UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS – REGIONAL CATALÃO
UNIDADE ACADÊMICA ESPECIAL DE MATEMÁTICA E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO

Guilherme de Oliveira Andrade

PROJETO ÓTIMO DE UM SISTEMA AUTOMOTIVO UTILIZANDO MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

CATALÃO – GO, 2017

sistema de bibliotecas ufg

UFG

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR AS TESES E DISSERTAÇÕES ELETRÔNICAS NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

1. Identificação do material bibliográfico: **[X] Dissertação** **[ ] Tese**

2. Identificação da Tese ou Dissertação

Nome completo do autor: Guilherme de Oliveira Andrade

Título do trabalho: Projeto ótimo de um sistema automotivo utilizando materiais viscoelásticos

3. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento [X] SIM [ ] NÃO[1]

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF da tese ou dissertação.

Data: 30 / 03 / 2017

Assinatura do (a) autor (a) [2]

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

[2] A assinatura deve ser escaneada.

Guilherme de Oliveira Andrade

PROJETO ÓTIMO DE UM SISTEMA AUTOMOTIVO UTILIZANDO MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Modelagem e Otimização pela Universidade Federal de Goiás – Regional Catalão.

Orientador:
Prof. Dr. Romes Antonio Borges

CATALÃO – GO
2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do
Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

de Oliveira Andrade, Guilherme
PROJETO ÓTIMO DE UM SISTEMA AUTOMOTIVO UTILIZANDO MATERIAIS VISCOELÁSTICOS [manuscrito] / Guilherme de Oliveira Andrade. - 2017.
LII, 52 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Romes Antonio Borges.
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Goiás, Unidade Acadêmica Especial de Matemática e Tecnologia, Catalão, Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização, Catalão, 2017.
Bibliografia.
Inclui siglas, abreviaturas, símbolos, gráfico, tabelas, algoritmos, lista de figuras, lista de tabelas.

1. Materiais viscoelásticos. 2. Atenuação de vibrações. 3. Metodo dos elementos finitos. 4. Indústria Automotiva. 5. Estrutura veicular. I. Antonio Borges, Romes, orient. II. Título.

CDU 621.03

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
REGIONAL CATALÃO
Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização - PPGMO

Defesa Nº _____

Ata de Defesa Pública – Dissertação de Mestrado

Aos **dez** dias do mês de **Março** do ano de 2017, às **14 h:00 min**, reuniram-se os componentes da banca examinadora, professores(as) : Prof. Dr. **Romes Antonio Borges - UFG** (presidente e orientador), Prof. Dr **Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz - UnB e** Prof. Dr. **Marcos Napoleão Rabelo – UFG** para, em sessão pública realizada no Miniauditório Congadas (Centro Integrado de Pesquisa), da Regional Catalão (RC), da Universidade Federal de Goiás (UFG), procederem com a avaliação do trabalho intitulado: **Projeto Ótimo de um Sistema Automotivo Utilizando Materiais Viscoelásticos**, em nível de Mestrado, área de concentração *Modelagem e Otimização*, de autoria de **Guilherme de Oliveira Andrade**, matrícula **20151153**, discente do Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização (PPGMO) da UFG/RC. A sessão foi aberta pelo presidente, que fez a apresentação formal dos membros da banca. A seguir, a palavra foi concedida ao discente que, dentro do tempo regulamentar, procedeu a apresentação de seu trabalho. Terminada a apresentação, cada membro da banca arguiu o candidato, tendo-se adotado o sistema de diálogo sequencial. Terminada a fase de arguição, procedeu-se a avaliação do trabalho. Os membros da banca consideraram o trabalho final: **(X) Aprovado** (unanimidade) ou **( ) Reprovado** (por maioria simples). Cumpridas as formalidades de pauta, às 15 h:42 min a presidência da mesa encerrou a sessão e para constar, eu Romes Antonio Borges, lavrei a presente Ata que, depois de lida e aprovada, segue assinada pelos membros da banca examinadora, pelo discente e, posteriormente, será homologada pelo Colegiado do PPGMO.

Catalão-GO, 10 de Março de 2017.

Prof. Dr. **Romes Antonio Borges**
Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização, UFG/RC.
(Presidente da Banca)

Prof. Dr. **Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz**
Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica – UnB

Prof. Dr. **Marcos Napoleão Rabelo – IMTec/UFG**
Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização, UFG/RC.

Discente: **Guilherme de Oliveira Andrade**,
Matrícula **20151153**

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à minha família, minha mãe **Raimunda Inez**, meu pai **Elias Vaz**, meus irmãos **Ivan Vaz** e **Leandro Vaz**, avós **Salomão de Souza** e **Maria Oliveira**, e padrinhos **Jamil Almeida** e **Nilce Silva** que estiveram sempre presentes me apoiando e me concedendo as forças necessárias para que eu me mantivesse firme na conclusão desta etapa. Descobri com o passar dos anos que, perto de vocês quaisquer obstáculos podem ser superados.

Agradeço imensamente a meus amigos e colegas de mestrado que sempre me compreenderam e me apoiaram em minhas decisões. Far-se-á um agradecimento especial aos meus amigos da república **Friboi**, cuja amizade se iniciou na graduação e perdurará por toda eternidade.

Agradeço ao meu orientador **Dr. Romes Borges**, que pacientemente tem me ajudado e me guiado durante o mestrado, e que me abriu os olhos para a importância na dedicação à pesquisa e docência.

Um agradecimento especial se faz ao colega **Luiz Rodovalho** que me auxiliou com dedicação ímpar, concedendo parte dos conhecimentos necessários para desenvolver o trabalho aqui desenvolvido.

Agradeço à agência de fomento **FAPEG** por fornecer os subsídios necessários para conclusão do mestrado.

Ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem e Otimização (**PPGMO**) da **Universidade Federal de Goiás – Regional Catalão**, pela oportunidade de estudo.

RESUMO

ANDRADE, G. O.. *PROJETO ÓTIMO DE UM SISTEMA AUTOMOTIVO UTILIZANDO MATERIAIS VISCOELÁSTICOS.* 2017. 52, f. Dissertação (Mestrado em Modelagem e Otimização) – Unidade Acadêmica Especial de Matemática e Tecnologia, Universidade Federal de Goiás – Regional Catalão, Catalão – GO.

Com o objetivo de atenuar as vibrações indesejadas, oriundas de sistemas mecânicos, são crescentes as pesquisas nas áreas de desenvolvimento de produtos eficientes na dissipação de energia vibrante, sendo realizados nesta linha, a caracterização completa de materiais viscoelásticos visando a identificação de seus principais fenômenos e verificação de eficácia, confiabilidade e segurança. O comportamento não-linear de materiais viscoelásticos, quando submetido a carregamentos cíclicos, é devido a suas características microestruturais, onde é possível que ocorra uma eficaz atenuação de vibrações. Entretanto, a complexidade do problema proposto sugere a implementação de procedimentos numérico-computacionais, a fim de que se avalie as taxas de deformações através de analises harmônicas, para que desta forma possam ser definidos as variações de temperaturas e analisados os fenômenos associados ao material. Com isso, tendo como base as características dissipativas do material, o presente trabalho visa a aplicação do mesmo na área automotiva, sendo aplicado sobre a estrutura veicular de automóveis utilitários objetivando a atenuação das vibrações que chegam até o habitáculo. Para comprovação da eficácia do material, primeiramente foi realizada a modelagem estrutural do viscoelástico em ambiente computacional (MatLab®) e em seguida realizada a inserção do material na estrutura veicular no software de elementos finitos (Ansys®), onde foram realizadas a análise harmônica estrutural e modal, verificando assim atenuações da ordem de 8,746 % para o segundo modo de vibrar da estrutura. Porém, vale ressaltar, que devido a segurança envolvida em projetos automotivos, foi necessário que se analisasse computacionalmente a eficácia destes materiais sobre a ampla faixa de fatores operacionais e ambientais na qual veículos utilitários estão submetidos, garantindo assim a confiabilidade necessária ao projeto.

Palavras-chaves: Materiais viscoelásticos, Atenuação de vibrações, Método dos elementos Finitos, Indústria automotiva, estruturas veiculares.

ABSTRACT

ANDRADE, G. O.. *OPTIMAL DESIGN OF A AUTOMOTIVE SYSTEM USING VISCOELASTIC MATERIALS.* 2017. 52, f. master's degree in Modelling and Optimization – Mathematics and Technology Institute, Federal University of Goiás – Catalão – GO - Brazil.

In order to attenuate unwanted vibrations, coming from mechanical systems, are increasing research in developing efficient products in the vibrant energy dissipation, being carried out in this line, full characterization of viscoelastic materials for the identification of its main phenomena and effectiveness check, reliability and security. The non-linear behavior of viscoelastic materials, when subjected to cyclic loading, is due to their microstructural characteristics, where it is possible that an effective vibration attenuation occurs. However, the complexity of the proposed problem suggests the implementation of numerical-computational procedures, the So that the deformation rates can be evaluated through harmonic analysis, so that the temperature variations can be defined and the phenomena associated with the material can be analyzed. With this, based on the dissipative characteristics of the material, the present work aims at the application of the same in the automotive area, being applied on the vehicular structure of utility vehicles aiming at the attenuation of the vibrations that arrive to the passenger compartment. To prove the efficacy of the material, the structural modeling of the viscoelastic was carried out in a computer environment (MatLab®) and then the material was inserted into the vehicle structure in the finite element software (Ansys®), where the structural and modal harmonic analysis , Thus verifying attenuations of the order of 8.746% for the second vibrating mode of the structure. However, due to the safety involved in automotive projects, it was necessary to analyze the computational effectiveness of these materials on the wide range of operational and environmental factors in which utility vehicles are submitted, thus guaranteeing the necessary reliability to the project.

Keywords: Viscoelastic materials, Dynamic vibration absorber, Automotive industry, Vehicle structures.

LISTA DE IMAGENS

Figura 1.1 – Aplicação de pacote acústico na indústria automotiva 2
Figura 2.1 – Coxim viscoelástico..... 6
Figura 2.2 – Estruturação das camadas livres.....7
Figura 2.3 – Estruturação das camadas restritas.....7
Figura 2.4 – Estruturação dos ADV's.....8
Figura 2.5 – Funcionamento dos neutralizadores dinâmicos de vibrações.....9
Figura 2.6 – Gráfico de caracterização do material viscoelástico em função da temperatura...10
Figura 2.7 – Gráfico de caracterização do material viscoelástico em função da frequência.....11
Figura 2.8 – Módulo de elasticidade e fator de perda em função da frequência.....12
Figura 2.9 – Variação do módulo de elasticidade e do fator de perda em função da pré-carga...12
Figura 2.10 – Comportamentos resultantes da aplicação de um carregamento constante.....14
Figura 2.11 – Ilustração da fluência (a) e relaxação (b) de materiais viscoelásticos lineares.....15
Figura 2.12 – Modelo de Maxwell.....16
Figura 2.13 – Modelo de Kelvin-Voigt.....17
Figura 2.14 – Modelo de Zener ou Linear Padrão.....17
Figura 2.15 – Modelo de Max generalizado.....18
Figura 2.16 – Nomograma do material 3M ISD 112.....20
Figura 2.17 – Variação do fator de perda (a); Variação do módulo de perda (b).....21
Figura 3.1 – Representação do volume Ω.....22
Figura 3.2 – Representação do volume Ω com entrada e saída de calor.....25
Figura 3.3 – Fluxograma da resolução do problema termomecânico.....46
Figura 4.1 – Viga de aço SAE 1020 engastada.....47
Figura 4.2 – Função Resposta em Frequência da viga simulada.....48
Figura 4.3 – Aplicação de material viscoelástico na junta.....49
Figura 4.4 – Análise harmônica com a presença da junta translacional viscoelástica.....49
Figura 4.5 – Variação da dissipação viscoelástica.....50
Figura 4.6 – Variação da dissipação com o decréscimo de temperatura.....51
Figura 4.7 – Variação da dissipação viscoelástica.....52

Figura 5.1 – Estrutura veicular do tipo “escada”.....55
Figura 5.2 – Estrutura veicular modelado.....57
Figura 5.3 – Pontos de ancoragem do chassi.....58
Figura 5.4 – Ponto de aplicação da força unitária.....58
Figura 5.5 – Ponto de análise da amplitude de vibração.....59
Figura 5.6 – Aplicação das condições de contorno no chassi.....60
Figura 5.7 – Análise harmônica estrutural.....61
Figura 5.8 – Compilação da análise modal com a análise harmônica.....62
Figura 5.9 – Aplicação de material viscoelástico na estrutura veicular.....63
Figura 5.10 – FRF: sistema s/ material viscoelástico X sistema c/ material viscoelástico.....64
Figura 5.11 – Fluxograma de funcionamento da análise estrutural.....66
Figura 5.12 – Otimização da função objetivo.....67
Figura 5.13 – Camada superficial aplicada à estrutura.....67
Figura 5.14 – Análise harmônica sem visco e com visco.....68
Figura 5.15 – Variações de temperatura da camada viscoelástica.....70
Figura 5.16 – Variação da amplitude de vibração com a espessura do material.....71

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Frequências naturais 59
Tabela 5.2 – Amplitudes 70

LISTA DE SÍMBOLOS

A — Área transversal da fronteira

E — Módulo de elasticidade longitudinal

G — Módulo de cisalhamento do material

I — Tensor identidade de segunda ordem

N — Vetor das funções de interpolação

P — Pressão

Q — Energia cinética

S — Entropia

T — Temperatura

U — Energia interna

V — Volume do sólido

W — Trabalho produzido pelo corpo

k — Condutividade térmica do material

t — Tempo

α — Coeficiente de dilatação térmico

β — Coeficiente de rendimento térmico

δ — Fase entre tensão e deslocamento

λ — Primeiro parâmetro de Lamé

μ — Segundo parâmetro de Lamé

ν — Coeficiente de Poisson

ρ — Densidade do material

ω — Frequência

$\overrightarrow{F_0}$ — Esforços externos

$\vec{f}_v$ — Força aplicada por unidade de volume

$\vec{f}_i$ — Esforços de inércia

$\overrightarrow{q_0}$ — Fluxo de calor imposto

$\dot{\varepsilon}_{ij}$ — Tensor de velocidade de deformações

$\overline{\mathcal{H}}$ — Matriz de elasticidade fatorada

$\mathcal{H}^*$ — Matriz complexa de elasticidade

Π_U — Energia potencial total

Π_{ext} — Energia associada às forças de volume e de superfície

Π_{int} — Energia interna de deformação

Ω_C — Condições de contorno de convecção

Ω_D — Condições de contorno de Dirchlet

Ω_F — Condições de contorno dinâmicas referentes aos esforços externos

Ω_L — Parte livre de condições de contorno térmicas

Ω_N — Condições de contorno de Neuman

Ω_U — Condições de contorno dinâmicas referentes aos deslocamentos realizados

C_p — Calor específico do material

G_{ijkl} — Tensor de relaxação

Q_e — Calor de entrada

Q_s — Calor de saída

c_p — Calor específico por unidade de massa

q'' — Calor trocado por condução

q_a — Calor armazenado

q_e — Fluxo de calor que entra

q_g — Calor gerado pela dissipação

q_s — Fluxo de calor de saída

$\ddot{u}$ — Vetor das acelerações

$\vec{u}$ — Deslocamentos

α_T — Fator de deslocamento

σ_{ij} — Tensor das tensões

ω_r — Frequência reduzida

∇ — Operador diferencial

E — Módulo de armazenamento

h — Coeficiente de transferência de calor por convecção

K — Módulo de rigidez

γ — Deformação cisalhante

ε — Coeficiente de amortecimento

ε — Deformação normal

η — Fator de perda

μ — Constante de viscosidade do fluído

σ — Tensão normal

τ — Tensão cisalhante

Ω — Volume do corpo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 1

2. INTRODUÇÃO AOS MATERIAIS VISCOELÁSTICOS 6

2.1 Efeitos da Temperatura 9

2.2 Autoaquecimento em Materiais Viscoelásticos 9

2.3 Efeitos da Frequência 11

2.4 Efeitos da Pré-carga Estática 12

2.5 Princípio da Superposição de Boltzman 14

2.6 Modelagem do comportamento viscoelástico 16

2.7 Modelagem dos fatores ambientais e operacionais 19

2.8 Princípio da superposição frequência-temperatura 19

3. MODELAGEM DO PROBLEMA DE TERMOVISCOELASTICIDADE 22

3.1 Equacionamento da Termoviscoelasticidade Linear 22

3.2 Condutividade térmica 24

3.3 Determinação da dissipação viscoelástica 29

3.4 Armazenamento do calor e efeito termoelástico: 35

3.5 Aplicação do Método dos Elementos Finitos na Resolução do Problema de Termoviscoelasticidade Linear 39

3.5.1 Modelagem do problema estrutural 40

3.5.2 Algoritmo de implementação computacional 44

4. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL 47

4.1 Modelo proposto 47

4.1.1 Verificação da influência dos fatores ambientais – Temperatura 50

4.1.2 Verificação dos parâmetros dimensionais – Largura da junta translacional 51

5. ESTUDO DE CASO – CHASSI ESCADA 53

5.1 Análise harmônica estrutural e análise modal do chassi 56

5.1.1 Modelagem da estrutura veicular 56

5.1.2 Simulação em elementos finitos – Análise modal 57

5.1.3 Simulação em elementos finitos – Análise estrutural harmônica 59

5.1.4 Aplicação do material viscoelástico – Análise estrutural harmônica 62

5.1.5 Aplicação do material viscoelástico – Procedimento de Otimização 64
5.2.1 Análise dos resultados 68
5.2.2 Variação da temperatura - Comparativo 69
5.2.3 Variação da espessura - Comparativo 70
6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS 73
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 75

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

A grande competitividade e a busca por produtos mais eficientes e de baixo custo, incentivam pesquisas na área de dinâmica de sistemas mecânicos. O crescente interesse se dá pela necessidade de se desenvolver projetos que simulem o comportamento de estruturas mecânicas industriais, tais como, mecanismos geradores e transformadores de movimento, veículos aeroespaciais, robôs, dentre outros (SHIGLEY; UICKER JR, 1980).

Neste sentido, é crescente a busca por mecanismos de atenuação de vibrações mecânicas indesejadas em estruturas, sejam elas lineares ou mesmo não lineares (BORGES, 2008). Borges, et al (2010), desenvolveram um estudo acerca do projeto ótimo robusto de um absorvedor dinâmico de vibrações com características não lineares onde a configuração foi proposta utilizando análise de sensibilidade dos parâmetros do sistema.

Tendo em vista a segurança e confiabilidade necessárias em projetos automobilísticos, atualmente estão sendo realizados vários estudos relacionados aos tipos de materiais utilizados, com o intuito de se evitar comportamentos inesperados. Além disto, as constantes buscas pela excelência em projetos automotivos no que tange a redução do nível de vibrações no habitáculo do veículo e o aumento do conforto dos passageiros, justificam as pesquisas na área de materiais inteligentes (GILLESPIE, 1992).

São diversas as formas de se classificar as vibrações em sistemas mecânicos, podendo estar relacionadas à excitação (livres ou forçadas), ao amortecimento (amortecidas e não amortecidas), ao deslocamento (retilíneo, torsional, combinado), aos graus de liberdade e, até mesmo, com relação à linearidade, ou seja, podendo ser linear ou não linear (SILVA, 2009).

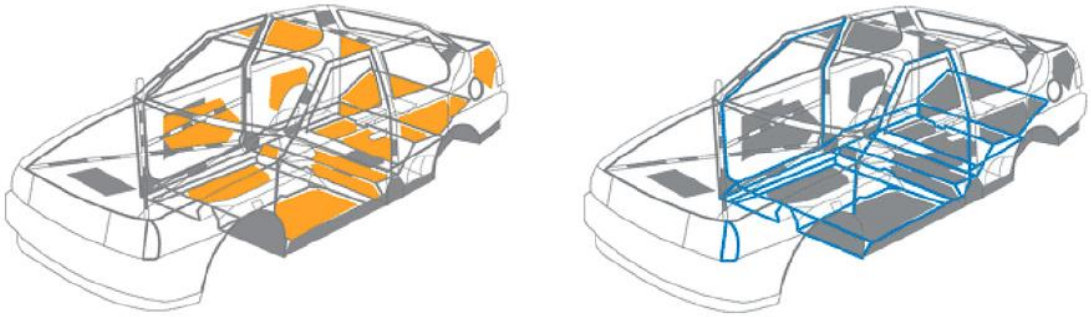
Neste sentido, sistemas mecânicos estão frequentemente sujeitos a vibrações indesejáveis devido a excitações internas ou externas. Assim, oscilações periódicas ou aleatórias podem ocasionar altos níveis de vibrações, podendo acarretar em desconforto a operadores e usuários e, em casos extremos colocar em risco a própria integridade estrutural do sistema (TEIXEIRA, 2001).

Na indústria automobilística, o controle vibro-acústico no interior de automóveis é visto como item indispensável, sendo que, um dos principais objetivos deste segmento é a produção de veículos mais silenciosos. Em uma análise mercadológica, percebe-se claramente que o nível de ruídos está diretamente relacionado com o a percepção que o consumidor tem da qualidade

de um automóvel, já que, veículos com alto nível de ruídos, apresentam problemas de mercado e comumente são rejeitados pelos consumidores (FURUKAVA, 2009).

A incessante busca por atenuação de vibrações tem movimentado uma quantidade expressiva de pesquisadores especializados na área, com a finalidade de melhorar as estratégias para a atenuação de vibrações mecânicas. Uma alternativa encontrada na indústria automotiva é o desenvolvimento de pacotes acústicos que consistem em absorvedores, bloqueadores, isoladores e amortecedores que atuam na atenuação de ruídos, como ilustrado na Fig. 1.1 (STONE; BALL, 2004).

Figura 1.1 - Aplicação de pacote acústico na indústria automotivo.



Fonte: adaptado de FURUKAVA, (2009)

Um importante ponto na atenuação de vibrações é a o entendimento de como as excitações chegam até o condutor e, principalmente, quais são as principais fontes de excitação em veículos automotores. Em se tratando de vibrações acústicas, o motor é considerado como uma das principais fontes geradoras, tendo em vista que são produzidas excitações em altas amplitudes e em uma ampla faixa de frequências (COSTIN; PHIPPS, 1967).

Além do motor, é importante destacar o sistema de transmissão que tem como função transmitir o torque do motor para as rodas, já que a transferência do torque é acompanhada ainda da transferência de energia vibratória e acústica aos demais sistemas e componentes do veículo. E, por fim, o sistema de suspensão é considerado também como sendo uma das fontes geradoras de vibrações, tendo em vista que se trata do subsistema de ligação da estrutura veicular com o pavimento, sendo um importante filtro de excitações provenientes dos mais diversificados tipos de pistas (STONE; BALL, 2004).

Atualmente é ampla a gama de projetos que atuam no controle de vibrações e ruídos em automóveis. Entretanto, verifica-se maior evidência no que diz respeito a materiais utilizados para amortecimentos e para pacotes acústicos, sendo que os materiais mais utilizados no mercado são os materiais viscoelásticos de camada livre, viscoelástico de camada restrita e materiais de spray (RODOVALHO, 2014).

Este tema vem sendo estudado por inúmeros pesquisadores e, em muitos casos, mostram-se altamente eficazes na minimização de vibrações indesejáveis em sistemas dinâmicos. Ainda no que tange às técnicas de controle passivo, o uso destes materiais viscoelásticos como absorvedores dinâmicos de vibrações, com modelos computacionais mais sofisticados, são cada vez mais estudados (NASHIF,1985), (LIMA,2007).

