

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CONTROLE SEMIATIVO DE VIBRAÇÕES POR FORÇA DE
CONTROLE NÃO LINEAR**

M. ENG. MARCO PAULO GUIMARÃES

ORIENTADOR: DR. MARIO OLAVO MAGNO DE CARVALHO

TESE DE DOUTORADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

PUBLICAÇÃO: ENM.TD-20A/2013
BRASÍLIA/DF: SETEMBRO – 2013

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE SEMIATIVO DE VIBRAÇÕES POR FORÇA DE CONTROLE NÃO
LINEAR**

M. ENG. MARCO PAULO GUIMARÃES

**TESE SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA
FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
DOUTOR EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.**

APROVADA POR:

**Prof. Mario Olavo Magno de Carvalho, Dr. Eng. (ENM-UnB)
(Orientador)**

**Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. Fernando Jorge Rodrigues Neves, Ph.D. (UnB)
(Examinador Externo)**

**Prof. Valder Steffen Júnior, Dr. (UFU)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA/DF, 26 DE SETEMBRO DE 2013.

Guimarães, Marco Paulo.
G963c Controle semiativo de vibrações por força de controle não linear / Marco Paulo Guimarães. -- 2013.
131 f. : il. ; 30 cm.

Tese (doutorado) - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas, 2013.
Inclui bibliografia.
Orientação: Mario Olavo Magno de Carvalho.

1. Controle automático. 2. Freios magnéticos. 3. Monte Carlo, Método de. 4. Processos de Markov. 5. Processo estocástico. I. Carvalho, Mario Olavo M. II. Título.

CDU 621-52

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GUIMARÃES, M. P. (2013). Controle semiativo de vibrações por força de controle não linear. Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM-20A/2013, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 131p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Marco Paulo Guimarães.

TÍTULO: Controle semiativo de vibrações por força de controle não linear.

GRAU: Doutor ANO: 2013

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta qualificação de doutorado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa qualificação de doutorado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Marco Paulo Guimarães

Av Lamartine Pinto Avelar, n.º. 1120, St. Universitário

75.704-020 – Catalão – GO – Brasil

Dedico este trabalho à minha família, em especial à Gabriela, à Silvia e ao Pedro.

AGRADECIMENTOS

Após tantas idas e vindas pelas estradas da região centro-oeste do Brasil, muitos são aqueles a quem tenho vontade de agradecer. Primeiro, a Deus, por ter me guiado nos, aproximadamente, 120 mil quilômetros percorridos durante essa jornada. Em segundo lugar, à minha família: meu pai, minha mãe, meu irmão e sua esposa, minha irmã e sua família.

Em especial, gostaria de agradecer à minha filha Gabriela, que me impulsiona diariamente. Ao meu amor, Silvia, uma grande companheira, em todos os momentos difíceis. E também ao Pedrito, o meu “filhote”, que tanto me alegra.

À Tia Emília, por ter me proporcionado o porto seguro ao longo dessas muitas viagens, a sua ajuda foi indispensável à realização deste trabalho. Ao Tio Breno, pela primeira oportunidade de contato com o cotidiano industrial.

Aos demais membros da minha família, a todos os meus amigos e àqueles que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho.

Aos professores do Grupo de Dinâmica de Sistemas da Universidade de Brasília, que contribuíram muito nas discussões ao longo da realização do estudo, em especial ao Prof. Mario Olavo, exemplo de dedicação e profissionalismo. Aos profissionais do Bloco G da Engenharia Mecânica, que muito auxiliaram na realização dos experimentos: ao Técnico Cloves José Onofre e, em especial, ao Técnico José Filipe de Carvalho Lopes. Aos profissionais do Laboratório de Fabricação Mecânica do Bloco SG-9, que, artífices na ciência da fabricação, possibilitaram a construção do modelo experimental.

Aos amigos Luiz Fernando e Rita, pela companhia durante esta jornada, e por toda a ajuda concedida ao longo da execução deste trabalho.

Ao Prof. Geraldo Faria Campos, do Centro de Ensino e Pesquisa Aplicada à Educação da Universidade Federal de Goiás, Professor Emérito da Universidade Federal de Goiás, por

ter sido o companheiro que instigou o contato com as letras por meio de um toque particular, proporcionado pela sua amizade e cordialidade.

Ao Prof. Dr.-Ing. Walter Lindolfo Weingaertner, do Laboratório de Mecânica de Precisão da Universidade Federal de Santa Catarina, que me proporcionou o primeiro contato com o mundo científico, tutorando-me ao longo dos onze anos de trabalho em conjunto, desde a primeira bolsa de iniciação científica até a conclusão do mestrado. Os conhecimentos adquiridos ao longo desses anos de trabalho foram ferramentas para a conclusão deste.

A todos os demais mestres que não foram citados, mas que me auxiliaram chegar até aqui com seus ensinamentos e que, assim, me possibilitaram concluir esta tese.

À WAD Equipamentos Industriais Ltda. e à Universidade de Brasília, pelo apoio financeiro e institucional concedido durante a realização do trabalho.

“If knowledge can create problems, it is not through ignorance that we can solve them.” (Isaac Asimov)

"A essência do conhecimento consiste em aplicá-lo, uma vez possuído."
(Confúcio)

RESUMO

CONTROLE SEMIATIVO DE VIBRAÇÕES POR FORÇA DE CONTROLE NÃO LINEAR

Este trabalho propõe avaliar o uso de forças (momentos) de controle não lineares para o controle semiativo de vibrações em uma estrutura sujeita a esforços torcionais, modelada por parâmetros discretos que resultam em baixas frequências naturais. O controle semiativo é concebido para ser realizado por meio de um momento de controle produzido por atrito de Coulomb em um freio eletromagnético. Estratégias de controle específicas são apresentadas considerando as flexibilidades e restrições apresentadas por este tipo de controlador. Técnicas de otimização estocásticas são utilizadas para desenvolver modelos não lineares adotados para o momento de controle. Esses modelos consideram momentos de controle que podem ser função da velocidade e/ou do deslocamento e de suas potências. Os resultados obtidos por simulação são comparados com os de um controle passivo clássico para a mesma estrutura e permitem avaliar a vantagem relativa da estratégia adotada para diferentes tipos de excitação.

ABSTRACT

SEMIACTIVE VIBRATIONS CONTROL BY NONLINEAR CONTROL FORCE

This study aims at evaluating the use of nonlinear control forces (moments) for semiactive control of vibrations in a structure with torsional efforts, modeled by lumped parameters that result in low natural frequencies. Semiactive control is designed to be performed by Coulomb friction forces in a magnetic brake. Specific control strategies are presented considering the flexibilities and constraints presented by this type of controller. Stochastic optimization are used to develop nonlinear models adopted for the control moment. These models consider control moments that can be function of speed and/or displacement and its powers. The results obtained by simulation are compared with those of a classical passive control applied to the same structure to evaluate the advantage of the strategy used for different excitations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1- Estrutura torcional com 4 graus de liberdade	32
Figura 3.2- Modelo desenvolvido para a estrutura de 4 graus de liberdade.....	37
Figura 4.1- Modelo desenvolvido para o sistema torcional com 4 graus de liberdade	42
Figura 4.2- Caracterização do problema inverso.....	44
Figura 4.3- Subsistema que calcula a energia total	46
Figura 4.4- Fluxograma mostrando o método para definição dos coeficientes ótimos do momento de controle	48
Figura 4.5- Subsistema controlador.....	54
Figura 5.1- Energia total máxima para determinação do tempo de regime permanente	57
Figura 5.2- Respostas em frequência obtidas por simulação, para a estrutura sem controlador, nas condições engastado-livre e engastado-engastado.....	58
Figura 5.3- Energia total em função da frequência para distintos valores de momentos de controle constantes	60
Figura 5.4- Mapa de energia total em função da frequência para distintos valores de momentos de controle constante.....	61
Figura 5.5- Energia total com controlador de momento constante de 3 Nm.....	62
Figura 5.6- Energia total com controlador Liga-desliga.....	63
Figura 5.7- Energia total com controlador de momento de controle variável.....	65
Figura 5.8- Energia total em função da frequência para distintos momentos de controle proporcionais à velocidade	66
Figura 5.9- Comparação entre os três controladores propostos e o controlador proporcional	67
Figura 5.10- Energia da estrutura sem controlador	70
Figura 5.11- Energia na estrutura sem controlador (engastado-livre) e na estrutura controlada do Caso 1	72
Figura 5.12- Mapa da energia total indicando o momento de controle ótimo do Caso 1....	73
Figura 5.13- Energia na estrutura para o sistema sem controlador (engastado-livre) e para o controlador do Caso 2.....	74
Figura 5.14- Mapa da energia total indicando o momento de controle ótimo do Caso 2, em que o momento de controle é proporcional à velocidade angular	75
Figura 5.15- Energia na estrutura para o sistema controlado do Caso 3	76

Figura 5.16- Energia na estrutura para o sistema controlado do Caso 4	78
Figura 6.1- Montagem da estrutura a ser ensaiada	83
Figura 6.2- Esquema do modelo experimental com excitação no ponto três da estrutura ..	85
Figura 6.3- Estrutura mecânica instrumentada	86
Figura 6.4- Diagrama de blocos do sistema controlado	87
Figura 6.5- Freio eletromagnético empregado no controlador	88
Figura 6.6- Detalhe da fixação do freio	89
Figura 6.7- Curva de torque aplicado pelo freio ao quarto volante.....	90
Figura 6.8- Módulo de aquisição de dados.....	91
Figura 6.9- Vista do painel frontal do programa desenvolvido.....	93
Figura 6.10- Diagrama de blocos do programa de aquisição e controle	94
Figura 6.11- Acelerômetro selecionado para a execução do projeto.....	95
Figura 6.12- Célula de carga utilizada nos experimentos.....	96
Figura 6.13- Pré-amplificador utilizado nos experimentos	96
Figura 7.1 – Energia total para a estrutura sem controle	98
Figura 7.2- Energia total em função do momento de controle	100
Figura 7.3- Energia máxima para a estrutura com o controlador de momento constante ótimo e para o sistema sem controle.....	101
Figura 7.4- Energia máxima para a estrutura com o controlador Liga-desliga e para o sistema sem controle.....	102
Figura 7.5- Comparativo entre os resultados para o controlador de momento variável e para o sistema sem controle.....	103
Figura 7.6- Comparativo entre as energias máximas, simuladas e experimentais, com e sem controle, incluindo as três estratégias de controle aplicadas	104
Figura 7.7- Energia total para a estrutura excitada por ruído branco	105
Figura 7.8- Energia total para a estrutura controlada do Caso 3	106
Figura 8.1- Comparação entre a energia total na estrutura excitada aleatoriamente para os casos propostos e para o sistema sem controle.....	110
Figura 8.2- Comparação entre a energia total na estrutura, excitada aleatoriamente, para as estratégias de controle propostas	110
Figura 8.3- Comparação do controle para a segunda estrutura simulada.....	111
Figura A.1- Diagrama de causas e efeitos para as incertezas consideradas	123
Figura A.2- Módulos da cadeia de medição considerados no cálculo das incertezas	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1- Características da estrutura experimental desenvolvida.....	35
Tabela 5.1- Frequências naturais do sistema engastado-livre e engastado-engastado	56
Tabela 5.2- Resultados numéricos para excitação aleatória	69
Tabela 5.3- Características e condição de excitação da segunda estrutura simulada	79
Tabela 5.4- Comparação entre os resultados numéricos para excitação aleatória para o segundo caso testado	80
Tabela A.1- Incertezas do módulo de aquisição NI cDAQ-9205.....	124
Tabela A.2- Incerteza expandida da cadeia de medição.....	125

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
cDAQ	Sistema de aquisição de dados compacto (<i>Compact Data Aquisition</i>)
ER	Controladores eletroreológicos
HBM	Método do Balanço Harmônico (<i>Harmonic Balance Method</i>)
H_{∞}	Técnica de controle robusto
INL	Erro devido a não linearidade do conversor Analógico-Digital (<i>Integral Nonlinearity Error</i>)
LMI	Desigualdade Matricial Linear (<i>Linear Matrix Inequalities</i>)
LVDT's	Transformadores diferenciais lineares variáveis (<i>Linear variable differential transformers</i>)
MCMC	Método de Monte Carlo via Cadeias de Markov (<i>Markov Chain Monte Carlo</i>)
MEMS	Sistemas microeletromecânicos (<i>Microelectromechanical systems</i>)
MIMO	Múltiplas entradas e múltiplas saídas (<i>Multiple-input – multiple-output</i>)
MR	Controladores magnetoreológicos
ODE45	Resolvedor de equações diferenciais ordinárias (<i>Ordinary Differential Equations</i>)
ODE113	Resolvedor de equações diferenciais ordinárias de passos múltiplos (<i>Ordinary Differential Equations</i>)
PSD	Densidade espectral de potência (<i>Power Spectral Density</i>)
RVDT's	Transformadores diferenciais rotacionais variáveis (<i>Rotary Variable Differential Transformer</i>)
sgn	Função sinal
SISO	Uma entrada e uma saída (<i>single-input – single-output</i>)
TB-260	Freio eletromagnético para controle de tensão em suportes de enrolamento/desenrolamento tamanho 260 (<i>tension brake</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

M_1, M_2, M_3 e M_4	[N.m]	momentos de excitação nos quatro volantes
I_1, I_2, I_3 e I_4	[kg.m ²]	momento de inércia dos quatro volantes
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ e θ_4	[rad]	deslocamentos angulares dos quatro volantes
c_1, c_2, c_3 e c_4	[N.m.s/rad]	amortecimentos torcionais próprios da estrutura
k_1, k_2, k_3 e k_4	[N.m/rad]	rigidezes torcionais dos trechos do eixo
M_c	[N.m]	momento de controle
k_{eq}	[N.m/rad]	rigidez torcional equivalente
M	[N.m]	momento aplicado à um eixo
θ	[rad]	deslocamento angular
G	[N/m ²]	módulo de rigidez
J	[m ⁴]	momento polar de inércia da seção transversal
L	[m]	comprimento do eixo
M_e	[N.m]	momento devido à deformação elástica
k_t	[N.m/rad]	rigidez torcional
M_d	[N.m]	momento devido ao amortecimento
c_t	[N.m.s/rad]	amortecimento à torção
$\dot{\theta}$	[rad/s]	velocidade angular
I_t	[kg.m ²]	momento de inércia de massa
$\ddot{\theta}$	[rad/s ²]	aceleração angular
$[I]$	[kg.m ²]	matriz de momento de inércia de massa
$[C_t]$	[N.m.s/rad]	matriz de amortecimento torcional
$[K_t]$	[kg.m ²]	matriz de rigidez torcional dos trechos do eixo
$\{M\}$	[N.m]	vetor dos momentos de excitação
$\{M_c\}$	[N.m]	vetor dos momentos de controle
E_p	[J]	energia potencial na estrutura
E_c	[J]	energia cinética na estrutura
E_T	[J]	energia total na estrutura
C_n	–	coeficientes do momento de controle
λ_i	[(rad/s) ²]	autovalores
ω_n	[Hz]	frequência natural

SUMÁRIO

1 -	INTRODUÇÃO	18
1.1 -	OBJETIVOS	19
1.1.1 -	Objetivo Geral.....	19
1.1.2 -	Objetivos Específicos	20
1.2 -	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	20
2 -	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 -	CONTROLE DE VIBRAÇÕES.....	23
2.1.1 -	Estratégias para controle de vibrações	28
2.2 -	MÉTODO DE MONTE CARLO VIA CADEIAS DE MARKOV	29
3 -	DESENVOLVIMENTO DO MODELO DA ESTRUTURA.....	31
3.1 -	MODELO FÍSICO DA ESTRUTURA	31
3.2 -	MODELO NUMÉRICO DA ESTRUTURA	35
4 -	PROJETO DO CONTROLADOR SEMIATIVO	39
4.1 -	MODELO DA ESTRUTURA CONTROLADA (COM EXCITAÇÃO E CONTROLE).....	40
4.1.1 -	Modelo físico do sistema completo	40
4.1.2 -	Modelo numérico do sistema completo	41
4.2 -	DESENVOLVIMENTO DO CONTROLADOR	43
4.2.1 -	Cálculo da energia total.....	45
4.2.2 -	Método estocástico para determinação dos coeficientes do polinômio do momento de controle	47
4.3 -	MODELO DO CONTROLADOR.....	49
4.3.1 -	Momento de controle constante.....	50
4.3.2 -	Momento de controle dependente da velocidade	50
4.3.3 -	Momento de controle dependente da velocidade e do deslocamento ..	52
5 -	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	55
5.1 -	SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA	56
5.1.1 -	Estrutura de referência (sem controle)	57

5.1.2 -	Estrutura controlada	58
5.1.2.1 -	Estrutura controlada por momento de controle constante	59
5.1.2.2 -	Estrutura controlada por momento Liga-desliga (<i>Bang-bang</i>)	62
5.1.2.3 -	Estrutura controlada por momento de controle variável	64
5.1.2.4 -	Comparação com a estrutura controlada por momento de controle proporcional à velocidade.....	66
5.2 -	SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA.....	68
5.2.1 -	Estrutura de referência (sem controle)	70
5.2.2 -	Estrutura controlada por momento de controle constante – Caso 1 ..	70
5.2.3 -	Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade	73
5.2.3.1 -	Caso 2 - Momento proporcional à velocidade angular (controlador proporcional)	74
5.2.3.2 -	Caso 3 - Momento proporcional à velocidade angular e suas potências	75
5.2.4 -	Estrutura controlada por momento de controle dependente do deslocamento	77
5.2.5 -	Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade e do deslocamento – Caso 4.....	77
5.3 -	APLICAÇÃO DA METODOLOGIA EM UMA ESTRUTURA MAIS ESBELTA.....	79
6 -	DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	82
6.1 -	ESTRUTURA MECÂNICA DO MODELO EXPERIMENTAL.....	82
6.1.1 -	Estrutura mecânica.....	82
6.1.2 -	Estrutura instrumentada	84
6.2 -	APARATO DE MONITORAÇÃO E CONTROLE	87
6.2.1 -	Atuador (freio eletromagnético)	87
6.2.2 -	Sistema de aquisição e controle	90
6.2.3 -	Sensores (acelerômetros).....	95
6.2.4 -	Transdutor de força.....	95
6.2.5 -	Pré-amplificador	96
7 -	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	97
7.1 -	RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA	97

7.1.1 -	Estrutura de referência (sem controlador).....	98
7.1.2 -	Estrutura controlada por momento de controle constante	99
7.1.3 -	Estrutura controlada por momento Liga-desliga (<i>Bang-bang</i>)	101
7.1.4 -	Estrutura controlada por momento de controle variável	102
7.1.5 -	Comparação entre os controladores.....	103
7.2 -	RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA.....	104
7.2.1 -	Estrutura controlada por momento constante (Caso 1).....	105
7.2.2 -	Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade (Caso 3)	106
8 -	ANÁLISE DOS RESULTADOS	107
8.1 -	ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA .	107
8.2 -	ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA...	108
9 -	CONCLUSÕES.....	112
	REFERÊNCIAS	116
	APÊNDICES	
A -	ANÁLISE DE INCERTEZAS	122
B -	PROGRAMAS DESENVOLVIDOS.....	127

1 - INTRODUÇÃO

Uma dificuldade frequentemente encontrada em máquinas e estruturas de médio e grande portes, quando sujeitas a carregamentos cíclicos ou aleatórios, é o controle de vibrações visando a maximização da vida dos componentes. Esses carregamentos implicam em esforços de flexão e/ou torção, entre outros, que podem levar a estrutura à falha. Por isso, estas vibrações devem ser controladas. Muitas vezes atuando durante um longo período de tempo, é necessário que o sistema de controle da vibração seja concebido utilizando o mínimo possível de energia em sua operação. É necessário também que o mesmo seja robusto para atuar satisfatoriamente em várias condições de trabalho.

Um tipo de controle que se apresenta promissor, em relação aos demais, é o controle semiativo, que propicia implementação fácil e de baixo custo, aliada à simplicidade típica de sistemas passivos e à adaptabilidade dos sistemas ativos (CARNEIRO, 2009).

Segundo Li e Huo (2010), um dos quesitos que tornam o controle semiativo muito atrativo é a energia externa requerida no controle, que é menor, em relação à energia requerida nos sistemas de controle ativos. Além disso, os autores afirmam que os sistemas semiativos são mais simples e exequíveis, se comparados aos sistemas ativos, e mais eficientes que os sistemas passivos.

No controle semiativo, a força de controle não atua diretamente sobre a estrutura ou componente que se deseja controlar, e sim sobre outro dispositivo, o qual atua passivamente sobre o elemento a ser controlado.

Dentre as vantagens do controle semiativo, pode-se citar uma menor necessidade de energia despendida no controle, além da característica de ser inerentemente estável. Ou seja, o controle semiativo permite maiores recursos de controle que o controle passivo, sem demandar grandes potências de controle como nos controladores ativos. Mesmo quando em mau funcionamento, ele não introduz energia no sistema, diferentemente do que pode acontecer no controle ativo. A configuração semiativa apresenta como recurso a possibilidade de controle da força aplicada pelo controlador.

O tema controle semiativo apresenta, ainda, um grande potencial de desenvolvimento, que pode levar a diferentes estratégias de controle. Em particular, o controle semiativo por atrito seco apresenta um grande potencial ainda não plenamente explorado. Dessa forma, o controle semiativo de vibrações, através de força de atrito variável, foi o objeto de estudo escolhido para este trabalho.

Embora os sistemas de controle de vibrações aplicados à área de estruturas civis e equipamentos considerem frequentemente o movimento de vibração por translação, existe uma analogia direta entre a vibração por translação e a vibração torcional. Tendo em vista a facilidade construtiva, bem como a existência de freios eletromagnéticos comercializados no mercado nacional, foi concebido um modelo para uma estrutura sujeita a vibração torcional para aplicação do controlador semiativo. A escolha do modelo torcional se deu não só em razão da facilidade construtiva do modelo experimental, que inclui a disponibilidade de encontrar todos os elementos de máquinas no mercado local, o que implica em menor custo de fabricação, mas também em razão de ser uma linha pouco explorada, se comparada aos modelos translacionais.

Sendo assim, este trabalho aborda os controladores semiativos de fricção (por atrito) variável, aplicados em sistemas sujeitos à vibração torcional.

1.1 - OBJETIVOS

Visando atingir os resultados esperados para o trabalho, os objetivos foram divididos em objetivo geral e objetivos específicos, que seguem.

1.1.1 - Objetivo Geral

Como objetivo deste trabalho, pretende-se desenvolver um sistema eletromecânico de controle semiativo de vibrações por atrito seco para uma estrutura sujeita à vibração torcional, modelada por 4 graus de liberdade, conforme será mostrado no Capítulo 3.

Um modelo numérico será desenvolvido para avaliar o desempenho do controlador proposto e otimizá-lo, e um modelo experimental, correspondente ao modelo numérico, será construído para validar os resultados obtidos a partir das simulações.

1.1.2 - Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral do trabalho, objetivos específicos devem ser alcançados. Entre estes objetivos, devem ser criados modelos matemáticos e computacionais, em que diferentes estratégias de controle possam ser propostas, valendo-se da possibilidade de produzir forças de controle não lineares.

Como outro objetivo específico, deve-se desenvolver um algoritmo baseado em um método estocástico para minimização da energia mecânica total da estrutura (energia cinética mais energia potencial). Este algoritmo deve empregar os modelos desenvolvidos, nos quais as forças de controle sejam não lineares.

Para validação dos resultados numéricos obtidos, um modelo experimental de estrutura, utilizando o controle semiativo, deverá ser construído.

Por fim, a eficiência no controle de um sistema com vários graus de liberdade, excitados harmônica e aleatoriamente, deve ser investigada, para comparação dos resultados obtidos com os controladores propostos com os resultados para controladores passivos clássicos.

1.2 - ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho está organizado em nove capítulos, conforme descrito a seguir.

O capítulo 2 traz a fundamentação teórica e o estado da arte a respeito de tópicos que serão necessários para a elaboração dos modelos, incluindo tópicos como o controle de vibrações e o método de otimização estocástico utilizado.

No capítulo 3, tem-se o desenvolvimento do modelo da estrutura (modelagem física) e a sua modelagem numérica, com a implantação do modelo numérico em um programa computacional.

No capítulo 4, é realizado o desenvolvimento do controlador, que tem início com a sua modelagem matemática, com o levantamento das suas equações, e o posterior acoplamento aos modelos desenvolvidos (físico e numérico). É apresentada a estratégia utilizada para determinação de coeficientes ou parâmetros ótimos para os controladores. Um critério para avaliar o nível de vibração da estrutura é proposto, e o subsistema que calcula a energia total é modelado.

O capítulo 5 traz os resultados numéricos para a simulação do sistema sem controle e para o sistema controlado, quando submetidos a excitações harmônicas e aleatórias.

O capítulo 6 aborda o desenvolvimento experimental da tese. Ele mostra a estrutura mecânica, o aparato e a instrumentação de controle e o experimento montado, criado para validação dos resultados. Neste capítulo serão descritas as características do modelo experimental. O programa elaborado para aquisição de dados e controle da estrutura, o atuador, os sensores e o controlador empregados são apresentados.

No capítulo 7, têm-se os resultados experimentais obtidos para ambos os casos de excitação simulados, e é feita a comparação dos resultados simulados numericamente com os experimentais.

No capítulo 8, é feita uma análise dos resultados obtidos e, no capítulo 9, são expostas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Nos apêndices, o leitor pode ter acesso aos códigos dos programas criados para otimização estocástica e à análise de incertezas da cadeia de medição.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo traz uma revisão sobre certos aspectos de controle de vibrações e sobre o método de otimização estocástico empregado no desenvolvimento do modelo utilizado, bem como o estado da arte sobre controle semiativo de vibrações.

Dentre as técnicas utilizadas para controle de vibrações podem-se destacar quatro grandes grupos: controladores passivos, semiativos, ativos e híbridos.

Os controladores passivos foram desenvolvidos para aumentar o amortecimento ou a dissipação de energia em uma determinada estrutura. Estes controladores têm a característica inerente de não conseguirem se adaptar às variações das condições de operação.

Os controladores ativos usam fontes de energia externa para reduzir as vibrações, aplicando forças de controle sobre a estrutura, e têm a capacidade de se adaptar, rapidamente, às variações das condições de excitação de acordo com o algoritmo programado. Estes controladores realizam trabalho diretamente sobre as estruturas, com forças ativas, e podem, em caso de funcionamento inadequado, introduzir energia nestas.

Já os controladores semiativos não acrescentam energia aos sistemas controlados. Eles realizam trabalho sobre a estrutura por meio de forças passivas e, em decorrência, são inerentemente estáveis, mesmo em caso de mau funcionamento. Embora mais limitados que os controladores ativos, os semiativos têm propriedades que podem ser variadas, permitindo um controle adaptativo que se ajusta a mudanças nas condições de operação.

Os controladores híbridos combinam características de dois ou mais grupos.

Considerando o custo envolvido na aplicação das diferentes concepções de controladores, os passivos são os mais baratos, já que, nesses sistemas, o controle se dá em malha aberta e, por isso, não é necessário monitorar a resposta. Já os controladores ativos evidenciam eficiência muito maior do que a dos controladores passivos, mas implicam em custo elevado, dada a necessidade de monitoramento da resposta em um ou mais pontos da

estrutura. Entre uma concepção e outra, encontram-se os controladores semiativos, que têm melhor desempenho que os controladores passivos, do ponto de vista da possibilidade de ajuste da força de controle, e apresentam custo menor que o dos controladores ativos.

Os principais tipos de controladores semiativos estão descritos a seguir:

- De fricção (atrito variável) – variação da força normal;
- Controladores de orifícios variáveis – variação da perda de carga no escoamento de um fluido mediante a alteração do diâmetro de orifícios;
- Controladores com fluidos ajustáveis:
 - Magnetoreológicos (MR) – variação das propriedades do fluido por meio de campo magnético;
 - Eletroreológicos (ER) – variação das propriedades do fluido por meio de campo elétrico.

Dentre os tipos citados acima, o presente trabalho aborda os controladores de fricção variável, em que a força de controle aplicada é alterada por intermédio da variação da força normal entre duas superfícies em contato, proporcionando uma alteração na força de atrito.

Para Unsal, Niezrecki e Crane III (2003), o principal motivo para os controladores semiativos não terem se desenvolvido de forma mais rápida se deve ao fato de a força, no passado, ter sido imposta por atuadores hidráulicos, o que tornava o sistema muito lento. Historicamente, um dos primeiros trabalhos enfocando controladores semiativos foi proposto por Karnopp, Crosby e Harwood (1974), em que a força de controle era manipulada com uso de orifícios variáveis, o que fazia com que o sistema tivesse um tempo de resposta elevado. Já com o desenvolvimento e uso dos freios eletromagnéticos e de atuadores piezoelétricos, o problema do elevado tempo de resposta do atuador foi sanado (UNSAI, NIEZRECKI e CRANE III, 2003).

2.1 - CONTROLE DE VIBRAÇÕES

Segundo Inman (2006), a tecnologia relacionada ao controle de vibrações tem se tornado uma ciência interdisciplinar, ocasionada pela crescente demanda nos critérios de desempenho de estruturas e máquinas.

Vários trabalhos apresentam exemplos (aplicações reais) de controle de vibrações em estruturas de grande porte. Dentre estes, podem-se citar o de Li e Huo (2010), que fala sobre os avanços do controle de vibrações estruturais na China, o de Li et al. (2012), que traz um estudo sobre vibrações induzidas pelo vento em um edifício de 81 andares, o de Ospina (2008), que trata da otimização de amortecedores de massa sintonizados para controle de vibrações em edifícios altos, e o de Gomes (2006), que estuda a resposta dinâmica de uma passarela de pedestres da cidade de Brasília com a utilização de amortecedores de massa sintonizados. As obras citadas trazem várias aplicações reais de sistemas de controle destinados a estruturas de grande porte, tais como: edifícios, pontes, torres, passarelas, entre outras.

Os métodos de controle de vibrações por realimentação consistem em monitorar a resposta de um sistema e utilizar essa informação para determinar a força a ser aplicada à estrutura. Sistemas com realimentação requerem sensores e são conhecidos por sistemas em malha fechada. Sistemas sem realimentação não requerem sensores em suas malhas de controle, e são chamados de sistemas de controle em malha aberta.

De acordo com Tusset (2008), a técnica do controle por realimentação foi concebida, originalmente, para uso em sistemas lineares, porém, hoje, é também empregada em sistemas não lineares. O controle por realimentação regula e estabiliza sistemas dinâmicos, e o sinal de controle é a diferença entre a referência e a variável controlada.

O controle de vibrações, que, historicamente, era predominantemente passivo, executado por meio de amortecedores ou isoladores, passou a se apresentar também nas formas de controle ativo, semiativo ou híbrido (TUSSET, 2008).

Os controladores ativos e semiativos consistem em sistemas de controle em malha fechada, visto que é necessário monitorar a estrutura para que o controlador possa aplicar uma lei de controle. Como o foco do trabalho é sobre os controladores semiativos, apenas esse tipo de controle será tratado neste trabalho. Os controladores passivos serão usados apenas como referência para avaliação dos semiativos.

Os resultados apresentados por Lu, Chung e Lin (2004) mostram que o controle semiativo resulta em uma excelente redução na aceleração, se comparados aos controladores

passivos, chegando a um desempenho próximo ao dos controladores ativos. Em seu trabalho, as leis de controle são lineares e este apresenta resultados numéricos para uma estrutura de aço que modela um edifício de três andares, quando sujeita a terremotos. Os autores propõe a utilização de absorvedores por atrito variável baseados em dois métodos para determinação da força ótima constante a ser aplicada: o controle modal semiativo e o controle ótimo semiativo. Os métodos consistem em determinar uma matriz com os ganhos do sistema realimentado semiativo, que represente um sistema ativo qualquer, valendo-se de leis de controle lineares.

Dupont, Kasturi e Stokes (1997) fazem um estudo da aplicação de controladores translacionais por atrito, em que é considerado o controle por meio de força de controle constante. Os autores abordam um modelo numérico de três graus de liberdade, e a força de controle constante é combinada com uma força de controle proporcional à velocidade na região próxima à velocidade zero, para prevenir vibrações autoinduzidas (*chattering*). Na parte experimental do trabalho, o sistema é modelado por um sistema de um grau de liberdade e a força de controle é constante. O trabalho considera forçamento harmônico.

Unsal, Niezrecki e Crane III (2003) consideram uma força constante como força de controle, porém o foco do trabalho é o desenvolvimento de um dispositivo absorvedor de vibrações por atrito, sem ênfase no método de controle. O dispositivo é translacional, de um grau de liberdade, no qual uma pilha piezelétrica proporciona a força normal. Dando continuidade ao trabalho citado acima, uma comparação entre o amortecimento proporcionado pelo controlador semiativo desenvolvido e por controladores a fluidos magnetoreológicos é feita em Unsal, Niezrecki e Crane III (2004). Os autores caracterizam o controlador semiativo desenvolvido, traçando a curva de força de atrito versus tensão no atuador, de maneira semelhante a que será utilizada no procedimento experimental, descrito no Capítulo 6.

Gandhi e Anusonti-Inthra (2003) realizaram um estudo numérico de controle de vibrações em que a rigidez em um sistema de um grau de liberdade é alterada por meio de um controlador semiativo adaptativo. O controlador é projetado para rejeição de perturbações de banda estreita ocasionadas por fontes de excitação harmônica. A força de controle é modelada como sendo proporcional exclusivamente ao termo linear do deslocamento, sendo representada por um coeficiente multiplicado pelo deslocamento. Em seu trabalho,

os autores compararam as respostas para os sistemas em malha aberta, em malha fechada e adaptativo em malha fechada.

Zhang e Tong (2006) abordam vibrações torcionais por intermédio de um modelo com dois graus de liberdade e relatam suas experiências quando trabalhando com os métodos *Extended State Observer* e *Linear Quadratic Control*, em conjunto, visando o controle de vibrações no sistema de acionamento de um laminador siderúrgico. O foco do trabalho está no controlador do acionamento, onde o controlador Proporcional-Integral tradicional é substituído pelo controlador proposto, e os sistemas são comparados do ponto de vista da minimização das vibrações. No trabalho citado, o eixo do laminador é girante, opção que não foi adotada nesta tese, em função da dificuldade de se construir o modelo experimental.

Outro trabalho que trata do controle de vibrações em elementos girantes é o de Cavalini Júnior et al. (2011). No trabalho, os autores abordam o controle de vibrações em máquinas rotativas recorrendo a um dispositivo *smart-spring*. É empregado um algoritmo genético para otimização dos parâmetros do controlador. Em seu trabalho, os autores fazem uso do Simulink[®], mesma ferramenta que será utilizada nesta tese, conforme será tratado no Capítulo 3.

Nitzsche et al. (2005) também trabalham em uma linha parecida, à partir da utilização de um dispositivo *smart-spring*, utilizando o Simulink como ferramenta computacional. Em seu trabalho, os autores exercem o controle sobre uma estrutura considerando excitações harmônicas, privilegiando o controle no grau de liberdade mais importante. Porém eles desenvolvem técnicas de controle para obter a dissipação máxima de energia em um sistema experimental, modelado numericamente, em duas linhas diferentes. Uma é mediante a utilização do *smart-spring* para atuar no controle da rigidez, do amortecimento ou da massa da estrutura, visando a máxima dissipação de energia. A outra linha é através do desenvolvimento de um dispositivo liga-desliga sintonizável que visa minimizar a energia na estrutura.

Em trabalhos mais recentes, técnicas que podem ser aplicadas em controladores não lineares estão sendo exploradas.

