

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

VICTOR HUGO RIBEIRO

**DIAGNOSE DE FALHAS UTILIZANDO OBSERVADORES DE ESTADO EM
PLACAS DE KIRCHHOFF COM ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO**

Ilha Solteira
2015

VICTOR HUGO RIBEIRO

**DIAGNOSE DE FALHAS UTILIZANDO OBSERVADORES DE ESTADO EM
PLACAS DE KIRCHHOFF COM ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos do título de mestre em engenharia mecânica. Especialidade: Mecânica dos Sólidos.

Prof. Dr. GILBERTO PECHOTO DE MELO
Orientador

Ilha Solteira
2015

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

R484d Ribeiro, Victor Hugo.
Diagnose de falhas utilizando observadores de estado em placas de kirchhoff com absorvedores dinâmicos de vibração / Victor Hugo Ribeiro. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2015
87 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos Sólidos, 2015

Orientador: Gilberto Pechoto de Melo
Inclui bibliografia

1. Absorvedor dinâmico de vibração. 2. Observadores de estado.
3. Detecção e localização de falhas.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Diagnose de falhas utilizando observadores de estado em placas de Kirchhoff com absorvedores dinâmicos de vibração

AUTOR: VÍCTOR HUGO RIBEIRO

ORIENTADOR: Prof. Dr. GILBERTO PECHOTO DE MELO

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: MECANICA DOS SÓLIDOS, pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. GILBERTO PECHOTO DE MELO
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. FABRÍCIO CÉSAR LOBATO DE ALMEIDA
Universidade Estadual Paulista - UNESP / Câmpus de Tupã

Data da realização: 30 de novembro de 2015.

DEDICO

Ao meu pai Raul Ribeiro e minha
mãe Sônia Maria Silva Ribeiro.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por tudo que me foi proporcionado durante minha vida.

Aos meus pais, Raul Ribeiro e Sônia Maria Silva Ribeiro, e meu irmão Ricardo Alexandre Ribeiro pelo carinho e amor que me foram depositados sempre.

À minha companheira Elis Marina da Silva Cabral.

Ao Professor Dr. Gilberto Pechoto de Melo, pela orientação, conselhos e amizade.

Aos meus amigos e colegas de pós-graduação.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e a Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”.

A CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pelo apoio financeiro.

RIBEIRO, V. H. **Diagnose de falhas utilizando observadores de estado em placas de Kirchhoff com absorvedores dinâmicos de vibração**. 2015. 87 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” - UNESP Ilha Solteira, 2015.

RESUMO

Atualmente as indústrias, as construções civis e centros de pesquisas têm direcionado suas pesquisas visando o controle de vibrações das estruturas através da atenuação das amplitudes de movimento e monitoramento das mesmas pela detecção e localização de falhas oriundas de desgastes ou qualquer outro tipo de irregularidade que altere o comportamento dinâmico e consequentemente sua vida útil. O presente trabalho tem como objetivo a utilização de absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâmina vibrante, modelado por elementos finitos de viga (Euler-Bernoulli), acoplados à uma plataforma, ou superfície retangular modelada por elementos finitos de placa de Kirchhoff que possui um motor em sua superfície. As vibrações são geradas por um desbalanceamento rotativo e a metodologia dos Observadores de Estado é aplicada para detecção e localização de falhas nos parâmetros mais propensos a desgastes ou alterações estruturais. São feitas simulações computacionais com o intuito de ilustrar o comportamento da estrutura e demonstrar os efeitos do acoplamento do absorvedor na estrutura primária.

Palavras-chave: Absorvedor dinâmico de vibração. Lâmina vibrante. Observadores de estado. Detecção e localização de falha.

RIBEIRO, V. H. **Faults Diagnosis using state observers in Kirchhoff plates with dynamics vibration absorbers**. 2015. 87 f. Dissertation (M. Sc.) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – UNESP, Ilha Solteira, 2015.

ABSTRACT

Currently, industries, civil construction and research centers have directed their research aiming at the vibration control of structures by mitigating the range of motion and monitoring by detecting and locating faults arising from wear or any other type of irregularity that can change the dynamic behavior and therefore your life. This study aims to use dynamic vibration absorbers of vibrating blade type, modeled by finite element beam (Euler-Bernoulli), coupled to a platform or rectangular surface modeled by finite element Kirchhoff plate that has a motor on its surface. The vibrations are generated by a rotating imbalance and the methodology of State Observers is applied to detection and localization of failures in the more prone parameters to wear or structural changes. Computational simulations are done with the intention of illustrating the behavior of the structure and to demonstrate the effects of coupling the absorber in the primary structure.

Keywords: Dynamic vibration absorber. Vibrating blade. State observers. Detection and localization of fault.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação do sistema com ADV não amortecido.....	20
Figura 2 - Variação das frequências naturais do sistema acoplado em função de μ	24
Figura 3 - Representação do sistema com ADV amortecido.	25
Figura 4 - FRF da massa principal variando o amortecimento do absorvedor.....	27
Figura 5 - Curvas de ressonância referentes ao movimento da estrutura primária acoplada a um absorvedor amortecido utilizando um valor de f dado com ótimo.	28
Figura 6 - Estrutura primária de múltiplos graus de liberdade.	29
Figura 7 - Estrutura absorvedora de múltiplos graus de liberdade e acoplamento.....	30
Figura 8 - Subestruturas acopladas.....	31
Figura 9 - Diagrama de blocos de um sistema de controle linear de tempo contínuo, representado em espaço de estados	36
Figura 10 - Diagrama de blocos do sistema e do observador de estado de ordem plena.	39
Figura 11 - Lâmina discretizada em n elementos com número total de nós igual a $n + 1$	41
Figura 12 - Elemento de viga com dois graus de liberdade por nó.	42
Figura 13 - Ilustração do exemplo dado - lâmina modelada por 3 elementos de viga.	44
Figura 14 - Sistemática da construção das matrizes de massa e rigidez.	46
Figura 15 - Elemento finito de placa de Kirchhoff.	50
Figura 16 - Deformação da placa de Kirchhoff.....	50
Figura 17 - Esquema simplificado de um sistema com Observador de Estado.....	57
Figura 18 - Ilustração da plataforma retangular sob ação de uma força.	65
Figura 19 - Primeiro modo de vibrar, frequência de 8,24 Hz.....	67
Figura 20 - Segundo modo de vibrar, frequência de 18,28 Hz.....	67
Figura 21 - Terceiro modo de vibrar, frequência de 20,46 Hz.	68
Figura 22 - Quarto modo de vibrar, frequência de 25,37 Hz.	68
Figura 23 - Quinto modo de vibrar, frequência de 45,43 Hz.	69
Figura 24 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do primeiro absorvedor dinâmico de vibração.....	71

Figura 25 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do primeiro absorvedor dinâmico de vibração.....	71
Figura 26 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do segundo absorvedor dinâmico de vibração.....	72
Figura 27 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do segundo absorvedor dinâmico de vibração.....	72
Figura 28 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do terceiro absorvedor dinâmico de vibração.....	73
Figura 29 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do terceiro absorvedor dinâmico de vibração.....	73
Figura 30 - Ilustração da plataforma com absorvedor dinâmico de vibrações do tipo lamina vibrante e os elementos de suporte (R1, R2, R3, R4 e S1).....	74
Figura 31 - Respostas do sistema real simulado sem falha e do Observador Global.....	75
Figura 32 - Respostas do sistema real com falha (Caso A – perda de 25% em R1) e Observador Global.....	76
Figura 33 - Respostas do sistema real com falha (Casos B, C, D e E) e Observador Global.	77
Figura 34 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso A (perda de 25% em R1).	78
Figura 35 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso B (perda de 70% em S1).....	78
Figura 36 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso C (perda de 40% em R2).	79
Figura 37 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso D (perda de 5% em R3).	79
Figura 38 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso E (perda de 95% em R4).	80
Figura 39 - Resultado da detecção de falhas em dois parâmetros simultaneamente.....	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros referentes à estrutura primária para cálculo das frequências naturais. 66	66
Tabela 2 - Frequências naturais da plataforma.66	66
Tabela 3 - Dimensões e massa concentrada calculada para os três absorvedores propostos. .70	70

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	10
1 INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
CAPÍTULO 2	18
2 ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES	18
2.1 INTRODUÇÃO	18
2.2 ABSORVEDORES E ESTRUTURAS PRIMÁRIAS DE UM GRAU DE LIBERDADE.....	19
2.1.1 Absorvedores não amortecidos	19
2.1.2 Absorvedores amortecidos.....	25
2.3 ABORVEDOR E ESTRUTURA PRIMÁRIA DE MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE.....	29
CAPÍTULO 3	33
3 OBSERVADORES DE ESTADO	33
3.1 CONTROLE	33
3.2 ESPAÇO DE ESTADOS.....	34
3.3 CONTROLABILIDADE E OBSERVABILIDADE	37
3.4 OBSERVADORES DE ESTADO	38
CAPÍTULO 4	41
4 METODOLOGIA.....	41
4.1 ABSORVEDORES DINAMICOS DE VIBRAÇÃO DO TIPO LAMINA VIBRANTE	41
4.1.1 Modelagem da lâmina por elementos finitos.....	41
4.1.2 Modelagem do ADV do tipo lamina vibrante	47
4.2 MODELAGEM DA ESTRUTURA PRIMÁRIA UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS DE PLACA DE KIRCHHOFF	49

4.3	DETECÇÃO E LOCALIZAÇÃO DE FALHAS UTILIZANDO OBSERVADORES DE ESTADO.....	54
4.3.1	Projeto do observador global e robusto.....	56
4.3.2	Cálculo da matriz de ganho do observador	57
	CAPÍTULO 5	60
5	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	60
5.1	O projeto	60
5.2	Programação	61
5.2.1	Montagem da plataforma	61
5.2.2	Projeto do absorvedor dinâmico de vibração.	62
5.2.3	Projeto dos observadores de estado.	63
	CAPÍTULO 6	65
6	RESULTADOS	65
6.1	MONTAGEM DA PLATAFORMA.....	65
6.2	ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO DO TIPO LÂMINA VIBRANTE	70
6.3	DETECÇÃO DE FALHAS VIA OBSERVADORES DE ESTADO	74
	CAPÍTULO 7	82
7	CONCLUSÕES.....	82
	REFERENCIAS	84

CAPÍTULO 1

1 INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Processos cada vez mais rápidos e precisos, produtos com tolerâncias cada vez menores e alto padrão de qualidade exigem que os equipamentos trabalhem otimizados em tempo integral. Neste sentido, as técnicas de controle tem desempenhado um papel vital no avanço da engenharia, da indústria e da ciência em geral. Sua importância e aplicação esta intimamente ligada ao desenvolvimento tecnológico do setor industrial e da construção civil.

Uma grande vantagem das técnicas de controle está na manutenção. O programa de revisão ou parada das maquinas pode ser determinada pela sua condição de operação e não mais somente pela periodicidade. O maquinário é acompanhado de forma contínua ou periódica até que alcance níveis de inaceitáveis de vibração, de produção ou de qualidade do produto. Desta forma, o planejamento de parada para manutenção pode ser feito por análise de tendências do processo de desgaste e deterioração de componentes.

Além disso, o controle de vibrações através do monitoramento para diagnose de falhas tem como principal vantagem a qualidade e quantidade de informações que podem ser extraídas durante uma análise de vibrações de maquinas rotativas, que constituem a grande maioria dos equipamentos presentes na indústria (LEMOS, 2004).

Com uma grande importância no desenvolvimento de veículos espaciais, sistemas de guiamento de mísseis, sistemas robóticos e similares, o controle automático tornou-se uma parte importante e integrante dos processos industriais e de manufatura moderna (MORAIS, 2006).

Partindo do conceito de que toda e qualquer estrutura está sujeita a vibração, e que, em alguns casos ela pode ser desejável ou não, surgem os absorvedores dinâmicos de vibração (ADVs) com a finalidade de diminuir as amplitudes de oscilação e mantê-las em níveis aceitáveis. Sua invenção se deve ao engenheiro alemão Hermann Frahm (FRAHM,1911).

Em sua forma mais simples, os ADVs, são essencialmente dispositivos de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento que, uma vez acoplados a um sistema

mecânico, são capazes de absorver a energia vibratória, reduzindo as amplitudes do movimento no ponto de conexão entre o ADV e o sistema no qual se deseja atenuar os níveis de vibração (CUNHA JÚNIOR, 1999).

Os absorvedores tem sido amplamente utilizados em máquinas, equipamentos mecânicos e na construção civil com o objetivo de garantir condições otimizadas de operação, visando segurança e conforto (FERNANDES, 2008).

Os ADVs podem ser classificados em três categorias: passivos, adaptativos ou semiativos e ativos. Diferem entre si na possibilidade de alterar suas características construtivas utilizando ou não de atuadores. Os passivos são os mais simples, compostos por elementos de parâmetros concentrados de inércia, rigidez e amortecimento. São projetados de forma que sua frequência natural seja sintonizada para uma frequência de excitação, admitida constante e perde eficiência com pequenas variações na frequência de excitação. Os demais tipos: adaptativos e ativos, diferentemente deste, possuem capacidade de sintonização em bandas de frequências mais largas. De acordo com Marques (2000) os ADVs adaptativos são aqueles cujos parâmetros físicos de massa, rigidez e amortecimento podem ser ajustados, conferindo aos dispositivos a capacidade de sintonização em uma gama maior de frequências. Já os ativos, dispõem de um elemento ativo (atuador) colocado paralelamente aos elementos passivos, cuja função é exercer uma força calculada através de uma estratégia de controle previamente estabelecida.

A aplicação de ADVs é muito eficiente quando projetado para única frequência dita constante. Porém, quando o desgaste inerente de qualquer tipo de equipamento, altera as características do sistema, seja na estrutura vibrante ou no próprio absorvedor, tem como consequência a perda de eficiência do absorvedor.

A técnica dos observadores de estado consiste em desenvolver um modelo que represente seu sistema em monitoramento e analisar comparativamente a sua saída estimada e a saída medida. Além disso, os observadores de estado tem a característica de detectar falhas ou acompanhar variações de parâmetros físicos (como por exemplo rigidez e amortecimento), localizar em qual componente está a falha e ainda podem reconstruir os estados não medidos ou os valores provenientes de pontos de difícil acesso no sistema.

Neste ensejo, surgiu a motivação deste trabalho em aliar as técnicas de controle dos observadores de estado às estruturas com absorvedores dinâmicos de vibração. A seguir é feita uma revisão bibliográfica sobre estes dois assuntos.

Luenberger (1964) afirma que grande parte dos projetos modernos da teoria de controle são baseados na premissa de que o vetor de estado do sistema a ser controlado está disponível. Na prática, apenas algumas saídas estão disponíveis. É mostrado que os estados podem ser reconstruídos a partir das observações das entradas e saídas e que o observador, que reconstrói o vetor de estado é um sistema linear cuja complexidade diminui com o aumento da disponibilidade de saídas.

Luenberger (1966) mostra que o projeto de um observador para um sistema de M saídas pode ser reduzido ao projeto de m observadores de subsistemas de uma saída. Isto se deve a uma formulação canônica desenvolvida para sistemas com múltiplas saídas. É mostrado também que o vetor de estado estimado pelo observador pode ser usado no lugar do vetor de estado atual nos modelos com realimentação linear ou não linear e sem perda de estabilidade.

Luenberger (1971) apresenta de forma introdutória os observadores que aproximadamente reconstróem os estados-variáveis necessários e ausentes para controle. Tópicos especiais em observadores do tipo identidade, observadores de ordem reduzida, observadores funcionalmente lineares, propriedades de estabilidade e observadores dual são discutidos.

Melo (1998) em sua tese de doutorado, desenvolve uma metodologia para detecção e localização de falhas em sistemas mecânicos utilizando observadores de estado de ordem reduzida. O método pode reconstruir estados ou valores provenientes de pontos de difícil acesso e assim, é possível detectar falhas ou acompanhar variações de parâmetros físicos (como, por exemplo, rigidez e amortecimento) nestes pontos sem conhecimento de suas medidas, podendo monitorá-los. Sua metodologia consiste nos projetos de um observador global que detecta as irregularidades no sistema e de um banco de observadores robustos a falhas em parâmetros específicos mais suscetíveis a falhas, localizando o parâmetro deteriorado. Os resultados encontrados para os sistemas simulados e experimental foram bons quando comparados com outros métodos.

Cunha Júnior (1999) em sua dissertação de mestrado, realizou um estudo abrangente dos aspectos teóricos dos ADVs, iniciando o estudo com um grau de liberdade e posteriormente múltiplos graus e estruturas contínuas. Apresenta também, vários métodos de otimização dos parâmetros construtivos. Duas formulações gerais baseadas no acoplamento de subestruturas

são propostas neste trabalho: o modelo analítico e o modelo baseado nas funções de resposta em frequência analíticas ou experimentais.

Marques (2000) afirma que os ADVs mais comuns são os passivos e devido à faixa de frequência de atuação destes ser muito estreita, eles apresentam perda de eficiência para variações de frequência relativamente pequenas, o que o inviabiliza. Então, é realizado um estudo teórico e numérico dos ADVs dos tipos ativo e adaptativo que contornam esta limitação. Este trabalho mostra três configurações para cada um dos dois tipos de ADVs citados e inclui o desenvolvimento teórico e simulações numéricas no domínio da frequência e do tempo, avaliando o desempenho das configurações estudadas.

Lemos (2004) afirma que as máquinas rotativas tem papel crucial na indústria e uma quebra deste tipo de equipamento gera perdas econômicas, inconveniências de serviço e podem levar a situações perigosas. Para evitar este tipo de transtornos, nos últimos anos, tem se destacado as ferramentas de controle que detectam as falhas e acompanham sua evolução. Neste contexto é apresentada uma metodologia dos observadores de estado para detecção e localização considerando-se as fundações dos mesmos. Esta metodologia é validada por simulações computacionais e análise experimental.

Silva (2005) propõe uma metodologia geral que permite determinar, simultaneamente, a localização e os parâmetros ótimos de um sistema de neutralizadores. É apresentado um exemplo numérico sobre uma placa de aço, estudando distintas faixas de frequência e os resultados obtidos são discutidos.

Araújo (2005) ressalta a necessidade de supervisão e monitoramento em sistemas mecânicos de modo que a falha seja detectada e corrigida o mais rápido possível. Para isso, é montado um banco de observadores de estado associados a um modelo de trinca cuja característica é acompanhar a evolução da mesma em sistemas contínuos. Simulações computacionais foram feitas em uma viga engastada discretizada por elementos finitos e análises experimentais mostraram resultados satisfatórios, validando a metodologia.

Kotinda (2005) aborda o projeto de absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lamina vibrante (ADVLV). Para sintonizar os ADVs alguns parâmetros construtivos podem ser alterados a fim de se obter uma faixa de atuação maior para um mesmo absorvedor. Os

parâmetros variáveis utilizados foram a tração inicial, a massa concentrada que é fixada em uma posição ao longo do comprimento da lamina. Foram feitas simulações utilizando o método dos elementos finitos e ensaios em laboratório. Também é estudado um absorvedor do tipo corda vibrante que posteriormente é considerado ineficiente para o caso proposto. Para o ADVLV, os resultados com relação ao comportamento dinâmico foram considerados satisfatórios, com grande faixa de frequências para sintonização, facilidade de construção e acoplamento em sistemas mecânicos e na construção civil.

Vale (2006) detectou que em alguns reatores em subestações na cidade de Rurolópolis, oeste do Pará, apresentaram altos níveis de vibração estrutural. Tal vibração está correlacionada com a geração de pontos quentes no núcleo eletromagnético e pode ocasionar a formação de bolhas de gases altamente inflamáveis, e assim, podem gerar interrupções na transmissão de energia para a região e outros Estados. Para sanar tais problemas é proposto um absorvedor dinâmico de vibração composto de materiais viscoelásticos ancorados na estrutura externa do reator.

Morais (2006) desenvolveu uma metodologia de diagnóstico de falhas utilizando observadores de estado do tipo Filtro de Kalman, cujas entradas são identificadas através de funções ortogonais de Fourier, Legendre e Chebyshev. É apresentado um tipo de observador denominado Proporcional-Integral para identificação de entradas desconhecidas. É ainda desenvolvido uma metodologia de identificação das forças de excitação utilizando somente a resposta do sistema através das funções ortogonais. São apresentados os resultados de simulações computacionais e experimental.

Fernandes (2008) desenvolveu uma metodologia para detecção e localização de falhas utilizando observadores de estado para sistemas mecânicos com absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâmina vibrante. Foi utilizada a teoria dos algoritmos genéticos como ferramenta de otimização dos parâmetros do ADVLV. Resultados de simulações computacionais e da análise experimental são apresentados. Segundo o autor, a utilização de absorvedores do tipo lâminas vibrantes associadas à técnica de controle dos Observadores de Estado tem apresentado bons resultados para detectar falhas em sistemas com variação de frequência.

Zacarias (2008) projetou um banco de observadores de estado associado a um modelo de trinca de modo a acompanhar a sua evolução e avaliando a variação da rigidez em placas. Os resultados obtidos através das simulações computacionais em uma placa engastada, discretizada pelo método dos elementos finitos, e as análises experimentais foram consideradas bastante satisfatórias, validando a metodologia.

Ceccon (2008) desenvolveu uma metodologia para o projeto ótimo de neutralizadores dinâmicos de vibração (NDVs) para reduzir vibrações torcionais em sistemas rotativos. Durante o trabalho foi desenvolvido um sistema de medição torcional (torque e aceleração angular) e um código de elementos finitos para determinar os parâmetros modais do sistema rotativo em análise. Após a otimização dos parâmetros construtivos, o neutralizador foi construído e os resultados numéricos e experimentais comprovam sua eficiência.

Barros (2009) propõe uma metodologia para o projeto ótimo de um absorvedor multimodal destinado à atenuação de vários picos de ressonância simultaneamente. O ADV proposto consiste em laminas dispostas de discos circulares na extremidade. Utilizando-se da técnica de acoplamento de subestruturas é realizada a avaliação do comportamento dinâmico da estrutura acoplada a partir de cada subestrutura, obtida separadamente.

Monte Alegre (2009) apresenta uma metodologia dos observadores de estado para a detecção e localização de falhas em sistemas contendo elementos finitos de placas de Kirchhoff simulando uma plataforma veicular sobre o sistema de suspensão e faz considerações com a utilização de diferentes números de elementos no modelo. Esta metodologia consiste em projetar um banco de observadores de estado capaz de detectar e localizar o componente danificado e ainda estimar porcentagem de falha.

