

**MARCO TÚLIO SANTANA ALVES**

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS  
ROTATIVAS USANDO LIGAS COM MEMÓRIA DE  
FORMA**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
2015**

**MARCO TÚLIO SANTANA ALVES**

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS  
USANDO LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA**

**Tese** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Valder Steffen Jr.

Coorientador: Prof. Dr. Ilmar Ferreira Santos

**UBERLÂNDIA - MG**

**2015**

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

---

A474c      Alves, Marco Túlio Santana, 1974-  
2015      Controle de vibrações em máquinas rotativas usando ligas com  
memória de forma / Marco Túlio Santana Alves. - 2015.  
124 f. : il.

Orientador: Valder Steffen Junior.

Coorientador: Ilmar Ferreira Santos.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Rotores - Teses. 3. Vibração -  
Teses. 4. Ligas com efeito de memória - Teses. I. Steffen Junior, Valder.  
II. Santos, Ilmar Ferreira. III. Universidade Federal de Uberlândia.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

---

CDU: 621

*Aos Amores da minha vida: Deyne e nosso filho Ícaro*

*“Ando devagar porque já tive pressa e levo esse sorriso porque eu já chorei demais. Hoje me sinto mais forte, mais feliz quem sabe, eu levo a certeza de que muito pouco eu sei, eu nada sei...”*

Almir Satter e Renato Teixeira

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*

## AGRADECIMENTOS

Aos amores da minha vida, Deyne e nosso filho Ícaro, que nasceu no meio dessa jornada. Vocês são a causa *sine qua non* de eu ter iniciado e concluído este projeto de vida tão importante para nós, onde o encorajamento constante, sobretudo no período em que fiquei longe, fez com que suportasse de maneira equilibrada e focada estes momentos. Amo vocês!!!

Ao meu pai, Sr. Silva, que sempre incentivou os filhos a acreditar na educação como sendo o mais seguro dos portos e aos meus irmãos Alessandro e Charmenie, que, mesmo distantes, estão sempre comigo para o que der e vier.

À família que escolhi, meus sogros, D. Almerinda e Sr. Gilberto, e aos meus cunhados Deyse, Deyvison e Deynildo por todo apoio que sempre deram, sobretudo por ter ajudado a cuidar de Ícaro sempre que estive fora.

Ao Prof. Valder Steffen Jr por ter me acolhido em seu grupo de pesquisa, pela transparência, pelo senso de justiça e de correção indelével, pelo exemplo de excelência técnica e gerencial, pela confiança depositada e pelo respeito à pessoa acima de tudo. Professor, obrigado pela paciência dispensada na condução deste trabalho e, principalmente, pelo encorajamento nos momentos fortuitos de dificuldade. Saiba que és uma referência para mim.

Ao Prof. Ilmar Ferreira Santos pela hábil condução dos trabalhos experimentais realizados na Danmarks Tekniske Universitet (DTU), pelo apoio irrestrito à pesquisa, pelo apoio moral e pela amizade. Obrigado por ter aberto esta porta.

Ao meu colega dinamarquês Søren Enemark pelos ensinamentos através do suporte dado através do código computacional para simulação do comportamento das ligas com memória de forma e da parte experimental do trabalho.

Ao meu colega chileno Alejandro Cerda, que foi meu primeiro contato na DTU, pela presteza, amizade e suporte nos trabalhos experimentais.

Às minhas amigas Isabel Amorim e Amanda Lenzi pela amizade que nasceu no alojamento da DTU (Campus Village) e por todos os momentos que pudemos nos ajudar.

À Sra. Gerda, secretária do departamento de engenharia mecânica da DTU, pela paciência, pela presteza e eficiência ao me ajudar sempre que precisava.

Aos técnicos mecânicos da DTU, especialmente a Torben e Casper, pelas preciosas sugestões dadas no projeto da bancada e pelo alto nível de profissionalismo na fabricação dos componentes.

À Marina, essa pessoa dedicada e trabalhadora com quem tive a honra de compartilhar o trabalho experimental lá na DTU.

Aos amigos que tive a felicidade e honra de fazer no Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst), o espaço é exíguo não para citá-los mas sim para qualificá-los e mostrar a importância que cada um tem para mim. Tenho certeza que vocês sabem quem são. Os momentos de descontração, muitas vezes demasiados, foram o bálsamo renovador para o enfrentamento dos problemas inerentes a nossa vida tanto como pesquisador mas principalmente como pessoa.

Aos amigos que participaram ativamente da concretização desta tese, Prof. Aldemir A. Cavalini Júnior, Prof. Edson Koroishi, Prof. Leonardo Sanches, Prof. Adriano Borges e Thiago Sales. Obrigado por tudo, vocês me ajudaram muito e estiveram comigo nos momentos em que mais precisei.

À Karina Tsuruta, pelos conselhos e pela presteza em ajudar sempre sem medir esforços.

À Luciene, secretária do INCT, que com simpatia e dedicação sempre nos tratou e ajudou.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este Curso;

Ao CNPq pelo apoio financeiro através da bolsa de estudos.

À CAPES pelo apoio financeiro concedido para estágio de doutorado sanduíche no exterior através do processo BEX 11550-12/0;

Àqueles que de uma forma ou outra contribuíram para o sucesso desse trabalho.



ALVES, M. T. S., **Controle de Vibrações em Máquinas Rotativas usando Ligas com Memória de Forma**, 2015, 124 f., Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## RESUMO

O presente trabalho trata do controle passivo e semiativo de vibrações em rotores flexíveis usando liga com memória de forma na suspensão. Um rotor de eixo horizontal contendo um disco rígido apoiado em dois mancais com base flexível em suas extremidades foi alvo de investigação nos âmbitos computacional e experimental. O modelo numérico utilizado nas simulações foi obtido empregando-se o Método dos Elementos Finitos (MEF) que, devido ao elevado número de graus de liberdade, foi reduzido de forma a reter apenas os três primeiros modos de flexão do rotor. O recurso utilizado para se controlar as vibrações é formado por uma suspensão com fios de liga de memória de forma tracionados conectada a um mancal de base flexível. A Suspensão do Mancal por Fios, ou simplesmente SMF, atua somente na direção horizontal e é encapsulada por uma câmara de aquecimento que visa controlar a temperatura dos fios. A determinação experimental das frequências naturais do rotor foi uma etapa imprescindível para o ajuste no modelo de elementos finitos. Como o sistema é não-linear, devido ao fato do módulo de elasticidade das ligas de memória de forma ser dependente do estado termo-mecânico (temperatura e deformação), utilizou-se um modelo inverso da suspensão a fim de se resolver o problema da não-linearidade. O modelo constitutivo que governa o comportamento da liga de memória de forma é o modelo de Brinson modificado e contempla somente o efeito pseudoelástico, região de interesse devido a dissipação de energia inerente ao ciclo de histerese. A verificação experimental foi realizada para diversas condições de funcionamento do rotor, quais sejam: rotor em repouso, em regime permanente e regime transiente. Os resultados obtidos, tanto numéricos como experimentais, revelam as potencialidades do emprego das ligas com memória de forma como alternativa viável para o controle passivo e semiativo de rotores.

---

*Palavras-Chave: Rotores Flexíveis, Ligas com Memória de Forma, Controle Semiativo de Vibrações, Rotores Inteligentes, Dinâmica de Rotores.*

ALVES, M. T. S., **Vibration Control of Rotating Machines using Shape Memory Alloys**, 2015, 124 f., PhD Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia-MG-Brazil.

## ABSTRACT

This work is dedicated to passive and semi-active vibration control of flexible rotors by using shape memory alloys in the support of the system. A rotor represented by a horizontal shaft comprising a rigid disc supported by two bearings with flexible base at both ends was investigated both through numerical simulation and experimentation. The numerical model used in the simulations was obtained according to the Finite Elements Method (FEM). Due to the high number of degrees of freedom this model was reduced in such a way that only the first three bending modes of the rotor. The strategy used to control the vibrations is based on a suspension with a SMA wire elongation system connected to the most flexible bearing. The Bearing Suspension by Wires, or simply, BSW, acts only along the horizontal direction and is encapsulated by a heating chamber whose purpose is to control the wire temperature. Obtaining experimental natural frequencies of the rotor was a fundamental step to adjust the finite elements model. As the system is nonlinear since the SMA elasticity modulus is dependent of the thermo-mechanical state (temperature and strain), an inverse model for the suspension was used in order to solve the nonlinear problem. The constitutive model that governs the SMA behaviour is a modified Brinson's model which considers only the pseudoelastic effect, thus defining a region of interest due to energy dissipation inherent to the hysteretic loop. The experimental part of the work has been carried out by considering several conditions for the rotor operation, namely: rotor at rest, steady state and transient responses. The results, both numerical and experimental, reveal the potential of using shape memory alloys as a feasible alternative to passive and semi-active control of rotors.

---

*Keywords: Flexible Rotors, Shape Memory Alloys, Semi-Active Vibration Control, Smart Rotors, Rotordynamics.*

## Lista de Figuras

1.1	(a) Detalhe do apoio viscoelástico montado no rotor e (b) esquema mecânico do apoio (adaptado de SALDARRIAGA <i>et al.</i> , 2007b).	4
1.2	Esquema do conceito de Smart Spring (adaptado de CAVALINI JR <i>et al.</i> , 2010).	5
1.3	(a) Bancada experimental e (b) mancal híbrido. (adaptado de KOROISHI, 2013).	5
2.1	Geometria do aparato experimental. (adaptado de NAGAYA <i>et al.</i> , 1987).	10
2.2	Detalhe do eixo: (a) com os tirantes de SMA desativados e (b) com os tirantes de SMA ativados. (adaptado de SEGALMAN <i>et al.</i> , 1993)	10
2.3	(a) Configuração da caixa do mancal e (b) esquema da bancada experimental. (adaptado de LIU <i>et al.</i> , 1994)	11
2.4	Vista da seção transversal do sistema de mancal inteligente: (a) com travamento pela cunha (maior rigidez - $K_2$ ) e (b) com a cunha livre (menor rigidez - $K_1$ ); (c) característica dinâmica do eixo rotativo. (adaptado de NIE e YAN, 2000)	12
2.5	(a) Detalhe do eixo de material composto com quatro fios de SMA incorporados e (b) Esquema da montagem experimental para estimação da frequência natural (adaptado de GUPTA <i>et al.</i> , 2003).	13
2.6	Estrutura do sistema rotativo (adaptado de WANG <i>et al.</i> , 2004)	14
2.7	(a) Protótipo e (b) Esquema do protótipo. (adaptado de LEES <i>et al.</i> , 2007)	15
2.8	(a) Bancada de Testes e (b) esquema do suporte de mancal com molas de SMA. (adaptado de HE <i>et al.</i> , 2007b)	16
2.9	Aparato experimental. (adaptado de ATEPOR, 2008)	17
2.10	(a) Esquema do suporte de mancal antagônico com SMA/tubo de material composto e (b) esquema da ação antagônica. (adaptado de ATEPOR, 2008)	17
2.11	(a) bancada experimental (b) esquema da estratégia de controle. (adaptado de BORGES <i>et al.</i> , 2013)	19
2.12	Suporte de eixo inteligente com elementos de SMA-MR: (a) suporte do eixo (b) seção transversal. (adaptado de MA <i>et al.</i> , 2014)	20

2.13	Bancada experimental (a) e esquema (b) da bancada de testes. Disco montado no eixo rígido (A), mancais magnéticos passivo superior (B) e inferior (C), molas de SMA (D) ou aço (E), vigas flexíveis (F) para suportar os mancais, um acoplamento flexível (G) na extremidade inferior do eixo, um motor elétrico (H), uma estrutura (I) para desacoplar as forças da mola de SMA ou aço, uma das células de carga (J) para medir as forças da mola de SMA ou aço, dois sensores de proximidade (K), bocal do soprador térmico (N) e a câmara de aquecimento (O) para controlar a temperatura a partir de dois termopares (P). (adaptado de ENEMARK <i>et al.</i> , 2015)	21
3.1	Diagrama de densidade de energia de atuação indicando faixas típicas de deformação, tensão e densidade de energia de atuação de diferentes tipos de materiais inteligentes (adaptado de LAGOUDAS, 2008).	24
3.2	Representação esquemática das estruturas cristalinas das ligas com memória de forma.	24
3.3	Variação da Tensão-Deformação com a Temperatura (adaptado de SRINIVASAN e MCFARLAND, 2001).	25
3.4	Caminho de carregamento (I)	26
3.5	Caminho de carregamento (II) - Efeito de Memória de Forma	27
3.6	Caminho de carregamento (III)	27
3.7	Caminho de carregamento (IV) - Efeito Pseudoelástico	28
3.8	Diagrama de fases: tensão vs temperatura.	31
3.9	Diagrama de fases: tensões na fronteira das regiões de transformação direta e inversa	33
3.10	Comparativo entre funções de endurecimento do tipo cossenoidal e do tipo curva de Bézier cúbica (para transformação direta e inversa) (adaptado de ENEMARK e SANTOS, 2015).	34
3.11	Diagrama de fases da liga com memória de forma (SMA).	36
4.1	Maquete virtual da Suspensão do Mancal por Fios (SMF)	38
4.2	Esquema da Suspensão do Mancal por Fios (SMF): (a) rotor em repouso (pré-tensionado) e (b) rotor em operação.	38
4.3	Esquema da tensão aplicada em um fio.	41
4.4	Isocurvas da fração martensítica $\xi_0$ em função da temperatura $T$ e da deformação inicial $\epsilon_0$	43
4.5	Isocurvas do máximo deslocamento do mancal $x_b^{max}$ em função da deformação inicial $\epsilon_0$ e do ângulo $\alpha_0$	43
5.1	Elemento finito de eixo e seus graus de liberdade	47

5.2	Fluxograma da integração dos modelos (Problema Iterativo) . . . . .	50
5.3	Modelo mecânico do rotor. . . . .	51
5.4	Modelo discretizado do rotor. . . . .	51
5.5	Modos de vibrar do rotor original (o acoplamento está destacado em verde, os mancais em vermelho e o disco em azul). . . . .	52
5.6	Diagrama de Campbell para o rotor original. . . . .	52
5.7	Deslocamento do mancal 2 na direção horizontal (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	54
5.8	Força aplicada pela suspensão (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	55
5.9	Energia dissipada pela suspensão (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	55
5.10	Ciclo de histerese da SMF na primeira velocidade crítica (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	56
5.11	Ciclo de histerese da SMF na segunda velocidade crítica (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	57
5.12	Ciclo de histerese da SMF na terceira velocidade crítica (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	57
5.13	Deslocamentos do disco com respeito à frequência - Simulado: (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical. . . . .	58
5.14	Deslocamento do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ): (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical. . . . .	60
5.15	Zoom do deslocamento do disco na direção horizontal ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica. . . . .	61
5.16	Zoom do deslocamento do disco na direção vertical ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica. . . . .	61
5.17	Órbita do disco na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	62
5.18	Órbita do disco na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	62
5.19	Órbita do disco na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de 30 <i>rpm/s</i> ). . . . .	63
5.20	Deslocamento do mancal na direção horizontal (rampa de 60 <i>rpm</i> ). . . . .	64
5.21	Força aplicada pela suspensão (rampa de 60 <i>rpm/s</i> ). . . . .	65
5.22	Energia dissipada pela suspensão (rampa de 60 <i>rpm/s</i> ). . . . .	65
5.23	Ciclo de histerese da SMF na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) . . . . .	66
5.24	Ciclo de histerese da SMF na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) . . . . .	66
5.25	Ciclo de histerese da SMF na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) . . . . .	67
5.26	Deslocamento do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ): (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical. . . . .	68
5.27	Zoom do deslocamento do disco na direção horizontal ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica. . . . .	69
5.28	Zoom do deslocamento do disco na direção vertical ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica. . . . .	69

5.29	Órbita do disco na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de 60 rpm/s)	70
5.30	Órbita do disco na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de 60 rpm/s)	70
5.31	Órbita do disco na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de 60 rpm/s)	71
5.32	Resposta ao desbalanceamento permanente na primeira velocidade crítica, SMF operando com fios de SMA a temperatura variante com o tempo ( $30^{\circ}C \leq T \leq 70^{\circ}C$ )	74
5.33	(a) força aplicada pela suspensão e (b) rigidez da suspensão em função do tempo	75
5.34	(a) ciclo de histerese do SMA, (b) segmento do ciclo de histerese do SMA no instante $t = 30$ s e (c) segmento do ciclo de histerese do SMA no instante $t = 80$ s	76
5.35	Energia dissipada pela suspensão (SMF)	76
6.1	Bancada de testes inicial	78
6.2	Bancada de testes reconfigurada	79
6.3	Vista lateral da Bancada Experimental: (A) motor/encoder, (B) fonte de alimentação do motor/encoder, (C) mancal 1, (D) sensor de proximidade, (E) acelerômetro, (F) fonte de alimentação dos drivers dos sensores de proximidade, (G) fonte de alimentação dos condicionadores/display do termopar, (H) condicionadores do termopar/display, (I) drivers dos sensores de proximidade, (J) fonte de alimentação dos motores dos sopradores térmicos, (K) sopradores térmicos, (L) divisor de fluxo de ar, (M) câmara de aquecimento, (N) mancal 2, (O) relês do sistema de controle de temperatura dos sopradores, (P) eixo e (Q) acoplamento	80
6.4	(a) Sistema de aquecimento dos fios e (b) detalhe do divisor de fluxo de ar	81
6.5	(a) sistema de Suspensão do Mancal por Fios - SMF e (b) interface entre fio, mancal e câmara de aquecimento	81
6.6	(a) Variador de tensão, (b) relês transistorizados e (c) esquema do sistema de aquecimento: (HG1 e HG2) sopradores térmicos, (VT) variador de tensão, (R1 e R2) relês transistorizados, (PS7) fonte de alimentação dos motores dos sopradores térmicos, (DACH2) canal de origem na dSPACE <sup>®</sup> do sinal de controle e (H) câmara de aquecimento	83
6.7	Esquema da estratégia de medição com os proximetros	84
6.8	(a) sensor de proximidade (ou proximetro), (b) seu respectivo driver e (c) esquema de construção do divisor de tensão para o sinal de saída do driver do proximetro	85
6.9	Esquema dos eixo com molas indicando as rigidezes a serem obtidas por otimização ( $k_{cx}$ e $k_{cz}$ ) e otimizada ( $k_{2x}$ ). (as rigidezes destacadas em cinza foram conservadas)	86

6.10 (a) Função Objetivo para otimização das frequências na direção horizontal e (b) Função Objetivo para otimização das frequências na direção vertical. . . .	87
6.11 FRF experimental estimada para a resposta ao impacto: (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical . . . . .	90
6.12 Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: sem a SMF e na primeira velocidade crítica . . . . .	91
6.13 Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF, $T = 30^{\circ}C$ e na primeira velocidade crítica . . . . .	92
6.14 Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF, $T = 45^{\circ}C$ e na primeira velocidade crítica . . . . .	92
6.15 Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF, $T = 60^{\circ}C$ e na primeira velocidade crítica . . . . .	93
6.16 Comparação dos deslocamentos do mancal e horizontal do disco - Simulado e Experimental: com a SMF, temperatura variável e velocidade de rotação a 2% da primeira velocidade crítica. . . . .	95
6.17 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental : sem a SMF. . . . .	96
6.18 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 30^{\circ}C$ . . . . .	97
6.19 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 45^{\circ}C$ . . . . .	98
6.20 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 60^{\circ}C$ . . . . .	99
6.21 Comparação geral das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Deslocamento horizontal do disco - Experimental. . . . .	99
6.22 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: sem a SMF. . . . .	100
6.23 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 30^{\circ}C$ . . . . .	101
6.24 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 45^{\circ}C$ . . . . .	102
6.25 Comparação das respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental: com a SMF e $T = 60^{\circ}C$ . . . . .	103
6.26 Comparação geral dos respostas ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Deslocamento horizontal do disco - Experimental. . . . .	103
6.27 Interface entre o fio e o tensionador: (a) conceito usado na simulação com os dois fios travados em um ponto; (b) conceito usado na bancada experimental com fio único apoiado somente. . . . .	107

1	Convenção dos parâmetros utilizados no ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados em torno do pico da FRF referente a um dado modo. . . . .	121
2	Comparação dos fatores de amortecimento proporcional à massa, proporcional à rigidez e de Rayleigh com respeito à frequência. . . . .	123
3	Funções objetivo para determinação dos fatores de amortecimento através do mancal e do disco usando técnicas de otimização. . . . .	124



## Lista de Tabelas

3.1	Propriedades termo-mecânicas do fio de SMA e parâmetros de controle da curva de Bézier . . . . .	36
3.2	Parâmetros de controle da curva de Bézier . . . . .	36
5.1	Propriedades do rotor . . . . .	51
5.2	Propriedades dos mancais . . . . .	52
5.3	Comparativo geral entre as frequências naturais para cada caso - Simulado. . .	56
5.4	Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. .	59
5.5	Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento vertical do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. .	63
5.6	Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. .	67
5.7	Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento vertical do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. .	71
5.8	Comparativo geral dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. . . . .	72
5.9	Comparativo geral dos picos de amplitudes do deslocamento vertical do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> e com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulada. . .	72
6.1	Coeficientes da curva de calibração dos sensores de proximidade . . . . .	84
6.2	Comparativo entre as rigidezes dos modelos original e ajustado. . . . .	87
6.3	Comparativo entre as frequências naturais reais, antes e depois do ajuste para o rotor original (sem a SMF). . . . .	87
6.4	Comparativo entre as FRFs na direção horizontal (entrada impulsiva) - Experimental. . . . .	89
6.5	Comparativo geral entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (entrada impulsiva) - Experimental. . . . .	90
6.6	Comparativo entre as amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Simulado e Experimental. . . . .	93

6.7	Comparativo entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Simulado e Experimental. . . . .	93
6.8	Comparativo geral entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Experimental. . . . .	94
6.9	Comparativo entre os picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental. . . . .	97
6.10	Comparativo entre as diferenças percentuais de picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental. . . . .	97
6.11	Comparativo geral entre as diferenças percentuais dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 30 <i>rpm/s</i> ) - Experimental. . . . .	98
6.12	Comparativo entre os picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental. . . . .	100
6.13	Comparativo entre as diferenças percentuais de picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Simulado e Experimental. . . . .	101
6.14	Comparativo geral entre as diferenças percentuais dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco ( <i>run-up</i> com rampa de 60 <i>rpm/s</i> ) - Experimental. . . . .	101
6.15	Comparativo entre as frequências naturais para o primeiro modo de vibrar - Simulado e Experimental. . . . .	104

## Lista de Símbolos

### Símbolos Latinos

$a_0$  - deslocamento relativo a geração da pré-tensão estática.

$a_1$  - deslocamento relativo à tensão dinâmica do lado 1.

$a_2$  - deslocamento relativo à tensão dinâmica do lado 2.

$A$  - área da seção transversal do fio.

$A_s$  - temperatura inicial de transformação em austenita.

$A_f$  - temperatura final de transformação em austenita.

$b_0$  - comprimento relaxado do fio de SMA.

$c_0$  - comprimento do fio alongado para o rotor em repouso (pré-tensionado).

$c_1$  - comprimento do fio alongado do lado 1 para o rotor em operação.

$c_2$  - comprimento do fio alongado do lado 2 para o rotor em operação.

$C_A$  - coeficiente angular da região de transformação em austenita.

$C_M$  - coeficiente angular da região de transformação em martensita.

$d_j$  - amortecimento modal do  $j$ -ésimo modo.

$d_{fio}$  - diâmetro do fio utilizado na suspensão de mancal por fios (SMF).

$D$  - matriz de amortecimento do sistema.

$\tilde{D}$  - matriz de amortecimento do sistema redefinido.

$E$  - módulo de elasticidade.

$E_A$  - módulo de elasticidade do material na fase austenita.

$E_M$  - módulo de elasticidade do material na fase martensita.

$E'_\sigma$  - derivada parcial do módulo de elasticidade com respeito a tensão.

$E'_T$  - derivada parcial da do módulo de elasticidade com respeito a temperatura.

$f_{obj_x}$  - função objetivo para ajuste das frequências naturais do rotor na direção horizontal.

$f_{obj_x}^b$  - função objetivo para ajuste, pelo deslocamento do mancal, do fator de amortecimento do rotor original do rotor na direção horizontal.

$f_{obj_x}^d$  - função objetivo para ajuste, pelo deslocamento do disco, do fator de amortecimento do rotor original do rotor na direção horizontal.

$f_{obj_z}$  - função objetivo para ajuste da frequência natural do rotor na direção vertical.

$\mathbf{f}_{SMA}$  - força externa devido à suspensão de mancal por fios.

$\mathbf{f}_u$  - vetor força externa devido ao desbalanceamento.

$\mathbf{f}_w$  - força externa devido ao peso.

$\tilde{\mathbf{f}}$  - vetor de forças externas do sistema redefinido.

$\tilde{\mathbf{f}}_0$  - vetor de forças externas do sistema redefinido.

$f_{\hat{f}}$  - função de endurecimento na transformação direta.

$f_{\hat{r}}$  - função de endurecimento na transformação inversa.

$f'_{\hat{f}}$  - função de endurecimento na transformação direta.

$f'_{\hat{r}}$  - função de endurecimento na transformação inversa.

$F_q$  - força generalizada

$F_1$  - força axial em cada ramo do fio do lado direito da suspensão.

$F_2$  - força axial em cada ramo do fio do lado esquerdo da suspensão.

$F_{1x}$  - força que a suspensão aplica no mancal para a direita.

$F_{2x}$  - força que a suspensão aplica no mancal para a esquerda.

$F_{SMA}$  - força total exercida pela suspensão com fios de SMA.

$\mathbf{G}$  - matriz giroscópica do sistema.

$\tilde{\mathbf{G}}$  - matriz giroscópica do sistema redefinido.

$\tilde{\mathbf{G}}_0$  - matriz giroscópica do sistema redefinido.

$H_f(\omega)$  - função de resposta em frequência estimada.

$\Im$  - domínio Imaginário.

$k_j$  - rigidez modal do  $j$ -ésimo modo.

$k_{bx}$  - rigidez do mancal 2 na direção horizontal.

$k_{b\theta}$  - rigidez torcional (em torno do eixo  $x$ ) do nó onde está posicionado o mancal 2.

$k_{cx}$  - rigidez do acoplamento na direção horizontal.

$k_{cz}$  - rigidez do acoplamento na direção vertical.

$\mathbf{K}$  - matriz de rigidez do sistema.

$\mathbf{K}_{st}$  - matriz de rigidez do sistema devido ao movimento transiente.

$\tilde{\mathbf{K}}$  - matriz de rigidez do sistema redefinido.

$L$  - comprimento relaxado do fio de SMA.

$m_j$  - massa modal do  $j$ -ésimo modo.

$\mathbf{M}$  - matriz de massa do sistema.

$\tilde{\mathbf{M}}$  - matriz de massa do sistema redefinida.

$M_s$  - temperatura inicial de transformação em martensita.

$M_f$  - temperatura final de transformação em martensita.

$\mathbf{n}^{[A]}$  - vetor normal da região de transformação em austenita.

$\mathbf{n}^{[M_D]}$  - vetor normal da região de transformação em martensita.

$N$  - número de graus de liberdade.

$q$  - coordenada generalizada do rotor.

$\Re$  - domínio Real.

$t$  - tempo.

$T$  - temperatura.

$\dot{T}$  - variação temporal da temperatura.

$\mathcal{T}$  - energia cinética.

$u$  - deslocamento do nó na direção  $x$ .

$U_{dp/a}$  - tensão de saída ajustada do driver do proximetro.

$U_{dp/o}$  - tensão de saída original do driver do proximetro.

$\mathcal{U}$  - energia de deformação.

$\mathbf{V}$  - matriz dos autovalores.

$\mathbf{x}$  - vetor de deslocamentos generalizados.

$x_b$  - deslocamento do mancal onde está acoplada a suspensão.

$x_b^{max}$  - deslocamento máximo admitido para o mancal onde está acoplada a suspensão.

$x_p$  - deslocamento gerador da pré-tensão no fio de SMA.

$\mathbf{y}$  - vetor de deslocamentos generalizados redefinido.

$w$  - deslocamento do nó na direção  $z$ .

## Símbolos Gregos

$\alpha_0$  - ângulo entre o fio e a vertical para o rotor em repouso (pré-tensionado).

$\alpha_1$  - ângulo entre o fio e a vertical do lado 1 para o rotor em operação.

$\alpha_2$  - ângulo entre o fio e a vertical do lado 2 para o rotor em operação.

$\beta$  - coeficiente de amortecimento proporcional para a matriz de massa.

$\gamma$  - coeficiente de amortecimento proporcional para a matriz de rigidez.

$\delta_d$  - alcance máximo do sensor de proximidade.

$\Delta L_0$  - elongação do fio devido à pré-tensão.

$\epsilon$  - deformação.

$\epsilon_0$  - deformação inicial devido a pré-tensão.

$\epsilon_R$  - deformação residual.

$\epsilon'_\sigma$  - derivada parcial da deformação com respeito a tensão.

$\epsilon'_T$  - derivada parcial da deformação com respeito a temperatura.

$\zeta$  - fator de amortecimento estrutural.

$\theta$  - ângulo de rotação do nó do elemento finito de eixo em torno do eixo  $x$ .

$\kappa$  - variável auxiliar da evolução da fração martensítica.

$\kappa_{\hat{f}}$  - variável auxiliar da evolução da fração martensítica na transformação direta.

$\kappa_{\hat{r}}$  - variável auxiliar da evolução da fração martensítica na transformação inversa.

$\Lambda$  - matriz diagonal dos autovetores (complexa).

$\xi$  - fração martensítica total.

$\xi_0$  - fração martensítica inicial.

$\xi_D$  - fração martensítica devido a fase martensita demaciada.

$\xi'_\sigma$  - derivada parcial da fração martensítica com respeito a tensão.

$\xi'_T$  - derivada parcial da fração martensítica com respeito a temperatura.

$\sigma$  - tensão axial atuante no fio.

$\dot{\sigma}$  - variação temporal da tensão.

$\sigma_{\hat{f}_s}$  - tensão inicial na entrada da região de transformação direta.

$\sigma_{\hat{f}_f}$  - tensão final na entrada da região de transformação direta.

$\sigma_{\hat{r}_s}$  - tensão inicial na entrada da região de transformação inversa.

$\sigma_{\hat{r}_f}$  - tensão final na entrada da região de transformação inversa.

$\tau'$  - vetor tangente ao caminho de carregamento termo-mecânico.

$\dot{\phi}$  - velocidade angular variante no tempo.

$\ddot{\phi}$  - aceleração angular.

$\psi$  - ângulo de rotação do nó do elemento finito de eixo em torno do eixo  $z$ .

$\Omega_{exp}$  - velocidade de rotação genérica na simulação.

$\Omega_{sim}$  - velocidade de rotação genérica na simulação.

$\omega_{i*}$  - frequência da vizinhança do pico da  $H_f$  utilizada para ajuste por Mínimos Quadrados.

$\omega_{inf}$  - limite inferior da faixa de frequência de interesse.

$\omega_{sup}$  - limite superior da faixa de frequência de interesse.

$\omega_{nd}$  - frequência natural não amortecida.

$\omega_{exp}^{(1)}$  - frequência natural experimental do rotor relativa ao primeiro modo de vibrar.

$\omega_{exp}^{(2)}$  - frequência natural experimental do rotor relativa ao segundo modo de vibrar.

$\omega_{mod}^{(1)}$  - frequência natural do modelo do rotor relativa ao primeiro modo de vibrar.

$\omega_{mod}^{(2)}$  - frequência natural do modelo do rotor relativa ao segundo modo de vibrar.

## Acrônimos

**A/D** - analógico/digital

**EPE** - efeito pseudoelástico.

**exp** - experimental.

**GDL** - grau de liberdade.

**MEF** - método dos elementos finitos.

**MMT** - método da matriz de transferência.

**mod** - modelo.

**MR** - esponja metálica (do acrônimo em inglês Metal Rubber).

**RKF** - Runge-Kutta-Fehlberg.

**sim** - simulado.

**SMA** - liga com memória de forma (do acrônimo em inglês Shape Memory Alloy).

**SMF** - suspensão do mancal por fios.



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Controle de Vibrações em Rotores . . . . .	1
1.2	Técnicas de Controle . . . . .	2
1.2.1	Ativo . . . . .	2
1.2.2	Semiativo . . . . .	2
1.2.3	Passivo . . . . .	2
1.3	Contribuições Prévias no Âmbito Institucional . . . . .	3
1.4	Contribuições do Estudo . . . . .	6
1.5	Objetivos do Estudo . . . . .	6
1.5.1	Objetivo Geral . . . . .	6
1.5.2	Objetivos Específicos . . . . .	6
1.6	Estrutura da Tese . . . . .	7
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>9</b>
<b>3</b>	<b>LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA</b>	<b>23</b>
3.1	Caminhos de Carregamento Termo-Mecânico . . . . .	25
3.1.1	Caminho (I) . . . . .	25
3.1.2	Caminho (II) - Efeito de Memória de Forma (EMF) . . . . .	26
3.1.3	Caminho (III) . . . . .	26
3.1.4	Caminho (IV) - Efeito Pseudoelástico (EPE) . . . . .	28
3.2	A composição das Ligas com Memória de Forma . . . . .	29
3.3	O Modelo Constitutivo de Brinson . . . . .	29
3.3.1	O Diagrama de Fases . . . . .	31
3.4	Propriedades Termo-mecânicas do SMA . . . . .	35
<b>4</b>	<b>SUSPENSÃO DO MANCAL POR FIOS</b>	<b>37</b>
4.1	Concepção da Suspensão do Mancal por Fios (SMF) . . . . .	37
4.2	Modelagem Matemática da Suspensão . . . . .	38
4.2.1	Parâmetros Geométricos do Fio . . . . .	42

4.3	Seleção das Condições Iniciais . . . . .	42
<b>5</b>	<b>SIMULAÇÕES NUMÉRICAS</b>	<b>45</b>
5.1	Dinâmica de Rotores Flexíveis . . . . .	45
5.1.1	Modelagem de Rotores Flexíveis . . . . .	45
5.1.2	Solução das Equações do Movimento . . . . .	48
5.2	Acoplamento dos Modelos . . . . .	49
5.3	Modelo do Rotor em Elementos Finitos . . . . .	49
5.4	Simulações Numéricas . . . . .	53
5.4.1	Resposta ao desbalanceamento com rampa de $30 \text{ rpm/s}$ . . . . .	53
5.4.2	Resposta ao desbalanceamento com rampa de $60 \text{ rpm/s}$ . . . . .	64
5.4.3	Resposta ao desbalanceamento permanente com temperatura variável . . . . .	73
<b>6</b>	<b>VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL</b>	<b>77</b>
6.1	A Bancada de Testes Inicial . . . . .	77
6.2	A Bancada de Testes Reconfigurada . . . . .	77
6.3	Sistema Rotor-Mancal . . . . .	79
6.4	Sistema de Aquisição de Dados . . . . .	82
6.5	Sistema de Aquecimento . . . . .	82
6.5.1	Adaptação nos Sopradores Térmicos . . . . .	83
6.6	Sensores de Proximidade . . . . .	84
6.6.1	Adaptação no Driver do Sensor de Proximidade . . . . .	84
6.7	Ajuste do Modelo de Elementos Finitos sem SMF . . . . .	85
6.8	Hipóteses Assumidas para o Modelo . . . . .	88
6.9	Resultados Experimentais . . . . .	88
6.9.1	Resposta Impulsiva (rotor em repouso) . . . . .	89
6.9.2	Resposta ao desbalanceamento (regime permanente) . . . . .	91
6.9.3	Resposta ao desbalanceamento (regime permanente) com temperatura variável . . . . .	94
6.9.4	Resposta ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de $30 \text{ rpm/s}$ ) . . . . .	96
6.9.5	Resposta ao desbalanceamento ( <i>run-up</i> com rampa de $60 \text{ rpm/s}$ ) . . . . .	100
6.10	Análise dos Resultados . . . . .	104
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>109</b>
7.1	Conclusões . . . . .	109
7.2	Sugestões para trabalhos futuros . . . . .	111
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>113</b>
	<b>APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO ESTRUTURAL</b>	<b>120</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Controle de Vibrações em Rotores

As máquinas rotativas pertencem a uma categoria de equipamentos essencial para os processos industriais que sustentam a sociedade moderna (NICOLETTI e SANTOS, 2008). Dentre os vários segmentos, destacam-se: a indústria aeronáutica, a indústria petroquímica e a geradora de energia. Naturalmente, o fator que rege o nível de exigência a que estas máquinas são submetidas é, independente do setor, a demanda por tecnologia e produção. Assim, sob este prisma, deduz-se que as velocidades de operação destas máquinas apresentam um vínculo direto com a demanda, o que, obviamente, revela a necessidade de redução e/ou minimização dos níveis de vibração inerentes ao movimento de rotação. Ainda nesta direção, uma solução para o aumento das velocidades de operação com o consequente aumento do desempenho da máquina apóia-se na redução de peso do conjunto rotativo, sem perder de vista que este tipo de ação acarreta um aumento da flexibilidade do rotor, levando, assim, a níveis de vibração mais significativos (SIMÕES, 2006). Em casos de sistemas muito flexíveis, pode acontecer o aparecimento de não-linearidades (SALDARRIAGA *et al.*, 2007a). Assim sendo, a elevação nas velocidades praticadas induz uma maior probabilidade de ocorrência de falhas, impactando o rendimento do sistema ao se considerar as paradas para manutenções não programadas com suas consequentes perdas econômicas, além de expor os recursos humanos a riscos de acidentes. Portanto, cabe estudar, monitorar e controlar as vibrações considerando o envelope de operação do equipamento, cujos limites são definidos, por exemplo, pelas velocidades de operação e pelo ambiente em que estão instaladas. Diante de tal cenário, técnicas de controle de vibração vem sendo desenvolvidas com o intuito de assegurar a eficiente operação das máquinas rotativas.

## 1.2 Técnicas de Controle

As técnicas de controle são, usualmente, distribuídas nas seguintes classes:

### 1.2.1 Ativo

As Técnicas de Controle Ativo são caracterizadas pela necessidade de fornecimento de energia ao sistema por meio de atuadores que aplicam forças pré-estabelecidas que são calculadas com base nos modelos matemáticos e/ou na resposta dinâmica provenientes de sensores. Especificamente no caso de máquinas rotativas esta técnica é dividida, segundo Saldarriaga (2007), em dois ramos, a saber: o controle ativo de vibração e o balanceamento ativo.

### 1.2.2 Semiativo

Este tipo de controle utiliza energia de uma fonte externa não propriamente para ativar atuadores mas sim para modificar parâmetros físicos do sistema, tais como massa, rigidez e amortecimento. Desta forma, aspectos relevantes do comportamento dinâmico do rotor, tais como velocidade crítica, velocidade limite de estabilidade (VLE) ou níveis de vibrações, devem ser objeto de interesse quando do projeto do sistema de controle. Materiais inteligentes como fluidos magneto-reológicos, materiais piezelétricos e materiais com memória de forma podem ter suas propriedades físicas modificadas pela variação dos campos magnético, elétrico e térmico, respectivamente, têm sido empregados com este propósito. Saldarriaga (2007) faz referência a alguns casos onde o controle semiativo é empregado em máquinas rotativas, quais sejam: alteração das propriedades dos amortecedores de filme fluido pelo controle da pressão do óleo (BURROWS *et al.*, 1984), controle da pressão do óleo em mancais de sapatas deslizantes (HEINRICHSON *et al.*, 2007). Ainda nesta direção, Wang e Meng (2005) e Forte *et al.* (2004) investigaram teórica e experimentalmente a utilização de amortecedores magneto-reológicos.

### 1.2.3 Passivo

As Técnicas de Controle Passivo pertencem a uma categoria de técnicas tradicionais que tem por função atenuar vibrações, através de técnicas específicas que não demandam a introdução de energia no sistema. Para cumprir tal tarefa, o princípio reside em executar modificações nas características dinâmicas do sistema através da massa, rigidez e/ou amortecimento. Segundo Mead (1999) as técnicas de controle passivo podem ser divididas em quatro tipos:

- (i) *Através da modificação do projeto original*: ainda na fase de protótipo é possível antever

um mal funcionamento do equipamento, permitindo, dessa maneira, executar modificações no projeto original de tal sorte que o comportamento dinâmico do produto final seja adequado;

- (ii) *Através da incorporação de dispositivos*: o exemplo clássico da aplicação desta técnica é o balanceamento, onde são adicionadas convenientemente massas concentradas que permitem a atenuação das vibrações;
- (iii) *Através do aumento do amortecimento externo*: esta técnica demanda, para fins de atenuação da resposta dinâmica, a inserção de materiais com características viscoelásticas em pontos estratégicos do sistema uma vez que possui alta capacidade de dissipação de energia;
- (iv) *Através do isolamento do sistema*: em muitos casos as vibrações são provenientes de fontes conectadas ao sistema. Em situações como essa, é vantajoso promover o isolamento do equipamento especificamente nos pontos de conexão com materiais resilientes cuja função precípua é mitigar tais efeitos indesejáveis.

Para se corrigir problemas associados a vibrações em uma faixa de frequências mais ampla, as técnicas de controle ativo e semiativo são mais adequadas que a passiva, porém inerentemente mais complexas e onerosas. Sob este prisma, a seleção desta última técnica revela-se como uma opção interessante justificada pelos seguintes pontos: a não dependência de fonte externa de energia, a não dependência de instrumentação (sensores e afins), estabilidade e adequação para aplicações em sistemas de grande porte (LIMA, 2003). Entretanto, deve-se salientar que, em muitas aplicações relevantes, as técnicas passivas não são capazes de resolver o problema.

### 1.3 Contribuições Prévias no Âmbito Institucional

Simões (2006) propôs o controle ativo em rotores flexíveis empregando atuadores piezelétricos tipo pilha (da sigla em inglês, *piezeletric stack actuator*) dispostos ortogonalmente em um plano de controle localizado em um dos mancais. O controle, baseado no controlador ótimo do tipo Regulador Quadrático Linear, teve o objetivo de atenuar os quatro primeiros modos de flexão. Para tanto o modelo foi reduzido pelo método modal e os estados não medidos foram estimados pelo uso de observadores de estado, culminando em satisfatória concordância entre os resultados analíticos e experimentais.

Saldarriaga (2007) e Saldarriaga *et al.* (2007b) investigam o controle de vibrações de um rotor flexível incorporando um suporte viscoelástico, cuja rigidez atua em paralelo com a do mancal, conforme mostrado na Fig. 1.1. Para tanto elaborou-se modelos matemáticos para

determinar as características a serem usadas nos suportes. Durante a fase de validação da metodologia comprovou-se a concordância satisfatória entre as velocidades críticas previstas pelo modelo e a constatação da sensível redução nos níveis de vibração.

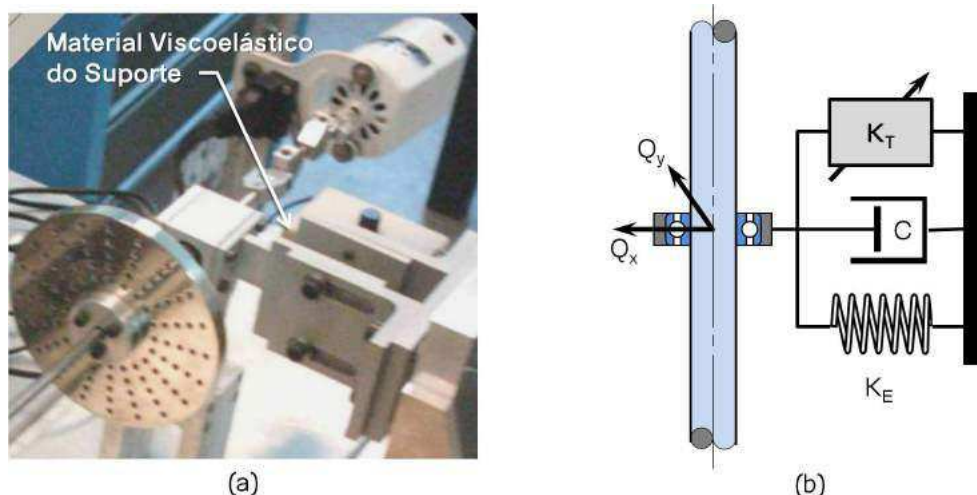


Figura 1.1 – (a) Detalhe do apoio viscoelástico montado no rotor e (b) esquema mecânico do apoio (adaptado de Saldarriaga *et al.*, 2007b).

Um interessante trabalho no tocante a rotores flexíveis inteligentes foi apresentado por Moraes (2010) cujo foco recaiu sobre não-linearidades pontuais encontradas em rotores com parâmetros variantes no tempo, tais como trincas em eixos. Neste trabalho são exploradas três vertentes, sendo a primeira delas relacionada com a investigação de uma metodologia para caracterização de trincas em eixos através de sinais temporais expandidos por meio de séries ortogonais. Na segunda vertente, foi proposto o emprego de atuadores eletromagnéticos para manter a trinca fechada no rotor em operação, oportunizando a aplicação de conceitos de auto-correção (*self-healing*). Na última, identificou-se o desbalanceamento em rotores não-lineares devido ao AEM (Atuador Eletro Magnético), revelando o sucesso da metodologia de balanceamento proposta para o caso onde as técnicas convencionais são inviáveis. Ainda neste mesmo ano, Cavalini Jr *et al.* (2010) propõem uma técnica de controle semi-ativo para transpor as frequências críticas de forma mais atenuada pelo uso de *smart springs*, conceito ilustrado pela Fig. 1.2, onde o atuador de PZT em pilha ativa ou desativa a ação de uma das molas, o que, por conseguinte, altera a rigidez de todo o conjunto. Assim, o trabalho focou na aplicação da técnica de otimização por algoritmo genético para determinar os melhores parâmetros de projeto com respeito à eficiência do controle, além de ponderar o consumo de energia para acionamento do controle.

No ano de 2013 foram concluídos dois interessantes trabalhos de doutoramento sobre a mesma bancada experimental, ilustrada na Fig. 1.3(a), porém com objetivos diferentes. No primeiro deles, Cavalini Jr (2013) investiga algumas técnicas de Monitoramento de Integridade Estrutural (*Structural Health Monitoring* - SHM) com vistas a detecção e identificação

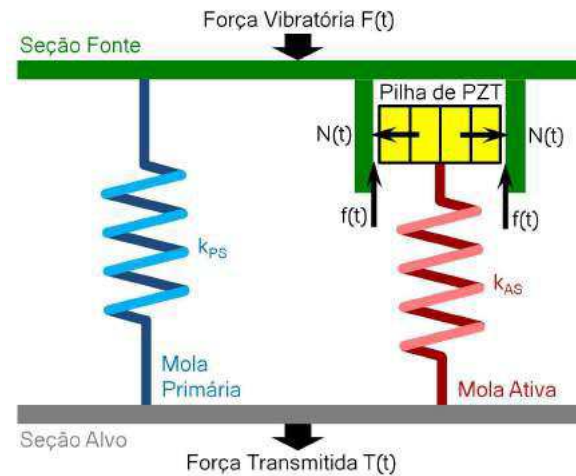


Figura 1.2 – Esquema do conceito de Smart Spring (adaptado de CAVALINI JR *et al.*, 2010).

de trincas transversais incipientes em eixos de máquinas rotativas, propondo, ainda, uma nova técnica de SHM baseada na Impedância Eletromecânica do sistema. No outro trabalho, Koroishi (2013) estuda o controle ativo de vibrações em máquinas rotativas utilizando um mancal híbrido, composto por um mancal de rolamento suportado por molas que está alojado no interior de um atuador eletromagnético com quatro pólos, conforme ilustrado na Fig. 1.3(b). Para calcular as ações de controle são empregadas diversas técnicas com base em desigualdades matriciais lineares (Linear Matrix Inequalities - LMI's).

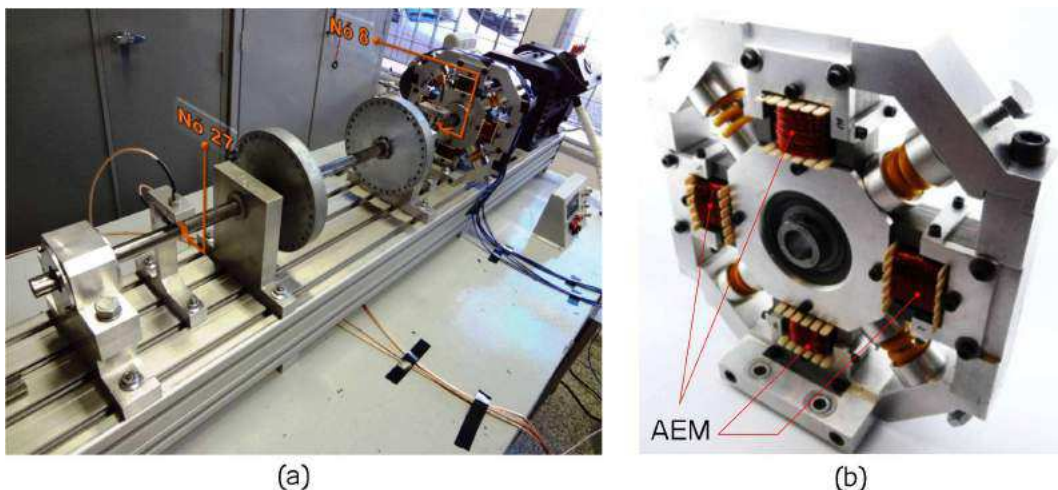


Figura 1.3 – (a) Bancada experimental e (b) mancal híbrido. (adaptado de KOROISHI, 2013).