Além dos controles passivos, o desenvolvimento de controles ativos vem aumentando cada vez mais, onde sua utilização se baseia na aplicação de uma malha de controle composta por atuadores, sensores, controladores e amplificadores, onde a ideia básica é promover a redução de vibração na estrutura através da injeção de energia do sistema. (TRINTINI, 2009)

Campos de pesquisa que abrangem fenômenos relacionados a utilização dos materiais viscoeláticos também possuem crescente interesse em pesquisas no país. Neste sentido, são desenvolvidas metodologias de simulação numérica a fim de verificar o fenômeno de auto-aquecimento, de tal forma que o cálculo da fonte de calor é realizado com base na energia de dissipação viscoelástica obtida por meio da resposta da estrutura submetida a um carregamento cíclico (CAZENOVE, 2010).

Além do fenômeno do auto aquecimento, outro importante problema relacionado a este tipo de material é o fenômeno da fuga térmica, onde verifica-se uma geração de calor excessivo devido às grandes amplitudes deformação. Linhas de pesquisa são dedicadas à verificação computacional e experimental de tal fenômeno, levando em consideração os efeitos combinados de cargas dinâmicas e pré-cargas estáticas (RODOVALHO, 2014).

Nos últimos anos, tem-se um considerável aumento em pesquisas relacionadas novos materiais, tendo em vista a aplicação na indústria automotiva, principalmente no que tange ao controle passivo de virações. Khan (2005) estudou o tratamento de amortecimento estrutural de carros de passeio, com a aplicação de materiais atenuadores de vibração (sprays) nos painéis vibrantes da carroceira, verificando assim a atenuação do nível de radiação sonora que chega até o habitáculo.

Já com aplicações envolvendo materiais viscoelásticos, Furukava, (2009) propôs uma metodologia experimental para mapeamento dos níveis de amplitude de vibração das regiões da carroceria de um veículo de passeio popular e em seguida sugeriu o tratamento da carroceira com aplicação otimizada do material viscoelástico em sua estrutura, obtendo resultados satisfatórios na atenuação de vibrações.

Delimitado os trabalhos na área de controle de amplitude de vibrações utilizando-se de material viscoelástico, é possível traçar o objetivo do presente trabalho aqui desenvolvido. Verificado uma mudança em um dos nichos de veículos nacionais, foi possível propor a aplicação de material viscoelástico na estrutura veicular de automóveis do tipo utilitário, com o intuito de reduzir a amplitude de vibrações que chegam até o habitáculo do veículo, agregando assim qualidade ao mesmo.

Para atender os objetivos delimitados, foram seguidas as metodologias de estudo do fenômeno associado aos materiais viscoelásticos analisando sua aplicabilidade em estruturas veiculares seguida da aplicação de material viscoelástico para atenuação de forma otimizada da energia vibratória, verificando assim sua eficácia na capacidade dissipativa.

Com isso, além deste capítulo introdutório, esta dissertação é então descrita como segue:

No capítulo 2 faz-se a introdução aos conceitos básicos referentes aos materiais viscoelásticos para o controle de vibrações, destacando suas características dissipativas, as principais particularidades e, ainda, os fundamentos da viscoelasticidade, destacando os principais modelos utilizados, e a inserção de fatores ambientais e operacionais no comportamento dinâmico deste tipo de material.

O capítulo 3, foca no modelamento do problema de termoviscoelasticidade, mostrando todo o equacionamento do problema, deduzindo o fenômeno de condução térmica, armazenamento de calor e ainda a modelagem do problema estrutural em elementos finitos.

No capítulo 4, como estudo de caso introdutório, é realizada uma análise para ilustrar computacionalmente o comportamento de uma viga engastada em uma extremidade sendo que, a outra, está apoiada em uma junta translacional viscoelástica e submetida à várias situações de carregamentos, com o objetivo de verificar a atenuação da amplitude de vibração na estrutura.

No capítulo 5, é realizado um estudo referente a verificação da eficácia da aplicação do material viscoelástico em um chassi automotivo com configuração do tipo “escada”, visando a atenuação das vibrações oriundas do motor, suspensão e transmissão. Além disto é apresentada a influência de variações de espessura e temperatura nas quais o material viscoelástico é

submetido. Ainda neste capítulo, foi realizado um estudo de otimização utilizando-se de busca randômica.

O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho bem como as perspectivas futuras.

Por fim no capítulo 7 são mostradas as referências bibliográficas.

Capítulo 2

INTRODUÇÃO AOS MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

Entende-se por viscoelasticidade a propriedade de materiais, determinada por sua microestrutura (longas cadeias moleculares), na qual, após a remoção de cargas, voltam a sua forma original progressivamente, resultante do processo de relaxação e acomodação da rede molecular. Devido a esta propriedade os materiais viscoelásticos têm sido amplamente utilizados na indústria, decorrente de sua capacidade de absorção de vibrações (RODOVALHO, 2014). Caracterizam-se então como uma boa solução para o controle e atenuação de vibrações devido aos baixos custos de produção aliados à robustez do material, tornando-se assim uma interessante alternativa para a indústria automobilística, que há anos estuda formas de controle passivo de vibrações e redução de custos em seus projetos (CAZENOVE, 2010).

Atualmente, percebe-se uma ampla gama de problemas para a utilização de materiais viscoelásticos, no que tange ao controle de vibrações e ruídos, que chegam até ao habitáculo do veículo, sendo utilizados como exemplo “coxins”, como ilustrados na Fig. 2.1, na atenuação de vibrações oriundas do motor, transmissão e suspensão, melhorando assim a qualidade agregada ao produto fabricado, tendo em vista que um nível de conforto maior é passível de ser atingido pelas fabricantes de automóveis.

Figura 3.1 - Coxim Viscoelástico

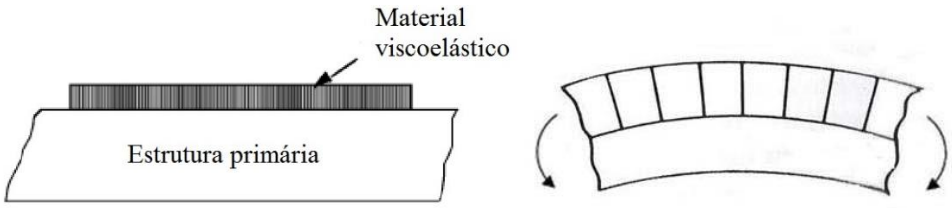
Fonte: GSP, (2015)

As diversas pesquisas acerca de materiais viscoelásticos, conduziram à concepção de uma ampla gama de configurações de amortecedores viscoelásticos utilizados no controle passivo de vibrações. Destacando-se duas configurações, sendo elas, camadas superficiais e dispositivos discretos (CAZENOVE, 2010). Tais camadas são constituídas por depósitos de

materiais viscoelásticos sobre a superfície da estrutura sujeita a vibrações, em geral são dadas por laminas e podem ser subdividas em dois grupos.

- **Camadas livres:** Onde o depósito ou pulverização do material é realizado na superfície externa do material, conforme ilustrado na Fig. 2.2 a seguir.

Figura 2.2 - Estruturação das camadas livres

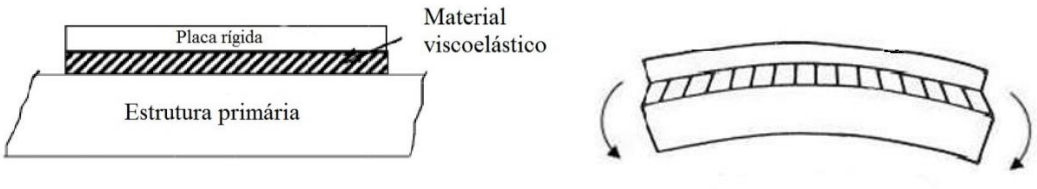


Fonte: Adaptado de RAO, (2003).

Neste tipo de sistema amortecedor, quando a estrutura é submetida à flexão, o material viscoelástico experimenta tensões de tração e compressão, alongando-se e deformando-se de forma axial. No processo de deformação, parte da energia de vibração é dissipada devido ao fenômeno da histerese. Histerese é caracterizada pelas diferenças de fases que ocorrem entre a tensão e a deformação.

- **Camadas restritas:** Também referenciado nas bibliografias como estruturas sanduiches, as camadas restritas consistem na inserção de material viscoelástico entre uma estrutura vibratória e uma placa rígida. A estratégia deste tipo de sistema amortecedor é a atenuação da camada de restrição sobre o material amortecedor, deformando-o por cisalhamento quando submetido à flexão, conforme ilustrado na Fig. 2.3.

Figura 2.3 - Estruturação das camadas restritas



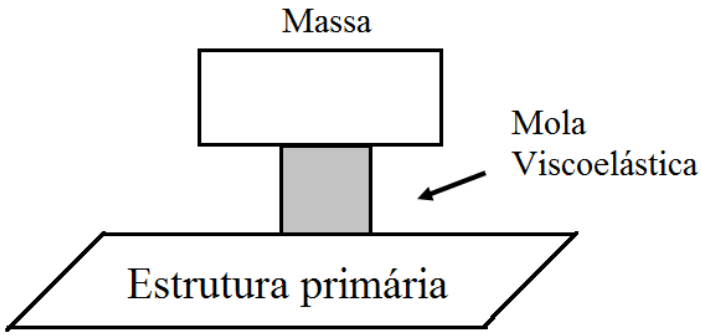
Fonte: Adaptado de RAO, (2003).

As camadas restritas são amplamente utilizadas na indústria por apresentarem uma quantidade maior de energia dissipada, quando comparada as camadas livres, devido à dissipação oriunda do cisalhamento entre as placas (CAZENOVE, 2010).

Aplicações de materiais viscoelásticos em pontos específicos da estrutura a fim de atenuar vibrações, podem ser subdividas em dois grupos.

- **Absorvedores dinâmicos de vibrações viscoelásticos (ADV´s):** Neste caso, é composto por um componente viscoelástico associado a uma massa. Este conjunto é colocado sobre um dado ponto da estrutura onde se deseja reduzir a amplitude de vibração, conforme ilustrado na Fig. 2.4.

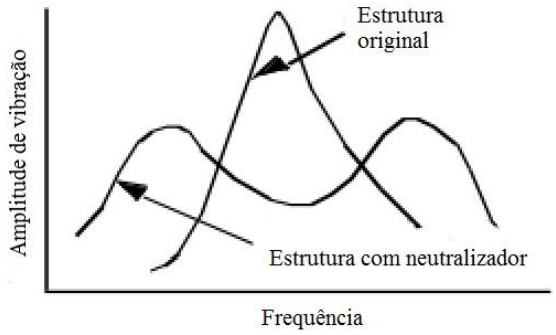
Figura 2. 4 - Estruturação dos ADV's



Fonte: Adaptado de RAO, (2003).

Um absorvedor dinâmico de vibrações, é projetado de maneira que sua a antirressonância coincida com a ressonância da estrutura principal, atenuando assim a amplitude de resposta nas vizinhanças da frequência considerada, como ilustrado na Fig. 2.5.

Figura 2.5 - Funcionamento dos neutralizadores dinâmicos de vibrações



Fonte: Adaptado de RAO, (2003).

- **Juntas translacionais ou rotacionais:** Dispositivos projetados para absorverem vibrações de uma estrutura com base fixa, como exemplo, os isoladores de vibrações aplicados em motores. Esta especificação de junta, em geral, é desenvolvida para que o material viscoelástico sofra tensões cisalhantes, dissipando assim a energia de vibração.

2.1 Efeitos da Temperatura

As propriedades dos materiais viscoelásticos são facilmente influenciadas pela temperatura e, em alguns casos, podem reduzir a eficiência dos dispositivos viscoelásticos no controle de vibrações.

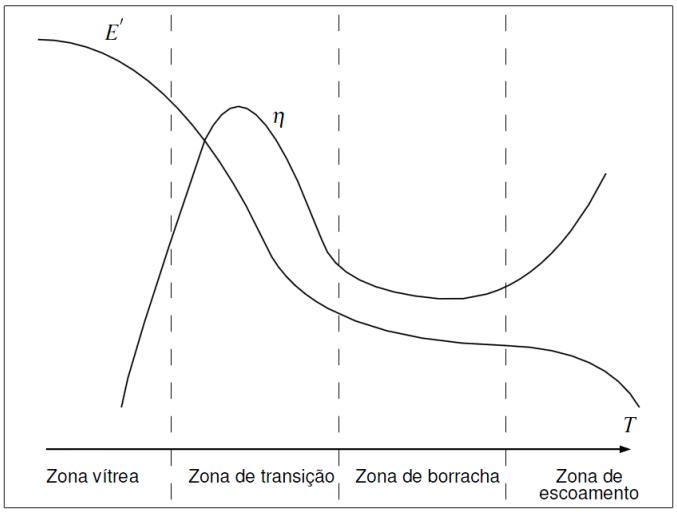
Dentre as características que tornam o efeito da temperatura tão importante na modelagem de problemas que envolvem materiais viscoelásticos, tem-se o problema do autoaquecimento destes materiais, descrito sucintamente na próxima seção.

2.2 Autoaquecimento em Materiais Viscoelásticos

Ao se aplicar um ciclo de vibrações em um material viscoelástico, parte da energia dissipada por este atenuador é convertida em calor e a outra parte armazenada no material através de trocas micro estruturais (RITTEL, 2000). Em alguns dos casos, quando a taxa de calor gerado supera a taxa de calor dissipado pelo material viscoelástico, ocorre um aumento da temperatura e, a este fenômeno, é dado o nome de autoaquecimento.

O estudo da temperatura e do problema do autoaquecimento em materiais viscoelásticos se faz tão importante devido às bruscas variações nas propriedades mecânicas que este fator produz. Duas das principais propriedades que ilustram o comportamento mecânico em função da evolução da temperatura, são dadas pelo módulo de armazenamento e o fator de perda, que representam respectivamente, a rigidez e o amortecimento de materiais viscoelásticos. Como se observa na Fig. 2.6, são quatro as regiões que caracterizam o material viscoelástico, quando analisada a evolução do módulo de armazenamento e do fator de perda com a evolução da temperatura e a uma frequência fixa.

Figura 2.6 - Gráfico de caracterização do material viscoelástico em função da temperatura



Fonte: Adaptado de NASHIF, (1985).

Nesta figura podem ser identificadas:

Zona Vítrea: Região onde se verifica alta módulo de elasticidade (E') porém, um baixo fator de perda (η), ou seja, um material com baixa capacidade dissipativa. Nesta região a rigidez mecânica varia pouco com a temperatura, enquanto que o fator de amortecimento tem variação significativa com o aumento da temperatura.

Zona de Transição: Região onde o material torna-se mais viscoso, decrescendo rapidamente a rigidez do material e aumentando ainda o seu amortecimento, possuindo o pico de máximo amortecimento nesta região.

Zona de Borracha: Nesta fase, tem-se o fator de perda e o módulo de elasticidade com valores baixos, possuindo pouca variação destes fatores com a variação da temperatura.

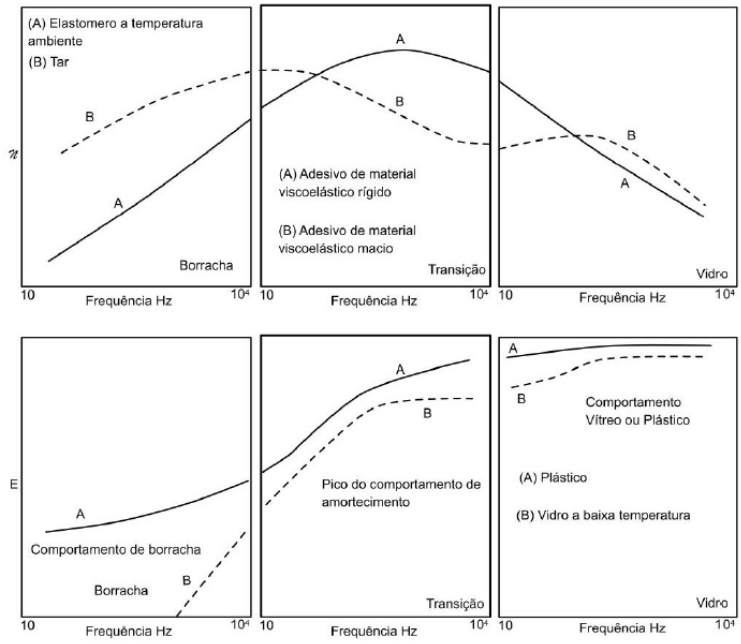
Zona de Escoamento: Nesta zona, o material continua a apresentar uma redução no módulo de elasticidade enquanto o fator de perda alcança valores altíssimos. Esta zona é apresentada em apenas alguns materiais, como termoplásticos e esmaltes vítreos.

2.3 Efeitos da Frequência

A frequência, assim como a temperatura, influi diretamente nas características mecânicas dos materiais viscoelásticos. Entretanto, a variação do comportamento mecânico destes materiais com a variação da frequência é qualitativamente inversa ao efeito da temperatura (NASHIF, 1985).

O módulo de elasticidade (E') e o fator de perda (η) variam com o aumento da frequência, conforme ilustrado na Fig. 2.7, sendo destacada ainda as variações em diferentes fases do material (vítreo, transição e borracha).

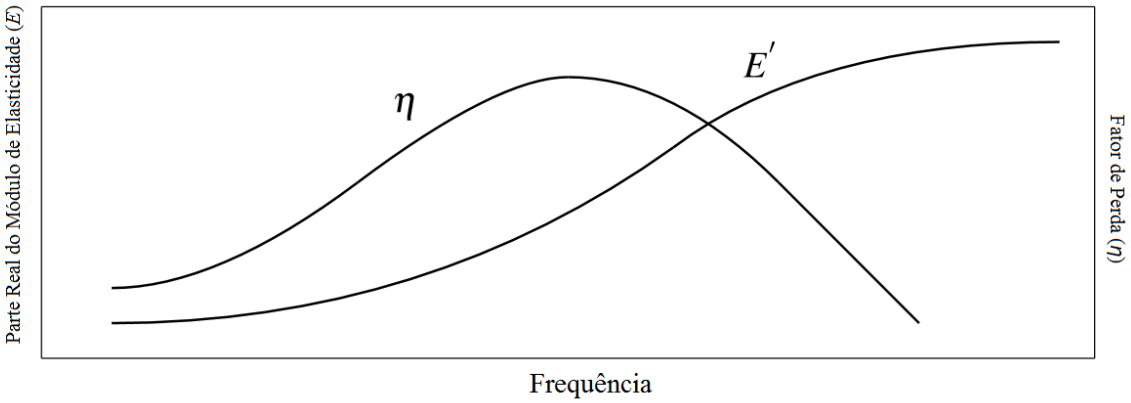
Figura 2.7 - Gráfico de caracterização do material viscoelástico em função da frequência



Fonte: Adaptado de NASHIF, (1985).

Vale ressaltar ainda que o comportamento destes materiais com o aumento da frequência e a temperatura fixa é inverso ao comportamento de materiais viscoelásticos com a variação da temperatura e a frequência fixa, como pode ser melhor observado na Fig. 2.8.

Figura 2.8 - Módulo de elasticidade e fator de perda em função da frequência.

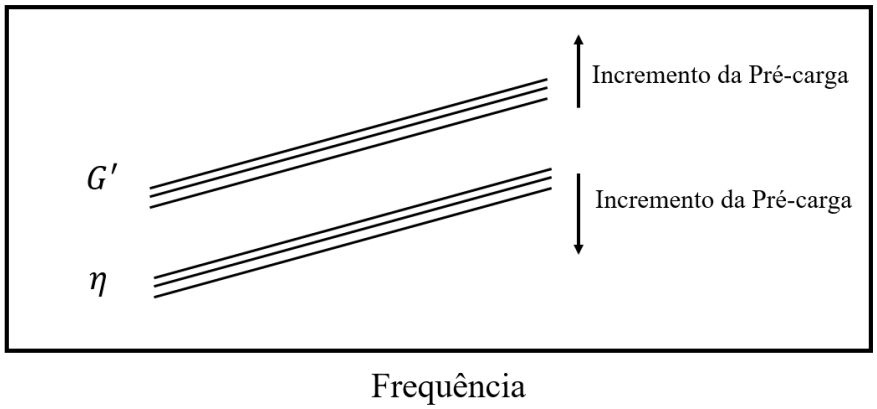


Fonte: Adaptado de NASHIF, (1985).

2.4 Efeitos da Pré-carga Estática

De acordo com Nashif (1985), os efeitos da pré-carga estática apresentam-se mais relevantes na região de borracha, seguindo o padrão estabelecido na Fig. 2.9.

Figura 2.9 - Variação do módulo de elasticidade e do fator de perca em função da pré-carga



Fonte: o autor.

Pode ser observado que a amplitude da pré-carga passa a influenciar a rigidez dinâmica do material viscoelástico a partir de uma dada amplitude de solicitação. Em muitos dos trabalhos, considera-se uma faixa de aplicação de tensão-deformação aplicada aos materiais

viscoelásticos em que pode-se o considerar o comportamento como sendo linear, desprezando assim os efeitos da amplitude de deformação (CAZENOVE, 2010).

De acordo com Cazenove, (2010), tem-se que o comportamento anômalo dos materiais viscoelásticos, quando submetidos a carregamentos cíclicos, é proveniente da combinação dos comportamentos da tensão, como descrito a seguir:

Tensão proporcional à deformação, regido pela lei de Hooke, conforme as Eqs (2.1) e (2.2):

$$\sigma(t) = E\varepsilon(t), \tag{2.1}$$

$$\tau(t) = G\gamma(t), \tag{2.2}$$

onde $\sigma(t)$ e $\tau(t)$ são as tensões normais e cisalhantes respectivamente, $\varepsilon(t)$ e $\gamma(t)$ são as deformações normal e cisalhante, E é o módulo de elasticidade longitudinal e G o módulo de cisalhamento do material.

A tensão cisalhante é proporcional à taxa de deformação cisalhante, onde este comportamento mecânico é observado em fluídos viscosos newtonianos, conforme Eq. (2.3):

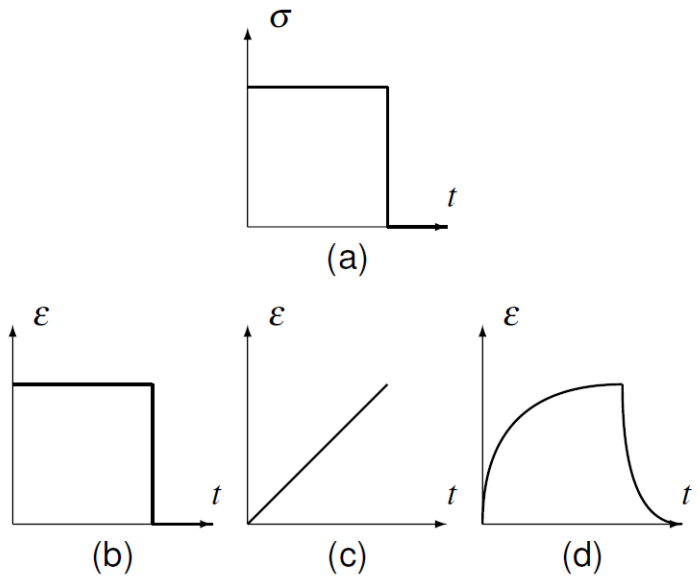
$$\tau(t) = \mu\dot{\gamma}(t), \tag{2.3}$$

onde μ é a constante de viscosidade do fluido. Então, o comportamento de um material viscoelástico, quando submetido a uma tensão ou deformação, é a combinação da resposta de um fluido viscoso com a de um sólido elástico linear, desta forma, torna-se perceptível um atraso em relação à resposta elástica propriamente dita.

Este atraso está diretamente relacionado com a dependência das propriedades mecânicas dos materiais viscoelásticos em relação ao histórico de deformação (CHRISTENSEN, 1982).

