

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Rogério Gondim Costa

**METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE ATENUAÇÃO DE RUÍDO  
ESTRUTURAL ATRAVÉS DE ABSORÇÃO SONORA EM AUTOMÓVEIS**

Belo Horizonte

2018

Rogério Gondim Costa

**METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE ATENUAÇÃO DE RUÍDO  
ESTRUTURAL ATRAVÉS DE ABSORÇÃO SONORA EM AUTOMÓVEIS**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro

Área de concentração: Engenharia Automotiva.

Belo Horizonte

2018

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

C837m Costa, Rogério Gondim  
Metodologia para avaliação de atenuação de ruído estrutural através de absorção sonora em automóveis / Rogério Gondim Costa. Belo Horizonte, 2018.  
126 f.: il.

Orientador: Claysson Bruno Santos Vimieiro  
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Automóveis. 2. Acústica. 3. Isolamento acústico - Métodos. 4. Análise estrutural (Engenharia). 5. Análise modal. 6. Método dos elementos finitos. 7. Vibração - Medição. 8. Dispositivos de transmissão. I. Vimieiro, Claysson Bruno Santos. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113

Rogério Gondim Costa

**METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE ATENUAÇÃO DE RUÍDO  
ESTRUTURAL ATRAVÉS DE ABSORÇÃO SONORA EM AUTOMÓVEIS**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

---

Prof. Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro - (Orientador)

---

Prof. Dr. János Landre Júnior - PUC Minas - (Banca Examinadora)

---

Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez - UFMG - (Banca Examinadora)

---

Prof. Dr. Pedro Américo Magalhães – PUC Minas - (Banca Examinadora)

---

Prof. Dr. Tiago Simão Ferreira – IFMG - (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 30 de novembro de 2018.

*A minha esposa Thais e minhas filhas  
Ana Luisa e Maria Fernanda  
pelo incentivo e amor.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus por esta conquista.

Ao professor Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro pela orientação e apoio deste trabalho.

Ao professor Dr. Tiago Simão Ferreira pelas sugestões e contribuições no trabalho.

Ao engenheiro mestre Frederico Luiz Carvalho de Moura pelos ensinamentos, sugestões e contribuições no trabalho.

À Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas pela viabilização deste trabalho.

À empresa Adler PTI pelo fornecimento das mantas acústicas de fibra têxtil utilizadas nos ensaios.

À Fiat Chrysler Automobiles pelo empréstimo dos equipamentos de medição, em especial ao engenheiro André Brito pelo auxílio nas análises.

A toda a minha família.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## RESUMO

Este estudo aborda o tema do conforto vibroacústico em automóveis. Com a concorrência acirrada neste mercado, soluções que contemplem redução de tempo de desenvolvimento e redução nos custos sem perda de qualidade, são de extrema importância para a manutenção da competitividade. Esta pesquisa propõe o desenvolvimento de uma metodologia para analisar a eficiência de isolamentos acústicos de material poroso para ruídos de médias frequências em um automóvel, transmitidos por via estrutural. Sabe-se que os isolamentos de materiais porosos são eficientes para altas frequências, mas, este estudo pretende analisar o comportamento de diferentes configurações de isolamentos porosos na faixa de 100 a 600 Hz, faixa na qual a transmissão do ruído para o interior do veículo é predominantemente por via estrutural. Com um tratamento adequado de absorção sonora espera-se obter ganhos significativos na percepção do conforto acústico do veículo. Para o desenvolvimento do trabalho foi construído um protótipo de carroceria com forma aproximada de um habitáculo de um automóvel pequeno e foram utilizadas mantas de material poroso de fibra têxtil de aplicação automotiva com três diferentes gramaturas para realização dos testes. Foi desenvolvido um modelo numérico do protótipo para realização de testes de análise modal estrutural virtual para determinação dos modos vibracionais da carroceria nas principais frequências dentro da faixa analisada. Foi observado que, na faixa de médias frequências, a carroceria apresentou redução significativa de ruído estrutural nas configurações que contemplam a inserção de mantas de material poroso no interior do habitáculo. Nesta faixa, os modos de vibração apresentados são de painéis. As três configurações de isolamentos porosos apresentaram comportamento semelhante. Como originalidade no trabalho destaca-se o estudo da atenuação de ruído transmitido por via estrutural em veículos utilizando material poroso e como ineditismo o desenvolvimento de uma metodologia experimental para avaliação deste fenômeno.

Palavras chave: Conforto acústico, ruído estrutural, análise de caminhos de transmissão, função de transferência vibroacústica, absorção sonora.

## ABSTRACT

This study is focused on the theme of car's vibroacoustic comfort. With the great competition of this market, solutions that contemplate time's development reduction and cost's reduction without loss of quality, are of extreme importance for the maintenance of the competitiveness. This research proposes the development of a methodology to analyze the efficiency of acoustic insulation of porous material for medium frequency noise in a car. It's known that porous material insulation is efficient for high frequencies, but this study intends to analyze the behavior of different configurations of porous insulation in the range of 100 to 600 Hz, a range in which the transmission of noise into the vehicle is predominantly structural. Sound absorption treatment is expected to achieve significant gains in the perception of the acoustics car comfort. This work aims to develop a methodology to evaluate the influence of sound absorption on structure-borne noise in a passenger car. To this end, a body prototype with an approximate shape of a passenger compartment of a small car was built, and blankets made of porous textile material of automotive application with different specifications of characteristics for carrying out the tests were used. A numerical model of the prototype was developed to perform virtual structural modal analysis tests to determine the vibrational modes of the body at the main frequencies within the analyzed range. It was observed that, in the range of medium frequencies, the body showed a significant reduction of structural noise in the configurations that contemplate the insertion of blankets of porous material inside the passenger compartment. In this range, the vibration modes displayed are panels. The three configurations of porous insulation presented similar behavior. As originality in the work, we highlight the study of noise attenuation transmitted by the structural route in vehicles using porous material and as a novelty the development of an experimental methodology to evaluate this phenomenon.

Key words: Acoustical comfort, structure-borne noise, transfer path analisys, vibroacoustics transfer function, sound absorption.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Contribuição de ruído estrutural e ruído aéreo no ruído global de um veículo...	29
FIGURA 2 - Mapa espectral de ruído interno em aceleração de um veículo.....	30
FIGURA 3 - Espectro de ruído interno de veículo em asfalto rugoso com velocidade constante de 75 km/h. ....	31
FIGURA 4 - Variações de pressão ambiente em função do tempo para sons com períodos $T_1 = 50$ ms e $T_2 = 50$ $\mu$ s.....	36
FIGURA 5 - Formas de ondas sonoras. (a) Tom puro, (b) ruído. ....	37
FIGURA 6 - (a) Forma de onda de tom puro na frequência $f$ ; (b) espectro sonoro do tom puro. ....	39
FIGURA 7 - (a) Forma de onda de um ruído; (b) espectro sonoro do ruído.....	39
FIGURA 8 - Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros. ....	41
FIGURA 9 - Curvas de ponderação A, B, C e D.....	42
FIGURA 10 - Reflexão de onda sonora. ....	43
FIGURA 11 - Atenuação sonora no ar atmosférico a 20°C, 1 atm para umidade do ar a) 10%, b) 40%, c) 80% e d) absorção clássica. ....	44
FIGURA 12 - Deslocamentos angulares devidos à flexão de uma placa.....	46
FIGURA 13 - Exemplos ondas dos tipos longitudinal (L) e de flexão (F) passando por junções em “L” e em “T”.....	50
FIGURA 14 - Formas de transmissão do ruído ao habitáculo. (a) Transmissão por via aérea. (b) Transmissão por via estrutural.....	52
FIGURA 15 - Fontes de ruído veicular e vias de transmissão para o interior do habitáculo...	53
FIGURA 16 - Fontes de ruído de propulsão. (a) motor; (b) câmbio. ....	53
FIGURA 17 - Sistema de escapamento.....	54
FIGURA 18 - Composição de um pneu. ....	55
FIGURA 19 – Esquema do processo de percepção do ruído em veículos.....	56
FIGURA 20 - Esquema de Função de resposta em Frequência. ....	56
FIGURA 21 - Caminhos de transmissão aéreos.....	58