## 1.4 Contribuições do Estudo

No âmbito do LMEst (Laboratório de Mecânica de Estruturas), a pesquisa relacionada com a aplicação de ligas com memória para fins de controle de vibrações está na fase seminal, onde o foco, até o presente momento, está sobre a abordagem numérico-teórica. Tal assertiva é comprovada pela publicação de artigos (LIMA *et al.*, 2014; ALVES *et al.*, 2015), além de três dissertações de mestrado (PINTO, 2011; GUARALDO NETO, 2012; PAULO JR, 2012), todos os trabalhos de extrema relevância para o avanço do tema no contexto institucional. Entretanto, o grupo levantou a necessidade premente de avançar na pesquisa, galgando o degrau da verificação e/ou validação experimental. Neste sentido, esta tese vem contribuir sobremaneira, uma vez que é o primeiro trabalho na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia (FEMEC-UFU) a aplicar experimentalmente esta classe de material a um sistema dinâmico, qual seja uma máquina rotativa, e comparar com os resultados preconizados pela simulação numérica. Menciona-se ainda que, indubitavelmente, a opção por esta frente de pesquisa é corroborada pelo fato de haver uma oferta muito incipiente de publicações que tratem a aplicação do material em questão a máquinas rotativas (HE *et al.*, 2007a,b), sobretudo as relacionadas com avaliação experimental. Este empreendimento foi realizado dentro de uma cooperação com a Danmarks Tekniske Universitet (DTU) no período de estágio relativo ao Doutorado Sanduiche na Dinamarca, sendo consonante com as diretrizes propostas pelo Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia - Estruturas Inteligentes em Engenharia (INCT-EIE) e prepara, sob um olhar estratégico, a efetiva continuidade deste trabalho pioneiro com vistas ao fortalecimento do domínio do tema nesta instituição.

## 1.5 Objetivos do Estudo

### 1.5.1 Objetivo Geral

Simular e desenvolver uma bancada experimental de um sistema de suspensão de mancal de máquina rotativa que utilize como elemento efetivo uma liga com memória de forma para fins de redução de vibração, comparando os resultados de simulação computacional e experimentais.

### 1.5.2 Objetivos Específicos

Para que o objetivo geral seja atingido, faz-se necessário estratificá-lo em objetivos específicos, como a seguir:

- Projetar um sistema de suspensão do mancal cujo princípio efetivo é a aplicação de fios



de liga com memória de forma ancorados, pré-tensionados e com ação antagônica, além do sistema de aquecimento que tem a função de controlar a temperatura do ambiente onde os fios estão instalados;

- Modelar a suspensão, o rotor (através do Método dos Elementos Finitos) e o comportamento da liga de memória de forma;
- Adaptar um código computacional existente para integração dos modelos do rotor, suspensão e do comportamento da liga com memória de forma;
- Adaptar uma bancada de rotor flexível existente no laboratório de ensaios da DTU para permitir a instalação da nova suspensão, bem como a instrumentação para medição dos deslocamentos do disco e do mancal;
- Preparar um ambiente para aquisição de dados e monitoramento dos testes;
- Testar a capacidade do sistema de aquecimento e o controle de velocidade do rotor;
- Avaliar o desempenho da bancada para diferentes condições de operação do rotor e de temperatura;
- Comparar os resultados provenientes do modelo teórico ajustado com os experimentais.

## **1.6 Estrutura da Tese**

Esta tese, além deste capítulo introdutório, está organizada em sete capítulos. No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica acerca da aplicação das ligas de memória de forma a máquinas rotativas com o intuito de controle de vibrações, onde o foco dos trabalhos recaem sobre o controle passivo e, mais fortemente, no semiativo. A apresentação dos conceitos relativos às ligas com memória de forma, bem como o modelo constitutivo de Brinson modificado, que foi selecionado para descrever o comportamento termo-mecânico, é feita no Capítulo 3. O Capítulo 4 introduz o conceito do sistema de suspensão a ser montado no rotor - que se utiliza de fios de liga com memória de forma - para cumprir a função de dissipar a energia proveniente da vibração, incorporando os modelos matemáticos do rotor e da suspensão ao modelo constitutivo. O Capítulo 5, além de tratar, de maneira sucinta, da teoria que suporta a modelagem matemática de rotores flexíveis, especificamente pelo uso do Método dos Elementos Finitos, apresenta os resultados de simulação numérica. Já o Capítulo 6 apresenta o aparato experimental utilizado e os resultados provenientes de sua operação, enquanto que o Capítulo 7 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros. Finalmente, a lista de referências bibliográficas compõe a última parte deste trabalho.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*

## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estudos sobre a aplicação de ligas com memória de forma a estruturas e sistemas mecânicos em geral, seja para fins de acionamento ou de atenuação de vibrações, se acham documentados em um número expressivo de publicações científicas. Entretanto, a aplicação desta família de material inteligente especificamente a máquinas rotativas ainda é muito pouco explorada (HE *et al.*, 2007a,b; SILVA, 2009). É diante deste cenário que este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica focada neste nicho.

Considerado o trabalho pioneiro nesta área, Nagaya *et al.* (1987) descrevem um método de controle ativo para passagem pela velocidade crítica de um eixo rotativo pelo emprego de um suporte de mancal em que molas em arco feitas de liga com memória de forma atuam em conjunto com uma mola de aço. O princípio de funcionamento, neste caso, é baseado na mudança de rigidez do suporte do mancal que se altera em função da temperatura. O aquecimento das molas em arco (SMA) provoca seu encurtamento e conseqüente tensionamento da mola convencional, o que acarreta aumento da rigidez. Por outro lado, seu resfriamento resulta no efeito contrário. A Figura 2.1 ilustra esquematicamente o sistema e detalha o efeito da temperatura sobre o suporte do mancal. A efetividade deste método foi avaliada tanto numérica quanto experimentalmente.

Ainda nesta fase inicial, Segalman *et al.* (1993) propõem modular a rigidez de um eixo através da inserção de tirantes de SMA em sua matriz. Os tirantes de SMA com terminais de travamento têm livre movimento dentro da matriz, não contribuindo, desta maneira, para a rigidez da estrutura. Entretanto, o aquecimento, por efeito Joule neste caso, faz com que os tirantes se contraíam promovendo o travamento com o eixo, o que modifica a estrutura e conseqüentemente sua rigidez, através da compressão axial. A configuração deste eixo composto, tanto no modo desativado quanto no ativado, está ilustrada na Fig. 2.2.

Liu *et al.* (1994), baseado nas características da vibração de um rotor com não-linearidade na rigidez do suporte, propõem um método de controle. Sob este prisma, a dinâmica da caixa

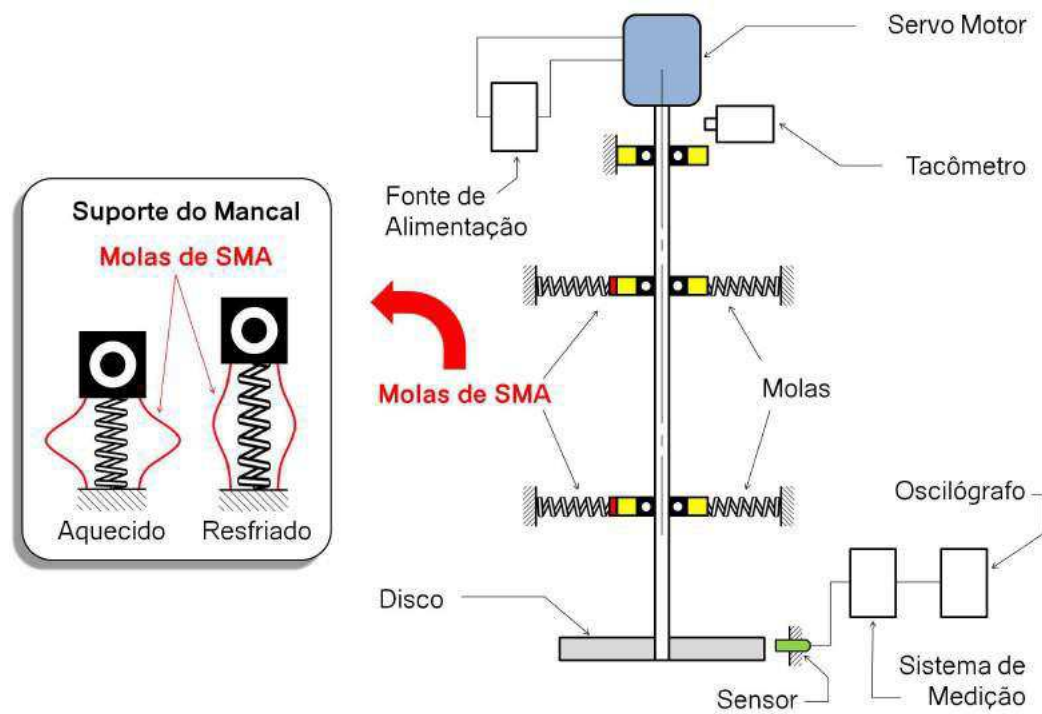


Figura 2.1 – Geometria do aparato experimental. (adaptado de NAGAYA *et al.*, 1987).

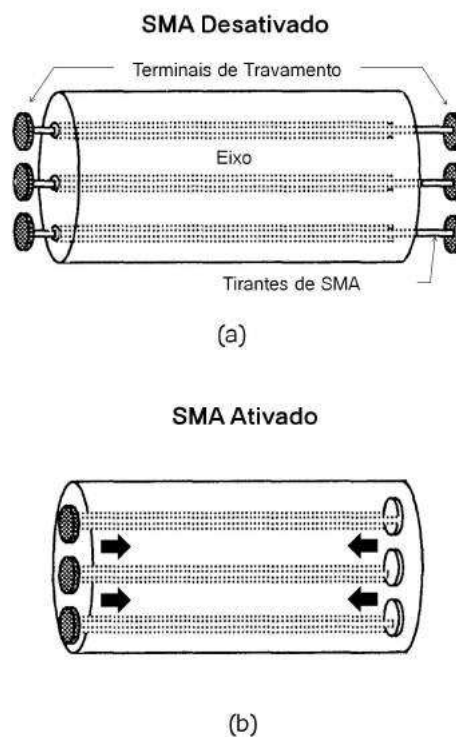


Figura 2.2 – Detalhe do eixo: (a) com os tirantes de SMA desativados e (b) com os tirantes de SMA ativados. (adaptado de SEGALMAN *et al.*, 1993)

do mancal é controlada de tal forma que sua rigidez diminua quando o rotor é acelerado e aumente quando é desacelerado, denotando comportamento não-linear do tipo amolecimento (“*softening*”) e endurecimento (“*hardening*”), respectivamente. Assim, os elementos efetivos incorporados ao sistema rotativo para se alcançar este objetivo são fios de SMA na região pseudoelástica (adequada para fins de dissipação de energia). O comportamento dinâmico do rotor é predito pela teoria e verificado pelos experimentos, onde os resultados advindos de ambas as análises dão conta que não só as amplitudes vibratórias bem como as forças transmitidas são suprimidas significativamente. Além disso, a ação da vibração não-linear do rotor apoiado sobre amortecedores de filme de óleo comprimidos (do termo em inglês *squeeze film dampers*), tal como o travamento do rotor (*lock up*) na velocidade crítica e vibração assíncrona podem ser evitados. A seção do suporte do sistema estudado é ilustrada pela Fig. 2.3(a) e o esquema geral do experimento pela Fig. 2.3(b).

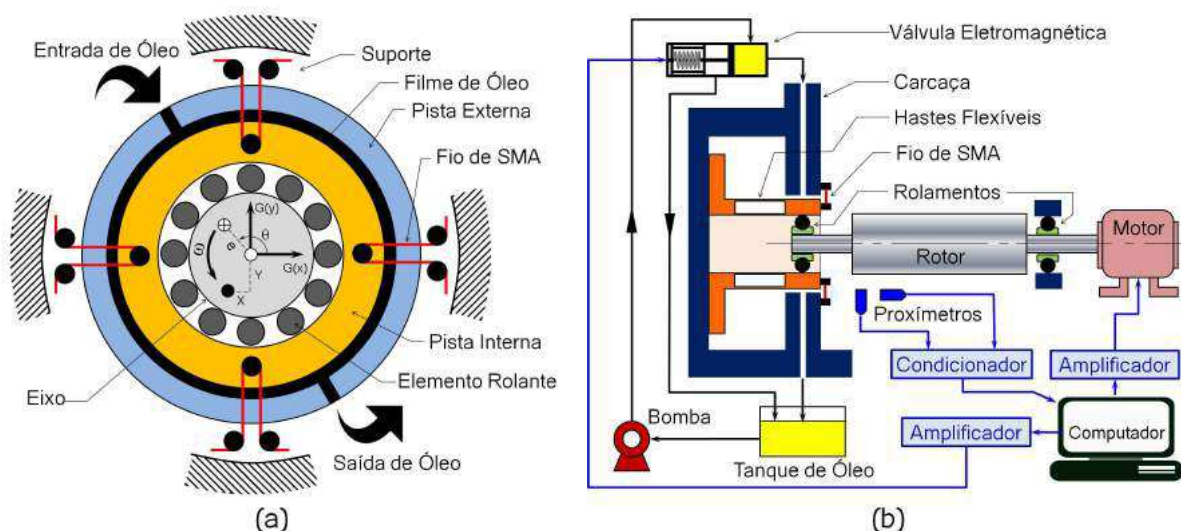


Figura 2.3 – (a) Configuração da caixa do mancal e (b) esquema da bancada experimental. (adaptado de LIU *et al.*, 1994)

Wauer e Suherman (1998) propõem uma abordagem alternativa para se suprimir vibração em um sistema rotativo na passagem pela velocidade crítica pela alteração da rigidez do eixo. Este comportamento é conseguido pela inserção de elementos no eixo de tal sorte que suas rigidezes de flexão sejam desiguais e, para tanto, sugere o emprego de ligas com memória de forma. Tanto o comportamento estacionário como transiente do sistema foram examinados, onde o foco principal estava sobre uma estratégia que permite alterar apropriadamente a rigidez do eixo de tal sorte que as deflexões na ressonância sejam minimizadas.

Neste trabalho, Nie e Yan (2000) projetam um sistema de suporte inteligente para passar pelas velocidades críticas de um motor de aeronave de alta rotação. Para tanto eles se basearam na modificação ativa da rigidez, onde o SMA, com suas características peculiares, participou

como elemento de acionamento do mecanismo, não sendo integrado, portanto, à dinâmica do problema como nos demais trabalhos até então citados. Em linhas gerais, o suporte inteligente tem duas configurações com rigidezes distintas, conforme pode se deduzir analisando-se as Fig. 2.4(a) e Fig. 2.4(b). Neste sentido, os fios de SMA, por terem a característica de recuperar a forma e/ou dimensão original após ser aquecido (neste caso, diretamente por corrente elétrica), aciona o pino e o bloco de cunha recolhendo-os, enquanto que as molas tem a função de travá-los. Assim sendo, o princípio que permite a redução das amplitudes da vibração ressonante na passagem pelas críticas por ocasião da aceleração ou desaceleração do motor, reside justamente nas duas rigidezes diferentes. Por esta razão, ao se acelerar o motor o suporte tem a máxima rigidez, e quando a rotação se aproximar da frequência natural para esta configuração a cunha é recolhida e a rigidez diminui repentinamente (menos de 0.5 segundo para a alteração correspondente), fazendo com que neste processo o sistema não opere na vizinhança da ressonância. Este comportamento é esclarecido pela Fig. 2.4(c), onde a região sombreada representa os níveis de amplitude resultantes do emprego do sistema ora proposto. De fato o sistema de suporte inteligente se mostrou eficiente, altamente confiável, formulação mecânica e processamento simples, o que caracteriza um perfil muito interessante e desejável na indústria.

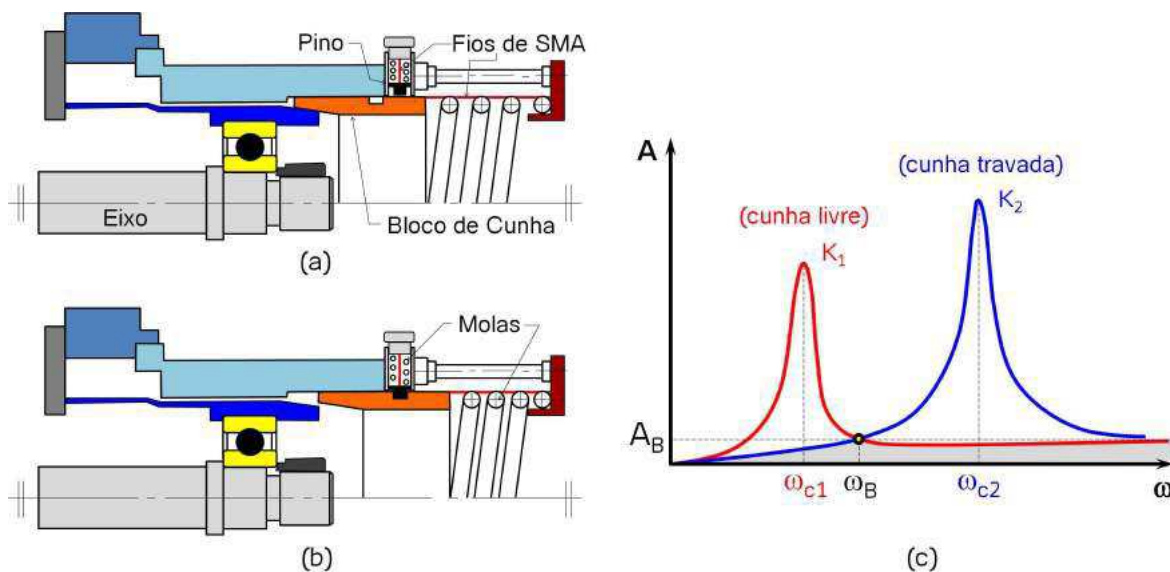


Figura 2.4 – Vista da seção transversal do sistema de mancal inteligente: (a) com travamento pela cunha (maior rigidez -  $K_2$ ) e (b) com a cunha livre (menor rigidez -  $K_1$ ); (c) característica dinâmica do eixo rotativo. (adaptado de NIE e YAN, 2000)

Segundo Gupta *et al.* (2003), vibrações ressonantes durante a passagem pelas velocidades críticas induzem grandes tensões que podem levar a falhas por fadiga, haja visto que na indústria são frequentes as operações de partidas e paradas de máquinas rotativas; em outras palavras, operação de *run-up* e *run-down*, respectivamente. É neste contexto que é proposto

o emprego de fios de SMA (nitinol) incorporados a eixos compostos de resina epoxi reforçados com fibra de vidro com vistas a modificação da rigidez do eixo. A Figura 2.5(a) mostra a configuração do eixo composto. Um detalhe importante é que estes fios de SMA, antes de sua incorporação à matriz do eixo, são estirados de forma a induzir uma pré-tensão de compressão axial no eixo, aumentando sua rigidez. Neste sentido, o eixo pode operar em duas configurações, a saber: ativado, quando corrente elétrica é introduzida nos fios, ou desativado, quando não há corrente. Um experimento foi realizado segundo o esquema da Fig. 2.5(b), onde o eixo é ancorado pelas extremidades e uma fonte de alimentação fornece corrente para os fios de SMA. A estratégia do conceito ora proposto é a de, no caso de uma máquina rotativa real, ativar os fios durante a aceleração (situação em que há contração e, conseqüentemente, maior frequência natural do eixo). Quando a rotação se aproxima da frequência natural do eixo no estado ativado os fios são desativados, reduzindo bruscamente a frequência natural neste estado, o que faz com que o rotor não encontre nenhuma ressonância nesta faixa. No caso da desaceleração da máquina, o processo é o inverso. Em suma, a comparação entre os resultados experimentais com os obtidos analiticamente indicam a viabilidade do controle de vibração usando as propriedades dos fios de SMA.

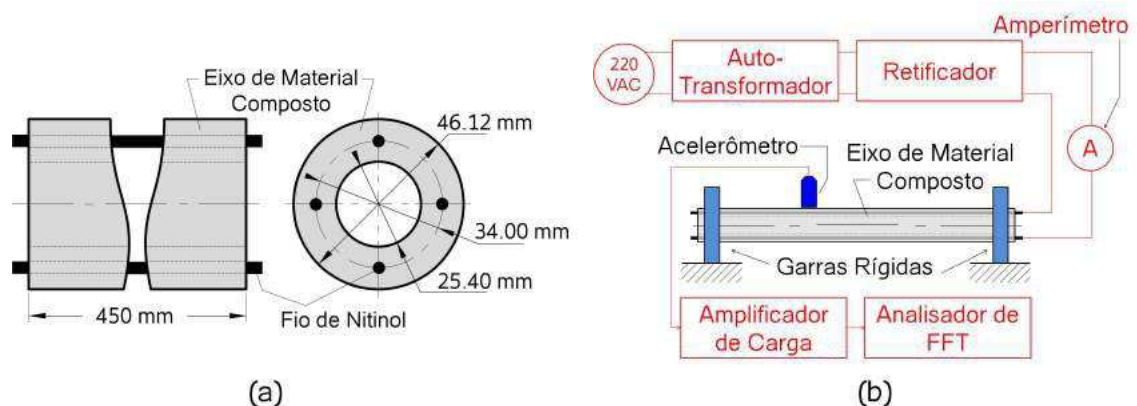


Figura 2.5 – (a) Detalhe do eixo de material composto com quatro fios de SMA incorporados e (b) Esquema da montagem experimental para estimação da frequência natural (adaptado de GUPTA *et al.*, 2003).

Algumas publicações a serem citadas a seguir utilizam o mesmo sistema acima proposto, sendo este é formado basicamente por um mancal suportado horizontalmente por hastes e radialmente por uma suspensão de fios de SMA, conforme descrito na Fig. 2.6. Na primeira delas, Wang *et al.* (2004) vislumbram implementar controle ativo neste sistema pelo aquecimento dos fios por corrente elétrica e investigam a dependência das constantes térmicas e elásticas com relação à mudança brusca de temperatura.

Na segunda publicação, Zhu *et al.* (2007) propõem um novo modelo a ser aplicado no controle de vibrações de máquinas rotativas com mancais de SMA, onde apenas uma função contínua é usada para descrever a relação entre deformação, tensão e temperatura,

contrariamente à maioria dos autores que empregam funções distintas por região. É ainda introduzida a função arcotangente para descrever a evolução da rigidez da liga com respeito à temperatura, bem como é feita uma análise de estabilidade do sistema. Este novo modelo amplia a região de controle da temperatura, além de admitir a existência de erro de controle, o que traz vantagens para o controle de vibrações.

Uma vertente natural do trabalho anterior foi explorada por Ge *et al.* (2007), onde, baseado nos modelos constitutivos de SMA de Landau-Devonshire and Nitzsche-Breitbach-Elmar, uma análise de bifurcação foi efetuada.

E, finalmente nesta série, Zhu *et al.* (2009) propõem um modelo para descrever o comportamento do SMA baseado em análise estatística multivariada e o emprega em controle de vibrações de rotores com este tipo de material incorporado ao mancal. A teoria histerética não-linear foi introduzida para interpretar a diferença entre a curva de carregamento e descarregamento do SMA. Além disso, foi aplicado o método de regressão múltipla para encontrar a relação entre deformação, tensão e temperatura. Finalmente, a estabilidade do rotor no controle PID foi demonstrada a partir de simulação computacional. O referido modelo foi capaz de descrever a curva de tensão-deformação para diferentes temperaturas, o que é de extrema utilidade para fins de controle de vibração.

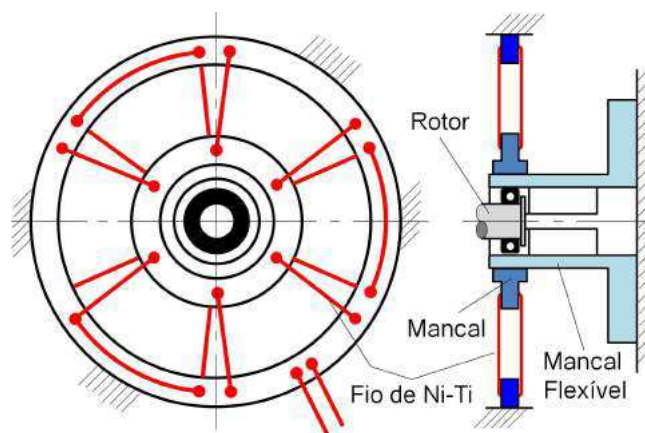


Figura 2.6 – Estrutura do sistema rotativo (adaptado de WANG *et al.*, 2004)

No trabalho de Lees *et al.* (2007) é levantado um problema onde o objetivo é o controle efetivo da rigidez de um pedestal de mancal por meio de uma série de fios de SMA. O sistema em questão está ilustrado na Fig. 2.7(a) e a configuração dos fios (em forma de bobina) detalhada na Fig. 2.7(b). Este mancal está montado sobre um anel de elastômero cuja pré-carga (e consequentemente a rigidez) é controlada pelo enrolamento supracitado. O controle da temperatura foi feita indiretamente pela injeção de corrente elétrica nos fios de tal forma que o aquecimento promoveu o aumento da rigidez do suporte e o resfriamento a diminuição. Foram, portanto, comparados os resultados calculados e experimentais para os regimes permanente e transiente com vistas à verificação dos prováveis requisitos relacionados



com as taxas de aquecimento e resfriamento. Desta maneira, verificou-se a viabilidade da tecnologia, porém foram sugeridas idéias para melhoramento do conceito, como por exemplo a implementação de controle em dois planos ortogonais.

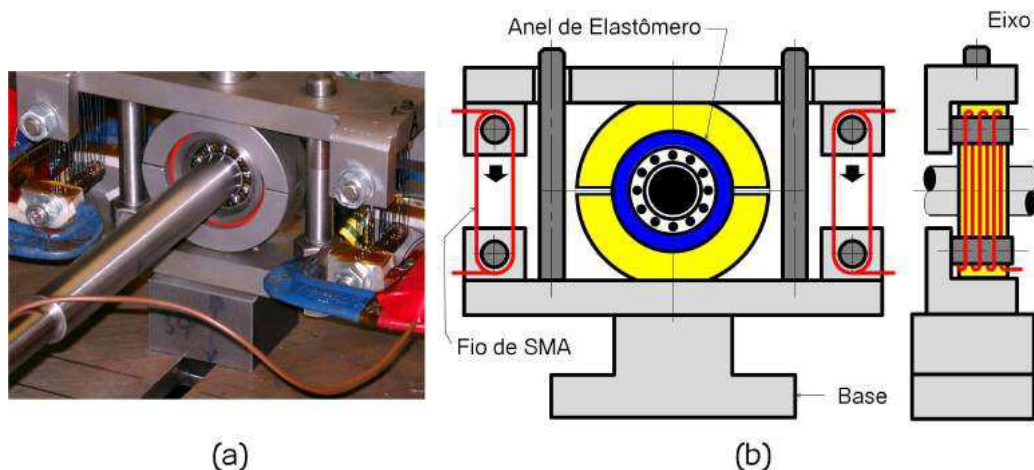


Figura 2.7 – (a) Protótipo e (b) Esquema do protótipo. (adaptado de LEES *et al.*, 2007)

O estudo de He *et al.* (2007a) propõe um suporte auto-otimizável empregando SMA, onde o objetivo é controlar sua vibração e fazer com que este passe pela velocidade crítica de maneira segura. Nesta proposta são utilizadas molas de SMA para construção do suporte do mancal. Além disso, é utilizado o princípio dos absorvedores dinâmicos para se calcular as rigidezes do suporte de tal maneira que o eixo esteja situado próximo a anti-ressonância com as mudanças na velocidade de operação, tornando possível o controle da vibração. Os resultados obtidos a partir de simulações numéricas que a vibração oriunda do funcionamento deste sistema por ser controlado de forma eficiente utilizando-se este material inteligente, o que credencia o método ora apresentando como sendo viável.

Já neste trabalho, He *et al.* (2007b) complementam o trabalho anterior apresentando a verificação experimental. A Figura 2.6(a) ilustra o esquema do aparato experimental enquanto que a Fig. 2.6(b) detalha o suporte com molas de SMA e o seu sistema de aquecimento por barras em seu núcleo. Assim, pela injeção de corrente elétrica nas barras controla-se a temperatura nas molas, onde o aquecimento induz mudança na estrutura cristalográfica promovendo sua expansão e consequentemente aumento da rigidez do suporte. Como são três molas em cada lado, pode-se ter três patamares, ou estágios, de rigidezes distintas, bastando, para tanto, aquecer uma quantidade conveniente de molas. A primeira conclusão, oriunda da comparação do teste envolvendo apenas a mola, comparando o teórico e o experimental, apontaram para a concordância. Ao se testar o conjunto do rotor com os discos, os resultados medidos não concordaram idealmente com a simulação computacional. Embora isso tenha acontecido, o sistema pôde ser controlado efetivamente, recomendando o emprego do SMA para fins de controle de vibrações em máquinas rotativas e o método proposto como sendo

efetivo e razoável.

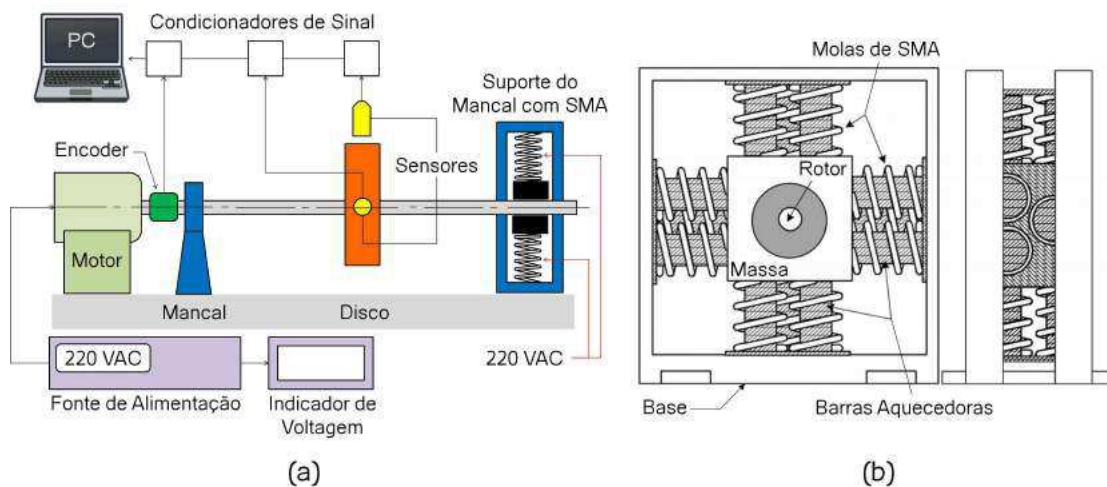


Figura 2.8 – (a) Bancada de Testes e (b) esquema do suporte de mancal com molas de SMA. (adaptado de HE *et al.*, 2007b)

Em sua tese de doutorado, Atepor (2008) propõe um novo conceito de suporte de mancal aplicando SMA como elemento ativo. A Figura 2.9(a) mostra uma foto do aparato enquanto que a Fig. 2.9 ilustra esquematicamente o conceito ora mencionado. Em linhas gerais, o suporte é composto por um tubo de resina expoxi com fibra de vidro engastado nas extremidades que aloja um rolamento em seu ponto médio. Sobre o tubo são coladas quatro tiras de SMA dispostas axissimetricamente e ligadas eletricamente em série em cada metade do tubo. A separação em dois conjuntos de tiras é feita para se impor uma atuação antagônica, ou seja, aquece-se um lado (por corrente elétrica) provocando contração do tubo enquanto que o outro fica relaxado, e vice-versa. Esta contração, que ocorre de forma pulsada entre os lados, faz com que a rigidez do tubo aumente, modificando o comportamento dinâmico do rotor e aumentando a faixa de atuação. A resposta ao aquecimento é muito mais rápida (cerca de 50 ms) que a do resfriamento por convecção natural (cerca de 1 s). Por esta razão, para se melhorar a atuação do suporte, foi implementada uma melhoria sobre o trabalho de Inman *et al.* (2006) referente a fase que antecedeu esta tese, onde foram adicionados na bancada experimental sopradores que também atuam de forma antagônica, ou seja, enquanto um lado é aquecido o outro é resfriado com ventilação forçada, processo este ilustrado pela Fig. 2.10. O autor concluiu que o conceito proposto é válido, mas coloca como desafio melhorar a taxa de resfriamento para se equalizar as constantes de tempo, o que torna o controle mais eficiente.

Em sua dissertação, Silva (2009) emprega o SMA em duas configurações diferentes para controle de vibrações em rotor, a saber: sob a forma de luvas (ou buchas) e sob a forma de molas helicoidais, ambas posicionadas no mancal. No primeiro caso ele analisa, numericamente, o efeito da inserção de luvas de diferentes espessuras de parede e, no segundo, avalia a ação das molas. Em todas as análises ele considera os elementos de SMA para várias

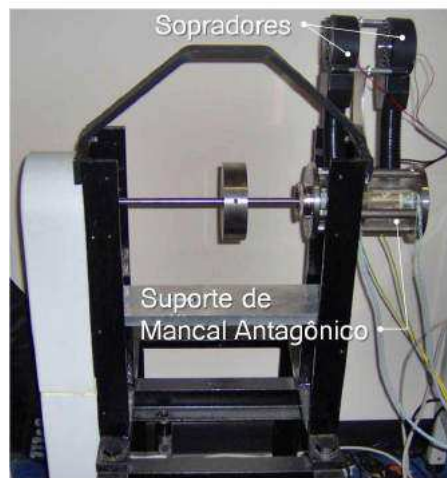


Figura 2.9 – Aparato experimental. (adaptado de ATEPOR, 2008)

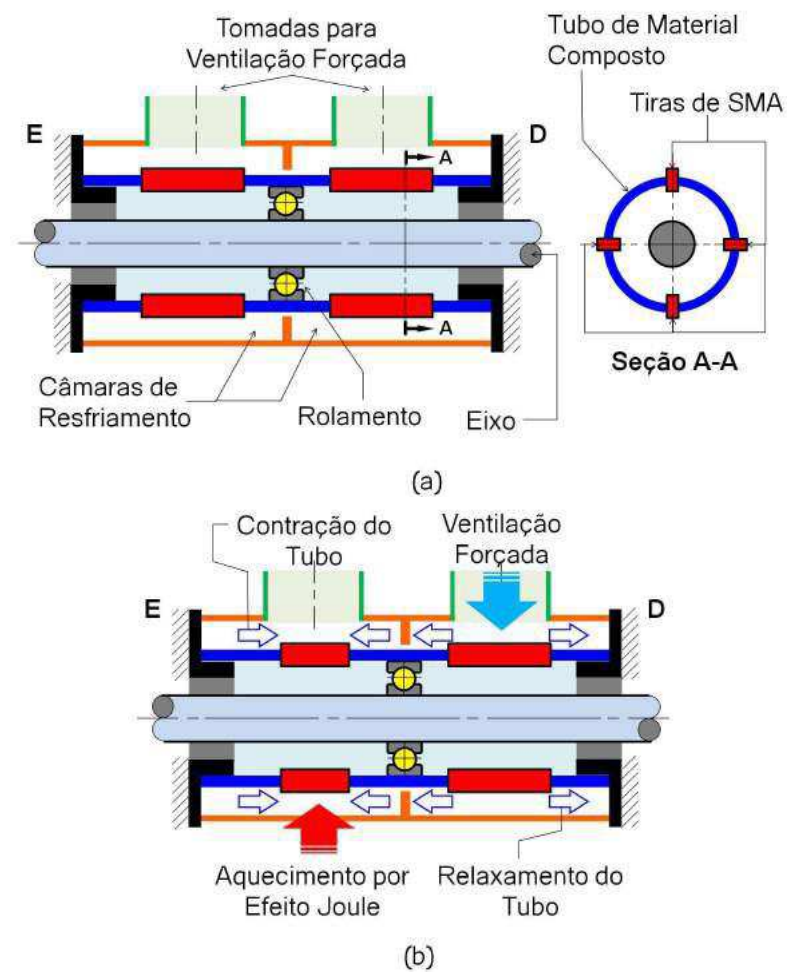


Figura 2.10 – (a) Esquema do suporte de mancal antagônico com SMA/tubo de material composto e (b) esquema da ação antagônica. (adaptado de ATEPOR, 2008)

temperaturas diferentes. Os resultados são bastante promissores, revelando a viabilidade do emprego deste material de características singulares para fins de redução de vibração.

Aravindhan e Gupta (2010) investigaram o uso simultâneo de elementos de SMA para alteração de rigidez e amortecedores com fluido magnetorreológico no controle de vibrações. Esta avaliação ocorreu somente no âmbito numérico e com um sistema simples de um grau de liberdade para verificar o conceito. Assim, o ponto inicial no tempo e as durações da alteração durante o *run-up* foram examinados para diferentes níveis de amortecimento devido ao fluido magnetorreológico. Foi concluído que a alteração da rigidez com durações factíveis não reduz o nível de vibração ao passar pela velocidade crítica, uma vez que o amortecimento devido ao fluido é consideravelmente alto e que a inércia térmica, sobretudo no processo de resfriamento do SMA, é alta. Eis o que motivou a proposição da alteração gradual como solução deste problema. Em suma, observou-se amortecimento devido ao fluido magnetorreológico tem comportamento histerético, comparável, portanto, ao amortecimento provido pelas transformações de fase do SMA.

Apesar de não se tratar propriamente de um rotor, Aquino (2011) faz, em sua tese, um interessante estudo teórico-experimental sobre a ação de uma mola de SMA sobre um sistema de um grau de liberdade sujeito a um desbalanceamento rotativo, podendo ser interpretado como uma caracterização de mancal. Dentro deste escopo, ele fez todo o trabalho experimental de caracterização da liga, ensaios com a mola separadamente, para posterior emprego no sistema. O controlador foi baseado em lógica *fuzzy*, onde o parâmetro controlado foi a temperatura, uma vez que o módulo de elasticidade, e por conseguinte a rigidez da mola são dependentes dela. Em suma, tanto a aplicação de SMA quanto a estratégia de controle se revelaram eficientes, haja visto que uma redução de até 85% na amplitude de vibração foi observada.

Borges *et al.* (2013) usam as propriedades do SMA em forma de molas helicoidais para controlar as vibrações de um rotor, que podem ser observadas na Fig. 2.2(a). Um ponto interessante é que eles utilizam o princípio de absoverdores dinâmicos para modelar o seu sistema, considerando como massa secundária a massa do mancal onde as quatro molas de SMA estão acopladas. Além disso, uma lei de controle baseada em lógica *fuzzy* (ou nebulosa) é então utilizada, seguindo o esquema da Fig. 2.2(b). Assim, o ponto crucial do controle está baseado em uma função de transferência que relaciona a temperatura da mola com sua rigidez, onde seu valor aumenta com a temperatura (uma vez que o módulo de elasticidade aumenta) e um comportamento histerético é observado comparando-se os processos de aquecimento e resfriamento. A estratégia de controle aplicada, aliada às características peculiares do SMA, se mostraram efetivas na redução dos níveis de vibração, que foram da ordem de 60% em relação a amplitude na passagem pela região ressonante.

Silva *et al.* (2013) fazem uma investigação numérica de um rotor de Jeffcot com elementos de SMA que têm a função de prover forças restituidoras. A idéia foi a de explorar as

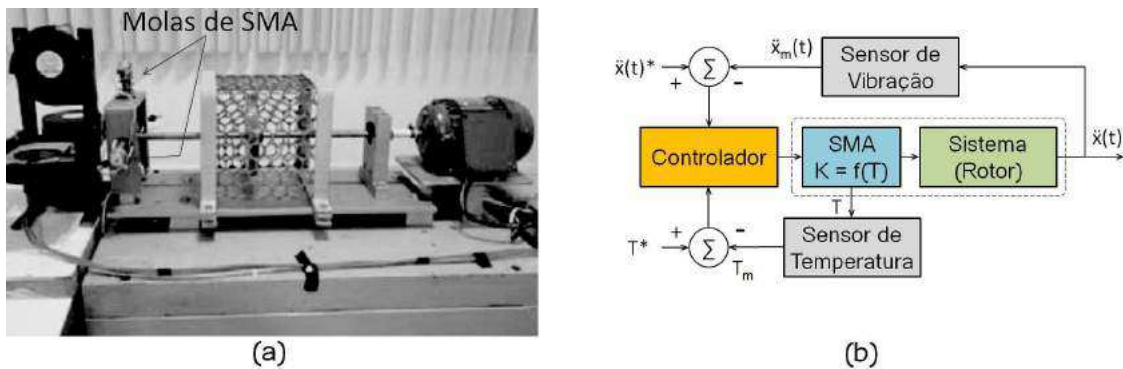


Figura 2.11 – (a) bancada experimental (b) esquema da estratégia de controle. (adaptado de BORGES *et al.*, 2013)

propriedades do SMA para se evitar comportamentos dinâmicos indesejáveis do rotor. Ademais, a dependência que esta classe de material tem da temperatura abre uma janela de oportunidade para o controle adaptativo-passivo que pode ser implementado facilmente evitando-se alguma dinâmica complexa devido aos suportes elásticos. Assim, uma comparação qualitativa foi feita entre os suportes elásticos e aqueles com elementos de SMA, considerando até mesmo as não-linearidades devido a ocorrência de impactos neles incidentes, onde os resultados apontam para a viabilidade de aplicação deste material inteligente para fins de redução de vibração. Por fim, dois foram os fatores que contribuíram para essa conclusão: a alta capacidade de dissipação associada ao comportamento histerético durante o impacto e o comportamento adaptativo dependente da temperatura.

Nesta fase mais recente, o trabalho de Ma *et al.* (2014) descreve o projeto, fabricação e avaliação de um suporte inteligente de rotor com elementos de esponja de SMA. Este conceito, ilustrado pelas figuras 2.12(a) e (b), faz com que o suporte seja capaz de prover rigidez e amortecimento variáveis com respeito a três parâmetros importantes, a saber: temperatura, amplitude da vibração e frequência de excitação. No aparato experimental, o aquecimento, fornecido por um soprador térmico, é capaz de causar a expansão da esponja e consequente aumento da rigidez do suporte. Nesta direção, diferenças no comportamento do amortecimento e na rigidez não-linear entre suportes com esponjas de SMA e outros com esponjas metálicas convencionais são discutidas. A viabilidade técnica do uso deste conceito para controle ativo em dinâmica de rotores, especialmente em altas temperaturas e grandes amplitudes de vibração, é plenamente justificada pelo desempenho observado no protótipo.

Enemark *et al.* (2015) investigam experimentalmente a ação de molas de SMA sobre um sistema cujo rotor rígido, com um disco na extremidade, é mantido verticalmente por um mancal magnético passivo, onde o amortecimento é baixo. Conforme pode ser visto nas Fig. 2.13(a) e Fig. 2.13(b), no suporte do mancal superior são acopladas as molas helicoidais de SMA em direções ortogonais, e por causa do acoplamento dinâmico entre eixo e suportes, elas

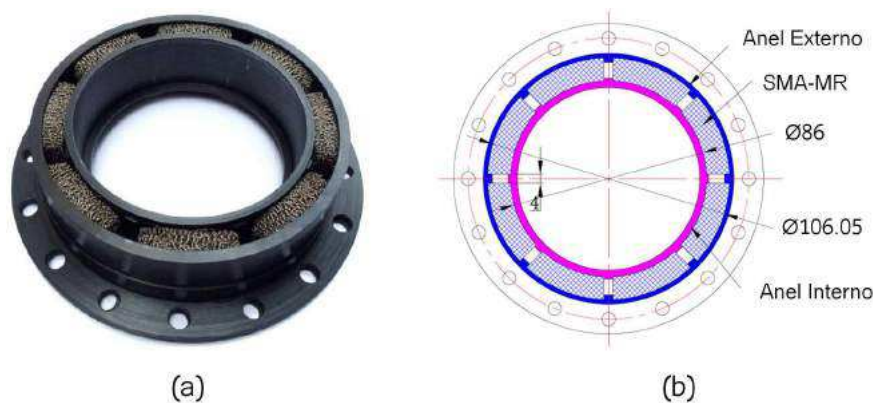


Figura 2.12 – Suporte de eixo inteligente com elementos de SMA-MR: (a) suporte do eixo (b) seção transversal. (adaptado de MA *et al.*, 2014)

são capazes de reduzir os níveis de vibração do eixo. As molas de SMA foram previamente caracterizadas por testes dedicados à curva de tensão-deformação em diferentes temperaturas. A avaliação das respostas estacionárias e transientes devido ao desbalanceamento para várias temperaturas foram executadas para determinar o comportamento dinâmico comparativamente ao caso onde são usadas molas de aço. De fato, ficou claro que os resultados mostraram que as mudanças na rigidez e o comportamento histerético das molas de SMA alteram a dinâmica do sistema tanto em termos de velocidades críticas quanto das formas dos modos, sendo que a redução obtida foi de 47% frente ao caso em que as molas de aço foram empregadas e que as duas primeiras frequências críticas foram alteradas em até 7% com a mudança de temperatura. Este trabalho foi resultado de uma evolução sobre a bancada experimental derivada da dissertação de Enemark (2012), onde o tema é explorado com profundidade.



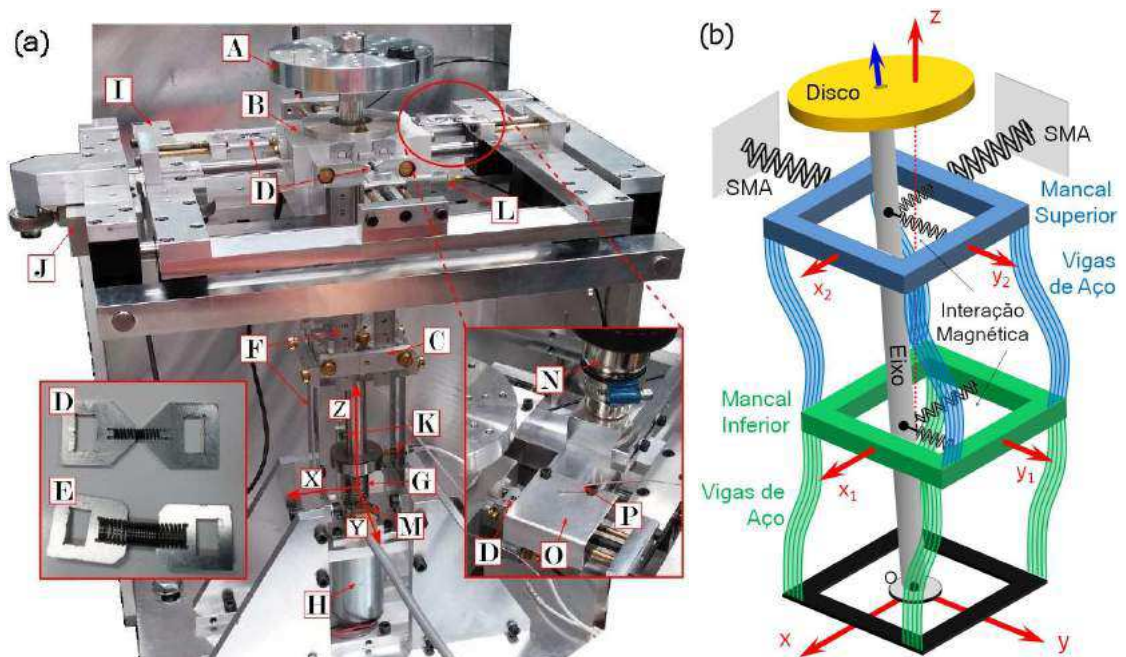


Figura 2.13 – Bancada experimental (a) e esquema (b) da bancada de testes. Disco montado no eixo rígido (A), mancais magnéticos passivo superior (B) e inferior (C), molas de SMA (D) ou aço (E), vigas flexíveis (F) para suportar os mancais, um acoplamento flexível (G) na extremidade inferior do eixo, um motor elétrico (H), uma estrutura (I) para desacoplar as forças da mola de SMA ou aço, uma das células de carga (J) para medir as forças da mola de SMA ou aço, dois sensores de proximidade (K), bocal do soprador térmico (N) e a câmara de aquecimento (O) para controlar a temperatura a partir de dois termopares (P). (adaptado de ENEMARK *et al.*, 2015)

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*



## CAPÍTULO III

### LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

As principais características que tornam atrativa esta classe de material são as capacidades de: (1) recuperar a forma original após grandes deformações induzidas por carregamento mecânico (*pseudoelasticidade*) e (2) manter-se deformado até a recuperação da forma original pela indução de calor (*efeito de memória de forma*). Além disso, os materiais com memória de forma são conhecidos, dentre os materiais inteligentes, por sua alta densidade de energia (REDMOND *et al.*, 2011; LEO *et al.*, 2007; LAGOUDAS *et al.*, 2008), onde esta característica pode ser entendida como uma grande capacidade de realizar trabalho com baixo peso (BARBARINO *et al.*, 2009), o que permite a construção de atuadores compactos e simples (MAMMANO e DRAGONI, 2011; WILLIAMS e ELAHINIA, 2008). Esta importante característica é comprovada comparando-se vários tipos de materiais inteligentes, conforme ilustrado na Fig. 3.1.

