



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JULIO DE MESQUITA FILHO"

Faculdade de Engenharia
Ilha Solteira

Título: Projeto de Controlador Híbrido aplicado a Vibrações

Nome do candidato: Fábio Roberto Chavarette

Texto apresentado o para a obtenção
do Título de Livre-Docente em Computação Científica

ILHA SOLTEIRA
2017

Fábio Roberto Chavarette

Projeto de Controlador Híbrido aplicado a Vibrações

Apresentado à Faculdade de Engenharia - UNESP, campus de Ilha Solteira, como parte das exigências para inscrição no concurso público de títulos e provas para Professor Livre-Docente, junto ao Departamento de Matemática, nas disciplinas de Introdução à Ciências da Computação e Aspectos Avançados de Programação.

UNESP – Ilha Solteira
2017

Dedicatória

Dedico este trabalho,

*À minha esposa Fúlvia,
e aos meus filhos Bianca, Chiara e Pietro*

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a Deus por esta conquista;

Aos orientados de iniciação científica pela dedicação na realização dos projetos de pesquisa;

Aos alunos de mestrado e doutorado do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelo entusiasmo e seriedade na realização dos trabalhos, pela coautoria de artigos apresentados e pela amizade;

Aos meus orientados de mestrado e doutorado do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica;

Aos Professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da FEIS - UNESP, pelos esforços despendidos para a criação do doutorado e consolidação do nosso programa;

Aos colegas do Departamento de Matemática, FEIS, UNESP, Ilha Solteira, pelo constante apoio;

A todo o pessoal técnico administrativo da Faculdade de Engenharia, pela forma carinhosa e gentil com que sempre me trataram;

A FAPESP e ao CNPq, por terem concedido auxílios e bolsas para a realização dos projetos de pesquisa;

Àqueles que, mesmo ausentes, sempre estiveram comigo.

Aos meus pais Silvio e Jane (in memorian), presenças fundamentais em minha vida e amor eterno.

Aos meus filhos Bianca, Chiara e Pietro, a quem pertence o futuro.

À minha esposa Fúlvia, minha maior conquista, meu amor e eterna presença.

Resumo

Os desastres naturais são um grande interesse em engenharia, pois são fenômenos de caráter dinâmico. O desastre natural estudado neste trabalho é a ocorrência de ações sísmicas sobre estruturas, mais precisamente a ação das vibrações do terremoto em estruturas civis. Amortecedores de massa sintonizados (AMS) ou Absorvedores Dinâmicos são dispositivos para controle passivo de vibrações em máquinas, prédios ou outras estruturas. Com o passar dos anos esses dispositivos foram aprimorados e tornaram-se mais versáteis. Neste contexto, apresentam-se um dispositivo considerando uma dependência cúbica do deslocamento na rigidez do elemento elástico acoplado à massa principal e conectada ao aparelho, ambos em paralelo com um amortecimento viscoso linear. O problema é modelado através de equações diferenciais ordinárias não lineares que serão linearizadas em torno de seu ponto de equilíbrio. Como forma de excitar o AMS, foi utilizada uma excitação sísmica sendo esta uma função espectral real, o espectro Tajimi-Kanai, já que em uma situação real, as propriedades do solo local produzem alteração nas propriedades dinâmicas, causando assim uma instabilidade na estrutura onde foram utilizados parâmetros para encontrar um comportamento caótico no sistema. Como forma de minimizar as vibrações causadas pela excitação sísmica foi desenvolvido um controle híbrido estrutural. A técnica de controle utilizada tem o objetivo de minimizar as vibrações e reduzir o movimento caótico do sistema a um ponto estável. Comprovou-se que a estratégia de controle híbrido adotado demonstra eficiência para este tipo de situação e pode ser utilizada como forma de auxiliar na atenuação de danos provocados às estruturas, evitando prejuízos econômicos, perdas biológicas e materiais.

Sumário

Introdução.....	1
Conceitos Básicos	7
Modelo Matemático	19
Projeto de Controlador Híbrido.	40
Conclusões e Trabalhos Futuros	56
Referências Bibliográficas	58

Lista de Figuras

Figura 1 – Construção da eclusa de Ilha Solteira.	3
Figura 2 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda Primária.	8
Figura 3 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda Secundária.	8
Figura 4 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda <i>Love</i>	9
Figura 5 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda Rayleigh.	9
Figura 6 – Excitação do tipo Tajimi – Kanai.	11
Figura 7 – Amortecedor de massa sintonizado acoplado a um oscilador não linear.	19
Figura 8 – AMS acoplado a um oscilador não linear.	20
Figura 9 – Diagrama de corpo livre do sistema principal.	21
Figura 10 – Diagrama de corpo livre do AMS.	22
Figura 11 – Estabilidade da estrutura principal.	29
Figura 12 – Estabilidade do AMS.	30
Figura 13 – Resposta da Estrutura sem excitação.	31
Figura 14 – Resposta da Estrutura sem excitação – Plano de Fase.	32
Figura 15 – Estrutura principal sob ação de excitação periódica.	32
Figura 16 – Resposta da estrutura principal sob ação de excitação periódica.	33
Figura 17 – Plano de Fase - estrutura sob ação de excitação periódica.	34
Figura 18 – Expoentes de Lyapunov – estabilidade estrutural.	34
Figura 19 – Excitação sísmica – deslocamento versus tempo.	36
Figura 20 – Excitação sísmica – estrutura.	37
Figura 21 – Excitação sísmica – expoente de Lyapunov.	38
Figura 22 – Estrutura sob excitação sísmica versus sem excitação.	38
Figura 23 – Fluxograma da síntese do controle ótimo.	43
Figura 24 – Histórico no tempo da estrutura sob excitação sísmica com o controle linear ótimo.	45
Figura 25 – Plano de fase da estrutura sob excitação sísmica com o controle linear ótimo.	45
Figura 26 – Comportamento do fluido magneto reológico.	46
Figura 27 – Esquemático amortecedor magneto reológico.	47
Figura 28 – Modelo Bouc-Wen.	47
Figura 29 – Modelo Bouc-Wen modificado.	48
Figura 30 – Sistema sob excitação sísmica e com controle híbrido.	51
Figura 31 – Histórico no Tempo da estrutura principal sob excitação sísmica e com controle AMR.	52
Figura 32 – Plano de Fase da estrutura principal sob excitação sísmica e com controle AMR.	53
Figura 33 – Histórico no tempo da estrutura sob excitação sísmica e com os controladores.	54
Figura 34 – Plano de fase da estrutura sob excitação sísmica e com os controladores.	55

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros do sistema.....	27
---------------------------------------	----

Capítulo 1

Introdução

Um desastre segundo UN-ISDR (2009) é quando o andamento de uma sociedade é afetado por perdas humanas, materiais, econômicas e ambientais, de tal maneira que esses impactos chegam a ultrapassar a capacidade dessa sociedade de arcar com as consequências utilizando seus próprios recursos.

De acordo com o Relatório Estatístico Anual do EM-DAT (2009) (*Emergency Disasters Data Base*), considera um desastre na ocorrência de pelo menos um dos itens:

- 10 ou mais óbitos;
- 100 ou mais pessoas afetadas;
- Declaração de estado emergência;
- Pedido de auxílio internacional.

Os desastres podem ser classificados como antropogênicos e naturais. São desastres antropogênicos aqueles que, são resultantes das atividades dos homens, como, acidentes urbanos, contaminação em rios, etc. São considerados desastres naturais, sempre que os fenômenos naturais afetam as áreas povoadas pelos homens, causando danos (TOMINAGA; SANTORO; AMARAL, 2009).

Os desastres naturais ocasionados pelos abalos sísmicos afetam populações do mundo todo. Eles expõem grande quantidade de energia e às vezes ocasionam grandes tragédias, como aconteceu na cidade do México na década de 1980, em que um enorme terremoto teve seu epicentro no litoral mexicano e por volta de cinquenta segundos mais tarde atingiu a cidade do México devastando diversos edifícios. Este evento ocasionou prejuízos severos, não apenas materiais, mas vitimou cerca de nove mil e quinhentas pessoas com a morte, deixando trinta mil pessoas feridas e cem mil desabrigados, de acordo com especialistas. Na ocasião, quatrocentos e vinte edifícios colapsaram e três mil cento e vinte e quatro ficaram seriamente danificados. Este abalo sísmico acarretou um grande impacto na economia e na vida cotidiana do México, mesmo dispondo de uma das melhores normas internacionais para a construção de edifícios (UGALDE, 2009).

Como os terremotos são fenômenos naturais frequentes é necessário compreender seu comportamento. Neste sentido, sismógrafos são instrumentos sensíveis que identificam e compilam os movimentos das partículas da superfície em uma definida região, portanto, mesmo sendo em geral eventos com características aleatórias, é possível medi-los, mas não impedi-los. Dessa forma é crucial desenvolver tecnologias que possam diminuir seus efeitos de atuação.

A atividade sísmica pode causar oscilações excessivas em uma estrutura, como um edifício que, conseqüentemente, podem conduzir a uma falha estrutural. Para manter a integridade de um edifício sob ação de sismos, um adequado projeto de construção é realizado, envolvendo vários sistemas de controle de vibração sísmica. Uma alternativa para minimizar vibrações instáveis é o controle estrutural. Tal controle basicamente promove alterações nas propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura, seja pela adição de dispositivos externos, seja pela ação de forças externas. Uma das formas de eliminar as vibrações excessivas em uma estrutura é implementar o uso de amortecedores de massas sintonizados (AMS), ou também denominados, absorvedores dinâmicos.

Pesquisas recentes, teóricas e experimentais, vêm se intensificando nesta área de controle de vibrações em estruturas. Em particular, o uso de AMS tem ganhado maior aceitação, não só na concepção de novas estruturas e componentes, mas também na reforma das estruturas existentes, para melhorar a sua confiabilidade contra ventos, terremotos e outras ações humanas (LIN et al., 2001). De 1971 até a atualidade, inúmeros AMS foram instalados em arranha céus e torres com grande êxito, onde a maioria foi eficaz na redução de respostas dinâmicas na estrutura.

Neste contexto, em razão da complexidade e das particularidades dos problemas a serem solucionados, como à faixa de frequência limitada de atuação do AMS próxima a alguma frequência natural do sistema, o cenário de desenvolvimento da exploração do projeto de controladores se faz necessário em um sistema mais eficaz, que consiga reduzir vibrações sob excitação que não esteja dentro desta faixa, sendo esta uma importante fonte de problemas que podem ser solucionados pela Engenharia, em especial utilizando os projetos de controle híbrido.

1.1 Motivação

A motivação para realização deste trabalho é a ocorrência de ações sísmicas em estruturas. No Brasil não é comum à consideração de ações sísmicas em estruturas, entretanto em estruturas especiais, tais como barragens e usinas nucleares, já se consideram essa ação.

Diante disso, a Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira é a maior usina hidrelétrica da antiga CESP, hoje CTG Brasil e do Estado de São Paulo e a sexta maior usina do Brasil. Está localizada no rio Paraná, entre os municípios de Ilha Solteira (SP) e Selvíria (MS).

Em 2011 (PERFIL, 2011), a prefeitura de Ilha Solteira propôs a construção da eclusa de Ilha Solteira com a justificativa na redução do tempo de transporte hidroviário em mais de 5 horas a viagem para o sul do país ou região do Prata, possibilitar uma maior exploração turística no rio Paraná e contribuir para transportar pequenos cardumes de peixes que ficam retidos na piracema, combatendo de certa forma o desequilíbrio ecológico.

Figura 1 – Construção da eclusa de Ilha Solteira.



Fonte: Impacto On-line (PERFIL, 2011).

Com a construção da Eclusa, iniciara o desmonte de rochas com emprego de explosivos gerando vibrações no solo em áreas urbanas. Em muitos países existem normas

limitando os níveis de vibração como forma de proteção às propriedades vizinhas de acordo com o tipo de construção edificada. No Brasil, a norma que mais diz respeito aos limites de vibração e de pressão acústica aceitáveis é a Norma Brasileira (NBR) 9653 (ABNT, 2005).

Para que os níveis de vibração atingidos durante as detonações sejam controlados e/ou atenuados, é necessário estudar e analisar o comportamento, e a estabilidade de uma estrutura vulnerável (modelo dinâmico) a excitação excessiva causada por um carregamento dinâmico, como terremoto, vento, onda, tráfego intenso de pessoas e propor soluções de projeto de controle.

1.2 Histórico

Durante o período que realizei o doutorado na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, sob orientação do Prof. Dr. José Manoel Balthazar, em parceria com outros pesquisadores foram estudados e propostos alguns métodos de controle de vibrações da área de Engenharia de Mecânica. Naquela época já havia uma grande demanda e possibilidade da utilização de projetos de controladores em diversos problemas, em diversas áreas como Bioengenharia, Engenharia Mecânica, Engenharia Elétrica, Engenharia Civil, etc.

No trabalho de doutorado, estudou-se o comportamento da membrana plasmática modelada através de um circuito elétrico, no qual a dinâmica do modelo de Hodgkin-Huxley foi estudada extensivamente com uma visão para as implicações biológicas e com testes para métodos numéricos que podem ser aplicados a modelos matemáticos mais complexos. Verificou-se um movimento irregular caótico do potencial de ação da membrana, a existência de soluções quase periódicas, apresentaram-se modificações no modelo para acrescentar-se comportamento não ideal e desenvolveu-se um projeto de controle linear ótimo para o potencial de ação da membrana. No ano de 2009 ingressei no programa de Pós-doutorado no Departamento de Estatística, Matemática Aplicada e Computação (DEMAC), do Instituto de Geociências e Ciências Exatas (IGCE) da UNESP, campus de Rio Claro, sob supervisão do Prof. Dr. José Manoel Balthazar, com projeto intitulado “Comportamento Dinâmico Não Linear de Sistemas Micro-Eleto-Mecânicos

(MEMS)” visando o desenvolvimento de projeto de controladores aplicados a vibrações de sistemas MEMS.

No ano de 2010 ingressei na Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (FEIS-UNESP), onde procurei estabelecer as minhas atividades de pesquisas. Inicialmente, foram realizadas orientações de trabalhos de iniciação científica na linha de pesquisa do doutorado, sendo posteriormente, no período de 2013 a 2015, contemplado com Bolsa de Produtividade em Pesquisa do CNPq - Nível 2, com o projeto intitulado: " Dinâmica e Controle de Vibrações em Estruturas - (Produtividade em Pesquisa - PQ -2 - Processo n.º 301769/2012-5) proporcionando a criação do grupo de pesquisa e do laboratório SISPLEXOS (Grupo de Sistemas Complexos) o qual coordeno.

No final do ano de 2011, me credencie no programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica onde foi possível iniciar mudanças importantes na perspectiva das orientações dos alunos, que anteriormente ficavam restritas aos alunos da graduação, tornando possível dar continuidades a alguns trabalhos iniciados na graduação, no mestrado, doutorado e pós-doutorado na Instituição.

Finalmente, na linha de pesquisa em Projeto de Maquinas, foram desenvolvidos trabalhos utilizando alguns projetos de controladores, visando à integração dos diversos trabalhos desenvolvidos.

1.3 Estrutura do Documento

No Capítulo 2 são apresentados os aspectos conceituais que são importantes para o desenvolvimento do trabalho, como, carregamento dinâmico causado por terremotos, acelerograma utilizado para representar a excitação sísmica e o amortecedores de massa sintonizado.

No Capítulo 3 apresentam-se características dos métodos matemáticos. Apresentam-se as equações diferenciais ordinárias que regem o sistema mecânico equivalente; faz-se o estudo da estabilidade linear, através da análise da matriz Jacobiana e seus autovalores; apresenta o método de linearização; demonstra-se para a estrutura os planos de fases, sem excitação, sob excitação periódica e sísmicas Tajimi-Kanai, para o modelo adotado.

No Capítulo 4 se apresentam conceitos sobre a técnica do controle linear ótimo e o amortecedor magneto reológicos, o desenvolvimento do projeto de controle e os resultados obtidos da aplicação do controle híbrido na estrutura.

Finalmente, no Capítulo 5, apresentam-se as conclusões do trabalho, no qual se comprova que a estratégia de controle híbrido adotado demonstra uma eficiência para este tipo de problema e podem ser utilizadas como forma de se prevenir perdas materiais, danos ou ruínas de construções.

Capítulo 2

Conceitos Básicos

Este capítulo trata da revisão e descrição básica de alguns conceitos que são importantes para o desenvolvimento do trabalho, como, carregamento dinâmico causado por terremotos, acelerograma utilizado para representar a excitação sísmica, amortecedores de massa sintonizado.

