

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

Mancais Segmentados com Lubrificação Ativa – Teoria, Experimento e Aplicação

Autor: **Rodrigo Nicoletti**
Orientador: **Prof. Dr. Ilmar Ferreira Santos**

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

Mancais Segmentados com Lubrificação Ativa – Teoria, Experimento e Aplicação

Autor: **Rodrigo Nicoletti**
Orientador: **Prof. Dr. Ilmar Ferreira Santos**

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, 2003
S.P. – Brasil

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

N544m Nicoletti, Rodrigo
Mancais segmentados com lubrificação ativa – teoria,
experimento e aplicação / Rodrigo Nicoletti. – Campinas,
SP: [s.n.], 2003

Orientador: Ilmar Ferreira Santos.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Mancais hidrostáticos. 3. Rotores -
Dinâmica. 4. Controle hidráulico. 5. Análise modal. 6.
Método de elementos finitos. 7. Análise numérica. I.
Santos, Ilmar Ferreira. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

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

TESE DE DOUTORADO

Mancais Segmentados com Lubrificação Ativa – Teoria, Experimento e Aplicação

Autor: **Rodrigo Nicoletti**
Orientador: **Prof. Dr. Ilmar Ferreira Santos**

Prof. Dr. Ilmar Ferreira Santos, Presidente
UNICAMP

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury
IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas

Prof. Dr. Luiz Carlos Sandoval Góes
ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica

Prof. Dr. José Roberto de França Arruda
UNICAMP

Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka
UNICAMP

Campinas, 15 de abril de 2003

Dedicatória

Dedico este trabalho a meus pais Roberto e Maria Ester pelo amor, apoio e incentivo, sem os quais eu não teria chegado até aqui.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. **Ilmar Ferreira Santos** pela confiança, amizade e orientação neste trabalho, além do contínuo incentivo à pesquisa teórico-experimental e do exemplo de dedicação ao ensino e à pesquisa.

Ao Prof. Dr. **Paulo Roberto Gardel Kurka** pelo auxílio e confiança na etapa final deste trabalho.

Aos demais professores do Departamento de Projeto Mecânico e do Departamento de Mecânica Computacional pelo constante apoio e cooperação.

Ao Prof. Dr. **Peder Klit**, da Universidade Técnica da Dinamarca, pela hospitalidade e cooperação, além do constante bom humor.

Ao técnico **Eli Paulino de Souza** pela inestimável ajuda no projeto e construção da bancada de testes da Unicamp e constante empenho, além da amizade.

Aos técnicos **Maurício O. de Sant'Anna, Gastão B. Rodrigues, Rosângelo W. A. Ferreira, Mauro Romera** e demais funcionários da oficina, pela amizade e ajuda na montagem e ajuste da bancada de testes da Unicamp.

Ao técnico **Viggo Nielsen**, da Universidade Técnica da Dinamarca, pela ajuda e empenho na utilização da bancada de testes da DTU.

Às secretárias **Denise A. Villela** e **Cleusa da Silva Meira** pela amizade e ajuda nas tarefas burocráticas.

Aos amigos **Gustavo C. Padovese, Amauri Garcia, Cristina M. Saracho, Claudio A. C. Silva, Alberto N. Costa Jr., Wallace Gusmão, Luciano Driemeier, Patrícia T. G. Guimarães** e demais colegas da faculdade pelo excelente ambiente de trabalho e companheirismo, e naturalmente pelos churrascos, festas e futebol.

A **Cíntia K. Aihara** pelo amor, companheirismo e paciência nos momentos difíceis.

Ao Dr. **Francisco Carlos Krzyzanowski**, meu tio e padrinho, pelo incentivo e exemplo humano de dedicação à pesquisa científica.

À **FAPESP** pelo indispensável apoio financeiro.

*"O tempo que você gosta de perder não
é tempo perdido."*

Bertrand Russell
1872 - 1970
filósofo inglês

Resumo

NICOLETTI, Rodrigo, *Mancais Segmentados com Lubrificação Ativa – Teoria, Experimento e Aplicação*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 300p. Tese (Doutorado)

Este trabalho está relacionado com o desenvolvimento de um novo mecanismo de dissipação de energia vibratória em máquinas rotativas. Quando as lubrificações hidrodinâmica e hidrostática são combinadas em um mancal, tem-se a chamada lubrificação híbrida. Se parte da lubrificação hidrostática é controlada dinamicamente através de dispositivos hidráulicos, esta lubrificação passa a ser chamada de *ativa*. Este tipo de lubrificação, que envolve a união da eletrônica com a hidráulica e controle, permite não só a redução do atrito entre as partes girantes e estáticas da máquina, mas também a atenuação das vibrações do rotor. Neste trabalho, a aplicação da lubrificação ativa em mancais segmentados é investigada tanto teórica como experimentalmente, e um exemplo de aplicação industrial é apresentado. Os resultados experimentais mostram a possibilidade de se reduzir a amplitude dos picos de ressonâncias de bancadas de testes, através do uso de mancais segmentados com lubrificação ativa. Estes resultados experimentais se referem ao controle de modos de vibrar de eixo rígido da bancada, usando-se controladores P e PD. Entretanto, as investigações numéricas de um compressor industrial revelam que a lubrificação ativa também pode ser usada para o controle de modos de flexão do rotor. A consequência mais importante desta redução dos níveis de vibração é a possibilidade de se aumentar a faixa operacional do equipamento. Como resultado, têm-se máquinas inteligentes, as quais são flexíveis para operar em um ambiente de rápida variação da demanda. Algumas limitações da lubrificação ativa também são discutidas neste trabalho, sendo que a velocidade de resposta das servoválvulas e o nível da pressão de suprimento têm um papel importante.

Palavras Chave

Lubrificação Ativa, Mancais Segmentados, Dinâmica de Rotores, Hidrodinâmica, Hidráulica, Controle de Sistemas, Dinâmica de Múltiplos Corpos, Método dos Elementos Finitos

Abstract

NICOLETTI, Rodrigo, *Active Lubrication in Tilting-Pad Journal Bearings – Theory, Experiment and Application*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 300p. Thesis (Ph.D.)

This work is related to the development of a new mechanism for dissipating vibration energy in rotating machines. When the hydrostatic and the hydrodynamic lubrication are simultaneously combined in a journal bearing, one refers to the hybrid lubrication. When part of the hydrostatic pressure is also dynamically modified by means of hydraulic control systems, one refers to the *active lubrication*. By the association of electronics, control design and hydraulics, the active lubrication simultaneously allows reduction of wear between rotating and non-rotating parts of the machinery and, in addition, the attenuation of rotor vibration. In this work, the application of active lubrication in tilting-pad bearings is investigated both theoretically and experimentally, and an example of industrial application is numerically simulated. The experimental results show the feasibility of reducing the amplitude of resonance peaks of rotor-bearing test rigs, in the frequency domain, by using active lubricated bearings. P and PD controllers were implemented. These experimental results refer to the control of rigid shaft modes. Nevertheless, the numerical investigations of an industrial compressor reveal that active lubrication can also be used to control the shaft bending modes. The most important consequence of this vibration reduction in rotating machines is the feasibility of increasing their operational range. As a result, one achieves intelligent machines that are more flexible to operate in a fast-changing-demand environment. Some limitations of the active lubrication are also discussed based on experimental data, where the response of servo valves and the supply pressure play an important role.

Keywords

Active Lubrication, Tilting-Pad Bearings, Rotordynamics, Hydrodynamics, Hydraulics, Control Systems, Multibody Dynamics, Finite Element Method

Sumário

Lista de Figuras	xxi
Lista de Tabelas	xxxii
Nomenclatura	xxxiii
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Pequeno Histórico da Pesquisa na Unicamp e na DTU	2
1.3 Objetivo e Conteúdo do Trabalho	6
2 Revisão Bibliográfica	9
2.1 Mancais Segmentados	9
2.2 Sistemas Ativos	13
2.3 Modelagem Matemática de Sistemas Rotativos	19
2.3.1 Modelagem do Filme de Óleo	20
2.3.2 Modelagem do Rotor	22
2.3.3 Redução de Modelos	24
2.3.4 Integração das Equações de Movimento	26
2.4 Dinâmica Não-Linear de Sistemas Rotativos	28
2.5 Controle em Sistemas Rotativos	31
2.5.1 Técnicas de Controle	33
2.5.2 Procedimento de Cálculo dos Ganhos	37

2.6	Identificação Modal de Sistemas Rotativos	41
3	Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU	45
3.1	Bancada de Testes da Unicamp	45
3.1.1	Sistema Hidráulico	49
3.2	Bancada de Testes da DTU	50
3.2.1	Sistema Hidráulico	54
3.3	Instrumentação, Aquisição e Processamento dos Sinais	55
3.3.1	Procedimento Experimental	59
4	Identificação Experimental das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU	63
4.1	Bancada de Testes da Unicamp	63
4.1.1	Ensaio Estático	63
4.1.2	Ensaio Dinâmico Passivo	68
4.2	Bancada de Testes da DTU	70
4.2.1	Ensaio Estático	70
4.2.2	Ensaio Dinâmico Passivo	73
5	Modelos Matemáticos das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU	81
5.1	Modelo Linear com Forças de Atuação Externas	82
5.1.1	Modelo da Bancada de Testes da Unicamp	83
5.1.2	Modelo da Bancada de Testes da DTU	86
5.1.3	Modelo dos Mancais Segmentados e Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Convencional	90
5.2	Modelo Não-Linear	93
5.2.1	Modelo do Sistema Hidráulico da Bancada de Testes da Unicamp	94
5.3	Modelo por Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Ativa	98
5.3.1	Cálculo dos Coeficientes Dinâmicos	101
6	Ajuste dos Modelos das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU	103
6.1	Bancada de Testes da Unicamp	103

6.1.1	Estimativa dos Parâmetros do Modelo Linear	103
6.1.2	Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Passivo	105
6.2	Bancada de Testes da DTU	106
6.2.1	Estimativa dos Parâmetros do Modelo Linear	106
6.2.2	Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Passivo	110
7	Implementação do Sistema de Controle nas Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU115	
7.1	Bancada de Testes da Unicamp	115
7.1.1	Determinação das Forças de Atuação	115
7.1.2	Implementação Experimental do Sistema de Controle	117
7.1.3	Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Ativo	120
7.2	Bancada de Testes da DTU	124
7.2.1	Determinação das Forças de Atuação	124
7.2.2	Projeto do Sistema de Controle	127
7.2.3	Implementação Experimental do Sistema de Controle	129
7.2.4	Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Ativo	138
7.3	Conclusão	140
8	Estudo de Aplicação Industrial	143
8.1	Caso em Estudo	143
8.2	Modelo Matemático do Compressor	144
8.3	Análise de Resposta ao Desbalanço pela Norma API 617	148
8.4	Resposta ao Desbalanço do Compressor	150
8.5	Controle por Realimentação de Saída	154
8.5.1	Observação no Centro do Rotor	157
8.5.2	Observação nos Mancais	165
8.6	Controle Inserido nos Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Ativa	171
8.6.1	Influência dos Coeficientes na Dinâmica do Compressor	174
8.6.2	Análise de Resposta ao Desbalanço	180

8.7	Conclusão	185
9	Limites da Lubrificação Ativa	191
9.1	Excitação Síncrona	191
9.2	Excitação Harmônica	196
9.3	Conclusão	202
10	Controle de Instabilidades	203
10.1	Integração Numérica das Equações Não-Lineares de Movimento para o Caso Dinâmico Passivo	203
10.2	Resposta ao Desbalanço e Instabilidades	205
10.3	Integração Numérica das Equações Não-Lineares de Movimento para o Caso Dinâmico Ativo	208
10.4	Leis de Controle	210
10.4.1	Controladores Lineares	211
10.4.2	Controlador Proporcional Não-Linear	212
10.5	Controle das Instabilidades	214
11	Conclusões e Perspectivas	221
11.1	Perspectivas Futuras	223
	Referências Bibliográficas	225
A	Instrumentação	247
A.1	Atuador Eletrodinâmico	247
A.2	Células de Carga Piezoelétricas	249
A.3	Acelerômetros	251
A.4	Sensores de Proximidade Indutivos	253
A.5	Servoválvulas	254
A.5.1	Servoválvulas da Bancada de Testes da Unicamp	254
A.5.2	Servoválvulas da Bancada de Testes da DTU	258

A.6	Célula de Carga Resistiva	260
B	Valores de Parâmetros	263
B.1	Relação Viscosidade-Temperatura do Óleo	263
B.2	Parâmetros do Modelo Matemático da Bancada de Testes da Unicamp	265
B.3	Parâmetros do Modelo Matemático da Bancada de Testes da DTU	266
B.4	Parâmetros de Simulação do Modelo Não-Linear da Bancada de Testes da Unicamp	268
C	Dados do Compressor de Gás Etano	269
C.1	Mancais Segmentados do Compressor	269
C.2	Parâmetros do Modelo do Compressor	269

Lista de Figuras

1.1	Primeira bancada de testes de um mancal segmentado com lubrificação ativa da Unicamp: 1. motor; 2. eixo rígido; 3. mancal ativo; 4. servoválvulas; 5. dutos de injeção (lubrificação ativa); 6. tubulação (lubrificação convencional).	4
1.2	Resultados experimentais no domínio do tempo, obtidos na primeira bancada de testes, adotando-se um controlador PD de ganhos G_{1z} e G_{2z} – Acionamento do controlador no instante $t = 0,5$ s, na direção vertical (Scalabrin, 1999).	5
3.1	Bancada de testes da Unicamp: 1. motor elétrico; 2. mancal de rolamento; 3. rotor; 4. mancal de excitação; 5. sensores; 6. mancal segmentado; 7. bloco de distribuição das servoválvulas.	46
3.2	Acoplamento tipo Kardan entre o motor elétrico e o eixo.	46
3.3	Dimensões do rotor e distâncias relativas entre componentes.	47
3.4	Vista do eixo: 1. mancal de rolamento; 2. discos do eixo; 3. mancal de excitação com o transdutor de força acoplado; 4. sensores de proximidade; 5. mancal segmentado ativo.	47
3.5	Configuração interna do mancal segmentado ativo da Unicamp – Disposição das sapatas e sistemas de lubrificação convencional e ativo.	48
3.6	Desenho esquemático da montagem de uma das sapatas no interior do mancal da Unicamp.	49
3.7	Diagrama esquemático do sistema hidráulico de suprimento de óleo para o mancal segmentado ativo da Unicamp.	49
3.8	Bancada de testes da DTU: 1. mancal de excitação; 2. mancal segmentado ativo; 3. servoválvulas; 4. eixo; 5. mancal de rolamento.	51
3.9	Sistema de transmissão do eixo: 1. motor elétrico; 2. correia/polia; 3. eixo de transmissão; 4. acoplamento tipo Kardan; 5. eixo.	51
3.10	Dimensões do eixo e distâncias relativas entre componentes.	52
3.11	Sistema de excitação: 1. mancal de excitação; 2. haste; 3. transdutor de força; 4. atuador eletrodinâmico; 5. suporte.	52

3.12	Configuração interna do mancal segmentado ativo da DTU - Disposição das sapatas e sistemas de lubrificação convencional e ativo.	53
3.13	Desenho esquemático da montagem de uma das sapatas no interior do mancal da DTU.	53
3.14	Diagrama esquemático do sistema hidráulico de suprimento de óleo para o mancal segmentado ativo da DTU.	54
3.15	Sinal <i>chirp</i> nos domínios do tempo e da frequência – Período de 2,048 s, taxa de amostragem de 1 kHz, frequência máxima de 150 Hz.	58
3.16	Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais das bancadas da Unicamp e da DTU.	60
4.1	Pontos de excitação (⊗) e medição (●) adotados no ensaio estático da bancada de testes da Unicamp.	64
4.2	FRF experimental do suporte do motor na direção horizontal (estimador H_1): ⊗ - excitação, ● - medição.	65
4.3	FRF experimental do eixo na direção horizontal (estimador H_1): ⊗ - excitação através do mancal de rolamento de excitação, ● - medição na posição dos sensores de proximidade.	65
4.4	FRF experimental do suporte do mancal segmentado na direção horizontal (estimador H_1): ⊗ - excitação, ● - medição.	65
4.5	FRF experimental do suporte do mancal de rolamento na direção horizontal (estimador H_1): ⊗ - excitação, ● - medição.	66
4.6	FRF experimental do eixo na direção vertical (estimador H_1): ⊗ - excitação através do mancal de rolamento de excitação, ● - medição na posição dos sensores de proximidade.	67
4.7	FRF experimental do suporte dos sensores de proximidade na direção horizontal (estimador H_1): ⊗ - excitação, ● - medição.	67
4.8	FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp (estimador H_1) – Ensaio dinâmico passivo – Excitação na direção horizontal (Y).	69
4.9	FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp (estimador H_1)– Ensaio dinâmico passivo – Excitação na direção vertical (Z).	70
4.10	Pontos de medição (●) adotados no ensaio estático da bancada de testes da DTU nas direções horizontal e vertical.	71
4.11	Funções de resposta em frequência (inertância) dos pontos da bancada de testes da DTU para as direções horizontal e vertical – Ensaio Estático.	72

4.12	Inertância, fase e coerência dos resultados obtidos no ensaio estático do ponto 9 (direção horizontal) e do ponto 8 (direção vertical).	72
4.13	Modos de vibrar da bancada de testes da DTU referentes às três primeiras frequências naturais encontradas no ensaio estático.	74
4.14	Funções de resposta em frequência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 10,4 Hz.	75
4.15	Funções de resposta em frequência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 20,0 Hz.	76
4.16	Funções de resposta em frequência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 30,0 Hz.	77
4.17	Comparação entre os picos da primeira velocidade crítica do sistema rotor-mancal para as diferentes velocidade de rotação adotadas.	79
5.1	Sistemas de referência e pontos de interesse no modelo de eixo da bancada de testes.	83
5.2	Diagrama de corpo livre dos corpos que compõem o modelo da bancada de testes da DTU.	87
5.3	Componentes normal e tangencial das forças hidrodinâmicas atuantes na i-ésima sapata e sistemas de referência axiliares.	91
5.4	Integração da função distribuição de pressão hidrodinâmica sobre a sapata.	91
6.1	Coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da Unicamp.	104
6.2	Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da Unicamp – Frequência de rotação de 15,0 Hz.	107
6.3	Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da Unicamp – Frequência de rotação de 30,0 Hz.	107
6.4	Coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da DTU.	108
6.5	Suporte da caixa do mancal de rolamento – Secção transversal e modelo mecânico.	109
6.6	Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de 10,4 Hz.	112
6.7	Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de 20,0 Hz.	112
6.8	Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de 30,0 Hz.	113

7.1	Montagem da célula de carga resistiva na bancada de testes da Unicamp – Determinação da relação entre sinal de entrada da servoválvula e força de atuação.	116
7.2	Força de atuação em função do sinal de entrada na servoválvula da bancada de testes da Unicamp – Direção horizontal.	116
7.3	Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais da bancada de testes da Unicamp – Caso dinâmico ativo (aquisição, processamento e controle).	117
7.4	FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp para os casos dinâmicos ativo e passivo (direção horizontal) – Pressão de suprimento de 8,0 MPa.	119
7.5	Comparação numérico-experimental da bancada de testes da Unicamp para o caso dinâmico ativo (direção horizontal) – Modelo linear com forças de atuação externas.	121
7.6	Coefficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da Unicamp.	122
7.7	Comparação numérico-experimental da bancada de testes da Unicamp para o caso dinâmico ativo (direção horizontal) – Modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa.	123
7.8	Disposição das sapatas no mancal e direções de atuação.	124
7.9	Modelo mecânico do sistema na determinação das forças de atuação do mancal ativo.	124
7.10	Séries de pulsos elétricos usados como sinal de entrada das servoválvulas na determinação das forças de atuação do mancal ativo da DTU.	125
7.11	Forças de atuação do mancal ativo da bancada de testes da DTU, obtidas para as duas servoválvulas – Pressão de suprimento de 6,0 MPa.	126
7.12	Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais da bancada de testes da DTU – Caso dinâmico ativo (aquisição, processamento e controle).	130
7.13	Fluxograma para o processamento dos sinais na realimentação do sistema de controle da bancada de testes da DTU (programas MATLAB SIMULINK [®] e dSPACE [®]).	131
7.14	FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 10,4 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.	133
7.15	FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 20,0 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.	135
7.16	FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 30,0 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.	136

7.17	FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes pressões de suprimento – Ponto 9 da bancada de testes na direção horizontal ($H_{1y,1y}$) e matriz de ganhos $1,0 \times \mathbf{H}^+$	137
7.18	Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de $10,4 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa	138
7.19	Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de $20,0 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa	138
7.20	Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de $30,0 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa	139
8.1	Rotor do compressor de gás etano em estudo (Santos, 2001b).	145
8.2	Alternativas para a inserção dos discos no modelo do rotor (Lalanne e Ferraris, 1990).146	
8.3	Modelo de elementos finitos adotado para o compressor de gás etano (Santos, 2001b).146	
8.4	Coefficientes equivalentes globais de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais de 5 sapatas do compressor de gás etano (Santos, 2001b).	147
8.5	Posição de aplicação dos desbalanços em função das formas modais, na análise da resposta ao desbalanço segundo a norma API (1995).	149
8.6	Diagrama de Campbell e fator de amortecimento dos 16 primeiros modos do modelo do compressor, em função da frequência de rotação.	151
8.7	Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz	152
8.8	Formas modais do compressor em torno de 300 Hz	152
8.9	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API, para o caso passivo (sem controle).	153
8.10	Relação entre a força de atuação do mancal ativo e o sinal de controle, nas condições do mancal equivalente.	156
8.11	Variação dos autovalores no plano imaginário para a determinação dos ganhos do controlador.	160
8.12	Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação no centro do rotor (nó 28) e atuação nos nós 8 e 50.	161

8.13	Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação no centro do rotor (nó 28) e atuação nos nós 8 e 50. (cont.)	162
8.14	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API – Realimentação de saída com observação do nó central do rotor. . . .	163
8.15	Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Realimentação de saída com observação do nó central do rotor.	164
8.16	Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação e atuação nos mancais (nós 8 e 50). 167	167
8.17	Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação e atuação nos mancais (nós 8 e 50). (cont.)	168
8.18	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API – Realimentação de saída com observação nos mancais.	170
8.19	Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Realimentação de saída com observação nos mancais.	170
8.20	Coefficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho proporcional H_{pY} ($H_{pZ} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 MPa$	172
8.21	Coefficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho proporcional H_{pZ} ($H_{pY} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 MPa$	172
8.22	Coefficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho derivativo H_{dY} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 MPa$. 173	173
8.23	Coefficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho derivativo H_{dZ} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dY} = 0$) – $P_S = 22,0 MPa$. 173	173
8.24	Variação dos coeficientes dinâmicos do mancal em função dos ganhos do controlador e da pressão de suprimento – Frequência de rotação de 80 Hz.	175
8.25	Fator de amortecimento dos modos superamortecidos do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz.	176
8.26	Fator de amortecimento dos modos superamortecidos do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz.	176

8.27	Fator de amortecimento e frequência amortecida dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz	177
8.28	Fator de amortecimento e frequência amortecida dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz	177
8.29	Fator de amortecimento e frequência amortecida dos segundos modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz	178
8.30	Fator de amortecimento e frequência amortecida dos segundos modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz	178
8.31	Fatores de amortecimento dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais – Comparação entre mancal original, mancal ativo e região ótima – Frequência de rotação de 80 Hz	179
8.32	Coefficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de $2,0\text{ MPa}$	181
8.33	Coefficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de $7,0\text{ MPa}$	181
8.34	Coefficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de $22,0\text{ MPa}$	181
8.35	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de $2,0\text{ MPa}$	182
8.36	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de $7,0\text{ MPa}$	183
8.37	Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de $22,0\text{ MPa}$	184
8.38	Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Pressão de suprimento de $22,0\text{ MPa}$	185
8.39	Faixas de operação disponíveis do compressor em função da abordagem adotada para o cálculo dos ganhos do sistema de controle.	187
9.1	Coefficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\varpi_V = 100\text{ Hz}$ e $P_S = 22,0\text{ MPa}$	193

9.2	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\varpi_V = 320 \text{ Hz}$ e $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	194
9.3	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\varpi_V = 600 \text{ Hz}$ e $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	195
9.4	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação, da variação dos ganhos do controlador e da pressão de suprimento – $\varpi_V = 320 \text{ Hz}$.	196
9.5	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{p_Y} ($H_{p_Z} = H_{d_Y} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	197
9.6	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{p_Z} ($H_{p_Y} = H_{d_Y} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	197
9.7	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{d_Y} ($H_{p_Y} = H_{p_Z} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	198
9.8	Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{d_Z} ($H_{p_Y} = H_{p_Z} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	198
9.9	Coeficiente de rigidez k_{yy} em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{p_Y} ($H_{p_Z} = H_{d_Y} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	200
9.10	Coeficiente de rigidez k_{zz} em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{p_Z} ($H_{p_Y} = H_{d_Y} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	200
9.11	Coeficientes de rigidez e amortecimento na direção Y em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{d_Y} ($H_{p_Y} = H_{p_Z} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	200
9.12	Coeficientes de rigidez e amortecimento na direção Z em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{d_Z} ($H_{p_Y} = H_{p_Z} = H_{d_Z} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	200
9.13	Coeficientes de rigidez e amortecimento em função da frequência de excitação harmônica e da variação dos ganhos do controlador para diferentes frequências de rotação do rotor – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$	201
10.1	Fluxograma do algoritmo usado para a integração numérica das equações não-lineares de movimento – Caso dinâmico passivo (sem sistema de controle).	204

10.2	Diagrama de cascata da resposta ao desbalanço do sistema passivo com carregamento estático nulo – Integração numérica das equações não-lineares de movimento.	206
10.3	Resposta ao desbalanço do sistema rotor-mancal passivo no domínio do tempo – Direção Y (respostas na direção Z são similares pois carregamento é nulo).	206
10.4	Aumento da amplitude e formação de ciclo limite no sistema rotor-mancal sujeito a <i>whirl</i> ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$).	208
10.5	Razão entre a frequência de <i>whirl</i> e a frequência de rotação.	208
10.6	Fluxograma do algoritmo usado para a integração numérica das equações não-lineares de movimento – Caso dinâmico ativo (com sistema de controle).	209
10.7	Relação entre o sinal de entrada das servoválvulas e os deslocamentos angulares do eixo para diferentes frequências de rotação – Interpolação dos pontos obtidos na simulação numérica.	213
10.8	Diagramas de cascata das respostas ao desbalanço do sistema ativo – Diferentes estratégias de controle.	215
10.9	Respostas ao desbalanço do sistema rotor-mancal ativo no domínio do tempo – Direção Y ($\dot{\phi} = 30 \text{ Hz}$ – abaixo do limite de estabilidade).	216
10.10	Respostas ao desbalanço do sistema rotor-mancal ativo no domínio do tempo – Direção Y ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$ – sujeito a <i>whirl</i>).	217
10.11	Amplitudes de resposta ao desbalanço obtidas pelas diferentes estratégias de controle estudadas – Comparação com o caso passivo.	218
10.12	Instabilidades dos controladores P não-linear e PI na resposta ao desbalanço do sistema ativo ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$ – sujeito a <i>whirl</i>).	218
A.1	Atuador eletrodinâmico B&K mod.4808.	247
A.2	Curva de resposta em frequência típica do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808 (Brüel&Kjær, 1986).	248
A.3	Limites de operação do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808 (Brüel&Kjær, 1986).	248
A.4	Célula de carga B&K mod.8200 – B (base) ; P (cristais piezoelétricos) ; T (topo) – Brüel&Kjær (1986).	249
A.5	Influência da temperatura na sensibilidade da célula de carga B&K mod.8200 (Brüel&Kjær, 1986).	249
A.6	Curva de resposta em frequência da célula de carga B&K mod.8200 (Brüel&Kjær, 1986).	250
A.7	Acelerômetros B&K <i>Delta Shear</i> (mods.4332 e 4370) – P (cristais piezoelétricos) ; M (massa sísmica) ; R (anel) ; B (base) – Brüel&Kjær (1986).	251

A.8	Curva de resposta em frequência do acelerômetro B&K mod.4332 utilizado na bancada de testes da Unicamp (Brüel&Kjær, 1986).	251
A.9	Curva de resposta em frequência do acelerômetro B&K mod.4370 utilizado na bancada de testes da DTU (Brüel&Kjær, 1986).	252
A.10	Influência da temperatura na sensibilidade dos acelerômetros B&K mod.4332 e 4370 (Brüel&Kjær, 1986).	253
A.11	Curva de calibração dos sensores indutivos Dornier IWA.	253
A.12	Desenho em corte da servoválvula MOOG mod.D765, controlada por solenóide e pressão piloto.	254
A.13	Variação da diferença de pressão entre as portas da servoválvula MOOG mod.D765 em função do sinal de entrada, para diferentes pressões de suprimento: 2, 4 e 6 <i>MPa</i> (Scalabrin, 1999).	255
A.14	Variação da diferença de pressão entre as portas da servoválvula em função do sinal de entrada – Cálculo do coeficiente de pressão K_P para uma pressão de suprimento de 2 <i>MPa</i> (Scalabrin, 1999).	256
A.15	Vazão na servoválvula em função do sinal de entrada – Cálculo do coeficiente de vazão K_Q para uma pressão de suprimento de 2 <i>MPa</i> (Scalabrin, 1999).	256
A.16	Diagrama de Bode da servoválvula MOOG mod.D765 – Resposta em frequência do sinal de deslocamento do carretel (Scalabrin, 1999).	257
A.17	Diagramas de Bode das servoválvulas MOOG mod.E760-912 para a pressão de suprimento de 21,0 <i>MPa</i> (dados fornecidos pelo fabricante).	259
A.18	Fator de correção da frequência natural das servoválvulas MOOG mod.E760-912 para diferentes pressões de suprimento (dados fornecidos pelo fabricante).	259
B.1	Comparação entre os dados experimentais, dados tabelados (norma DIN 51519) e interpolação da relação viscosidade dinâmica/temperatura do óleo - Bancadas de teste da Unicamp e da DTU.	264

Lista de Tabelas

1.1	Projetos de pesquisa desenvolvidos na Unicamp na área de mancais com lubrificação ativa.	3
1.2	Projetos de pesquisa desenvolvidos na DTU na área de mancais com lubrificação ativa.	6
2.1	Comparação entre diferentes atuadores (Ulbrich,1994).	19
3.1	Dimensões e tolerâncias de projeto do sistema rotor-mancal segmentado da Unicamp.	48
3.2	Dimensões e tolerâncias de projeto do sistema rotor-mancal segmentado da DTU. .	54
4.1	Primeiras frequências naturais dos componentes da bancada de testes da Unicamp.	68
4.2	Variação da temperatura do óleo medida durante cada ensaio dinâmico.	70
7.1	Dados da bancada de testes para a determinação das forças de atuação do mancal ativo da DTU.	125
8.1	Coefficientes de rigidez e amortecimento ótimos dentro da região de operação do controlador PD, para as diferentes pressões de suprimento adotadas – Frequência de rotação de 80 Hz	180
8.2	Ganhos do controlador PD para que o mancal ativo apresente coeficientes dinâmicos ótimos na frequência de rotação de 80 Hz	180
8.3	Resultados das análises de resposta ao desbalanceo obtidos nas abordagens adotadas.	186
A.1	Especificações operacionais do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808.	249
A.2	Especificações operacionais da célula de carga B&K mod.8200.	250
A.3	Especificações operacionais do acelerômetro B&K mod.4332.	252
A.4	Especificações operacionais do acelerômetro B&K mod.4370.	252

A.5	Valores de calibração dos sensores de proximidade indutivos Dornier IWA para um anteparo de aço.	254
A.6	Especificações operacionais das servoválvulas MOOG mod.D765.	258
A.7	Especificações operacionais das servoválvulas MOOG mod.E760-912.	260
A.8	Especificações operacionais da célula de carga resistiva BHL mod.U2M1.	260
A.9	Valores de calibração da célula de carga resistiva BHL mod.U2M1.	261
B.1	Viscosidade dinâmica experimental do óleo do sistema hidráulico.	263
B.2	Condições de operação e dados geométricos do mancal segmentado da bancada de testes da Unicamp.	265
B.3	Parâmetros da bancada de testes da Unicamp usados nas simulações numéricas para a comparação com dados experimentais do ensaio dinâmico (sistema passivo). . . .	265
B.4	Condições de operação do sistema hidráulico para o cálculo dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa.	266
B.5	Condições de operação e dados geométricos do mancal segmentado da bancada de testes da DTU.	266
B.6	Parâmetros da bancada de testes da DTU usados nas simulações numéricas para a comparação com dados experimentais do ensaio dinâmico (sistema passivo). . . .	267
B.7	Condições de operação do sistema rotor-mancal para as simulações numéricas do modelo não-linear.	268
C.1	Características geométricas dos mancais segmentados do compressor de gás etano em estudo (Santos, 2001b).	269
C.2	Parâmetros do material dos elementos de eixo.	269
C.3	Parâmetros dos elementos de eixo (Santos, 2001b).	270
C.4	Parâmetros dos elementos de disco rígido (Santos, 2001b).	271
C.5	Características das servoválvulas.	271

Nomenclatura

Letras Latinas

a	área	$[m^2]$
\mathbf{a}_n	vetor aceleração linear absoluta do ponto n	$[m/s^2]$
A	amplitude	
$A_{j,k}$	constante modal do ponto j devido a excitação no ponto k	
$B(\omega)$	deslocamento angular β no domínio da frequência	$[rad]$
\mathbf{B}	matriz de controle	$[N/V]$
C	coerência	
$\mathcal{C}_1, \mathcal{C}_2, \mathcal{C}_3$	constantes	
\mathbf{C}	matriz de observação	
d	coeficiente de amortecimento	$[N/m.s^{-1}]$
d_{yy}, d_{zz}	coeficientes de amortecimento equivalentes do filme de óleo nas direções Y e Z	$[N/m.s^{-1}]$
d_{yz}, d_{zy}	coeficientes de amortecimento cruzados equivalentes do filme de óleo nas direções Y e Z	$[N/m.s^{-1}]$
D	diâmetro	$[m]$
$D(z)$	denominador da função de transferência no domínio z	
\mathbf{D}	matriz de amortecimento	$[N/m.s^{-1}]$
e	erro entre sinal de saída e sinal de referência	$[V]$
E	módulo de elasticidade do material	$[N/m^2]$
\mathbf{E}	matriz qualquer	
\mathbf{E}	ponto de excitação	
fp	fator de pré-carga	
\mathbf{f}_n	vetor de forças aplicadas no ponto n	$[N]$
F	força	$[N]$
F_n	força aplicada no ponto n	$[N]$
$F_n(\omega)$	força aplicada no ponto n no domínio da frequência	$[N]$
F_{st}	carregamento estático sobre o mancal	$[N]$
FA	fator de amplificação	
FR	força de reação	$[N]$
\mathcal{F}	função de posicionamento dos orifícios na superfície da sapata	$[m^2]$
g	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
GP	grau do polinômio de interpolação	
\mathbf{G}	matriz giroscópica	$[N/m.s^{-1}]$

h	folga radial do mancal	[m]
H_1, H_2, H^c	estimadores de FRF	
H_d	ganho derivativo	[V/m.s ⁻¹]
$H_{j,k}$	função de transferência em j devido a excitação em k	
H_p	ganho proporcional	[V/m]
H	matriz de ganhos do controlador	
H	ponto do mancal segmentado com lubrificação ativa	
$I_{j,k}$	inertância do sistema medida no ponto j devido a excitação no ponto k	[m.s ⁻² /N]
I_s	momento de inércia da sapata em relação ao ponto de pivoteamento	[kg.m ²]
I_{xx}	momento de inércia polar (cilindro)	[kg.m ²]
I_y	momento de área da secção transversal	[m ⁴]
I_{yy}, I_{zz}	momentos de inércia lateral (cilindro)	[kg.m ²]
I	matriz identidade	
I_n	tensor de inércia do corpo em relação ao ponto n	[kg.m ²]
j	$\sqrt{-1}$	
k	coeficiente de rigidez	[N/m]
k_{yy}, k_{zz}	coeficientes de rigidez equivalentes do filme de óleo nas direções Y e Z	[N/m]
k_{yz}, k_{zy}	coeficientes de rigidez cruzados equivalentes do filme de óleo nas direções Y e Z	[N/m]
K_{PQ}	coeficiente de linearização da relação pressão-vazão	[m ³ /s.Pa]
K_Q	coeficiente de linearização da relação pressão-vazão	[m ³ /s.V]
K_V	ganho interno da servoválvula	[m ³ /s.V]
K	matriz de rigidez	[N/m]
L	comprimento	[m]
LV	limite de vibração	[μ m]
m	massa	[kg]
M_n	momento em relação ao ponto n	[N.m]
$M_n(\omega)$	momento em relação ao ponto n no domínio da frequência	[N.m]
M	matriz de inércia	
M_n	vetor de momentos externos aplicados ao corpo em relação ao ponto n	[N.m]
M	ponto de medição	
no	número de orifícios na superfície da sapata	
ns	número de sapatas no mancal	
N	frequência de rotação ou velocidade de operação	[Hz, rpm]
$N(z)$	numerador da função de transferência no domínio z	
O	ponto do centro de massa do rotor	
p	pressão hidrodinâmica do filme de óleo	[N/m ²]
\bar{p}	pressão hidrodinâmica média na folga radial	[N/m ²]
P	pressão de injeção	[N/m ²]
\bar{P}	diferença de pressão entre as portas da servoválvula	[N/m ²]
P_R	pressão de retorno	[N/m ²]
P_S	pressão de suprimento	[N/m ²]
Q	vazão	[m ³ /s]

r_{mn}	distância do ponto m ao ponto n	[m]
\mathbf{r}_{mn}	vetor posição linear do ponto n em relação ao ponto m	[m]
R	raio	[m]
$R_{j,k}$	receptância do sistema medida no ponto j devido a excitação no ponto k	[m/N]
\mathbf{R}	ponto do mancal de rolamento	
S	número de Sommerfeld	
SM	margem de separação	
t	tempo	[s]
T	temperatura	[°C]
\mathbf{T}	matriz de transformação de coordenadas	
u	sinal de entrada das servoválvulas	[V]
\mathbf{u}	vetor de sinais de controle	[V]
U	velocidade linear da superfície do rotor no ponto \mathbf{H}	[m/s]
\mathbf{v}_n	vetor velocidade linear absoluta do ponto n	[m/s]
V	volume	[m ³]
\mathbf{w}	vetor de variáveis de estado	
W	largura	[m]
x,y,z	coordenadas do sistema de referência inercial	[m]
x_n,y_n,z_n	coordenadas do sistema de referência auxiliar B_n	[m]
\bar{x},\bar{y},\bar{z}	coordenadas do sistema de referência solidário à superfície da sapata	[m]
\bar{x}_o,\bar{z}_o	coordenadas dos orifícios na superfície da sapata	[m]
X,Y,Z	sistema de referência inercial	
X_n,Y_n,Z_n	sistema de referência auxiliar B_n	
\mathbf{x}	vetor de posição (graus de liberdade do sistema)	
y_H,z_H	coordenadas do centro do rotor, no ponto \mathbf{H} , no referencial inercial	[m]
\mathbf{y}	vetor de variáveis observadas	
$Y_n(\omega)$	deslocamento em Y do ponto n no domínio da frequência	[m]
$Z_n(\omega)$	deslocamento em Z do ponto n no domínio da frequência	[m]

Letras Gregas

α_n	posição angular na n -ésima sapata	[rad]
α_s	ângulo de abertura das sapatas	[rad]
β	posição angular do rotor em relação ao eixo Y_1 do referencial auxiliar B_1 (ângulo de Kardan)	[rad]
β_f	módulo de elasticidade específico do óleo (<i>bulk modulus</i>)	[N/m ²]
γ	posição angular do rotor em relação ao eixo Z do referencial inercial (ângulo de Kardan)	[rad]
$\Gamma(\omega)$	deslocamento angular γ no domínio da frequência	[rad]
δ	desbalanço	[g.mm]
Δs	distância do ponto de pivoteamento à superfície da sapata	[m]
Δt	passo de integração	[s]

Δ	alteração da matriz de autovalores reduzida	
ϵ	ângulo qualquer	[rad]
ζ	ângulo de varredura do raio interno da sapata	[rad]
η	vetor de coordenadas modais	
θ	ângulo de fase	[rad]
ϑ	coeficiente angular da relação força de atuação / sinal de entrada	[N/V]
λ_n	n-ésimo autovalor do sistema	
Λ	matriz de autovalores reduzida	
$\bar{\Lambda}$	matriz de autovalores reduzida modificada pelo sistema de controle	
μ	viscosidade dinâmica do óleo	[N.s/m ²]
ξ	fator de amortecimento	
π	número pi (3,14159...)	
τ	período do sinal	[s]
τ_a	período de amostragem	[s]
φ_n	ângulo de posicionamento da n-ésima sapata no interior do mancal	[rad]
ϕ	ângulo de <i>spin</i> do rotor em relação ao eixo X_2 do referencial auxiliar $B2$ (ângulo de Kardan)	[rad]
Φ	deslocamento modal	
Φ_n	vetor modal do n-ésimo modo de vibrar do sistema	
$\tilde{\Phi}$	matriz modal ortonormal	
ω	freqüência	[rad/s]
ϖ	freqüência natural	[rad/s]
ψ	ângulo auxiliar	[rad]
Ψ_n	n-ésimo autovetor do sistema	
ω	vetor velocidade angular absoluta do corpo	[rad/s]
Ω	harmônica de rotação	[Hz]
Ω_n	vetor velocidade angular absoluta do referencial auxiliar Bn	[rad/s]

Superescritos

\cdot	derivada no tempo
$\ddot{}$	segunda derivada no tempo
\sim	instante de tempo anterior
$\#$	pseudo-inversa
$+$	parte positiva
$-$	parte negativa
o	referência
r	reduzido
R	referente ao ponto R
T	transposto

Subscritos

0	condição de operação
A	atuação do mancal ativo
B	bancada de testes
B_n	n -ésimo sistema de referencia auxiliar
cm	centro de massa
D	à direita
e	elemento finito
eq	equilíbrio
E	referente ao ponto E
\mathcal{E}	à esquerda
G	global
hd	hidrodinâmico
H	referente ao ponto H
I, II	designação das servoválvulas
j	ponto de medição
k	ponto de excitação
M	referente ao ponto M
N	nominal
o	orifício
O	referente ao ponto O
p	pico de ressonância
r	rotor
R	referente ao ponto R
\mathcal{R}	retorno
s	sapata
\mathcal{S}	suprimento
st	estático
T	tubulação
V	servoválvula
x, y, z	direções ortogonais do sistema de referencia

Abreviações

FRF	função de resposta em frequência
PD	proporcional-derivativo
PI	proporcional-integral
PID	proporcional-integral-derivativo

Siglas

API American Petroleum Institute
DTU Danmarks Tekniske Universitet
ISO International Standard Organization

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Máquinas rotativas de médio e grande porte, como turbogeradores, compressores, turbinas e bombas, são, na maioria das vezes, elementos de vital importância do processo de produção. Sendo assim, estas máquinas devem apresentar não só alto desempenho, mas também alta disponibilidade. Vários são os critérios para se definir o desempenho e a disponibilidade de uma máquina. Um destes critérios é a capacidade da máquina de se adequar a rápidas variações de demanda, ou seja, a flexibilidade que a máquina apresenta na sua faixa de operação.

O mancal é um dos principais elementos que definem as características dinâmicas de uma máquina rotativa, por ser um elemento de interface entre a parte girante (rotor) e o restante da máquina (partes estáticas e solo). Desta forma, os mancais são projetados para que a máquina apresente características dinâmicas que a permitam operar em uma determinada faixa de operação. Entretanto, uma vez definidas, estas faixas de operação não podem ser alteradas caso se deseje o máximo rendimento da máquina.

No caso de mancais hidrodinâmicos, os quais são comumente usados em máquinas rotativas, as suas características dinâmicas são bastante sensíveis às mudanças das condições de operação. Isto significa que em uma situação imprevista de mudança das condições de operação, de demanda, ou mesmo falha, as características dinâmicas da máquina podem se alterar, de forma que estas novas características podem não ser apropriadas para a condição de operação imposta à máquina. Em outras palavras, a máquina não tem flexibilidade na sua faixa de operação, comprometendo-se assim o seu desempenho e a sua disponibilidade.

Uma maneira de se aumentar a flexibilidade de operação da máquina rotativa é o uso de

mancais com *lubrificação ativa*, proposto originalmente por Santos (1994a). A lubrificação ativa em mancais tem por princípio o uso das lubrificações hidrodinâmica e hidrostática conjuntamente. Quando as lubrificações hidrodinâmica e hidrostática são combinadas convencionalmente em um mancal, tem-se a chamada lubrificação híbrida, já bastante difundida na literatura. Entretanto, se a lubrificação hidrostática é controlada dinamicamente através de dispositivos hidráulicos, os quais são controlados através de uma malha de realimentação, esta lubrificação passa a ser chamada de ativa. Este tipo de lubrificação, que envolve a união da eletrônica com a hidráulica e controle, permite não só a redução do atrito entre as partes girantes e estáticas da máquina (função original do mancal), mas também a possibilidade de atenuação e controle das vibrações do rotor, em condições de operação diversas das nominais de projeto (aumento da flexibilidade de operação da máquina).

A lubrificação ativa permite alterar as características dinâmicas do mancal e, conseqüentemente, da máquina de maneira que estas características sejam adequadas às condições de operação impostas. O controle e a atenuação das amplitudes de vibração do rotor permitem ampliar a faixa de operação da máquina, seja em condições de operação previstas, seja em condições imprevistas, como falhas. Assim, a lubrificação ativa pode também ser usada no caso de falha, para manter a máquina em funcionamento até que uma parada para manutenção possa ser programada (eliminação de paradas súbitas da produção e aumento da disponibilidade).

Portanto, do ponto de vista tecnológico, mancais com lubrificação ativa podem se tornar uma ferramenta importante na redução de vibrações em máquinas rotativas e no aumento da estabilidade das mesmas. Do ponto de vista industrial, trata-se de uma nova geração de mancais para máquinas rotativas de maior desempenho e maior disponibilidade.

1.2 Pequeno Histórico da Pesquisa na Unicamp e na DTU

Desde 1994, vem sendo desenvolvida na Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp uma linha de pesquisa na área de mancais segmentados híbridos ativos¹. Trata-se de um projeto que visa a aplicação de mancais com lubrificação ativa em máquinas rotativas de médio e grande porte (turbogeradores, compressores e turbinas), com o objetivo de reduzir as amplitudes de vibração e aumentar o nível de amortecimento e a estabilidade da máquina. Esta linha de pesquisa envolveu vários projetos de iniciação científica, mestrado, doutorado e pós-doutorado, financiados pela FAPESP, como se vê na Tabela 1.1, e também projetos financiados por outras instituições de

¹Patente: *Mancal segmentado com filme de óleo ativo*, SEDAI 18566. INPI 9403084-7.

Tabela 1.1: Projetos de pesquisa desenvolvidos na Unicamp na área de mancais com lubrificação ativa.

ano	autor	título	objetivos alcançados
1994	André P. Bom (IC 94/0897-8) ¹	<i>Projeto e desenvolvimento de mancais segmentados com filme de óleo ativo assistido por computador</i>	projeto do mancal segmentado ativo
1994	Fábio H. Russo (IC 94/0838-1) ¹	<i>Estudos teóricos sobre mancais segmentados com filme de óleo ativo</i>	modelo matemático do filme de óleo e mancal
1995	Ilmar F. Santos (AP 95/3964-0) ²	<i>Dinâmica e controle de máquinas rotativas através de mancais hidrodinâmicos ativos e inteligentes</i>	construção do mancal segmentado ativo
1996	Fábio H. Russo (MS 96/11732-5) ³	<i>Identificação das propriedades dinâmicas de mancais segmentados ativos - Teoria e experimento</i>	identificação dos coeficientes dinâmicos do mancal segmentado ativo
1996	Alexandre Scalabrin (MS 96/11734-8) ³	<i>Sistemas de controle para mancais segmentados com injeção eletrônica - Teoria e experimento</i>	sistema de controle PD atuando na direção vertical
1996	Rodrigo Nicoletti (MS 96/11733-1) ³	<i>Efeitos térmicos em mancais hidrodinâmicos ativos - Teoria e experimento</i>	estudo termo-hidrodinâmico do mancal
1998	Ilmar F. Santos (PD 98/15159-3) ⁴	<i>Estudo sobre a viabilidade de aplicação de lubrificação ativa para o controle de vibração em compressores industriais</i>	aplicação industrial do mancal segmentado ativo
1999	Flávio Y. Watanabe (Doutorado)	<i>Mancais hidrostáticos ativos</i>	compensação dos efeitos cruzados instabilizantes

¹ Projeto FAPESP de iniciação científica.

² Projeto FAPESP de apoio à pesquisa.

³ Projeto FAPESP de mestrado.

⁴ Projeto FAPESP de pós-doutorado.

pesquisa, como CNPq², CAPES³ e Petrobras⁴.

Até 2001, grandes avanços na modelagem teórica da lubrificação ativa haviam sido conseguidos. Por exemplo, Santos e Russo (1998) apresentam um modelo para o mancal com lubrificação ativa, o qual permite obter as distribuições de pressão hidrodinâmica do filme de óleo e as forças resultantes sobre o rotor (projeto FAPESP 94/0838-1). Santos e Nicoletti (1999) apresentam um estudo termo-hidrodinâmico do mancal segmentado, no qual a distribuição de temperaturas do filme de óleo na folga radial é analisada. A influência da disposição dos orifícios de injeção sobre a distribuição de temperaturas é estudada no trabalho de Santos e Nicoletti (2001), no qual também

²CNPq - Proc. 520344/95-2, *Dinâmica e controle de máquinas rotativas utilizando mancais hidrodinâmicos ativos e inteligentes*, 1995.

³CAPES/DAAD - PROBRAL 063/98, Projeto de Cooperação Bilateral Brasil-Alemanha, *Dinâmica de máquinas rotativas considerando a raspagem entre componentes estacionários e girantes*. Coordenadores: Prof. Dr. Ilmar F. Santos (Unicamp) e Prof. Dr.-Ing. Richard Markert (Technische Universität Darmstadt), 1998-2000.

⁴PETROBRAS, *Estudo do comportamento dinâmico das palhetas do compressor axial da REVAP*, Carta-Contrato 285.3.825.97-8, FUNCAMP 35/97. Coordenador: Prof. Dr. Ilmar F. Santos, 1997.

se analisa a capacidade de carregamento estático do sistema (projeto FAPESP 96/11733-1). Santos, Scalabrin e Nicoletti (2001) apresentam, ainda, um método para se estimar os coeficientes equivalentes do filme de óleo da lubrificação ativa (projeto FAPESP 96/11734-8).

Através dos projetos FAPESP 94/0897-8 e 95/3964-0, construiu-se uma primeira bancada de testes do mancal segmentado com lubrificação ativa, a qual ficou pronta por volta de 1997 (Figura 1.1). Apesar dos avanços na modelagem matemática, até 2002 somente um sistema de controle proporcional-derivativo foi projetado e implementado experimentalmente (projeto FAPESP 96/11734-8). Os resultados obtidos na bancada de testes mostram uma redução da amplitude de vibração do eixo rotativo da ordem de 50% (Figura 1.2). Estes testes foram realizados para um único caso, no domínio do tempo, em que a velocidade de rotação do eixo foi mantida constante, não permitindo obter conclusões sobre a eficiência da lubrificação ativa numa faixa de frequências mais ampla.

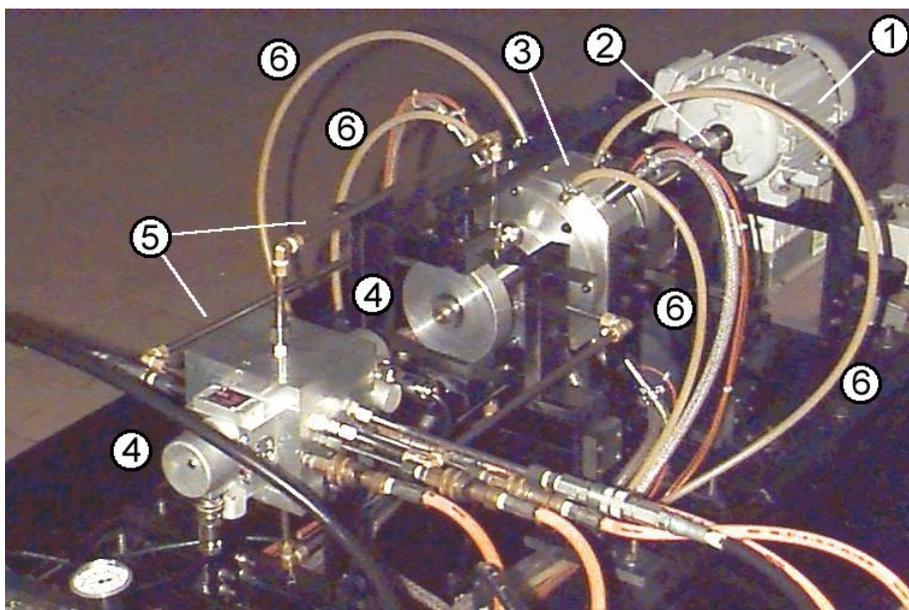


Figura 1.1: Primeira bancada de testes de um mancal segmentado com lubrificação ativa da Unicamp: 1. motor; 2. eixo rígido; 3. mancal ativo; 4. servoválvulas; 5. dutos de injeção (lubrificação ativa); 6. tubulação (lubrificação convencional).

A identificação experimental dos coeficientes de amortecimento equivalentes do filme de óleo ativo (projeto FAPESP 96/11732-5), visando comprovar a eficiência deste tipo de lubrificação no aumento da estabilidade do sistema, era um dos resultados inicialmente esperados nesta linha de pesquisa. Porém, problemas com o método de identificação levaram a resultados experimentais imprecisos na determinação do amortecimento, devido ao fato da bancada de testes mostrada na Figura 1.1 apresentar movimentos acoplados não considerados na modelagem. Por esta causa,

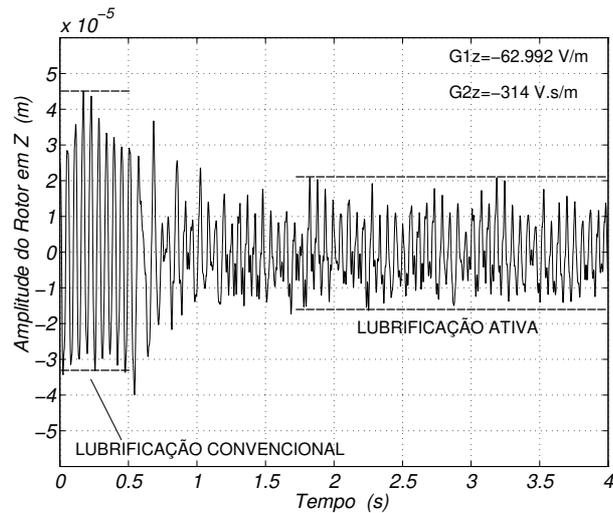


Figura 1.2: Resultados experimentais no domínio do tempo, obtidos na primeira bancada de testes, adotando-se um controlador PD de ganhos G_{1z} e G_{2z} – Acionamento do controlador no instante $t = 0,5$ s, na direção vertical (Scalabrin, 1999).

modificou-se a bancada de testes da Unicamp para que eventuais movimentos acoplados devido a fatores não oriundos do mancal sejam minimizados, e a identificação dos coeficientes dinâmicos se torne mais precisa. Esta nova bancada de testes é descrita com mais detalhes no Capítulo 3.

Pensando-se em termos de futuras aplicações industriais da lubrificação ativa, os resultados do projeto FAPESP 98/15159-3 de pós-doutorado mostraram que o projeto do sistema de controle deve ser extremamente robusto, para que o mesmo seja capaz de funcionar de maneira adequada nas diferentes condições de operação das máquinas rotativas. Além disso, dependendo dos valores de potência dissipada, pode-se chegar à conclusão de que a lubrificação ativa deve ser usada ou acionada somente no período em que problemas vibratórios ocorram. De qualquer forma, a lubrificação ativa evitaria uma parada súbita da máquina, mantendo-a em funcionamento em níveis aceitáveis de vibração e permitindo-se programar a sua manutenção. Este projeto foi desenvolvido em parceria com a Universidade Técnica da Dinamarca (DTU) e contando com o apoio de informações técnicas das firmas ABB-ALTOM (Zurique, Suíça), ØDS (Copenhague, Dinamarca) e Dresser-Rand (Le Havre, França).

A Universidade Técnica da Dinamarca possui um grande laboratório voltado para a área de Tribologia em seu Departamento de Engenharia Mecânica. Devido principalmente ao trabalho do Prof. Dr. J. W. Lund, um pioneiro no estudo e identificação de mancais hidrodinâmicos segmentados, este laboratório se tornou um centro de referência na área nas décadas de 1970 e 1980. Após a aposentadoria do Prof. Lund, o laboratório passou para a responsabilidade do Prof. Dr. Peder Klit que, em conjunto com outros professores do departamento, nas áreas de Mecânica dos Sólidos

e Controle de Sistemas Mecânicos, tem procurado aumentar o intercâmbio entre o departamento e pesquisadores de outras instituições, a fim de que este laboratório continue a contribuir significativamente nas áreas de Tribologia e Dinâmica de Rotores. Neste contexto, a partir de 1998, surge a cooperação técnico-científica entre a Unicamp e a DTU, através dos Profs. Peder Klit e Ilmar F. Santos, na área de mancais com lubrificação ativa. Um resumo dos projetos de pesquisa desenvolvidos na DTU desde então é apresentado na Tabela 1.2.

Tabela 1.2: Projetos de pesquisa desenvolvidos na DTU na área de mancais com lubrificação ativa.

ano	autor	objetivos
2001	Erik Østergaard (Mestrado)	projeto e construção da bancada de testes para mancais com lubrificação ativa
2002	Søren E. Nielsen (Mestrado)	revisão do procedimento e identificação dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa
2002	Asger M. Larsen (Mestrado)	estudo das propriedades estáticas e dinâmicas de servoválvulas e sua influência no desempenho de mancais com lubrificação ativa
2003	Søren B. Andersen (Mestrado)	projeto e construção de um mancal magnético radial para criar excitações no sistema rotativo da bancada de testes
2003	Rune W. Sørensen (IC)	projeto e construção de um mancal hidrostático com lubrificação ativa

Desta forma, os esforços atuais da linha de pesquisa estão voltados para o estudo do sistema rotor-mancal ativo, no domínio do tempo e da frequência, utilizando-se diferentes técnicas de controle e sujeito a diferentes formas de excitação. Uma revisão do procedimento de identificação experimental dos coeficientes dinâmicos também vem sendo efetuada, e o estudo da potência dissipada pelo sistema de injeção também é de interesse no estágio atual da pesquisa.

Paralelamente ao desenvolvimeto do mancal segmentado com lubrificação ativa, um mancal hidrostático ativo vem sendo estudado em projeto de doutorado na Unicamp. Resultados numéricos preliminares mostram a possibilidade de se eliminarem coeficientes cruzados de rigidez e amortecimento do mancal com a implementação do conceito de lubrificação ativa neste tipo de mancal (Santos e Watanabe, 2003).

1.3 Objetivo e Conteúdo do Trabalho

Considerando-se os avanços alcançados na linha de pesquisa em questão, o principal objetivo deste trabalho é investigar a influência de mancais segmentados com lubrificação ativa na dinâmica de máquinas rotativas, no domínio da frequência.

Para tanto, efetuam-se estudos numérico-experimentais nas bancadas de testes montadas

na Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp e no Departamento de Mecânica, Energia e Construção da Universidade Técnica da Dinamarca. Nestes estudos, identificam-se experimentalmente as propriedades dinâmicas das bancadas de testes (Capítulo 4); propõem-se modelos matemáticos para as mesmas (Capítulo 5); ajustam-se os modelos matemáticos aos resultados experimentais da identificação (Capítulo 6); e comparam-se os resultados numéricos aos resultados experimentais do sistema rotativo após o projeto e a implementação experimental dos sistemas de controle (Capítulo 7).

Em seguida, apresenta-se um estudo numérico de aplicação do conceito de lubrificação ativa em um compressor de gás usado na indústria petrolífera (Capítulo 8). Apresentam-se também algumas limitações da lubrificação ativa, baseando-se em resultados numéricos e experimentais obtidos nas bancadas de testes (Capítulo 9). Finalmente, usando-se o modelo não-linear proposto para a bancada de testes da Unicamp, estuda-se numericamente o fenômeno não-linear de *whirl* e a sua eliminação através do uso da lubrificação ativa.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais tópicos envolvidos na análise do mancal segmentado ativo em estudo. Inicialmente, trabalhos envolvendo mancais segmentados passivos, e a sua "evolução" para mancais ativos, são descritos. Em seguida, as possibilidades de modelagem matemática dos sistemas rotor-mancal são apresentadas, bem como as possíveis análises resultantes. Posteriormente, exemplos de utilização das diferentes teorias de controle, aplicadas a sistemas rotativos, são descritos. Finalmente, alguns métodos de identificação experimental em sistemas rotativos são apresentados.

2.1 Mancais Segmentados

O projeto de uma máquina envolve uma análise criteriosa de todos os seus componentes. Isto é importante, pelo fato da necessidade de se ter total domínio sobre os parâmetros que influenciam o comportamento dinâmico do equipamento. O conhecimento da maneira como os parâmetros de projeto influenciam o comportamento da máquina faz com que o projetista tenha mais flexibilidade nos momentos de tomada de decisão. O projetista fica em uma situação confortável para efetuar eventuais mudanças de projeto quando tem pleno conhecimento das conseqüências destas mudanças. Assim, a análise dos componentes de uma máquina é de fundamental importância para que, do projeto, resulte um equipamento mais confiável, eficiente e seguro.

Máquinas rotativas de grande porte, como turbinas, turbogeradores e compressores, por exemplo, têm como requisito básico uma alta eficiência de trabalho com um mínimo gasto de energia. Como se trata de equipamentos de custo elevado, estes devem ainda apresentar alta confiabilidade de seus componentes, visando o aumento da vida útil da máquina. Portanto, o estudo dos componentes de máquinas rotativas visa o contínuo aperfeiçoamento deste tipo de equipamento,

para que se tenha cada vez mais máquinas de alto desempenho.

Os mancais de máquinas rotativas, como componentes que são destes equipamentos, formam um rico universo tanto para o estudo, como para o projeto de máquinas mais eficientes. Como se trata da interface entre a parte girante e a parte estática, os mancais influenciam de modo significativo o comportamento dinâmico do equipamento. Em consequência, muitos parâmetros de projeto, como a capacidade de carga, as velocidades críticas e o torque de acionamento, dependem fortemente das características do mancal utilizado na máquina. Considerando-se que, dentre a gama existente, os mancais mais utilizados em máquinas rotativas de grande porte são os hidrodinâmicos segmentados, várias áreas do conhecimento são envolvidas no estudo das características destes mancais (Mecânica dos Sólidos, Mecânica dos Fluidos, Reologia) - vide exemplos de aplicação na indústria metalúrgica (Rouch, Jenness e Sabaski, 1986) e em turbinas a vapor (Hohn, 1975).

Dentre os tipos de mancais existentes, os *mancais hidrodinâmicos* pertencem à classe dos mancais cujo acoplamento entre parte girante e estática se faz através de uma fina película de óleo. Estes mancais funcionam pelo equilíbrio entre as forças de carregamento, que são transferidas ao mancal pela parte girante, e as forças hidrodinâmicas, que surgem devido à formação de uma distribuição de pressões no filme de óleo. A formação de uma distribuição de pressões no filme de óleo trata-se de um fenômeno bastante conhecido na área de Mecânica dos Fluidos como *princípio hidrodinâmico*, e ocorre sempre que se tem a presença de um fluido viscoso na interface entre dois corpos com movimento relativo entre si (Lang e Steinhilper, 1978; Pinkus, 1987; Hamrock, 1994).

O princípio hidrodinâmico começou a ser melhor compreendido no final do século XIX, a partir das descobertas feitas pelo russo Nicolai Petrov (1836-1920). Petrov basicamente propôs a natureza hidrodinâmica da fricção em mancais ao estabelecer que: a propriedade mais importante do fluido em fricção não era a densidade, como se acreditava na época, mas sim a viscosidade; a natureza da fricção em mancais não era resultado da interação entre dois sólidos, mas sim da dissipação viscosa do fluido contido entre os dois sólidos (Pinkus, 1987). Na mesma época, o inglês Beauchamp Tower (1845-1904) descobriu a capacidade de carga de fluidos em fricção de maneira curiosamente acidental. Tower, ao invés de lubrificar seu mancal apenas através de um banho de óleo, decidiu fazê-lo também através de um furo na carcaça. Para sua surpresa, não só o óleo que deveria entrar no mancal era ejetado pelo furo, como também a rolha que usou para tentar conter tal vazamento. Com isto, Tower deduziu que não só havia óleo na interface entre os sólidos, mas também que este óleo estava pressurizado (Pinkus, 1987). Tower foi o primeiro autor a determinar experimentalmente o perfil de pressão do lubrificante de um mancal. A base teórica, necessária para consolidar os conceitos empíricos descobertos por Petrov e Tower, foi finalmente descrita por Osborne Reynolds (1842-1912) que formulou a equação diferencial básica do fenômeno hidrodinâmico, a qual recebe seu nome. Um interessante histórico das descobertas obtidas nesta área desde o século XIX pode ser encontrado no trabalho de revisão de Pinkus (1987).

A análise de mancais segmentados envolve a solução da equação de Reynolds aplicada a cada sub-sistema rotor-óleo-sapata. Como a equação de Reynolds descreve o comportamento do fluido neste sub-sistema, a partir de sua solução, tem-se como informação a velocidade e a pressão de cada partícula de fluido. Com base nisto, as forças hidrodinâmicas presentes no mancal podem ser equacionadas (Shapiro, 1987; Hamrock, 1994). Porém, considerando-se que a equação de Reynolds não possui solução analítica conhecida, a não ser que se adotem simplificações (mancais infinitamente longos ou infinitamente curtos), sua utilização na modelagem teórica de mancais hidrodinâmicos só passou a ser efetiva a partir do momento em que a solução numérica de equações elípticas foi consolidada (Peaceman e Rachford, 1955). Desta forma, os resultados obtidos antes do desenvolvimento de métodos numéricos baseavam-se em expressões empíricas, muitas vezes pouco precisas. Um exemplo disto é o trabalho de Boyd e Raimondi (1953), em que uma comparação teórica entre mancais segmentados e mancais cilíndricos é feita e as vantagens dinâmicas de mancais segmentados (desacoplamento entre as direções ortogonais) não são detectadas em detrimento de um melhor desempenho dos mancais cilíndricos sob carregamentos estáticos.

Um dos primeiros autores a resolver a equação de Reynolds com o intuito de calcular teoricamente os coeficientes de rigidez e amortecimento de mancais hidrodinâmicos segmentados foi Lund (1964). Seus resultados mostram o crescimento do nível de rigidez do mancal com o aumento da velocidade de rotação da máquina. Porém, o aumento da rotação causa um efeito inverso sobre o nível de amortecimento, reduzindo-o, o que influi fortemente para o aumento da amplitude de vibração do rotor, quando sujeito a desbalanceamento.

Estes efeitos foram comprovados experimentalmente por Malcher (1975) e Klumpp (1975, 1976) através de uma bancada de testes de turbinas, da qual se concluiu que os mancais segmentados apresentam uma reserva de estabilidade muito maior que a dos outros tipos de mancal hidrodinâmico. Apesar da comprovação qualitativa dos resultados teóricos, grandes desvios quantitativos entre os valores teóricos e os experimentais foram relatados, principalmente para os coeficientes de amortecimento.

Uma das propriedades de mancais hidrodinâmicos segmentados é o desacoplamento entre as duas direções ortogonais. Este desacoplamento permite que os movimentos vertical e horizontal do rotor, em um dado sistema de referência, sejam independentes, ou seja, não influenciam um ao outro, o que não ocorre com outros tipos de mancal. Tal fato tem como justificativa a capacidade de rotação das sapatas, que têm liberdade para se ajustar às mais diferentes condições de operação de carregamento do mancal (Someya, 1989). Por este fato, acreditava-se que mancais segmentados eram incondicionalmente estáveis. Porém, estudos sobre instabilidades e vibrações auto-excitadas sub-síncronas em mancais segmentados surgiram a partir do final da década de 80, confrontando esta afirmação. Lie, You-Bai, Jun e Damou (1989a) e Flack e Zuck (1988) apresentam em seus respectivos trabalhos resultados tanto teóricos como experimentais destas instabilidades. Estas

análises são praticamente unânimes ao se afirmar que há grande probabilidade do sistema apresentar instabilidade quando se têm grandes folgas radiais e pequenos carregamentos estáticos sobre o rotor (White e Chan, 1992; Olsson, 1996). Estas condições de operação do mancal são propícias ao aparecimento de instabilidades em consequência, principalmente, da queda do nível de amortecimento.

Sistemas rotativos verticais são mais suscetíveis a instabilidades devido ao fato do carregamento estático sobre os mancais ser reduzido. White, Torbergsen e Lumpkin (1997) analisaram teórica e experimentalmente uma bomba vertical de múltiplos estágios suportada por mancais segmentados e concluíram que a redução da folga radial nestes mancais (aumento do fator de pré-carga) ajudou a eliminar não só as instabilidades sub-síncronas, como também a reduzir a resposta ao desbalanço do sistema.

Em comparação aos mancais de geometria fixa (circulares e lobulados), Abdul-Wahed, Nicolas e Pascal (1982) afirmam que mancais segmentados são menos sensíveis ao carregamento dinâmico, apresentando melhores respostas às excitações. Seus resultados foram obtidos ao se analisar um mancal de 3 sapatas, com o posicionamento de uma das sapatas sobre elementos elásticos. Uma comparação experimental, efetuada por Kurohashi, Fujikawa, Kawai e Iwatsubo (1984), entre diferentes tipos de mancais hidrodinâmicos (circulares, lobulados e segmentados de 4 e 5 sapatas) ilustra a maior estabilidade dos mancais segmentados em relação aos demais. Os resultados mostram, ainda, que mancais de 5 sapatas são menos suscetíveis a instabilidades em relação aos de 4 sapatas, já que estes possuem sapatas posicionadas não simetricamente em relação aos eixos de referência. Assim, as forças desestabilizantes, oriundas de um eventual acoplamento entre as direções de vibração, são atenuadas.

O desempenho de mancais segmentados pode ser influenciado por diversos fatores, dentre os quais a deformação das sapatas, o tipo de escoamento do filme de óleo (laminar ou turbulento), o fator de pré-carga aplicado, os efeitos térmicos e a direção de aplicação do carregamento estático (sobre ou entre sapatas). Investigações destes efeitos sobre mancais segmentados podem ser encontradas nos trabalhos de Jones e Martin (1979), Pinkus (1984) e Hashimoto, Wada e Marukawa (1985), dos quais se conclui que a deformação das sapatas tende a diminuir os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal; a excentricidade do rotor diminui quando ocorre escoamento turbulento no filme de óleo; e a aplicação de carregamento estático na direção entre sapatas reduz a temperatura média do filme de óleo do mancal, além do mancal apresentar uma melhor distribuição de forças hidrodinâmicas nas sapatas.

A grande utilização de mancais segmentados em aplicações industriais se dá pelo fato destes mancais possuírem reconhecidamente excelentes características de estabilidade e de reserva de amortecimento para uma ampla gama de condições de operação. Somando-se a isto, tem-se a

facilidade de montagem, desmontagem e troca de sapatas danificadas, principalmente em sistemas de grande porte, como turbinas Francis, utilizadas em usinas hidrelétricas (Weber, Fuerst e Brito, 1996; Bettig e Han, 1999). Porém, sistemas rotativos podem estar sujeitos às mais diversas formas de excitação, como recirculação do fluido de trabalho nas palhetas das turbinas, forças desestabilizantes dos selos, desbalanço do rotor, instabilidade do filme de óleo, forças magnéticas harmônicas oriundas do estator (hidrogerador), forças estocásticas devido a operações fora da faixa de projeto e "golpes de aríete" em hidrogeradores (Glattfelder, Grein e Dörfler, 1981; Ehrich e Childs, 1984). O fato dos sistemas rotativos poderem apresentar instabilidades em certas condições de operação, fez com que se pensasse em uma forma de garantir o aumento das reservas de amortecimento e, conseqüentemente, da faixa de estabilidade destes sistemas. Uma proposta para atingir este objetivo foi a utilização de sistemas e técnicas de controle nos mancais (Adams e McCloskey, 1990).

2.2 Sistemas Ativos

De modo geral, existem duas formas de se aplicarem forças de controle em sistemas rotativos: pela ação direta sobre o rotor e pela de ação indireta, através da carcaça dos mancais (Ulbrich, 1998). Os mancais magnéticos, hidrostáticos e hidrodinâmicos com injeção radial de óleo são exemplos de controladores diretos, enquanto os mancais acoplados a atuadores piezoelétricos e hidráulicos são exemplos de controladores indiretos. Entretanto, qualquer que seja a forma de atuação do controlador, alguns requisitos básicos são necessários para a sua aplicação industrial: compacidade, forças de controle elevadas, distâncias de controle elevadas e controlabilidade em amplas faixas de frequência (Ulbrich, 1998).

As primeiras idéias de se controlarem ativamente vibrações em sistemas rotativos surgiram através do uso de mancais magnéticos. Devido ao seu funcionamento elétrico e à possibilidade de alteração *on-line* de suas características dinâmicas, os mancais magnéticos mostraram-se promissores para a tarefa de controle (Adams e McCloskey, 1990). Os mancais magnéticos possuem a vantagem de atuarem sem contato, em uma ampla faixa de frequência e são considerados sistemas "limpos", já que não há a necessidade de se ter qualquer tipo de fluido (a não ser ar) na interface entre o rotor e o mancal (Ulbrich, 1993). Entretanto, mancais magnéticos tornam-se proibitivamente caros quando aplicados em sistemas rotativos de grande porte. Nestes sistemas, as forças envolvidas são elevadas e o sistema magnético fica complexo e pouco compacto. Além disso, sistemas de proteção, como mancais auxiliares, devem ser inseridos na máquina para o caso de falha do sistema elétrico ou excesso de carga sobre o mancal magnético (Adams e McCloskey, 1990). Assim, mancais magnéticos não são os mais indicados para a aplicação em máquinas de grande porte, sendo destinados basicamente a sistemas rotativos pequenos e a aplicações na indústria espacial.

Muitos exemplos da aplicação de mancais magnéticos podem ser encontrados na literatura. Humphris, Kelm, Lewis e Allaire (1986) estudaram experimentalmente o desempenho de dois algoritmos de controle para faixas de frequência distintas, obtendo boa redução das respostas ao degrau e em frequência, além de boa convergência entre resultados teóricos e experimentais. Vibrações síncronas e não-síncronas puderam ser atenuadas através do uso de um mancal magnético em uma bancada de testes cujo suporte do rotor é feito por mancais hidrodinâmicos (Keogh, Mu e Burrows, 1995), onde se detectou que a rugosidade superficial do rotor pode interferir no desempenho do controlador em baixas amplitudes de vibração. Ulbrich e Anton (1984) evidenciam experimentalmente a vantagem de se atuar no mesmo ponto da medição, através do uso de mancais magnéticos com sensores integrados (uma vantagem adicional destes mancais). O balanceamento do sistema rotativo através do uso de um mancal magnético é proposto por Shafai, Beale, LaRocca e Cusson (1994) utilizando-se um algoritmo adaptativo. O uso de mancais magnéticos para o controle dos modos de vibrar de um eixo flexível é investigado no trabalho de Salm (1988).

Atuadores piezoelétricos são comumente utilizados para o controle de vibrações de baixas amplitudes (escala de μm) e altas frequências, principalmente em máquinas de alta precisão (Ulbrich, 1998). Suas limitações são a pequena amplitude de atuação, o baixo amortecimento do material (impactos são transferidos praticamente sem atenuação) e o tamanho do atuador, o qual pode ser considerável dependendo da amplitude desejada de atuação (Ulbrich, 1994). É por esta razão que as forças de controle do atuador piezoelétrico devem ser aplicadas em máquinas rotativas através de elementos adicionais de transferência de força.

A aplicação direta de atuadores piezoelétricos em sistemas rotativos foi investigada experimentalmente por Palazzolo, Jagannathan, Kascak, Montague e Kiraly (1993), os quais obtiveram reduções significativas da resposta do sistema a altas frequências. Entretanto, o sistema de controle não foi eficiente em reduzir as amplitudes de resposta em frequências mais baixas (primeira ressonância). Frequências baixas geralmente apresentam-se com amplitudes altas, o que dificulta a ação dos atuadores piezoelétricos devido à sua limitada amplitude de controle. Melhores resultados podem ser observados no trabalho de Lin, Palazzolo, Kascak e Montague (1993), sendo que a atuação direta do controlador piezoelétrico é testada utilizando-se diferentes técnicas de controle. Um atuador piezoelétrico conectado a um "amplificador" hidráulico é apresentado por Tang, Palazzolo, Kascak, Montague e Li (1995). Através de um sistema de pistões, a força exercida pelo atuador piezoelétrico é transmitida e amplificada, de forma a mover um mancal de rolamento que suporta o rotor. Com isto, aumenta-se a amplitude da força de controle, podendo o controlador apresentar melhor desempenho em relação ao atuador piezoelétrico simples, conforme resultados de resposta em frequência obtidos experimentalmente por Tang et al. (1995).

Uma outra limitação de sistemas piezoelétricos é a sua característica dinâmica, não se podendo exercer forças estáticas no sistema a ser controlado. Desta forma, eventuais excentricidades nos

mancais, apresentadas pelo rotor durante operação, não podem ser eliminadas por estes atuadores. Por esta razão, Adams e McCloskey (1990) afirmam que atuadores piezoelétricos ainda não se mostram uma opção prática de aplicação em máquinas rotativas de grande porte e ainda precisam ser aprimorados.

As primeiras idéias teóricas da aplicação de técnicas de controle em mancais hidrodinâmicos são apresentadas por Ulbrich e Althaus (1989), que propõem a utilização de atuadores piezoelétricos, localizados na parte posterior da carcaça do mancal, os quais são realimentados com sinais de deslocamento do rotor e pressão do filme de óleo. O objetivo deste sistema é a modificação das características dinâmicas do mancal pela alteração da folga radial existente entre o rotor e as sapatas, consistindo em uma das primeiras tentativas da criação de mancais hidrodinâmicos ativos. Entretanto, o uso de câmaras hidráulicas no lugar de atuadores piezoelétricos tem a vantagem de se poder atingir valores de força de controle mais altos, embora para uma faixa de frequência menor, de até 200 Hz (Ulbrich, 1998).

Reduções significativas da resposta em frequência do sistema foram obtidas experimentalmente por Althaus, Ulbrich e Jäger (1990) e Althaus e Ulbrich (1991), acoplando-se um mancal cilíndrico ao sistema de controle composto por câmaras hidráulicas e servoválvula. Este mesmo sistema de controle foi aplicado a um mancal de rolamento de uma centrífuga caracol (Althaus, Stelter, Feldkamp e Adam, 1993), cujas amplitudes de resposta são significativamente reduzidas para a faixa de estudo de até 50 Hz . Outro exemplo da aplicação do sistema de controle através de câmaras hidráulicas foi apresentado por Santos (1993) em mancais segmentados. Os resultados teórico-experimentais deste tipo de mancal segmentado ilustram um significativo aumento dos níveis de amortecimento, contribuindo para a redução das amplitudes de vibração do rotor. A modelagem matemática adotada, baseada na solução da equação de Reynolds por polinômios de Tschebyscheff (Springer, 1978, 1980), resultou em valores bastante coerentes em relação aos coeficientes de rigidez e amortecimento experimentais, porém com algumas discrepâncias em relação aos coeficientes de amortecimento em altas frequências.

Um fator limitante da utilização de mancais com sistema de controle por câmaras hidráulicas é o fato de este ser um sistema mecânico relativamente complexo. Devido à alta pressão necessária nas câmaras hidráulicas, principalmente em altas velocidades de rotação, pode-se chegar ao limite de resistência e de deformação das membranas metálicas que formam as câmaras, nas quais as sapatas se apoiam (Ulbrich, 1994; Santos, 1994b). Desta forma, o sistema não é robusto o suficiente para que se tenha a confiabilidade requerida por sistemas rotativos de grande porte. Além disso, sob condições de alto carregamento estático, vibrações auto-excitadas podem ocorrer nas sapatas menos solicitadas (região de menor pressão hidrodinâmica), devido à solução construtiva adotada (Adams e Payandeh, 1983; Santos e Nicoletti, 1996).

Outra possibilidade de controle dos movimentos do rotor através de mancais segmentados foi proposta por Al-Issa e Forte (1995). Em seus resultados teóricos, Al-Issa e Forte (1995) apresentam reduções da órbita do rotor ao controlar os movimentos angulares de duas das cinco sapatas do mancal. Embora seja uma idéia original, nenhuma informação adicional sobre o sistema de atuação nas sapatas e sua solução construtiva foi fornecida. Mancais segmentados ativos de cinco sapatas também foram investigados teoricamente por Deckler, Veillette, Braun e Choy (2000), porém com um enfoque maior na teoria de controle.

Sun, Krodkiewski e Cen (1998) apresentam um mancal hidrodinâmico cilíndrico cuja geometria pode ser alterada. A parede inferior do mancal é flexível e conectada a uma câmara hidráulica, cuja pressão pode ser modificada. Desta forma, altera-se a circularidade do mancal, alterando-se conseqüentemente as suas características dinâmicas. Uma boa redução das vibrações síncronas, oriundas de desbalanço, é obtida experimentalmente. Entretanto, como o eixo é suportado por mancais de rolamento e o mancal proposto serve apenas como elemento de atuação entre os dois mancais suportes, a capacidade de carga deste mancais não foi investigada. A estabilidade do mancal também mostra-se bastante dependente do valor da pressão do óleo na câmara hidráulica (Sun e Krodkiewski, 2000)

Ainda na área de controle ativo hidráulico, Gu e Ren (1990) e El-Shafei e Hathout (1995) propõem a utilização de *squeeze-film dampers* ativos. *Squeeze film dampers* são sistemas hidráulicos fechados, conectados em série à carcaça de mancais hidrodinâmicos ou de rolamento, de forma a se aumentar a dissipação de energia (amortecimento) do sistema rotativo. Ao conectar estes dissipadores a servoválvulas e aplicar técnicas de controle, Gu e Ren (1990) e El-Shafei e Hathout (1995) obtiveram resultados promissores de redução da resposta ao desbalanço do sistema. Porém, a complexidade do controlador resultante pode ser um fator desfavorável à implementação industrial destes dispositivos.

Os atuadores hidráulicos descritos até aqui são aqueles definidos como de ação indireta sobre o rotor, já que exerce força sobre a carcaça do mancal e não diretamente sobre o rotor. Uma possibilidade de se atuar diretamente sobre o rotor é a aplicação de técnicas de controle em mancais hidrostáticos, aproveitando-se o seu princípio de funcionamento (suprimento de óleo pressurizado). Mancais hidrostáticos são largamente empregados na indústria e sua eficiência já foi comprovada em sistemas rotativos de grande porte. O aumento da rigidez do sistema rotativo através do uso de mancais hidrostáticos é uma característica bastante conhecida destes sistemas, quando na forma passiva. Porém, o uso de técnicas de controle para o aumento da reserva de estabilidade ainda é motivo de investigação (Bently, Grant e Hanifan, 2000; Santos e Watanabe, 2003).

Estudos neste sentido foram efetuados por Wang e Mote (1996) para o controle de um mancal hidrostático linear. Seus resultados mostram um pequeno aumento do amortecimento em relação a

um mancal hidrodinâmico linear, embora apenas resultados teóricos sejam apresentados. Também teoricamente, os resultados apresentados por Santos e Watanabe (2003) ilustram a possibilidade de se eliminarem os efeitos cruzados em mancais hidrostáticos com o uso de técnicas de controle. Resultados experimentais foram obtidos por Bently et al. (2000) para um mancal hidrostático de um compressor, sendo que reduções das amplitudes de resposta em frequência do sistema foram alcançadas, e as amplitudes na direção horizontal foram mais atenuadas do que na direção vertical. Yoshimoto e Kikuchi (1999) apresentam resultados experimentais de um mancal hidrostático com restritores semi-ativos (auto-controláveis). Tal sistema mostrou-se bastante eficiente a transientes e perturbações, porém análises do sistema sujeito a excitações harmônicas não foram efetuadas.

Uma idéia alternativa sobre a forma de melhorar o comportamento dinâmico de máquinas rotativas surge com a possibilidade da injeção de óleo diretamente na folga radial. Uma primeira idealização de um sistema deste tipo foi apresentada por Tanaka (1991). Tanaka instalou um bocal de injeção na região de suprimento de óleo de um mancal hidrodinâmico segmentado (região entre sapatas). Através da injeção de óleo pressurizado pelo bocal diretamente sobre o rotor (*spot lubrication*), tem-se uma redução significativa da temperatura de trabalho do mancal. Porém, em relação a uma melhoria das características dinâmicas, este tipo de solução contribui muito pouco, servindo apenas a seu propósito, que é o de reduzir as temperaturas de operação do mancal.

Com o objetivo de eliminar as instabilidades oriundas da interação fluido-estrutura de um sistema rotativo, Muszynska, Franklin e Bently (1988) propõem a injeção de fluido em sentido contrário ao da rotação do rotor, próximo às regiões dos selos (regiões que originam estas instabilidades). Neste estudo, utilizou-se ar para o controle das vibrações do rotor, obtendo-se resultados experimentais satisfatórios, embora a instabilidade não tenha sido eliminada, mas sim fortemente atenuada.

Para que um sistema de injeção tenha efeito sobre as características dinâmicas do mancal, esta injeção deve alterar o perfil de distribuição de pressões sobre as sapatas. Assim, a injeção de fluido deve ser feita na região entre as sapatas e o rotor. As primeiras idéias neste sentido foram apresentadas por Santos (1994a), sendo que o autor idealiza orifícios nas sapatas por onde o óleo pressurizado poderia ser injetado na folga radial. Resultados teóricos mostram o efetivo aumento da capacidade de carga de mancais deste tipo quando se tem a atuação da injeção de óleo pelas sapatas (Santos e Russo, 1995, 1998). Uma redução significativa da amplitude de resposta em frequência do sistema rotor-mancal é apresentada por Nicoletti e Santos (2001b), utilizando-se um controlador PD. O uso de um controlador PID acarretou a eliminação da excentricidade do rotor, o que levou o sistema a apresentar amplitudes de resposta superiores às apresentadas por um mancal semelhante, passivo, na direção de carregamento estático (Nicoletti e Santos, 2001b). Resultados experimentais em bancada de testes mostram uma efetiva redução das amplitudes de vibração do rotor (Santos et al., 2001; Santos e Scalabrin, 2003). Apesar do alto amortecimento apresentado

pela bancada, Santos e Scalabrin (2003) obtiveram uma redução de cerca de 50 % nas amplitudes de vibração do rotor sujeito ao desbalanço, utilizando um controlador PD.

Ao contrário dos mancais hidrostáticos, cuja capacidade de carga é criada pelo suprimento de óleo pressurizado, o mancal com injeção radial de óleo é um mancal híbrido, de forma que sua capacidade de carga vem da lubrificação hidrodinâmica e a injeção de óleo é apenas o elemento de atuação. Assim, embora este tipo de mancal híbrido perca alguma capacidade de carga quando o sistema de injeção é desligado, o rotor continua suportado pelo mancal. Isto torna o mancal híbrido mais atraente em relação ao mancal hidrostático, já que uma falha do sistema de suprimento de óleo no mancal hidrostático acarretaria conseqüências mais sérias à máquina do que uma falha do sistema de injeção do mancal híbrido.

Wu e Pfeiffer (1997) apresentam investigações teóricas da injeção radial de óleo em mancais cilíndricos, alcançando-se relativos aumentos dos coeficientes de rigidez e amortecimento. Wu e Pfeiffer (1998) também afirmam que os orifícios de injeção devem ser posicionados em áreas de maior pressão hidrodinâmica, para que as características do mancal possam ser influenciadas. O posicionamento de orifícios em regiões de pressão negativa em mancais cilíndricos não resulta em alteração dos coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal. Entretanto, estas conclusões não coincidem com as obtidas por Nicoletti (1999). Em seu trabalho, Nicoletti (1999) afirma que as características dinâmicas de um mancal segmentado são fortemente influenciadas quando os orifícios são posicionados nas regiões de menor pressão hidrodinâmica das sapatas. A injeção de óleo pressurizado em regiões de baixa pressão hidrodinâmica tende a aumentar a capacidade de carga do mancal e sua rigidez (Santos e Nicoletti, 1999). O fato dos orifícios estarem localizados em regiões de baixa pressão faz com que o sistema de controle tenha maior facilidade de ação, já que menores pressões de injeção são necessárias para a alteração do perfil de pressões hidrodinâmicas sobre a sapata (Santos e Nicoletti, 2001). Assim, o sistema de controle pode mais facilmente interferir nos movimentos do rotor e alterar o amortecimento do mancal.

Uma vantagem secundária que se vislumbra no uso de mancais com injeção de óleo na folga radial é a possibilidade de resfriamento do filme de óleo pela injeção de óleo resfriado através dos orifícios nas sapatas. Estudos teóricos mostram que um arranjo de orifícios apropriado pode reduzir significativamente a temperatura média do óleo sobre as sapatas do mancal (Santos e Nicoletti, 2001). Porém, o melhor arranjo de orifícios para resfriamento do filme de óleo não é necessariamente o melhor arranjo de orifícios para alterar as características dinâmicas do mancal.

A utilização de técnicas de controle em mancais com injeção radial de óleo, também denominadas na literatura como *filme de óleo ativo* ou *lubrificação ativa* (Santos, 1994a; Ulbrich, 1998; Wu e Pfeiffer, 1998; Bently et al., 2000), trata-se de um conceito relativamente novo. Sendo assim, poucos estudos foram feitos neste sentido, tornando-se uma área bastante interessante para

pesquisa e desenvolvimento.

Uma comparação entre atuadores magnéticos, piezoelétricos e hidráulicos pode ser encontrada no trabalho de revisão de Ulbrich (1994). Esta comparação, mostrada na Tabela 2.1, de certa forma resume as vantagens e desvantagens de cada atuador descrito nesta revisão.

Tabela 2.1: Comparação entre diferentes atuadores (Ulbrich,1994).

características	tipo de atuador		
	magnético	piezoelétrico	hidráulico
faixa de frequência	● ● ●	● ● ●	●
distância de controle	● ●	○	● ● ●
rigidez	●	● ● ●	● ●
força de atuação/peso:			
descontando periféricos	●	●	● ● ●
incluindo periféricos	● ● ●	● ●	○
força de atuação/tamanho	●	○	● ● ●
possibilidade de excitar o sistema	● ●	●	○
perda de carga por fricção	● ● ●	○	○
faixa de temperatura	● ● ●	○	○○
limpeza	● ● ●	●	○
operação em condições de emergência	○	●	● ● ●
vida de operação	● ● ●	●	●

● ● ● excelente ● ● bom ● regular ○ fraco ○ ○ ruim

2.3 Modelagem Matemática de Sistemas Rotativos

O sucesso do controle ativo de vibrações em sistemas rotativos depende fundamentalmente da qualidade do modelo do sistema (incluindo os controladores) e da posição dos controladores e sensores (Ulbrich, 1998). A modelagem de um sistema rotativo consiste na escolha de hipóteses e métodos que melhor representem matematicamente o comportamento real dos componentes deste sistema. Assim, o modelo do rotor envolve uma decisão sobre sua flexibilidade ou rigidez e os melhores métodos que poderão representar numericamente este comportamento. No caso do modelo dos mancais, esta escolha depende do tipo de mancal empregado no sistema. Em sistemas ativos, deve-se ainda desenvolver um modelo para o sistema de controle e atuadores.

2.3.1 Modelagem do Filme de Óleo

A modelagem matemática de sistemas rotativos, suportados por mancais hidrodinâmicos, envolve a dedução da equação de Reynolds, equação esta que rege o comportamento do fluido (óleo) na interface rotor-mancal. Esta equação pode assumir diferentes formas, conforme o tipo de mancal hidrodinâmico que se está estudando. Entretanto, após Dowson (1962) desenvolver uma equação de Reynolds generalizada, sendo que apenas alguns parâmetros da equação são alterados para a análise dos diferentes tipos de mancal hidrodinâmico, esta tarefa ficou bastante facilitada. Após isto, inúmeros trabalhos surgiram considerando as mais variadas hipóteses e apresentando modelos cada vez mais completos (Lang e Steinhilper, 1978; Pinkus, 1984; Fillon e Khonsari, 1996). Uma boa revisão sobre as hipóteses adotadas por diversos autores na modelagem matemática de filmes de óleo em mancais hidrodinâmicos pode ser encontrada no trabalho de Dai, Dong e Szeri (1992). A interpretação física de cada termo da equação de Reynolds pode ser encontrada nos trabalhos de Hamrock (1994) e Hamrock, Jacobsen e Schmid (1999), sendo o primeiro bastante completo em relação à teoria de lubrificação.

White e Chan (1992) apresentam uma equação de Reynolds que é função do número de Reynolds do escoamento na folga radial de um mancal segmentado. Desta forma, tem-se uma equação que pode englobar os efeitos de escoamentos tanto laminares como turbulentos. Uma comparação entre modelos laminares e turbulentos pode ser encontrada no trabalho de Hashimoto et al. (1985). O uso de modelos turbulentos tende a apresentar valores de excentricidade do rotor no mancal menores do que os obtidos com o modelo laminar. Além disso, as amplitudes de resposta do modelo turbulento também são menores do que as obtidas com o modelo laminar. A validação experimental de modelos turbulentos para o filme de óleo pode ser encontrada nos trabalhos de SanAndres e Childs (1996), para mancais hidrostáticos, e de SanAndres (1991), para selos anulares.

Os trabalhos de Kim, Tanaka e Hori (1983), Jeng, Zhou e Szeri (1986a, 1986b) e Abdel-Latif (1988) apresentam modelos bi e tridimensionais do filme de óleo em mancais segmentados axiais, além das condições de contorno e do algoritmo numérico de integração das equações. Suas análises envolvem a determinação das pressões hidrodinâmicas no filme de óleo, além das temperaturas no óleo e nas sapatas e a deflexão elástica das sapatas. Resultados teórico-experimentais mostram que a capacidade de carga de mancais axiais pode influenciar significativamente as vibrações laterais do rotor (Mittwollen, Hegel e Glienicke, 1991). A influência da deflexão elástica das sapatas sobre as características dinâmicas de um mancal segmentado também foi investigada por Lund e Pedersen (1987). Seus resultados mostram que, enquanto a rigidez do sistema rotor-mancal não é afetada significativamente pelo aumento da flexibilidade da sapata, o amortecimento se reduz para fatores de pré-carga altos.

Como se vê, existem inúmeras análises na literatura envolvendo o estudo da interação rotor-mancal, cujos resultados dependem da solução da equação de Reynolds. A equação de Reynolds é uma equação diferencial parcial elíptica, cuja solução analítica completa ainda não é conhecida. Entretanto, com o avanço no desenvolvimento de métodos numéricos, aliado ao aumento da velocidade de processamento dos computadores, a solução da equação de Reynolds se tornou cada vez mais acessível, apesar de ser não menos trabalhosa. O uso de métodos numéricos, como forma de se obter a solução da equação de Reynolds, facilitou o trabalho dos pesquisadores, sendo o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF) os mais utilizados na literatura (Huebner, 1974). Gethin (1988) compara a eficiência destes dois métodos em um modelo tridimensional de um mancal cilíndrico, chegando à conclusão de que ambos são eficientes para se abordar o problema, embora o MEF apresente a vantagem de incorporar com facilidade uma análise elástica das partes sólidas do mancal. Um exemplo bastante completo de aplicação do MEF na análise termo-hidrodinâmica de mancais pode ser visto no trabalho de Tucker e Keogh (1995), os quais descrevem um modelo tridimensional não só do fluido escoante, mas também do rotor e das paredes de um mancal cilíndrico.

Resultados teóricos condizentes também são encontrados com a utilização do Método dos Volumes Finitos (Han e Paranjpe, 1990). Muitos autores aconselham o uso deste método para a resolução de equações que governam o comportamento de fluidos devido à sua maior proximidade com a física do problema. Entretanto, a aplicação do método MVF para a integração da equação de Reynolds de um mancal segmentado ativo não apresentou diferenças significativas nos resultados de distribuição de pressão hidrodinâmica em relação aos resultados obtidos com o método MDF (Russo, 1999). O Método dos Volumes Finitos (MVF) baseia-se na aplicação de volumes de controle ao domínio de estudo, ao contrário dos demais métodos (como o MDF), que se baseiam em pontos de discretização (Maliska, 1995).

Métodos alternativos de análise do filme de óleo também são encontrados na literatura. Wang e Seireg (1994), por exemplo, propõem um modelo do escoamento do lubrificante composto por três regiões distintas: duas zonas de escoamento laminar próximas às partes sólidas do mancal, e uma zona de cisalhamento central, onde a expansão do fluido é considerada (densidade não constante). Com isto, deve-se resolver três equações diferenciais, uma para cada zona de fluido. Apesar da teoria e dos resultados publicados serem consistentes, o gasto computacional é considerável. Weber et al. (1996) deduzem um modelo para o filme de óleo de um mancal hidrodinâmico segmentado de doze sapatas, utilizado em hidrogeradores. Neste trabalho, uma solução analítica da equação de Reynolds é proposta, porém baseada em várias hipóteses simplificadoras. Springer (1978) também resolve analiticamente a equação de Reynolds, desta vez usando polinômios de Tschebyscheff para assumir o perfil de distribuição de pressões sobre as sapatas de um mancal segmentado. Fu e Parkins (1992), com o intuito de obter a solução da equação de Reynolds, apresentam a utilização

de uma série de Fourier para descrever a distribuição de pressões do lubrificante em um mancal segmentado de cinco sapatas. Desta forma, segundo os autores, tem-se um método bastante rápido e direto, ao contrário dos métodos numéricos convencionais (MDF, MEF e MVF) que exigem processos iterativos e grande memória de armazenamento computacional. Entretanto, a comparação dos resultados teóricos com dados experimentais mostrou algumas discrepâncias, as quais os autores relacionam ao fato dos termos de segunda ordem da série de Fourier terem sido desprezados. Uma profunda revisão sobre métodos numéricos de resolução das equações que regem o comportamento do fluido de trabalho em turbinas pode ser encontrada no trabalho de Lakshminarayana (1991).

No caso de mancais com injeção radial de óleo na folga radial (mancal ativo em estudo), tem-se uma alteração na dinâmica de fluidos do filme de óleo. A equação de Reynolds passa a apresentar um termo adicional, referente ao escoamento de fluido sendo injetado perpendicularmente à direção do escoamento principal na folga radial. Exemplos desta alteração na equação de Reynolds podem ser vistos nos trabalhos de Santos (1994a) e Santos e Russo (1995, 1998) para mancais segmentados, e de Wu e Pfeiffer (1997) para mancais cilíndricos. Nestes casos, os autores assumem que a injeção de óleo é feita através de capilares, onde o escoamento pode ser considerado laminar, incompressível e completamente desenvolvido. Braun, Choy e Zhou (1993) apresentam um interessante estudo da dinâmica de um fluido sendo injetado através de um orifício cujo diâmetro é bastante superior à largura da folga radial de um mancal hidrostático. Resultados numéricos em duas dimensões são apresentados, evidenciando-se a recirculação do fluido no interior do orifício e na folga radial, porém influenciando pouco na distribuição de pressões do óleo na folga radial. Um modelo tridimensional do mesmo problema é apresentado por Braun e Dzodzo (1997), em que o comportamento das partículas de fluido no interior dos *pockets* de um mancal hidrostático pode ser facilmente visualizado. Na mesma linha de pesquisa, Moore e Palazzolo (1999) apresentam uma comparação teórico-experimental das velocidades do fluido no interior de um selo tipo labirinto. Comparações similares em selos anulares são apresentadas por Morrison, Johnson e Tatterson (1991).

2.3.2 Modelagem do Rotor

A modelagem matemática do rotor envolve a escolha da hipótese de rigidez ou flexibilidade do eixo. No caso da hipótese de eixo rígido, a teoria de dinâmica de corpos rígidos pode ser aplicada para se obter as equações de movimento do rotor (Tenenbaum, 1997; Santos, 2001a). Assim, o eixo e os demais componentes a ele conectados (palhetas, estatores, volutas) passam a ser representados por uma matriz de inércia e pelas três rotações e três translações no espaço. No caso da hipótese de eixo flexível, a teoria de resistência dos materiais para corpos elásticos se aplica (Hibbeler, 1994).

Neste caso, algum método numérico deve ser adotado para resolver as equações diferenciais que regem o problema.

O método numérico mais comumente adotado na literatura para a modelagem matemática de rotores flexíveis é o Método dos Elementos Finitos (Adams, 1980; Firoozian e Stanway, 1989). A partir deste método, o rotor é sub-dividido em elementos de eixo, representados por matrizes de inércia, de rigidez e giroscópica, cuja superposição resulta no modelo global do eixo flexível. De maneira bastante didática, Nelson e McVaugh (1976) apresentam estas matrizes para o caso de se considerar modelo de viga de Euler-Bernoulli. Este modelo de eixo por Euler-Bernoulli é mais indicado para o caso de eixos esbeltos, já que tensões cisalhantes no interior do material não são consideradas. Nelson (1980) apresenta, ainda, as matrizes dos elementos de eixo para o caso do modelo de viga de Timoshenko. Neste caso, as tensões cisalhantes do material são consideradas, sendo um modelo indicado para eixos de relação comprimento/diâmetro mais baixos. Lee, Kang, Tsai e Hsiao (1992), por exemplo, aplicam a teoria apresentada por Nelson (1980) para rotores assimétricos (eixos com secção transversal oval).

Os componentes da máquina que estão conectados ao eixo (palhetas, volutas, turbinas) são geralmente modelados como discos, muitas vezes rígidos (Black, 1974; Nelson e McVaugh, 1976). Esta hipótese é satisfatória, desde que o disco não seja fino o bastante para ter frequências de flexão próximas das ressonâncias do rotor (Dopkin e Shoup, 1974). Atualmente, muitos trabalhos envolvem a análise de discos flexíveis. Kumar, Sujatha e Ganesan (1997) utilizam elementos finitos de casca para descrever o comportamento de discos acoplados a eixos que giram. Seus resultados mostram a possibilidade de melhor predição das frequências naturais e modos livre-livre do rotor usando-se este modelo. Genta e Tonoli (1996) apresentam um elemento finito de disco, utilizando-se uma função de forma linear para descrever as torções e uma função de forma cúbica para descrever as flexões do disco. Comparando-se os resultados de determinação de frequências naturais com aplicativos de MEF (ANSYS), este modelo tem a vantagem de requerer um número de graus de liberdade menor, embora a complexidade do elemento de disco ser maior.

Uma das primeiras aplicações de elementos finitos para a modelagem de sistemas rotativos completos foi feita por Black (1974). Em seu trabalho, um rotor composto por mancais hidrodinâmicos, cinco estágios de uma bomba axial e um mancal axial, foi analisado e as órbitas de determinados pontos do rotor foram apresentadas. Mais recentemente, White et al. (1997) apresentam a modelagem de um compressor vertical de doze estágios suportado por mancais segmentados. Um modelo de um hidrogerador é apresentado por Bettig e Han (1999), em que o desalinhamento apresentado pelo sistema real foi considerado o principal fator de desvio dos resultados teóricos. A análise de uma centrífuga vertical, apresentada por Ulbrich, Cyllik e Ahaus (1997), envolve não só a modelagem do eixo flexível, mas também do fluido no interior da centrífuga. A partir deste modelo, um controlador é projetado para aumentar a faixa de estabilidade do sistema. Outro exemplo

de controle dos modos de vibração de um eixo flexível pode ser encontrado no trabalho de Santos e Scalabrin (1995), no qual um rotor é modelado por elementos finitos e sua resposta em frequência é atenuada por mancais segmentados ativos.

