

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UMA METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO
DE MATERIAL VISCOELÁSTICO APLICADO A UMA ESTRUTURA
DE VEÍCULO DE PASSEIO

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

MÁRCIO FURUKAVA

Florianópolis, dezembro de 2009.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UMA METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO
DE MATERIAL VISCOELÁSTICO APLICADO A UMA ESTRUTURA
DE VEÍCULO DE PASSEIO

MÁRCIO FURUKAVA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM VIBRAÇÕES E ACÚSTICA
sendo aprovada em sua forma final.

Samir N. Y. Gerges, Ph. D. – Orientador

Eduardo Alberto Fancello, D. Sc. – Coordenador

BANCA EXAMINADORA

Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.

Miguel António Lopes de Matos Neves, Dr. Eng.

Roberto Jordan, Dr. Eng. - Presidente

”A fé e a razão (Fides et ratio) são como as duas asas com as quais o espírito humano se eleva à contemplação da verdade. Deus colocou no coração do homem o desejo de conhecer a verdade e, definitivamente, de conhecê-lo para que, conhecendo-o e amando-o, possa alcançar também a plena verdade sobre si mesmo.”

Papa João Paulo II, Carta encíclica Fides et Ratio

À meus pais Marciano e Rita por seu amor e dedicação.
A Priscila por seu amor e fé, e ao nosso filho sonho
de Deus em nossas vidas.

Agradecimentos

Este trabalho somente se tornou possível com a ajuda, dedicação e orientação de uma série de pessoas. Entretanto, gostaria de agradecer primeiramente a DEUS, fonte de inspiração e sustento na realização deste trabalho.

Gostaria de agradecer a minha família pelo apoio incondicional, carinho e incentivo em todas as novas etapas da vida.

À Priscila, pelo carinho, companhia e paciência. E por acreditar sempre!

Ao meu Filho, Márcio dos Santos Furukava, tão sonhado e esperado, ainda no ventre materno. Por ser energia nova e resposta de Deus em nossas vidas.

Ao meu orientador Samir N. Y. Gerges, pela oportunidade e confiança investida.

Aos professores Roberto Jordan e Arcanjo Lenzi, pela paciência em transpassar os conhecimentos de acústica de vibrações; e ao Prof. Roberto Heidrich pelas conversas, ensaios e cantorias nas missas dominicais.

Aos meus padrinhos de casamento Altamir Dias e Maria de Lourdes, pelos ensinamentos, carinho e por me acolherem como filho em sua casa no início desta jornada. Como também aos seus filhos Diego, Bruno e Francis, irmãos de coração.

Ao Adilto "Paru", por todas as idéias e auxílios na montagem e desenvolvimento do aparato experimental.

Ao amigo Olavo Silva, pela orientação sobre otimização dedicada a realização deste trabalho.

Ao William D. Fonseca pelo auxílio nas medições de Beamforming e com o a diagramação do documento.

Ao Julio Alexandre (Garrincha) pelo auxílio nas Análises Modais, bem como pelo sempre descontraído bate-papo científico e futebolístico.

À equipe da COLAUTO Massas e Adesivos Ltda. pelo suporte técnico. Em especial a Luis Penachio e Sr. Taufik El Helou.

A todos os colegas de laboratório, Marcos Lenzi, Portela, José, Fabilson, Jesus, Raquel, Leandro, Melzak, Erick, Paulo, Thiago, Henrique, Mikio, Thiago Fiorentin, Mario, Daniel, Ricardo, Henry, Pedro, Stephan e muitos outros, sempre contribuindo com ajudas, idéias, ensaios e momentos de descontração.

A todos os amigos que Deus nos envia a cada dia e que compõem nossa história de vida, sendo alento em todos os momentos difíceis. Em especial ao Grupo de Oração Universitário e a Comunidade Católica Shalom. Respostas de Deus para minha vida, comprovando que ciência e fé se complementam.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, por possibilitar esse aprendizado.

A CAPES pelo apoio financeiro.

E a todas as pessoas que direta ou indiretamente colaboraram com este trabalho.

Acknowledgments

I would like to give a special thanks to Mr. Robert P. Dougherty, for his cooperation and the opportunity to develop a joint work with our colleague Mr. William Fonseca.

Resumo

Novas tecnologias de pacotes acústicos, que consistem em vários componentes como absorvedores, bloqueadores, amortecedores e isoladores, foram desenvolvidas de forma a melhorar a qualidade sonora do interior de um veículo sem agregar a este um aumento considerável de massa e de custo. Dentre estes, os materiais de amortecimento viscoelásticos são os que se apresentam em maior quantidade no tratamento de carrocerias de veículos de passeio, adicionando aproximadamente 10 kg de material à carroceria.

Com o intuito de reduzir a massa de material aplicado à carroceria, aumentando assim sua eficiência de efeito de amortecimento, foi proposta uma metodologia experimental de mapeamento dos níveis de amplitude de vibração das regiões da carroceria de um veículo de passeio popular (FIAT/PALIO), para uma aplicação otimizada do material viscoelástico em sua estrutura. Este mapeamento foi realizado numa carroceria limpa (BIW, Body in White). A partir deste mapeamento, foi realizada a comparação para três situações de amortecimento: 1) sem amortecimento estrutural; 2) A carroceria sendo tratada com material viscoelástico à base de betumen (manta asfáltica) atualmente utilizado no tratamento de veículos de passeio em larga escala; 3) Um novo material viscoelástico, LASD/Acusticol (liquid applied sprayable damper), foi aplicado à carroceria nas posições definidas através da metodologia proposta. A escolha deste último para ser utilizado na configuração otimizada partiu dos resultados de fatores de amortecimento obtidos para os dois materiais através do método da viga Oberst, segundo a norma ASTM 756-98.

Os mapas obtidos através da varredura proposta foram comparados à análise modal experimental de regiões da carroceria para validar se os mapas representavam com fidelidade as regiões de maior amplitude. Por fim, foi realizado um estudo do efeito acústico do tratamento de amortecimento definido pela metodologia nas regiões. Este consistiu em um ensaio de beamforming (técnica de imagem acústica) em um protótipo de carroceria, comprovando a eficiência do tratamento de amortecimento.

Também foi proposto um procedimento de otimização topológica através de algoritmos genéticos da aplicação de material viscoelástico em sistema vibrante simples (viga), obtendo resultados satisfatórios de otimização.

A metodologia proposta obteve, também, resultados significativos de redução dos níveis de vibração da carroceria, superiores à atual configuração, associado à uma redução de área de aplicação de 26,3%, e uma redução de massa de material aplicado de 53,7%.

Palavras chave: viscoelástico, otimização topológica, Algoritmo Genético, carroceria.

Abstract

New technologies of acoustic packages, which consist of several components such as absorbers, blockers, shock absorbers and isolators, have been developed to improve the sound quality of a vehicle, with mass and cost savings. The viscoelastic damping materials are present in greater quantity in the treatment of bodies of passenger cars, adding about 10 kg of material.

In order to reduce the mass of material applied and increasing the efficiency of damping effect, was proposed an experimental method to mapping the levels of vibration amplitude regions of the bodies car (Fiat / Palio) for an optimized application of viscoelastic material in its structure. This survey was conducted in a clean body (BIW, Body in White). Three different damping treatment were compared: 1) no structural damping, 2) The body is treated with viscoelastic material based on bitumen (asphalt melt) currently used in the treatment of passenger cars on a large scale; 3) A new viscoelastic material, LASD / Acusticol (Liquid Applied Sprayable Damper), was applied to the body in the positions defined by the proposed methodology. The choice of LASD in the optimal configuration was done, from the results of damping factors obtained for the Oberst Method, according to ASTM 756-98.

The maps obtained by scanning were compared to experimental modal analysis of the regions to validate if the maps represented faithfully the regions of greater magnitude. Finally, a study of the damping treatment effects in acoustic behavior was done. This consisted in a beamforming test (acoustic imaging technique) on a prototype body, proving the efficiency of damping treatment.

It was also proposed a procedure of topology optimization using genetic algorithms for the viscoelastic material application in a simple vibrating system (beam), obtaining a satisfactory result of optimization.

The methodology proposed obtained significant results in vibration levels reductions of the body compared of current setting, coupled with a reduction of 26,3% in application area, and a reduction of 53,7% in weight of material.

Keywords: viscoelastic, topology optimization, Genetic Algorithm, chassi.

Sumário

Lista de Figuras	xviii
Lista de Tabelas	xxiii
Nomenclatura	xxiv
1 Introdução	1
1.1 Objetivos e Contribuições	2
1.2 Organização do Trabalho	2
2 Revisão Bibliográfica	4
2.1 Problemática Vibroacústica no Interior de Automóveis	4
2.2 Tratamento de Amortecimento para Controle de Vibrações e Ruído	7
2.2.1 Manta Asfáltica	7
2.2.2 Material LASD (Liquid Applied Sprayable Damper)	9
2.3 Materiais Viscoelásticos	10
2.3.1 Efeitos da Temperatura	10
2.3.2 Efeitos da Frequência	11
2.3.3 Efeitos de Fatores Ambientais	13
2.3.4 Propriedades Dinâmicas	13
2.3.5 Amortecimento de Camada Livre	15
2.3.6 Amortecimento de Camada Restrita	16
2.4 Métodos de Determinação do Fator de Perda por Amortecimento	18
2.4.1 Método do Decaimento	18
2.4.2 Método da Banda de Meia Potência	20
2.4.3 Método da Potência Injetada	20
2.5 Radiação Sonora de Placas Vibrantes	22
2.5.1 Eficiência de Radiação	23
2.5.2 Onda de Flexão em Placas Planas	24
2.5.3 Comportamento Acústico de Placas Finitas	25
2.6 Otimização	28
2.6.1 Introdução	28
2.6.2 Conceitos de Otimização	30
2.6.3 Métodos Clássicos de Otimização	30
2.6.4 Algoritmos evolutivos	32
2.6.5 Algoritmos Genéticos	33
2.7 Análise Modal Experimental	38
2.8 Técnica de <i>Beamforming</i>	41

3	Caracterização dos Materiais Viscoelásticos	43
3.1	Aplicação do Método da Viga Oberst	44
3.2	Aparato Experimental do Método da Viga Oberst	47
3.3	Resultados Experimentais	49
3.3.1	Resultados Manta Asfáltica	49
3.3.2	Resultados LASD/Acusticol	50
3.4	Resultados Numéricos	51
3.5	Análise dos Resultados	54
4	Metodologia para avaliação de desempenho de amortecimento	56
4.1	Montagem e Pontos de Excitação e Medição	57
4.2	Aplicação do Material de Amortecimento	62
4.3	Configuração de Medição	63
4.4	Procedimento de Otimização Experimental	67
4.5	Análise Modal da Caixa de Roda	71
4.5.1	Geometria e Setup de Medição	71
4.5.2	Resultados Análise Modal Experimental	73
4.6	Efeito Acústico da Aplicação “Otimizada” do Material de Amortecimento.	75
4.6.1	Configuração de medição e Ponto de Excitação	77
4.6.2	Resultados do Mapeamento de inertância do Protótipo	77
4.6.3	Resultados do <i>Beamforming</i>	79
4.7	Otimização Topológica da Aplicação de Amortecimento através de Algoritmo Genético	82
4.7.1	Caracterização do Problema	82
4.7.2	Interface Computacional	83
4.7.3	Interface do Otimizador em Softwares	85
4.7.4	Parâmetros de Otimização	86
4.7.5	Otimização Viga Cantilever	89
4.8	Resultados da Aplicação de Material de Amortecimento na Carroceria	91
4.9	Análise de Resultados	96
5	Conclusão	99
5.1	Trabalhos Futuros	100
	Referências Bibliográficas	102
	Apêndices	109
A	Resultados da Otimização experimental na carroceria para o Subsistema 1	110
A.1	Mapeamento Subsistema 1	111
A.1.1	Considerações Subsistema 1	118

Lista de Figuras

2.1	Esquema da propagação de ruído no interior de automóveis.	5
2.2	Esquema de pacotes acústicos	5
2.3	Sistema de transmissão de vibrações.	6
2.4	Material de Amortecimento Aplicado no Interior da Carroceria.	6
2.5	Detalhe da aplicação de Manta Asfáltica no assoalho da carroceria.	8
2.6	Detalhe do design da manta asfáltica aplicada.	8
2.7	Mudança de <i>design</i> na aplicação do material spray.	9
2.8	Regiões de comportamento do material viscoelástico em função da temperatura	11
2.9	Variação do módulo de elasticidade e do fator de amortecimento com a frequência.	12
2.10	Variação do Modulo de elasticidade e do fator de amortecimento com a frequência.	13
2.11	Ciclo de Histerese.	14
2.12	Esquema de material viscoelástico de camada livre.	15
2.13	Comportamento do material de camada livre numa estrutura sob carregamento de flexão.	15
2.14	Comportamento do material de camada restrita numa estrutura.	16
2.15	Fator de perda para cada configuração de material de restrição.	17
2.16	Curva de amplitude de sinal x tempo utilizado no cálculo do T_r	18
2.17	Gráfico ilustrado interpolação para o cálculo do T_r	19
2.18	Configuração de medição do método do decaimento.	19
2.19	Método da Banda de Meia Potência.	20
2.20	Configuração de medição do Método da Potência Injetada.	22
2.21	Distância entre fonte e observador.	23
2.22	<i>Array</i> de fontes pontuais.	25
2.23	Modos tipo canto numa placa finita.	26
2.24	Regiões de Radiação e de Cancelamento.	27
2.25	Modos tipo borda numa placa finita.	28
2.26	Fluxograma Processo de Desenvolvimento Convencional.	29
2.27	Fluxograma Processo de Desenvolvimento Otimizado.	29
2.28	Ilustração do problema de otimização.	30
2.29	Formulação matemática de um problema de otimização.	31
2.30	Processo de formação de uma nova geração.	34
2.31	Seleção Giro da Roleta (Roulette Wheel Selection).	35
2.32	<i>Strings</i> selecionados para cruzamento.	36
2.33	Cruzamento em um ponto.	36
2.34	Cruzamento em dois pontos.	36
2.35	<i>String</i> mutante.	37

2.36	Exemplo do efeito da mutação na procura pela solução ótima.	37
2.37	Síntese do procedimento da Análise modal experimental	38
2.38	FRF (Inertância) pontual de uma viga em aço	39
2.39	Ilustração do processo de obtenção das formas modais	40
2.40	Curva de estabilização do módulo <i>Modal Analysis</i>	40
2.41	Princípio do <i>beamforming</i> : atraso-e-soma.	41
2.42	Diagrama do <i>beamforming</i> no domínio da frequência.	42
3.1	Configurações Viga Oberst. (a) viga uniforme; (b) viga amortecida somente numa face (configuração Oberst); (c) viga amortecida em ambas as faces (Oberst modificada) e (d) viga sanduíche.	44
3.2	Base de fixação da viga montada dentro de uma câmara térmica.	45
3.3	Inertância da viga base.	46
3.4	Cadeia de medição do método da Viga Oberst.	48
3.5	Detalhe do excitador magnético sem contato.	48
3.6	Fator de perda Manta Asfáltica variando com a frequência.	49
3.7	Fator de perda Manta Asfáltica variando com a temperatura.	49
3.8	Fator de perda do LASD/Acusticol variando com a frequência.	50
3.9	Fator de perda do LASD/Acusticol variando com a temperatura.	50
3.10	Modelo em FEM de uma viga engastada na interface MSC Patran.	51
3.11	Especificações do modelo em FEM de uma viga engastada na interface MSC Patran.	52
3.12	Comparação do resultado numérico x experimental viga base.	53
3.13	Comparação do resultado numérico x experimental viga composta, material LASD/Acusticol.	53
3.14	Comparação do fator de perda dos materiais sob as variações de temperatura.	54
3.15	Comparação do fator de perda dos materiais sob as variações de frequência.	54
4.1	Carroceria FIAT-PALIO utilizada no estudo.	56
4.2	Suporte Pneumático.	57
4.3	Válvulas de Controle Pneumático.	58
4.4	Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção x.	58
4.5	Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção y.	59
4.6	Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção z.	59
4.7	Sistema de eixos utilizados.	59
4.8	Detalhe do ponto de excitação.	60
4.9	Critério de Divisão dos Sub-sistemas.	60
4.10	Divisão da carroceria em subsistemas (parte frontal).	61
4.11	Divisão da carroceria em subsistemas (parte traseira).	61
4.12	Procedimento de retirada da Manta Asfáltica da carroceria.	62
4.13	Regiões de aplicação de Manta Asfáltica. (a) Região de completa adesão da Manta à estrutura; (b) Região com problemas de adesão da Manta à estrutura	62
4.14	(a)Insonorizante LASD/Acusticol enviado; (b)Aplicação de Insonorizante LASD/Acusticol seguindo recomendações de segurança.	63
4.15	Equipamentos utilizados nas medições da carroceria. (a) Pulse e amplificador; (b) <i>shaker</i> e cabeça de impedância; (c) acelerômetros.	63
4.16	Curva de coerência da Cabeça de Impedância.	64

4.17	Comparação entre FRF's. vermelho: sem Amortecimento; azul: manta Asfáltica e verde: LASD/Acusticol	65
4.18	Posicionamento dos Acelerômetros sobre a camada de Manta Asfáltica	65
4.19	Ensaio para verificação da influência do posicionamento dos acelerômetros sobre a camada de material viscoelástico	66
4.20	Comparação das FRF's da cabeça de impedância e do acelerômetro posicionado sobre a camada de LASD/Acusticol	66
4.21	Comparação das FRF's da cabeça de impedância e do acelerômetro posicionado sobre a camada de Manta Asfáltica	67
4.22	Mapa de inertância do subsistema 1, sem amortecimento, na banda de 500Hz.	67
4.23	Mapas de cores para as três situações de amortecimento. (a) sem amortecimento; (b) manta asfáltica e (c) LASD/Acusticol.	68
4.24	Gráfico de comparação dos maiores níveis de Inertância para as três situações de amortecimento.	69
4.25	Comparação ponto a ponto dos valores globais de inertância por subsistema.	70
4.26	Subsistema 8 - Caixa de roda traseira esquerda.	71
4.27	Pontos de Excitação e elementos da geometria da caixa de roda	71
4.28	Geometria Caixa de Roda confeccionada no software.	72
4.29	Resultado Análise Modal Experimental; (a) Modo 11, frequência 184,5 Hz; (b) A Modo 15, frequência 297,5 Hz.	73
4.30	Resultado Análise Modal Experimental; (a) Modo 16, frequência de 330,9 Hz; (b) Modo 21, frequência 451,5 Hz.	73
4.31	Resultado Análise Modal Experimental; (a) Modo 24, frequência 515 Hz; (b) Modo 26, frequência 537,5 Hz.	73
4.32	Caixa de roda com aplicação de material de amortecimento atual.	74
4.33	Comparação dos resultados de mapeamento da caixa de roda direita e do resultado da análise modal experimental realizada no mesmo sistema para a banda de 500Hz.	74
4.34	Atual distribuição de material de amortecimento na carroceria.	75
4.35	Distribuição otimizada de material de amortecimento em um subsistema da carroceria.	76
4.36	Protótipo de carroceria utilizado na avaliação do efeito acústico do tratamento de amortecimento.	76
4.37	Medição dos níveis de inertância no assoalho do protótipo	77
4.38	Mapeamento do assoalho do protótipo de chassi para a situação sem amortecimento, banda de 2500Hz.	78
4.39	Assoalho do protótipo de chassi com aplicação de material viscoelástico.	78
4.40	Mapeamento do assoalho do protótipo de chassi para a situação com amortecimento viscoelástico, banda de 2500Hz.	79
4.41	Posição do <i>array</i> de microfones em relação ao protótipo na câmara semi-anecoica.	79
4.42	Imagem acústica do protótipo, pós-processamento TIDY, 1149-1839Hz, banda 1/12 de oitava.	80
4.43	Imagem acústica, pós-processamento TIDY, 2056-2431Hz, banda 1/12 de oitava	81
4.44	Imagem acústica do protótipo, pós-processamento DAMAS2, 2888 - 3445Hz, banda 1/12 de oitava	81

4.45	Exemplos de geração da população inicial	84
4.46	Diagrama de blocos do procedimento de otimização no <i>modeFRONTIER</i>	85
4.47	Modo de Flexão da viga livre-livre.	87
4.48	Histórico de evolução do algoritmo genético utilizando os valores dos parâmetros apresentados.	87
4.49	Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.	88
4.50	Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.	88
4.51	Segundo e terceiro modos de flexão da viga engastada.	89
4.52	Histórico de evolução do algoritmo genético utilizando os valores dos parâmetros apresentados para a viga cantilever.	89
4.53	Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga engastada-livre.	90
4.54	Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.	90
4.55	(Apresentação dos resultados para o Sub-sistema 1, na frequência de 500Hz, para as três configurações de tratamento de amortecimento: (a) sem amortecimento, (b) com manta asfáltica e (c) com LASD Acusticol	92
4.56	Resultado global do subsistema 1.	92
4.57	Resultado global do subsistema 2.	92
4.58	Resultado global do subsistema 3.	93
4.59	Resultado global do subsistema 4.	93
4.60	Resultado global do subsistema 5.	93
4.61	Resultado global do subsistema 6.	93
4.62	Resultado global do subsistema 7.	93
4.63	Resultado global do subsistema 8.	93
4.64	Resultado global do subsistema 9.	94
4.65	Resultado global do subsistema 10.	94
4.66	Resultado global do subsistema 11.	94
4.67	Resultado global do subsistema 12.	94
4.68	Resultado global do subsistema 13.	94
4.69	Resultado global do subsistema 14a.	94
4.70	Resultado global do subsistema 14b.	95
4.71	Comparação dos níveis globais RMS da carroceria.	96
A.1	Comparação do mapeamento para a banda de 200 Hz Subsistema 1.	111
A.2	Comparação do mapeamento para a banda de 250 Hz Subsistema 1.	112
A.3	Comparação do mapeamento para a banda de 315 Hz Subsistema 1.	113
A.4	Comparação do mapeamento para a banda de 400 Hz Subsistema 1.	114
A.5	Comparação do mapeamento para a banda de 500 Hz Subsistema 1.	115
A.6	Comparação do mapeamento para a banda de 630 Hz Subsistema 1.	116
A.7	Comparação do mapeamento para a banda de 800 Hz Subsistema 1.	117
A.8	Comparação dos maiores níveis de inertâncias de transferência para o subsistema 1 sob excitação frontal.	118
A.9	Comparação dos valores RMS ponto a ponto para o subsistema 1 sob excitação frontal	119

A.10	Comparação dos valores RMS global para o subsistema 1 sob excitação frontal.	120
------	--	-----

Lista de Tabelas

2.1	Equações para Fontes Elementares	27
2.2	Designação das funções resposta em frequência	39
3.1	Comparação Numérico x Experimental viga.	55
4.1	Tabela de resultados da análise modal do FIAT PALIO.	58
4.2	Consumo de material na carroceria.	95

Nomenclatura

- ΔE Energia dissipada pelo sistema , eq. (2.12), página 20
- Δf Diferença entre a frequência superior e inferior 3dB abaixo da frequência de ressonância [Hz], eq. (2.12), página 20
- Δf_c Largura da banda de meia potência para o modo c da viga composta [Hz] , eq. (3.2), página 47
- Δ_m Atraso no tempo associado ao microfone m , eq. (2.34), página 41
- η Fator de Amortecimento , eq. (2.2), página 13
- η_1 fator de amortecimento do material viscoelástico , eq. (2.5), página 16
- η_2 fator de amortecimento do sistema , eq. (2.5), página 16
- η_s Fator de amortecimento da viga *sandwich* , eq. (2.10), página 17
- $\langle \bar{v}^2 \rangle$ Velocidade média quadrática espaço-temporal $[(m/s)^2]$, eq. (2.19), página 23
- ω frequência angular [rad/s], eq. (2.1), página 13
- ρ Densidade $[\frac{kg}{m^3}]$, eq. (2.19), página 23
- σ Tensão [Pa], eq. (2.1), página 13
- σ_{rad} Eficiência de radiação , eq. (2.19), página 23
- w_m Fator de ponderação associado ao microfone m , eq. (2.34), página 41
- ε Deformação [m], eq. (2.1), página 13
- $b(t)$ Função *beamforming* de atraso-e-soma no domínio do tempo , eq. (2.34), página 41
- c amortecimento [Ns/m] , eq. (2.33), página 39
- c_f velocidade da onda de flexão , eq. (2.25), página 24
- C_n Coeficiente por modo n de uma viga uniforme engastada livre , eq. (2.10), página 17
- c_{som} Velocidade do som no meio [m/s] , eq. (2.27), página 25
- D Energia dissipada por ciclo (histerese) , eq. (2.4), página 14
- D_ρ Razão entre as densidades , eq. (2.10), página 17

E E_1	módulo de elasticidade da viga e do material respectivamente [Pa], eq. (2.5), página 16
E'	Parte real do módulo de elasticidade [Pa], eq. (2.1), página 13
E''	Parte Imaginária do módulo de Elasticidade [Pa], eq. (2.1), página 13
e_2	razão entre os módulos de elasticidade da viga e do material , eq. (2.5), página 16
E_{in}	Energia injetada no sistema , eq. (2.12), página 20
E_{KE}	Energia cinética do sistema , eq. (2.15), página 21
E_{SE}	Energia vibratória do sistema , eq. (2.12), página 20
F	Força [N] , eq. (2.33), página 39
f_c	Frequência de corte [hz] , eq. (2.27), página 25
f_c	Frequência de ressonância para modo c da viga composta [Hz] , eq. (3.2), página 47
f_n	Frequência de ressonância por modo n da viga base [Hz], eq. (2.10), página 17
f_s	Frequência de ressonância por modo s da viga <i>sandwich</i> [Hz], eq. (2.10), página 17
$f_{m,n}$	Frequências de ressonância de uma placa plana [Hz] , eq. (2.31), página 26
G_1	Módulo de cisalhamento do material [Pa], eq. (2.10), página 17
G_{ff}	Densidade espectral de potência da força de entrada , eq. (2.15), página 21
G_{ii}	Densidade espectral de potência da velocidade em cada ponto de medição , eq. (2.16), página 21
H e H_1	Espessuras da viga e do material respectivamente [m], eq. (2.10), página 17
$H(\omega)$	Função de Resposta em Frequência (Receptância) [m/N] , eq. (2.33), página 39
h_2	razão entre as espessuras da viga e do material , eq. (2.5), página 16
h_{ff}	Mobilidade pontual , eq. (2.15), página 21
I	Segundo Momento de Área [m^4], eq. (2.5), página 16
I_1	Segundo Momento de Área do material viscoelástico [m^4], eq. (2.5), página 16
k	Número de onda [1/m] , eq. (2.32), página 27
k	rigidez da mola [N/m] , eq. (2.33), página 39
k_f	número de onda de flexão [1/m] , eq. (2.24), página 24
k_x	Número de onda direção x [1/m] , eq. (2.30), página 26
k_y	Número de onda direção y [1/m] , eq. (2.30), página 26
l	Comprimento da viga [m], eq. (2.10), página 17
L_x	Dimensões da placa direção x [m] , eq. (2.29), página 26

L_y	Dimensões da placa direção y [m] , eq. (2.29), página 26
M	Número total de microfones no <i>array</i> , eq. (2.34), página 41
m''	Massa por unidade de área , eq. (2.23), página 24
m_i	Massa de cada ponto discreto do sistema , eq. (2.16), página 21
p	Pressão sonora [Pa] , eq. (2.20), página 23
p_m	Pressão sonora associada ao microfone m , eq. (2.34), página 41
Q_0	Velocidade de Volume , eq. (2.21), página 23
R	distância da superfície até a fonte sonora [m] , eq. (2.21), página 23
t	Tempo [s], eq. (2.10), página 18
T_r	Tempo de reverberação [s], eq. (2.10), página 18
v	Velocidade de superfície [m/s] , eq. (2.20), página 23
W_{rad}	Potência sonora irradiada [W] , eq. (2.19), página 23
X	Deslocamento [m] , eq. (2.33), página 39
x	Coordenadas cartesianas , eq. (2.30), página 26
y	Coordenadas cartesianas , eq. (2.30), página 26
z	Coordenadas cartesianas , eq. (2.30), página 26

Capítulo 1

Introdução

Hoje, a qualidade sonora no interior dos meios de transporte não é apenas um diferencial, mas tem se tornado fator decisivo na aquisição destes. Por isso, num ambiente altamente competitivo como o da indústria da mobilidade, os investimentos em pesquisa, com o objetivo de aumentar a segurança, confiabilidade, durabilidade e eficiência, reduzindo custos e níveis de ruído e vibrações dos seus produtos, são cada vez maiores.

A vibração e ruído de sistemas dinâmicos podem ser reduzidos de três meios, classificados da seguinte maneira: ativo, semi-ativo e passivo. Dentre estes, os materiais de amortecimento passivo são os mais utilizados devido à sua fácil aplicação, maior relação custo-benefício e maior robustez comparado aos demais meios [1].

A utilização de materiais viscoelásticos no controle passivo de vibração em meios de transporte vem crescendo. Esses materiais têm como função principal dissipar grandes quantidades de energia por ciclo de oscilação, aumentando assim, o fator de amortecimento da estrutura [2]. Diversos estudos vêm sendo realizados sobre o desempenho dos materiais viscoelásticos em diversas áreas da mobilidade, como: Aeronáutica [1, 3], Férrea [4] e Automotiva [5, 6, 7]. Contudo, o enfoque desta pesquisa foi a avaliação do desempenho destes materiais em carrocerias de veículos de passeio.

O tratamento de amortecimento estrutural em veículos de passeio consiste na aplicação de material viscoelástico nos painéis vibrantes da carroceria para reduzir a radiação sonora devido à propagação de ondas [8, 9, 10, 11]. Entretanto, num veículo qualquer, a aplicação deste material é distribuída uniformemente sobre a maior parte da superfície do assoalho, contribuindo assim com aproximadamente 10 kg na massa total do veículo [12].

Com o intuito de reduzir a área de cobertura e a massa de material aplicado à carroceria, estudos de avaliação do comportamento vibroacústico de carrocerias e otimização de forma e das posições de aplicação de material vêm sendo desenvolvidos [7, 13, 6]. Para isto, a seleção do material a ser utilizado através da caracterização das propriedades dinâmicas (fator de amortecimento e módulo de elasticidade) é o primeiro passo da otimização.

Atualmente, a metodologia mais aceita pela indústria automobilística para a caracterização dos materiais viscoelásticos é o método da Viga Oberst. Isso se deve pelo fato deste

obter boa concordância entre os resultados experimentais e as simulações [14], ser preciso na faixa de frequência de 50 Hz a 5000 Hz e na faixa de temperatura de utilização do material [15] e por também ser um procedimento experimental rápido e de fácil execução em ambientes industriais.

Com o intuito de aproveitar os benefícios computacionais disponíveis e maximizar o desempenho da aplicação de material viscoelástico em estruturas vibrantes, técnicas de otimização vem sendo amplamente utilizadas em muitas áreas do conhecimento [16, 17]. Para esta dissertação foi utilizado o método do Algoritmo Genético, que se baseia na teoria evolutiva das espécies para a otimização topológica da aplicação de material sobre uma estrutura vibrante (viga).

1.1 Objetivos e Contribuições

O objetivo geral deste trabalho é propor uma metodologia experimental para mapeamento dos níveis de amplitude de vibração da carroceria de um veículo de passeio popular, avaliando assim a sua atual configuração de tratamento de amortecimento, para uma aplicação otimizada do material viscoelástico em sua estrutura. Bem como, propor de forma introdutória a utilização de métodos de otimização computacional para este problema.

Como objetivos específicos, têm-se:

- Caracterizar as propriedades dinâmicas de dois materiais viscoelásticos utilizados no tratamento de amortecimento em carrocerias, através do método da Viga Oberst;
- Implementar os valores das propriedades dinâmicas do material com melhor desempenho nas modelagens numéricas da viga engastada;
- Definir a metodologia de mapeamento dos níveis de amplitude de vibração, comparando os resultados de três situações de amortecimento: 1) sem amortecimento; 2) tratamento atualmente utilizado (Manta Asfáltica) e 3) tratamento com LASD (*Liquid Applied Sprayable Damper*);
- Avaliar os efeitos acústicos da aplicação otimizada de material através da técnica do *beamforming*;
- Propor uma metodologia de otimização numérica da aplicação de material viscoelástico (topológica) em um sistema simples (viga) utilizando algoritmo genético.

1.2 Organização do Trabalho

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica, onde são abordados temas relevantes para o desenvolvimento do trabalho. Estes são: problemática vibroacústica no interior

de automóveis, tratamento de amortecimento para controle de vibrações, métodos de determinação de fator de perda por amortecimento, radiação sonora de placas vibrantes, otimização e análise modal experimental.

Já no Capítulo 3 são descritos todos os procedimentos experimentais para a caracterização das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos através do método da Viga Oberst. Também são apresentados os resultados numéricos obtidos com a implementação das propriedades obtidas experimentalmente.

No Capítulo 4 é apresentada a metodologia experimental de mapeamento da vibração e aplicação otimizada de material de amortecimento, bem como os resultados globais de redução do nível de vibração.

Neste capítulo ainda são apresentados os resultados da análise modal experimental realizada para validar esta metodologia e os resultados da avaliação do efeito acústico deste tratamento de amortecimento usando *beamforming*.

Por fim, é apresentada uma proposta de otimização numérica da aplicação de material em uma estrutura vibrante simplificada (viga), utilizando algoritmo genético.

Finalmente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho, como também sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

O objetivo deste capítulo é revisar alguns temas primordiais para o desenvolvimento deste projeto de pesquisa. Serão descritos, portanto, a problemática vibroacústica no interior de automóveis e os trabalhos desenvolvidos na solução deste problema. Será estudado também o comportamento dos materiais viscoelásticos utilizados no tratamento de amortecimento de carrocerias e os efeitos destes nas estruturas dinâmicas e a radiação acústica promovida por estas estruturas vibrantes. Por fim serão abordadas, de forma conceitual, técnicas de otimização para a redução de energia vibratória e/ou acústica.

2.1 Problemática Vibroacústica no Interior de Automóveis

Hoje, a qualidade sonora no interior do veículo não é mais vista pelo consumidor apenas como uma sofisticação, mas sim, como um critério fundamental e muitas vezes decisivo no momento da compra. Desta forma, num ambiente altamente competitivo como o da indústria automobilista, os investimentos na melhoria deste quesito são cada vez maiores.

A partir disto, o desenvolvimento de novas tecnologias no controle do ruído gerado por fontes tradicionais como motor, sistema de exaustão, dentre outros, cresceu e os consumidores ficaram susceptíveis aos ruídos gerados por outros componentes de menor contribuição. Com isso, hoje vêm-se desenvolvendo novas técnicas e materiais no controle da contribuição individual de cada elemento para a redução do ruído global, já que este é composto pela soma de todas as contribuições vibroacústicas atuantes no funcionamento do veículo, Figura 2.1 [18].

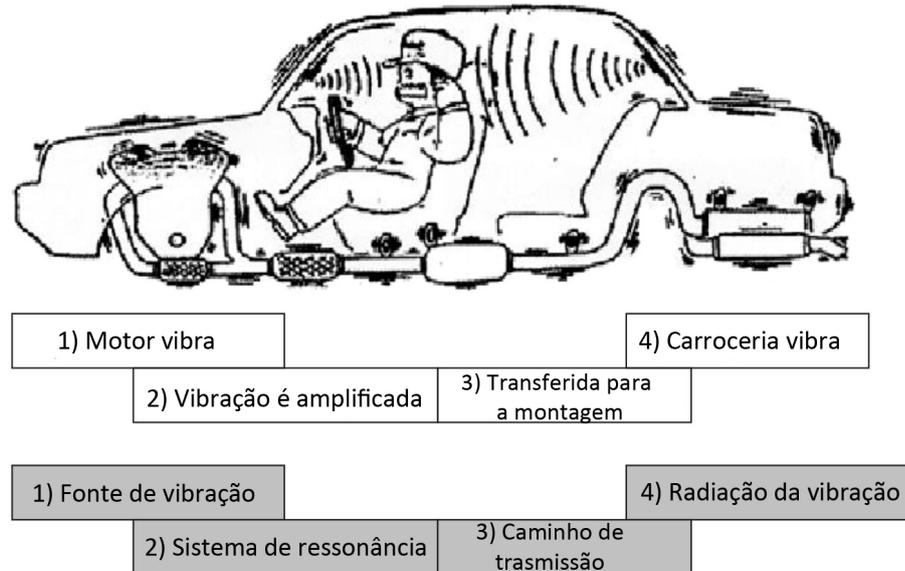


Figura 2.1: Esquema da propagação de ruído no interior de automóveis [19].

A melhoria da qualidade sonora do interior de um veículo agrega valor ao produto final, que muitas vezes, o deixa fora da realidade do mercado. A solução encontrada pela indústria automobilística foi o desenvolvimento de pacotes acústicos que se moldam aos padrões de exigência do consumidor e a categoria em que se encontra o veículo. Estes pacotes acústicos consistem de vários componentes como, absorvedores, bloqueadores, amortecedores e isoladores para a redução de ruído, como ilustra a Figura 2.2 [1].

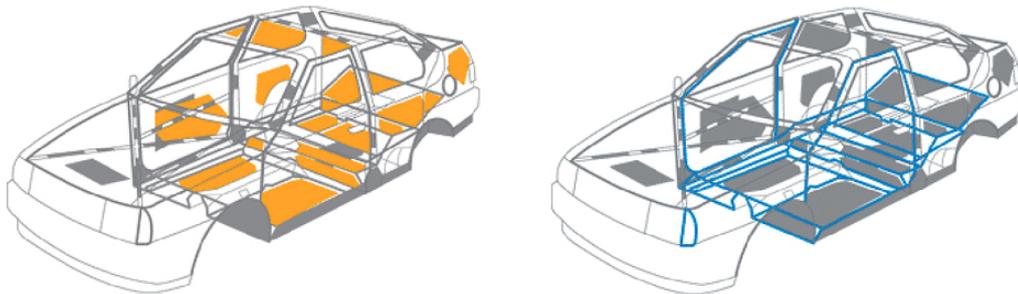


Figura 2.2: Esquema de pacotes acústicos aplicados numa carroceria [19].

Desta maneira os ambientes internos devem satisfazer condições acústicas específicas, que são alcançadas com a utilização dos pacotes acústicos, que proporcionam às cavidades veiculares conforto acústico, além de boa inteligibilidade entre os passageiros [20].

Para o controle de ruído e vibrações podem-se identificar três áreas de atuação definidas a partir da análise da propagação de energia, sendo elas: fonte, meio de transmissão e pontos de resposta, esquematicamente indicados na Figura 2.3.



Figura 2.3: Sistema de transmissão de vibrações.

As soluções que atuam diretamente nos caminhos de transmissão da energia têm se mostrado uma alternativa bastante eficiente no controle em relação ao tratamento da fonte e dos pontos de resposta. Isto se deve ao fato de que para atuação na fonte é possível definir encerramentos e outras modificações estruturais interiores, mas isso pode ocasionar alterações no funcionamento operacional. Do outro lado, o controle nos pontos de recepção (usuário) se dá pela utilização de protetores aplicados ao receptor com as desvantagens de desconforto ao usuário.

Num veículo existem diversos caminhos de transmissão da energia vibratória como suspensão, assoalho e painéis, que somados contribuem com 90% da energia acústica interna desta [1]. A partir desta afirmação, para o controle de vibrações vêm sendo aplicado material de amortecimento sobre os painéis de interiores dos automóveis com a função de dissipar a energia vibratória dos mesmos, Figura 2.4, além dos demais componentes dos pacotes acústicos anteriormente citados como: vedações, mantas acústicas, estofados com alto nível de absorção acústica, etc.



Figura 2.4: Material de Amortecimento Aplicado no Interior da Carroceria.

2.2 Tratamento de Amortecimento para Controle de Vibrações e Ruído

Hoje existe no mercado uma grande variedade de técnicas de projeto estrutural e suplemento de materiais para o controle de vibração estrutural e ruído gerado pela excitação dos painéis de interior dos veículos. Estes painéis são constantemente submetidos a excitações provenientes da rodagem, motor, dentre outros. Desta forma o ruído emitido por estes varia em amplitude e frequência dependendo das condições de operação do veículo. Por isso, em aplicações automotivas materiais de amortecimento são geralmente aderidos a estes painéis metálicos para o controle de vibrações em uma ampla faixa de frequência [8, 9, 10, 21].

Diversas formas de material de amortecimento são utilizadas na indústria automobilística para este controle. As mais comuns encontradas no mercado incluem material viscoelástico de camada livre; viscoelástico de camada restrita; materiais de expansão em chapa dupla e materiais spray [22, 5]. Neste trabalho foram utilizados apenas dois tipos de materiais de amortecimento, manta asfáltica e um novo material spray a base de água. A limitação na quantidade de material estudado se deu pelo fato de não haver tempo hábil para o estudo de distintos materiais dentro do cronograma do projeto, e por estes representarem os materiais mais utilizados para esta aplicação.

2.2.1 Manta Asfáltica

As mantas asfálticas vêm sendo utilizadas no tratamento de amortecimento em aplicações automotivas e ainda hoje são utilizadas em larga escala pela indústria automobilística. A razão para ainda ser utilizada neste tipo de aplicação é o seu baixo custo, tanto de aquisição quanto de aplicação.

Aplicada na linha de pintura, após a operação de pintura eletrolítica da carroceria, a manta asfáltica adere na estrutura no processo de secagem da pintura na estufa em alta temperatura [10, 5]. Quando submetido a altas temperaturas este material tem uma alta capacidade de escoamento, isto permite que o mesmo tenha uma boa aderência em superfícies irregulares como o assoalho de uma carroceria, como ilustra a Figura 2.5.

Entretanto, esta facilidade de escoamento também proporciona limitações a este material, sendo sua utilização mais recomendada para superfícies horizontais. Painéis que possuem inclinações ou que são verticais podem não proporcionar aplicação adequada devido ao alto escoamento ocasionando quebra, dobramentos e a queda deste material em regiões não desejadas da carroceria [5].

Este material geralmente apresenta desempenho de amortecimento inferior a outros materiais utilizados neste tipo de aplicação. Apesar disto ainda se apresenta como o que possui o menor custo para a redução de níveis de vibração em carrocerias, o que gera

certa resistência na indústria automobilística para a sua substituição. Contudo, problemas relacionados à ergonomia na linha de produção vêm mudando este contexto.



Figura 2.5: Detalhe da aplicação de Manta Asfáltica no assoalho da carroceria.

A manta asfáltica, ou *Asphalt Melt Sheet* (Folha de asfalto para derreter), é fabricada a partir de componentes a base de asfalto. É fornecida a linha de produção automotiva em folhas com um formato específico para cada painel da carroceria, como ilustra a Figura 2.6 [10]. Geralmente, apresentam espessura de dois milímetros e massa de 2,4kg a 3,6kg por metro quadrado [5].

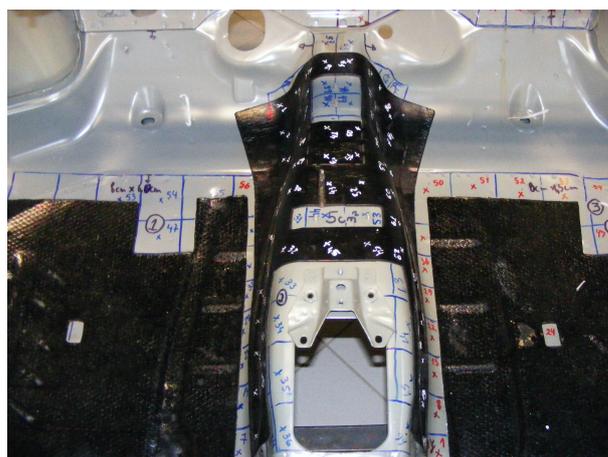


Figura 2.6: Detalhe do design da manta asfáltica aplicada.

Como a manta asfáltica é fornecida em folhas específicas para cada painel esta deve ser posicionada corretamente no interior da carroceria. Este processo atualmente se dá de forma manual. Desta forma, dois ou mais operadores são destacados para a aplicação por carroceria, tendo estes que se posicionar no interior desta, já que na linha de produção o posicionamento da carroceria não facilita este trabalho. Este posicionamento manual vem

gerando custos consideráveis além de problemas na disponibilidade de funcionários, já que o índice de reclamações e de afastamento por problemas de saúde dos funcionários que realizam este trabalho é significativo [5, 10, 8]. Isto se deve ao fato destes terem de entrar no interior da carroceria para aplicar a manta o que não oferece condições ergonômicas de trabalho.