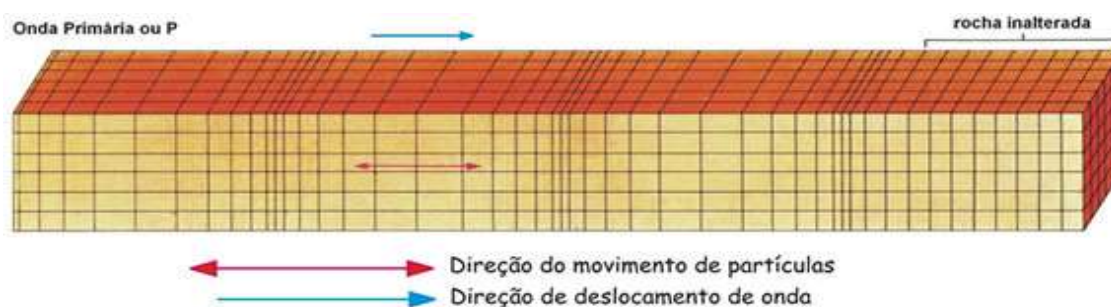
2.1 Carregamentos Dinâmicos - Terremotos

Um sismo ou um terremoto é a propagação de ondas mecânicas resultantes do movimento de placas rochosas. A propagação dessas ondas geram vibrações fortes o suficiente para causar danos consideráveis. Essas ondas nada mais são que ondas elásticas que se propagam pelo interior da terra transportando energia, podendo percorrer grandes distâncias e por todas as direções (SANTOS; AGUIAR, 2012).

Segundo o Observatório Sismológico (2014), existem quatro tipos de ondas sísmicas, a onda Primária (P), a onda Secundária (S), a onda *Love* e a onda de *Rayleigh*, que serão brevemente comentadas abaixo.

A onda Primária é uma onda longitudinal, as vibrações de suas partículas são paralelas à direção de propagação da onda, essa onda é a mais rápida e pode se propagar em qualquer meio, um exemplo de onda Primária é a onda sonora. A Figura 2 ilustra a direção do movimento das partículas e a direção de deslocamento de onda.

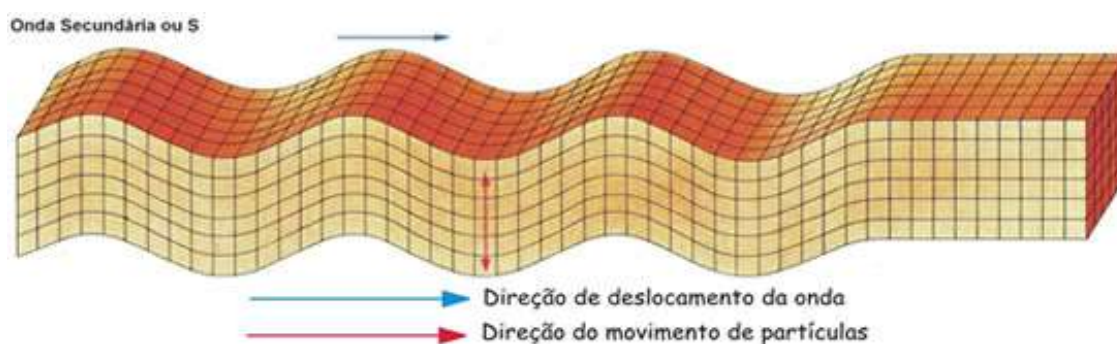
Figura 2 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda Primária.



Fonte: Observatório Sismológico (2014).

A onda Secundária é uma onda transversal, as vibrações de suas partículas seguem movimentos cisalhantes¹ que são perpendiculares à direção de propagação, como ilustra a Figura 3. A onda Secundária não consegue se propagar em meio líquido.

Figura 3 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda Secundária

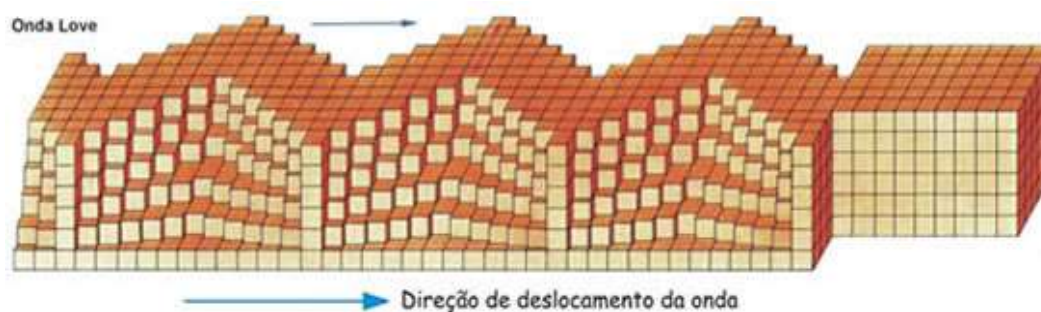


Fonte: Observatório Sismológico (2014).

As ondas *Love* (L) e *Rayleigh* (R) são as maiores responsáveis pelos desastres em um terremoto, pois são mais lentas, se movem pela superfície da terra, podem percorrer longas distâncias e são de natureza transversal. A onda *Love* tem suas vibrações no plano horizontal perpendicular à direção de propagação da onda, como mostra a Figura 4.

¹ É uma deformação ou fratura sofrida por um corpo em que é submetido à ação de forças cortantes que atuam em direções paralelas e em sentidos opostos adjacentes ao corpo.

Figura 4 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda *Love*



Fonte: Observatório Sismológico (2014).

A onda *Rayleigh* tem sua vibração em um plano vertical à propagação da onda, como é exemplificado na Figura 5.

Figura 5 – Direção da vibração das partículas e do deslocamento da onda *Rayleigh*.



Fonte: Observatório Sismológico (2014).

2.2 Acelerograma

Um acelerograma é uma representação temporal da aceleração captada do solo em um determinado ponto durante um terremoto (DICIONÁRIO). Neste estudo, considera-se o acelerograma como a força externa aplicada a estrutura, sendo $F(t) \neq 0$. O acelerograma pode ser do tipo real ou sintético, o real é baseado em registros, em forças e intensidades ocorridas, enquanto o sintético é um modelo ajustado levando-se em consideração ou não parâmetros locais que reproduzem o efeito desejado (ESTÊVÃO; OLIVEIRA, 2010).

2.2.1 *O modelo de Tajimi-Kanai*

O modelo Tajimi-Kanai para aceleração do solo é o mais utilizado na engenharia de estruturas quando se trata a respeito de excitações sísmicas, sendo considerado uma excitação do tipo ruído ideal. Em sua forma original é idealizada como um processo aleatório estacionário, e sua Função de Densidade Espectral de Potência (PSDF), segundo Kanai (1957) dada pela equação (1).

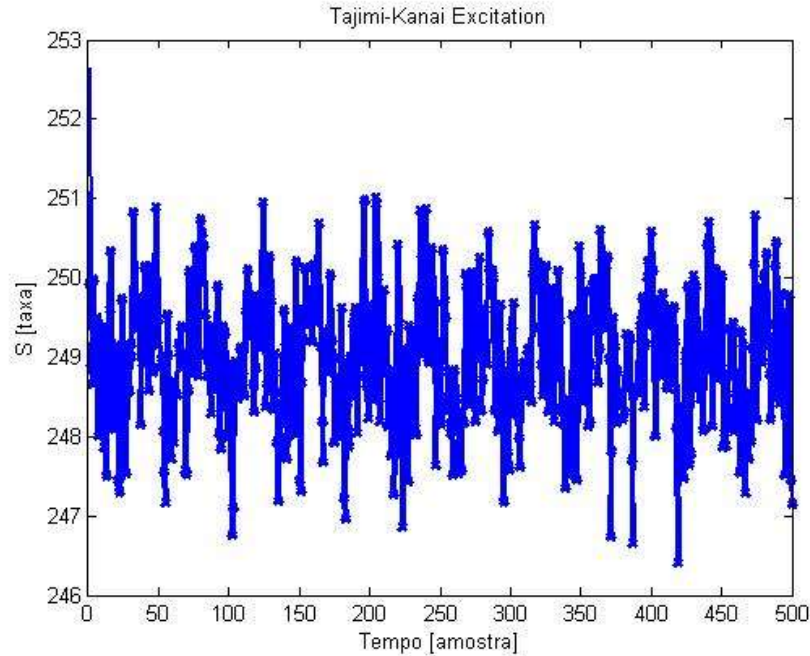
$$S_g(f) = \frac{1 + \xi_g^2 (f/f_g)^2}{[1 - (f/f_g)^2]^2 + (2\xi_g f/f_g)^2} S_0 \quad (1)$$

O modelo corresponde à aceleração de uma massa, num amortecedor de mola linear em paralelo. Os parâmetros $S_g(f)$, f_g , ξ_g , S_0 representam respectivamente, a densidade espectral de aceleração na frequência f (que é $F(t) \neq 0$), frequência característica dos mantos de solo local, a razão do amortecimento dos mantos de solo local e a intensidade do ruído branco.

Esses parâmetros podem ser ajustados de acordo com a magnitude do sismo, frequências de ressonância do solo, e atenuação das ondas sísmicas no solo, isto é características geológicas da região.

Algumas das características importante desse modelo é a habilidade de simular a ressonância do solo de uma maneira bem simplificada. A ressonância no solo aparece quando uma onda sísmica é propagada por meio de uma estratificação, sendo também a facilidade na qual as vibrações aleatórias podem ser realizadas sobre um sistema estrutural sob excitação, e em uma situação real as propriedades do solo do local produzem alterações nas propriedades dinâmicas da excitação (KANAI, 1957). A Figura 6 ilustra o comportamento no tempo de uma excitação do tipo Tajimi – Kanai.

Figura 6 – Excitação do tipo Tajimi – Kanai.



Fonte: Elaborado pelo próprio Autor.

2.3 Vibrações e Métodos de Controle

A grande maioria dos equipamentos e máquinas utilizadas tanto na indústria como pela sociedade em geral apresenta algum nível de vibração durante seu funcionamento, originado em virtude de massas desbalanceadas, elementos de fixação ou ligação mal ajustados, com folgas ou trincas (GALAVOTTI, 2010). Tais oscilações indesejadas, segundo Sun e outros (SUN *et al*, 2014), são também encontradas em sistemas como suspensões de veículos, manipuladores robóticos e veículos espaciais, dos quais se exige uma alta performance. Em construções civis, são ocasionadas por elementos externos, como veículos em movimento e ventos em pontes (SILVA, WATANABE, 2012). Como, Ávila (ÁVILA, 2002) ressalta, essas estruturas são atualmente mais vulneráveis, pois, estão se tornando cada vez mais altas e delgadas.

As vibrações sentidas por seres humanos que estejam dentro de construções ou veículos podem causar desconforto e uma sensação de insegurança. Em alguns casos extremos, ocorre ressonância, pequenas amplitudes de excitação ou entrada que causam grandes amplitudes de resposta. Isso ocorre, pois, a frequência natural da vibração coincide com a frequência da excitação externa levando a deflexões excessivas e falhas estruturais. A *frequência natural* é aquela na qual um sistema, após sofrer uma perturbação, continua a vibrar por si mesmo sem ação de forças e pode ser calculada pela equação (2).

$$f = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

f é a frequência natural, k a constante elástica da mola e m a massa.

Sistemas vibratórios reais possuindo n graus de liberdade, vão possuir em geral, n diferentes frequências naturais de vibração (RAO, 2012; SOONG, DARGUSH, 1997). Além disso, há outros incômodos como ruído acústico, desgaste mecânico acelerado e consequente manutenção com maior periodicidade que a prevista, aumentando o custo de operação (SILVA, WATANABE, 2012).

Assim, atenuar as vibrações de uma estrutura é parte vital que deve ter devida atenção em um projeto de máquina ou construção (SUN *et al*, 2014). Porém, o controle estrutural, especialmente pelos possíveis comportamentos não lineares das estruturas ao oscilarem, continua sendo um desafio enfrentado até hoje na área de engenharia de controle. As dificuldades não impediram que diversos dispositivos fossem desenvolvidos, sendo que, atualmente, a diversidade desses equipamentos é tal que são classificados em ativos, passivos e semi-ativos. O que todos têm em comum é a capacidade de aumentar a dissipação de energia nos sistemas em que eles são instalados (SOONG, DARGUSH, 1997).

Os dispositivos *ativos* são uma combinação de componentes alimentados por uma fonte de energia externa, que aplicam forças secundárias para controlar a estrutura. Geralmente, estas forças são aplicadas por meio de uma lei de controle cujas entradas dependem das medições de velocidades, deslocamento ou acelerações da estrutura (MENÃO, 2010). Contudo, em tais sistemas, o gasto energético e o alto custo, assim como a estabilidade e a robustez, são questões que devem ser analisadas, pois fazem com que em

determinadas situações os sistemas de controle passivo se tornem uma alternativa mais interessante (GODOY, 2011).

Os *semi-ativos* não adicionam energia ao sistema como os ativos, operando com baterias de emergência apenas caso a vibração seja muito violenta. Efetivamente, do dispositivo semi-ativo é uma espécie de dispositivo passivo controlável, desse modo, não demandam grandes quantidades de energia. Ambos os tipos acima podem ser controlados por algoritmos neurais ou lógica nebulosa, de forma a otimizar a redução da resposta do sistema (ÁVILA, 2002).

Os *passivos*, a dissipação se dá tanto pela conversão da energia cinética em calor através dos amortecedores viscosos, como também pela transferência de energia da estrutura para o equipamento de controle passivo (FUJINO, SOONG, SPENCER, 1996). Outros exemplos de controle passivo citados por Ávila (ÁVILA, 2002). são: Isolamento de Base, amortecedores visco elásticos, Amortecedores Líquidos Sintonizados (ALS), Amortecedores Metálicos, Amortecedores de Fricção, Amortecedores Visco fluidos e Amortecedores de Massa Sintonizados (AMS).

2.4 Amortecedores de Massa Sintonizados

O amortecedor de massas sintonizadas (AMS) ou *tuned mass dampers* (TMD) é um dos mais simples e confiáveis dispositivos entre os inúmeros métodos de controle passivo. A ideia central no emprego de um AMS é criar um sistema suplementar que possa absorver energia de um sistema principal. Essa tecnologia usa um conjunto massa-mola-amortecedor que oscila com a estrutura, ou seja, são dois pontos se movendo um em relação ao outro. Dessa maneira, uma grande quantidade de energia de vibração, a que a estrutura é sujeita devido a excitações externas, é transferida ao AMS e dissipada pelo amortecimento (FARSHIDIANFAR, SOHEILI, 2013).

Com a adição de um AMS ao sistema original, fará com que a frequência natural de ressonância original mude. As frequências naturais da estrutura e do AMS associadas ao conjunto diferem da frequência natural original, minimizando o problema de ressonância original. Entretanto, as duas novas frequências naturais, uma mais baixa e outra mais alta que a frequência original, pode introduzir novos problemas de ressonância, principalmente

nas condições transientes, como ao ligar ou desligar a máquina (SILVA, WATANABE, 2012).

Frahm em 1909 (FRAHM, 1909) foi o primeiro a introduzir o conceito de AMS e a considerar um dispositivo com dois graus de liberdade que chamou de Absorvedor Dinâmico de Vibrações. Ele propôs um modelo composto por uma massa e uma mola acoplado a um oscilador linear. No entanto, o dispositivo de controle de vibrações de Frahm não possuía um amortecimento acoplado, assim, era efetivo apenas quando a vibração natural estava muito próxima da frequência de excitação. Sofrendo uma acentuada deterioração no seu desempenho quando essa frequência desviava da frequência natural do absorvedor (RANA, SOONG, 1998).

Ormondroyd e Den Hartog, em 1928 (ORMONDROYD, HARTOG, 1928), adicionaram ao sistema de Frahm um amortecimento e manteve apenas um grau de liberdade. Resolvendo, levemente, o problema da deterioração na performance e, além disso, a resposta do sistema à ressonância também era reduzida. Porém, ainda havia a necessidade de sintonizar a frequência natural com a frequência natural do sistema principal.

Já em 1952, percebendo as limitações dos AMS lineares, Roberson (1952) considera um sistema linear sem amortecimento, excitado por uma força senoidal, acoplado a um sistema secundário por uma mola de constante $ax + bx^3$, sendo x o deslocamento do corpo. Foram encontrados coeficientes para os quais a banda de supressão é maior, assim, quando comparado com a versão linear do modelo, as não linearidades se mostram mais vantajosa (ROBERSON, 1952).

Com o passar dos anos, os estudos sobre AMS avançaram e se difundiram muito. Já em 1985, Nissen e autores reportaram que dispositivos de controle dinâmicos já eram descritos em quase todos os livros didáticos de vibrações. Os mesmos autores propuseram que as molas não lineares do AMS fossem compostas por conjuntos de arruelas cônicas ou arruelas Belleville e também usaram um método de otimização para essa versão do aparelho, a fim de encontrar parâmetros que levassem a uma maior banda de supressão das vibrações. O modelo ótimo encontrado se mostrou duas vezes mais efetivo do que sua versão linear (NISSEN, POPP, SCHMALHORST, 1985).