Karimi et al. (2010) valem-se de técnicas robustas H_∞ por meio de em um modelo numérico para controle de edifícios com isoladores na base e medição com atraso. O modelo numérico é flexível, considera vários graus de liberdade, e a excitação é dada aplicando como fonte os registros de três terremotos ocorridos no passado. Os controladores são projetados em termos de LMI's (*Linear Matrix Inequalities*), ou Desigualdades Matriciais Lineares, e recorrem ao método de Lyapunov-Krasovskii para estabelecer as condições de dependência do controle com o atraso dos sinais (devido ao tempo requerido para aquisição, processamento e atuação sobre a planta). De acordo com Aguirre (2007), uma LMI pode ser vista, grosso modo, como uma desigualdade com elementos matriciais e aparece como uma importante ferramenta na teoria do controle moderno, sobretudo no controle robusto.

Dentre os vários métodos para a determinação da força dissipativa ótima, Popp, Panning e Sextro (2003) dispõem do *Harmonic Balance Method* (HBM). O método é empregado para linearizar um sistema acoplado de duas equações não-lineares, resultante da aplicação do modelo não linear proposto para a força de atrito seco. Desta forma, é possível, finalmente, determinar a força dissipativa ótima. Os autores consideram três modelos para análise de um sistema com um grau de liberdade: Coulomb, Masing e Cattaneo-Mindlin. No modelo de Coulomb, a força de controle é constante e descontínua, mudando de sentido junto com a velocidade. No modelo de Masing, uma rigidez variável é adicionada em série com o elemento de fricção para modelar os deslocamentos. O modelo de Cattaneo-Mindlin é mais adequado para pequenos deslocamentos, pois a rigidez adicionada é variável e depende da força normal entre as superfícies de atrito.

Muanke, Masson e Micheau (2008) determinaram a força dissipativa ótima analiticamente, para um sistema de um grau de liberdade, por meio do modelo de atrito de Lugre. Com o modelo de Lugre, as não linearidades na força de atrito são representadas por seis parâmetros que levam em conta os efeitos dessa não linearidade e, após essa representação, um controlador não linear pode ser projetado pelo método de Lyapunov, por exemplo.

Popp e Rudolph (2004) trazem um estudo sobre como evitar o fenômeno do *stick-slip*, ocasionado em decorrência do efeito Striebeck, que acontece em razão da queda brusca no coeficiente de atrito, no instante em que a velocidade deixa de ser zero. Com a criação de um modelo de vibrações autoexcitadas, os autores mostram que um dos métodos

disponíveis para evitar o *stick-slip* é mediante a variação da força normal, que é facilmente obtida com o freio eletromagnético.

Muanke, Micheau e Masson (2009) mostram que o efeito do *stick-slip* diminui a eficiência dos controladores semiativos, reduzindo a energia dissipada, mas não inviabiliza o controle. Os autores ainda mostram como diminuir a influência do fenômeno do *stick-slip* na eficiência dos controladores semiativos valendo-se da lei de controle proposta por eles. Os controladores são baseados no controle por mudança não linear de fase visando à dissipação de energia ótima em sistemas excitados por forças harmônicas. Os autores aplicam atuadores piezelétricos para controle de vibrações em um sistema com um grau de liberdade, a partir da avaliação da potência dissipada para cada caso abordado.

Em seu trabalho, Muanke, Micheau e Masson (2009) demonstram que, evitando a faixa de velocidades e deslocamentos próximos a zero, na qual acontece o fenômeno de aderência, pode-se diminuir o efeito negativo do *stick-slip* na ação de controle. Assim, para grandes deslocamentos, e evitando a ocorrência do fenômeno de aderência, é possível aumentar o desempenho dos controladores semiativos por atrito. Nestas condições, uma aproximação por um modelo que desconsidera o efeito *Striebeck* se torna possível.

2.1.1 - Estratégias para controle de vibrações

Dentre as principais abordagens para o controle de vibrações, podem se destacar a abordagem modal e a abordagem propagatória.

A abordagem modal privilegia o controle dos principais modos de vibração de uma estrutura, desconsiderando os modos menos importantes, a critério do projetista. Frequentemente, privilegia-se o controle dos modos de mais baixa frequência.

Na abordagem propagatória, busca-se o controle de ondas mecânicas (de flexão, de torção e de cisalhamento) que se propagam na estrutura. Essa abordagem é mais facilmente aplicada em estruturas delgadas unidimensionais (como cabos, barras e vigas) e bidimensionais (membranas, cascas e placas). Porém, se a geometria da estrutura for

complexa, ou se for necessário executar um controle global da estrutura, a abordagem modal, mesmo sendo de custo mais alto, é a abordagem mais adequada.

A estratégia de controle modal é a mais indicada para sistemas discretos, modelados por poucos graus de liberdade. Em geral, ela é aplicada com foco específico em determinados modos de vibração da estrutura.

Harari, Richard e Gaudiller (2009) exploram o controle semiativo baseado em controladores modais em uma viga em balanço por meio da utilização de dispositivos piezelétricos. O trabalho aborda o controle dos dois primeiros modos de vibração da estrutura, quando excitadas por fontes de banda estreita e de banda larga.

A estratégia adotada nesta tese, embora esteja aplicada a um sistema modelado por parâmetros concentrados, com poucos graus de liberdade, não busca um controle modal. A estratégia adotada procura minimizar simultaneamente a energia total máxima dos quatro graus de liberdade da estrutura, mediante a aplicação de um único atuador.

Por meio da estratégia supracitada, é empregado um algoritmo que testa vários modelos de momento de controle e seleciona aquele que leva à energia mínima na estrutura. Para esta abordagem iterativa é utilizado o Método de Monte Carlo via Cadeias de Markov.

2.2 - MÉTODO DE MONTE CARLO VIA CADEIAS DE MARKOV

Os Métodos de Monte Carlo via Cadeias de Markov são muito utilizados para resolver problemas de otimização. Eles fazem parte de uma estratégia para gerar amostras a partir de um mecanismo baseado nas Cadeias de Markov (ANDRIEU et al., 2003).

Para Lima (2011), o Método de Monte Carlo é um método estocástico muito utilizado no estudo de sistemas com um grande número de graus de liberdade, em sistemas que envolvem fluidos (e incertezas), na análise de risco financeiro, em computação numérica e simulação estocástica.

O Método de Monte Carlo consiste em gerar um vetor aleatório, com uma determinada distribuição de probabilidade, realizar os cálculos relativos ao modelo simulado, usando o vetor gerador, e registrar a resposta, certificando da convergência da simulação em relação à função objetivo.

Os métodos de Monte Carlo via cadeias de Markov (MCMC) são processos estocásticos em uma versão iterativa dos Métodos de Monte Carlo tradicionais não iterativos, em que a distribuição de probabilidade de um dado estado depende apenas do valor da distribuição no estado anterior. Esta propriedade, também chamada de Memória Markoviana, faz com que os estados anteriores sejam irrelevantes para a predição dos estados seguintes, desde que o estado atual seja conhecido (CARVALHO e MOTA, 2009).

Corroborando o exposto, Lima (2011) cita que um processo de Markov é um processo estocástico, no qual, considerando os tempos $t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_{n-1} \leq t_n$, a probabilidade de um processo estocástico $X(t)$ assumir um valor específico x_n em $t = t_n$ depende apenas de $X(t_{n-1})$.

Valendo-se de métodos estocásticos via Cadeias de Markov é possível desenvolver um controlador que proporcione um momento de controle ótimo. A otimização paramétrica seleciona o melhor modelo de momento de controle para uma dada estratégia. Dela sai a combinação ótima de parâmetros que caracteriza a dependência do momento de controle nas variáveis monitoradas.

A vantagem do método estocástico empregado é a sua robustez, que faz com que ele convirja em todos os casos (mesmo que para um ótimo local), não se tornando instável.

3 - DESENVOLVIMENTO DO MODELO DA ESTRUTURA

Este capítulo apresenta o desenvolvimento do modelo da estrutura a ser controlada, seus graus de liberdade, as equações que governam sua dinâmica e a sua implantação em um programa computacional (modelo numérico).

3.1 - MODELO FÍSICO DA ESTRUTURA

O comportamento dinâmico das estruturas pode ser avaliado por meio de modelos simplificados, em que inércia, rigidez e amortecimento são parâmetros concentrados que representam, de forma discreta, a estrutura a ser estudada.

A estrutura abordada neste trabalho está representada, de forma esquemática, na Figura 3.1, e consiste em um eixo cilíndrico, montado na vertical, engastado na extremidade superior, no qual estão montados quatro volantes de inércia.

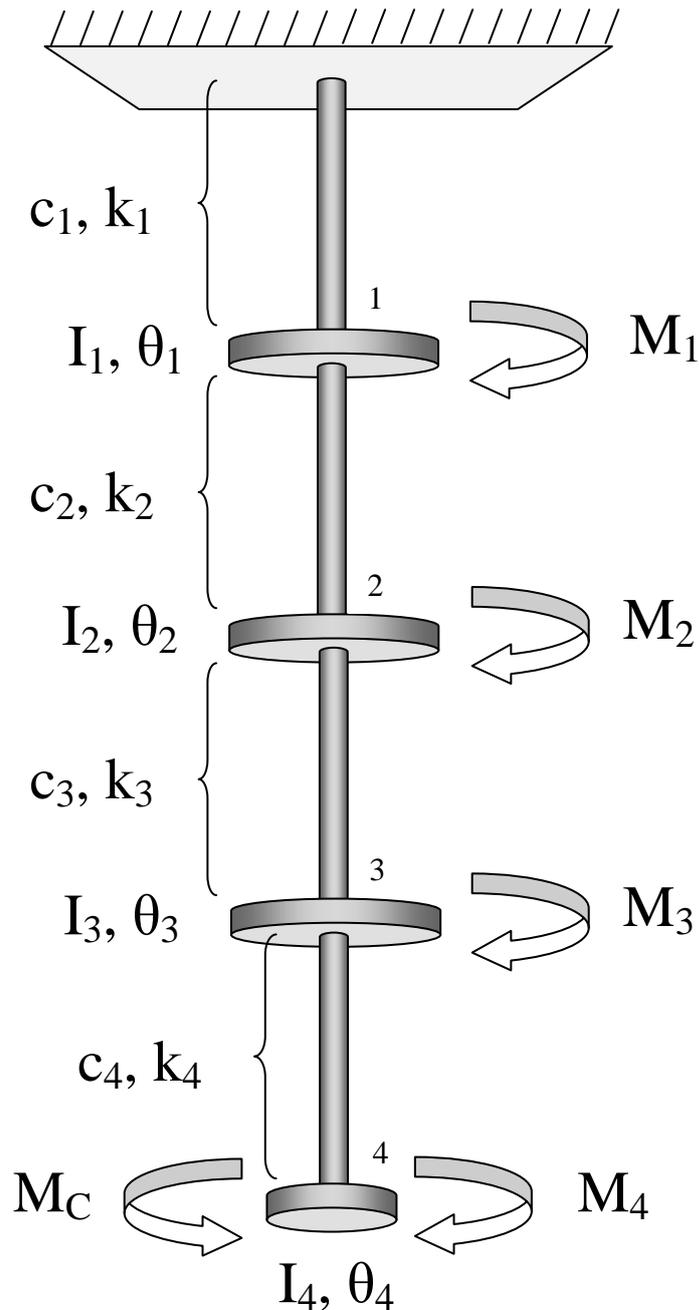


Figura 3.1- Estrutura torcional com 4 graus de liberdade

Onde:

- M_1 , M_2 , M_3 e M_4 são as excitações aplicadas aos quatro graus de liberdade da estrutura;
- I_1 , I_2 , I_3 e I_4 são as inércias dos quatro volantes;
- θ_1 , θ_2 , θ_3 e θ_4 são os deslocamentos angulares dos quatro graus de liberdade;
- c_1 , c_2 , c_3 e c_4 são os amortecimentos torcionais próprios (proporcionais) da estrutura;
- k_1 , k_2 , k_3 e k_4 são as rigidezes torcionais dos trechos do eixo;
- M_c é o momento de controle aplicado sobre um grau de liberdade específico.

O modelo do sistema torcional de quatro graus de liberdade sobre o qual será aplicado o controle, em sua extremidade inferior, permite verificar a eficácia do método de controle que será apresentado no Capítulo 4.

Como já foi citado, embora os sistemas de controle de vibração aplicados à área de interesse, isto é, em obras civis em geral e equipamentos, considerem, frequentemente, o movimento de vibração por translação, existe uma analogia direta entre a vibração por translação e a vibração torcional. Wachel e Szenasi (1993) relacionam o comportamento de um sistema translacional e o comportamento de um sistema torcional sujeitos a vibrações.

Considerando que um eixo sujeito à torção sofrerá uma deformação angular, é possível definir uma rigidez torcional equivalente por meio da Equação 3.1, a seguir:

$$k_{eq} = \frac{M}{\theta} = \frac{GJ}{L} \quad (3.1)$$

Onde:

- M é o momento aplicado ao eixo;
- θ é o deslocamento angular do eixo;
- G é o módulo de rigidez ao cisalhamento (77 GPa para o aço selecionado);
- J é o momento polar de inércia da secção transversal do eixo;
- L é o comprimento do eixo.

Esta rigidez torcional equivalente está representada por “ k_i ” na Figura 3.1, e está relacionada à rigidez de cada trecho do eixo utilizado nos modelos numérico e experimental.

A existência de um amortecimento próprio da estrutura, representado por “ c_i ” na Figura 3.1, deve-se à dissipação de energia própria da estrutura. Pequenos deslocamentos entre as buchas de fixação e o eixo são capazes de dissipar parte da energia por atrito nas conexões. Essa dissipação, somada a um baixo amortecimento viscoso, ao atrito nos mancais e ao amortecimento histerético próprio da estrutura, foi modelada por um amortecimento viscoso concentrado em cada grau de liberdade da estrutura. O procedimento utilizado para estimar os amortecimentos proporcionais equivalentes será detalhado adiante e, através da

sua aplicação, foi possível identificar um baixo valor para os coeficientes de amortecimento.

Assumindo um modelo linear para a estrutura, as Equações 3.2, 3.3 e 3.4 definem os momentos decorrentes da rigidez, do amortecimento e da inércia para um sistema torcional.

$$\text{- Rigidez torcional:} \quad M_e = -k_t \cdot \theta \quad (3.2)$$

$$\text{- Amortecimento à torção:} \quad M_d = -c_t \cdot \dot{\theta} \quad (3.3)$$

$$\text{- Inércia à torção:} \quad M = I_t \cdot \ddot{\theta} \quad (3.4)$$

A partir da configuração mostrada na Figura 3.1, pode ser formulado o modelo da estrutura. Sua representação, em notação matricial, para resposta livre, segue na Equação 3.5:

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C_t]\{\dot{\theta}\} + [K_t]\{\theta\} = 0 \quad (3.5)$$

onde:

- I é a matriz de inércia dos volantes;
- C_t é a matriz de amortecimento torcional;
- K_t é a matriz de rigidez torcional dos trechos do eixo.

e:

$$[I] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_4 \end{bmatrix}; \quad [C_t] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{bmatrix}$$

$$[K_t] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix}; \quad [\theta] = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \end{bmatrix}$$

3.2 - MODELO NUMÉRICO DA ESTRUTURA

As propriedades consideradas na composição do modelo numérico foram extraídas do modelo experimental que será empregado na validação dos resultados, e que será detalhado no Capítulo 6. Os momentos de inércia foram obtidos analiticamente utilizando as massas e os diâmetros dos volantes. A rigidez dos segmentos do eixo foi obtida com o uso da Equação 3.1.

O amortecimento torcional foi obtido a partir de um ensaio de resposta a um degrau de momento. Para tal, um momento estático conhecido foi aplicado ao ponto três da estrutura. Ao ser retirado instantaneamente, a curva com a energia total foi obtida. Por meio da comparação do decaimento da energia total do modelo numérico com o decaimento da energia total do modelo experimental, o amortecimento foi estimado.

A Tabela 3.1 mostra as propriedades da estrutura. Estas propriedades foram empregadas nas simulações do comportamento da mesma.

Tabela 3.1- Características da estrutura experimental desenvolvida

Característica	Elemento	Unidade	Valores
Momento polar de inércia dos volantes	I ₁	[kg.m ²]	0,72
	I ₂		0,22
	I ₃		0,22
	I ₄		0,085
Rigidez torcional dos segmentos do eixo	k ₁	[Nm/rad]	1991
	k ₂		1991
	k ₃		1991
	k ₄		1991
Amortecimento torcional equivalente, atribuído aos segmentos do eixo	c ₁	[Nm.s/rad]	0,4
	c ₂		0,4
	c ₃		0,4
	c ₄		0,4

Inicialmente, as propriedades da estrutura foram obtidas analiticamente com base nas dimensões e nas características dos materiais utilizados. Posteriormente, após os ensaios

experimentais, os valores obtidos analiticamente foram ajustados, para melhor se adequar à bancada experimental.

O modelo numérico correspondente ao sistema físico apresentado foi desenvolvido no ambiente MatLab Simulink[®]. O Matlab[®] é uma linguagem de alto nível para a computação científica e a visualização de dados e, por simplicidade, foi escolhida para simulação numérica. Como é uma linguagem de alto nível, é mais rápido desenvolver aplicações recorrendo ao MatLab[®] do que em uma linguagem Fortran ou C (KIUSALAAS, 2005).

O Simulink é uma ferramenta de programação em blocos, que é executada em conjunto com o Matlab[®], e é empregada para modelar, simular e analisar sistemas dinâmicos. Nesta ferramenta de programação, os blocos adicionados aos modelos usam funções pré-programadas em linguagem Matlab[®] para realizar tarefas específicas.

Ainda dentro do Simulink, outra ferramenta utilizada foi o SimScape. O SimScape é executado dentro do Simulink e auxilia na modelagem de sistemas físicos multidomínio (mecânico e elétrico, por exemplo). O SimScape dispõe de modelos pré-programados ainda mais detalhados que os do Simulink, para aplicação em sistemas eletromecânicos, como: inércias, rigidezes e amortecimentos, por exemplo. Ele permite fazer a junção entre as ferramentas “SimMechanics” e “SimElectronics”, do Simulink.

A Figura 3.2 mostra o modelo da estrutura, desenvolvido no SimScape, que permite simular numericamente o comportamento da estrutura. Adiante, no Capítulo 4, o subsistema com o controlador, o subsistema com a excitação e o subsistema que realiza o cálculo da energia total serão incorporados a este modelo.

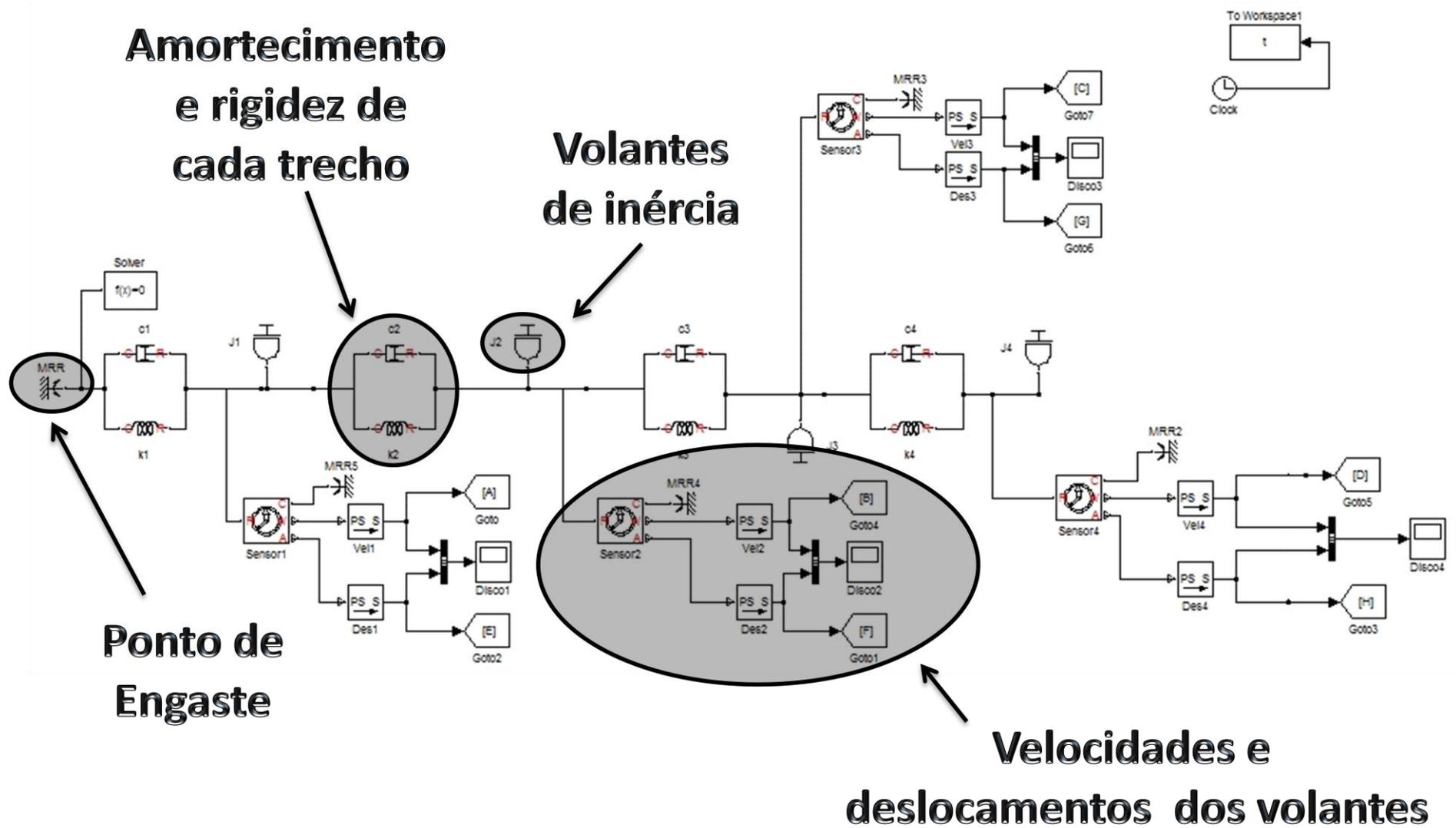


Figura 3.2- Modelo desenvolvido para a estrutura de 4 graus de liberdade

Para solução dos modelos numéricos desenvolvidos no Simulink, o Matlab[®] faz uso de resolvidores numéricos ODE (*Ordinary Differential Equations*), como o ODE45. Os resolvidores ODE são algoritmos utilizados para integrar sistemas de equações diferenciais e solucionar os problemas de valor inicial para equações diferenciais ordinárias.

Para o modelo desenvolvido, foi escolhido o resolvidor ODE45, pois, dentre os métodos de passo variável, ele é de uso geral.

De acordo com Kiusalaas (2005), o resolvidor ODE45 emprega um método numérico de Runge-Kutta de ordem elevada. É um método de passo simples, ou seja, a informação de um único ponto da solução é suficiente para calcular o ponto seguinte. Em oposição, nos métodos de passos múltiplos (*multistep*), vários pontos da curva têm que ser conhecidos para se extrapolar o ponto seguinte. Isso faz com que esses resolvidores, como o ODE113, venham caindo em desuso nos últimos anos (KIUSALAAS, 2005).

4 - PROJETO DO CONTROLADOR SEMIATIVO

Após serem determinados os modelos da estrutura, o passo seguinte é o desenvolvimento do controlador, que se inicia com a modelagem matemática para posterior implantação dentro do modelo computacional desenvolvido. Neste capítulo, é descrita a estratégia utilizada para determinação dos parâmetros ótimos dos controladores, o subsistema que calcula a energia total, o subsistema que introduz a excitação, além dos modelos matemático e computacional do sistema controlado.

Assim, esta parte do trabalho assume um modelo não linear para o momento de controle e ajusta parâmetros ótimos que visam minimizar a energia total de vibração da estrutura. O momento de controle a ser aplicado pelo controlador semiativo atua em um único ponto de uma estrutura com quatro graus de liberdade.

O tipo de controlador a ser abordado é o semiativo com força de atrito variável, conforme citado anteriormente. Dentre os tipos de atuadores por atrito variável existentes (piezelétricos, hidráulicos, mecânicos ou eletromagnéticos), será empregado um dispositivo eletromagnético, devido a sua facilidade de controle em uma ampla faixa de frequências, aliada a seu baixo custo.

Como este trabalho pretende modelar estruturas de grande porte, com baixas frequências naturais, serão consideradas excitações de frequência relativamente baixas ($f < 40$ Hz) e, nessa faixa de frequências, o freio se comporta satisfatoriamente.

Segundo Inman (2006), se considerados os métodos de controle, os sistemas podem ser divididos em três diferentes categorias:

- Métodos no domínio da frequência para sistemas *single-input, single-output* (SISO), ou controle clássico;
- Métodos baseados em espaço de estados, para uso em sistemas *multiple-input, multiple-output* (MIMO) e;
- Teoria do controle moderno, que trata de sistemas MIMO no domínio da frequência.

Neste trabalho, será empregado o controle clássico, por meio de variáveis físicas (espaço físico), no qual a solução é obtida iterativamente (*off-line*), mediante a integração direta das equações diferenciais do sistema.

Como o projeto do controlador proposto neste trabalho emprega momentos de controle não lineares, a utilização do método de solução por integração direta é de grande valia, já que é um método compatível com problemas lineares ou não lineares.

Em relação ao observador e ao atuador, o sistema é classificado como sendo um sistema coalocado *Single Input – Single Output* (SISO), o que quer dizer que serão empregados um atuador e um observador, montados na mesma posição, para controlar a vibração da estrutura construída. Ou seja, apenas um acelerômetro será utilizado para realimentação na malha do controlador. O acelerômetro que será incluído na malha de controle é o que está montado no quarto volante de inércia, representado por I_4 na Figura 3.1, e o atuador (freio eletromagnético) está montado no mesmo volante, na ponta do eixo.

4.1 - MODELO DA ESTRUTURA CONTROLADA (COM EXCITAÇÃO E CONTROLE)

A Figura 3.2 mostra o modelo desenvolvido para a estrutura sem excitação e sem controle. Neste tópico, o modelo apresentado será complementado com os subsistemas de excitação, controle e de cálculo da energia total.

4.1.1 - Modelo físico do sistema completo

O modelo físico da estrutura, com a excitação e com o controlador, considera a existência de apenas um momento de controle M_c , aplicado no quarto grau de liberdade, e um momento de excitação, aplicado no terceiro grau de liberdade, conforme Figura 3.1.

A escolha de um único atuador foi feita em função das restrições de custo para montagem experimental e não se apresenta como uma restrição do modelo ou do método desenvolvido. Outra razão para montagem do atuador afastado da excitação é a tentativa de reproduzir as dificuldades de acesso a determinados pontos da estrutura, como acontece na

prática. Na prática, nem sempre é possível escolher o ponto ótimo de controle da estrutura para se posicionar o atuador.

Incorporando a excitação e o momento de controle no modelo físico representado pela Equação 3.5, o caso de resposta forçada com controle pode ser representado, em sua notação matricial, pela Equação 4.1.

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C_t]\{\dot{\theta}\} + [K_t]\{\theta\} = \{M\} + \{M_c\} \quad (4.1)$$

onde:

- $\{M\}$ é o vetor de momentos de excitação;

- $\{M_c\}$ é o vetor de momentos de controle;

e:

$$\{M\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_3 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \{M_c\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_{c4} \end{Bmatrix}.$$

É importante notar que, experimentalmente, o sistema é classificado como SISO. Porém, numericamente, os dados de velocidade e deslocamento dos quatro graus de liberdade são empregados no cômputo das energias cinética e potencial, para que se possam determinar os parâmetros do controlador, conforme será abordado adiante. Portanto, para a determinação do momento de controle ótimo, o sistema pode ser considerado um sistema de múltiplas entradas. Tal estratégia concilia a economia dos sistemas SISO com a “visão” múltipla dos sistemas de controle com múltiplas entradas.

4.1.2 - Modelo numérico do sistema completo

O modelo numérico desenvolvido no Simulink[®] para a estrutura completa com excitação e controle está representado na Figura 4.1. Ele difere do modelo apresentado da Figura 3.2 por incluir o subsistema com o controlador, o subsistema com a excitação e o subsistema de cálculo da energia total (que será apresentado em mais detalhes adiante, no tópico 4.2.1). Estes subsistemas são acoplados ao modelo da estrutura para simular a resposta do sistema quando sujeito a um determinado momento de controle arbitrário. Os modelos serão testados quando sujeitos a excitações harmônicas e aleatórias (ruído branco).

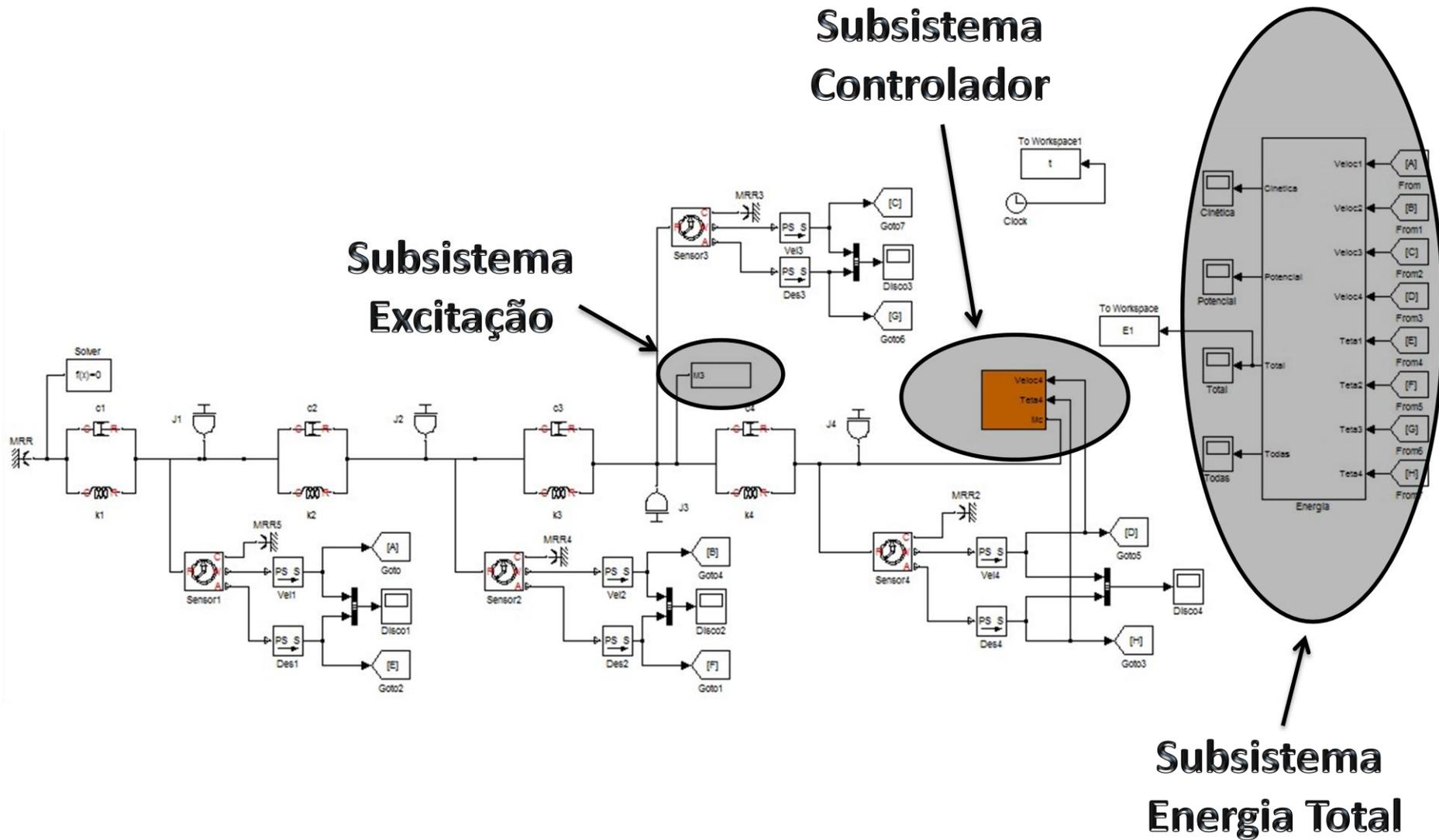


Figura 4.1- Modelo desenvolvido para o sistema torcional com 4 graus de liberdade

4.2 - DESENVOLVIMENTO DO CONTROLADOR

Visando definir as características do momento de controle $\{M_c\}$ como um polinômio não linear, a simulação do sistema controlado é realizada por integração direta da Equação 4.1, para uma dada excitação $\{M\}$.

O desempenho do controlador será função dos coeficientes do polinômio, sendo que cada conjunto de coeficientes arbitrado leva a um desempenho de controle e a uma energia total para a estrutura. A energia total (para os quatro graus de liberdade) foi escolhida como escalar (função objetivo) em relação à qual se dará a otimização dos coeficientes do polinômio que define $\{M_c\}$.

O problema de controle pode ser caracterizado como um problema inverso, no qual se procura encontrar um momento de controle que conduza à otimização de uma função objetivo, aqui tomada como sendo a energia total mínima.

O problema direto associado consiste em, dado um momento de controle, minimizar a energia total máxima do sistema em regime permanente. As condições necessárias para se considerar o regime permanente serão discutidas adiante.

Segundo De Cezaro (2010), um problema direto consiste em determinar a saída, sendo conhecidas a entrada e o sistema de parâmetros. Já um problema inverso pode se apresentar de duas formas diferentes:

- Problema de reconstrução: conhecidos o sistema de parâmetros e a saída, determinar qual é a entrada.
- Problema de identificação: dadas a entrada e a saída, determinar o sistema de parâmetros que os relaciona.

O problema de controle ótimo abordado neste trabalho pode ser considerado um problema inverso de identificação e consiste em, a partir de uma entrada conhecida e uma saída desejada (de energia mínima), determinar os coeficientes do momento de controle, conforme a Figura 4.2. A parte superior da Figura 4.2 está relacionada ao problema direto associado e a parte de baixo está relacionada ao problema inverso proposto neste trabalho.

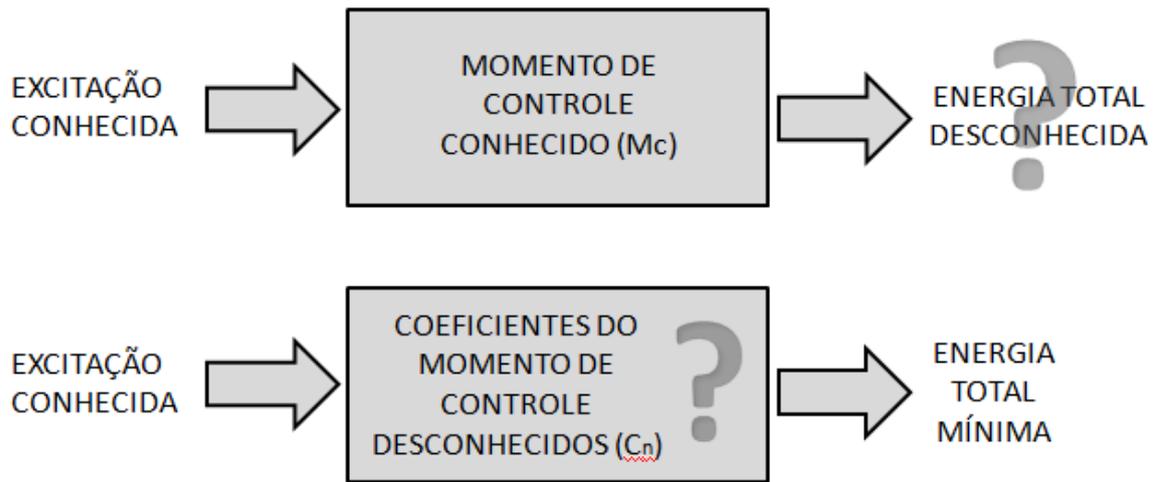


Figura 4.2- Caracterização do problema inverso

No caso deste trabalho, pretende-se minimizar a energia mecânica total. Outra função objetivo poderia ter sido adotada, como deslocamento ou velocidade.

