

MARCO TÚLIO BRAGA

**CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM
MÁQUINAS ROTATIVAS UTILIZANDO FIOS DE
MEMÓRIA DE FORMA**



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

2018

MARCO TÚLIO BRAGA

**CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS
ROTATIVAS UTILIZANDO FIOS DE MEMÓRIA DE FORMA**

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

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Prof. Dr. Valder Steffen Júnior

Orientador

Campus Santa Mônica

Uberlândia, MG – Brasil

2018

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

B813c
2018 Braga, Marco Túlio, 1975-
Controle passivo de vibrações em máquinas rotativas utilizando fios de memória de forma [recurso eletrônico] / Marco Túlio Braga. - 2018.

Orientador: Valder Steffen Júnior.

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

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2018.638>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. 2. Vibração. 3. Ligas com efeito memória de forma. I. Steffen Júnior, Valder (Orient.) II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Maria Salete de Freitas Pinheiro - CRB-6/1262

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posgrad.mecanica.ufu.br - secposmec@mecanica.ufu.br

**ATA****ATA DE DEFESA DE TESE****NÚMERO DE ORDEM: 253****DATA: 29/09/2018**

Às oito horas do dia vinte e nove de setembro de dois mil e dezoito, na Sala de Reuniões 1M313 do Bloco 1M, Campus Santa Mônica, reuniu-se a Banca Examinadora composta pelos professores Dr. Valder Steffen Júnior (Orientador), Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Júnior e, Dr. Washington Martins da Silva Júnior da Universidade Federal de Uberlândia, Dr. José dos Reis Vieira de Moura Júnior da Universidade Federal de Goiás/Campus Catalão, Dr. Vicente Lopes Júnior da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" e como convidado Dr. Marco Túlio Santana Alves da Universidade Federal da Bahia, sob a presidência do primeiro, a fim de desenvolver o processo de avaliação da tese intitulada "**Controle Passivo de Vibrações em Máquinas Rotativas utilizando Fios de Memória de Forma**", apresentada pelo aluno **MARCO TÚLIO BRAGA**, matrícula número **11413EMC019**, em complementação aos requisitos determinados pelo Regimento do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica para obtenção do título de Doutor. Após discorrer sobre seu trabalho, o candidato foi arguido pelos membros da Banca, diante das comunidades universitária e externa. Em seguida, a tese foi avaliada em seção privada pelos membros da Banca que, ao encerrar o processo, consideraram-na:

- Aprovada
- Aprovada com modificações a serem submetidas para a aprovação do orientador.
- Aprovada com modificações a serem submetidas para a aprovação da banca.
- Reprovada

conferindo ao aluno, em caso de aprovação, o título de Doutor em Engenharia Mecânica, **Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações, Linha de Pesquisa: Dinâmica de Sistemas Mecânicos**. As demandas complementares observadas pelos examinadores deverão ser satisfeitas no prazo máximo de 60 dias, para dar validade a esta aprovação. Para constar, lavrou-se a presente ata, que vai assinada pelo presidente e demais membros da Banca.

Membros:

Prof. Dr. Valder Steffen Júnior (orientador) - UFU

Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Júnior - UFU

Prof. Dr. Washington Martins da Silva Júnior - UFU

Prof. Dr. José dos Reis Vieira de Moura Júnior - UFG

Prof. Dr. Vicente Lopes Júnior - UNESP

Uberlândia, 29 de setembro de 2018



Documento assinado eletronicamente por **Valder Steffen Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 29/09/2018, às 12:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) Substituto(a) do Magistério Superior**, em 29/09/2018, às 12:30, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 29/09/2018, às 12:30, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Jose dos Reis Vieira de Moura Junior, Usuário Externo**, em 29/09/2018, às 12:34, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Vicente Lopes Junior, Usuário Externo**, em 29/09/2018, às 12:36, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0722876** e o código CRC **411E7B73**.

AGRADECIMENTOS

A Deus Companheiro em todos os momentos;

À UFU pela oportunidade de crescimento profissional;

Ao Prof. Dr. Valder Steffen Jr;

Ao Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Jr;

Ao Prof. Dr. Roberto Finzi Mendes Neto;

Ao Prof. Sinésio Domingues Franco;

Ao Prof. Dr. Carlos José de Araújo (Universidade Federal de Campina Grande);

Ao Prof. Marcelo Amorim Savi (Universidade Federal do Rio de Janeiro);

À CAPES pela concessão da bolsa, de grande importância para realização deste trabalho;

Ao INCT de Estruturas Inteligentes em Engenharia (INCT-EIE) que providenciou os recursos para a realização deste trabalho, através do financiamento do CNPq, FAPEMIG e CAPES;

Ao Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas da Universidade Federal de Campina Grande;

Aos colegas do Laboratório LMEST/FEMEC/UFU;

À todos os técnicos da oficina.

Braga M. T., **Controle Passivo de Vibrações em Máquinas Rotativas utilizando Fios de Memória de Forma**, 2018. 185 folhas, Tese de Doutorado Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RESUMO

Este trabalho trata da investigação do controle passivo de vibrações mecânicas em máquinas rotativas utilizando fios de memória de forma (*SMA – Shape Memory Alloys*). Diferentemente de outras classes de materiais inteligentes, esta técnica permite uma construção mecânica mais simples e oferece novas oportunidades tecnológicas. Investigações numéricas e experimentais foram realizadas neste trabalho. As simulações foram feitas em ambiente *Matlab*[®] e os resultados numéricos obtidos mostram que o uso de fios de memória de forma pode reduzir a amplitude das vibrações mecânicas, conforme verificado nas respostas temporais e nas órbitas obtidas. Foi demonstrado experimentalmente a efetividade das ligas de memória de forma, utilizadas na forma de fios metálicos, para a redução das vibrações laterais da máquina rotativa em análise. Verificou-se também que a temperatura do fio de *SMA* pode ser empregada para sintonizar o sistema de controle de vibrações. Assim, o funcionamento do sistema é do tipo passivo, aproveitando as características de memória de forma dos fios utilizados.

Palavras-chave: ligas de memória de forma, controle passivo, máquinas rotativas.

Braga M. T., **Passive Control of Vibrations on Rotating Machinery using Shape Memory Alloy Wires**, 2018. 185 Sheets, Doctorate Thesis Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

ABSTRACT

This research deals with the passive control of mechanical vibrations on rotating machines by using *SMA* (Shape Memory Alloys) wires. Unlike other classes of smart materials, the technique conveyed allows for a simpler mechanical construction and offers new technological possibilities. Both numerical simulations and experimental procedures have been performed in the present doctorate thesis. The simulations have been implemented in the *Matlab*[®] platform. The numerical results reveal that the *SMA* wires can reduce the lateral vibrations amplitude of the rotating shaft to acceptable levels, as shown by time responses and orbit curves. Experimentally, it has been demonstrated that *SMA*s, as represented by metallic wires, can be effective in lateral vibration reduction. It has also been verified that the temperature of the *SMA* wire can be employed to tune the vibration control system. This way, a passive control system is proposed taking advantage of intrinsic characteristic *SMA* wires.

Keywords: shape memory alloys, passive control, rotating machines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Domínios físicos e acoplamentos	6
Figura 1.2 – Tensão para atuação x deformação associada.....	7
Figura 1.3 – Densidade de energia x frequência de atuação.....	7
Figura 1.4 – Efeito de memória de forma no espaço deformação-tensão-temperatura ...	9
Figura 1.5– Efeito pseudoelástico no diagrama temperatura x tensão	10
Figura 3.1 – Efeito de memória de forma no diagrama tensão x deformação.....	24
Figura 3.2 – Efeito pseudoelástico no diagrama tensão x deformação.....	25
Figura 3.3 – Coeficientes de influência da tensão.....	29
Figura 3.4 – Gráfico temperatura x fluxo de calor fornecido por <i>DSC</i>	31
Figura 4.1 – Determinação das temperaturas de transformação de fase	36
Figura 4.2 – Ensaio de tração à temperatura constante	36
Figura 4.3 – Bancada de rotor com fios de memória de forma	37
Figura 4.4 – Detalhe do mancal suspenso	38
Figura 4.5 – Bancada de rotor com fios de memória de forma	38
Figura 4.6 – Tubo distribuidor de fluxo de calor, suporte e soprador	40
Figura 4.7 – Detalhes construtivos do mancal suspenso no plano vertical.	41
Figura 4.8 – Detalhes construtivos do mancal suspenso no plano horizontal.....	42
Figura 4.9 – Célula de carga dinâmica modelo <i>PCB 208C02</i>	43
Figura 4.10 – Exemplo de excitação da bancada por martelo de impacto no plano hor..	44
Figura 4.11 – Exemplo de excitação da bancada por martelo de impacto no plano vert.	44

Figura 4.12 – <i>FRF</i> Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 1.....	47
Figura 4.13 – <i>FRF</i> Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 2.....	48
Figura 4.14 – <i>FRF</i> Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 1.....	48
Figura 4.15 – <i>FRF</i> Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 2.....	49
Figura 4.16 – <i>FRF</i> Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 1	49
Figura 4.17 – <i>FRF</i> Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 2	50
Figura 4.18 – <i>FRF</i> Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 1	50
Figura 4.19 – <i>FRF</i> Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 2	51
Figura 4.20 – Fluxograma do programa de elementos finitos do rotor	52
Figura 4.21 – Malha de elementos finitos do rotor	53
Figura 4.22 – Velocidade do rotor no regime transiente.....	55
Figura 4.23 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. trans.	55
Figura 4.24 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento vertical do disco 1. Reg. trans.	56
Figura 4.25 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. trans.	56
Figura 4.26 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento vertical do disco 2. Reg. trans.	57
Figura 4.27 – Efeito da liga <i>SMA</i> na órbita do disco 1. Reg. trans.	57
Figura 4.28 – Efeito da liga <i>SMA</i> na órbita do disco 2. Reg. trans.	58
Figura 4.29 – Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. trans.	59
Figura 4.30 – Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 1. Reg. trans.	59
Figura 4.31 – Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. trans.	60
Figura 4.32 – Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 2. Reg. trans.	60
Figura 4.33 – Efeito da temperatura na órbita do disco 1. Reg. trans.	61
Figura 4.34 – Efeito da temperatura na órbita do disco 2. Reg. trans.	61

Figura 4.35 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. perm.....	62
Figura 4.36 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento vertical do disco 1. Reg. perm.....	63
Figura 4.37 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. perm.....	63
Figura 4.38 – Efeito da liga <i>SMA</i> no deslocamento vertical do disco 2. Reg. perm.....	64
Figura 4.39 – Efeito da liga <i>SMA</i> na órbita do disco 1. Reg. perm.....	64
Figura 4.40 – Efeito da liga <i>SMA</i> na órbita do disco 2. Reg. perm.....	65
Figura 4.41 – Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. perm.....	66
Figura 4.42 – Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 1. Reg. perm.	66
Figura 4.43 – Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. perm.....	67
Figura 4.44 – Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 2. Reg. perm.	67
Figura 4.45 – Efeito da temperatura na órbita do disco 1. Reg. perm.....	68
Figura 4.46 – Efeito da temperatura na órbita do disco 2. Reg. perm.....	68
Figura 5.1 – Bancada de rotor com fios de memória de forma	72
Figura 5.2 – Medição da temperatura.....	72
Figura 5.3 – Controlador <i>PID</i> de rotação do motor elétrico	73
Figura 5.4 – Força horizontal exp. x força horizontal sim., Temp.=30 °C, $N = 830$ rpm ...	75
Figura 5.5 – Força horizontal exp. x força horizontal sim., Temp.=45 °C, $N = 830$ rpm ...	75
Figura 5.6 – Força horizontal exp. x força horizontal sim., Temp.=30 °C, $N = 830$ rpm ...	76
Figura 5.7 – Força vertical exp. x força vertical sim., Temp.=30 °C, $N = 830$ rpm	76
Figura 5.8 – Força vertical exp. x força vertical sim., Temp.=45 °C, $N = 830$ rpm	77
Figura 5.9 – Força vertical exp. x força vertical sim., Temp.=60 °C, $N = 830$ rpm	77
Figura 5.10 – Órbita experimental x órbita simulada, Temp.=45 °C, $N = 830$ rpm	78
Figura 5.11 – Órbita experimental x órbita simulada, Temp.=45 °C, $N = 830$ rpm	78

Figura 5.12 – Órbita experimental x órbita simulada, Temp.=60 °C, $N = 830$ rpm	79
Figura 5.13 – Força horizontal no mancal suspenso x frequência	80
Figura 5.14 – Força vertical no mancal suspenso x frequência	80
Figura 5.15 – Órbita obtida de dados experimental, $N=550$ rpm.....	81
Figura 5.16 – Órbita obtida de dados experimental, $N=650$ rpm.....	81
Figura 5.17 – Órbita obtida de dados experimental, $N=750$ rpm.....	82
Figura 5.18 – Órbita obtida de dados experimental, $N=830$ rpm.....	82
Figura A I.1 – Disco em configuração deformada	96
Figura A I.2 – Eixo em configuração deformada	98
Figura A I.3 – Representação esquemática de mancal.....	101
Figura A I.4 – Posição da massa de desbalanceamento	102
Figura A I.5 – Representação esquemática para rotor flexível.....	103
Figura A III.1 – Microscópio de varredura eletrônica	118
Figura A III.2 – Pontos da seção transversal observada	119
Figura A III.3 – Espectro dos elementos químicos no ponto nº 1	119
Figura A III.4 – Composição química no ponto nº 1	120
Figura A III.5 – Espectro dos elementos químicos no ponto nº 2	120
Figura A III.6 – Composição química no ponto nº 2	120
Figura A III.7 – Espectro dos elementos químicos no ponto nº 3	121
Figura A III.8 – Composição química no ponto nº 3	121
Figura A IV.1 – Trilho.....	123
Figura A IV.2 – Teto do castelo	124
Figura A IV.3 – Base do castelo	125

Figura A IV.4 – Mesa do castelo.....	126
Figura A IV.5 – Muro do castelo	127
Figura A IV.6 – Base do mancal	128
Figura A IV.7 – Base do motor	129
Figura A IV.8 – Suporte de proxímetros	130
Figura A IV.9 – Disco rígido.....	131
Figura A IV.10 – Nervura lateral do castelo.....	132
Figura A IV.11 – Nervura da mesa	133
Figura A IV.12 – Nervura superior.....	134
Figura A IV.13 – Aba câmara de aquecimento.....	135
Figura A IV.14 – Tampa de entrada da câmara de aquecimento.....	136
Figura A IV.15 – Tampa de fundo da câmara de aquecimento.....	137
Figura A IV.16 – Mancal da suspensão.....	138
Figura A IV.17 – Parafuso de fixação da célula de carga.....	139
Figura A IV.18 – Parafuso de fixação da célula de carga falsa	140
Figura A IV.19 – Célula de carga falsa	141
Figura A IV.20 – Anel de fixação do rolamento	142
Figura A IV.21 – Cubo do disco.....	143
Figura A IV.22 – Tensionador X	144
Figura A IV.23 – Bloco pré-tensionador da mola.....	145
Figura A IV.24 – Tensionador móvel do fio	146
Figura A IV.25 – Tensionador fixo do fio	147
Figura A IV.26 – Tubo distribuidor de ar.....	148

Figura A IV.27 – Base do tubo distribuidor de ar	149
Figura A IV.28 – Tampa da câmara térmica - lado do tubo.....	150
Figura A IV.29 – Tampa da câmara térmica - lado do disco	151

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Dimensões e Propriedades do fio de <i>NiTi</i>	37
Tabela 4.2 – Casos de excitação no plano horizontal	45
Tabela 4.3 – Casos de excitação no plano vertical	45
Tabela 4.4 – Parâmetros de malha de elementos finitos do rotor	53
Tabela 4.5 – Amplitudes de deslocamento horizontal no disco 2.....	69
Tabela 4.6 – Amplitudes de deslocamento vertical no disco 2.....	69
Tabela 4.7 – Relação de causa e efeito na rigidez do mancal suspenso.....	70

LISTA DE ABREVIATURAS

ADV - Absorvedor dinâmico de vibrações

ASTM - American Society for Testing and Materials

CAPES - Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal Ensino Superior

COPPE - Instituto Alberto Luiz de Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia

DSC - *Differential scanning calorimetry* (varredura por diferença de calor)

DW - *Detwinned martensite*

EHD1-SHD1 - Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 1

EHD1-SHD2 - Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 2

EHD2-SHD1 - Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 1

EHD2-SHD2 - Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 2

EVD1-SVD1 - Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 1

EVD1-SVD2 - Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 2

EVD2-SVD1 - Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 1

EVD2-SVD2 - Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 2

FEMEC - Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia

FRF - Função de reposta em frequência

FRF_{Acel} - Função de reposta em frequência (sinal de aceleração)

FRF_{Desl} - Função de reposta em frequência (sinal de deslocamento)

LMEST - Laboratório de Mecânica Estrutural

LPV - *Linear parameter varying*

LTAD - Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste da *FEMEC*

MEV - Microscópio de varredura eletrônica

MODE - Multi-Objective Differential Evaluation

NiTi - Liga níquel titânio

PCB - Fabricante de instrumentação Piezotronics

PID - Controlador proporcional integral derivativo

RPM - Rotações por minuto

SMA - Liga de memória de forma

TMD - Amortecedor sintonizador de massa

TWSMA - Two way shape memory alloy (efeito SMA devido às tensões residuais)

TW - Twinned martensite

TRIP - Transformation induced plasticity

UFCG - Universidade Federal de Campina Grande

UFRJ - Universidade Federal do Rio de Janeiro

UFU - Universidade Federal de Uberlândia

SIMBOLOGIA

CAPÍTULO I

Simbologia Latina

A_f - Temperatura final de formação da fase austenítica

M_f - Temperatura final de formação da fase martensítica

Simbologia Grega

ε - Deformação

θ - Temperatura

σ - Tensão mecânica

σ_f - Tensão final de formação da fase martensítica

σ_s - Tensão inicial de formação da fase martensítica

σ^{Af} - Tensão final de formação da fase austenítica

σ^{As} - Tensão inicial de formação da fase austenítica

σ^{Mf} - Tensão final de formação da fase martensítica

σ^{Ms} - Tensão inicial de formação da fase martensítica

CAPÍTULO II

Simbologia Latina

a - Parâmetro que considera o efeito do cisalhamento na rigidez do elemento de viga

\mathbf{C}_b - Matriz de amortecimento

\mathbf{C}_g - Matriz giroscópica (expandida)

\mathbf{C}_D - Matriz de amortecimento do disco

d - Excentricidade

dy - Comprimento infinitesimal do eixo

E - Módulo de elasticidade do material do eixo

\mathbf{F} - Vetor de forças generalizadas no sistema global

F_u e F_w - Forças nas direções dos deslocamentos u e w

$I=I_x=I_z$ - Momento de inércia do eixo em flexão

I_{Dx} - Momento principal de inércia do disco em torno de x

I_{Dy} - Momento principal de inércia do disco em torno de y

G - Módulo de cisalhamento transversal

k_{xx} e k_{zz} - Coeficientes de rigidez direta nas direções x e z

k_{xz} e k_{zx} - Coeficientes de rigidez de acoplamento

k_{xx} e k_{zz} - Coeficientes de amortecimento direto nas direções x e z

k_{xz} e k_{zx} - Coeficientes de amortecimento de acoplamento

\mathbf{K} - Matriz de rigidez global sem efeito giroscópico

\mathbf{K}_g - Matriz de rigidez global associada ao efeito giroscópico (expandida)

\mathbf{K}_{bs} - Matriz de rigidez em flexão do elemento de eixo incluindo efeito de cisalhamento

\mathbf{K}_{DT} - Matriz de rigidez do disco em regime transiente

\mathbf{K}_{ST} - Matriz de rigidez do elemento de eixo no regime transiente

\mathbf{K}_1 - Matriz de rigidez em flexão do elemento de eixo no plano horizontal xy

\mathbf{K}_2 - Matriz de rigidez em flexão do elemento de eixo no plano vertical yz

\mathbf{M} - Matriz de massa global

\mathbf{M}_{elem} - Matriz de massa do elemento de eixo

M_D - Massa do disco

\mathbf{M}_D - Matriz de Massa do disco

\mathbf{M}_1 e \mathbf{M}_2 - Matrizes clássicas de massa do elemento de eixo

\mathbf{M}_3 e \mathbf{M}_4 - Matriz do elemento de eixo assoc. aos efeitos secundários da inércia rotativa

\mathbf{M}_5 - Matriz do elemento de eixo associada ao efeito giroscópico

\mathbf{M}_s - Matriz do elemento de eixo resultante de \mathbf{M}_3 e \mathbf{M}_4

m_u - Massa de desbalanceamento

\mathbf{N}_1 - Função de interpolação hermitiana (plano horizontal)

\mathbf{N}_2 - Função de interpolação hermitiana (plano vertical)

P - Força concentrada transversal ao elemento de viga

\mathbf{q} - Vetor de coordenadas generalizadas no sistema global

\mathbf{q}_i - Vetor de coordenadas generalizadas do elemento i [8X1] ou Vetor de coordenadas generalizadas do nó i [4X1], conforme o contexto

\mathbf{q}_u - Vetor de coordenadas generalizadas (direção horizontal)

\mathbf{q}_w - Vetor de coordenadas generalizadas (direção vertical)

S - Área da seção transversal do eixo

T - Energia cinética

t - Tempo

T_D - Energia cinética do disco

T_s - Energia cinética do eixo

T_u - Energia cinética da massa de desbalanceamento

$U_{flexão}$ - Energia de deformação do elemento de viga em flexão

U - Energia de deformação

u - Deslocamento na direção x (horizontal)

\dot{u} - Velocidade de translação na direção x

v - Deflexão total do elemento de viga

v_b - Deflexão do elemento de viga associada à flexão

v_s - Deflexão do elemento de viga associada ao cisalhamento

y - Coordenada ao longo do comprimento do elemento de viga (eixo)

w - Deslocamento na direção z (vertical)

\dot{w} - Velocidade de translação na direção z

1 e 2 - Referente ao nó inicial e final do elemento finito

Simbologia Grega

α_s - Coeficiente de cisalhamento

$\dot{\phi}$ - Vetor de velocidade angular

$\ddot{\phi}$ - Vetor de aceleração angular

ν - Coeficiente de *Poisson*

θ - Ângulo de *Euler* (Fig. A1)

$\dot{\theta}$ - Velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

ρ - Densidade do material [kg/m^3]

$\dot{\psi}$ - Velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

Ω - Velocidade de rotação [rad/s]

CAPÍTULO III

Simbologia Latina

a - Ponto diagrama tensão x deformação correspondente à origem da curva

A - Fase austenítica

a_A - Coeficiente da transformação reversa (Modelo *Liang*)

a_M - Coeficiente da transformação direta (Modelo *Liang*)

A_A - Coeficiente de influência da temperatura (transf. reversa - Modelo *Tanaka*)

A_f - Temperatura final de formação da austenita

A_M - Coeficiente de influência da temperatura (transf. direta - Modelo *Tanaka*)

A_s - Temperatura inicial de formação da austenita

A_f^0 - Temperatura final de formação da austenita com tensão nula

A_s^0 - Temperatura inicial de formação da austenita com tensão nula

A_f^σ - Temperatura final de formação da austenita com tensão atuante σ

A_s^σ - Temperatura inicial de formação da austenita com tensão atuante σ

b - Ponto diagrama tensão x deformação correspondente ao início da transf. direta

B_A - Coeficiente de influência da tensão (transf. reversa - Modelo *Tanaka*)

B_M - Coeficiente de influência da tensão (transf. direta - Modelo *Tanaka*)

c - Ponto diagrama tensão x deformação correspondente ao fim da transf. direta

C_A - Coeficiente de influência da tensão na transformação reversa

C_M - Coeficiente de influência da tensão na transformação direta

d - Ponto diagrama tensão x deformação correspondente ao início da transf. reversa

e - Ponto diagrama tensão x deformação correspondente ao fim da transf. reversa no efeito pseudoelástico ou à origem no efeito memória de forma

exp - Exponencial

E_A - Módulo de elasticidade da austenita

E_M - Módulo de elasticidade da martensita

H - Deformação obtida por transformação de fase

H^{cur} - Deformação obtida por transformação de fase no ciclo de carregamento corrente (atual) durante treinamento do material com memória de forma, com tensão atuante σ

M - Fase martensítica

M_f - Temperatura final de formação da martensita

M_f^0 - Temperatura final de formação da martensita com tensão nula

M_s - Temperatura inicial de formação da martensita

M_s^0 - Temperatura inicial de formação da martensita com tensão nula

M_f^σ - Temperatura final de formação da martensita com tensão atuante σ

M_s^σ - Temperatura inicial de formação da martensita com tensão atuante σ

Simbologia Grega

ε - Deformação

$\dot{\varepsilon}$ - Taxa de variação da deformação no tempo

ε_0 - Deformação inicial

ε_r - Deformação recuperável no efeito memória de forma

γ - Coeficiente de expansão térmica

γ^A - Coeficiente de expansão térmica da austenita

χ - Coeficiente de transformação metalúrgica

X_{DM} - Coeficiente de transformação de martensita demaçada

X_{TM} - Coeficiente de transformação de martensita maçada

σ_0 - Tensão mecânica inicial

σ_i - Tensão atuante no ciclo i

σ - Tensão mecânica

$\dot{\sigma}$ - Taxa de variação da tensão mecânica no tempo

σ_{cr} - Tensão crítica para transformação de fase

ξ^{DM} - Fração de martensita demaçada (distorcida)

ξ^{TM} - Fração de martensita maçada

Δ - Variação

θ - Temperatura

$\dot{\theta}$ - Taxa de variação da temperatura no tempo

θ_0 - Temperatura inicial

ξ^M ou ξ - Fração de martensita

ξ_0^M ou ξ_0 - Fração martensítica inicial

$\dot{\xi}^M$ - Taxa de variação da fração martensítica no tempo

CAPÍTULO IV

Simbologia Latina

A_{fio} - Área da seção transversal do fio de memória de forma utilizado

d - Excentricidade da massa de desbalanceamento

d_{fio} - Diâmetro do fio de memória de forma utilizado

f - Frequência [Hz]

$F_{estática}$ - Parcela da força estática do fio

$F_{dinâmica}$ - Parcela da força dinâmica do fio

l_{fio} - Comprimento do fio de memória de forma utilizado

N_p - Tamanho da população

y - Coordenada ao longo comprimento do eixo (posição axial)

y_{disco_1} - Posição do disco 1 ao longo do comprimento do eixo

y_{disco_2} - Posição do disco 2 ao longo do comprimento do eixo

y_{mancal_1} - Posição do mancal 1 ao longo do comprimento do eixo

y_{mancal_2} - Posição do mancal 2 ao longo do comprimento do eixo

X - velocidade de operação

CAPÍTULO V

Simbologia Latina

m_{Teste} - Massa de teste [g]

M_{Rotor} - Massa do rotor [kg]

N - Velocidade de rotação [rpm]

R_{Teste} - Posição radial da massa de teste [mm]

$S.U.$ - Desbalanceamento específico [g·mm/kg]

y_{disco_1} - Posição do disco 1 ao longo do comprimento do eixo

y_{disco_2} - Posição do disco 2 ao longo do comprimento do eixo

y_{mancal_2} - Posição do mancal 2 ao longo do comprimento do eixo

Simbologia Grega

$\delta_{\text{estática}}$ - Deslocamento do mancal suspenso devido à pretensão do fio

$\delta_{\text{dinâmico}}$ - Deslocamento do mancal suspenso devido ao desbalanceamento

CAPÍTULO VI

Simbologia Latina

σ_{MS} - Tensão mecânica para início de formação de martensita

ANEXO I

Simbologia Latina

c_{xx} e c_{zz} - Coeficientes de amortecimento direto nas direções x e z

c_{xy} e c_{xz} - Coeficientes de amortecimento de acoplamento

d - Excentricidade (distância entre centro geométrico e centro de massa)

dy - Comprimento infinitesimal do eixo

f - Função de aproximação para deslocamento

F_{qi} - Vetor de forças generalizadas no sistema global

F_0 - Força axial

F_u - Força na direção do deslocamento u

F_w - Força na direção do deslocamento w

g - Função de aproximação para rotações (derivada primeira da função f)

h - Função de aproximação para momento (derivada segunda da função f)

I - Tensor de inércia do disco

I_{Dx} - Momento principal de inércia do disco em torno de x

I_{Dy} - Momento principal de inércia do disco em torno de y

I_{Dz} - Momento principal de inércia do disco em torno de z

I_x - Momento de inércia de área em torno de x

I_z - Momento de inércia de área em torno de z

L - Comprimento do eixo

l_1 - Posição do disco no eixo y

l_2 - Posição do mancal no eixo y

l_3 - Posição da força externa no eixo y

k_g - Constante associada ao efeito giroscópico

k_s - Constante de rigidez associada ao cisalhamento

k_{xx} e k_{zz} - Coeficientes de rigidez direta nas direções x e z

k_{xy} e k_{xz} - Coeficientes de rigidez de acoplamento

m - Massa total do rotor

M_D - Massa do disco

m_u - Massa de desbalanceamento

N - Velocidade de rotação [rpm]

\mathbf{q}_i - Vetor de coordenadas generalizadas

$\dot{\mathbf{q}}_i$ - Vetor de velocidades generalizadas

\mathbf{q}_1 e \mathbf{q}_2 - Coordenadas generalizadas nós 1 e 2

R - Sistema de coordenadas não inercial

R_0 - Sistema de coordenadas inercial

S - Área da seção transversal do eixo

t - Tempo

t_0 - Instante de tempo inicial

T - Energia cinética

T_D - Energia cinética do disco

T_s - Energia cinética do eixo

T_u - Energia cinética da massa de desbalanceamento

u - Deslocamento na direção x

\dot{u} - Velocidade de translação na direção x

u^* - Deslocamento na direção x no sistema não inercial R

U - Energia de deformação

$U_{flexão}$ - Energia de deformação associada à flexão

$U_{tração}$ - Energia de deformação associada à tração

V - Velocidade linear (tangencial) da massa de desbalanceamento

w - Deslocamento na direção z

\dot{w} - Velocidade de translação na direção z

w^* - Deslocamento na direção z no sistema não inercial R

W - Trabalho da força externa

y - Coordenada ao longo do eixo do rotor

\hat{z}, \hat{x}_1 e \hat{y} - Vetores unitários sistema não inercial

Simbologia Grega

ε - Deformação total

ε_l - Deformação linear

ε_{nl} - Deformação não linear

δ - Símbolo de variação (cálculo variacional)

θ, ϕ e ψ - Ângulos de *Euler*

$\dot{\theta}, \dot{\phi}$ e $\dot{\psi}$ - Velocidades angulares conforme mostra a Fig. A1

ρ - Densidade do material [kg/m^3]

τ - Variável de integração

ω_R - Vetor velocidade angular

ω_x , ω_y e ω_z - Componentes de velocidades angulares nas direções x, y e z (sistema de referência inercial)

Ω - Vetor velocidade angular [rad/s]

ANEXO II

Simbologia Latina

C_A - Coeficiente de influência da tensão na transformação reversa

C_M - Coeficiente de influência da tensão na transformação direta

E_A - Módulo de elasticidade da austenita

E_M - Módulo de elasticidade da martensita

m_d - Máxima temperatura na qual se pode obter martensita demaada

Simbologia Grega

σ_{AS} - Tensão mecânica para início de formação de austenita

σ_{MS} - Tensão mecânica para início de formação de martensita

SUMÁRIO

CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO	1
1.1 Revisão bibliográfica	2
1.2 Materiais inteligentes.....	5
1.3 Objetivo	11
CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS DE DINÂMICA DE ROTORES	12
2.1 Método dos elementos finitos aplicado a dinâmica de rotores.....	12
2.2 Energia cinética do sistema	14
2.3 Energia de deformação do sistema.....	19
2.4 Forças aplicadas no sistema.....	22
CAPÍTULO III: MATERIAIS COM MEMÓRIA DE FORMA	23
3.1 Características dos materiais com memória de formas	23
3.2 Modelo de <i>Tanaka</i>	26
3.3 Modelo de <i>Liang</i>	27
3.4 Modelo de <i>Brinson</i>	28
3.4.1 Efeito da tensão	28
3.5 Determinação experimental das propriedades.....	29
3.5.1 Considerações sobre efeitos metalúrgicos	30
3.5.2 Etapas para caracterização de materiais <i>SMA</i>	31
3.5.3 Efeito das taxas de carregamento e de transferência de calor	33
3.5.4 Variações estocásticas	33

CAPÍTULO IV: BANCADA DE TESTES E SIMULAÇÕES	35
4.1 Caracterização do fio de memória de forma	35
4.2 Descrição da bancada de rotor com fios de memória de forma.....	37
4.2.1 Forma de aquecimento	40
4.2.2 Dispositivo de pré-tensão.....	40
4.2.3 Célula de carga dinâmica.....	43
4.3 Identificação de propriedades do sistema mecânico.....	43
4.4 Simulações numéricas	51
4.4.1 Programa de elementos finitos	51
4.4.2 Resultados de simulações numéricas.....	54
4.4.3 Regime de aceleração	54
4.4.4 Regime permanente.....	62
4.4.5 Análise dos Resultados de simulações numéricas	69
CAPÍTULO V: PARTE EXPERIMENTAL	71
5.1 Procedimento experimental.....	71
5.2 Validação computacional	73
5.3 Resultados experimentais	79
5.4 Análise dos resultados experimentais	83
CAPÍTULO VI: CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	87
6.1 Conclusões.....	87
6.2 Trabalhos futuros	88

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	90
ANEXO I: FUNDAMENTOS DA DINÂMICA DE ROTORES	95
A.1 Energia e forças de componentes de rotores	95
A.2 Energia do disco	95
A.3 Energia cinética do disco	97
A.4 Energia de deformação elástica do eixo	97
A.5 Energia cinética do disco	100
A.6 Energia de deformação elástica do eixo	101
A.7 Energia de deformação elástica do eixo	103
A.7.1 Energia do disco	104
A.7.2 Energia do eixo	104
A.7.3 Energia total do rotor	105
A.7.4 Trabalho dos mancais	105
A.7.5 Efeito da massa de desbalanceamento	106
A.7.6 Forças externas	106
ANEXO II: CARACTERIZAÇÃO DOS FIOS SUPERELÁSTICOS	107
DSC	109
Ensaio de tração e estabilização do fio	110
Respostas mecânicas isotérmicas	111
Tensões críticas de transformação a temperaturas de 30 e 45°C	112
Tensões críticas de transformação a temperaturas de 60 e 90°C	113
Tensões críticas de transformação a temperaturas de 105 e 120°C	114

Módulos de elasticidade à 30°C	115
Tensões críticas de transformação e coeficientes de influência da tensão	116
ANEXO III: ANÁLISE DE COMPOSIÇÃO QUÍMICA DOS FIOS SUPERELÁSTICOS ..	117
ANEXO IV: DESENHOS DE PROJETO DA BANCADA.....	122

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas sempre estiveram presentes no desenvolvimento da civilização humana. Diversos exemplos podem ser citados, desde as rodas d'água e moinhos na idade média, até os rotores de alta velocidade encontrados em máquinas ultra centrífugas atuais. Durante a revolução industrial, no período de 1850 a 1900, surgiram outros importantes inventos relacionados às máquinas rotativas, destacando-se a turbina à vapor, motores do ciclo Otto e ciclo Diesel. Após a II Guerra Mundial, um novo importante marco na área de máquinas rotativas foi o desenvolvimento do motor à jato utilizado em aeronaves. Posteriormente, estas turbinas foram adaptadas para produção de energia elétrica. Estes são apenas alguns exemplos que comprovam a importância dessas máquinas no progresso da humanidade (RAO, 2011).

Mesmo tendo sido aperfeiçoadas ao longo de vários anos por meio de pesquisas, desenvolvimento de novos projetos e de melhorias das técnicas de fabricação, essas máquinas ainda não são isentas de defeitos ou fenômenos que perturbam sua operação, podendo comprometer a segurança necessária, conforme critérios e normas técnicas específicas. Alguns problemas que aparecem durante o funcionamento são as vibrações mecânicas, normalmente associadas ao desbalanceamento, à transposição de velocidades críticas, a defeitos nos mancais, além de outras causas associadas à interação fluido-estrutura. Este último exemplo pode conduzir a instabilidades (interação entre filme de óleo e o eixo em mancais). Tais problemas contribuem para o aumento da amplitude das vibrações mecânicas resultando na redução da vida útil do equipamento (desgaste nos mancais). Em situações extremas podem ocorrer paradas bruscas de funcionamento (inclusive com riscos a vidas humanas) ou interrupções não programadas, levando a perdas econômicas (SMALLEY, 2013).

Em termos construtivos, as máquinas rotativas consistem basicamente de eixos, discos, mancais e selos. Os mancais atuam como elementos de sustentação para que o

eixo possa girar livremente. Os mancais apresentam desgaste e avarias devido ao movimento relativo entre sua superfície (estator) e o eixo. Existem vários tipos de mancais, podendo-se destacar, pela sua utilização, os seguintes: mancais de deslizamento (hidrodinâmicos ou a gás), de rolamento, magnéticos, etc. A escolha do tipo de mancal depende da carga aplicada no eixo. Mancais lubrificados a gás e magnéticos são normalmente utilizados quando pequenas cargas radiais são aplicadas ao eixo. Por outro lado, mancais hidrodinâmicos e de rolamento são capazes de suportar cargas maiores. Entretanto, de uma forma geral, o objetivo do mancal é sempre o mesmo, qual seja, o de prover rigidez e amortecimento para que o eixo possa girar de modo estável e seguro.

Estando submetidas a diferentes condições de operação, podem ocorrer situações em que a rigidez e o amortecimento dos mancais podem ser insuficientes para garantir o funcionamento seguro da máquina (pequena amplitude de vibração, de acordo com valores estabelecidos por normas técnicas, conforme a classe da máquina). Assim, é necessário prover alguma forma de controle. Esta pode ser ativa, semi-ativa ou passiva. Na forma ativa, pode-se atuar em tempo quase real sobre a saída do sistema para reduzir as amplitudes de vibração, possibilitando uma operação mais segura. Entretanto, esta forma de controle requer a escolha de uma arquitetura eletrônica mais complexa, além do gasto adicional de energia para atuação. No caso do controle passivo, não há gasto de energia nos atuadores, porém geralmente, este tipo de controle não é tão eficiente, sendo projetado usualmente para atuar numa faixa restrita de frequência. Outra forma de controle possível é o controle semi-ativo, que concilia as vantagens das formas anteriores, permitindo correção em tempo quase real com consumo reduzido de energia de atuação. Convém enfatizar que o controle de vibrações em máquinas rotativas tem se tornado cada vez mais necessário. Isto está associado à redução de peso dos elementos rotativos e ao aumento da velocidade de operação, principalmente, tornando o sistema mais flexível, favorecendo, portanto, o aumento da amplitude das vibrações mecânicas (BURROWS, 2009).

1.1 Revisão bibliográfica

A literatura cita muitos estudos acerca do controle de vibrações em máquinas rotativas, comprovando a importância do tema. Todavia, ainda existe muito para ser pesquisado, particularmente em relação à incorporação dos materiais inteligentes (ligas com

memória de forma - SMA, cerâmicas piezelétricas, fluido magneto-reológico, dentre outros). Alguns exemplos são citados a seguir.

Ewins (2010) abordou os aspectos relacionados à ocorrência de vibrações mecânicas em turbinas aeronáuticas, tais como projeto, transposição de velocidades críticas, adição de amortecimento e instabilidades devido à interação fluido-estrutura. O autor cita que nem sempre é possível evitar ressonâncias e, por isso, o projetista deve prover amortecimento suficiente para limitar amplitudes de deslocamento na passagem de velocidades críticas.

Blanco (2010) propôs limitar a amplitude de vibração por meio do aumento de rigidez, o que pode ser obtido através de um mancal deslizante monitorado por um controlador proporcional integral. O mancal pode deslizar sobre o eixo reduzindo seu comprimento livre, o que torna o rotor mais rígido.

Lees (2011) sugeriu a utilização de cerâmica piezelétrica na função atuador para gerar um momento contrário ao causado pela força de desbalanceamento, possibilitando anular o seu efeito na condição de ressonância. Para outras rotações diferentes da ressonância, também é possível controlar a amplitude de vibração por meio do ajuste da tensão elétrica nos terminais da cerâmica.

Rumin (2011) estudou uma abordagem não convencional para reduzir o desbalanceamento de rotores ao propor um disco com canais internos que permite o deslocamento de massas fluídicas, a fim de equilibrar o efeito do desbalanceamento. O autor fez uma abordagem analítica e desenvolveu as equações de movimento do rotor, mas não fez simulações e nem realizou experimentos.

Siqueira (2012) propôs a utilização de um atuador eletromagnético para auxiliar no controle de vibrações de um rotor suportado por mancais hidrodinâmicos. O atuador foi monitorado por um controlador LPV (*Linear Parameter Varying*) em substituição ao tradicional PID. A vantagem do primeiro é o menor tempo de ajuste dos ganhos do controlador. Foram feitas simulações e experimentos em regime transiente (*run-up* e *run-down*) e também no regime permanente, que comprovaram a eficiência da solução proposta.

Brusa (2014) propôs a utilização de um disco paralelo ao já fixado ao eixo, para que este novo disco atue como freio eletromagnético reduzindo as amplitudes de vibração, principalmente na passagem por velocidades críticas e/ou velocidades de limites de estabilidade (*threshold*). Um modelo foi desenvolvido pelo autor para a arquitetura do sistema proposto. Simulações numéricas e experimentos foram executados para verificar o

comportamento dos modelos analítico e físico. Estudos de estabilidade através do diagrama de Campbell também foram feitos. O modelo proposto foi considerado efetivo no controle de vibrações dentro de uma faixa que não excita os modos de precessão direta e reversa.

Conforme citado nesta revisão, a literatura na área de controle apresenta atuadores mecânicos, hidráulicos, eletromagnéticos e piezelétricos. No entanto, estes atuadores geralmente exigem o projeto de sistemas mecânicos mais complexos (maior número de componentes). Tudo indica que uma forma de se obter sistemas mecânicos de concepção mais simples tem a ver com a utilização de atuadores de SMA. Outra vantagem é a redução de peso, obviamente de grande importância em sistemas aeroespaciais Huang (1998). Estas ligas de memória de forma têm capacidade de sofrer deformações de até 8% (CORBI, 2003) e recuperar o comprimento inicial por meio de aquecimento. Além disso, pode ser utilizado como dissipador de energia por ter boa capacidade de amortecimento (HELLER, 2008).

Jani (2014) cita aplicações e oportunidades para os materiais com memória de forma em diversos tipos de indústria, dentre as quais se destacam a automotiva, a aeronáutica, a de automação e até mesmo a biomédica. Tamai (2002) propôs o uso de fios de SMA como atuador e elemento dissipador de energia em fundações e contraventamentos próprios das estruturas de engenharia civil sujeitas a excitações por abalos sísmicos e cargas de vento, respectivamente. O pesquisador fez simulações numéricas e obteve resultados satisfatórios.

Por sua vez, Mekki (2011) propôs o uso de fios de SMA para atuar como dissipador de energia em cabos de pontes estaiadas. Ele desenvolveu uma formulação analítica, realizou simulações numéricas, fez comparações com o absorvedor dinâmico de vibrações tipo *TMD* (*Tuned Mass Damper*) e verificou a superioridade do elemento de memória de forma, mesmo estando fixado fora do ponto ótimo.

As ligas de SMAs se mostram bastante versáteis, podendo ser combinadas com outros materiais considerados inteligentes para a construção de atuadores e elementos dissipadores mais eficientes. Suduo (2007) propôs três configurações de atuadores (um feito apenas de liga de memória de forma, outro envolvendo fluido magneto-reológico e um terceiro de liga de memória de forma e atrito seco) e, também, um elemento dissipador de energia de vibração (combinando fios de liga de memória de forma e borracha). Simulações numéricas representando estruturas de engenharia civil foram testadas e verificou-se que a maior eficiência foi encontrada para a configuração mista, ou seja, atuador/dissipador.

Paulo Junior (2012) investigou a utilização de material de memória de forma na análise dinâmica de absorvedor dinâmico de vibrações (*ADV*). Duas configurações são analisadas, sendo que, na primeira, o elemento de ligação é uma barra de liga de memória de forma e, na segunda, a ligação é feita através de uma mola deste material.

Enquanto os *ADVs* clássicos atuam num determinado valor de frequência de excitação (que coincide com a frequência natural da estrutura primária), os *ADVs* de material de memória de forma permitem maior faixa de atenuação das frequências de excitação devido à possibilidade de aumento da rigidez do absorvedor, que pode ser obtido com o aumento da temperatura. Esta arquitetura permite, portanto, ajustar *ADV* no sentido de mantê-lo eficiente mesmo quando há pequenas variações de frequência. Diversas simulações numéricas foram realizadas com a finalidade de demonstrar a eficiência do dispositivo estudado.

Brito da Silva (2009), em sua dissertação de mestrado, investigou a utilização de materiais de memória de forma para o controle de vibrações em rotores. Ele fez simulações numéricas de luvas de *NiTi* no software *Ansys* e de molas de *NiTi* através de programa desenvolvido em *Matlab*. O trabalho mostrou a efetividade destes materiais na redução do movimento orbital do eixo. No entanto, não foram realizados experimentos para validação dos resultados numéricos.

Alves (2015) em seu trabalho de doutorado estudou a utilização de fios de ligas de memória de forma na condição pseudoelástica para o controle de vibrações em uma bancada de rotor construída na Universidade Técnica da Dinamarca, DTU. Esta bancada tem eixo de 6,0 mm de diâmetro, distância entre mancais de 435,0 mm, um disco de 120,0 mm de diâmetro e massa de 0,86 kg e um sistema controle por meio de fios com diâmetro de 0,25 mm de material com memória de forma para enrijecimento na direção horizontal. O autor executou simulações numéricas e experimentos para situações de aceleração em rampa do rotor e de regime permanente que demonstram a eficiência da metodologia proposta, abrindo perspectivas interessantes para o uso industrial da metodologia desenvolvida para o controle de vibrações laterais de máquinas rotativas.

1.2 Materiais inteligentes

Atualmente, nas aplicações de engenharia de estruturas têm-se pesquisado e utilizado materiais inteligentes devido à capacidade destes materiais poderem alterar a rigidez e o

amortecimento do sistema onde é aplicado. Esta capacidade de alteração das propriedades é atribuída à interação de diferentes domínios físicos, o que ocorre por meio de acoplamentos. A Fig 1.1 mostra os domínios físicos (representados pelos blocos), suas variáveis de estado e seus acoplamentos.

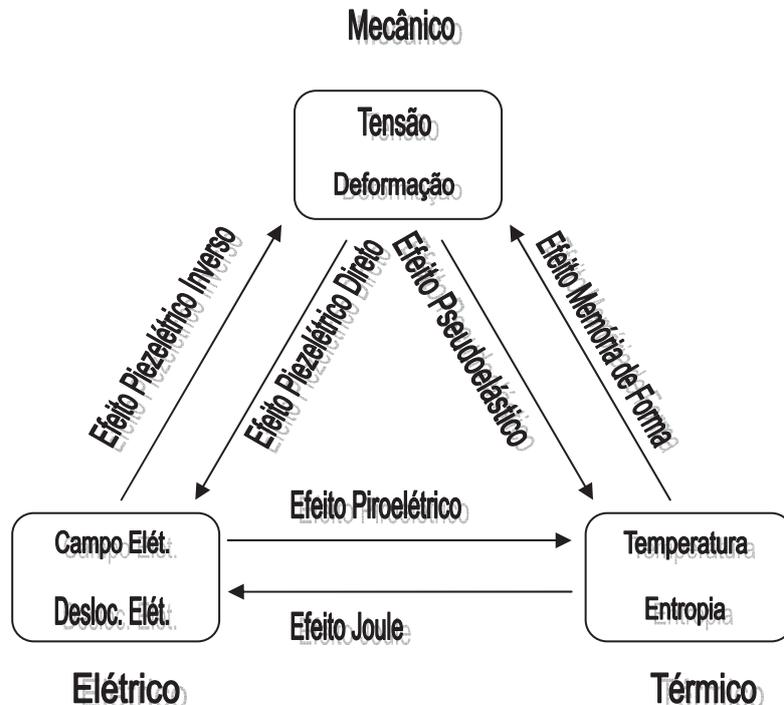


Figura 1.1 – Domínios físicos e acoplamentos (adaptado de: LEO, 2007).

Como exemplo de acoplamento eletromecânico, pode-se citar as cerâmicas piezelétricas e os polímeros eletroativos. As cerâmicas piezelétricas têm encontrado larga utilização, podendo ser utilizadas como atuadores e/ou como sensores, devido aos efeitos piezelétricos direto e inverso. Por sua vez, as ligas de memória de forma apresentam acoplamento termomecânico e apresentam efeito memória de forma (após descarregamento e aumento de temperatura) e efeito pseudoelástico (estando a temperatura acima do valor para transformação final em austenita).

A Fig. 1.2 mostra outros exemplos de materiais inteligentes utilizados, tais como os piezelétricos e eletroresistivos (acoplamento mecânico e elétrico), os piezomagnéticos e magnetoresistivos (acoplamento mecânico e magnético) e os materiais com memória de forma. Quando as grandezas relacionadas numa dada aplicação são de natureza mecânica (acoplamento termomecânico), os materiais SMA são os mais adequados.

Dois parâmetros utilizados para quantificar o desempenho de materiais inteligentes são a densidade de energia (trabalho por unidade de volume) e a frequência de atuação.

No caso de um material inteligente considerado ideal, é desejável que estes dois parâmetros tenham valores elevados, conforme se observa nas Figs. 1.2 e 1.3, que mostram comparativos entre alguns tipos de materiais ditos inteligentes.

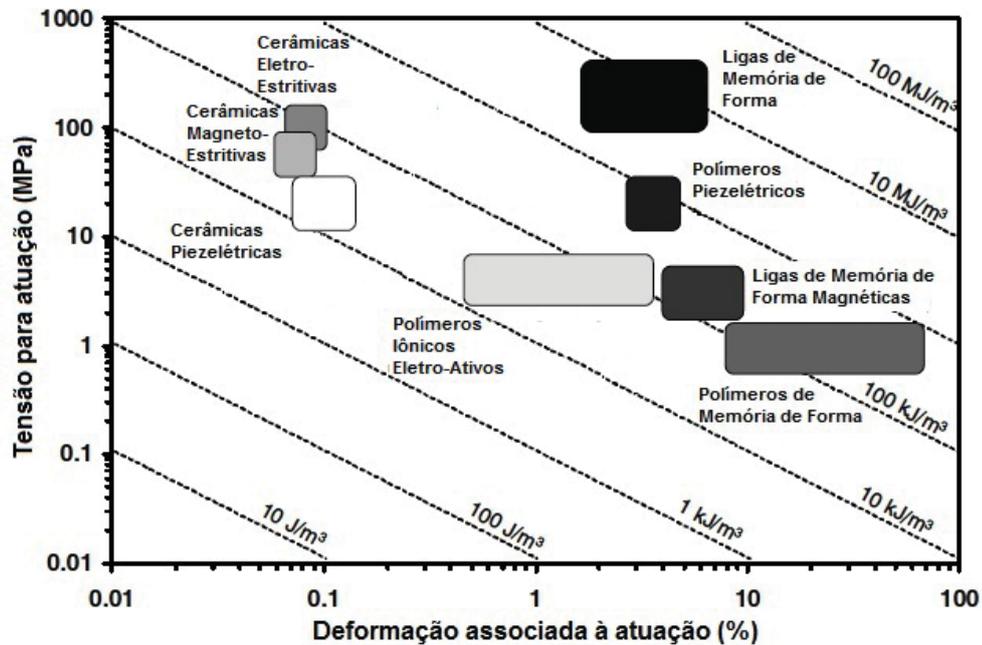


Figura 1.2 – Tensão para atuação x deformação associada (adaptado de: LAGOUDAS, 2008).

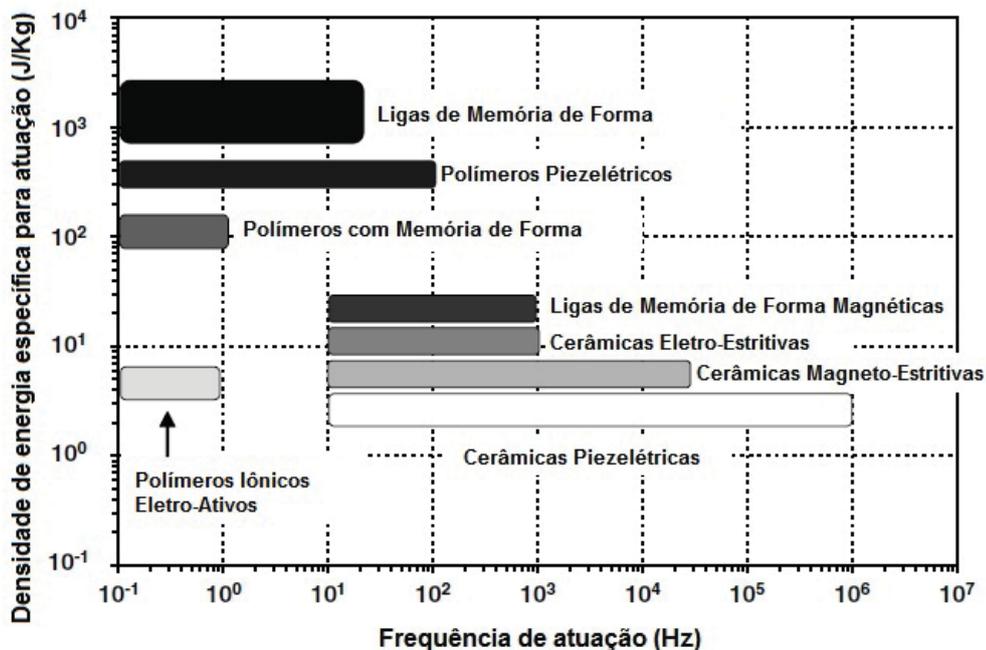


Figura 1.3 - Densidade de energia x frequência de atuação (adaptado de: LAGOUDAS, 2008).

No caso dos materiais SMA, a densidade de energia é alta, mas a frequência de atuação é relativamente baixa quando comparada com a de outros materiais inteligentes. A

fim de superar esta restrição, ligas com memória de forma com ação magnética *MSMAs* foram desenvolvidas e têm sido estudadas mais recentemente.

Em termos de elementos constituintes básicos, Lagoudas (2008) cita as seguintes ligas de *SMA*: ligas baseadas em cobre (*CuZn* e *CuAl*), ligas baseadas em ferro (*FeNiCoTi* e *FeMnSi*), ligas baseadas em cobalto (*CoNiAl*), ligas baseadas em níquel (*NiMnGa*) e as ligas baseadas em níquel-titânio (*NiTi*). As ligas baseadas em cobre são utilizadas quando são exigidas boa condutibilidade elétrica e térmica. No caso em que a resistência mecânica é o principal requisito, são utilizadas as ligas de *NiTi*.

A liga de memória de forma baseada em *NiTi* foi descoberta em 1963 no Laboratório de Pesquisa Naval dos EUA, sendo denominada de *Nitinol* (*NiTi* - *Naval Ordnance Laboratory*) em homenagem a esse Laboratório. Sua primeira aplicação foi em tubos hidráulicos (*Cryofit*) da aeronave militar F-14, em 1969. Quanto à composição química, as ligas são geralmente binárias e apresentam o mesmo percentual na composição (50%Ni, 50%Ti), pois o aumento de níquel tende a abaixar a temperatura de transformação austenítica e favorecer o aparecimento de uma fase R (romboédrica). A liga *NiTi* pode receber a adição de um terceiro elemento químico *NiTiX* para se obter alguma propriedade específica. No caso da liga *NiTiNb*, a adição de nióbio permite o aumento da histerese, aumentando o efeito de memória de forma. Em outras ligas como *NiTiPd*, *NiTiPt* e *NiTiAu*, o terceiro elemento permite que o componente de *SMA* possa ser utilizado em aplicações cujas temperaturas são maiores que 100°C.