A explicação para estes comportamentos peculiares reside na cristalografia e termodinâmica inerentes às ligas com memória de forma (SMA), onde os detalhes são extensivamente explorados por Lagoudas (2008). De fato, os SMAs são caracterizados por duas fases sólidas: a austenítica ( $A$ ), que é estável quando  $T > A_f$  (onde  $A_f$  define a temperatura final de transformação da austenita) e a martensítica, que é estável quando  $T < M_f$  (onde  $M_f$  define a temperatura final de transformação da martensita). É importante ressaltar que, tanto  $A_f$  quanto  $M_f$  são temperaturas características do material e obedecem a seguinte desigualdade:  $M_f < A_f$ . Da mesma forma, cabe mencionar que existem outras duas temperaturas características, a saber:  $A_s$ , que é a temperatura inicial de transformação da austenita, e  $M_s$  que é a temperatura inicial de transformação da martensita. A Figura 3.2 ilustra, esquematicamente, as configurações cristalográficas possíveis neste tipo de material, cuja coexistência entre elas pode ocorrer dependendo, naturalmente, do carregamento termo-mecânico.

Quanto às duas configurações de martensita, eis o que as define: (i) martensita livre de tensões, caracterizada pela estrutura cristalográfica maclada multivariante (M) que minimiza

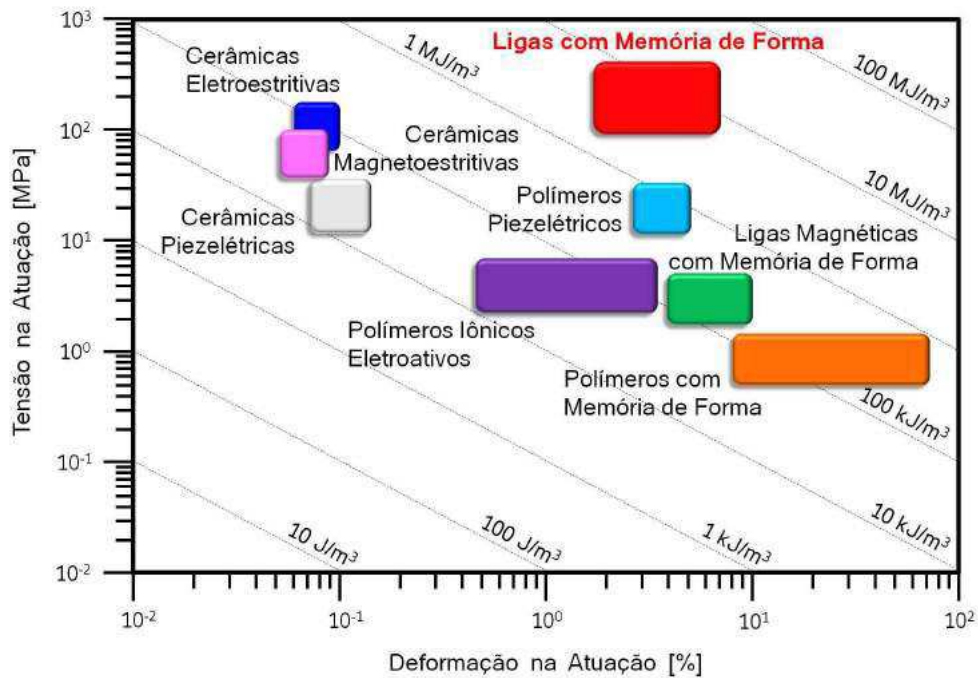


Figura 3.1 – Diagrama de densidade de energia de atuação indicando faixas típicas de deformação, tensão e densidade de energia de atuação de diferentes tipos de materiais inteligentes (adaptado de LAGOUDAS, 2008).

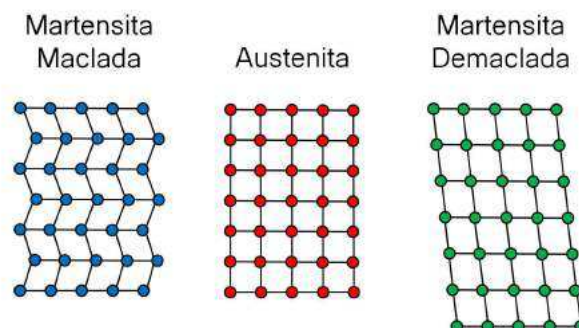


Figura 3.2 – Representação esquemática das estruturas cristalinas das ligas com memória de forma.

os desencaixes com a vizinhança (fase austenítica) de tal sorte que não está associada a qualquer deformação macroscópica; (ii) martensita induzida pela tensão, caracterizada por uma configuração típica de estrutura cristalográfica demaçada com uma única variante (S) que alinha as variantes ao longo de uma direção predominante, agora associada a uma deformação macroscópica.

### 3.1 Caminhos de Carregamento Termo-Mecânico

No intuito de facilitar o entendimento dos caminhos de carregamento termo-mecânico, sobretudo no tocante ao vínculo entre tensão, temperatura e deformação em um só diagrama, Lagoudas (2008) e Srinivasan e McFarland (2001) propõem a seguinte representação gráfica, conforme a Fig. 3.3

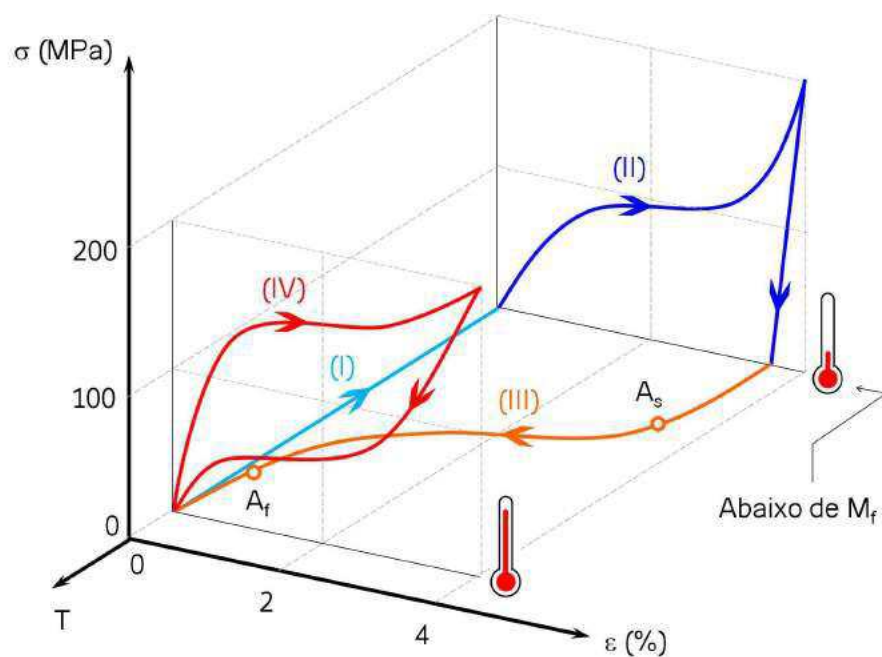


Figura 3.3 – Variação da Tensão-Deformação com a Temperatura (adaptado de SRINIVASAN e MCFARLAND, 2001)

Desta maneira, com base neste diagrama, a fenomenologia de cada trecho é então descrita.

#### 3.1.1 Caminho (I)

Quando o material a uma temperatura maior que  $A_f$  é resfriado para uma temperatura  $T \leq M_f$  sem que seja carregado mecanicamente, a transformação de austenita para martensita

de multivariante ou demaçada é então induzida, conforme mostrado na Fig. 3.4, onde é possível notar a já mencionada coexistência entre as fases. É importante esclarecer que a transformação da estrutura cristalina ora descrita não implica em deformação macroscópica

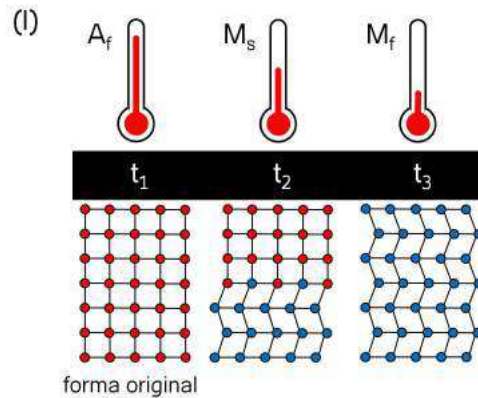


Figura 3.4 – Caminho de carregamento (I)

### 3.1.2 Caminho (II) - Efeito de Memória de Forma (EMF)

Neste caminho, esquematizado na Fig. 3.5, como o material é mecanicamente solicitado a uma temperatura  $T \leq M_f$ , no trecho inicial a martensita maclada se deforma elasticamente, no intermediário, onde a tensão tende a ficar constante para uma ampla faixa de deformação, a martensita se transforma para demaçada. Ao se remover a tensão a martensita demaçada recupera, elasticamente, parte da forma original, exibindo assim uma deformação residual. De fato, a martensita demaçada não é mais estável nesta temperatura e a transformação inversa acontece. Um resfriamento subsequente abaixo de  $M_f$  faz com que o material retorne à configuração de martensita maclada mas sem qualquer deformação macroscópica. Cabe dizer que pode haver ciclo de histerese se também for considerado a compressão (que não será abordado nesta tese). Este comportamento peculiar é então denominado *efeito de memória de forma* (EMF).

### 3.1.3 Caminho (III)

Na Figura 3.6 o caminho em questão é representado, onde o aquecimento do material sem solicitação mecânica induz uma reorganização da rede cristalina, ocorrendo da fase martensítica (estrutura maclada, demaçada ou mista) para a austenítica, onde o fato mais importante é a recuperação da forma original pela supressão da deformação residual.

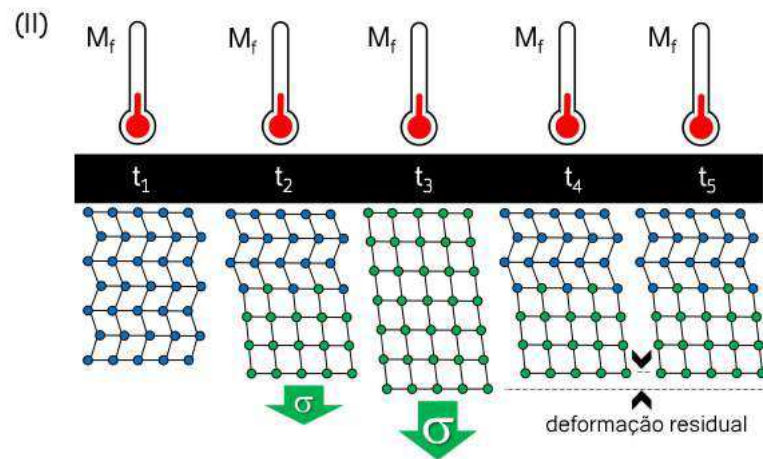


Figura 3.5 – Caminho de carregamento (II) - Efeito de Memória de Forma

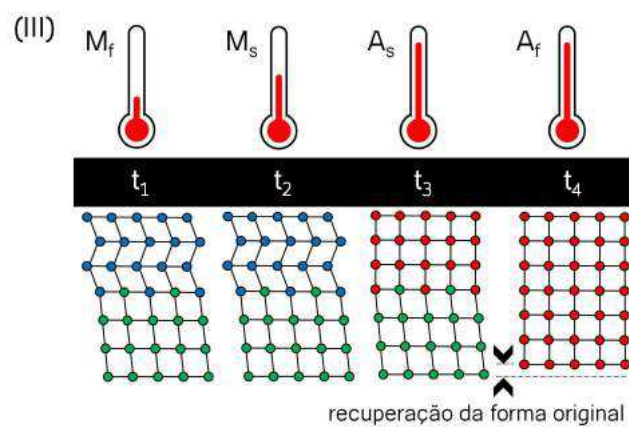


Figura 3.6 – Caminho de carregamento (III)

### 3.1.4 Caminho (IV) - Efeito Pseudoelástico (EPE)

Este último caminho exibe uma particularidade muito interessante, que é a presença de um ciclo histerético, mesmo ocorrendo somente esforços de tração (que é o foco deste trabalho). Este circuito fechado ocorre somente para temperaturas  $T > A_f$ , região onde a fase martensítica, seja maclada ou demaclada, não é mais estável. Assim, na fase inicial do carregamento mecânico a austenita se deforma elasticamente, na intermediária ocorre a transformação de fase de austenita para martensita maclada - onde é possível notar que a tensão tende a ficar constante para uma larga faixa de deformação - e na fase final a martensita demaclada de deforma elasticamente. Uma vez cessado o carregamento, a transformação inversa se inicia, porém a fase intermediária de retorno da fase martensítica maclada para a austenita se dá em um nível menor de tensão, culminando no fechamento do ciclo, onde a recuperação da forma original é atingida. Eis o que define o Efeito Pseudoelástico (EPE), que está esquematicamente ilustrado na Fig. 3.7.

Na presente tese, optou-se por se explorar este efeito, uma vez que se deseja empregar SMA para fins de dissipação, característica essa garantida pelo ciclo de histerese exibido, onde a área delimitada por ele denota a energia dissipada. Destaca-se ainda que, o nível de dissipação (ciclagem) será tão maior quanto maiores forem as deformações induzidas por deslocamentos.

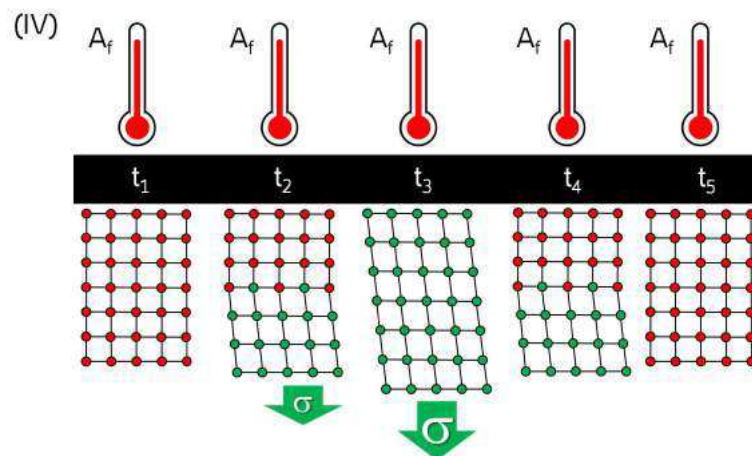


Figura 3.7 – Caminho de carregamento (IV) - Efeito Pseudoelástico

Todo o detalhamento e desenvolvimentos matemáticos inerentes às ligas com memória de forma podem ser consultados em Lagoudas (2008), Srinivasan e McFarland (2001) e em Leo (2007).

### 3.2 A composição das Ligas com Memória de Forma

Desde o descobrimento das ligas de níquel-titânio (*NiTi*) em 1963, uma numerosa quantidade de ligas têm sido investigadas para o comportamento de memória de forma. Entretanto, nas últimas décadas, dois grupos de ligas, o baseado no *NiTi* e baseado no cobre, respectivamente, são os mais explorados comercialmente (OZBULUT *et al.*, 2011). Dentre as várias ligas existentes, as baseadas em *NiTi* são as mais extensivamente estudadas e, portanto, a principal delas. Basicamente é composta por 50% de níquel e 50% titânio. Tais ligas são caracterizadas por terem a capacidade de recuperar até 8% de deformação. Podem ser obtidas em várias formas (fios, tubos, barras e placas) e possuem excelente resistência à corrosão e biocompatibilidade. A adição de um terceiro elemento de liga, exemplo detalhado em Ozbulut *et al.* (2011), confere propriedades interessantes, o que torna a flexibilidade nas aplicações ainda maior.

As ligas baseadas em cobre (*Cu*) tem a vantagem de serem compostas por materiais relativamente mais baratos. Contudo, o aumento da demanda das ligas *NiTi*, sobretudo da indústria de dispositivos biomédicos, tem promovido a queda do seu preço nas últimas décadas. Aliado a isso, as ligas a base de cobre têm capacidade limitada de recuperação de deformação, além do problema do envelhecimento a longo prazo devido à estabilização da martensita. As principais ligas deste grupo são o *CuAl* e *CuZn*. Analogamente às ligas baseadas em (*NiTi*), as baseadas em cobre podem ter suas características alteradas de acordo com sua composição; maiores detalhes acerca deste ponto podem ser encontrados em Ozbulut *et al.* (2011).

### 3.3 O Modelo Constitutivo de Brinson

O modelo de Brinson (BRINSON, 1993; BRINSON e HUANG, 1996) é um modelo constitutivo unidimensional baseado no modelo de Tanaka. Embora em seu trabalho ele é expandido para o caso de tração e compressão simétricas, nesta tese, devido a arquitetura em que trabalha a suspensão, será considerado somente o caso de tração. É importante dizer que, a abordagem sobre o modelo de Brinson é análoga à utilizada por Enemark *et al.* (2014). Assim sendo, a equação governante é dada por:

$$\sigma = E (\epsilon - \epsilon_R \xi_D) \quad (3.1)$$

onde  $\sigma$  é a tensão atuante,  $E$  é o módulo de elasticidade,  $\epsilon$  é a deformação atual,  $\epsilon_R$  é a deformação residual (que é parâmetro característico do material) e  $\xi_D$  é a fração de volume de martensita demaada. Além disso, como a temperatura de operação da suspensão é garantidamente superior a temperatura final de austenita,  $A_S$ , a fração de volume de martensita

maclada  $\xi_M$  é nula e, portanto, a fração de volume total de martensita é  $\xi = \xi_D$ . Ainda nesta direção, o módulo de elasticidade do material pode ser calculado usando-se a seguinte expressão:

$$E(T, \sigma) = E_A + \xi(E_M - E_A) \quad (3.2)$$

$$\epsilon(T, \sigma) = \frac{\sigma}{E(T, \sigma)} + \epsilon_R [\xi(T, \sigma)] \quad (3.3)$$

Para efeito de simplificação da notação usada para indicar derivadas parciais, define-se que, com validade para o restante do capítulo,  $(\cdot)'_* \equiv \frac{\partial}{\partial \epsilon}$ , salvo definição específica no decorrer do texto.

O módulo de elasticidade tangencial é  $E_t \equiv \frac{\partial \sigma}{\partial \epsilon}$

$$\epsilon'_\sigma = \frac{1}{E^2} (E - \sigma E'_\sigma) + \epsilon_R \xi'_\sigma \quad (3.4)$$

$$\epsilon'_T = \frac{1}{E^2} (E - \sigma E'_T) + \epsilon_R \xi'_T \quad (3.5)$$

$$E'_\sigma = (E_M - E_A) \xi'_\sigma \quad (3.6)$$

$$E'_T = (E_M - E_A) \xi'_T \quad (3.7)$$

Assim, substituindo-se a Eq. (3.6) na Eq. (3.4), vem

$$\epsilon'_\sigma = \frac{1}{E} - \frac{\sigma(E_M - E_A)}{E^2} \xi'_\sigma + \epsilon_R \xi'_\sigma \quad (3.8)$$

Ao passo que substituindo-se Eq. (3.7) na Eq. (3.5), resulta em

$$\epsilon'_T = -\frac{\sigma(E_M - E_A)}{E^2} \xi'_T + \epsilon_R \xi'_T \quad (3.9)$$



### 3.3.1 O Diagrama de Fases

Nesta seção, o diagrama de fases ilustrado na Fig. 3.8 é, do ponto de vista didático, a referência sobre a qual são estabelecidos os critérios para a demarcação das regiões de estabilidade para cada fase e das regiões de transformação. Além disso, o referido diagrama é usado para mapear as frações de volume martensítico e suas derivadas com respeito à tensão e à temperatura, quais sejam:  $\xi(T, \sigma)$  e  $\xi'(T, \sigma)$ .

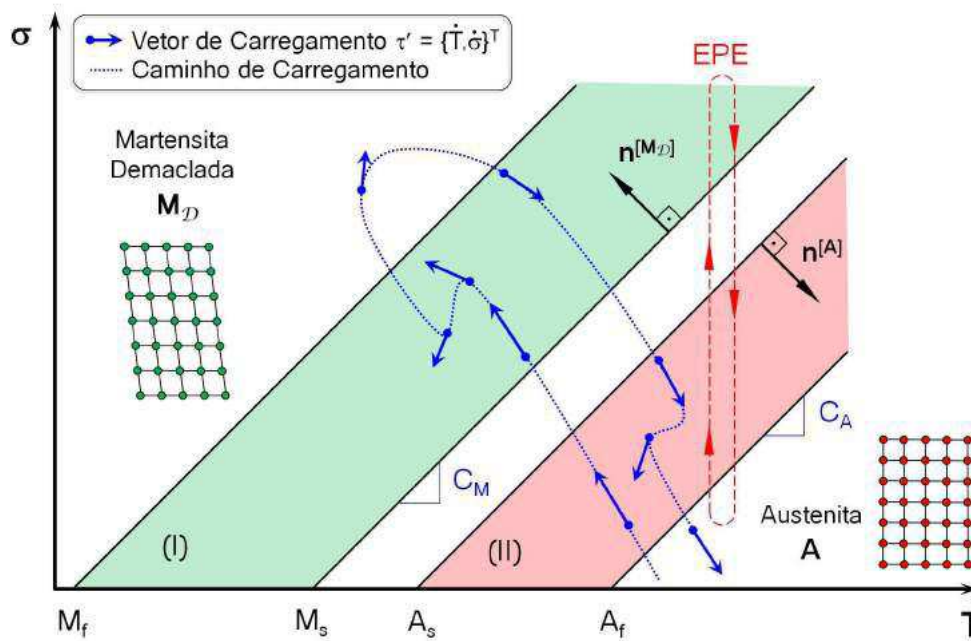


Figura 3.8 – Diagrama de fases: tensão vs temperatura.

#### Regiões de Estabilidade de Fases

Existem áreas no diagrama de fases em que as fases são estáveis. Tais regiões de estabilidade para a austenita,  $A$ , e para martensita demaçada,  $M_D$ , são delimitadas pelas expressões a seguir:

- Austenita ( $A$ )

$$T \geq A_s \quad \wedge \quad \sigma \leq C_A(T - A_f) \quad (3.10)$$

$$\xi = \xi_D = 0 \quad (3.11)$$

$$\xi' = \xi'_D = 0 \quad (3.12)$$

- Martensita Demaçada ( $M_D$ )

$$T \geq M_f \quad \wedge \quad \sigma \geq C_M(T - M_f) \quad (3.13)$$

$$\xi = \xi_D = 1 \quad \xi' = \xi'_D = 0 \quad (3.14)$$

### *Regiões de Transformação*

Existem duas regiões de transformação, a saber: região (I) e região (II) (vide Fig. 3.8). A primeira delas é aquela onde ocorre a transformação direta, ou seja, de austenita para martensita demaçada ( $A \rightarrow M_D$ ) e na outra ocorre a transformação inversa ( $M_D \rightarrow A$ ). Tais regiões são, respectivamente, delimitadas segundo as expressões a seguir.

$$T \leq M_s \quad \wedge \quad C_M(T - M_s) \leq \sigma \leq C_M(T - M_f) \quad (3.15)$$

$$T \geq A_s \quad \wedge \quad C_A(T - A_f) \leq \sigma \leq C_A(T - A_s) \quad (3.16)$$

Existem, ainda, dois vetores característicos,  $\mathbf{n}^{[M_D]} = \{-C_M, 1\}^T$  e  $\mathbf{n}^{[A]} = \{C_A, -1\}^T$ , que são normais às fronteiras das regiões (I) e (II), respectivamente, e que constituem a base do critério para ocorrência da transformação. Neste sentido, para que a transformação de fato ocorra, independentemente do tipo, a projeção do vetor  $\tau' = \{\dot{T}, \dot{\sigma}\}^T$ , que é tangente ao caminho de carregamento termo-mecânico, sobre os vetores normais supra descritos deve ser positiva ou nula (caso em que os vetores são paralelos). Caso contrário, a transformação não ocorre e, neste caso, a fração de volume martensítico  $\xi$  permanece constante. É importante destacar que nas regiões em branco na Fig. 3.8 nenhuma transformação acontece e por esta razão são denominadas “Zonas Mortas” (BEKKER e BRINSON, 1998). Cabe ainda dizer que, além de ser função da temperatura e da tensão, a fração de volume martensítico também é função da fração de volume martensítico inicial  $\xi_0$  e da temperatura inicial  $T_0$ , onde estas condições iniciais são reinicializadas sempre que o vetor  $\tau'$  muda de direção dentro das regiões de transformação.

O desenvolvimento da formulação demanda que, para uma dada temperatura, as tensões nas fronteiras de ambas as regiões sejam conhecidas. A Figura 3.9 destaca tais tensões no diagrama de fases e as expressões que permitem determiná-las são dadas por:

- $\sigma_{\hat{f}_s} = C_M(T - M_s) \rightarrow$  tensão inicial da região de transformação direta,
- $\sigma_{\hat{f}_f} = C_M(T - M_f) \rightarrow$  tensão final da região de transformação direta,
- $\sigma_{\hat{r}_s} = C_A(T - A_s) \rightarrow$  tensão inicial da região de transformação inversa e
- $\sigma_{\hat{r}_f} = C_A(T - A_f) \rightarrow$  tensão final da região de transformação inversa.

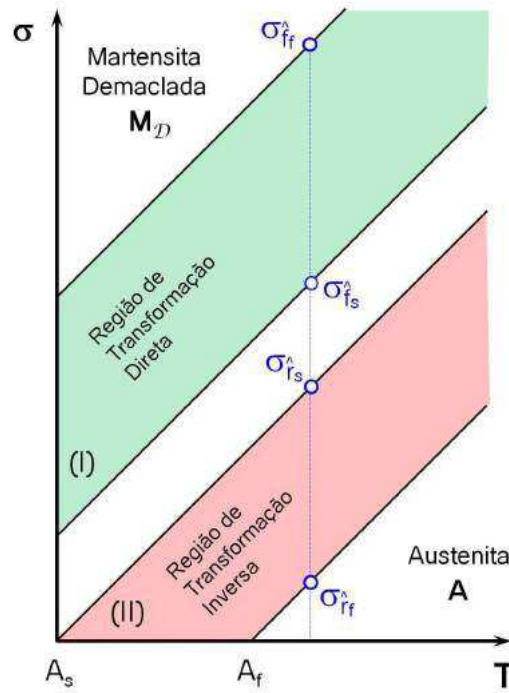


Figura 3.9 – Diagrama de fases: tensões na fronteira das regiões de transformação direta e inversa

Assim, para avaliar a evolução das frações de volume martensítico, uma variável auxiliar é definida. Antes, no entanto, cabe estabelecer que a partir deste ponto do texto os subscritos  $\hat{f}$  e  $\hat{r}$  estão relacionados, respectivamente, com a transformação direta (do termo em inglês *forward*) e com a transformação inversa (do termo em inglês *reverse*). No caso da transformação direta a variável é  $\kappa_{\hat{f}}$ , sendo calculada pela seguinte expressão:

$$\kappa_{\hat{f}} = \frac{\sigma - \sigma_{\hat{f}_s}}{\sigma_{\hat{f}_f} - \sigma_{\hat{f}_s}} \quad (3.17)$$

O passo seguinte é empregar esta nova variável para avaliá-la na função de *hardening*  $f(\kappa)$ , que segundo o modelo de Brinson é, originalmente, da forma  $f(\kappa) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \pi \kappa$ . Entretanto, Enemark e Santos (2015) propõem uma função  $f(\kappa)$ , igualmente não-linear, baseada em uma curva cúbica de Bézier, que além de também ser infinitamente diferenciável,

permite que a suavidade seja controlada de forma conveniente. Uma comparação entre as funções de endurecimento (do termo em inglês *hardening function*) original e proposta é mostrada na Fig. 3.10.

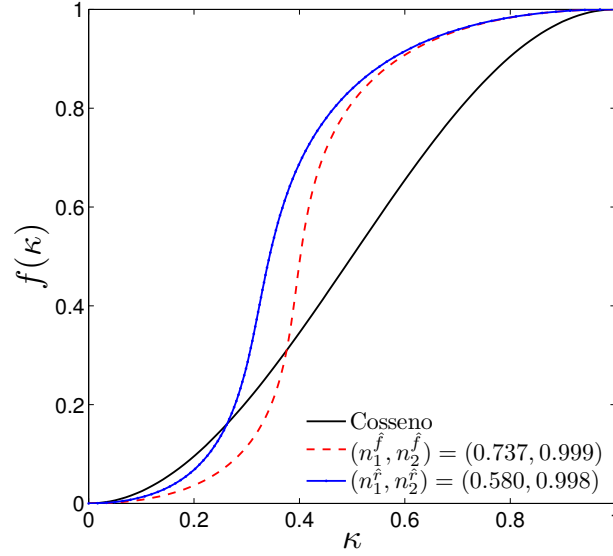


Figura 3.10 – Comparativo entre funções de endurecimento do tipo cossenoidal e do tipo curva de Bézier cúbica (para transformação direta e inversa) (adaptado de ENEMARK e SANTOS, 2015).

Assim, para a região de transformação direta, define-se, como expresso a seguir, a função de endurecimento

$$f_{\hat{f}} = f(\kappa_{\hat{f}}) \quad (3.18)$$

Portanto, a fração de volume martensítico  $\xi$  é finalmente governada pela seguinte equação:

$$\xi = \xi_0 + (1 - \xi_0)f_{\hat{f}} \quad (3.19)$$

bem com suas derivadas com respeito à temperatura  $\frac{\partial \xi}{\partial T}$  e à tensão  $\frac{\partial \xi}{\partial \sigma}$ , pelas duas seguintes equações:

$$\xi'_T = \frac{(1 - \xi_0)f'_{\hat{f}}}{M_f - M_s} \quad (3.20)$$

$$\xi'_\sigma = \frac{(1 - \xi_0)f'_f}{\sigma_{\hat{f}_f} - \sigma_{\hat{f}_s}} \quad (3.21)$$

Analogamente, para o caso da transformação inversa, os mesmos parâmetros são obtidos através das equações a seguir:

$$\kappa_{\hat{r}} = \frac{\sigma - \sigma_{\hat{r}_f}}{\sigma_{\hat{r}_s} - \sigma_{\hat{r}_f}} \quad (3.22)$$

$$f_{\hat{r}} = f(\kappa_{\hat{r}}) \quad (3.23)$$

$$\xi = \xi_0 f_{\hat{r}} \quad (3.24)$$

$$\xi'_T = \frac{\xi_0 f'_{\hat{r}}}{A_s - A_f} \quad (3.25)$$

$$\xi'_\sigma = \frac{\xi_0 f'_{\hat{r}}}{\sigma_{\hat{r}_s} - \sigma_{\hat{r}_f}} \quad (3.26)$$

Em suma, diante do desenvolvimento ora apresentdo, uma importante informação intrínseca ao modelo reside no fato que sempre que uma transformação ocorre o material em questão se comporta não-linearmente, ao passo que nas *Zonas Mortas* seu comportamento é linear. Já o acoplamento entre o modelo de Brinson para ligas com memória de forma, que constitui o elemento efetivo da suspensão do mancal por fios, e o modelo matemático do rotor, bem como a solução numérica do problema, serão tratados no Capítulo 4.

### 3.4 Propriedades Termo-mecânicas do SMA

A Tabela 3.1 apresenta os parâmetros termo-mecânicos do fio de SMA utilizado nesta tese e que foi adquirido através do site *Amazon*® acessando diretamente o endereço <http://www.amazon.com/dp/B001385FYY/>. O diagrama de fase aplicável a esta tese, e que é construído com estes parâmetros, está ilustrado na Fig. 3.11. Já a Tab. 3.2 apresenta os

parâmetros de controle da curva de Bézier que governa a função de *hardening* vinculada à transformação de fases.

Tabela 3.1 – Propriedades termo-mecânicas do fio de SMA e parâmetros de controle da curva de Bézier

$\epsilon_L$ [%]	$E_A$ [GPa]	$E_M$ [GPa]	$A_s$ [°C]	$A_f$ [°C]	$M_s$ [°C]	$M_f$ [°C]	$C_A$ [ $\frac{MPa}{°C}$ ]	$C_M$ [ $\frac{MPa}{°C}$ ]
4.08	42.9	27.1	-25.3	30.0	25.0	-49.1	8.03	9.32

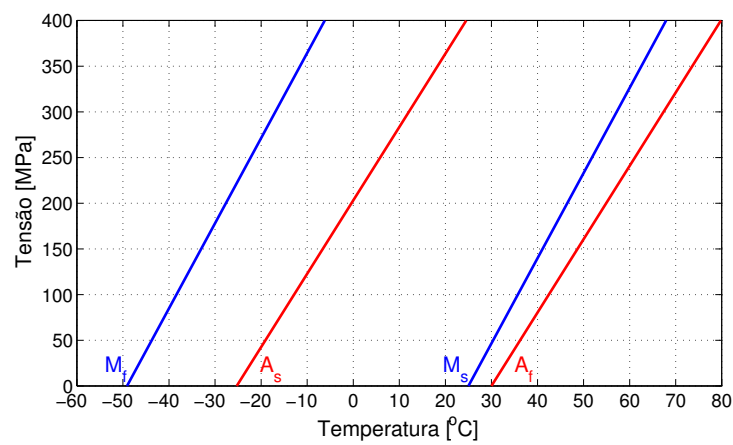


Figura 3.11 – Diagrama de fases da liga com memória de forma (SMA).

Tabela 3.2 – Parâmetros de controle da curva de Bézier

$n_1^f$	$n_2^f$	$n_1^r$	$n_2^r$
0.737	0.999	0.580	0.998

## CAPÍTULO IV

### SUSPENSÃO DO MANCAL POR FIOS

#### 4.1 Concepção da Suspensão do Mancal por Fios (SMF)

A necessidade de se investigar a ação das ligas com memória de forma aplicadas ao controle de vibrações de rotores demandou o projeto de um sistema de suspensão que conectasse o elemento desta categoria de material inteligente ao mancal. Neste sentido, como não faz parte do escopo desta tese propor uma solução tecnológica de aplicação industrial imediata, optou-se por uma abordagem simples porém suficiente para garantir condições de avaliação do seu comportamento. Assim, a solução encontrada foi a de se conectar fios de SMA ancorados e pré-tensionados ao mancal, analogamente às cordas de uma guitarra. Cabe salientar que o sistema ora proposto atua somente na direção horizontal, uma vez que a rigidez do mancal na vertical é cerca de quatro ordens de grandeza maior. Esta característica obriga, portanto, que sejam instalados fios de ambos os lados do mancal, de tal sorte que eles trabalhem antagonicamente, sempre tracionados. A pré-tensão supracitada faz com que haja um ângulo entre o fio e a vertical, o que faz com que a força exercida pelo fio seja decomposta nas duas direções, onde a efetiva, neste caso, é a componente horizontal. Salienta-se, ainda, que quanto maior for o ângulo causado pela pré-tensão, mais rígido se torna o sistema e menos o SMA trabalha, pontos estes cujos detalhes são discutidos na próxima seção. Naturalmente, fios de qualquer material podem ser utilizados na suspensão, embora ele tenha sido concebido inicialmente para ligas com memória de forma. A Figura 4.1 ilustra a maquete virtual do SMF elucidando seu conceito.

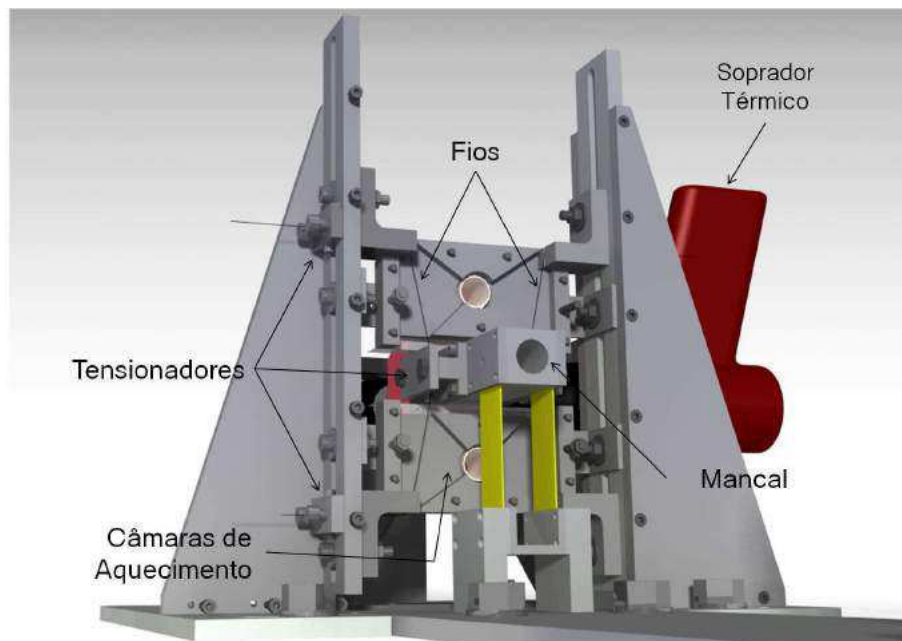


Figura 4.1 – Maquete virtual da Suspensão do Mancal por Fios (SMF)

## 4.2 Modelagem Matemática da Suspensão

Nesta seção é apresentada a modelagem matemática da SMF que está conectada ao mancal 2. Assim, as forças exercidas pelos fios de liga com memória de forma são determinadas com o auxílio das representações esquemáticas da SMF mostradas na Fig. 4.2.

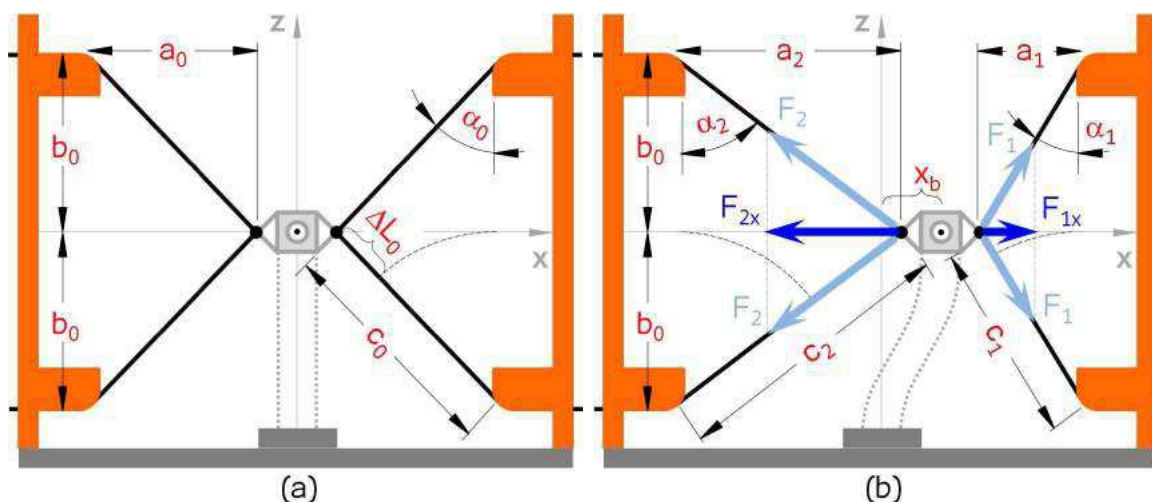


Figura 4.2 – Esquema da Suspensão do Mancal por Fios (SMF): (a) rotor em repouso (pré-tensionado) e (b) rotor em operação.

Entretanto, antes do início do desenvolvimento da modelagem, faz-se necessária a definição de uma lista de parâmetros baseada na geometria do problema, a saber:



- $\Delta L_0$ : alongação do fio na pré-tensão;
- $x_b$ : deslocamento do mancal;
- $a_0 = x_p = c_0 \sin \alpha_0$ : deslocamento relativo a geração da pré-tensão estática;
- $b_0 = L$ : comprimento relaxado do fio (metade devido à simetria);
- $c_0 = L + \Delta L_0$ : comprimento do fio alongado para o rotor em repouso (pré-tensionado);
- $a_1 = x_p - x_b$ : deslocamento relativo à pré-tensão dinâmica do lado 1;
- $c_1$ : comprimento do fio alongado do lado 1 para o rotor em operação;
- $a_2 = x_p + x_b$ : deslocamento relativo à pré-tensão dinâmica do lado 2;
- $c_2$ : comprimento do fio alongado do lado 2 para o rotor em operação;
- $\alpha_0$ : ângulo entre o fio e a vertical para o rotor em repouso (pré-tensionado);
- $\alpha_1$ : ângulo entre o fio e a vertical do lado 1 para o rotor em operação;
- $\alpha_2$ : ângulo entre o fio e a vertical do lado 2 para o rotor em operação;

A partir deste ponto é preciso determinar a deformação inicial  $\epsilon_0$  devido a pré-tensão, empregando-se a seguinte definição da resistência dos materiais:

$$\begin{aligned}\epsilon_0 &= \frac{c_0 - b_0}{b_0} \\ &= \frac{\Delta L_0}{L}\end{aligned}\tag{4.1}$$

Cabe, ainda, determinar  $c_1$  e  $c_2$ , que podem ser obtidos de forma trivial aplicando-se o Teorema de Pitágoras e a Eq. (4.1). Assim, para  $c_1$ , vem:

$$\begin{aligned}c_1^2 &= a_1^2 + b^2 \\ &= (x_p - x_b)^2 + L^2 \\ &= x_b^2 - 2x_p x_b + \underbrace{L^2 + x_p^2}_{c_0^2} \\ c_1 &= \sqrt{x_b^2 - 2x_b(L + \Delta L_0) \sin \alpha_0 + (L + \Delta L_0)^2} \\ &= \sqrt{x_b^2 - 2x_b(L + \epsilon_0 L) \sin \alpha_0 + (L + \epsilon_0 L)^2} \\ &= \sqrt{x_b^2 - 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2}\end{aligned}\tag{4.2}$$

e, analogamente, para  $c_2$

$$\begin{aligned}
 c_2^2 &= a_2^2 + b^2 \\
 &= (x_p + x_b)^2 + L^2 \\
 &= x_b^2 + 2x_px_b + \underbrace{L^2 + x_p^2}_{c_0^2} \\
 c_2 &= \sqrt{x_b^2 + 2x_b(L + \Delta L_0) \sin \alpha_0 + (L + \Delta L_0)^2} \\
 &= \sqrt{x_b^2 + 2x_b(L + \epsilon_0 L) \sin \alpha_0 + (L + \epsilon_0 L)^2} \\
 &= \sqrt{x_b^2 + 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2} \tag{4.3}
 \end{aligned}$$

Uma vez cumprida esta etapa, dá-se o início da modelagem propriamente dito. Para tanto, como a tensão no fio ocorre axialmente, parte-se da definição básica de deformação. Assim, para o fio do lado 1, que concorda com a orientação positiva do eixo  $x$ , vem:

$$\epsilon_1 = \frac{c_1 - b_0}{b_0} \tag{4.4}$$

Baseando-se nas definições acima e substituindo-se a Eq. (4.2) na Eq. (4.4), obtém-se a deformação  $\epsilon_1$ , como a seguir:

$$\epsilon_1 = \frac{\sqrt{x_b^2 - 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2} - L}{L} \tag{4.5}$$

Analogamente, para  $\epsilon_2$ , vem

$$\epsilon_2 = \frac{\sqrt{x_b^2 + 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2} - L}{L} \tag{4.6}$$

É importante enfatizar que ambas as deformações são dependentes de  $x_b$  e  $\epsilon_0$ .

Agora, quanto às das forças exercidas pelos fios de liga com memória de forma, salienta-se que, baseado na geometria da SMF mostrada na Fig. 4.2, é necessário projetá-las na direção  $x$  e multiplicá-las por dois devido à simetria entre as partes superior e inferior. Além disso, conforme esquematizado na Fig. 4.3, a força atuante em um fio vale  $F = \sigma A$ , onde  $\sigma$  é a tensão axial e  $A$  a área da seção transversal do fio (ou cabo).

Logo, a força  $F_{1_x}$ , que puxa o mancal para direita, é dada por

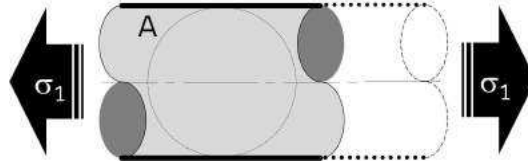


Figura 4.3 – Esquema da tensão aplicada em um fio.

$$\begin{aligned}
 F_{1_x} &= 2F_1 \sin \alpha_1 \\
 &= 2F_1 \left( \frac{a_1}{c_1} \right) \\
 &= \frac{2\sigma_2 A(x_p - x_b)}{\sqrt{x_b^2 - 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2}} \\
 &= \frac{2\sigma_2 A [L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 - x_b]}{\sqrt{x_b^2 - 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2}}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

e a força antagônica  $F_{2_x}$ , por

$$\begin{aligned}
 F_{2_x} &= 2F_2 \sin \alpha_2 \\
 &= 2F_2 \left( \frac{a_2}{c_2} \right) \\
 &= \frac{2\sigma_2 A(x_p + x_b)}{\sqrt{x_b^2 + 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2}} \\
 &= \frac{2\sigma_2 A [L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + x_b]}{\sqrt{x_b^2 + 2x_b L(1 + \epsilon_0) \sin \alpha_0 + [(1 + \epsilon_0)L]^2}}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Portanto, respeitando-se o referencial, a força total aplicada pela SMF sobre o rotor, através do mancal, é dada por:

$$F_{SMA} = F_{1_x} - F_{2_x} \tag{4.9}$$

É de extrema importância enfatizar que, como a força  $F_{SMA}$  também é função do deslocamento do mancal 2, o modelo descrito pela Eq. (5.2) torna-se não-linear, problema que, do ponto de vista da resolução da equação, é solucionado pela utilização de um modelo inverso descrito no início do Capítulo 5.

#### 4.2.1 Parâmetros Geométricos do Fio

Devido às restrições dimensionais impostas pelo rotor já existente optou-se, para o projeto da Suspensão do Mancal por Fios, por fixar o comprimento do fio em  $L = 80 \text{ mm}$ . Com relação ao diâmetro, duas condições tiveram que ser respeitadas para sua seleção. A primeira delas é que o diâmetro do fio deveria ser tal que não o enrijecesse (e consequentemente a suspensão) a ponto de inibir a transformação de fases devido ao deslocamento do mancal. A outra, é que a área da seção transversal do fio teria que ser pequena a tal ponto de se poder assumir que a temperatura do ambiente que o envolve seja distribuída homogeneamente. Portanto, selecionou-se, de forma empírica, o diâmetro  $d_{fio} = 0,25 \text{ mm}$ .

#### 4.3 Seleção das Condições Iniciais

Através do modelo de Brinson foram geradas isocurvas para a fração martensítica  $\xi_0$  em função da deformação inicial  $\epsilon_0$  e da temperatura  $T_0$ , como pode ser visto na Fig. 4.4. O objetivo aqui é determinar, a partir de um nível de fração martensítica suficiente para potencializar a transformação de fase direta e inversa, uma condição inicial onde o par pré-tensão e temperatura seja factível. Neste caso, optou-se por  $\xi_0 = 50\%$ , por estar na faixa intermediária, e  $T_0 = 30^\circ\text{C}$ , por estar na faixa da temperatura ambiente, para se determinar  $\epsilon_0 = 3\%$ , conforme destacado no gráfico. Vale enfatizar aqui que a intensidade da histerese devido à ciclagem entre as transformações direta e inversa é tanto maior quanto maior for o nível de pré-tensão.