Para melhor ilustrar, a Fig. 2.10 mostra os comportamentos resultantes da aplicação de um carregamento constante (a), em diferentes materiais, sendo eles: um sólido linear elástico (b); um fluido Newtoniano com comportamento viscoso (c) e um material viscoelástico (d).

Figura 2.10 - Comportamentos resultantes da aplicação de um carregamento constante



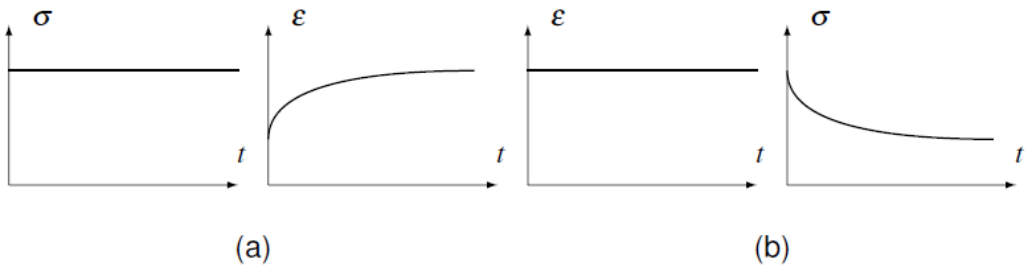
Fonte: Adaptado de CHRISTENSEN, (1982).

É denominado de fluência, o aumento progressivo da deformação quando aplicada uma tensão constante σ_0 em um material viscoelástico. De maneira análoga, se aplicada uma deformação constante, tem-se como resultado uma diminuição progressiva da tensão, a esse é fenômeno é dado o nome de relaxação.

2.5 Princípio da Superposição de Boltzman

Boltzmann propôs como se dá o comportamento de materiais viscoelásticos quando submetidos a tensões ou deformações constantes, conforme ilustrado na Fig. 2.11. Entretanto, vale ressaltar que, na prática, os materiais desta natureza são frequentemente submetidos a carregamentos complexos e, por consequência, a generalização das funções de fluência e de relaxação deve ser realizada a fim de descrever adequadamente o comportamento de materiais viscoelásticos (MINARDI, 2010)

Figura 2.11 - Ilustração da fluência (a) e relaxação (b) de materiais viscoelásticos lineares.



Fonte: Adaptado de CAZENOVE, (2010).

De acordo com Christensen, (1982), o estado de tensão resultante em um determinado instante t, após um tempo de relaxação t_s, onde $t_s = t - t_0$ é dado por:

$$\sigma_{ij} = \varepsilon_{kl}(t_0) G_{ijkl}(t_s), \tag{2.4}$$

onde $G_{ijkl}(t_s)$ é o tensor de relaxação, no qual descreve a lei constitutiva do material, levando-se em conta a rigidez, o efeito de Poisson e a dissipação de energia entre os instantes t_0 e $t = t_s + t_0$.

Vale ressaltar que, as tensões aplicadas ao material, podem não ser constantes durante o seu período de aplicação, devendo desta forma, ser realizado um somatório das contribuições anteriores, sendo assim, o estado de tensão para um material viscoelástico pode ser representado por uma integral de convolução como mostrado na Eq. (2.5):

$$\sigma_{ij}(t) = \int_0^{\infty} \varepsilon_{kl}(t - s) dG_{ijkl}(t_s). \tag{2.5}$$

Integrando por partes a Eq. (2.5), tem-se a seguinte expressão para relação tensão-deformação para um material viscoelástico linear, dada na Eq. (2.6):

$$\sigma_{ij}(t) = \int_0^t G_{ijkl}(t - \tau) \frac{d\varepsilon_{kl}(\tau)}{d\tau} d\tau, \tag{2.6}$$

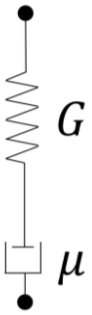
onde $\tau = t - t_s$.

2.6 Modelagem do comportamento viscoelástico

A busca por modelos que representem o comportamento dinâmico de materiais viscoelásticos lineares, frequentemente parte para o campo dos modelos reológicos, no qual, modelos unidimensionais são desenvolvidos a partir da combinação de elementos de mola e amortecedores viscosos, conforme os modelos mostrados abaixo.

- **Modelo de Maxwell:** Associação em série de um amortecedor viscoso e uma mola, conforme ilustrado na Fig. 2.12:

Figura 2.12 - Modelo de Maxwell



Fonte: o autor.

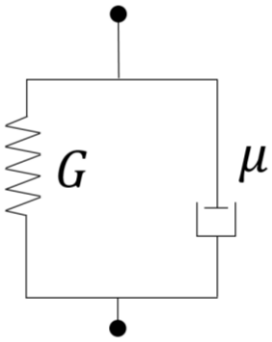
Representado pela seguinte relação tensão-deformação, apresentada na Eq. (2.7):

$$\sigma(t) + \frac{\mu}{G}\frac{d\sigma(t)}{dt} = \mu\frac{d\varepsilon(t)}{dt}, \tag{2.7}$$

onde *G* é o módulo de cisalhamento e μ representa a constante de viscosidade. Este modelo não representa satisfatoriamente a fluência do material viscoelástico, apresentando um crescimento infinito da fluência com o passar do tempo.

- **Modelo de Kelvin-Voigt:** Associação em paralelo de um amortecedor viscoso e uma mola, conforme ilustrado na Fig. 2.13:

Figura 2.13 - Modelo de Kelvin-Voigt



Fonte: o autor.

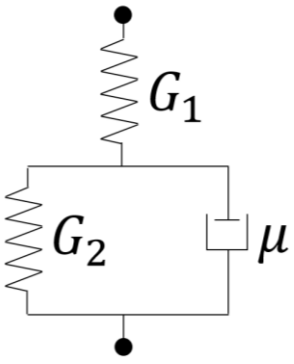
Representado pela seguinte relação tensão-deformação:

$$\sigma(t) = G\varepsilon(t) + \mu\frac{d\varepsilon(t)}{dt}. \tag{2.8}$$

Na formulação apresentada pela Eq.(2.8), percebe-se uma inconsistência na representatividade da relaxação do material.

- **Modelo de Zener:** Segundo Zener, a associação de duas molas lineares e um amortecedor consiste em uma representação apropriada do comportamento real dos materiais viscoelásticos, por representar satisfatoriamente a fluência e relaxação do material, conforme mostrado na Fig. 2.14 (RODOVALHO, 2014).

Figura 2.14 - Modelo de Zener ou Linear Padrão



Fonte: o autor.

O modelo de associação de molas e amortecedores sugerido por Zener propõem então a seguinte relação tensão-deformação:

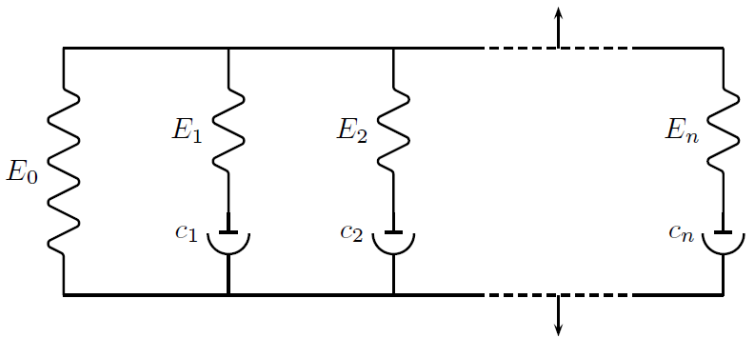
$$\sigma(t) + \sum_{m=1}^{M} \psi_m \frac{d^m \sigma(t)}{dt^m} = \psi_1 \varepsilon(t) + \sum_{n=1}^{N} \psi_n \frac{d^n \varepsilon(t)}{dt^n}, \quad (2.9)$$

onde: $$\psi = {}^{\mu}/_{G_1 + G_2}, \quad (2.10)$$

Sendo σ o vetor de tensões mecânicas, ε o vetor das deformações mecânicas, μ constante de viscosidade e G representa o módulo de cisalhamento.

- **Modelo de Max generalizado:** Trata-se de um modelo generalizado de Zener, onde "*n*" modelos de Maxwell e uma mola são associados em paralelo, conforme ilustrado na Fig. 2.15.

Figura 2.15 - Modelo de Max generalizado



Fonte: Adaptado de Cazenove (2010)

A relaxação e as respostas dinâmicas podem ser representadas pela seguinte equação do modelo de Max generalizado:

$$E(t) = E_0 + \sum_{i=1}^{n} E_{ie}^{-\frac{E_i}{c_i}t}. \quad (2.11)$$

O modelo de Max generalizado possui como ressalva apenas a questão da quantidade "*n"* de elementos de Maxwell associados, a fim de que a função de relaxação e resposta dinâmica passem a ser representadas de forma satisfatória.

Além da modelagem viscoelástica considerada acima, demais considerações devem ser levadas em conta. Isto se dá devido ao fato dos materiais viscoelásticos estarem condicionados a fatores como: temperatura, umidade, frequência e amplitude de excitação, pré-carga estática e envelhecimento do material (CAZENOVE, 2010).

2.7 Modelagem dos fatores ambientais e operacionais

Os fatores ambientais possuem grande influência sobre as características dinâmicas dos materiais viscoelásticos, com isso, tanto o módulo de elasticidade quanto o fator de perda são sensíveis a variações de fatores ambientais, como umidade, temperatura; e também operacionais como frequência de excitação, pré-carga estática, dentre outros fatores. Um importante princípio no modelamento da influência dos fatores ambientais, tendo como principais fatores a frequência e a temperatura, é o princípio de superposição frequência-temperatura.

2.8 Princípio da superposição frequência-temperatura

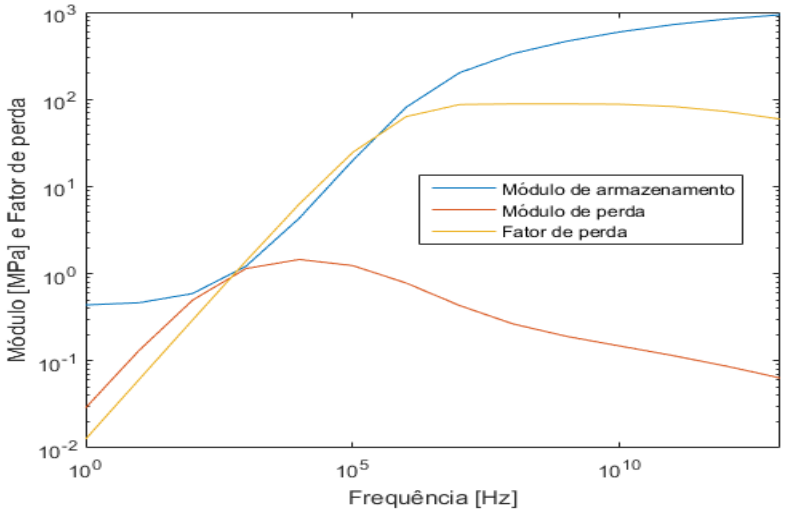
Denominado por princípio da superposição frequência-temperatura, este princípio estabelece uma correlação entre a temperatura e a frequência que o material viscoelástico está sendo excitado. Esta correspondência é realizada através da aproximação do módulo complexo (NASHIF, 1985). Quando identificadas as curvas do módulo de armazenamento e do fator de perda para uma dada faixa de frequência, e para diferentes temperaturas, percebe-se que as curvas podem ser superpostas caso um fator de deslocamento horizontal seja aplicado a cada curva.

Com isso, tem-se o conceito de curva mestre, o qual trata as curvas do modulo de armazenamento e do fator de perda estabelecidos para uma temperatura de referência T_0. A frequência relacionada a temperatura de referência é denominada frequência reduzida (ω_r). Este princípio é de fundamental importância, tendo em vista que a atualização do módulo de

armazenamento e do fator de perda, que é realizada por via da superposição frequência-temperatura.

Desta forma, utilizando-se dos equacionamentos enunciados em Cazenove (2010) para determinação do módulo de armazenamento e do fator de perda, a curva mestre do material viscoelástico 3M ISD 112, foi então construída conforme Fig. 2.16 a seguir.

Figura 2.16 - Nomograma do material 3M ISD 112



Fonte: Adaptado de CAZENOVE, (2010).

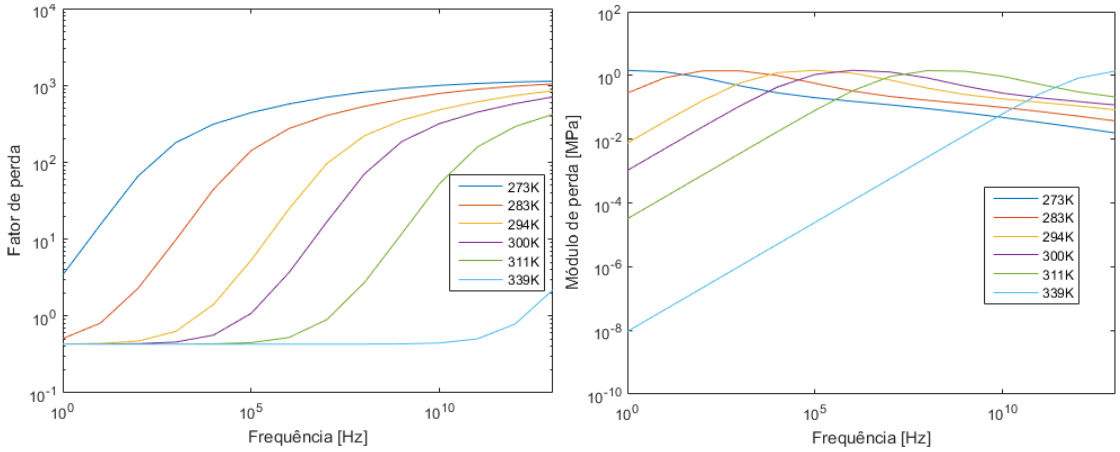
Para se obter as diferentes curvas para as várias temperaturas em que o material pode ser submetido, é necessário que se calcule o fator de deslocamento $\alpha_T(T)$, que pode ser obtido experimentalmente, através de várias análises com diferentes temperaturas em uma pequena faixa de frequência. Este fator relaciona o modulo de armazenamento e o fator de perda, para diferentes frequências, de acordo com as seguintes relações:

$$G'(\omega, T) = G'(\omega_r, T_0) = G'(\alpha_T(T)\omega, T_0), \quad (2.12)$$

$$\eta(\omega, T) = \eta(\omega_r, T_0) = \eta(\alpha_T(T)\omega, T_0). \quad (2.13)$$

Resultando assim nas seguintes variações de curvas, representadas na Fig.(2.17(a)), o fator de perda e na Fig. (2.17 (b)), o módulo de perda.

Figura 2.17 - Variação do fator de perda (a); Variação do módulo de perda (b)



(a) Fonte: Adaptado de CAZENOVE, (2010). (b)

Vale ressaltar que, em uma faixa de frequência considerável o fator de perda diminui com o acréscimo de temperatura e o Módulo de perda, até uma faixa de 10.000 Hz, também é reduzido com o acréscimo da temperatura.

Capítulo 3

MODELAGEM DO PROBLEMA DE TERMOVISCOELASTICIDADE

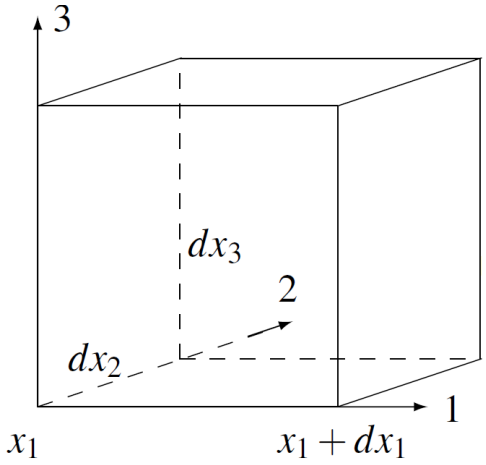
Este capítulo tem por objetivo, demonstrar a modelagem do problema de autoaquecimento em materiais viscoelásticos submetidos a esforços mecânicos cíclicos. Para isso, foi realizado inicialmente a dedução do equacionamento do problema de termoviscoelasticidade linear, de onde foram mostradas as formulações da condução térmica e da energia de dissipação térmica para que assim pudesse ser determinada a expressão da energia dissipada durante um ciclo de vibração e o equacionamento referente ao armazenamento de calor devido ao efeito termoelástico.

Ao final da demonstração do equacionamento da termoviscoelasticidade, são apresentadas as formas de resolução do problema linear através do método dos elementos finitos para, então, ser apresentado o fluxograma que descreve o procedimento de resolução iterativa do problema acoplado.

3.1 Equacionamento da Termoviscoelasticidade Linear

Como mostrado na Fig. 3.1 que segue, se analisado um volume qualquer **Ω**, delimitado pelas superfícies $\partial\Omega$, o problema de termoviscoelasticidade pode ser modelado pelas duas equações a seguir:

Figura 3.1 - Representação do volume **Ω**



Fonte: Adaptado de CAZENOVE, (2010).

A equação da transferência de calor, é dada pela Eq. (3.1).

$$q_g + k\nabla^2 T = q_a. \tag{3.1}$$

Já, a equação do equilíbrio dinâmico, é mostrada na Eq. (3.2):

$$div\ \sigma_{ij} + \vec{f_v} = \rho\ddot{u}. \tag{3.2}$$

Onde tem-se que k é a condutividade térmica do material, ρ é a densidade do material. $div\ \sigma_{ij}$ é o vetor divergente do tensor das tensões, $\vec{f_v}$ as forças aplicadas por unidade de volume, $\ddot{u}$ vetor das acelerações, q_g é o calor gerado pela dissipação viscoelástica e q_aé o calor armazenado pelo material.

Tem-se da primeira lei da termodinâmica, conhecida por princípio da conservação de energia que, a variação de energia interna de um corpo, é igual a diferença do calor armazenado pelo sistema e do trabalho fornecido pelo mesmo ao longo da transformação, ou seja, a Eq. (3.3).

$$\Delta U = Q - W, \tag{3.3}$$

de onde tem-se que ΔU representa a variação da energia interna, Q a soma da energia cinética de todas as partículas que o compõe o sistema e W o trabalho produzido. Aplicando o conceito da primeira lei da termodinâmica para um caso infinitesimal, encontra-se, a Eq. (3.4).

$$dU = \delta_q - \delta_w, \tag{3.4}$$

onde dU representa a forma diferencial da energia interna U, δ_q o calor armazenado pelo sistema e δ_w como sendo a quantidade de energia transferida ao meio externo (trabalho). Se

analisado o caso particular em que o sistema não produz trabalho, encontra-se a seguinte relação:

$$dU = \delta_q. \tag{3.5}$$

Com esta consideração realizada, a variação da energia cinética de todas as partículas é numericamente igual a variação de energia interna que ocorre no material viscoelástico, com isso, pode-se considerar o armazenamento e a geração de calor como sendo igual a diferença dos fluxos de calor que entram e saem do corpo. Desta forma, o balanço de energia do sistema é escrito como:

$$q_e + q_g = q_s + q_a, \tag{3.6}$$

sendo q_e o fluxo de calor que entra no corpo analisado, q_g o fluxo de calor gerado, q_s o fluxo de calor de saída e q_a o fluxo de calor armazenado.

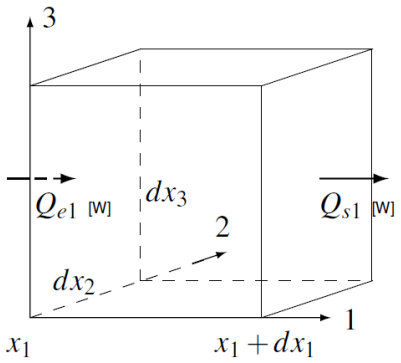
3.2 Condutividade térmica

De acordo com a Lei de Fourier o fluxo de calor trocado por condução, através de um material é proporcional ao gradiente negativo de temperatura, conforme segue (FOURIER, J., 1878):

$$q'' = \frac{q}{A} = -k\frac{\partial T}{\partial x}, \tag{3.7}$$

sendo q'' o fluxo de calor trocado por condução, k a condutividade térmica do material, e $\frac{\partial T}{\partial x}$ o gradiente negativo de temperatura. Analisando a Fig. 3.2 a seguir, verifica-se todas as direções possíveis de fluxo de calor, com destaque nos fluxos de calor trocados por condução na direção 1.

Figura 3.2 - Representação do volume Ω com entrada e saída de calor.



Fonte: Adaptado de CAZENOVE, (2010).

Aplicando então a formulação apresentada para o caso da direção 1, tem-se:

$$q_1 = -k_1 \frac{\partial T}{\partial x_1}, \tag{3.8}$$

onde, q_1 e $k_1$representam, respectivamente, o fluxo de calor trocado por condução e a condutividade térmica na direção.

Se generalizada para o caso tridimensional, e ainda, analisando o tensor das condutividades térmicas $[K_{ij}]$ como sendo:

$$[K_{ij}] = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix}, \tag{3.9}$$

e ∇ como sendo o operador diferencial, de forma que aplicado nas temperaturas obtém-se a seguinte relação:

$$\{\nabla \mathrm{T}\} = \begin{Bmatrix} \partial T/\partial x_1 \\ \partial T/\partial x_2 \\ \partial T/\partial x_3 \end{Bmatrix}, \tag{3.10}$$

Pode-se então definir o caso tridimensional como sendo:

$$\{q\} = -\left[K_{ij}\right]\{\nabla T\}. \tag{3.11}$$

Considerando o parâmetro relativo à condução de calor *k* como sendo constante devido a particularidade do material ser isotrópico, pode-se reduzir então a matriz $[K_{ij}]$ pelo escalar *k*, de tal forma que:

$$k = k_1 = k_2 = k_3. \tag{3.12}$$

De acordo com a lei de Fourier, que expressa a quantidade de calor que flui por uma determinada fronteira, conforme Eq. (3.13).

$$\frac{Q_e}{\Delta t} = -kA\frac{\Delta t}{\Delta x}. \tag{3.13}$$

Ainda, com base na Fig. 19, analisando o fluxo de entrada e saída, tem-se que, a área de entrada é dada por:

$$A_e = d_{x2}d_{x3}. \tag{3.14}$$

Substituindo a Eq. (3.7) na equação de Fourier, tem-se para a seguinte expressão para o calor que flui na entrada.

$$Q_e = -kd_{x2}d_{x3}\frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1}, \tag{3.15}$$

o termo ao final da expressão "x_1", indica o posicionamento em que o equacionamento se refere e, no caso da Eq. (3.15), refere-se as fronteiras de entrada ilustrada na Fig. 3.2.