Outros métodos de modelagem de rotores de sistemas rotativos também podem ser encontrados na literatura. Olausson e Torby (1986) aplicam técnicas de subestruturação para montar as matrizes do modelo matemático de uma turbina a gás. Matsushita, Takagi e Takahashi (1983) modelam um rotor assumindo previamente os modos de vibrar do sistema, ao aplicar uma transformação quasi-modal, assim denominada pelos autores. Com isto, a equação de estado resultante do sistema é pequena e de fácil aplicação. A desvantagem deste método é a necessidade de se conhecer bem o sistema, a tal ponto de se escolher devidamente os modos a serem inseridos no modelo. Outros exemplos do uso de métodos modais para a modelagem de rotores podem ser encontrados nos trabalhos de Lund (1974) e Subbiah, Bhat e Sankar (1985).

2.3.3 Redução de Modelos

O uso do Método de Elementos Finitos na modelagem de sistemas rotativos tem a desvantagem de resultar em grandes matrizes globais. Ao discretizar o rotor em um certo número de elementos, o número de graus de liberdade do modelo cresce a uma razão múltipla deste número de elementos, chegando facilmente a mais de 100 variáveis em aplicações industriais. Conseqüentemente, o número de autovalores do sistema é também bastante elevado. Considerando-se que, na maioria das análises, os dez primeiros modos de vibrar do sistema são os mais significativos, percebe-se que a integração do sistema de equações pode ser pouco eficiente, já que a maioria do tempo computacional gasto no processo é para o cálculo de modos pouco expressivos na resposta do sistema. Por esta razão, métodos de redução de modelos vêm sendo desenvolvidos e aplicados na área de dinâmica de rotores.

O método de redução de modelos de Guyan foi inicialmente o mais aplicado em sistemas rotativos (Rouch e Kao, 1980; Rades, 1998). Por este método, as matrizes do sistema de equações são sub-divididas, de forma a definir as variáveis a serem consideradas no modelo e as variáveis que não serão consideradas. Através de uma manipulação matemática das matrizes originais, utilizando-se as sub-matrizes, chega-se ao sistema reduzido. Entretanto, o método de Guyan não é o mais indicado para ser aplicado em sistemas rotativos, pois altera as características dinâmicas do sistema e baseia-se na hipótese de que as matrizes de massa e rigidez são simétricas (Kane e Torby, 1991). Os efeitos giroscópicos e as assimetrias dos mancais tendem a fazer com que sistemas rotativos apresentem matrizes não simétricas. Sendo assim, métodos modais passaram a ser investigados.

O Método da Decomposição Modal consiste em se escolher o número de modos e frequências que se deseja estudar, ao invés de escolher o número de variáveis (método de Guyan). Através de uma transformação modal, usando-se a matriz dos autovetores truncada no número desejado de modos a serem estudados, determinam-se as matrizes reduzidas do sistema. Antkowiak e Nelson (1998) apresentam a aplicação deste método para a redução de um modelo de uma turbina de avião, composto por 90 elementos finitos. Neste trabalho, optou-se por estudar os 24 primeiros modos do sistema, chegando-se a resultados satisfatórios de resposta em frequência do sistema. Este método é também detalhadamente descrito por Kim e Lee (1986), porém para um sistema não amortecido cujos efeitos giroscópicos foram desprezados, o que reduz seu campo de aplicação. Salm (1988) apresenta outros dois métodos de redução de modelos, baseados em decomposição modal e aplicados a um rotor suportado por mancais magnéticos, cujas implementações são bastante simples.

Um outro método modal, o Método de Redução Modal Estendido, apresentado por Kane e Torby (1991), é bastante indicado para a redução de sistemas com matrizes assimétricas, como as matrizes de sistemas rotativos, pois as características originais do sistema não são alteradas e os autovalores e autovetores resultantes são idênticos aos dos modos do modelo de ordem completa. Este método é utilizado por Mohiuddin e Khulief (1999) para a modelagem de um sistema rotor flexível-mancal pelo Método dos Elementos Finitos. A validade do modelo reduzido é claramente comprovada, comparando-se os resultados obtidos com os do modelo de ordem completa, apresentados através de simulações numéricas de excitação transiente do eixo, no domínio do tempo.

Outros vários métodos de redução podem ser encontrados na literatura (Eitelberg, 1981; Bonvin e Mellichamp, 1982; Sawicki e Gawronski, 1997; Lang, Wolters, Xu e Kulig, 1998), porém geralmente dedicados a problemas específicos.

É importante ressaltar que a escolha do número de modos a serem analisados é fundamental para que informações importantes do sistema não sejam escondidas pela redução do modelo. Uma primeira estimativa do número necessário de modos a serem considerados pode ser obtida analisando-se o número de ressonâncias na faixa de frequência de operação da máquina (Burrows, Keogh e Tasaltin, 1993). No caso de algum modo ser bastante amortecido, um modelo de ordem ainda menor pode ter sucesso na representação do sistema original (Burrows et al., 1993). O método de redução proposto por Santos e Weber (1989) permite obter o modelo reduzido do sistema rotativo através de informações experimentais, mesmo que estas informações sejam limitadas (número limitado de pontos de medição).

Do ponto de vista da aplicação de controle, o método de redução apresentado por Yae e Inman (1993) baseia-se na controlabilidade e observabilidade do sistema para escolher as variáveis a serem preservadas na redução. Este método, porém, tem a desvantagem de considerar as matrizes do sistema original simétricas, positiva definidas, portanto não sendo adequado para aplicação em

modelos de sistemas rotativos.

2.3.4 Integração das Equações de Movimento

Uma vez encontradas as equações de movimento do sistema rotativo (rotor e mancais), resta saber como abordar o problema de sua integração. Muitos autores linearizam as forças do filme de óleo, oriundas da integração da equação de Reynolds, em torno de um ponto de equilíbrio do rotor e trabalham com coeficientes dinâmicos (rigidez e amortecimento) para representar o acoplamento entre o rotor e os mancais (Lund, 1964; Jeng e Szeri, 1986; Dietzen e Nordmann, 1987). Este procedimento tem a vantagem de exigir menor esforço computacional na simulação numérica do sistema, já que a equação de Reynolds é resolvida apenas uma vez, para a determinação dos coeficientes.

Uma limitação da abordagem linear é o fato dos coeficientes dinâmicos dependerem da velocidade de rotação do rotor. Além disso, considerando-se que os coeficientes dinâmicos são válidos para um único ponto de equilíbrio do rotor, os resultados deixam de ter validade no momento em que o rotor apresentar grandes deslocamentos, distanciando-se do ponto de equilíbrio original (Hattori, 1993). As forças hidrodinâmicas variam não-linearmente no interior do mancal, principalmente quando o rotor se aproxima de suas paredes ou sapatas. Neste caso, segundo Adams (1980), importantes fenômenos vibratórios, como ressonâncias sub-harmônicas e ciclos limites de intabilidade, são "filtrados" pela abordagem linear, gerando resultados distantes da realidade tanto quantitativa como qualitativamente. Amplitudes de vibração maiores do que a folga radial do mancal podem ser obtidas numericamente pela abordagem linear (Nikolakopoulos e Papadopoulos, 1995), o que é fisicamente irreal. Por outro lado, Lund (1987) argumenta que, comparando-se com a solução não-linear, os resultados obtidos com a abordagem linear são satisfatórios até amplitudes de 40% da folga radial e que amplitudes superiores a estas seriam raramente toleradas em aplicações industriais.

Vários métodos de identificação dos coeficientes dinâmicos de sistemas rotor-mancal podem ser encontrados na literatura (Dogan, Burdess e Hewit, 1980; Nordmann e Massmann, 1984; Stanway, 1984; Arumugam, Swarnamani e Prabhu, 1995). Springer (1980) propõe um método prático para o cálculo teórico dos coeficientes globais de uma mancal segmentado. Allaire, Parsell e Barrett (1981) também apresentam um método para o cálculo dos coeficientes globais de um mancal segmentado, porém baseado em pequenas perturbações do sistema. Neste caso, não é necessário considerar a inércia das sapatas nos cálculos. Zhang, Xie e Qiu (1992a) apresentam um método de identificação no domínio da frequência menos sensível ao ruído nos sinais. Entretanto, seus resultados mostram ser fortemente influenciados pelo desbalanço, especialmente em altas velocidades de

rotação. Zhang, Xie e Qiu (1992b) apresentam ainda uma comparação teórico-experimental, com boa descrição da bancada de testes e análise dos problemas enfrentados durante a experimentação. Yu e Adams (1989) apresentam um método teórico de identificação que inclui os efeitos de desalinhamento do rotor. Sahinkaya e Burrows (1984) apresentam um método de identificação experimental a partir da resposta ao desbalanço do sistema. Desta forma, o sistema não precisa ser excitado externamente. Entretanto, este método não pode ser aplicado para eixos flexíveis. Os mesmos autores apresentam uma comparação entre métodos de identificação no domínio do tempo e da frequência, da qual se conclui que os métodos no domínio da frequência assimilam melhor a presença de ruído nas medições (Burrows e Sahinkaya, 1982). Ghosh, Guha e Majumdar (1989) apresentam um método no domínio da frequência para mancais hidrostáticos, em que a variação dinâmica da pressão hidrodinâmica nos *pockets* do mancal é considerada harmônica e aproximada por série de Taylor em função dos parâmetros de interesse. Este método, por sinal, pode ser facilmente adaptado para mancais ativos com injeção radial de óleo, como o caso em estudo.

Müller-Karger e Granados (1997) utilizam o Método dos Mínimos Quadrados para determinar as matrizes de rigidez e amortecimento de um mancal lobular, a partir de dados experimentais. O mesmo Método dos Mínimos Quadrados foi usado no trabalho de Santos (1996) para a identificação dos coeficientes dinâmicos de um mancal segmentado ativo, cuja variação da folga radial é feita através do atuador hidráulico. Muszynska, Bently, Franklin, Grant e Goldman (1993) apresentam um método de identificação baseado em frequência de excitação *sweep*. Bannister e Tawfik (1982) propõem a identificação *in situ* dos coeficientes dinâmicos, porém admitem que a maior restrição a este procedimento é a necessidade de se gerar elevadas forças de excitação para que se obtenham resultados confiáveis.

Outros exemplos relacionados à área de linearização e identificação experimental dos coeficientes dinâmicos de filmes de óleo são apresentados por Kanki e Kawakami (1984), Ismail e Brown (1996), Marquette, Childs e SanAndres (1997), Jiang, Hu, Xu, Jin e Xie (1997), Jing, Xie e Parkins (1998), Ransom, Li, SanAndres e Vance (1998) e Ha e Yang (1999).

Uma alternativa à análise linear é o cálculo das forças hidrodinâmicas que agem sobre o rotor a cada instante de tempo, resolvendo-se a equação de Reynolds para cada posição que o rotor assume no interior dos mancais. Naturalmente, esta alternativa é dispendiosa computacionalmente, mas se garante que as não-linearidades do filme de óleo sejam inseridas na análise e nos resultados (Abdul-Wahed et al., 1982; Shapiro, 1987; Hattori, 1993; White et al., 1997). No trabalho de White et al. (1997), uma comparação entre a abordagem linear (usando-se coeficientes dinâmicos linearizados) e a não-linear (resolvendo-se a equação de Reynolds a cada instante de tempo) é feita, concluindo-se que a abordagem não-linear permite uma melhor percepção do comportamento dinâmico do sistema nos ciclos limites do que a abordagem linear.

Para tanto, é necessário utilizar métodos numéricos de integração que possam assimilar as não-linearidades do sistema em estudo (Semler, Gentleman e Païdoussis, 1996). Alternativas de métodos numéricos de integração de equações diferenciais podem ser encontrados facilmente na literatura (Burden e Faires, 1989), e muitos destes métodos podem ser aplicados na análise de sistemas rotativos, mesmo envolvendo não-linearidades na análise.

2.4 Dinâmica Não-Linear de Sistemas Rotativos

Ao se adotar a abordagem não-linear para a resolução do sistema de equações, diversos fenômenos vibratórios podem ser observados nas análises do sistema rotativo em estudo. Um destes fenômenos é a formação de ciclos limites nas vibrações do eixo a grandes amplitudes.

Nas análises não-lineares de White et al. (1997), pode-se observar a formação de ciclos limites nos mancais segmentados de uma bomba de múltiplos estágios vertical. Tais ciclos, obtidos numérica e experimentalmente, apresentam forma circular, devido à pequena amplitude de vibração do rotor (raio das órbitas circulares em torno de 2% da folga radial). Porém, para amplitudes maiores de vibração (raio acima de 50% da folga radial), o formato das órbitas apresentadas pelos rotores passa a depender do número de sapatas do mancal segmentado. No trabalho de Abdul-Wahed et al. (1982), ciclos limites de formato triangular são apresentados para um rotor suportado por mancais segmentados de três sapatas, enquanto para mancais com cinco sapatas os ciclos têm formato pentagonal (Chan e White, 1993). Este formato poligonal das órbitas indica a presença de componentes harmônicas acima da frequência de rotação, e a componente super-harmônica mais relevante é função do número de sapatas do mancal (Chan e White, 1993).

Outros exemplos de análises não-lineares e de obtenção de ciclos limites em máquinas rotativas podem ser encontrados nos trabalhos de Brindley, Elliott e McKay (1983) e Tieu e Qiu (1994), para mancais hidrodinâmicos cilíndricos apresentando órbitas circulares e elípticas. Entretanto, dependendo do carregamento aplicado, o rotor pode apresentar órbitas não poligonais (Adams, 1980; Nikolakopoulos e Papadopoulos, 1995), evidenciando a presença de componentes sub e super-harmônicas no sistema.

Componentes de frequência sub-harmônica super-críticas e super-harmônica sub-críticas podem ser encontradas em sistemas rotativos, principalmente quando as amplitudes de vibração do rotor são tais que há contato com as paredes do mancal (Ehrich, 1988, 1992, 1995). A este fenômeno dá-se o nome de *rubbing* ou raspagem. Neste caso, dependendo da velocidade de rotação do rotor, fenômenos de bifurcação e caos podem ocorrer no sistema. Nos trabalhos de Ehrich (1991, 1992, 1995), pode-se observar claramente a presença de fenômenos caóticos em determinadas faixas de

freqüência de rotação, quando há o contato do rotor com o mancal.

Entretanto, componentes de freqüência sub-harmônicas, bifurcação, e mesmo caos, também podem ocorrer sem que o rotor entre em contato com as paredes do mancal, ou mesmo quando a rigidez dos mancais varia significativamente com a velocidade de rotação – sistema fortemente não-linear (Moser, 1993; Ishida, 1994). Chen, Yau e Li (2002) apresentam análises numéricas de *squeeze film dampers* nas quais estes fenômenos aparecem, causados pela não-linearidade do filme de óleo quando o rotor apresenta grandes amplitudes de vibração. O fenômeno mais importante de vibrações sub-harmônicas em sistemas rotativos é caracterizado por componentes próximas à metade da velocidade de rotação. Este fenômeno é comumente denominado de *whirl* e *whip* (White e Chan, 1992).

Whirl é uma classe de vibrações auto-excitadas que aparece em sistemas rotativos, cuja excitação é feita por forças tangenciais ao rotor, oriundas da interação com fluidos – mancais hidrodinâmicos, selos, efeitos aerodinâmicos ou acúmulo de fluido no rotor (Ehrich e Childs, 1984). Tratam-se de vibrações instáveis, caracterizadas pelo aumento das amplitudes de vibração e por apresentar componente sub-harmônica próxima à metade da freqüência de rotação do rotor. Quando a freqüência de rotação do rotor é maior do que o dobro da freqüência crítica do sistema, estas instabilidades deixam de apresentar componente na metade da freqüência de rotação e passam a apresentar componente na freqüência crítica do sistema. A este fenômeno dá-se o nome de *whip*. Uma descrição detalhada destes fenômenos instáveis podem ser encontrados nos trabalhos de Ehrich e Childs (1984) e Muszynska (1988), sendo que o último apresenta um modelo matemático do problema.

Segundo Ehrich e Childs (1984), sistemas rotativos são mais sensíveis a estas instabilidades quanto maior for a razão freqüência de rotação / freqüência crítica. Entretanto, a estabilidade do sistema pode ser elevada pelo aumento do amortecimento do sistema, sendo que Ehrich e Childs (1984) sugerem o uso de mancais segmentados por não apresentarem acoplamento entre as direções ortogonais de vibração (principal fonte de forças tangenciais instabilizantes). Entretanto, resultados experimentais mostram que rotores suportados por mancais segmentados também podem apresentar fenômenos instabilizantes, sob determinadas condições de operação (Flack e Zuck, 1988; Lie et al., 1989a). Quando o carregamento estático sobre o rotor e o fator de pré-carga do mancal são baixos (número de Sommerfeld alto), estes fenômenos de *whirl* e *whip* podem aparecer em sistemas com mancais segmentados (White e Chan, 1992; Chan e White, 1996; Olsson, 1996). Sendo assim, deve-se ter cuidado ao projetar mancais segmentados com fator de pré-carga baixos, para aplicações a altas velocidades de rotação e baixos carregamentos estáticos (White e Chan, 1992).

A excentricidade do rotor nos mancais também é fator importante para a estabilidade do sistema (Sacchi e Moro, 1982). Através da experiência empírica, Sacchi e Moro (1982) descrevem

problemas vibratórios, e respectivas soluções, em turbinas a gás industriais. Os autores abordam problemas de *rubbing*, balanceamento, instabilidades *whirl* e afirmam que a solução mais simples para eliminar as instabilidades é o aumento da carga sobre os mancais e conseqüente aumento da excentricidade do rotor. Caso isto não seja suficiente, deve-se mudar o tipo de mancal.

De maneira a reduzir as instabilidades apresentadas por sistemas rotativos, muitos autores procuram desenvolver técnicas para a determinação do amortecimento ótimo destes sistemas (Barrett, Gunter e Allaire, 1978; Attala e Weber, 1993; Johnson, 1995). Muszynska et al. (1988) e Muszynska e Bently (1989), por exemplo, apresentam um dispositivo para reduzir os efeitos instabilizantes do acoplamento entre as direções de vibração de selos, injetando fluido no sentido contrário à rotação do rotor. Seus resultados experimentais mostram uma redução das componentes sub-harmônicas, mas sem uma completa eliminação do fenômeno.

A redução do limite de estabilidade de sistemas rotativos também pode ser causada por outros fatores, como por exemplo o desalinhamento do eixo. Nasuda e Hori (1982) apresentam resultados teóricos e experimentais para um rotor suportado por mancais cilíndricos, nos quais o limite de estabilidade do sistema é máximo para desalinhamento nulo, tanto para sistemas simétricos (mesmo comportamento nas duas direções ortogonais de vibração), como para assimétricos. Estas conclusões são reforçadas pelos resultados experimentais apresentados por Arumugam, Swarnamani e Prabhu (1997), nos quais o aumento do desalinhamento do rotor leva o sistema a apresentar um crescimento das forças hidrodinâmicas de acoplamento entre as direções ortogonais, forças estas comumente associadas às instabilidades destes sistemas.

Os efeitos da assimetria na estabilidade de sistemas rotativos também são investigados por Lee et al. (1992) e Ganesan (1996, 2000). Sistemas assimétricos têm como característica a formação de órbitas não circulares (elípticas). Além disso, a amplitude de vibração e a fase são fortemente influenciadas pela posição do desbalanço no rotor. Um problema de sistemas assimétricos é a presença de componentes super-harmônicas (geralmente o dobro da frequência de rotação), quando a frequência de rotação está em torno da metade da frequência crítica (Lee et al., 1992; Ganesan, 2000). A assimetria também leva o sistema a apresentar vibrações instáveis na ressonância (Ganesan, 1996). Entretanto, resultados teóricos mostram que a assimetria pode ser usada para reduzir a resposta do sistema durante processos de aceleração (*start-up*) e frenagem (*shut down*) da máquina (Ganesan, 2000).

Outros tipos de análises e fenômenos vibratórios não-lineares em sistemas rotativos podem ser obtidos na literatura. Uma revisão sobre fenômenos vibratórios, e suas conseqüências, em hidrogeradores pode ser encontrada no trabalho de Glattfelder et al. (1981). Uma análise sobre vibrações axiais em turbinas a gás foi feita por Diana, Cheli, Collina e Bruni (1996), a partir da qual se conclui que tais vibrações são induzidas pelas vibrações laterais e transmitidas por acoplamento

estrutural, embora as características dos mancais exerçam pouca influência sobre estas vibrações. A influência dos selos na dinâmica do sistema rotativo pode ser observada nos resultados apresentados por Diewald e Nordmann (1989), onde um estudo da influência dos parâmetros do problema em uma bomba de quatro estágios é apresentado. Sistemas rotativos também são bastante influenciados pela fundação e solo. Os efeitos da fundação, de modo geral, não são fortes o suficiente para alterar de modo significativo as frequências de ressonância do sistema rotativo. Entretanto, no caso de ambientes de maior transmissibilidade, a fundação pode induzir um aumento das amplitudes de resposta do sistema, ou mesmo o aparecimento de ressonâncias sub-críticas (Mesquita Neto, 1990). Braun e Feldman (1997) apresentam um método de representação no domínio da frequência de fenômenos vibratórios não-lineares.

2.5 Controle em Sistemas Rotativos

O controle das vibrações do rotor sempre foi o objetivo chave para o projeto de máquinas rotativas. Entretanto, este tipo de controle pode ser denominado *passivo*, já que é sempre feito através das decisões prévias do projetista quanto à faixa de frequência de operação, localização de ressonâncias, limite de estabilidade dos mancais, sensibilidade ao desbalanço residual, entre outros fatores (Adams e McCloskey, 1990). Desta forma, uma vez montada a máquina, as vibrações do rotor devem ser mínimas para as condições de operação adotadas. Porém, qualquer alteração destas condições de operação pode acarretar problemas vibratórios, e as soluções de projeto passam a não ser mais eficientes. Assim, a adoção de sistemas *ativos* mostra-se como uma alternativa interessante para o aumento da faixa de operação destas máquinas.

Com o uso de sistemas ativos, máquinas rotativas podem apresentar menores níveis de vibração, além de uma maior flexibilidade operacional e menor número de paradas de manutenção, o que leva a uma maior disponibilidade da máquina e maior vida (Adams e McCloskey, 1990; Ulbrich, 1998). Entretanto, a complexidade e as variações aparentemente aleatórias das máquinas rotativas durante operação exigem que a estratégia de controle a ser adotada seja robusta o suficiente para abordar sistemas variantes no tempo, com grandes incertezas.

Os objetivos básicos de um sistema de controle aplicado a máquinas rotativas são (Adams e McCloskey, 1990):

- a redução do desbalanço através da aplicação e cancelamento das forças presentes;
- o afastamento das velocidades críticas em relação à velocidade de operação;

- a estabilização de máquinas que são, ou se tornaram, dinamicamente instáveis;
- a manutenção das características de carregamento e fator de pré-carga sobre os mancais quando estes se desgastam, ou a estrutura destes se modifica;
- o cancelamento de forças de excitação síncronas e não-síncronas;
- prover uma operação segura e com danos mínimos durante condições drásticas de falha, como a perda de palhetas em turbinas e compressores, por exemplo.

A aplicação de estratégias de controle em sistemas rotativos não é uma tarefa trivial, pois modelos realísticos do sistema rotor-mancal envolvem múltiplos graus de liberdade; o acesso ao rotor para atuação e/ou sensoriamento pode ser severamente restrito; e a dinâmica de alguns elementos do sistema pode ser incerta (Firoozian e Stanway, 1988b). Além disso, para que os objetivos sejam alcançados, alguns cuidados devem ser tomados durante o projeto do sistema de controle quanto à controlabilidade, à observabilidade e ao efeito *spillover*.

De maneira geral, a *controlabilidade* indica quão possível é o controle de um determinado parâmetro, através dos atuadores adotados e suas posições no sistema. A *observabilidade* indica quão possível é a detecção do comportamento dinâmico de um determinado parâmetro, através dos sensores adotados e suas posições no sistema (Stanway e Burrows, 1981; Ogata, 1997; Ulbrich, 1998). Assim, através de uma análise de controlabilidade e observabilidade do sistema é possível determinar a melhor posição dos atuadores e dos sensores para que o sistema de controle seja eficiente e atinja os objetivos desejados. Entretanto, em máquinas rotativas, muitas vezes não há grande flexibilidade de posicionamento dos atuadores e sensores. Desta forma, as análises de controlabilidade e observabilidade são usadas para se determinar a viabilidade do sistema de controle e também dimensionar os atuadores e sensores.

O efeito *spillover* pode ocorrer quando o sistema de controle é projetado para controlar um determinado número de modos de vibrar, e os demais modos são desprezados. Devido à incompleta representação do sistema real no projeto do sistema de controle, as forças de controle podem vir a excitar o sistema, levando o sistema a condições instáveis. Neste caso, dois tipos de efeito *spillover* podem ocorrer: *spillover* de observação e *spillover* de controle (Fürst e Ulbrich, 1988; Sawicki e Gawronski, 1997; Ulbrich, 1998). O *spillover de observação* ocorre quando o sinal dos sensores carrega informações tanto dos modos considerados como dos modos não considerados. Assim, o sistema de controle pode gerar forças de atuação indesejadas, devido à presença de informações dos modos não considerados no processamento das forças de atuação. O *spillover de controle* ocorre quando as forças de atuação, determinadas pela estratégia de controle, excitam os modos não considerados no projeto. Desta forma, a escolha dos modos de vibrar a serem controlados se

torna um fator importante no projeto do sistema de controle. Segundo Ulbrich (1998), investigações teóricas mostram que os efeitos *spillover* podem ser evitados se o número de sensores for igual ao número de atuadores e ambos operarem em pares, na mesma posição.

Assim, através destes cuidados, o sistema de controle pode ser projetado de forma a atingir os objetivos desejados e garantir um melhor funcionamento da máquina. Resta ao projetista a escolha da estratégia de controle a ser utilizada.

2.5.1 Técnicas de Controle

As técnicas de controle mais simples, difundidas e estudadas na literatura são as baseadas na realimentação e ponderação dos sinais de saída do sistema (controladores P, PD, PI, PID, de estado e de saída – Ogata (1997)). Devido ao bom desempenho e à fácil implementação destas técnicas de controle, muitas publicações envolvendo o uso destes controladores podem ser encontradas na literatura. Por exemplo, Carotti e Chiappulini (1999) utilizam um controlador PD em atuadores hidromecânicos acoplados nos cabos de uma ponte pênsil, para o controle dos movimentos da pista de rodagem. Com isto, em simulações teóricas, os autores obtiveram uma redução significativa das vibrações do sistema sujeito a excitações aerodinâmicas, além da redução dos picos de ressonância do sistema.

Na área de sistemas rotativos, resultados similares de redução das amplitudes de vibração e picos de ressonância foram obtidos por Lin et al. (1993) e Tang et al. (1995). Estes autores propõem o uso de um atuador piezo-elétrico para o controle das vibrações do rotor a partir dos seus mancais de rolamento, também utilizando um controlador PD e sensores de deslocamento indutivos. Resultados experimentais também podem ser encontrados nos trabalhos de Santos et al. (2001) e Santos e Scalabrin (2003), nos quais se obteve uma redução de 50% das amplitudes de vibração do rotor utilizando-se o controlador PD, em um sistema suportado por mancal segmentado com injeção radial de óleo. No trabalho de Santos e Scalabrin (2003), comparações entre as respostas em frequência do sistema e as obtidas usando-se controladores P e PD também são apresentadas, com um melhor desempenho para o controlador PD. Resultados teóricos obtidos por Nicoletti e Santos (2001a) mostram a possibilidade de se eliminar instabilidades *whirl* do sistema através do uso de um controlador PI. Entretanto, esta eliminação do fenômeno instabilizante só foi possível ao acionar o sistema de controle quando o rotor apresentava amplitudes inferiores a 15% da folga radial. A eficiência do controlador adotado mostrou-se dependente das amplitudes de vibração do rotor no momento do seu acionamento. Um outro exemplo de aplicação em sistemas rotativos é apresentado por Chen et al. (2002), sendo que componentes sub-harmônicas de frequência, e mesmo caos, são eliminados usando-se um controlador PD na análise numérica de

squeeze film dampers.

O uso de um controlador PID em sistemas rotativos tem o efeito de reduzir a excentricidade do rotor no mancal, pois o termo integral elimina o erro entre a posição do rotor e a posição de referência (centro do mancal). Entretanto, deve-se evitar o uso deste tipo de controlador em mancais cilíndricos, pois a eliminação da excentricidade reduz a capacidade de carga do mancal, devido à redução do efeito hidrodinâmico, como pode ser visto em Wu e Pfeiffer (1998). Além disso, segundo Rho e Kim (2002a), o termo integral não tem efeito sobre as características de estabilidade do sistema rotativo. Se o objetivo do sistema de controle é a melhoria da estabilidade e da resposta ao desbalanceamento do sistema rotativo, controladores PD são mais indicados (Rho e Kim, 2002a).

O sistema de controle pode também ser baseado na realimentação de estado. Inúmeros trabalhos na área de controle das vibrações de rotores baseiam-se neste conceito (Stanway e O'Reilly, 1984; Althaus et al., 1990; Starek e Magdolen, 1993; Santos e Scalabrin, 1995; Ulbrich et al., 1997). O trabalho de Stanway e Burrows (1981), por exemplo, apresenta um resumo da abordagem necessária ao projeto de um controlador para um sistema rotativo, baseado na formulação de estado. A eficiência da realimentação de estado em sistemas rotativos pode ser vista no trabalho de Fürst e Ulbrich (1988), no qual se utilizou um mancal magnético como atuador. Neste trabalho, análises de resposta ao impulso, resposta ao desbalanceamento durante o acionamento da máquina e controle de instabilidades são apresentadas, com reduções significativas das vibrações do sistema. O uso da realimentação de estado resulta em um melhor comportamento dinâmico do sistema rotativo na resposta ao desbalanceamento em relação à realimentação de velocidade somente (alteração apenas do amortecimento). Além disso, os autores afirmam que, com a realimentação de estado, é possível estabilizar o rotor na presença de forças de acoplamento nas direções ortogonais, o que a realimentação de velocidade não é capaz de fazer.

A desvantagem da realimentação de estado é a necessidade de se considerar todas as variáveis do sistema no projeto do controlador. Como nem todas as variáveis do sistema estão disponíveis para medição e realimentação, pois muitas vezes o número de parâmetros é grande, a realimentação de estado pode não ser viável na prática (Lin, Lu e Chung, 1996). Pode-se usar um observador para os parâmetros não medidos, porém modos que sejam fracamente observáveis são difíceis de serem reconstruídos, e muitas vezes exigem a adoção de fatores de amplificação altos na realimentação (Firoozian e Stanway, 1988a). Além disso, tanto o controlador como o observador requerem em seus projetos que o modelo do sistema a ser controlado seja bastante preciso. Uma alternativa é a realimentação de saída do sistema, na qual se consideram apenas alguns dos parâmetros do sistema no projeto do controlador.

Uma descrição bastante detalhada da modelagem, projeto e identificação de um sistema ro-

tativo sujeito a controle ativo por realimentação de saída pode ser encontrada no trabalho de Burrows et al. (1993). Seus resultados de resposta em frequência ilustram a eficiência deste tipo de estratégia de controle aplicados a sistemas rotativos. Entretanto, diversos cuidados devem ser tomados durante experimentação, como a garantia de uma alta razão sinal/ruído nas medições. Uma formulação em tempo discreto do controlador por realimentação de saída é apresentada por Lin et al. (1996). A realimentação de saída também é uma alternativa para o caso do número de sensores ser limitado.

Muitos autores associam a realimentação de saída e de estado com o controle dos modos de vibrar do sistema, projetando o controlador no domínio modal (Gosiewski, 1987; Firoozian e Stanway, 1988a, 1988b; Salm, 1988; Palazzolo, Lin, Kascak e Alexander, 1989; Lie, You-Bai, Jun e Damou, 1989b; Lee e Kim, 1992; Antkowiak e Nelson, 1998). Com isto, ao invés de se influir apenas nos autovalores do sistema, o controlador é projetado para alterar também os autovetores. Firoozian e Stanway (1988a) apresentam uma descrição bastante completa de como projetar o controlador e o observador, para uma realimentação de estado, aplicado a um eixo flexível suportado por mancais segmentados. Neste trabalho, uma comparação teórico-experimental é feita entre os sistemas sujeitos a realimentação de estado completa, de estado com observador e de estado com modelo do sistema reduzido. Reduções significativas das vibrações do rotor em seus três primeiros modos foram alcançadas utilizando-se a realimentação de estado com observador, embora o uso de observadores requeira cuidados em sua implementação (modelo preciso do sistema, sinais com ruído mínimo). Segundo Firoozian e Stanway (1988a), é possível reduzir o modelo do sistema sem afetar significativamente a estabilidade do controlador. Resultados condizentes foram obtidos para uma redução de 48 para 12 modos no modelo do sistema. Entretanto, efeitos *spillover* foram detectados nas respostas do sistema quando o controlador é projetado considerando-se um modelo excessivamente reduzido (apenas 6 modos). Firoozian e Stanway (1988b) apresentam investigações experimentais do uso de realimentação de estado com observador. Problemas de *spillover* foram detectados, desta vez originados pelo observador. Segundo os autores, o observador utilizado induziu modos de vibrar adicionais ao sistema, os quais foram excitados pelo controlador (*spillover* de observação).

Um exemplo da aplicação experimental de controle modal e realimentação de saída em sistemas rotativos pode ser visto no trabalho de Palazzolo et al. (1989). Neste trabalho, uma análise da posição dos sensores é feita, obtendo-se reduções significativas das órbitas apresentadas pelo rotor. Outro exemplo de aplicação em sistemas rotativos é apresentado por Lee e Kim (1992), com uma descrição detalhada do aparato experimental e cuidados a serem tomados na identificação. Uma redução das resposta ao desbalanço do sistema é obtida usando-se o sistema ativo por controle modal. Entretanto, novamente *spillover* é detectado, desta vez quando o segundo modo de vibrar do sistema é excitado.

O uso de técnicas de controle lineares em sistemas não-lineares é eficiente apenas para a condição de operação na qual o controlador linear foi projetado. Entretanto, fora do ponto de operação o controlador linear pode apresentar desempenho insatisfatório, ou mesmo instabilidades (El-Shafei, 2002). Para isto, desenvolveu-se uma outra classe de controladores, formada pelos controladores adaptativos. Controladores adaptativos, ao contrário dos controladores por realimentação de saída (lineares), têm a capacidade de se adequarem às mudanças do sistema durante operação. Seus parâmetros não são fixos, mas variam caso o sistema a ser controlado venha a se modificar. Desta forma, estes controladores requerem a identificação periódica do sistema a ser controlado, para que seus parâmetros sejam apropriadamente auto-ajustados. Portanto, trata-se de uma classe de controladores mais complexa e mais dispendiosa computacionalmente, mas que podem ser usados também quando o sistema a ser controlado não é bem conhecido (Sun et al., 1998).

Lum, Coppola e Bernstein (1996) apresentam um algoritmo adaptativo para a auto-centragem de um rotor sujeito a desbalanço desconhecido, usando-se um mancal magnético como atuador. Seus resultados mostram a eliminação gradativa dos efeitos do desbalanço conforme o controlador se adapta às excitações. Entretanto, Reinig e Desrochers (1986) afirmam que a centragem do rotor sujeito a desbalanço exige a aplicação de forças elevadas de atuação, e sugerem que o centro de massa do rotor, ao invés do centro geométrico, seja centrado. O algoritmo adaptativo de Reinig e Desrochers (1986) tem por objetivo identificar a amplitude e fase da força de desbalanço (desconhecida), e com isto atuar no sistema. Outro exemplo de aplicação de controle adaptativo para o balanceamento de sistemas rotativos pode ser encontrado no trabalho de Shafai et al. (1994).

Porém, algoritmos adaptativos podem ser aplicados não só para atenuar forças de desbalanço, mas também para sistemas sujeitos a perturbações arbitrárias. Burdess e Metcalfe (1985) apresentam um controlador que faz uma estimativa das perturbações no sistema para efetuar o controle, com resultados satisfatórios experimentalmente. Sinais pseudo-aleatórios foram bastante atenuados pelo controlador adaptativo. Lang, Wassermann e Springer (1996) sugerem o uso de controladores adaptativos durante condições de operação transientes de máquinas rotativas. Segundo os autores, controladores não-adaptativos são eficientes até um certo nível de rigidez de acoplamento nas direções ortogonais, entretanto, em condições transientes, estes níveis podem ser temporariamente, mas significativamente, excedidos e um controlador adaptativo deve ser usado para se garantir uma operação estável da máquina. Janecki e Gosiewski (1992) apresentam um algoritmo adaptativo que utiliza as idéias de controle modal, aplicado a um sistema com eixo flexível.

Outros tipos de técnicas de controle, aplicados a sistemas rotativos, podem ser encontrados na literatura. El-Shafei e Hathout (1995) aplicam um controlador *on-off* (liga-desliga) em sua análise de *squeeze film dampers* ativos com relativo sucesso; os trabalhos de Rahn e Mote (1992a, 1992b) apresentam a dedução de um controlador baseado em excitações paramétricas do sistema; Yoshimura, Nakaminami, Kurimoto e Hino (1999) descrevem um controlador baseado em lógica

fuzzy ; e redes neurais são utilizadas por Tang (1996) para a estabilização e controle de estruturas com um grau de liberdade. A complexidade de alguns destes controladores, porém, faz com que estes, em aplicações industriais, sejam preteridos em relação a controladores mais simples e de mais fácil implementação, como os baseados em realimentação de estado ou de saída.

Considerando-se a aplicação de controle em sistemas rotativos, Rho e Kim (2002b) propõem a adoção de um controlador proporcional síncrono, através de uma lei de controle no domínio complexo. Com isto, para um determinado ganho proporcional, existe um ângulo de fase ótimo que reduz a resposta ao desbalanço e aumenta o limite de estabilidade do sistema rotativo.

Controladores projetados para atuar em sistemas rotativos em condições de regime (desbalanço, desalinhamento, excitações harmônicas) podem não ser eficazes em casos de excitação transiente do sistema (impactos, *rubbing*, quebra de palheta). Para tanto, Keogh, Cole e Burrows (2002) propõem um controlador transiente harmônico, dedicado a atenuar a resposta do sistema rotativo quando sujeito a excitações impulsivas. Resultados teórico-experimentais mostram uma efetiva redução das amplitudes de vibração do rotor quando sujeito a perda de massa, sem porém haver uma comparação de desempenho com outros controladores nas mesmas condições.

Uma comparação entre diferentes tipos de controladores pode ser encontrada no trabalho de El-Shafei (2002), aplicados a *squeeze film dampers* ativos. El-Shafei (2002) propõe índices de comparação para os controladores, a partir dos quais se conclui que os controladores lineares (P e PI) são mais eficientes do ponto de vista de redução do erro, enquanto os controladores não-lineares e adaptativos apresentam melhores índices do ponto de vista da quantidade de energia injetada no sistema pelo controlador.

2.5.2 Procedimento de Cálculo dos Ganhos

Uma vez definida a estratégia de controle a ser adotada, resta determinar as matrizes de ponderação, ou de ganho, para a realimentação do sistema. Estas matrizes dependem das características dinâmicas do sistema a ser controlado e também dos objetivos a serem alcançados pelo controlador. Diferentes métodos podem ser encontrados na literatura para a determinação destas matrizes (Lunze, 1989; Slotine e Li, 1991; Ogata, 1995, 1997; Zhou, 1998).

Uma das maneiras mais simples de se determinar a matriz dos ganhos é a análise dos autovalores do sistema. Este método consiste em definir o modelo matemático do sistema, incluindo a realimentação com a matriz dos ganhos, e variar o valor dos ganhos da matriz, observando-se a parte real dos autovalores do sistema realimentado. Com isto, escolhe-se o conjunto de ganhos que resultam em autovalores com maiores valores em módulo na parte real (parte real negativa). Uma

desvantagem deste método é o fato de nem sempre ser possível encontrar um conjunto de ganhos ótimo, que minimiza globalmente a parte real de todos os autovalores, pois geralmente se variam os ganhos um a um durante o processo. Desta forma, mínimos locais são mais prováveis de serem encontrados. Exemplos da aplicação deste método para o cálculo dos ganhos podem ser vistos em sistemas cujo controlador baseia-se em realimentação de estado ou de saída, como os trabalhos teóricos de Santos e Scalabrin (1995) e Wu e Pfeiffer (1998), e os trabalhos teórico-experimentais de Burrows et al. (1993) e Santos e Scalabrin (2003).

Uma variação do método de análise dos autovalores é o método de alocação dos pólos do sistema. Inicialmente escolhe-se um conjunto de autovalores para o sistema completo, incluindo a realimentação, e determinam-se os ganhos que levam o sistema a apresentar o conjunto de autovalores escolhido, a partir das equações do modelo matemático (Ogata, 1997). Trata-se de um método bastante simples mas que exige o cálculo dos autovalores do sistema, o que pode não ser trivial para sistemas com muitos graus de liberdade. Além disso, a escolha do conjunto de autovalores desejados requer um conhecimento prévio do sistema a ser controlado. Stanway e O'Reilly (1984) aplicam este método para o controle de vibrações transientes em rotores suportados por mancais cilíndricos. Sahinkaya e Burrows (1985) propõem um algoritmo para alocação dos pólos de um sistema rotor-mancal hidrodinâmico que não exige o cálculo dos autovalores do sistema. Este algoritmo determina as alterações necessárias à matriz de estado do sistema, em função do conjunto de autovalores escolhido, para que o sistema apresente os autovalores desejados. De qualquer forma, o problema de alocação de pólos tem solução em todo o plano imaginário se, e somente se, o sistema é completamente controlável (Sahinkaya e Burrows, 1985; Ogata, 1997).

De forma a se determinar os ganhos ótimos de realimentação do sistema, surgiram os métodos baseados em minimização de funcionais, sendo os funcionais quadráticos lineares (LQR) os mais difundidos na literatura (Kokotovic, O'Malley e Sannuti, 1976; Ogata, 1995). Estes métodos baseiam-se na minimização de uma função de custo que leva em consideração as características do sistema e o comportamento desejado do sistema realimentado. Lin et al. (1996) apresentam de forma detalhada os procedimentos para a determinação dos ganhos de um controlador com realimentação de saída, baseados neste método. Seus resultados mostram a possibilidade de se usar um pequeno número de sensores e controladores com resultados satisfatórios, o que torna a implementação viável industrialmente. Palazzolo et al. (1989) aplicam o método de minimização de funcional quadrático em um sistema rotativo, chegando à equação de Ricatti, cujos resultados mostram reduções significativas das órbitas do rotor. Resultados semelhantes são encontrados no trabalho de Deckler et al. (2000), no qual se aplica o método de minimização para um sistema composto por um mancal segmentado de cinco sapatas. Reduções na resposta em frequência de um sistema rotativo foram alcançadas por Abduljabbar, El-Madany e Al-Abdulwahab (1996) utilizando o método de controle ótimo quadrático. Neste trabalho, as matrizes oriundas do Método dos

Elementos Finitos, usado para modelar o eixo flexível, são introduzidas no funcional como parte do modelo do sistema a ser controlado. Outros exemplos de aplicação do método LQR para o cálculo dos ganhos de controladores aplicados em sistemas rotativos podem ser encontrados nos trabalhos de Fan, Nelson e Mignolet (1993), Fan, Nelson, Crouch e Mignolet (1993), Ulbrich et al. (1997) e Abduljabbar, El-Madany e Al-Bahkali (1997). A desvantagem do controle ótimo quadrático é a necessidade de se arbitrar matrizes de ponderação no funcional a ser minimizado, para o cálculo dos ganhos. A escolha de tais matrizes, muitas vezes, exige experiência empírica e conhecimento do sistema a ser controlado, não sendo portanto uma tarefa trivial. A complexidade de máquinas rotativas reais pode dificultar a determinação dos ganhos ótimos de realimentação do sistema por este método.

Sawicki e Gawronski (1997) utilizam uma variação do método LQR, chamado método quadrático Gaussiano (LQG), para o controle das vibrações de rotores. Por este método, minimiza-se o valor médio do funcional quadrático. Reduções da resposta do sistema em frequências inferiores a 1000 Hz são apresentadas pelos autores, havendo pouca influência do controlador sobre as respostas acima desta faixa de operação. Apesar da eficiência teórica do controlador, poucos atuadores podem operar em uma faixa de frequência tão ampla. Burrows e Sahinkaya (1983) apresentam um método de controle adaptativo que usa um estimador baseado em mínimos quadrados ponderados para a minimização do funcional. Aplicando teoricamente a metodologia proposta em um rotor de três estágios, os autores obtiveram relativo sucesso na redução das amplitudes de vibração, principalmente nas ressonâncias. Além da abordagem que considera perturbações externas quaisquer, este trabalho apresenta ainda uma análise de controlabilidade em função da posição do atuador ao longo do rotor.

Um outro método de cálculo dos ganhos do controlador por minimização de funcional é o baseado na norma H_∞ . Este método tem a vantagem de englobar as perturbações e ruídos dos sinais de medição, além de erros na modelagem do sistema, e resultar em um controlador robusto. Keogh et al. (1995) apresentam a modelagem matemática de um sistema rotativo, utilizando a norma H_∞ para o cálculo dos ganhos. Seus resultados experimentais mostram a efetiva redução dos níveis de vibração, mesmo com a inserção de ruído nas medições. Keogh, Rutland e Burrows (1996) afirmam que um controlador projetado considerando-se apenas o desbalanço do rotor não é capaz de atenuar eventuais vibrações sub e super-síncronas. Entretanto, escolhendo-se matrizes de ponderação apropriadas no método de otimização por norma H_∞ , o controlador é capaz de compensar as excitações e, em conseqüência, a atenuação das vibrações é alcançada (Keogh et al., 1996). Outros exemplos da aplicação da norma H_∞ no cálculo dos ganhos do controlador pode ser encontrado nos trabalhos de Liu, Duan e Daley (2000) e Nonami, Wang, Sampei e Mita (1992).

Os métodos de otimização LQG e H_∞ para o cálculo dos ganhos do controlador, entretanto, podem resultar em controladores instáveis, apesar do sistema realimentado ser estável. A

implementação prática destes controladores torna-se extremamente difícil, pois o sistema deve se adequar rigorosamente às condições de aplicação do método de otimização (Liu et al., 2000). A instabilidade do controlador pode transparecer durante operação caso haja saturação dos sinais de medição e controle, ou falha nos sensores, e com isto levar o sistema a oscilações violentas e possíveis avarias à máquina (Liu et al., 2000). Com isto, embora o controlador tenha ganhos de realimentação ótimos para o problema, não é seguro o suficiente para ser usado na prática. Por outro lado, caso sejam satisfeitas as condições de aplicação, o método H_∞ tem estabilidade garantida.

O trabalho de Liu e Daley (1998) apresenta uma proposta de controle *on-line* de um sistema rotativo, no qual não se determinam os ganhos ótimos, mas sim o sinal de controle ótimo para o sistema. Utilizando-se séries de Volterra para descrever a dinâmica do sistema (neste caso não-linear), o método proposto por Liu e Daley (1998) pode ser utilizado para otimizar o sinal de controle durante a operação da máquina. Trata-se de um método bastante interessante de controle de vibrações, já que não requer uma linearização do sistema a ser controlado e engloba as não-linearidades presentes no sistema, incluindo incertezas, erros e ruídos de medição. Pode-se considerar este método como adaptativo, já que o sinal de controle baseia-se nos sinais de medição e qualquer alteração do sistema é considerado pelo processo de otimização para a geração do sinal de controle.

Outro método adaptativo para o cálculo dos ganhos do controlador é o baseado em algoritmos "genéticos". Tratam-se de métodos cujos ganhos, calculados previamente por algum outro método, são alterados durante a operação da máquina e as alterações de melhor resultado são armazenadas para futura utilização. Desta forma, pode-se dizer que os ganhos de realimentação "evoluem" com o tempo para valores otimizados, conforme ocorrem mudanças na operação da máquina. Hyun e Lee (1998) apresentam um exemplo de aplicação destes algoritmos "genéticos" para o controle do torque de um motor hidráulico. Embora a idéia seja interessante, este método tem a desvantagem de ser excessivamente dispendioso computacionalmente.

Uma comparação teórico-experimental entre diversos tipos de controladores (PD, LQR, controle robusto por Lyapunov e QFT) pode ser encontrada no trabalho de Chang e Jayasuriya (1995), aplicados ao controle de um braço flexível acoplado a um motor. Em resumo, os controladores PD, LQR e QFT (*Quantitative Feedback Theory*) são os que resultaram em melhores desempenhos do sistema, como previsto em teoria. Entretanto, tanto o controlador PD quanto o controlador LQR exigiram um trabalhoso ajuste de seus ganhos para funcionarem como esperado. O controlador robusto por Lyapunov não funcionou satisfatoriamente, devido aos altos valores obtidos para os ganhos, os quais saturavam o sinal de controle. O controlador QFT foi o que apresentou melhor capacidade de assimilação ao ruído presente nos sinais de medição. O exemplo de aplicação de controladores robustos em sistemas rotativos com eixo flexível pode ser encontrado no trabalho de Ribeiro (1995).

2.6 Identificação Modal de Sistemas Rotativos

Uma vez escolhidos o modelo matemático e o método de controle para a análise de um sistema rotativo acoplado a um atuador, resta a validação experimental dos resultados. Para isto, técnicas de identificação foram desenvolvidas, tanto para determinar as frequências e modos de vibrar do eixo (neste caso flexível), e respectivas FRFs (Funções de Resposta em Frequência), como para estimar os coeficientes dinâmicos equivalentes do sistema rotor-mancal para a análise de sistema linearizado. Estas informações são importantes não apenas para validar um determinado modelo, mas também, e não menos importante, para determinar as características dinâmicas da máquina em diferentes condições de operação.

Na identificação modal de estruturas, o principal objetivo é a determinação da matriz de transferência, a partir da qual as informações modais da estrutura possam ser extraídas. Esta matriz possui a propriedade de cada um de seus elementos representar uma relação entre um determinado ponto de excitação e um determinado ponto de medição, pontos estes definidos *a priori*. Desta forma, uma vez obtida a matriz, pode-se determinar a resposta da estrutura nos seus variados pontos a uma excitação qualquer em um, ou vários, dos pontos da mesma. Com isto, as frequências e os modos de vibrar da estrutura podem ser determinados (Ewins, 1984; Maia e Silva, 1997).

Uma das vantagens de sistemas estruturais lineares (não girantes) é o fato da matriz de transferência da estrutura ser simétrica. Isto significa na prática que, excitar em um determinado ponto k e medir a resposta da estrutura no ponto j é o mesmo que excitar em j e medir em k . Ou seja, pode-se eliminar etapas na obtenção experimental da matriz de transferência, já que o conhecimento de uma das linhas da matriz leva ao conhecimento da respectiva coluna, e vice-versa. A isto dá-se o nome de princípio da reciprocidade (Ewins, 1984; Maia e Silva, 1997), e é este princípio que permite extrair os autovetores do sistema, seja analisando-se as linhas, seja analisando-se as colunas da matriz de transferência.

A diferença mais significativa entre uma estrutura convencional e um sistema rotativo é o fato do efeito giroscópico (presente em sistemas girantes) inserir termos nas equações de movimento, os quais não se distribuem simetricamente em relação à diagonal principal das matrizes do sistema. Com isto, o princípio da reciprocidade não se aplica, pois a matriz de transferência resultante não é simétrica. Assim, apesar de cada coluna da matriz ainda conter informações que permitam extrair o conjunto de modos de vibrar do sistema (*autovetores à direita*), cada linha contém informações que permitem extrair um conjunto diferente de modos de vibrar do mesmo sistema, chamados de *autovetores à esquerda* (Nordmann, 1982; Bently e Muszynska, 1986; Rogers e Ewins, 1989). De fato, para caracterizar completamente as características dinâmicas de um sistema com matrizes assimétricas, ambos conjuntos de autovetores devem ser obtidos e a relação de escala entre eles

deve ser definida. Do ponto de vista prático, é necessário medir pelo menos uma das linhas e uma das colunas da matriz de transferência, o que resulta em um número duas vezes maior de medições em relação ao número mínimo de medições possível na identificação modal de estruturas convencionais (Rogers e Ewins, 1989).

Uma descrição detalhada da metodologia de identificação modal em sistemas rotativos pode ser encontrada nos trabalhos de Nordmann (1982, 1984). Nestes trabalhos, além dos procedimentos experimentais, apresenta-se uma expressão analítica para os elementos da matriz de transferência em função de parâmetros modais, os quais são obtidos por ajuste das curvas teóricas usando método de mínimos quadrados. Nordmann (1984) mostra de maneira bastante clara, que os autovetores à direita podem ser obtidos pela excitação em apenas um ponto e medição em todos os pontos do rotor (formação de uma coluna da matriz), e que os autovetores à esquerda são obtidos pela medição em um ponto e excitação em todos os pontos do rotor (formação de uma linha da matriz). Outro exemplo de aplicação desta metodologia de identificação para rotores flexíveis pode ser encontrado no trabalho de Bucher, Ewins e Robb (1996).

Mais recentemente, Lee (1991) propõe uma metodologia de identificação alternativa, trabalhando no domínio complexo (análise modal complexa). Considerando-se que os sinais harmônicos de excitação e resposta podem ser decompostos em componentes reais e complexas no plano complexo, Lee (1991) deduz a função de transferência do sistema em função destas componentes. Como resultado, não só as informações modais do sistema podem ser extraídos, como no método tradicional, mas também os movimentos de precessão progressiva (*forward*) e retrógrada (*backward*) do rotor podem ser separadamente analisados. Desta forma, pode-se identificar facilmente o modo de precessão do rotor em uma dada frequência da ressonância, e a resposta do sistema é dada pela composição das FRFs dos modos progressivo e retrógrado.

Em complemento a este trabalho, Lee e Joh (1993) apresentam um estudo de diferentes formas de excitação na análise modal complexa, chegando à conclusão de que a excitação bidirecional é a mais indicada para estimar as FRFs no domínio complexo. Isto pode ser uma desvantagem, já que a excitação bidirecional exige o uso de dois atuadores acoplados ao mesmo ponto do rotor. Joh e Lee (1993), por exemplo, utilizam um mancal magnético para efetuar as excitações e identificar as características modais de um rotor flexível no domínio complexo.

Outros exemplos de aplicação da análise modal complexa podem ser encontrados nos trabalhos de Bucher e Ewins (1997) e Bucher (2001), nos quais a metodologia foi aplicada em um rotor flexível com disco também flexível acoplado. Não só os modos de vibrar estacionários do eixo foram determinados, conforme tipo de precessão (progressiva ou retrógrada), mas também os modos de vibrar não-estacionários do disco, o que ilustra a abrangência do método.

Embora os métodos até aqui descritos sejam os mais conhecidos, outros métodos podem ser encontrados na literatura. Irretier (1999), por exemplo, apresenta a possibilidade teórica de identificar sistemas rotativos com matrizes variantes no tempo, enquanto o trabalho de Burrows et al. (1993) apresenta a determinação das FRFs do sistema rotativo, efetuando-se medidas frequência a frequência.

O sucesso na implementação dos métodos de identificação depende de diversos fatores, que vão desde a escolha dos atuadores (excitação) e sensores (medição) até o tipo de processamento final dos sinais, após as medições. Estes fatores, assim como os cuidados necessários, são amplamente detalhados para cada etapa do processo de identificação experimental nos trabalhos de Ewins (1984) e Maia e Silva (1997), sendo estas, portanto, boas referências introdutórias na área. Porém, diversos outros trabalhos podem ser encontrados na literatura, abordando problemas mais específicos.

O trabalho de Rogers e Ewins (1989) apresenta uma extensa discussão sobre os cuidados envolvidos na identificação modal de sistemas rotativos, enfocando vantagens e desvantagens de atuadores por impacto e eletromagnéticos, e os cuidados no uso de sensores de proximidade e nos procedimentos de medição. Outros cuidados na experimentação são ilustrados com exemplos no trabalho de Bigret (1986), no qual problemas de desalinhamento, irregularidades geométricas do eixo (defeitos de circularidade), e efeitos eletromagnéticos nos cabos dos sensores são analisados como origem de ruído nos sinais das medições.

O tipo de sinal de excitação a ser usado na identificação também é fator importante na qualidade dos resultados das medições. Nordmann (1982), por exemplo, discute os efeitos de uma excitação impulsiva, excitação senoidal frequência a frequência, e excitação por sinais de banda em frequência. White e Pinnington (1982) apresentam, de maneira bastante completa, um estudo sobre sinais *chirp* (sinal senoidal com frequência variável), discutindo-se suas principais vantagens e desvantagens. De modo geral, o sinal *chirp* tem a vantagem de apresentar um perfil bastante próximo de uma janela quadrada no domínio da frequência, porém com grandes oscilações (fenômeno de Gibbs) próximo às extremidades do intervalo de frequência (Oppenheim e Schaffer, 1999). Uma alternativa a este sinal foi proposta por Schroeder (1970), em que um sinal com menor fator de pico é descrito, porém com mesmas características de perfil quadrado no domínio da frequência.

Trabalhos abordando maneiras de se melhorar a qualidade dos resultados também podem ser encontrados (Ewins, 1993; Thomas e Nolan, 1994; Mitchell, 1994), os quais apontam para fatores como a garantia da repetibilidade das medições, a obtenção de um número suficiente de amostras e conseqüente aplicação de médias, e a escolha de um estimador de FRF apropriado.

Capítulo 3

Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU

Neste capítulo, as bancadas de testes contruídas na Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp e no Departamento de Mecânica, Energia e Construção da Universidade Técnica da Dinamarca (DTU) são apresentadas. Os sistemas hidráulicos destas bancadas, responsáveis pelo suprimento de óleo nas lubrificações convencional e ativa dos mancais, também são descritos. A instrumentação adotada nos ensaios experimentais de cada bancada de testes também é descrita, e os cuidados necessários na aquisição e processamento dos dados são analisados. No final, um resumo do procedimento experimental adotado nesta parte do trabalho em cada bancada de testes é apresentado.

3.1 Bancada de Testes da Unicamp

A bancada de testes da Unicamp, utilizada nesta parte do estudo, está ilustrada na Figura 3.1. Um motor elétrico trifásico de 3 CV (no.1 – Fig. 3.1), aciona o eixo através de um acoplamento tipo Kardan (Fig. 3.2). A frequência de rotação do motor pode ser controlada analógica ou digitalmente através de um conversor de frequência.

O rotor é suportado, em uma de suas extremidades, por um mancal de rolamento auto-compensador de esferas (no.2 – Fig. 3.1), o qual dá liberdade ao rotor de efetuar deslocamentos angulares. O material do eixo do rotor é aço 1045 e seu comprimento total é de 603 mm. O rotor é composto por uma seqüência de discos de aço 1020 (no.3 – Fig. 3.1), totalizando uma massa de 79,9 kg. As dimensões do rotor e as distâncias relativas entre seus componentes estão mostradas na Figura 3.3. Na outra extremidade, o rotor é suportado pelo mancal segmentado ativo em estudo (no.6 – Fig. 3.1).

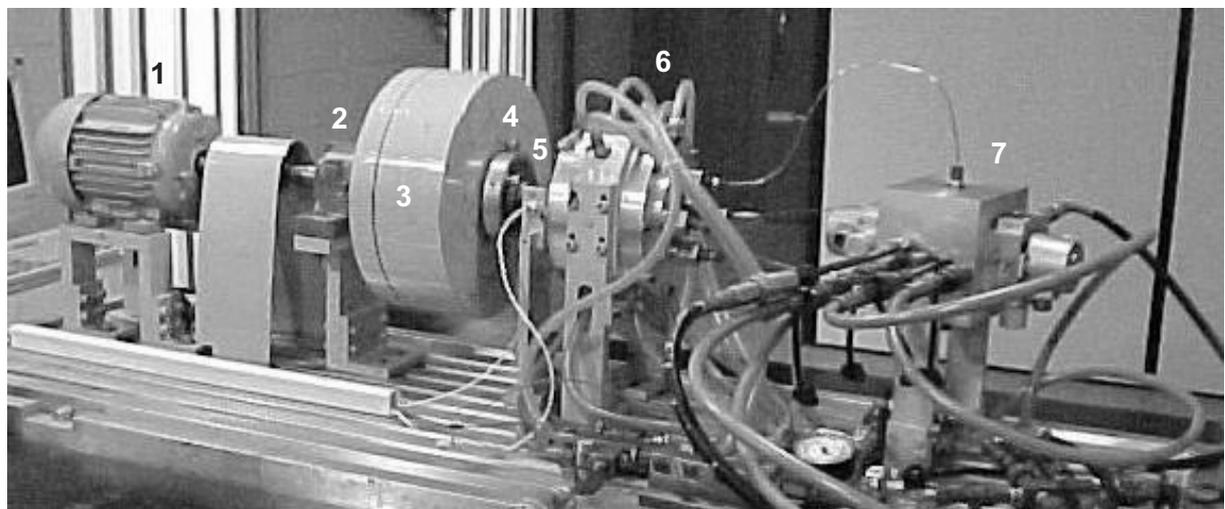
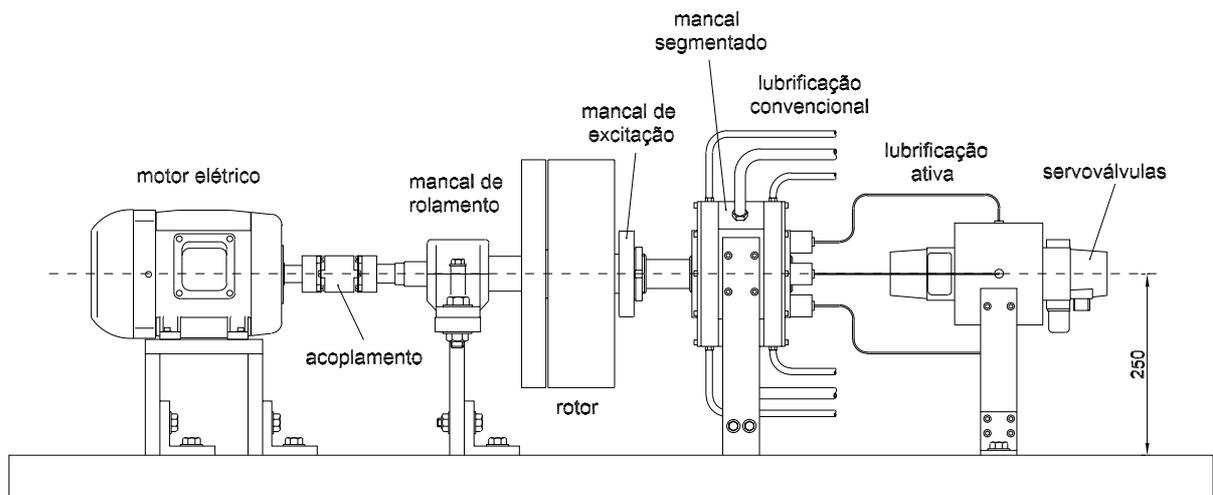


Figura 3.1: Bancada de testes da Unicamp: 1. motor elétrico; 2. mancal de rolamento; 3. rotor; 4. mancal de excitação; 5. sensores; 6. mancal segmentado; 7. bloco de distribuição das servoválvulas.

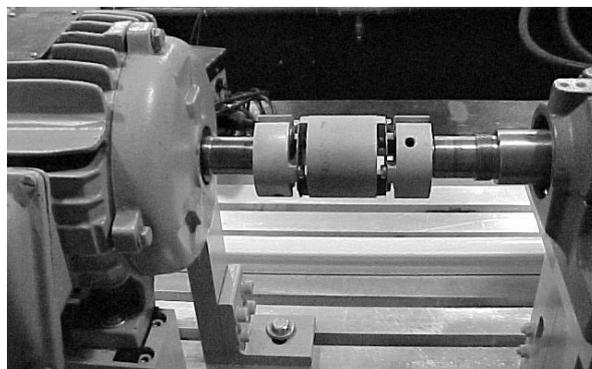


Figura 3.2: Acoplamento tipo Kardan entre o motor elétrico e o eixo.

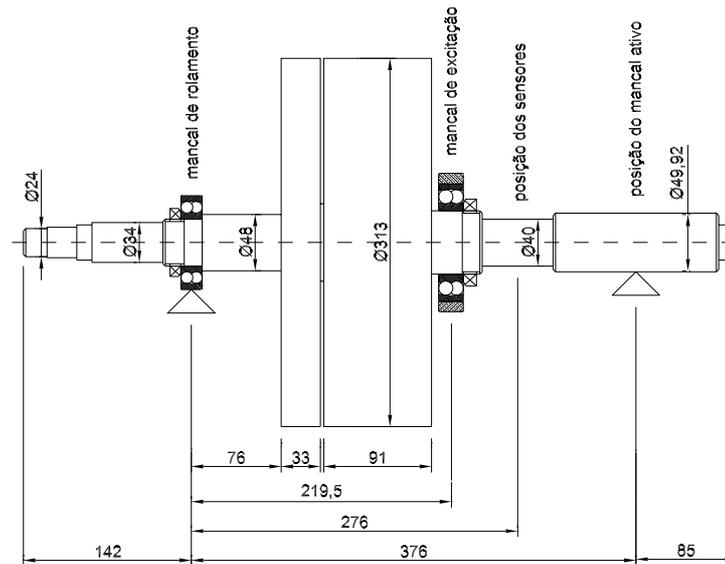


Figura 3.3: Dimensões do rotor e distâncias relativas entre componentes.

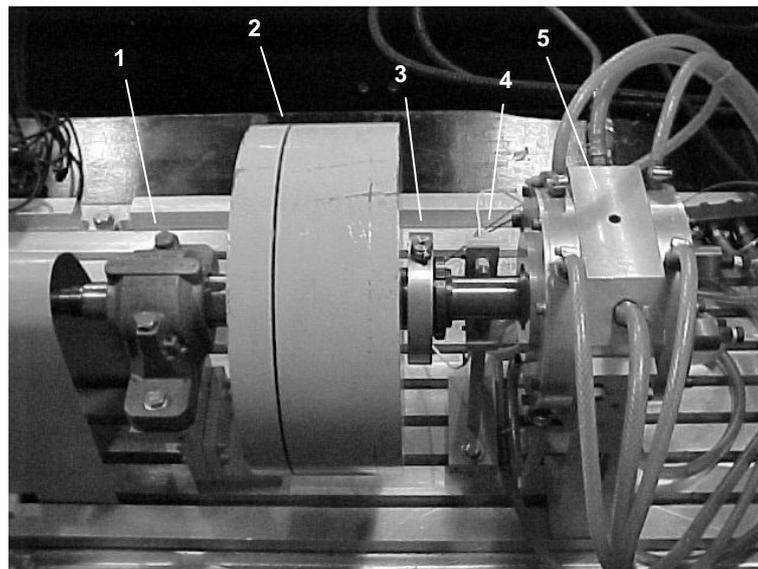


Figura 3.4: Vista do eixo: 1. mancal de rolamento; 2. discos do eixo; 3. mancal de excitação com o transdutor de força acoplado; 4. sensores de proximidade; 5. mancal segmentado ativo.

Entre os discos do rotor e o mancal segmentado, estão o mancal de excitação e os sensores (nos.3 e 4, respectivamente – Fig. 3.4). O mancal de excitação é um mancal de rolamento auto-compensador de esferas, no qual um atuador eletrodinâmico é acoplado para excitar o sistema rotor-mancal segmentado. Por se tratar de um sistema rotativo, necessita-se deste tipo de dispositivo para que a excitação do sistema possa ser feita sem que o movimento de rotação do rotor seja restringido. Devido ao fato do mancal de excitação ser auto-compensador, a força de atuação pode ser exercida

sobre o eixo sem que este cause um momento na haste do atuador. O transdutor de força também é acoplado ao mancal de excitação, conforme ilustrado na Figura 3.4.

O mancal segmentado ativo em estudo é composto por quatro sapatas em uma disposição de carregamento sobre sapata (*load-on-pad*), como pode ser visto na Figura 3.5. O mecanismo de atuação deste mancal ativo é baseado na injeção de óleo pressurizado na folga radial do mancal, de forma a alterar a distribuição de pressões hidrodinâmicas. Esta injeção é feita acoplando-se os dutos de saída das servoválvulas às sapatas através dos bicos de injeção (Figuras 3.5). O óleo pressurizado proveniente das servoválvulas passa pelo bico de injeção e chega à câmara interna das sapatas, a qual tem comunicação com a folga radial através de orifícios usinados na superfície da sapata. Assim, através destes orifícios, o óleo pressurizado é injetado na folga radial (Figura 3.6). Esta lubrificação é denominada *ativa* neste trabalho. Os bicos de injeção, além de conduzirem o óleo pressurizado às sapatas, servem também de pivô para o deslocamento angular das mesmas. O mancal segmentado também tem um suprimento de óleo para a formação da película na interface eixo-sapata. Este suprimento de óleo, aqui denominado lubrificação *convencional*, é feita por dutos posicionados no espaço entre sapatas (Fig. 3.5). Um resumo das dimensões de projeto do sistema rotor-mancal segmentado é mostrado na Tabela 3.1.

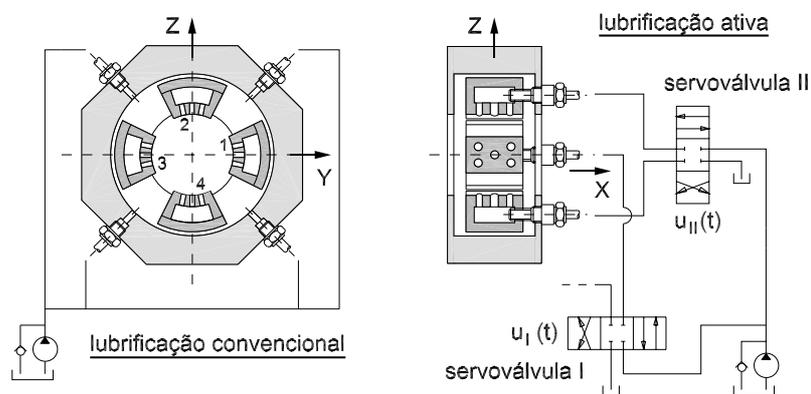


Figura 3.5: Configuração interna do mancal segmentado ativo da Unicamp – Disposição das sapatas e sistemas de lubrificação convencional e ativo.

Tabela 3.1: Dimensões e tolerâncias de projeto do sistema rotor-mancal segmentado da Unicamp.

raio do rotor na posição do mancal	R_r	(mm)	24,96	$\pm 0,005$
raio das sapatas	R_s	(mm)	26,0	$\pm 0,1$
folga radial nominal	h_N	(μm)	170	± 30
distância do pivot à superfície da sapata	Δ_s	(mm)	19,5	
ângulo de abrangência das sapatas	α_s	($^\circ$)	60	
largura das sapatas	W_s	(mm)	40,0	

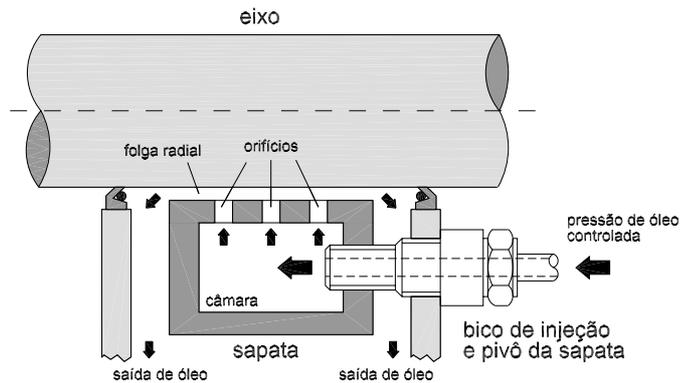


Figura 3.6: Desenho esquemático da montagem de uma das sapatas no interior do mancal da Unicamp.

3.1.1 Sistema Hidráulico

O diagrama do sistema hidráulico que supre óleo para a bancada de testes da Unicamp é mostrado na Figura 3.7. O sistema hidráulico é composto por dois sub-sistemas de suprimento, sendo um de baixa pressão e o outro de alta pressão.

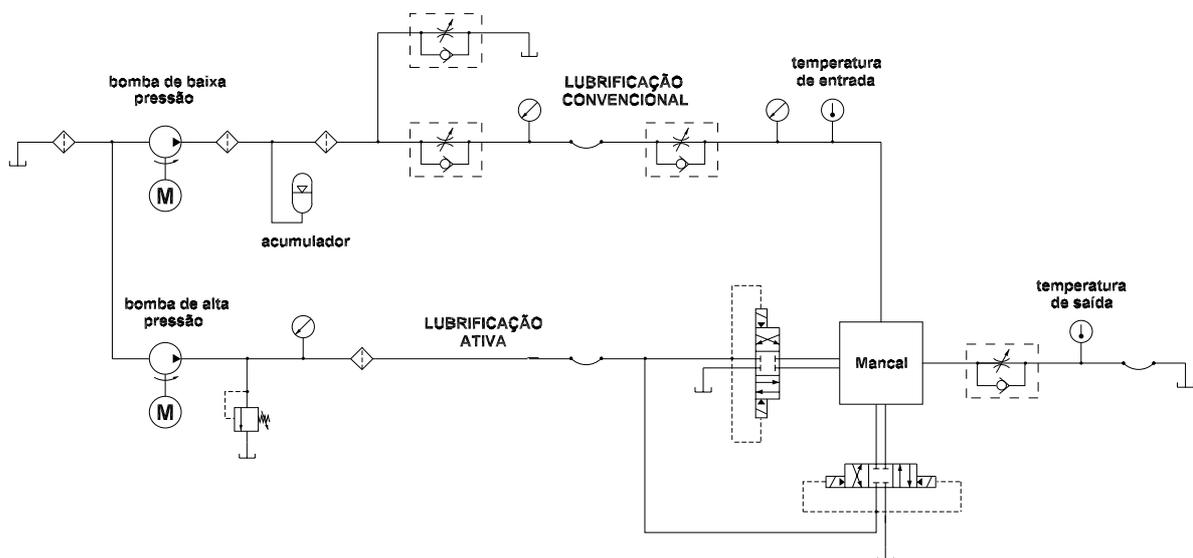


Figura 3.7: Diagrama esquemático do sistema hidráulico de suprimento de óleo para o mancal segmentado ativo da Unicamp.

O sub-sistema de alta pressão é responsável pela geração da pressão de trabalho das servoválvulas e da pressão piloto para controle dos respectivos carretéis. O motor e a bomba de engrenagem deste sub-sistema suprem a linha com uma pressão de até 10 MPa (100 bar). As servoválvulas utilizadas na bancada da Unicamp são servoválvulas MOOG mod.D765, cujos carretéis

são comandados por solenóide e controlados por pressão piloto externa (vide Apêndice A.5).

O sub-sistema de baixa pressão é responsável pelo suprimento de óleo para o mancal. O motor e a bomba de palhetas deste sub-sistema suprem a linha com uma pressão de até 2 MPa (20 bar). Este sub-sistema é responsável pela lubrificação convencional do mancal, suprindo óleo para a formação do filme de óleo entre o rotor e as sapatas. Válvulas reguladoras de fluxo posicionadas na entrada e na saída (retorno) do mancal permitem o controle da pressão interna do sistema.

Nas conexões de entrada e saída do mancal (lubrificação convencional) são montadas sondas de temperatura. Termopares com calibração tipo T (cobre-constantan), cuja faixa de operação está entre -233 e 400°C , são usados para a medição das temperaturas de entrada e saída do óleo no mancal. Os sinais dos termopares são eletronicamente convertidos para graus Celsius através de um termômetro digital de bancada, o qual possui junta interna de referência.

Ambos sub-sistemas de alta e baixa pressão possuem válvulas de segurança, sendo a do sistema de alta pressão uma válvula de segurança diretamente operada. O óleo do sistema hidráulico da bancada de testes da Unicamp é o ISO VG32, cuja curva de viscosidade é apresentada no Apêndice B.1.

3.2 Bancada de Testes da DTU

A bancada de testes da DTU, utilizada neste estudo, está ilustrada na Figura 3.8. O eixo desta bancada (no.4 – Fig. 3.8) é suportado, em uma de suas extremidades, por um mancal de rolamento auto-compensador de esferas (no.5 – Fig. 3.8), o qual dá liberdade ao eixo de efetuar deslocamentos angulares. Na outra extremidade, o eixo é suportado pelo mancal segmentado ativo (no.2 – Fig. 3.8). O material do eixo é aço 1060, seu comprimento total é de 1150 mm , e sua massa é de $50,3\text{ kg}$. As dimensões do eixo e as distâncias relativas entre os componentes da bancada estão mostradas na Figura 3.10.

Um motor elétrico trifásico de $0,5\text{ CV}$ (no.1 – Fig. 3.9), aciona o eixo através de um sistema polia-correia (no.2 – Fig. 3.9). A polia é acoplada a um eixo de transmissão (no.3 – Fig. 3.9), o qual está conectado ao eixo (no.5 – Fig. 3.9) através de um acoplamento tipo Kardan (no.4 – Fig. 3.9). A frequência de rotação do motor pode ser controlada através de um conversor de frequência.

Na extremidade do eixo está posicionado o mancal de excitação (no.1 – Fig. 3.8). O mancal de excitação é um mancal de rolamento no qual um atuador eletrodinâmico é acoplado para excitar

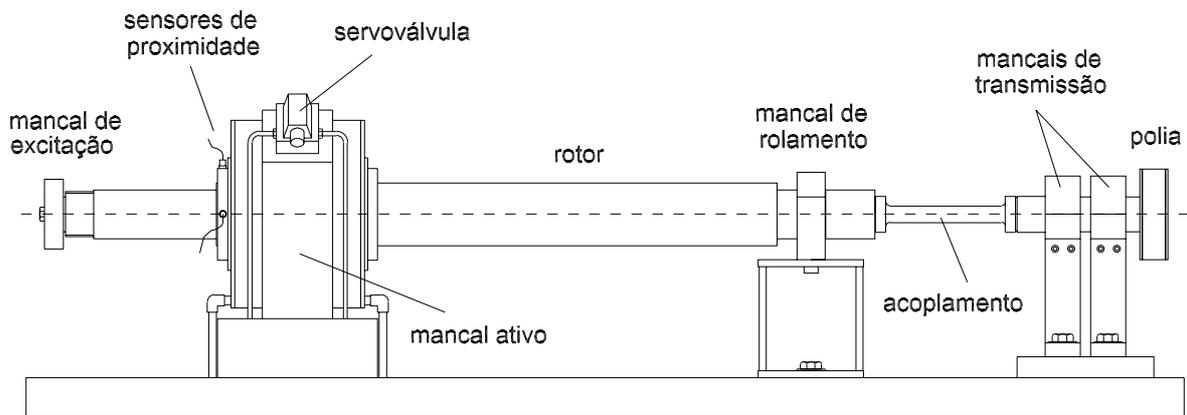


Figura 3.8: Bancada de testes da DTU: 1. mancal de excitação; 2. mancal segmentado ativo; 3. servoválvulas; 4. eixo; 5. mancal de rolamento.

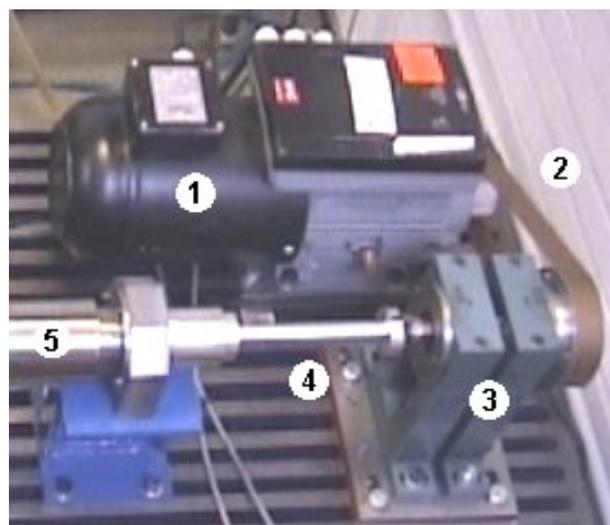


Figura 3.9: Sistema de transmissão do eixo: 1. motor elétrico; 2. correia/polia; 3. eixo de transmissão; 4. acoplamento tipo Kardan; 5. eixo.

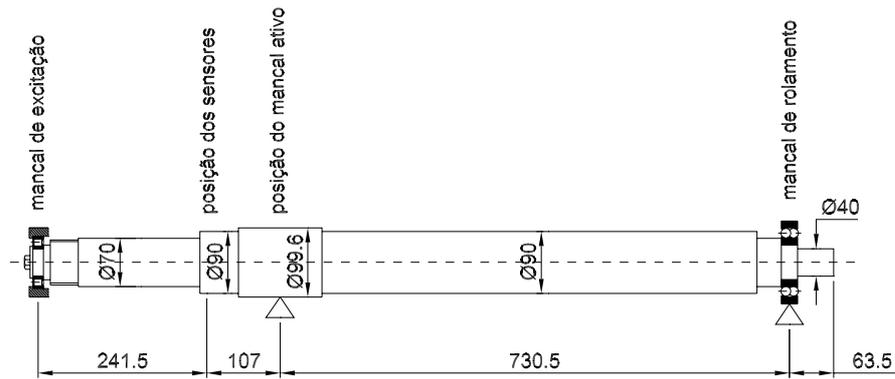


Figura 3.10: Dimensões do eixo e distâncias relativas entre componentes.

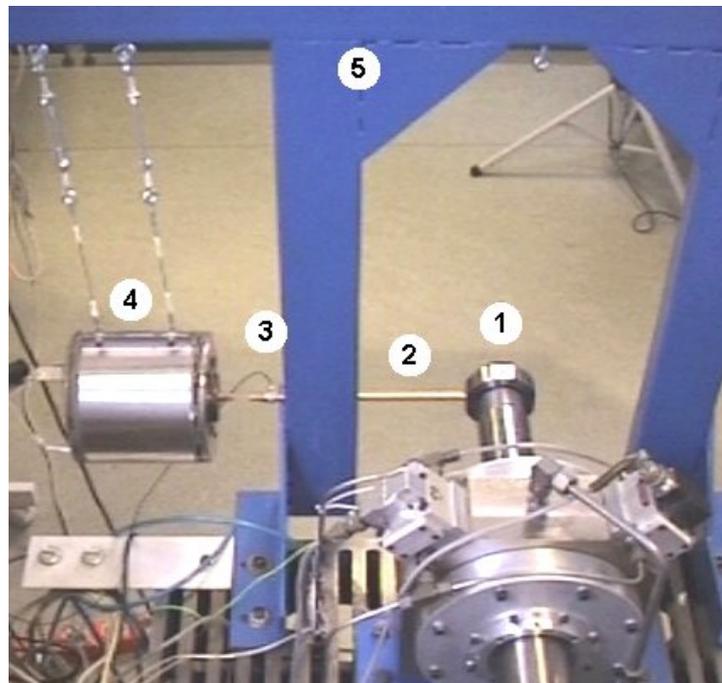


Figura 3.11: Sistema de excitação: **1.** mancal de excitação; **2.** haste; **3.** transdutor de força; **4.** atuador eletrodinâmico; **5.** suporte.

o sistema rotor-mancal segmentado. Por se tratar de um sistema rotativo, necessita-se deste tipo de dispositivo para que a excitação do sistema possa ser feita sem que o movimento de rotação do eixo seja restringido. O transdutor de força é acoplado ao mancal de excitação, através de uma haste, conforme ilustrado na Figura 3.11, onde também se vê o atuador eletrodinâmico acoplado ao transdutor de força.

O mancal segmentado ativo da DTU é composto por quatro sapatas em uma disposição de

carregamento entre sapatas (*load-between-pad*), como pode ser visto na Figura 3.12. O mecanismo de atuação deste mancal ativo também é baseado na injeção de óleo pressurizado na folga radial do mancal, de forma a alterar a distribuição de pressões hidrodinâmicas. Entretanto, esta injeção de óleo não é feita através de bicos de injeção e câmaras nas sapatas, como no mancal da Unicamp. Neste caso, as servoválvulas são montadas diretamente na caixa do mancal ativo e, através de dutos internos, o óleo pressurizado oriundo das portas das servoválvulas é dirigido para as sapatas (Fig. 3.12). Nas sapatas, o óleo pressurizado atinge a folga radial do mancal através de um único orifício, após passar por um restritor (Fig. 3.13). O mancal segmentado também tem um suprimento de óleo para a formação do filme de óleo na interface eixo-sapata. Este suprimento de óleo é feito por dutos posicionados no espaço entre sapatas (Fig. 3.12).

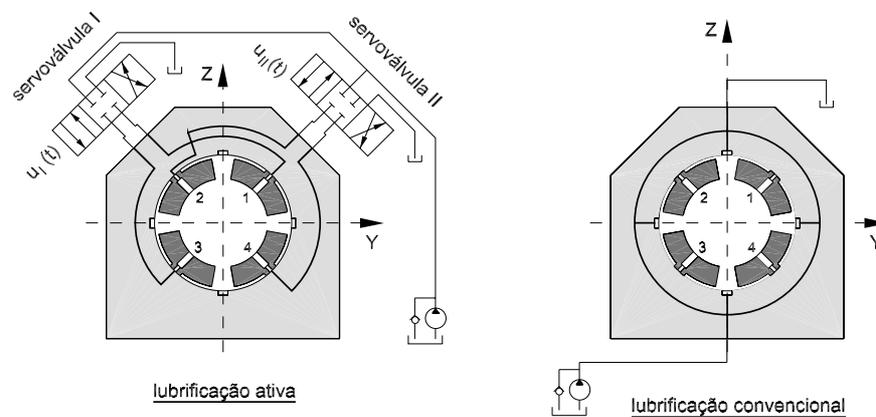


Figura 3.12: Configuração interna do mancal segmentado ativo da DTU - Disposição das sapatas e sistemas de lubrificação convencional e ativo.

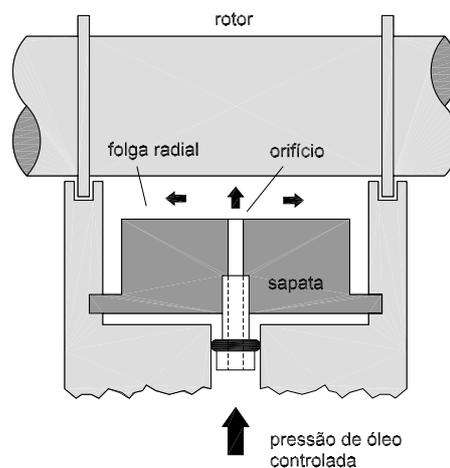


Figura 3.13: Desenho esquemático da montagem de uma das sapatas no interior do mancal da DTU.

Um resumo das dimensões do sistema rotor-mancal segmentado construído na DTU é mostrado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Dimensões e tolerâncias de projeto do sistema rotor-mancal segmentado da DTU.

raio do rotor na posição do mancal	R_r	(mm)	49,80	$\pm 0,005$
raio das sapatas	R_s	(mm)	50,0	$\pm 0,1$
folga radial	h_N	(μm)	110,0	± 20
distância do pivot à superfície da sapata	Δs	(mm)	17,0	
ângulo de abrangência das sapatas	α_s	($^\circ$)	69,26	
comprimento das sapatas	W_s	(mm)	100,0	

3.2.1 Sistema Hidráulico

O diagrama do sistema hidráulico que supre óleo para a bancada de testes da DTU é mostrado na Figura 3.14. O sistema hidráulico é composto por dois sub-sistemas de suprimento, sendo um de baixa pressão e o outro de alta pressão.

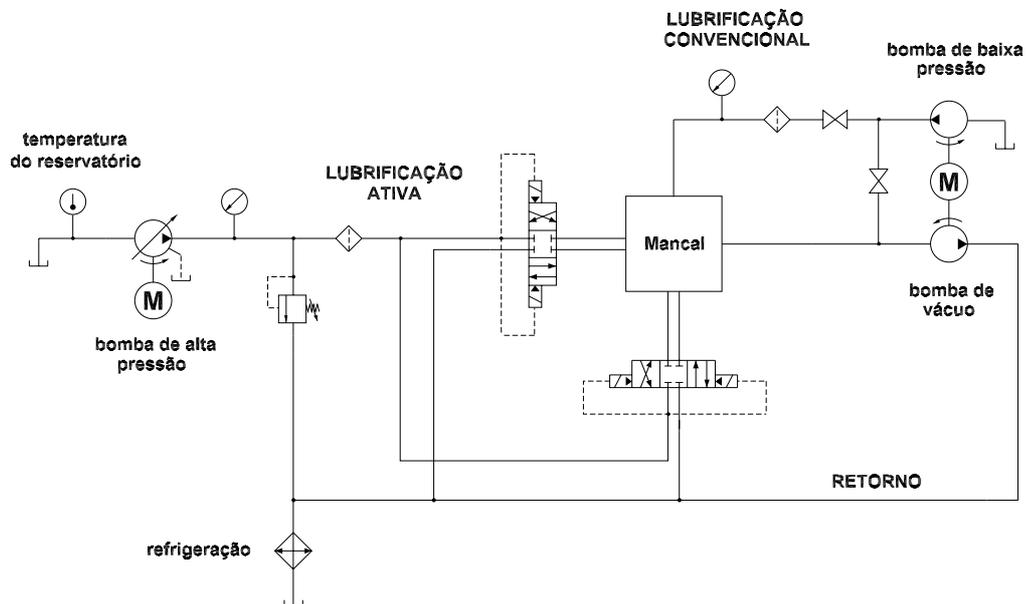


Figura 3.14: Diagrama esquemático do sistema hidráulico de suprimento de óleo para o mancal segmentado ativo da DTU.

O sub-sistema de alta pressão é responsável pela geração da pressão a ser utilizada na lubrificação ativa. O motor e a bomba de engrenagem deste sub-sistema podem suprir a linha com

uma pressão de até 15 MPa (150 bar), sendo esta pressão controlada na bomba. As servoválvulas utilizadas no mancal ativo são servoválvulas MOOG mod.E760-912 (vide Apêndice A.5), cujos carretéis são comandados por solenóide e controlados por pressão piloto interna, tomada da mesma linha de suprimento.

O sub-sistema de baixa pressão é responsável pelo suprimento e circulação de óleo para a lubrificação convencional do mancal. O motor e a bomba de palhetas deste sub-sistema suprem a linha com uma pressão constante de 0,2 MPa (2 bar). O mesmo sub-sistema possui uma bomba de vácuo para facilitar a circulação do óleo no interior do mancal e consecutivo retorno ao reservatório.

Na linha de retorno ao reservatório, a qual é a mesma para ambos sub-sistemas, há um sistema de refrigeração operado pela bomba de alta pressão. A temperatura do óleo no reservatório é obtida através de um termômetro de bulbo ali presente. O óleo do sistema hidráulico da bancada de testes da DTU é o ISO VG22, cuja curva de viscosidade é apresentada no Apêndice B.1.

3.3 Instrumentação, Aquisição e Processamento dos Sinais

Os ensaios experimentais deste trabalho baseiam-se na obtenção de Funções de Resposta em Freqüência (FRF) das bancadas de testes da Unicamp e da DTU, para os casos estático (rotor parado e sistema de controle desligado), dinâmico passivo (rotor girando e sistema de controle desligado) e dinâmico ativo (rotor girando e sistema de controle ligado). Estes ensaios envolvem a utilização de um atuador para se excitar o sistema e de sensores para se medir o comportamento do sistema sujeito a estas excitações.

Neste trabalho, utiliza-se um atuador eletrodinâmico para se excitar o sistema. A principal desvantagem de se usar um atuador eletrodinâmico é o fato do sistema em estudo poder ter suas características alteradas pelo acoplamento do atuador ao sistema (Rogers e Ewins, 1989). Além disso, no caso de um sistema rotativo, deve-se usar um dispositivo adicional para que o atuador não restrinja os movimentos angulares e de rotação do eixo. Este dispositivo também não pode ter freqüências de ressonância na faixa de estudo e deve acompanhar os movimentos do eixo (Rogers e Ewins, 1989). Neste caso, escolheu-se um mancal de rolamento auto-compensador como dispositivo de conexão entre o atuador e o eixo. A grande vantagem de se usarem atuadores eletrodinâmicos é a possibilidade de controle do sinal de excitação (entrada), além da direção de aplicação da força, razões pelas quais uma excitação por impacto (martelo), por exemplo, não foi adotada neste trabalho.

Para que o atuador possa excitar o sistema em uma faixa de freqüências desejada, deve-se

escolher o tipo de sinal elétrico adequado. Na literatura, vários tipos de sinais de excitação podem ser encontrados, sendo os sinais *stepped-sine*, *chirp* e aleatórios os mais usados com atuadores eletrodinâmicos para obter a resposta do sistema em uma determinada faixa de frequências (Ewins, 1984).

O sinal de excitação *stepped-sine* é sem dúvida o que resulta em respostas mais precisas em amplitude, pois se excita cada frequência separadamente através de um seno simples e a resposta do sistema é analisada após o transiente. A desvantagem deste método é o longo tempo dispendido na coleta dos dados de cada frequência para montar uma FRF completa, pois quanto maior a definição em frequência da FRF, maior será o número de ensaios a serem efetuados (Ewins, 1984; Maia e Silva, 1997).

Os sinais aleatórios têm a vantagem de excitar diferentes frequências do sistema em um mesmo ensaio, devido ao seu espectro em frequência ser aproximadamente constante na faixa de frequências de estudo. Apesar do tratamento do sinal para a obtenção da FRF requerer o uso de técnicas estatísticas, trata-se de um método bastante estabelecido e difundido na literatura, pois a obtenção da FRF torna-se bem mais rápida em relação ao método *stepped-sine*. A geração de um sinal aleatório pode ser feita através de geradores de sinal analógicos, cujos modelos de mercado são bastante confiáveis. O maior cuidado que se deve ter no uso de sinais de excitação aleatórios é a obrigatória obtenção de diversas FRFs para se efetuar uma média. Devido à natureza não-determinística dos sinais, as variações entre diversas FRFs obtidas para uma mesma análise experimental podem ser reduzidas efetuando-se médias entre elas no domínio da frequência (Maia e Silva, 1997).

O método de excitação utilizado neste trabalho é o *chirp* periódico, o qual envolve o uso de um seno cuja frequência varia ao longo da faixa de interesse, e é repetido diversas vezes. Apesar de ser, assim como o sinal aleatório, um método mais rápido e prático do que o *stepped-sine*, deve-se assegurar que a variação da frequência é lenta o suficiente para que o sistema atinja a condição de regime e as medições não apresentem distorções, como por exemplo um aumento de amortecimento ou um erro na frequência de ressonância (Ewins, 1984). Segundo Ewins (1984), uma maneira de se verificar a eficiência do sinal *chirp* é efetuar dois ensaios, sendo um com a frequência aumentando do valor mínimo até o valor máximo e outro com a frequência diminuindo do valor máximo ao valor mínimo. Caso as FRFs resultantes sejam as mesmas, a taxa de variação da frequência está adequada.

O trabalho de White e Pinnington (1982) apresenta um estudo bastante detalhado sobre este tipo de sinal de excitação, sendo que as principais observações no uso do sinal *chirp* são:

- quanto maior a taxa de variação da frequência do sinal, menor a amplitude do espectro;

- deve haver um intervalo entre sinais sucessivos para que a resposta estrutural decaia suficientemente (uma queda de 40 *dB* faz com que o erro na estimativa do amortecimento seja menor do que 10%; queda de 50 *dB* para que erro seja menor do que 5%);
- deve-se usar filtro passa-baixa com frequência de corte igual à máxima frequência do sinal;
- tomar cuidado com o nível DC residual do sinal;
- taxa de amostragem do sinal:
 - 4× a frequência máxima do sinal → desejável
 - 3× a frequência máxima do sinal → suficiente
 - 2× a frequência máxima do sinal → pobre, mas aceitável (maiores erros no final do espectro)
- por ser sinal determinístico, erro por ruído pode ser reduzido efetuando-se média dos sinais no domínio do tempo (efetuar 100 médias implica em um aumento de 20 *dB* na razão sinal/ruído).

Uma desvantagem do sinal *chirp* é o fato de seu espectro de frequência não ser perfeitamente constante na faixa de frequências desejadas, principalmente nas extremidades do espectro. Nestas regiões, o sinal apresenta alto fator de pico e o espectro varia fortemente com a frequência (Fig. 3.15). Com isto, a FRF pode apresentar oscilações nas extremidades da faixa de frequências de estudo, conforme ilustrado na Figura 3.15. O sinal *chirp* ilustrado na Figura 3.15(a) foi construído com o auxílio da rotina `chirp` do aplicativo MATLAB[®]. Uma solução para este problema foi apresentada por Schroeder (1970), sendo que o autor descreve a construção de um sinal *chirp* cujo espectro em frequência apresenta fator de pico reduzido.

Uma vez efetuada a excitação, resta a aquisição da respectiva resposta do sistema. Para isto, transdutores de deslocamento, velocidade ou aceleração podem ser utilizados. Neste trabalho, transdutores de aceleração (acelerômetros) são usados para a identificação das frequências naturais estruturais da bancada (ensaio estático). Como esta identificação é feita com o eixo parado (velocidade de rotação nula), o acelerômetro pode ser conectado diretamente no eixo, com o uso de cera ou base magnética. No caso dos ensaios com o eixo em movimento (ensaios dinâmicos), nos quais o objetivo é identificar as frequências de ressonância do conjunto mancal-rotor, não há a possibilidade de se usar acelerômetros caso os pontos de interesse para medição localizem-se no rotor. Sendo assim, sensores de proximidade indutivos são utilizados, pois estes trabalham sem a necessidade de contato direto com o eixo.

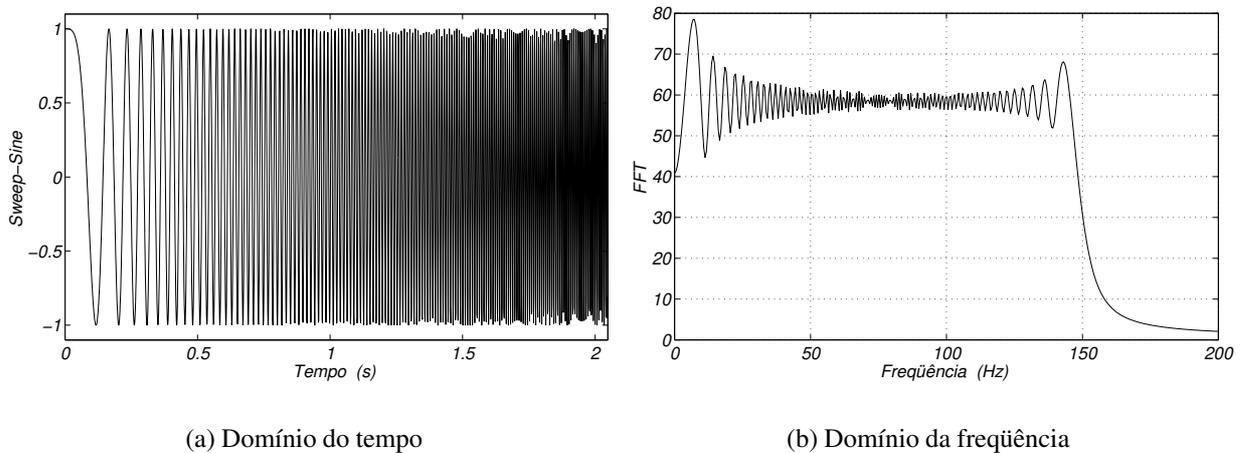


Figura 3.15: Sinal *chirp* nos domínios do tempo e da frequência – Período de 2,048 s, taxa de amostragem de 1 kHz, frequência máxima de 150 Hz.

A escolha do acelerômetro se faz pela sua sensibilidade. Em geral, quanto maior for a sensibilidade do transdutor, melhor será a qualidade das medições (Ewins, 1984). Entretanto, quanto maior for a sensibilidade, maior e mais pesado será o sensor, interferindo assim na massa da estrutura, e também menor será a sua frequência natural, reduzindo portanto a máxima frequência de trabalho. Desta forma, trata-se de uma relação de compromisso entre o aumento da precisão das medições e a redução da influência do sensor da estrutura (Ewins, 1984). Considerando-se as elevadas massas e baixas frequências naturais das bancadas de testes em questão, os acelerômetros mais pesados e com maior sensibilidade podem ser utilizados neste trabalho.

Os sensores de proximidade são os transdutores de deslocamento mais usados em sistemas rotativos devido à possibilidade de medição sem contato direto com o eixo. Estes sensores permitem obter tanto o deslocamento absoluto do eixo como o deslocamento relativo (Rogers e Ewins, 1989). Porém, a medição de deslocamentos em alta frequência pode acarretar erros de velocidade (*rate error*) no sinal adquirido, os quais podem ser reduzidos pelo aumento da frequência elétrica de suprimento do sensor (Silva, 1989).

Assim que os dados de entrada (força) e saída (deslocamento, velocidade ou aceleração) são obtidos, resta o processamento destes sinais para a obtenção das FRFs. Inicialmente, utiliza-se um filtro passa-baixa analógico, com frequência de corte na máxima frequência da faixa de interesse, para eliminar efeitos de *aliasing* (filtro anti-*aliasing*). Em seguida, cada sinal é multiplicado pela respectiva sensibilidade do sensor que o originou. A FRFs são obtidas a partir dos estimadores H_1 e H_2 , os quais são calculados através de analisadores de sinal comerciais. Nos analisadores, os dados são coletados e sofrem janelamento. Após isto, as amostras são superpostas durante a análise

(*overlap*) para melhorar a qualidade dos resultados nas extremidades do espectro de frequências.

A qualidade das medições pode ser avaliada através da função de coerência entre os sinais de entrada e saída, a qual também é calculada pelos analisadores. A presença de ruído nos sinais de entrada influencia os resultados do estimador H_1 , enquanto a presença de ruído nos sinais de saída influencia os resultados do estimador H_2 . Outros fatores que podem levar a uma baixa coerência entre os sinais de entrada e de saída são a presença de excitações externas além da excitação proveniente do sinal de entrada; a baixa resolução em frequência das FRFs (*bias-error*); e uma eventual não-linearidade do sistema (Ewins, 1984; Maia e Silva, 1997). Uma análise das vantagens e desvantagens dos estimadores H_1 e H_2 pode ser encontrada no trabalho de Mitchell (1994), no qual um terceiro estimador H^c também é descrito.

3.3.1 Procedimento Experimental

Na bancada de testes da Unicamp, a excitação experimental do sistema é feita através de um atuador eletrodinâmico B&K mod.4808, cuja força de excitação é medida através de uma célula de carga B&K mod.8200. As características operacionais destes equipamentos são apresentadas nos Apêndices A.1 e A.2. Na bancada de testes da DTU, a excitação experimental do sistema, para a obtenção das FRFs, é feita através de um atuador eletrodinâmico MB PM50, cuja força de excitação é medida através de uma célula de carga (transdutor de força) B&K mod.8200 (vide Figura 3.11 e características operacionais no Apêndice A).

Para se excitar o sistema na faixa de frequências de interesse, utiliza-se um sinal *chirp* oriundo de um gerador de sinais conectado ao amplificador de potência do atuador eletrodinâmico (Fig. 3.16). Na bancada de testes da Unicamp, os sinais de resposta do sistema nos ensaios estáticos (rotação do rotor nula) são medidos através de um acelerômetro B&K mod.4332, cujas características técnicas são apresentadas no Apêndice A.3. Os sinais de resposta do sistema nos ensaios dinâmicos (rotação do rotor não nula) são medidos através de sensores de proximidade indutivos Dornier IWA, cujas curvas de calibração são apresentadas no Apêndice A.4. Estes sensores são posicionados na bancada de testes através de um suporte independente, fixado na base da bancada. Na bancada da DTU, os sinais de resposta do sistema são medidos através de acelerômetros B&K mod.4370 (vide Apêndice A.3), seja para os ensaios estáticos, seja para os ensaios dinâmicos. A disposição da instrumentação utilizada nos ensaios experimentais está ilustrada na Figura 3.16.