Da mesma forma, foram geradas outras isocurvas relativas ao deslocamento máximo que o mancal pode alcançar para garantir a condição de tração dos fios, conforme ilustrado na Fig. 4.5. Entretanto, estas isocurvas agora são função da deformação inicial  $\epsilon_0$  e do ângulo do fio com a vertical, para a pré-tensão  $\alpha_0$ . Assim, a partir da deformação inicial  $\epsilon_0 = 3\%$  obtida previamente selecionou-se, conforme destacado no gráfico, o ângulo  $\alpha_0 = 12^\circ$  que acarretou num deslocamento  $x_b^{max} \approx 17 \text{ mm}$ , que é o mesmo deslocamento necessário para gerar a pré-tensão de interesse, ou seja,  $x_b^{max} = x_p$ . É importante salientar que os parâmetros fornecidos pela análise das duas isocurvas são fundamentais e básicos para o projeto da suspensão da bancada experimental.

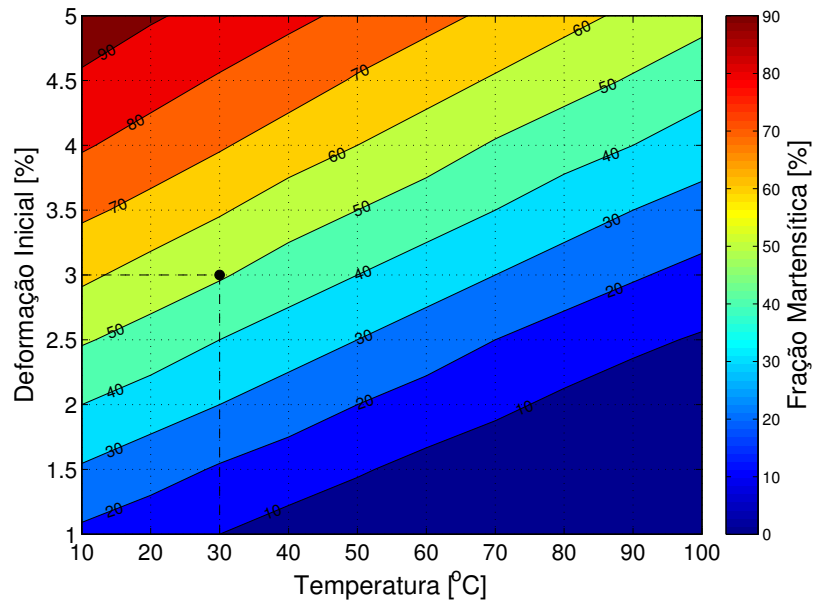


Figura 4.4 – Isocurvas da fração martensítica  $\xi_0$  em função da temperatura  $T$  e da deformação inicial  $\epsilon_0$

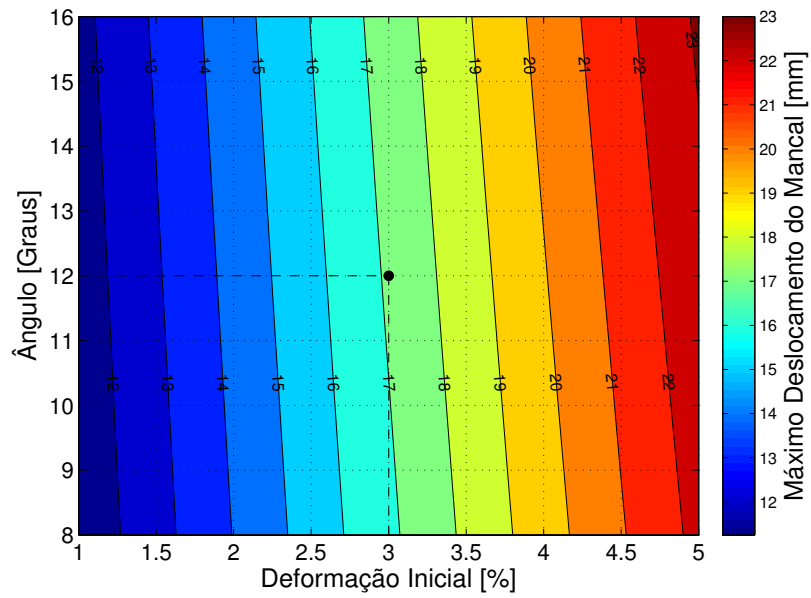


Figura 4.5 – Isocurvas do máximo deslocamento do mancal  $x_b^{max}$  em função da deformação inicial  $\epsilon_0$  e do ângulo  $\alpha_0$

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*

# CAPÍTULO V

## SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

### 5.1 Dinâmica de Rotores Flexíveis

As equações do movimento de rotores podem ser obtidas segundo duas abordagens principais, a saber: a contínua ou a discreta. Nesta tese de doutorado, optou-se por uma abordagem que considera um modelo discreto do sistema rotor-mancais. Neste sentido, muitos autores lançaram mão, por exemplo, do Método dos Elementos Finitos (MEF) e do Método da Matriz de Transferência (MMT) como ferramenta de modelagem.

Em seguida uma breve explanação sobre o MEF aplicado à modelagem de rotores flexíveis é apresentada bem como o critério para redução ou truncamento do modelo para fins de diminuição do esforço computacional.

Sendo função do modelo matemático prover uma representação aproximada e razoável da realidade (ADAMS JR, 2001), faz-se necessário, para tanto, que alguns parâmetros do rotor, como por exemplo aqueles associados ao mancal, sejam previamente identificados, de tal sorte que o elemento em questão seja caracterizado. O processo de identificação supracitado é baseado em técnicas de problemas inversos (VIANA, 2008), onde os parâmetros determinados são utilizados para ajustar o modelo, permitindo, desta maneira, que a simulação do comportamento dinâmico do rotor se aproxime o máximo possível da realidade, respeitando-se, naturalmente, as hipóteses assumidas.

#### 5.1.1 Modelagem de Rotores Flexíveis

Os rotores flexíveis pertencem a uma classe de sistemas dinâmicos cujos componentes típicos são discos, eixos flexíveis, mancais e selos. Este modelo teórico, que no domínio contínuo é governado por uma equação diferencial parcial passa a ser, após a discretização, aproximado por um conjunto de equações diferenciais ordinárias (ADAMS JR, 2001) que

são obtidas aplicando-se as leis de Newton, relações de tensão-deformação e as equações de Lagrange (CRAIG JR, 1981).

Os principais passos a serem seguidos para determinação das equações do movimento de um rotor são apresentados por Lalanne e Ferraris (1998), a saber:

- 1 ) Cálculo das energias cinética e potencial e dos trabalhos virtuais para todos os componentes do sistema;
- 2 ) Seleção de um método numérico para discretização do sistema: Método de Rayleigh-Ritz para sistemas com poucos graus de liberdade (GDL) ou o Método dos Elementos Finitos (MEF) para sistemas mais complexos;
- 3 ) Aplicação das equações de Lagrange, como a seguir

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{T}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{T}}{\partial q_i} + \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial q_i} = F_{q_i} \quad (5.1)$$

onde  $q_i$  são as coordenadas generalizadas independentes,  $F_{q_i}$  as forças generalizadas e  $\mathcal{T}$  e  $\mathcal{U}$ , as energias cinética e de deformação dos componentes, respectivamente.

Neste trabalho, considerou-se como sendo rígido o elemento de disco, o que implica na existência somente de energia cinética. Já para os mancais, além da rigidez e amortecimento, as inércias dos acoplamentos que os compõem podem ser incorporadas no modelo do rotor como sendo um elemento de disco. Para efeito de esclarecimento, a Fig. 5.1 ilustra um elemento finito de eixo, onde são destacadas suas principais características, como sua delimitação por dois nós ( $i$  e  $j$ ) e o fato de cada um deles possuir quatro graus de liberdade, sendo dois relativos à translação ( $u$  e  $w$ ) e dois à rotação ( $\theta$  e  $\psi$ ). A variação da seção transversal é admitida como sendo linear e tanto o efeito da inércia devido à sua rotação (Rayleigh) quanto o efeito devido ao cisalhamento da seção (Timoshenko) são também considerados.

Assim, uma vez cumpridos os passos ora apresentados, a equação do movimento do rotor flexível resultante é dada, em notação matricial, pela Eq. (5.2)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + [\mathbf{D} + \dot{\phi}\mathbf{G}] \dot{\mathbf{x}}(t) + [\mathbf{K} + \ddot{\phi}\mathbf{K}_{st}] \mathbf{x}(t) = \overbrace{\mathbf{f}_u(t) + \mathbf{f}_{SMA}(t) + \mathbf{f}_w(t)}^{\mathbf{f}(t)} \quad (5.2)$$

onde

- $\mathbf{x}(t)$ : vetor de deslocamentos generalizados;
- $\mathbf{M}$ : matriz de inércia do sistema;
- $\mathbf{D}$ : matriz de amortecimento do sistema (que contempla amortecimento proporcional);



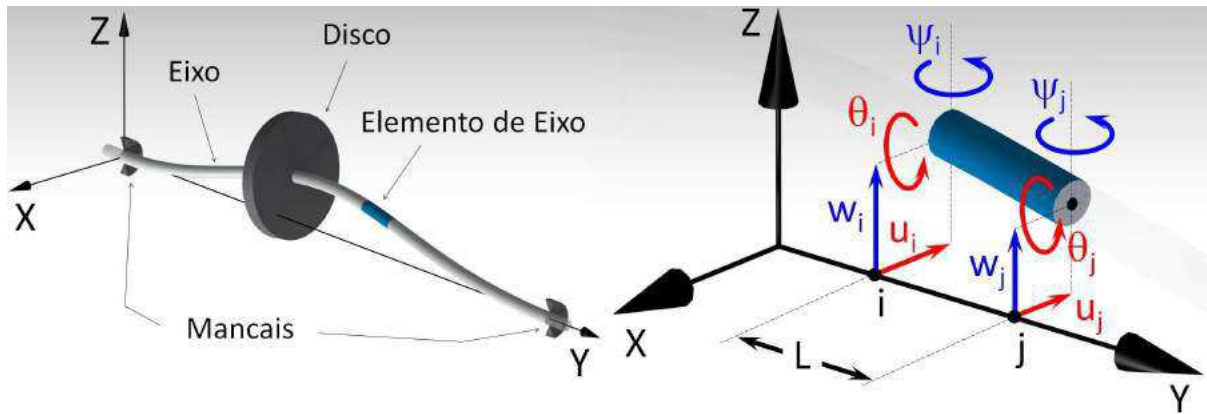


Figura 5.1 – Elemento finito de eixo e seus graus de liberdade

- $\mathbf{G}$ : matriz giroscópica do sistema (dependente da velocidade de rotação);
- $\mathbf{K}$ : matriz de rigidez do sistema;
- $\mathbf{K}_{st}$ : matriz de rigidez devido ao movimento transiente;
- $\dot{\phi}$ : velocidade angular variante no tempo;
- $\ddot{\phi}$ : aceleração angular;
- $\mathbf{f}_u(t)$ : força externa devido ao desbalanceamento;
- $\mathbf{f}_{SMA}(t)$ : força externa devido ao fio de SMA;
- $\mathbf{f}_w(t)$ : força externa devido ao peso;
- $\mathbf{f}(t)$ : soma das forças externas.

À matriz de amortecimento  $\mathbf{D}$ , que no caso deste trabalho é nula por não existir amortecimento concentrado, deve ser, ainda, incorporado o amortecimento estrutural sob a forma de amortecimento proporcional. O coeficiente de amortecimento proporcional  $\beta$  é determinado no Apêndice A. Assim, a matriz de amortecimento é então atualizada como a seguir

$$\mathbf{D} = \mathbf{D} + \beta \mathbf{M} \quad (5.3)$$

Todas as matrizes que compõem a Eq. (5.2) têm dimensão  $N \times N$  (sendo  $N$  o número de graus de liberdade do sistema) e encontram-se detalhadas em vários livros de dinâmica de rotação, como por exemplo em Childs (1993), Lalanne e Ferraris (1998), Adams Jr (2001), Muszynska (2005) e Genta (2005).

### 5.1.2 Solução das Equações do Movimento

Em geral, os sistemas cujos modelos são governados por equações similares à Eq. (5.2) têm um elevado número de graus de liberdade. Por este motivo, esta seção tem por objetivo apresentar a estratégia empregada para se resolver tais equações.

Primeiramente, as equações do movimento, Eq. (5.2), são escritas na formulação de espaço de estados para que sejam resolvidas pelo método Runge-Kutta-Fehlberg. Neste sentido, definindo-se  $\mathbf{y} = \{\mathbf{x} \dot{\mathbf{x}}\}^T$  o sistema se transforma em um problema de primeira ordem, como a seguir

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{M}}} \underbrace{\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{D} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{K}}} \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix}} + \omega \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{G} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{G}}} \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix}} = \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{f}}} \quad (5.4)$$

onde  $\tilde{\mathbf{M}}$ ,  $\tilde{\mathbf{K}}$  e  $\tilde{\mathbf{G}}$  são, respectivamente, as matrizes de massa, de rigidez e do efeito giroscópico and  $\tilde{\mathbf{f}}$  o vetor de forças externas.

Assim, o sistema pode ser representado de forma compacta por

$$\tilde{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{y}} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{y} + \omega\tilde{\mathbf{G}}\mathbf{y} = \tilde{\mathbf{f}} \quad (5.5)$$

Contudo, é necessário, ainda, um passo adicional para que a Eq. (5.5) seja escrita em um formato mais apropriado para fins de implementação numérica. Portanto, para converter o sistema de coordenadas físicas para coordenadas modais, resolve-se, para o sistema não-giroscópico, o problema de autovalor e autovetor para  $\omega = 0$ , o que resulta em

$$\mathbf{V}\mathbf{\Lambda}\mathbf{V}^{-1} = -\tilde{\mathbf{M}}^{-1}\tilde{\mathbf{K}} \quad (5.6)$$

onde  $\mathbf{\Lambda}$  é uma matriz diagonal contendo os autovalores (que são pares complexos conjugados) e  $\mathbf{V}$  é a matriz que contém os autovetores correspondentes. Tais definições são utilizadas para transformar a Eq. (5.5) em:

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{\Lambda}\mathbf{z} - \omega\tilde{\mathbf{G}}_0\mathbf{z} + \tilde{\mathbf{f}}_0 \quad (5.7)$$

onde  $\tilde{\mathbf{G}}_0 = (\tilde{\mathbf{M}}\mathbf{V})^{-1}\tilde{\mathbf{G}}\mathbf{V}$  e  $\tilde{\mathbf{f}}_0 = (\tilde{\mathbf{M}}\mathbf{V})^{-1}\tilde{\mathbf{f}}$ .

Os modos mais elevados correspondentes a certos elementos de  $\mathbf{z}$  são assumidos como sendo

desnecessários para a representação do sistema, sendo assim desprezados, o que constitui o critério para redução do modelo empregado nesta tese. Finalmente, para se recuperar o resultado relativo ao sistema escrito em coordenadas físicas usa-se a relação  $y = Vz$ .

## 5.2 Acoplamento dos Modelos

Para simular o problema estudado nesta tese, foi necessário acoplar os três modelos discutidos previamente nos Capítulos 3 e 4, e na Seção 5.1. Assim, para condensar esta integração em um só esquema, propôs-se o fluxograma ilustrado na Fig. 5.2. É importante ressaltar que é meramente uma representação geral do processo, mostrando apenas os pontos essenciais para seu entendimento e que as conexões tracejadas significam parâmetros que sempre vão alimentar o processo, não dependendo de nenhuma condição. Além destes pontos, vale dizer que o processo ora apresentado se trata de um problema iterativo, uma vez que a força exercida pela SMF sobre o rotor,  $F_{SMA}$ , é calculada somente após o deslocamento do mancal,  $x_b$ , ter sido calculado. Portanto, a inicialização do processo é feita por uma estimativa da tensão a partir da deformação inicial do fio proveniente da pré-tensão e da temperatura.

## 5.3 Modelo do Rotor em Elementos Finitos

O modelo em elementos finitos do rotor se refere ao sistema cujo modelo mecânico é representado pela Fig. 5.3. Neste sentido, discretizou-se o eixo do rotor em dezessete elementos (portanto dezoito nós), de forma a posicionar o acoplamento no nó #1, o mancal 1 no nó #5, o mancal 2 (local de instalação da SMF) no nó #18 e, finalmente, o disco no nó #14, conforme detalhado na Fig. 5.4. Para compor o modelo, empregou-se, ainda, os parâmetros do rotor e dos mancais que constam nas Tab. 5.1 e Tab. 5.2, respectivamente. No que tange ao amortecimento, foi considerado o amortecimento estrutural dado por  $\zeta = 0,016$ , sendo este incorporado ao modelo sob a forma de amortecimento proporcional, empregando-se a Eq. (5.3). Destaca-se, ainda, que os modos superiores a  $300 \text{ Hz}$  foram desconsiderados, de forma que o modelo truncado reteve apenas 8 modos.

Como serão simuladas várias condições de testes, é conveniente definir que, a partir deste ponto do texto, o termo rotor “original” se refere àquele em que a suspensão (SMF) não está instalada.

O diagrama de Campbell para o rotor sem a SMF instalada é ilustrado na Fig. 5.6, enquanto que os três primeiros modos de vibrar, além de suas respectivas frequências naturais, são mostrados na Fig. 5.5.

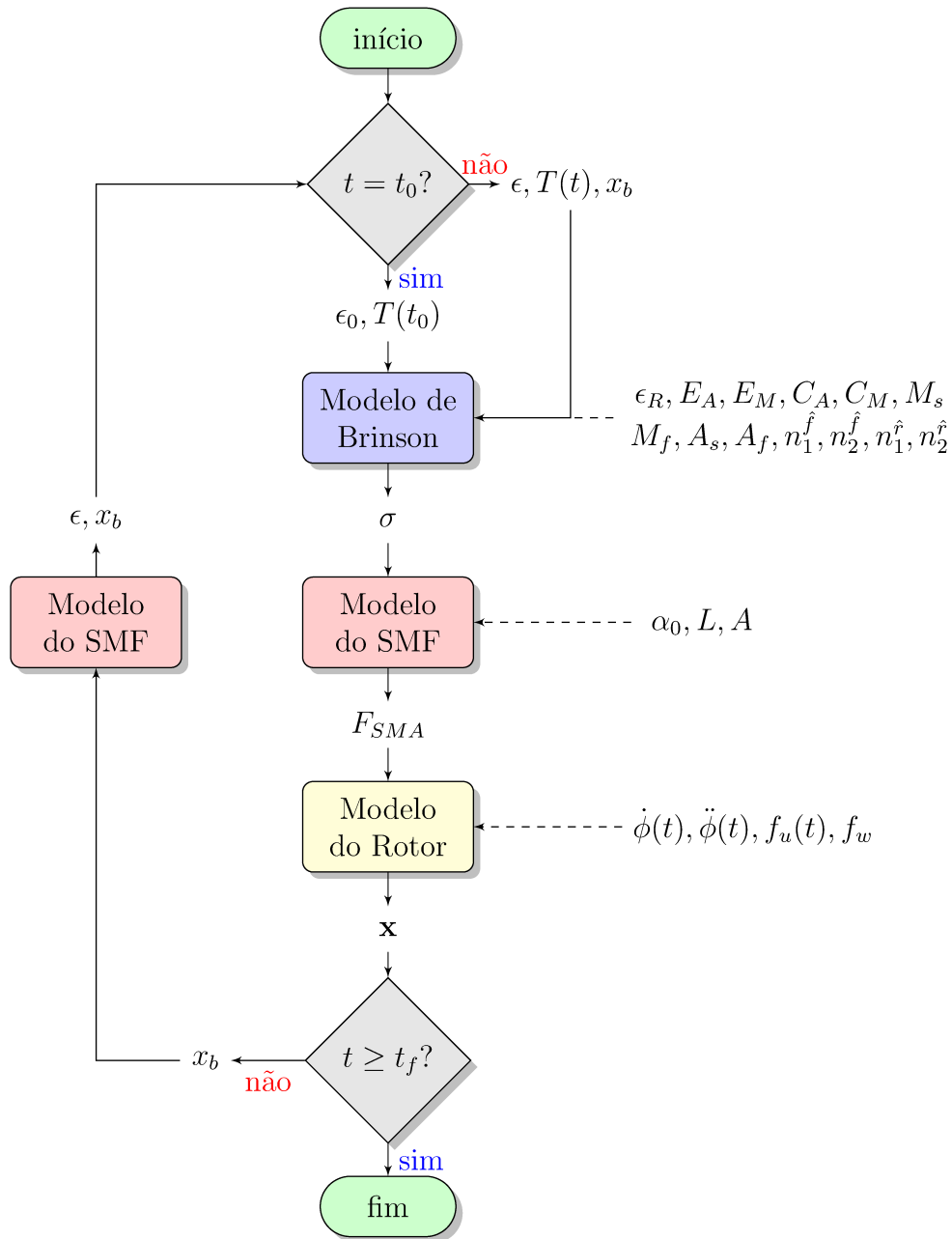


Figura 5.2 – Fluxograma da integração dos modelos (Problema Iterativo)

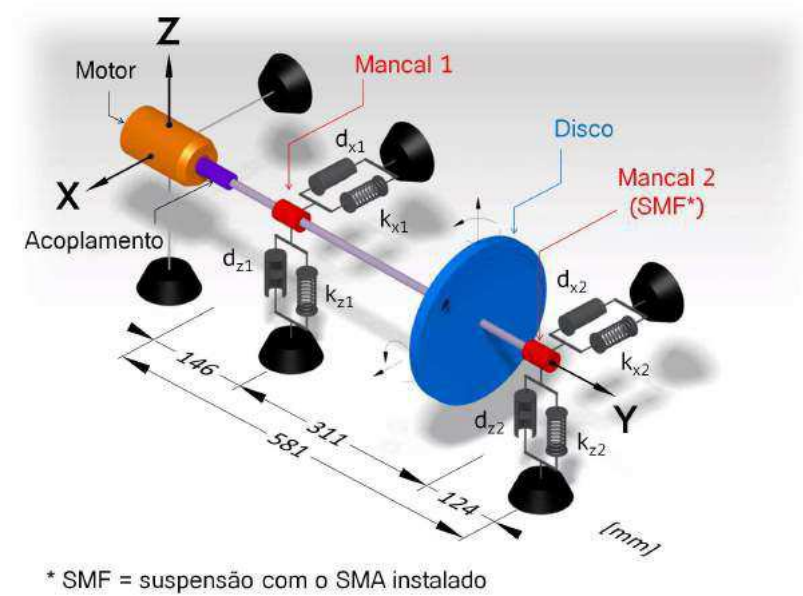


Figura 5.3 – Modelo mecânico do rotor.

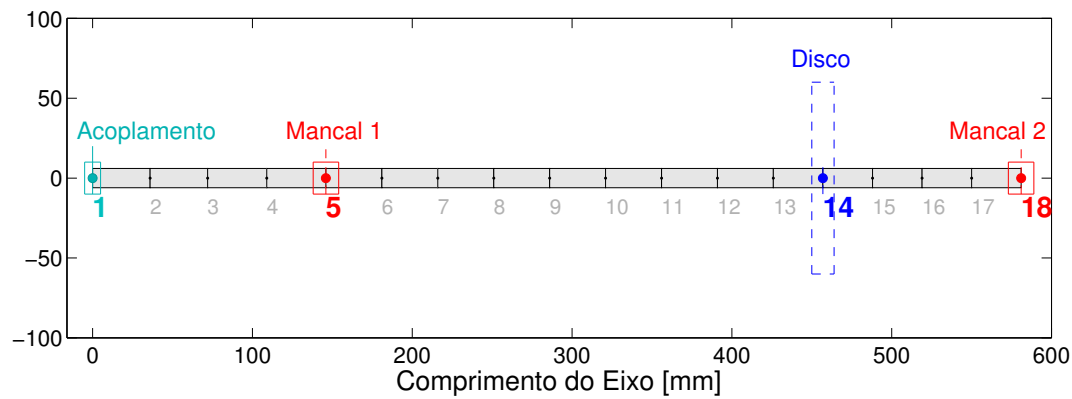


Figura 5.4 – Modelo discretizado do rotor.

Tabela 5.1 – Propriedades do rotor

Diâmetro do eixo [mm]	6,0
Comprimento do eixo [m]	581,0
Massa do eixo [kg]	0,129
Massa do disco [kg]	0,860
Espessura do disco [mm]	11,0
Módulo de Young [GPa]	205
Densidade [kg/m³]	7800
Desbalanceamento <sup>1</sup> [g · mm]	70,2

<sup>1</sup>parâmetro controlado utilizado somente neste capítulo

Tabela 5.2 – Propriedades dos mancais

	Massa [kg]	Rigidez - Direção $x$ [N/m]	Rigidez - Direção $z$ [N/m]
<b>Mancal 1</b>	0,140	$1,25 \times 10^5$	$3,83 \times 10^8$
<b>Mancal 2</b>	0,407	$1,85 \times 10^4$	$1,35 \times 10^8$

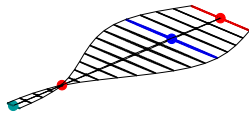
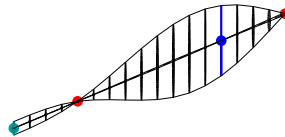
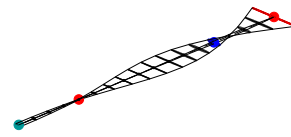
Modo # 1  $\rightarrow \omega_{nd} = 16.2$  HzModo # 2  $\rightarrow \omega_{nd} = 20.9$  HzModo # 3  $\rightarrow \omega_{nd} = 35.6$  Hz

Figura 5.5 – Modos de vibrar do rotor original (o acoplamento está destacado em verde, os mancais em vermelho e o disco em azul).

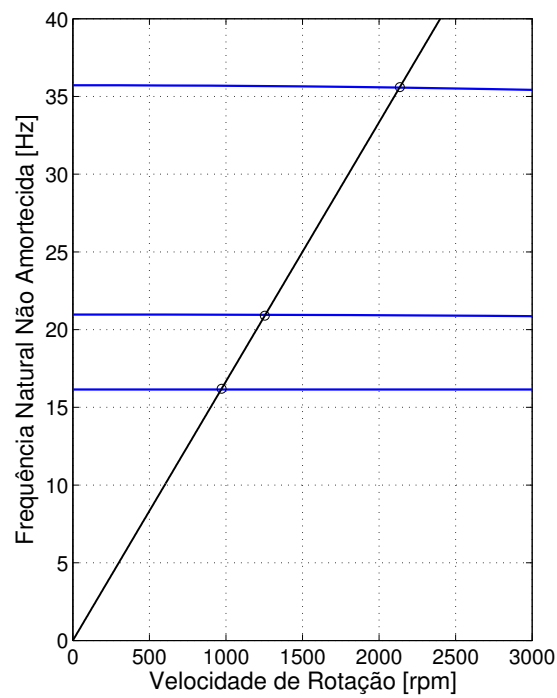


Figura 5.6 – Diagrama de Campbell para o rotor original.

## 5.4 Simulações Numéricas

Nesta seção são apresentados os principais resultados de simulação numérica. Para atingir este objetivo as simulações foram divididas em três frentes, quais sejam:

- 1<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento transiente (run-up) com rampa de 30 rpm/s: Primeiramente, o rotor foi acelerado a partir do repouso a uma taxa de 30 rpm/s durante cem segundos.
- 2<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento transiente (run-up) com rampa de 60 rpm/s: Neste caso, o rotor foi acelerado a partir do repouso a uma taxa de 60 rpm/s durante cinquenta segundos.
- 3<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento permanente com temperatura variável: Nesta simulação, o rotor opera exatamente na sua primeira velocidade crítica, sendo a suspensão aquecida ( $30^{\circ}C \leq T \leq 45^{\circ}C$ ) em setenta segundos.

Sobre os ensaios relativos às duas primeiras frentes foram adicionadas algumas condições: (i) rotor sem a SMF, e com a SMF instalada operando com fios de SMA a (ii)  $T = 30^{\circ}C$ , (iii)  $T = 45^{\circ}C$  e (iv)  $T = 60^{\circ}C$ . Para as duas primeiras frentes, os resultados de simulação obtidos considerando todas as condições foram plotados superpostos para facilitar a comparação.

### 5.4.1 Resposta ao desbalanceamento com rampa de 30 rpm/s

Como a suspensão está montada no mancal 2 e por ele espera-se que a energia vibratória do rotor seja dissipada, nada mais adequado que iniciar a exposição dos resultados simulados pelos deslocamentos do mancal, pelas forças aplicadas e pelas energias dissipadas. Optou-se por esta abordagem pelo fato destes três resultados estarem integrados em termos da ação do SMA, uma vez que o deslocamento do mancal, dependendo do nível de amplitude, pode induzir transformação de fases, além de solicitar mecanicamente a suspensão que produzirá uma força sobre o rotor. Assim, a combinação de ambas concorre para a obtenção da energia dissipada pela SMF na Fig. 5.9. Neste sentido, a Fig. 5.7 apresenta os deslocamentos do mancal para todas as situações ensaiadas, onde num primeiro momento fica claro que, o aumento da temperatura, por também induzir transformação de fases, faz com que as frequências naturais aumentem. Isso ocorre pois o aquecimento faz com que a estrutura cristalina do SMA migre da fase martensítica para a austenítica, onde, no caso da liga usada nesta teste, o módulo de elasticidade na segunda fase é, conforme a Tab. 3.1, cerca de 60% maior que na primeira, o que torna a suspensão mais rígida. Observou-se ainda que, para a terceira velocidade crítica (entre 2100 rpm e 2400 rpm), o aumento na frequência natural foi maior com o aumento da temperatura. Este comportamento se justifica pois o nível de vibração do mancal nesta faixa foi bem superior se comparado à primeira velocidade crítica, o que induziu um nível mais

significativo na transformação de fases. Além disso, a força exercida pela suspensão, conforme ilustrado na Fig. 5.8, confirma o aumento da rigidez. É importante enfatizar que, conforme já discutido no Capítulo 4, a suspensão trabalha somente na direção horizontal (eixo  $x$ ) e por este motivo não se constatou deslocamento da segunda frequência natural (note a faixa entre 1200 *rpm* e 1300 *rpm*). A Tab. 5.3 apresenta as frequências para todos os casos simulados.

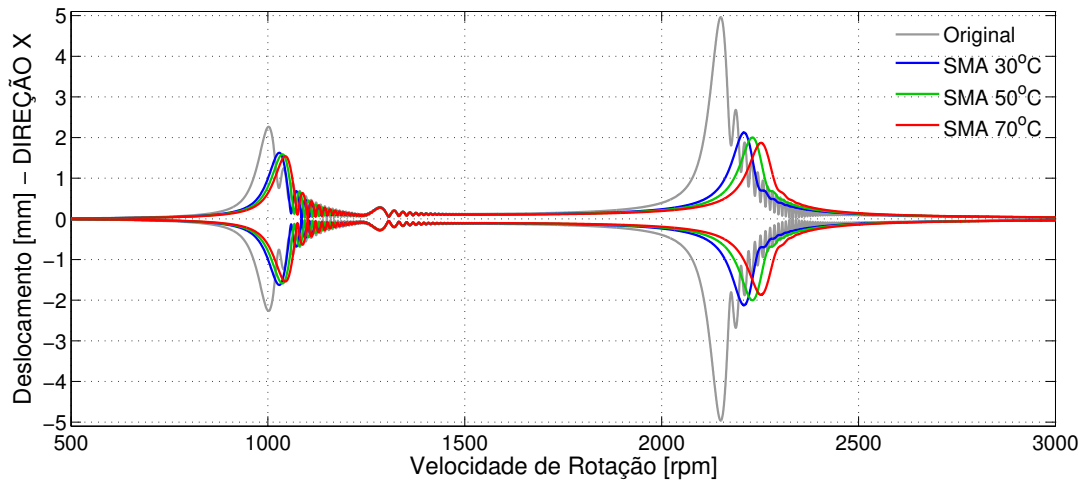


Figura 5.7 – Deslocamento do mancal 2 na direção horizontal (rampa de 30 *rpm/s*).

Agora, com relação a amplitude dos picos, o SMA também tem um efeito positivo, não tanto para primeira, mas para a terceira frequência natural. A razão disso, como discutido acima, reside na intensidade das transformações de fase, especificamente no que tange à dissipação de energia. O embasamento desta justificativa está na análise da energia dissipada, que é obtida integrando-se a potência dissipada em cada passo de tempo, conforme a seguinte formulação:  $\int (F_{SMA} \cdot \frac{dx_t}{dt}) dt$ . Desta forma, obtém-se a evolução temporal da energia dissipada mostrada na Fig. 5.9, de onde pode se concluir que o nível de intensidade da transformação de fases (ou seja, dissipação de energia) é diretamente proporcional à inclinação da curva. Assim sendo, os trechos da curva de energia onde a inclinação é nula são aqueles onde não há dissipação de energia, haja visto que o nível vibratório é insuficiente para tanto, mesmo com o aquecimento. Por outro lado, nas regiões ressonantes as curvas apresentam uma grande inclinação, sendo que para a terceira velocidade crítica a inclinação é maior, justificando o fato de tanto a redução de amplitude como o deslocamento nas frequências naturais serem maiores nesta faixa. Note, também, que a quantidade de energia dissipada aumenta levemente com a temperatura.

Para fechar a análise sob o prisma da energia dissipada, foram avaliados, os ciclos de histerese da força aplicada pela suspensão com respeito ao deslocamento do mancal 2 para os três picos de ressonância. Assim, a Fig. 5.10 representa os ciclos para a primeira crítica, onde fica claro que, quanto maior o aquecimento do SMA, mais o contorno tende a vertical, denotando o aumento da rigidez média da suspensão. No caso da segunda velocidade crítica,



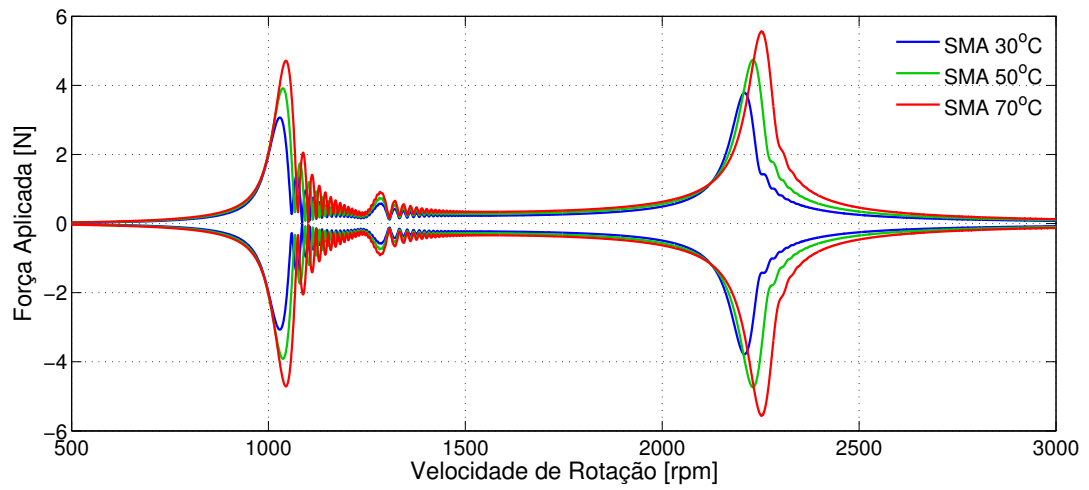


Figura 5.8 – Força aplicada pela suspensão (rampa de 30  $rpm/s$ ).

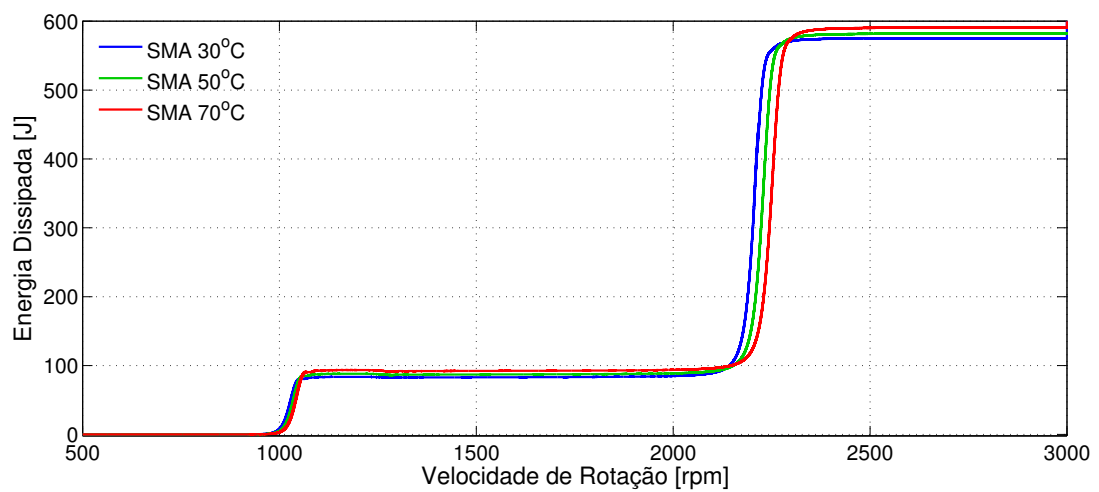


Figura 5.9 – Energia dissipada pela suspensão (rampa de 30  $rpm/s$ ).

os ciclos da Fig. 5.11 mostram que, pela escala de força e deslocamento apresentadas, a quantidade de energia dissipada foi muito pequena se comparada ao caso anterior. Além disso, percebe-se que o formato do contorno do ciclo está bem fechado e se aproximando de uma reta, o que significa que, nesta faixa, a suspensão trabalha quase que linearmente. E finalmente, a Fig. 5.12 ilustra os ciclos para a terceira velocidade crítica, onde constatou-se que seus contornos são maiores e mais abertos quando comparados aos ciclos da Fig. 5.10, uma vez que ambos são mostrados na mesma escala. Estas análises confirmam as avaliações feitas sobre a evolução temporal da energia dissipada, sendo ambas complementares.

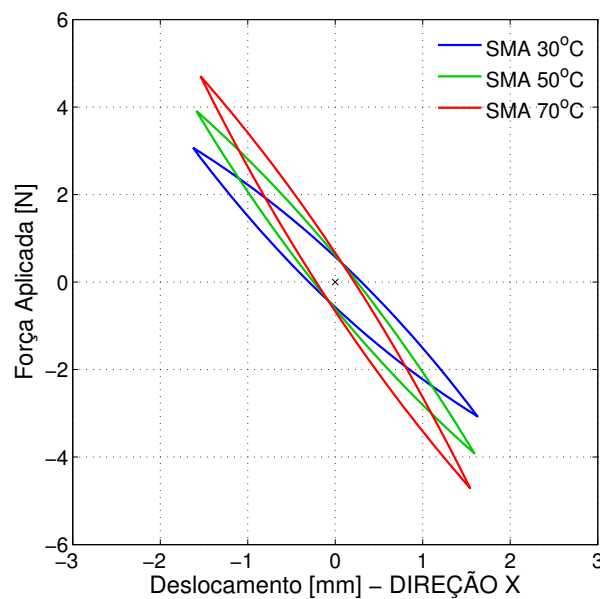


Figura 5.10 – Ciclo de histerese da SMF na primeira velocidade crítica (rampa de 30 *rpm/s*).

A Figura 5.13, mostra os deslocamentos horizontal e vertical do disco com respeito à frequência e considerando as temperaturas a que a SMF foi submetida. Nela é possível, também, identificar como a frequência natural na direção horizontal aumenta com a temperatura, uma vez que a suspensão se torna mais rígida.

Tabela 5.3 – Comparativo geral entre as frequências naturais para cada caso - Simulado.

	1ª Crítica [Hz]	2ª Crítica [Hz]	3ª Crítica [Hz]
<b>Original</b>	16, 17	20, 87	35, 59
<b>SMA 30°C</b>	16, 65	20, 88	36, 65
<b>SMA 50°C</b>	16, 80	20, 88	37, 05
<b>SMA 70°C</b>	16, 90	20, 88	37, 48

Todos os resultados expostos até aqui foram para promover a redução da amplitude de vibração do disco. Assim, a resposta ao *run-up* para uma rampa de 30 *rpm/s* é apresentada

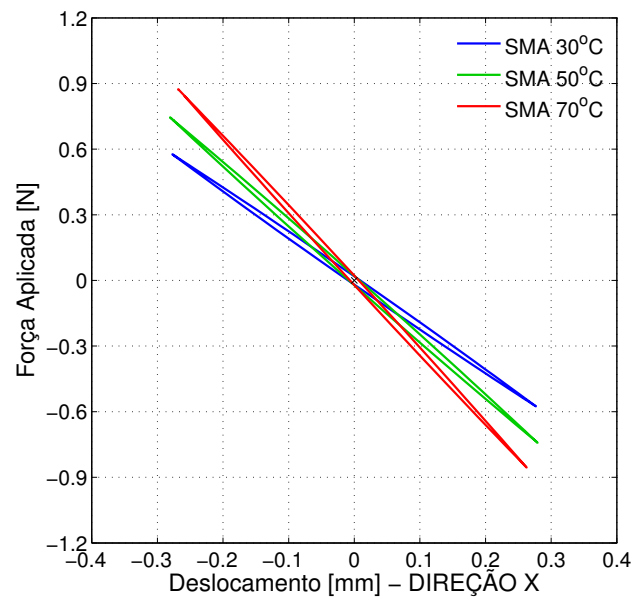


Figura 5.11 – Ciclo de histerese da SMF na segunda velocidade crítica (rampa de 30 rpm/s).

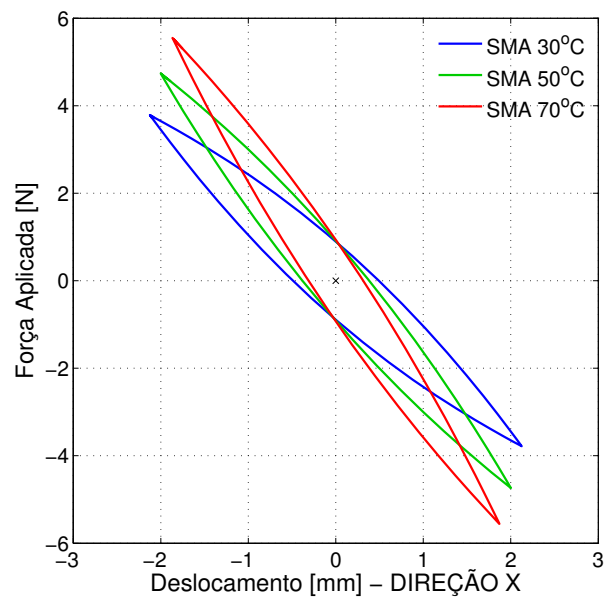


Figura 5.12 – Ciclo de histerese da SMF na terceira velocidade crítica (rampa de 30 rpm/s).

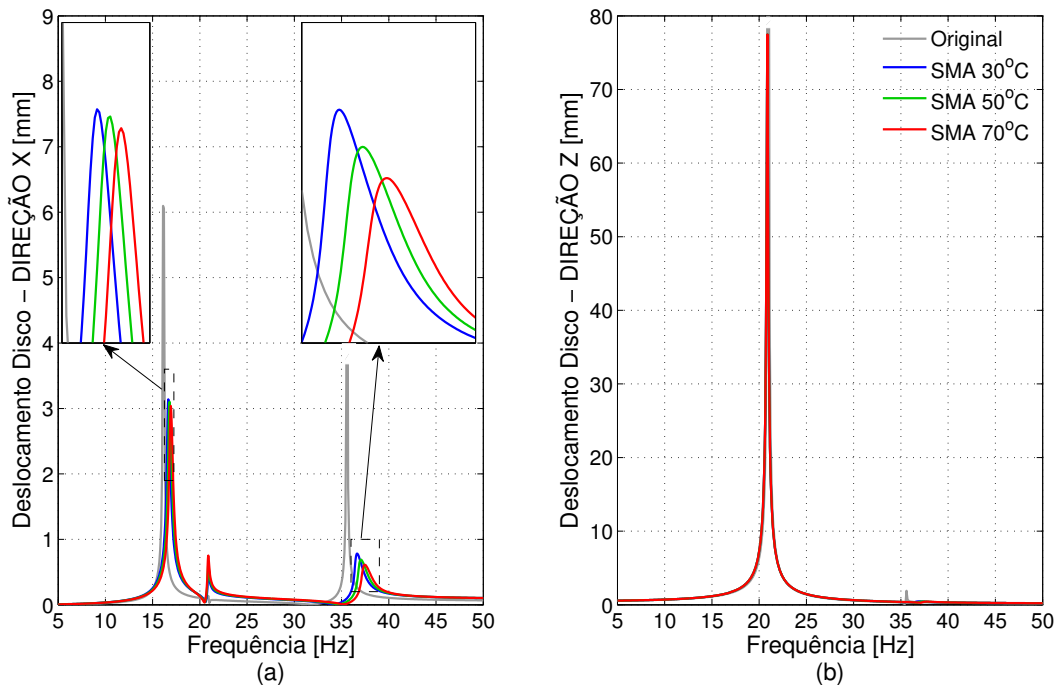


Figura 5.13 – Deslocamentos do disco com respeito à frequência - Simulado: (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical.

pelos Fig. 5.14(a) e Fig. 5.14(b), que detalham, respectivamente, os deslocamentos horizontal e vertical do disco. Uma primeira análise sobre esta resposta mostra que as frequências naturais são deslocadas com o aumento da temperatura, refletindo, inevitavelmente, o comportamento observado para o deslocamento do mancal. Para facilitar a análise, ampliou-se, primeiramente, a resposta na direção horizontal na faixa de 950 *rpm* a 1250 *rpm*, como mostrado na Fig. 5.15(a), onde constatou-se que a amplitude, no caso da suspensão trabalhando com fios de SMA, não diminuiu com o aumento da temperatura; pelo contrário, experimentou um discreto aumento. Este comportamento se deve especificamente ao modo de vibrar do rotor para a primeira velocidade crítica. Entretanto, ao se analisar globalmente, a introdução do SMA foi bastante positiva, conforme pode ser visto na Tab. 5.4. Ademais, uma vez que, como o deslocamento do mancal 2 para este tipo de material (vide Fig. 5.7) é o menor de todos e que não há dissipação na suspensão do rotor, toda a energia vibratória migra para o disco fazendo com que seu deslocamento aumente. Para o deslocamento horizontal do disco na terceira velocidade crítica, a mesma estratégia de ampliação foi utilizada, onde a Fig. 5.15(b) detalha a faixa de 2100 *rpm* a 2400 *rpm*. Notou-se, ainda, que houve redução dos picos de amplitude, a exemplo do que ocorreu para o deslocamento do mancal 2 para a mesma faixa. Deve ser salientado que, nesta região, o caráter dissipador do SMA ficou evidente uma vez que suprimiu o efeito transiente presente na resposta do rotor sem suspensão instalada, fato que não ocorreu para primeira velocidade crítica. Já para a direção vertical empregou-se a mesma estratégia de

ampliação na escala da velocidade de rotação, onde as Fig. 5.16(a) e 5.16(b) apresentam as respostas para a segunda e terceira velocidades críticas, respectivamente. No caso da segunda crítica, faixa compreendida entre 1200 *rpm* e 1500 *rpm*, nenhuma alteração da frequência natural foi observada, como era de se esperar, uma vez que a suspensão é efetiva somente na direção horizontal. Entretanto, para a terceira velocidade crítica, mostrada na faixa de 2100 *rpm* e 2400 *rpm*, notou-se que os picos dos deslocamentos para a situação em que o SMA é usado na suspensão reduzem com o aquecimento. Isto ocorre por conta do acoplamento da vibração nas direções ortogonais devido ao efeito giroscópico, mesmo considerando que a suspensão não atua diretamente na direção vertical.

Para finalizar a apresentação das respostas referentes ao comportamento dinâmico do sistema, serão agora apresentadas as órbitas relativas a cada velocidade crítica, onde os contornos destas se referem exatamente à região do pico de deslocamento para cada caso simulado, tornando a visualização mais imediata e esclarecedora, confirmando toda as análises previamente feitas. Neste sentido, a Fig. 5.17 mostra as órbitas para a primeira velocidade crítica, onde aquelas referentes ao uso do SMA estão praticamente superpostas e os contornos revelam claramente o plano preferencial de vibração para este modo. A exemplo do que ocorreu para o caso anterior, houve superposição das órbitas para o caso do SMA atuando, só que na direção vertical. Por fim, as órbitas para a terceira velocidade crítica, mostradas na Fig. 5.19, são as mais reveladoras, uma vez que é possível distinguí-las mais claramente e estimar visualmente a diferença entre elas.

No sentido de sumarizar todos os resultados, são apresentadas as Tab. 5.4 e Tab. 5.5 para informar o valores dos picos de amplitude para as direções horizontal e vertical.

Tabela 5.4 – Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de 30 *rpm/s*) - Simulada.