FIGURA 22 - Caminhos de transmissão via estrutura. ....	59
FIGURA 23 - Tipos de estrutura de materiais porosos típicos: celulares (a), fibrosos (b) e ...	62
FIGURA 24 - Gráfico típico de absorção sonora para materiais absorventes de som porosos/ fibrosos. ....	64
FIGURA 25 - Esquema de Tubo de Kundt. ....	64
FIGURA 26 - Influência da variação da espessura de materiais porosos/ fibrosos no coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ). ....	65
FIGURA 27 - Influência da variação da densidade de materiais porosos/ fibrosos no coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ). ....	66
FIGURA 28 - Configuração de ponto de excitação através de elementos de mola. ....	68
FIGURA 29 - Fluxo de atividades da metodologia. ....	84
FIGURA 30 - Estrutura tubular do protótipo. ....	85
FIGURA 31 - Protótipo da carroceria com chapas. ....	86
FIGURA 32 - Manta de isolamento poroso 1400 g/m <sup>2</sup> . ....	87
FIGURA 33 - Regiões de aplicação dos isolamentos porosos na carroceria. ....	88
FIGURA 34 - Aplicação dos isolamentos porosos na carroceria: pavimento e parede corta fogo (a) e teto (b). ....	88
FIGURA 35 - Equipamentos utilizados para testes. ....	90
FIGURA 36 - Câmara onde foram realizados os ensaios. ....	90
FIGURA 37 - Modelo do sistema de análise. ....	91
FIGURA 38 - Posicionamento dos pontos de excitação e resposta. ....	92
FIGURA 39 - Modelo numérico do protótipo. ....	93
FIGURA 40 - Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos acústicos. ....	95
FIGURA 41 - Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria sem isolamentos acústicos. ....	96
FIGURA 42 - Resposta modal numérica da carroceria - 156 Hz. ....	97
FIGURA 43 - Resposta modal numérica da carroceria - 244 Hz. ....	97

FIGURA 44 - Resposta modal numérica da carroceria - 285 Hz.....	98
FIGURA 45 - Resposta modal numérica da carroceria - 325 Hz.....	98
FIGURA 46 - Resposta modal numérica da carroceria - 350 Hz.....	99
FIGURA 47 - Resposta modal numérica da carroceria - 372 Hz.....	99
FIGURA 48 - Resposta modal numérica da carroceria - 403 Hz.....	100
FIGURA 49 - Resposta modal numérica da carroceria - 441 Hz.....	100
FIGURA 50 - Resposta modal numérica da carroceria - 462 Hz.....	101
FIGURA 51 - Resposta modal numérica da carroceria - 493 Hz.....	101
FIGURA 52 - Resposta modal numérica da carroceria - 519 Hz.....	102
FIGURA 53 - Resposta modal numérica da carroceria - 550 Hz.....	102
FIGURA 54 - Resposta modal numérica da carroceria - 562 Hz.....	103
FIGURA 55 - Resposta modal numérica da carroceria - 581 Hz.....	103
FIGURA 56 - Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura 1200 g/m <sup>2</sup> . ....	104
FIGURA 57 - Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1200 g/m <sup>2</sup> .....	105
FIGURA 58 – Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1200 g/m <sup>2</sup> .....	105
FIGURA 59 – Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura 1400 g/m <sup>2</sup> . ....	107
FIGURA 60 - Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1400 g/m <sup>2</sup> .....	107
FIGURA 61 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1400 g/m <sup>2</sup> .....	108
FIGURA 62 - Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura 1600 g/m <sup>2</sup> . ....	110
FIGURA 63 - Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1600 g/m <sup>2</sup> .....	110
FIGURA 64 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1400 g/m <sup>2</sup> .....	111

FIGURA 65 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramaturas 1200 g/m <sup>2</sup> , 1400 g/m <sup>2</sup> e 1600 g/m <sup>2</sup> .....	113
FIGURA 66 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamento e com isolamentos de gramaturas 1200 g/m <sup>2</sup> , 1400 g/m <sup>2</sup> e 1600 g/m <sup>2</sup> .....	113
FIGURA 67 - Gráfico de Nível de Pressão Sonora do ruído de fundo da câmara dos ensaios – ponto externo. ....	116
FIGURA 68 - Gráfico de Nível de Pressão Sonora do ruído de fundo da câmara dos ensaios – ponto interno.....	117

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Gramatura dos isolamentos. ....	86
TABELA 2 - Coeficiente de absorção sonora dos isolamentos. ....	87
TABELA 3 - Massa das configurações de isolamentos. ....	89
TABELA 4 - Características dos equipamentos. ....	89
TABELA 5 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1200 g/m <sup>2</sup> em relação à sem isolamentos. ....	106
TABELA 6 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1400 g/m <sup>2</sup> em relação à sem isolamentos. ....	109
TABELA 7 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1600 g/m <sup>2</sup> em relação à sem isolamentos. ....	112
TABELA 8 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica – comparativo entre os isolamentos de 1200 g/m <sup>2</sup> , 1400 g/m <sup>2</sup> e 1600 g/m <sup>2</sup> em relação à sem isolamentos. ....	114
TABELA 9 - Média e desvio padrão dos valores de FRF das três amostras por frequência. ....	115
TABELA 10 - Ruído de fundo da câmara dos ensaios (média de 5 medições). ....	116

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>27</b>
<b>1.1 Tema .....</b>	<b>28</b>
<b>1.2 Motivação .....</b>	<b>29</b>
<b>1.3 Objetivos.....</b>	<b>32</b>
<b>1.4 Justificativa .....</b>	<b>33</b>
<b>1.5 Organização do trabalho .....</b>	<b>33</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>35</b>
<b>2.1 Fundamentação teórica.....</b>	<b>35</b>
2.1.1 <i>Fundamentos de Acústica.....</i>	35
2.1.1.1 <i>Escala Decibel.....</i>	39
2.1.1.2 <i>Sensação de intensidade dos sons .....</i>	40
2.1.1.3 <i>Curvas de ponderação .....</i>	41
2.1.1.4 <i>Propagação do som.....</i>	42
2.1.2 <i>Acústica estrutural.....</i>	44
2.1.2.1 <i>Ondas quase-longitudinais.....</i>	45
2.1.2.2 <i>Ondas transversais.....</i>	45
2.1.2.3 <i>Ondas de flexão .....</i>	45
2.1.2.4 <i>Propagação de ondas em placas .....</i>	46
2.1.3 <i>Conforto acústico .....</i>	50
2.1.4 <i>Ruído veicular .....</i>	52
2.1.4.1 <i>Ruído de propulsão.....</i>	53
2.1.4.2 <i>Ruído de pneus e suspensão.....</i>	54
2.1.5 <i>Trajatórias de transferência vibroacústicas.....</i>	55
2.1.5.1 <i>Trajatórias de transferência de vibração .....</i>	58
2.1.5.2 <i>Trajatórias de transferência acústicas .....</i>	58
2.1.5.3 <i>Trajatórias de transferência vibroacústicas.....</i>	59
2.1.6 <i>Metodologia de análise de caminhos de transmissão .....</i>	60
2.1.7 <i>Absorção sonora.....</i>	62
2.1.8 <i>Análise Modal.....</i>	66
2.1.8.1 <i>Método de elementos finitos .....</i>	67
<b>2.2 Estado da arte .....</b>	<b>69</b>
2.2.1 <i>Análise de caminhos de transmissão.....</i>	69
2.2.2 <i>Acústica estrutural.....</i>	73
2.2.3 <i>Materiais para absorção sonora .....</i>	75
2.2.4 <i>Métodos numéricos aplicados em vibroacústica.....</i>	78
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>83</b>
<b>3.1 Ensaios experimentais .....</b>	<b>85</b>
3.1.1 <i>Protótipo da carroceria.....</i>	85
3.1.2 <i>Configurações dos ensaios .....</i>	86
3.1.3 <i>Equipamentos .....</i>	89
3.1.4 <i>Local de realização dos ensaios.....</i>	90
3.1.5 <i>Medições de Funções de Resposta em Frequência .....</i>	91
<b>3.2 Simulação numérica .....</b>	<b>92</b>

<b>4 RESULTADOS E ANÁLISES .....</b>	<b>95</b>
<b>4.1 Ensaios experimentais de FRF da carroceria sem isolamento .....</b>	<b>95</b>
<b>4.2 Simulação numérica da carroceria .....</b>	<b>96</b>
<b>4.3 Ensaios experimentais de FRF da carroceria com isolamentos .....</b>	<b>104</b>
<b>4.4 Comparativo dos resultados dos ensaios experimentais de FRF da carroceria com os isolamentos testados .....</b>	<b>112</b>
<b>4.5 Verificação do ruído de fundo da câmara dos ensaios .....</b>	<b>115</b>
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>119</b>
<b>5.1 Sugestões para trabalhos futuros .....</b>	<b>120</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>121</b>

## 1 INTRODUÇÃO

De acordo com Schmid (2005), um ambiente confortável é aquele que proporciona bem-estar às pessoas. Os indivíduos buscam o conforto em todos os ambientes que eles convivem, como em sua casa, no trabalho, nos locais de lazer e também em seus meios de transporte. Ao adquirir um automóvel temos várias impressões que o qualificam como a estética, o tamanho, o modelo, a cor e o conforto que ele proporciona aos seus ocupantes. A ergonomia, a dirigibilidade, o desempenho, a segurança, a tecnologia embarcada a sensação térmica e a sensação acústica produzem a impressão de conforto aos usuários.