Koroishi (2009) desenvolveu uma metodologia de detecção e localização de falhas via observadores de estado projetados via LQR (Regulador Linear Quadrático) e LMIs (Desigualdades Matriciais Lineares) em sistemas rotativos considerando-se suas fundações e excitações desconhecidas. Funções ortogonais de Fourier, Legendre e Chebyshev são utilizadas na identificação das excitações desconhecidas. Para verificar a validade da metodologia proposta são simulados dois sistemas mecânicos: um sistema massa-mola-amortecedor de 4 gdl (graus de liberdade) e um sistema rotativo considerando a fundação. Por fim realizou a comprovação experimental em um sistema rotativo.

Cavalini Júnior (2009) em sua dissertação de mestrado, detalha e demonstra a técnica de SHM (monitoramento da integridade estrutural) via observadores de estado modal. Esta, alia os conhecidos observadores de estado com as características do domínio modal a fim de determinar o modo de vibrar mais afetado pela presença de um dano qualquer ao sistema monitorado e assim projetar sistemas de controle e manutenção mais eficientes. São apresentadas aplicações numéricas e experimentais em diferentes sistemas mecânicos e, algumas contam com sensores e atuadores piezelétricos. Os resultados levaram aos pontos favoráveis e desfavoráveis da técnica proposta.

Watanabe (2010) desenvolveu uma metodologia de detecção e localização de trincas em estruturas reticuladas, dando ênfase nas tridimensionais. Utilizou o auxílio de modelos teóricos bem definidos, métodos de identificação de parâmetros, observadores de estado e auxílio à decisão. Esta metodologia pode detectar e localizar as trincas em seu início e acompanhar sua propagação até uma possível parada programada. Para sua validação foi construída uma estrutura reticulada e os resultados encontrados foram considerados satisfatórios.

Ferreira (2010) fez um estudo sobre a resposta vibratória de carrocerias de veículos automotores utilizando o método dos elementos finitos. O foco da análise é o estudo da influência das vibrações geradas pelo motor do veículo sobre os níveis de vibrações transmitidos aos passageiros. É proposto um absorvedor dinâmico de vibrações acoplado a estrutura do assento do condutor para reduzir as amplitudes de vibração.

Fernandes Júnior (2011) propõe a detecção em tempo real de trincas em eixos rotativos pelo monitoramento do sistema em operação usando a metodologia dos observadores de estado. Os observadores são projetados via Regulador Quadrático Linear e também são introduzidos Filtros de Kalman. O modelo numérico utiliza o método dos elementos finitos e os ajustes de resposta em frequência. A validação numérica é feita pela identificação de alterações de parâmetros de rigidez em um sistema massa-mola-amortecedor e de trincas simuladas em um eixo rotativo numérico através de um modelo de falha empírico. A validação experimental é obtida através da identificação de um entalhe transversal causado no eixo do sistema rotativo experimental.

Holanda (2012) em seu doutorado, propõe a utilização de absorvedores dinâmicos de vibração acoplados a lajes cuja vibração ou ruído se deseja atenuar. Com o método de análise modal operacional (AMO) excitação transiente em conjunto com as técnicas no domínio do tempo: Exponencial Complexa com Mínimos Quadrados (LSCE) e Identificação Estocástica do Subespaço (SSI) realiza-se a caracterização modal da laje e posteriormente é modelada por elementos finitos. Os ADVs são calculados pelas técnicas apresentadas e otimizados. A validação é feita através da construção de um modelo de sala em elementos finitos considerando a Interação Fluido Estrutura (FSI) com e sem a instalação do ADV.

Díaz (2014) traz uma metodologia computacional para o projeto de um absorvedor passivo multimodal e utiliza o método dos elementos finitos acoplado às heurísticas de otimização global na busca de parâmetros construtivos e então são modelados diferentes configurações de ADVs acoplado à uma viga em balanço com o intuito de atenuar simultaneamente várias frequências.

Muitos trabalhos vêm sendo publicados relacionados a absorvedores dinâmicos de vibrações e observadores de estado, porém diante da revisão bibliográfica que foi realizada, não foram encontrados trabalhos associando os assuntos simultaneamente conforme será descrito a seguir.

O presente trabalho tem como objetivo simular a aplicação de absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâminas vibrantes, modelados por elementos finitos de viga, atenuando a amplitude de vibração de uma plataforma retangular, discretizada por elementos finitos de placa de Kirchhoff, suportada por molas, cuja vibração provém de uma força de desbalanceamento e ainda, aplicar a técnica de observadores de estado sobre os principais elementos de rigidez do sistema identificando, localizando e quantificando falhas provenientes de perdas de rigidez causadas por desgaste e avaliando a estabilidade do sistema.

CAPÍTULO 2

2 ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES

2.1 INTRODUÇÃO

Máquinas em funcionamento podem estar sujeitas a forças que causam vibrações indesejáveis, especialmente quando estas operam com frequências próximas da ressonância. Existem pelo menos três abordagens para contornar tais situações. A primeira delas seria atuar sobre as forças, o que muitas vezes não é, sequer, possível (como por exemplo, controlar a ação dos ventos sobre um prédio). Uma segunda forma seria alterar as características originais do projeto, acarretando em novas condições indesejáveis e inviabilizando a alteração. A terceira opção, de baixo custo quando comparado às outras, seria a inserção de novos elementos ao sistema objetivando a atenuação das amplitudes de vibração, ou seja, o acoplamento de absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV).

Desde sua invenção por Frahm em 1909, os ADVs têm sido muito utilizados na atenuação de ruídos e amplitudes de vibração, e consequentemente, melhorias no quesito conforto. Basicamente, são sistemas compostos por elementos de inércia, rigidez e amortecimento. Nas aplicações em que a frequência de excitação permanece constante, o elemento amortecedor pode ser retirado, sendo mais utilizado em casos onde o sistema possa ocorrer variações na frequência.

O princípio de funcionamento dos absorvedores se baseia na geração de uma força nos elementos de conexão, entre a estrutura primária e o absorvedor, cuja intensidade é a mesma da força de perturbação, porém em oposição de fase a esta. A sintonização do absorvedor é obtida quando a frequência natural do absorvedor é escolhida de forma a se igualar a frequência da força de excitação.

Os ADVs podem ser classificados em três categorias: passivos, adaptativos e ativos. Diferem entre si na possibilidade de alterar suas características construtivas utilizando ou não de atuadores. Os passivos, os mais simples, atuam sobre frequência específica e constante, enquanto os demais podem operar em bandas largas de frequências.

2.2 ABSORVEDORES E ESTRUTURAS PRIMÁRIAS DE UM GRAU DE LIBERDADE

Uma máquina ou sistema pode experimentar vibração excessiva se sofrer a ação de uma força cuja excitação quase coincidir com a frequência natural da máquina ou sistema. Nesses casos, a vibração do sistema pode ser atenuada com a utilização de neutralizadores ou absorvedores dinâmicos de vibração (RAO, 2008).

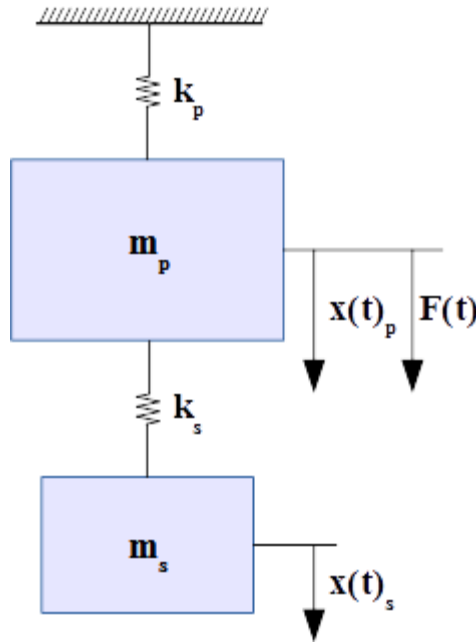
Sabe-se que os ADVs em sua configuração mais simples, um grau de liberdade, atuam na atenuação da vibração em apenas uma única direção ou em um único grau de liberdade. Porém, na prática, onde os sistemas são complexos (com vários tipos de excitações, frequência de operação variando e as vibrações ocorrem em várias direções ao mesmo tempo), existe a necessidade de acoplamento de múltiplos absorvedores ou estruturas absorvedoras de múltiplos graus de liberdade.

Desta forma, é conveniente iniciar o estudo dos absorvedores dinâmicos de vibração de um grau de liberdade e posteriormente introduzir os conceitos de múltiplos graus. Este será o assunto discutido nas próximas seções deste capítulo.

2.1.1 Absorvedores não amortecidos

Considere o sistema da Figura 1 a seguir, representado por um sistema de dois graus de liberdade, constituído de uma estrutura primária (de parâmetros de massa m_p e rigidez k_p) cuja vibração deseja-se atenuar e uma estrutura absorvedora, dita secundária (de parâmetros m_s e k_s).

Figura 1 - Representação do sistema com ADV não amortecido.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A estrutura primária está sujeita a ação de uma força harmônica de amplitude F_0 e frequência de excitação Ω , consideradas constantes, e expressa pela equação:

$$F(t) = F_0 \cdot e^{i\Omega t} \quad (1)$$

O objetivo de acoplar ADVs a sistemas vibrantes é de atenuar ou até anular as amplitudes de vibração da estrutura primária quando esta está sendo excitada nas proximidades de sua frequência natural. Para isso ocorrer, os valores dos parâmetros construtivos do absorvedor devem ser de modo que $\Omega^2 = k_s / m_s$. Para demonstrar matematicamente esta afirmação é necessário encontrar as equações do movimento, então considerando o sistema representado pela Figura 1 e utilizando o princípio de D'Alembert, temos que:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_p(t) + (k_p + k_s)x_p(t) - k_s x_s(t) &= F_0 \cdot e^{i\Omega t} \\ m_s \ddot{x}_s(t) + k_s(x_s(t) - x_p(t)) &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Considerando que o sistema responde em regime permanente da forma:

$$\begin{aligned}x_p(t) &= X_p \cdot e^{i\Omega t} \\x_s(t) &= X_s \cdot e^{i\Omega t}\end{aligned}\tag{3}$$

Na qual X_p é a amplitude da massa da estrutura primária e X_s refere-se a amplitude da massa do ADV.

Fazendo as diferenciações das equações (3) e substituindo em (2), as equações diferenciais se transformam em equações algébricas:

$$\begin{aligned}-m_p X_p \Omega^2 e^{i\Omega t} + (k_p + k_s) X_p e^{i\Omega t} - k_s X_s e^{i\Omega t} &= F_0 \cdot e^{i\Omega t} \\-m_s X_s \Omega^2 e^{i\Omega t} + k_s (X_s - X_p) e^{i\Omega t} &= 0\end{aligned}\tag{4}$$

Dividindo a equação (2.4) pelo termo comum $e^{i\Omega t}$, chega-se a seguinte expressão:

$$\begin{aligned}X_p (-m_p \Omega^2 + k_p + k_s) - k_s X_s &= F_0 \\-k_s X_p + X_s (-m_s \Omega^2 + k_s) &= 0\end{aligned}\tag{5}$$

Introduzindo agora a notação:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \rightarrow \text{frequência natural do sistema primário, considerado isoladamente;}$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \rightarrow \text{frequência natural do sistema absorvedor, considerado isoladamente.}$$

e aplicando as notações acima nas equações (5), chega-se nas expressões para as funções de resposta em frequência (FRFs):

$$\frac{X_p}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\Omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}} \quad (6)$$

$$\frac{X_s}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\Omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}}$$

Da primeira equação, pode-se inferir de imediato que a amplitude da massa primária é zero quando o numerador $1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2$ é zero, ou seja, quando a frequência da força harmônica é igual a frequência natural da estrutura absorvedora. Examinando a segunda equação para o caso $\Omega = \omega_s$, tem-se que:

$$X_s = -\frac{F_0}{k_s} \quad (7)$$

$$F_0 = -k_s X_s \quad (8)$$

É interessante observar que essas relações são verdadeiras para qualquer valor da razão $\frac{\Omega}{\omega_s}$. Porém, a aplicação de um absorvedor não tem muita razão senão quando a estrutura primária se encontra em ressonância ou próximo a ela (DEN HARTOG, 1972). Desta forma, o absorvedor deve ser projetado de maneira a seguir as seguintes relações:

$$\begin{aligned} \omega_s &= \Omega = \omega_p \\ \frac{k_s}{m_s} &= \frac{k_p}{m_p} \\ \omega_s &= \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \end{aligned} \quad (9)$$

Introduzindo a simbologia:

$$\mu = \frac{m_s}{m_p}$$

$$g = \frac{\Omega}{\omega_p}$$

Na qual μ é a razão de massas que define o tamanho do absorvedor comparado com o tamanho do sistema principal e g é a razão de frequências forçadas.

Inserindo a notação acima na equação (6) obtemos as FRFs das estruturas primária e secundária em termos de parâmetros adimensionais:

$$\begin{aligned} \frac{X_p}{F_0 k_p^{-1}} &= \frac{1 - g^2}{(1 + \mu - g^2)(1 - g^2) - \mu} \\ \frac{X_s}{F_0 k_p^{-1}} &= \frac{1}{(1 + \mu - g^2)(1 - g^2) - \mu} \end{aligned} \quad (10)$$

Observa-se que as duas equações apresentam os mesmos denominadores, e consequentemente as mesmas raízes. É interessante observar que o denominador é quadrático em g^2 , ou seja, existem dois valores de frequência de excitação Ω que zeram ambos denominadores e tornam as amplitudes X_p e X_s infinitamente grandes. Estas frequências são as frequências naturais das estruturas acopladas podendo ser encontradas a partir da relação:

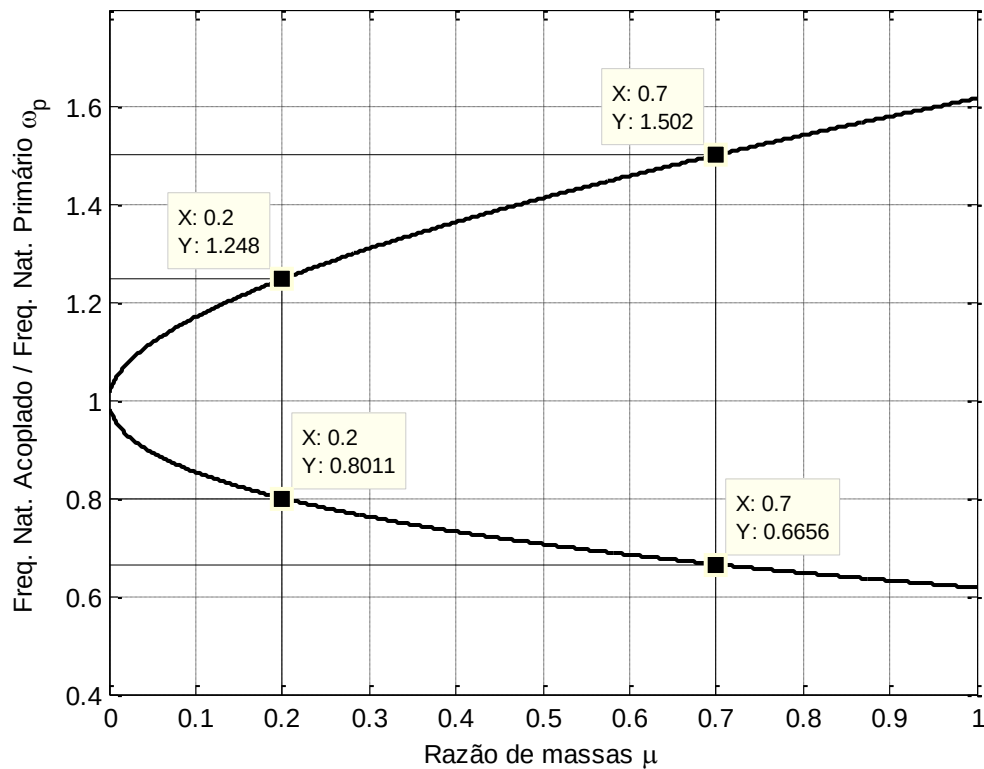
$$g^2 = 1 + \frac{\mu}{2} \pm \sqrt{\frac{\mu^2}{4} + \mu} \quad (11)$$

Desta forma, é possível determinar as frequências naturais da estrutura acoplada antes mesmo do acoplamento do ADV, sendo estas dependentes exclusivamente da razão de massas entre as estruturas primária e absorvedora.

A Figura 2 mostra a variação das frequências naturais do sistema acoplado em função de μ . Analisando o gráfico, pode-se notar que quando μ se aproxima de zero, o sistema se aproxima de um sistema de um grau de liberdade. Por outro lado, a medida que a massa

absorvedor aumenta no sentido de se aproximar da massa do sistema principal, surgem duas novas frequências naturais, que se distanciam da frequência natural do sistema primário a medida que a massa do absorvedor aumenta.

Figura 2 - Variação das frequências naturais do sistema acoplado em função de μ .



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

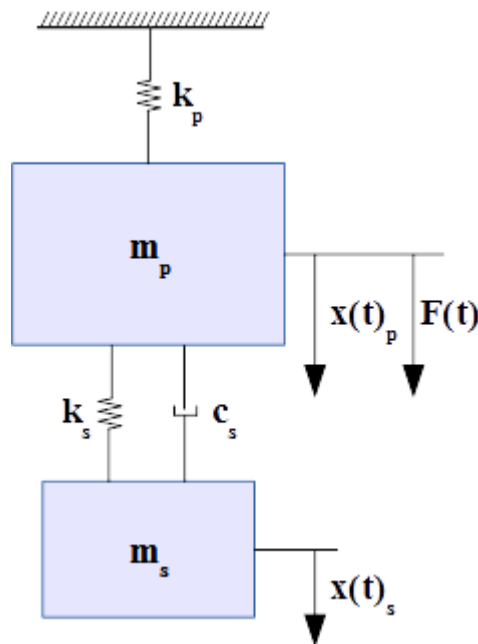
Para melhor entendimento do comportamento do sistema quando a razão de massa é alterada, analisa-se a Figura 2. Assim, para um mesmo sistema, quando $\mu = 0,2$ as frequências naturais do sistema acoplado serão aproximadamente 1,25 e 0,8 vezes as frequências naturais da estrutura primária antes do acoplamento do absorvedor. Ao aumentar a razão de massas para $\mu = 0,7$, as novas frequências estarão em aproximadamente 1,5 e 0,7 vezes a frequência da estrutura primária quando isolada.

2.1.2 Absorvedores amortecidos

Absorvedores não amortecidos são muito eficientes quando a frequência de excitação é constante. Entretanto, esta situação é difícil de ser encontrada em sistemas dinâmicos atuais, os quais normalmente são compostos por máquinas de velocidade variável. Deste modo, é conveniente adicionar elementos de amortecimento ao sistema visando atenuar os picos de ressonância que continuam existindo nas proximidades de ω_p , mesmo após o acoplamento de absorvedores não amortecidos.

A Figura 3 representa um sistema absorvedor com amortecimento viscoso acoplado a um sistema primário não amortecido e ambos de um grau de liberdade.

Figura 3 - Representação do sistema com ADV amortecido.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

As equações do movimento no domínio do tempo para este sistema são:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_p(t) + c_s (\dot{x}_p(t) - \dot{x}_s(t)) + k_p x_p(t) + k_s (x_p(t) - x_s(t)) &= F_0 e^{i\Omega t} \\ m_s \ddot{x}_s(t) + c_s (\dot{x}_s(t) - \dot{x}_p(t)) + k_s (x_s(t) - x_p(t)) &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Para este sistema, consideram-se as seguintes respostas harmônicas em regime

permanente:

$$\begin{aligned} x_p(t) &= X_p \cdot e^{i\Omega t} \\ x_s(t) &= X_s \cdot e^{i\Omega t} \end{aligned} \quad (13)$$

Realizando as derivadas primeira e segunda das equações (13) e substituindo nas equações (12), temos:

$$\begin{aligned} -m_p \Omega^2 X_p e^{i\Omega t} + i\Omega c_s (X_p - X_s) e^{i\Omega t} + k_p X_p e^{i\Omega t} + k_s (X_p - X_s) e^{i\Omega t} &= F_0 \cdot e^{i\Omega t} \\ -m_s \Omega^2 X_s e^{i\Omega t} + k_s (X_s - X_p) e^{i\Omega t} + i\Omega c_s (X_s - X_p) e^{i\Omega t} &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Após a simplificação do termo comum entre os membros ($e^{i\Omega t}$), as equações podem ser resolvidas para X_p e X_s . Como o objetivo é o movimento da massa principal, isolamos X_s na segunda equação em função de X_p e substituímos na primeira chegando em:

$$X_p = F_0 \frac{(k_s - m_s \Omega^2) + i\Omega c_s}{\left[(-m_p \Omega^2 + k_p)(-m_s \Omega^2 + k_s) - m_s \Omega^2 k_p\right] + \left[i\Omega c_s(-m_p \Omega^2 + k_p - m_s \Omega^2)\right]} \quad (15)$$

Utilizando as ferramentas matemáticas apresentados por Den Hartog (1972), podemos rescrever a equação (15) como a amplitude do movimento da massa principal m_p :

$$\frac{X_p^2}{F_0^2} = \frac{(k_s - m_s \Omega^2)^2 + \Omega^2 c_s^2}{\left[(-m_p \Omega^2 + k_p)(-m_s \Omega^2 + k_s) - m_s \Omega^2 k_p\right]^2 + \Omega^2 c_s^2 (-m_p \Omega^2 + k_p - m_s \Omega^2)^2} \quad (16)$$

Note que a função X_p tem muitas variáveis e é conveniente trabalhar esta equação em sua forma adimensional com o intuito de diminuir o número de variáveis e estabelecer relações entre os parâmetros. Desta forma, faz-se necessário a introdução de alguns símbolos:

$$\mu = m_s / m_p = \text{razão de massa} = \text{massa do absorvedor} / \text{massa principal}$$

$$\omega_s^2 = k_s / m_s = \text{frequência natural do absorvedor}$$

$$\omega_p^2 = k_p / m_p = \text{frequência natural do sistema primário}$$

$$f = \omega_s / \omega_p = \text{razão de frequências (frequências naturais)}$$

$g = \Omega/\omega_p =$ razão das frequências forçadas

$X_{est} = F_0/k_p =$ deflexão estática do sistema

$c_c = 2m_s\omega_p =$ amortecimento crítico

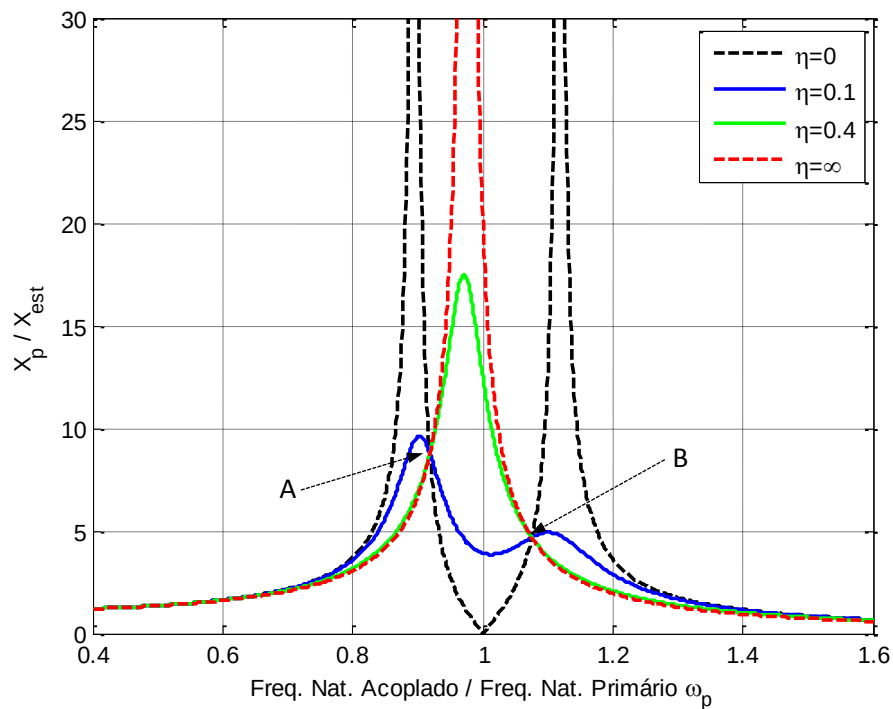
$\eta = c_s/c_c =$ fator de amortecimento

Substituindo tais parâmetros na equação (16), tem-se;

$$\frac{X_p}{X_{est}} = \sqrt{\frac{(2\eta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{[(2\eta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2] + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (17)$$

De posse da equação (17), é interessante observar o comportamento da FRF de um sistema definido para diferentes fatores de amortecimento η . Note que agora a razão de amplitudes X_p/X_{est} agora é função apenas de quatro variáveis (μ, η, f e g), portanto definindo $f = 1$ e $\mu = 1/20$, a Figura 4 mostra o comportamento do sistema para diferentes valores do fator de amortecimento.