	1ª Crítica		2ª Crítica		3ª Crítica	
	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>
<b>Original</b>	3,53	—	0,18	—	1,45	—
<b>SMA 30°C</b>	2,80	−20,7	0,12	−33,3	0,58	−60,0
<b>SMA 50°C</b>	2,83	−19,8	0,13	−27,8	0,53	−63,4
<b>SMA 70°C</b>	2,82	−20,1	0,13	−27,8	0,48	−66,9

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original

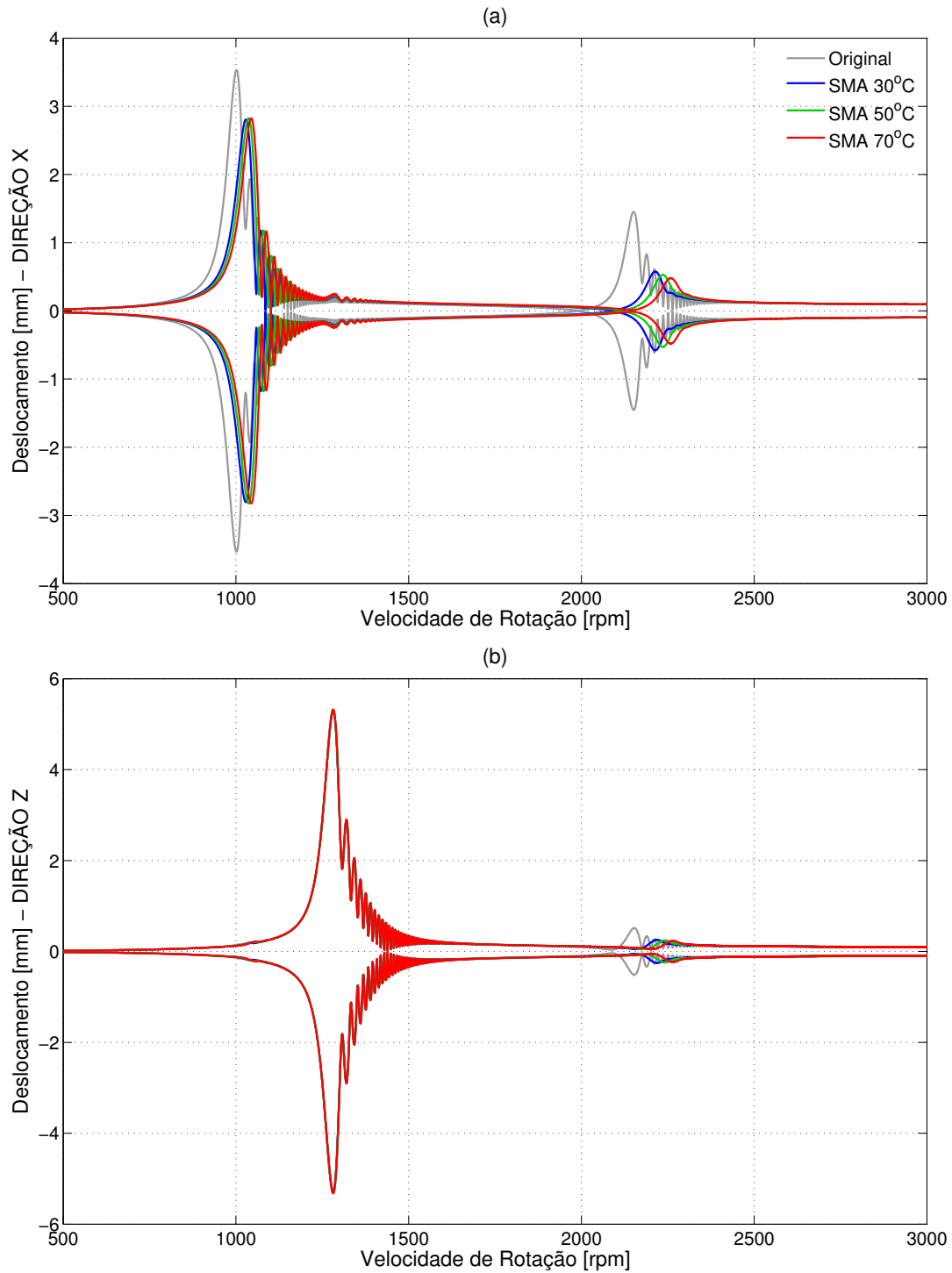


Figura 5.14 – Deslocamento do disco (*run-up* com rampa de 30 rpm/s): (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical.

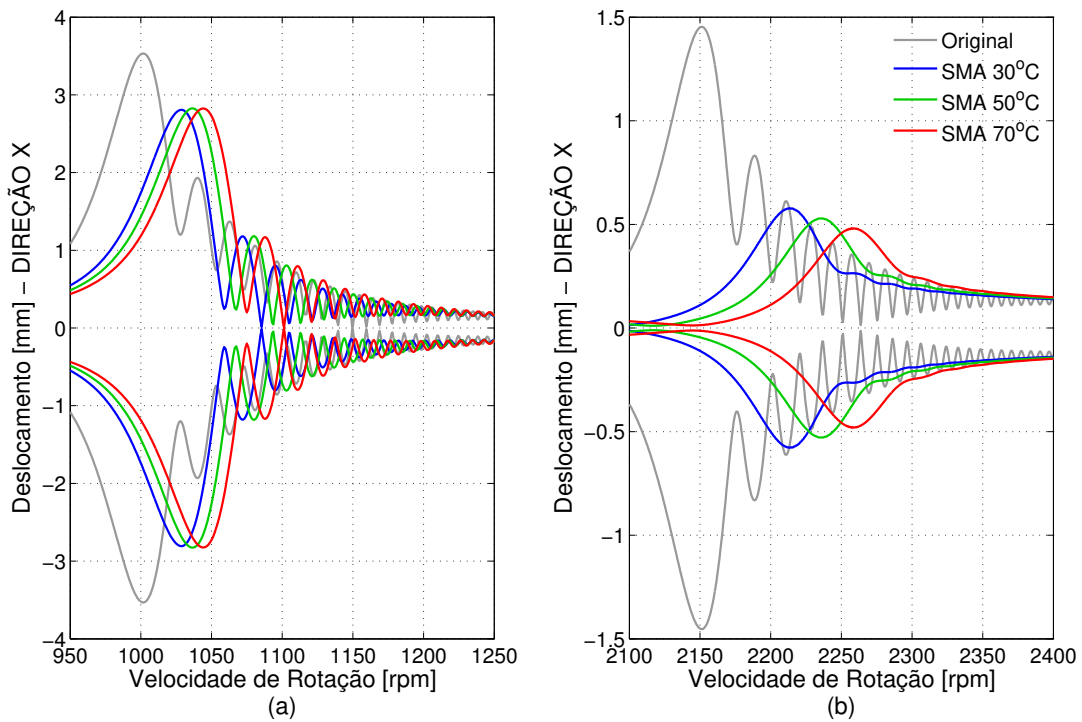


Figura 5.15 – Zoom do deslocamento do disco na direção horizontal (*run-up* com rampa de 30 *rpm/s*): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica.

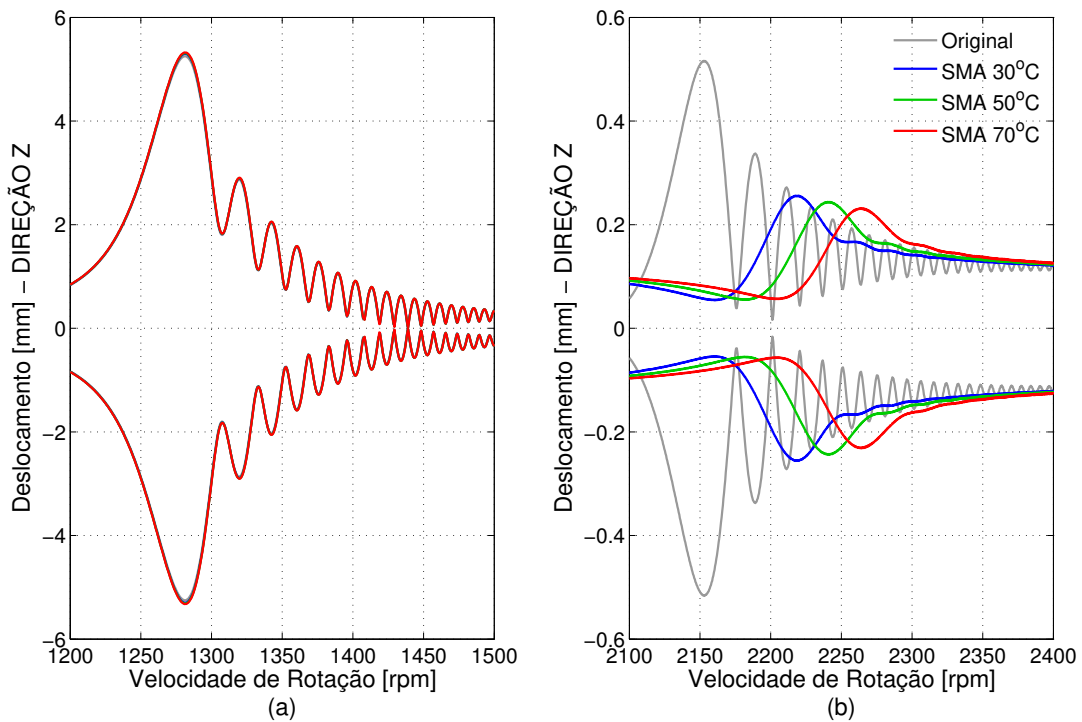


Figura 5.16 – Zoom do deslocamento do disco na direção vertical (*run-up* com rampa de 30 *rpm/s*): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica.

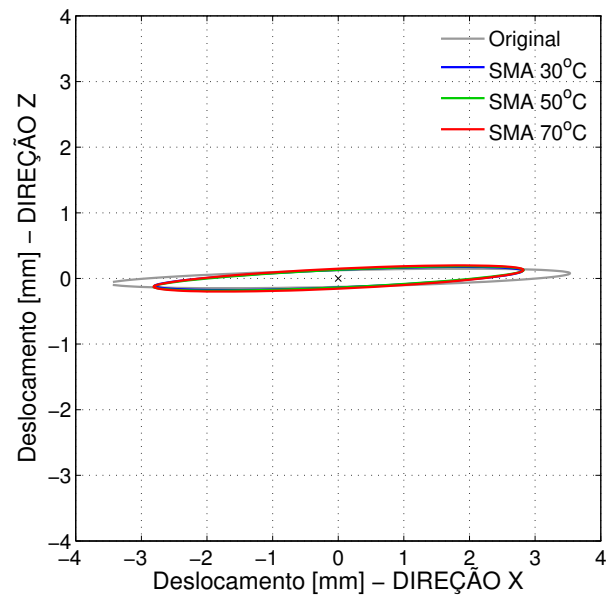


Figura 5.17 – Órbita do disco na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de 30  $rpm/s$ ).

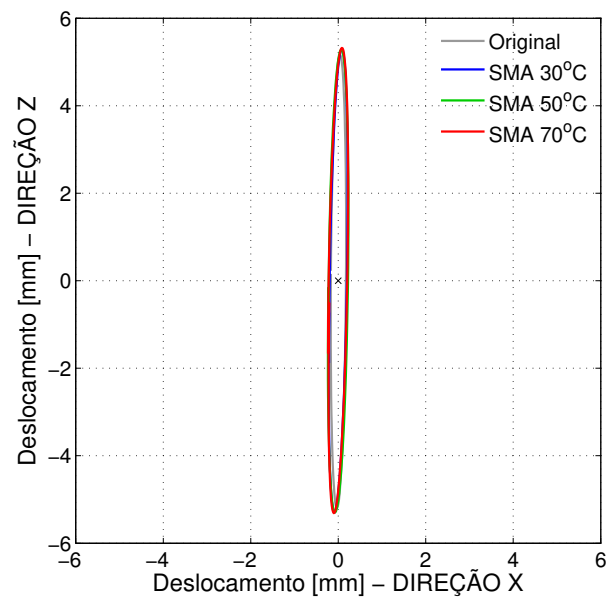


Figura 5.18 – Órbita do disco na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de 30  $rpm/s$ ).



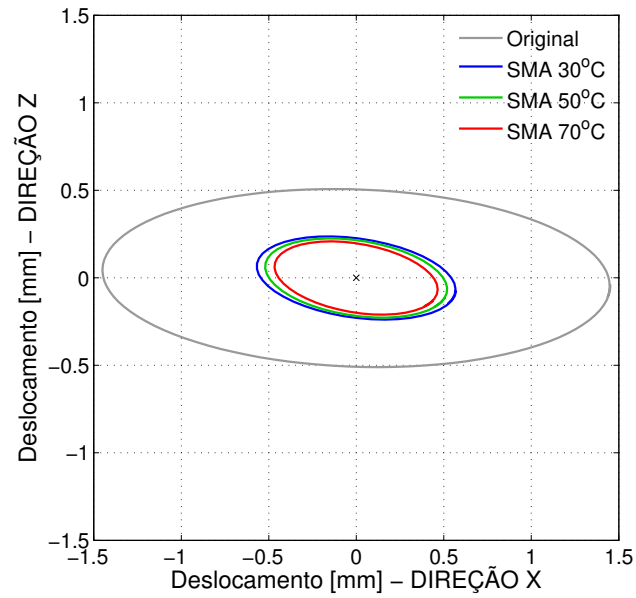


Figura 5.19 – Órbita do disco na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ).

Tabela 5.5 – Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento vertical do disco (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulada.

	1ª Crítica		2ª Crítica		3ª Crítica	
	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>
<b>Original</b>	0,15	—	5,25	—	0,52	—
<b>SMA 30°C</b>	0,18	20,0	5,30	0,9	0,26	−50,0
<b>SMA 50°C</b>	0,19	26,7	5,31	1,1	0,24	−53,8
<b>SMA 70°C</b>	0,20	33,3	5,32	1,3	0,23	−55,8

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original

#### 5.4.2 Resposta ao desbalanceamento com rampa de 60 rpm/s

As análises sobre os resultados apresentados nesta seção são análogas às feitas na seção anterior, uma vez que foram realizados os mesmos testes, com a diferença na taxa de aceleração utilizada, que neste caso é de 60 rpm/s. Como a rampa de aceleração é o dobro da do primeiro caso, as amplitudes decorrentes deste *run-up*, conforme preconizado por Ishida e Yamamoto (2012), foram menores. No final desta seção, uma tabela mostrando a diferença percentual entre o deslocamento do mancal deste caso comparado com o caso anterior é apresentada para facilitar uma melhor avaliação sobre a dinâmica do sistema para condições diferentes.

Como a intensidade da transformação de fase é função direta do deslocamento do mancal, a Fig. 5.20 ilustra sua resposta. Assim, análogo a uma reação em cadeia, a força aplicada pela suspensão e a energia por ela dissipada são calculadas e encontram-se ilustradas, respectivamente, pelas Fig. 5.21 e Fig. 5.22, onde houve redução geral. Cabe salientar que, apesar das reduções terem sido menores, o aumento de temperatura foi capaz de deslocar as frequências naturais.

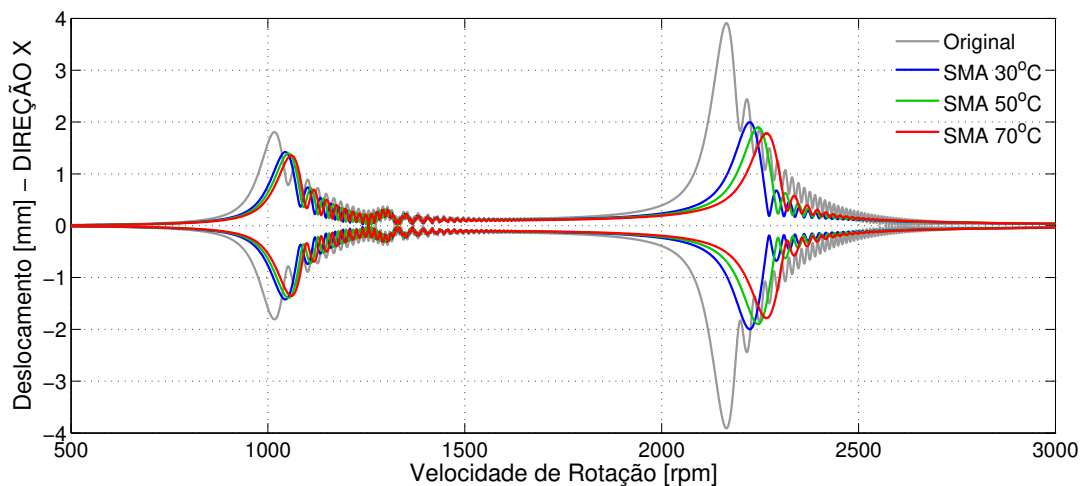


Figura 5.20 – Deslocamento do mancal na direção horizontal (rampa de 60 rpm).

Os ciclos de histerese foram colocados em um gráfico na mesma escala que no caso do *run-up* a 30 rpm/s, onde as Fig. 5.23, Fig. 5.24 e Fig. 5.25 são referentes à primeira, segunda e terceira velocidades críticas, respectivamente. Logo, ficou claro que os contornos, neste caso, delineam uma área menor, além de estarem mais fechados.

A seguir, estão plotados os resultados que justificam o uso da suspensão, ou seja, a resposta ao *run-up* do disco. Assim, as Fig. 5.26(a) e Fig. 5.26(b) apresentam os deslocamentos do disco na direção horizontal e vertical, respectivamente. Para melhor visualização, as ampliações das regiões de ressonância são também ilustradas, onde a faixa da primeira velocidade crítica na direção horizontal está detalhada na Fig. 5.27(a), observando-se, também, tênue

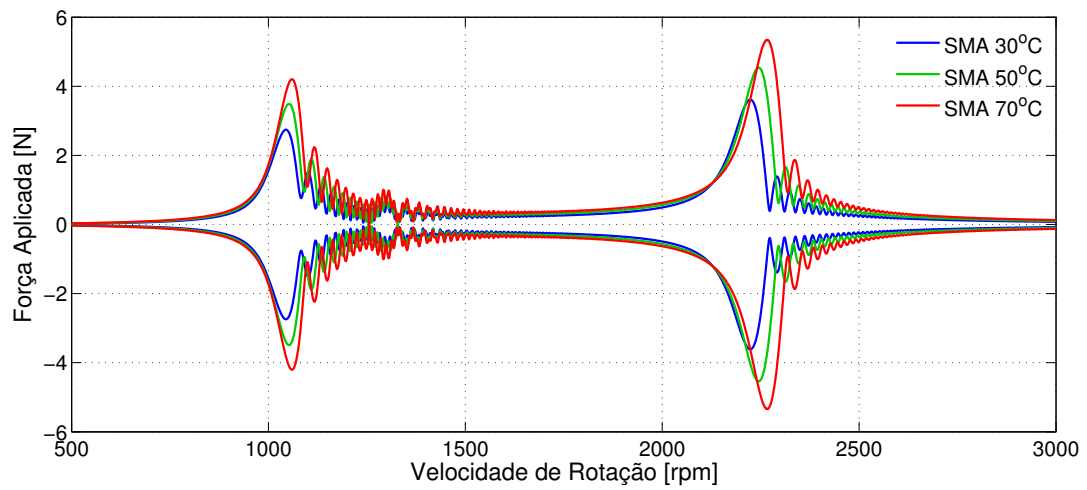


Figura 5.21 – Força aplicada pela suspensão (rampa de 60 rpm/s).

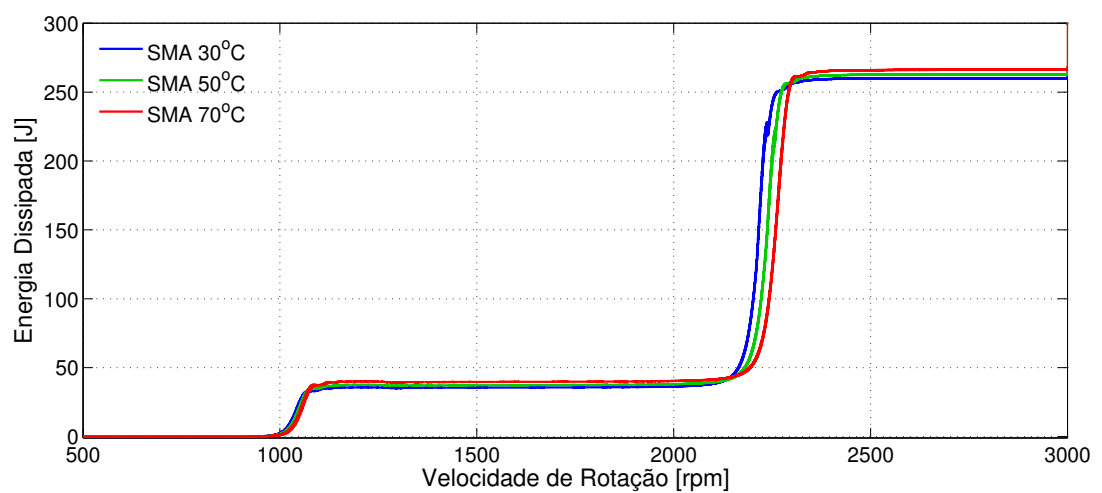


Figura 5.22 – Energia dissipada pela suspensão (rampa de 60 rpm/s).

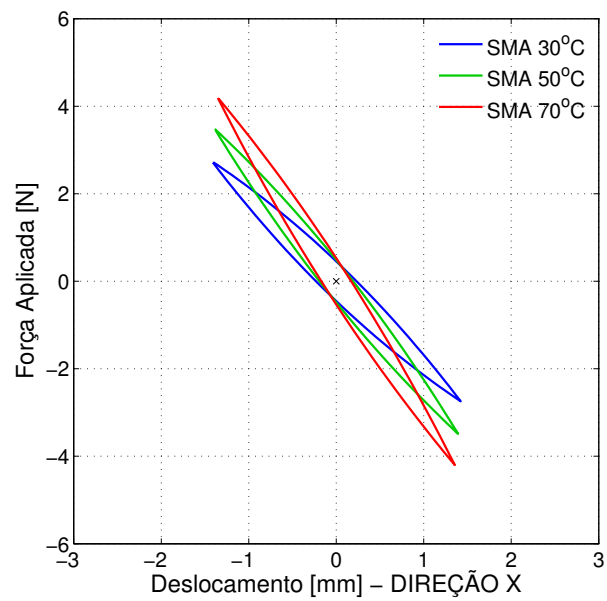


Figura 5.23 – Ciclo de histerese da SMF na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ )

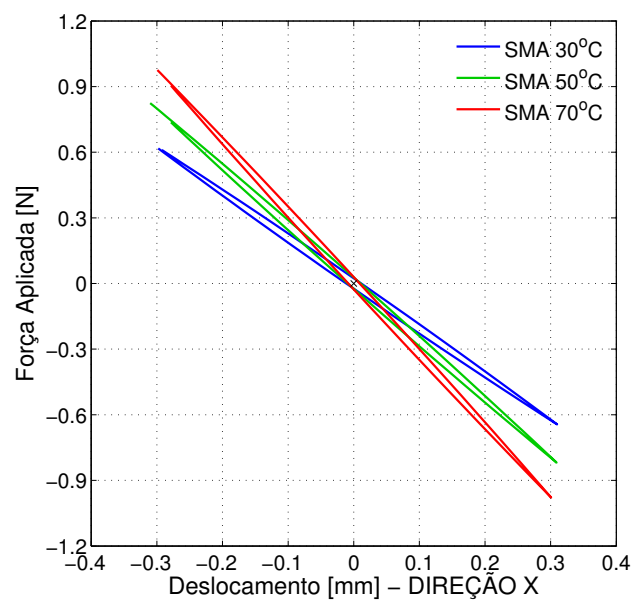


Figura 5.24 – Ciclo de histerese da SMF na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ )

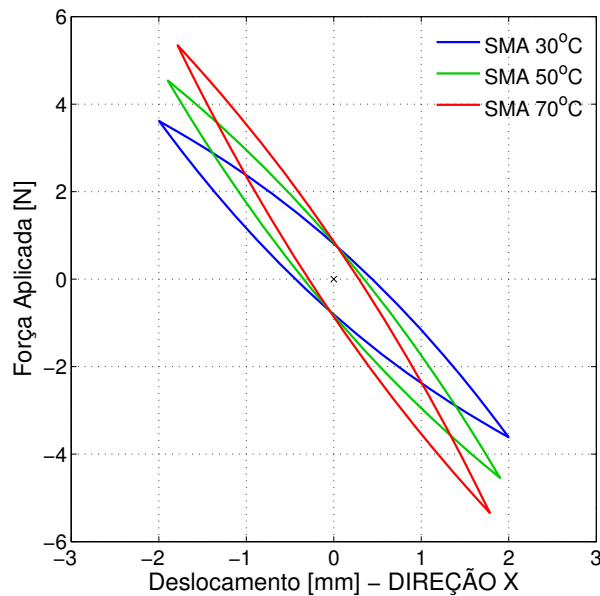


Figura 5.25 – Ciclo de histerese da SMF na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de 60 rpm/s)

aumento dos picos com o aumento da temperatura. Para a faixa da terceira velocidade crítica a redução com a temperatura foi mais nítida, mas não tanto quanto no caso anterior, haja visto que é possível notar leve batimento após os picos. Na direção vertical, a ampliação da faixa da segunda crítica, mostrada na Fig. 5.28, confirma que o fato da suspensão (SMF) trabalhar somente na direção horizontal, não contribui para redução e/ou deslocamento das frequências.

As órbitas do disco são apresentadas a seguir, onde as Fig. 5.29, Fig. 5.30 e Fig. 5.31 são referentes às primeira, segunda e terceira velocidades críticas, respectivamente. Quanto a ação do SMA, seu efeito foi mais perceptível na terceira crítica.

Tabela 5.6 – Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de 60 rpm/s) - Simulada.

	1ª Crítica		2ª Crítica		3ª Crítica	
	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>
<b>Original</b>	2,82	—	0,32	—	1,17	—
<b>SMA 30°C</b>	2,46	-12,8	0,31	-3,1	0,56	-52,1
<b>SMA 50°C</b>	2,48	-12,0	0,33	3,1	0,52	-55,6
<b>SMA 70°C</b>	2,49	-17,7	0,34	6,3	0,47	-69,8

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original

Conforme foi antecipado no início desta seção, serão apresentadas as Tab. 5.8 e Tab. 5.9 onde são comparados os deslocamentos do disco, entre os obtidos com a rampa de 60 rpm/s

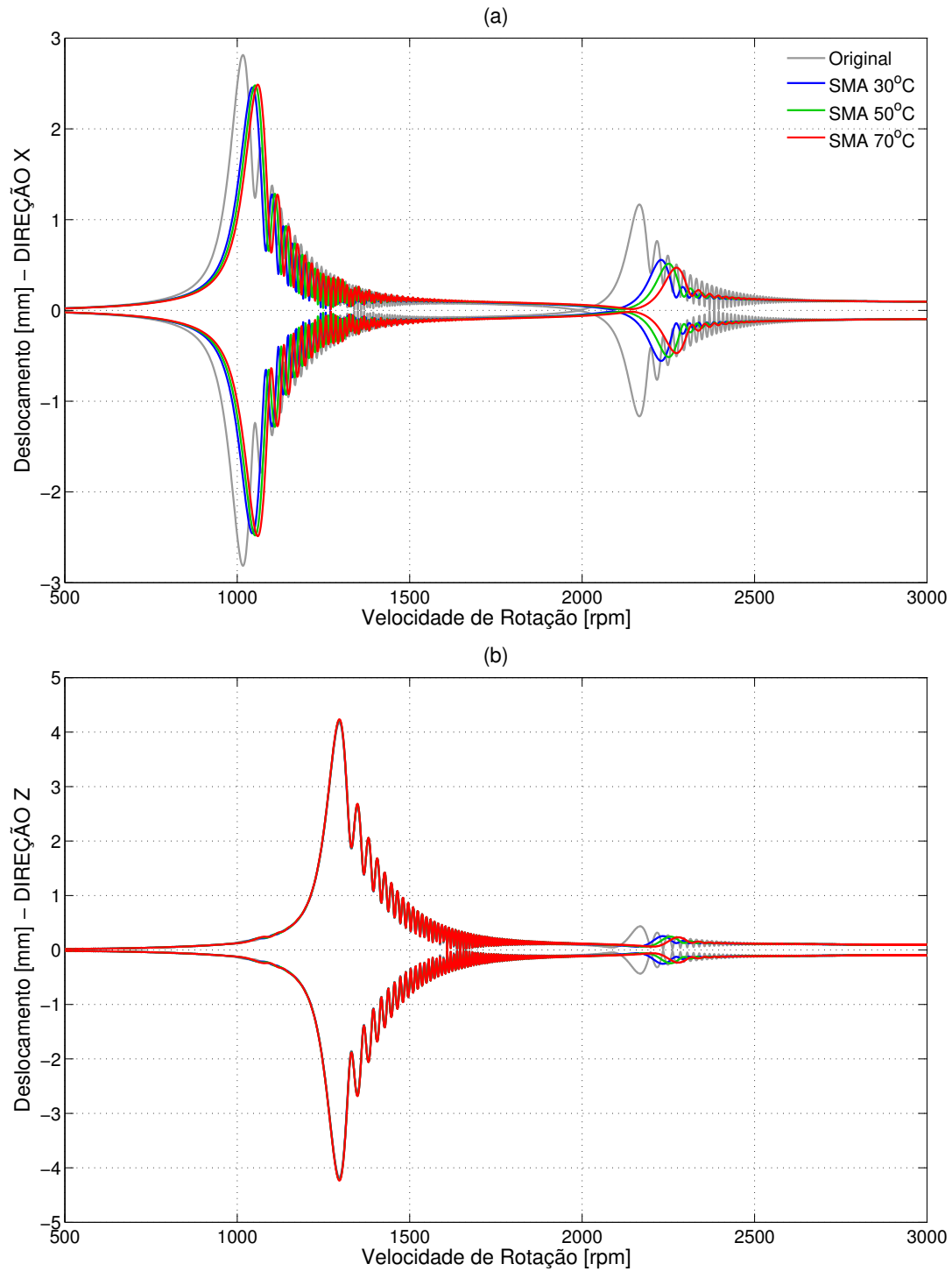


Figura 5.26 – Deslocamento do disco (*run-up* com rampa de 60 rpm/s): (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical.

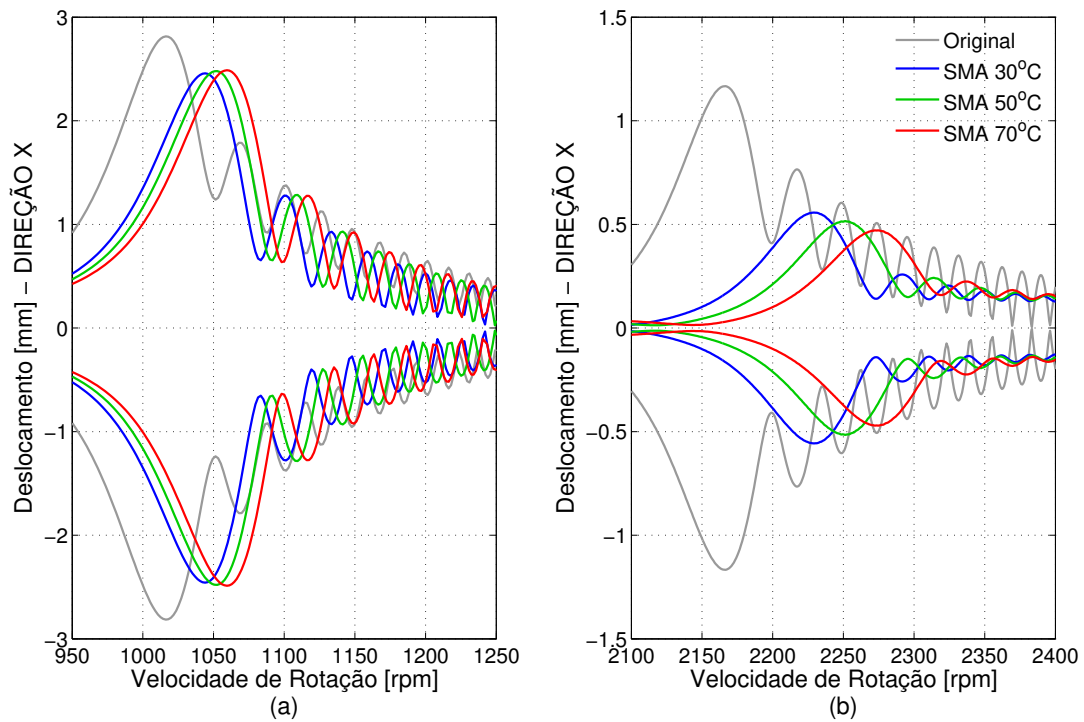


Figura 5.27 – Zoom do deslocamento do disco na direção horizontal (*run-up* com rampa de 60 rpm/s): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica.

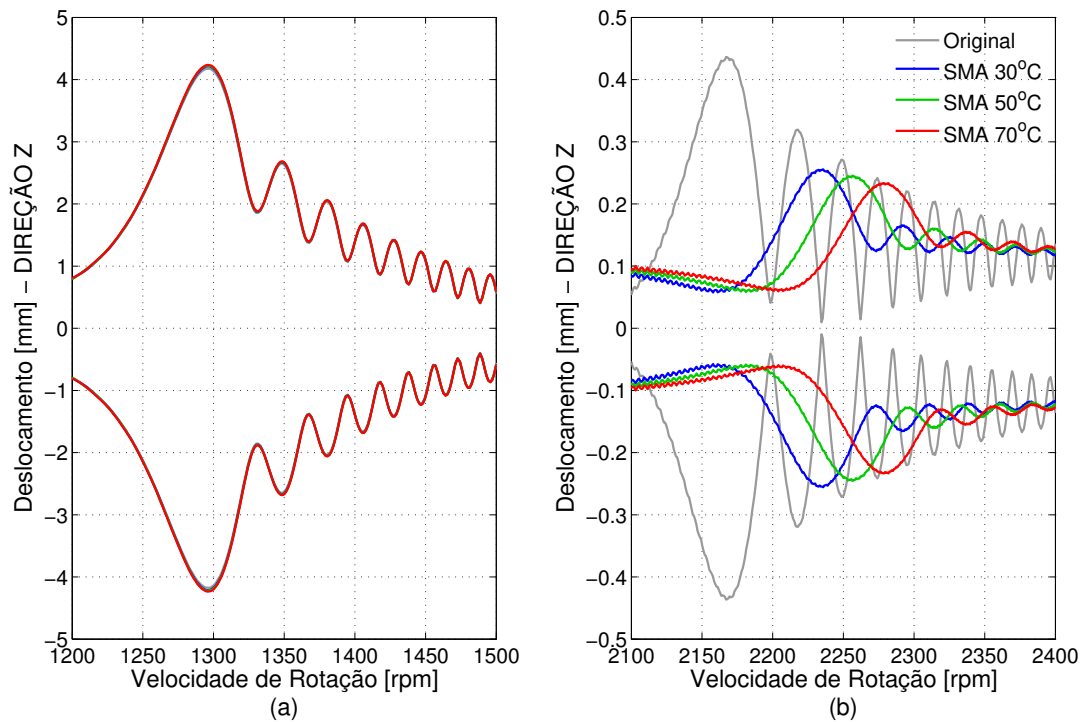


Figura 5.28 – Zoom do deslocamento do disco na direção vertical (*run-up* com rampa de 60 rpm/s): (a) da primeira velocidade crítica e (b) da terceira velocidade crítica.

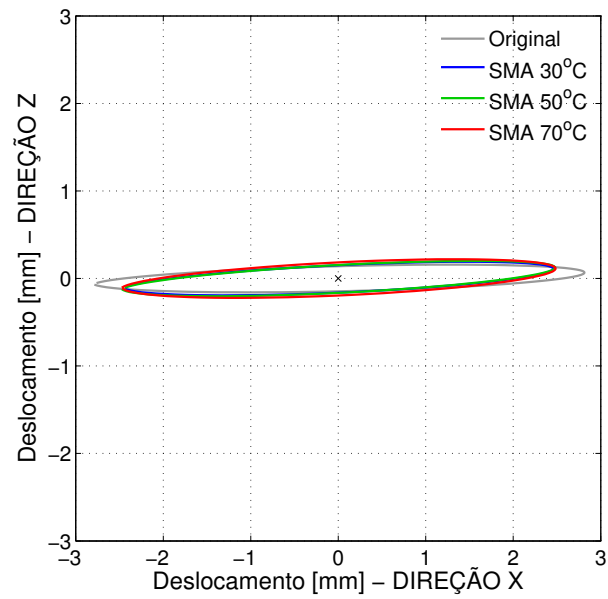


Figura 5.29 – Órbita do disco na primeira velocidade crítica do rotor (rampa de 60  $rpm/s$ )

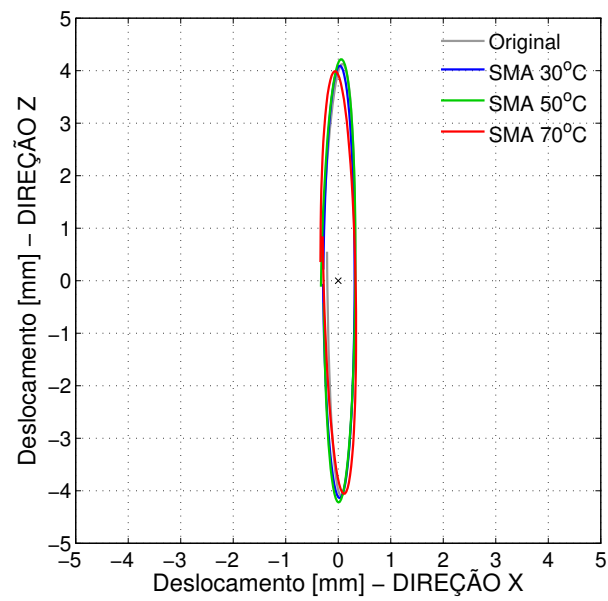


Figura 5.30 – Órbita do disco na segunda velocidade crítica do rotor (rampa de 60  $rpm/s$ )



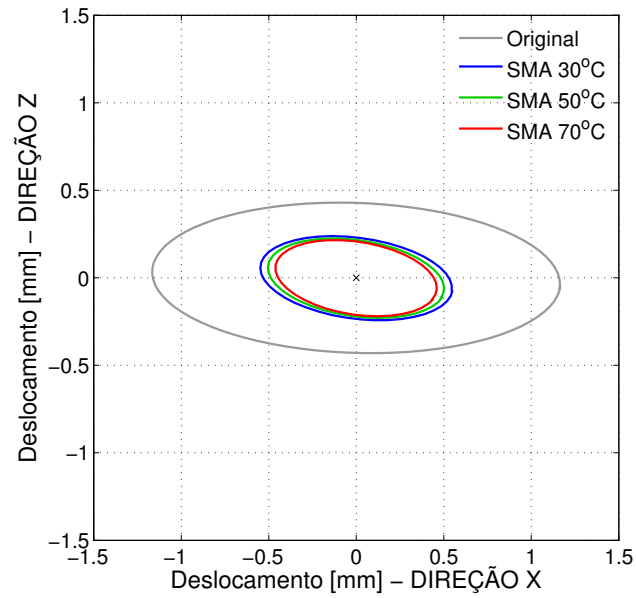


Figura 5.31 – Órbita do disco na terceira velocidade crítica do rotor (rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ).

Tabela 5.7 – Comparativo geral entre os picos de amplitudes/diferenças percentuais para o deslocamento vertical do disco (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Simulada.

	1ª Crítica		2ª Crítica		3ª Crítica	
	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>	[mm]	[%] <sup>1</sup>
<b>Original</b>	0,16	—	4,18	—	0,44	—
<b>SMA 30°C</b>	0,18	12,5	4,22	0,9	0,26	-40,9
<b>SMA 50°C</b>	0,19	18,8	4,22	0,9	0,24	-45,4
<b>SMA 70°C</b>	0,20	25,0	4,23	1,2	0,23	-47,7

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original

e aqueles obtidos com a rampa  $30 \text{ rpm/s}$ , na direção horizontal e vertical, respectivamente.

Olhando para a Tab. 5.8, referente ao deslocamento horizontal do disco, nota-se que para as primeira e terceira velocidades críticas (referentes aos modos de vibrar de predominância horizontal) a redução foi evidente, como esperado. Entretanto, o nível de redução com a suspensão foi menor, sobretudo na terceira crítica, devido ao fato do SMA ser extremamente sensível e dependente do nível de vibração do mancal para induzir transformação e, por conseguinte, dissipar energia do sistema rotativo. Já com relação a segunda velocidade crítica, houve aumento dos picos devido à superposição do batimento oriundo da passagem mais rápida pela primeira crítica sobre o pico de deslocamento da segunda crítica (conforme se percebe comparando as Fig. 5.14(a) e Fig. 5.26(a)). De qualquer maneira, o nível de vibração da segunda velocidade crítica sobre o deslocamento horizontal é pequeno frente aos demais picos, não causando um impacto importante sobre o comportamento do rotor.

Tabela 5.8 – Comparativo geral dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulada.

	1ª Crítica [%]	2ª Crítica [%]	3ª Crítica [%]
<b>Original</b>	-20,1	77,7	-19,3
<b>SMA <math>30^\circ\text{C}</math></b>	-12,1	138,4	-3,4
<b>SMA <math>50^\circ\text{C}</math></b>	-12,4	153,8	-1,9
<b>SMA <math>70^\circ\text{C}</math></b>	-11,7	161,5	-2,1

Com relação ao deslocamento vertical do disco, a Tab. 5.9, da mesma maneira, confirma a redução das amplitudes, sobretudo na segunda crítica, que é a velocidade referente ao plano de vibração vertical. Os aumentos constatados são pequenos e ocorrem sobre um nível de deslocamento muito pequeno frente a vibração dominante. Para os casos em que a SMF foi utilizada, não houve redução significativa. Além disso, conforme já discutido no Capítulo 4, a suspensão atua somente na direção horizontal, o que faz com que sua contribuição sobre a dinâmica no plano vertical seja insignificante.

Tabela 5.9 – Comparativo geral dos picos de amplitudes do deslocamento vertical do disco (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$  e com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulada.

	1ª Crítica [%]	2ª Crítica [%]	3ª Crítica [%]
<b>Original</b>	6,7	-20,4	-15,4
<b>SMA <math>30^\circ\text{C}</math></b>	0,0	-20,4	0,0
<b>SMA <math>50^\circ\text{C}</math></b>	0,0	-20,5	0,0
<b>SMA <math>70^\circ\text{C}</math></b>	0,0	-20,5	0,0

#### 5.4.3 Resposta ao desbalanceamento permanente com temperatura variável

O objetivo deste ensaio foi o de se investigar o comportamento do rotor ao se submeter a suspensão (SMF) com fio de SMA ao aquecimento representado pela Fig. 5.32(a). Neste caso, então, o rotor operará em sua primeira velocidade crítica. Até o instante dado por  $t = 80 \text{ s}$  ocorre transformação de fase mas esta é potencializada pelo aquecimento. Geralmente, quanto mais alta é a temperatura, mais rígido o fio de SMA se torna, fato que pode ser confirmado pelo fato do módulo de elasticidade na fase austenítica,  $E_A$ , no caso desta tese, ser 60% maior que da fase martensítica,  $E_M$ , conforme mostrado na Tab. 3.1. Neste cenário, observou-se então que os deslocamentos do mancal e do disco sofreram redução até se estabilizarem quando a temperatura ficou constante em  $T = 70^\circ\text{C}$ . Naturalmente, uma questão surge: como os deslocamentos foram reduzidos se a suspensão se tornou mais rígida com o aumento da temperatura, conforme pode ser visto na Fig. 5.33(b)? Este fato ocorre porque indiretamente a frequência natural do rotor também aumenta. Assim sendo, para uma velocidade de rotação constante próximo da crítica, é esperado que a frequência natural do rotor se distancie, promovendo o afastamento da condição de ressonância. Além disso, um detalhe interessante que pode ser visto na Fig. 5.33(a), é que logo que a rigidez começa a aumentar com a temperatura, a força exercida pela suspensão experimenta um “overshoot” entre 40 e 50 segundos, mas decresce logo em seguida. Desta maneira, o rotor sai da condição ressonante, justificando a redução dos deslocamentos horizontal do mancal 2, horizontal e vertical do disco, constatada nas Fig. 5.32(b), Fig. 5.32(c) e Fig. 5.32(d), respectivamente. Assim, como o plano de vibração para a primeira velocidade crítica é preferencialmente horizontal, atenção especial foi dada à taxa de redução do deslocamento do disco na direção  $x$ , que foi de 57%. Contudo, mesmo sendo muito pequeno se comparado ao deslocamento na direção  $z$ , constatou-se, para o deslocamento do disco na direção  $z$ , uma redução da ordem de 14%, isso por conta da vibração acoplada nas direções ortogonais devido ao efeito giroscópico (ADAMS JR, 2001). Destaca-se também o fato de que as reduções supracitadas foram alcançadas, segundo os dados da Tab. 5.3, como o aumento de apenas 1,5% na frequência natural da suspensão (de 16,65 Hz para 16,95 Hz) devido ao aumento da temperatura de  $T = 30^\circ\text{C}$  para  $T = 70^\circ\text{C}$ .

O comportamento descrito acima tem a ver, também, com a dissipação de energia na suspensão inerente ao fio pseudoelástico de SMA. Assim, o ciclo de histerese característico pode ser visto na Fig. 5.34(a). Contudo, para melhor entendimento, é possível abrir este ciclo em termos de energia usando a mesma abordagem feita na seção 5.4.1. Desta forma, obtém-se a evolução temporal da energia dissipada mostrada na Fig. 5.35, de onde se pode concluir que o nível de intensidade da transformação de fases (leia-se, dissipação de energia) é diretamente proporcional à inclinação da curva. Esta conclusão é baseada em uma análise cruzada entre o ciclo de histerese da Fig. 5.34(a) e da curva de energia da Fig. 5.35. Neste sentido, selecionou-se dois instantes de tempo em trechos com inclinações bem definidas da

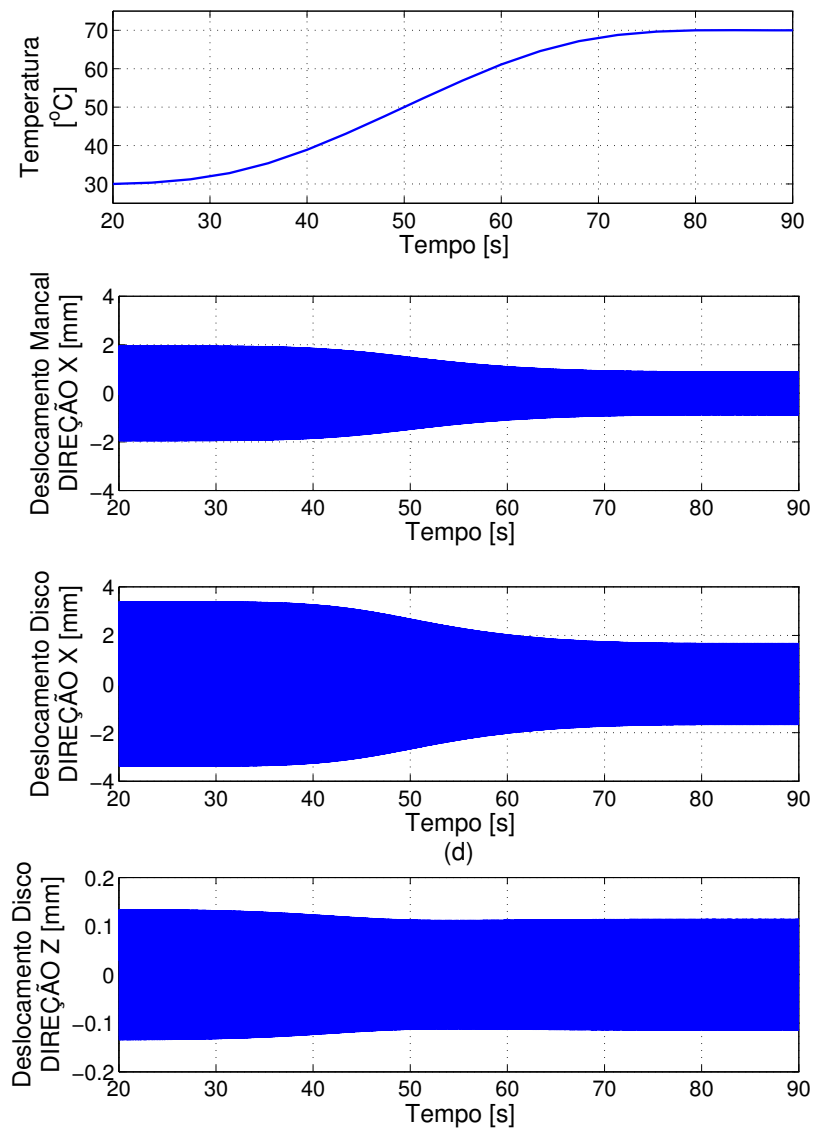


Figura 5.32 – Resposta ao desbalanceamento permanente na primeira velocidade crítica, SMF operando com fios de SMA a temperatura variante com o tempo ( $30^{\circ}\text{C} \leq T \leq 70^{\circ}\text{C}$ ).