Utilizando-se dos mesmos conceitos, é possível determinar a quantidade de calor na saída, sendo necessário porém, se atentar que a área permanece a mesma, entretanto a fronteira referenciada é alterada ($x1 + d_{x1}$) conforme expressado na formulação a seguir:

$$Q_s = -kd_{x2}d_{x3}\frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1+d_{x1}}. \tag{3.16}$$

Analisada as variações do fluxo de calor, tem-se a seguinte expressão subtraindo os valores de entrada e saída:

$$Q_s - Q_e = -kd_{x2}d_{x3}\frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1+d_{x1}} + kd_{x2}d_{x3}\frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1}. \tag{3.17}$$

Colocando os termos comuns em evidencia:

$$Q_s - Q_e = -kd_{x2}d_{x3}\left[\frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1+d_{x1}} - \frac{\partial T}{\partial x_1}_{x1}\right]. \tag{3.18}$$

Utilizando-se dos conceitos de derivadas, que determinam que:

$$f(x)' = lim_{\Delta x \to 0}\frac{f(x+\Delta x)-f(x)}{\Delta x}. \tag{3.19}$$

Desta forma pode-se escrever a função do fluxo de calor como sendo:

$$Q_s - Q_e = -k\frac{\partial^2 T}{\partial {x_1}^2}dx_1\, dx_2 dx_3. \tag{3.20}$$

Sabendo então que, o fluxo de entrada dividido pelo volume, é igual ao fluxo por unidade de volume *e*, e, dividindo os dois membros por $dv = dx_1\, dx_2 dx_3$, tem-se:

$$q_{s1} - q_{e1} = -k\frac{\partial^2 T}{\partial {x_1}^2} \text{ (fluxo na direção 1),} \tag{3.21}$$

$$q_{s2} - q_{e2} = -k\frac{\partial^2 T}{\partial {x_2}^2} \text{ (fluxo na direção 2),} \tag{3.22}$$

$$q_{s3} - q_{e3} = -k\frac{\partial^2 T}{\partial {x_3}^2} \text{ (fluxo na direção 3),} \tag{3.23}$$

somando todas as parcelas tem-se:

$$q_s - q_e = -k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_3^2}\right), \tag{3.24}$$

a partir de manipulações algébricas tem-se:

$$q_s - q_e = -k\nabla^2 T, \tag{3.25}$$

Lembrando que, pelo balanço energético tem-se $q_e + q_g = q_s + q_a$, então:

$$-k\nabla^2 T = q_g + q_a, \tag{3.26}$$

$$q_g + k\nabla^2 T = q_a, \tag{3.27}$$

Denominada equação de transferência de calor.

3.3 Determinação da dissipação viscoelástica

A fonte de calor resultante da dissipação, é expressa com base nos estados de tensão e das velocidades de deformação. Neste modelo, leva-se em conta tanto o ponto de vista da resposta dinâmica, quanto da parte convertida em calor.

Analisando então $\dot{w}_m$ como sendo o trabalho mecânico dissipado por unidade de tempo em um material viscoelástico e, tendo ainda a razão entre a fonte de calor e a energia proveniente da dissipação viscoelástica, que pode ser expressa sob a forma de um coeficiente de rendimento térmico, denominado β. O calor gerado pode ser expresso então por:

$$q_g = \beta \dot{w}_m. \tag{3.28}$$

Vale ressaltar que o coeficiente β depende da amplitude e da velocidade de deformação, e pode ser considerado constante no caso de amplitudes de pequenas deformações, possuindo valores entre 0,1 e 1,0.

A energia de dissipação oriunda do ciclo de vibração, é dada pelo produto tensorial do tensor das tensões σ_{ij} e pelo tensor das velocidades de deformação $\dot{\varepsilon}_{ij}$, desta forma tem-se que:

$$\dot{w}_m = \sigma_{ij} : \dot{\varepsilon}_{ij}. \tag{3.29}$$

Entretanto, é importante notar que para um carregamento senoidal, a resposta em sua forma exponencial é dada por:

$$\varepsilon_{ij}(t) = \varepsilon_{0,ij} e^{i\omega t + \delta}. \tag{3.30}$$

Tendo em vista que a equação da dissipação de energia mecânica em um material viscoelástico é dada em função da velocidade de deformação, derivando então a função (3.30), encontra-se:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}(t) = i\omega\varepsilon_{0,ij}e^{i\omega t+\delta} = i\omega\varepsilon_{ij}(t). \quad (3.31)$$

Substituindo então na equação da dissipação mecânica $\dot{w}_m = \sigma_{ij}: \dot{\varepsilon}_{ij}$, encontra-se:

$$\dot{w}_m = i\omega\sigma_{ij}: \varepsilon_{ij}. \quad (3.32)$$

Tendo em vista que, para materiais viscoelásticos isotrópicos submetidos a pequenas deformações, a teoria da elasticidade clássica pode ser aplicada. Vale ressaltar que para materiais isotrópicos elásticos, existem 6 parâmetros, comumente utilizados, que caracterizam completamente o comportamento de um material elástico, são eles: *E* – Módulo de elasticidade longitudinal, ν – Coeficiente de *Poisson*, *K* – módulo de rigidez, *G* – módulo transversal de elasticidade, λ – Primeiro parâmetro de *Lamé*, e μ Segundo parâmetro de *Lamé*

A equação constitutiva de um material elástico isotrópico, linear e homogêneo é chamada de lei de *Hooke* e em três dimensões é dada por:

$$\sigma = 2\,\mu\varepsilon + \lambda tr(\varepsilon)I, \quad (3.33)$$

onde, $tr(\varepsilon)$ representa o traço do tensor das deformações ε_{ij}, de tal forma que

$$tr(\varepsilon)I = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}, \quad (3.34)$$

e ainda *I* representa o tensor identidade de segunda ordem. Os coeficientes de *Lamé* são dados pela literatura pertinente como sendo:

$$\lambda = \frac{\nu E(w,T)}{(1+\nu).(1-2\nu)}, \qquad \mu = \frac{E(w,T)}{2(1+\nu)}, \quad (3.35)$$

Com isso, a lei que rege o comportamento dos materiais viscoelásticos pode ser dada por:

$$\{\sigma\}(\omega) = \mathcal{H}^*(\omega, T)\{\varepsilon\}(\omega), \tag{3.36}$$

de onde:

$$\{\sigma\} = [\sigma_1\ \sigma_2\ \sigma_3\ \sigma_4\ \sigma_5\ \sigma_6]^T \text{ – Tensor das tensões,} \tag{3.37}$$

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_1\ \varepsilon_2\ \varepsilon_3\ \gamma_4\ \gamma_5\ \gamma_6]^T \text{ – Tensor das deformações,} \tag{3.38}$$

de tal forma que:

$$\begin{cases} \sigma_i = \sigma_{ii}\ para\ i = 1,2,3 \\ \varepsilon_i = \varepsilon_{ii}\ para\ i = 1,2,3 \\ \sigma_4 = \sigma_{23}, \sigma_5 = \sigma_{13}, \sigma_6 = \sigma_{12} \\ \gamma_4 = 2\varepsilon_{23}, \gamma_5 = 2\varepsilon_{13}, \gamma_6 = 2\varepsilon_{12} \end{cases}, \tag{3.39}$$

Tem-se que a matriz $\mathcal{H}^*(\omega, T)$ é a matriz complexa de elasticidade e depende apenas da frequência e da temperatura, Aplicando-se a fatoração LU, encontra-se a mesma, na qual relaciona as tensões e deformações da seguinte forma:

$$\mathcal{H}^*(\omega, T) = \frac{E^*(\omega,T)}{(1+v)(1-2v)} \begin{bmatrix} 1-v & v & v & 0 & 0 & 0 \\ v & 1-v & v & 0 & 0 & 0 \\ v & v & 1-v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2v}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2v}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2v}{2} \end{bmatrix}, \tag{3.40}$$

Tendo em vista que o coeficiente de *Poisson* não depende da temperatura e da frequência, é possível que a expressão de $\mathcal{H}^*(\omega, T)$ seja fatorada, segregando o módulo complexo da mesma, conforme Eq. (3.41) a seguir:

$$\mathcal{H}^*(\omega, T) = E^*(\omega, T)\overline{\mathcal{H}}, \tag{3.41}$$

onde $\overline{\mathcal{H}}$ é a matriz de elasticidade fatorada. Se considerada as expressões abaixo:

$$\{\sigma\}(\omega) = \mathcal{H}^*(\omega, T)\{\varepsilon\}(\omega), \tag{3.42}$$

$$\mathcal{H}^*(\omega, T) = E^*(\omega, T)\overline{\mathcal{H}}, \tag{3.43}$$

e ainda considerando a definição da potência dissipada pelo material viscoelástico:

$$\dot{w}_m = i\omega\sigma_{ij} : \varepsilon_{ij}, \tag{3.44}$$

pela definição do módulo complexo tem-se que:

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega) = E'(\omega)[1 + i\eta(\omega)], \tag{3.45}$$

de onde a parte real é $E'(\omega) = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} cos\delta$ e a parte imaginaria dada por $E'(\omega) = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} sen\delta$ e são respectivamente o módulo de armazenamento (ou modo de elasticidade) e módulo de perda, de tal forma que a razão $\eta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} = tan\delta$ corresponde ao fator de perda.

Desta forma, realizando as substituições pertinentes encontra-se a seguinte expressão para a potência mecânica dissipada de um material viscoelástico.

$$\dot{w}_m = \{\sigma(t)\}^T\{\dot{\varepsilon}(t)\}, \tag{3.46}$$

$$\dot{w}_m = i\omega\{\varepsilon(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E'(\omega, T) - \omega\{\varepsilon(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E''(\omega, T). \tag{3.47}$$

Sendo então o primeiro termo da equação acima a parte imaginária $\dot{w}_{mi}$, proporcional ao modulo de armazenamento e o segundo termo a parte real $\dot{w}_{mr}$, proporcional ao modulo de perda.

Como já mencionado, o termo $i\omega\{\varepsilon(t)\}^T$ pode ser substituído por $\{\dot{\varepsilon}(t)\}$:

$$\dot{w}_{mi} = \{\dot{\varepsilon}(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E'(\omega,T). \tag{3.48}$$

No caso de carregamentos cíclicos, pode-se definir $\{\varepsilon(t)\}$ de forma senoidal, conforme a equação a seguir:

$$\{\varepsilon(t)\} = \{\varepsilon_0\}sen(\omega t + \delta), \tag{3.49}$$

onde as amplitudes de deformação são representadas por $\{\varepsilon_0\}$. A fim de verificar a potencia elástica armazenada pelo material durante um ciclo de vibração, a função $\dot{w}_m$ será integrada sobre um ciclo de vibração ($t \to t + 2\pi/\omega$), obtendo então:

$$\int_t^{t+2\pi/\omega} \dot{w}_{mi}dt = \int_t^{t+2\pi/\omega}\{\dot{\varepsilon}(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E'(\omega,T)dt, \tag{3.50}$$

$$= \omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E'(\omega,T)\underbrace{\int_t^{t+2\pi/\omega} sen(\omega t+\delta)\cos(\omega t+\delta)dt}_{=0}, \tag{3.51}$$

Como na Eq. (3.51) é notável que a potência elástica armazenada anula-se sobre um ciclo de vibração, ou seja, a potência de dissipação viscoelástica é única e exclusivamente devido à parte real $\dot{w}_{mr}$, conforme ilustrado no equacionamento que segue:

$$\dot{w}_m = \dot{w}_{mr} = -\omega\{\varepsilon(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E''(\omega,T). \tag{3.52}$$

Deduzida a parcela de energia mecânica dissipada é possível se estabelecer o equacionamento referente a quantidade de calor gerado q_g.

$$q_g = |\beta \dot{w}_m| = \beta\omega\{\varepsilon(t)\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon(t)\}E''(\omega,T). \quad (3.53)$$

Por se tratar de um carregamento em regime permanente, pode-se substituir o termo $\{\varepsilon(t)\}$ por $\{\varepsilon_0\}sen(\omega t+\delta)$:

$$q_g = |\beta \dot{w}_m| = \beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega,T)sen^2(\omega t+\delta). \quad (3.54)$$

De acordo com Merlette (2005), o período correspondente a um ciclo de vibração é pequeno quando comparado ao tempo demandado para que os fenômenos de troca e armazenamento de calor ocorram, desta forma, para que ocorra uma adequação entre as velocidades dos fenômenos térmicos com a estrutura, é necessário que haja a substituição do termo $sen(\omega t+\delta)$ pelo valor médio da função *seno* quadrático.

O *seno* quadrático é dado pela média aritmética dos quadrados dos valores, tornando para o caso especifico, a função $sen^2(\omega t+\delta)$ em $\frac{1}{2}$, desta forma tem-se que a equação do calor gerado é então dada por:

$$q_g = \frac{1}{2}\beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega,T). \quad (3.55)$$

Analisando a equação da transferência de calor:

$$q_g + k\nabla^2 T = q_a. \quad (3.56)$$

Tem-se por fim, que a equação do calor gerado é dada então por:

$$\frac{1}{2}\beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega,T) + k\nabla^2 T = q_{a.} \quad (3.57)$$

3.4 Armazenamento do calor e efeito termoelástico:

É importante que se estabeleça uma relação do equacionamento do calor armazenado com as propriedades do material, desta forma, é necessário introduzir a variável de entropia (s), na qual depende da pressão (P), volume (V) e temperatura(T), de acordo com a relação a seguir:

$$dS = \frac{C_p}{T_0}dT - \alpha V dP, \quad (3.58)$$

de tal forma que as variáveis ds, α e C_p indicam respectivamente, o diferencial de entropia, o coeficiente de dilatação e o calor especifico do material. Se a Eq. (3.58) for dividida pelo volume do material, a densidade de entropia é então dada por:

$$ds = \frac{\rho c_p}{T_0}dT - \alpha dP, \quad (3.59)$$

Onde as variáveis ρ e $c_p$representam respectivamente a densidade do material e seu calor especifico por unidade de massa.

O conceito de campo de pressão é frequentemente utilizado para gases e líquidos e, desta forma, possui uma distribuição de pressão constante, entretanto, no caso da aplicação dos conceitos de campo de pressão em sólidos deve-se atentar que a força normal exercida sobre cada face de um solido, em geral, assume valores distintos, sendo necessária uma análise das componentes normais do tensor das tensões aplicado.

Entende-se por contribuição termoelástica, o termo utilizado para referir-se aos efeitos da dissipação térmica dos materiais no domínio da elasticidade e possui a seguinte forma tensorial:

$$\alpha dP = \alpha_{ij} d\sigma_{ij}. \tag{3.60}$$

Sendo a matriz dos coeficientes de dilatação dada por:

$$\alpha_{ij} = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_3 \end{bmatrix}. \tag{3.61}$$

Se considerado o material analisado como sendo isotrópico, a matriz dos coeficientes de dilatação se reduz-se a um escalar, tendo em vista que: $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3$. A expressão (3.60) é então reescrita como:

$$ds = \frac{\rho c_p}{T_0} dT - \alpha d\sigma_{kk}. \tag{3.62}$$

Baseado em Gaskell (2003), o calor se relaciona com a entropia através da seguinte relação:

$$ds = \frac{\delta q}{T_0}. \tag{3.63}$$

Realizando a associação das Eqs. 3.62 e 3.63 tem-se:

$$\frac{\delta q}{T_0} = \frac{\rho c_p}{T_0} dT - \alpha d\sigma_{kk}\ . \tag{3.64}$$

Derivando com relação ao tempo e multiplicando os termos por T_0 encontra-se:

$$\frac{\partial}{\partial}\ (\delta q) = q_a = \rho c_p \dot{T} + \alpha T_0 \dot{\sigma_{kk}}. \tag{3.65}$$

A partir da teoria da elasticidade clássica, com a utilização dos coeficientes de *Lamé*, pode se encontrar a seguinte expressão para σ_{kk}:

$$\sigma_{kk} = \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} = (3\lambda + 2\mu)\varepsilon_{kk}, \tag{3.66}$$

de tal forma que:

$$\begin{cases} \sigma_{11} = 2\mu\varepsilon_{11} + \lambda(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \\ \sigma_{22} = 2\mu\varepsilon_{22} + \lambda(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \\ \sigma_{33} = 2\mu\varepsilon_{33} + \lambda(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \end{cases}. \tag{3.67}$$

Se colocadas em forma matricial, tem-se:

$$\dot{\sigma_{kk}} = (3\lambda + 2\mu)\dot{\varepsilon_{kk}}. \tag{3.68}$$

Substituindo então na expressão do calor armazenado, tem-se a seguinte expressão:

$$q_a = \rho c_p \dot{T} + (3\lambda + 2\mu)\alpha T_0 \varepsilon_{kk}. \tag{3.69}$$

Realizando as substituições pertinentes, utilizando-se das Eqs. 3.68 e 3.69 chega-se à expressão para o autoaquecimento interno de materiais viscoelásticos, como segue:

$$\frac{1}{2}\beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega, T) + k\nabla^2 T = \rho c_p \dot{T} + (3\lambda + 2\mu)\alpha T_0 \varepsilon_{kk}, \tag{3.70}$$

caso o efeito termoelástico seja desprezado, a Eq. (3.70) pode ser reescrita como:

$$\frac{1}{2}\beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega, T) + k\nabla^2 T = \rho c_p \dot{T}. \tag{3.71}$$

Para que a equação diferencial (3.71) possa ser solucionada é necessário que sejam aplicadas condições de contorno adequadas. De acordo com Cazenove (2010), para resolução de equações diferenciais ordinárias e parciais, verifica-se um conjunto de condições de contorno, dentre elas a condição de Neuman, que estabelece valores específicos que a derivada uma solução deve tomar no contorno do domínio, ou seja, a imposição de um fluxo. Enquanto as condições de Dirchlet estabelecem valores específicos para o valor da função no contorno (CHENG, 2005).

Além das condições de Neuman e Dirchlet há que se destacar as condições de convecção, que estabelecem que, quando um corpo está imerso em um meio, poderá haver troca de calor por meio da convecção, sendo esta troca proporcional a diferença de temperatura da fronteira e do meio ambiente. Sendo $\partial\Omega_N, \partial\Omega_D, \partial\Omega_C$ respectivamente as condições de contorno de Neuman, Dirchlet e condições de convecção. As condições são então descritas de acordo com a Eq. (3.72):

$$\begin{cases} T = T_0 & em\ \ \partial\Omega_D \\ \vec{q} = \overrightarrow{q_0} & em\ \partial\Omega_N\ , \\ \vec{q} = h(T - T_\infty).\vec{n} & em\ \partial\Omega_C \end{cases} \tag{3.72}$$

onde T_0 representa a temperatura inicial imposta como condição de contorno, $\overrightarrow{q_0}$ o fluxo de calor imposto, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e T_∞ a temperatura do meio ambiente. Além das três condições citadas anteriormente é necessário implementar mais uma condição, dada por $\partial\Omega_L$, a qual representa a parte livre de condições de contorno térmicas. Desta forma, as condições se resumem a Eq. (3.73):

$$\partial\Omega = \partial\Omega_D \cup \partial\Omega_N \cup \partial\Omega_C \cup \partial\Omega_L, \tag{3.73}$$

Com isso, o problema da termoviscoelasticidade linear pode ser resumido pelo seguinte sistemas de equações:

$$\frac{1}{2}\beta\omega\{\varepsilon_0\}^T\overline{\mathcal{H}}\{\varepsilon_0\}E''(\omega,T) + k\nabla^2 T = \rho c_p\dot{T}, \quad (3.74)$$

$$\overrightarrow{div}\sigma_{ij} + \overrightarrow{f_v} = \rho\vec{\ddot{u}}, \quad (3.75)$$

Atentando-se as condições de contorno térmicas,

$$T = T_0\ para\ \partial\Omega_D, \quad (3.76)$$

$$q = T_0\ para\ \partial\Omega_D, \quad (3.77)$$

$$\vec{q} = h(T - T_0).\vec{n}\ para\ \partial\Omega_C, \quad (3.78)$$

E as condições de contorno dinâmicas.

$$\sigma_{ij}.\vec{n} = \overrightarrow{F_0}\ para\ \partial\Omega_F, \quad (3.79)$$

$$\vec{u} = \vec{u}\ para\ \partial\Omega_U, \quad (3.80)$$

de tal forma que $\partial\Omega_F\ e\ \partial\Omega_U$ representam respectivamente as condições de contorno dinâmicas, referentes aos esforços externos $\overrightarrow{F_0}$ e os deslocamentos realizados $\vec{u}$.

3.5 Aplicação do Método dos Elementos Finitos na Resolução do Problema de Termoviscoelasticidade Linear

Nesta etapa é dada ênfase na resolução de um problema térmico transitório, e na determinação da resposta estrutural a uma carga cíclica no domínio da frequência para o caso particular da termoviscoelasticidade. Em seguida, é mostrada a técnica utilizada para a

implementação numérico-computacional da metodologia de modelagem do problema de termoviscoelasticidade.

3.5.1 Modelagem do problema estrutural

O objetivo da resolução do problema estrutural é determinar um campo de deslocamento $u(x, y, z, t)$ que irá minimizar a energia potencial total:

$$\Pi_U(u) = \Pi_{int}(u) - \Pi_{ext}(u), \tag{3.81}$$

os termos $\Pi_{int}(u)$ *e* $\Pi_{ext}(u)$ representam respectivamente a energia interna de deformação e a energia associada às forças de volume e de superfície.

A energia interna de deformação é dada pela integração do produto tensorial do tensor das tensões $\sigma_{ij}(t)$ pelo tensor das deformações $\varepsilon_{ij}(t)$ sobre o interior de um volume estabelecido por Ω.

$$\Pi_{int}(u) = \frac{1}{2}\int_{\Omega} \sigma_{ij}(t) : \varepsilon_{ij}(t) dV = \frac{1}{2}\int_{\Omega} \{\varepsilon(t)\}^T \overline{H}(\omega, T)\{\varepsilon(t)\} dV. \tag{3.82}$$

A energia externa é definida então pelos esforços externos aplicados, além dos esforços aplicados devido aos deslocamentos impostos e aos esforços de inércia ($\vec{f_i} = \rho\omega^2\vec{u}$), caso não haja esforços repartidos no volume.

$$\Pi_{ext}(u) = \int_{\partial\Omega F} \vec{u}.\overrightarrow{F_0} dS + \int_{\partial\Omega U} \vec{u}.\vec{R} dS + \int_{\Omega} \rho\omega^2\vec{u}.\vec{u} dV, \tag{3.83}$$

$$= \int_{\partial\Omega \mathrm{F}} \{\mathrm{u}\}^{\mathrm{T}} . \{\sigma\} \mathrm{dS} + \int_{\partial\Omega \mathrm{U}} \{\mathrm{u} - \bar{\mathrm{u}}\}^{\mathrm{T}} . \{\sigma\} \mathrm{dS} + \omega^2 \int_{\Omega} \rho \{\mathrm{u}\}^{\mathrm{T}} . \{\mathrm{u}\} \mathrm{Dv}. \tag{3.84}$$

Como mostrado no Capítulo 3, a metodologia consiste em realizar a somatória da energia associada aos n_e elementos.

$$\Pi_U(u) = \sum_{i=1}^{n_e} \Pi_U^i(u), \tag{3.85}$$

sendo que $\Pi_U^i(u)$, representa a somatória das energias internas e externas. Para pequenas deformações tem-se que:

$$\{\varepsilon\} = \frac{1}{2}(\nabla(\{u\}) + \nabla(\{u\})^T). \tag{3.86}$$

Sendo que o vetor das deformações é dado por $\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \ \ \varepsilon_y \ \ \varepsilon_z \ \ \gamma_{yz} \ \ \gamma_{xz} \ \ \gamma_{xy}]^T$ e o vetor dos deslocamentos igual a $\{u\} = [u_x \ \ u_y \ \ u_z \ ]^T$.