Para Cerrato (2009), ruído e vibração representam um importante papel na harmonia geral de um veículo. O termo harmonia é usado para descrever a ligação entre forma e função e estabelecer um alvo de equilíbrio entre esses dois elementos para cada classe e tipo de veículo.

Wang (2010) descreve o cenário atual do desenvolvimento de veículos e sua importância com a afirmação de que o ruído e a vibração de veículos automotores vêm a cada dia se tornando mais importantes para a indústria automotiva e é atualmente uma preocupação tanto para fabricantes de veículos quanto para fabricantes de componentes automotivos, e, portanto, sendo considerados como um dos mais importantes fatores de qualidade no desenvolvimento do veículo.

Conforme Brizon e Medeiros (2012), a qualidade do som no interior dos veículos tornou-se um item fundamental para a indústria automotiva, desta forma, novos procedimentos para testes e análises têm sido desenvolvidos, uma vez que a determinação da qualidade sonora é um problema multivariado que envolve percepção subjetiva e análises objetivas.

Os fenômenos vibroacústicos são provenientes de várias fontes, em diversas faixas de frequência, o que torna muito complexa a análise para solução de inconvenientes. Os ruídos e vibrações percebidos no interior de um veículo são compostos pela sobreposição de efeitos gerados por diferentes fontes e transmitidos ao habitáculo através do ar (ruído aéreo) ou através da estrutura (ruído estrutural). Os ruídos transmitidos por via aérea podem ser atenuados através da aplicação de materiais de absorção e isolamento sonora. Através da estrutura são transmitidas as ondas vibracionais que são percebidas no habitáculo não apenas como vibrações, mas também como ruídos. A energia vibratória é propagada pela estrutura, causando a vibração dos painéis que induzem flutuações da pressão da cavidade interna do veículo e que são transmitidas até os ouvidos dos ocupantes (Goetchius, 2010). Para atenuação dos fenômenos estruturais, pode-se realizar a otimização das características vibracionais da estrutura e instalação de elementos isoladores entre a fonte e a estrutura. Assim sendo, a atenuação de ruídos estruturais

é bastante complexa, uma vez que a modificação de uma estrutura de um veículo requer o atendimento a vários quesitos de desempenho tais como segurança, fadiga estrutural e dirigibilidade, entre outros. Os elementos isoladores também possuem suas limitações, principalmente referente à fadiga, pois exercem função de sustentação de componentes.

Diante desse cenário, pesquisar e desenvolver novas metodologias que possibilitem encontrar soluções que tornem um automóvel mais confortável, que possuam um custo aceitável, sejam factíveis para implementação no projeto no que se refere ao tempo e à viabilidade técnica, é um desafio necessário para pesquisadores.

## **1.1 Tema**

Neste trabalho é realizado um estudo para avaliar o comportamento da absorção de ruído transmitido por via estrutural em automóveis, apresentando uma proposta de metodologia para avaliação da atenuação de ruído de médias frequências através da aplicação de isolamentos de material poroso.

Para realizar este estudo é proposto um modelo de habitáculo simplificado no qual foi construído um protótipo para a realização de testes experimentais. A estrutura será excitada através da aplicação de força do lado externo e será medido o nível de pressão sonora no interior do habitáculo, desta forma, determina-se a sensibilidade acústica da estrutura à transmissão de ruído estrutural através do cálculo da Função de Resposta em Frequência (FRF) entre a excitação e a resposta. Os testes serão realizados com diferentes configurações de material poroso, modificando suas gramaturas (relação de massa por área). Para determinar os modos vibracionais principais da carroceria na faixa de frequência de análise, serão realizados testes de análise modal através de simulação virtual do modelo do habitáculo. Na faixa de médias frequências espera-se que os modos principais sejam dos painéis.

A partir das análises dos resultados será possível identificar a eficiência da utilização deste tipo de isolamento para atenuação de ruídos de média frequências e a influência da modificação da gramatura do material.

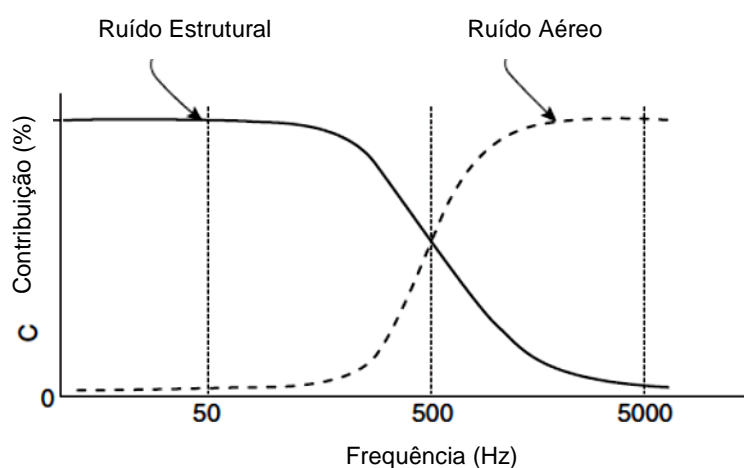
Como originalidade no trabalho destaca-se o estudo da atenuação de ruído transmitido por via estrutural em veículos utilizando material poroso e como ineditismo o desenvolvimento de uma metodologia experimental para avaliação deste fenômeno.

## 1.2 Motivação

Existem diversas soluções para controle de ruído em um automóvel. O ruído pode ser controlado na fonte, ao longo do caminho de propagação e dentro do ambiente de recepção. É importante um bom conhecimento das formas de propagação para que se aplique as soluções adequadas para cada problema. Em um veículo o ruído pode ser transmitido tanto por via aérea quanto por via estrutural. O tratamento de ruído aéreo é realizado com a aplicação de material para absorção sonora e material de barreira sonora. O material de absorção sonora é mais eficiente para altas frequências e o material de barreira pode atenuar frequências mais baixas, dependendo de sua massa. Para o tratamento de ruído estrutural é necessário otimizar as características de vibrar da estrutura e instalar elementos isoladores de vibração entre a fonte e a estrutura, geralmente de materiais viscoelásticos.

De acordo com Harisson (2004), as principais fontes de ruído estrutural em um veículo são o conjunto motopropulsor e o conjunto pneus, rodas e suspensão. Segundo Goetchius (2010), o ruído estrutural é geralmente percebido no intervalo de frequência de 20 a 600 Hz, enquanto que o ruído aéreo pode ser percebido no intervalo de 400 a 10000 Hz, ambos podendo variar, dependendo do veículo. Em geral, a maior parte do ruído em frequências baixas e médias em automóveis são transmitidos por via estrutural, conforme demonstra o gráfico da Figura 1.

**Figura 1 - Contribuição de ruído estrutural e ruído aéreo no ruído global de um veículo.**

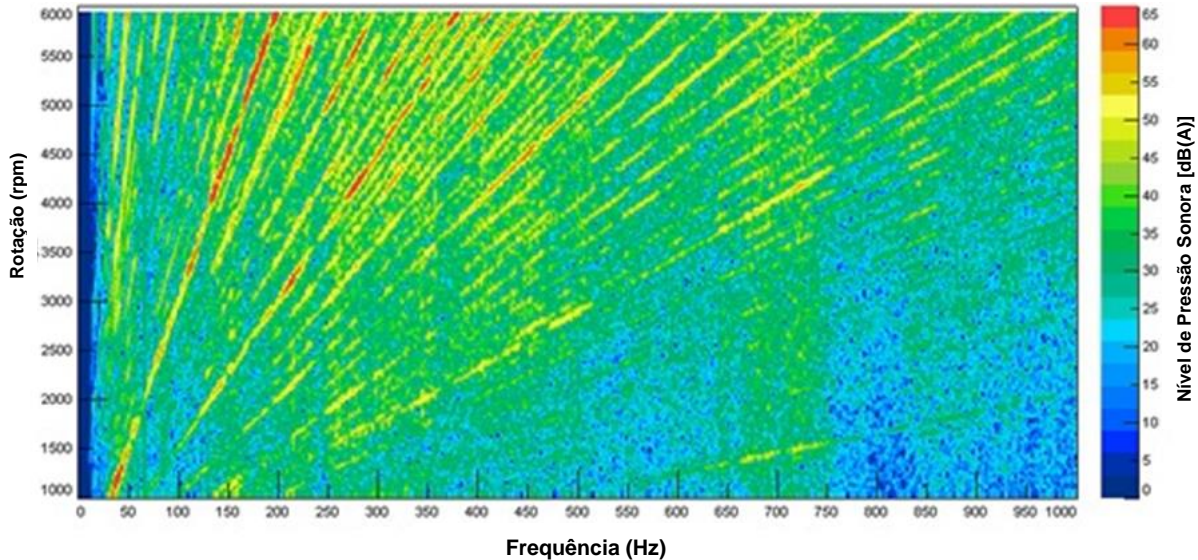


Fonte: Goetchius (2010).