É importante ressaltar que a escolha da função objetivo como sendo a energia máxima dissipada não é adequada, neste caso, pois o algoritmo poderia levar a uma situação de elevar a energia total da estrutura, durante a seleção dos parâmetros, para aumentar, por consequência, a energia dissipada.

A solução do problema inverso através do Método de Monte Carlo via Cadeias de Markov consiste em perturbar os coeficientes, dos quais depende o momento de controle, e verificar se a função objetivo está sendo otimizada. Após uma quantidade suficientemente grande de perturbações, encontra-se o conjunto de parâmetros (coeficientes do polinômio) que leva a função objetivo a se aproximar do ponto ótimo, ou seja, do ponto de energia mínima para a estrutura.

Para chegar ao controlador que leve a estrutura para a situação na qual a energia total é mínima, as etapas abordadas nos tópicos seguintes se fazem necessárias.

4.2.1 - Cálculo da energia total

A Equação 4.1 foi resolvida numericamente para diversos valores de momento de controle (M_c). Para cada condição estudada, é calculada a energia potencial elástica, E_p , e a energia cinética, E_c , conforme as Equações 4.2 e 4.3, a seguir.

$$E_P = \frac{1}{2} \cdot \{\theta\}^T [K_t] \{\theta\} \quad (4.2)$$

$$E_C = \frac{1}{2} \cdot \{\dot{\theta}\}^T [I] \{\dot{\theta}\} \quad (4.3)$$

As matrizes e elementos apresentados nas Equações 4.2 e 4.3 foram descritos anteriormente, na Equação 3.5.

A energia total da estrutura corresponde à soma das energias cinéticas de cada volante de inércia e as energias potenciais elásticas de cada segmento de eixo, e está representada pela Equação 4.4.

$$E_T = E_P + E_C \quad (4.4)$$

O modelo do subsistema que calcula a energia total da estrutura (cinética mais potencial), desenvolvido no Simscape, está detalhado na Figura 4.3, a seguir. O “Subsistema Energia Total”, como foi chamado, foi acoplado ao modelo da estrutura, e está ilustrado, sem os detalhes de seu interior, na Figura 4.1.

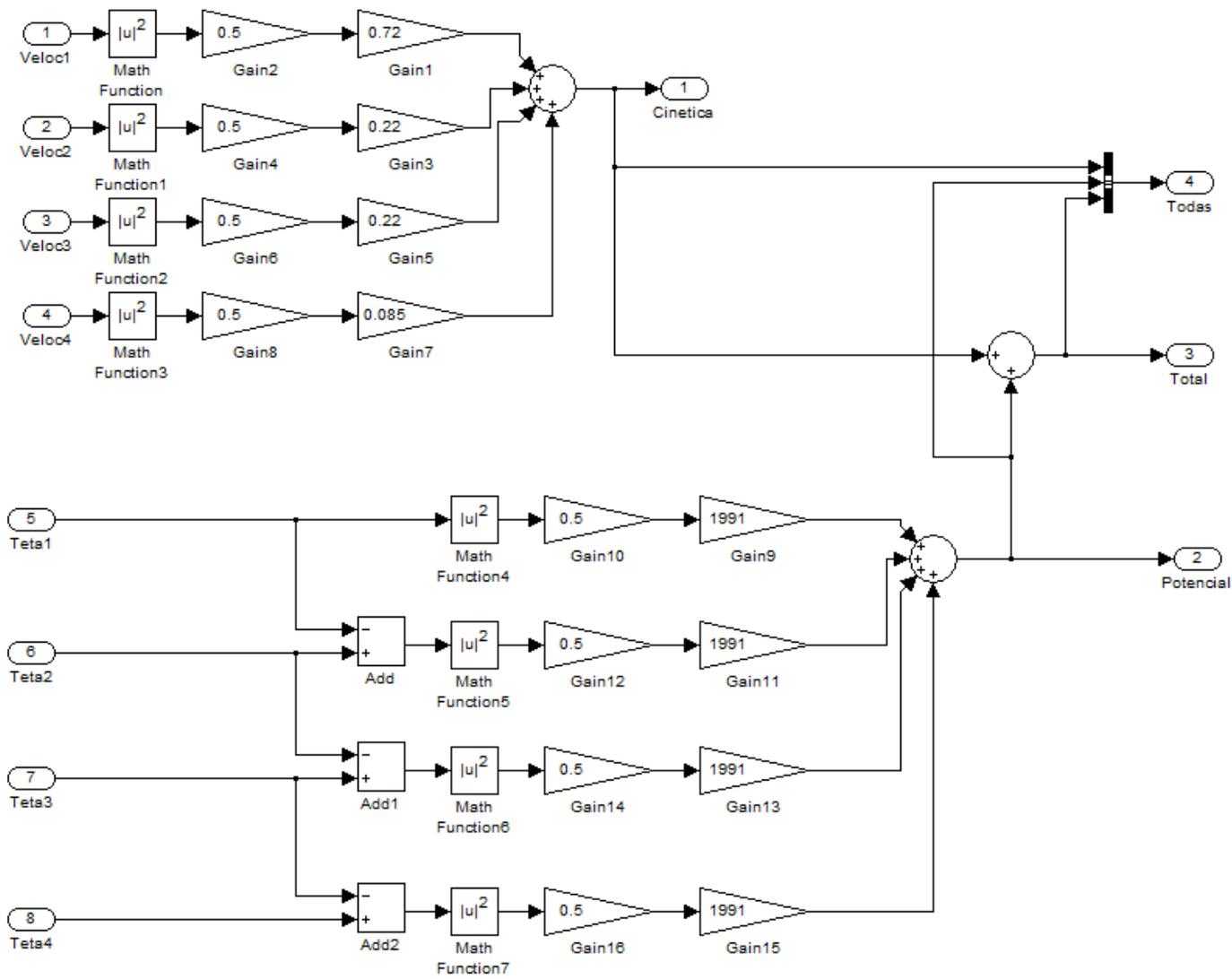


Figura 4.3- Subsistema que calcula a energia total

4.2.2 - Método estocástico para determinação dos coeficientes do polinômio do momento de controle

Após determinada a métrica da função objetivo, este tópico descreve o método estocástico empregado na obtenção dos coeficientes do polinômio do momento de controle.

O primeiro passo do método estocástico para determinação dos coeficientes consiste em definir as condições iniciais e os coeficientes do momento de controle que serão considerados na primeira iteração. Neste trabalho, o problema evolui a partir do repouso, na posição não deformada.

Em seguida, resolve-se a equação diferencial por meio de integração direta, até que o regime permanente seja atingido e, então, o cálculo da energia total da estrutura é efetuado. A energia total é comparada com a energia total obtida no passo anterior e, caso a energia total venha a ser menor que a obtida anteriormente, os coeficientes que caracterizam o Momento de Controle são armazenados. Caso a energia total obtida seja maior que a armazenada anteriormente, os novos coeficientes são descartados e o algoritmo retorna para uma nova perturbação de parâmetros e um novo cálculo da energia total.

O algoritmo é interrompido ao atingir um número de iterações predefinido pelo programador. O laço de repetição é interrompido e os coeficientes ótimos que definem o Momento de Controle são armazenados. Como é próprio do Método de Monte Carlo via cadeias de Markov, a solução encontrada pode não ser um mínimo absoluto do problema, mas se aproxima deste. Uma procura maior poderia encontrar uma energia ainda menor.

Valendo-se desses recursos, por meio da abordagem estocástica descrita, é possível determinar o momento de controle (M_C) que minimize a energia total da estrutura pela solução do problema inverso proposto. O procedimento descrito para a abordagem estocástica está ilustrado no fluxograma da Figura 4.4.

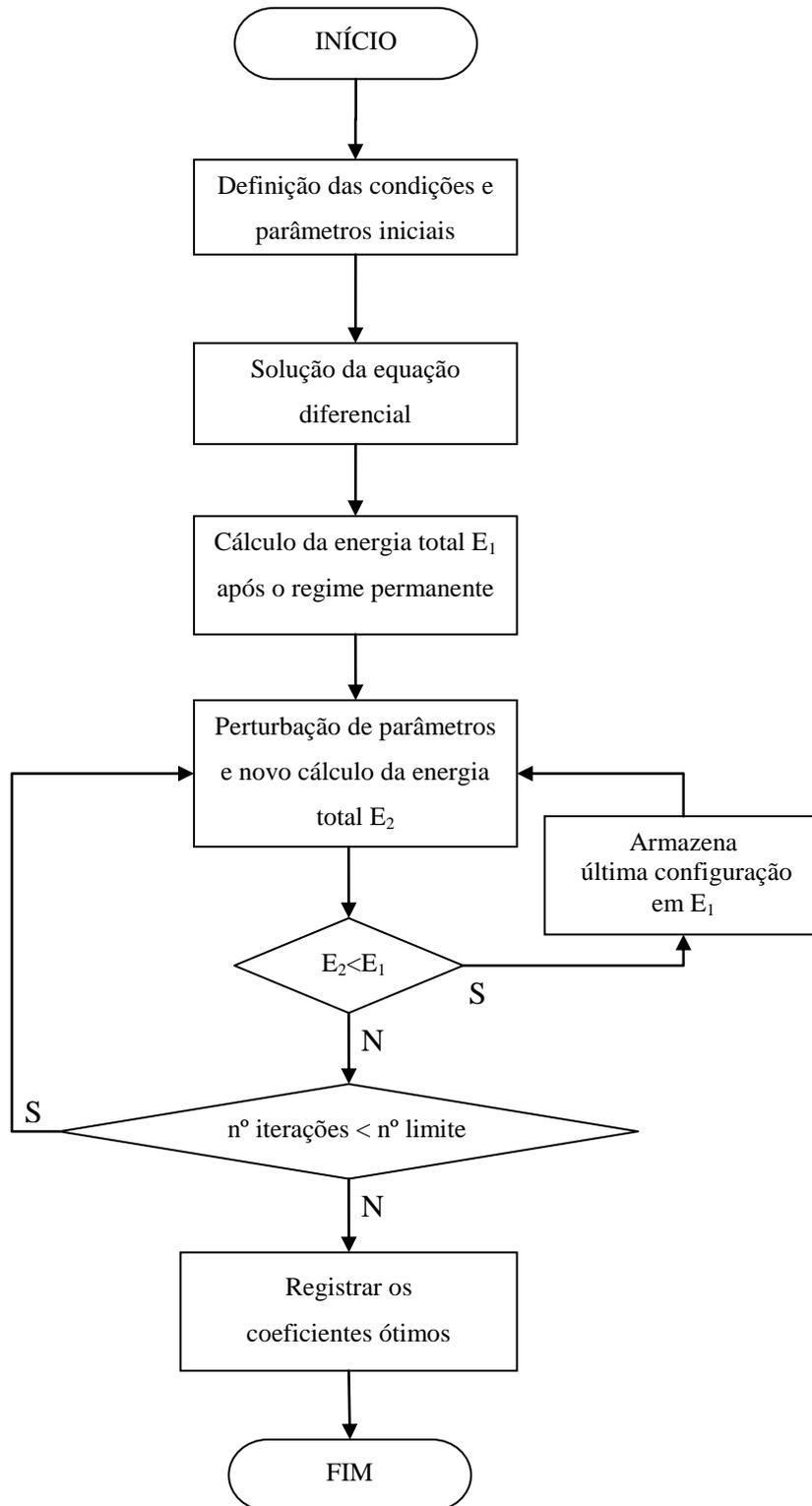


Figura 4.4- Fluxograma mostrando o método para definição dos coeficientes ótimos do momento de controle

Uma grande vantagem do método de otimização estocástico escolhido é a sua robustez. O método converge, mesmo tolerando erros ocasionais no processamento devido ao arbítrio de coeficientes inadequados.

O algoritmo descrito neste tópico é relativamente lento, mas não é executado em tempo real. Tal otimização visa somente levantar os coeficientes do momento de controle, isto é, o momento que irá ser aplicado à estrutura visando o seu controle. Este sim, é calculado em tempo real durante a operação do controlador, e pode ser constante, função da velocidade e/ou do deslocamento.

O programa para a determinação dos coeficientes ótimos está contido no Apêndice B, ao final deste trabalho, e segue os passos descritos no fluxograma da Figura 4.4.

4.3 - MODELO DO CONTROLADOR

O “Subsistema Controlador” pode ser visto na Figura 4.1, destacado na cor laranja. Os momentos de controle abordados nos tópicos a seguir foram programados dentro do referido bloco, utilizando a linguagem do SimScape[®].

Na procura pelos coeficientes ótimos, diversos cenários foram construídos. Estas estratégias foram denominadas Casos 1, 2, 3 e 4, mostrados a seguir:

- Caso 1 – Momento de controle constante;
- Caso 2 – Momento de controle proporcional à velocidade;
- Caso 3 – Momento de controle proporcional à velocidade e às suas potências;
- Caso 4 – Momento de controle proporcional à velocidade, ao deslocamento e às suas potências.

Dentre outros momentos de controle proporcionais à velocidade e ao deslocamento testados, os cenários caracterizados pelos quatro casos mencionados anteriormente apresentaram melhor desempenho.

4.3.1 - Momento de controle constante

No Caso 1, o momento de controle M_c , mostrado na Equação 4.1, será assumido como sendo constante. Esta condição será investigada pois pode resultar em sistemas mecânicos muito simples, sem a necessidade de realimentação (controle em malha aberta). A Equação 4.5 modela este momento de controle.

$$M_c = - \left[C_1 \cdot \frac{\dot{\theta}_4}{|\dot{\theta}_4|} \right] \quad (4.5)$$

Na Equação 4.5, o coeficiente C_n , $n = 1$, encontra-se multiplicado pelo sinal da velocidade angular. Com essa configuração, o modelo do freio representa um momento de controle sempre em oposição à direção da velocidade, ou seja, um momento contrário à direção da velocidade angular.

No Caso 1, apenas C_n , $n = 1$, é diferente de zero. O coeficiente C_n , $n = 1$, é então definido, de forma a minimizar a energia total na estrutura.

4.3.2 - Momento de controle dependente da velocidade

No Caso 2, o momento de controle mostrado na Equação 4.1 é assumido como sendo proporcional à velocidade. Esta condição iguala o controle semiativo ao controle passivo por amortecedor torcional proporcional clássico.

O resultado obtido para o controlador passivo proporcional será usado como referência para a comparação com os demais resultados obtidos para os controladores propostos neste trabalho.

A Equação 4.6 mostra o momento de controle proporcional à velocidade angular.

$$M_c = -C_2 \cdot \dot{\theta}_4 \quad (4.6)$$

No Caso 2, apenas C_n , $n = 2$, é diferente de zero e o coeficiente C_n , $n = 2$, é então definido, de forma a minimizar a energia total na estrutura.

Dada a facilidade de se produzir, no controle semiativo, uma força (ou momento) de controle de classe bem mais ampla, inclusive com características não lineares, neste trabalho será investigada a conveniência em adotar o momento de controle descrito pela Equação 4.7, denominado Caso 3. O momento de controle ora proposto depende da velocidade angular e das suas potências (zero a três).

$$Mc = - \left[C_1 \cdot \frac{\dot{\theta}_4}{|\dot{\theta}_4|} + C_2 \cdot \dot{\theta}_4 + C_3 \cdot \dot{\theta}_4 |\dot{\theta}_4| + C_4 \cdot \dot{\theta}_4^3 \right] \quad (4.7)$$

No Caso 3, os coeficientes C_n , $n = 1$ a 4, podem ser diferentes de zero. Os coeficientes C_n , $n = 1$ a 4, são definidos de forma a minimizar uma função objetivo determinada, para as condições de excitação escolhidas.

A função objetivo adotada foi a energia total dos quatro graus de liberdade da estrutura. Para minimizar a função objetivo, foi utilizado um método estocástico que busca a combinação ótima dos coeficientes do polinômio da Equação 4.7. O procedimento foi utilizado para determinação dos parâmetros que minimizam a energia total para dada condição de excitação harmônica e foi repetido para uma condição de excitação aleatória. O método de otimização estocástica adotado foi baseado no Método de Monte Carlo via cadeias de Markov (MCMC), e está detalhado no tópico 4.2.2.

Pretende-se mostrar que, quanto maior o número de parâmetros (coeficientes a determinar), tanto mais baixo será o nível de energia alcançado.

A construção da Equação 4.7 é compatível com o controle exercido por um momento passivo, isto é, a qualquer instante, retira-se energia da estrutura.

Na Equação 4.7, percebe-se que os termos de ordem zero ou dois encontram-se multiplicados pelo sinal da velocidade angular. Com essa configuração, o modelo do freio representa um momento de controle sempre contrário à direção da velocidade angular.

No modelo do controlador, e sob o enfoque da energia, o trabalho realizado pelo momento aplicado pelo freio é sempre negativo, retirando energia da estrutura e concorrendo para minimizar a energia global dos graus de liberdade considerados no modelo físico.

A realização experimental desse controlador semiativo pode ser facilmente obtida por um freio eletromagnético que, no caso do modelo proposto, está montado no volante de inércia posicionado no ponto quatro, mostrado na Figura 3.1. O controlador foi montado em um ponto distinto ao da excitação visando reproduzir as dificuldades de controle frequentemente encontradas em campo. Em aplicações práticas, nem sempre se consegue acesso ao melhor ponto da estrutura para a aplicação de uma força de controle.

Sendo o momento exercido pelo freio eletromagnético dependente da força normal e, como a força normal é controlada por um campo elétrico aplicado a uma bobina, pode-se, controlando a corrente, construir uma força que resulte em um momento de controle (M_c) de acordo com o modelo determinado pelo método estocástico aplicado a um dos cenários mencionados.

A estratégia de controle proposta considera um momento de controle dependente da velocidade, de classe mais geral que o controle passivo proporcional, dado pela Equação 4.7. Sendo mais geral, o momento determinado conduz a um ponto ótimo com um menor nível de energia total da estrutura.

O modelo descrito pela Equação 4.7, com a sua aplicação específica em problemas excitados harmonicamente, foi abordado por Carvalho e Guimarães (2010), e mostrou bom desempenho.

4.3.3 - Momento de controle dependente da velocidade e do deslocamento

Em uma abordagem semelhante à descrita no tópico anterior, foram determinados os parâmetros ótimos para um controlador de classe ainda mais geral. Nesse controlador, para

diferentes padrões de excitação, o Momento de Controle apresenta dependência na velocidade e no deslocamento. A Equação 4.8 mostra esse modelo, cujo cenário apresentado representa o Caso 4:

$$M_c = \begin{cases} -\left(C_1 \frac{\dot{\theta}_4}{|\dot{\theta}_4|} + C_2 \dot{\theta}_4 + C_3 \dot{\theta}_4 |\dot{\theta}_4| + C_4 \dot{\theta}_4^3 \right) \leftrightarrow \text{sgn}(\theta) \neq \text{sgn}(\dot{\theta}) \\ -\left(C_1 \frac{\dot{\theta}_4}{|\dot{\theta}_4|} + C_2 \dot{\theta}_4 + C_3 \dot{\theta}_4 |\dot{\theta}_4| + C_4 \dot{\theta}_4^3 + C_5 \frac{\theta_4}{|\theta_4|} + C_6 \theta_4 + C_7 \theta_4 |\theta_4| + C_8 \theta_4^3 \right) \leftrightarrow \text{sgn}(\theta) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \end{cases} \quad (4.8)$$

Onde a função $\text{sgn}(x)$ corresponde ao sinal de x .

No Caso 4, os coeficientes C_n , $n = 1$ a 8 , podem ser diferentes de zero. Nesse polinômio, parte dos termos da Equação 4.8 são função da velocidade angular (coeficientes C_n , $n = 1$ a 4), similar ao modelo desenvolvido no tópico anterior. Os demais termos da equação são proporcionais ao deslocamento angular (C_n , $n = 5$ a 8). O modelo explora a dependência ao deslocamento como sendo um polinômio de grau três. O Caso 4 é mais geral que os casos citados anteriormente (Casos 1 a 3).

Na parte da equação em que o controlador atua sobre a rigidez (M_c é proporcional ao deslocamento), foi criada uma estrutura na qual o controlador só atua caso a velocidade e o deslocamento tenham o mesmo sinal. Essa é a única situação exequível com controladores semiativos, já que eles não são capazes de adicionar energia ao sistema, pois atuam através de forças passivas. Isto é, o modelo admite a possibilidade de um comportamento como “mola” apenas enquanto esta retira energia da estrutura.

Se velocidade e deslocamento tiverem sentidos diferentes (sinais diferentes), os termos proporcionais ao deslocamento terão que ser nulos, e o Momento de Controle passa a ser proporcional exclusivamente à velocidade, como apresentado na Equação 4.7.

A Figura 4.5 detalha o interior do “Subsistema Controlador”, que está destacado na cor laranja na Figura 4.1.

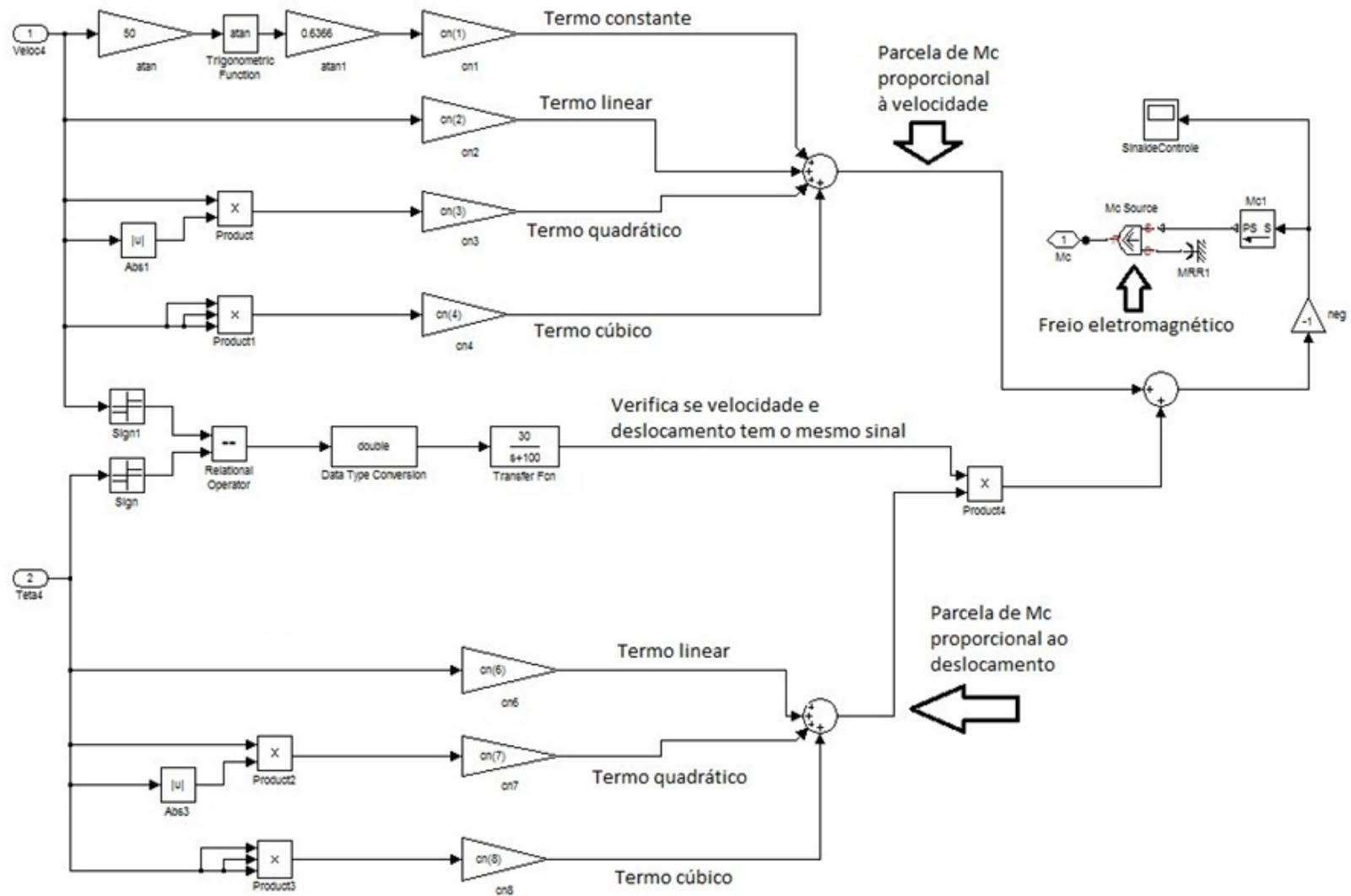


Figura 4.5- Subsistema controlador

5 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Em um primeiro momento, foi resolvido numericamente o problema de autovalor associado, para a determinação das frequências naturais da estrutura em duas condições distintas: com a extremidade do eixo livre (sistema engastado-livre) e com a extremidade engastada (sistema engastado-engastado).

A aplicação, pelo freio, de um momento de controle de valor muito elevado tende a imobilizar a extremidade livre do eixo. Esta condição aproxima-se de um engaste que, de fato, imobiliza a extremidade do eixo. Essa opção foi estudada, pois, uma alternativa para controlar a estrutura, e que apresenta custo muito baixo, é bloquear o grau de liberdade em que se dará o controle.

Dada a matriz $[A]$, o problema de autovalor consiste em determinar as soluções não triviais para a Equação 5.1:

$$[A]\{x\}_i = \lambda_i \{x\}_i \quad (5.1)$$

Em que λ_i são os autovalores e $\{x\}_i$ os autovetores.

Que, para o caso abordado neste estudo, pode ser representado pela Equação 5.2. A solução da equação possibilita determinar as frequências naturais da estrutura:

$$[I]^{-1}[K_t]\{\theta\} = \lambda\{\theta\} \quad (5.2)$$

Na Equação 5.2, a matriz $[I]$ é a matriz de inércia dos volantes, $[K_t]$ é a matriz de rigidez torcional dos segmentos de eixo que compõem a estrutura, ambas apresentadas na Equação 3.5. O vetor $\{\theta\}$ representa os deslocamentos dos quatro volantes e λ_i são os autovalores associados a cada grau de liberdade do sistema.

A frequência natural ω_n pode ser encontrada utilizando a relação estabelecida na Equação 5.3.

$$\omega_n^2 = \lambda \quad (5.3)$$

A partir do procedimento numérico descrito por Hatch (2000) e Dukkipati (2007), as frequências naturais são obtidas através da solução do problema de autovalor. A Tabela 5.1 mostra as frequências naturais do sistema engastado-livre e do sistema engastado-engastado, obtidas pela solução do problema de autovalores.

Tabela 5.1- Frequências naturais do sistema engastado-livre e engastado-engastado

	Engastado-livre	Engastado-engastado
Frequências naturais (Hz)	$\omega_{n1} = 5,5$	$\omega_{n1} = 8,7$
	$\omega_{n2} = 12,0$	$\omega_{n2} = 16,7$
	$\omega_{n3} = 22,9$	$\omega_{n3} = 26,5$
	$\omega_{n4} = 30,8$	

A determinação das frequências naturais da estrutura por meio da solução numérica do problema de autovalores possibilita um melhor conhecimento a respeito da estrutura estudada, além de permitir uma comparação com os resultados obtidos via simulação numérica.

Os resultados apresentados nos tópicos a seguir foram obtidos a partir da utilização do modelo numérico desenvolvido no SimScape®.

5.1 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Neste caso, o comportamento da estrutura, quando sujeita a excitação harmônica, é simulado. Para tal, considerou-se um forçamento harmônico, com amplitude de 3 Nm (de pico), aplicado no ponto três da estrutura.

Para avaliar o comportamento da estrutura, as simulações consideram a aplicação da excitação a partir do repouso, até que se estabeleça o regime permanente. Só então é verificada a energia mecânica total da estrutura, isto é, a soma das energias cinética e potencial.

Para que se tenha a garantia de que a resposta da estrutura atingiu o regime permanente, no caso da excitação harmônica, a energia total foi determinada para o caso mais adverso (na ressonância, sem controle). Considerou-se o regime permanente quando atingidos o final de aproximadamente 300 períodos naturais (60 segundos). A Figura 5.1 mostra a energia

total máxima para o caso mais adverso (sistema sem controle, excitado na primeira frequência natural).

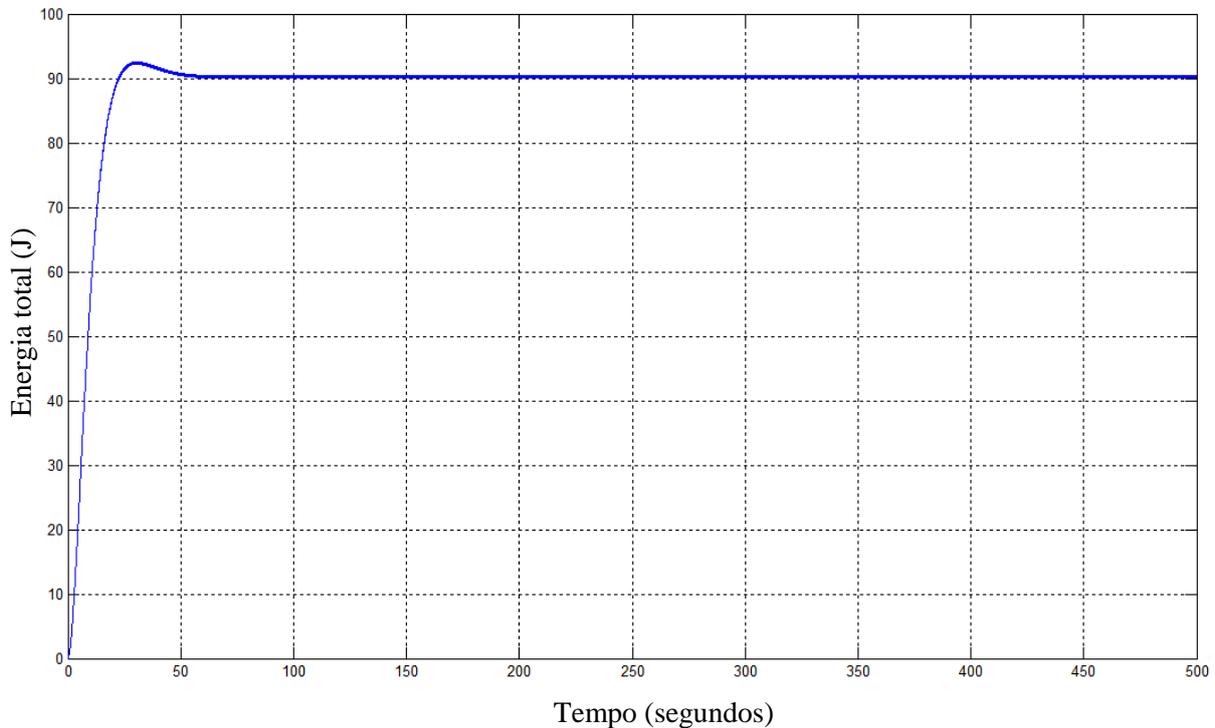


Figura 5.1- Energia total máxima para determinação do tempo de regime permanente

A Figura 5.1 permite visualizar o tempo de regime permanente, que foi considerado como sendo o tempo necessário para que a energia na estrutura atinja 99% da energia final máxima, ficando acomodada dentro de uma variação de, no máximo, 1% do valor final. Sendo assim, foram adotados 60 segundos para cada simulação realizada, quando a estrutura é excitada harmonicamente.

5.1.1 - Estrutura de referência (sem controle)

Visando avaliar as estratégias de controle propostas, para uso em estruturas sujeitas a excitação harmônica, o comportamento da estrutura sem controlador deve ser investigado preliminarmente, para efeito de comparação.

A Figura 5.2 mostra a energia total obtida por meio dos modelos desenvolvidos no SimScape[®], para duas condições: engastado-livre e engastado-engastado.

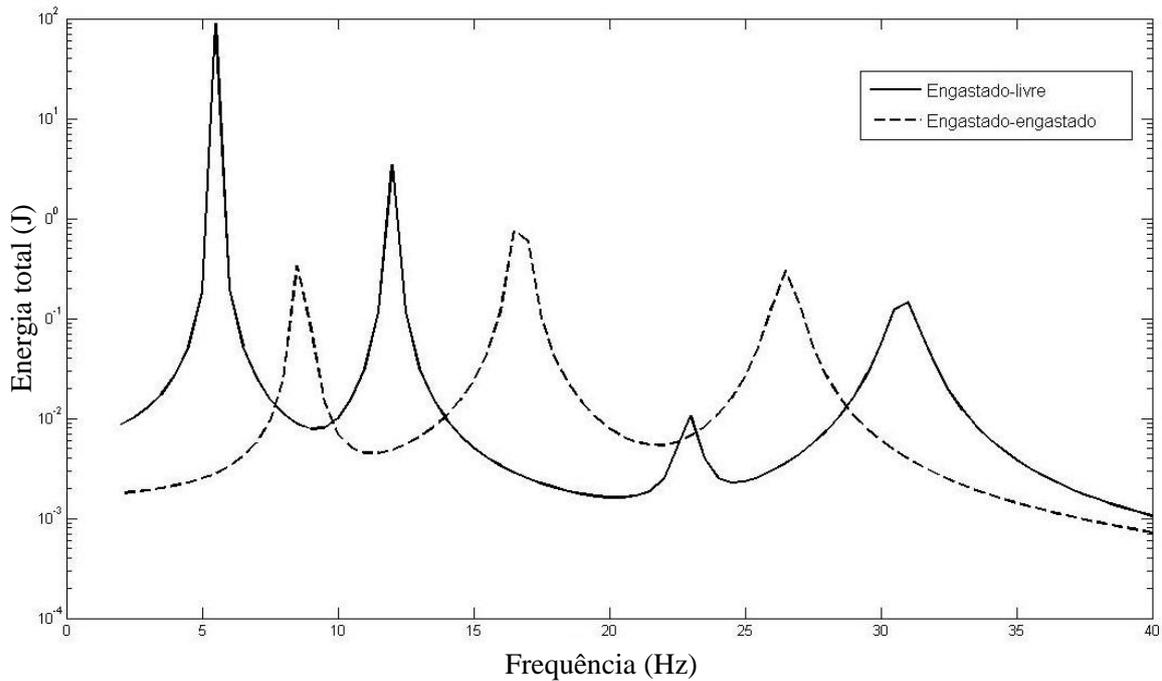


Figura 5.2- Respostas em frequência obtidas por simulação, para a estrutura sem controlador, nas condições engastado-livre e engastado-engastado

Uma vez que a estrutura tem baixo amortecimento, as frequências naturais são facilmente identificáveis pelos picos de ressonância. Com isso, pode-se verificar a coincidência entre as frequências obtidas pela solução do problema de autovalores, que constam na Tabela 5.1, e pelos picos de ressonância obtidos por meio da solução do modelo numérico desenvolvido no SimScape[®] (Figura 5.2).

Devido à discretização de pontos no domínio da frequência (curvas obtidas de 0,5 em 0,5 Hz), alguns picos de ressonância aparecem “atenuados”.

5.1.2 - Estrutura controlada

Após a verificação do comportamento da estrutura sem controlador, foram propostas três estratégias de controle diferentes para uso em sistemas sujeitos a excitação harmônica:

- a) Controle por momento constante;
- b) Controle por momento liga-desliga (*Bang-bang*) e
- c) Controle por momento variável (modulável).

A escolha destas três estratégias de controle visa disponibilizar diferentes controladores para uso em estruturas sujeitas a excitação harmônica. Eles diferem entre si em função da facilidade de desenvolvimento, custo e eficiência. O controlador por momento constante apresenta um baixo custo de fabricação, mas têm suas limitações no quesito eficiência, enquanto o de momento variável apresenta um custo maior, aliado a uma maior eficiência na sua aplicação.

Para comparação com os controladores viscosos clássicos (proporcionais), o comportamento destes também foi investigado.