Sete anos mais tarde, Natsiavas publicou um artigo no qual foi investigado cursos estáveis para um absorvedor dinâmico de vibrações com rigidez não-linear na estrutura e no dispositivo. Além disso, através de análise numérica, foram analisadas algumas combinações de parâmetros para entender sua influência no sistema e, com isso, melhorar a performance e facilitar no projeto do aparelho (NATSIAVAS, 1992).

Recentemente aplicações de absorvedores de energia vêm ganhando importância e destaque, principalmente na indústria automobilística e aeronáutica. Na busca por melhores resultados, verificou-se a ansiedade da utilização de absorvedores não lineares, devido sua capacidade de receber energia além de uma pequena faixa de frequência de vibração do oscilador (GODOY, 2011).

Viguié e Kerschen (2009) estudaram um modelo de AMS, com mola e amortecedores lineares, acoplado a um oscilador linear. Através de um gráfico tridimensional, combinando diversos valores de constantes elásticas da mola principal com diferentes magnitudes de impulso inicial em comparação com a energia dissipada, eles mostraram que qualquer variação da frequência natural levava a uma redução na performance do absorvedor de vibrações.

Uma potencial limitação dos absorvedores de vibração não lineares é que sua performance depende criticamente da quantidade de energia presente no sistema ou, de forma equivalente, da amplitude da força externa (VIGUIÉ, KERSCHEN, 2009).

No mesmo estudo Viguié e Kerschen constroem um gráfico semelhante para um AMS com molas não lineares (idêntico ao que será estudado no presente trabalho) e verifica-se, o mesmo formato para o gráfico, no entanto, cerca de 90% da energia é absorvida para diferentes valores do coeficiente elástico principal, uma amplitude bem maior do que para a versão linear do aparelho.

Portanto, ao se projetar um absorvedor de vibrações, um que seja não linear pode se mostrar mais eficiente, pois, irá funcionar muito próximo ao seu desempenho ótimo. Mesmo que ocorra algum erro de cálculo da constante elástica da estrutura, ou ainda, uma variação da mesma ao longo do tempo de vida da estrutura.

2.4.1 *Aplicações*

Soto e Hojjat (2013) listam várias estruturas ao redor do mundo que possuem AMS e foram construídas entre 1976 e 2012. Entre elas destaca-se:

a) Estados Unidos:

- Boston, edifício John Hancock, 241 m de altura, 4 AMS, frequência natural: 0.14 Hz, massa = 2×300 toneladas (1976);
- Nova Iorque Edifício Park Tower, 252.2 m de altura, 67 andares, massa: 300 toneladas (2000);
- Filadélfia: Edifício Comcast Center, 297.1 m de altura, 57 andares, massa: 1,300 toneladas (2008).

b) Japão

- Chiba: Torre do porto de Chiba, 125 m de altura, 4 andares, frequência natural: 0.43–0.44 Hz, massa: 10 e 15 toneladas (1986);
- Osaka: Edifício Applause Tower, 162 m de altura, 34 andares, massa 480 toneladas (1992);
- Tóquio: Itoyama Tower, 89 m, 18 andares, massa: 48 toneladas (1997);
- Osaka: Torre DoCoMo Telecomunicações, 198.5 m, 12 andares (2004);
- Tóquio: Torre Skytree, 634.0 m, massa: 100 toneladas (2012).

c) Emirados Árabes

- Abu Dhabi: Al Taweelah, torre de chaminé 70 m, frequência natural: 4 Hz, massa: = 1.35 toneladas (1993);
- Dubai: Hotel Burj-Al-Arab (7 estrelas), 321 m de altura, 60 andares. 11 AMS Frequência natural: 0.8–2 Hz, massa: 11×5 toneladas (1997);
- Dubai: Emirates Towers. Altura: 355 m, 54 andares. 6 AMS, frequência natural: 0.9 Hz, massa: 1.2 toneladas cada (1999);

- Dubai: Bright Start Tower (Millennium Tower) Mast. Altura: 284 m, 60 andares. TMD, frequência natural: 0.95 Hz Massa: 0.3 toneladas (2005);
- Dubai: Torre Al Mas, altura: 361m, 68 andares, 2 AMS 1.6 e 3,2 Hz, massa: 2 toneladas cada (2008).

d) China

- Jiaxing: Torre da ponte da baía de Hangzhou, altura: 130 m, frequência natural: 0.3 Hz, massa: 110 toneladas (2009);
- Guangzhou: Canton Tower (Torre de TV Guangzhou). Altura 600 m, ATMD (Active tuned mass dampers, ou, amortecedor de massas sintonizadas ativo) e AMS, massa 50 toneladas, 600 toneladas, localizado no 85º andar (2010).

e) Outros países

- Brasil: Edifício Refab 2, 4 AMS, massa: 55 toneladas cada (2003);
- Malásia, Kuala Lumpur: Torres Gêmeas Petronas, 451.9 m de altura, 88 andares. Instalados 12 AMS com 0.08 toneladas cada (1997);
- Coreia, Incheon: Torre de Controle do Aeroporto Internacional de Incheon. Altura: 100.4 metros de altura. 2 ATMD e AMS 0.71 Hz Massa = 11 e 13 toneladas respectivamente. Localização 19º andar (2001);
- Taiwan, Taipei: Edifício Taipei 101, altura: 449 m, 2 AMS, frequência natural: 0.15 Hz, massa: 730 toneladas e 4,5 toneladas (2004);
- Canada, Ontario: Edifício Chemical Plant Lanxess 2: 4 TMDs, massa: 3 toneladas cada (2009);
- Reino Unido, Londres: Hotel Stakis Metropole, altura: 60 m, 20 andares, 7 AMS, frequência natural: 4.4 Hz, massa 4,5 toneladas (2000);
- Alemanha, Frankfurt: HKW Chaminé, altura: 120 m, frequência natural: 0.86 Hz, massa: 10 toneladas (1992).

Como pode ser visto, uma vantagem do AMS é que ele já é uma tecnologia bem estabelecida para controle de vibrações em edifícios e amplamente implementada, inclusive em arranha-céus como o Taipei 101 (450 metros). Uma desvantagem é que a frequência natural da estrutura pode ser alterada em atividades sísmicas muito violentas, diminuindo a eficiência do dispositivo, além da dificuldade de instalá-lo devido sua massa muito elevada (SOTO, HOJJATI, 2013).

Absorvedores de Massa Sintonizados também podem ser aplicados em vigas ou barras, por exemplo, Jacquot desenvolveu uma técnica para otimizar a absorção de vibração usando um AMS em uma barra modelada pelo teorema de Bernoulli-Euler e forçada por uma força senoidal (JACQUOT, 1978). Valencia fez um trabalho semelhante, porém explorando os melhores número e posições mais eficientes (VALENCIA, 2007).

Outros usos mais específicos foram apresentados em Gomes (2006) e na espaçonave Ares I da NASA. Gomes estudou o comportamento dinâmico de uma passarela de pedestres localizada na cidade de Brasília quando submetida às ações humanas de caminhar e correr. Segundo ele as vibrações provocadas eram excessivas, sendo necessária a introdução de múltiplos AMS e barras de travamento (GOMES, 2006). Os engenheiros da NASA propuseram dois sistemas diferentes, um no topo e outro na base do primeiro estágio do foguete para reduzir as vibrações de pico. O primeiro é um AMS único entre o primeiro e o segundo estágio e o outro 16 AMS menores embaixo do primeiro estágio (SPACE, 2017).

Capítulo 3

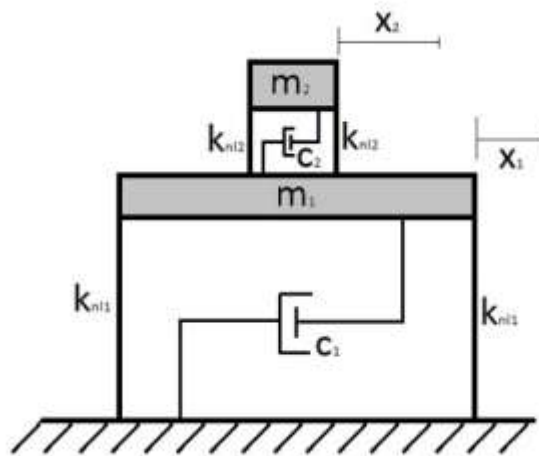
Modelo Matemático

Neste capítulo apresenta-se a descrição matemática do modelo adotado. Apresentam-se as equações diferenciais ordinárias que regem o sistema mecânico equivalente; faz-se o estudo da estabilidade linear, através da análise da matriz Jacobiana e seus autovalores; apresenta o método de linearização; demonstra-se para a estrutura os planos de fases, sem excitação, sob excitação periódica e sísmicas Tajimi-Kanai, para o modelo adotado.

3.1 Modelo

O modelo do absorvedor apresentado por Rana e Soong (1998), foi redesenhado, e adequado ao estudo proposto, a fim de melhorar a visualização dos deslocamentos horizontais, x_1 e x_2 , e apresentados na Figura 7.

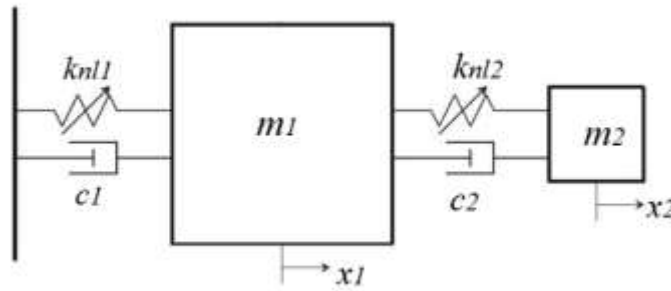
Figura 7 – Amortecedor de massa sintonizado acoplado a um oscilador não linear.



Fonte: elaborado pelo autor.

Com intuito de validar o modelo da Figura 7 de acordo com a literatura, o modelo do sistema mecânico utilizado neste trabalho foi introduzido por Frahm (1909) e citado por Vigiú e Kerschen (2009), e apresentado também por estes autores o conceito básico de um AMS considerando um acoplamento linear de um sistema massa mola e um oscilador não-linear. O sistema não linear resultante apresentado na Figura 8, foi proposto por Vigiú e Kerschen (2009), possui dois graus de liberdade, e corresponde integralmente o modelo da Figura 7, portanto o mesmo será adotado.

Figura 8 – AMS acoplado a um oscilador não linear.



Fonte: Adaptado de Vigiú e Kerschen (2009).

onde:

m_1 , k_{nl1} e c_1 : massa, rigidez e amortecimento do sistema principal, respectivamente;

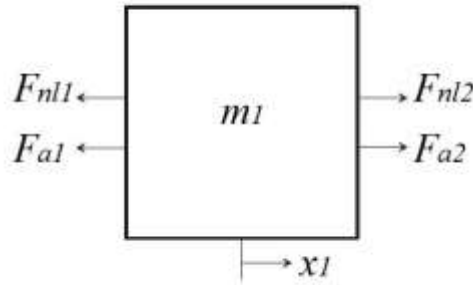
m_2 , k_{nl2} e c_2 : massa, rigidez e amortecimento do amortecedor de massa sintonizado (AMS), respectivamente;

$x_1(t)$: deslocamento do sistema principal em relação à base;

$x_2(t)$: deslocamento da massa m do AMS em relação à base;

A reação do elemento elástico principal é $\vec{F}_{knl1} = -k_{nl1}x_1^3$, do amortecedor principal $\vec{F}_{a1} = -c_1\dot{x}_1$, do elemento elástico secundário $\vec{F}_{knl2} = k_{nl2}x_1^3$ e do amortecedor secundário $\vec{F}_{a2} = c_2\dot{x}_1$. Destaca-se que o dispositivo considerado apresenta dependência cúbica do deslocamento proporcional à sua rigidez, que caracteriza o sistema linear mais simples que mantém uma relação correta entre o modelo matemático e modelo físico. Para clareza do entendimento, apresenta-se na Figura 9 o diagrama de corpo livre do sistema principal:

Figura 9 – Diagrama de corpo livre do sistema principal.



Fonte: elaborado pelo autor.

Aplica-se a segunda lei do movimento de Newton à massa apresentada no diagrama de corpo livre. Esta lei pode ser enunciada como: *a taxa de variação do momento linear é igual à força que age sobre a massa* (RAO, 2012).

Assim, se a massa m for deslocada por uma distância $x(t)$ quando aplicada uma força resultante $F(t)$ na mesma direção, a segunda lei do movimento de Newton resulta em na equação (3).

$$\vec{F}(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{d\vec{x}(t)}{dt} \right) \quad (3)$$

Como a massa m é constante no modelo proposto, essa equação se reduz a equação (4).

$$\vec{F}(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{d\vec{x}(t)}{dt} \right) = m\ddot{\vec{x}} \quad (4)$$

Logo a somatória das forças que atuam no diagrama de corpo livre apresentado, é igual o produto de sua massa por sua aceleração. Aplica-se então a segunda lei de Newton ao modelo proposto. Como a massa menor também está se movendo, teremos um movimento relativo, entre as massas, logo é necessário subtrair o deslocamento do AMS para as forças da mola secundária e do amortecedor secundário, e considerando x_2 maior do que x_1 então se tem a equação (5).

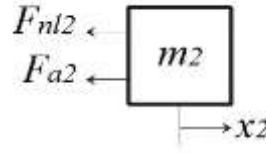
$$m_1 \ddot{x}_1 = -c_1 \dot{x}_1 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_{nl1} x_1^3 + k_{nl2} (x_2 - x_1)^3 \quad (5)$$

Reorganizando a equação (5) surge a equação (6)

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{nl1} x_1^3 + k_{nl2} (x_1 - x_2)^3 \quad (6)$$

Para o segundo corpo, considerando o deslocamento do corpo maior, a força resultante é dada pela somatória das reações $\vec{F}_{a2} = -c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$, $\vec{F}_{knl2} = -k_{nl2} (x_2 - x_1)^3$, de acordo com o diagrama mostrado na Figura 10:

Figura 10 – Diagrama de corpo livre do AMS.



Fonte: elaborado pelo autor.

A equação do movimento para o AMS é dada pela equação (7).

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_{nl2} (x_2 - x_1)^3 = 0 \quad (7)$$

O sistema de equações diferenciais não lineares, segundo a mecânica Newtoniana finalmente obtido é representado pela equação (8)

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{nl1} x_1^3 + k_{nl2} (x_1 - x_2)^3 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_{nl2} (x_2 - x_1)^3 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Com intuito de demonstrar que as equações do movimento poderiam ser obtidas por outros métodos, sendo um deles o método de Euler-Lagrange, que constitui uma formulação alternativa, reescrita de maneira equivalente, em termos da energia cinética do corpo e da energia potencial, segundo Monteiro (2011), faz-se:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}} = 0 \quad (9)$$

onde T é a energia cinética do sistema, U é a energia potencial, E_d são as energias dissipativas associadas ao sistema, $\dot{q}$ e q são as coordenadas generalizadas, que correspondem as coordenadas x_1 e x_2 da mecânica Newtoniana.

A energia cinética (T) total do sistema é descrita pela equação (10).

$$T = \frac{1}{2} [m_1 \dot{q}_1^2 + m_2 \dot{q}_2^2] \quad (10)$$

Similarmente, a energia potencial (U) total do sistema é dada pela equação (11)

$$U = \frac{1}{2} [k_{nl1} q_1^2 + k_{nl2} (q_2 - q_1)^2] \quad (11)$$

Ainda, a energia dissipativa (E_d) total do sistema é representada pela equação (12)

$$E_d = \frac{1}{2} [c_1 \dot{q}_1^2 + c_2 (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)^2] \quad (12)$$

Logo, a equação de Lagrange para massa m_1 é:

$$m_1 \ddot{q}_1 + c_1 \dot{q}_1 + c_2 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2) + k_{nl1} (q_1^3) + k_{nl2} (q_1 - q_2)^3 = 0 \quad (13)$$

Também a equação de Lagrange para m_2 é:

$$m_2 \ddot{q}_2 + c_2 (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + k_{nl2} (q_2 - q_1)^3 = 0 \quad (14)$$

Aplicando os conceitos teóricos de Euler-Lagrange, em termos de energias do sistema, tem-se as Equações (13) e (14), que correspondem ao sistema de Equações (8), que

foram obtidos aplicando a teoria Newtoniana de somatório de forças. Logo, como se sabe, pode ser utilizados quaisquer um dos procedimentos para se obter as equações do movimento e, finalmente, estudar o comportamento de estabilidade estrutural do sistema. As equações Newtonianas serão utilizadas nas análises a seguir.