Ao analisar um espectro de ruído interno de automóveis em aceleração, observa-se que até 600 Hz os níveis apresentados são mais elevados que o restante da faixa de frequência. A Figura 2 demonstra um gráfico de mapa espectral de ruído interno de um veículo que possui

motor 4 cilindros de 1800 cc em aceleração em 3ª marcha, de 1000 a 6000 rpm. Os níveis sonoros, representados pela escala de cores à direita, concentram seus maiores níveis até à faixa de aproximadamente 600 Hz.

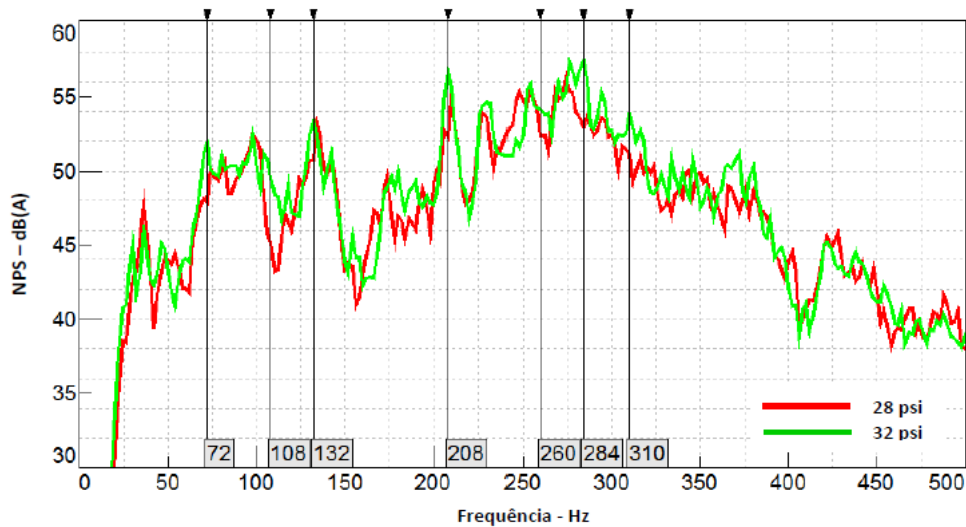
**Figura 2 - Mapa espectral de ruído interno em aceleração de um veículo.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 3 observam-se dois gráficos de ruído interno de um mesmo veículo em velocidade constante de 75 km/h em asfalto rugoso. O veículo foi ensaiado em duas configurações sendo que na primeira seus pneus foram calibrados com pressão de 28 psi, que é a mínima permitida para o modelo, e na segunda, os pneus foram calibrados com a pressão máxima permitida de 32 psi. Nestas condições que os testes foram realizados, o ruído dos pneus e suspensão predominam e pode-se observar que a faixa principal deste ruído está entre 200 e 300 Hz.

**Figura 3 - Espectro de ruído interno de veículo em asfalto rugoso com velocidade constante de 75 km/h.**



**Fonte: Costa, Vimieiro e Moura (2016).**

As soluções para controle de ruído transmitido através da estrutura possuem maior complexidade uma vez que, para serem introduzidas, requerem a realização de estudos de factibilidade, demandando longo tempo de desenvolvimento além de onerar o projeto. Eventuais modificações na estrutura de um automóvel podem interferir em seu desempenho quanto aos impactos contra barreiras (*crash test*), altera a massa do veículo e podem causar problemas relacionados à montagem de componentes em linha de produção. A modificação da rigidez dos isoladores de vibração para melhorar a atenuação do ruído por via estrutural, também requer estudos e testes. A diminuição da rigidez da borracha impacta diretamente na durabilidade deste componente.

Os isolamentos acústicos de material poroso são mais fáceis de implementar em um projeto. São componentes leves, de fácil manuseio e possuem custo relativamente baixos. Estes componentes podem ser aplicados em regiões de grandes áreas no interior do veículo como o pavimento, teto, chapa corta fogo, portas, caixas de rodas e vão do porta malas.

Assim, este estudo foi motivado por limitações encontradas em projetos quanto à possibilidade de otimização das características vibracionais da estrutura ou dos elementos isoladores de vibração, quando este se encontra em fase mais avançada de desenvolvimento. Já a aplicação de isolamentos acústicos em locais não previstos ou mesmo a alteração de gramatura de isolamentos já existentes a fim de aumentar a absorção sonora, pode ser possível mesmo em fases mais avançadas de desenvolvimento de projetos.

Sabe-se que a absorção de ruídos em baixas e médias frequências de um isolamento acústico de material poroso é baixa, porém, pode ser o bastante para que um automóvel alcance seu objetivo para conforto acústico global.

Desta forma, este estudo pretende investigar o comportamento do ruído transmitido por via estrutural a um habitáculo de um automóvel e de sua atenuação sonora ao inserir isolamentos acústicos com material poroso. Para esta investigação será construído um protótipo com dimensões próximas a um automóvel pequeno, com estrutura em tubos de aço quadrado e fechamento com chapas de aço rebitadas e aparafusadas. Serão aplicados os isolamentos em diferentes configurações de gramaturas para a realização dos testes de Função de Resposta em Frequência (FRF) vibroacústica. A FRF vibroacústica descreve uma trajetória híbrida do ruído, onde a origem é na estrutura e a resposta refere-se a um ponto localizado no espaço envolvido por ar. Desta forma mede-se a sensibilidade da estrutura à transmissão do ruído estrutural. Este teste é realizado utilizando-se um martelo de impacto com um transdutor de força que excita o protótipo na região inferior frontal e um microfone que é posicionado no interior do habitáculo na região do motorista. A relação da pressão sonora em Pascal (Pa) com a força em Newtons (N) será a função sensibilidade (Pa/N). Para cada frequência, têm-se essa relação que determina a intensidade de pressão sonora dentro do habitáculo devido à uma excitação estrutural. Avaliações comparativas de configurações dos isolamentos indicarão o comportamento do conforto acústico no interior do habitáculo na faixa de frequência de interesse deste estudo que é de 100 a 600 Hz.

### 1.3 Objetivos

O objetivo do trabalho é desenvolver uma metodologia experimental para avaliação de atenuação de ruído estrutural utilizando isolamentos porosos de fibra têxtil em um protótipo de carroceria.

Os objetivos específicos são:

- Construir um protótipo de carroceria para avaliação de ruído estrutural.
- Comparar o desempenho de três materiais de absorção sonora com diferentes gramaturas.
- Avaliar o efeito da atenuação acústica por faixas de frequências e sua relevância em comparação ao ruído global.
- Avaliar a análise modal estrutural de modelo numérico do protótipo de carroceria para verificação da influência dos modos no ruído estrutural.

## 1.4 Justificativa

A relevância deste trabalho está relacionada aos seguintes fatores:

- O conforto vibroacústico em automóveis é um desafio constante a ser alcançado pelos engenheiros responsáveis pelo desenvolvimento de novos produtos, desta forma, novas propostas de soluções são necessárias para que se consiga aperfeiçoar o desempenho dos veículos.
- A exigência do mercado consumidor em produtos com maior qualidade requer dos fabricantes agilidade na solução de problemas para que não haja atraso no lançamento de novos produtos.
- Redução de custos no desenvolvimento de soluções técnicas para melhoria de conforto acústico.

## 1.5 Organização do trabalho

Este trabalho está dividido em 5 capítulos, detalhados a seguir.