Figura 4 - FRF da massa principal variando o amortecimento do absorvedor.

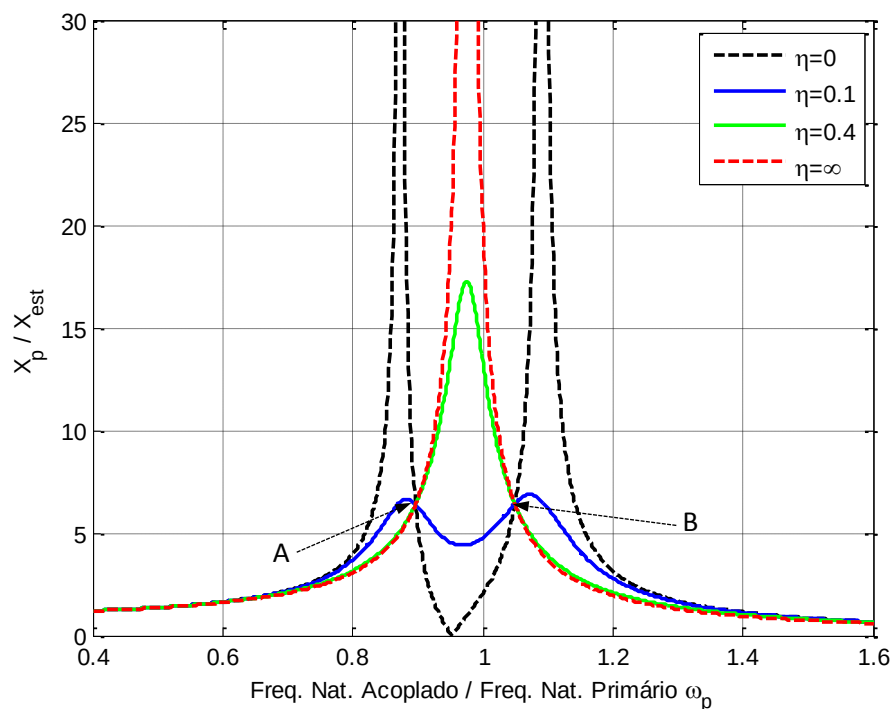


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analisando o gráfico exposto na Figura 4, pode-se notar que quando o fator de amortecimento é nulo, $\eta = 0$, o sistema responde de forma idêntica ao estudado na seção anterior, quando não se tinha amortecimento. Entretanto, quando este valor se torna muito grande, $\eta \rightarrow \infty$, o sistema responde como uma estrutura de um grau de liberdade com massa $m_p + m_s$. Para valores intermediários o sistema ora se comporta como um grau de liberdade amortecido, ora como dois graus de liberdade amortecido. Pode-se observar a presença dos chamados pontos invariantes que são os pontos onde para diferentes fatores de amortecimento os gráficos se cruzam (denotados na Figura 4 pelas letras A e B). Den Hartog (1972), afirma que a variação do parâmetro f move os pontos A e B sobre a curva com fator de amortecimento nulo e, portanto é possível encontrar uma posição cuja amplitude seja a mesma para A e B.

Den Hartog (1972) prova que todas as curvas passam pelos pontos A e B independentemente do amortecimento e que é possível encontrar relações de f e η ótimas para que os pontos A e B se encontrem na mesma ordenada, como exposto na Figura 5 a seguir:

Figura 5 - Curvas de ressonância referentes ao movimento da estrutura primária acoplada a um absorvedor amortecido utilizando um valor de f dado com ótimo.



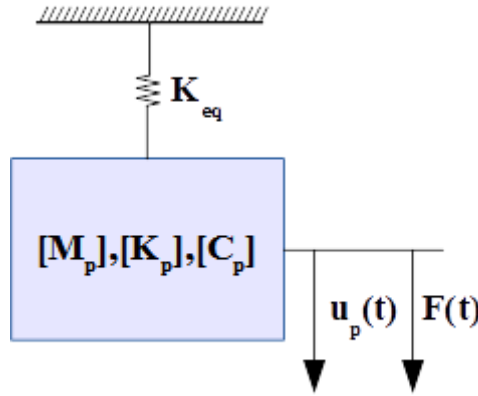
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

2.3 ABORVEDOR E ESTRUTURA PRIMÁRIA DE MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE.

A teoria desenvolvida até aqui, considera os absorvedores, amortecidos ou não amortecidos, como estruturas de um grau de liberdade, acoplados a estruturas primárias também de um grau de liberdade. Entretanto, na maioria das aplicações práticas, tanto os absorvedores como as estruturas primárias são convenientemente modelados como estruturas de múltiplos graus de liberdade. Além disso, em muitos casos é necessário o acoplamento de vários ADVs para atenuação de vibrações em diferentes bandas de frequência. Esta seção traz o estudo de ADVs de múltiplos graus de liberdade acoplados a estruturas primárias de múltiplos graus de liberdade.

Considere uma estrutura primária qualquer composta por m graus de liberdade, representada abaixo pela Figura 6, constituída de diversos elementos de inércia, amortecimento e rigidez, sob ação de forças harmônicas:

Figura 6 - Estrutura primária de múltiplos graus de liberdade.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A equação do movimento para a estrutura primária excitada fica:

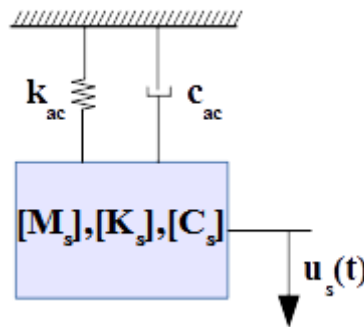
$$[M_p]_{(m,m)} \{\ddot{u}_p(t)\}_{(m,1)} + [C_p]_{(m,m)} \{\dot{u}_p(t)\}_{(m,1)} + [K_p]_{(m,1)} \{u_p(t)\}_{(m,1)} = \{F(t)\}_{(m,1)} \quad (18)$$

Na qual $[M_p]$, $[C_p]$ e $[K_p]$ são, respectivamente, as matrizes de inércia, amortecimento e

rigidez da estrutura primária de ordem m ; $\{u_p(t)\}$ é um vetor coluna também de ordem m que representa os graus de liberdade do sistema; e $\{F(t)\}$ é um vetor coluna de ordem m das forças de excitação presentes na estrutura primária.

Definida a estrutura primária, a Figura 7 traz a representação de um modelo global de absorvedor dinâmico de vibração amortecido ou estrutura secundária de n graus de liberdade.

Figura 7 - Estrutura absorvedora de múltiplos graus de liberdade e acoplamento.



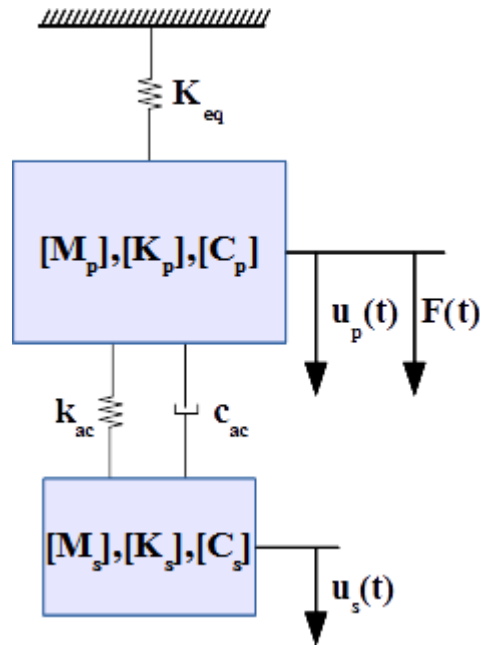
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A equação do absorvedor de n graus de liberdade pode ser escrita como:

$$[M_s]_{(n,n)} \{\ddot{u}_s(t)\}_{(n,1)} + [C_s]_{(n,n)} \{\dot{u}_s(t)\}_{(n,1)} + [K_s]_{(n,n)} \{u_s(t)\}_{(n,1)} = \{0\}_{(n,1)} \quad (19)$$

Na qual $[M_s]$, $[C_s]$ e $[K_s]$ são, respectivamente, as matrizes de inércia, amortecimento e rigidez da estrutura secundária ou absorvedora de ordem n ; $\{u_s(t)\}$ é um vetor coluna de ordem n que representa os graus de liberdade do absorvedor; e $\{0\}$ é um vetor nulo coluna de ordem n .

Através das equações do movimento de cada uma das estruturas primária e secundária obtidas separadamente e utilizando o método de acoplamento espacial de subestruturas baseada nas matrizes de massa, amortecimento e rigidez apresentadas, pode-se obter a equação do movimento para o sistema acoplado com $g = m + n$ graus de liberdade, ilustrado na Figura 8.

Figura 8 - Subestruturas acopladas.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A equação do movimento para o sistema acoplado pode ser expressa como:

$$[M]_{(g,g)} \{\ddot{u}(t)\}_{(g,1)} + [C]_{(g,g)} \{\dot{u}(t)\}_{(g,1)} + [K]_{(g,g)} \{u(t)\}_{(g,1)} = \{F(t)\}_{(g,1)} \quad (20)$$

Considerando que as estruturas estão acopladas por somente uma única coordenada de conexão, temos que:

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_p]_{(m,m)} & [0]_{(m,n)} \\ [0]_{(n,m)} & [M_s]_{(n,n)} \end{bmatrix}_{(g,g)} \quad (21)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} [C_p]_{(m,m)} & [0]_{(m,n)} \\ [0]_{(n,m)} & [C_s]_{(n,n)} \end{bmatrix}_{(g,g)} + \begin{bmatrix} c_{ac} e_p e_p^T & -c_{ac} e_p e_s^T \\ -c_{ac} e_s e_p^T & c_{ac} e_s e_s^T \end{bmatrix}_{(2,2)} \quad (22)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_p]_{(m,m)} & [0]_{(m,n)} \\ [0]_{(n,m)} & [K_s]_{(n,n)} \end{bmatrix}_{(g,g)} + \begin{bmatrix} k_{ac} e_p e_p^T & -k_{ac} e_p e_s^T \\ -k_{ac} e_s e_p^T & k_{ac} e_s e_s^T \end{bmatrix}_{(2,2)} + [K_{eq}]_{(g,g)} \quad (23)$$

$$\{F(t)\} = \left\{ \begin{array}{c} \{F(t)\}_{(p,1)} \\ \{0\}_{(s,1)} \end{array} \right\}_{(g,1)} \quad (24)$$

Na qual $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são respectivamente as matrizes de inércia, amortecimento e rigidez da estrutura acoplada de ordem g ; c_{ac} e k_{ac} são os valores do amortecimento e rigidez, respectivamente, dos elementos de acoplamento entre as estruturas; e_p e e_s são bases canônicas que indicam a coordenada de acoplamento na estrutura primária e secundária, respectivamente; $[K_{eq}]$ é a matriz que contém a rigidez dos apoios da estrutura primária; $\{u(t)\}$ é um vetor coluna de ordem g que representa os graus de liberdade do absorvedor; e $\{F(t)\}$ é um vetor coluna de ordem g das forças de excitação presentes na estrutura primária.

CAPÍTULO 3

3 OBSERVADORES DE ESTADO

3.1 CONTROLE

O controle automático é indispensável em qualquer campo da engenharia e ciência. É desejável que a maioria dos engenheiros esteja familiarizada com seus conceitos teóricos e práticos. O controle automático está em todos os setores de engenharia e é encontrado principalmente em sistemas robóticos, veículos espaciais e modernas operações industriais. Podem atuar no controle de diversas variáveis como, por exemplo, temperatura, pressão, umidade, viscosidade, vazão, etc. (OGATA 2010).

O primeiro trabalho significativo nesta área foi construído por James Watt, no século XVIII, que criou um controlador centrífugo para uma máquina a vapor. A partir daí, muitos outros trabalhos foram desenvolvidos, como exemplo pode-se citar os trabalhos de Minorsky, Hazen, Nyquist e muitos outros (OGATA, 2010). Porém, a partir de 1960, a teoria de controle clássica, que estuda sistemas com uma única entrada e uma saída, tornou-se insuficiente devido a crescente complexidade e a rigorosa precisão dos sistemas modernos. Assim, aliado a disponibilidade dos computadores digitais e complexidade dos sistemas, surge o controle moderno, que se baseia na análise do domínio do tempo e em sistemas de equações diferenciais, com múltiplas entradas e saídas.

Os sistemas que possuem muitas entradas e muitas saídas podem estar inter-relacionados de forma muito complexa. Portanto, é necessário conhecer a representação do sistema pelas equações em espaço de estados, de forma a reduzir a complexidade das expressões matemáticas e recorrer sempre às ferramentas computacionais para os cálculos necessários para a análise.

A próxima seção fará um resumo de aspectos importantes relacionados ao espaço de estados e, posteriormente, serão introduzidos os conceitos de observadores de estado.

3.2 ESPAÇO DE ESTADOS

A representação no espaço de estados é aplicável a sistemas de múltiplas entradas e saídas, lineares ou não lineares, invariantes ou variantes no tempo e com condições iniciais não nulas.

Para melhor entendimento, são apresentados alguns conceitos adaptados de Ogata (2010), assim como o equacionamento apresentado na sequência.

Estado é o menor conjunto de variáveis, tais que o conhecimento dessas variáveis em $t = t_0$, junto ao conhecimento da entrada para $t \geq t_0$, determina completamente o comportamento do sistema para qualquer instante $t \geq t_0$.

Variáveis de Estado são as variáveis que constituem o estado. Se pelo menos n variáveis $x_1, x_2, \dots, x_n$ são necessárias para descrever todo o comportamento de um sistema dinâmico, então essas n variáveis formam um conjunto de variáveis de estado.

Vetor de estado é o vetor cujos n componentes são as n variáveis de estado que descrevem completamente o comportamento de um sistema dinâmico.

Espaço de estados é o espaço n -dimensional, cujos eixos coordenados são formados de $x_1, x_2, \dots, x_n$, onde $x_1, x_2, \dots, x_n$ são as variáveis de estado. Qualquer estado pode ser representado por um ponto no espaço de estados.

Uma vez conhecida estas definições, é interessante observar que a representação de um sistema através de equações no espaço de estados não é única, porém o número de variáveis de estado sempre será o mesmo. As equações em espaço de estado envolvem três tipos de variáveis: as de entrada, saída e de estado.

O equacionamento apresentado a seguir está de acordo com Ogata (2010):

Para representar as equações de estado, suponha um sistema com múltiplas entradas e saídas, com n variáveis de estado $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$, r entradas $u_1(t), u_2(t), \dots, u_r(t)$, m saídas $y_1(t), y_2(t), \dots, y_m(t)$ e n integradores. Desta forma a equação de estado pode ser descrita como:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1(t) &= f_1(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\
\dot{x}_2(t) &= f_2(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\
&\vdots \\
\dot{x}_n(t) &= f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t)
\end{aligned} \tag{25}$$

As equações de saídas podem ser expressas por:

$$\begin{aligned}
y_1(t) &= g_1(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\
y_2(t) &= g_2(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\
&\vdots \\
y_n(t) &= g_n(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t)
\end{aligned} \tag{26}$$

Inserindo as variáveis de estado em vetores de estado, as equações (25) e (26) se reduzem a:

$$\dot{x}(t) = f(x, u, t) \tag{27}$$

$$y(t) = g(x, u, t) \tag{28}$$

Na qual equação (27) é a equação de estado, e a equação (28) é a equação de saída.

Para o caso linear em torno de um ponto de operação e variante no tempo (ou quando as funções vetoriais f e g envolverem explicitamente o tempo) as equações (27) e (28) podem ser expressas da seguinte maneira:

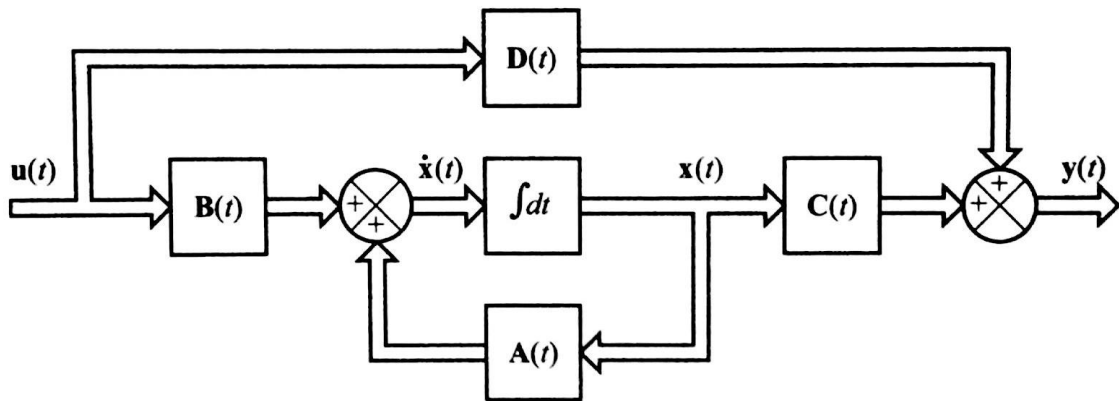
$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \tag{29}$$

$$y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t) \tag{30}$$

Na qual $A(t)$ é a chamada matriz dinâmica ou matriz de estado, $B(t)$ é a matriz de entradas, $C(t)$ é a matriz de saídas e $D(t)$ é a matriz de transmissão direta.

Uma representação em diagrama de blocos das pode ser vista na Figura 9 abaixo.

Figura 9 - Diagrama de blocos de um sistema de controle linear de tempo contínuo, representado em espaço de estados



Fonte: Ogata (2010).

Já para o caso invariante no tempo, onde as funções vetoriais f e g não envolvem explicitamente o tempo, as equações (29) e (30) podem ser simplificadas para:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (31)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (32)$$

Apresentado o conceito de espaço de estados, extremamente importante para o projeto dos observadores, faz-se necessária a caracterização dos conceitos de controlabilidade e observabilidade, assunto da seção seguinte.

3.3 CONTROLABILIDADE E OBSERVABILIDADE

Um sistema é considerado controlável se, para quaisquer estados $x(t_0)$ e $x(t_1)$, existe uma entrada $u(t)$ sem limitações quanto à amplitude de valores, para $t_0 \leq t \leq t_1$, que transfere o estado $x(t_0)$ para o estado $x(t_1)$. Esta definição ressalta que para o sistema ser controlável, $u(t)$ deve influenciar cada uma das variáveis de estado.

Isto requer que o posto da matriz de controlabilidade $[M_C]$ seja da mesma ordem que o sistema:

$$\text{Posto } ([M_C]) = \text{Posto } \left(\begin{bmatrix} [B] & [A][B] & \cdots & [A]^{n-1}[B] \end{bmatrix} \right) = n \quad (33)$$

Na qual $[A]$ é a matriz dinâmica do sistema, $[B]$ é a matriz de entradas e n é a ordem do sistema.

Segundo Ogata (2010), o sistema será considerado completamente observável se todo estado $x(t_0)$ puder ser determinado pela observação de $y(t)$ durante um intervalo de tempo finito, $t_0 \leq t \leq t_1$. Sendo assim, o sistema é completamente observável se cada transição do estado puder afetar cada elemento do vetor de saída. O conceito de observabilidade é útil na solução de problemas de reconstrução de variáveis não medidas a partir de variáveis medidas, no menor intervalo possível de tempo.

A condição para que o sistema seja completamente observável é que a matriz de observabilidade $[M_O]$ tenha posto igual a ordem do sistema:

$$\text{Posto } ([M_O]) = \text{Posto } \left(\begin{bmatrix} [C_{me}]^T & [A^T][C_{me}]^T & \cdots & [A^T]^{n-1}[C_{me}]^T \end{bmatrix} \right) = n \quad (34)$$

Na qual $[C_{me}]$ é a matriz de medidas.