Outra questão que tem sido levada em consideração é o fato de que em uma carroceria é empregada uma massa de manta asfáltica em torno de 10kg, em média, e sua área de cobertura é bastante elevada [5].

2.2.2 Material LASD (Liquid Applied Sprayable Damper)

A tecnologia de aplicação de material spray para tratamento de amortecimento em carrocerias vem ganhando destaque na indústria automobilística, já que este se apresenta como um material multi-função. Este adjetivo é proveniente da possibilidade de utilização deste material tanto na parte interna quanto na parte externa da carroceria. Na parte interna como material de amortecimento e na parte externa como material anti-choque e anti-corrosão, em substituição ao material PVC atualmente utilizado com estas funções [9, 10, 5, 14].

Os materiais LASD são aplicados de forma robotizada, o que reduz direta ou indiretamente os custos trabalhistas e possibilita a otimização das áreas de amortecimento devido à menor restrição de forma e da facilidade de adesão em contornos e superfícies onduladas, como ilustra a Figura 2.28.



(a) Manta Asfáltica.

(b) Acusticol

Figura 2.7: Mudança de *design* na aplicação do material spray.

No desenvolvimento destes materiais três bases químicas surgiram: epóxis, betuminosas e elastômeros acrílicos à base de água.

Diferente da manta asfáltica que possuía bons resultados de amortecimento associado a um baixo custo de implementação, este novo material tem um desempenho semelhante

à manta asfáltica, contudo com um custo de aplicação de aproximadamente duas vezes, já que é aplicado por robôs. Entretanto para um desempenho de redução de vibração superior ou igual ao da manta asfáltica este apresenta uma redução de massa considerável por veículo, o que o torna um material competitivo.

Outros fatores também são importantes de serem destacados neste material. O Acusticol foi formulado utilizando-se emulsão de resina de copolímero acrílico à base de água sendo bem aceito pelas indústrias automotivas, já que são de fácil manuseio e seu conteúdo orgânico respeitar o meio ambiente [12]. Bem como, a redução de operações manuais complexas, manuseio, transporte e armazenamento, redução de espaço ocupado na linha de produção e a oportunidade de unificar as aplicações internas e externas dos automóveis com o mesmo material.

2.3 Materiais Viscoelásticos

No controle de vibrações e ruído em meio estrutural a alteração das propriedades mecânicas do sistema, como rigidez e massa, modifica as frequências de ressonância e em diversos casos pode reduzir os níveis de vibração quando não há variação das frequências de excitação. Contudo, em outros casos faz-se necessária a utilização de materiais para isolar e/ou dissipar esta energia, como isoladores e materiais de amortecimento.

Dentre os materiais utilizados no controle passivo de vibrações, os materiais viscoelásticos vêm se apresentando como uma eficaz alternativa no meio aeronáutico e automobilístico. Desta forma nesta pesquisa foi dado enfoque a caracterização deste tipo de material de amortecimento.

Os viscoelásticos podem ser definidos como materiais que apresentam tanto comportamento de um fluido viscoso, que mantém sua forma estendida quando solicitado, quanto de um sólido elástico. Ou seja, quando submetidos a um carregamento sofrem deformação e retornam à sua forma original, como o material elástico, porém o fazem de forma lenta o suficiente para opor o próximo ciclo de vibração [1, 2]. As propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos sofrem influência direta das condições ambientais a que estão submetidos.

2.3.1 Efeitos da Temperatura

A temperatura é um dos fatores ambientais que mais interferem nas propriedades dos materiais viscoelásticos. Como se observa na Figura 2.8 existem quatro regiões características que representam o efeito da temperatura sobre um material polimérico.

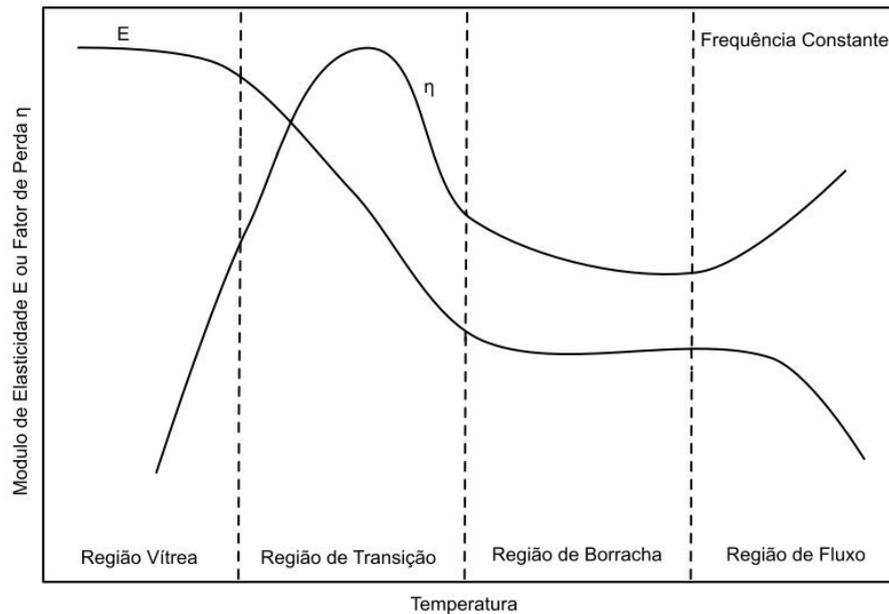


Figura 2.8: Regiões de comportamento do material viscoelástico em função da temperatura [1, 2].

Região Vítreia: região onde se apresenta uma alta rigidez dinâmica (E), porém um baixo amortecimento. Nesta região a rigidez dinâmica tem pouca variação com a temperatura enquanto que o amortecimento varia significativamente com o aumento da temperatura.

Região de Transição: nesta região a rigidez do material decresce rapidamente com o aumento da temperatura, pois o material torna-se mais viscoso (amolecimento) o que ocasiona também o aumento do amortecimento, que tem seu valor máximo nesta região. Alguns polímeros são desenvolvidos para ter mais de uma região de transição com o objetivo de aproveitar o pico da capacidade de amortecimento.

Região de Borracha: ambos os fatores nesta região possuem os valores mais baixos, com pouca variação com o aumento da temperatura.

Região de Fluxo: apenas em alguns materiais, como esmaltes vítreos e termoplásticos, pode-se observar este comportamento. Nesta região o material continua a suavizar a sua rigidez dinâmica enquanto que o fator de amortecimento (η) alcança valores altíssimos, com o aumento da temperatura.

2.3.2 Efeitos da Frequência

Já é comprovado experimentalmente que a variação de frequência de vibração altera significativamente o fator de amortecimento e o módulo dinâmico dos materiais viscoelásticos. A Figura 2.9 mostra a variação do fator de amortecimento e o do módulo de elasticidade em função da frequência nas regiões de comportamento vítreo, de transição e de borracha.

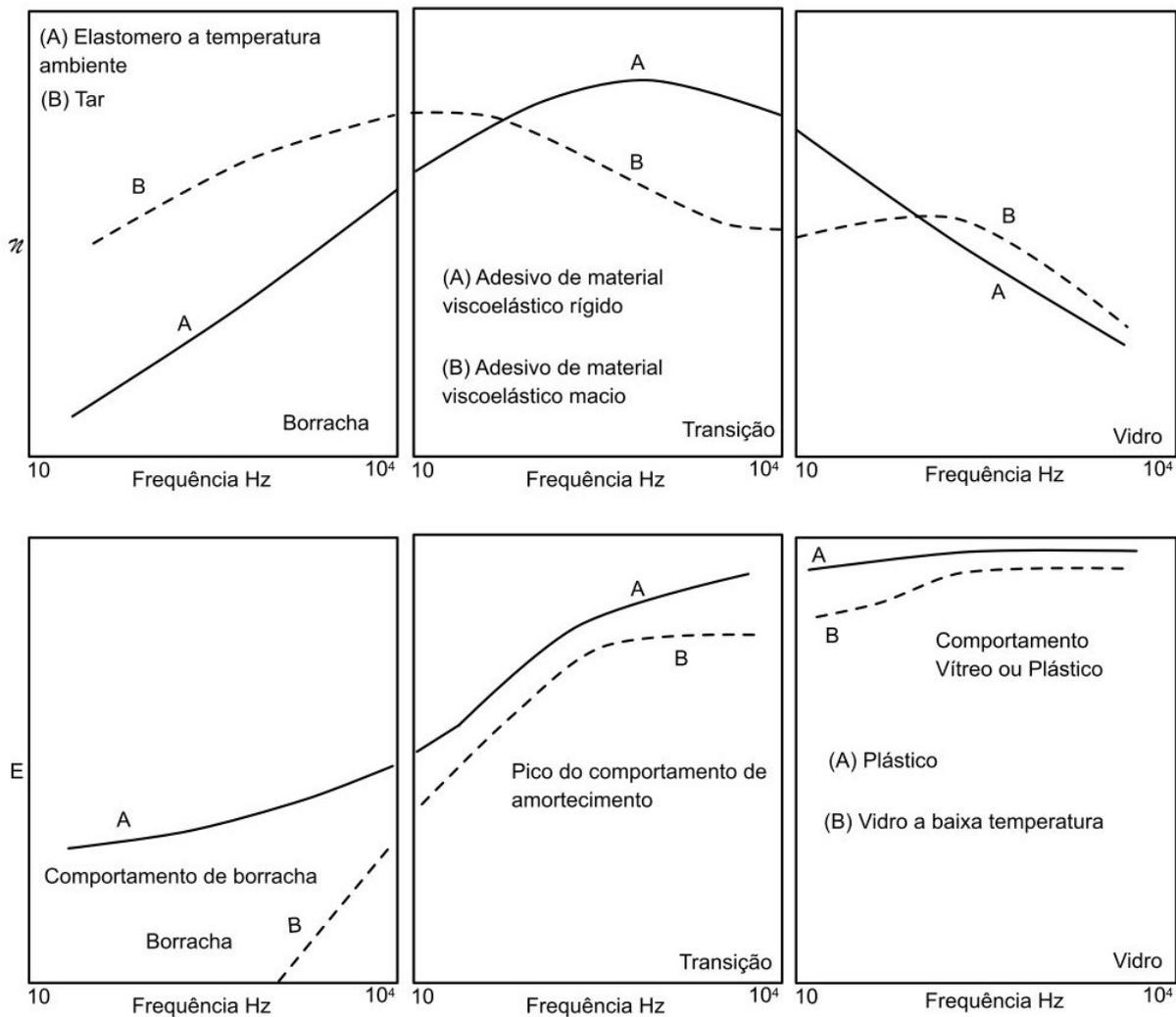


Figura 2.9: Variação do Módulo de elasticidade e do fator de amortecimento com a frequência [2].

Como se pode observar, o módulo de elasticidade (E) é sempre crescente, porém nas regiões vítrea e de borracha seu crescimento é lento com o aumento da frequência, diferente da região de transição. Em relação ao fator de amortecimento, este apresenta crescimento na região de borracha com o aumento da frequência, chegando ao seu valor máximo na região de transição e decrescendo na região vítrea com o aumento da frequência. Na Figura 2.10, que ilustra a variação do fator de amortecimento e do módulo de elasticidade para uma mesma temperatura, observa-se que esta curva tem comportamento inverso à da temperatura.

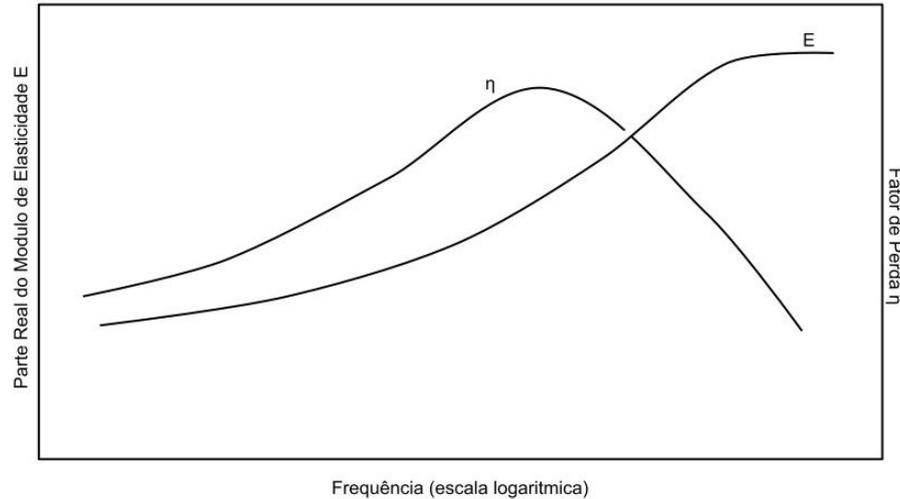


Figura 2.10: Variação do Módulo de elasticidade e do fator de amortecimento com a frequência [2].

2.3.3 Efeitos de Fatores Ambientais

As propriedades de amortecimento dos materiais viscoelásticos são constantemente afetadas por outros fatores ambientais como: envelhecimento, exposição a altas temperaturas, pressão, vácuo dentre outros. Faz-se necessário então um estudo para cada possibilidade de aplicação de material de amortecimento e a análise do desempenho destes quando submetidos a testes de avaliação, sob estas condições.

2.3.4 Propriedades Dinâmicas

Para se descrever matematicamente o comportamento dinâmico de um material viscoelástico a aproximação por módulo complexo é uma metodologia válida, desta forma a expressão que descreve a variação de tensão (σ) é: [2]

$$\sigma = E' \cdot \varepsilon + \frac{E''}{|\omega|} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (2.1)$$

Na Equação (2.1) podem-se observar os termos referentes ao módulo de elasticidade, que se apresenta na forma complexa. A parte real deste (E') está associada ao armazenamento de energia enquanto que a parte imaginária (E'') com a dissipação de energia. O fator de amortecimento (η) está diretamente relacionado com o módulo de elasticidade através da expressão:

$$\eta = \frac{E''}{E'} \quad (2.2)$$

Desta forma, combinando a Equação (2.1) e Equação (2.2), obtem-se a Equação (2.3) que relaciona a variação de tensão com o amortecimento:

$$\sigma = E' \cdot \varepsilon + \frac{E' \cdot \eta}{|\omega|} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} . \quad (2.3)$$

Com esta expressão é possível obter uma relação coerente entre tensão e deformação para cada instante do ciclo de oscilação, representada pelo ciclo de histerese no gráfico de tensão/deformação, como ilustra a Figura 2.11.

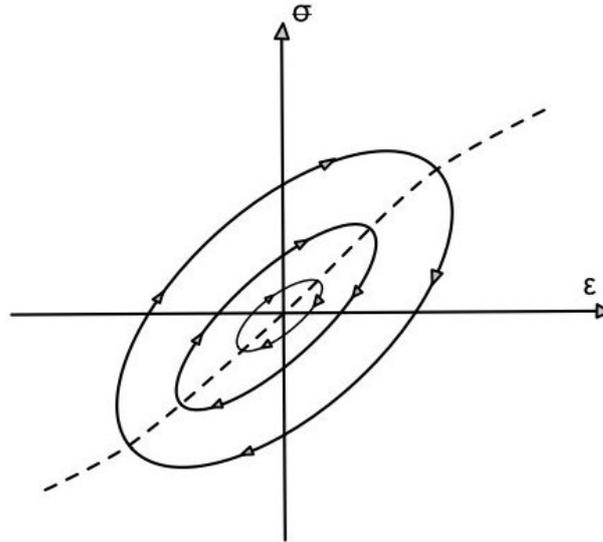


Figura 2.11: Ciclo de Histerese [2].

A capacidade do material de dissipar energia durante um ciclo de deformação é dada pela Equação (2.4), que corresponde à área interna do ciclo de histerese.

$$D = \oint \sigma d\varepsilon \quad (2.4)$$

Os materiais viscoelásticos já vêm sendo utilizados há vários anos na melhoria de amortecimento em estruturas, entretanto, nos últimos anos os avanços nas ciências dos materiais e no processo de fabricação ampliaram os campos e possibilidades de aplicação destes na indústria automobilística e aeronáutica. Com isso as expectativas sobre os novos materiais viscoelásticos relacionados á uma qualidade sonora superior e uma redução considerável de massa também cresceram.

Desta forma, foi desenvolvida uma grande variedade de materiais utilizados no controle passivo de vibrações estruturais para aplicações automotivas e aeroespaciais. Estes materiais se dividem em duas categorias: Materiais de Camada Livre e Materiais de Camada Restrita.

2.3.5 Amortecimento de Camada Livre

Este tipo de amortecimento caracteriza-se por não apresentar um material restritivo sobre a camada de material visco elástico aplicado em uma estrutura, como ilustra a Figura 2.12. Pode ser aplicado através de spray ou colado à estrutura através de adesivo de pressão ou por adesão sob aquecimento.

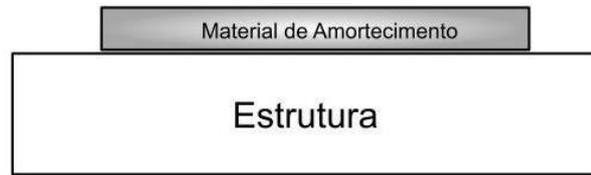


Figura 2.12: Esquema de material viscoelástico de camada livre.

Quando a estrutura sofre flexão o material se deforma, se submetendo a carregamentos de tração e compressão paralelos ao plano da estrutura. A energia é dissipada através do ciclo de histerese e o grau de amortecimento é limitado pela espessura e massa da camada de material [1]. A Figura 2.13 ilustra a atuação do material aplicado a uma estrutura submetida a um carregamento de flexão.

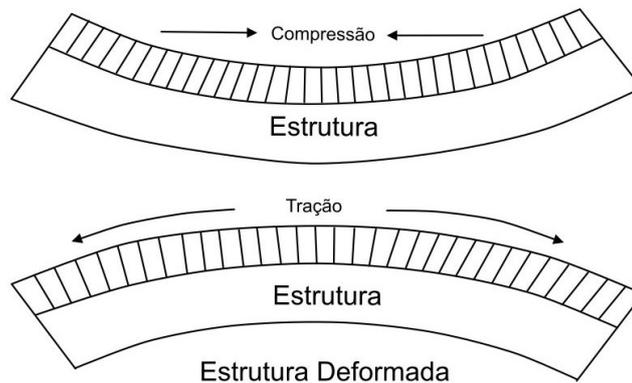


Figura 2.13: Comportamento do material de camada livre numa estrutura sob carregamento de flexão [1].

Desta maneira as equações de Ross-Kerwin-Ungar (RKU) podem ser aplicadas para descrever o desempenho do tratamento utilizando materiais de camada livre [2]. Para utilizar esta análise é necessário se considerar o caso especial de um amortecimento utilizando material de camada restrita, porém com a espessura do material de restrição igual a zero. Utilizando esta consideração, o módulo de cisalhamento tende a infinito e a equação RKU que descreve o comportamento do material é simplificada obtendo-se a Equação (2.5):

$$\frac{EI}{E_1 I_1} \cdot (1 + \eta_2) = 1 + e_1 h_2^3 + 3(1 + i\eta_1)^2 \cdot \left[\frac{e_2 h_2 \cdot (1 + i\eta_1)}{1 + e_2 h_2 (1 + i\eta_1)} \right] \quad (2.5)$$

onde h_2 é a razão entre as espessuras do material viscoelástico e da estrutura, e_2 é a razão

entre o módulo de elasticidade do material viscoelástico e da estrutura e I é o segundo momento de área.

2.3.6 Amortecimento de Camada Restrita

A Figura 2.14 ilustra a configuração típica de um material viscoelástico de camada restrita aplicado a uma estrutura. Observa-se que este é um sanduíche de dois materiais elásticos externos com um recheio de material viscoelástico. Esta configuração possui uma característica de amortecimento mais eficiente do que o de camada livre, entretanto, apresenta complicações para análise do seu comportamento dinâmico e para sua aplicação.

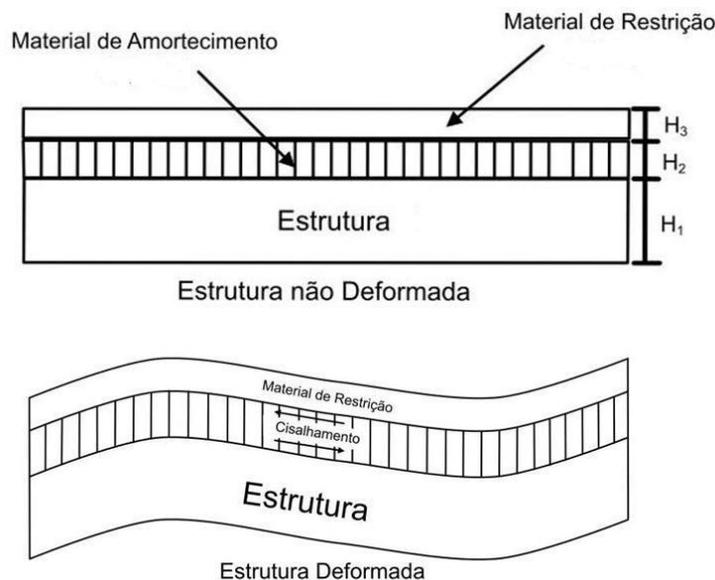


Figura 2.14: Comportamento do material de camada restrita numa estrutura.

A dissipação de energia desta configuração se dá através da deformação cisalhante, isto é, quando a estrutura é submetida a um carregamento cíclico a camada metálica superior irá restringir o movimento da camada de material viscoelástico fazendo-o deformar por cisalhamento dissipando, desta forma, alguma energia do sistema. Este valor de dissipação tem seu valor máximo na região de transição de temperatura, onde o valor do módulo de cisalhamento é ótimo.

A máxima deformação de cisalhamento do material viscoelástico é função da espessura e do módulo da camada de material de restrição. A configuração simétrica onde a espessura da camada de material de restrição é igual à espessura da estrutura base apresenta valores ótimos de amortecimento para materiais de camada restrita, isso se dá pelo fato de que nesta situação o valor do módulo de cisalhamento é maximizado [1]. Esta afirmação pode ser comprovada observando-se a Figura 2.15.

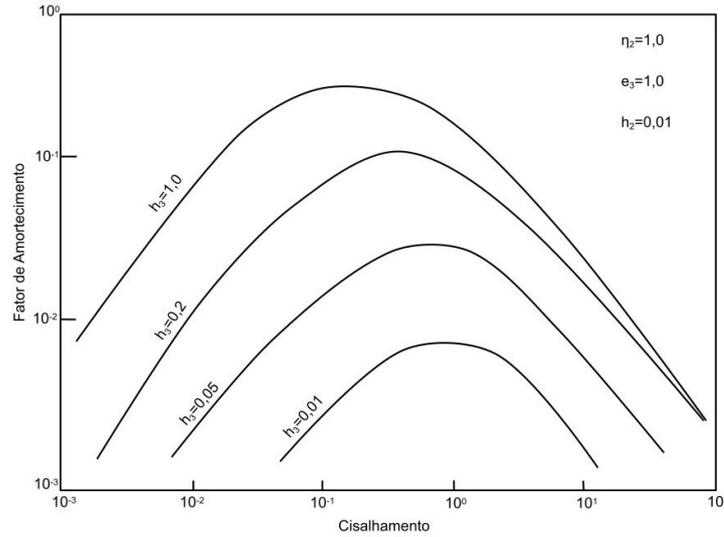


Figura 2.15: Fator de perda para cada configuração de material de restrição [2].

Para esta configuração o módulo de cisalhamento (G_1) e o fator de amortecimento (η_1) respectivamente podem ser obtidos através das expressões, segundo a NORMA ASTM E 756-98 [15].

$$G_1 = [A - B - 2(A - B)^2 - 2(A \cdot \eta_s)^2] \cdot \left[\frac{\left(\frac{2\pi C_n E H H_1}{l^2} \right)}{[(1 - 2A + 2B)^2 + 4(A \eta_s)^2]} \right], \quad (2.6)$$

$$\eta_1 = \frac{(A \eta_s)}{[A - B - 2(A - B)^2 - 2(A \eta_s)^2]}, \quad (2.7)$$

$$A = \left(\frac{f_s}{f_n} \right)^2 \cdot (2 + h_2) \cdot \left(\frac{B}{2} \right); \quad (2.8)$$

$$B = \frac{1}{[6(1 + h_2)^2]}; \quad (2.9)$$

$$C_n = \left(\frac{\pi i}{2} \right) \cdot (n - 0,5)^2, n > 3; \quad (2.10)$$

onde f_n é a frequência de ressonância por modo n da viga base; f_s é a frequência de ressonância por modo s da viga *sandwich*; Δf_s , banda de meia potência do modo s da viga composta; H e H_1 , espessuras da viga e do material respectivamente; l , comprimento da viga; D_ρ , razão entre as densidades; C_n , coeficiente por modo n de uma viga uniforme engastada-livre e η_s é o fator de amortecimento da viga *sandwich*.

2.4 Métodos de Determinação do Fator de Perda por Amortecimento

Desde que a utilização de amortecimento do material se tornou comum na redução de ressonâncias medições exatas deste amortecimento são cruciais para um bom projeto, otimização e modelagem do sistema do ponto de vista da redução de vibrações. Porém as medições do fator de perda não são tão simples devido à complexidade da interação dinâmica do sistema como articulações, geometria e caimento.

Os dois métodos experimentais mais utilizados para a determinação do fator de perda são os métodos do decaimento e o método da banda de meia potência [23]. Entretanto será abordado aqui também o método da potência injetada.

2.4.1 Método do Decaimento

A obtenção do fator de perda pelo método do decaimento é baseada na resposta transitória de um modo ressonante com amortecimento linear. Após o encerramento de uma excitação inicial da estrutura, a energia modal na frequência de ressonância irá decair com o tempo com uma taxa proporcional a $e^{2\pi\eta ft}$ [23].

Desta forma o fator de perda é obtido através da Equação (2.11), onde T_r é definido como o tempo que a amplitude da onda reverberante da estrutura leva para decair 60 dB, Figura 2.16.

$$\eta = \frac{2,2}{f \cdot T_r} \quad (2.11)$$

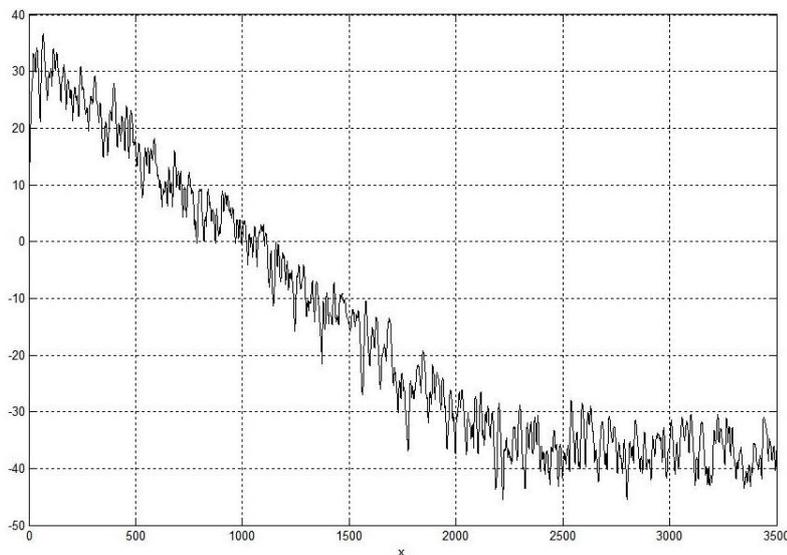


Figura 2.16: Curva de amplitude de sinal x tempo utilizado no cálculo do T_r .

Entretanto não é simples obter uma curva com uma queda de 60 dB na maioria dos experimentos, sendo então o valor do tempo de reverberação extrapolado a partir de uma inclinação inicial, como mostra a Figura 2.17.

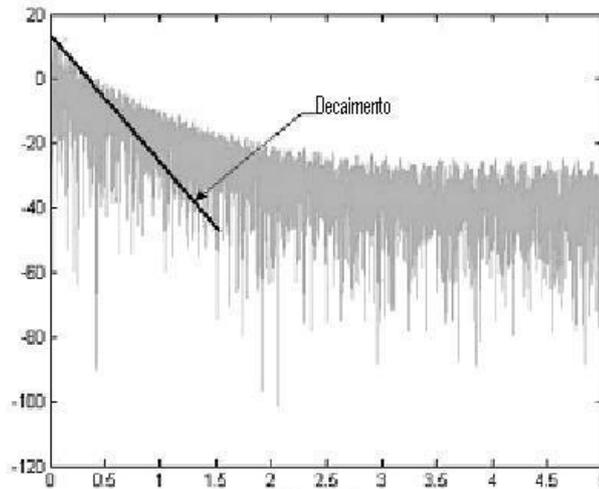


Figura 2.17: Gráfico ilustrado interpolação para o cálculo do T_r .

A Figura 2.18 ilustra a configuração de medição utilizado neste método. Geralmente para o fornecimento de energia vibratória à estrutura é utilizado um martelo de impacto e para a aquisição do sinal de resposta é utilizado um acelerômetro de menor massa possível ou um sensor a laser. Isso se deve pelo fato de que a utilização de um shaker e acelerômetro como uma massa considerável incorporar massa e amortecimento ao sistema (de forma indireta) alterando assim o valor do fator de perda da estrutura.

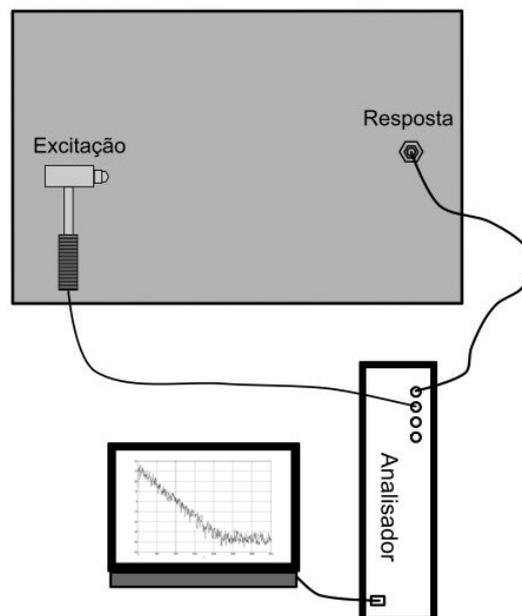


Figura 2.18: Configuração de medição do método do decaimento.

2.4.2 Método da Banda de Meia Potência

O valor do fator de amortecimento também pode ser obtido da banda de ressonância de uma função de resposta em frequência de um sistema. A metodologia mais comumente utilizada é o da banda de meia potência. Esta metodologia é aplicada na determinação do fator de amortecimento para um modo específico. Consiste em estimar visualmente ou através de uma algoritmo os valores da variação de frequência, através do gráfico de função de resposta em frequência para cada pico de ressonância, 3 dB abaixo do valor de frequência de ressonância, como ilustra a Figura 2.19.

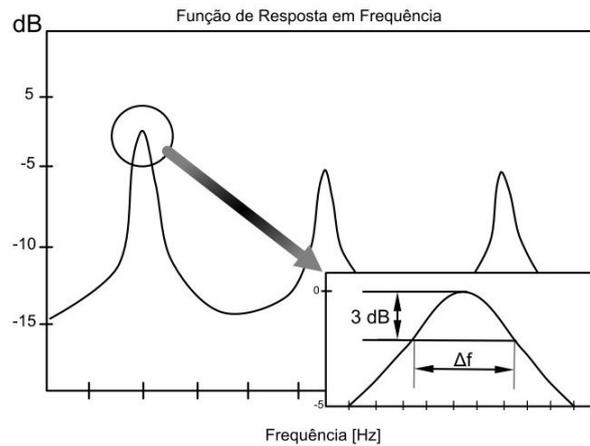


Figura 2.19: Método da Banda de Meia Potência.

Desta forma o fator de amortecimento (η) é obtido utilizando-se a Equação (2.12), sendo feitas diversas médias com os valores de η , em diversos pontos de excitação, para reduzir os erros experimentais.

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n} \tag{2.12}$$

onde Δf é a diferença entre a frequência superior e inferior 3dB abaixo da frequência de ressonância (f_n).

Como dito anteriormente, este método determina o fator de amortecimento para um modo específico, gerando assim uma descrição discreta do comportamento de amortecimento da estrutura ao longo da frequência. Desta forma para uma melhor compreensão do amortecimento da estrutura ao longo da frequência faz-se necessário a interpolação de pontos discretos para a obtenção da curva de amortecimento.

2.4.3 Método da Potência Injetada

Este método é a aplicação direta da definição do fator de perda ($\eta(\omega)$), que é a razão da energia dissipada pelo sistema (ΔE) pela energia vibratória do sistema (E_{SE}). O fator de perda então é definido pela Equação (2.13):

$$\eta(\omega) = \frac{\Delta E}{E_{SE}}. \quad (2.13)$$

Considerando-se que toda a energia inserida no sistema é dissipada podemos substituir ΔE por E_{in} que é a energia injetada no sistema, o que fornece uma nova equação para o fator de perda:

$$\eta(\omega) = \frac{E_{in}}{E_{SE}} \quad (2.14)$$

Infelizmente nenhuma dessas duas grandezas podem ser calculadas diretamente. Entretanto a energia injetada pode ser calculada pela medição simultânea da força e da velocidade no ponto de excitação [24]. Desta forma o numerador E_{in} pode ser obtido matematicamente por:

$$E_{in} = \frac{1}{2} Re[h_{ff}(\omega)] G_{ff}(\omega) \quad (2.15)$$

onde h_{ff} é a mobilidade pontual e G_{ff} é a densidade espectral de potência da força de entrada.

Para obter E_{SE} será preciso fazer algumas considerações. A primeira é que como esta energia não pode ser obtida diretamente através da medição da velocidade e força, então deve ser substituída por duas vezes a Energia Cinética do sistema E_{KE} , o que assegura resultados verdadeiros nas regiões próximas as frequências de ressonância. Segundo, o sistema a ser medido deve ser aproximado por um somatório (relacionados com o número de pontos de resposta, N) e não por uma integral de volume quando forem feitas as medições [24]. Com isso temos a energia cinética expressa por:

$$E_{KE} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i G_{ii}(\omega) \quad (2.16)$$

onde m_i é a massa de cada ponto discreto do sistema e G_{ii} é a densidade espectral de potência da velocidade em cada ponto de medição.

Finalmente, admitindo que o sistema seja linear, tem-se Equação (2.17), onde $|h_{if}(\omega)|^2$ é a mobilidade de transferência:

$$|h_{if}(\omega)|^2 = \frac{G_{ii}(\omega)}{G_{ff}(\omega)} \quad (2.17)$$

Por fim, levando em conta todas as considerações feitas, todos os pontos de medição uniformemente espaçados pelo sistema e iguais porções de massa (m), podemos expressar o fator de perda da seguinte forma:

$$\eta(\omega) = \frac{Re[h_{ff}(\omega)]}{\omega m \sum_{i=1}^N |h_{if}(\omega)|^2} \quad (2.18)$$

Para obter uma estimativa exata do fator de perda, é essencial ter o menor nível de incerteza nas medições das funções de resposta em frequência pontuais e de transferência, ou então, grandes erros serão introduzidos.

Este método possui um potencial enorme, já que permite analisar a variação da energia dissipada por ciclo, fornecendo informações importantes sobre os mecanismos de amortecimento e sobre suas variações com amplitude e frequência. Fatores de perda podem ser medidos para diferentes amplitudes de vibrações de forma controlada. Isto faz com que o uso do método seja ideal na pesquisa de novos mecanismos de amortecimento, e permite também medições em estruturas altamente amortecidas.

Porém requer bastante tempo e pode apresentar problemas de diferença de fases entre os sinais de força e resposta, bem como, pode também induzir erro no valor do amortecimento devido ao acoplamento do excitador dinâmico à estrutura, como ilustra a Figura 2.20 da configuração de medição.

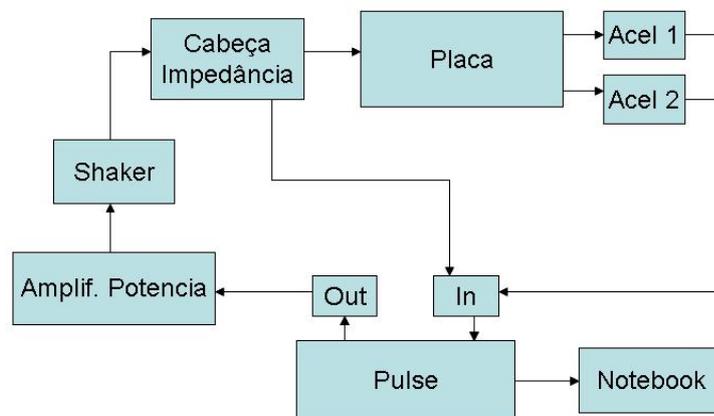


Figura 2.20: Configuração de medição do Método da Potência Injetada.

2.5 Radiação Sonora de Placas Vibrantes

Os principais sistemas vibrantes em uma carroceria automotiva são: o assoalho, placa corta fogo e painéis de aço. Estes são constantemente submetidos a excitações provenientes de diversas fontes, como motor e outras componentes estruturais do veículo. Desta forma, são as principais fontes de radiação de ruído automotivo, já que em sistemas complexos os principais emissores de ruído são os componentes que se assemelham a uma placa.

Por estes componentes apresentarem comportamento vibratório semelhante a uma placa finita, este item traz alguns conceitos básicos de radiação sonora em placas.

2.5.1 Eficiência de Radiação

A eficiência de radiação é a relação entre a potência acústica irradiada e a vibração estrutural, sendo definida pela Equação (2.19),

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho c S \langle \bar{v}^2 \rangle}, \quad (2.19)$$

onde W_{rad} é a potência sonora irradiada pela superfície de área S , ρ é a densidade do meio; c , a velocidade do som no meio e $\langle \bar{v}^2 \rangle$ a velocidade média quadrática espaço-temporal [25].

A potência sonora irradiada por uma placa é dada pela Equação (2.20),

$$W_{rad} = \frac{1}{2} Re \left(\int_S p v dS \right). \quad (2.20)$$

Para obter a pressão sonora irradiada por uma superfície vibrante, até um ponto de observação qualquer a uma distância \bar{R} , pode-se considerar que a superfície é formada por um considerável número de pequenas fontes localizadas sobre ela, como ilustrado na Figura 2.21.

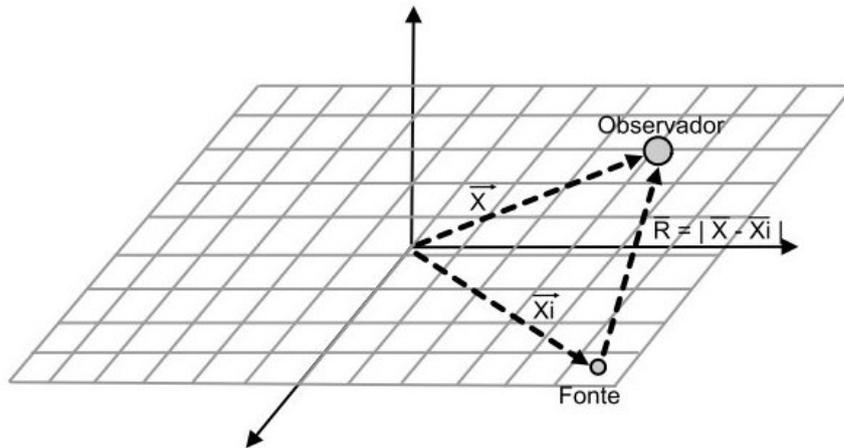


Figura 2.21: Distância entre fonte e observador.

Com isso a pressão sonora neste lado da superfície da placa a uma distância \bar{R} da fonte, vibrando numa frequência ω é dada pela seguinte equação:

$$p(R, t) = \frac{j\omega\rho_0 Q_0}{4\pi\bar{R}} e^{-j(k\bar{R}-\omega t)} \quad (2.21)$$

onde k é o número de onda no meio; Q_0 é a velocidade de volume dada pelo produto entre velocidade e a área da fonte e \bar{R} é a distância entre a fonte (x_i) e a pressão medida no ponto (x).

Pelo método da superposição, a Equação (2.21) pode ser aplicada à todas as fontes elementares do plano e os resultados somados para se obter a pressão sonora gerada pela placa vibrante. Como as fontes são infinitesimais, o somatório pode ser transformado numa integral sobre a área S do plano. Assumindo que o plano de área S é cercado por um baffle infinito e rígido, o que significa, que a velocidade normal à superfície desaparece. A pressão sonora resultante pode ser calculada pela integral a seguir:

$$p(x, y, z) = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi} \cdot \int_S v(x, y) \cdot \frac{e^{-jk\bar{R}}}{\bar{R}} dS. \quad (2.22)$$

A Equação (2.22), conhecida como Integral de Rayleigh, fornece a pressão sonora de uma superfície plana irradiando em um semi-espaço. Observa-se que esta envolve os valores da velocidade normal da superfície e da pressão sonora, podendo assim ser utilizada para o cálculo da potência sonora irradiada e conseqüentemente da eficiência de radiação da estrutura.

2.5.2 Onda de Flexão em Placas Planas

Em geral, nos problemas de acústica estrutural tem-se bastante interesse no estudo do comportamento das ondas de flexão devido ao fato de apresentarem maiores deslocamentos transversais e maior densidade modal, o que acarreta uma maior potência sonora irradiada e maior capacidade de absorver energia vibratória.

Desta maneira a equação que descreve o comportamento deste tipo de onda no plano (x,y) é dada por

$$EI\nabla^4 v(x, y, t) + m'' \frac{\partial^2 v(x, y, t)}{\partial t^2} = p(x, y, t) \quad (2.23)$$

A partir desta equação é possível definir o número de onda de flexão k_f , para uma onda se propagando apenas na direção x e sem carregamento $p(x, y, t)$:

$$k_f = \frac{\omega^2 m''}{E.I} \quad (2.24)$$

O número de onda k_f pode ser descrito em função da velocidade de propagação da onda de flexão.

$$k_f = \frac{\omega}{c_f} \quad (2.25)$$

onde c_f é a velocidade da onda de flexão. Pode-se observar que a velocidade do som na placa é uma função da frequência, portanto, as ondas de flexão em placas são dispersivas. A velocidade da onda de flexão pode então ser calculada por:

$$c_f = \sqrt[4]{\omega^2 E.I/m''} \quad (2.26)$$

Outra variável importante no estudo das ondas de flexão em placas planas é a frequência de coincidência. Esta é definida como sendo a frequência para a qual a velocidade do som no meio é igual à velocidade da onda de flexão na placa, Equação (2.27). Pode-se destacar ainda que é nesta frequência onde ocorre uma maior facilidade de troca de energia do campo acústico para o estrutural nos dois sentidos.

$$f_c = \frac{c_{som}^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{EI}}. \quad (2.27)$$

Desta forma, no projeto de estruturas com controle de ruído faz-se com que esta frequência seja a mais alta possível, de modo a obter uma região de frequência ampla onde a eficiência de radiação é baixa [26].

2.5.3 Comportamento Acústico de Placas Finitas

A fonte sonora de maior importância prática consiste numa estrutura tipo placa e/ou casca vibrando com uma distribuição de velocidade bastante complicada. Considerando que a análise de tal estrutura é bastante complexa é útil considerar uma placa como sendo um *array* de fontes pontuais, ou seja, uma placa retangular composta de fontes pontuais iguais dispostas regularmente sobre a placa, estando defasadas entre si de 180°, Figura 2.22 [26].

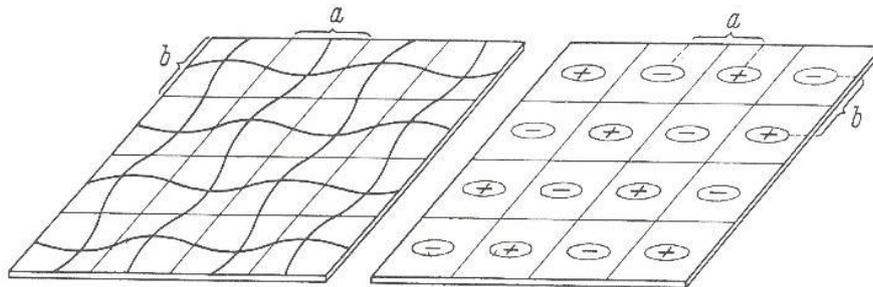


Figura 2.22: *Array* de fontes pontuais [26].