3.2 Redução de ordem do sistema de equações diferenciais

Para facilitar as análises é possível transformar o sistema de equações em um sistema de primeira ordem. Para isso, sejam:

$$\dot{x}_1 = x_3 \quad (15)$$

$$\dot{x}_2 = x_4 \quad (16)$$

Desse modo, derivando ambos em relação à t :

$$\dot{x}_3 = \ddot{x}_1 \quad (17)$$

$$\dot{x}_4 = \ddot{x}_2 \quad (18)$$

Substituindo as Equações (15), (16), (17) e (18), no sistema de Equações (8), e isolando as derivadas em cada uma das equações e adicionando as novas variáveis ao sistema, tem-se:

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = -\frac{c_1}{m_1}x_3 - \frac{c_2}{m_1}(x_3 - x_4) - \frac{k_{nl1}}{m_1}x_1^3 - \frac{k_{nl2}}{m_1}(x_1 - x_2)^3 \\ \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_4 = -\frac{c_2}{m_2}(x_4 - x_3) - \frac{k_{nl2}}{m_2}(x_2 - x_1)^3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \end{cases} \quad (19)$$

Após a redução de ordem do sistema de equações diferenciais se faz a linearização em torno dos pontos de equilíbrio a fim de facilitar os cálculos envolvidos.

3.3 Pontos de Equilíbrio

Nesta seção apresenta-se a metodologia usada na solução das equações governantes do problema. As equações são linearizadas usando o controle de estabilidade baseados nos expoentes de Lyapunov obtidos usando-se o método de Wolf, sendo o método mais utilizado para tal propósito, servindo como referência a diversas pesquisas.

A linearização é feita em torno dos seus pontos de equilíbrio. Pela definição, nos pontos de equilíbrio, as derivadas de cada variável tende a zero, portanto ao ponto de equilíbrio estático, logo tem-se (RAO, 2012):

$$\left. \frac{dx_1(t)}{dt} \right|_{x_1=x_1^*} = \left. \frac{dx_2(t)}{dt} \right|_{x_2=x_2^*} = \left. \frac{dx_3(t)}{dt} \right|_{x_3=x_3^*} = \left. \frac{dx_4(t)}{dt} \right|_{x_4=x_4^*} = 0 \quad (20)$$

sendo o ponto de equilíbrio $P = (x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$. Isso significa, que a velocidade da evolução temporal de cada uma das grandezas $x_i(t)$, em todas as dimensões do espaço de fases, é igual a zero nestes pontos. Na forma matricial, tem-se:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

ou seja, o sistema de Equações (19) igualado a zero e reordenado como demonstrado a seguir

$$\begin{cases} x_1^* = 0 \\ x_3^* = 0 \\ x_2^* = 0 \\ x_4^* = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} x_1^* = 0 \\ x_2^* = 0 \\ x_3^* = 0 \\ x_4^* = 0 \end{cases} \quad (22)$$

Então se chega à seguinte matriz:

$$\begin{bmatrix} -\frac{c_1}{m_1}x_3^* - \frac{c_2}{m_1}(x_3^* - x_4^*) - \frac{k_{nl1}}{m_1}(x_1^*)^3 - \frac{k_2}{m_1}(x_1^* - x_2^*)^3 \\ -\frac{c_2}{m_2}(x_4^* - x_3^*) - \frac{k_2}{m_2}(x_2^* - x_1^*)^3 \\ x_3^* \\ x_4^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

Logo, tem-se:

$$x_3^* = x_4^* = 0 \quad (24)$$

Desse modo, o sistema de equações se torna:

$$\begin{cases} -\frac{k_{nl1}}{m_1}(x_1^*)^3 + \frac{k_{nl2}}{m_1}(x_1^* - x_2^*)^3 = 0 \\ \frac{k_{nl2}}{m_2}(x_1^* - x_2^*)^3 = 0 \\ x_3^* = 0 \\ x_4^* = 0 \end{cases} \quad (25)$$

3.4 Linearização

Para as simulações numéricas foram adotados os parâmetros físicos apresentados na Tabela 1, segundo Viguié e Kerschen (2009). Observa-se que a massa m_1 possui valor unitário, a fim de facilitar as simulações numéricas, e que a massa m_2 é uma pequena parcela de m_1 (5%), pois a efeitos de ordem prática é desejável que o AMS possua massa muito inferior do que a estrutura principal.

Tabela 1 – Parâmetros do sistema.

Símbolo	Valor	Unidade
c_1	0,02	Ns/m
m_1	1	Kg
c_2	0,02	Ns/m
m_2	0,05	Kg

Fonte: Viguié e Kerschen (2009)

Considerando $\dot{x}_1 = p(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$, $\dot{x}_2 = q(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$, $\dot{x}_3 = r(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$ e $\dot{x}_4 = s(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$, onde cada linha da matriz Jacobiana corresponde a uma linha da matriz da equação (23), e que àquelas equações escritas em função das coordenadas do ponto de equilíbrio $(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$ são derivadas parcialmente em função de cada variável para a montagem da matriz Jacobiana. Logo o sistema pode ser linearizado pela série de Taylor em torno do ponto de equilíbrio que, ainda, pode ser truncada após os termos de ordem primária:

$$\dot{x}_1 = \frac{\partial p(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial p(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial p(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_3} x_3 + \frac{\partial p(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_4} x_4 \quad (26)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{\partial q(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial q(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial q(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_3} x_3 + \frac{\partial q(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_4} x_4 \quad (27)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\partial r(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial r(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial r(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_3} x_3 + \frac{\partial r(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_4} x_4 \quad (28)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\partial s(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial s(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial s(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_3} x_3 + \frac{\partial s(x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)}{\partial x_4} x_4 \quad (29)$$

Na forma matricial, tem-se, analogamente:

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = J\vec{x}(t) = \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial x_1} & \frac{\partial p}{\partial x_2} & \frac{\partial p}{\partial x_3} & \frac{\partial p}{\partial x_4} \\ \frac{\partial q}{\partial x_1} & \frac{\partial q}{\partial x_2} & \frac{\partial q}{\partial x_3} & \frac{\partial q}{\partial x_4} \\ \frac{\partial r}{\partial x_1} & \frac{\partial r}{\partial x_2} & \frac{\partial r}{\partial x_3} & \frac{\partial r}{\partial x_4} \\ \frac{\partial s}{\partial x_1} & \frac{\partial s}{\partial x_2} & \frac{\partial s}{\partial x_3} & \frac{\partial s}{\partial x_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (30)$$

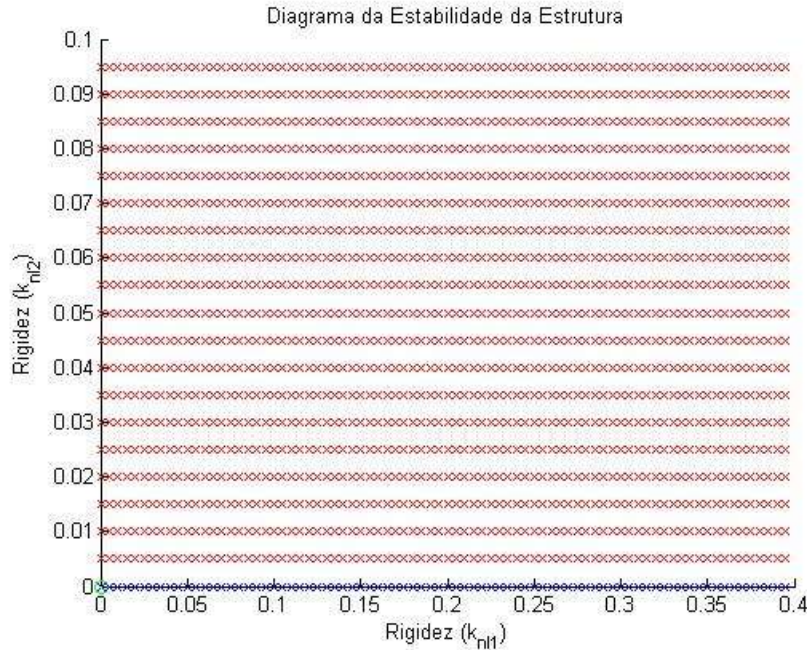
Portanto, a matriz Jacobina do sistema linearizado por séries de Taylor em torno do ponto de equilíbrio é:

$$J = \begin{bmatrix} -3x_1^2 k_{nl1} - 3(x_1 - x_2)^2 k_{nl2} & 3(x_1 - x_2)^2 k_{nl2} & -\frac{1}{250} & \frac{1}{500} \\ 60(x_1 - x_2)^2 k_{nl2} & -60(x_1 - x_2)^2 k_{nl2} & \frac{1}{25} & -\frac{1}{25} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (31)$$

3.5 Estabilidade do Sistema

A partir dos autovalores da matriz Jacobiana do sistema, analisa-se e classifica-se, o tipo de estabilidade ou instabilidade para diversos valores de rigidez, para cada combinação de k_{nl1} e k_{nl2} , entre 0 à 0,4 e 0 à 0,1, respectivamente, para estudo da estabilidade/instabilidade. A estabilidade segundo Lyapunov é demonstrada nas Figuras 11 e 12 para a estrutura principal e AMS, respectivamente, com as seguintes condições iniciais: $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, $x_3 = 0$ e $x_4 = 0$.

Figura 11 – Estabilidade da estrutura principal.

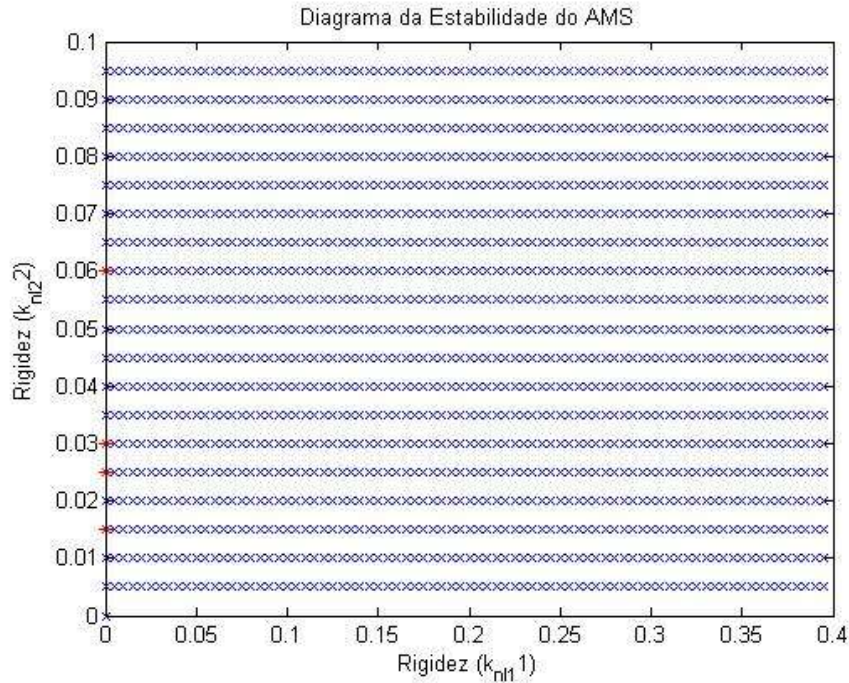


Fonte: elaborada pelo autor.

Utilizando o software Octave, foi implementado um algoritmo, e com base na classificação dos autovalores segundo Lyapunov foram calculados a partir da matriz Jacobiana, foi possível obter o diagrama observado na Figura 11, no qual o sistema principal é estável, para toda a faixa de variação da rigidez (símbolos “x” vermelhos). Nos pontos marcados por asteriscos azuis correspondem aos pontos de nulidade, e corresponde também a pontos de estabilidade. O ponto marcado com um círculo verde, também é um ponto estável e demonstra um dos pontos de equilíbrio do sistema.

Na Figura 12 pode ser observado o diagrama de estabilidade/instabilidade para o AMS em função da variação de rigidez do sistema. Verificam-se os pontos marcados por símbolos “x” azuis como sendo pontos de estabilidade do AMS. Nos pontos marcados com asteriscos vermelhos correspondem pontos de instabilidade do sistema.

Figura 12 – Estabilidade do AMS.



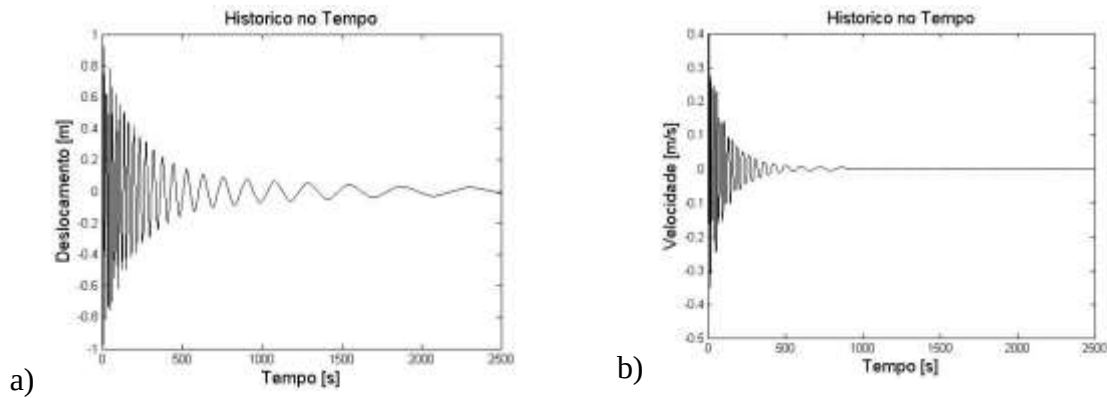
Fonte: elaborada pelo autor.

Aos pontos de estabilidade estão associados às condições em que a estrutura não está em colapso. Portanto, mantém-se estruturalmente com suas condições físicas originais. Aos pontos de instabilidade estão associadas condições em que a estrutura entra em colapso, tendo sua integridade física comprometida. Como fisicamente toda estrutura possui uma rigidez não nula, estes pontos de instabilidade podem ser desconsiderados. Com esta análise consegue-se comprovar que o sistema principal e o AMS são estruturalmente estáveis.

Serão analisadas a resposta da estrutura sem excitação considerando condições iniciais para deslocamento, $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, $x_3 = 1$ e $x_4 = 0$, e para a rigidez, $k_{nl1} = 0.1$ e $k_{nl2} = 0.0025$, também considerados estes parâmetros de rigidez de forma arbitrária. Os valores do coeficiente de amortecimento e da massa correspondem aos apresentados na Tabela 1.

A Figura 13(a) apresenta o deslocamento em função do tempo, aplicado ao sistema de Equações (8), mostrando que após uma perturbação inicial o sistema tem comportamento estável para as condições aplicadas, conforme discutido anteriormente, retorna a posição de origem (ponto de equilíbrio estável).

Figura 13 – Resposta da Estrutura sem excitação

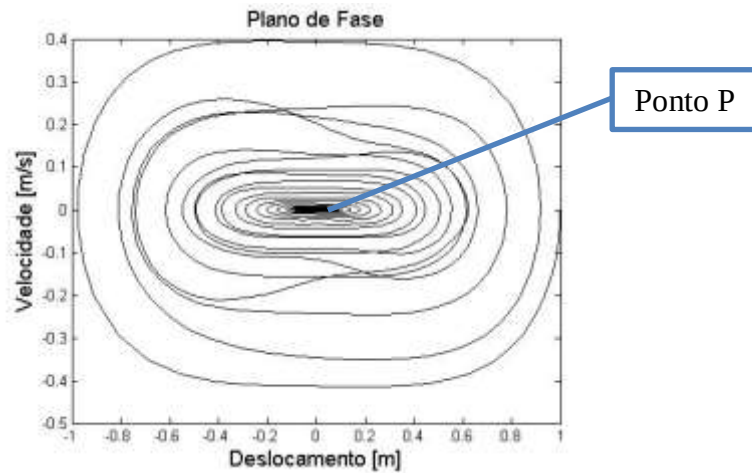


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 13(b) apresenta a velocidade em função do tempo, que novamente demonstra o retorno à posição de equilíbrio. Para obter estes resultados foi utilizado o método de integração numérica Runge-Kutta de 4ª ordem, com o passo de 0,1 e 250 segundos, no qual corresponde a 2500 pontos no eixo das abcissas (tempo) do gráfico. Esta quantidade de pontos foi definida a fim de se observar o comportamento transiente, aproximadamente até por volta de 500 pontos, e o regime permanente, entre 500 e 2500 pontos.

A Figura 14 apresenta o plano de fase, que é a relação entre as coordenadas generalizadas velocidade e deslocamento, que são coordenadas necessárias para descrever o movimento de um sistema. Comprova-se que o sistema é estável, uma vez que retorna ao ponto $P = (x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*)$.

Figura 14 – Resposta da Estrutura sem excitação – Plano de Fase



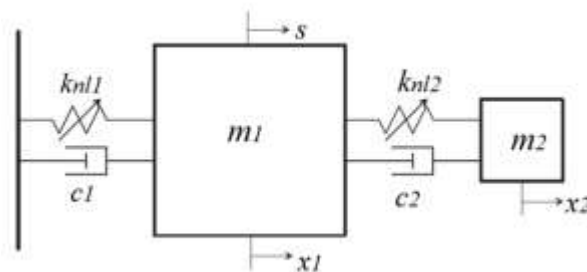
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Finaliza-se o estudo da estabilidade do sistema sem excitações externas. A próxima seção será apresentado o sistema sob influência de excitações periódicas e sísmicas.