Definidos estes conceitos, inicia-se o estudo dos observadores de estado, que será o assunto subsequente.

3.4 OBSERVADORES DE ESTADO

No projeto de sistemas de controle, supõe-se que todas as variáveis de estado estejam acessíveis para retroação. Entretanto, ao trabalhar com sistemas reais nota-se que tal disponibilidade pode não ser uma verdade seja por aspectos econômicos ou físicos do projeto. Com isso, surge o conceito de observação, que consiste em estimar as variáveis de estado não mensuráveis. Portanto, uma ferramenta computacional capaz de realizar esta estimativa é então denominada observador de estado ou simplesmente observador.

Um observador é considerado de ordem plena quando observar todas as variáveis de estado do sistema, mesmo se algumas delas estão disponíveis para medição direta. Por outro lado, um sistema que possua n variáveis de estado e observa menos que n variáveis, é denominado observador de estado de ordem reduzida.

Segundo Ogata 2010, um observador de estado estima as variáveis de estado a partir das medições das variáveis de saída e de controle, e ainda, afirma a necessidade de satisfazer a condição de observabilidade na concepção do projeto do observador.

Supondo então, um sistema completamente observável e invariante no tempo definido pelas equações abaixo em espaço de estados:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (35)$$

$$y(t) = Cx(t) \quad (36)$$

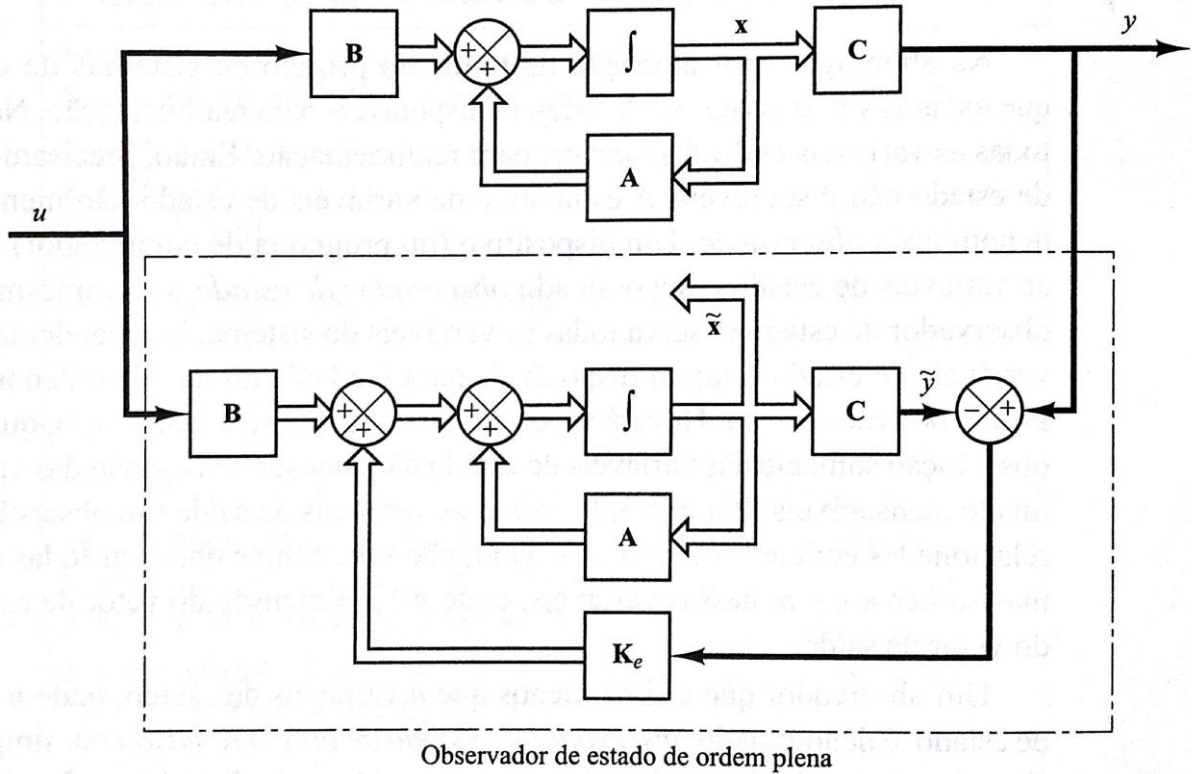
Um observador para este sistema deve se aproximar do estado $x(t)$. Assim, utilizando a notação $\tilde{x}$ para representar o vetor de estado observado, um observador de estado para este sistema deve seguir o modelo descrito abaixo, cuja representação em diagrama de blocos pode ser vista na Figura 10.

$$\dot{\tilde{x}}(t) = A\tilde{x}(t) + Bu(t) + L(y - C\tilde{x}(t)) \quad (37)$$

$$\tilde{y}(t) = C\tilde{x}(t) \quad (38)$$

Na qual $\tilde{x}$ é o estado estimado, $\tilde{y}$ é a saída estimada e L é matriz de ganho do observador.

Figura 10 - Diagrama de blocos do sistema e do observador de estado de ordem plena.



Fonte: Ogata (2010).

Note que, manipulando a equação (37), podemos ver que as entradas do observador são a saída y e a entrada de controle u . Além disso, o termo adicional $L(y - C\tilde{x}(t))$ que surge na equação do observador incorpora a diferença entre a saída medida e a saída estimada, e a matriz de ganho do observador L atua na ponderação dessas diferenças, corrigindo continuamente a saída do modelo e melhorando o seu desempenho.

Para avaliar a qualidade do observador é indispensável a estimativa do erro. Para isso, subtrai-se a equação (37) da equação (35), e então temos:

$$\dot{x}(t) - \dot{\tilde{x}}(t) = (A - LC)(x(t) - \tilde{x}(t)) \quad (39)$$

Definindo assim o erro de estimação do estado como:

$$e = x(t) - \tilde{x}(t) \quad (40)$$

E a evolução de erro de estimação do estado como:

$$\dot{e}(t) = \dot{x}(t) - \dot{\tilde{x}}(t) = (A - LC)e(t) \quad (41)$$

CAPÍTULO 4

4 METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo apresentar a metodologia utilizada para caracterização do projeto. O capítulo está dividido em três partes: modelagem do absorvedor do tipo lamina vibrante por elementos finitos de viga, modelagem da estrutura primária (plataforma) por elementos finitos de placa de Kirchhoff e detecção e localização de falhas utilizando observadores de estado global e robustos.

Todo o procedimento matemático apresentado neste capítulo foi implementado em rotinas computacionais utilizando o software livre Octave. Os resultados e discussões serão assunto do próximo capítulo.

4.1 ABSORVEDORES DINAMICOS DE VIBRAÇÃO DO TIPO LAMINA VIBRANTE

4.1.1 Modelagem da lâmina por elementos finitos

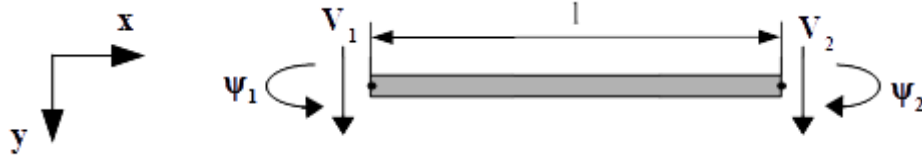
Para obtenção da equação do movimento da lâmina propôs-se uma discretização através de elementos de viga com dois graus de liberdade por nó, sendo um deslocamento vertical (V) e uma rotação (ψ). As Figuras 11 e 12, a seguir, ilustram a lâmina discretizada em n elementos finitos e um elemento de viga com seus graus de liberdade, respectivamente.

Figura 11 - Lâmina discretizada em n elementos com número total de nós igual a $n+1$.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 12 - Elemento de viga com dois graus de liberdade por nó.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para o elemento de viga mostrado na Figura 12 e amparado da teoria das vigas em flexão apresentada por Dawe 1984, que demonstra como as matrizes de rigidez e massa são obtidas, encontram-se a matriz de rigidez $[k_e]$ e a matriz de massa consistente $[m_e]$ de cada elemento de viga, representados aqui respectivamente pelas equações (42) e (43):

$$[k_e] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$[m_e] = \frac{\rho Sl}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & 13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (43)$$

Na qual E é o módulo de elasticidade do material, I é o momento de inércia de área com relação ao eixo de rotação e l é o comprimento do elemento, ρ é a densidade do material e S é a área da seção transversal da viga.

As matrizes apresentadas nas equações (42) e (43) representam cada elemento que compõe a estrutura absorvedora. Portanto, para obter a equação do movimento é necessário montar as matrizes globais da estrutura como um todo, a partir de cada uma das matrizes de seus elementos finitos. Para isso, é utilizada a equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i \quad (44)$$

Na qual T é a energia cinética; U é a energia potencial; E_d é a energia dissipativa (Rayleigh); Q_i são as forças de externas; q_i são as coordenadas generalizadas.

Para o sistema proposto, considera-se que o amortecimento estrutural do absorvedor não seja representativo e, portanto, $E_d = 0$. Como não existem forças externas atuando sobre a estrutura a parcela da equação Q_i também é zero. Além disso, para o caso estudado, as energias cinéticas dependem exclusivamente das velocidades e então $\frac{\partial T}{\partial q_i} = 0$. Desta forma, a equação (44) fica reduzida a:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial q_i} \right) = 0 \quad (45)$$

Utilizando a equação (42) pode-se obter a equação da energia potencial elástica de cada elemento U_i^e relacionando a matriz rigidez do elemento com os deslocamentos e rotações dos nós i e $i+1$:

$$U_i^e = \frac{1}{2} \{q_i\}^T [k_e] \{q_i\} = \frac{1}{2} \frac{EI}{l^3} \begin{Bmatrix} V_i \\ \psi_i \\ V_{i+1} \\ \psi_{i+1} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_i \\ \psi_i \\ V_{i+1} \\ \psi_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (46)$$

Na qual q_i é a coordenada generalizada que representa os graus de liberdade.

De forma similar, agora utilizando a matriz de massa consistente, pode-se obter a equação da energia cinética do elemento T_i^e :

$$T_i^e = \frac{1}{2} \{\dot{q}_i\}^T [m_e] \{\dot{q}_i\} = \frac{1}{2} \frac{\rho S l}{420} \begin{Bmatrix} \dot{V}_i \\ \dot{\psi}_i \\ \dot{V}_{i+1} \\ \dot{\psi}_{i+1} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{V}_i \\ \dot{\psi}_i \\ \dot{V}_{i+1} \\ \dot{\psi}_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (47)$$

Realizando este procedimento para cada um dos elementos de uma viga discretizada em n elementos, é possível obter as energias potencial e cinética totais para a viga em estudo. Assim, para a viga mostrada na Figura 13, as energias potencial e cinética totais podem ser expressas como um somatório das energias de cada elemento:

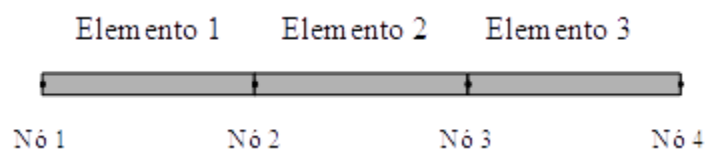
$$U = \sum_{i=1}^n U_i^e * \quad (48)$$

$$T = \sum_{i=1}^n T_i^e * \quad (49)$$

O índice $*$ foi utilizado para evidenciar que devem ser realizadas algumas operações nas equações das energias antes de efetuar o somatório. Devido aos graus de liberdade presentes em cada elemento, para realizar este somatório, deve-se inicialmente expandir o vetor de graus de liberdade e as matrizes de massa e rigidez para a ordem do número de graus de liberdade total da estrutura, ou seja, $2(n+1)$.

Para facilitar o entendimento desta passagem, a seguir é ilustrado um exemplo onde é montada a equação para energia potencial total de uma viga discretizada em três elementos, sendo que cada um destes apresentam os mesmos dois graus de liberdade por nó.

Figura 13 - Ilustração do exemplo dado - lâmina modelada por 3 elementos de viga.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Primeiramente, determina-se o número total de graus de liberdade da viga com $n = 3$ elementos:

$$GDL = 2(n+1) = 2(3+1) = 8$$

Definido o número total de GDLs, o próximo passo é expandir os vetores q_i e $\dot{q}_i$ incluindo todos (os oito) graus de liberdade. Na sequência, transformam-se as matrizes rigidez

e massa em matrizes de ordem oito respeitando a referencia de cada valor da matriz do elemento com o grau de liberdade o qual se refere e adicionando zeros aos demais valores que fazem referencia aos outros graus de liberdade que não pertencem ao elemento. Assim, a energia potencial para cada elemento fica:

$$U_1^e = \frac{1}{2} \frac{EI}{l^3} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -12 & -6l & 12 & -6l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix} \quad (50)$$

$$U_2^e = \frac{1}{2} \frac{EI}{l^3} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12 & 6l & -12 & 6l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -12 & -6l & 12 & -6l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix} \quad (51)$$

$$U_3^e = \frac{1}{2} \frac{EI}{l^3} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 12 & 6l & -12 & 6l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -12 & -6l & 12 & -6l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix} \quad (52)$$

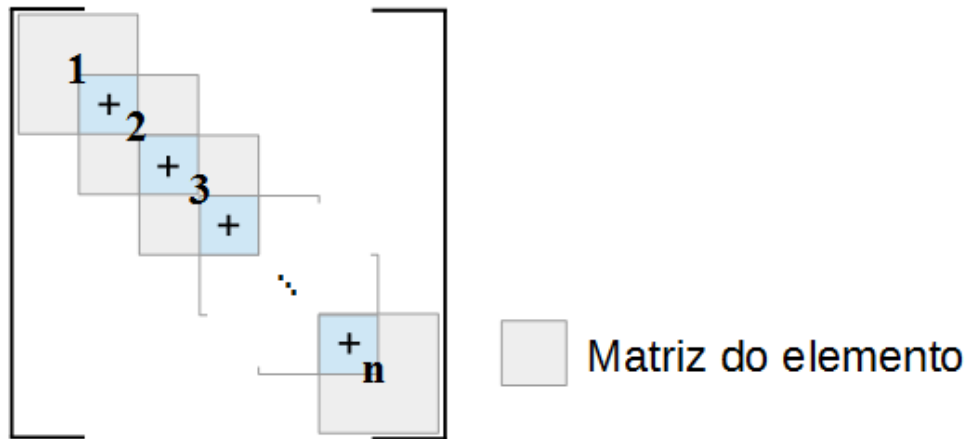
Ao serem somadas as energias dos três elementos, obtém-se a equação da energia potencial da viga:

$$U = \sum_{i=1}^{n=3} U_i^{e*} = \frac{1}{2} \frac{EI}{l^3} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -12 & -6l & 12+12 & -6l+6l & -12 & 6l & 0 & 0 \\ 6l & 2l^2 & -6l+6l & 4l^2+4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -12 & -6l & 12+12 & -6l+6l & -12 & 6l \\ 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l+6l & 4l^2+4l^2 & -6l & 2l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -12 & -6l & 12 & -6l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix} \quad (53)$$

De maneira análoga pode-se obter a equação da energia cinética da viga, somando-se todas as parcelas de energia cinética referente a cada um dos elementos.

O procedimento de montagem das equações de energia é idêntico ao apresentado para vigas discretizadas em n de elementos, respeitando a ordem $2(n+1)$ dos vetores e matrizes. Desta forma, generalizando, o somatório das matrizes de rigidez ou de massa de todos os elementos da viga resulta em uma matriz de ordem definida e com a seguinte sistemática de construção:

Figura 14 - Sistemática da construção das matrizes de massa e rigidez.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

De forma similar, a matriz de amortecimento da viga poderia ser obtida através da soma da energia dissipada por cada elemento. Entretanto, conforme destacado no início desta seção, o amortecimento estrutural foi desconsiderado, visto que sua influência na frequência natural da estrutura é desprezível.

4.1.2 Modelagem do ADV do tipo lamina vibrante

Dando sequência na modelagem da estrutura, destacando que as características intrínsecas da estrutura lâmina já foram obtidas, restam a inclusão de uma massa concentrada em sua extremidade livre e a condição de engaste móvel para caracterizar o absorvedor. Vale lembrar que a lâmina em questão terá uma posição de engaste que pode ser deslocada para obter uma maior faixa de operação, a partir do primeiro nó do elemento um até o nó n , e uma massa concentrada fixa em sua extremidade no nó $n + 1$.

Para inclusão da massa concentrada m_c na modelagem, utiliza-se, novamente, a abordagem energética. Devido à posição horizontal da lâmina e a massa estar concentrada sobre um dos nós, ela não causa nenhuma alteração na energia potencial. Por outro lado, a adição desta massa causa um aumento da energia cinética no nó da extremidade, que pode ser expresso matematicamente como:

$$T_{m_c} = \frac{1}{2} m_c \dot{V}_{n+1}^2 \quad (54)$$

Note que a energia cinética da massa concentrada expressa pela equação (54) deve ser incorporada a energia cinética do sistema para a obtenção do modelo. Portanto, equação é então transformada para sua forma matricial respeitando-se o posicionamento de seu termo não nulo perante o grau de liberdade relacionado. É interessante observar que esta matriz necessita de ajustes matemáticos antes de ser somada as outras energias, fato que se deve ao escalar multiplicador da matriz de massa da viga. Portanto, a equação (54) deve ser reescrita em sua forma matricial da seguinte forma:

$$T_{m_c}^* = \frac{\rho S l}{420} \left\{ \begin{matrix} \dot{V}_1 \\ \dot{\psi}_1 \\ \dot{V}_2 \\ \dot{\psi}_2 \\ \vdots \\ \dot{V}_{n+1} \\ \dot{\psi}_{n+1} \end{matrix} \right\}^T \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_c \frac{420}{\rho S l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \left\{ \begin{matrix} \dot{V}_1 \\ \dot{\psi}_1 \\ \dot{V}_2 \\ \dot{\psi}_2 \\ \vdots \\ \dot{V}_{n+1} \\ \dot{\psi}_{n+1} \end{matrix} \right\} \quad (55)$$

Assim sendo, a equação da energia cinética total da viga com massa concentrada na extremidade pode ser escrita como:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i^e + T_{m_c}^* \quad (56)$$

Portanto, substituindo as equações (48) e (56), na equação (45) e realizando as diferenciações obtém-se a equação do movimento para o absorvedor dinâmico de vibração do tipo lâmina vibrante modelado por elementos finitos de viga em flexão:

$$[M_{adv}]\{\ddot{q}\} + [K_{adv}]\{q\} = \{0\} \quad (57)$$

Na qual $[M_{adv}]$ representa a matriz de massa de toda a estrutura absorvedora e a massa concentrada na extremidade; $[K_{adv}]$ representa a rigidez da estrutura absorvedora; $\{q\}$ representa os graus de liberdade do absorvedor; e $\{0\}$ é o vetor nulo que indica que não existem forças externas agindo sobre a estrutura absorvedora.

$$\begin{aligned} & \frac{\rho S l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 54 & 13l & 156 + 156 & -22l + 22l & 54 & -13l & 0 & 0 \\ -13l & -3l^2 & -22l + 22l & 4l^2 + 4l^2 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 54 & 13l & 156 + 156 & -22l + 22l & 54 & -13l \\ 0 & 0 & -13l & -3l^2 & -22l + 22l & 4l^2 + 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 54 & 13l & 156 + m_c \frac{420}{\rho S l} & -22l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{V}_1 \\ \ddot{\psi}_1 \\ \ddot{V}_2 \\ \ddot{\psi}_2 \\ \ddot{V}_3 \\ \ddot{\psi}_3 \\ \ddot{V}_4 \\ \ddot{\psi}_4 \end{Bmatrix} + \\ & \dots + \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -12 & -6l & 12 + 12 & -6l + 6l & -12 & 6l & 0 & 0 \\ 6l & 2l^2 & -6l + 6l & 4l^2 + 4l^2 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -12 & -6l & 12 + 12 & -6l + 6l & -12 & 6l \\ 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l + 6l & 4l^2 + 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -12 & -6l & 12 & -6l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \psi_1 \\ V_2 \\ \psi_2 \\ V_3 \\ \psi_3 \\ V_4 \\ \psi_4 \end{Bmatrix} = 0 \end{aligned} \quad (58)$$

Finalmente, para completar o modelo, é necessário ainda adicionar o engaste da lâmina. Conceitualmente, zerar os elementos das linhas e colunas correspondentes aos GDLs de engaste seria suficiente para representar as restrições de movimento no engaste. Porém, matematicamente este procedimento é inviável devido à presença de zeros na diagonal principal das matrizes e, além disso, é necessário inverter a matriz de inércia no cálculo dos autovalores e autovetores. Portanto, engaste é efetuado no modelo eliminando-se as linhas e colunas referentes aos graus de liberdade restritos, tanto na matriz de inércia como nas de rigidez e amortecimento, caso esta última fosse considerada.

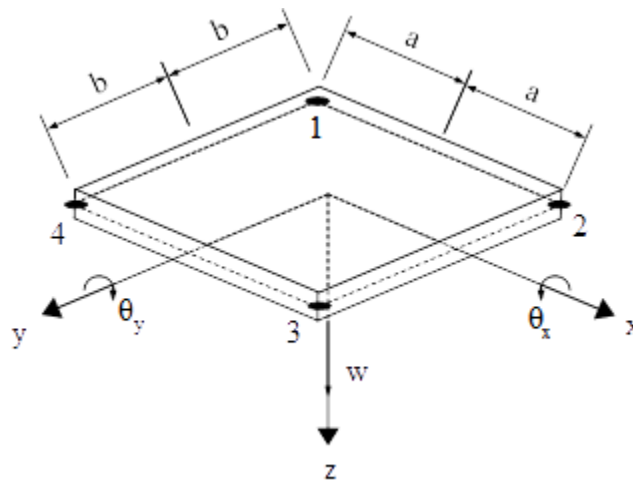
Obtida a equação do movimento, a matriz dinâmica do sistema é montada e são calculados os autovalores e autovetores do absorvedor.

4.2 MODELAGEM DA ESTRUTURA PRIMÁRIA UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS DE PLACA DE KIRCHHOFF

Conforme a proposta do trabalho, a estrutura primária será uma plataforma retangular suportada por molas e modelada por elementos finitos de placa de Kirchhoff, e ainda, excitada por uma força de desbalanceamento vertical no centro da estrutura. Desta forma, todas estas informações como a força de excitação, as rigidezes das molas de suporte devem ser incorporadas ao modelo.