Do ponto de vista prático, a possibilidade de recuperação do comprimento original é a característica marcante que distingue as ligas *SMA* dos materiais comumente utilizados em engenharia. Isto permite sua utilização como atuador. Essa recuperação está associada à mudança de fase que ocorre na estrutura cristalina dessas ligas. Por sua vez, estas mudanças podem ocorrer devido à alteração de temperatura ou de tensão mecânica aplicada. Convém destacar que a mudança de fase ocorre por distorção da rede cristalina e não por difusão. No caso das ligas *NiTi*, duas fases podem estar presentes, a saber, a austenítica (cúbica) e a martensítica (tetragonal, monoclinica ou ortorrômbica). Existe ainda a possibilidade de ocorrer uma fase mista destas duas, dependendo dos níveis de temperatura ou da tensão mecânica aplicada. A martensita pode ter até 24 orientações cristalográficas (*variants*) diferentes. Quando formada abaixo da temperatura M_f (temperatura final de transformação da fase martensítica) é denominada martensita maclada e possui várias orientações aleatórias. Sendo formada por ação mecânica de deformação, é denominada martensita demaçada, podendo ocorrer mesmo acima de A_f (temperatura final

de transformação da fase austenítica), dependendo da tensão aplicada. Esta última forma de martensita possui uma única orientação. A transformação de fase possibilita a ocorrência de dois fenômenos, quais sejam o efeito de memória de forma e o efeito pseudoelástico.

A Fig.1.4 ilustra o efeito de memória no espaço tensão-deformação-temperatura.

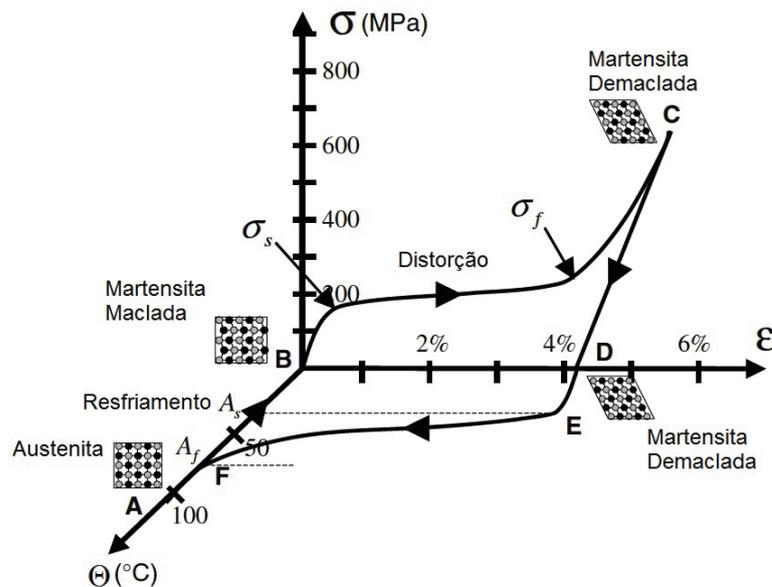


Figura 1.4 - Efeito de memória de forma (adaptado de LAGOUDAS, 2008).

Na Fig. 1.4, partindo-se do ponto B (100% austenita), o material é tracionado até um valor de tensão σ_s no qual se inicia a transformação da fase austenítica para a fase martensítica. Esta transformação continua até o valor de tensão σ_f . Daí, a tensão é aumentada até o ponto C (ponto que representa o início da fase plástica). Em seguida, o material é descarregado até que a tensão seja nula (ponto D), retendo uma deformação residual. A fim de eliminá-la, o material é aquecido à temperatura A_f representada pelo ponto F e posteriormente resfriado até uma temperatura maior que M_s (ponto B).

A Fig. 1.5 ilustra o efeito pseudoelástico no diagrama temperatura x tensão. O material está à uma temperatura Θ (maior que A_f) e inicialmente com tensão nula, este é tracionado até uma tensão σ^{Ms} (tensão de início de transformação para a fase martensítica, representada pelo ponto B da Fig. 1.5). A tensão permanece aumentando até o ponto C que representa o fim da transformação para a fase martensítica σ^{Mf} . Como a temperatura é mantida constante, faz-se necessário que a tensão seja reduzida até o valor σ^{Ms} para que o material inicie o retorno à fase austenítica. Quando a tensão atinge o valor de σ^{Af} , o material está completamente na fase austenítica. A característica mais importante deste efeito é

possibilitar grande dissipação de energia, sendo esta representada pela área do laço de histerese no gráfico tensão x deformação (veja a Fig. 1.4).

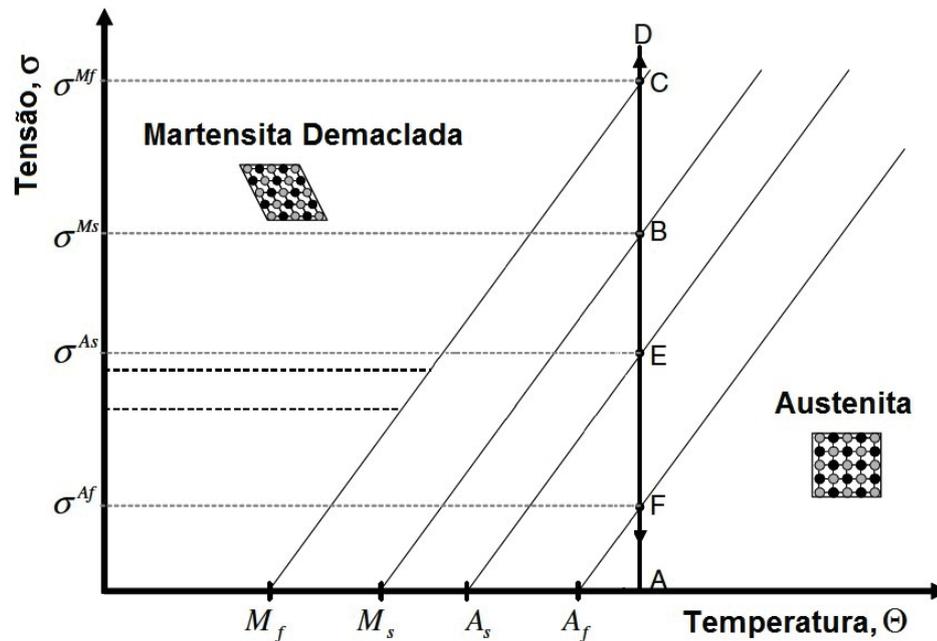


Figura 1.5 - Efeito pseudoelástico (adaptado de LAGOUDAS, 2008).

Os fenômenos descritos acima consideram condição estática de carregamento. No entanto, componentes mecânicos de SMA estão freqüentemente submetidos a carregamentos cíclicos. Estes produzem mudanças microestruturais (densidade de discordâncias) no material de SMA. Em nível macroscópico, uma consequência destes carregamentos cíclicos é o efeito de memória de forma de duas vias (TWSMA), no qual o material SMA apresenta efeito de memória de forma devido às tensões residuais quando submetido a um ciclo térmico após o descarregamento.

Outro aspecto a ser observado na utilização de materiais de SMA submetidos a carregamentos cíclicos diz respeito à fadiga. Estes materiais se comportam de modo similar aos metais comumente utilizados em engenharia; entretanto, são mais sensíveis aos danos associados à fadiga. Por isso, deve-se ter maior cuidado no processamento destes materiais através do controle da composição química e da temperatura. Além de cuidados na operação do material de SMA em relação ao valor de tensão mecânica aplicada, empregando-os, preferencialmente, em situações com transformações de fase incompletas que exigem menores níveis de tensão, para que se obtenha vida satisfatória.

1.3 Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo geral projetar e construir uma bancada para estudo de rotores flexíveis com mancais que incorporam materiais com memória de forma, visando o estudo do comportamento dinâmico destes sistemas para diferentes situações, com a finalidade de reduzir vibrações e garantir maior segurança de operação das máquinas rotativas.

Para alcançar este objetivo geral, outros parciais foram definidos, a saber:

- Execução de simulações numéricas através da implementação dos esforços dinâmicos provenientes do fio de SMA no programa de elementos finitos para análise dinâmica de rotores desenvolvido pelo Laboratório LMEST/FEMEC/UFU, tornando esta ferramenta de análise adaptada para os objetivos desta tese;
- Projeto construção, montagem e instrumentação da bancada experimental de rotor controlada por fios de memória de forma no Laboratório LMEST/FEMEC/UFU;
- Análise e interpretação do comportamento termomecânico dos fios de SMA dos mancais da bancada de rotor construída e sua influência sobre a dinâmica do sistema;
- Verificação da viabilidade técnica do uso de fios de memória de forma no controle de vibrações em máquinas rotativas, através da análise das respostas dinâmicas do sistema para diferentes condições de operação.

Assim, este trabalho faz uma abordagem completa dos aspectos pertinentes ao problema: fundamentação teórica da dinâmica de rotores e dos materiais de memória de forma, implementação computacional e simulações, projeto/construção e montagem da bancada, identificação de suas características dinâmicas e realização de experimentos.

CAPÍTULO II

DINÂMICA DE ROTORES

A análise dinâmica de rotores tem como objeto de estudo o comportamento dinâmico de máquinas rotativas por meio de modelos matemáticos e, também, a partir de estudos experimentais feitos em bancadas de rotores especialmente projetadas. Não se deve descartar a possibilidade de realizar estudos dinâmicos de rotores em condições reais, embora, geralmente, existam limitações quanto à alteração de condições operacionais nas plantas industriais. Quanto aos modelos, estes podem ser analíticos ou numéricos. Os modelos analíticos permitem uma representação bem simplificada do comportamento dinâmico de rotores, devido às hipóteses assumidas para simplificar estes modelos (por exemplo, simplificações quanto à geometria). Os modelos numéricos têm sido muito empregados em problemas de engenharia devido ao grande avanço da computação digital observado nas últimas décadas. Em particular, o método dos elementos finitos, inicialmente desenvolvido para a análise estática de estruturas, tem sido muito utilizado na análise de problemas dinâmicos. Como sabido, o método permite aproximar o meio contínuo por uma soma de elementos discretos que obedecem às condições de compatibilidade e de contorno. Desse modo, é possível obter uma representação mais realística do comportamento do sistema com número razoável de elementos, sem as hipóteses restritivas do modelo analítico. No entanto, o modelo analítico de máquinas rotativas será apresentado no Anexo I Fundamentos de dinâmica de rotores, para fins de entendimento da dinâmica do problema e fundamentação do Método de Elementos Finitos. Assim, este capítulo tem como objetivo apresentar de forma bastante breve a formulação de elementos finitos aplicado à dinâmica de rotores.

2.1 Método dos elementos finitos aplicado à dinâmica de rotores

Segundo Steffen Jr *et al.* (2009), a equação de movimento de rotores flexíveis é dada por:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{C}_b + \dot{\boldsymbol{\vartheta}} \cdot \mathbf{C}_g] \dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K} + \ddot{\boldsymbol{\vartheta}} \cdot \mathbf{K}'_g] \mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2.1)$$

onde:

\mathbf{M} é a matriz global de massa;

\mathbf{C}_b é a matriz de amortecimento global;

\mathbf{C}_g é a matriz giroscópica global;

$\dot{\boldsymbol{\vartheta}}$ é o vetor global de velocidade angular;

$\ddot{\boldsymbol{\vartheta}}$ é o vetor global de aceleração angular;

\mathbf{K} é a matriz de rigidez global sem efeito giroscópico;

\mathbf{K}'_g é a matriz de rigidez global transposta associada ao efeito giroscópico;

\mathbf{F} é o vetor global de forças generalizadas;

\mathbf{q} é o vetor global de coordenadas generalizadas.

O sistema é representado por discos (em geral, corpos rígidos que são montados sobre um eixo suportado por mancais. Os elementos podem incorporar a utilização de selos, conforme as características tecnológicas do sistema. Para obtenção da Eq. (2.1), utiliza-se da conhecida equação de *Lagrange* (Eq. (2.2)), que consiste em minimizar a energia total na determinação das forças aplicadas ao sistema dinâmico.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F_{q_i} \quad (2.2)$$

onde:

T é a energia cinética total do sistema dinâmico;

U é a energia potencial elástica total do sistema dinâmico;

\mathbf{q} é o vetor de coordenadas generalizadas no sistema global;

\dot{q}_i é o vetor de velocidades generalizadas no sistema global;

F_{q_i} é o vetor de forças generalizadas no sistema global;

t é o tempo, variável independente.

A energia total do sistema é composta das parcelas de energia cinética do disco, energia cinética do eixo, energia cinética de desbalanceamento e da energia de deformação elástica do eixo em flexão. Eventualmente, dependendo da aplicação, a energia de deformação do disco pode ser considerada (como no caso de impelidores, onde as palhetas

fixadas no disco apresentam flexibilidade que não pode ser desprezada). No entanto, nesta tese isso não foi necessário porque o disco é considerado como sendo rígido. As equações serão apresentadas de forma breve, uma vez que a dinâmica de rotores é tema já tradicional no contexto da realização desta tese e outros autores já fizeram exposições mais detalhadas. Para maiores detalhes, consultar o Anexo I, onde aspectos fundamentais dos fenômenos que aparecem nos sistemas rotativos são abordados.

2.2 Energia cinética do sistema

A energia cinética é apresentada abaixo para cada um dos elementos que constituem o sistema rotativo:

Disco

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{Dy} (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi}\theta) \quad (2.3)$$

onde:

T_D é a energia cinética do disco

M_D é a massa do disco

\dot{u} é a velocidade de translação na direção x

\dot{w} é a velocidade de translação na direção z

I_{Dx} é o momento principal de inércia do disco em torno de x

$\dot{\theta}$ é a velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

$\dot{\psi}$ é a velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

I_{Dy} é o momento principal de inércia do disco em torno de y

Ω é a velocidade de rotação do eixo [rad/s]

θ é o ângulo de *Euler* (Fig. A1)

Eixo

$$T_s = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad (2.4)$$

onde:

T_s é a energia cinética do disco

ρ é a densidade do material [kg/m³]

S é a área da seção transversal do eixo

L é o comprimento do eixo

\dot{u} é a velocidade de translação na direção x

\dot{w} é a velocidade de translação na direção z

dy incremento na direção do comprimento do eixo

I é o momento de inércia do eixo em flexão

$\dot{\theta}$ é a velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

$\dot{\psi}$ é a velocidade de rotação em torno eixo não inercial (Fig. A1)

Ω é a velocidade de rotação do eixo [rad/s]

Massa desbalanceada

$$T_u = \frac{1}{2} m_u \cdot (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 \cdot d^2 + 2d\Omega\dot{u}\cos\Omega t - 2d\Omega\dot{w}\sin\Omega t) \quad (2.5)$$

onde:

T_u é a energia cinética da massa desbalanceada

M_u é a massa desbalanceada

\dot{u} é a velocidade de translação na direção x

\dot{w} é a velocidade de translação na direção z

Ω é a velocidade de rotação do eixo [rad/s]

d é a excentricidade

t é a variável independente tempo

As Eqs. (2.3), (2.4) e (2.5) encontram-se deduzidas no Anexo I. Assim, conforme comentado anteriormente, neste capítulo serão apresentados apenas os passos principais para obtenção da equação dinâmica do movimento de rotores.

De posse da expressão da energia cinética, emprega-se o método dos elementos finitos. Para o caso em estudo, a viga é representada por elementos de viga. Este elemento possui 4 graus de liberdade por nó, considerando a flexão em dois planos mutuamente perpendiculares. Logo, o vetor \mathbf{q}_i para o nó i é dado por:

$$\mathbf{q}_i = [u_i \quad w_i \quad \theta_i \quad \psi_i]^T \quad (2.6)$$

onde:

\mathbf{q}_i é o vetor de coordenadas generalizadas para o nó i ;

u_i é o deslocamento na direção x;

w_i é o deslocamento na direção z;

θ_i é a rotação em torno do eixo na direção z;

ψ_i é a rotação em torno do eixo na direção x;

Aplicando a Eq. (2.2) na Eq. (2.3), obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{u}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial u} = M_D \ddot{u} \quad (2.7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{w}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial w} = M_D \ddot{w} \quad (2.8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial \theta} = I_{Dx} \ddot{\theta} - I_{Dy} \dot{\theta} \dot{\psi} \quad (2.9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial \psi} = I_{Dx} \ddot{\psi} + I_{Dy} \dot{\psi} \dot{\theta} + I_{Dy} \dot{\psi} \dot{\theta} \quad (2.10)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial \phi} = I_{Dy} \ddot{\phi} - I_{Dy} \dot{\psi} \dot{\theta} + I_{Dy} \dot{\phi} \dot{\theta} \quad (2.11)$$

As Eqs. (2.7) a (2.11) podem ser escritas de modo compacto, na forma matricial, como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial q_i} = \mathbf{M}_D \ddot{\mathbf{q}}_i + \dot{\phi} \mathbf{C}_D \dot{\mathbf{q}}_i + \dot{\phi} \mathbf{K}_{DT} \mathbf{q}_i \quad (2.12)$$

onde:

\mathbf{M}_D é a matriz de massa do disco, dada por:

$$\mathbf{M}_D = \begin{bmatrix} M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Dx} \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

\mathbf{C}_D é a matriz giroscópica do disco, dada por:

$$\mathbf{C}_D = \frac{1}{\Omega} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} \\ 0 & 0 & I_{Dy} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

\mathbf{K}_{DT} é a matriz de rigidez do disco em regime transiente, dada por:

$$\mathbf{K}_{DT} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dy} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

As matrizes do disco são adicionadas aos graus de liberdade do nó correspondente à espessura média do disco ao longo do eixo.

Como o elemento de eixo possui dois nós, este terá 8 graus de liberdade e, por isso, seu vetor de coordenadas generalizadas \mathbf{q}_i precisa levar em conta estas características.

$$\mathbf{q}_i = [u_1 \quad w_1 \quad \theta_1 \quad \psi_1 \quad u_2 \quad w_2 \quad \theta_2 \quad \psi_2]^T \quad (2.16)$$

O método de elementos finitos consiste em aproximar (interpolarmos) valores no interior do domínio, a partir dos valores nos contornos (nós). Estas aproximações são feitas por meio de funções de interpolação (também conhecidas como funções de forma), dadas por:

$$u = \mathbf{N}_1(y) \mathbf{q}_u \quad (2.17)$$

$$w = \mathbf{N}_2(y) \mathbf{q}_w \quad (2.18)$$

onde:

\mathbf{N}_1 e \mathbf{N}_2 são as funções de interpolação de grau (n-1), pois a viga possui derivada até a quarta ordem. Estas funções são dadas por (LALANNE; FERRARIS, 1990):

$$\mathbf{N}_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (2.19)$$

$$\mathbf{N}_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (2.20)$$

$$\mathbf{q}_u = [u_1 \quad u_2 \quad \theta_1 \quad \theta_2]^T \quad (2.21)$$

$$\mathbf{q}_w = [w_1 \quad w_2 \quad \psi_1 \quad \psi_2]^T \quad (2.22)$$

Obtidas as funções de interpolação, pode-se calcular o vetor de coordenadas generalizadas e suas derivadas, sendo então possível obter a expressão da energia cinética

para o elemento de viga. Partindo-se da Eq. (2.4) e utilizando as Eqs. (2.16) a (2.22), resulta a equação diferencial matricial:

$$T_s = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_u^T \mathbf{M}_1 \dot{\mathbf{q}}_u + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_w^T \mathbf{M}_2 \dot{\mathbf{q}}_w + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_u^T \mathbf{M}_3 \dot{\mathbf{q}}_u + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_w^T \mathbf{M}_4 \dot{\mathbf{q}}_w + \Omega \dot{\mathbf{q}}_u^T \mathbf{M}_5 \mathbf{q}_w + \rho I_y L \Omega^2 \quad (2.23)$$

Aplicando a Eq. (2.2) na Eq. (2.23) e agrupando termos, obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_s}{\partial \dot{\mathbf{q}}_i} \right) - \frac{\partial T_s}{\partial \mathbf{q}_i} = (\mathbf{M}_{elem} + \mathbf{M}_s) \ddot{\mathbf{q}}_i + \Omega \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{q}}_i + \dot{\Omega} \mathbf{K}_{ST} \mathbf{q}_i \quad (2.24)$$

onde:

\mathbf{M}_{elem} é a matriz clássica de massa do elemento de eixo, dada por:

$$\mathbf{M}_{elem} = \frac{\rho S L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

\mathbf{M}_s é a matriz de efeitos secundários da inércia rotativa do elemento de eixo, dada por:

$$\mathbf{M}_s = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & 36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 3L & 0 & 0 & 4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36L & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

\mathbf{C}_b é a matriz de amortecimento estática do elemento de eixo, dada por:

$$\mathbf{C}_b = \frac{\rho l}{15L} \cdot \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

\mathbf{K}_{ST} é a matriz de rigidez do elemento de eixo no regime transiente, dada por:

$$\mathbf{K}_{ST} = \frac{\rho l}{15L} \cdot \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

Deve-se observar que nas equações (2.19), (2.20), (2.25) a (2.28), o parâmetro L refere-se ao comprimento do elemento de eixo.

Já a energia cinética da massa de desbalanceamento no regime transiente é expressa por:

$$T_u = m_u d\dot{\phi} (\dot{u} \cos\phi - \dot{w} \sin\phi) \quad (2.29)$$

A equação de *Lagrange* aplicada à energia cinética da massa de desbalanceamento resulta:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_u}{\partial \dot{u}} \right) - \frac{\partial T_u}{\partial u} = m_u d\ddot{\phi} \cos\phi - m_u d\dot{\phi}^2 \sin\phi \quad (2.30)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_u}{\partial \dot{w}} \right) - \frac{\partial T_u}{\partial w} = -m_u d\ddot{\phi} \sin\phi - m_u d\dot{\phi}^2 \cos\phi \quad (2.31)$$

2.3 Energia de deformação do sistema

Energia de deformação elástica do eixo origina-se das contribuições da flexão e do cisalhamento, conforme abaixo.

Flexão

$$U_{flexão} = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (2.32)$$

Substituindo as Eqs. (2.16) e (2.17) na Eq. (2.31), obtém-se:

$$U_{flexão} = \frac{EI}{2} \mathbf{q}_u^T \left[\int_0^L \frac{d^2 \mathbf{N}_1^T}{dy^2} \frac{d^2 \mathbf{N}_1}{dy^2} dy \right] \mathbf{q}_u + \frac{EI}{2} \mathbf{q}_w^T \left[\int_0^L \frac{d^2 \mathbf{N}_2^T}{dy^2} \frac{d^2 \mathbf{N}_2}{dy^2} dy \right] \mathbf{q}_w \quad (2.33)$$

$$U_{flexão} = \frac{EI}{2} \mathbf{q}_u^T \mathbf{K}_1 \mathbf{q}_u + \frac{EI}{2} \mathbf{q}_w^T \mathbf{K}_2 \mathbf{q}_w \quad (2.34)$$

onde:

\mathbf{K}_1 é a matriz de rigidez em flexão do elemento de eixo no plano horizontal xy, dada por:

$$\mathbf{K}_1 = \frac{12EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & -6L \\ -6L & 4L^2 & 6L & 2L^2 \\ -12 & 6L & 12 & 6L \\ -6L & 2L^2 & 6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

\mathbf{K}_2 é a matriz de rigidez em flexão do elemento de eixo no plano vertical yz, dada por:

$$\mathbf{K}_2 = \frac{12EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & -6L \\ -6L & 4L^2 & 6L & 2L^2 \\ -12 & 6L & 12 & 6L \\ -6L & 2L^2 & 6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

Cisalhamento

A parcela de energia do cisalhamento está associada com a flexão conforme a Teoria de Vigas segundo *Timoshenko*. A contribuição do cisalhamento na deflexão para um elemento de comprimento L é dada por:

$$U = U_b + U_s \quad (2.37)$$

onde:

$$u_b = \frac{PL^3}{48EI} \left(\frac{y}{L}\right) \cdot \left(3 - \frac{4y^2}{L^2}\right) \quad (2.38)$$

Para o intervalo $0 \leq y \leq L/2$,

$$u_s = \frac{\alpha_s Py}{2GS} \quad (2.39)$$

Para o intervalo $0 \leq y \leq L/2$, substituindo $y=L/2$ nas Eqs. (2.38) e (2.39) e depois na Eq. (2.37), obtém-se:

$$u_{\text{ponto_m\u00e9dio}} = \frac{PL^3}{48EI} \cdot \left(1 + \frac{12\alpha_s EI}{GSL^2}\right) \quad (2.40)$$

onde:

$$\alpha_s = \frac{7+6\nu}{6(1+\nu)} \quad (2.41)$$

A Eq. (2.41) \u00e9 o coeficiente de cisalhamento para se\u00e7\u00e3o circular, dado por Cowper (1966).

O segundo termo do membro direito da Eq. (2.40) representa a parcela de rigidez associada \u00e0 distor\u00e7\u00e3o, sendo fornecido por Lalanne (1990) como:

$$a = \frac{12\alpha_s EI}{GSL^2} \quad (2.42)$$

Ao escrever as matrizes \mathbf{K}_1 e \mathbf{K}_2 como matrizes 8X8, a inclus\u00e3o do efeito do cisalhamento da Eq. (2.42) nos graus de liberdade associados \u00e0 rota\u00e7\u00e3o e a posterior aplica\u00e7\u00e3o da equa\u00e7\u00e3o de *Lagrange* fornece a for\u00e7a el\u00e1stica no elemento de eixo como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial U_s}{\partial \dot{\mathbf{q}}_i} \right) - \frac{\partial U_s}{\partial \mathbf{q}_i} = \mathbf{K}_{bs} \mathbf{q}_i \quad (2.43)$$

onde:

\mathbf{K}_{bs} \u00e9 a matriz de rigidez em flex\u00e3o do elemento de eixo incluindo o efeito de cisalhamento, dada por:

$$\mathbf{K}_{bs} = \frac{EI}{(1+a)L^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

2.4 Forças aplicadas no sistema

As forças aplicadas no sistema são as forças de sustentação dos mancais sobre o elemento de eixo (elemento de viga). Estas forças surgem devido ao movimento radial do disco e do eixo. A decomposição destas forças nas direções x e z permite obter as matrizes de rigidez e de amortecimento do mancal, conforme segue:

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{U} \\ \dot{W} \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

A obtenção da equação (2.1) é obtida da superposição das matrizes elementares de massa, amortecimento e rigidez, respeitadas as correspondências entre os graus de liberdade do elemento de viga nos sistemas de coordenadas locais e no sistema de coordenadas global (Método de Rigidez Direta). Este último é a base do Método de Elementos Finitos.

Assim, o presente capítulo teve por finalidade ilustrar de forma sucinta a utilização do Método dos Elementos Finitos no estudo de dinâmica de rotores. Maiores detalhes podem ser encontrados no Anexo I sobre Fundamentos de dinâmica de rotores e, originalmente, nos Capítulos 3 e 6 da referência clássica (LALANNE; FERRARIS, 1990).

CAPÍTULO III

MATERIAIS COM MEMÓRIA DE FORMA

Este capítulo trata de aspectos gerais dos materiais com memória de forma, abordando suas características, modelos constitutivos e ensaios para sua caracterização.

3.1 Características dos materiais com memória de forma

Os materiais com memória de forma são assim conhecidos por permitirem a recuperação de seu comprimento original, após sofrerem deformações de até 10% (SRINIVASAN, 2001). Este comportamento foi observado pela primeira vez em ligas de ouro-cádmio-latão nos anos de 1930 (HUANG, 1998). Posteriormente, verificou-se que outras ligas também apresentavam este comportamento termomecânico, conforme citado por Liang (1990). Entretanto, apenas as ligas baseadas em cobre $CuZn$ e $CuAl$ e as baseadas em níquel-titânio $NiTi$ têm aplicações comerciais. Em especial, as ligas baseadas em $NiTi$ são mais utilizadas por terem maior resistência mecânica (FUNAKUBO, 1987).

Em nível microscópico, o comportamento diferenciado destas ligas está associado a uma mudança de fase que ocorre na estrutura cristalina, que se altera de austenita (estrutura geralmente cúbica) para martensita (estrutura tetragonal, ortorômbica ou monoclínica) na transformação direta, iniciada por tensão mecânica acima de um valor crítico. Ou em sentido inverso na transformação reversa, iniciada pelo aumento de temperatura. Essas transformações são explicadas pela estabilidade termodinâmica de cada fase, em faixas específicas de temperatura e tensão mecânica. Convém destacar que a fase martensítica também pode ser obtida pela redução da temperatura.

Macroscopicamente, a passagem de uma fase para outra pode ser observada pela alteração do módulo de elasticidade do material *SMA*, como está mostrado no diagrama tensão x deformação da Fig.3.1.

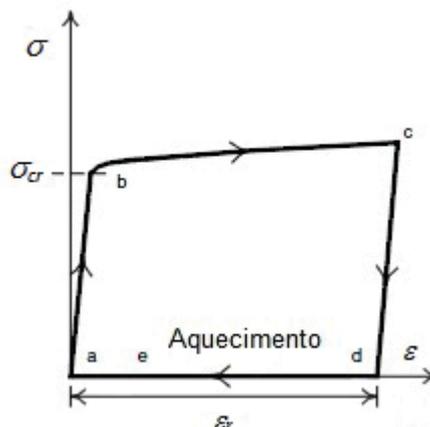


Figura 3.1 - Efeito de memória de forma no diagrama tensão x deformação.

Na Fig. 3.1, um componente de material de memória de forma é submetido a um ciclo de carregamento/descarregamento, estando a temperatura ambiente abaixo de A_f (temperatura final de formação da austenita). As etapas do ciclo são caracterizadas por:

- carregamento do material em condição isotérmica (ponto a) até uma tensão crítica de início de transformação (ponto b). O material é assumido como tendo comportamento linear;
- carregamento do material em condição isotérmica até o final da transformação de fase (ponto c). Utilizada a lei cinética da transformação direta em conjunto;
- descarregamento do material (assumindo comportamento elástico) até a tensão nula e a presença de deformação residual (ponto d);
- aquecimento do material descarregado acima de A_f e resfriamento até a temperatura ambiente, transformando-a para a condição de fração martensítica nula (ponto e).

Efeito Pseudoelástico

Aumentando-se a temperatura ambiente acima da temperatura final de transformação para austenita A_f e submetendo o corpo de prova ao ciclo carregamento/descarregamento, observa-se que este retorna ao seu comprimento original após o descarregamento, como mostra a Fig.3.2.

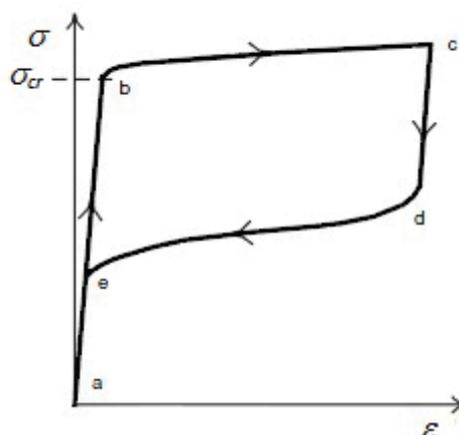


Figura 3.2- Efeito pseudoelástico no diagrama tensão x deformação.

Para este ciclo, as etapas são as seguintes:

- carregamento do material em condição isotérmica (ponto a) até uma tensão crítica de início de transformação (ponto b). O comportamento do material é assumido como sendo linear;
- carregamento do material em condição isotérmica (ponto b) até o final da transformação de fase (ponto c), transformação direta (mudança da fase austenítica para martensítica);
- descarregamento isotérmico do material (ponto c até o ponto d), assumindo comportamento elástico;
- descarregamento do material (ponto d até o ponto e), transformação reversa (mudança da fase martensítica para austenítica).

Os materiais que se comportam conforme as Figs. 3.1 e 3.2 são ditos de classe I e obedecem a seguinte relação de temperaturas:

$$M_f < M_s < A_s < A_f \quad (3.1)$$

onde os índices *s* e *f* referem-se ao início (*start*) e ao final (*final*) de transformação de fase.

A literatura sobre materiais com memória de forma apresenta vários modelos constitutivos. De modo geral, estes modelos podem ser classificados em micro ou macromecânicos. Kafka (1994) apresenta um modelo baseado na interação entre conjunto de átomos. Outros modelos micromecânicos são apresentados por Falk (1989) e Fisher e Tanaka (1992) que desenvolveram um modelo a partir da deformação de um cristal durante

a transformação de fase. Sun e Hwang (1993) e Pator (1994) sugerem leis constitutivas para deformação microestrutural durante a transformação de fase utilizando métodos de energia. Embora estes modelos sejam úteis para compreensão do comportamento micromecânico, eles têm pouca utilidade do ponto de vista prático de engenharia. Por isso, os modelos macromecânicos são os mais empregados. Alguns destes modelos são descritos a seguir.

3.2 Modelo Constitutivo de *Tanaka*

O modelo de *Tanaka* descreve o comportamento de um elemento unidimensional com material de memória de forma. Suas variáveis de estado são a deformação ε , a temperatura Θ e a fração martensítica ξ^M . A equação correspondente deste modelo, expressa como equação diferencial de primeira ordem, é dada por:

$$\dot{\sigma} = E\dot{\varepsilon} + \gamma\dot{\Theta} + \chi\dot{\xi}^M \quad (3.2)$$

onde E é o módulo de elasticidade, γ é o coeficiente de expansão térmica, χ o coeficiente de transformação metalúrgica e $\dot{\xi}^M$ a variação temporal da fração martensítica.

Assumindo que a expressão para esta fração varie de forma exponencial, *Tanaka* obteve as seguintes expressões para as transformações direta e reversa:

$$\xi^{A \rightarrow M} = 1 - \exp[A_M(\Theta - M_s^0) + B_M\sigma] \quad (3.3)$$

$$\xi^{M \rightarrow A} = \exp[A_A(\Theta - A_s^0) + B_A\sigma] \quad (3.4)$$

onde A_A , A_M , B_A e B_M são constantes do material relacionadas com as temperaturas críticas A_s^0 , A_f^0 , M_s^0 e M_f^0 na condição de tensão nula.

As constantes A_A e A_M podem ser expressas em termos das temperaturas críticas como:

$$A_M = -2\ln 10 / (M_s^0 - M_f^0) \quad (3.5)$$

$$A_A = -2\ln 10 / (A_s^0 - A_f^0) \quad (3.6)$$

As constantes B_A e B_M podem ser determinadas substituindo as Eqs. (3.5) e (3.6) nas Eqs. (3.3) e (3.4). Logo:

$$B_A = \frac{A_A}{C_A} \quad (3.7)$$

$$B_M = \frac{A_M}{C_M} \quad (3.8)$$

onde C_A e C_M definem as inclinações das retas no diagrama tensão x temperatura.

3.3 Modelo Constitutivo de *Liang*

O modelo de *Liang* também é unidimensional e assume o módulo de elasticidade E , o coeficiente de expansão térmica γ e o coeficiente de transformação metalúrgica χ constantes. A equação constitutiva proposta é dada por:

$$\sigma - \sigma_0 = E(\varepsilon - \varepsilon_0) + \gamma(\Theta - \Theta_0) + \chi(\xi^M - \xi_0^M) \quad (3.9)$$

Liang assume que a fração martensítica varia de forma co-senoidal. Para a transformação direta, sua expressão é dada por:

$$\xi^{A \rightarrow M} = \frac{1 - \xi_0}{2} \cos \left[a_M \left(\Theta - M_f^0 - \frac{\sigma}{C_M} \right) \right] + \frac{1 - \xi_0}{2} \quad (3.10)$$

onde:

$$C_M(\Theta - M_s^0) < \sigma < C_M(\Theta - M_f^0) \quad (3.11)$$

$$a_M = \frac{\pi}{(M_s^0 - M_f^0)} \quad (3.12)$$

Por sua vez, a transformação reversa é dada por:

$$\xi^{M \rightarrow A} = \frac{\xi_0}{2} \cos \left[a_A \left(\Theta - A_s^0 - \frac{\sigma}{C_A} \right) \right] + \frac{\xi_0}{2} \quad (3.13)$$

onde:

$$C_A(\Theta - A_f^0) < \sigma < C_A(\Theta - A_s^0) \quad (3.14)$$

$$a_A = \frac{\pi}{(A_s^0 - A_f^0)} \quad (3.15)$$

As constantes C_A e C_M são as mesmas do modelo de *Tanaka*.

3.4 Modelo Constitutivo de *Brinson*

Os modelos de *Tanaka* e *Liang* só se aplicam para temperaturas acima de M_s , pois não consideram a presença de martensita maclada (*twinned martensite*). Assim, *Brinson* propõe uma separação das duas formas de martensita como mostrado a seguir:

$$\xi^M = \xi^{TM} + \xi^{DM} \quad (3.16)$$

onde ξ^{TM} e ξ^{DM} denotam as frações de martensita maclada (*twinned martensite*) e martensita demaçada (*detwinned martensite*).

A equação constitutiva do modelo de *Brinson* é dada por:

$$\sigma = E\varepsilon + \alpha\Theta + \chi_{TM}\xi^{TM} + \chi_{DM}\xi^{DM} \quad (3.17)$$

A conveniência para utilização deste modelo se deve ao fato deste último considerar o módulo de elasticidade como uma função das fases austenítica e martensítica nos períodos de transformação. Diferentemente, os modelos de *Tanaka* e *Liang* consideram o módulo de elasticidade constantes durante as transformações. No entanto, não se faz distinção do módulo de elasticidade das formas de martensita (maçada e demaçada), conforme *Leo* (2007).

3.4.1 Efeito da tensão no modelo de *Brinson*

A tensão mecânica aplicada desloca as curvas das temperaturas de transformação, fazendo com que as transformações de fase ocorram em temperaturas mais altas. Isto ocorre independentemente se a tensão é de tração ou compressão. É assumida uma

relação linear entre a tensão aplicada e as temperaturas de transformação, fornecendo as seguintes expressões:

$$M_f^\sigma = M_f^0 + \frac{\sigma}{C_M} \quad (3.18)$$

$$M_s^\sigma = M_s^0 + \frac{\sigma}{C_M} \quad (3.19)$$

$$A_s^\sigma = A_s^0 + \frac{\sigma}{C_A} \quad (3.20)$$

$$A_f^\sigma = A_f^0 + \frac{\sigma}{C_A} \quad (3.21)$$

A Fig. 3.3 representa as Eqs. (3.18) a (3.21) em forma gráfica.

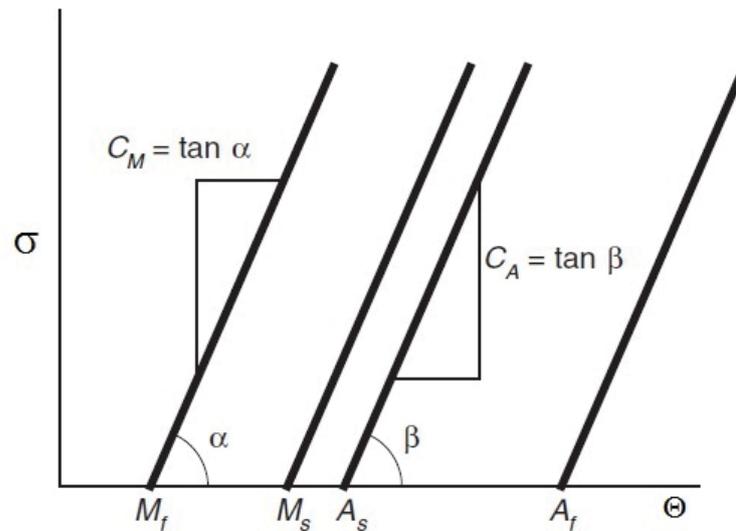


Figura 3.3- Coeficientes de influência da tensão (LEO, 2007).

3.5 Determinação experimental de propriedades

Sabe-se que os materiais com memória de forma apresentam transformação de fase no estado sólido, devido às alterações de temperatura ou tensão mecânica. Essa transformação de fase altera as propriedades mecânicas das ligas SMA, pois cada fase apresenta valores típicos de módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, coeficiente de dilatação, dentre outras propriedades relevantes. Convém destacar que o comportamento

de cada fase é elástico e independente. Entretanto, estas ligas são mais sensíveis às variações de composição química, tratamentos térmicos, históricos de processamento e carregamentos. Uma característica que diferencia estas ligas das demais comumente utilizadas em engenharia é o acoplamento termomecânico. Por isso, faz-se necessária a realização de ensaios adicionais para a caracterização do seu comportamento (LAGOUDAS, 2008). Assim, para caracterizar os materiais com memória de forma, as seguintes propriedades são requeridas:

- Módulo de elasticidade, coeficiente de *Poisson*, coeficiente de dilatação e tensão de escoamento para cada fase. Esse último parâmetro é necessário para saber se ocorrerá deformação plástica no material, o que reduz os efeitos de memória de forma e pseudoelástico (GARCIA, 2015). Ainda, segundo este pesquisador, outra forma de plasticidade que pode ocorrer denomina-se *TRIP*. Esta ocorre mesmo abaixo da tensão de escoamento e seus efeitos são acentuados pela frequência de excitação. Em níveis maiores de deformação, pode ocorrer perda do efeito de memória de forma ou pseudoelástico (MCKELVEY ET AL., 1999);

- Temperaturas críticas de início e fim de mudança de fase. No entanto, estas temperaturas dependem do nível de tensão no material. Uma forma simplificada de considerar o efeito da tensão é assumir uma variação linear. Desse modo, determinam-se essas temperaturas para dois níveis de tensão (sendo um deles o nível de tensão nula). Em seguida, estas temperaturas são representadas num diagrama tensão x temperatura para visualizar graficamente as transformações de fase;

- Outra propriedade necessária é a fração martensítica. Este é um parâmetro que quantifica a fração volumétrica da fase martensítica no volume do material com memória de forma.

3.5.1 Consideração sobre efeitos metalúrgicos

Lagoudas (2008) afirma que podem existir até 24 formas ou variantes de martensita numa liga Níquel-Titânio (*NiTi*), possibilitando diferentes orientações. Isto torna a abordagem microscópica muito complexa. Por isso, adota-se a abordagem macroscópica por meio da deformação associada à transformação de fase e define-se um parâmetro *H* para estimá-la. Esta abordagem (macroscópica) é muito utilizada nas aplicações destas ligas em engenharia, pois é mais prática.

Outros fatores metalúrgicos como composição, tratamentos térmicos, material estabilizado ou não-estabilizado (não treinado), estado de tensão (tensão atuante de tração, compressão ou cisalhamento), ciclo de carregamento térmico ou mecânico devem ser

considerados e deve haver uma correspondência entre o corpo de prova de SMA e o elemento mecânico de SMA para a aplicação desejada.

3.5.2 Etapas para caracterização de materiais SMA

Após vários anos de pesquisa (LAGOUDAS, 2008), verificou-se que apenas 4 ensaios são necessários para a caracterização de materiais com memória de forma, a saber:

1. Determinação das temperaturas críticas de transformação de fase com tensão nula;
2. Carregamento/descarregamento monotônico (quasi-estático) com temperatura abaixo de M_f . Carregamento/descarregamento monotônico (quasi-estático) com temperatura acima de A_f ;
3. Determinação das temperaturas críticas de transformação de fase com tensão não nula;
4. Verificação dos efeitos de ciclagem (treinamento).

A determinação das temperaturas críticas de transformação de fase com tensão nula é a etapa base, pois indica as temperaturas a serem utilizadas nos ensaios mecânicos das etapas posteriores. Essas temperaturas são obtidas do gráfico fornecido pelo equipamento DSC (*Differential Scanning Calorimetry*). Este equipamento avalia o fluxo de calor necessário para manter a temperatura da amostra de material (SMA para o caso em estudo) constante em cada valor de temperatura numa dada faixa. O gráfico do fluxo de calor é traçado para a faixa de temperatura desejada. Nas regiões de pico e de vale são traçadas retas tangentes. As interseções destas retas com uma reta horizontal determinam as temperaturas de transformação conforme mostra a Fig. 3.4.

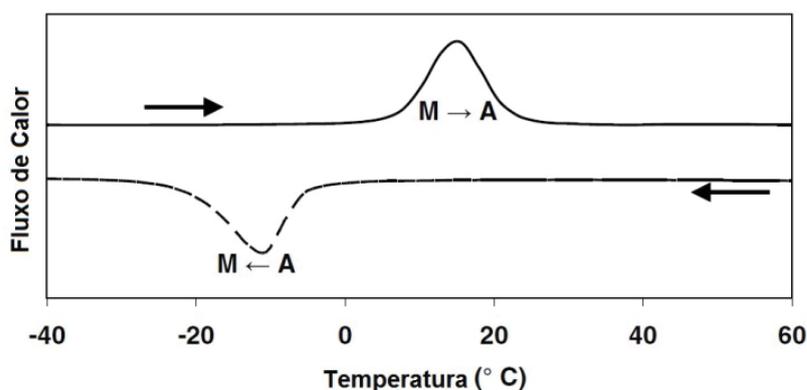


Fig. 3.4-Gráfico temperatura x fluxo de calor fornecido pelo DSC (adaptado de LAGOUDAS, 2008).

Convém destacar que em algumas ligas $NiTi$, principalmente as ricas em níquel, o pico da transformação $A \rightarrow M$ pode ser confundido com o pico da transformação $A \rightarrow R$, uma vez que o excesso de níquel favorece o aparecimento da fase R (romboédrica).

A segunda etapa determina o comportamento do corpo de prova simulando a transformação direta. Antes do carregamento, o corpo de prova é aquecido a uma temperatura acima de A_f e, em seguida, resfriado abaixo de M_f com o objetivo de eliminar algum resíduo de martensita maclada, que pode ser resultado de alguma deformação prévia. Posteriormente, o corpo de prova é carregado monotonicamente até a transformação completa de martensita demaclada em martensita maclada. O nível de tensão máximo não é conhecido *a priori*, sendo determinado durante o ensaio a fim de que ocorra transformação direta completa.

O comportamento pseudoelástico também é obtido experimentalmente carregando o corpo de prova por força axial e mantendo a temperatura acima da A_f^σ , conforme norma *ASTM F2516 (Standard Test Method for Tension Testing of Nickel-Titanium Superelastic Materials)*. A temperatura deve ser suficientemente alta (maior que A_f^σ) para evitar a transformação de martensita. Outro ponto a ser observado é o conhecimento dos limites de escoamento e de ruptura. Estes devem ser determinados previamente, uma vez que níveis elevados de tensão não devem ser permitidos, já que reduzem o efeito pseudoelástico.

A determinação das temperaturas críticas sob efeito da tensão é importante na utilização do material *SMA* como atuador. O experimento permite prever o efeito de memória de forma do corpo sob carga. O corpo de prova é submetido a um ciclo térmico numa dada tensão mecânica. Parte-se de uma temperatura inicial igual a A_f^σ , sendo essa reduzida até que a transformação direta seja completada. Em seguida, a temperatura é aumentada para A_f^* a fim de que ocorra transformação reversa e o material retorne à condição austenítica.

O treinamento visa condicionar o corpo de prova de *SMA* a uma dada condição de operação. No entanto, este ensaio altera as propriedades obtidas (temperaturas críticas de transformação de fase), sendo necessária a execução das etapas após certo número de ciclos. Vale destacar que este teste pode ocorrer em tensões constantes, a temperatura constante ou alguma combinação destes parâmetros (consistente com a aplicação de interesse). A forma como o material será treinado determinará suas propriedades finais.

O efeito da ciclagem é diminuir os picos de fluxo de calor. Assim, as temperaturas obtidas na primeira etapa são modificadas e devem ser obtidas por outro método. Uma forma de obtê-la é através de retas tangentes ao trecho de transformação no gráfico deformação x temperatura para um nível de tensão mecânica ligeiramente maior que zero. Temperaturas críticas de transformação de fase para outros níveis de tensão podem ser obtidas de modo similar.

Devido à ocorrência de discordâncias durante a fase de treinamento, a deformação máxima obtida por transformação de fase para cada nível de tensão é reduzida. Essa deformação pode ser estimada pela Eq. (3.22).

$$H^{cur}(\sigma_i) = \Delta\varepsilon + \gamma^A (\Theta - \Theta_0) + \sigma_i \frac{E_M - E_A}{E_M E_A} \quad (3.22)$$

onde:

H é a deformação máxima obtida por transformação de fase;

γ é o coeficiente de expansão térmica;

σ_i é o valor de tensão trativa no ciclo de carregamento i ;

A sobrescrito e subscrito referem-se à fase Austenita;

M subscrito refere-se à fase Martensita;

cur sobrescrito refere-se ao ciclo de carregamento atual;

$\Delta\varepsilon = \varepsilon^M - \varepsilon^A$ é a variação de deformação obtida por transformação de fase;

Θ é a temperatura do componente de SMA;

Θ_0 é a temperatura inicial do componente de SMA;

E é o módulo de elasticidade.

A Eq. (3.22) é importante para estimar a recuperação do comprimento inicial do corpo de prova possível de ser obtida.

Conhecidas as temperaturas críticas de transformação de fase para cada nível de tensão, pode-se fazer uma regressão linear para obtenção das superfícies de transformação (retas do diagrama tensão x temperatura). Convém notar que, geralmente, para o material treinado ocorre um maior espaçamento das superfícies.

3.5.3 Efeito das taxas de carregamento e de transferência de calor

A fim de garantir a condição quasi-estática de carregamento e a manutenção da condição isotérmica, recomenda-se que as taxas de carregamento estejam na faixa de 0,01 a 0,05 mm/mm/s.

Não existem valores recomendados para a taxa de transferência de calor, visto que depende muito de cada montagem experimental específica. Estas taxas são mais difíceis de serem controladas.

3.5.4 Variações estocásticas

É digna de nota que, mesmo sendo respeitadas as condições citadas anteriormente, ocorrerá certa variabilidade entre amostras na caracterização do material SMA e, por isso, a norma *ASTM F2004 (Standard Test Method for Transformation Temperature of Nickel-Titanium Alloys by Thermal Analysis)* estabelece os padrões para determinação das temperaturas de transformação em calorímetro (*DSC*), a fim de minimizar estas variações estocásticas.

Este capítulo teve como objetivo apresentar os modelos constitutivos unidimensionais mais simples disponíveis na literatura e justificar a escolha do modelo empregado neste trabalho (Modelo de Brinson) que considera a variação do módulo de elasticidade (mais realístico). Além disso, foram descritos os ensaios termomecânicos para a caracterização das ligas de memória de forma. Por fim, resultados das caracterizações termomecânicas e análises químicas são mostrados nos anexos II e III.

CAPÍTULO IV

PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA DE TESTES E SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Este capítulo trata de simulações numéricas da bancada de rotor com fios de memória de forma. Entretanto, antes de apresentar os resultados das simulações faz-se necessário caracterizar o fio de memória de forma e também obter as propriedades de rigidez e amortecimento da bancada. O conhecimento das propriedades do fio de memória de forma e da bancada fornecem dados de entrada necessários para as simulações numéricas. Uma breve descrição da bancada também é apresentada, sendo os dados provenientes desta bancada indispensáveis para promover as simulações do comportamento dinâmico do sistema em estudo.

4.1 Caracterização do fio de memória de forma

Conforme comentado anteriormente, a caracterização do fio de memória de forma requer equipamentos especiais (*DSC – Differential Scanning Calorimetry*) para a determinação das temperaturas de transformação de fase. Os ensaios foram executados no Laboratório Multidisciplinar e Estruturas Ativas da Universidade Federal de Campina Grande. Conforme descrito no Capítulo 3, os ensaios consistem na determinação das temperaturas de transformação de fase por meio de um calorímetro, além da determinação dos módulos de elasticidade das fases austenítica e martensítica e dos coeficientes de influência da tensão através do tracionamento do fio no interior de uma câmara térmica, com temperatura e taxa de deformação controladas. As Figs. 4.1 e 4.2 ilustram os ensaios no calorímetro e na câmara térmica da máquina de tração, respectivamente.

Fio de 0,3 mm de diâmetro

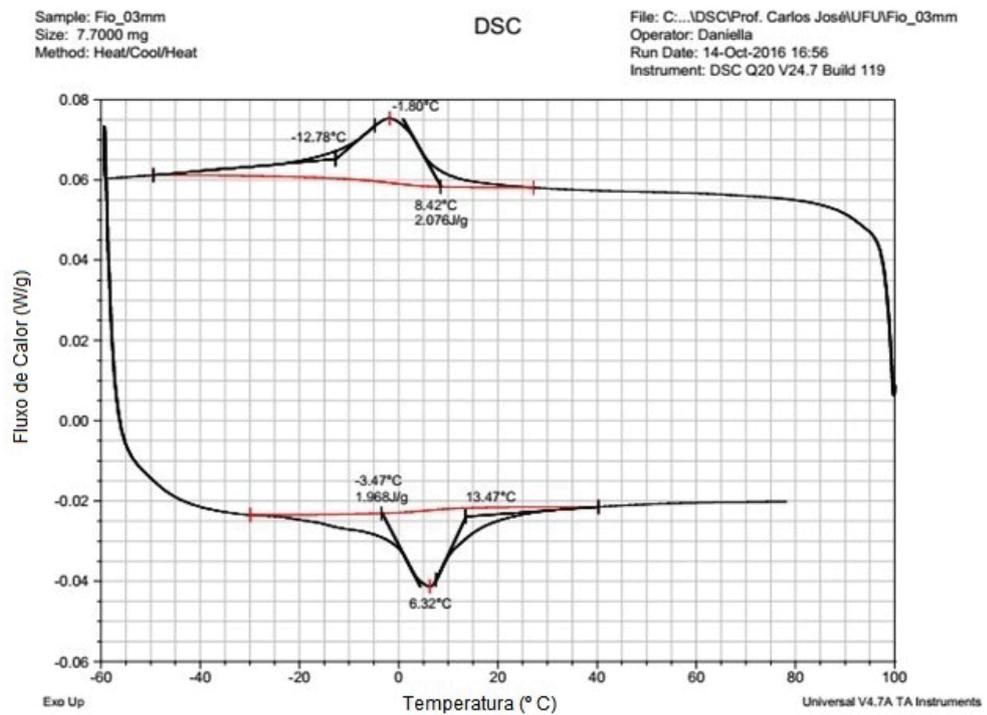


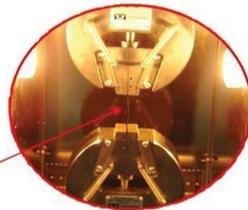
Figura 4.1 - Determinação das temperaturas de transformação de fase (adaptado de: ARAÚJO, 2017).

Fio de 0,3 mm de diâmetro

- Ensaios de Tração



Máquina utilizada - Instron modelo 5582



Estabilização do fio:

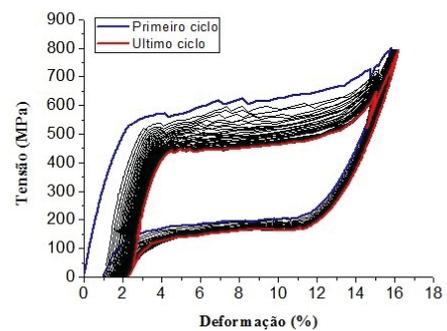


Figura 4.2 - Ensaio de tração à temperatura constante.

As propriedades da liga de memória de forma obtidas deste ensaio de caracterização estão resumidas na Tab.4.1. Outras propriedades da caracterização do fio estão listadas no Anexo II denominado Caracterização termomecânica de fios superelásticos de *NiTi*.

Tabela 4.1 - Dimensões e Propriedades do fio de *NiTi*.

Simbologia	Descrição	Valor
d_{fio}	Diâmetro do fio de <i>NiTi</i>	0,30mm
l_{fio}	Comprimento do fio de <i>NiTi</i>	25,0mm
M_s	Temp. inicial form. Martensita	-3,47°C
M_f	Temp. final form. Martensita	13,47°C
A_s	Temp. inicial form. Austenita	-12,78°C
A_f	Temp. final form. Austenita	8,42°C
E_A	Módulo de Elast. Austenita	32,47 Gpa
E_M	Módulo de Elast. Martensita	18,00 Gpa
C_A	Coef. Influência Transf. Austenítica	6,67 MPa/°C
C_M	Coef. Influência Transf. Martensítica	6,17 MPa/°C

4.2 Descrição da bancada de rotor com fios de memória de forma

A bancada de rotor com fio de memória de forma consiste de um eixo, dois discos, mancal fixo, mancal suspenso (por molas helicoidais centralizadoras e fios de memória de forma), motor elétrico, suporte para motor elétrico e proximetros, trilho, cantoneiras e mesa inercial. As Figs 4.3 e 4.4 mostram desenhos de projeto da bancada de rotor com fios de memória de forma.