3.6 Simulações Numéricas com Excitação Periódica

Nesta seção apresentam-se os resultados das simulações numéricas incluindo uma excitação externa que representa a ação do ambiente sob a estrutura, como por exemplo, ventos. Considera-se a forma $S = A \sin(wt)$, assumindo os seguintes valores para os parâmetros $A = 0,5 * 10^{-2} [m]$ e $w = 1 [rad/s]$, os quais foram considerados de forma arbitrária, sendo uma excitação de baixa amplitude e frequência. A excitação é aplicada sobre a estrutura principal, conforme ilustra a Figura 15 (RAO, 2012).

Figura 15 – Estrutura principal sob ação de excitação periódica.



Fonte: Viguié e Kerschen (2009).

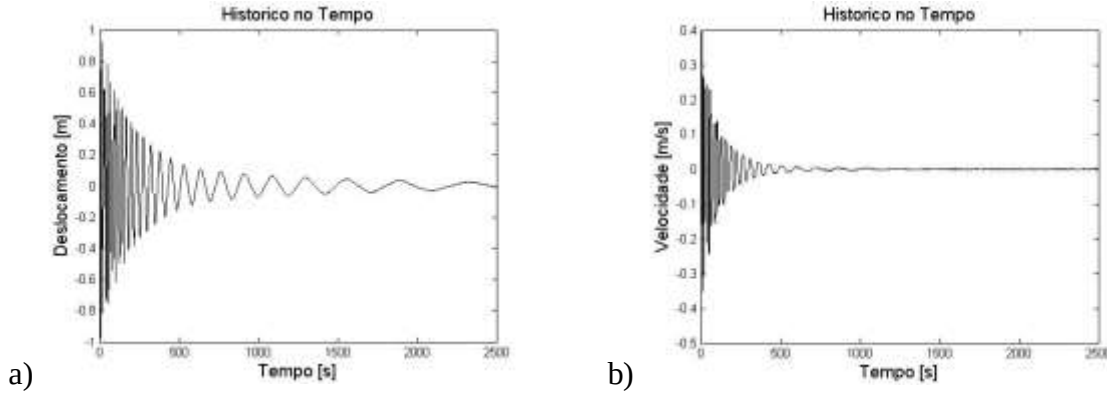
Após considerar a excitação periódica, as equações do movimento são reescritas da seguinte forma:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{nl1}x_1^3 + k_{nl2}(x_1 - x_2)^3 = -\ddot{S}m_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_{nl2}(x_2 - x_1)^3 = 0 \end{cases} \quad (32)$$

As Figuras 16 a 22 representam as respostas da estrutura à excitação periódica de acordo com a função S definida e com condições iniciais para deslocamento sendo, $x_1 = 1[m]$, $x_2 = 0$, $x_3 = 1$ e $x_4 = 0$; rigidez, $k_{nl1} = 0,1 \left[\frac{N}{m} \right]$ e $k_{nl2} = 0,0025 \left[\frac{N}{m} \right]$; $m_1 = 1[kg]$ e $m_2 = 0,05[kg]$; $c_1 = 0,02 \left[\frac{Ns}{m} \right]$ e $c_2 = 0,02 \left[\frac{Ns}{m} \right]$.

A Figura 16(a) apresenta a estrutura principal sob ação de uma excitação periódica. Em que após a perturbação inicial, tem-se uma oscilação de magnitude mais elevada, depois continua a oscilar, mais com uma amplitude pequena, devido ao efeito atenuador do amortecedor de massa sintonizada (AMS). Similarmente, a Figura 16(b) apresenta a velocidade em função do tempo para a estrutura principal, sob ação de uma excitação periódica.

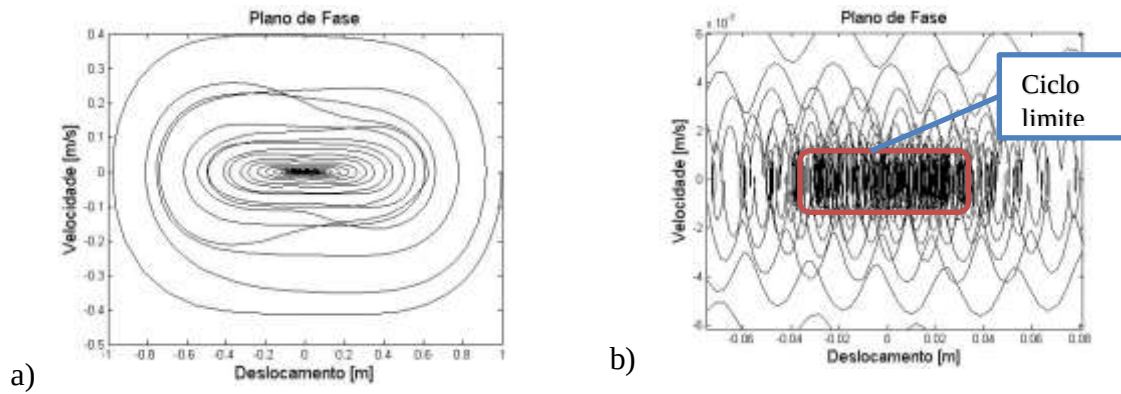
Figura 16 – Resposta da estrutura principal sob ação de excitação periódica.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 17(a) apresenta o plano de fase para a estrutura sob excitação periódica. Este resultado é reapresentado na Figura 17(b) em região ampliada. Nota-se claramente a permanência de uma pequena ciclo limite para o intervalo de tempo apresentado, pois permanece sob uma oscilação periódica definida pela função S , apresentada na Figura 15.

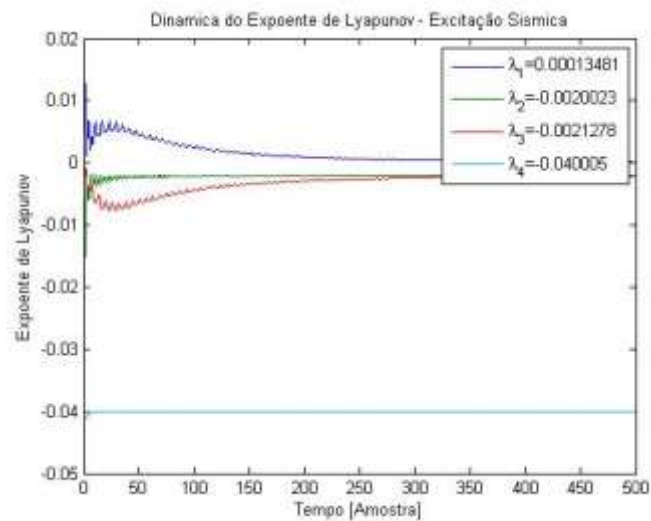
Figura 17 – Plano de Fase - estrutura sob ação de excitação periódica.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se na Figura 17 o ciclo limite estável, que demonstra que a estrutura não retorna mais a um ponto único, P , pois ainda está sob influência de um função excitadora periódica, S . Portanto apresenta um pequeno deslocamento e velocidade. Finalmente, a Figura 18 apresenta o gráfico com os expoentes de Lyapunov próximos de zero. Estes resultados confirmam as soluções periódicas encontradas.

Figura 18 – Expoentes de Lyapunov – estabilidade estrutural.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.7 Excitação Sísmica

Conforme apresentado anteriormente, o presente trabalho visa mediante simulação numérica, utilizando o software Octave, demonstrar a eficiência de um amortecedor de massa sintonizado aplicado a uma estrutura sob influência de oscilações sísmicas. Então nesta seção este efeito é inserido através do modelo de Kanai-Tajimi (KANAI, 1957). O modelo Kanai-Tajimi descreve registros temporais do movimento do solo e compreende frequências e amplitudes não estacionárias (aleatórias). A técnica de janela deslizante com o tempo é utilizada para avaliar a variação dos parâmetros do modelo com o tempo, usando registros sísmicos reais. O modelo usa como base os sismos ocorridos no Irã, nas cidades de Naghan em 1977, Tabas em 1978 e Manjil em 1990. O modelo é capaz de captar com precisão as características não estacionárias da aceleração destes terremotos (acelerogramas), onde as características estatísticas das curvas de resposta espectral demonstram grande eficácia de reapresentação ao se comparar como os registros reais (ROFOOEI, MOBARAKE, AHMADI 2001).

3.7.1 O modelo de Tajimi-Kanai

Para melhorar a confiança, em uma abordagem determinística, vários registros de terremotos disponíveis são empregados, a fim de incluir o conteúdo de várias frequências, bem como os efeitos de outros parâmetros. O modelo proposto por Tajimi e Kanai, portanto denominado Tajimi-Kanai, tem sido aplicado usualmente em análises, em que se pretende, através de simulação numérica, observar o comportamento de estruturas sob influência de excitações sísmicas. A excitação sísmica gerada pela equação (33) é uma excitação do tipo ruído branco, uma vez que abrange uma ampla faixa de frequências. Sua forma original é idealizada como um processo aleatório estacionário, ou seja, suas características estatísticas não mudam com o tempo

O referido modelo é dado pela equação (1) e reapresentado na equação (33).

$$S_g(f) = \frac{1 + \xi_g^2(f/f_g)^2}{[1 - (f/f_g)^2]^2 + (2\xi_g f/f_g)^2} S_0 \quad (33)$$

Como mencionado no item 2.2.1, os parâmetros são descritos sendo $S_g(f)$ representa a densidade espectral de aceleração em função da frequência f ; f_g é a frequência característica dos mantos de solo local; ξ_g é a razão do amortecimento dos mantos do solo local; e S_0 é a intensidade do ruído branco (KANAI, 1957).

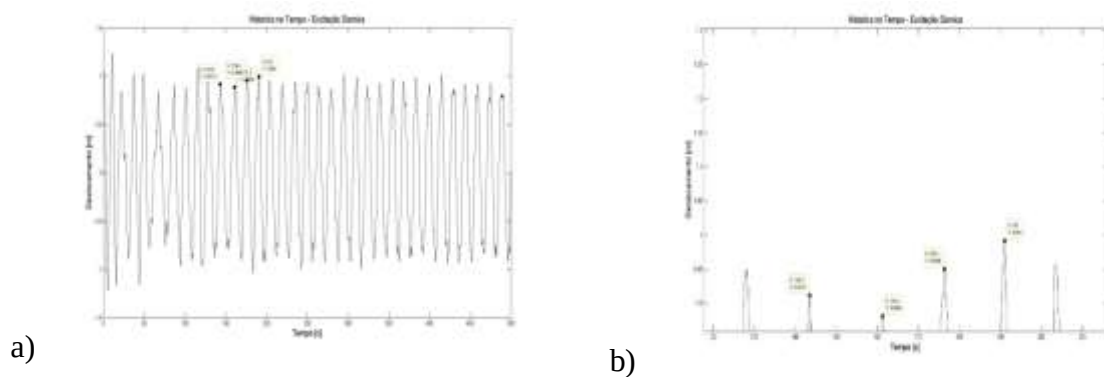
Esses parâmetros levam em consideração características geológicas específicas regional, portanto, podem ser ajustadas convenientemente de acordo com a magnitude, frequências de ressonância do solo e atenuação das ondas sísmicas no solo. Logo, podem ser empregados utilizando as características específicas do local no qual se deseja avaliar as propriedades dinâmicas da excitação.

A Figura 6 mostrou o comportamento no tempo de uma excitação do tipo Tajimi-Kanai, que foi obtido através da aplicação da equação (1).

3.7.2 *Simulações numéricas com excitação sísmica*

Neste tópico, apresentam-se os resultados das simulações numéricas aplicando a excitação sísmica do tipo Tajimi Kanai (KANAI, 1957). As Figuras a (19) a (22), ilustram o comportamento do modelo proposto com a excitação sísmica, de acordo com a equação (32).

Figura 19 – Excitação sísmica – deslocamento versus tempo.



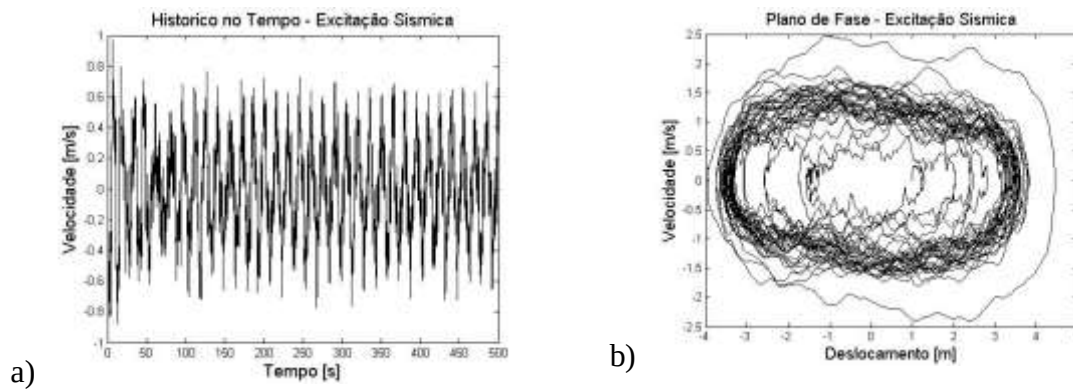
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se na Figura 19(a) o deslocamento em função do tempo, para o sistema principal sob efeito da excitação sísmica. Os pontos marcados do gráfico são ampliados na

Figura 19(b) a fim de melhorar a visualização, os quais demonstram tanto diferenças de amplitude (eixo y), como variação no intervalo de tempo entre um pico e outro (eixo x).

Observa-se na Figura 19(b) os pontos cartesianos (143.5,0.9112), (161.3,0.8804), (176.4,0.9498), (191,0.991). Ao se fazer a subtração do tempo entre picos sequenciais, obtém-se o período de oscilação. Observa-se que todos os picos sequenciais tem variação do intervalo de tempo, portanto variação do período, e por consequência, variação na frequência. Fica então caracterizado uma excitação aleatória, tanto em frequência quanto em amplitude.

Figura 20 – Excitação sísmica – estrutura.

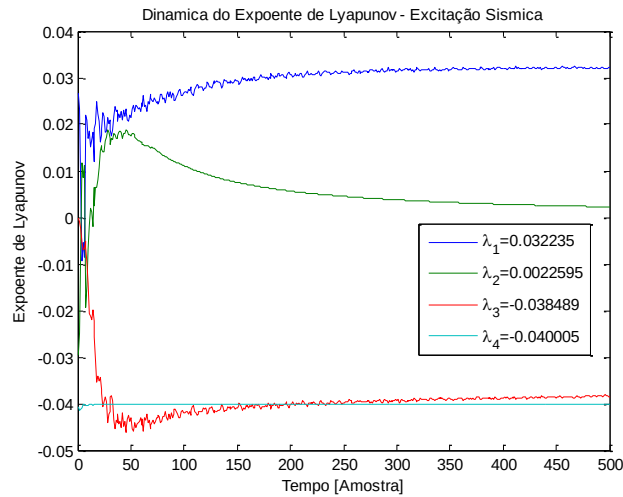


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se na Figura 20 que o sistema não apresenta mais um comportamento estável, pois não retorna a um ponto de equilíbrio, devido à aplicação da excitação do tipo Tajimi-Kanai, por isso faz-se necessário o cálculo do expoente de Lyapunov através de um algoritmo proposto por Wolf, e denominado método de Wolf, para a verificação do comportamento caótico (WOLF *et al*, 1985).

A Figura 21 mostra a evolução do comportamento dos expoentes de Lyapunov sendo: $\lambda_1=0,032$, $\lambda_2= 0,002$, $\lambda_3= -0,038$ e $\lambda_4=-0,04$.

Figura 21 – Excitação sísmica – expoente de Lyapunov.

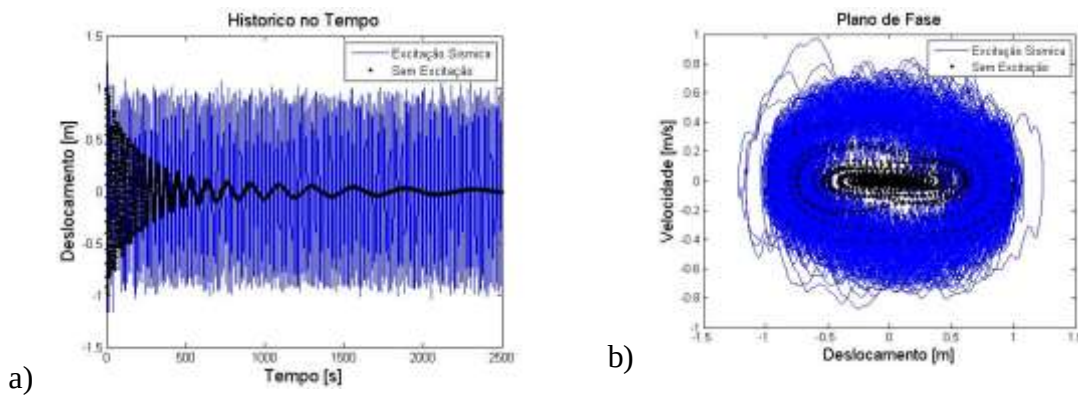


Fonte: Elaboração do próprio autor.