O elemento de placa de Kirchhoff em questão, representado na Figura 15, possui quatro nós, um em cada vértice, e três graus de liberdade por nó, portanto, um total de 12 graus de liberdade. Os GDLs de cada nó são: uma translação vertical (na direção Z) denotada por w e duas rotações em torno dos eixos X e Y , denotadas por ϕ_x e θ_y respectivamente.

Figura 15 - Elemento finito de placa de Kirchhoff.

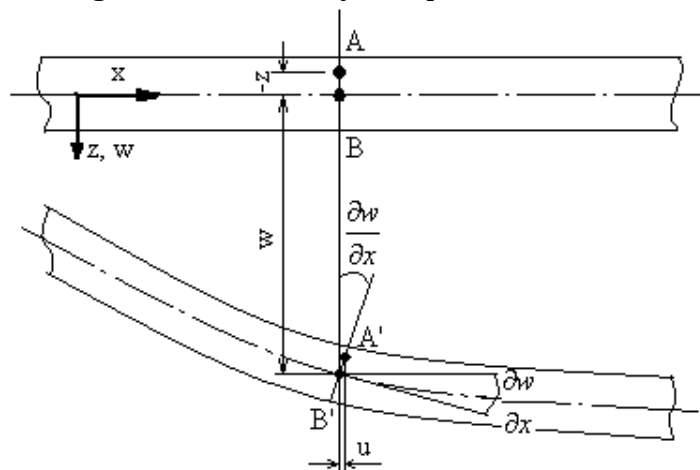


Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Para o elemento da Figura 15 ser considerado placa de Kirchhoff algumas hipóteses devem ser consideradas. São elas:

- A espessura da placa é pequena comparada a menor dimensão lateral;
- A deflexão da placa resulta em pequenas deformações e deslocamentos;
- Retas normais ao plano médio da placa permanecem normais após a deformação e a tensão normal ao plano da placa σ_z é desprezível comparado a σ_x e σ_y (Figura 16).

Figura 16 - Deformação da placa de Kirchhoff.



Fonte: Monte Alegre, 2009.

A partir destas considerações, a modelagem segue a mesma linha de raciocínio das lâminas vibrantes. A estrutura primária é então modelada por elementos finitos, onde uma aproximação do comportamento estático e dinâmico da estrutura total pode ser obtida pela composição de todos os elementos finitos pela qual a estrutura foi discretizada. De acordo com Dawe 1984, para este elemento finito de placa retangular, com 12 graus de liberdade, a matriz de rigidez pode ser definida como:

$$k = \frac{D}{60ab} \begin{bmatrix} 60p + 60p^{-1} + 42 - 12\nu & & & & & & & & & & & \\ & b(60p + 6 + 24\nu) & b^2(80p + 16 - 16\nu) & & & & & & & & & \\ & a(60p^{-1} + 6 + 24\nu) & 60\nu ab & a^2(80p^{-1} + 16 - 16\nu) & & & & & & & & \\ 30p - 60p^{-1} - 42 + 12\nu & b(30p - 6 - 24\nu) & a(-60p^{-1} - 6 + 6\nu) & & & & & & & & & \\ & k_{4,2} & b^2(40p - 16 + 16\nu) & 0 & & & & & & & & \\ & -k_{4,3} & -k_{5,3} & a^2(40p^{-1} - 4 + 4\nu) & & & & & & & & \\ -30p - 30p^{-1} + 42 - 12\nu & b(-30p + 6 - 6\nu) & a(-30p^{-1} + 6 - 6\nu) & & & & & & & & & \\ & -k_{7,2} & b^2(20p + 4 - 4\nu) & 0 & & & & & & & & \\ & -k_{7,3} & k_{8,3} & a^2(20p^{-1} + 4 - 4\nu) & & & & & & & & \\ -60p + 30p^{-1} - 42 + 12\nu & b(-60p - 6 + 6\nu) & a(30p^{-1} - 6 + 24\nu) & & & & & & & & & \\ & -k_{10,2} & b^2(40p - 4 + 4\nu) & 0 & & & & & & & & \\ & k_{10,3} & -k_{11,3} & a^2(40p^{-1} - 16 + 16\nu) & & & & & & & & \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_{1,1} & & & & & & & & & & & \\ k_{2,1} & k_{2,2} & & & & & & & & & & \\ -k_{3,1} & -k_{3,2} & k_{3,3} & & & & & & & & & \\ k_{10,1} & k_{10,2} & -k_{10,3} & k_{1,1} & & & & & & & & \\ k_{11,1} & k_{11,2} & -k_{11,3} & -k_{2,1} & k_{2,2} & & & & & & & \\ -k_{12,1} & -k_{12,2} & k_{12,3} & -k_{3,1} & k_{3,2} & k_{3,3} & & & & & & \\ k_{7,1} & k_{7,2} & -k_{7,3} & k_{4,1} & -k_{4,2} & -k_{4,3} & k_{1,1} & & & & & \\ k_{8,1} & k_{8,2} & -k_{8,3} & -k_{5,1} & k_{5,2} & k_{5,3} & -k_{2,1} & k_{2,2} & & & & \\ -k_{9,1} & -k_{9,2} & k_{9,3} & -k_{6,1} & k_{6,2} & k_{6,3} & k_{3,1} & -k_{3,2} & k_{3,3} & & & \end{bmatrix}$$

Simétrica

(59)

$$m = \frac{\rho h a b}{6300} \begin{bmatrix} 3454 & & & & & \\ 922b & 320b^2 & & & & \\ 922a & 252ab & 320a^2 & & & \\ 1226 & 398b & 548a & m_{1,1} & & \\ m_{4,2} & 160b^2 & 168ab & m_{2,1} & m_{2,2} & \\ -m_{4,3} & -m_{5,3} & -240a^2 & -m_{3,1} & -m_{3,2} & m_{3,3} \\ 394 & 232b & 232a & m_{10,1} & m_{10,2} & -m_{10,3} \\ -m_{7,2} & -120b^2 & -112ab & m_{11,1} & m_{11,2} & -m_{11,3} \\ -m_{7,3} & m_{8,3} & -120a^2 & -m_{12,1} & -m_{12,2} & m_{12,3} \\ 1226 & 548b & 398a & m_{7,1} & m_{7,2} & -m_{7,3} \\ -m_{10,2} & -240b^2 & -168ab & m_{8,1} & m_{8,2} & -m_{8,3} \\ m_{10,3} & -m_{11,3} & 160a^2 & -m_{9,1} & -m_{9,2} & m_{9,3} \end{bmatrix}$$

Simétrica

$$\begin{bmatrix} m_{1,1} & & & & & \\ -m_{2,1} & m_{2,2} & & & & \\ -m_{3,1} & m_{3,2} & m_{3,3} & & & \\ m_{4,1} & -m_{4,2} & -m_{4,3} & m_{1,1} & & \\ -m_{5,1} & m_{5,2} & m_{5,3} & -m_{2,1} & m_{2,2} & \\ -m_{6,1} & m_{6,2} & m_{6,3} & m_{3,1} & -m_{3,2} & m_{3,3} \end{bmatrix} \quad (60)$$

Sendo que: $D = \frac{E.h^3}{12(1-\nu^2)}$ e $p = \left(\frac{a}{b}\right)^2$

Na qual $2a$ representa o comprimento do elemento de placa na direção x ; $2b$ representa a largura do elemento de placa na direção y ; h representa a espessura do elemento de placa; ρ é a densidade do material da placa; ν é o coeficiente de Poisson; e E é o módulo de elasticidade do material.

As matrizes apresentadas aqui representam cada elemento que compõe a estrutura primária. Portanto, para obter a equação do movimento da estrutura primária como um todo é necessário montar as matrizes globais da estrutura, a partir de cada uma das matrizes de seus

elementos finitos. Para isso, é utilizada novamente a equação de Lagrange, equação (44), da mesma forma que foi utilizada na estrutura absorvedora:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i \quad (44)$$

Este procedimento é exatamente o mesmo adotado na estrutura absorvedora, porém um pouco mais complexa, devido ao maior número de graus de liberdade do elemento de placa.

Para o sistema proposto, considera-se que o amortecimento estrutural da mesa não seja representativo e, portanto, $E_d = 0$. A força de desbalanceamento atuante no centro da estrutura será representada na componente Q_i da equação. Além disso, para o caso estudado, as energias cinéticas dependem exclusivamente das velocidades e então $\frac{\partial T}{\partial q_i} = 0$. Desta forma, a equação (44) fica reduzida a:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \left(\frac{\partial U}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (61)$$

É interessante observar que da mesma forma como aconteceu com a estrutura absorvedora, na modelagem também aparecerão massas concentradas, referentes à massa do motor desbalanceado, e elementos de rigidez, referentes às molas de apoio da placa. Portanto estes componentes também devem ser incorporados nas energias cinéticas e potenciais:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i^e + T_{motor} \quad (62)$$

$$U = \sum_{i=1}^n U_i^e + U_{apoios} \quad (63)$$

O índice * foi utilizado para evidenciar que devem ser realizadas algumas operações nas equações das energias antes de efetuar o somatório. Devido aos graus de liberdade presentes em cada elemento, antes de realizar este somatório, deve-se inicialmente expandir o vetor de graus de liberdade e as matrizes de massa e rigidez para a ordem do número de graus de liberdade total da estrutura. Para o caso da plataforma composta por elementos finitos de placas, temos:

$$GDL_{plataforma} = 3n_{nós} \quad (64)$$

Na qual $GDL_{plataforma}$ indica o número total de graus de liberdade da estrutura primária e $n_{nós}$ indica o número total de nós da estrutura.

Portanto, substituindo as equações (62) e (63), na equação (44) e realizando as diferenciações obtém-se a equação do movimento para a estrutura primária modelada por elementos finitos de placa:

$$[M_{plat}]\{\ddot{q}\} + [K_{plat}]\{q\} = \{F_d\} \quad (65)$$

Na qual $[M_{plat}]$ representa a matriz de massa de toda a estrutura primária e a massa concentrada do motor desbalanceado; $[K_{plat}]$ representa a rigidez da estrutura primária e as rigidez das molas que apoiam a estrutura; $\{q\}$ representa os graus de liberdade do sistema; e $\{F_d\}$ é o vetor que contém a força de desbalanceamento, no centro da estrutura.

4.3 DETECÇÃO E LOCALIZAÇÃO DE FALHAS UTILIZANDO OBSERVADORES DE ESTADO

Esta seção traz a metodologia desenvolvida por Melo, em 1998, em sua tese de doutorado, onde o mesmo utiliza as técnicas dos observadores de estado na detecção e

localização de falhas. O projeto de observadores de estado para este tipo de tarefa é dividido em várias etapas que serão discutidas uma a uma no decorrer desta seção.

O projeto do observador inicia-se com a definição da modelagem matemática para o sistema real sendo estudado. A modelagem não é única, pois para um mesmo sistema pode haver várias modelagens dependendo do enfoque e da perspectiva que se considere. Assim a escolha do modelo deve ser a mais adequada para o estudo e o mais próximo possível do sistema real a ser analisado.

Com o sistema definido é possível obter uma aproximação e assim, caracterizar seus parâmetros através das matrizes de massa $[M]$, amortecimento $[C]$ (quando for interessante considera-lo) e rigidez $[K]$. Estas matrizes podem ser obtidas de diversas maneiras como, por exemplo, utilizando análise modal experimental, discretização por elementos finitos, entre outros procedimentos. Neste trabalho, as matrizes de toda a estrutura são obtidas através do método dos elementos finitos.

De posse de todas as matrizes, é conveniente a representação do sistema no Espaço de Estados. Para isso, primeiramente, é montada a matriz dinâmica do sistema $[A]$:

$$[A]_{2nx2n} = \begin{bmatrix} [0]_{nxn} & [I]_{nxn} \\ -([M]^{-1}[K])_{nxn} & -([M]^{-1}[C])_{nxn} \end{bmatrix} \quad (66)$$

Na qual n representa a ordem de $[M]$.

Estabelecida a matriz dinâmica do sistema, são calculados os autovalores do sistema a ser simulado. Para que o projeto dos observadores do sistema tenha estabilidade e rápida convergência, os autovalores adotados devem ter a parte real negativa e à esquerda dos autovalores de $[A]$, que também tem parte real negativa.

O sistema é então representado em Espaço de Estados, conforme as equações (31) e (32), do capítulo 3:

$$\begin{aligned} \{\dot{x}(t)\} &= [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\} \\ \{y(t)\} &= [C]\{x(t)\} + [D]\{u(t)\} \end{aligned} \quad (67)$$

Através das equações em espaço de estados e de métodos numéricos de resolução de equações diferenciais é possível obter uma aproximação para a resposta do sistema no domínio do tempo, ou seja, uma aproximação para os deslocamentos e velocidades do sistema.

4.3.1 Projeto do observador global e robusto

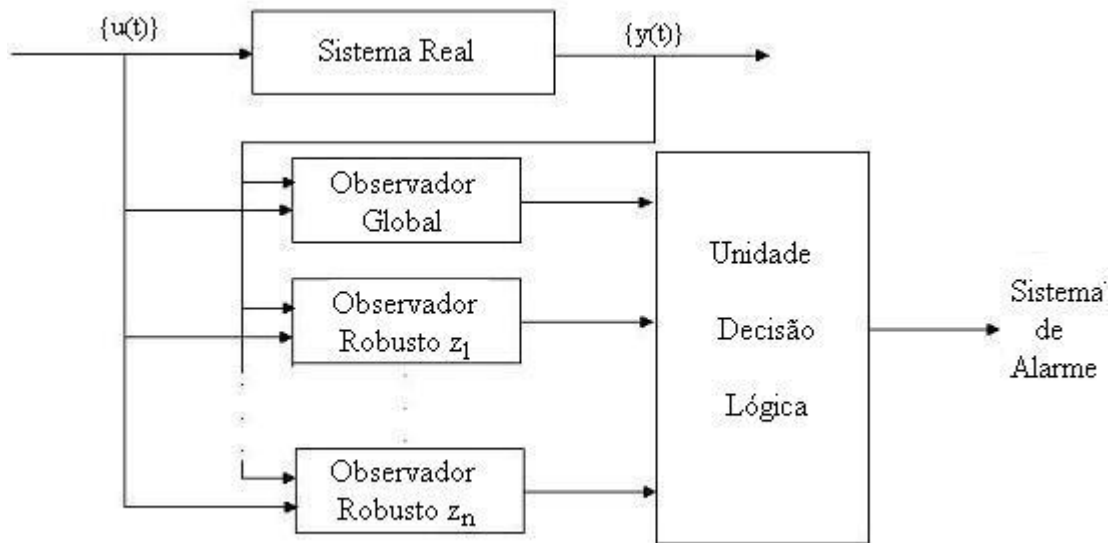
Esta seção destina-se ao projeto dos Observadores Globais, que verificam a integridade do sistema e detectam as irregularidades, e os Observadores Robustos, que localizam e estimam as alterações nos parâmetros mais propícios a falhas.

Caso o sistema seja observável, projeta-se um observador global com a finalidade de detectar distúrbios ou irregularidades causadas por possíveis falhas. Durante a operação do sistema sem falha, o observador global deve responder exatamente como o sistema real simulado. Assim que uma falha surge, ou é introduzida uma falha, a curva de resposta do sistema real se altera e deixa de coincidir com a curva do observador, o que indica a presença de alguma distorção nos parâmetros do sistema.

Detectadas as falhas, é conveniente localizar e quantificar o seu dano o mais rápido possível a fim de estabelecer uma parada ou manutenção. Nestes casos, projeta-se um banco de observadores robustos aos elementos do sistema mais suscetíveis a falhas. Seu objetivo é comparar a resposta do sistema real com falha com todas as respostas do observador robusto, varrendo todos os percentuais de falha de cada um dos parâmetros sujeitos a irregularidades. Esta comparação é feita utilizando-se das inversas da diferença *rms* das respostas do sistema real com falha e todas as respostas do observador robusto a um determinado parâmetro, e então estas diferenças são plotadas em um gráfico de barras. Analisando os gráficos é possível verificar se o sistema atingiu níveis de falhas preocupantes ou inaceitáveis. Já no caso de um sistema de controle automático, a unidade de decisão lógica pode acionar alarmes, indicando ao operador a situação do sistema.

A Figura 17, a seguir, ilustra o esquema simplificado de um sistema utilizando observadores de estado na detecção de falhas.

Figura 17 - Esquema simplificado de um sistema com Observador de Estado.



Fonte: Monte Alegre, 2009.

4.3.2 Cálculo da matriz de ganho do observador

Segundo Ogata (2010), no cálculo da matriz de ganho do observador, existe vantagem do método de controle quadrático ótimo sobre o método de alocação, pois o primeiro fornece um modo sistemático de cálculo da matriz ganho de controle por realimentação de estado. Desta forma, aliado as rotinas computacionais disponíveis no software Octave, o projeto dos observadores de estado será feito através do regulador quadrático linear (LQR).

O projeto de observadores de estado de ordem plena, considerando o sistema:

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\} \quad (68)$$

pode ser feito, de acordo com Fernandes Júnior (2011), através da aplicação de uma lei de controle de realimentação no sistema em malha fechada no sentido de minimizar o índice de desempenho quadrático dado por

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (69)$$

Na qual Q' e R' são matrizes hermitianas positiva definidas ou reais simétricas e que representam, respectivamente a importância relativa do erro e do dispêndio de energia dos sinais de controle (OGATA, 2010).

Supondo que o sistema em malha fechada seja estável, o índice de desempenho pode ser expresso em função do estado inicial e fica reduzido a:

$$J = x^T(0)P_K x(0) \quad (70)$$

na qual a matriz P_K representa a única solução estacionária positiva definida da equação matricial discreta de Riccati, na forma:

$$P_{K+1} = Q + A(P_K - P_K C^T (R + C P_K C^T)^{-1} C P_K) A^T \quad (71)$$

onde a matriz P_K é iniciada como sendo a própria matriz Q . A matriz de controle K_K minimiza a função de custo quadrática quando esta obedece a relação

$$K_K = (R + C P_K C^T)^{-1} C P_K A^T \quad (72)$$

Desta forma, a matriz de ganho L_K do observador de estados de ordem plena pode ser obtida utilizando a relação:

$$K_K^T = L_K \quad (73)$$

Resolvendo o problema do regulador quadrático ótimo, linear, de tempo contínuo e a equação de Riccati associada, calcula-se a matriz de ganho L_K ótimo de realimentação, de modo que a lei de controle de realimentação:

$$u = -L_K x \quad (74)$$

minimiza o índice de desempenho da equação

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (75)$$

sujeita a equação de estado

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\}. \quad (76)$$

CAPÍTULO 5

5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Este capítulo tem como objetivo apresentar todo o desenvolvimento das simulações computacionais utilizadas neste projeto.

Primeiramente, torna-se necessário ilustrar claramente o que será desenvolvido. Em seguida, serão mostradas as principais etapas da programação, desenvolvida no software livre Octave.

5.1 O PROJETO

A primeira parte do projeto consiste em simular o comportamento de uma plataforma retangular ou estrutura principal, discretizada por elementos finitos de placas de Kirchhoff, apoiada sobre molas e vibra devido à ação de uma força de excitação normal a superfície superior.

Encerrada a etapa de montagem da plataforma, são projetados absorvedores dinâmicos de vibrações do tipo lâminas vibrantes, modeladas por elementos finitos de viga de Euler-Bernoulli, sendo projetado um para cada frequência natural da estrutura primária. O absorvedor é então acoplado a estrutura principal no ponto onde ocorre a maior amplitude de vibração de cada modo de vibrar.

Concluída a montagem do sistema físico a ser simulado, projeta-se um observador de estado global que verifica a integridade do sistema. Detectada alguma alteração na resposta do sistema, é projetado um banco de observadores robustos, localizando possíveis variações ou falhas nos parâmetros mais suscetíveis a desgaste.

5.2 PROGRAMAÇÃO

A programação foi feita seguindo a linha de raciocínio apresentada acima, acrescentando-se de algumas rotinas de otimização da própria linguagem (Octave) e rotinas elaboradas pelo autor. Para diminuir o número de variáveis e linhas do programa principal, foram utilizadas rotinas em forma de funções, que recebem as variáveis de entrada do programa e retornam apenas as variáveis de interesse para a continuidade do programa. A seguir, é mostrado o passo a passo da programação dividido em três etapas: montagem da plataforma, projeto de absorvedores dinâmicos de vibração e projeto dos observadores de estado.

5.2.1 Montagem da plataforma

Para este projeto e após analisar a convergência de malha e ter demonstrado resultados satisfatórios, a plataforma é então discretizada por 256 elementos finitos (16×16), ou seja, com 16 divisões sentido do comprimento e 16 divisões no sentido da largura. Portanto, para iniciar a montagem do sistema é indispensável o conhecimento das matrizes elementares de cada um dos elementos finitos que compõem a estrutura global. Estas matrizes elementares são conhecidas e já foram expostas neste trabalho na seção 4.2, do capítulo 4.

De posse das matrizes de massa e rigidez de cada um dos elementos, agora, é mandatório acoplar todos os elementos finitos de modo a obter a representação da estrutura primária. A metodologia de acoplamento utilizada para realizar esta tarefa é análoga à apresentada na seção 4.1, do capítulo 4.

Acoplados todos os elementos finitos de placas de Kirchhoff para representar a plataforma, resta agora incluir os elementos de rigidez que sustentam a plataforma. Estes elementos de rigidez serão chamados de suportes ou apoios da plataforma, e são posicionados um em cada um dos vértices da estrutura primária.

Definido o sistema, são aplicadas as condições de contorno do problema, ou seja, é considerado que nos nós de acoplamento entre os elementos de apoio e a plataforma não

existem rotações e deslocamentos laterais (eixos x e y), portanto, o grau de liberdade que resta é o de deslocamento na direção do eixo z .

Após a aplicação das condições de contorno, as matrizes de massa e rigidez da estrutura são utilizadas para o cálculo das frequências naturais e modos de vibrar. Na sequência os modos são ordenados da menor para a maior frequência.

Para visualizar os modos de vibrar, foi desenvolvida uma rotina que imprime os modos de vibrar da estrutura e aplica um gradiente de cores, que identifica os elementos que possuem as maiores amplitudes de deslocamento relativo quando comparado com a estrutura em repouso, dado que é muito importante para a próxima etapa da programação, onde serão projetados os absorvedores dinâmicos de vibração.

