aproximação não linear, a qual leva em conta coeficientes relacionados aos termos quadráticos da rigidez (coeficientes de rigidez de segunda ordem), quadráticos do amortecimento (coeficientes de rigidez de segunda ordem) e termos oriundos de combinações entre os deslocamentos e velocidades (coeficientes híbridos de segunda ordem).

O ajuste das forças, considerando a aproximação não linear, proporcionou uma melhor aproximação em relação às forças simuladas e experimentais, acentuando o caráter não linear das forças hidrodinâmicas, o que mostra que o modelo adotado, descrito no capítulo 3, é adequado

para aplicação na modelagem de sistemas rotativos sob a influência da instabilidade fluido-induzida.

O comportamento dinâmico dos coeficientes foi semelhante para o ajuste das forças simuladas e experimentais. Além disto, o aumento da amplitude da força na região de instabilidade, provocou um aumento de amplitude nos coeficientes de rigidez

Os coeficientes levantados poderão ser utilizados na modelagem dos sistemas rotativos, para monitoramento e diagnose de sistemas rotativos.

As principais contribuições deste trabalho foram:

1. Aplicação de um modelo não linear de sistema rotativo sustentado por mancais hidrodinâmicos em partida ou parada, onde se podem simular os efeitos da instabilidade fluido-induzida. Esta simulação foi comparada a resultados experimentais, mostrando que o modelo proposto é capaz de representar sistemas rotativos reais.
2. Uma metodologia de ajuste de modelos, baseada em algoritmos de busca meta-heurísticos (Algoritmo Genético e Recozimento Simulado).
3. Aplicação e validação de um método de estimação dos coeficientes dinâmicos de mancais hidrodinâmicos, considerando aproximações lineares ou não lineares para as forças hidrodinâmicas

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir serão listados alguns desdobramentos de pesquisa decorrentes do desenvolvimento deste trabalho:

1. Considerar mais parâmetros no modelo, de modo que proporcione um melhor ajuste.

2. Utilização de Algoritmo Genético multi-objetivo, de modo que se possa levantar um conjunto de ótimo de Pareto. No método utilizado neste trabalho, a aplicação de pesos de ponderação pode levar a apenas um único resultado de mínimo global, o qual pode não refletir a realidade física. O uso do método de busca multi-objetivo fornece um conjunto de resultados, dentre os quais se encontram estimativas que se aproximam da realidade.

3. Uma técnica importante para a análise destas instabilidades em sistemas rotativos é a rigidez dinâmica (Bently et al., 1998 e Bently et al., 2001), a qual tem uma descrição do sistema rotor-mancal bastante realista, quando se levam em conta as instabilidades induzidas pelo fluido lubrificante do mancal hidrodinâmico. A rigidez dinâmica quantifica a resistência de uma máquina a instabilidade. Desta forma, se a rigidez dinâmica tende a valores menores, o grau de instabilidade do sistema é maior. Portanto, pretende-se desenvolver uma ferramenta para se levantar a rigidez dinâmica em sistemas rotativos, de modo que se possa quantificar e prever a iminência da ação da instabilidade fluido-induzida.

Referências Bibliográficas

Aarts, E. Korst, J. *Simulated Annealing and Boltzmann machines: a stochastic approach to combinatorial optimization and neural computing*. Chichester: John Wiley, 1990, 272p.

Ashby, W.R. *Design for a brain*. New York: John Wiley & Sons. Inc, 1960.

Assis, Elaine Gomes. *Uso de Técnicas de Otimização para Auxiliar o Projeto e Identificar Parâmetros de Máquinas Rotativas*. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia. 1999, 112 p. Tese (Doutorado).

Assis, E. G., Steffen Jr., V. Inverse Problems in Rotor Dynamics using Optimization Techniques. *6th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*. Sidney, Australia, 2002, pp. 1 - 7.

Bachschnid, N., Pennacchi, P. Vania, A. Diagnostic Significance of Orbit Shape Analysis and its Application to Improve Machine Faults Detection. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. Vol. 24, n. 2, 2004, pp. 200-208.

- Balantrapu, Achuta Rama Krishna, *Identification of Forces Coefficients in Flexible Rotor Bearing System – Enhancements and Further Validations*. Texas A&M University, 2004, 56p. Dissertação (Mestrado).
- Baricak, V. Fluid Flow within Slide Bearing – The cause of self-exciting Vibration. *Metalurgija*. Vol. 41, n. 4, 2002, pp. 317-321.
- Bathe, K. J., Wilson, E. J. *Numerical Methods in Finite Element Analysis*. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, 1976, 528 p.
- Bentley, P. J. *Evolutionary Design by Computers*. San Francisco: Morgan Kaufman Publishers, Inc., 1999, 446p.
- Bently, D. E., The Death of Whirl and Whip. *Orbit*. Fourth quarter, 2001, pp. 42-46.
- Bently, D. E., Goldman, P., Yu, J. J., The Advantages of Dynamic Stiffness Parameters over Classical Bearing Coefficients. *Orbit*. Third quarter, 2001, pp. 23-208.
- Bently, D. E., Hatch, C., Jesse, R., Whiteley, J., Dynamic Stiffness in whirl and whip, *Orbit*. First quarter, 1998, pp. 4-9.
- Bently, D. E. The description of fluid-induced whirl. *Orbit*, Vol.17, n. 1, 1996, pp. 3.
- Bently, D. E., Fluid Average Circumferential Velocity Ratio a Key factor in the rotor/bearing/seal models, *Orbit*, Vol.8, n. 1, 1987, pp. 23-28.
- Brancati, R., Rocca, E., Russo, M., Russo, R. Journal Orbit and their Stability for Rigid Unbalance Rotor. *Transactions of the ASME – Journal of Tribology*. Vol. 117, 1995, pp. 706-716.

- Capone, G., Orbital motions of rigid symmetric rotor supported on journal bearings. *La Meccanica Italiana*, n. 199, 1986, pp. 37-46.
- Capone, G. Russo, M. Short Bearing Theory Prediction of Inertia Turbulents Journal Orbits. *Transactions of the ASME – Journal of Tribology*. Vol. 112, 1990, pp. 643-649.
- Capone, G., Descrizione analitica del campo di forze fluidodinamico nei cuscinetti cilindrici lubrificati., *L.Energia Elettrica*, n. 3, 1991, pp. 105-110.
- Castro, H. F., Tapia T., A., Cavalca, K. L. Comparação de Métodos de Ajuste dos Parâmetros Físicos de Rotores em Sitemas Mecânicos. *III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – Anais do Congresso*. 2004, pp. 1 – 10.
- Castro, H. F., Idehara, S. J., Cavalca, K. L., Dias Jr., M. Updating Method Based on Genetic Algorithm applied to non-linear journal bearing Model. *ImechE 2004 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery*, Swansea, 2004, pp. 1-10.
- Castro, H. F., Cavalca, K. L. Updating Method Based on Multi-objective Genetic Algorithm Method applied to non-linear journal bearing Model. *XI DINAME - Proceedings of International Symposium on Dynamics Problems of Mechanics*, Ouro Preto, Brasil, 2005, pp. 1 - 10.
- Castro, H. F., Cavalca, K. L., Mori, B. D. Journal Bearing Orbits Fitting Method with Hybrid Meta-heuristic Method. *Proceedings of the COBEM 2005*, Ouro Petro, Brasil, 2005, pp. 1 – 10.
- Castro, H. F., Cavalca, K. L., Hybrid meta-heuristic method applied to parameter estimation of a non-linear rotor-bearing system. *7th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*. Vienna, Austria, 2006, pp. 1 - 10.

- Castro, H. F., Cavalca, K. L., Nordmann, R., Rotor-Bearing system instabilities considering a non-linear Hydrodynamic Model. *7th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*, Vienna. Austria, 2006, pp. 1 - 10.
- Cavalca, K. L. ; Cattaruzzi, E. F. . A CAE tool dedicated to the design of hidrodynamic bearings. *The International Journal Of Mechanical Engineering Education*, Manchester - UK, Vol. 29, n. 4, 2001, pp. 361-380.
- Cavalca Katia Lucchesi. *L'Interazione tra rotori e struttura portante: metodologie per la sua modellazione*. Milão: Politecnico Di Milano. 1993. Tese (Doutorado).
- Cavalca, K. L., Idehara, S. J., Dedini, F. G., Pederiva, R. Experimental non-linear Model updating Applied in Cylindrical Journal Bearings. *ASME 2001 design Engineering Technical Conference*. Pittsburg, PA, September 9-12, 2001, pp. 1-9.
- Cavalca, K. L., Cavalcante, P. F., Okabe, E. P. An investigation on the influence of the supporting structure on the dynamics of the rotor system. *Mechanical System and Processing*. Vol. 19, 2006, pp. 157-174.
- Cavalca, K. L., Cavalcante, P. F., Okabe, E. P. An experimental analysis of rotor on flexible structures. *6th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*. Sidney, Australia, 2002, pp. 1 - 9.
- Cavalca K. L., Lima E. N., Análise Não-linear de mancais hidrodinâmicos montados em um rotor vertical., *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.*, Vol.20, n. 2, pp.244-262, 1998.
- Cavalca, K. L. ; Dedini, F. G. . Experimental Analysis Of Tilting-Pad Journal Bearing Influence In A Vertical Rotating System. *IFToMM 1998 - Fifth International Conference on Rotor Dynamics*, 1998, Darmstadt - Alemanha, 1998. v. 1. p. 571-582.

- Cavalcante, Paula Frassinetti. *Modelagem de Estruturas de Suporte de Máquinas Rotativas Horizontais*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Agosto de 2001, 131p. Tese (Doutorado).
- Chauvin Jr., Darryl. *An experimental investigation of whirl instability including effect of lubricant temperature in plain circular journal bearing*, Nicholls State University, 2003, 99 p., Dissertação (Mestrado).
- Childs, D., *Turbomachinery Rotordynamics. Phenomena, Modeling and Analysis*. John Wiley & Sons, New York, 1993, 476 p.
- Crandall, S., From Whirl to Whip in Rotordynamics. *Transactions of IFTOMM 3rd International Conference on Rotordynamics*, Lyon, September 1990, pp. 19-26.
- Davis, L. *Handbook of Genetic Algorithm*. London: IPT, 1996, 385p.
- Dunn, A. A. The use of Genetic Algorithms and Stochastic Hill-Climbing in Dynamic Finite Element Model Identification . *Computes & Structures*, Vol. 66, n. 4, 1998, pp. 489-497.
- Esbensen, H., Mazumder, P., SAGA: A unification of the genetic algorithm with simulated annealing and its application to macro-cell placement. in *Proc. of the 7th Int. Conf. on VLSI Design*, 1994, pp. 211–214.
- Fogel, L.J., Owens, A. J., Walsh, M. J. *Artificial Intelligence through simulated evolution*. New York: John Wiley & Sons. Inc, 1966.
- Gasch, R., Nordmann, R., Pfützner, H. *Rotordynamik*. Springer, Berlin, 2002, 705 p.
- Goodwin, M. J., Boroomand, T., Hooke, C. J. Theoretical and experimental investigations of a variable-impedance hydrodynamic bearing. *Tribology International*. Vol. 23, n. 6, 1990, pp. 391-397.

- Goldberg, D. E. *Genetic Algorithm in search optimization and Machine Learning*. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 1989, 412p.
- Hashimoto H., Wada S., Ito J., An application of Short Bearing Theory to Dynamic Characteristics Problems of Turbulent Journal Bearings. *Transactions of the ASME – Journal of Tribology*. Vol.109, 1987, pp.307-314.
- Hashimoto H., Wada S., Sumitomo M., The effects of Inertia Forces on The Behavior of Short Journal Bearings in Superlaminar Flow Regime. *Transactions of the ASME – Journal of Tribology*. Vol.110, n.3, 1988, pp.539-547.
- He, M., Cloud, C. H., Byrne, J. M. Fundamentals of Fluid Film Journal Bearing Operation and Modeling. *Proceedings of the thirty-four Turbomachinery symposium*. 2005, pp. 155-176
- Hirani, H., Suh, N. P. Journal Bearing design using multiobjective genetic algorithm and axiomatic design approaches. *Tribology International*. Vol. 38, 2005, pp. 481-491.
- Holland, J. H. *Adaptation in natural and artificial system: an introduction with application to biology, control and artificial intelligence*. An Arbor, MI: University of Michigan Press, 1975.
- Holland, J. H. *Adaptation in natural and artificial system: an introduction with application to biology, control and artificial intelligence*. 2nd. Ed. Cambridge, MA: MIT Press, 1992, 211p.
- Hua Z., Sanxing Z., Hua X., Jun Z. An experimental study on oil-film dynamic coefficients. *Tribology International*. Vol. 37, 2004, pp. 245-253.

- Jacon, Fabio Peggau. *Ajuste de Modelos Lineares Aplicados à máquinas Rotativas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. julho de 2000, 156 p. Dissertação (Mestrado).
- Jing J, Meng G., Sun Y, Xia S. On the behavior of a rotor-bearing system. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 274, 2004, pp. 1031-1044.
- Jing J, Meng G., Sun Y, Xia S. On the behavior oil-whipping of a rotor bearing-system by a continuum model. *Applied Mathematical Modelling*. Vol. 29, 2005, pp. 461-475.
- Kirkpatrick, S., C.D. Gelatt Jr. and M.P. Vecchi, *Optimization by Simulated Annealing*, IBM Research Report RC 9355, 1982.
- Kramer., E. *Dynamics of Rotors and Foundations*, New York, Springer-Verlag. , 1993, p. 381.
- Laarhoven, P. M., Aarts, E. *Simulated Annealing: theory and applications*. Dordrecht: Kluwer, 1989, 187p.
- Lalanne, M., Ferraris, G. *Rotordynamics Prediction in Engineering*. 2. ed., John Wiley & Sons, Chichester, 1999.
- Larson, C. B., Zimmerman, D. C. Structural model refinement using a genetic algorithm approach. *Proceedings of the 11th IMAC*, 1993, pp. 1095 -1101.
- Lee, C. W., Han, Y. S. Directional Wigner Distribution and its Application. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 216, n. 4, 1998, pp. 585-600.
- Lee, C. W., Han, Y. S. Directional Time-Frequency Signal Processing Techniques for Transient Rotating Machine Vibration Analysis. *Proceedings of the 10th World Congress of the Theory of Machines and Mechanisms – IFToMM '99*, 1999, Oulu, Finland, pp. 1692-1697.

- Levin, R. I., Lieven, N. A. J. Dynamic finite element model updating using simulated annealing and Genetic Algorithms. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 12, n. 1, 1998, pp. 91-120.
- Maslen, H. E., Vázquez, J. A., Sortore, C. K. Reconciliation of Rotordynamic Models With Experimental Data. *Transactions of ASME – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol 124, 2002, pp. 351-356.
- Metropolis, N., Rosenbluth, A., M. Rosenbluth, Teller, A., Teller, E. Equation of State Calculation of Fast Computing Machine. *Journal of Chemical Physics*, Vol. 21, pp. 1953, pp. 1087-1092.
- Michalewicz, Z. *Genetic Algorithms + data structures = evolution programs*. 3rd. Ed. New York: Springer, 1996, 387p.
- Mitchell, M. *An Introduction to Genetic Algorithms*. Cambridge: MIT, 1996, 209p.
- Mori, B., D. Castro, H. F., Cavalca, K. L. Application of Simulated Annealing Algorithm in Reliability Optimization of Redundant System. *SAE Technical Papers*. Danvers, MA, 2004, pp. 1-8.
- Muszynska, A. Whirl and Whip – Rotor Bearing Stability Problems. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 110, n. 3, 1986, pp. 443-462.
- Muszynska, A. Stability of Whirl and Whip in Rotor Bearing System. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 127, n. 1, 1988, pp. 49-64.
- Muszynska, A., Bently, D. E. Fluid-generated Instabilities of Rotors. *Orbit*. Vol. 10, n. 1, 1989, pp. 6-14.

- Muszynska, A., Bently, D. E. Fluid-induced instabilities of rotors: Whirl and whip – summary of results. *Orbits*. . First quarter, 1996, pp. 7-15.
- Newkirk, B. L., and Taylor, H. D, Shaft Whipping, *General Electric Review*, Vol. 27, n. 3, 1924, pp. 169-178.
- Newkirk, B. L., and Taylor, H. D, Shaft Whipping due to Oil Action in Journal Bearings, *General Electric Review*, Vol. 28, n. 8, 1925, pp. 559-568.
- Norton, R. *Machine Design – An Integrated Approach*. Prentice – Hall Inc., 1998, 1048p.
- Ocvirk, E. W., Short bearing approximation for full journal bearings, *National Advisory Committee for. Aeronautics*, Technical Note 2808, Cornell University, 1952.
- Okabe, E. P., Cavalca, K. L. Rotordynamic analysis if system with a non-linear model of tilting pad bearings. *7th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*. Vienna, Austria, 2006, pp. 1 - 10.
- Okabe, E. P., Cavalca, K. L. Study of experimental model of supporting structure of rotating machinery, XI DINAME - *Proceedings of International Symposium on Dynamics Problems of Mechanics*, Ouro Preto, Brasil, 2005, pp. 1 - 10.
- Okabe, E. P., Cavalca, K. L. Simulation model of supporting structure of rotating machinery, *XXV CILAMCE – Iberian Latin American Congress on Computational Methods*, Recife, Pernambuco, Brasil , 2004, pp. 1 – 13.
- Petroff, N. P., Friction in Machines and the Effect of Lubricant, *Inzenernii Zhurnal*, St. Petersburg, 1883, Vol. 1, pp. 71-140, Vol. 2, pp. 228-279, Vol. 3, pp. 377-436, Vol. 4, pp. 535-564. (em Russo).

- Pinkus, O., Analysis of Elliptical Bearing, *Transactions of the ASME*, Vol. 78, 1956, pp. 965-973.
- Pinkus, O., Analysis and Characteristics of Three-Lobe Bearing, *Journal of Basic Engineering*, 1959, pp. 49-55.
- Pinkus, O., The Reynolds Centennial: A Brief History of the Theory of Hydrodynamic Lubrication, *Transactions of the ASME - Journal of Tribology.*, Vol.109, pp.2-20, 1987.
- Rao, B. S., Sekhar, A. S., Majumbar, B. C. Analysis of Rotors Considering Distributed Bearing Stiffness and Damping. *Computer & Structures*. Vol. 61, n. 5, 1996, pp. 951-955.
- Rechenberg, I. *Evolutionsstrategie – Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien de biologischen Evolution*. Stuttgart: Frommann-Holzboog, 1973.
- 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 Royal Society of London*, Series A, Vol. 177, Part 1, 1886, pp.157-234.
- Rho, B. H., Kim, K. W., A study of the dynamic characteristics of synchronously controlled hydrodynamic journal bearing. *Tribology International*. Vol. 35, 202, pp. 339-345.
- Ruggieri, G. Un metodo approssimato per la risoluzione dell'equazione de Reynolds. *L'Energia Elettrica*. n. 2, 1976, pp. 86-96.
- Rustighi, Emiliano. *Dynamics of rotating machinery: analysis, identification and control*. Pisa: University of Pisa. Fevereiro de 2004, 191 p. Tese (Doutorado).
- Santiago, Darley Fiácrio de Arruda. *Diagnostico de falhas em maquinas rotativas utilizando transformada de wavelet e redes neurais artificiais*. Campinas: Faculdade de Engenharia

Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Fevereiro de 2004, 117 p. Tese (Doutorado).

Sawicki, J. T., Rao, T. V. V. L. N., A Nonlinear Model for Prediction of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Journal Bearing. *International Journal of Rotating Machinery*. Vol 10. n. 6, 2004, pp. 507-513

Schwefel, H. P. *Evolution and optimum Seeking*. New York: J. Wiley, 1995, 444p.

Silva, A. S., Rade, D. A., Cunha, J. identificação de parâmetros de elementos de suportes em elastodinâmica utilizando Algoritmos Genéticos. *Revista Ciência e Engenharia*, Vol. 9, n. 2, 2000, pp. 78-87.

Silva, Edson Luiz da. *Dinâmica de rotores: Modelo Matemático de Mancais Hidrodinâmico*. Curitiba: Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná. 2004, 110 p. Dissertação (Mestrado).

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

Sommerfeld, A, "Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung", *Zs. Math. and Phys.*, Vol. 50 No.1, 1904, pp.97-155.

Songbo, X., Xinhua, W., Xinjiang, Z., Genfa, X. Study on nonlinear dynamic characteristics of rotor bearing system. *ASME 2001 design Engineering Technical Conference*. Pittsburg, PA, September 9-12, 2001, pp. 1-9.

Stodola, A., Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit des Oelpolsters im Lager, *Schweizerische Bauzeitung*, Vol. 85, 1925, pp 265-266.

- Swanson, E. Fixed-Geometry, Hydrodynamic Bearing with Enhanced Stability Characteristics. *Tribology Transactions*. Vol. 48, 2005, pp. 82-92.
- Tapia Tadeu, Abdon. *Modelagem dos Acoplamentos Mecânicos nos Sistemas Horizontais Rotor-Acoplamento-Mancal*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Fevereiro de 2003, 250 p. Tese (Doutorado).
- Tapia T., A., Cavalca, K. L. Modeling Effect of Flexible and Rigid Couplings in Mechanical Systems. *6th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics*. Sidney, Australia, 2002, pp. 1 - 9.
- Tapia T., A., Castro, H. F., Cavalca, K. L. Optimization Methods applied to Parameters Estimation of Flexible Coupling in Rotating Systems. *ImechE 2004 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery*, Swansea, 2004, pp. 1-10.
- Tower, B., First report on friction experiments, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1883, pp. 632-659 .
- Tower, B., Second report on friction experiments, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1885, pp. 58-70.
- Vance, J.M., *Rotordynamics of Turbomachinery*., John Wiley & Sons, New York, 1988, 388 p.
- 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*. Vol. 287, 2005, pp. 827-843.
- Zimmerman, D. C., Yap, K. Evolutionary approach for model refinement. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13 n. 4, 1999, pp. 609-625.

Anexo I

Resultados experimentais a rotação constante para as configurações 2 a 4

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os resultados experimentais para a rotação constante de 22,5 Hz e 23 Hz, imediatamente antes e após a velocidade de ressonância. As Figuras I.1 a I.3 mostram os resultados referentes à configuração 2 a 22,5 Hz e as Figuras I.4 a I.6 a 23 Hz.