Os sinais elétricos oriundos dos sensores são amplificados através de condicionadores de sinal apropriados para cada tipo de sinal (força, deslocamento ou aceleração). Após a amplificação, os sinais são filtrados analogicamente (filtro anti-*aliasing*) e enviados para o analisador de sinais. No

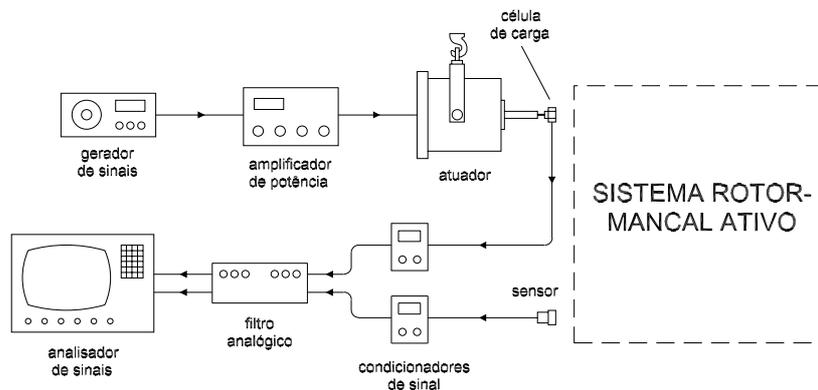


Figura 3.16: Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais das bancadas da Unicamp e da DTU.

caso da bancada da Unicamp, trata-se de um analisador Scientific Atlanta SD380, enquanto na bancada da DTU é um analisador B&K mod.2032. No analisador, os sinais são convertidos para unidades de trabalho (newton, metro, etc), e todas as análises descritas anteriormente são efetuadas: janelamento, *overlap*, cálculo dos estimadores H_1 e H_2 , coerência, e efetuação de médias de várias amostras.

De maneira geral, o procedimento experimental adotado nas bancadas de testes da Unicamp e da DTU é dado por:

- montagem do aparato experimental, com a fixação do atuador e posicionamento dos sensores nos pontos de interesse;
- acionamento do sistema hidráulico e regulação das pressões de suprimento do mancal (lubrificação convencional) e das servoválvulas (lubrificação ativa);
- acionamento do motor elétrico e regulação da frequência de rotação através do conversor de frequência;
- no caso do ensaio dinâmico ativo, acionamento do sistema de controle (descrito detalhadamente no Capítulo 7);
- aplicação do sinal de excitação no atuador eletrodinâmico a partir do gerador de sinais;
- aquisição e processamento dos dados de força e aceleração, através dos condicionadores de sinal e do analisador de sinais (obtenção dos estimadores H_1 e H_2 e da coerência aplicando-se janelamento *hanning*, *overlap* de 75% e efetuando-se médias sucessivas);

- na bancada da Unicamp, aquisição das temperaturas de entrada e saída do óleo no mancal, através do termômetro digital e termopares; na bancada da DTU, medição da temperatura média do óleo no reservatório;
- montagem dos gráficos.

Capítulo 4

Identificação Experimental das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU

Neste capítulo, as características das bancadas de testes da Unicamp e da DTU são identificadas experimentalmente, usando-se o procedimento experimental descrito no capítulo anterior. Inicialmente, uma análise das frequências naturais estruturais das bancadas é efetuada (rotação nula) e, em seguida, as frequências de ressonância do sistema rotor-mancal são determinadas para o caso passivo (rotação não nula e controle desligado). Isto é feito através da análise da Função de Resposta em Frequência (FRF) do sistema nas direções horizontal e vertical, para diferentes velocidades de rotação do rotor.

4.1 Bancada de Testes da Unicamp

4.1.1 Ensaio Estático

O ensaio estático da bancada de testes (rotor parado) tem por objetivo investigar as frequências naturais estruturais da mesma. Para tanto, os seguintes componentes da bancada de testes da Unicamp são testados:

1. suporte do motor elétrico (direção horizontal)
2. eixo (direção horizontal)
3. suporte do mancal segmentado (direção horizontal)
4. suporte do mancal de rolamento (direção horizontal)
5. eixo (direção vertical)
6. suporte dos sensores de proximidade (direção horizontal)

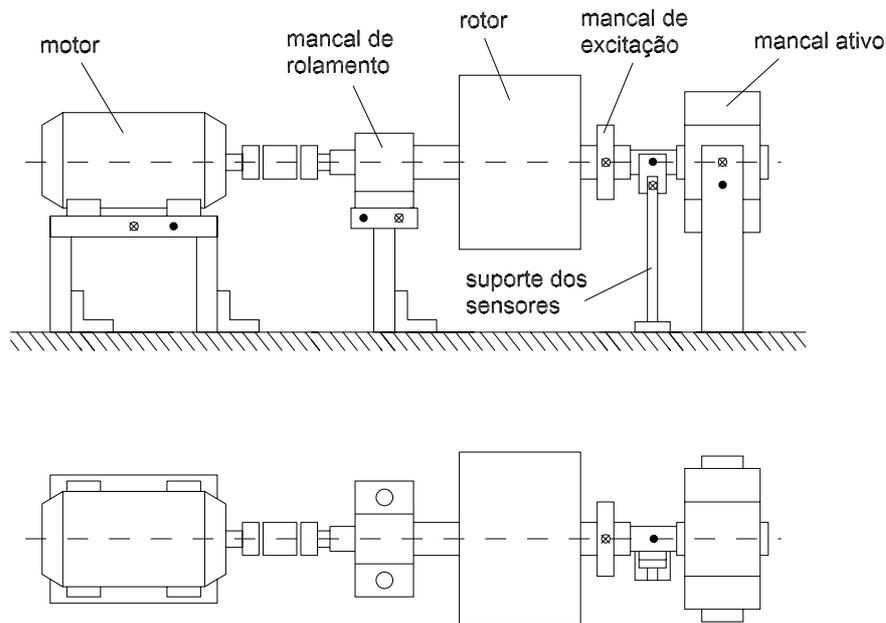


Figura 4.1: Pontos de excitação (⊗) e medição (●) adotados no ensaio estático da bancada de testes da Unicamp.

Os pontos de excitação e medição adotados neste ensaio são mostrados na Figura 4.1.

Nos testes de cada componente, a célula de carga é fixada através de rosca e o atuador é acoplado na célula de carga também através de rosca. O atuador é suspenso por uma grua de forma a diminuir a transmissibilidade do suporte do sistema de excitação. A medição da resposta é feita por acelerômetro fixado com cera no ponto de interesse. O sinal de excitação utilizado nos testes é o *chirp* de período de 2,0 s e frequência de corte de até 500 Hz, dependendo da faixa em que as frequências naturais de cada componente aparecem. A taxa de aquisição adotada é de 1 kHz. No processamento dos sinais, usa-se a janela *hanning* e uma superposição de 75% dos pontos da amostra, tomando-se a média de 20 amostras.

O suporte do motor apresenta uma primeira frequência natural em 127 Hz, como se pode ver na Figura 4.2. Neste teste, excitou-se a parte superior do suporte do motor, na direção horizontal, e o acelerômetro foi posicionado também na parte superior do suporte.

Excitando-se o eixo a partir do mancal de rolamento de excitação e medindo-se na posição em que os sensores de proximidade serão utilizados no ensaio dinâmico, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.3. Nesta figura, duas frequências naturais podem ser observadas em 49 e 83 Hz, sendo a de 49 Hz a frequência mais pronunciada. Observando-se a Figura 4.4 (teste do suporte do mancal segmentado), nota-se que estas mesmas frequências aparecem, porém com a de

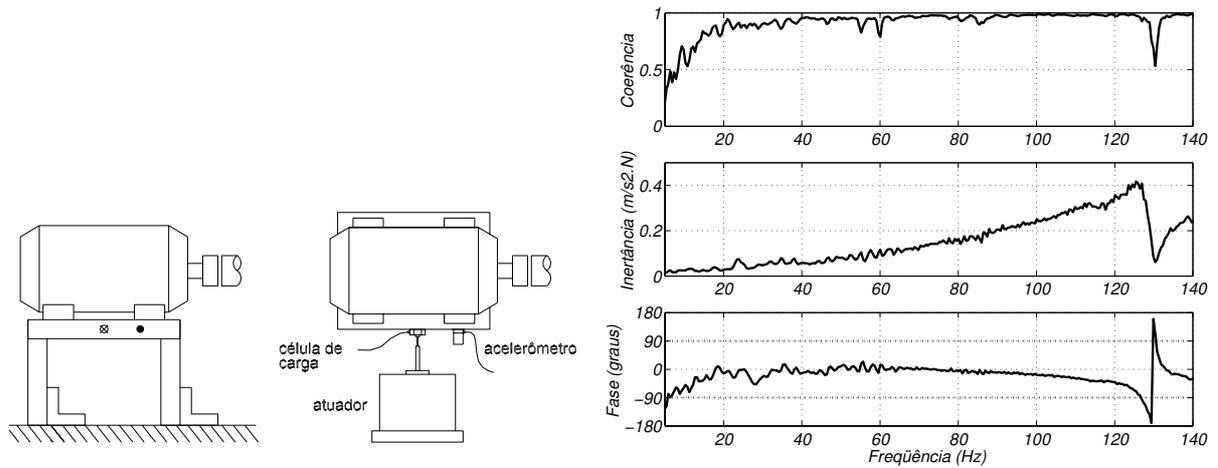


Figura 4.2: FRF experimental do suporte do motor na direção horizontal (estimador H_1): \otimes - excitação, \bullet - medição.

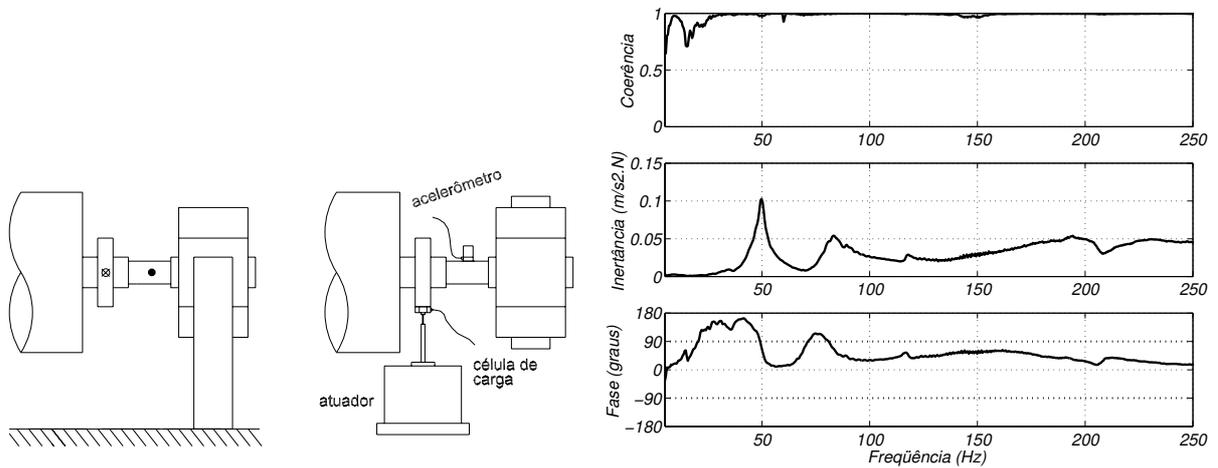


Figura 4.3: FRF experimental do eixo na direção horizontal (estimador H_1): \otimes - excitação através do mancal de rolamento de excitação, \bullet - medição na posição dos sensores de proximidade.

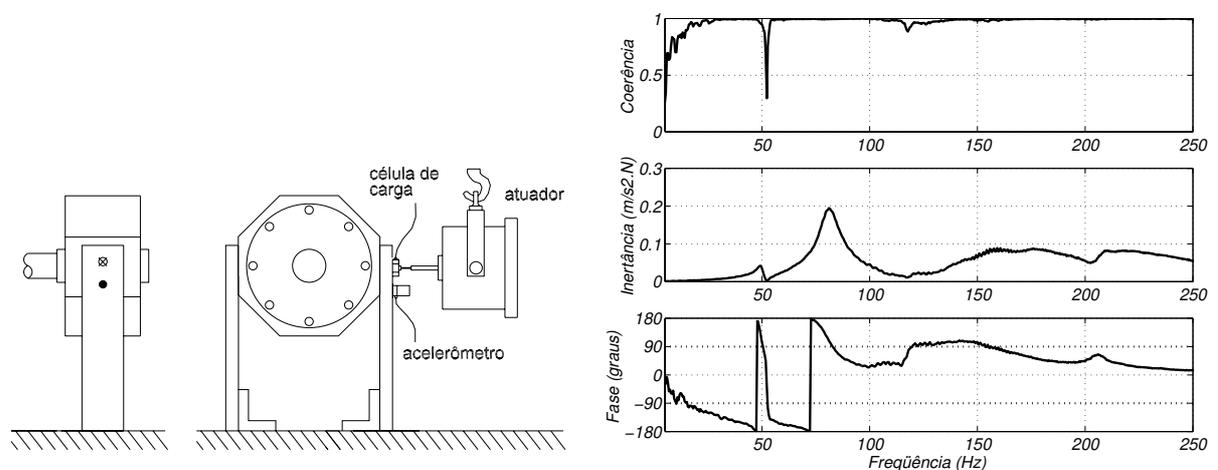


Figura 4.4: FRF experimental do suporte do mancal segmentado na direção horizontal (estimador H_1): \otimes - excitação, \bullet - medição.

83 Hz sendo a mais proeminente. Portanto, a frequência de 83 Hz é provavelmente a primeira frequência do suporte do mancal segmentado em estudo, e a de 49 Hz é uma frequência natural do eixo. Entretanto, considerando-se a esbelteza do eixo, esta frequência é muito baixa para que seja uma frequência natural estrutural de flexão. Na verdade, o eixo está apoiado sobre a sapata inferior do mancal segmentado, a qual tem liberdade de rotação. Assim, a frequência de 49 Hz refere-se ao movimento de rotação da sapata devido aos movimentos de translação do eixo na direção horizontal, durante a excitação. Trata-se de uma frequência natural do sub-sistema eixo-sapata inferior.

O suporte do mancal de rolamento (Fig. 4.5) apresenta a primeira frequência natural em 207 Hz , excitando-se e medindo-se na parte superior deste suporte. Os picos e anti-ressonâncias na faixa entre 40 e 100 Hz evidenciam o acoplamento dinâmico entre os sub-sistemas da bancada, pois coincidem com as frequências encontradas nos testes do eixo (Fig. 4.3) e do suporte do mancal segmentado (Fig. 4.4).

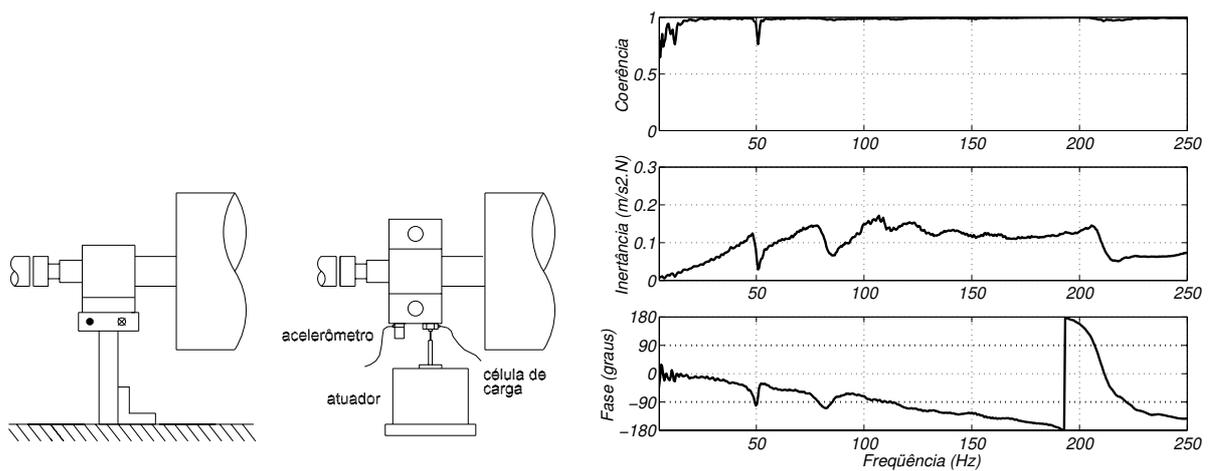


Figura 4.5: FRF experimental do suporte do mancal de rolamento na direção horizontal (estimador H_1):
 \otimes - excitação, \bullet - medição.

Ao testar o eixo na direção vertical, novamente excitando-o através do mancal de excitação e medindo a resposta na posição em que os sensores de proximidade são utilizados, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.6. Como se pode ver, há uma frequência natural em 114 Hz . Mais uma vez, considerando-se a esbelteza do eixo, acredita-se que não se trata de uma frequência de flexão do eixo, mas sim uma frequência do sub-sistema eixo-sapata inferior. Neste caso, o eixo está apoiado na sapata, que por sua vez é conectada ao bico de injeção de óleo (sistema ativo). Assim, a frequência natural encontrada é creditada à vibração da sapata sobre o bico de injeção (Fig. 3.6).

Finalmente, o suporte dos sensores de proximidade é testado e uma frequência natural de

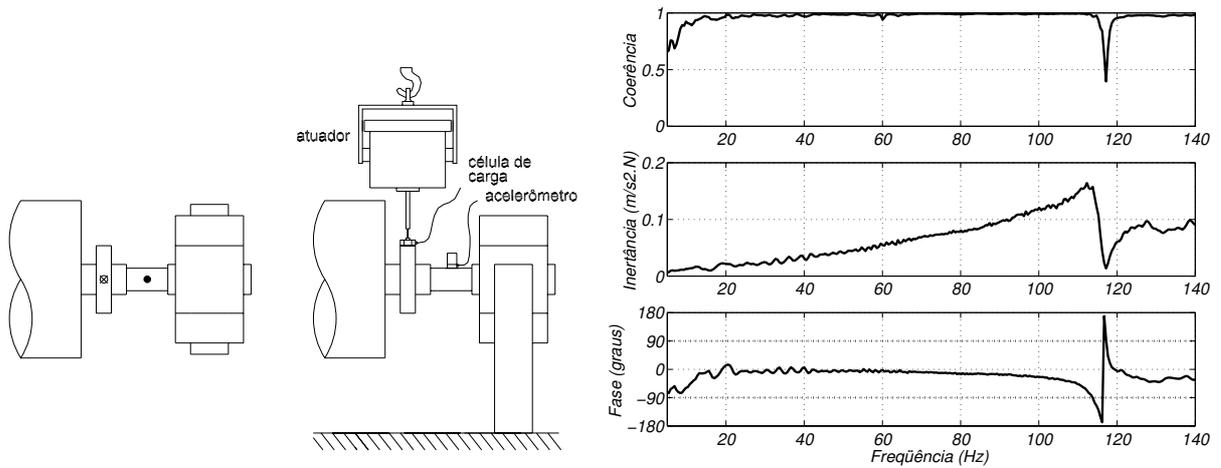


Figura 4.6: FRF experimental do eixo na direção vertical (estimador H_1): \otimes - excitação através do mancal de rolamento de excitação, \bullet - medição na posição dos sensores de proximidade.

385 Hz é encontrada (Figura 4.7). Como esta freqüência está bastante além da máxima freqüência da faixa de interesse (100 Hz), as medições pelos sensores de proximidade não serão afetadas.

Como se pode verificar, em todos os testes efetuados (Figuras 4.2 a 4.7) obteve-se boa coerência entre os dados de entrada e saída. O conjunto de freqüências naturais encontradas na bancada de testes da Unicamp está listado na Tabela 4.1.

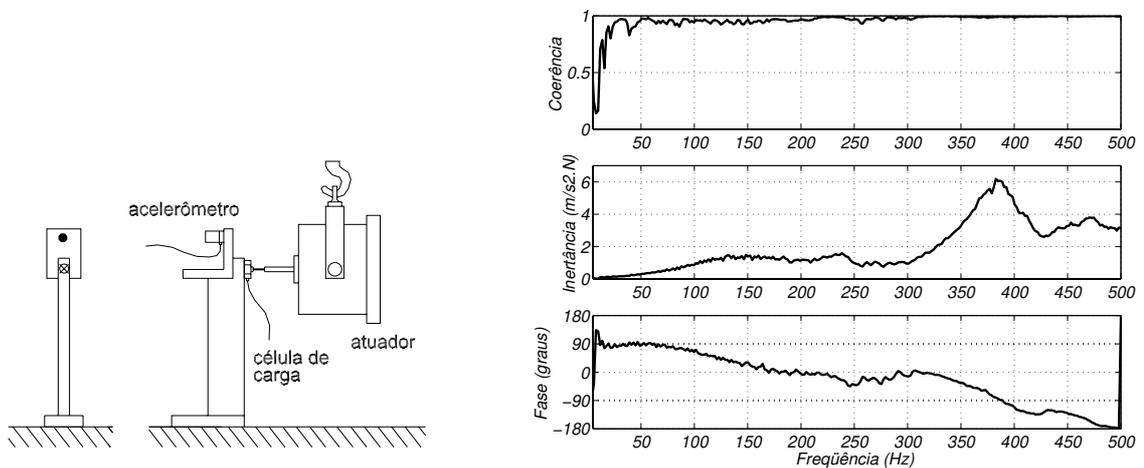


Figura 4.7: FRF experimental do suporte dos sensores de proximidade na direção horizontal (estimador H_1): \otimes - excitação, \bullet - medição.

Tabela 4.1: Primeiras frequências naturais dos componentes da bancada de testes da Unicamp.

49 Hz	freqüência de translação do eixo na direção horizontal + rotação da sapata inferior
83 Hz	primeira freqüência natural do suporte do mancal segmentado
114 Hz	freqüência natural do conjunto eixo-sapata inferior-bico de injeção na direção vertical
127 Hz	primeira freqüência natural do suporte do motor elétrico
207 Hz	primeira freqüência natural do suporte do mancal de rolamento
385 Hz	primeira freqüência natural do suporte dos sensores de proximidade

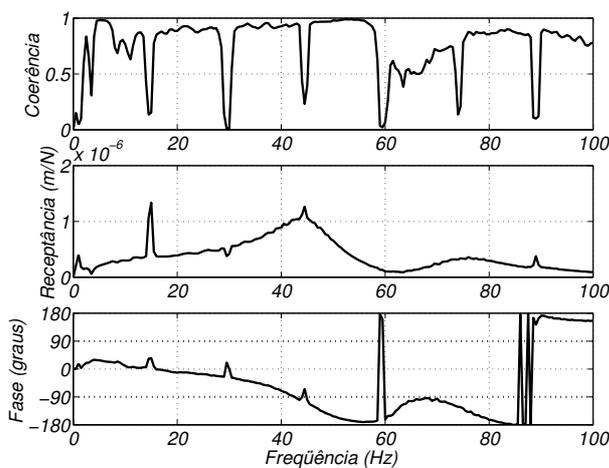
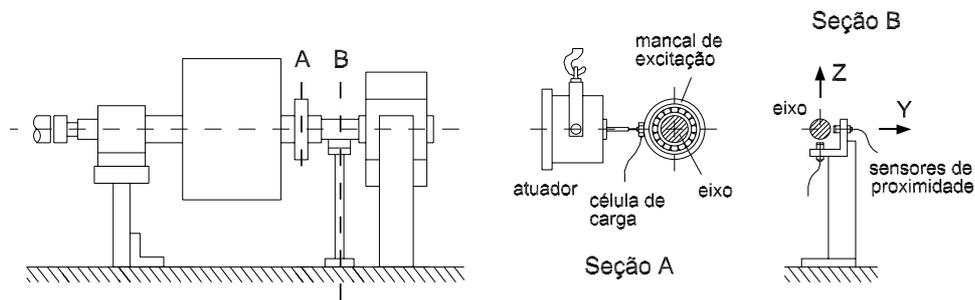
4.1.2 Ensaio Dinâmico Passivo

Nesta etapa, determinam-se as FRFs do sistema rotor-mancal segmentado para o caso dinâmico passivo, ou seja, para determinadas velocidades de rotação do rotor com o suprimento de óleo acionado (lubrificação convencional) e sistema de controle desligado. As FRFs oriundas deste ensaio permitem determinar o comportamento dinâmico do sistema rotor-mancal quando sujeito às forças hidrodinâmicas do filme de óleo, presentes na interface entre o rotor e as sapatas.

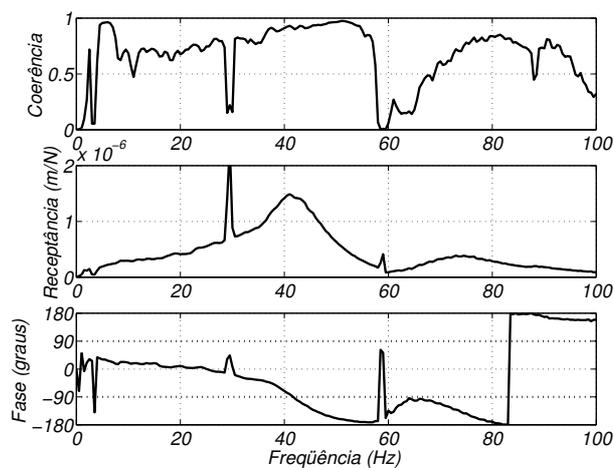
Seguindo o procedimento experimental descrito na Seção 3.3.1, utiliza-se um sinal *chirp* de período de 2,0 s e freqüência de corte de 100 Hz. No processamento dos dados, adota-se janelamento *hanning* e superposição de 75% dos pontos de cada amostra, tomando-se a média de 150 amostras. Usam-se os sensores de proximidade indutivos para a medição dos deslocamentos do rotor, e as freqüências de rotação do rotor adotadas são de 15,0 e 30,0 Hz (900 e 1800 rpm).

As FRFs do sistema rotor-mancal passivo, obtidas com excitação na direção horizontal, são apresentadas na Figura 4.8. Para a rotação de 15,0 Hz (Fig. 4.8(a)), detecta-se uma freqüência de ressonância em 43 Hz, enquanto para a rotação de 30,0 Hz (Fig. 4.8(b)), detecta-se uma freqüência de ressonância de 42 Hz com maior amplitude de pico. Este aumento da amplitude do pico de ressonância reflete a diminuição do amortecimento do filme de óleo devido ao aumento da freqüência de rotação do rotor, o que é coerente com a teoria de mancais hidrodinâmicos (Someya, 1989). Entretanto, pela mesma teoria, o aumento da freqüência de rotação do rotor também deveria aumentar a rigidez do filme de óleo, com conseqüente aumento da freqüência de ressonância, o que não ocorreu nos resultados experimentais.

Observando-se a função de coerência das FRFs obtidas (Fig. 4.8), nota-se boa coerência entre os sinais de entrada e saída na faixa de freqüências em torno dos picos de ressonância, ao contrário da coerência em freqüências mais altas. Esta redução da coerência se deve a uma redução da razão sinal/ruído causada pela baixa resposta do sistema nestas freqüências mais altas. Baixa coerência também é detectada nas freqüências harmônicas da rotação, causada pelo desalinhamento residual



(a) Rotação de 15,0 Hz



(b) Rotação de 30,0 Hz

Figura 4.8: FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp (estimador H_1) – Ensaio dinâmico passivo – Excitação na direção horizontal (Y).

do rotor. Este desalinhamento também causa o aparecimento de picos pontiagudos em frequências síncronas (múltiplas da frequência de rotação) nos gráficos de receptância.

As FRFs obtidas com excitação na direção vertical são apresentadas na Figura 4.9, com boa coerência do sinal ao longo de toda a faixa de frequências de estudo. Tanto para a frequência de rotação de 15,0 Hz como para a de 30,0 Hz, não se detectam frequências de ressonância na faixa de frequências de interesse (0 a 100 Hz). Novamente, picos em frequências síncronas aparecem nos gráficos de receptância, causados pelo desalinhamento do rotor.

A temperatura do óleo durante os ensaios dinâmicos, medida através dos termopares na entrada e na saída do mancal (Seção 3.1.1), variou dentro das faixas apresentadas na Tabela 4.2.

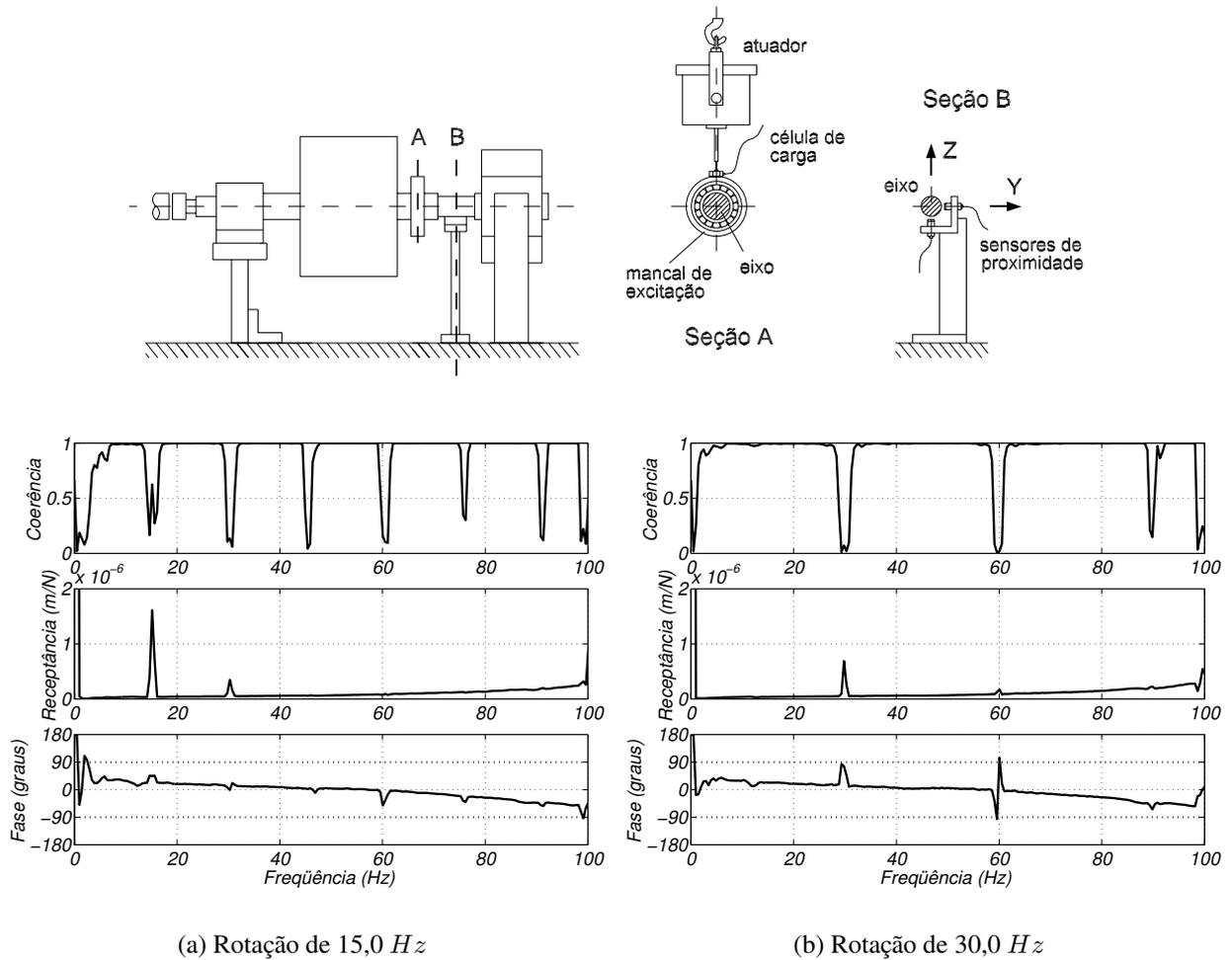


Figura 4.9: FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp (estimador H_1) – Ensaio dinâmico passivo – Excitação na direção vertical (Z).

Tabela 4.2: Variação da temperatura do óleo medida durante cada ensaio dinâmico.

$N = 15,0 \text{ Hz}$	horizontal	26 – 28	$^{\circ}\text{C}$
	vertical	25 – 29	$^{\circ}\text{C}$
$N = 30,0 \text{ Hz}$	horizontal	25 – 28	$^{\circ}\text{C}$
	vertical	29 – 33	$^{\circ}\text{C}$

4.2 Bancada de Testes da DTU

4.2.1 Ensaio Estático

Os pontos de excitação e medição adotados neste ensaio da bancada de testes da DTU são mostrados na Figura 4.10.

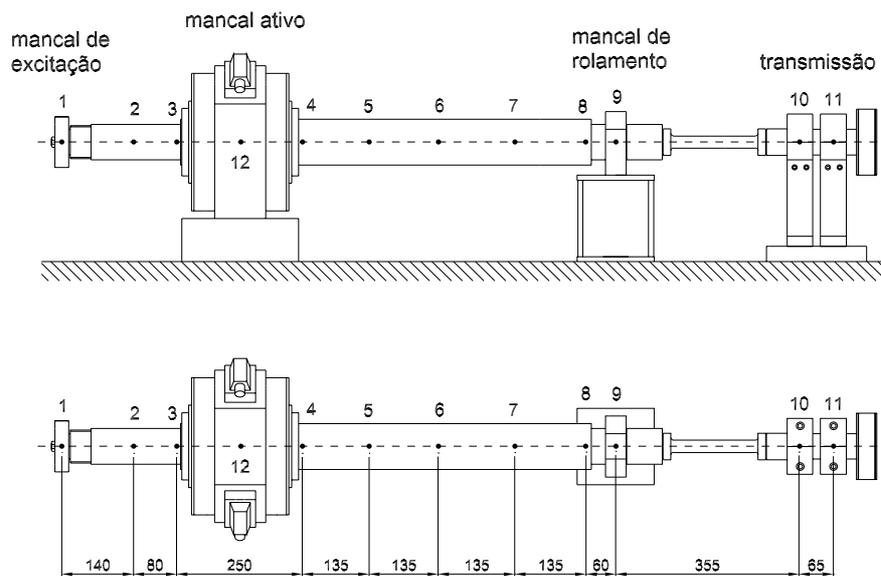


Figura 4.10: Pontos de medição (●) adotados no ensaio estático da bancada de testes da DTU nas direções horizontal e vertical.

Nos testes de cada ponto, a célula de carga é fixada ao mancal de excitação (ponto 1) e o atuador é acoplado à célula de carga, ou seja, a excitação é sempre aplicada no mesmo ponto (ponto 1). Dependendo da direção de medição (horizontal ou vertical), o atuador é posicionado na respectiva direção. A medição da resposta é feita por um acelerômetro com base magnética, fixado no ponto de interesse. O sinal de excitação utilizado nos testes é o sinal *chirp* de período de 6,0 s e frequência de corte de 400 Hz. A taxa de aquisição adotada é de 1 kHz. No processamento dos sinais, usa-se a janela *hanning*, sem superposição (*overlap*), tomando-se a média de 100 amostras. Os resultados dos ensaios em cada ponto de medição são apresentados na Figura 4.11.

Como se pode observar na Figura 4.11, diversos picos aparecem nas FRFs, entretanto somente alguns são referentes a frequências naturais do sistema. Na direção horizontal, analisando-se a fase da resposta no ponto 9 (Fig. 4.12(a)), detectam-se duas frequências naturais em 86 e 291 Hz, quando a fase é de ± 90 graus. Na direção vertical, analisando-se a fase da resposta no ponto 8 (Fig. 4.12(b)), detecta-se uma frequência natural em torno de 200 Hz e outra em torno de 330 Hz, quando a fase é de ± 90 graus, porém com menos clareza do que os resultados obtidos na direção horizontal.

De modo a se determinar os modos de vibrar da bancada, referentes às frequências naturais encontradas experimentalmente, adota-se o procedimento descrito por Ewins (1984). Segundo Ewins (1984), a constante modal do sistema para uma excitação no ponto k e medição no ponto j

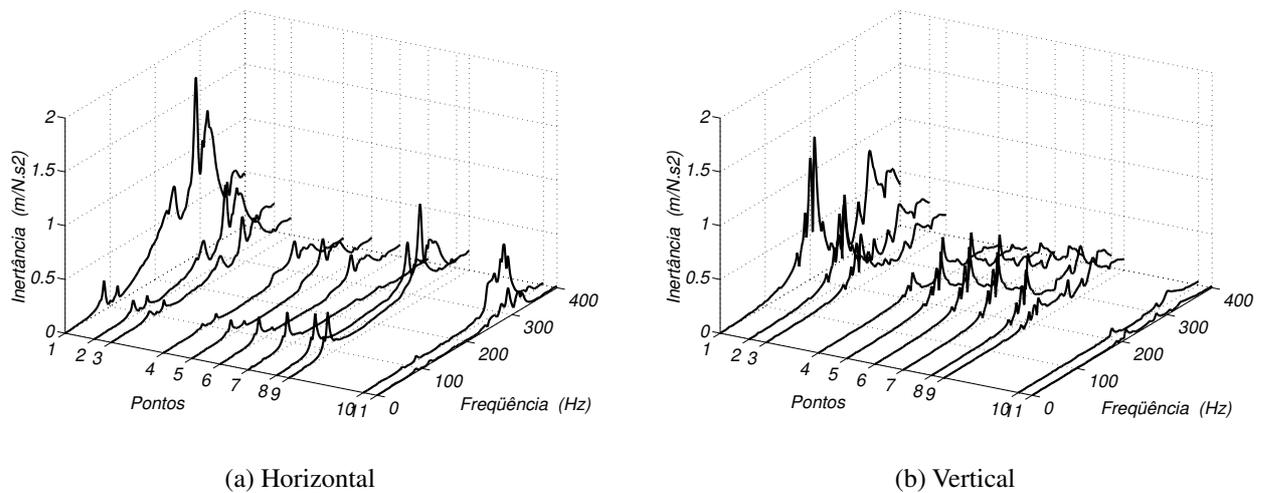


Figura 4.11: Funções de resposta em freqüência (inertância) dos pontos da bancada de testes da DTU para as direções horizontal e vertical – Ensaio Estático.

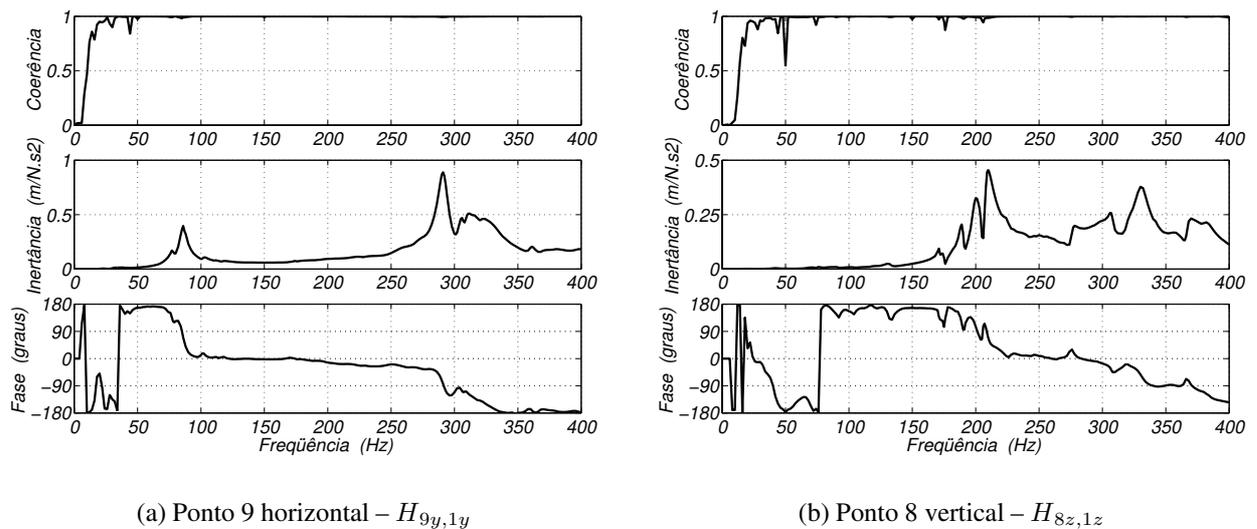


Figura 4.12: Inertância, fase e coerência dos resultados obtidos no ensaio estático do ponto 9 (direção horizontal) e do ponto 8 (direção vertical).

pode ser obtida como função dos parâmetros do pico de ressonância em estudo, da forma:

$${}_p A_{jk} = A_p \omega_p^2 \xi_p$$

em que ${}_p A_{jk}$ é a constante modal; A_p é a amplitude do pico de ressonância p ; e ω_p^2 e ξ_p são a freqüência e o fator de amortecimento do pico de ressonância p , obtidos pelo método *peak-picking*.

Sabendo-se que, para o ponto de excitação ($j = k$), o deslocamento modal é dado por:

$${}_p\Phi_k = \sqrt{{}_pA_{kk}}$$

o vetor de deslocamentos modais do sistema para um determinado pico de ressonância p pode ser montado para os n pontos de medição:

$${}_p\Phi = \left\{ {}_p\Phi_1 \quad {}_p\Phi_2 \quad \cdots \quad {}_p\Phi_j \quad \cdots \quad {}_p\Phi_n \right\}^T$$

sendo que:

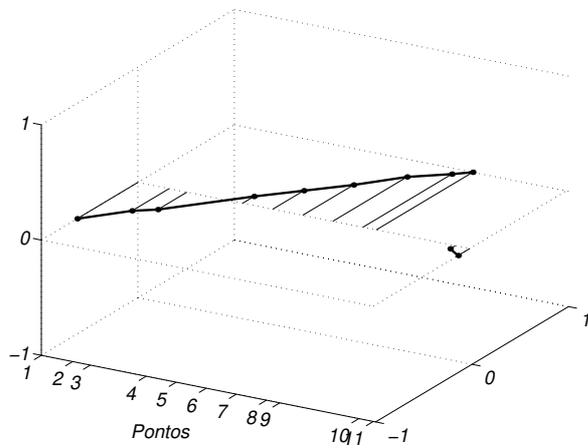
$${}_p\Phi_j = \frac{{}_pA_{jk}}{{}_p\Phi_k}$$

Sendo assim, aplicando-se esta metodologia aos dados experimentais obtidos no ensaio estático da bancada de testes da DTU, obtiveram-se os modos de vibrar do sistema para as frequências naturais encontradas. Os modos de vibrar das três primeiras frequências naturais da bancada são apresentados na Figura 4.13.

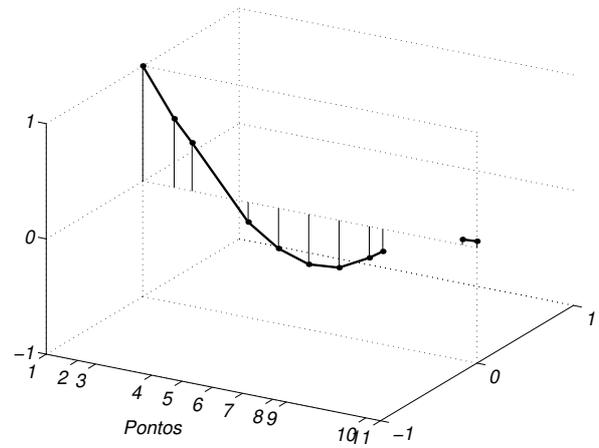
Como se vê na Figura 4.13, o primeiro modo de vibrar da bancada é o modo de corpo rígido do eixo na direção horizontal (86 Hz). O grande deslocamento apresentado pelo ponto 9 (ponto do mancal de rolamento) indica que o suporte do mancal de rolamento não pode ser considerado rígido no modelo matemático (um grau de liberdade para este ponto deve ser incluído no modelo). Isto também fica evidente ao se observar o deslocamento do ponto 9 nos demais modos de vibrar encontrados. O segundo modo de vibrar do sistema é o primeiro modo de flexão do eixo na direção vertical (200 Hz), e o terceiro modo de vibrar do sistema é o primeiro modo de flexão do eixo na direção horizontal (291 Hz).

4.2.2 Ensaio Dinâmico Passivo

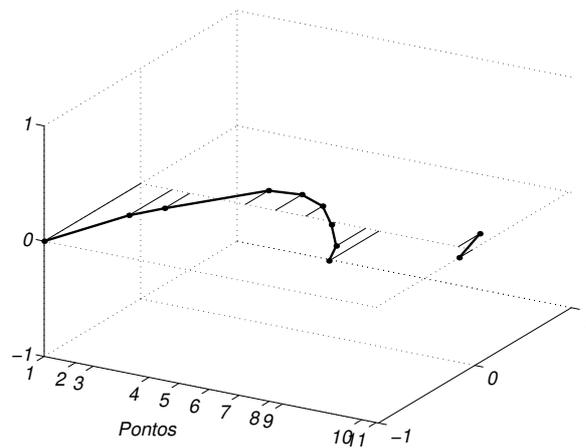
Nesta etapa, determinam-se as FRFs do sistema rotor-mancal segmentado para o caso dinâmico passivo, para diferentes velocidades de rotação do rotor. Devido ao fato do eixo estar em movimento rotativo, o que impede a fixação do acelerômetro ao longo do mesmo, os pontos de medição se reduzem aos pontos 1 (mancal de excitação) e 9 (mancal de rolamento) da bancada (Fig. 4.10).



(a) 86 Hz (horizontal)



(b) 200 Hz (vertical)

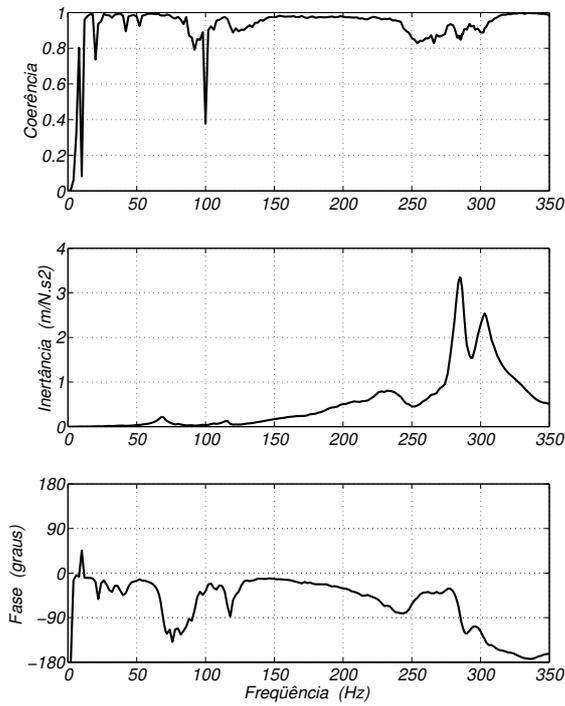


(c) 291 Hz (horizontal)

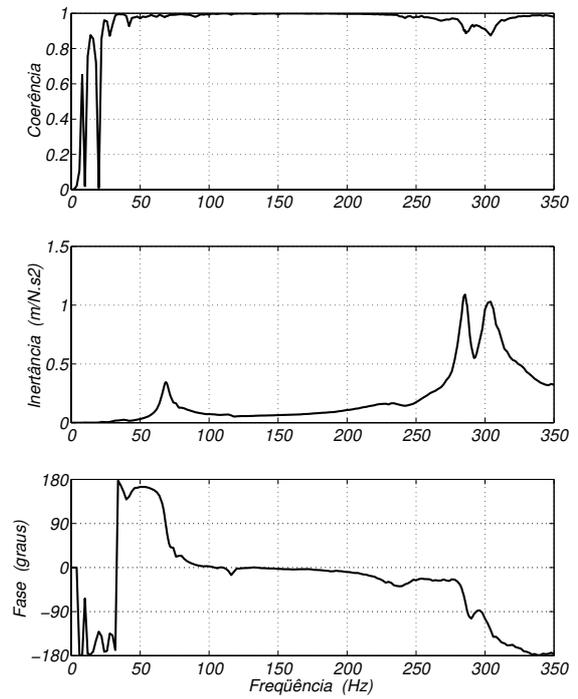
Figura 4.13: Modos de vibrar da bancada de testes da DTU referentes às três primeiras frequências naturais encontradas no ensaio estático.

Seguindo o procedimento experimental descrito na Seção 3.3.1, utiliza-se um sinal *chirp* de período 6,0 s e frequência de corte de 400 Hz. No processamento dos dados, adota-se uma taxa de aquisição de 1 kHz, janelamento *hanning* e toma-se a média de 150 amostras. As frequências de rotação do rotor adotadas são 10,4 Hz, 20,0 Hz e 30,0 Hz (626, 1200 e 1800 rpm). Os resultados obtidos são apresentados nas Figuras 4.14 a 4.16.

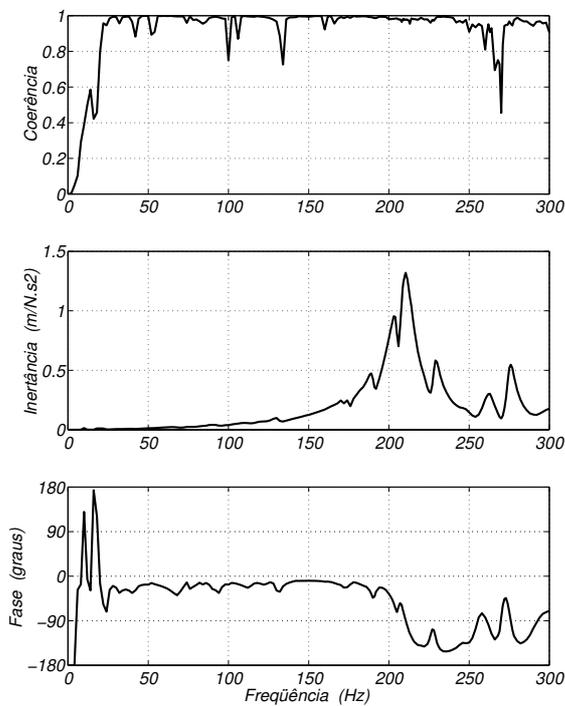
Observando-se os resultados obtidos no ensaio dinâmico, nota-se que a primeira velocidade crítica do sistema está em torno de 69 Hz na direção horizontal. A segunda velocidade crítica do sistema está em torno de 210 Hz na direção vertical, e a terceira velocidade crítica do sistema está



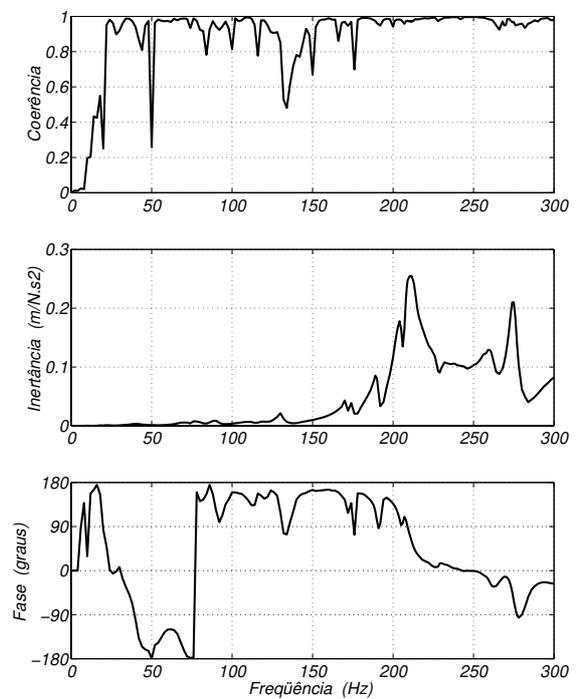
(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$



(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$

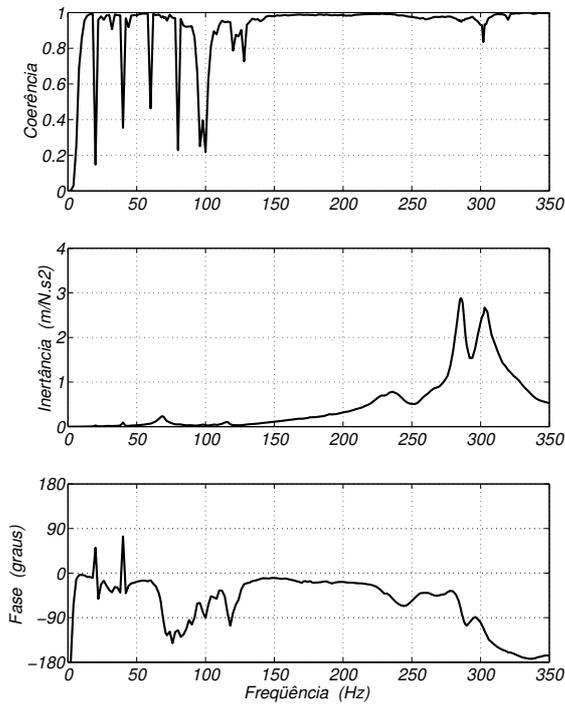


(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

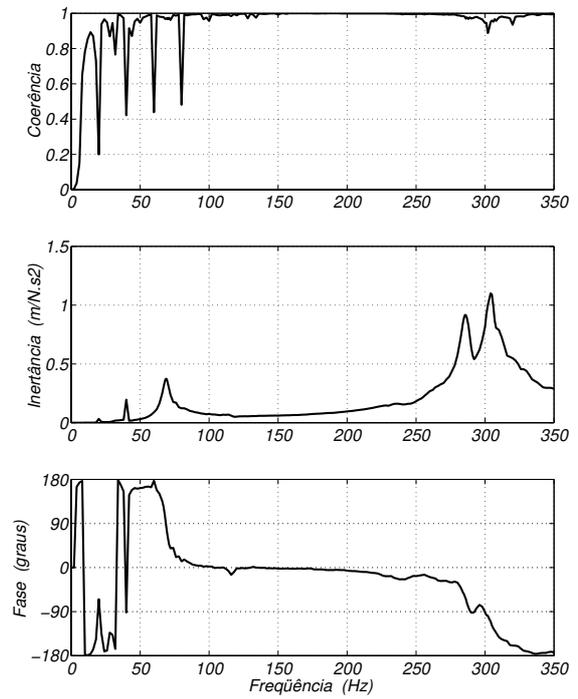


(d) Ponto 9 vertical – $H_{9z,1z}$

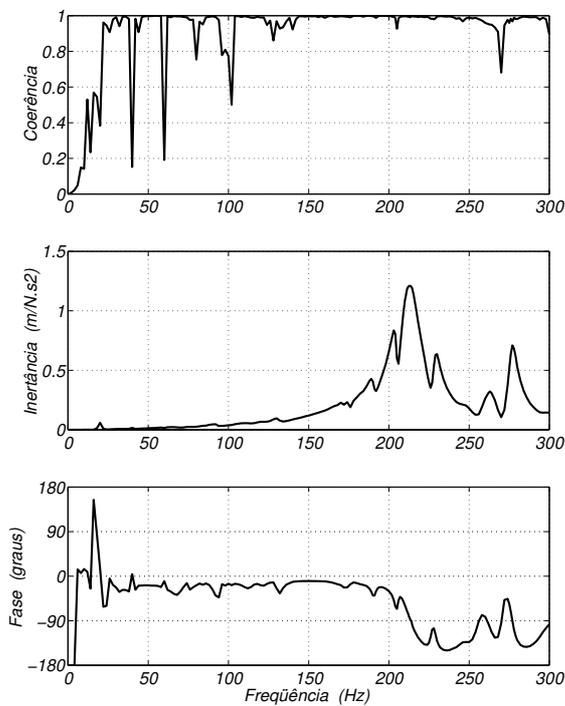
Figura 4.14: Funções de resposta em freqüência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 10,4 Hz.



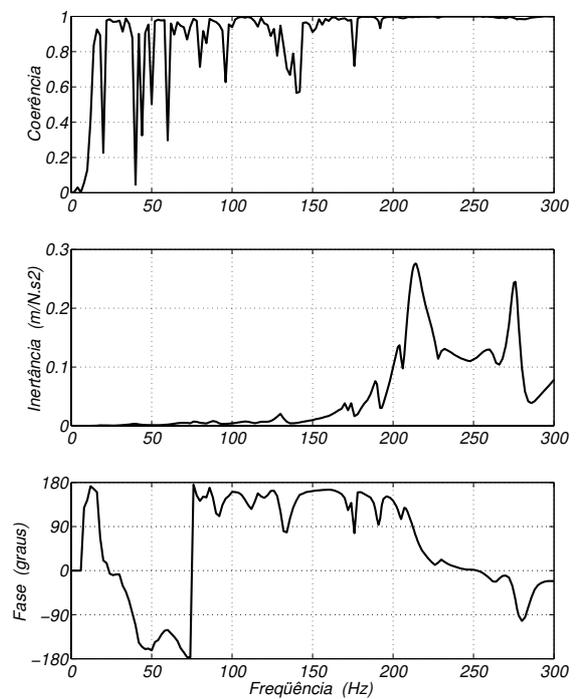
(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$



(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$

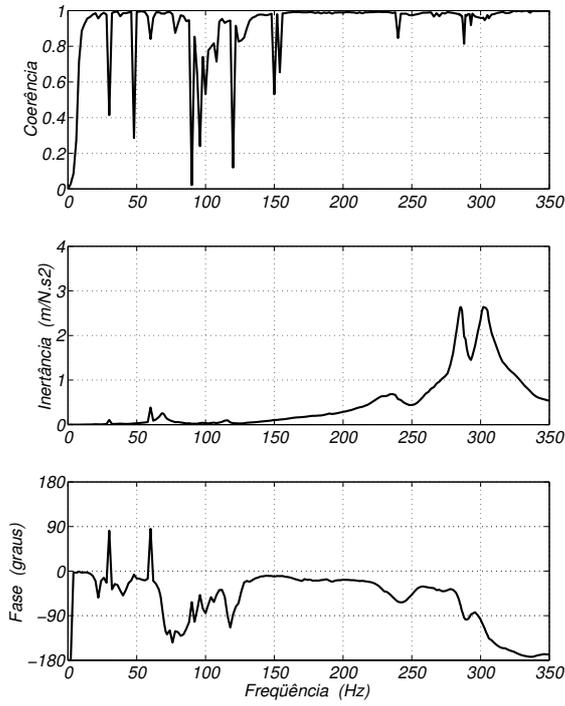


(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

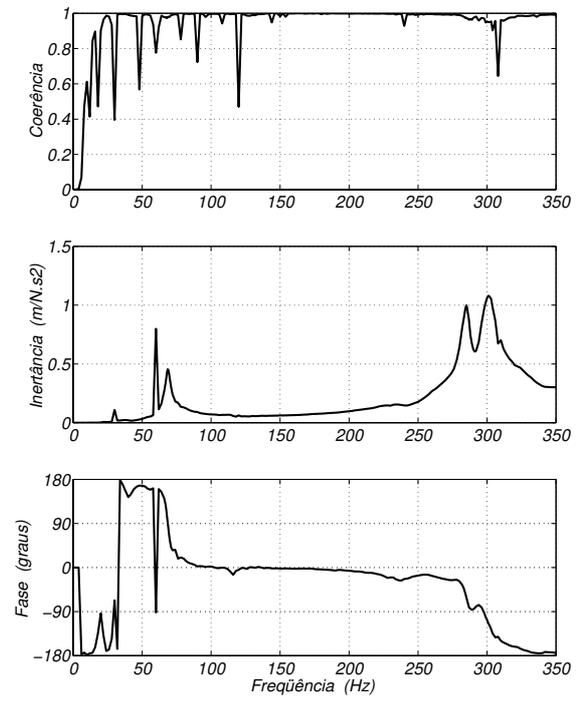


(d) Ponto 9 vertical – $H_{9z,1z}$

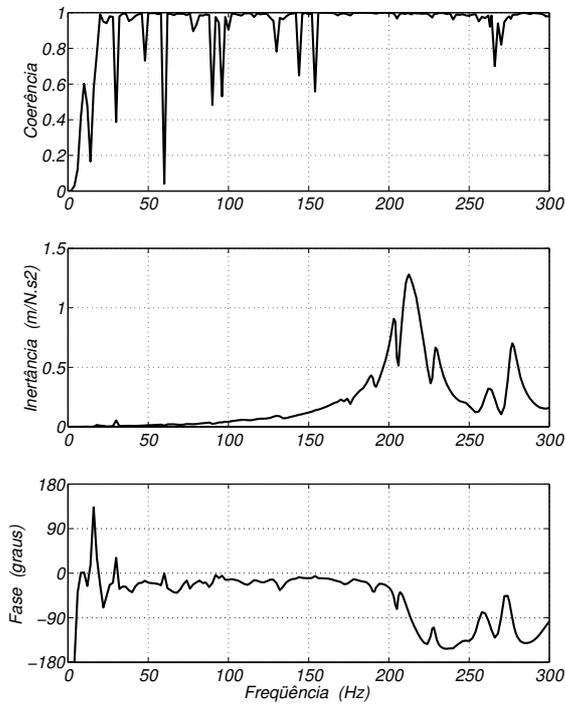
Figura 4.15: Funções de resposta em freqüência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 20,0 Hz.



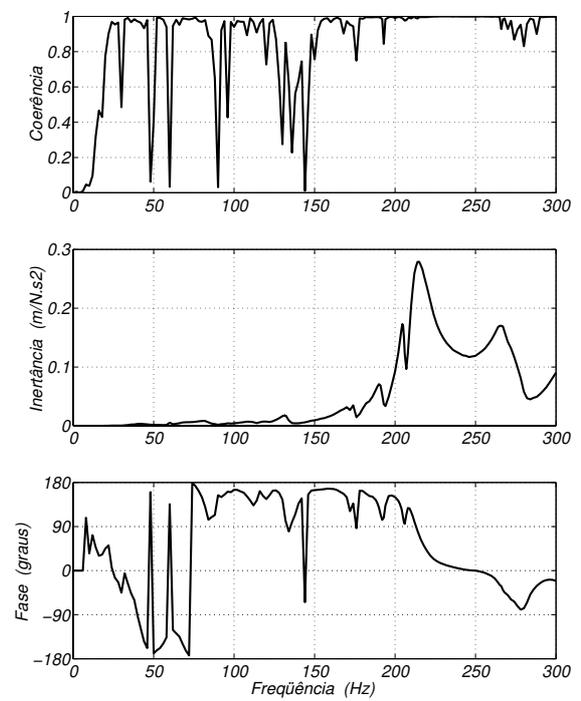
(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$



(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$



(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$



(d) Ponto 9 vertical – $H_{9z,1z}$

Figura 4.16: Funções de resposta em freqüência do sistema rotor-mancal operando na condição passiva (controle desligado) – Rotação de 30,0 Hz.

em torno de 304 Hz na direção horizontal.

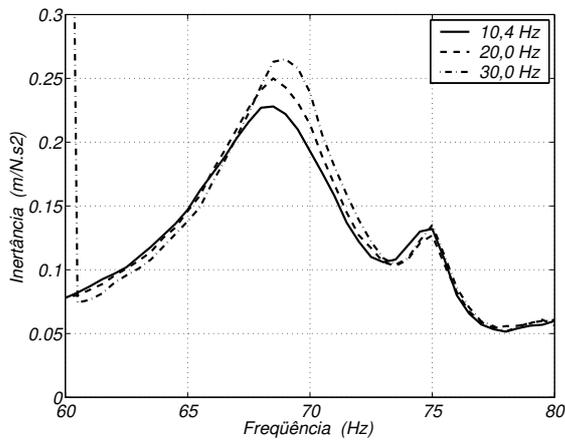
Os modos de vibrar do sistema em rotação não são os mesmos dos encontrados no ensaio estático, pois, devido ao efeito giroscópico, estes deixam de ser modos planos para se tornarem modos espaciais. Devido à limitação de se medir a resposta do sistema em apenas dois pontos do eixo (pontos 1 e 9), estes modos espaciais não puderam ser extraídos dos dados experimentais (não há pontos suficientes para se visualizar os modos). Entretanto, considerando-se que o eixo não possui discos acoplados, e portanto tem baixa inércia polar e deve apresentar menor efeito giroscópico, acredita-se que os modos apresentados pelo sistema em rotação estejam próximos dos modos encontrados para o sistema parado. É interessante notar que as frequências encontradas para o sistema em rotação (69, 210 e 304 Hz) estão próximas das encontradas para o sistema parado (86, 200, 291 Hz), o que pode ser um indício desta similaridade entre os modos.

Analisando-se o primeiro pico de ressonância do sistema, em torno de 69 Hz na horizontal, para as três frequências de rotação (Figura 4.17), nota-se que: (a) a frequência de ressonância aumenta com a rotação; (b) o fator de amortecimento do modo diminui com o aumento da rotação. Isto pode ser explicado pela alteração das características do filme de óleo no mancal segmentado. A rigidez e o amortecimento do filme de óleo de mancais hidrodinâmicos se altera com o aumento da velocidade de rotação. Esta alteração se caracteriza pelo aumento da rigidez e diminuição do amortecimento, principalmente para condições de baixo carregamento, como é o caso do mancal em questão na direção horizontal. Assim, o aumento da rigidez do filme de óleo do mancal segmentado fez com que o primeiro pico de ressonância se deslocasse para frequências ligeiramente mais altas. Além disso, a diminuição do amortecimento no filme de óleo resultou no aumento das amplitudes de vibração em rotações mais altas, da mesma forma como nos resultados obtidos para a bancada de testes da Unicamp na direção horizontal (Fig. 4.8).

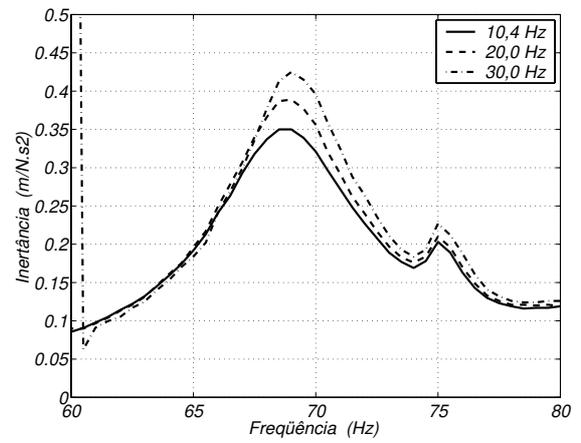
É interessante ressaltar que a primeira velocidade crítica do sistema pode estar relacionada com o modo de corpo rígido do eixo na direção horizontal. Se isto for verdade, este efeito do filme de óleo é plausível, pois modos rígidos são fortemente influenciados pela dinâmica dos suportes. Neste caso, um dos suportes do eixo, o mancal segmentado, apresenta alteração de suas características dinâmicas com o aumento da rotação, resultando em alterações na dinâmica do modo de vibrar.

Observando-se a função de coerência das FRFs obtidas, nota-se boa coerência entre os sinais de entrada e saída para toda a faixa de frequências estudada, com exceção das harmônicas de rotação. Isto possivelmente se deve ao desbalanço e ao desalinhamento residuais do rotor, os quais introduzem forças de excitação adicionais ao sistema, aumentando o ruído nas medições.

A temperatura do óleo durante os ensaios dinâmicos da bancada de testes da DTU, medida



(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$



(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$

Figura 4.17: Comparação entre os picos da primeira velocidade crítica do sistema rotor-mancal para as diferentes velocidade de rotação adotadas.

através do termômetro instalado no reservatório, variou entre 20 e 25°C.

Capítulo 5

Modelos Matemáticos das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU

Neste capítulo, descrevem-se os modelos matemáticos desenvolvidos para as bancadas de testes da Unicamp e da DTU, considerando-se que o eixo é rígido na faixa de frequências de estudo. Tratam-se de três modelos: modelo linear com forças de atuação externas; modelo não-linear; e modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa. A diferença entre os três modelos aqui descritos está na maneira como o sistema de injeção é representado.

No modelo linear, as equações de movimento são obtidas pela Dinâmica de Múltiplos Corpos. As forças de atuação do mancal são consideradas como forças externas nas equações de movimento, e a sua relação com o sinal de entrada das servoválvulas é linearizada. Desta forma, todo o sistema de injeção é representado por esta relação linear entre a força de atuação e o sinal de entrada, a qual é obtida experimentalmente. Estes modelos lineares são os utilizados para o cálculo dos ganhos do controlador, a serem implementados experimentalmente nas bancadas de testes (Capítulo 7).

O segundo modelo envolve o uso das equações não-lineares de movimento do rotor. As forças de atuação são calculadas através da equação de Reynolds modificada, na qual estão inseridos termos relativos à injeção de óleo. Através da modelagem do sistema hidráulico, obtém-se a relação entre o sinal de entrada das servoválvulas e a pressão de injeção. Trata-se de um modelo mais geral, porém mais dispendioso computacionalmente. Este modelo, deduzido para a bancada de testes da Unicamp, é usado na análise de controle de instabilidades (Capítulo 10).

Por último, apresenta-se uma maneira de se estimarem os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo, considerando-se o sistema de injeção (lubrificação ativa). Este modelo envolve a inserção de um controlador PD na equação de Reynolds modificada, considerando-se a equação dinâmica das servoválvulas. Desta forma, os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo

não só dependem do número de Sommerfeld e do fator de pré-carga, mas também dos ganhos do controlador. Exemplos de utilização destes coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa são apresentados no Capítulo 7 (comparação numérico-experimental) e Capítulo 8 (aplicação industrial). A partir destes coeficientes, estudam-se também os limites da lubrificação ativa (Capítulo 9).

5.1 Modelo Linear com Forças de Atuação Externas

Quando um componente de uma máquina é considerado *rígido*, isto significa que as amplitudes de vibração oriundas da elasticidade de seu material não são significativas em relação às amplitudes dos movimentos de corpo rígido do mesmo. Desta forma, o eixo da bancada de teste poderá ser considerado rígido na faixa de frequências de estudo se este critério for obedecido. Caso os discos acoplados ao eixo também possam ser considerados rígidos por este critério, tanto o eixo como o disco passam a ser considerados parte de um mesmo corpo, obedecendo às mesmas equações de movimento na modelagem de corpo rígido.

Um corpo rígido pode sofrer três translações e três rotações no espaço, regidas pelas equações de Newton e Euler, respectivamente. A equação de Newton, descrita no referencial inercial BI e considerando-se massa do corpo constante, é dada por:

$$m_{BI} \mathbf{a}_{cm} = \sum_{BI} \mathbf{f}_{cm} \quad (5.1)$$

em que m é a massa do corpo; \mathbf{a}_{cm} é o vetor aceleração linear do centro de massa do corpo; e \mathbf{f}_{cm} é o vetor de forças aplicadas ao centro de massa do corpo.

Considerando-se um referencial Bn solidário ao corpo com origem no ponto l genérico, a equação de Euler pode ser escrita de forma que o tensor de inércia do corpo, descrito neste referencial, permaneça constante (Santos, 2001a). Assim, a equação de Euler tem a forma:

$$\begin{aligned} {}_{Bn} \mathbf{I}_l \frac{d}{dt} ({}_{Bn} \boldsymbol{\omega}) + m \frac{d}{dt} ({}_{Bn} \mathbf{r}_{cm} \times {}_{Bn} \mathbf{v}_l) \\ + {}_{Bn} \boldsymbol{\Omega}_n \times ({}_{Bn} \mathbf{I}_l {}_{Bn} \boldsymbol{\omega} + m {}_{Bn} \mathbf{r}_{cm} \times {}_{Bn} \mathbf{v}_l) = \sum_{Bn} \mathbf{M}_l \end{aligned} \quad (5.2)$$

em que \mathbf{I}_l é o tensor de inércia do corpo em relação ao ponto l ; $\boldsymbol{\omega}$ é o vetor velocidade angular absoluta do corpo; \mathbf{r}_{cm} é o vetor posição do centro de massa do corpo em relação ao ponto l ; \mathbf{v}_l é o

vetor velocidade linear do ponto l ; ${}_{Bn}\boldsymbol{\Omega}_n$ é o vetor velocidade angular absoluta do referencial Bn , descrito no referencial Bn ; e \mathbf{M}_l é o vetor de momentos externos aplicados ao corpo em relação ao ponto l .

5.1.1 Modelo da Bancada de Testes da Unicamp

Fixando-se o ponto l (origem do sistema de referência) no ponto de pivoteamento do eixo da bancada de testes da Unicamp (mancal de rolamento), o qual é um ponto fixo no espaço, a velocidade linear \mathbf{v}_l torna-se nula. Assim, pode-se simplificar a equação (5.2) da forma:

$${}_{Bn}\mathbf{I}_l \frac{d}{dt} ({}_{Bn}\boldsymbol{\omega}) + {}_{Bn}\boldsymbol{\Omega}_n \times ({}_{Bn}\mathbf{I}_l {}_{Bn}\boldsymbol{\omega}) = \sum {}_{Bn}\mathbf{M}_l \quad (5.3)$$

De forma a facilitar a descrição dos vetores contidos na equação de Euler, três sistemas de referência podem ser utilizados, aplicando-se três rotações consecutivas ao corpo. Seguindo-se os ângulos de Kardan, tem-se: primeira rotação (γ) em torno do eixo Z do referencial inercial BI , formando o referencial auxiliar $B1$; segunda rotação (β) em torno do eixo Y_1 do referencial auxiliar $B1$, formando o referencial auxiliar $B2$; e terceira rotação (ϕ) em torno do eixo X_2 do referencial auxiliar $B2$, formando o referencial auxiliar $B3$ solidário ao corpo (vide Fig. 5.1). Devido ao fato do referencial auxiliar $B3$ ser solidário ao corpo, o tensor de inércia do corpo descrito neste referencial é constante.

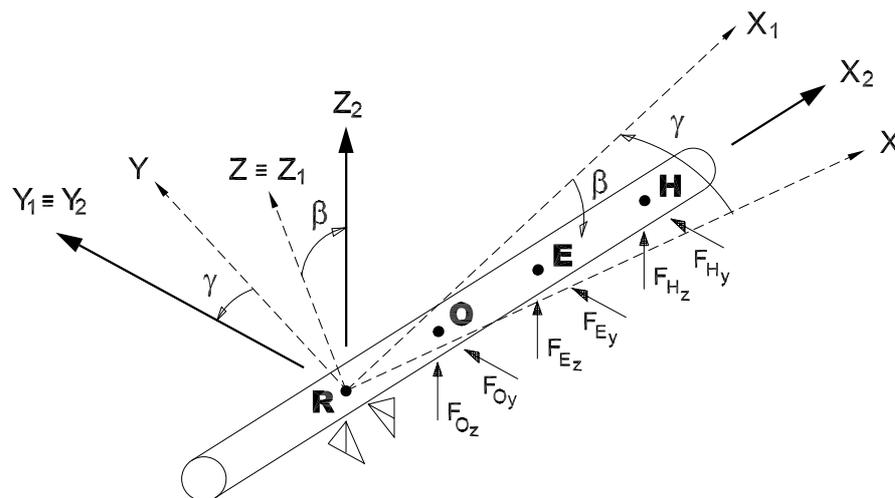


Figura 5.1: Sistemas de referência e pontos de interesse no modelo de eixo da bancada de testes.

Entretanto, considerando-se que o eixo é um corpo cilíndrico, e que a última rotação (ϕ) é efetuada em torno de seu eixo de simetria (eixo X_2), o tensor de inércia descrito no referencial $B3$ é idêntico ao descrito no referencial $B2$. Por esta razão, não é necessário utilizar o referencial $B3$ para descrever os vetores, bastando o referencial $B2$. Portanto, a equação de Euler (eq.(5.3)) será descrita no referencial $B2$.

O vetor de velocidade angular absoluta do referencial $B2$, descrito neste mesmo referencial (${}_{B2}\boldsymbol{\Omega}_2$), é dado pela soma do vetor velocidade angular do referencial $B1$, descrito no referencial $B2$, com o vetor velocidade angular do próprio referencial $B2$, também descrito em $B2$. Assim, tem-se:

$${}_{B2}\boldsymbol{\Omega}_2 = \mathbf{T}_\beta \mathbf{T}_\gamma \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\gamma} \end{Bmatrix} + \mathbf{T}_\beta \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\dot{\gamma} \sin \beta \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \cos \beta \end{Bmatrix} \quad (5.4)$$

em que \mathbf{T}_γ é a matriz de transformação de coordenadas do referencial inercial para o referencial auxiliar $B1$; e \mathbf{T}_β é a matriz de transformação de coordenadas do referencial auxiliar $B1$ para o referencial auxiliar $B2$.

O vetor de velocidade absoluta do rotor, descrito no referencial $B2$ (${}_{B2}\boldsymbol{\omega}$), é dado pela soma do vetor velocidade angular absoluta do referencial $B2$ com o vetor velocidade angular do rotor (*spin*), todos descritos em $B2$. Portanto:

$${}_{B2}\boldsymbol{\omega} = {}_{B2}\boldsymbol{\Omega}_2 + \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{\phi} - \dot{\gamma} \sin \beta \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \cos \beta \end{Bmatrix} \quad (5.5)$$

Para a modelagem do eixo da bancada de testes da Unicamp (Fig. 3.3), são considerados quatro pontos de interesse no corpo, sendo que em três atuam forças externas: o ponto em que se situa o mancal de rolamento (ponto **R** – ponto de pivoteamento do eixo e origem dos sistemas de referência); o centro de massa do conjunto eixo-discos (ponto **O** – ponto onde a força peso atua); o ponto de excitação externa (ponto **E** – ponto no qual o atuador eletrodinâmico é acoplado); e o ponto em que se situa o mancal segmentado em estudo (ponto **H** – ponto onde as forças hidrodinâmicas e hidrostáticas atuam) – vide Figura 5.1. Desta forma, o vetor de momentos externos em relação ao ponto de pivoteamento (ponto **R**), descrito no referencial $B2$, será dado pela soma dos momentos causados pelas forças atuantes nestes pontos, da forma:

$$\sum {}_{B2}\mathbf{M}_R = {}_{B2}\mathbf{r}_O \times {}_{B2}\mathbf{f}_O + {}_{B2}\mathbf{r}_E \times {}_{B2}\mathbf{f}_E + {}_{B2}\mathbf{r}_H \times {}_{B2}\mathbf{f}_H \quad (5.6)$$

em que r_i é o vetor posição e f_i é o vetor força atuante no i -ésimo ponto do eixo.

Considerando-se que os vetores força são mais facilmente descritos no referencial inercial (BI), tem-se:

$${}_{B2}\mathbf{f}_i = \mathbf{T}_\beta \mathbf{T}_\gamma {}_{BI}\mathbf{f}_i \quad , \text{ para } \quad i = O, E, H \quad (5.7)$$

Inserindo-se as expressões (5.4) a (5.7) na equação de Euler simplificada (5.3), chega-se ao sistema de equações não-lineares de movimento do rotor da bancada de testes da Unicamp:

$$\begin{cases} I_{xx}^R (\ddot{\phi} - \ddot{\gamma} \sin \beta - \dot{\gamma} \dot{\beta} \cos \beta) + (I_{zz}^R - I_{yy}^R) \dot{\beta} \dot{\gamma} \cos \beta = 0 \\ I_{yy}^R \ddot{\beta} + I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\gamma} \cos \beta + (I_{zz}^R - I_{xx}^R) \dot{\gamma} \sin \beta \cos \beta = - (r_{RO} F_{O_y} + r_{RE} F_{E_y} \\ \quad + r_{RH} F_{H_y}) \sin \beta \sin \gamma - (r_{RO} F_{O_z} + r_{RE} F_{E_z} + r_{RH} F_{H_z}) \cos \beta \\ I_{zz}^R \ddot{\gamma} \cos \beta - I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\beta} + (I_{xx}^R - I_{yy}^R - I_{zz}^R) \dot{\beta} \dot{\gamma} \sin \beta = (r_{RO} F_{O_y} + r_{RE} F_{E_y} \\ \quad + r_{RH} F_{H_y}) \cos \gamma \end{cases} \quad (5.8)$$

em que I_{xx}^R é o momento de inércia polar do rotor em relação ao ponto \mathbf{R} ; I_{yy}^R e I_{zz}^R são os momentos de inércia laterais do rotor em relação ao ponto \mathbf{R} ; r_{mn} é a distância do ponto m ao ponto n ; F_{O_y} e F_{O_z} são as forças atuantes no centro de massa do rotor; F_{E_y} e F_{E_z} são as forças de excitação; e F_{H_y} e F_{H_z} são as forças oriundas do filme de óleo do mancal segmentado (forças hidrodinâmicas e forças de atuação).

Devido ao fato da velocidade de rotação do rotor ($\dot{\phi}$) ser considerada constante nas análises deste trabalho, a primeira equação do sistema (5.8) não será utilizada. Considerando-se que o eixo efetua deslocamentos angulares pequenos, pode-se adotar $\cos \epsilon \approx 1$ e $\sin \epsilon \approx \epsilon$, e desprezar termos quadráticos (hipótese de baixas frequências) e termos não-lineares. Assim, a equação (5.8) toma a forma linearizada:

$$\begin{cases} I_{yy}^R \ddot{\beta} + I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\gamma} = -r_{RO} F_{O_z} - r_{RE} F_{E_z} - r_{RH} F_{H_z} \\ I_{zz}^R \ddot{\gamma} - I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\beta} = r_{RO} F_{O_y} + r_{RE} F_{E_y} + r_{RH} F_{H_y} \end{cases} \quad (5.9)$$

As forças atuantes no ponto \mathbf{H} são as forças oriundas do filme de óleo do mancal segmentado. Estas forças podem ser divididas nas forças hidrodinâmicas e nas forças de atuação do sistema de injeção. Considerando-se que as forças hidrodinâmicas do filme de óleo podem ser representadas pelos seus coeficientes dinâmicos equivalentes, tem-se:

$$\begin{aligned} F_{H_y} &= -k_{yy} y_H - d_{yy} \dot{y}_H + F_{A_y} \\ F_{H_z} &= -k_{zz} z_H - d_{zz} \dot{z}_H + F_{A_z} \end{aligned} \quad (5.10)$$

em que k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz} são os coeficientes de rigidez e amortecimento equivalentes do filme de óleo nas direções Y e Z ; y_H e z_H são os deslocamentos do centro do rotor no ponto **H**; e F_{A_y} e F_{A_z} são as forças de atuação do sistema de injeção (lubrificação ativa) nas direções Y e Z . Os coeficientes dinâmicos cruzados equivalentes do filme de óleo (k_{yz} , k_{zy} , d_{yz} , d_{zy}) não são aqui considerados pois, em mancais segmentados, estes coeficientes podem ser desprezados em relação à grandeza dos coeficientes diretos.

Sabendo-se que $y_H = r_{RH} \gamma$ e $z_H = -r_{RH} \beta$ (Fig. 5.1), e inserindo-se (5.10) em (5.9), chega-se ao sistema de equações de movimento do rotor da bancada de testes da Unicamp, cuja forma matricial é dada por:

$$\mathbf{M}_B \ddot{\mathbf{x}}_B + \mathbf{D}_B \dot{\mathbf{x}}_B + \mathbf{K}_B \mathbf{x}_B = \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_A \quad (5.11)$$

sendo que:

$$\mathbf{x}_B = \begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad \mathbf{K}_B = \begin{bmatrix} r_{RH}^2 k_{zz} & 0 \\ 0 & r_{RH}^2 k_{yy} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{M}_B = \begin{bmatrix} I_{yy}^R & 0 \\ 0 & I_{zz}^R \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_B = \begin{Bmatrix} -r_{RO} F_{O_z} - r_{RE} F_{E_z} \\ r_{RO} F_{O_y} + r_{RE} F_{E_y} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_B = \begin{bmatrix} r_{RH}^2 d_{zz} & I_{xx}^R \dot{\phi} \\ -I_{xx}^R \dot{\phi} & r_{RH}^2 d_{yy} \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_A = \begin{Bmatrix} -r_{RH} F_{A_z} \\ r_{RH} F_{A_y} \end{Bmatrix}$$

Desta forma, tem-se um modelo linear para bancada de testes da Unicamp, considerando-se rotor rígido, no qual as forças de atuação da lubrificação ativa são inseridas como forças externas (\mathbf{f}_A).

5.1.2 Modelo da Bancada de Testes da DTU

No capítulo anterior, apresentaram-se os modos de vibrar do sistema rotor-mancal da bancada de testes da DTU e se observou que o primeiro destes modos é relativo ao movimento de corpo rígido do eixo, em frequências abaixo de 100 Hz (Fig. 4.13). Além disso, nota-se que o ponto de pivoteamento do rotor (ponto 9 –posição do mancal de rolamento) também apresenta translação. Desta forma, pela Dinâmica de Múltiplos Corpos, a bancada de testes da DTU possui três graus de liberdade: dois deslocamentos angulares (eixo rígido) e um deslocamento linear (ponto do mancal

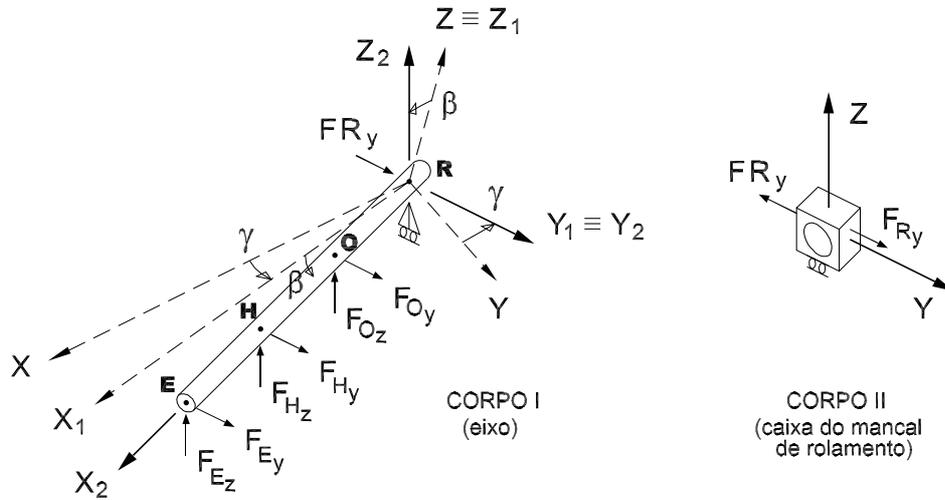


Figura 5.2: Diagrama de corpo livre dos corpos que compõem o modelo da bancada de testes da DTU.

de rolamento), e pode ser decomposta em dois corpos: o eixo (Corpo I) e a caixa do mancal de rolamento (Corpo II). O diagrama de corpo livre destes corpos é apresentado na Figura 5.2. A dinâmica dos demais componentes da bancada (acoplamento, transmissão, polia) não são considerados na modelagem.

O Corpo I (eixo) é dividido em quatro pontos de interesse onde forças externas são aplicadas: o ponto de excitação (**E**); o ponto do mancal segmentado ativo (**H**); o centro de gravidade do eixo (**O**); e o ponto do mancal de rolamento (**R**). De forma a facilitar a descrição dos vetores envolvidos nas equações de movimento, aplicam-se três rotações consecutivas ao Corpo I, seguindo os ângulos de Kardan: primeira rotação (γ) em torno do eixo Z do referencial inercial BI , formando o referencial auxiliar $B1$; segunda rotação (β) em torno do eixo Y_1 do referencial auxiliar $B1$, formando o referencial auxiliar $B2$; e terceira rotação (ϕ) em torno do eixo X_2 do referencial auxiliar $B2$, formando o referencial auxiliar $B3$ solidário ao corpo (vide Fig. 5.2). Devido ao fato do referencial auxiliar $B3$ ser solidário ao corpo, o tensor de inércia do corpo descrito neste referencial é constante. As matrizes de transformação de coordenadas para cada mudança de referencial são as mesmas do modelo da bancada de testes da Unicamp. O Corpo II (caixa do mancal de rolamento) é considerado como partícula e possui grau de liberdade de movimento linear na direção Y do sistema de referência inercial (y_R). Desta forma, o eixo é livre para rotacionar em torno do ponto **R**, e o ponto **R** é livre para se mover na direção Y . Além disso, o Corpo II é solidário ao ponto **R** do eixo.

Aplicando-se a segunda lei de Newton (eq.(5.1)) ao Corpo II (caixa do mancal de rolamento),

tem-se:

$$m_R \frac{d}{dt} ({}_{BI}\mathbf{v}_R) = \sum {}_{BI}\mathbf{f}_R \Rightarrow m_R \ddot{y}_R = F_{R_y} - F R_y \quad (5.12)$$

em que m_R é a massa do Corpo II; \mathbf{v}_R é o vetor de velocidade linear do Corpo II, descrito no referencial inercial; \mathbf{f}_R é o vetor de forças aplicadas ao Corpo II, descrito no referencial inercial; $F R_y$ é a força de reação no ponto \mathbf{R} ; e F_{R_y} é a força de resistência do suporte do mancal de rolamento (Corpo II).

Aplicando-se a segunda lei de Newton ao Corpo I (eixo), tem-se:

$$m_r \frac{d}{dt} ({}_{BI}\mathbf{v}_r) = \sum {}_{BI}\mathbf{f}_r \Rightarrow \begin{cases} m_r \ddot{y}_R = F_{H_y} + F_{E_y} + F_{O_y} + F R_y \\ 0 = F_{H_z} + F_{H_z} + F_{O_z} \end{cases} \quad (\text{estática}) \quad (5.13)$$

em que m_r é a massa do Corpo I (rotor); \mathbf{v}_r é o vetor de velocidade linear do Corpo I descrito no referencial inercial; \mathbf{f}_r é o vetor de forças aplicadas ao Corpo I, descrito no referencial inercial; F_{H_y} e F_{H_z} são as força oriundas do filme de óleo do mancal segmentado; F_{E_y} e F_{E_z} são as forças de excitação; e F_{O_y} e F_{O_z} são forças aplicadas no centro de gravidade do eixo (Corpo I). O balanço das forças na direção Z da equação (5.13) representa o equilíbrio estático do eixo nesta direção.

A equação de Euler (eq.(5.2)) aplicada ao Corpo I pode ser simplificada para:

$${}_{B2}\mathbf{I}_R \frac{d}{dt} ({}_{B2}\boldsymbol{\omega}_r) + m_r \frac{d}{dt} ({}_{B2}\mathbf{r}_{RO} \times {}_{B2}\mathbf{v}_R) + {}_{B2}\boldsymbol{\Omega}_2 \times ({}_{B2}\mathbf{I}_R {}_{B2}\boldsymbol{\omega}_r) = \sum {}_{B2}\mathbf{M}_R \quad (5.14)$$

sendo que se utiliza o referencial auxiliar $B2$ para descrever os vetores da equação pois o tensor de inércia do Corpo I descrito no referencial $B3$ é idêntico ao descrito no referencial $B2$ (corpo cilíndrico e rotação ϕ do referencial $B3$ efetuada em torno do eixo de simetria). Na equação (5.14), \mathbf{I}_R é o tensor de inércia do Corpo I; $\boldsymbol{\omega}_r$ é o vetor de velocidade angular absoluta do Corpo I e igual ao vetor de velocidade angular absoluta do eixo do modelo da bancada de testes da Unicamp (eq.(5.5)); $\boldsymbol{\Omega}_2$ é o vetor de velocidade angular absoluta do referencial $B2$ e igual ao vetor de velocidade angular absoluta do referencial $B2$ do modelo da bancada de testes da Unicamp (eq.(5.4)); \mathbf{r}_{RO} é o vetor posição do centro de gravidade do Corpo I em relação ao ponto \mathbf{R} ; \mathbf{v}_R é o vetor de velocidade linear absoluta do ponto \mathbf{R} ; e \mathbf{M}_R é o vetor de momentos aplicado no Corpo I em relação ao ponto \mathbf{R} .

A equação (5.14) resulta no sistema de equações não-lineares de movimento do rotor da bancada de testes da DTU (Corpo I), da forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{xx}^R (\ddot{\phi} - \ddot{\gamma} \sin \beta - \dot{\gamma} \dot{\beta} \cos \beta) + (I_{zz}^R - I_{yy}^R) \dot{\beta} \dot{\gamma} \cos \beta = 0 \\ I_{yy}^R \ddot{\beta} - m_r r_{RO} (\ddot{y}_R \sin \beta \sin \gamma + \dot{y}_R \dot{\beta} \cos \beta \sin \gamma + \dot{y}_R \dot{\gamma} \sin \beta \cos \gamma) \\ \quad I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\gamma} \cos \beta + (I_{zz}^R - I_{xx}^R) \dot{\gamma}^2 \cos \beta \sin \beta = - (r_{RE} F_{E_y} + r_{RH} F_{H_y} \\ \quad + r_{RO} F_{O_y}) \sin \beta \sin \gamma - (r_{RE} F_{E_z} + r_{RH} F_{H_z} + r_{RO} F_{O_z}) \cos \beta \\ I_{zz}^R (\ddot{\gamma} \cos \beta - \dot{\gamma} \dot{\beta} \sin \beta) + m_r r_{RO} (\ddot{y}_R \cos \beta - \dot{y}_R \dot{\beta} \sin \beta) - I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\beta} \\ \quad + (I_{xx}^R - I_{yy}^R) \dot{\gamma} \dot{\beta} \sin \beta = (r_{RE} F_{E_y} + r_{RH} F_{H_y} + r_{RO} F_{O_y}) \cos \gamma \end{array} \right. \quad (5.15)$$

Devido ao fato da velocidade de rotação do rotor ($\dot{\phi}$) ser considerada constante nas análises deste trabalho, a primeira equação do sistema (5.8) não será utilizada. Considerando-se que o eixo efetua deslocamentos angulares pequenos, pode-se adotar $\cos \epsilon \approx 1$ e $\sin \epsilon \approx \epsilon$, e desprezar termos quadráticos (hipótese de baixas frequências) e termos não-lineares. Assim, a equação (5.8) toma a forma linearizada:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy}^R \ddot{\beta} + I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\gamma} = - r_{RE} F_{E_z} - r_{RH} F_{H_z} - r_{RO} F_{O_z} \\ I_{zz}^R \ddot{\gamma} + m_r r_{RO} \ddot{y}_R - I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\beta} = r_{RE} F_{E_y} + r_{RH} F_{H_y} + r_{RO} F_{O_y} \end{array} \right. \quad (5.16)$$

Inserindo-se a equação (5.12) na equação (5.13), para eliminar a força de reação FR_y , e agregando-se o resultado à equação (5.16), chega-se às equações lineares de movimento da bancada de testes da DTU, da forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_r + m_R) \ddot{y}_R = F_{R_y} + F_{H_y} + F_{E_y} + F_{O_y} \\ I_{yy}^R \ddot{\beta} + I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\gamma} = - r_{RE} F_{E_z} - r_{RH} F_{H_z} - r_{RO} F_{O_z} \\ I_{zz}^R \ddot{\gamma} + m_r r_{RO} \ddot{y}_R - I_{xx}^R \dot{\phi} \dot{\beta} = r_{RE} F_{E_y} + r_{RH} F_{H_y} + r_{RO} F_{O_y} \end{array} \right. \quad (5.17)$$

As forças atuantes no ponto **R** podem ser descritas pelos coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do suporte do mancal de rolamento. As forças atuantes no ponto **H** são as forças oriundas do filme de óleo do mancal segmentado. Estas forças podem ser divididas nas forças hidrodinâmicas e nas forças de atuação do sistema de injeção. Considerando-se que as forças hidrodinâmicas do filme de óleo podem ser representadas pelos seus coeficientes dinâmicos equivalentes, tem-se:

$$\begin{aligned} F_{R_y} &= -k_R y_R - d_R \dot{y}_R && \text{(ponto R)} \\ F_{H_y} &= -k_{yy} y_H - d_{yy} \dot{y}_H + F_{A_y} && \text{(ponto H)} \\ F_{H_z} &= -k_{zz} z_H - d_{zz} \dot{z}_H + F_{A_z} && \end{aligned} \quad (5.18)$$

em que k_R e d_R são os coeficientes de rigidez e amortecimento do suporte do mancal de rolamento. Novamente, os coeficientes dinâmicos cruzados equivalentes do filme de óleo (k_{yz} , k_{zy} , d_{yz} , d_{zy}) não são aqui considerados pois, em mancais segmentados, estes coeficientes podem ser desprezados em relação à grandeza dos coeficientes diretos.

Sabendo-se que $y_H = (r_{RH} \gamma + y_R)$ e $z_H = -r_{RH} \beta$ (Fig. 5.2), e inserindo-se (5.18) em (5.17), chega-se ao sistema de equações de movimento do rotor da bancada de testes da DTU, cuja forma matricial é dada por:

$$\mathbf{M}_B \ddot{\mathbf{x}}_B + \mathbf{D}_B \dot{\mathbf{x}}_B + \mathbf{K}_B \mathbf{x}_B = \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_A \quad (5.19)$$

sendo que:

$$\mathbf{x}_B = \begin{Bmatrix} y_R \\ \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad \mathbf{M}_B = \begin{bmatrix} (m_r + m_R) & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy}^R & 0 \\ m_r r_{RO} & 0 & I_{zz}^R \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_B = \begin{bmatrix} (d_R + d_{yy}) & 0 & r_{RH} d_{yy} \\ 0 & r_{RH}^2 d_{zz} & I_{xx}^R \dot{\phi} \\ r_{RH} d_{yy} & -I_{xx}^R \dot{\phi} & r_{RH}^2 d_{yy} \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_B = \begin{Bmatrix} F_{E_y} + F_{O_y} \\ -r_{RE} F_{E_z} - r_{RO} F_{O_z} \\ r_{RE} F_{E_y} + r_{RO} F_{O_y} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_B = \begin{bmatrix} (k_R + k_{yy}) & 0 & r_{RH} k_{yy} \\ 0 & r_{RH}^2 k_{zz} & 0 \\ r_{RH} k_{yy} & 0 & r_{RH}^2 k_{yy} \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_A = \begin{Bmatrix} F_{A_y} \\ -r_{RH} F_{A_z} \\ r_{RH} F_{A_y} \end{Bmatrix}$$

Desta forma, tem-se um modelo linear para a bancada de testes da DTU, considerando-se rotor rígido, no qual as forças de atuação da lubrificação ativa são inseridas como forças externas.

5.1.3 Modelo dos Mancais Segmentados e Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Convencional

Os mancais segmentados das bancadas de testes da Unicamp e da DTU são compostos por quatro sapatas pivotadas, as quais possuem liberdade de movimento de rotação. Desta forma, a equação de movimento das sapatas é dada por:

$$I_s \ddot{\alpha}_i = M_{s_i} \quad (5.20)$$

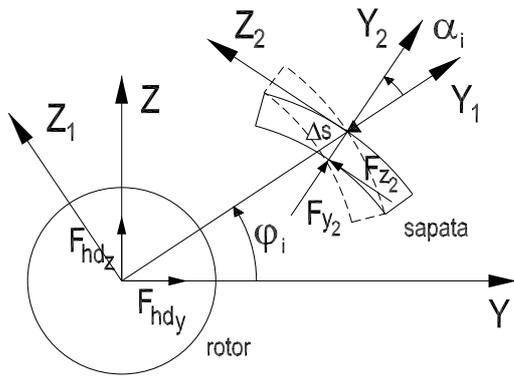


Figura 5.3: Componentes normal e tangencial das forças hidrodinâmicas atuantes na i -ésima sapata e sistemas de referência axiliares.

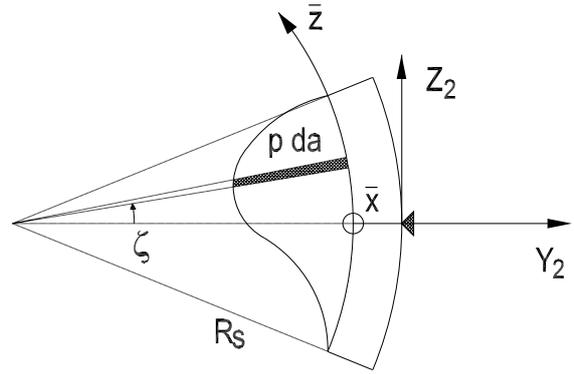


Figura 5.4: Integração da função distribuição de pressão hidrodinâmica sobre a sapata.

em que α_i é o deslocamento angular da i -ésima sapata; I_s é o momento de inércia da sapata; e M_{s_i} é o momento externo aplicado à i -ésima sapata, causado pelas forças hidrodinâmicas do filme de óleo.

As forças hidrodinâmicas que atuam sobre a i -ésima sapata podem ser decompostas em componentes normal ($F_{y_{2i}}$) e tangencial ($F_{z_{2i}}$) à superfície da sapata, conforme ilustrado na Figura 5.3. Estas forças são obtidas integrando-se a função distribuição de pressão hidrodinâmica ($p(\bar{x}, \bar{z})$) na área da superfície da sapata (Fig. 5.4), da forma:

$$F_{y_{2i}} = \int_{\bar{x}} \int_{\bar{z}} p_i(\bar{x}, \bar{z}) \cos \zeta \, d\bar{z} \, d\bar{x} \quad (5.21)$$

$$F_{z_{2i}} = \int_{\bar{x}} \int_{\bar{z}} p_i(\bar{x}, \bar{z}) \sin \zeta \, d\bar{z} \, d\bar{x}$$

em que (\bar{x}, \bar{z}) são coordenadas de um sistema de referência fixo à superfície da sapata (Fig. 5.4).

O momento aplicado à sapata é causado pela força hidrodinâmica tangencial ($F_{z_{2i}}$). Desta forma, tem-se:

$$M_{s_i} = -F_{z_{2i}} \Delta s \quad (5.22)$$

em que Δs é a distância entre o ponto de pivoteamento da sapata e a sua superfície.

As forças hidrodinâmicas F_{hd_y} e F_{hd_z} , que atuam no ponto **H** do rotor, são determinadas fazendo-se um balanço das forças $F_{y_{2i}}$ e $F_{z_{2i}}$ atuantes em cada sapata. Assim, tem-se:

$$F_{hd_y} = - \sum_{i=1}^{ns} [F_{y_{2i}} \cos (\varphi_i + \alpha_i) - F_{z_{2i}} \text{sen} (\varphi_i + \alpha_i)]$$

$$F_{hd_z} = - \sum_{i=1}^{ns} [F_{y_{2i}} \text{sen} (\varphi_i + \alpha_i) + F_{z_{2i}} \cos (\varphi_i + \alpha_i)]$$
(5.23)

em que ns é o número de sapatas; e φ_i é o ângulo de posicionamento da i -ésima sapata em relação ao sistema de referência inercial – Fig. 5.3.

A distribuição de pressões do filme de óleo de um mancal hidrodinâmico segmentado é obtida resolvendo-se a equação de Reynolds para cada sapata. Trata-se de uma equação diferencial parcial elíptica, cuja forma bidimensional aplicada à i -ésima sapata é dada por (Lang e Steinhilper, 1978; Shigley, 1986; Hamrock, 1994):

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_i^3}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_i^3}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \bar{z}} \right) = 6U \frac{\partial h_i}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_i}{\partial t}$$
(5.24)

em que p_i é a função distribuição de pressão do filme de óleo sobre a i -ésima sapata; h_i é a função folga radial da i -ésima sapata; μ é a viscosidade dinâmica do óleo; e U é a velocidade linear da superfície do rotor.

Segundo Santos e Russo (1998), a função folga radial (h_i) para a i -ésima sapata de um mancal segmentado pode ser dada por:

$$h_i(\bar{z}, t) = R_s - R_r - (y_H \cos \varphi_i + z_H \text{sen} \varphi_i + R_s - R_r - h_N) \cos \left(\frac{\bar{z}}{R_s} \right) - [-y_H \text{sen} \varphi_i + z_H \cos \varphi_i + \alpha_i (R_s + \Delta s)] \text{sen} \left(\frac{\bar{z}}{R_s} \right)$$
(5.25)

Desta forma, para uma determinada condição de operação (μ , U , α_i , y_H e z_H conhecidos), pode-se determinar a folga radial resultante (eq.(5.25)), resolver a equação de Reynolds (eq.(5.24)), integrar as distribuições de pressão sobre as sapatas (eq.(5.21)), e determinar as forças hidrodinâmicas resultantes sobre o rotor (eq.(5.23)).

Nos modelos lineares propostos para as bancada de testes da Unicamp e da DTU, considerou-se que as forças oriundas do filme de óleo do mancal segmentado são compostas por forças hidrodinâmicas, oriundas da lubrificação convencional, e forças de atuação, oriundas da lubrificação ativa.