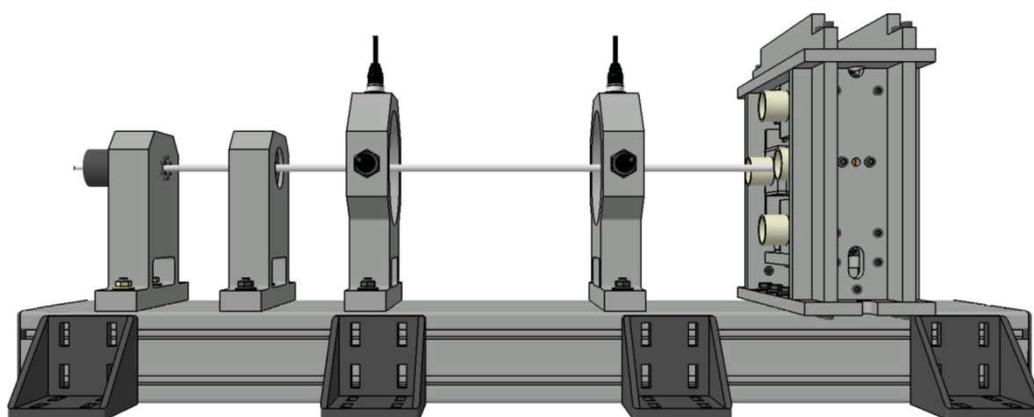


Figura 4.3 - Bancada de rotor com fios de memória de forma – projeto conceitual.

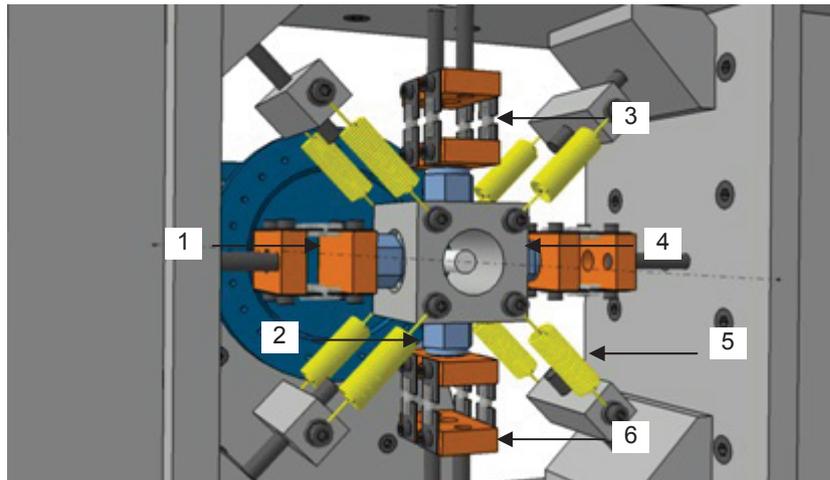


Figura 4.4 - Detalhe do mancal suspenso.

Na figura 4.4, os principais componentes são:

1. Tensionador fixo;
2. Célula de carga móvel;
3. Fio SMA;
4. Mancal suspenso;
5. Mola centralizadora;
6. Tensionador móvel.

Após fabricação e montagem, a bancada de rotor com fios de memória é mostrada na Fig. 4.5.

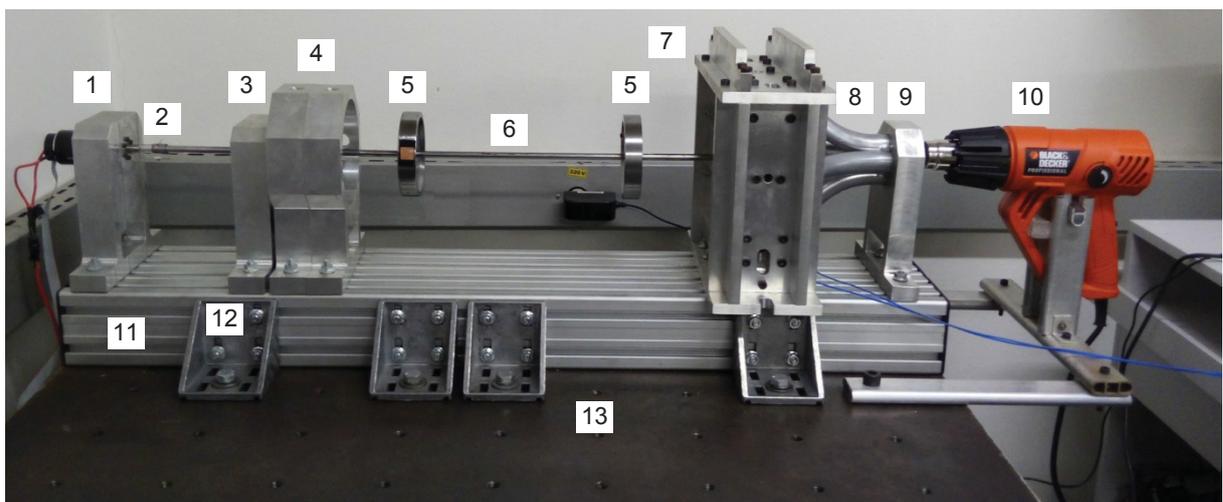


Figura 4.5 - Bancada de rotor com fios de memória de forma.

Seus principais componentes são:

1. Motor elétrico de 150Watts e sua base (alumínio comercial);
2. Acoplamento de borracha;
3. Mancal fixo (fabricado em alumínio comercial);
4. Suporte de proximetro fabricado em alumínio comercial (2 unidades);
5. Motor elétrico de 150Watts e sua base (alumínio comercial);
6. Acoplamento de borracha;
7. Mancal fixo (fabricado em alumínio comercial);
8. Suporte de proximetro fabricado em alumínio comercial (2 unidades);
9. Discos de aço 1045 com diâmetro 100,0 mm e massa de 0,753 kg (2 unidades);
10. Eixo de aço 1045 retificado com diâmetro 8,0 mm e 750,0 mm de comprimento;
11. Estrutura do mancal suspenso (alumínio comercial) e componentes, incluindo 02 células de carga dinâmica *PCB 208C02*;
12. Tubo distribuidor de fluxo de calor (aço 1020);
13. Base do tubo distribuidor de fluxo de calor (alumínio comercial);
14. Soprador térmico 1800Watts e sua base (alumínio comercial);
15. Trilho;
16. Cantoneiras de fixação;
17. Mesa inercial;
18. Controlador *PID* (não mostrado na figura 4.5. Vide figura 5.3).

Os componentes são montados sobre um trilho que permite o correto posicionamento dos mesmos. Finalmente, este é fixado a uma mesa inercial para evitar a influência de vibrações no comportamento dinâmico do rotor.

A Fig. 4.6 mostra o tubo distribuidor de fluxo de calor e o soprador térmico utilizado como fonte de calor para a transformação reversa dos fios de liga *NiTi*.

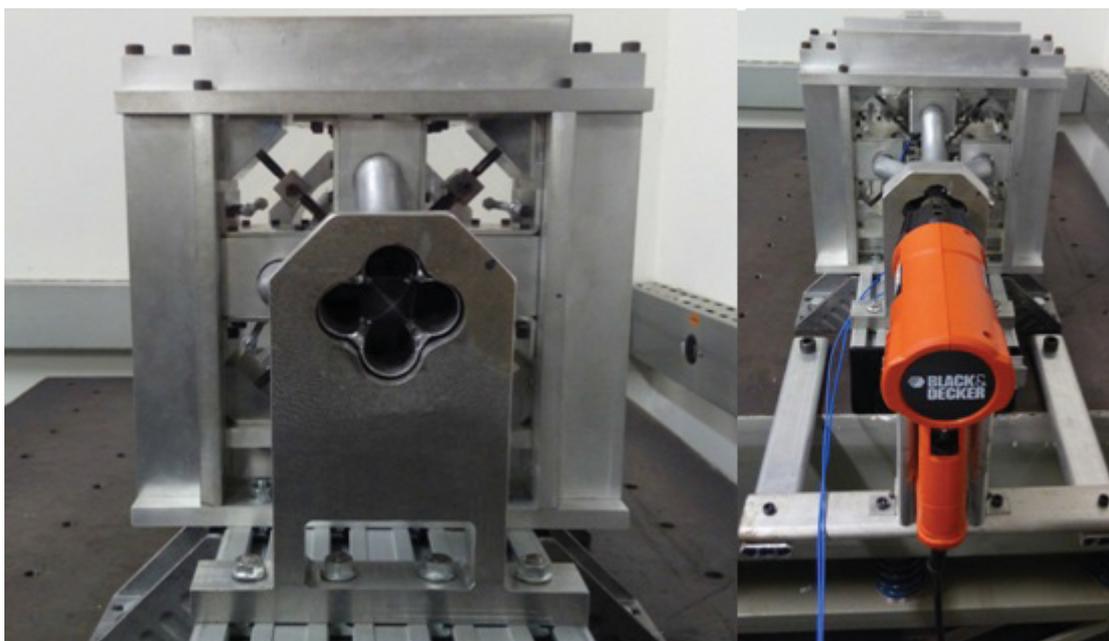


Figura 4.6 - Tubo distribuidor de fluxo de calor, suporte e soprador.

4.2.1 Forma de aquecimento

Segundo a literatura técnica, a forma de aquecimento mais utilizada nas ligas SMA é o aquecimento por efeito Joule. Alguns exemplos de trabalhos utilizando esta forma de aquecimento são: Huang (1998) na abertura de painel solar para o lançamento de satélites em estações aeroespaciais, Tadesse et al (2009) em estudos de biomecânica e veículos submarinos não tripulados e Reynaerts (1998) no projeto de um manipulador robótico. A característica que justifica esta forma de aquecimento é o menor tempo de resposta que pode ser obtido com o aumento da corrente elétrica. Entretanto, Velazquez (2012) alerta para o risco de superaquecimento da liga de memória de forma, o que pode alterar o tamanho de grão e reduzir a resistência mecânica. Em caso de muitas solicitações térmicas pode ocorrer fadiga térmica. Por isso, este pesquisador desenvolveu um modelo analítico e estudou 4 controladores para limitar o valor da corrente elétrica durante o aquecimento.

No caso do presente trabalho, devido ao grande número de fios de memória de forma (16 fios na ancoragem do mancal suspenso), o circuito elétrico para aquecimento e controle de corrente se tornaria muito complexo. Por isso, foi utilizado o aquecimento por convecção (mostrado na figura 4.6) que permite uma construção mais simples do sistema de aquecimento, embora o tempo de resposta seja maior (mais lento).

4.2.2 Dispositivo de pré-tensão

Detalhes construtivos do mancal suspenso são mostrados nas Figs. 4.7 e 4.8. Pode-se observar que cada par tensionador fixo/tensionador móvel está conectado através de quatro

fios de memória de forma. Estes últimos são fixados aos tensionadores por meio de parafusos allen M3X10. Outra observação destas figuras é a simetria apresentada em relação a ambos os planos horizontal e vertical.

Quando o parafuso de regulagem M6X50 da pré-tensão é girado no sentido horário (visto de frente), este desloca-se no sentido de aproximar-se do mancal. Por sua vez, o tensionador móvel desloca-se em sentido contrário afastando-se do mancal. Como a rosca do parafuso de regulagem da pré-tensão possui passo de 1mm, cada volta do mesmo no sentido horário produz um avanço de igual valor. O tensionador móvel também desloca-se igualmente deste valor, mas em sentido oposto. Desse modo, obtém-se o tracionamento dos fios de memória de forma.

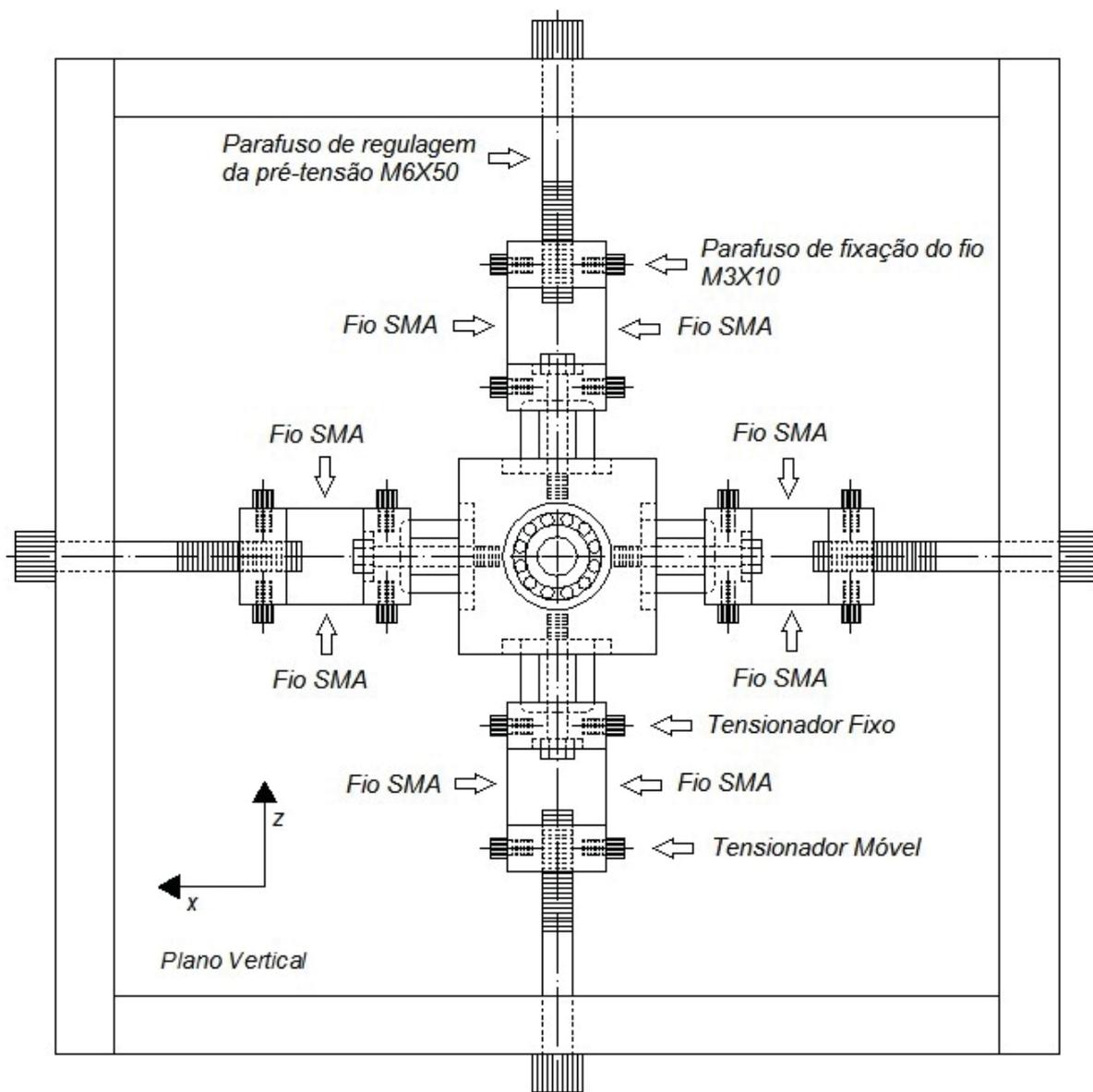


Figura 4.7 - Detalhes construtivos do mancal suspenso no plano vertical

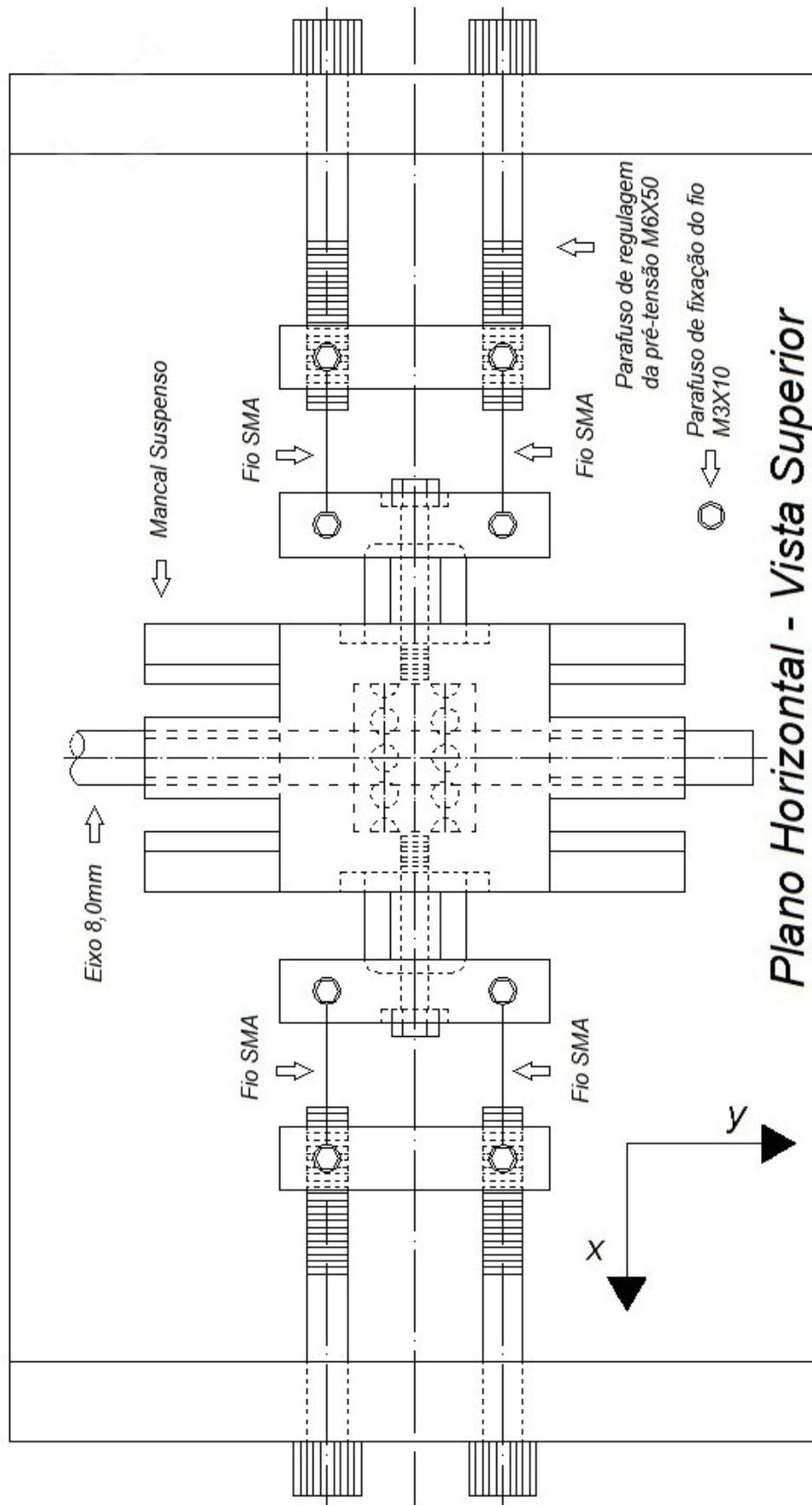


Figura 4.8 - Detalhes construtivos do mancal suspenso no plano horizontal

4.2.3 Célula de carga dinâmica

A figura 4.9 mostra uma foto da célula de carga dinâmica instalada no rebaixo entre a face superior do mancal suspenso e o tensionador fixo, presa por um parafuso *stinger holder* curto. Esta célula mede as forças dinâmicas verticais. Outra célula de carga foi instalada no rebaixo entre a face direita e o respectivo tensionador fixo, presa por outro parafuso semelhante ao anterior. Esta segunda célula de carga mede as forças dinâmicas horizontais. Ambas as células de carga são do modelo *PCB 208C02*.



Figura 4.9 - Célula de carga dinâmica modelo *PCB 208C02*

Nas faces esquerda e inferior do mancal suspenso são instalados cilindros (células falsas) entre estas faces e os respectivos tensionadores fixos, presos por parafusos *stinger holder* longos.

4.3 Identificação de propriedades do sistema mecânico

Enquanto a massa pode ser facilmente obtida por meio de uma balança, as outras propriedades necessárias (rigidez e amortecimento) requerem a execução de experimentos para serem determinadas. Vale ressaltar que a identificação destas propriedades é executada com os fios de liga de memória de forma montados no mancal suspenso. O experimento consiste na perturbação do sistema por um martelo de impacto. Este é aplicado no disco a 180° do ponto de fixação do acelerômetro. As Figs. 4.10 e 4.11 mostram esquemas de excitação da bancada nos planos horizontal e vertical, respectivamente.

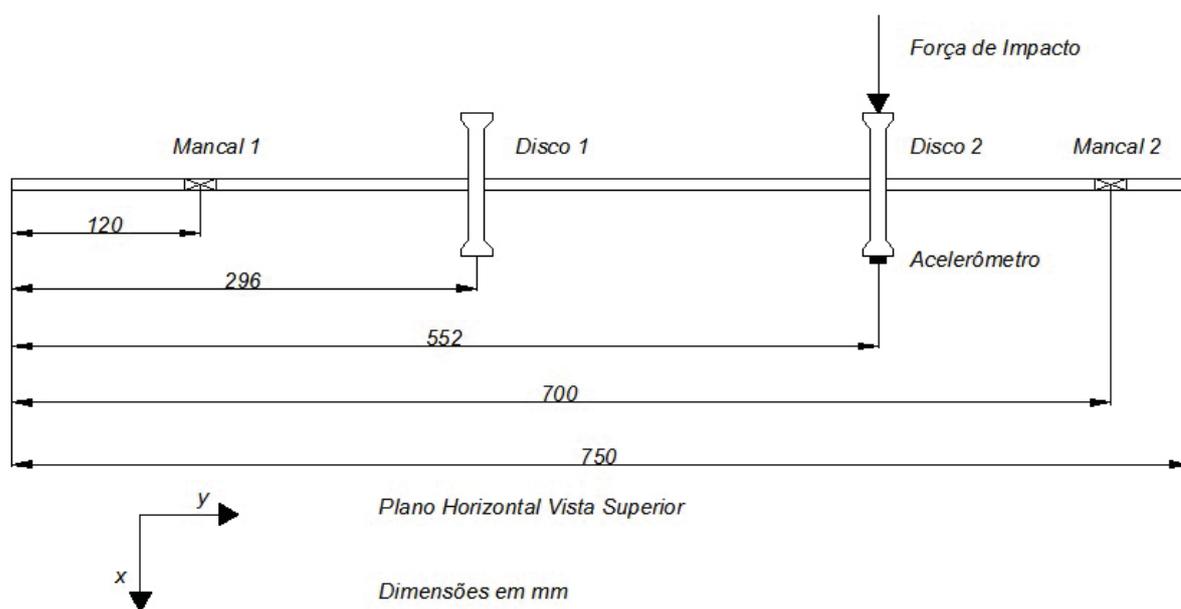


Figura 4.10 - Exemplo de excitação da bancada por martelo de impacto no plano horizontal.

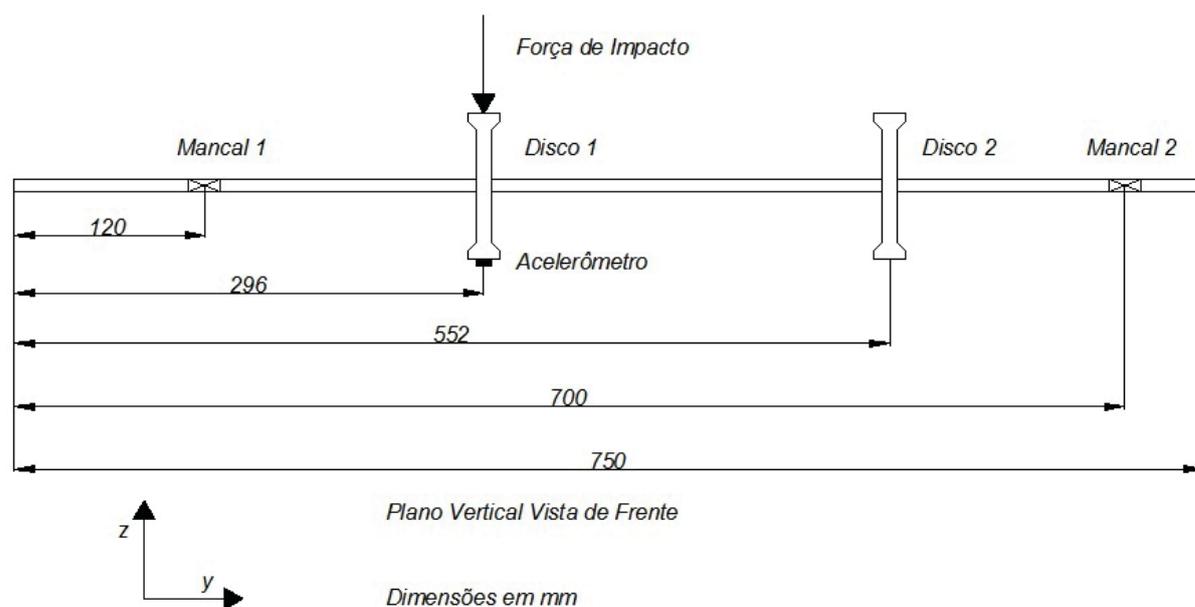


Figura 4.11 - Exemplo de excitação da bancada por martelo de impacto no plano vertical.

Cada disco é excitado nos planos horizontal e vertical e os sinais de aceleração são medidos e gravados por acelerômetros conectados ao analisador de sinais. A Tab. 4.2 mostra as 4 possíveis combinações para a excitação no plano horizontal.

Tabela 4.2 - Casos de excitação no plano horizontal.

Posição	Acelerômetro 1	Acelerômetro 2
Disco 1	EHD1-SHD1	EHD1-SHD2
Disco 2	EHD2-SHD1	EHD2-SHD2

A abreviação EHD1-SHD1 significa: Excitação Horizontal no Disco 1 - Sinal Horizontal no Disco 1. As demais abreviações seguem o mesmo princípio. A Tab. 4.3 mostra as 4 possíveis combinações para a excitação no plano vertical.

Tabela 4.3 - Casos de excitação no plano vertical.

Posição	Acelerômetro 1	Acelerômetro 2
Disco 1	EVD1-SVD1	EVD1-SVD2
Disco 2	EVD2-SVD1	EVD2-SVD2

Como exemplo, a abreviação EVD2-SVD2 significa: Excitação Vertical no Disco 2 - Sinal Vertical no Disco 2. As demais abreviações seguem o mesmo princípio.

Após a excitação, os sinais medidos pelos acelerômetros e martelo de impacto são captados pelo analisador e gravados. Funções de resposta em frequência (*FRFs*) experimentais foram assim determinadas. As *FRFs* medidas foram transformadas de aceleração para deslocamento (em concordância com o modelo matemático construído) através da seguinte relação:

$$FRF_{desl} = \frac{FRF_{acel}}{4\pi^2 f^2} \quad (4.1)$$

Os equipamentos utilizados na aquisição dos sinais estão listados abaixo:

- Martelo de impacto (*PCB Piezotronics PCB 086C01*);
- Acelerômetros (*PCB Piezotronics PCB352C22*);
- Analisador de sinais (*Agilent 35670A*);

Posteriormente, os sinais experimentais foram utilizados na determinação da rigidez e do amortecimento dos mancais e rigidez rotacional do acoplamento, através de um código de otimização, escrito em *Matlab*[®], que estima *FRFs* numéricas a partir de *FRFs*

experimentais. O programa se baseia no algoritmo da Evolução Diferencial (*D.E.*). Neste caso, foram utilizados 40 indivíduos na população para chegar ao ajuste das *FRFs*.

As variáveis de projeto do problema de otimização considerado são as seguintes:

- *variável (1)* é a rigidez do mancal fixo na direção horizontal;
- *variável (2)* é a rigidez do mancal fixo na direção vertical;
- *variável (3)* é a rigidez do mancal suspenso nas direções horizontal e vertical;
- *variável (4)* é o fator de amortecimento do primeiro modo na direção horizontal;
- *variável (5)* é o fator de amortecimento do primeiro modo na direção vertical;
- *variável (6)* é o fator de amortecimento do segundo modo na direção horizontal;
- *variável (7)* é o fator de amortecimento do segundo modo na direção vertical;
- *variável (8)* é a rigidez rotacional do acoplamento.

O espaço de projeto é o espaço no qual é feita a busca pelo ponto ótimo. Para o caso em questão, este foi estimado por experiência prévia. Posteriormente, suas faixas foram reduzidas até a determinação do vetor abaixo:

- *variável (1)*: 1×10^5 N/m até 1×10^7 N/m;
- *variável (2)*: 1×10^5 N/m até 1×10^7 N/m;
- *variável (3)*: 1×10^5 N/m até 1×10^7 N/m;
- *variável (4)*: 0 até 0,08;
- *variável (5)*: 0 até 0,08;
- *variável (6)*: 0 até 0,08;
- *variável (7)*: 0 até 0,08;
- *variável (8)*: 0 até 1×10^3 N/rad.

O conjunto dos melhores valores obtido para a função objetivo foi:

- *variável (1)* = $2,471 \times 10^5$ N/m;
- *variável (2)* = $5,664 \times 10^5$ N/m;
- *variável (3)* = $4,1341 \times 10^5$ N/m;
- *variável (4)* = 0,0759;
- *variável (5)* = 0,0726;

- *variável (6)* = 0,0222;
- *variável (7)* = 0,0224;
- *variável (8)* = 133,3571N/rad.

As Figs. 4.12 a 4.19 mostram o ajuste das *FRFs* numéricas (cor vermelha) em relação as *FRFs* experimentais (cor azul). É possível observar a boa concordância em cada uma destas figuras. Observa-se também que a primeira e segunda frequências naturais são 18 e 50Hz, respectivamente.

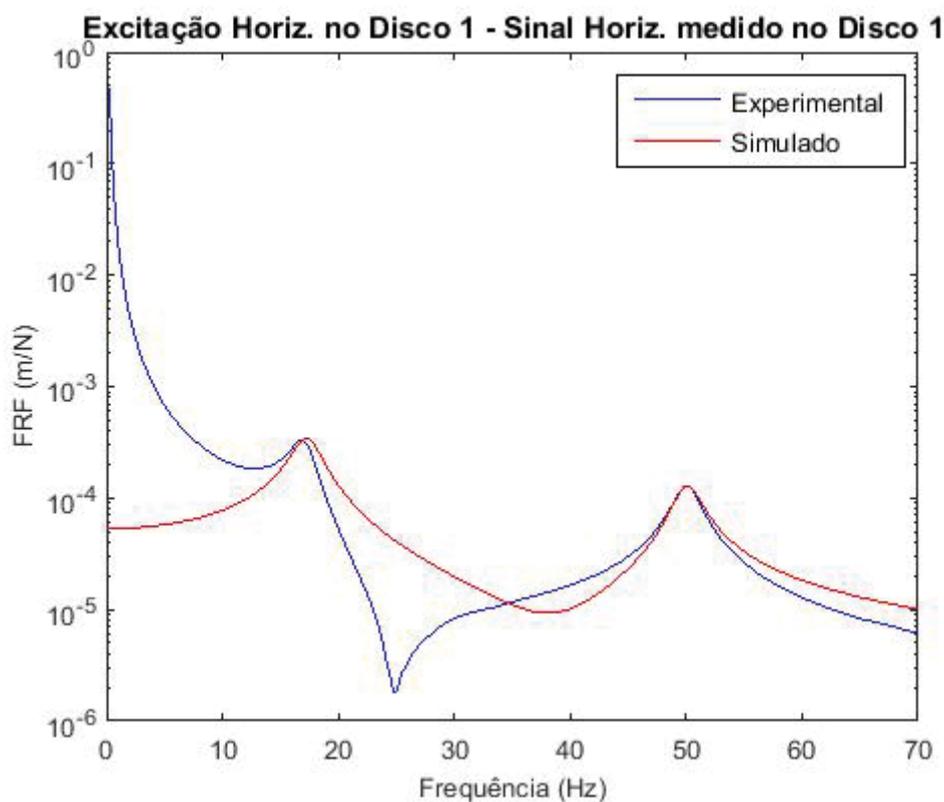


Figura 4.12 - *FRF* Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 1.

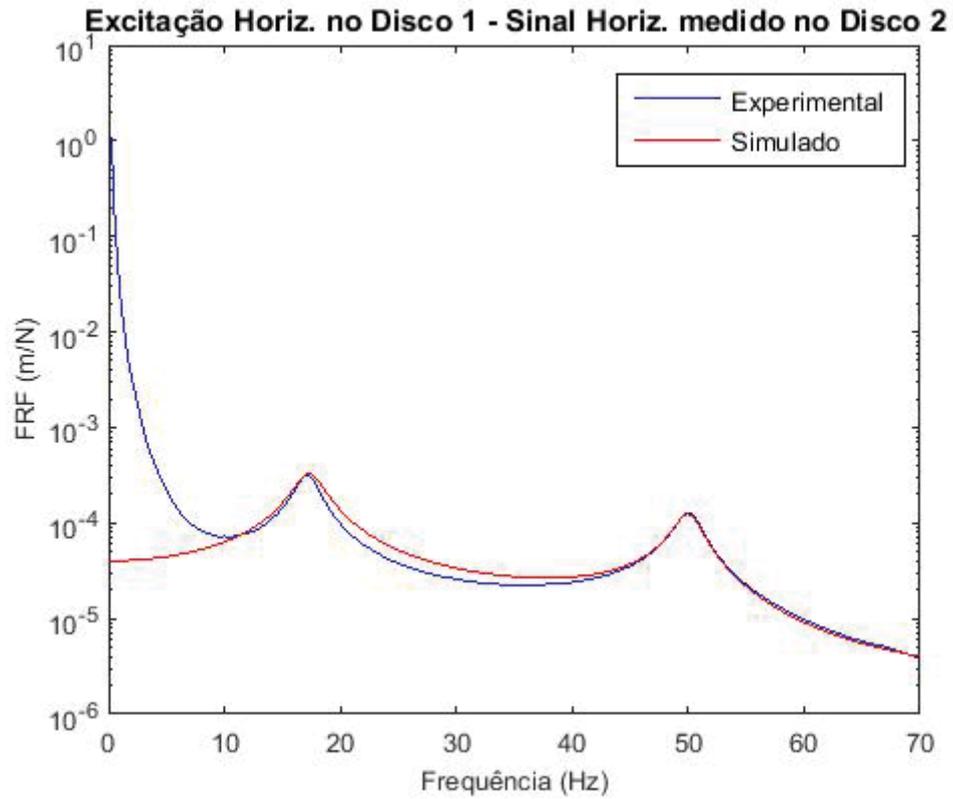


Figura 4.13 - *FRF* Excitação horizontal disco 1, sinal horizontal disco 2

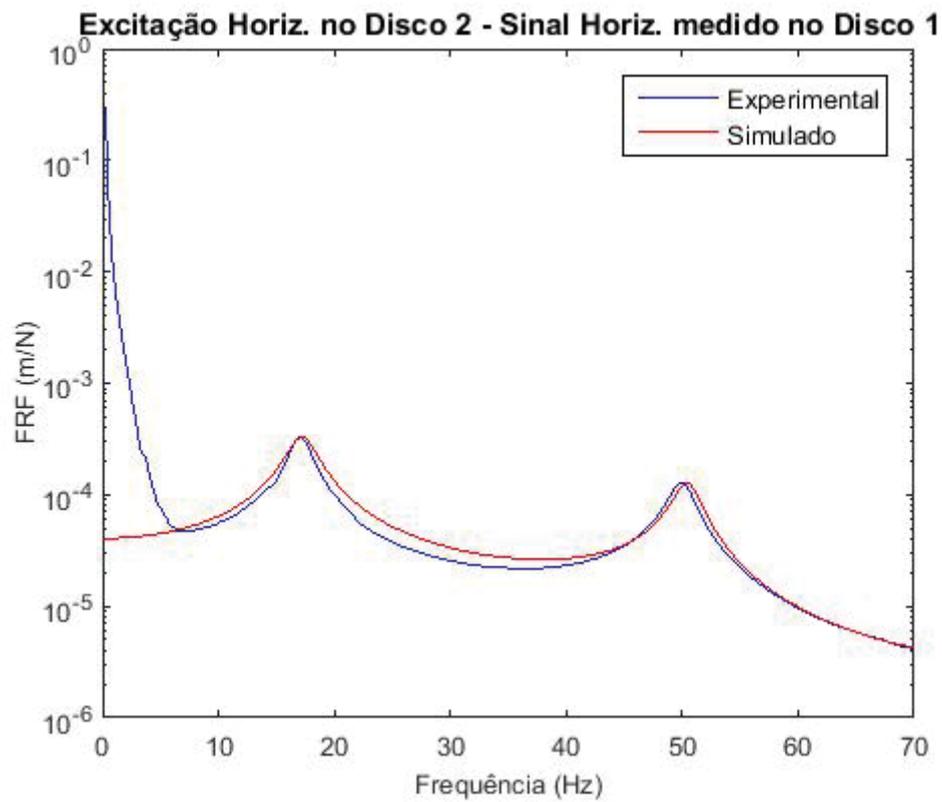


Figura 4.14 - *FRF* Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 1.

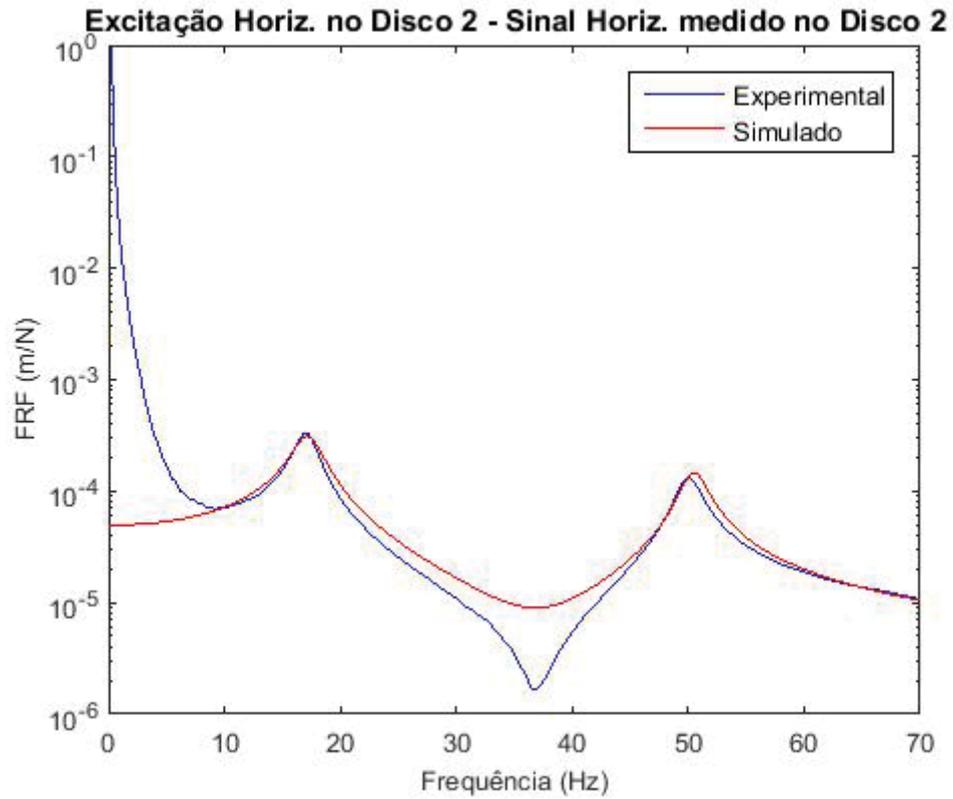


Figura 4.15 - *FRF* Excitação horizontal disco 2, sinal horizontal disco 2.

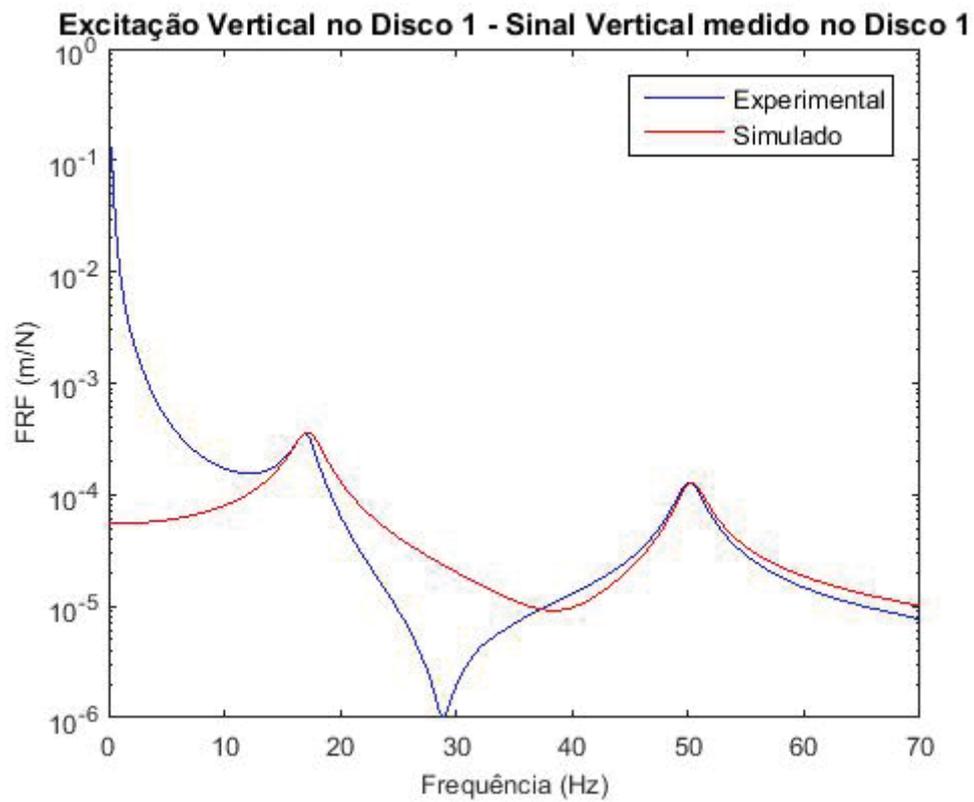


Figura 4.16 - *FRF* Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 1.

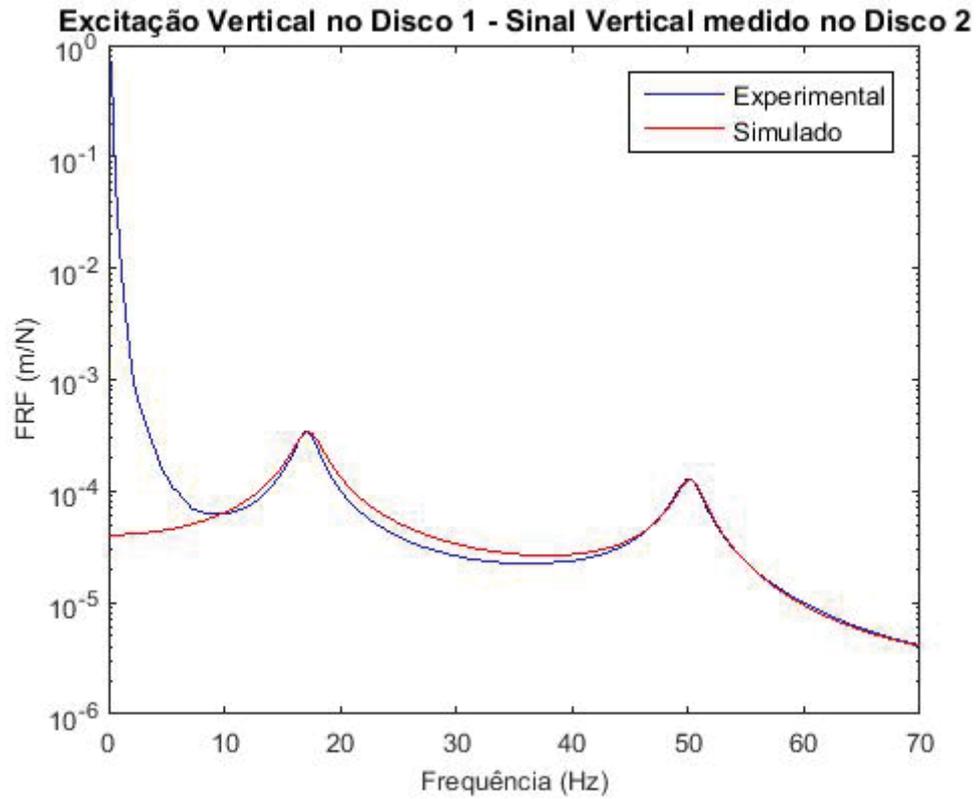


Figura 4.17 - *FRF* Excitação vertical disco 1, sinal vertical disco 2.

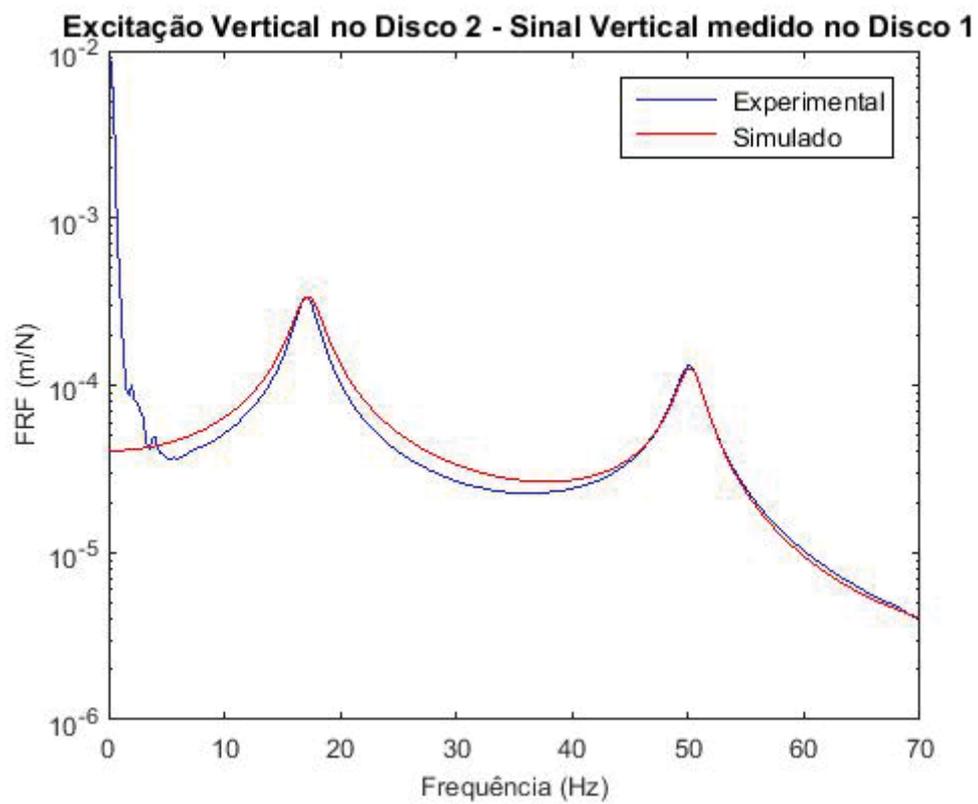


Figura 4.18 - *FRF* Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 1.

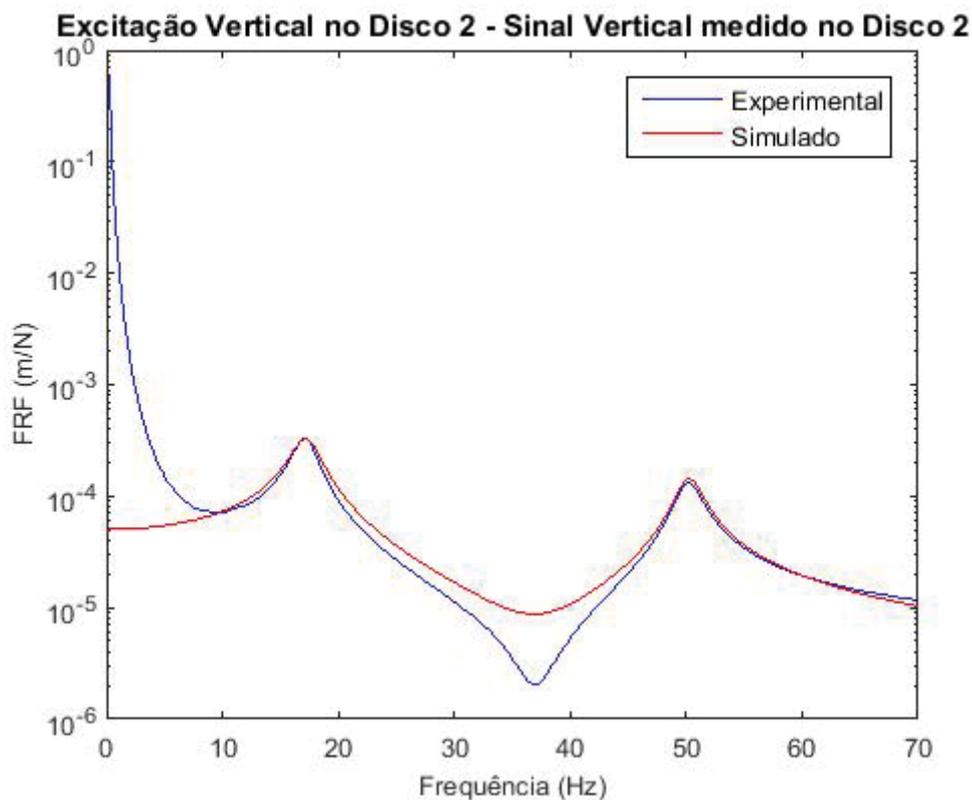


Figura 4.19 - *FRF* Excitação vertical disco 2, sinal vertical disco 2.

4.4 Simulações numéricas

As simulações numéricas têm por objetivo prever o comportamento dinâmico do rotor controlado por fios de material de memória de forma em um de seus mancais.

4.4.1 Programa de elementos finitos

O programa de elementos finitos (desenvolvido em *Matlab*[®]) utilizado nas simulações numéricas considera o rotor como sendo um eixo representado por elementos de viga baseados na Teoria de *Timoshenko* (1983). O eixo carrega dois discos (assumidos como sendo corpos rígidos) e está suportado por dois mancais de rolamento (um fixo e outro suspenso por fios de memória de forma). Esse programa resolve um problema de autovalor/autovetor e transforma as coordenadas para a base modal. Em seguida, a equação de movimento na base modal é resolvida para cada instante de tempo utilizando o esquema de integração de *Newmark* (incondicionalmente estável), conforme *Bathe* (1976). Como forças externas, têm-se o desbalanceamento residual (excitação harmônica) e a força do fio de memória de forma, o qual está fixado ao mancal suspenso. Convém destacar ainda que o efeito giroscópico é considerado na programação.

O fluxograma do programa de elementos finitos é mostrado na figura 4.20.

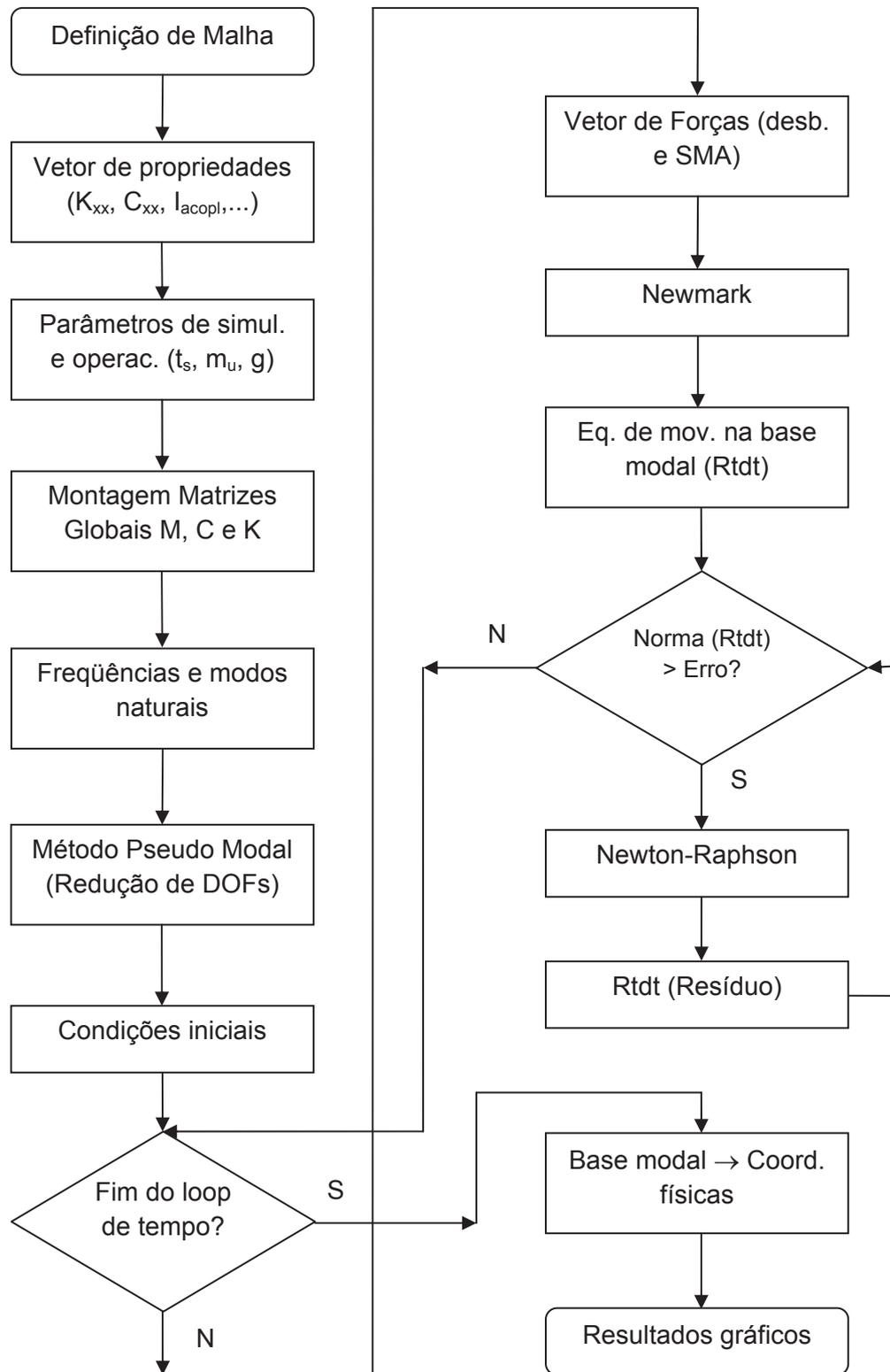


Figura 4.20 - Fluxograma do programa de elementos finitos

A tabela 4.4 mostra as dimensões do eixo, o número de elementos utilizados na malha de elementos finitos e a razão (L_{elem}/D) de referências e os parâmetros utilizado neste trabalho.

Tabela 4.4 - Parâmetros para a malha de elementos finitos do rotor

Ref.	Comp. Eixo (mm)	Diâm. Eixo (mm)	Nº Elementos	(L_{elem}/D)
Brito (2009)	800	16	16	3,13
Alves (2015)	600	6	18	5,55
Neste trabalho	750	8	31	3,02

A Fig. 4.21 mostra um desenho esquemático da malha de elementos finitos do rotor. Foram utilizados 31 elementos de viga formulados pela Teoria de *Timoshenko* na discretização do eixo.