5.1.2.1 - Estrutura controlada por momento de controle constante

Se aplicando um momento nulo não se permite o controle da estrutura, aplicar um momento elevado tende a bloquear o eixo, levando a extremidade livre do eixo à condição estática (engastado-engastado). Estes resultados foram apresentados nos itens anteriores.

Para verificar como o sistema se comporta diante da aplicação de momentos constantes intermediários (maiores que zero, mas insuficientes para bloquear a extremidade livre), o modelo foi submetido a momentos de controle constantes na ordem de 2 Nm, de 3 Nm e de 6 Nm. Estes valores foram escolhidos como sendo o valor ótimo (3 Nm), obtido por meio da aplicação do método estocástico, um valor acima e um valor abaixo do ótimo. A Figura 5.3 exibe a energia total da estrutura sem controlador (engastado-livre e engastado-engastado) e com controlador de momento constante de 2 Nm, de 3 Nm e de 6 Nm.

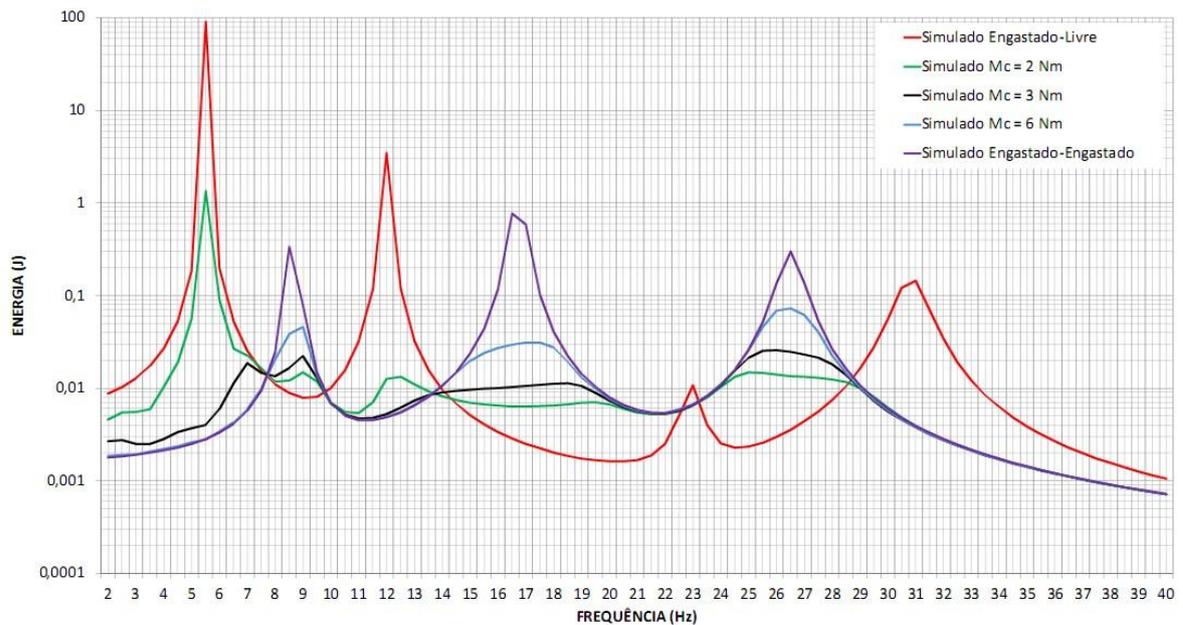


Figura 5.3- Energia total em função da frequência para distintos valores de momentos de controle constantes

Ao avaliar a Figura 5.3, percebe-se que, para determinados valores constantes de momento de controle, independentemente da frequência de excitação, as ressonâncias são suprimidas (linha preta). Isto acontece porque, quando a estrutura está em uma região da curva que resulta em baixa energia, um pequeno momento de controle já é suficiente para bloquear a extremidade livre do eixo. Ao excitar em uma região caracterizada por uma ressonância, a energia tende a aumentar, e o momento de controle se torna insuficiente para bloquear o ponto onde se dá o controle. Isso faz com que haja deslocamento relativo entre a armadura e o magneto do freio, com uma força normal aplicada à armadura, dissipando, assim, energia por atrito.

Traçar a curva para diferentes valores de frequência de excitação e de momentos de controle constantes é uma forma de aprimorar a análise sobre os controladores de momento constante, que é um dos focos deste trabalho. Isto permite chegar à energia total, conforme mostrado na Figura 5.4, adiante. Esta curva foi chamada de mapa da energia total na estrutura para um momento de controle constante.

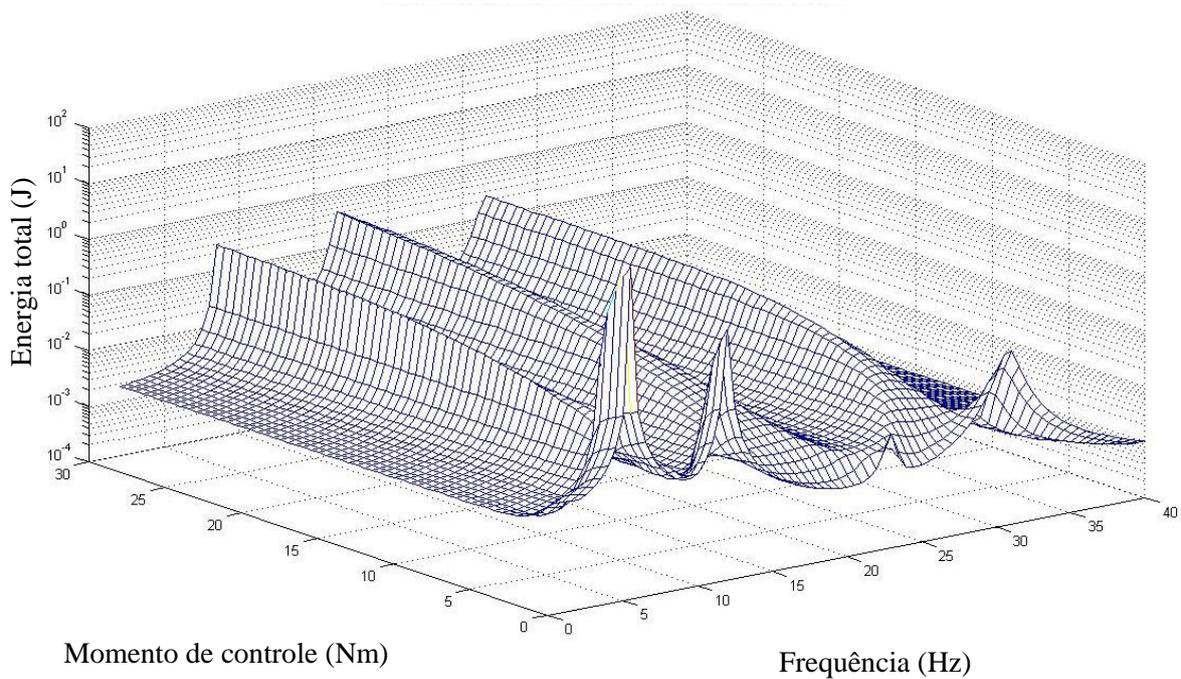


Figura 5.4- Mapa de energia total em função da frequência para distintos valores de momentos de controle constante

A Figura 5.4 mostra a energia total da estrutura para a aplicação de momentos de controle variando de zero (sistema sem controle) a 30 Nm (próximo ao engastado) e para frequências de excitação de zero a 40 Hz. Pode-se observar que, para um momento de controle elevado (30 Nm), a curva se aproxima da solução engastado-engastado, exposta na Figura 5.2.

De posse do mapa da energia total, pode-se verificar que é possível, por meio da variação do momento de controle, procurar por condições de menor energia, para qualquer que seja a frequência da excitação e a estratégia de controle adotada.

Considerando a estratégia de controle que se vale de um momento de controle constante, a curva que resulta na menor energia total máxima está representada pela linha vermelha que passa pelos vales entre os picos de ressonância do sistema livre-engastado e do sistema engastado-engastado da Figura 5.5. Usando o processo de otimização descrito em 4.2.2 chegou-se ao valor ótimo do polinômio de ordem zero, e o momento constante ótimo a ser aplicado ao quarto volante é de 3 Nm. A linha vermelha mostra o momento de controle constante ótimo, M_c , e a energia associada a cada frequência de excitação, confirmando a eficácia do processo de otimização descrito.

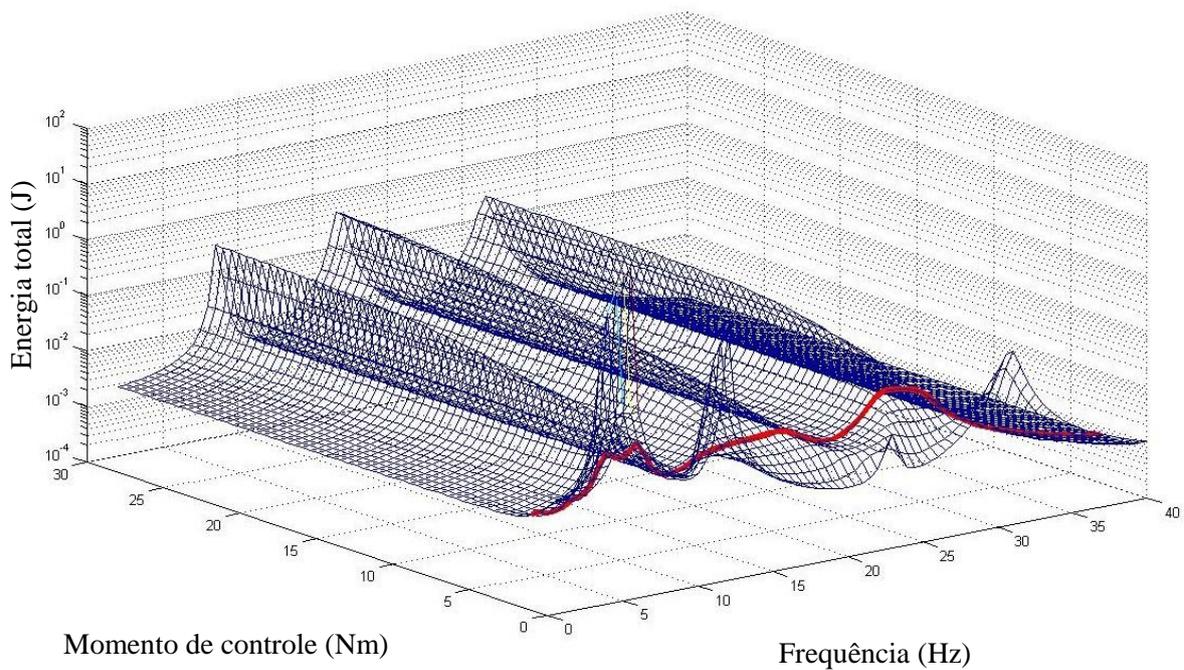


Figura 5.5- Energia total com controlador de momento constante de 3 Nm

O estudo em questão limitou-se a uma excitação aplicada no ponto três da estrutura, mas, mesmo estando sujeito à aplicação de momentos de excitação em vários pontos, com amplitudes e fases diferentes, o método de otimização pode ser aplicado, e um momento constante ótimo pode ser encontrado. A vantagem da aplicação desta estratégia é que ela resulta em dispositivos mecânicos extremamente simples, de baixo custo, com controle em malha aberta e de consumo zero de energia, podendo mesmo se tornar um controle passivo.

Uma limitação para a aplicação do método proposto é que o momento de controle ótimo é função da variação do momento de excitação. Portanto, é necessário conhecer a amplitude da excitação, ou devem ser traçados vários mapas, um para cada momento de excitação.

5.1.2.2 - Estrutura controlada por momento Liga-desliga (*Bang-bang*)

A segunda estratégia de controle estudada, para aplicação em controle de vibrações de estruturas sujeitas a excitação harmônica, resulta no controlador liga-desliga, também conhecido como controlador *Bang-bang*.

Esta estratégia consiste em se alterar o sistema entre engastado-livre e engastado-engastado, em função da frequência de excitação. Considera-se que o momento de controle é suficientemente grande para bloquear o grau de liberdade onde se dá o controle.

Nesta situação, a força de controle não realiza trabalho sobre a estrutura, visto que o deslocamento do ponto de controle da estrutura é nulo. Neste caso, tão somente existe um “descasamento” de impedância mecânica, de forma a dificultar a entrada de energia na estrutura.

O momento de controle ótimo obtido com essa estratégia de controle está ilustrado na Figura 5.6, por meio da linha vermelha, em destaque.

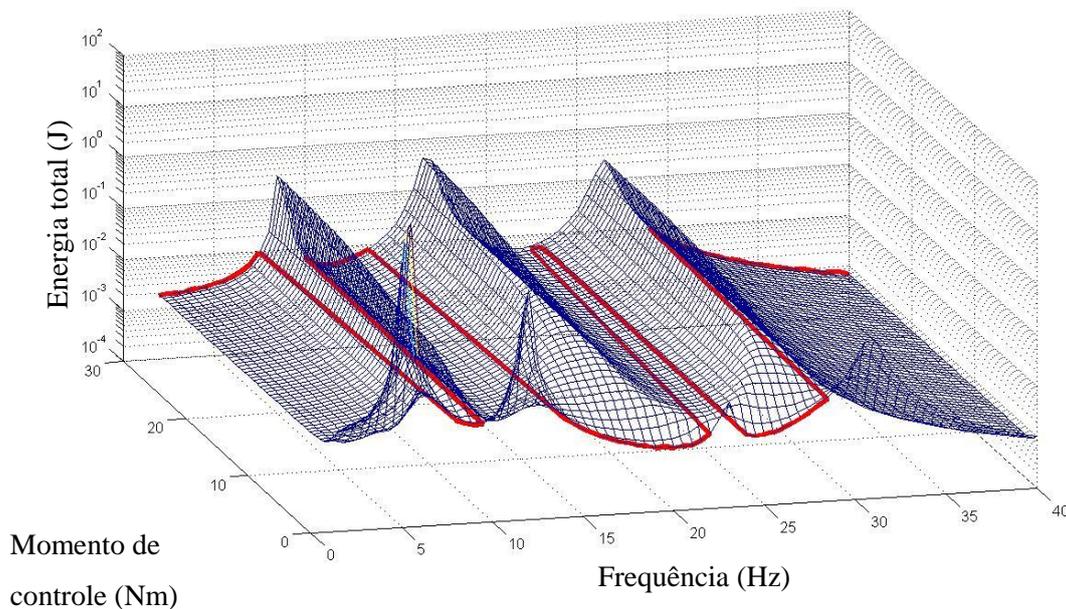


Figura 5.6- Energia total com controlador Liga-desliga

Como vantagens deste controlador, pode-se citar sua simplicidade mecânica. O momento de controle não necessita ser variável. Logo, pode-se obtê-lo mediante uso de um atuador mecânico que proporcione o bloqueio ou a liberação do ponto de controle.

Outra vantagem é que, sendo o método aplicado a estruturas lineares, ele independe da amplitude da excitação, uma vez que as ressonâncias do sistema controlado não terão suas frequências naturais alteradas com a variação da amplitude da excitação.

Como limitação, o método pode não gerar bons resultados, caso uma frequência de ressonância do sistema engastado-livre esteja muito próxima a uma frequência de ressonância do sistema engastado-engastado.

A única exigência para o sistema de controle é o necessário monitoramento da frequência de excitação para a determinação do instante correto de liberação e bloqueio do dispositivo de controle.

5.1.2.3 - Estrutura controlada por momento de controle variável

O emprego deste controlador consiste em adotar uma estratégia de controle que se valha de um atuador de momento variável (modulável) para realizar o controle de vibrações. O momento de controle pode assumir diferentes valores, em função da frequência e da amplitude da excitação, que deverão ser monitoradas através de uma célula de carga. Assim, servindo-se de um atuador de momento modulante, o método numérico procura por um momento de controle que resulte na menor energia total, para diferentes frequências de excitação harmônica. Como vantagem, o controlador se mostra mais eficiente que os anteriormente apresentados.

Em algumas situações, a menor energia total para o sistema é obtida quando a extremidade inferior do eixo encontra-se engastada. Isso equivale a aplicar um momento elevado, tendendo a engastar o eixo na extremidade inferior.

Porém, o atuador eletromagnético (freio) pode demandar muita energia elétrica para produzir um momento de controle elevado, embora o trabalho útil do atuador possa ser nulo, quando não houver deslocamento associado. Tal situação se verifica no caso do controlador liga-desliga, quando na situação engastado-engastado. Nesta condição, a corrente é máxima (400 mA para o freio selecionado) e, portanto, a potência elétrica despendida no controle é máxima (9,6 Watts).

Por isso, nas situações em que valores altos para o momento de controle pouco contribuíram para a redução na energia, optou-se por um momento de controle menor. Já que a energia total obtida é praticamente a mesma, para um momento pequeno e para um

momento de controle de amplitude elevada, em algumas frequências de excitação, a diminuição no momento de controle não acarreta em prejuízos a eficiência do sistema de controle. Nestas condições, momentos de controle de alta e de baixa amplitude têm praticamente o mesmo efeito.

Considerando o exposto, o momento de controle ótimo está representado pela linha magenta na Figura 5.7, a seguir. O momento de controle adotado, que resulta em força de atuação limitada, e, em decorrência, em potência elétrica menor despendida no controle, está indicado pela linha vermelha na referida figura. Nota-se que a linha vermelha pode se aproximar do momento de controle nulo sem prejuízo a eficiência do controlador, já que a energia total para os dois casos é muito próxima.

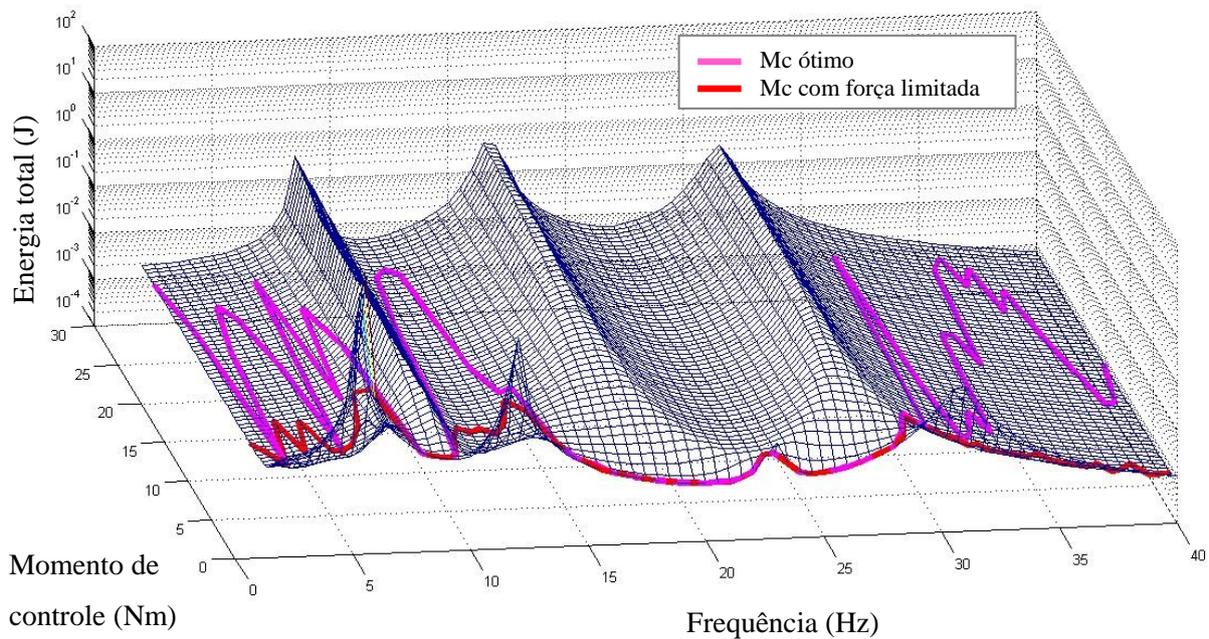


Figura 5.7- Energia total com controlador de momento de controle variável

Como limitação, é preciso traçar um mapa para cada amplitude de excitação. A complexidade desse sistema de controle é um pouco maior que a dos casos anteriores, visto que é necessário um controlador de momento variável. Além disto, é indispensável medir a frequência da excitação para escolha do ponto de operação desejado. Isso acarreta em um custo um pouco maior que os controladores anteriores.

5.1.2.4 - Comparação com a estrutura controlada por momento de controle proporcional à velocidade

Para comparação com os controladores passivos clássicos (com amortecimento proporcional), curvas foram traçadas para momentos de controle proporcionais à velocidade angular, com diferentes coeficientes de amortecimento à torção. Para mostrar o comportamento do método de busca adotado, foram selecionados o controlador proporcional ótimo, em que o coeficiente de amortecimento C_n , $n = 2$, da Equação 4.6 é 13,5 N.m.s/rad (linha preta), mais três condições com valores maiores e menores que o ótimo. Foram incluídos, ainda, os casos engastado-livre e engastado-engastado. A Figura 5.8 exibe a energia total da estrutura com controlador proporcional à velocidade.

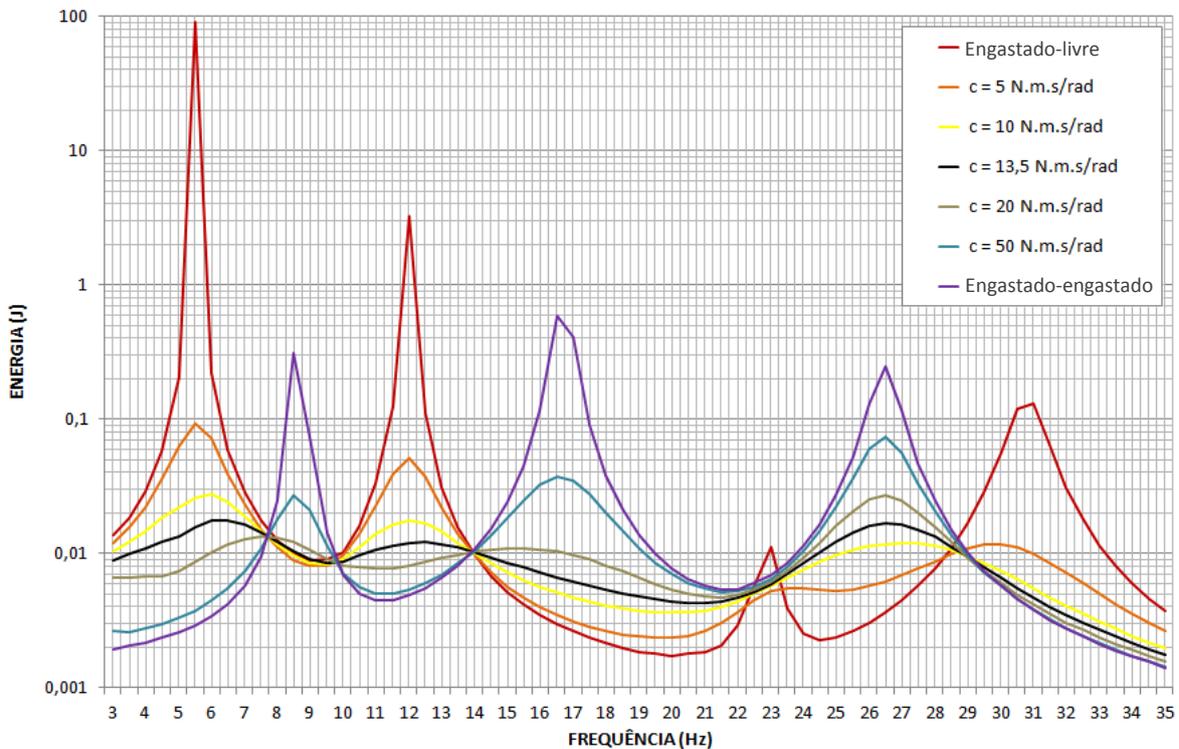


Figura 5.8- Energia total em função da frequência para distintos momentos de controle proporcionais à velocidade

Para permitir a comparação das três estratégias propostas com o controlador passivo clássico (proporcional), as energias totais obtidas com a aplicação dos três controladores propostos foram traçadas junto à energia total para o controlador proporcional ótimo. A Figura 5.9 exibe a comparação entre os quatro casos: controle por momento constante,

controle por momento liga-desliga, controle por momento variável e controle por momento proporcional à velocidade angular.

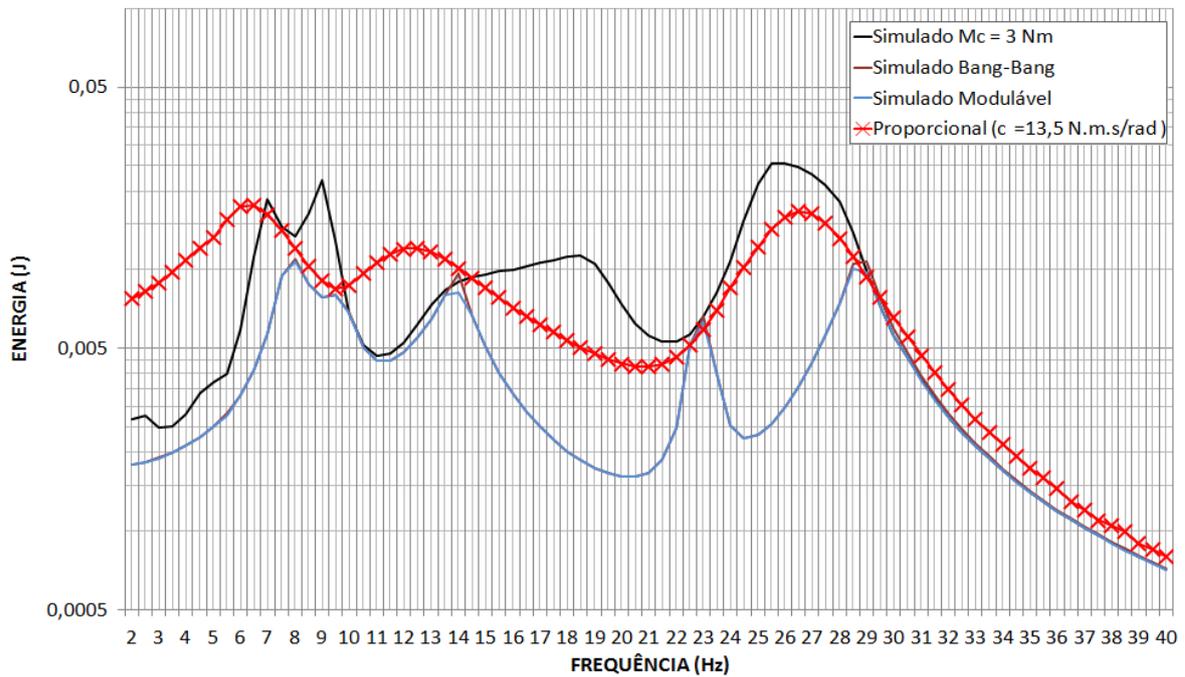


Figura 5.9- Comparação entre os três controladores propostos e o controlador proporcional

A escala logarítmica apresentada foi ampliada, em relação à utilizada na Figura 5.8, para facilitar a comparação entre as estratégias apresentadas até então.

Pode-se verificar que a aplicação do controlador Liga-desliga (*Bang-bang*) e do controlador de Momento Variável resulta em um nível muito próximo para a energia total, para o caso estudado. Isto faz com que a curva para o caso *Bang-bang* fique sobreposta pela curva que representa o controlador de momento variável. Ambos resultam em um nível mais baixo para a energia total na estrutura, se comparados ao controlador proporcional (clássico). Já o controlador de Momento Constante resulta em energia pouco maior em relação ao caso proporcional, mas não dependem de realimentação e podem ser fabricados mais facilmente, resultando em sistemas mecânicos mais baratos.

5.2 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA

Os resultados obtidos para excitação aleatória foram simulados considerando-se um forçamento aleatório (ruído branco), com densidade espectral de potência (PSD) igual a $0,1 \text{ W/rad.s}^{-1}$, aplicado no ponto três da estrutura.

Como nos casos excitados harmonicamente, o comportamento da estrutura é simulado partindo do repouso e evolui até a condição de regime permanente. Para que se tenha a garantia de que a resposta da estrutura atingiu o regime permanente, quando excitada aleatoriamente, foi considerado um tempo dez vezes maior que o maior período natural da estrutura (que é de aproximadamente 0,2 segundos). Isto resulta em, no mínimo, dois segundos para que se possa considerar o regime permanente. Visando garantir a reprodução dos sinais próximos ao limite inferior de interesse com segurança, foram considerados dez segundos durante as simulações e aquisições dos dados experimentais, quando a estrutura é excitada por ruído branco.

As energias finais máximas obtidas após o regime permanente estão apresentadas junto aos respectivos coeficientes C_n , $n = 1$ a 8, de ajuste do momento de controle M_c , conforme modelado na Equação 4.8. Por meio das energias associadas a cada modelo de momento de controle proposto, é possível fazer uma análise dos seus desempenhos. Os resultados para esses controladores são registrados na Tabela 5.2. Os casos simulados serão tratados em mais detalhes após a apresentação da referida tabela.

Tabela 5.2- Resultados numéricos para excitação aleatória

Caso	Coefficiente (C_n)	Valor do coeficiente C_n	Energia Total (mJ)
Engastado-livre			
– Sem controle	---	0,0000	467,63
Engastado-engastado			
– Sem controle	---	0,0000	218,19
Caso 1			
– Momento de controle constante – Conforme Equação 4.5	n = 1	3,0385	51,36
Caso 2			
– Momento de controle proporcional à velocidade – Conforme Equação 4.6	n = 2	15,5278	43,12
Caso 3			
– Momento de controle proporcional à velocidade e às suas potências – Conforme Equação 4.7	n = 1	-0,8484	41,94
	n = 2	17,6837	
	n = 3	25,1107	
	n = 4	23,2499	
Caso 4			
– Momento de controle proporcional à velocidade, ao deslocamento e às suas potências – Conforme Equação 4.8	n = 1	-0,06945	41,80
	n = 2	9,1438	
	n = 3	42,6392	
	n = 4	16,7225	
	n = 5	-----	
	n = 6	9,4987	
	n = 7	12,6468	
	n = 8	13,990	

5.2.1 - Estrutura de referência (sem controle)

Neste caso, é calculada a energia máxima quando o sistema evolui a partir do repouso, estimulado por excitação aleatória, para duas situações distintas: com a extremidade do eixo livre (engastado-livre) e com a extremidade do eixo engastada (engastado-engastado).

Para a estrutura sem controle, em que M_C é igual à zero, a energia final máxima da estrutura atingiu 467,63 mJ, para o caso engastado-livre. Na condição de extremidade engastada, a energia final máxima foi de 218,19 mJ. A Figura 5.10 exhibe a energia total em função do tempo para essas condições.

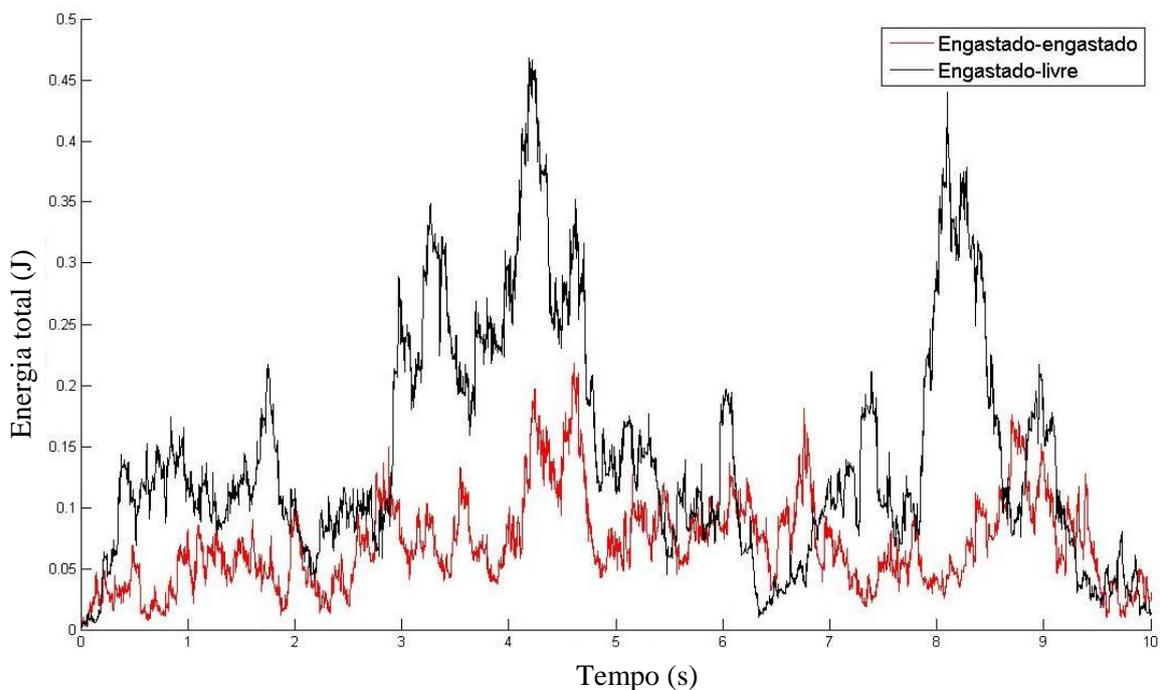


Figura 5.10- Energia da estrutura sem controlador

5.2.2 - Estrutura controlada por momento de controle constante – Caso 1

No Caso 1, o momento de controle apresentado na Equação 4.7 independe da velocidade ou do deslocamento, e somente C_n , $n = 1$, é diferente de zero.

Procedendo a otimização de parâmetros, a Equação 4.5 toma a forma apresentada na Equação 5.4, que modela o momento de controle aplicado, visando à obtenção da menor energia total na estrutura por meio da aplicação de um momento de controle constante.

$$M_c = - \left[3,0385 \cdot \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} \right] \quad (5.4)$$

Este caso merece especial atenção, pois se trata de um sistema com momento constante, o que pode ser obtido pelo controle em malha aberta, resultando em controladores extremamente simples mecanicamente e sem a necessidade de monitoração.

Embora ambos sejam constantes, as estratégias de controle que consideram o coeficiente C_n , $n = 1$, se diferem ligeiramente da estratégia de controle modelada utilizando o coeficiente C_n , $n = 5$. Isto acontece devido ao fato dos termos proporcionais ao deslocamento, incluindo o coeficiente C_n , $n = 5$, só atuarem em parte do tempo, quando a velocidade e o deslocamento angular têm a mesma direção. Essa atuação se dá em todo o tempo no controlador com o coeficiente C_n , $n = 1$, conforme mostra a Equação 4.8.

Desconsiderando esse efeito, os dois coeficientes, C_n , $n = 1$ e $n = 5$, têm o mesmo comportamento, por multiplicarem, ambos, o termo de ordem zero do polinômio. Por isso, o coeficiente C_n , $n = 5$, da Equação 4.8 pode ser incorporado ao coeficiente C_n , $n = 1$, sem prejuízo à eficiência do controle.

Utilizando o momento de controle constante ótimo do Caso 1, descrito na Equação 5.4, chega-se a um decréscimo importante na energia total da estrutura, quando comparado com a mesma sem controle (engastado-livre). A Figura 5.11 mostra estes resultados.