As forças de atuação são determinadas experimentalmente, obtendo-se uma relação entre força de atuação e sinal de entrada das servoválvulas. As forças hidrodinâmicas são representadas pelos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo, calculados para as condições de operação adotadas nos experimentos.

Neste trabalho, os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo são estimados pelo procedimento proposto por Allaire et al. (1981). Segundo este procedimento, inicialmente determinam-se as forças hidrodinâmicas para a condição de operação de interesse, segundo o modelo de mancal segmentado acima. Em seguida, aplicam-se pequenas perturbações de deslocamento (Δy_H , Δz_H e $\Delta \alpha_i$) e velocidade ($\Delta \dot{y}_H$, $\Delta \dot{z}_H$ e $\Delta \dot{\alpha}_i$), e calculam-se as forças hidrodinâmicas resultantes, resolvendo-se novamente a equação de Reynolds para cada sapata. Com estas informações, os coeficientes dinâmicos equivalentes são estimados para a condição de operação adotada.

5.2 Modelo Não-Linear

O modelo não-linear utilizado neste trabalho descreve o comportamento da bancada de testes da Unicamp, especificamente. Desta forma, adotam-se as equações não-lineares de movimento do rotor desta bancada (equação (5.8)).

O modelo do mancal segmentado é o mesmo do descrito acima, porém considerando-se a equação de Reynolds modificada. Para o mancal segmentado em estudo, no qual se prevê a entrada de óleo através de orifícios presentes nas sapatas, a equação de Reynolds se modifica, recebendo os termos referentes à injeção de óleo. Assim, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_i^3}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_i^3}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \bar{z}} \right) - \frac{3}{\mu L_0} \mathcal{F}(\bar{x}, \bar{z}) p_i \\ = 6U \frac{\partial h_i}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_i}{\partial t} - \frac{3}{\mu L_0} \mathcal{F}(\bar{x}, \bar{z}) P_i \end{aligned} \quad (5.26)$$

em que L_0 é o comprimento do orifício de injeção; P_i é a pressão de injeção na i -ésima sapata; e $\mathcal{F}(\bar{x}, \bar{z})$ é uma função de posicionamento dos orifícios na área da sapata, dada por:

$$\mathcal{F}(\bar{x}, \bar{z}) = \begin{cases} \frac{D_o^2}{4} - (\bar{x} - \bar{x}_o)^2 - (\bar{z} - \bar{z}_o)^2, & \text{para } (\bar{x} - \bar{x}_o)^2 + (\bar{z} - \bar{z}_o)^2 \leq \frac{D_o^2}{4} \\ 0, & \text{para } (\bar{x} - \bar{x}_o)^2 + (\bar{z} - \bar{z}_o)^2 > \frac{D_o^2}{4} \end{cases} \quad (5.27)$$

em que D_o é o diâmetro dos orifícios na sapata; e (\bar{x}_o, \bar{z}_o) são as coordenadas dos orifícios na superfície da sapata, no referencial auxiliar. A dedução completa das expressões (5.26) e (5.27), através da simplificação das equações de Navier-Stokes, pode ser encontrada nos trabalhos de Santos e Russo (1998) e Santos e Nicoletti (1999).

Desta forma, através da equação de Reynolds modificada (eq.(5.26)), é possível se determinar a distribuição de pressão sobre a sapata, dada uma pressão de injeção P . Entretanto, a relação entre o sinal de entrada das servoválvulas e esta pressão de injeção P depende da modelagem do sistema hidráulico.

5.2.1 Modelo do Sistema Hidráulico da Bancada de Testes da Unicamp

Conforme descrito no Capítulo 3, o sistema hidráulico da bancada de testes da Unicamp é composto por duas servoválvulas, as quais são conectadas às sapatas do mancal e têm por objetivo controlar a vazão, e indiretamente a pressão, do óleo a ser injetado. A dinâmica de uma servoválvula de controle de vazão pode ser aproximada por uma equação de segunda ordem (Thayer, 1965; Rashidi e Dirusso, 1993; Scalabrin, 1999), da forma:

$$\ddot{Q}_V + 2\xi_V \varpi_V \dot{Q}_V + \varpi_V^2 Q_V = \varpi_V^2 K_V u(t) \quad (5.28)$$

em que Q_V é a vazão de óleo na servoválvula quando o carregamento é nulo, isto é, quando os dutos estão abertos e não há diferença de pressão nas portas da servoválvula; ξ_V é o fator de amortecimento da servoválvula; ϖ_V é a frequência natural da servoválvula; K_V é o ganho interno da servoválvula; e $u(t)$ é o sinal elétrico de controle da servoválvula.

O ganho interno da servoválvula (K_V), também chamado de ganho de vazão, pode ser estimado pela expressão (Santos, 1993):

$$K_V = \frac{Q_N}{u_N} \sqrt{\frac{P_S - P_R}{(P_S - P_R)_N}} \quad (5.29)$$

em que Q_N é a vazão nominal quando um sinal de entrada nominal u_N é aplicado à servoválvula; $(P_S - P_R)_N$ é a diferença nominal entre a pressão de suprimento e a pressão de retorno; e $P_S - P_R$ é a diferença operacional entre a pressão de suprimento e a pressão de retorno.

Desta forma, a expressão (5.28) descreve o comportamento da vazão que há na servoválvula quando esta opera sem carregamento (pressões nulas nas portas de saída), em função do sinal de

entrada $u(t)$. Para se determinar a relação entre a pressão e a vazão do fluido de trabalho nas portas de saída da servoválvula, deve-se considerar o tipo das aberturas nas portas do carretel da servoválvula. Segundo Watton (1989), o deslocamento das partes móveis (carretel), as quais causam a restrição do fluxo de óleo, é geralmente pequena em relação ao diâmetro da porta de saída. Desta forma, as equações de pressão-vazão assumem a forma da equação de Bernoulli por simplicidade (Bauer, 1988; Watton, 1989). Por ser uma relação não-linear, e considerando-se que na prática opera-se em torno de um ponto de operação, pode-se expandir a relação pressão-vazão em série de Taylor, desprezando os termos de segunda ordem (Watton, 1989; Santos, 1993; Scalabrin, 1999). Assim, tem-se uma expressão linearizada, da forma:

$$Q = Q_0 + K_Q(u - u_0) + K_{PQ}(\bar{P} - \bar{P}_0) \quad (5.30)$$

em que Q é a vazão efetiva na servoválvula; u é o sinal de controle da servoválvula; \bar{P} é a diferença de pressão entre as portas de entrada e saída da servoválvula ($P_1 - P_2$); e os coeficientes:

$$K_Q = \left. \frac{\partial Q}{\partial u} \right|_{u_0, \bar{P}_0} \quad K_{PQ} = \left. \frac{\partial Q}{\partial \bar{P}} \right|_{u_0, \bar{P}_0} \quad (5.31)$$

são determinados experimentalmente para o ponto de operação (Q_0, u_0, \bar{P}_0) .

O ponto de operação, adotado neste estudo, em torno do qual a servoválvula trabalha é dado por:

$$\begin{cases} Q_0 = 0 \\ u_0 = 0 \\ \bar{P}_0 = P_1 - P_2 = 0 \end{cases} \quad (5.32)$$

Esta é uma condição em que se assume que o carretel da servoválvula obstrui ambas as portas de saída e não há liberação de fluido de trabalho (condição em que o sinal de controle é nulo e a servoválvula é de centro nulo). Em outras palavras, assume-se que o sinal de controle aplicado à servoválvula sempre oscilará em torno de zero, e que em zero não há saída de fluido pelas portas da servoválvula. Trata-se de uma condição teórica, já que na prática esta condição não é necessariamente satisfeita, pois pode haver um pequeno vazamento para as portas de saída devido a um mau posicionamento do carretel ao se aplicar um sinal de controle nulo (Watton, 1989; Scalabrin, 1999).

Assim, desprezando-se eventuais vazamentos na condição de sinal nulo de controle e considerando-se este ponto de operação da servoválvula, chega-se à expressão da vazão efetiva nas portas da servoválvula, a partir de (5.30), da forma:

$$Q = K_Q u(t) + K_{PQ} (P_1 - P_2)$$

Considerando-se que o coeficiente de vazão K_Q (expressão (5.31)) é dado pela variação da vazão devido à variação do sinal de controle $u(t)$ em torno de zero, para $\bar{P} = P_1 - P_2 = 0$ (carregamento nulo), a vazão dada por $K_Q \cdot u(t)$ nada mais é do que a própria vazão na servoválvula sem carregamento Q_V . Desta forma, tem-se:

$$Q = Q_V + K_{PQ} (P_1 - P_2) \quad (5.33)$$

Segundo Watton (1989), a vazão na servoválvula é inversamente proporcional à diferença de pressão nas portas da mesma, ou seja, o coeficiente K_{PQ} é negativo. Portanto, a expressão da vazão efetiva na servoválvula com carregamento será dada por:

$$Q = Q_V - |K_{PQ}| (P_1 - P_2)$$

Assim, a presença de carregamento ($P_1 \neq P_2$) nas portas de saída contribui para uma redução da vazão que havia na servoválvula sem carregamento, o que faz sentido físico, já que a vazão efetiva na servoválvula não pode ser maior do que a vazão na servoválvula sem carregamento ($|Q| \leq |Q_V|$). É interessante notar que a expressão acima é válida tanto para $Q_V > 0$, em que $(P_1 - P_2) > 0$, quanto para $Q_V < 0$, em que $(P_1 - P_2) < 0$.

Assumindo-se por hipótese que a vazão em ambas as portas da servoválvula terão mesmo valor mas sinais opostos, tem-se:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_V - |K_{PQ}| (P_1 - P_2) && \text{(vazão na porta 1)} \\ Q_2 &= -Q_V + |K_{PQ}| (P_1 - P_2) && \text{(vazão na porta 2)} \end{aligned} \quad (5.34)$$

Assim, chegou-se a uma expressão para as vazões efetivas nas portas da servoválvula em função de uma linearização em torno do seu ponto de operação. A vazão efetiva também pode ser estimada analisando-se o escoamento de fluido através da tubulação existente entre a servoválvula

e a sapata. Considerando-se um escoamento laminar e os efeitos de compressibilidade do óleo, pode-se escrever:

$$Q \approx \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} (P - \bar{p}) + \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P} \quad (5.35)$$

em que D_T e L_T são o diâmetro e o comprimento da tubulação, μ é a viscosidade do fluido, \bar{p} é a pressão hidrodinâmica média na folga radial do mancal, V_T é o volume de fluido na tubulação ($V_T = \pi D_T^2 L_T / 4$) e β_f é o módulo de elasticidade específico do fluido.

Neste ponto, cabe ressaltar que os líquidos podem ser considerados incompressíveis na maioria das análises. Entretanto, em altas frequências de carregamento dinâmico, os efeitos da compressibilidade do fluido podem se tornar significativos (Rowe, 1983). É por esta razão que os efeitos de compressibilidade do óleo no sistema de injeção foram incluídos na modelagem. Na maioria das análises encontradas na literatura, e também na apresentada neste trabalho, o módulo de elasticidade específico adotado no modelo matemático é considerado constante. Entretanto, deve-se ter em mente que este parâmetro pode ser fortemente influenciado por diversos fatores, dentre eles a presença de ar dissolvido no óleo, a pressão aplicada e a temperatura de trabalho. Esta influência é ainda mais marcante quando o sistema hidráulico opera em uma ampla faixa de pressão (Jinghong, Zhaoneng e Yuanzhang, 1994).

Inserindo-se a equação (5.35) na expressão (5.34), tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} (P_1 - \bar{p}_1) &= Q_V - |K_{PQ}| (P_1 - P_2) - \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_1 \\ \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} (P_2 - \bar{p}_2) &= -Q_V + |K_{PQ}| (P_1 - P_2) - \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_2 \end{aligned} \quad (5.36)$$

Desta forma, é interessante observar que a vazão na tubulação passa a ser dada pela vazão na servoválvula sem carregamento (Q_V - vazão máxima possível) subtraída dos efeitos do carregamento ($P_1 - P_2$) e da compressibilidade (\dot{P}).

A expressão (5.36) conjuntamente com a equação (5.28) compõem as equações com as quais se deseja descrever o comportamento das servoválvulas da bancada de testes. Assim, reescrevendo-

se (5.36), o modelo do sistema hidráulico será composto pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \ddot{Q}_{V_I} + 2\xi_{V_I}\varpi_{V_I}\dot{Q}_{V_I} + \varpi_{V_I}^2 Q_{V_I} &= \varpi_{V_I}^2 K_{V_I} u_I(t) \\ \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_1 + \left(|K_{PQ_I}| + \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \right) P_1 - |K_{PQ_I}| P_3 - Q_{V_I} &= \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \bar{p}_1 \\ \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_3 - |K_{PQ_I}| P_1 + \left(|K_{PQ_I}| + \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \right) P_3 + Q_{V_I} &= \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \bar{p}_3 \end{aligned} \quad (5.37)$$

$$\begin{aligned} \ddot{Q}_{V_{II}} + 2\xi_{V_{II}}\varpi_{V_{II}}\dot{Q}_{V_{II}} + \varpi_{V_{II}}^2 Q_{V_{II}} &= \varpi_{V_{II}}^2 K_{V_{II}} u_{II}(t) \\ \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_2 + \left(|K_{PQ_{II}}| + \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \right) P_2 - |K_{PQ_{II}}| P_4 - Q_{V_{II}} &= \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \bar{p}_2 \\ \frac{V_T}{\beta_f} \dot{P}_4 - |K_{PQ_{II}}| P_2 + \left(|K_{PQ_{II}}| + \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \right) P_4 + Q_{V_{II}} &= \frac{\pi D_T^4}{128 \mu L_T} \bar{p}_4 \end{aligned} \quad (5.38)$$

em que os índices I e II referem-se às servoválvulas conectadas às sapatas posicionadas nas direções horizontal (sapatas 1 e 3) e vertical (sapatas 2 e 4) respectivamente. Através das expressões (5.37) e (5.38) é possível se determinar a pressão de injeção nas sapatas (P_i) em função do sinal de entrada das servoválvulas ($u(t)$).

Assim, o conjunto de equações do modelo não-linear da bancada de testes da Unicamp é dado pela expressão (5.8) do rotor, expressão (5.20) do mancal considerando-se a equação de Reynolds modificada (5.26), e as expressões (5.37) e (5.38) do sistema hidráulico. Trata-se de um sistema de equações não-lineares, cuja integração no tempo exige a solução da equação de Reynolds modificada a cada passo de integração.

5.3 Modelo por Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Ativa

Uma maneira alternativa de modelar o mancal segmentado com lubrificação ativa é através de seus coeficientes dinâmicos equivalentes. Para tanto, Scalabrin (1999) propõe a inserção de um controlador PD na equação de Reynolds modificada (eq.(5.26)), considerando-se que o rotor apresenta movimentos harmônicos de frequência ω . Desta forma, os sinais de controle passam a ser dados por:

$$u_s(t) = H_{p_s} s_H(t) + H_{d_s} \dot{s}_H(t) = S_H (H_{p_s} + j\omega H_{d_s}) e^{j\omega t} \quad (5.39)$$

em que u_s é o sinal de controle da servoválvula que opera em uma direção genérica s ; H_{p_s} e H_{d_s} são os ganhos proporcional e derivativo do controlador PD, respectivamente, na direção s ; e s_H e \dot{s}_H são o deslocamento e a velocidade do rotor na direção s , medido no ponto do mancal.

Inserindo-se a expressão (5.39) na equação de segunda ordem que rege a vazão da servoválvula (eq.(5.28)), e resolvendo-a, chega-se a uma expressão para a vazão na servoválvula, da forma:

$$Q_V = \varpi_V K_V S_H \sqrt{\frac{H_{p_s}^2 + \omega^2 H_{d_s}^2}{(\varpi_V^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_V \varpi_V \omega)^2}} e^{j(\omega t + \phi_s)} \quad (5.40)$$

sendo que a fase é dada por:

$$\phi_s = \arctg \left[\frac{-H_{p_s} 2 \xi_V \varpi_V \omega + \omega H_{d_s} (\varpi_V^2 - \omega^2)}{H_{p_s} (\varpi_V^2 - \omega^2) + \omega H_{d_s} 2 \xi_V \varpi_V} \right]$$

Segundo Santos e Russo (1998), as pressões de injeção nos pares de sapatas que estão na mesma direção de atuação podem ser escritas em função das pressões hidrodinâmicas no filme de óleo e da vazão na servoválvula, da forma:

$$P_{1s}(t) = \mathcal{C}_1 p_{1s} + \mathcal{C}_2 p_{2s} + \mathcal{C}_3 Q_V \quad (5.41)$$

$$P_{2s}(t) = \mathcal{C}_1 p_{2s} + \mathcal{C}_2 p_{1s} - \mathcal{C}_3 Q_V$$

em que P indica a pressão de injeção; p é a pressão hidrodinâmica no filme de óleo sobre a sapata; e os subscritos $1s$ e $2s$ indicam as sapatas que atuam na mesma direção s . Os coeficientes \mathcal{C}_1 , \mathcal{C}_2 e \mathcal{C}_3 são dados por:

$$\mathcal{C}_1 = \frac{\sum_1^{no} \frac{\pi D_o^2}{128 \mu L_o} - |K_{PQ}|}{\sum_1^{no} \frac{\pi D_o^2}{128 \mu L_o} - 2 |K_{PQ}|} \quad \mathcal{C}_2 = \frac{-|K_{PQ}|}{\sum_1^{no} \frac{\pi D_o^2}{128 \mu L_o} - 2 |K_{PQ}|} \quad \mathcal{C}_3 = \frac{1}{\sum_1^{no} \frac{\pi D_o^2}{128 \mu L_o} - 2 |K_{PQ}|}$$

em que no é o número de orifícios em cada sapata.

Inserindo-se a expressão (5.40) nas equações das pressões de injeção (5.41), têm-se as pressões de injeção da cada sapata em função dos ganhos do controlador PD. Inserindo-se, por sua

vez, as equações de pressões de injeção de cada sapata na sua respectiva equação de Reynolds (eq.(5.26)), chega-se a um conjunto de equações diferenciais parciais acopladas duas a duas (duas equações para cada direção de atuação).

Para o mancal da bancada de testes da Unicamp, no qual há duas direções de atuação (Y e Z), as equações acopladas (Santos et al., 2001) têm a forma:

- Direção Y - Sapatas 1 e 3

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_1^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_1^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial \bar{z}} \right) - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i [p_1 (1 - C_1) - C_2 p_3] = 6 U \frac{\partial h_1}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_1}{\partial t} \\ - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i \left[P_{st1} + C_3 \varpi_V K_V Y_H \sqrt{\frac{H_{pY}^2 + \omega^2 H_{dY}^2}{(\varpi_V^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_V \varpi_V \omega)^2}} e^{j(\omega t + \phi_Y)} \right] \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_3^3}{\mu} \frac{\partial p_3}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_3^3}{\mu} \frac{\partial p_3}{\partial \bar{z}} \right) - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i [p_3 (1 - C_1) - C_2 p_1] = 6 U \frac{\partial h_3}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_3}{\partial t} \\ - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i \left[P_{st3} - C_3 \varpi_V K_V Y_H \sqrt{\frac{H_{pY}^2 + \omega^2 H_{dY}^2}{(\varpi_V^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_V \varpi_V \omega)^2}} e^{j(\omega t + \phi_Y)} \right] \end{aligned} \quad (5.43)$$

- Direção Z - Sapatas 2 e 4

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_2^3}{\mu} \frac{\partial p_2}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_2^3}{\mu} \frac{\partial p_2}{\partial \bar{z}} \right) - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i [p_2 (1 - C_1) - C_2 p_4] = 6 U \frac{\partial h_2}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_2}{\partial t} \\ - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i \left[P_{st2} + C_3 \varpi_V K_V Z_H \sqrt{\frac{H_{pZ}^2 + \omega^2 H_{dZ}^2}{(\varpi_V^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_V \varpi_V \omega)^2}} e^{j(\omega t + \phi_Z)} \right] \end{aligned} \quad (5.44)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h_4^3}{\mu} \frac{\partial p_4}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h_4^3}{\mu} \frac{\partial p_4}{\partial \bar{z}} \right) - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i [p_4 (1 - C_1) - C_2 p_2] = 6 U \frac{\partial h_4}{\partial \bar{z}} + 12 \frac{\partial h_4}{\partial t} \\ - \frac{3}{\mu L_o} \sum_{i=1}^{no} \mathcal{F}_i \left[P_{st4} - C_3 \varpi_V K_V Z_H \sqrt{\frac{H_{pZ}^2 + \omega^2 H_{dZ}^2}{(\varpi_V^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_V \varpi_V \omega)^2}} e^{j(\omega t + \phi_Z)} \right] \end{aligned} \quad (5.45)$$

em que P_{sti} é a pressão de injeção estática na i -ésima sapata.

Desta forma, ao resolver numericamente as equações (5.42) a (5.45), para uma determinada condição de operação do mancal, obtêm-se as distribuições de pressão hidrodinâmica do filme de óleo sobre as sapatas em função dos ganhos do controlador PD. Com isto, os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo também podem ser calculados em função dos ganhos do controlador PD.

5.3.1 Cálculo dos Coeficientes Dinâmicos

Para se calcularem os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo com injeção (lubrificação ativa), a pressão hidrodinâmica do filme de óleo de cada sapata é aproximada por série de Taylor (Ghosh et al., 1989), da forma:

$$p_i = \mathcal{P}_{st_i} + \mathcal{P}_{Y_i} \Delta Y_H e^{j\omega t} + \mathcal{P}_{Z_i} \Delta Z_H e^{j\omega t} + \mathcal{P}_{\alpha_i} \Delta A_i e^{j\omega t}$$

sendo que:

$$\begin{aligned} \mathcal{P}_{st_i} &= p_i|_{eq} & \mathcal{P}_{Z_i} &= \left. \frac{\partial p_i}{\partial z_H} \right|_{eq} + j\omega \left. \frac{\partial p_i}{\partial \dot{z}_H} \right|_{eq} \\ \mathcal{P}_{Y_i} &= \left. \frac{\partial p_i}{\partial y_H} \right|_{eq} + j\omega \left. \frac{\partial p_i}{\partial \dot{y}_H} \right|_{eq} & \mathcal{P}_{\alpha_i} &= \left. \frac{\partial p_i}{\partial \alpha_i} \right|_{eq} + j\omega \left. \frac{\partial p_i}{\partial \dot{\alpha}_i} \right|_{eq} \end{aligned}$$

Calculando-se os termos \mathcal{P}_{Y_i} , \mathcal{P}_{Z_i} e \mathcal{P}_{α_i} para cada i -ésima sapata, através da integração da respectiva equação de Reynolds, pode-se montar a matriz \mathbf{A}_i (Santos et al., 2001) abaixo:

$$\mathbf{A}_i = \int_{\bar{x}} \int_{\bar{z}} \begin{bmatrix} \mathcal{P}_{Y_i} \cos\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{Y_i} \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{Y_i} (R_s + \Delta s) \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) \\ \mathcal{P}_{Z_i} \cos\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{Z_i} \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{Z_i} (R_s + \Delta s) \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) \\ \mathcal{P}_{\alpha_i} \cos\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{\alpha_i} \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) & \mathcal{P}_{\alpha_i} (R_s + \Delta s) \sin\left(\frac{\bar{z}}{R_s}\right) \end{bmatrix} d\bar{z} d\bar{x}$$

Com isto, as matrizes de rigidez e amortecimento equivalente do i -ésimo sub-sistema rotor-sapata, são dadas por:

$$\mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_{yy_i} & k_{yz_i} & k_{y\alpha_i} \\ k_{zy_i} & k_{zz_i} & k_{z\alpha_i} \\ k_{\alpha y_i} & k_{\alpha z_i} & k_{\alpha\alpha_i} \end{bmatrix} = \Re(\mathbf{A}_i) \quad (5.46)$$

$$\mathbf{D}_i = \begin{bmatrix} d_{yy_i} & d_{yz_i} & d_{y\alpha_i} \\ d_{zy_i} & d_{zz_i} & d_{z\alpha_i} \\ d_{\alpha y_i} & d_{\alpha z_i} & d_{\alpha\alpha_i} \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \Im(\mathbf{A}_i) \quad (5.47)$$

Usando-se a matriz de transformação de coordenadas \mathbf{T}_i , dada por:

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_i + \alpha_i) & \sin(\varphi_i + \alpha_i) & 0 \\ -\sin(\varphi_i + \alpha_i) & \cos(\varphi_i + \alpha_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

é possível obter as matrizes de rigidez e amortecimento globais, descritas no sistema de referência inercial, a partir de (5.46) e (5.47), da forma:

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^{ns} \mathbf{T}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} k_{yy} & k_{yz} & k_{y\alpha_1} & \cdots & k_{y\alpha_{ns}} \\ k_{zy} & k_{zz} & k_{z\alpha_1} & \cdots & k_{z\alpha_{ns}} \\ k_{\alpha_1 y} & k_{\alpha_1 z} & k_{\alpha_1 \alpha_1} & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ k_{\alpha_{ns} y} & k_{\alpha_{ns} z} & & & k_{\alpha_{ns} \alpha_{ns}} \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

$$\mathbf{D} = \sum_{i=1}^{ns} \mathbf{T}_i^T \mathbf{D}_i \mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} d_{yy} & d_{yz} & d_{y\alpha_1} & \cdots & d_{y\alpha_{ns}} \\ d_{zy} & d_{zz} & d_{z\alpha_1} & \cdots & d_{z\alpha_{ns}} \\ d_{\alpha_1 y} & d_{\alpha_1 z} & d_{\alpha_1 \alpha_1} & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ d_{\alpha_{ns} y} & d_{\alpha_{ns} z} & & & d_{\alpha_{ns} \alpha_{ns}} \end{bmatrix} \quad (5.49)$$

As matrizes globais (5.48) e (5.49) contêm termos de rigidez e amortecimento lineares, relacionados às direções Y e Z , e também termos de rigidez e amortecimento angulares, relacionados aos ângulos das sapatas. Para que as matrizes globais possuam apenas termos de rigidez e amortecimento lineares, estas podem ser condensadas, eliminando-se os termos angulares. Para isto, dividem-se as matrizes em sub-matrizes:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\mathbf{A}2 \times 2} & \mathbf{K}_{\mathbf{B}2 \times ns} \\ \mathbf{K}_{\mathbf{C}ns \times 2} & \mathbf{K}_{\mathbf{D}ns \times ns} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_{\mathbf{A}2 \times 2} & \mathbf{D}_{\mathbf{B}2 \times ns} \\ \mathbf{D}_{\mathbf{C}ns \times 2} & \mathbf{D}_{\mathbf{D}ns \times ns} \end{bmatrix}$$

Assim, as matrizes globais condensadas de rigidez e amortecimento serão dadas por:

$$\mathbf{K}_H = \mathbf{K}_A + \mathbf{K}_B \mathbf{K}_D^{-1} \mathbf{K}_C \quad (5.50)$$

$$\mathbf{D}_H = \mathbf{D}_A + \mathbf{D}_B \mathbf{D}_D^{-1} \mathbf{D}_C$$

Desta forma, chegou-se às matrizes de rigidez e amortecimento equivalente do filme de óleo do mancal ativo (lubrificação ativa), em função dos ganhos do controlador PD inseridos nas equações de Reynolds modificadas.

Capítulo 6

Ajuste dos Modelos das Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU

Neste capítulo, os modelos lineares com forças de atuação externas, propostos para as bancadas de testes da Unicamp e da DTU no Capítulo 5, são ajustados com base nos dados obtidos experimentalmente para o caso dinâmico passivo (Capítulo 4). Para tanto, adotam-se os coeficientes de rigidez e amortecimento dos suportes como as variáveis de ajuste.

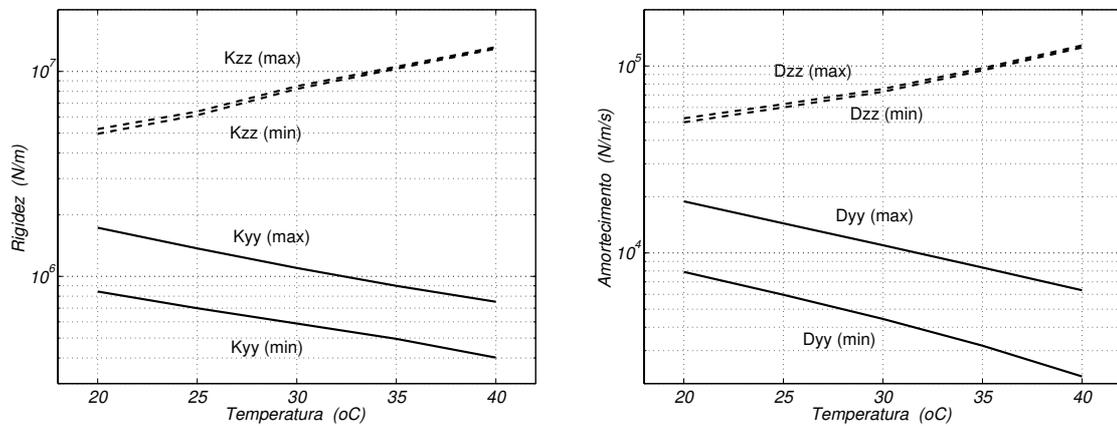
6.1 Bancada de Testes da Unicamp

6.1.1 Estimativa dos Parâmetros do Modelo Linear

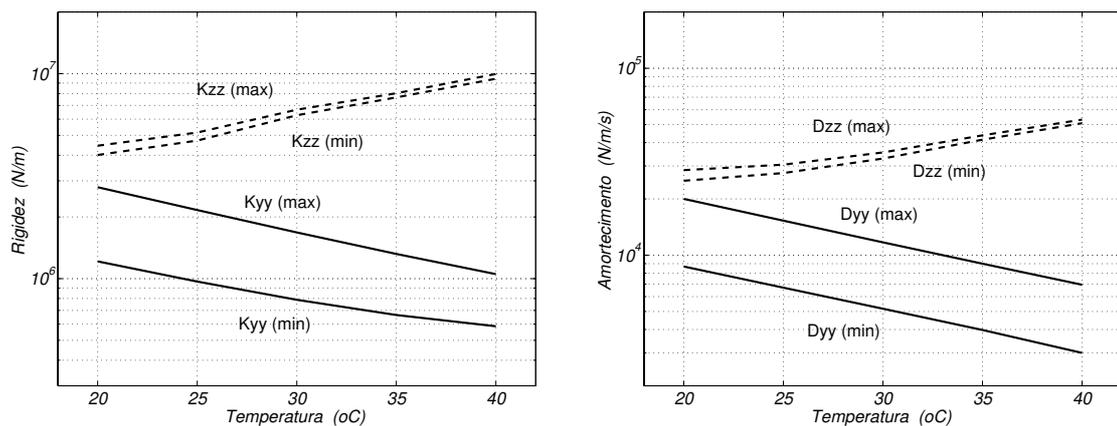
O modelo matemático da bancada de testes da Unicamp a ser ajustado é dado pela expressão (5.11). No sistema de equações (5.11), os coeficientes equivalentes do filme de óleo k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz} não são conhecidos e, portanto, serão usados como variáveis de ajuste do modelo.

Os coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo (k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz}) são estimados utilizando-se o procedimento de cálculo descrito na Seção 5.1.3, nas condições do mancal da bancada de testes da Unicamp. As condições de operação do mancal segmentado da bancada de testes da Unicamp são apresentadas na Tabela B.2 do Apêndice B. Considerando-se que tanto o raio do rotor (R_r) como a folga radial de montagem (h_N) possuem tolerâncias, os valores dos coeficientes dinâmicos são obtidos para uma faixa de valores. Aplicando-se o método proposto por Allaire et al. (1981) para as duas velocidades de rotação adotadas no ensaio dinâmico da bancada de testes (Seção 4.1.2), obtiveram-se os valores dos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal apresentados na Figura 6.1. Nesta figura, os coeficientes são apresentados em

função da temperatura do óleo, o qual é o ISO VG32, cuja curva de viscosidade é apresentada no Apêndice B.1.



(a) Rotação de 15,0 Hz



(b) Rotação de 30,0 Hz

Figura 6.1: Coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da Unicamp.

Como se pode ver na Figura 6.1, os coeficientes dinâmicos referentes à direção horizontal (Y) diminuem com o aumento a temperatura, enquanto os coeficientes referentes à direção vertical (Z) aumentam. Isto se deve ao efeito da queda da viscosidade do óleo com o aumento da temperatura. Como o carregamento estático atua na direção vertical (Z), a queda da viscosidade tende a diminuir a folga mínima no mancal nesta direção, levando o sistema a apresentar coeficientes dinâmicos mais altos. Na direção horizontal (Y), na qual não há carregamento estático aplicado, o rotor permanece centrado no mancal (folga permanece constante), e a queda da viscosidade leva o sistema a apresentar coeficientes dinâmicos equivalentes menores. O aumento da frequência de

rotação do rotor, de 15,0 para 30,0 Hz , tende a aumentar os coeficientes dinâmicos na direção horizontal (Y) e diminuir os coeficientes dinâmicos na direção vertical (Z). A partir destes dados, o modelo matemático da bancada de testes da Unicamp é ajustado.

6.1.2 Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Passivo

Nesta seção, os resultados numéricos obtidos com o modelo matemático proposto são comparados com os resultados experimentais do sistema passivo. Esta comparação numérico-experimental é feita analisando-se a receptância do sistema, em m/N . Os graus de liberdade do modelo matemático da bancada de testes da Unicamp são os deslocamentos angulares β e γ (eq.(5.11)). Os dados da identificação experimental são relativos à resposta do sistema na posição dos sensores de proximidade da bancada de testes (Fig. 3.4). Para que se possam comparar os resultados numéricos do modelo com os dados experimentais, deve-se extrair dos resultados numéricos a receptância equivalente para o ponto de medição, da forma:

- Direção horizontal

$$\left. \begin{array}{l} R_{\gamma,\gamma}(\omega) = \frac{\Gamma(\omega)}{M_{\gamma}(\omega)} \\ M_{\gamma}(\omega) = r_{RE} F_E(\omega) \\ Y_M(\omega) = r_{RM} \Gamma(\omega) \end{array} \right\} \Rightarrow R_{M_y, E_y}(\omega) = \frac{Y_M(\omega)}{F_E(\omega)} = r_{RE} r_{RM} R_{\gamma,\gamma}(\omega) \quad (6.1)$$

- Direção vertical

$$\left. \begin{array}{l} R_{\beta,\beta}(\omega) = \frac{B(\omega)}{M_{\beta}(\omega)} \\ M_{\beta}(\omega) = r_{RE} F_E(\omega) \\ Z_M(\omega) = r_{RM} B(\omega) \end{array} \right\} \Rightarrow R_{M_z, E_z}(\omega) = \frac{Z_M(\omega)}{F_E(\omega)} = r_{RE} r_{RM} R_{\beta,\beta}(\omega) \quad (6.2)$$

em que $R_{\gamma,\gamma}$ é a receptância do sistema em γ devido a excitação em γ ; $R_{\beta,\beta}$ é a receptância do sistema em β devido a excitação em β ; R_{M_y, E_y} é a receptância do sistema no ponto **M** devido a excitação no ponto **E**, ambos na direção Y ; e R_{M_z, E_z} é a receptância do sistema no ponto **M** devido a excitação no ponto **E**, ambos na direção Z .

A partir dos resultados estimados para os parâmetros k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz} , é possível ajustar o modelo matemático, neste caso, por tentativa e erro a partir de um conjunto de valores iniciais. Adotando-se os valores apresentados na Tabela B.3 do Apêndice B (valores obtidos no procedimento de ajuste), e calculando-se a resposta do sistema através das equações de movimento (eq.(5.11)) e das expressões (6.1) e (6.2), obtiveram-se os resultados apresentados nas Figuras 6.2 e 6.3. Nestas figuras, apresentam-se os resultados numéricos ajustados em comparação com os resultados experimentais dos ensaios dinâmicos passivos da bancada de testes da Unicamp, para as duas velocidades de rotação adotadas.

Como se pode observar nas Figuras 6.2 e 6.3, adotando-se os valores da Tabela B.3 é possível obter resultados numéricos bastante próximos dos dados experimentais, em ambas direções e velocidades de rotação. Os coeficientes de rigidez adotados no ajuste do modelo estão de acordo com os coeficientes calculados (Fig. 6.1). Entretanto, não é possível ajustar o modelo de forma satisfatória utilizando os coeficientes de amortecimento calculados. O procedimento de cálculo dos coeficientes equivalentes do filme de óleo superestima o valor dos coeficientes de amortecimento. Desta forma, utilizam-se valores menores para os coeficientes de amortecimento no ajuste do modelo matemático em questão.

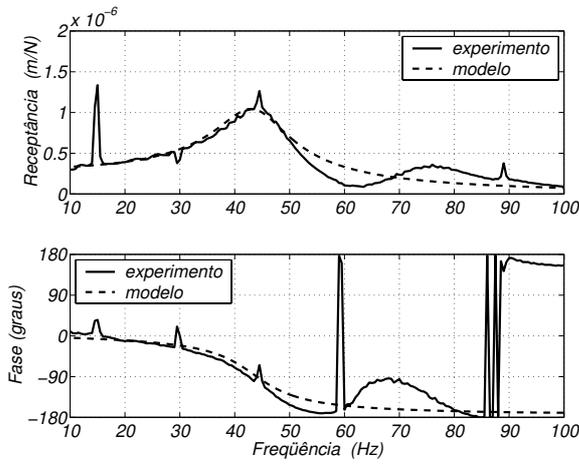
Este modelo matemático ajustado pode ser usado para descrever o comportamento da bancada de testes da Unicamp para a faixa de frequência de 0 a 100 Hz .

6.2 Bancada de Testes da DTU

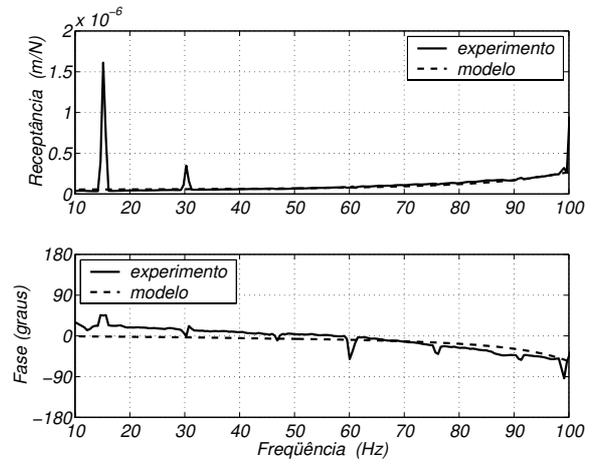
6.2.1 Estimativa dos Parâmetros do Modelo Linear

O modelo matemático da bancada de testes da DTU a ser ajustado é dado pela expressão (5.19). No sistema de equações (5.19), os coeficientes equivalentes do filme de óleo k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz} e do suporte do mancal de rolamento k_R e d_R não são conhecidos e, portanto, serão usados como variáveis de ajuste do modelo. Como no caso anterior, os coeficientes dinâmicos do filme de óleo podem ser estimados a partir do procedimento proposto por Allaire et al. (1981) (Seção 5.1.3), nas condições de operação do mancal da DTU.

As condições de operação do mancal segmentado da bancada de testes da DTU são apresentadas na Tabela B.5 do Apêndice B. Considerando-se que tanto o raio do rotor (R_r) como a folga radial de montagem (h_N) possuem tolerâncias, os valores dos coeficientes dinâmicos são obtidos para uma faixa de valores. Aplicando-se o método proposto por Allaire et al. (1981) para as três

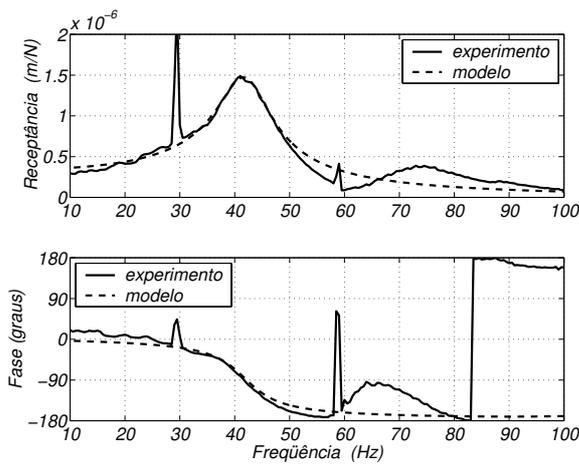


(a) Horizontal – H_{M_y, E_y}

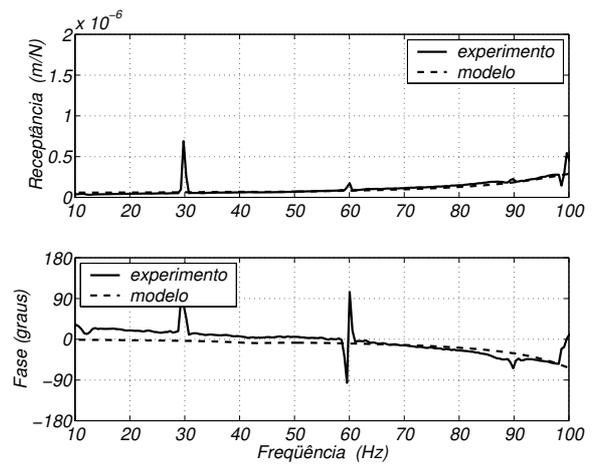


(b) Vertical – H_{M_z, E_z}

Figura 6.2: Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da Unicamp – Freqüência de rotação de 15,0 Hz.



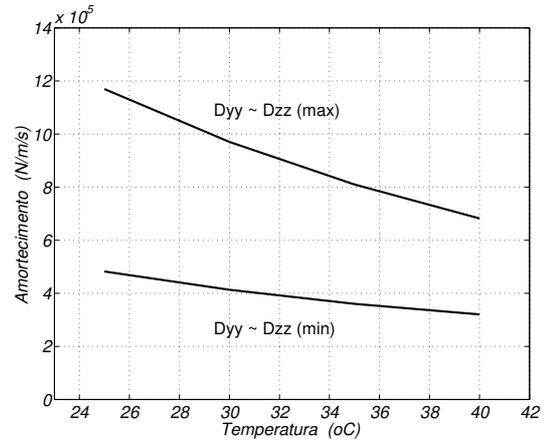
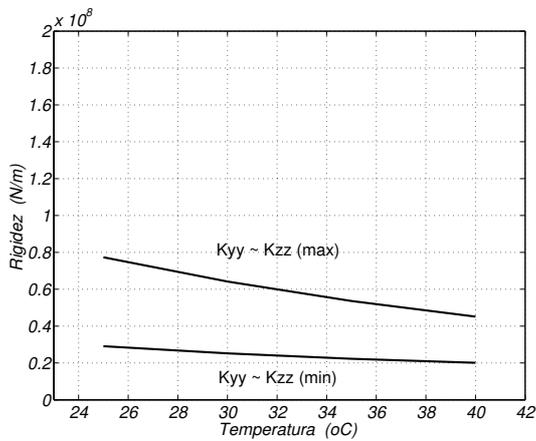
(a) Horizontal – H_{M_y, E_y}



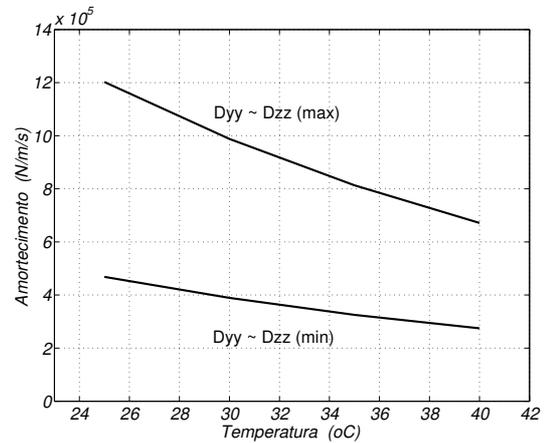
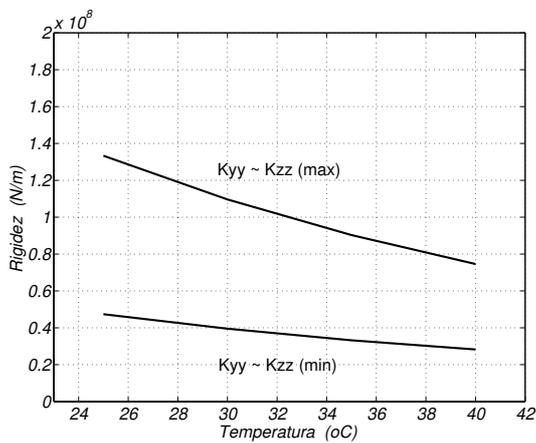
(b) Vertical – H_{M_z, E_z}

Figura 6.3: Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da Unicamp – Freqüência de rotação de 30,0 Hz.

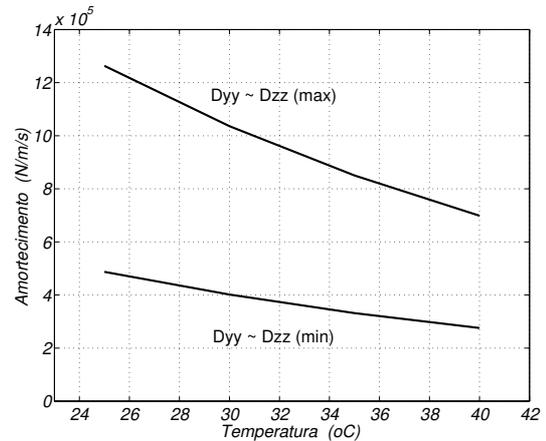
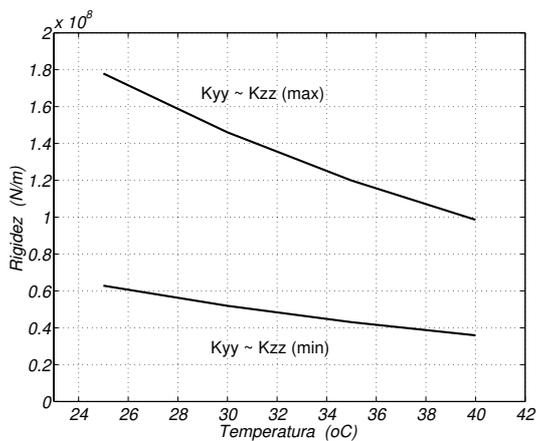
velocidades de rotação adotadas no ensaio dinâmico da bancada de testes (Seção 4.2.2), obtiveram-se os valores dos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal apresentados na Figura 6.4. Nesta figura, os coeficientes são apresentados em função da temperatura do óleo, o qual é o ISO VG22, cuja curva de viscosidade é apresentada no Apêndice B.1. Como se pode ver na Figura 6.4, a rigidez equivalente do filme de óleo aumenta com o aumento da velocidade de rotação, tanto para valores máximos como para valores mínimos. Já o amortecimento apresenta pouca variação, com uma pequena diminuição do amortecimento máximo em função do aumento



(a) Rotação de 10,4 Hz



(b) Rotação de 20,0 Hz



(c) Rotação de 30,0 Hz

Figura 6.4: Coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da DTU.

da velocidade de rotação. Curiosamente, os valores dos coeficientes nas direções horizontal (Y) e vertical (Z) são bastante próximos entre si, apesar do mancal estar sujeito ao carregamento estático do eixo.

Os parâmetros do suporte da caixa do mancal de rolamento (k_R e d_R) também devem ser estimados. A rigidez do suporte do mancal de rolamento pode ser estimada pela teoria de elasticidade, considerando-se o suporte como uma viga de perfil "H" (Fig. 6.5). A rigidez equivalente de uma viga engastada-livre é dada por:

$$k_R = \frac{F}{\Delta y} = \frac{3 E I_y}{L^3} \quad (6.3)$$

em que E é o módulo de elasticidade do material; I_y é o momento de área da secção transversal da viga; e L é o comprimento da viga (Hibbeler, 1994).

Tomando-se as dimensões do suporte (Fig. 6.5), considerando-se que o material é aço ($E = 2,09 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$), chega-se a um valor da rigidez equivalente do suporte da caixa do mancal de rolamento de:

$$k_R = 2,31 \times 10^7 \text{ N/m} \quad (6.4)$$

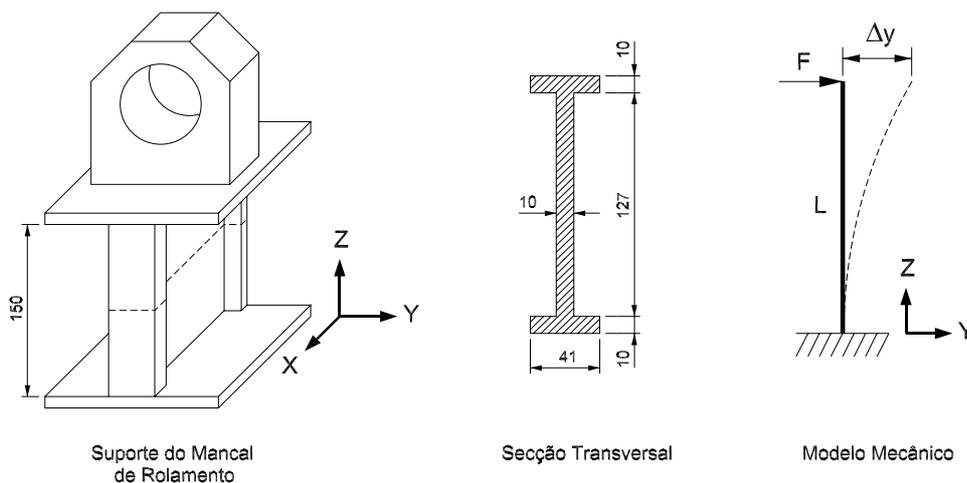


Figura 6.5: Suporte da caixa do mancal de rolamento – Secção transversal e modelo mecânico.

O amortecimento d_R do suporte do mancal de rolamento é mais difícil de ser estimado, por se tratar de amortecimento estrutural. Segundo a literatura, o fator de amortecimento estrutural pode

variar de valores bastante baixos (p.ex. 0,0001) a até 0,1 , dependendo da esbeltez do sistema, do tipo de engaste e juntas que o compõem, além do material de que é feito (Crandall, 1958; Thomson e Dahleh, 1998). De modo a se ter uma estimativa grosseira da grandeza do amortecimento do suporte do mancal de rolamento, considera-se um fator de amortecimento de $\xi_R = 0,01$, a rigidez equivalente do suporte (eq.(6.4)) e a massa da caixa do mancal de rolamento ($m_R = 3,1 \text{ kg}$). Com isto, chega-se a um valor de amortecimento de:

$$d_R = 2\sqrt{k_R m_R \xi_R} = 1,7 \times 10^3 \text{ N/m.s}^{-1}$$

Baseando-se nos dados estimados nesta seção, o modelo matemático da bancada de testes da DTU é ajustado aos dados experimentais.

6.2.2 Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Passivo

A comparação numérico-experimental é feita analisando-se a receptância do sistema, em m/N . Como os dados experimentais correspondem à inertância do sistema, dada em $m.s^{-2}/N$ (vide Seção 4.2.2), deve-se efetuar a seguinte conversão:

$$R_{j,k}(\omega) = -\frac{I_{j,k}(\omega)}{\omega^2}$$

em que $R_{j,k}$ e $I_{j,k}$ são a receptância e a inertância do sistema, respectivamente, medidas no ponto j devido a uma excitação no ponto k .

Os graus de liberdade do modelo matemático são o deslocamento linear y_R e os deslocamentos angulares β e γ (eq.(5.19)). Os dados da identificação experimental são relativos à resposta do sistema nos pontos 1 e 9 da bancada de testes (Fig. 4.10). Para que se possam comparar os resultados numéricos do modelo com os dados experimentais, deve-se extrair dos resultados numéricos a receptância equivalente para os pontos 1 e 9, da forma:

- Direção horizontal

$$\left. \begin{aligned} R_{\gamma,\gamma}(\omega) &= \frac{\Gamma(\omega)}{M_\gamma(\omega)} \\ M_\gamma(\omega) &= r_{RE} F_E(\omega) \\ \Gamma(\omega) &= \frac{1}{r_{RE}} [Y_E(\omega) - Y_R(\omega)] \end{aligned} \right\} \Rightarrow R_{1y,1y}(\omega) = \frac{Y_E(\omega)}{F_E(\omega)} = r_{RE}^2 R_{\gamma,\gamma}(\omega) + r_{RE} R_{y_R,\gamma}(\omega) \quad (6.5)$$

$$\left. \begin{array}{l} R_{y_R, \gamma}(\omega) = \frac{Y_R(\omega)}{M_\gamma(\omega)} \\ M_\gamma(\omega) = r_{RE} F_E(\omega) \end{array} \right\} \Rightarrow R_{9y, 1y}(\omega) = \frac{Y_R(\omega)}{F_E(\omega)} = r_{RE} R_{y_R, \gamma}(\omega) \quad (6.6)$$

- Direção vertical

$$\left. \begin{array}{l} R_{\beta, \beta}(\omega) = \frac{B(\omega)}{M_\beta(\omega)} \\ M_\beta(\omega) = r_{RE} F_E(\omega) \\ Z_E(\omega) = r_{RE} B(\omega) \end{array} \right\} \Rightarrow R_{1z, 1z}(\omega) = \frac{Z_E(\omega)}{F_E(\omega)} = r_{RE}^2 R_{\beta, \beta}(\omega) \quad (6.7)$$

em que $R_{\gamma, \gamma}$ é a receptância do sistema em γ devido a excitação em γ ; $R_{y_R, \gamma}$ é a receptância do sistema em y_R devido a excitação em γ ; e $R_{\beta, \beta}$ é a receptância do sistema em β devido a excitação em β . A receptância do ponto 9 na direção vertical não é calculada, pois o movimento deste ponto nesta direção não é previsto pelo modelo.

A partir dos resultados estimados para os parâmetros k_R , d_R , k_{yy} , k_{zz} , d_{yy} e d_{zz} , é possível ajustar o modelo matemático, novamente adotando-se a técnica de tentativa e erro a partir de um conjunto de valores iniciais. Adotando-se os valores apresentados na Tabela B.6 do Apêndice B (valores obtidos no procedimento de ajuste), e calculando-se a resposta do sistema através das equações de movimento (eq.(5.19)) e das expressões (6.5) a (6.7), obtiveram-se os resultados apresentados nas Figuras 6.6 a 6.8. Nestas figuras, apresentam-se os resultados numéricos ajustados em comparação com os resultados experimentais dos ensaios dinâmicos da bancada de testes da DTU, para as três velocidades de rotação adotadas.

Como se pode observar, adotando-se os valores da Tabela B.6 é possível obter resultados numéricos bastante próximos dos dados experimentais, principalmente para as frequências de rotação de 20,0 e 30,0 Hz . Os valores adotados no ajuste do modelo para os coeficientes equivalentes do filme de óleo do mancal segmentado (Tab. B.6) estão de acordo com os valores estimados (Fig. 6.4). Porém, houve a necessidade de se adotar uma rigidez do suporte do mancal de rolamento (k_R) cujo valor é pouco menos da metade do valor estimado (eq.(6.4)). Isto indica que o suporte é menos rígido do que o esperado. Tendo em vista que as condições de engastamento do suporte não são perfeitas, faz sentido este menor valor de sua rigidez equivalente. Considerando-se que a rigidez do suporte é a metade do valor estimado, mas o amortecimento adotado é o mesmo, o fator de amortecimento do suporte é de aproximadamente 0,15, e não de 0,01 como considerado anteriormente. Estes cálculos do fator de amortecimento, entretanto, não consideram a massa do eixo, apenas a massa da caixa do mancal de rolamento, o que inevitavelmente resulta em um valor mais alto do fator de amortecimento do suporte.

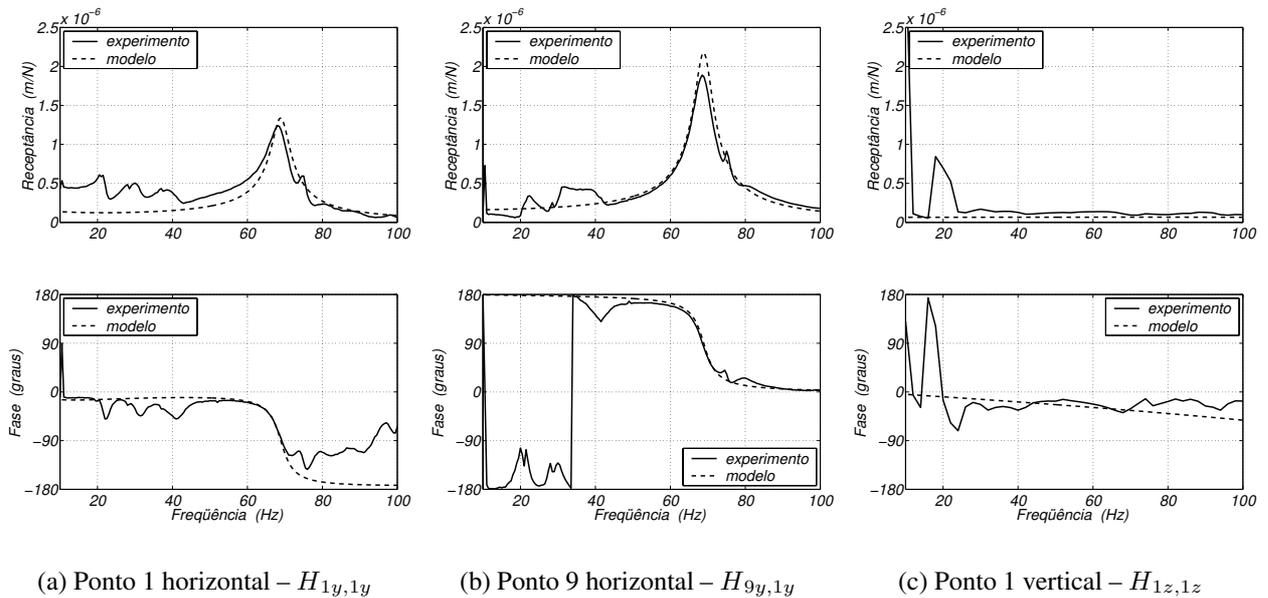


Figura 6.6: Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de 10,4 Hz.

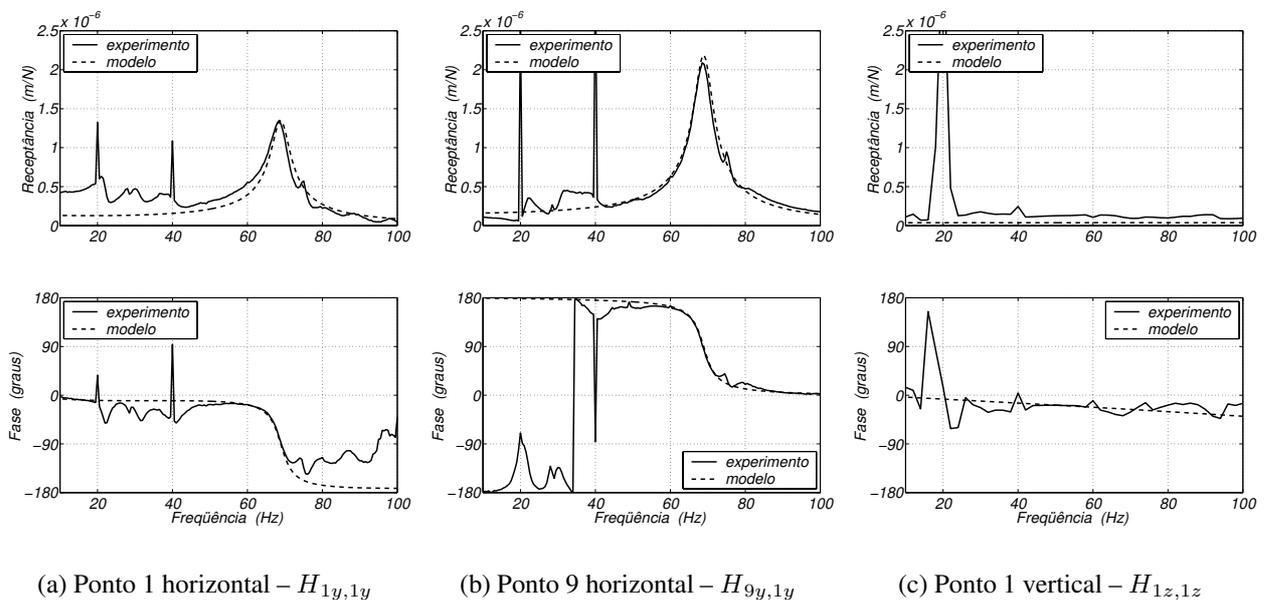
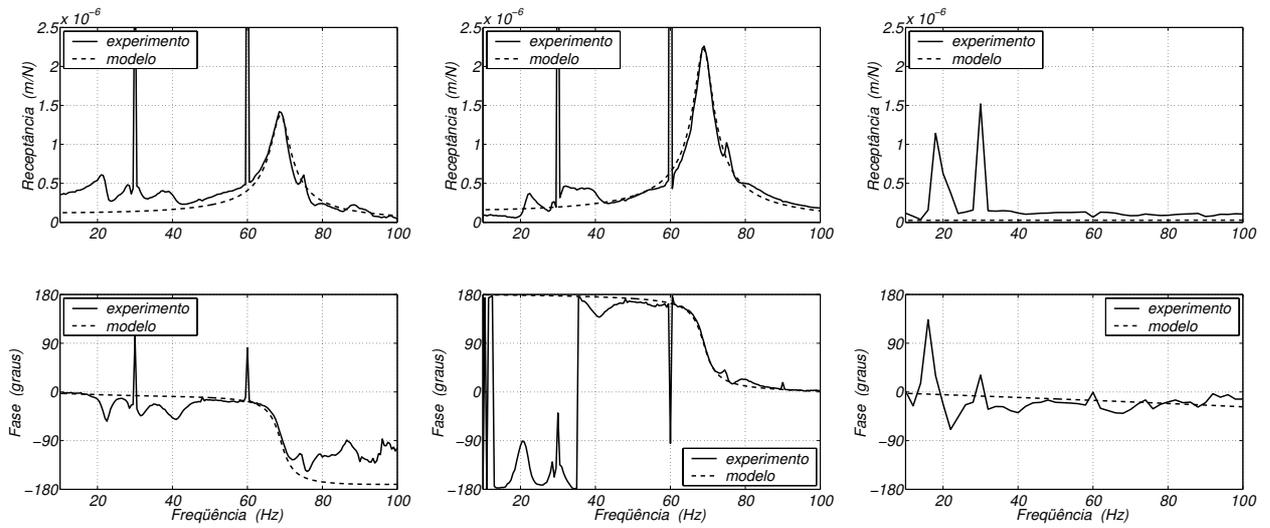


Figura 6.7: Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de 20,0 Hz.

Com isto, verifica-se que o modelo matemático ajustado pode ser usado para descrever o comportamento da bancada de testes da DTU para a faixa de frequências em que o eixo pode ser considerado rígido (0 a 100 Hz).



(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$

(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$

(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

Figura 6.8: Comparação numérico-experimental do modelo da bancada de testes da DTU – Frequência de rotação de $30,0 \text{ Hz}$.

Capítulo 7

Implementação do Sistema de Controle nas Bancadas de Testes da Unicamp e da DTU

Neste capítulo, os sistemas de controle das bancadas de testes da Unicamp e da DTU são projetados e implementados. Inicialmente, para cada bancada, as forças de atuação do mancal ativo são determinadas experimentalmente. Em seguida, os ganhos do controlador são calculados e implementados experimentalmente. No final, comparam-se os resultados obtidos numericamente com aqueles obtidos nos experimentos.

7.1 Bancada de Testes da Unicamp

A lubrificação ativa tem por objetivo reduzir as amplitudes de vibração de sistemas rotativos. Conforme observado no Capítulo 4, a bancada de testes da Unicamp apresenta frequências de ressonância (maiores amplitudes de vibração), na faixa de interesse, apenas na direção horizontal. Portanto, a influência da lubrificação ativa sobre o sistema será investigada apenas nesta direção, pois as amplitudes de resposta do sistema na direção vertical já são bastante reduzidas.

7.1.1 Determinação das Forças de Atuação

O objetivo desta seção é a determinação experimental da relação entre as forças de atuação do mancal ativo da bancada de testes da Unicamp e os sinais de entrada das servoválvulas. Para tanto, utiliza-se uma célula de carga resistiva acoplada ao mancal de excitação e fixada a um anteparo, conforme Figura 7.1. Desta forma, pode-se medir a força exercida sobre o eixo pela lubrificação ativa, na direção horizontal, em função do sinal de entrada da servoválvula adotado.

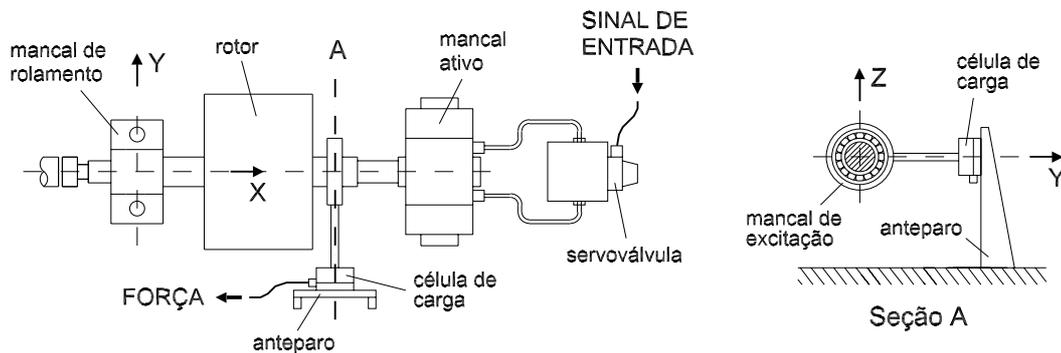


Figura 7.1: Montagem da célula de carga resistiva na bancada de testes da Unicamp – Determinação da relação entre sinal de entrada da servoválvula e força de atuação.

O sinal de entrada adotado para determinação das forças de atuação é um sinal "dente-de-serra" de amplitude de 10 V , frequência de 1 Hz e período de 10 s . A célula de carga resistiva utilizada tem sensibilidade de $111,2\text{ N/V}$ (vide características operacionais no Apêndice A.6) e a pressão adotada de suprimento da lubrificação ativa é de $8,0\text{ MPa}$. Os resultados obtidos tanto para o rotor parado, como para frequências de rotação de $20,0$ e $40,0\text{ Hz}$ são apresentados na Figura 7.2.

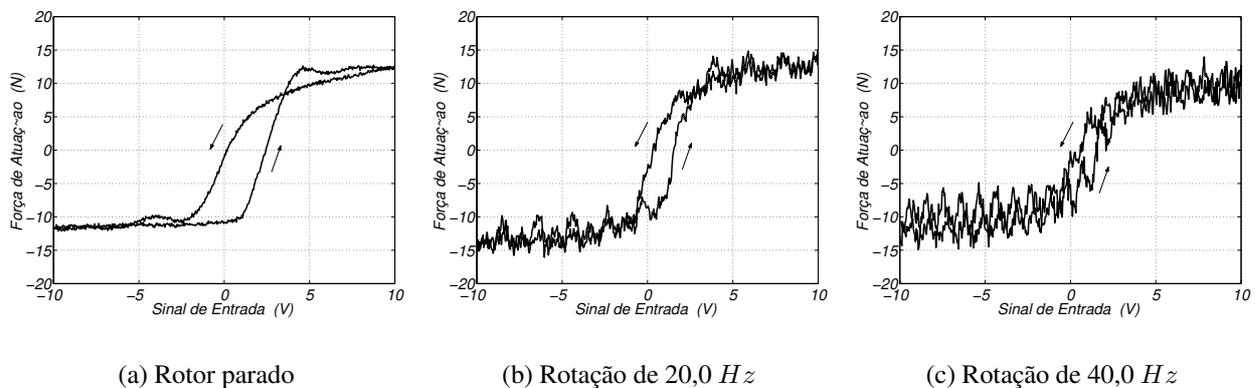


Figura 7.2: Força de atuação em função do sinal de entrada na servoválvula da bancada de testes da Unicamp – Direção horizontal.

Como se pode ver na Figura 7.2, variando-se o sinal de entrada da servoválvula de -10 a $+10\text{ V}$ (faixa máxima de tensão) obtêm-se níveis máximo e mínimo de força de atuação. Estes níveis de força estão próximos de $+12\text{ N}$ e -12 N para a pressão de suprimento adotada de $8,0\text{ MPa}$. Entre estes dois níveis, na região próxima a 0 V , há uma faixa de transição que pode ser aproximada por uma reta. Fazendo-se esta aproximação, obtém-se uma relação linear entre o sinal

de entrada da servoválvula e a força de atuação resultante, de forma que:

$$F_A = \vartheta u \quad (7.1)$$

em que F_A é a força de atuação da lubrificação ativa; ϑ é o coeficiente angular da reta; e u é o sinal de entrada da servoválvula.

Para o caso em questão, o coeficiente angular da reta que aproxima a região de transição é $6,5 \text{ N/V}$ (valor médio). Esta relação é válida para uma faixa de aproximadamente 3 V e será usada para o cálculo dos ganhos do controlador e para simular numericamente o sistema ativo através do modelo matemático linear.

Nos resultados apresentados na Figura 7.2, a temperatura do óleo variou entre 30 e $34 \text{ }^\circ\text{C}$ e o maior ruído nas rotações de $20,0$ e $40,0 \text{ Hz}$ se deve ao desbalanço residual do sistema.

7.1.2 Implementação Experimental do Sistema de Controle

A obtenção das FRFs da bancada de testes da Unicamp sujeita ao sistema de controle segue o procedimento experimental descrito na Seção 3.3.1 (vide Figura 3.16). Porém, o sistema de controle exige o uso de uma rede paralela de aquisição, processamento e realimentação conectada ao sistema rotor-mancal. No caso da bancada de testes da Unicamp, esta rede paralela de aquisição é ilustrada no lado direito da Figura 7.3.

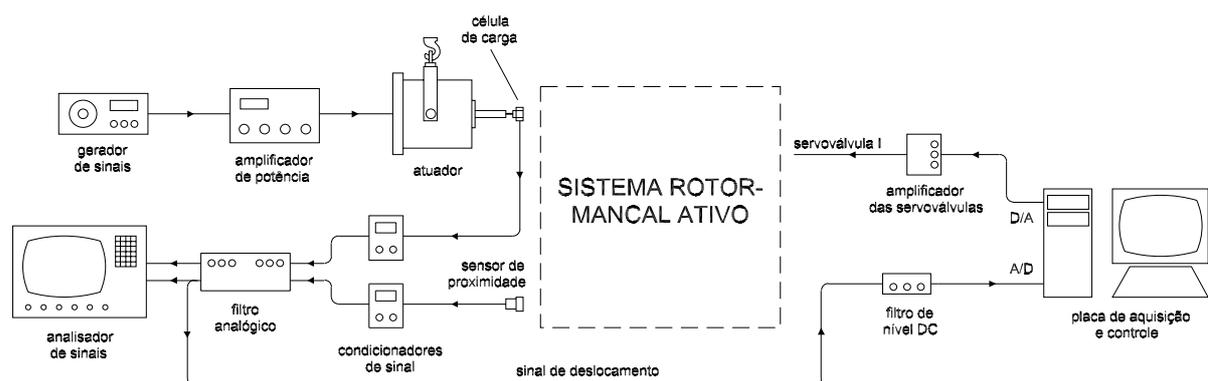


Figura 7.3: Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais da bancada de testes da Unicamp – Caso dinâmico ativo (aquisição, processamento e controle).

O procedimento experimental para a aquisição das FRFs é o mesmo utilizado na identificação do sistema para o caso dinâmico passivo (vide Seção 4.1.2). Já a realimentação de controle é feita

tomando-se o sinal de deslocamento oriundo do sensor de proximidade, posicionado na direção horizontal. Este sinal, após passar pelo condicionador e pelo filtro analógico, tem seu nível DC filtrado e é enviado para o conversor A/D de uma placa de aquisição Data Translation DT3801, instalada em um micro-computador. O programa de supervisão desta placa de aquisição permite que o sinal seja multiplicado pelo valor da sensibilidade do sensor e por um ganho, e enviado para o conversor D/A em tempo real (Borges, 1999). Este sinal do conversor D/A é enviado para o amplificador da servoválvula e, finalmente, para a servoválvula I. Com isto, fecha-se a malha de realimentação do sistema. A servoválvula I é responsável pelo controle da injeção de óleo nas sapatas posicionadas na direção horizontal.

O controlador implementado na bancada de testes da Unicamp é um controlador P, pelo fato de se estar medindo e realimentando apenas o deslocamento do rotor. Escolheu-se este controlador em detrimento a um controlador PD pela dificuldade de se obter o sinal de velocidade do rotor. O programa de supervisão da placa de aquisição adotada não permite derivar o sinal de deslocamento para se obter a velocidade, procedimento este, aliás, que amplificaria a participação do ruído no sinal. O uso de um acelerômetro permitiria obter os sinais de velocidade e deslocamento do rotor, porém o programa de supervisão também não prevê a operação de integração. Além disso, testes preliminares nesta bancada de testes usando-se acelerômetro apresentaram resultados insatisfatórios quanto ao nível de ruído nos sinais de medição. Portanto, nestas condições de trabalho, restou apenas a possibilidade de medir os sinais de deslocamento do rotor.

A relação entre as forças de atuação do mancal e o sinal de controle, obtida anteriormente (Fig. 7.2), apresenta uma faixa de transição onde a interpolação linear, representada pelo coeficiente ϑ , é válida. Assim, para que o sistema apresente comportamento linear, ou quasi-linear, o ganho proporcional deve ser escolhido de tal forma que o sinal de realimentação, em volts, não ultrapasse esta faixa de transição. Portanto, o controlador P deverá operar dentro de uma faixa de 3 V. Considerando-se que nos ensaios experimentais para a identificação do sistema passivo (Seção 4.1.2) as máximas amplitudes de vibração nas ressonâncias foi de 62 μm (frequência de rotação de 30,0 Hz), tem-se um ganho proporcional máximo de:

$$H_p^{max} = \frac{3 V}{62 \times 10^{-6} m} \approx 4,8 \times 10^4 V/m$$

Implementando-se este ganho no sistema de controle e efetuando-se os experimentos seguindo o procedimento descrito na Seção 3.3.1, obtiveram-se os resultados ilustrados na Figura 7.4 para as frequências de rotação de 15,0 e 30,0 Hz. Nestas figuras, apresentam-se também os resultados obtidos para o caso dinâmico passivo, resultados estes ilustrados anteriormente na Figura 4.8. A pressão de suprimento da lubrificação ativa adotada nos ensaios foi de 8,0 MPa.

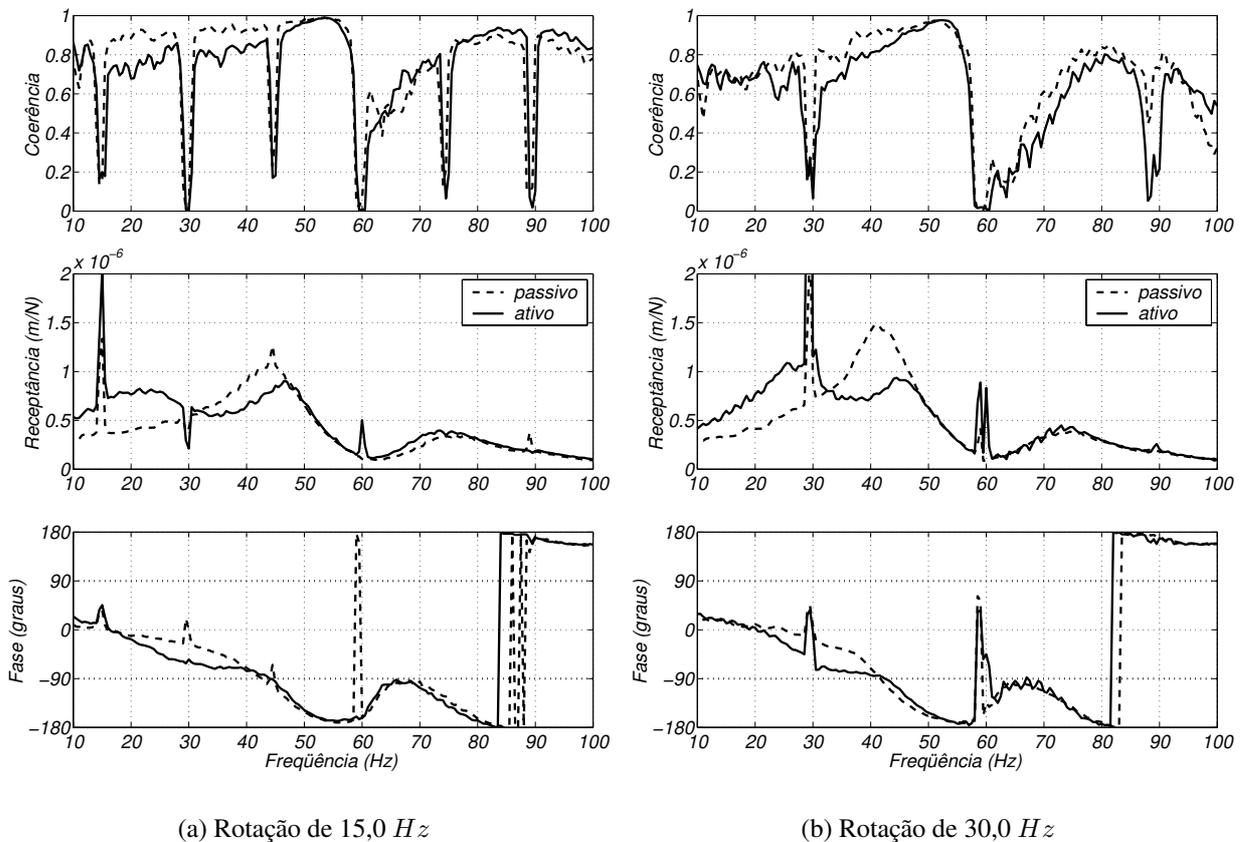


Figura 7.4: FRFs experimentais da bancada de testes da Unicamp para os casos dinâmicos ativo e passivo (direção horizontal) – Pressão de suprimento de 8,0 MPa.

Como se pode observar na Figura 7.4, os picos de ressonância do sistema têm suas amplitudes reduzidas pelo sistema de controle (lubrificação ativa), tanto para rotação de 15,0 Hz quanto para a rotação de 30,0 Hz. Entretanto, conjuntamente com esta redução de amplitude dos picos de ressonância ocorre um aumento das amplitudes de vibração do rotor na faixa de frequências de 10 a 30 Hz. Estas amplitudes de vibração, porém, são da mesma ordem das amplitudes dos picos de ressonância obtidos com o controle.

Desta forma, atingem-se os objetivos propostos com o uso da lubrificação ativa: redução das amplitudes de vibração, especialmente nas regiões de ressonância, para o aumento da faixa operacional da máquina. A temperatura do óleo nos ensaios do sistema ativo variaram entre 25 e 29 °C para a frequência de rotação de 15,0 Hz, e entre 30 e 34 °C para a frequência de rotação de 30,0 Hz.

7.1.3 Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Ativo

O modelo linear proposto para a bancada de testes da Unicamp é expresso pela expressão (5.11). A partir da relação (7.1), considerando-se um controlador P, tem-se:

$$\begin{cases} \mathbf{f}_A = \mathbf{B} \mathbf{u} \\ \mathbf{u} = -\mathbf{H} \mathbf{y} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x}_B \end{cases} \quad (7.2)$$

sendo que:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ r_{RH} \vartheta & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_I \\ u_{II} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} H_p & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{y} = \begin{Bmatrix} y_M \\ z_M \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & r_{RM} \\ -r_{RM} & 0 \end{bmatrix}$$

Considerando-se $\mathbf{f}_B = \mathbf{0}$, pode-se rescrever a expressão (5.11) inserindo-se (7.2), da forma:

$$\mathbf{M}_B \ddot{\mathbf{x}}_B + \mathbf{D}_B \dot{\mathbf{x}}_B + (\mathbf{K}_B + \mathbf{B} \mathbf{H} \mathbf{C}) \mathbf{x}_B = \mathbf{0} \quad (7.3)$$

Desta forma, tem-se o modelo linear da bancada de testes com a realimentação do controlador P incluída. Integrando-se a expressão (7.3) e usando-se as relações (6.1) e (6.2), comparam-se os resultados deste modelo linear com os resultados experimentais para o caso dinâmico ativo. Esta comparação numérico-experimental é apresentada na Figura 7.5.

Como se pode ver na Figura 7.5, é possível prever a frequência de ressonância resultante do sistema com controle através do modelo linear proposto. Entretanto, o modelo apresenta uma grande discrepância quanto à amplitude do pico de ressonância. Nota-se, ainda, que o modelo linear não prevê o aumento de amplitudes de vibração, apresentado pelos resultados experimentais, na faixa de frequências de 10 a 30 Hz.

Analisando-se as equações do modelo linear com controlador P (eq.(7.3)), nota-se que a presença de um ganho proporcional altera apenas a matriz de rigidez do sistema. Isto se reflete na

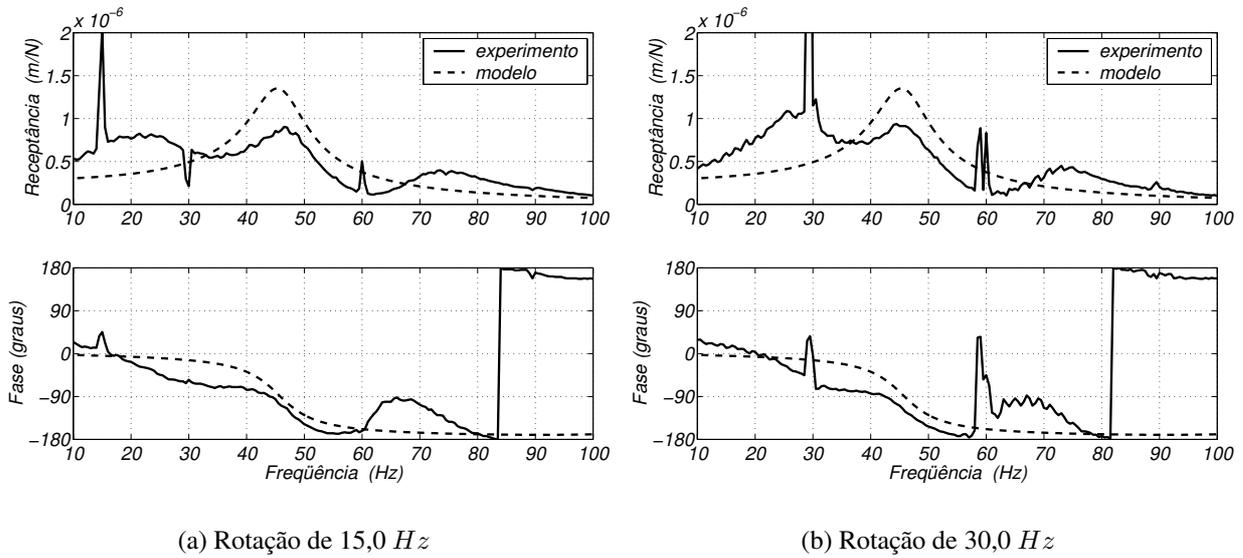


Figura 7.5: Comparação numérico-experimental da bancada de testes da Unicamp para o caso dinâmico ativo (direção horizontal) – Modelo linear com forças de atuação externas.

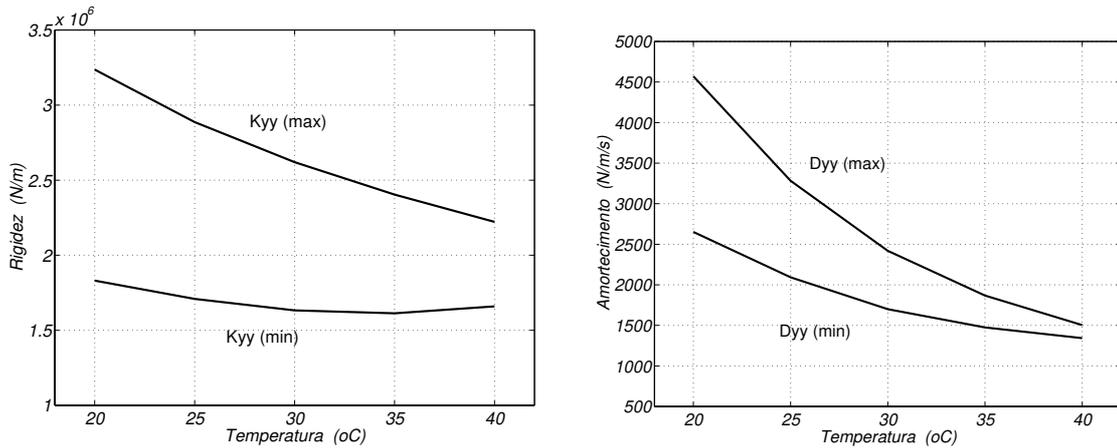
mudança da frequência de ressonância, a qual pode ser observada tanto nos resultados numéricos (vide Figs. 6.2 e 6.3 em comparação à Fig. 7.5) como nos resultados experimentais (Fig. 7.4). Entretanto, nos ensaios experimentais, o sistema de controle (lubrificação ativa) não só altera a rigidez do sistema, mas também o seu amortecimento, em menor proporção, mesmo utilizando-se um controlador P. Como o modelo linear não prevê a alteração da matriz de amortecimento usando-se um controlador proporcional, erros de amplitude nas FRFs podem ser esperados.

Tomando-se o modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa (Seção 5.3), pode-se efetuar a mesma comparação numérico-experimental. Teoricamente, coeficientes dinâmicos são válidos para deslocamentos infinitesimais. Entretanto, segundo Lund e Thomsen (1978), coeficientes dinâmicos podem ser usados na prática para amplitudes de até metade da folga radial. Além disso, a faixa "linear" de operação do sistema de controle é de aproximadamente 3 V (Fig.7.2). De forma a se garantir que os sinais de controle das servoválvulas e as amplitudes de vibração não extrapolem seus respectivos limites, adotou-se, a partir da equação (5.39), a seguinte restrição:

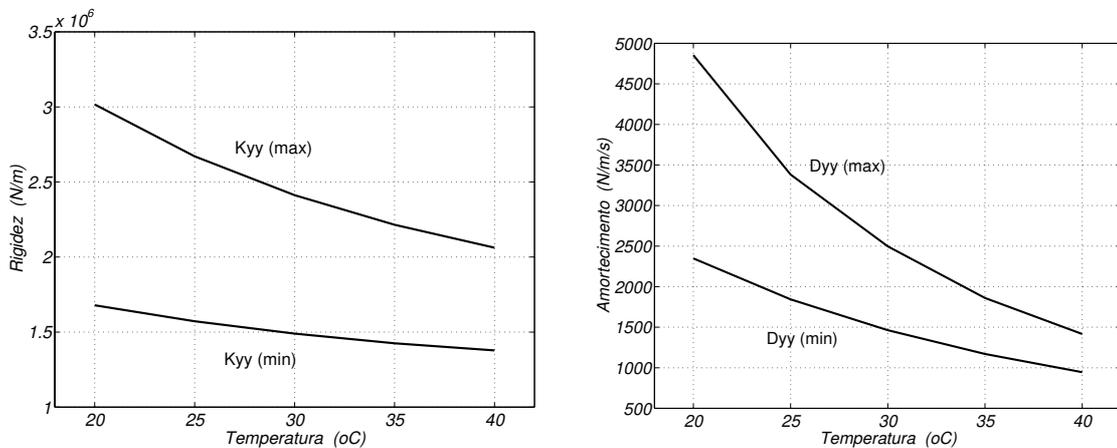
$$\frac{|u_I|}{|Y_H|} = \sqrt{H_{p_y}^2 + \omega^2 H_{d_y}^2} = H_{p_y} \leq \frac{1,5}{0,5 h_N} \quad (7.4)$$

sendo que a limitação de amplitude escolhida é da ordem da metade da folga radial, e a limitação de sinal é dada pela faixa de operação "linear" das servoválvulas ($\pm 1,5 V$).

Calculando-se os coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa nas condições de operação da bancada de testes da Unicamp (Tabelas B.2 e B.4), adotando-se a restrição 7.4, controlador proporcional ($H_d = 0$) e pressão de suprimento de $8,0 \text{ MPa}$, chega-se aos resultados apresentados na Figura 7.6. Devido às tolerâncias de alguns dos parâmetros do sistema, os coeficientes apresentados na Figura 7.6 variam entre valores máximos e mínimos.



(a) Rotação de $15,0 \text{ Hz}$



(b) Rotação de $30,0 \text{ Hz}$

Figura 7.6: Coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa em função da temperatura, para as condições de operação da bancada de testes da Unicamp.

Adotando-se o seguintes valores de rigidez e amortecimento:

$$\begin{aligned}
 k_{yy} &= 1,6 \times 10^6 \text{ N/m} \\
 d_{yy} &= 1,6 \times 10^3 \text{ N/m.s}^{-1} \quad (\text{rotação de } 15,0 \text{ Hz})
 \end{aligned}$$

$$k_{yy} = 1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$d_{yy} = 1,6 \times 10^3 \text{ N/m.s}^{-1} \quad (\text{rotação de } 30,0 \text{ Hz})$$

os quais estão dentro das faixas de variação apresentadas na Figura 7.6 para as temperaturas entre 30 e 35 °C (temperaturas do óleo nos ensaios experimentais), pode-se integrar o sistema de equações do sistema (eq.(5.11)). Fazendo-se $f_A = f_B = 0$, pois a influência da lubrificação ativa está inserida nos coeficientes dinâmicos, e adotando-se as relações (6.1) e (6.2), obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 7.7.

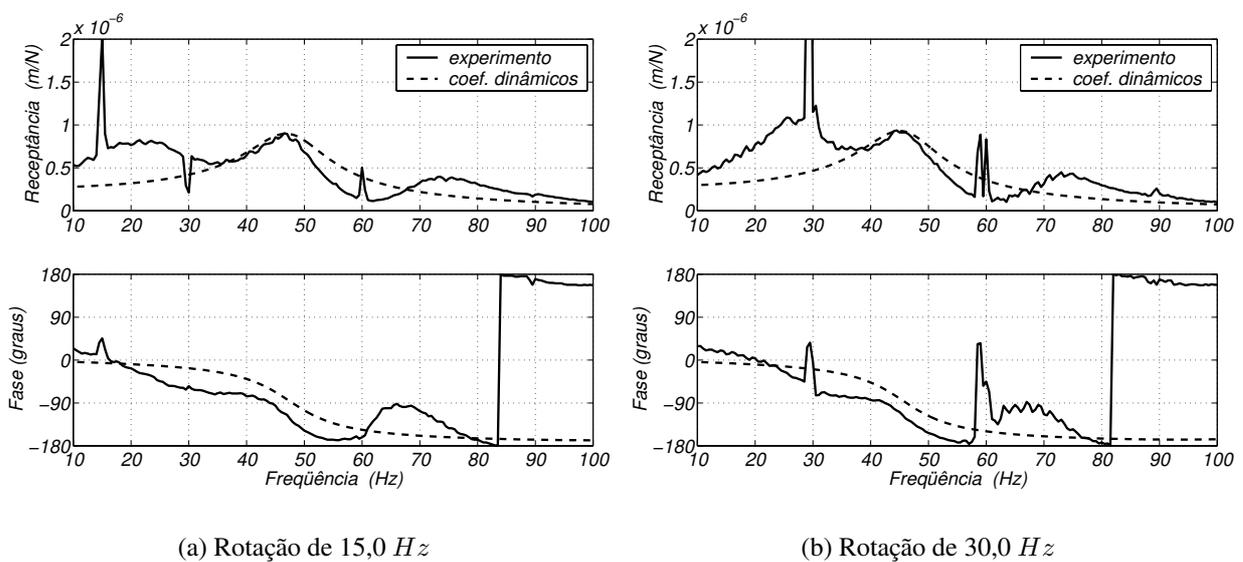


Figura 7.7: Comparação numérico-experimental da bancada de testes da Unicamp para o caso dinâmico ativo (direção horizontal) – Modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa.

Como se pode ver na Figura 7.7, o uso dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa permitem uma melhor estimativa da resposta do sistema em relação ao modelo linear com forças de atuação externas. Tanto o valor da frequência como o da amplitude do pico de ressonância, obtidos numericamente, estão próximos dos resultados experimentais. Porém, o aumento das amplitudes de vibração na faixa de frequências entre 10 e 30 Hz também não é previsto por este modelo. Além disso, há uma diferença nas curvas de fase.

É interessante notar que os coeficientes equivalentes da lubrificação ativa estimam melhor o amortecimento do sistema para o caso ativo do que os coeficientes do filme de óleo para o caso passivo.

7.2 Bancada de Testes da DTU

7.2.1 Determinação das Forças de Atuação

O mancal ativo da bancada de testes da DTU possui uma configuração de carregamento entre sapatas (Fig. 3.12). Portanto, as direções de atuação do mancal estão a 45° dos eixos Y e Z de referência, e as forças são medidas nestas direções (Fig. 7.8).

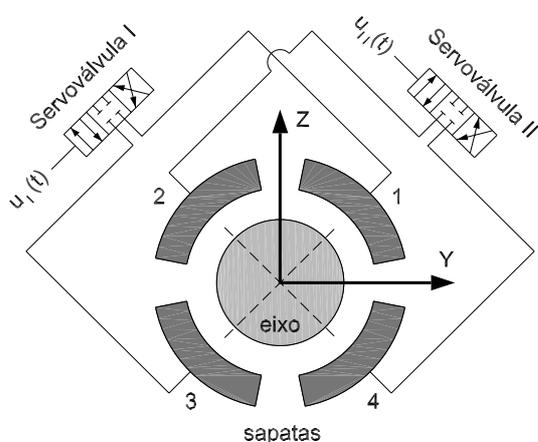


Figura 7.8: Disposição das sapatas no mancal e direções de atuação.

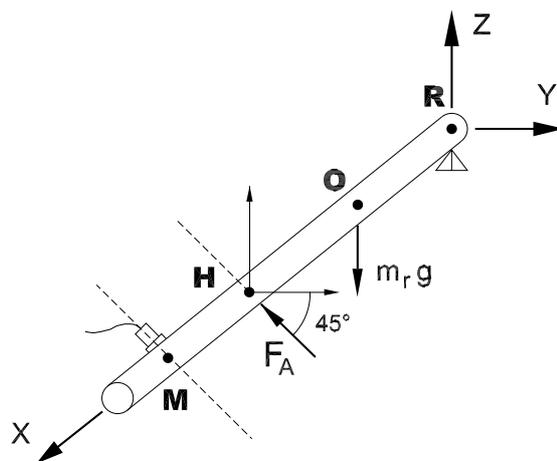


Figura 7.9: Modelo mecânico do sistema na determinação das forças de atuação do mancal ativo.

Devido à não disponibilidade de uma célula de carga resistiva nos laboratórios da DTU, as forças de atuação do mancal ativo foram medidas indiretamente, usando-se um acelerômetro. Desta forma, as forças de atuação são medidas com o rotor parado, posicionando-se o acelerômetro no eixo, na linha de atuação de uma das servoválvulas do mancal (Fig. 7.9). No ensaio de cada direção de atuação, uma seqüência de pulsos elétricos é enviada para a respectiva servoválvula e o pico de aceleração resultante é medido. Com os picos de aceleração, as forças são calculadas através da expressão:

$$F_A = \frac{1}{r_{RH}} \left[\frac{I_{yy}^R}{r_{RM}} \ddot{A}_M + m_r g r_{RO} \cos(\pi/4) \right] \quad (7.5)$$

em que F_A é a força de atuação do mancal ativo (ponto **H**); $m_r g$ é a força peso do eixo; \ddot{A}_M é a aceleração do ponto de medição **M**; e I_{yy}^R é o momento de inércia lateral do eixo em relação ao ponto de pivoteamento (ponto **R** - mancal de rolamento).

Para cada servoválvula efetuam-se dois ensaios. O primeiro ensaio é o de *força positiva*, isto é, o eixo está posicionado contra as sapatas inferiores (sapatas 3 ou 4) e deve ser erguido pela força hidrostática do mancal ativo. O segundo ensaio é o de *força negativa*, no qual o eixo é forçado contra as sapatas superiores (sapatas 1 e 2) até que se aplique a série de pulsos elétricos e seja empurrado contra as sapatas inferiores. Em ambos os ensaios, varia-se a amplitude da série de pulsos, e os picos de aceleração resultante de cada pulso permite calcular a força de atuação relativa à amplitude do pulso aplicada.

As séries de pulsos elétricos adotadas neste ensaio são mostradas na Figura 7.10. As séries de pulsos têm frequência de 2 Hz e período total de 3 s , e cada pulso tem uma largura de $0,1\text{ s}$. No caso do ensaio de força positiva, a amplitude do sinal (u) é variada de -4 a $+4\text{ V}$, e medem-se os picos de aceleração do eixo para cada amplitude adotada. No caso do ensaio de força negativa, a amplitude do sinal é variada de -2 a $+7\text{ V}$. A aceleração é medida a uma taxa de aquisição de 10 kHz e são feitas 12 amostras para cada amplitude do sinal adotada. Os dados da bancada de testes, necessários para se usar a expressão (7.5), são apresentados na Tabela 7.1.

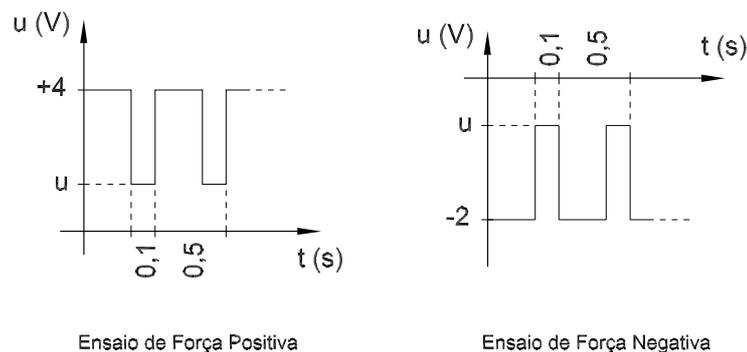
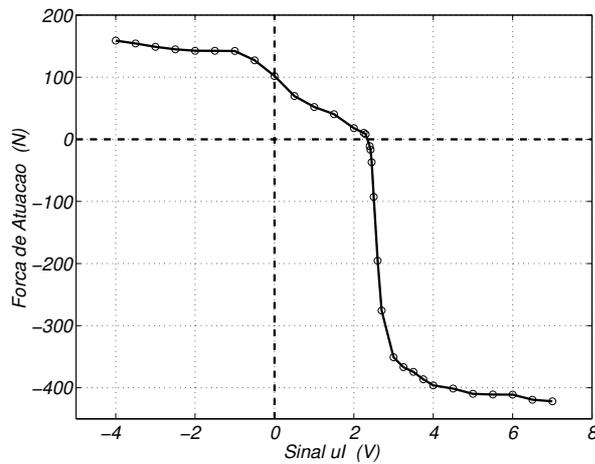


Figura 7.10: Séries de pulsos elétricos usados como sinal de entrada das servoválvulas na determinação das forças de atuação do mancal ativo da DTU.

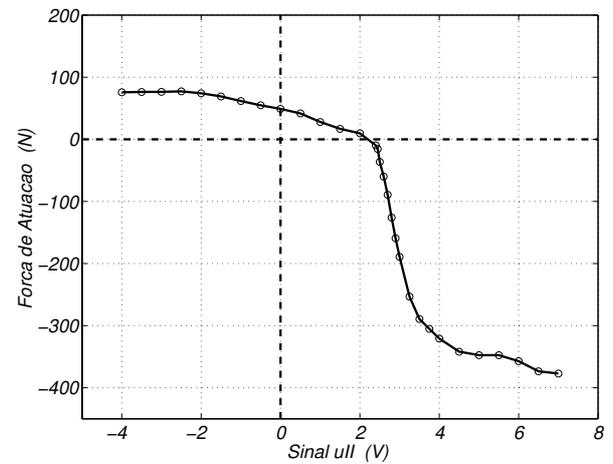
Tabela 7.1: Dados da bancada de testes para a determinação das forças de atuação do mancal ativo da DTU.

momento de inércia lateral do eixo	I_{yy}^R	17,7	$kg.m^2$
força peso	$m_r g$	493,5	N
distância do ponto R ao ponto do C.G. do eixo	r_{RO}	0,514	m
distância do ponto R ao ponto do mancal ativo	r_{RH}	0,730	m
distância do ponto R ao ponto de medição	r_{RM}	0,871	m

Aplicando-se uma pressão de suprimento nas servoválvulas de $6,0\text{ MPa}$, obtêm-se os resultados apresentados na Figura 7.11. Nesta figura, são apresentadas tanto as forças positivas quanto as forças negativas obtidas pelo procedimento descrito acima, para ambas as direções de atuação (servoválvulas I e II).



(a) Servoválvula I



(b) Servoválvula II

Figura 7.11: Forças de atuação do mancal ativo da bancada de testes da DTU, obtidas para as duas servoválvulas – Pressão de suprimento de 6,0 MPa.

Observando-se os gráficos da Figura 7.11, nota-se que os sinais de entrada com amplitudes menores do que +2,3 V resultam em forças positivas, o que significa que o óleo está sendo injetado nas sapatas inferiores. Quando as amplitudes dos sinais são maiores do que +2,3 V, o óleo é injetado nas sapatas superiores, resultando em forças negativas. Tanto as forças positivas quanto as forças negativas apresentam um limite máximo e mínimo, os quais não são os mesmos para as duas servoválvulas (a servoválvula II apresenta limites menores em magnitude). O nível DC de +2,3 V se deve ao efeito do peso do eixo e representa o valor do sinal de entrada necessário para que o momento causado pela força de atuação se iguale ao momento causado pela força peso no eixo. As duas regiões aproximadamente lineares entre os limites máximo e mínimo da força de atuação podem ser interpoladas por retas de origem em +2,3 V, cujos coeficientes angulares são dados por:

- Servoválvula I

$$\begin{aligned} \vartheta_I^+ &= -40,45 \text{ N/V} && \text{(parte positiva de -1,0 a +2,3 V)} \\ \vartheta_I^- &= -1016,95 \text{ N/V} && \text{(parte negativa de +2,3 a +3,0 V)} \end{aligned} \quad (7.6)$$

- Servoválvula II

$$\begin{aligned} \vartheta_{II}^+ &= -18,18 \text{ N/V} && \text{(parte positiva de -2,0 a +2,3 V)} \\ \vartheta_{II}^- &= -309,09 \text{ N/V} && \text{(parte negativa de +2,3 a +3,0 V)} \end{aligned} \quad (7.7)$$

Assim, chega-se a relações lineares entre os sinais de entrada nas servoválvulas e as forças de atuação do mancal, válidas para a faixa entre -1,0 e +3,0 V.