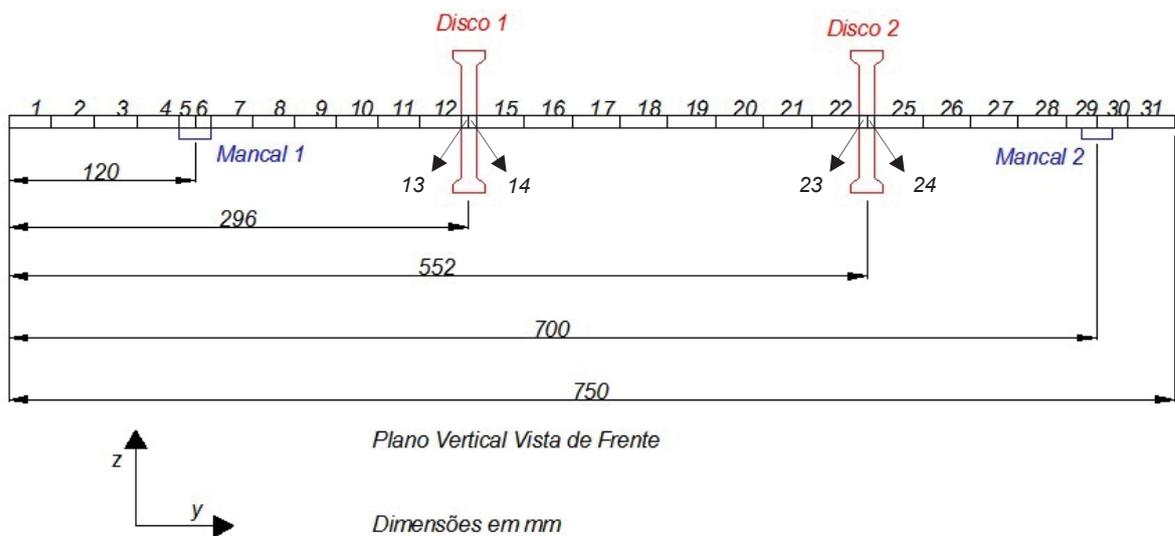


Figura 4.21 - Malha de elementos finitos do rotor.

Em relação à força do fio, esta é composta de duas parcelas, a saber: a estática, associada à pré-tensão e outra parcela, dinâmica, produzida pelo desbalanceamento residual. A parcela estática é obtida por parafusos de regulagem que, neste caso, induzem deformação próxima do valor de início da transformação de fase. Por sua vez, a parcela dinâmica solicita o fio durante a rotação do eixo. Ambas as parcelas de força se somam e favorecem a ocorrência da transformação direta (mudança de fase de austenita para martensita). Uma estimativa para estas parcelas é apresentada abaixo:

$$F_{estática} = E \cdot \varepsilon \cdot A_{fio} \quad (4.3)$$

$$F_{estática} = 32,47 \cdot 10^9 \cdot 0,01 \cdot \pi \cdot (0,15 \cdot 10^{-3})^2 \quad (4.4)$$

$$F_{estática} = 2,3 \cdot 10^1 N \quad (4.5)$$

$$F_{dinâmica} = m_u \cdot d \cdot \Omega^2 \quad (4.6)$$

$$F_{dinâmica} = 3,72 \cdot 10^{-3} \cdot 0,026 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 830}{60}\right)^2 \quad (4.7)$$

$$F_{dinâmica} = 7,31 \cdot 10^{-1} N \quad (4.8)$$

A temperatura da câmara térmica sendo mantida acima de A_f^σ favorece a transformação reversa (mudança de fase de martensita para austenita), o que torna o sistema mais rígido (maior módulo de elasticidade $E_A > E_M$). Este último parâmetro está diretamente relacionado com a rigidez do fio, dependendo da fração martensítica, da temperatura e da tensão mecânica. Os valores de tensão mecânica do fio oscilam harmonicamente em torno do valor de tensão associado à parcela estática da tensão (pré-tensão). Um valor adequado de pré-tensão é importante para que o fio atinja a região de transformação de fase, mas evite que este entre no regime plástico ou tenha vida em fadiga reduzida durante a operação da bancada de rotor. Assim, para as simulações foi considerado um valor de pré-deformação de 1%.

4.4.2 Resultados das simulações numéricas

As simulações têm por objetivo prever o comportamento dinâmico do sistema, em especial a influência dos fios de memória de forma. Dois regimes de operação são considerados, ou seja, o regime transiente e o regime permanente. A influência da temperatura do fio também é investigada.

4.4.3 Regime transiente

A Fig. 4.22 mostra a curva de velocidade do rotor.

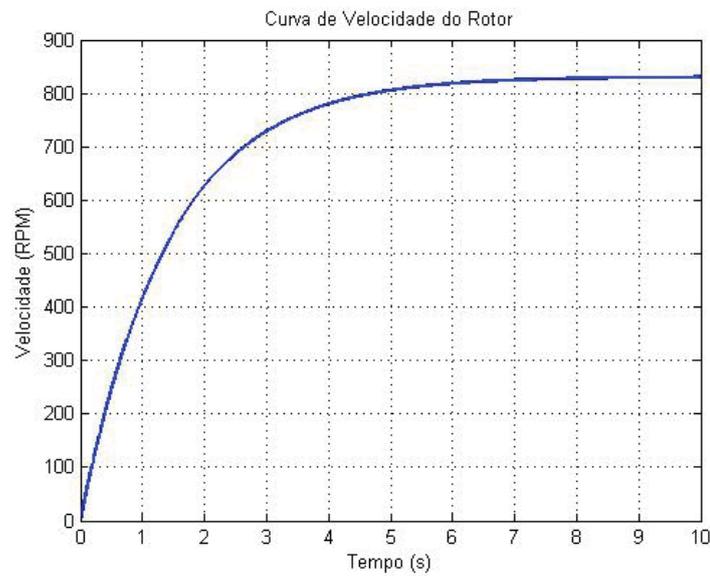


Figura 4.22 - Velocidade do rotor no regime transiente

As Figs. 4.23 a 4.28 mostram comparações da resposta da bancada no regime transiente sem e com os fios de memória de forma aplicados no sistema.

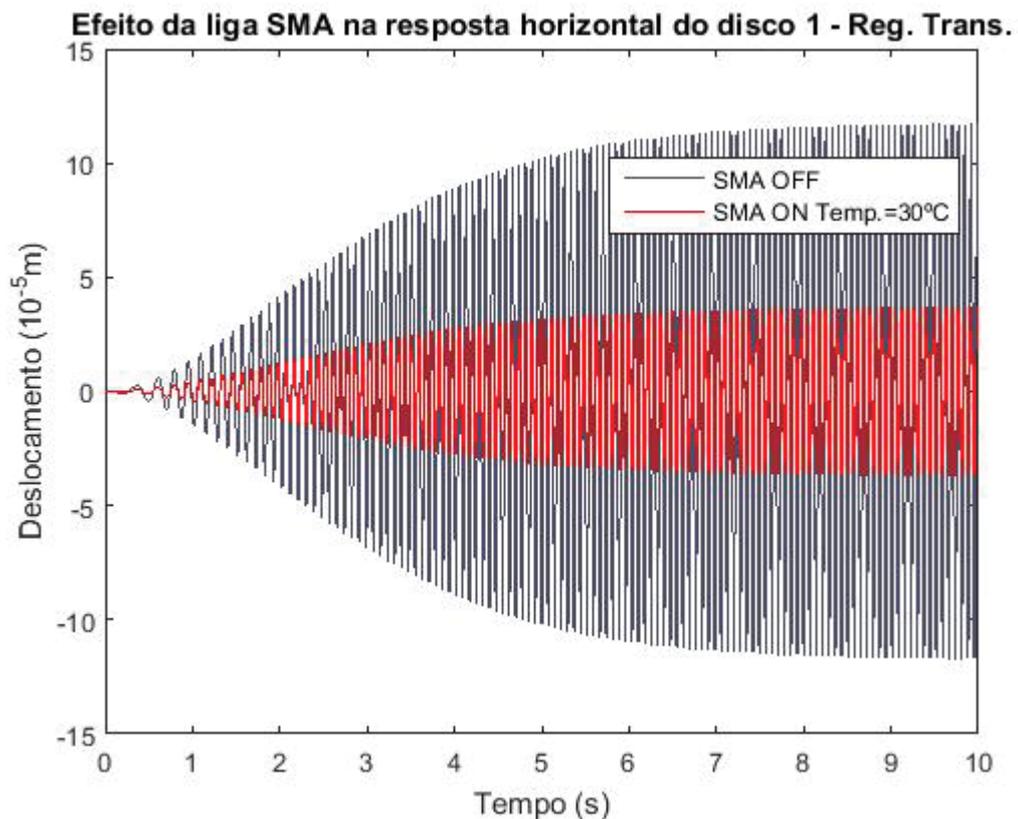


Figura 4.23 - Efeito da liga SMA no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. Trans.

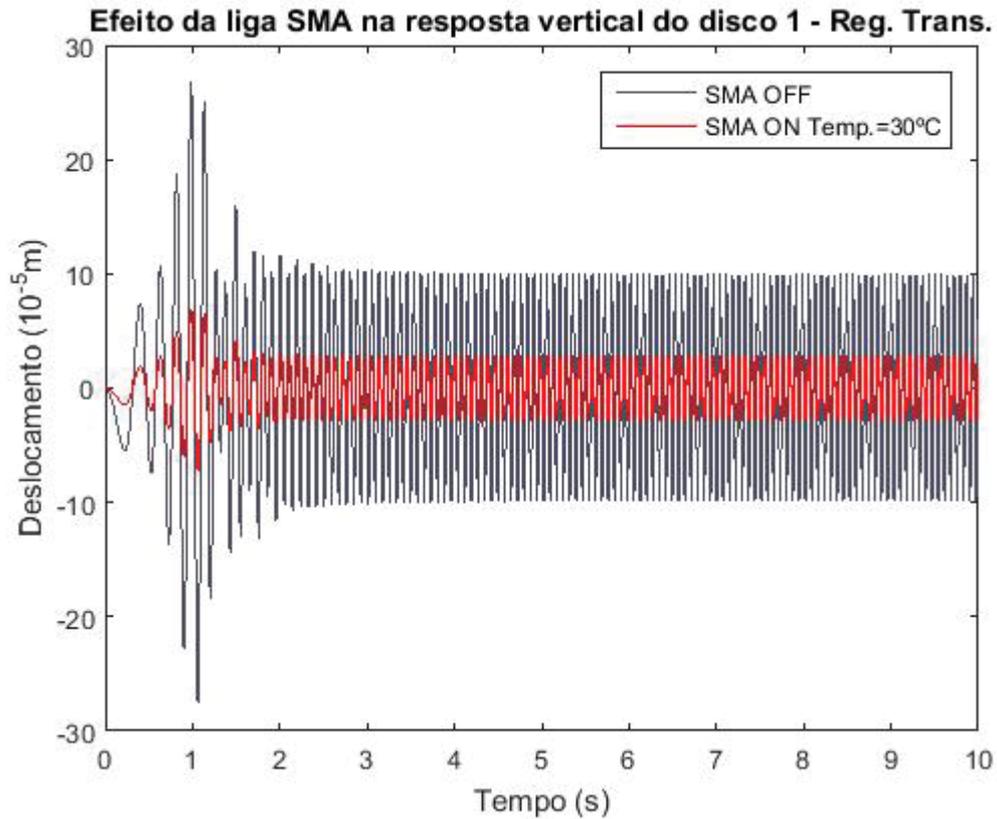


Figura 4.24 - Efeito da liga SMA no deslocamento vertical do disco 1. Reg. Trans.

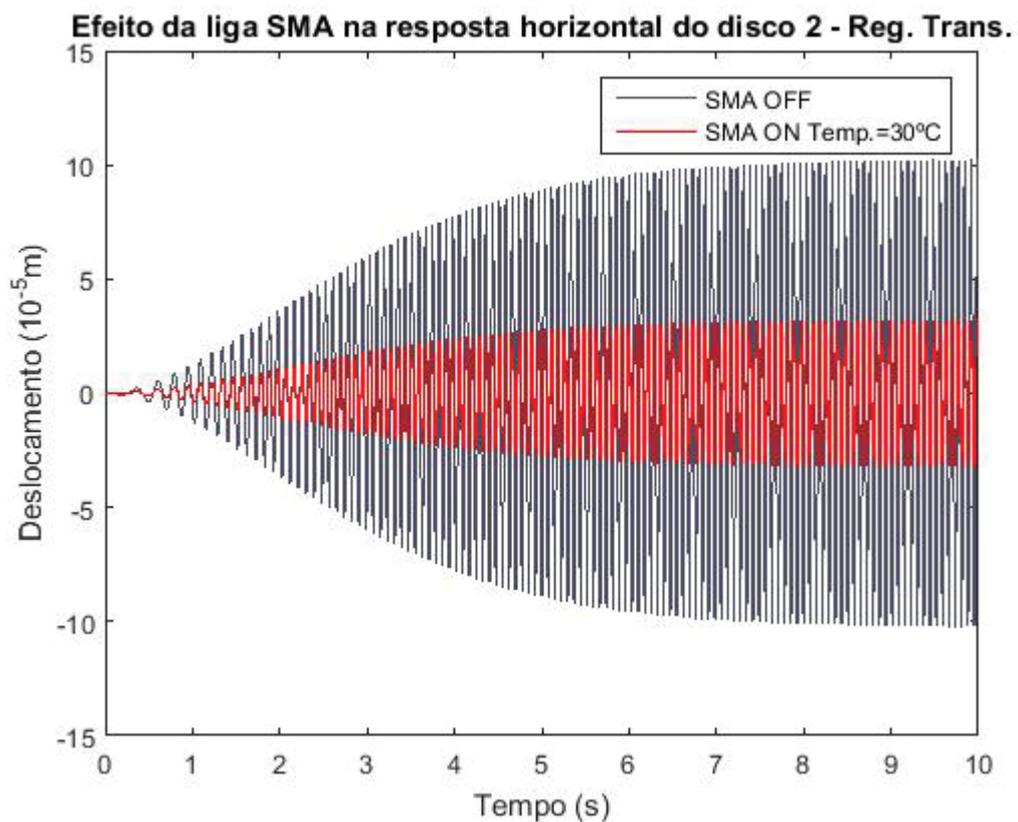


Figura 4.25 - Efeito da liga SMA no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. Trans.

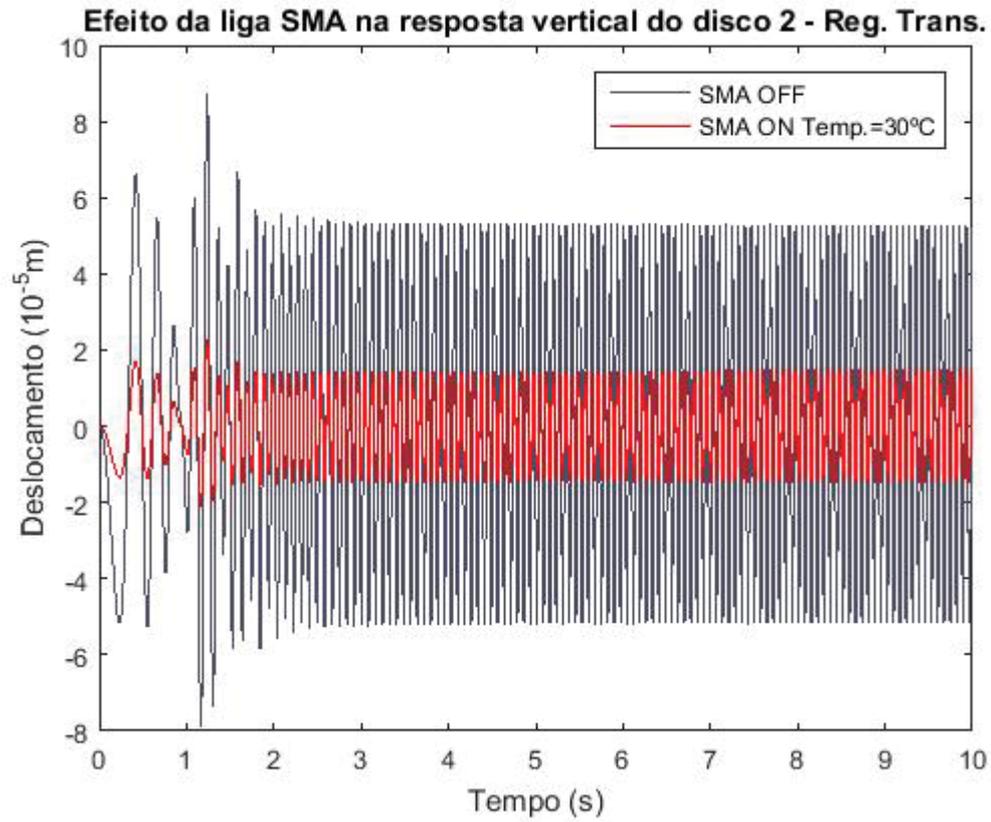


Figura 4.26 - Efeito da liga SMA no deslocamento vertical do disco 2. Reg. Trans.

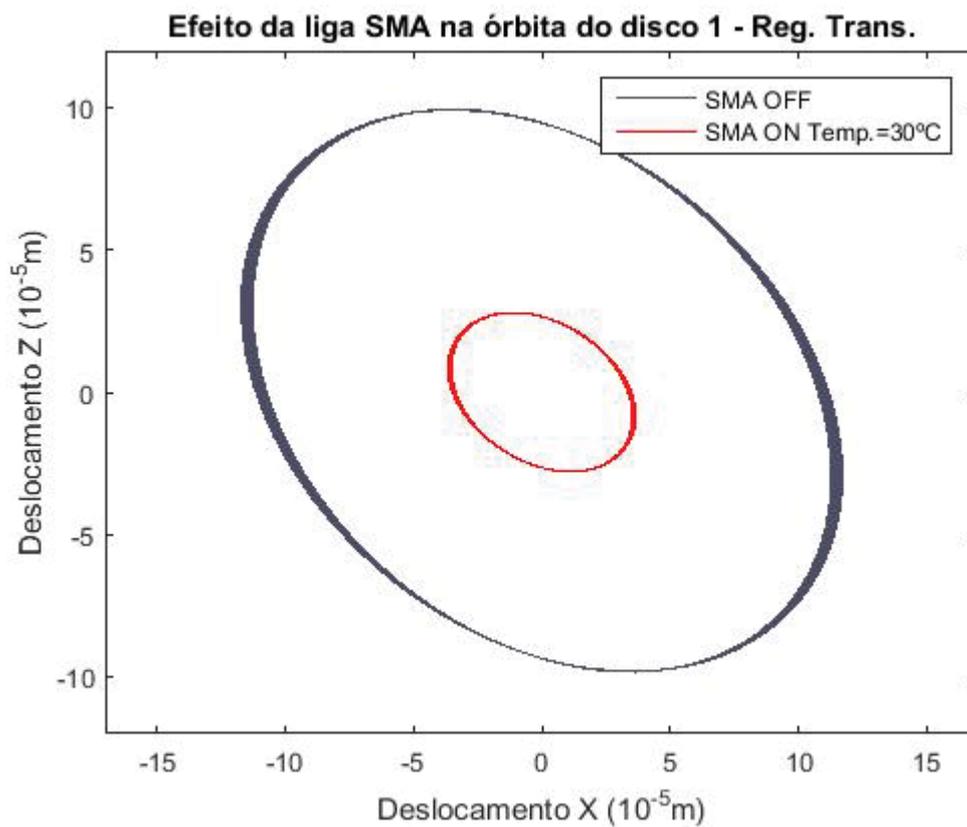


Figura 4.27 - Efeito da liga SMA na órbita do disco 1. Reg. Trans.

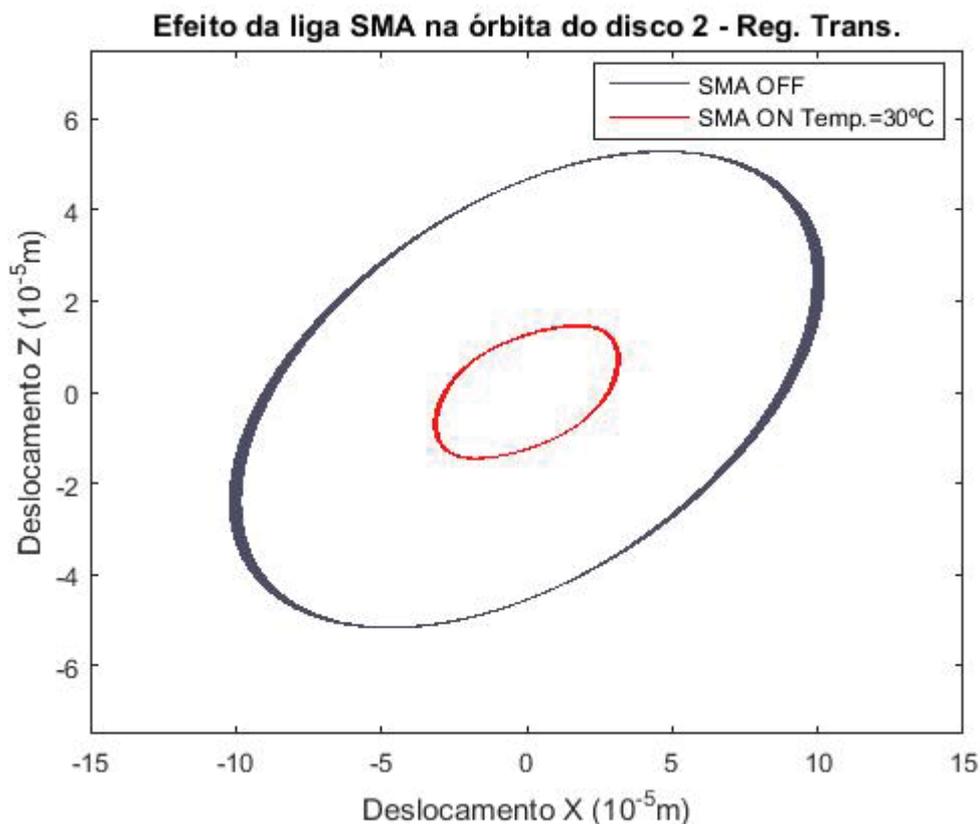


Figura 4.28 - Efeito da liga SMA na órbita do disco 2. Reg. Trans.

As Figs. 4.23 a 4.28 mostram que é possível obter redução de amplitude com a utilização dos fios de memória de forma no controle de vibrações do mancal suspenso da bancada, em regime transitório. Uma vez que o pré-tensionamento dos fios (considerado o mesmo em todos os fios, isto é, sistema estaticamente equilibrado) enrijece o sistema eixo/mancal suspenso. Logo, a amplitude de vibrações fica restrita ao deslocamento dinâmico (este determinado pelo desbalanceamento residual).

Efeito da temperatura

As Figs. 4.29 a 4.34 mostram o efeito da temperatura na resposta do rotor operando em regime transitório.

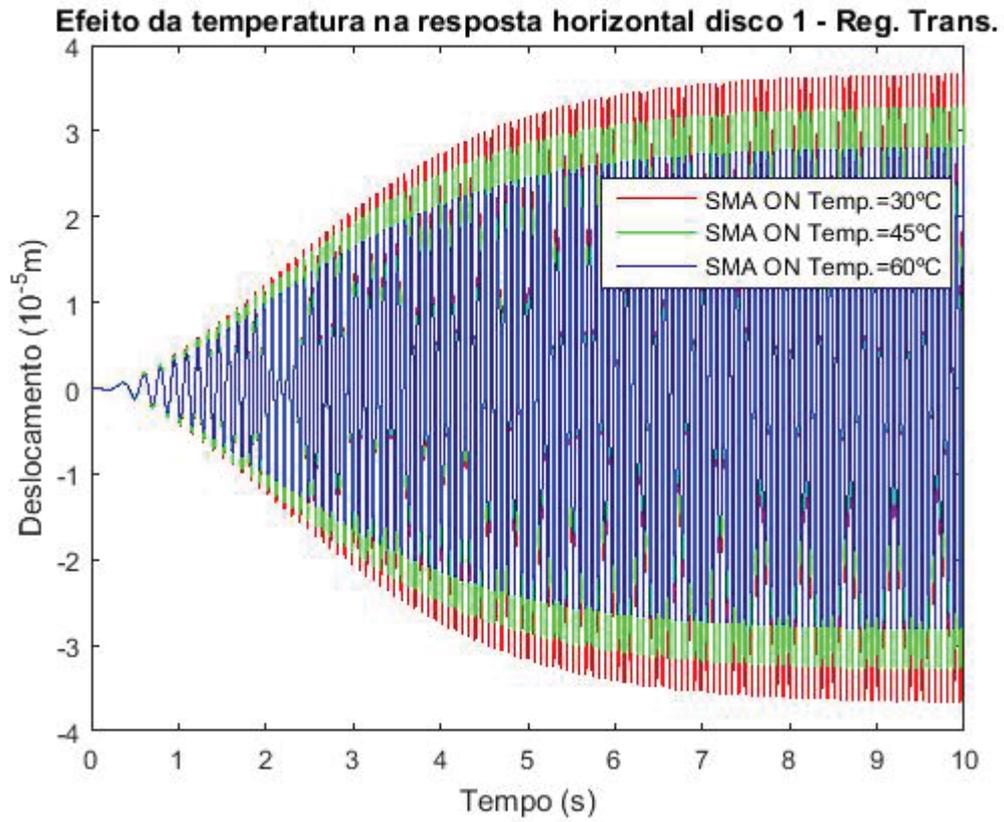


Figura 4.29 - Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. Trans.

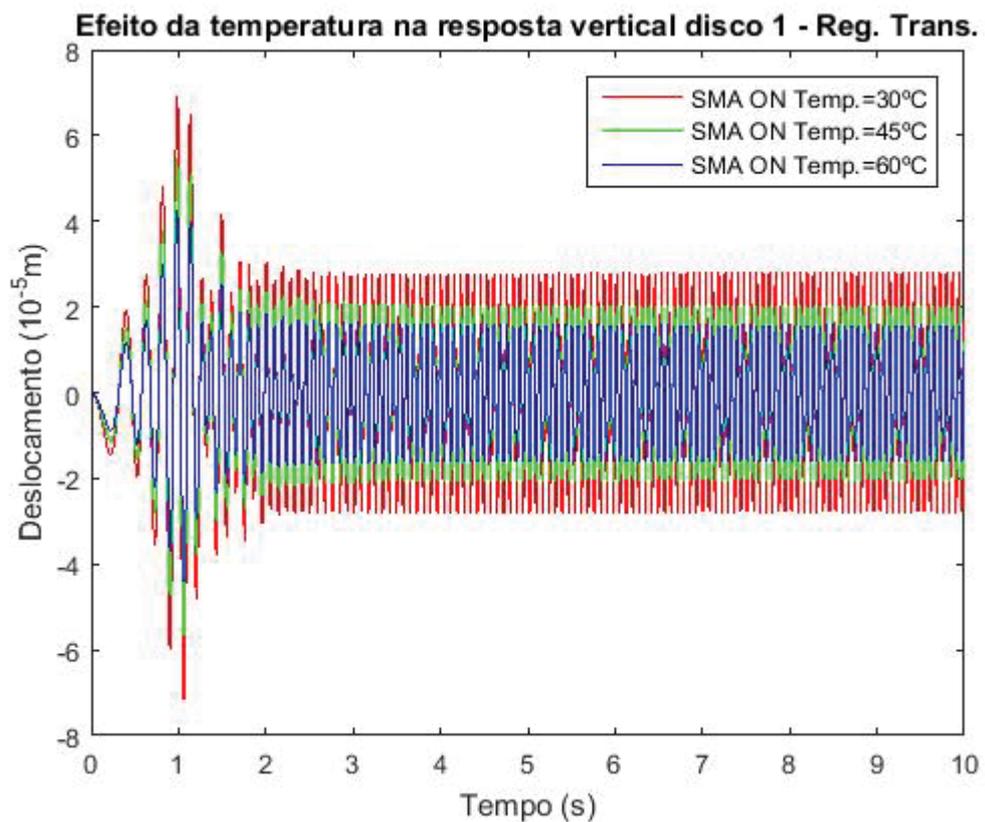


Figura 4.30 - Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 1. Reg. Trans.

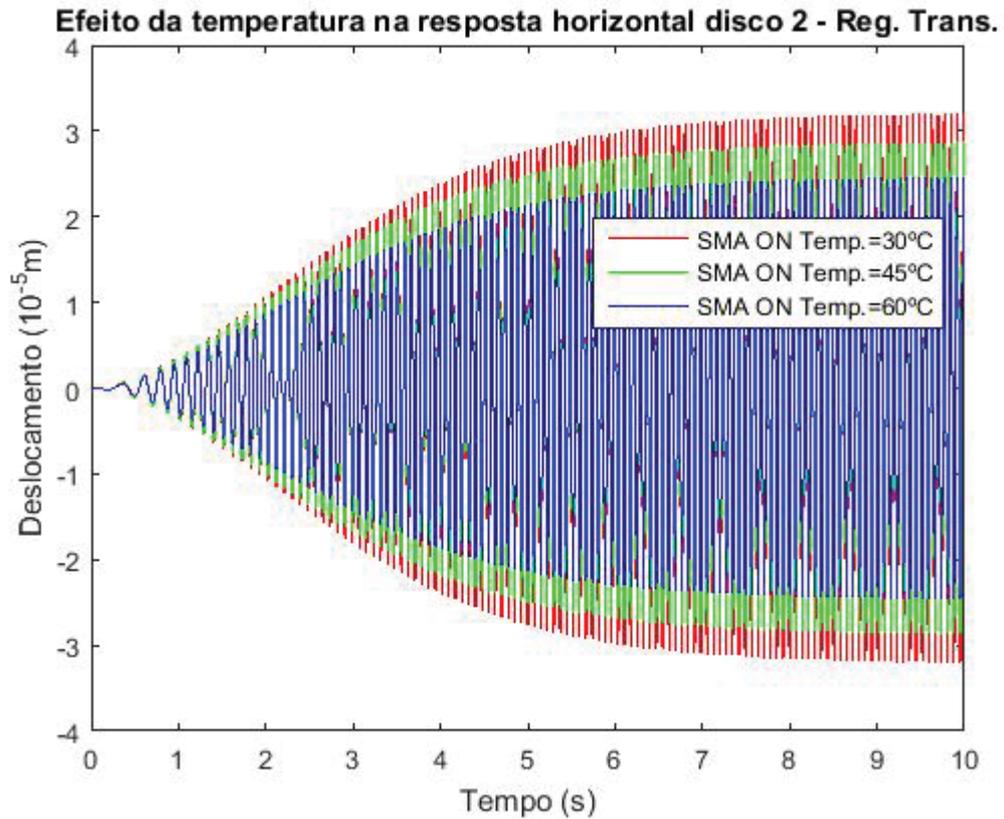


Figura 4.31 - Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. Trans.

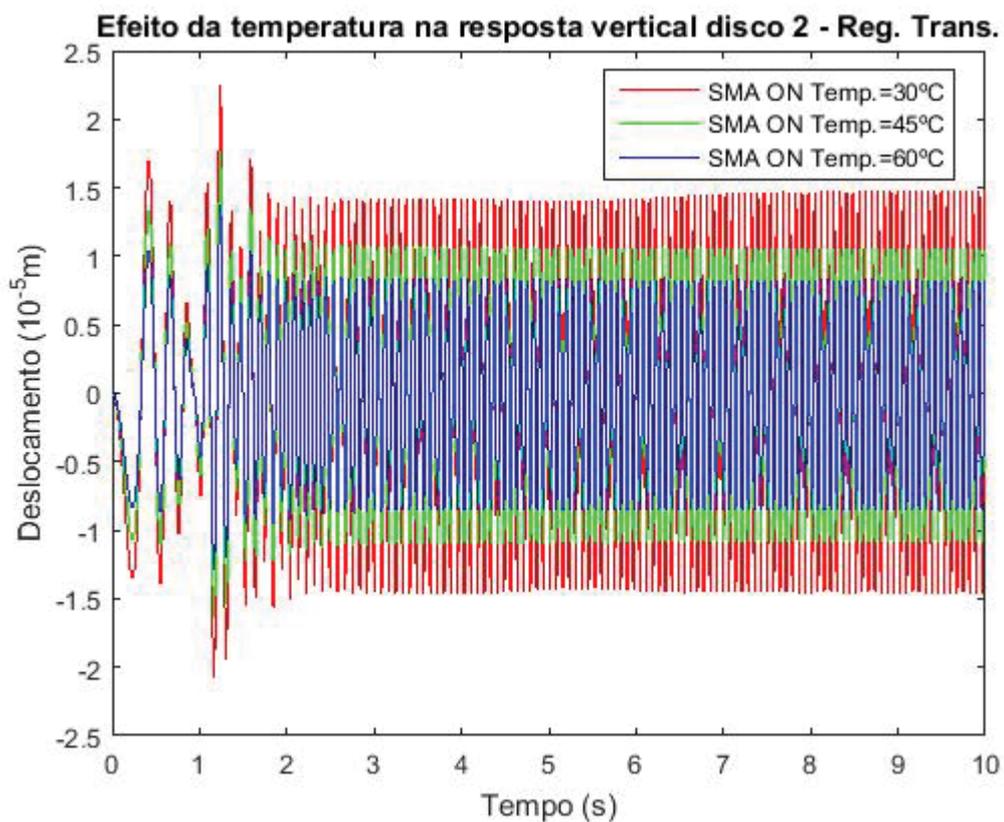


Figura 4.32 - Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 2. Reg. Trans.

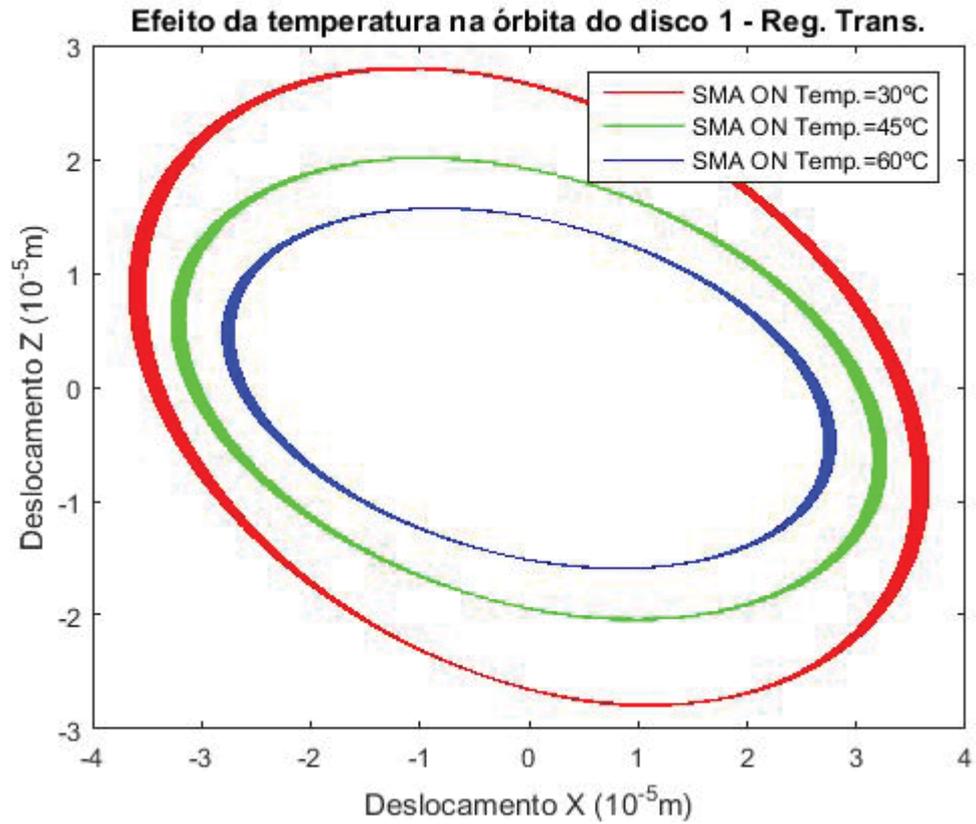


Figura 4.33 - Efeito da temperatura na órbita do disco 1. Reg. Trans.

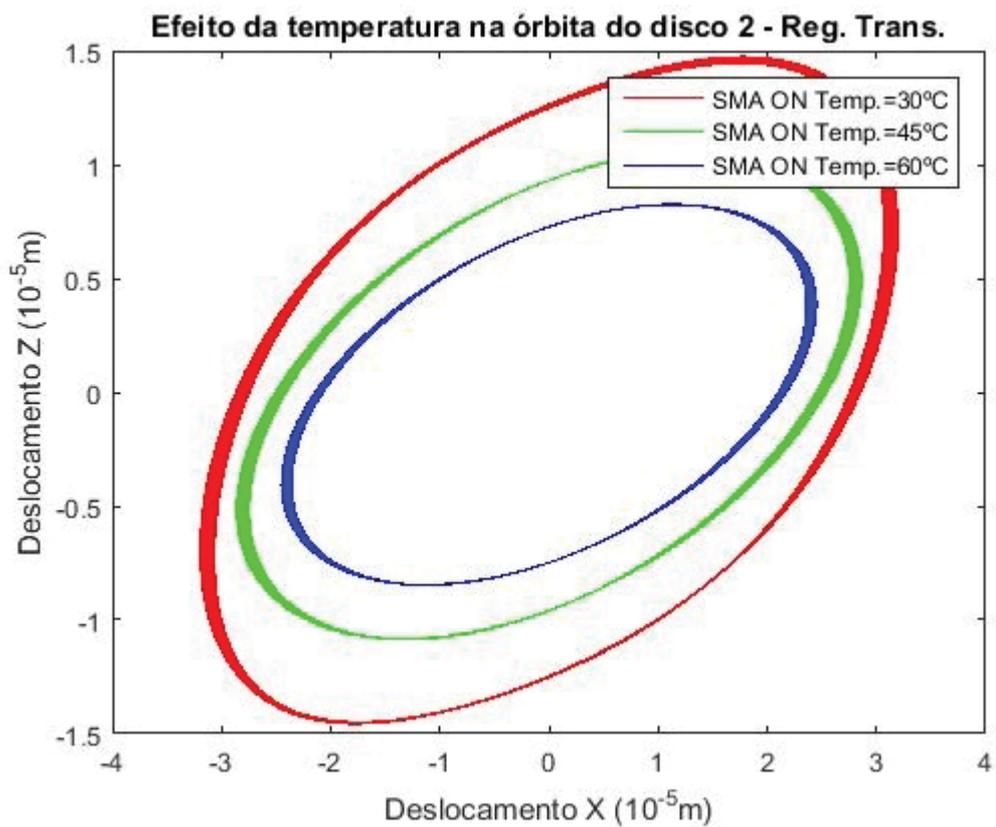


Figura 4.34 - Efeito da temperatura na órbita do disco 2. Reg. Trans.

As Figs. 4.29 a 4.34 são análogas às Figs. 4.23 a 4.28 e mostram o efeito da temperatura e da liga de memória de forma, *SMA*, no controle de vibrações do mancal suspenso da bancada, em regime transiente. Observa-se uma redução adicional na amplitude de deslocamento devido ao efeito da temperatura. Este último favorece a transformação reversa, promovendo a mudança de fase de martensita para austenita, cujo módulo de elasticidade é maior que o da fase martensítica, o que produz aumento da rigidez no mancal suspenso. Logo, o sistema fica mais rígido e as amplitudes dos deslocamentos são reduzidas.

4.4.4 Regime Permanente

As Figs. 4.35 a 4.40 mostram comparações da resposta do rotor operando em regime permanente ($N=830$ rpm) sem e com os fios de memória de forma montados. Esta velocidade de rotação foi determinada por experimentos anteriores, os quais mostraram que, a partir desta velocidade, o nível de vibrações poderia comprometer a integridade do rotor.

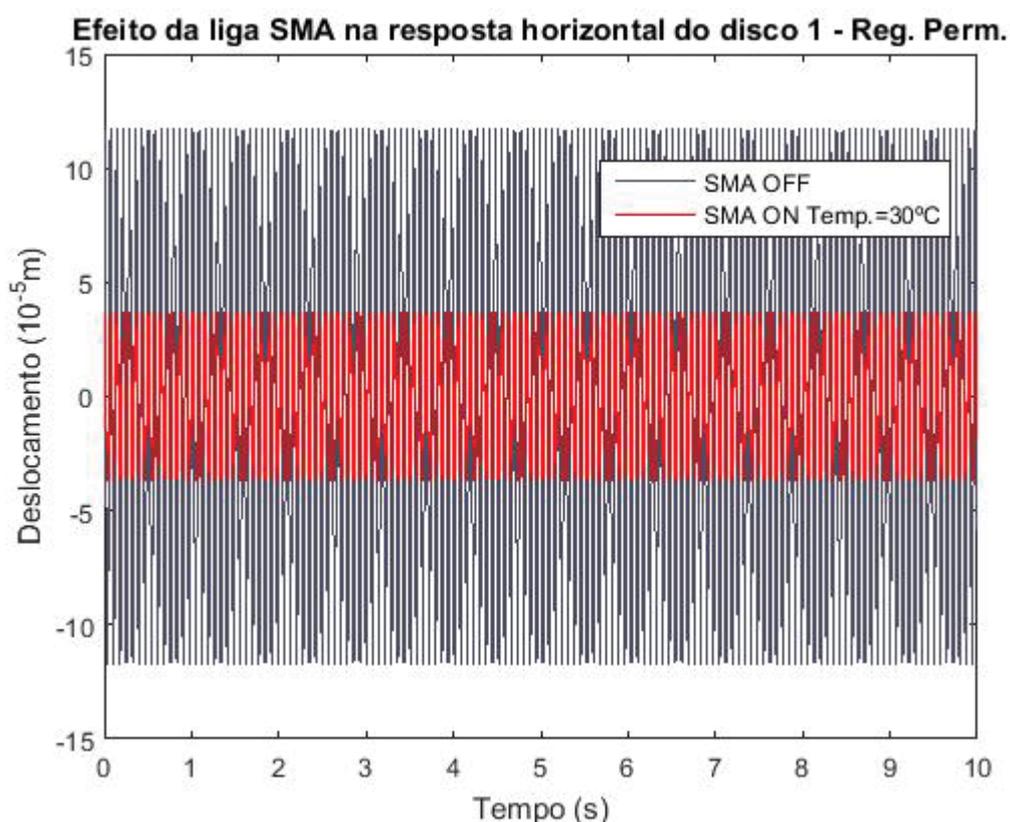


Figura 4.35 - Efeito da liga *SMA* no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. Perm.

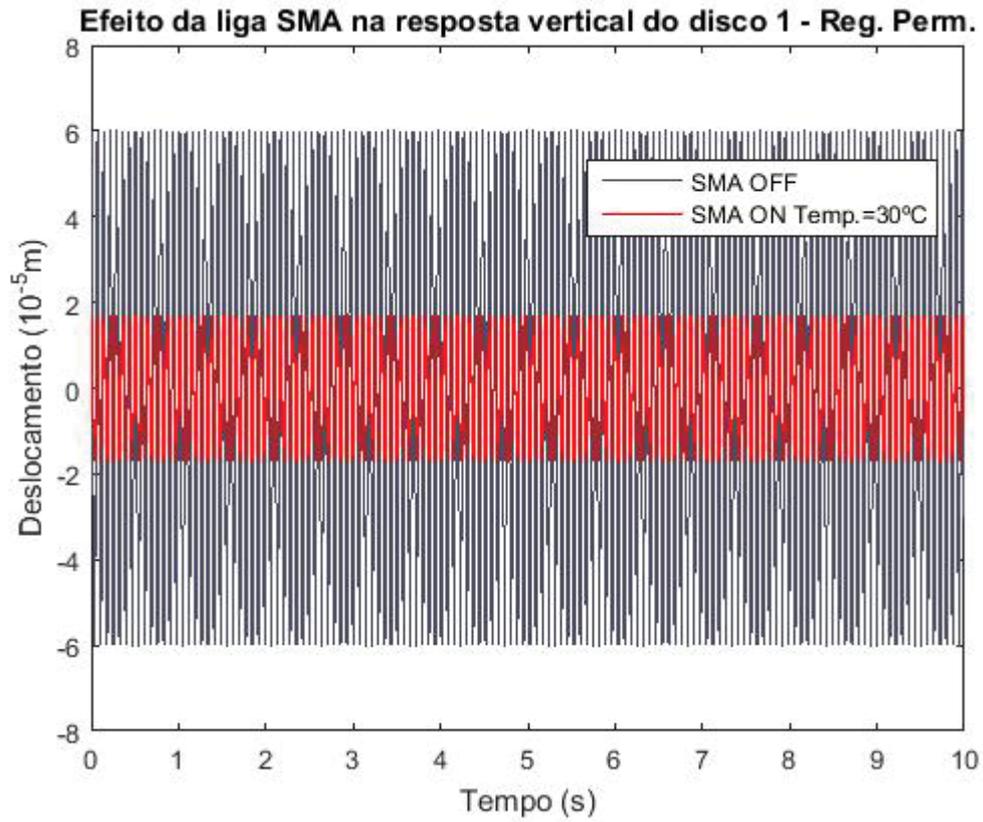


Figura 4.36 - Efeito da liga SMA no deslocamento vertical do disco 1. Reg. Perm.

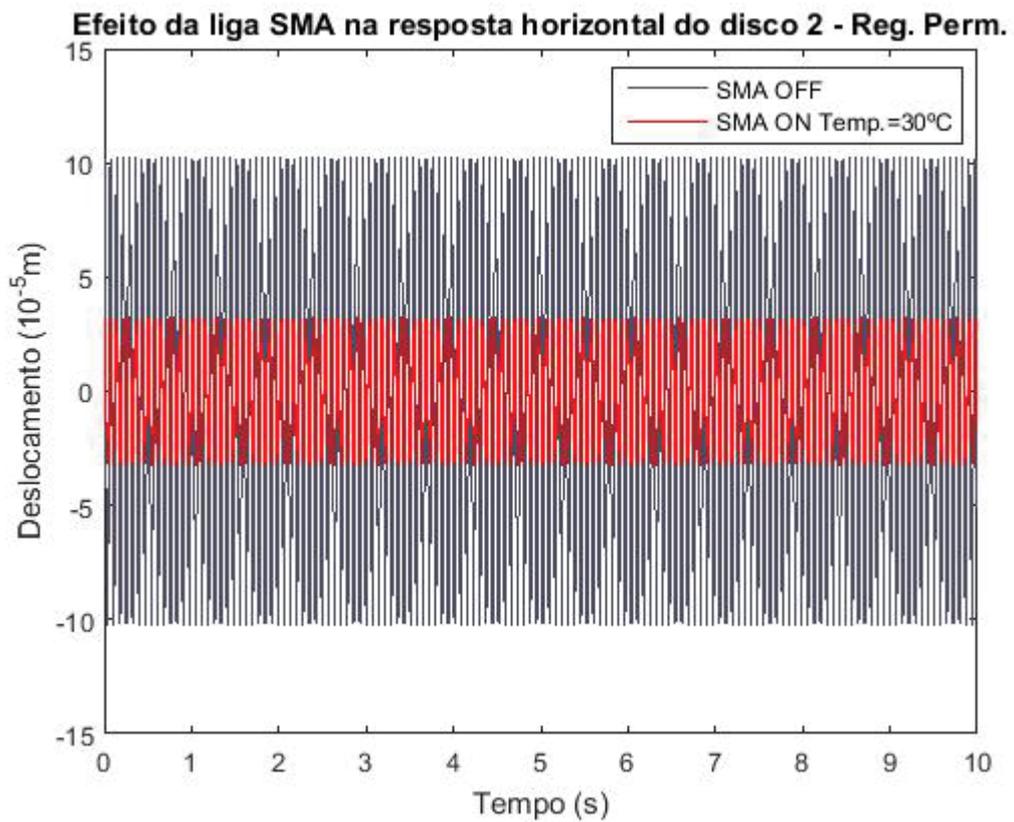


Figura 4.37 - Efeito da liga SMA no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. Perm.

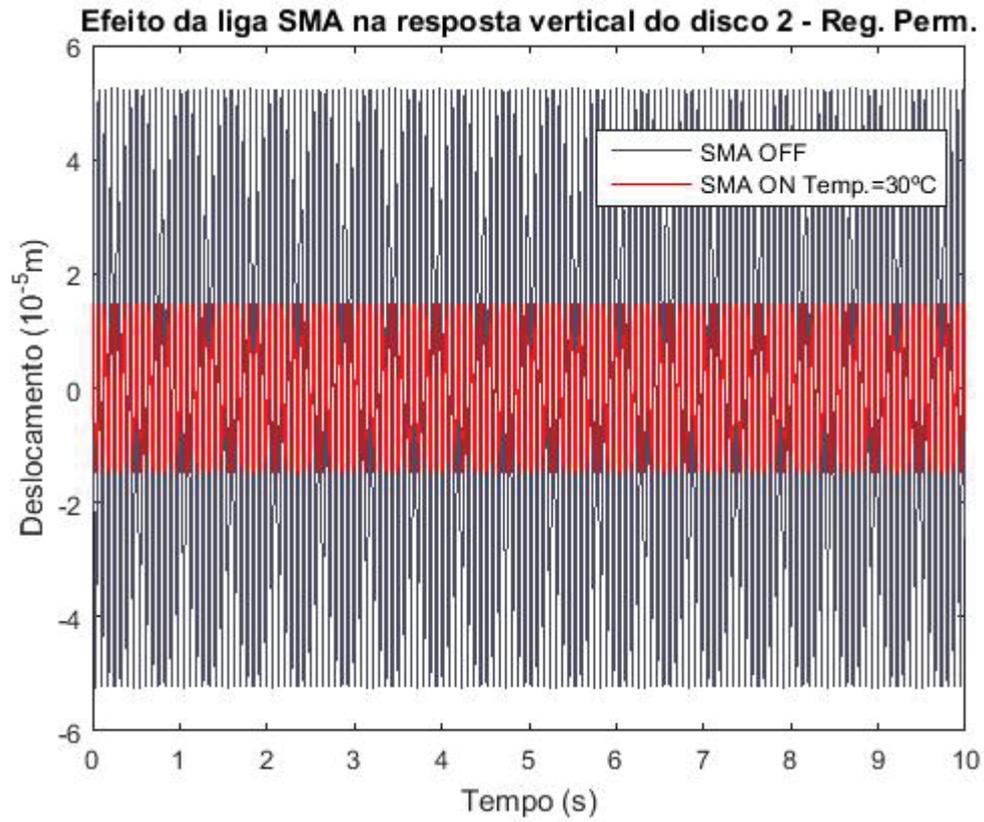


Figura 4.38 - Efeito da liga SMA no deslocamento vertical do disco 2. Reg. Perm.

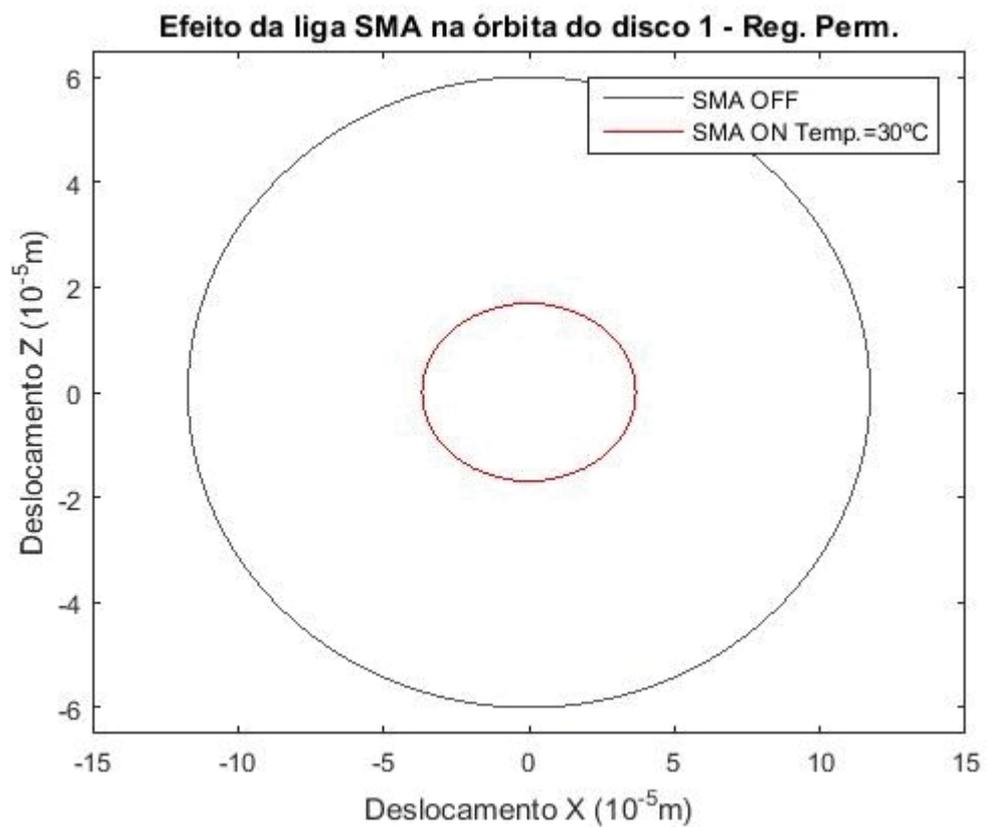


Figura 4.39 - Efeito da liga SMA na órbita do disco 1. Reg. Perm.

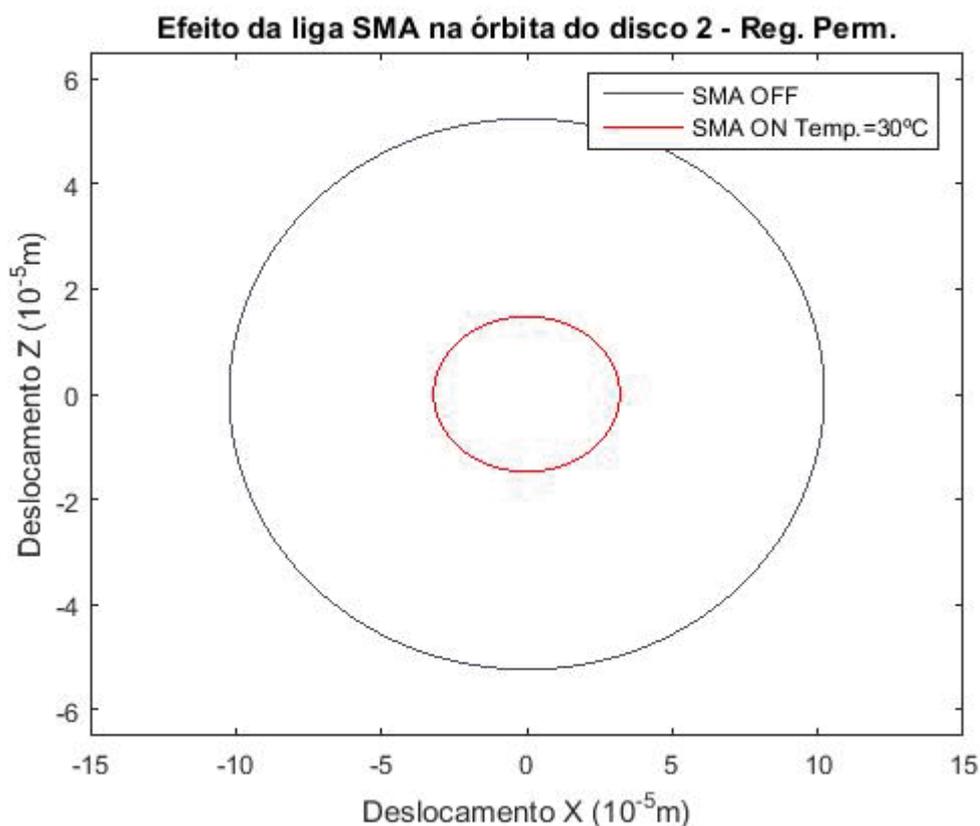


Figura 4.40 - Efeito da liga SMA na órbita do disco 2. Reg. Perm.

As Figs. 4.23 a 4.28 e as Figs. 4.35 a 4.40 representam as respostas de regime transiente e de regime permanente, respectivamente. Em ambas as situações pode-se perceber claramente que o efeito das ligas de memória de forma é o de reduzir a amplitude de deslocamento (através da pré-tensão), o que acaba limitando o deslocamento dinâmico.