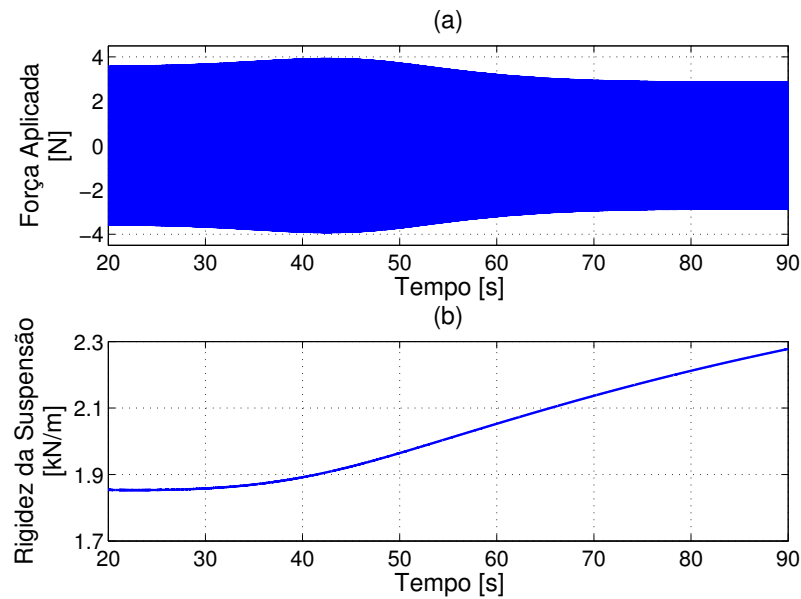


Figura 5.33 – (a) força aplicada pela suspensão e (b) rigidez da suspensão em função do tempo.

curva de energia para vinculá-los ao ciclo de histerese, resultando em dois segmentos deste ciclo, um correspondente a  $t = 30 \text{ s}$  e outro a  $t = 80 \text{ s}$ , ambos ilustrados, respectivamente, na Fig. 5.34(b) e 5.34(b). A primeira figura mostra o contorno de ciclo aberto e amplo com uma determinada inclinação (destacada com linha tracejada), enquanto que a outra apresenta um contorno com uma área menor, bem fechado e com uma inclinação tendendo mais para a direção vertical, denotando claramente que o SMA tende a se comportar mais linearmente e que a transformação de fases nesta região ocorre com menor intensidade. Portanto, a curva da evolução temporal da energia dissipada é uma ferramenta útil para se avaliar o comportamento dinâmico de um sistema em que o SMA está conectado.

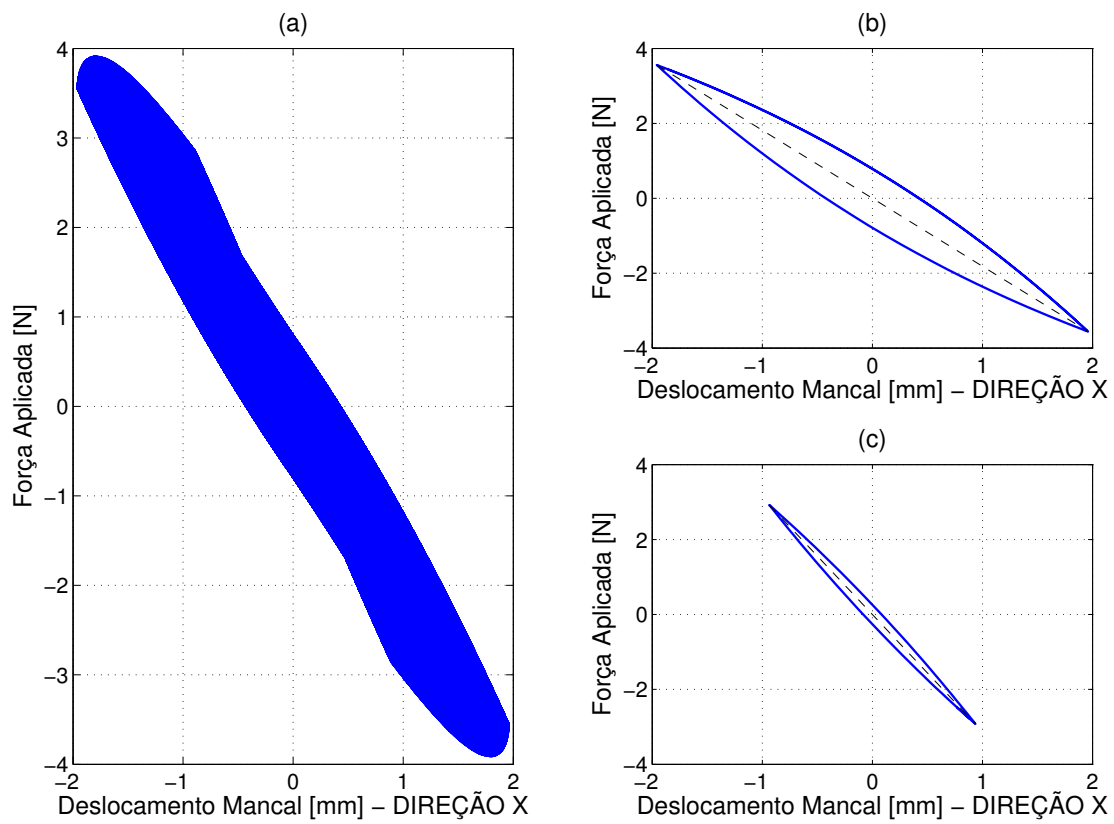


Figura 5.34 – (a) ciclo de histerese do SMA, (b) segmento do ciclo de histerese do SMA no instante  $t = 30$  s e (c) segmento do ciclo de histerese do SMA no instante  $t = 80$  s.

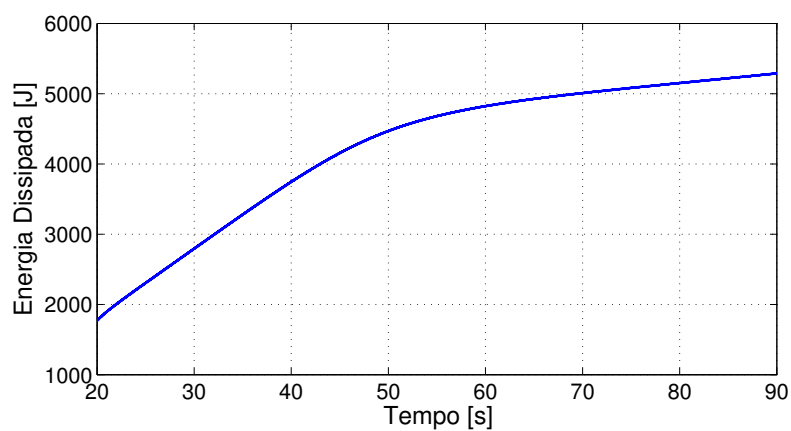


Figura 5.35 – Energia dissipada pela suspensão (SMF).

# CAPÍTULO VI

## VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

Este capítulo cumpre dois objetivos: o primeiro deles é apresentar o projeto do Sistema de Suspensão do Mancal por Fios (SMF), que foi concebido para ser adaptado a uma bancada de testes de rotores já existente no laboratório de ensaios do *Institut for Mekanisk og Teknologi* da DTU (*Danmarks Tekniske Universitet*), permitindo o emprego de fios de liga com memória de forma com vistas à redução de vibração, e o outro objetivo, o principal, é verificar experimentalmente o comportamento do SMA frente àquele previsto nas simulações numéricas.

### 6.1 A Bancada de Testes Inicial

A bancada de testes inicial, já existente no laboratório da DTU, é composta por um eixo horizontal delgado contendo dois discos rígidos, sendo o conjunto suportado por dois mancais de rolamento com bases flexíveis (régua metálicas) localizados nas extremidades e que serviu de base para a nova bancada com a suspensão proposta, conforme mostrado na Fig. 6.1.

### 6.2 A Bancada de Testes Reconfigurada

Após simulações numéricas preliminares, já considerando uma suspensão com fios de SMA, constatou-se que a modificação chave sobre a bancada inicial dedicou-se ao enrijecimento da base do mancal adjacente ao motor e ao aumento da flexibilidade da base do extremo oposto, local da instalação do SMF, condição esta imposta pelo seu conceito. Desta maneira, transferiu-se para este mancal as maiores amplitudes de vibração, requisito básico para se induzir a transformação de fase do fio de SMA, conforme comentado na seção 3.1.4.

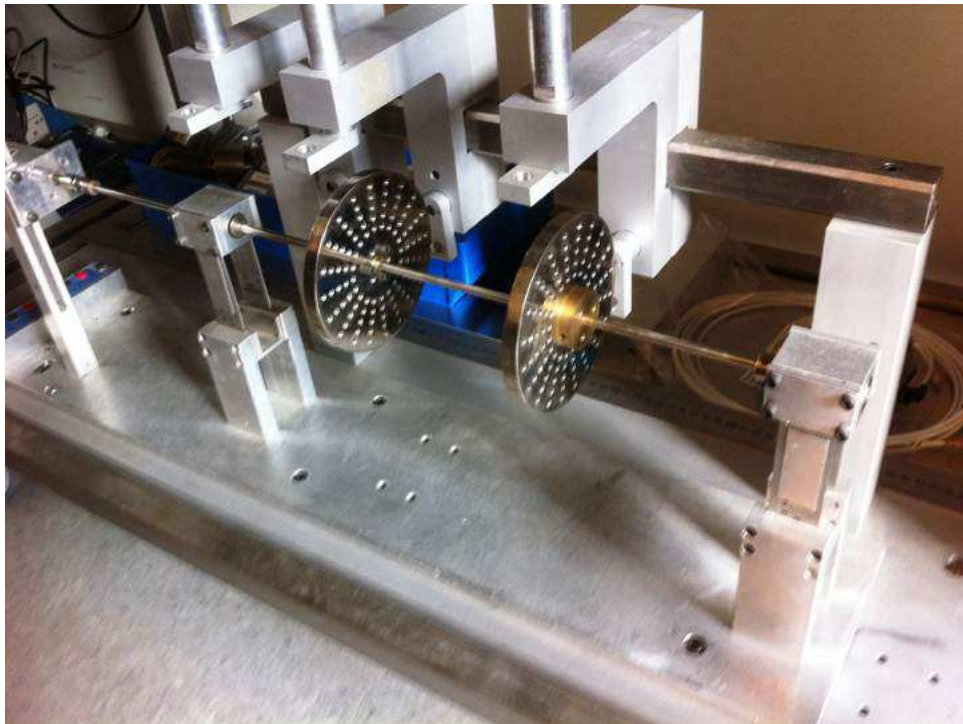


Figura 6.1 – Bancada de testes inicial.

Assim, a Fig. 6.2 mostra uma vista isométrica da bancada em sua versão final enquanto que a Fig. 6.3 fornece uma vista lateral, onde estão discriminados os principais elementos do aparato experimental, além de destacar a diferença do tamanho das réguas que suportam as caixas dos mancais, sugerindo a diferença de rigidez entre ambas.

A Figura 6.4(a) mostra em seu primeiro plano o sistema de aquecimento dos fio, com destaque para os sopradores térmicos, onde aquele que está alinhado com o eixo é responsável por prover o ar aquecido, enquanto que o que está instalado ao longo da direção perpendicular apenas sopra o ar ambiente para auxiliar no resfriamento. Já a Fig. 6.4(b) mostra mais detalhadamente este sistema, especificamente o divisor de fluxo, que tem a função de distribuir igualmente o ar aquecido entre as duas câmaras de aquecimento que enclausuram os fios da suspensão, como uma estufa. É imprescindível, conforme já comentado na seção 4.2.1, enfatizar que para assumir como sendo homogênea a temperatura na seção do fio, selecionou-se um diâmetro  $d_{fio} = 0,25 \text{ mm}$  e que as câmaras de aquecimento são capazes de aquecer todo seu comprimento útil de forma simétrica.

O mancal onde está instalada a suspensão é mostrado na Fig. 6.5(a), onde parte estendida de sua caixa é de fato conectada à SMF, tornando possível a instalação das câmaras de aquecimento. Nota-se, também, os tensionadores dos fios para aplicação de pré-tensão através de uma deformação conhecida. Isso é possível pelo fato dos parafusos utilizados serem  $M6 \times 1$ , ou seja, para cada volta avança-se, ou recua-se,  $1 \text{ mm}$ . Assim, por meio deste sistema de pré-tensionamento, aplica-se uma deformação inicial  $\epsilon_0 = 3\%$  a cada um dos fios.



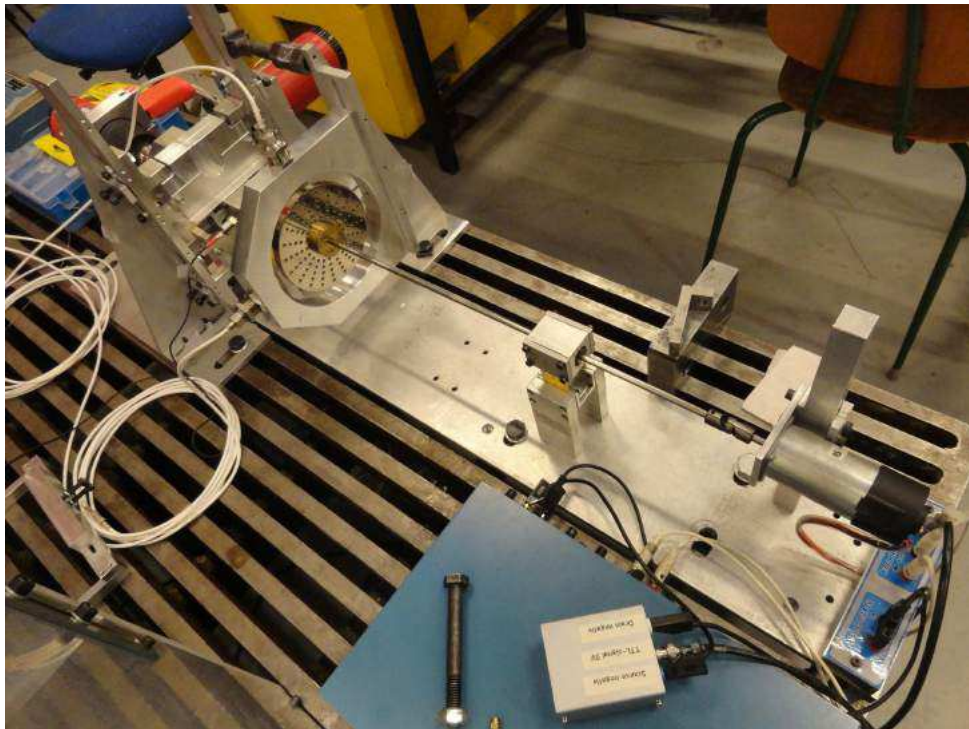


Figura 6.2 – Bancada de testes reconfigurada.

Uma ampliação detalhando este mancal é ilustrada na Fig. 6.5(b), onde é possível visualizar o fio e como ele é enclausurado dentro da câmara de aquecimento.

### 6.3 Sistema Rotor-Mancal

Para a aquisição dos dados experimentais foi necessária a utilização dos seguintes equipamentos:

- 1 eixo flexível de aço;
- 1 disco rígido de aço;
- 2 rolamentos de esferas (SKF® 626)
- Motor de corrente contínua com encoder incorporado (RS Components® Modelo 715-112 - 16W);
- Acoplamento tipo junta universal
- Fonte de Alimentação do motor (Bang & Olufsen® Modelo SN16A - 30VDC/1A e 5VDC/3A )

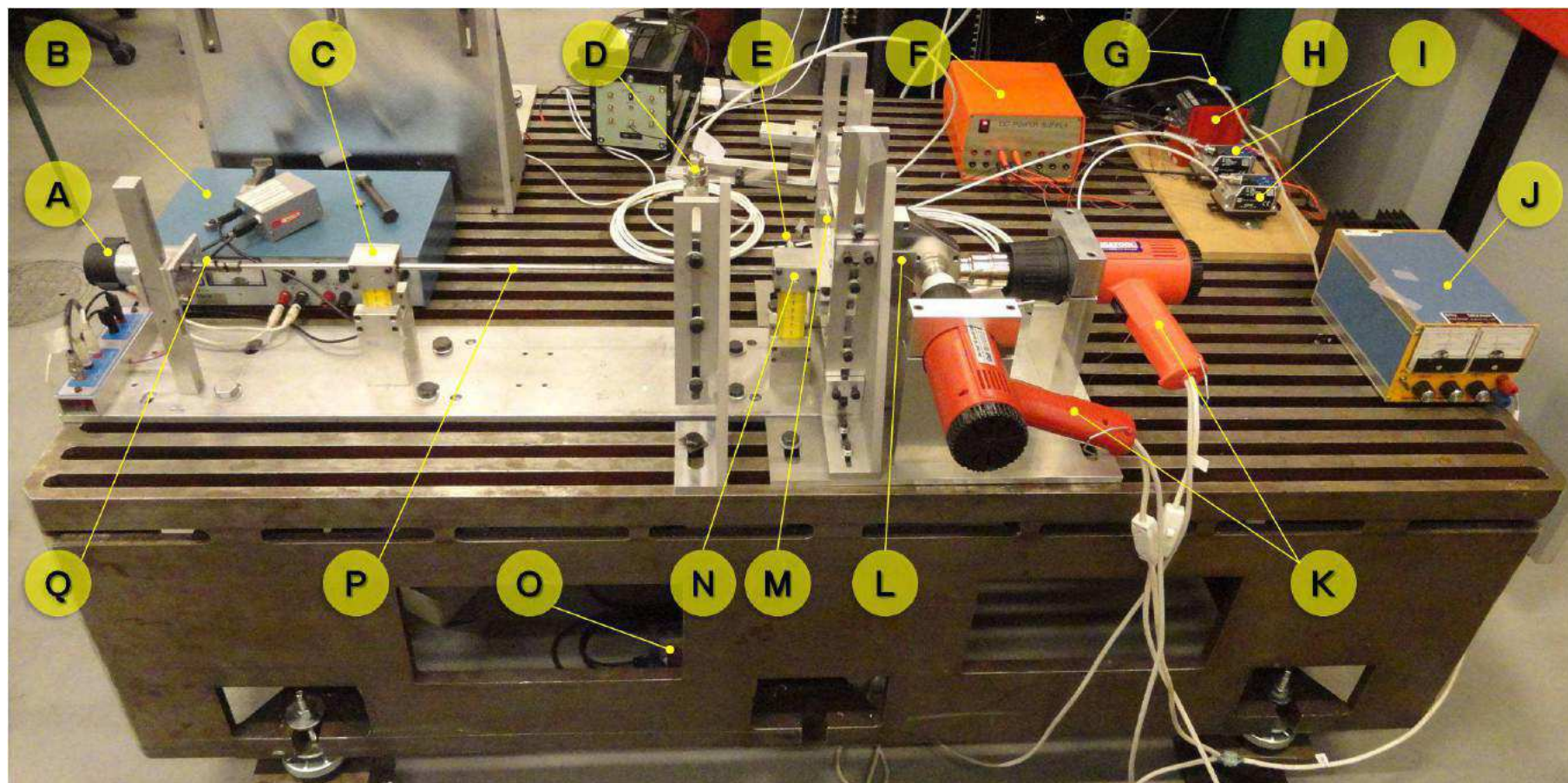


Figura 6.3 – Vista lateral da Bancada Experimental: (A) motor/encoder, (B) fonte de alimentação do motor/encoder, (C) mancal 1, (D) sensor de proximidade, (E) acelerômetro, (F) fonte de alimentação dos drivers dos sensores de proximidade, (G) fonte de alimentação dos condicionadores/display do termopar, (H) condicionadores do termopar/display, (I) drivers dos sensores de proximidade, (J) fonte de alimentação dos motores dos sopradores térmicos, (K) sopradores térmicos, (L) divisor de fluxo de ar, (M) câmara de aquecimento, (N) mancal 2, (O) relês do sistema de controle de temperatura dos sopradores, (P) eixo e (Q) acoplamento.



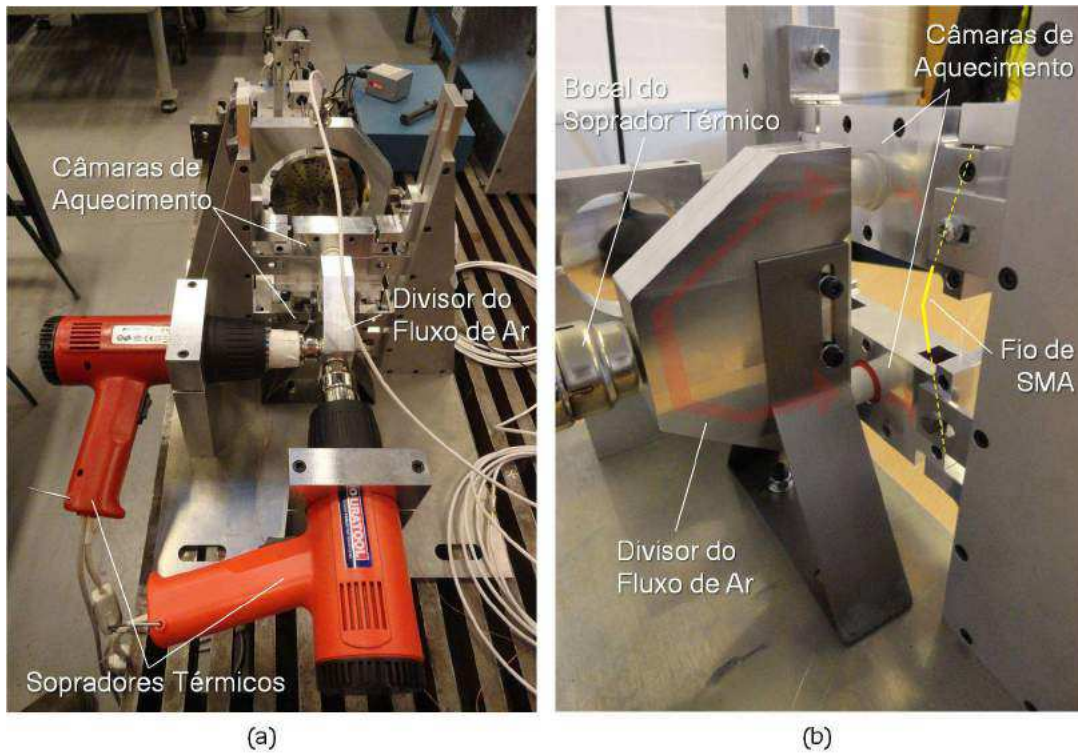


Figura 6.4 – (a) Sistema de aquecimento dos fios e (b) detalhe do divisor de fluxo de ar.

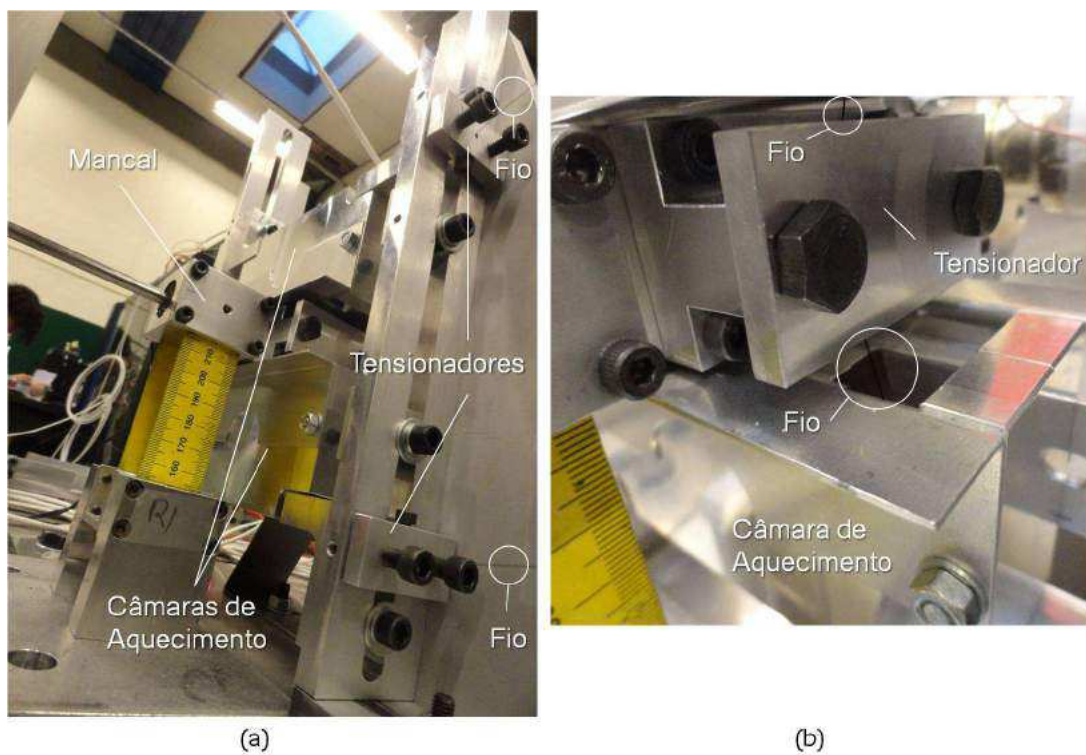


Figura 6.5 – (a) sistema de Suspensão do Mancal por Fios - SMF e (b) interface entre fio, mancal e câmara de aquecimento.

#### 6.4 Sistema de Aquisição de Dados

- microcomputador;
- placa para aquisição de dados (dSPACE<sup>®</sup> CP 1103)
- 2 sensores de proximidade e 2 drivers (Vibro-Meter<sup>®</sup> TQ 403 e Vibro-Meter<sup>®</sup> IQS 450, respectivamente);
- 1 fonte de alimentação para os drivers (24VDC/2.4A);
- 1 calibrador de acelerômetros (Brüel & Kjær<sup>®</sup> Type 4291)
- 1 acelerômetro (Brüel & Kjær<sup>®</sup> Type 4384);
- 1 condicionador de carga para o acelerômetro (Brüel & Kjær<sup>®</sup> Type 2635);
- 2 termopares;
- 2 condicionadores para termopar (PR Electronics<sup>®</sup> 4114);
- 1 display para condicionador de termopar (PR Electronics<sup>®</sup> 4501);
- 1 fonte de alimentação para os condicionadores do termopar (Mascot<sup>®</sup> Type 2183 - 24VDC/1A).

#### 6.5 Sistema de Aquecimento

- 2 sopradores térmicos (Am-Tech<sup>®</sup> V2260);
- 1 variador de voltagem (0-240VAC);
- 2 relês transistorizados (Crydom<sup>®</sup> CL240D10);
- 1 fonte de alimentação para os motores dos sopradores (Radiofoni Eletronic<sup>®</sup> 40VDC/3A).

### 6.5.1 Adaptação nos Sopradores Térmicos

Os sopradores térmicos convencionais têm os acionamentos do motor e da resistência que aquece o ar operando de forma simultânea. Esta configuração fornece um fluxo de ar cuja temperatura excede muito à escala que será exigida no sistema de aquecimento da câmara, uma vez que a temperatura nominal informada pelo fabricante é de  $375^{\circ}\text{C}$ . Neste contexto, os sopradores tiveram que ser adaptados, de tal forma que a resistência e o motor passaram a ter acionamento e fonte de alimentação independentes. Os motores dos sopradores são alimentados por uma fonte de  $40\text{VDC}/3\text{A}$  enquanto que a resistência é alimentada pelo variador de tensão alternada (vide Fig. 6.6(a)). Entretanto, cabia aos relês (vide Fig. 6.6(b)), comandados pelo controlador, chavear, em forma de pulsos, a passagem da tensão. Desta forma, executando o esquema da Fig. 6.6(c), adequou-se a funcionalidade do soprador às necessidades do experimento.

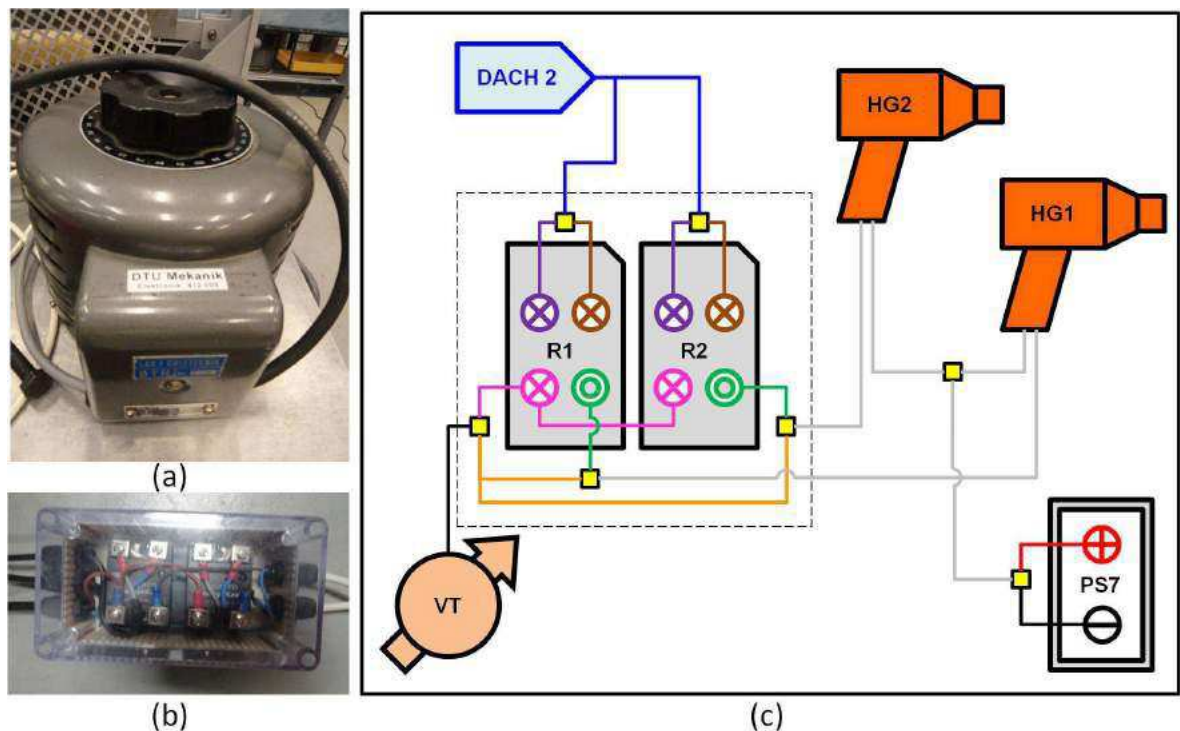


Figura 6.6 – (a) Variador de tensão, (b) relês transistorizados e (c) esquema do sistema de aquecimento: (HG1 e HG2) sopradores térmicos, (VT) variador de tensão, (R1 e R2) relês transistorizados, (PS7) fonte de alimentação dos motores dos sopradores térmicos, (DACH2) canal de origem na dSPACE<sup>®</sup> do sinal de controle e (H) câmara de aquecimento.

## 6.6 Sensores de Proximidade

Os sensores de proximidade (ou proximímetros) são empregados para medir distâncias relativas, neste caso o deslocamento radial do disco. Nesta bancada foram utilizados dois proximímetros para medir os deslocamentos do disco nas direções  $x$  e  $z$ , onde seu modelo, bem como o driver correspondente, são ilustrados pelas Fig. 6.8(a) e Fig. 6.8(b), respectivamente. Estes sensores de proximidade foram calibrados gerando, conforme a Tab. 6.1, o coeficiente angular (sensibilidade) e o termo constante da reta de regressão.

Tabela 6.1 – Coeficientes da curva de calibração dos sensores de proximidade

	Coeficiente Angular [ $mm/V$ ]	Constante [ $mm$ ]
Direção $x$	3,56	-1,56
Direção $z$	3,54	-1,64

É importante informar que, a calibração apresentada foi realizada considerando o divisor divisor de tensão detalhado na próxima seção.

### 6.6.1 Adaptação no Driver do Sensor de Proximidade

Devido a restrição de tensão dos canais de entrada A/D da placa dSPACE®, cujo limite é de  $\pm 10\text{ V}$ , foi necessário adaptar as saídas dos drivers dos sensores de proximidade cuja tensão do sinal pode atingir até  $-20\text{ V}$ . Para tanto, foi construído um circuito divisor de tensão para compatibilizar as referidas tensões, conforme esquematizado na Fig. 6.8(c).

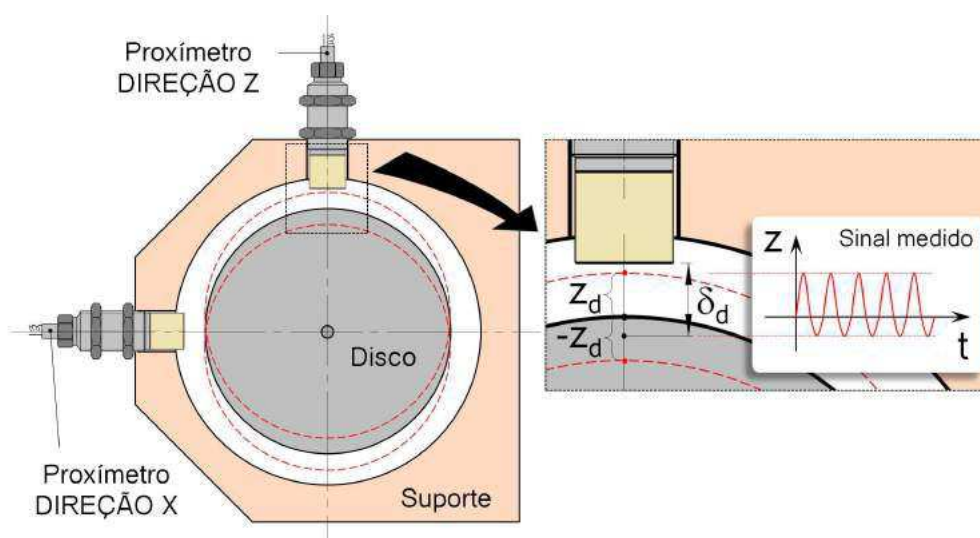


Figura 6.7 – Esquema da estratégia de medição com os proximímetros.

Outro aspecto quanto ao proximetro está relacionado com a sua sensibilidade (distância máxima de medição). Como os deslocamentos totais do disco nas direções  $x$  e  $z$  são maiores que o alcance  $\delta_d$  (12 mm no caso do modelo utilizado no experimento), conforme ilustrado na Fig. 6.7, optou-se por mostrar somente a parte positiva da resposta. Assim sendo, para efeito de comparação, as respostas simuladas para o disco estarão também nessa mesma escala.

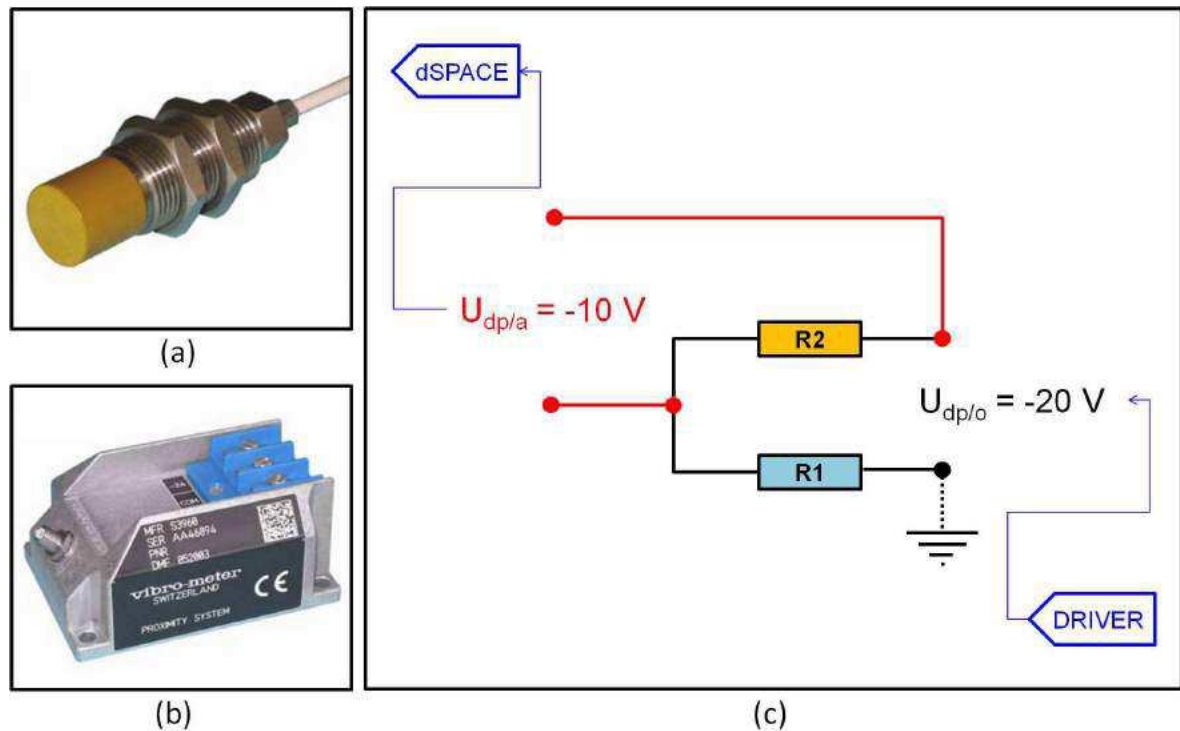


Figura 6.8 – (a) sensor de proximidade (ou proximetro), (b) seu respectivo driver e (c) esquema de construção do divisor de tensão para o sinal de saída do driver do proximetro.

## 6.7 Ajuste do Modelo de Elementos Finitos sem SMF

O modelo inicial de elementos finitos não considerou qualquer tipo de rigidez no acoplamento. Este fato fez com que as frequências naturais calculadas pelo modelo não concordassem com aquelas obtidas experimentalmente. Assim, fez-se necessária a incorporação de rigidez nas direções horizontal ( $k_{cx}$ ) e vertical ( $k_{cz}$ ) no acoplamento (nó #1), onde estas foram obtidas por otimização. Além disso, devido à sensibilidade do comportamento dinâmico do rotor ao mancal mais flexível, optou-se por refinar a rigidez do mancal 2 ( $k_{2x}$ ) por otimização. A Fig. 6.9 permite visualizar esquematicamente todas as rigidezes supracitadas. Portanto, a função objetivo para ajuste das frequências pode ser escrita como



$$f_{obj_x}(k_{cx}, k_{2x}) = \left| \omega_{exp}^{(1)} - \omega_{mod}^{(1)} \right| \quad (6.1)$$

onde  $\omega_{exp}^{(1)}$  e  $\omega_{mod}^{(1)}$ , são, respectivamente, as frequências experimental e simulada relativas ao primeiro modo. Para este caso, o espaço de projeto é dado por  $0 \leq k_{cx} \leq 4,00 \cdot 10^4 [N/m]$  e  $1,00 \cdot 10^4 \leq k_{2x} \leq 1,80 \cdot 10^4 [N/m]$ . A mesma abordagem é feita para o ajuste da frequência natural na direção vertical, onde a função objetivo é dada por

$$f_{obj_z}(k_{cz}) = \left| \omega_{exp}^{(2)} - \omega_{mod}^{(2)} \right| \quad (6.2)$$

onde  $\omega_{exp}^{(2)}$  e  $\omega_{mod}^{(2)}$ , são, respectivamente, as frequências experimental e simulada relativas ao segundo modo (vibração no plano vertical). Agora, o espaço de projeto é dado por  $0 \leq k_{cz} \leq 4,00 \cdot 10^4 [N/m]$ .

Portanto, a partir das funções objetivos dadas pelas Eq. (6.1) e Eq. (6.2), sobre as quais deseja-se obter os valores mínimos, foram plotadas, respectivamente, as isocurvas mostradas na Fig. 6.10(a) e a curva ilustrada pela Fig. 6.10(b).

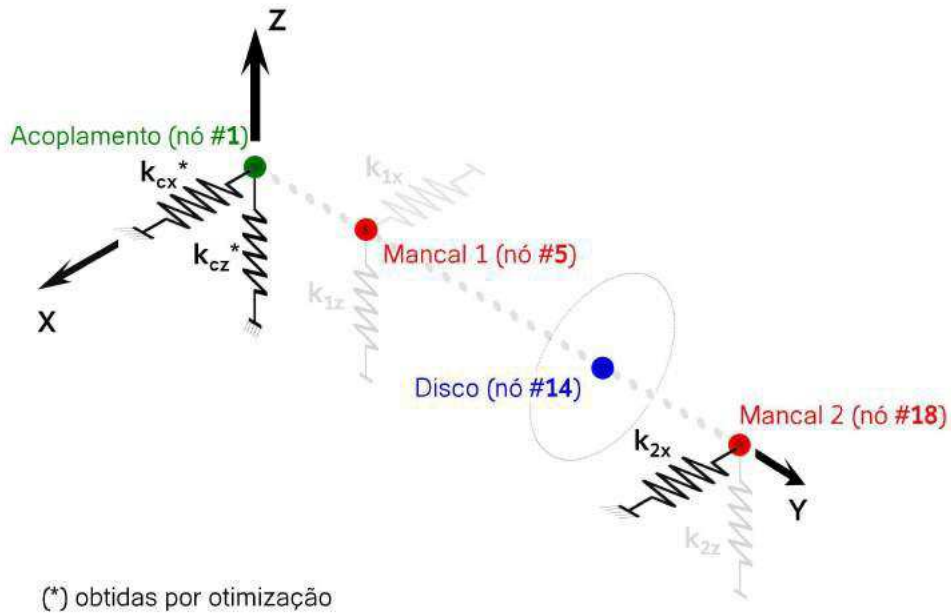


Figura 6.9 – Esquema dos eixo com molas indicando as rigidezes a serem obtidas por otimização ( $k_{cx}$  e  $k_{cz}$ ) e otimizada ( $k_{2x}$ ). (as rigidezes destacadas em cinza foram conservadas).

Após o procedimento de otimização acima mencionado, os valores das rigidezes ajustadas são apresentados na Tab. 6.2. Esta ação acarretou, naturalmente, na alteração das frequências



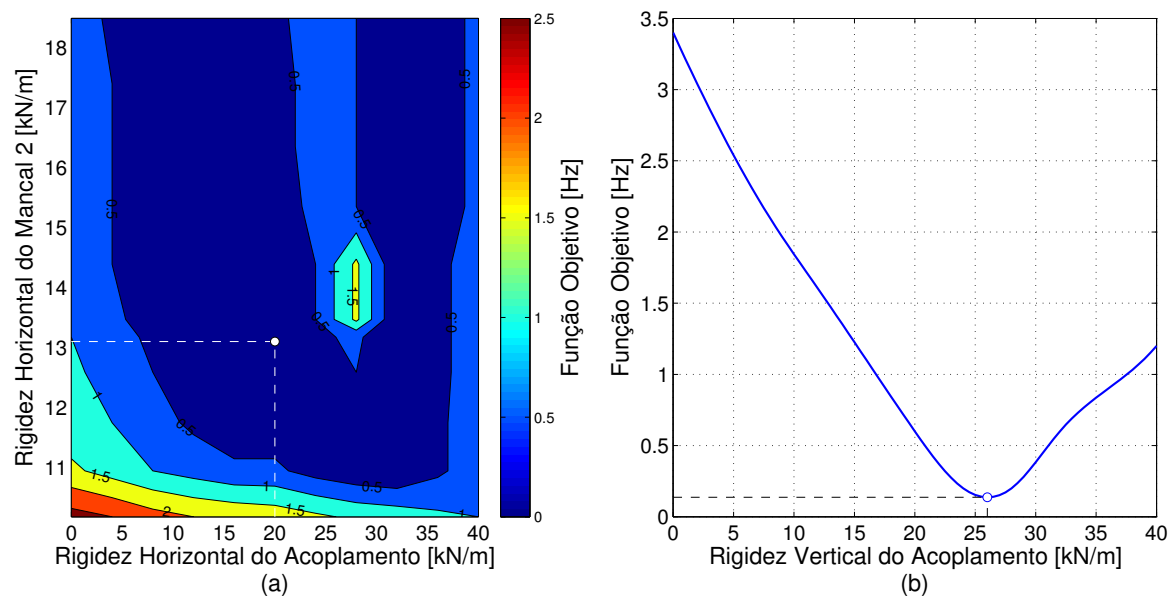


Figura 6.10 – (a) Função Objetivo para otimização das frequências na direção horizontal e (b) Função Objetivo para otimização das frequências na direção vertical.

naturais, que são mostradas na Tab. 6.3 e comparadas com as frequências anteriores ao ajuste e com as frequências obtidas experimentalmente.

Tabela 6.2 – Comparativo entre as rigidezes dos modelos original e ajustado.

	Modelo Original	Modelo Ajustado
$k_{2x} [N/m]$	$1,85 \times 10^4$	$1,31 \times 10^4$
$k_{cx} [N/m]$	0	$2,00 \times 10^4$
$k_{cz} [N/m]$	0	$2,60 \times 10^4$

Tabela 6.3 – Comparativo entre as frequências naturais reais, antes e depois do ajuste para o rotor original (sem a SMF).

	Real [Hz]	Sem Ajuste [Hz]	Ajustado [Hz]	Erro <sup>1</sup> [%]
1ª Frequência Natural	16,0	15,1	16,2	1,25
2ª Frequência Natural	21,0	17,8	21,0	0,00
3ª Frequência Natural	35,5	37,8	35,6	0,28

<sup>1</sup>erro relativo entre a frequência ajustada e a real

## 6.8 Hipóteses Assumidas para o Modelo

Para o modelo integrado deste aparato experimental, assumiu-se, conforme já comentado anteriormente, as seguintes hipóteses:

- 1<sup>o</sup>. A temperatura ao longo do fio é igual a do ambiente que o circunda;
- 2<sup>o</sup>. A temperatura na seção transversal do fio é constante;
- 3<sup>o</sup>. A expansão térmica do fio de SMA é negligenciada;
- 4<sup>o</sup>. O auto-aquecimento do fio devido à solicitação cíclica é negligenciada;
- 5<sup>o</sup>. Ausência de inércia térmica;
- 6<sup>o</sup>. Os fios são conectados no tensionador em um único ponto;
- 7<sup>o</sup>. Todos parâmetros das propriedades termo-mecânicas são determinísticos.

## 6.9 Resultados Experimentais

Esta seção tem por objetivo apresentar os principais resultados experimentais. Para tanto, a estratégia adotada foi a de agrupar os resultados segundo três grupos, quais sejam:

- 1<sup>o</sup>. Resposta Impulsiva (rotor em repouso): nesta etapa foi observada a ação do SMF sobre o rotor em repouso quando submetido a uma entrada impulsiva. Para isto, aplicou-se a excitação com um martelo de impacto no disco localizado no nó #14 (correspondente ao mancal onde a suspensão está instalada). Os ensaios foram realizados ao longo das duas direções perpendiculares.
- 2<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento (regime permanente): nesta análise, o objetivo foi o de observar a ação da suspensão sobre o rotor quando este estiver operando em uma velocidade de rotação constante. Especificamente para este caso, considerou-se exatamente a primeira velocidade crítica, onde o tempo de aquisição foi de dez segundos.
- 3<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento (regime permanente) com temperatura variável: para este caso, fixou-se uma velocidade de rotação constante cuja diferença para a primeira velocidade crítica é de apenas 2%. Em adição, variou-se com o tempo a temperatura de acordo com o intervalo  $30^{\circ}C \leq T \leq 45^{\circ}C$ .

4<sup>o</sup>. Resposta ao desbalanceamento (run-up): esta análise cumpre o objetivo de analisar a resposta transiente do rotor. Nesta etapa, o rotor foi acelerado linearmente de 0 a 1800 *rpm* para dois casos, a saber, o primeiro ao longo de uma rampa de 30 *rpm/s* e o outro usando uma rampa de 60 *rpm/s*.

Para todos os grupos de análise supracitados, exceto para o terceiro, os ensaios foram feitos sob as seguintes condições: (i) rotor sem a SMF, e com a SMF instalada operando (ii)  $T = 30^{\circ}C$ , (iii)  $T = 45^{\circ}C$  e (iv)  $T = 60^{\circ}C$ .

Um detalhe importante é que para as simulações numéricas que resultarão nas respostas de referência para comparação com as respostas experimentais, as propriedades do rotor são as mesmas contidas na Tab. 5.1, com exceção do desbalanceamento, que no disco real é um parâmetro controlado igual a 45 *g · mm*. Já para os mancais, as propriedades são dadas pela Tab. 5.2. Neste capítulo, define-se, ainda, o rotor original como sendo aquele em que não há suspensão (SMF) conectada.