Com isso, quanto menor for a distância entre as linhas nodais esta consideração se torna mais coerente. Entretanto não se deve esperar que os resultados obtidos a partir desta consideração sejam corretos para todos os casos [27].

As vibrações formadas em placas planas finitas diferem daquelas observadas em placas infinitas devido à presença das bordas, as quais produzem ondas refletidas. As interferências entre as ondas incidentes e refletidas formam ondas estacionárias, que resultam em movimentos transversais de grande amplitude [27].

A equação da onda, desprezando o termo que representa o carregamento externo, pode ser escrita na forma:

$$EI \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \right) v(x, y, t) + m'' \frac{\partial^2 v(x, y, t)}{\partial t^2} = 0. \quad (2.28)$$

Para uma placa finita, retangular, de dimensões L_x e L_y , simplesmente apoiada nas extremidades a função que representa os modos de vibração pode ser expressa na forma:

$$v(x, y, t) = \text{sen}\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \cdot \text{sen}\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) = \text{sen}(k_x) \cdot \text{sen}(k_y) . \quad (2.29)$$

Como esta expressão deve obedecer a equação da onda, obtêm-se:

$$k_f^2 = k_x^2 + k_y^2 . \quad (2.30)$$

A partir daí, obtém-se a expressão para as frequências de ressonância de uma placa plana finita nas direções x , y :

$$f_{m,n} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{m''}} \cdot \left[\left(\frac{m}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_y}\right)^2 \right] . \quad (2.31)$$

Para uma melhor compreensão da variação da eficiência de radiação em função da frequência, será considerada uma placa plana finita simplesmente apoiada, como observado na Figura 2.23.

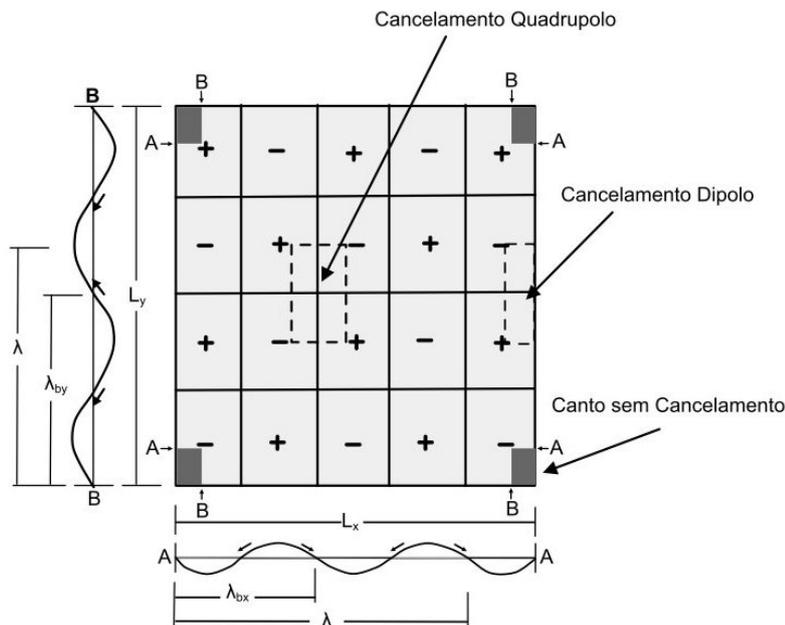


Figura 2.23: Modos tipo canto numa placa finita [27]

Os sinais (-) e (+) indicam as fases dos antinós e as setas indicam a movimentação do ar durante um meio-período de vibração. Os cantos sem cancelamento estão bastante separados quando comparados com o comprimento de onda no ar e não se cancelam.

Isso se deve pelo fato de que como as subseções adjacentes estão separadas por muito menos que um comprimento de onda, o ar deslocado por uma região delimitada por quatro linhas nodais tende a ocupar o espaço deixado pelas áreas adjacentes sem que seja comprimido, resultando numa potência radiada muito baixa. Nas bordas este cancelamento

não é tão efetivo, já que existem subsecções de cancelamento apenas em dois lados, e eles irradiam com mais eficiência. Por isso este é conhecido como modo de canto [27, 28].

A Figura 2.24 mostra regiões de cancelamento e de não cancelamento de uma placa finita simplesmente apoiada, tendo a potência sonora radiada por cada uma das fontes pontuais dada por:

$$W_{rad} = \frac{\rho c k^2}{4\pi} . \quad (2.32)$$

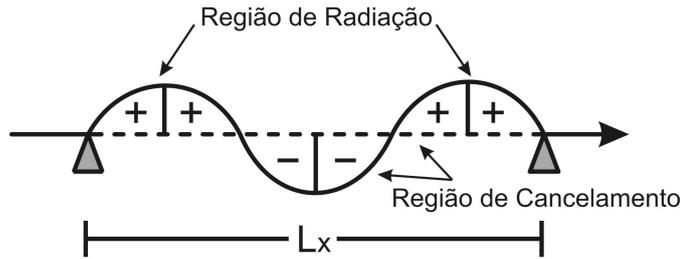


Figura 2.24: Regiões de Radiação e de Cancelamento.

As fontes sonoras pontuais são divididas em monopolos, dipolos e quadrupolos. A Tabela 2.1, abaixo, mostra os valores de pressão sonora gerada por fontes pontuais. Observa-se que, a pressão sonora irradiada por fontes muito próximas nunca excede a pressão de uma fonte pontual.

Tabela 2.1: Equações para Fontes Elementares

Monopolo	$ p = \frac{\omega \rho q}{2\pi R}$
Dipolo	$ p = \frac{\omega \rho q}{2\pi R} ka \frac{x}{R}$ para $ka \ll 1$
Quadrupolo longitudinal	$ p = \frac{\omega \rho q}{2\pi R} 2ka \frac{x}{R}$ para $ka \ll 1$
Quadrupolo lateral	$ p = \frac{\omega \rho q}{2\pi R} 2ka \frac{x}{R} 2kb \frac{z}{R}$ para $ka \ll 1$

Relacionando as equações da Tabela 2.1 com a Figura 2.23 pode-se afirmar que as regiões centrais da placa irradiam pouca energia sonora devido à presença de quadrupolos. As bordas da placa formam fontes dipolo ou quadrupolos longitudinais e em cada um dos cantos da placa, tem-se a presença de um monopolo. A partir desta informação pode-se analisar a eficiência dos modos tipo canto de acordo com a fase dos monopolos dos cantos.

A irradiação terá características de monopolo se os cantos estiverem em fase; dipolo se dois cantos adjacentes estiverem em fase e em anti-fase com os outros dois; e de quadrupolo se os cantos adjacentes estiverem fora de fase. Sendo este último o de menor eficiência de irradiação sonora.

Com a aproximação da frequência de excitação à frequência crítica, k se aproxima de k_f em magnitude, ocorrendo um aumento do percentual de modos de borda, Figura 2.25, em relação ao total de modos, ao mesmo tempo em que a largura efetiva da irradiação da

média dos modos de borda diminui. Adicionalmente, o efeito de cancelamento na região central da placa diminui com a aproximação da distância entre os elementos de meio comprimento de onda no ar [27, 28].

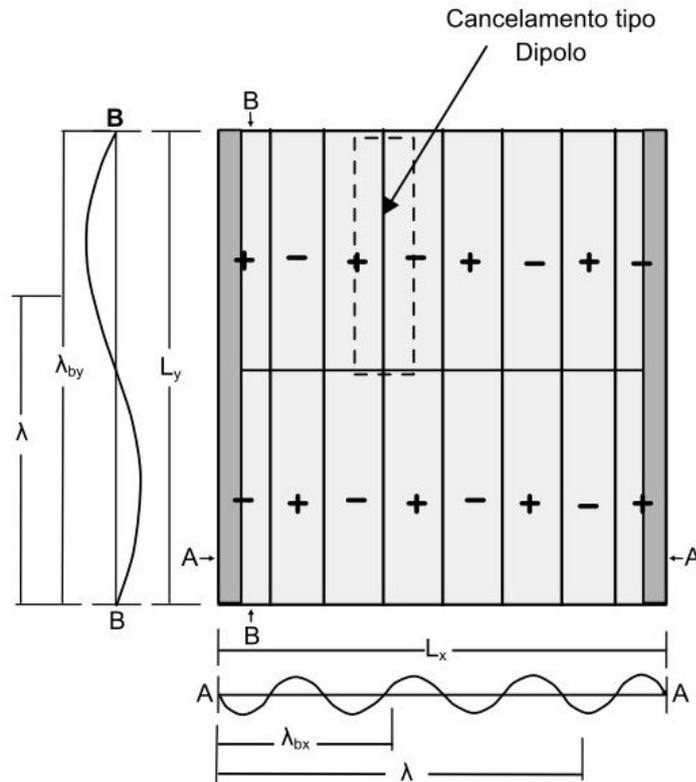


Figura 2.25: Modos tipo borda numa placa finita [28].

Na frequência de coincidência e acima dela o cancelamento não existe mais e toda a placa radia. Estes modos são chamados de modos de superfície e acontecem quando k_x e k_y são menores que k .

Por fim pode-se resumir que: excluindo-se o modo $n = m = 0$, quando todo o radiador vibra em fase, as maiores potências radiadas estão associadas com os efeitos de coincidência dos modos de superfície, quando $k > k_x; k_y$. As menores potências estão associadas com os modos de canto, quando $k < k_x; k_y$ e potências intermediárias com os modos de borda, quando $k < k_x$ e $k > k_y$ ou vice-versa [29].

2.6 Otimização

2.6.1 Introdução

Otimização consiste numa metodologia para melhorar o desempenho de um produto ou processo de tal forma que este seja o melhor possível, com o menor custo. A partir desta necessidade de sempre buscar um resultado ótimo, os processos de desenvolvimento de produto mudaram.

Como se pode observar na Figura 2.26 o desenvolvimento de projetos convencionais leva em consideração a intuição, experiência e conhecimento dos projetistas na procura do ótimo.

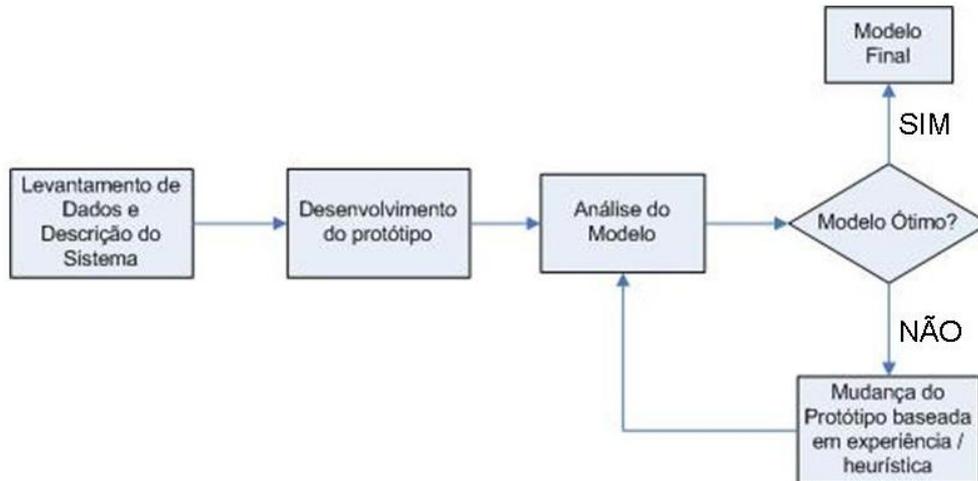


Figura 2.26: Fluxograma Processo de Desenvolvimento Convencional [30].

Entretanto, em tempos onde a escassez de recursos e a alta competitividade delimitam os custos do projeto esta procura heurística já não está sendo bem aceita, abrindo assim espaço para os processos otimizados, como ilustra a Figura 2.27 [30].

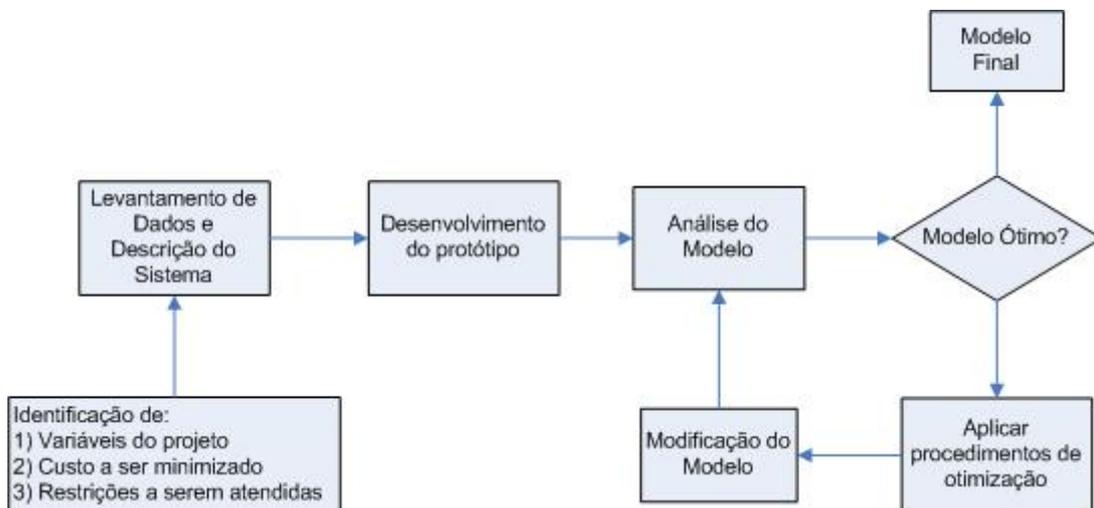


Figura 2.27: Fluxograma Processo de Desenvolvimento Otimizado [30].

Para este novo processo de desenvolvimento otimizado, os projetistas devem fazer uma rigorosa formulação de todas as variáveis e restrições do problema de modo a entendê-lo melhor; entre estas, a formulação matemática ainda é a chave para boas soluções.

Matematicamente, otimização consiste apenas em encontrar os mínimos ou máximos de uma função de várias variáveis, com valores dentro de uma determinada região do espaço multidimensional [31].

Em termos de projeto pode-se conceituar como a determinação dos valores das variáveis do projeto que minimizam o objetivo, e ao mesmo tempo satisfazem todas as restrições de projeto, como ilustra a Figura 2.28. Esta consiste no desafio da pessoa vendada alcançar o topo sem ultrapassar a cerca que restringe suas possibilidades.

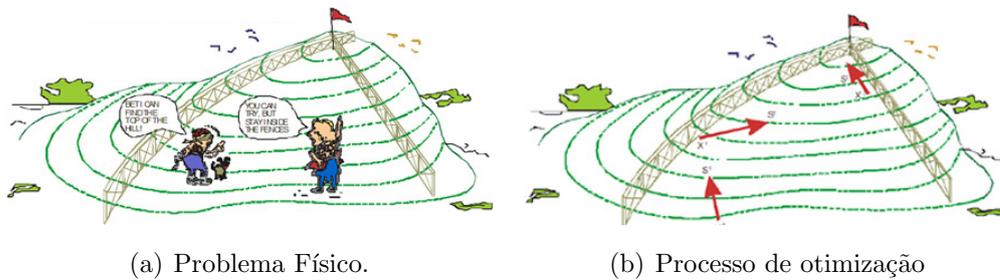


Figura 2.28: Ilustração do problema de otimização [32].

2.6.2 Conceitos de Otimização

Os problemas de otimização apresentam alguns conceitos e definições largamente utilizados na literatura e de conhecimento imprescindível. A seguir são listados alguns termos usualmente relacionados a um problema de otimização qualquer [33, 34]:

- Variáveis de Projeto: são aquelas que se alteram durante o processo de otimização, podendo ser contínuas (reais), inteiras ou discretas.
- Espaço de busca: conjunto, espaço ou região que compreende as soluções possíveis ou viáveis sobre as variáveis do projeto do problema a ser otimizado, sendo delimitado pelas funções de restrição.
- Função Objetivo: função de uma ou mais variáveis que se quer otimizar, minimizando-a ou maximizando-a.
- Restrições: são funções de igualdade ou desigualdade sobre as variáveis de projeto que descrevem situações de projeto consideradas não desejáveis.
- Solução Ótima: par formado pelo ponto ótimo e o valor ótimo, podendo ser uma solução ótima local ou global.

2.6.3 Métodos Clássicos de Otimização

De acordo com as características da função objetivo e das restrições, classificam-se os problemas de otimização abordados pelos métodos clássicos nas seguintes classes da Programação Matemática:

- Programação Linear: quando a função objetivo e as restrições são funções lineares das variáveis de projeto.
- Programação Não-Linear: quando a função objetivo, ou pelo menos uma das restrições, é função não-linear das variáveis de projeto.

Os métodos de otimização baseados nos algoritmos determinísticos (maioria dos métodos clássicos) geram uma seqüência determinística de possíveis soluções requerendo, na maioria das vezes, o uso de pelo menos a primeira derivada da função objetivo em relação às variáveis de projeto.

Nestes métodos, a função objetivo e as restrições são dadas como funções matemáticas e relações funcionais. Além disso, a função objetivo deve ser contínua e diferenciável no espaço de busca, fato que não ocorre na maioria dos problemas práticos de engenharia, dificultando assim a sua aplicação. É muito freqüente em problemas de otimização estrutural, a utilização de espaço de busca com variáveis discretas. Esta situação é contornada assumindo-se um espaço de busca com variáveis contínuas que, após a otimização, fornecerão uma aproximação das variáveis de projeto para as disponíveis no espaço discreto [33].

Esse tipo de problema pode ser representado matematicamente como ilustra a Figura 2.29:

Maximizar / Minimizar: $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$

Satisfazendo:

$$g_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \{ \leq = \geq \} b_1$$

⋮

$$g_m(x_1, x_2, \dots, x_n) \{ \leq = \geq \} b_m$$

em que:

x_1, x_2, \dots, x_n - variáveis de projeto

$f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ - função objetivo

g_1, g_2, \dots, g_m - restrições

Figura 2.29: Formulação matemática de um problema de otimização [34].

Existe uma grande variedade de métodos empregáveis para a solução de problemas de programação matemática, dentre os quais se destacam: Método da Máxima Descida

(*Steepest Descent*), Método do Gradiente Conjugado, Método de Newton, Método Quase-Newton, Método das Penalidades, Método do Lagrangeano Aumentado, entre outros. A seguir serão descritos alguns destes métodos.

- Método da Máxima Descida: É o mais simples dos métodos de gradiente para otimização em n variáveis. Se o objetivo é minimizar uma função $F(x)$ e se o nosso ponto de experimentação atual é x_k então espera-se encontrar pontos melhores, afastando-se x_k ao longo da direção de pesquisa que faz com que $F(x)$ decresça rapidamente. Esta é a direção do gradiente negativo. Para usar uma ilustração: suponha que se está no topo de uma encosta e se quer chegar ao fundo do vale. Optando por se mover em linha reta para baixo sobre a linha de maior declive ter-se-á, em geral, a menor distância para se chegar ao fundo do vale, quando comparado ao percurso oblíquo pela parede do vale [35].
- Método do Gradiente Conjugado: Foi desenvolvido originalmente por Hestenes e Stiefel (1952), para a solução em n passos de um conjunto de equações lineares simultâneas. Em sua forma geral, pode ser aplicável para otimização de funções no R^n . É um algoritmo para a solução numérica de sistemas particulares de equações lineares, aqueles cuja matriz é simétrica e positiva definida. O método do gradiente conjugado é um método iterativo, então ele pode ser aplicado a sistemas esparsos que são grandes demais para ser tratados por métodos diretos [35, 36].
- Método de Newton: Em análise numérica, o método de Newton (ou método de Newton-Raphson) tem o objetivo de estimar as raízes de uma função. De forma ilustrativa, o objetivo final é encontrar a raiz de um problema difícil ($F(x) = 0$), a solução do qual vai sendo aproximada por uma sequência de pontos x_k . Dada cada aproximação x_k , constrói-se, com a informação disponível nesse ponto, um problema simplificado que é possível resolver. A aproximação $x_k + 1$ é a solução do problema simplificado. O problema simplificado muda de uma iteração para a seguinte e sua solução esta cada vez mais próxima da solução do problema original [30, 31, 35].
- Método das Penalidades:

2.6.4 Algoritmos evolutivos

Os algoritmos evolutivos são chamados de otimizadores de base estocástica, não significando, entretanto, que a busca por um resultado ótimo seja feita de uma maneira aleatória, mas sim que os algoritmos possuem elementos randômicos responsáveis pela realização de uma procura diversificada.

A principal deficiência destes algoritmos reside no fato de que nunca se pode afirmar que a verdadeira solução global de otimização tenha sido encontrada. Contudo, as soluções

obtidas estão muito próximas da solução global e, na maioria dos casos, satisfazem os critérios exigidos pela função objetivo [37].

Dentre estes algoritmos que buscam o mínimo ou o máximo de uma função através de elementos aleatórios, o mais popular é o Método dos Algoritmos Genéticos.

2.6.5 Algoritmos Genéticos

Os algoritmos genéticos (*GA's*, *genetic algorithm*) se baseiam no princípio evolutivo das populações genéticas da natureza, segundo o modelo darwiniano de evolução das espécies. Sua denominação é originada da analogia entre a representação de uma estrutura complexa através de um vetor de componentes e a idéia da estrutura genética de um cromossomo.

Por se tratar de um algoritmo baseado nas teorias evolutivas, os processos de evolução e adaptação são fundamentais para o sucesso de busca. Em vista que fazendo uma analogia ao processo de evolução natural, um indivíduo (proposta de solução) que se adapta melhor ao ambiente possui maior chance de sobreviver e reproduzir. Estes indivíduos altamente aptos por sua vez, influenciarão um número crescente de indivíduos a cada geração, e sua espécie evolui para se tornar cada vez mais apta (solução próxima do ótimo).

O primeiro passo, portanto, na elaboração de procedimento de otimização utilizando a metodologia dos algoritmos genéticos é a geração de uma população inicial. Na maioria dos casos esta população inicial é escolhida de forma aleatória, sendo cada membro desta população codificado em um número binário (*string*), que corresponde ao genótipo ou cromossomo. Posteriormente cada um dos membros (solução) desta população é avaliado segundo a sua aptidão (*fitness*), que corresponde o quanto esta solução é boa.

Esta avaliação de aptidão de cada um dos membros da população é baseada na função objetivo e na função aptidão. Entretanto estas duas funções possuem objetivos diferentes. A função objetivo fornece uma medida do desempenho com relação a um determinado conjunto de parâmetros. A função aptidão transforma esta medida, fornecida pela função objetivo, numa alocação de oportunidade de reprodução, ou seja, o elemento da população mais apto tem maior probabilidade de reprodução [38, 39, 40]

Vale salientar ainda que quando o indivíduo é avaliado pela função objetivo, seu resultado é avaliado em função de parâmetros que são independentes de outros indivíduos. Enquanto que, quando submetido à avaliação pela função aptidão, o mesmo é comparado com outros indivíduos da mesma população e desta forma é feito o *ranking* dos indivíduos mais aptos para a reprodução.

Desta maneira, os GA's consistem numa seqüência de três processos básicos: primeiro a transformação das variáveis de projeto em *strings* (primeira geração de soluções), segundo a avaliação da aptidão de cada um desses *strings* e por fim a aplicação de operadores genéticos para a geração de uma nova população de soluções [41].

Na execução de um GA existem dois estágios. O primeiro se inicia com a atual população, onde é aplicado o operador de seleção para a criação de uma população intermediária. Após a formação desta população intermediária são aplicados os operadores de cruzamento e mutação para a criação da próxima população. A saída da população atual para a população seguinte constitui uma geração no processo, como ilustra a Figura 2.30 [40].

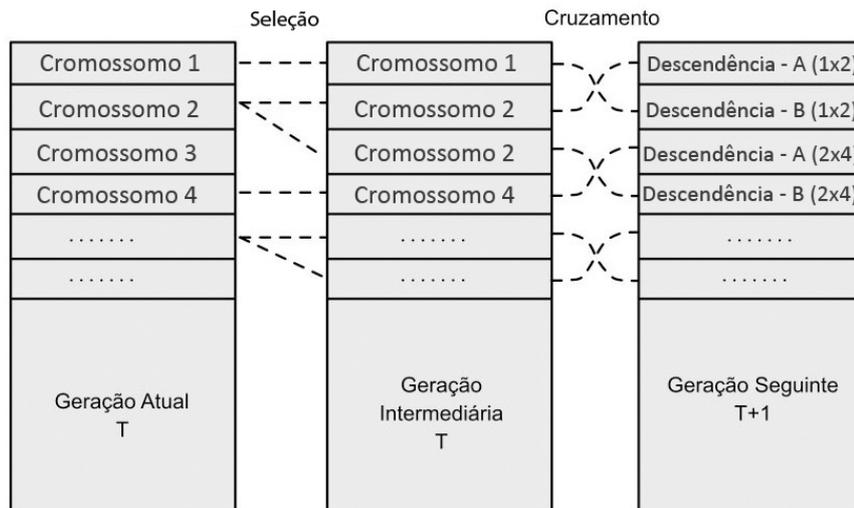


Figura 2.30: Processo de formação de uma nova geração.

A seguir alguns conceitos fundamentais dos algoritmos genéticos como: seleção, cruzamento e mutação serão abordados.

- Seleção

A manutenção de uma população de strings, que são os "pais" potenciais é a base de funcionamento de um GA. A seleção destes pais pode ser feita de algumas formas, sendo que dentre elas as mais conhecidas são: Seleção Através da Proporcionalidade do *Fitness*, a Seleção Boltzmann, a Escalada Sigma e a Seleção Rank.

Fitness (aptidão) é definido como a razão entre a aptidão de um indivíduo pela aptidão média da população [40]. Todos os processos, portanto, que utilizam este valor de aptidão se enquadram nesta categoria de seleção. O método mais comum para realizar este operador é a Seleção pelo Giro da Roleta (*Roulette Wheel Selection*). Neste método, cada cromossomo possui a probabilidade de ser escolhido, proporcionalmente à sua avaliação, tendo assim grandes chances de ser copiado para geração intermediária, Figura 2.30 [40, 37, 39]. Portanto, cada indivíduo da população possui um número de fatias da roleta proporcional à sua aptidão, como ilustra a Figura 2.31.

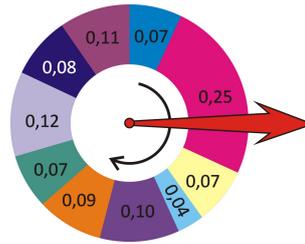


Figura 2.31: Seleção Giro da Roleta (Roulette Wheel Selection).

Este tipo de seleção é considerado elitista e pode ocasionar a convergência prematura, pelo fato de se dar muita ênfase desde as primeiras interações, na exploração de indivíduos de fitness mais altos, dispensando assim outras regiões do espaço de busca [42, 37]. Posteriormente, alcança-se um estágio de semelhança entre os indivíduos onde não existe diferença de *fitness* para a continuação da evolução.

O método de Seleção *Boltzmann* estabelece uma pressão de seleção, que é a capacidade de indivíduos com maior *fitness* ter mais descendentes, diferente a cada tempo da pesquisa de solução. Inicialmente, permite a reprodução de indivíduos com *fitness* baixo, mantendo a diversidade da população e evitando uma convergência prematura, e posteriormente aumenta a pressão para enfatizar os indivíduos com maior *fitness*.

No método da escalada sigma um operador mantém a pressão de seleção quase constante ao longo do processo sem depender da variância do *fitness* da população. Para isto coloca o valor esperado em função de três grandezas: o seu *fitness*, a média da população e o desvio padrão da população.

Este método tem o mesmo objetivo dos outros anteriormente descritos: evitar uma convergência prematura da busca de soluções. Baseia-se na ordenação da população a partir dos valores de avaliação de cada indivíduo, considerando apenas os *fitness* melhor avaliados. Cada indivíduo recebe, portanto, uma probabilidade idêntica de sorteio independente do seu valor absoluto de avaliação.

- Cruzamento

O cruzamento consiste no operador de acasalamento que permite a produção de novos *strings* através da troca de informações parciais entre os pares de cromossomos através de um processo aleatório. Após a seleção dos indivíduos mais aptos o processo de cruzamento ocorre da seguinte maneira: dois strings são selecionados, Figura 2.32; segmentos de cada *string* são selecionados de forma aleatória (tanto o comprimento do segmento quanto a localização do ponto de corte), e a informação contida nestes segmentos é transferida entre os dois *strings* [41].

String 1 010101010100011
 String 2 111111000111000

Figura 2.32: *Strings* selecionados para cruzamento.

Alguns métodos podem ser utilizados para a seleção do comprimento e da localização. Nesta revisão, entretanto, será discutido apenas o cruzamento em um ponto e o cruzamento em dois pontos.

Para a execução de um cruzamento de um ponto, apenas uma separação é feita ao longo do *string* de forma aleatória gerando dois descendentes através da permuta de suas partes finais, depois do ponto de cruzamento. A Figura 2.33 ilustra o local de cruzamento no sexto *bit* do *string*.

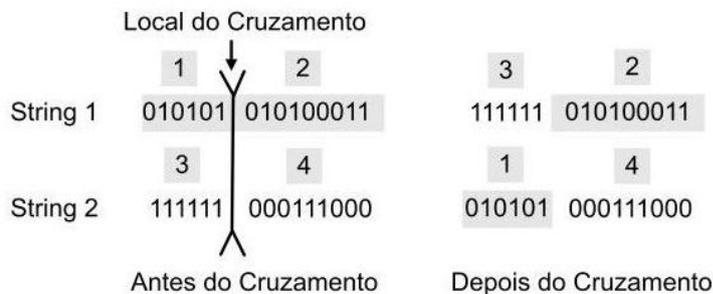


Figura 2.33: Cruzamento em um ponto.

Entretanto este operador apresenta alguns problemas. O primeiro deles é não poder combinar todos os esquemas possíveis. Por conseguinte, esquemas de grande tamanho são sujeitos à destruição, já que esta depende da localização do *bit* no cromossomo. E por fim os descendentes de dois pais sempre contém os pontos finais do *string* caracterizando uma tendência da sobrevivência das partes finais do *string* [42].

No Cruzamento de dois pontos são selecionados aleatoriamente e dois pontos de separação dos strings. A Figura 2.34 ilustra o processo de cruzamento em dois pontos.

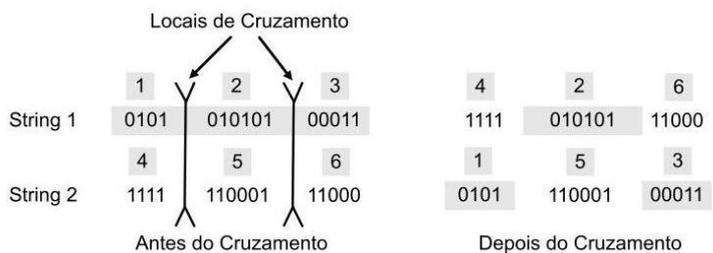


Figura 2.34: Cruzamento em dois pontos.

Este surgiu da necessidade de sanar as carências apresentadas pelo operador anterior. De tal forma, fica menos provável a destruição de esquemas grandes, bem com a tendência

de sobrevivência das partes finais fica reduzida, já que os segmentos trocados nem sempre contém os pontos finais do *string*.

- Mutação

A mutação consiste na mudança aleatória de um ou mais genes de um cromossomo, Figura 2.35. Ou seja, quando este operador é aplicado num *string*, altera alguns bits de 0 para 1 ou de 1 para 0.

String	010101010100011
String Mutante	010101 1 10100011

Figura 2.35: *String* mutante.

A motivação para a utilização deste operador está na prevenção de uma convergência prematura da busca sem encontrar uma solução satisfatória. Já que utilizando a mutação o algoritmo tem a possibilidade de rastrear de forma mais abrangente o espaço solução de modo que não se perca um possível mínimo global pelo fato da seleção natural após algumas interações convergir para um mínimo local, Figura 2.36. Sem a utilização deste não há possibilidade de introduzir novamente algum valor de *bit* perdido [42, 40, 41].

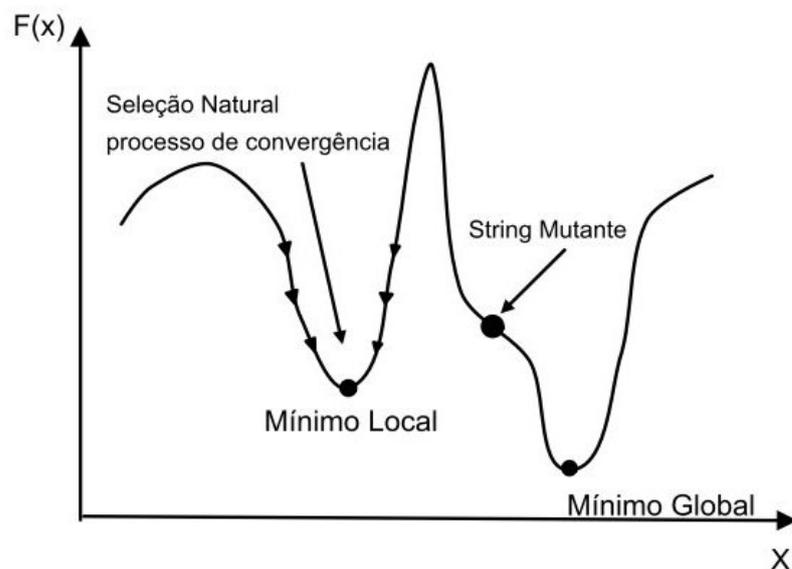


Figura 2.36: Exemplo do efeito da mutação na procura pela solução ótima.

Entretanto, como ocorre com as populações naturais, a taxa de mutação deve ser fixada num nível bem baixo.

2.7 Análise Modal Experimental

A análise modal experimental (AME) tem como objetivo determinar os parâmetros modais, em certa faixa de frequência, de um componente industrial qualquer ou um equipamento. Tais parâmetros são: Frequência natural, fator de perda (amortecimento) e forma de vibração de cada modo. Estes por sua vez são obtidos através da análise da resposta da estrutura a algum tipo de estímulo externo, Figura 2.37.

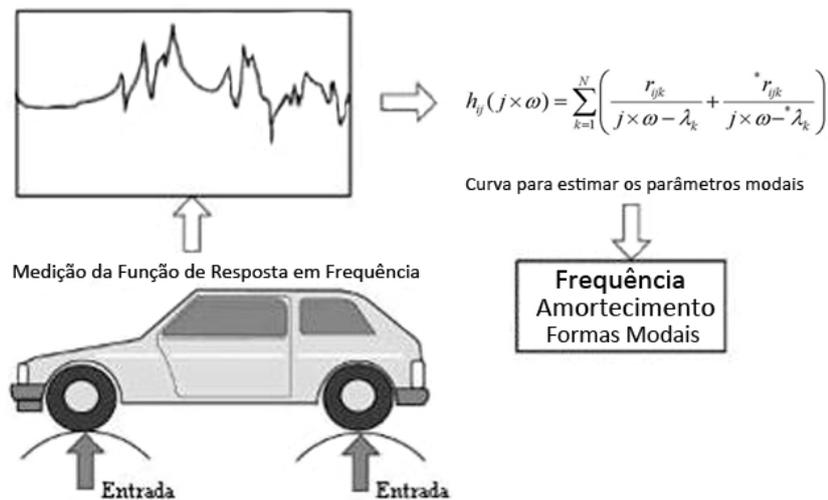


Figura 2.37: Síntese do procedimento da Análise modal experimental de uma estrutura. [43].

Existem duas abordagens de análise das respostas da estrutura. A primeira no domínio do tempo, em que os métodos são aplicados sobre respostas temporais livres da estrutura. A segunda no domínio da frequência, quando os métodos usam como dados de entrada as funções de resposta em frequência (FRFs) [20].

Os métodos no domínio do tempo utilizam funções de resposta impulsivas (FRI's) obtidas através da transformada inversa FFT (*fast Fourier transformer*) das FRFs medidas. Estes métodos apresentam melhor resultado em situações onde há uma larga faixa de frequência ou alta densidade modal, o que ocorre neste caso como pode ser observado na Seção 4.5. Entretanto, não consideram o efeito dos modos que se encontram fora da faixa de frequência em análise.

As FRFs são conjuntos de valores complexos que estabelecem uma relação entre as amplitudes das forças aplicadas a um sistema e as amplitudes das consequentes respostas, como função da frequência, Equação (2.33). Existem três designações para a FRF dependendo do tipo de resposta, como mostra a Tabela 2.2 [44, 43].

Tabela 2.2: Designação das funções resposta em frequência

TIPO DE RESPOSTA	RAZÃO RESPOSTA/FORÇA
Deslocamento	Receptância
Velocidade	Mobilidade
Aceleração	Inertância

Para um sistema de um grau de liberdade o valor da receptância é dado por [44]:

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{k - m\omega^2 + i\omega c} . \quad (2.33)$$

Entretanto quando se analisa um sistema com várias massas, molas e amortecedores, ou então um sistema contínuo (viga), infinitas frequências naturais irão aparecer, cada uma destas corresponde a um pico na curva da FRF, Figura 2.38.

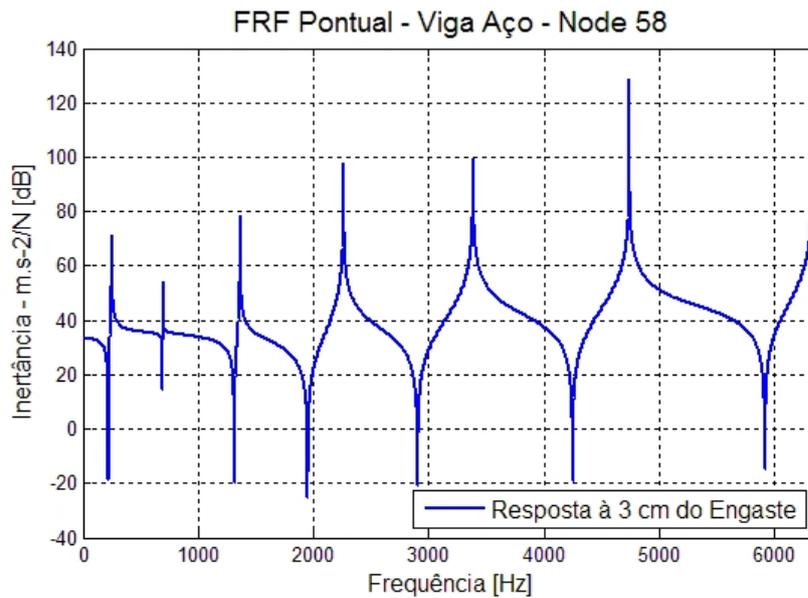


Figura 2.38: FRF (Inertância) pontual obtida de uma viga em aço, engastada-livre, força aplicada transversalmente.

As FRFs devem conter em suas curvas as informações sobre as formas modais, já que estas são características de toda a estrutura. Para um entendimento simples de como estas informações são retiradas das FRFs, considere que estas sejam basicamente curvas reais com regiões positivas e negativas. Desta maneira, para uma estrutura como a mostrada na Figura 2.39, as FRFs são mostradas sobre as linhas perpendiculares à face lateral da viga, que tem como eixo a frequência, partindo dos pontos de medição da estrutura. Nas frequências naturais praticamente todas as FRFs vão mostrar picos (positivos ou negativos), nos pontos fora dos nós (regiões sem deslocamento). Se para as frequências correspondentes os picos forem unidos, tem-se o esboço da forma modal [20].

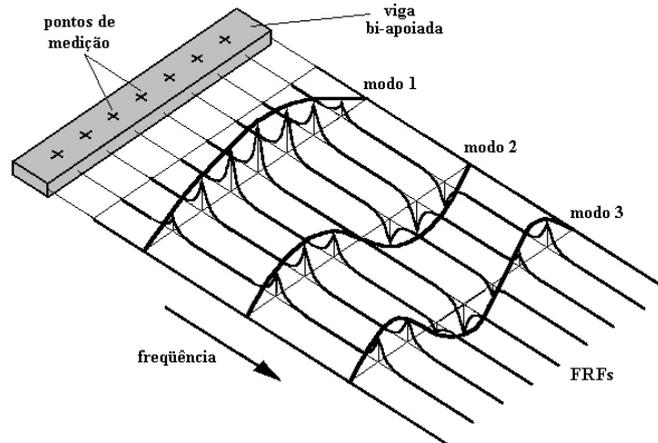


Figura 2.39: Ilustração do processo de obtenção das formas modais a partir das FRF's para viga bi-apoiada [20].

Para o experimento realizado neste trabalho de pesquisa, a obtenção dos parâmetros modais seguem o método utilizado pelo *software LMS TestLab 8*, no módulo *Modal Analysis*. O método utilizado por este software é chamado de *Least Squares Complex Exponential* (LSCE), que trabalha no domínio do tempo. Acoplado a este método, como objetivo de considerar os resíduos promovidos pelos modos fora da faixa de frequência em análise, o que não ocorre com o LSCE, trabalha o método *Least Squares Frequency Domain* (LSFD) que é um método no domínio da frequência [43].

Pelo módulo *Modal Analysis* todas as soluções são combinadas em um único diagrama chamado estabilização, Figura 2.40, com a abscissa correspondendo à frequência e a ordenada à ordem do modelo. Através desta curva é possível definir os modos mais significantes, ou, a estimativa das frequências onde não há significativa alteração nos valores dos parâmetros, considerando assim que os mesmos estão estáveis e, portanto correspondem aos valores físicos.

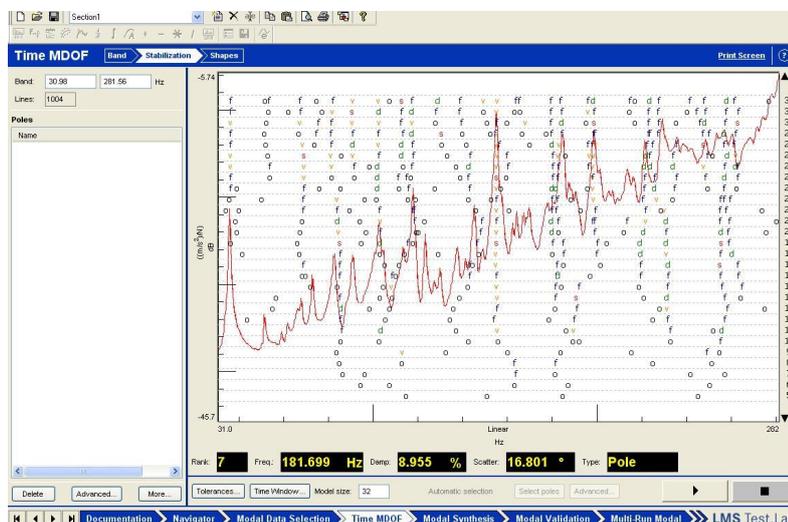


Figura 2.40: Curva de estabilização do módulo *Modal Analysis*.

2.8 Técnica de *Beamforming*

Beamforming é uma técnica de obtenção de imagens acústicas, que se baseia na conformação de feixe de múltiplas ondas. Através de um *array* de transdutores (neste trabalho: microfones) as frentes de ondas são amostradas, coletadas e por fim processadas, formando um filtro espacial. Com este procedimento é possível seleccionar os sinais provenientes de uma determinada direção [45].

O pós-processamento dos resultados é geralmente baseado nos algoritmos no domínio do tempo e no domínio da frequência. Admitindo-se uma fonte tipo monopolo e um *array* com um total de M microfones omnidirecionais, em campo livre, localizados nas posições $\{\vec{x}_m\}$, $m = 1, 2, \dots, M$; com origem do centro de coordenadas no centro do *array*. Pode-se construir a equação clássica do *beamforming* no domínio tempo (ou ainda *atraso-e-soma*) pela soma linear ponderada dos sinais com atrasos no tempo [46], como definido pela Equação (2.34):

$$b(t) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M w_m p_m(t - \Delta_m) , \quad (2.34)$$

onde w_m é a ponderação e Δ_m é o atraso para o enésimo microfone. A Figura 2.41 ilustra o princípio do atraso-e-soma de forma geral.