Ainda, de acordo com o Capítulo 3, cada polinômio de interpolação é definido em função das variáveis ξ, ζ e χ devendo satisfazer as seguintes condições:

$$N_k(\xi, \zeta, \chi) = 1 \text{ no nó } k, \tag{3.87}$$

$$N_k(\xi, \zeta, \chi) = 0 \text{ nos demais nós.}$$

Com isso, para se determinar o campo de deslocamentos em um ponto qualquer, basta realizar o somatório dos campos nodais ponderado pelas funções de interpolação.

$$\{u(\xi, \zeta, \chi) = \sum_{k=1}^{n_n} N_k(\xi, \zeta, \chi)\{u\}^k\}, \tag{3.88}$$

sendo n_n o número de nós do elemento e $\{u\}^k$ o vetor dos deslocamentos do nó k. Para melhor expressar o campo das deformações é necessário realizar a derivação em função das variáveis ξ, ζ e χ, obtendo então:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_x \\ \varepsilon_x \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{1,x} & 0 & 0 & \dots & N_{n_n,x} & 0 & 0 \\ 0 & N_{1,y} & 0 & \dots & 0 & N_{n_n,x} & 0 \\ 0 & 0 & N_{1,z} & \dots & 0 & 0 & N_{n_n,z} \\ 0 & \frac{1}{2}N_{1,z} & \frac{1}{2}N_{1,y} & \dots & 0 & \frac{1}{2}N_{n_n,z} & \frac{1}{2}N_{n_n,y} \\ \frac{1}{2}N_{1,z} & 0 & \frac{1}{2}N_{1,x} & \dots & \frac{1}{2}N_{n_n,z} & 0 & \frac{1}{2}N_{n_n,x} \\ \frac{1}{2}N_{1,y} & \frac{1}{2}N_{1,x} & 0 & \dots & \frac{1}{2}N_{n_n,y} & \frac{1}{2}N_{n_n,x} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x^1 \\ u_y^1 \\ u_z^1 \\ \vdots \\ u_x^{n_n} \\ u_y^{n_n} \\ u_z^{n_n} \end{Bmatrix}, \quad (3.89)$$

A equação que rege o movimento no domínio da frequência e ao nível elementar de uma estrutura dinâmica tratada com material viscoelástico é dada por:

$$\left([K^*(\omega,T)]_{(e)} - \omega^2[M]_{(e)}\right)\{u\}_{(e)} = \{f\}_{(e)}, \quad (3.90)$$

$l[K^*(\omega,T)]_{(e)} = \int_{V(e)}[B]^T\overline{H}(\omega,T)[B]dV$ – Matriz de rigidez, (3.91)

$[M]_{(e)} = \int_{V(e)}\{N\}^T\rho\{N\}dV$ – Matriz de massa, (3.92)

$\{f\}_{(e)} = \oint_{\partial\Omega F(e)}\{N\}^T\{f_s\}\,dS$ – Vetor dos esforços aplicados. (3.93)

De tal forma que o vetor contendo as funções de interpolação é dado por:

$$N = \langle N_1 \;\; N_2 \;\; N_3\rangle^T. \quad (3.94)$$

A matriz global do movimento é então dada por:

$$([K^*(\omega,T)] - \omega^2[M])\{u\} = \{f\}. \quad (3.95)$$

Onde $[K^*(\omega, T)]$ representa a matriz de rigidez complexa da estrutura, contendo o amortecimento viscoelástico. Vale ressaltar que em muitas das utilizações de materiais viscoelásticos, faz-se o uso de estruturas compostas de duas subestruturas, sendo elas elástica e outra viscoelástica. Desta forma, a matriz de rigidez complexa total pode ser decomposta em uma matriz de rigidez associada à parte puramente elástica, K_e, e uma matriz de rigidez devido a subestrutura viscoelástica $K_v^*(\omega, T)$, com isso, a equação da matriz de rigidez complexa da estrutura é dada por:

$$[K^*(\omega, T)] = [K_e] + [K_v^*(\omega, T)]. \tag{3.96}$$

Considerando inicialmente a rigidez referente a subestrutura viscoelástica como possuidora de um módulo constante, há então a possibilidade de se fatorar, como mostrado a seguir:

$$[K^*(\omega, T)] = E^*(\omega, T)[\overline{K_v}]. \tag{3.97}$$

Desta forma, $[\overline{K_v}]$ representa a matriz fatorada da subestrutura viscoelástica e é dado por:

$$[\overline{K_v}] = \int_{V(e)} [B]^T \overline{H} [B] dV. \tag{3.98}$$

Com isso, pode-se reescrever o problema estrutural da seguinte forma:

$$([K_e] + E'(\omega, T)[\overline{K_v}] + iE''(\omega, T)[\overline{K_v}] - \omega^2[M])\{u\} = \{f\}, \tag{3.99}$$

sendo a parte imaginária $iE''(\omega, T)[\overline{K_v}]$ delimitadora do amortecimento do sistema. A fim de se descrever com maior fidelidade o comportamento de amortecimento de materiais

viscoelásticos, comumente, são estabelecidas matriz padronizadas, como a definida por Lima e Rade, (2005).

$$\left[C_{eq}(\omega,T)\right] = \frac{\eta(\omega,T)E'(\omega,T)}{\omega}[\overline{K_v}], \tag{3.100}$$

Por fim a formulação do problema estrutural se resume a:

$$\left([K_e] + E'(\omega,T)[\overline{K_v}] + i\omega\left[C_{eq}(\omega,T)\right] - \omega^2[M]\right)\{u\} = \{f\}. \tag{3.101}$$

3.5.2 Algoritmo de implementação computacional

As etapas de implementação do algoritmo no software comercial de elementos finitos ANSYS® seguem a ordem proposta:

1. – **Inicialização do problema:** Formulação das matrizes de rigidez e amortecimento viscoso equivalente para as condições iniciais, ω_0 *e* T_0;

2. – **Análise estática:** Introdução dos efeitos de pré-carga estática à análise estrutural estática;

3. – **Análise harmônica com pré-tensão:** Obtenção das repostas dinâmicas $\{u(\omega_0)\}$ através da seguinte análise harmônica com pré-tensão:

$$\left([K_e] + E'(\omega,T)[\overline{K_v}] + i\omega\left[C_{eq}(\omega,T)\right] - \omega^2[M]\right)\{u\} = \{f\}$$

4. – **Cálculo da taxa de geração de calor:** Obtenção de $\{q_d\}$ a partir da resposta estrutural obtida no item 2. A partir do seguinte equacionamento:

$$q_{(e)} = \frac{1}{2}\frac{\beta\omega\eta(\omega,T)}{\mathrm{V}_{(e)}}\{u\}_{(e)}^{T}[K_v(\omega,T)]_{(e)}\{u\}_{(e)}. \tag{3.102}$$

5. **Análise térmica transiente:** Resolução do problema térmico transitório através da integração numérica do problema $[A]\{\dot{T}\} + [B]\{T\} = \{q\}$ entre os instantes de tempo $t\ e\ t + \Delta t$;

$$\begin{bmatrix}[0] & [0]\\ [0] & [A]\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{\dot{u}(\omega)\}\\ \{\dot{T}\}\end{Bmatrix} + \begin{bmatrix}[K^*(\omega,T)] - \omega^2[M] & [0]\\ [0] & [W]\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{u(\omega)\}\\ \{\dot{T}\}\end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix}\{f(\omega)\}\\ \{q\} + \{q_d\}\end{Bmatrix}. \quad (3.103)$$

Onde:

$$[A]_{(e)} = \int_{V(e)} \rho c_p \{N\}\{N\}^T dV, \quad (3.104)$$

$$[W]_{(e)} = \int_{V(e)} [B]^T \mathcal{K}[B] dV + h \int_{\partial\Omega_{C(e)}} \{N\}\{N\}^T dS, \quad (3.105)$$

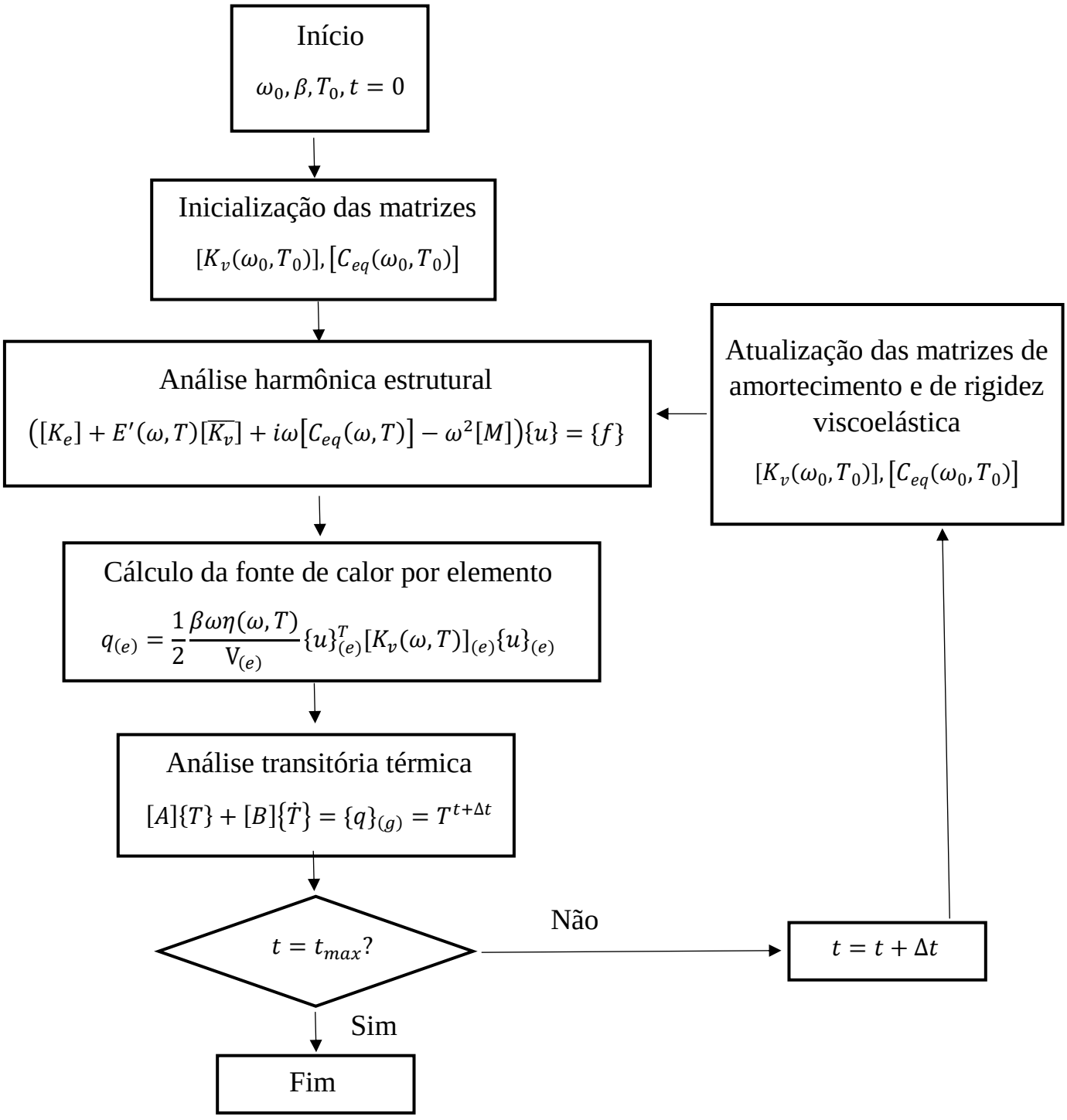
$$\mathcal{K} = \begin{pmatrix} -k & 0 & 0\\ 0 & -k & 0\\ 0 & 0 & -k\end{pmatrix}. \quad (3.106)$$

6. **Atualização das propriedades do material viscoelástico:** Atualização das matrizes de rigidez e amortecimento equivalente de acordo com o campo de temperatura $\{T_{t+\Delta t}\}$ e do tempo $(t = t + \Delta t)$

7. **Critério de parada:** Enquanto $t < t_c$ repete-se os itens 3 a 5, caso contrário a análise deve ser realizada entre o tempo final de aplicação do carregamento cíclico t_f e o tempo final da análise do resfriamento da estrutura t_r.

A seguir, na Fig. 3.3 é mostrado um fluxograma que ilustra o algoritmo de implementação computacional.

Figura 3.3 - Fluxograma da resolução do problema termomecânico



Fonte: adaptado de CAZENOVE, 2010

Capítulo 4

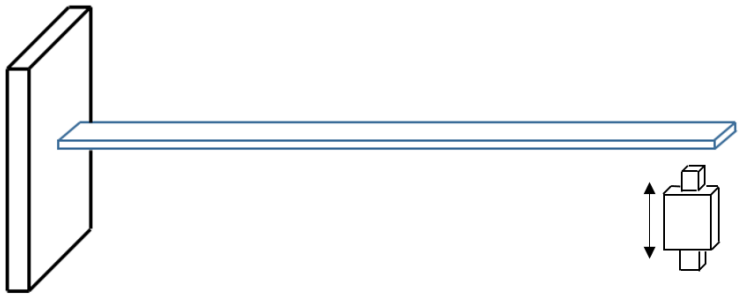
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Este capítulo tem como objetivo verificar a influência na atenuação da amplitude de vibrações em uma viga com a aplicação de uma junta translacional composta por material viscoelástico. Para ilustrar a influência dos fatores ambientais e dimensionais, foram realizadas diversas variações no modelo apresentado.

4.1 Modelo proposto

Para verificação da eficácia na atenuação das vibrações, será utilizado um modelo bidimensional, inicialmente sem a presença do material viscoelástico na junta translacional, sendo este modelo uma viga de Aço SAE 1020 (metal comumente utilizado devido as suas propriedades amplamente conhecidas), engastada em uma das suas extremidades e livre na outra. O formato da viga é um prisma reto, na qual, suas dimensões iniciais são 0,05 metros de espessura, 0,1 metros de largura e o comprimento de 1,0 metro, conforme a Fig. 4.1. A viga, de Euler Bernoulli, é constituída de material linearmente elástico e o ângulo de rotação considerado é muito pequeno. Além disto, a mesma foi analisada a uma temperatura inicial arbitrária de 310,3 Kelvin (37,3 °C).

Figura 4.1– Viga de aço SAE 1020 engastada.



Fonte: o autor.

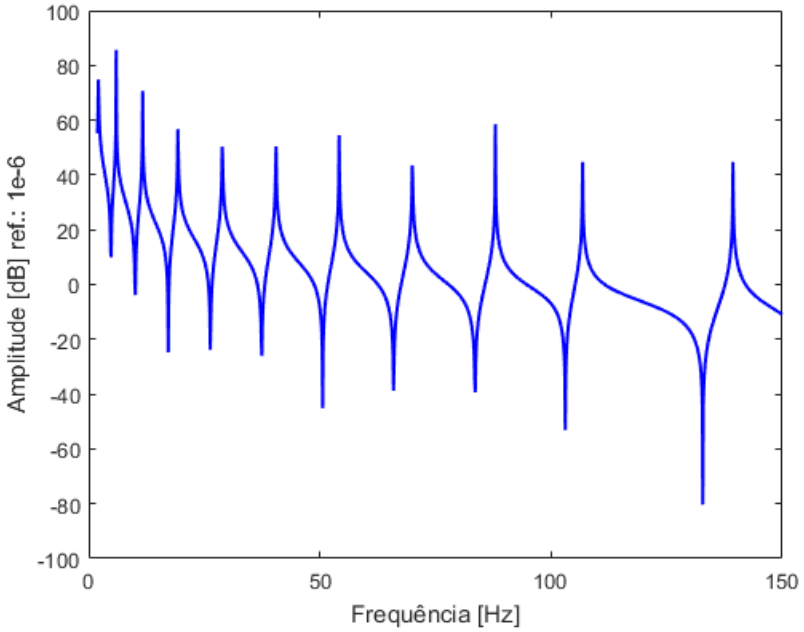
As simulações foram então realizadas utilizando o método dos elementos finitos no software MatLab®, onde foram aplicados como condições iniciais, o módulo de elasticidade do

Aço SAE 1020 de 210 GPa e densidade de 7.860 kg/m³. A discretização da estrutura foi realizada com onze elementos de viga contendo dois nós e três graus de liberdade por nó.

No algoritmo de programação, primeiramente o software realiza a construção das matrizes elementares e constrói a matriz global, realizando este procedimento tanto para a matriz elementar de rigidez (6x6) quanto para a matriz elementar de massa (6x6). Em seguida é realizada a construção da matriz de conectividade do sistema, que considerará todos os nós e graus de liberdade por nó de acordo com o elemento utilizado na rotina.

Depois de geradas as matrizes, o passo seguinte é a imposição das condições de contorno, estabelecendo todos os nós onde há ou não deslocamento ou a imposição de forças. Por fim, este sistema é simulado em uma faixa de frequência de 1 Hz até 150 Hz, como pode ser visto na Fig. 4.2.

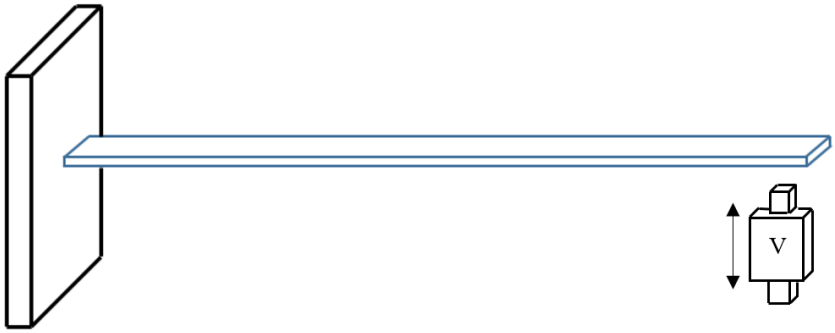
Figura 4.2 – Função Resposta em Frequência da viga simulada



Fonte: o autor.

Para verificar a eficácia dos materiais viscoelásticos na atenuação de vibração, a etapa seguinte foi realizar a implementação de material viscoelástico na junta translacional da extremidade livre da viga, conforme ilustrado na Fig. 4.3. Esta junta translacional atua como um amortecedor, funcionando como uma chapa de aço envolta por material viscoelástico engastado, de tal forma que, após a aplicação de cargas cíclicas na chapa de aço, as camadas viscoelásticas encontram-se em estado de cisalhamento puro, dissipando a energia oriunda do movimento.

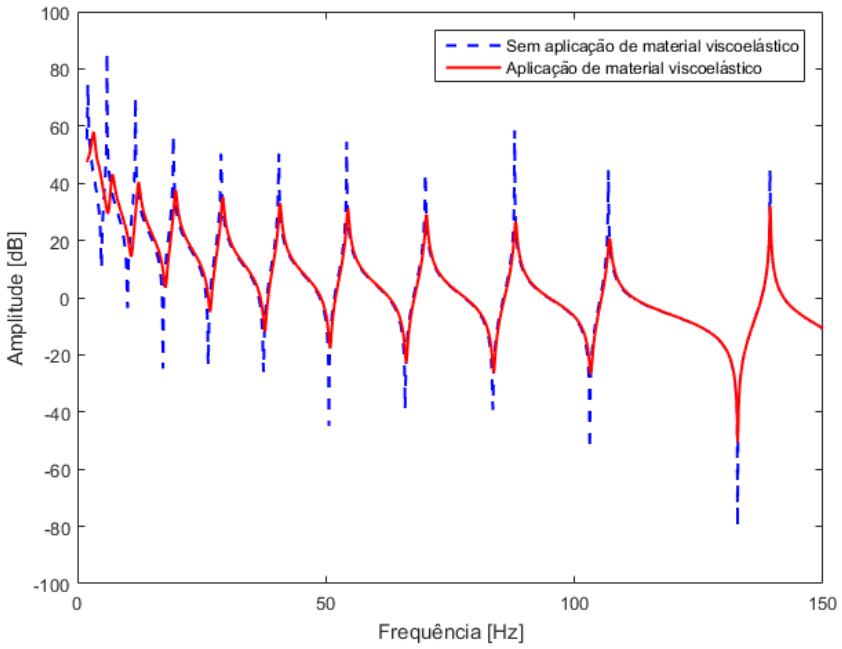
Figura 4.3 - Aplicação de material viscoelástico na junta.



Fonte: o autor.

Simulada com material viscoelástico ISD 112™ da fabricante 3M, foram consideradas as seguintes dimensões iniciais para o problema: espessura da camada viscoelástica de 0.1 metros, largura de 0.01 metros e comprimento de 0,01 metros, com uma temperatura inicial de 310,3 Kelvin (37,3 °C), resultando assim na seguintes amplitudes mostradas na Fig. 4.4 a seguir, onde a curva tracejada representa a estrutura sem quaisquer aplicações de materiais dissipativos, e a curva vermelha apresenta as frequências naturais com a aplicação do material viscoelástico.

Figura 4.4 - Análise harmônica com a presença da junta translacional viscoelástica



Fonte: o autor.

Como observado na Fig. 4.4, nota-se a dissipação devido ao cisalhamento puro da junta translacional de material viscoelástico, reduzindo os picos de ressonância e antirressonância da viga engastada simulada.

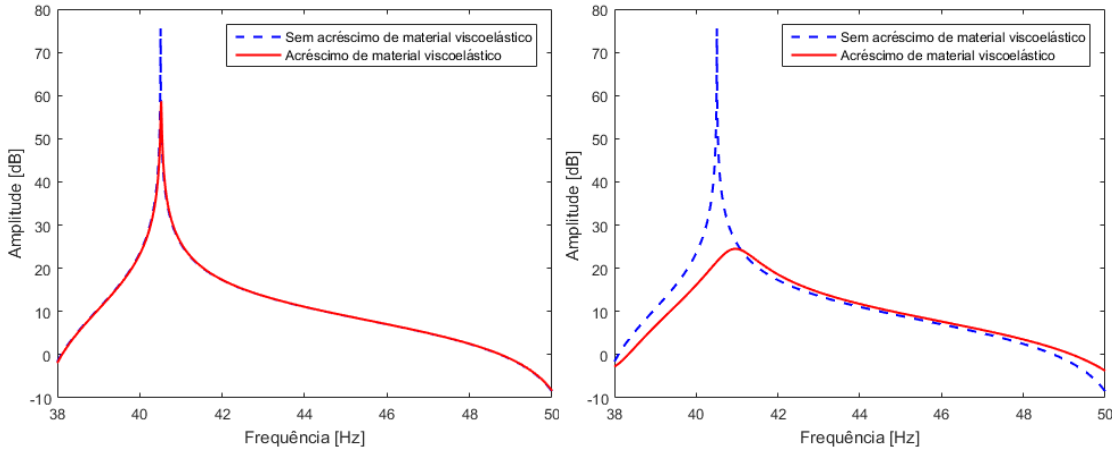
4.1.1 Verificação da influência dos fatores ambientais – Temperatura

Como citado nos capítulos referentes à descrição das características de materiais viscoelásticos, os mesmos sofrem forte influência de fatores ambientais e operacionais, podendo, em casos extremos, perder completamente suas características dissipativas.

Para ilustrar esse importante fenômeno, foram aplicadas variações térmicas no modelo simulado, a fim de verificar a sensibilidade deste material à decréscimos de temperatura.

Para realizar a análise foi utilizado o sexto modo, no qual tem-se a frequência de 40,8 Hz, com um pico de amplitude de aproximadamente 77 dB, sendo que as características dimensionais iniciais (espessura, largura e comprimento) foram mantidas constantes. A Fig. 4.5 mostra a simulação do material a 40°C (a) e em seguida a -5°C (b).