7.2.2 Projeto do Sistema de Controle

Para se calcular os ganhos do controlador, consideram-se as equações de movimento da bancada de testes da DTU (modelo linear por forças externas - eq.(5.19)). O controlador a ser implementado na bancada de testes na DTU é um controlador PD, que visa a redução das amplitudes de vibração na faixa de 0 a 100 Hz (modo de vibrar de eixo rígido). Desta forma, considerando-se a disposição das sapatas no interior do mancal e tomando-se o estado do ponto **R** como variáveis observadas, tem-se:

$$\begin{cases} \mathbf{f}_A = \mathbf{B} \mathbf{u} \\ \mathbf{u} = -\mathbf{H} \mathbf{y} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_B \\ \mathbf{x}_B \end{Bmatrix} \end{cases} \quad (7.8)$$

sendo que:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \vartheta_I \cos(\pi/4) & -\vartheta_{II} \sin(\pi/4) \\ -\vartheta_I r_{RH} \sin(\pi/4) & -\vartheta_{II} r_{RH} \cos(\pi/4) \\ \vartheta_I r_{RH} \cos(\pi/4) & -\vartheta_{II} r_{RH} \sin(\pi/4) \end{bmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_I \\ u_{II} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} H_{dI} & H_{pI} \\ H_{dII} & H_{pII} \end{bmatrix} = [\mathbf{H}_1 \quad \mathbf{H}_2] \quad \mathbf{y} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_R \\ y_R \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_2 \end{bmatrix}$$

Considerando-se $\mathbf{f}_B = \mathbf{0}$, pode-se rescrever a expressão (5.19) inserindo-se (7.8), da forma:

$$\mathbf{M}_B \ddot{\mathbf{x}}_B + (\mathbf{D}_B + \mathbf{B} \mathbf{H}_1 \mathbf{C}_1) \dot{\mathbf{x}}_B + (\mathbf{K}_B + \mathbf{B} \mathbf{H}_2 \mathbf{C}_2) \mathbf{x}_B = \mathbf{0} \quad (7.9)$$

sendo que:

$$\mathbf{D}_B + \mathbf{B} \mathbf{H}_1 \mathbf{C}_1 =$$

$$\begin{bmatrix} [d_R + d_{yy} + H_{dI} \vartheta_I \cos(\pi/4) - H_{dII} \vartheta_{II} \sin(\pi/4)] & 0 & r_{RH} d_{yy} \\ [-H_{dI} \vartheta_I r_{RH} \sin(\pi/4) - H_{dII} \vartheta_{II} r_{RH} \cos(\pi/4)] & r_{RH}^2 d_{zz} & I_{xx}^R \dot{\phi} \\ [r_{RH} d_{yy} + H_{dI} \vartheta_I r_{RH} \cos(\pi/4) - H_{dII} \vartheta_{II} r_{RH} \sin(\pi/4)] & -I_{xx}^R \dot{\phi} & r_{RH}^2 d_{yy} \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$(\mathbf{K}_B + \mathbf{B} \mathbf{H}_2 \mathbf{C}_2) =$$

$$\begin{bmatrix} [k_R + k_{yy} + H_{p_I} \vartheta_I \cos(\pi/4) - H_{p_{II}} \vartheta_{II} \sin(\pi/4)] & 0 & r_{RH} k_{yy} \\ [-H_{p_I} \vartheta_I r_{RH} \sin(\pi/4) - H_{p_{II}} \vartheta_{II} r_{RH} \cos(\pi/4)] & r_{RH}^2 k_{zz} & 0 \\ [r_{RH} k_{yy} + H_{p_I} \vartheta_I r_{RH} \cos(\pi/4) - H_{p_{II}} \vartheta_{II} r_{RH} \sin(\pi/4)] & 0 & r_{RH}^2 k_{yy} \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

Uma maneira de se aumentar o fator de amortecimento do modo de vibrar a ser controlado é aumentar o amortecimento e reduzir a rigidez do sistema. O modo de vibrar de interesse é o modo de corpo rígido na direção horizontal, relacionado com as variáveis y_R e γ (primeira e terceira linhas das matrizes). Desta forma, para se aumentar o fator de amortecimento do modo de interesse na direção horizontal, deve-se maximizar os termos $H_{d_I} \vartheta_I$ e $-H_{d_{II}} \vartheta_{II}$ da matriz de amortecimento (7.10) e minimizar os termos $H_{p_I} \vartheta_I$ e $-H_{p_{II}} \vartheta_{II}$ da matriz de rigidez (7.11), termos estes presentes na primeira e terceira linhas das matrizes. Como os coeficientes ϑ_I e ϑ_{II} são considerados constantes nestas análises, deve-se adotar os maiores valores em módulo possíveis para os ganhos H_{d_I} , $H_{d_{II}}$, H_{p_I} e $H_{p_{II}}$ de modo a se ter maior aumento do fator de amortecimento do modo de vibrar em questão.

A relação entre as forças de atuação do mancal ativo da DTU e os sinais de controle, obtida na seção anterior, apresenta faixas onde a interpolação representada pelos coeficientes ϑ_I e ϑ_{II} é válida (expressões (7.6) e (7.7)). Desta forma, neste modelo matemático, o sinal de controle para as servoválvulas é limitado a estas faixas onde os coeficientes ϑ_I e ϑ_{II} são válidos. Considerando-se que os sinais de controle são dados pela equação (7.8) como uma combinação linear dos ganhos com o estado do ponto **R** (velocidade e deslocamento), os ganhos devem ser escolhidos de tal forma que o resultado desta combinação linear não ultrapasse os limites de validade dos coeficientes ϑ_I e ϑ_{II} . Desta forma, o cálculo dos maiores valores em módulo possíveis dos ganhos do controlador deve considerar as amplitudes de vibração do ponto **R** (ponto cujo estado é realimentado).

Assim, considerando-se os coeficientes ϑ_I^+ e ϑ_{II}^+ da parte positiva da força de atuação, tem-se uma faixa de trabalho de aproximadamente 3 V (este valor é um pouco maior para a servoválvula II). Tomando-se como base uma aceleração de 10 m/s^2 no ponto **R** na ressonância (69 Hz), tem-se:

$$\dot{y}_R(69 \text{ Hz}) = \frac{\ddot{y}_R(69 \text{ Hz})}{2 \pi 69} = 0,023 \text{ m/s} \Rightarrow H_d^{max} = \frac{3 \text{ V}}{\dot{y}_R(69 \text{ Hz})} = 130,0 \text{ V/m.s}^{-1}$$

$$y_R(69 \text{ Hz}) = \frac{\ddot{y}_R(69 \text{ Hz})}{2 \pi 69} = 5,3 \times 10^{-5} \text{ m} \Rightarrow H_p^{max} = \frac{3 \text{ V}}{y_R(69 \text{ Hz})} = 5,65 \times 10^4 \text{ V/m}$$

Considerando-se os coeficientes ϑ_I^- e ϑ_{II}^- da parte negativa da força de atuação, tem-se uma faixa de trabalho de aproximadamente 0,5 V (este valor é um pouco maior para a servoválvula II).

la II). Novamente, tomando-se como base uma aceleração de 10 m/s^2 no ponto **R** na ressonância (69 Hz), tem-se:

$$H_d^{max} = \frac{0,5 \text{ V}}{\dot{y}_R(69 \text{ Hz})} = 21,7 \text{ V/m.s}^{-1}$$

$$H_p^{max} = \frac{0,5 \text{ V}}{y_R(69 \text{ Hz})} = 9,4 \times 10^3 \text{ V/m}$$

Desta forma, a matriz de ganhos que maximiza os termos $H_{d_I} \vartheta_I$ e $-H_{d_{II}} \vartheta_{II}$ da matriz de amortecimento e minimiza os termos $H_{p_I} \vartheta_I$ e $-H_{p_{II}} \vartheta_{II}$ da matriz de rigidez, tem a forma:

$$\mathbf{H}^+ = \begin{bmatrix} -130,0 & 5,65 \times 10^4 \\ 130,0 & -5,65 \times 10^4 \end{bmatrix} \quad (\text{usando-se a parte positiva da força de atuação}) \quad (7.12)$$

$$\mathbf{H}^- = \begin{bmatrix} -21,7 & 9,4 \times 10^3 \\ 21,7 & -9,4 \times 10^3 \end{bmatrix} \quad (\text{usando-se a parte negativa da força de atuação}) \quad (7.13)$$

Como o modelo não prevê o uso simultâneo dos ganhos considerando a parte positiva e a parte negativa, as duas matrizes de ganho encontradas serão testadas, conjuntamente com os respectivos coeficientes ϑ_I e ϑ_{II} . No cálculo dos ganhos da realimentação, apesar do valor de 10 m/s^2 no ponto **R** na ressonância parecer arbitrário, este é o nível de aceleração medido nos ensaios da bancada de testes durante a implementação experimental do controlador.

7.2.3 Implementação Experimental do Sistema de Controle

A obtenção das FRFs da bancada de testes sujeita ao sistema de controle segue o procedimento experimental descrito na Seção 3.3.1. Entretanto, o sistema de controle exige o uso de uma rede paralela de aquisição, processamento e realimentação conectada ao sistema rotor-mancal, mostrada no lado direito da Figura 7.12.

Um acelerômetro com base magnética é posicionado na caixa do mancal de rolamento (ponto **R** do modelo e ponto 9 da bancada - Fig. 4.10) e seu sinal é amplificado por um condicionador e enviado para o conversor A/D de uma placa de aquisição dSPACE® mod.1104 instalada em um micro-computador. O programa de supervisão da placa dSPACE® permite que se monte um

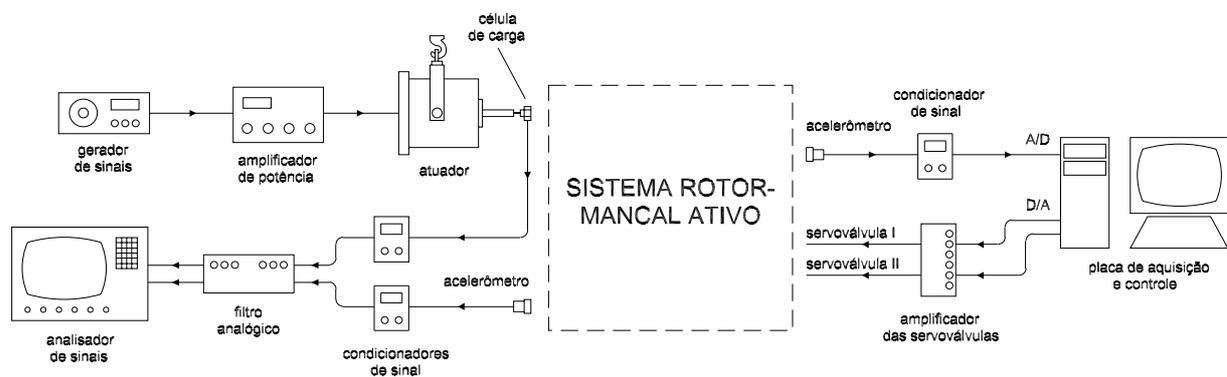


Figura 7.12: Instrumentação e equipamentos utilizados para estimar as FRFs nos ensaios experimentais da bancada de testes da DTU – Caso dinâmico ativo (aquisição, processamento e controle).

fluxograma em MATLAB SIMULINK[®] e que este fluxograma seja carregado na placa para o processamento dos sinais. O fluxograma utilizado nos ensaios experimentais desta etapa do trabalho é mostrado na Figura 7.13.

A taxa de amostragem adotada é de 10 kHz . Após a conversão A/D, o sinal é multiplicado pela sensibilidade do acelerômetro, convertendo de V para m/s^2 . Em seguida, as altas frequências do sinal são filtradas por um filtro Butterworth de ordem 4 e frequência de corte de 1 kHz (função $[N1, D1] = \text{butter}(4, 0.1)$ do programa MATLAB[®]). Este filtro passa-baixa acarreta um atraso no sinal de $0,9\text{ ms}$. O nível DC do sinal é retirado por outro filtro Butterworth, passa-alta, de ordem 2 e frequência de corte em 10 Hz (função $[N, D] = \text{butter}(2, 0.001, 'high')$ do programa MATLAB[®]). Este filtro não acarreta atraso no sinal, mas reduz a sua amplitude próximo à região de corte (entre 0 e 30 Hz). Após este processamento, tem-se o sinal de aceleração do ponto 9 (ponto **R**).

Para a obtenção do sinal de velocidade e de deslocamento, o sinal de aceleração é duas vezes integrado digitalmente e o nível DC filtrado. Os sinais de velocidade e deslocamento são multiplicados pelos respectivos ganhos e somados com o nível DC necessário para a operação das servoválvulas. Após isto, os sinais processados são enviados para os conversores D/A. Dos conversores D/A, os sinais são amplificados e enviados para as servoválvulas.

É importante frisar que o sistema de medição das FRFs do sistema rotor-mancal funciona paralelamente ao sistema de controle, e é o mesmo utilizado na identificação do sistema passivo.

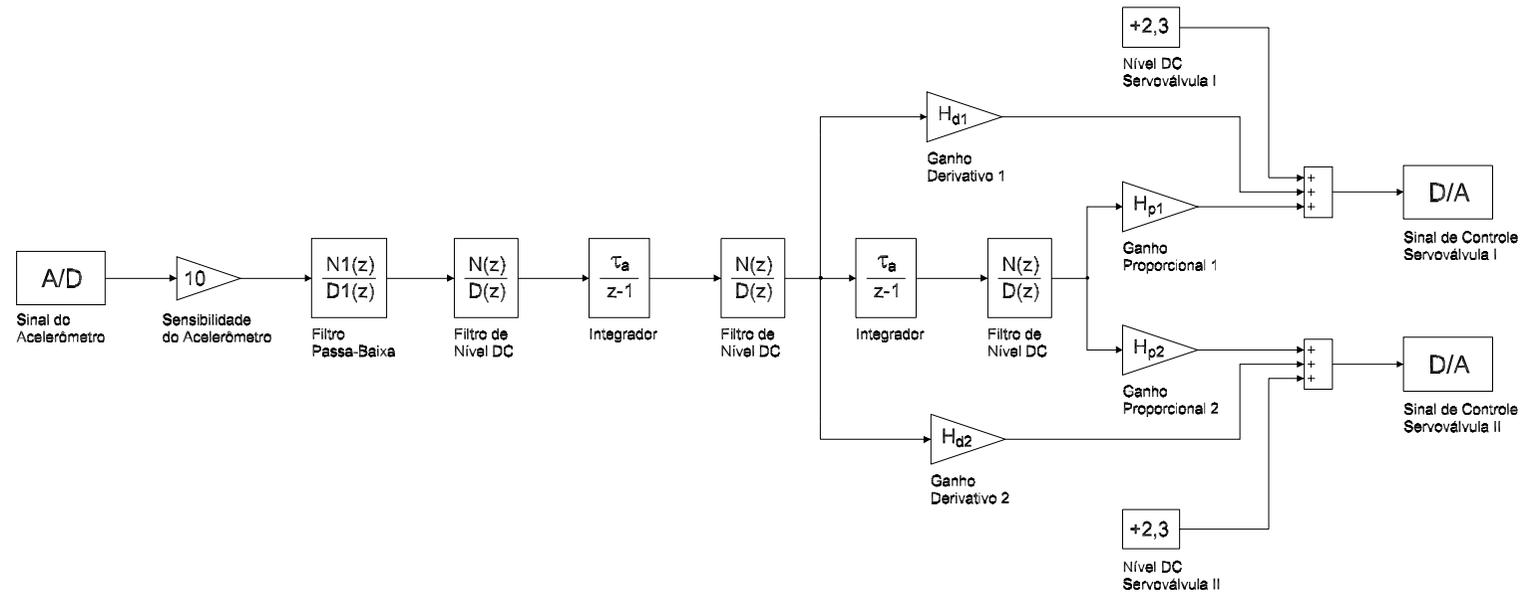


Figura 7.13: Fluxograma para o processamento dos sinais na realimentação do sistema de controle da bancada de testes da DTU (programas MATLAB SIMULINK[®] e dSPACE[®]).

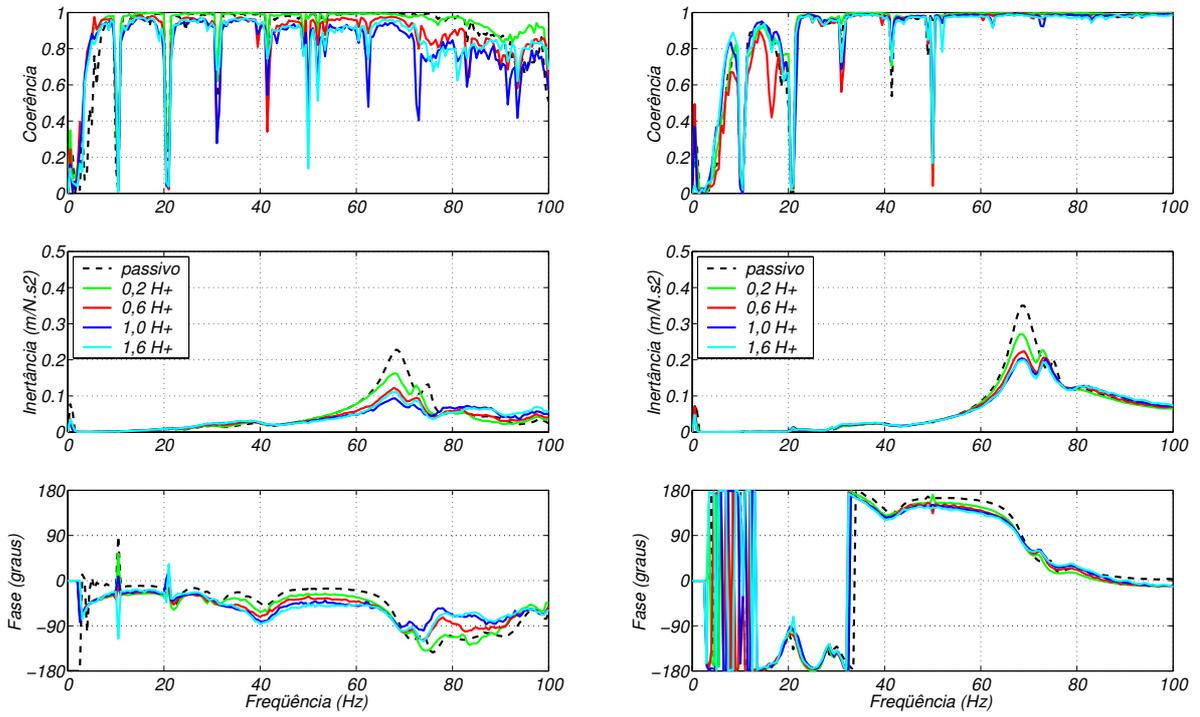
As matrizes de ganho implementadas experimentalmente são as seguintes:

- $0,2 \times \mathbf{H}^+ \approx 1,2 \times \mathbf{H}^-$
- $0,6 \times \mathbf{H}^+$
- $1,0 \times \mathbf{H}^+$
- $1,6 \times \mathbf{H}^+$

Com isto, investiga-se o efeito dos ganhos na resposta do sistema utilizando-se não só as duas matrizes de ganhos calculadas teoricamente, mas também outras com ganhos maiores.

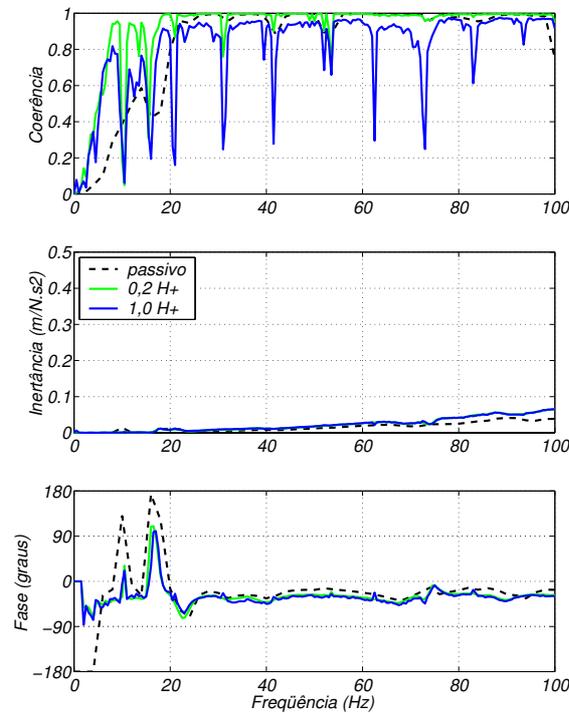
Os resultados experimentais da aplicação do sistema de controle na bancada de testes da DTU (pontos 1 e 9 - horizontal) são apresentados na Figura 7.14, para a frequência de rotação de $10,4 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa . Como se pode ver na Figura 7.14, a amplitude do pico de ressonância do sistema se reduz com o aumento dos ganhos do controlador, tanto no ponto 1 como no ponto 9 (direção horizontal). Esta redução ocorre até que se atinja o limite do controlador, a partir do qual o aumento dos ganhos não resulta em redução adicional da amplitude do pico. Os resultados obtidos com as matrizes de ganho $1,0 \times \mathbf{H}^+$ e $1,6 \times \mathbf{H}^+$ são bastante próximos entre si, o que indica que o sistema de controle atinge o seu limite usando-se valores de ganhos em torno de $1,0 \times \mathbf{H}^+$. Isto significa que, com a matriz de ganhos $1,0 \times \mathbf{H}^+$, atingem-se os máximos e mínimos de força de atuação (Fig. 7.11) e o sistema não tem como apresentar forças maiores quando uma matriz de ganhos maior é utilizada.

De maneira geral, é possível reduzir a resposta do sistema na sua primeira frequência de ressonância usando-se o mancal ativo em estudo. O aumento do fator de amortecimento do modo sob controle (modo de corpo rígido do eixo) pode ser visualizado não só pela redução do pico de ressonância, mas também pela redução da inclinação da fase ao passar por 90° . A resposta do sistema na direção vertical não apresentou alterações como esperado, dado que não há ressonâncias nesta direção, nesta faixa de frequências. É interessante notar a baixa coerência obtida nas medições do sistema ativo para as harmônicas de rotação. O sistema de controle realimenta não só as vibrações do sistema na ressonância, mas também as excitações causadas por desbalanço e desalinhamento do eixo, por menores que sejam. Com isto, as harmônicas da frequência de rotação são, de certo modo, excitadas pelo sistema de controle, resultando em menor coerência do sinal nestas regiões de frequência. As harmônicas da frequência de rotação não interferem nas FRFs apresentadas na Figura 7.14, pois se tratam de FRFs obtidas pelo estimador H_1 , o qual se baseia nos sinais de entrada do sistema (neste caso, sinais menos suscetíveis ao ruído do que os sinais de saída).



(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$

(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$



(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

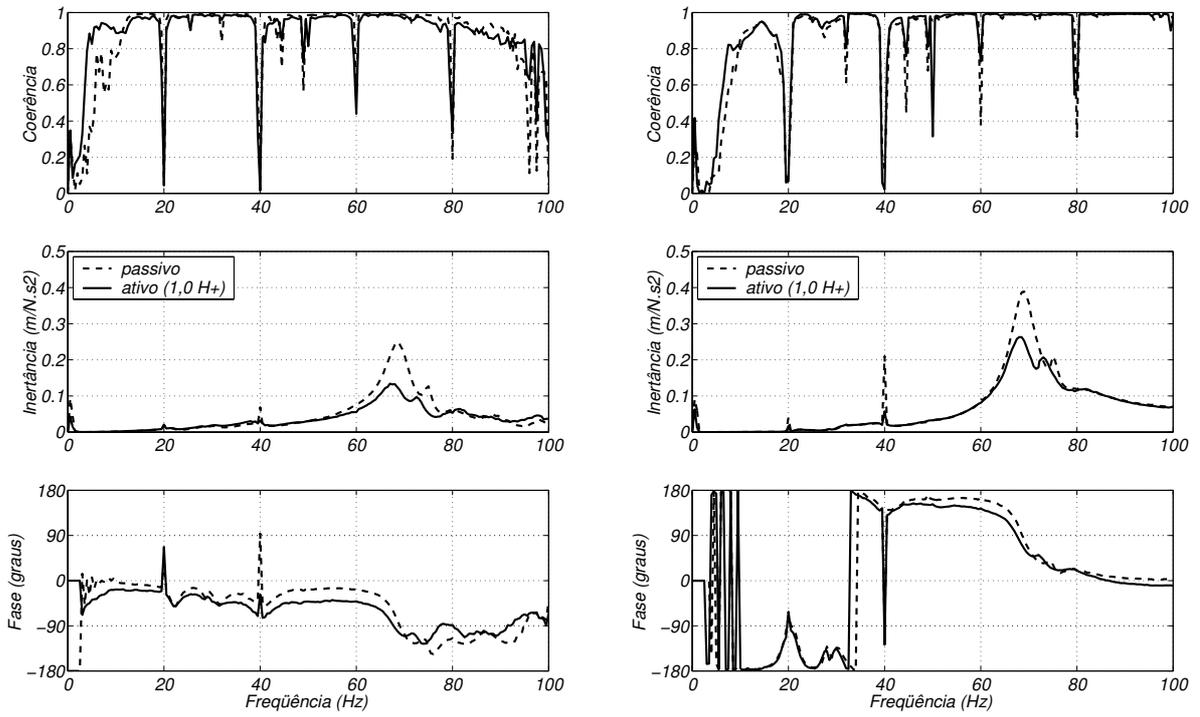
Figura 7.14: FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 10,4 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.

Usando-se a matriz de ganhos $1,0 \times \mathbf{H}^+$ e uma pressão de suprimento de 6 MPa , obtiveram-se os resultados experimentais apresentados nas Figuras 7.15 e 7.16 para as frequências de rotação de $20,0$ e $30,0 \text{ Hz}$, respectivamente. Como se pode ver nestas figuras, o uso do mancal ativo e a implementação do controlador PD permitem que se obtenha uma redução das amplitudes do pico de ressonância do sistema para frequências de rotação mais altas. Entretanto, esta redução é cada vez menor, conforme se aumenta a rotação do rotor. Novamente, as harmônicas de rotação são excitadas pelo controlador, e a resposta na direção vertical não apresenta alteração.

O fato da redução de amplitude do pico de ressonância diminuir com o aumento da rotação do rotor poderia estar relacionado com o aumento da pressão hidrodinâmica do filme de óleo. O aumento da frequência de rotação do rotor resulta em um aumento do gradiente de velocidades no filme de óleo do mancal, o que leva a um aumento da pressão hidrodinâmica. Como a pressão de suprimento é mantida constante em 6 MPa , há uma dificuldade cada vez maior de se injetar o óleo pressurizado no filme de óleo, através do orifício das sapatas, conforme se aumenta a velocidade de rotação. Entretanto, resolvendo-se a equação de Reynolds (eq.(5.24)) nas condições de operação do mancal segmentado da DTU, obtiveram-se pressões hidrodinâmicas máximas nas sapatas inferiores (sapatas 3 e 4) da ordem de 1 MPa para a frequência de rotação de $30,0 \text{ Hz}$. Portanto, se a estimativa da pressão hidrodinâmica estiver correta, a pressão de suprimento adotada (6 MPa) ainda é suficiente para que o sistema de injeção continue funcionando.

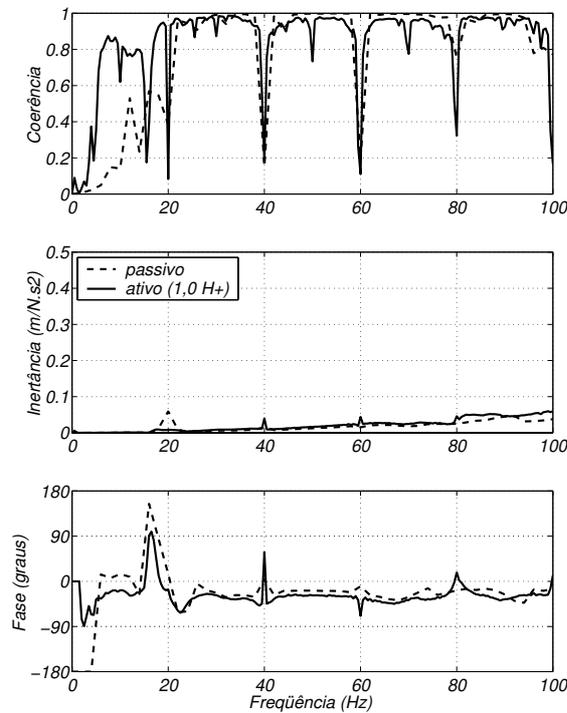
Uma outra possível explicação para a redução do efeito do mancal ativo no sistema rotativo é o fato do controlador estar utilizando parte da energia disponível para controlar as harmônicas da frequência de rotação. Segundo Liao, Gasch, Kolk e Kletschkowski (2000), o controlador não deve tentar controlar as frequências oriundas do desbalanceo, caso contrário forças elevadas serão transmitidas à fundação da máquina e o sistema de controle irá consumir muita potência. Observando-se a função de resposta em frequência do sistema nas Figuras 7.14 a 7.16, nota-se o aumento da amplitude das componentes de rotação, as quais são bastante grandes na frequência de rotação de $30,0 \text{ Hz}$. Considerando-se que a energia injetada no sistema pelo sistema de controle é constante (pressão de suprimento constante), e parte da energia vem sendo utilizada no controle das harmônicas de frequência, as quais apresentam grande amplitude, faz sentido a redução do efeito do controlador sobre o sistema rotativo.

Aumentando-se a pressão de suprimento para 10 MPa , o que de certa forma é um aumento de energia disponível para o controlador, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 7.17, para o ponto 9 da bancada de testas (horizontal), usando-se a matriz de ganhos $1,0 \times \mathbf{H}^+$. Como se pode ver, o aumento da pressão de suprimento resultou em uma redução adicional das respostas do sistema, especialmente para a frequência de rotação mais alta de $30,0 \text{ Hz}$. Isto mostra que um dos limites deste tipo de lubrificação ativa é estabelecido pela pressão de suprimento disponível do sistema.



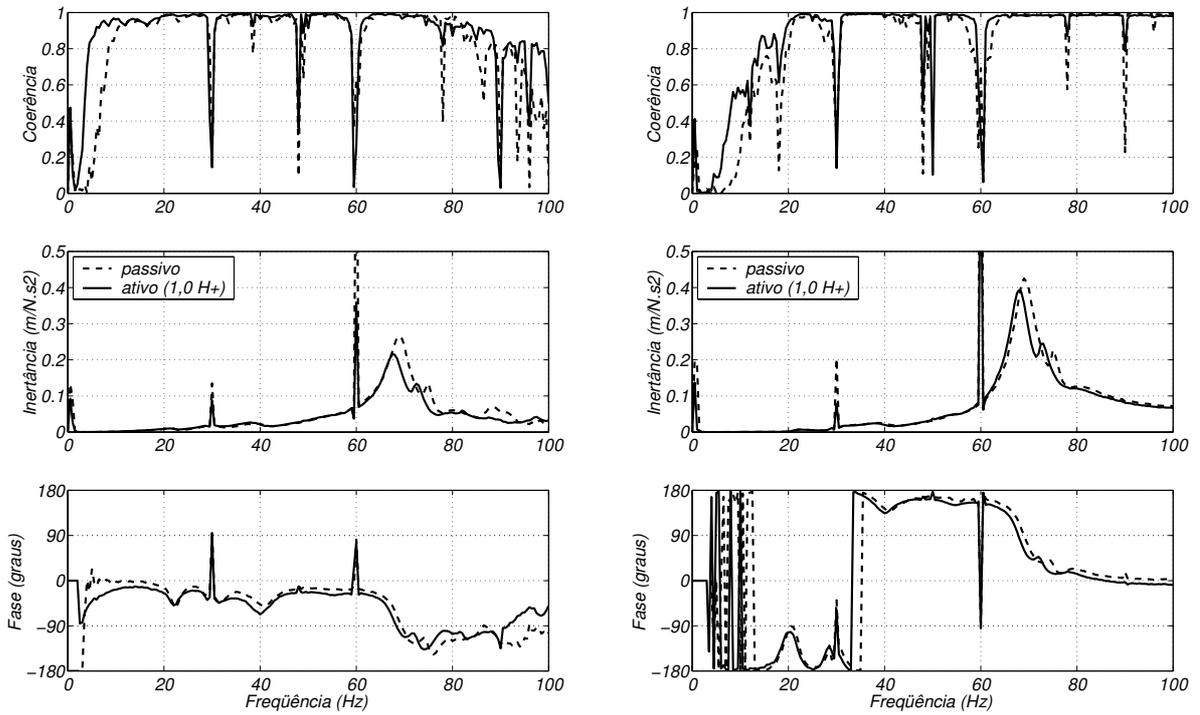
(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$

(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$



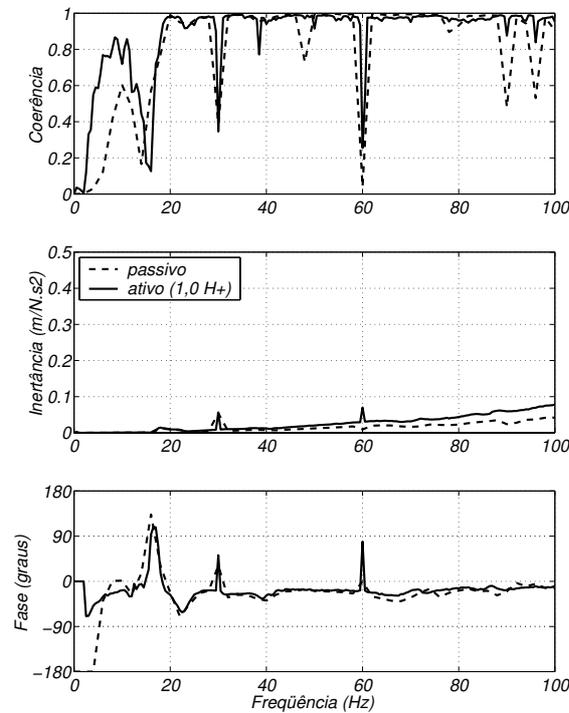
(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

Figura 7.15: FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 20,0 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.



(a) Ponto 1 horizontal – $H_{1y,1y}$

(b) Ponto 9 horizontal – $H_{9y,1y}$



(c) Ponto 1 vertical – $H_{1z,1z}$

Figura 7.16: FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes matrizes de ganho – Rotação de 30,0 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa.

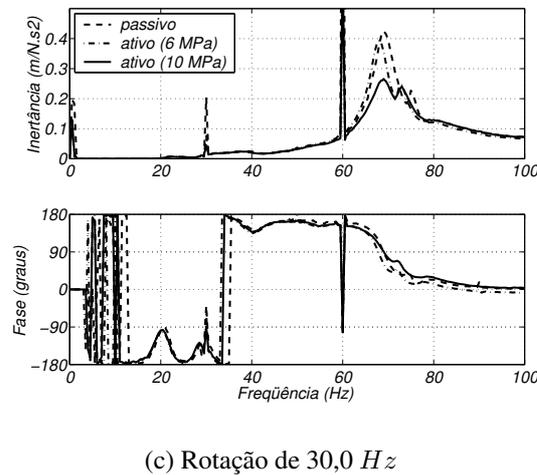
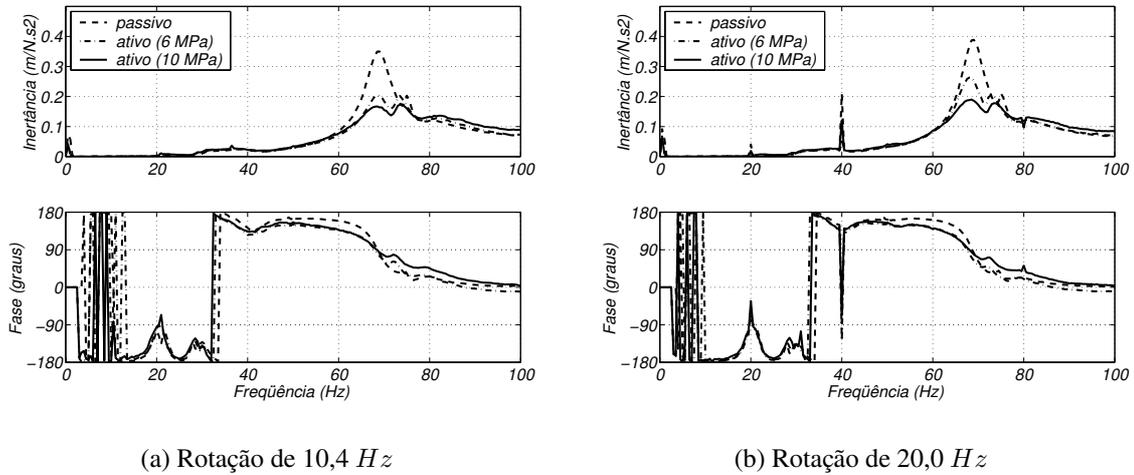


Figura 7.17: FRFs experimentais do sistema rotor-mancal operando na condição ativa – Comparação entre diferentes pressões de suprimento – Ponto 9 da bancada de testes na direção horizontal ($H_{y,1y}$) e matriz de ganhos $1,0 \times H^+$.

Uma alternativa para se aumentar a eficiência do controlador seria filtrar as frequências harmônicas da rotação antes do processamento, de forma que o controlador não realmente tais frequências. Porém, na prática, o uso de filtros corta-banda pode atrasar o sinal de controle e a eficiência do controlador pode continuar ruim, ou mesmo piorar. Assim, tais iniciativas devem ser analisadas com cuidado. O trabalho de Liao et al. (2000), por exemplo, propõe um novo tipo de controlador que não realimenta a primeira harmônica de rotação. Entretanto, apenas resultados teóricos são apresentados.

No caso de uma aplicação industrial, onde controladores PD são bastante utilizados e a máquina rotativa pode operar em uma frequência de rotação acima da frequência de ressonância, o sistema hidráulico deve suprir a pressão de óleo necessária para que o mancal segmentado ativo

seja eficiente no momento em que a velocidade do rotor ultrapassar a velocidade crítica.

7.2.4 Comparação Numérico-Experimental para o Caso Dinâmico Ativo

Integrando-se a expressão (7.9) e usando-se as relações (6.5) e (6.6), comparam-se os resultados deste modelo linear com os resultados experimentais para o caso dinâmico ativo com pressão de suprimento de $6,0 \text{ MPa}$. Esta comparação numérico-experimental é apresentada nas Figuras 7.18 a 7.20.

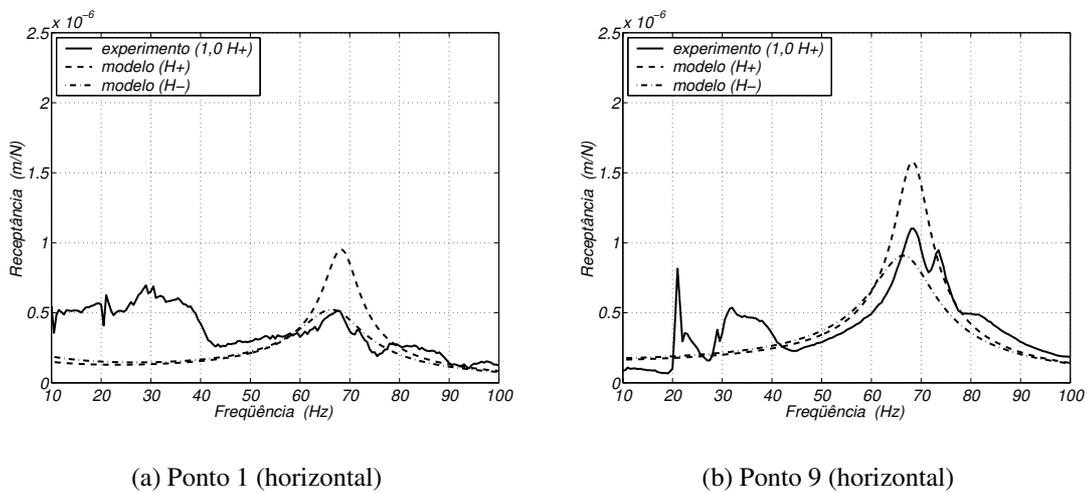


Figura 7.18: Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de $10,4 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa .

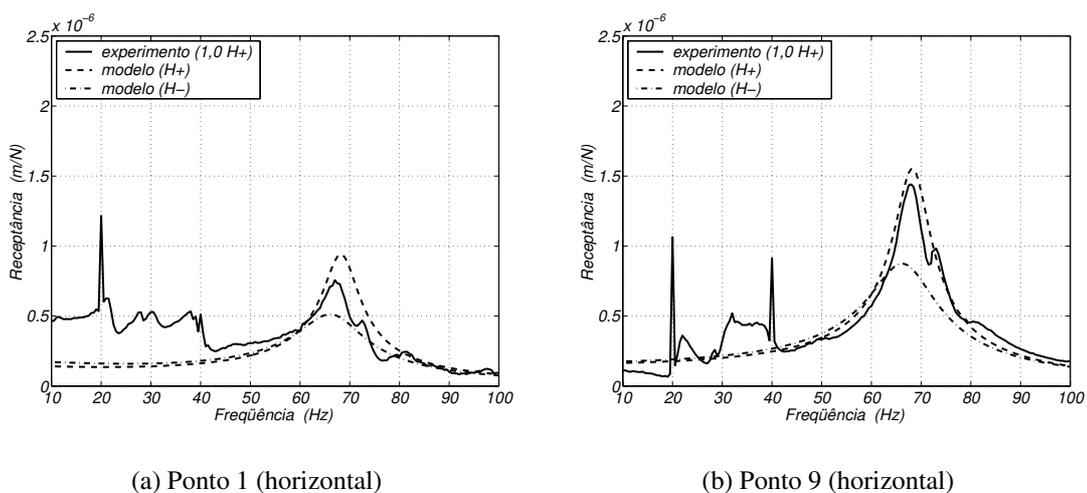


Figura 7.19: Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de $20,0 \text{ Hz}$ e pressão de suprimento de 6 MPa .

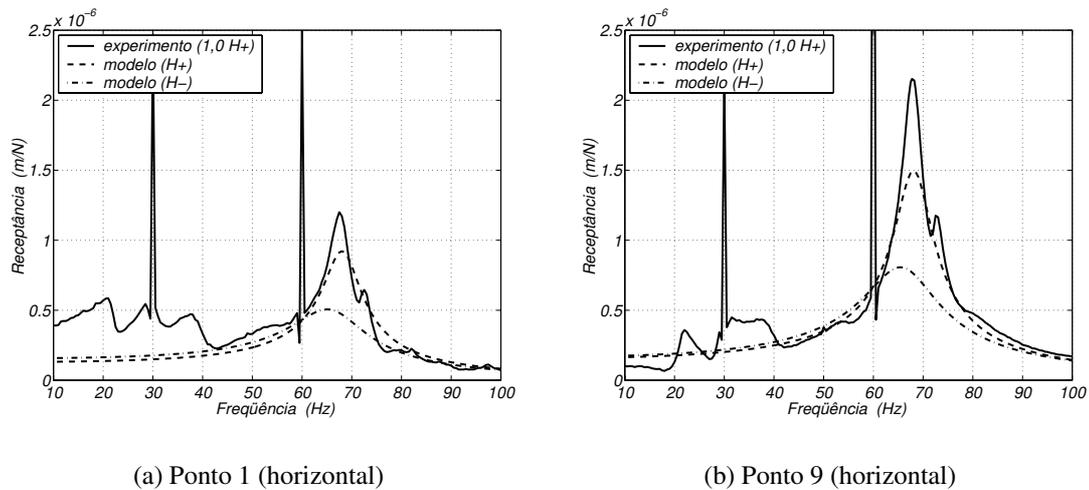


Figura 7.20: Comparação numérico-experimental das FRFs dos pontos 1 e 9 da bancada de testes da DTU (direção horizontal) – Rotação de 30,0 Hz e pressão de suprimento de 6 MPa .

Como se pode ver nas Figuras 7.18 a 7.20, há pouca relação entre os resultados obtidos para o sistema ativo (matrizes \mathbf{H}^+ e \mathbf{H}^- e respectivos coeficientes α_I e α_{II}) e os resultados experimentais (matriz de ganhos $1,0 \times \mathbf{H}^+$). Por exemplo, na Figura 7.18, os resultados numéricos obtidos com a matriz \mathbf{H}^- estão próximos dos resultados experimentais ativos, contudo, estes últimos são obtidos com a matriz $1,0 \times \mathbf{H}^+$. Uma possível razão desta inconsistência do modelo é o fato do modelo não prever a redução da eficiência do controlador com o aumento da velocidade de rotação. Este efeito, detectado na bancada de testes da DTU, ainda precisa ser melhor investigado.

Outra possível razão para a inconsistência do modelo em relação aos dados experimentais pode ser a qualidade das medições das forças de atuação. Este fato talvez seja a causa mais relevante das discrepâncias encontradas entre modelo e experimento nas baixas frequências. Como as forças de atuação foram medidas com velocidade do rotor nula, os resultados deveriam apresentar alguma concordância para a menor velocidade de rotação testada (10,4 Hz), o que não foi o caso. Este fato é um indício de que as forças de atuação talvez não tenham sido determinadas experimentalmente de modo adequado, o que levou o modelo matemático a apresentar resultados errôneos. Basta ver a diferença entre os resultados obtidos na bancada de testes da Unicamp (Fig. 7.2) e os resultados aqui obtidos (Fig. 7.11). Outro fato importante é a não consideração da elasticidade do suporte do mancal de rolamento na extração das forças de atuação (eq.(7.5)), o que pode também ter causado desvios na correta determinação destas forças.

A alternativa mais lógica para melhorar os resultados obtidos com o modelo matemático é a medição experimental das forças de atuação através de uma célula de carga resistiva. Com isto, as condições de funcionamento do sistema de injeção também podem ser melhor descritas e as

amplitudes de vibração melhor previstas numericamente.

7.3 Conclusão

Os resultados obtidos permitem concluir que é possível reduzir as amplitudes de vibração do sistema no domínio da frequência (ressonâncias) usando-se o mancal segmentado com lubrificação ativa nas diferentes configurações testadas na Unicamp (*load-on-pad*, 5 orifícios por sapata, bicos de injeção, dutos externos e servoválvulas montadas fora da carcaça do mancal) e na DTU (*load-between-pad*, 1 orifício por sapata, restritor, dutos internos e servoválvulas montadas sobre a carcaça do mancal). Além disso, resultados satisfatórios foram obtidos implementando-se experimentalmente tanto um controlador P quanto um controlador PD. O uso do sistema ativo reduziu a amplitude do primeiro pico de ressonância das bancadas de testes, referente ao modo de corpo rígido do rotor na direção horizontal.

No caso da bancada de testes da DTU, a presença de componentes de frequência harmônicas da rotação nos sinais de realimentação pode ter causado a redução do efeito do controle com o aumento da frequência de rotação (Liao et al., 2000). Porém, analisando-se os resultados obtidos na bancada de testes da Unicamp, nota-se que há também a presença de harmônicas de rotação nos resultados, sem haver, contudo, esta redução do efeito do sistema de controle. Talvez o número de orifícios, e a distribuição destes, nas sapatas do mancal possa estar relacionado com o fato. De qualquer forma, este fenômeno detectado na bancada de testes da DTU ainda precisa ser melhor investigado.

Ainda na bancada de testes da DTU, o aumento da pressão de suprimento fez com que o controlador aumentasse seu efeito sobre o sistema rotativo, reduzindo ainda mais as amplitudes de vibração. Isto mostra que um dos limites deste tipo de lubrificação ativa é estabelecido pela pressão de suprimento disponível do sistema.

O modelo linear proposto para as bancadas de testes sem o sistema de controle (caso dinâmico passivo) pode ser ajustado com relativa precisão aos dados experimentais. Entretanto, o valor dos coeficientes de amortecimento do filme de óleo não são estimados satisfatoriamente pela teoria (Capítulo 6).

No caso da bancada de testes da Unicamp, o modelo linear com forças de atuação externas apresentou discrepâncias na amplitude do pico de ressonância em relação aos dados experimentais (caso dinâmico ativo). Já o modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa apresentou resultados mais coerentes, estimando com maior precisão os valores dos coeficientes de

amortecimento.

No caso da bancada de testes da DTU, o modelo linear apresentou resultados incoerentes em relação aos dados experimentais (caso dinâmico ativo). Um dos motivos destes resultados é o fato do modelo linear não prever a redução de efeito do sistema de controle com o aumento da frequência de rotação. Outra provável razão das incongruências se deve aos problemas enfrentados na determinação das forças de atuação, usando-se um acelerômetro (medida indireta da força). Uma alternativa para que o modelo matemático apresente melhores resultados é a melhor determinação das forças de atuação usando-se uma célula de carga resistiva, como no caso da bancada de testes da Unicamp.

Capítulo 8

Estudo de Aplicação Industrial

Nesta parte do trabalho, investiga-se numericamente a aplicação de mancais segmentados ativos por injeção radial de óleo em um compressor real. As equações de movimento do rotor do compressor são obtidas a partir da Teoria de Elementos Finitos. Este conjunto de equações é complementado com as equações que regem o mancal ativo e, a partir deste conjunto de equações, os ganhos da realimentação podem ser determinados. Para tanto, duas abordagens são aplicadas: a realimentação de saída e o uso de um controlador PD inserido nos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa. As análises resultantes são apresentadas seguindo a norma API (1995) para compressores centrífugos.

8.1 Caso em Estudo

As áreas de exploração de petróleo e gás natural localizam-se geralmente distantes da área de produção e do mercado consumidor. Para se efetuar o transporte dos produtos brutos até as áreas de produção (refinarias), constróem-se redes de tubulações através das quais o produto é bombeado. Entretanto, devido às distâncias envolvidas, as quais podem chegar facilmente a centenas de quilômetros, a perda de carga resultante nas tubulações é considerável. Para contornar este problema e garantir um suprimento contínuo do produto nas refinarias, utilizam-se cadeias de compressores operando em condições de operação de elevada pressão e vazão. Como exemplo, tem-se o gasoduto Bolívia-Brasil que possui 3150 *km* de extensão e 16 estações de compressão, totalizando uma média de uma estação de compressão a cada 200 *km*, aproximadamente¹. No caso de gasodutos submarinos, onde não há a possibilidade de inserção de estações de compressão ao longo da tubulação, as condições de operação são ainda mais extremas. Por exemplo, a platafor-

¹Fonte: Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A. (www.tbg.com.br).

ma *off-shore* de Asgard (Mar do Norte) está conectada à refinaria de Karsto (Noruega) através de 730 *km* de tubulação, a qual, por sua vez, está conectada à refinaria de Emden (Holanda) através de outros 500 *km* de tubulação submarina².

Para se atingir os níveis de pressão necessários ao bombeamento do gás através da tubulação, vários compressores são usados em série em uma mesma estação de compressão. Por serem equipamentos de vital importância no ciclo de produção do petróleo, uma eventual parada de emergência para manutenção resultará inevitavelmente em elevado prejuízo financeiro. Uma salva-guarda técnica normalmente utilizada para não interromper o suprimento de produto em emergências é a montagem de duas séries de compressores em paralelo. Desta forma, uma das séries bombeia o produto e a outra opera em *stand by* (Pichot, 1986; Cheremisinoff e Cheremisinoff, 1992).

Um outro fator a ser levado em consideração é a demanda do produto. A demanda de gás natural e óleo por parte do mercado consumidor está sujeita a sazonalidades ao longo do ano, e também está intimamente ligada ao crescimento econômico da região em que este mercado se situa. Assim, apesar do suprimento de gás e óleo através das tubulações ser ininterrupto, as condições de operação de vazão e pressão podem variar, dependendo do volume de produto desejado em um determinado período de produção. Desta forma, é interessante que os equipamentos envolvidos, como os compressores, tenham maior flexibilidade nos momentos de alteração das condições de operação.

Visando atingir esta maior flexibilidade das condições de operação, a máquina rotativa escolhida para o estudo da aplicação industrial de mancais segmentados com lubrificação ativa é um compressor radial de cinco estágios, usado na indústria de petróleo para a compressão de gás etano (Fig. 8.1). Este compressor, cujo rotor pesa 391 *kg*, opera na faixa de rotação de 6942 *rpm* (115,7 *Hz*) a 10170 *rpm* (169,5 *Hz*), e é suportado por dois mancais segmentados de cinco sapatas (Santos, 2001b), cujas características geométricas estão listadas na Tabela C.1 do Apêndice C.

8.2 Modelo Matemático do Compressor

O compressor é modelado matematicamente adotando-se os elementos de eixo propostos por Nelson e McVaugh (1976). As equações de movimento dos elementos de eixo são obtidas a partir do Método dos Elementos Finitos. Os elementos conectados ao eixo (palhetas, volantes, engrenagens, volutas, etc) são considerados elementos de disco rígido, e suas equações de movimento são obtidas a partir da Dinâmica de Múltiplos Corpos.

²Fonte: Statoil ASA (www.statoil.com).

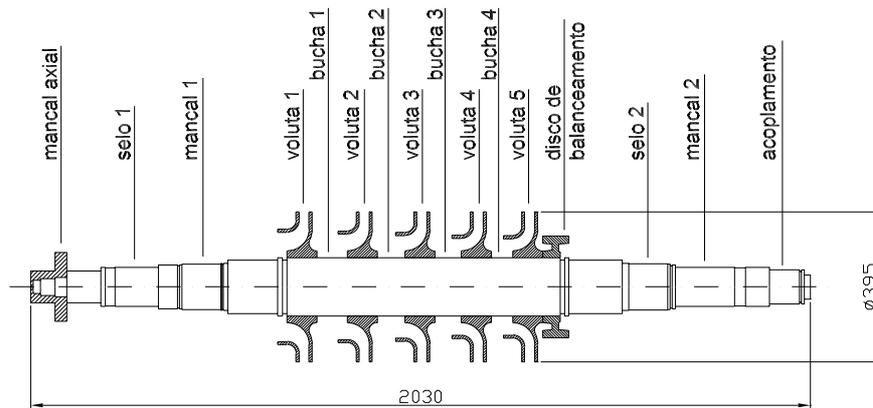


Figura 8.1: Rotor do compressor de gás etano em estudo (Santos, 2001b).

Uma vez definidas as equações de movimento dos elementos de eixo flexível e dos elementos de disco, pode-se montar o sistema de equações de movimento para o rotor completo. Inicialmente, divide-se o rotor em um determinado número de elementos de eixo, com seus respectivos nós (extremidades). A seguir, as matrizes de massa, giroscópica e de rigidez destes elementos são superpostas, formando as matrizes globais. Desta forma, chega-se a um sistema de equações global do rotor:

$$\mathbf{M}_G \ddot{\mathbf{q}}_G + \mathbf{G}_G \dot{\mathbf{q}}_G + \mathbf{K}_G \mathbf{q}_G = \mathbf{f}_G \quad (8.1)$$

onde o vetor de deslocamentos \mathbf{q}_G engloba os deslocamentos lineares (y_e e z_e) e angulares (β_e e γ_e) de todos os nós dos elementos que formam o modelo do rotor, incluindo os discos. Com isto, tem-se uma equação que descreve os movimentos do rotor flexível, considerando-se também a influência dos discos a ele conectados. Neste caso, esta influência dos discos é feita através de massas e inércias concentradas nos nós em que os discos se encontram fisicamente.

Um interessante estudo sobre a maneira de se inserir os discos no modelo de elementos finitos de um rotor pode ser encontrada em Lalanne e Ferraris (1990), onde três alternativas são apresentadas (Fig 8.2) e as frequências de ressonância resultantes dos três modelos são comparadas. No primeiro modelo, as inércias do disco são inseridas concentradas no nó de interesse. No segundo modelo, a região do eixo em que o disco se localiza é enrijecida ao se inserirem dois elementos de eixo de maior raio na região relativa à espessura do disco. Neste caso, as inércias concentradas do disco são inseridas no nó central (nó 2). No terceiro modelo, as inércias do disco são divididas e distribuídas nos três nós dos elementos usados para enrijecer o eixo. Em Lalanne e Ferraris (1990), as frequências de ressonância obtidas com os modelos 2 e 3 ficaram bastante próximas entre si, porém divergindo em torno de 5% das obtidas com o modelo 1. Nenhuma comparação

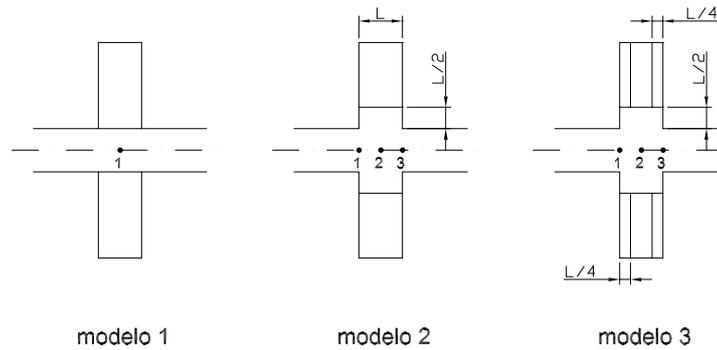


Figura 8.2: Alternativas para a inserção dos discos no modelo do rotor (Lalanne e Ferraris, 1990).

experimental é apresentada. No estudo do compressor de gás etano em questão, o modelo 1 será adotado por simplicidade.

O modelo do compressor em estudo é composto por 56 elementos de eixo e 57 nós. Os mancais se localizam nos nós 8 e 50. Elementos de disco rígido são inseridos no nó 3 (disco do mancal axial), nós 20, 24, 28, 32 e 36 (volutas), nós 22, 26, 30 e 34 (buchas entre volutas), nós 12 e 46 (buchas dos selos), nó 38 (disco de balanceamento), e nó 55 (acoplamento). O modelo de elementos finitos do compressor pode ser visto na Figura 8.3, enquanto os valores adotados para cada elemento de eixo e de disco estão listados na Seção C.2 do Apêndice C.

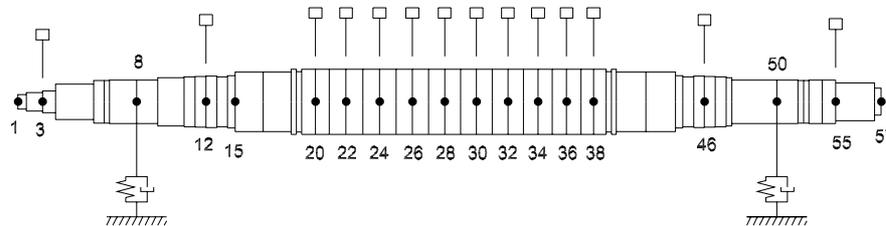


Figura 8.3: Modelo de elementos finitos adotado para o compressor de gás etano (Santos, 2001b).

A interação entre o rotor e os mancais pode ser feita adotando-se coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento equivalentes para o filme de óleo. Assim, as forças de interação podem ser escritas da forma:

$$\mathbf{f}_{hd} = -\mathbf{D}_H \dot{\mathbf{q}}_H - \mathbf{K}_H \mathbf{q}_H \quad (8.2)$$

onde \mathbf{K}_H e \mathbf{D}_H são as matrizes de rigidez e amortecimento equivalentes do filme de óleo dos mancais. Considerando-se que a força de interação dos mancais incide em determinados nós do

modelo, estas matrizes de rigidez e amortecimento podem ser superpostas às matrizes giroscópica e de rigidez globais, respectivamente.

Neste estudo, os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais do compressor foram calculados usando-se o Método das Perturbações proposto por Allaire et al. (1981), Este método foi aplicado ao modelo de mancal segmentado apresentado no Capítulo 5, para a lubrificação convencional. Os resultados obtidos, em função da velocidade de rotação do rotor, são apresentados na Figura 8.4. Os dados utilizados nas simulações são os apresentados na Tabela C.1 do Apêndice C e o carregamento estático adotado foi de 1920 N^3 .

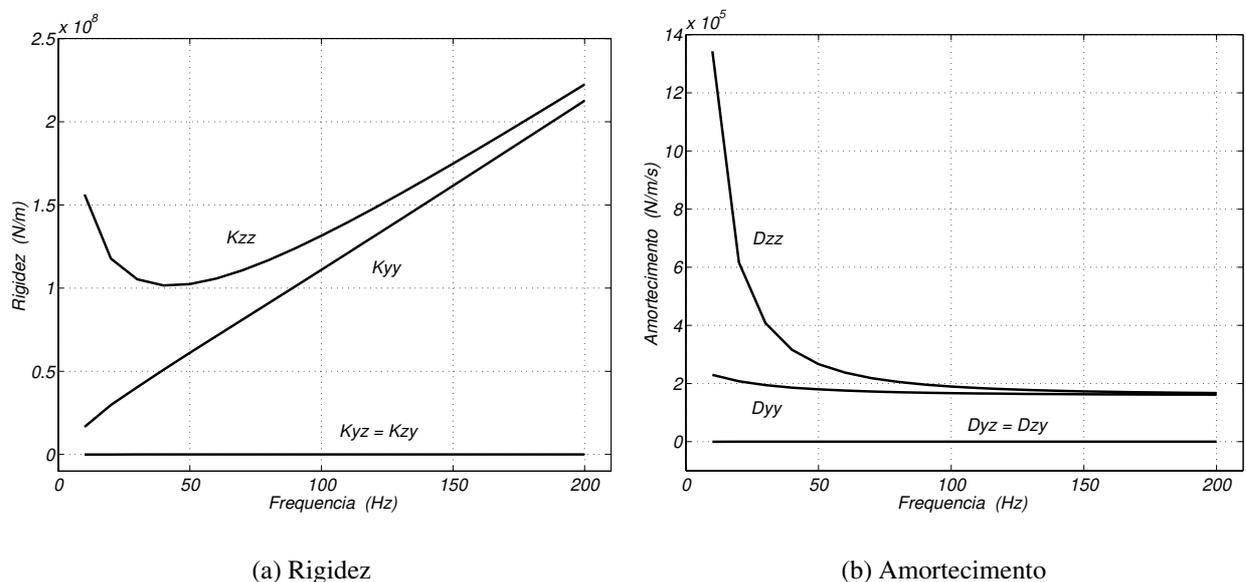


Figura 8.4: Coeficientes equivalentes globais de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais de 5 sapatas do compressor de gás etano (Santos, 2001b).

Assim, a partir dos dados da Figura 8.4, as matrizes de rigidez e amortecimento dos mancais podem ser criadas, e inseridas no modelo global. Cabe ressaltar que estas matrizes dependem da velocidade de rotação do rotor.

Da mesma forma como a interação dos mancais foi incluída, outros efeitos também podem ser considerados e tratados igualmente, como os dos selos, da interação fluido-estrutura, das forças restritivas do acoplamento, etc. No estudo do compressor de gás etano, entretanto, estes efeitos serão negligenciados.

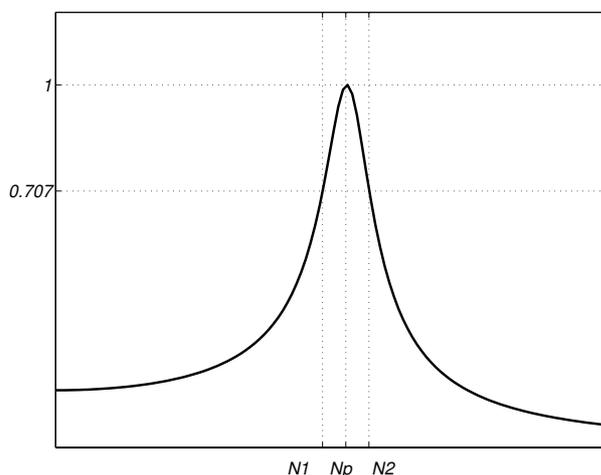
³Os valores dos carregamentos estáticos em cada mancal do compressor real são diferentes, mas bastante próximos entre si, o que não afeta significativamente os valores de rigidez e amortecimento. Adotou-se um mesmo valor para ambos (metade do peso do rotor) por simplicidade.

8.3 Análise de Resposta ao Desbalanço pela Norma API 617

Compressores, assim como qualquer outro equipamento de grande porte, devem se submeter a ensaios dinâmicos preliminares antes de serem entregues aos clientes. No caso da indústria de petróleo, os ensaios mínimos necessários são definidos pela norma API (1995) 617, abrangendo desde análises de projeto (ensaios numéricos) até ensaios experimentais (*pre-run*). Dentre as análises de projeto encontra-se a obtenção das funções de resposta amortecida ao desbalanço para toda a faixa de operação da máquina.

Inicialmente, esta norma estabelece que um determinado pico no gráfico de resposta ao desbalanço é uma velocidade crítica se o fator de amplificação, dado por:

$$FA = \frac{N_p}{N_2 - N_1} \quad (8.3)$$



for maior do que 2,5 . No caso do fator de amplificação ser menor do que 2,5 , o modo é considerado criticamente amortecido pela norma.

Uma vez definidas as velocidades críticas, a norma define critérios para a distância entre as velocidades críticas e a faixa de operação da máquina. De maneira geral, a norma define:

- se FA é menor do que 2,5 , a resposta é considerada criticamente amortecida e nenhuma margem de separação é requerida;
- se $2,5 < FA < 3,55$, a margem de separação requerida é de 15% acima da velocidade máxima e 5% abaixo da velocidade mínima de operação;
- se $FA > 3,55$ e o pico de resposta crítica está abaixo da mínima velocidade de operação, a

margem de separação requerida é dada pela expressão:

$$SM = 100 - \left(84 + \frac{6}{FA - 3} \right) \quad (8.4)$$

SM em % da velocidade mínima de operação.

- se $FA > 3,55$ e o pico de resposta crítica está acima da máxima velocidade de operação, a margem de separação requerida é dada pela expressão:

$$SM = \left(126 - \frac{6}{FA - 3} \right) - 100$$

SM em % da velocidade mínima de operação.

Em seguida, a norma estabelece as condições do ensaio numérico para a obtenção da resposta ao desbalanço. Primeiramente, deve-se identificar a forma modal da velocidade crítica em estudo (vide casos na Figura 8.5).

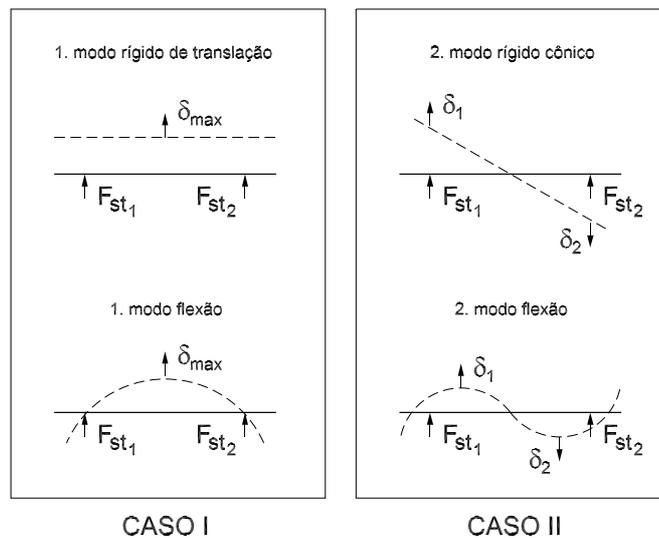


Figura 8.5: Posição de aplicação dos desbalanços em função das formas modais, na análise da resposta ao desbalanço segundo a norma API (1995).

Caso a velocidade crítica em estudo seja referente ao primeiro modo de corpo rígido ou primeiro modo de flexão (Caso I), o desbalanço a ser aplicado não deve ser menor do que duas vezes o valor de δ_{max} , sendo:

$$\delta_{max} = 6350 \frac{F_{st1} + F_{st2}}{N} \quad (8.5)$$

onde N é a velocidade de operação mais próxima da velocidade crítica estudada, em rpm ; F_{st1} e F_{st2} são os carregamentos estáticos nos mancais, em kg ; e δ_{max} é o desbalanço, em $g.mm$. O ponto de aplicação do desbalanço, neste caso, deve ser o ponto de deslocamento máximo do rotor.

Caso a velocidade crítica em estudo seja referente ao segundo modo de corpo rígido ou segundo modo de flexão (Caso II), o desbalanço a ser aplicado não deve ser menor do que duas vezes o valor de δ_1 e δ_2 , sendo:

$$\delta_1 = 6350 \frac{F_{st1}}{N}$$

$$\delta_2 = 6350 \frac{F_{st2}}{N}$$

onde δ_1 and δ_2 são os desbalanços, em $g.mm$, a serem posicionados no ponto de máximo deslocamento mais próximo do mancal em que se basearam os cálculos. Estes desbalanços devem ainda estar em oposição de fase.

De qualquer forma, a norma estabelece que os desbalanços devem ser posicionados nos pontos onde as reações serão as mais adversas para o modo em estudo.

Finalmente, o limite de vibração admissível para o rotor, sujeito ao desbalanço proposto pela norma, é dado por:

$$LV = 25,4 \sqrt{\frac{12000}{N}} \tag{8.6}$$

onde LV é o limite de vibração do sistema, em μm pico-a-pico. Além disso, as amplitudes da resposta ao desbalanço em qualquer velocidade, de zero à máxima de operação, não deverão exceder 75% da folga mínima diametral da máquina.

8.4 Resposta ao Desbalanço do Compressor

Para efetuar a análise de resposta amortecida ao desbalanço do compressor em estudo, baseada na norma API, inicialmente procurou-se obter informações sobre as velocidades críticas e os modos de vibrar do sistema. Para tanto, variou-se a frequência de rotação, de zero até 200 Hz

(acima da velocidade máxima de operação), e observaram-se os autovalores do sistema. A Figura 8.6 ilustra o diagrama de Campbell e o comportamento do fator de amortecimento dos primeiros 8 modos encontrados.

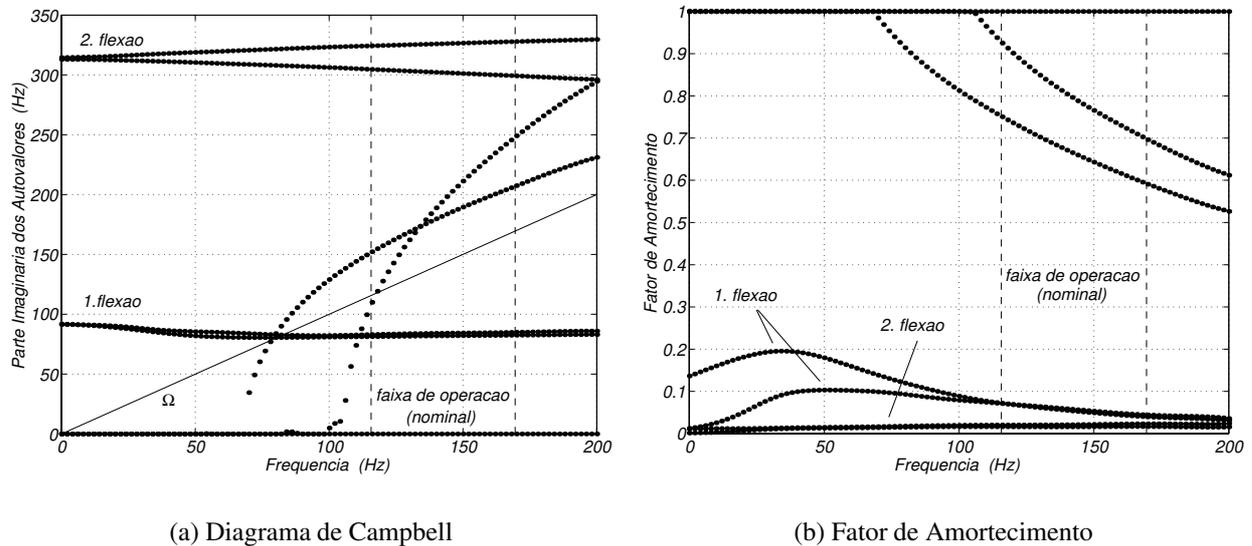
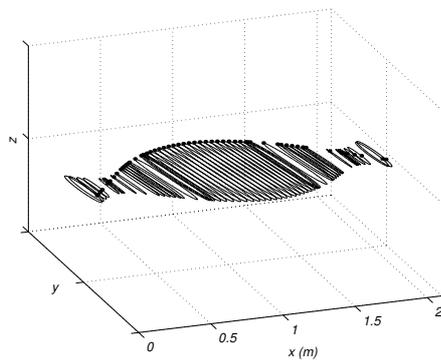


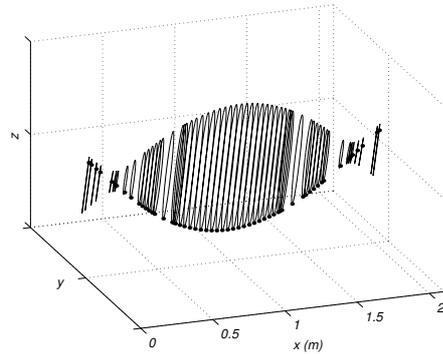
Figura 8.6: Diagrama de Campbell e fator de amortecimento dos 16 primeiros modos do modelo do compressor, em função da frequência de rotação.

A primeira velocidade crítica do sistema ocorre em torno de 80 Hz , como pode ser observado na Figura 8.6(a). As formas modais do rotor nesta rotação são apresentadas na Figura 8.7. Como se pode ver, os modos cujas frequências estão próximas da frequência de rotação são referentes ao primeiro modo de flexão do rotor, em ambas direções Y e Z (Caso I da norma API). A forma do terceiro modo presente na velocidade crítica de 80 Hz não foi apresentada por se tratar de um modo com alto fator de amortecimento (aproximadamente 0,9 - Fig. 8.6(b)). Uma segunda velocidade crítica do sistema ocorre em torno de 120 Hz (Fig. 8.6(a)). Porém, devido ao alto valor do fator de amortecimento deste modo nesta frequência de rotação (aproximadamente 0,93 - Fig. 8.6(b)), acredita-se que este modo não deva influir significativamente na resposta ao desbalanceamento do compressor. As frequências em torno de 300 Hz , as quais possuem baixo fator de amortecimento, referem-se aos segundos modos de flexão do rotor e estão além da máxima velocidade de operação do compressor. A forma destes modos está apresentada na Figura 8.8.

Desta forma, sabendo-se que a primeira velocidade crítica do compressor apresenta forma modal do Caso I da norma API, calcula-se o valor do desbalanceamento a partir da expressão (8.5). Portanto, para um carregamento de 1920 N ($\approx 195,7 \text{ kg}$) em cada mancal e frequência de operação de $115,7 \text{ Hz}$ (frequência mais próxima da velocidade crítica), tem-se como desbalanceamento sugerido

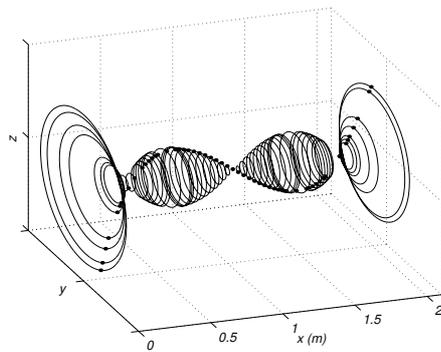


(a) 80,5 Hz ($\xi = 0,12$)

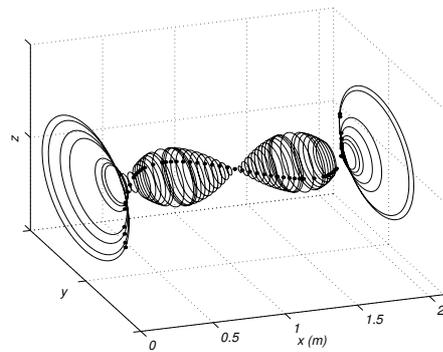


(b) 82,9 Hz ($\xi = 0,093$)

Figura 8.7: Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz.



(a) 307,9 Hz ($\xi = 0,015$)



(b) 321,5 Hz ($\xi = 0,017$)

Figura 8.8: Formas modais do compressor em torno de 300 Hz.

pela norma API:

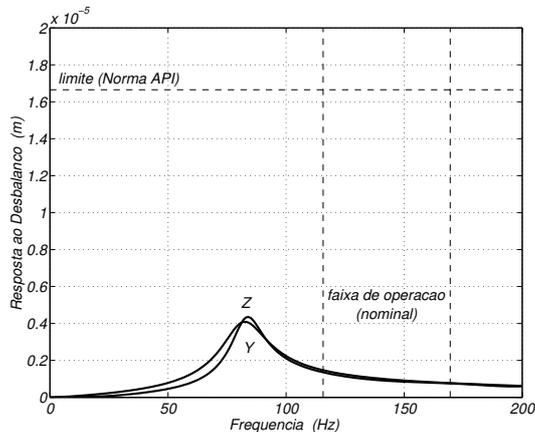
$$\delta_{max} = 358,056 \text{ g.mm}$$

Considerando-se que a norma estabelece que se use ao menos o dobro deste valor no ponto de maior deslocamento, o valor de 720,0 g.mm será aplicado no nó 28 do modelo. O limite de vibração admissível, calculado a partir da expressão (8.6), será dado por:

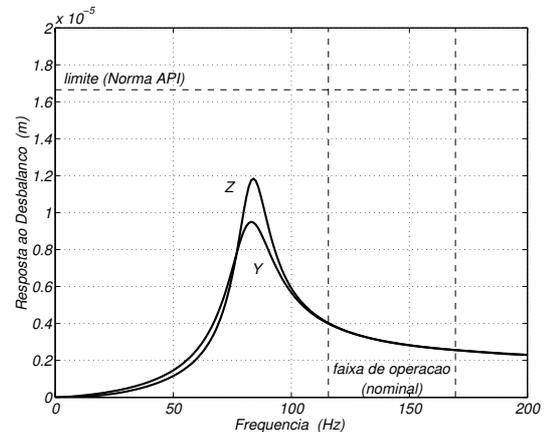
$$LV = 33,3 \text{ } \mu\text{m} \quad (\text{pico-a-pico})$$

Assim, aplicando-se o desbalanço proposto pela norma API, obteve-se a resposta ao desbalanço

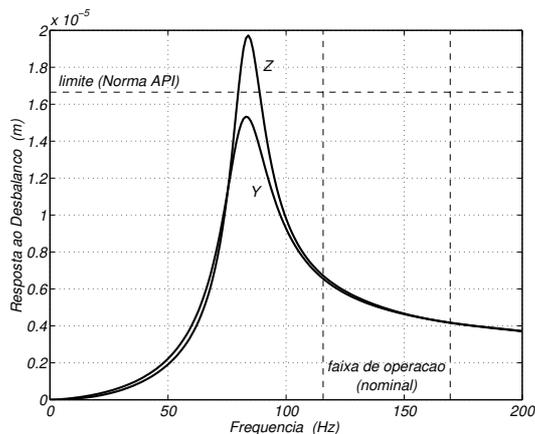
do compressor. A Figura 8.9 ilustra a resposta do sistema observada em quatro pontos do rotor: nó 8 (mancal 1); nó 15 (ponto intermediário entre o mancal 1 e o centro do rotor); nó 28 (centro do rotor e ponto de máximo deslocamento); e nó 50 (mancal 2).



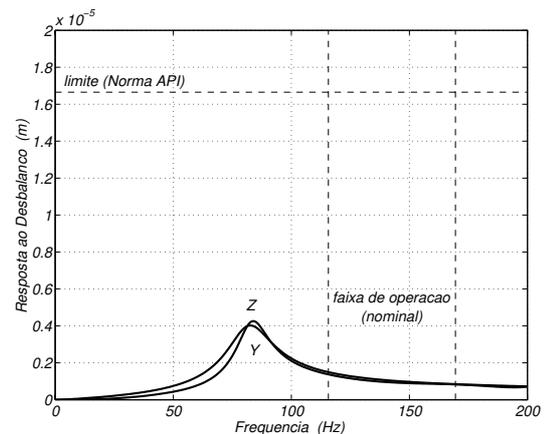
(a) Nó 8 (mancal 1)



(b) Nó 15 (nó intermediário)



(c) Nó 28 (centro do rotor)



(d) Nó 50 (mancal 2)

Figura 8.9: Resposta ao desbalanceamento de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API, para o caso passivo (sem controle).

Na resposta ao desbalanceamento (Fig. 8.9), percebe-se a presença de duas frequências de ressonância na faixa analisada: uma em 83 Hz (direção Y) e outra em 84 Hz (direção Z). Conforme previsto pelo diagrama de Campbell, tratam-se das primeiras velocidades críticas do sistema. A segunda velocidade crítica em 120 Hz , encontrada no diagrama de Campbell (Fig. 8.6(a)), não aparece na resposta ao desbalanceamento, como era esperado de um modo com alto fator de amortecimento.

As amplitudes encontradas no nó 28 (centro do rotor) são elevadas, chegando a ultrapassar o limite estabelecido pela norma API na direção Z . Calculando-se o fator de amplificação (equação (8.3)) da resposta mais adversa (nó 28, direção Z), chega-se a um valor $FA = 5,79$. Por ser maior do que 2,5, trata-se de uma verdadeira velocidade crítica, segundo a norma. Como neste caso $FA > 3,55$, a margem de separação entre a velocidade crítica e a velocidade mínima de operação será calculada a partir da expressão (8.4). Sendo assim, chega-se a um valor $SM = 13,8$, ou seja, a velocidade crítica deve estar abaixo de 13,8% da velocidade de operação. Isto significa que esta velocidade crítica em Z não pode ser maior do que 99,8 Hz. Fazendo-se os mesmos cálculos para a velocidade crítica em Y (nó 28), chega-se aos valores $FA = 3,95$ e $SM = 9,7$. Portanto, esta velocidade crítica não pode ser superior a 104,5 Hz, segundo a norma.

Em resumo, na faixa de rotação analisada há a presença de duas velocidades críticas, uma em 83 Hz e outra em 84 Hz. Estas velocidades críticas estão aquém da margem de separação exigida pela norma API e, portanto, em conformidade com a norma. Entretanto, os níveis de vibração no centro do rotor na direção Z estão acima do admissível, segundo a mesma norma.

8.5 Controle por Realimentação de Saída

De forma a se poder aplicar o mancal com lubrificação ativa (versão da bancada de testes da Unicamp), o qual possui quatro sapatas em configuração *load-on-pad*, no modelo do compressor de gás, cujos mancais possuem cinco sapatas, procurou-se manter o mesmo número de Sommerfeld. Desta forma, mantêm-se as mesmas condições de operação dos mancais originais, na forma passiva. O número de Sommerfeld é dado pela expressão:

$$S = \frac{\mu N}{\bar{F}_{st}} \left(\frac{R_s}{R_s - R_r} \right)^2 \quad (8.7)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do óleo; N é a frequência de rotação do rotor; \bar{F}_{st} é o carregamento estático por área projetada do mancal (sapatas); R_s é o raio das sapatas; e R_r é o raio do rotor no mancal.

Considerando-se que os valores dos raios das sapatas e do rotor, a viscosidade do óleo, e o carregamento estático são os mesmos dos mancais originais (Tabela C.1), a determinação do mancal equivalente de quatro sapatas dar-se-á a partir da área projetada das sapatas. Esta área projetada do mancal de quatro sapatas deve ser a mesma da área projetada do mancal de cinco sapatas. Portanto, o mancal de quatro sapatas terá mesmo número de Sommerfeld do mancal de cinco sapatas do

compressor, nas mesmas condições, se o ângulo de abrangência das quatro sapatas for de:

$$\alpha_s = 76,2^\circ$$

para sapatas de mesma largura e carregamento sobre sapatas (modelo do mancal da Unicamp).

Adotando-se o mancal ativo equivalente na análise do compressor de gás, as forças de interação se modificam, e podem ser decompostas em forças hidrodinâmicas e forças de atuação do sistema de injeção ($\mathbf{f}_H = \mathbf{f}_{hd} + \mathbf{f}_A$). As forças hidrodinâmicas do filme de óleo podem ser representadas pelos coeficientes dinâmicos do mancal com lubrificação convencional (passivo), conforme visto anteriormente (eq.(8.2)), pois as condições de operação do mancal são as mesmas (mesmo número de Sommerfeld). Nesta abordagem, as matrizes \mathbf{K}_H e \mathbf{D}_H são as mesmas do sistema original, cujos coeficientes são ilustrados na Figura 8.4.

As forças de atuação do sistema de injeção são consideradas como função linear do sinal de controle ($u(t)$), da forma:

$$\mathbf{f}_A = \mathbf{B}_H \mathbf{u} \quad (8.8)$$

onde \mathbf{u} é o vetor composto pelos sinais de entrada das servoválvulas ($\mathbf{u} = \{ u_I \ u_{II} \}^T$) e \mathbf{B}_H é a matriz de controle, que correlaciona os sinais de entrada com as forças resultantes da injeção do óleo (forças de atuação). Os coeficientes da matriz \mathbf{B}_H são obtidos ou numericamente, ou experimentalmente, pois a relação entre forças e sinal de entrada não é explícita (depende da solução da equação de Reynolds modificada), e portanto, não pode ser deduzida analiticamente.

Para obter esta relação entre sinal e força, usou-se o modelo não-linear do mancal segmentado, proposto no Capítulo 5, nas condições dos mancais do compressor. Mantendo-se o rotor centrado no mancal com uma rotação baixa (1 Hz), para que o efeito hidrodinâmico seja pequeno, variou-se o sinal de controle e obteve-se a força resultante. Assim, para uma pressão de suprimento de 7 MPa, obteve-se o resultado apresentado na Figura 8.10. Esta figura ilustra a faixa de operação linear das servoválvulas. A relação entre o sinal de controle e a força resultante é igual para ambas direções de controle (horizontal e vertical).

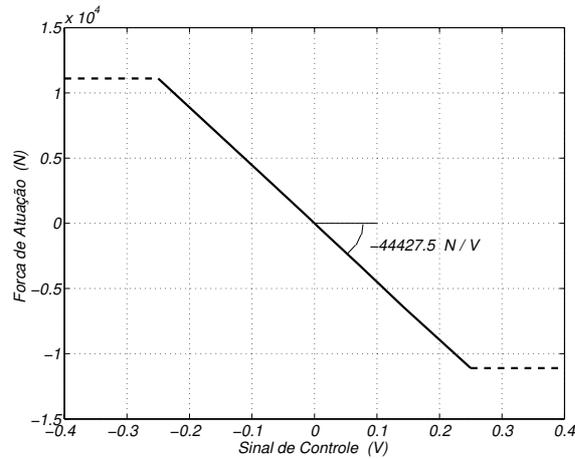


Figura 8.10: Relação entre a força de atuação do mancal ativo e o sinal de controle, nas condições do mancal equivalente.

Considerando-se que o mancal ativo será acoplado nas posições dos mancais originais (nós 8 e 50 do modelo adotado), a matriz \mathbf{B}_H assume a forma:

$$\mathbf{B}_H = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -44427,5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -44427,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -44427,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -44427,5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{228 \times 4}$$

onde os termos não nulos se encontram nas linhas 29, 30, 197 e 198 da matriz.

Assim, inserindo-se a expressão (8.8) no sistema de equações do modelo do compressor (eq.(8.1)), tem-se:

$$\mathbf{M}_G \ddot{\mathbf{q}}_G + \mathbf{G}_G \dot{\mathbf{q}}_G + \mathbf{K}_G \mathbf{q}_G = \mathbf{f}_G + \mathbf{B}_H \mathbf{u}$$

Este modelo, na formulação de estado, é dado por:

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{w}} + \mathbf{K} \mathbf{w} = \mathbf{f} + \mathbf{B} \mathbf{u} \quad (8.9)$$

onde:

$$\mathbf{w} = \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_G \\ \mathbf{q}_G \end{Bmatrix} \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_G & \mathbf{K}_G \\ \mathbf{K}_G & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \mathbf{f} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_G \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_G & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{K}_G \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_H \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

A seguir, são apresentadas duas realimentações de saída testadas e respectivos resultados das análises de resposta ao desbalanço, seguindo a norma API.

8.5.1 Observação no Centro do Rotor

A primeira realimentação de saída é feita observando-se as variáveis de estado do ponto de máximo deslocamento do rotor na velocidade crítica (nó 28), em ambas direções Y e Z , e realimentando os dois mancais ativos do compressor. Assim, a realimentação de saída toma a forma:

$$\left. \begin{array}{l} \mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{w} \\ \mathbf{u} = -\mathbf{H} \mathbf{y} \end{array} \right\} \Rightarrow \mathbf{u} = -\mathbf{H} \mathbf{C} \mathbf{w} \quad (8.10)$$

onde \mathbf{H} é a matriz de ganhos da realimentação e a matriz de observação \mathbf{C} é dada por:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}_{4 \times 456}$$

onde os elementos não nulos da matriz se encontram nas colunas 109 e 110 (deslocamentos do nó 28) e 337 e 338 (velocidades do nó 28).

Inserindo-se a realimentação (8.10) no sistema de equações global (8.9), tem-se:

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{w}} + (\mathbf{K} + \mathbf{B} \mathbf{H} \mathbf{C}) \mathbf{w} = \mathbf{f} \quad (8.11)$$

Para calcular a matriz de ganhos \mathbf{H} , inicialmente reduz-se a ordem do sistema através do Método da Decomposição Modal (Thomson e Dahleh, 1998). Utilizando-se a matriz modal ortonormal à direita sistema, o vetor de estado pode ser descrito como a combinação linear dos modos de vibrar do sistema. Ao se considerar que o vetor de estado é composto apenas pelos $2m$ modos escolhidos, tem-se:

$$\mathbf{w}_{2n \times 1} = [\tilde{\Phi}_D]_{2n \times 2m} \boldsymbol{\eta}_{2m \times 1} = \tilde{\Phi}_D^r \boldsymbol{\eta}^r \quad (8.12)$$

onde n é o número de graus de liberdade do sistema original e o superescrito r indica a forma reduzida do vetor ou matriz.

Fazendo-se a transformação (8.12) no sistema de equações realimentado (8.11), e multiplicando-se a expressão resultante pela transposta da matriz modal ortonormal reduzida à esquerda ($\tilde{\Phi}_E^{rT}$), tem-se:

$$\tilde{\Phi}_E^{rT} \mathbf{M} \tilde{\Phi}_D^r \dot{\boldsymbol{\eta}}^r + \tilde{\Phi}_E^{rT} (\mathbf{K} + \mathbf{B} \mathbf{H} \mathbf{C}) \tilde{\Phi}_D^r \boldsymbol{\eta}^r = \tilde{\Phi}_E^{rT} \mathbf{f} \quad (8.13)$$

Utilizando-se as propriedades das matrizes modais ortonormais:

$$\tilde{\Phi}_E^{rT} \mathbf{M} \tilde{\Phi}_D^r = \mathbf{I}$$

$$\tilde{\Phi}_E^{rT} \mathbf{K} \tilde{\Phi}_D^r = \boldsymbol{\Lambda}$$

onde $\boldsymbol{\Lambda}$ é a matriz dos autovalores do sistema de equações e \mathbf{I} é a matriz identidade, pode-se reescrever a equação (8.13), da forma:

$$\dot{\boldsymbol{\eta}}^r + (\boldsymbol{\Lambda} + \mathbf{B}^r \mathbf{H} \mathbf{C}^r) \boldsymbol{\eta}^r = \mathbf{f}^r \quad (8.14)$$

onde $\mathbf{B}^r = \tilde{\Phi}_E^{rT} \mathbf{B}$ é a matriz de controle reduzida; $\mathbf{C}^r = \mathbf{C} \tilde{\Phi}_D^r$ é a matriz de observação reduzida; e \mathbf{f}^r é o vetor de estado de forças externas reduzido. Assim, saiu-se de um sistema no domínio físico

com $2n$ graus de liberdade e chegou-se a um sistema no domínio modal com $2m$ coordenadas modais. Além disso, a matriz Λ é a matriz dos autovalores dos modos escolhidos.

Observando-se a expressão (8.14), nota-se que:

$$\Lambda + \mathbf{B}^r \mathbf{H} \mathbf{C}^r = \bar{\Lambda}$$

ou seja, a matriz de ganhos \mathbf{H} é responsável por alterar a matriz de autovalores do sistema reduzido de Λ para $\bar{\Lambda}$. Definindo-se esta alteração como:

$$\Delta = \mathbf{B}^r \mathbf{H} \mathbf{C}^r = \bar{\Lambda} - \Lambda$$

e arbitrando-se um valor desejado para a alteração Δ , a matriz de ganhos pode ser determinada da forma:

$$\mathbf{H} = (\mathbf{B}^r)^\# \Delta (\mathbf{C}^r)^\# \quad (8.15)$$

onde $(\cdot)^\#$ indica a operação de pseudo-inversa: $(\mathbf{E})^\# = (\mathbf{E}^T \mathbf{E})^{-1} \mathbf{E}^T$.

No caso em estudo, os modos de interesse são os modos críticos em torno de 80 Hz (primeiros modos de flexão), totalizando quatro autovalores (dois modos). O número de variáveis observadas (deslocamento e velocidade do nó 28 nas direções Y e Z) e o número de pontos de atuação (dois mancais atuando nas direções Y e Z) também é quatro. Portanto, as matrizes de controle e observação reduzidas são quadradas, de ordem quatro, e a matriz de ganhos pode ser calculada de uma forma mais precisa, sem haver a necessidade de se calcular pseudo-inversas.

Para se determinar o melhor conjunto de ganhos para o caso em estudo, variou-se a matriz Δ em função da parte real e imaginária de cada autovalor escolhido, da forma:

$$\Delta = \begin{bmatrix} \Delta \Re(\lambda_1) + \Delta \Im(\lambda_1) j & & & \\ & \Delta \Re(\lambda_1) - \Delta \Im(\lambda_1) j & & \\ & & \Delta \Re(\lambda_2) + \Delta \Im(\lambda_2) j & \\ & & & \Delta \Re(\lambda_2) - \Delta \Im(\lambda_2) j \end{bmatrix}$$

onde os autovalores dos modos escolhidos, referentes aos modos de flexão na frequência de rotação de 80 Hz , são: $\lambda_1 = -60,912 \pm 505,84j \text{ rad/s}$ e $\lambda_2 = -48,452 \pm 512,14j \text{ rad/s}$.

A variação da parte real e imaginária dos autovalores foi adotada de forma que cada autovalor seguisse o seu respectivo raio no plano imaginário (Figura 8.11). Assim, variou-se na realidade o fator de amortecimento de cada modo escolhido. Calculando-se a matriz de ganhos correspondente pela equação (8.15), e observando-se os primeiros 16 autovalores do sistema completo realimentado (eq.(8.11)) para a frequência de rotação de 80 Hz, chegou-se nos resultados ilustrados nas Figuras 8.12 e 8.13. Estas figuras ilustram a parte real dos autovalores, o fator de amortecimento e as frequências amortecidas dos respectivos modos do sistema realimentado, em função da variação do fator de amortecimento dos modos escolhidos no cálculo da matriz de ganhos.

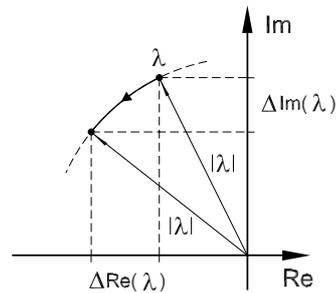


Figura 8.11: Variação dos autovalores no plano imaginário para a determinação dos ganhos do controlador.

Na Figura 8.12, os autovalores ilustrados referem-se a três modos superamortecidos (Figuras. 8.12(a), (b) e (c)) e um modo sub-amortecido com alto fator de amortecimento (Fig. 8.12(d)). Na Figura 8.13, estão mostrados os autovalores do primeiro modo de flexão em Y (Fig. 8.13(a)), do primeiro modo de flexão em Z (Fig. 8.13(b)), do segundo modo de flexão em Y (Fig. 8.13(c)) e do segundo modo de flexão em Z (Fig. 8.13(d)). Analisando-se a parte real dos autovalores, nota-se que o segundo modo de flexão, tanto em Y como em Z (Figs. 8.13(c) e (d)), passam a apresentar valores positivos com a variação dos autovalores escolhidos. Na figura, a parte positiva foi cortada em zero para facilitar a visualização da região de instabilidade. Desta forma, existe um limite de estabilidade a ser respeitado na escolha dos ganhos.

Por outro lado, os fatores de amortecimento dos modos escolhidos para o cálculo da matriz de ganhos (primeiro modo de flexão em Y e em Z), aumentam com a variação dos fatores de amortecimento, conforme esperado (Figs.8.13(a) e (b)). Portanto, deve-se escolher a variação do fator de amortecimento a ser inserida na matriz Δ de forma a se ter máximo fator de amortecimento dos modos escolhidos, sem entretanto atingir a região de instabilidade dos segundos modos de flexão do rotor. Os valores escolhidos para o cálculo dos ganhos, baseando-se nos gráficos das Figuras 8.12 e 8.13, foram:

$$\Delta\xi_1 = 0,048 \Rightarrow \Delta\lambda_1 = -24,39 \mp 3,948j$$

$$\Delta\xi_2 = 0,053 \Rightarrow \Delta\lambda_2 = -27,87 \mp 4,120j$$

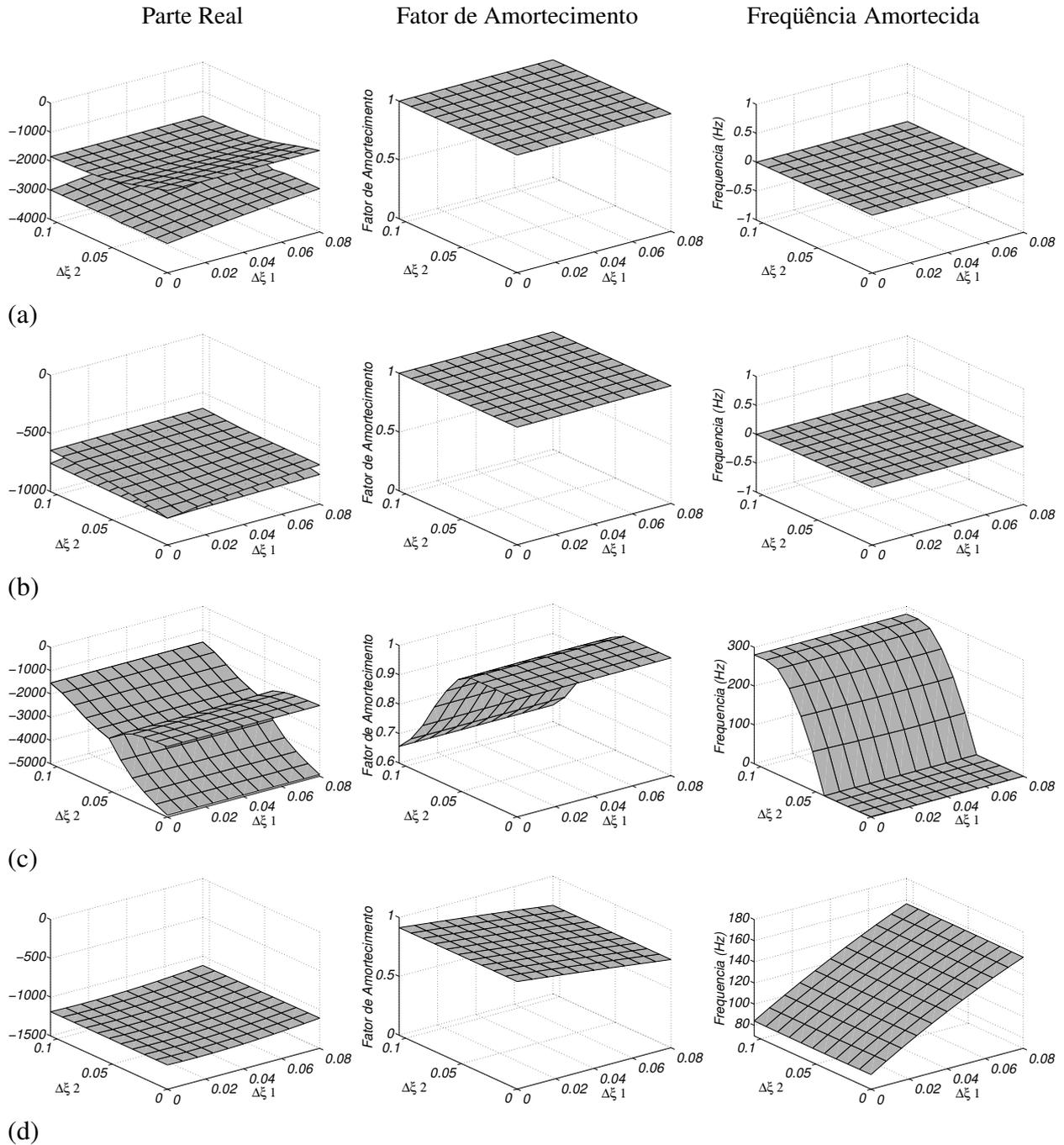


Figura 8.12: Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação no centro do rotor (nó 28) e atuação nos nós 8 e 50.

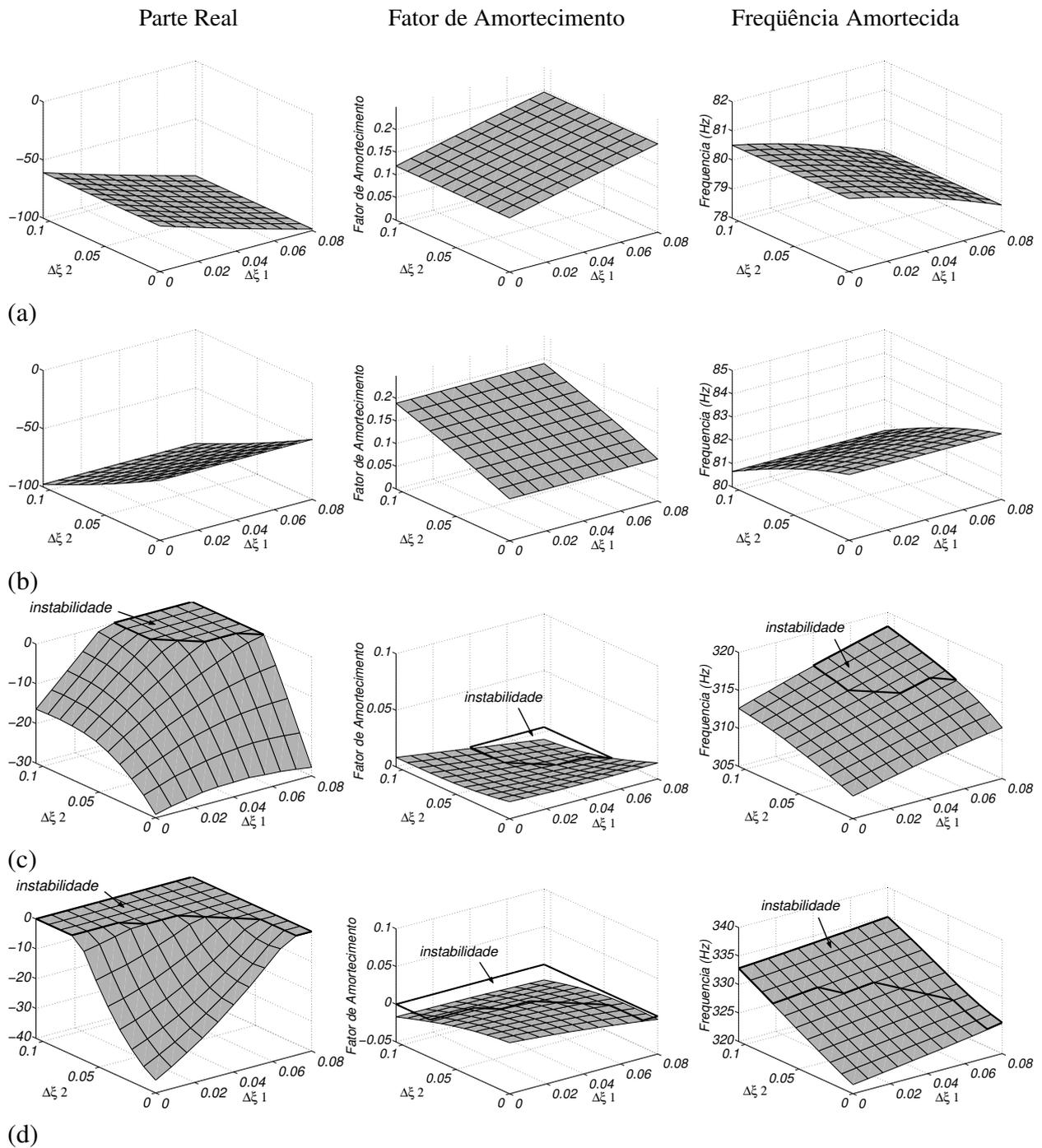
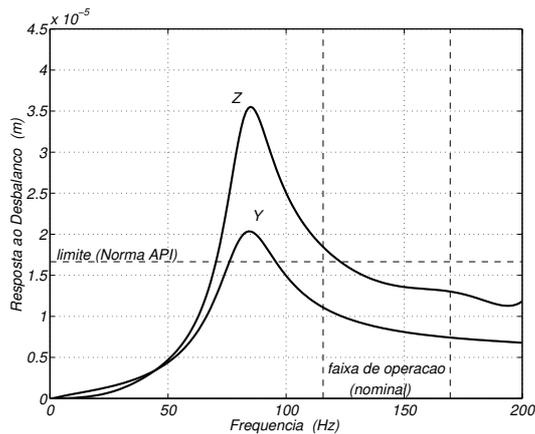
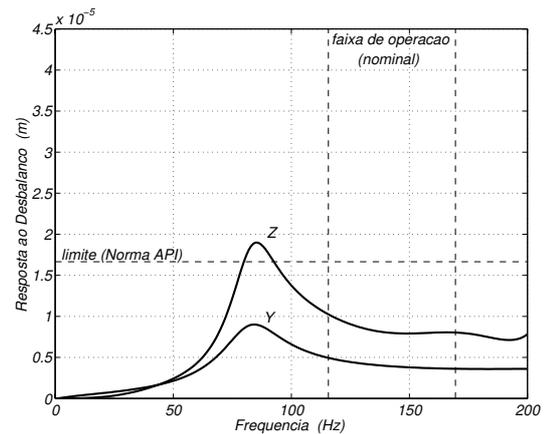


Figura 8.13: Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação no centro do rotor (nó 28) e atuação nos nós 8 e 50. (cont.)