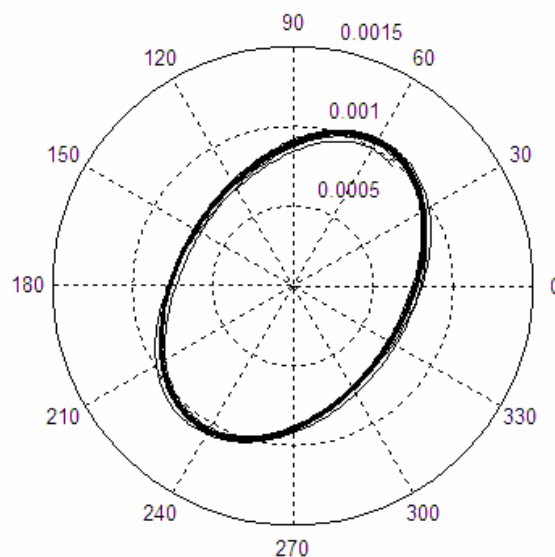


Figura I.1 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

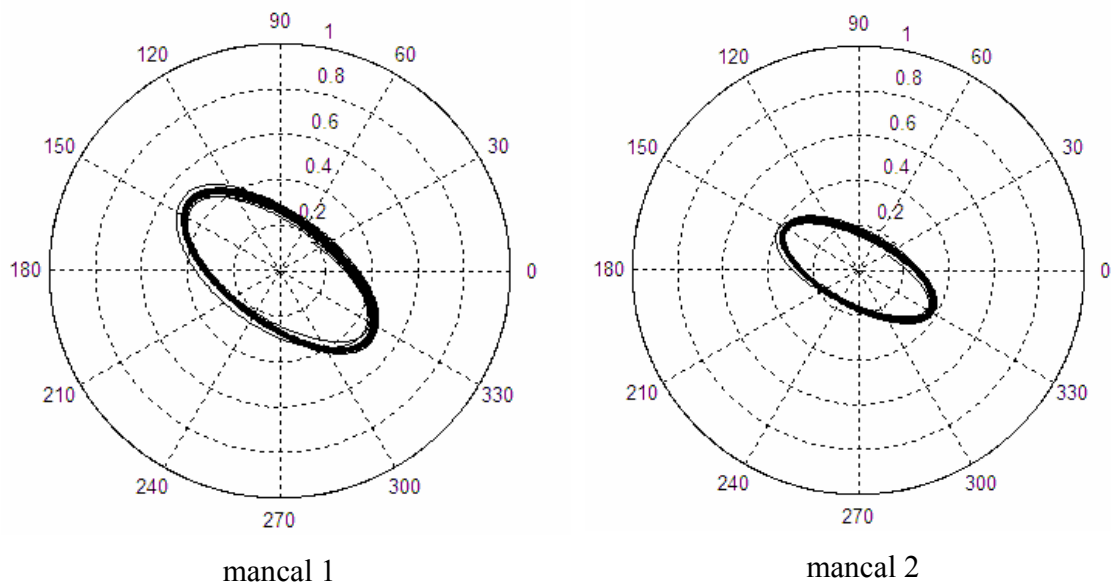


Figura I.2 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

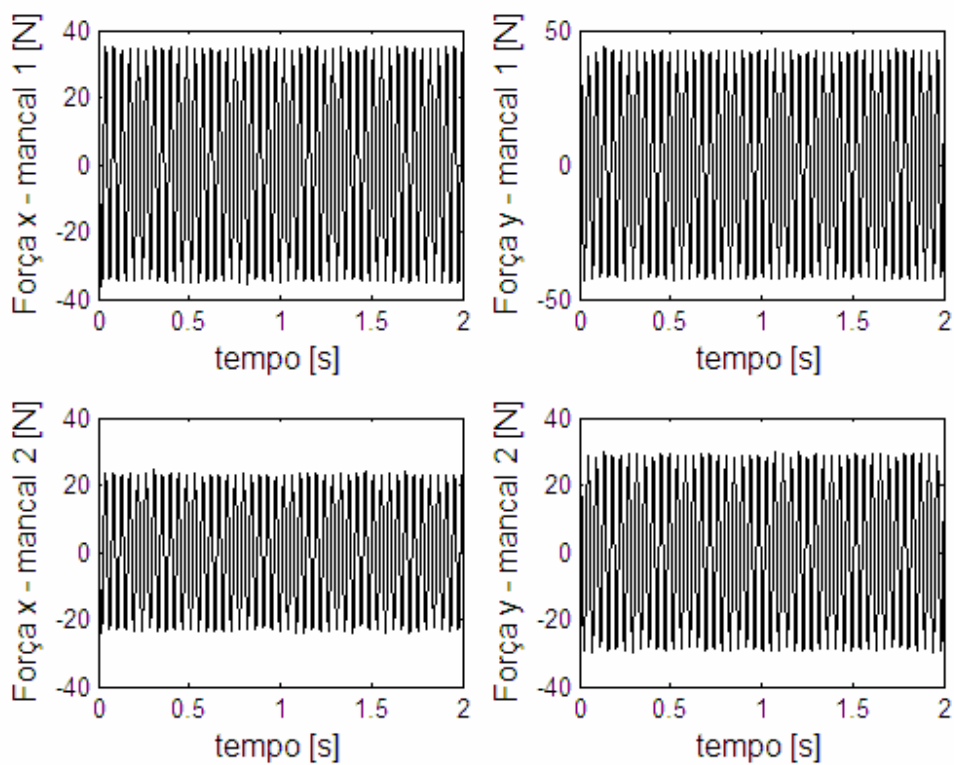


Figura I.3 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

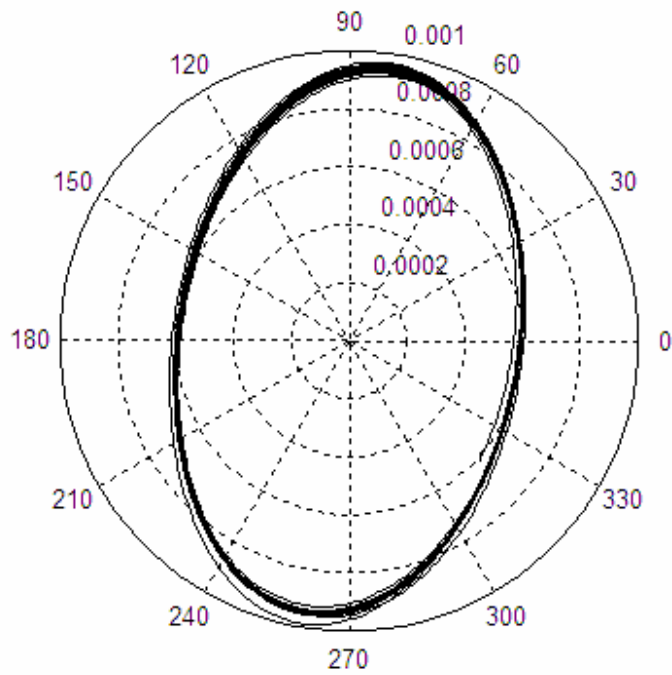


Figura I.4 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 2

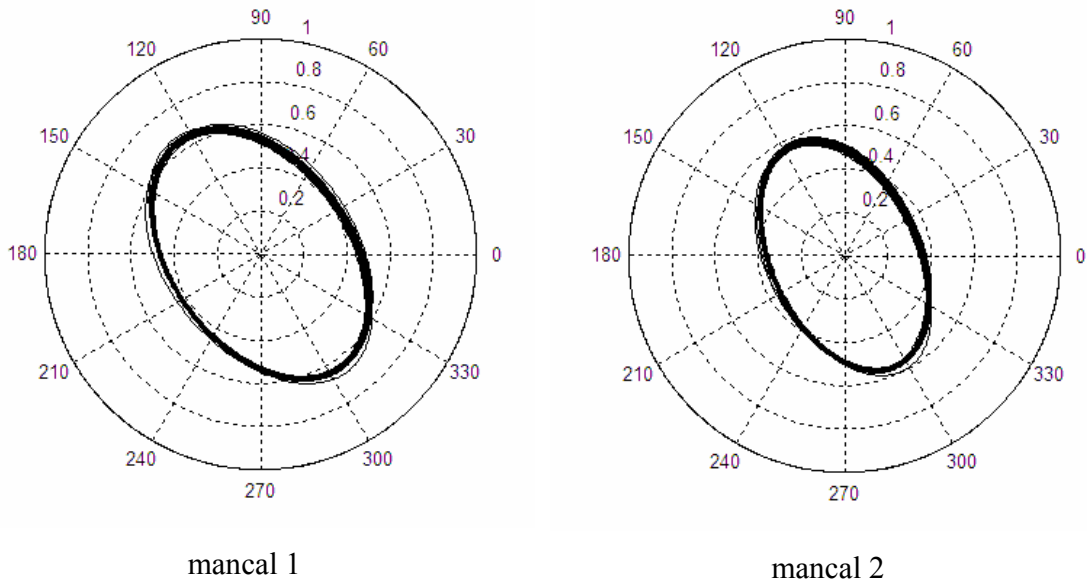


Figura I.5 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2

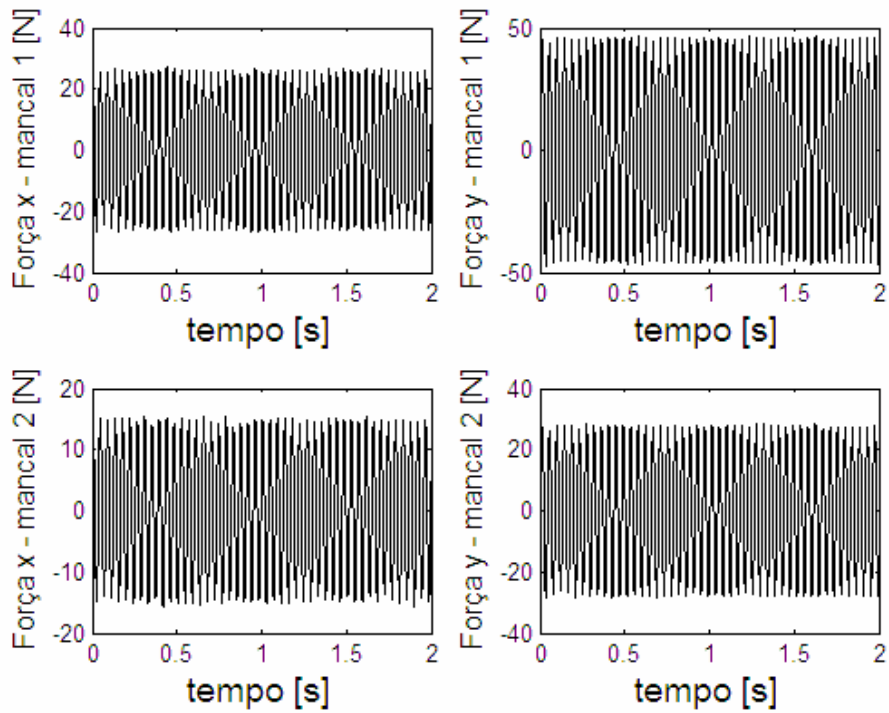


Figura I.6– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2

De forma análoga as Figuras I.7 a I.12 mostram os resultados para a configuração 3 e as Figuras I.13 a I.18 para a configuração 4.

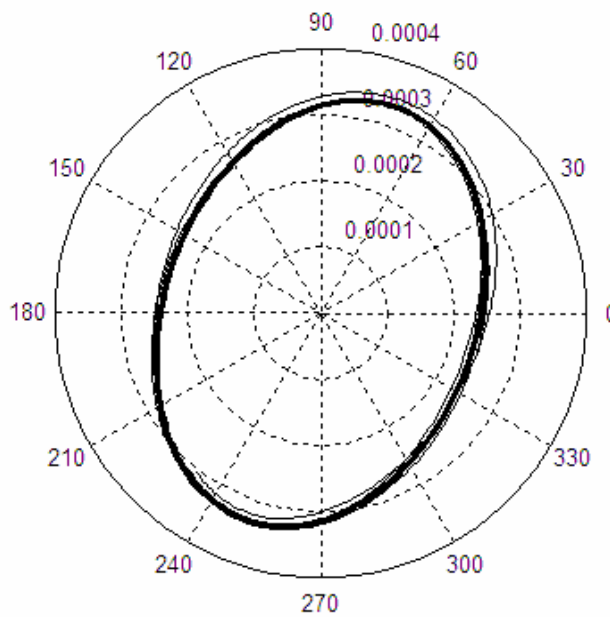


Figura I.7 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

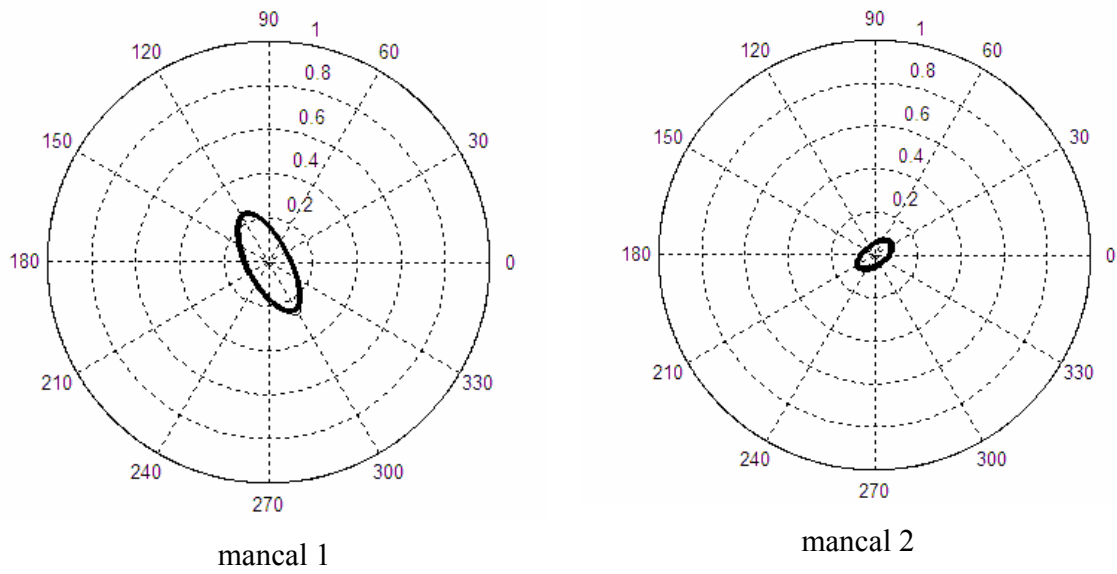


Figura I.8 – Órbitas medida adimensionais nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