O valor de um expoente de Lyapunov, λ_1 , positivo, segundo Savi (2006), implica que a trajetória diverge exponencialmente da órbita original, indicando um sistema não estável, do tipo caótico, caracterizando assim o desabamento ou destruição da estrutura.

A Figura 22 apresenta um comparativo entre a estrutura sob influência de excitação sísmica (em azul) em relação a estrutura com apenas excitação periódica (em preto).

Figura 22 – Estrutura sob excitação sísmica versus sem excitação.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 22(a) demonstra o deslocamento em função do tempo, tanto para estrutura sob excitação sísmica (em azul) quanto para estrutura apenas com excitação periódica (em preto). A Figura 22(b) apresenta o plano de fase, velocidade em relação ao deslocamento,

tanto para estrutura sob excitação sísmica (em azul) quanto para estrutura apenas com excitação periódica (em preto).

Como a estrutura não demonstra mais um comportamento estável, se faz necessário a aplicação de técnicas de controle que façam com que a estrutura permaneça íntegra sob efeito de uma excitação sísmica. Será abordado no próximo capítulo a aplicação do amortecedor magneto reológico com esse intuito.

Capítulo 4

Projeto de Controlador Híbrido

Este capítulo apresenta conceitos sobre a técnica do controle linear ótimo e o amortecedor magneto reológico, o desenvolvimento do projeto de controle e os resultados obtidos da aplicação do controle híbrido na estrutura.

4.1 Teoria de Controle

Problemas de controle consistem em tentativas de estabilizar um sistema instável a um ponto de equilíbrio, uma órbita periódica, ou, mais geral, sobre uma trajetória desejada. Nos últimos anos, um interesse significativo no controle dos sistemas não lineares, que apresentam um comportamento instável, tem sido observado e muitas técnicas vêm sendo discutidas na literatura (OTT, GREBOGI, YORK, 1990; SINHÁ, HENRICH, RANVINDRA, 2000; RAFIKOV, BALTHAZAR, 2008). Dentre as estratégias de controle com realimentação a mais popular é o método OGY (OTT, GREBOGI, YORK, 1990) sendo que o método usa o mapa de Poincaré do sistema. Recentemente, uma metodologia, baseada na aplicação da transformação de Lyapunov-Floquet, foi proposto por Sinha *et al.* (2000) a fim de resolver este tipo de problema. Este método permite direcionar o movimento caótico a qualquer órbita periódica desejada ou a um ponto fixo. É baseado na linearização das equações, que descrevem o erro entre as trajetórias reais e desejadas. Outra técnica foi proposta por Rafikov e Balthazar (2008) em que eles encontraram as condições que garantem a aplicação do controle linear em sistemas não lineares. Esta técnica de controle vem sendo aplicada em várias áreas com sucesso (PERUZZI *et al.*, 2015; FERREIRA, CHAVARETTE, PERUZZI, 2015; CHAVARETTE *et al.*, 2015).

Uma meta deste projeto de pesquisa é propor a aplicação dos controladores para estabilizar/controlar as vibrações no sistema proposto.

4.2 Teoria do Controle Linear Ótimo

Uma metodologia para encontrar o controle ótimo linear *feedback* foi proposta por Rafikov e Balthazar (2008). Eles encontraram as condições que garantem a aplicação do controle linear em sistemas não lineares. Temos que notar que na teoria do controle existem dois tipos de problemas: o controle de programa e a síntese do controle. Para o primeiro, a função do controle $u(t)$ é encontrada como uma função do tempo. Ou seja, nesse caso a função de controle ótimo determina uma trajetória ótima que corresponde a uma condição inicial dada do sistema. No segundo caso, a função de controle $u(t,x)$ depende do tempo e de variáveis de estado. Este tipo de controle é chamado *controle feedback* ou *controle com realimentação* podendo ser aplicado para qualquer condição inicial. Se as variáveis do sistema são desvios do regime desejado, o controle ótimo estabiliza em torno da trajetória desejada, minimizando o funcional que caracteriza os desvios quadrados da trajetória e do controle do regime desejado.

A seguir, considerando-se a estratégia de Controle Linear Ótimo (OLC) para sistemas não lineares desenvolvido por Rafikov e Balthazar (2008).

4.2.1 Teorema

Considere a equação (34)

$$\frac{\partial y}{\partial t} = f(y,t), \quad y(0) = y_0 \quad (34)$$

descrita na forma de variáveis de estado (a qual não é única) pela equação (35)

$$\frac{\partial y}{\partial t} = A(t)y + g(y)y + U \quad (35)$$

Considere também o vetor $\tilde{y}$, que caracteriza a trajetória desejada, e assuma U como sendo o vetor de controle, consistindo de duas partes: $\tilde{u}$ - “*feedforward*” e u_f -

“feedback”, tal que $u_f = Bu$, onde B representa uma matriz constante. Toma-se o desvio da trajetória da equação para a trajetória desejada, $x = y - \tilde{y}$, escrita como:

$$\frac{\partial x}{\partial t} = Ax + G(y, \tilde{y})x + Bu \quad (36)$$

onde G é uma matriz limitada, e considera-se o teorema devido a (RAFIKOV, BALTHAZAR, 2008), o qual afirma que se existem matrizes Q e R , positiva- definidas, sendo Q simétrica, tal que

$$\tilde{Q} = Q - G^T(y, \tilde{y})P - PG(y, \tilde{y}) \quad (37)$$

é positivo-definida, então

$$u = -R^{-1}B^T Px \quad (38)$$

é ótimo, no sentido de transferir o sistema não linear dado, de qualquer estado inicial para o estado final $x(t_f) = 0$, minimizando o funcional

$$\tilde{J} = \int_0^{t_f} (x^T \tilde{Q} x + u^T R u) dt \quad (39)$$

A matriz P é simétrica, e é obtida pelo cálculo da equação não linear algébrica de Riccati, dada por

$$\dot{P} + PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (40)$$

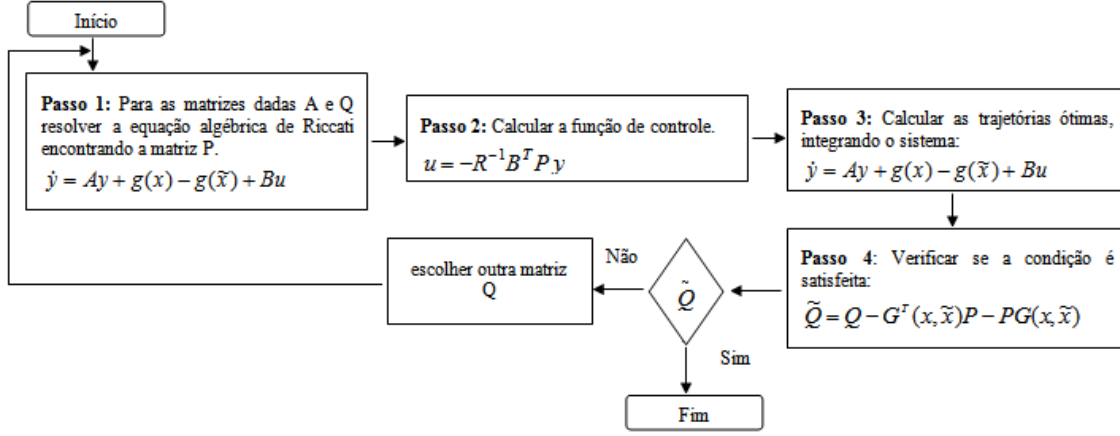
satisfazendo a condição $P(t_f) = 0$. Além disso, existe uma *vizinhança da origem* tal que a solução do sistema controlado é localmente assintoticamente estável.

$$J_{\min} = x_o^T P(0)x_o \quad (41)$$

e o sistema controlável é globalmente assintoticamente estável.

Para se resolver o problema de síntese de controle ótimo pode-se utilizar o fluxograma ilustrado na Figura 23.

Figura 23 – Fluxograma da síntese do controle ótimo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.2.2 **Controle Linear Ótimo aplicado ao Modelo Proposto.**

Aplicando a técnica do controle linear ótimo no modelo da equação (30), as equações do sistema controlado podem ser descritas pela equação (42).

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = -\frac{c_1}{m_1}x_3 - \frac{c_2}{m_1}(x_3 - x_4) - \frac{k_{nl1}}{m_1}x_1^3 - \frac{k_{nl2}}{m_1}(x_1 - x_2)^3 \\ \dot{x}_1 = x_3 + U \\ \dot{x}_4 = -\frac{c_2}{m_2}(x_4 - x_3) - \frac{k_{nl2}}{m_2}(x_2 - x_1)^3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \end{cases} \quad (42)$$

$$\text{Determina-se, } B = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{x} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad R = [1] \quad \text{e}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -0.004 & 0 & 0.002 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0.0400 & 0 & -0.040 \end{bmatrix} \quad \text{onde a controlabilidade do sistema é } M[B \mid AB \mid ABC \mid ABCD] \neq 0$$

, considerando então que o sistema dinâmico é controlável.

$$\text{A matriz } P(t) \text{ é obtida por, } P = \begin{bmatrix} 0.0097 & 0.2200 & -0.0093 & -0.2204 \\ 0.2200 & 4.9908 & -0.2100 & -5.0008 \\ -0.0093 & -0.2100 & 0.0088 & 0.2104 \\ -0.2204 & -5.0008 & 0.2104 & 5.0108 \end{bmatrix} * 10^8$$

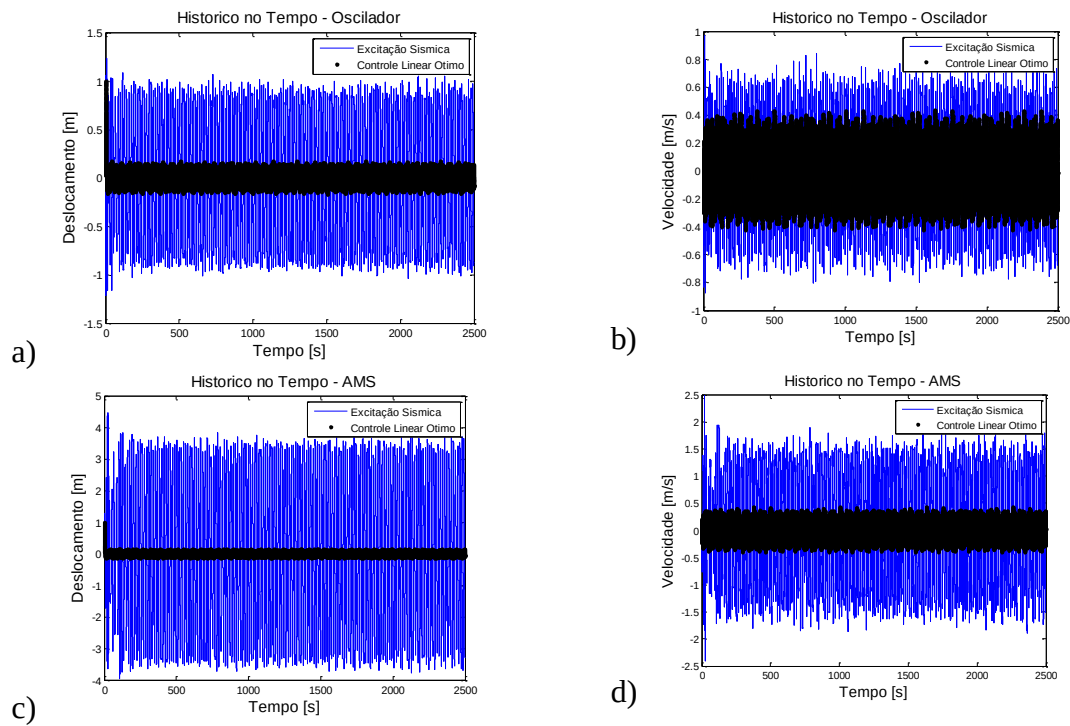
resolvendo a equação algébrica de Riccati a função de controle ótimo u tem a seguinte forma: $u = 0.6905x_1 - 0.3915x_2 - 0.7233x_3 - 0.8074x_4$.

As Figuras (24) e (25) ilustram o comportamento do sistema controlado com o controle linear ótimo e o sistema sem controle.

A Figura 24(a) e 24(c) demonstram o deslocamento em função do tempo, tanto para estrutura sob excitação sísmica (em azul) quanto para estrutura com a aplicação do projeto de controle linear ótimo (em preto). A Figura 24(b) e 24(d) apresentam a velocidade em função do tempo.

Como a aplicação do controle linear ótimo sob estrutura com ação da excitação sísmica, o controlador torna o comportamento do sistema estável, mas como pode ser observado nas Figuras 24(a) e 24(c) a amplitude do deslocamento diminuiu, mas não o suficiente para ficar sem oscilar.

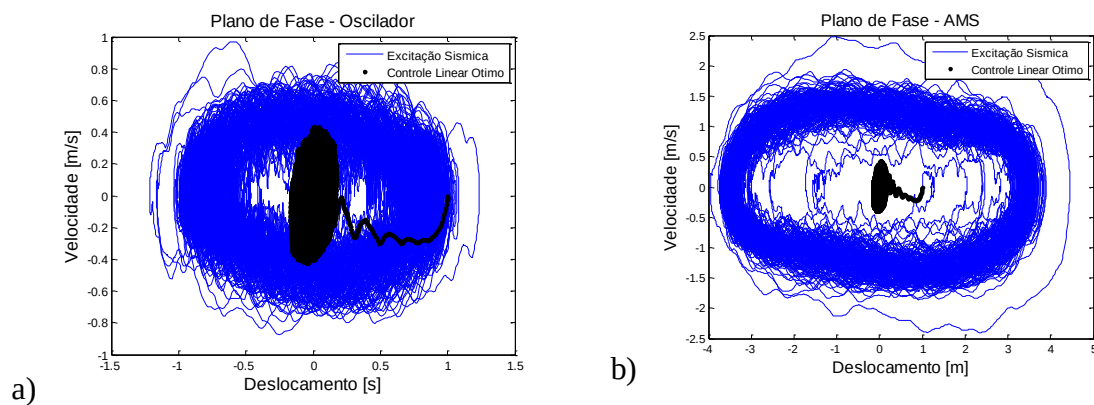
Figura 24 – Histórico no tempo da estrutura sob excitação sísmica com o controle linear ótimo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 25(a) e 25(b) apresentam os planos de fase, velocidade em relação ao deslocamento, tanto para estrutura sob excitação sísmica (em azul) quanto para estrutura apenas com o projeto de controle linear ótimo aplicado (em preto). Para este caso também se pode notar uma diminuição na amplitude dos planos.

Figura 25 – Plano de fase da estrutura sob excitação sísmica com o controle linear ótimo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

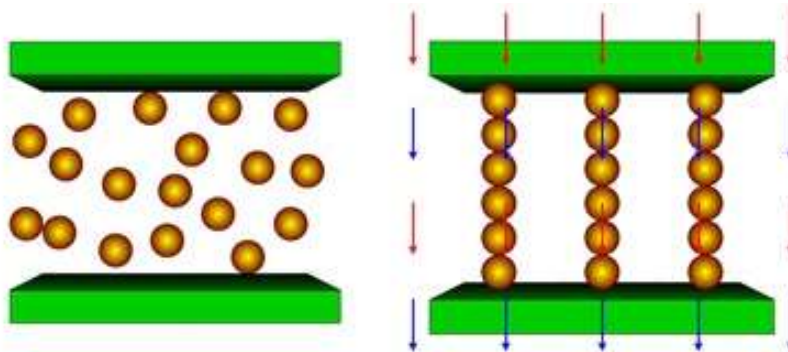
4.3 Amortecedor Magneto Reológico

Apresenta-se o modelo de controle estrutural, através do uso do amortecedor magneto reológico (AMR).

Os AMR são amortecedores viscosos que podem ter seu fator de amortecimento alterado instantaneamente. O fluido interno quando exposto a um campo magnético ou corrente elétrica, passa de um líquido de fluxo livre a um semissólido com intensidade de força controlável.

Normalmente o fluido magneto reológico são líquidos de escoamento livre, tendo a consistência semelhante à do óleo de motor. No entanto, sob a aplicação de um campo magnético, as partículas de ferro se alinham com o campo externo, o que faz as partículas formarem cadeias lineares paralelas ao campo, conforme a Figura 26 (TRUONG, AHN,2012). Portanto possuem uma alta viscosidade quando aplicado um campo magnético, e baixa viscosidade quando não está magnetizado.