No capítulo 1, são apresentadas as definições gerais da pesquisa incluindo informações sobre o tema, motivação, objetivos e justificativa.

No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica, onde são apresentados conceitos teóricos relevantes para esta pesquisa como teoria fundamental da acústica, conforto acústico, ruído veicular, trajetórias de transferências vibroacústicas, análise de caminhos de transmissão, absorção sonora e análise modal. Também neste capítulo está o Estado da arte onde são apresentadas tendências atuais e trabalhos recentes desenvolvidos que envolvem temas abordados neste trabalho.

No capítulo 3 é detalhada a metodologia utilizada para realização de todos os testes envolvidos nesta pesquisa.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e as análises realizadas.

No capítulo 5 são apresentadas as conclusões desta pesquisa.

Na sequência estão as referências bibliográficas utilizadas neste trabalho.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

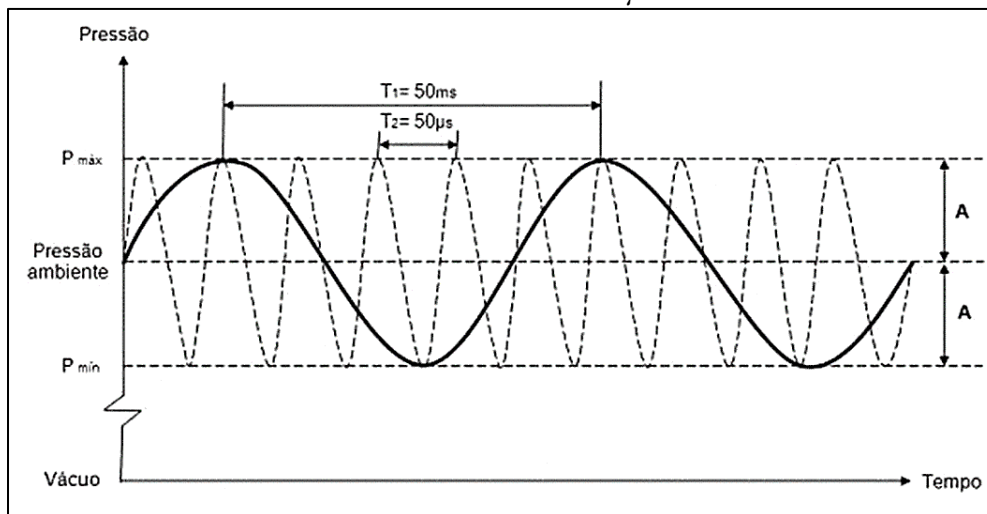
Neste capítulo serão apresentados os conceitos teóricos da pesquisa, a partir de apresentação de pesquisas relacionadas ao tema, normas e desenvolvimentos históricos relativos ao tema.

### 2.1 Fundamentação teórica

#### 2.1.1 Fundamentos de Acústica

De acordo com Kinsler *et al.* (2000), acústica é a ciência que estuda a geração, transmissão e a recepção de energia em forma de ondas vibratórias. Bistafa (2011) afirma que o termo som possui ampla conotação, não se refere apenas ao fenômeno da audição, mas também por perturbações em frequências muito baixas, denominadas infrassons, e em frequências elevadas, denominadas ultrassons, que não podem ser ouvidas pelo ser humano. O som é a variação da pressão ambiente que se propaga pelo ar a partir de uma fonte geradora de vibração, até atingir o ouvido. Para que esta propagação ocorra, é necessário que aconteçam compressões e rarefações em propagação do meio. Estas ondas se propagam de forma longitudinal. Quando passa, a onda sonora não arrasta as partículas do meio, apenas faz com que estas vibrem em torno de sua posição de equilíbrio, chocando-se umas com as outras e se propagando. A amplitude ( $A$ ) da onda sonora é definida pela diferença da pressão ambiente em relação à pressão máxima ou pela diferença da pressão ambiente em relação à pressão mínima. Portanto a diferença entre a pressão máxima e pressão mínima é duas vezes o valor da amplitude definida. O período ( $T$ ) é o intervalo de tempo necessário para que haja um ciclo completo em torno da pressão ambiente. A Figura 4 demonstra as variações de pressão ambiente para períodos de  $T_1 = 50$  ms (milissegundos) e  $T_2 = 50$   $\mu$ s (microssegundos).

**Figura 4 - Variações de pressão ambiente em função do tempo para sons com períodos  $T_1 = 50 \text{ ms}$  e  $T_2 = 50 \mu\text{s}$ .**



Fonte: Bistafa (2011).

O ouvido humano pode perceber variações de pressão a partir de 0,00002 Pascal, denominado limiar da audição ou da audibilidade, até 200 Pascal, intensidade na qual o som pode ser sentido e provocar dor, denominado limiar da dor. No nível do mar, a pressão atmosférica é de 1 atmosfera (atm) que corresponde a 101325 Pascal. O sistema auditivo detectará um som quando a variação de pressão for cíclica com um determinado período e a amplitude alcançar um valor maior que o limiar da audibilidade. A variação da pressão ambiente é chamada de pressão sonora.

Define-se período como o intervalo de tempo para ocorrência de um ciclo completo na curva de variação da pressão ambiente com o tempo. O inverso do período é a frequência, que é medida em ciclos por segundo ou Hertz (Hz) pelo Sistema Internacional de Unidades (SI) e indica o número de períodos existentes em um segundo. A relação entre período e frequência é dada conforme a equação (1).

$$f = \frac{1}{T} \quad (1)$$

Onde  $f$  é a frequência em Hz e  $T$  o período em segundos.

O alcance da audição humana se estende de 20 Hz a 20000 Hz. Essa faixa de frequências audíveis aos seres humanos é chamada de faixa de áudio. Sons com frequências abaixo de 20 Hz são chamados de infrassons e acima de 20000 Hz chamados de ultrassons. Na Figura 4, as

variações de pressão ambiente para períodos de  $T_1 = 50$  ms (milissegundos) e  $T_2 = 50$   $\mu$ s (microssegundos) que correspondem, respectivamente, às frequências de 20 Hz e 20000 Hz.

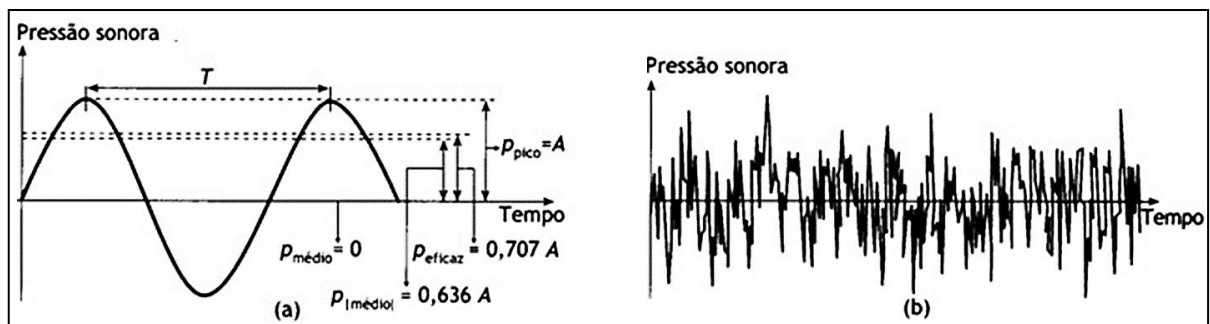
A velocidade com que a onda sonora se propaga é chamada de velocidade do som e é representada em metros por segundo. A velocidade do som no ar é aproximadamente 340 m/s. O comprimento de onda é a distância necessária para que a onda sonora percorra um ciclo completo, apresentada em metros. A relação entre velocidade do som no meio e frequência que define o comprimento de onda, e é dada pela expressão da equação (2).

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (2)$$

Onde  $\lambda$  é o comprimento de onda,  $c$  a velocidade do som e  $f$  a frequência da onda sonora.

A forma da onda é o comportamento temporal de uma onda de pressão sonora durante um intervalo de tempo. A Figura 5 mostra a forma de onda de um tom puro (a) e de um ruído (b).