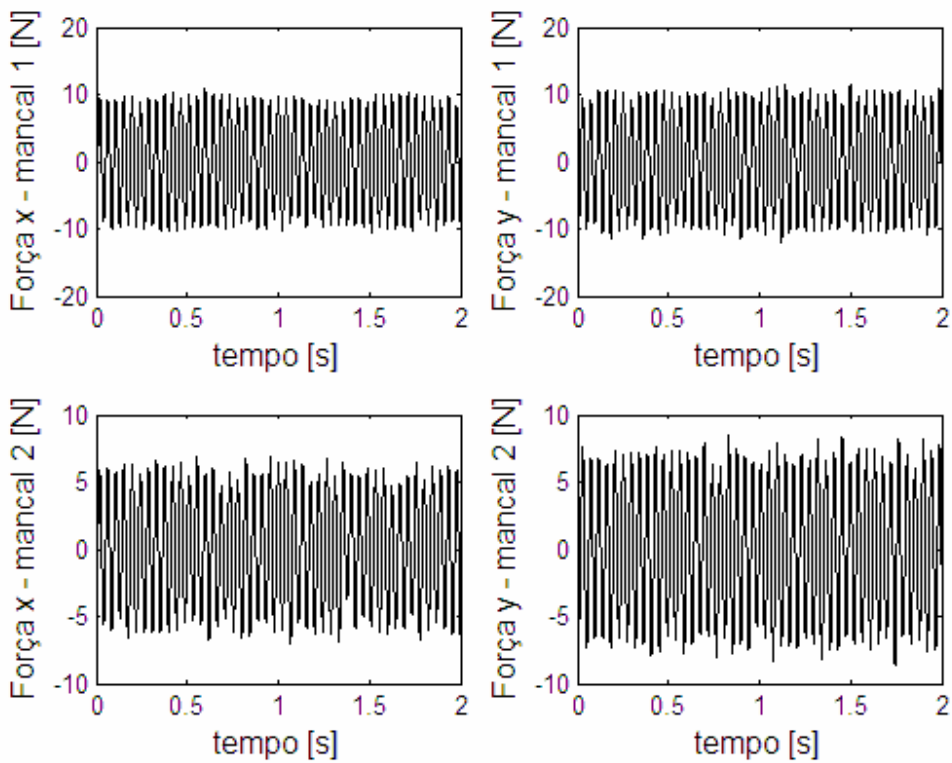


Figura I.9 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

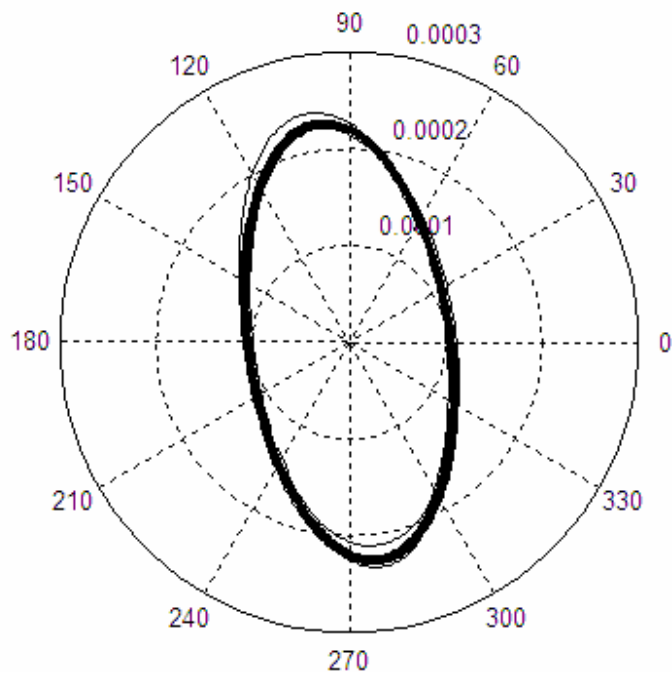


Figura I.10 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 3

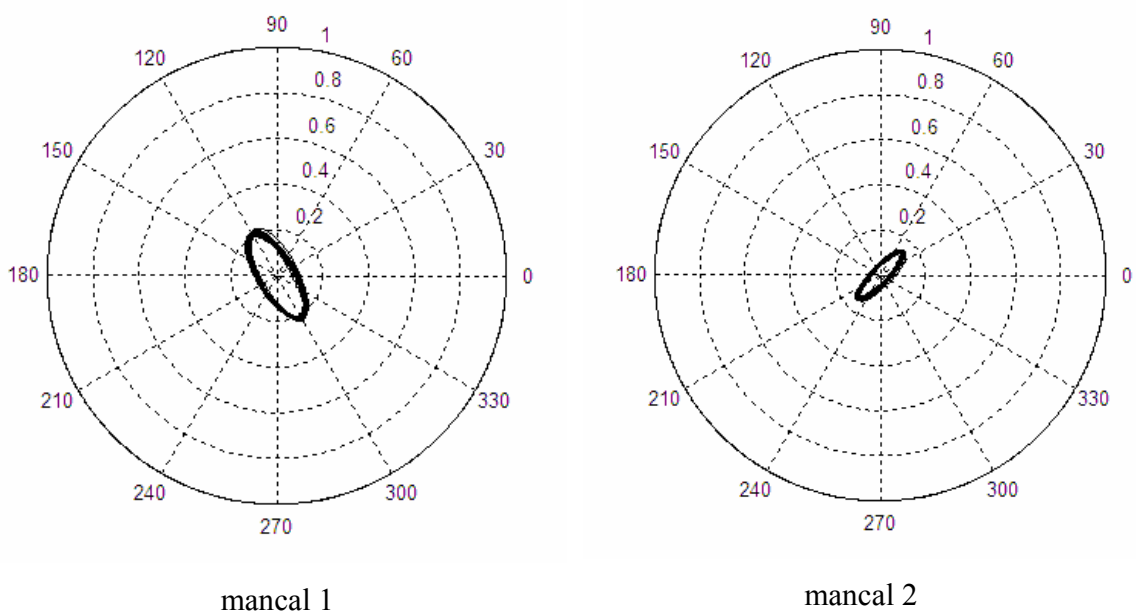


Figura I.11 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3

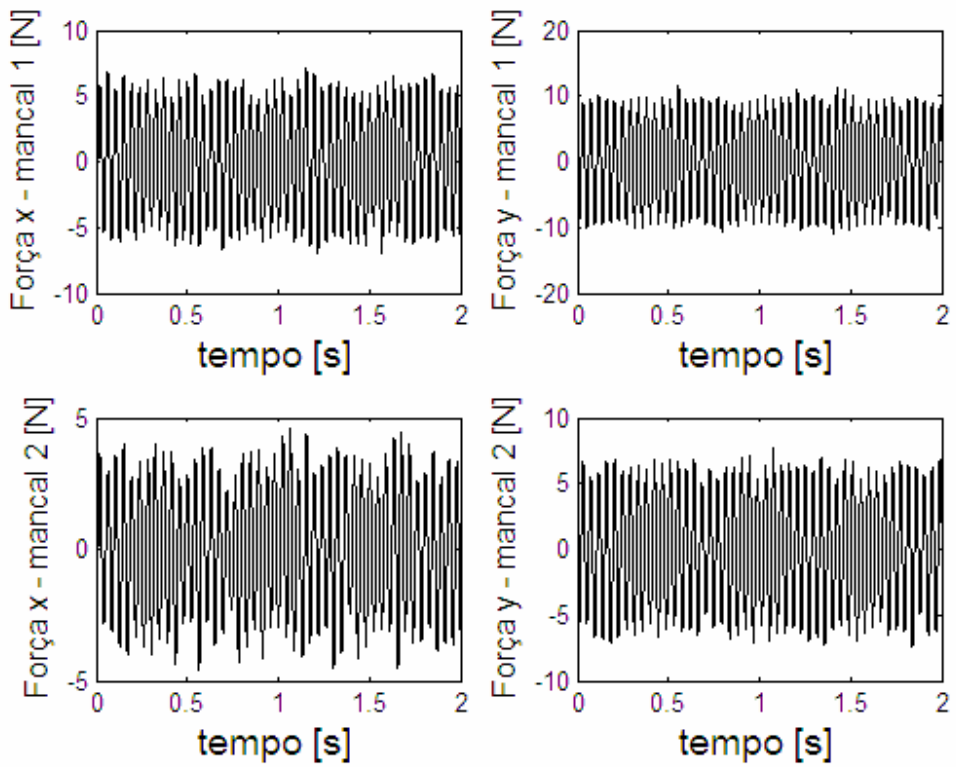


Figura I.12– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3

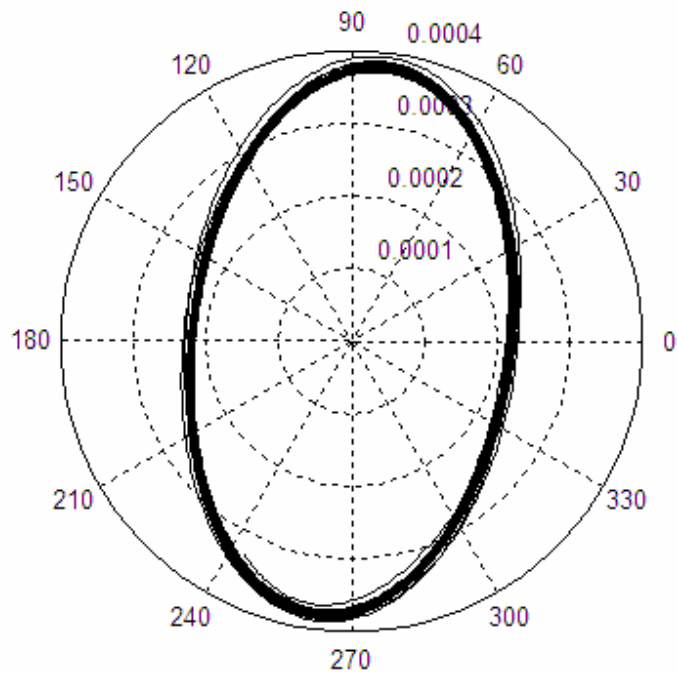


Figura I.13 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4

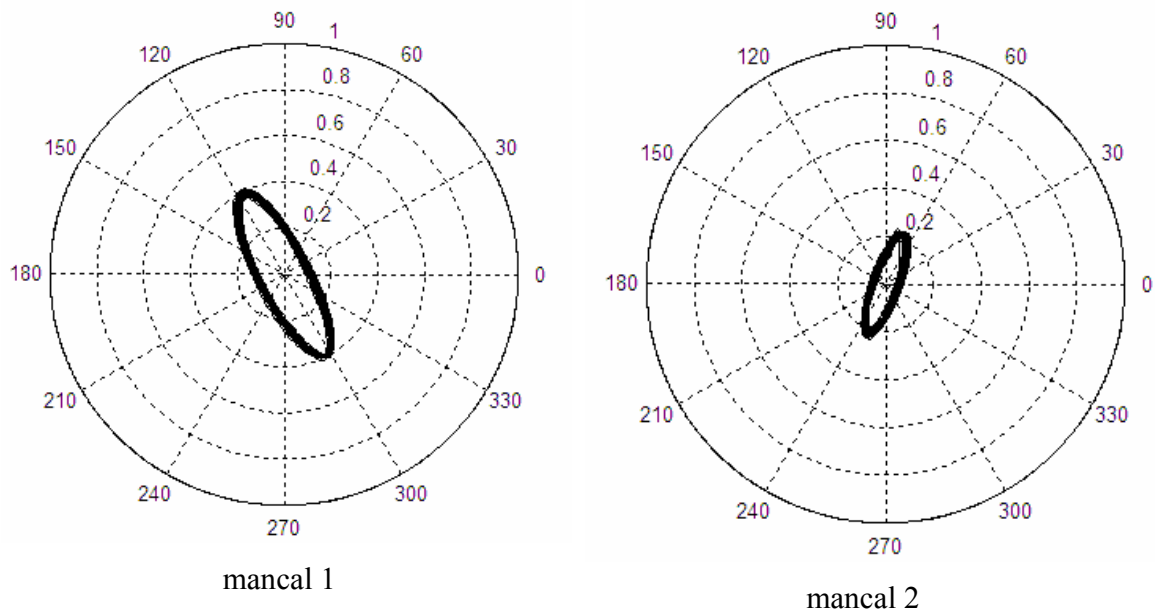


Figura I.14 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração

4

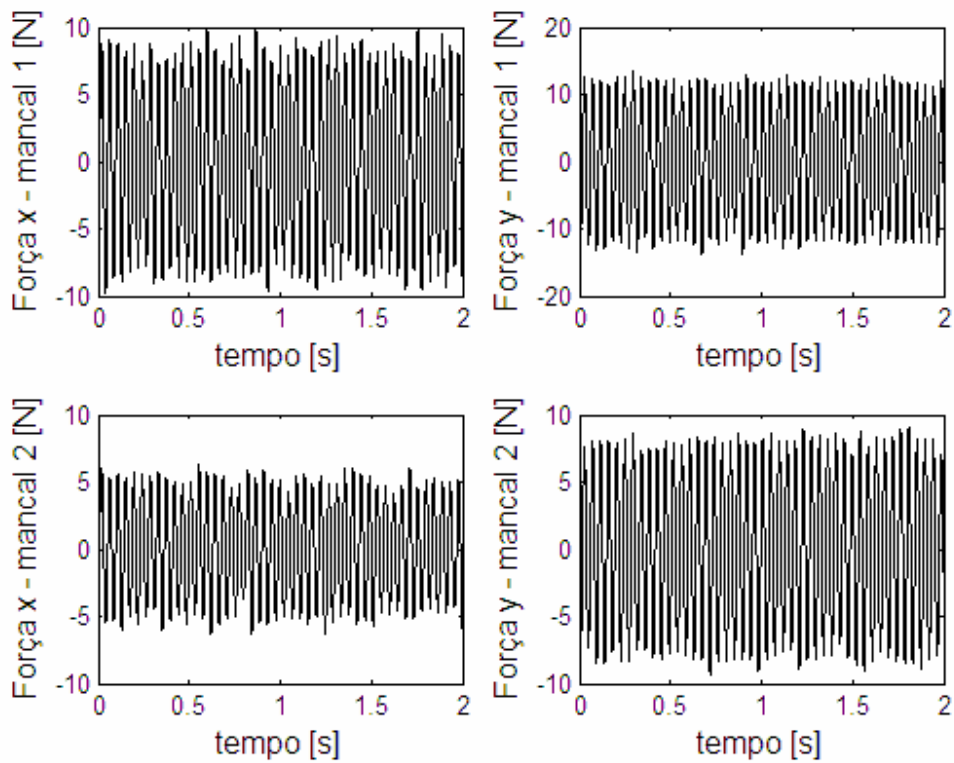


Figura I.15 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4

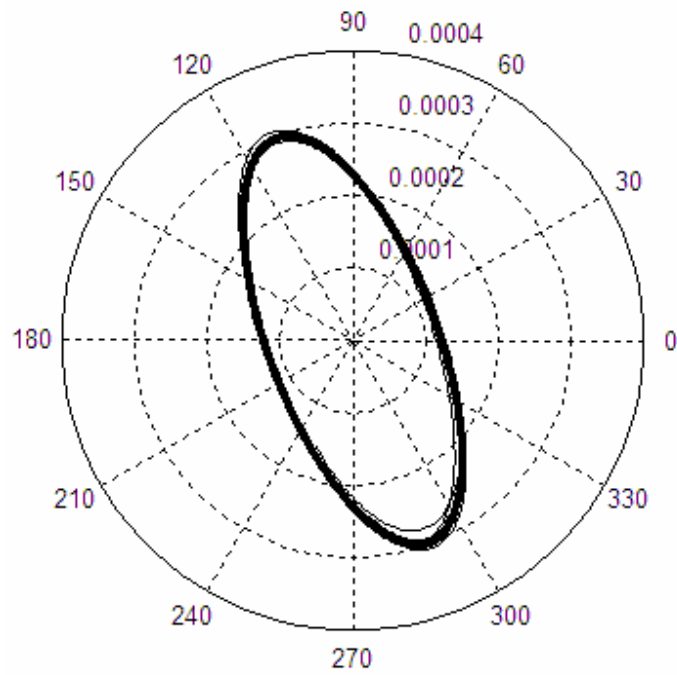


Figura I.16 – Órbita medida na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 4

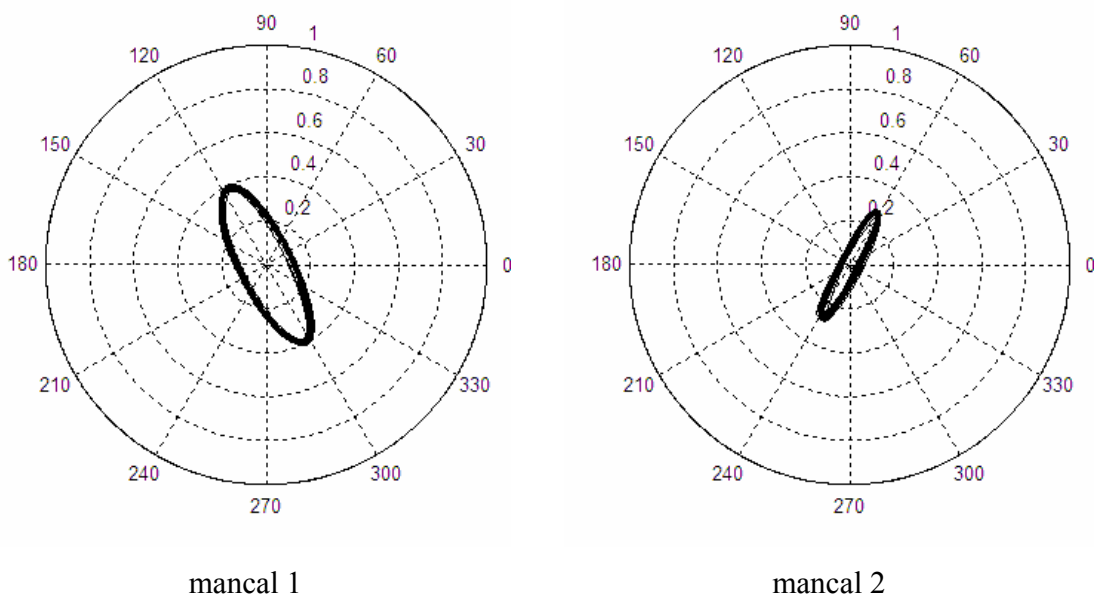


Figura I.17 – Órbitas adimensionais medida nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4

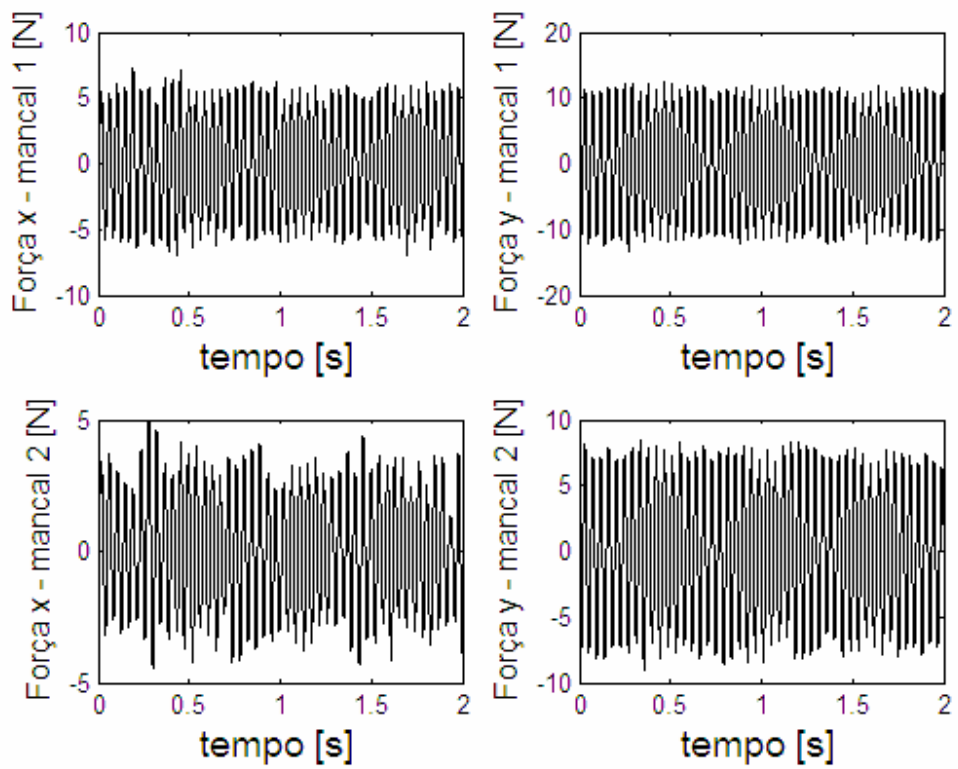


Figura I.18– Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4

Anexo II

Resultados do ajuste do modelo para as configurações 2 a 4

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os resultados do ajuste para a rotação constante de 22,5 Hz e 23 Hz, imediatamente antes e após a velocidade de ressonância. As Figuras II.1 a II.4 mostram os resultados referentes à configuração 2 a 22,5 Hz e as Figuras II.5 a II.8 a 23 Hz. De forma análoga as Figuras II.9 a II.16 mostram os resultados para a configuração 3 e as Figuras II.17 a II.24 para a configuração 4.