Figura 4.5 - Variação da dissipação viscoelástica

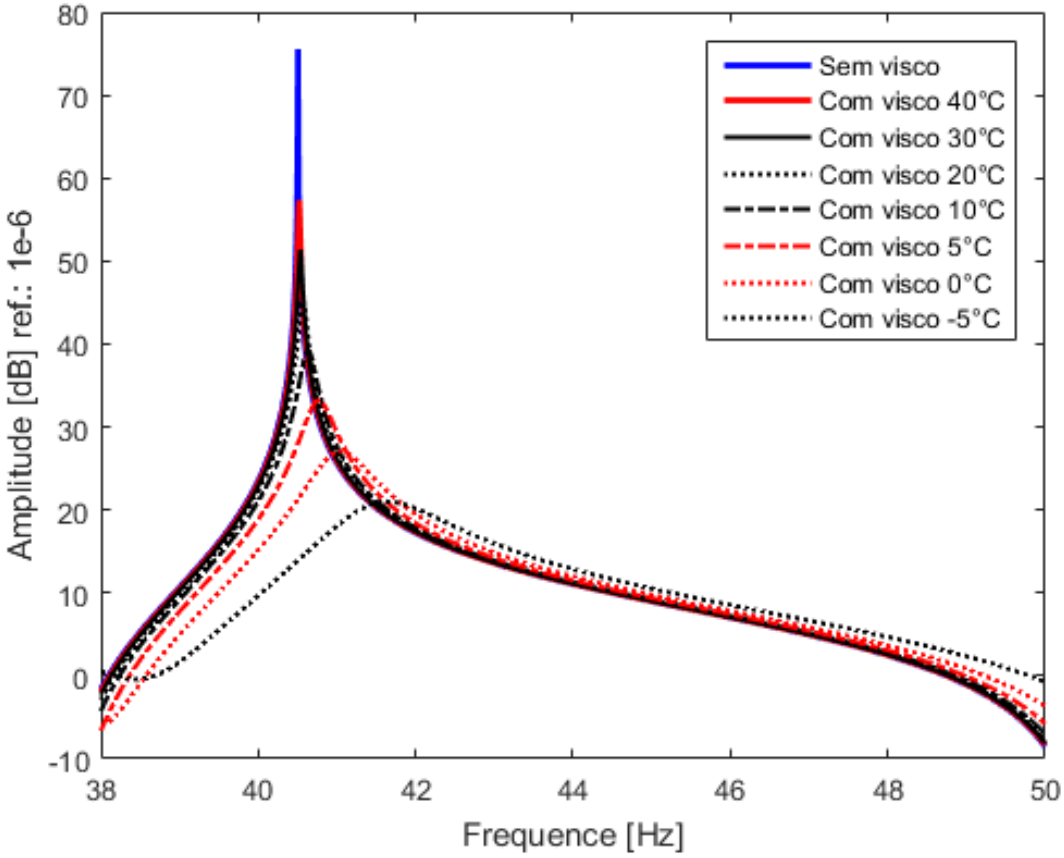


(a) – Análise a 40 °C (b) – Análise a -5 °C

Fonte: o autor.

Para demonstrar a variação de amplitude com o decréscimo de temperatura, a seguir, na Fig. 4.6, tem-se a FRF para vários valores de temperatura, onde esta foi considerada de 40°C até -5°C. Sendo a curva pontilhada referente a simulação sem aplicação do material viscoelástico e a curva contínua com a presença do material viscoelástico.

Figura 4.6 - Variação da dissipação com o decréscimo de temperatura



Fonte: o autor.

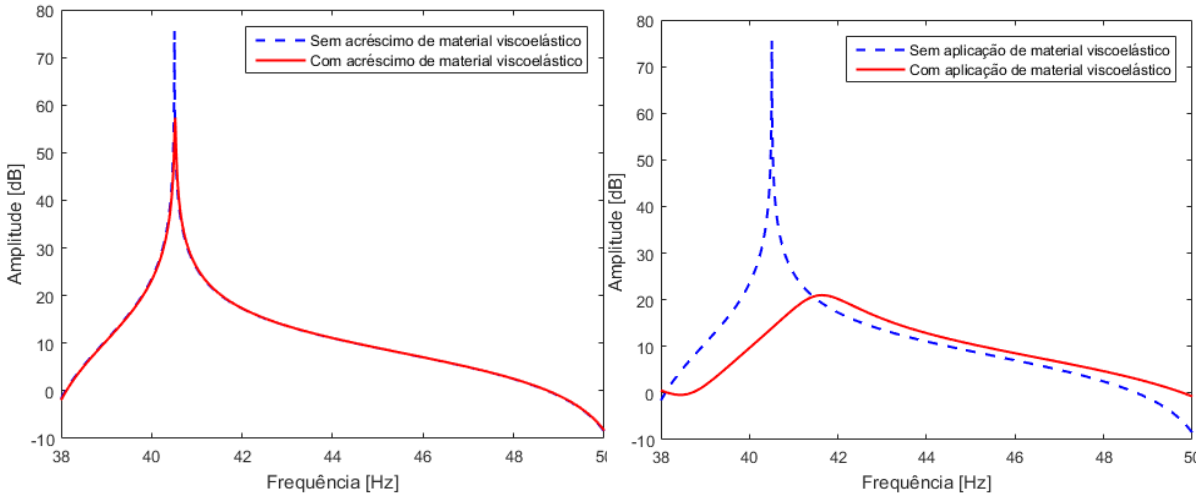
4.1.2 Verificação dos parâmetros dimensionais – Largura da junta translacional

Devido ao fato das características dissipativas dos materiais viscoelásticos estarem intrinsicamente relacionadas com sua microestrutura, que após a remoção de cargas dissipa energia devido ao processo de relaxação e acomodação da rede molecular, é de se concluir que as dimensões do material utilizado no amortecimento sejam impactantes na capacidade dissipativa do mesmo.

Desta forma, para verificar a influência das dimensões do material, foi realizada uma análise alterando a largura da junta translacional, tendo em vista que o material sofre cisalhamento puro e, esta dimensão tem maior impacto na área cisalhante.

Para realizar a análise foi utilizado o sexto modo, mantida constante a temperatura de operação da junta e modificada as dimensões da largura do material, variando de 0.01 metros até 0.64 metros, variando em uma progressão geométrica de razão 2. A Fig. 4.7 mostra a simulação da junta translacional com 0.01 metros (a) e em seguida com 0.64 metros de largura (b).

Figura 4.7 - Variação da dissipação viscoelástica



(a) – Análise com 0.01 metros (b) – Análise com 0.64 metros

Fonte: o autor.

Como observado, é notória a dissipação devido ao aumento da largura da junta, o que acarreta na maior superfície de cisalhamento, reduzindo a amplitude para o sexto harmônico analisado.

Capítulo 5

ESTUDO DE CASO – CHASSI ESCADA

Verificada a eficácia dos materiais viscoelásticos na redução da amplitude de vibração propõe-se a aplicação destes materiais na indústria automotiva.

Há alguns anos o segmento de caminhonetes no Brasil era designado, quase que exclusivamente para se deslocar em trechos de asfalto irregular ou estradas não pavimentadas exigindo, dessa forma, um veículo com características específicas como suspensão elevada, chassi reforçado e motorização condizente. Entretanto, o nicho de veículos utilitários, no qual se englobam as caminhonetes, passou e passa por grande modificação sendo, dessa forma, adquirida por clientes que não transitam por terrenos irregulares.

Com a mudança do público alvo, e o preço excessivamente alto, há que se modificar alguns padrões de qualidade importantes no veículo objetivando a satisfação do cliente, sendo estes principalmente relativos ao nível de ruídos e amplitude de vibrações que chegam até o habitáculo da caminhonete que, por se tratar de um veículo utilizado para trabalhos pesados e designado para transitar em terrenos acidentados, não possuía muitas linhas de pesquisa e desenvolvimento de pacotes acústicos específicos para este segmento.

Desta forma, visando a redução destas amplitudes de vibração oriundas do sistema de suspensão, motorização e transmissão, o presente estudo de caso propõe a aplicação de uma camada superficial livre de material viscoelástico sobre o chassi, com o intuito de reduzir a capacidade de transmissibilidade de vibrações da estrutura veicular, reduzindo as vibrações percebidas pelo condutor e, aumentando com isso, o nível de satisfação do cliente para com o produto adquirido.

As aplicações propostas neste trabalho, visam a aplicação do material sobre o chassi, vale ressaltar que as estruturas veiculares são tidas como membros arranjados em configurações especificas, a fim de suportar os diversos esforços os quais o veículo está submetido, além desta função, as estruturas veiculares servem como principal elo entres os subsistemas automotivos (suspensão, motor, carroceria, transmissão, etc.), sendo assim, a severa necessidade de confiabilidade para garantir a segurança adequada aos ocupantes do veículo. (HAPPIAN-SMITH, 2002)

Historicamente percebe-se uma grande evolução quanto aos tipos de configurações de estruturas veiculares utilizadas pela indústria automotiva, sendo que os primeiros registros de estruturas tratam de chassis com configurações planas (duas dimensões), na qual todos os componentes eram apoiados sobre a mesma estrutura e suas configurações não conferiam rigidez à carregamentos complexos, como a flexo-torção. Com o passar dos anos e com a evolução de técnicas e de maquinários de processos de fabricação, novas configurações foram exploradas e propostas, atendendo diversos nichos específicos do mercado automobilístico. (ROSSI, 2004)

O grande número de variáveis a serem atendidas em um projeto de estrutura veicular, torna o processo de desenvolvimento complexo e, devido ao fato de cada veículo possuir um conjunto de variáveis de projeto específicas a serem atendidas, geralmente não se tem um projeto ótimo de estrutura veicular, cabendo ao projetista analisar as principais competências que o veículo deve atender (ROSSI, 2004).

Em projetos de veículos que estão submetidos a carregamentos verticais de alta intensidade, verifica-se, em grande parte dos casos, a utilização da configuração denominada chassi escada, a qual possue este nome devido ao fato de possuírem a estrutura plana. São constituídos por duas vigas longitudinais (conhecidas como longarinas) e travamentos transversais ligando as longarinas (denominados transversinas) assemelhando-se assim com a configuração de uma escada (ALBA, M. H. M., 2015).

Este tipo de configuração de estrutura veicular, mostrado na Fig. 5.1 é amplamente utilizado em caminhonetes, caminhões e ônibus por possuir baixa capacidade de deformação, boa resistência à flexão e baixa rigidez a torção. (COSTI; PHIPPS. 1967).

Figura 5.1 – Estrutura veicular do tipo “escada”.

Fonte: - http://www.presskogyo.co.jp/products/chassis/img/pht_03_l.jpg

Mostrada as características desse tipo de chassi, o mesmo será utilizado para o estudo de caso. Para se constatar a eficácia da sugestão de aplicação do material viscoelástico ISD 112, é preciso que sejam feitas exaustivas análises no que diz respeito ao comportamento deste material e, isto se dá, devido aos problemas relacionados ao material viscoelástico, que por se tratar de um projeto automotivo, exige um nível de confiabilidade e segurança rigoroso.

A análise do estudo de caso passará então por três fases especificas que objetivam a comprovação computacional da eficácia do modelo proposto, sendo elas:

Etapa 1: Análise harmônica estrutural e análise-modal do chassi.

Etapa 2: Implementação do material viscoelástico na superfície do chassi automotivo.

Etapa 3: Otimização para determinação da localização ótima para fixação do material viscoelástico.

As etapas foram dividias de tal forma que a Etapa 1 consiste primeiramente na modelagem do chassi em três dimensões a partir de um software comercial de elementos finitos com ferramentas de modelamento 3D (Ansys®), em seguida, com auxílio de um levantamento bibliográfico minucioso, serão inseridas as principais cargas no modelo e restringido os graus de liberdade pertinentes a fim de que o modelo seja o mais verossímil possível, impactando assim na convergência dos resultados numéricos e reais. Modelada a estrutura veicular e estabelecidas as condições de contorno, serão realizadas a análise estrutural harmônica e a

análise modal, com o intuito de se obter a amplitude de vibração e as frequências naturais respectivamente para estes modos específicos.

Determinada as análises iniciais do modelo, a etapa 2 se iniciará com a inserção de uma camada livre superficial de material viscoelástico sobre o chassi modelado, com o objetivo de comprovar a eficácia da camada aplicada na atenuação das vibrações que chegam até o habitáculo do veículo. Para isso, será realizado um estudo envolvendo a análise harmônica realizada anteriormente, sem aplicação da camada viscoelástica, e a análise realizada nesta etapa, verificando assim se o percentual de atenuação de vibração é satisfatório e perceptível aos níveis de audição humano.

Devido ao fato da inserção do material viscoelástico sobre a estrutura veicular não seguir a rigor uma metodologia especifica de determinação dos pontos de aplicação. A etapa 3 tem como objetivo utilizar-se uma técnica clássica de otimização, conhecida como otimização randômica para a determinação de um ponto de aplicação ótimo dessa camada superficial livre, a fim de que o máximo percentual de atenuação de vibrações seja atingido.

5.1 Análise harmônica estrutural e análise modal do chassi

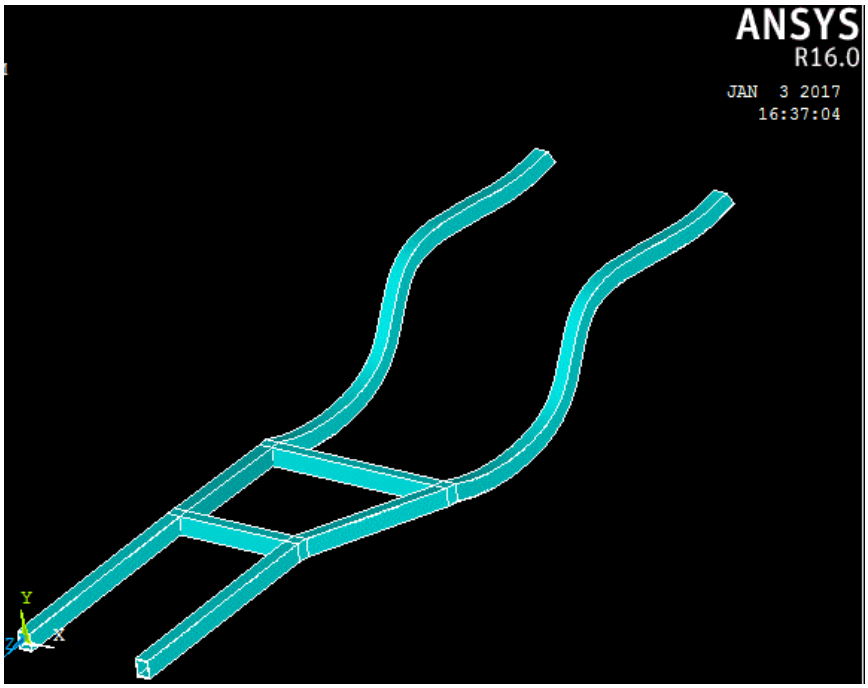
Será apresentado um estudo envolvendo o chassi descrito anteriormente, no que diz respeito à análise estrutural deste sistema.

5.1.1 Modelagem da estrutura veicular

Para a modelagem, não foram considerados os subsistemas veiculares (motor, transmissão, suspensão, etc.), a fim de facilitar a medição da estrutura. O modelo numérico desconsidera diversos agregados que são fixados ao chassi, tendo como enfoque apenas as longarinas e transversinas. Neste caso, o modelo consta com duas longarinas e duas transversinas conforme ilustrado na Fig. 5.2 a seguir.

O modelo foi todo desenvolvido em ambiente APDL do software Ansys® através de linhas de códigos, utilizando ferramentais para criação de planos e formas geométricas em duas dimensões para, então, realizar a criação dos volumes correspondentes.

Figura 5.2 – Estrutura veicular modelada



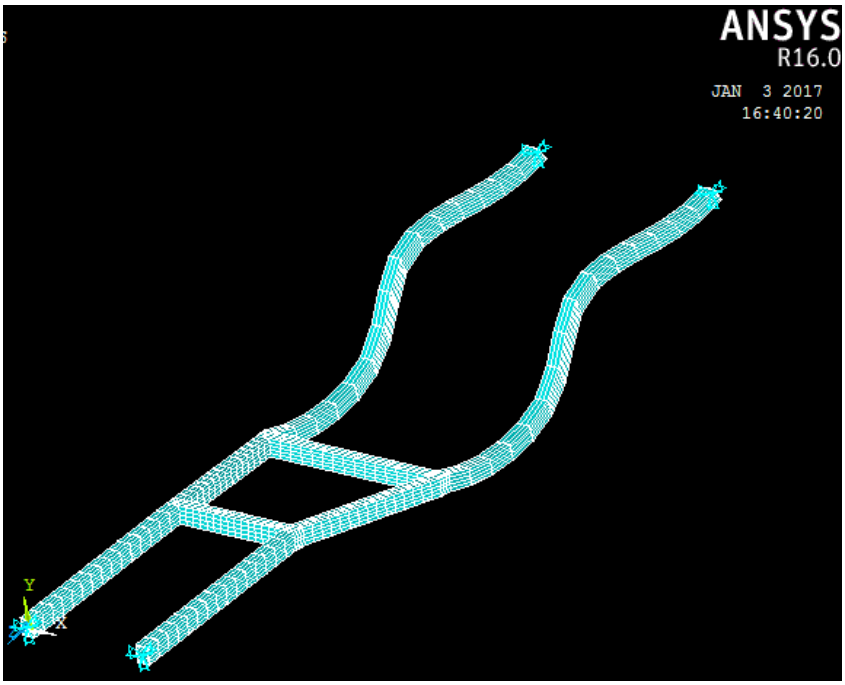
Fonte: o autor.

Para a modelagem e simulações da estrutura, foi utilizado o software Ansys® tanto para realização das análises harmônica quanto da análise modal do chassi.

5.1.2 Simulação em elementos finitos – Análise modal

Para realização das simulações utilizou-se do ambiente *APDL* do software Ansys®, nesta fase, as condições de contorno foram aplicadas de forma simplificada, desta forma as imposições das restrições juntamente com a aplicação das forças, foram determinadas de tal forma a reduzir o custo computacional e verificar a eficácia do modelamento antes de um possível refinamento do modelo, desta forma, utilizou-se como condições de contorno, as extremidades das longarinas, que tiveram os três graus de liberdade restritos, como mostrado na Fig. 5.3 a seguir. Além disso, foram desconsiderados os efeitos de amortecimento obtidos pelo conjunto mola-amortecedor, e também, desconsiderada os efeitos da massa não suspensa do conjunto de suspensão.

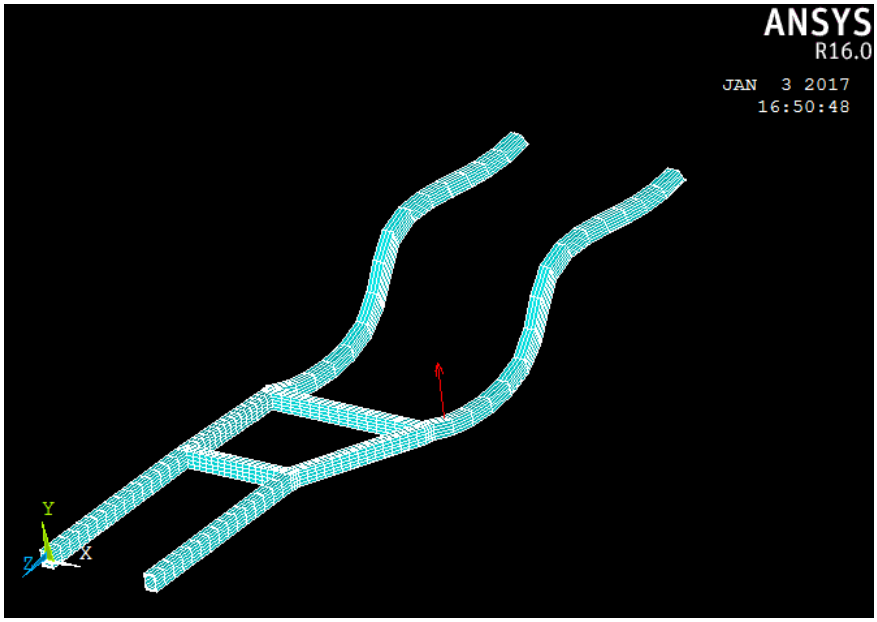
Figura 5.3 - Pontos de ancoragem do chassi



Fonte: o autor.

Com o objetivo de determinar as frequências naturais da estrutura, foi então aplicada uma força unitária no ponto de verificação da análise modal, conforme ilustrado na Fig. 5.4.

Figura 5.4 – Ponto de aplicação da força unitária



Fonte: o autor

Estabelecidas as condições de contorno citadas anteriormente, a estrutura veicular foi então simulada a fim de se obter a análise modal correspondente, onde foram obtidos os seguintes modos de frequência, mostrados na Tab. 5.1 a seguir:

Tabela 5.1 - Frequências naturais

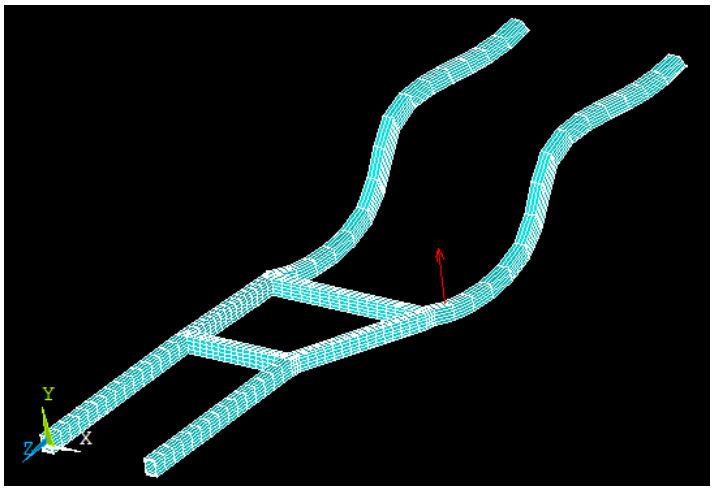
Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	17,385	9	109,08
2	30,382	10	127,12
3	39,744	11	129,64
4	51,927	12	166,01
5	65,386	13	179,96
6	70,915	14	244,56
7	78,799	15	262,07
8	85,084	16	270,60

Fonte: o autor.

5.1.3 Simulação em elementos finitos – Análise estrutural harmônica

Realizada a análise modal do chassi, é necessário então verificar as amplitudes das vibrações que chegam até o habitáculo do veículo, visando assim, verificar quais modos possuem maior impacto nas vibrações que chegam até a cabine, destacado na Fig. 5.5 a seguir.

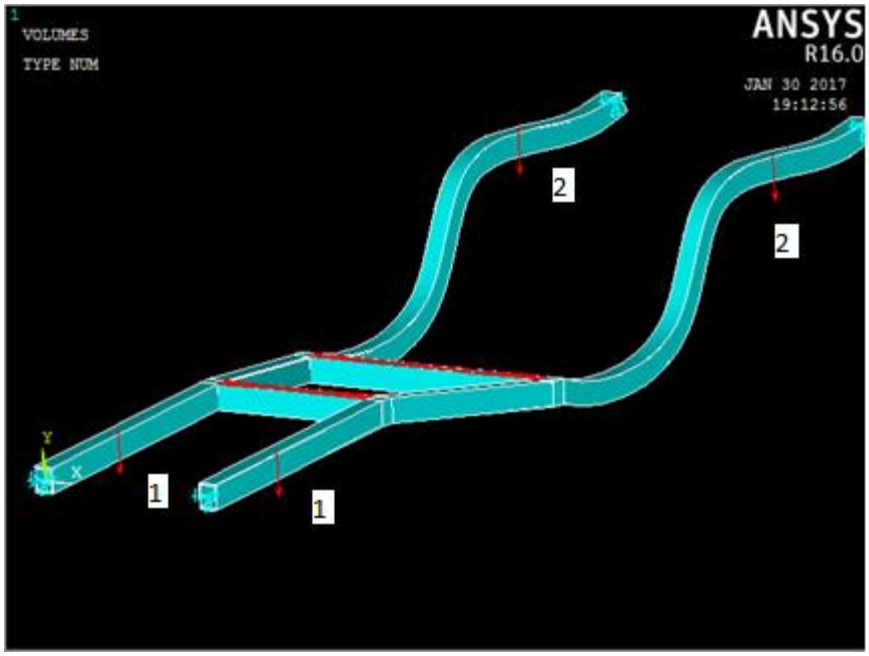
Figura 5.5 - Ponto de análise da amplitude de vibração



Fonte: o autor.