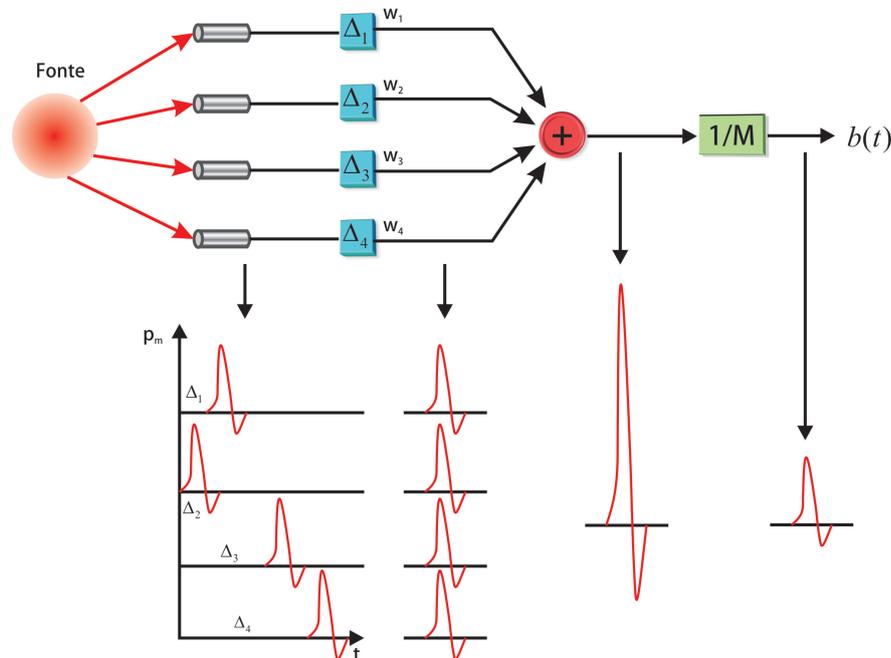


Figura 2.41: Princípio do *beamforming*: atraso-e-soma no domínio do tempo [45].

Caso o histórico no tempo não seja necessário para o experimento, o algoritmo no domínio da frequência pode oferecer algumas vantagens em relação ao domínio do tempo,

tais como: redução dos lóbulos laterais, técnicas de remoção de ruído espúrio, entre outros. O diagrama simplificado do algoritmo no domínio da frequência pode ser observado na Figura 2.42.

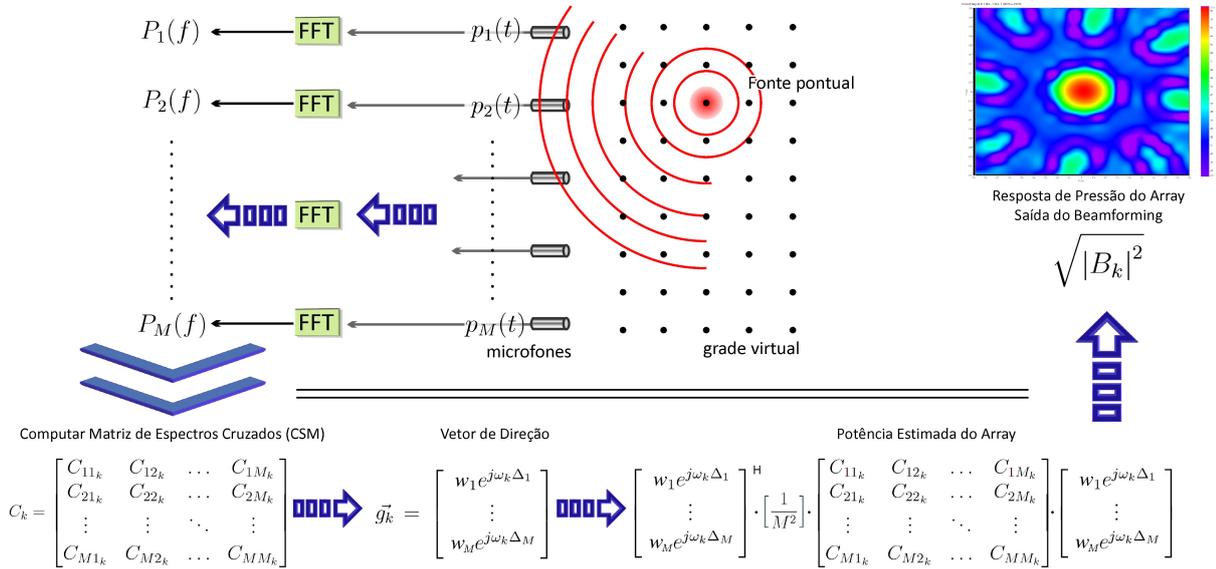


Figura 2.42: Diagrama do *beamforming* no domínio da frequência [45].

Algoritmos Avançados - DAMAS2 e TIDY

As imagens acústicas deste experimento foram obtidas através do pós-processamento com os algoritmos avançados de *beamforming*: DAMAS2 e TIDY. Estes algoritmos foram cedidos gentilmente pela OptiNav [47] para fins de pesquisa.

O DAMAS2 [48] é uma versão do DAMAS¹ [49] modificado, onde a PSF (*point spread function*) é admitida como invariante, ou seja, a translação de uma fonte é admitida para produzir a translação do PSF sem variação na forma. Esta consideração possibilita executar as interações do DAMAS utilizando técnicas de FFT (*Fast Fourier Transformer*), tornando assim o DAMAS2 muito mais rápido que o DAMAS.

O algoritmo TIDY [50, 51] é similar ao CLEAN-SC [52], porém trabalha no domínio do tempo utilizando a matriz de correlação cruzada (CCM, *cross correlation matrix*) ao invés de utilizar a matriz de espectros cruzados (CSM, *cross spectrum matrix*) [50].

Mais informações sobre essas técnicas podem ser obtidas em [53, 54, 55].

¹*Deconvolution Approach for the Mapping of Acoustic Sources.*

Capítulo 3

Caracterização dos Materiais Viscoelásticos

Diversas metodologias para a obtenção das propriedades dinâmicas dos materiais de amortecimento são adotadas pelas indústrias automobilísticas, como por exemplo: De-caimento, Potência Injetada, dentre outros. Entretanto dentre estes o método da Viga Oberst é sem dúvida um dos mais bem aceitos. Isso se deve pelo fato deste obter boa concordância entre os resultados experimentais e as simulações [14], ser preciso na faixa de frequência de 50 Hz a 5000 Hz e na faixa de temperatura de utilização do material [15] e por também ser uma procedimento experimental rápido e de fácil execução em ambientes industriais [6, 22, 9].

O Método da Viga Oberst, ou, Teste da Viga Cantilever, mede a habilidade do material em dissipar energia vibratória. Através deste método é possível obter as seguintes propriedades dos materiais de amortecimento: Fator de amortecimento, η ; Módulo de Elasticidade, E ; e Módulo de Cisalhamento, G [15].

Este teste é viável para a obtenção das características de amortecimento de materiais que tem aplicação em vibração estrutural, construções acústicas e controle de ruído. Consiste, de forma sucinta, na análise da função de resposta em frequência (FRF) de uma viga em balanço quando a mesma é submetida a vibrações de flexão. Sua aplicação pode ser estendida para determinar as propriedades de metais, esmaltes, cerâmicos, borrachas, plásticos, matrizes epoxy reforçadas e madeiras [15].

Apesar de ser bastante eficaz na obtenção das propriedades dinâmicas relacionadas ao controle de vibrações, esta metodologia não é capaz de quantificar o comportamento acústico da superfície tratada com o material.

Desta forma, este capítulo visa a descrição do procedimento experimental da Viga Oberst, na caracterização das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos de camada livre utilizados no tratamento de amortecimento estrutural em carrocerias de veículos de passeio. Adicionalmente, realiza-se a validação destas propriedades através da simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos.

Todo procedimento experimental realizado segue a norma ASTM E 756-98, *Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*.

3.1 Aplicação do Método da Viga Oberst

A seleção da configuração da viga a ser testada é baseada no tipo de material de amortecimento e das propriedades a serem obtidas. A Figura 3.1 ilustra quatro configurações utilizadas para a aplicação do método da Viga Oberst.

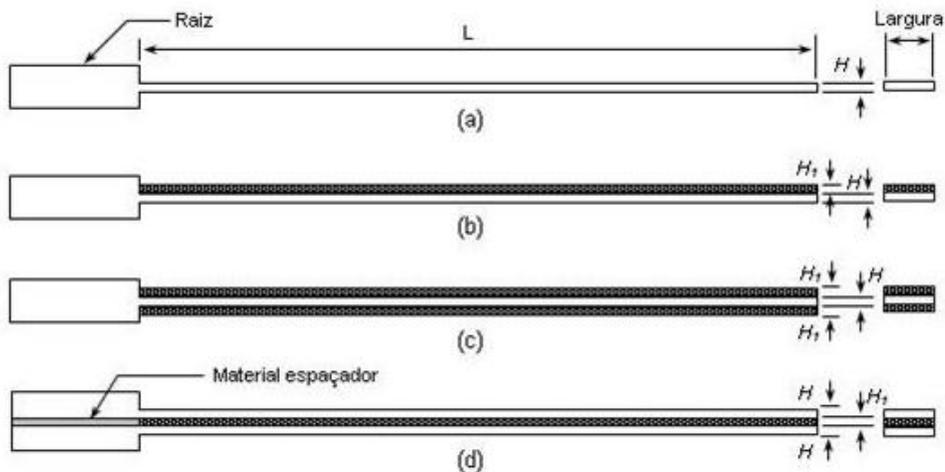


Figura 3.1: Configurações Viga Oberst. (a) viga uniforme; (b) viga amortecida somente numa face (configuração Oberst); (c) viga amortecida em ambas as faces (Oberst modificada) e (d) viga sanduíche.

Os materiais que possuem rigidez suficiente são avaliados construindo-se uma viga do mesmo material como é mostrado na Figura 3.1 (a).

Os materiais que não possam manter uma forma definida devem ser avaliados em duas etapas. Na primeira etapa deve ser construída uma viga base (geralmente em aço ou alumínio) que é avaliada com o fim de determinar suas frequências de ressonâncias e o fator de perda sobre a faixa de temperatura de interesse. Em seguida, o material de amortecimento deve ser aplicado sobre a viga base seguindo uma das duas configurações ilustradas nas Figura 3.1 (b) e Figura 3.1 (c). Por fim a viga composta é submetida ao ensaio para determinar suas frequências de ressonâncias e o fator de perda sobre a faixa de temperatura de interesse. As propriedades de amortecimento do material são determinadas a partir da rigidez e do fator de amortecimento da viga base e da viga composta.

O procedimento para determinar as propriedades de amortecimento por cisalhamento é similar ao processo das duas etapas anteriores. Sendo a única diferença a utilização de duas vigas base idênticas, comprimindo o material amortecedor. A viga composta é formada como se mostra na Figura 3.1 (d).

Seguindo estas orientações as vigas base foram confeccionadas de aço, o mesmo material utilizado na confecção da carroceria de automóveis, com as seguintes dimensões: 250,00 mm x 10,00 mm x 3,30 mm, sendo estas submetidas a um tratamento de e-coating (*electronic coating*) para uma melhor adesão dos materiais de amortecimento, processo que também ocorre na carroceria antes da pintura definitiva.

Para os ensaios dos materiais foram utilizadas duas vigas distintas com aplicações de material na face superior das mesmas, Figura 3.1 (b). As espessuras dos materiais aplicados são: manta asfáltica, 2,4 mm; e LASD/Acusticol, 1,7 mm. Esta diferença de espessura entre os materiais ocorre pelo fato de suas densidades serem alterada depois do processo de cura em estufa, e o processo de aplicação em vigas de largura muito pequena ser difícil. Entretanto esta diferença de espessura não interferiu na obtenção de resultados confiáveis.

Desta maneira as vigas devem ser fixadas em uma estrutura rígida que proporcione ao sistema uma condição de contorno de uma viga cantilever, estando esta estrutura posicionada dentro de uma câmara para o controle da temperatura, Figura 3.2.

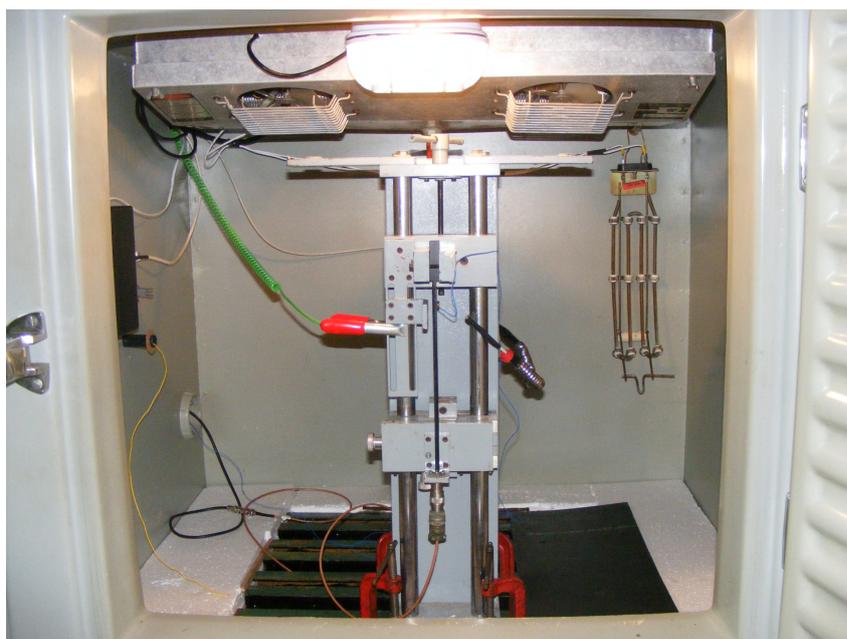


Figura 3.2: Base de fixação da viga montada dentro de uma câmara térmica.

A temperatura da câmara deve ser escolhida segundo as necessidades do operador, entretanto as medições de resposta em frequência devem ser feitas para uma vasta gama de temperatura, as quais devem ser incrementadas em 5°C ou 10°C a cada medição. Desta forma, a faixa de temperatura utilizada foi de 0°C a 45°C com uma variação de 5°C. Uma faixa maior não foi utilizada pela limitação dos equipamentos utilizados.

Para o controle da temperatura, utilizou-se uma câmara térmica, Figura 3.2, a qual possui dois termopares: um fixo a uma estrutura metálica e outro solto na atmosfera interna da câmara, ambos próximos à viga. Para garantir que a viga se encontre em

equilíbrio térmico durante o teste, um tempo para estabilizar a temperatura da câmara é requerido, sendo que este não pode ser menor que 30 minutos após ser alcançada a temperatura fixada.

Após o equilíbrio térmico da viga, é obtida a resposta em frequência da viga submetida a uma excitação aleatória. É comum que quatro ou mais modos de vibração sejam obtidos a partir do segundo modo, Figura 3.3, já que é recomendada a não utilização dos valores do primeiro modo de vibração, pelo fato deste apresentar grandes deslocamentos e conseqüentemente não linearidades [15].

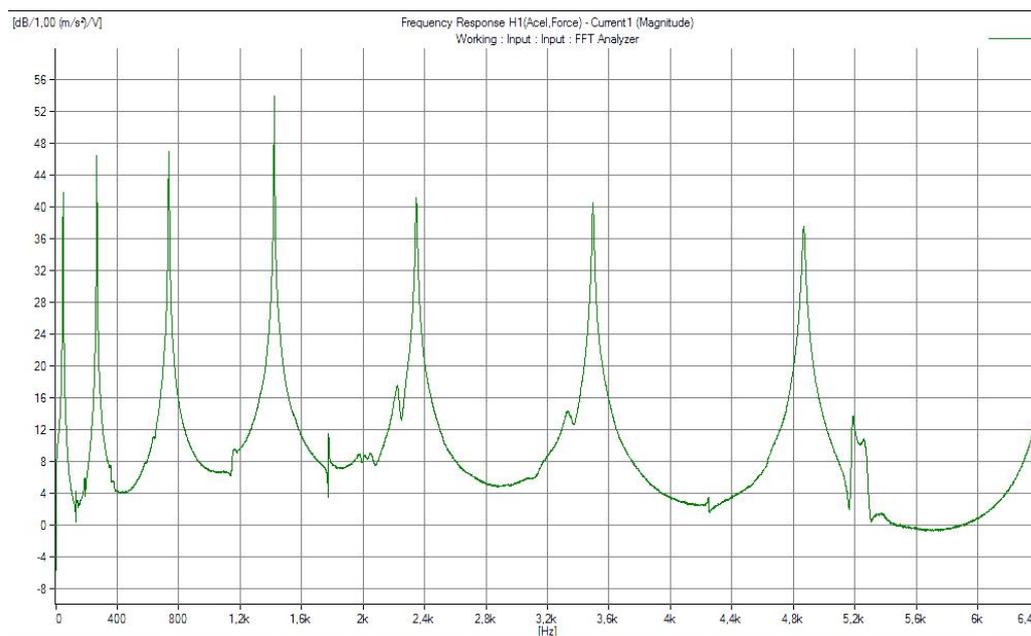


Figura 3.3: Inertância da viga base.

Desta forma, através do método da banda de meia potência, Seção 2.4.2, é possível obter o fator de amortecimento do material. Entretanto, em alguns casos não é possível determinar graficamente com precisão os valores de frequência inferior e superior $3dB$ abaixo da frequência de ressonância para cada modo devido à resolução utilizada na medição.

Para evitar este problema, todas as medições foram realizadas com a resolução máxima permitida pelo analisador. Como a faixa de frequências utilizada é relativamente alta (0 - 6400 Hz), o processo de obtenção dos picos de vibração foi dividido em quatro etapas. Na primeira foi obtida a resposta em frequência para a faixa de frequências até 800 Hz com resolução de 0,125 Hz. Na segunda a faixa foi até 1600 Hz com resolução de 0,25 Hz. A terceira etapa constou de uma faixa até 3200 Hz com resolução de 0,5 Hz. E por fim a última etapa contemplou toda a faixa de frequências estudada com uma resolução de 1 Hz.

Contudo em alguns casos ainda não foi possível identificar com clareza os valores das frequências inferior e superior para o cálculo do fator de amortecimento. Sendo necessário,

assim, à realização de uma interpolação entre os pontos de frequência às margens do valor desejado.

Após a determinação dos valores das frequências central, superior e inferior de cada modo de vibração da viga, são aplicadas as equações a seguir na determinação do Módulo de Elasticidade (E) e do Fator de Amortecimento (η).

$$E_1 = \frac{E}{2h_2^3} \cdot [(\alpha - \beta) + \sqrt{[(\alpha - \beta)^2 - 4h_2^2(1 - \alpha)]}] , \quad (3.1)$$

$$\eta_1 = \eta_2 \cdot \left[\frac{(1 + e_2 h_2) \cdot (1 + 4e_2 h_2 + 6e_2 h_2^2 + 4e_2 h_2^3 + e_2^2 h_2^4)}{(e_2 h_2) \cdot (3 + 6h_2 + 4h_2^2 + 2e_2 h_2^3 + e_2^2 h_2^4)} \right] , \quad (3.2)$$

onde: $D_\rho = \rho_M/\rho$, relação entre densidades; E , módulo de elasticidade da viga base (P_a); E_1 , módulo de elasticidade do material viscoelástico (P_a); f_n , frequência de ressonância para modo n da viga base, [Hz]; f_c , frequência de ressonância para modo c da viga composta, [Hz]; Δf_c , largura da banda de meia potência para o modo c da viga composta, [Hz];

$$e_2 = E_1/E , \quad (3.3)$$

$$h_2 = \frac{H_1}{H} , \quad (3.4)$$

$$\alpha = \left(\frac{f_c}{f_n} \right)^2 \cdot (1 + D_\rho h_2) , \quad (3.5)$$

$$\beta = 4 + 6h_2 + 4h_2^2 , \quad (3.6)$$

$$\eta_2 = \frac{\Delta f_c}{f_c} , \quad (3.7)$$

onde e_2 é a relação dos módulos de elasticidade; h_2 a relação entre espessuras; η_2 , fator de perda da viga composta, adimensional; η_1 , fator de perda do material viscoelástico, adimensional;

3.2 Aparato Experimental do Método da Viga Oberst

O aparato experimental utilizado para o método da viga Oberst consiste numa base de fixação rígida, numa câmara térmica, dois transdutores de vibração, e instrumento apropriado para a geração do sinal de excitação e para a medição do sinal de resposta, como ilustra a Figura 3.4.

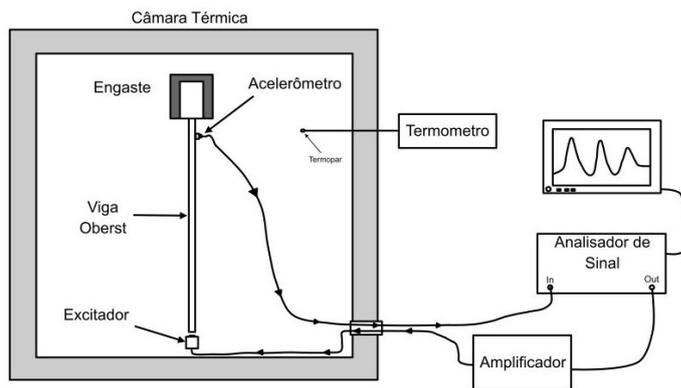


Figura 3.4: Cadeia de medição do método da Viga Oberst.

Ainda segundo a norma, é sugerido que sejam utilizados dois transdutores sem contato, Figura 3.5, para evitar que seja inseridos massa e amortecimento (este por meios indiretos) pela presença do acelerômetro e do excitador.

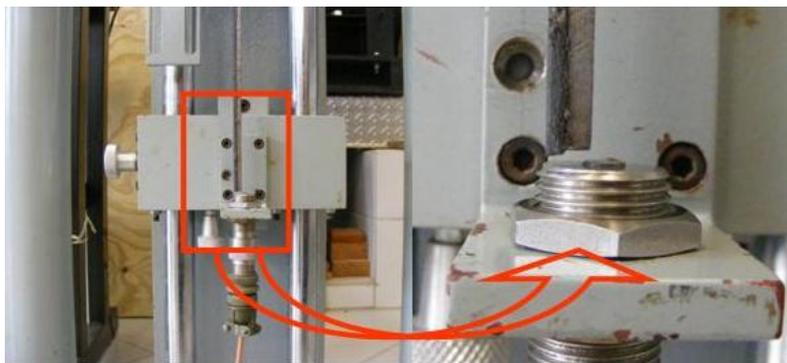


Figura 3.5: Detalhe do excitador magnético sem contato.

Entretanto, um sensor de massa reduzida (neste caso foi utilizado um acelerômetro de 0,6g) pode ser utilizado obtendo resultados similares até a quarta frequência natural, sendo ele de contato ou não. Acima desta frequência a massa do acelerômetro influencia nos resultados, porém, proporciona curvas de resposta melhor definidas, ou seja curvas sem serrilhamento, o que facilita a determinação do fator de amortecimento [56]. Levando em consideração também que o sensor sem contato disponível não apresenta uma resposta linear, o que ocasionaria erros de maior grandeza nos resultados.

Desta forma foi utilizado um mini-acelerômetro para a obtenção das respostas em frequência da viga. Foram obtidos melhores resultados quando este foi posicionado próximo à extremidade engastada, a aproximadamente 3 cm da raiz.

Nestes ensaios foram utilizados: analisador e gerador de sinais PULSE B&K tipo 7533; um amplificador de sinal B&K 2706; e um computador para a análise e pós-processamento dos sinais. Como excitador magnético foi utilizado o sensor *Motion Sensor* tipo PC 55-18E RL, e como transdutor de resposta, foi utilizado um acelerômetro PCB 352A21 de 0,6g.

3.3 Resultados Experimentais

A seguir serão apresentados os resultados dos ensaios de caracterização dos materiais viscoelásticos, Manta Asfáltica e LASD/Acusticol, pelo método da Viga Oberst. Como dito anteriormente, este método determina o fator de amortecimento para um modo específico, gerando assim uma descrição discreta do comportamento de amortecimento da estrutura ao longo da frequência.

Os gráficos apresentados nesta seção apresentam curvas interpoladas para os valores discretos apenas para uma melhor visualização do comportamento dos materiais quando comparado os resultados obtidos. Os valores de fator de amortecimento (η) e módulo de elasticidade (E) utilizados nas simulações numéricas foram discretos.

Também por questão de sigilo empresarial não foi possível a divulgação mais detalhada das propriedades dos materiais ensaiados.

3.3.1 Resultados Manta Asfáltica

A Figura 3.6 mostra o fator de amortecimento da manta asfáltica para todas as temperaturas ensaiadas com variação na frequência. Logo abaixo, apresenta-se a variação do fator de perda com a temperatura para os modos encontrados na faixa de 0 a 6400 Hz, Figura 3.7.

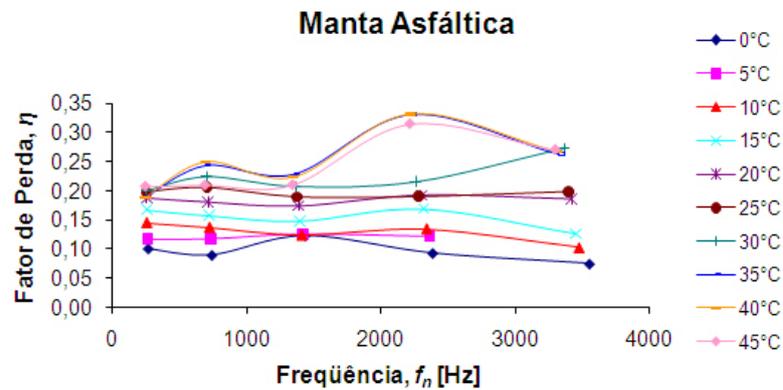


Figura 3.6: Fator de perda Manta Asfáltica variando com a frequência.

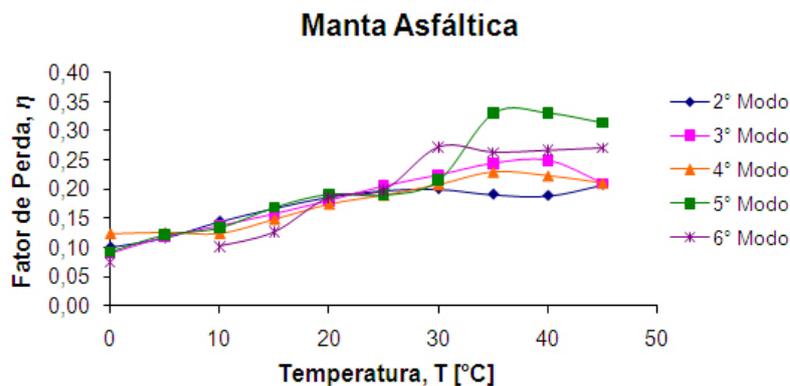


Figura 3.7: Fator de perda Manta Asfáltica variando com a temperatura.

3.3.2 Resultados LASD/Acusticol

Da mesma maneira, a Figura 3.8 ilustra a variação do fator de amortecimento com a frequência para todas as temperaturas medidas.

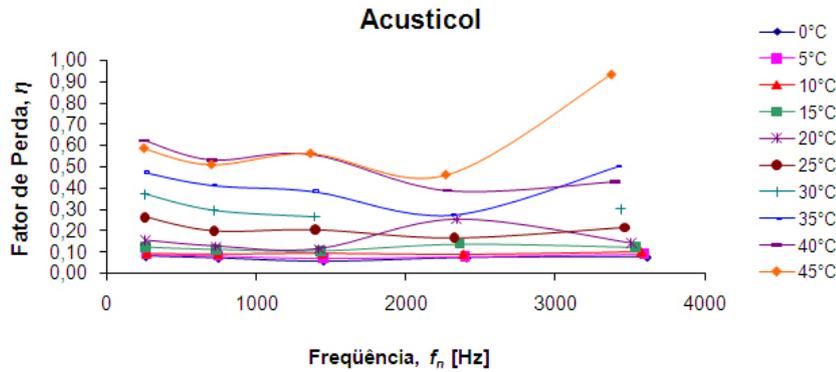


Figura 3.8: Fator de perda do LASD/Acusticol variando com a frequência.

Bem como também apresenta a variação do fator de perda do Acusticol com a temperatura para todos os modos encontrados na faixa de 0 a 6400 Hz, Figura 3.9.

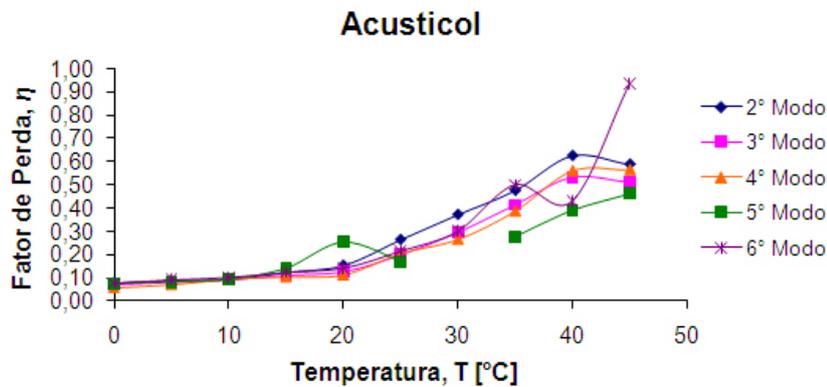


Figura 3.9: Fator de perda do LASD/Acusticol variando com a temperatura.

3.4 Resultados Numéricos

Um modelo numérico utilizando FEM (*Finite Element Method*) foi feito para avaliar se a metodologia da viga Oberst é um bom método para obtenção das propriedades dos materiais viscoelásticos. Na validação numérica destas propriedades foi selecionado apenas o material que apresentou melhor desempenho para aplicação no tratamento de amortecimento em veículos de passeio (LASD/Acusticol), isto também ocorreu pelo fato de este ser um material com propriedades ainda desconhecidas, diferentemente da manta asfáltica que já é um material bastante estudado pela indústria e que apresenta grandes problemas com a repetibilidade de suas propriedades.

Desta forma um modelo em elementos finitos de uma viga foi feito utilizando os softwares *MSC Patran/Nastran*, Figura 3.10. Este modelo reproduz as mesmas características encontradas no ensaio de Oberst, como: condições de contorno, excitação e propriedade do material. Neste modelo foram utilizados elementos sólidos hexaédricos, respeitando a proporção de 12 elementos por comprimento de onda.

O software MSC.Patran/Nastran dispõe de dois métodos de solução harmônica na obtenção da resposta dinâmica: o método da integração direta, que faz uso das matrizes completas e o método da superposição modal, que é baseado nos somatórios das contribuições dos modos de vibrar da estrutura em análise. Nas análises utilizou-se o método de integração direta ou método *full*, apesar deste apresentar tempo de processamento superior quando comparado ao método da superposição modal, por que tratou-se de propriedades como o módulo de elasticidade (E) variando com a frequência, o que não é possível no método da superposição modal.

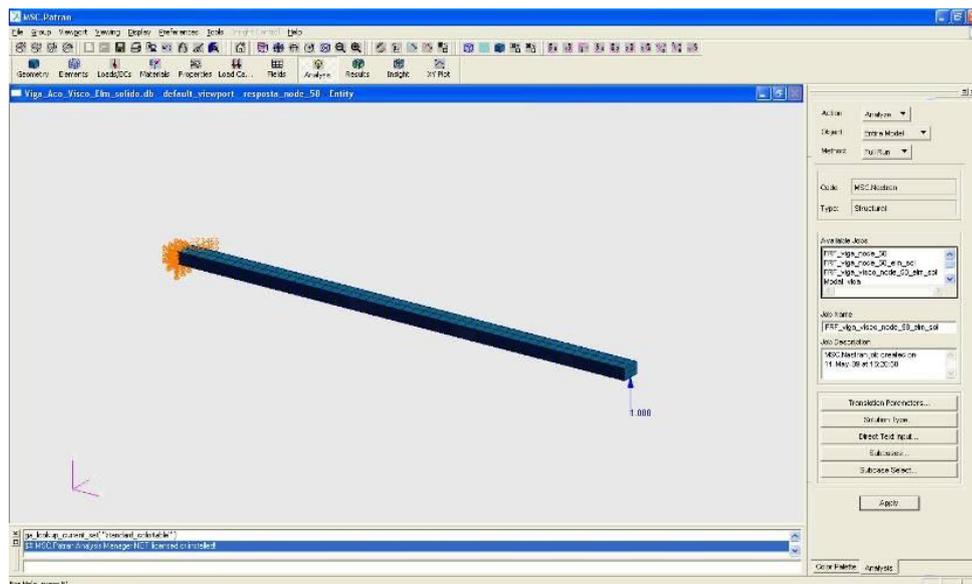


Figura 3.10: Modelo em FEM de uma viga engastada na interface MSC Patran.

No modelo numérico da viga base foram utilizados elementos hexaédricos (Hexaedro -

CHEXA) num total de 100 elementos e 306 nós a propriedade do material foi a PSOLID, e a dimensão de cada elemento foi de 0,005m x 0,005m x 0,003m. Estes dados podem ser visualizados na Figura 3.11 (a). Para o modelo numérico da viga base com aplicação de material viscoelástico foram utilizados elementos hexaédricos (Hexaedro - CHEXA) num total de 200 elementos e 459 nós a propriedade do material foi a PSOLID, e a dimensão de cada elemento foi de 0,005m x 0,005m x 0,003m. Estes dados podem ser visualizados na Figura 3.11 (b) [19].

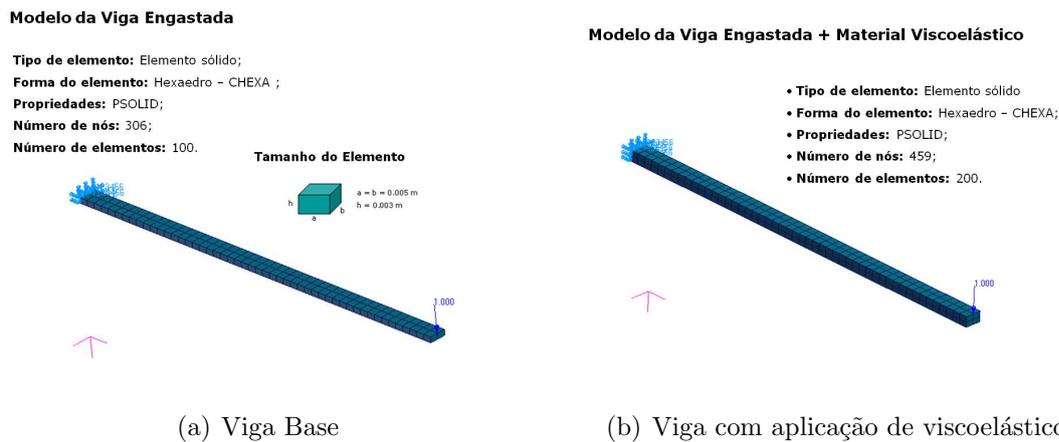


Figura 3.11: Especificações do modelo em FEM de uma viga engastada na interface MSC Patran. (a) viga base; (b) viga com aplicação de viscoelástico

A Figura 3.12 mostra a comparação do resultado numérico e experimental para a viga base, utilizando as propriedades obtidas no ensaio Oberst. É possível observar que o modelo numérico está concordante à curva experimental utilizando-se as propriedades provenientes do ensaio da viga Oberst. Esta resposta em frequência numérica foi obtida utilizando o módulo de elasticidade variando com a frequência para uma mesma temperatura. Cinco diferentes valores de fator de amortecimento (η) e módulo de elasticidade (E) foram usados, depois de dividir a faixa de frequência em cinco sub-faixas que compreendem todos os picos de ressonância com exceção do primeiro que pela norma ASTM deveria ser desprezado para obtenção do fator de perda e do módulo de elasticidade. Estas subdivisões foram feitas para que fosse possível utilizar as propriedades dinâmicas com variação na frequência. Estas subdivisões compreenderam o primeiro e o segundo modos, e do terceiro ao sexto individualmente.

Após a utilização das propriedades da viga base na simulação numérica e da análise de concordância com o resultado experimental, a camada de material viscoelástico (com suas propriedades) foi aplicada ao modelo numérico. A simulação numérica do material de amortecimento também foi feita utilizando elementos sólidos, pois estes proporcionaram melhor forma de conexão entre dois diferentes materiais (viga base e material viscoelástico).

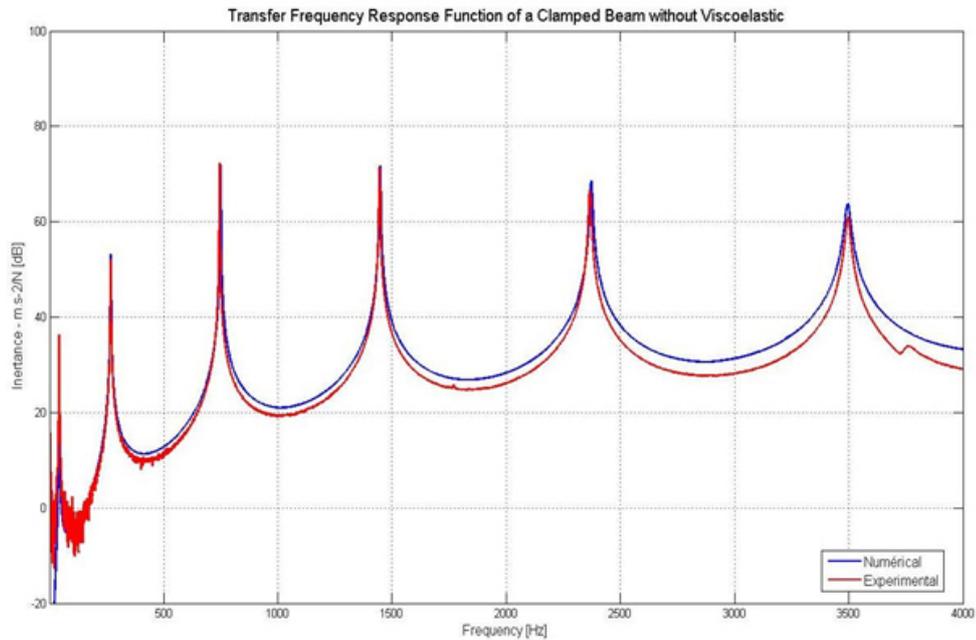


Figura 3.12: Comparação do resultado numérico x experimental viga base.

A Figura 3.13 ilustra o resultado obtido, mostrando uma boa concordância entre as curvas numérica e experimental para a viga composta.

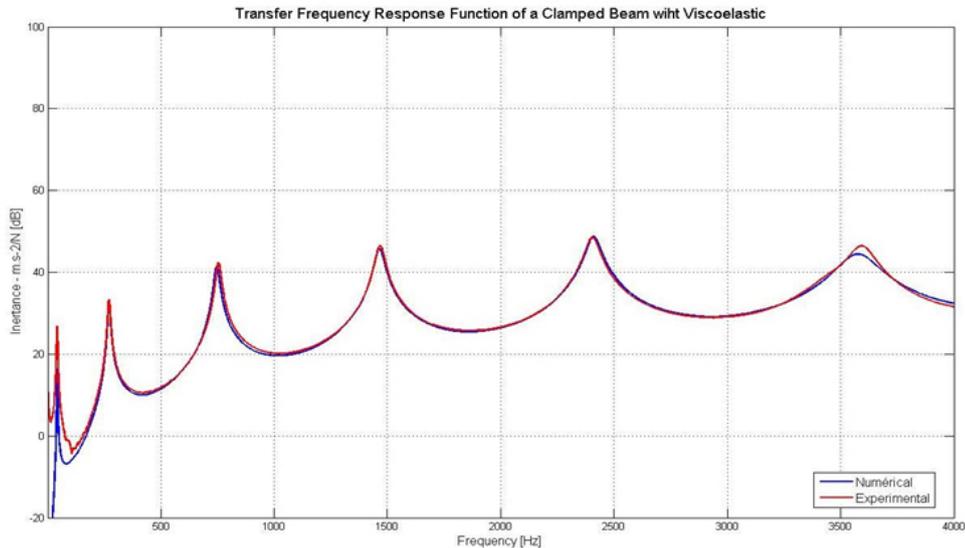


Figura 3.13: Comparação do resultado numérico x experimental viga composta, material LASD/Acusticol.

3.5 Análise dos Resultados

Quando se observa a Figura 3.14, é possível afirmar que na faixa de temperaturas entre 0 e 45°C apenas o LASD/Acusticol sofre influência direta da temperatura, indicando que este entrou na região de transição. Região esta que apresenta máximo valor de fator de amortecimento, ou seja, onde o material apresenta seu melhor desempenho de amortecimento. Por outro lado, a manta asfáltica se mantém na região vítrea, onde as variações com a temperatura são pequenas.

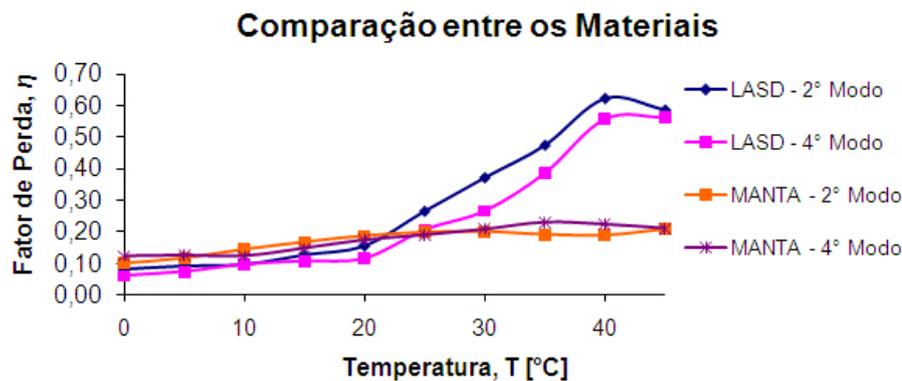


Figura 3.14: Comparação do fator de perda dos materiais sob as variações de temperatura.

Figura 3.15 mostra o comportamento do fator de perda variando com a frequência, para os dois materiais, para as temperaturas de 25°C e 40°C. Pode ser observado que a temperatura 25°C o comportamento do fator de perda para ambos os materiais é bastante similar. Para a temperatura de 40°C, entretanto, o fator de perda do material LASD/Acusticol é superior ao da Manta Asfáltica. Observa-se também que a diferença entre os valores do fator de perda do LASD/Acusticol a 20°C e a 40°C é alta, o que comprova mais uma vez que este entrou na região de transição.

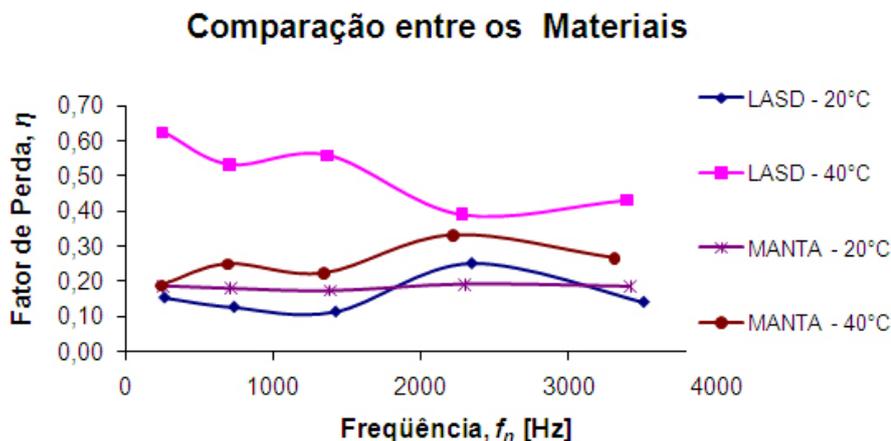


Figura 3.15: Comparação do fator de perda dos materiais sob as variações de frequência.

Os valores de fator de amortecimento obtido tanto para o aço (viga base) quanto

para os materiais viscoelásticos apresentam valores similares aos obtidos na literatura e aos fornecidos pelos fabricantes. Nos ensaios de Oberst foi possível a obtenção do valor do Módulo de Elasticidade para o LASD/Acusticol, propriedade esta desconhecida anteriormente, e que tornou possível a simulação numérica deste.

Desta maneira os resultados experimentais obtidos apresentam resultados confiáveis já que estas propriedades foram utilizadas na simulação numérica, que reproduziu o comportamento experimental com boa concordância, como observado na Figura 3.13. Contudo não foi realizado testes de repetibilidade dos ensaios para que fossem garantidos todos os resultados para todas as temperaturas e frequência.

A Tabela 3.1 mostra os resultados de forma mais detalhada, confirmando a confiabilidade dos resultados de caracterização do material obtidos pelo Método da Viga Oberst.