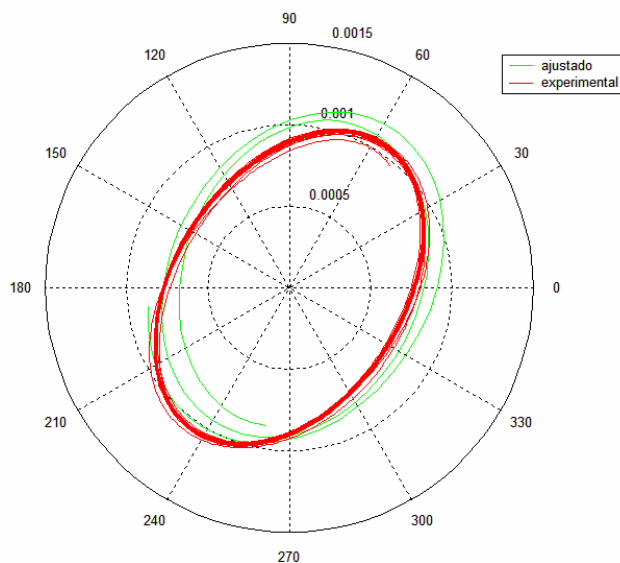


Figura II.1 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

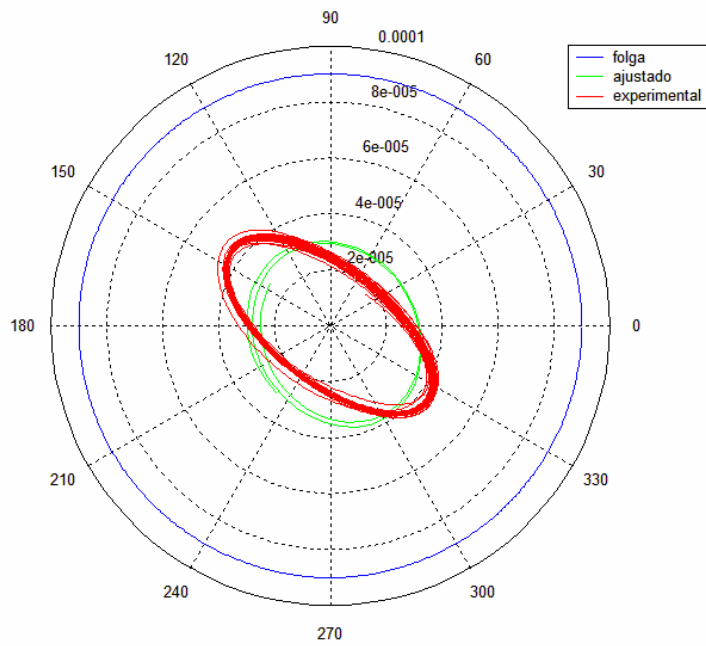


Figura II.2 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

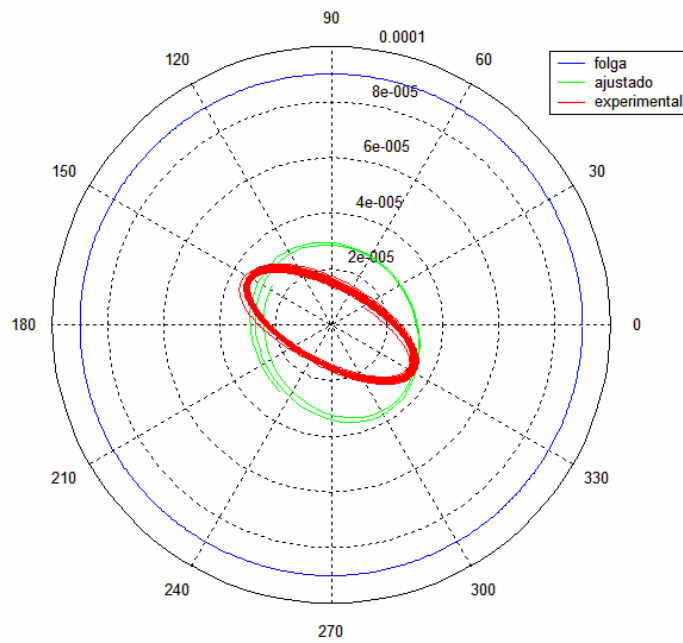


Figura II.3 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

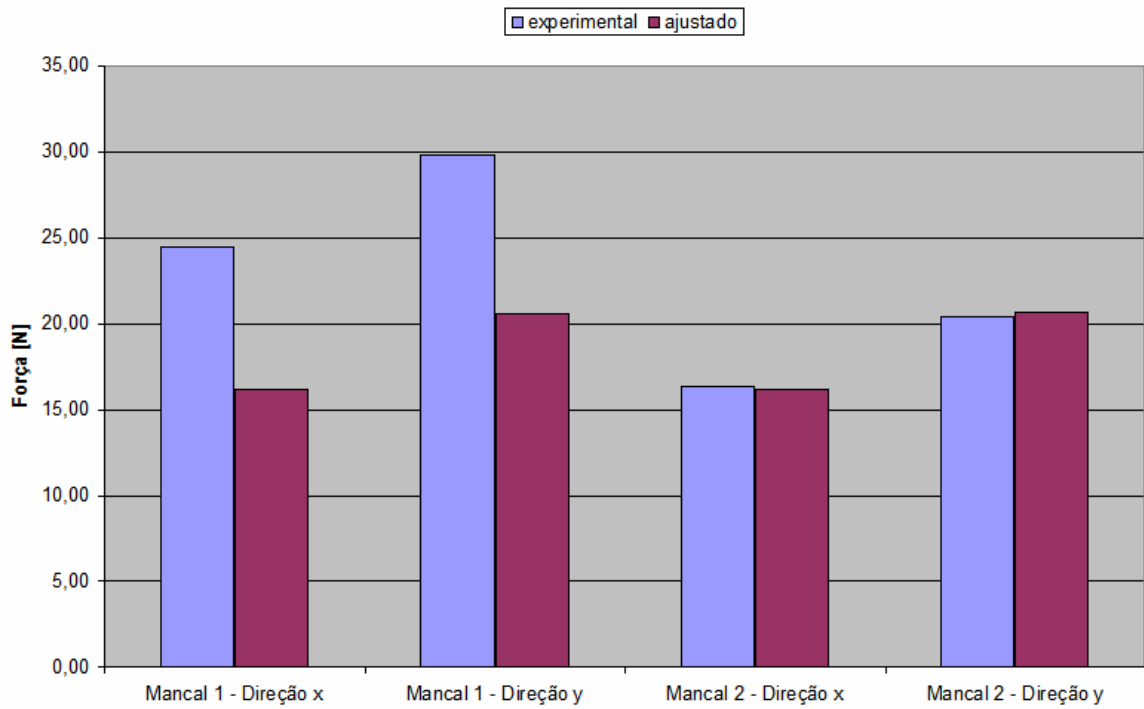


Figura II.4 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 2

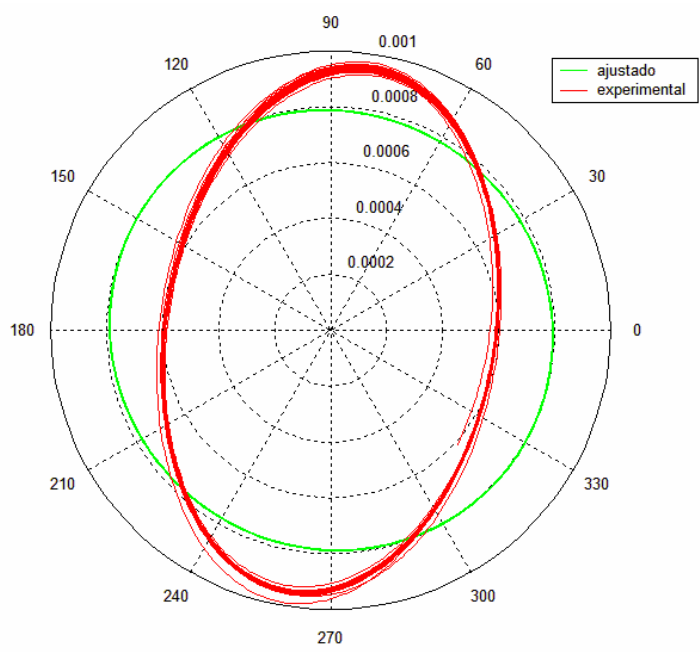


Figura II.5 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 2

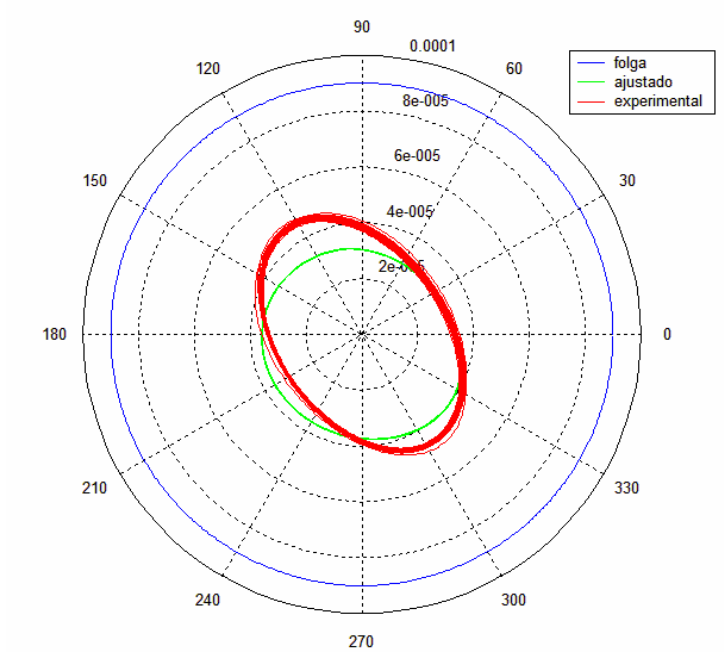


Figura II.6 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 2

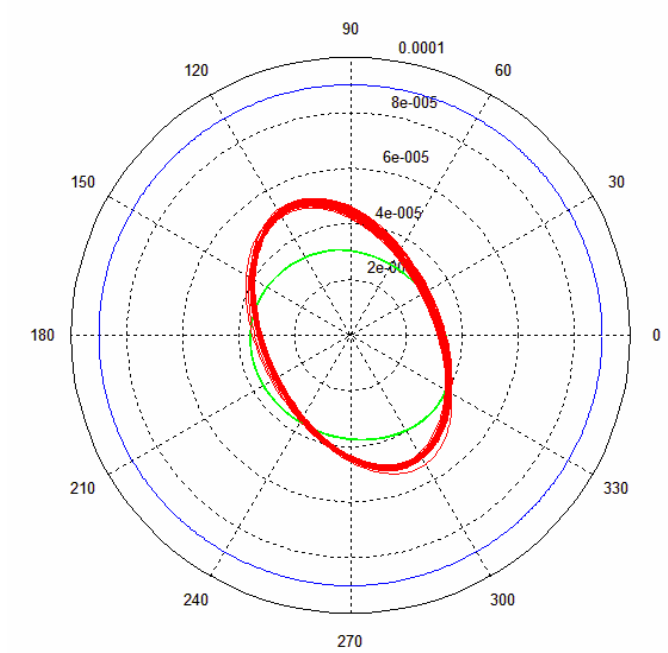


Figura II.7 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 2

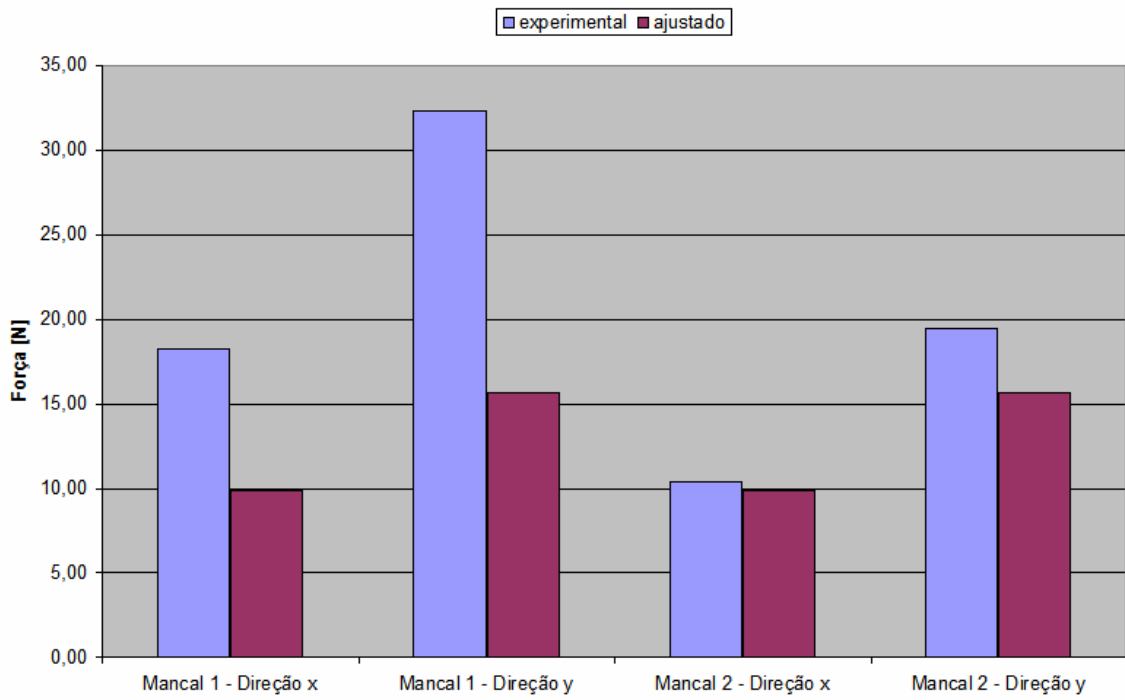


Figura II.8 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 2

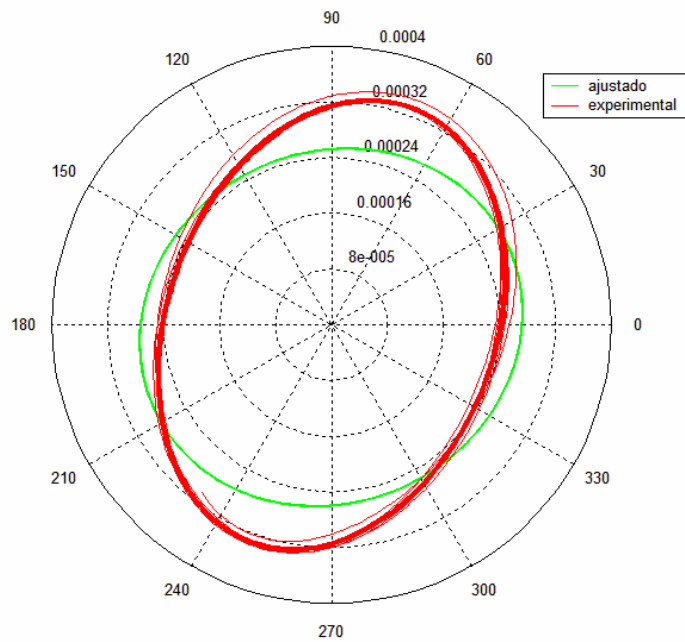


Figura II.9 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

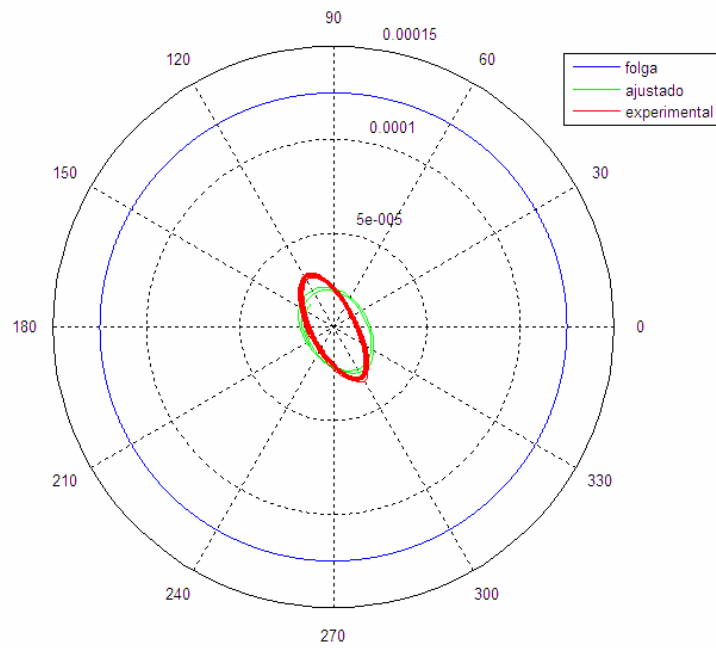


Figura II.10 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

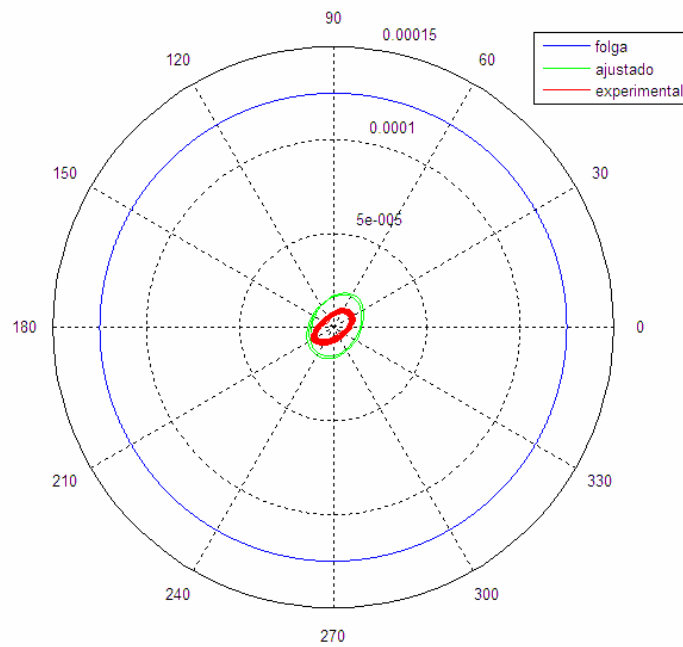


Figura II.11 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

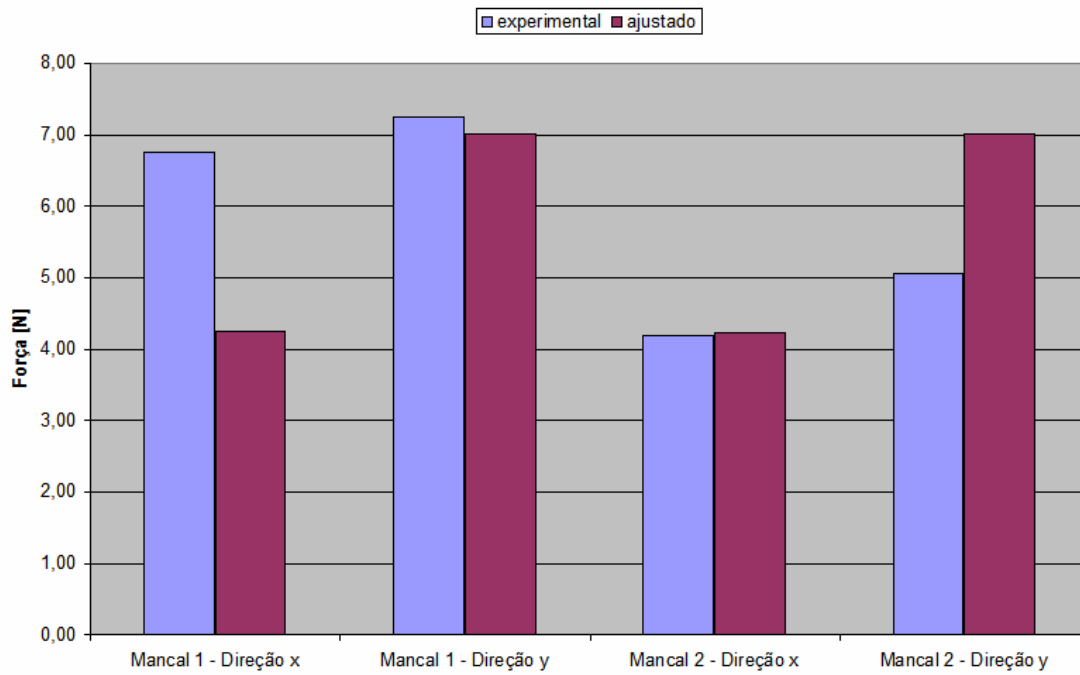


Figura II.12 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 3

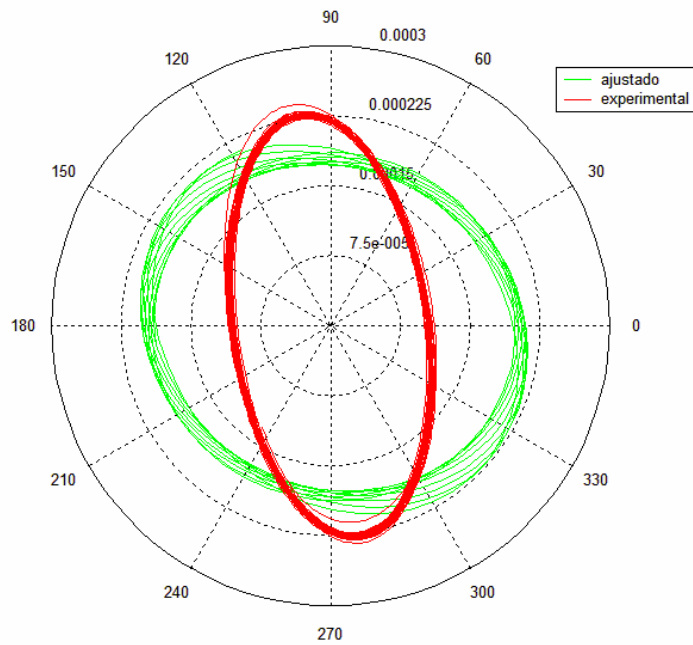


Figura II.13 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 3

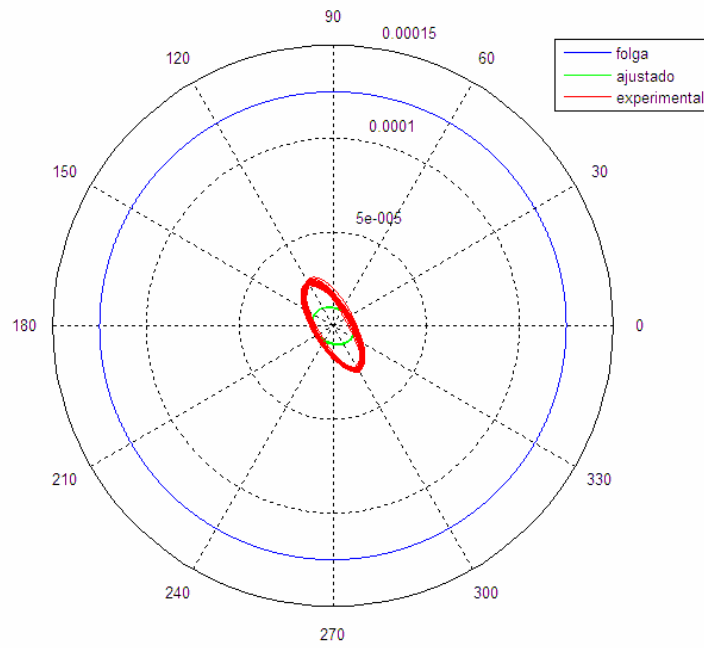


Figura II.14 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 3

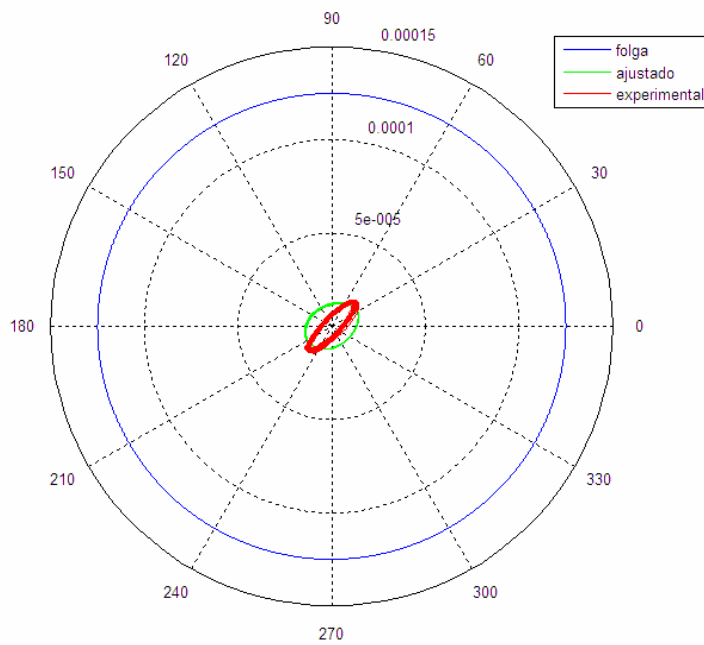


Figura II.15 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 3

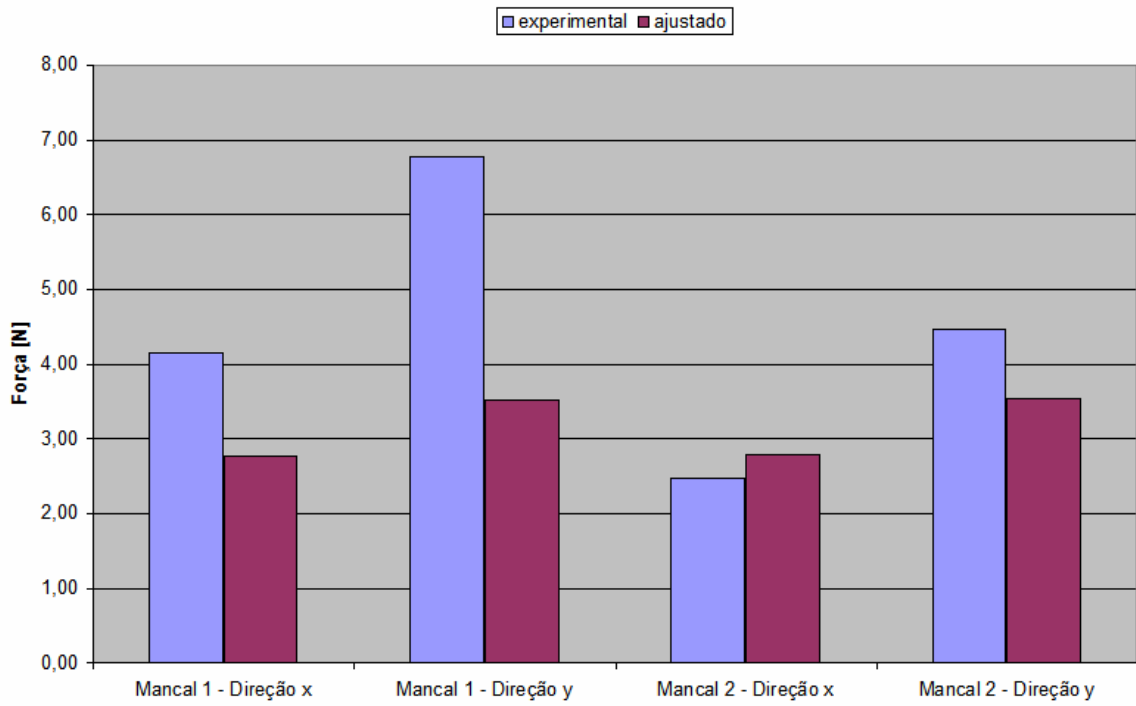


Figura II.16 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 3

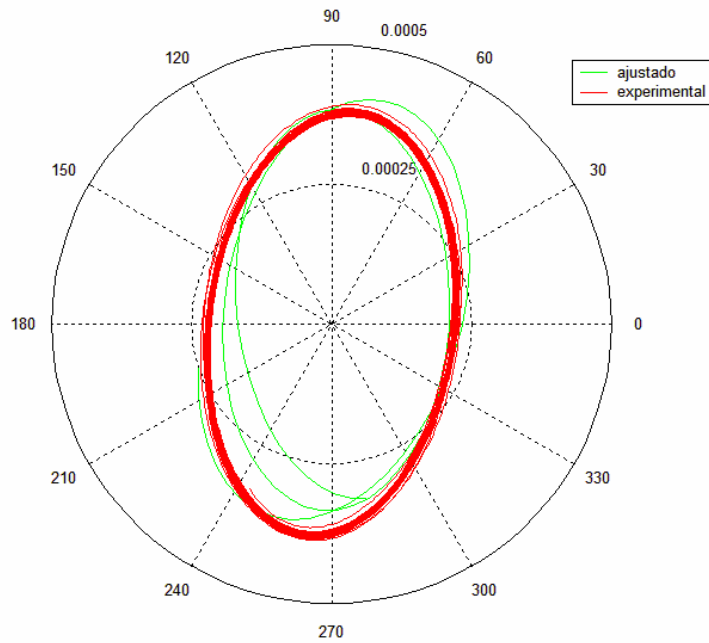


Figura II.17 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 22,5 Hz para a configuração