Para realização da análise harmônica, foram mantidas as imposições das restrições dos três graus de liberdade do conjunto de suspensão. No que diz respeito às forças, foram aplicadas cargas pontuais em dois pontos (ponto 1 da Fig. 5.6), com magnitude de 2000 N cada, na parte posterior do veículo que se referem aos pontos de ancoragem do conjunto de trem de força do veículo, além disto foram aplicadas forças (ponto 2 da Fig. 5.6), referentes aos pontos de ancoragem da cabine na estrutura (1500 N) e ainda a aplicação de uma pressão de 150000 N/m² nas transversinas referente ao peso distribuído da carroceria e demais subsistemas automotivos sobre a estrutura veicular. (COSTIN, M, PHIPPS, D). Conforme mostrado na Fig. 5.6 a seguir.

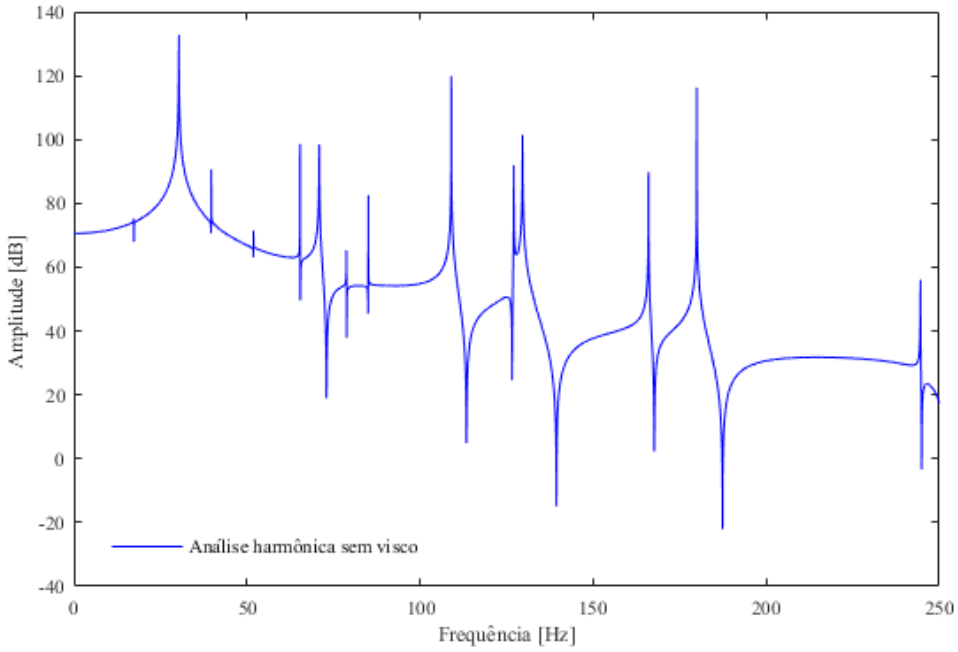
Figura 5.6 - Aplicação das condições de contorno no chassi.



Fonte: O autor

Desta forma, simulado com aproximadamente 6.000 pontos, as seguintes amplitudes, mostradas na Fig. 5.7 a seguir, foram encontradas para o ponto de ancoragem destacado.

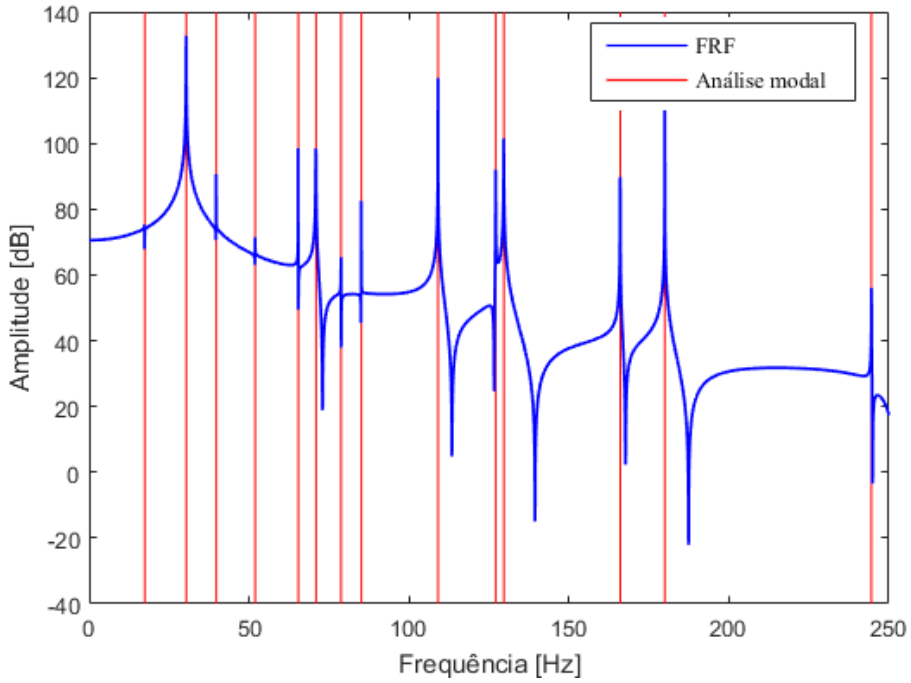
Figura 5.7 – Análise harmônica estrutural



Fonte: o autor.

Com isso, visando a verificação da convergência dos resultados das duas analises realizadas, modal e harmônica, os dados foram exportados para o software MatLab®, onde foram então compilados os dois resultados, conforme mostrado na Fig. 5.8.

Figura 5.8 - Compilação da análise modal com a análise harmônica.



Fonte: o autor.

Constatou-se que o nível de amplitude para alguns modos específicos se mostrou mais elevados no ponto de fixação da cabine, acarretando possivelmente em uma redução no conforto devido aos níveis de vibração que o condutor estará submetido.

A simulação foi realizada com uma faixa de frequência relativamente alta (de 0 a 250 Hz), entretanto, de acordo com a bibliografia pertinente (NICOLAZZI, 2002), veículos utilitários, quando em condições normais de utilização, estão submetidos a faixa de frequência de 15 a 100 Hz.

Entretanto, para o estudo de caso aqui destacado, os maiores níveis de vibração da carroceria de veículos utilitários (caminhonetes) ocorrem devido às altas amplitudes de excitação da superfície da pista em baixas frequências, desta forma, acarretando em redução do nível de conforto no habitáculo ao transitar por terrenos acidentados. (BOSCH, R., 1969)

Com isso, de acordo com a resposta harmônica apresentada, o segundo modo de vibrar, devido ao fato de sua frequência natural ser baixa e coincidente com as frequências de excitação da pista (20 – 40 Hz), será escolhido para se realizar a atenuação da amplitude das vibrações com a aplicação do material viscoelástico aqui estudado.

5.1.4 Aplicação do material viscoelástico – Análise estrutural harmônica

Determinado o enfoque das simulações, é necessário primeiramente verificar computacionalmente a eficácia dos materiais viscoelásticos na atenuação de vibrações em estruturas veiculares. Para isso foi realizado a aplicação de material viscoelástico sobre pontos aleatórios da estrutura a fim de confirmar sua eficácia na atenuação. É necessário então, antes da realização das simulações com o material viscoelástico, determinar quais são pontos possíveis de aplicação do mesmo, tendo em vista alguns dos fenômenos associados a este material. Como destacado na revisão bibliográfica, fatores ambientais como temperatura e pré-carga estática alteram rigorosamente o comportamento e a eficácia desses materiais.

Com isso, foi realizada uma pré-análise com o intuito de não submeter estes materiais a fenômenos indesejáveis.

- **Temperatura:** Em veículos de combustão interna, a propulsão dos mesmos é devida a conversão de energia química em energia térmica que, posteriormente é convertido em trabalho. Grande parte dessa energia térmica não é convertida

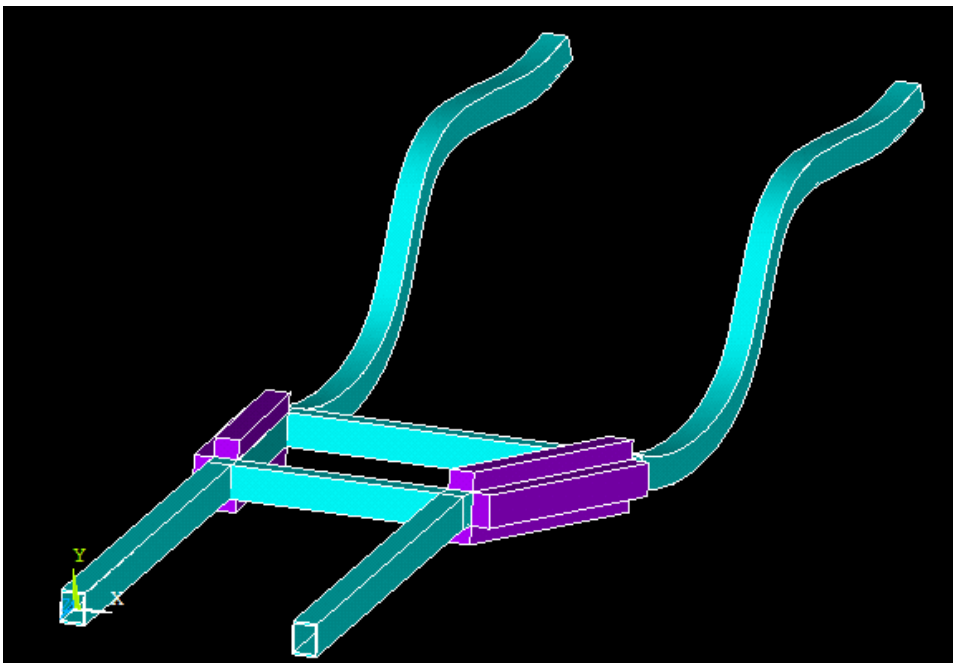
diretamente em trabalho, sendo conduzida e irradiada pelos componentes de propulsão do veículo. Com isso, a inserção de camadas viscoelásticas em áreas de alta concentração de calor são descartadas devido a ineficiência destes materiais à altas temperaturas.

- **Pré-carga estática:** Regiões submetidas a altos carregamentos devido a fixação de subsistemas automotivos, como a carroceria e a cabine do veículo, devem ser evitadas para que não haja inserção de cargas demasiadas sobre o material viscoelástico, o que reduziria a eficácia na atenuação das vibrações.

Para a realização da análise via elementos finitos, foram utilizados os elementos do tipo SOLSH 190, este elemento é usado para simular estruturas de casca com uma ampla gama de espessura (de fina a moderadamente espessa). O elemento possui a topologia contínua de elementos sólidos e possui conectividade de oito nós com três graus de liberdade em cada nó.

Visto as restrições vinculadas aos fenômenos relacionados aos materiais viscoelásticos, restam seis áreas possíveis para a aplicação do material, visando atenuar vibrações. Foram então, em um primeiro ensaio, aplicadas camadas de material viscoelástico com espessura de cinco centímetros em seis áreas distintas da estrutura, conforme mostrado na Fig. 5.9. Tal aplicação tem o objetivo de verificar a eficácia do material.

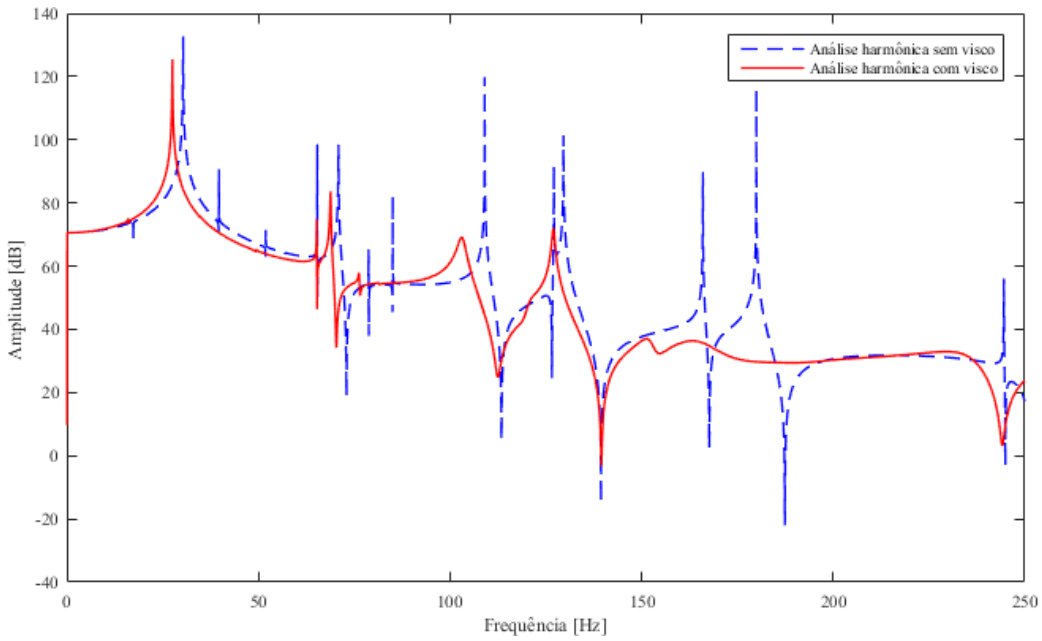
Figura 5.9 – Aplicação de material viscoelástico na estrutura veicular.



Fonte: o autor.

Na Fig. 5.10, tem-se a resposta do sistema com a inserção do material viscoelástico. Neste caso, pode-se notar que houve uma razoável diminuição da amplitude de vibração do sistema.

Figura 5.10 – FRF: sistema sem material viscoelástico X sistema com material viscoelástico



Fonte: o autor.

Na análise anterior foram aplicadas aproximadamente 18,208 Kg de material viscoelástico, obtendo assim uma atenuação de aproximadamente 5,5% para o segundo modo de vibrar da estrutura (30,382 Hz).

5.1.5 Aplicação do material viscoelástico – Procedimento de Otimização

Como visto anteriormente na seção 5.1.4, a eficácia do material viscoelástico é visível e benéfica em estruturas automotivas. No caso anterior o material viscoelástico foi utilizado, sem critério algum, a fim de reduzir as amplitudes de vibração, entretanto, a inserção de materiais na indústria automotiva passa por diversos critérios, que envolvem segurança,

confiabilidade agregada, bem como critérios econômicos, que podem ou não inviabilizar tecnologias novas neste ramo da indústria.

Desta forma, tendo em vista o alto custo associado a materiais viscoelásticos, é importante que se faça uma ponderação entre a quantidade de material aplicado e a atenuação de amplitude de vibração requerida.

Como visto na análise realizada, na seção 5.1.4 foram utilizados aproximadamente 18,208 Kg de material viscoelástico que resultaram na atenuação de 5,5% no segundo modo de vibrar. O objetivo aqui então é, através do método de otimização da busca aleatória (VANDERPLAATS, 2005), determinar as áreas de aplicação do material viscoelástico para que o peso do inserto de material atenuador não ultrapasse um percentual pré-estabelecido do peso da estrutura total e que a atenuação da vibração do segundo modo fique próxima de um patamar aceitável.

Vanderplaats (2005), define a busca randômica como sendo um método de otimização numérica, que tem como enfoque a busca racional da melhor solução para problemas. A solução é encontrada através de iterações que partem de valores pré-determinados e percorrem um espaço de projeto, avançando de acordo com o aperfeiçoamento da função objetivo. A busca no espaço de projeto é então limitada pelas restrições impostas e é finalizada quando a função objetivo não pode mais ser melhorada (VANDERPLAATS, 2005).

Como dados de entrada da otimização primeiramente é necessário definir o espaço de projeto e, para isso, utilizou-se as possíveis áreas de aplicação do material viscoelástico citadas no item 5.1.4, onde são evidenciadas 6 áreas possíveis, na qual através de uma análise combinatória simples verifica-se a existência de 64 possibilidades distintas de aplicação do material envolvendo as 6 áreas.

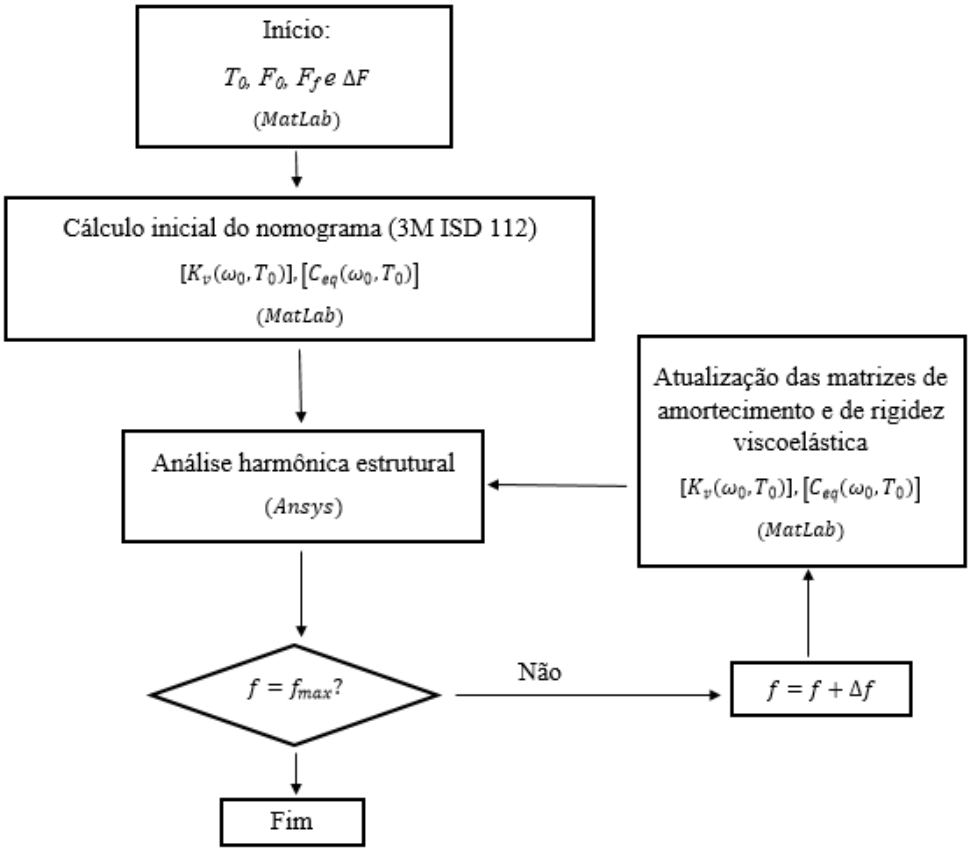
A função objetivo a ser destacada são os níveis de amplitude de vibração resultantes do segundo modo de vibrar, desta forma, procura-se uma configuração dentro do espaço amostral que atenue o máximo possível as vibrações que chegam na cabine.

Como restrição, é necessário que se estabeleça um patamar de material a ser utilizado, tendo em vista o preço e o peso associado ao mesmo, para que, desta forma, não ocorram variações significativa nas características geométricas do sistema. Sendo assim, foi estabelecido, de forma arbitrária, que a quantidade de material viscoelástico total a ser utilizado não pode possuir mais que 3,5 Kg.

Definido então o espaço de projeto, as restrições e a função objetivo, foi então elaborado um código em MatLab® que vincula os nomogramas calculados para o material ISD 112 da 3M e o ambiente APDL de cálculos estruturais do software Ansys® (seção 2.8). A rotina funciona de modo a calcular via MatLab® os valores atualizados do módulo de elasticidade e do fator de perda de acordo com a frequência a qual o material viscoelástico está submetido.

Estes valores servem então, a cada iteração, como parâmetros de entrada para o amortecimento da estrutura a ser utilizado na implementação no código Ansys®, que faz os cálculos estruturais pertinentes, devolvendo para o MatLab® os valores de amplitudes a serem armazenados em vetores, conforme ilustrado no fluxograma da Fig. 5.11.

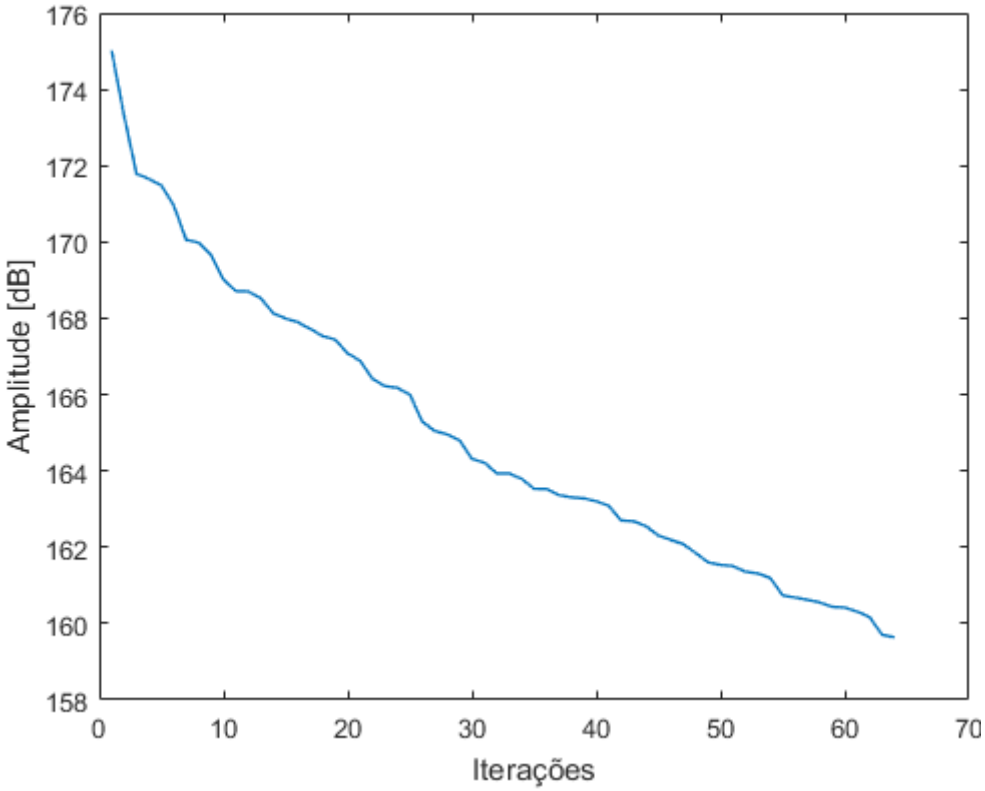
Figura 5.11 – Fluxograma de funcionamento da análise estrutural.



Fonte: o autor.

Cada iteração tem o seu valor da função objetivo salvo (amplitude de vibração) juntamente com o peso associado ao acréscimo de material viscoelástico, como mostrado na Fig. 5.12.

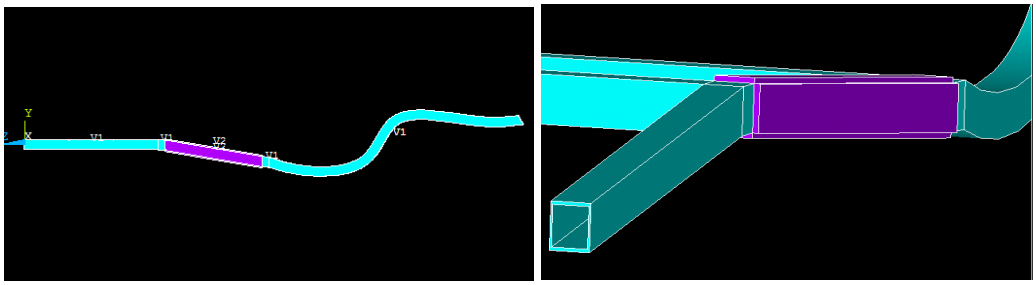
Figura 5.12– Otimização da função objetivo.



Fonte: o autor.

Como visto na Fig. 5.12, a função objetivo convergiu para o valor ótimo de amplitude, sem que fossem desrespeitadas as restrições de peso máximo de material viscoelástico aplicado a estrutura veicular, configuração destacada na Fig. 5.13.

Figura 5.13 – Camada superficial aplicada à estrutura.



Fonte: o autor.