Tabela 3.1: Resultados da Viga Oberst e comparação dos resultados numéricos e experimentais.

	Frequencia de Ressonância						Fator de Amortecimento	
	Viga Base			Viga Amortecida			Viga Base	Viscoelástico
	Experimental	Numérico	Erro (%)	Experimental	Numérico	Erro (%)	Experimental	Experimental
Modo 1	42,19	42	0,45%	42,58	43	0,99%	0,013	0,423
Modo 2	267,6	264	1,35%	270,7	271	0,11%	0,0033	0,196
Modo 3	748,4	750	0,21%	754,3	746	1,10%	0,0008	0,151
Modo 4	1434	1437	0,21%	1468	1465	0,20%	0,0013	0,155
Modo 5	2389	2396	0,29%	2405	2411	0,25%	0,002	0,137
Modo 6	3463	3460	0,09%	3591	3578	0,36%	0,0057	0,246

Capítulo 4

Metodologia para avaliação de desempenho de amortecimento

Este capítulo tem por objetivo descrever o estudo desenvolvido na carroceria do veículo FIAT PALIO, Figura 4.1, que consistiu na avaliação do desempenho de amortecimento estrutural atual (com aplicação de manta asfáltica, configuração de fábrica) e de um mapeamento dos níveis de inertância de toda a carroceria para a realização de um procedimento de otimização experimental das áreas de aplicação de um novo material de amortecimento spray.



Figura 4.1: Carroceria FIAT-PALIO utilizada no estudo.

O procedimento de otimização experimental, ou ainda, a metodologia experimental para otimizar a aplicação de material, consiste na redução de área de aplicação e na definição da correta posição de aplicação de material, baseada no mapeamento dos níveis de inertância da carroceria, para se atingir um nível global de vibração igual ou inferior ao já obtido com a manta asfáltica, com uma redução considerável da massa de material aplicado em cada carroceria [6].

É importante considerar também que nestes ensaios não estão presentes as portas, o capô e a tampa traseira, bem como os pára-lamas. Já que a presença destes componentes acoplados a carroceria apenas por junção de parafusos provocaria dissipação da energia inserida no sistema, bem como uma redução do nível de coerência entre o sinal de entrada e saída. Apenas as áreas em que foi aplicado o material de amortecimento e que compõem a cabine da carroceria foram ensaiadas.

Desta forma, será descrito a seguir todo este procedimento, bem como a apresentação dos resultados obtidos.

4.1 Montagem e Pontos de Excitação e Medição

Como pode ser observado na Figura 4.2, a carroceria foi montada sobre suportes pneumáticos, que garantiram isolamento de fontes de excitação externa, e para que fisicamente fosse considerada livre no espaço a partir de certa frequência garantindo que a estrutura fosse excitada sem interferências. Foram utilizadas quatro molas pneumáticas fabricadas pela *GOODYEAR* modelo 1B6-530. Também foram utilizados quatro suportes metálicos para conexão das molas com a carroceria e mangueiras. O sistema pneumático foi alimentado por um compressor, que o mantinha sempre alimentado, impedindo assim que a pressão variasse por alguma perda na linha.



Figura 4.2: Suporte Pneumático.

A Figura 4.3 ilustra as válvulas de controle da pressão nas molas. Foi utilizada uma válvula maior que recebe a pressão do compressor e redistribui para duas válvulas menores que alimentam as molas. Esta configuração foi adotada para garantir independência entre a parte frontal da carroceria e a parte traseira, já que tais partes possuem massas diferentes.



Figura 4.3: Válvulas de Controle Pneumático.

Na realização das medições foi adotada uma pressão de alimentação do sistema suficientemente baixa de forma que os modos, relativos ao sistema de suspensão, ficassem abaixo de 10 Hz apresentando pouca influência sobre os primeiros modos da carroceria os quais aparecem em torno de 30 Hz, Tabela 4.1. Nas Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6, são apresentadas inertâncias nas três direções, sendo que as frequências naturais de montagem são representadas pelos picos nas regiões de frequências bem baixas. Estas respostas foram obtidas a partir de uma excitação impulsiva na direção desejada.

Tabela 4.1: Resultados da análise modal da carroceria fornecida pela FIAT [57].

No. of MODES	FREQUENCY (Hz)	DAMPING (%)	DESCRIPTION
1	36.20	0.99	1 st torsional
2	43.08	0.40	1 st flexural on XZ plane (central and front frame deformation only)
3	45.19	0.34	Front strut sifting
4	52.34	0.80	Floor heaving + yield of nodes A, B, H (roof longitudinal and windscreen pillar)
5	55.15	0.57	2nd torsional
6	60.04	0.48	Yield of nodes F, H (front pillar) causing front frame torsion
7	62.84	0.82	Yield of nodes F, H, A
8	63.75	0.69	Central and rear compartment compression

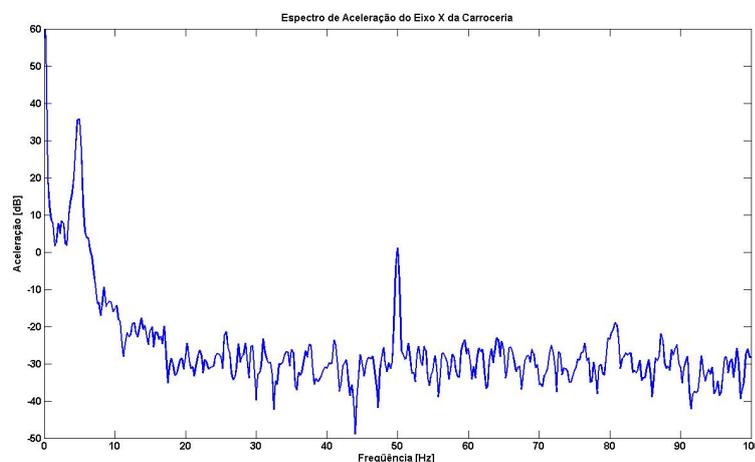


Figura 4.4: Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção x.

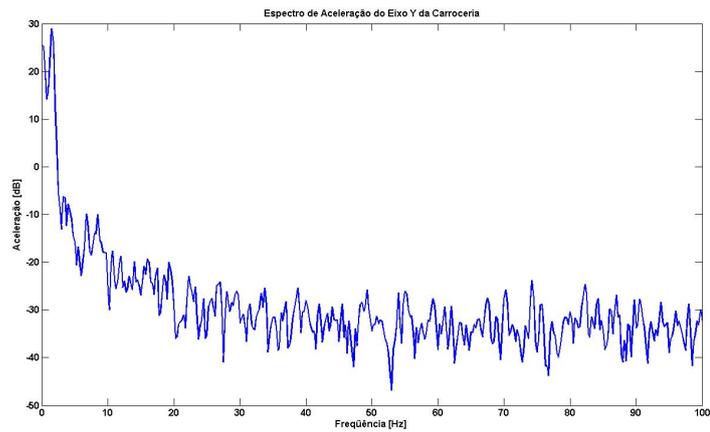


Figura 4.5: Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção y.

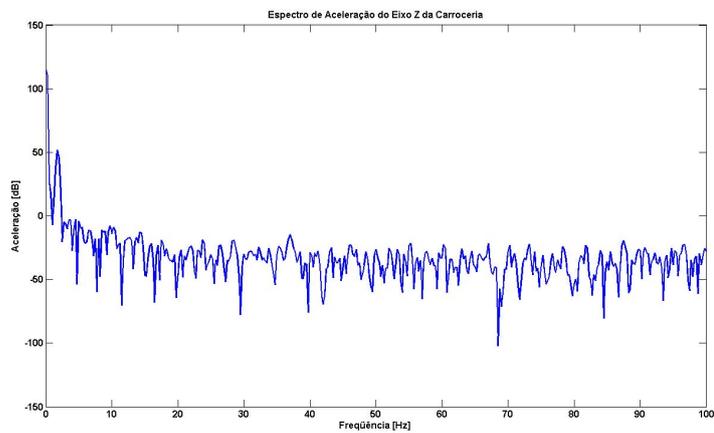


Figura 4.6: Inertância da carroceria sobre suspensão pneumática na direção z.

O sistema de referência utilizado nos experimentos na carroceria seguiu a configuração ilustrada na Figura 4.7.



Figura 4.7: Sistema de eixos utilizados.

O ponto de excitação adotado seguiu as orientações do documento *BODY MODAL ANALYSIS* enviado pela FIAT para orientar a realização dos ensaios na carroceria. Desta forma ficou definido que a excitação seria apenas frontal, já que em testes anteriores os maiores níveis de vibração eram provenientes da excitação frontal, e as demais quando comparadas estavam num nível de amplitude bem inferior. A Figura 4.8 mostra o ponto de conexão shaker - estrutura.



Figura 4.8: Detalhe do ponto de excitação.

Para a realização do mapeamento dos níveis de vibração no interior da carroceria, esta foi dividida em subsistemas [7]. Entende-se por subsistemas componentes (placas, chapas) que internamente sejam: fortemente acoplados, não possuam grandes variações geométricas e nem elementos de reforços (vigas em sua parte superior), como ilustra a Figura 4.9.



Figura 4.9: Critério de Divisão dos Sub-sistemas.

Desta forma, a carroceria do FIAT PALIO foi dividida conforme a Figura 4.10 e Figura 4.11:

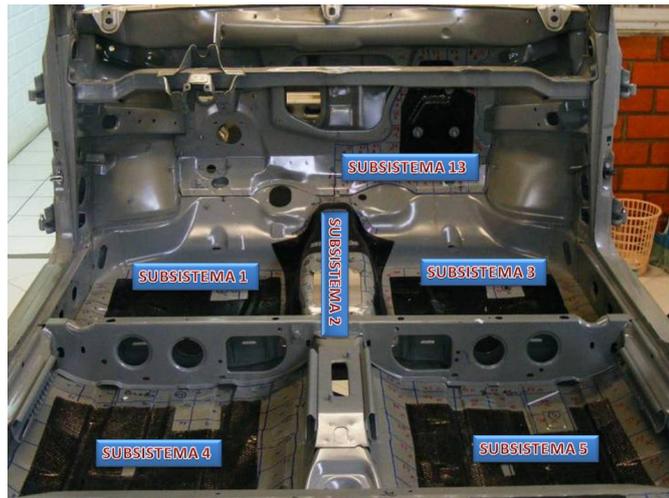


Figura 4.10: Divisão da carroceria em subsistemas (parte frontal).



Figura 4.11: Divisão da carroceria em subsistemas (parte traseira).

Descrevendo:

Subsistema 1: assoalho do motorista;

Subsistema 2: túnel de fixação da caixa de marcha;

Subsistema 3: assoalho passageiro frontal;

Subsistema 4: assoalho passageiro traseiro lado esquerdo;

Subsistema 5: assoalho passageiro traseiro lado direito;

Subsistema 6: assoalho sob acento dos passageiros e sobre tanque de gasolina;

Subsistema 7: porta-malas e local de fixação do step;

Subsistema 8: caixa de roda direita;

Subsistema 9: caixa de roda esquerda;

Subsistema 10: parte traseira do porta-malas, local da trava da tampa;

Subsistema 11: parte Frontal próximo ao limpador de pára-brisa lado direito;

Subsistema 12: parte Frontal próximo ao limpador de pára-brisa lado esquerdo;

Subsistema 13: lado direito do *dash front panel*, onde há aplicação de manta;

Subsistema 14A: teto da carroceria parte traseira;

Subsistema 14B: teto da carroceria parte frontal.

4.2 Aplicação do Material de Amortecimento

Na realização das medições na carroceria tomou-se o cuidado de se reproduzirem as condições de amortecimento que ocorrem na linha de produção da fábrica. Desta maneira, a aplicação da Manta Asfáltica ocorreu na fábrica, passando pelo processo de estufa para adesão do material. Posteriormente as medições realizadas na carroceria com manta asfáltica, a mesma foi retirada para a realização das medições sem amortecimento, Figura 4.12.



Figura 4.12: Procedimento de retirada da Manta Asfáltica da carroceria.

Como estava bem aderida à estrutura da carroceria, foi necessária a utilização de um aquecedor e uma espátula, para a remoção da manta asfáltica, Figura 4.12. Entretanto em algumas regiões pode-se observar que não ocorre uma perfeita conformação da peça de manta asfáltica na carroceria, Figura 4.13, o que ocasiona bolhas de ar e pode ocasionar um mascaramento no efeito de amortecimento nesta região. Na região onde ocorreu uma completa adesão da manta à carroceria, após a sua retirada, é facilmente percebida uma mancha marrom uniforme devido ao derretimento da manta na estufa Figura 4.13 (a). Na região onde ocorreu falha na aplicação da manta, esta mancha apresenta descontinuidades Figura 4.13 (b), geralmente ocorrendo em regiões onde a geometria da superfície apresenta irregularidades.



Figura 4.13: Regiões de aplicação de Manta Asfáltica. (a) Região de completa adesão da Manta à estrutura; (b) Região com problemas de adesão da Manta à estrutura

Finalizadas as medições sem amortecimento na carroceria, foi realizada a aplicação do insonorizante LASD/Acusticol fornecido pela COLAUTO, Figura 4.14 (a), nas regiões definidas. A aplicação do Insonorizante LASD/Acusticol foi realizada pela equipe LARI/UFSC de forma manual, nas regiões definidas, seguindo todas as recomendações e procedimentos de segurança pessoal definidas pelo fabricante, como ilustra a Figura 4.14 (b). Por ser um material que se encontra na forma líquida este não apresenta problemas de adesão, podendo ser efetuada as medições após o período de cura que é de 24 horas.



(a)



(b)

Figura 4.14: (a) Insonorizante LASD/Acusticol enviado; (b) Aplicação de Insonorizante LASD/Acusticol seguindo recomendações de segurança.

4.3 Configuração de Medição

Para a realização das medições foram utilizados os seguintes equipamentos: Frontend B&K Pulse 4 *inputs/2 outputs* - módulo 3109; dois acelerômetros PCB M359B18 com base magnética PCB M080A30; cabeça de impedância PCB 288D01; amplificador de potência ModalShop Modelo 2050E05; excitador *Modal Shaker* 100lbf Modelo 2100E11; calibrador PCB M394C06 - 10m/s² - 159,2 Hz. A Figura 4.15 mostra a cadeia de medição e os equipamentos utilizados:

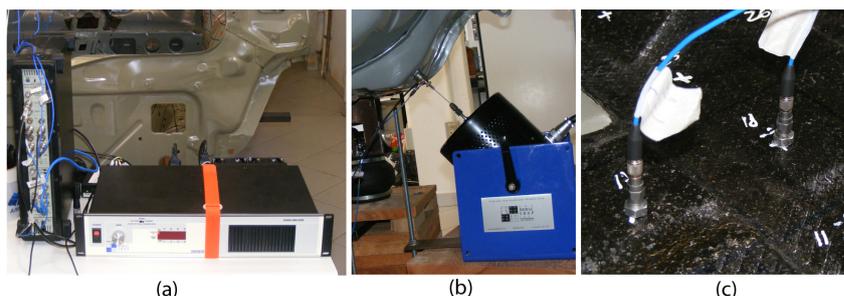


Figura 4.15: Equipamentos utilizados nas medições da carroceria. (a) Pulse e amplificador; (b) *shaker* e cabeça de impedância; (c) acelerômetros.

As medições foram realizadas na faixa de frequências de 0 a 1000 Hz discretizada em 6400 linhas espectrais, com resolução máxima de 0,15625 Hz. O número de amostras na média foi de 150, com rejeição de *overload* e *overlap* máximo.

Na análise dos sinais pelo Pulse foi aplicada a janela *Hanning* em todos os canais de medição. Para a excitação foi gerado um sinal aleatório (ruído branco) para que a estrutura tivesse uma excitação plana na frequência até 1600 Hz. Para garantir que toda a energia gerada pelo *shaker* estava sendo inserida na estrutura foram analisadas as curvas de coerência na cabeça de impedância, como ilustra a Figura 4.16.

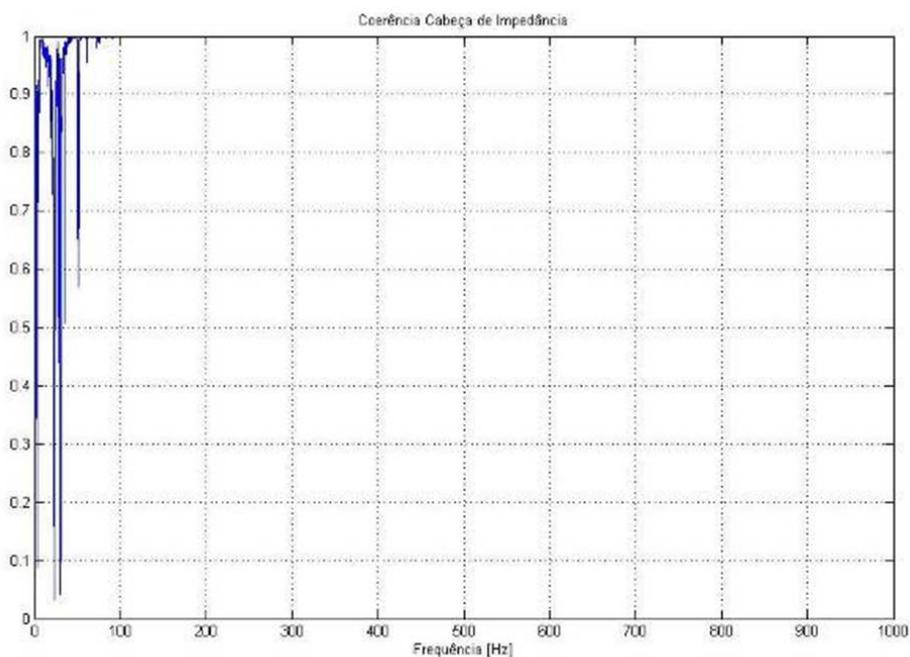


Figura 4.16: Curva de coerência da Cabeça de Impedância.

Observa-se que para frequências abaixo de 100 Hz existe uma dificuldade de inserção de energia no sistema. Isso se deve pelo fato de que o *shaker* utilizado tem características de excitação superiores a esta frequência. Para solucionar este problema seria necessário um *shaker* de dimensões maiores e que possibilitasse a excitação numa faixa de frequência inferior, isto foi observado após a realização de medição até 200 Hz verificando que não era influência da faixa dinâmica envolvida. Entretanto, não é necessário a utilização de outro excitador, já que o objetivo deste ensaio é a comparação dos resultados de amortecimento entre os dois materiais (Manta Asfáltica e LASD/Acusticol), os quais possuem faixa de atuação superior a 120 Hz, como ilustra a Figura 4.17.

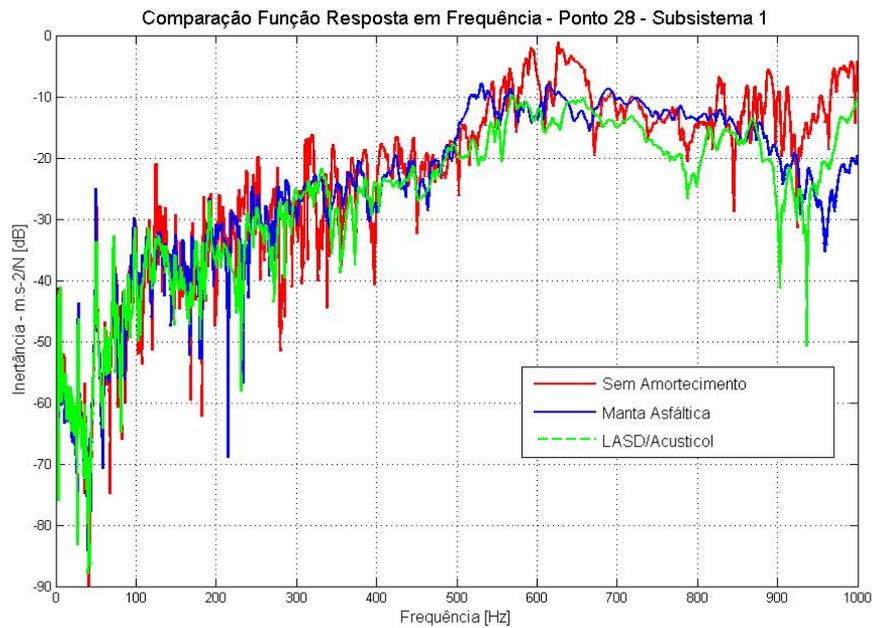


Figura 4.17: Comparação entre FRF's. vermelho: sem Amortecimento; azul: manta Asfáltica e verde: LASD/Acusticol

Pode-se observar na Figura 4.17 que somente a partir de 120 Hz o tratamento de amortecimento surte efeito de atenuação de vibração. Desta maneira, os resultados apresentados a seguir trarão curvas para as bandas de frequência superiores a 200 Hz. Para se manter a repetibilidade dos ensaios nas medições para as três situações de tratamento de amortecimento foi mantido o valor de ganho no amplificador de sinal, mantendo assim o nível de amplitude no *shaker*.

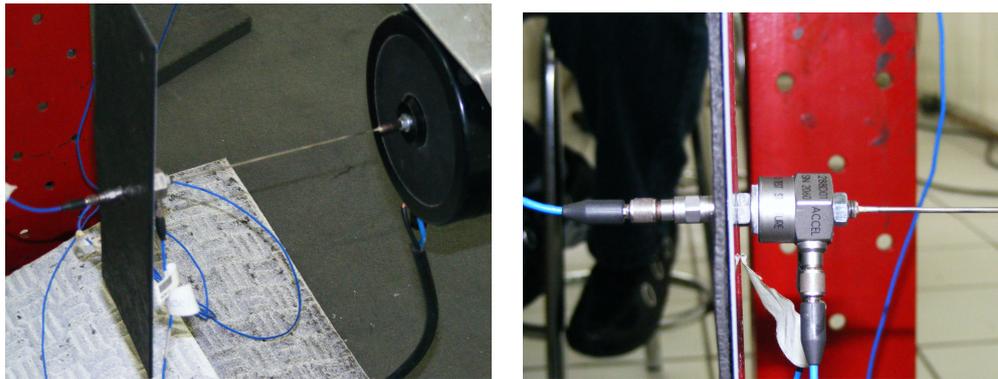
Para as medições de resposta em frequência na carroceria com tratamento de amortecimento, os acelerômetros foram posicionados sobre a camada de Manta Asfáltica e de LASD/Acusticol, Figura 4.18. O ideal seria que fossem posicionados na face oposta da placa vibrante sob tratamento. Entretanto, tal posicionamento se torna inviável pela grande quantidade de pontos de medição e a dificuldade de posicionar com precisão os acelerômetros nas coordenadas dos pontos de aplicação de amortecimento na face oposta.



Figura 4.18: Posicionamento dos Acelerômetros sobre a camada de Manta Asfáltica

Para evitar que os resultados fossem camuflados por esta interferência, inviabilizando assim todas as análises feitas a partir deste ponto, foram realizados ensaios para garantir

que o sinal medido sobre o material viscoelástico seria aproximadamente o mesmo. Este procedimento experimental consistiu na comparação das respostas em frequência pontuais do sinal obtido pela cabeça de impedância numa das faces de uma placa em relação ao sinal obtido por um acelerômetro posicionado no mesmo ponto, contudo, na face oposta sobre a camada de material viscoelástico, como ilustra a Figura 4.19.



(a) Configuração de Ensaio

(b) Detalhe da montagem.

Figura 4.19: Ensaio para verificação da influência do posicionamento dos acelerômetros sobre a camada de material viscoelástico

As respostas obtidas pelo acelerômetro posicionado sobre a camada de amortecimento foi comparada à resposta da cabeça de impedância. Observa-se que tanto para o LASD/Acusticol, Figura 4.20, como para a manta asfáltica, Figura 4.21, o posicionamento do acelerômetro não interferiu nos resultados das medições.

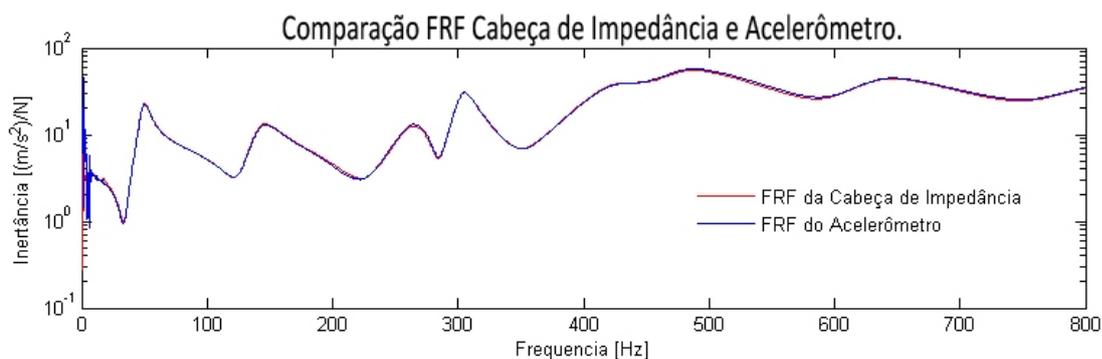


Figura 4.20: Comparação das FRF's da cabeça de impedância e do acelerômetro posicionado sobre a camada de LASD/Acusticol

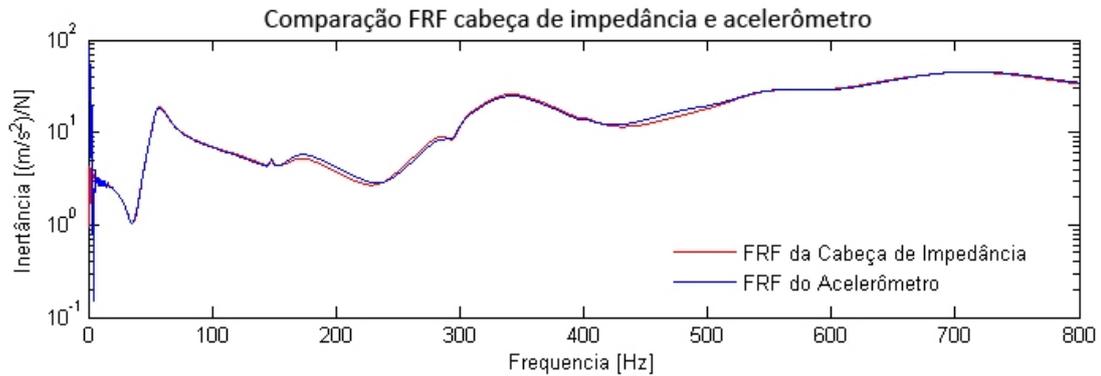


Figura 4.21: Comparação das FRF's da cabeça de impedância e do acelerômetro posicionado sobre a camada de Manta Asfáltica

É possível obter mais detalhes sobre este ensaios e seus resultados através da referência [58].

4.4 Procedimento de Otimização Experimental

Para a realização do processo de otimização de aplicação de material, foi feita a varredura dos níveis de inertância de transferência em toda a carroceria, para o ponto de excitação como ilustrado na Figura 4.8, de forma a mapear todos os subsistemas numa gama de frequências de 0 Hz a 1000 Hz. Este mapeamento consiste na apresentação dos valores de inertância em banda de um terço de oitava para cada subsistema sobrepondo os mapas em cores e as imagens reais do subsistema, como ilustrado na Figura 4.22.

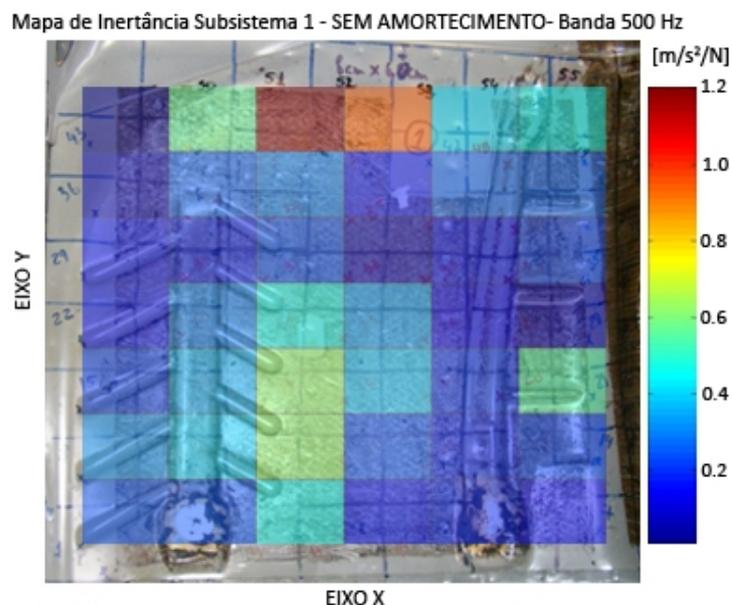


Figura 4.22: Mapa de inertância do subsistema 1, sem amortecimento, na banda de 500Hz.

Além de facilitar a visualização das regiões onde ocorrem os maiores níveis de inertância

este mapeamento tem como objetivo identificar as regiões em cada subsistema onde deve realmente ocorrer a aplicação de material de amortecimento. Associando-se assim o mapa com a imagem do subsistema, é possível perceber se o material está aplicado no local correto e se a sua aplicação surtiu efeito naquela faixa de frequência.

Este procedimento foi adotado para as três situações de amortecimento. Primeiramente com a manta asfáltica já aplicada na configuração provinda de fábrica, Figura 4.23 (b), posteriormente sem material de amortecimento, Figura 4.23 (a). Após o mapeamento sem amortecimento, através da visualização dos mapas e fazendo-se uma interseção dos mesmos na faixa de frequência em estudo, foram definidas as regiões de aplicação de material (LASD/Acusticol), de modo a reduzir os maiores níveis obtidos, Figura 4.23 (c).

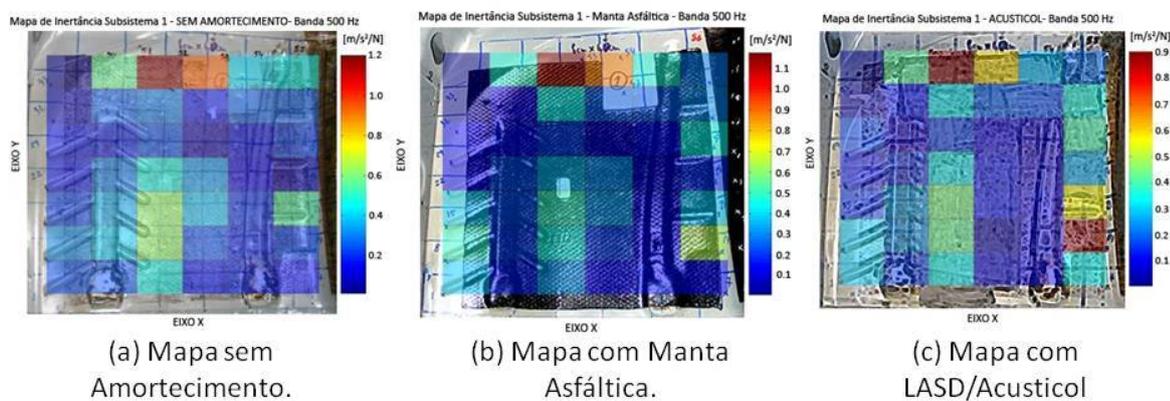


Figura 4.23: Mapas de cores para as três situações de amortecimento. (a) sem amortecimento; (b) manta asfáltica e (c) LASD/Acusticol.

Para determinar a posição de aplicação de material foi utilizada a função de resposta em frequência obtida a partir dos valores de aceleração. Comumente são utilizados os valores de mobilidade já que o uso das informações do quadrado da velocidade é proporcional à energia vibracional e também ao nível de pressão sonora. Entretanto, em parte da carroceria onde é mais relevante a sensação transmitida ao passageiro pelo contato desde com esta parte (exemplo: parte interna da porta, assoalho, etc), a utilização dos valores de aceleração para a definição de uma função objetivo é mais apropriada [13]. Por se tratar de materiais viscoelásticos de camada livre que dissipam energia em carregamentos de flexão, estes devem estar posicionados nas regiões de maior flexão. De tal maneira, é possível afirmar que pra este estudo as regiões de maior inércia correspondem à região de máxima flexão [7, 6].

Esta afirmação é feita a partir da analogia com uma viga sob flexão. Numa viga bi-apoiada longe dos extremos, a viga tem um comportamento básico de função harmônica no espaço. Nesta região interna da viga, como os momentos fletores são iguais a $E.I$, há coincidência nos pontos onde os deslocamentos têm amplitudes máximas e onde os momentos também têm amplitudes máximas. Então o material de amortecimento deve

ser colocado nas regiões de máximo deslocamento (ou aceleração) que corresponde a parte interna da viga. Para uma placa (consideração feita para os subsistemas da carroceria) o raciocínio é semelhante. Mais informações sobre os modos de flexão de vigas, bem como a aplicação de material viscoelástico em sistemas complexo com cobertura total e parcial podem ser obtidas em [2, 59].

Com o objetivo de definir as frequências que apresentavam maior valor de inertância para cada subsistema foi elaborado um gráfico apresentando seus maiores níveis ao longo da frequência para cada situação de tratamento de amortecimento, Figura 4.24. Desta maneira foi possível avaliar o efeito de amortecimento em cada frequência e a relevância de cada uma destas na redução global de energia vibratória em cada sistema.

A Figura 4.25, ilustra os valores globais ponto a ponto para as três situações de amortecimento. Este gráfico foi elaborado também com o intuito de avaliar o efeito da aplicação de material, entretanto, não em função da frequência, mas em função dos números dos pontos, para se ter ponto a ponto o nível de redução global do nível de vibração.

Este mapeamento foi realizado em todos os subsistemas acima citados. Os resultados comparativos, bem como os comentários para cada um destes subsistemas pode ser encontrado em [19], será apresentados no Apêndice A apenas o subsistema 1. Neste capítulo será apresentado apenas o resultado global da carroceria.

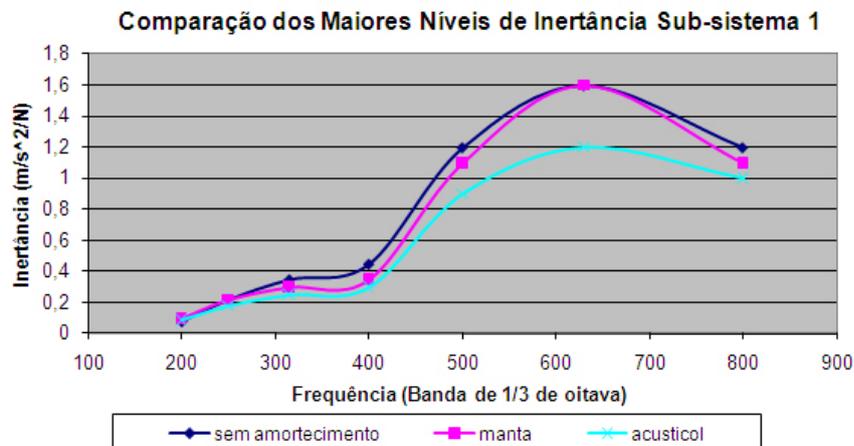


Figura 4.24: Gráfico de comparação dos maiores níveis de Inertância para as três situações de amortecimento.

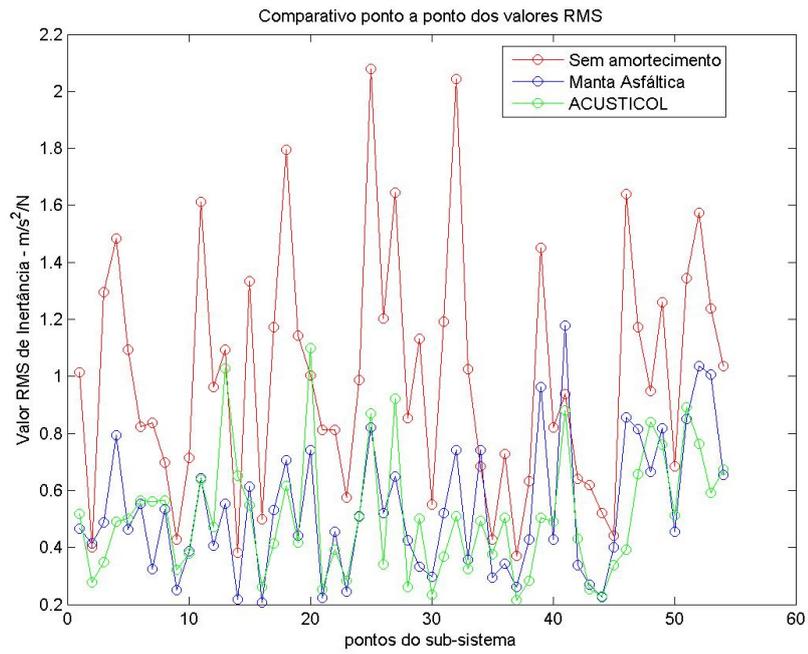


Figura 4.25: Comparação ponto a ponto dos valores globais de inertância por subsistema.

4.5 Análise Modal da Caixa de Roda

Com o intuito de validar a metodologia utilizada na identificação das regiões de aplicação de material de amortecimento foi realizada uma análise modal em um dos subsistemas para realizar um comparativo das regiões de maior amplitude de vibração, da forma modal obtida na análise modal experimental e da região obtida no gráfico do subsistema como apresentado na Figura 4.22.

O subsistema escolhido foi o subsistema 8, Figura 4.26, que compreende a caixa de roda traseira do lado esquerdo da carroceria. Este subsistema foi escolhido pelo fato de ser crítico na propagação de energia vibratória, bem como por apresentar uma rigidez significativa para a realização da análise modal experimental.

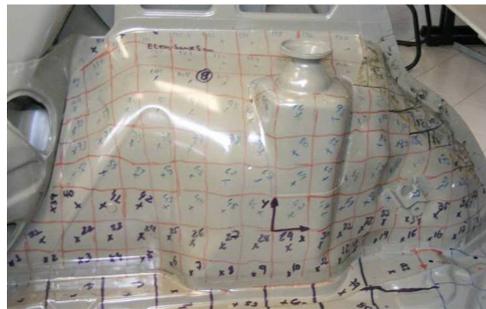


Figura 4.26: Substância 8 - Caixa de roda traseira esquerda.

4.5.1 Geometria e Setup de Medição

Para a análise modal experimental foi utilizada a mesma localização de pontos de medição utilizados na varredura do subsistema 8. Desta maneira, a caixa de roda foi dividida em 138 elementos de dimensão 5cm x 5cm. Foram selecionados dois pontos de excitação de modo que fossem excitadas todas as direções da caixa de roda, estes pontos estão representados em destaque na Figura 4.27, juntamente com os elementos da geometria.

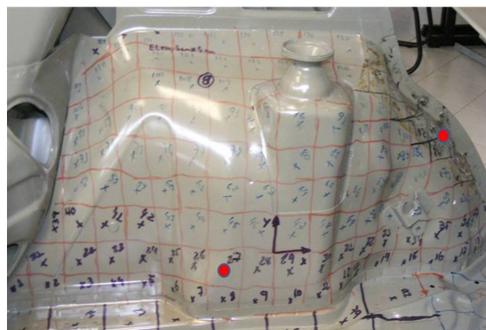


Figura 4.27: Pontos de Excitação e elementos da geometria da caixa de roda, em vermelho

A partir da localização dos elementos em relação ao sistema de coordenada adotado,

com o eixo z sempre perpendicular ao plano de medição, foi gerada a geometria no software *LMS/SCADAS*, no módulo *Modal Analysis*. A escolha dos mesmos pontos de medição foi feita para que se aproveitasse a marcação na carroceria e para que fosse possível se confrontar as formas modais com as imagens obtidas na metodologia de otimização experimental.

Neste procedimento foram utilizados os seguintes equipamentos: acelerômetro PCB 320C18, base magnética; acelerômetros PCB M359B18, base magnética; martelo instrumentado PCB 086c05, com ponteira de aço; calibrador PCB M395C06; analisador de sinais *LMS SCADAS III*; microcomputador.

Para a aquisição dos dados a excitação foi mantida fixa em um ponto e foi feita a varredura de todos os pontos da malha com a mudança da posição dos acelerômetros. Por trabalhar com dois acelerômetros, um foi posicionado no ponto 1 e o outro no ponto correspondente à metade do número total de pontos a serem medidos. Posteriormente a esta primeira varredura, com o intuito de adquirir as respostas em outra direção, foi alterado o ponto de excitação, repetindo-se o mesmo procedimento.

A análise foi feita com uma banda de frequência de 0 a 800 Hz, com um total de 1024 linhas espectrais, com resolução de 0,78 Hz. A janela utilizada para a excitação foi a retangular (de força), e a de resposta a janela exponencial. A Figura 4.28 ilustra a malha gerada no software.

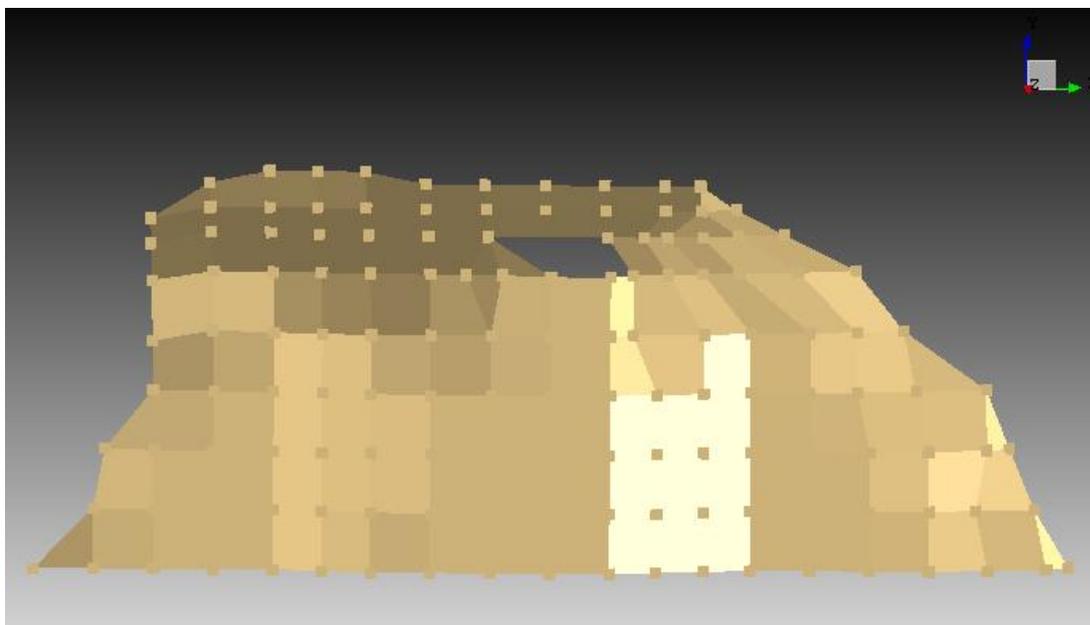
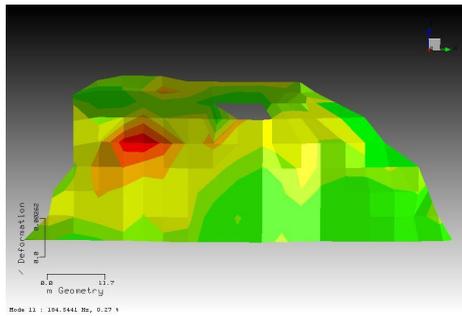


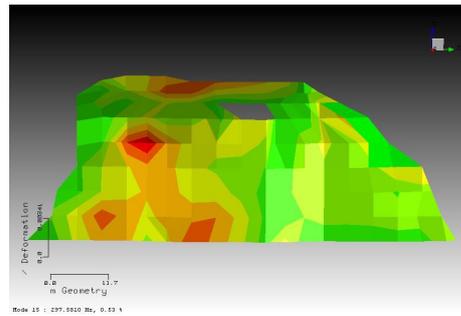
Figura 4.28: Geometria Caixa de Roda confeccionada no software.

4.5.2 Resultados Análise Modal Experimental

Serão apresentadas aqui as formas modais mais relevantes para o estudo e a definição de aplicação de material de amortecimento na estrutura da carroceria. Estas foram consideradas as mais relevantes, pois apresentavam os maiores níveis de deslocamento bem como a repetição desta região de máximo deslocamento dentro da faixa de frequência em estudo. A partir da metodologia utilizada foram obtidas as seguintes formas modais

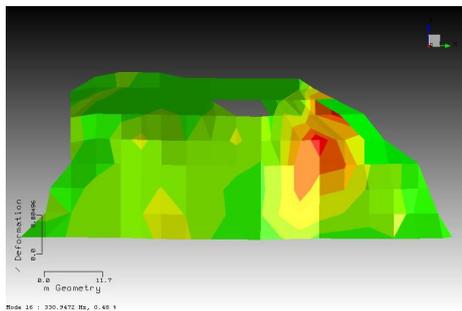


(a) Modo 11, frequência 184,5 Hz.