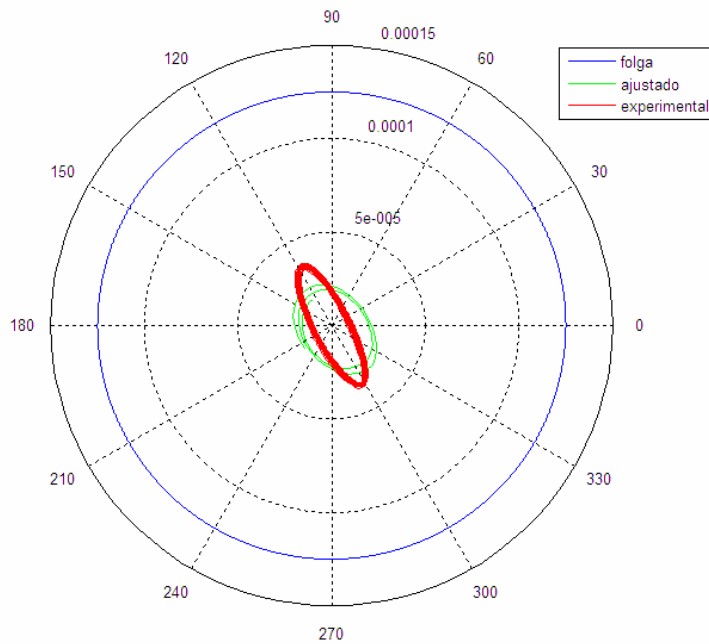


Figura II.18 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4

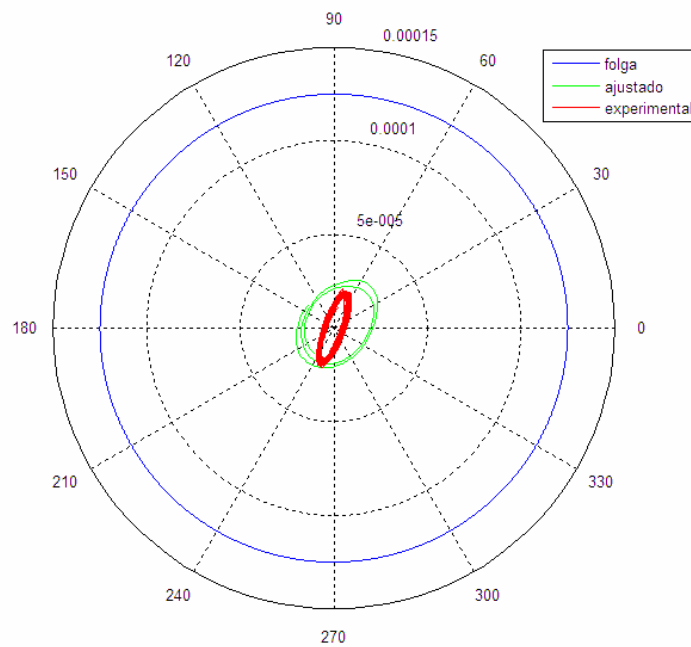


Figura II.19 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4

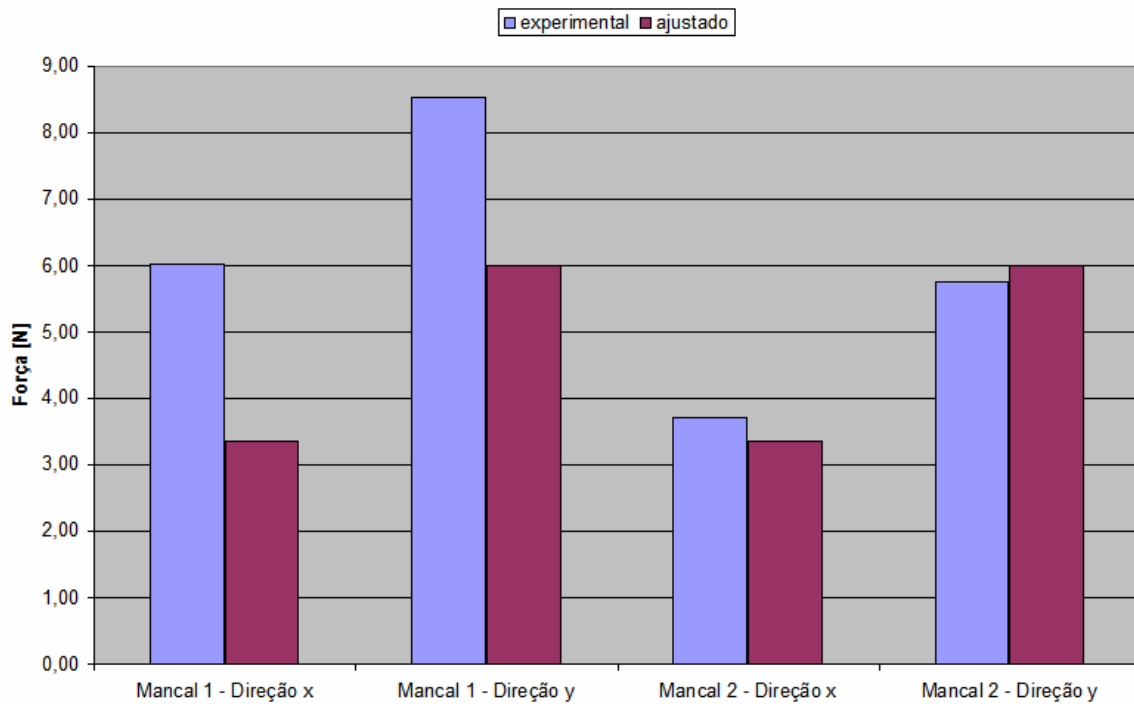


Figura II.20 – Esforços nos mancais do rotor a 22,5 Hz para a configuração 4

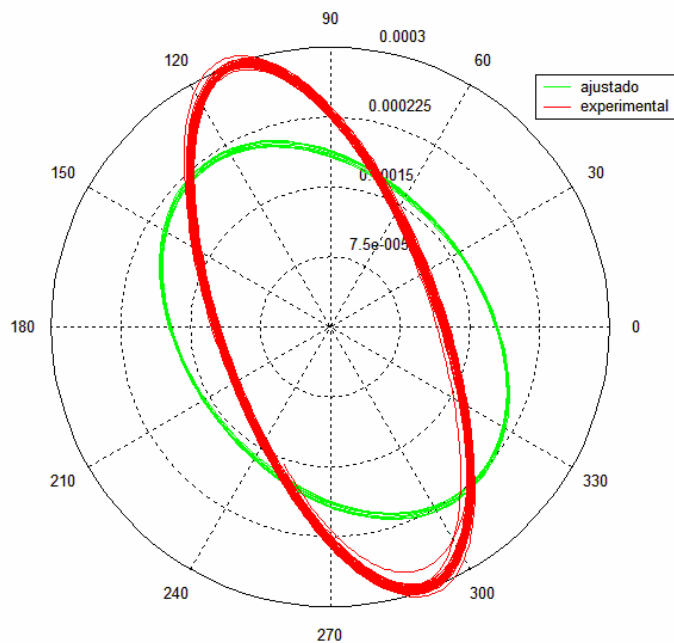


Figura II.21 – Órbita medida e ajustada na massa inercial do rotor a 23 Hz para a configuração 4

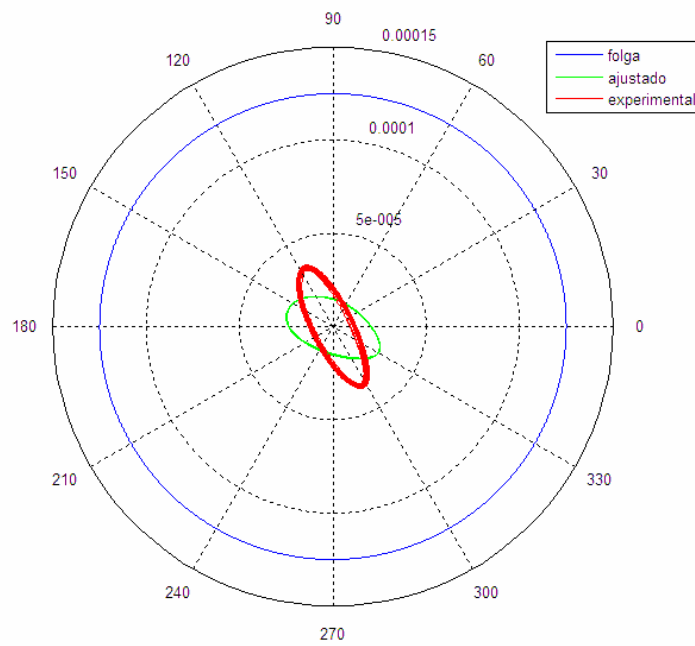


Figura II.22 – Órbita medida e ajustada no mancal 1 do rotor a 23 Hz para a configuração 4

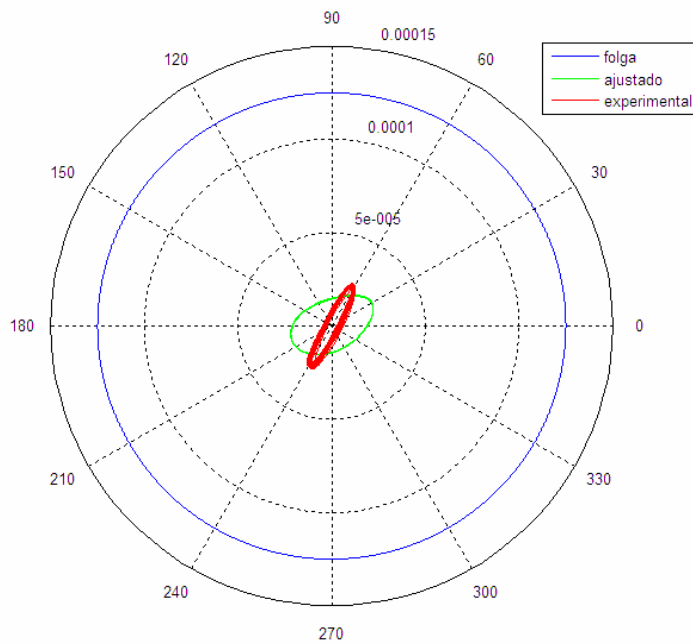


Figura II.23 – Órbita medida e ajustada no mancal 2 do rotor a 23 Hz para a configuração 4

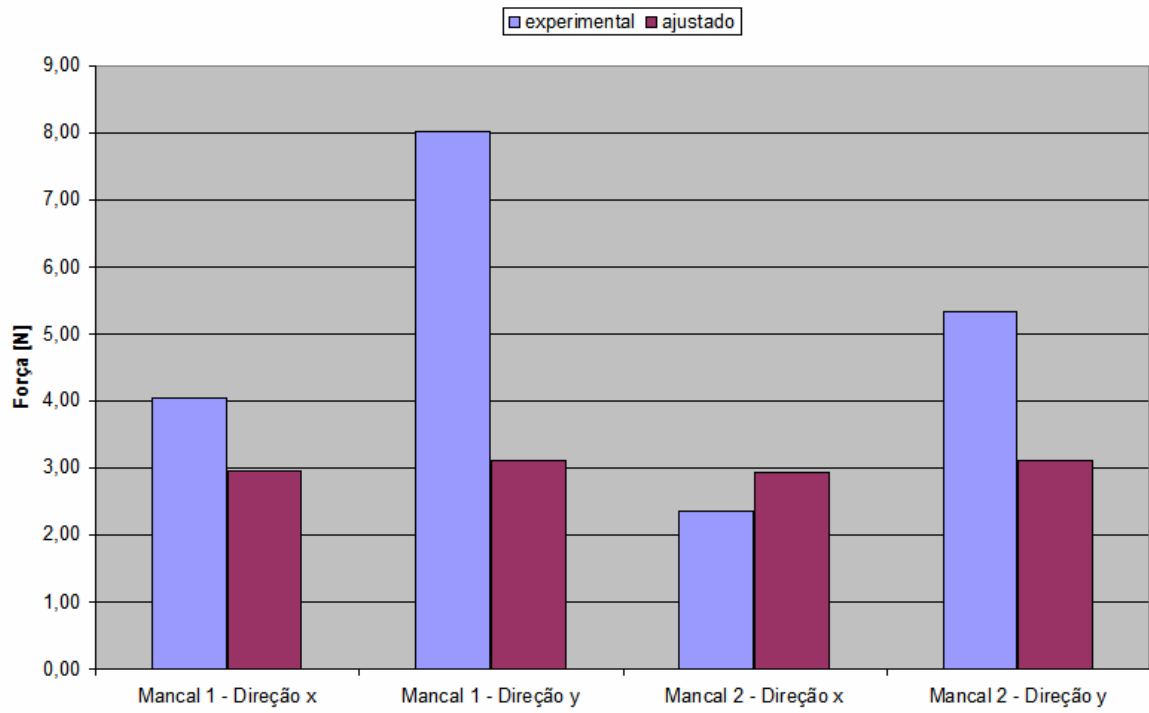


Figura II.24 – Esforços nos mancais do rotor a 23 Hz para a configuração 4

Anexo III

Resultados experimentais do sistema em desaceleração

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os sinais adquiridos experimentalmente para o sistema em aceleração nas configurações 2 a 4. As Figuras III.1 a III.3 mostram os deslocamento nos mancais, na massa e as forças nos mancais referentes à configuração 2. De forma análoga as Figuras III.4 a III.6 mostram os resultados para a configuração 3 e as Figuras III.7 a III.9 para a configuração 4.

É importante levar em conta que o sistema de referências para os resultados experimentais do sistema em aceleração é mostrado na Figura 6.16 e o perfil de velocidade na Figura 6.1.

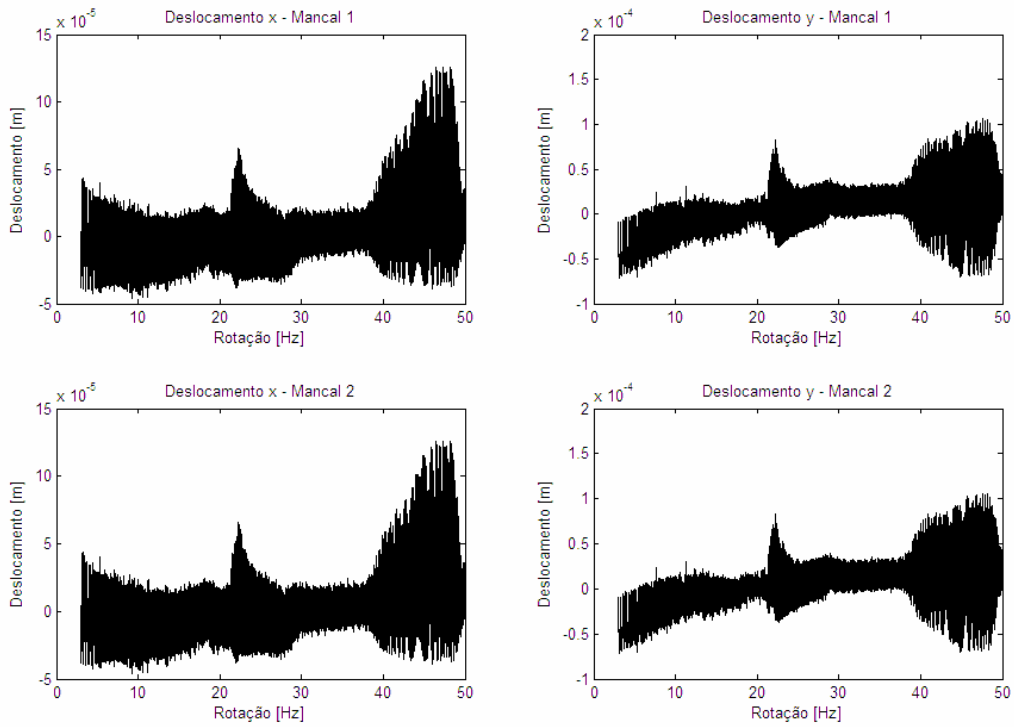


Figura III.1 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 2 com o rotor desacelerado

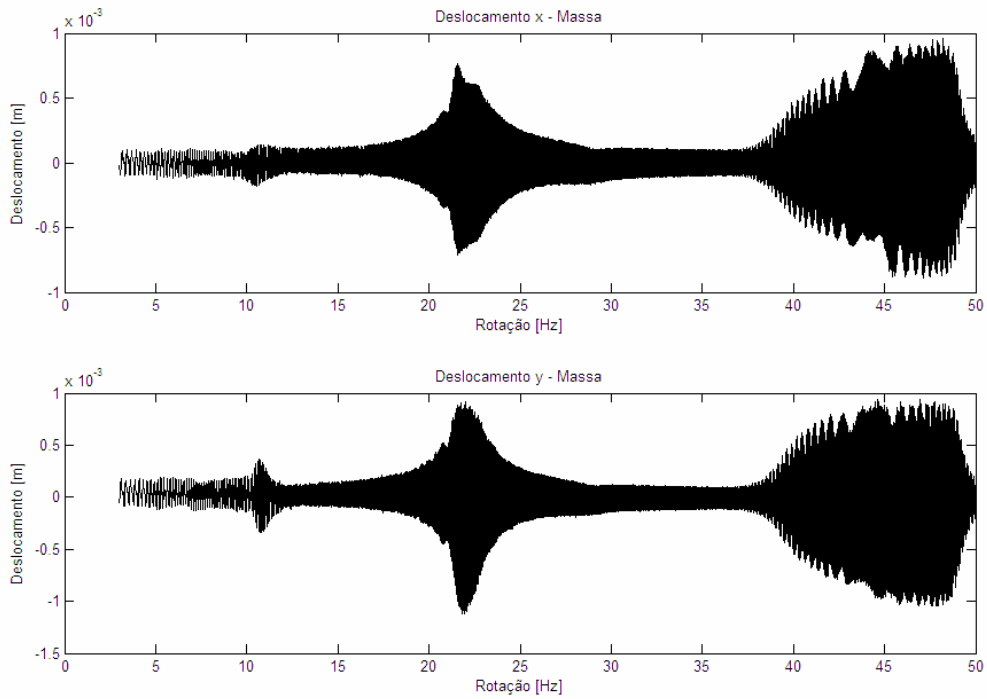


Figura III.2 – Deslocamentos no massa para a configuração 2 com o rotor desacelerado

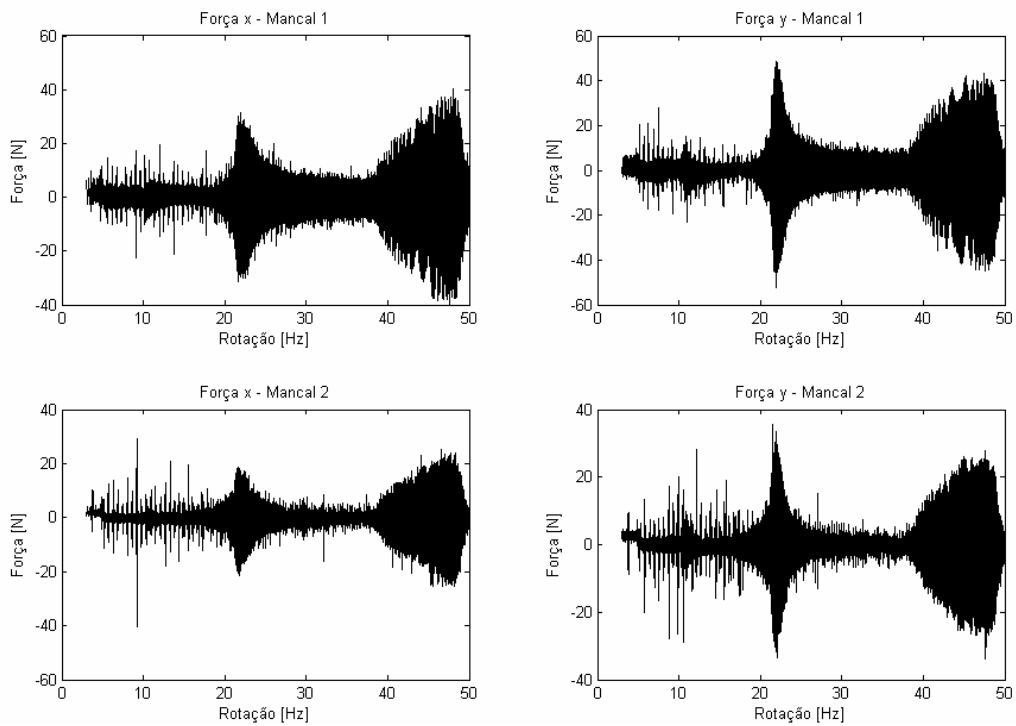


Figura III.3 – Forças nos mancais para a configuração 2 com o rotor desacelerado

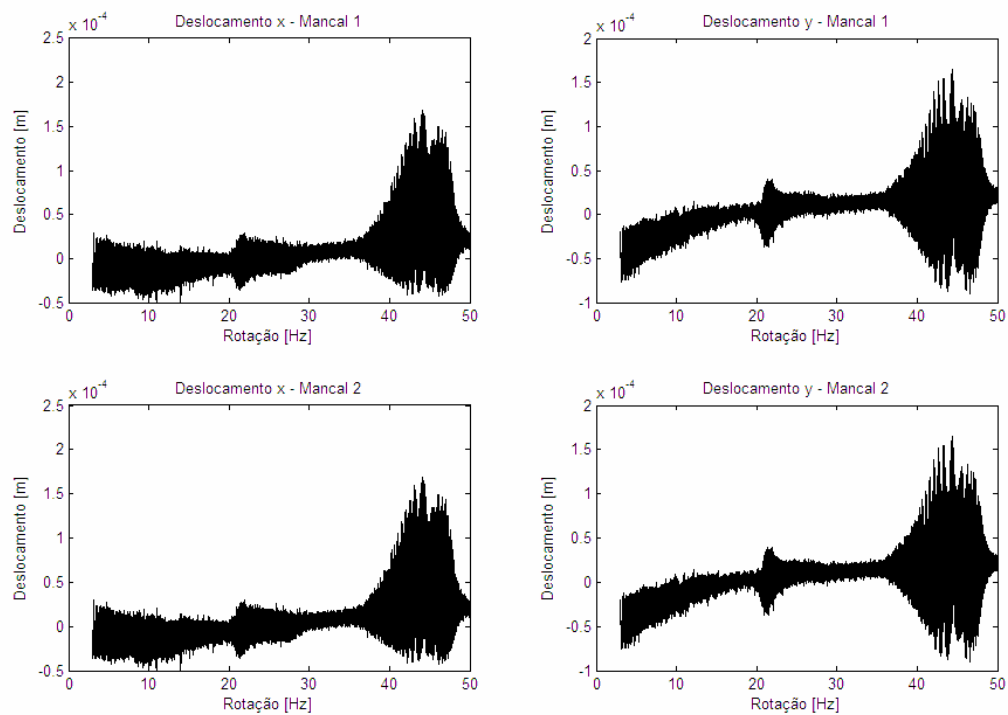


Figura III.4 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 3 com o rotor desacelerado