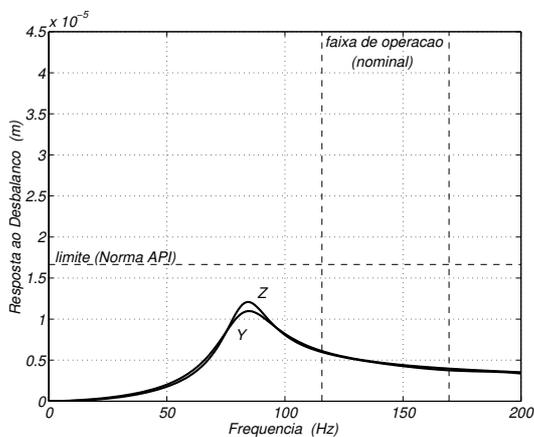
Como se pode ver, a variação obtida dos fatores de amortecimento dos modos de interesse não foi grande, devido ao limite de estabilidade dos segundos modos de flexão do rotor. Inserindo-se este resultado na matriz Δ , calcula-se a matriz de ganhos da realimentação pela expressão (8.15). Usando-se o sistema de equações global realimentado (eq.(8.11)), efetua-se a análise de resposta ao desbalanço do compressor, seguindo os mesmos critérios estabelecidos pela norma API na Seção 8.3. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 8.14.



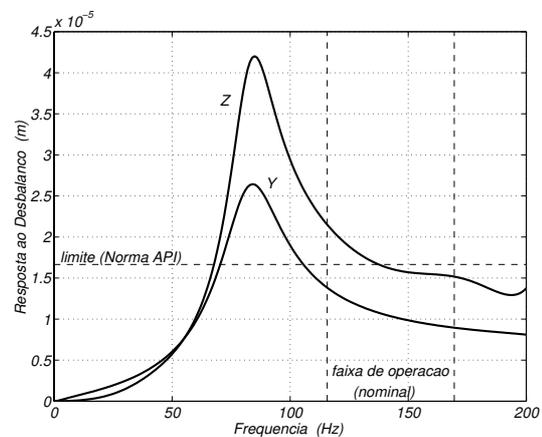
(a) N3 8 (mancal 1)



(b) N3 15 (n3 intermedi3rio)



(c) N3 28 (centro do rotor)



(d) N3 50 (mancal 2)

Figura 8.14: Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API – Realimentação de saída com observação do n3 central do rotor.

Os resultados apresentados na Figura 8.14 mostram uma significativa reduç3o das amplitudes de vibraç3o do n3 observado (n3 28), em comparaç3o aos resultados obtidos originalmente (Figura 8.9(c)). Entretanto, esta reduç3o foi obtida 3 custa do aumento das amplitudes de vibraç3o dos demais n3s do sistema. O pontos onde est3o localizados os mancais (pontos de atuaç3o), s3o

os pontos com maior amplitude de vibração, ultrapassando amplamente o limite estabelecido pela norma API. Ao se observar o modo de vibrar do compressor nas velocidades críticas resultantes, ilustradas na Figura 8.15, fica claro o que ocorreu com o sistema rotor-mancal.

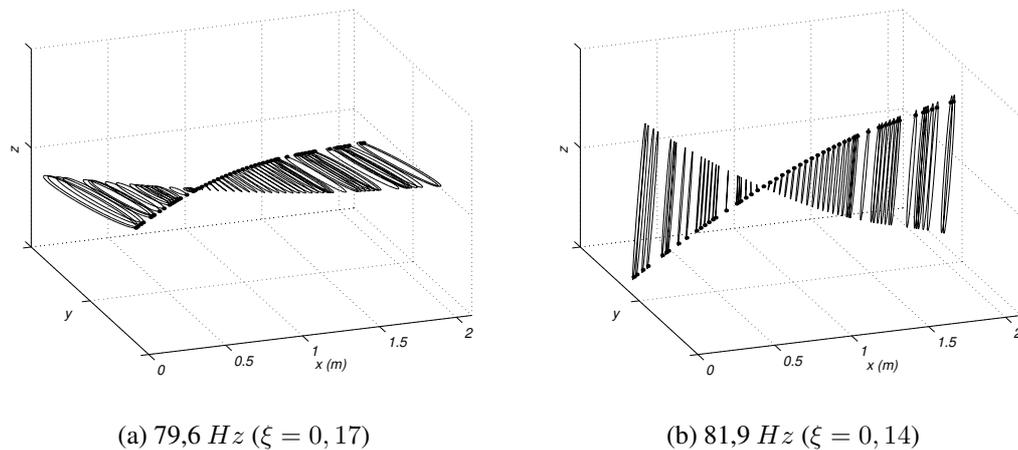


Figura 8.15: Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Realimentação de saída com observação do nó central do rotor.

A realimentação utilizada mudou o modo de vibrar do compressor. Desta forma, o sistema de controle reduziu as amplitudes de vibração do ponto observado (centro do rotor), mas para isso, entretanto, os demais pontos do rotor passaram a apresentar maiores amplitudes de vibração, especialmente nas extremidades. Calculando-se os fatores de amplificação dos picos do nó 50 (nó de maior resposta ao desbalanceo) pela expressão (8.3), chega-se aos valores $FA = 3,01$ para a direção Y e $FA = 3,62$ para a direção Z . Curiosamente, estes valores são inferiores aos obtidos no sistema original (Fig. 8.9), o que significa que estes modos estão mais amortecidos apesar das grandes amplitudes de resposta. Como consequência, as margens de separação requeridas pela norma API para esta caso são de 5% para a direção Y , pois $2,5 < FA < 3,55$, e de 6,3% para a direção Z , pois $FA > 3,55$ (eq.(8.4)).

Embora o objetivo de se reduzir as amplitudes do rotor no nó 28 tenha sido atingido, assim como a diminuição das margens de separação entre as ressonâncias e as velocidades de operação (aumento da faixa de operação), o resultado obtido não é aceitável segundo a norma API 617, pois as amplitudes em alguns pontos do rotor ultrapassaram o limite de vibração por ela estabelecido. Por esta razão, uma outra realimentação é testada.

8.5.2 Observação nos Mancais

A segunda realimentação de saída é feita observando-se as variáveis de estado dos pontos onde os mancais se localizam (nós 8 e 50), em ambas direções Y e Z , e realimentando independentemente os dois mancais ativos do compressor. Assim, a realimentação de saída toma a forma:

$$\left. \begin{array}{l} y_1 = \mathbf{C}_1 \mathbf{w} \\ y_2 = \mathbf{C}_2 \mathbf{w} \\ u_1 = -\mathbf{H}_1 y_1 \\ u_2 = -\mathbf{H}_2 y_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \mathbf{u} = - \begin{bmatrix} \mathbf{H}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{H}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1 \\ \mathbf{C}_2 \end{bmatrix} \mathbf{w} \quad (8.16)$$

As matrizes de observação são dadas por:

$$\mathbf{C}_i = \begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}_{4 \times 456}$$

onde os elementos não nulos da matriz \mathbf{C}_1 se encontram nas colunas 29 e 30 (deslocamentos do nó 8) e 257 e 258 (velocidades do nó 8), e os elementos não nulos da matriz \mathbf{C}_2 se encontram nas colunas 197 e 198 (deslocamentos do nó 50) e 425 e 426 (velocidades do nó 50).

Inserindo-se a realimentação (8.16) no sistema de equações global (8.9), tem-se:

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{w}} + \left(\mathbf{K} + \mathbf{B} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{H}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1 \\ \mathbf{C}_2 \end{bmatrix} \right) \mathbf{w} = \mathbf{f} \quad (8.17)$$

Fazendo-se a transformação modal (eq.(8.12)) do sistema realimentado (8.17) e multiplicando-se a mesma expressão pela transposta da matriz modal ortonormal reduzida à esquerda, tem-se:

$$\tilde{\Phi}_{\mathcal{E}}^{rT} \mathbf{M} \tilde{\Phi}_{\mathcal{D}}^r \dot{\boldsymbol{\eta}}^r + \tilde{\Phi}_{\mathcal{E}}^{rT} \left(\mathbf{K} + \mathbf{B} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{H}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1 \\ \mathbf{C}_2 \end{bmatrix} \right) \tilde{\Phi}_{\mathcal{D}}^r \boldsymbol{\eta}^r = \tilde{\Phi}_{\mathcal{E}}^{rT} \mathbf{f}$$

o que resulta em:

$$\dot{\boldsymbol{\eta}}^r + \left(\boldsymbol{\Lambda} + \mathbf{B}^r \begin{bmatrix} \mathbf{H}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{H}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1^r \\ \mathbf{C}_2^r \end{bmatrix} \right) \boldsymbol{\eta}^r = \mathbf{f}^r \quad (8.18)$$

Observando-se a expressão (8.18), nota-se que a alteração Δ da matriz dos autovalores será dada por:

$$\Delta = \begin{bmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \end{bmatrix} = \mathbf{B}^r \begin{bmatrix} \mathbf{H}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{H}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_1^r \\ \mathbf{C}_2^r \end{bmatrix}$$

Decompondo-se a matriz de controle reduzida, em que $\mathbf{B}^r = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1^r & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_2^r \end{bmatrix}$, tem-se:

$$\mathbf{B}_1^r \mathbf{H}_1 \mathbf{C}_1^r = \Delta_1$$

$$\mathbf{B}_2^r \mathbf{H}_2 \mathbf{C}_2^r = \Delta_2$$

Desta forma, as matrizes de ganho podem ser determinadas para uma determinada matriz de alteração Δ , da forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_1 &= (\mathbf{B}_1^r)^\# \Delta_1 (\mathbf{C}_1^r)^\# \\ \mathbf{H}_2 &= (\mathbf{B}_2^r)^\# \Delta_2 (\mathbf{C}_2^r)^\# \end{aligned} \tag{8.19}$$

No caso em estudo, os modos de interesse continuam a ser os modos críticos em torno de 80 Hz (primeiros modos de flexão), totalizando quatro autovalores. Como o número de graus de liberdade de atuação continua sendo quatro (dois mancais atuando nas direções Y e Z), a matriz de controle reduzida (\mathbf{B}^r) é quadrada. O número de variáveis observadas aumentou para oito, resultando em uma matriz de observação reduzida (\mathbf{C}^r) retangular. Entretanto, ao fazer a decomposição das matrizes de controle e de observação, chega-se a submatrizes de observação quadradas de ordem quatro e a submatrizes de controle retangulares.

Desta forma, segue-se o mesmo procedimento de variação da matriz dos autovalores escolhidos, apresentado no primeiro exemplo de realimentação, para o cálculo dos ganhos. Neste caso, a matriz de ganhos correspondente à variação dos autovalores foi calculada pelas expressões (8.19) e inserida no sistema completo realimentado (eq.(8.17)). Os resultados obtidos para os primeiros 16 autovalores, na frequência de rotação de 80 Hz, são apresentados nas Figuras 8.16 e 8.17. Estas figuras, assim como as apresentadas anteriormente, ilustram a parte real dos autovalores, o fator de amortecimento e as frequências amortecidas dos respectivos modos do sistema realimentado, em função da variação do fator de amortecimento dos modos escolhidos no cálculo da matriz de ganhos.

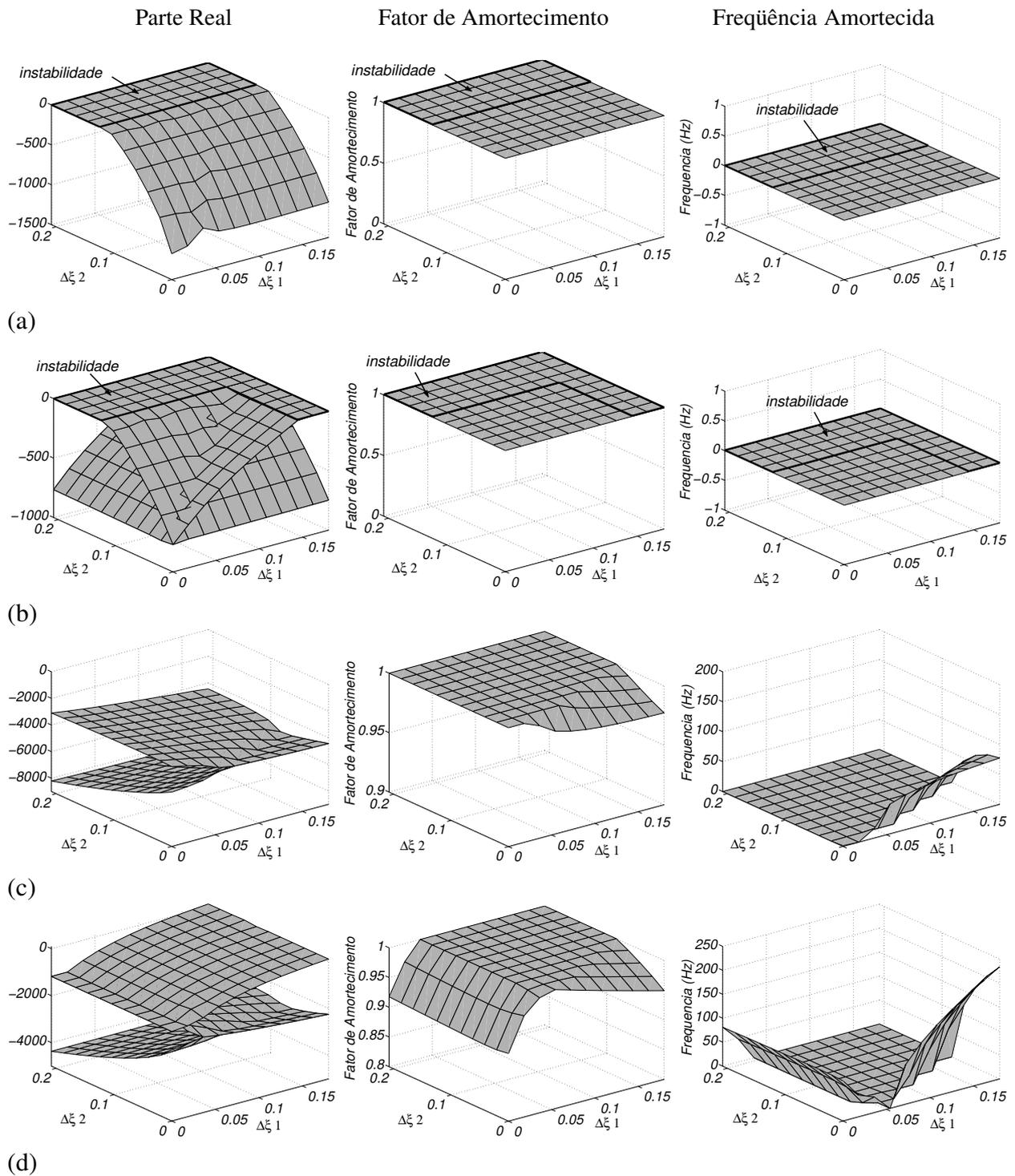


Figura 8.16: Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação e atuação nos mancais (nós 8 e 50).

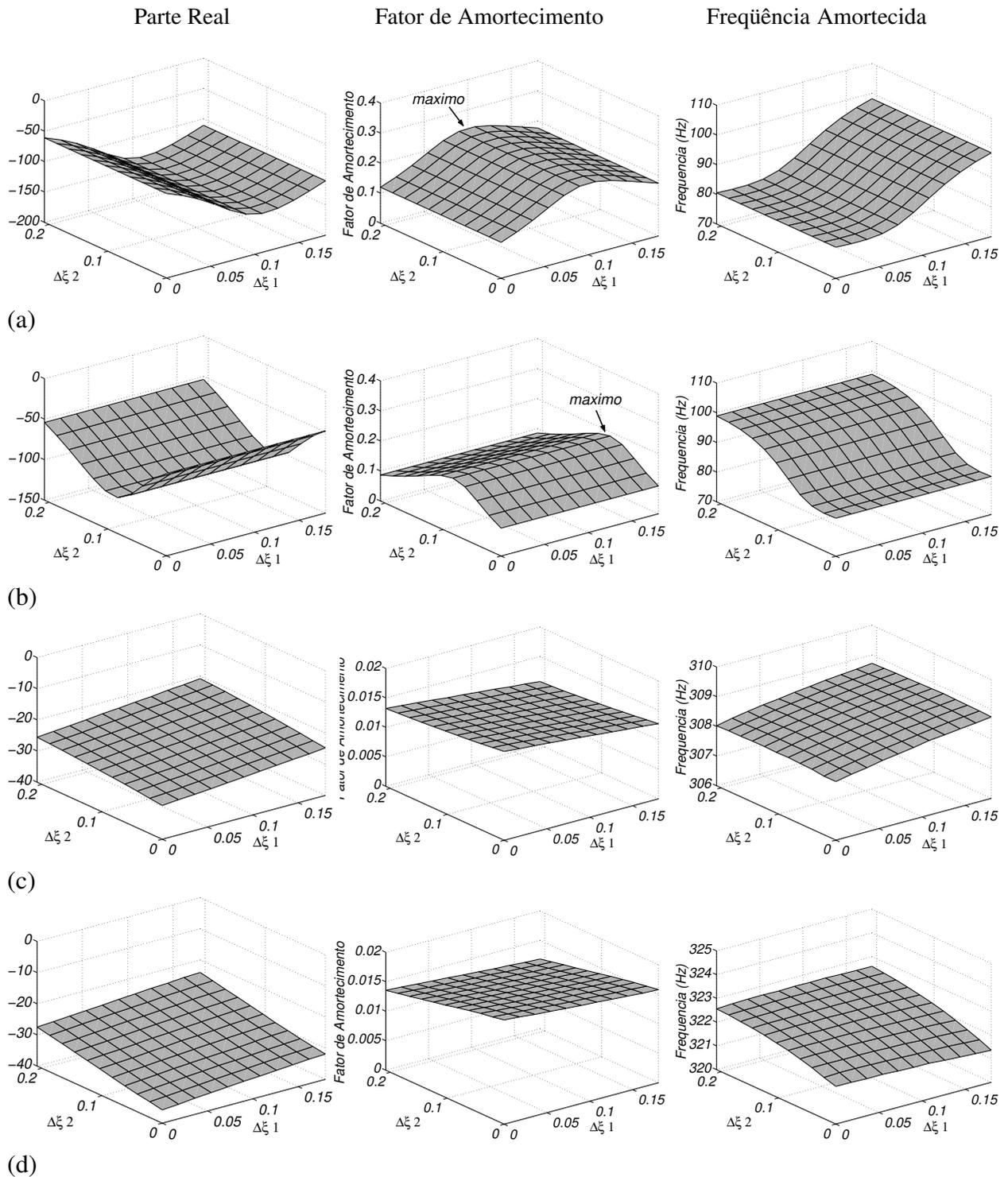


Figura 8.17: Parte de real, fator de amortecimento e frequência amortecida relacionados aos 16 primeiros autovalores do sistema realimentado em função da variação da matriz Δ – Frequência de rotação de 80 Hz – Observação e atuação nos mancais (nós 8 e 50). (cont.)

Na Figura 8.16, os autovalores ilustrados referem-se a quatro modos superamortecidos (Figuras 8.16(a) a (d)). Na Figura 8.17, são apresentados os autovalores do primeiro modo de flexão do rotor em Y (Fig. 8.17(a)), do primeiro modo de flexão em Z (Fig. 8.17(b)), do segundo modo de flexão em Y (Fig. 8.17(c)) e do segundo de flexão em Z (Fig. 8.17(d)). Analisando-se a parte real dos autovalores, nota-se que, desta vez, os modos superamortecidos (Fig. 8.16(a) e (b)) são os que apresentam valores positivos com a variação dos autovalores escolhidos. Na figura, a parte positiva foi cortada em zero para facilitar a visualização da região de instabilidade. O limite de estabilidade fica claro observando-se a parte real do segundo modo superamortecido (Fig. 8.16(b)).

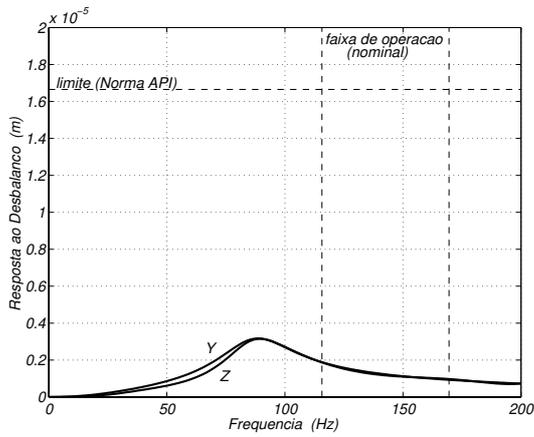
O fator de amortecimento dos modos de flexão críticos (primeiro modos em Y – Fig. 8.17(a) – e em Z – Fig. 8.17(b)) apresentam um máximo, ainda dentro da região estável. Desta forma, os valores escolhidos para o cálculo dos ganhos, baseando-se nos gráficos das Figuras 8.16 e 8.17, foram:

$$\Delta\xi_1 = 0,099 \Rightarrow \Delta\lambda_1 = -50,76 \mp 10,961j$$

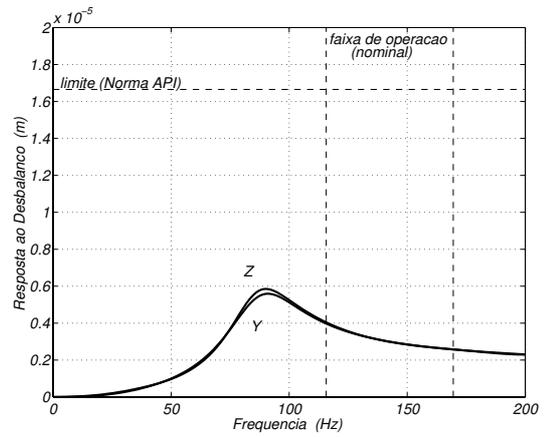
$$\Delta\xi_2 = 0,083 \Rightarrow \Delta\lambda_2 = -43,48 \mp 8,776j$$

Inserindo-se este resultado na matriz Δ , calculam-se as submatrizes dos ganhos de realimentação (eq.(8.19)). Usando-se o sistema de equações global realimentado (8.17), efetua-se a análise de resposta ao desbalanço do compressor, seguindo os mesmos critérios estabelecidos pela norma API na Seção 8.3. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 8.18.

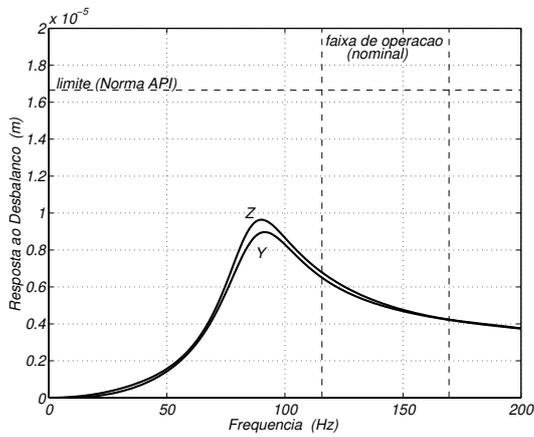
Os resultados apresentados na Figura 8.18 mostram uma significativa redução das amplitudes de vibração em todos os nós escolhidos (nós 8, 15, 28 e 50), em comparação aos resultados obtidos com os mancais originais (Fig. 8.9) e, principalmente, em relação aos resultados obtidos com a observação do nó central do rotor (Fig. 8.14). As amplitudes do nó 28 (ponto de maior amplitude) foram reduzidas a cerca de 60% do limite estipulado pela norma API, para o compressor em estudo. Calculando-se o fator de amplificação (eq.(8.3)) para os picos de ressonância no nó 28, chega-se aos valores $FA = 2,25$ para a direção Y e $FA = 2,33$ para a direção Z . Segundo a norma API, picos de ressonância com fatores de amplificação menores do que 2,5 são considerados criticamente amortecidos, e nenhuma margem de separação é requerida. Isto quer dizer que, teoricamente, substituindo-se os mancais do compressor por mancais ativos, e implementando um sistema de controle por realimentação de saída com observação do ponto dos mancais, é possível reduzir as amplitudes de vibração a tal ponto da norma não exigir margem de separação entre o pico de ressonância e a faixa de operação da máquina. Observando-se os modos de vibrar do compressor nas frequências próximas à velocidade de rotação de 80 Hz (Figura 8.19), nota-se que desta vez o controlador não alterou a forma modal original (primeiro modo de flexão). Isto indica que a



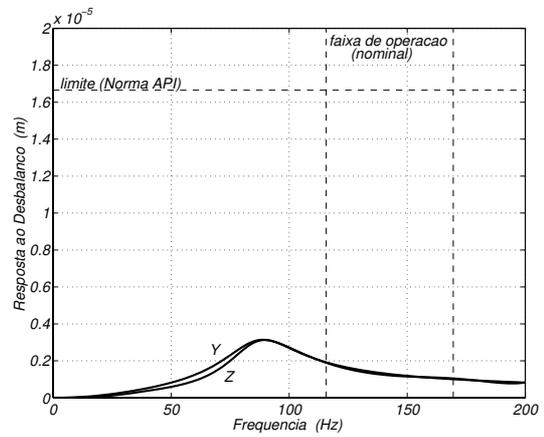
(a) Nó 8 (mancal 1)



(b) Nó 15 (nó intermediário)

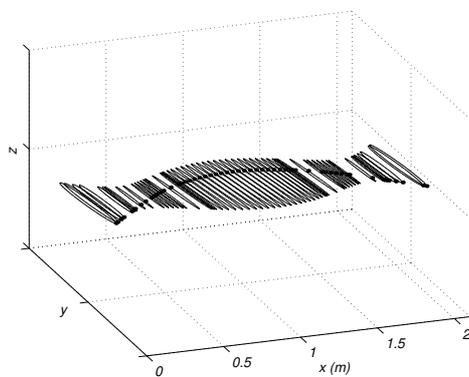


(c) Nó 28 (centro do rotor)

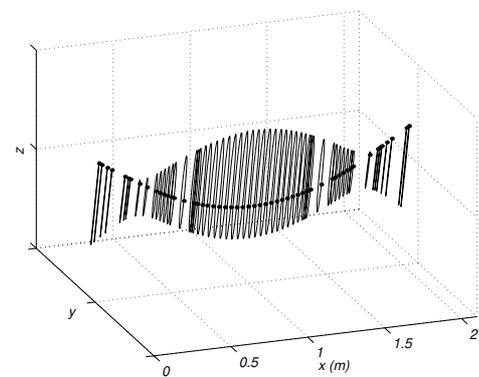


(d) Nó 50 (mancal 2)

Figura 8.18: Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a Norma API – Realimentação de saída com observação nos mancais.



(a) 86,9 Hz ($\xi = 0,24$)



(b) 88,7 Hz ($\xi = 0,19$)

Figura 8.19: Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Realimentação de saída com observação nos mancais.

redução das amplitudes de vibração ocorreu em todo o compressor, ou seja, os modos de flexão envolvidos ficaram mais amortecidos.

8.6 Controle Inserido nos Coeficientes Dinâmicos Equivalentes da Lubrificação Ativa

Nesta etapa, apresenta-se um exemplo de utilização dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa, calculados segundo a teoria apresentada no Capítulo 5. Os coeficientes dinâmicos calculados são inseridos no modelo do compressor e a resposta ao desbalanço é analisada seguindo-se a norma API.

Como já foi discutido anteriormente, na teoria coeficientes dinâmicos são válidos para deslocamentos infinitesimais. Entretanto, segundo Lund e Thomsen (1978), coeficientes dinâmicos podem ser usados na prática para amplitudes de até metade da folga radial. Além disso, segundo Schäfer (1977) e Althaus (1991), a faixa de operação linear da servoválvula limita-se a, no máximo, 5% do sinal nominal de controle ($\pm 0,25 V$). De forma a se garantir que os sinais de controle das servoválvulas e as amplitudes de vibração não extrapolem estes limites, adotou-se, a partir da equação (5.39), a seguinte restrição:

$$\frac{|u_s|}{|S_H|} = \sqrt{H_{ps}^2 + \omega^2 H_{ds}^2} \leq \frac{0,25}{0,3 h_N} \quad (8.20)$$

sendo que a limitação de amplitude escolhida foi de 30% da folga radial.

A influência do mancal ativo na dinâmica do compressor em estudo é estudada calculando-se as matrizes de rigidez e amortecimento através das expressões (5.50), com a restrição (8.20), e as aplicando no sistema de equações do compressor (equações (8.1) e (8.2)). De forma a se obter os ganhos ótimos para o sistema, variaram-se os ganhos do controlador PD nas faixas de -30000 a $+30000 V/m$ para os ganhos proporcionais, e de -180 a $+180 V/ms^{-1}$ para os ganhos derivativos. Os parâmetros geométricos do mancal são os mesmos das análises anteriores (Tabela C.1, com $\alpha_s = 76,2^\circ$). As características das servoválvulas adotadas são apresentadas na Tabela C.5. Adotaram-se nas simulações três diferentes valores para a pressão de suprimento (P_S) das servoválvulas: 2,0 , 7,0 e 22,0 MPa. As Figuras 8.20 a 8.23 ilustram a variação dos coeficientes dinâmicos em função dos ganhos e da frequência de rotação do rotor, para uma pressão de suprimento de 22,0 MPa.

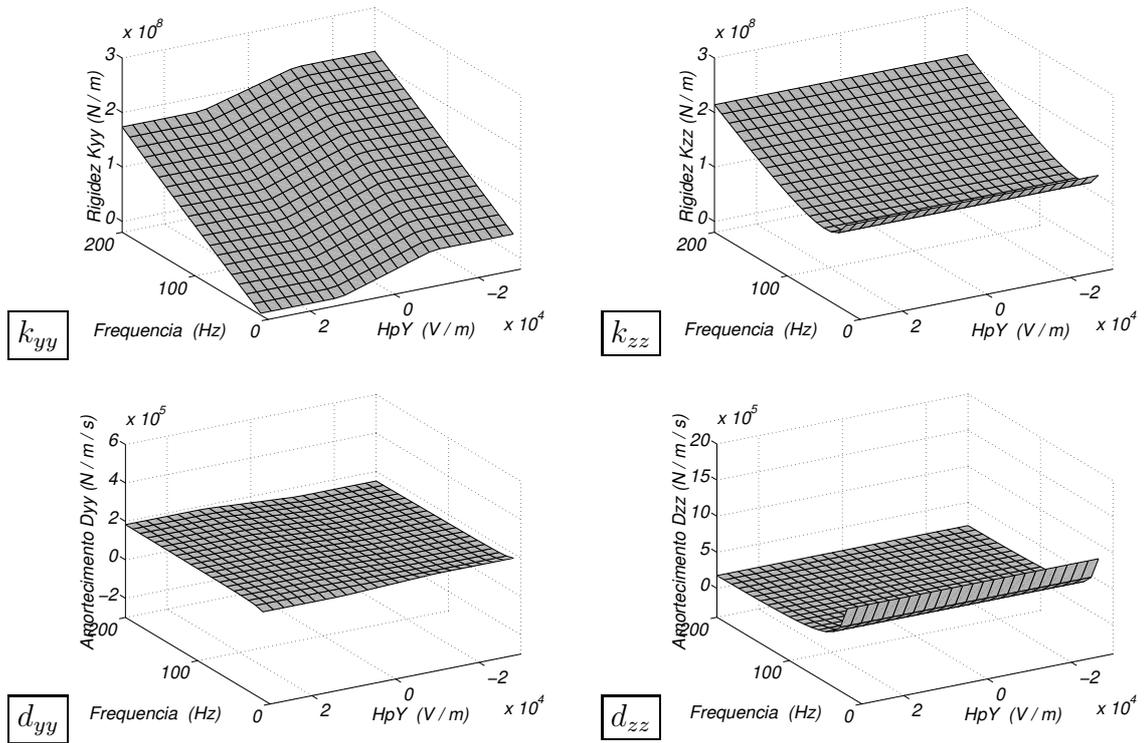


Figura 8.20: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho proporcional H_{pY} ($H_{pZ} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

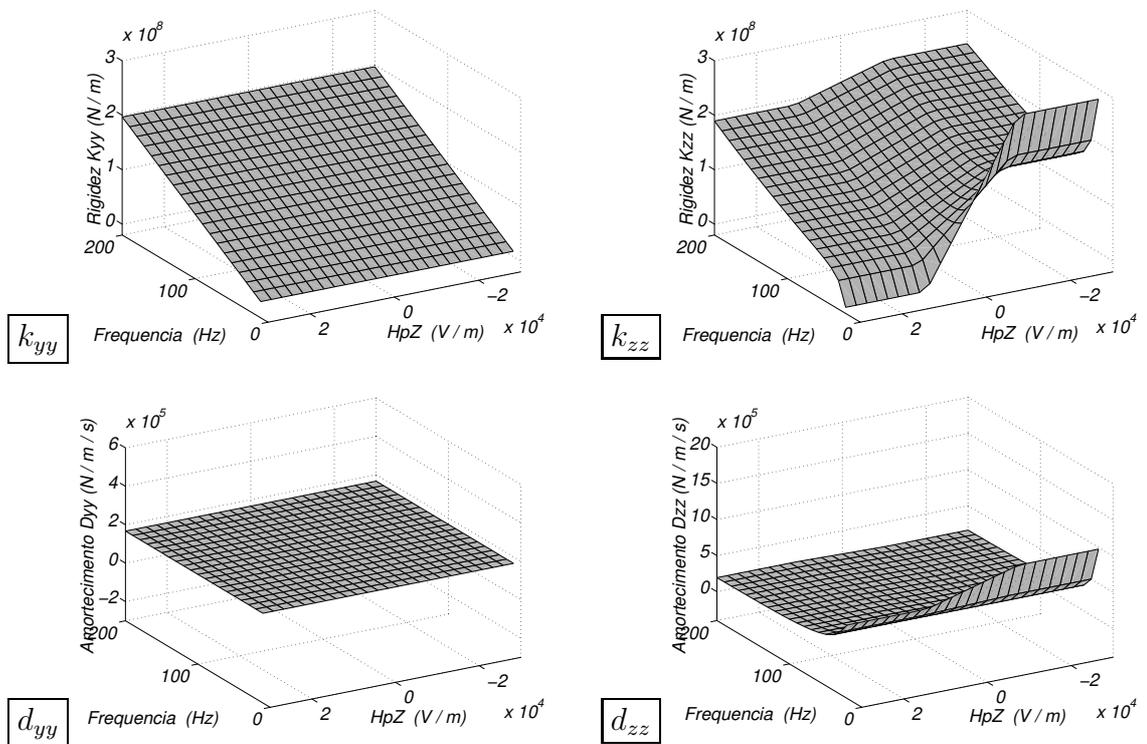


Figura 8.21: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho proporcional H_{pZ} ($H_{pY} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

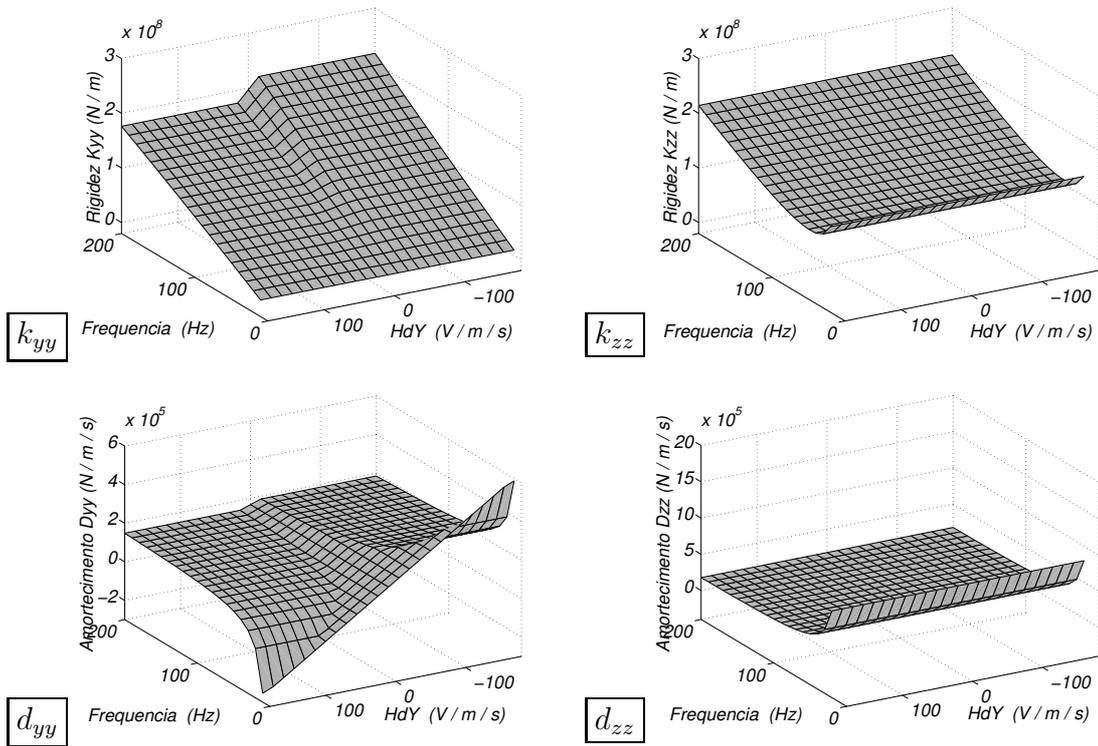


Figura 8.22: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho derivativo H_{dY} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

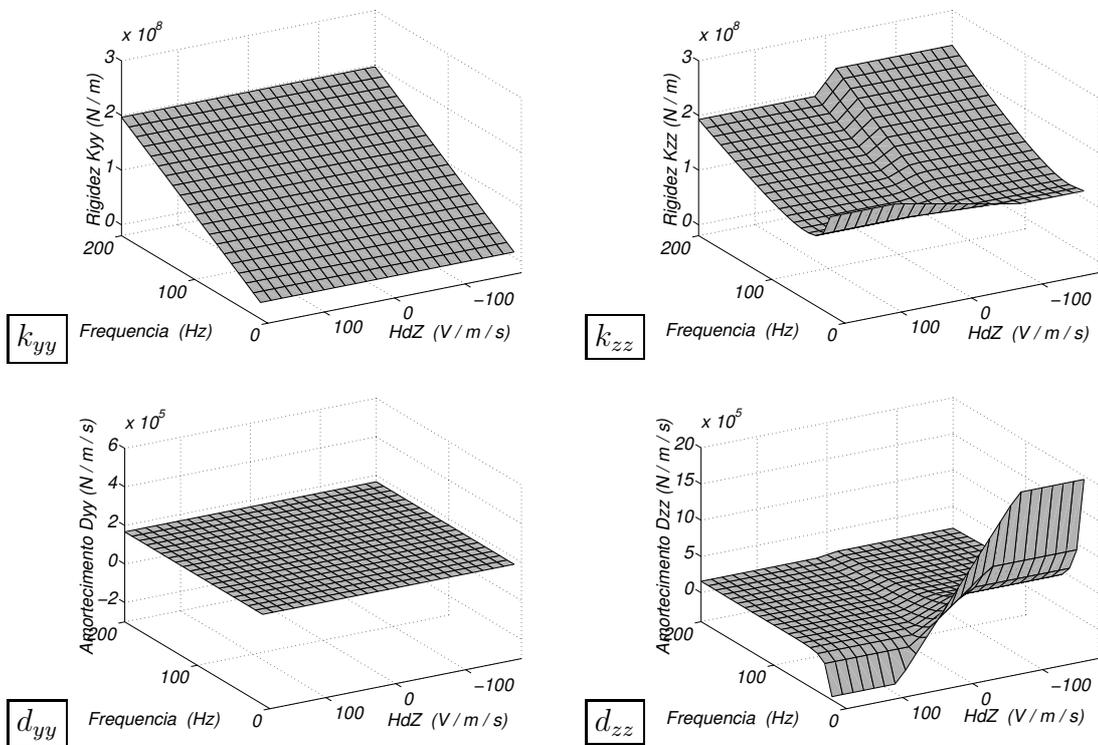


Figura 8.23: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação do ganho derivativo H_{dZ} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dY} = 0$) – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

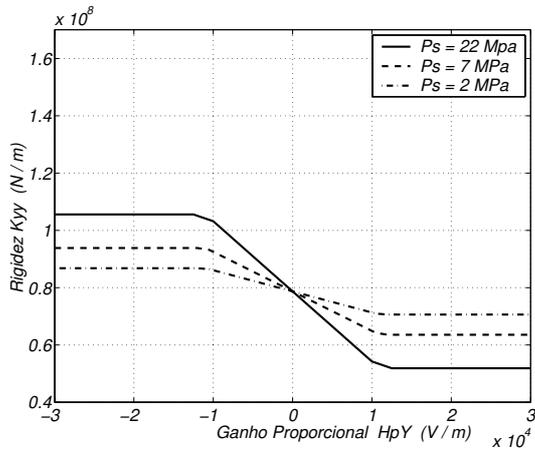
Observando-se a Figura 8.20, nota-se que o ganho proporcional em Y apenas influencia a variação do coeficiente k_{yy} . Da mesma forma, na Figura 8.21, o ganho proporcional em Z apenas influencia a variação do coeficiente k_{zz} . A influência da frequência de rotação nestes coeficientes é também bastante acentuada. Observando-se com mais cuidado os gráficos de k_{yy} na Figura 8.20 e de k_{zz} na Figura 8.21, nota-se a presença de duas regiões, no início e no fim da faixa de variação, onde a influência dos ganhos proporcionais é nula. Isto se deve à restrição (8.20), pois o módulo do sinal de controle nestas regiões atingiu o limite por ela estabelecido.

Na Figura 8.22, nota-se que o ganho derivativo em Y influencia fortemente a variação do coeficiente d_{yy} , com alguma influência no coeficiente k_{yy} em altas frequências de rotação. Da mesma forma, na Figura 8.23, o ganho derivativo em Z influencia fortemente o coeficiente d_{zz} , com alguma influência no coeficiente k_{zz} em altas frequências de rotação. Observando-se os gráficos de d_{yy} na Figura 8.22 e de d_{zz} na Figura 8.23, nota-se novamente a presença de regiões onde os ganhos derivativos não fazem efeito. Neste caso, porém, estas regiões aumentam com a frequência de rotação. Mais uma vez isto se deve à restrição (8.20). Como o ganho derivativo na expressão (8.20) é multiplicado por ω , o limite tende a diminuir com o aumento da frequência de rotação. Desta forma, a faixa em que os ganhos derivativos influenciam os coeficientes de amortecimento é cada vez mais estreita, com o aumento da velocidade de rotação.

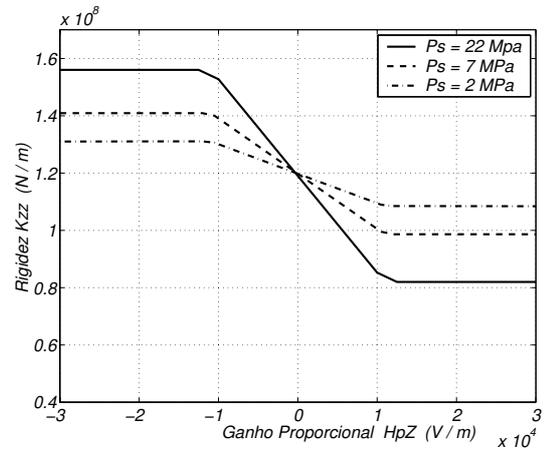
Analisando-se o comportamento dos coeficientes dinâmicos do mancal na frequência de rotação de interesse (80 Hz - modos críticos do compressor), obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 8.24. Nesta figura, pode-se observar a variação dos coeficientes dinâmicos do mancal em função da variação dos ganhos do controlador, para as diferentes pressões de suprimento testadas. Como se pode notar, os coeficientes variam linearmente em função dos ganhos, até que se atinjam os valores estabelecidos pela restrição de operação (eq.(8.20)). Entretanto, a faixa de valores resultante, entre máximos e mínimos, não varia linearmente em função da pressão de suprimento. Isto pode ser explicado pela expressão que define o ganho da servoválvula (eq.(5.29)), a qual depende da raiz quadrada da razão entre a pressão de suprimento e a pressão de suprimento nominal. Com isto, um grande aumento da pressão de suprimento não necessariamente acarreta em grande aumento da faixa de variação dos coeficientes, dependendo da pressão de suprimento nominal da servoválvula.

8.6.1 Influência dos Coeficientes na Dinâmica do Compressor

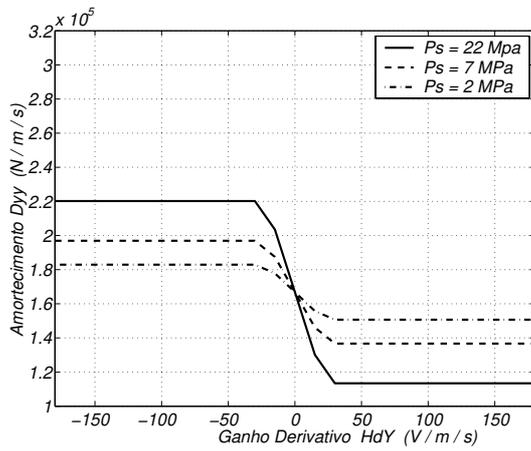
Variando-se os coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais do compressor, para a frequência de rotação de 80 Hz (frequência próxima das velocidades críticas), observaram-se os primeiros 16 autovalores do sistema. As Figuras 8.25 e 8.26 apresentam os fatores de amor-



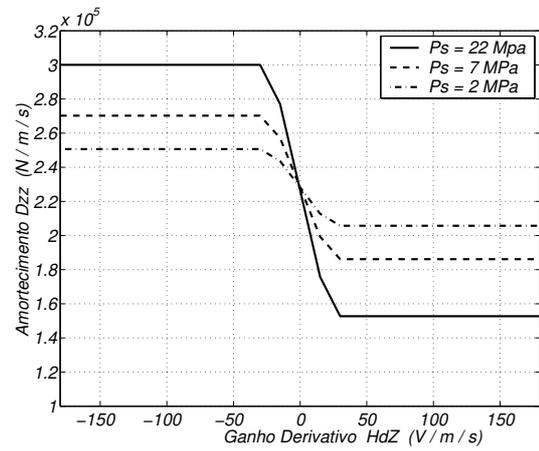
(a) k_{yy}



(b) k_{zz}



(c) d_{yy}



(d) d_{zz}

Figura 8.24: Variação dos coeficientes dinâmicos do mancal em função dos ganhos do controlador e da pressão de suprimento – Frequência de rotação de 80 Hz.

tecimento dos modos superamortecidos em função da variação dos coeficientes em Y e em Z , respectivamente. As Figuras 8.27 e 8.28 apresentam os fatores de amortecimento e frequências amortecidas dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes em Y e em Z , respectivamente. Finalmente, as Figuras 8.29 e 8.30 apresentam os fatores de amortecimento e frequências amortecidas dos segundos modos de flexão do compressor em função dos coeficientes em Y e em Z , respectivamente.

Observando-se a Figura 8.27, nota-se que os coeficientes dinâmicos na direção Y apenas influenciam o fator de amortecimento do primeiro modo de flexão nesta mesma direção. O mes-

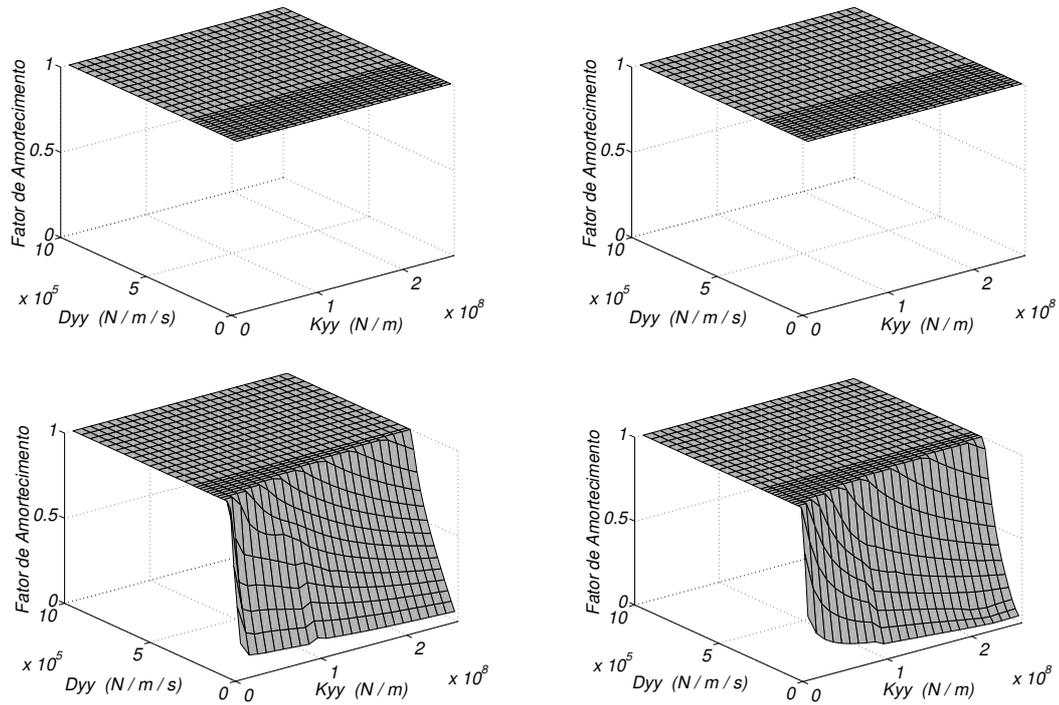


Figura 8.25: Fator de amortecimento dos modos superamortecidos do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz .

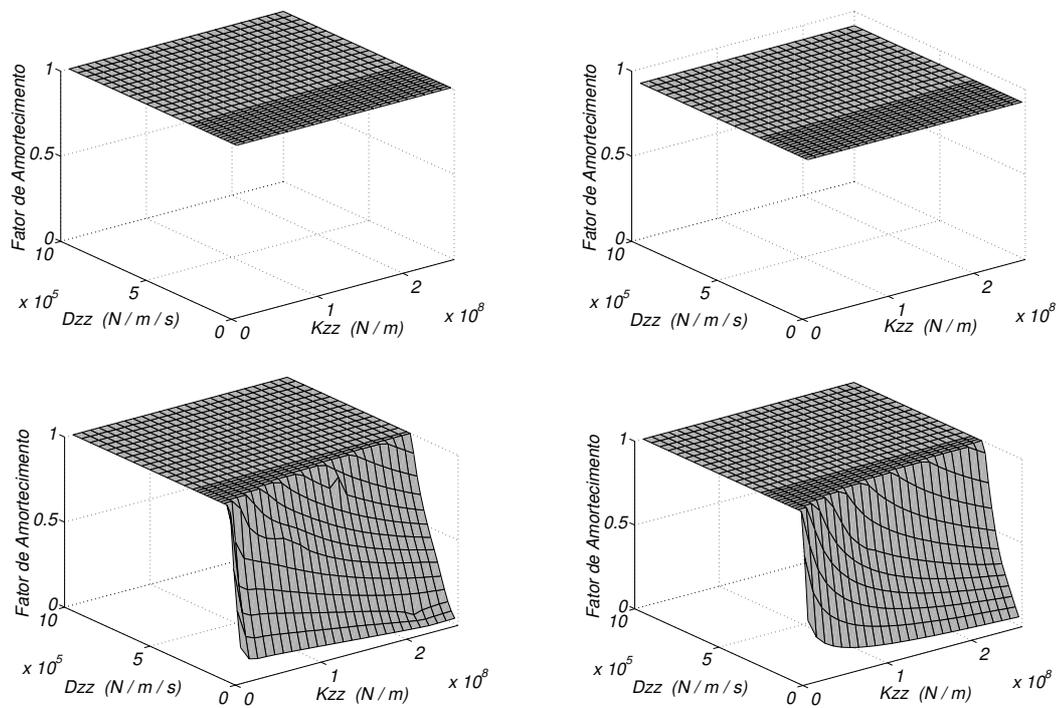


Figura 8.26: Fator de amortecimento dos modos superamortecidos do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz .

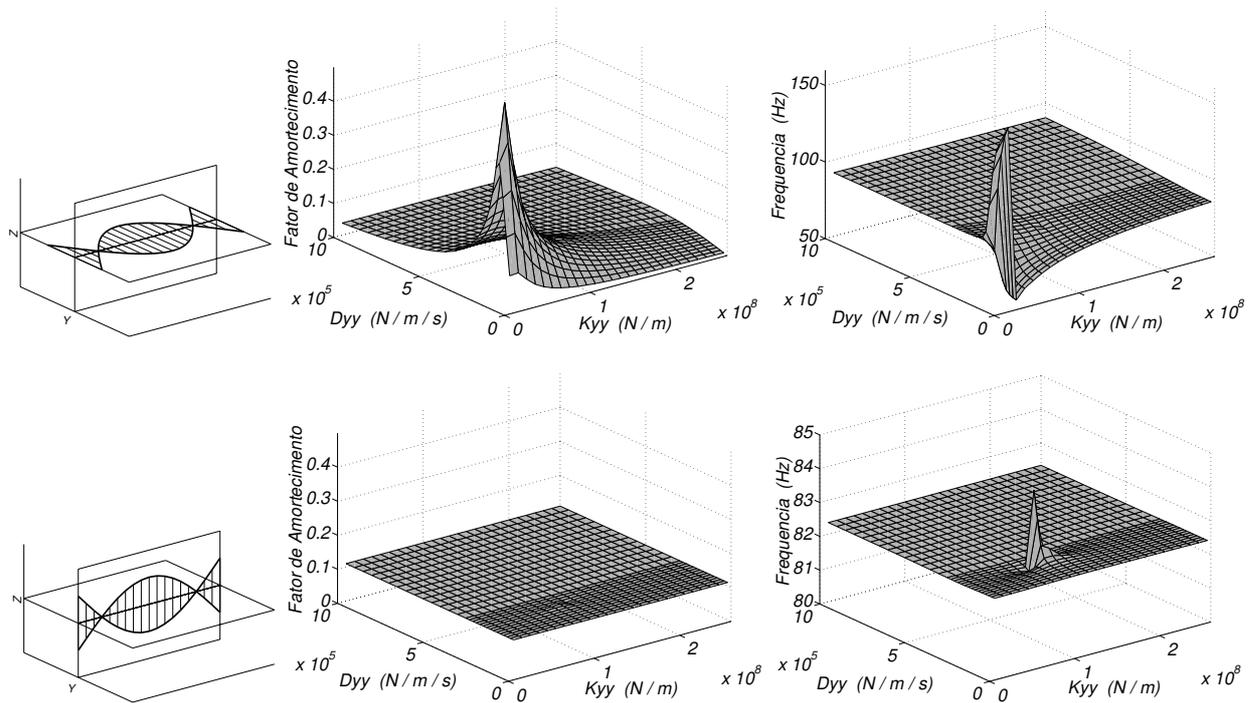


Figura 8.27: Fator de amortecimento e frequência amortecida dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz .

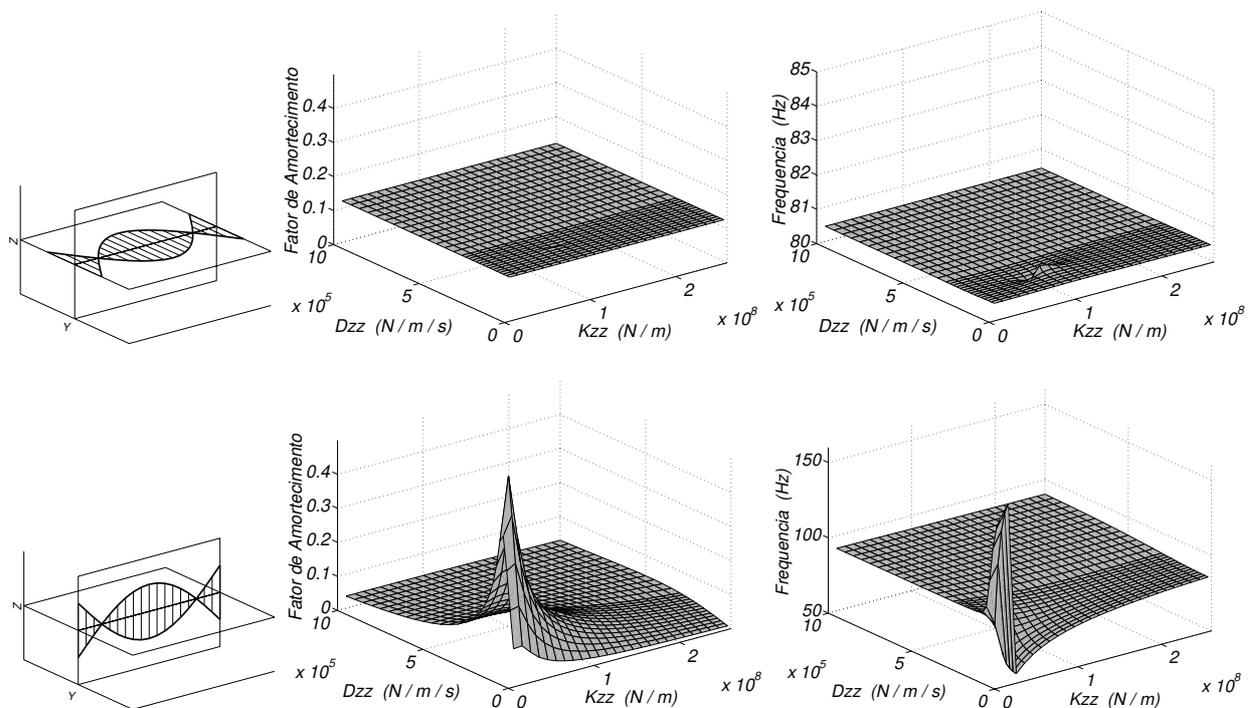


Figura 8.28: Fator de amortecimento e frequência amortecida dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz .

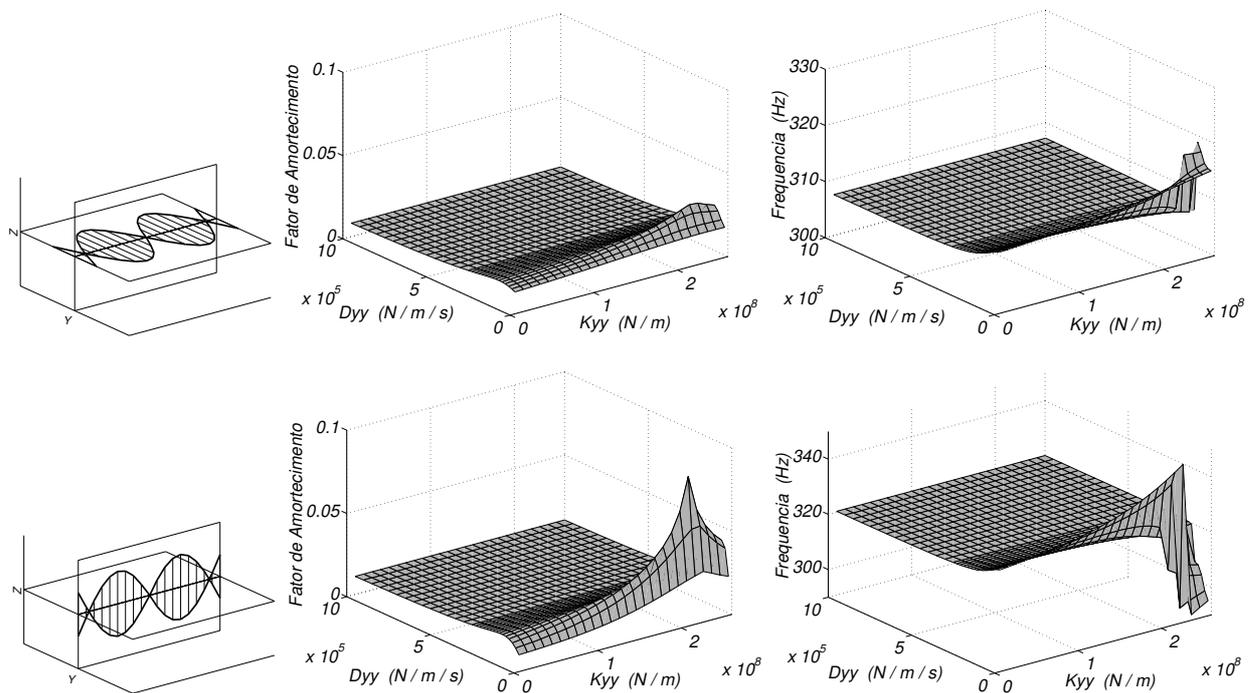


Figura 8.29: Fator de amortecimento e frequência amortecida dos segundos modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Y – Frequência de rotação de 80 Hz .

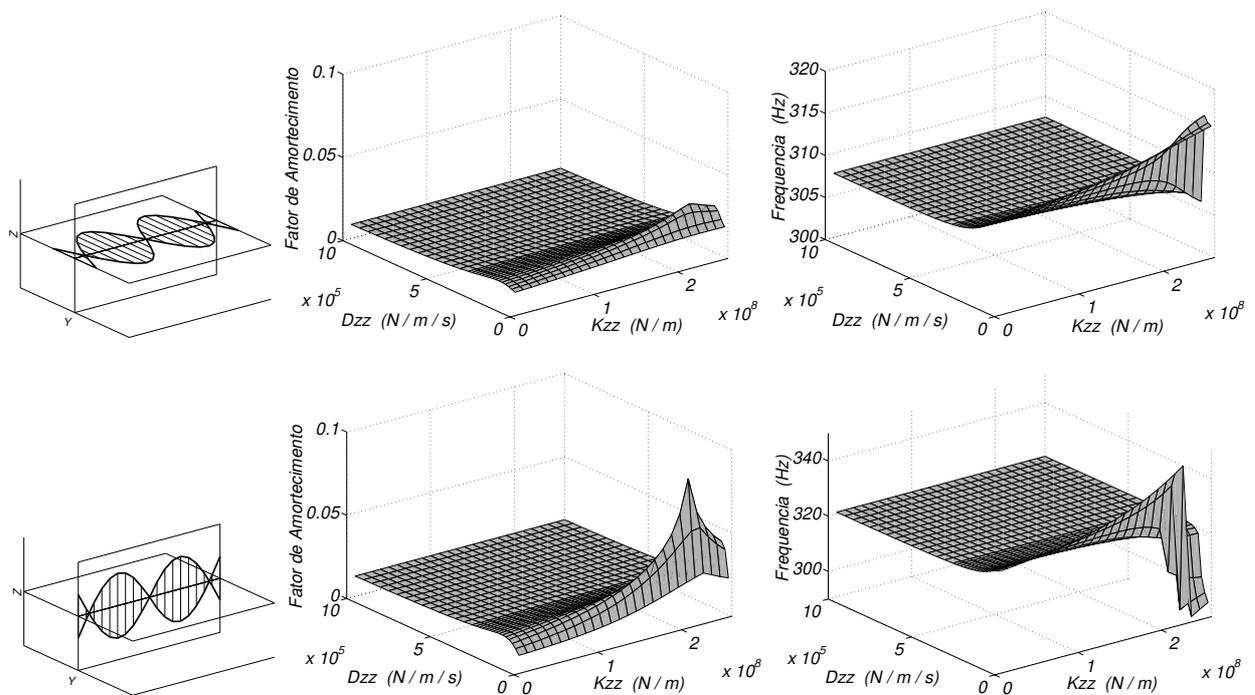


Figura 8.30: Fator de amortecimento e frequência amortecida dos segundos modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais na direção Z – Frequência de rotação de 80 Hz .

mo ocorre na Figura 8.28, na qual os coeficientes dinâmicos na direção Z influenciam o fator de amortecimento do primeiro modo de flexão na direção Z . Isto mostra que as frequências relativas a estes modos são afetadas principalmente pela anisotropia dos mancais. Ao se observar o segundo modo de flexão do rotor (Figuras 8.29 e 8.30) percebe-se que este efeito não ocorre. A influência dos coeficientes dinâmicos sobre a frequência natural e sobre o fator de amortecimento dos segundos modos de flexão independe da direção em que os coeficientes variam. Nota-se, ainda, nas Figuras 8.27 e 8.28, a presença de regiões onde o fator de amortecimento é ótimo (máximo), dependendo dos valores dos coeficientes de rigidez e amortecimento adotados.

Superpondo-se estes resultados aos resultados obtidos de variação da rigidez e do amortecimento do mancal ativo em função dos ganhos do controlador (Figura 8.24), pode-se determinar a área de atuação do controlador PD em cada direção. Esta área de atuação do controlador, para a frequência de rotação de 80 Hz , está ilustrada na Figura 8.31, para as três pressões de suprimento testadas.

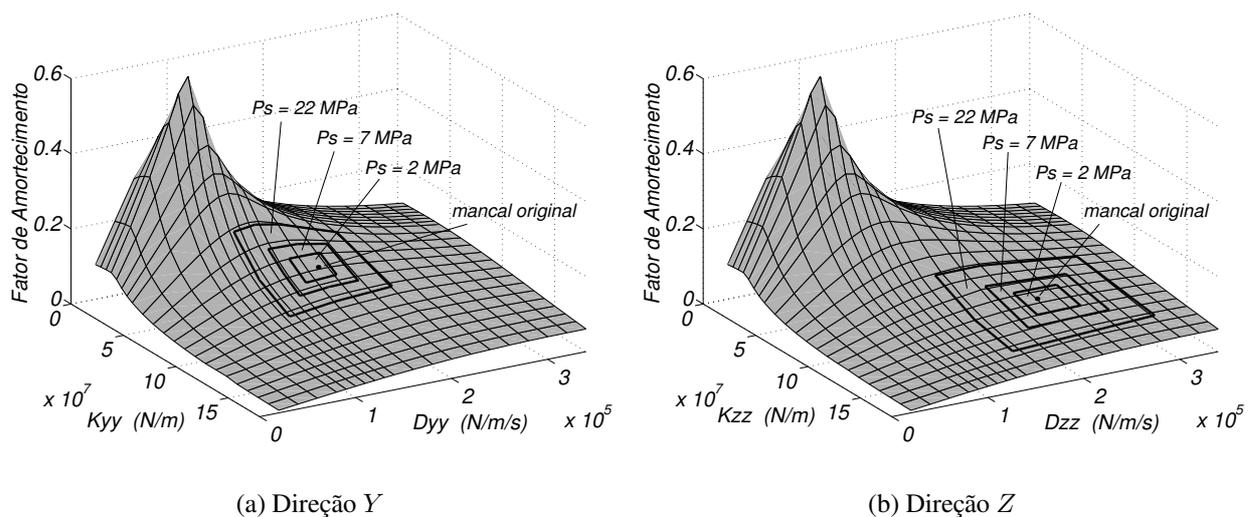


Figura 8.31: Fatores de amortecimento dos primeiros modos de flexão do compressor em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais – Comparação entre mancal original, mancal ativo e região ótima – Frequência de rotação de 80 Hz .

Como se pode ver na Figura 8.31, o mancal ativo em estudo, nas condições de operação adotadas, não atinge a região de fator de amortecimento ótimo dos primeiros modos de flexão (modos críticos). Entretanto, pode-se escolher os ganhos do controlador que levem o sistema a apresentar maior fator de amortecimento para o primeiro modo de flexão em relação ao sistema original (mancais originais). Os coeficientes de rigidez e amortecimento ótimos na região de operação do mancal ativo, e respectivos fatores de amortecimento resultantes, são apresentados na Tabela 8.1. Estes dados referem-se à frequência de rotação de 80 Hz (Fig. 8.31),

Tabela 8.1: Coeficientes de rigidez e amortecimento ótimos dentro da região de operação do controlador PD, para as diferentes pressões de suprimento adotadas – Frequência de rotação de 80 Hz.

pressão de suprimento (MPa)	$k_{yy}^{(ótimo)}$ (N/m)	$d_{yy}^{(ótimo)}$ (N/m.s ⁻¹)	fator de amortecimento em Y
sistema original	$8,00 \times 10^7$	$1,65 \times 10^5$	0,12
2,0	$7,06 \times 10^7$	$1,60 \times 10^5$	0,16
7,0	$6,35 \times 10^7$	$1,52 \times 10^5$	0,18
22,0	$5,18 \times 10^7$	$1,23 \times 10^5$	0,23

pressão de suprimento (MPa)	$k_{zz}^{(ótimo)}$ (N/m)	$d_{zz}^{(ótimo)}$ (N/m.s ⁻¹)	fator de amortecimento em Z
sistema original	$1,20 \times 10^5$	$2,23 \times 10^5$	0,09
2,0	$1,08 \times 10^8$	$2,20 \times 10^5$	0,10
7,0	$9,86 \times 10^7$	$2,03 \times 10^5$	0,11
22,0	$8,19 \times 10^7$	$1,80 \times 10^5$	0,14

Baseando-se na Figura 8.24, determinam-se os ganhos do controlador PD que levam o mancal ativo a apresentar os valores ótimos de rigidez e amortecimento na frequência de rotação de 80 Hz. Estes ganhos são apresentados na Tabela 8.2.

Tabela 8.2: Ganhos do controlador PD para que o mancal ativo apresente coeficientes dinâmicos ótimos na frequência de rotação de 80 Hz.

pressão de suprimento (MPa)	$H_{py}^{(ótimo)}$ (V/m)	$H_{dy}^{(ótimo)}$ (V/m.s ⁻¹)	$H_{pz}^{(ótimo)}$ (V/m)	$H_{dz}^{(ótimo)}$ (V/m.s ⁻¹)
2,0	+10000,0	+8,2	+10000,0	+7,5
7,0	+10500,0	+10,5	+10000,0	+12,9
22,0	+12500,0	+17,9	+12500,0	+13,8

As curvas dos coeficientes de rigidez e amortecimento do filme de óleo do mancal ativo, resultantes da adoção dos ganhos ótimos (Tabela 8.2), são apresentadas nas Figuras 8.32 a 8.34, em comparação às curvas dos coeficientes dinâmicos dos mancais originais (Fig. 8.4).

8.6.2 Análise de Resposta ao Desbalanço

Usando-se as curvas dos coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal ativo com ganhos otimizados, pode-se efetuar a análise de resposta ao desbalanço do compressor, seguindo as determinações da norma API. Para a pressão de suprimento de 2,0 MPa, os resultados obtidos para os nós 8, 15, 28 e 50 do modelo do compressor são apresentados na Figura 8.35.

Como se pode ver na Figura 8.35, para a pressão de suprimento de 2,0 MPa, obteve-se

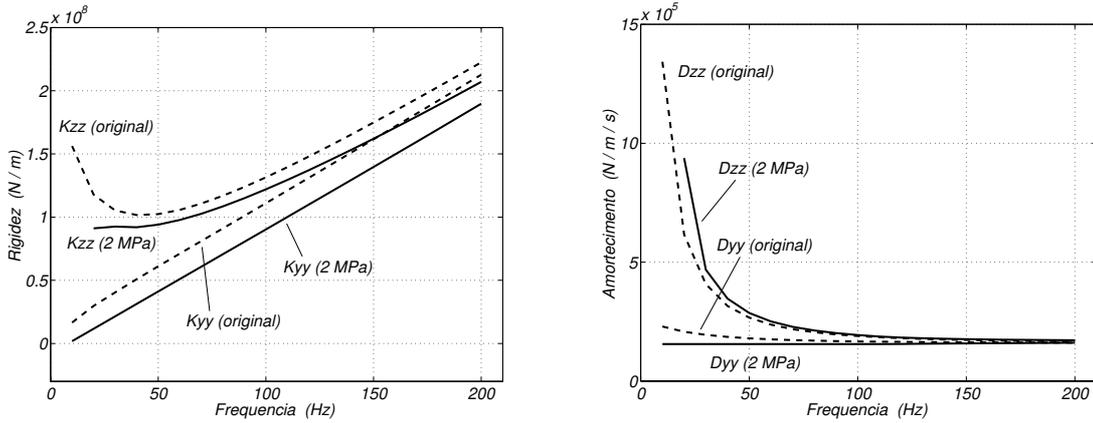


Figura 8.32: Coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de 2,0 MPa.

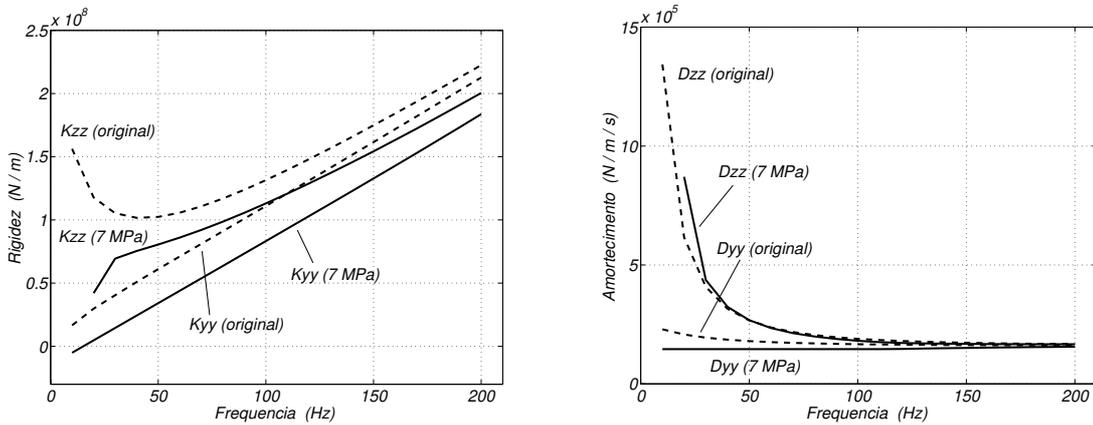


Figura 8.33: Coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de 7,0 MPa.

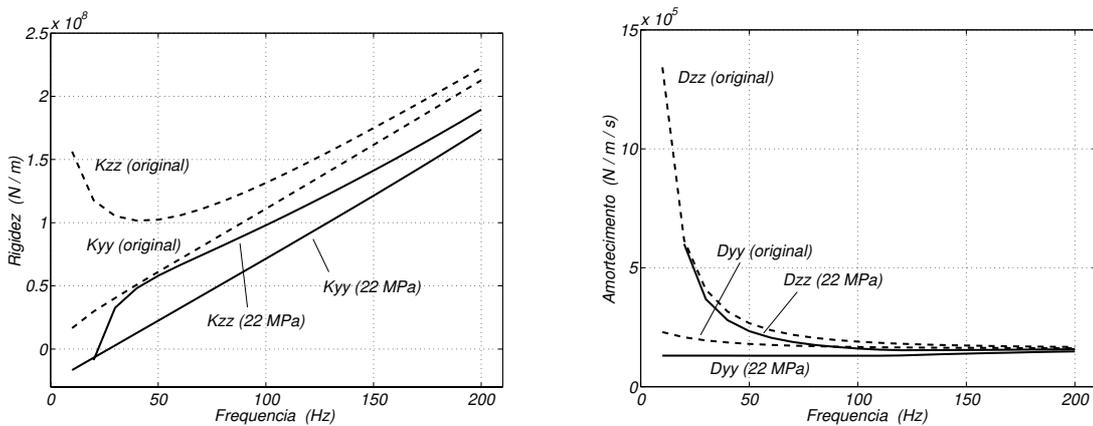
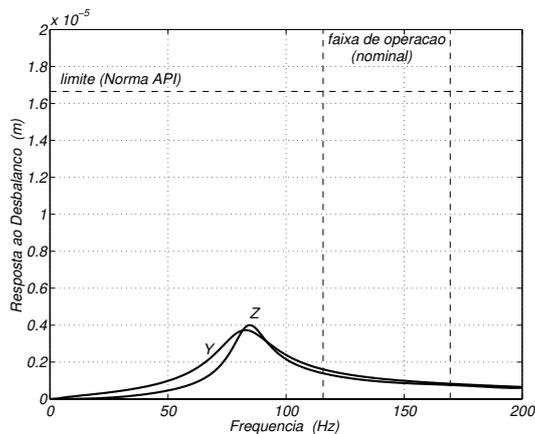
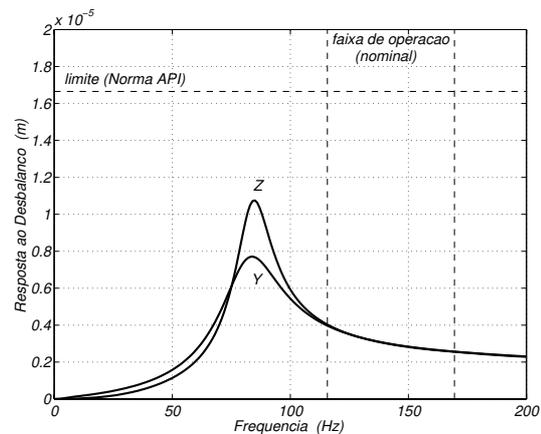


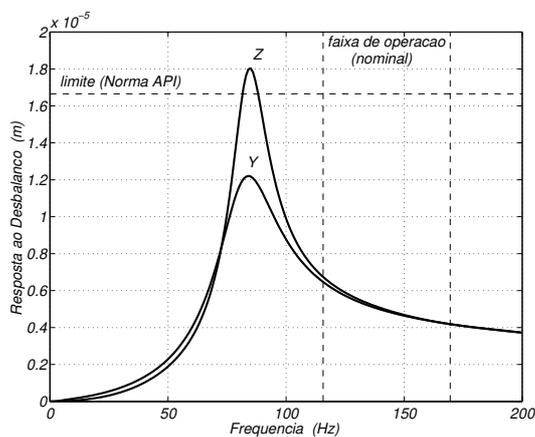
Figura 8.34: Coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do filme de óleo dos mancais ativos, usando ganhos ótimos, em comparação aos coeficientes dos mancais originais – Pressão de suprimento de 22,0 MPa.



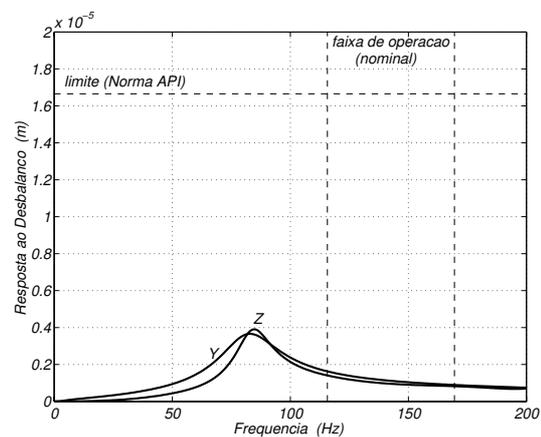
(a) Nó 8 (manca 1)



(b) Nó 15 (nó intermediário)



(c) Nó 28 (centro do rotor)



(d) Nó 50 (manca 2)

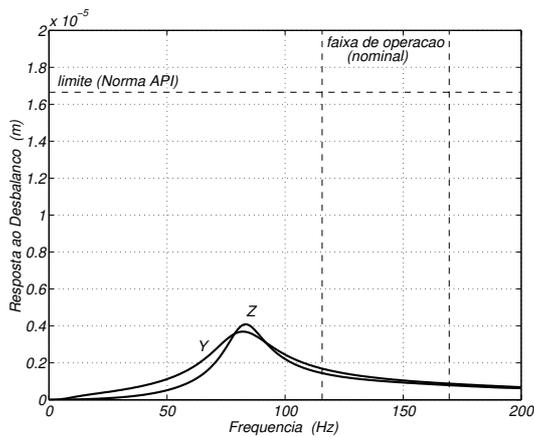
Figura 8.35: Resposta ao desbalanço de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de 2,0 MPa.

pouca diminuição das amplitudes de resposta do compressor em relação às amplitudes alcançadas pelo sistema original (Fig. 8.9). O ponto de maior deslocamento (nó 28) ainda apresenta uma amplitude de resposta acima do limite estabelecido pela norma API. Trata-se, portanto, de um resultado insatisfatório segundo esta mesma norma.

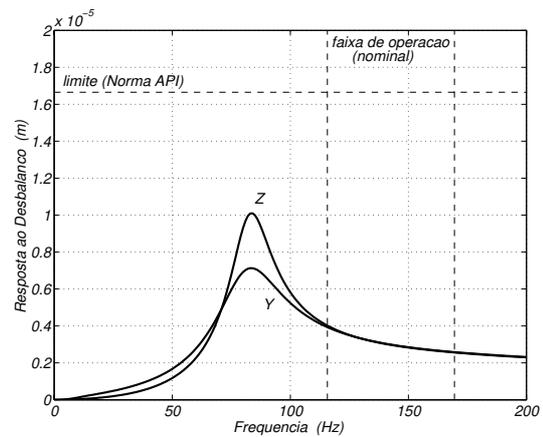
Calculando-se o fator de amplificação para os picos do nó 28 (nó de maior deslocamento), chega-se aos valores $FA = 3,10$ para a direção Y e $FA = 5,28$ para a direção Z. Segundo a norma API, a margem de separação requerida para a direção Y é de 5% da velocidade mínima de operação, pois $2,5 < FA < 3,55$ nesta direção. Para a direção Z, a margem de separação requerida deve ser calculada pela expressão (8.4), pois $FA > 3,55$. Desta forma, a margem de

separação requerida nesta direção é de 13,4% da velocidade mínima de operação.

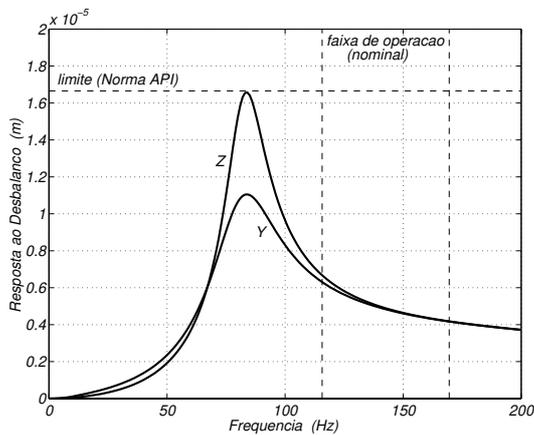
Para a pressão de suprimento de 7,0 MPa, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 8.36. Como se pode ver na Figura 8.36, as amplitudes de vibração dos quatro pontos analisados diminuiu em relação às amplitudes alcançadas pelo sistema original (Fig. 8.9). O ponto de maior deslocamento (nó 28) apresenta uma amplitude de resposta bastante próxima do limite estabelecido pela norma API. Entretanto, esta redução não foi tão significativa quanto às reduções obtidas com a realimentação de saída com observação nos mancais.



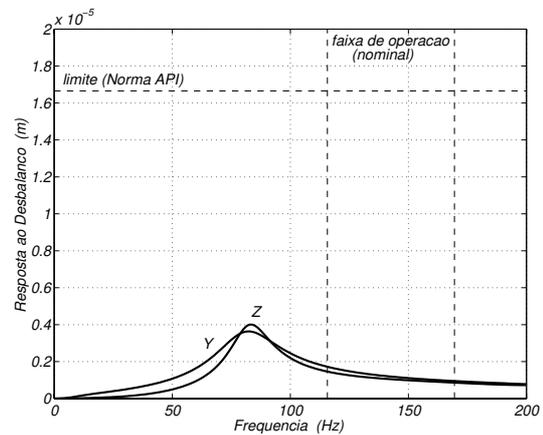
(a) Nô 8 (mancal 1)



(b) Nô 15 (nô intermediário)



(c) Nô 28 (centro do rotor)



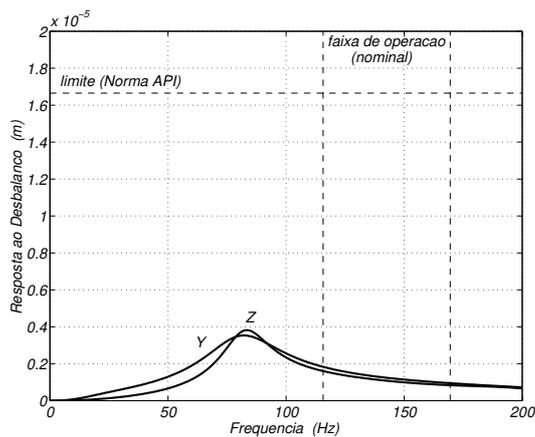
(d) Nô 50 (mancal 2)

Figura 8.36: Resposta ao desbalanceamento de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de 7,0 MPa.

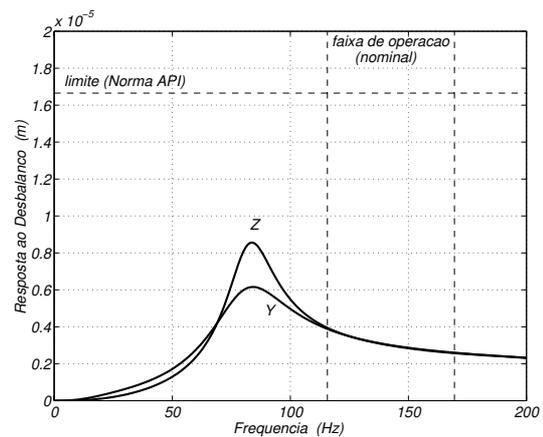
Calculando-se o fator de amplificação para os picos do nó 28 (nó de maior deslocamento), chega-se aos valores $FA = 2,65$ para a direção Y e $FA = 4,39$ para a direção Z. Segundo a

norma API, a margem de separação requerida para a direção Y é de 5% da velocidade mínima de operação, pois $2,5 < FA < 3,55$ nesta direção. Para a direção Z , a margem de separação requerida deve ser calculada pela expressão (8.4), pois $FA > 3,55$. Desta forma, a margem de separação requerida nesta direção é de 11,7% da velocidade mínima de operação.

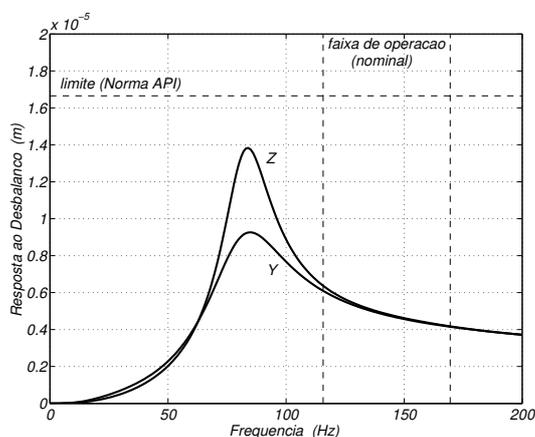
Para a pressão de suprimento de 22,0 MPa, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 8.37.



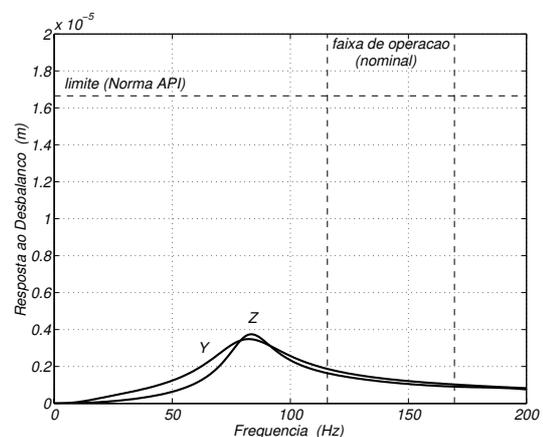
(a) Nô 8 (mancal 1)



(b) Nô 15 (nô intermediário)



(c) Nô 28 (centro do rotor)



(d) Nô 50 (mancal 2)

Figura 8.37: Resposta ao desbalanceamento de quatro pontos do compressor em estudo, seguindo a norma API – Pressão de suprimento de 22,0 MPa.

Observando-se a Figura 8.37, as amplitudes de vibração dos quatro pontos analisados diminuíu ainda mais em relação às amplitudes alcançadas pelo sistema original (Fig. 8.9) e em relação às

demais condições de pressão de suprimento adotadas (Figs. 8.35 e 8.36). O ponto de maior deslocamento (nó 28) apresenta uma amplitude de resposta abaixo do limite estabelecido pela norma API. Portanto, o controlador obteve sucesso na redução das amplitudes de resposta ao desbalanço, segundo a norma API. Entretanto, esta redução não foi tão significativa quanto às reduções obtidas com a realimentação de saída com observação nos mancais.

Calculando-se o fator de amplificação para os picos do nó 28 (nó de maior deslocamento), chega-se aos valores $FA = 2,15$ para a direção Y e $FA = 3,79$ para a direção Z . Segundo a norma API, nenhuma margem de separação é requerida entre a velocidade mínima de operação e o pico de ressonância na direção Y , pois $FA < 2,5$ nesta direção. Entretanto, para a direção Z , a margem de separação requerida deve ser calculada pela expressão (8.4), pois $FA > 3,55$. Desta forma, a margem de separação requerida nesta direção é de 8,4% da velocidade mínima de operação.

Observando-se os modos de vibrar do compressor nas freqüências próximas à velocidade crítica para o caso de pressão de suprimento de $22,0\text{ MPa}$ (Figura 8.38), percebe-se que o controlador PD não alterou as formas modais do primeiro modo de flexão do rotor.

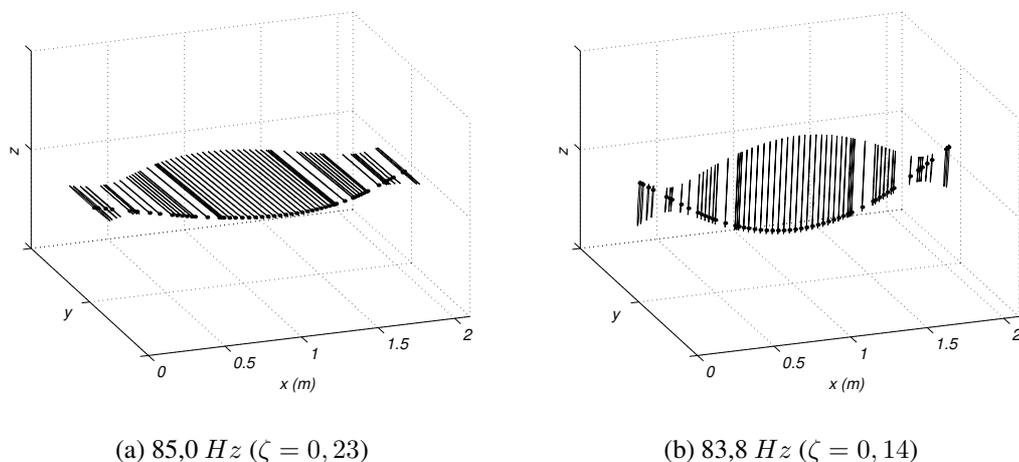


Figura 8.38: Formas modais do compressor na velocidade crítica em torno de 80 Hz – Pressão de suprimento de $22,0\text{ MPa}$.

8.7 Conclusão

Nesta parte do trabalho, modelou-se um compressor de gás etano através do modelo de elementos finitos proposto por Nelson e McVaugh (1976) e analisou-se a sua resposta ao desbalanço

segundo a norma API (1995) 617. Com isto, investigou-se a influência do mancal ativo em estudo nas respostas do sistema, adotando-se duas abordagens (realimentação de saída e controle inserido nos coeficientes dinâmicos), com o intuito de se aumentar a faixa de operação da máquina.

De maneira geral, ambas abordagens levaram o sistema a apresentar menor resposta ao desbalanço, segundo a norma API. Isto significa que, teoricamente, é possível aumentar a faixa de operação da máquina utilizando-se mancais ativos. O uso dos mancais ativos no compressor permite aumentar o fator de amortecimento dos modos críticos. Além disso, como foi possível observar no caso da realimentação de saída com observação no centro do rotor, há a possibilidade de se alterar o modo de vibrar do sistema, porém com um aumento das amplitudes de vibração nos mancais. Um resumo dos resultados obtidos nas análises apresentadas neste capítulo é mostrado na Tabela 8.3.

Tabela 8.3: Resultados das análises de resposta ao desbalanço obtidos nas abordagens adotadas.

abordagem	fator de amplificação	margem de separação	velocidade crítica (Hz)	fator de amortecimento	modo de vibrar
sistema original ¹	$FA_Y = 3,95$	$SM_Y = 9,7\%$	83,0	0,12	1 ^o de flexão
	$FA_Z = 5,79$	$SM_Z = 13,8\%$	84,0	0,09	1 ^o de flexão
observação no centro do rotor ¹	$FA_Y = 3,01$	$SM_Y = 5,0\%$	84,0	0,17	2 ^o rígido
	$FA_Z = 3,62$	$SM_Z = 6,3\%$	85,0	0,14	2 ^o rígido
observação nos mancais	$FA_Y = 2,25$	$SM_Y = 0,0\%$	91,5	0,24	1 ^o de flexão
	$FA_Z = 2,33$	$SM_Z = 0,0\%$	90,0	0,19	1 ^o de flexão
coeficientes dinâmicos ($P_S = 2,0 MPa$) ¹	$FA_Y = 3,10$	$SM_Y = 5,0\%$	84,0	0,16	1 ^o de flexão
	$FA_Z = 5,28$	$SM_Z = 13,4\%$	84,6	0,10	1 ^o de flexão
coeficientes dinâmicos ($P_S = 7,0 MPa$)	$FA_Y = 2,65$	$SM_Y = 5,0\%$	83,5	0,18	1 ^o de flexão
	$FA_Z = 4,39$	$SM_Z = 11,7\%$	83,6	0,11	1 ^o de flexão
coeficientes dinâmicos ($P_S = 22,0 MPa$)	$FA_Y = 2,15$	$SM_Y = 0,0\%$	85,0	0,23	1 ^o de flexão
	$FA_Z = 3,79$	$SM_Z = 8,4\%$	83,8	0,14	1 ^o de flexão

¹ As amplitudes de resposta obtidas nesta abordagem ultrapassam o limite de vibração estabelecido pela norma API 617 (1995).

Observando-se os resultados da Tabela 8.3, percebe-se que o fator de amortecimento do modo controlado na direção vertical (Z) é o parâmetro que estabelece os limites de operação da máquina em estudo. Embora seja possível obter uma alta variação percentual do fator de amortecimento do modo nesta direção, na maioria dos casos estudados esta variação não foi suficiente para diminuir significativamente a margem de separação requerida pela norma API. Desta forma, com exceção da abordagem por realimentação de saída com observação nos mancais, a faixa de operação da máquina não foi significativamente alterada. No caso da abordagem por coeficientes dinâmicos equivalentes, isto se deve ao fato dos coeficientes dinâmicos dos mancais originais, na direção Z , estarem posicionados em uma região mais distante do ponto ótimo do que na direção Y (vide Fig. 8.31). Com isto, o fator de amortecimento do modo em questão é menor do que o fator de amortecimento do modo na direção Y , mesmo com a possível variação dos coeficientes dinâmicos devido ao sistema de controle.

Considerando-se as velocidades críticas encontradas em cada abordagem e as margens de separação estabelecidas pela norma API (Tabela 8.3), é possível esboçar um gráfico das faixas de operação disponíveis da máquina em relação às suas velocidades de operação nominais (Figura 8.39). A Figura 8.39 ilustra o aumento da faixa de operação do compressor estudado em função da abordagem adotada para o cálculo dos ganhos do sistema de controle. Como se pode ver nesta figura, a realimentação de saída com observação e realimentação nos mancais foi a abordagem que resultou em maior aumento da faixa de operação da máquina.

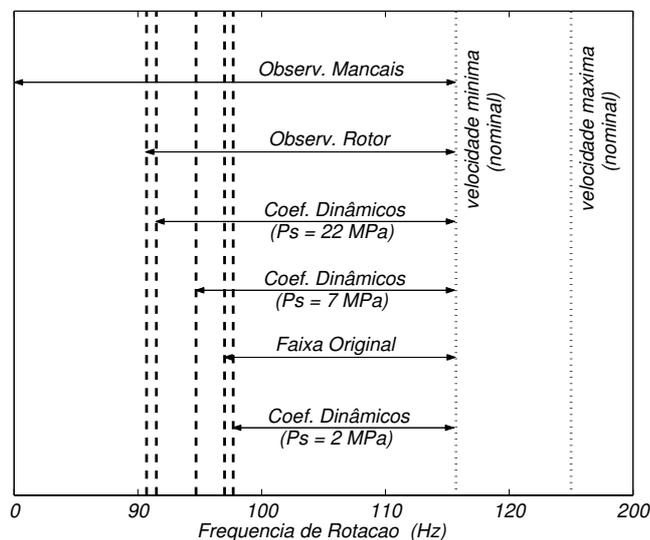


Figura 8.39: Faixas de operação disponíveis do compressor em função da abordagem adotada para o cálculo dos ganhos do sistema de controle.

Um fato a ressaltar é o pior desempenho obtido com a abordagem por coeficientes dinâmicos em relação ao sistema original, para a pressão de suprimento de $2,0 \text{ MPa}$. Analisando-se os dados

da Tabela 8.3 para este caso, percebe-se que há um pequeno aumento do fator de amortecimento dos modos controlados, com consecutiva diminuição do fator de amplificação e da margem de separação requerida pela norma, o que é favorável. Entretanto, há também um pequeno aumento do valor da velocidade crítica resultante. As frequências limites das faixas de operação do compressor na Figura 8.39 foram calculadas pela expressão:

$$N_{lim} = \frac{N_{critica}}{1 - SM}$$

Portanto, o pior desempenho da abordagem por coeficientes dinâmicos com pressão de suprimento de 2,0 MPa se deve a este balanço entre valor da velocidade crítica e valor da margem de separação. Como a variação de SM em relação ao sistema original foi pequena, o valor limite N_{lim} obtido foi superior ao valor limite para o sistema original devido ao aumento da velocidade crítica.

Outro resultado curioso foi o melhor desempenho da abordagem por realimentação com observação no centro do rotor, mesmo apresentando grandes amplitudes de resposta, em relação à abordagem por coeficientes dinâmicos com pressão de suprimento máxima (22 MPa). Isto ocorre, porque a margem de separação SM depende do fator de amplificação FA , que por sua vez depende do formato do pico de ressonância. Mesmo ultrapassando o limite estabelecido pela norma, o formato do pico de ressonância resultante foi tal que o fator de amplificação obtido com a observação do centro do rotor foi menor do que o obtido com a pressão de suprimento de 22,0 MPa. Desta forma, a margem de separação requerida também foi menor. Entretanto, é importante ressaltar que a realimentação com observação no centro do rotor alterou o modo de vibrar do sistema, e o ponto de máximo deslocamento do sistema não é o mesmo do obtido pela abordagem por coeficientes dinâmicos.

Um último fato a ser discutido é a obtenção de resultados distintos entre as abordagens por realimentação de saída e por coeficientes dinâmicos, para uma mesma pressão de suprimento (7,0 MPa), apesar do sistema em estudo ser o mesmo (mancal ativo na versão da bancada de testes da Unicamp). Uma das razões desta discrepância pode ser a má estimativa da relação entre forças de atuação e sinais de controle. Observando-se a Figura 8.10, nota-se que os valores estimados de força são bastante superiores aos obtidos em bancada de testes (Fig. 7.2). Outra possível razão pode ser a escolha imprópria dos limites da restrição (8.20). Nos ensaios experimentais em bancada de testes, a servoválvula opera "linearmente" em uma faixa de tensão de quase 30% da nominal. Assim, conclusões mais definitivas a este respeito só poderão ser feitas após validações experimentais do caso em estudo.

De qualquer maneira, foi possível exemplificar a aplicação de mancais segmentados com

lubrificação ativa na análise numérica de um compressor real. Além disso, estabeleceu-se um método de cálculo dos ganhos de realimentação para o controle modal de uma máquina rotativa, através da redução do modelo por decomposição modal. Por outro lado, os efeitos do sistema de controle sobre os coeficientes dinâmicos equivalentes deste tipo de mancal ativo também puderam ser analisados considerando-se as limitações operacionais das servoválvulas.

Capítulo 9

Limites da Lubrificação Ativa

Neste capítulo, a influência da dinâmica das servoválvulas na variação dos coeficientes equivalentes do filme de óleo do mancal ativo é investigada numericamente. Adotando-se servoválvulas com características diferentes, identificam-se os limites de atuação do sistema ativo, os quais não só dependem da pressão de suprimento aplicada, mas também da velocidade de resposta da servoválvula. Esta investigação baseia-se em uma análise dos coeficientes sob excitações síncronas (desbalanço do rotor) e sob excitações harmônicas (velocidade de rotação fixa), adotando-se a teoria descrita no Capítulo 5.

9.1 Excitação Síncrona

O método adotado nesta seção para cálculo dos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo do mancal ativo é o mesmo descrito na Seção 5.3. Os parâmetros de simulação do mancal são os mesmos da análise do compressor centrífugo (Tabela C.1) e os dados das servoválvulas são os apresentados na Tabela C.5. Entretanto, nesta primeira análise, variam-se as frequências naturais das servoválvulas, adotando-se valores de 100, 320 e 600 Hz , para uma pressão de suprimento de 22,0 MPa . A excitação é considerada síncrona com a frequência de rotação do rotor. A faixa de ganhos das simulações são de -180 a +180 $V/m.s^{-1}$ para os ganhos derivativos e de -30000,0 a +30000,0 V/m para os ganhos proporcionais, e a restrição (8.20) também é considerada.

Conforme já discutido na Seção 8.6, o ganho proporcional em Y influi mais acentuadamente no coeficiente k_{yy} e menos nos demais coeficientes, assim como o ganho proporcional em Z influi acentuadamente no coeficiente k_{zz} , o ganho derivativo em Y influi acentuadamente no coeficiente d_{yy} , e o ganho derivativo em Z influi acentuadamente no coeficiente d_{zz} . Desta forma, somente serão apresentados os resultados relativos a estes coeficientes e os ganhos que mais os influenciam.

Os coeficientes cruzados k_{yz} , k_{zy} , d_{yz} , e d_{zy} não só sofrem pouca influência dos ganhos, como também podem ser desprezados em relação à grandeza de valor dos coeficientes diretos.

Os resultados dos coeficientes dinâmicos do filme de óleo ativo em função dos ganhos do controlador que mais os influencia, e da frequência de rotação, são apresentados nas Figuras 9.1, 9.2 e 9.3, para os casos de servoválvulas com frequências naturais arbitrárias de 100, 320 e 600 Hz respectivamente.

Observando-se a Figura 9.1, nota-se que a variação dos coeficientes dinâmicos da lubrificação ativa, em função dos ganhos do controlador, é limitada pela frequência natural da servoválvula (neste caso 100 Hz). Nesta figura, os coeficientes variam entre os limites máximo e mínimo estabelecidos pela restrição (8.20) até que a frequência de excitação atinge o valor da frequência natural da servoválvula. A partir deste ponto, os coeficientes não mais variam significativamente em função dos ganhos, e passam a sofrer influência apenas da frequência de rotação do rotor (excitação síncrona). O mesmo tipo de resultado pode ser observado nas Figuras 9.2 e 9.3, nas quais as frequências limites passam a ser 320 e 600 Hz, respectivamente.

Desta forma, nota-se que a velocidade de resposta das servoválvulas usadas no mancal ativo em estudo limitam a faixa de frequências de operação do mesmo. Quanto maior a faixa de frequências em que o mancal ativo deve operar, mais rápida deve ser a resposta da servoválvula a ser utilizada.