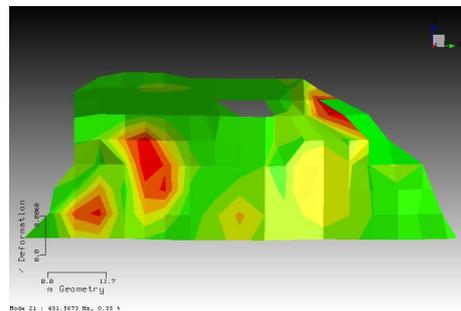


(b) Modo 15, frequência 297,5 Hz.

Figura 4.29: Resultado Análise Modal Experimental; (a)Modo 11, frequência 184,5 Hz; (b)AModo 15, frequência 297,5 Hz.

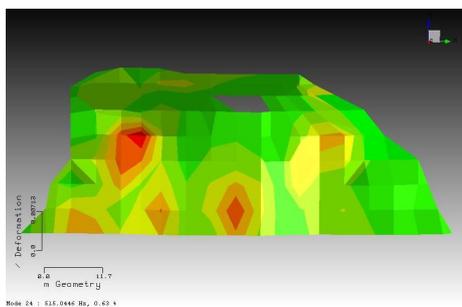


(a) Modo 16, frequência de 330,9 Hz.

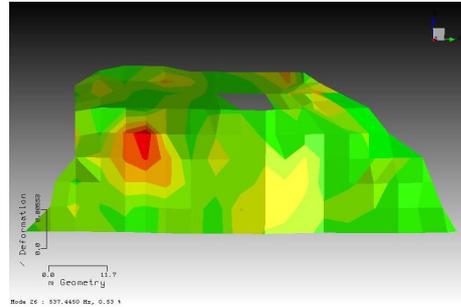


(b) Modo 21, frequência 451,5 Hz..

Figura 4.30: Resultado Análise Modal Experimental; (a)Modo 16, frequência de 330,9 Hz; (b)Modo 21, frequência 451,5 Hz..



(a) Modo 24, frequência 515 Hz.



(b) Modo 26, frequência 537,5 Hz.

Figura 4.31: Resultado Análise Modal Experimental; (a)Modo 24, frequência 515 Hz; (b)Modo 26, frequência 537,5 Hz.

Avaliando-se as formas apresentadas, Figura 4.29 a Figura 4.31, pode-se considerar que a aplicação de material de amortecimento já existente se encontra em uma posição que não maximiza a utilização do amortecimento aplicado pois identificou-se estes locais como regiões de menor incidências de deformações máximas, Figura 4.32.



Figura 4.32: Caixa de roda com aplicação de material de amortecimento atual.

Da mesma forma, pode-se constatar que o mapeamento realizado reproduz com um bom grau de fidelidade as regiões de maior nível de amplitude de resposta, como ilustra a Figura 4.33. Na Figura 4.33 é possível observar que a metodologia adotada para a determinação das posições de aplicação de material é válida, já que para a mesma faixa de frequências há uma coincidência das regiões de maior amplitude para dois métodos de análise diferentes.

Desta forma a Análise modal cumpriu com o objetivo de auxiliar a identificação das regiões de ocorrência dos maiores níveis de amplitude para a aplicação de material de amortecimento [43]. Validando assim a metodologia de mapeamento utilizada, já que em algumas regiões da carroceria a realização da análise modal não era recomendável por limitações de instrumentação e complexidade do sistema.

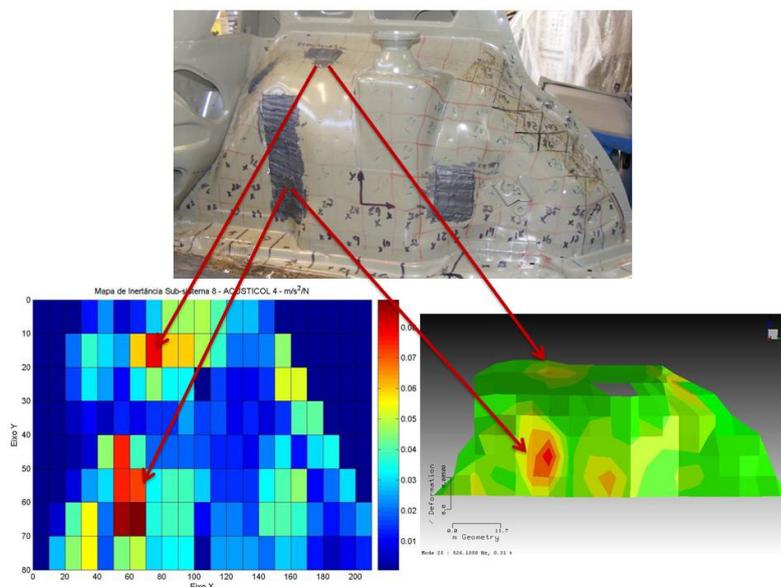


Figura 4.33: Comparação dos resultados de mapeamento da caixa de roda direita e do resultado da análise modal experimental realizada no mesmo sistema para a banda de 500Hz.

4.6 Efeito Acústico da Aplicação “Otimizada” do Material de Amortecimento.

No tratamento de amortecimento de estruturas existe uma preocupação a respeito do efeito do material de amortecimento sobre o comportamento acústico da estrutura. Isto se deve à necessidade de se associar uma redução do nível de pressão sonora no interior de um veículo (por exemplo) sem um acréscimo significativo de massa à estrutura. Este fato ocorre na distribuição de material de amortecimento na carroceria, o qual aplica-se material sobre uma grande área da carroceria de forma a atenuar as ondas de flexão, Figura 4.34.



Figura 4.34: Atual distribuição de material de amortecimento na carroceria.

Com a realização do processo de otimização experimental, há uma redução considerável na massa adicionada ao sistema bem como redução similar do nível de vibração. Entretanto, por apresentar distribuição descontínua em várias partes da carroceria, Figura 4.35, houve a preocupação de que nestas discontinuidades pudessem ocorrer regiões de não cancelamento da onda vibratória, ocasionando um aumento da energia sonora radiada, Figura 2.24.

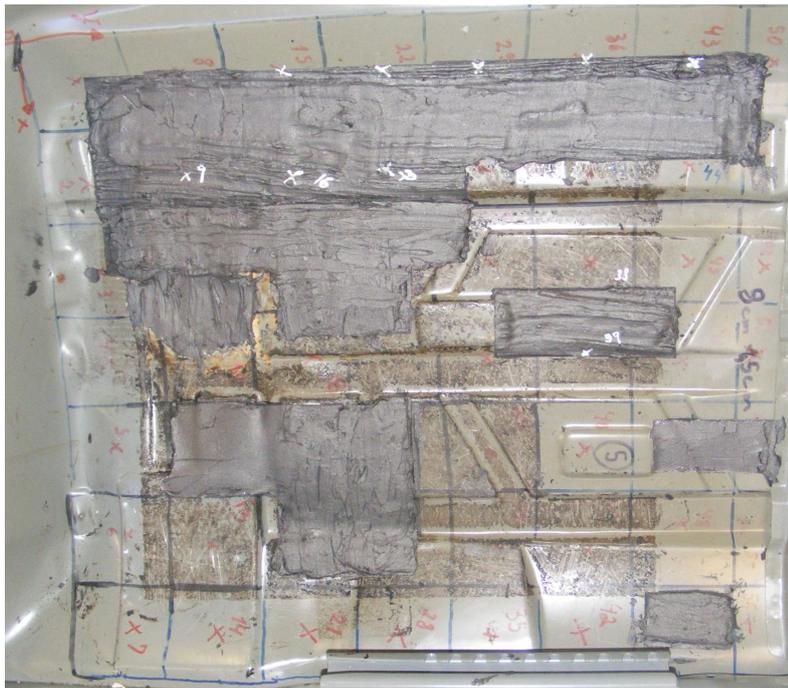


Figura 4.35: Distribuição otimizada de material de amortecimento em um subsistema da carroceria.

Por isso, realizou-se uma avaliação do efeito acústico da distribuição otimizada de material de amortecimento em uma estrutura simplificada (protótipo de uma carroceria), Figura 4.36, utilizando a técnica de *Beamforming*.

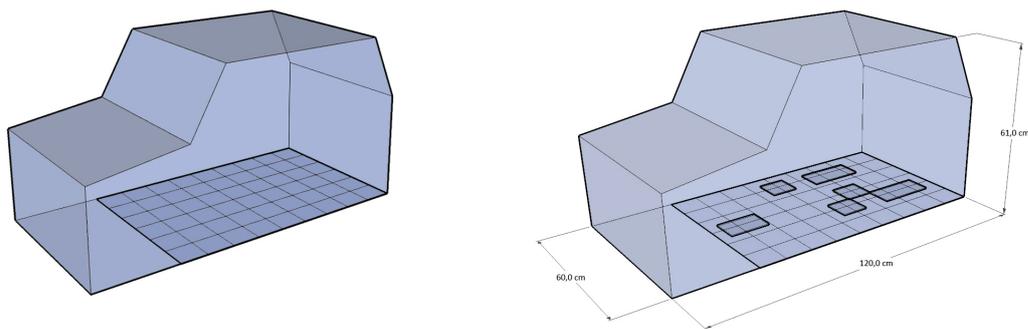


Figura 4.36: Protótipo de carroceria utilizado na avaliação do efeito acústico do tratamento de amortecimento.

Para isto foi realizado o mesmo procedimento metodológico de mapeamento dos níveis de máxima inertância descrito neste trabalho de dissertação, para este protótipo de carroceria sendo submetido à uma excitação. E posteriormente feita a análise do efeito acústico que este tratamento ocasionou.

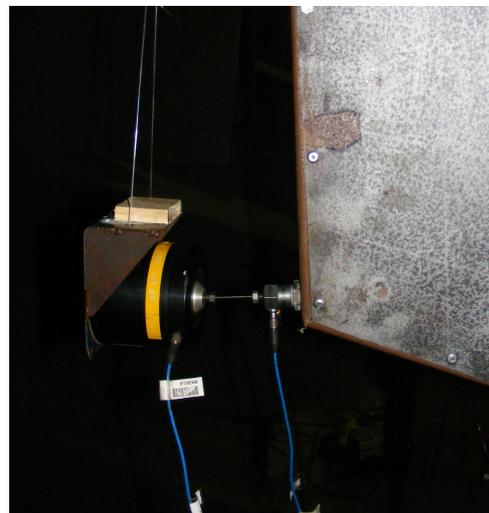
4.6.1 Configuração de medição e Ponto de Excitação

Para a realização do procedimento de mapeamento dos níveis de inertância, o protótipo foi excitado na face oposta ao assoalho (pontos de resposta), como ilustra a Figura 4.37 (a). Para isto foi utilizado o *minishaker* da B&K, Figura 4.37 (b), e os demais equipamentos são semelhantes aos utilizados no mapeamento da carroceria, e estão listados abaixo:

- i - Frontend B&K Pulse 4 *inputs/2outputs* - módulo 3109;
- ii - dois acelerômetros PCB M359B18 com base magnética PCB M080A30;
- iii - cabeça de impedância PCB 288D01;



(a) Montagem Protótipo



(b) Detalhe ponto Excitação

Figura 4.37: Medição dos níveis de inertância no assoalho do protótipo. (a) Montagem do Protótipo; (b) Detalhe do ponto de excitação

As medições foram realizadas na faixa de frequências de 0 a 4000 Hz discretizada em 6400 linhas espectrais, com resolução máxima de 0,625 Hz. O número de amostras na média foi de 150, com rejeição de *overload* e *overlap* máximo. Na análise dos sinais pelo Pulse foi aplicada a janela *Hanning* em todos os canais de medição. Para a excitação foi gerado um sinal aleatório (ruído branco) para que a estrutura tivesse uma excitação plana na frequência até 4000 Hz.

4.6.2 Resultados do Mapeamento de inertância do Protótipo

Para um protótipo de chassis ideal o nível de vibração foi medido e um mapeamento foi feito, como ilustrado na Figura 4.38. Visualizando o mapa é possível identificar a região

onde se material de amortecimento para cada banda de 1 / 3 de oitava de frequência ampla, que foi de 0-3200 Hz. Neste caso para que fosse ilustrado o mapeamento, apenas a banda de 2500 Hz foi apresentada .

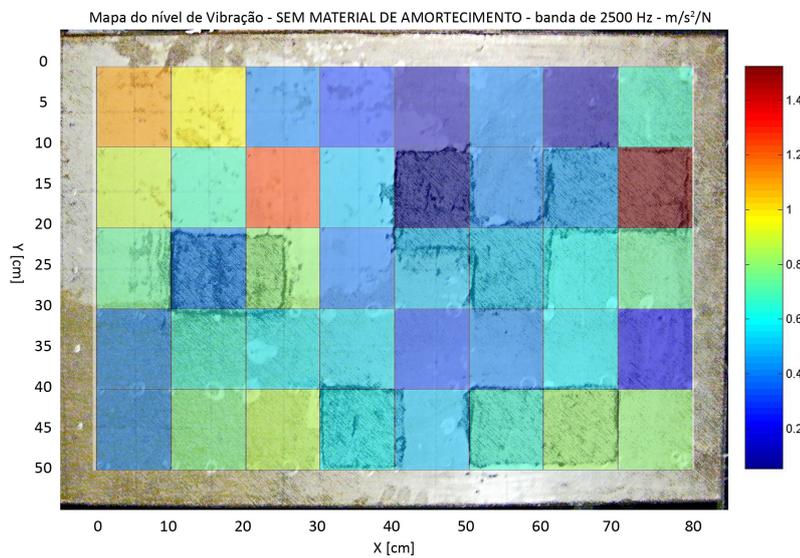


Figura 4.38: Mapeamento do assoalho do protótipo de chassi para a situação sem amortecimento, banda de 2500Hz.

Após este mapeamento inicial e a identificação das regiões que tem maior contribuição com o nível de vibração, o material de amortecimento foi aplicado no assoalho, como pode ser observado na Figura 4.39.

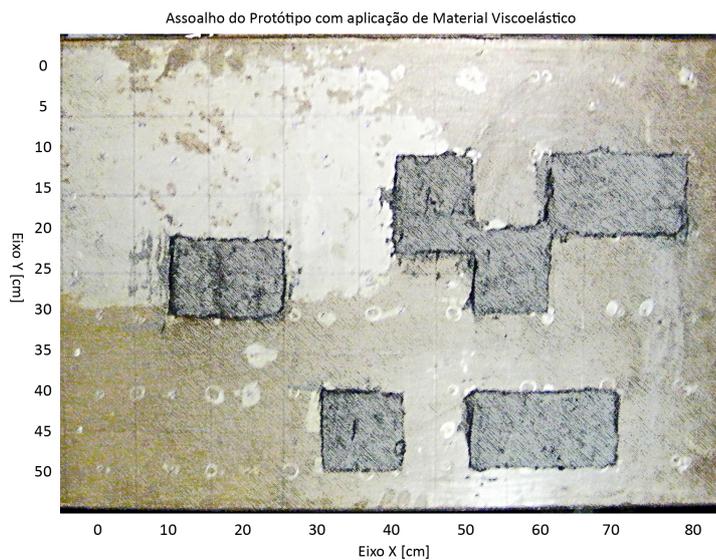


Figura 4.39: Assoalho do protótipo de chassi com aplicação de material viscoelástico.

Finalizando o mapeamento do protótipo, uma nova medição agora com a aplicação de

material viscoelástico foi realizada. Com isso foi possível avaliar o efeito de amortecimento nas regiões de máxima amplitude de inertância do assoalho, Figura 4.40. Observa-se que a redução mais uma vez é considerável, quando se compara a Figura 4.38 com a Figura 4.40.

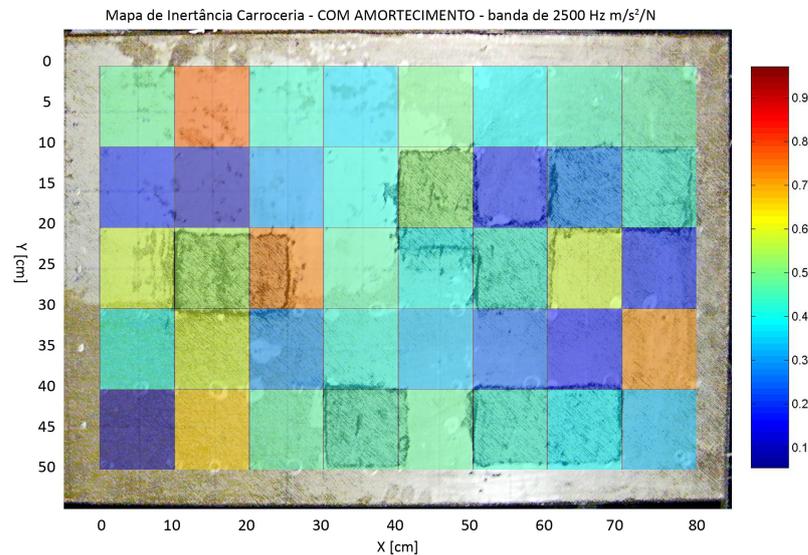


Figura 4.40: Mapeamento do assoalho do protótipo de chassi para a situação com amortecimento viscoelástico, banda de 2500Hz.

4.6.3 Resultados do *Beamforming*

Os resultados experimentais foram obtidos em ensaio realizado na câmara semi-aneecóica, para evitar interferência de ruído externo. O *array* de microfones estava posicionado a 2,1m da superfície do protótipo, com o centro deste alinhado com o centro do protótipo, como ilustra a Figura 4.41.

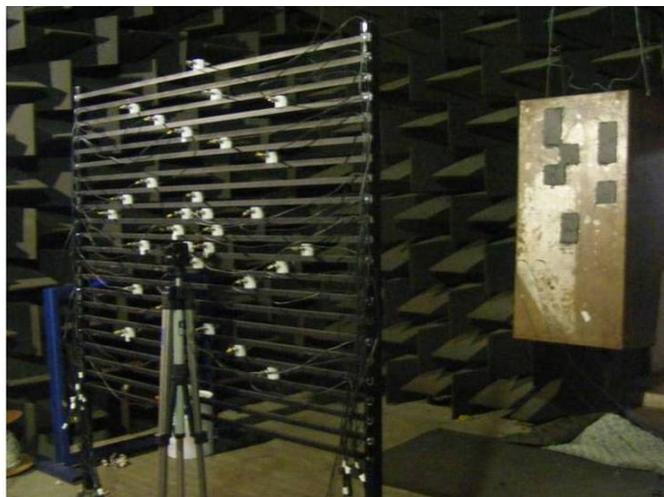


Figura 4.41: Posição do *array* de microfones em relação ao protótipo na câmara semi-aneecóica.

Desta maneira serão apresentados os resultados de *beamforming* para duas situações. A primeira com o protótipo sem nenhum tratamento de amortecimento e a segunda com tratamento de amortecimento, seguindo a mesma metodologia utilizada na carroceria, Figura 4.39.

Ambas as situações serão apresentadas em sequência para uma melhor visualização do efeito de amortecimento no comportamento acústico da estrutura.

As imagens acústicas obtidas pelo método de *beamforming* são coerentes com a teoria de radiação sonora de placas finitas vibrantes [28], ou seja, as regiões de maior propagação de energia sonora, regiões de não cancelamento, são os cantos (modos tipo canto) e as bordas (modos tipo borda). Na Figura 4.42 (a) observa-se que a principal fonte de ruído é proveniente das laterais do assoalho do protótipo.

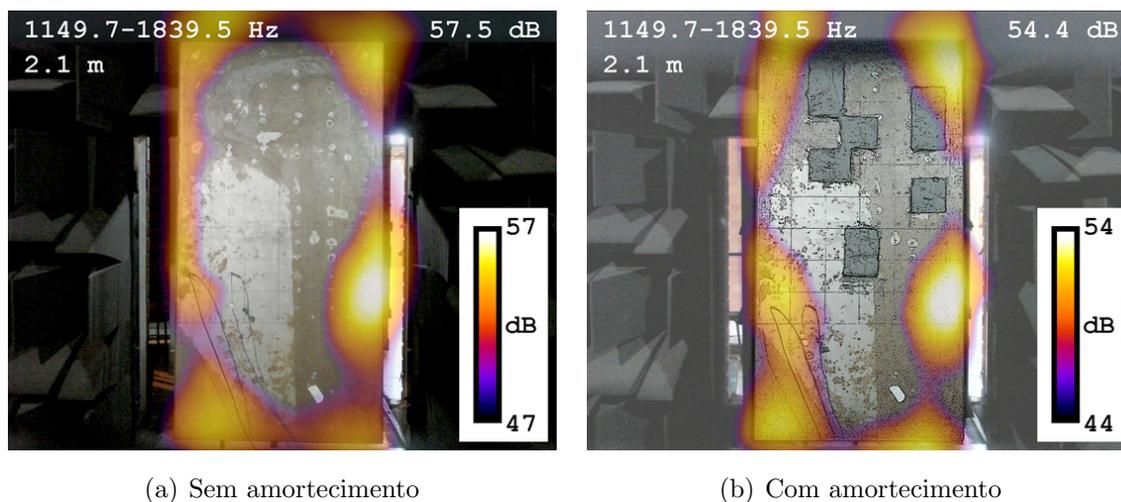


Figura 4.42: Imagem acústica do protótipo, pós-processamento TIDY, 1149-1839Hz, banda 1/12 de oitava. (a) Sem Amortecimento; (b) Com amortecimento

Na Figura 4.42 (b) observa-se que a aplicação do material de amortecimento apesar de modificar a rigidez e a massa nas regiões de aplicação pouco interfere no comportamento de radiação sonora do assoalho, alterando apenas o nível médio de pressão sonora espacial referente àquela distância do *array* para o protótipo.

Nas figuras seguintes (Figura 4.43 (a) e Figura 4.43 (b)) observa-se o mesmo efeito: redução no nível de pressão sonora e a predominância de radiação sonora nas bordas da estrutura, não ocorrendo a formação de pontos de radiação nas regiões próximas ao material de amortecimento.

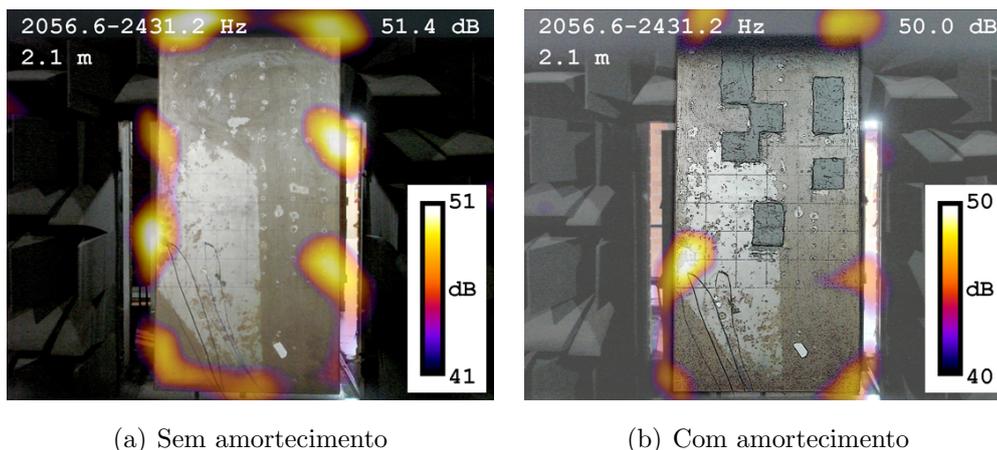


Figura 4.43: Imagem acústica, pós-processamento TIDY, 2056-2431Hz, banda 1/12 de oitava. (a) Sem Amortecimento; (b) Com amortecimento

Nas imagens mostradas anteriormente o algoritmo de pós-processamento utilizado foi o TIDY, no entanto nas Figuras 4.44 (a) e 4.44 (b), o algoritmo utilizado foi o DAMAS2. O critério de escolha de algoritmo está ligado à banda de frequências a ser analisada.

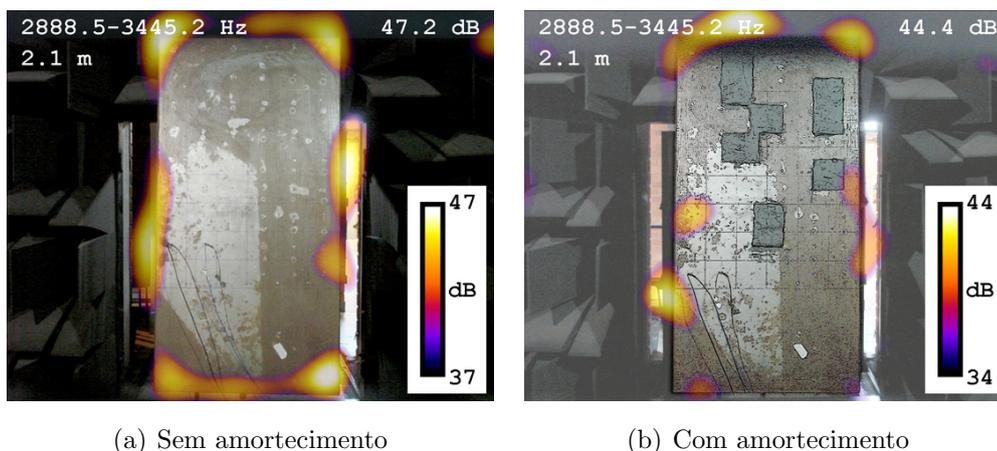


Figura 4.44: Imagem acústica do protótipo, pós-processamento DAMAS2, 2888 - 3445Hz, banda 1/12 de oitava. (a) Sem Amortecimento; (b) Com amortecimento

Como pode-se observar nas figuras anteriores as imagens acústicas obtidas pelo *beamforming* apresentam-se em concordância com a formulação analítica de placas vibrantes, mostrando que esta técnica pode ser utilizada para este tipo de análise.

Também foi possível, através da visualização das imagens acústicas, atestar que os efeitos da aplicação do material de amortecimento sobre o assoalho não acarretam a formação de regiões de não cancelamento nos contornos das regiões onde foi aplicado o material, aumentando o nível de pressão sonora radiado. Ao contrário, acarretaram uma redução do nível de pressão sonora em até 3dB. Lembrando que o *beamforming* “vê” as regiões proeminentes de ruído, assim se a inserção de material gerou alguma região de cancelamento o nível está abaixo do nível de radiação das bordas e cantos.

4.7 Otimização Topológica da Aplicação de Amortecimento através de Algoritmo Genético

4.7.1 Caracterização do Problema

Como visto na Seção 4.4, hoje a exigência de resultados ótimos esta acompanhada de uma série de limitações no que diz respeito a testes e validações. Dentre estas limitações estão: o tempo dispendido em testes, o engessamento da produção, competitividade, etc.

A metodologia utilizada neste trabalho é válida, entretanto, necessita de um longo período de tempo para sua execução, bem como, proporciona um engessamento na produção caso seja implementada numa linha. Isto porque para cada modelo de carroceria seriam necessários novos ensaios, e não há possibilidade de avaliação em projetos futuros de novos veículos.

Por isso, foi implementada uma otimização por algoritmos genéticos para definir num sistema vibrante simples (viga) as posições de aplicação de material viscoelástico. Este sistema vibrante simples foi escolhido por apresentar comportamento vibratório conhecido sendo fácil reconhecer se a solução obtida pelo algoritmo é realmente ótima ou se necessita de ajustes nos parâmetros de otimização.

Foram realizados procedimentos de otimização para uma viga em aço com dimensões semelhantes a da viga encontrada na Seção 3.1, com material de amortecimento aplicado sobre sua superfície em apenas uma face. Duas situações diferentes foram otimizadas. Primeiramente foi otimizada aplicação de material para uma viga livre-livre e em sequência foi otimizada a aplicação de material viscoelástico para a viga engastada-livre.

Para tanto foi definida a função objetivo desta otimização como:

$$\min_x \max_f U(f, x) | f \in [f_1, f_2] \quad (4.1)$$

Considerando:

(a) Volume de material viscoelástico aplicado é maior que 44% e menor ou igual a 50%
 $0,44 < \forall_{mat\ visc} \leq 0,5$;

(b) A densidade específica tem valores discretos 0 (região sem adição de material) ou 1 (região com adição de material).

(c) $[-\omega^2 M + i\omega C + K].[U] = [F]$.

Desta forma, este algoritmo tem como função reduzir o máximo valor do deslocamento ($U(f)$) numa faixa de frequências ($f_1 \leq f \leq f_2$), se caracterizando como um problema de simples objetivo.

Foi considerada uma restrição no volume total de material aplicado em 50%, tendo como faixa de frequências os valores entre 100 Hz e 900 Hz e uma discretização de 5 Hz.

Por se tratar de uma otimização topológica, este é encarado como sendo um processo de identificação de zonas do domínio a aplicar o material, por isso a função característica

da densidade possui valores discretos: 0 se não houver material e 1 se houver material [16]. Entretanto para evitar problemas computacionais não foi utilizado o valor 0, mas sim um valor de densidade tendendo a zero ($1,47e-7$).

Os problemas de otimização topológica em sua maioria são resolvidos através dos métodos clássicos de otimização. Entretanto estes necessitam de um período de tempo considerável para a implementação e testes, sem considerar que demandam uma grande carga matemática na sua elaboração. Em contrapartida, os GA's estão disponíveis em softwares comerciais de otimização, como o *modeFRONTIER*, sendo de fácil acesso e gerando resultados satisfatórios, atendendo às necessidades da indústria automobilística [33, 34, 42]. Entretanto os GA's apresentam um tempo de processamento muito alto quando se trata de sistemas complexos e quando o número de variáveis é relativamente grande.

Outro fator levado em consideração na escolha do algoritmo genético para a resolução deste problema é a possibilidade de se expandir o problema de simples objetivo para um problema multi objetivo. Isto porque os algoritmos clássicos na resolução de um problema multi objetivo reduzem-no a um problema de otimização simples utilizando apenas uma solução do espaço de busca, gerando assim uma única solução no espaço ótimo de Pareto [60].

4.7.2 Interface Computacional

O código comercial *modeFRONTIER* foi utilizado para a realização do procedimento de otimização. Uma série de otimizadores estão disponíveis neste pacote comercial, entre eles:

- SIMPLEX;
- *Bounded Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno*- BFGS (B-BFGS);
- Levenberg-Marquardt;
- Algoritmo Genético Multi-Objetivo (MOGA-II);
- *Simulated Annealing* (MOSA);
- *Particle Swarm*;
- Programação Sequencial Quadrática (NLPQLP)

A metodologia de otimização empregada será o MOGA-II, que requer do usuário apenas a alteração de parâmetros fundamentais, enquanto outros fatores são ajustados automaticamente pelo *software*, visando alcançar robustez e eficiência durante o procedimento interativo.

A primeira etapa para a resolução de uma otimização utilizando GA é a geração da população inicial, Seção 2.6.5. Este processo pode ocorrer de forma puramente aleatória (Método *Random*) ou de forma determinística, imitando o comportamento aleatório, porém fazendo uma amostragem uniforme do domínio (Método SOBOL). O número de indivíduos desta população inicial é determinado pelo usuário, após a escolha do método. A Figura 4.45 mostra o comportamento de ambos os métodos num domínio simples.

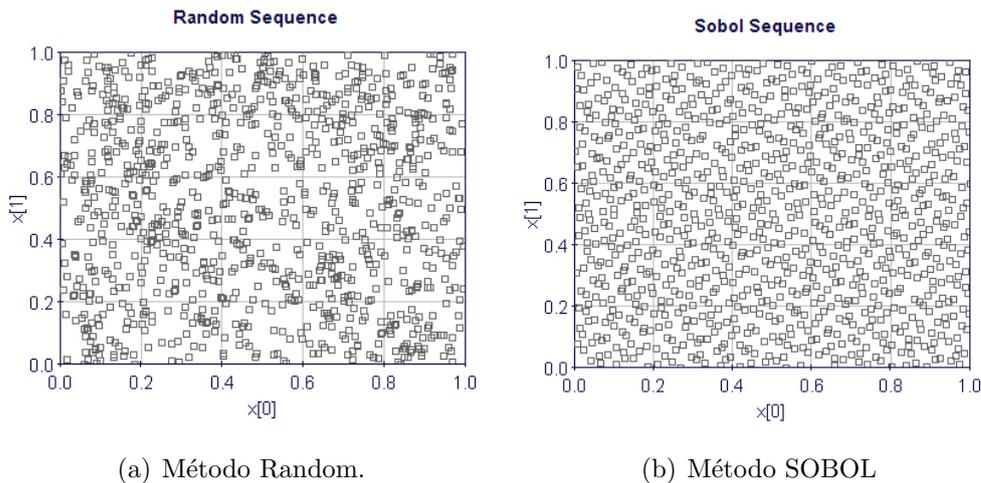


Figura 4.45: Exemplos de geração da população inicial. (a) Método Random e (b) Método SOBOL [61]

Após a geração da população inicial, definem-se os parâmetros gerais do algoritmo genético no *modeFRONTIER*:

- Número de Gerações: define o número de gerações a serem criadas durante o procedimento de otimização. O número total de análises será igual ao número de pontos definidos como população inicial, multiplicado pelo número de gerações;
- Probabilidade de Cruzamento: o objetivo deste operador é obter indivíduos com melhores características, garantindo a diversidade da população. Este parâmetro varia entre 0 e 1, sendo recomendado que se evite uso de valores extremos para este parâmetro, que tem como padrão o valor 0,5. Desta forma, pode-se aumentá-lo ou diminuí-lo dependendo da suavidade da curva, evitando a convergência para soluções ótimas locais no caso de problemas com elevada não-linearidade;
- Probabilidade de Seleção: representa a probabilidade da existência de indivíduos que não são alterados durante a evolução. Seu valor também varia entre 0 e 1, buscando manter uma boa diversidade entre os pontos, este parâmetro não deve ser alto. Recomenda-se que seu valor não ultrapasse 0,2 e o seu valor padrão é de 0,05;
- Probabilidade de Mutação: representa a probabilidade de um cromossomo ser aleatoriamente alterado, Seção 2.6.5. O aumento deste fator pode fazer com que o método

transite mais facilmente entre diferentes regiões do domínio, porém a convergência pode se tornar lenta;

- Elitismo: opção que pode estar habilitada ou desabilitada. Quando habilitada o algoritmo preserva as melhores soluções na próxima geração. O elitismo pode aumentar o desempenho do processo, evitando o risco de se perder um bom indivíduo durante a evolução.

4.7.3 Interface do Otimizador em Softwares

O procedimento de otimização utilizando o *software modeFRONTIER* é organizado através de diagramas de blocos, Figura 4.46.

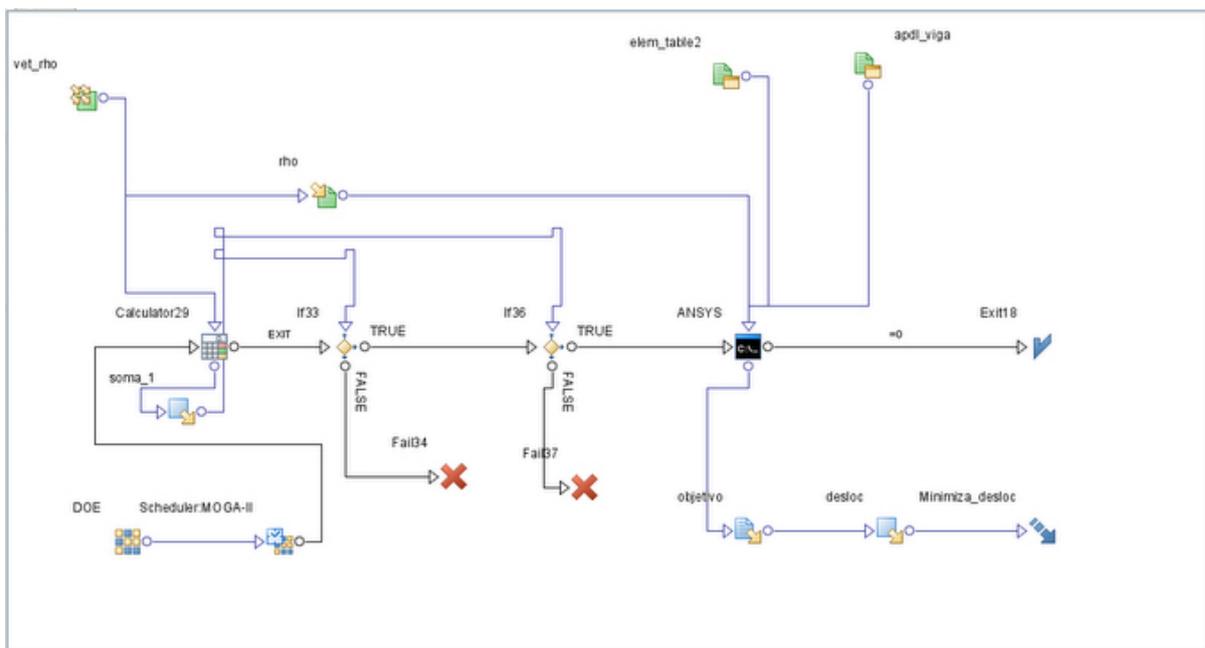


Figura 4.46: Diagrama de blocos do procedimento de otimização no *modeFRONTIER*.

O procedimento de otimização pode ser descrito da seguinte forma:

- Define-se a população inicial (DOE);
- Os parâmetros do algoritmo genético são definidos (MOGA-II);
- As variáveis são definidas, incluindo seus limites mínimos e máximos (vet_rho);
- O bloco Calculatoer29 faz o somatório de todas as variáveis, e encaminha o valor soma1 para os blocos de verdadeiro ou falso;
- Caso o valor de soma1 seja superior a 50% de elementos válidos então o processo é cancelado e reiniciado. Caso seja inferior, porém superior a 44% de elementos válidos, o vetor solução é encaminhado para o *software* de elementos finitos (ANSYS)

para análise. Este artifício foi utilizado para reduzir o tempo de processamento e manter a quantidade de material utilizado dentro de uma faixa pré-estabelecida.

- O bloco *apdl_viga* é encaminhado fornece os dados (geometria, malha, carregamentos, tipo de análise, etc) para o *software* realizar a análise harmônica da viga;
- Ao encerrar a análise o *software* de elementos finitos gera um arquivo de texto com o valor da função objetivo;
- Este arquivo é associado a uma variável, que deve ser minimizada;

Todo o procedimento ocorre iterativamente. Outra dificuldade de se trabalhar com GA's é que este não apresenta critério de parada automático. Desta forma, o processo de otimização foi interrompido assim que convergência dos resultados, como será mostrado a seguir.

4.7.4 Parâmetros de Otimização

Para a otimização na viga livre-livre, cada elemento correspondente ao material viscoelástico foi considerado uma variável. Como o número de elementos é relativamente alto (100 elementos), cada variável de projeto é um grupo de quatro elementos vizinhos para reduzir o tempo de processamento, bem como, facilitar a convergência. Desta maneira, o número de variáveis foi reduzido a 25. Cada uma das variáveis passa a ser representada como um gene binário a fim de facilitar o procedimento de cruzamento e mutação do GA.

Portanto, cada configuração de aplicação de material na superfície da viga passa a ser representada por 25 genes que, conectados, formam o cromossomo. As variáveis recebiam valores discretos, ou seja, só assumiam valor 0 ou 1, que correspondiam à presença ou ausência de material. Também foi adotada uma restrição no volume para que este ficasse limitado entre 44% e 48% da cobertura total da viga, ou seja, um cromossomo só poderia ter no mínimo 11 e no máximo 12 variáveis com valor 1. Esta restrição reduz consideravelmente o esforço computacional necessário.

Este procedimento de otimização teve como objetivo validar os parâmetros do algoritmo genético. Por isso, a faixa de frequências utilizada foi de 230 Hz a 278 Hz com resolução de 1 Hz, que engloba o pico do primeiro modo de flexão da viga livre-livre, Figura 4.47. Com isto espera-se que o algoritmo agrupe todos os elementos no centro da viga, onde ocorre a maior carga de tensões de tração e compressão provocados pela flexão. A viga foi submetida a uma excitação na sua extremidade direita e sua resposta foi obtida no ponto a três centímetros da extremidade esquerda.



Figura 4.47: Modo de Flexão da viga livre-livre.

A geração da população inicial foi realizada através do método SOBOL com um número de 300 indivíduos, número que permite uma boa amostragem do domínio. Foi utilizado um número de 100 gerações, porém o procedimento de otimização é interrompido após verificar convergência.

Os valores dos parâmetros evolutivos do Algoritmo Genético utilizados são mostrados abaixo:

- i - probabilidade de cruzamento: 0,5;
- ii - probabilidade de seleção: 0,05;
- iii - Probabilidade de mutação: 0,4;
- iv - Elitismo: ativado.

Observa-se na Figura 4.48, que ilustra a evolução da otimização para a viga livre-livre, que a utilização destes valores para os parâmetros do GA proporciona uma boa evolução das interações com uma boa variação inicial e convergindo de forma suave.

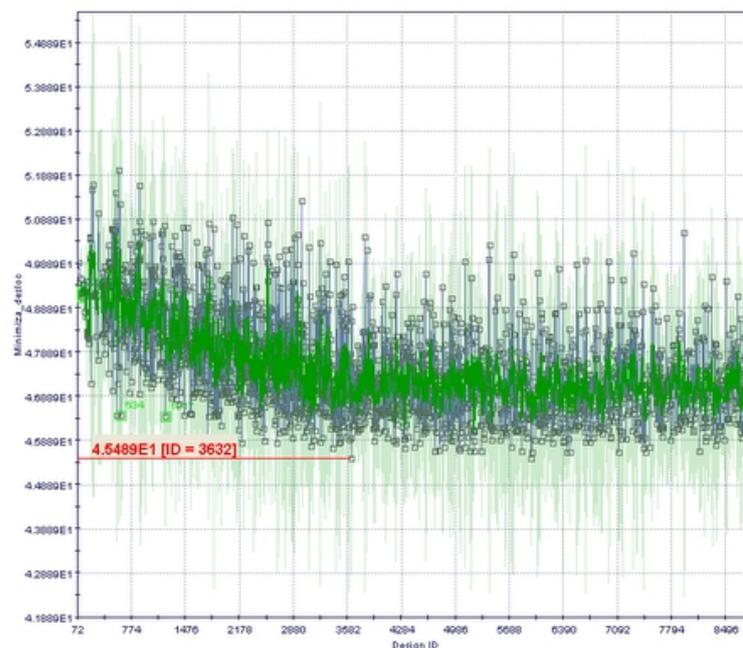


Figura 4.48: Histórico de evolução do algoritmo genético utilizando os valores dos parâmetros apresentados.

O resultado da otimização realizada é apresentado na Figura 4.49.

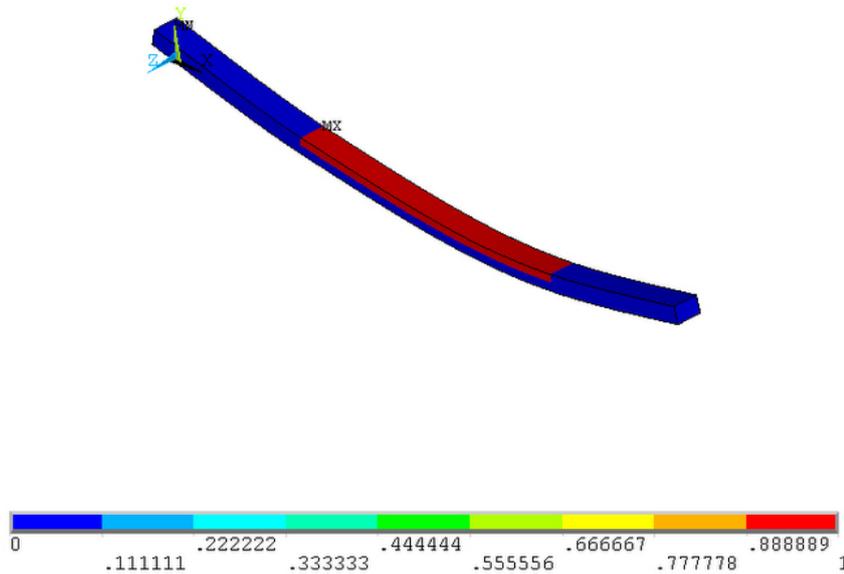


Figura 4.49: Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.