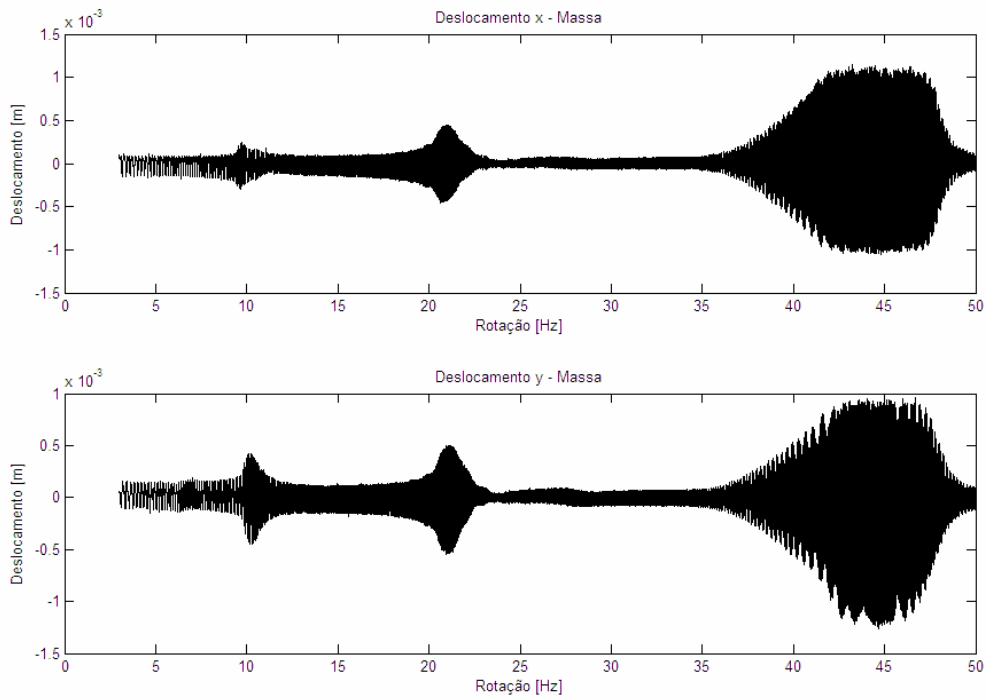


Figura III.5 – Deslocamentos no massa para a configuração 3 com o rotor desacelerado

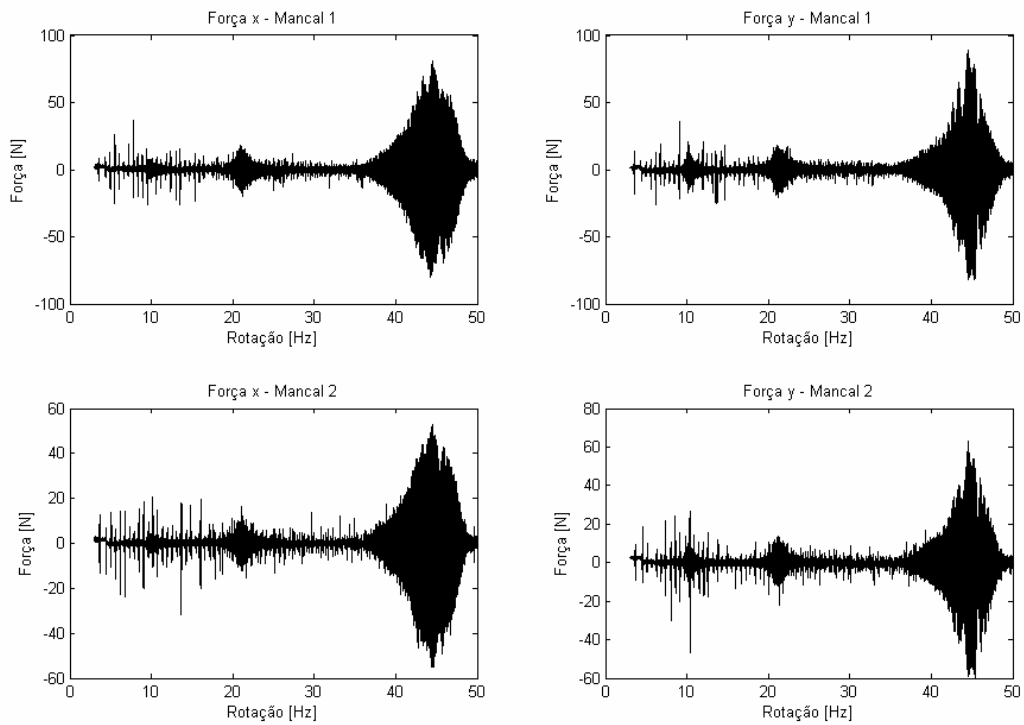


Figura III.6 – Forças nos mancais para a configuração 3 com o rotor desacelerado

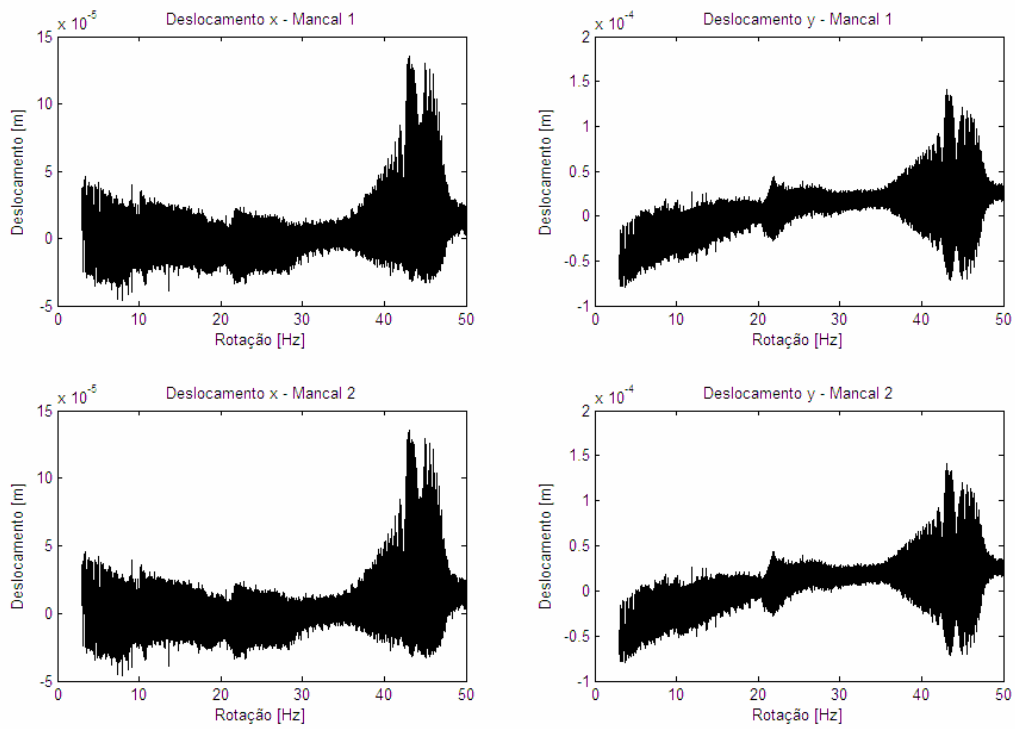


Figura III.7 – Deslocamentos nos mancais para a configuração 4 com o rotor desacelerado

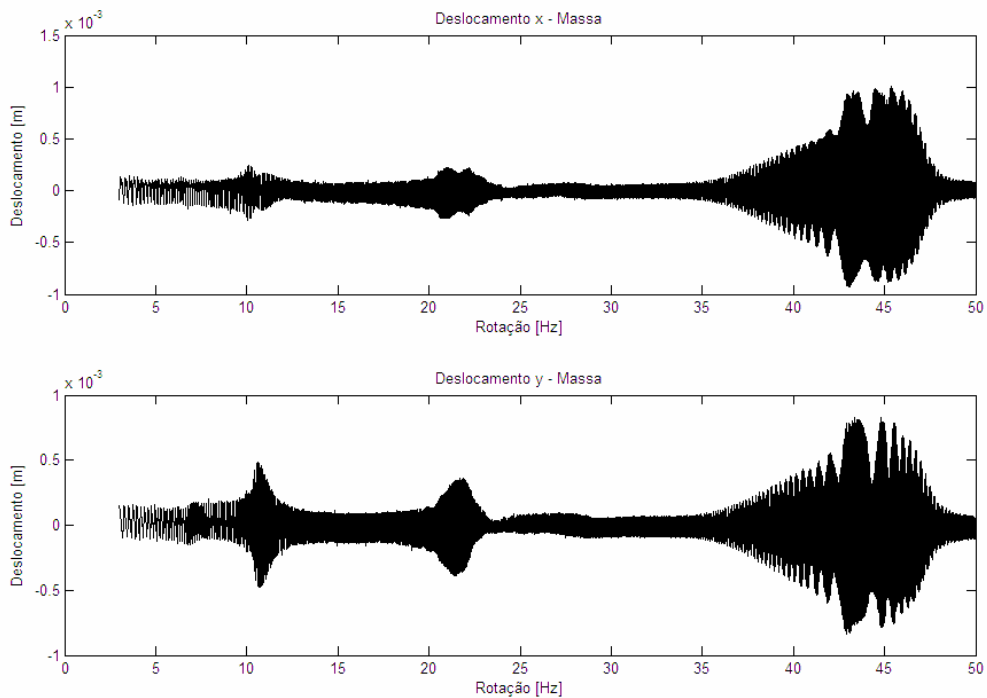


Figura III.8 – Deslocamentos no massa para a configuração 4 com o rotor desacelerado

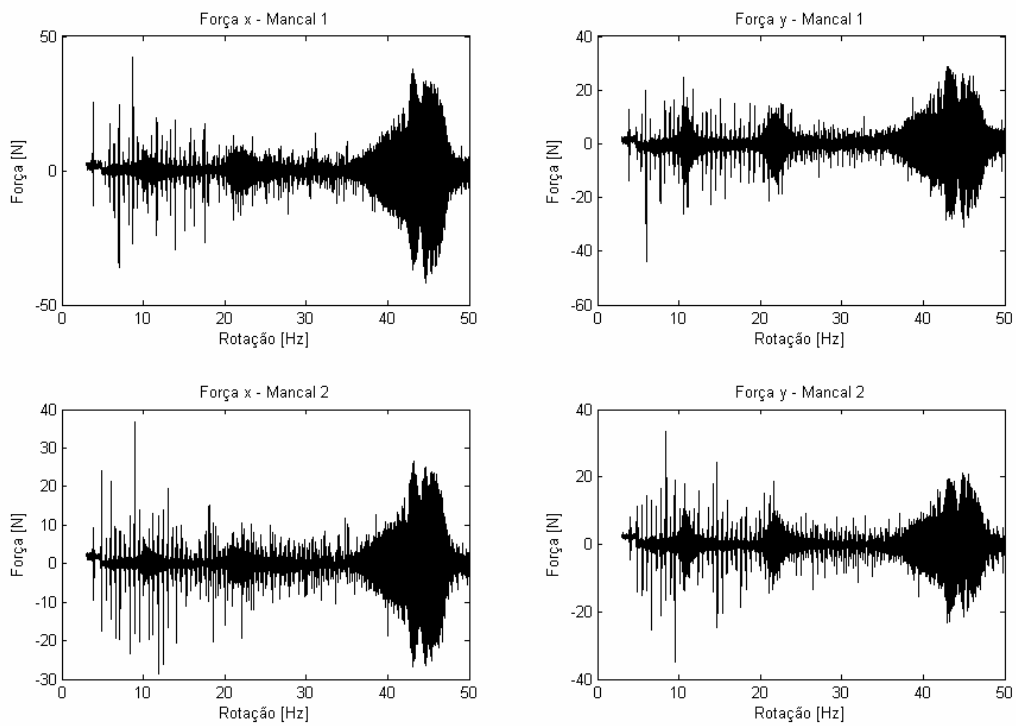


Figura III.9 – Forças nos mancais para a configuração 4 com o rotor desacelerado

Anexo IV

Comparação entre resultados experimentais e simulados do sistema em desaceleração

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os diagramas cascata dos resultados experimentais e simulados para o sistema em aceleração nas configurações 2 a 4. As Figuras IV.1 e IV.2 mostram os resultados experimentais e simulados no mancal 1 para a configuração 2. As Figuras IV.3 a IV.6 mostram, analogamente, os resultados para o mancal 2 e massa. Os resultados para a configuração 4 são mostrados nas Figuras IV.7 a IV.12.