5.2.2 Projeto do absorvedor dinâmico de vibração.

O projeto dos absorvedores dinâmicos de vibrações se inicia com a definição da frequência de atuação, ou a frequência em que se deseja atenuar a amplitude de vibração. Conhecidas as frequências naturais da estrutura primária, é desenvolvida uma rotina que projeta um absorvedor dinâmico de vibração do tipo lâmina vibrante para cada uma das frequências da plataforma. Esta rotina, basicamente encontra os valores dos parâmetros construtivos do ADV (comprimento, largura, espessura e massa concentrada na extremidade livre da lâmina) de modo a minimizar a diferença entre a frequência natural (da plataforma) que se deseja atenuar e a frequência natural do absorvedor.

Projetado o absorvedor, é então necessário seu acoplamento. Para isso, é analisado cada um dos modos de vibrar da estrutura primária e é computado qual é o grau de liberdade de deslocamento que apresenta a maior amplitude de deslocamento relativo. Neste grau de liberdade de máximo deslocamento relativo será acoplado o absorvedor. O acoplamento das estruturas é feito por um elemento de viga, de acordo com a seção 2.2, do capítulo 2.

Para verificar a funcionalidade do ADV, são elaboradas duas rotinas que calculam as respostas do sistema no domínio da frequência e no domínio do tempo, e os resultados são apresentados em forma gráficos, mostrando a diferença de comportamento da estrutura primária antes e após o acoplamento do absorvedor. Desta maneira, no domínio da frequência e antes do acoplamento, espera-se que exista um pico de ressonância na frequência de

excitação para qual o ADV foi projetado e que após o acoplamento apareça uma antirressonância nesta frequência e duas novas frequências naturais nas proximidades da antirressonância. Já no domínio do tempo, antes do acoplamento, espera-se que a resposta no ponto de acoplamento esteja em ressonância e que, após o acoplamento esta amplitude de resposta aproxime-se de zero.

5.2.3 Projeto dos observadores de estado.

Estabelecido o sistema a ser monitorado, a próxima etapa é a detecção e localização de possíveis falhas via observadores de estado. Devido à análise ser exclusivamente computacional, as falhas e as respostas do sistema real serão simuladas.

A detecção da falha é feita pelo Observador Global, que em poucas palavras é uma réplica do seu sistema real sem falhas, no caso, da plataforma com absorvedor dinâmico de vibração do tipo lâmina vibrante.

Para inserir a falha no sistema são definidos quais são os parâmetros mais suscetíveis a falhas do sistema. Neste trabalho, são escolhidos os elementos de rigidez dos apoios e o elemento de viga que acopla o absorvedor na plataforma. Assim, definindo o local onde será inserida a falha, é então criada uma rigidez negativa, ou perda percentual de rigidez, que quando somada na matriz global da estrutura e no local onde ocorrerá a falha, gera uma avaria no sistema.

Ao comparar a resposta do sistema real com o Observador Global, as curvas de respostas são idênticas. À medida que é inserida uma falha no sistema, a curva de resposta do sistema real com a falha tende a divergir da curva do Observador Global. Portanto, quando as curvas divergem, a unidade de decisão lógica identifica a falha.

Tão importante quanto detectar a falha, em vista da complexidade dos sistemas, é a localização desta falha. Para isso, é projetado um banco de Observadores Robustos, que varrem todos os percentuais de falha em todos os parâmetros sujeitos a irregularidades e compara todas as suas respostas no tempo com o sistema real com falha, e desta maneira, quando as curvas são aproximadamente idênticas (ou seja, a diferença *rms* das duas respostas tende a zero), o observador robusto identifica o parâmetro falho e quantifica a falha, restando

à unidade de decisão lógica a decisão por uma parada para manutenção ou a continuidade da operação do equipamento.

CAPÍTULO 6

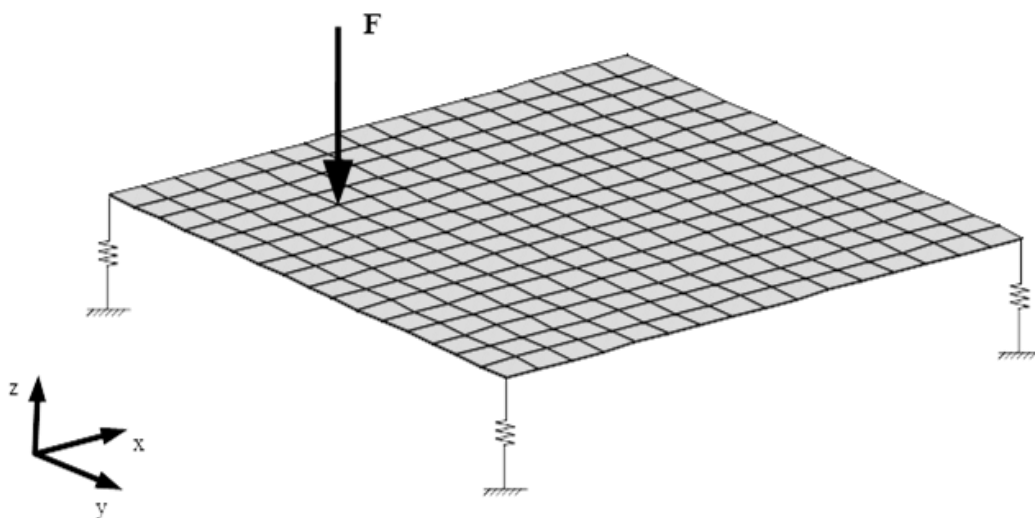
6 RESULTADOS

Esta seção traz os resultados obtidos durante a execução das rotinas computacionais. De maneira similar a seção anterior, esta será dividida como etapas principais da programação: montagem da plataforma, absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâminas vibrantes e detecção de falhas via observadores de estado.

6.1 MONTAGEM DA PLATAFORMA

Para construir a plataforma foi criada a função que monta a plataforma a partir do acoplamento de 256 elementos finitos de placas de Kirchhoff (16x16, ou seja, com 16 divisões no sentido do comprimento e 16 divisões no sentido da largura) e ainda adiciona os apoios da plataforma. As dimensões atribuídas a plataforma foram estabelecidas aleatoriamente por se tratar de um estudo computacional, porém, são respeitadas as hipóteses apresentadas na seção 4.2 do capítulo 4, para que o elemento finito utilizado seja do tipo placas de Kirchhoff. Uma representação simbólica da plataforma formada por elementos finitos, apoios e a força de excitação pode ser visto na Figura 18 abaixo.

Figura 18 - Ilustração da plataforma retangular sob ação de uma força.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

As dimensões e propriedades do material da estrutura são expostas na Tabela 1:

Tabela 1 - Parâmetros referentes à estrutura primária para cálculo das frequências naturais.

PARAMETROS – PLATAFORMA	VALOR
Densidade (aço)	7800 kg / m^3
Modulo de elasticidade	205 GPa
Coefficiente de Poisson	0,30
Comprimento	0,500 m
Largura	0,400 m
Espessura	0,001 m
Rigidez dos apoios	100000 N / m

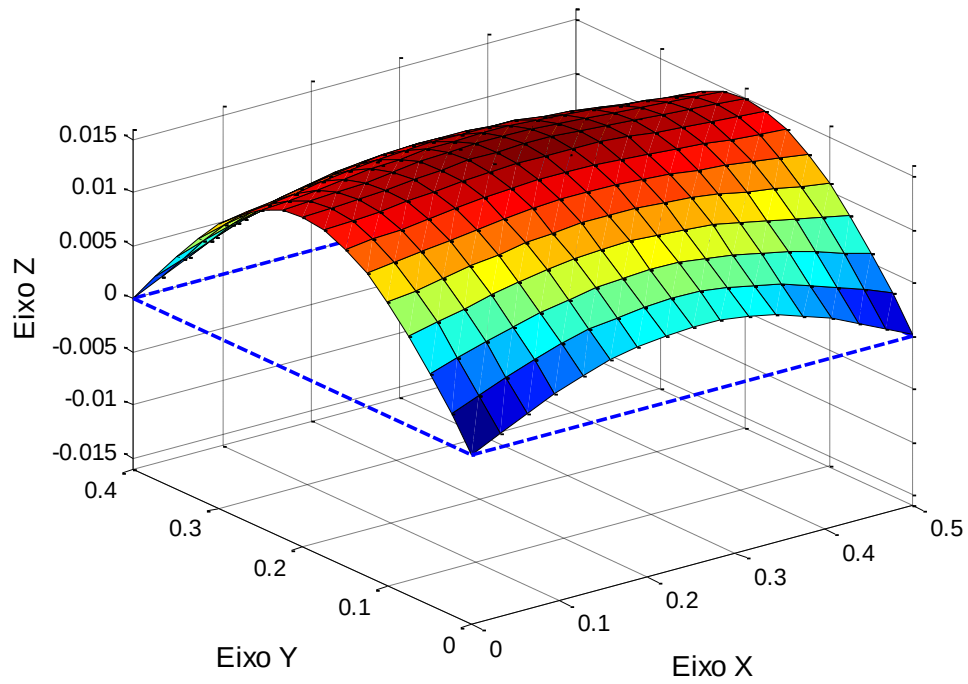
Estabelecidas as propriedades e materiais da estrutura, começa a fase dos cálculos, onde serão encontradas as frequências naturais e modos de vibrar da estrutura primária. As dez primeiras frequências naturais são expostas na próxima tabela:

Tabela 2 - Frequências naturais da plataforma.

Modos de vibrar	Frequência Natural [Hz]
1º modo	8,24
2º modo	18,28
3º modo	20,46
4º modo	25,37
5º modo	45,43

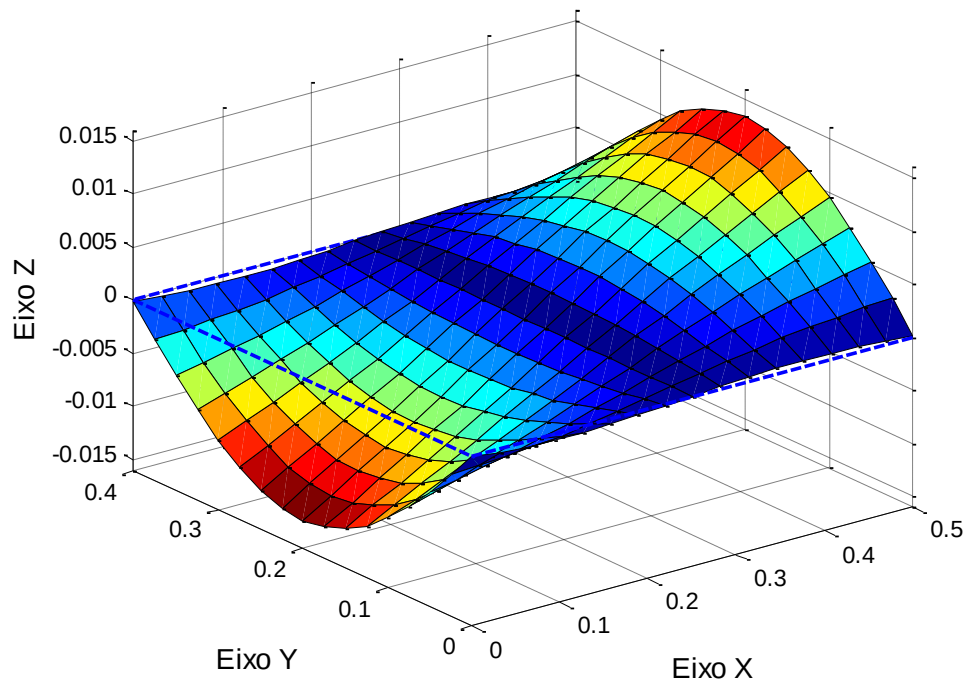
Para facilitar a visualização dos modos de vibrar, serão representados os cinco primeiros modos de forma gráfica nas Figuras 19 a 23. Note que os elementos em vermelho escuro serão os elementos onde ocorrem os deslocamentos relativos máximos, no eixo Z, e em relação à estrutura em repouso. Portanto, é criada uma rotina que guarda o grau de liberdade onde ocorre este máximo deslocamento relativo e que será o local de acoplamento do absorvedor, assunto da próxima seção.

Figura 19 - Primeiro modo de vibrar, frequência de 8,24 Hz.



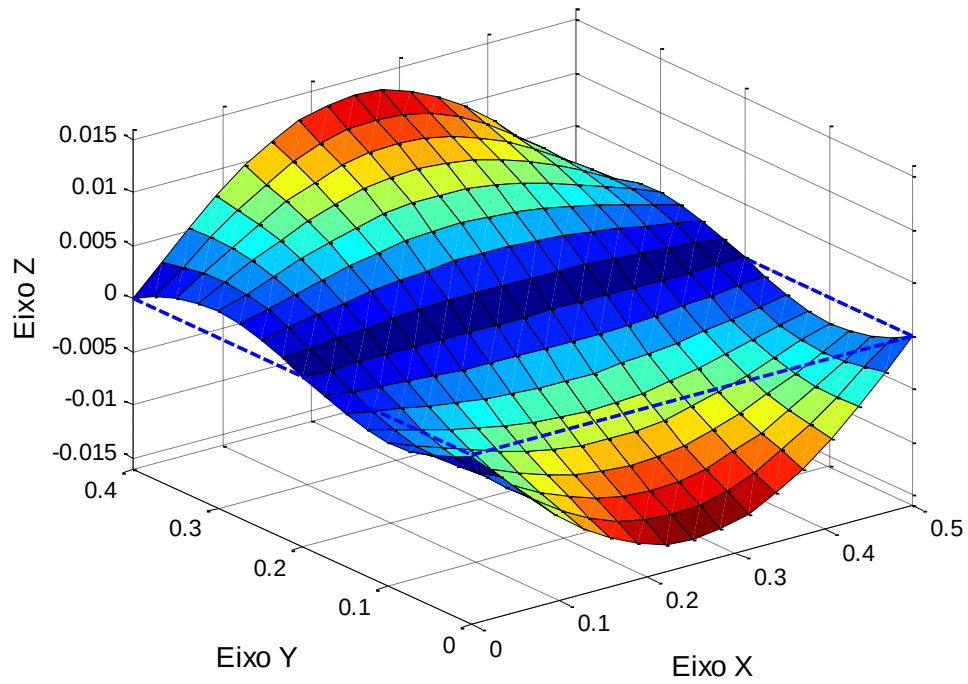
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 20 - Segundo modo de vibrar, frequência de 18,28 Hz.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

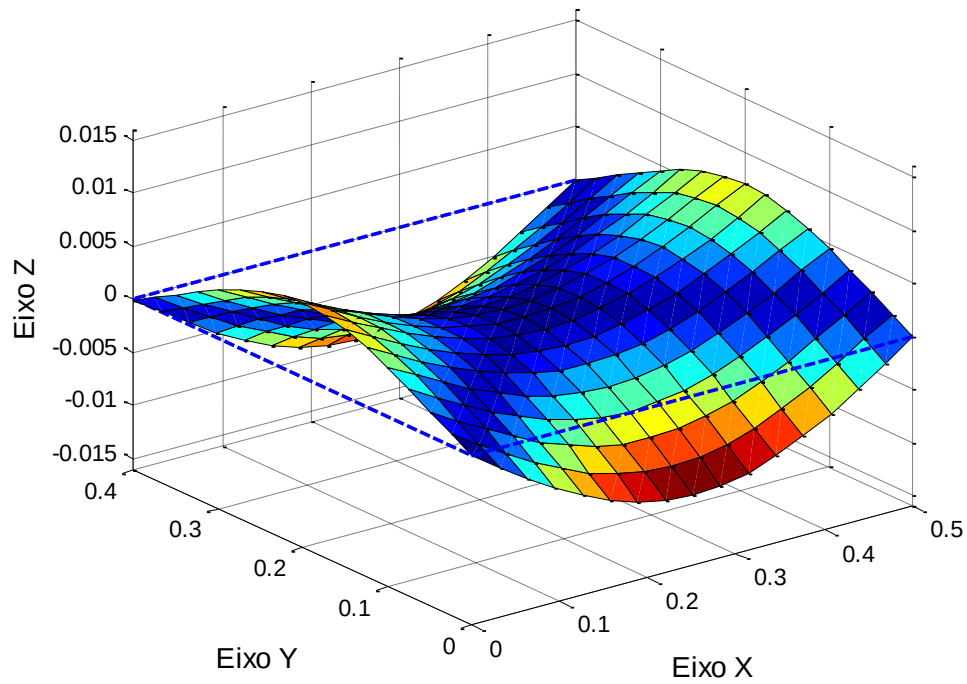
Figura 21 - Terceiro modo de vibrar, frequência de 20,46 Hz.



*

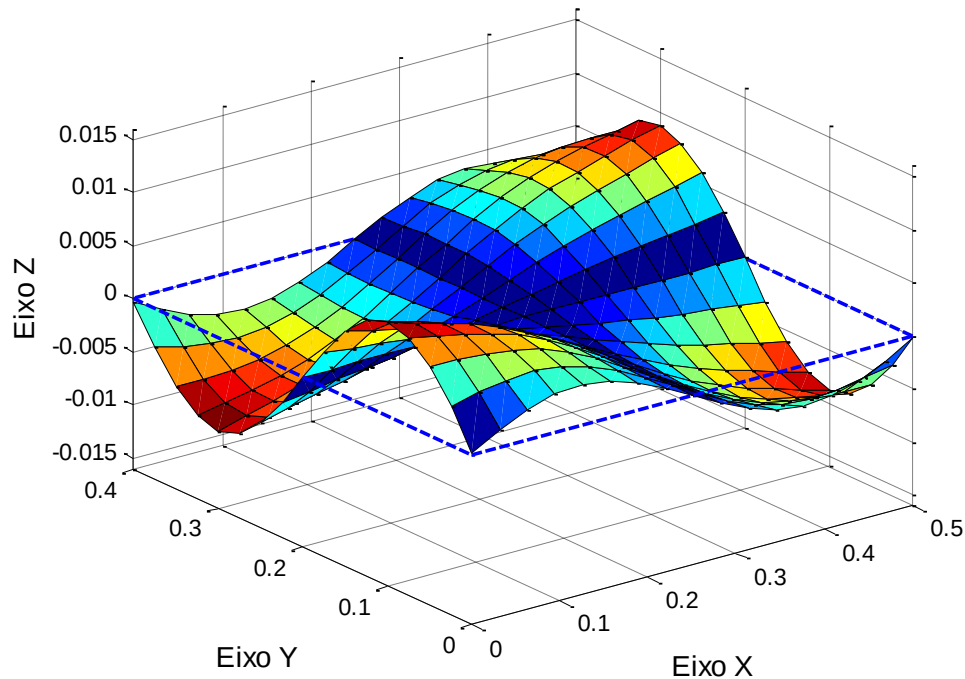
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 22 - Quarto modo de vibrar, frequência de 25,37 Hz.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 23 - Quinto modo de vibrar, frequência de 45,43 Hz.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Calculadas as frequências naturais com seus respectivos modos de vibrar, e também os pontos de máximo deslocamento relativo, resta incluir na programação a excitação para o cálculo da resposta do sistema. Considera-se, para este caso, que a plataforma seja excitada por única componente de força harmônica, e que esta seja fixa em um determinado grau de liberdade, podendo variar sua frequência. Esta força deve ser posicionada de tal maneira a excitar os três primeiros modos. Analisando as características dos três primeiros modos de vibrar, pode-se notar que um ponto bom para receber a excitação é o nó onde foi colocada a força ilustrada na Figura 18, localizado fora das regiões onde o deslocamento relativo é mínimo para os três primeiros modos.

Agora, considerando que o sistema parte do repouso, ou seja, as condições iniciais de deslocamento e velocidade são nulas, são calculadas as respostas no domínio do tempo para as três primeiras frequências naturais nos graus de liberdade de acoplamento e a sequência são calculadas as respostas no domínio da frequência. Estas respostas serão utilizadas para evidenciar os efeitos do acoplamento do absorvedor.

Desta forma, encerram-se os resultados obtidos na montagem da plataforma e inicia-se o projeto dos absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lamina vibrante.

6.2 ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO DO TIPO LÂMINA VIBRANTE

Este trabalho tem como uma das propostas o projeto de absorvedores para as principais frequências naturais da plataforma. Para ilustrar o efeito do acoplamento dos ADV será mostrado o comportamento do sistema antes e após o acoplamento de três absorvedores, projetados para atuar, separadamente, nas três primeiras frequências naturais do sistema.

O projeto de cada um dos absorvedores segue uma linha de processos que tem como resultado a geometria do absorvedor e a massa concentrada fixada na extremidade livre da lâmina. Este resultado é obtido através de uma rotina de otimização de parâmetros que minimiza a diferença entre as frequências naturais da plataforma e do absorvedor a ser projetado. Desta forma, a seguir, são expostos os dados calculados para cada um dos absorvedores e na sequência, o comportamento de suas respostas no domínio do tempo e da frequência, antes e após o acoplamento das estruturas.

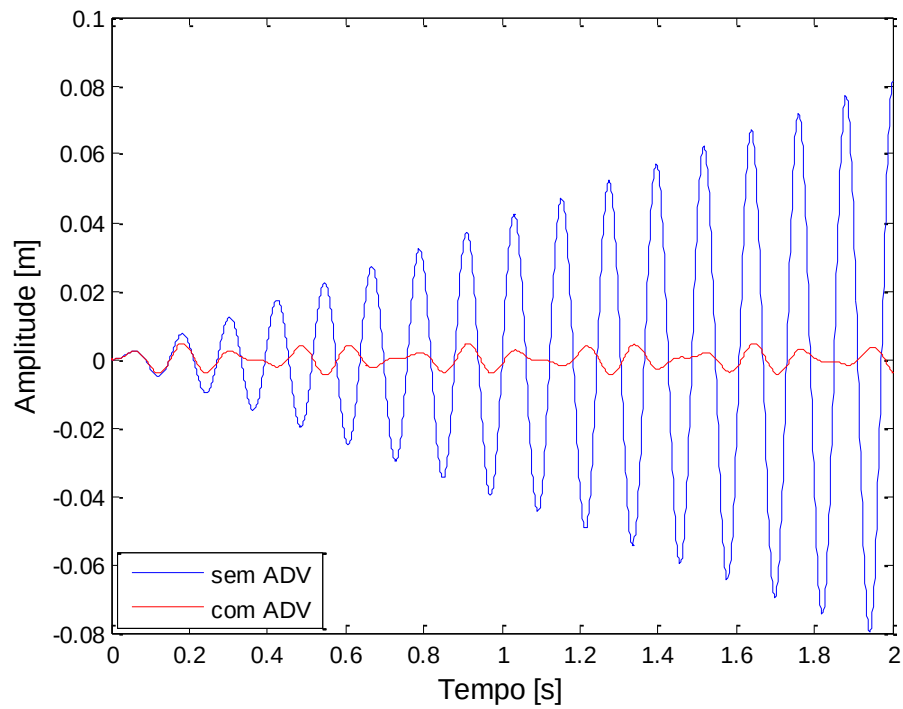
Para facilitar a visualização dos dados da rotina de otimização do absorvedor, os dados obtidos foram compilados na forma de tabela, e são expostos na Tabela 3.