Observa-se que a otimização obteve o resultado esperado para este modo de flexão da viga, concentrando todo o material no centro.

A Figura 4.50 mostra o gráfico da função de resposta em frequência para a viga sem material e com aplicação otimizada. Pode-se destacar também a curva em azul que corresponde à expectativa inicial de resultado otimizado, ou seja, é a resposta em frequência para a viga com material viscoelástico aplicado na região central.

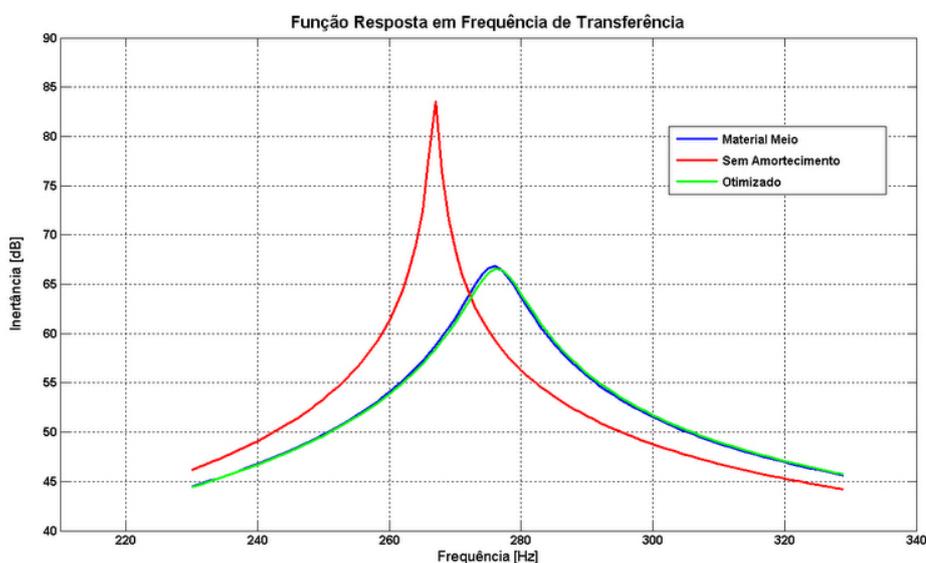


Figura 4.50: Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.

4.7.5 Otimização Viga Cantilever

Nesta etapa do trabalho serão inseridos os engastes na extremidade esquerda da viga, bem como é mantida a excitação na extremidade direita e a aquisição da resposta a 3cm do engaste. Como os parâmetros de otimização já estão ajustados, mantiveram-se os seus valores, como também o número de membros da população inicial e o número de gerações.

Para este caso foi ampliada a faixa de frequências de 230 Hz a 278 Hz para 100 Hz a 900 Hz, com resolução de 5 Hz. Esta engloba o segundo e o terceiro modos de flexão da viga cantilever, Figura 4.51. Com isto espera-se que a otimização posicione o material de amortecimento próximo ao engaste e no centro da viga, já que são nestas regiões que se encontram as maiores deformações por flexão.

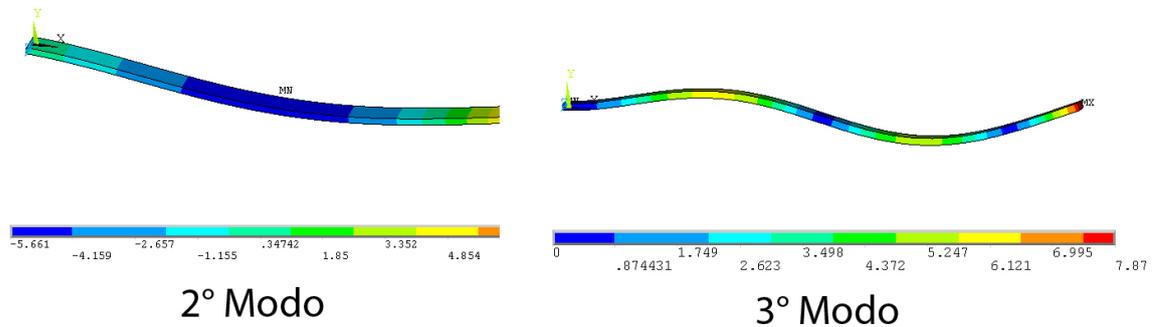


Figura 4.51: Segundo e terceiro modos de flexão da viga engastada.

A Figura 4.52 ilustra novamente a evolução do algoritmo até a convergência para a configuração ótima do posicionamento do material.

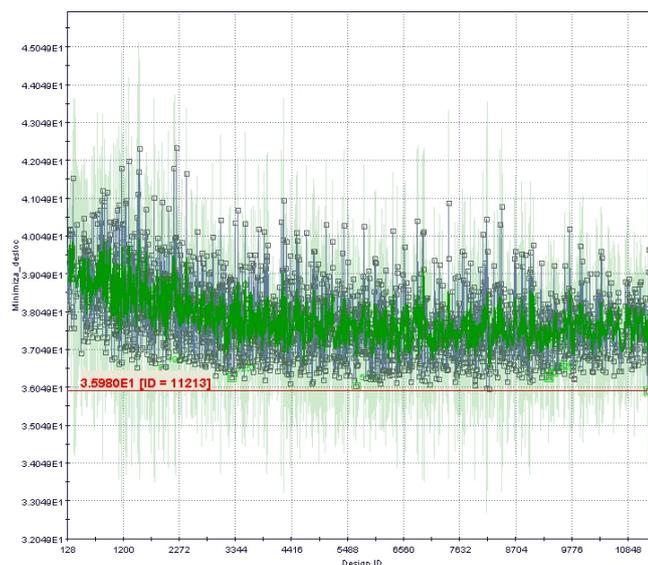


Figura 4.52: Histórico de evolução do algoritmo genético utilizando os valores dos parâmetros apresentados para a viga cantilever.

A Figura 4.53 mostra a configuração ótima para esta faixa de frequências da aplicação de material viscoelástico sobre a viga.

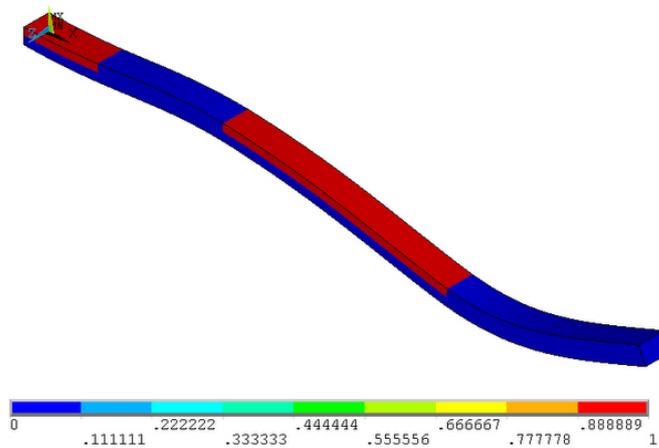


Figura 4.53: Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga engastada-livre.

Por fim, apresenta-se na Figura 4.54 a curva de resposta em frequência para o resultado otimizado da aplicação de viscoelástico sobre a viga.

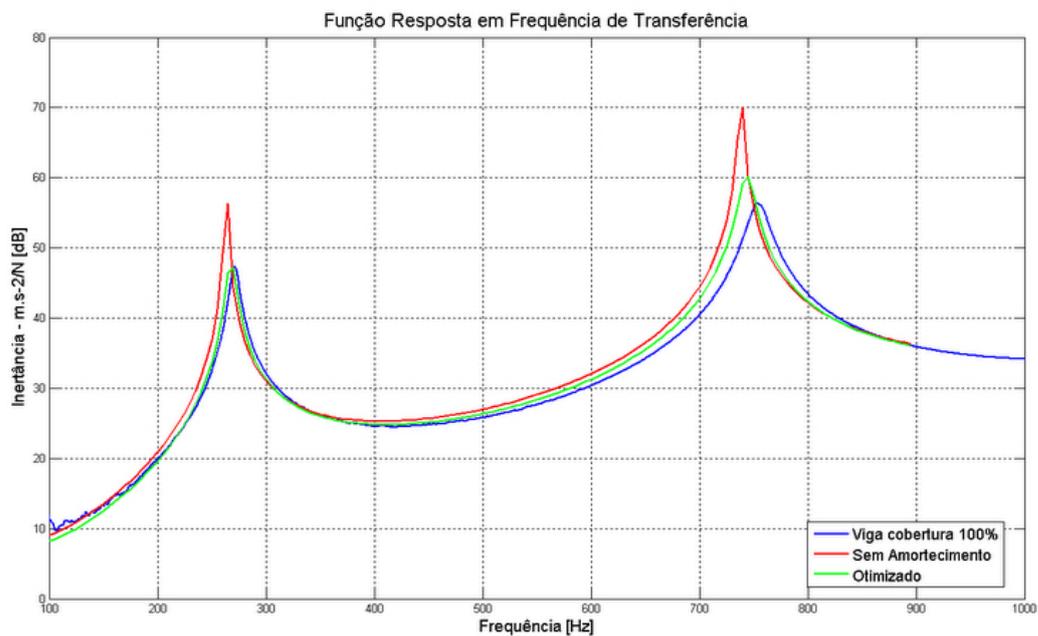


Figura 4.54: Resultado da aplicação otimizada de material viscoelástico na viga livre-livre.

4.8 Resultados da Aplicação de Material de Amortecimento na Carroceria

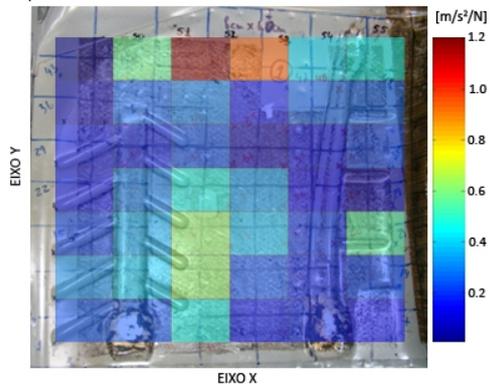
Esta metodologia de aplicação de material de amortecimento não procurou quantificar os valores de amortecimento e seus efeitos sobre estrutura da carroceria, mas sim estabelecer um comparativo entre os níveis de inertância em três situações distintas de amortecimento. A primeira, sem amortecimento adicionado. A segunda, com a aplicação de manta asfáltica provinda de fábrica e nas posições de aplicação atual. E, por fim, com a aplicação do insonorizante LASD/Acusticol nas posições determinadas através do mapeamento dos níveis de inertância em toda a carroceria.

Para tanto, foi mantida toda a configuração de medição, e todos os equipamentos utilizados foram os mesmos. A rigidez do sistema pneumático foi mantida constante para as três situações, garantindo que não haveria nenhuma interferência externa. A cadeia de medição foi sempre calibrada antes de todo procedimento de medição, bem como o ajuste de ganho do amplificador de sinal também se manteve igual para as três situações.

Mantendo-se a cadeia de medição semelhante e garantindo assim repetibilidade nos resultados de medição, apresentaram-se os resultados como o ilustrado na Figura 4.55, para que fosse estabelecida a comparação dos níveis de inertância para cada situação, bem como para que fosse definida a posição de aplicação de insonorizante Acusticol.

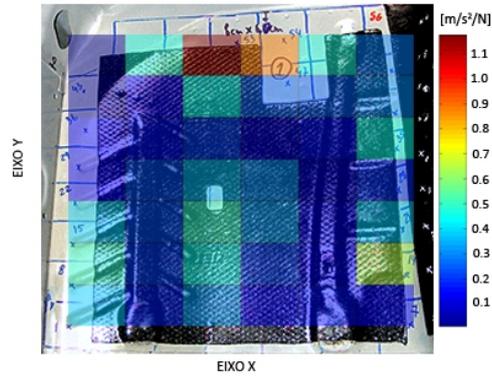
Apesar da apresentação dos resultados através do gráfico de cor se mostrar bastante eficiente, foi apresentado também o resultado global de cada subsistema num gráfico em barras com os valores médios RMS de todos os pontos do subsistema em questão, bem como a conclusão individual do Subsistema 1 no Apêndice A, os demais podem ser encontrados em [19]. A seguir os resultados globais de cada subsistema, Figura 4.56 a Figura 4.70.

Mapa de Inertância Subsistema 1 - SEM AMORTECIMENTO- Banda 500 Hz



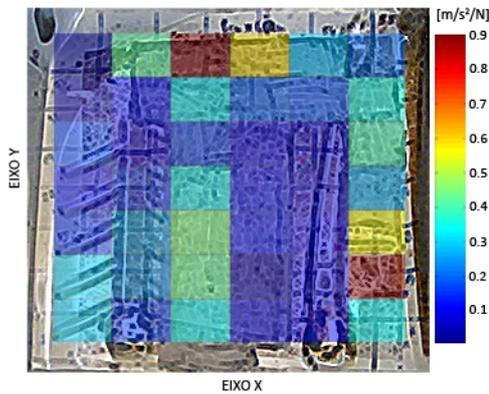
(a) Sem Amortecimento

Mapa de Inertância Subsistema 1 - Manta Asfáltica - Banda 500 Hz



(b) Manta Asfáltica

Mapa de Inertância Subsistema 1 - ACUSTICOL- Banda 500 Hz



(c) LASD/Acusticol

Figura 4.55: (Apresentação dos resultados para o Sub-sistema 1, na frequência de 500Hz, para as três configurações de tratamento de amortecimento: (a) sem amortecimento, (b) com manta asfáltica e (c) com LASD Acusticol

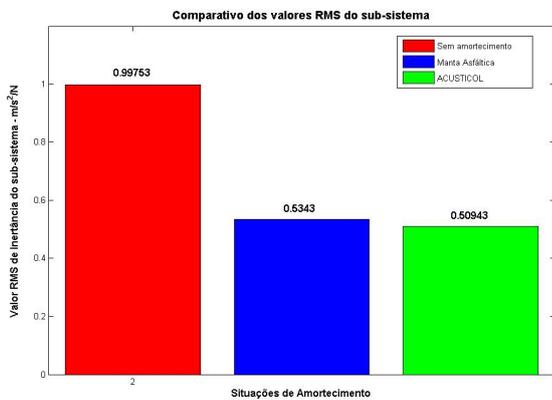


Figura 4.56: Resultado global do subsistema 1.

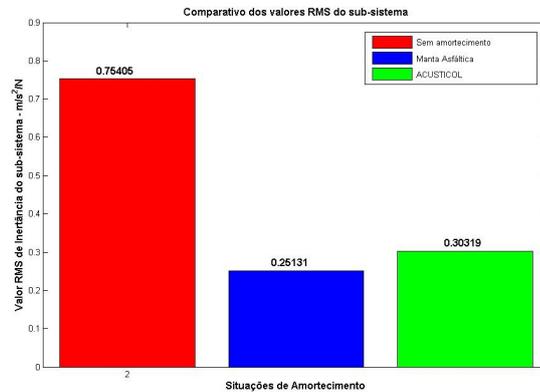


Figura 4.57: Resultado global do subsistema 2.

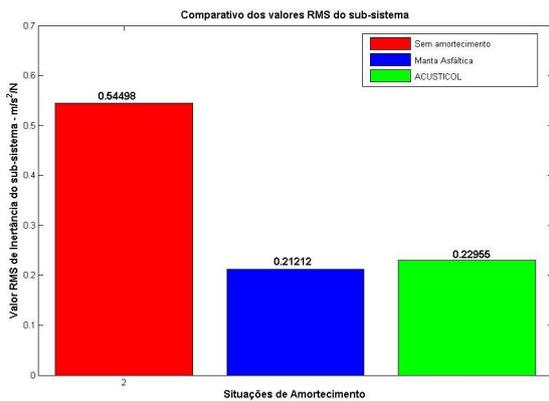


Figura 4.58: Resultado global do subsistema 3.

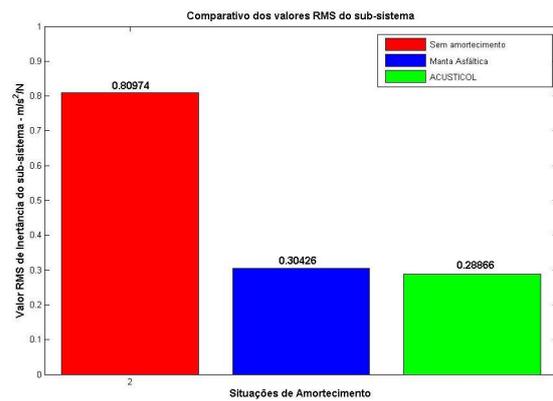


Figura 4.59: Resultado global do subsistema 4.

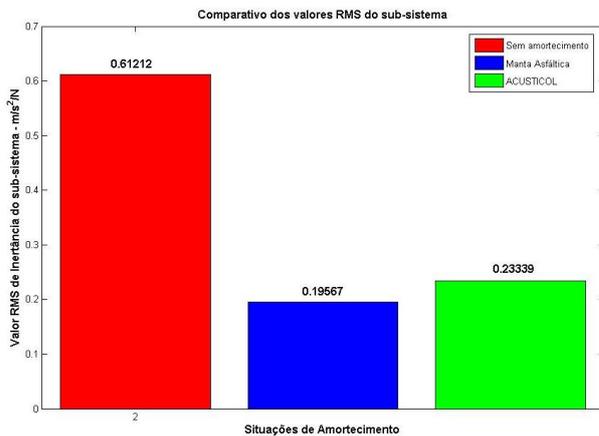


Figura 4.60: Resultado global do subsistema 5.

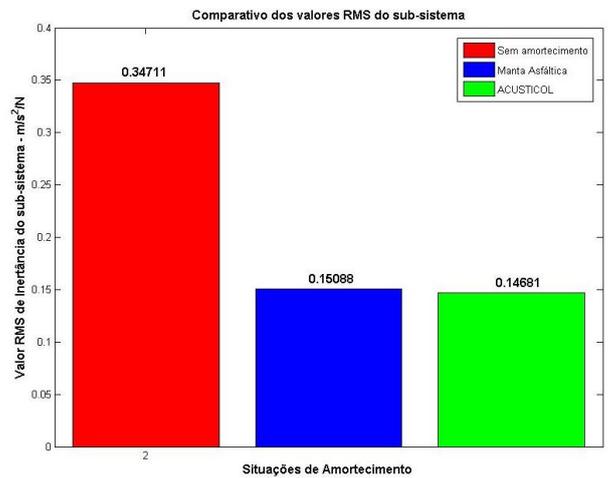


Figura 4.61: Resultado global do subsistema 6.

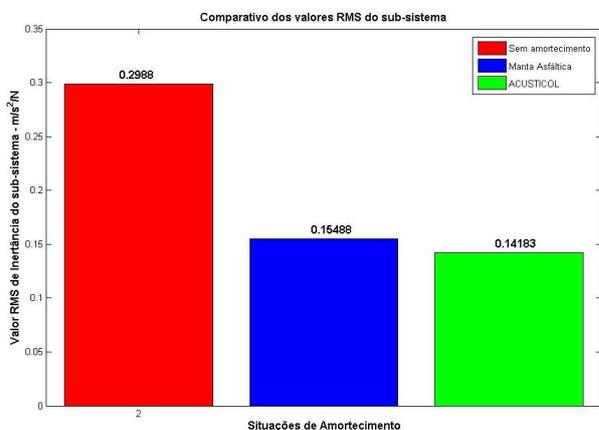


Figura 4.62: Resultado global do subsistema 7.

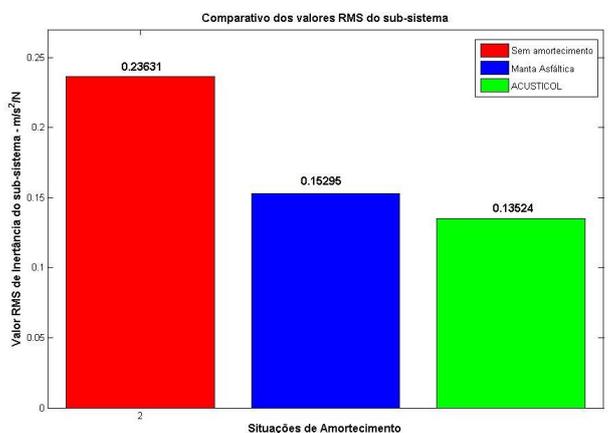


Figura 4.63: Resultado global do subsistema 8.

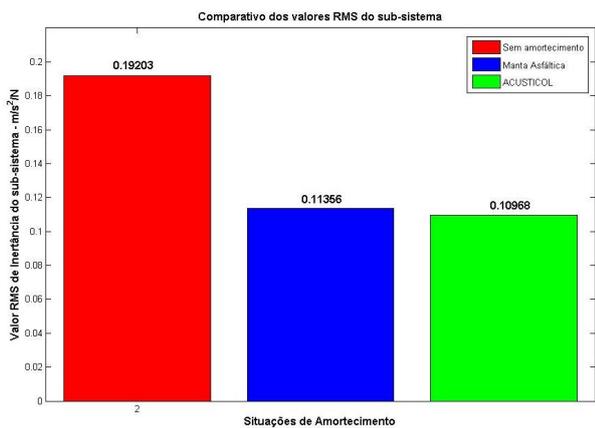


Figura 4.64: Resultado global do subsistema 9.

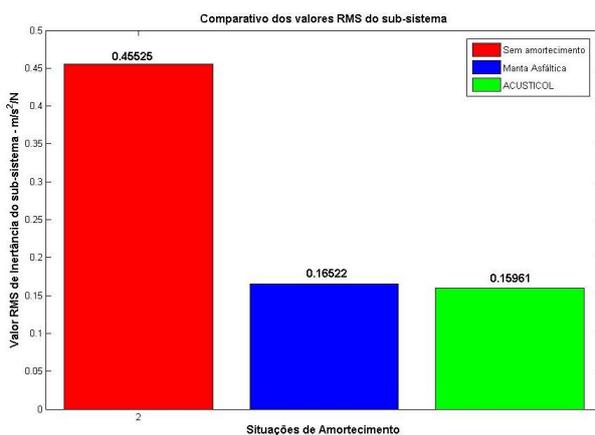


Figura 4.65: Resultado global do subsistema 10.

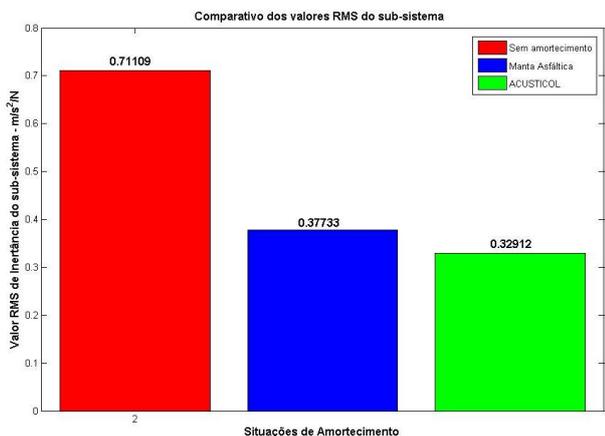


Figura 4.66: Resultado global do subsistema 11.

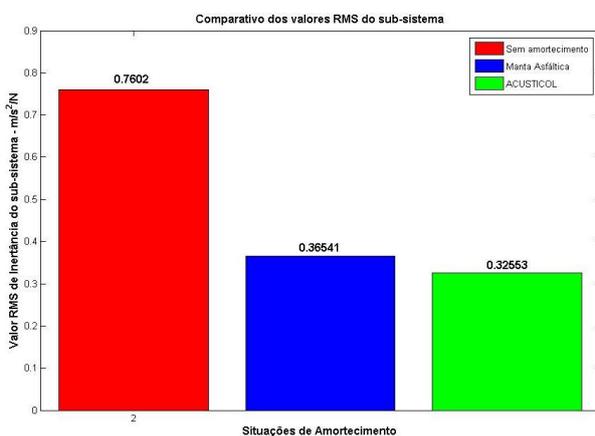


Figura 4.67: Resultado global do subsistema 12.

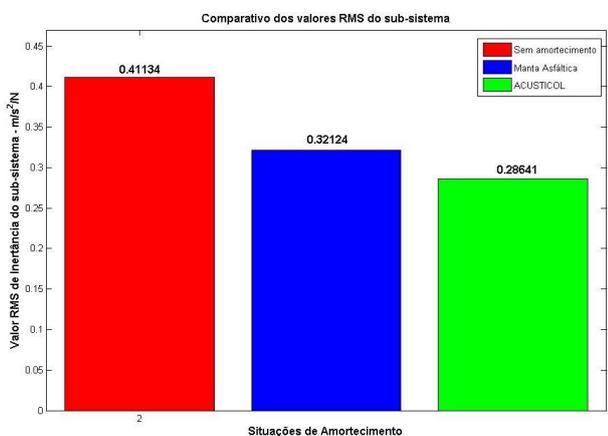


Figura 4.68: Resultado global do subsistema 13.

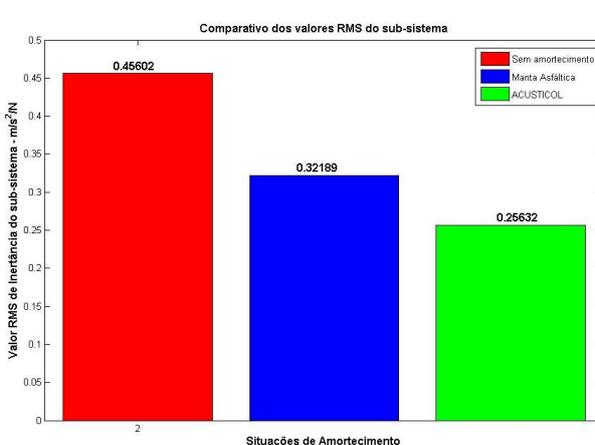


Figura 4.69: Resultado global do subsistema 14a.

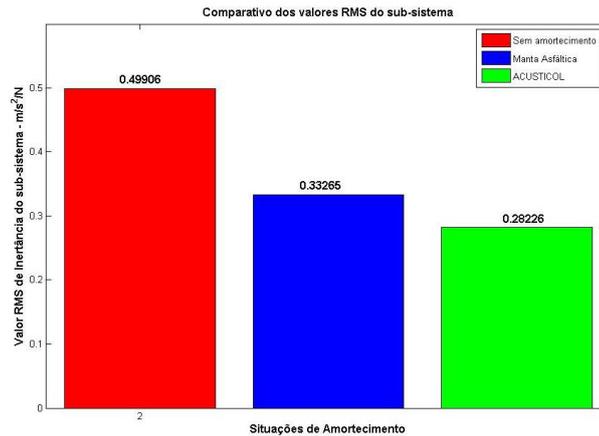


Figura 4.70: Resultado global do subsistema 14b.

Os resultados acima apresentados estão associados à redução ou aumento de área de cobertura por subsistema, apresentados na Tabela 4.2. Observa-se que houve redução considerável da área de cobertura, sendo possível a aplicação de material em regiões consideradas críticas, como por exemplo, o teto da carroceria, onde antes não havia material.

Tabela 4.2: Consumo de material na carroceria.

Subsistema	Área Manta Asfáltica (cm²)	Área	Massa Manta Asfáltica (kg)	Massa	Redução Área (%)	Redução Massa (%)
		LASD (cm²)	LASD (kg)	LASD (kg)		
1	1900	1140	0,722	0,273	40	62
2	2269	1357	0,86	0,325	40	62
3	1870	989,5	0,71	0,237	47	66
4	1840,75	1360,75	0,699	0,326	26	53
5	1825,75	1190	0,693	0,285	34	58
6	1272	986,3	0,483	0,236	22	51
7	486	430	0,184	0,103	11	44
8	240	281	0,105	0,067	-17	36
9	240	267,75	0,105	0,064	-11	39
10	545	438	0,239	0,105	19	56
11	465,75	393,25	0,176	0,094	15	46
12	465,75	267	0,176	0,064	42	63
13	480	381,5	0,211	0,091	20	56
14A	0	241,25	0	0,057	-	-
14B	0	519,275	0	0,0152	-	-
TOTAL	13900	110243,85	5,372	2,486	26,3	53,7

De maneira global, a metodologia adotada obteve uma melhoria global dos níveis de inertância da carroceria se comparados aos da configuração anterior, como demonstra a Figura 4.71. Obteve-se uma redução de área de 26,3%, o que acarretou numa redução de massa de material aplicado à carroceria de 53,7%, que representa aproximadamente 2,8kg. Esta diferença se dá principalmente pela diferença de densidade entre os materiais ($1,9 \text{ kg/cm}^3$ da manta asfáltica e $1,2 \text{ kg/cm}^3$ do LASD/Acusticol) complementada pela redução de área de aplicação.

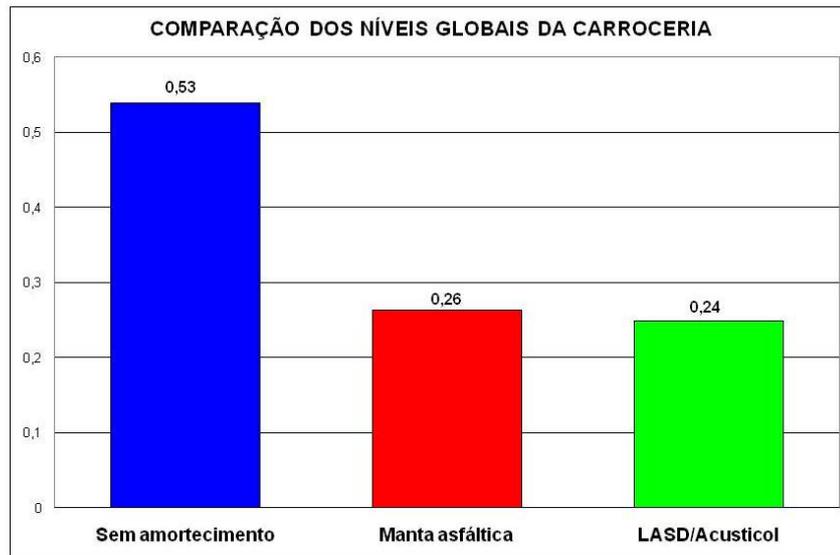


Figura 4.71: Comparação dos níveis globais RMS da carroceria.

4.9 Análise de Resultados

Numa estrutura vibrante, a qualquer instante ocorre o armazenamento de energia, cinética ou potencial, estando relacionadas com massa e rigidez, respectivamente. Entretanto, em toda estrutura ocorre dissipação de energia na deformação, e esta dissipação de energia da estrutura é provida pelo amortecimento. Por isso, é muito mais difícil prever o comportamento do amortecimento de uma estrutura, já que este não se refere a apenas um fenômeno físico. Todo e qualquer fenômeno físico que converta energia mecânica em energia térmica, como: atrito de superfícies, turbulência, radiação sonora e histereses mecânica e magnética; está relacionado ao amortecimento [2].

A partir disto, a metodologia adotada para mapear a carroceria não procurou quantificar os valores de amortecimento, mas sim estabelecer um comparativo entre os níveis de inércia em três situações distintas de tratamento. A primeira, sem amortecimento. A segunda, com a aplicação de manta asfáltica provida de fábrica e nas posições de aplicação atual. E, por fim, com a aplicação do insonorizante LASD/Acusticol nas posições determinadas.

Para tanto, foi mantida toda a configuração de medição, e todos os equipamento utilizados foram os mesmos. A rigidez do sistema pneumático foi mantida constante para as três situações, garantindo que não haveria nenhuma interferência interna. A cadeia de medição foi sempre calibrada antes de todo procedimento de medição, bem como o ajuste de ganho do amplificador de sinal também se manteve igual para as três situações. Foi mantida assim a repetibilidade dos ensaios, possibilitando a comparação dos valores para as três situações.

Através da análise modal do subsistema 8 foi possível também validar a metodologia

com relação à reprodução fiel das regiões onde ocorrem os maiores níveis de amplitude de vibração para a aplicação nas regiões corretas da carroceria, evitando assim a manutenção de uma massa excessiva e desnecessária na carroceria, como mostra a Figura 4.32 na Seção 4.5.

Pode-se observar também que em algumas regiões da carroceria, como os subsistemas 2, 3 e 5 (Figura 4.57, Figura 4.58 e Figura 4.60 respectivamente), não houve redução dos níveis de vibração em relação à configuração anterior de manta asfáltica. Em outras regiões, para que esta redução fosse observada, foi necessária uma quantidade de material maior que a da configuração anterior, como se pode observar nos subsistemas 8 e 9, (Figura 4.63 e Figura 4.64). Estas distorções ocorrem justamente pelo comportamento imprevisível do amortecimento e dos efeitos de massa e rigidez das outras regiões da carroceria sobre a estrutura em análise, ou seja, a redução considerável de massa no sistema pode ter se tornado um facilitador para o atrito entre superfícies o que pode ter alterado o comportamento vibracional do subsistema em análise.

Entretanto, observa-se que nos demais subsistemas a metodologia apresentou resultados expressivos em termos de redução de área e de massa de LASD/Acusticol aplicado, para uma redução superior a da configuração anterior utilizando manta asfáltica. A Tabela 4.2 demonstra também que, apesar de aplicar material em regiões onde não existia material, houve uma redução de massa adicionada à carroceria de 53%, o que corresponde a 2,8Kg. Juntamente com as outras partes do veículo como portas e capô têm-se o total de 10Kg por veículo.

Outra questão abordada foi o efeito acústico da aplicação descontínua do material de amortecimento. Considerando cada subsistema como uma placa plana, enrijecida e engastada nas extremidades, segundo a Seção 2.5.3, sabe-se que nestes casos existem regiões de cancelamento e não cancelamento. As regiões de não cancelamento ocorrem nas proximidades de engastes, descontinuidades e enrijecedores. Por isso gerou-se a preocupação de que na descontinuidade da aplicação de material de amortecimento surgissem regiões de não cancelamento que, ao invés de reduzir a radiação sonora, gerasse o efeito contrário.

Contudo, através da técnica de *beamforming*, que fornece imagens acústicas de sistemas, mostrou-se que este efeito de não cancelamento nas regiões próximas as descontinuidades do material de amortecimento não se verifica nos ensaios realizados, como ilustram as imagens acústicas (Figura 4.42 a Figura 4.44). Ficou bem claro também através deste experimento que a maior contribuição de radiação sonora ocorre pelas bordas engastadas. Também se constatou uma redução na média espacial do Nível de Pressão Sonora.

Na Seção 4.7 pode-se constatar que o método dos elementos finitos aplicado à otimização topológica da aplicação de material viscoelástico obteve resultados esperados e adequados. Em ambos os casos (viga livre-livre e engastada livre) obtiveram curvas

que convergiram para a solução após uma busca significativa no espaço solução, ou seja, apresentaram variação significativa de resultados até atingirem a convergência, Figura 4.48 e Figura 4.52.

Os resultados se apresentaram coerentes com o que fisicamente era esperado, já que o material viscoelástico é de camada livre e este tem seu melhor desempenho se posicionado nas regiões de maior extensão devido a flexão. Desta maneira, em ambos os casos os resultados foram concordantes e a convergência para o resultado ótimo também é visível já que o otimizador concentrou os materiais quando distribuiu ao longo da vida, ou seja, não houve dispersão da distribuição deste, Figura 4.49 e Figura 4.53.

Desta forma observa-se que a utilização das metodologias propostas para a definição da posição de aplicação de material tem resultados expressivos diante da necessidade do mercado automobilístico: redução de massa, nível de ruído interno e custo. Como também, a proposta de otimização topológica através de algoritmos genéticos testada neste trabalho, a partir dos resultados obtidos, pode ser utilizada como ferramenta eficaz na otimização em carrocerias, principalmente na fase de projeto.

Capítulo 5

Conclusão

Este trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho da disposição atualmente utilizada de tratamento de amortecimento em carrocerias de veículos de passeio, para uma aplicação otimizada do material viscoelástico em sua estrutura, bem como propor de forma introdutória a utilização de métodos de otimização computacional para este problema.

Com isso, nesta dissertação foi abordada uma série de fatores importantes no estudo do desempenho do tratamento de amortecimento em veículos de passeio. Desde a caracterização e seleção dos materiais de amortecimento a serem utilizados, bem como o desenvolvimento de uma metodologia para definir as posições ótimas de aplicação de material avaliando os efeitos vibracionais e acústicos desta.

Como primeiro passo, para se obter um tratamento ótimo de amortecimento estrutural da carroceria, foi feita a seleção do melhor material de amortecimento. Na Seção 3 a caracterização de dois materiais viscoelásticos utilizados em tratamento de veículos foi realizada, segundo a norma ASTM E-756-98 que padroniza o Método da Viga Oberst.

Os resultados obtidos através do método da Viga Oberst, além de definirem qual material possuía maior fator de amortecimento, também foram de grande importância na determinação dos módulos de elasticidade dinâmico de ambos os materiais, que anteriormente eram desconhecidos. Estas propriedades posteriormente foram utilizadas em simulações numéricas, confirmando a eficiência do método, como foi observado na Seção 3.4.

A partir da definição do melhor material a ser utilizado, foi definida uma metodologia para definir as áreas de aplicação deste à carroceria. Foi considerada a possibilidade de se aplicar o material nas mesmas áreas de aplicação da manta asfáltica, utilizada anteriormente, entretanto o alto custo do material em relação à manta exigia uma redução considerável de área de aplicação. Por isso foi necessária a implementação desta metodologia, abordada na Seção 4.

A metodologia adotada para mapear a carroceria não procurou quantificar os valores de amortecimento, mas sim estabelecer um comparativo entre os níveis de inertância em três situações distintas de tratamento. Os resultados obtidos se encontram dentro de

esperado, sendo coerentes com os resultados e os critérios encontrados em [7]. Porém deve-se enfatizar que houve uma redução de área de aplicação de 26,3%, acompanhada de uma redução de massa de material adicionado à carroceria de 53,7%, como exposto na Seção 4.8, na Tabela 4.2.

Com o intuito de validar o mapeamento de inertância da carroceria, foi realizada uma análise modal experimental em um subsistema desta. Como observado na Seção 4.5 os resultados da análise modal foram comparados com os mapas de cores do respectivo subsistema como ilustra a Figura 4.33, confirmando assim as regiões de aplicação de material de amortecimento.

Foi observada a relevância de se conhecer o efeito do amortecimento na radiação sonora de uma placa delgada engastada nas extremidades, já que a descontinuidade na aplicação do material poderia gerar regiões de não cancelamento reduzindo o nível de vibração, porém aumentando o nível de ruído gerado. Por isso, foi feita uma análise dos efeitos acústicos através da técnica de *beamforming*, que obteve as imagens acústicas de um protótipo, com a aplicação de material de amortecimento seguindo a mesma metodologia utilizada na carroceria.

Este ensaio apresentou resultados coerentes com os encontrados na literatura, como explicitado na Seção 2.5 da revisão bibliográfica, e apresentados na Seção 4.6. O tratamento de amortecimento não apresentando efeito negativo no comportamento acústico do protótipo, mas sim uma redução da média espacial do nível de pressão sonora a uma distância de dois metros da estrutura.

Por fim, um procedimento de otimização da aplicação de material viscoelástico foi realizado num sistema vibrante simples. A utilização do Algoritmo Genético se mostrou eficiente para a resolução deste tipo de problema, apresentando resultados conclusivos com fácil implementação computacional e capacidade de fácil adequação a novos problemas com mesma característica. É portanto possível sua aplicação em sistemas complexos como a própria carroceria automotiva, propiciando à indústria automobilística otimizar a aplicação do material viscoelástico ainda nas fases de projeto.

Desta forma conclui-se que a metodologia utilizada na avaliação do desempenho de amortecimento na estrutura da carroceria é uma ferramenta eficaz na sua otimização, ou seja, na melhoria do tratamento de amortecimento com uma redução de consumo de material. Porém, ainda pode ser mais eficiente quando associada a um processo de otimização computacional como o desenvolvido e apresentado nesta dissertação.

5.1 Trabalhos Futuros

Com o intuito de dar continuidade à pesquisa desenvolvida neste trabalho sugere-se:

- i - aplicar o processo de otimização utilizado, agora, em componentes da carroceria;
- ii - desenvolver um algoritmo de otimização para solução de problema multi-objetivo,

levando em consideração não apenas a redução de vibração mas também a redução da radiação sonora do assoalho da carroceria;

iii - aplicar técnicas atuais de ajuste de modelo para validação dos modelos numéricos da carroceria utilizados nos procedimentos de otimização;

iv - implementar uma interface computacional para a indústria que, englobe o ajuste de modelo, a análise numérica e o algoritmo de otimização. Desenvolvendo assim uma importante ferramenta industrial de otimização da aplicação de material de amortecimento em carrocerias e veículos em geral.

Referências Bibliográficas

- [1] M. D. Rao. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, 262:457–474, 2003.

(Citado nas páginas 1, 5, 6, 10, 11, 15 e 16)

- [2] A. D. Nashif; D. I.G. Jones and J. P. Henderson. *Vibration Damping*. John Wiley & Sons. Inc, 1985.

(Citado nas páginas 1, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 17, 69 e 96)

- [3] J. A. O. Martinez. Implementação do fator de perda na modelagem de painéis reforçados com alto grau de amortecimento. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica., 2008.

(Citado na página 1)

- [4] R. Fan, G. Meng, J. Yang, and C. He. Experimental study of the effect of viscoelastic damping materials on noise and vibration reduction within railway vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, 319:58–76, 2009.

(Citado na página 1)

- [5] K. M. Lilley; P. E. Weber and M. Fasse. A comparison of nvh treatments for vehicle floorpan applications. In *SAE 2001 Noise & Vibration Conference & Exposition*, number 2001-01-1464, Grand Traverse, MI, USA, Apr, 2001.

(Citado nas páginas 1, 7, 8 e 9)

- [6] S. Siavoshani; J. Tudor and D. Barpanda. Vehicle body optimization of structural noise and vibration using a hybrid technique. In *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, number 2007-01-2327, St. Charles, IL, USA, May, 2007.

(Citado nas páginas 1, 43, 56 e 68)

- [7] S. Subramanian. Optimization of damping treatment for structure-borne noise reduction. In *SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, May 2003*, number 2003-01-1592, Grand Traverse, MI, USA, May, 2003.