**Figura 5 - Formas de ondas sonoras. (a) Tom puro, (b) ruído.**



Fonte: Bistafa (2011)

Da forma de onda podem-se extrair valores denominados números únicos para representar o comportamento temporal da pressão sonora em instantes distintos. O valor de pico ( $p_{pico}$ ) é igual à amplitude ( $A$ ) no instante. Geralmente, para um ruído o valor de pico não é representativo. Para representar melhor o comportamento temporal é necessário que se conheça o valor de pressão sonora em diversos instantes para se calcular números únicos tais como o valor médio de pressão sonora, o valor absoluto médio e o valor eficaz, conforme equações (3), (4) e (5) respectivamente.

$$p_{médio} = \frac{\sum_{i=1}^N p_i}{N} \quad (3)$$

Onde  $p_{\text{médio}}$  é o valor médio da pressão sonora,  $p_i$  é o valor instantâneo da pressão sonora e  $N$  o número de registros. Para um tom puro, o valor médio da pressão sonora é zero (0).

$$p_{|\text{médio}|} = \frac{\sum_{i=1}^N |p_i|}{N} \quad (4)$$

Onde  $p_{|\text{médio}|}$  é o valor absoluto médio da pressão sonora,  $p_i$  é o valor instantâneo da pressão sonora e  $N$  o número de registros. Para um tom puro, o valor absoluto médio da pressão sonora é  $0,636A$ .

$$p_{\text{eficaz}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N p_i^2}{N}} \quad (5)$$

Onde  $p_{\text{eficaz}}$  é o valor eficaz da pressão sonora,  $p_i$  é o valor instantâneo da pressão sonora e  $N$  o número de registros. Para um tom puro, o valor absoluto médio da pressão sonora é  $0,707A$ .

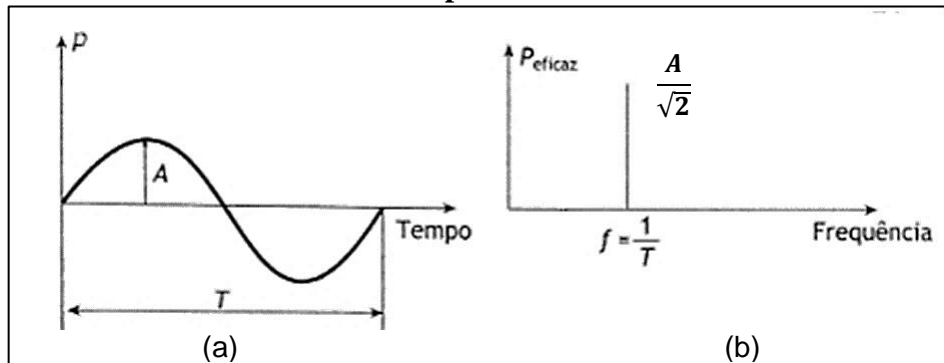
O valor eficaz também é conhecido como valor médio quadrático ( $p_{rms}$ ). O valor eficaz é o mais comumente utilizado, pois essa grandeza relaciona-se diretamente com a energia transportada pela onda sonora. Para combinações de  $n$  tons puros de frequências diferentes, o valor eficaz da pressão sonora resultante é dado pela equação (6).

$$p_{\text{eficaz}} = \sqrt{(p_{\text{eficaz}_1}^2 + p_{\text{eficaz}_2}^2 + \dots + p_{\text{eficaz}_n}^2)} \quad (6)$$

Onde  $p_{\text{eficaz}}$  é o valor eficaz da pressão sonora do  $i$ -ésimo tom puro.

Em um tom puro têm-se o resultado da forma de onda conforme a Figura 6. Em (a) é representada a forma de onda e pode-se obter as informações do período ( $T$ ) e da amplitude da pressão sonora ( $A$ ). Em (b) é representada a pressão eficaz em função da frequência. O valor da pressão eficaz equivale a  $0,707 A$ .

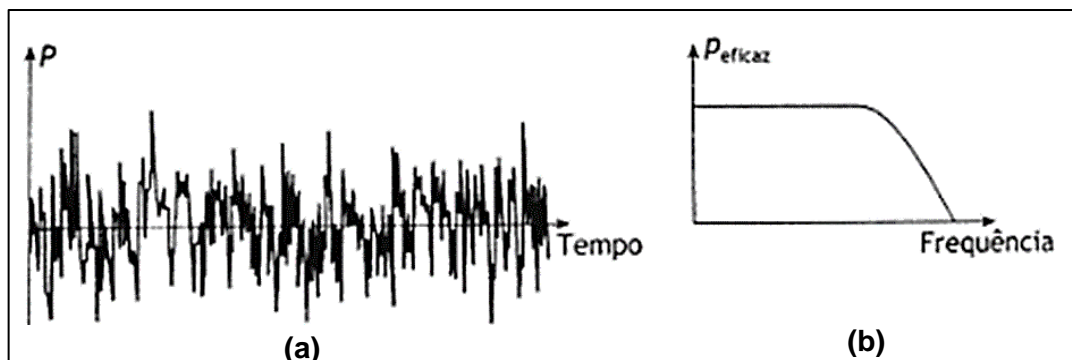
**Figura 6 - (a) Forma de onda de tom puro na frequência  $f$ ; (b) espectro sonoro do tom puro.**



Fonte: Bistafa (2011).

Conforme Gerges (2000), a transformada de Fourier é um procedimento matemático utilizado para transferir um conjunto de dados no domínio do tempo para o domínio da frequência sem perdas de informações. Ao se aplicar a transformada de Fourier em uma onda sonora de tom puro obtêm-se um espectro sonoro com uma única frequência, conforme Figura 6. Em uma forma de onda de um ruído, o espectro sonoro resultante fornece um valor eficaz de pressão sonora para cada frequência presente neste som, conforme Figura 7.

**Figura 7 - (a) Forma de onda de um ruído; (b) espectro sonoro do ruído.**



Fonte: Bistafa (2011).

### 2.1.1.1 Escala Decibel

De acordo com Bistafa (2011), como a escala de audição do ouvido humano se estende a uma faixa de 10 milhões de Pascal, foi adotada uma escala logarítmica decibel (dB) para melhor representar esta grandeza, que, além disso, representa também a percepção de variações de pressão sonora pelo ouvido humano, uma vez que o valor de 1 dB é a mínima variação da potência sonora detectável pelo sistema auditivo. Um decibel equivale a um décimo do Bel, que

é obtido a partir da escala de logaritmo na base 10 conforme a equação (7). O nome dado à esta escala foi uma homenagem ao cientista Alexander Graham Bell.

$$Bel = \log \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (7)$$

Onde  $P$  é a potência do sistema e  $P_0$  uma potência arbitrária de referência.

Como a pressão sonora é o estímulo físico que mais bem se correlaciona com a sensação de som, e com a utilização da escala decibel, pode ser definido o nível de pressão sonora pela equação (8).

$$L_p = 10 \log \left( \frac{p_{eficaz}^2}{p_0^2} \right) \quad (8)$$

Onde  $L_p$  é o nível de pressão sonora em decibéis,  $p_{eficaz}$  o valor eficaz da pressão sonora e  $p_0$  a pressão sonora de referência que normalmente é tomada como o valor do limiar da audição de  $2 \times 10^{-5}$  Pa.

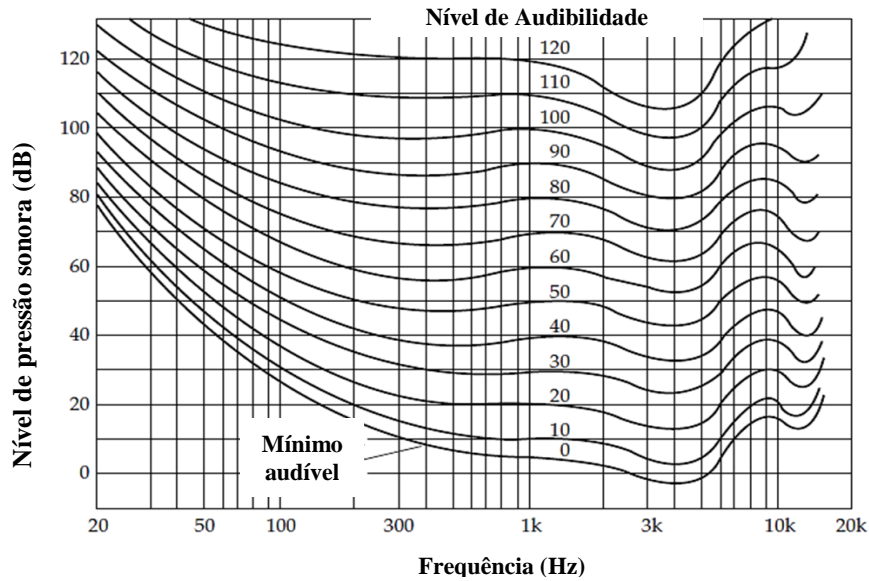
O nível de pressão sonora é a medida física para caracterizar a sensação subjetiva da intensidade dos sons, sempre calculado com o valor eficaz da pressão sonora.