A configuração encontrada pela otimização determina a aplicação de material em três das seis áreas de aplicação possível, acarretando em um baixo peso e alta atenuação de

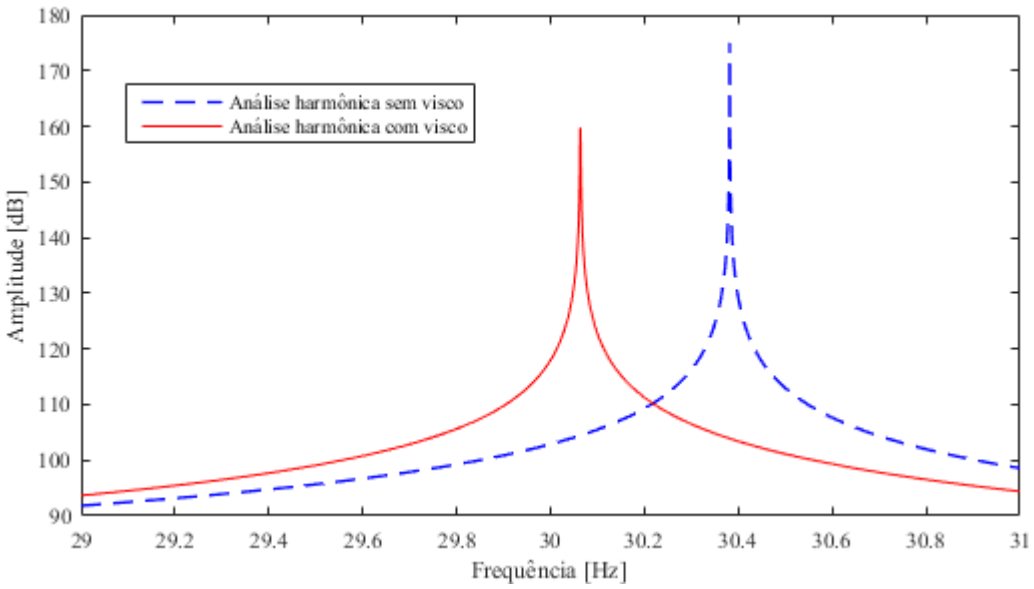
vibrações. São aproximadamente 1,8208 Kg de inserto de material viscoelástico com espessura de 1,0 centímetro, atingindo assim uma amplitude máxima do segundo modo de 159,7091 dB.

5.2.1 Análise dos resultados

Como mostrado na seção 5.1.5 o processo de otimização resultou em uma configuração ótima para a aplicação de material viscoelástico. Para efeito de comprovação da eficácia do material viscoelástico, é possível notar que sem a presença do material viscoelástico foi constatada a amplitude máxima de vibração de aproximadamente 175,0159 dB.

O gráfico da configuração ótima encontrada pelo processo de otimização, foi então construído e comparado ao resultado inicial da análise harmônica sem a inserção do material, como destacado na Fig. 5.14.

Figura 5.14 – Análise harmônica sem visco e com visco



Fonte: o autor.

A amplitude máxima encontrada via otimização, mostrado na Fig. 5.14, é de 159,7091 dB, desta forma, houve uma redução na amplitude da energia vibratória de 8,746 % quando

comparada a estrutura sem aplicação de material viscoelástico. Além disto há um adiantamento da frequência natural de 0,4 Hz devido à inserção de massa no sistema.

Vale ressaltar que a análise foi feita sob condições de temperatura ambiente em 30°C e espessura de 0,01 metros. Como visto no item 2.2, a eficácia da atenuação é inversamente proporcional a temperatura e diretamente proporcional a espessura da camada viscoelástica.

Desta forma, a fim de ilustrar o comportamento da estrutura em condições adversas, duas linhas de análise foram estabelecidas, sendo elas:

- Variação da temperatura
- Alteração da espessura da camada viscoelástica

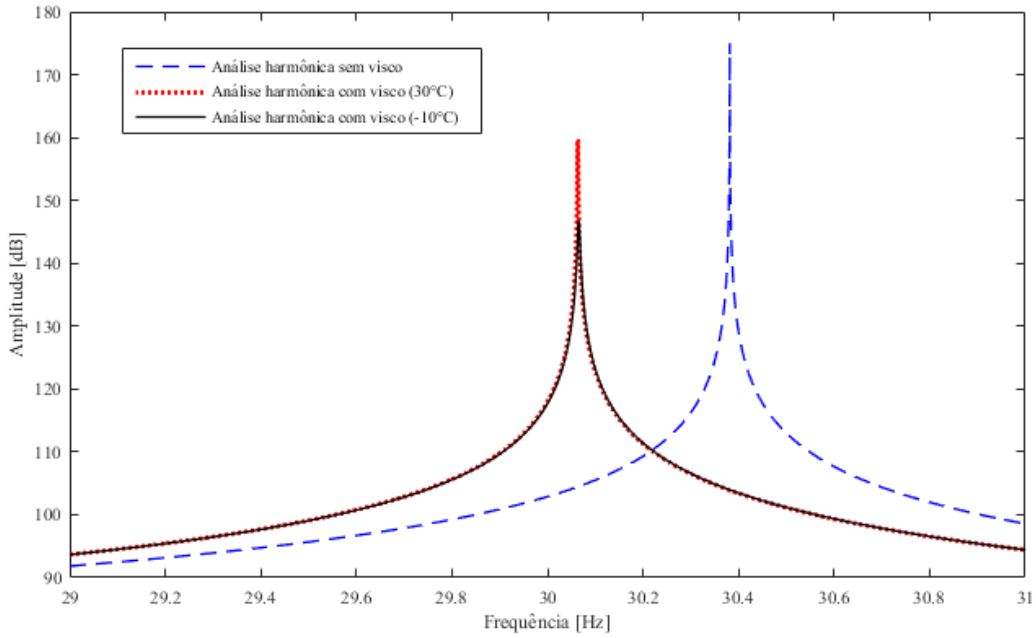
5.2.2 Variação da temperatura - Comparativo

Variações de temperatura devem ser tratadas com cautela na indústria automotiva tendo em vista dois aspectos importantes, sendo eles, as variações climáticas nas quais os veículos estão submetidos e também o calor irradiado pelo subsistema de *power train* do veículo.

Com isso há que se verificar a confiabilidade dos materiais viscoelásticos tanto para condições normais de temperatura (30°C) como temperaturas de países próximos aos polos do planeta, onde temperaturas abaixo de zero são comuns.

Desta forma, foram simuladas duas configurações distintas com temperaturas de 30°C e -10°C para verificar o comportamento dos materiais viscoelásticos no sistema em questão, sob estas condições de temperatura, aplicadas ao segundo modo de vibrar da estrutura. Tal resultado é mostrado na Fig. 5.15.

Figura 5.15 – Variações de temperatura da camada viscoelástica.



Fonte: o autor.

Como se esperava, o comportamento atenuante do material viscoelástico é inversamente proporcional a temperatura, havendo assim uma redução na amplitude máxima de vibração com a redução da temperatura.

Desta forma, tem-se sua amplitude máxima de 175,0159 dB sem a aplicação de material atenuante, 159,7091 dB com a presença de material viscoelástico à 30°C e 146,6843 dB para o caso de o material estar submetido a temperatura de -10°C (dez graus negativos).

5.2.3 Variação da espessura - Comparativo

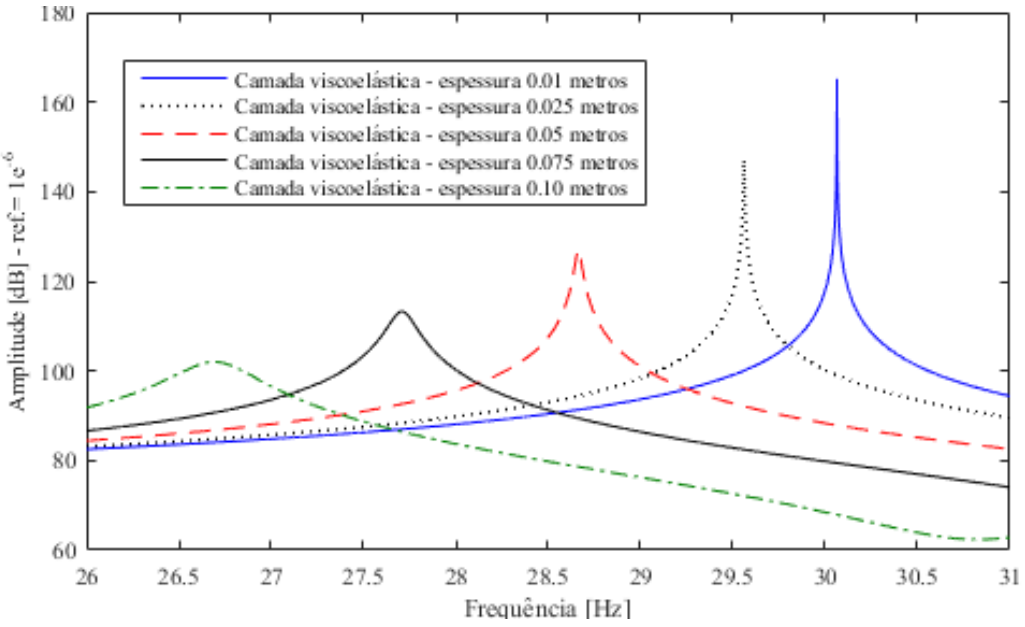
A fim de mostrar a influência da quantidade de material, na atenuação da segunda frequência natural do sistema (30,382 Hz), com o acréscimo da espessura, foram realizadas análises computacionais para alteração da espessura do material viscoelástico aplicado.

Apesar do enfoque do trabalho ter sido a utilização de uma quantidade ponderada de material viscoelástico na estrutura, tendo em vista o alto custo associado ao material atenuante, há a possibilidade de diversas aplicações que desconsiderem o viés econômico, como por exemplo, projetos de veículos de luxo, onde a atenuação de ruídos é primordial para agregar qualidade ao produto.

Sendo assim, foram simulados quatro casos distintos onde foram variadas as espessuras da camada viscoelástica a fim de verificar a proporção entre as dimensões geométricas e a eficácia na atenuação.

Foram utilizadas dimensões de 0,01 m, 0,025 m, 0,05 m e 0,10 m, conforme ilustrado na Fig. 5.16, e mostrados na Tab.5.2.

Figura 5.16 – Variação da amplitude de vibração com a espessura do material.



Fonte: o autor.

Tabela 5.2 – Amplitudes

Espessura da camada viscoelástica	Amplitude (dB)
0 m (sem visco)	175,016
0.01 m	165,161
0.025 m	146,991
0.05 m	126,903
0.075 m	113,263
0.10 m	102,003

Fonte: o autor.

Verificou-se uma maior capacidade de atenuação nos níveis de vibração com o aumento da espessura de material viscoelástico. Isto é devido a maior quantidade de material, caracterizado por sua microestrutura (longas cadeias moleculares), na qual, após a remoção de cargas, voltam a sua forma original progressivamente, resultante do processo de relaxação e acomodação da rede molecular.

Em casos extremos, a aplicação exacerbada de material viscoelástico acarreta em uma atenuação de até 41,72% no segundo modo de vibrar, entretanto, devido o acréscimo de massa ocorrido, as variações nas características físicas e geométricas da estrutura são inevitáveis, modificando assim características como peso total da estrutura, frequências naturais, inércia, dentre outras especificações.

Cabe então ao projetista delimitar suas prioridades e verificar se tais modificações na dinâmica do veículo são aceitáveis de acordo com o projeto que está sendo desenvolvido. Ainda, lembrando que, a verificação da influência dos fatores ambientais nas quais o projeto está submetido, é de grande importância no que tange a eficácia do material atenuador dentro de um patamar aceitável.

Capítulo 6

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Partindo dos conceitos inicias de estruturas veiculares, vibrações mecânicas e materiais viscoelásticos foi realizada uma revisão bibliográfica (a partir da qual obteve-se a fundamentação teórica do presente trabalho) em que foram mostrados todo o equacionamento referente à termoviscoelasticidade na qual são destacadas a formulação para a obtenção das respostas dinâmicas, seguido do cálculo da taxa de geração de calor, para enfim verificar a análise térmica transiente, em que as características do material são atualizadas devido ao acréscimo de temperatura. Nesta linha, foi apresentado ao fim da fundamentação o algoritmo de funcionamento do código de análise estrutural e térmica, utilizado para análise de termoviscoelasticidade.

Apresentada a fundamentação, foi realizada a implementação do nomograma do material 3M ISD 112 para determinação dos valores atualizados do módulo de armazenamento e fator de perda com o acréscimo da temperatura e a variação da frequência (esses dois últimos tendo sido fundamentais no desenvolvimento da simulação computacional desenvolvida posteriormente). Em seguida, foram verificadas a capacidade dissipativa do material viscoelástico, particularmente quando aplicado em uma junta translacional, reduzindo assim a amplitude das vibrações quando realizada a análise harmônica estrutural da viga estudada, comprovando pois a eficácia do mesmo.

Ainda referente às simulações computacionais da viga, foram impostas modificações na temperatura e nas dimensões da junta translacional com o objetivo de verificar as variações na capacidade dissipativa do material, obtendo assim uma diminuição da dissipação com o aumento da temperatura e um aumento da dissipação com o aumento da largura da junta, tais resultados eram esperados, visto o referencial teórico apresentado.

Verificada a eficácia de materiais viscoelásticos na atenuação da amplitude de vibrações, servindo-se para tanto de simulação computacional, foi então proposto um estudo de caso referente à aplicação de tal material na estrutura veicular de caminhonetes a fim de reduzir os níveis de vibração no habitáculo do veículo e, consequentemente, aumentar o nível de conforto dos passageiros. Para comprovação de tal eficácia, foi realizado nesta etapa do trabalho um estudo referente aos níveis de vibração recebidos pela cabine. Então, foi realizada a análise

modal e harmônica da estrutura modelada via elementos finitos. De acordo com os resultados obtidos através da análise modal e harmônica estrutural, foram verificados níveis de amplitude consideravelmente altos para a faixa de frequência de funcionamento do veículo (particularmente do conjunto de suspensão), em que a aplicação do material viscoelástico proporcionou redução do nível de amplitude de vibrações que chegam até a cabine.

Para o projeto ótimo, utilizou-se o método clássico de otimização, conhecido como busca randômica (ou aleatória). Obteve-se uma configuração ótima para a aplicação do material sobre a estrutura veicular, sendo que a redução nos níveis de vibrações ficou em torno de 8,7 % (energia vibratória que chega até o habitáculo do veículo), com a utilização de aproximadamente 1,8 Kg de material viscoelástico.

Foram ainda acrescidas às análises finais, variações da temperatura e da espessura do material a fim de verificar o comportamento do material viscoelástico. Neste caso, notou-se que a atenuação da amplitude de vibração comporta-se de maneira inversamente proporcional à temperatura e diretamente proporcional à espessura da material.

Após as análises computacionais realizadas é possível afirmar que a utilização do material viscoelástico em estruturas veiculares de utilitários, para a atenuação das vibrações que chegam até o habitáculo do veículo, são viáveis, respondendo, portanto, de maneira adequada aos fatores ambientais aos quais os veículos estão submetidos, sem que a eficácia da atenuação seja reduzida consideravelmente, garantindo o alto padrão de segurança e a confiabilidade exigidos de projetos automotivos.

Tendo em vista que as simulações, realizadas computacionalmente, comprovaram a eficácia de materiais viscoelásticos na atenuação de vibração para a estrutura em questão. Assim, com os resultados apresentados, tal metodologia tem-se um importante potencial para redução de níveis de vibração. Ou seja, a aplicação de camadas viscoelásticas no chassi em questão se mostrou bastante promissora e poderá vir a ser enfocado experimentalmente em trabalhos futuros.

Desta forma, como sugestão de continuidade ao trabalho, pode-se destacar a realização de uma análise mais detalhada das condições de contorno aplicadas à estrutura veicular já analisada, acrescentando então todas as forças pontuais e restringindo os graus de liberdade pertinentes. Poderá ainda em trabalhos futuros, analisar, o conjunto de suspensão e seus agregados, para que se possa obter assim um resultado mais preciso de aplicação.

Capítulo 7

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBA, M. H. M., *Otimização Paramétrica de Chassi Veicular Tipo Escada*. Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília. Brasília – DF, 2015

BORGES, R. A., 2008, *Contribuição ao Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibração Não-Lineares*, Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, 2008.

BORGES, R. A., de Lima A.M.G., and Steffen Jr, V.; *Robust optimal design of a nonlinear dynamic vibration absorber combining sensitivity analysis*, Shock and Vibration 17 (2010), 507-520, DOI 10.3233/sav-2010-0544

BOSCH, Robert. *Manual de Tecnologia Automotiva*. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

CAZENOVE, J. De. *Modelagem Numérico-Computacional e Avaliação Experimental do Autoaquecimento de Materiais Viscoelásticos*. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, 2010, 116p.

CAZENOVE, J. De; de LIMA, A. M. G.; RADE, D. A.; ARAÚJO, C. A. *Computational Modeling and Experimental Validation of Self-Heating Effects in Viscoelastic Materials*. In: VI National Congresso f Mechanial Engineering, 6, 2010, Campina Grande. Anais do CONEM 2010.

CAZENOVE, J. De; RADE, D. A.; LIMA, A. M. G.; ARAÚJO, C. A. *A Numerical and Experimental Investigation on Self-Heating Effects in Viscoelastic Dampers*. Mechanical Systems and Signal Processing, v.27, p. 433-445, 2012.

CHENG AHD, CHENG DT (2005) Heritage and Early History of the Boundary Element Method. Eng Anal Bound Elem 29(3):268 – 302.

CHRISTENSEN, R. M. *Theory of Viscoelasticity*. Dover (2a ed.), New York, NY, USA, 1982.

COSTIN, M, PHIPPS, D. *Racingand sports car chassis desing, Harcover* – Illustraded, June, 1967

FOURIER, J. *The Analytical Theory of Heat*. Cambridge University Press (reissued by Cambridge University Press, 2009; ISBN 978-1-108-00178-6), 1878.

FURUKAVA, M. *Uma Metodologia de Avaliacão de Desempenho de Material Viscoelástico Aplicado a uma Estrutura de Veículo de Passeio.* Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2010, 2009.

GILLESPIE, T. D., 1992 *Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE Internacional*.

GSP, *Engine Mounting Catalougue* – GSP Auto Parts, Nanjing – China, 2015.

H. KHAN; S. SERGIYENKO and C. REIS, *Sheet Dampers VS. Spray-ON Dampers: Current STATUS and Prospective Applications*, SAE Technical Paper 2005-01-2280, doi:10.4271/2005-01-2280, 2005.

HAPPIAN-SMITH, J. *Introduction to Modern Vehicle Design.* Society of Automotive Engineers Inc. Butterworth Heinemann, 2001.

LIMA, A. M. G. ; RODOVALHO, L. F. F. ; BORGES, R. A. *Finite Element Modeling and Experiments of Systems with Viscoelastic Materials for Vibration Attenuation. Viscoelastic and Viscoplastic Materials*. 1ªed.: InTech, 2016, v. , p. 333-363.

LIMA, A.M.G. *Modélisation et Optimisation Robuste de L'Amortissement Viscoélastique de Systèmes Mécaniques*. Tese de doutorado - Universidade de Franche-Comté, Besançon, France - Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

LIMA, A.M.G., RADE, D.A. *Modeling of Structures Supported on Viscoelastic Mounts Using FRF Substruturing.* Twelfth International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, Portugal, 2005.

LIMA, A.M.G., RADE, D.A., LÉPORE NETO, F.P. *An Efficient Modeling Methodology of Structural Systems Containing Viscoelastic Dampers Based on Frequency Response Function Substructuring*, Journal of Mechanical Systems and Signal Processing 23, 2009, 1272–1281.

MINARDI, F. *Fractional calculus and waves in linear viscoelasticity: an introduction to mathematical models*. Cingapura: Imperial College Press, 2010.

NASHIF, A. D.; JONES, D. I. G.; HENDERSON, J. P. *Vibration Damping*. John Wiley& Sons, 1985.

NICOLAZZI. L. C. – *Apostila de Veículos. Lauro Cesar Nicolazzi*. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis – Santa Catarina. 2002

RAO, D. A. *Recent Applications of Viscoelastic Damping for Noise Control in Automobiles and Comercial Airplanes*. Jornal of Sound and Vibration, v. 262, n.3, p.457-474, 2003.

RITTEL, D. *An Investigation of The Heat Generated During Cyclic Loading of Two Glassy Polymers. Part II: Thermal Analysis*. Journal of Mechanics of Materials, v. 32, p. 149-159, 2000.

RITTEL, D. *On the Conversion of Plastic Work to Heat During High Strain Rate Deformation of Glassy Polymers*. Journal of Mechanics of Materials, v. 31, p. 131-139, 1999.

RODOVALHO, L. F. F. *Estudo Numérico, Implementação Computacional e Verificação Experimental do Fenômeno da Fuga Térmica em Materiais Viscoelásticos*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, 2014, 96 p.

RODOVALHO, L. F. F.; de LIMA, A. M. G.; BORGES, R. A. *Estudo da Influência da Pré-carga Estática Sobreposta a Cargas Dinâmicas no Fenômeno do Autoaquecimento de Materiais Viscoelásticos*. 2014. In: VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 9, 2014, Uberlândia.

RODOVALHO, L. F. F.; de LIMA, A. M. G.; BORGES, R. A.; SAAD, N. S.; LACERDA, H. B. *Investigação Numérico Computacional da Influência da Pré-carga Estática e Verificação Experimental do Fenômeno da Fuga Térmica em Materiais Viscoelásticos*. 2014. Aceito para publicação in: XXXV Ibero Latin American Congresso on Computacional Methods in Engineering – CILAMCE 2014, 35, 2014, Fortaleza.

RODOVALHO, L. F. F.; SAAD, N. S.; LIMA, A. M. G. DE ; LACERDA, H. B.; BORGES, R. A. ; RADE, D. A. . *Investigação Numérica-Experimental da Influência de Pré-cargas Estáticas Combinadas a Carregamentos Cíclicos Sobre o Fenômeno do Autoaquecimento de Materiais Viscoelásticos.* Matemática aplicada à indústria: problemas e métodos de solução. 1ªed.São Paulo: Editora Blucher, 2016, p. 159-182.

ROSSI, R P F. *Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para aplicação em veículo de uso misto*. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Uberlândia, mestrado em Engenharia mecânica, Uberlândia, 2004.

SHIGLEY, J.E. and UICKER Jr., J.J., *Theory of Machines and Mechanisms*, McGraw-Hill Books, New York, 1980.

SILVA, R. A. *Análise do Comportamento Dinâmico de Placas com Tratamento Passivo por Amortecimento Viscoelástico.* Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Porto, Porto - Portugal, 1996.

SILVA, S. *Vibrações Mecânicas – Notas de aula.* Universidade Estadual do Oeste do Paraná – Centro de engenharias e ciências exatas. Foz do Iguaçu, 2009.

STONE, R; BALL, J K. *Automotive engineering fundamentals*, USA, SAE international, 2004

TEIXEIRA, R. L. *Uma Metodologia de Projeto de Controladores Híbridos Inteligentes com Aplicações no Controle Ativo de Vibrações Mecânicas.* Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Uberlândia, mestrado em Engenharia mecânica, Uberlândia, 2001.

TRINTINI, A. M. M. *Controle Ativo de Vibrações Através de Transdutores Piezelétricos. Dissertação de mestrado* – Universidade Federal de Santa Catarina, mestrado em Engenharia de automação e sistemas, Florianópolis, Santa Catarina, 2009.

VANDERPLAATS, G.N. *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, Fourth Edition Vanderplaats Research and Development, Inc., Colorado Springs, E.U.A., 2005.