(Citado nas páginas 1, 60, 68 e 100)

- [8] G. H. Nakkash; A. P. Visintainer and P. Saha. Understanding laboratory versus in-vehicle performance of sprayable- and sheet-applied damping materials. In *SAE 2001 Noise & Vibration Conference & Exposition*, number 2001-01-1465, Grand Traverse, MI, USA, Apr, 2001.
(Citado nas páginas 1, 7 e 9)
- [9] D. Sophiea; H. Xiao. A new lightweight, high-performance, spray-applied automotive damping material. In *Noise & Vibration Conference & Exposition*, number 1999-01-1674, Traverse City, MI, USA, May, 1999.
(Citado nas páginas 1, 7, 9 e 43)
- [10] H. Khan; S. Sergiyenko and C. Reis. Sheet dampers versus spray-on dampers: Current status and prospective applications. In *SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, number 2005-01-2280, Grand Traverse, MI, USA, May, 2005.
(Citado nas páginas 1, 7, 8 e 9)
- [11] E. Balmes; S. Germès. Tools for viscoelastic damping treatment design. application to an automotive floor panel. In *Int. Seminar on Modal Analysis*, Leuven, 2002.
(Citado na página 1)
- [12] J. S. Bevan; P. E. Weber and K. B. King. Acoustic enhancement using chemistry to formulate a spray-on constrained layer vibration damper. In *SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, number 2005-01-2278, Grand Traverse, MI, USA, May, 2005.
(Citado nas páginas 1 e 10)
- [13] A. Subic; A. Markowicz and A. Bourmistrova. Shape optimization of damping liners on vibrating panels. In A. Zenger and R. M. Argent, editors, *Proceedings of the International Congress on Modelling and Simulation - Advances and Applications for Management and Decision Making*. Modelling and Simulation Society of Australia and New Zealand, 2005.
(Citado nas páginas 1 e 68)
- [14] M. Black; M. D. Rao. Material damping properties: a comparison of laboratory test methods and the relationship to in-vehicle performance. In *SAE 2001 Noise & Vibration Conference & Exposition*, number 2001-01-1466, Grand Traverse, MI, USA, Apr, 2001.
(Citado nas páginas 2, 9 e 43)
- [15] ASTM. Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials, 1998.
(Citado nas páginas 2, 17, 43 e 46)

- [16] S.; Dikee A. Lee, J.; Wang. Topology optimization for the radiation and scattering of sound from thin-body using genetic algorithm. *Journal of Sound and Vibration*, 276:899–918, 2004.
(Citado nas páginas 2 e 83)
- [17] M. Alvelid. Optimal position and shape of applied damping material. *Journal of Sound and Vibration*, 310:947–965, 2008.
(Citado na página 2)
- [18] G. Koners. Panel noise contribution analysis: An experimental method for determining the noise contributions of panels to an interior noise. In *SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition*, number 2003-01-1410, Grand Traverse, MI, USA, May, 2003.
(Citado na página 4)
- [19] M. Furukava. Comparação dos níveis de vibração para a carroceria do veículo fiat palio sem amortecimento, com manta asfáltica e com acusticol. Technical report, Universidade Federal de Santa Catarina, Laboratório de Ruído Industrial, 2009.
(Citado nas páginas 5, 52, 69, 91 e 110)
- [20] S. N. Y. Gerges. *Ruídos e Vibrações Veiculares*. NR Editora, 1st edition, 2005.
(Citado nas páginas 5, 38, 39 e 40)
- [21] A. S. Saha, P. Hussaini. A graduated assessment of a sprayable waterborne damping material as a viable acoustical treatment. In *SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition*, number 2003-01-1588, Grand Traverse, MI, USA, May, 2003.
(Citado na página 7)
- [22] P. Tathavadekar; T. Onsay and W. Liu. Damping performance measurement of non-uniform damping treatments. In *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, number 2007-01-2199, St. Charles, IL, USA, May, 2007.
(Citado nas páginas 7 e 43)
- [23] R. LYON; R. De JONG. *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*. Butterworth-Heinemann, USA, 2nd edition, 1995.
(Citado na página 18)
- [24] B. Bloss and M.D. Rao. Measurement of damping in structures by the power input method. *Experimental Techniques*, 26(3):30–32, May 2002.
(Citado na página 21)
- [25] S. N. Y. Gerges. *Ruído Fundamentos e Controle*, volume 1. NR Editora, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 1st edition, 1992.
(Citado na página 23)

- [26] L. Cremer, M. Heckl, and E.E. Ungar. *Structure Borne Sound : Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies*. Springer, 2nd edition, 1 1990.
(Citado na página 25)
- [27] E.E. Ungar. *Noise and Vibration Control*, chapter Damping of Panels, pages 434–475. Institute of Noise Control Engineering, Washington, DC, USA, revised edition, 1988.
(Citado nas páginas 25, 26, 27 e 28)
- [28] P. Fahy, F.; Gardonio. *Sound and Structural Vibration (Radiation, Transmission and Response)*. Elsevier, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, UK, 2nd edition, 2007.
(Citado nas páginas 27, 28 e 80)
- [29] F. Fiates. *Radiação sonora de placas reforçadas por vigas*. PhD thesis, Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica., Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 2003.
(Citado na página 28)
- [30] J. Arora. *Introduction to Optimum Design*. Academic Press, 2nd edition, 5 2004.
(Citado nas páginas 29 e 32)
- [31] J. M. Martinez; S. A. Santos. Métodos computacionais de otimização. Departamento de Matemática Aplicada, IMECC-UNICAMP, Campinas, SP - Brasil, Dezembro 1995.
(Citado nas páginas 29 e 32)
- [32] G. N. Vanderplaats. *Vanderplaats R&D Inc.®*, Website. <http://www.vrand.com/>, 2009.
(Citado na página 30)
- [33] E. A. Bastos. Otimização de seções retangulares de concreto armado submetidas à flexão-compressão oblíqua utilizando algoritmos genéticos. Master's thesis, PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, 2004.
(Citado nas páginas 30, 31 e 83)
- [34] G. C. da C. Holtz. Traçado automático de envoltórias de esforços em estruturas planas utilizando um algoritmo evolucionário. Master's thesis, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2005.
(Citado nas páginas 30, 31 e 83)

- [35] Michael Bartholomew-Biggs. *Nonlinear Optimization with Financial Applications*. KLUWER ACADEMIC PUBLISHERS, 2005.
(Citado na página 32)
- [36] Stiefel E. Hestenes M R. Methods of conjugate gradients for solving linear systems. *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, Vol. 49, No. 6:409–436, 1952.
(Citado na página 32)
- [37] A. R. da Silva. Minimização do fluxo de potência através do tubo de descarga de compressores herméticos. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica., 2004.
(Citado nas páginas 33, 34 e 35)
- [38] D. R. Bull; D. Beasley and R. R. Martin. An overview of genetic algorithms: Part 1, fundamentals. *University Computing*, 15 (2):58–69, 1993.
(Citado na página 33)
- [39] F. Busetti. Genetic algorithms overview, 2001.
(Citado nas páginas 33 e 34)
- [40] D. Whitely. A genetic algorithm tutorial. Technical Report CS-93-103, Colorado State University, Colorado, USA, 1993.
(Citado nas páginas 33, 34 e 37)
- [41] S. Pezeshk; C.V. Camp. *Recent Advances in Optimal Structural Design*, chapter State of the Art on the Use of Genetic Algorithms in Design of Steel Structures, page 31. ISBN 0-7844-0636-7. American Society of Civil Engineers, 2002.
(Citado nas páginas 33, 35 e 37)
- [42] J. A. Ichihara. *Um método de solução heurístico para a programação de edifícios dotados de múltiplos pavimentos-tipo / Jorge de Araújo Ichihara*. PhD thesis, Universidade Federal de Santa Catarina. Centro Tecnológico, 1998.
(Citado nas páginas 35, 36, 37 e 83)
- [43] J. A. de M.e S. Teixeira; L. L. R. Porto; L. S. Pires; S. N. Y. Gerges; R. Jordan; T. Helou; L. F. Penachio; and V. A. Andrade. Otimização experimental do tratamento de amortecimento estrutural da carroceria de um veículo de passageiro para a redução de ruído interno. In *VI Congreso Iberoamericano de Acústica - FIA 2008*, number A186, Buenos Aires, Nov, 2008.
(Citado nas páginas 38, 40 e 74)

- [44] N.M.M. Maia. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, volume Mechanical Engineering Research Studies of *Engineering Control Series*, 9. Research Studies, 1st edition, 1997.
(Citado nas páginas 38 e 39)
- [45] William D’Andrea Fonseca. Desenvolvimento e aplicação de sistema para obtenção de imagens acústicas pelo método do beamforming para fontes em movimento. Master’s thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brazil, Fev. 2009.
(Citado nas páginas 41 e 42)
- [46] D. H. Johnson and D. E. Dudgeon. *Array Signal Processing: Concepts and Techniques*. Prentice Hall PTR, facsimile edition, Feb. 1993.
(Citado na página 41)
- [47] *Optinav Inc.*©, Website. <http://www.optinav.com>, Dec. 2009.
(Citado na página 42)
- [48] R. P. Dougherty. Extensions of damas and benefits and limitations of deconvolution in beamforming. In *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference)*, number AIAA-2005-2961, Monterey, CA, USA, May 2005.
(Citado na página 42)
- [49] T. F. Brooks and W. M. Humphreys. A deconvolution approach for the mapping of acoustic sources (damas) determined from phased microphone arrays. *Journal of Sound and Vibration*, 294(4-5):856 – 879, Mar. 2006.
(Citado na página 42)
- [50] S. N. Y. Gerges R. P. Dougherty and W. D. Fonseca. State of the art beamforming software and hardware for applications. In *16th International Congress on Sound and Vibration - ICSV2009*, Krakow, Poland, Jul. 2009.
(Citado na página 42)
- [51] W. D. Fonseca S. N. Y. Gerges, R. P. Dougherty and M. Furukava. Beamforming technique applied to the study of acoustic effect in damping treatment. In *Proceedings of COBEM 2009 - 20th International Congress of Mechanical Engineering*, Gramado, RS - Brasil, Nov. 2009.
(Citado na página 42)
- [52] P. Sijtsma. Clean based on spatial source coherence. *International Journal of Aeroacoustics*, 6:357–374, Dec. 2007.
(Citado na página 42)

- [53] K. Ehrenfried and Lars Koop. A comparison of iterative deconvolution algorithms for the mapping of acoustic sources. In *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference)*, number AIAA-2006-2711, Cambridge, Massachusetts, May 2006.
(Citado na página 42)
- [54] J. A. Högbom. Aperture synthesis with a non-regular distribution of interferometer base-lines. *Astronomy & Astrophysics Supplement Series*, 15:417–426, 1974.
(Citado na página 42)
- [55] T. F. Brooks and W. M. Humphreys. Three-dimensional application of damas methodology for aeroacoustic noise source definition. In *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference)*, number AIAA-2005-2960, Monterey, California, USA, May 2005.
(Citado na página 42)
- [56] J. A. O. Martinez; R. Jordan. Análise da utilização de sensores no ensaio da viga oberst. In *XXII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica, Anais do XXII Encontro da SOBRAC*, pages 333–338, Belo Horizonte - MG. Rio de Janeiro - RJ, 2008. SOBRAC.
(Citado na página 48)
- [57] Fiat Auto normazione. *Body Modal Analysis - Determination of parameters and modal forms within confort frequency range (< 100 Hz)*. FIAT, 6th edition, Oct 2004.
(Citado na página 58)
- [58] Gerges S. N. Y. Furukava M., Marques M. Obtenção dos níveis de vibração dos principais subsistemas que compõem a carroceria do veículo ford ecosport com acusticol. Technical report, COLAUTO-FORD, 2008.
(Citado na página 67)
- [59] D. I. G. Jones. *Handbook of Viscoelastic Vibration Damping*. John Wiley & Sons. Inc, 2001.
(Citado na página 69)
- [60] H.; Pina H. Madeira, J. F. A.; Rodrigues. Multi-objective optimization of structures topology by genetic algorithms. *Advances in Engineering Software*, 36:21–28, 2005.
(Citado na página 83)
- [61] modeFRONTIER™. *modeFRONTIER™4 User Manual*. ESTECO, 4th edition, 1999.
(Citado na página 84)

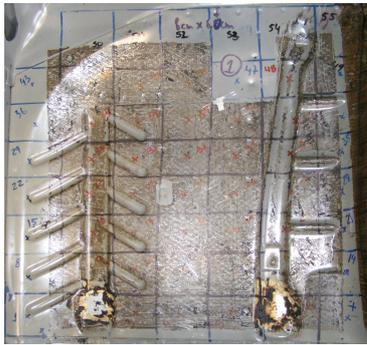
Apêndices

Apêndice A

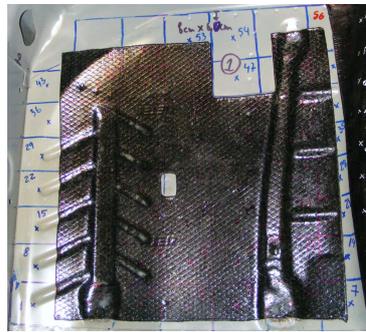
Resultados da Otimização experimental na carroceria para o Subsistema 1

Neste apêndice serão apresentados os resultados para Subsistema 1 da otimização experimental realizada na carroceria. O resultado dos demais Subsistemas podem ser obtidos através do relatório interno do Projeto COLAUTO/LARI/FIAT [19]. Para o Subsistema 1 serão apresentados os mapas de cores com os resultados da aplicação do material LASD/Acusticol comparado com o mapeamento para as situações: sem amortecimento e com manta asfáltica. Além de serem apresentados também comentários sobre os resultados destes.

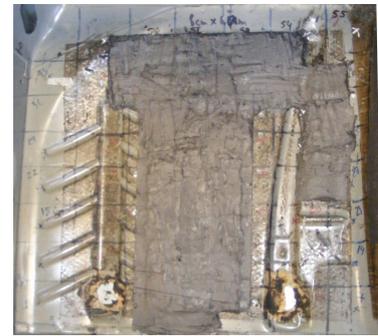
A.1 Mapeamento Subsistema 1



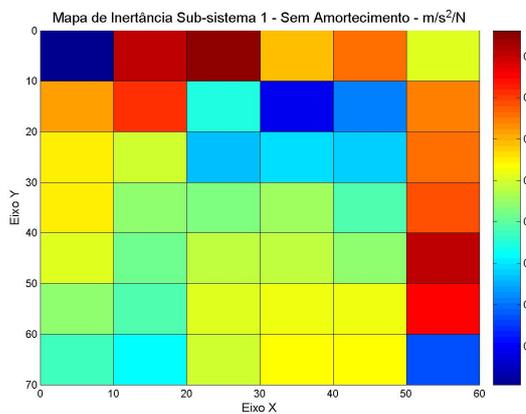
(a) Sem Amortecimento.



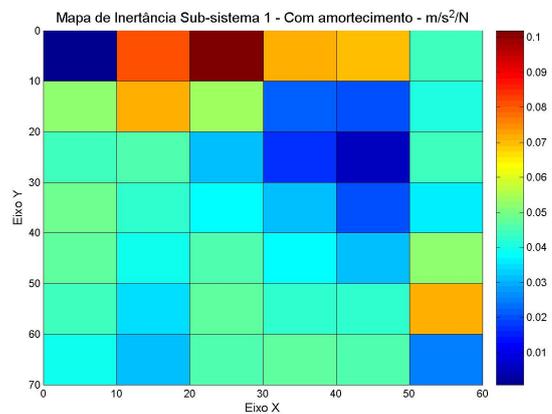
(b) Com manta asfáltica.



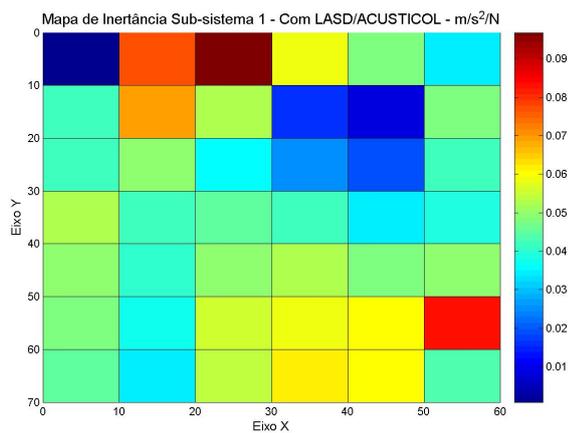
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.



(e) Com manta asfáltica.



(f) Com LASD/Acusticol.

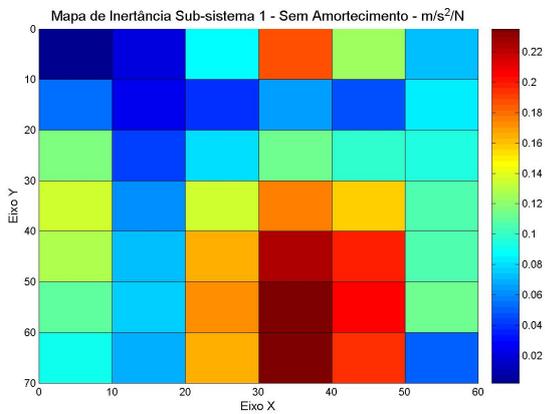
Figura A.1: Comparação do mapeamento para a banda de 200 Hz Subsistema 1.



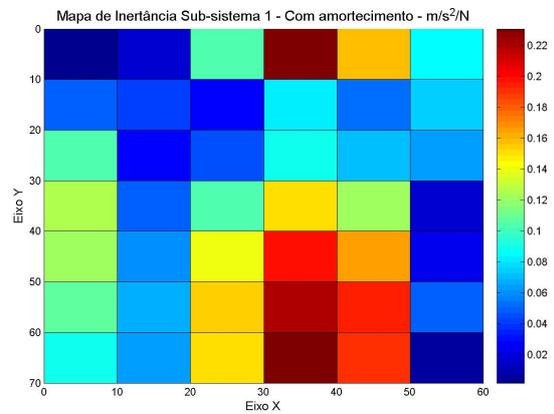
(a) Sem Amortecimento.

(b) Com manta asfáltica.

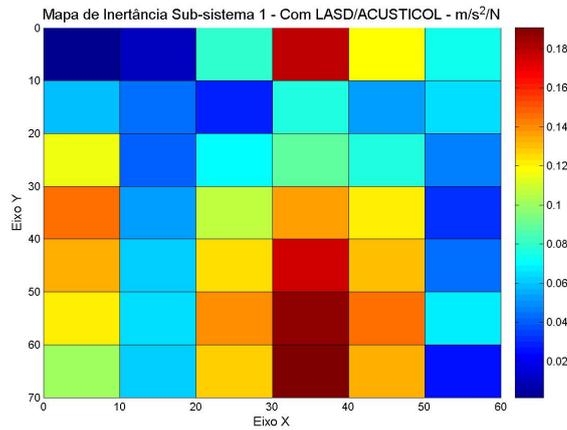
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.

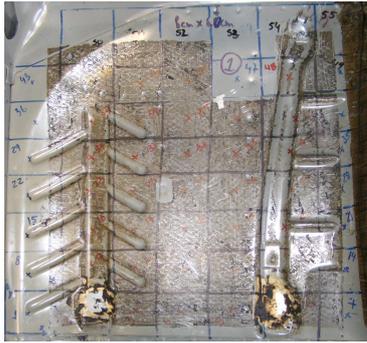


(e) Com manta asfáltica.

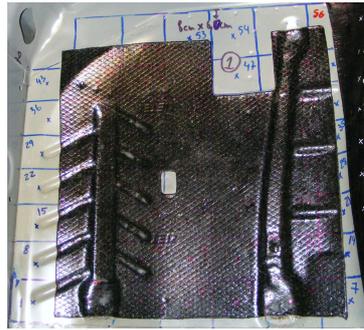


(f) Com LASD/Acusticol.

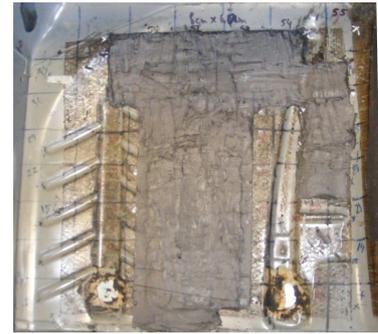
Figura A.2: Comparação do mapeamento para a banda de 250 Hz Subsistema 1.



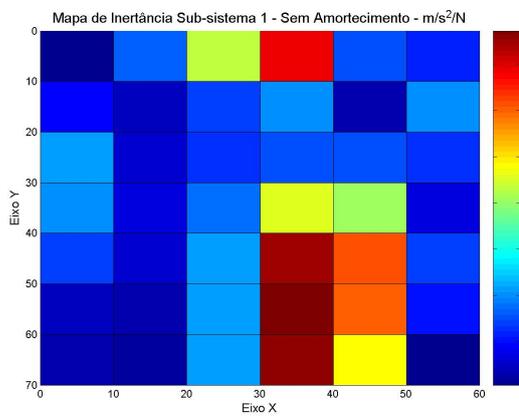
(a) Sem Amortecimento.



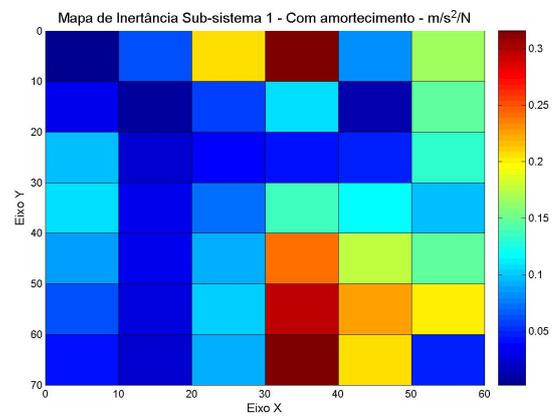
(b) Com manta asfáltica.



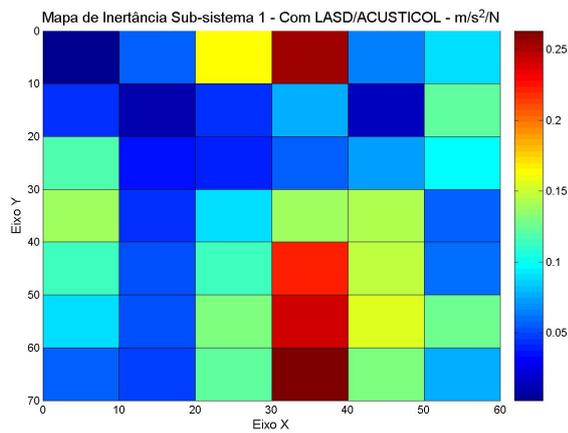
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.

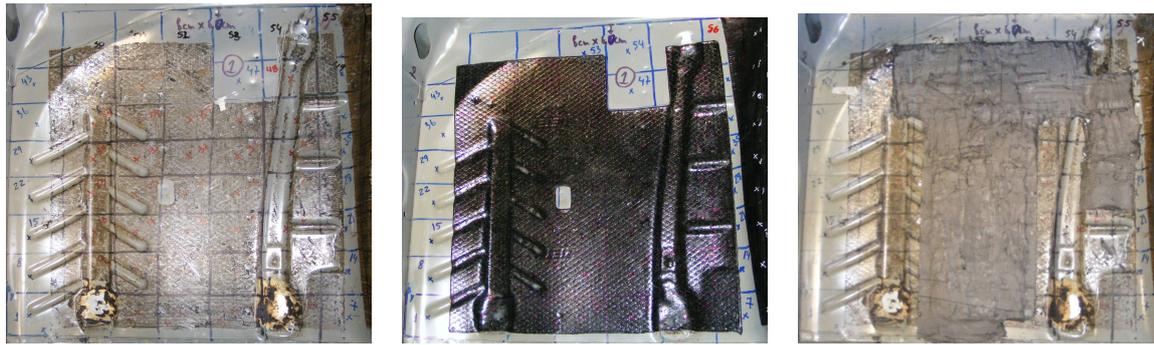


(e) Com manta asfáltica.



(f) Com LASD/Acusticol.

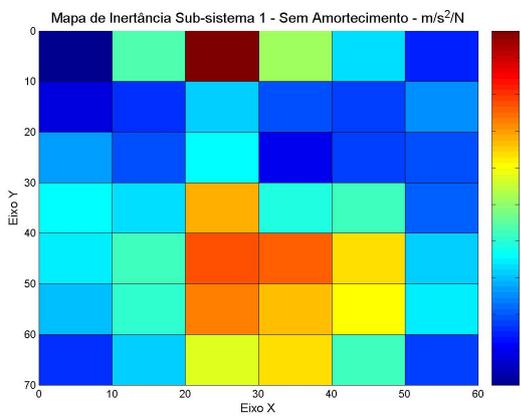
Figura A.3: Comparação do mapeamento para a banda de 315 Hz Subsistema 1.



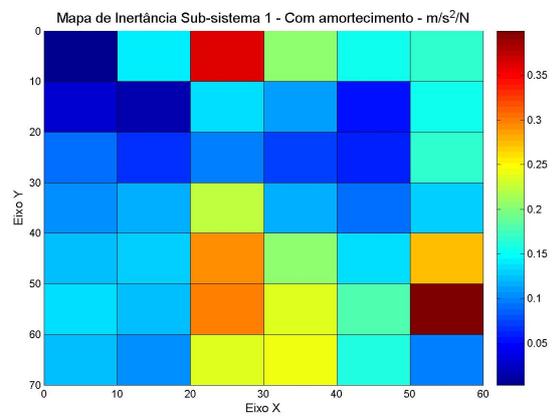
(a) Sem Amortecimento.

(b) Com manta asfáltica.

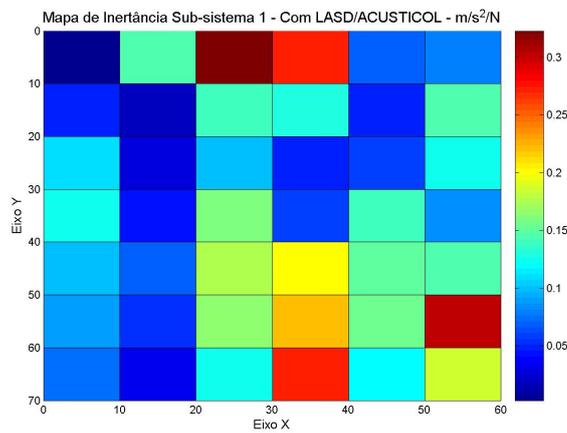
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.

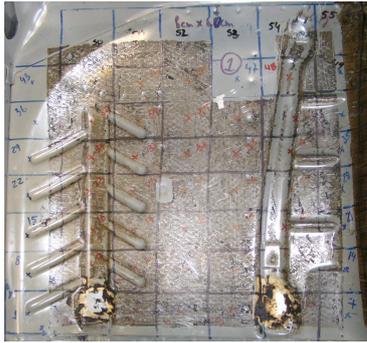


(e) Com manta asfáltica.

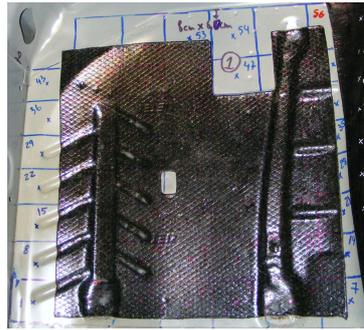


(f) Com LASD/Acusticol.

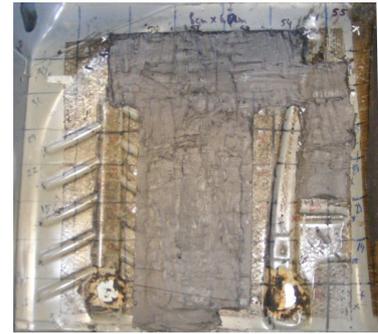
Figura A.4: Comparação do mapeamento para a banda de 400 Hz Subsistema 1.



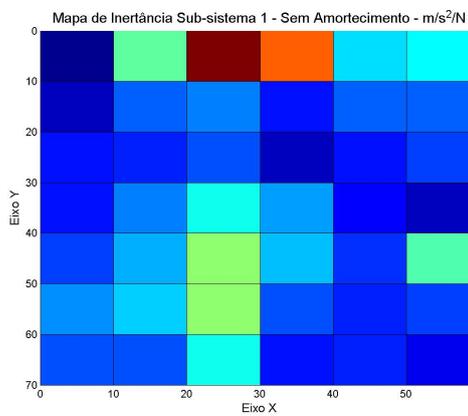
(a) Sem Amortecimento.



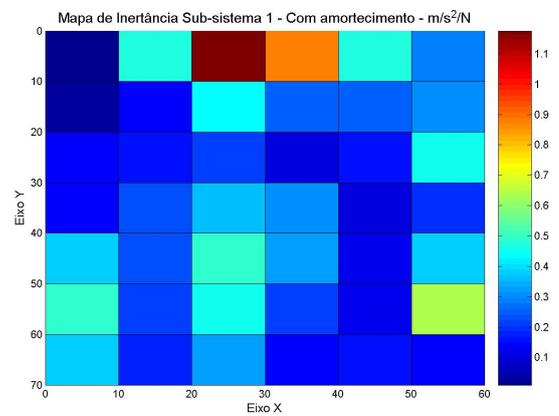
(b) Com manta asfáltica.



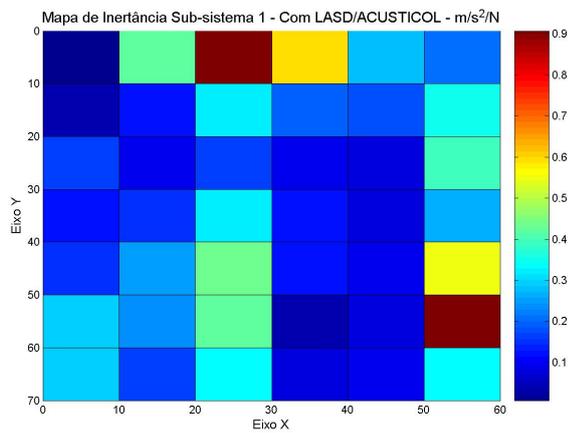
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.

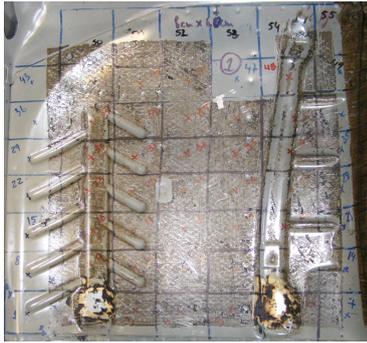


(e) Com manta asfáltica.

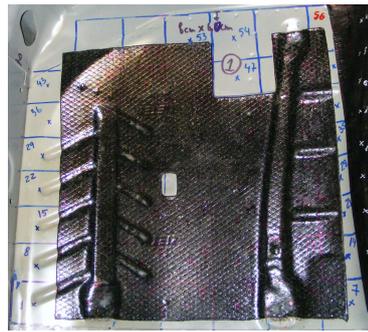


(f) Com LASD/Acusticol.

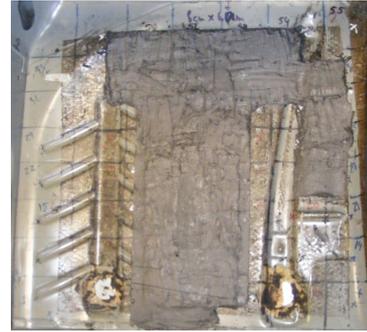
Figura A.5: Comparação do mapeamento para a banda de 500 Hz Subsistema 1.



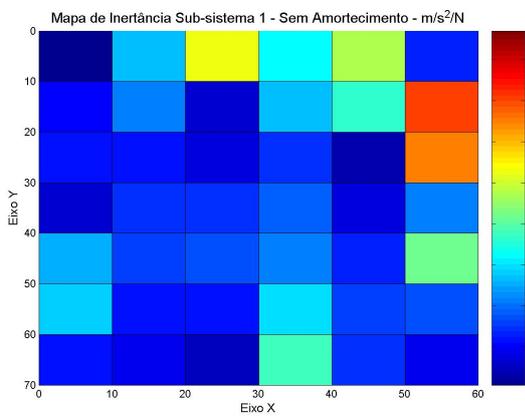
(a) Sem Amortecimento.



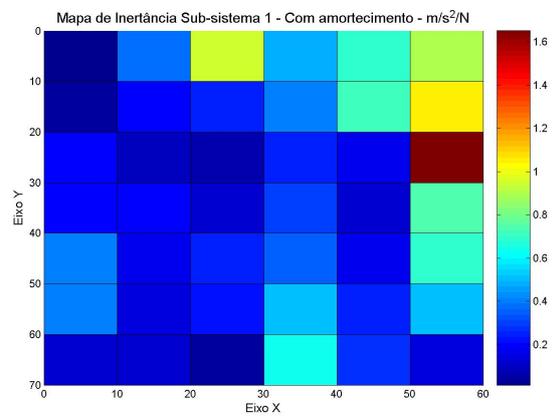
(b) Com manta asfáltica.



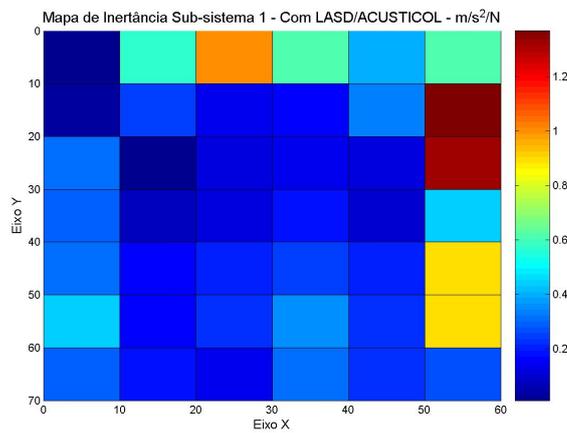
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.

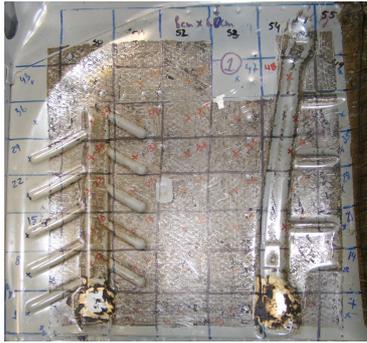


(e) Com manta asfáltica.

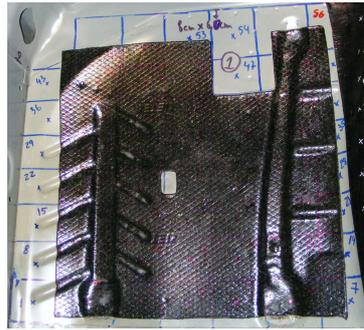


(f) Com LASD/Acusticol.

Figura A.6: Comparação do mapeamento para a banda de 630 Hz Subsistema 1.



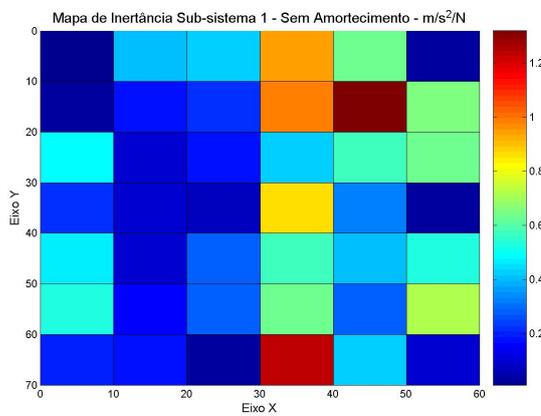
(a) Sem Amortecimento.



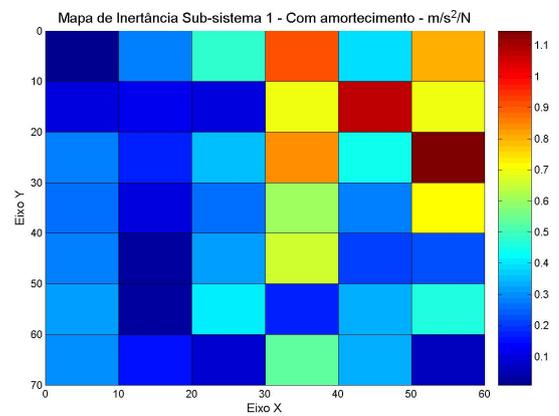
(b) Com manta asfáltica.



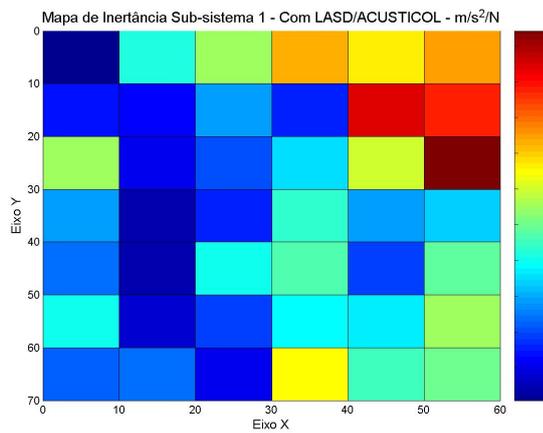
(c) Com LASD/Acusticol.



(d) Sem Amortecimento.



(e) Com manta asfáltica.



(f) Com LASD/Acusticol.

Figura A.7: Comparação do mapeamento para a banda de 800 Hz Subsistema 1.

A.1.1 Considerações Subsistema 1

Para o Sub-sistema 1, os efeitos da adição de manta asfáltica sobre a carroceria, teve como conseqüências os seguintes fatos sobre as bandas de terço de oitava:

- i - banda de 200 Hz: Não houve redução da maior amplitude de pico de $0,08 [(m/s^2)/N]$;
- ii - banda de 250 Hz: redução da maior amplitude de pico de $0,22 [(m/s^2)/N]$ para $0,18 [(m/s^2)/N]$;
- iii - banda de 315 Hz: redução da maior amplitude de pico de $0,35 [(m/s^2)/N]$ para $0,25 [(m/s^2)/N]$;
- iv - banda de 400 Hz: redução da maior amplitude de pico de $0,45 [(m/s^2)/N]$ para $0,3 [(m/s^2)/N]$;
- v - banda de 500 Hz: redução da maior amplitude de pico de $1,2 [(m/s^2)/N]$ para $0,9 [(m/s^2)/N]$;
- vi - banda de 630 Hz: redução da maior amplitude de pico de $1,6 [(m/s^2)/N]$ para $1,2 [(m/s^2)/N]$;
- xi - banda de 800 Hz: redução da maior amplitude de pico de $1,2 [(m/s^2)/N]$ para $1,0 [(m/s^2)/N]$;

Observa-se na Figura A.8 que ambos os materiais não apresentaram bom desempenho de redução do nível de vibração para a frequência de 200 Hz. Nas demais frequências, o LASD/Acusticol se apresentou melhor que a manta.

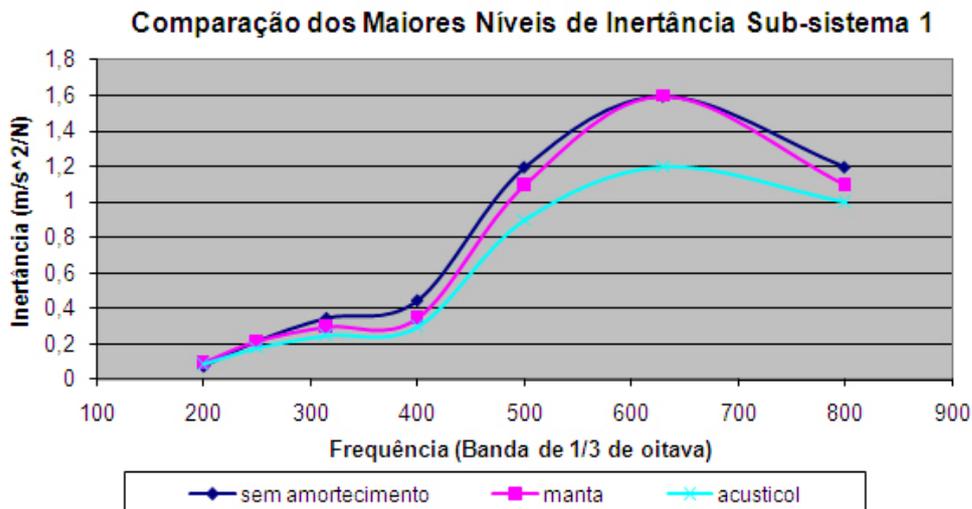


Figura A.8: Comparação dos maiores níveis de inertâncias de transferência para o sub-sistema 1 sob excitação frontal.

Cabe aqui salientar, que a manta adicionada a este subsistema estava bem aderida, não apresentando visivelmente sinais de desprendimentos, perfurações e enrugamentos.

Na Figura A.9, apresenta-se os valores RMS para a faixa de frequência de 0 a 1000 Hz de todos os pontos do subsistema 1, fazendo uma comparação entre a situação com tratamento de Manta Asfáltica, sem amortecimento e tratamento com LASD/Acusticol.

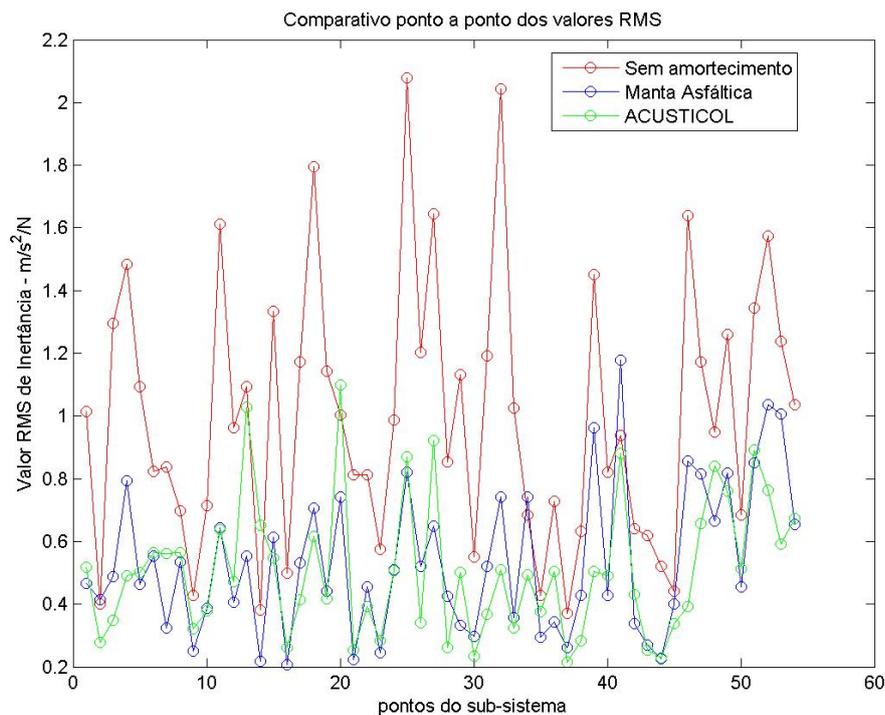


Figura A.9: Comparação dos valores RMS ponto a ponto para o subsistema 1 sob excitação frontal .

Pode-se observar que em alguns pontos os valores de amplitude com o tratamento de amortecimento apresentam-se maiores que sem amortecimento. Isso se deve pelo fato da aplicação de material alterar as características vibracionais da estrutura, com a inserção de rigidez e massa ao sistema.

Por fim, a Figura A.10, ilustra os valores médios RMS do subsistema 1 comparando as três situações de tratamento de amortecimento.

Desta forma, é possível afirmar que em termos globais o tratamento de amortecimento com LASD/Acusticol para o subsistema 1 apresenta resultados consideráveis de redução de níveis de vibração em relação a manta asfáltica.

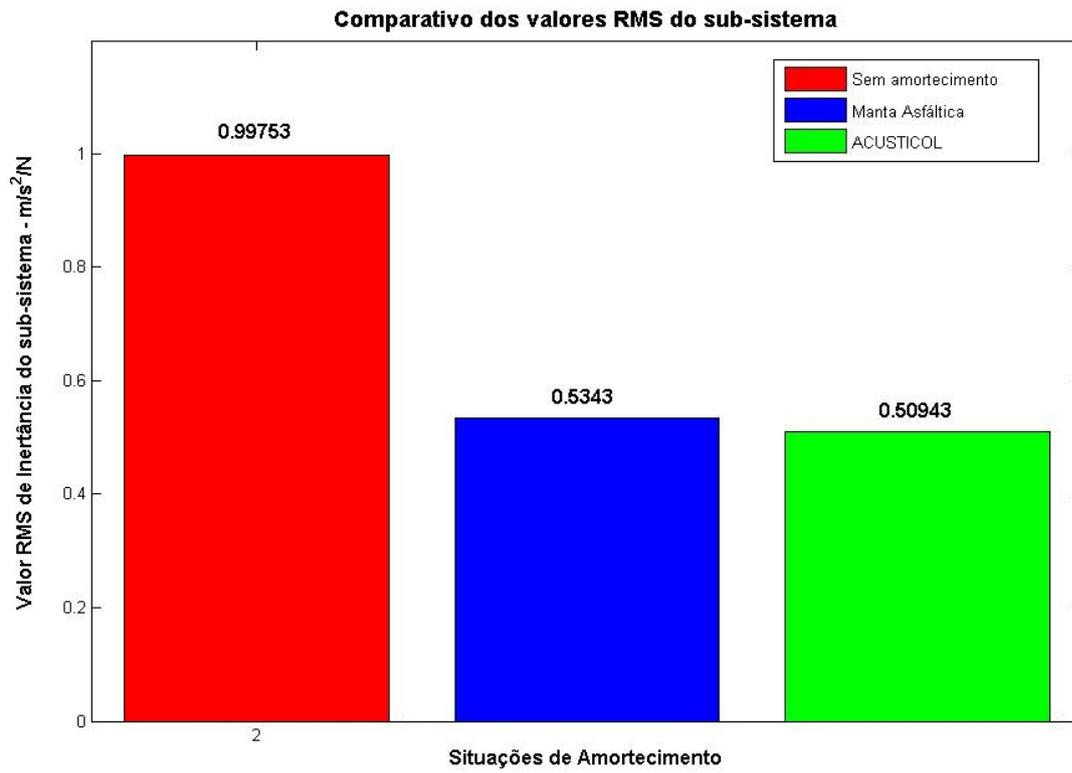


Figura A.10: Comparação dos valores RMS global para o subsistema 1 sob excitação frontal.