Um outro fator limitante do sistema ativo em estudo é a pressão de suprimento, conforme já discutido no Capítulo 7 e Seção 8.6. Neste caso, a pressão de suprimento aplicada às servoválvulas define as amplitudes máxima e mínima de variação dos coeficientes dinâmicos. Observando-se a Figura 9.4, nota-se que quanto maior a pressão de suprimento, maior é a faixa de variação dos coeficientes em função dos ganhos do controlador. Este fato é confirmado pelos resultados experimentais do ensaio dinâmico ativo da bancada de testes da DTU, apresentados no Capítulo 7, nos quais o uso de uma pressão de suprimento maior garantiu uma maior redução das amplitudes de vibração do rotor (maior influência do mancal ativo no sistema).

Portanto, a velocidade de resposta das servoválvulas utilizadas no sistema hidráulico definem a faixa de frequências de operação do mancal ativo. A pressão de suprimento define a amplitude de variação dos coeficientes dinâmicos do mancal ativo.

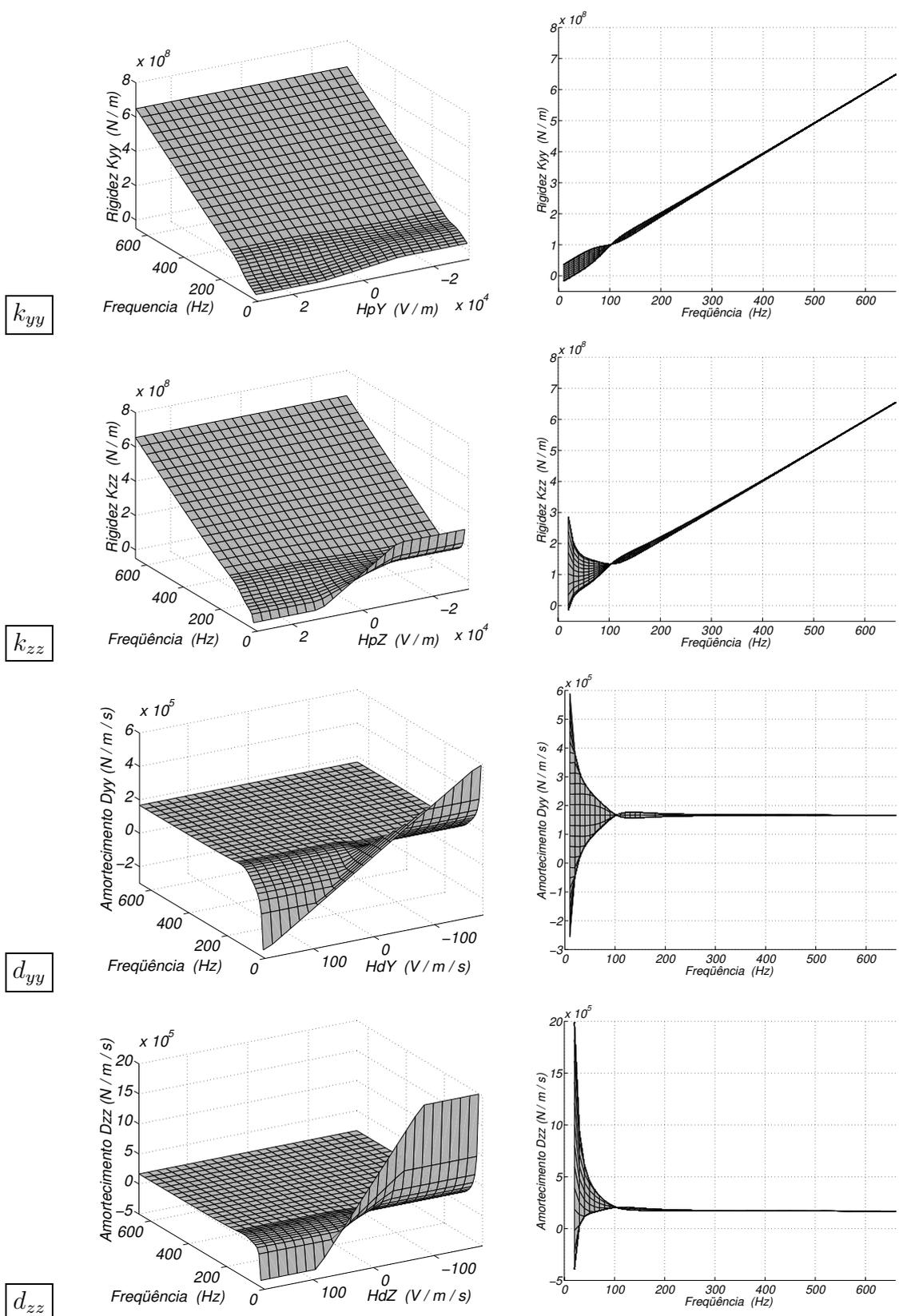


Figura 9.1: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\omega_V = 100 \text{ Hz}$ e $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

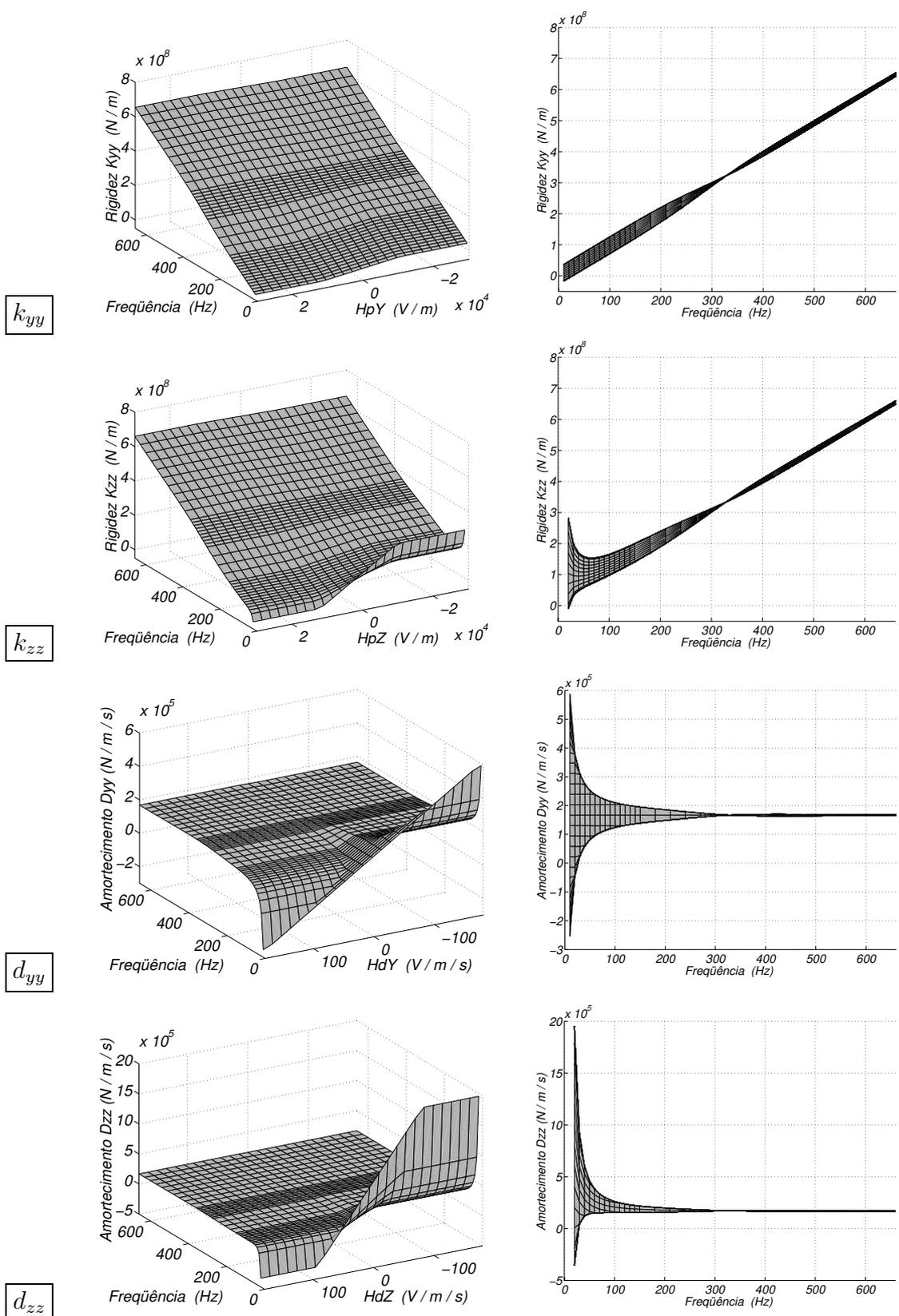


Figura 9.2: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\omega_V = 320 \text{ Hz}$ e $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

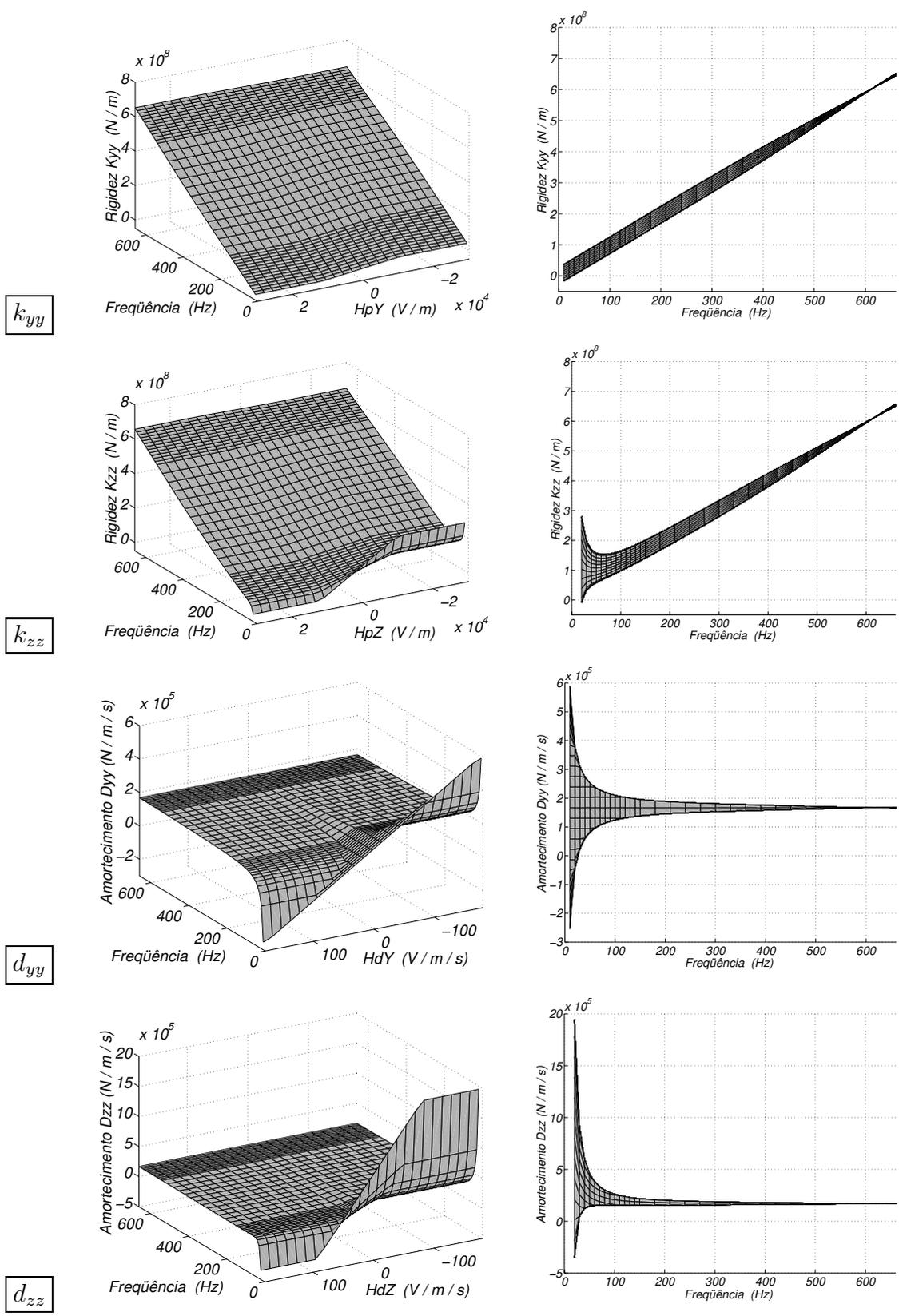


Figura 9.3: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação e da variação dos ganhos do controlador – $\omega_V = 600 \text{ Hz}$ e $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

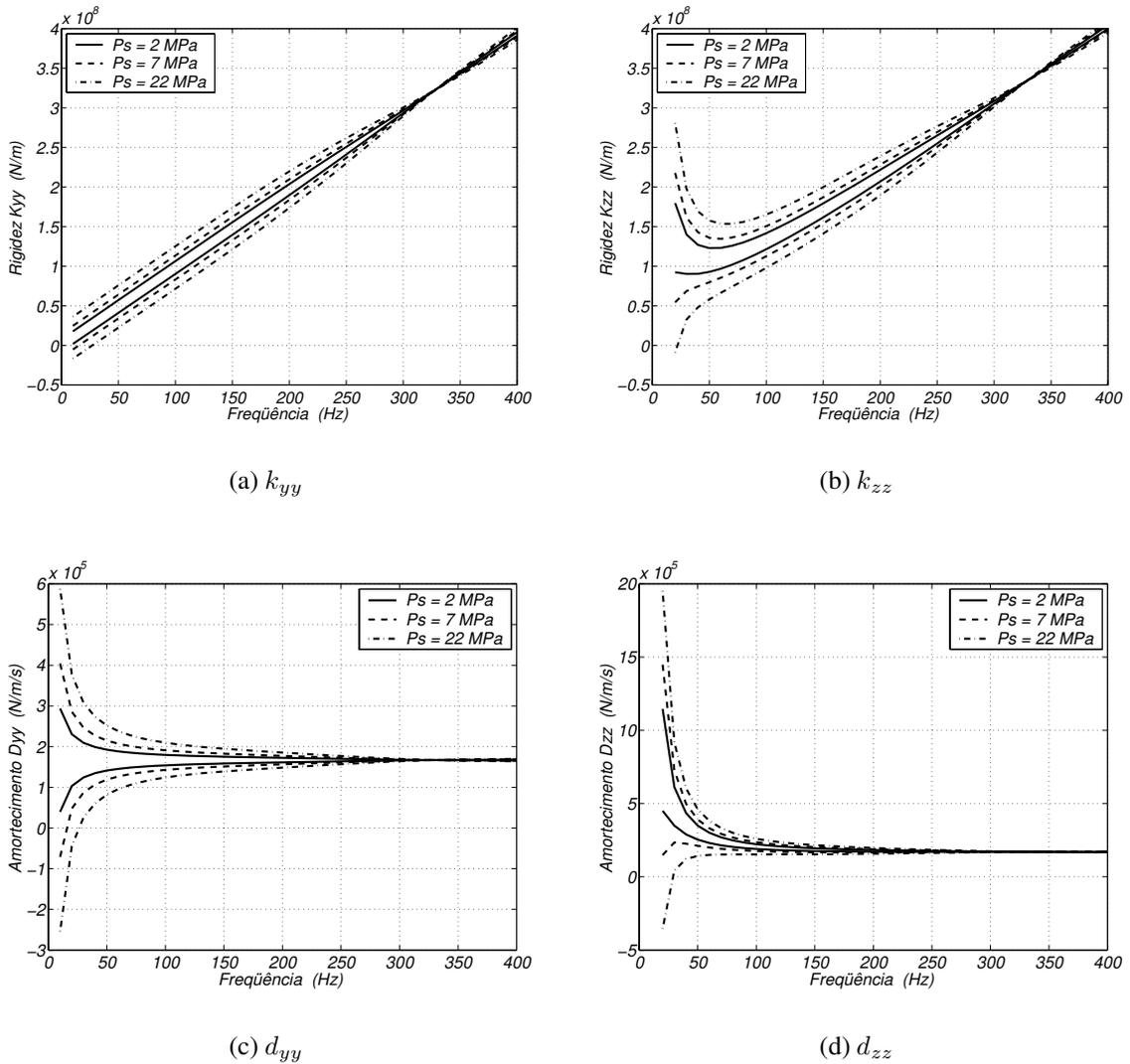


Figura 9.4: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de rotação, da variação dos ganhos do controlador e da pressão de suprimento – $\omega_V = 320$ Hz.

9.2 Excitação Harmônica

Nesta seção, a frequência de excitação é variada enquanto a frequência de rotação permanece constante. O modelo adotado é o mesmo da seção anterior e a servoválvula considerada tem frequência natural de 320 Hz e pressão de suprimento de 22 MPa. Os resultados obtidos para a frequência de rotação de 50 Hz são apresentados nas Figuras 9.5 a 9.8, onde os coeficientes cruzados foram desprezados.

Como se pode ver nas Figuras 9.5 e 9.6, os ganhos proporcionais influem basicamente nos

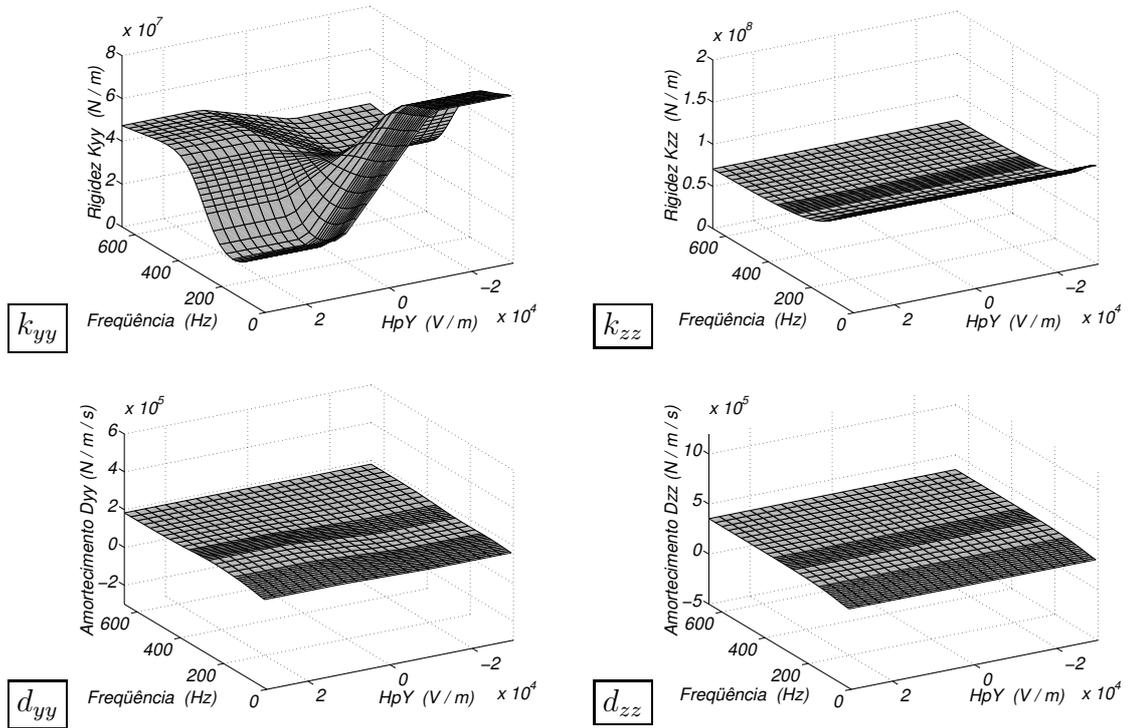


Figura 9.5: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{pY} ($H_{pZ} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

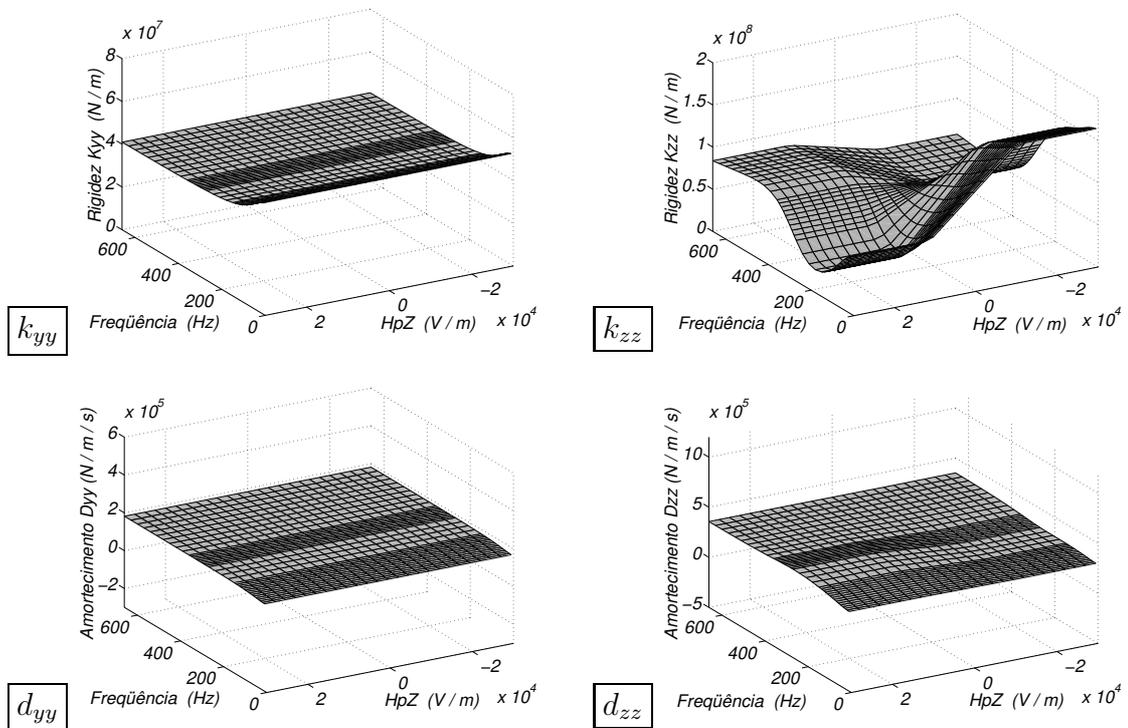


Figura 9.6: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{pZ} ($H_{pY} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

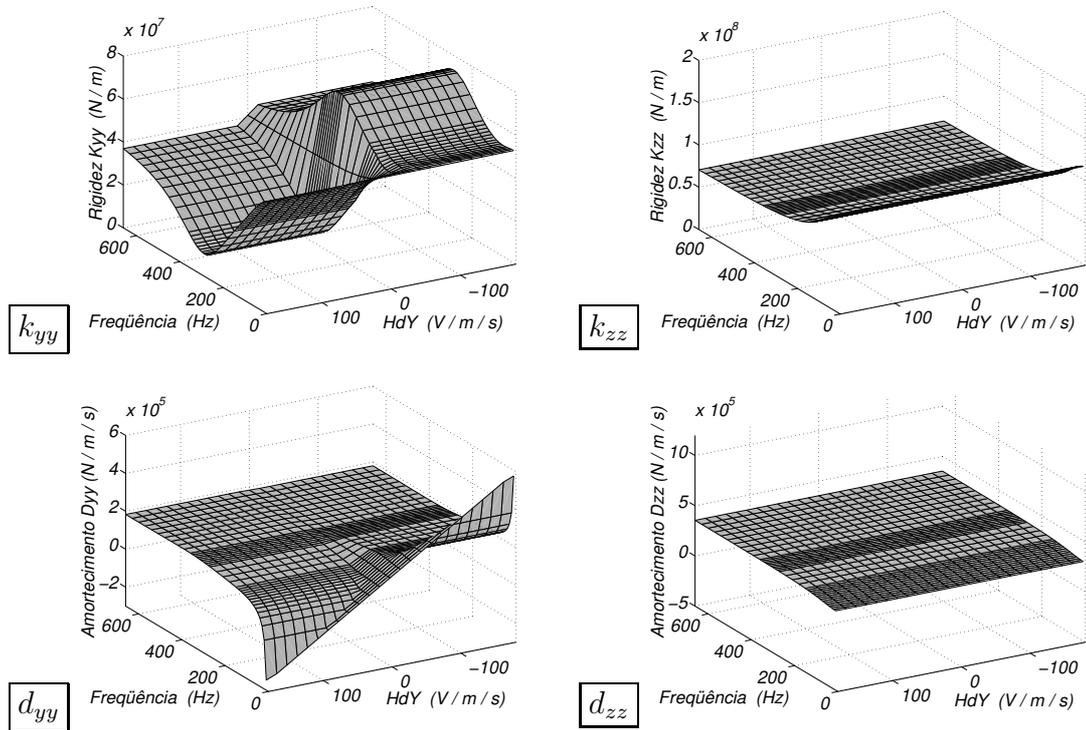


Figura 9.7: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{dY} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

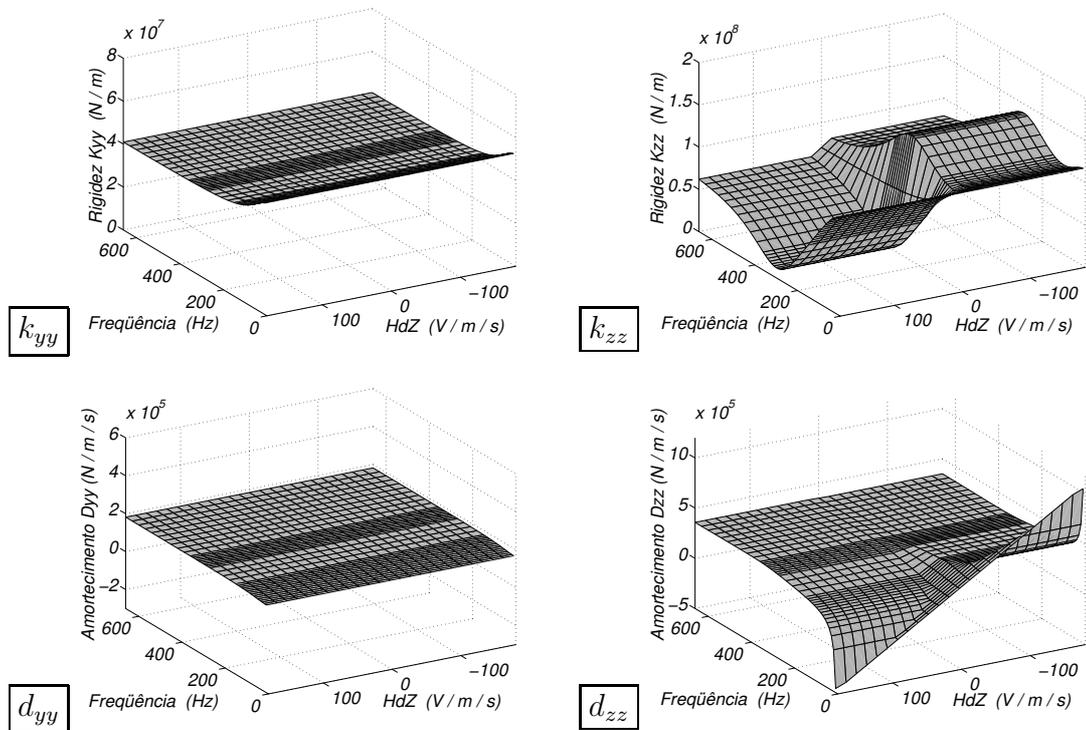


Figura 9.8: Coeficientes de rigidez e amortecimento globais em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{dZ} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 50 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

coeficientes k_{yy} e k_{zz} . Esta influência faz com que os coeficientes de rigidez variem linearmente entre regiões de mínimo e de máximo (do máximo para o mínimo com o aumento do ganho), regiões estas estabelecidas pela restrição (8.20). Esta variação linear dos coeficientes de rigidez diminui conforme a frequência de excitação se aproxima da frequência natural da servoválvula (320 Hz). Quando a frequência de excitação ultrapassa o valor de 320 Hz , há uma inversão de fase e os coeficientes passam a variar inversamente ao aumento do ganho proporcional (do mínimo para o máximo com o aumento do ganho). Em frequências mais altas (acima de 500 Hz), a variação dos coeficientes de rigidez tende a diminuir.

Nas Figuras 9.7 e 9.8, pode-se observar que os ganhos derivativos influem não só nos coeficientes de amortecimento, mas também nos coeficientes de rigidez, para uma mesma direção (Y ou Z). A influência dos ganhos derivativos nos coeficientes de amortecimento é a mesma da observada na análise de excitação síncrona, sem o efeito da rotação: a variação do amortecimento se reduz com o aumento da frequência de excitação até que se atinja a frequência natural da servoválvula. Entretanto, o uso dos ganhos derivativos resulta em um curioso efeito sobre os coeficientes de rigidez: dependendo do sinal do ganho derivativo, e não de seu valor, a rigidez pode ser máxima ou mínima, para uma dada frequência de excitação. Além disso, existem regiões de máximos e mínimos absolutos em frequências próximas da frequência natural da servoválvula. Isto significa que, para as frequências próximas à frequência natural das servoválvulas, o sistema apresenta um aumento de rigidez sem que haja um aumento significativo do amortecimento, com o uso dos ganhos derivativos.

Os resultados obtidos para uma frequência de rotação de 170 Hz são apresentados nas Figuras 9.9 a 9.12. Nestas figuras, mostram-se apenas os coeficientes que variam significativamente com os ganhos adotados. Como se pode ver, o comportamento do sistema é similar ao obtido com a frequência de rotação de 50 Hz . Os efeitos dos ganhos nos coeficientes são os mesmos dos encontrados na análise anterior, porém para um nível de rigidez mais alto e de amortecimento menor, já que o aumento da rotação tende a aumentar a rigidez do filme de óleo e diminuir seu amortecimento.

Portanto, na análise de excitação harmônica, os ganhos proporcionais influem basicamente nos coeficientes de rigidez do filme de óleo do mancal ativo até que se atinja a frequência natural da servoválvula, a partir da qual esta influência diminui. Em frequências acima da frequência natural da servoválvula, o efeito dos ganhos se inverte, mas tende a diminuir com o aumento da frequência. A velocidade de rotação apenas altera o nível médio do valor da rigidez do filme de óleo, como pode ser visto nas Figuras 9.13(a) e 9.13(b), nas quais são apresentados os coeficientes de rigidez k_{yy} e k_{zz} em função dos ganhos proporcionais, da frequência de excitação e da rotação do rotor.

Os ganhos derivativos influenciam tanto os coeficientes de rigidez como os coeficientes de

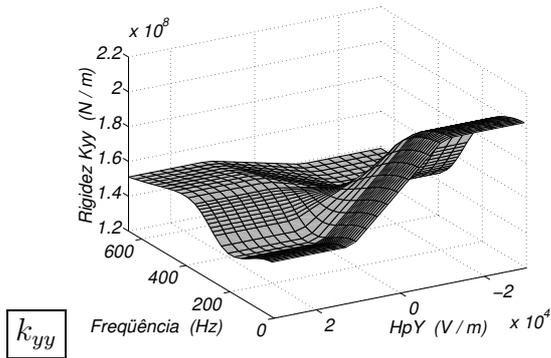


Figura 9.9: Coeficiente de rigidez k_{yy} em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{pY} ($H_{pZ} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

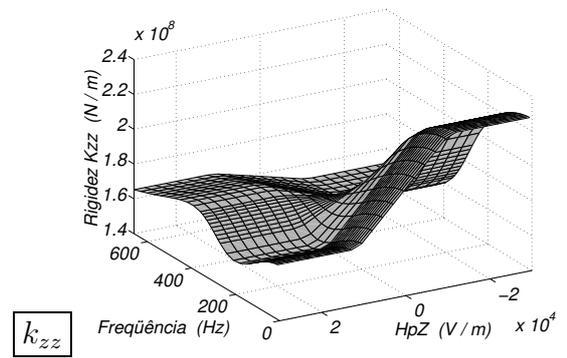


Figura 9.10: Coeficiente de rigidez k_{zz} em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho proporcional H_{pZ} ($H_{pY} = H_{dY} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

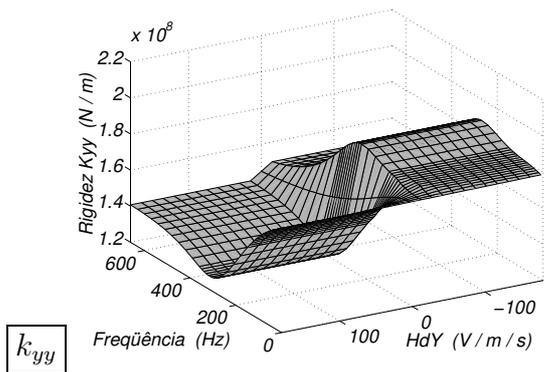


Figura 9.11: Coeficientes de rigidez e amortecimento na direção Y em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{dY} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

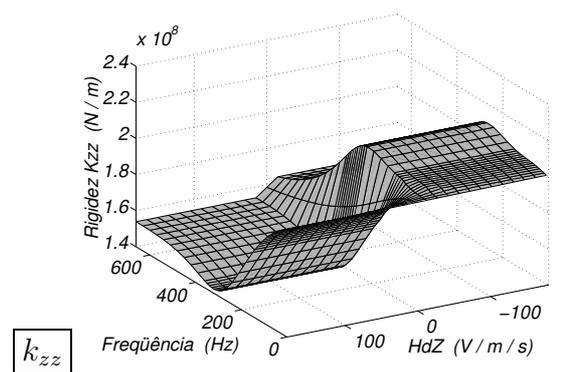
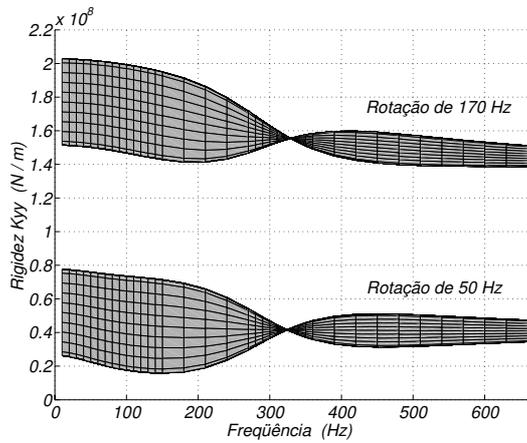
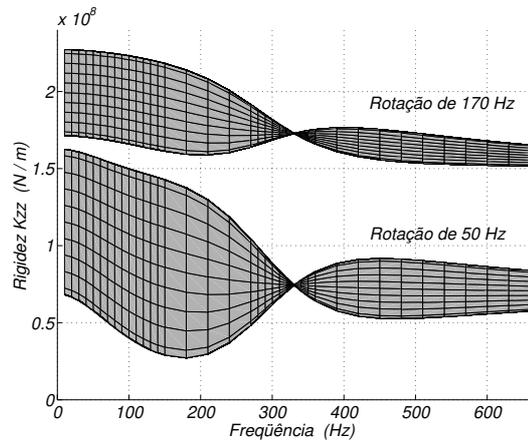


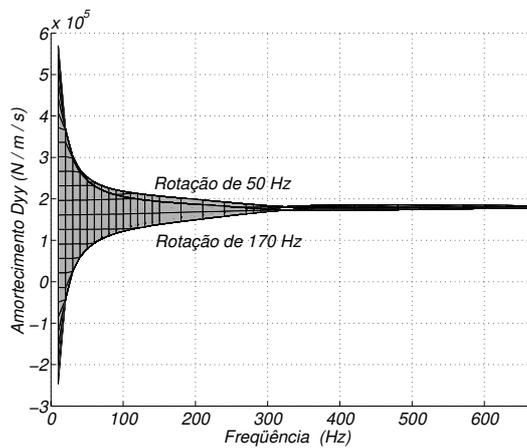
Figura 9.12: Coeficientes de rigidez e amortecimento na direção Z em função da frequência de excitação harmônica e da variação do ganho derivativo H_{dZ} ($H_{pY} = H_{pZ} = H_{dZ} = 0$) – Frequência de rotação de 170 Hz – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.



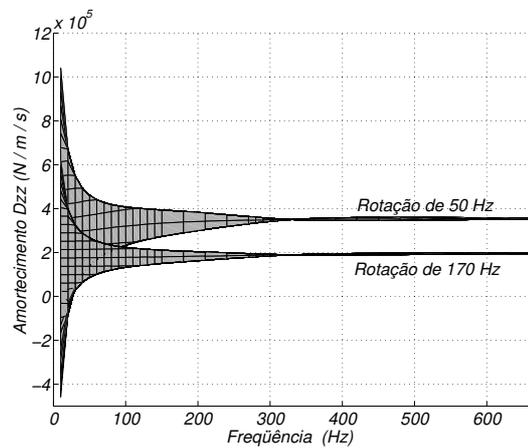
(a) k_{yy} em função de H_{pY}



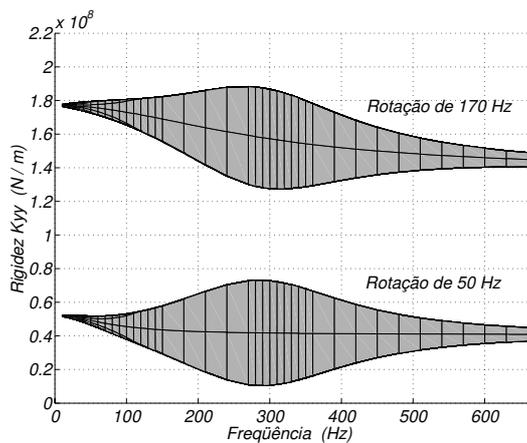
(b) k_{zz} em função de H_{pZ}



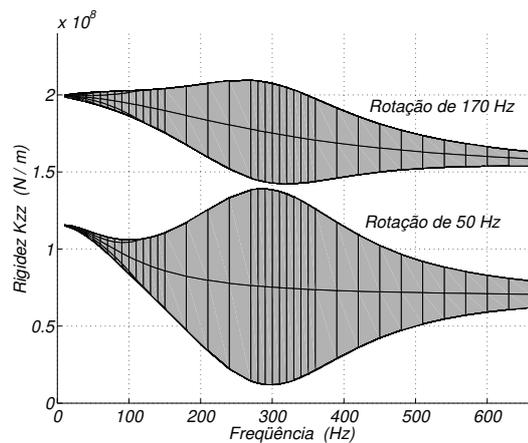
(c) d_{yy} em função de H_{dY}



(d) d_{zz} em função de H_{dZ}



(e) k_{yy} em função de H_{dY}



(f) k_{zz} em função de H_{dZ}

Figura 9.13: Coeficientes de rigidez e amortecimento em função da frequência de excitação harmônica e da variação dos ganhos do controlador para diferentes frequências de rotação do rotor – $P_S = 22,0 \text{ MPa}$.

amortecimento. Os coeficientes de amortecimento apresentam uma grande variação em função dos ganhos derivativos em baixas frequências. Esta variação diminui e tende a zero quando a frequência de excitação ultrapassa a frequência natural da servoválvula (Figuras 9.13(c) e 9.13(d)). Por outro lado, os coeficientes de rigidez apresentam um valor máximo (ou mínimo) em função do sinal do ganho derivativo adotado. Máximos e mínimos absolutos de rigidez ocorrem quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural da servoválvula (Figuras 9.13(e) e 9.13(f)).

9.3 Conclusão

Analisando-se a influência da dinâmica das servoválvulas nos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa, chegou-se a resultados que mostram que a faixa de frequências de operação do mancal ativo é definida pela velocidade de resposta das servoválvulas. Além disso, a pressão de suprimento adotada no sistema hidráulico do mancal ativo define a amplitude de variação dos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo. Os ganhos derivativos influenciam tanto os coeficientes de rigidez como os coeficientes de amortecimento. Os coeficientes de amortecimento apresentam uma grande variação em função dos ganhos derivativos em baixas frequências. Esta variação diminui e tende a zero quando a frequência de excitação ultrapassa a frequência natural da servoválvula. Por outro lado, os coeficientes de rigidez apresentam um valor máximo (ou mínimo) em função do sinal do ganho derivativo adotado. Máximos e mínimos absolutos de rigidez ocorrem quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural da servoválvula. Portanto, na frequência natural da servoválvula, o sistema apresenta máxima rigidez com mínimo amortecimento, o que representa uma situação bastante indesejável do ponto de vista da dinâmica da máquina.

Capítulo 10

Controle de Instabilidades

Neste capítulo, um estudo numérico adicional do sistema ativo da bancada de testes da Unicamp é apresentado, adotando-se o modelo não-linear apresentado no Capítulo 5. Inicialmente, uma análise de resposta ao desbalanço é conduzida, na qual fenômenos de *whirl* são detectados. Em seguida, alguns tipos de controladores são descritos e suas respectivas leis de controle deduzidas. Adotando-se estas leis de controle, o sistema é novamente simulado numericamente e a eficiência do sistema de controle é verificada quando as instabilidades ocorrem.

10.1 Integração Numérica das Equações Não-Lineares de Movimento para o Caso Dinâmico Passivo

As equações não-lineares de movimento da bancada de testes da Unicamp, a serem usadas para a análise dinâmica passiva, são as equações (5.8) e (5.20). Este sistema de equações é integrado numericamente seguindo o fluxograma mostrado na Figura 10.1, com o auxílio do aplicativo MATLAB[®].

Inicialmente, definem-se os valores dos parâmetros de simulação (dados geométricos da bancada, parâmetros do óleo), as condições de operação (velocidade de rotação, carregamento externo, forças de excitação) e as condições iniciais (deslocamentos e velocidades iniciais). As equações de movimento são integradas do instante 0 ao instante τ , com o auxílio da rotina `ode15s` do aplicativo MATLAB[®], a qual utiliza um método de integração de equações diferenciais ordinárias de passo variável.

Em um determinado instante de tempo t , a equação de Reynolds (eq.(5.24)) é resolvida nu-

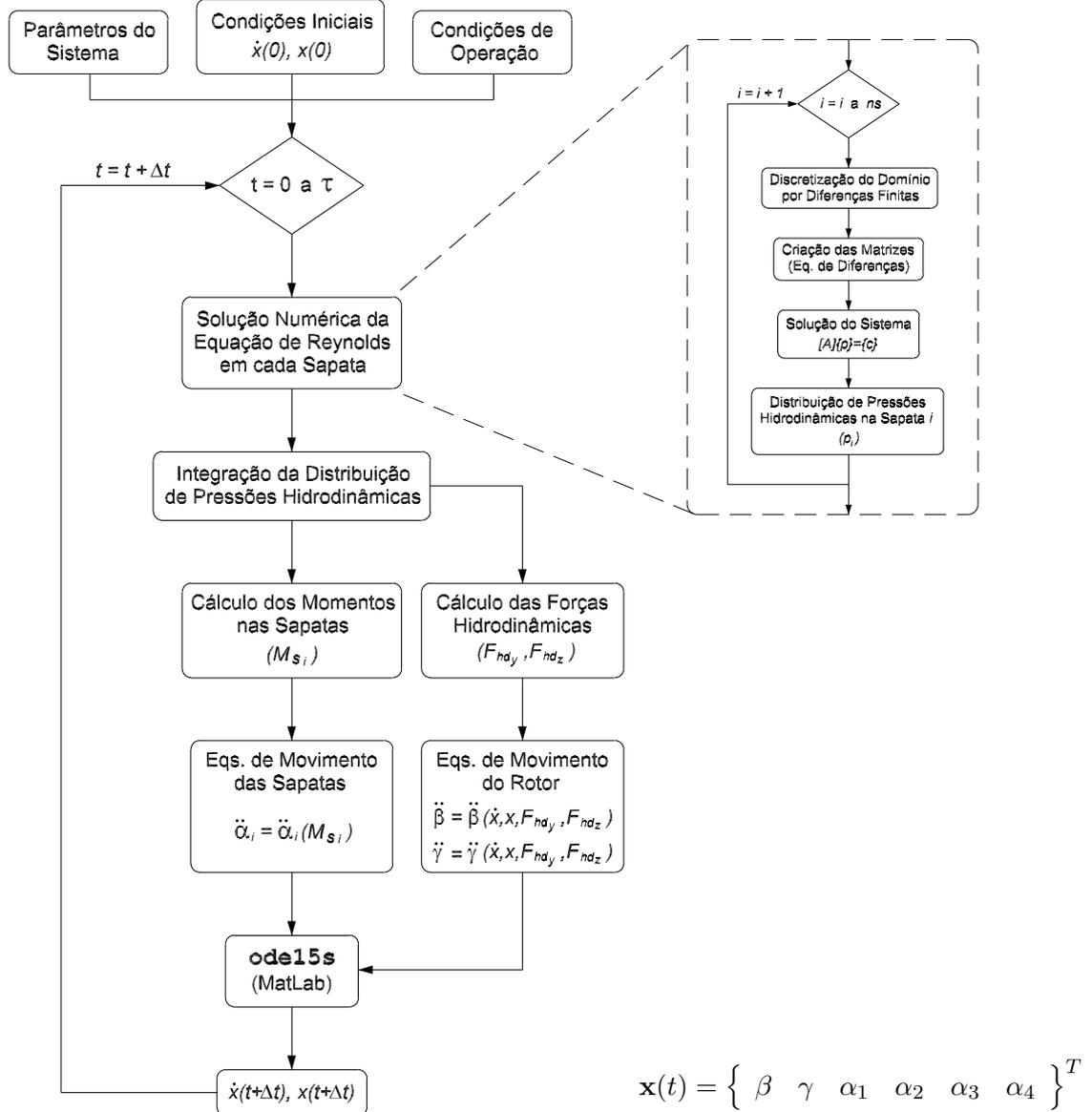


Figura 10.1: Fluxograma do algoritmo usado para a integração numérica das equações não-lineares de movimento – Caso dinâmico passivo (sem sistema de controle).

mericamente para cada i -ésima sapata. A área do filme de óleo sobre a i -ésima sapata é discretizada em 31 pontos na direção axial (\bar{x}) e 22 pontos na direção radial (\bar{z}). Aplicando-se as aproximações centrais do Método das Diferenças Finitas, monta-se um sistema de equações cuja solução é o vetor de pressões hidrodinâmicas em cada ponto do domínio discretizado. Condições de contorno clássicas são empregadas: nas bordas das sapatas considera-se a pressão ambiente e nas eventuais regiões de pressão menor que a ambiente, considera-se pressão nula. Com isto, determina-se a distribuição de pressões do óleo ($p_i(\bar{x}, \bar{z})$) sobre a sapata.

Uma vez determinadas as distribuições de pressões sobre as sapatas, efetua-se a integração das distribuições de pressões e respectivo cálculo das forças e momentos hidrodinâmicos sobre o rotor e as sapatas. Com isto, o lado esquerdo das equações de movimento é determinado e a rotina ode15s pode dar prosseguimento na integração, calculando as velocidades e deslocamentos para o instante $t + \Delta t$.

No instante $t + \Delta t$, todo o processo de determinação das forças e momentos hidrodinâmicos se repete.

10.2 Resposta ao Desbalanço e Instabilidades

O estudo do comportamento do sistema rotor-mancal ativo, adotando-se o modelo não-linear da bancada de testes da Unicamp, baseia-se na análise da resposta do sistema ao desbalanço. Para tanto, a força de desbalanço é inserida no lado direito das equações de movimento do rotor (equação (5.8)) como momentos externos, da forma:

$$M_{\beta}^{\delta} = -\delta r_{RD} \dot{\phi}^2 \text{sen}(\dot{\phi} t)$$

$$M_{\gamma}^{\delta} = \delta r_{RD} \dot{\phi}^2 \text{cos}(\dot{\phi} t)$$

em que δ é o desbalanço e r_{RD} é a distância entre o ponto de pivoteamento (ponto **R**) e a posição do disco do rotor.

Adota-se uma massa de desbalanço de 25 *g.mm* na posição do disco. Os dados de simulação são os listados na Tabela B.7, considerando-se que o carregamento estático é nulo (sem peso). O sistema de equações do problema é integrado no tempo, segundo o algoritmo mostrado na Figura 10.1, variando-se a frequência de rotação na faixa de 10 a 80 *Hz*. Após isto, as respostas no tempo são analisadas aplicando-se o algoritmo FFT, e um diagrama de cascata é construído. Com isto, a resposta ao desbalanço do sistema passivo pode ser analisada no domínio da frequência. A Figura 10.2 mostra o diagrama de cascata obtido para o sistema passivo (sem a ação dos controladores e do sistema de injeção de óleo), sujeito ao desbalanço, considerando-se carregamento estático nulo.

Pode-se ver claramente nesta figura que a componente da frequência de rotação (primeira harmônica Ω) é predominante na resposta do sistema, o que é característico de sistema rotativos sujeitos a forças de desbalanço (Ehrich e Childs, 1984) (vide Figuras 10.2 e 10.3(a)). Entretanto, esta predominância da primeira harmônica acontece apenas na faixa de 0 a 46 *Hz*. Acima desta

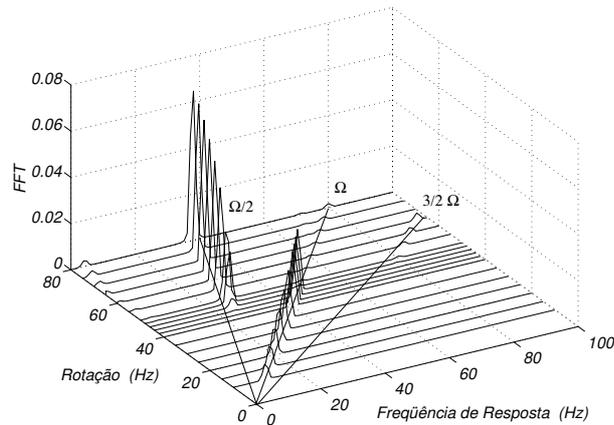


Figura 10.2: Diagrama de cascata da resposta ao desbalanço do sistema passivo com carregamento estático nulo – Integração numérica das equações não-lineares de movimento.

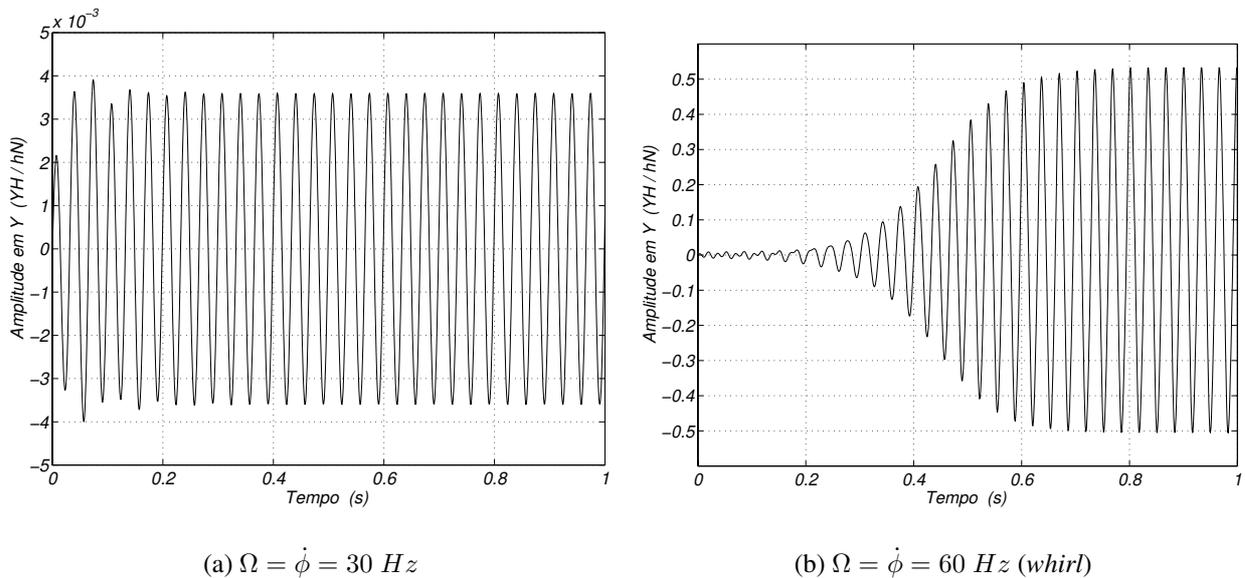


Figura 10.3: Resposta ao desbalanço do sistema rotor-mancal passivo no domínio do tempo – Direção Y (respostas na direção Z são similares pois carregamento é nulo).

freqüência, uma sub-harmônica em torno da metade da freqüência de rotação ganha intensidade, as amplitudes aumentam e a contribuição da primeira harmônica na resposta do sistema diminui (Figs. 10.2 e 10.3(b)). O sistema rotor-mancal passa a apresentar um fenômeno instabilizante chamado *whirl* em sua resposta ao desbalanço.

Os fenômenos de *whirl* e *whip* são instabilidades que ocorrem em sistemas rotativos, caracterizados pelo aumento da amplitude e mudança da freqüência de vibração do rotor. Inicialmente, quando se ultrapassa o limite de estabilidade ao se aumentar a velocidade de rotação do rotor, o

sistema passa a vibrar a uma frequência próxima da metade da frequência de rotação, o que se convencionou chamar de *whirl*. No momento em que a frequência de *whirl* atinge a primeira velocidade crítica do sistema (geralmente associada ao primeiro modo de flexão do eixo), o rotor passa a vibrar na frequência crítica, independentemente do aumento da rotação. A este comportamento do sistema dá-se o nome de *whip* (Muszynska, 1988).

Estes fenômenos instabilizantes estão normalmente associados ao uso de mancais hidrodinâmicos (mancais cilíndricos). Segundo Ehrich e Childs (1984), a força hidrodinâmica resultante nestes mancais possui uma componente tangencial na direção de rotação do rotor que contribui para o movimento de precessão progressiva (*forward*). Esta componente de força é causada pelo fluxo de óleo na interface entre o rotor e a superfície do mancal, fluxo este que tem uma velocidade média em torno da metade da velocidade de rotação do rotor (Ehrich e Childs, 1984). Quando esta componente tangencial supera as componentes de força restritivas (forças de rigidez e amortecimento do filme de óleo), ocorre o fenômeno de *whirl*. O aumento do movimento de precessão progressiva (*forward*) do rotor tende a aumentar a força centrípeta (desbalanço), o que faz com que as amplitudes de vibração aumentem. Como resultado, a folga radial entre o rotor e o mancal diminui, levando a componentes de força tangencial ainda maiores, o que realimenta o fenômeno. Desta forma, o sistema é auto-excitado até atingir seu ciclo limite (Brindley et al., 1983; Chan e White, 1993; Tieu e Qiu, 1994), quando as forças restritivas e tangenciais se equilibram novamente (vide Fig. 10.4). As forças restritivas voltam a se equilibrar com as forças tangenciais porque a aproximação do rotor às paredes do mancal (sapatas) tende a aumentar também as forças restritivas (Adams, 1980). É interessante observar o formato quadrangular do ciclo limite (Fig. 10.4), evidenciando a dependência do formato da órbita (frequência super-harmônica) do número de sapatas do mancal (Chan e White, 1993).

Embora seja comum associar o fenômeno de *whirl* à metade da frequência de rotação, a frequência de *whirl* é geralmente menor, em torno de 45 a 48% da velocidade de rotação (Ehrich e Childs, 1984; Lie et al., 1989a). A Figura 10.5 mostra a variação da frequência de *whirl* em função da rotação do rotor, obtida na análise de resposta ao desbalanço do sistema em estudo (caso passivo). Como se vê, há uma tendência das frequências de *whirl* caminharem para valores entre 45 e 50% da velocidade de rotação.

Acreditava-se que mancais segmentados fossem incondicionalmente estáveis, por não apresentarem acoplamento entre as direções principais de vibração (Ehrich e Childs, 1984), e que quaisquer instabilidades seriam provenientes de outros componentes do sistema (selos, palhetas e folgas) (Chan e White, 1996). Porém, resultados experimentais mostram que, embora sejam os mais estáveis, os mancais segmentados não estão livres de apresentarem fenômenos instabilizantes, fundamentalmente *whirl*, sob determinadas condições de operação (Flack e Zuck, 1988; Lie et al., 1989a). As instabilidades em mancais segmentados ocorrem sob condições de baixo fator de pré-

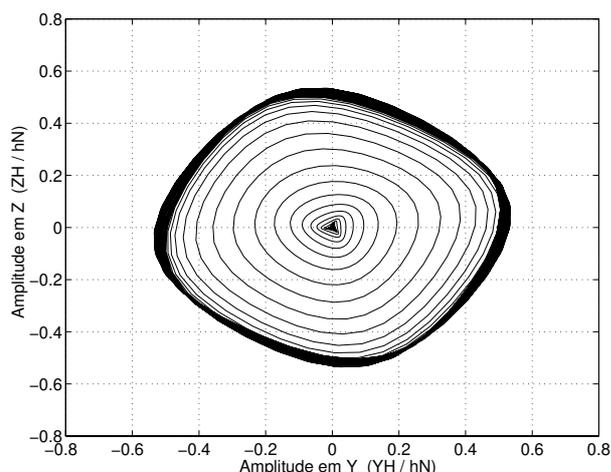


Figura 10.4: Aumento da amplitude e formação de ciclo limite no sistema rotor-mancal sujeito a *whirl* ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$).

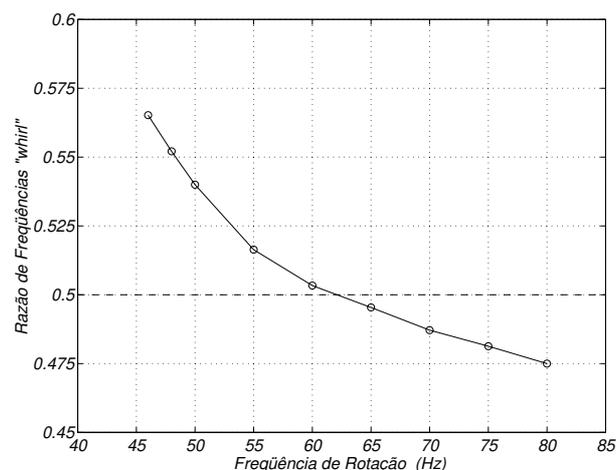


Figura 10.5: Razão entre a frequência de *whirl* e a frequência de rotação.

carga e baixo carregamento estático (White e Chan, 1992; Olsson, 1996), pois são as condições em que o mancal apresenta maior folga radial e menores forças hidrodinâmicas restritivas (rigidez e amortecimento). Ao se observarem as condições adotadas para a simulação do sistema em estudo, percebe-se que as condições são propícias para o aparecimento do fenômeno de *whirl*, pois se tem um fator de pré-carga baixo ($fp = 0,15$) e o carregamento estático aplicado é nulo. Assim, os resultados aqui apresentados estão coerentes com a literatura. Uma maneira de se resolver este tipo de problema seria a alteração destas condições de operação. Entretanto, é interessante manter o sistema sob estas condições para se verificar a eficiência dos controladores em condições de instabilidade. Desta forma, efetuou-se uma análise de resposta ao desbalanço do sistema ativo.

10.3 Integração Numérica das Equações Não-Lineares de Movimento para o Caso Dinâmico Ativo

As equações de movimento a serem usadas no caso dinâmico ativo são as equações (5.8), (5.20), (5.37) e (5.38), deduzidas no Capítulo 5. Este sistema de equações é integrado numericamente seguindo o fluxograma mostrado na Figura 10.6, com o auxílio do aplicativo MATLAB[®].

Assim como no caso passivo, inicialmente definem-se os valores dos parâmetros de simulação (dados geométricos da bancada e do sistema hidráulico, parâmetros do óleo), as condições de operação (velocidade de rotação, carregamento externo, forças de excitação) e as condições iniciais (deslocamentos, velocidades e pressões de injeção iniciais). As equações de movimento são

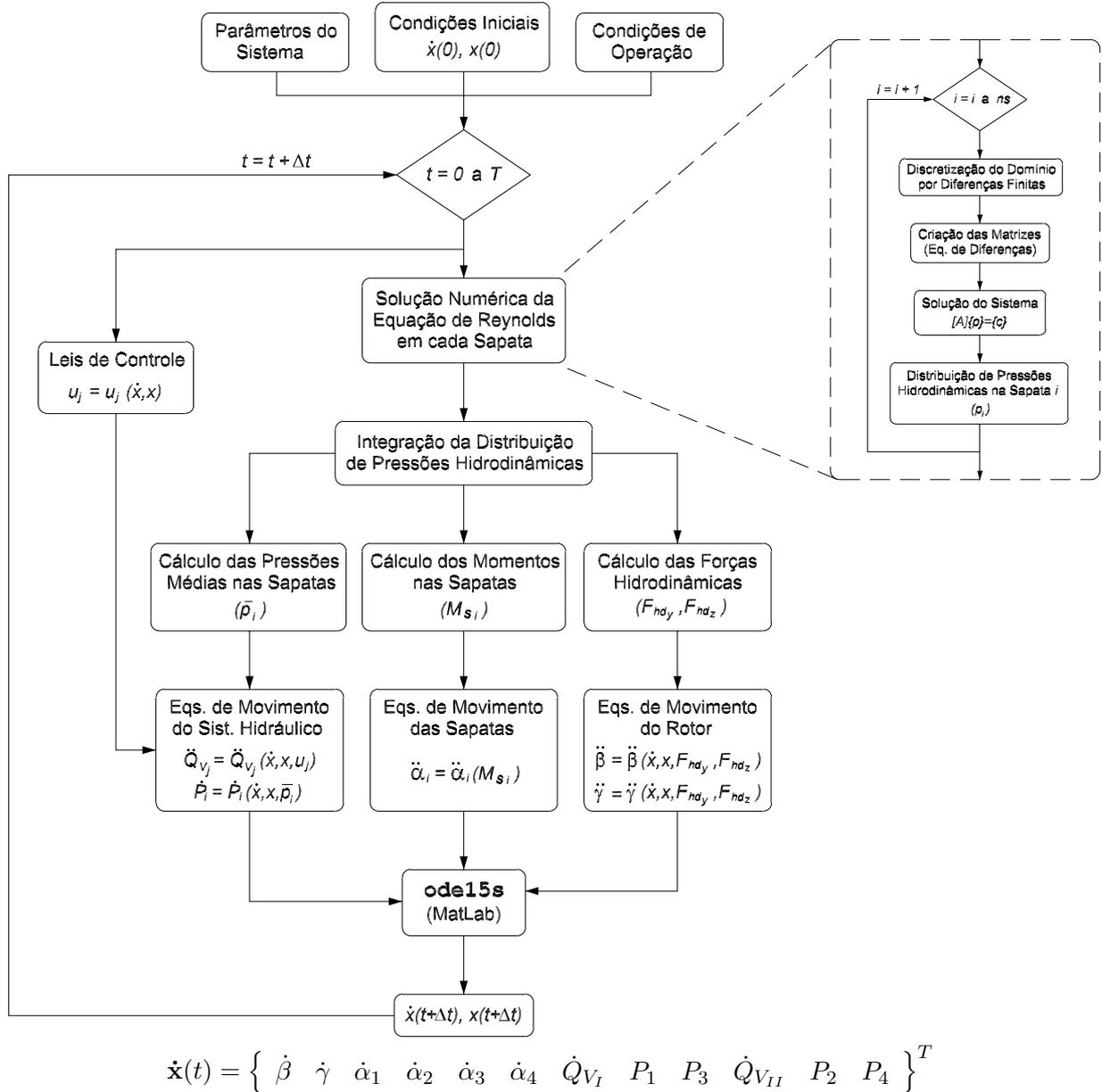


Figura 10.6: Fluxograma do algoritmo usado para a integração numérica das equações não-lineares de movimento – Caso dinâmico ativo (com sistema de controle).

integradas do instante 0 ao instante τ , com o auxílio da rotina `ode15s` do aplicativo MATLAB[®], a qual utiliza um método de integração de equações diferenciais ordinárias de passo variável.

Para cada instante de tempo t , a equação de Reynolds modificada (eq.(5.26)) é resolvida numericamente para i -ésima sapata, levando-se em conta a pressão de injeção nesta sapata. A área do filme de óleo sobre a i -ésima sapata é discretizada em 31 pontos na direção axial (\bar{x}) e 22 pontos na direção radial (\bar{z}). Aplicando-se as aproximações centrais do Método das Diferenças Finitas,

monta-se um sistema de equações cuja solução é o vetor de pressões hidrodinâmicas em cada ponto do domínio discretizado. Condições de contorno clássicas são empregadas: nas bordas das sapatas considera-se a pressão ambiente e nas eventuais regiões de pressão menor que ambiente, considerou-se pressão nula. Com isto, determina-se a distribuição de pressões do óleo $p_i(\bar{x}, \bar{z})$ sobre a sapata, resultante dos efeitos hidrodinâmicos da lubrificação convencional e dos efeitos hidrostáticos da lubrificação ativa.

Uma vez determinadas as distribuições de pressões sobre as sapatas, efetua-se a integração das distribuições de pressões e respectivo cálculo das forças e momentos hidrodinâmicos sobre o rotor e as sapatas, e das pressões médias sobre as sapatas. Ao mesmo tempo, os sinais de entrada das servoválvulas (u_I e u_{II}) são calculados em função da lei de controle adotada, que por sua vez dependerá dos deslocamentos do rotor. Com isto, o lado esquerdo das equações de movimento é determinado e a rotina `ode15s` pode dar prosseguimento na integração, calculando as velocidade e deslocamentos para o instante $t + \Delta t$.

No instante $t + \Delta t$, todo o processo de determinação das forças e momentos hidrodinâmicos e do cálculo dos sinais de entrada das servoválvulas se repete para as novas posições calculadas na integração.

10.4 Leis de Controle

O modelo matemático da bancada de teste descrito no Capítulo 5 é função dos sinais elétricos de entrada das servoválvulas: $u_I(t)$ e $u_{II}(t)$ (vide eqs.(5.37) e (5.38)). Estes sinais são responsáveis pelo acionamento das servoválvulas, as quais injetarão óleo nas sapatas determinadas pelo próprio sinal de entrada. O momento apropriado de se injetar óleo em uma determinada sapata dependerá da estratégia adotada para o controle dos movimentos do rotor.

Diferentes tipos de estratégias de controle podem ser encontrados na literatura e constituem a área de pesquisa de diversos autores. Dentre as estratégias mais difundidas estão os controladores lineares contínuos (Ogata, 1997) e discretos (Ogata, 1995), controladores não-lineares (Slotine e Li, 1991), controladores robustos (Lunze, 1989; Zhou, 1998) e controles adaptativos, como os baseados em lógica *fuzzy* (Driankov, Hellendoorn e Reinfrank, 1996) e em redes neurais (Haykin, 1999).

Nesta etapa são utilizados três controladores lineares (PI, PD e PID) e um controlador não-linear. Estes controladores envolvem a escolha de uma lei de controle, que é função basicamente da diferença entre o sinal de saída e um sinal de referência (comportamento desejado do sistema).

A forma como esta relação é representada, linearmente ou não, é o que indica a sua natureza. Desta forma, uma vez obtida a lei de controle para o problema em estudo, o sinal de entrada das servoválvulas pode ser calculado a cada instante de tempo, durante a integração do sistema de equações não-lineares do sistema.

10.4.1 Controladores Lineares

Um controlador proporcional-integral (PI) é classicamente definido pela expressão (Ogata, 1997):

$$u = H_p e + \frac{H_p}{t_i} \int e dt \quad (10.1)$$

em que e é o erro entre o sinal de saída e o sinal de referência; H_p é o ganho do termo proporcional; e t_i tempo de resposta do termo integral. Discretizando-se a expressão (10.1) através do Método de Diferenças Finitas, determinam-se as leis de controle deste controlador, as quais, para as duas servoválvulas do sistema, são dadas por:

$$\begin{cases} u_I = \tilde{u}_I + H_{pI} [(y_H - y_H^o) - (\tilde{y}_H - y_H^o)] + H_{iI} (y_H - y_H^o) \\ u_{II} = \tilde{u}_{II} + H_{pII} [(z_H - z_H^o) - (\tilde{z}_H - z_H^o)] + H_{iII} (z_H - z_H^o) \end{cases} \quad (10.2)$$

em que \tilde{u} , \tilde{y}_H e \tilde{z}_H são o sinal de controle e os deslocamentos do rotor no instante de tempo $t - \Delta t$, sendo que Δt é o passo da integração; H_i é o ganho do termo integral ($H_i = H_p \Delta t / t_i$); e y_H^o e z_H^o são os valores de referência (desejados) para os deslocamentos do rotor. Considerando-se o eixo de simetria do rotor como a referência, y_H^o e z_H^o são nulos (origem).

No caso do controlador proporcional-derivativo (PD), o termo integral da equação (10.1) é trocado por um termo derivativo, da forma:

$$u = H_d \dot{e} + H_p e \quad (10.3)$$

em que H_d é o ganho do termo derivativo.

Discretizando-se a expressão (10.3) e rescrevendo-a para as duas servoválvulas, tem-se:

$$\begin{cases} u_I = H_{dI} \dot{y}_H + H_{pI} y_H \\ u_{II} = H_{dII} \dot{z}_H + H_{pII} z_H \end{cases} \quad (10.4)$$

No controlador proporcional-integral-derivativo (PID), adiciona-se um termo derivativo à expressão (10.1), da forma:

$$u = H_d \dot{e} + H_p e + \frac{H_p}{t_i} \int e dt \quad (10.5)$$

Discretizando-se a expressão (10.5) e rescrevendo-a para as duas servoválvulas, tem-se:

$$\begin{cases} u_I = \tilde{u}_I + H_{dI} (\dot{y}_H - \tilde{\dot{y}}_H) + H_{pI} (y_H - \tilde{y}_H) + H_{iI} y_H \\ u_{II} = \tilde{u}_{II} + H_{dII} (\dot{z}_H - \tilde{\dot{z}}_H) + H_{pII} (z_H - \tilde{z}_H) + H_{iII} z_H \end{cases} \quad (10.6)$$

sendo que os termos de referência y_H^o , \dot{y}_H^o , z_H^o e \dot{z}_H^o não aparecem pois são nulos (valores de referência na origem do sistema e velocidades nulas).

10.4.2 Controlador Proporcional Não-Linear

De modo geral, o objetivo do sistema de controle em estudo é a redução das amplitudes de vibração do rotor, representadas pelas variáveis β e γ (deslocamentos angulares do rotor) nas equações de movimento (eq.(5.8)). Sendo assim, como tentativa de se estabelecer uma nova lei de controle, diferente das até aqui descritas (PI, PD e PID), procurou-se definir a relação entre o sinal de controle ($u(t)$) e as variáveis a serem controladas (β e γ). Para isso, usando-se o algoritmo ilustrado na Figura 10.6, manteve-se o rotor centrado no mancal (sem carregamento estático), sem perturbações externas (desbalanço ou excitação harmônica), e variou-se o sinal de entrada de cada servoválvula (u_I e u_{II}) para diferentes frequências de rotação (dados de simulação da Tabela B.7 do Apêndice B). Desta forma, determinaram-se os deslocamentos angulares do rotor em função dos sinais de controle aplicados a cada servoválvula (pontos da Figura 10.7).

Quando o rotor apresenta um determinado deslocamento angular devido à aplicação de um sinal de entrada, na realidade isto significa que o balanço entre a força resultante da injeção de óleo

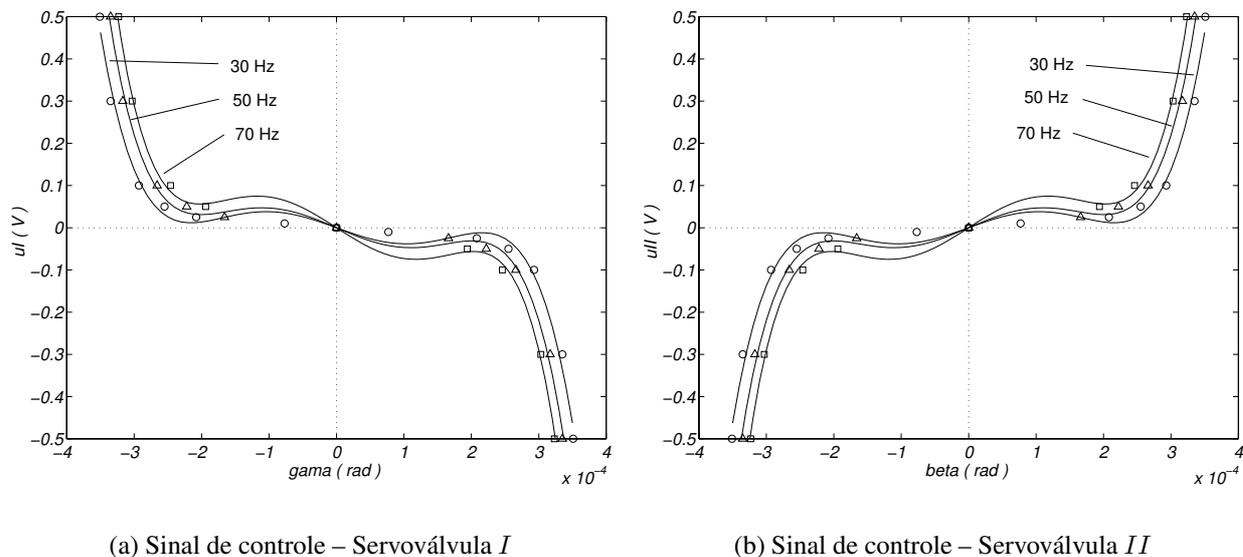


Figura 10.7: Relação entre o sinal de entrada das servoválvulas e os deslocamentos angulares do eixo para diferentes frequências de rotação – Interpolação dos pontos obtidos na simulação numérica.

pelas sapatas e as forças hidrodinâmicas do mancal fez com que o rotor se deslocasse para esta nova posição de equilíbrio. Sendo assim, as relações encontradas entre sinal de entrada e deslocamentos do rotor nada mais são do que uma relação indireta entre as forças presentes no interior do mancal.

Sabendo-se que uma determinada força leva o rotor a uma determinada posição angular de equilíbrio, pode-se inferir que a mesma força em sentido contrário poderá levar o rotor de volta ao centro do mancal. Sendo assim, a estratégia de controle aqui descrita baseia-se em se obter as relações inversas entre os deslocamentos do rotor e os sinais de entrada.

Usando-se a rotina de interpolação `polyfit` do aplicativo MATLAB[®], é possível encontrar a relação entre o sinal de entrada e os deslocamentos angulares do rotor para cada frequência de rotação estudada (linhas cheias da Figura 10.7), da forma:

$$u_I = \sum_{i=0}^{GP} a_i \gamma^i$$

$$u_{II} = \sum_{i=0}^{GP} b_i \beta^i$$
(10.7)

em que a_i e b_i são os coeficientes e GP é o grau do polinômio de interpolação. Com isto, chega-se a leis de controle que dependem dos deslocamentos do rotor de forma não-linear.

Para obter as leis de controle do controlador proporcional não-linear (eq.(10.7)) em função dos deslocamentos lineares do eixo, basta efetuar as transformações $\beta = -z_H/r_{RH}$ e $\gamma = y_H/r_{RH}$.

10.5 Controle das Instabilidades

Adotando-se o algoritmo ilustrado na Figura 10.6, efetua-se novamente a análise de resposta ao desbalanço do sistema, porém adotando-se as seguintes leis de controle:

$$\text{PI:} \quad \begin{aligned} u_I &= \tilde{u}_I + 1667 (y_H - \tilde{y}_H) + 5 y_H \\ u_{II} &= \tilde{u}_{II} + 1667 (z_H - \tilde{z}_H) + 5 z_H \end{aligned}$$

$$\text{PD:} \quad \begin{aligned} u_I &= \tilde{u}_I + 2,2456 \dot{y}_H + 1610,3 y_H \\ u_{II} &= \tilde{u}_{II} + 2,8756 \dot{z}_H + 1605,7 z_H \end{aligned}$$

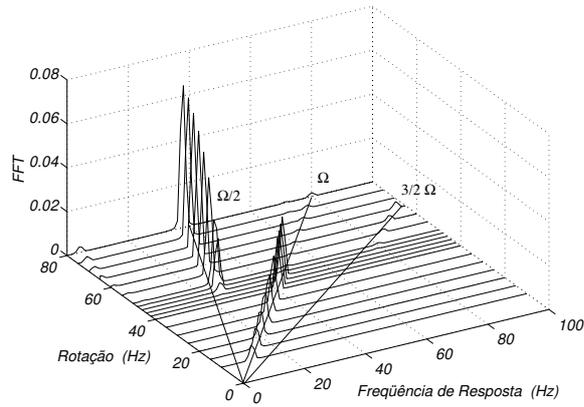
$$\text{PID:} \quad \begin{aligned} u_I &= \tilde{u}_I + 2,2456 (\dot{y}_H - \dot{\tilde{y}}_H) + 1610,3 (y_H - \tilde{y}_H) + 5 y_H \\ u_{II} &= \tilde{u}_{II} + 2,8756 (\dot{z}_H - \dot{\tilde{z}}_H) + 1605,7 (z_H - \tilde{z}_H) + 5 z_H \end{aligned}$$

$$\text{P não-linear:} \quad \begin{aligned} u_I &= 8,22 \times 10^{17} y_H^5 + 7,89 \times 10^{10} y_H^3 + 2083,3 y_H \\ u_{II} &= 8,22 \times 10^{17} z_H^5 + 7,89 \times 10^{10} z_H^3 + 2083,3 z_H \end{aligned}$$

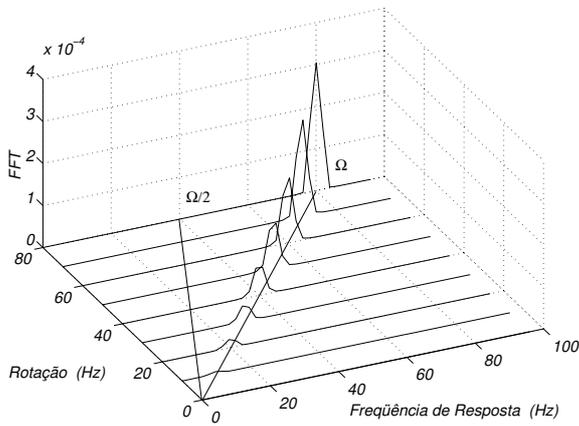
Os resultados (diagramas de cascata) são mostrados na Figura 10.8.

Como se vê na Figura 10.8, todas as estratégias de controle aplicadas ao sistema ativo foram eficazes em eliminar as componentes de frequência *whirl* nas respostas ao desbalanço, permanecendo apenas a componente da primeira harmônica. Observando-se as respostas no domínio do tempo, nota-se que houve também uma significativa diminuição das amplitudes de vibração tanto para frequências de rotação abaixo do limite de estabilidade ($\dot{\phi} = 30 \text{ Hz}$ – Fig. 10.9), quanto para frequências de rotação sujeitas às instabilidades ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$ – Fig. 10.10).

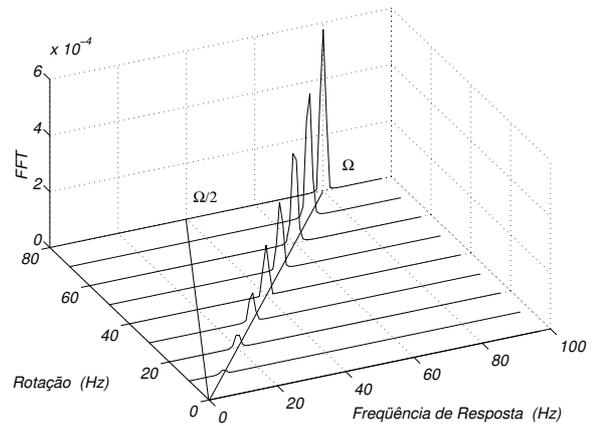
Comparando-se as amplitudes de resposta obtidas utilizando as diferentes estratégias de controle (Fig. 10.11), nota-se a redução das amplitudes de vibração em relação ao caso passivo para toda a faixa de frequências estudada, principalmente na região além do limite de estabilidade. Analisando-se o desempenho de cada controlador, percebe-se que todos apresentaram respostas bastante similares, porém com ligeira vantagem para os controladores P não-linear e PI.



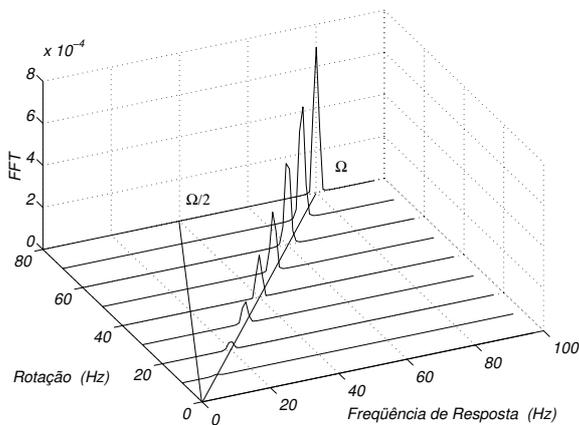
(a) Passivo



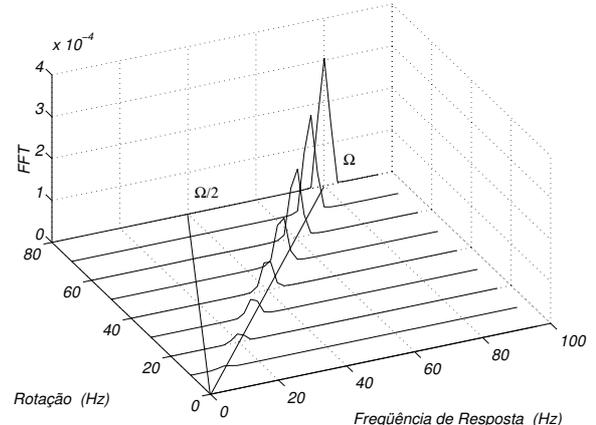
(b) PI



(c) PD

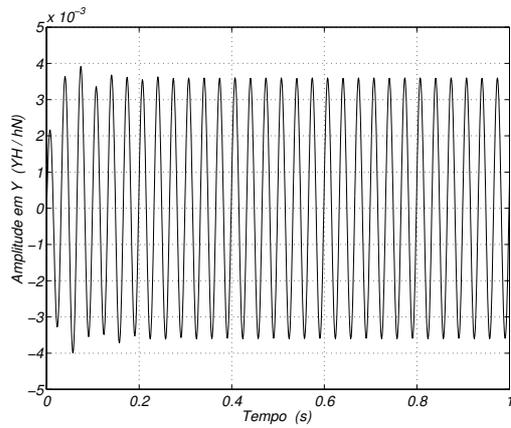


(d) PID

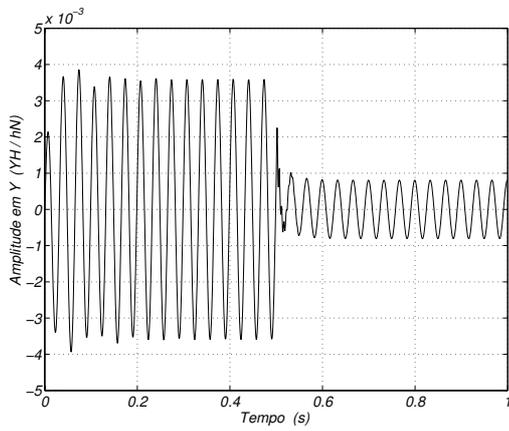


(e) P não-linear

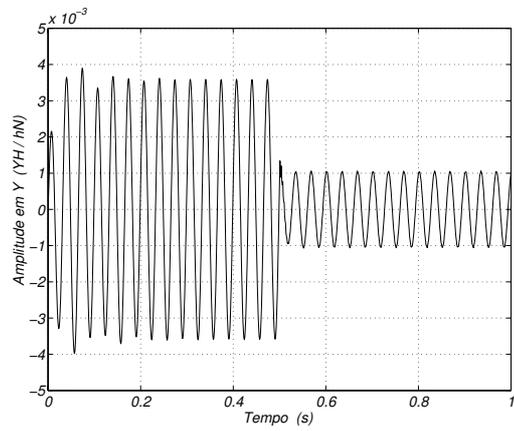
Figura 10.8: Diagramas de cascata das respostas ao desbalanço do sistema ativo – Diferentes estratégias de controle.



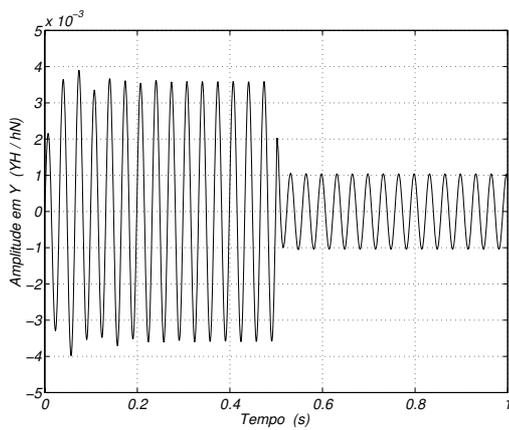
(a) Passivo



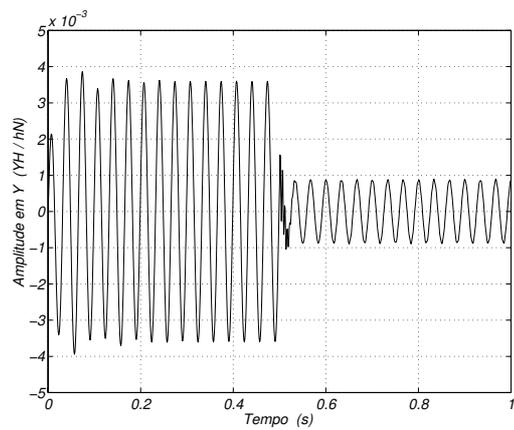
(b) PI



(c) PD

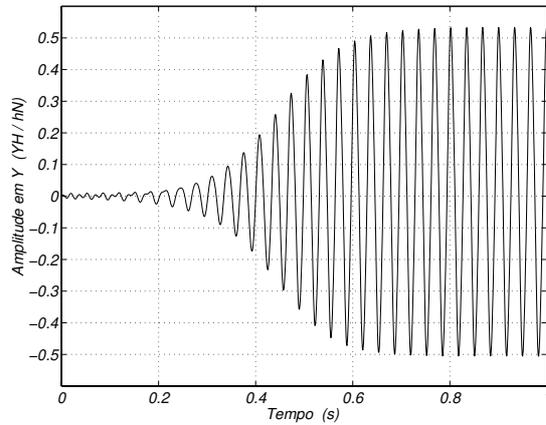


(d) PID

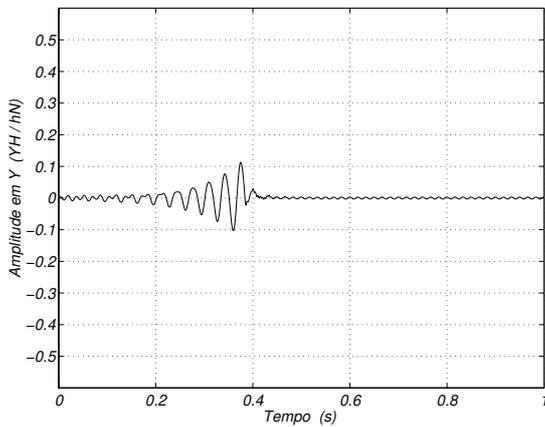


(e) P não-linear

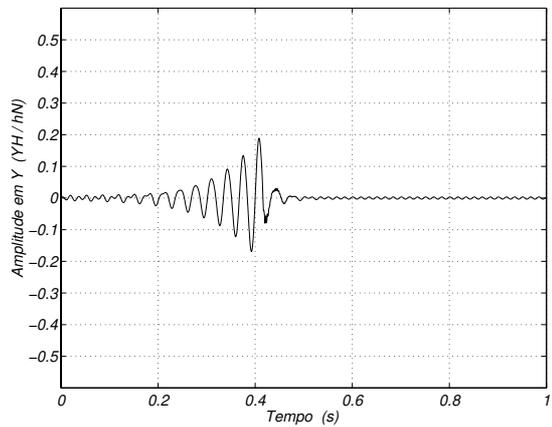
Figura 10.9: Respostas ao desbalanço do sistema rotor-mancal ativo no domínio do tempo – Direção Y ($\dot{\phi} = 30 \text{ Hz}$ – abaixo do limite de estabilidade).



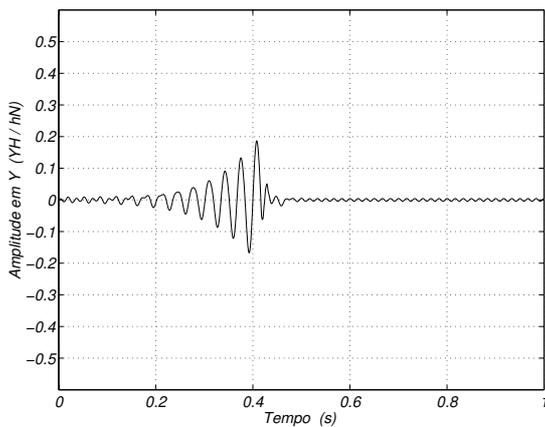
(a) Passivo



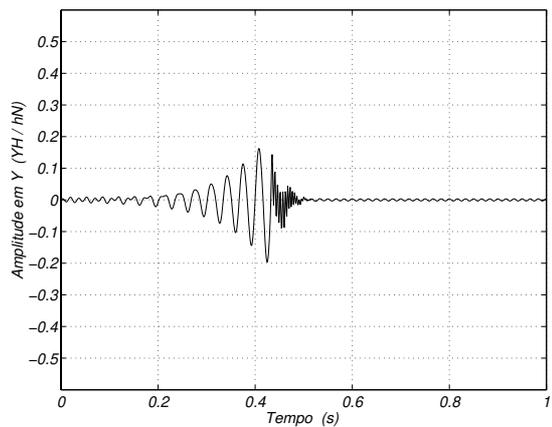
(b) PI



(c) PD



(d) PID



(e) P não-linear

Figura 10.10: Respostas ao desbalanceamento do sistema rotor-mancal ativo no domínio do tempo – Direção Y ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$ – sujeito a *whirl*).

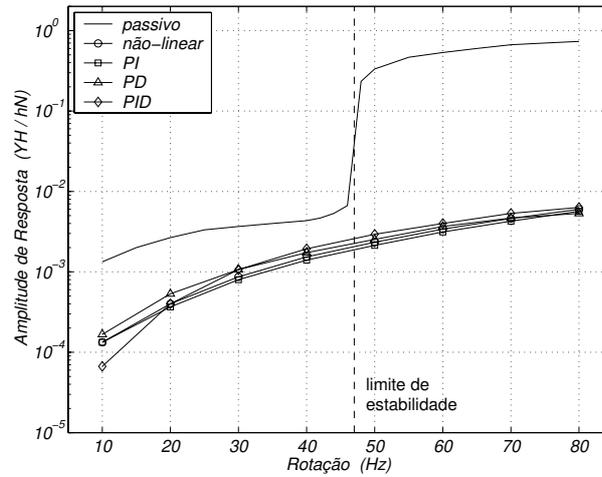
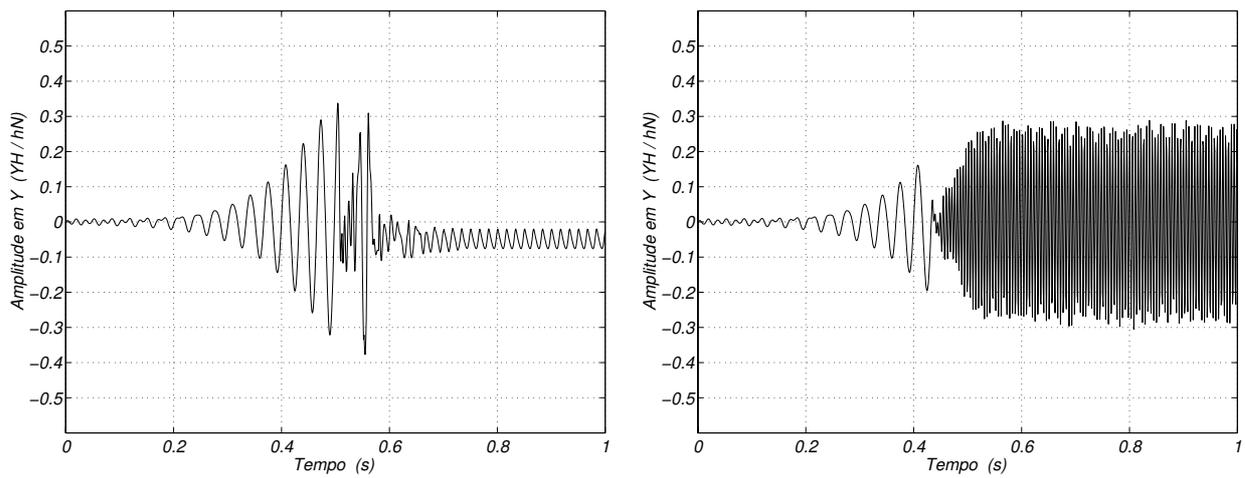


Figura 10.11: Amplitudes de resposta ao desbalanceo obtidas pelas diferentes estratégias de controle estudadas – Comparação com o caso passivo.



(a) P não-linear acionado em $50 \mu m$ ($y_H/h_N = 0,3$)

(b) PI acionado em $30 \mu m$ ($y_H/h_N = 0,2$)

Figura 10.12: Instabilidades dos controladores P não-linear e PI na resposta ao desbalanceo do sistema ativo ($\dot{\phi} = 60 \text{ Hz}$ – sujeito a *whirl*).

Para o caso de frequência de rotação de 30 Hz (Fig. 10.9), os controladores foram acionados no instante $t = 0,5 \text{ s}$. Porém, para o caso de frequência de rotação de 60 Hz , um acionamento em $t = 0,5 \text{ s}$ apresentou problemas de estabilidade numérica do controlador. Aparentemente, os controladores estudados não são eficientes quando as amplitudes de vibração são excessivas ($y_H/h_N \approx 0,5$ para o caso de *whirl* em 60 Hz - Fig. 10.3(b)). Assim, para este caso, adotou-se um limite de amplitude de vibração a partir do qual os controladores são acionados. Os resultados apresentados na Figura 10.10 foram obtidos para o acionamento dos controladores quando a am-

plitude de vibração do rotor atinge um valor de $30 \mu m$ ($y_H/h_N = 0,2$) para os controladores P não-linear, PD e PID, e valor de $20 \mu m$ ($y_H/h_N = 0,13$) para o caso de controlador PI. As Figuras 10.12(a) e 10.12(b) mostram os problemas apresentados pelos controladores P não-linear e PI, quando o acionamento é feito em maiores amplitudes de vibração. Na Figura 10.12(a), a resposta após o acionamento do controlador, além de ter amplitude elevada, está em torno de uma posição excêntrica ao centro do mancal. Na Figura 10.12(b), o acionamento do controlador levou o sistema a apresentar alta frequência em sua resposta, além de elevadas amplitudes de vibração.

Considerando-se que, ao se acionarem os sistemas de controle no momento apropriado obtiveram-se reduções significativas das amplitudes de vibração do rotor, pode-se dizer que, teoricamente, o sistema ativo elevou o limite de estabilidade do sistema, já que, na faixa de frequências de estudo, o fenômeno de *whirl* foi eliminado. O uso de um valor admissível para as amplitudes de vibração do rotor como critério de acionamento do sistema de controle pode vir a ser um método eficaz de proteção de máquinas rotativas contra eventuais danos causados pelo aumento das vibrações de seus rotores.

Capítulo 11

Conclusões e Perspectivas

A partir dos resultados experimentais obtidos neste trabalho em bancada de testes, conclui-se que é possível reduzir as amplitudes de vibração de um sistema rotativo no domínio da frequência (ressonâncias) usando-se o mancal segmentado com lubrificação ativa. Os resultados apresentados neste trabalho referem-se à redução de picos de ressonância relativos aos modos de vibrar de corpo rígido dos eixos das bancadas, na direção horizontal, na faixa de frequências de 0 a 100 Hz .

Na bancada de testes da Unicamp, testou-se um mancal ativo cuja configuração é de carregamento sobre sapatas (*load-on-pad*), com 5 orifícios por sapata, bicos de injeção, dutos externos e servoválvulas montadas fora da carcaça do mancal. Implementando-se experimentalmente um controlador P, foi possível obter uma redução de $\sim 20\%$ da amplitude do pico de ressonância para a frequência de rotação de 15,0 Hz , e de $\sim 30\%$ para a frequência de rotação de 30,0 Hz . Nestes casos, a pressão de suprimento adotada para a lubrificação ativa foi de 8,0 MPa .

Na bancada de testes da DTU, testou-se um mancal ativo cuja configuração é de carregamento entre sapatas (*load-between-pad*), com 1 orifício por sapata, restritor, dutos internos e servoválvulas montadas sobre a carcaça do mancal. Implementando-se experimentalmente um controlador PD, foi possível obter uma redução de $\sim 40\%$ da amplitude do pico de ressonância para a frequência de rotação de 10,4 Hz ; de $\sim 30\%$ para a frequência de rotação de 20,0 Hz ; e uma redução menor do que 10% para a frequência de rotação de 30,0 Hz (pressão de suprimento de 6 MPa). Aumentando-se a pressão de suprimento para 10,0 MPa , chegou-se a uma redução de $\sim 50\%$ na amplitude do pico de ressonância para as frequências de rotação de 10,4 Hz e de 20,0 Hz , e de $\sim 30\%$ para a frequência de rotação de 30,0 Hz . Estes resultados mostram que o aumento da pressão de suprimento faz com que o controlador aumente seu efeito sobre o sistema rotativo, reduzindo ainda mais as amplitudes de vibração. Isto permite concluir que um dos limites da lubrificação ativa é estabelecido pela pressão de suprimento disponível do sistema de controle.

Analisando-se os modelos propostos para as bancadas de testes, o modelo linear para o sistema sem controle (caso dinâmico passivo) pode ser ajustado com precisão aos dados experimentais. Entretanto, o valor dos coeficientes equivalentes de amortecimento do filme de óleo não são estimados satisfatoriamente pela teoria.

No caso da bancada de testes da Unicamp, o modelo linear com forças de atuação externas apresentou discrepâncias na amplitude do pico de ressonância em relação aos dados experimentais (caso dinâmico ativo). Já o modelo por coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa apresentou resultados mais coerentes, devido à maior precisão na estimação dos valores dos coeficientes equivalentes de amortecimento do filme de óleo.

No caso da bancada de testes da DTU, o modelo linear apresentou resultados incoerentes em relação aos dados experimentais (caso dinâmico ativo). Um dos motivos destes resultados é o fato do modelo linear não prever a redução de efeito do sistema de controle sobre o sistema rotativo, com o aumento da frequência de rotação. Outra provável razão das incongruências se deve aos problemas enfrentados na determinação das forças de atuação, usando-se um acelerômetro (medida indireta da força). Uma alternativa para que o modelo matemático apresente melhores resultados é a melhor determinação das forças de atuação usando-se uma célula de carga resistiva, como no caso da bancada de testes da Unicamp.

A análise numérica de aplicação da lubrificação ativa em um compressor de gás permite afirmar que ambas as abordagens adotadas (realimentação de saída e coeficientes dinâmicos equivalentes) levam o sistema a apresentar menor resposta ao desbalanço, segundo a norma API 617. Adotando-se uma técnica de controle modal, foi possível reduzir a amplitude dos picos de ressonância do sistema referentes aos primeiros modos de vibrar de flexão do compressor (eixo flexível), tanto na direção horizontal como na vertical. Isto significa que, teoricamente, é possível aumentar a faixa de operação da máquina utilizando-se mancais com lubrificação ativa. O uso dos mancais ativos no compressor permite aumentar o fator de amortecimento dos modos críticos. Além disso, como foi possível observar no caso da realimentação de saída com observação no centro do rotor, há a possibilidade de se alterar o modo de vibrar do sistema, porém com um aumento das amplitudes de vibração nos mancais.

Analisando-se a influência da dinâmica das servoválvulas nos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa, chegou-se a resultados numéricos que mostram que a faixa de frequências de operação do mancal ativo é definida pela velocidade de resposta das servoválvulas. Além disso, a pressão de suprimento adotada no sistema hidráulico do mancal ativo define a amplitude de variação dos coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo, o que é confirmado pelos resultados experimentais obtidos na bancada de testes da DTU (aumento do efeito do sistema de controle sobre o sistema rotativo devido ao aumento da pressão de suprimento).

Nestas análises numéricas, onde se adotou um controlador PD, os ganhos derivativos influenciam tanto os coeficientes de rigidez como os coeficientes de amortecimento. Os coeficientes de amortecimento apresentam uma grande variação em função dos ganhos derivativos em baixas frequências. Esta variação diminui e tende a zero quando a frequência de excitação ultrapassa a frequência natural da servoválvula. Por outro lado, os coeficientes de rigidez apresentam um valor máximo (ou mínimo) em função do sinal do ganho derivativo adotado. Máximos e mínimos absolutos de rigidez ocorrem quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural da servoválvula. Portanto, na frequência natural da servoválvula, o sistema apresenta máxima rigidez com mínimo amortecimento, o que representa uma situação bastante indesejável do ponto de vista da dinâmica da máquina.

Usando-se o modelo não-linear proposto para a bancada de testes da Unicamp, foi possível detectar numericamente o fenômeno de *whirl* sob condições de baixo carregamento estático e baixo valor de pré-carga do mancal. Acionando-se os sistemas de controle no momento apropriado, obtiveram-se reduções significativas das amplitudes de vibração do rotor. Teoricamente, o sistema ativo elevou o limite de estabilidade do sistema, já que, na faixa de frequências de estudo, o fenômeno de *whirl* foi eliminado. Nestas análises, fez-se necessário adotar um valor admissível para as amplitudes de vibração do rotor como critério de acionamento do sistema de controle. O sistema de controle não apresentou resultados satisfatórios quando as amplitudes de vibração do rotor estavam acima de 30% da folga radial no momento de acionamento.

11.1 Perspectivas Futuras

Os próximos passos na investigação de mancais com lubrificação ativa podem ser dados nas seguintes direções:

- implementação experimental do controle modal, para se verificar o controle dos modos de vibrar de flexão do rotor, no domínio da frequência;
- implementação experimental do sistema de controle em condições transientes de excitação síncrona (acionamento e desligamento), para se verificar a eficiência do sistema de controle e sua estabilidade, no domínio do tempo;
- implementação experimental do sistema de controle em condições transientes de excitação impulsiva (raspagem ou perda de material), para se verificar a eficiência do sistema de controle e sua estabilidade, no domínio do tempo;

- implementação experimental do sistema de controle em condições de instabilidade (excitações aerodinâmicas ou oriundas de selos), para se verificar a eficiência do sistema de controle e sua estabilidade, nos domínios do tempo e da frequência;
- implementação numérico-experimental de outros controladores, além do P e do PD aqui estudados, para se verificar a eficiência do sistema de controle e sua estabilidade;
- identificação experimental dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa, e comparação numérico-experimental com o modelo proposto para estimar estes coeficientes;
- estudo experimental das propriedades estáticas e dinâmicas de servoválvulas, para verificar a sua influência sobre os limites da lubrificação ativa;
- estudo da potência dissipada pelo mancal, para se avaliar a eficiência do sistema e se comparar com outros tipos de mancais hidrodinâmicos convencionais;
- otimização do projeto do mancal segmentado ativo, considerando-se a sua geometria e a disposição dos orifícios sobre as sapatas, para otimizar o efeito da lubrificação ativa sobre a dinâmica do sistema rotativo;
- aplicação experimental em máquina rotativa de mercado, em condições de operação nominais, para se verificar a eficiência do sistema de controle e se estudar a sua viabilidade econômica.