### **2.1.1.2 Sensação de intensidade dos sons**

De acordo com Gerges (2000), o ouvido humano não possui sensibilidade igual para toda a faixa de frequência. A faixa entre 2000 e 5000 Hz é onde temos a maior sensibilidade, ou seja, nosso sistema auditivo percebe sons com menores níveis sonoros nessa faixa de frequência. Já em frequência baixas e em frequências extremamente altas, a sensibilidade do ouvido humano é bem baixa. Na frequência de 1000 Hz o sistema auditivo percebe os sons exatamente em seu nível sonoro.

Conforme Bistafa (2011), a sensação subjetiva da intensidade do som é dependente da frequência e pode ser mensurada através da grandeza chamada nível de audibilidade, que é função do nível sonoro e da frequência do som e possui a unidade fones. Na Figura 8 observa-se o gráfico do nível de audibilidade, composto por curvas isofônicas, com mesmo valores de fones por frequências, para tons puros. Cada curva isofônica possui a mesma sensação de intensidade de sons em toda a faixa de frequência.

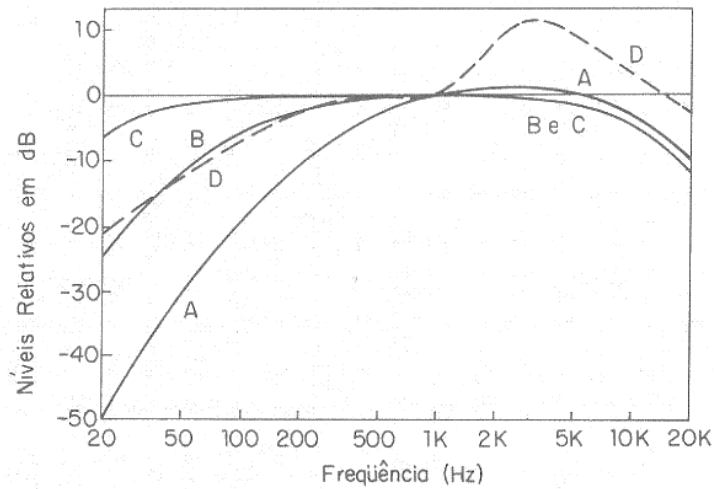
**Figura 8 - Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros.**



Fonte: Bistafa (2011).

### 2.1.1.3 Curvas de ponderação

De acordo com Gerges (2000), curvas de sensibilidade variável com a frequência foram criadas para aproximar às sensações subjetivas de nível de pressão sonora em decibéis. A curva de ponderação “A” é a mais utilizada, aproxima-se da curva de 40 fones de audibilidade, e possui boa correlação com testes subjetivos. As curvas “B” e “C” são semelhantes à “A”, porém, utilizadas para níveis médios e altos de pressão sonora, respectivamente. A curva de ponderação “D” é utilizada para medições de ruído de aeroporto. A Figura 9 demonstra o gráfico com as curvas de ponderação A, B, C e D.

**Figura 9 - Curvas de ponderação A, B, C e D.**

Fonte: Gerges (2000).

#### 2.1.1.4 Propagação do som

De acordo com Vorlander (2008), a propagação sonora ao ar livre ou diretamente ao receptor sem nenhum obstáculo no caminho segue a lei da propagação do som e o cálculo do nível de pressão sonora no receptor é realizado a partir da equação (9).

$$L = L_W - 20 \log r - 11 \quad (9)$$

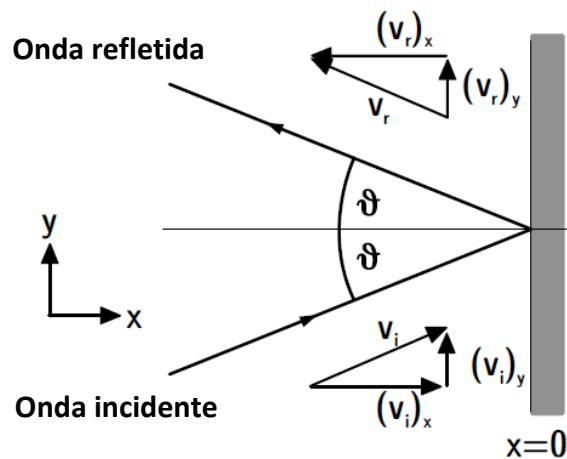
Onde  $L$  é o nível de pressão sonora no receptor,  $L_W$  é o nível de pressão sonora na fonte, ambos em decibéis (dB) e  $r$  é a distância da fonte ao receptor. Desta forma, na medida que a distância da fonte ao receptor é dobrada, o nível de pressão sonora no receptor reduz 6 dB.

A reflexão de ondas sonoras é dependente da impedância acústica do meio e do obstáculo e o fator de reflexão ( $R$ ) é calculado conforme a equação (10).

$$R = \frac{Z \cos \theta - Z_0}{Z \cos \theta + Z_0} \quad (10)$$

Onde  $Z_0$  é a impedância acústica do meio,  $Z$  é a impedância acústica do obstáculo que é definida como a razão entre a pressão sonora e a componente normal da velocidade da partícula, ambas do obstáculo e  $\theta$  é o ângulo de incidência, conforme mostrado na Figura 10.

**Figura 10 - Reflexão de onda sonora.**

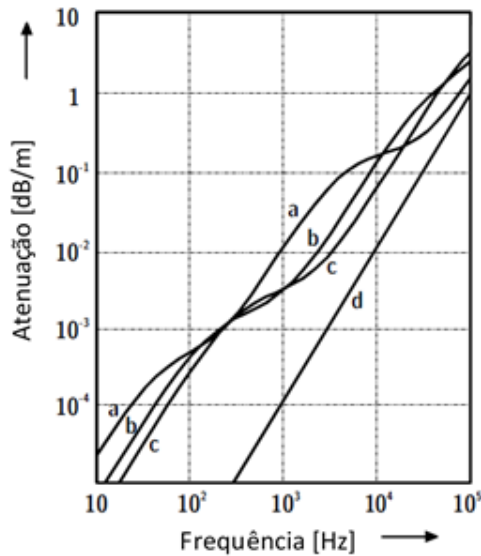


Fonte: Vorlander (2008).

Conforme Gerges (2000), a espessura de um obstáculo que determina a influência na propagação de uma onda sonora. Se a espessura for menor que o comprimento de onda, não influenciará na propagação. Para impedir a passagem do som, uma barreira deve ter sua espessura de três a cinco vezes o comprimento de onda do som.

A propagação do som sofre variações com efeitos naturais tais como o ar atmosférico, a umidade relativa do ar, o gradiente de temperatura e de vento. De acordo com Bistafa (2011), o som é absorvido pelo ar atmosférico através de dois processos, o macroscópico e o microscópico. No macroscópico a onda sonora perde energia pelo atrito viscoso com as partículas do ar. No processo microscópico, a absorção sonora se deve à relaxação térmica molecular, que é um processo que as moléculas do fluido redistribuem os modos energéticos. A absorção causada por estes dois mecanismos é chamada de absorção clássica. A umidade relativa do ar influencia na absorção sonora conforme demonstra o gráfico da Figura 11. Neste gráfico três valores de umidade relativa estão comparados com a absorção clássica.

**Figura 11 - Atenuação sonora no ar atmosférico a 20oC, 1 atm para umidade do ar a) 10%, b) 40%, c) 80% e d) absorção clássica.**



**Fonte: Vorlander (2008).**

Segundo Bistafa (2011), os efeitos de gradientes de temperatura e de velocidade do vento provocam gradientes de velocidade da onda sonora. A velocidade do som é proporcional à temperatura, quanto maior a temperatura, maior a velocidade de propagação das ondas sonoras. A influência do vento se dá quando a onda sonora está a favor do vento, que tende a direcionar para o solo e contra o vento que a onda é direcionada para cima, podendo formar uma região de sombra acústica na superfície.

### 2.1.2 Acústica estrutural

Vorlander (2008) relata que devido ao fato do ruído transmitido por via estrutural envolver maior número de graus de liberdade, é mais complexo que o ruído transmitido por via aérea. Quando se trata de meio sólido, as forças elásticas envolvidas geram maior número de formas de ondas sonoras. A caracterização de fontes transmitidas pela estrutura é um campo muito complexo; os processos ativos de geração de vibração devem ser descritos matematicamente e o comportamento dinâmico da fonte acoplada para a estrutura deve ser conhecido. A saída de energia não depende apenas da fonte em si, mas também sobre o tipo de estrutura incorporada e o acoplamento de impedância entre a fonte e a estrutura.