Efeito da Temperatura

As Figs. 4.41 a 4.46 mostram o efeito da temperatura na resposta do sistema em regime permanente.

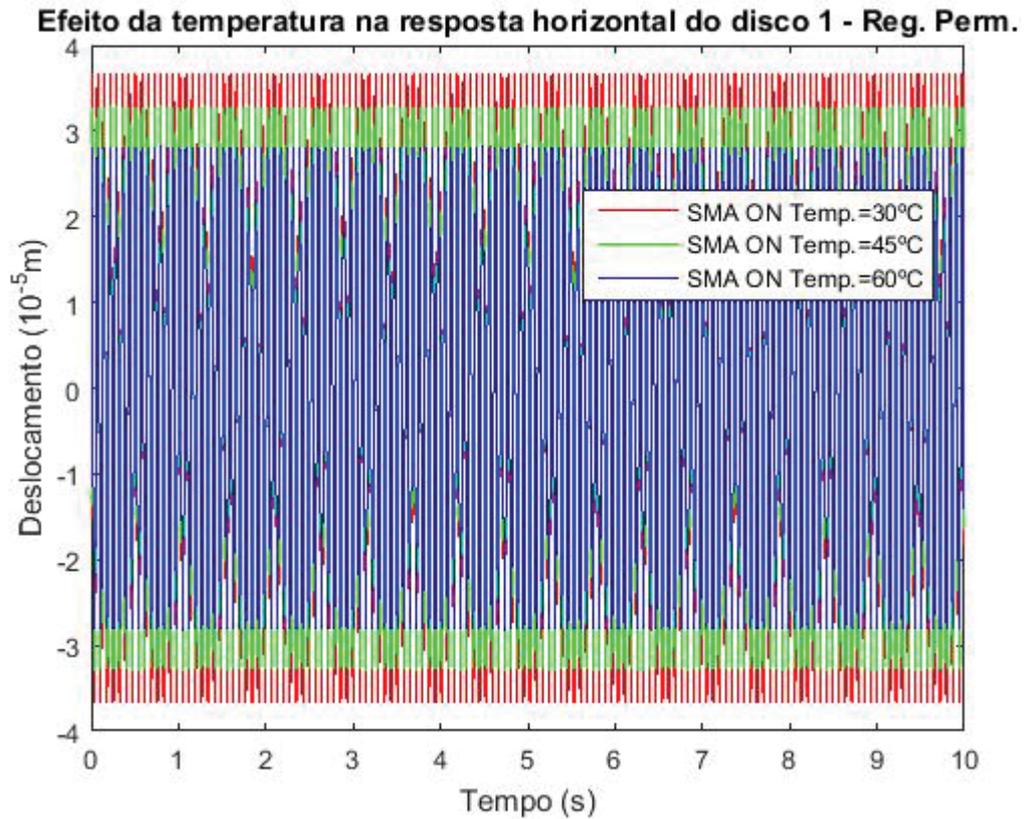


Figura 4.41 - Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 1. Reg. Perm.

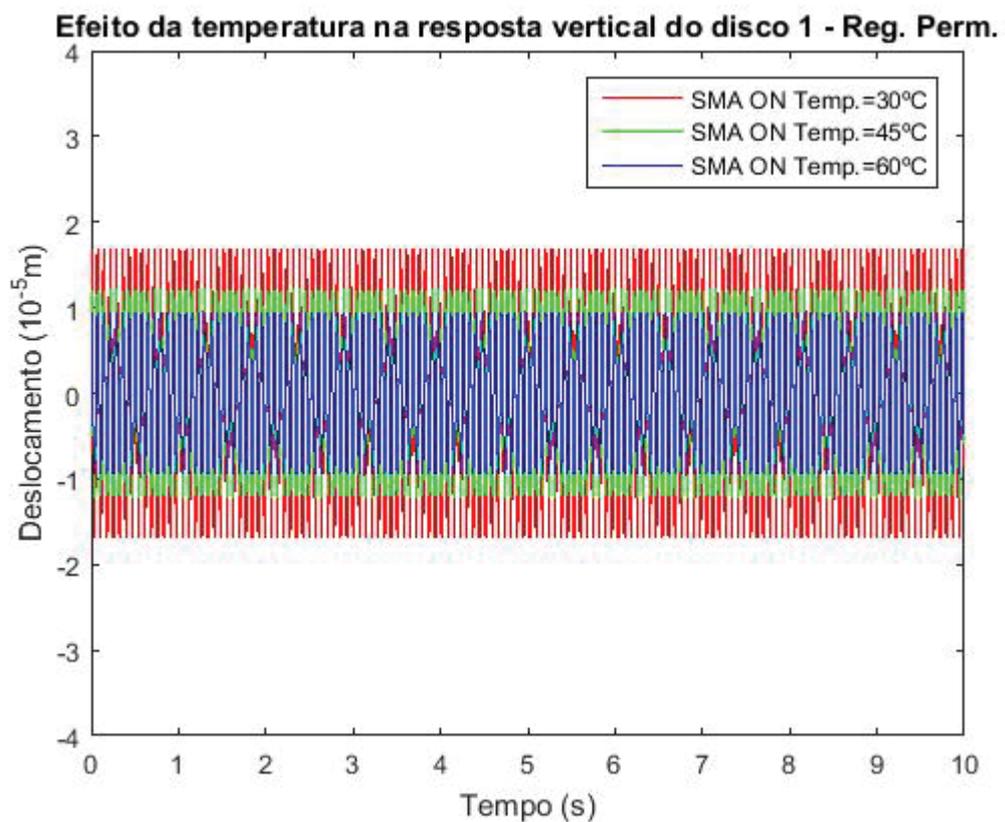


Figura 4.42 - Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 1. Reg. Perm.

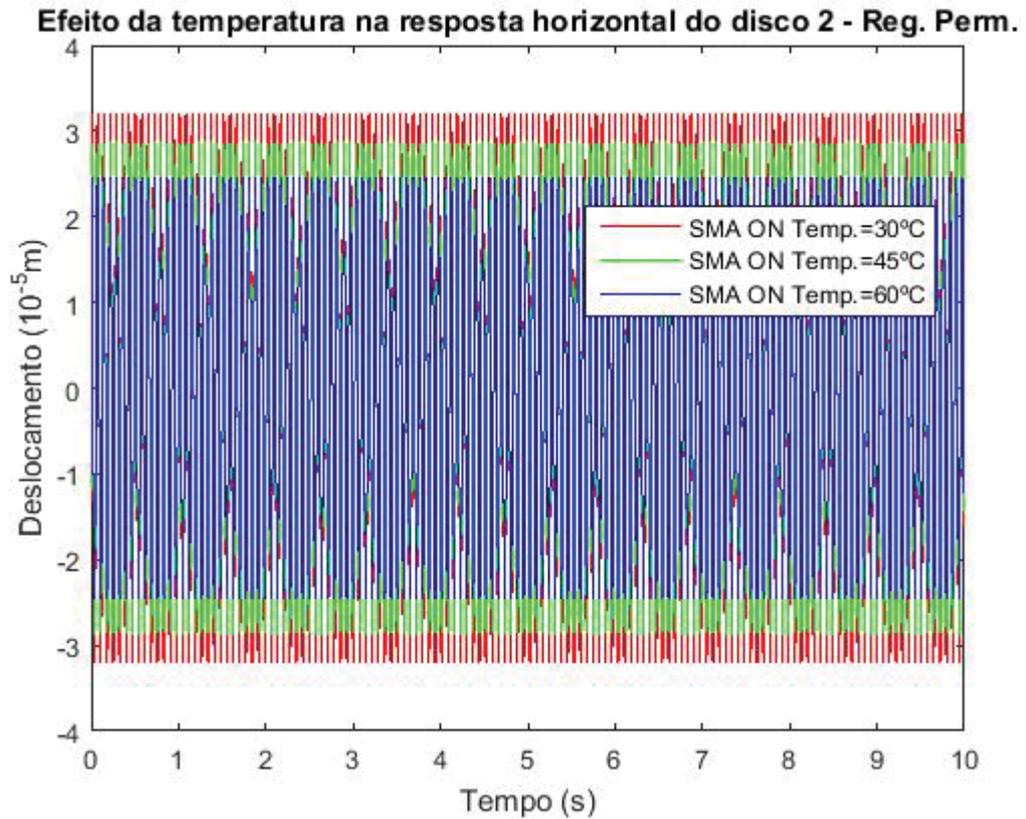


Figura 4.43 - Efeito da temperatura no deslocamento horizontal do disco 2. Reg. Perm.

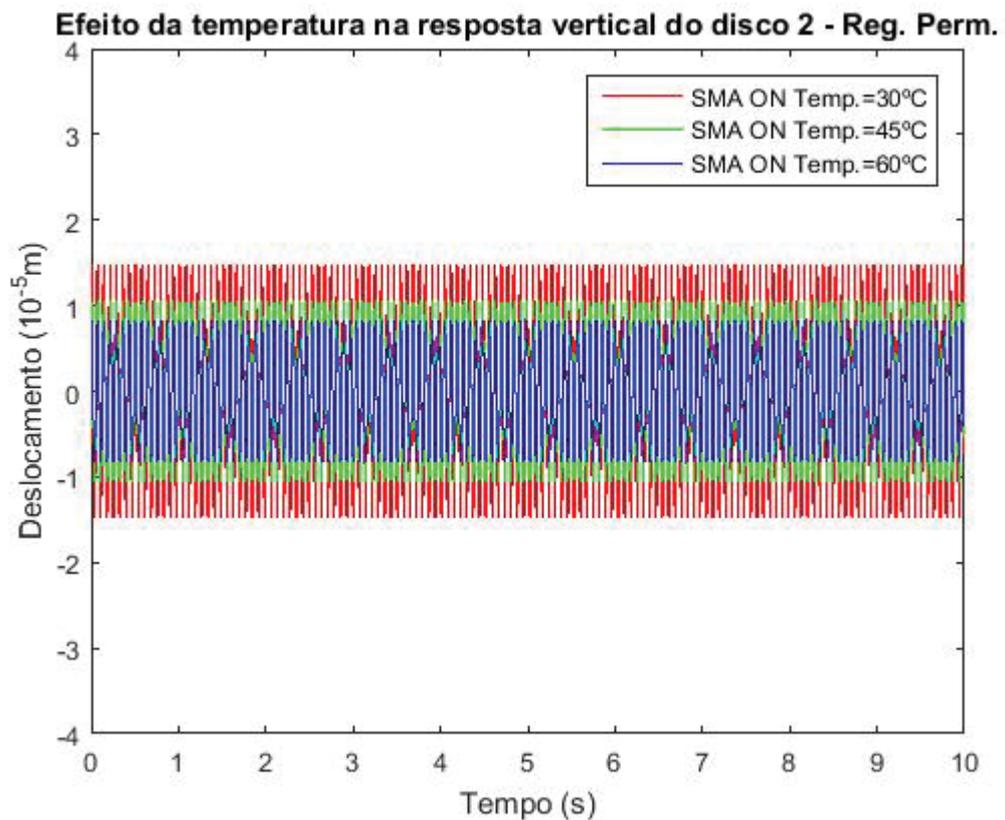


Figura 4.44 - Efeito da temperatura no deslocamento vertical do disco 2. Reg. Perm.

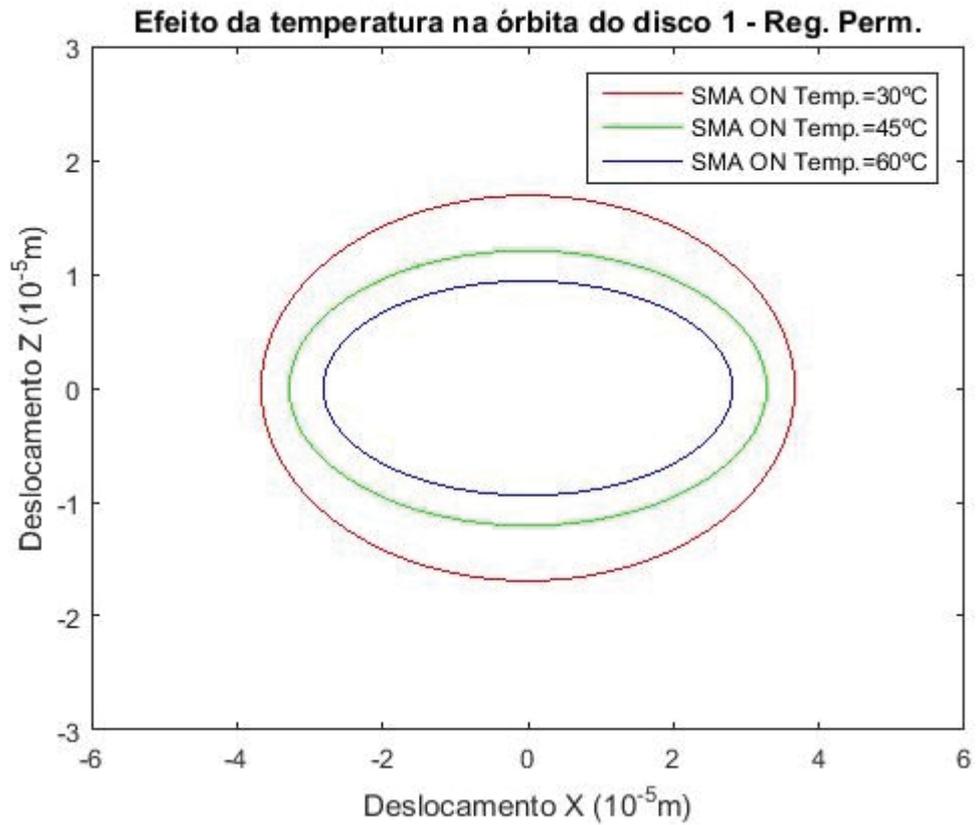


Figura 4.45 - Efeito da temperatura na órbita do disco 1. Reg. Perm.

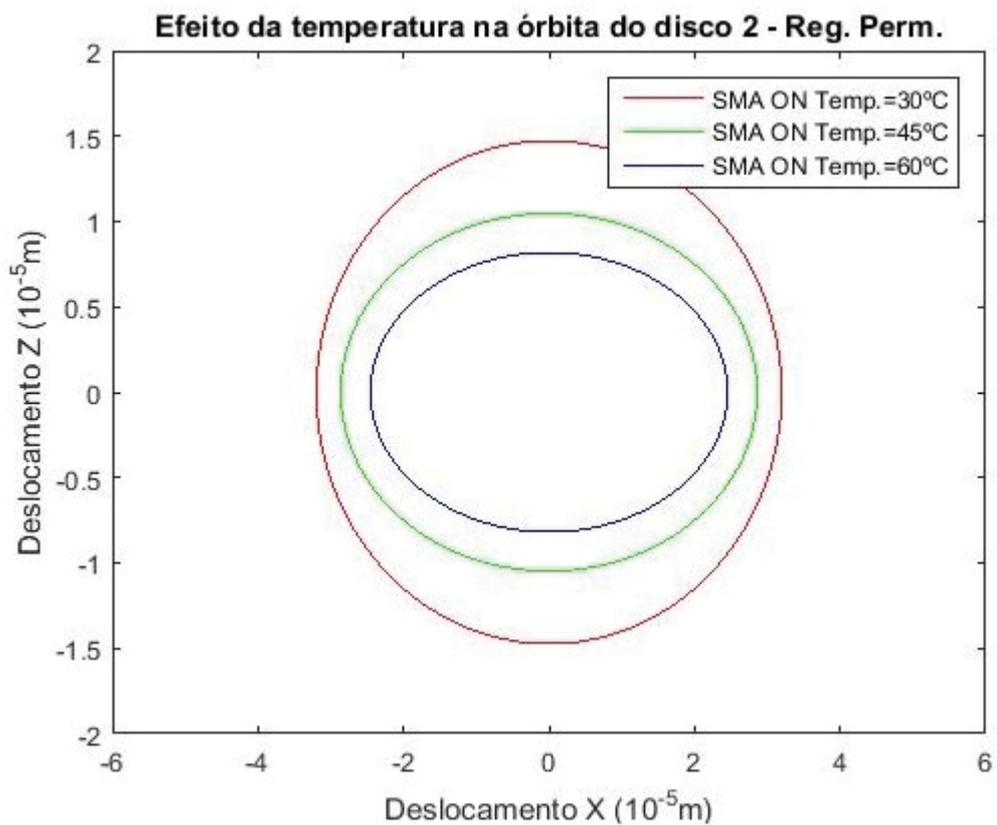


Figura 4.46 - Efeito da temperatura na órbita do disco 2. Reg. Perm.

As Figs. 4.29 a 4.34 e Figs. 4.41 a 4.46 mostram o efeito da temperatura nas respostas de regime transiente e de regime permanente, respectivamente. Em ambos os regimes, observa-se que este efeito soma-se ao efeito da pré-tensão do fio favorecendo a redução da amplitude do deslocamento. O mecanismo de atuação da temperatura foi explicado anteriormente (ativação da transformação de fase).

4.4.5 Análise dos resultados

Os resultados das simulações numéricas executadas mostram que a utilização dos fios de memória de forma é um modo efetivo de redução das vibrações radiais do rotor. Esses resultados de simulação são consistentes porque a redução da amplitude de deslocamento exige um aumento de rigidez e isto é proporcionado pela montagem dos fios de memória de forma.

A redução da amplitude pode ser observada tanto nos deslocamentos horizontal e vertical nas respostas temporais, quanto nos raios das órbitas, como demonstrado em todas as simulações realizadas. Como exemplo, as Tab. 4.5 e 4.6 mostram os deslocamentos horizontal e vertical (graus de liberdade 93 e 94) no disco 2 (disco mais próximo ao mancal suspenso) em regime permanente.

Tabela 4.5 - Amplitudes de deslocamento horizontal no disco 2

Sem fio	Com fio $\theta = 30^{\circ}\text{C}$	Com fio $\theta = 45^{\circ}\text{C}$	Com fio $\theta = 60^{\circ}\text{C}$
$1,02 \cdot 10^{-4}[\text{m}]$	$3,2 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$	$2,86 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$	$2,45 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$

Tabela 4.6 - Amplitudes de deslocamento vertical no disco 2

Sem fio	Com fio $\theta = 30^{\circ}\text{C}$	Com fio $\theta = 45^{\circ}\text{C}$	Com fio $\theta = 60^{\circ}\text{C}$
$5,24 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$	$1,47 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$	$1,05 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$	$0,82 \cdot 10^{-5}[\text{m}]$

Pode-se observar das Figs. 4.23 a 4.46 que:

- O sistema é estaticamente equilibrado, pois está centrado no eixo horizontal (eixo do tempo) nas respostas temporais e está centrado também nos gráficos de órbita;
- As reduções obtidas nas amplitudes de vibrações são significativas (68,6%);
- As maiores amplitudes de vibrações ocorrem na direção horizontal, pois a rigidez é menor nesta direção;
- O aumento de temperatura permite uma redução adicional na amplitude de vibrações. Para os valores mostrados na Tab. 4.4 obtêm-se as reduções de 68,6%, 71,9% e

75,9% para as respectivas temperaturas de 30°C, 45°C e 60°C. Enquanto, para os valores mostrados na Tab. 4.5 obtêm-se as reduções de 71,9%, 79,9% e 84,3% para as respectivas temperaturas de 30°C, 45°C e 60°C;

- Os picos nas respostas temporais verticais em torno de 1s parecem indicar alguma instabilidade, pois este instante de tempo está associado a $(\frac{1}{2})X$, onde X é a velocidade de rotação em regime permanente ($N=830$ rpm). Segundo, Felício (2015) esta instabilidade pode ser causada por atrito entre parte fixa e parte rotativa. Entretanto, esta hipótese necessita ser comprovada por experimento utilizando proximetros.

Finalmente, na tabela 4.7 são apresentadas, de forma resumida, as relações de causa e efeito dos parâmetros geométricos e operacionais na rigidez do mancal suspenso, onde a seta para cima indica aumento e a seta para baixo significa redução.

Tabela 4.7 - Relação de causa e efeito na rigidez do mancal suspenso

Causa	Efeito
Comprimento do fio ↑	Rigidez ↓
Espessura do fio ↑	Rigidez ↑
Velocidade de rotação ↑	Rigidez ↓
Temperatura ↑	Rigidez ↑
Pré-tensão ↑	Rigidez ↑

CAPÍTULO V

VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

Este capítulo trata da execução de experimentos na bancada de rotor com material de SMA. As influências dos parâmetros velocidade de rotação e temperatura da câmara térmica são investigadas.

Em relação à velocidade de rotação, apenas dados experimentais de regime permanente serão apresentados. Neste regime, as velocidades de 550, 650, 750 e 830 rpm foram consideradas. Estas velocidades foram determinadas por experimentos prévios. O processo de identificação da bancada indicou que a primeira velocidade crítica está próxima de 1080 rpm.

Sobre a escolha dos valores de temperatura para os experimentos foram consideradas as seguintes informações: a temperatura máxima de 70°C para serviço contínuo suportada pela placa de acrílico que fecha a câmara térmica (ACRÍLICOS BRASIL, 2006), a temperatura máxima recomendável de 100°C para a liga bifásica de *NiTi* em operação contínua (LAGOUDAS, 2008) e os dados disponíveis no Relatório de Caracterização do Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas da Universidade Federal de Campina Grande. Assim, foram selecionadas as temperaturas de 30, 45 e 60°C para a verificação deste parâmetro sobre o comportamento dinâmico do rotor.

Outra consideração associada à parte térmica do problema assume que toda a seção transversal do fio está na mesma temperatura da câmara térmica, o que é devido à pequena espessura do fio (0,30mm).

5.1 Procedimento Experimental

O procedimento experimental seguiu os seguintes passos:

1) Ajuste do analisador de sinais. Para cada canal, o analisador executou uma média de 20 valores medidos, sendo que o sinal gravado é a média destes dados coletados. A Fig. 5.1 mostra uma tela do analisador;



Figura 5.1 - Tela do analisador de sinais

2) Ajuste de temperatura da câmara térmica para o valor desejado através do reostato do soprador térmico;

3) Espera para estabilização da temperatura da câmara térmica (tempo 2 minutos, obtido experimentalmente). Medição da temperatura através de multímetro digital na função termômetro, conforme Fig. 5.2;



Figura 5.2 - Medição da temperatura

4) Seleção da velocidade de regime permanente (vide Fig. 5.3);



Figura 5.3 - Controlador *PID* de rotação do motor elétrico

5) O passo 4 foi repetido para as temperaturas de 30, 45 e 60°C, enquanto o passo 5 foi repetido para as velocidades de rotação de 550, 650, 750 e 830 rpm. Para cada velocidade, a rotação indicada na tela do controlador foi verificada por meio de um tacômetro.

Forças dinâmicas no tempo

Posteriormente, foi feito outro ajuste no analisador a fim de medir as forças dinâmicas no mancal suspenso. Para este outro experimento, os passos 3, 4, e 5 foram executados.

5.2 Validação Computacional

O programa de dinâmica de rotores do Laboratório LMEST/FEMEC/UFU já foi validado numericamente comparando resultados numéricos com aqueles fornecidos pela referência clássica (LALANNE,1990). No entanto, devido à força do fio de memória de forma para

suspensão do mancal, nova verificação do código computacional por meio de dados experimentais se faz necessária.

Após a obtenção das curvas das forças dinâmicas experimentais através das células de carga móveis (horizontal e vertical), o programa de elementos finitos foi executado, iterativamente, com ângulo de fase zero e aumentado de 10° em 10° até que os picos das forças experimentais e numéricas coincidiram. A convergência ocorreu para o ângulo de fase de -0,89 radianos (-51° no disco 1) no ajuste das forças horizontais e 0,6 radianos (34,4° no disco 2) no ajuste das forças verticais.

Em relação à massa de desbalanceamento, esta foi estimada utilizando a seguinte expressão (BRÜEL&KJAER, 2016):

$$m_{\text{Teste}} = \frac{S.U. \cdot (M_{\text{Rotor}})}{R_{\text{Teste}}} \quad (5.1)$$

onde:

m_{Teste} é a massa de teste [g];

$S.U.$ é o desbalanceamento específico [g·mm/kg];

M_{Rotor} é a massa do rotor [kg];

R_{Teste} é a posição radial da massa de teste [mm].

Brüel&Kjaer (2016) apresenta um nomograma de desbalanceamento específico em função da velocidade de rotação para diferentes qualidades de balanceamento. Assumindo uma qualidade igual a 2,5 e velocidade 830 rpm, o nomograma fornece desbalanceamento específico igual à 32. Utilizando os valores de 3 kg para a massa do rotor e 26,0 mm para a posição radial, obteve-se o valor de 3,7 g para a massa de teste.

Assumindo estes valores, o programa de elementos finitos foi retroalimentado. Forças dinâmicas e órbitas foram estimadas pelo programa. Os resultados correspondentes são mostrados juntamente com os respectivos dados experimentais, com a finalidade de comprovar os resultados das simulações numéricas. As Figs. 5.4 a 5.12 abaixo mostram esses resultados em forma de gráficos no domínio do tempo, considerando os três valores de temperatura selecionados e a rotação de 830 rpm (regime permanente).

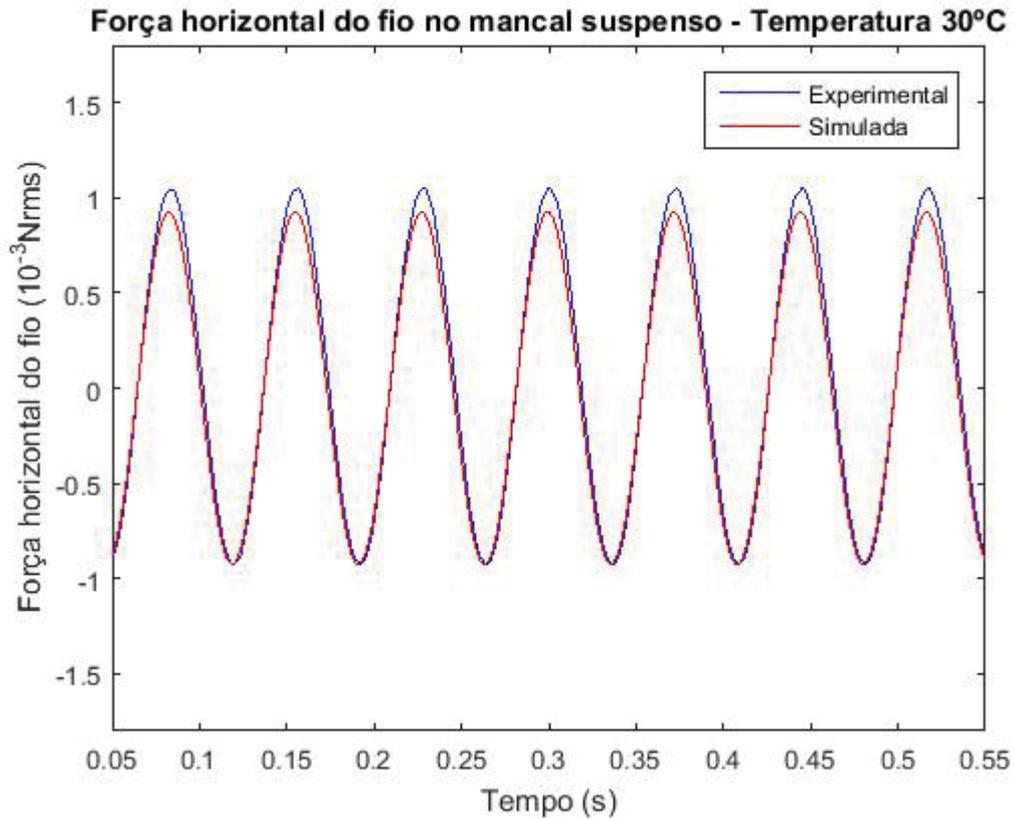


Figura 5.4 - Força horizontal exp. x Força horizontal sim. Temp.=30°C, $N = 830$ rpm.

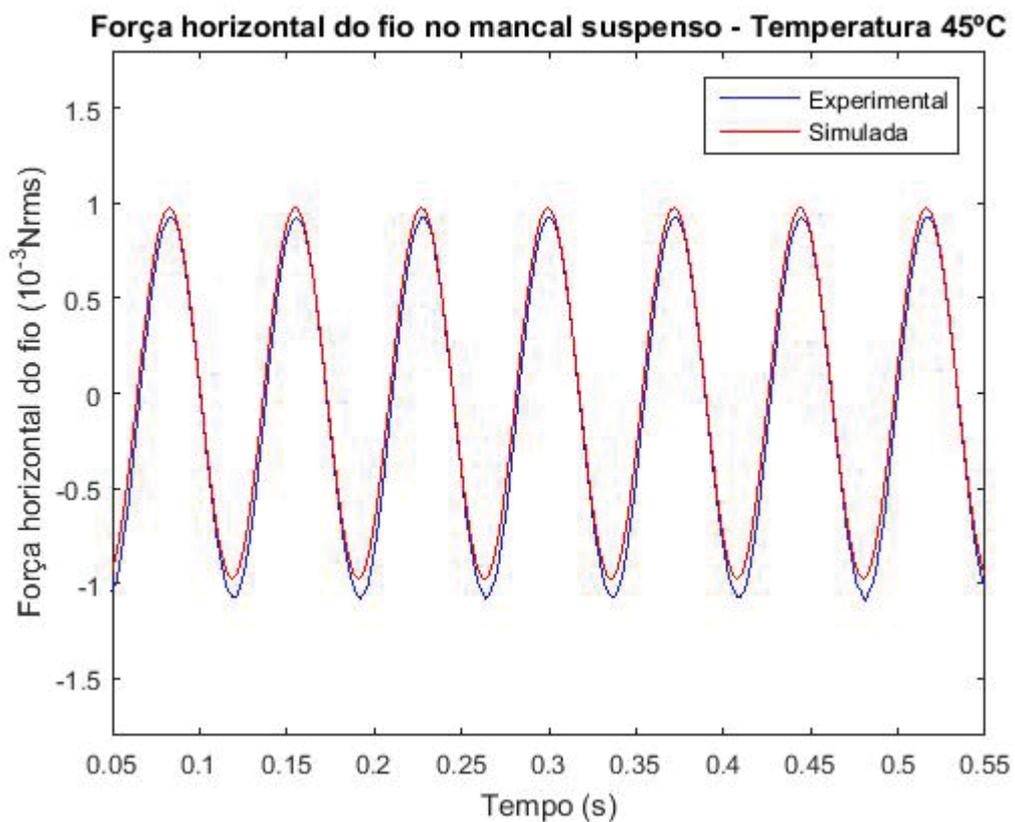


Figura 5.5 - Força horizontal exp. x Força horizontal sim. Temp.=45°C, $N = 830$ rpm.

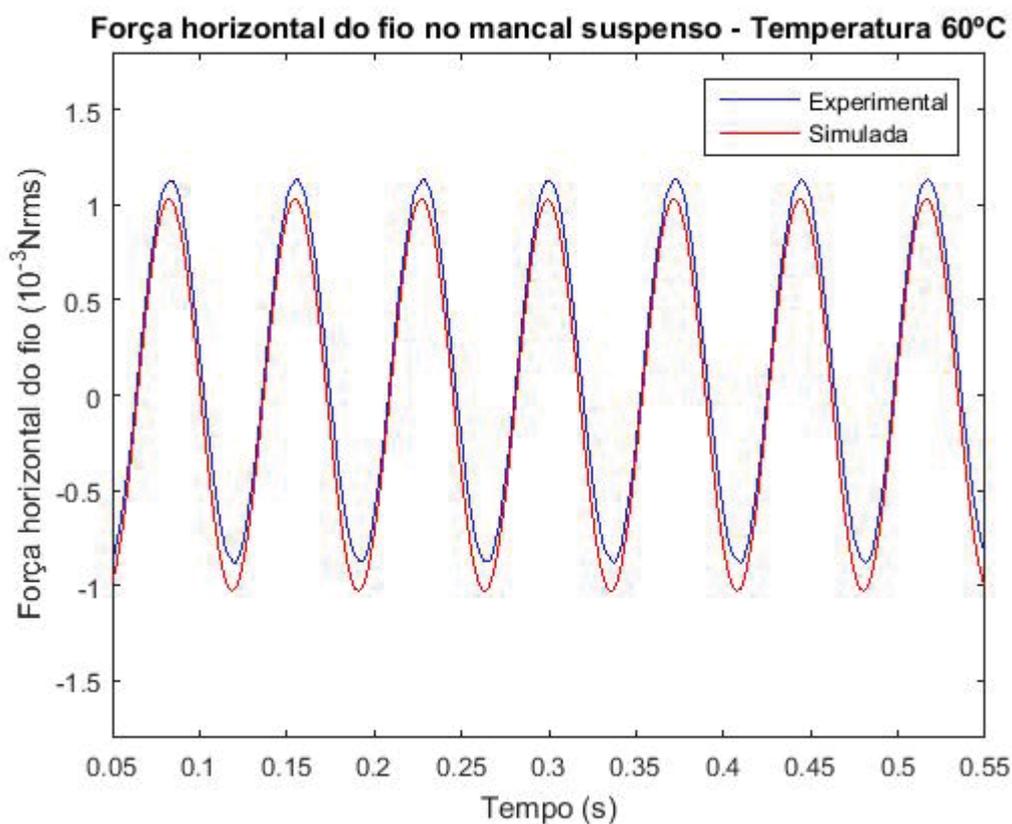


Figura 5.6 - Força horizontal exp. x Força horizontal sim. Temp.=60°C, $N = 830$ rpm.

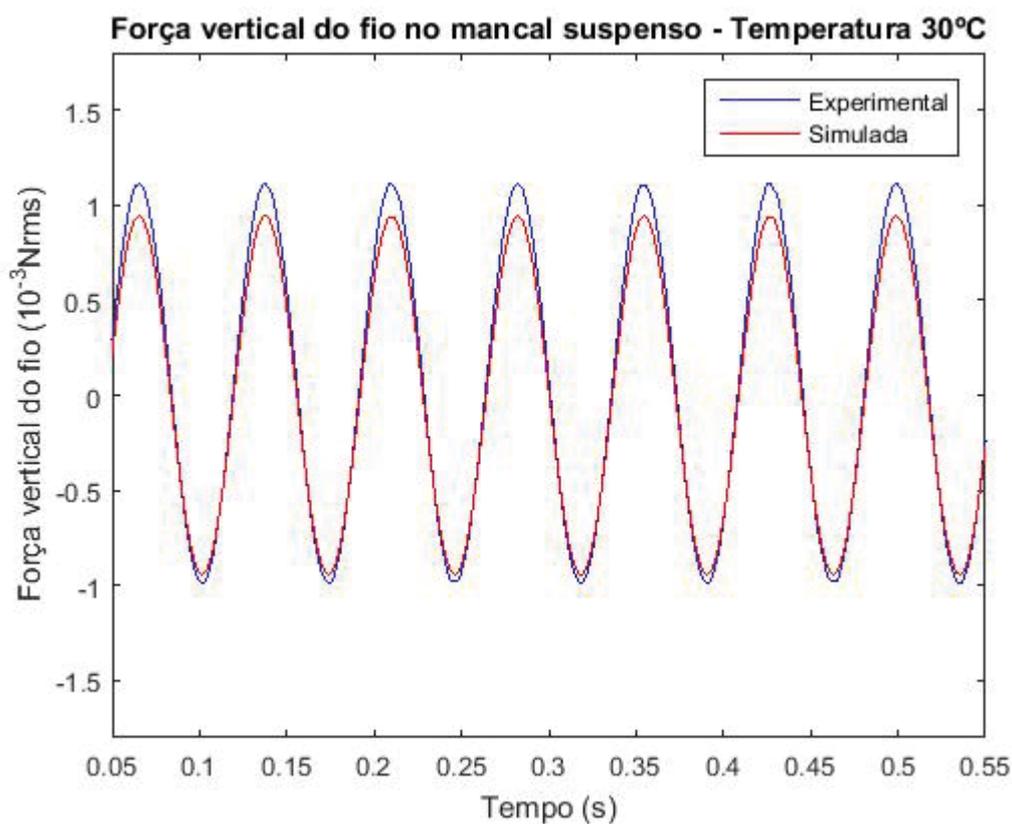


Figura 5.7 - Força vertical exp. x Força vertical sim. Temp.=30°C, $N = 830$ rpm.

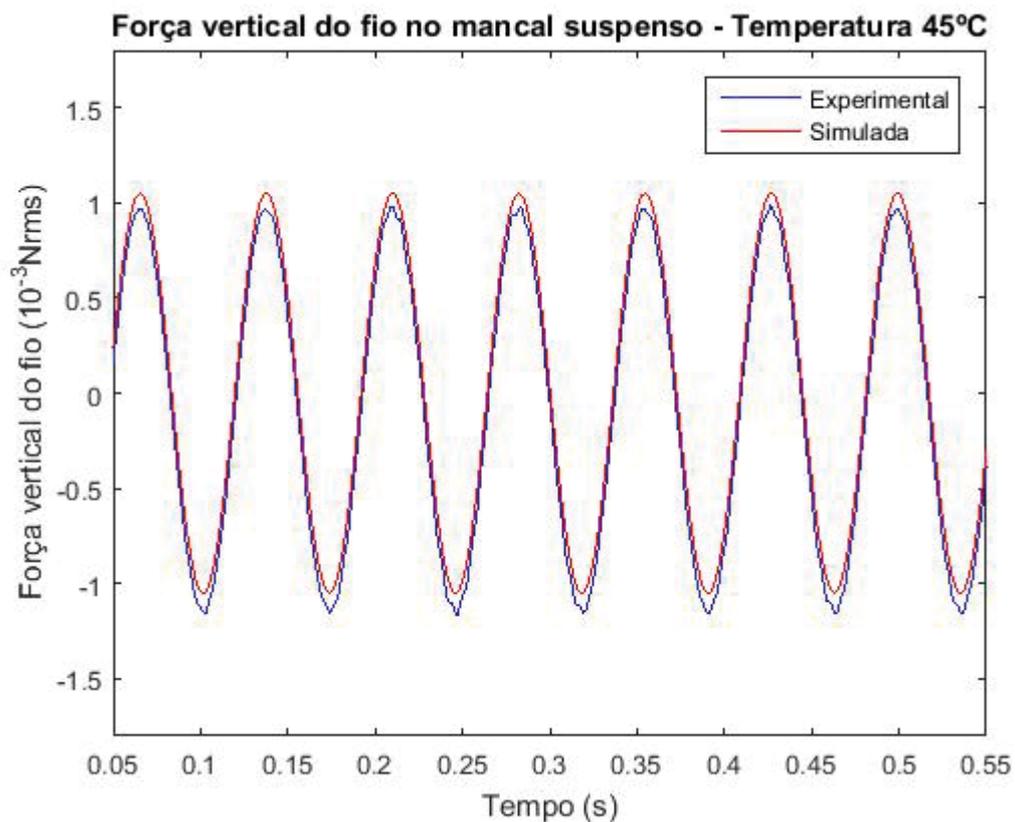


Figura 5.8 - Força vertical exp. x Força vertical sim. Temp.=45°C, $N = 830$ rpm.

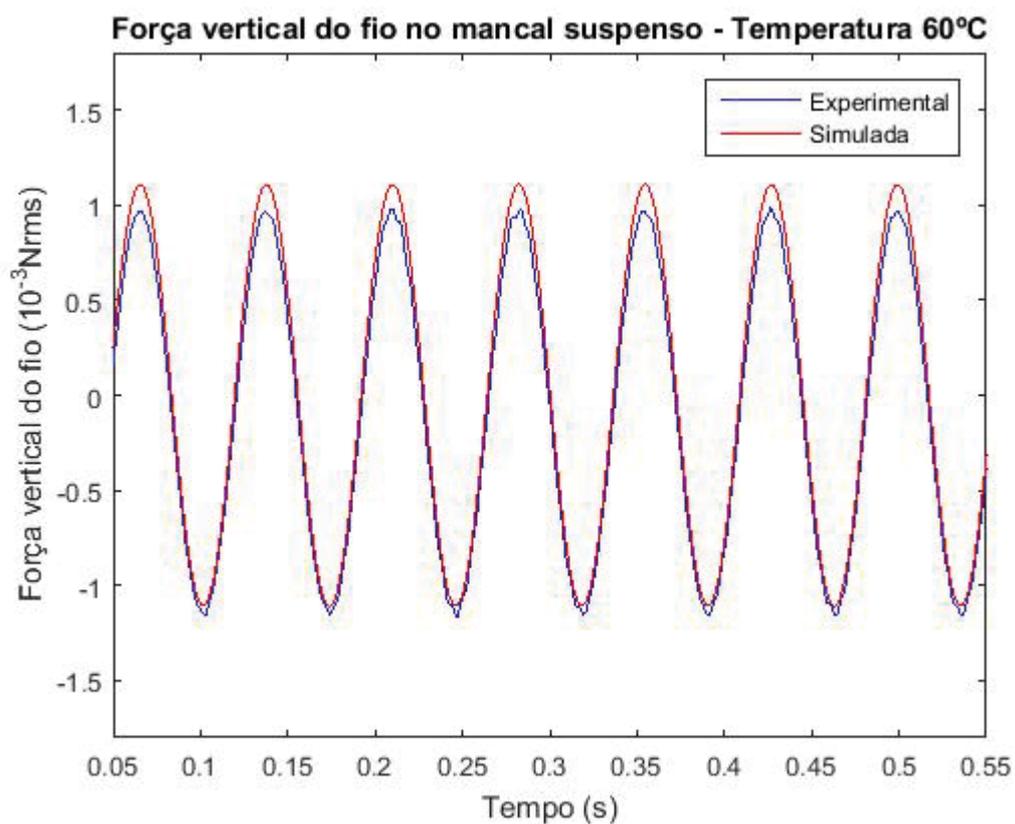


Figura 5.9 - Força vertical exp. x Força vertical sim. Temp.=60°C, $N = 830$ rpm.

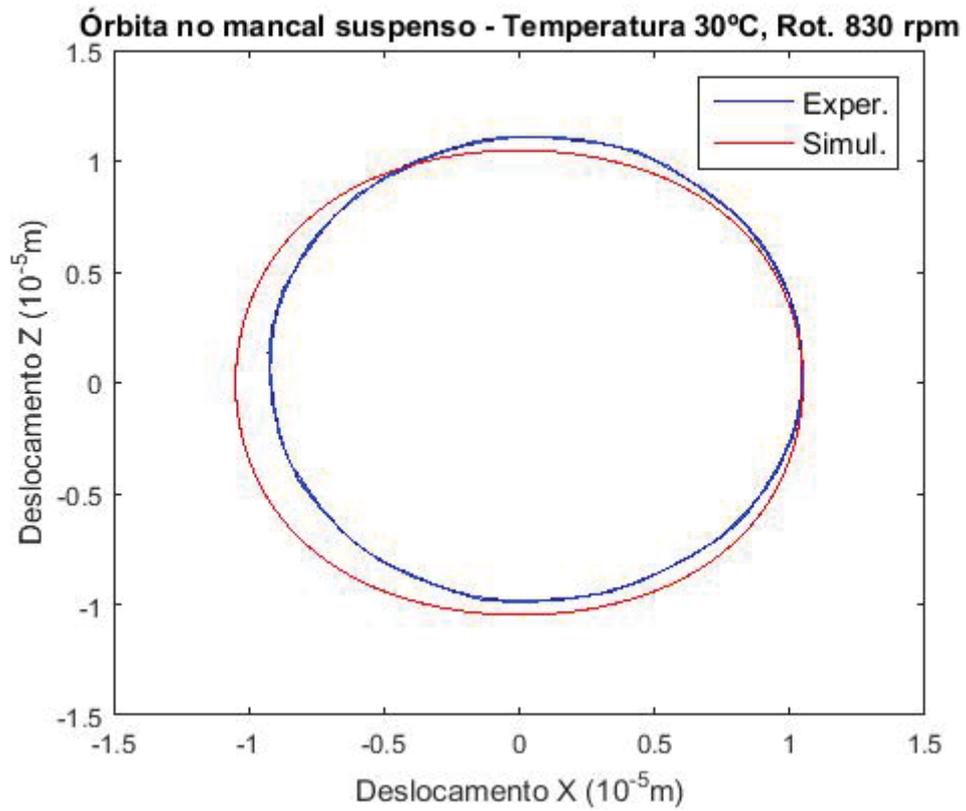


Figura 5.10 - Órbita experimental x Órbita simulada. Temp.=30°C, $N = 830$ rpm

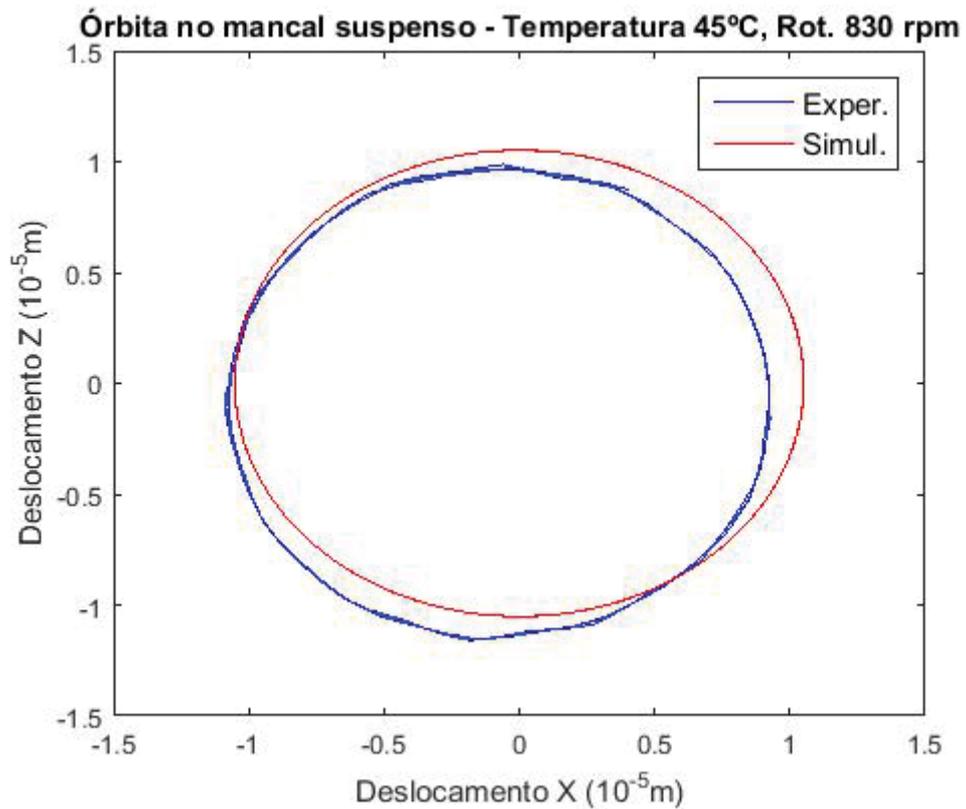


Figura 5.11- Órbita experimental x Órbita simulada. Temp.=45°C, $N = 830$ rpm.

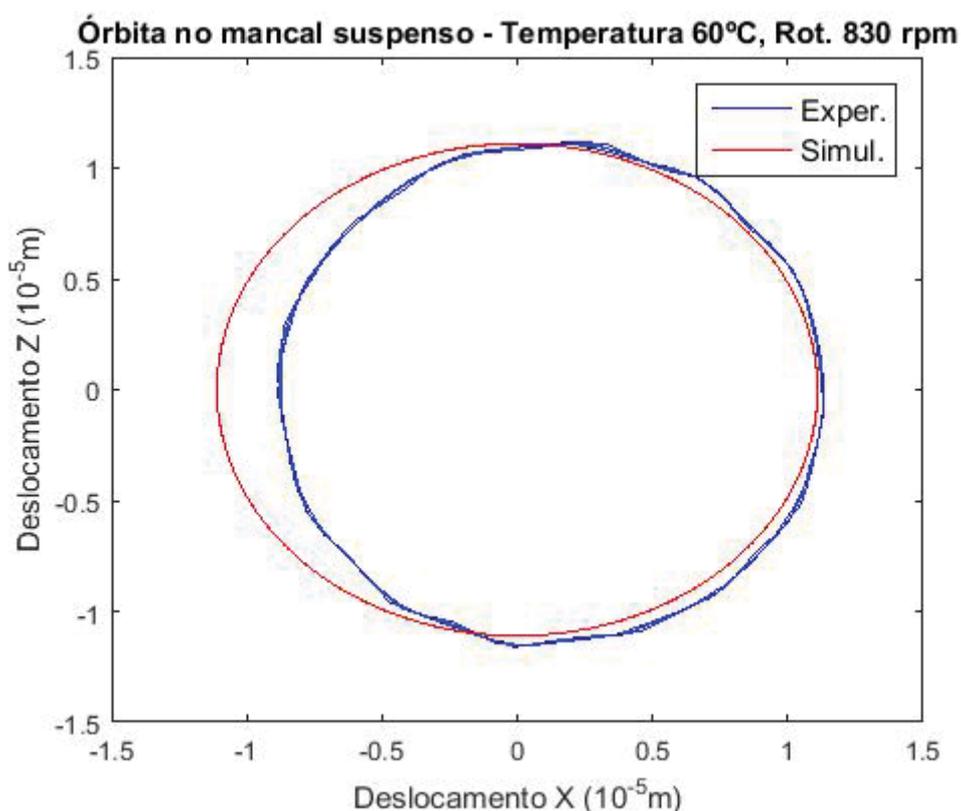


Figura 5.12 - Órbita experimental x Órbita simulada. Temp.=60°C, $N = 830$ rpm.

As Figs. 5.4 a 5.9 mostram que a força do fio de memória de forma varia de modo aproximadamente senoidal e, portanto, apresenta o mesmo comportamento do desbalanceamento (vibração síncrona). Uma pequena diferença na amplitude pode ser observada nestas figuras. Esta diferença pode ser atribuída à pré-tensão no fio ao se procurar representar esta força no modelo e no experimento. Na prática, pode ocorrer pequena variação na pré-tensão do fio em um dos lados do mancal (pequena variação no aperto dos parafusos de pré-tensão). As Figs. 5.10 a 5.12 mostram pequena assimetria nas órbitas que também pode ser explicada pela variação da pré-tensão do fio.

5.3 Resultados experimentais

Este item apresenta os resultados experimentais em forma de gráficos no domínio da frequência. Curvas de forças dinâmicas no mancal suspenso em função da frequência (rotação do disco/eixo) são mostradas nas figuras 5.13 e 5.14. As órbitas também são mostradas nas figuras 5.15 a 5.18.