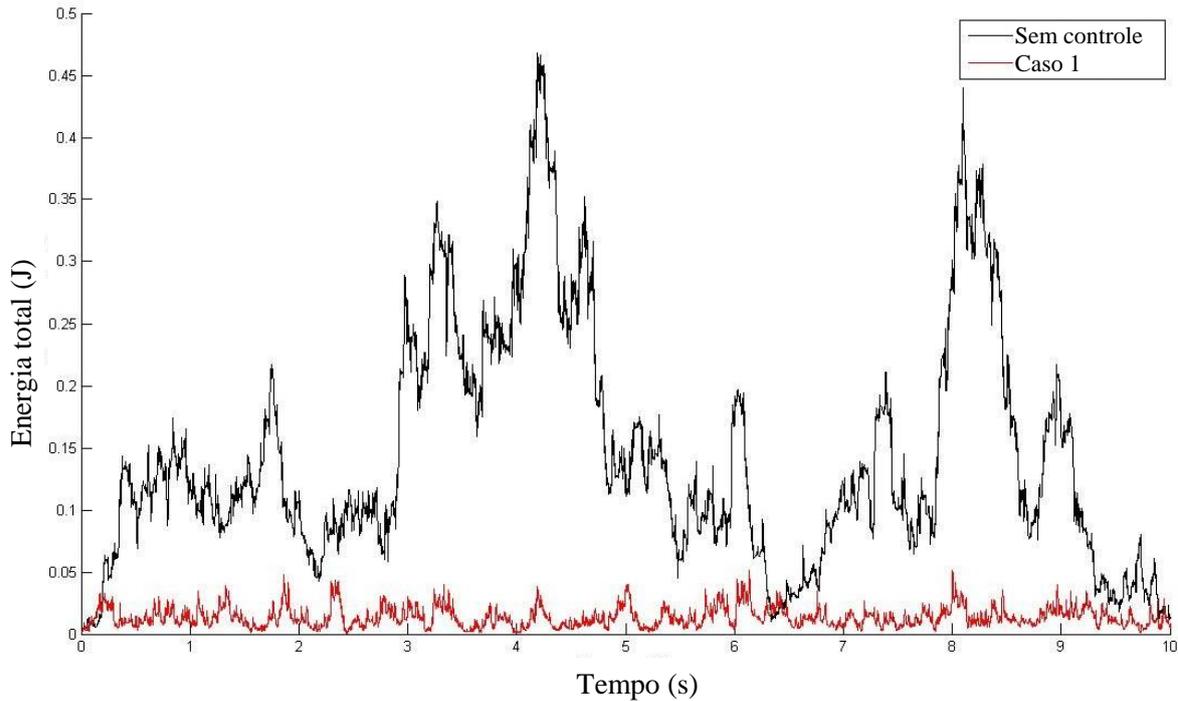


Figura 5.11- Energia na estrutura sem controlador (engastado-livre) e na estrutura controlada do Caso 1

A estrutura controlada por momento constante, com C_n , $n = 1$, igual à 3,0385 Nm, apresenta uma energia máxima de 51,36 mJ (linha vermelha), enquanto que, na estrutura sem controle, esta energia atingiu 467,63 mJ (linha preta).

Quando o momento de controle se torna muito alto, tendendo engastar a extremidade livre do eixo, a energia total resultante é de 218,19 mJ, que é a energia correspondente à estrutura engastada-engastada, conforme mostrado na Tabela 5.2.

A energia total da estrutura excitada aleatoriamente e controlada por momento de controle constante varia em função da intensidade do momento de controle e da densidade espectral de potência (PSD) da excitação. A Figura 5.12, aqui denominada mapa de energia, ilustra essa relação.

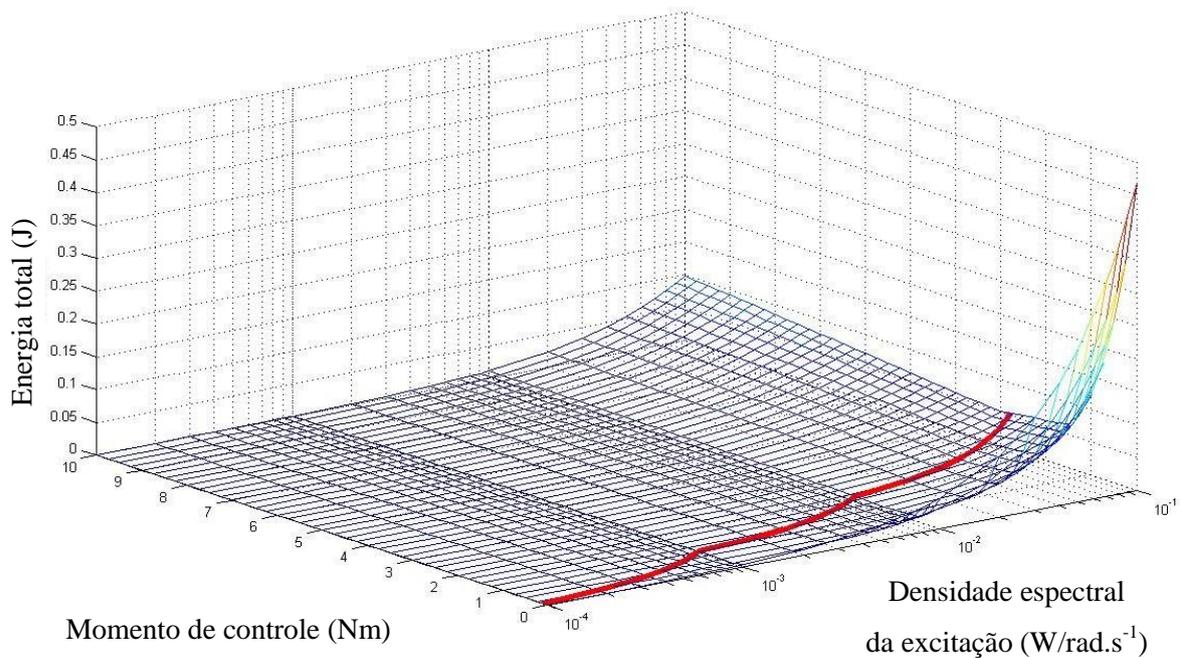


Figura 5.12- Mapa da energia total indicando o momento de controle ótimo do Caso 1

A linha vermelha indica o controlador ótimo, o qual permite obter a menor energia total na estrutura, para diferentes densidades espectrais de potência da excitação. Essa linha é obtida ligando os pontos de mínimo (ótimos) das curvas de momento de controle versus energia total da estrutura, para diferentes densidades espectrais de potência.

Com o aumento da densidade espectral de potência da excitação, é necessário aumentar o momento de controle para obter a energia mínima.

5.2.3 - Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade

Neste tópico são abordados os controladores modelados por momentos de controle proporcionais à velocidade e às suas potências. Os resultados numéricos correspondem à resposta da estrutura sujeita à excitação aleatória, para os controladores dos Casos 2 e 3, conforme Tabela 5.2.

5.2.3.1 - Caso 2 - Momento proporcional à velocidade angular (controlador proporcional)

Neste caso, o momento de controle depende tão somente da primeira potência da velocidade angular (de $\dot{\theta}^1$), e apenas o coeficiente C_n , $n = 2$, da Equação 4.7 é diferente de zero.

Por meio da aplicação da técnica de otimização desenvolvida, descrita no tópico 4.2.2, a Equação 4.7 toma a forma apresentada na Equação 5.5, que mostra o momento de controle proposto com o coeficiente C_n , $n = 2$.

$$M_c = -[15,5278 \cdot \dot{\theta}] \quad (5.5)$$

A Figura 5.13 foi obtida valendo-se do momento de controle proporcional descrito na Equação 5.5, e mostra a energia total da estrutura sem controlador (engastado-livre) e com a aplicação do controlador do Caso 2.

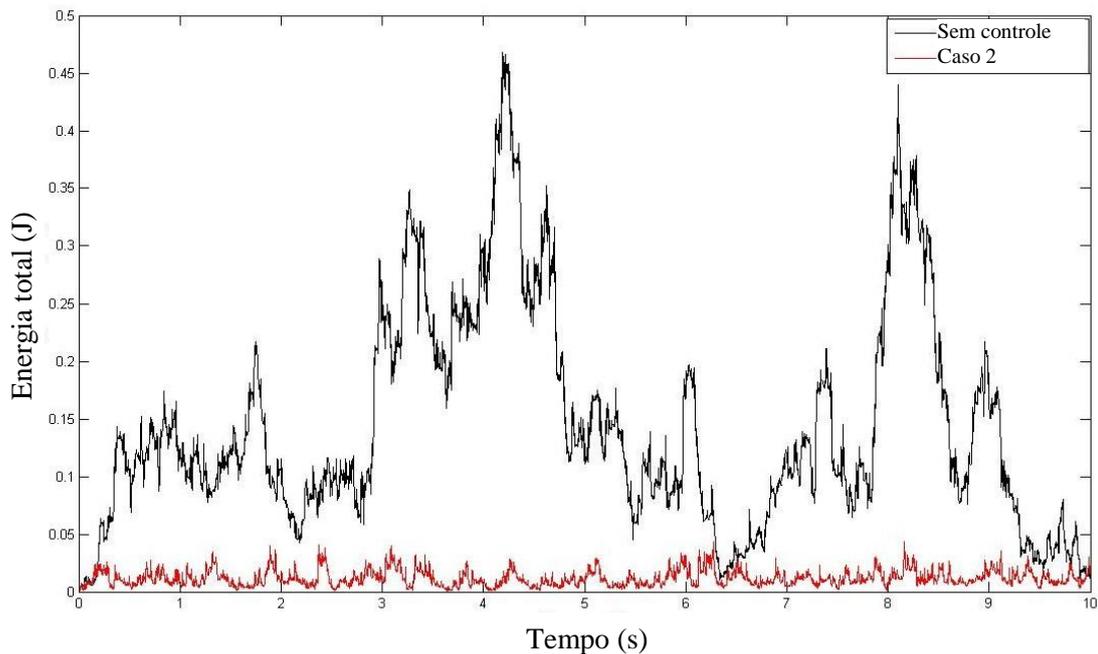


Figura 5.13- Energia na estrutura para o sistema sem controlador (engastado-livre) e para o controlador do Caso 2

O controlador de momento de controle proporcional à velocidade tem um melhor desempenho, se comparado ao de momento de controle constante (Caso 1). Ressalta-se, no

entanto, que o controlador do Caso 1 leva a uma energia total apenas pouco maior que a do Caso 2, e dispensa a monitoração de velocidade ou deslocamento (realimentação). Assim, considerando a simplicidade e o baixo custo do controlador de força constante, ele se mostrou promissor.

No controlador proporcional, a energia máxima registrada foi de 43,12 mJ (linha vermelha), enquanto, no controlador de força constante, a energia máxima registrada foi de 51,36 mJ (linha vermelha da Figura 5.12). Para o caso sem controle (engastado-livre), a energia obtida foi de 467,63 mJ (linha preta).

Para a estrutura excitada aleatoriamente, controlada por um momento proporcional à velocidade angular (Caso 2), a energia total varia em função do momento de controle e da densidade espectral de potência da excitação. A Figura 5.14 ilustra o exposto e a linha vermelha indica o momento ótimo para obter a menor energia total na estrutura.

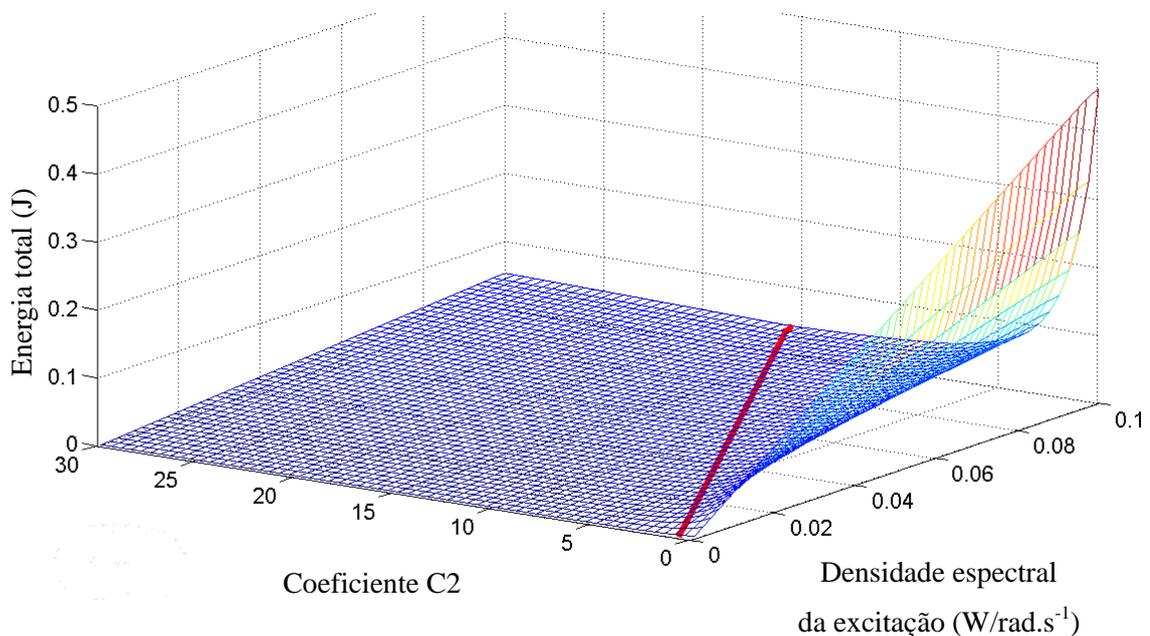


Figura 5.14- Mapa da energia total indicando o momento de controle ótimo do Caso 2, em que o momento de controle é proporcional à velocidade angular

5.2.3.2 - Caso 3 - Momento proporcional à velocidade angular e suas potências

Neste caso, foi simulado o controle no qual o momento de controle é dependente dos coeficientes C_n , $n = 1$ a 8 , da Equação 4.7, que são obtidos por otimização

multiparâmetros, pelo método de Monte Carlo via Cadeia de Markov descrito no tópico 4.2.2.

Após a obtenção dos coeficientes ótimos, a Equação 4.7 pode ser apresentada na forma da Equação 5.6, que segue.

$$M_c = - \left[-0,8484 \cdot \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} + 17,6837 \cdot \dot{\theta} + 25,1107 \cdot \dot{\theta} \cdot |\dot{\theta}| + 23,2499 \cdot \dot{\theta}^3 \right] \quad (5.6)$$

Com a aplicação deste momento ótimo, a energia total máxima obtida foi de 41,94 mJ, conforme registrado na Figura 5.15. Nota-se uma pequena melhoria se comparado ao Caso 2 (controle proporcional), no qual a energia total obtida foi de 43,12 mJ. Deve-se observar que a Figura 5.15 é apresentada em outra escala, o que dificulta a comparação direta com a Figura 5.13.

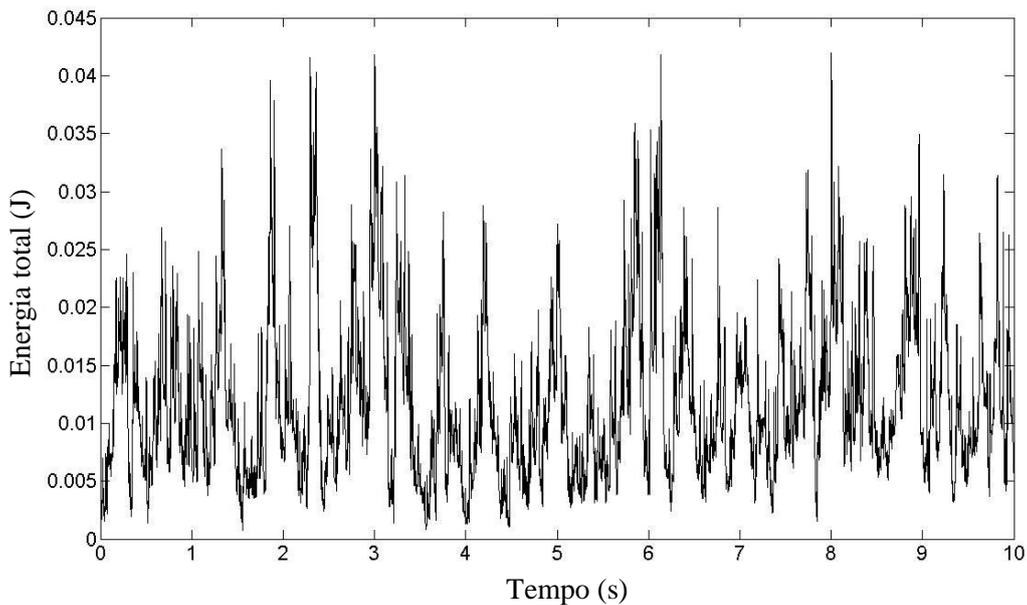


Figura 5.15- Energia na estrutura para o sistema controlado do Caso 3

Embora haja uma pequena redução da energia em relação ao Caso 2, tal diferença pode ser acentuada para outras estruturas e para diferentes condições de excitação.

5.2.4 - Estrutura controlada por momento de controle dependente do deslocamento

Nestes casos, a resposta à excitação aleatória da estrutura foi obtida pela aplicação do método estocástico para determinação de momentos de controle proporcionais exclusivamente ao deslocamento e suas potências. Nestas situações, apenas os termos C_n , $n = 5$ a 8 , da Equação 4.8, foram considerados. Os resultados obtidos com a aplicação dos controladores testados, em que o momento de controle depende exclusivamente do deslocamento e de suas potências, não se mostraram promissores e terão suas respostas omitidas.

Tal afirmação é válida apenas se considerada a energia total da estrutura após o regime permanente, já que estes controladores podem obter melhores desempenhos se consideradas outras funções objetivo, tais como a velocidade ou o deslocamento mínimo.

5.2.5 - Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade e do deslocamento – Caso 4

Trata-se do caso mais geral, em que o momento de controle é modelado por um polinômio proporcional à velocidade, ao deslocamento e às suas potências. Nestes casos, a resposta da estrutura foi obtida pela aplicação do método estocástico para determinação de um momento de controle que se valha de um polinômio cujos termos C_n , $n = 1$ a 8 , da Equação 4.8 podem ser diferentes de zero.

Entre os casos simulados, nos quais os momentos de controle são dependentes da velocidade, do deslocamento e de suas potências, o mais geral é este, denominado Caso 4. Outros casos foram testados, como o caso onde apenas os coeficientes C_n , $n = 2$ e $n = 6$, são diferentes de zero, não se revelaram vantajosos, se comparados ao Caso 4. Assim, o único caso considerado para o momento proporcional à velocidade, ao deslocamento e suas potências, foi o Caso 4.

Em verdade, com uma força de controle passiva, não é possível aplicar um momento de controle proporcional ao deslocamento, quando a velocidade e o deslocamento não tiverem o mesmo sinal. Daí, a expressão condicional apresentada pela Equação 4.8. Esta condição

corresponde a introduzir uma rigidez na estrutura apenas durante o intervalo de tempo em que ela contribui para retirar energia da estrutura. Esta rigidez é suprimida durante o período em que a energia seria devolvida à estrutura.

Procedendo a otimização de parâmetros, a Equação 4.8 toma a forma apresentada na Equação 5.7, que modela o momento de controle por meio da aplicação de um momento de controle dependente da velocidade, do deslocamento e de suas potências.

$$M_c = \begin{cases} - \left(0,0695 \cdot \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} + 9,144 \cdot \dot{\theta} + 42,639 \cdot \dot{\theta} \cdot |\dot{\theta}| + 16,723 \cdot \dot{\theta}^3 \right) \leftrightarrow \text{sgn } \theta \neq \text{sgn } \dot{\theta} \\ - \left(0,0695 \cdot \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} + 9,144 \cdot \dot{\theta} + 42,639 \cdot \dot{\theta} \cdot |\dot{\theta}| + 16,723 \cdot \dot{\theta}^3 + 9,499 \cdot \theta + 12,647 \cdot \theta \cdot |\theta| + 13,99 \cdot \theta^3 \right) \leftrightarrow \text{sgn } \theta = \text{sgn } \dot{\theta} \end{cases} \quad (5.7)$$

Após a determinação, por meio de otimização, dos coeficientes que levaram ao melhor controlador do Caso 4, a energia total obtida foi de 41,80 mJ, A Figura 5.16 registra a energia total na estrutura.

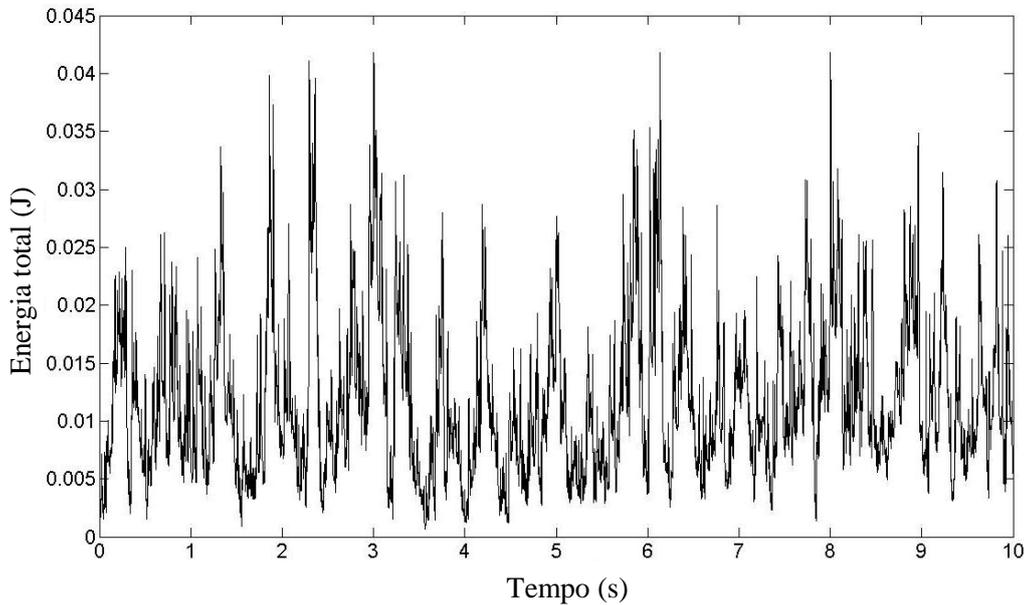


Figura 5.16- Energia na estrutura para o sistema controlado do Caso 4

Este caso apresenta uma melhoria em torno de 3%, se comparado ao controlador clássico (Caso 2), reduzindo a energia máxima de 43,12 mJ para 41,8 mJ. O resultado para o caso mais geral (Caso 4) é coerente com o processo de otimização de parâmetros, que indica uma energia mínima tão mais baixa quanto mais parâmetros se dispuser para otimização.

5.3 - APLICAÇÃO DA METODOLOGIA EM UMA ESTRUTURA MAIS ESBELTA

Com o propósito de verificar o comportamento do método em outra situação, com características diferentes as do modelo experimental utilizado neste trabalho, foi simulada uma outra estrutura, sob novas condições de excitação. Neste caso, chamado de segundo caso de estrutura estudada, as características da estrutura testada, e da excitação aplicada, estão apresentadas na Tabela 5.3. Tal procedimento visa verificar se a aplicação do método proposto pode levar a resultados ainda melhores em outras situações.

Tabela 5.3- Características e condição de excitação da segunda estrutura simulada

Característica	Elemento	Unidade	Valores
Momento polar de inércia dos volantes	I ₁	[kg.m ²]	0,7
	I ₂		0,7
	I ₃		0,7
	I ₄		0,18
Rigidez torcional dos segmentos do eixo	k ₁	[Nm/rad]	500
	k ₂		500
	k ₃		500
	k ₄		500
Amortecimento torcional equivalente, atribuído aos segmentos do eixo	c ₁	[Nm.s/rad]	0,1
	c ₂		0,1
	c ₃		0,1
	c ₄		0,1
Excitação	M ₁	[W/rad.s ⁻¹]	1
	M ₂		1
	M ₃		1
	M ₄		1

A energia total máxima foi obtida para uma estrutura com eixo de rigidez mais baixa e para excitação aleatória de densidade espectral de potência dez vezes maior, aplicada aos quatro volantes. As inércias foram modificadas, visando provocar uma alteração nas frequências naturais, e o amortecimento próprio da estrutura considerado foi menor. Para este caso, os coeficientes do polinômio modelado pela Equação 5.7, e as energias totais máximas obtidas, estão descritas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4- Comparação entre os resultados numéricos para excitação aleatória para o segundo caso testado

Caso	Coefficiente (C _n)	Valor do coeficiente C _n	Energia Total (J)
Engastado-livre			
– Sem controle	---	0,0000	648,10
Engastado-engastado			
– Sem controle	---	0,0000	151,17
Caso 1			
– Momento de controle constante – Conforme Equação 4.5	n = 1	11,4788	11,39
Caso 2			
– Momento de controle proporcional à velocidade – Conforme Equação 4.6	n = 2	8,2483	9,50
Caso 3			
– Momento de controle proporcional à velocidade e às suas potências – Conforme Equação 4.7	n = 1	2,3743	9,40
	n = 2	1,6335	
	n = 3	3,3067	
	n = 4	0,0916	
Caso 4			
– Momento de controle proporcional à velocidade, ao deslocamento e às suas potências – Conforme Equação 4.8	n = 1	3,0568	7,38
	n = 2	6,7985	
	n = 3	-8,8617	
	n = 4	6,3526	
	n = 5	-----	
	n = 6	15,4002	
	n = 7	17,8430	
	n = 8	11,5502	

Já que o momento de controle a ser aplicado é não linear, as funções polinomiais que regem os momentos obtidos através da aplicação deste método de controle devem ser determinadas caso a caso.

Como não se dispunham de quatro excitadores dinâmicos, para aplicação da excitação nos quatro graus de liberdade da estrutura, este caso não foi implementado experimentalmente.

6 - DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

Uma vez definidos os modelos dos controladores, e de posse das suas respostas simuladas, o Capítulo 6 aborda o desenvolvimento experimental da tese. Neste capítulo são detalhados os equipamentos e sistemas necessários à montagem do aparato que será empregado para validação experimental dos resultados obtidos numericamente. Este capítulo detalha a estrutura mecânica desenvolvida, o aparato de controle e de monitoração e o experimento montado, na sua forma final.

6.1 - ESTRUTURA MECÂNICA DO MODELO EXPERIMENTAL

A estrutura mecânica desenvolvida, bem como o posicionamento e a fixação dos elementos de instrumentação e controle, é apresentada nos tópicos 6.1.1 e 6.1.2, a seguir.

6.1.1 - Estrutura mecânica

Uma base de ferro fundido de elevada rigidez foi empregada como suporte para a estrutura torsional a ser ensaiada. Foi fabricado um suporte para fixação nesta base que possibilita o engaste do eixo na parte superior da estrutura, realizado por meio da utilização de uma bucha de fixação. Procurou-se, durante as etapas de projeto, dimensionar os componentes de forma que a montagem resultasse em uma estrutura de frequências naturais baixas e ajustáveis.

A estrutura foi montada na vertical visando minimizar os efeitos indesejados causados pela flexão do eixo, devido ao peso próprio da estrutura. A Figura 6.1 mostra a estrutura mecânica do modelo experimental criado. Nela se destacam a base rígida em “L” e os volantes de inércia, fixados em um eixo delgado. O detalhe da figura mostra o ponto de engaste do eixo no suporte superior. Na extremidade inferior do eixo está montado o freio (atuador eletromagnético) e, ao longo do eixo, os volantes de inércia estão presos por meio de buchas de fixação.

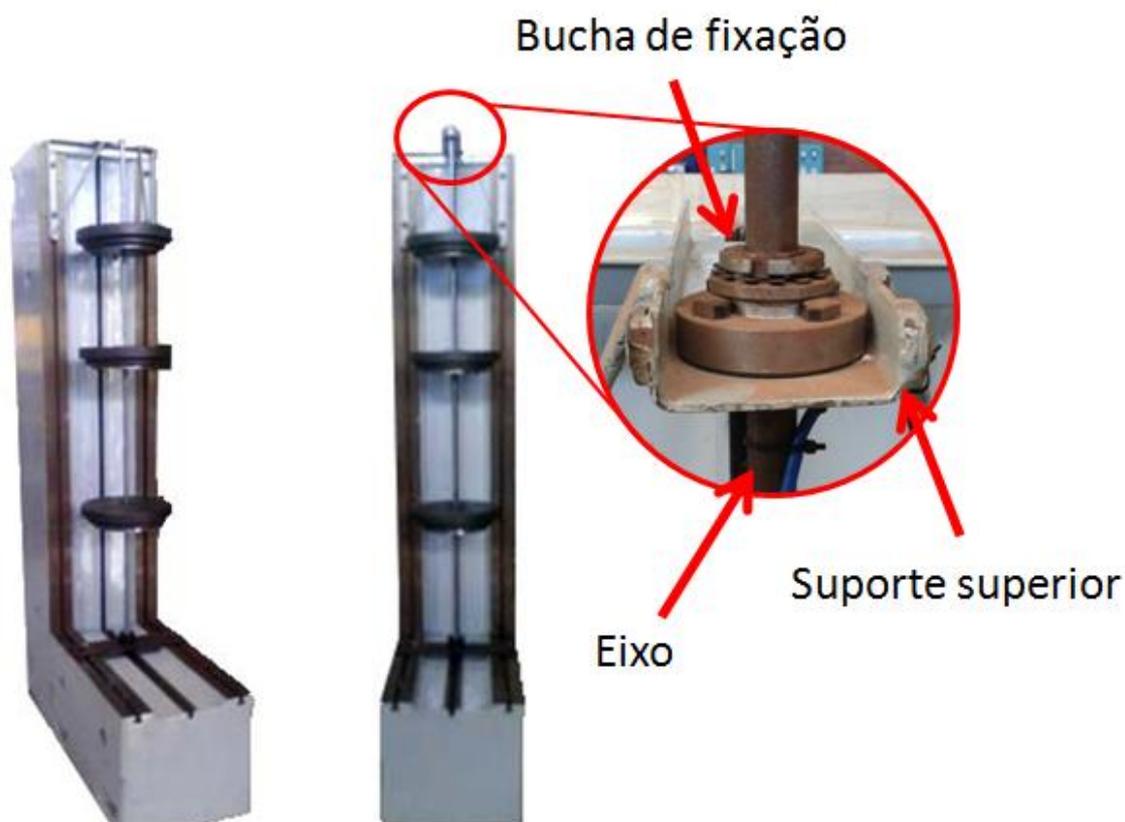


Figura 6.1- Montagem da estrutura a ser ensaiada

O eixo é a parte da estrutura de grande flexibilidade à torção e que armazenará a maior parte da energia potencial elástica. Como já se dispunha dos volantes de inércia, o eixo foi dimensionado para que as frequências naturais à torção da estrutura se situassem na faixa de 5 Hz à 40 Hz. Essa faixa de frequências foi escolhida por corresponder às frequências naturais relacionadas com as estruturas civis para as quais se deseja desenvolver o controle semiativo. Embora, em obras civis, as estruturas apresentem frequências ainda mais baixas (a partir de 0,5 Hz), o excitador dinâmico (*shaker*) disponível para ensaio experimental não permite testes nesta faixa de frequências. Por isso, a frequência inferior selecionada foi 5 Hz, que é o limite de atuação do *shaker*.

Visando trabalhar na faixa de frequências citada, foi dimensionado um eixo de aço ABNT 1020 de diâmetro 19,05 mm e comprimento 2 metros. Isto resulta em uma rigidez equivalente de, aproximadamente, 500 N.m/rad, considerando todo o comprimento do eixo. Entre os volantes, foram montados três mancais de rolamento, para que o eixo não sofra flexão devido ao seu movimento radial, quando a ele for aplicado o momento de excitação.

Uma vez montada a estrutura mecânica experimental, um momento de excitação foi aplicado, exclusivamente, no ponto três da estrutura (que pode ser visto na Figura 3.1). Esse local foi escolhido visando excitar a estrutura em um ponto afastado do engaste e do local de instalação do controlador. Tal escolha se deu devido à procura em modelar sistemas reais, nos quais, frequentemente, há restrições para o posicionamento do controlador. O modelo considera que há um elemento elástico entre o controlador e a excitação, o que dificulta o controle. A monitoração se deu de forma colocada com o atuador.

O aparato experimental construído permite uma flexibilidade na montagem, tanto da excitação como do controlador, podendo ser aplicados em diferentes pontos da estrutura. Ainda, por meio da alteração da distância entre os volantes, e por meio da variação dos momentos de inércia destes, é possível obter uma estrutura com frequências naturais diferentes, sem a necessidade de mudanças complexas.

6.1.2 - Estrutura instrumentada

O aparato experimental foi montado e instrumentado de forma a permitir a execução dos ensaios de acordo com as simulações realizadas. A Figura 6.2 ilustra o modelo experimental, com o aparato de instrumentação e controle montado, incluindo a excitação no ponto três da estrutura e o momento de controle no ponto quatro.

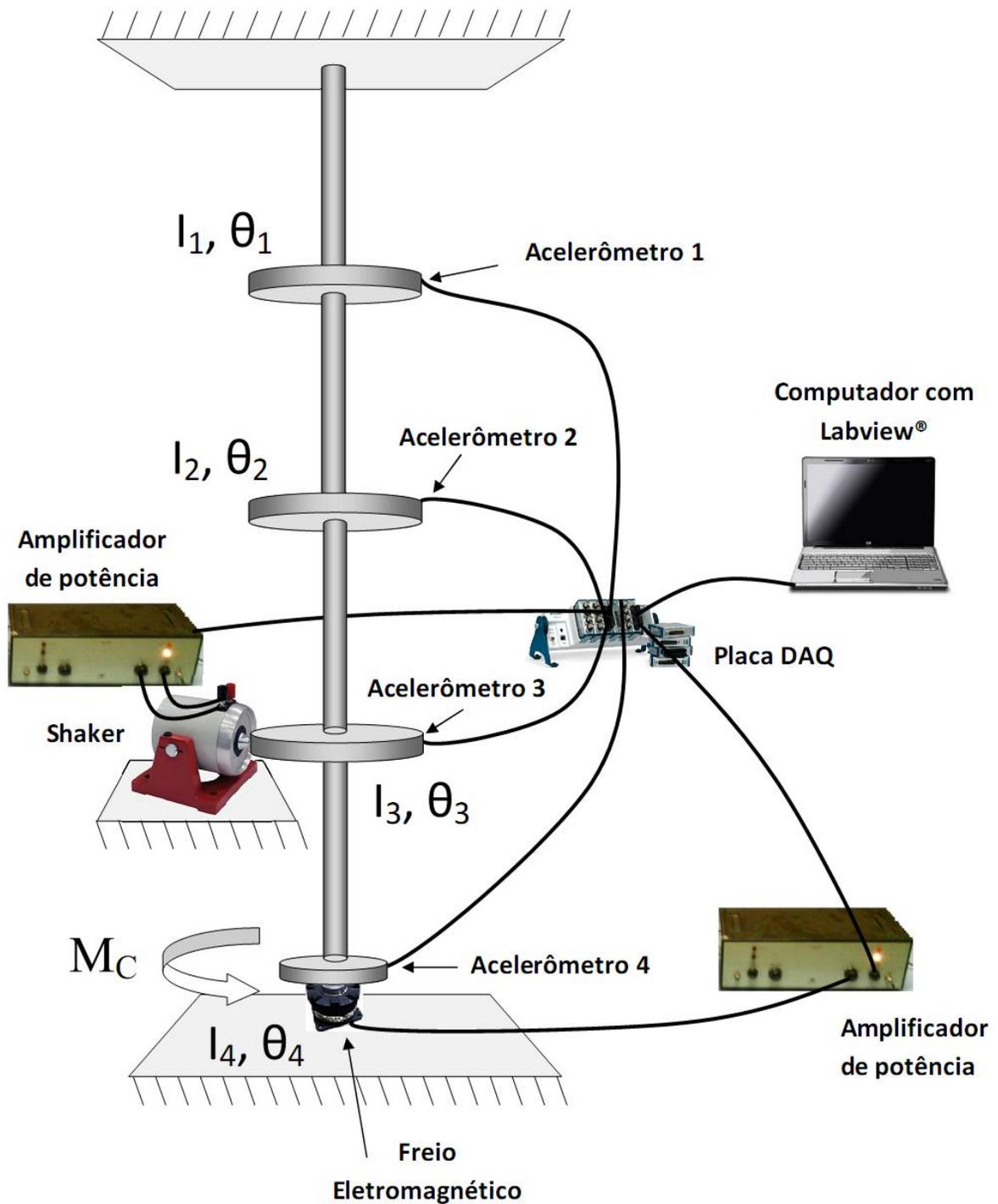


Figura 6.2- Esquema do modelo experimental com excitação no ponto três da estrutura

Embora o aparato experimental conte com quatro acelerômetros, correspondente aos quatro graus de liberdade da estrutura, apenas os sinais do acelerômetro quatro são considerados na malha de controle. Experimentalmente, os demais acelerômetros são necessários apenas para o cálculo da energia total da estrutura, permitindo avaliar a eficácia da estratégia de controle. Em condições normais de controle, apenas um acelerômetro é necessário.