Referências Bibliográficas

- API. (1995). *617 - Centrifugal compressors for petroleum, chemical, and gas service industries*. 6.ed. Washington: American Petroleum Institute. 106p.
- Abdel-Latif, L. A. (1988). Analysis of heavily loaded tilted pads thrust bearings with large dimensions under TEHD conditions. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.110, p.467–476.
- Abdul-Wahed, N., Nicolas, D., Pascal, M. T. (1982). Non linear behavior of tilting-pad bearings. In: INT. CONF. "ROTORDYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANTS", 1982, Rome. *Proceedings...* Rome: IFToMM, 1982. p.407–416.
- Abduljabbar, Z., El-Madany, M. M., Al-Abdulwahab, A. A. (1996). Active vibration control of a flexible rotor. *Computers & Structures*, v.58, n.3, p.499–511.
- Abduljabbar, Z., El-Madany, M. M., Al-Bahkali, E. (1997). On the vibration and control of a flexible rotor mounted on fluid film bearings. *Computers & Structures*, v.65, n.6, p.849–856.
- Adams, M. L. (1980). Non-linear dynamics of flexible multi-bearing rotors. *J. of Sound and Vibration*, v.71, n.1, p.129–144.
- Adams, M. L., McCloskey, T. H. (1990). A feasibility and technology assesment for the implementation of active rotor vibration control systems in power plant rotating machinery. In: 3RD INT. CONF. ON ROTORDYNAMICS, 1990, Lyon. *Proceedings...* Lyon: Centre National de la Recherche Scientifique, 1990. p.327–332.
- Adams, M. L., Payandeh, S. (1983). Self-excited vibration of statically unloaded pads in tilting-pad journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Lubrication Technology*, v.105, p.377–384.
- Al-Issa, A. W., Forte, P. (1995). Feasibility of an active tilting-pad bearing for rotor vibration control. In: 9TH WORLD CONGRESS ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS, 1995, Milano. *Proceedings...* Milano: IFToMM, 1995. p.1285–1289.
- Allaire, P. E., Parsell, J. A., Barret, L. E. (1981). A perturbation method for the dynamic coefficients of tilting-pad journal bearings. *Wear*, v.72, p.29–44.

- Althaus, J. (1991). *Eine aktive hydraulische Lagerung für Rotorsysteme*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH. 130p. (Fortschritt-Berichte VDI, série 11, n.154)
- Althaus, J., Stelter, P., Feldkamp, B., Adam, H. (1993). Aktives hydraulisches Lager für eine Schneckenzenrifuge. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN II, 1993, Wiesbaden. *Proceedings of SIRM II*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993. p.28–36.
- Althaus, J., Ulbrich, H., Jäger, T. (1990). Active chamber system for control of rotor dynamics - Theory and experiment. In: 3RD INT. CONF. ON ROTORDYNAMICS, 1990, Lyon. *Proceedings...* Lyon: Centre National de la Recherche Scientifique, 1990. p.333–338.
- Althaus, J., Ulbrich, H. (1991). Ein aktives hydraulisches Lager. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN I, 1991, Braunschweig. *Proceedings of SIRM I*. Braunschweig: Vieweg Verlag, 1991. p.3–13.
- Antkowiak, B. M., Nelson, F. C. (1998). Rotordynamic modeling of an actively controlled magnetic bearing gas turbine engine. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.120, p.621–625.
- Arumugam, P., Swarnamani, S., Prabhu, B. S. (1995). Experimental identification of linearized oil film coefficients of cylindrical and tilting pad bearings. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.117, n.3, p.593–599.
- Arumugam, P., Swarnamani, S., Prabhu, B. S. (1997). An experimental investigation on the static and dynamic characteristics of journal bearings under the influence of twisting misalignment. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.119, n.1, p.188–192.
- Attala, M. J., Weber, H. I. (1993). Optimum damping determination in mechanical rotating systems. In: V DINAME, 1993, Santo Amaro da Imperatriz. *Proceedings of 5th Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*. Santo Amaro da Imperatriz: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1993. p.52–59.
- Bannister, R. H., Tawfik, A. R. (1982). The determination of the hydrodynamic oil film force coefficients by in-situ testing. In: INT. CONF. "ROTORDYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANTS", 1982, Rome. *Proceedings of IFToMM*. Rome: IFToMM, 1982. p.379–388.
- Barrett, L. E., Gunter, E. J., Allaire, P. E. (1978). Optimum bearing and support damping for unbalance response and stability of rotating machinery. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Power*, v.100, n.1, p.89–94.
- Bauer, G. (1988). *Ölhydraulik*. Stuttgart: Teubner Studienskripten. 288p.

- Bently, D. E., Grant, J. W., Hanifan, P. C. (2000). Active controlled hydrostatic bearings for a new generation of machines. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, p.1–9. (pre-print 2000-GT-354)
- Bently, D. E., Muszynska, A. (1986). Modal testing and parameter identification of rotating shaft/fluid lubricated bearing system. In: 4TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 1986, Los Angeles. *Proceedings...* Los Angeles: Union College, 1986. p.1393–1402.
- Bettig, B. P., Han, R. P. S. (1999). Modeling the lateral vibration of hydraulic turbine-generator rotors. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.121, p.322–327.
- Bigret, R. (1986). Vibration of rotors, noise of measurement, circularity and coaxiality. In: 4TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 1986, Los Angeles. *Proceedings...* Los Angeles: Union College, 1986. p.1388–1392.
- Black, H. F. (1974). Calculation of forced whirling and stability of centrifugal pump rotor systems. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Industry*, v.96, p.1076–1084.
- Bonvin, D., Mellichamp, D. A. (1982). A unified derivation and critical review of modal approaches to model reduction. *Int. J. of Control*, v.35, n.5, p.829–848.
- Borges, M. B. (1999). *Desenvolvimento de software dedicado à análise e controle de vibrações em sistemas mecânicos*. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, Relatório Técnico FAPESP 97/00364-8. 112p.
- Boyd, J., Raimondi, A. A. (1953). An analysis of the pivoted-pad journal bearings. *Transactions of ASME*, p.380–386.
- Braun, M. J., Choy, F. K., Zhou, Y. M. (1993). The effects of a hydrostatic pocket aspect ratio, supply orifice position, and attack angle on steady-state flow patterns, pressure, and shear characteristics. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, n.115, p.678–685.
- Braun, M. J., Dzodzo, M. B. (1997). Three-dimensional flow and pressure patterns in a hydrostatic journal bearing pocket. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, n.119, p.711–719.
- Braun, S., Feldman, M. (1997). Time-frequency characteristics of non-linear systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.11, n.4, p.611–620.
- Brindley, J., Elliott, L., McKay, J. T. (1983). The role of cavitation in whirl instability in a rotor bearing. *Trans. ASME - J. of Applied Mechanics*, v.50, n.4, p.877–890.
- Brüel&Kjær. (1986). *Electronic Instruments Catalogue 1986*. Glostrup: K. Larsen & Søn A/S. 840p.

- Bucher, I. (2001). Rotating machinery, modal testing and signal processing, some new results. In: IX DINAME, 2001, Florianópolis. *Proceedings of the 9th Int. Conf. on Dynamic Problems of Mechanics*. Florianópolis: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2001. p.573–587.
- Bucher, I., Ewins, D. J., Robb, D. A. (1996). Modal testing of rotating structures: difficulties, assumptions, and practical approach. In: 6TH. INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.539–562.
- Bucher, I., Ewins, D. J. (1997). Multidimensional decomposition of time-varying vibration response signals in rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.11, n.4, p.577–601.
- Burden, R. L., Faires, J. D. (1989). *Numerical analysis*. 4.ed. Boston: PWS-KENT Publishing Co. 730p.
- Burdess, J. S., Metcalfe, A. V. (1985). The active control of forced vibration produced by arbitrary disturbances. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.107, n.1, p.33–37.
- Burrows, C. R., Keogh, P. S., Tasaltin, R. (1993). Closed-loop vibration control of flexible rotors - An experimental study. *Proceedings of IMechE - Part C: J. of Mechanical Engineering Science*, v.207, p.1–17.
- Burrows, C. R., Sahinkaya, M. N. (1982). Frequency-domain estimation of linearized oil-film coefficients. *Trans. of ASME - J. of Lubrication Technology*, v.104, p.210–215.
- Burrows, C. R., Sahinkaya, M. N. (1983). Vibration control of multi-mode rotor-bearing systems. *Proceeding of Royal Society of London*, v.386, p.77–94.
- Carotti, A., Chiappulini, R. (1999). Sizing a hydromechanical servodrive for the active control of the runnability of cable-stayed bridges - Trade-off between different techniques. *Applied Mathematical Modelling*, v.23, p.175–198.
- Chan, S. H., White, M. F. (1993). The effects of nonlinearity on rotordynamic behavior of turbomachinery. *Machine Vibration*, v.2, p.1–13.
- Chan, S. H., White, M. F. (1996). Stability thresholds of rotor systems supported on tilting-pad journal bearings. In: 6TH. INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.235–257.

- Chang, P. M., Jayasuriya, S. (1995). An evaluation of several controller synthesis methodologies using a rotating flexible beam as a test bed. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.117, p.360–373.
- Chen, C. L., Yau, H. T., Li, Y. (2002). Subharmonic and chaotic motions of a hybrid squeeze-film damper-mounted rigid rotor with active control. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.124, n.2, p.198–208.
- Cheremisinoff, N. P., Cheremisinoff, P. N. (1992). *Compressors and fans*. Englewood Cliffs: Prentice Hall. 365p.
- Crandall, S. H. (1958). *Random vibration*. New York: John Wiley & Sons. 423p.
- Dai, R. X., Dong, Q., Szeri, A. Z. (1992). Approximations in hydrodynamic lubrication. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.114, n.1, p.14–25.
- Deckler, D. C., Veillette, R. J., Braun, M. J., Choy, F. K. (2000). Modeling and control design for a controllable bearing system. In: 39TH IEEE CONF. ON DESIGN AND CONTROL, 2000, Sydney. *Proceedings...* Sydney: IEEE, 2000. p.4066–4071.
- Diana, G., Cheli, F., Collina, A., Bruni, S. (1996). Axial vibrations induced by oil film forces. In: 6TH INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMEchE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.151–160.
- Dietzen, F. J., Nordmann, R. (1987). Calculating rotordynamic coefficients of seals by finite-difference techniques. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.109, p.388–394.
- Diewald, W., Nordmann, R. (1989). Dynamic analysis of centrifugal pump rotors with fluid-mechanical interactions. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.111, p.370–378.
- Dogan, L. U., Burdess, J. S., Hewit, J. R. (1980). Identification of journal bearing coefficients using a pseudo-random binary sequence. *Proceedings of IMechE*, p.277–281. (paper C292/80)
- Dopkin, J. A., Shoup, T. E. (1974). Rotor resonant speed reduction caused by flexibility of discs. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Industry*, v.96, p.1328–1333.
- Dowson, D. (1962). A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. *Int. J. of Mechanical Science*, v.4, p.159–170.
- Driankov, D., Hellendoorn, H., Reinfrank, M. (1996). *An introduction to fuzzy control*. 2.ed. Berlin: Springer-Verlag. 316p.

- Ehrich, F. (1988). High order subharmonic response of high speed rotors in bearing clearance. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.110, n.1, p.9–16.
- Ehrich, F. (1991). Some observations of chaotic vibration phenomena in high-speed rotordynamics. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.113, n.1, p.50–57.
- Ehrich, F. (1992). Observations of subcritical superharmonic and chaotic response in rotordynamics. *Trans. of ASME - J. of vibration and Acoustics*, v.114, n.1, p.93–100.
- Ehrich, F. (1995). Nonlinear phenomena in dynamic response of rotors in anisotropic mounting systems. *Trans. of ASME - Special 50th Anniversary Design Issue*, v.117, p.154–161.
- Ehrich, F., Childs, D. (1984). Self-excited vibration in high-performance turbomachinery. *Mechanical Engineering*, p.66–79.
- Eitelberg, E. (1981). Model reduction by minimizing the weighted equation error. *Int. J. of Control*, v.34, n.6, p.1113–1125.
- El-Shafei, A. (2002). Active control algorithms for the control of rotor vibrations using hybrid squeeze film dampers. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.124, n.3, p.598–607.
- El-Shafei, A., Hathout, J. P. (1995). Modeling and control of HSFDs for active control of rotor-bearing systems. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.117, p.757–766.
- Ewins, D. J. (1984). *Modal testing: theory and practice*. Letchworth: Research Studies Press Ltd. 270p.
- Ewins, D. J. (1993). Once is not enough. *Sound and Vibration*, v.8, p.5.
- Fan, G. W., Nelson, H. D., Crouch, P. E., Mignolet, M. P. (1993). LQR-based least-squares output feedback control of rotor vibrations using the complex mode and balanced realization methods. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.115, n.2, p.314–323.
- Fan, G. W., Nelson, H. D., Mignolet, M. P. (1993). Optimal output feedback control of asymmetric systems using complex modes. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.115, n.2, p.307–313.
- Fillon, M., Khonsari, M. (1996). Thermohydrodynamic design charts for tilting-pad journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.118, p.232–238.
- Firoozian, R., Stanway, R. (1988a). Active vibration control of turbomachinery: a numerical investigation of modal controllers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.2, n.3, p.243–264.

- Firoozian, R., Stanway, R. (1988b). Modelling and control of turbomachinery vibrations. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.110, p.521–527.
- Firoozian, R., Stanway, R. (1989). Design and application of a finite element package for modelling turbomachinery vibrations. *J. of Sound and Vibration*, v.134, n.1, p.115–137.
- Flack, R. D., Zuck, C. J. (1988). Experiments on the stability of two flexible rotors in tilting pad bearings. *STLE Tribology Trans.*, v.31, n.2, p.251–257.
- Fu, W. B., Parkins, D. W. (1992). Mathematical analysis of the performance of a tilting-pad journal bearing under static load. *J. of Physics - Part D: Applied Physics*, v.25, p.108–115.
- Fürst, S., Ulbrich, H. (1988). An active support system for rotors with oil-film bearings. *Proceedings of IMechE - Series C*, p.61–68. (paper C261/88)
- Ganesan, R. (1996). Dynamic response and stability of a rotor-support system with non-symmetric bearing clearances. *Mechanism and Machine Theory*, v.31, n.6, p.781–798.
- Ganesan, R. (2000). Effects of bearing and shaft asymmetries on the instability of rotors operating at near-critical speeds. *Mechanism and Machine Theory*, v.35, p.737–752.
- Genta, G., Tonoli, A. (1996). A harmonic finite element for the analysis of flexural, torsional and axial rotordynamic behavior of discs. *J. of Sound and Vibration*, v.196, n.1, p.19–43.
- Gethin, D. T. (1988). A finite element approach for analysing thermohydrodynamic lubrication in journal bearings. *Tribology International*, v.21, n.2, p.67–75.
- Ghosh, M. K., Guha, S. K., Majumdar, B. C. (1989). Rotordynamic coefficients of multirecess hybrid journal bearings - Part I. *Wear*, v.129, p.245–259.
- Glattfelder, A. H., Grein, H., Dörfler, P. K. (1981). Intense system vibrations in hydro plants. *Water Power & Dam Construction*, n.3, p.34–37.
- Gosiewski, Z. (1987). Rotor vibration control, Part I: Periodically forced vibrations. *ASME Rotating Machinery Dynamics*, p.237–244.
- Gu, J., Ren, X. (1990). Active control of vibrations of rotor-support systems by the controlled squeeze film damping bearings. In: 3RD INT. CONF. ON ROTORDYNAMICS, 1990, Lyon. *Proceedings...* Lyon: Centre National de la Recherche Scientifique, 1990. p.339–344.
- Ha, H. C., Yang, S. H. (1999). Excitation frequency effects on the stiffness and damping coefficients of a five-pad tilting pad journal bearing. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.121, n.3, p.517–522.

- Hamrock, B. J. (1994). *Fundamentals of fluid film lubrication*. New York: McGraw-Hill Co. 800p.
- Hamrock, B. J., Jacobsen, B. O., Schmid, S. R. (1999). *Fundamentals of Machine Elements*. Boston: McGraw-Hill Co. 926p.
- Han, T., Paranjpe, R. S. (1990). A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.112, p.557–566.
- Hashimoto, H., Wada, S., Marukawa, T. (1985). Performance characteristics of large scale tilting-pad journal bearings. *Bulletin of JSME*, v.28, n.242, p.1761–1767.
- Hattori, H. (1993). Dynamic analysis of a rotor-journal bearing system with large dynamic loads. *JSME Int. Journal - Series C*, v.36, n.2, p.251–257.
- Haykin, S. (1999). *Neural networks – A comprehensive foundation*. 2.ed. Upper Saddle River: Prentice-Hall. 842p.
- Hibbeler, R. C. (1994). *Resistence of materials*. 2.ed. New Jersey: Prentice Hall. 830p.
- Hohn, A. (1975). Bearings for steam turbosets. *Brown Boveri Rev.*, v.3, p.72–83.
- Huebner, K. H. (1974). Application of finite element methods to thermohydrodynamic lubrication. *Int. J. of Numerical Methods in Engineering*, v.8, p.139–165.
- Humphris, R. R., Kelm, R. D., Lewis, D. W., Allaire, P. E. (1986). Effect of control algorithms on magnetic journal bearing properties. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.108, p.624–632.
- Hyun, J. H., Lee, C. O. (1998). Optimization of feedback gains for a hydraulic servo system by genetic algorithms. *Proceedings of IMechE - Part I*, v.212, p.395–401.
- Irretier, H. (1999). Mathematical foundations of experimental modal analysis in rotor dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.13, n.2, p.183–191.
- Ishida, Y. (1994). Nonlinear vibrations and chaos in rotordynamics. *JSME Int. Journal - Series C*, v.37, n.2, p.237–245.
- Ismail, M., Brown, R. D. (1996). Dynamic coefficients of long annular pump seals - further experimental results. In: 6TH INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.41–51.
- Janecki, D., Gosiewski, Z. (1992). Vibration control algorithms for flexible rotors. *J. of Sound and Vibration*, v.157, n.2, p.205–219.

- Jeng, M. C., Zhou, G. R., Szeri, A. Z. (1986a). A thermohydrodynamic solution of pivoted thrust pads: Part I - theory. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.108, n.2, p.195–207.
- Jeng, M. C., Zhou, G. R., Szeri, A. Z. (1986b). A thermohydrodynamic solution of pivoted thrust pads: Part II - static loading. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.108, n.2, p.208–212.
- Jeng, M. C., Szeri, A. Z. (1986). A thermohydrodynamic solution of pivoted thrust pads: Part III - linearized force coefficients. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.108, n.2, p.214–218.
- Jiang, G. D., Hu, H., Xu, W., Jin, Z. W., Xie, Y. B. (1997). Identification of oil film coefficients of large journal bearings on a full scale journal bearing test rig. *Tribology International*, v.30, n.11, p.789–793.
- Jing, M., Xie, Y. B., Parkins, D. W. (1998). On-line measurement of damping coefficients with the help of a microcomputer. *Tribology International*, v.31, n.6, p.339–343.
- Jinghong, Y., Zhaoneng, C., Yuanzhang, L. (1994). The variation of oil effective bulk modulus with pressure in hydraulic systems. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.116, n.2, p.146–150.
- Joh, Y. D., Lee, C. W. (1993). Excitation methods and modal parameter identification in complex modal testing of rotating machinery. *Modal Analysis: The Int. J. of Analytical and Experimental Modal Analysis*, v.8, n.3, p.179–203.
- Johnson, C. D. (1995). Design of passive damping systems. *Trans. of ASME - Special 50th Anniversary Design Issue*, v.117, p.171–176.
- Jones, G. J., Martin, F. A. (1979). Geometry effects in tilting-pad journal bearings. *ASLE Transactions*, v.22, n.3, p.227–244.
- Kane, K., Torby, B. J. (1991). The extended modal reduction method applied to rotor dynamic problems. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.113, n.1, p.79–84.
- Kanki, H., Kawakami, T. (1984). Experimental study on the dynamic characteristics of pump annular seals. *Proceedings of IMechE*, p.159–166. (paper C297/84)
- Keogh, P. S., Cole, M. O. T., Burrows, C. R. (2002). Multi-state transient rotor vibration control using sampled harmonics. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.124, n.2, p.186–197.
- Keogh, P. S., Mu, C., Burrows, C. R. (1995). Optimized design of vibration controllers for steady and transient excitation of flexible rotors. *Proceedings of IMechE - Part C: J. of Mech. Eng. Science*, v.209, p.155–168.

- Keogh, P. S., Rutland, N. K., Burrows, C. R. (1996). Rotor vibration controller design for combined unbalance forcing and multi-frequency base motion. In: 6TH INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.259–274.
- Kim, K. W., Tanaka, M., Hori, Y. (1983). A three-dimensional analysis of thermohydrodynamic performance of sector-shaped, tilting-pad thrust bearings. *Trans. of ASME - J. of Lubrication Technology*, v.105, p.406–413.
- Kim, Y. D., Lee, C. W. (1986). Finite element analysis of rotor bearing systems using a modal transformation matrix. *J. of Sound and Vibration*, v.111, n.3, p.441-456.
- Klumpp, R. (1975). *Ein Beitrag zur Theorie von Kippsegmentlagern*. Karlsruhe: Technische Universität Karlsruhe. 120p. (Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica)
- Klumpp, R. (1976). Die Eigenschaften von Kippsegment-Radiallagern. *Konstruktion*, v.28, p.320–324.
- Kokotovic, P. V., O'Malley, R. E., Sannuti, P. (1976). Singular perturbations and order reduction in control theory - An overview. *Automatica*, v.12, p.123–132.
- Kumar, D. S., Sujatha, C., Ganesan, N. (1997). Disc flexibility effects in rotor bearing systems. *Computers & Structures*, v.62, n.4, p.715–719.
- Kurohashi, M., Fujikawa, T., Kawai, R., Iwatsubo, T. (1984). Stability analysis of rotor-bearing system subjected to cross-coupling force. *Proceedings of IMechE - Series C*, p.51–58. (paper C266/84)
- Lakshminarayana, B. (1991). An assessment of computational fluid dynamic techniques in the analysis and design of turbomachinery - The 1990 freeman scholar lecture. *Trans. of ASME - J. of Fluids Engineering*, v.113, p.315–352.
- Lalanne, M., Ferraris, G. (1990). *Rotordynamics predictions in engineering*. New York: John Wiley & Sons. 200p.
- Lang, O., Wassermann, J., Springer, H. (1996). Adaptive vibration control of a rigid rotor supported by active magnetic bearing. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.118, n.4, p.825–829.
- Lang, O. R., Steinhilper, W. (1978). *Gleitlager*. Berlin: Springer-Verlag. 414p.
- Lang, P., Wolters, D. P., Xu, J., Kulig, S. (1998). Model reduction and robust observer design for turbine-generator shafts. In: 5TH INT. CONF. ON ROTOR DYNAMICS, 1998, Darmstadt. *Proceedings of IFToMM*. Darmstadt: Vieweg Verlag, 1998. p.407–418.

- Lee, A.-C., Kang, Y., Tsai, K.-L., Hsiao, K.-M. (1992). Transient analysis of an asymmetric rotor-bearing system during acceleration. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Industry*, v.114, p.465–475.
- Lee, C. W. (1991). A complex modal testing theory for rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.5, n.2, p.119–137.
- Lee, C. W., Joh, Y. D. (1993). Theory of excitation methods and estimation of frequency response functions in complex modal testing of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.7, n.1, p.57–74.
- Lee, C. W., Kim, J. S. (1992). Modal testing and suboptimal vibration control of flexible rotor bearing system by using a magnetic bearing. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.114, p.244–252.
- Liao, M. F., Gasch, R., Kolk, O., Kletschkowski, T. (2000). Stability improvement of motion of a rotor with an active control method. *Journal of Vibration and Control*, v.6, p.291–308.
- Lie, Y., You-Bai, X., Jun, Z., Damou, Q. (1989a). Experiments on the destabilizing factors in tilting pad bearings. *Tribology International*, v.22, n.5, p.329–334.
- Lie, Y., You-Bai, X., Jun, Z., Damou, Q. (1989b). Vibration control for the rotor-bearing system and calculation of the optimum control forces. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.111, p.366–369.
- Lin, C. C., Lu, K. H., Chung, L. L. (1996). Optimal discrete-time structural control using direct output feedback. *Engineering Structures*, v.18, n.6, p.472–480.
- Lin, R. R., Palazzolo, A. B., Kascak, A. F., Montague, G. T. (1993). Electromechanical simulation and testing of actively controlled rotordynamic systems with piezoelectric actuators. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.115, n.2, p.324–335.
- Liu, G. P., Duan, G. R., Daley, S. (2000). Stable observer-based controller design for robust state-feedback pole assignment. *Proceedings of IMechE - Part I*, v.214, p.313–318.
- Liu, G. P., Daley, S. (1998). On-line optimization of unknown non-linear systems using a correlation-integration method. *Proceedings of IMechE - Part I*, v.212, p.473–477.
- Lum, K. Y., Coppola, V. T., Bernstein, D. S. (1996). Adaptive autocentering control for an active magnetic bearing supporting a rotor with unknown mass imbalance. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, v.4, n.5, p.587–597.
- Lund, J. W. (1964). Spring and damping for the tilting-pad journal bearings. *ASLE Transactions*, v.7, n.4, p.342–352.

- Lund, J. W. (1974). Modal response of a flexible rotor in fluid-film bearings. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Industry*, v.96, n.2, p.525–533.
- Lund, J. W. (1987). Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.109, n.1, p.37–41.
- Lund, J. W., Pedersen, L. B. (1987). The influence of pad flexibility on the dynamic coefficients of a tilting pad journal bearing. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.109, n.1, p.65–70.
- Lund, J. W., Thomsen, K. K. (1978). A calculation method and data for the dynamic coefficients of oil-lubricated journal bearings. In: THE DESIGN ENGINEERING CONFERENCE, 1978, Chicago. *Topics in Fluid Film Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization*. Chicago: ASME, 1978. p.1–28.
- Lunze, J. (1989). *Robust multivariable feedback control*. New York: Prentice-Hall. 237p.
- Maia, N. M. M., Silva, J. M. M. (1997). *Theoretical and experimental modal analysis*. Taunton: Research Studies Press Ltd. 470p.
- Malcher, L. (1975). *Die Federung und Dämpfungseigenschaften von Gleitlagern für Turbomaschinen*. Karlsruhe: Technische Universität Karlsruhe. 120p. (Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica)
- Maliska, C. R. (1995). *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 424p.
- Marquette, O. R., Childs, D. W., SanAndres, L. A. (1997). Eccentricity effects on the rotordynamic coefficients of plain annular seals: theory versus experiment. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.119, p.443–448.
- Matsushita, O., Takagi, M., Takahashi, R. (1983). Vibration analysis of rotor-bearing systems by quasi-modal transformation. *Bulletin of JSME*, v.26, n.213, p.414–423.
- Mesquita Neto, E. de. (1990). Dynamic response of a rotor-foundation-soil system considering the effects of an active or passive environment. In: 3RD INT. CONF. ON ROTORDYNAMICS, 1990, Lyon. *Proceedings...* Lyon: Centre National de la Recherche Scientifique, 1990. p.213–218.
- Mitchell, L. D. (1994). Modal test methods – Quality, quantity, and unobtainable. *Sound and Vibration*, v.11, p.10–17.
- Mittwollen, N., Hegel, T., Glienicke, J. (1991). Effect of hydrodynamic thrust bearings on lateral shaft vibrations. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.113, p.811–818.

- Mohiuddin, M. A., Khulief, Y. A. (1999). Coupled bending torsional vibration of rotors using finite element. *J. of Sound and Vibration*, v.223, n.2, p.297–316.
- Moore, J. J., Palazzolo, A. B. (1999). CFD comparison to 3D laser anemometer and rotordynamic force measurements for grooved liquid annular seals. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.121, n.2, p.306–314.
- Morrison, G. L., Johnson, M. C., Tatterson, G. B. (1991). Three-dimensional laser anemometer measurements in an annular seal. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.113, p.421–427.
- Moser, F. (1993). Nichtlineare Stabilität eines unwuschtigen Rotors in Gleitlagern. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN II, 1993, Wiesbaden. *Proceedings of SIRM II*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993. p.108–116.
- Müller-Karger, C. M., Granados, A. L. (1997). Derivation of hydrodynamic bearing coefficients using the minimum square method. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.119, p.802–807.
- Muszynska, A. (1988). Stability of whirl and whip in rotor/bearing systems. *J. of Sound and Vibration*, v.127, n.1, p.49–64.
- Muszynska, A., Bently, D. E., Franklin, W. D., Grant, J. W., Goldman, P. (1993). Applications of sweep frequency rotating force perturbation methodology in rotating machinery for dynamic stiffness identification. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.115, n.2, p.266–271.
- Muszynska, A., Franklin, W. D., Bently, D. E. (1988). Rotor active "anti-swirl" control. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, v.110, n.2, p.143–150.
- Muszynska, A., Bently, D. E. (1989). Anti-swirl arrangement prevent rotor/seal instability. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.111, p.156–162.
- Nasuda, T., Hori, Y. (1982). Influence of misalignment of support journal bearings on stability of multi-rotor systems. In: INT. CONF. "ROTOR DYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANTS", 1982, Rome. *Proceedings of IFToMM*. Rome: IFToMM, 1982. p.389–395.
- Nelson, H. D. (1980). A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory. *Trans. ASME - J. of Mechanical Design*, v.102, n.4, p.793–803.
- Nelson, H. D., McVaugh, J. M. (1976). The dynamics of rotor-bearing systems using finite element. *Trans. ASME - J. of Engineering for Industry*, v.98, n.2, p.593–600.
- Nicoletti, R. (1999). *Efeitos térmicos em mancais segmentados híbridos - Teoria e experimento*. Campinas: Fac. de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 133p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica)

- Nicoletti, R., Santos, I. F. (2001a). Vibration control of rotating machinery using active tilting-pad bearings. In: 2001 IEEE/ASME INT. CONF. ON ADVANCED INTELLIGENT MECHATRONICS, 2001, Como, Itália. *Proceedings...* Como, Itália: IEEE/ASME, 2001. p.589–594.
- Nicoletti, R., Santos, I. F. (2001b). Vibration reduction of rotating systems using active tilting-pad bearings and PD controllers. In: IX DINAME, 2001, Florianópolis. *Proceedings of the 9th Int. Conf. on Dynamic Problems of Mechanics*. Florianópolis: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2001. p.303–308.
- Nikolakopoulos, P. G., Papadopoulos, C. A. (1995). Lyapunov's stability of nonlinear misaligned journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.117, p.576–581.
- Nonami, K., Wang, J. W., Sampei, M., Mita, T. (1992). Active vibration control of a flexible rotor using H^∞ control theory. *JSME International Journal - Series III*, v.35, n.3, p.393–399.
- Nordmann, R. (1982). Modal parameter identification and sensitivity analysis in rotating machinery. In: INT. CONF. "ROTORDYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANT", 1982, Rome. *Proceedings of IFToMM*. Rome: IFToMM, 1982. p.95–102.
- Nordmann, R. (1984). Identification of modal parameter of an elastic rotor with oil film bearings. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.106, n.1, p.107–112.
- Nordmann, R., Massmann, H. (1984). Identification of stiffness, damping and mass coefficients for annular seals. *Proceedings of IMechE*, p.167–181. (paper C280/84)
- Ogata, K. (1995). *Discrete-time control systems*. 2.ed. Upper Saddle River: Prentice-Hall. 745p.
- Ogata, K. (1997). *Modern control engineering*. 3.ed. Upper Saddle River: Prentice-Hall. 997p.
- Olausson, H.-L., Torby, B. J. (1986). Complex modal analysis in turbine design. In: 4TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 1986, Los Angeles. *Proceedings...* Los Angeles: Union College, 1986. p.189–195.
- Olsson, K. O. (1996). Some fundamental aspects on the dynamic properties of journal bearings. In: 6TH. INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Transactions - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mechanical Eng. Publications Ltd., 1996. p.31–40.
- Oppenheim, A. V., Schafer, R. W. (1999). *Discrete-time signal processing*. Englewood Cliffs: Prentice Hall. 870p.

- Palazzolo, A. B., Jagannathan, S., Kascak, A. F., Montague, G. T., Kiraly, L. J. (1993). Hybrid active vibration control of rotor bearing systems using piezoelectric actuators. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.115, n.1, p.111–119.
- Palazzolo, A. B., Lin, R. R., Kascak, A. F., Alexander, R. M. (1989). Active control of transient rotordynamic vibration by optimal control methods. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.111, p.264–270.
- Peaceman, D. W., Rachford, H. H. (1955). The numerical solution of parabolic and elliptic differential equations. *J. Soc. Industr. Applied Mathematics*, v.3, n.1, p.28–41.
- Pichot, P. (1986). *Compressor application engineering 1: compressor equipment*. Houston: Gulf Publishing Co. 260p.
- Pinkus, O. (1984). Optimization of tilting-pad journal bearings including turbulence and thermal effects. *Israel Journal of Technology*, v.22, p.142–154.
- Pinkus, O. (1987). The Reynolds centennial: A brief history of the theory of hydrodynamic lubrication. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.109, n.1, p.2–20.
- Rades, M. (1998). Rotor-bearing model order reduction. In: 5TH INT. CONF. ON ROTOR DYNAMICS, 1998, Darmstadt. *Proceedings of IFToMM*. Darmstadt: Vieweg Verlag, 1998. p.148–159.
- Rahn, C. D., Mote, C. D. (1992a). Parametric control of conservative mechanical systems. In: THE WINTER ANNUAL MEETING OF THE ASME, 1992, Anaheim. *Active Control of Noise and Vibration 1992*. Anaheim: ASME, 1992. p.337–343.
- Rahn, C. D., Mote, C. D. (1992b). Parametric control of flexible systems. In: THE WINTER ANNUAL MEETING OF THE ASME, 1992, Anaheim. *Active Control of Noise and Vibration 1992*. Anaheim: ASME, 1992. p.131–138.
- Ransom, D., Li, J., SanAndres, L., Vance, J. (1998). Experimental force coefficients for a two-bladed labyrinth seal and a four-pocket damper seal. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, p.1–7. (pre-print 98-TRIB-28)
- Rashidi, M., Dirusso, E. (1993). Design of a hydraulic actuator for active control of rotating machinery. *Trans. of ASME - J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, v.115, p.336–340.
- Reinig, K. D., Desrochers, A. A. (1986). Disturbance accomodating controllers for rotating mechanical systems. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.108, n.1, p.24–31.

- Rho, B. H., Kim, K. W. (2002a). The effect of active control on stability characteristics of hydrodynamic journal bearings with an axial groove. *Proceedings of IMechE - Part C*, v.216, n.11, p.939–946.
- Rho, B. H., Kim, K. W. (2002b). A study of the dynamic characteristics of synchronously controlled hydrodynamic journal bearings. *Tribology International*, v.35, n.5, p.339–345.
- Ribeiro, J. F. (1995). *Controle robusto aplicado ao problema de vibrações em rotores flexíveis*. São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. 250p. (Tese, Doutorado em Engenharia e Tecnologia Espaciais)
- Rogers, P. J., Ewins, D. J. (1989). Modal testing of an operating rotor system using a structural dynamics approach. In: 7TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 1989, Las Vegas. *Proceedings...* Las Vegas: Union College, 1989. p.466–473.
- Rouch, K. E., Jenness, R. C., Sabaski, R. E. (1986). Application of pivoted-pad bearings in grinding mills. *ASLE Transactions*, v.29, n.2, p.267–275.
- Rouch, K. E., Kao, J. S. (1980). Dynamic reduction in rotor dynamics by the finite element method. *Trans. of ASME - J. of Mechanical Design*, v.102, p.360–368.
- Rowe, W. B. (1983). *Hydrostatic and hybrid bearing design*. London: Butterworths & Co. 240p.
- Russo, F. H. (1999). *Identificação das propriedades dinâmicas de mancais segmentados híbridos – Teoria e experimento*. Campinas: Fac. de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 198p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica)
- Sacchi, G., Moro, B. (1982). Vibratory problems on gas turbines rotors. In: INT. CONF. "ROTOR-DYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANTS", 1982, Rome. *Proceedings of IFToMM*. Rome: IFToMM, 1982. p.7–15.
- Sahinkaya, M. N., Burrows, C. R. (1984). Estimation of linearized oil-film parameters from the out-of-balance response. *Proceedings of IMechE - Part C*, v.198, n.8, p.131–135.
- Sahinkaya, M. N., Burrows, C. R. (1985). Control of stability and the synchronous vibration of a flexible rotor supported on oil-film bearings. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.107, p.139–144.
- Salm, J. R. (1988). Active electromagnetic suspension of an elastic rotor: modelling, control, and experimental results. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.110, n.4, p.493–500.
- SanAndres, L. A. (1991). Analysis of variable fluid properties, turbulent annular seals. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.113, n.4, p.694–702.

- SanAndres, L. A., Childs, D. (1996). Angled injection - Hydrostatic bearings analysis and comparison to test results. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, p.1–9. (paper no. 96-TRIB-10)
- Santos, I. F. (1993). *Aktive Kippsegmentlagerung – Theorie und Experiment*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH. 116p. (Fortschritt-Berichte VDI, série 11, n.189)
- Santos, I. F. (1994a). Design and evaluation of two types of active tilting pad journal bearing. In: IUTAM SYMPOSIUM ON ACTIVE CONTROL OF VIBRATION, 1994, Bath, UK. *Proceedings...* Bath, UK: IUTAM, 1994. p.79–87.
- Santos, I. F. (1994b). Modificação das características dinâmicas de mancais hidrodinâmicos através de sistemas de controle hidráulico. In: III CONGRESSO NORTE-NORDESTE DE ENGENHARIA MECÂNICA, 1994, Belém. *Anais...* Belém: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1994. p.380–383.
- Santos, I. F. (1996). Theoretical and experimental identification on the stiffness and damping coefficients of active tilting-pad journal bearings. In: IDENTIFICATION IN ENGINEERING SYSTEMS, 1996, Swansea. *Proceedings...* Swansea: The Cromweel Press Ltd., 1996. p.325–334.
- Santos, I. F. (2001a). *Dinâmica de sistemas mecânicos - Modelagem, simulação, visualização, verificação*. São Paulo: Makron Books Ltda. 272p.
- Santos, I. F. (2001b). *Estudo sobre a viabilidade de aplicação de técnicas de lubrificação ativa para o controle de vibração em compressores industriais*. Campinas: Fac. de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 300p. (Relatório Técnico FAPESP 98/15159-3)
- Santos, I. F., Scalabrin, A., Nicoletti, R. (2001). Ein Beitrag zur Aktiven Schmierungstheorie. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN V, 2001, Viena. *Proceedings of SIRM V*. Viena: Vieweg Verlag, 2001. p.21–30.
- Santos, I. F., Nicoletti, R. (1996). Self-excited vibrations in active hydrodynamic bearings. *RBCM - J. of the Brazilian Soc. of Mech. Sciences*, v.18, n.3, p.263–272.
- Santos, I. F., Nicoletti, R. (1999). THD analysis in tilting-pad journal bearings using multiple orifice hybrid lubrication. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.121, n.4, p.892–900.
- Santos, I. F., Nicoletti, R. (2001). Influence of orifice distribution on the thermal and static properties of hybridly lubricated bearings. *Int. J. of Solids and Structures*, v.38, n.10–13, p.2069–2081.

- Santos, I. F., Russo, F. H. (1995). Modelagem de mancais hidrodinâmicos segmentados com injeção eletrônica. In: 1995, Belo Horizonte. *Anais... [CD-ROM]*. Belo Horizonte: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1995.
- Santos, I. F., Russo, F. H. (1998). Tilting-pad journal bearings with electronic radial injection. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.120, n.3, p.583–594.
- Santos, I. F., Scalabrin, A. (1995). Controle de rotores flexíveis via mancais segmentados ativos. In: 1995, Belo Horizonte. *Anais... [CD-ROM]*. Belo Horizonte: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1995.
- Santos, I. F., Scalabrin, A. (2003). Control system design for active lubrication with theoretical and experimental examples. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.125, n.1, p.75–80.
- Santos, I. F., Watanabe, F. Y. (2003). Compensation of cross-coupling stiffness and increase of direct damping in multirecess journal bearings using active hybrid lubrication - Part I: theory. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, p.1–17. (aceito para publicação)
- Santos, I. F., Weber, H. I. (1989). Reduced order rotor modeling combining theoretical and experimental data. In: XII ASME CONF. ON MECHANICAL VIBRATION AND NOISE, 1989, Montreal. *Proceedings...* Montreal: ASME, 1989. p.167–172.
- Sartorius. (1982). *Hydrodynamic bearing catalogue*. Göttingen: Sartorius GmbH. 91p.
- Sawicki, J. T., Gawronski, W. K. (1997). Balanced model reduction and control of rotor-bearing systems. *Trans. of ASME - J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, v.119, p.456–463.
- Scalabrin, A. (1999). *Utilização de mancais segmentados com injeção eletrônica para controle de rotores – Teoria e experimento*. Campinas: Fac. de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 150p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica)
- Schäfer, K. D. (1977). Elektrohydraulische regelsysteme. *MOOG Bulletin D*, v.1, n.1.80. (WA 2000 N)
- Schroeder, M. R. (1970). Synthesis of low-peak-factor signals and binary sequences with low autocorrelation. *IEEE Trans. on Information Theory*, v.16, p.85–89.
- Semler, C., Gentleman, W. C., Païdoussis, M. P. (1996). Numerical solutions of second order implicit non-linear ordinary differential equations. *J. of Sound and Vibration*, v.195, n.4, p.553–574.
- Shafai, B., Beale, S., LaRocca, P., Cusson, E. (1994). Magnetic bearing control systems and adaptive forced balancing. *IEEE Control Systems*, p.4–13.

- Shapiro, W. (1987). Impact on Reynolds theory on bearing and seal design. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.109, n.1, p.42–49.
- Shigley, J. E. (1986). *Mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill. 700p.
- Silva, C. W. de. (1989). *Control sensor and actuators*. Englewood Cliffs: Prentice Hall. 436p.
- Slotine, J.-J. E., Li, W. (1991). *Applied nonlinear control*. Upper Saddle River: Prentice-Hall. 461p.
- Someya, T. (1989). *Journal-bearing databook*. Berlin: Springer-Verlag. 323p.
- Springer, H. (1978). Zur Berechnung hydrodynamischer Lager mit Hilfe von Tschebyscheff-Polynomen. *Forsch. Ing.-Wes.*, v.44, n.4, p.126–134.
- Springer, H. (1980). Dynamische Eigenschaften von Gleitlagern mit beweglichen Segmenten. *VDI-Berichte*, n.381, p.177–184.
- Stanway, R. (1984). Journal bearing identification under operating conditions. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.106, p.178–182.
- Stanway, R., Burrows, C. R. (1981). Active vibration control of a flexible rotor on flexibly-mounted journal bearings. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.103, n.4, p.383–388.
- Stanway, R., O'Reilly, J. (1984). State-variable feedback control of rotor-bearing suspension systems. In: 3RD INT. CONF. "VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY", 1984, York. *Proceedings...* York: IMechE, 1984. p.515–524.
- Starek, L., Magdolen, L. (1993). Eigenvalue placement for rigid rotor supported by magnetic bearings. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN II, 1993, Wiesbaden. *Proceedings of SIRM II*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993. p.37–44.
- Subbiah, R., Bhat, R. B., Sankar, T. S. (1985). Response of rotors subjected to random support excitations. *Trans. of ASME - J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.107, p.453–459.
- Sun, L., Krodkiewski, J. M., Cen, Y. (1998). Self-tuning adaptive control of forced vibration in rotor systems using an active journal bearing. *J. of Sound and Vibration*, v.213, n.1, p.1–14.
- Sun, L., Krodkiewski, J. M. (2000). Experimental investigation of dynamic properties of an active journal bearing. *J. of Sound and Vibration*, v.230, n.5, p.1103–1117.
- Tanaka, M. (1991). Thermohydrodynamic performance of a tilting-pad journal bearing with spot lubrication. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.113, p.615–619.

- Tang, P., Palazzolo, A., Kascak, A., Montague, G., Li, W. (1995). Combined piezoelectric-hydraulic actuator based active vibration control for rotordynamic system. *Trans. of ASME - J. of Vibration and Acoustics*, v.117, p.285–293.
- Tang, Y. (1996). Active control of SDF systems using artificial neural networks. *Computers & Structures*, v.60, n.5, p.695–703.
- Tenenbaum, R. A. (1997). *Dinâmica*. Rio de Janeiro: Editora UFRJ. 756p.
- Thayer, W. J. (1965). Transfer functions for MOOG servovalves. *MOOG Technical Bulletin*, v.103.
- Thomas, R. S., Nolan, T. W. (1994). Once is not enough - a few more thoughts. *Sound and Vibration*, v.4, p.5.
- Thomson, W. T., Dahleh, M. D. (1998). *Theory of vibration with applications*. Upper Saddle River: Prentice Hall. 524p.
- Tieu, A. K., Qiu, Z. L. (1994). Stability of finite journal bearings – from linear and nonlinear bearing forces. *STLE Preprint*, n.94-TC-6D-2, p.1–8.
- Tucker, P. G., Keogh, P. S. (1995). A generalized computational fluid dynamics approach for journal bearing performance prediction. *Proceedings of IMechE - Part D: J. of Eng. Tribology*, v.209, p.99–108.
- Ulbrich, H. (1993). Haben aktive Lagerungen Zukunft ? In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN II, 1993, Wiesbaden. *Proceeding of SIRM II*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993. p.18–27.
- Ulbrich, H. (1994). Comparison of different actuator concepts for applications in rotating machinery. *Int. J. of Rotating Machinery*, v.1, n.1, p.61–71.
- Ulbrich, H. (1998). Active vibration control of rotors. In: 5TH INT. CONF. ON ROTOR DYNAMICS, 1998, Darmstadt. *Proceedings of IFToMM*. Darmstadt: IFToMM, 1998. p.16–31.
- Ulbrich, H., Cylлик, A., Ahaus, G. (1997). Stabilisierung von elastischen Rotoren mit Fluidanteilen durch Magnetlager. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN IV, 1997, Wiesbaden. *Proceedings of SIRM IV*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1997. p.48–60.
- Ulbrich, H., Althaus, J. (1989). Actuator design for rotor control. In: 12TH BIENNIAL ASME CONF. ON VIBRATION AND NOISE, 1989, Montreal, Canadá. *Proceedings...* Montreal, Canadá: American Society of Mechanical Engineering, 1989. p.12–22.
- Ulbrich, H., Anton, E. (1984). Theory and application of magnetic bearings with integrated displacement and velocity sensors. *Proceedings of IMechE - Series C*, p.543–551. (paper C299/84)

- Wang, N. Z., Seireg, A. A. (1994). Thermohydrodynamic lubrication analysis incorporating thermal expansion across the film. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.116, p.681–689.
- Wang, Y. K., Mote, C. D. (1996). Active and passive vibration control of an axially moving beam by smart hybrid bearings. *J. of Sound and Vibration*, v.195, n.4, p.575–584.
- Watton, J. (1989). *Fluid power systems – Modeling, simulation, analog and microcomputer control*. New York: Prentice-Hall. 490p.
- Weber, H. I., Fuerst, A. G. A., Brito, G. C. (1996). Simplified calculation of dynamic coefficients for hydrodynamic bearings in large hydrogenerators. In: 6TH INT. CONF. ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, 1996, London. *IMechE Conf. Trans. - Vibrations in Rotating Machinery*. London: Mech. Eng. Publications Ltd., 1996. p.53–62.
- White, M. F., Torbergsen, E., Lumpkin, V. A. (1997). Rotordynamic analysis of a vertical pump with tilting-pad journal bearings. *Wear*, v.207, p.128–136.
- White, M. F., Chan, S. H. (1992). The subsynchronous dynamic behavior of tilting-pad journal bearings. *Trans. ASME - J. of Tribology*, v.114, n.1, p.167–173.
- White, R. G., Pinnington, R. J. (1982). Practical application of the rapid frequency sweep technique for structural frequency response measurement. *Aeronautical Journal*, v.86, n.5, p.179–199.
- Wu, W. X., Pfeiffer, F. (1997). Aktive Schmierfilmbeeinflussung bei radialen Gleitlagern. In: SCHWINGUNGEN IN ROTIERENDEN MASCHINEN IV, 1997, Wiesbaden. *Proceedings of SIRM IV*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1997. p.61–68.
- Wu, W. X., Pfeiffer, F. (1998). Active vibration damping for rotors by a controllable oil-film bearing. In: 5TH INT. CONF. ON ROTOR DYNAMICS, 1998, Darmstadt. *Proceedings...* Darmstadt: IFToMM, 1998. p.431–443.
- Yae, K. H., Inman, D. J. (1993). Control-oriented order reduction of finite element model. *Trans. of ASME - J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.115, n.4, p.708–711.
- Yoshimoto, S., Kikuchi, K. (1999). Step response characteristics of hydrostatic journal bearings with self-controlled restrictors employing a floating disk. *Trans. of ASME - J. of Tribology*, v.121, n.2, p.315–320.
- Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M., Hino, J. (1999). Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls. *Control Engineering Practice*, v.7, p.41–47.
- Yu, H., Adams, M. L. (1989). The linear model for rotor-dynamic properties of journal bearings and seals with combined radial and misalignment motions. *J. of Sound and Vibration*, v.131, n.3, p.367–378.

Zhang, Y. Y., Xie, Y. B., Qiu, D. M. (1992a). Identification of linearized oil-film coefficients in a flexible rotor-bearing system - Part I: model and simulation. *J. of Sound and Vibration*, v.152, n.3, p.531–547.

Zhang, Y. Y., Xie, Y. B., Qiu, D. M. (1992b). Identification of linearized oil-film coefficients in a flexible rotor-bearing system - Part II: experiment. *J. of Sound and Vibration*, v.152, n.3, p.549–559.

Zhou, K. (1998). *Essentials of robust control*. Upper Saddle River: Prentice-Hall. 410p.

Apêndice A

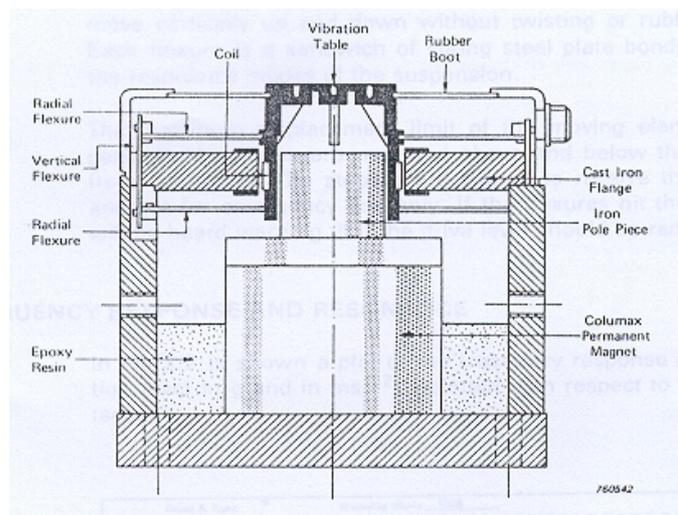
Instrumentação

A.1 Atuador Eletrodinâmico

O atuador eletrodinâmico utilizado nos ensaios experimentais da bancada de testes da Unicamp é o B&K mod.4808 (Fig. A.1), cujas características operacionais estão listadas na Tabela A.1. A curva de resposta em frequência típica deste atuador é mostrada na Figura A.2, e os limites de operação são mostrados na Figura A.3 (Brüel&Kjær, 1986).



(a) Atuador



(b) Desenho em corte

Figura A.1: Atuador eletrodinâmico B&K mod.4808.

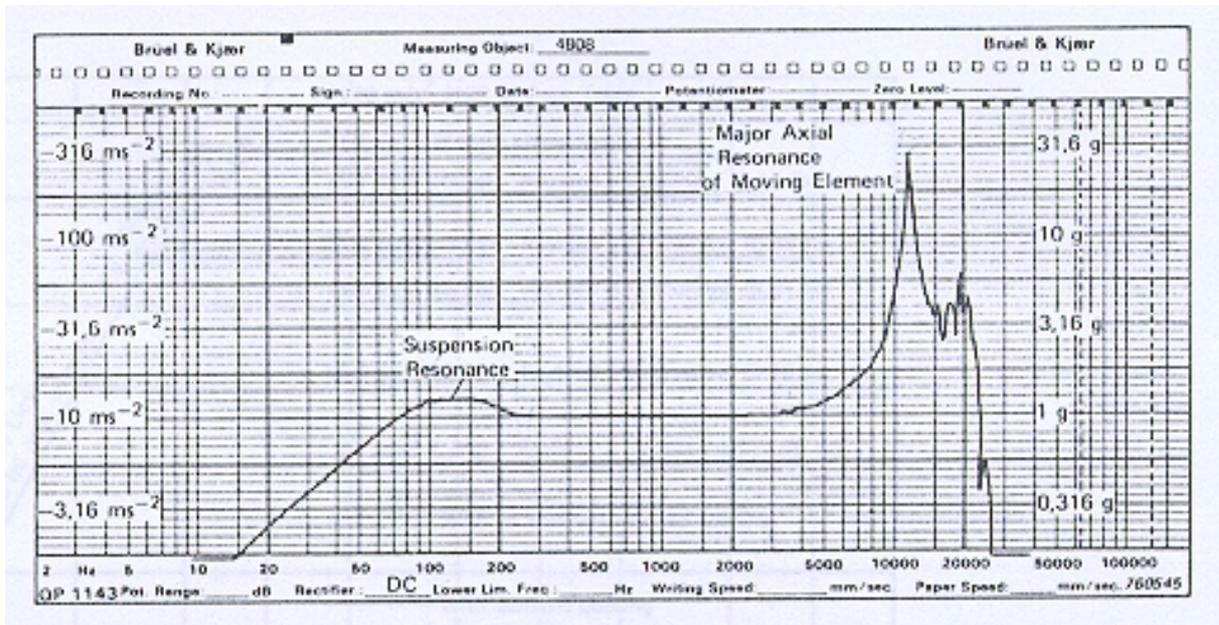


Figura A.2: Curva de resposta em frequência típica do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808 (Brüel&Kjær, 1986).

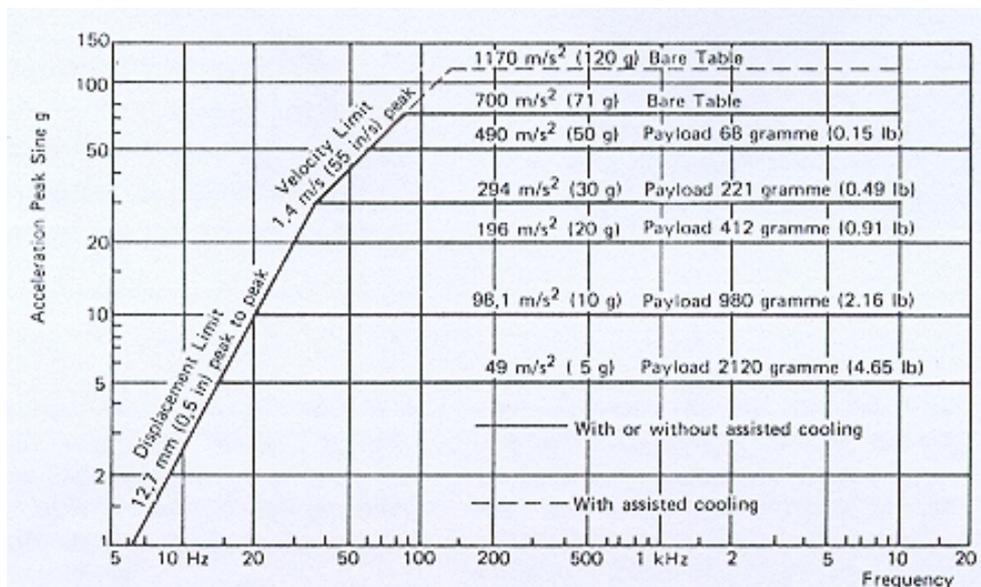


Figura A.3: Limites de operação do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808 (Brüel&Kjær, 1986).

Tabela A.1: Especificações operacionais do atuador eletrodinâmico B&K mod.4808.

força máxima	112,0	<i>N</i>
faixa de frequência (sem carga)	5 a 10.000	<i>Hz</i>
aceleração máxima (sem carga)	700,0	<i>m/s²</i>
velocidade máxima	1,4	<i>m/s</i>
deslocamento máximo	12,7	<i>mm</i>
frequência de ressonância axial	12.000	<i>Hz</i>
massa total	35,0	<i>kg</i>

A.2 Células de Carga Piezoelétricas

A célula de carga utilizada nos ensaios experimentais tanto da bancada de testes da Unicamp como da bancada de testes da DTU é o B&K mod.8200 (Fig. A.4), cujas características operacionais estão listadas na Tabela A.2. A curva de resposta em frequência deste transdutor de força é mostrada na Figura A.6, baseando-se tanto em aceleração constante da base como na aceleração constante da carga. A influência da temperatura de trabalho na sensibilidade do transdutor pode ser vista na Figura A.5 .

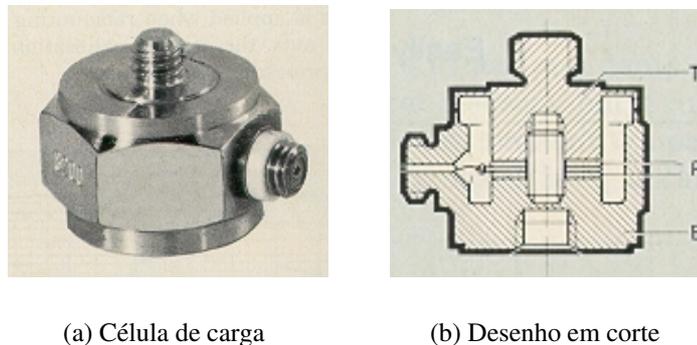


Figura A.4: Célula de carga B&K mod.8200 – B (base) ; P (cristais piezoelétricos) ; T (topo) – Brüel&Kjær (1986).

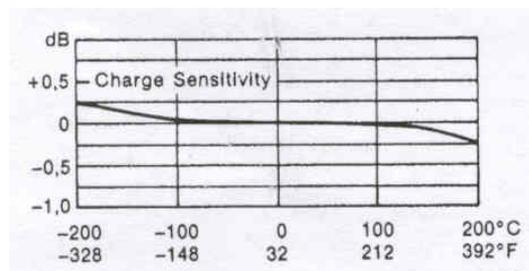


Figura A.5: Influência da temperatura na sensibilidade da célula de carga B&K mod.8200 (Brüel&Kjær, 1986).

Tabela A.2: Especificações operacionais da célula de carga B&K mod.8200.

célula de carga da Unicamp		
sensitividade de referência (sem carga estática) ¹	3,83	pC/N
sensitividade estática (0-1000 N tensão)	3,86	pC/N
sensitividade estática (0-5000 N compressão)	3,91	pC/N
célula de carga da DTU		
sensitividade de referência (sem carga estática) ²	3,94	pC/N
sensitividade estática (0-1000 N tensão)	3,95	pC/N
sensitividade estática (0-5000 N compressão)	4,05	pC/N
faixa de força	-5000 a 1000	N
freqüência de ressonância	39.000	Hz
massa total	0,021	kg

¹ Um condicionador de sinal B&K mod.2626 se encarrega da conversão de pC para N .

² Um condicionador de sinal B&K mod.2650 se encarrega da conversão de pC para N .

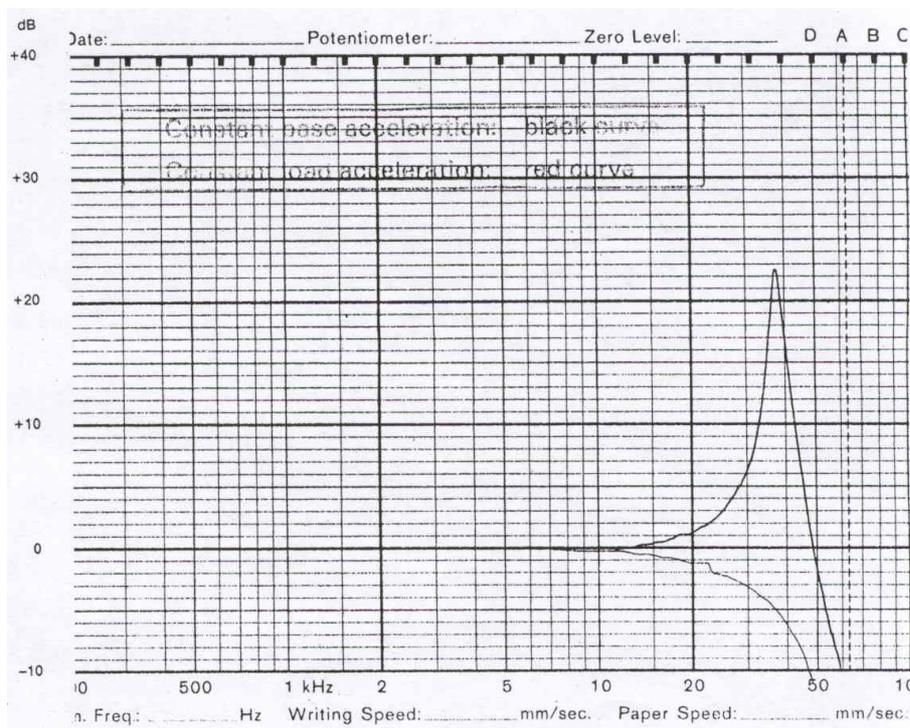


Figura A.6: Curva de resposta em freqüência da célula de carga B&K mod.8200 (Brüel&Kjær, 1986).

A.3 Acelerômetros

O acelerômetro utilizado nos ensaios experimentais da bancada de testes da Unicamp é o B&K mod.4332 (Fig. A.7), cujas características operacionais estão listadas na Tabela A.3. A curva de resposta em frequência deste transdutor é mostrada na Figura A.8.

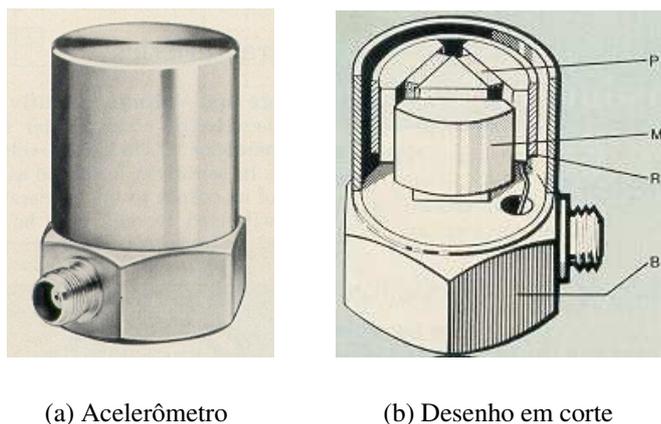


Figura A.7: Acelerômetros B&K *Delta Shear* (mods.4332 e 4370) – P (cristais piezoelétricos) ; M (massa sísmica) ; R (anel) ; B (base) – Brüel&Kjær (1986).

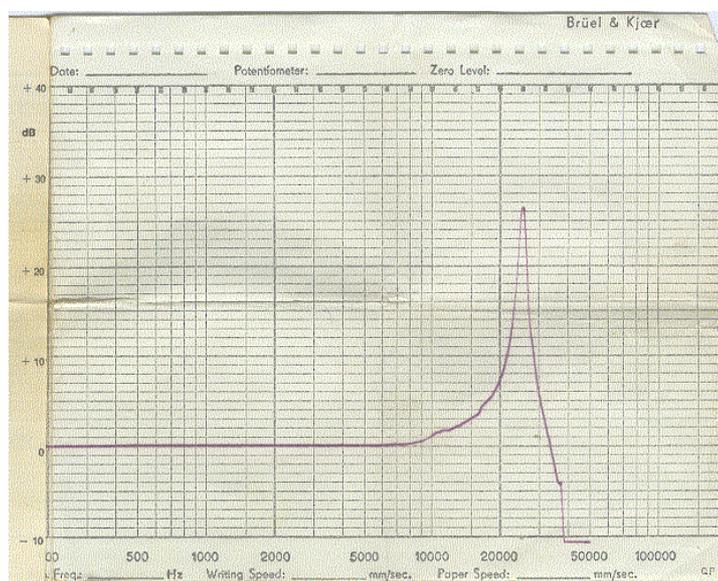


Figura A.8: Curva de resposta em frequência do acelerômetro B&K mod.4332 utilizado na bancada de testes da Unicamp (Brüel&Kjær, 1986).

Os acelerômetros utilizados nos ensaios experimentais da bancada de testes da DTU são o B&K mod.4370, similares aos da Unicamp (Fig. A.7) porém maiores, cujas características ope-

Tabela A.3: Especificações operacionais do acelerômetro B&K mod.4332.

sensitividade ¹	7,53	$pC/m.s^{-2}$
	6,59	$mV/m.s^{-2}$
faixa de frequência	até 6.000	Hz
frequência de ressonância	25.000	Hz
massa total	0,0307	kg

¹ Um condicionador de sinal B&K mod.2626 se encarrega da conversão de pC para m/s^2 .

acionais estão listadas na Tabela A.4. A curva de resposta em frequência destes transdutores é mostrada na Figura A.9 e a influência da temperatura de trabalho na sensibilidade dos acelerômetros pode ser vista na Figura A.10 .

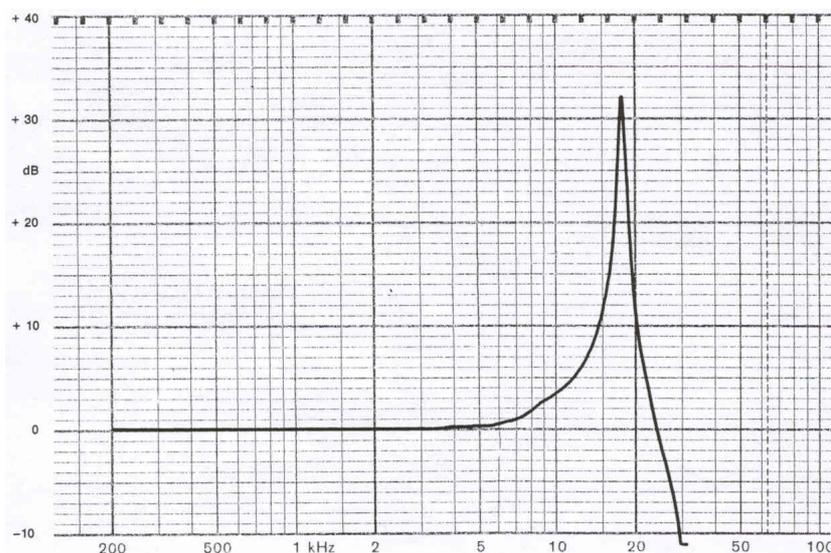


Figura A.9: Curva de resposta em frequência do acelerômetro B&K mod.4370 utilizado na bancada de testes da DTU (Brüel&Kjær, 1986).

Tabela A.4: Especificações operacionais do acelerômetro B&K mod.4370.

sensitividade ¹	10,20	$pC/m.s^{-2}$
	8,21	$mV/m.s^{-2}$
faixa de frequência	até 3.000	Hz
frequência de ressonância	18.000	Hz
massa total	0,054	kg

¹ Um condicionador de sinal B&K mod.2650 se encarrega da conversão de pC para m/s^2 .

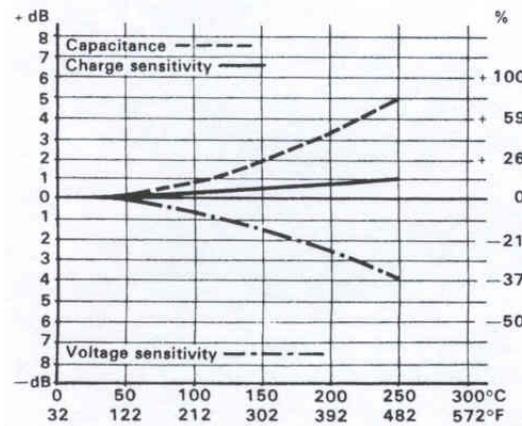


Figura A.10: Influência da temperatura na sensibilidade dos acelerômetros B&K mod.4332 e 4370 (Brüel&Kjær, 1986).

A.4 Sensores de Proximidade Indutivos

Os sensores de proximidade indutivos utilizados nos ensaios experimentais na bancada de testes da Unicamp são os Dornier IWA, cujas curvas de calibração podem ser vistas na Figura A.11 e os valores da calibração dos sensores são dados na Tabela A.5. Os testes foram feitos distanciando-se progressivamente um anteparo de aço em relação ao sensor indutivo, medindo-se a tensão obtida na saída do condicionador de sinal e a respectiva folga entre o anteparo e o sensor.

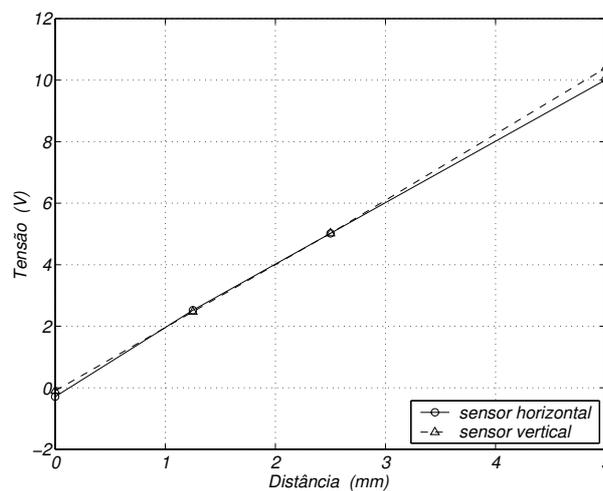


Figura A.11: Curva de calibração dos sensores indutivos Dornier IWA.

Assim, utilizando os sensores na faixa entre 1,25 mm e 2,50 mm de distância entre o eixo e o próprio sensor, tem-se uma sensibilidade de 2,00 V/mm e 2,04 V/mm para os sensores na direção horizontal e vertical, respectivamente.

Tabela A.5: Valores de calibração dos sensores de proximidade indutivos Dornier IWA para um anteparo de aço.

distância ao eixo (<i>mm</i>)	sensor horizontal (<i>V</i>)	sensor vertical (<i>V</i>)
0	-0,29	-0,10
1,25	+2,52	+2,47
2,50	+5,02	+5,02
5,00	+10,01	+10,40

A.5 Servoválvulas

A.5.1 Servoválvulas da Bancada de Testes da Unicamp

As servoválvulas utilizadas na bancada de testes da Unicamp para o controle da vazão e pressão do óleo são as MOOG mod.D765, ilustradas na Figura A.12. Tratam-se de servoválvulas cujo carretel é comandado por solenóide e controlado por pressão piloto externa.

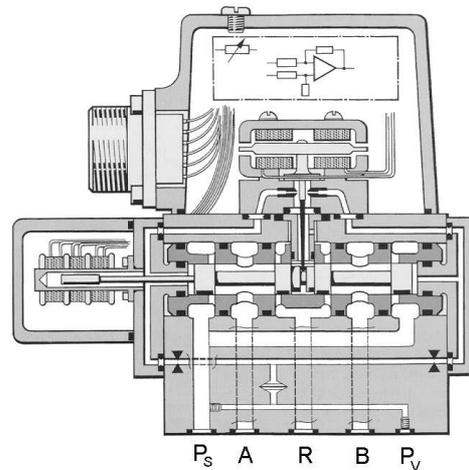


Figura A.12: Desenho em corte da servoválvula MOOG mod.D765, controlada por solenóide e pressão piloto.

O coeficiente K_{PQ} , utilizado na modelagem matemática do sistema hidráulico da bancada da Unicamp (Capítulo 5), pode ser determinado experimentalmente. Para isto, o coeficiente deve ser expandido da seguinte forma:

$$K_{PQ} = \left. \frac{\partial Q}{\partial P} \right|_{u_0, \bar{P}_0} = \left. \frac{\partial u}{\partial P} \right|_{u_0, \bar{P}_0} \cdot \left. \frac{\partial Q}{\partial u} \right|_{u_0, \bar{P}_0} = \frac{1}{K_P} K_Q$$

ou seja, definem-se dois novos coeficientes:

$$K_P = \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial u} \right|_{u_0, \bar{P}_0} \quad (\text{coeficiente de pressão})$$

$$K_Q = \left. \frac{\partial Q}{\partial u} \right|_{u_0, \bar{P}_0} \quad (\text{coeficiente de vazão})$$

os quais podem ser mais facilmente determinados experimentalmente.

O coeficiente de pressão relaciona a variação da diferença de pressão nas portas da servoválvula com o sinal de entrada aplicado. Scalabrin (1999) apresenta resultados experimentais desta relação para a servoválvula MOOG mod.D765, com diferentes pressões de suprimento (Fig. A.13).

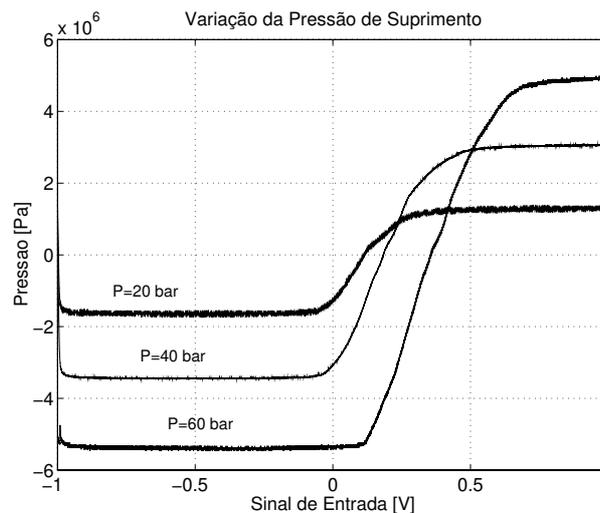


Figura A.13: Variação da diferença de pressão entre as portas da servoválvula MOOG mod.D765 em função do sinal de entrada, para diferentes pressões de suprimento: 2, 4 e 6 MPa (Scalabrin, 1999).

O coeficiente de pressão K_P é dado pela inclinação da curva na região de transição entre os valores máximo e mínimo de pressão. Como se pode ver na Figura A.13, esta região de transição, onde se assume uma linearidade, é bastante estreita, não passando de 5% do valor máximo do sinal de entrada, segundo Schäfer (1977) e Althaus (1991). Além disso, observa-se que a inclinação da curva aumenta com o aumento da pressão de suprimento.

Para a pressão de suprimento de 2 MPa, o coeficiente de pressão calculado por Scalabrin (1999) é de 9,3 MPa/V (Fig. A.14). A região de linearidade está em torno de 3% do sinal de

entrada máximo (sinal nominal $u_N = 10\text{ V}$). As retas tracejadas na Figura A.14 indicam a região de 5% do sinal de entrada máximo.

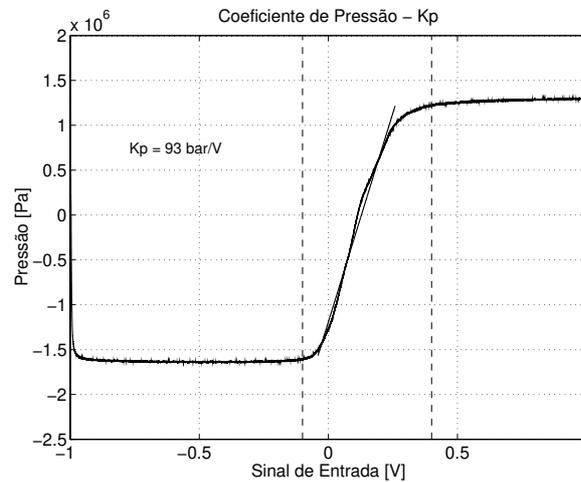


Figura A.14: Variação da diferença de pressão entre as portas da servoválvula em função do sinal de entrada – Cálculo do coeficiente de pressão K_P para uma pressão de suprimento de 2 MPa (Scalabrin, 1999).

O coeficiente de vazão K_Q relaciona a vazão de óleo através da servoválvula com o sinal de entrada aplicado. Os resultados experimentais de Scalabrin (1999), ilustrados na Figura A.15, indicam um valor de $1,05 \times 10^{-5}\text{ m}^3/\text{s.V}$ para o coeficiente de vazão K_Q da servoválvula MOOG mod.D765, aplicando-se uma pressão de suprimento de 2 MPa .

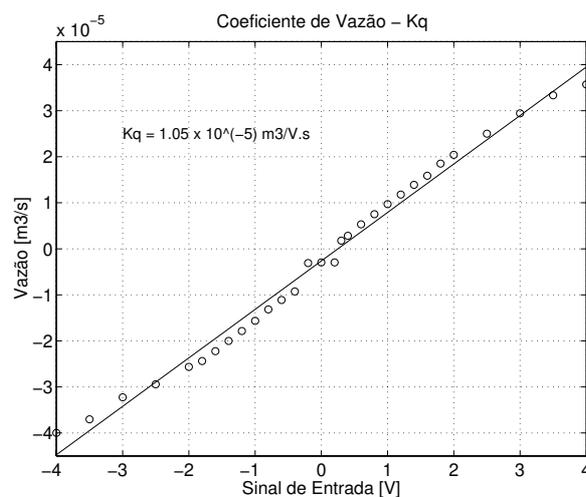


Figura A.15: Vazão na servoválvula em função do sinal de entrada – Cálculo do coeficiente de vazão K_Q para uma pressão de suprimento de 2 MPa (Scalabrin, 1999).

Desta forma, o valor do coeficiente K_{PQ} da servoválvula é dado por:

$$K_{PQ} = \frac{K_Q}{K_P} = \frac{1,05 \times 10^{-5}}{9,3 \times 10^6} = 1,13 \times 10^{-12} \frac{m^3}{s.Pa}$$

Scalabrin (1999) apresenta ainda a função de resposta em frequência da servoválvula (Fig. A.16), utilizando uma pressão de suprimento de 2 MPa, pressão piloto de 10 MPa e sinal de entrada senoidal com amplitude de 0,5 V (5% do valor nominal). O óleo utilizado nos testes foi o ISO VG 32.

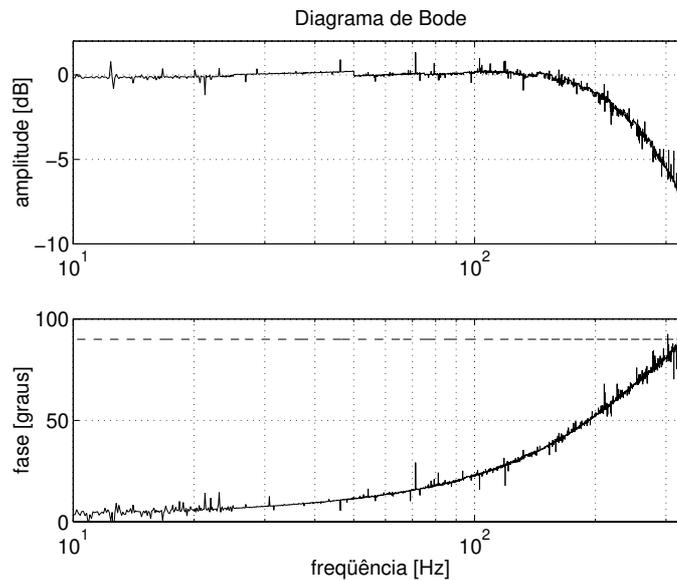


Figura A.16: Diagrama de Bode da servoválvula MOOG mod.D765 – Resposta em frequência do sinal de deslocamento do carretel (Scalabrin, 1999).

A partir destes resultados, determina-se que a servoválvula utilizada tem uma frequência de ressonância em 335 Hz, com fator de amortecimento de 0,48 .

A vazão nominal (Q_N) da servoválvula MOOG mod.D765 , para uma diferença de pressão nominal ($(P_S - P_R)_N$) de 7 MPa e sinal nominal (u_N) de 10 V, é de 10 l/min. Assim, pode-se determinar o ganho interno da servoválvula (K_V) para a pressão de suprimento (P_S) de 2 MPa, da forma:

$$K_V = \frac{Q_N}{u_N} \sqrt{\frac{P_S - P_R}{(P_S - P_R)_N}} = 8,91 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s.V}$$

Um resumo das informações operacionais das servoválvulas MOOG mod.D765 é apresentado na Tabela A.6.

Tabela A.6: Especificações operacionais das servoválvulas MOOG mod.D765.

pressão de operação	1,5 a 21	<i>MPa</i>
pressão de retorno	até 21	<i>MPa</i>
viscosidade do fluido recomendada	10 a 100	<i>mm²/s</i>
vazão de óleo nominal	10,0	<i>l/min</i>
diferença de pressão nominal nas portas	7,0	<i>MPa</i>
signal de entrada nominal	±10	<i>V</i>
freqüência de ressonância	335	<i>Hz</i>
fator de amortecimento	0,48	
coeficiente de pressão (K_P) ¹	9,3	<i>MPa</i>
coeficiente de vazão (K_Q) ¹	$1,05 \times 10^{-5}$	<i>m³/s.V</i>
coeficiente K_{PQ} ¹	$1,13 \times 10^{-12}$	<i>m³/s.Pa</i>
ganho da servoválvula (K_v) ¹	$8,91 \times 10^{-6}$	<i>m³/s.V</i>

¹ Pressão de suprimento de 2 *MPa*.

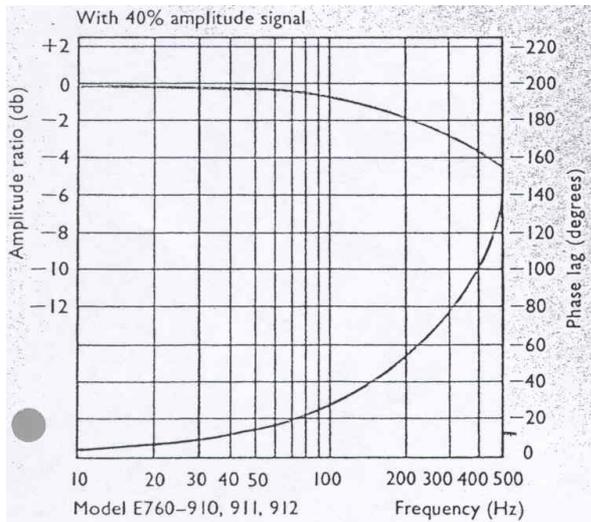
Informações adicionais sobre o procedimento experimental para a determinação dos coeficientes K_P , K_Q e função de resposta em freqüência da servoválvula podem ser encontradas nos trabalhos de Althaus (1991), Santos (1993) e Scalabrin (1999).

A.5.2 Servoválvulas da Bancada de Testes da DTU

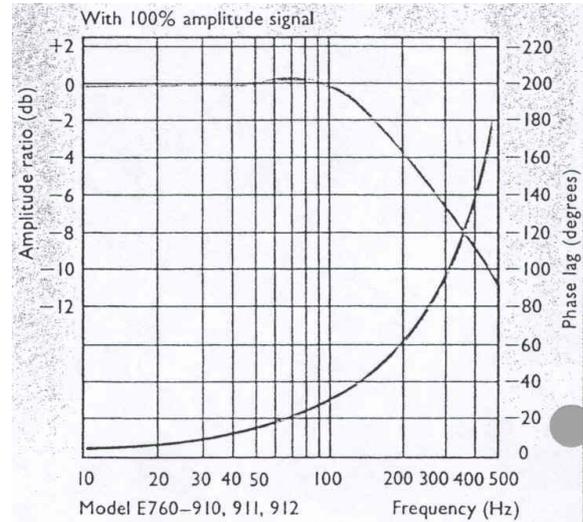
As servoválvulas utilizadas na bancada de testes da DTU para o controle da vazão e pressão do óleo são as MOOG mod.E760-912. Tratam-se de servoválvulas cujo carretel é comandado por solenóide e controlado por pressão piloto tomada da própria linha de suprimento (pressão piloto interna).

A função de resposta em freqüência das servoválvulas MOOG mod.E760-912 é apresentada na Figura A.17 para 40 e 100% do sinal máximo ($\pm 10 V$). A vazão nominal destas servoválvulas é de 19,2 *l/min* para uma queda de pressão nas portas de 7 *MPa* (pressão nominal). Os dados da Figura A.17 referem-se a uma pressão de suprimento (piloto) nominal de 21,0 *MPa* (210 *bar*).

A partir dos diagramas apresentados na Figura A.17, é possível estimar a freqüência natural amortecida das servoválvulas, as quais estão em torno de 300 *Hz* para fase de 90 graus. No caso da pressão de suprimento ser diferente da pressão nominal de 21,0 *MPa*, deve-se aplicar um fator de correção para a freqüência natural da servoválvula. A Figura A.18, fornecida pelo fabricante, mostra o fator de correção a ser aplicado dependendo da pressão de suprimento adotada. Para a pressão de 6 *MPa* (pressão adotada nos ensaios da bancada de testes da DTU), o fator de correção é de $\sim 0,62$, o que resulta em uma freqüência natural amortecida das servoválvulas de



(a) 40% do sinal



(b) 100% do sinal

Figura A.17: Diagramas de Bode das servoválvulas MOOG mod.E760-912 para a pressão de suprimento de 21,0 MPa (dados fornecidos pelo fabricante).

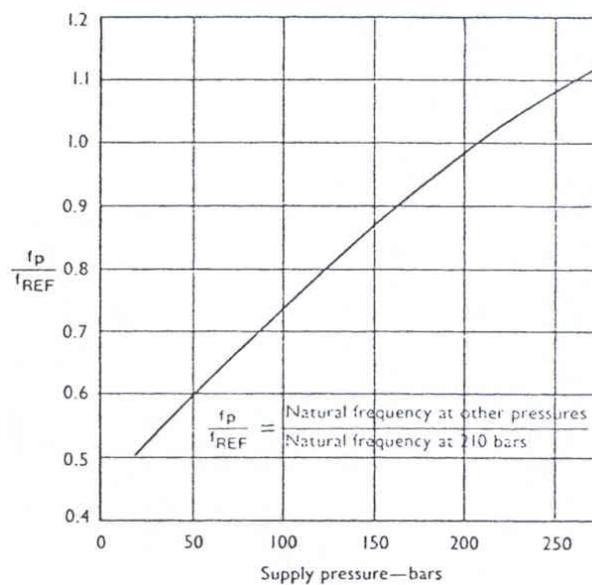


Figura A.18: Fator de correção da frequência natural das servoválvulas MOOG mod.E760-912 para diferentes pressões de suprimento (dados fornecidos pelo fabricante).

aproximadamente 190 Hz. Um resumo das informações operacionais das servoválvulas MOOG mod.E760-912 é apresentado na Tabela A.7.

Tabela A.7: Especificações operacionais das servoválvulas MOOG mod.E760-912.

pressão de operação	15 a 21	<i>MPa</i>
pressão de retorno	até 21	<i>MPa</i>
viscosidade do fluido ¹	35	<i>mm²/s</i>
vazão de óleo nominal	19,2	<i>l/min</i>
diferença de pressão nominal nas portas	7,0	<i>MPa</i>
sinal de entrada nominal	±10	<i>V</i>
frequência de ressonância ²	~300	<i>Hz</i>

¹ Viscosidade na qual os dados do fabricante foram obtidos.

² Para pressão de suprimento nominal de 21,0 *MPa* (210 *bar*).

A.6 Célula de Carga Resistiva

A célula de carga resistiva utilizada nos ensaios experimentais da bancada de testes da Unicamp, para a determinação das forças de atuação, é a BLH mod.U2M1, cujas características operacionais estão listadas na Tabela A.8. Este tipo de célula de carga difere das células de carga piezoelétricas pelo fato de utilizarem extensômetros ao invés de cristais piezoelétricos. Com isto, é possível medir não só forças dinâmicas, mas também forças estáticas, o que não é possível com o uso das células de carga piezoelétricas. Os valores de calibração do sensor adotado nos ensaios experimentais são apresentados na Tabela A.9.

Tabela A.8: Especificações operacionais da célula de carga resistiva BHL mod.U2M1.

capacidade de carga	4500	<i>N</i>
tensão de entrada recomendada	6,0	<i>V</i>
tensão de entrada máxima	10,0	<i>V</i>
sensibilidade de saída	2,0	<i>mV/V_{entrada}</i>
precisão da calibração ¹	0,25	<i>%</i>
efeito da temperatura sobre a sensibilidade	±0,005	<i>% da carga por °F</i>
não-linearidade ¹	±0,1	<i>% do fundo de escala</i>

¹ Em ambos esforços de tensão e compressão.

Os extensômetros da célula de carga resistiva formam uma ponte de *Wheatstone*, a qual é balanceada por um amplificador Philips PR9330, específico para este tipo de células de carga.

Tabela A.9: Valores de calibração da célula de carga resistiva BHL mod.U2M1.

capacidade (%)	compressão ¹ (mV/V)	tensão ¹ (mV/V)
0	0	0
50	0,9993	0,9972
100	2,0022	1,9926
50	0,9989	0,9973
0	0	0

¹ Razão entre a tensão de saída e a tensão de entrada.

Apêndice B

Valores de Parâmetros

B.1 Relação Viscosidade-Temperatura do Óleo

A viscosidade dinâmica do óleo do sistema hidráulico da bancada de testes da Unicamp foi medida através de um viscosímetro rotativo, para três temperaturas distintas. Os resultados estão listados na Tabela B.1.

Tabela B.1: Viscosidade dinâmica experimental do óleo do sistema hidráulico.

T ($^{\circ}C$)	μ ($N.s/m^2$)
30	0,03883
40	0,02921
50	0,02199

Comparando-se os dados obtidos experimentalmente com dados tabelados de viscosidade de diferentes tipos de óleo de base mineral (Sartorius, 1982), pode-se determinar que o óleo da bancada de testes tem viscosidade bastante próxima da viscosidade do óleo ISO VG 32 @ 40 $^{\circ}C$ (Fig. B.1).

Interpolando-se exponencialmente os dados, obtém-se uma expressão aproximada da viscosidade dinâmica do óleo em função da temperatura T em graus Celsius (equação (B.1)), também ilustrada na Figura B.1. Esta expressão é a usada no algoritmo de simulação do modelo matemático da bancada de testes da Unicamp.

$$\mu_{Unicamp} = 0,043 e^{0,055(30-T)} \quad (B.1)$$

O óleo do sistema hidráulico da bancada de testes da DTU é o ISO VG22, cuja curva também

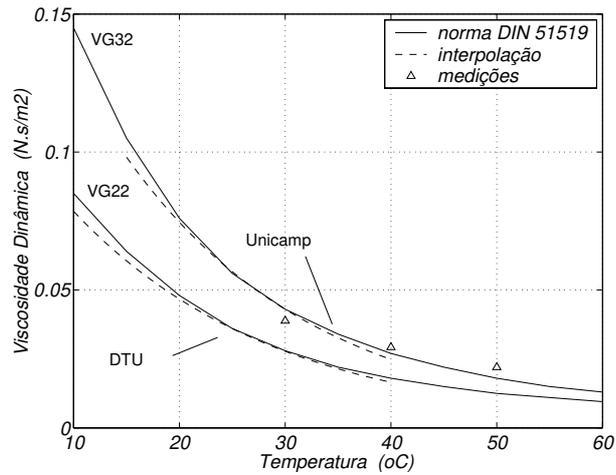


Figura B.1: Comparação entre os dados experimentais, dados tabelados (norma DIN 51519) e interpolação da relação viscosidade dinâmica/temperatura do óleo - Bancadas de teste da Unicamp e da DTU.

é apresentada na Figura B.1. Ajustando-se uma função exponencial à curva de viscosidade, para a faixa de temperatura do óleo nos ensaios experimentais, tem-se:

$$\mu_{DTU} = 0,036 e^{0,052(25-T)} \quad (\text{B.2})$$

Esta expressão é usada no algoritmo de simulação do modelo matemático da bancada de testes da DTU.

B.2 Parâmetros do Modelo Matemático da Bancada de Testes da Unicamp

Tabela B.2: Condições de operação e dados geométricos do mancal segmentado da bancada de testes da Unicamp.

raio do rotor	R_r (max.)	0,024965	m
	R_r (min.)	0,024955	m
raio das sapatas	R_s	0,026	m
ângulo de abrangência das sapatas	α_s	60,0	$^\circ$
largura das sapatas	W_s	0,040	m
distância da superfície da sapata ao ponto de pivoteamento	Δs	0,0195	m
momento de inércia das sapatas	I_s	$2,56 \times 10^{-4}$	$kg.m^2$
folga radial de montagem	h_N (max.)	200,0	μm
	h_N (min.)	140,0	μm
<i>offset</i>		0,5	
posições das sapatas no mancal	φ	0 / 90 / 180 / 270	$^\circ$
viscosidade dinâmica do óleo (ISO VG32)	μ	0,043@30°C	$N.s/m^2$
carregamento	F_{st}	308,5	N

Tabela B.3: Parâmetros da bancada de testes da Unicamp usados nas simulações numéricas para a comparação com dados experimentais do ensaio dinâmico (sistema passivo).

massa do eixo	m_r	80,98	kg
momento de inércia polar do eixo em relação ao ponto R	I_{xx}^R	0,908	$kg.m^2$
momento de inércia lateral do eixo em relação ao ponto R	$I_{yy}^R = I_{zz}^R$	2,485	$kg.m^2$
distância entre a origem do sistema de referência e o C.G. do eixo	r_{RO}	0,146	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição do mancal ativo	r_{RH}	0,376	m
distância entre a origem do sistema de referência e o ponto de excitação	r_{RE}	0,2195	m
distância entre a origem do sistema de referência e o ponto de medição	r_{RM}	0,276	m
coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo para a velocidade de rotação de 15,0 Hz	k_{yy}	$1,35 \times 10^6$	N/m
	k_{zz}	$7,8 \times 10^6$	N/m
	d_{yy}	$1,5 \times 10^3$	$N/m.s^{-1}$
	d_{zz}	$2,1 \times 10^3$	$N/m.s^{-1}$
coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo para a velocidade de rotação de 30,0 Hz	k_{yy}	$1,25 \times 10^6$	N/m
	k_{zz}	$7,5 \times 10^6$	N/m
	d_{yy}	$1,1 \times 10^3$	$N/m.s^{-1}$
	d_{zz}	$2,1 \times 10^3$	$N/m.s^{-1}$

Tabela B.4: Condições de operação do sistema hidráulico para o cálculo dos coeficientes dinâmicos equivalentes da lubrificação ativa.

módulo de elasticidade efetivo do óleo ¹	β_f	$0,8 \times 10^9$	Pa
comprimento dos orifícios	L_o	0,005	m
diâmetro dos orifícios	D_o	0,005	m
comprimento da tubulação	L_T	0,5	m
diâmetro da tubulação	D_T	0,001	m
volume interno da tubulação	V_T	$3,93 \times 10^{-7}$	m^3
pressão de suprimento	P_S	$8,0 \times 10^6$	Pa
frequência natural da servoválvula ²	ω_V	335,0	Hz
fator de amortecimento da servoválvula ²	ξ_V	0,48	
ganho da servoválvula ²	K_V	$1,78 \times 10^{-5}$	$m^3/s.V$
coeficiente de linearização ²	K_{PQ}	$8,5 \times 10^{-13}$	$m^3/s.Pa$

¹ Dado obtido de Santos (1993).

² Dados obtidos de Scalabrin (1999).

B.3 Parâmetros do Modelo Matemático da Bancada de Testes da DTU

Tabela B.5: Condições de operação e dados geométricos do mancal segmentado da bancada de testes da DTU.

raio do rotor	R_r (max.)	0,04981	m
	R_r (min.)	0,04979	m
raio das sapatas	R_s	0,05000	m
ângulo de abrangência das sapatas	α_s	69,26	$^\circ$
largura das sapatas	W_s	0,100	m
distância da superfície da sapata ao ponto de pivoteamento	Δs	0,017	m
momento de inércia das sapatas	I_s	$5,67 \times 10^{-4}$	$kg.m^2$
folga radial de montagem	h_N (max.)	125,0	μm
	h_N (min.)	90,0	μm
offset		0,5	
posições das sapatas no mancal	φ	45 / 135 / 225 / 315	$^\circ$
viscosidade dinâmica do óleo (ISO VG22)	μ	0,034@25°C	$N.s/m^2$
carregamento	F_{st}	347,15	N

Tabela B.6: Parâmetros da bancada de testes da DTU usados nas simulações numéricas para a comparação com dados experimentais do ensaio dinâmico (sistema passivo).

massa do eixo	m_r	50,30	kg
massa da caixa do mancal de rolamento	m_R	3,1	kg
momento de inércia polar do eixo em relação ao ponto R	I_{xx}^R	$4,9 \times 10^{-2}$	$kg.m^2$
momento de inércia lateral do eixo em relação ao ponto R	$I_{yy}^R = I_{zz}^R$	17,7	$kg.m^2$
distância entre a origem do sistema de referência e o C.G. do eixo	r_{RO}	0,514	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição do mancal ativo	r_{RH}	0,670	m
distância entre a origem do sistema de referência e o ponto de excitação	r_{RE}	1,079	m
rigidez do suporte do mancal de rolamento	k_R	$1,02 \times 10^7$	N/m
amortecimento do suporte do mancal de rolamento	d_R	$1,7 \times 10^3$	$N/m.s^{-1}$
coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo para a velocidade de rotação de 10,4 Hz	k_{yy}	$4,0 \times 10^7$	N/m
	k_{zz}	$4,0 \times 10^7$	N/m
	d_{yy}	$6,0 \times 10^5$	$N/m.s^{-1}$
	d_{zz}	$5,0 \times 10^4$	$N/m.s^{-1}$
coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo para a velocidade de rotação de 20,0 Hz	k_{yy}	$7,0 \times 10^7$	N/m
	k_{zz}	$7,0 \times 10^7$	N/m
	d_{yy}	$5,0 \times 10^5$	$N/m.s^{-1}$
	d_{zz}	$7,0 \times 10^4$	$N/m.s^{-1}$
coeficientes dinâmicos equivalentes do filme de óleo para a velocidade de rotação de 30,0 Hz	k_{yy}	$1,0 \times 10^8$	N/m
	k_{zz}	$1,0 \times 10^8$	N/m
	d_{yy}	$3,0 \times 10^5$	$N/m.s^{-1}$
	d_{zz}	$7,0 \times 10^4$	$N/m.s^{-1}$

B.4 Parâmetros de Simulação do Modelo Não-Linear da Bancada de Testes da Unicamp

Tabela B.7: Condições de operação do sistema rotor-mancal para as simulações numéricas do modelo não-linear.

distância entre a origem do sistema de referência e o cm do rotor	r_{RO}	0,2078	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição do mancal	r_{RH}	0,376	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição do mancal de excitação	r_{RE}	0,2195	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição dos sensores	r_{RS}	0,276	m
distância entre a origem do sistema de referência e a posição do disco	r_{RD}	0,2215	m
momento de inércia polar do rotor	I_{xx}^R	0,2038	$kg.m^2$
momento de inércia transversal do rotor	I_{yy}^R, I_{zz}^R	0,2981	$kg.m^2$
momento de inércia da sapata	I_s	$2,57 \times 10^{-4}$	$kg.m^2$
folga radial de projeto	h_N	150,0	μm
raio do eixo (no mancal)	R_r	0,025	m
fator de pré-carga	f_p	0,15	
viscosidade do óleo @40°C	μ	0,027	$Pa.s$
módulo de elasticidade efetivo do óleo ¹	β_f	$0,8 \times 10^9$	Pa
comprimento dos orifícios	L_o	0,005	m
diâmetro dos orifícios	D_o	0,005	m
comprimento da tubulação	L_T	0,5	m
diâmetro da tubulação	D_T	0,001	m
volume interno da tubulação	V_T	$3,93 \times 10^{-7}$	m^3
pressão de suprimento	P_S	$2,0 \times 10^6$	Pa
frequência natural da servoválvula ²	ϖ_V	335,0	Hz
fator de amortecimento da servoválvula ²	ξ_V	0,48	
ganho da servoválvula ²	K_V	$8,91 \times 10^{-6}$	$m^3/s.V$
coeficiente de linearização ²	K_{PQ}	$1,13 \times 10^{-12}$	$m^3/s.Pa$

¹ Dado obtido de Santos (1993).

² Dados obtidos de Scalabrin (1999).

Apêndice C

Dados do Compressor de Gás Etano

C.1 Mancais Segmentados do Compressor

Tabela C.1: Características geométricas dos mancais segmentados do compressor de gás etano em estudo (Santos, 2001b).

número de sapatas ¹	ns	5		
ângulo de abrangência das sapatas <i>offset</i>	α_s	60		$^\circ$
raio do rotor	R_r	50,800	$\times 10^{-3}$	m
raio das sapatas	R_s	50,921	$\times 10^{-3}$	m
largura das sapatas	W_s	44,450	$\times 10^{-3}$	m
espessura das sapatas	Δs	17,377	$\times 10^{-3}$	m
momento de inércia das sapatas	I_s	0,447	$\times 10^{-6}$	$kg.m^2$
folga radial ²	h_N	76,0	$\times 10^{-6}$	m
viscosidade do óleo ³	μ	15,0	$\times 10^{-3}$	$N.s/m^2$

¹ Carregamento sobre sapata (*load-on-pad*).

² Mínima.

³ À temperatura média de operação.

C.2 Parâmetros do Modelo do Compressor

Tabela C.2: Parâmetros do material dos elementos de eixo.

módulo de Young	E	199,95	$\times 10^9$	N/m^2
densidade do material	ρ	7,83	$\times 10^3$	kg/m^3

Tabela C.3: Parâmetros dos elementos de eixo (Santos, 2001b).

elemento	comprimento ($\times 10^{-3} m$)	raio ($\times 10^{-3} m$)	elemento	comprimento ($\times 10^{-3} m$)	raio ($\times 10^{-3} m$)
1	19,837	17,462	29	36,735	76,759
2	37,338	22,225	30	36,735	76,759
3	30,963	25,400	31	36,735	76,759
4	89,027	41,275	32	36,735	76,759
5	24,181	50,292	33	33,433	76,759
6	12,700	50,292	34	33,433	76,759
7	62,636	50,800	35	33,433	76,759
8	49,936	50,800	36	33,433	76,759
9	61,570	57,150	37	29,350	76,759
10	25,298	58,420	38	29,350	76,759
11	25,298	59,309	39	12,192	70,663
12	25,298	60,325	40	12,192	76,759
13	25,298	58,420	41	68,669	69,850
14	17,424	61,912	42	68,669	69,850
15	65,405	69,850	43	17,424	61,912
16	65,405	69,850	44	25,298	58,420
17	12,192	76,759	45	25,298	60,325
18	12,192	70,663	46	25,298	59,309
19	32,398	76,759	47	25,298	58,420
20	32,398	76,759	48	13,462	57,150
21	39,148	76,759	49	104,72	50,800
22	39,148	76,759	50	49,962	50,800
23	39,148	76,759	51	12,700	50,292
24	39,148	76,759	52	12,700	50,292
25	37,573	76,759	53	31,128	50,800
26	37,573	76,759	54	31,128	50,800
27	37,573	76,759	55	90,500	44,450
28	37,573	76,759	56	15,875	31,750

Tabela C.4: Parâmetros dos elementos de disco rígido (Santos, 2001b).

descrição	nó	massa (kg)	inércia polar ($\times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$)	inércia lateral ($\times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$)
disco do mancal axial	3	5.8910	107,38	53,688
bucha do selo 1	12	13,750	76,000	38,000
voluta 1	20	19,909	359,58	179,79
bucha 1	22	2,7110	2,2174	1,1087
voluta 2	24	20,181	347,29	173,65
bucha 2	26	2,3813	1,8672	0,9336
voluta 3	28	19,410	341,15	170,57
bucha 3	30	2,2055	1,6802	0,8401
voluta 4	32	19,002	329,74	164,87
bucha 4	34	2.3073	1.8374	0,9187
voluta 5	36	16,598	297,85	148,92
disco de balanceamento	38	12,607	159,37	79,684
bucha do selo 2	46	13,750	76,000	38,000
acoplamento	55	20,400	141,98	70,992

Tabela C.5: Características das servoválvulas.

fator de amortecimento da servoválvula	ξ_V	0,48		
frequência natural da servoválvula	ω_V	320,0		Hz
pressão de suprimento	P_S	2,0 / 7,0 / 22,0	$\times 10^6$	Pa
pressão de suprimento nominal	P_N	7,0	$\times 10^6$	Pa
sinal nominal	u_N	10,0		V
vazão nominal	Q_N	167,0	$\times 10^{-6}$	m^3/s
ganho da servoválvula	K_V	16,7	$\times 10^{-6}$	$\text{m}^3/\text{s.V}$
constante de linearização da servoválvula	K_{PQ}	1,13	$\times 10^{-12}$	$\text{m}^3/\text{s.Pa}$