Tabela 3 - Dimensões e massa concentrada calculada para os três absorvedores propostos.

Modo de Vibrar	Frequência Natural [Hz]	ADV	Comprimento [mm]	Largura [mm]	Altura [mm]	Massa [g]
1º modo	8,24	1	397,78	21,22	2,04	20,95
2º modo	18,28	2	430,20	22,73	4,48	14,93
3º modo	20,46	3	328,76	24,46	3,13	16,47

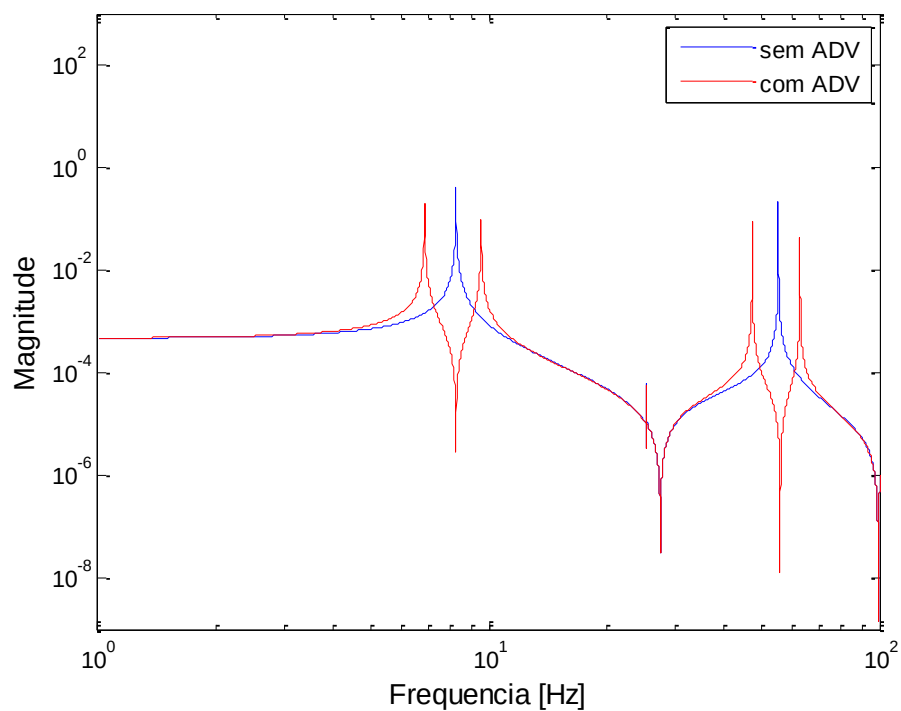
Utilizando as dimensões e massas calculadas para cada um dos absorvedores é possível comparar as respostas do sistema no domínio do tempo e da frequência antes e após o acoplamento dos absorvedores. As próximas figuras mostram o efeito ocasionado pelo acoplamento de cada um dos absorvedores propostos.

Figura 24 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do primeiro absorvedor dinâmico de vibração.



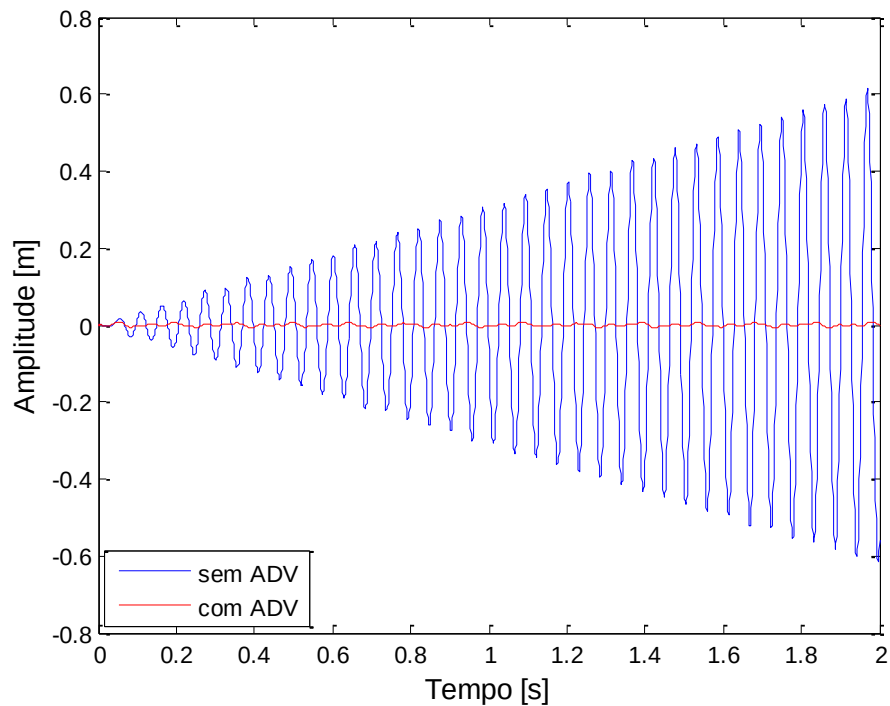
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 25 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do primeiro absorvedor dinâmico de vibração.



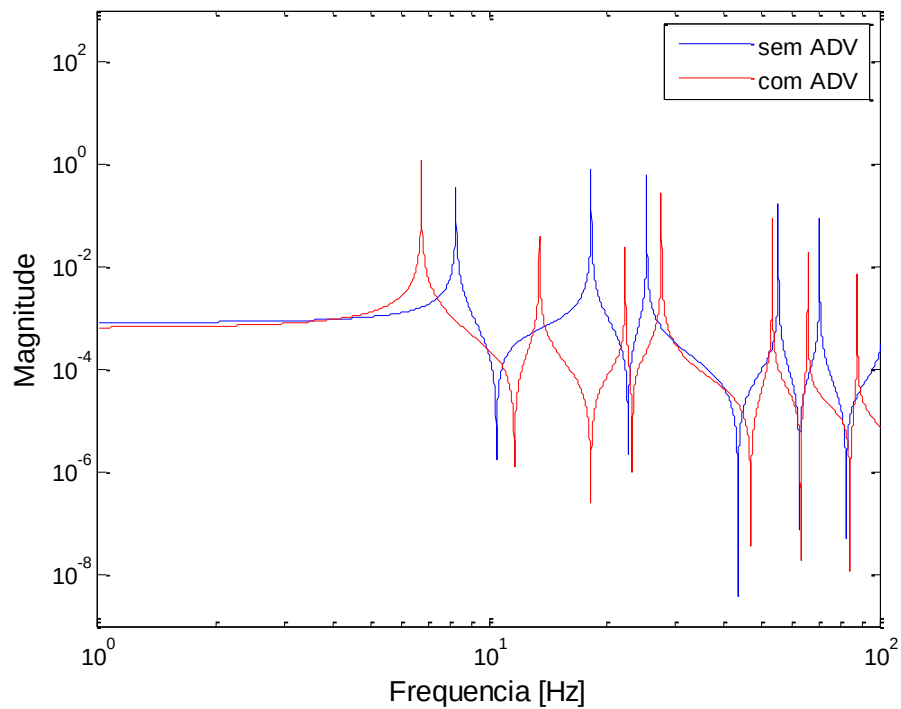
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 26 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do segundo absorvedor dinâmico de vibração.



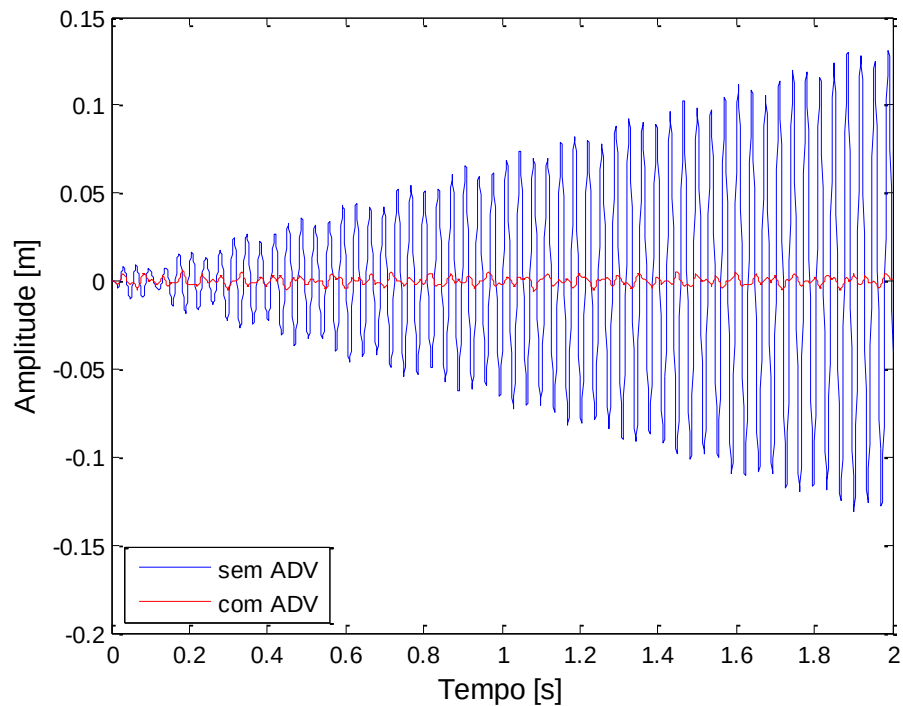
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 27 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do segundo absorvedor dinâmico de vibração.



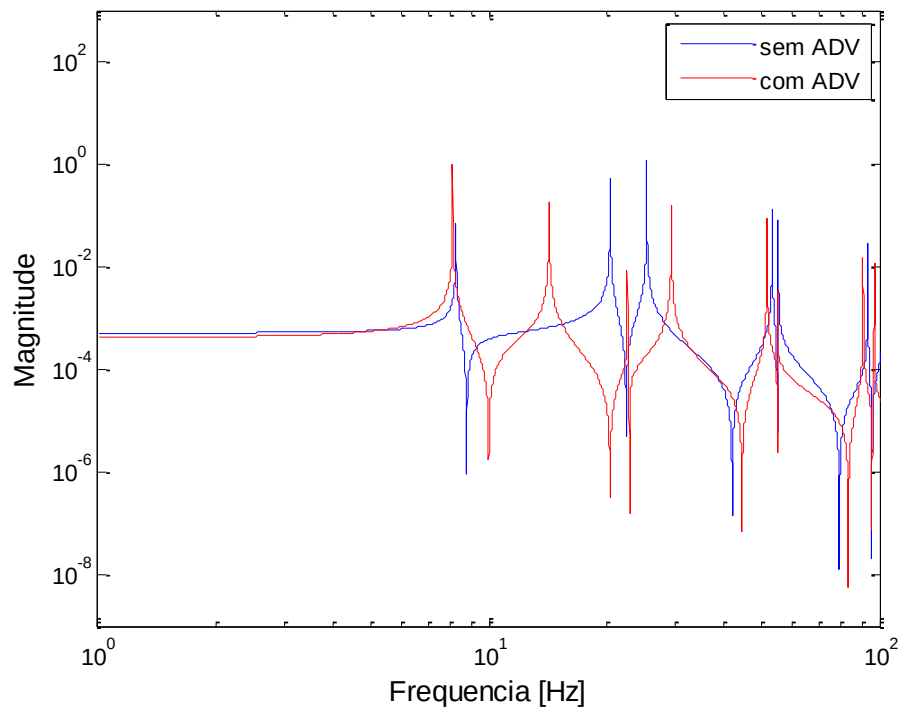
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 28 - Resposta no domínio do tempo da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do terceiro absorvedor dinâmico de vibração.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 29 - Resposta no domínio da frequência da estrutura, no grau de liberdade de acoplamento, antes e após o acoplamento do terceiro absorvedor dinâmico de vibração.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analisando as Figuras 24, 26 e 28 notamos que as amplitudes de vibração foram nitidamente atenuadas após o acoplamento dos absorvedores. Já no domínio da frequência, Figuras 25, 27 e 29, o efeito do absorvedor foi o de criar uma antirressonância na frequência para a qual o absorvedor foi projetado e criar duas novas frequências nas laterais da frequência de atuação.

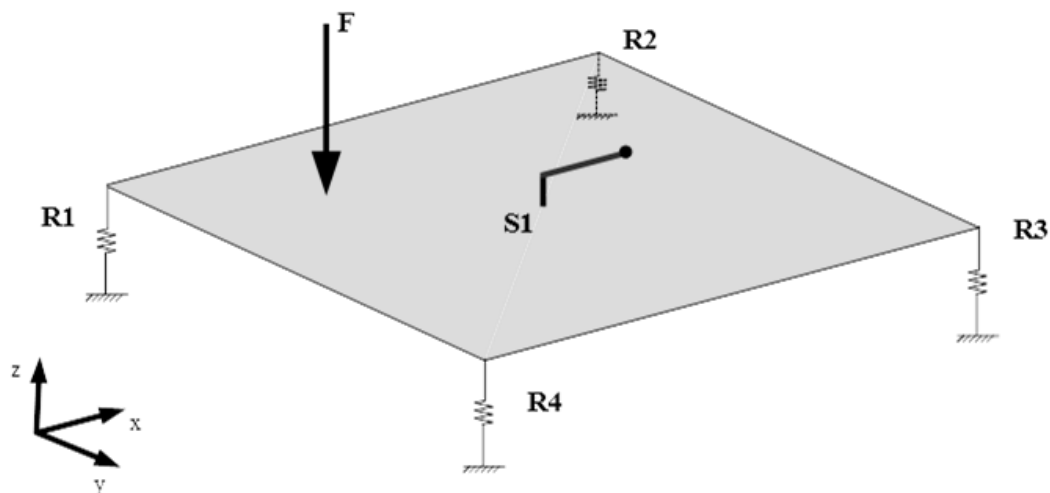
Verificada a funcionalidade do absorvedor, o primeiro caso é escolhido para ser aplicada a teoria dos observadores de estado na detecção de falhas.

6.3 DETECÇÃO DE FALHAS VIA OBSERVADORES DE ESTADO

Nesta seção é projetado o observador de estado global para detectar as falhas simuladas nos parâmetros mais propensos a irregularidades e os observadores de estado robusto para localizar e quantificar as falhas.

Antes de iniciar o projeto dos observadores é necessário conhecer quais são os parâmetros mais suscetíveis a falhas no sistema. Em um caso real, por exemplo, devem ser feitas análises de tensões e utilizar o histórico do equipamento para encontrar quais os parâmetros mais propensos a falhar. Para este estudo, os elementos de suporte (ou seja, as quatro molas dos apoios e o elemento que acopla o absorvedor a plataforma) são considerados os parâmetros mais suscetíveis a desgaste. A Figura 30 mostra estes elementos:

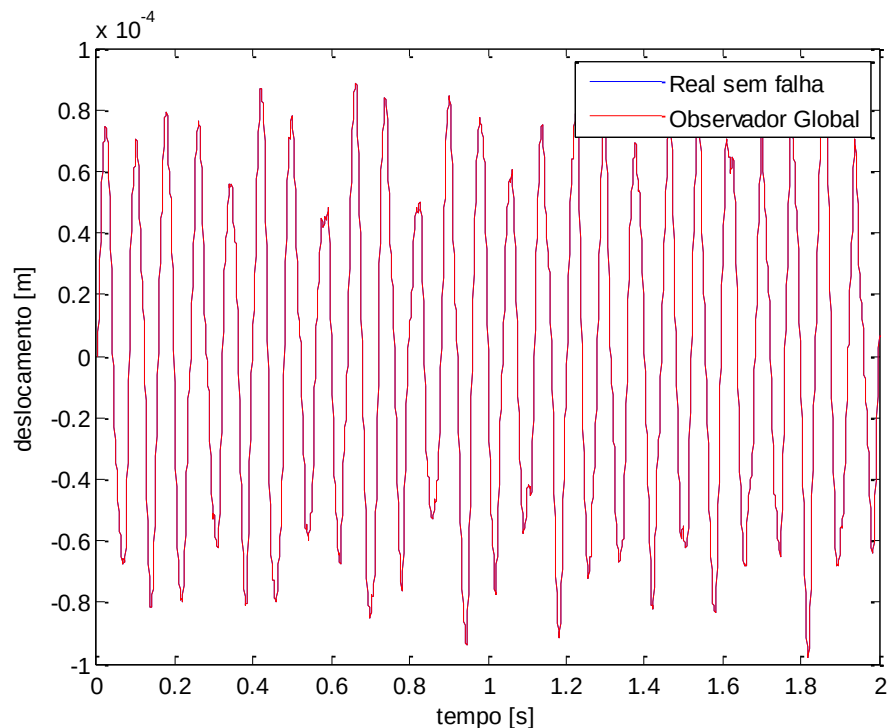
Figura 30 - Ilustração da plataforma com absorvedor dinâmico de vibrações do tipo lamina vibrante e os elementos de suporte (R1, R2, R3, R4 e S1)



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A primeira parte da detecção e localização de falhas via observadores de estado consiste no projeto dos observadores globais. A detecção consiste da comparação entre a resposta do sistema real simulado e a resposta do observador global. Para isso, o sistema real simulado é definido como sendo a plataforma e o absorvedor dinâmico de vibração do tipo lâmina vibrante. Considere o primeiro caso onde o absorvedor é projetado para atenuar a primeira frequência natural, e que a excitação esteja na frequência natural da plataforma antes do acoplamento do absorvedor. Para esta análise calculam-se as resposta grau de liberdade de deslocamento localizado no nó de acoplamento de R1 (ilustrado na Figura 30) tanto para o sistema real simulado quanto para o observador global. A resposta do sistema real simulado sem falha e a resposta do observador global são mostrados na Figura 31.

Figura 31 - Respostas do sistema real simulado sem falha e do Observador Global.

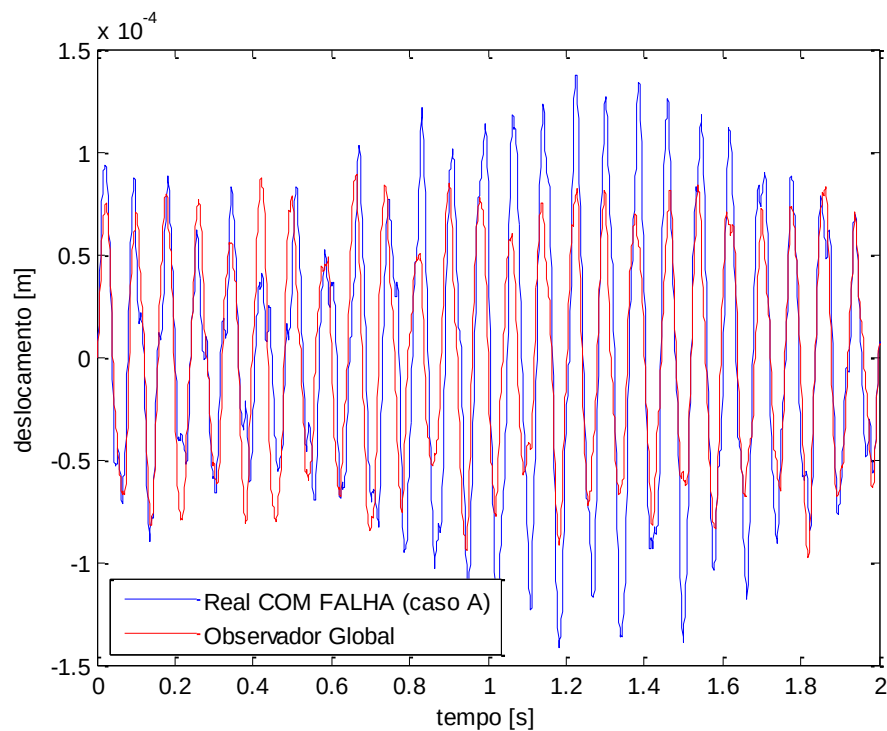


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Podemos observar na Figura 31 que as curvas são coincidentes. Para confirmar que as curvas são coincidentes, devemos analisar a diferença *rms* (*root mean square*) das respostas. Calculando o *rms* de cada resposta e realizando a subtração obtemos $2,93 \times 10^{-17}$ em valores absolutos, o que indica que as respostas são muito próximas. Isso significa dizer que o Observador Global não detectou alterações ou irregularidades no sinal de resposta do sistema real simulado sem falhas.

Por outro lado, ao inserir uma falha, por exemplo, uma perda de rigidez de 25% na rigidez R1 (a partir de agora denominado caso A), a resposta do sistema real com falha passa a não coincidir com a resposta do observador global. Este fato é ilustrado graficamente na Figura 32.