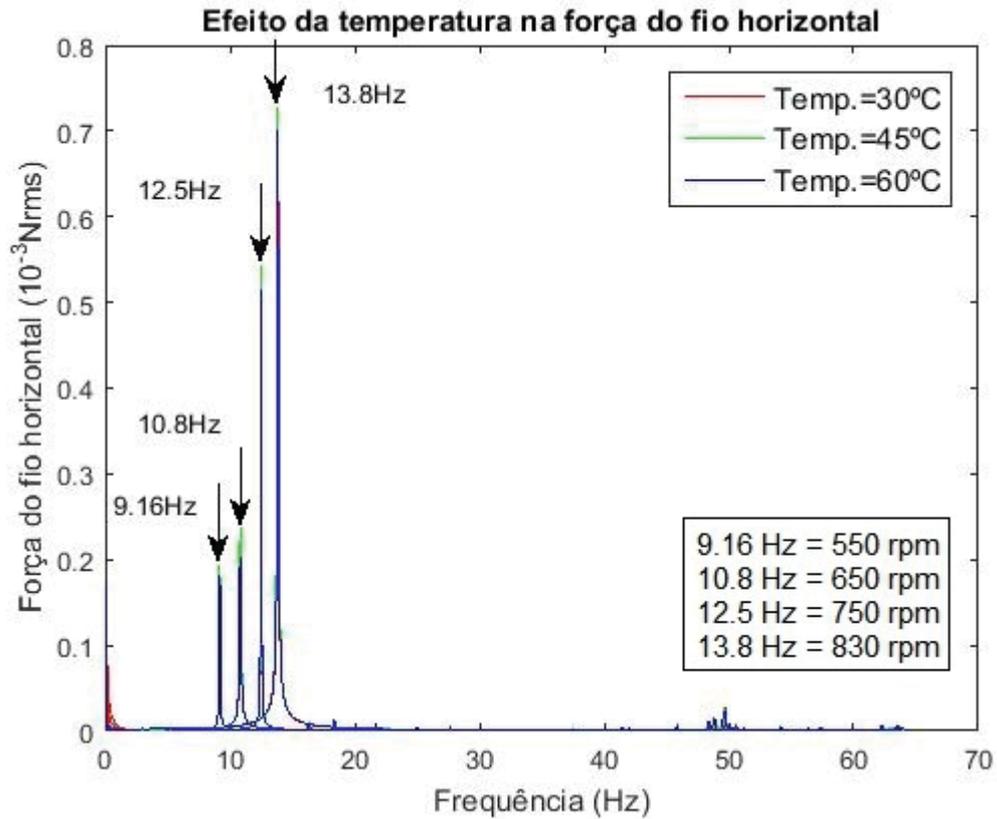


Figura 5.13 - Força horizontal no mancal suspenso x Frequência

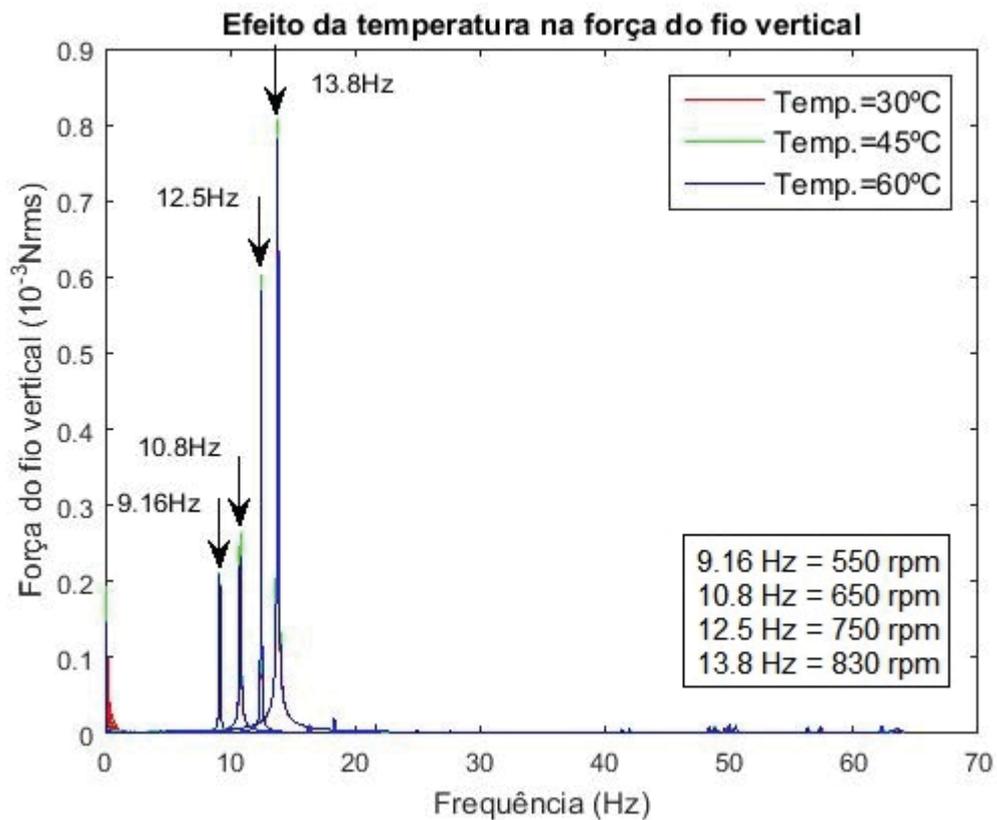


Figura 5.14 - Força vertical no mancal suspenso x Frequência

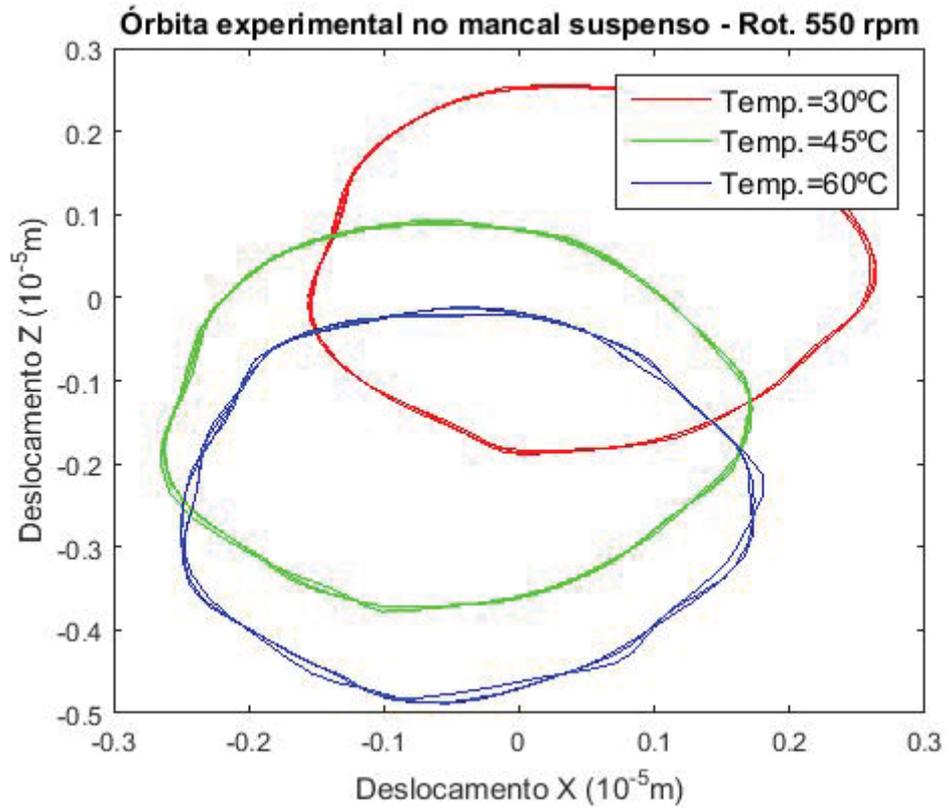


Figura 5.15 - Órbita obtida de dados experimental, $N=550$ rpm

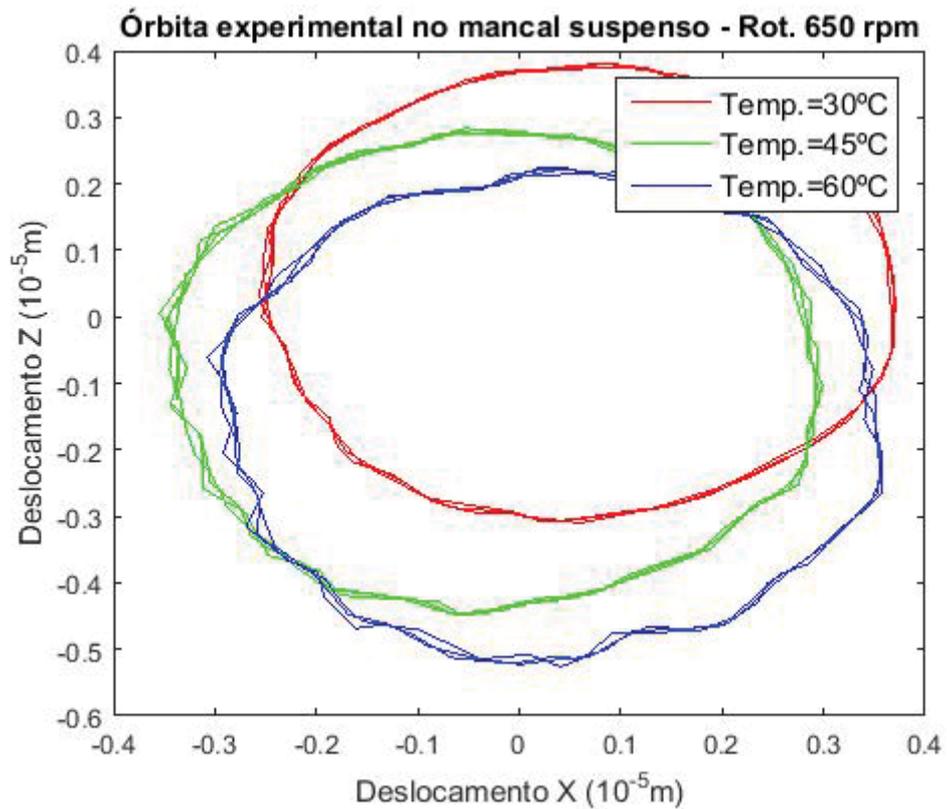


Figura 5.16 - Órbita obtida de dados experimental, $N=650$ rpm

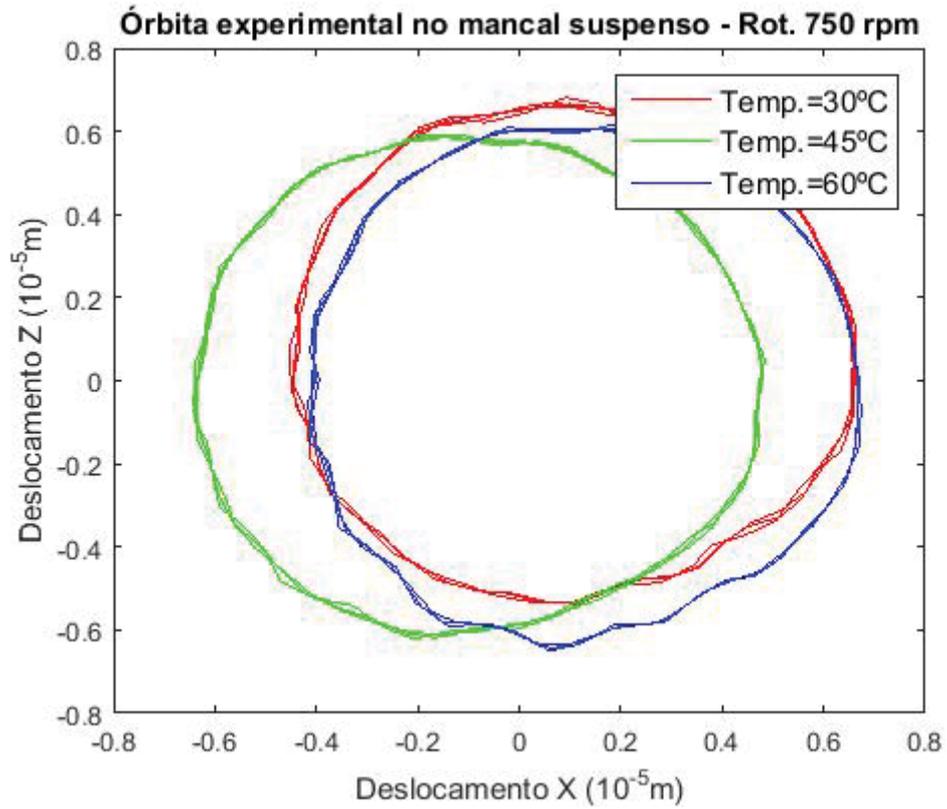


Figura 5.17 - Órbita obtida de dados experimental, $N=750$ rpm

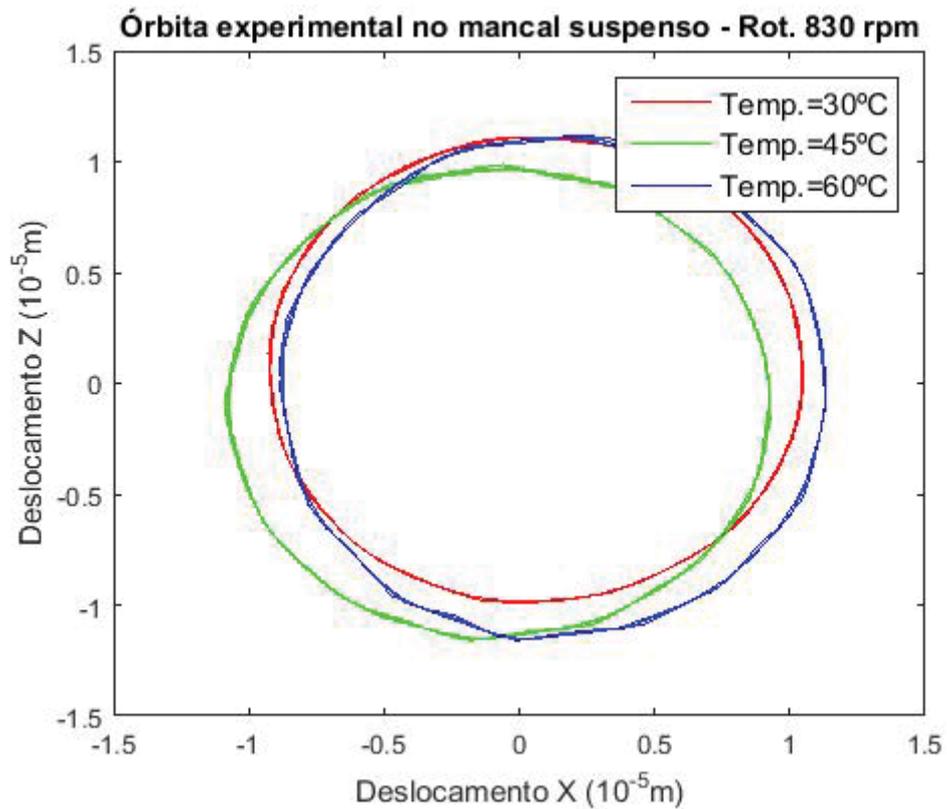


Figura 5.18 - Órbita obtida de dados experimental, $N=830$ rpm

Nas Figs. 5.13 e 5.14 observa-se que a força aumenta com a frequência (velocidade de rotação do eixo da bancada) devido ao aumento da força de desbalanceamento. A temperatura atua em sentido contrário e seu aumento tende a favorecer a transformação reversa (formação de austenita; estrutura mais rígida e com maior módulo de elasticidade). Por isso, a amplitude da força (curva azul) reduz um pouco em relação à curva verde (vide figuras 5.13 e 5.14). Os picos das curvas vermelhas não estão visíveis, mas as amplitudes destes são bem próximas aos respectivos picos das curvas verdes.

As Figs. 5.15 e 5.18 mostram que em rotações mais baixas (550 e 650rpm) a força do fio prevalece sobre a força de desbalanceamento e, por isso, as órbitas se mostram mais espaçadas. Por outro lado, quando a rotação aumenta estas duas forças tendem a se equivaler e as órbitas ficam mais próximas (vide figuras 5.17 e 5.18). Outra característica destas duas figuras é que a curva verde, mais deslocada, deve estar na condição martensítica; enquanto, as curvas vermelha e azul parecem estar na condição austenítica (mais rígida). No entanto, o efeito da temperatura torna-se limitado porque o deslocamento dinâmico é pequeno (pequena deformação obtida por transformação de fase).

5.4 Análise dos resultados experimentais

Antes de analisar os resultados experimentais faz-se necessário, calcular as temperaturas corrigidas a fim de observar o efeito da tensão mecânica aplicada nos fios SMA e a influência destes no comportamento dinâmico do rotor. As temperaturas corrigidas pelo efeito da tensão são:

$$A_S^\sigma = A_S + \frac{\sigma}{C_A} \quad (5.2)$$

$$A_S^\sigma = -12,78 + \frac{329,41}{6,67} \quad (5.3)$$

$$A_S^\sigma = 36,6^\circ\text{C} \quad (5.4)$$

$$A_f^\sigma = A_f + \frac{\sigma}{C_A} \quad (5.5)$$

$$A_f^\sigma = 8,42 + \frac{329,41}{6,67} \quad (5.6)$$

$$A_f^\sigma = 57,8^\circ\text{C} \quad (5.7)$$

Pode-se observar dos gráficos que as forças dinâmicas aumentam com o aumento da rotação do disco/eixo, isto é, o sistema mecânico (rotor) responde na frequência em que é excitado. Em se tratando de um problema de vibrações forçadas devido ao desbalanceamento residual do rotor, a velocidade de translação do disco também aumenta quando a velocidade de rotação aumenta. As vibrações causadas pelo desbalanceamento dos discos são transmitidas aos mancais do rotor. Este possui dois mancais de rolamento, sendo um rígido e outro suspenso por fios de liga de memória de forma.

No primeiro caso, as vibrações são atenuadas pelo amortecimento interno do material do mancal, enquanto no segundo, são absorvidas pelos fios, que fixam o mancal suspenso à base rígida. Devido ao desbalanceamento ocorre uma sollicitação mecânica do fio de liga de memória de forma, deformando-o. Este resiste como um material convencional de engenharia até o início de transformação de fase. Após atingir um valor crítico, a estrutura cristalina do material do fio inicia a transformação de austenita para martensita (menos rígida, menor módulo de elasticidade). Desse modo, a cada rotação do eixo da bancada ocorre uma disputa entre a força de desbalanceamento (solicitando mecanicamente o material do fio e acionando a transformação direta) e a força elástica do fio (que é favorecida pela temperatura, buscando deslocar a cinética da transformação no sentido da mudança para a fase austenítica).

Observando-se as curvas azuis das Figs. 5.4 a 5.9 é possível notar que, mesmo com variação de temperatura, ocorre pouca variação no valor de força medido pela célula de carga dinâmica. Isto é um indicativo da ocorrência de pouca deformação por transformação de fase. Como a deformação não pode ser medida por meio de um proxímetro, é feita uma estimativa, conforme abaixo:

$$\delta_{dinâmico} = \frac{Pl_{fio}}{AE} \quad (5.8)$$

$$\delta_{dinâmico} = \frac{1,2 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{\pi(0,15 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32,47 \cdot 10^9} \quad (5.9)$$

$$\delta_{dinâmico} = 1,31 \cdot 10^{-5} m \quad (5.10)$$

Por sua vez, a parcela estática do deslocamento é estimada como:

$$\delta_{estático} = \varepsilon \cdot l_{fio} \quad (5.11)$$

$$\delta_{estático} = 0,01 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \quad (5.12)$$

$$\delta_{estático} = 2,5 \cdot 10^{-4} m \quad (5.13)$$

Como se pode observar das Eqs. (5.10) e (5.13), $\delta_{dinâmico} \ll \delta_{estático}$. Assim, verifica-se que ocorre pouca deformação por transformação de fase no fio. A deformação permanece em um valor pouco maior que 1% e a correspondente tensão é aproximada para $\sigma_{MS} = 329,4$ MPa, (vide curva tensão x deformação do Relatório de Caracterização dos Fios Superplásticos de *NiTi*). A fração martensítica associada à esse valor de deformação inicial é obtida por:

$$\xi_{A \rightarrow M} = \frac{1}{2} \left\{ \cos \left[a_M (\theta - M_f) - \frac{a_M}{C_M} \cdot \sigma \right] + 1 \right\} \quad (5.14)$$

$$\xi_{M \rightarrow A} = \frac{1}{2} \left\{ \cos \left[0,18545 \cdot (30 + 3,47) - \frac{0,18548}{6,17} \cdot 329,41 \right] + 1 \right\} \quad (5.15)$$

$$\xi_{M \rightarrow A} = 0,76 \quad (5.16)$$

Aumentando-se a rotação, a ação de deformação é amplificada pela ação do desbalanceamento, pois a força aumenta com o quadrado da velocidade de rotação. Desse modo, o material do fio sofre maior deformação e tende para a condição martensítica (menos rígida), compatível com os picos das curvas verdes (Figs. 5.13 e 5.14). Conforme as equações (5.4) e (5.7), as temperaturas de início e fim da transformação para o nível de tensão de $\sigma_{MS} = 329,4$ MPa são 36,6 e 57,8°C, respectivamente. Por isso, o aumento de 30 para 45° C não produz o aumento de rigidez esperado devido à transformação insuficiente para a fase austenítica. Uma estimativa para a fração martensítica na temperatura de 45°C e neste nível de tensão é dada por:

$$\xi_{M \rightarrow A} = \frac{\xi_m}{2} \left\{ \cos \left[a_A (\theta - A_s) - \frac{a_A}{C_A} \cdot \sigma \right] + 1 \right\} \quad (5.17)$$

$$\xi_{M \rightarrow A} = \frac{0,76}{2} \left\{ \cos \left[0,148188 \cdot (45 + 12,78) - \frac{0,148188}{6,67} \cdot 329,41 \right] + 1 \right\} \quad (5.18)$$

$$\xi_{M \rightarrow A} = 0,50 \quad (5.19)$$

Assim, mesmo sendo aumentada a temperatura da câmara térmica (de 30 para 45°C e sendo mantida nesse valor), o material do fio não transforma totalmente para a fase austenítica, por causa do efeito da tensão aplicada no fio que retarda o início da transformação reversa. Com o aumento da temperatura para 60°C, observa-se uma redução das forças medidas pelas células de carga dinâmicas no mancal suspenso, o que permite afirmar que o fio está mais rígido. Por sua vez, a rigidez deste está diretamente relacionada com o módulo de elasticidade do material, $k=ES/l_{fio}$, tendendo para a fase austenítica (mais rígida), como também se verifica pela equação (5.7). Logo, para este último valor de temperatura o sistema fica mais rígido e as amplitudes dos deslocamentos são reduzidas. Entretanto, esta distinção não é muito clara nos gráficos de órbitas experimentais, pois os deslocamentos dinâmicos e as forças são muito próximos para as diferentes temperaturas estudadas e, então, o efeito da temperatura que é o de enrijecer o sistema não se torna muito visível (observável). Isto pode ser atribuído à pequena parcela do deslocamento dinâmico e à pequena deformação resultante deste deslocamento.

As curvas de órbitas obtidas nas simulações (Figs. 4.33, 4.34, 4.45 e 4.46) apresentam a mesma tendência das obtidas nos experimentos (Fig. 5.18, $N=830$ rpm). No entanto, trata-se apenas de comparações qualitativas, não sendo possível uma comparação quantitativa entre as curvas de simulação e experimental, pois as primeiras são calculadas nas estações dos discos ($y_{disco_1}=296,0$ mm e $y_{disco_1}=552,0$ mm) ao passo que as últimas são avaliadas na estação do mancal suspenso ($y_{mancal_2}=700,0$ mm). Pode-se observar, porém, que as órbitas têm o raio aumentado quando a velocidade de rotação aumenta e uma redução deste com o aumento da temperatura. Estes comportamentos são consistentes com as respostas obtidas nos domínios do tempo e da frequência, pois conforme observado nesses gráficos, o aumento da rotação favorece a ação do desbalanceamento, aumentando o raio de órbita; por outro lado, o aumento da temperatura atua no enrijecimento do sistema, reduzindo-o. Assim, observa-se que as órbitas são compatíveis com os gráficos das forças nos domínios do tempo e da frequência.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

Os objetivos propostos no trabalho foram atingidos. O modelo de elementos finitos do rotor, devidamente adaptado e complementado para a realização desta tese, prevê satisfatoriamente o comportamento dinâmico da bancada. O projeto, construção e montagem do aparato experimental, inclusive sua instrumentação, permitiram realizar a parte experimental desta tese, além de deixar uma infraestrutura importante para a realização de trabalhos futuros. Os resultados obtidos permitiram comprovar que o uso de fios de memória de forma é um modo efetivo, simples e de baixo custo no controle passivo de vibrações de rotores, podendo levar a futuras aplicações industriais em máquinas rotativas. Com relação aos dados obtidos é possível concluir que:

- O mancal suspenso se comporta como sistema massa-mola-amortecedor e suas características de rigidez e amortecimento dependem das propriedades do fio;
- Este sistema (mancal suspenso) oscila em torno de um ponto de equilíbrio estático, no qual as cargas estáticas são dadas pela pré-tensão, e as cargas dinâmicas são representadas pela resultante entre a força de desbalanceamento e a força do fio;
- A cada rotação do eixo ocorre uma disputa entre a força de desbalanceamento (no sentido da transformação direta) e a força elástica do fio (no sentido da transformação reversa, favorecida pela temperatura);
- O aumento da rotação (aumento da força de desbalanceamento) favorece a transformação direta, alterando a estrutura do material do fio para a condição martensítica, o que é comprovado pelas maiores amplitudes das forças dinâmicas no mancal suspenso;
- O aumento da temperatura favorece a transformação reversa, alterando a estrutura do material do fio para a condição austenítica (mais rígida). O efeito do aumento da temperatura pode ser observado na redução das amplitudes das forças dinâmicas no mancal suspenso e na redução dos raios das órbitas;

- A pré-tensão do fio é um parâmetro importante para que o fio possa atingir a região de transformação. E por isso, um valor adequado deve ser selecionado de modo que o fio esteja próximo do início da transformação direta, antes da operação da bancada;
- O fio utilizado, com espessura 0,30mm, parece enrijecer muito a montagem, por isso o deslocamento dinâmico é bem menor que o deslocamento estático (associado à pré-tensão). Assim, ocorre pouca deformação por transformação de fase e o efeito do aumento da temperatura torna-se pouco representativo;
- A alteração da temperatura é um modo relativamente simples de alteração da rigidez do mancal suspenso e pode ser utilizada para se obter redução adicional da amplitude de vibrações;
- O controle passivo para materiais com memória de forma é uma maneira simples de controlar a resposta dinâmica do rotor, pois utiliza uma característica intrínseca do material com memória de forma;
- Por fim, as contribuições mais significativas deste trabalho podem ser resumidas nos seguintes pontos principais: inclusão da função matemática que permite o cálculo da força do fio no programa de elementos finitos utilizado nas simulações computacionais; desenvolvimento de um sistema de aquecimento dos fios de liga de memória de forma; projeto e fabricação dos vários componentes da bancada; montagem, testes e posterior identificação do comportamento dinâmico da bancada de rotor; validação dos resultados numéricos na bancada experimental. Finalmente, há que se acrescentar que o desenvolvimento desta tese representa a incorporação definitiva desta linha de estudos no LMEST/UFU.

6.2 Trabalhos Futuros

A fim de dar continuidade nesta linha pesquisa (comportamento termomecânico das ligas de memória de forma), o autor sugere a investigação dos seguintes tópicos listados abaixo:

- Estudo da presença da fase *R* (romboédrica) na composição da liga *NiTi* e seu efeito nas temperaturas de transformação;
- Aprimoramento do modelo constitutivo adotado para a liga *NiTi*, baseado em evidências experimentais;
- Estudo do comportamento do fio de memória de forma em fadiga, vislumbrando possível aplicação industrial em dinâmica de rotores;

- Testar a condição de operação com fio mais fino (0,21mm, já disponível no LMEST), buscando obter maior deformação oriunda da transformação de fase;
- Verificar experimentalmente a ocorrência dos picos nas respostas temporais verticais, utilizando proxímetros;
- Estudar a variação das propriedades da liga de memória de forma no comportamento termomecânico do fio, visto que estas variam de modo estocástico. Em outras palavras, cabe a aplicação de técnicas de quantificação e análise de incertezas no sistema aqui estudado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acrílicos Brasil, “Propriedades Físicas das Chapas Acrílicos Extrudadas”, Boletim Técnico 2006.

Alves M.T.S., Steffen Jr. V., Dos Santos M. C., Savi M. A., Enemark S., Santos I. F., “Vibration control of a flexible rotor suspended by shape memory alloy wires”, Journal of Intelligent Materials Systems and Structures vol. 29, (2018) pp 2309-2323. <https://doi.org/10.1177/1045389X18758179>

Alves M.T.S., “Controle de vibrações em máquinas rotativas usando ligas de memória de forma” 2015. 149f Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia/M.G.

Araújo C.J., “Caracterização termomecânica de fios superelásticos de NiTi”, Relatório de Caracterização Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas da Universidade Federal de Campina Grande, (2017)

Bathe K.J., Wilson E.L., “Numerical Methods in Finite Element Analysis”. Prentice-Hall, INC 1976.

Blanco A., Silva G., Béltran F., Vela G., “Active vibration control of rotor-bearing systems”, Interchopen vol. 12, (2010) pp 293-302.

Brito da Silva J. A., Análise de Sistemas de Vibração em Máquinas Rotativas utilizando atuadores formados por Liga com Memória de Forma, 2009. 152f, Dissertação de Mestrado Universidade Federal do Pará, Belém.

Brüel&Kjaer, “Static and Dynamic Balancing of Rotors”, Application Notes Boletim 0276 Report (2007) pp1-19.

Brusa E., “Semi-active and active magnetic stabilization of supercritical rotor dynamics by contra-rotating damping”, Mechatronics vol. 24 (2014) pp 500-510. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2014.06.001>

Burrows C. R. "Progress towards smart rotating machinery through the use of active bearing", Proceedings IMechE vol.223 Part C:J. Mechanical Engineering Science 2009. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1487>

Corbi O., "Shape memory alloy and their application in structural oscillation attenuation", Simulation Modelling Practice and Theory vol. 11 (2003) pp. 387-402. [https://doi.org/10.1016/S1569-190X\(03\)00057-1](https://doi.org/10.1016/S1569-190X(03)00057-1)

Cowper, G.R., "The shear coefficient in Timoshenko's beam theory", Journal of Applied Mechanics vol.33 n°2 junho 1966. (Transactions of the American Society of Mechanical Engineers vol.88 Series E pp335-340). <https://doi.org/10.1115/1.3625046>

Ewins D. J., "Control of vibration and resonance in aero engines and rotating - An overview", International Journal of Pressure Vessels and Piping vol. 87 (2010) pp.504-510. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2010.07.001>

Falk, F. (1989). "Pseudoelastic Stress-Strain Curves of Polycrystalline Shape Memory Alloys Calculated from single Crystal Data". International Journal of Engineering Science, Vol. 27 No. 3, pp. 277-287. [https://doi.org/10.1016/0020-7225\(89\)90115-8](https://doi.org/10.1016/0020-7225(89)90115-8)

Felício G. M. G., "Diagnóstico de Avarias em Máquinas Rotativas utilizando a Análise de Órbitas" 2015. 96f. Dissertação de Mestrado Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Portugal.

Fisher, D.F., Tanaka, K. (1992), "A Micromechanical Model for the Kinetics of Martensitic Transformation". International Journal of Solid and Structures, vol. 29 No 14/15, pp. 1723-1728. [https://doi.org/10.1016/0020-7683\(92\)90165-P](https://doi.org/10.1016/0020-7683(92)90165-P)

Funakubo H., "Shape Memory Alloys", 1987, Gordon and Breach Science Publications.

Garcia, M. A., "Análise experimental do comportamento termomecânico das ligas com memória de forma", 2015. 91f. Tese de Doutorado Coppe/UFRJ.

Kafka, V. (1994), "Shape Memory: A New Concept of Explanation and of Mathematical Modelling Part I: Micromechanical Explanation of Causality in SM Processes". Journal of

Intelligent Materials Systems and Structures, Vol. 5 pp. 809-914.
<https://doi.org/10.1177/1045389X9400500612>

Huang, W. (1998). "Shape Memory Alloys and their Applications to Actuators for Deployable Structures". Thesis of Doctorate University of Cambridge Department of Engineering.

Heller L., Sittner P., Landa M., "Factors controlling superelastic damping capacity of SMAs", Journal of Materials Engineering and Performance vol. 18 (5-6) August 2009 -603.
<https://doi.org/10.1007/s11665-009-9358-1>

Jani J. M., Leary M., Subic M, Gibson M. A., "A review of shape memory alloy research, applications and opportunities", Materials and Design vol.56 (2014) pp.1078-1113.
<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.11.084>

Lagoudas D. C., "Shape Memory Alloys Modeling and Engineering Applications", 2008 Springer 2008.

Lallane M, Ferraris G., "Rotordynamics Prediction in Engineering" 1990 John Wiley and Sons.

Lees A. W., "Smart machines with flexible rotors", Mechanical Systems and Signal Processing vol. 25 (2011) pp 373-382. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.09.006>

Leo, D.J., "Engineering Analysis of Smart Material Systems", 2007, John Wiley.
<https://doi.org/10.1002/9780470209721>

Liang C., Rogers C. A., "One Dimensional Thermomechanical Constitutive Relations for Shape Memory Materials", Journal of Intelligent Materials Systems and Structures 1990, vol. 1 pp 207-234. <https://doi.org/10.1177/1045389X9000100205>

Lobato F. S., "Otimização multi-objetivo para projeto de sistemas de engenharia" 2008. 402f Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia/M.G.

Mckelvey, A. L., Ritchie R.O., "Fatigue-crack propagation in nitinol, a shape memory and superelastic endovascular stent material", J. Biomed Materials Res. 1999. 47:3 pp. 301-308. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1097-4636\(19991205\)47:3<301::AID-JBM3>3.0.CO;2-H](https://doi.org/10.1002/(SICI)1097-4636(19991205)47:3<301::AID-JBM3>3.0.CO;2-H)

Mekki O. B., Auricchio F., "Performance evaluation of shape memory alloy superelasticbehaviour to control a stay cable in cable-stayed bridges", International Journal of Non-linear Mechanics vol.46 (2011) pp 470-477. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2010.12.002>

Patoor, E., Eberhardt, A. berveillen, M. (1994). "Micromechanical Modelling of Shape Memory Behaviour". AMD Vol. 189/PVP Vol 292. Mechanics of Phase Transformations and Shape Memory Alloys. ASME 1994 pp. 23-38.

Patoor, E., Eberhardt, A. Berveillen, M. (1996). "Micromechanical Modelling of Superelasticity in Shape Memory Alloys". Journal of Physique vol. 6, No C1 pp. 277-292. <https://doi.org/10.1051/jp4:1996127>

Paulo Junior W.L., "Modelagem e avaliação numérica de absorvedores dinâmicos de vibrações sintonizáveis baseados em ligas com memória de forma" 2012. 94f Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia/M.G.

Rao J.S., "History of Rotating Machinery Dynamics", 2011 Springer. <https://doi.org/10.1007/978-94-007-1165-5>

Reynaerts D., Van Brussel H., "Design aspects of shape memory actuators", Mechatronics, vol. 8, (1998) pp. 635-656. [https://doi.org/10.1016/S0957-4158\(98\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0957-4158(98)00023-3)

Rumin R., Ciéslik J., "Vibration control of rotating machinery", Active Noise and Vibration Control Methods (2011) pp. 182-189.

Siqueira A.A. G., Nicoletti R., NorrickN.,Cavalcanti K.L., Castro H.F., Bauer J., Dohal F. "Linear parameter varying control for rotating systems supported by journal bearings", Journal of Sound and Vibration 331 (2012) pp 2220-2232. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.01.009>

Smalley A. J., Mauney D. A., "Risk-Based Maintenance of Turbomachinery", Proceedings of 26th Turbomachinery Symposium (2013).

Steffen Jr. V., Mahfoud J., Der. Hagopian J., Lévecque N., "Experimental model to control and monitor rotating machines", Mechanism and Machine Theory 44 (2009) pp761-771. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.04.009>

Srinivasan A.V., "Smart Structures", 2001 Cambridge University Press.

Suduo X., Xiongyan L., "Control devices incorporated with shape memory alloy", Earthquake Engineering and Engineering Vibration (2007) pp 159-169. <https://doi.org/10.1007/s11803-007-0734-2>

Sun, Q. P., Hwang K. C. (1993a). "Micromechanics Modelling for the Constitutive Behavior of Polycrystalline Shape Memory Alloys I: Derivation of General Relations". Journal of the Mechanics and Physics of Solids, vol. 41 No.1 pp. 1-17. [https://doi.org/10.1016/0022-5096\(93\)90060-S](https://doi.org/10.1016/0022-5096(93)90060-S)

Sun, Q. P., Hwang K. C. (1993b). "Micromechanics Modelling for the Constitutive Behavior of Polycrystalline Shape Memory Alloys II: Study of the Individual Phenomena". Journal of the Mechanics and Physics of Solids, vol. 41 No.1 pp. 19-33. [https://doi.org/10.1016/0022-5096\(93\)90061-J](https://doi.org/10.1016/0022-5096(93)90061-J)

Tadesse Y., Thayer N., Priya S., "Tailoring the response time of shape memory alloys wires through active cooling and pre-stress", Journal of Intelligent Materials Systems and Structures, vol. 0, (2009). <https://doi.org/10.1177/1045389X09352814>

Tamai H., Kitagawa Y., "Pseudoelastic behavior of shape memory alloy wire and its application to seismic resistance member to building" Computational Materials Science vol. 25 (2002) pp. 218-227. [https://doi.org/10.1016/S0927-0256\(02\)00266-5](https://doi.org/10.1016/S0927-0256(02)00266-5)

Timoshenko S.P., Gere J.M., "Mecânica dos Sólidos", vol.1, LTC Editora (1983) pp163-169.

Velazquez R., Pissaloux E.E., "Modelling and temperature control of shape memory alloys with fast electrical heating", International Journal of Mechanics and Control, vol. 13 n° 02, (2012).

ANEXO I FUNDAMENTOS DA DINÂMICA DE ROTORES

A dinâmica de rotores é uma área de estudos de vibrações mecânicas que trata do estudo das vibrações em máquinas rotativas. Em estudos de vibrações mecânicas é necessário obter a equação do movimento do sistema mecânico. Trata-se de uma equação diferencial de segunda ordem em relação ao tempo, não homogênea e escrita na forma matricial. Esta equação pode conter termos não lineares dependendo da análise que se pretende fazer. As equações de movimento podem ser obtidas por meio da 2ª Lei de Newton ou através do Método de Energia. Para sistema com muitos graus de liberdade, é mais conveniente utilizar este último método.

A.1 Energia e forças de componentes de rotores

A vantagem do Método de Energia é evitar equívocos na consideração das forças envolvidas, pois considera somente grandezas escalares. Assim, as equações de movimento são obtidas por meio da equação matricial abaixo:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = \mathbf{F}_{q_i} \quad (\text{A1})$$

onde:

T é a energia cinética;

U é a energia de deformação elástica;

q_i é a componente i das coordenadas generalizadas;

\mathbf{F}_{q_i} é a força na direção da coordenada generalizada i ;

Sobrescrito ponto é a derivada em relação ao tempo.

Entretanto, antes de aplicar as derivadas é preciso conhecer as parcelas de energia dos componentes.

A.2 Energia do disco

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} I_{Dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{Dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dz} \end{bmatrix} \quad (\text{A4})$$

Logo, a energia cinética do disco é dada por:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{Dx} \cdot \omega_x^2 + I_{Dy} \cdot \omega_y^2 + I_{Dz} \cdot \omega_z^2) \quad (\text{A5})$$

Ou em termos dos ângulos mostrados na figura 5:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} \cdot (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{Dy} \cdot (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi}\theta) \quad (\text{A6})$$

onde:

M_D é a massa do disco;

I_{Dx} é o momento principal de inércia em torno do eixo x;

I_{Dy} é o momento principal de inércia em torno do eixo y;

Ω é o vetor velocidade de rotação [rad/s];

sobrescrito ponto é a derivada em relação ao tempo;

A.3 Energia cinética do eixo

A energia cinética do eixo, de comprimento L , é obtida por extensão da fórmula de energia cinética do disco.

$$T_s = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad (\text{A7})$$

A.4 Energia de deformação elástica do eixo

Considerando um ponto genérico B da seção transversal do eixo na configuração deformada, como mostra a figura A2,

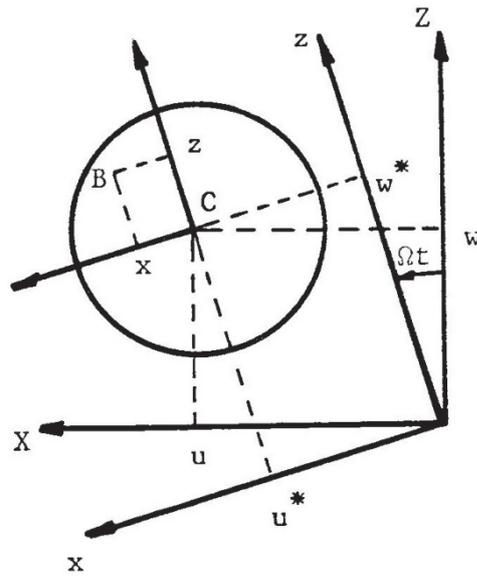


Figura A I.2 - Eixo em configuração deformada [Lalanne,1990]

sua deformação axial é dada por:

$$\varepsilon = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \quad (\text{A8})$$

ou em forma compacta:

$$\varepsilon = \varepsilon_l + \varepsilon_{nl} \quad (\text{A9})$$

A mecânica dos sólidos fornece a seguinte expressão para a energia de deformação:

$$U_{\text{flexão}} = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^t \sigma dV \quad (\text{A10})$$

Da Lei de Hooke sabe-se que:

$$\sigma = E \varepsilon \quad (\text{A11})$$

Substituindo (A9) e (A11) na expressão da energia de deformação, vem:

$$U_{flexão} = \frac{E}{2} \int_T (\varepsilon_I^2 + 2\varepsilon_I \varepsilon_{nl} + \varepsilon_{nl}^2) dT \quad (A12)$$

A simetria da seção transversal em relação aos eixos x e z implica em:

$$\int_T \varepsilon_I \varepsilon_{nl} dT = 0 \quad (A13)$$

O termo quadrático da deformação não-linear na expressão da energia de deformação é de segunda ordem, podendo ser desprezado. Assumindo estas simplificações e substituindo (A8) em (A12), resulta:

$$U_{flexão} = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 dS dy \quad (A14)$$

$$U_{flexão} = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left[x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xz \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right] dS dy \quad (A15)$$

Lembrando as definições de momento de inércia:

$$I_x = \int_S z^2 dS \quad (A16)$$

$$I_z = \int_S x^2 dS \quad (A17)$$

Utilizando as definições acima, a expressão da energia pode ser simplificada para:

$$U_{flexão} = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (A18)$$

Carregamento por força axial

Para eixo submetido a carregamento por força axial F_0 , outra parcela de energia surge, sendo dada por:

$$U_{tração} = \int_0^L \frac{F_0}{S} (\varepsilon_I + \varepsilon_{nl}) dT \quad (A19)$$

Utilizando as restrições de simetria e as equações (A8), (A9) e (A19), obtém-se:

$$U_{tração} = \frac{F_0}{S} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (A20)$$

A soma das energias devido à flexão e tração fornece a energia do eixo para o caso geral:

$$U_s = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{S} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (A21)$$

A fim de evitar termos harmônicos nos integrandos da expressão de energia acima, os componentes de deslocamento devem ser expressos no referencial inercial. As seguintes expressões fornecem as relações entre o referencial no centro do disco e o referencial inercial:

$$u^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \quad (A22)$$

$$w^* = u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \quad (A23)$$

Procedendo a mudança de coordenadas, a energia elástica do eixo é:

$$U_s = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cos \Omega t - \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \sin \Omega t \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \sin \Omega t + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \cos \Omega t \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{S} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (A24)$$

Finalmente, considerando o caso de um eixo simétrico, a energia elástica do eixo será:

$$U_s = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{S} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (A25)$$

A.5 Trabalho e forças de mancais e selos

A figura A3 mostra a representação esquemática de um mancal hidrodinâmico. Estes atuam como elementos dissipativos, dissipando energia dos elementos acumuladores (disco

e eixo). Convém notar que análises envolvendo selos são efetuadas apenas em estudos mais detalhados.

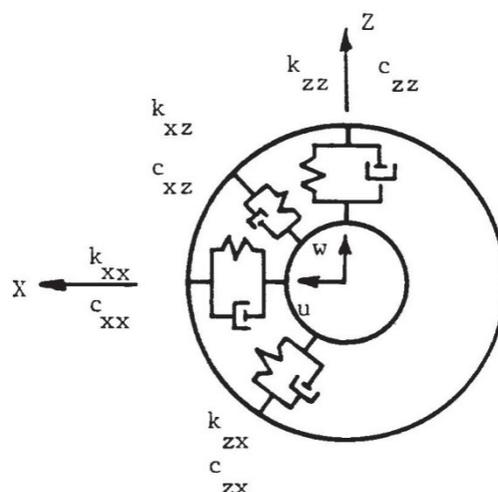


Figura A I.3 - Representação esquemática de mancal [Lalanne,1990]

Para determinar o trabalho dos termos de rigidez e amortecimento, supõem-se conhecidos os valores dos respectivos coeficientes obtidos de experimentos prévios. Logo, o trabalho virtual é:

$$\delta W = -k_{xx}u\delta u - k_{xz}w\delta u - k_{zz}w\delta w - k_{zx}u\delta w - c_{xx}\dot{u}\delta u - c_{xz}\dot{w}\delta u - c_{zz}\dot{w}\delta w - c_{zx}\dot{u}\delta w \quad (\text{A26})$$

ou em forma compacta

$$\delta W = F_u\delta u + F_w\delta w \quad (\text{A27})$$

As duas equações anteriores permitem deduzir expressões para os componentes de força F_u e F_w :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (\text{A28})$$

Observação 1: Em geral, $k_{xx} \neq k_{zz}$ e $c_{xx} \neq c_{zz}$; $k_{xz} \neq k_{zx}$ e $c_{xz} \neq c_{zx}$.

Observação 2: Os termos de força estão descritos no sistema de referência inercial R_0 , pois no sistema R fixo ao centro do disco a descrição se tornaria muito mais complexa.

A.6 Desbalanceamento

O desbalanceamento causado pelo afastamento da massa m_u do centro geométrico do eixo de uma distância d armazena energia cinética durante o movimento rotativo do eixo. O vetor posição desta massa é mostrado na figura A4.

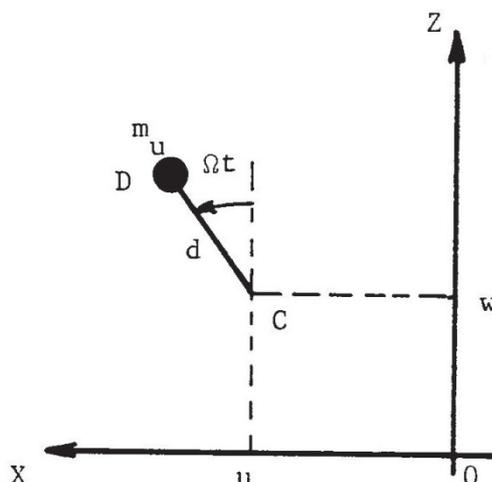


Figura A I.4 - Posição da massa de desbalanceamento [Lalanne, 1990]

E suas componentes são:

$$\mathbf{OD} = \begin{bmatrix} u + d \sin \Omega t \\ \text{constante} \\ w + d \cos \Omega t \end{bmatrix} \quad (\text{A29})$$

A velocidade da massa de desbalanceamento é obtida pela derivada do vetor posição:

$$\mathbf{V} = \frac{d\mathbf{OD}}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{u} + d\Omega \cos \Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega \sin \Omega t \end{bmatrix} \quad (\text{A30})$$

A energia cinética é dada por:

$$T_u = \frac{1}{2} m_u \cdot V^2 \quad (\text{A31})$$

finalmente,

$$T_u = \frac{1}{2} m_u \cdot (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 \cdot d^2 + 2d\Omega \dot{u} \cos \Omega t - 2d\Omega \dot{w} \sin \Omega t) \quad (\text{A32})$$

Utilizando a hipótese de a massa de desbalanceamento ser muito menor que a massa do rotor, a expressão anterior simplifica-se para:

$$T_u \cong m_u \Omega d \cdot (\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t) \quad (\text{A33})$$

A.7 Modelo analítico para rotor flexível

É possível obter um modelo simplificado para rotor flexível, através do Método de Rayleigh, o qual assume uma função matemática para a configuração deformada do eixo. Uma representação esquemática do sistema rotativo é mostrada na figura A5.

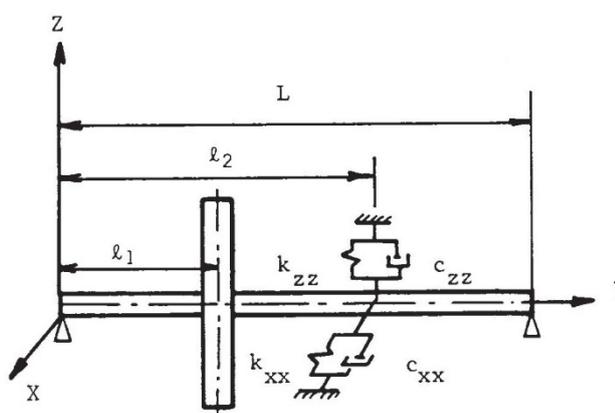


Figura A 1.5 - Representação esquemática para rotor flexível [Lalanne,1990]

As equações de movimento podem ser obtidas, substituindo-se os termos de energia e forças obtidos nos itens A.2 a A.6 nas equações de Lagrange. Antes, porém faz-se necessário aproximar os deslocamentos por funções analíticas que obedecem as condições de contorno. Estas aproximações são feitas por meio do método de separação de variáveis, o qual permite separar o deslocamento da variável tempo. Expressões para o deslocamento nas direções x e z são dadas abaixo por:

$$u(y,t) = f(y)q_1(t) = f(y)q_1 \quad (\text{A34})$$

$$w(y,t) = f(y)q_2(t) = f(y)q_2 \quad (\text{A35})$$

As rotações em torno dos eixos x e z são escritas respectivamente por:

$$\theta = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{df(y)}{dy} q_2 = g(y) q_2 \quad (\text{A36})$$

$$\psi = -\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{df(y)}{dy} q_2 = -g(y) q_1 \quad (\text{A37})$$

Por sua vez, as curvaturas são obtidas das rotações:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{d^2 f(y)}{dy^2} q_1 = h(y) q_1 \quad (\text{A38})$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{d^2 f(y)}{dy^2} q_2 = h(y) q_2 \quad (\text{A39})$$

A.7.1 Energia do disco

As substituições de (A34) e (A35) na equação (A6) do item A.2 fornece:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D \dot{f}^2(l_1) (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} g^2(l_1) (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - I_{Dy} \Omega g^2(l_1) \dot{q}_1 q_2 \quad (\text{A40})$$

rearranjando (A40), vem

$$T_D = \frac{1}{2} [M_D \dot{f}^2(l_1) + I_{Dx} g^2(l_1)] (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - I_{Dy} \Omega g^2(l_1) \dot{q}_1 q_2 \quad (\text{A41})$$

A.7.2 Energia do eixo

Procedendo-se substituições similares em (A7) do item A.2, obtém-se a energia cinética do eixo:

$$T_s = \frac{\rho S}{2} \int_0^L \dot{f}^2(y) dy (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{\rho I}{2} \int_0^L g^2(y) (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) dy - 2\rho I \Omega \int_0^L g^2(y) dy \dot{q}_1 q_2 \quad (\text{A42})$$

Após manipulação algébrica, tem-se:

$$T_s = \frac{1}{2} \left[\rho S \int_0^L \dot{f}^2(y) dy + \rho I \int_0^L g^2(y) dy \right] (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - 2\rho I \Omega \int_0^L g^2(y) dy \dot{q}_1 q_2 \quad (\text{A43})$$

Substituindo (A34) e (A35) em (A25), do item A.4 obtém-se a energia de deformação elástica:

$$U_s = \frac{EI}{2} \int_0^L g^2(y) (q_1^2 + q_2^2) dy \quad (A44)$$

ou em forma compacta

$$U_s = \frac{1}{2} k_s (q_1^2 + q_2^2) \quad (A45)$$

A.7.3 Energia cinética total

A energia cinética total do rotor é obtida pela soma das energias cinéticas do disco e do eixo:

$$T = T_D + T_s \quad (A46)$$

ou, feitas as devidas substituições, resulta:

$$T = \frac{1}{2} \left[M_D \dot{f}^2(l_1) + I_{Dx} g^2(l_1) + \rho S \int_0^L \dot{f}^2(y) dy + \rho I \int_0^L g^2(y) dy \right] (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - \Omega \left[I_{Dy} g^2(l_1) + 2\rho I \int_0^L g^2(y) dy \right] \dot{q}_1 q_2 \quad (A47)$$

A equação (A47) pode ser escrita de forma compacta como:

$$T = \frac{1}{2} m (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - \Omega k_g \dot{q}_1 q_2 \quad (A48)$$

A.7.4 Trabalho virtual dos mancais

O mancal na posição l_2 requer adaptação na fórmula (26) do item A.4. Logo,

$$\delta W = -k_{xx} u(l_2) \delta u(l_2) - k_{xz} w(l_2) \delta u(l_2) - k_{zz} w(l_2) \delta w(l_2) - k_{zx} u(l_2) \delta w(l_2) - c_{xx} \dot{u}(l_2) \delta u(l_2) - c_{xz} \dot{w}(l_2) \delta u(l_2) - c_{zz} \dot{w}(l_2) \delta w(l_2) - c_{zx} \dot{u}(l_2) \delta w(l_2) \quad (A49)$$

ou em termos da função aproximação f

$$\delta W = -k_{xx} f^2(l_2) \delta u(l_2) - k_{xz} f^2(l_2) \delta u(l_2) - k_{zz} f^2(l_2) \delta w(l_2) - k_{zx} f^2(l_2) \delta w(l_2) - c_{xx} \dot{f}^2(l_2) \delta u(l_2) - c_{xz} \dot{f}^2(l_2) \delta u(l_2) - c_{zz} \dot{f}^2(l_2) \delta w(l_2) - c_{zx} \dot{f}^2(l_2) \delta w(l_2) \quad (A50)$$

De forma compacta, (A50) escreve-se como:

$$\delta W = F_{q1} \delta q_1 + F_{q2} \delta q_2 \quad (\text{A51})$$

A.7.5 Efeito da massa de desbalanceamento

A expressão da energia cinética da massa de desbalanceamento também precisa ser modificada devido à função aproximação f

$$T_u = m_u \Omega d f(l_1) (\dot{q}_1 \cos \Omega t - \dot{q}_2 \sin \Omega t) \quad (\text{A52})$$

A.7.6 Forças externas

Sejam F_u e F_w forças concentradas numa posição arbitrária l_3 do eixo, dadas por:

$$F_u = F_1(t) \quad (\text{A53})$$

$$F_w = F_2(t) \quad (\text{A54})$$

O trabalho destas forças é:

$$\delta W = F_1(t) \delta u(l_3) + F_2(t) \delta w(l_3) \quad (\text{A55})$$

ou, em termos de coordenadas generalizadas

$$\delta W = F_1(t) f(l_3) \delta q_1 + F_2(t) g(l_3) \delta q_2 \quad (\text{A56})$$

De (A56) definem-se as forças generalizadas

$$F_{q1} = F_1(t) f(l_3) \quad (\text{A57})$$

$$F_{q2} = F_2(t) g(l_3) \quad (\text{A58})$$

ANEXO II CARACTERIZAÇÃO DOS FIOS SUPERELÁSTICOS DE *NiTi*

Relatório elaborado pelo Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas da Universidade Federal de Campina Grande para caracterização do comportamento termomecânico do fio de liga de memória de forma.



CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA DE FIOS SUPERELÁSTICOS DE NiTi

Doutorando/Graduando: Allysson Daniel de O. Ramos / Daniel Jobson Alves
allyssondaniel@hotmail.com / danielengmec@hotmail.com

Orientador: Prof. Dr. Carlos José de Araújo
dearaujo.cj@gmail.com

Campina Grande - PB
Julho de 2017



CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

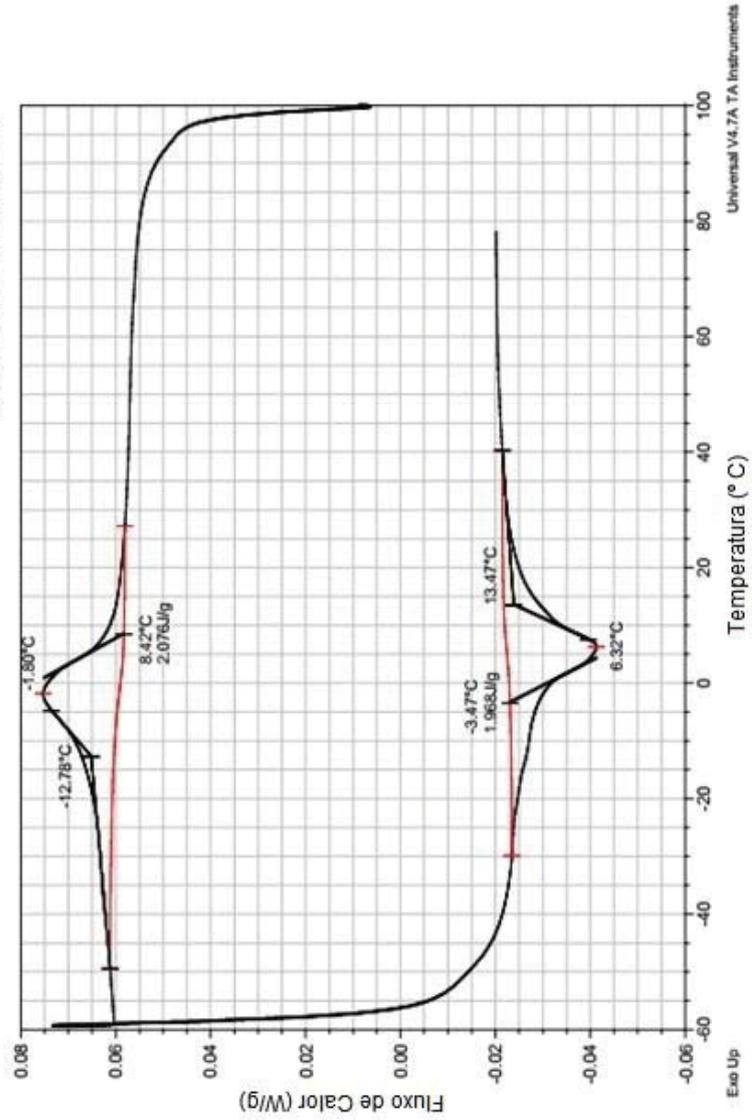
Fio de 0,3 mm de diâmetro

-DSC

Sample: Fio_03mm
Size: 7.7000 mg
Method: Heat/Cool/Heat

DSC

File: C:\DSC\Prof. Carlos Jos\UFUF\Fio_03mm
Operator: Daniella
Run Date: 14-Oct-2016 16:56
Instrument: DSC Q20 V24.7 Build 119



CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

Fio de 0,3 mm de diâmetro

- Ensaio de Tração

Estabilização do fio:

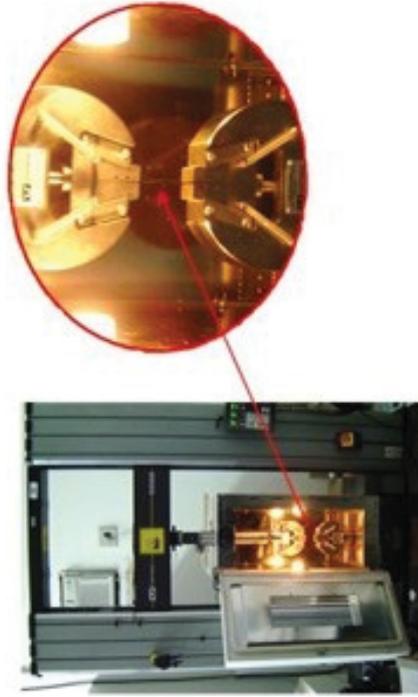
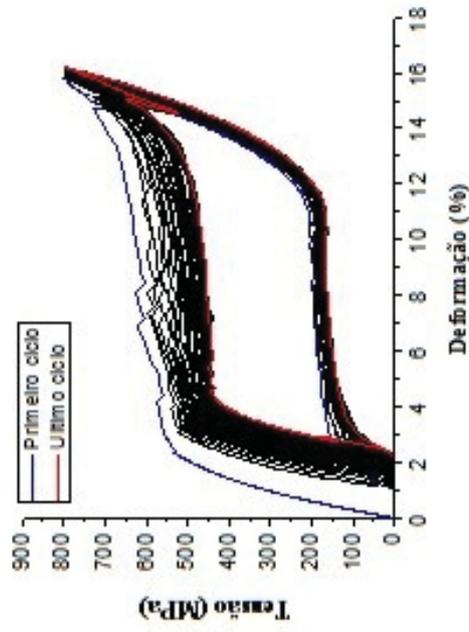


Figura 1. Máquina utilizada - Instron modelo 5582

CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Respostas Mecânicas Isotérmicas após o treinamento (Gráficos em 2D)

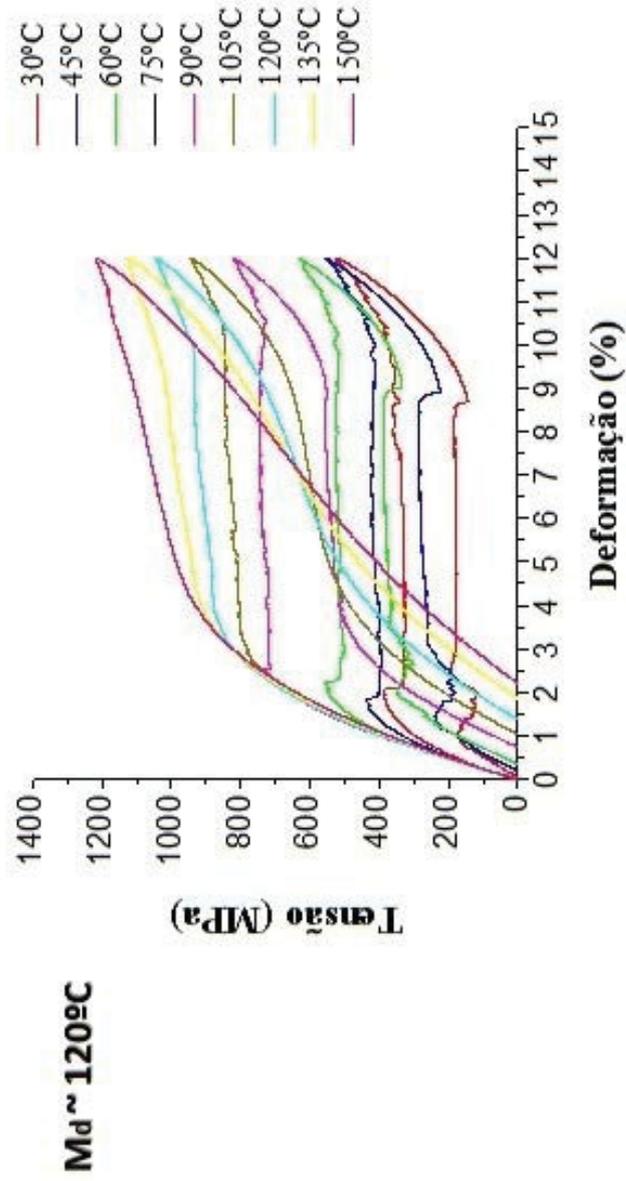
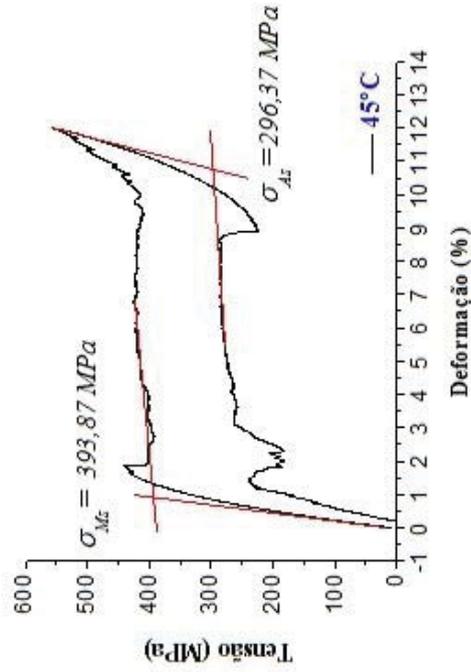
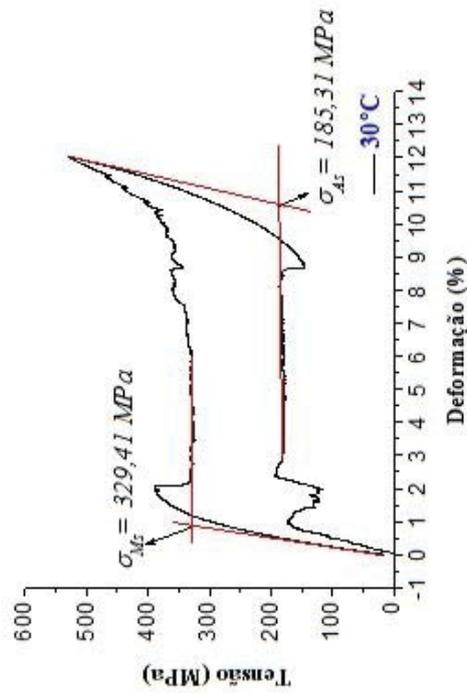


Figura 2. Gráfico Tensão x Deformação

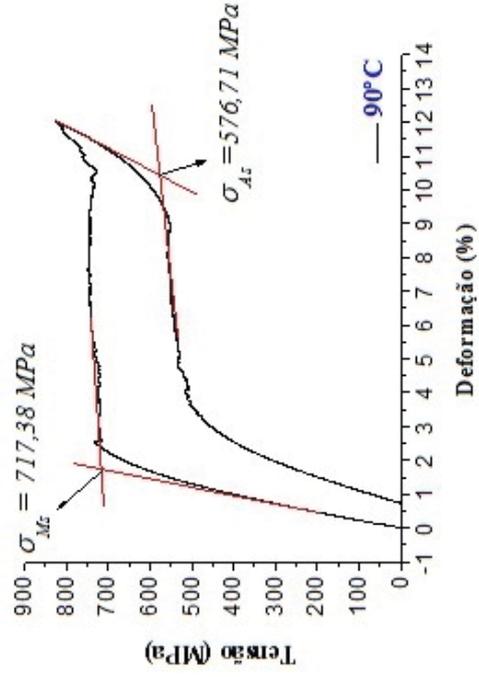
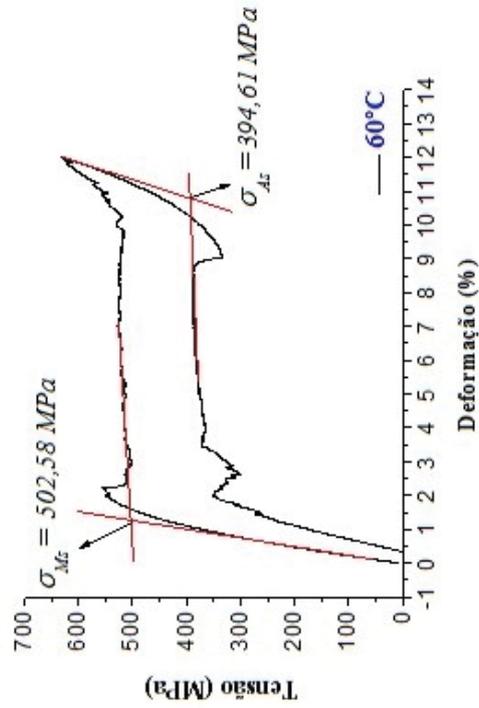
CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Tensões Críticas de Transformação



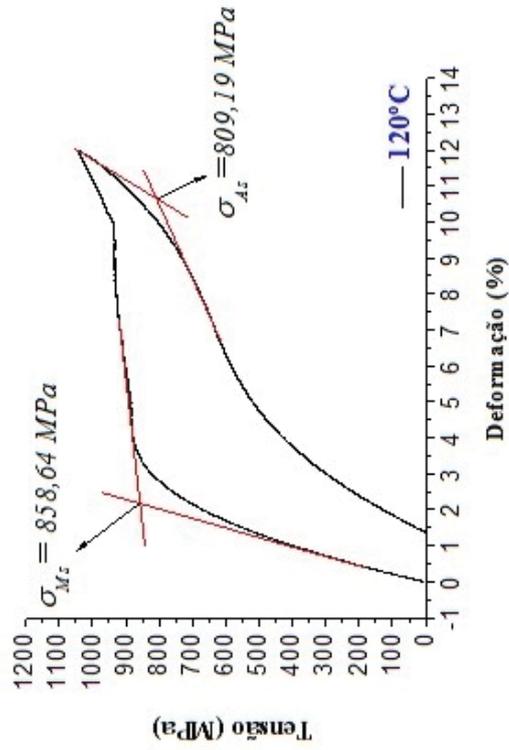
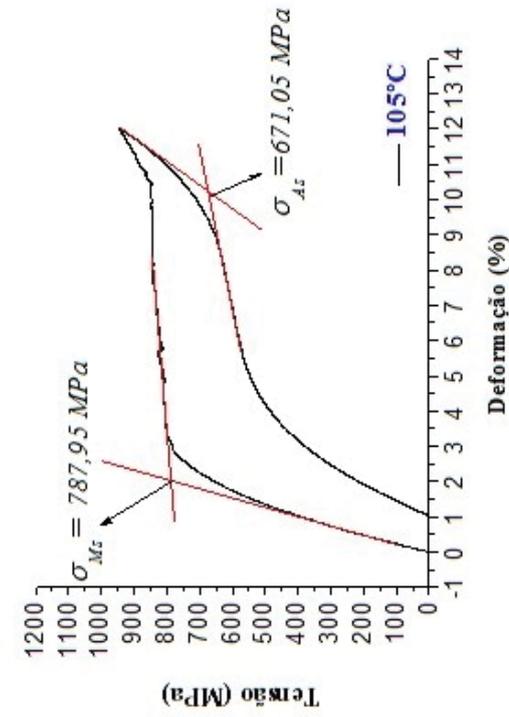
CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Tensões Críticas de Transformação



CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Tensões Críticas de Transformação



CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Módulo de Elasticidade

$E_M \sim 18$ GPa e $E_A \sim 32,47$ GPa

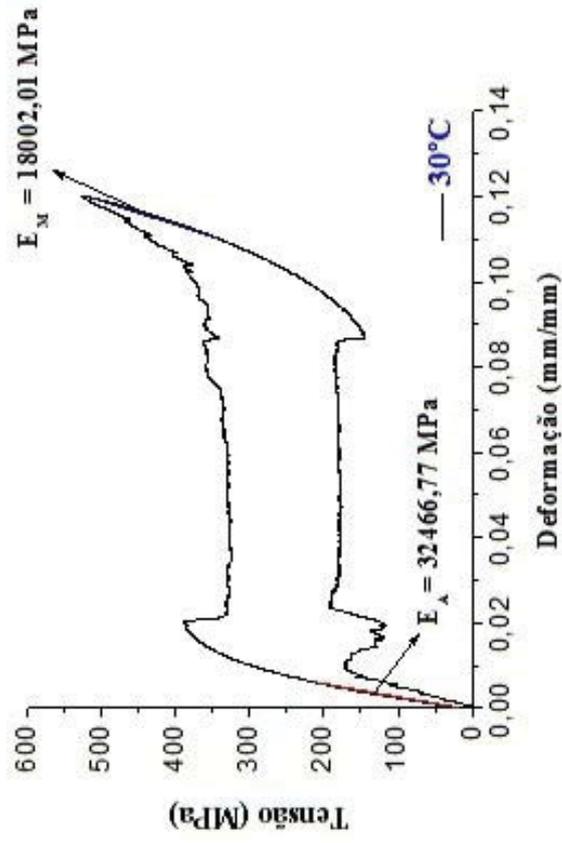
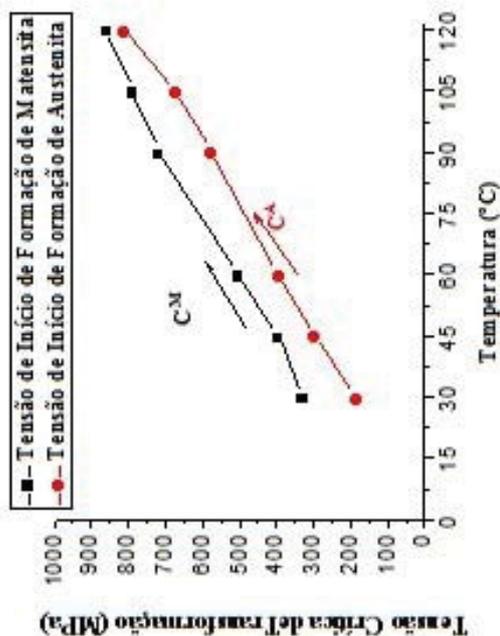


Figura 3. Módulos de Elasticidade

CARACTERIZAÇÃO TERMOMECÂNICA

- Tensões Críticas de Transformação



$$C^M = 6,17 \text{ MPa}/^\circ\text{C}$$

$$C^A = 6,67 \text{ MPa}/^\circ\text{C}$$

Figura 4. Representação do comportamento das tensões críticas de início de transformação de fase em função da temperatura.

ANEXO III ANÁLISE DE COMPOSIÇÃO QUÍMICA DOS FIOS SUPERELÁSTICOS DE *NiTi*

Relatório elaborado com dados fornecidos pelo Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste da Universidade Federal de Uberlândia para determinação da composição química do fio de liga de memória de forma.

Objetivo: Analisar a composição química do fio NiTi utilizado, de espessura 0,30mm.

Processo: A espectroscopia de raios X por dispersão de energia é uma variante da espectroscopia por fluorescência de raios X. Neste processo, os elementos químicos presentes no material emitem raios X em resposta à radiação eletromagnética incidente. Como cada elemento químico tem uma estrutura atômica única, terá também uma resposta única. Isto permite identificar o elemento presente no material.

Aparato: Microscópio de varredura eletrônica (MEV) equipado com canhão de emissão de elétrons. O equipamento permite análise química pelo método de espectroscopia por dispersão de energia. O microscópio é mostrado mais ao fundo na figura A III.1.

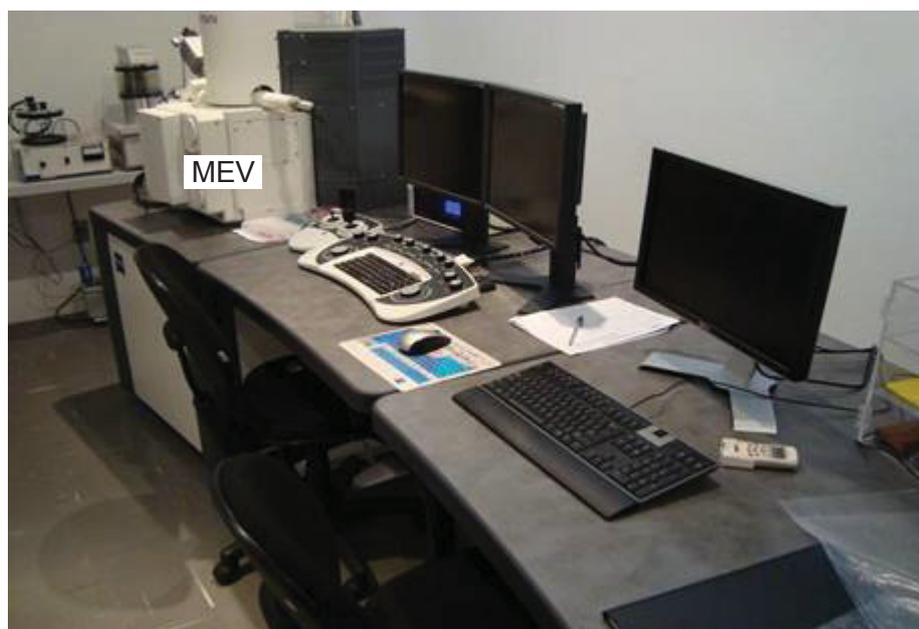


Figura A III.1 - Microscópio de varredura eletrônica

Procedimento: Três pontos da seção transversal foram observados pelo processo de espectroscopia de raios X por dispersão de energia.

As figuras A III.2 à A III.4 mostram a seção transversal observada, espectro dos componentes químicos e a composição química no ponto nº 1. Estas duas últimas figuras são geradas pelo analisador de composição química.

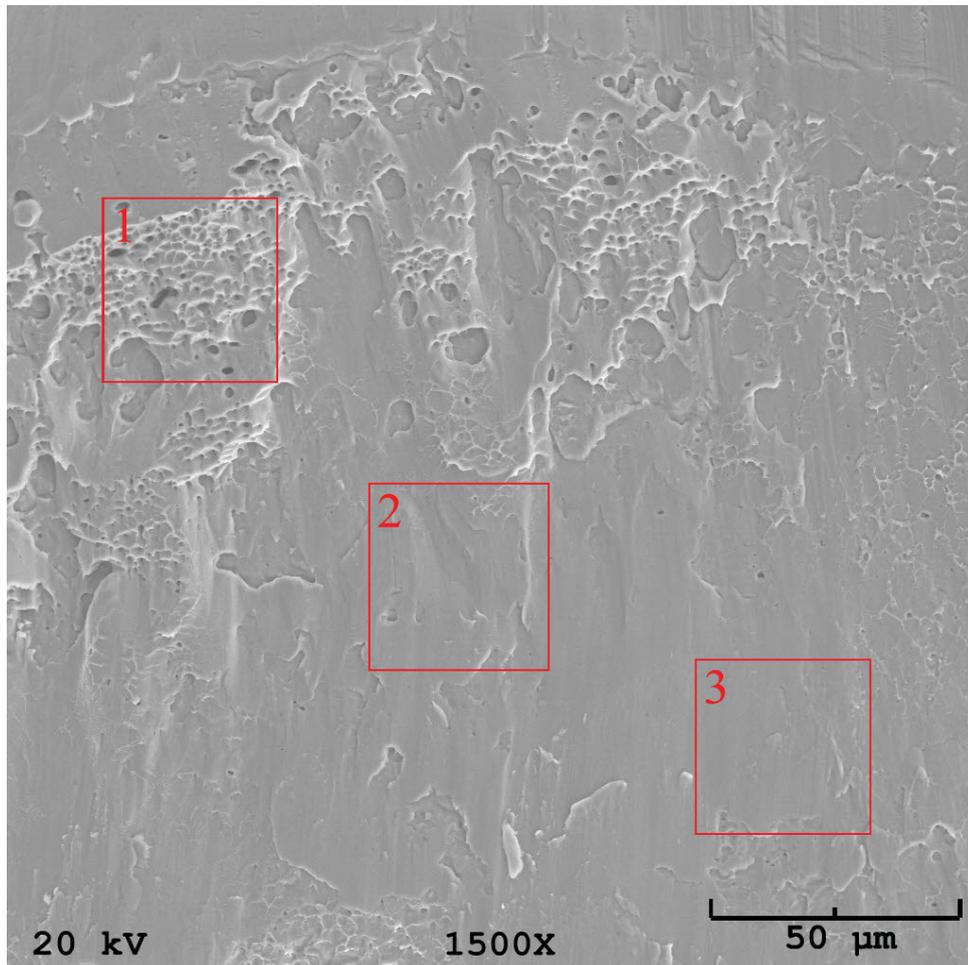


Figura A III.2 - Pontos da seção transversal observada

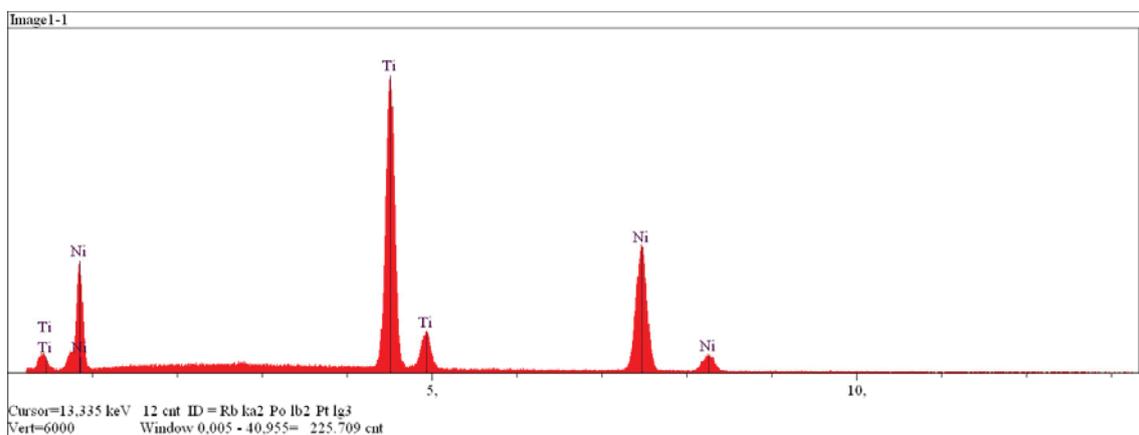


Figura A III.3 - Espectro dos elementos químicos no ponto nº 1

Elt.	Line	Intensity (c/s)	Error 2-sig	Conc	Units	
Ti	Ka	1.083,99	8,500	46,948	wt.%	
Ni	Ka	561,87	6,120	53,052	wt.%	
				100,000	wt.%	Total
kV		20,0				
Takeoff Angle		35,0°				
Elapsed Livetime		60,0				

Figura A III.4 - Composição química no ponto n° 1

As figuras A III.5 e A III.6 mostram o espectro dos componentes químicos e a composição química no ponto n° 2. Estas duas últimas figuras são fornecidas pelo analisador de composição química.

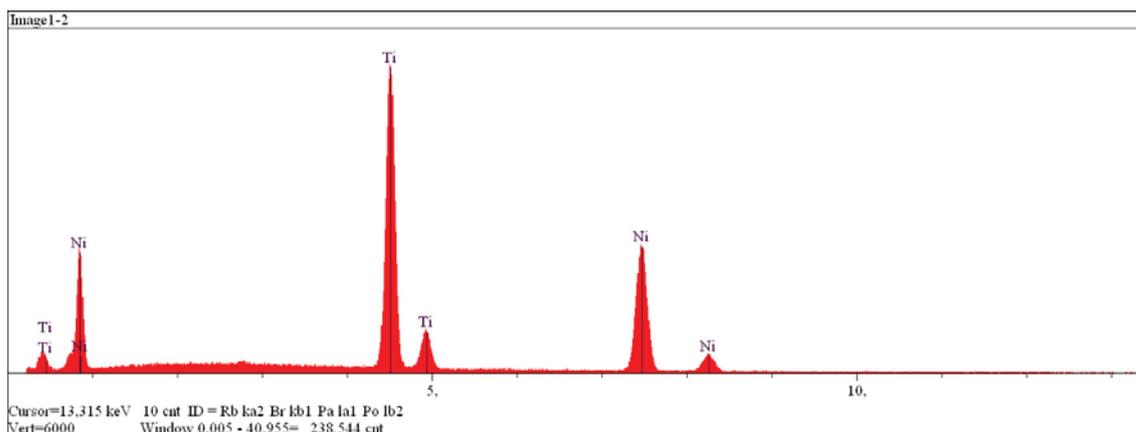


Figura A III.5 - Espectro dos elementos químicos no ponto n° 2

Elt.	Line	Intensity (c/s)	Error 2-sig	Conc	Units	
Ti	Ka	1.124,49	8,658	47,234	wt.%	
Ni	Ka	576,14	6,197	52,766	wt.%	
				100,000	wt.%	Total
kV		20,0				
Takeoff Angle		35,0°				
Elapsed Livetime		60,0				

Figura A III.6 - Composição química no ponto n° 2

As figuras A III.7 e A III.8 mostram a superfície preparada, espectro dos componentes químicos e a composição química no ponto nº 3. Estas duas últimas figuras são fornecidas pelo analisador de composição química.

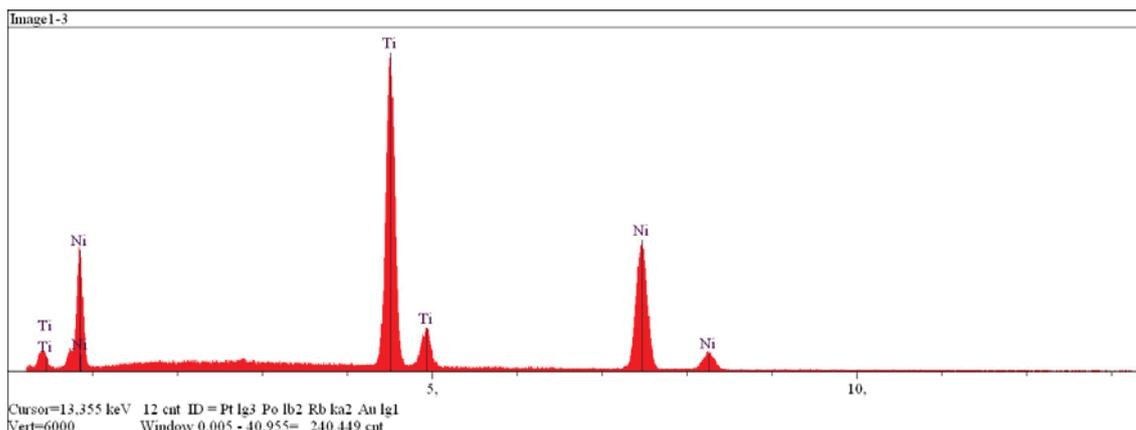


Figura A III.7 - Espectro dos elementos químicos no ponto nº 3

Elt.	Line	Intensity (c/s)	Error 2-sig	Conc	Units
Ti	Ka	1.124,49	8,658	47,234	wt.%
Ni	Ka	576,14	6,197	52,766	wt.%
				100,000	wt.% Total
kV		20,0			
Takeoff Angle		35,0°			
Elapsed Livetime		60,0			

Figura A III.8 - Composição química no ponto nº 3

Conclusão: As Figs A III.4, A III.6 e A III.8 mostram as composições químicas nos pontos 1, 2 e 3. Em todas estas figuras, é possível verificar que existe um excesso de níquel (percentual de níquel é maior que o de titânio). Isto favorece o aparecimento da fase R ou romboédrica, conforme citado no capítulo 3. Por sua vez, esta influencia as temperaturas de transformação de fase. Assim, as análises químicas realizadas comprovam a existência da fase R, nos fios de memória de forma utilizados.

ANEXO IV DESENHOS DE PROJETO DA BANCADA

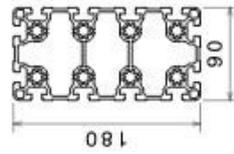
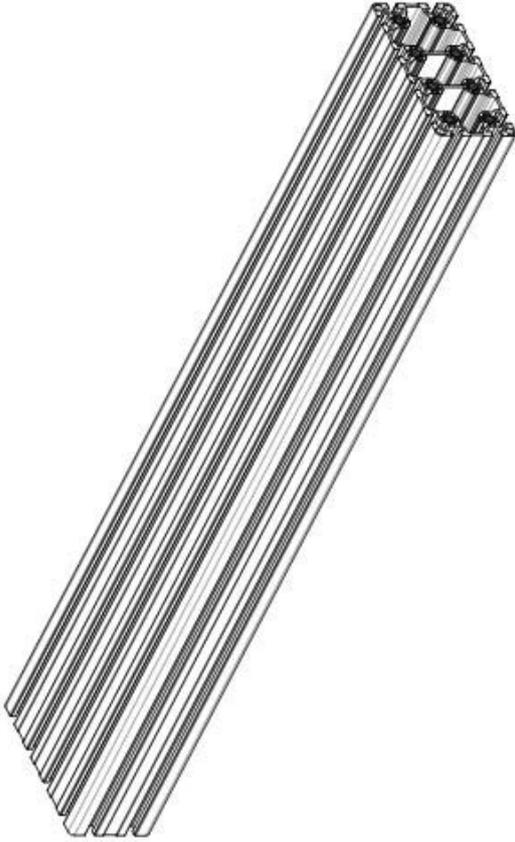
Este anexo apresenta os desenhos de projeto/fabricação da bancada de rotor controlada por fios de liga de memória de forma.

TRILHO BOSCH REXROTH

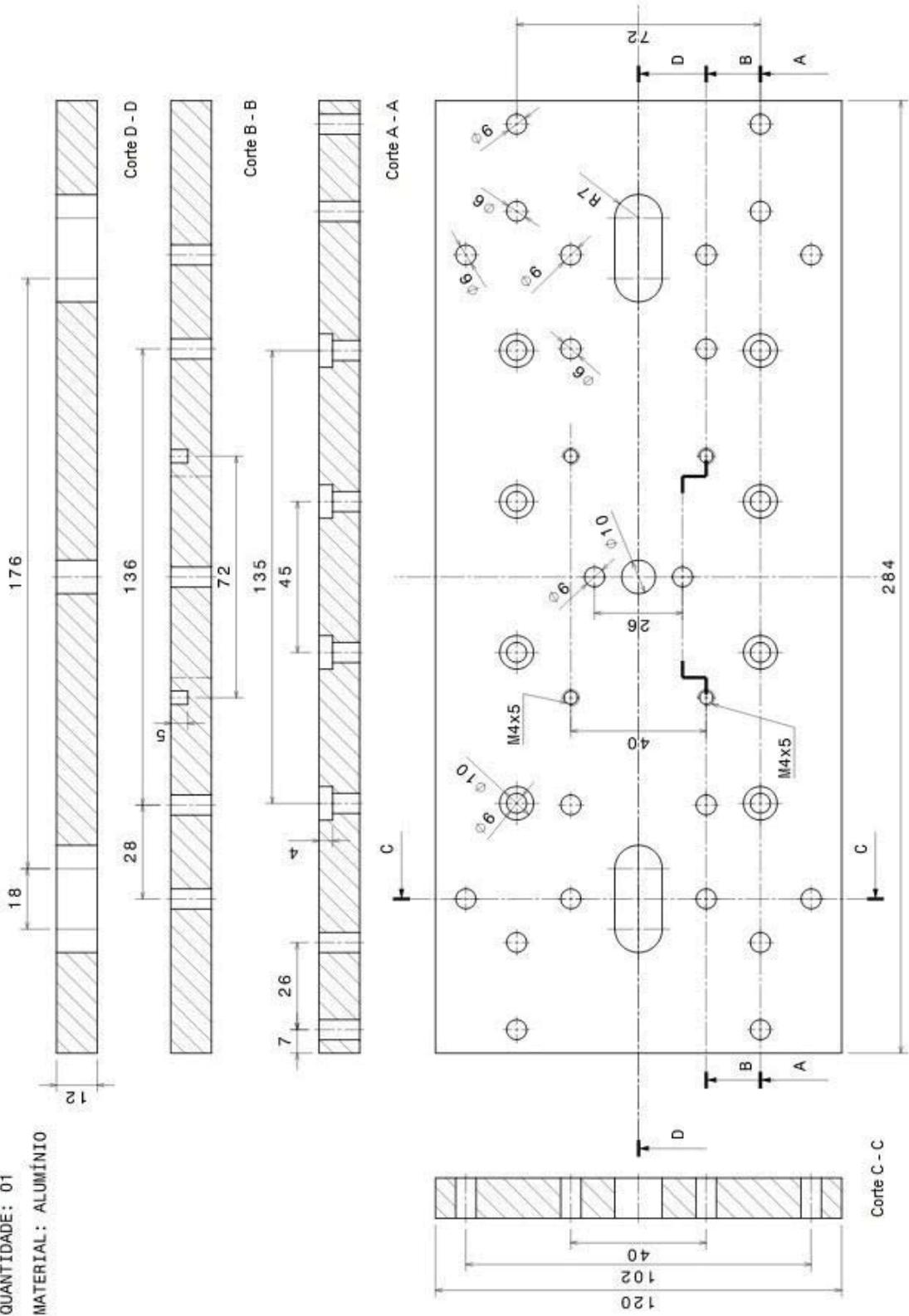
QUANTIDADE: 01

MATERIAL: ALUMÍNIO

OBS: SOMENTE CORTAR NA DIMENSÃO DE 960 mm



TETO DO CASTELO
 QUANTIDADE: 01
 MATERIAL: ALUMÍNIO



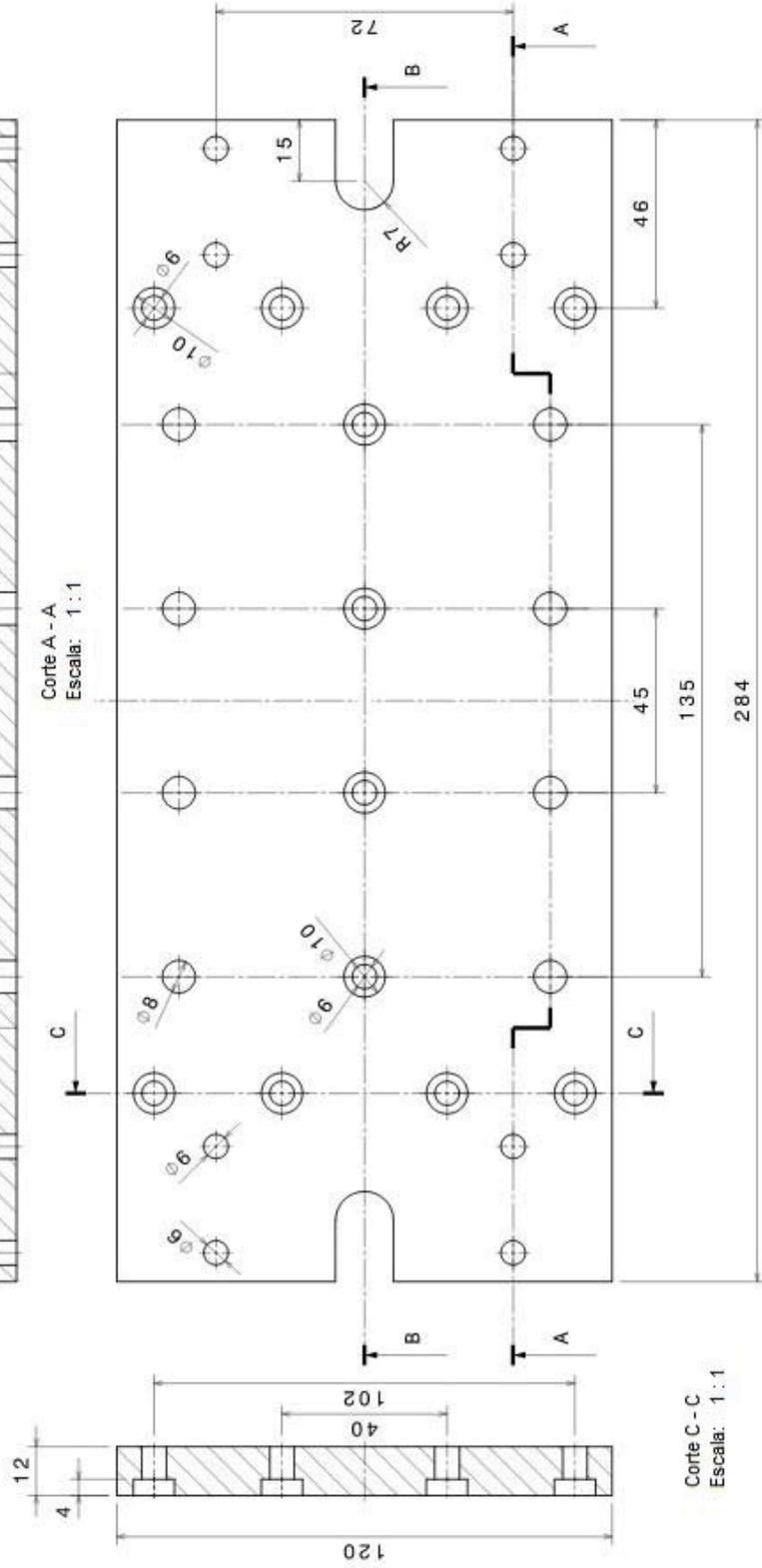
BASE DO CASTELO
 QUANTIDADE: 01
 MATERIAL: ALUMÍNIO



Corte B - B
 Escala: 1 : 1

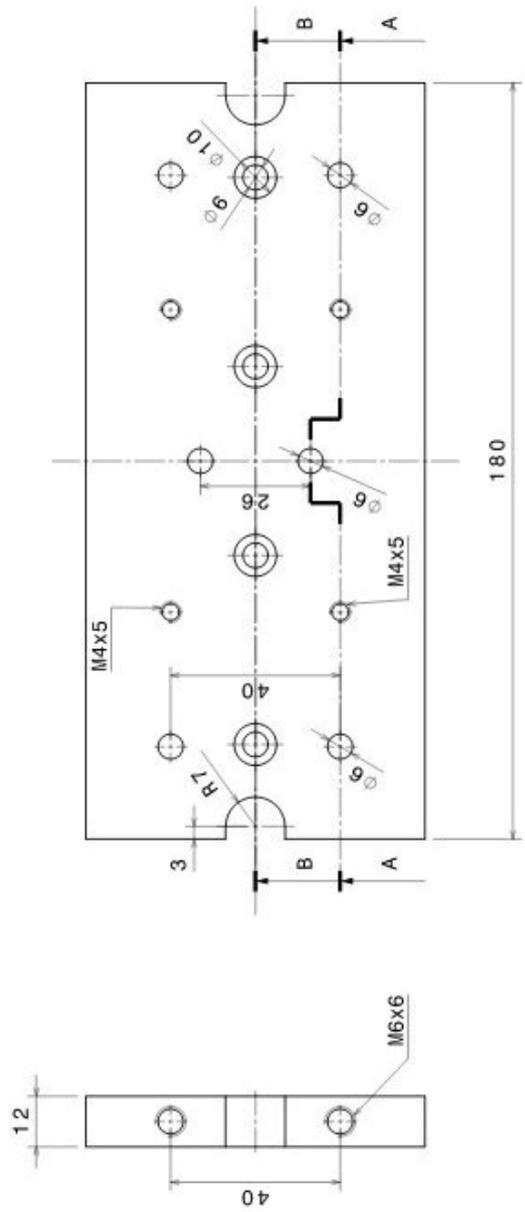
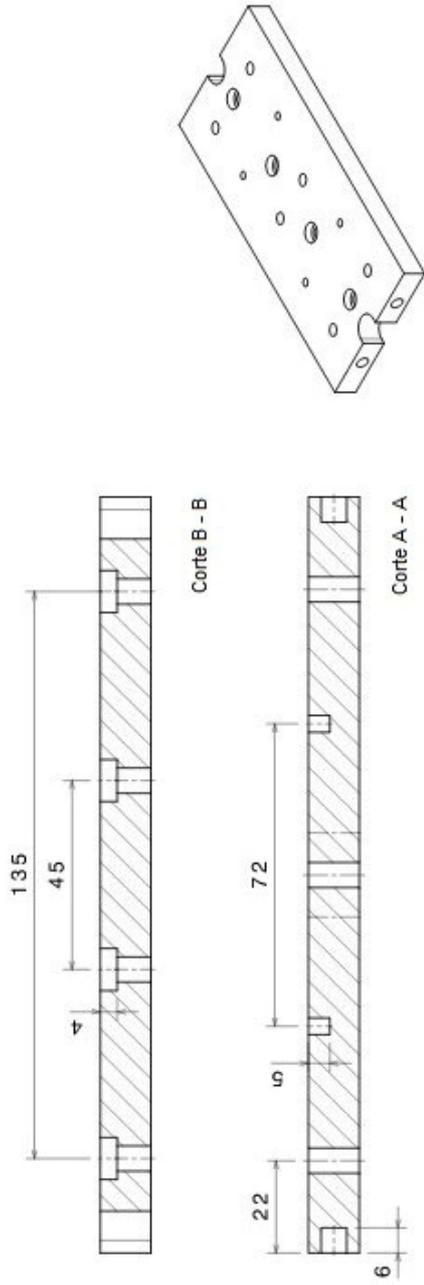


Corte A - A
 Escala: 1 : 1

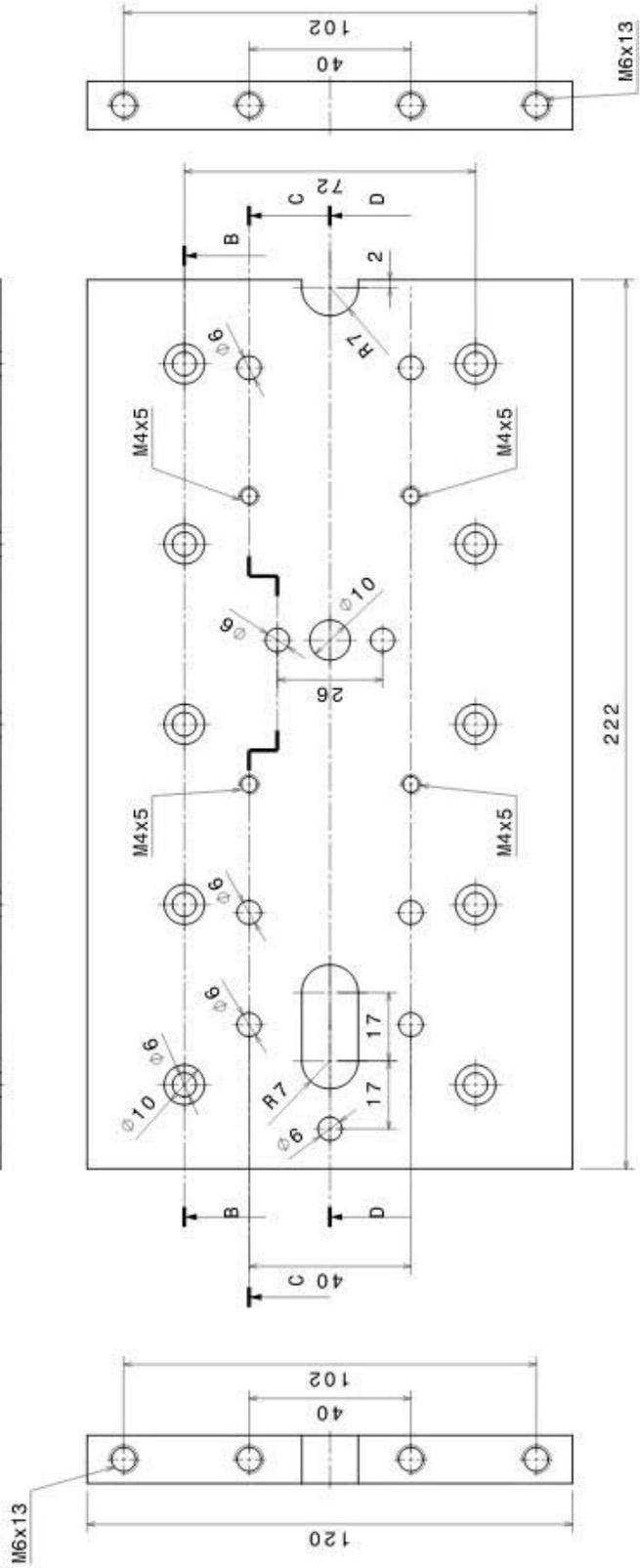
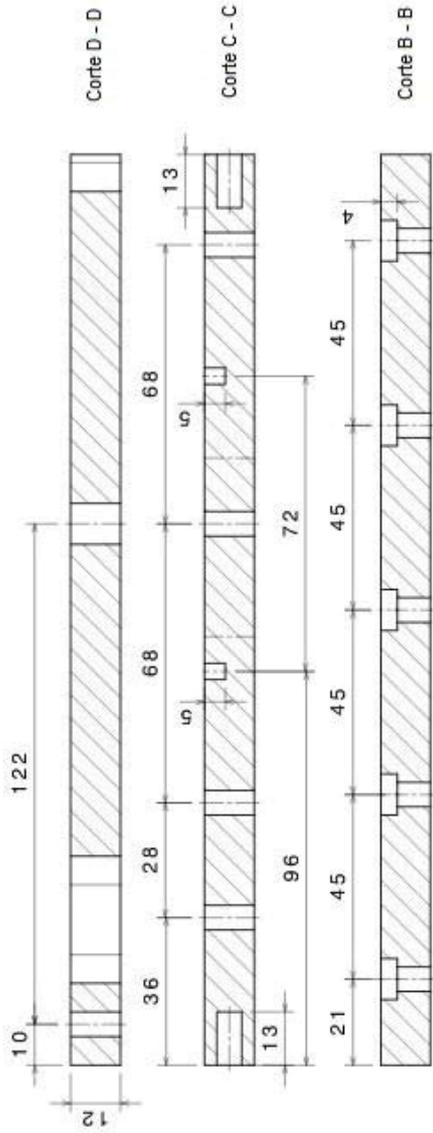


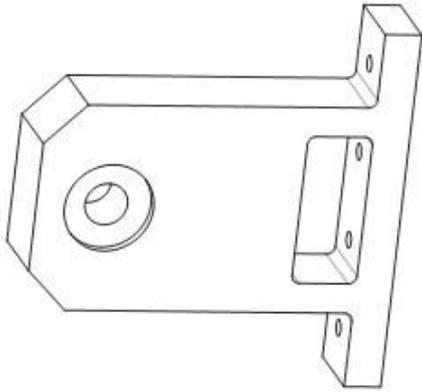
Corte C - C
 Escala: 1 : 1

MESA DO CASTELO
 QUANTIDADE: 01
 MATERIAL: ALUMÍNIO

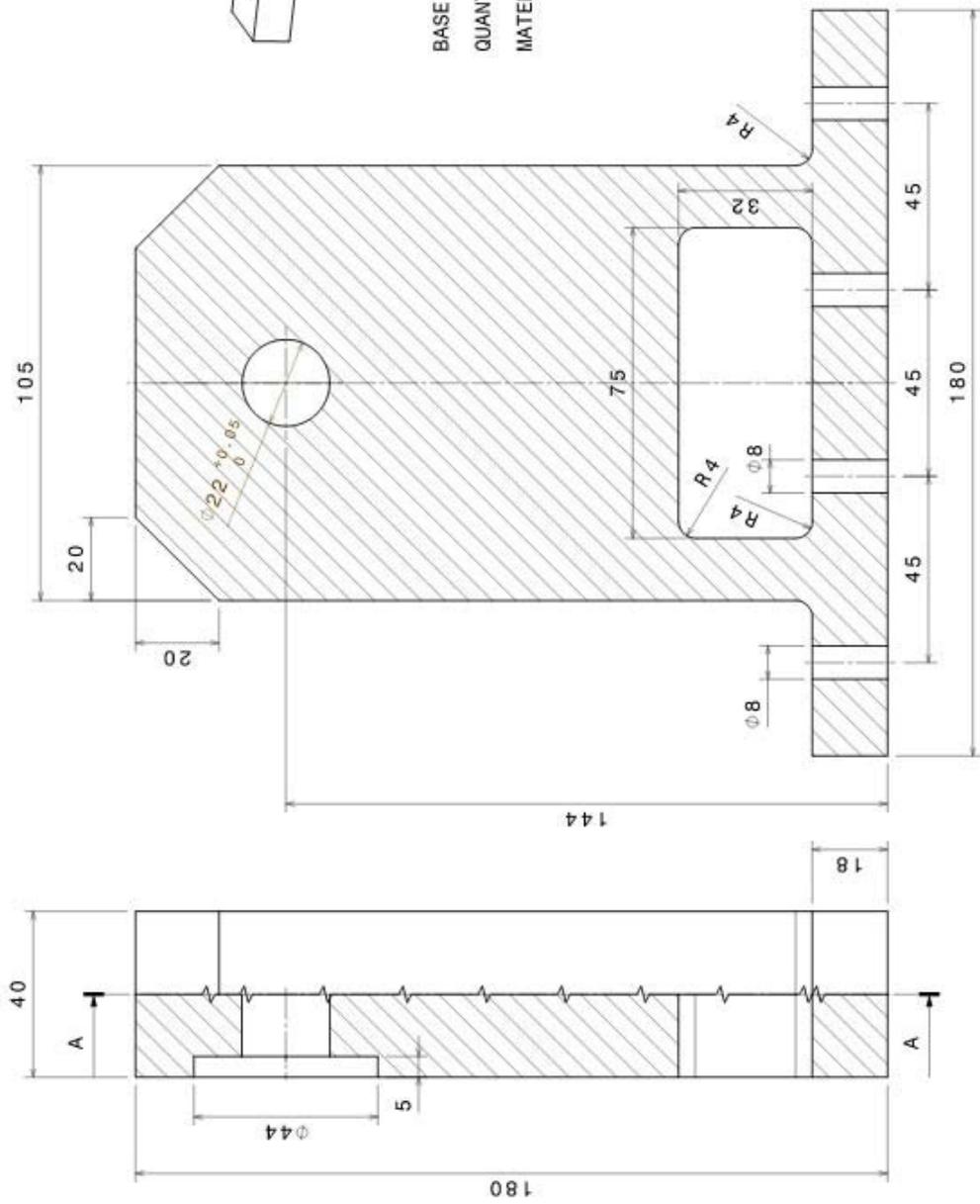


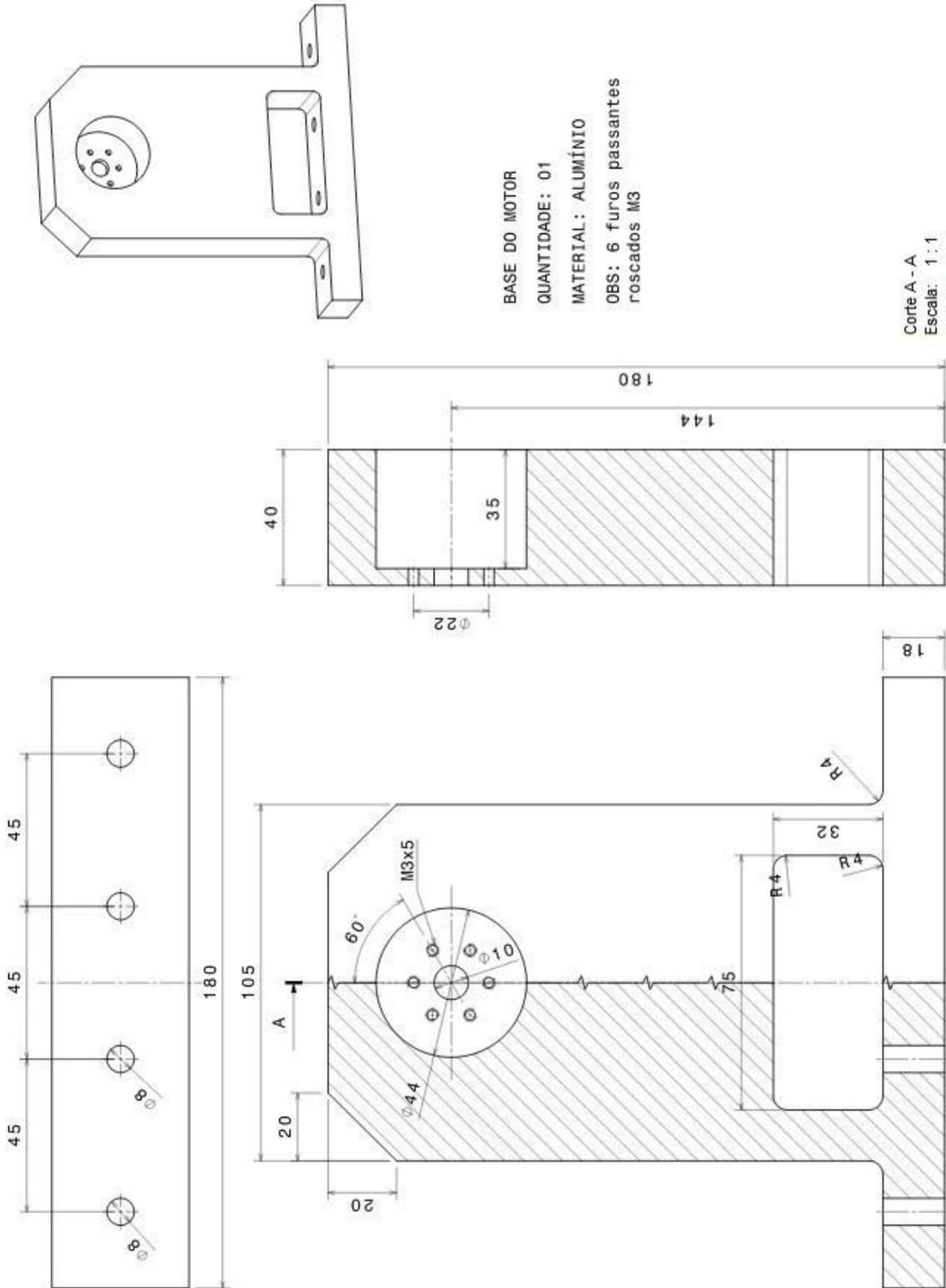
MURO DO CASTELO
 QUANTIDADE: 02
 MATERIAL: ALUMÍNIO





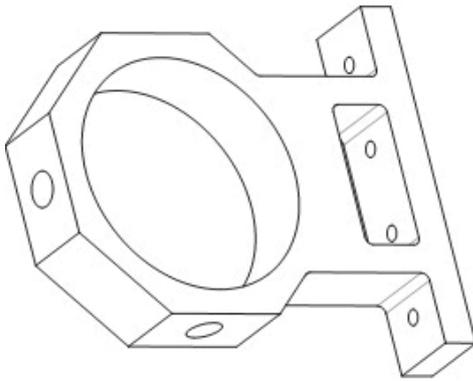
BASE DO MANCAL
QUANTIDADE: 01
MATERIAL: ALUMÍNIO





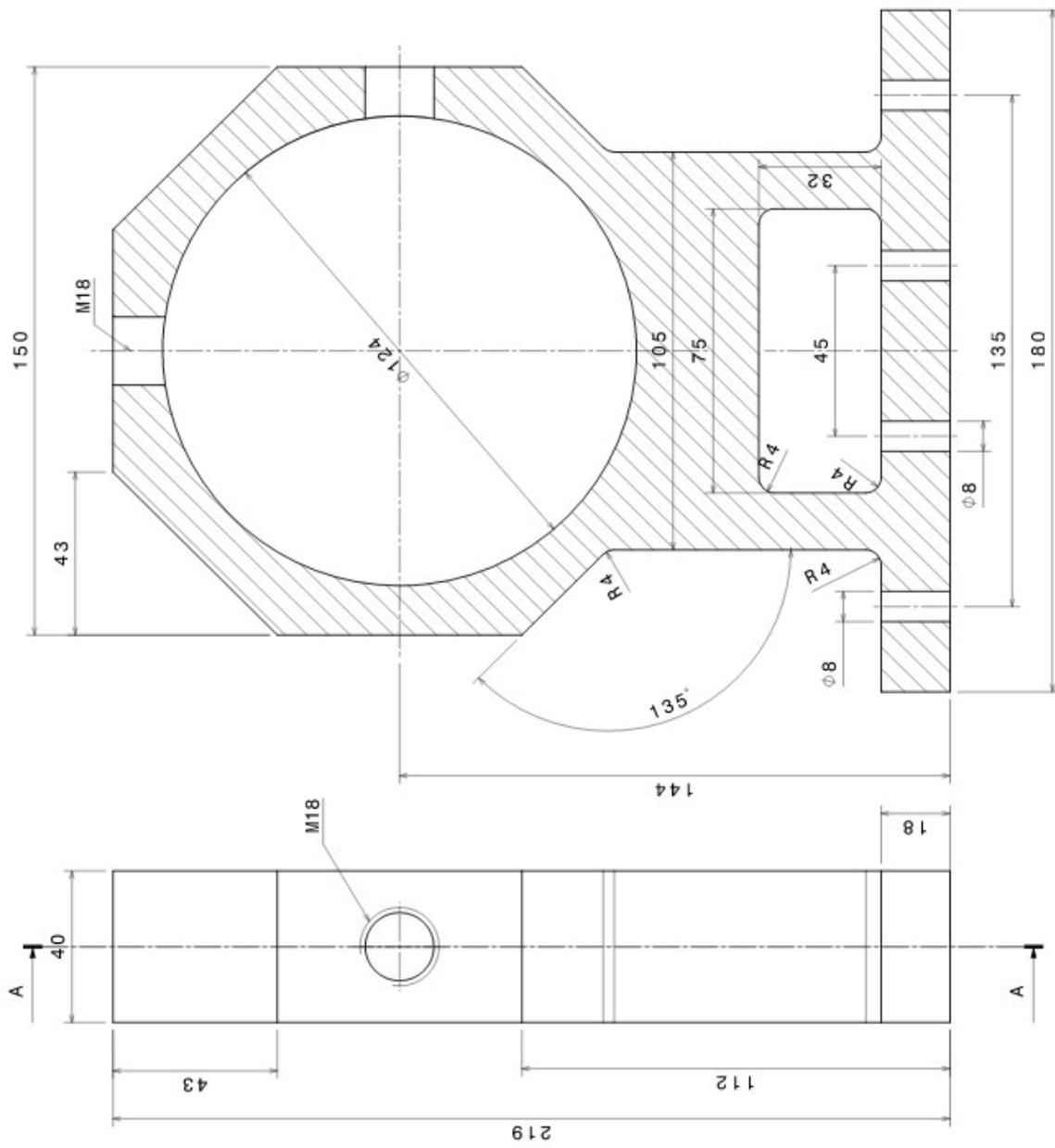
BASE DO MOTOR
 QUANTIDADE: 01
 MATERIAL: ALUMÍNIO
 OBS: 6 furos passantes
 roscados M3