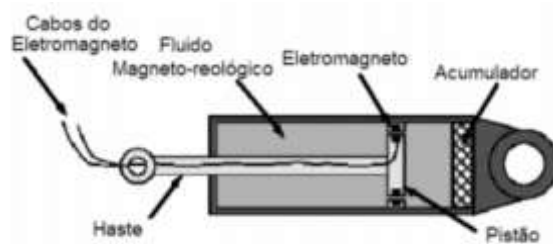
Figura 26 – Comportamento do fluido magneto reológico.



Fonte: Truong e Ahn (2012).

A Figura 26 mostra o diagrama esquemático de um AMR. O qual possui duas câmaras como um amortecedor convencional, no qual o fluido viscoso magneto reológico (MR) passa de uma para a outra quando o conjunto haste-pistão sofre alguma excitação externa, de deslocamento e/ou velocidade. Sob o efeito do eletromagneto/bobina o fluido viscoso MR têm sua passagem controlada, facilitada ou dificultada, devido a ação do campo magnético em suas propriedades de escoamento, ou seja, em sua viscosidade.

Figura 27 – Esquemático amortecedor magneto reológico.



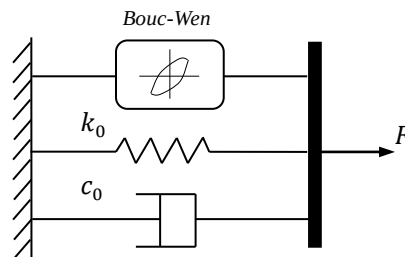
Fonte: De Lima et al (2010).

Os AMR são dispositivos de controle semiativos que utilizam fluidos MR para produzir amortecedores controláveis. Os dispositivos de controle denominados semiativos têm recebido atenção significativa nos últimos anos por oferecerem a capacidade de adaptação dos dispositivos de controle de ativo sem exigirem grandes quantidades de energia. Eles potencialmente oferecem uma operação altamente confiável e podem ser vistos como a prova de falhas, pois se tornam amortecedores passivos quando há algum mal funcionamento no sistema de controle (SPENCER et al, 1996).

4.3.1 ***Modelo de Bouc-Wen para Amortecedor MR***

Para o desenvolvimento de algoritmos de controle adequados para os amortecedor MR, os modelos matemáticos devem caracterizar adequadamente seu comportamento não-linear. O modelo Bouc-Wen proposto por Spencer et al. (1996), e representado na Figura 28, efetivamente retrata o comportamento de um amortecedor MR típico.

Figura 28 – Modelo Bouc-Wen.



Fonte: Spencer et al. (1996).

A força F do sistema é determinada pela equação (42).

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (42)$$

Sendo que z é obtido da equação:

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (43)$$

Sendo:

x_0 : deslocamento inicial $[m]$;

k_0 : coeficiente de rigidez elástica $[N/m]$;

α : coeficiente de rigidez $[N/m]$;

c_0 : coeficiente de amortecimento viscoso $[Ns/m]$;

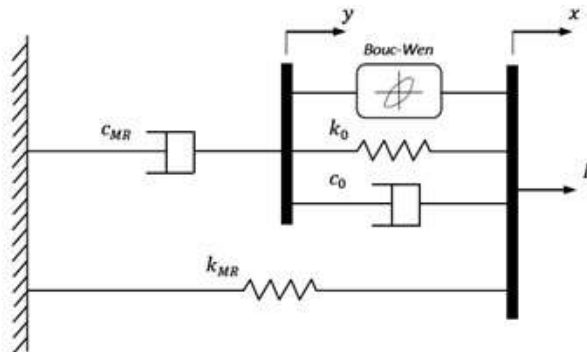
e os coeficientes $\beta [m^{-2}]$, $\gamma [m^{-2}]$, n e A , dependem das características do amortecedor.

Sendo n e A constantes.

4.3.2 **Modelo de Bouc-Wen modificado para amortecedor MR**

Foram feitas modificações no modelo de Bouc-Wen a fim de promover uma melhor precisão em sua aplicação. Sendo o modelo mais adequado para descrever o comportamento de dispositivos que apresentam uma rápida queda da força quando a velocidade do pistão passa por zero. O modelo de Bouc-Wen modificado pode ser visto na Figura 29 (SPENCER et al., 1997)

Figura 29 – Modelo Bouc-Wen modificado.



Fonte: Lai e Liao (2002).

As equações que regem o comportamento dinâmico do modelo Bouc-Wen modificado são descritas pela equação (44) (LAI E LIAO, 2002):

$$c_{MR}\dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) \quad (44)$$

a variável z pode ser obtida pela equação (45).

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}||z||z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (45)$$

Resolvendo em função de $\dot{y}$ obtêm-se:

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_{MR}} [\alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y)] \quad (46)$$

A resultante das forças gerada pelo sistema representado pela Figura 29 pode ser representada pela equação (48).

$$F = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_{MR}(x - x_0) \quad (47)$$

Acoplando a equação (44) com a equação (42), a força total também pode ser escrita como:

$$F = c_{MR}\dot{y} + k_{MR}(x - x_0) \quad (48)$$

No qual:

- F: força gerada pelo amortecedor magneto reológico;
- c_{MR} : fator de amortecimento do amortecedor magneto reológico;
- K_{MR} : rigidez associada ao amortecedor magneto reológico;
- $\dot{y}$: velocidade do embolo do pistão do amortecedor magneto reológico;
- x : deslocamento do amortecedor magneto reológico;
- x_0 : deslocamento inicial do amortecedor magneto reológico;
- k_0 : coeficiente de rigidez inicial do conjunto ;
- c_0 : fator de amortecimento inicial.

Como o modelo se comporta como um sistema passivo quando não há aplicação de corrente elétrica no AMR, temos então k_0 e c_0 inerentes ao conjunto.

O campo magnético aplicado influencia diretamente a tensão de cisalhamento do fluido MR. Assume-se que a variável α é uma função que depende de uma tensão elétrica aplicada na bobina do AMR. As demais equações que governam o modelo podem ser descrito pelas equações (49) a (51) (SPENCER et al., 1997):

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (49)$$

$$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (50)$$

$$c_{MR}(u) = c_{MRa} + c_{MRb} u \quad (51)$$

Sendo a variável u obtida da seguinte forma:

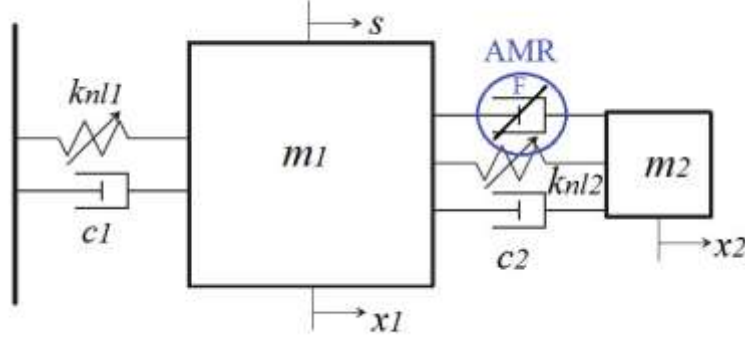
$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (52)$$

Sendo v a tensão elétrica aplicada ao dispositivo. Neste modelo, há um total de 14 parâmetros ($c_{0a}, c_{0b}, k_0, c_{MRa}, c_{MRb}, k_{MR}, x_0, \alpha_a, \alpha_b, \gamma, \rho, \beta, \eta, n$) para caracterizar o AMR. Os valores otimizados para os parâmetros são determinados através do ajuste do modelo de acordo com dados experimentais obtidos em testes laboratoriais (LAI, LIAO, 2002).

A força F gerada pelo AMR aplicada ao sistema da Figura 15 proporcionará uma eliminação das oscilações, onde os resultados foram obtidos para estrutura com excitação sísmica a qual estava sob efeito caótico, acoplada a um controle híbrido o qual apresenta eficiência na minimização das vibrações excessivas da estrutura.

Apresenta-se na Figura 30 o sistema sob excitação sísmica e periódica acoplado a um amortecedor de massa sintonizado (AMS) conjuntamente com o amortecedor magneto reológico (AMR).

Figura 30 – Sistema sob excitação sísmica e com controle híbrido.



Fonte: Adaptado de Viguié e Kerschen (2009).

A força F foi inserida no conjunto de equações que descrevem a dinâmica do sistema.

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = -\frac{c_1}{m_1}x_3 - \frac{c_2}{m_1}(x_3 - x_4) - \frac{k_{nl1}}{m_1}x_1^3 - \frac{k_{nl2}}{m_1}(x_1 - x_2)^3 - S - F \\ \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_4 = -\frac{c_2}{m_2}(x_4 - x_3) - \frac{k_{nl2}}{m_2}(x_2 - x_1)^3 - S - F \\ \dot{x}_2 = x_4 \end{cases} \quad (53)$$

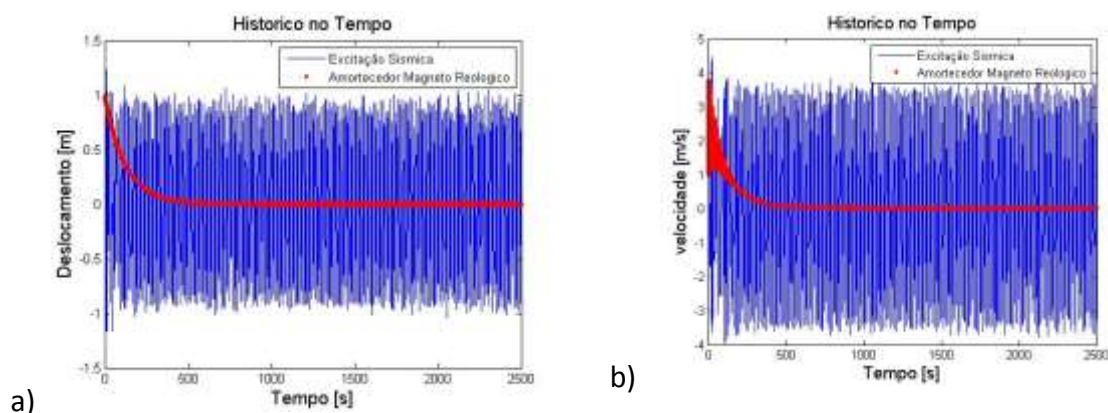
A força F proveniente da equação (48) é a força gerada pelo AMR e não apresenta explicitamente uma dependência da variável de controle que deve ser a corrente elétrica. Como o objetivo é controlar a força do amortecedor utilizando uma corrente elétrica, utiliza-se uma aproximação da função (48). Segundo Tusset (2013) baseado em Dominguez et al (2006), que realizou estudos sobre o comportamento de amortecedores magneto-reológicos e através de dados experimentais, escreveu uma função que demonstra uma dependência explícita da corrente elétrica, a qual pode ser vista na equação (54).

$$F = \frac{3,2}{(3e^{-3,4i}) + 1} \dot{x} + k_0 x + \frac{8,5}{(1,28e^{-3,9i}) + 1} z \quad (54)$$

Portanto esta função foi implementada em um algoritmo no software Octave e aplicada como se observou no conjunto de equações e com eficácia ficou constatado a minimização das oscilações da estrutura, conforme apresentado nas Figuras 31 e 32.

Na Figura 31 se tem, em nível de comparação, plotado o gráfico de deslocamento em função do tempo, tanto para estrutura sob excitação sísmica sem o controle aplicado (azul) e para estrutura quando se aplica o controle gerado pela equação (42) (vermelho). Controle este utilizando o sistema AMR.

Figura 31 – Histórico no Tempo da estrutura principal sob excitação sísmica e com controle AMR.

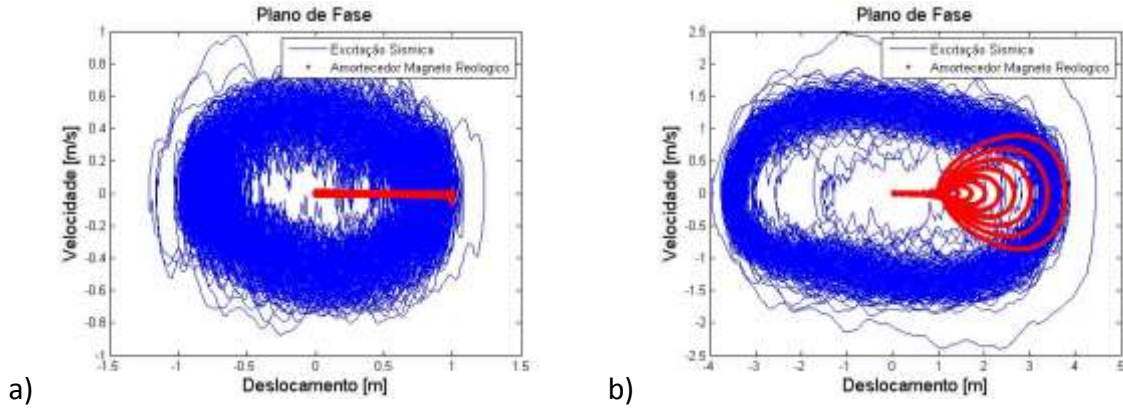


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 31(a) demonstra-se o deslocamento em função do tempo para o dispositivo AMS, observa-se que há também uma eliminação da oscilação quando associado o AMR. A Figura 31(b) demonstra a velocidade em função do tempo para a estrutura principal aplicado o controle (vermelho). Observa-se que em poucos ciclos de oscilações a energia é dissipada pelo controle e o sistema retorna a seu ponto de equilíbrio.

A Figura 32 apresenta o plano de fase para a estrutura principal, que relaciona as variáveis velocidades e deslocamento, demonstrando o amortecimento acarretado pela implementação do sistema híbrido.

Figura 32 – Plano de Fase da estrutura principal sob excitação sísmica e com controle AMR.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 32 relaciona a velocidade e o deslocamento da Estrutura principal (a) e do AMS (b) quando acoplado ao AMR. Demonstra-se assim a eficiência do controle aplicado a uma estrutura sob influência de uma excitação periódica, e concomitantemente, uma excitação sísmica, a fim de reduzir e/ou eliminar as oscilações decorrentes destas excitações.

4.4 Controle Híbrido – Controle Linear Ótimo e Amortecedor Magneto Reológico

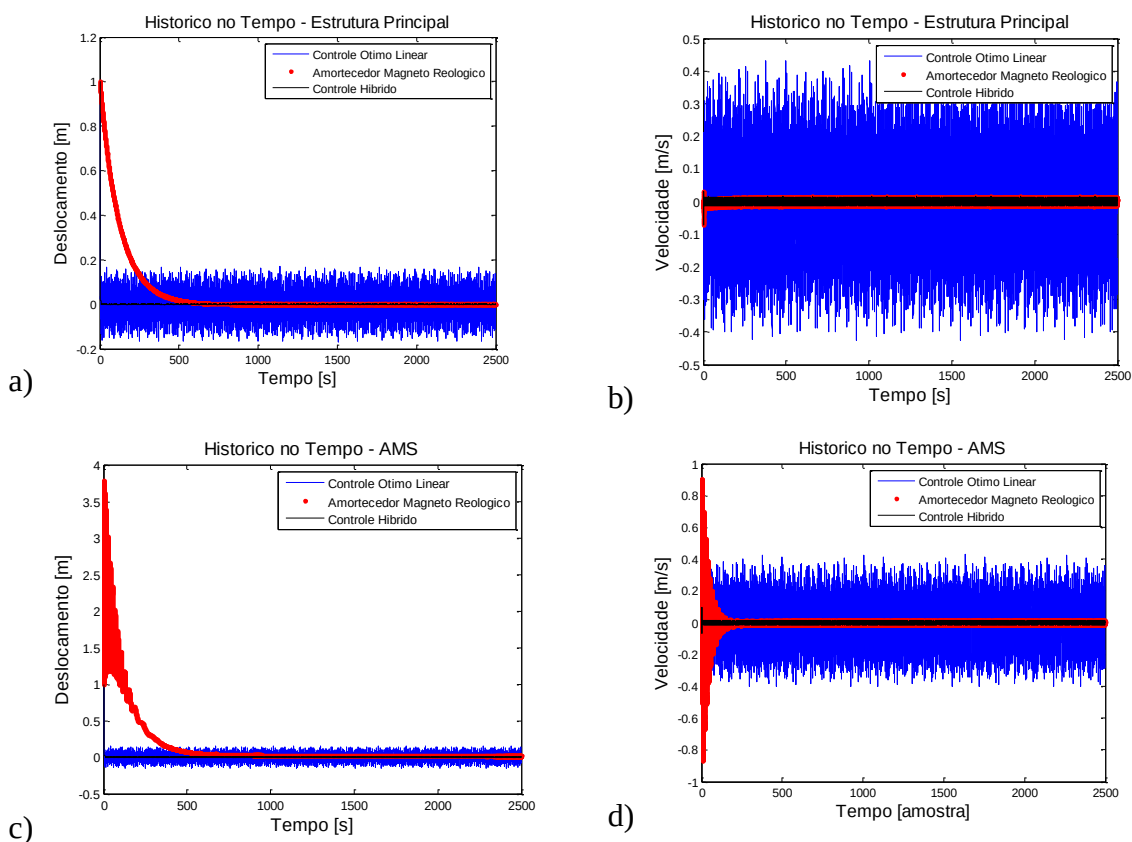
Outra alternativa para minimizar as vibrações instáveis é a utilização do controle híbrido, que é a combinação do controle ativo com o controle semi-ativo. Para o controle ativo utilizamos o controle linear ótimo e para o controle semi-ativo utilizamos o amortecedor magneto reológico.