A Figura 6.3 mostra a montagem experimental instrumentada, em sua configuração final.

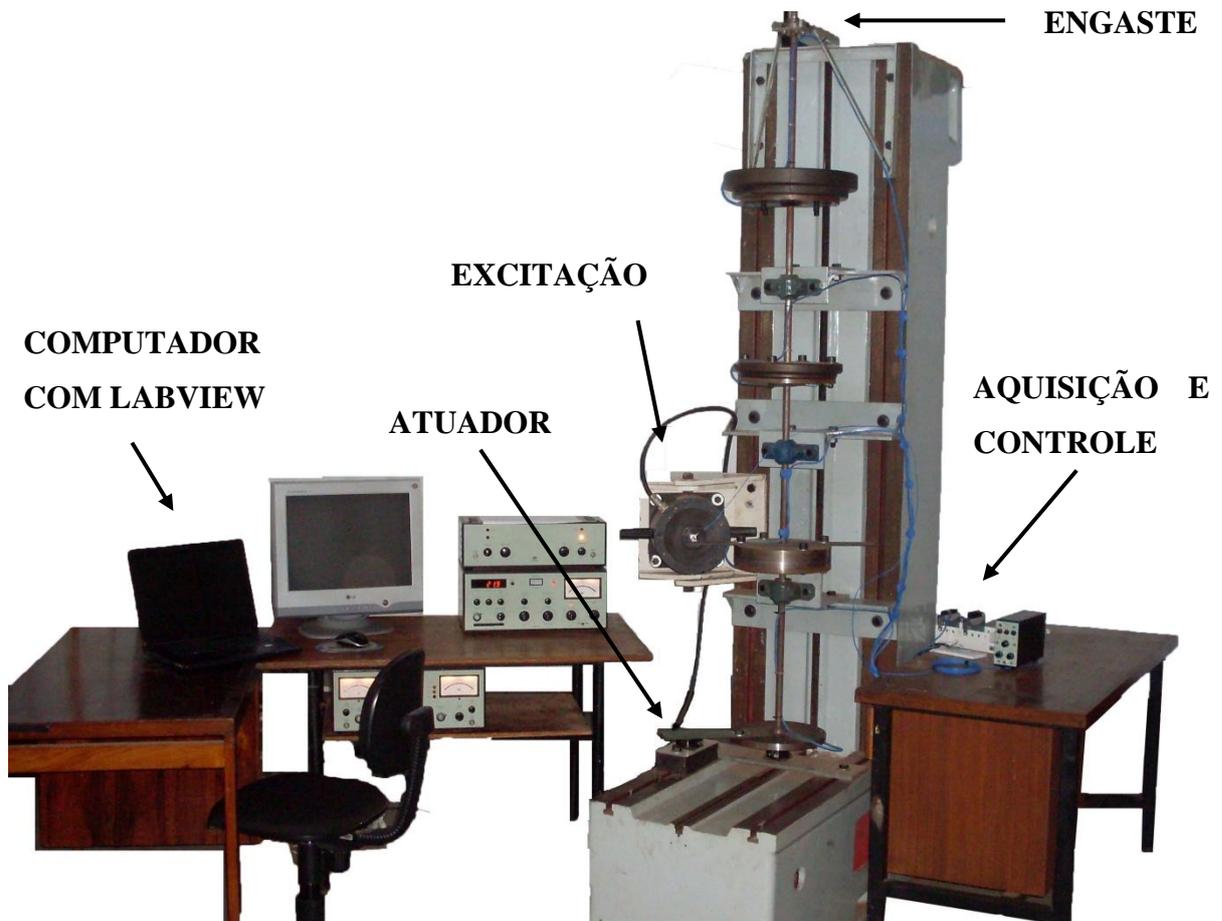


Figura 6.3- Estrutura mecânica instrumentada

Durante o funcionamento do sistema de controle, apenas um acelerômetro será utilizado na realimentação, conforme discutido anteriormente. Assim, o sistema realimentado pode ser reduzido ao diagrama de blocos exibido na Figura 6.4, mostrado a seguir.

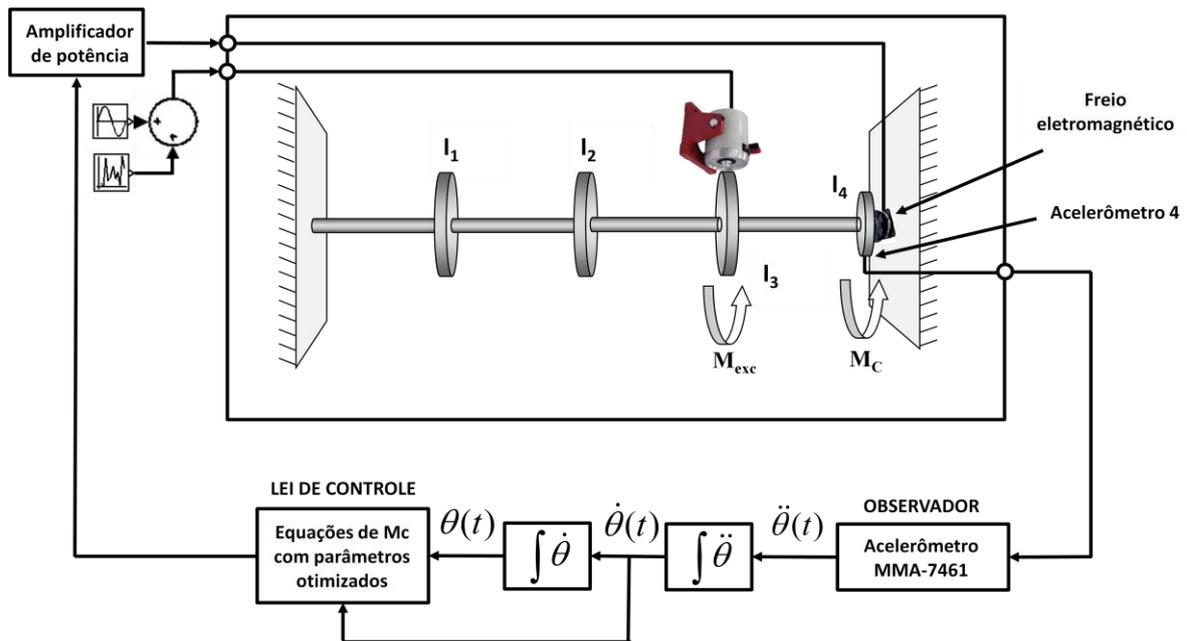


Figura 6.4- Diagrama de blocos do sistema controlado

No subcapítulo a seguir será feito um detalhamento dos elementos de aquisição e controle que compõem a estrutura instrumentada.

6.2 - APARATO DE MONITORAÇÃO E CONTROLE

Os elementos eletroeletrônicos que serão empregados na instrumentação e controle dos experimentos estão descritos a seguir.

6.2.1 - Atuador (freio eletromagnético)

Para aplicação do momento de controle que atua sobre a estrutura, foi selecionado um freio eletromagnético. O freio fica ligado à estrutura no ponto quatro, mostrado na Figura 6.2. Mediante o controle da corrente que circula na sua bobina, pode-se controlar o torque exercido pelo freio, e, assim, alterar o momento de controle.

Em razão do baixo custo, facilidade de aplicação, confiabilidade e disponibilidade no mercado, o freio selecionado é um freio eletromagnético fabricado pela Warner Electric, desenvolvido para uso em aplicações industriais.

O freio selecionado foi o modelo TB-260, pois, além de ser um modelo e tamanho disponível no mercado, era desejado que o atuador tivesse um momento de controle limitado. Desta maneira, o controle da estrutura foi propositalmente dificultado, para que se assemelhasse às condições encontradas em estruturas civis. O freio selecionado tem uma bobina cuja tensão nominal é de 24 Volts, com corrente nominal de 0,4 Ampères. Isto resulta em uma potência de 9,6 Watts e em um torque de 4 Nm.

A Figura 6.5 ilustra o freio selecionado e sua vista explodida, que mostra todos os seus componentes.

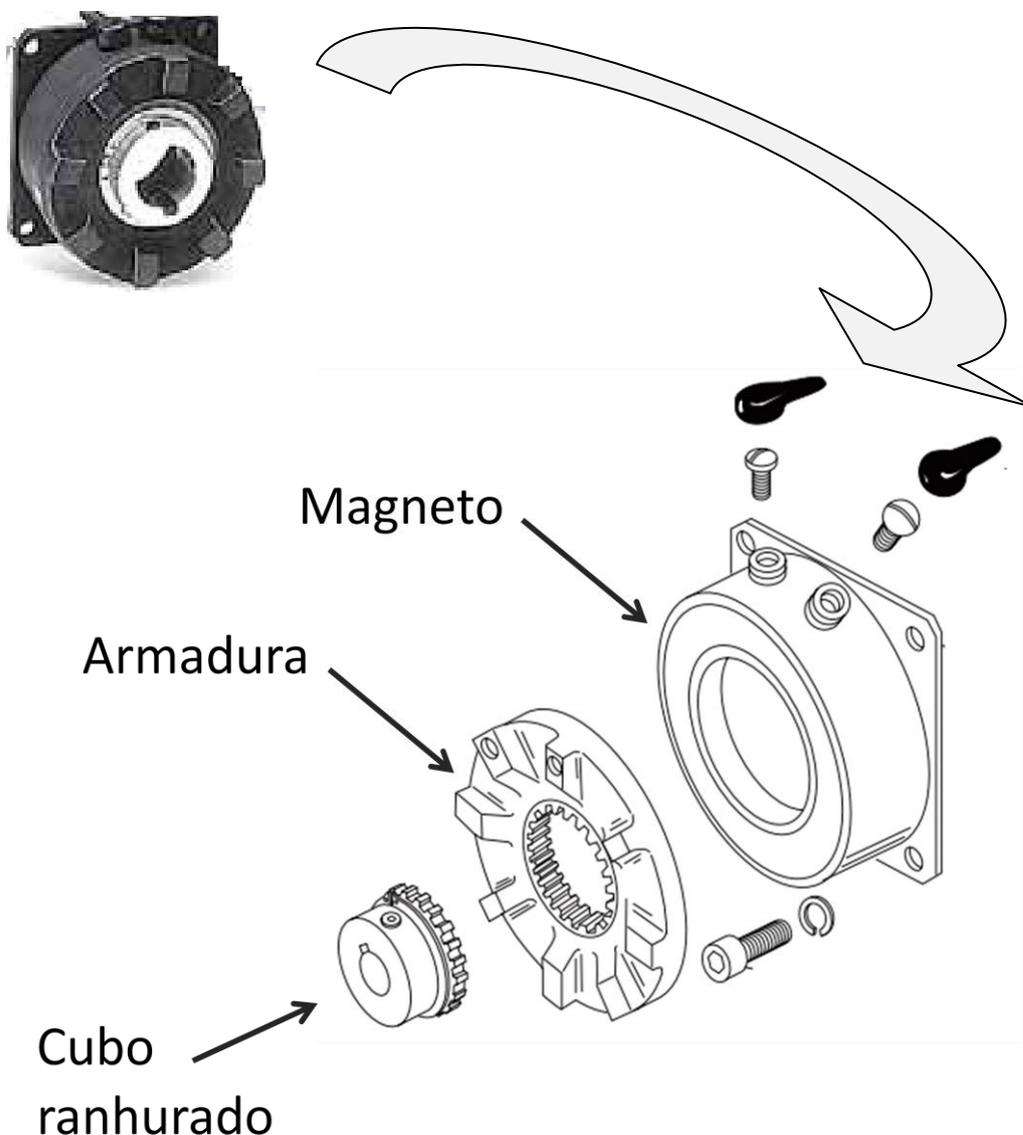


Figura 6.5- Freio eletromagnético empregado no controlador

Ao realizar os primeiros ensaios na planta, verificou-se que o freio não estava atuando no controle da vibração, em razão da folga existente entre o cubo ranhurado e a armadura do freio. Para sanar esse problema, o freio foi deslocado para fora do centro de rotação do eixo, o que possibilita aumentar o momento aplicado e a amplitude do deslocamento.

Para tal, a armadura do freio foi substituída por uma haste (chapa de aço ABNT 1020), rígida na direção da aplicação da força de atrito, mas flexível na direção ortogonal.

Este procedimento contribui também para minimizar os efeitos indesejados ocasionados pelo *stick-slip*, visto que, quanto maior for a amplitude do deslocamento relativo entre as superfícies em atrito, menor será a influência da não linearidade na eficiência experimental do controlador. Isto se deve ao fato do *stick-slip* atuar somente quando a velocidade relativa entre as duas superfícies é próxima à zero, o que, com a nova configuração, passa a ocorrer apenas em uma pequena parte do deslocamento total proporcionado.

A Figura 6.6 detalha a fixação do freio fora do centro de rotação do eixo, sendo que este foi montado a 275 mm do centro de rotação.

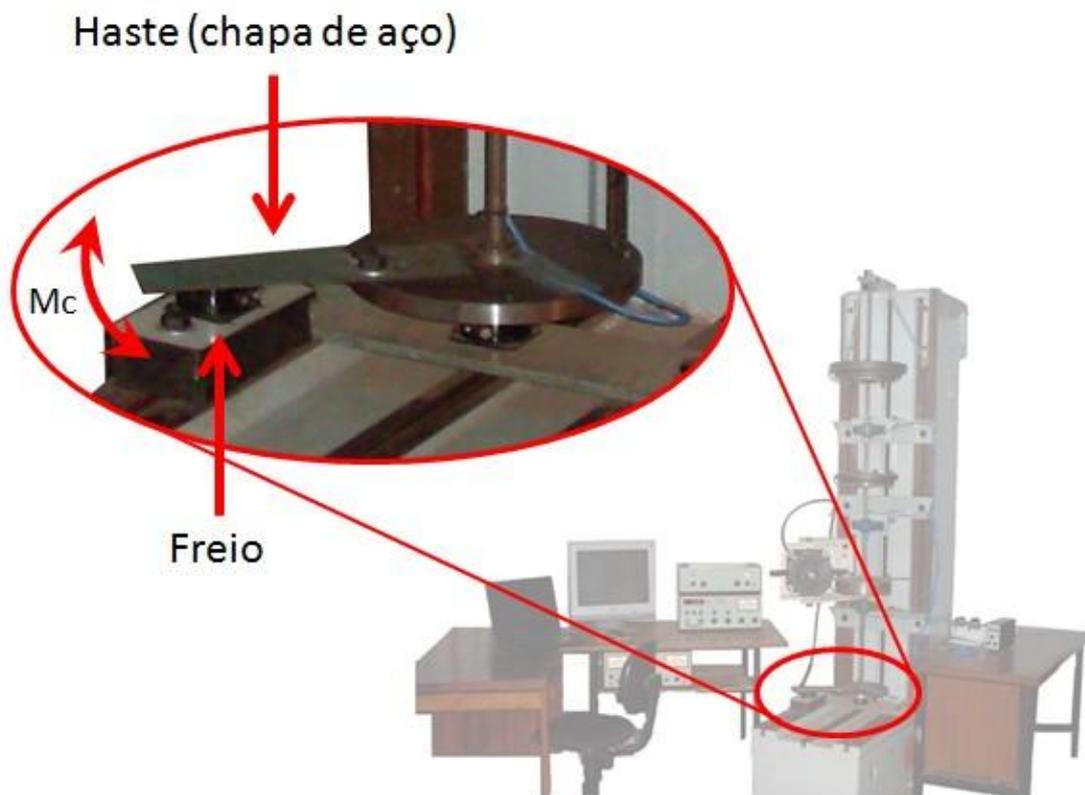


Figura 6.6- Detalhe da fixação do freio

O novo dispositivo fabricado para a fixação do freio possibilita variar a distância deste ao centro de rotação do eixo, permitindo o ajuste do torque aplicado.

Valendo-se do novo dispositivo de fixação do freio, e da posição de montagem deste, um ensaio para determinação da curva de torque versus tensão aplicada foi realizado. Este procedimento permite conhecer o torque aplicado pelo freio, no ponto quatro da estrutura, quando submetido a diferentes tensões elétricas.

Com auxílio de um dinamômetro, foi obtida a relação entre a tensão elétrica de alimentação do freio e a força aplicada por ele. De posse desta força, e da distância até o centro de rotação do eixo, pode-se chegar ao momento aplicado no ponto quatro da estrutura. Com os ensaios, cujos resultados estão ilustrados na Figura 6.7, pode-se perceber que o momento aplicado à estrutura pelo freio apresenta um comportamento linear em relação à tensão aplicada.

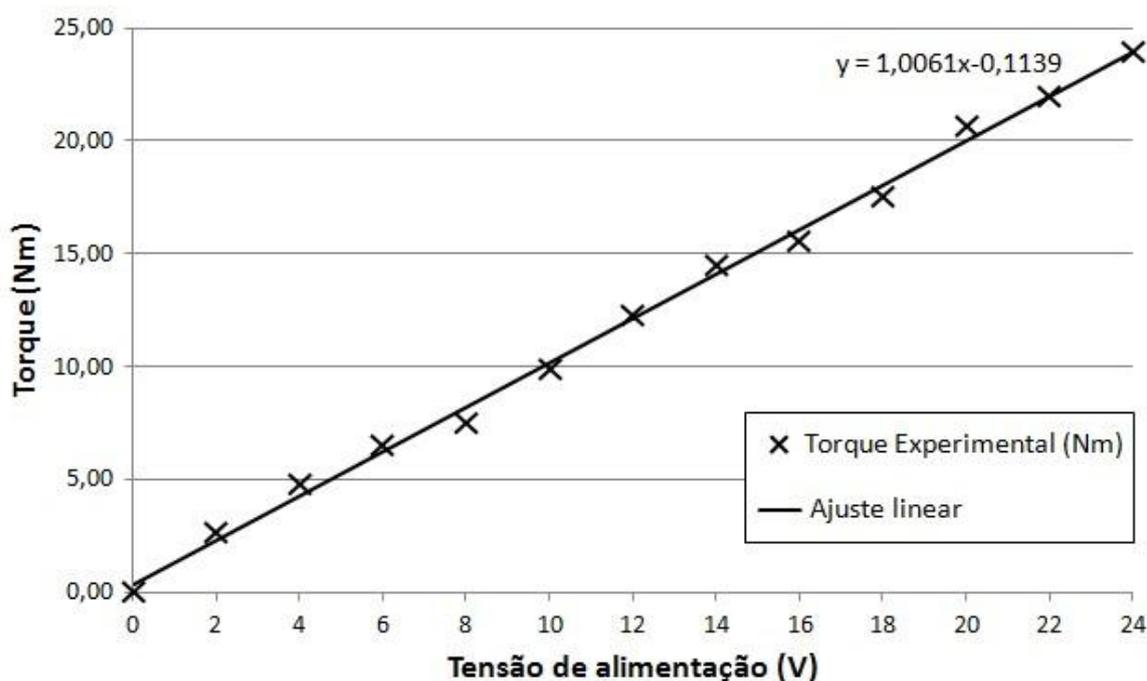


Figura 6.7- Curva de torque aplicado pelo freio ao quarto volante

6.2.2 - Sistema de aquisição e controle

O sistema de aquisição e controle dos experimentos é composto por um módulo de aquisição de dados operando em conjunto o programa Labview[®]. O sistema de aquisição e

controle recebe os sinais de aceleração, processa-os segundo uma estratégia estabelecida para controle, registra os resultados, ao mesmo tempo em que atualiza as saídas com as ações de controle.

Foi utilizado um sistema modular de aquisição e controle de dados da National Instruments. Esse sistema tem um chassis onde se encaixam os módulos desejados. O modelo empregado foi o cDAQ-9172, com um módulo de entradas analógicas e um módulo de saídas analógicas (módulos 9205 e 9263, respectivamente). A Figura 6.8 mostra o sistema de aquisição e controle.



Figura 6.8- Módulo de aquisição de dados

O módulo de entradas analógicas opera com uma taxa de amostragem máxima de 250 mil amostras por segundo para os seus 32 canais (ou 16 no modo diferencial de medição), e a resolução do conversor analógico digital é de 16 bits.

Para determinação da frequência de amostragem a ser utilizada na etapa experimental, foi aplicado o teorema da amostragem de Nyquist-Shannon. O teorema da amostragem afirma que a frequência de amostragem de um sinal analógico, para que possa posteriormente ser reconstituído, deve ser igual ou maior a duas vezes a maior frequência do espectro desse sinal. Na prática, visando contornar problemas, como atrasos no sinal e a correta representação de transitórios, diversos autores sugerem fazer, no mínimo, dez amostras dentro de um período, para caracterizar corretamente uma forma de onda.

Por meio de uma analogia semelhante, pode-se determinar a frequência mínima de aquisição para o sistema de aquisição e controle. Na frequência máxima de interesse (40 Hz), o sistema deverá ser capaz de amostrar dez vezes durante um período. Com isso, ele

deve amostrar, no mínimo, quatrocentos pontos por segundo. Visando garantir o teorema com folga, foi selecionada uma taxa de amostragem de mil amostras por segundo.

Como a placa opera com uma taxa de amostragem máxima de 250 mil amostras por segundo, divididos pelo número de canais utilizados simultaneamente (quatro neste trabalho), pode-se verificar que a placa amostraria até 62,5 mil amostras por canal utilizado durante os procedimentos experimentais. Como a taxa selecionada foi de mil amostras por segundo, é notório que a placa atende, com folga, aos requisitos da aplicação.

Para implementar o modelo experimental que validará os resultados, foi utilizado o Labview[®], que calcula o momento de controle em função da velocidade e/ou do deslocamento, a partir das Equações 4.7 e 4.8. O Labview[®] é uma plataforma de aquisição e controle. Foi preferido o seu emprego, em relação ao módulo de aquisição de dados do MatLab[®], por exemplo, por ser uma plataforma mais difundida e conhecida para aquisição e controle.

O programa desenvolvido para aquisição, controle e tratamento dos dados foi desenvolvido no Labview[®]. A Figura 6.9 ilustra o painel frontal do programa desenvolvido.

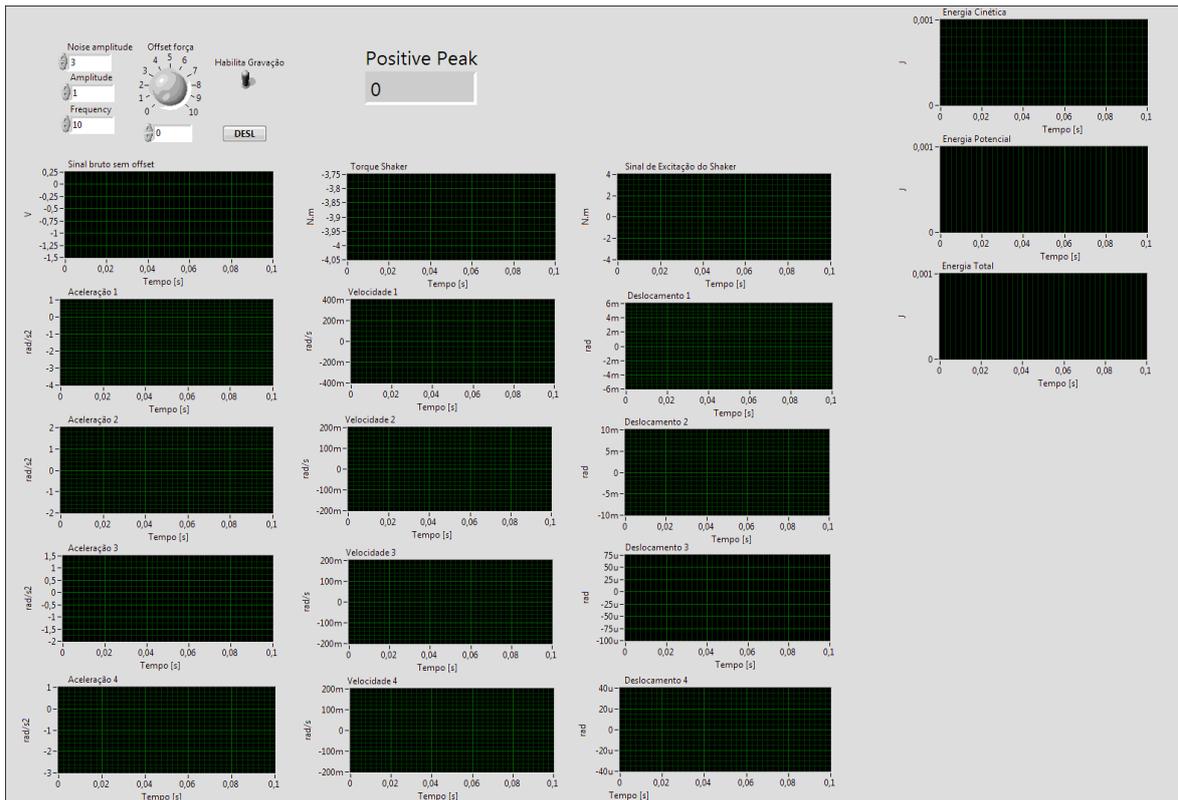


Figura 6.9- Vista do painel frontal do programa desenvolvido

O diagrama de blocos, que é a linguagem de programação que originou o programa de aquisição e controle, foi desenvolvido utilizando dois integradores para cada canal de aquisição.

A integração é necessária, pois o sensor (acelerômetro) monitora uma tensão proporcional à aceleração. Como é necessário o uso dos dados de velocidade e deslocamento para o cômputo da energia total, faz-se indispensável uma simples e uma dupla integração. A Figura 6.10 exibe o programa desenvolvido.

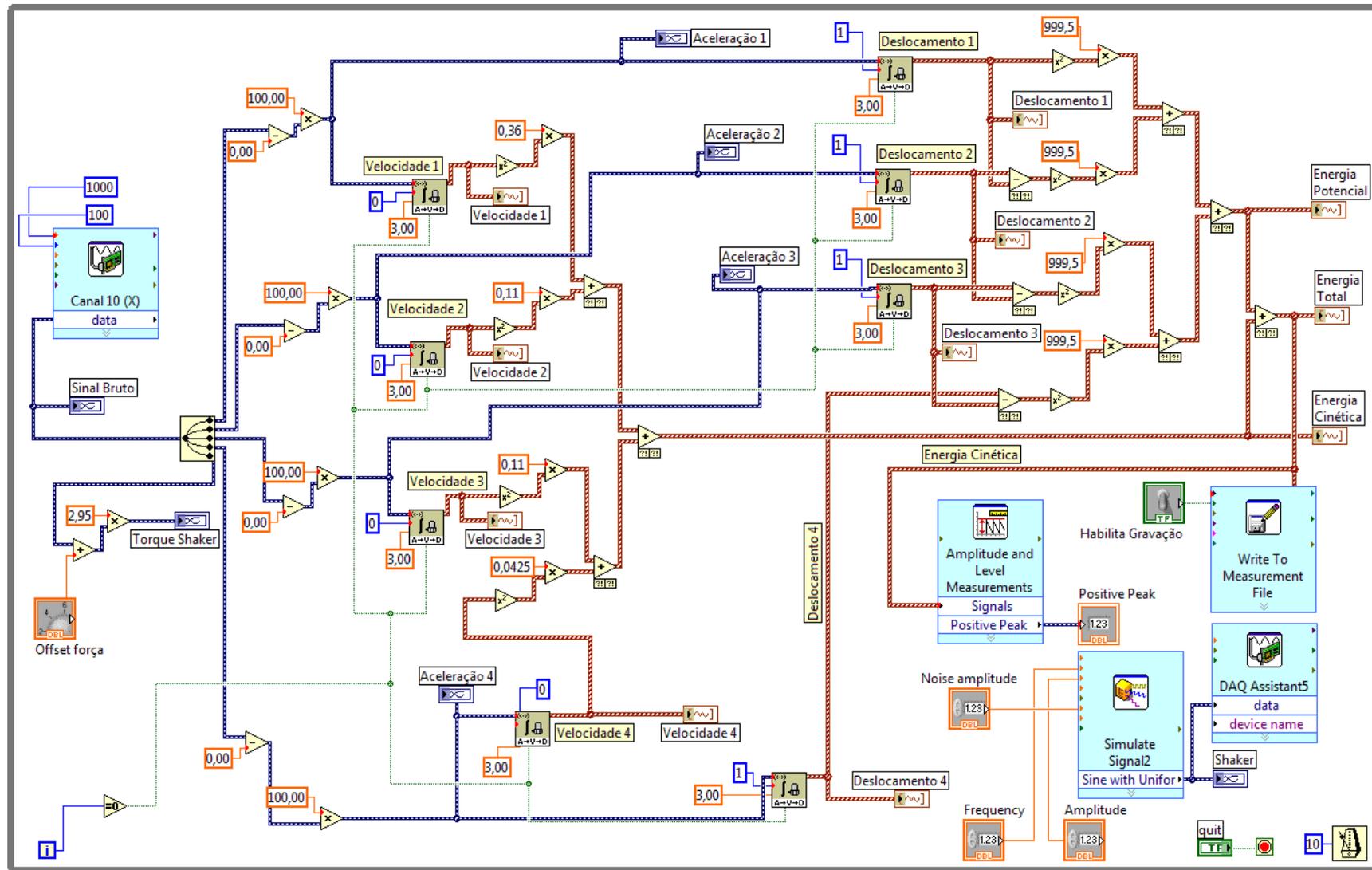


Figura 6.10- Diagrama de blocos do programa de aquisição e controle

6.2.3 - Sensores (acelerômetros)

Os acelerômetros selecionados são de fabricação da Freescale Semiconductor, modelo MMA7361L. O acelerômetro é um Sistema Microeletromecânico (MEMS), de princípio capacitivo, de três eixos. As duas faixas selecionáveis de medição do sensor são de $\pm 1,5$ g ou ± 6 g. O acelerômetro tem três saídas em tensão, que são proporcionais às acelerações nos eixos correspondentes. A tensão de saída está sobreposta a uma tensão contínua de aproximadamente 1,65 V.

O dispositivo conta com um regulador de tensão e a tensão de alimentação pode variar de 2,2 V à 16 V. Assim, os quatro acelerômetros são alimentados por uma bateria de 9 V. A Figura 6.11 apresenta o acelerômetro que foi selecionado para a execução do modelo experimental.

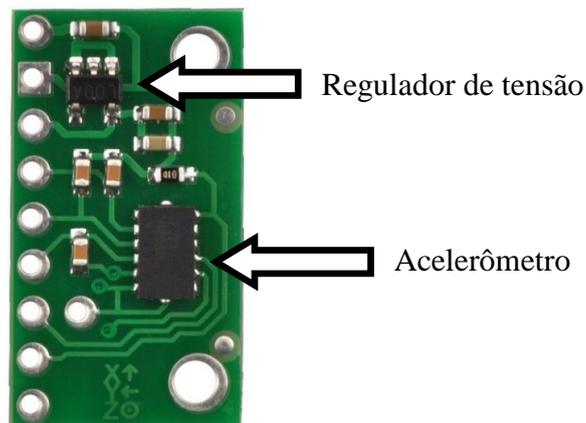


Figura 6.11- Acelerômetro selecionado para a execução do projeto

6.2.4 - Transdutor de força

Para verificação do momento que, de fato, foi aplicado pelo excitador dinâmico, foi montado um transdutor de força, de fabricação da Brüel & Kjær, modelo 8200, entre o *shaker* e a haste que excita a estrutura.

A célula de carga selecionada pode ser empregada na medição de forças de tração de até 1000 N e de compressão de até 5000 N, e tem saída em carga (apresenta uma variação de capacitância em função da força aplicada a ele). A Figura 6.12 mostra o transdutor de força utilizado.



Figura 6.12- Célula de carga utilizada nos experimentos

6.2.5 - Pré-amplificador

Como o transdutor de força utilizado apresenta saída em carga, e a placa de aquisição tem suas entradas projetadas para leitura de sinais em tensão, é indispensável o uso de um pré-amplificador de sinais.

O pré-amplificador é responsável pela conversão do sinal em carga para sinal em tensão, além de proporcionar uma amplificação no sinal mediante a aplicação de um ganho ajustável. O pré-amplificador disponível para uso é de fabricação da Brüel & Kjær, modelo 2635, e está ilustrado na Figura 6.13.



Figura 6.13- Pré-amplificador utilizado nos experimentos

7 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Empregando a montagem experimental apresentada no capítulo anterior, e com a instrumentação descrita, foram medidos os desempenhos do sistema de controle para condições de excitação harmônicas e aleatórias.

As energias finais máximas experimentais obtidas foram determinadas pela realização de uma série de seis medidas para cada ponto traçado nos gráficos. A partir da série com os dados, foi extraída a média e o valor médio foi apresentado.

Uma análise de incertezas da cadeia de medição, que leva em conta a quantidade de leituras realizadas, está detalhada no Apêndice A, ao final do trabalho.

Foram realizados experimentos com excitação harmônica e com excitação aleatória, e foi avaliada a coerência entre os resultados simulados e os resultados experimentais obtidos.

As curvas apresentadas neste capítulo foram traçadas junto aos resultados das simulações numéricas correspondentes. Com isso, é possível verificar a coerência entre os resultados obtidos por simulação e aqueles obtidos experimentalmente. As linhas cheias representam os resultados simulados e as linhas tracejadas representam os resultados experimentais. As cores das linhas diferenciam os casos abordados.

7.1 - RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Visando avaliar as estratégias de controle propostas, para uso em estruturas sujeitas a excitação harmônica, o comportamento da estrutura sem controlador deve ser avaliado experimentalmente, para efeito de comparação.

7.1.1 - Estrutura de referência (sem controlador)

Os resultados experimentais obtidos para a estrutura sem controle (engastado-livre e engastado-engastado), quando excitada harmonicamente no ponto três, com amplitude de 3 Nm, estão ilustrados na Figura 7.1.

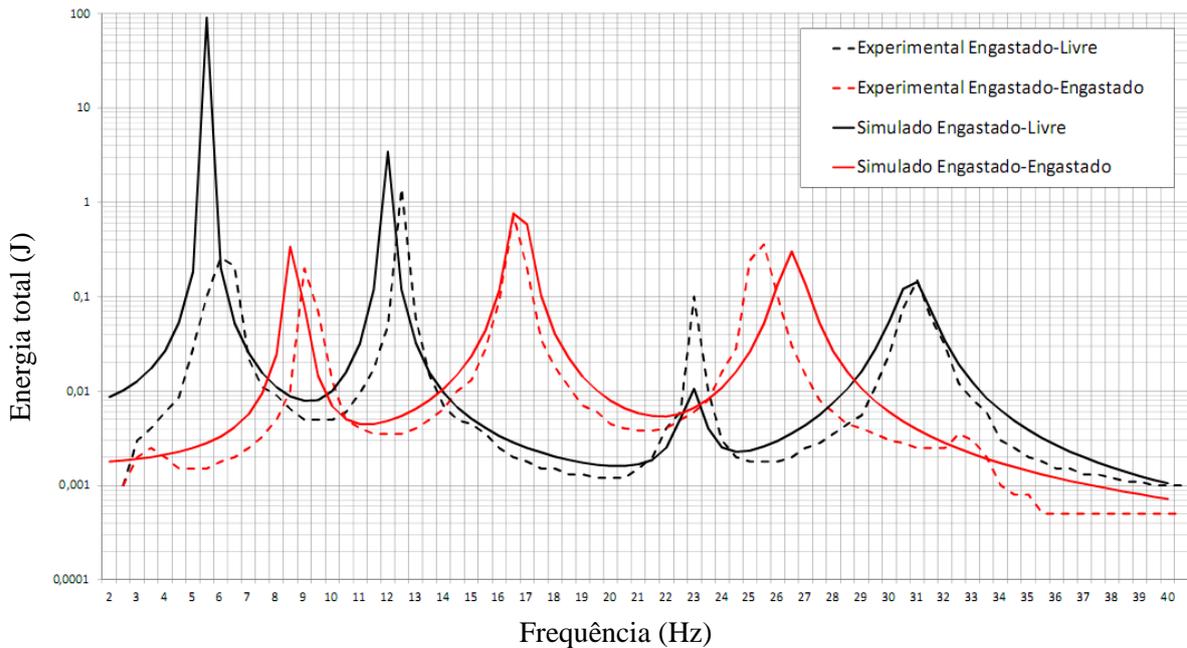


Figura 7.1 – Energia total para a estrutura sem controle

O primeiro pico de ressonância obtido experimentalmente, representado pela linha tracejada preta, foi bem menor que o simulado. Tal dispersão pode ser atribuída ao fato do excitador dinâmico não reproduzir com fidelidade sinais de baixa frequência (até 5 Hz), em especial se considerados sinais de grande amplitude. Próximo a esse valor, há um decaimento no seu desempenho, por serem atingidos os limites de deslocamento, velocidade ou aceleração do excitador. Isto acarretou em uma energia mais baixa para o resultado experimental, em comparação ao resultado numérico, obtido para a mesma situação.