Corte A - A
 Escala: 1 : 1

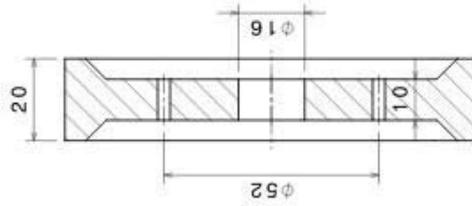
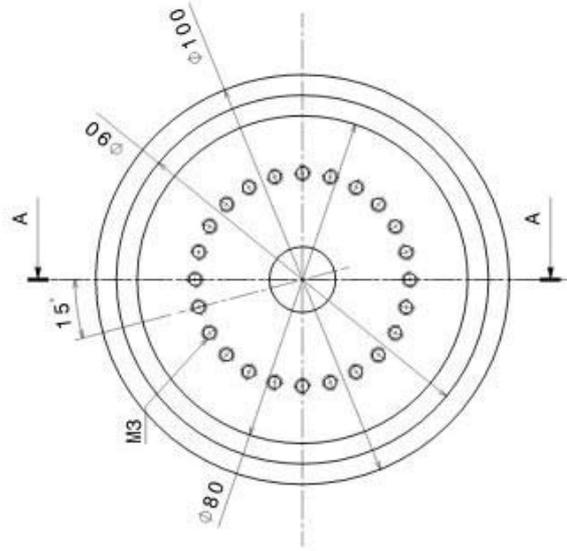
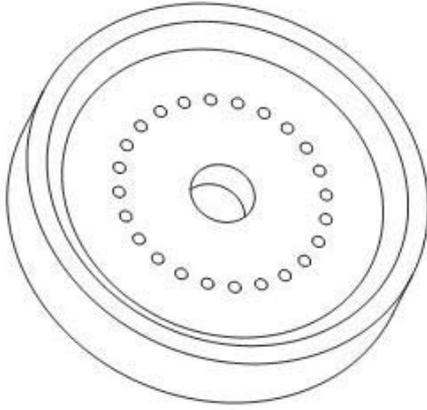


SUPORTE PROXIMETROS DISCO
 QUANTIDADE: 02
 MATERIAL: ALUMÍNIO

Corte A - A
 Escala: 1 : 1



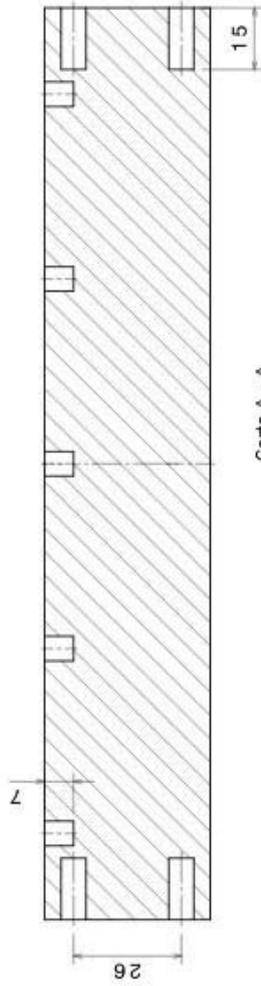
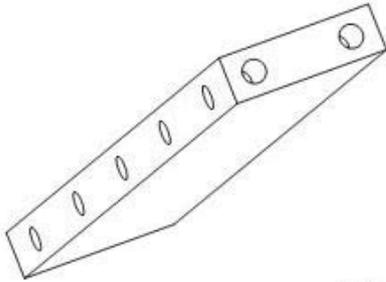
DISCO RÍGIDO
 QUANTIDADE: 02
 MATERIAL: AÇO
 OBS: 24 furos passantes roscados M3



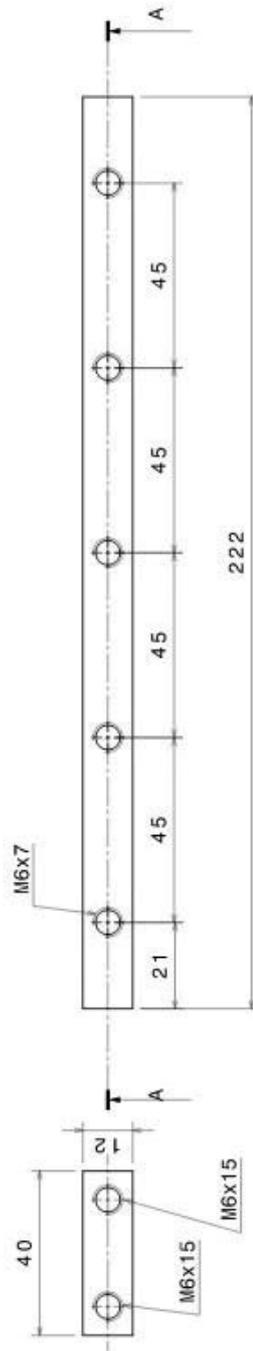
Corte A - A
 Escala: 1 : 1

NERVURA LATERAL DO CASTELO
QUANTIDADE: 04

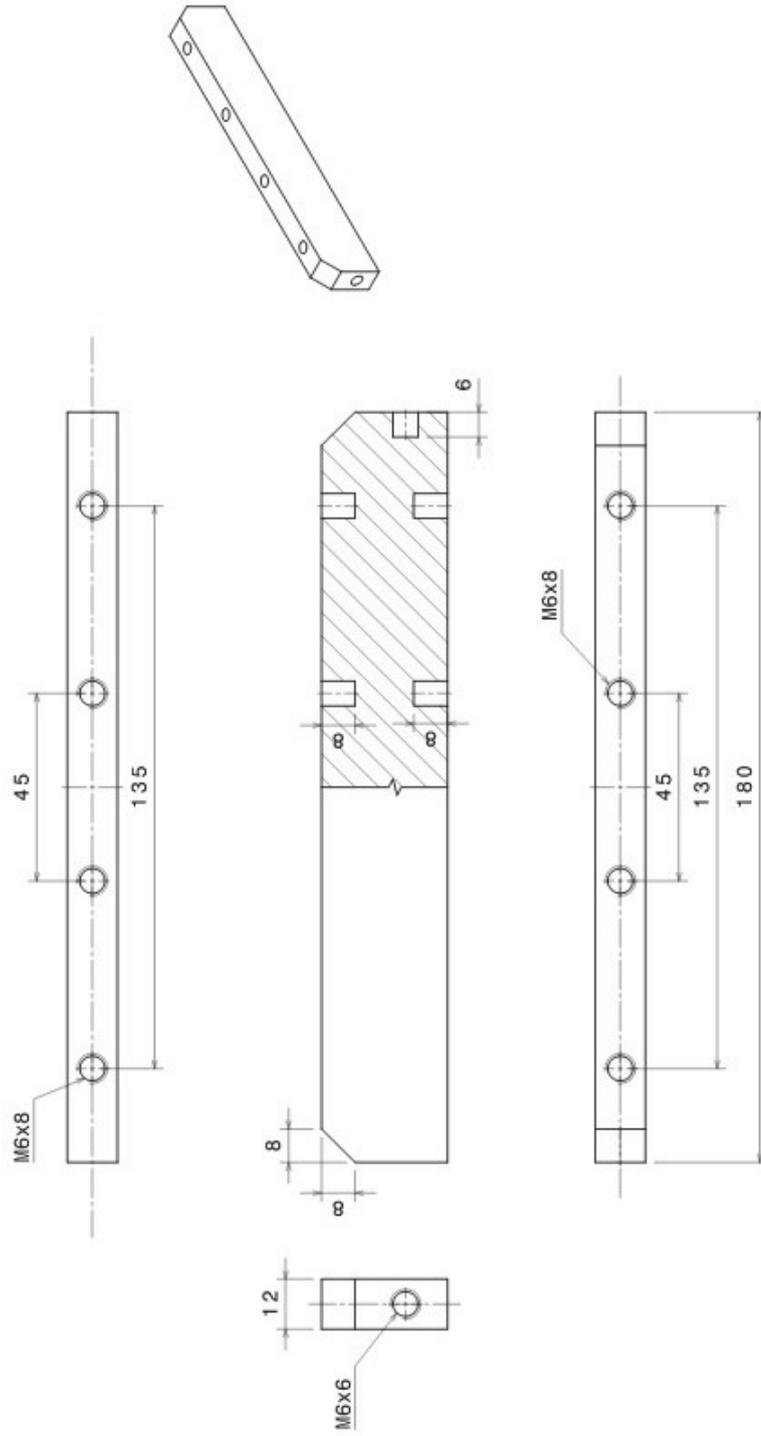
MATERIAL: ALUMÍNIO



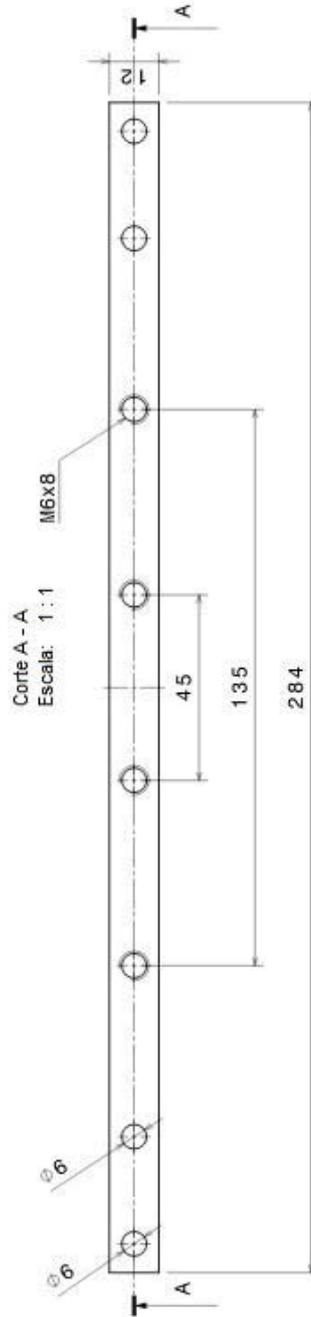
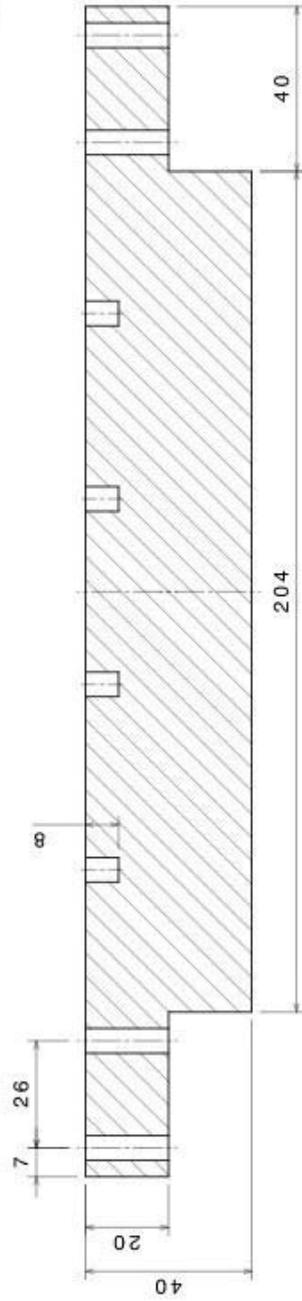
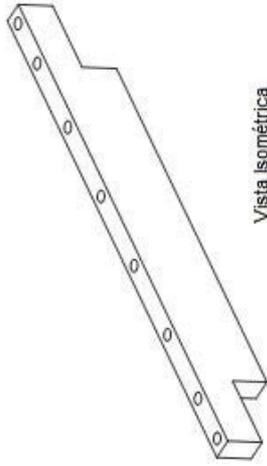
Corte A - A
Escala: 1 : 1



NERVURA DA MESA
QUANTIDADE: 01
MATERIAL: ALUMÍNIO

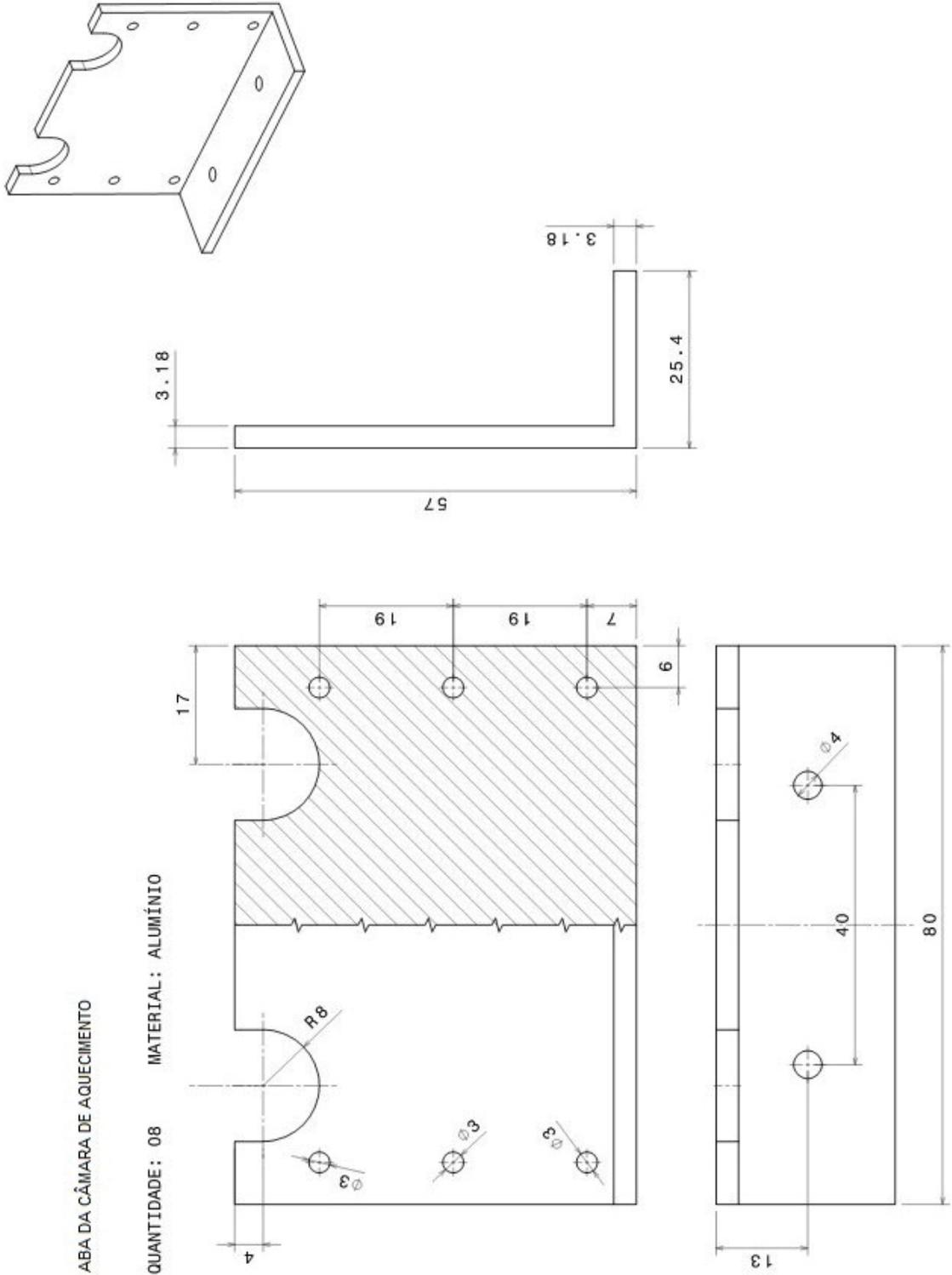


NERVURA SUPERIOR
QUANTIDADE : 02
MATERIAL : ALUMÍNIO



ABA DA CÂMARA DE AQUECIMENTO

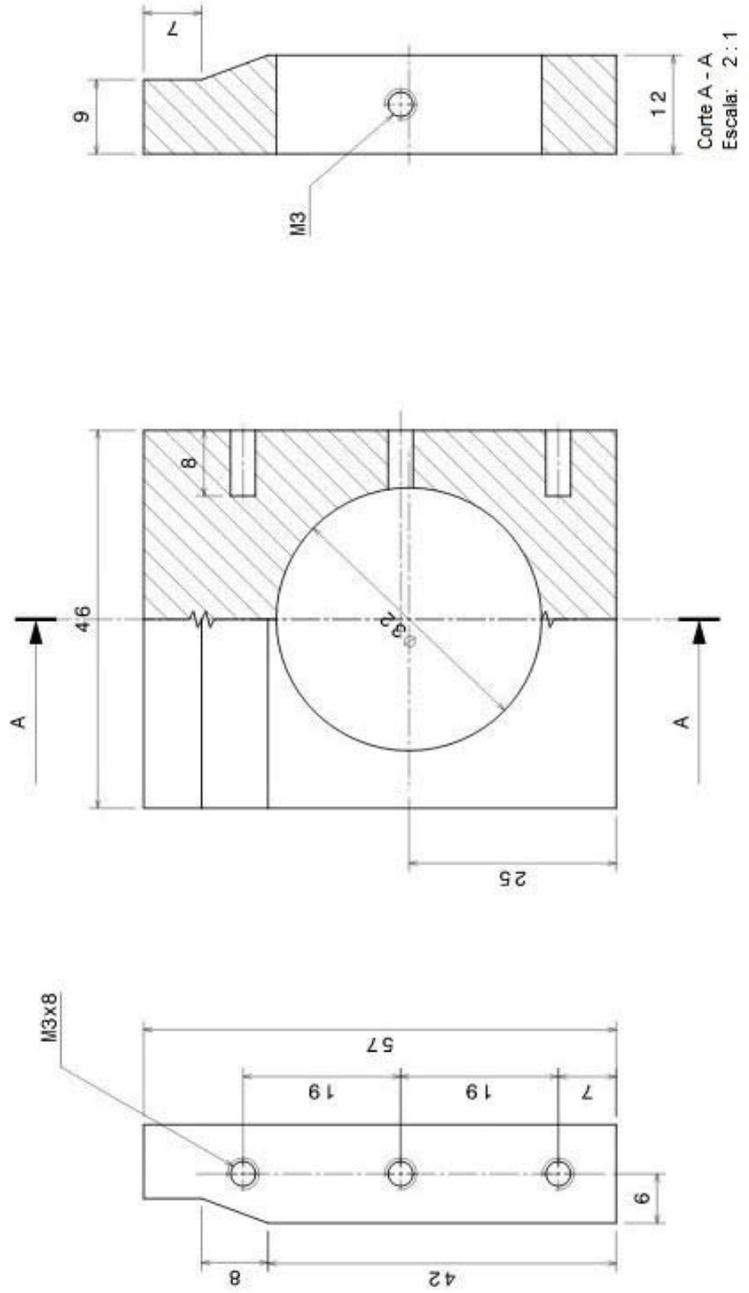
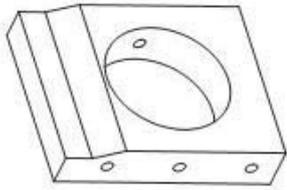
QUANTIDADE: 08 MATERIAL: ALUMÍNIO

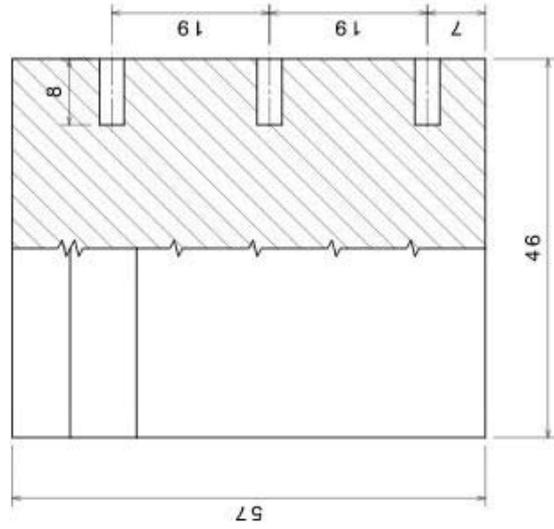
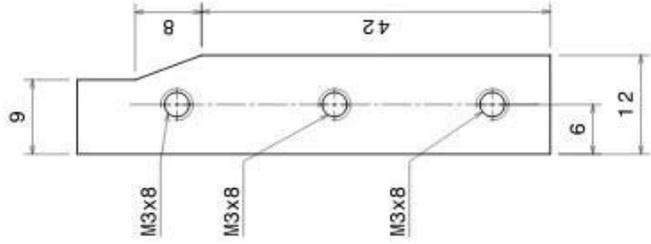
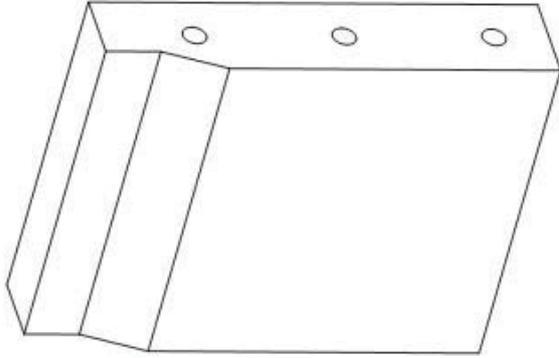


TAMPA DE ENTRADA DA CÂMARA DE AQUECIMENTO

QUANTIDADE: 04

MATERIAL: ALUMÍNIO



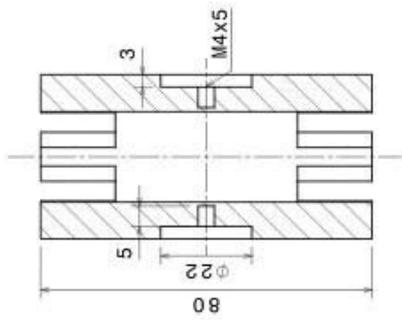
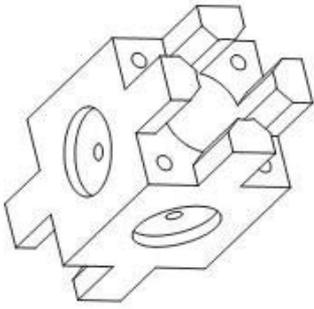


TAMPA DE FUNDO DA CÂMARA DE AQUECIMENTO

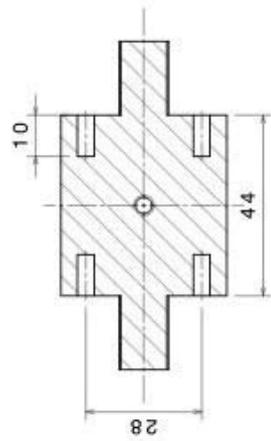
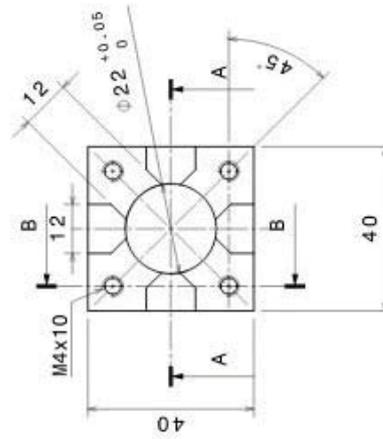
QUANTIDADE : 04

MATERIAL : ACRÍLICO

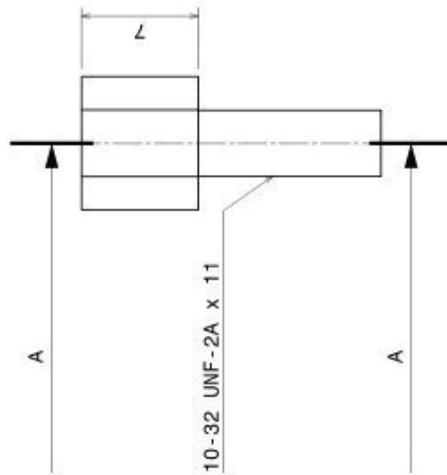
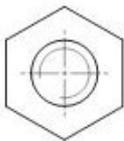
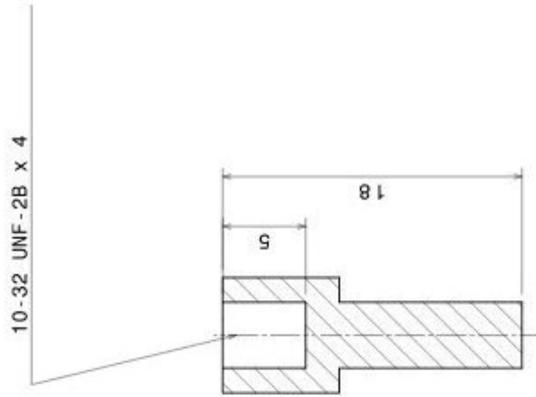
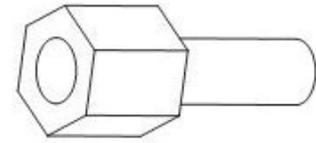
MANCAL DA SUSPENSÃO
 QUANTIDADE: 01
 MATERIAL: ALUMÍNIO



Corte A - A



Corte B - B

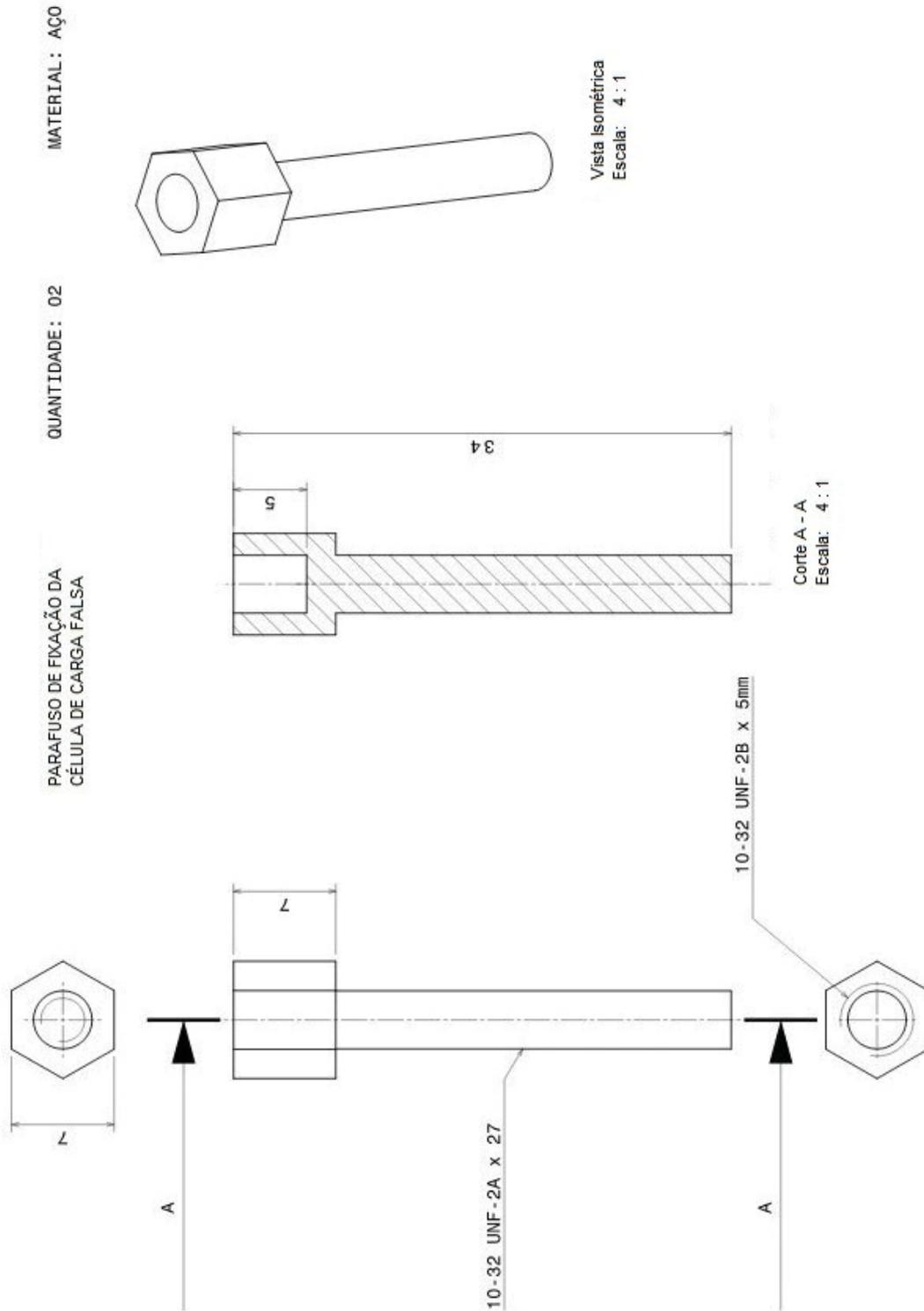


PARAFUSO DE FIXAÇÃO
DA CÉLULA DE CARGA

QUANTIDADE: 04

MATERIAL: AÇO

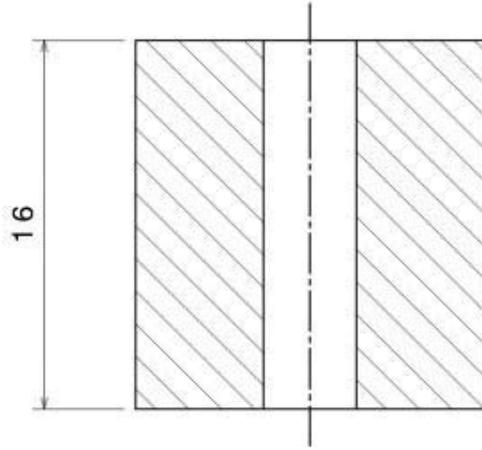
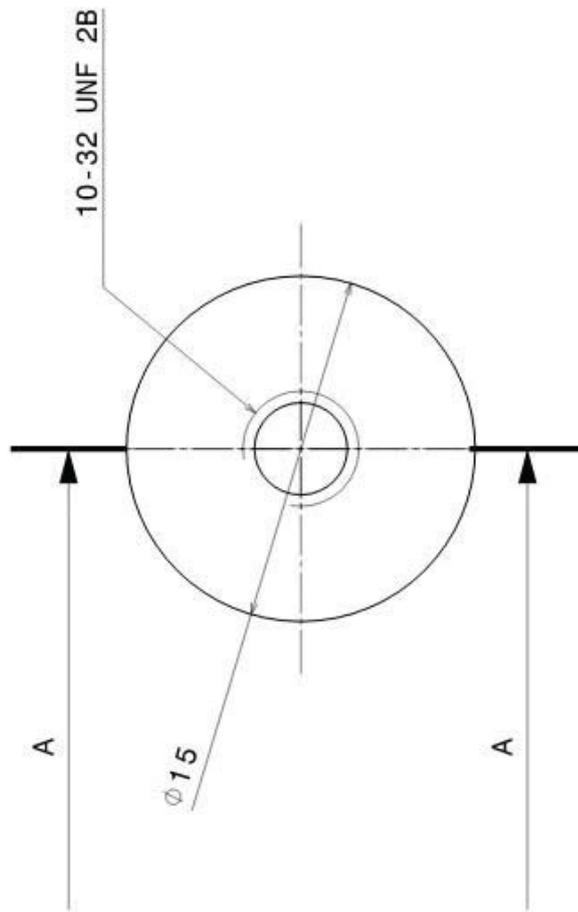
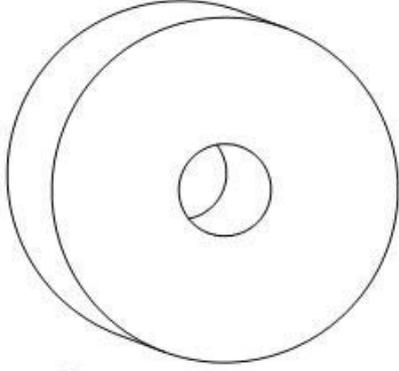
Corte A - A
Escala: 4 : 1



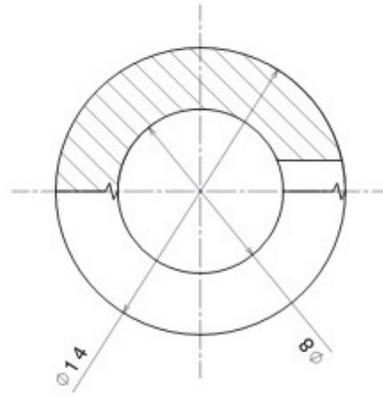
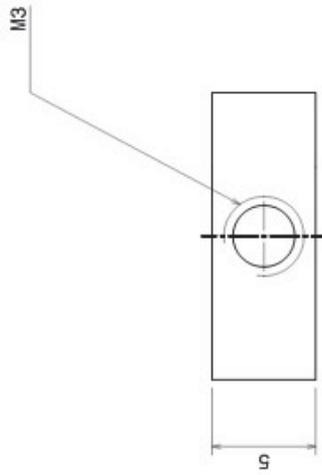
CELULA DE CARGA FALSA

QUANTIDADE: 02

MATERIAL: AÇO



Corte A - A
Escala: 4 : 1



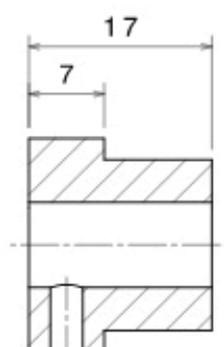
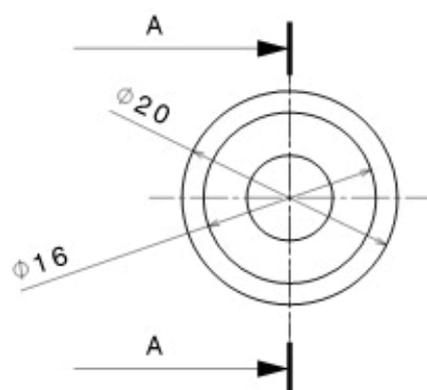
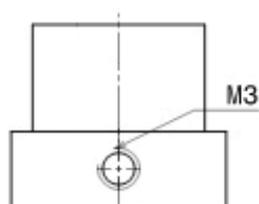
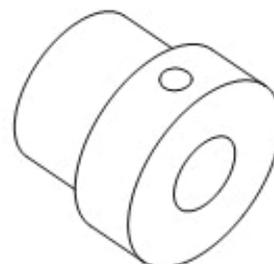
ANEL DE FIXAÇÃO DO ROLAMENTO

QUANTIDADE: 04 MATERIAL: AÇO

CUBO DO DISCO

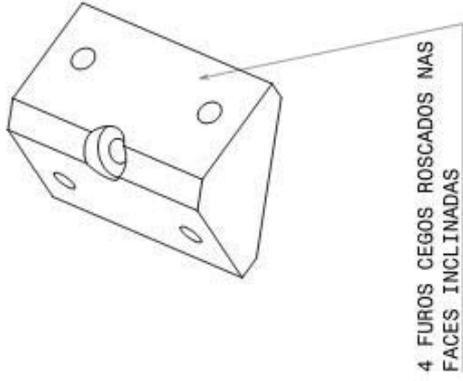
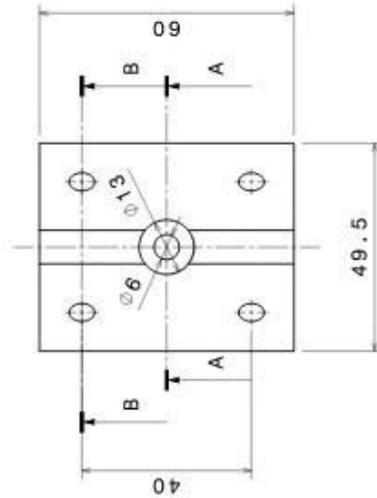
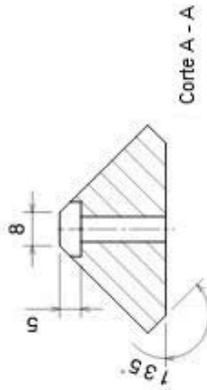
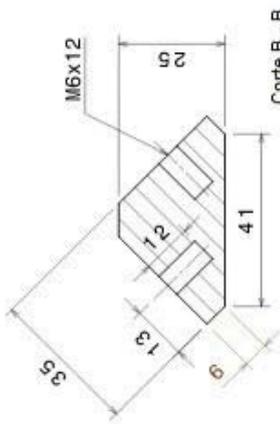
QUANTIDADE: 02

MATERIAL: LATÃO



Corte A - A
Escala: 2 : 1

TENSIONADOR X
 QUANTIDADE: 04
 MATERIAL: ALUMÍNIO



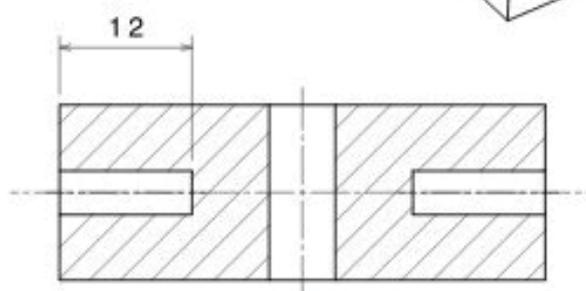
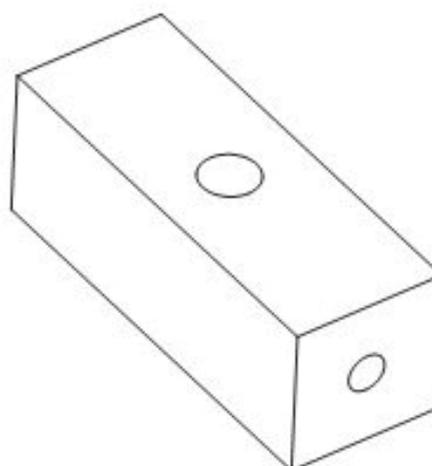
4 FUROS CEGOS ROSCADOS NAS
 FACES INCLINADAS

BLOCO PRÉ-TENSIONADOR DA MOLA

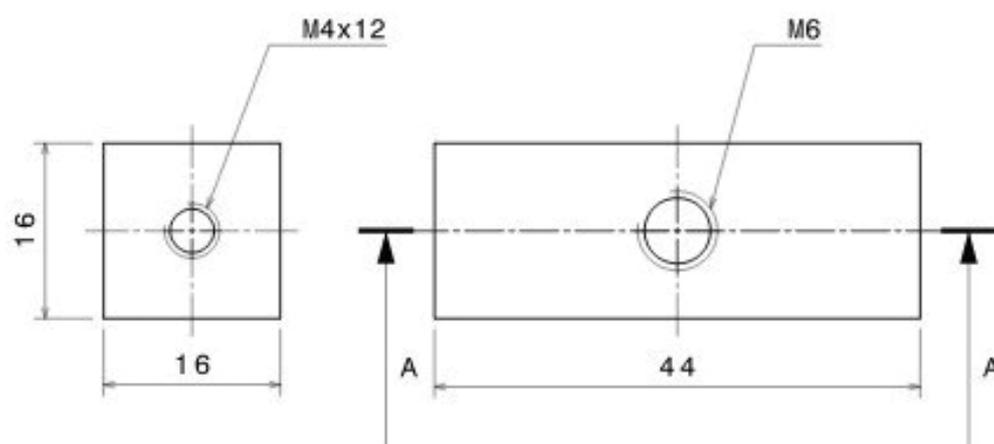
QUANTIDADE: 04

MATERIAL: AÇO

BARRA QUADRADA 5/8"



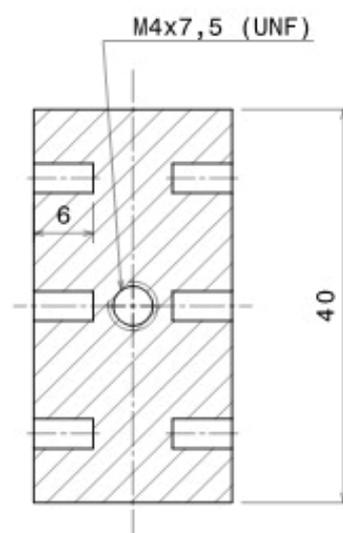
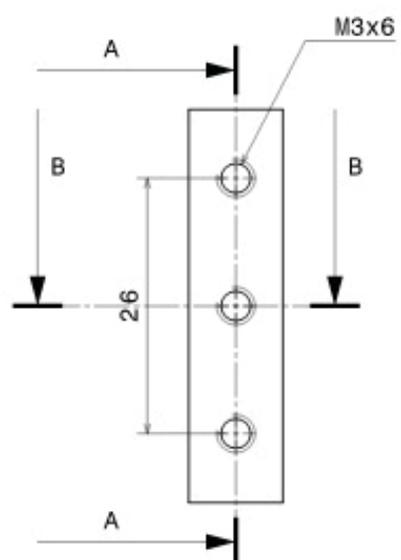
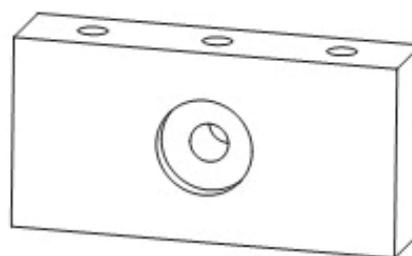
Corte: A - A
Escala: 2 : 1



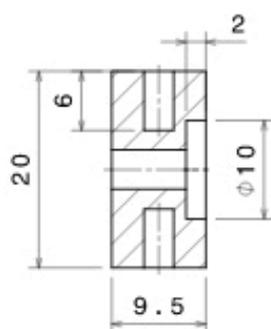
TENSIONADOR FIXO DO FIO

QUANTIDADE: 04

MATERIAL: AÇO



Corte A - A
Escala: 2 : 1

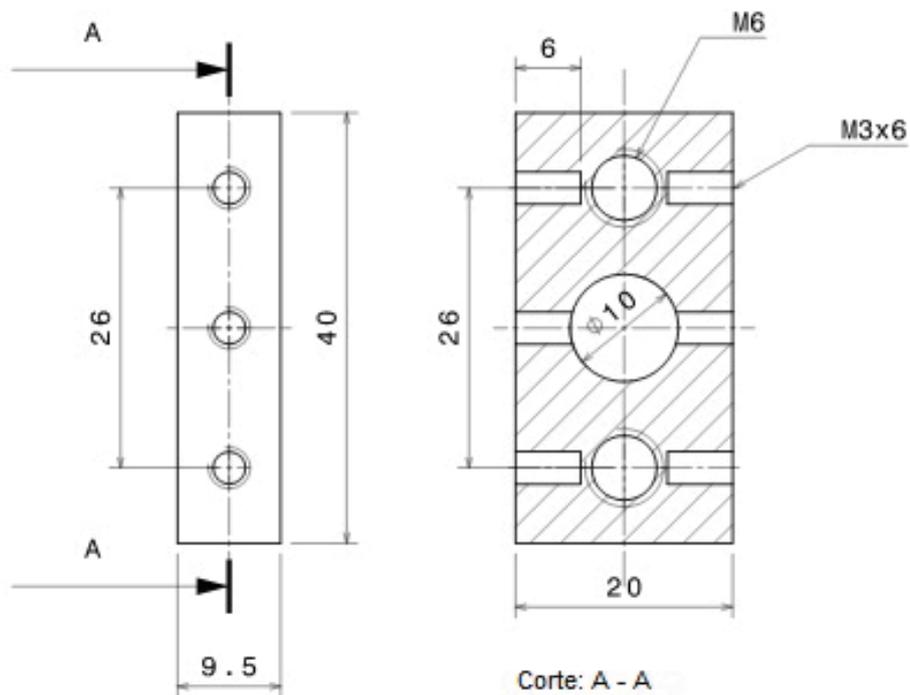
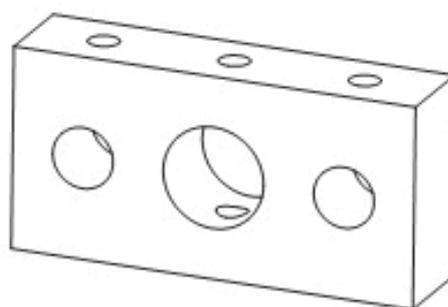


Corte B - B
Escala: 2 : 1

TENSIONADOR MÓVEL DO FIO

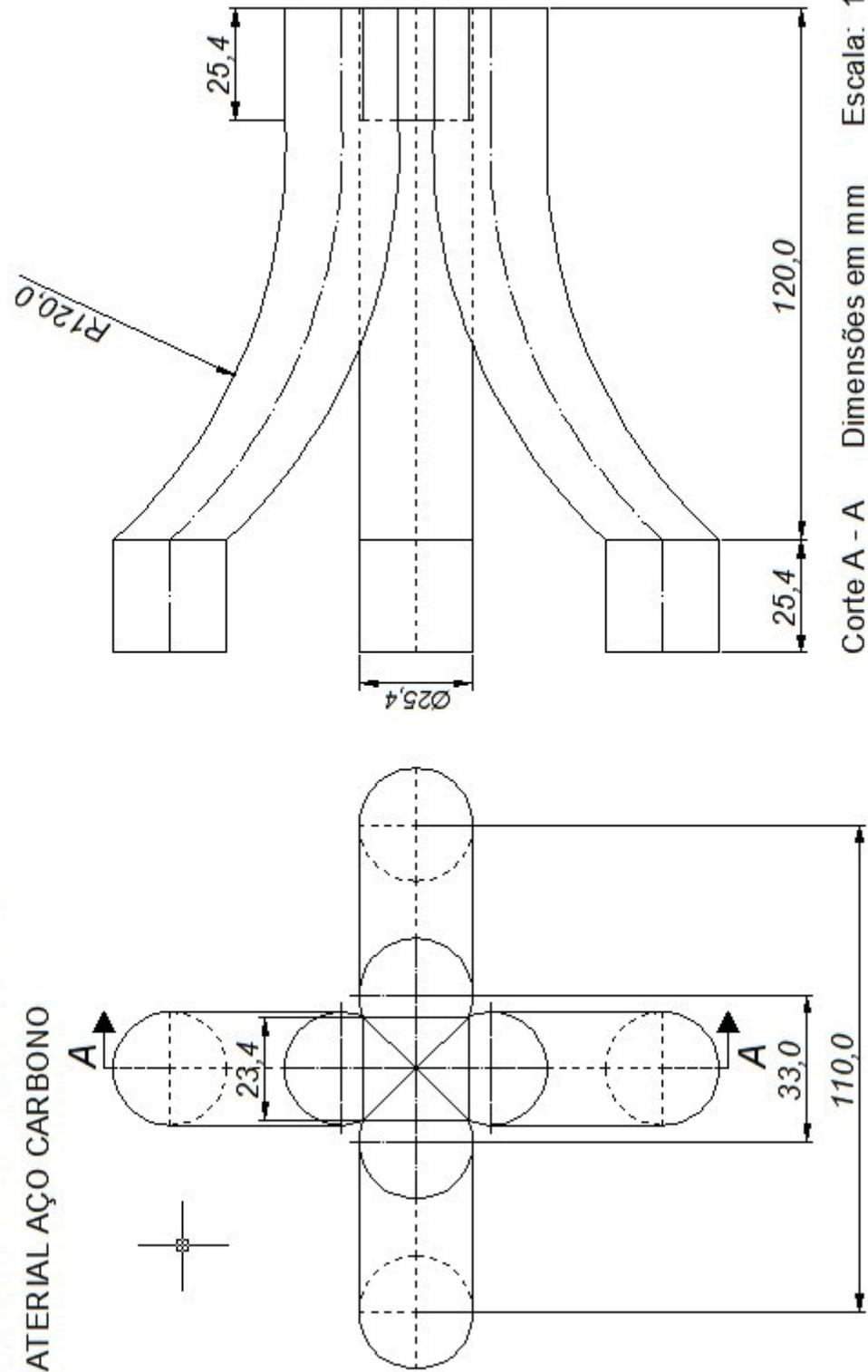
QUANTIDADE: 04

MATERIAL: AÇO



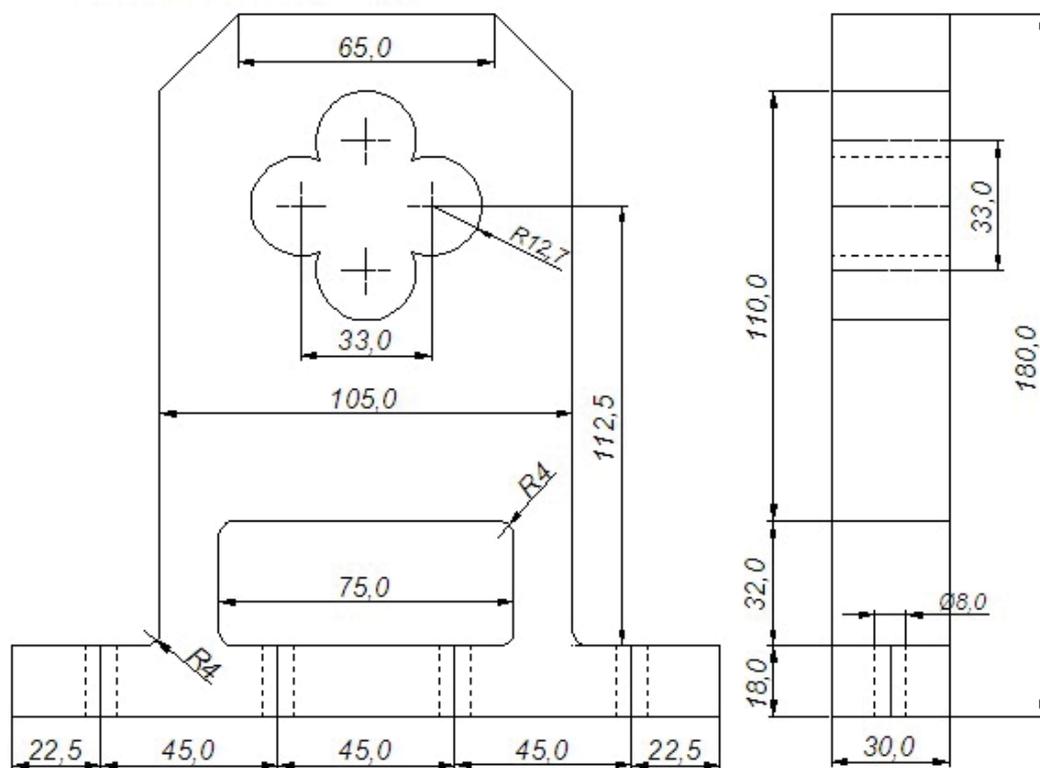
Corte: A - A
Escala: 2 : 1

TUBO DISTRIBUIDOR DE AR
MATERIAL AÇO CARBONO



Corte A - A Dimensões em mm Escala: 1 : 1

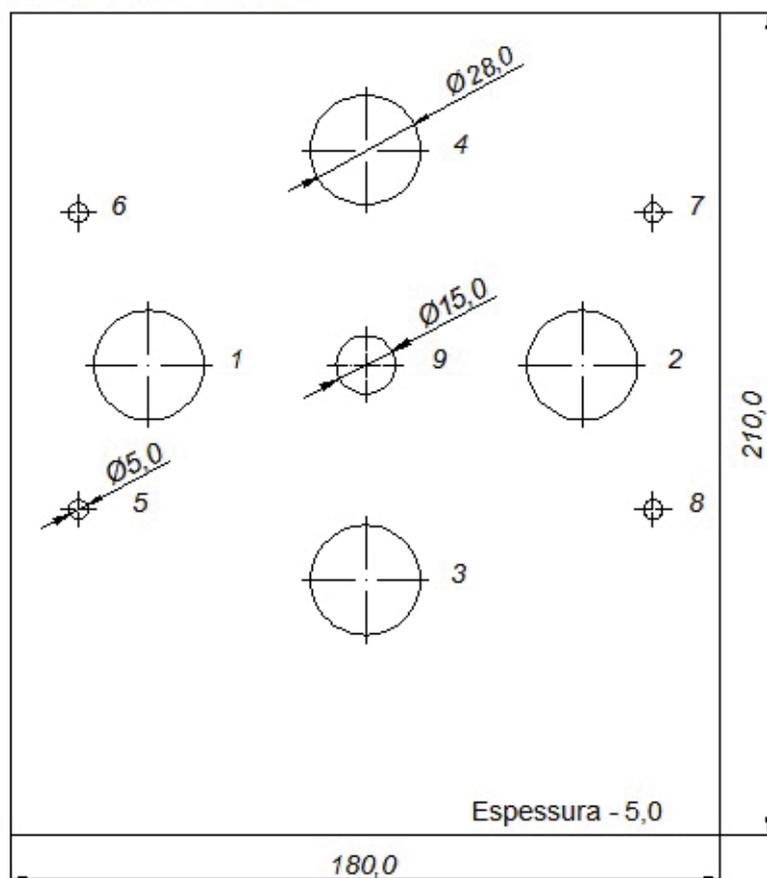
BASE DO TUBO DISTRIBUIDOR DE AR
MATERIAL ALUMÍNIO 1100



Dimensões em mm

Escala: 1 : 1

TAMPA DA CÂMARA TÉRMICA - LADO DO TUBO
MATERIAL ACRÍLICO

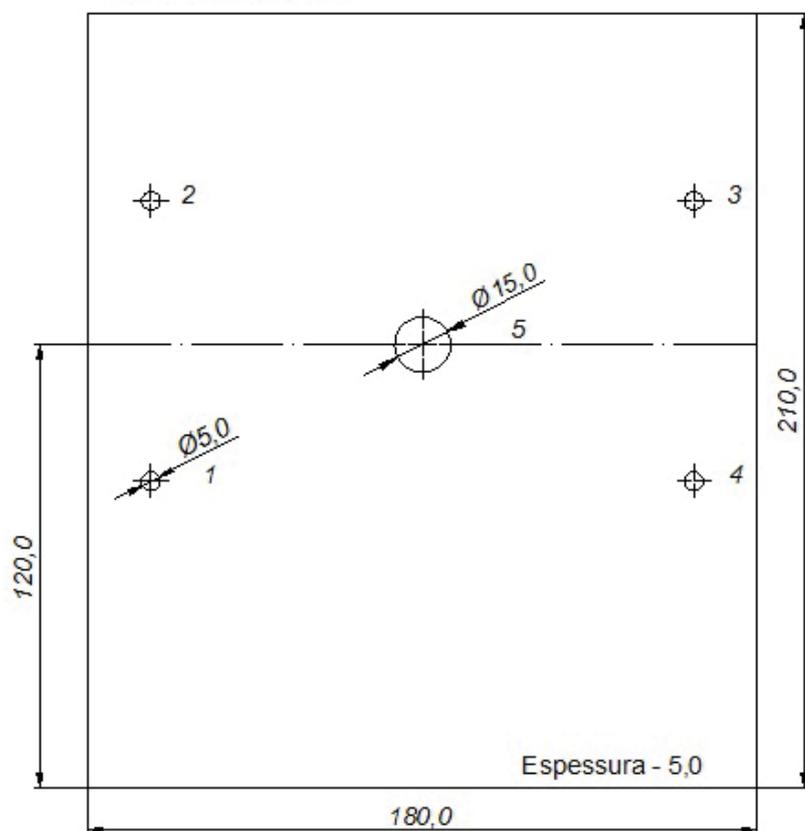


Ponto	X	Y
1	35	120
2	145	120
3	90	65
4	90	175
5	17	83
6	17	159
7	163	159
8	163	83
9	90	120

Dimensões em mm

Escala: 1 : 1

TAMPA DA CÂMARA TÉRMICA - LADO DO DISCO
MATERIAL ACRÍLICO



Ponto	X	Y
1	17	83
2	17	159
3	163	159
4	163	83
5	90	120

Dimensões em mm

Escala: 1 : 1