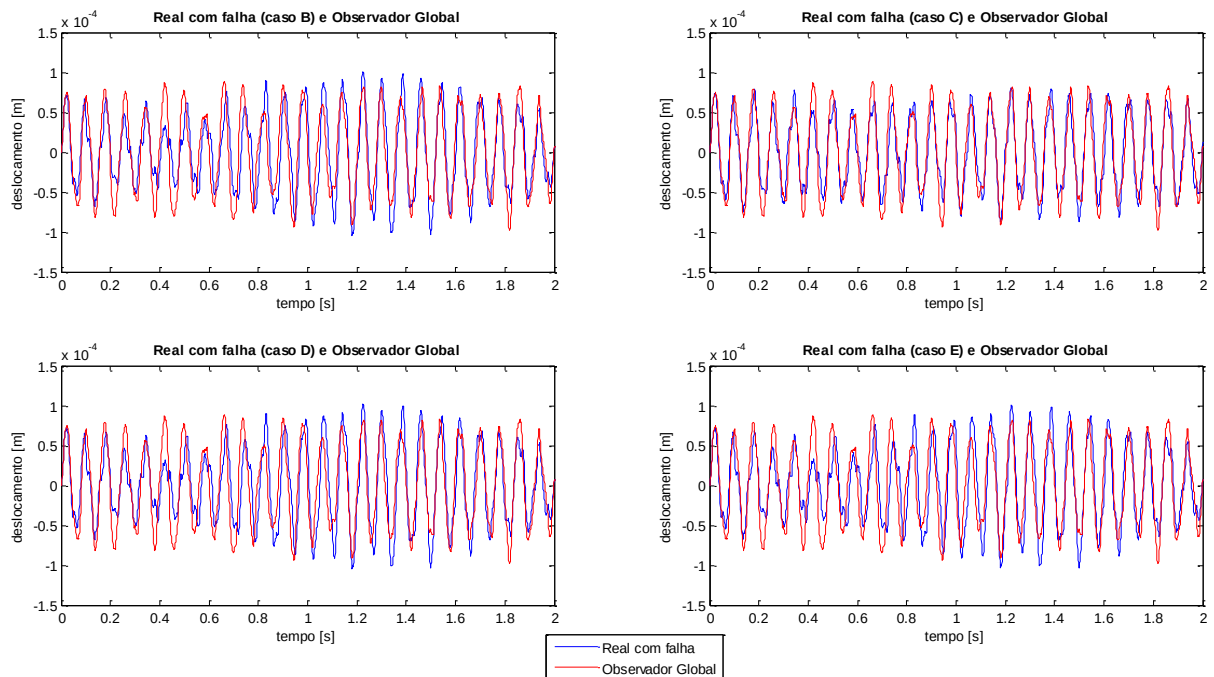
Figura 32 - Respostas do sistema real com falha (Caso A – perda de 25% em R1) e Observador Global.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Da mesma forma, podem-se simular falhas para qualquer um dos outros elementos suscetíveis a falhas que o observador global detecta a mesma. Como exemplo, podemos simular perdas de rigidez de 70% em S1 (caso B), 40% em R2 (caso C), 5% em R3 (caso D), 95% em R4 (caso E) e compara-los (um a um) com a resposta do observador global. Estas comparações são feitas na Figura 33.

Figura 33 - Respostas do sistema real com falha (Casos B, C, D e E) e Observador Global.



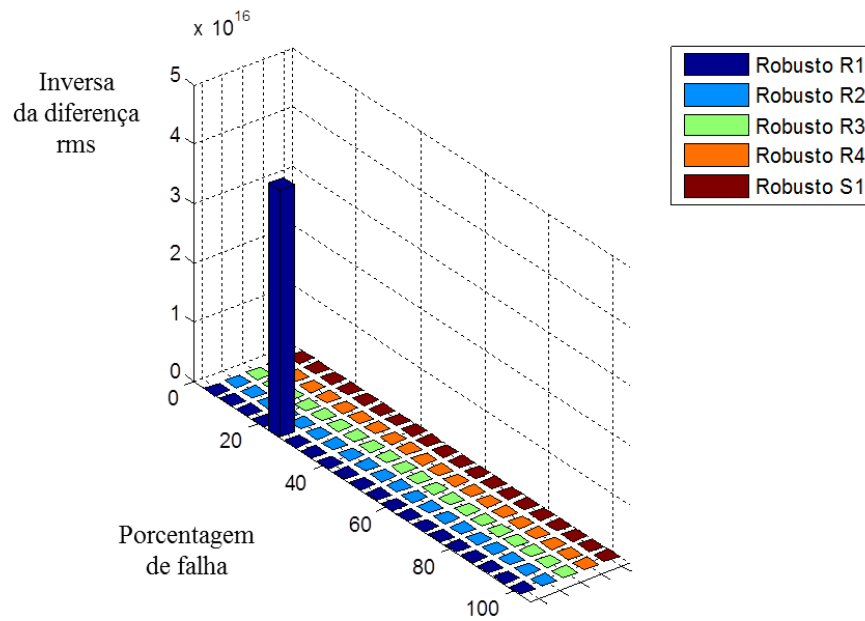
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analizando os gráficos expostos nas Figuras 32 e 33, podemos notar que em todos os casos houve uma divergência entre as curvas. Porém, em alguns casos, a diferença entre as curvas é muito pequena para ser visualizada graficamente. Desta forma, torna-se conveniente utilizar outras ferramentas para verificar essa diferença. Como alternativa existe outra forma de apresentar a divergência entre as curvas, que é apresentar a diferença *rms* das respostas.

Detectada a presença da irregularidade no sistema, torna-se indispensável sua localização e tentar quantificar o dano. Para isso é projetado um banco de observadores robustos a cada um dos parâmetros passíveis de falhas, onde cada um dos robustos irá varrer todas as possibilidades de falhas (de 0 a 100%, por exemplo) e com a precisão que desejada. Ao comparar todas as respostas dos observadores robustos com o sistema real com falha, em algum instante uma das curvas do observador robusto será aproximadamente idêntica a do sistema com falha identificando o parâmetro falho. Para quantificar a falha, é plotado um gráfico de barras contendo todos os parâmetros monitorados, os percentuais varridos pelo banco de observadores robustos e os valores das inversas das diferenças *rms* das respostas (para que um número que tende a zero tornar-se grande suficiente para evidenciar sua visualização).

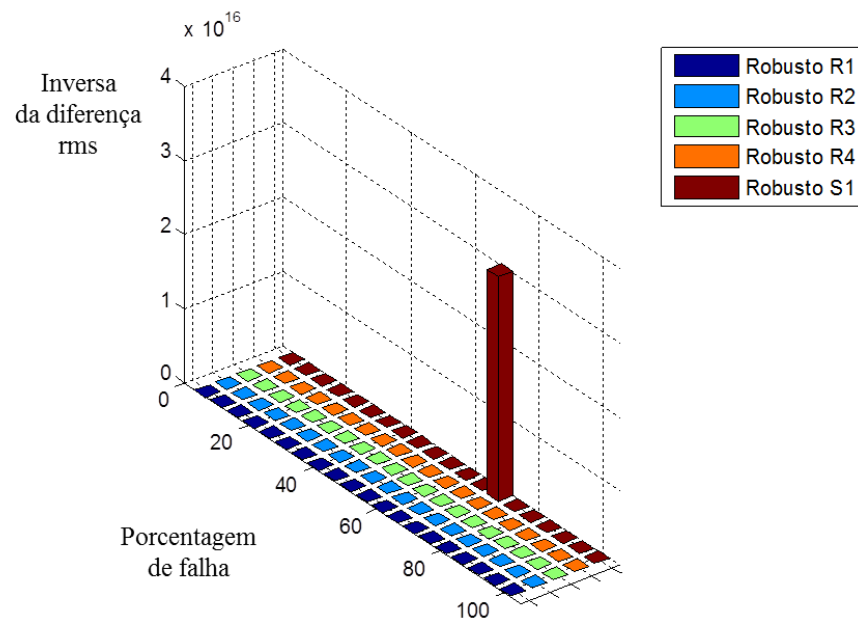
Desta forma, as figuras que seguem ilustram os resultados obtidos através detecção de falhas via observadores de estado, utilizando-se de gráficos de barras obtidos para cada um dos 5 casos (A, B, C, D e E) expostos anteriormente nesta mesma seção.

Figura 34 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso A (perda de 25% em R1).



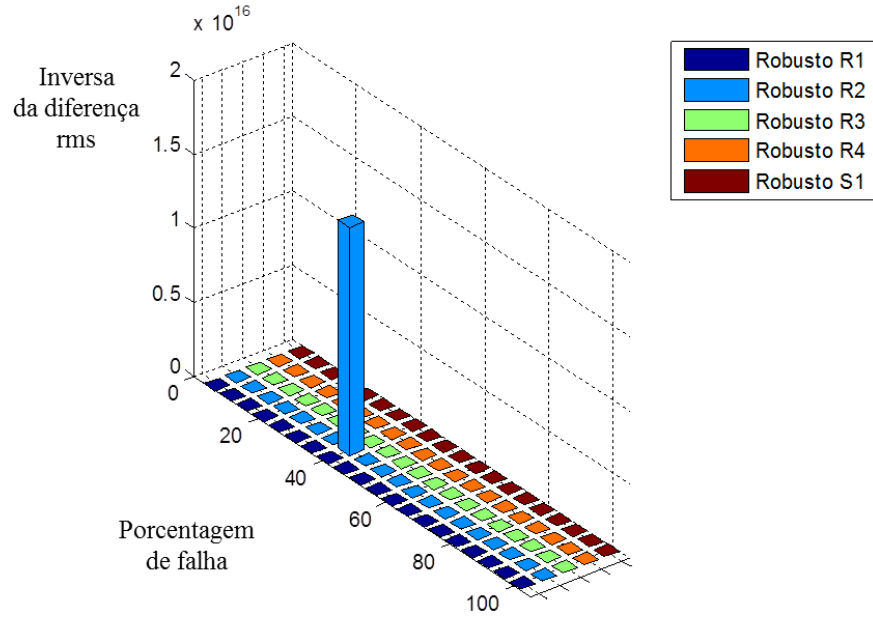
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 35 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso B (perda de 70% em S1).



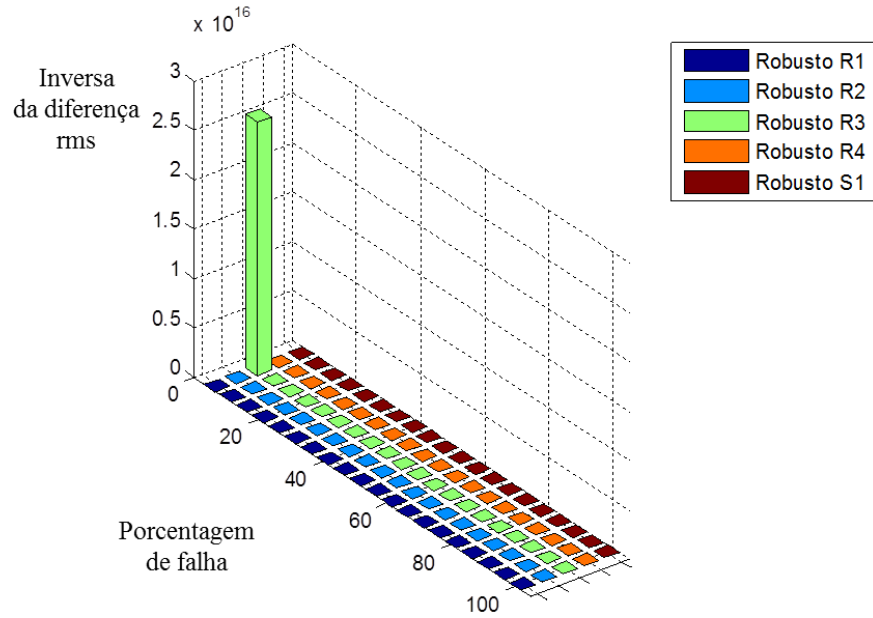
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 36 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso C (perda de 40% em R2).



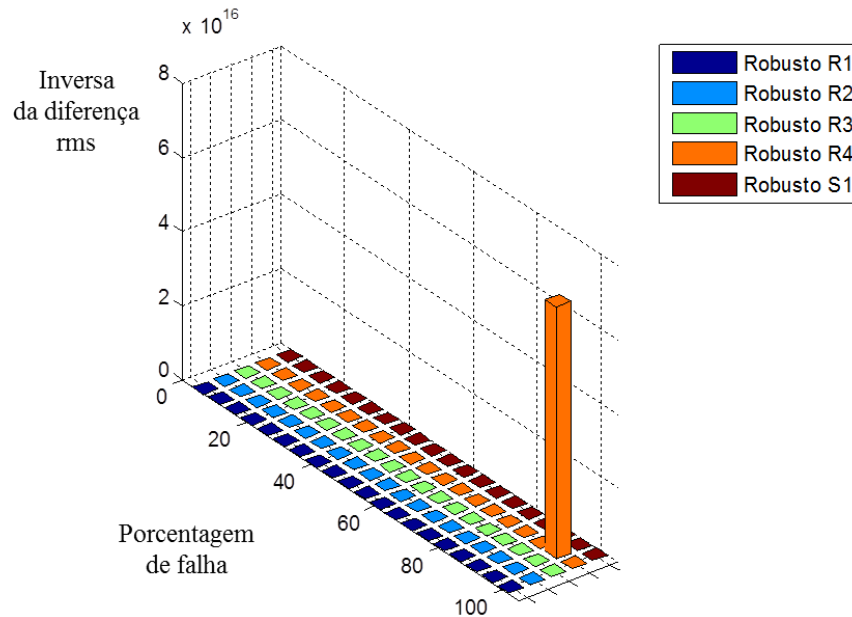
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 37 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso D (perda de 5% em R3).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 38 - Detecção e localização de falhas via observadores de estado para o caso E (perda de 95% em R4).

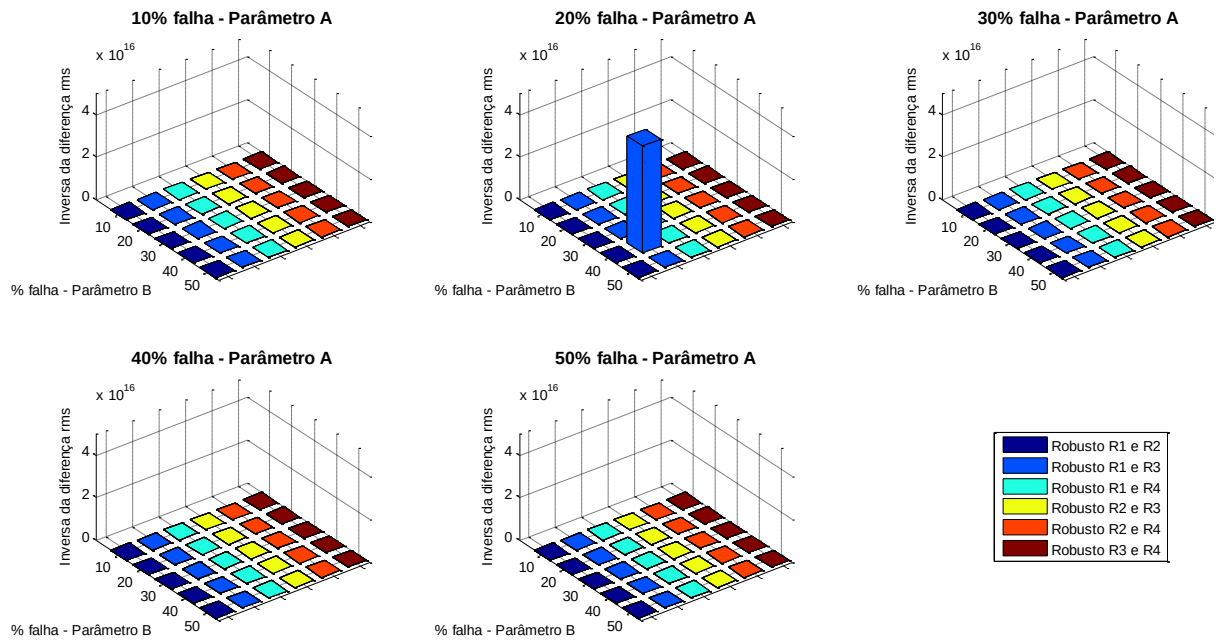


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Observando as Figuras 34 a 38 podemos observar a eficiência dos observadores de estado na identificação de falhas quando estas ocorrem em um único parâmetro. Porém, nem sempre as falhas ocorrem em um único parâmetro. É possível projetar observadores para detectam falhas ocorrendo em mais de um parâmetro simultaneamente, com uma elevação no custo computacional à medida que aumentam o número de falhas simultâneas.

Para ilustrar a detecção de falhas ocorrendo simultaneamente, considera-se o sistema anterior constituído da plataforma e absorvedor, cujos parâmetros sujeitos a falhas sejam agora apenas os apoios da plataforma (R1, R2, R3 e R4 da Figura 30) e ainda que as porcentagens máximas de falhas a serem monitoradas sejam de 50%. Desta forma, é simulada uma falha simultânea nos parâmetros R1 e R3, de respectivamente, 20 e 40%. A Figura 39 mostra os resultados da detecção de falhas dos observadores de estado.

Figura 39 - Resultado da detecção de falhas em dois parâmetros simultaneamente.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Observando a Figura 39 nota-se que os observadores de estado identificaram e quantificaram a falha simultanea nos parâmetros R1 e R3, conforme esperado.

CAPÍTULO 7

7 CONCLUSÕES

A proposta do trabalho era a construção de um modelo de plataforma, discretizada por elementos finitos de placas de Kirchhoff, sob ação de uma força, causadora de vibração, a qual é atenuada pela adição de absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâminas vibrantes, modelados por elementos finitos de viga segundo a teoria da Euler-Bernoulli; e ainda, realizar a detecção de falhas no sistema através dos observadores de estado. Tais objetivos de estudo foram alcançados e os resultados obtidos foram satisfatórios.

A representação de estruturas por elementos finitos facilitou bastante a implementação do modelo da plataforma (por elementos de placa de Kirchhoff) e do absorvedor (por elementos de viga de Euler-Bernoulli) e, também o acoplamento destas estruturas de múltiplos graus de liberdade, visto que o método é bem difundida e consolidada na ciência.

Este estudo mostra que absorvedores dinâmicos de vibração do tipo lâminas vibrantes são muito eficientes na atenuação das amplitudes de vibração de estruturas quando bem sintonizados e com mínima variação da frequência de excitação. Para os casos onde ocorram variações na frequência de excitação devem ser utilizados absorvedores com capacidade de alterar suas característica ou dispor de atuadores.

Os observadores de estado se mostraram muito eficientes na detecção e localização de falhas quando as mesmas ocorrem em um ou em dois parâmetros simultaneamente. Novos estudos devem ser realizados para analisar seu desempenho quando ocorrem três ou mais falhas simultaneamente. Ficou evidente que o custo aumenta consideravelmente com o aumento de falhas ocorrendo simultaneamente em diversos parâmetros.

Finalmente, como contribuição para a continuidade da pesquisa são deixadas sugestões para próximos trabalhos:

- Inclusão de amortecimento e não linearidades;
- Simulação experimental e comparação dos resultados;
- Atenuar a vibração utilizando outros modos de vibrar do absorvedor;
- Utilizar elementos finitos de casca e sólidos para representar a plataforma.

REFERENCIAS

- ARAÚJO, M. A. C. **Utilização de modelos de falhas na metodologia dos observadores de estado para detecção de trincas em sistemas contínuos.** 2005. 129 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista -UNESP, Ilha Solteira, 2005.
- BARROS, M.B. **Proposição, avaliação numérica e experimental de um absorvedor dinâmico de vibrações multimodal.** 2009. 64 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2009.
- CAVALINI Jr, A. A. **Monitoramento da Integridade Estrutural de Sistemas Mecânico via Observador de Estado Modal.** 2009. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.
- CECCON, E. R. **Controle de vibração torcional usando neutralizadores dinâmicos viscoelásticos.** 2008. 136p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2008.
- CUNHA JR, S. S. **Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações.** 1999. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia - UFU, Uberlândia, 1999.
- DAWE, D. J. **Matrix and finite element displacement analysis of structures.** 565p : il. Oxford: Clarendon, 1984. p. 565.
- DEN HARTOG, J. P. **Vibrações nos sistemas mecânicos.** São Paulo. Edgard Blücher. 1972. p. 366.
- DÍAZ, Y. A. M. **Um estudo dos absorvedores dinâmicos de vibrações multimodais.** 2014. 113f. Dissertação (Mestrado) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014.
- FERNANDES, F.V. **Diagnose de falhas via observadores de estado em sistemas mecânicos com absorvedores dinâmicos de vibrações tipo lâmina vibrante.** 2008. 167f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP Ilha Solteira, 2008.
- FERNANDES JÚNIOR, J. A. **Diagnose de trincas em sistemas rotativos, utilizando modelos de falhas através da metodologia dos observadores de estado.** 2012. 142f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2012.
- FERREIRA, T. S. Influência das vibrações geradas pelo motor sobre o conforto de passageiros em veículos terrestres. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 6., 2010, Campina Grande. **Congresso...** Campina Grande: [s.n.], 2010.
- FRAHM, H. **Device for damping vibrations of bodies.** 1911. US Patent 989, 958.

HOLANDA, R. V. **Uma metodologia de atenuação de ruído transmitido por lajes utilizando absorvedores dinâmicos de vibração.** 2012. 132f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

KOROISHI, E. H. **Diagnose de falhas em sistemas rotativos com excitações desconhecidas através da metodologia dos observadores de estado.** 2009. 155f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

KOTINDA, G. I. **Absorvedor dinâmico de vibração tipo lâmina vibrante.** 2005. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2005.

LEMOS, G.F. **Deteção de falhas via observadores de estado em sistemas rotativos, considerando-se as suas fundações.** 2004. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2004.

LUENBERGER, D. G. **Observing the State of a Linear System.** IEEE Transactions on Military Electronics, Piscataway, MIL-8, pp. 74-80, 1964.

LUENBERGER, D. G. **Observers for Multivariable Systems.** IEEE Transactions on Automatic Control, Piscataway, v. AC11, pp. 190-197, 1966.

LUENBERGER, D. G. **An Introduction to Observers.** IEEE Transactions on Automatic Control, Piscataway, v. AC16, nº. 6, pp. 596-602, 1971.

MARQUES, R. F. A. **Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações ativos e adaptativos.** 2000. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2000.

MELO, G. P. **Deteção e localização de falhas via observadores de estado de ordem reduzida.** 1998. 125f. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1998.

MONTE ALEGRE, D. **Metodologia dos observadores de estado para diagnose de falhas em sistemas contendo elementos finitos de placas de Kirchoff.** 2009. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP , Ilha Solteira, 2009.

MORAIS, T. S. **Diagnóstico de Falhas Via Observadores de Estado com Excitações Desconhecidas, Identificadas Via Funções Ortogonais.** 2006. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2006.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno.** 5ed. São Paulo: Pearson Prentice-Hall, 2010. p. 809.

RAO, S.S. **Vibrações mecânicas.** 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice-Hall, 2008. p. 424.

SILVA, C. T. **Projeto e localização ótimos de sistemas de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos usando algoritmos genéticos.** 2005. 154. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2005.

VALE, A. R. M. **Controle de vibração em reatores elétricos através de absorvedores dinâmicos viscoelásticos.** 2006. Dissertação (Mestrado) - Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará, Belém, 2006.

WATANABE, L. **Utilização de modelos de falhas e observadores de estado em estruturas reticuladas.** 2010. 131 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2010.

ZACARIAS, A. T. **Determinação da variação de rigidez em placas, através da metodologia dos observadores de estado.** 2008. 101 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2008.