As demais diferenças, na amplitude do terceiro pico do caso engastado-livre e na frequência do terceiro pico do caso engastado-engastado, se deram devido, provavelmente, a não ter sido utilizado um método preciso para identificação dos parâmetros concentrados

do modelo experimental, em particular do amortecimento. Sendo assim, o modelo numérico apresentou uma pequena divergência em relação ao modelo experimental.

7.1.2 - Estrutura controlada por momento de controle constante

O momento ótimo, para a estrutura controlada por momento de controle constante, foi determinado através da aplicação do método estocástico proposto, conforme mostra a Figura 5.5. O momento de controle constante ótimo, de 3 Nm, foi aplicado à estrutura e a resposta à aplicação desse controlador foi obtida experimentalmente. Visando avaliar o comportamento da estrutura quando controlada por momentos em torno do ótimo, as respostas para o uso de controladores de momento constante de 2 Nm e 6 Nm também foram avaliadas. A energia total para a estrutura sem controlador (engastado-livre e engastado-engastado) foi traçada em conjunto com as respostas para o sistema com controlador. A Figura 7.2 exhibe os resultados.

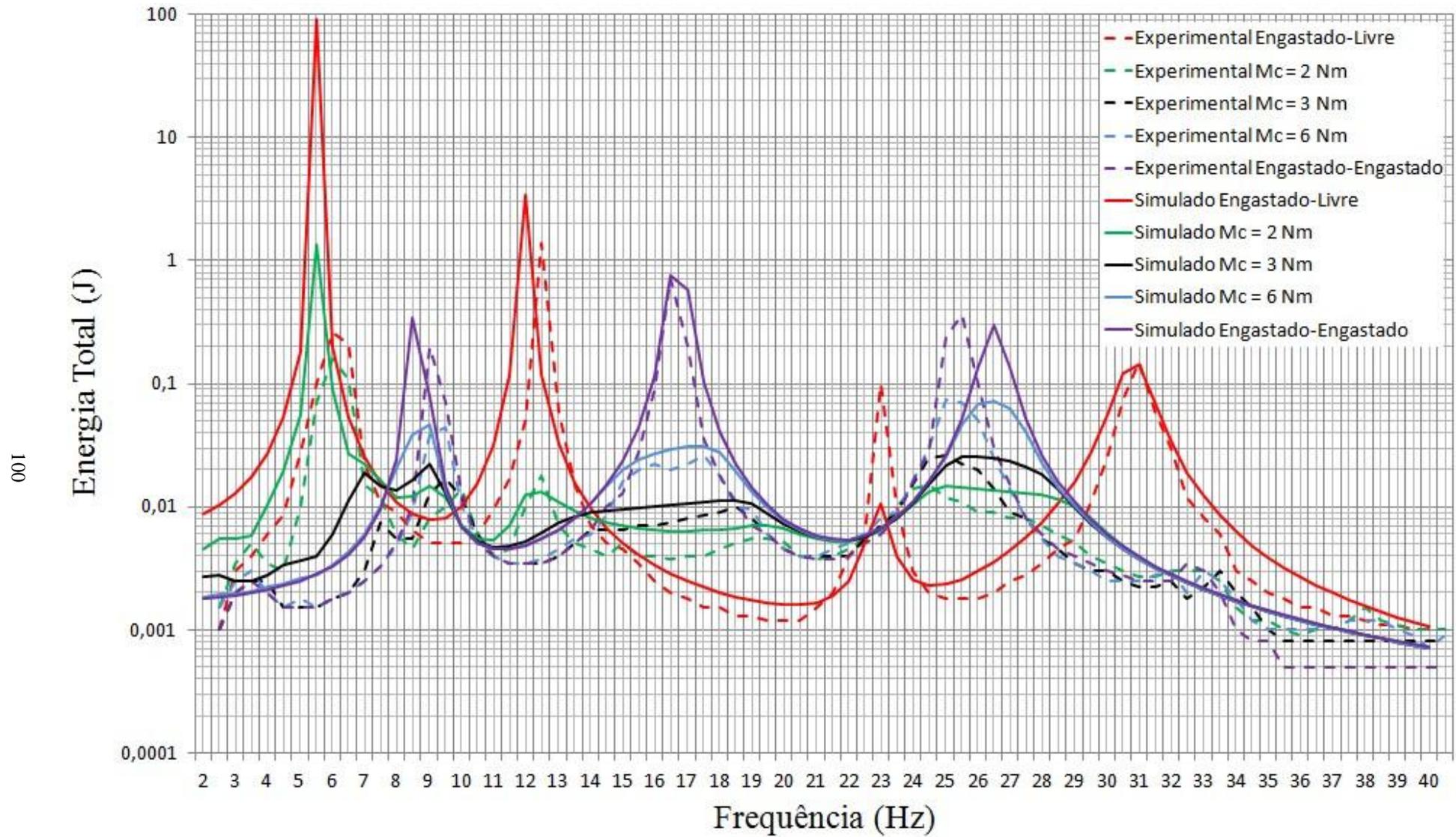


Figura 7.2- Energia total em função do momento de controle

Dentre essas curvas, há uma que se apresenta como a curva que resulta na menor energia total máxima da estrutura, indicada pela linha preta. Esta condição mostra a energia da estrutura com controlador de momento constante de 3 Nm, que resulta na menor energia total máxima. A Figura 7.3 ilustra a energia total, simulada e experimental, para o caso sem controle e para momento de controle constante de 3 Nm.

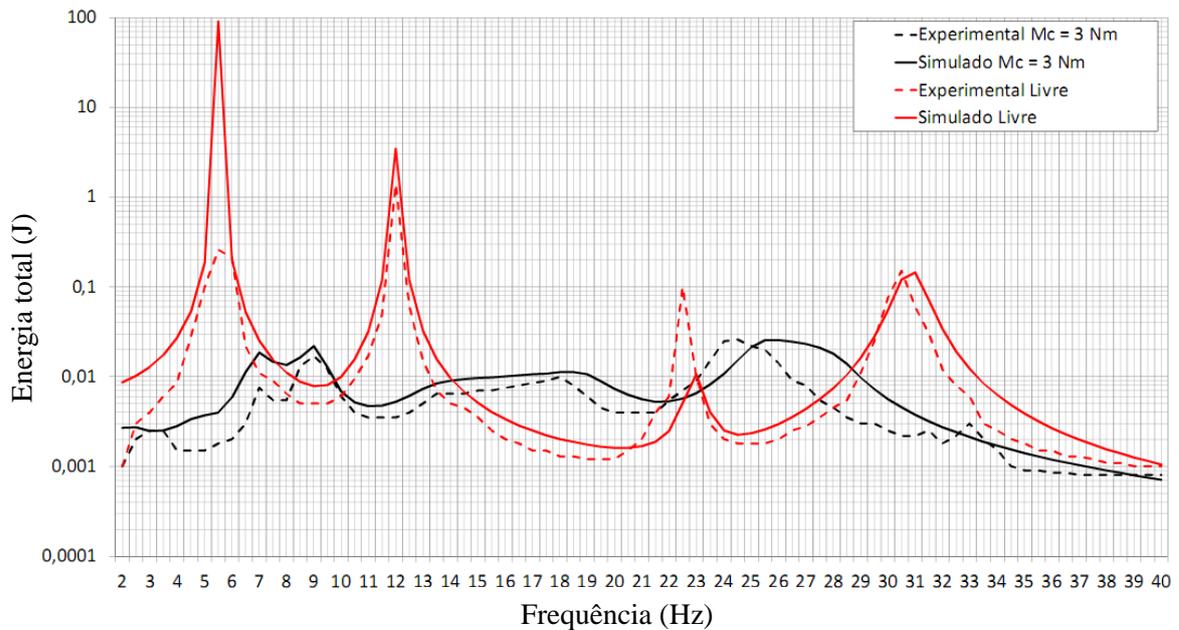


Figura 7.3- Energia máxima para a estrutura com o controlador de momento constante ótimo e para o sistema sem controle

Percebe-se, com esta estratégia de controle, que é possível obter um controlador muito simples mecanicamente, e que apresenta consumo de energia muito baixo, ou mesmo nulo.

7.1.3 - Estrutura controlada por momento Liga-desliga (*Bang-bang*)

Neste caso, o controlador bloqueia ou libera a extremidade inferior da estrutura, dependendo da frequência de excitação. Isto provoca uma alteração na rigidez que permite obter um nível mais baixo de energia, ou seja, um controlador mais eficiente em relação ao controlador de momento constante. Esta abordagem equivale a alternar, convenientemente em função da frequência, os resultados para a estrutura “engastada-engastada” e “engastada-livre”.

A energia total obtida por simulação e a energia total obtida experimentalmente, para o controlador Liga-desliga (*Bang-bang*) e para a estrutura sem controle, estão exibidas na Figura 7.4.

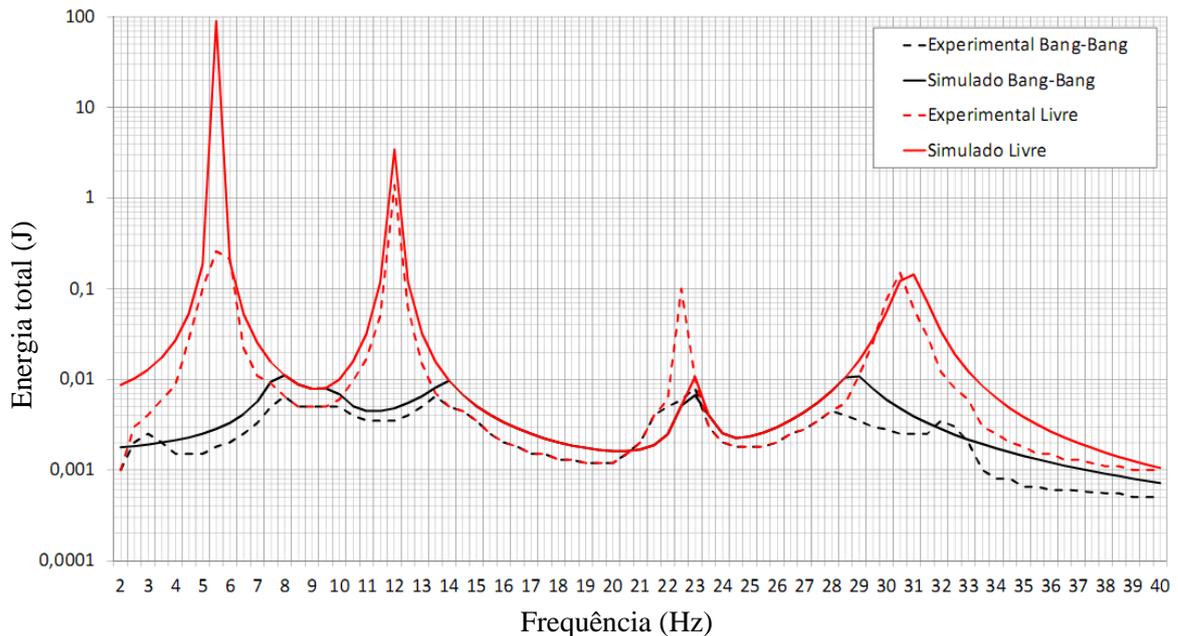


Figura 7.4- Energia máxima para a estrutura com o controlador Liga-desliga e para o sistema sem controle

Verifica-se, pela boa concordância entre as linhas contínuas e as tracejadas, para um mesmo caso, a coerência entre os resultados obtidos por simulação e os obtidos experimentalmente.

Pode-se perceber, comparando a Figura 7.3 à Figura 7.4, que o controlador Liga-desliga evidencia desempenho um pouco melhor que o de momento de controle constante.

7.1.4 - Estrutura controlada por momento de controle variável

O uso do controlador de momento variável consiste em aplicar um momento de controle que pode variar de zero ao valor de bloqueio do ponto quatro da estrutura. A Figura 7.5 traz a energia total para o controlador variável e para a estrutura sem controle, tanto para as simulações, como para os experimentos.

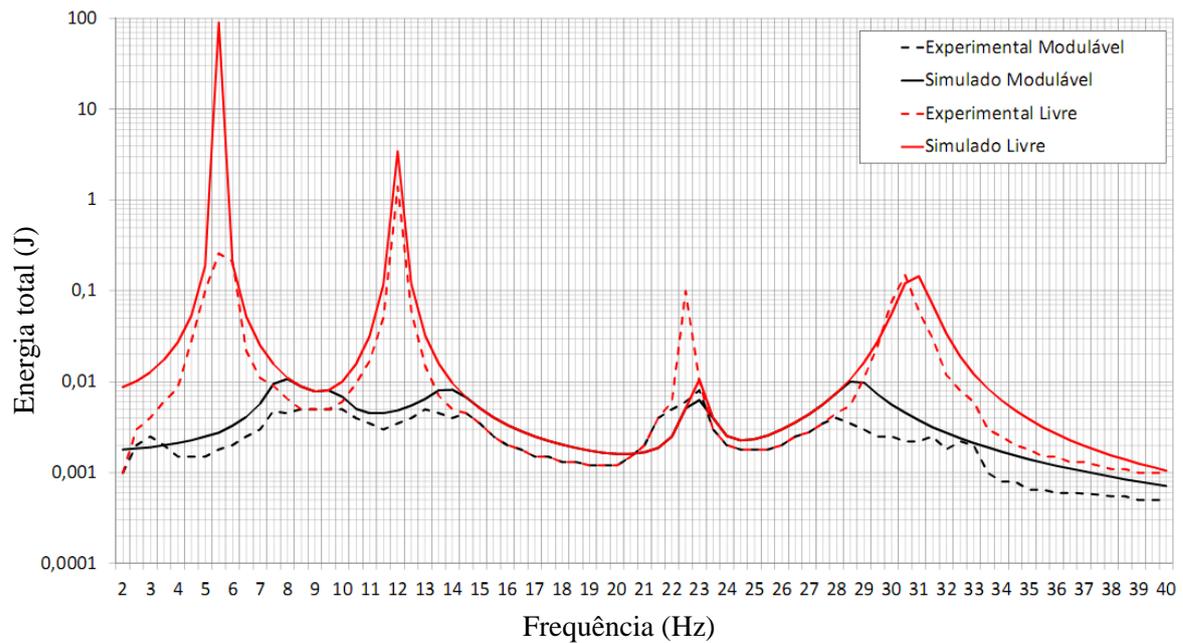


Figura 7.5- Comparativo entre os resultados para o controlador de momento variável e para o sistema sem controle

Percebe-se, pela comparação da Figura 7.4 com a Figura 7.5, que os resultados obtidos com o controlador de momento variável foram muito parecidos com os resultados obtidos com o controlador Liga-desliga. Isto poderia levar a não haver vantagens, no caso em questão, em aplicá-lo em função do maior custo.

Porém, em outros casos, para outras estruturas, e sob diferentes condições de excitação, essa diferença nos resultados obtidos com a aplicação do controlador Liga-desliga e com o controlador de momento variável (modulável) pode ser maior.

7.1.5 - Comparação entre os controladores

As energias totais obtidas, por simulação e experimentalmente, para os três casos excitados harmonicamente (controlador de momento constante, *Bang-bang* e de momento variável), foram traçadas em uma mesma figura. Isto visa facilitar a comparação entre os controladores propostos, quando aplicados a estruturas sujeitas a vibrações harmônicas. A Figura 7.6 exhibe as energias para a estrutura sem controle e para o sistema com a aplicação dos controladores citados.

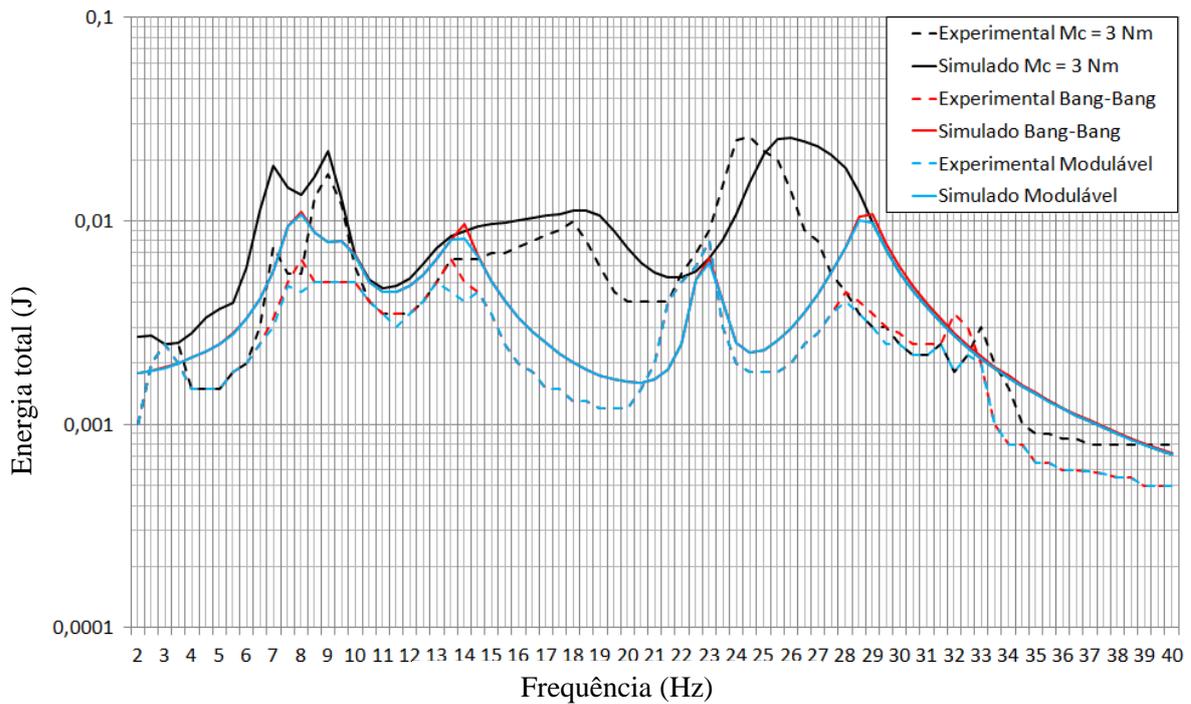


Figura 7.6- Comparativo entre as energias máximas, simuladas e experimentais, com e sem controle, incluindo as três estratégias de controle aplicadas

Uma coincidência entre os resultados evidenciados para os casos *Bang-bang* e de Momento Variável pode ser verificada, havendo apenas uma pequena diferença entre as curvas em azul e as curvas em vermelho, indicando vantagem para o controlador de momento variável (modulável).

Por meio da análise dos resultados demonstrados na Figura 7.6, pode-se notar a coerência entre os resultados obtidos por simulação e os obtidos experimentalmente. Esta coerência é demonstrada pela boa aproximação entre as curvas contínuas e as tracejadas.

7.2 - RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA

As energias máximas da estrutura foram obtidas considerando amostras da resposta do controle ao longo de dez segundos. Utilizando estas amostras com as energias totais, os valores máximos foram extraídos e os controladores dos Casos 1, 2 e 3 foram avaliados.

7.2.1 - Estrutura controlada por momento constante (Caso 1)

Os resultados experimentais obtidos para a energia na estrutura controlada por momento constante, quando excitada por ruído branco, estão indicados na Figura 7.7. Enquanto a fonte de excitação aleatória atua com densidade espectral de potência (PSD) variando de $0,001 \text{ W/rad.s}^{-1}$ a $0,1 \text{ W/rad.s}^{-1}$, o momento constante varia de 0 Nm a 10 Nm. A partir de uma série de seis medidas, para cada ponto experimental apresentado no gráfico, foi extraída a média e o valor médio foi apresentado em linha tracejada. O correspondente resultado para a simulação numérica é apresentado em linha cheia.

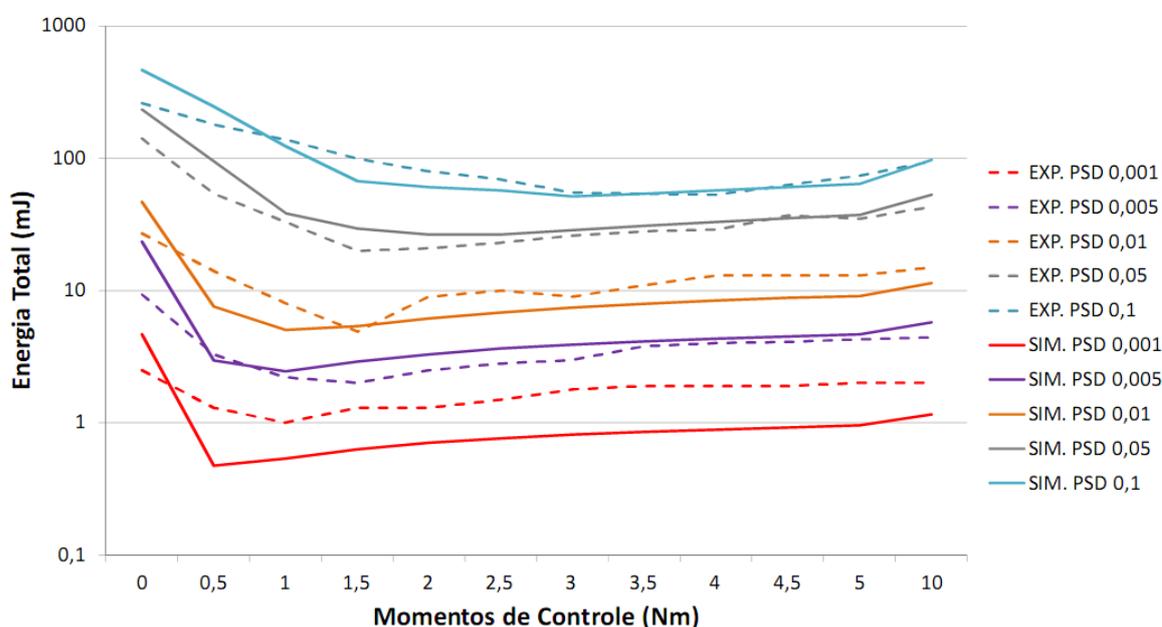


Figura 7.7 – Energia total para a estrutura excitada por ruído branco

Conforme é possível verificar, por meio dos resultados simulados e experimentais obtidos, ao aumentar a densidade espectral de potência da excitação, o momento de controle constante ótimo também aumenta.

Além disso, é possível verificar a boa coerência entre os resultados numéricos e os experimentais por meio da proximidade entre as linhas contínuas (resultados numéricos) e as tracejadas (resultados experimentais), quando consideradas as mesmas condições, ou seja, para curvas de uma mesma cor.

Vale salientar que o método tem aplicação para qualquer sistema sujeito a excitação aleatória, desde que se otimize novamente para cada caso e condição de excitação. Isto é possível já que o método de otimização se vale das características da estrutura e da excitação para chegar ao momento de controle ótimo, determinado caso a caso.

7.2.2 - Estrutura controlada por momento de controle dependente da velocidade (Caso 3)

Neste caso, a estrutura foi excitada aleatoriamente, com densidade espectral de potência de $0,1 \text{ W/rad.s}^{-1}$. A energia total experimental da estrutura para o Caso 3 (ver 5.2.3.2), quando controlada pelo momento de controle modelado pela Equação 5.6, conduz a uma energia máxima de, aproximadamente, 44 mJ. A resposta experimental obtida para a estrutura está registrada na Figura 7.8.

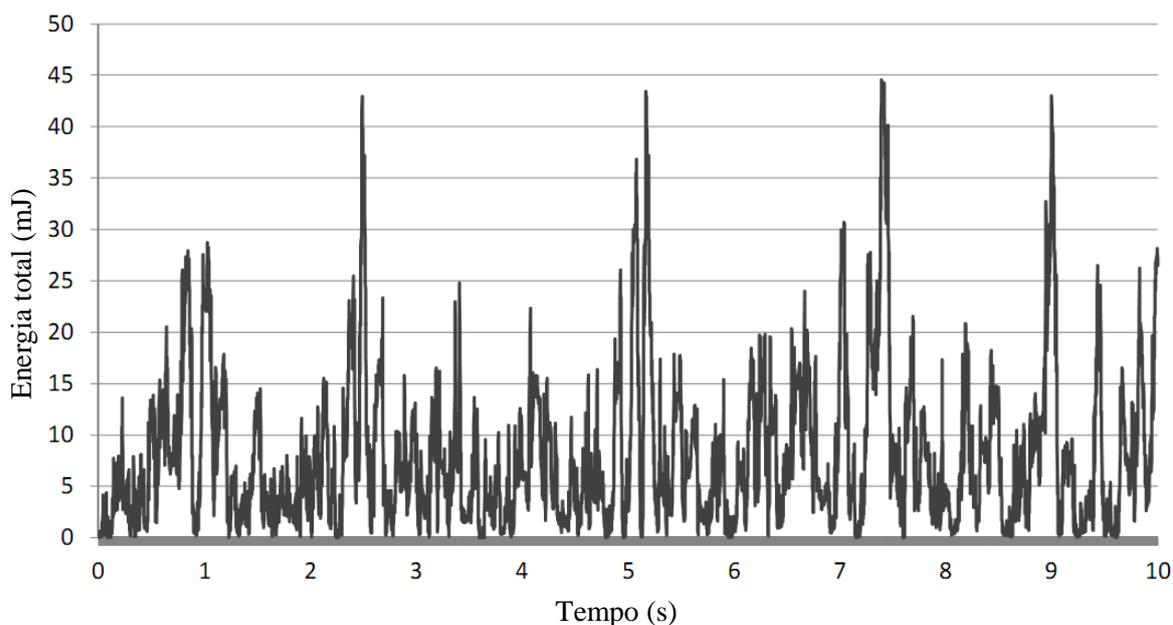


Figura 7.8 – Energia total para a estrutura controlada do Caso 3

Com os resultados obtidos foi possível constatar que, devido às incertezas envolvidas na cadeia de medição e controle, a comparação experimental entre os Casos 2, 3 e 4 aponta resultados idênticos, dentro da margem de confiança do experimento. Este resultado é específico para este caso, já que a diferença obtida na energia total é da mesma ordem de grandeza das incertezas envolvidas na cadeia de medição, descritas no Apêndice A. Em diferentes estruturas pode-se ter diferentes estratégias (casos) mais relevantes.

8 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

O trabalho desenvolvido permite avaliar e simular o comportamento dinâmico de um sistema sujeito à vibração torcional, modelado por quatro graus de liberdade, quando sujeito a uma ação de controle proporcionada por um freio eletromagnético.

Foi desenvolvida uma estratégia de controle baseada na otimização de coeficientes para um momento de controle modelado por um polinômio de ordem três que representa o momento de controle, que pode ser função da velocidade e/ou do deslocamento angular.

Uma bancada experimental foi montada, instrumentada e testada de forma a validar os resultados obtidos nas simulações numéricas. As simulações foram realizadas recorrendo a parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento característicos da bancada, descrita no Capítulo 6.

Considerando-se a flexibilidade de se atuar no controle por meio do freio eletromagnético, que possibilita, com facilidade, a aplicação de momentos de controle não lineares, este trabalho teve como uma das suas finalidades avaliar a vantagem de se adotar um controlador não linear, de forma a explorar toda a potencialidade do controlador semiativo.

Para tanto, a estrutura foi testada quando submetida a excitações torcionais harmônicas e aleatórias e a diferentes estratégias de controle, descritas de forma paramétrica, conforme os diversos casos abordados.

8.1 - ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Para excitações harmônicas, foi desenvolvida uma técnica para a utilização de três controladores semiativos por atrito seco diferentes: o de momento constante, o Liga-desliga (*Bang-bang*) e o de momento variável.

De acordo com o verificado nas repostas obtidas nos casos submetidos à excitação harmônica, os seguintes pontos merecem destaque:

- A aplicação do controlador de força constante se mostrou eficiente no controle de vibrações em sistemas sujeitos à excitação harmônica. Esta estratégia é muito simples de ser implementada, já que dispensa a monitoração do sistema, isto é, um controle em malha aberta. É o controle de mais baixo custo.
- O controlador *Bang-bang* mostrou melhor desempenho que o de momento constante, e também têm custo baixo de investimento inicial e de operação. Neste caso, é necessário monitorar a frequência de excitação para realimentar o sistema de controle.
- A aplicação dos controladores de momento variável tem o custo mais elevado e não se mostrou vantajosa para as condições ensaiadas, visto que as energias totais máximas, se comparada à aplicação do controlador *Bang-bang*, mostraram-se muito próximas. Devido a não-linearidade do controle, este depende da frequência e da amplitude da excitação harmônica aplicada. Portanto, para a aplicação deste controlador, é preciso monitorar e aplicar um momento variável à estrutura, o que aumenta o custo do sistema de controle.
- Para a situação específica estudada, o ganho com a utilização do controlador de momento variável foi pequeno, em relação ao controlador *Bang-bang*. Porém, em outras estruturas, mediante diferentes condições de excitação e controle, a vantagem em se aplicar o momento variável pode ser ampliada.
- O critério adotado para a minimização leva em conta, exclusivamente, a energia total máxima. Não foram consideradas outras funções objetivo, como o tempo de resposta do controlador. Experimentos mostraram que a aplicação de controladores de alta ordem é vantajosa do ponto de vista do tempo de resposta do controlador, chegando a alcançar o Regime Permanente em cerca de metade ou um terço do tempo, em relação ao controlador clássico. Estes resultados não foram incorporados à tese por não ser objetivo deste trabalho.

8.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO ALEATÓRIA

Os resultados obtidos permitem a comparação entre o controle semiativo não linear e o controle clássico passivo, no qual o momento de controle é proporcional à velocidade

angular. Os resultados alcançados indicam, como esperado, que, quando o controle é realizado por uma classe de função mais geral (a solução proporcional é um caso particular onde o polinômio mencionado restringe-se ao primeiro grau), a otimização resulta em uma energia total menor.

No que tange às respostas obtidas nos casos submetidos à excitação aleatória, os seguintes pontos merecem ser destacados:

- Na condição de excitação aleatória, tem-se uma situação menos exigente do ponto de vista das restrições de aplicação, se comparado ao caso harmônico, visto que o momento de controle depende apenas da densidade espectral de potência da excitação, e não da frequência.
- Para os casos em que a estrutura está sujeita à excitação aleatória, o controlador apresentou bons resultados quando comparados a controladores passivos convencionais, tornando-se uma linha promissora para a continuidade dos estudos.
- Com a utilização da estratégia de controle abordada no Caso 4, modelada pela Equação 5.7, a energia total máxima da estrutura foi reduzida em torno de 3%, se comparado ao controlador proporcional clássico.

A Figura 8.1 exibe a energia total máxima obtida com a aplicação das estratégias de controle propostas, quando uma excitação aleatória de densidade espectral de potência de $0,1 \text{ W/rad.s}^{-1}$ é aplicada. A referida figura apresenta os resultados obtidos para diferentes estratégias de controle, comparando os controladores propostos com a estrutura sem controle.

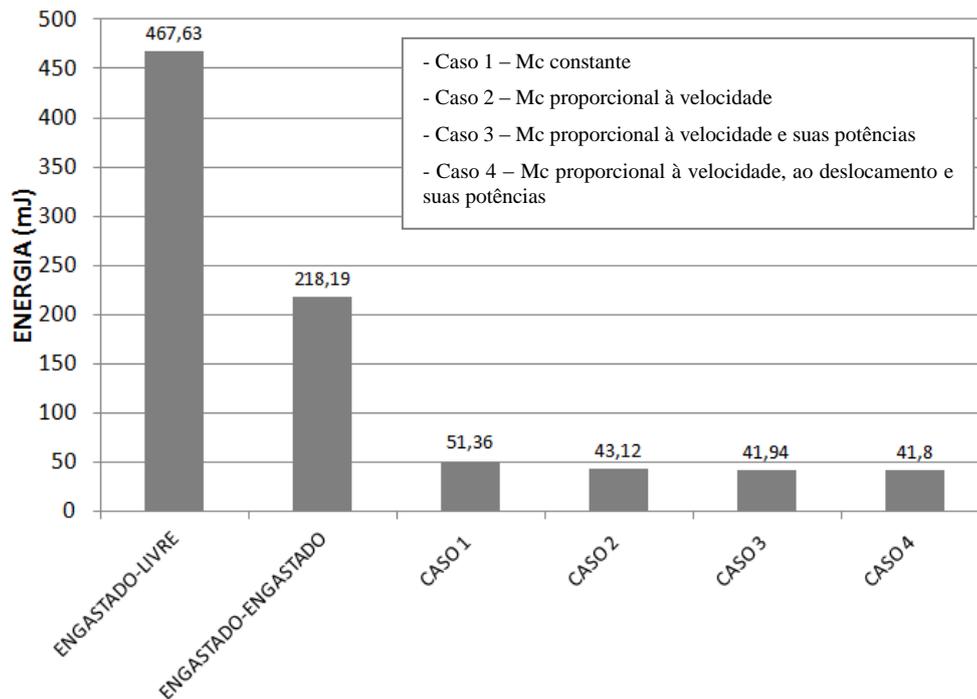


Figura 8.1 – Comparação entre a energia total na estrutura excitada aleatoriamente para os casos propostos e para o sistema sem controle

Comparando os resultados alcançados para os controladores propostos, e considerando apenas os casos onde a estrutura está sendo controlada, a Figura 8.2 ilustra a energia total obtida nos Casos 1, 2, 3 e 4.