#### 6.9.1 Resposta Impulsiva (rotor em repouso)

Este ensaio consiste em bater no disco com um martelo de impacto nas duas direções ortogonais, medindo seu deslocamento correspondente. Assim, as Fig. 6.11(a) e Fig. 6.11(b) mostram, respectivamente, as FRFs (deslocamento do disco/força de excitação) referentes às direções horizontal e vertical, para todas as situações descritas na Seção 6.9. Atenta-se ainda, observando a Fig. 6.11(b), que um pequeno pico situado por volta de 42 *Hz* não foi capturado pelo modelo e portanto está fora do escopo de análise. Os valores dos picos de amplitude para cada caso (somente os da direção horizontal) são apresentados na Tab. 6.4. e as diferenças percentuais são dadas para todos casos na Tab. 6.5.

Tabela 6.4 – Comparativo entre as FRFs na direção horizontal (entrada impulsiva) - Experimental.

	Original	SMA 30°C	SMA 45°C	SMA 60°C
<b>Amplitude<sup>1</sup> (mm/N)[dB]</b>	-9,7	-11,7	-11,7	-13,3

<sup>1</sup>valor correspondente ao pico da FRF para o primeiro modo

Os resultados deste ensaio cumprem um papel imprescindível para o ajuste do modelo de elementos finitos, pois é a partir deles que são estimadas tanto as frequências naturais quanto os fatores de amortecimento, conforme desenvolvido no Apêndice A. Este fato, por si só, já justifica a sua realização.

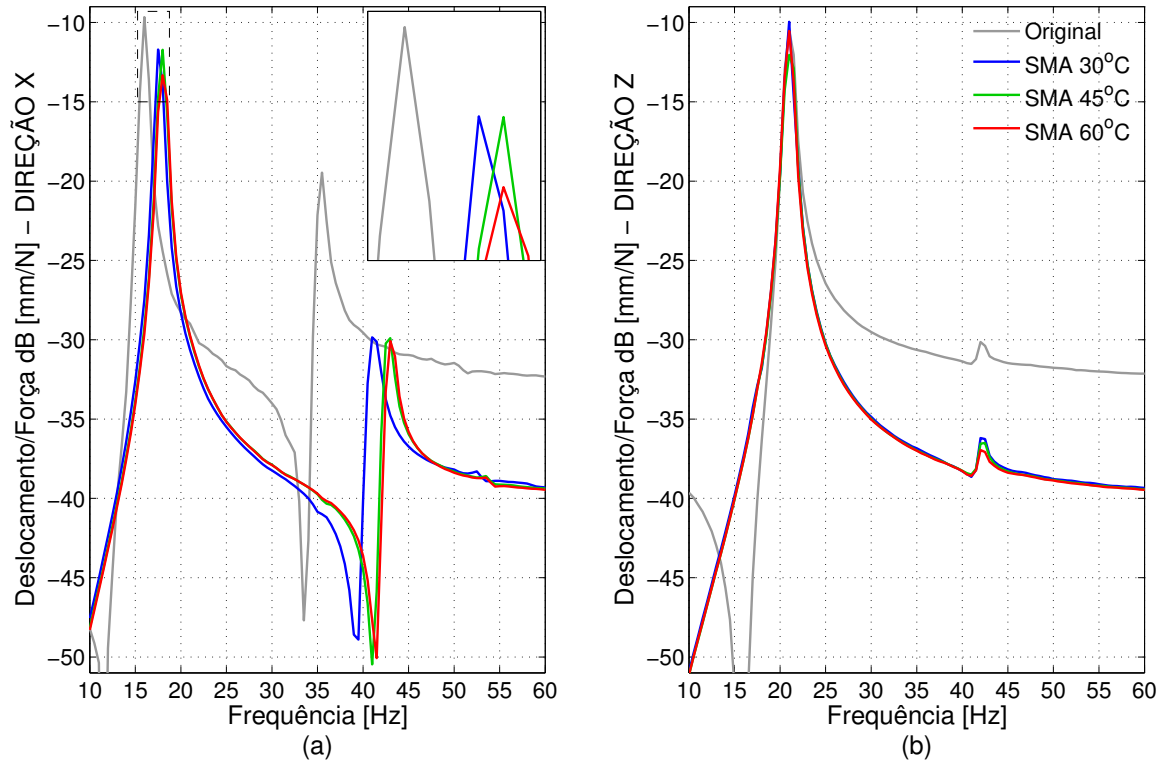


Figura 6.11 – FRF experimental estimada para a resposta ao impacto: (a) na direção horizontal e (b) na direção vertical

Tabela 6.5 – Comparativo geral entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (entrada impulsiva) - Experimental.

	Original	SMA 30°C	SMA 45°C	SMA 60°C
<b>Original</b>	—	17,1	17,1	27,1
<b>SMA 30°C</b>	-20,6	—	0,0	12,0
<b>SMA 45°C</b>	-20,6	0,0	—	12,0
<b>SMA 60°C</b>	-37,1	-13,7	-13,7	—

### 6.9.2 Resposta ao desbalanceamento (regime permanente)

Esta seção apresenta os resultados experimentais do rotor operando em regime permanente para várias temperaturas, sempre comparando os deslocamentos horizontal do mancal 2 e do disco com aqueles da simulação numérica. No caso deste trabalho, omitiu-se os deslocamentos verticais por duas razões, a saber: a primeira é que somente o primeiro modo de vibrar (que ocorre predominantemente no plano horizontal) foi avaliado, e a outra é que a SMF só atua neste mesmo plano. Além disso, ao final são apresentadas tabelas comparativas para facilitar a análise global. A Tabela 6.6 mostra as amplitudes simuladas e experimentais, além dos erros relativos aos valores medidos. Já a Tab. 6.7 aponta as diferenças percentuais para os casos simulado e experimental. E, finalmente, a Tab. 6.8 apresenta, somente para o caso experimental, as diferenças percentuais cruzadas para todas as configurações de teste. Nesse sentido, os valores de erros e diferenças citados a partir deste ponto do texto, advêm destas tabelas.

Primeiramente, a Fig. 6.12 mostra o comparativo para o caso do rotor original, ou seja, sem a SMF instalada. Para os três casos seguintes, a suspensão (SMF), está utilizando fios de SMA. As respostas dos deslocamentos para a suspensão trabalhando a uma temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$  são mostradas na Fig. 6.13. Já para o caso onde a temperatura de trabalho é de  $45^{\circ}\text{C}$ , os deslocamentos são mostrados na Fig. 6.14. Finalmente, para a temperatura de  $T = 60^{\circ}\text{C}$ , os deslocamentos do mancal e do disco são apresentados na Fig. 6.15.

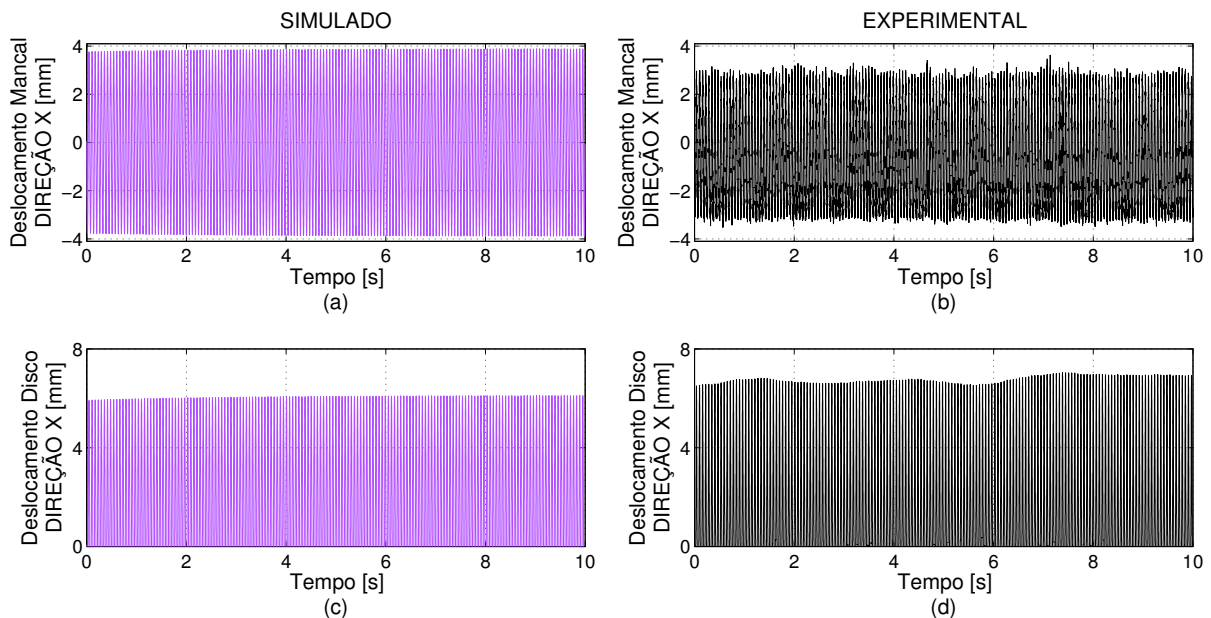


Figura 6.12 – Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: sem a SMF e na primeira velocidade crítica

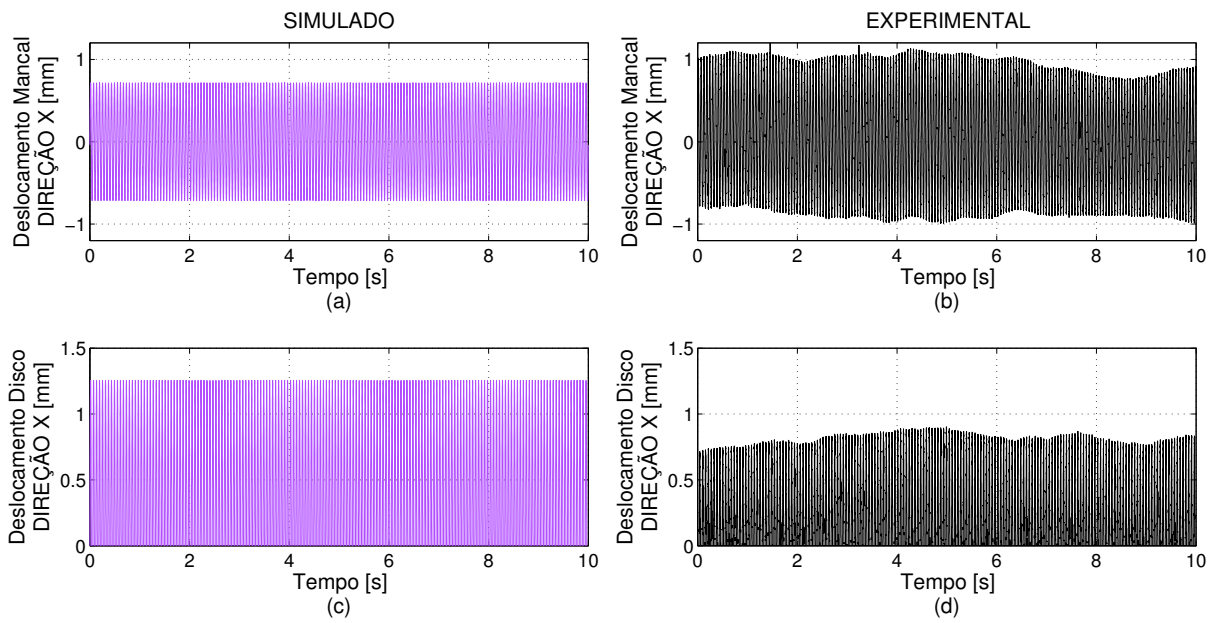


Figura 6.13 – Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF,  $T = 30^\circ C$  e na primeira velocidade crítica

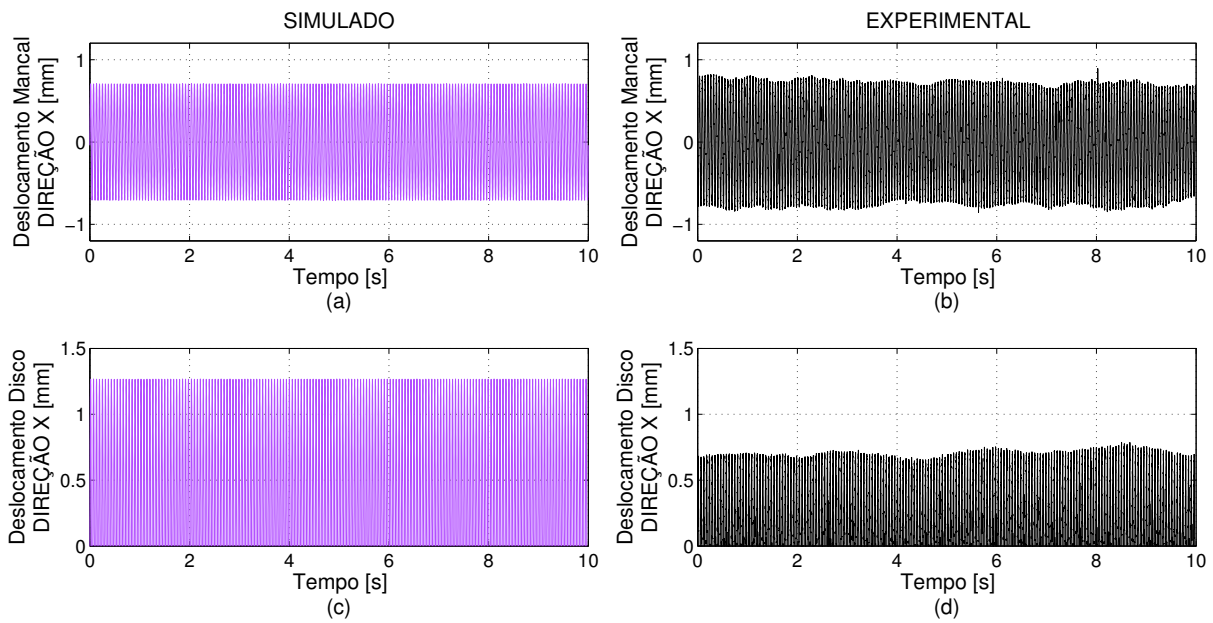


Figura 6.14 – Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF,  $T = 45^\circ C$  e na primeira velocidade crítica

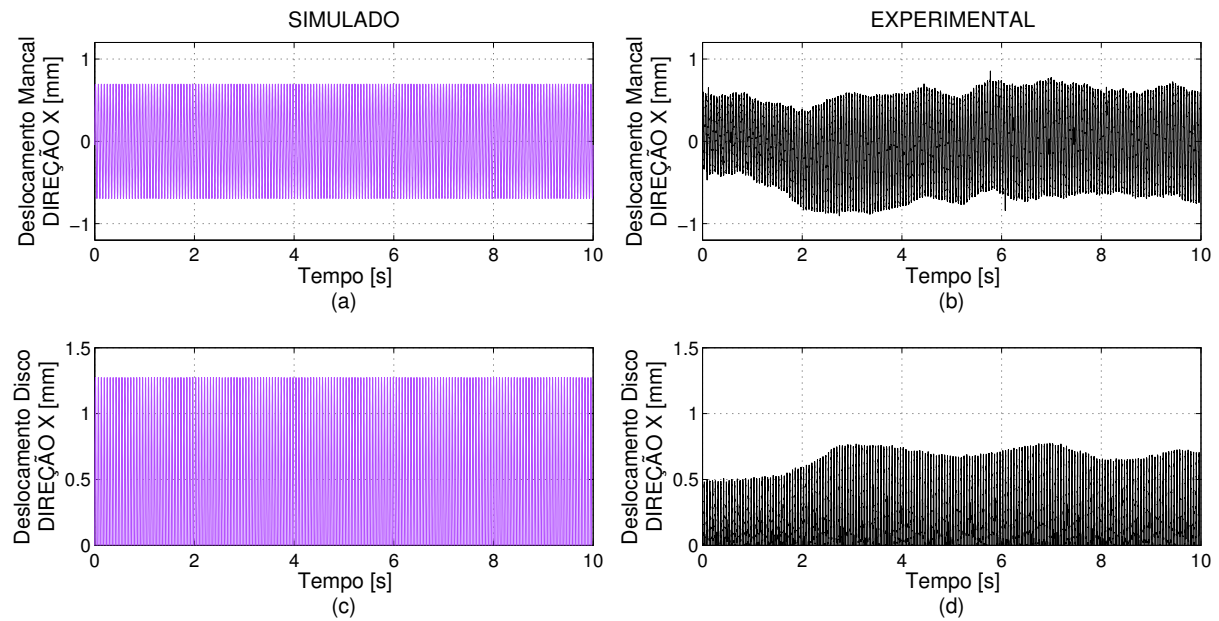


Figura 6.15 – Comparação dos deslocamentos do mancal e do disco - Simulado e Experimental: com a SMF,  $T = 60^{\circ}C$  e na primeira velocidade crítica

Tabela 6.6 – Comparativo entre as amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Simulado e Experimental.

	Simulado [mm]	Experimental [mm]	Erro Relativo <sup>1</sup> [%]
Original	6,09	7,03	−13,4
SMA 30°C	1,25	0,90	38,9
SMA 45°C	1,26	0,79	59,5
SMA 60°C	1,27	0,76	67,1

<sup>1</sup>erro relativo ao experimental

Tabela 6.7 – Comparativo entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Simulado e Experimental.

	Simulado <sup>1</sup> [%]	Experimental <sup>1</sup> [%]
Original	—	—
SMA 30°C	−79,5	−87,2
SMA 45°C	−79,3	−88,8
SMA 60°C	−79,1	−90,0

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original

Tabela 6.8 – Comparativo geral entre as diferenças percentuais nas amplitudes do deslocamento horizontal do disco (primeira velocidade crítica) - Experimental.

	Original	SMA 30°C	SMA 45°C	SMA 60°C
<b>Original</b>	—	681, 1	789, 9	904, 3
<b>SMA 30°C</b>	-87, 2	—	13, 9	28, 6
<b>SMA 45°C</b>	-88, 8	-12, 2	—	12, 9
<b>SMA 60°C</b>	-90, 0	-22, 2	-11, 4	—

### 6.9.3 Resposta ao desbalanceamento (regime permanente) com temperatura variável

Nesta seção são apresentados os resultados das avaliações numérica e experimental do rotor operando com rotação constante e com a suspensão (SMF) submetida a aquecimento em função do tempo. A velocidade de rotação, tanto para o caso simulado quanto para o experimental, difere das respectivas frequências naturais de apenas 2%. Assim, a velocidade de rotação para a simulação é de  $\Omega_{sim} = 984 \text{ rpm}$  e para o experimento determinou-se, através do teste de *run-up*,  $\Omega_{exp} = 1080 \text{ rpm}$ . Cabe dizer que optou-se pela operação próxima da crítica para que o nível de vibração do mancal fosse suficientemente grande para induzir transformação de fase nos fios. Com relação ao aquecimento, as Fig. 6.16(a) e Fig. 6.16(b) mostram a evolução temporal da temperatura. Vale destacar que a curva de temperatura experimental foi empregada, também, na simulação com o intuito de produzir um resultado mais fidedigno. Como a suspensão (SMF) está conectada ao mancal 2, nada mais natural iniciar a apresentação dos resultados pelo seu deslocamento. Neste sentido, as Fig. 6.16(c) e (d) ilustram as respostas do mancal 2 para os casos simulado e experimental, respectivamente. As Fig. 6.16(e) e Fig. 6.16(f) mostram, respectivamente, as respostas simuladas e experimentais do disco na direção horizontal.



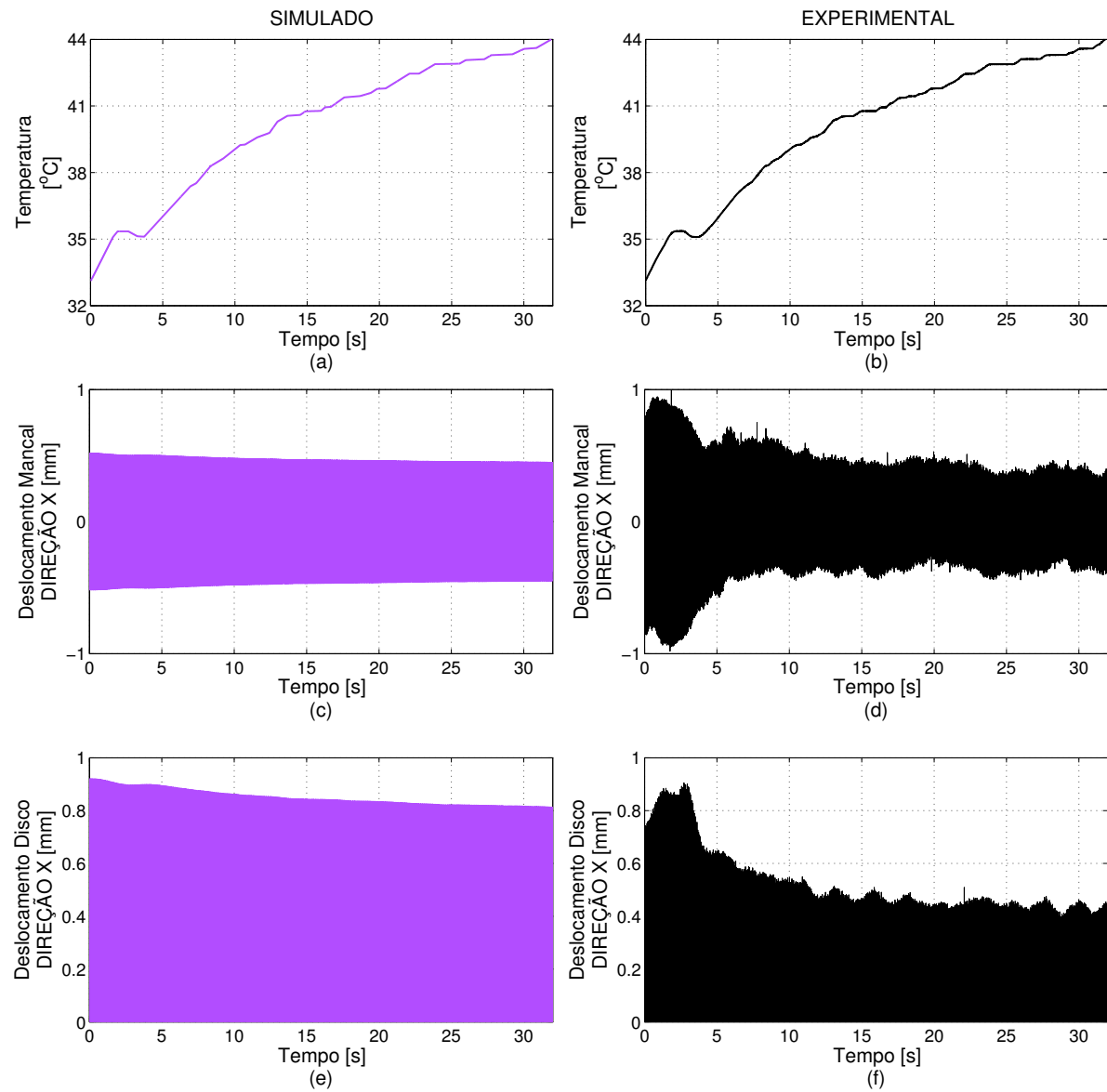


Figura 6.16 – Comparação dos deslocamentos do mancal e horizontal do disco - Simulado e Experimental: com a SMF, temperatura variável e velocidade de rotação a 2% da primeira velocidade crítica.

#### 6.9.4 Resposta ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de $30 \text{ rpm/s}$ )

Esta seção é dedicada à apresentação das respostas ao desbalanceamento em regime permanente, para a estrutura descrita na Seção 6.9.2. Para o caso do rotor original (sem a SMF) as respostas estão ilustradas na Fig. 6.17. Posteriormente são apresentados os resultados referentes à SMF operando com fios de SMA. Assim, as Fig. 6.18, Fig. 6.19 e Fig. 6.20 mostram as respostas para o caso em que as temperaturas valem, respectivamente,  $T = 30^\circ\text{C}$ ,  $T = 45^\circ\text{C}$  e  $T = 60^\circ\text{C}$ .

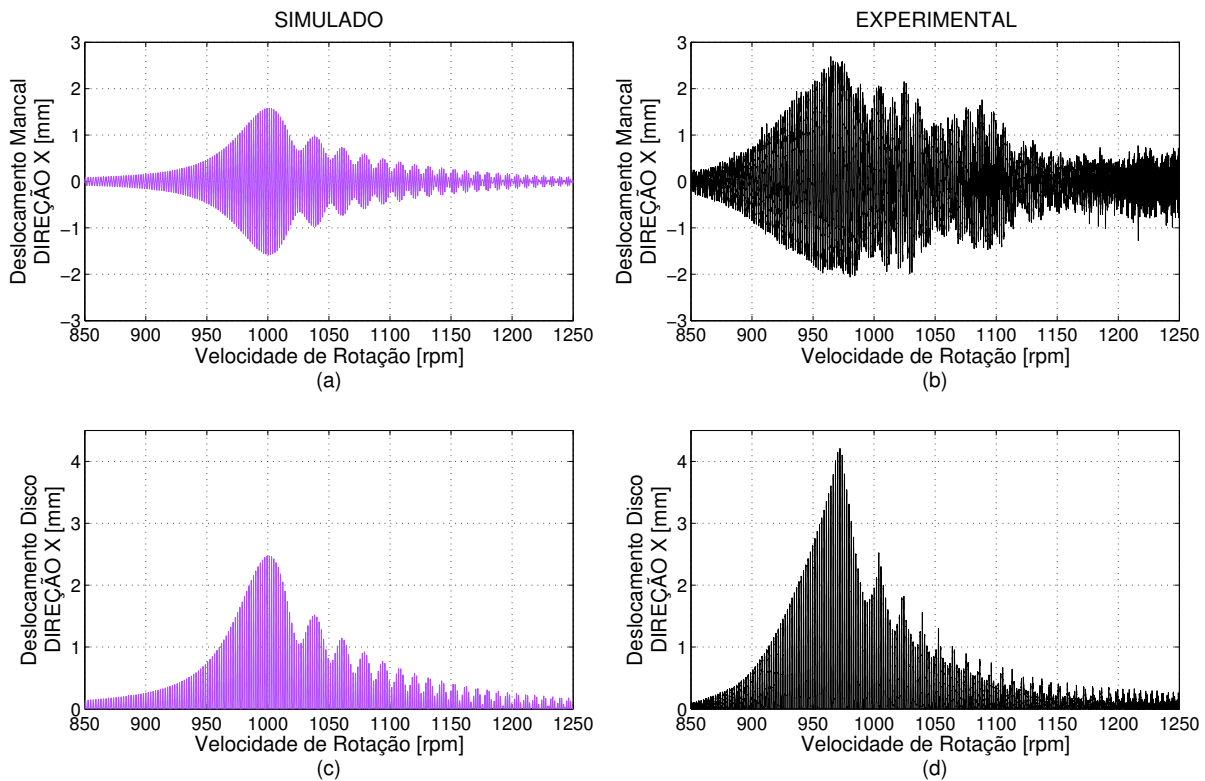


Figura 6.17 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental : sem a SMF.

Para todas as configurações de teste, os picos de amplitudes são sumarizados na Tab. 6.9. As diferenças dentro dos grupos simulado e experimental são apresentados na Tab. 6.10 enquanto que a comparação cruzada entre todos os testes é mostrada na Tab. 6.11. Finalizando a seção, a Fig. 6.21 mostra todas a respostas experimentais, especificamente os deslocamentos horizontais do disco, superpostas para facilitar a comparação.

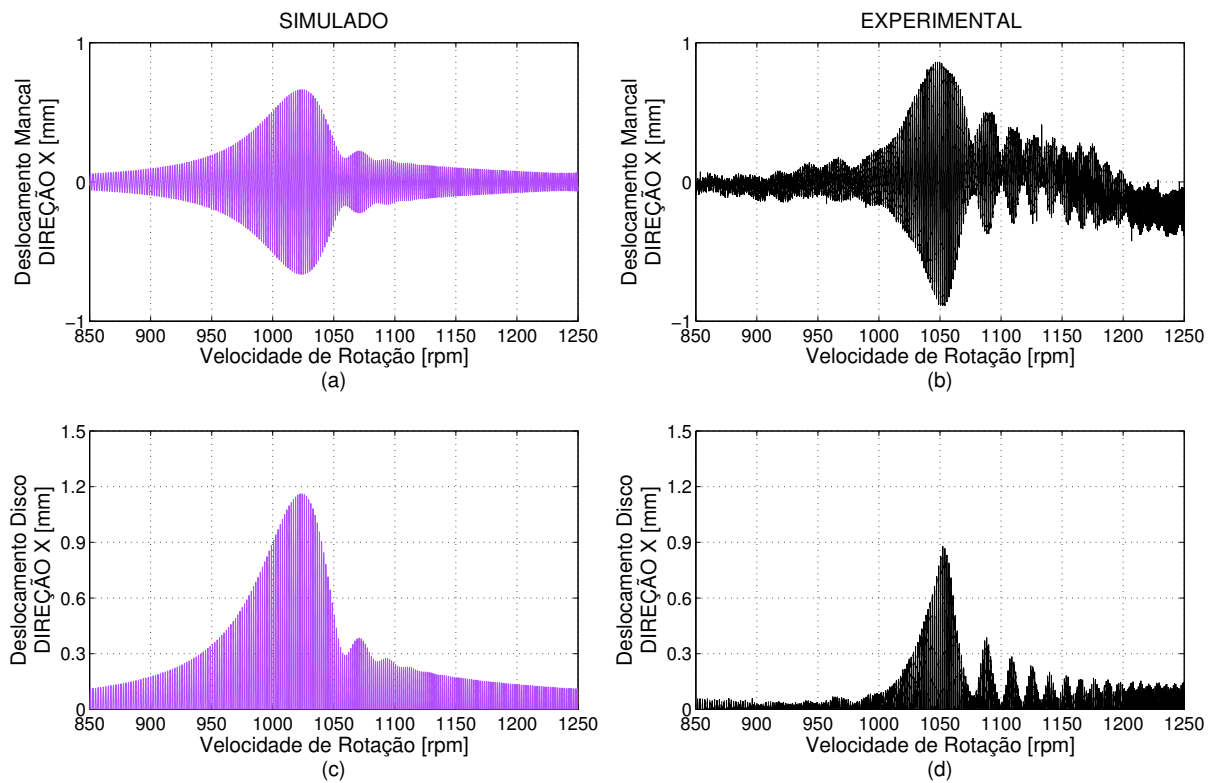


Figura 6.18 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 30^\circ\text{C}$ .

Tabela 6.9 – Comparativo entre os picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental.

	Simulado [mm]	Experimental [mm]	Erro Relativo <sup>1</sup> [%]
Original	2,47	4,21	-41,3
SMA $30^\circ\text{C}$	1,16	0,88	31,8
SMA $45^\circ\text{C}$	1,17	0,88	32,9
SMA $60^\circ\text{C}$	1,18	0,64	84,4

<sup>1</sup>erro relativo ao deslocamento experimental.

Tabela 6.10 – Comparativo entre as diferenças percentuais de picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental.

	Simulado <sup>1</sup> [%]	Experimental <sup>1</sup> [%]
Original	—	—
SMA $30^\circ\text{C}$	-53,0	-79,1
SMA $45^\circ\text{C}$	-52,6	-79,1
SMA $60^\circ\text{C}$	-52,2	-84,7

<sup>1</sup>diferenças relativas ao deslocamento do rotor original.

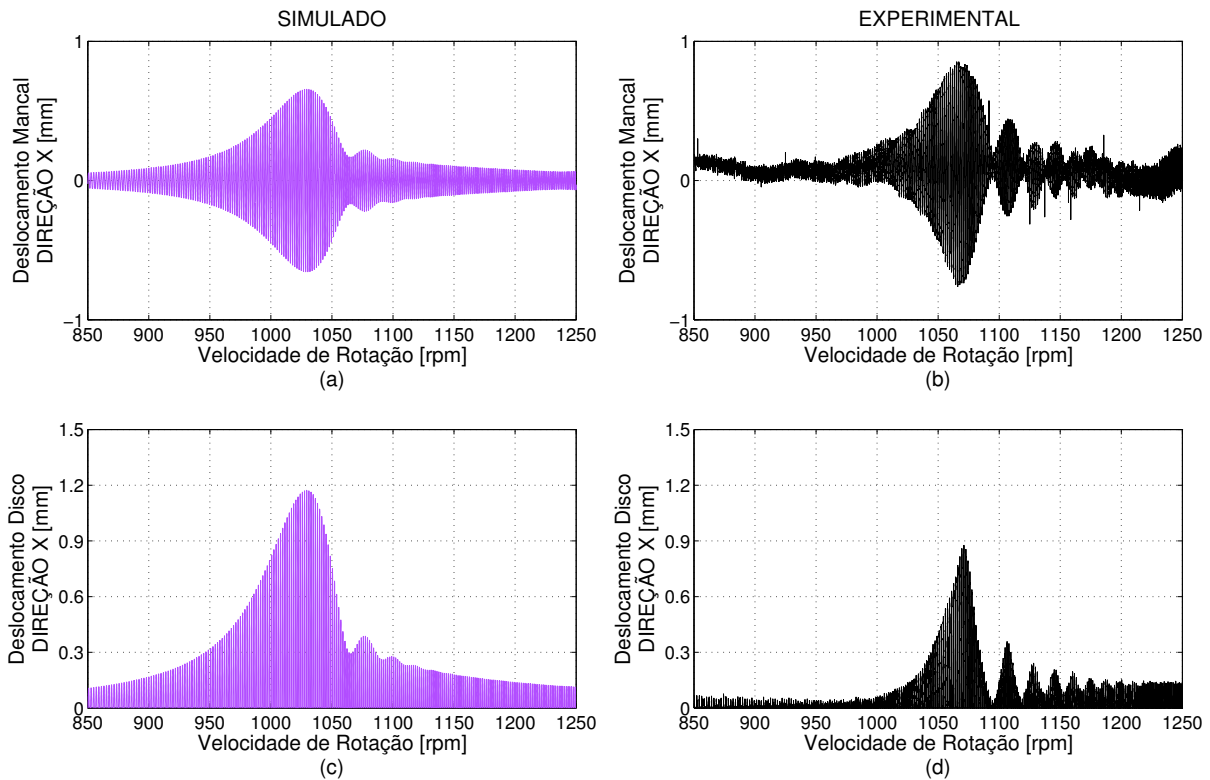


Figura 6.19 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 45^\circ\text{C}$ .

Tabela 6.11 – Comparativo geral entre as diferenças percentuais dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Experimental.

	Original	SMA $30^\circ\text{C}$	SMA $45^\circ\text{C}$	SMA $60^\circ\text{C}$
Original	—	378,4	378,4	557,8
SMA $30^\circ\text{C}$	-79,1	—	0,0	37,5
SMA $45^\circ\text{C}$	-79,2	0,0	—	37,5
SMA $60^\circ\text{C}$	-84,8	-27,3	-27,3	—

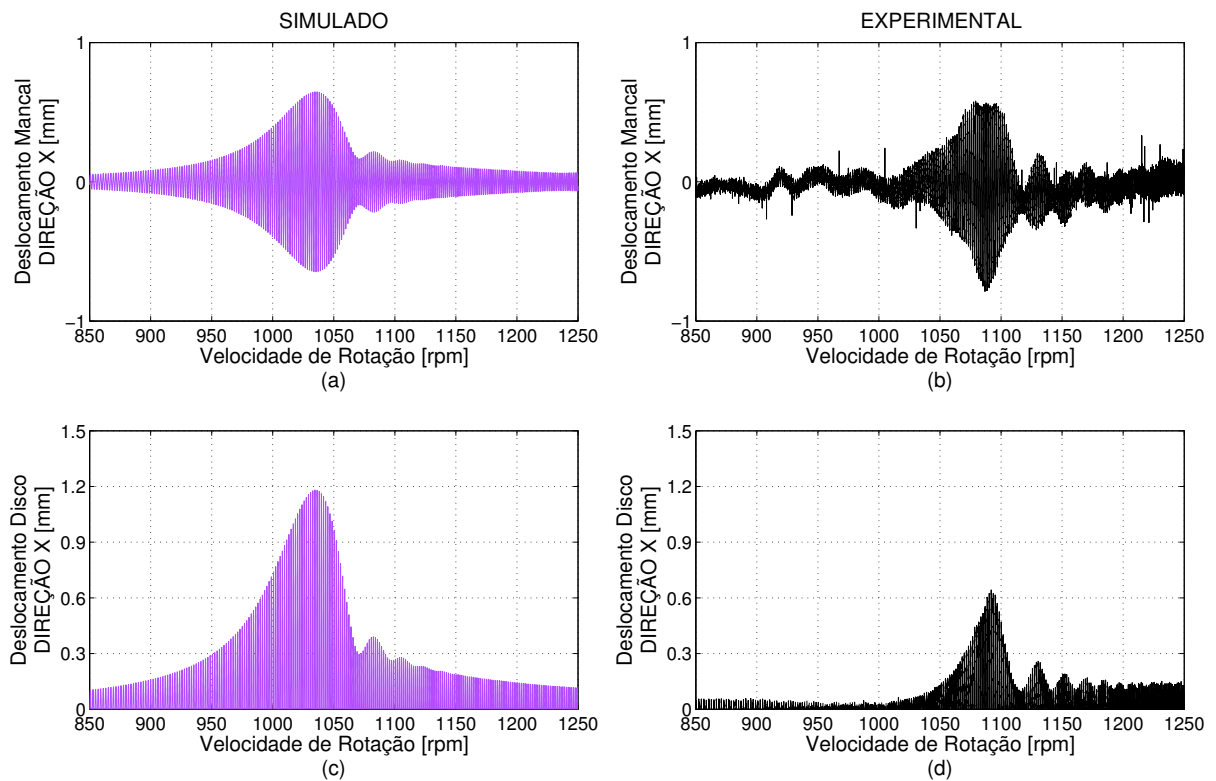


Figura 6.20 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 60^\circ\text{C}$ .

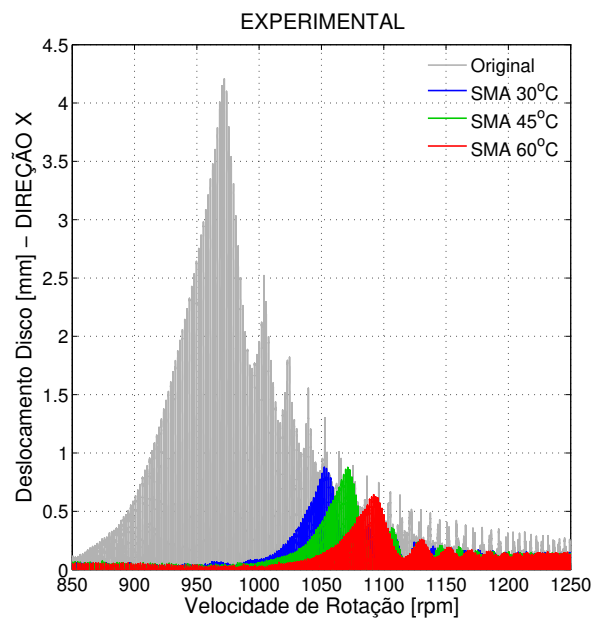


Figura 6.21 – Comparação geral das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $30 \text{ rpm/s}$ ) - Deslocamento horizontal do disco - Experimental.

### 6.9.5 Resposta ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de 60 rpm/s)

Para a rampa de 60 rpm/s, os deslocamentos do mancal e do disco, tanto os simulados quanto os experimentais para o rotor original são ilustrados pela Fig. 6.22. Para os casos em que a SMF atua, as Fig. 6.23, Fig. 6.24 e Fig. 6.25 apresentam as respostas para temperaturas praticadas nas Seções 6.9.2 e 6.9.5. Analogamente, apresentam-se os comparativos cabíveis nas Tab. 6.12, Tab. 6.13 e Tab. 6.14.

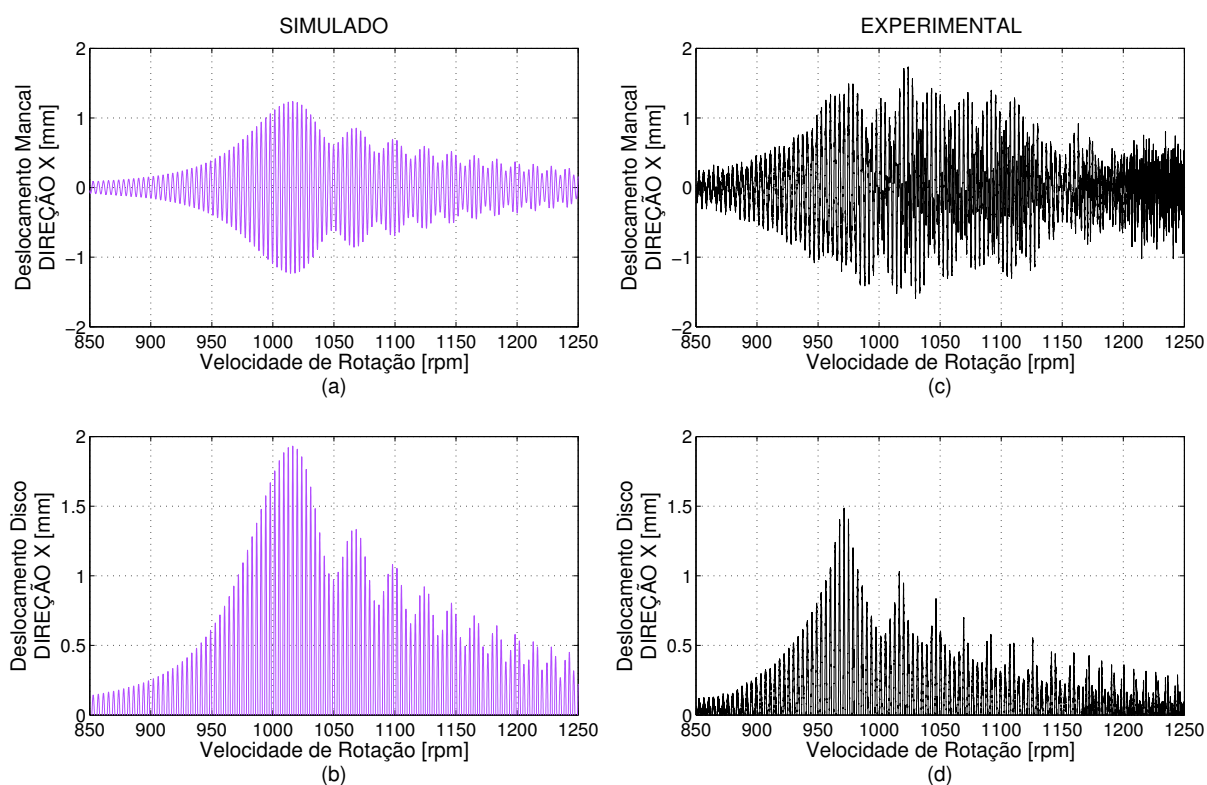


Figura 6.22 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de 60 rpm/s) - Simulado e Experimental: sem a SMF.

Tabela 6.12 – Comparativo entre os picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de 60 rpm/s) - Simulado e Experimental.

	Simulado [mm]	Experimental [mm]	Erro Relativo [%]
<b>Original</b>	1,93	1,49	29,5
<b>SMA 30°C</b>	1,07	0,76	40,8
<b>SMA 45°C</b>	1,08	0,75	44,0
<b>SMA 60°C</b>	1,09	0,63	73,0

A Figura 6.26 condensa, no sentido de facilitar a visualização, os deslocamentos do disco para todas as configurações de testes experimentais.

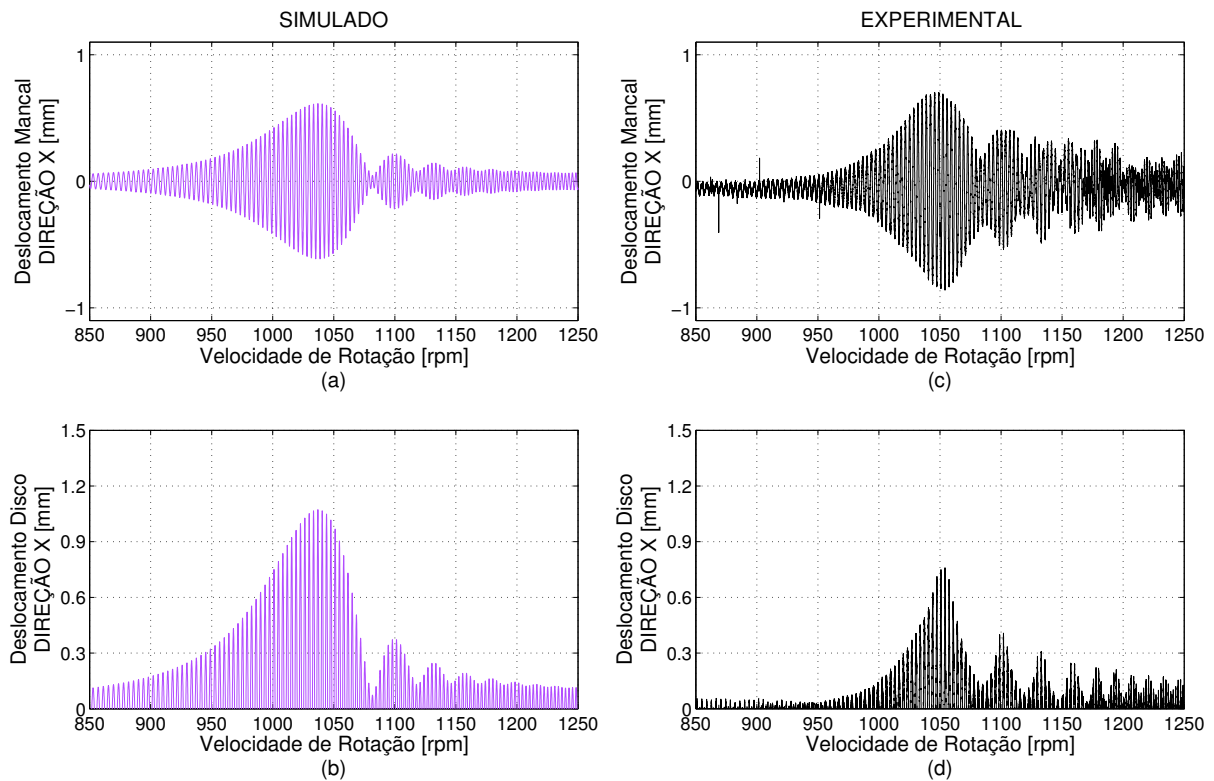


Figura 6.23 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 30^\circ\text{C}$ .

Tabela 6.13 – Comparativo entre as diferenças percentuais de picos de amplitude do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental.

	Simulado <sup>1</sup> [mm]	Experimental <sup>1</sup> [mm]
Original	—	—
SMA $30^\circ\text{C}$	-44,6	-49,0
SMA $45^\circ\text{C}$	-44,0	-49,7
SMA $60^\circ\text{C}$	-43,5	-57,7

<sup>1</sup>diferenças percentuais relativas ao deslocamento do rotor original.

Tabela 6.14 – Comparativo geral entre as diferenças percentuais dos picos de amplitudes do deslocamento horizontal do disco (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Experimental.