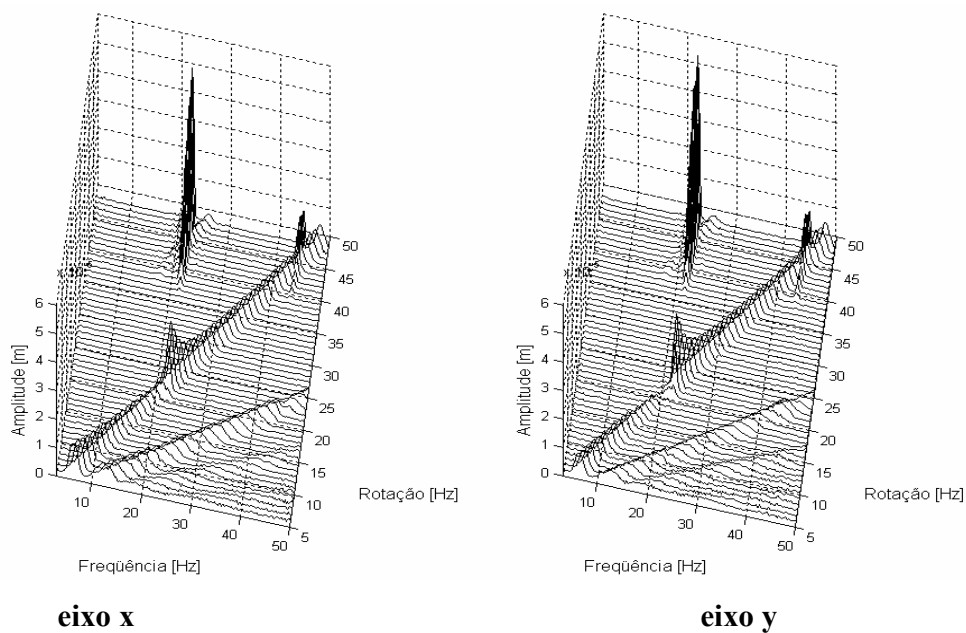


Figura IV.1 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 2

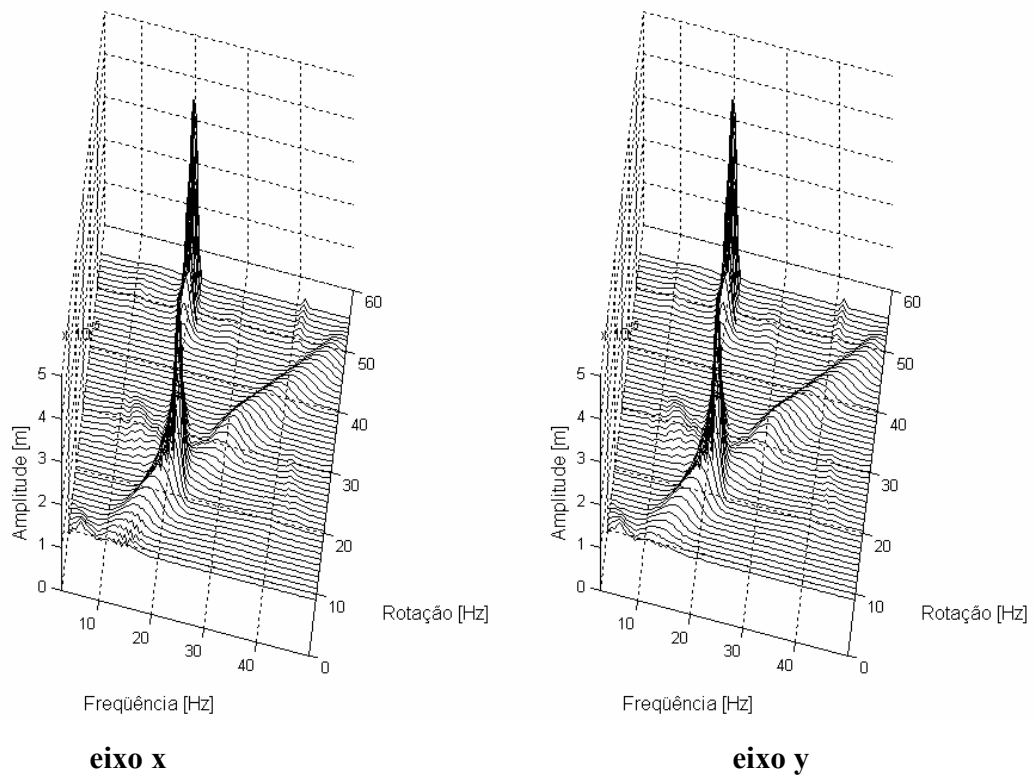


Figura IV.2 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 2

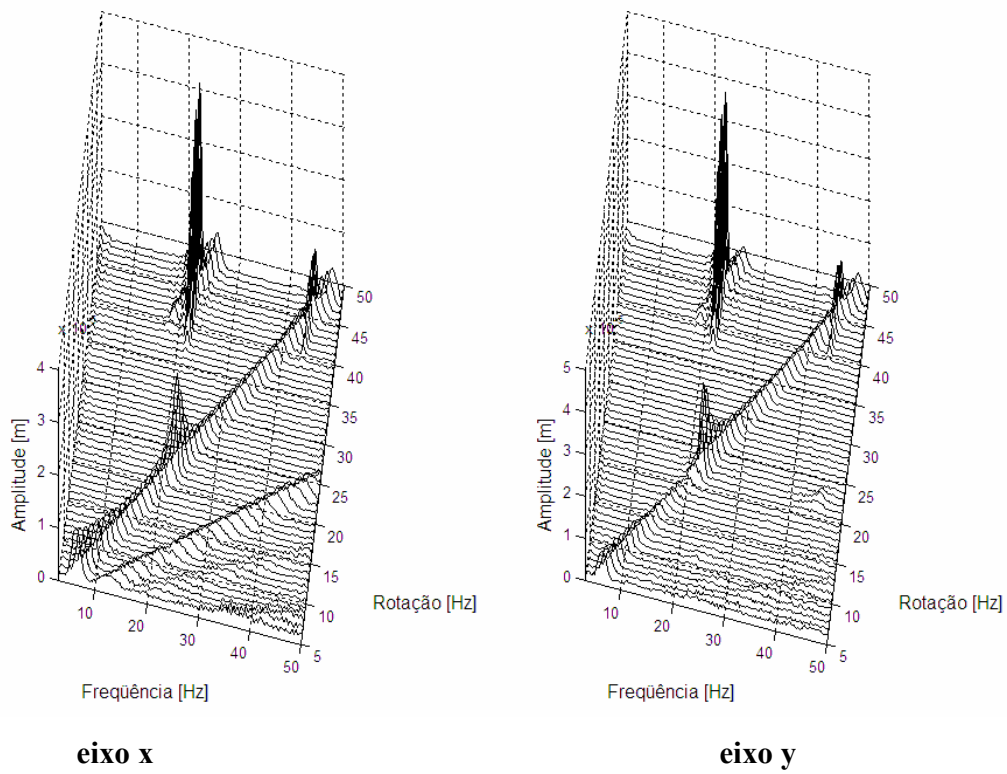


Figura IV.3 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 2

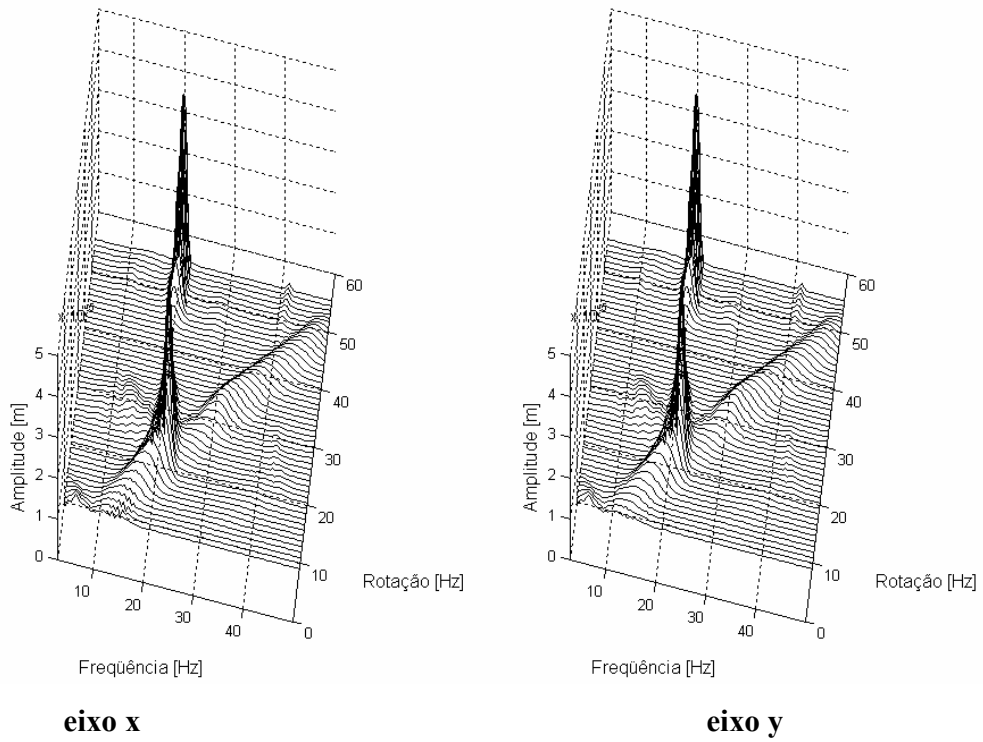


Figura IV.4 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 2

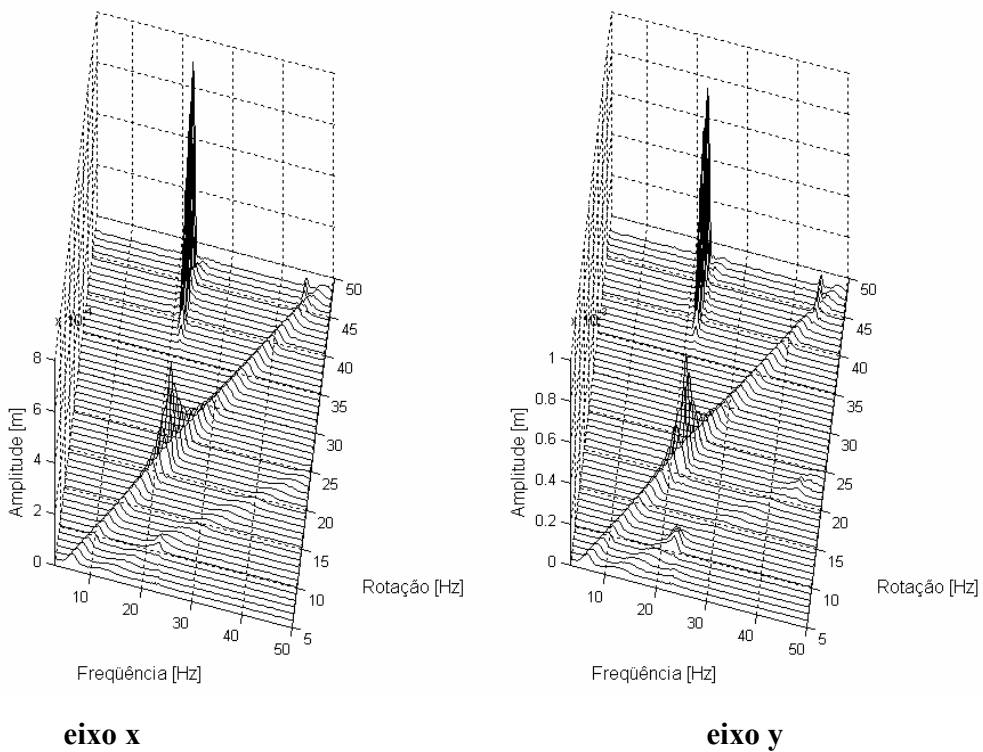


Figura IV.5 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 2

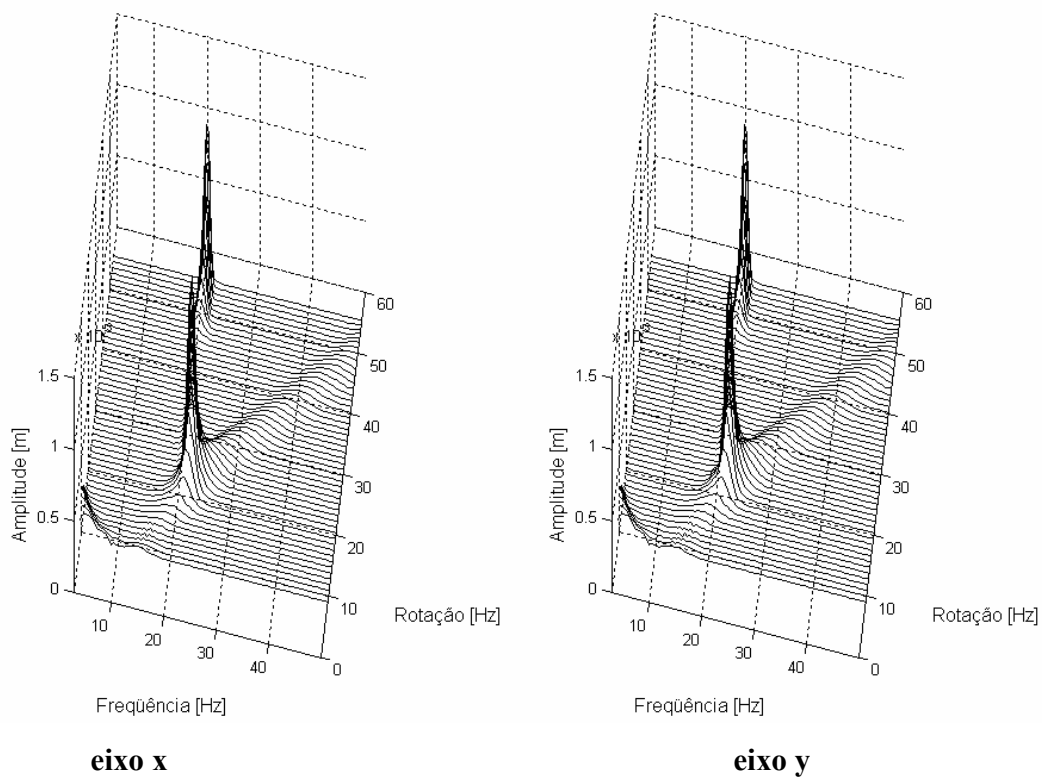


Figura IV.6 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 2

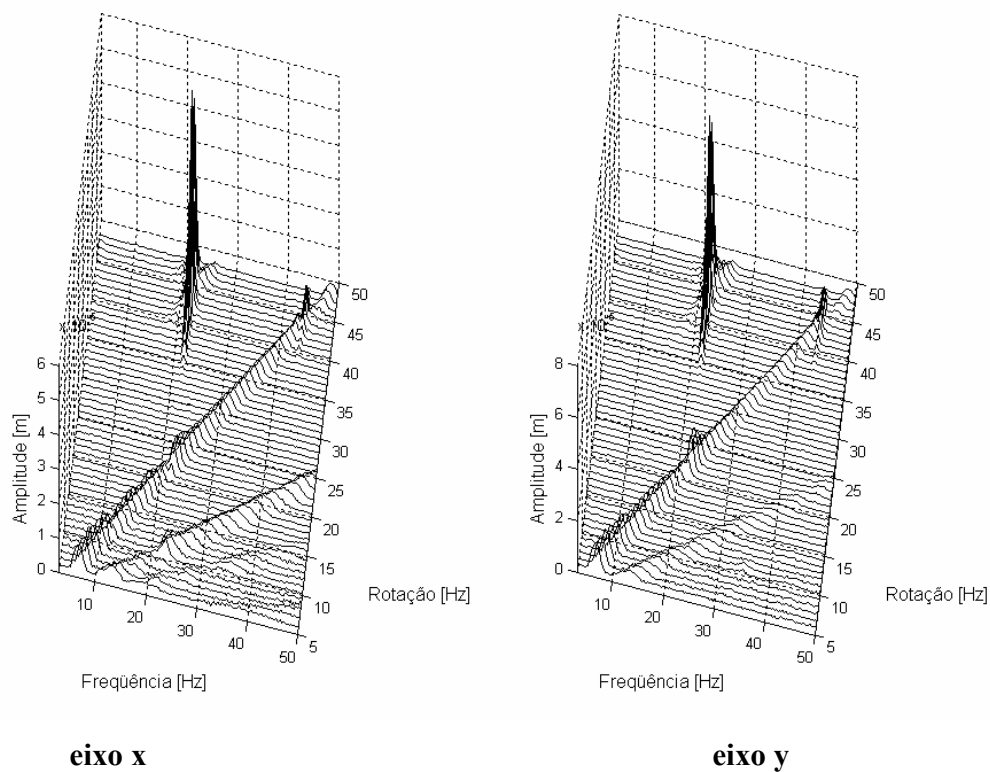


Figura IV.7 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 1 para configuração 4

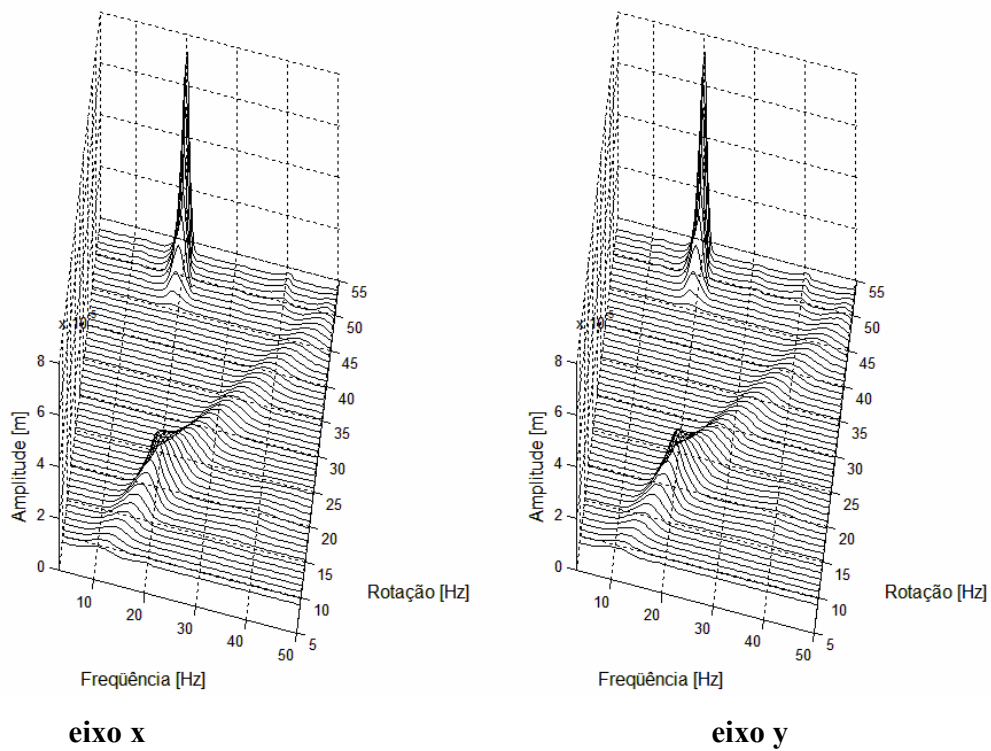


Figura IV.8 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 1 para configuração 4

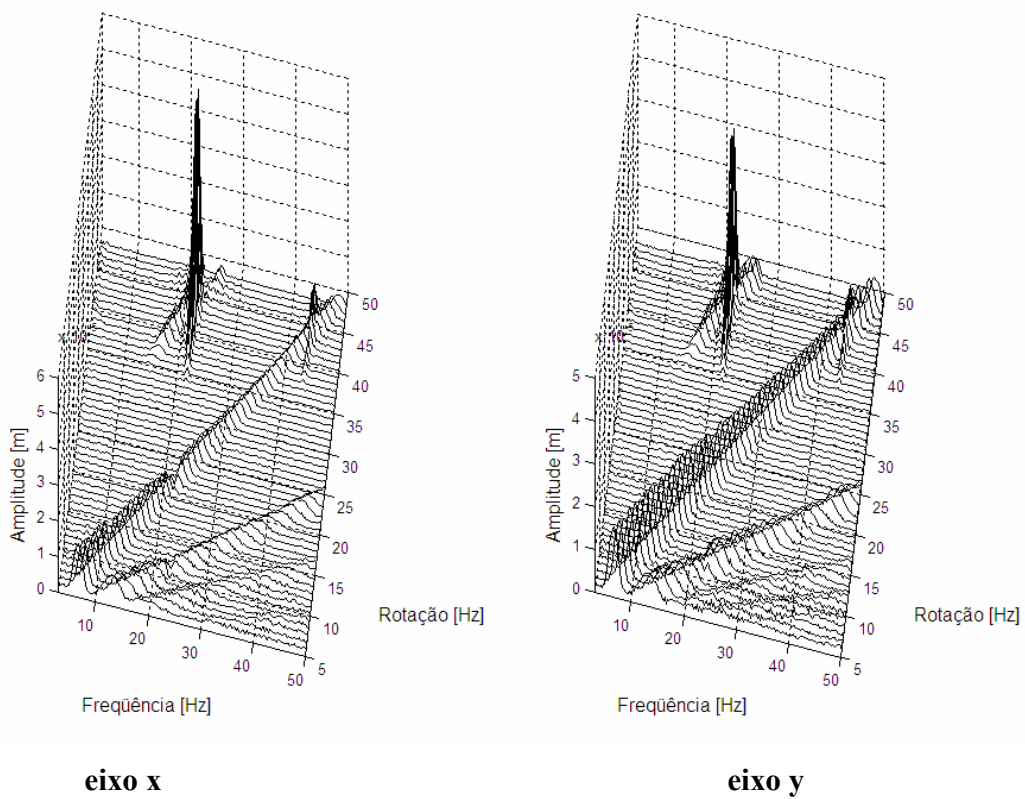


Figura IV.9 - Diagrama cascata da resposta experimental no mancal 2 para configuração 4

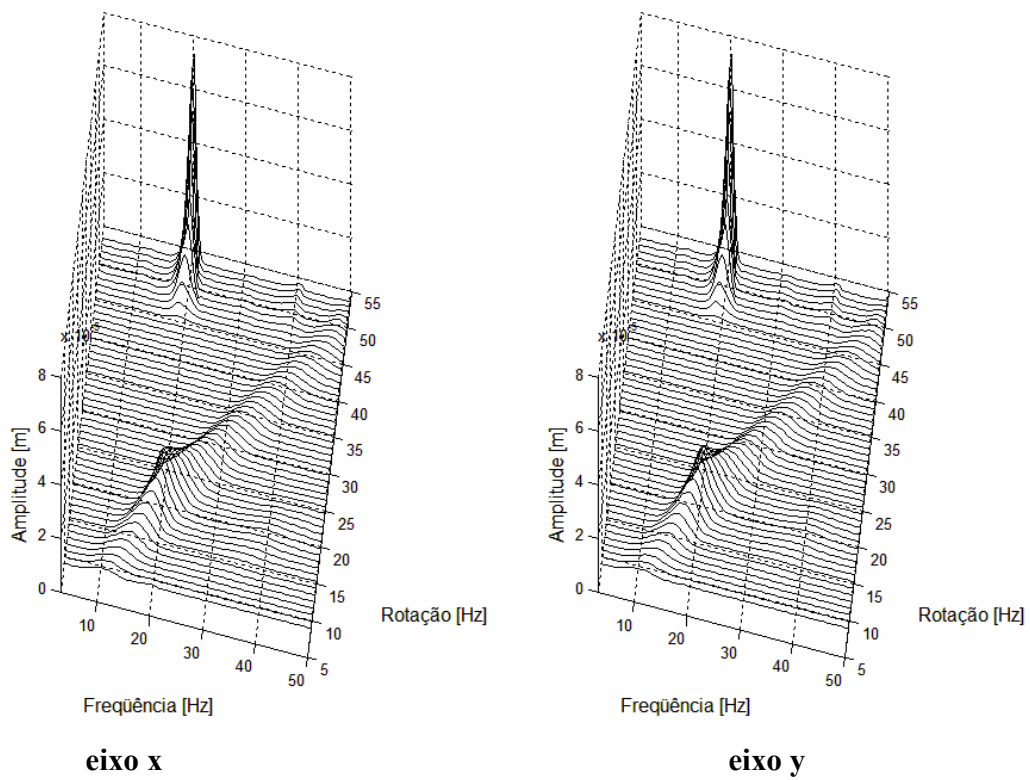


Figura IV.10 - Diagrama cascata da resposta simulada no mancal 2 para configuração 4

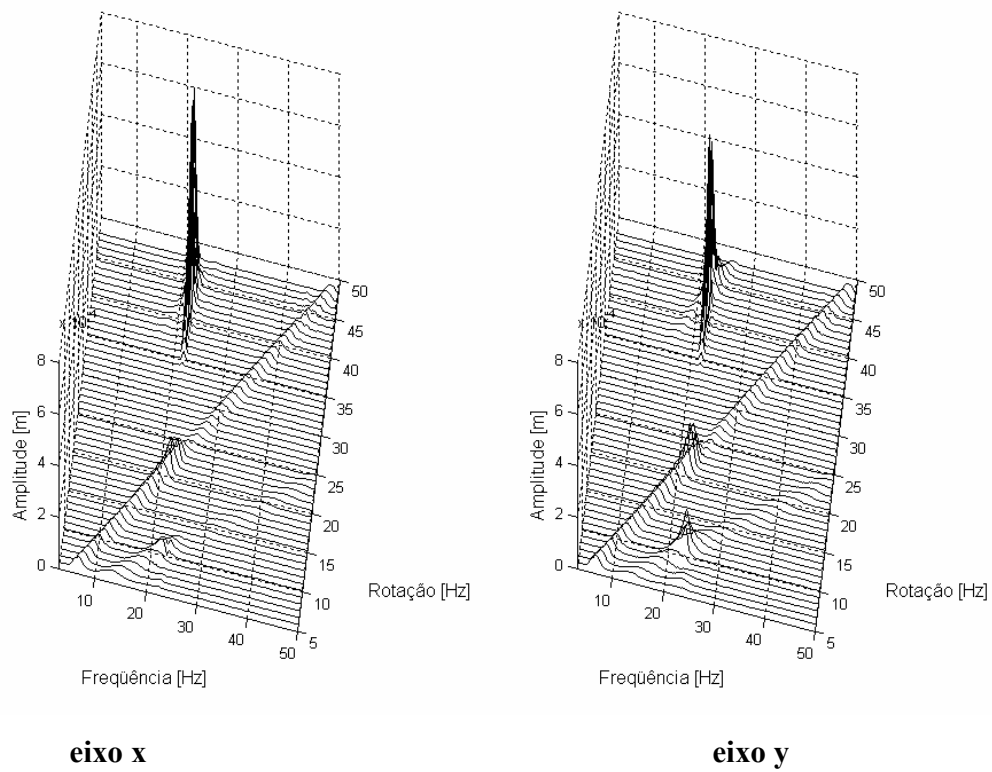
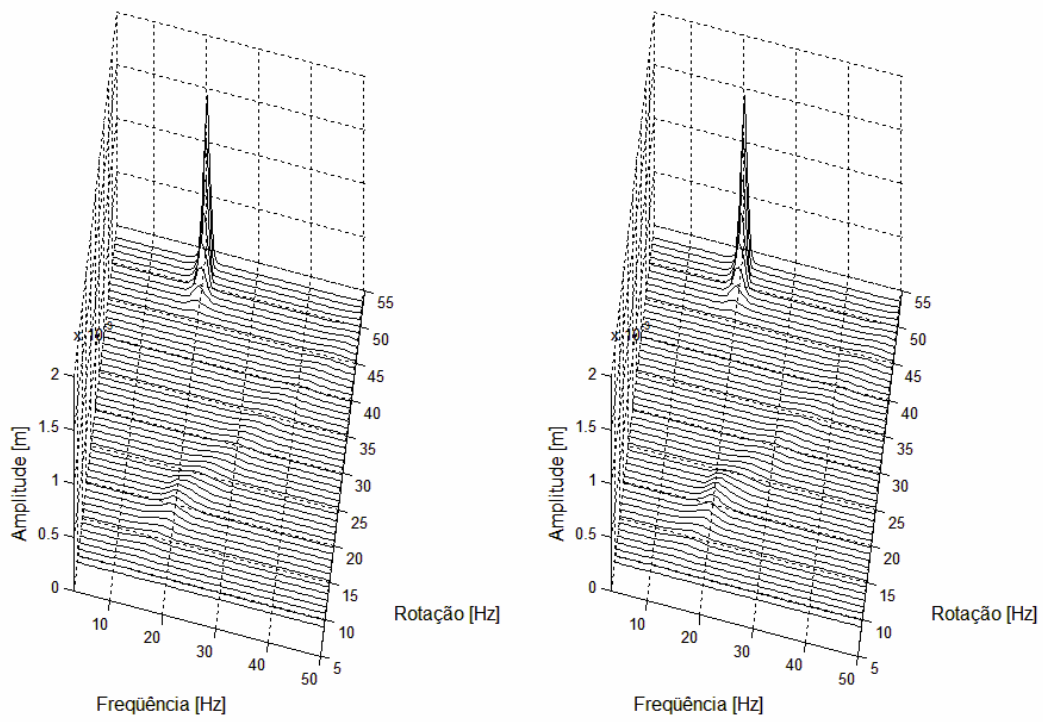


Figura IV.11 - Diagrama cascata da resposta experimental na massa para configuração 4



eixo x

eixo y

Figura IV.12 - Diagrama cascata da resposta simulada na massa para configuração 4

Anexo V

Coeficientes não lineares dos mancais para os resultados simulados na configuração 3.

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os coeficientes de rigidez e amortecimento de primeira e segunda ordem e os coeficientes híbridos de segunda ordem para os resultados simulados na configuração 3. As Figuras V.1 e V.2 mostram, respectivamente os coeficientes de rigidez e amortecimento de primeira ordem, enquanto que os coeficientes de rigidez, amortecimento e híbrido de segunda ordem são apresentados nas Figuras V.3, V.4 e V.5.