Aplicando os controles, temos:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_3 = -\frac{c_1}{m_1}x_3 - \frac{c_2}{m_1}(x_3 - x_4) - \frac{k_{nl1}}{m_1}x_1^3 - \frac{k_{nl2}}{m_1}(x_1 - x_2)^3 - S - F \\ \dot{x}_1 = x_3 + U \\ \dot{x}_4 = -\frac{c_2}{m_2}(x_4 - x_3) - \frac{k_{nl2}}{m_2}(x_2 - x_1)^3 - S - F \\ \dot{x}_2 = x_4 \end{array} \right. \quad (55)$$

As Figuras 33 e 34 apresentam uma comparação entre a aplicação dos controladores controle linear ótimo, amortecedor magneto reológico e o controle híbrido.

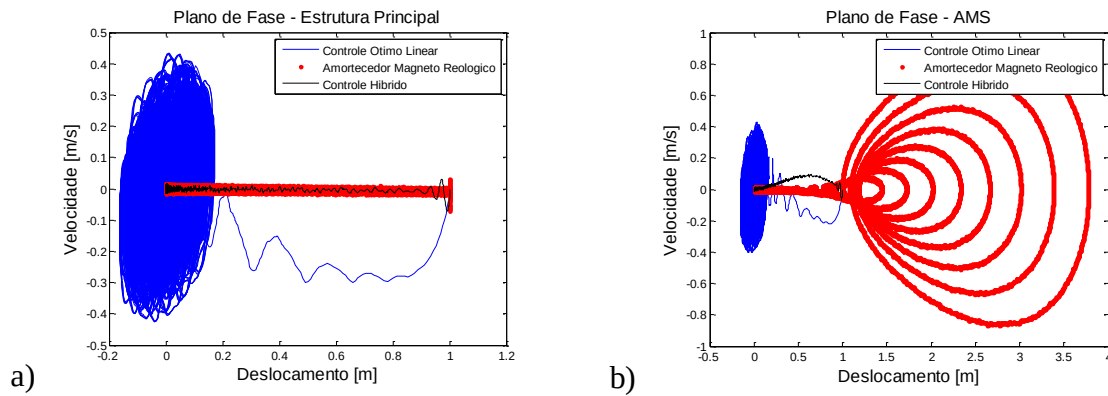
Figura 33 – Histórico no tempo da estrutura sob excitação sísmica e com os controladores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 33(a) ilustra o deslocamento da estrutura principal e a Figura 33(c) ilustra o deslocamento do AMS, ambas as Figuras estão sob a aplicação do controle linear ótimo (azul), o amortecedor de massa sintonizado (vermelho) e o controle híbrido (preto). Todos os controladores minimizam as vibrações sísmicas ao ponto de equilíbrio estável (P), porém visualmente se pode notar que o melhor resultado é o controle híbrido, minimizando inclusive o transiente.

Figura 34 – Plano de fase da estrutura sob excitação sísmica e com os controladores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 34 apresenta os planos de fase para a estrutura principal, que relaciona a variável velocidade e deslocamento, demonstrando os projetos de controladores aplicados ao sistema.

A Figura 34(a) apresenta o gráfico plotado relacionando a velocidade e o deslocamento da Estrutura principal quando acoplado aos controle, tantos o controle linear ótimo (azul), o amortecedor de massa sintonizado (vermelho) e o controle híbrido (preto) minimizam as vibrações sísmicas ao ponto de equilíbrio estável (P), porém visualmente se nota-se que o melhor resultado é o controle híbrido (preto), minimizando inclusive o transiente. A Figura 34(b) apresenta o mesmo resultado, porém relacionando a velocidade e o deslocamento do AMS.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos Futuros

Os desastres ambientais ocasionados pelos abalos sísmicos afetam populações do mundo todo. Eles expõem grande quantidade de energia e às vezes ocasionam grandes tragédias, mesmo em cidades que dispõem de edifícios construídos baseados nas melhores normas internacionais de prevenções.

Como os terremotos são fenômenos naturais frequentes é necessário compreender seu comportamento. É possível medi-los, mas não impedi-los. Dessa forma é crucial desenvolver tecnologias que possam diminuir seus efeitos de atuação.

Para manter a integridade de um edifício, ou uma barragem sob ação de sismos ou excitação excessiva, um adequado projeto de construção é realizado, envolvendo vários sistemas de controle de vibração sísmica. Foi proposto neste trabalho um modelo matemático de um híbrido sofrendo uma excitação externa tipo Tajimi-Kanai, que são vibrações excessivas causadas por carregamentos dinâmicos, como o terremoto. Essa excitação considera as propriedades do solo local, uma situação real, que produzem alteração nas propriedades dinâmicas da estrutura, que neste caso, levaram a estrutura a um comportamento caótico.

O comportamento caótico promove instabilidade estrutural que vêm causar perdas biológicas, materiais, danos ou ruína de construções humanas podendo levar a um grande número de vítimas e prejuízos econômicos.

Basicamente o controle estrutural se dá pela adição de dispositivos e/ou forças externas que promovem alterações nas propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura. Podem-se adotar vários modelos de controle, como o controle passivo, controle ativo, controle híbrido, e o controle semiativo. Foi proposta a aplicação da estratégia híbrida no modelo, sendo que esta estratégia minimizou as vibrações e reduziu o movimento oscilatório caótico do sistema a um ponto estável, conforme se observa nas Figuras 33 e 34, o qual demonstra o comportamento do controle linear ótimo (azul), o

amortecedor de massa sintonizado (vermelho), o controle híbrido (preto) e suas eficácias para este problema, sendo que tal objetivo foi alcançado através de simulações numéricas no software Octave.

Por fim, foi aplicada a técnica do controle híbrido, que é a junção do amortecedor magneto reológico e o controle linear ótimo, demonstrou ser o melhor controlador para vibração do sistema. As Figuras 33 e 34 mostram a comparação do controle híbrido com os controles ótimo e o magneto reológico, podendo comprovar a eficácia da combinação da estratégia de controle vibrações para este tipo de situação e pode ser utilizada como forma de auxiliar na atenuação de danos provocados por este tipo de desastre natural.

Como sugestões para trabalhos futuros, se propõe melhorar o modelo proposto incluindo outras excitações , propor outras técnicas de controle estrutural, como o controle SDRE e LMI e confecção de protótipo do modelo proposto.

Referências Bibliográficas

- ABNT. 2005. NBR 9653. Guia para avaliação dos efeitos provocados pelo uso de explosivos nas minerações em áreas urbanas (Procedimento). 2 ed. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 11 p.
- ÁVILA, S. M. Controle híbrido para atenuação de vibrações em edifícios. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.
- CHAVARETTE, F.R.; PERUZZI, N.J.; FERREIRA, D. C. ; LOPES, M..M.s. Chaos Control via State-Dependent Riccati Equation Method Applied a Non-Ideal Vibration Absorber Coupled to a Nonlinear Oscillator. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, v. 103, p. 487-500, 2015.
- DE LIMA, A. et al. Bancada experimental para avaliação de parâmetros de amortecedores magneto-reológicos. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 6., 2010, Campina Grande. Anais...Campina Grande: CONEM, 2010.
- DICIONÁRIO informal. Disponível em: www.dicionarioinformal.com.br/acelerograma/ Acessado em 22 de julho de 2017.
- DOMINGUEZ, A., SEDAGHATI, R., STIHARU, I.: A new dynamic hysteresis model for magnetorheological dampers. *Smart Mater. Struct.* 15, p.1179–1189, 2006.
- EM-DAT – RELATÓRIO ESTATÍSTICO ANNUAL DO EM-DAT. 2009. Desastres Naturais, Conhecer para prevenir. Disponível em <http://www.igeologico.sp.gov.br/downloads/livros/DesastresNaturais.pdf>. Acesso em agosto de 2017.
- ESTÊVÃO, J. M. C., OLIVEIRA, C. S., Utilização de acelerogramas simulados na análise sísmica de estruturas. 8º Congresso De Sismologia E Engenharia Sísmica, Portugal, 2010.
- FARSHIDIANFAR, A., SOHEILI, S., Ant colony optimization of tuned mass dampers for earthquake oscillations of high-rise structures including soil–structure interaction. Artigo. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, v. 51, p. 14–22, 2013
- FERREIRA, D.C., CHAVARETTE, F.R., PERUZZI, N.J. Linear matrix inequalities control driven for non-ideal power source energy harvesting. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Warsaw)*, p. 605-616, 2015.
- FRAHM, H., A device for damping vibrations of bodies, US Patent 989958, 1909.

- FUJINO, Y., SOONG, T.T., SPENCER, B.F., Structural control: basic concepts and applications. In: 1996 ASCE Structures Congress, 1996, Chicago, United States, 1996.
- GALAVOTTI, T.V., Sistemas Dinâmicos com Amortecedores Ativos Controlados por Atuadores Piezelétricos. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Ilha Solteira, 2010.
- GODOY, W.R.A., Análise de um Oscilador Não Linear Acoplado a um Absorvedor Tipo ‘SNAP THROUGH TRUSS’ (STTA)”. Dissertação de mestrado. Bauru, 98p., 2011.
- GOMES, D. H. M., Controle da Resposta Dinâmica de uma Passarela de Pedestres na Cidade de Brasília com a Utilização de Amortecedores de Massa Sintonizados, Publicação: E.DM – 008A/06, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, XXI, 174 p, 2006.
- JACQUOT, R.G., Optimal Dynamic Vibration Absorbers for general beam Systems Journal of Sound and Vibration, v. 60, n.4, p. 35-542, 1978.
- KANAI, K.. Semi-empirical formula for seismic characterisation of the ground. Bull. Earthquake Res. Inst. Uni. Tokyo, v. 35, 1957.
- LAI, Chun Yu; LIAO, Wei-Hsin. Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper. Journal of Vibration and Control, v. 8, n. 4, p. 527-547, 2002.
- LIN, C.C., Wang, J.F., Ueng, J.M.,. Vibration control identification of seismically excited MDOF structure–PTMD systems. Journal of Sound and Vibration v. 240, p. 87–115, 2001.
- MENÃO, M.C., Controle Ativo de Vibrações em Vigas Utilizando Controle FeedForward e Elementos Espectrais. Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual Paulista, Bauru, 96 p., 2010.
- MONTEIRO, L. H. A. Sistemas dinâmicos. Editora Livraria da Física, 2011.
- NATSIAVAS, S., Steady state oscillations and stability of non-linear dynamic vibration absorbers. Journal of Sound and Vibration, M, vol. 2, p. 227-245, 1992.
- NISSEN, J.C. , POPP, K., SCHMALHORST, B., Optimization of a non-linear dynamic vibration absorber, Journal of Sound and Vibration, vol. 99, n. 1, p.149-154, 1985.
- OBSERVATÓRIO SISMOLÓGICO. Instituto de Geociências, Universidade de Brasília. Disponível em: <http://www.obsis.unb.br/>. Acesso até junho de 2014.

- ORMONDROYD, J.P., HARTOG, D., The theory of the dynamic vibration absorber Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, v. 50, pp. A9–A22, 1928.
- OTT, E., GREBOGI, C. J., YORQUE, A. Controlling Chaos, Phys. Rev. Lett., v. 66, p. 1196, 1990.
- PERFIL NEWS. Construção de eclusa de Ilha Solteira entra no PAC a pedido do prefeito, 2011. Disponível em <http://www.perfilnews.com.br/brasil-mundo/usina-de-ilha-solteira-tera-construcao-de-eclusa> Acesso 22/07/2017
- PERUZZI, N.J., CHAVARETTE, F.R.; BALTHAZAR, J.M., Tusset, A.M., MANFRIM, A. L. P. ; BRASIL, R.M L R F . The dynamic behavior of a parametrically excited time-periodic MEMS taking into account parametric errors. Journal of Vibration and Control, p. 1-10, 2015.
- RAFIKOV, M, BALTHAZAR, J. M. On control and synchronization in chaotic and hyperchaotic system via linear control feedback. Nonlinear science and numerical simulation, 1397, p. 1246-1255, 2008.
- RANA, R, SOONG, T. T., Parametric study and simplified design of tuned mass dampers. Engineering structures, v. 20, n. 3, p. 193-204, 1998.
- RAO, S.S., Mechanical Vibrations. 5ª Ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1105 p., 2012.
- ROBERSON, R. Synthesis of a nonlinear dynamic vibration absorber Journal of the Franklin Institute 254, p. 205–220, 1952.
- ROFOOEI, F.R., MOBARAKE, A., AHMADI, G.. Generation of artificial earthquake records with a nonstationary Kanai–Tajimi model. Engineering Structures, v. 23, n. 7, p. 827-837, 2001.
- SANTOS, A.C.F., AGUIAR, C.E., Ondas e Terremotos. Instituto de Física, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.
- SAVI, M. Dinâmica Não- linear e Caos. E-PAPERS, 2006. ISBN 9788576500629. Disponível em: <<http://books.google.com.br/books?id=AlKIjK9zz0oC>>.
- SILVA, L.H.B.F.M., WATANABE, F.Y. Análise Teórica e Simulação Computacional de Absorvedores Dinâmicos de Vibração. In: CREEM2012 XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, São Carlos, 2012

- SINHÁ, S.C., HENRICHS, J.T., RANVINDRA, B.A. A General Approach in the Design of active Controllers for Nonlinear Systems Exhibiting Chaos. *Int. J. Bifur. Chaos*, v. 10, n. 1, 165 pp, 2000.
- SOONG, T.T., DARGUSH, G.F., Passive energy dissipation systems in structural engineering. Chichester: John Wiley & Sons. 1997.
- SOTO, G.M., HOJJATI, A., Tuned mass dampers. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 20(4), p. 419-431, 2013. DOI: 10.1007/s11831-013-9091-7.
- SPACE, Shock Absorber Plan Set for NASA's New Rocket. Disponível em: <<http://www.space.com/5746-shock-absorber-plan-set-nasa-rocket.html>>. Acesso em: 22/07/2017.
- SPENCER Jr. B.F.; DYKE, S. J.; SAIN, M. K.; CARLSON, J. D. Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction. *Smart materials and structures*, v. 5, n. 5, p. 565, 1996.
- SPENCER, B. F. et al. Phenomenological model for magnetorheological dampers. *Journal of engineering mechanics*, v. 123, n. 3, p. 230-238, 1997.
- SUN, W., KARIMI, H.R., YIN, S., ROSSEL, J.M., Active Vibration Control in Mechanical Systems. Editorial. Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2014, Article ID 275087, 2 p. DOI: 10.1155/2014/275087.
- TOMINAGA, L.K., SANTORO, J., AMARAL, R., Desastres Naturais: Conhecer para prevenir. Instituto Geológico, São Paulo, 2009.
- TRUONG, D. Q., AHN, K. K. MR fluid damper and its application to force sensorless damping control system. INTECH Open Access Publisher, 2012.
- TUSSET, A.M., BALTHAZAR, J. M. On the chaotic suppression of both ideal and non-ideal duffing based vibrating systems, using a magnetorheological damper. *Differential Equations and Dynamical Systems*, v. 21, n. 1-2, p. 105-121, 2013.
- UGALDE, Arantza. Terremotos: cuando la tierra tiembla. 1. ed. Madrid: Editorial CSIC-CSIC Press, 2009. 197p.
- UN-ISDR - INTERNATIONAL STRATEGY FOR DISASTER REDUCTION. 2009. Terminology on Disaster Risk Reduction. Disponível em <http://www.unisdr.org>. Acesso em agosto de 2017.

- VALENCIA, L.A.L., Controle de vibrações em vigas metálicas com distintas configurações de apoio utilizando amortecedores de massa sintonizados. Dissertação de Mestrado. Distrito Federal: Universidade Federal de Brasília, 180 p., 2007.
- VIGUIÉ, R., KERSCHEN, G., Nonlinear vibration absorber coupled to a nonlinear primary system: A tuning methodology Journal of Sound and Vibration, Vol.326(3), p.780-793, 2009.
- WOLF, A., SWIFT, J.B., SWINNEY, H.L., VASTANO, J.A. Determining lyapunov exponents from a time series. Physica D: Nonlinear Phenomena, v. 16, n. 3, p. 285–317, 1985.