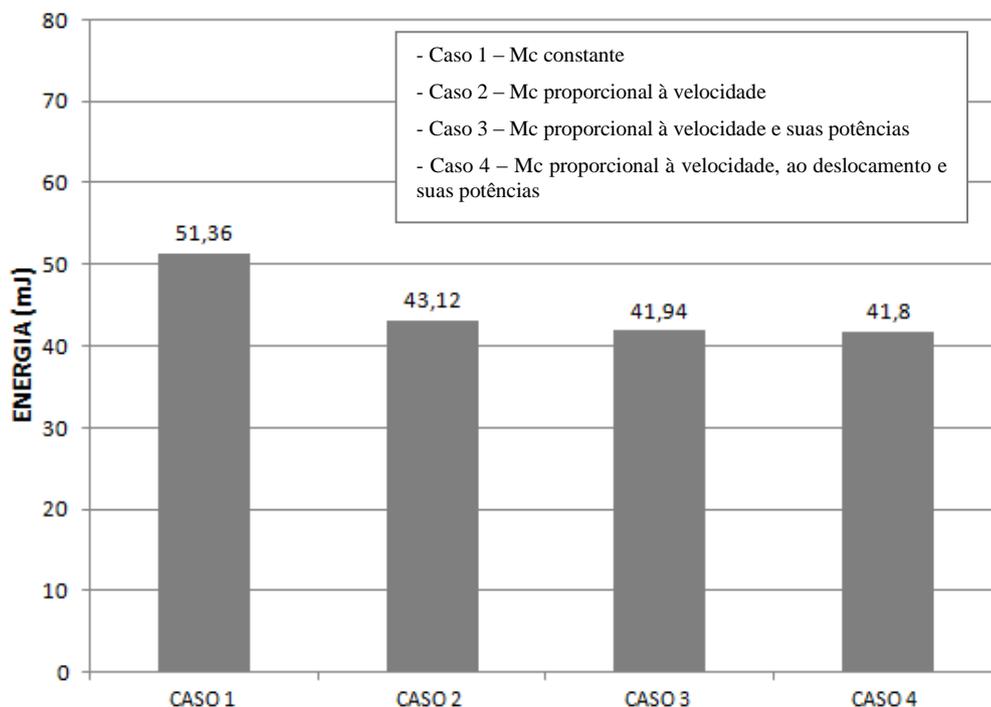


Figura 8.2 – Comparação entre a energia total na estrutura, excitada aleatoriamente, para as estratégias de controle propostas

Os resultados descritos acima são específicos para a estrutura experimental desenvolvida. O caso alternativo testado no item 5.3, simulado numericamente, resultou em outros níveis de energia máxima, conforme mostrado na Tabela 5.4. A Figura 8.3 mostra o comparativo entre os resultados obtidos com a aplicação das estratégias de controle propostas, para o segundo caso testado, em uma estrutura mais esbelta.

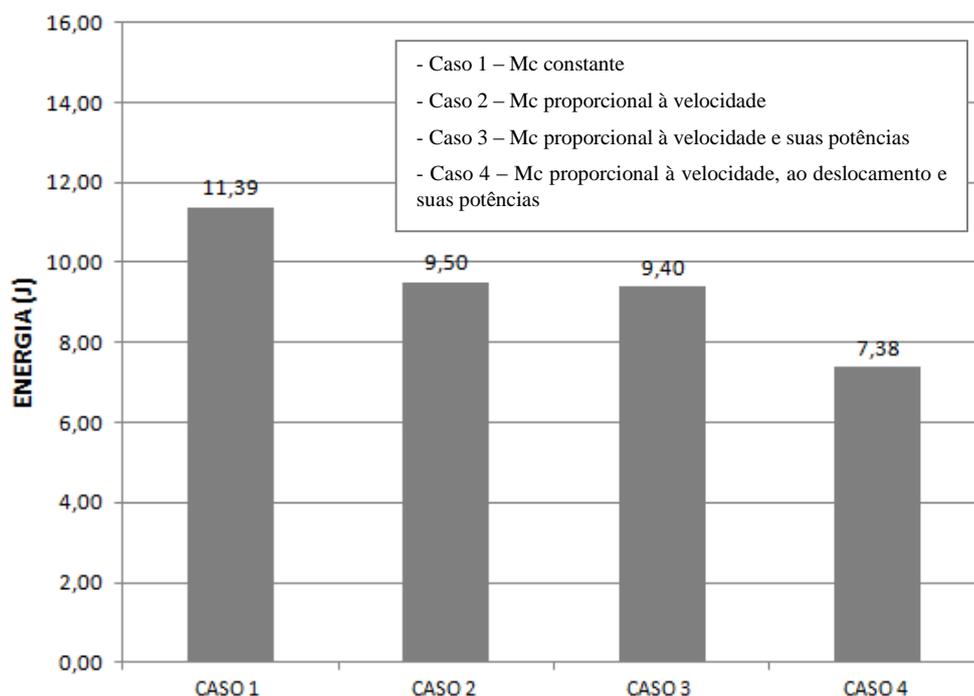


Figura 8.3 – Comparação do controle para a segunda estrutura simulada

No caso sujeito a excitação aleatória que foi testado em uma estrutura mais esbelta, os resultados se mostraram mais promissores, sendo que a aplicação do momento de controle do Caso 4 levou a uma energia total máxima em torno de 22,3% menor, se comparada ao controlador proporcional clássico.

Para se trabalhar com várias amplitudes de excitação, cada amplitude desejada pode ser avaliada e ter seus respectivos coeficientes do momento de controle armazenados. Assim, realizando a medição da amplitude da excitação durante o funcionamento do controlador, pode-se alterar a equação do momento de controle ótimo, utilizando os coeficientes armazenados.

9 - CONCLUSÕES

Com a realização do trabalho, foi possível determinar controladores mais eficientes que os passivos convencionais, e de baixo consumo de energia.

Foi resolvido um problema de otimização paramétrica, que consistiu em identificar quais os coeficientes que melhor modelam um momento de controle não linear, e que levam uma estrutura a um nível mínimo de energia total, quando sujeita a determinada condição de excitação. Para tanto, um método de otimização estocástica, combinando Cadeias de Markov e o Método de Monte Carlo, foi implementado. O método apresentou, como resultado, a combinação ótima de parâmetros que minimiza a energia total do sistema vibrante para determinadas condições estabelecidas, quando em regime permanente.

Quanto ao método de otimização estocástica, os resultados experimentais comprovaram a sua eficiência, visto a aderência que se evidenciou entre o modelo numérico e o experimental.

Para a excitação aleatória, nas condições citadas nos procedimentos experimentais, a aplicação dos controladores semiativos se mostrou vantajosa, representando, no caso tratado experimentalmente, uma redução na energia máxima na ordem de 3%, se comparado ao controlador clássico passivo.

Conforme simulação numérica em uma estrutura menos rígida, assunto discutido no item 5.3, aplicando a mesma lógica de controle estocástico em uma estrutura excitada por fonte aleatória, os resultados se mostraram mais promissores. Nesta situação houve uma diminuição na energia máxima em relação ao controlador proporcional na ordem de 22,3%, mas ainda sem confirmação experimental.

Isso mostra que o controlador é mais eficiente quando os deslocamentos envolvidos são maiores, já que os termos de ordem mais elevada utilizados no modelo do momento não têm muita influência para velocidades e deslocamentos baixos.

Seguindo essa linha de pensamento, a utilização, em trabalhos futuros, de expoentes menores que a unidade para o polinômio que modela o momento de controle, pode levar a bons resultados. O expoente meio, por exemplo, pode ser uma boa opção para teste.

Outro resultado interessante, verificado nos casos sujeitos a excitação aleatória (descritos nos itens 5.2 e 7.2), foi que o controle semiativo em que o momento de controle é constante apresentou uma eficiência ligeiramente inferior ao controle proporcional, mesmo sendo muito mais fácil de ser implementado que este último. Se comparado ao sistema sem controle, o resultado de momento constante evidencia uma energia máxima que representa apenas 10,98 % da energia obtida no caso sem controle (engastado-livre), enquanto o controlador proporcional (Caso 2) levou a 9,22% da energia obtida no mesmo caso sem controle.

Uma das vantagens apresentadas com a utilização do controlador proposto é a possibilidade de monitorar e realizar o controle em apenas um grau de liberdade, mas atuar minimizando a energia da estrutura em seu todo. Isto é possível, pois, o método estocástico considera no modelo numérico a energia dos múltiplos graus de liberdade do modelo físico da estrutura, quando da determinação dos coeficientes do momento de controle (*off-line*), embora utilize a realimentação em apenas um grau de liberdade quando em operação (*on-line*).

Como vantagem do método desenvolvido, a estratégia de controle pode ser facilmente adaptada a situações diversas, já que, com pequenas modificações no modelo do Simulink[®], pode-se valer de múltiplos atuadores, sensores ou excitadores.

A flexibilidade que se buscou, durante a etapa de projeto experimental, resultou em uma bancada desenvolvida na qual é possível modificar, facilmente, a distância entre os volantes, o momento de inércia destes, e até mesmo o material ou dimensões do eixo, para se obter novas características dos sistemas a serem estudados (rigidezes, inércias e amortecimentos).

Como sugestão para trabalhos futuros, podem-se utilizar diferentes padrões de carregamentos de excitação, buscando representar condições normais de utilização de estruturas de grande porte. Trabalhos tais como os de Willford e Young (2006), Gomes

(2006), Naeim (1991) e Li et al. (2012) trazem dados sobre as características de excitação ocasionadas por pessoas transitando sobre estruturas e sobre cargas de vento. Existem, também, diversos padrões de excitação que representam terremotos, amplamente publicados na literatura. Esses trabalhos podem sugerir padrões de carregamento para os quais seria interessante avaliar o desempenho do controlador ora proposto.

A utilização, em trabalhos futuros, de expoentes menores que a unidade para o polinômio que modela o momento de controle, ou mesmo a utilização de outras classes e graus de funções, pode levar a bons resultados.

Valendo-se da flexibilidade de aplicação da bancada, pode-se, ainda, testar o melhor posicionamento para atuadores, bem como a influência da sua quantidade, ou mesmo a utilização de outros métodos de otimização.

Como sugestão em trabalhos futuros, pode-se substituir o ponto de engaste, nos modelos do Simulink[®], por uma rigidez muito grande. Tal aproximação pode levar o modelo numérico a uma melhor aderência em relação ao modelo experimental, visto que uma condição de engastamento puro (ideal) não pode ser realizada experimentalmente.

Um aspecto que pode ser melhorado na monitoração da bancada é a utilização de sensores de velocidade ou deslocamento (sensores de proximidade), no lugar dos sensores de aceleração selecionados. A dupla integração, principalmente de sinais de pequena amplitude, mostrou-se pouco adequada, levando a imprecisão no cálculo da velocidade e do deslocamento. Dentre as possibilidades a serem testadas, podem-se citar: os LVDT's (*Linear Variable Differential Transformer*) ou os RVDT's (*Rotary Variable Differential Transformer*), as sondas de proximidade capacitivas, indutivas ou por correntes parasitas (*Eddy Current*), os sensores ópticos e a laser ou os sensores tipo *pick-up* (de velocidade ou de deslocamento).

Alguns aspectos da tese merecem especial atenção, visto que, em conjunto, representam uma nova abordagem para o problema do controle de vibrações semiativo: a utilização de um momento de controle não linear, o desenvolvimento dos Mapas de Energia e a minimização da energia dos quatro graus de liberdade utilizando apenas um sensor e um atuador na malha de controle. Além destes aspectos, destaque-se também a comprovação

experimental do controle torcional semiativo em um sistema com vários graus de liberdade, a abordagem por integração direta (que permite adotar momentos de controle não lineares) e a obtenção da energia mínima por meio da solução de problemas inversos. Por fim, a construção e teste da bancada experimental, que proporciona flexibilidade na utilização em diversas outras configurações, são também objetos de destaque.

REFERÊNCIAS

AGUIRRE, L. A. (Ed.). **Enciclopédia de automática: controle e automação**. 1. ed. São Paulo: Edgar Blucher, 2007.

ANDRIEU, C.; DE FREITAS, N.; DOUCET, A.; JORDAN, M. I. An introduction to MCMC for Machine Learning. **Machine Learning**, Netherlands, n. 50, p. 5-43, 2003.

CARNEIRO, R. B. **Controle semiativo de vibrações em estruturas utilizando amortecedor magnetorreológico**. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-Graduação em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2009. 135 p.

CARVALHO, M. O. M.; GUIMARÃES, M. P. Controle semiativo de vibrações com otimização estocástica. *In: MECOM 2010 – CILAMCE 2010*, 2010, Buenos Aires, Argentina. **Anais...** Argentina, 2010. p. 6707-6726.

CARVALHO, M. O. M.; MOTA, C. A. A. Otimização via Spline em problemas inversos. *In: CILAMCE PROCEEDINGS*, 2009, Armação dos Búzios, CE. **Anais...** Armação dos Búzios, 2009.

CAVALINI JÚNIOR, A. A.; GALAVOTTI, T. V.; MORAIS, T. S.; KOROISHI, E. H.; STEFFEN JÚNIOR, V. Vibration Attenuation in Rotating Machines Using Smart Spring Mechanism. **Mathematical Problems in Engineering**, New York, v. 2011, p. 1–14, 2011. doi:10.1155/2011/340235.

DE CEZARO, A. **Problemas inversos: uma introdução**. Rio de Janeiro: Sociedade Brasileira de Matemática, 2010.

DUKKIPATI, R. V. **Solving vibration analysis problems using Matlab**. Nova Delhi: New Age International Limited Publishers, 2007. ISBN 978-81-224-2427-0.

DUPONT, P.; KASTURI, P.; STOKES, A. Semi-active control of friction dampers. **Journal of Sound and Vibration**, Southampton, v. 202, n. 2, p. 203-218, 1997.

EA TASK FORCE COMMITTEE 2. **Expressão da Incerteza de Medição na Calibração**: Primeira edição brasileira em língua portuguesa do EA-4/02. Tradução: Grupo de trabalho Incerteza de medição (GT-3), da Rede Brasileira de Calibração (RBC/DICLA/INMETRO). Rio de Janeiro: INMETRO, ABNT, SBM, 1999. 34 p. Título original: *EA-4/02 Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration*. ISBN 85-86768-04-9.

GANDHI, F.; ANUSONTI-INTHRA, P. Adaptive Control of Semiactive Variable Stiffness Devices for Narrow-band Disturbance Rejection. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, Thousand Oaks, v. 14, n. 3, p. 191-201, 2003.

GOMES, D. H. M. **Controle da resposta dinâmica de uma passarela de pedestres da cidade de Brasília com a utilização de amortecedores de massa sintonizados**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós Graduação em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília, Brasília. 173 p.

GONÇALVES JÚNIOR, A. A. **Metrologia**: Parte 1. Florianópolis: Labmetro – EMC – UFSC, 2002. 132 p.

GUIMARÃES, M. P. **Aplicação de técnicas de diagnóstico de movimento e de vibrações em um torno de ultraprecisão**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 173 p.

HARARI, S.; RICHARD, C.; GAUDILLER, L. New semi-active multi-modal vibration control using piezoceramic components. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, Thousand Oaks, v. 00, p. 1-12, 2009.

HATCH, M. R. **Vibration simulation using Matlab and Ansys**. Boca Raton: CRC Press, 2000. ISBN 1-58488-205-0.

INMAN, D. J. **Vibration with control**. West Sussex: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 0-470-01051-7.

KARIMI, H. R. et al. Feedback Vibration Control of a Base-Isolated Building with Delayed Measurements Using H_{∞} Techniques. *In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE*, 2010, Baltimore, EUA. **Proceedings...** Baltimore, 2010. p. 750-755.

KARNOPP, D.; CROSBY, M.; HARWOOD, R. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. **ASME Journal of Engineering for Industry**, v. 96, n. 2, p. 619-626, 1974.

KEITHLEY INSTRUMENTS INC. **Low Level Measurements: precision DC Current, Voltage and Resistance Measurements**. 4 ed. Cleveland: Keithley Instruments Inc., 1992. 205 p.

KIUSALAAS, J. **Numerical Methods in Engineering with Matlab**. New York: Cambridge University Press, 2005.

LAX, R. **Analysing the Vibration Controller Closed Loop Chain**. Disponível em: <http://www.mpiuk.co.uk/pdf/vibcontrol_loop_analysis_notes.pdf>. Acesso em: 21 dezembro 2012.

LI, H.; HUO, L. Advances in Structural Control in Civil Engineering in China. **Mathematical Problems in Engineering**, New York, EUA, v. 2010, p. 1-24, 2010.

LI, H. et al. Wind-Induced Vibration Control of Dalian International Trade Mansion by Tuned Liquid Dampers. **Mathematical Problems in Engineering**, New York, EUA, v. 2012. 21 p.

LIMA, R. Q. **Análise de vibrações estocásticas em sistemas mecânicos**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro. 148 p.

LU, L.; CHUNG, L.; LIN, G. A General Method for Semi-active Feedback Control of Variable Friction Dampers. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, Thousand Oaks, v. 15, n. 5, p. 393-412, 2004.

MUANKE, P. B.; MASSON, P.; MICHEAU, P. Determination of normal force for optimal energy dissipation of harmonic disturbance in a semi-active device. **Journal of Sound and Vibration**, v. 311, n. 3-5, p. 633-651. 2008.

MUANKE, P. B.; MICHEAU, P.; MASSON, P. Nonlinear phase shift control of semi-active friction devices for optimal energy dissipation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 320, n. 1-2, p. 16–28. 2009.

NAEIM, F. **Design Practice to Prevent Floor Vibrations**. Los Angeles: Structural Steel Educational Council, 1991.

NITZSCHE, F. et. al. Development of a Maximum Energy Extraction Control for the Smart Spring. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 16, n. 11-12, p. 1057-1066, 2005.

OSPINA, C. S. **Otimização de amortecedores de massa sintonizados, múltiplos e interligados, para controle de vibrações em edifícios altos**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós Graduação em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília, Brasília. 81 p.

POPP, K.; PANNING, L.; SEXTRO, W. Vibration Damping by Friction Forces: Theory and Applications. **Journal of Vibration and Control**, Thousand Oaks, v. 9, n. 3-4, p. 419-448, 2003.

POPP, K.; RUDOLPH, M. Vibration Control to Avoid Stick-Slip Motion. **Journal of Vibration and Control**, Thousand Oaks, v. 10, n. 11, p. 1585-1600, 2004.

TUSSET, A. M. **Controle ótimo aplicado em modelo de suspensão veicular não linear controlada através de amortecedor magneto-reológico**. 2008. Tese (Doutorado em

Engenharia) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 156 p.

UNSAL, M.; NIEZRECKI, C.; CRANE III, C. A New Semi-Active Piezoelectric Based Friction Damper. In: SPIE PROCEEDINGS SERIES, v. 5052, 2003, San Diego. **Proceedings of the SPIE**. San Diego: SPIE, 2003. p. 413-420.

_____. Two Semi-Active Approaches for Vibration Isolation: Piezoelectric Friction Damper and Magnetorheological Damper. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON MECHATRONICS, 1., 2004, Istanbul. **Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics**. Istanbul: IEEE, 2004. p. 60-65.

WACHEL, J. C.; SZENASI, F. R. Analysis of torsional vibrations in rotating machinery. In: TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 22., 1993, College Station. **Proceedings of 22nd Turbomachinery Symposium**. College Station: Turbomachinery Laboratory, 1993. p. 127-151.

WILLFORD, M. R.; YOUNG, P. **A Design Guide for Footfall Induced Vibration of Structures**: a tool for designers to engineer the footfall vibration characteristics of buildings or bridges. Camberley: The Concrete Centre, 2006. ISBN 1-904482-29-5.

ZHANG, R.; TONG, C. Torsional vibration control of the main drive system of a rolling mill based on an extended state observer and linear quadratic control. **Journal of Vibration and Control**, Thousand Oaks, v. 12, n. 3, p. 313-327, 2006.

APÊNDICES

APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZAS

A1 – AVALIAÇÃO DO TIPO B PARA A CADEIA DE MEDIÇÃO

Vários fatores podem influenciar as medições, resultando em uma incerteza associada a cada medida realizada. Dentre as fontes de incertezas, podem-se citar: a influência do meio ambiente (temperatura, umidade, pressão), ruídos eletrostáticos e eletromagnéticos, incertezas individuais de cada componente do sistema de medição, erros de linearidade dos transdutores e amplificadores e as incertezas dos métodos matemáticos. Várias outras fontes de incertezas, bem como um detalhamento maior da avaliação de incertezas na medição com acelerômetros, podem ser consultadas em Guimarães (2004).

Segundo o EA Task Force Committee 2 (1999), a avaliação da incerteza do tipo A recorre a técnicas estatísticas para avaliar uma série de observações. Esta análise só deve ser utilizada quando são realizadas várias observações de uma grandeza. Já a avaliação do tipo B é a avaliação que é feita por outros meios que não os descritos para o tipo A.

Assim, neste estudo, deve-se fazer uma avaliação do tipo B, já que é realizado um número pequeno de observações na tela do analisador de vibrações durante cada ensaio. Nos ensaios com excitação harmônica e com excitação aleatória, foram realizadas seis leituras para cada ponto traçado nos gráficos. Da série de seis leituras realizadas, foi extraída a média aritmética e o valor médio foi apresentado.

Uma avaliação da incerteza do tipo B pode ser tão confiável quanto uma avaliação do tipo A, especialmente em uma situação em que a avaliação do tipo A é baseada em um número pequeno de observações (EA TASK FORCE COMMITTEE 2, 1999).

Como o sistema de medição é composto por módulos, para a realização desta análise foi utilizada a metodologia descrita por Gonçalves Júnior (2002), conhecida por “Propagação de Incertezas Através de Módulos”. O método é empregado para avaliar a incerteza de um sistema de medição composto por módulos, a partir do comportamento metrológico individual de cada módulo.

O primeiro passo para avaliar a incerteza do sistema de medição é identificar as fontes de incertezas que podem influenciar as medidas. Depois de listadas, é necessário coletar os dados individuais de cada módulo, para as influências que serão consideradas.

A Figura A.1 exibe o diagrama de causas e efeitos para a avaliação metrológica do sistema de medição, indicando as incertezas que serão consideradas.

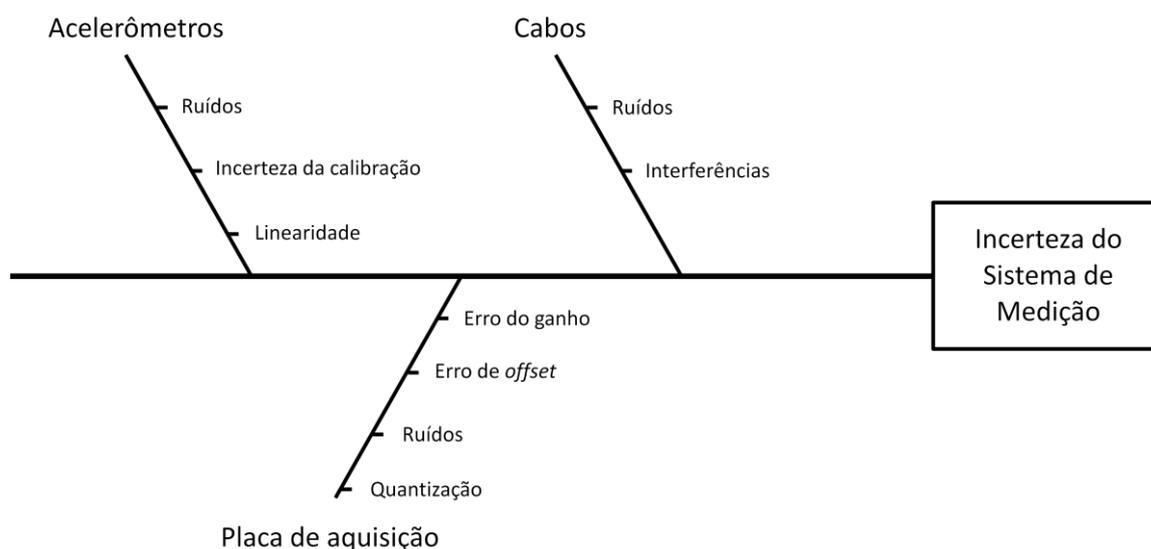


Figura A.1 – Diagrama de causas e efeitos para as incertezas consideradas

O próximo passo consiste em identificar o sistema de aquisição, a partir da identificação dos módulos que comporão a análise de incertezas. Após o levantamento individual, os módulos são combinados e a incerteza padrão combinada é levantada. Serão computadas as principais fontes de incertezas. As fontes de incertezas que se apresentarem insignificantes em relação às medidas realizadas são desprezadas. A Figura A.2 mostra a cadeia de medição empregada nos experimentos de vibrações.

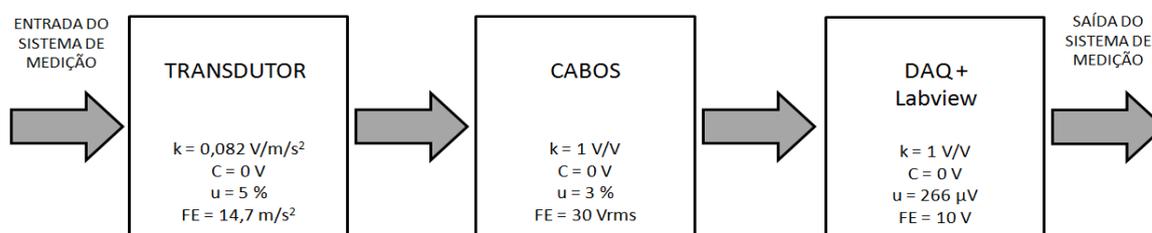


Figura A.2 – Módulos da cadeia de medição considerados no cálculo das incertezas

Antes de iniciar os experimentos, a determinação da sensibilidade e da correção para os acelerômetros foi determinada. Com os valores determinados mediante a utilização de um

calibrador de acelerômetros e um osciloscópio, o processo de compensação da correção se deu via software, no momento da programação.

As incertezas para os acelerômetros foram informadas pelo fabricante em consulta realizada junto ao seu distribuidor. Estas englobam a incerteza da sensibilidade para os acelerômetros, as não-linearidades e o ruído nos equipamentos. A incerteza padrão informada foi de 5 %.

O *offset* nos cabos, causado pela força eletromotriz térmica, será desconsiderado por representar um valor muito pequeno quando adotadas conexões crimpadas de Cobre e quando as conexões se encontram na mesma temperatura (KEITHLEY INSTRUMENTS INC., 1992).

Para a incerteza devido ao ruído nos cabos, Lax (2012) sugere 5 % para cabos normais sem muitos cuidados com as conexões, e 0,5 % para cabos de baixo ruído. Assim, como os cabos não são de baixo ruído, mas de boa qualidade e com cuidados na realização das conexões, será considerado 3 % para efeitos de cálculos.

A correção referente à placa de aquisição de dados (*offset*) está incorporada à incerteza padrão da placa, de acordo com a orientação do fabricante. Para o módulo “Placa de Aquisição”, a incerteza será calculada de acordo com as indicações do fabricante, conforme mostra a Tabela A.1.

Tabela A.1 – Incertezas do módulo de aquisição NI cDAQ-9205

Entrada (V)	Ganho (ppm)	Offset (ppm)	INL* (ppm)	Ruído (ppm)	Incerteza Absoluta (V)	Incerteza Relativa (%)
0	215	40	76	4,082	2,72825E-05	Infinito
0,0001	215	40	76	4,082	2,73035E-05	27,304
0,001	215	40	76	4,082	2,74975E-05	2,750
0,01	215	40	76	4,082	2,94325E-05	0,294
0,1	215	40	76	4,082	4,87825E-05	0,049
0,2	215	40	76	4,082	7,02825E-05	0,035
0,5	155	25	76	10,614	0,000189114	0,038
1	155	25	76	10,614	0,000266614	0,027
5	135	20	76	47,357	0,001202357	0,024
10	115	20	76	97,980	0,00220798	0,022

* INL – *Integral Nonlinearity Error* (erro máximo devido à não linearidade do conversor Analógico-Digital)

Depois de levantadas as informações sobre as incertezas de cada módulo independentemente, os dados serão tratados e avaliados com o auxílio de uma planilha, que

será mostrada no Apêndice A2. Os procedimentos e equações para os cálculos foram extraídos de Gonçalves Júnior (2002).

Foram criadas planilhas para valores diferentes de amplitude de vibração (em mm/s^2), de forma a possibilitar a avaliação da incerteza para toda a faixa de medição. De cada planilha criada, saiu um valor para a incerteza expandida da cadeia de medição, compondo a Tabela A.2. As planilhas completas se encontram no Apêndice A2.

Tabela A.2 – Incerteza expandida da cadeia de medição

Amplitude (mm/s^2)	Incerteza absoluta (V)	Incerteza relativa (%)
1,250	0,00040	32,37
12,50	0,00084	6,87
125,0000	0,0075	6,09
1250,000	0,075	6,09
12500,00	0,75	6,09

A faixa de medição da placa deve ser alterada de forma a fazer com que o sinal a ser medido se acomode, preenchendo a maior faixa possível das entradas disponíveis (que tem fundo de escala selecionável em $\pm 0,2$ V, ± 1 V, ± 5 V ou ± 10 V). Este procedimento visa manter a incerteza baixa, principalmente para valores de aceleração muito pequenos.

Para as medições de vibrações menores que 10 mm/s^2 , verifica-se que a incerteza expandida cresce significativamente, devido às limitações quanto à resolução do conversor analógico/digital do módulo de entradas analógicas. Embora a placa tenha resolução de 16 bits, e não de 12 bits como as placas mais simples, ainda assim, elas não são adequadas para medições de níveis muito baixos de tensão. Nestas situações, o fabricante recomenda o uso de módulos SCXI, mais especificamente, módulos microvoltímetros.

DADOS DO SISTEMA		Saída do SM		1 V (aprox. 12500 mm/s ²)	
Transdutor		Cabos		DAQ + Labview	
Sensibilidade	0,081549439 V por m/s ²	1 V/V		1 V/V	
Correção	0 V	0 V		0 V	
Incerteza	5 % (+ ou -)	3 % (+ ou -)		2,66614E-04 V (+ ou -)	
Fundo Escala	14,715 m/s ²	30 V rms		1 V (+ ou -)	

Entrada do sistema		Saídas dos blocos	
E (T)	12,2625000 m/s ²	S (T)	1,00000 V
		S (Cabos)	1,00000 V
		S (DAQ)	1,00000 V

Correção em termos relativos		Incertezas padrão relativas					
Cr (T)	0	Fonte	Incerteza padrão	Distribuição	Divisor	Contribuição	Graus
Cr (Cabos)	0	ur (T)	0,050000	V - Normal	2	0,025	Infinito
Cr (DAQ)	0	ur (Cabos)	0,030000	V - Retangular	1,73	0,01734104	Infinito
		ur (DAQ)	0,000267	V - Retangular	1,73	0,000154112	Infinito

Correção relativa combinada		Incerteza padrão relativa combinada do SM	
Cr(SM)	0	ur (SM)	0,0304259 V
C(E)	0	u (E)	0,373097608 m/s ²

Incerteza expandida		Resultado da medição	
v ef	infinito	RM = (I + C +- U95%) m/s ²	
U(E)	0,74620 m/s ²	RM = (12,2625 + 0 + 0,7462) m/s ²	
U(E) %	6,085180145 %		

APÊNDICE B – PROGRAMAS DESENVOLVIDOS

B1 – PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES ÓTIMOS

```
clear all; clf; clc; close all;
r=menu('Estratégia de Controle','Caso c1','Caso c2','Caso c3','Caso c4',
'Caso sem controle','Caso c6','Caso c7','Caso c8','Caso C1C2C3C4','Caso C1aC8');
std=2;c5=0.1;
if r==1
    STD=std.*[1 0 0 0 0 0 0 0];
    cn=[3.0385 0 0 0 0 0 0 0]; disp('Caso c1');
elseif r==2
    STD=std.*[0 1 0 0 0 0 0 0];
    cn=[0 15.5491 0 0 0 0 0 0]; disp('Caso c2');
elseif r==3
    STD=std.*[0 0 1 0 0 0 0 0]; cn=[0 0 1 0 0 0 0 0]; disp('Caso c3');
elseif r==4
    STD=std.*[0 0 0 1 0 0 0 0]; cn=[0 0 0 1 0 0 0 0]; disp('Caso c4');
elseif r==5
    STD=std.*[0 0 0 0 0 0 0 0]; cn=[0 0 0 0 0 0 0 0]; disp('Caso sem controle');
elseif r==6
    STD=std.*[0 0 0 0 0 1 0 0]; cn=[0 0 0 0 0 1 0 0]; disp('Caso c6');
elseif r==7
    STD=std.*[0 0 0 0 0 0 1 0]; cn=[0 0 0 0 0 0 1 0]; disp('Caso c7');
elseif r==8
    STD=std.*[0 0 0 0 0 0 0 1]; cn=[0 0 0 0 0 0 0 1]; disp('Caso c8');
elseif r==9
    STD=std.*[1 1 1 1 0 0 0 0];
    cn=[-0.848388 17.6837 25.1107 23.2499 0 0 0 0];
    disp('Caso C1C2C3C4');
elseif r==10
    STD=std.*[1 1 1 1 1 1 1 1];
    cn=[1 1 1 1 1 1 1 1];
```

```

disp('Caso C1aC8');
end
%_____Otimização_____Passo 1
sim('Na_Completo_Nosso_controlado_Chirp_3D', [0 10])
compr=size(E1);
comp=compr(1);
    N0=round(comp/10); EFinalMaxima=max(E1);
    NN=1;
disp(['NN=',num2str(NN)]);disp('_____');
    j=1; disp([' j=',num2str(j)]);
    disp([' EFinalMaxima=',num2str(EFinalMaxima)])
    disp([' cn=',num2str(cn)])
    EF=zeros(1,NN);cnj=zeros(NN,8);
    cnj(1,:)=cn;
    c5=cn;
    EF(1)=EFinalMaxima;

if NN~=1
% Plotar incondicionalmente_____Passo 2
    for jj=1:NN
        cn=c5+STD.*randn(1,8);
sim('Na_Completo_Nosso_controlado_Chirp_3D', [0 10])
        EFinalMaximaN=max(E1);
        if EFinalMaximaN<EFinalMaxima
            j=j+1; disp([' j=',num2str(j)]);
            EFinalMaxima=EFinalMaximaN;
            EF(j)=EFinalMaxima;
            Et=E1;
            cnj(j,:)=cn;
            c5=cn;
            disp([' EFinalMaxima=',num2str(EFinalMaxima)])
            disp([' cn=',num2str(cn)])
            save('resultados.mat', 'c5', 'EFinalMaxima')
        else

```

```

        disp(['jj=',num2str(jj)]);
        disp(['      EFinalMaximaN=',num2str(EFinalMaximaN)])
        disp(['      cn=',num2str(cn)])
    end
end
end
figure(1);
plot(t,E1)
%title('Transiente de energia')
xlabel('Tempo (s)')
grid off
ylabel('Energia Total (J)')
if r==1
    title('Caso C1');
elseif r==2
    title('Caso C2');
elseif r==3
    title('Caso C3');
elseif r==4
    title('Caso C4');
elseif r==5
    title('Caso C5');
elseif r==6
    title('Caso C6');
elseif r==7
    title('Caso C7');
elseif r==8
    title('Caso C8');
elseif r==9
    title('Caso C1C2C3C4');
elseif r==10
    title('Caso C1aC8');
end
j

```

B2 – PROGRAMA PARA TRAÇAR OS MAPAS DE ENERGIA

```
clear all;
cn=[0 0 0 0 0 0 0];
clf; clc; close all;
MM=61; %numero de forças testadas (linhas)
NN=100; %numero de PSDs testadas (colunas)
%_____ CRIA OS VETORES DE ENERGIA
EF2=zeros(MM,NN);
mc=linspace(0,30,MM);
PSD=linspace(0.001,0.1,NN);
for j=1:(MM) %forças
for i=1:NN %PSDs
psd=PSD(i);
cn(2)=mc(j);
%_____ EXECUTA OS MODELOS
sim('Na_Completo_Nosso_controlado_Chirp_3D_PSD', [0 10]);
%_____ DETERMINA A ENERGIA FINAL MÁXIMA
compr1=size(E1);
N1=round(compr1/10); EFinalMaxima1=max(E1);
%_____ MOSTRA A ENERGIA FINAL MÁXIMA NA TELA
disp('_____');
disp(['MM(numero da linha)= ',num2str(j)]);
disp([' c2= ',num2str(cn(2))])
disp(['NN(numero da coluna)= ',num2str(i)]);
disp([' PSD[??]= ',num2str(psd)])
disp(['ENERGIA FINAL MÁXIMA [J]= ',num2str(EFinalMaxima1)])
cn
%_____ ARMAZENA A ENERGIA FINAL MÁXIMA
EF2(j,i)=EFinalMaxima1;
end
end
figure(1);
surf(PSD,mc,EF2)
```

```
xlabel('PSD')  
ylabel('Coeficiente C2')  
zlabel('Energia Total (J)')  
title('ENERGIA x PSD x C2')
```