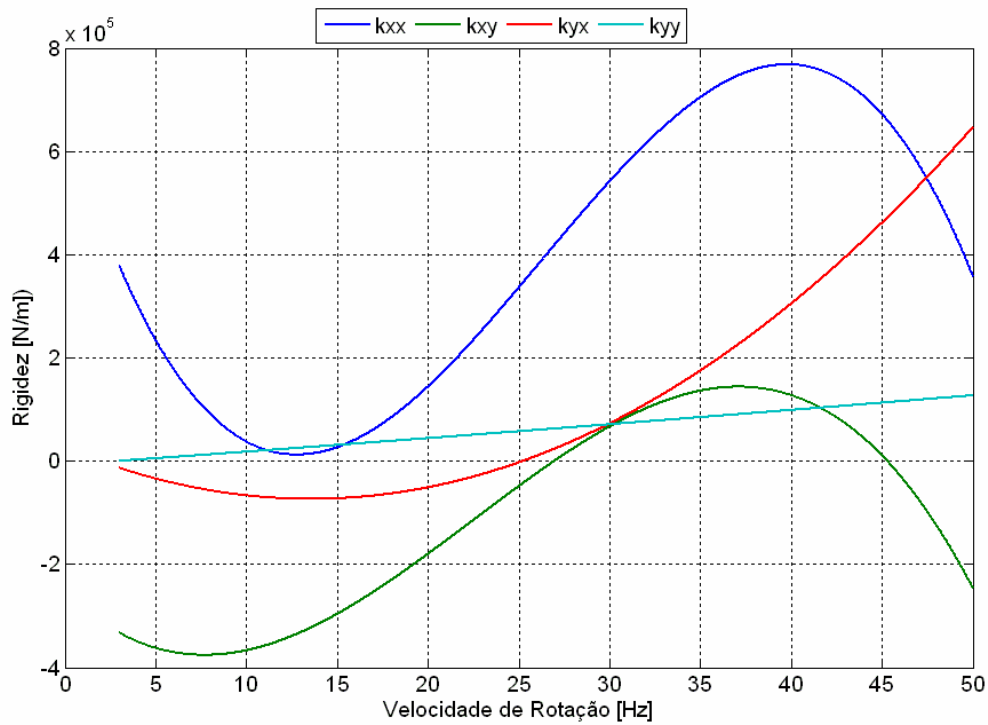


Figura V.1 – Coeficientes de Rigidez de primeira ordem para a simulação da configuração 3

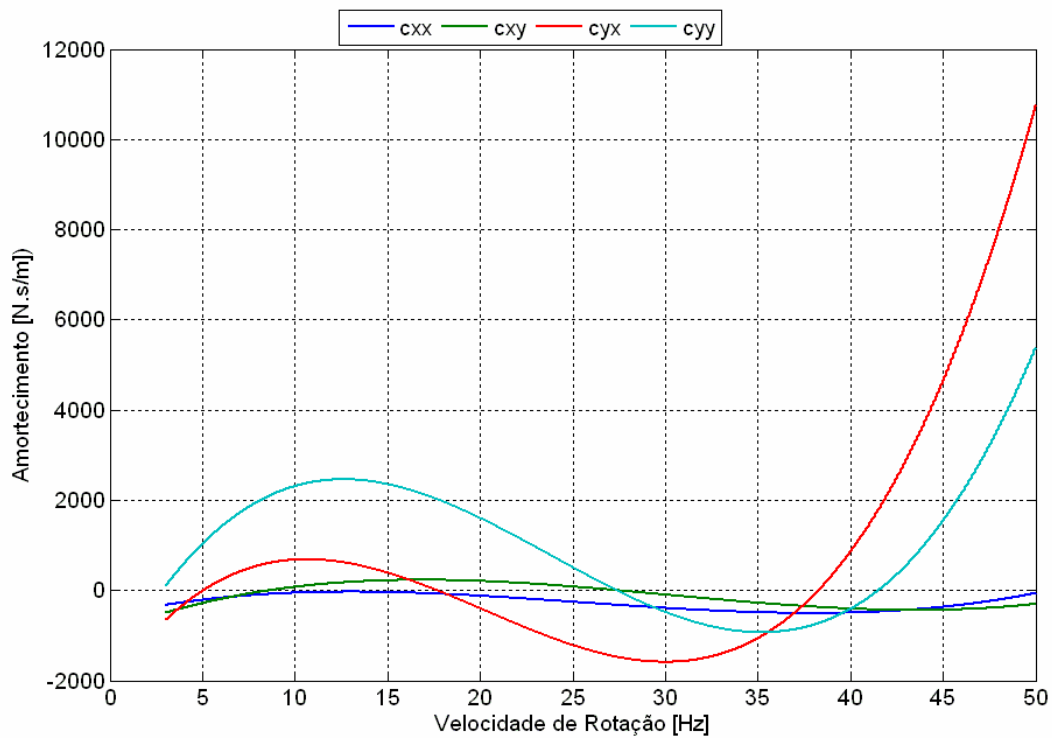


Figura V.2 – Coeficientes de Amortecimento de primeira ordem para a simulação da configuração 3

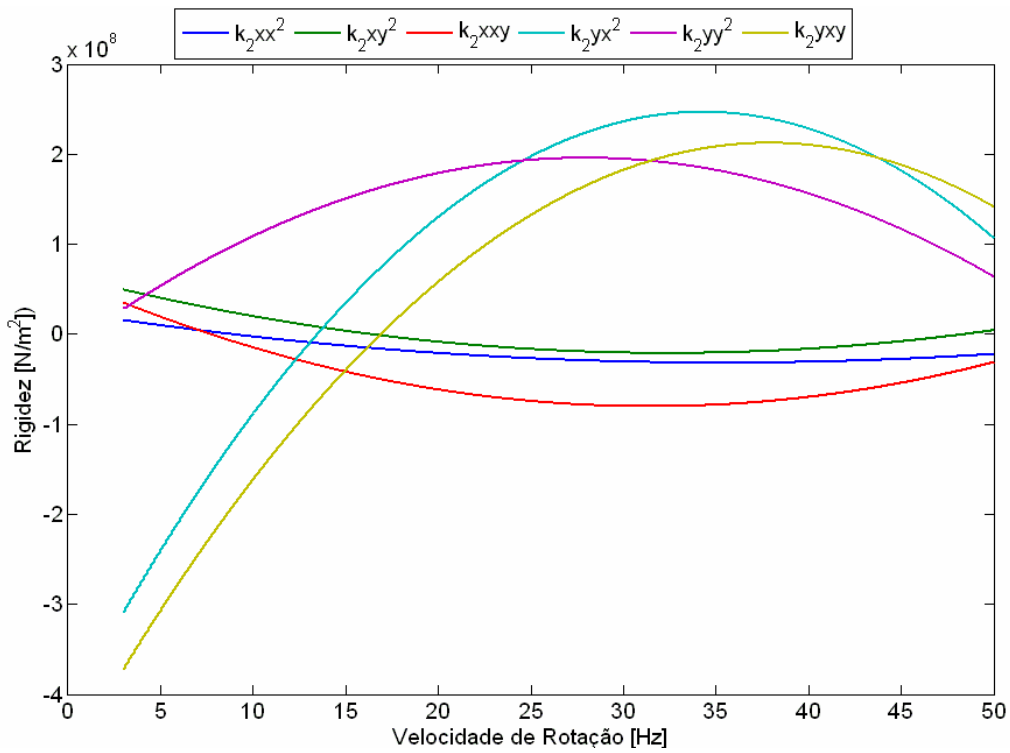


Figura V.3 – Coeficientes de Rigidez de segunda ordem para a simulação da configuração 3

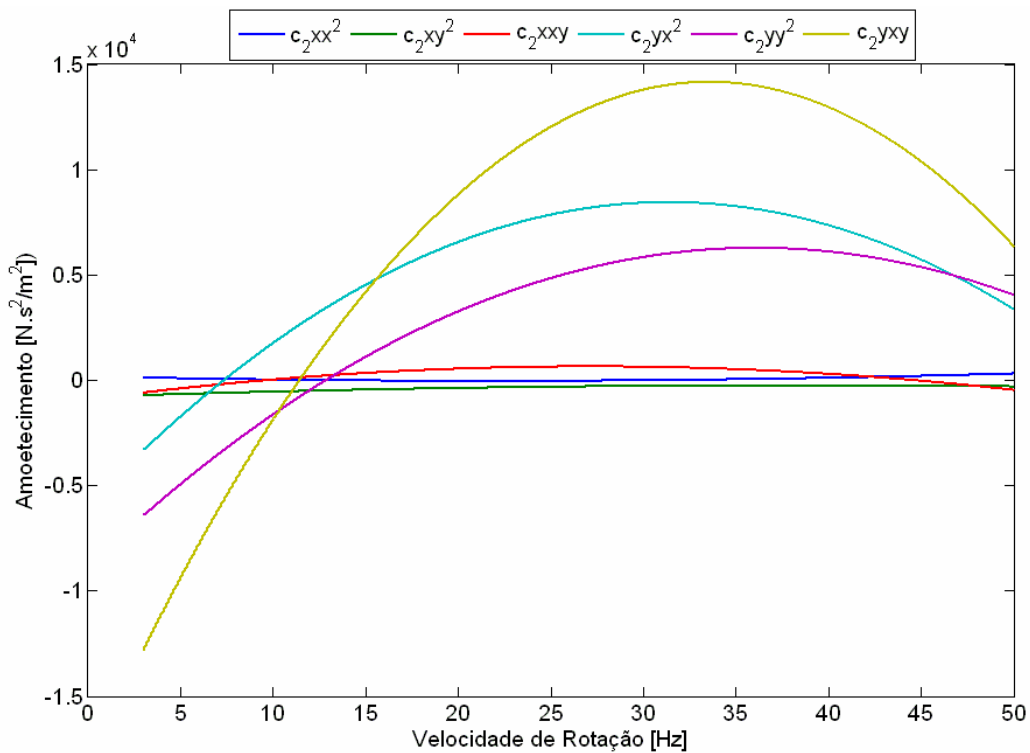


Figura V.4 – Coeficientes de Amortecimento de segunda ordem para a simulação da configuração 3

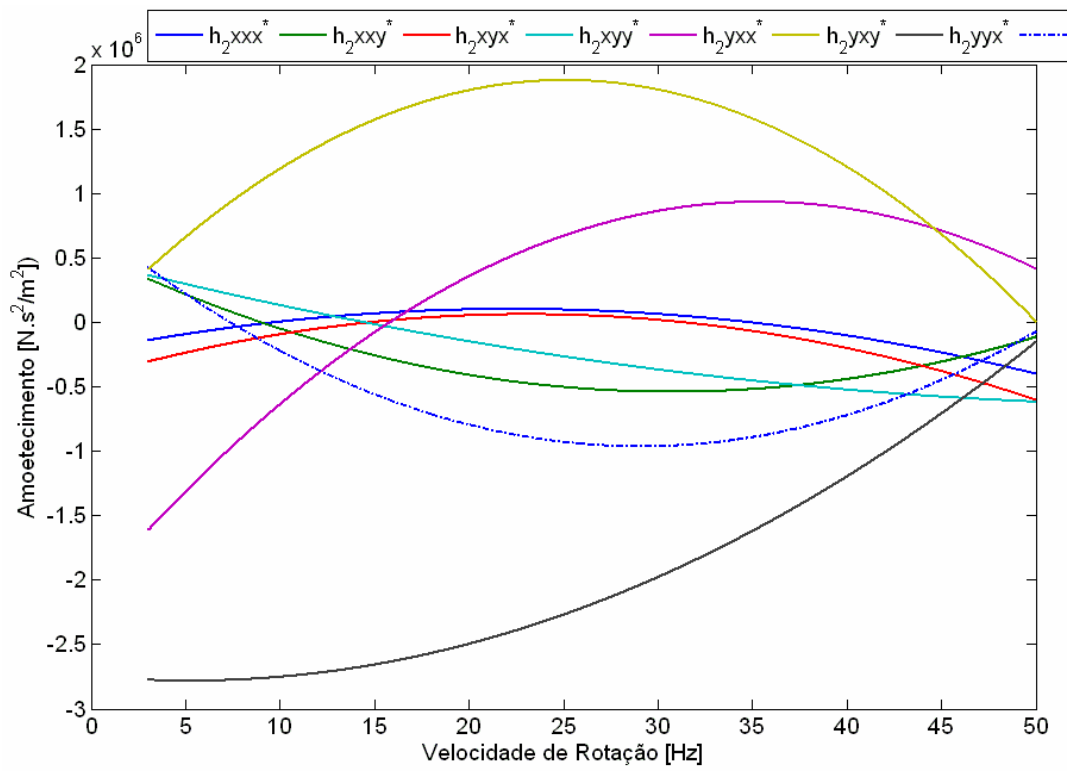


Figura V.5 – Coeficientes Híbridos de segunda ordem para a simulação da configuração 3

Anexo VI

Coeficientes não lineares dos mancais para os resultados experimentais na configuração 3.

Em complemento ao Capítulo 6, serão apresentados neste anexo os coeficientes de rigidez e amortecimento de primeira e segunda ordem e os coeficientes híbridos de segunda ordem para os resultados experimentais na configuração 3. As Figuras VI.1 e VI.2 mostram, respectivamente os coeficientes de rigidez e amortecimento de primeira ordem, enquanto que os coeficientes de rigidez, amortecimento e híbrido de segunda ordem são apresentados nas Figuras VI.3, VI.4 e VI.5.

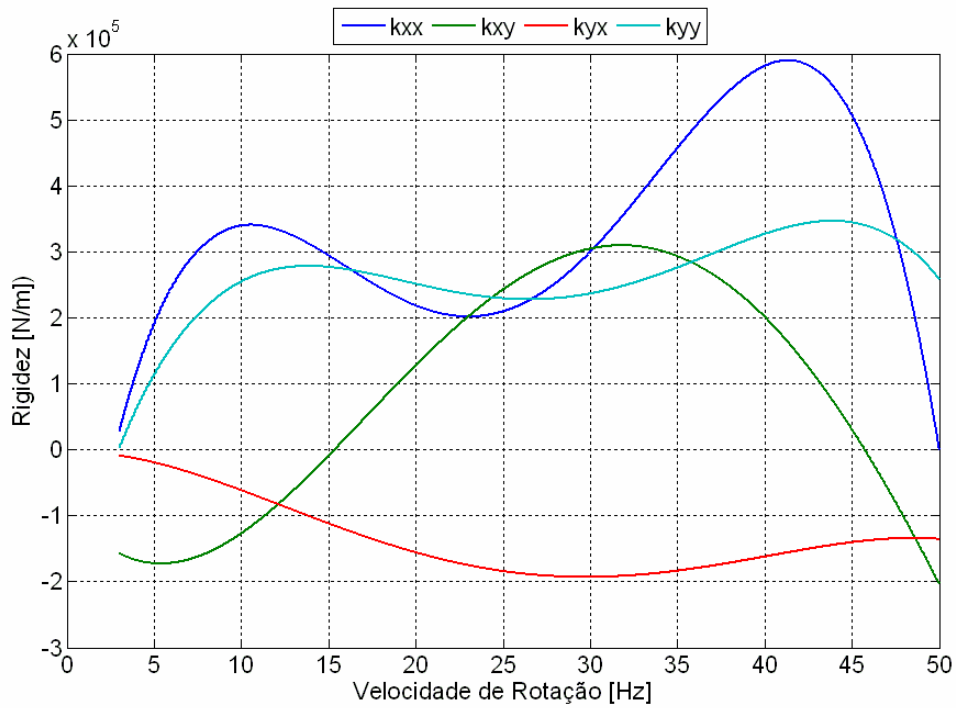


Figura VI.1 – Coeficientes de Rigidez de primeira ordem para os resultados experimentais da configuração 3

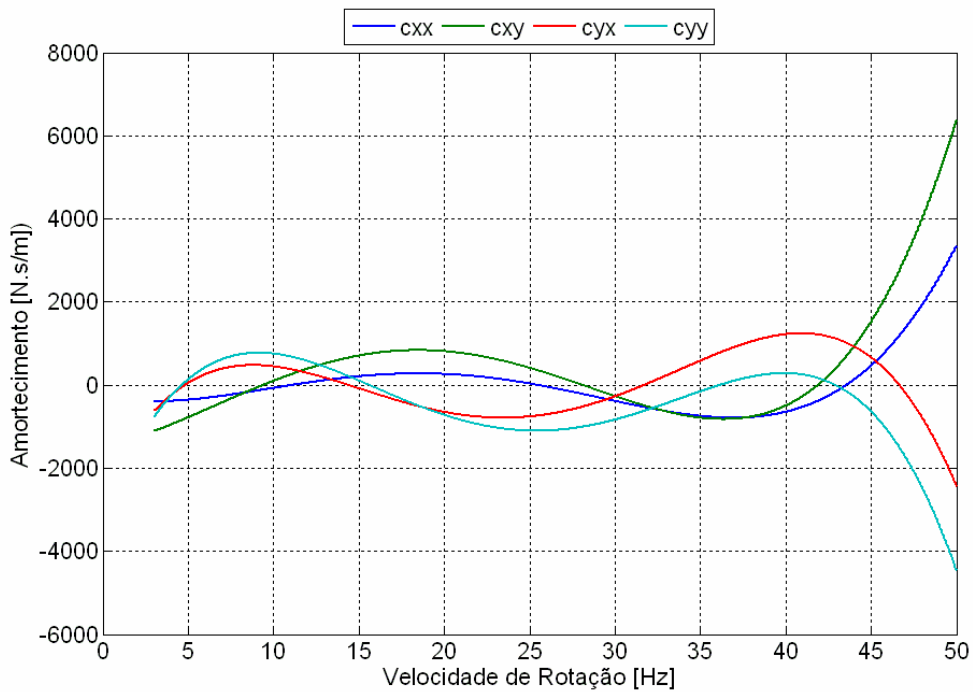


Figura VI.2 – Coeficientes de Amortecimento de primeira ordem para os resultados experimentais da configuração 3

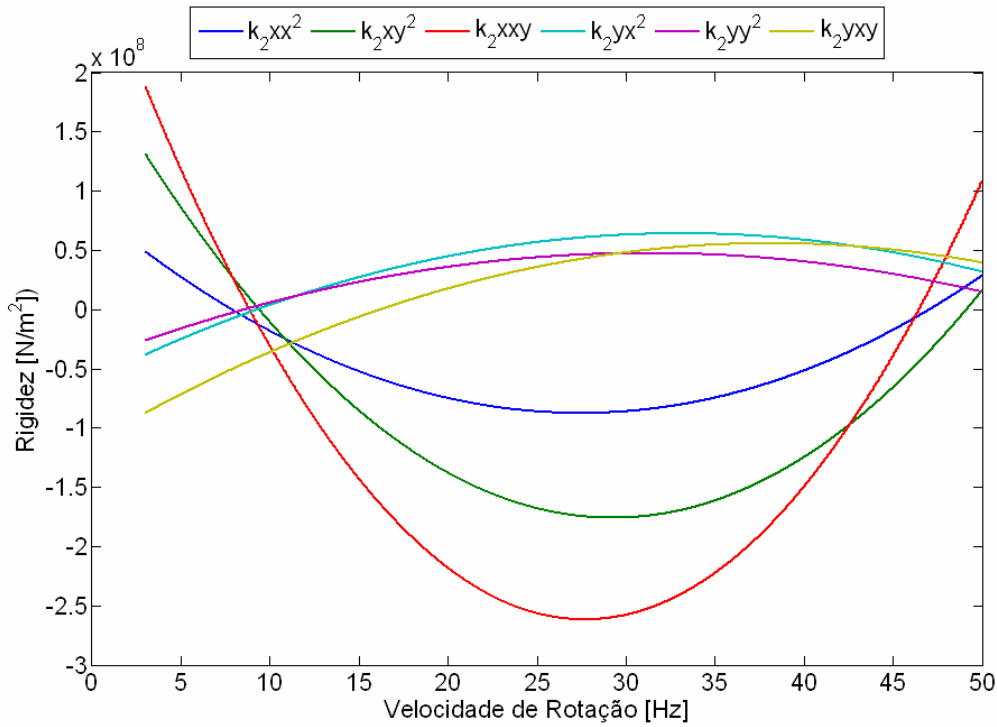


Figura VI.3 – Coeficientes de Rigidez de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3

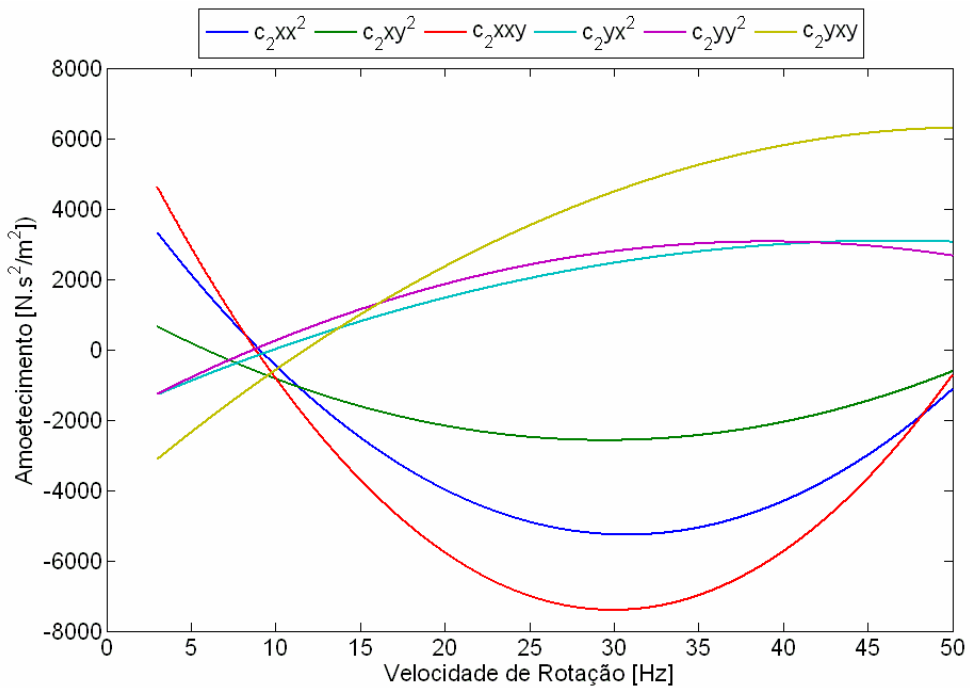


Figura VI.4 – Coeficientes de Amortecimento de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3

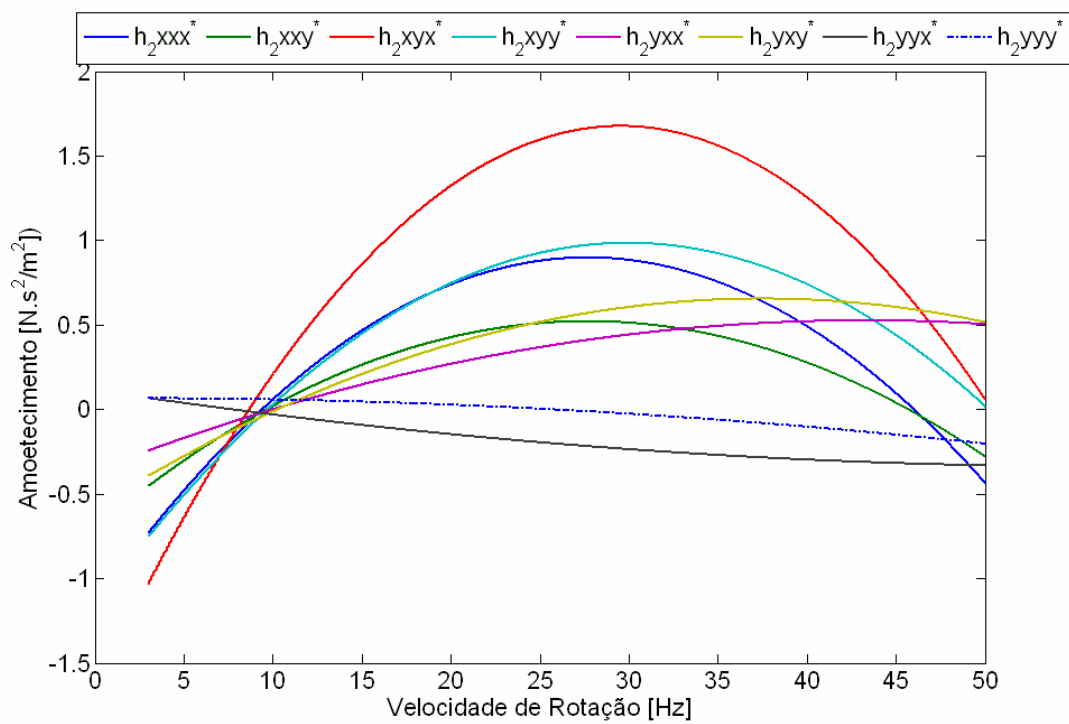


Figura VI.5 – Coeficientes Híbridos de segunda ordem para os resultados experimentais da configuração 3