	Original	SMA $30^\circ\text{C}$	SMA $45^\circ\text{C}$	SMA $60^\circ\text{C}$
Original	—	96,1	98,7	136,5
SMA $30^\circ\text{C}$	-49,0	—	1,3	20,6
SMA $45^\circ\text{C}$	-49,7	-1,3	—	19,0
SMA $60^\circ\text{C}$	-57,7	-17,1	-16,0	—

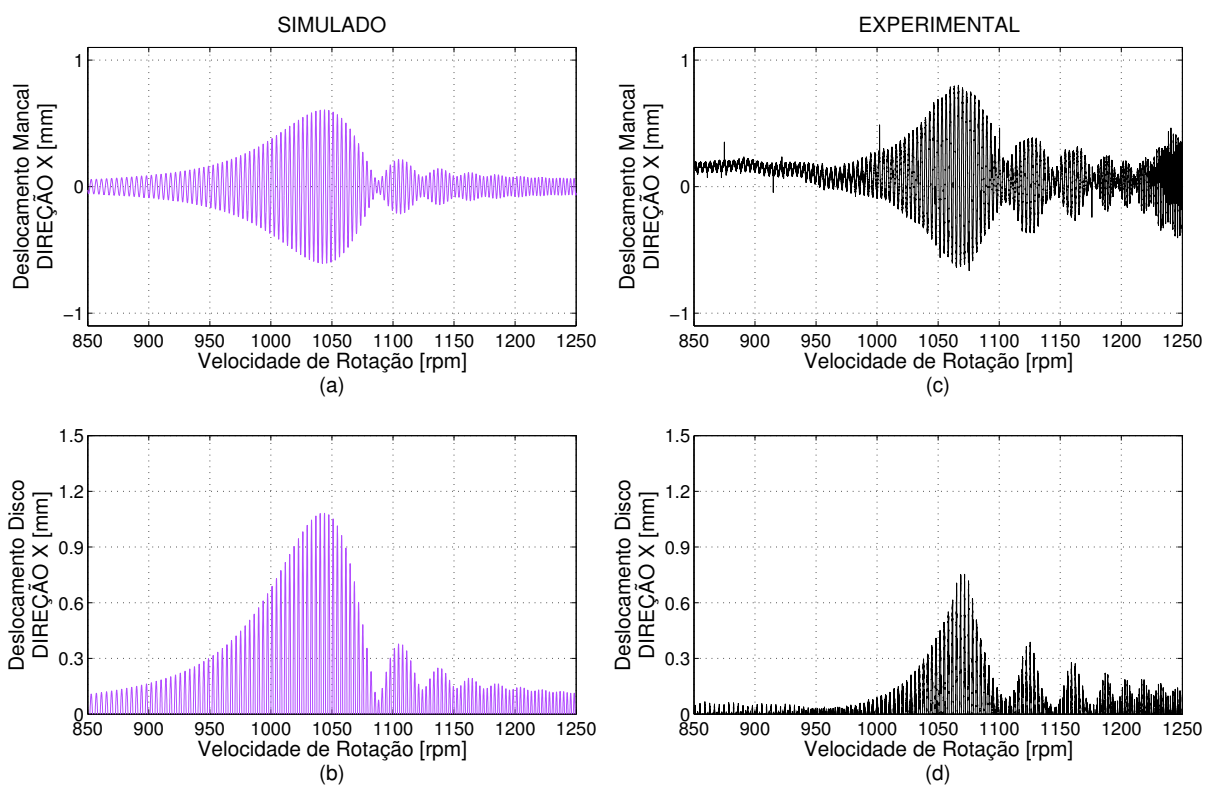


Figura 6.24 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de 60 rpm/s) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 45^\circ C$ .



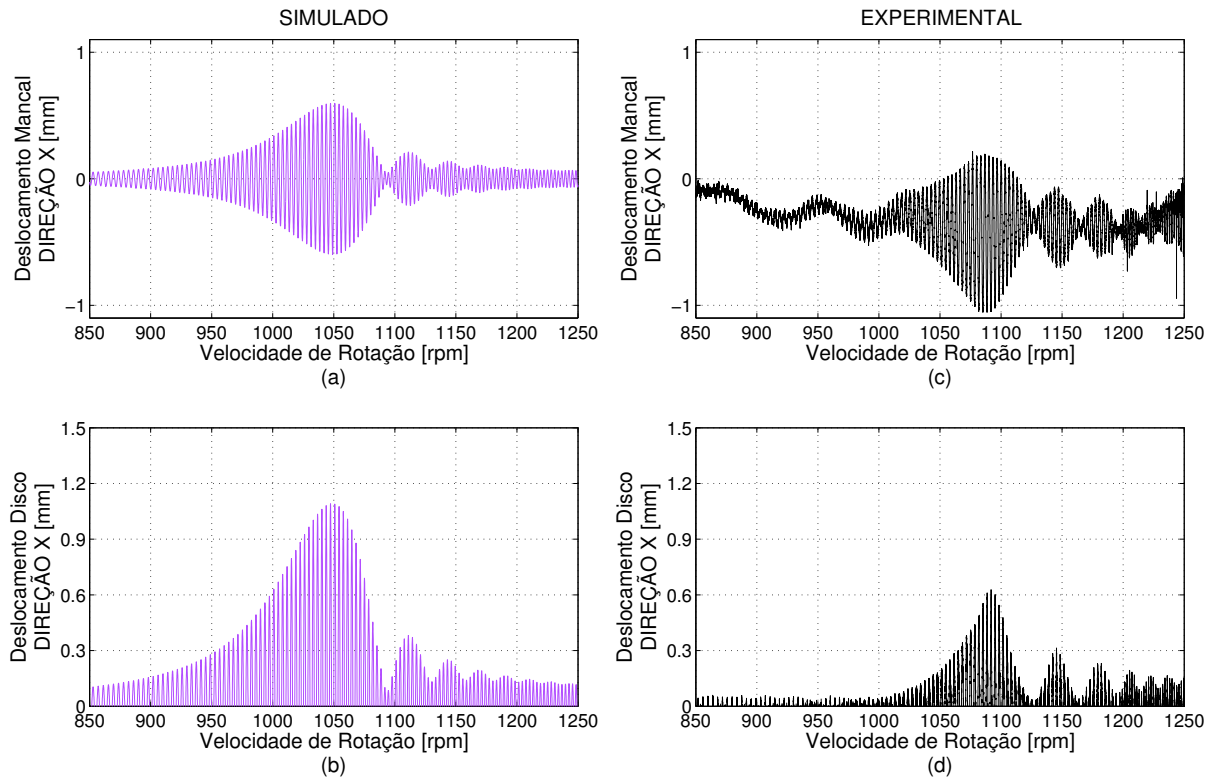


Figura 6.25 – Comparação das respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Simulado e Experimental: com a SMF e  $T = 60^\circ\text{C}$ .

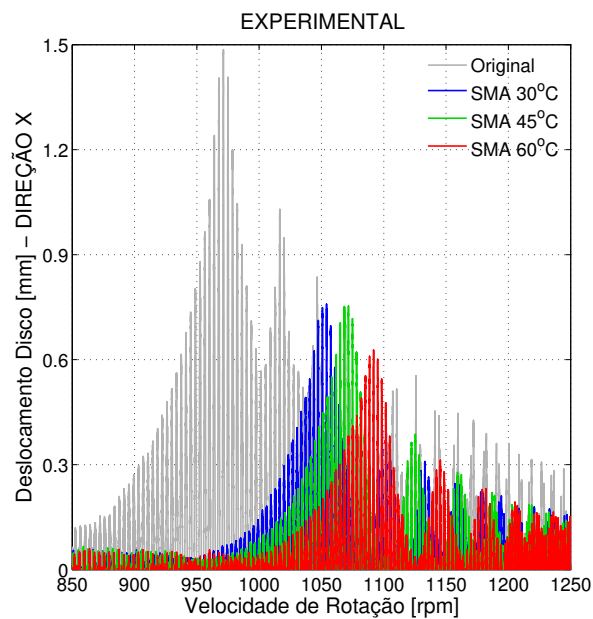


Figura 6.26 – Comparação geral dos respostas ao desbalanceamento (*run-up* com rampa de  $60 \text{ rpm/s}$ ) - Deslocamento horizontal do disco - Experimental.

Por fim, a Tab. 6.15 compara as frequências naturais simuladas e experimentais obtidas para todos os casos ensaiados.

Tabela 6.15 – Comparativo entre as frequências naturais para o primeiro modo de vibrar - Simulado e Experimental.

	Original	SMA 30°C	SMA 45°C	SMA 60°C
<b>Simulada</b>	16,2	16,7	16,8	16,9
<b>Experimental</b>	16,0	17,6	17,9	18,2

## 6.10 Análise dos Resultados

Para todos os casos, o desempenho da suspensão da bancada do experimento foi superior ao obtido através do modelo. Naturalmente, o desempenho do modelo é função direta das hipóteses assumidas na Seção 6.8 e serão em seguida discutidas.

- 1<sup>o</sup>. A temperatura ao longo do fio é igual a do ambiente que o circunda: na suspensão real, a câmara de aquecimento que encapsula os fios não é hermeticamente vedada, de forma que existem pontos de fuga do ar aquecido dos sopradores térmicos. Além disso, a geometria interna da câmara não garante a uniformidade de distribuição do fluxo de ar sobre o fio, fazendo com que a transformação de fases no SMA ocorra heterogeneamente ao longo do fio, afetando seu comportamento dinâmico;
- 2<sup>o</sup>. A temperatura na seção transversal do fio é constante: a condição para se assumir esta hipótese foi o diâmetro do fio utilizado, no caso de 0,25 mm. Procurou-se garantir que a seção transversal tivesse a mesma temperatura que na periferia do mesmo. Entretanto, isso não ocorre na realidade, por menor que seja a área transversal. Da mesma maneira que para hipótese anterior, a transformação de fase induzida pela temperatura não é homogênea;
- 3<sup>o</sup>. A expansão térmica do fio de SMA é negligenciada: Essa é uma hipótese forte, uma vez que, se existe expansão térmica, o diâmetro tende a aumentar com a temperatura e, consequentemente, a área, que varia com o quadrado do diâmetro, afeta sobremaneira o cálculo da força que o fio exerce, que é maior que a simulada.
- 4<sup>o</sup>. O auto-aquecimento do fio devido à solicitação cíclica é negligenciada: esse fenômeno ocorre principalmente nas regiões onde o fio, diferentemente do caso simulado (onde considera-se a abordagem mostrada na Fig. 6.27(a)) está apoiado conforme ilustrado na Fig. 6.27(b). Esta também é uma hipótese relevante, uma vez que o aquecimento é concentrado e potencializado pelo aquecimento do ar no interior da câmara;

- 5<sup>o</sup>. Ausência de inércia térmica: existe inércia térmica na câmara. Como o termopar fica localizado bem próximo do ponto de contato do fio com o tensionador (vide Fig. 6.27(b)) não é possível estimar a temperatura do ar (e teoricamente do fio) num ponto distante;
- 6<sup>o</sup>. Os fios são apoiados no tensionador em um único ponto: por mais que não haja deslocamento vertical do mancal e/ou tensionador, o simples fato do fio estar apoiado em um canto arredondado já é suficiente para proporcionar atrito devido a movimentação do mancal. Sendo assim, um aquecimento localizado é gerado, potencializando o aquecimento discutido nas hipóteses anteriores;
- 7<sup>o</sup>. Todos os parâmetros das propriedades termo-mecânicas são determinísticos: isso só ocorre na teoria. Na verdade, por melhor que seja a qualidade da caracterização da liga (que é feita somente em uma pequena amostra), os parâmetros sempre carregam um certo nível de incertezas.

Para o rotor operando em regime permanente na primeira velocidade crítica, o uso da Suspensão de Mancal por Fios (SMF) com fios de SMA foi positivo sob o prisma do controle de vibrações. Esta afirmação se baseia, principalmente, nos resultados experimentais mostrados na Tab. 6.7, onde os níveis de redução, quando comparados com a resposta do rotor original, foram da ordem de 90%. Vale salientar que, analisando-se a Tab. 6.8, nota-se que a suspensão trabalhando com fios de SMA, para todas as temperaturas ( $T = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T = 45^{\circ}\text{C}$  e  $T = 60^{\circ}\text{C}$ ) proporcionou uma redução do nível de vibração de 6,3%, 17,7% e 27,1% quando comparados a ação do fio de aço. Observou-se, também, que o nível de redução é tanto maior quanto maior for a temperatura. De maneira geral, o melhor desempenho do SMA, a exemplo do que foi demonstrado pelos resultados simulados do Capítulo 5, se deve ao fato do comportamento não-linear nas transformações de fase que provê o ciclo de histerese e, consequentemente, dissipação de energia através da suspensão. Este argumento é a base para a justificativa quanto ao que ocorre para os demais casos ensaiados.

No caso da resposta em regime permanente com temperatura variável, fica evidente, em primeira análise, a ação da temperatura sobre o comportamento dinâmico da suspensão. Entretanto, o modelo numérico da SMF não foi capaz de reproduzir o desempenho da suspensão real, consideradas as taxas de redução medidas, onde para o caso simulado foi de 14%, contra 58% para o medido. Atribui-se esta discrepância ao fato do modelo constitutivo utilizado lançar mão das hipóteses simplificadoras discutidas previamente. Apesar desta diferença, é justo afirmar que o modelo conseguiu reproduzir, com boa concordância qualitativa, o comportamento da suspensão real. A justificativa para a redução observada nos resultados experimentais é a mesma discutida para o caso simulado tratado na seção 5.4.3. Uma vez que a suspensão foi capaz de drenar uma parcela de energia vibratória do rotor, espera-se que este comportamento seja refletido no disco. De fato, as Fig. 6.16(e) e Fig. 6.16(f) confirmam a funcionalidade da suspensão, mostrando, respectivamente, as respostas simuladas e

experimentais do disco na direção horizontal, onde as taxas de redução foram de 14% e 50%. A principal razão para a redução dos deslocamentos apresentados é que, com o aquecimento, a suspensão se enrijece devido a migração da fase martensita para austenita (maior módulo elasticidade), fazendo com que a frequência natural do rotor aumente com o tempo. Assim, é natural que o deslocamento se afaste da região de ressonância, uma vez que a velocidade de rotação está apenas a 2% da velocidade crítica.

Quanto à resposta ao *run-up* com rampa de 30 *rpm/s*, os resultados foram bem expressivos, haja visto os níveis de redução constatados com a SMF trabalhando com fios de SMA. Conforme mostrado na Tab. 6.10 as taxas de redução de vibração, quando comparadas ao rotor original, foram de 79,1%, 79,1% e 84,7% para as temperaturas de 30°C, 45°C e 60°C, respectivamente. Analogamente ao caso do teste de regime permanente, uma análise cruzada sobre a Tab. 6.11 revela a vantagem do SMA sobre o fio de aço, uma vez que a redução foi de 7,4%, 7,4% e 32,6% quando a suspensão foi submetida a mesma sequência de temperaturas. Uma vez mais, confirma-se que para temperaturas maiores a capacidade de redução da vibração aumenta. Atenção especial é dada ao fato de que a frequência natural aumenta com a temperatura, podendo ser visualizada na Fig. 6.21 e confirmada na Tab. 6.15, onde constatou-se uma variação de até 3,4% para as frequências experimentais e de até 1,2% para as simuladas.

Finalizando com a resposta ao *run-up* com rampa de 60 *rpm/s*, a diferença mais marcante com relação ao caso anterior está nos níveis de redução para os ensaios experimentais apresentados na Tab. 6.13. Notou-se que, por conta da suspensão trabalhando com SMA, as reduções foram expressivas (variando de 50% a 57%), porém menores que no *run-up* com rampa de 30 *rpm/s*. Entretanto, este resultado era esperado, uma vez que a aceleração foi maior, fazendo como que o rotor passasse mais rápido pela velocidade crítica. Por esta razão, como os deslocamentos são menores, a indução de transformação de fase no fio de SMA da suspensão será menos intensa, inibindo o ciclo de histerese característico e, por conseguinte, a dissipação de energia. Analogamente, o aumento das frequências naturais pode ser confirmada analisando-se a Fig. 6.26.

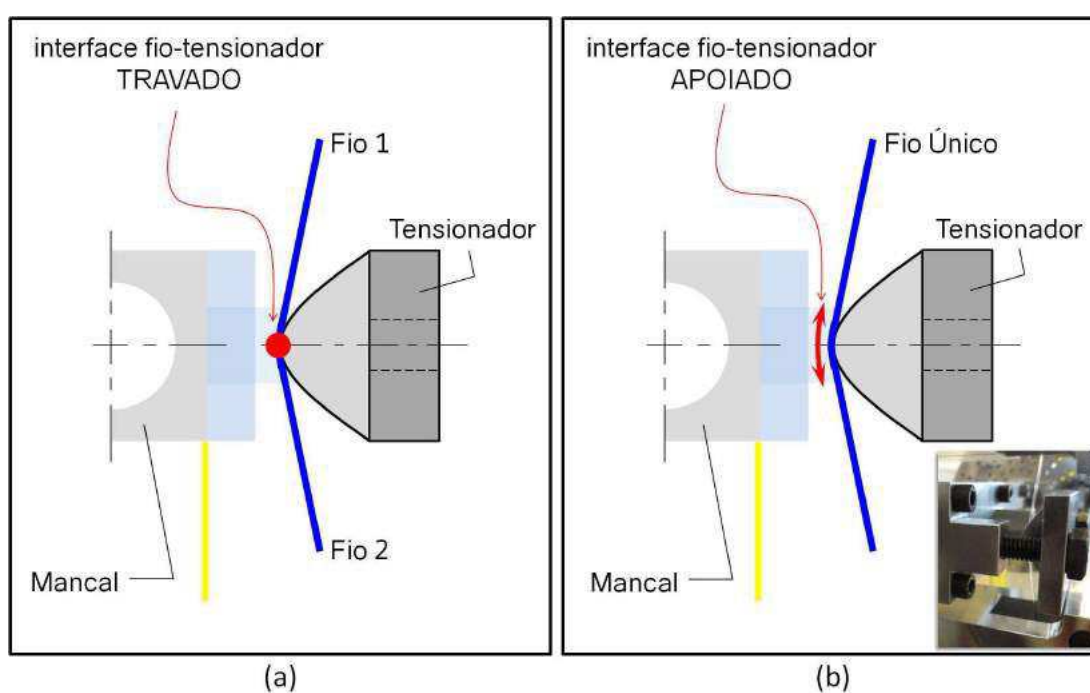


Figura 6.27 – Interface entre o fio e o tensionador: (a) conceito usado na simulação com os dois fios travados em um ponto; (b) conceito usado na bancada experimental com fio único apoiado somente.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*

## CAPÍTULO VII

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

#### 7.1 Conclusões

Esta tese tratou do controle de vibrações em rotores flexíveis, sendo que a modalidade empregada foi a do controle semiativo, onde uma suspensão conectada a um dos mancais cumpriu esta função. O sistema rotativo foi modelado pelo Método dos Elementos Finitos (MEF), sendo truncado de tal forma que foram aproveitados somente os modos inferiores a  $300\text{ Hz}$ , onde o foco recaiu sobre os três primeiros modos de flexão do rotor.

O trabalho é composto por uma parte de simulações computacionais seguida de outra dedicada a ensaios experimentais. Os experimentos foram realizados numa bancada de testes composta por um rotor horizontal com um disco rígido e dois mancais de rolamentos com bases flexíveis (régua de aço) suportando o conjunto pelas extremidades. A Suspensão de Mancal por Fios, ou simplesmente, SMF, é um sistema em que fios tracionados de liga com memória de forma (SMA) instalados em ambos os lados do mancal funciona como amortecedor, atuando somente na direção horizontal. O caráter dissipador de energia da suspensão se deve ao fato da composição do fio permitir que ele trabalhe na região pseudoelástica, mesmo na temperatura ambiente, fazendo com que o ciclo de histerese ocorra e, por conseguinte, provoque a dissipação de energia.

No que tange às adaptações da bancada, projetou-se e construiu-se a suspensão de modo que ela fosse montada sobre um conjunto rotor-mancal já existente, onde foram modificadas as bases dos mancais de forma que um deles ficasse bem mais flexível que o outro, sendo este o local escolhido para ser conectada a suspensão. As medições experimentais feitas para se extrair as características da bancada após a montagem completa foram de extrema relevância para a fase de ajuste do modelo de elementos finitos.

O ensaio de impacto com o rotor em repouso, realizado nas duas direções ortogonais, ser-

viu, basicamente, para mostrar o aumento da frequência natural com a temperatura. Quanto às amplitudes, não se constatou redução relevante. Isso se justifica pelo fato dos deslocamentos serem muito pequenos e insuficientes para induzir transformação de fase e dissipação de energia pela suspensão. Cabe dizer que este teste foi imprescindível para ajustar o modelo numérico.

Os testes em regime permanente revelam que os fios de SMA na suspensão constituem um eficiente elemento de controle passivo de vibração, haja visto que, mesmo à temperatura ambiente ( $T = 30^{\circ}\text{C}$ ) a estratégia adotada foi capaz de atenuar por volta 87% do nível de vibração quando comparado ao sistema sem suspensão e 7% se comparado à suspensão trabalhando com fios de aço. Destaca-se, ainda, que estes níveis de redução foram obtidos com o rotor operando em sua primeira velocidade crítica. Este fato é de extremo interesse para a segurança do equipamento e dos recursos humanos envolvidos com sua operação, caso alguma ocorrência inesperada leve a máquina a operar com níveis elevados de vibração por um longo tempo.

O outro teste em regime permanente, porém com temperatura variável no tempo, revelou um comportamento bastante interessante, onde a vibração é reduzida continuamente com o aquecimento. Neste caso, o rotor opera com uma rotação que difere de apenas 2% da primeira velocidade crítica. A redução, conforme já analisado na Seção 6.10, ocorre por conta do aumento contínuo da rigidez da suspensão e, conseqüentemente, da frequência natural do rotor. Essa abordagem pode ser aplicada em um equipamento real como recurso de segurança, a exemplo do caso anterior. Entretanto, uma maior taxa de redução da vibração demandaria energia para o aquecimento da suspensão, sugerindo uma solução de compromisso.

Com relação aos testes de *run-up*, o efeito do SMA sobre a resposta foi bem significativo para ambas as rampas ensaiadas. A diferença para o caso do regime permanente é que as taxas de redução de vibração são mais sensíveis ao aumento da temperatura. Esta afirmação corrobora o emprego real deste tipo de material, uma vez que operações de *run-up* e *run-down*, ou partida e parada da máquina, são eventos triviais na indústria. Destaca-se que, neste caso, onde se faz necessário o aquecimento do elemento de SMA a uma determinada temperatura, a categoria de controle implementada é a do controle semiativo, uma vez que a característica da suspensão (rigidez) é alterada e não há retroalimentação.

De uma forma geral, o autor considera bastante significativos os resultados obtidos através deste trabalho, sobretudo pela boa concordância qualitativa entre os resultados simulados e experimentais. Embora as ligas com memória de forma (SMA) já venham sendo usadas há décadas para outras aplicações em estruturas mecânicas, muito pouco se encontra na literatura sobre seu emprego no controle de vibrações de máquinas rotativas. Os resultados aqui obtidos revelam, ainda que o sistema de suspensão proposto não constitua uma solução tecnológica imediata, tanto a viabilidade técnica da solução apontada, como o grande potencial do emprego deste tipo de material com vistas à redução de vibração em máquinas rotativas. Outro



aspecto relevante está relacionado ao fato de que as ligas com memória de forma se revelaram bastante eficientes como controladores passivos. Em suma, é justo afirmar que os objetivos estabelecidos no início desta tese foram então cumpridos.

Portanto, as principais contribuições desta tese de doutoramento foram as seguintes:

- a ampliação do conhecimento acerca do comportamento das ligas de memória de forma aplicadas a máquinas rotativas;
- desenvolvimento de um modelo matemático-computacional incorporando tanto o comportamento dinâmico de rotores flexíveis como o das ligas com memória de forma, permitindo prever a resposta dinâmica do sistema para diferentes cenários;
- desenvolvimento de técnicas experimentais apropriadas, compreendendo a aplicação de pré-tensão aos fios da suspensão, inclusão de um sistema de aquecimento e resfriamento do material inteligente, e instrumentação completa da bancada de testes;
- a publicação no *DINAME 2015* de um artigo científico, derivado do Capítulo 5, por Alves *et al.* (2015) intitulado *Vibration Control of a Flexible Rotor Using Shape Memory Alloy* em cooperação internacional com a *Danmarks Tekniske Universitet*. Como desdobramento deste artigo está em preparação um outro, mais completo, a ser proposto para um periódico apropriado;
- o estímulo da disseminação dos chamados *Rotores Ecológicos* (ou *Eco-Rotors*), que são assim conhecidos por pouparem energia devido a possibilidade de emprego controle passivo de vibrações.

Todas elas estão alinhadas com as atividades desenvolvidas dentro do contexto do Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia - Estruturas Inteligentes em Engenharia (INCT-EIE), com sede na Universidade Federal de Uberlândia.

## 7.2 Sugestões para trabalhos futuros

O autor sugere alguns tópicos para serem investigados no prosseguimento desta linha de pesquisa, quais sejam:

- Contemplar, no modelo utilizado nesta tese, a expansão térmica e o auto-aquecimento devido ao esforço cíclico;
- O emprego de outros modelos constitutivos para descrever o comportamento das ligas com memória de forma;
- Considerar incertezas nos parâmetros das propriedades termomecânicas do SMA;

- A utilização de uma liga que trabalhe na região do efeito de memória de forma com vistas a aplicação de força ao invés de amortecimento;
- O projeto de um sistema de resfriamento de alta capacidade para investigar o comportamento das ligas com memória de forma sob forte variação de temperatura;
- O projeto de um elemento de SMA compacto visando uma solução tecnológica viável, por exemplo, através do emprego de otimização topológica, o que permitiria uma geometria compacta que privilegiasse os campos de deformação (indução de transformação de fases);
- O projeto de um sistema de controle com retroalimentação;
- Investigação do efeito da fadiga sobre as ligas de memória de forma.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS JR, M. L., **Rotating Machinery Vibration - From Analysis to Troubleshooting**. CRC Press, New York, 2001.

ALVES, M. T. S., ENEMARK, S., STEFFEN JR, V., e SANTOS, I. F., **Vibration control of a flexible rotor using shape memory alloy wires**. In Proceedings of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Natal-RN-Brazil, 2015.

AQUINO, A. S., **Controle de Vibração de um Sistema sob Desbalanceamento Rotativo utilizando Atuador de Liga com Memória de Forma**. Tese de Doutorado, Universidade Federal da Paraíba, 2011.

ARAVINDHAN, T. S. e GUPTA, K., **Multiple Smart material applications using SMA and MR fluid damper for rotor vibration control**. In Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, volume 6, Glasgow, 2010.

ATEPOR, L., **Vibration Analysis and Intelligent Control of Flexible Rotor Systems using Smart Materials**. Tese de Doutorado, University of Glasgow, 2008.

BARBARINO, S., AMEDURI, S., LECCE, L. e CONCILIO, A., **Wing shape control through an SMA-based device**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 20, pp. 283-296, 2009.

BEKKER, A. e BRINSON, L. C., **Phase diagram based description of the hysteresis behavior of shape memory alloys**. Acta Materialia, 46, pp. 3649-3665, 1998.

BORGES, J. M., SILVA, A. A., ARAÚJO, C. J., FERNANDES, E. M., PIMENTEL, R. L. e SANTIAGO, A. A., **Rotor-bearing vibration control system based on fuzzy controller and Smart actuators**. International Journal of Multiphysics, 7(3), pp. 197-205, 2013.

BRINSON, L. C., **One-dimensional constitutive behavior of shape memory alloys:**

**thermomechanical derivation with non-constant material and redefined martensite internal variable.** Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 4, pp. 229-242, 1993.

BRINSON, L. C. e HUANG, M. S., **Simplifications and comparisons of shape memory alloy constitutive models.** Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 7, pp. 108-114, 1996.

BURROWS, C., SHANIKAYA, M. e TURKAY, O., **An adaptative squeeze-film bearing.** Journal of Tribology, 106, pp. 145-151, 1984.

CAVALINI JR, A. A., **Detecção e Identificação de Trincas Transversais Incipientes em Eixos Horizontais Flexíveis de Máquinas Rotativas.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2013.

CAVALINI JR, A. A., GALAVOTTI, T. V., MORAIS, T. S., KOROSIHI, E. H., STEFFEN JR, V. e SANTOS, I. F., **Vibration attenuation in rotating machines using Smart spring mechanism.** In Proceedings of the 9th Brazilian Conference on Dynamics, Control and their Applications, Rio Claro-SP-Brazil, 2010.

CHILDS, D., **Turbomachinery Rotordynamics - Phenomena, Modeling, & Analysis.** John Wiley & Sons, New York, 1993.

CHOPRA, A. K., **Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering.** Prentice Hall, New Jersey, 1995.

CRAIG JR, R. R., **Structural Dynamics: An Introduction to Computer Methods.** John Wiley & Sons, New York, 1981.

ENEMARK, S., **Feasibility of Applying Smart Materials to Reduce Vibrations in Rotating Systems.** Dissertação de Mestrado, Danmarks Tekniske Universitet, 2012.

ENEMARK, S., SAVI, M. A. e SANTOS, I. F., **Nonlinear dynamics of a pseudoelastic shape memory alloy system - theory and experiment.** Smart Materials and Structures, 2014.

ENEMARK, S., SANTOS, I. F. e SAVI, M. A., **Shape memory alloys applied to improve rotor-bearing system dynamics - an experimental investigation.** In Proceedings

of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Natal, 2015.

FORTE, P., PATERNÓ, M. e RUSTIGHI, E., **A magnetorheological fluid damper for rotor applications**. International Journal of Rotating Machinery, 10(3), pp. 175-182, 2004.

GE, G., WANG, H. L. e ZHU, Z. W., **Research on bifurcation characters of rotor system with SMA bearing**. In Proceedings of ICMIT 2007: Mechatronics, MEMS, and Smart Materials, volume 6794, Thailand, 2007.

GENTA, G., **Dynamics of Rotating Systems**. Springer, Torino, 2005.

GUARALDO NETO, B., **Modelagem por Elementos Finitos de Sistemas Dinâmicos combinando Materiais Viscoelásticos e Materiais com Memória de Forma para o Controle Passivo de Vibrações e Ruído**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

GUPTA, K., SAWHNEY, S., JAIN, S. K. e DARPE, A., **Stiffness characteristics of fibre reinforced composite shaft embedded with shape memory alloy wires**. Defence Science Journal, 53, pp. 167-173, 2003.

HE, Y. Y., OI, S., CHU, F. L. e LI, H. X., **Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: I. theory**. Smart Materials and Structures, 16, 2007a.

HE, Y. Y., OI, S., CHU, F. L. e LI, H. X., **Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: II. experimental study**. Smart Materials and Structures, 16, 2007b.

HEINRICHSON, N., FUERST, A. e SANTOS, I. F., **An adaptative squeeze-film bearing**. Journal of Tribology, 129, pp. 895-903, 2007.

INMAN, D. J., CARTMELL, M. P., LEES, A. W., LEIZE, T. e ATEPOR, L., **Proposals for controlling flexible rotor vibrations by means of an antagonistic SMA/composite Smart bearing**. Applied Mechanics and Materials, 5-6, pp. 29-36, 2006.

ISHIDA, Y. e YAMAMOTO T., **Linear and Nonlinear Rotordynamics - A Modern Treatment with Applications**. Wiley-VCH, Weinheim, 2012.

KOROISHI, E. H., **Controle de Vibrações em Máquinas Rotativas utilizando Atua-**

**dores Eletromagnéticos.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2013.

LAGOUDAS, D. C., **Shape Memory Alloys - Modeling and Engineering Applications.** Springer, New York, 2008.

LALANNE, M. e FERRARIS, G., **Rotordynamics Prediction in Engineering.** John Wiley & Sons, New York, 1998.

LEES, A. W., JANA, S., INMAN, D. J. e CARTMELL, M. P., **The control of bearing stiffness using shape memory.** In Proceedings of the IMAC XXV Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2007.

LEO, D. J., **Engineering Analysis of Smart Material Systems.** John Wiley & Sons, New Jersey, 2007.

LIMA, A. M. G., **Modelagem Numérica e Avaliação Experimental de Materiais Viscoelásticos aplicados ao Controle Passivo de Vibrações Mecânicas.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 2003.

LIMA, A. M. G., GUARALDO NETO, B., SALES, T. P. e RADE, D. A., **A time-domain modeling of systems containing viscoelastic materials and shape memory alloys as applied to the problem of vibration attenuation.** Engineering Structures, 68, pp. 85-95, 2014.

LIU, B., YAN, L., LI, Q. e ZHU, Z. W., **Vibration control of a rotor system utilizing a bearing housing with controllable spring nonlinearity.** In Proceedings of ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, volume 5, Hague, 1994.

MA, Y., ZHANG, Q., ZHANG, D., SCARPA, F., LIU, B. e HONG, J., **A novel smart rotor support with shape memory alloy metal rubber for high temperatures and variable amplitude vibrations.** Smart Materials and Structures, 23(12), 2014.

MAMMANO, G. S. e DRAGONI, E., **Modeling of wire-on-drum shape memory actuators for linear and rotary motion.** Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 22, pp. 1129-1140, 2011.

MEAD, D. J., **Passive Vibration Control.** John Wiley & Sons, New York, 1999.

MORAIS, T. S., **Contribuição ao Estudo de Máquinas Rotativas contendo não linearidades**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2010.

MUSZYNSKA, A., **Rotordynamics**. CRC Press, Boca Raton, 2005.

NAGAYA, K., TAKEDA, S., TSUKUI, Y. e KUMAI DO, T., **Active control method for passing through critical speeds of rotating shafts by changing stiffnesses of the support with use of memory metals**. Journal of Sound and Vibration, 113, pp. 307-315, 1987.

NICOLETTI, R. e SANTOS, I. F., **Control system design for flexible rotors supported by actively lubricated bearings**. Journal of Vibration and Control, 14, pp. 347-374, 2008.

NIE, J. e YAN, X., **Intelligent bearing system for passing through critical speed of aeroengine rotor by changing stiffness using SMA wires**. Materials Science Forum, 327-328, pp. 99-102, 2000.

OZBULUT, O. E., HURLEBAUS, S. e DESROCHES, R., **Seismic response control using shape memory alloys: A review**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 22, pp. 1531-1549, 2011.

PAULO JR, W. L., **Modelagem e Avaliação Numérica de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Sintonizáveis Baseados em Ligas com Memória de Forma**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

PINTO, A. A., **Estudo Numérico e Teórico de Modelos Constitutivos de Ligas com Memória de Forma e Associação com Sistemas Vibratórios**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 2011.

REDMOND, J. A., BREI, D., LUNTZ, J., BROWNE, A. L. e JOHNSON, N. L., **Spool packaging of shape memory alloy actuators: Performance model and experimental validation**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 23, pp. 201-219, 2011.

SALDARRIAGA, M. R. V., **Atenuação de Vibrações em Máquinas Rotativas Flexíveis usando Materiais Viscoelásticos nos Suportes**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

SALDARRIAGA, M. R. V., MAHFOUD, J., STEFFEN JR, V. e Der Hagopian, J., **Balan-**

**cing of a highly flexible rotor by using artificial neural networks.** In Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, Las Vegas, USA, 2007a.

SALDARRIAGA, M. R. V., STEFFEN JR, V. e SANTOS, I. F., **Identification of visco-elastic vibration absorbers in a frequency band.** In Proceedings of the XIII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Ilha Bela-SP-Brazil, 2007b.

SEGALMAN, D. J., PARKER, G. G. e INMAN, D. J., **Vibration suppression by modulation of elastic modulus using shape memory alloy.** In Proceedings of ASME, volume 58, New York, 1993.

SILVA, J. A. B., **Análise de Sistemas de Controle de Vibração em Máquinas Rotativas Utilizando Atuadores Formados por Ligas com Memória de Forma.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Pará, 2009.

SILVA, L. C., SAVI, M. A. e PAIVA, A., **Nonlinear dynamics of a rotordynamic nonsmooth shape memory alloy system.** Journal of Sound and Vibration, 332, pp. 608-621, 2013.

SIMÕES, R. C., **Controle Modal Ótimo de um Rotor Flexível Utilizando Atuadores Piezelétricos do Tipo Pilha.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

SRINIVASAN, A. V. e MCFARLAND, D. M., **Smart Structures - Analysis and Design.** Cambridge University Press, Cambridge, 2001.

VIANA, F. A. C., **Surrogate Modeling Techniques and Heuristic Optimization Methods Applied to Design and Identification.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

WANG, H. L., ZHAO, T., and ZHU, Z. W., **Vibration suppression by modulation of elastic modulus using shape memory alloy.** In Proceedings of Tianjin University, volume 10, Tianjin, 2004.

WANG, J. e MENG, G., **Study of the vibration control of a rotor system using a magnetorheological fluid damper.** Journal of Vibration and Control, 11, pp. 263-276, 2005.



WAUER, J. e SHUHERMAN, S., **Vibration suppression of rotating shafts passing through resonances by switching shaft stiffness**. Journal of Vibration and Acoustics, 120(0), pp. 170-180, 1998.

WILLIAMS, E. e ELAHINIA, M. H., **An automotive SMA mirror actuator: Modeling, design, and experimental evaluation**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 19, pp. 1425-1434, 2008.

ZHU, Z. W., WANG, H. L. e XU, J., **Application on vibration control of rotor system with a kind of SMA model**. In Proceedings of ICMIT 2007: Mechatronics, MEMS, and Smart Materials, volume 6794, Thailand, 2007.

ZHU, Z. W., WANG, H. L. e XU, J., **Application on rotor vibration control of SMA model based on multivariate statistical analysis**. In Proceedings of World Congress on Computer Science and Information Engineering, 2009.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco.*

## APÊNDICE A

### DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO ESTRUTURAL

A função deste apêndice é mostrar como foram obtidos coeficientes do amortecimento estrutural da bancada de testes. Neste sentido, baseado nas Funções de Resposta em Frequência apresentadas na Seção 6.9.1 e que foram resultantes de ensaio de impacto com o rotor em repouso, foram calculados os parâmetros modais necessários para o procedimento.

#### Determinação das Massas, Rigidezes e Amortecimentos Modais

Com base nas FRFs experimentais,  $H_f(\omega)$ , e no esquema da Fig. 1, pode-se, empregando-se o Método dos Mínimos Quadrados, determinar os parâmetros modais necessários para o cálculo dos coeficientes de amortecimento proporcional. A seguir, a Eq. (1) apresenta as expressões inerentes ao método.

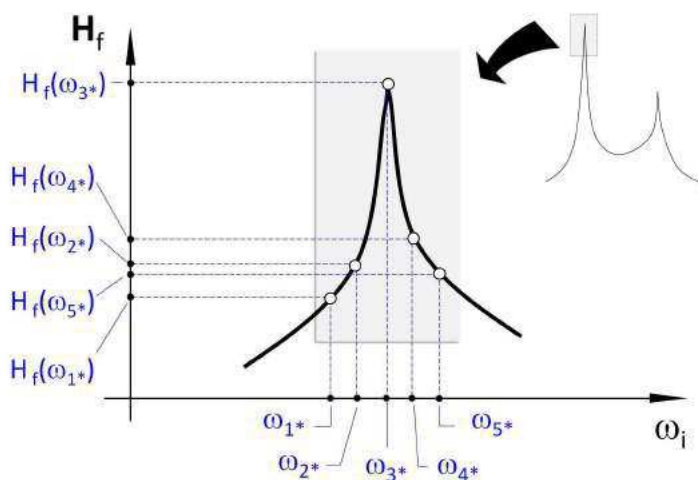


Figura 1 – Convenção dos parâmetros utilizados no ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados em torno do pico da FRF referente a um dado modo.

$$\begin{bmatrix} -\omega_{1*}^2 & 1 \\ -\omega_{2*}^2 & 1 \\ -\omega_{3*}^2 & 1 \\ -\omega_{4*}^2 & 1 \\ -\omega_{5*}^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_j \\ k_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Re \left( \frac{\omega_{1*}^2}{H_f(\omega_{1*})} \right) \\ \Re \left( \frac{\omega_{2*}^2}{H_f(\omega_{2*})} \right) \\ \Re \left( \frac{\omega_{3*}^2}{H_f(\omega_{3*})} \right) \\ \Re \left( \frac{\omega_{4*}^2}{H_f(\omega_{4*})} \right) \\ \Re \left( \frac{\omega_{5*}^2}{H_f(\omega_{5*})} \right) \end{Bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \omega_{1*}^2 \\ \omega_{2*}^2 \\ \omega_{3*}^2 \\ \omega_{4*}^2 \\ \omega_{5*}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Im \left( \frac{\omega_{1*}^2}{H_f(\omega_{1*})} \right) \\ \Im \left( \frac{\omega_{2*}^2}{H_f(\omega_{2*})} \right) \\ \Im \left( \frac{\omega_{3*}^2}{H_f(\omega_{3*})} \right) \\ \Im \left( \frac{\omega_{4*}^2}{H_f(\omega_{4*})} \right) \\ \Im \left( \frac{\omega_{5*}^2}{H_f(\omega_{5*})} \right) \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde,  $m_j$ ,  $k_j$  e  $d_j$  são, respectivamente, a massa, rigidez e amortecimento modais relativos a cada modo, no caso específico desta tese, relativos a cada configuração de teste, para um determinado modo de vibrar do rotor. Assim, a partir destes parâmetros, é possível determinar a frequência natural não-amortecida,  $\omega_j$ , e o fator de amortecimento associado,  $\zeta_j$ , conforme as expressões a seguir.

$$\omega_j = \sqrt{\frac{k_j}{m_j}}, \quad \zeta_j = \frac{d_j}{2\sqrt{m_j k_j}} \quad (2)$$

### Determinação dos Fatores de Amortecimento Proporcional

Os fatores de amortecimento podem ser proporcionais à massa, à rigidez ou pode ser uma combinação destas, que resulta no fator de amortecimento de Rayleigh. Neste sentido, estes fatores podem ser representados como na Fig. 2, onde fica claro que o fator de amortecimento proporcional à massa decresce exponencialmente com a frequência, enquanto que o fator proporcional a rigidez cresce linearmente (CHOPRA, 1995). Logo, o fator de amortecimento de Rayleigh visa ponderar estes dois efeitos.

Chopra (1995) propõe o Método dos Mínimos Quadrados para se ajustar os parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$ , como as Eq. (3) e Eq. (4).

$$\overbrace{\begin{bmatrix} \zeta_1^{(exp)} \\ \zeta_2^{(exp)} \\ \vdots \\ \zeta_N^{(exp)} \end{bmatrix}}^{A_d} = \overbrace{\begin{bmatrix} 1/(2\omega_1^{(exp)}) & (\omega_1^{(exp)})/2 \\ 1/(2\omega_2^{(exp)}) & (\omega_2^{(exp)})/2 \\ \vdots & \vdots \\ 1/(2\omega_N^{(exp)}) & (\omega_N^{(exp)})/2 \end{bmatrix}}^{B_d} \begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = (A_d^T A_d)^{-1} A_d^T B_d \quad (4)$$

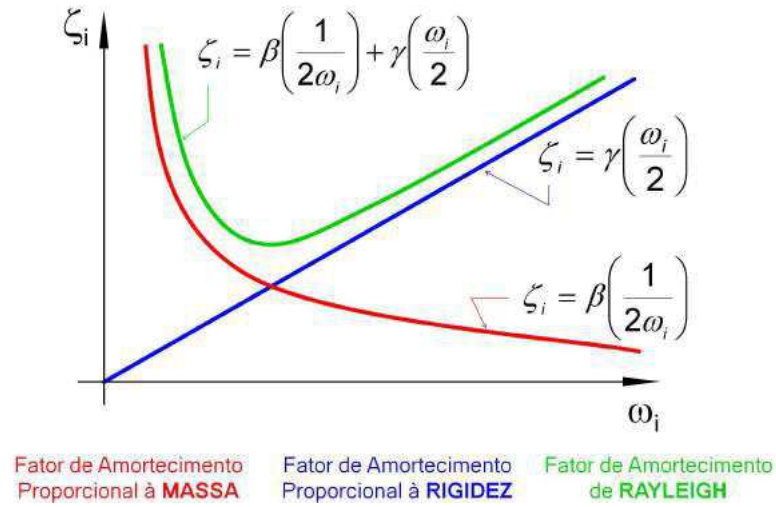


Figura 2 – Comparação dos fatores de amortecimento proporcional à massa, proporcional à rigidez e de Rayleigh com respeito à frequência.

Entretanto, no caso desta tese, optou-se por se ajustar somente o coeficiente proporcional à massa,  $\beta$ , para não se correr o risco de introduzir amortecimento desnecessário no modelo, sobretudo no caso de um teste de *run-up*, onde a velocidade de rotação (ou seja, a frequência) é crescente com o tempo. Assim sendo, ajustou-se dois coeficientes, a saber: o  $\beta_h$  referente a direção horizontal (plano de atuação da SMF) e o  $\beta_v$  referente a direção vertical. Para o ajuste de  $\beta_h$  excluiu-se a FRF associada ao rotor original devido ao fato desta não incorporar a suspensão sendo que o ajuste para esta situação foi feito a parte. As expressões para o cálculo dos coeficientes ajustados são dadas pelas Eq. (5) e Eq. (6)

$$\overbrace{\begin{bmatrix} \zeta_{SMA30}^{(exp)} \\ \zeta_{SMA45}^{(exp)} \\ \zeta_{SMA60}^{(exp)} \end{bmatrix}}^{A_d} = \overbrace{\begin{bmatrix} 1/(2\omega_{SMA30}^{(exp)}) \\ 1/(2\omega_{SMA45}^{(exp)}) \\ 1/(2\omega_{SMA60}^{(exp)}) \end{bmatrix}}^{B_d} \{\beta_h\} \Rightarrow \begin{bmatrix} 0,0143 \\ 0,0131 \\ 0,0136 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 17,60) \\ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 17,92) \\ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 17,97) \end{bmatrix} \{\beta_h\} \quad (5)$$

$$\overbrace{\begin{bmatrix} \zeta_{ORI}^{(exp)} \\ \zeta_{SMA30}^{(exp)} \\ \zeta_{SMA45}^{(exp)} \\ \zeta_{SMA60}^{(exp)} \end{bmatrix}}^{A_d} = \overbrace{\begin{bmatrix} 1/(2\omega_{ORI}^{(exp)}) \\ 1/(2\omega_{SMA30}^{(exp)}) \\ 1/(2\omega_{SMA45}^{(exp)}) \\ 1/(2\omega_{SMA60}^{(exp)}) \end{bmatrix}}^{B_d} \{\beta_v\} \Rightarrow \begin{bmatrix} 0,0122 \\ 0,0137 \\ 0,0125 \\ 0,0114 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 20,99) \\ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 20,96) \\ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 20,91) \\ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 21,20) \end{bmatrix} \{\beta_v\} \quad (6)$$

Os resultados do ajuste dão conta que  $\beta_h = 3,06$  e  $\beta_v = 3,29$ . Porém, baseado no que foi postulado anteriormente, optou-se pelo menor valor, portanto,  $\beta = 3,06$ , que foi aplicado,

com exceção do rotor sem a SMF, a todos os casos testados.

O ajuste individual para o rotor original é dado por:

$$\left[ \zeta_{ORI}^{(exp)} \right] = \left[ 1/(2\omega_{ORI}^{(exp)}) \right] \left\{ \beta_v \right\} \Rightarrow [0,0121] = \left[ 1/(2 \cdot 2\pi \cdot 15,96) \right] \left\{ \beta_{h_{ORI}} \right\} \quad (7)$$

onde  $\beta_{h_{ORI}} = 2,43$ . Entretanto, foi necessário otimizar este valor para melhorar o ajuste. Isso foi feito comparando-se a amplitude do deslocamento experimental do mancal em regime permanente (primeira velocidade crítica) com o deslocamento simulado e, analogamente, para o disco. Neste sentido, as funções objetivos para o ajuste pelo mancal e pelo disco são dadas, respectivamente, pelas Eq. (8) e Eq (9):

$$f_{obj_x}^b = \left| x_b^{(exp)} - x_b^{(sim)} \right| \quad (8)$$

$$f_{obj_x}^d = \left| x_d^{(exp)} - x_d^{(sim)} \right| \quad (9)$$

O resultado deste procedimento é apresentado pela Fig. 3. A interseção das curvas referentes às duas funções objetivo, culmina com o fator de amortecimento (proporcional à massa)  $\beta_{h_{ORI}} = 0,69$ .

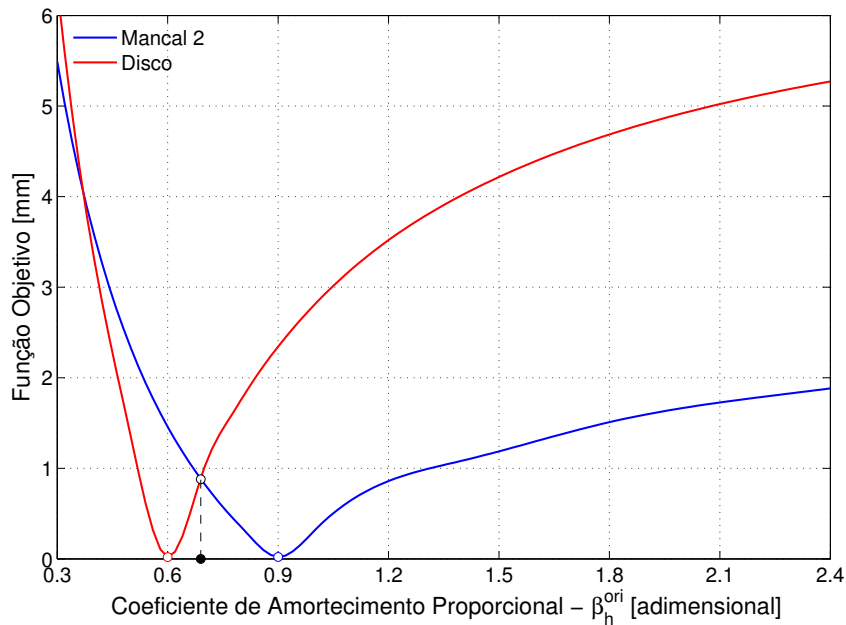


Figura 3 – Funções objetivo para determinação dos fatores de amortecimento através do mancal e do disco usando técnicas de otimização.