Conforme Magalhães (2013), o conhecimento do fenômeno da transmissão do ruído estrutural é de grande importância para se determinar a contribuição desta parcela no ruído

global. Os principais tipos de ondas vibratórias em sólidos passíveis de ocorrer em estruturas serão apresentados a seguir.

### **2.1.2.1 Ondas quase-longitudinais**

As ondas quase-longitudinais são aquelas que a direção de deslocamento das partículas sólidas coincide com a direção de propagação da onda. Para tal, as dimensões do sólido são muito menores que o comprimento de onda. A velocidade de propagação de uma onda quase-longitudinal é dada conforme a equação (11).

$$v = \sqrt{\frac{D}{\rho}} \quad (119)$$

Onde  $D$  é a rigidez longitudinal do material e  $\rho$  sua densidade.

### **2.1.2.2 Ondas transversais**

As ondas transversais são aquelas que a direção do deslocamento da partícula é normal à direção de propagação. A velocidade de propagação de uma onda transversal é dada conforme a equação (12).

$$v = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (12)$$

Onde  $G$  é a rigidez transversal do material, denominado módulo transversal de elasticidade e  $\rho$  sua densidade.

### **2.1.2.3 Ondas de flexão**

As ondas de flexão são as mais importantes para a radiação sonora visto que as deflexões laterais são relevantes e as deformações e tensões que dominam a energia potencial atuam na direção longitudinal. A velocidade de propagação de uma onda de flexão é dada conforme a equação (13).

$$v = \sqrt[4]{\frac{B}{m'}} \cdot \sqrt{\omega} \quad (13)$$

Onde  $B$  é a rigidez à flexão do material,  $m'$  representa a massa por unidade de área e  $\omega$  é a frequência angular.

#### 2.1.2.4 Propagação de ondas em placas

A teoria de propagação de ondas vibracionais em placas finas pode ser aplicada às chapas de um automóvel. Conforme Magalhães (2013), a teoria das placas finas descreve os modos referentes às baixas frequências. Estes modos correspondem às ondas de flexão e longitudinais pois, nesta teoria, as contribuições da inércia rotacional e da deformação de cisalhamento transversal na flexão são desprezadas.

As equações que governam os movimentos de onda na flexão são as equações (14), (15) e (16).

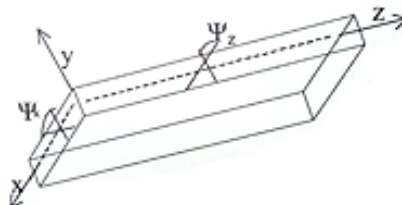
$$u(x, z, y, t) = y\Psi_x(x, z, t) \quad (14)$$

$$v(x, z, y, t) = y\Psi_z(x, z, t) \quad (15)$$

$$w(x, z, y, t) = w(x, z, t) \quad (16)$$

Onde  $\Psi_x$  e  $\Psi_z$  são as rotações totais nas direções  $x$  e  $z$  respectivamente, conforme ilustrado na Figura 12.

**Figura 12 - Deslocamentos angulares devidos à flexão de uma placa.**



Fonte: Magalhães (2013).

Qualquer seção transversal plana da placa permanecerá plana e sofrerá um deslocamento angular de acordo com as equações (17) e (18).

$$\Psi_x = -\frac{\partial w}{\partial x} \quad (17)$$

$$\Psi_z = -\frac{\partial w}{\partial z} \quad (18)$$

E a equação de movimento homogênea é dada conforme (19).

$$D\nabla^4 w + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (19)$$

Onde  $D$  é a rigidez à flexão da placa,  $m$  é a massa por unidade de área,  $w(x, z, t)$  é o seu deslocamento transversal, ou seja, normal ao plano da placa e  $\nabla^4$  é o operador diferencial que é representado pela equação (20).

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4}{\partial z^4} = 0 \quad (20)$$

A solução da equação (20) em termos do deslocamento normal ao plano da placa, pode ser expressa como (21), conforme Magalhães (2013).

$$w(x, z, t) = (r e^{k_{xb}x} + n e^{k_{xn}x}) e^{jk_z z} e^{j\omega t} \quad (21)$$

Onde  $\omega$  é a frequência angular,  $r$  é a amplitude da onda de flexão propagando na direção oposta ao contorno da placa e  $n$  é a amplitude do campo sonoro próximo não-propagante, também na direção oposta da placa. Os números de onda nas direções  $x$  e  $z$  são conforme equações (22), (23) e (24).

$$k_{xb} = \sqrt{k_z^2 - k_1^2} \quad (22)$$

$$k_{xn} = \sqrt{k_z^2 + k_1^2} \quad (23)$$

$$k_z = k_1 \sin(\theta_1) \quad (24)$$

Onde  $k_1$  é o número de onda correspondente à onda de flexão incidente propagante na placa é dado conforme equação (25).

$$k_1^4 = \frac{m\omega^4}{D} \quad (2510)$$

De acordo com Magalhães (2013), as ondas que se propagam no plano da placa, chamadas de extensionais, podem ocorrer juntamente com as ondas de flexão. Elas representam as ondas quase-longitudinais e as ondas transversais. Os deslocamentos no plano da placa podem ser caracterizados pelas equações (26), (27) e (28).

$$u(x, z, y, t) = u(x, z, t) \quad (2611)$$

$$v(x, z, y, t) = v(x, z, t) \quad (27)$$

$$w(x, z, y, t) = y\chi(x, z, t) \quad (28)$$

Onde a função  $\chi$  é dada pela equação (29).

$$\chi = - \frac{\lambda}{\lambda + 2G} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (29)$$

Onde  $G$  é o módulo transversal de elasticidade e  $\lambda$  é a constante de Lamé.

As equações de movimento são dadas pelas equações (30) e (31).

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \left( \frac{1-v}{2} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \left( \frac{1-v^2}{E} \rho \right) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \left( \frac{1+v}{2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} = 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \left(\frac{1-v}{2}\right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \left(\frac{1-v^2}{E}\rho\right) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \left(\frac{1+v}{2}\right) \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial z} = 0 \quad (31)$$

Onde  $E$  é o módulo de Young e  $\rho$  é a densidade média do fluido.

Assumindo que os deslocamentos no plano da placa são proporcionais a  $e^{k_x x} e^{k_z z}$ , as soluções para ondas transversais e quase-longitudinais são escritas conforme equações (32) e (33).

$$k_{xS}^2 = k_z^2 - k_S^2 \quad (32)$$

$$k_{xL}^2 = k_z^2 - k_L^2 \quad (33)$$

Onde  $k_S$  e  $k_L$  representam os números de onda propagante transversal e longitudinal respectivamente. As soluções das equações (32) e (33) são dadas pelas equações (34) e (35).

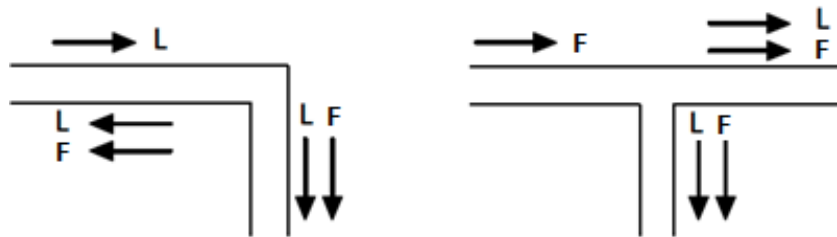
$$u = -jLk_{xL}e^{k_{xL}x} + k_z T e^{k_{xS}x} \quad (34)$$

$$v = k_z L e^{k_{xL}x} + jT k_{xS} T e^{k_{xS}x} \quad (35)$$

Segundo Magalhães (2013), em placas finas, as ondas de flexão são as mais importantes na radiação sonora, uma vez que este tipo de onda proporciona forte interação com o meio circundante devido às deflexões laterais durante sua propagação.

De acordo com Vorlander (2008), ocorrem mudança de impedância nas ondas vibracionais quando são transmitidas através de junções. As junções provocam a criação de ondas mistas longitudinais e de flexão, conforme ilustrado na Figura 13. No tipo de junção em “L” cria-se reflexão das ondas.

**Figura 13 - Exemplos de ondas dos tipos longitudinal (L) e de flexão (F) passando por junções em “L” e em “T”.**



Fonte: Vorlander (2008).

### 2.1.3 Conforto acústico

O conforto acústico é um importante parâmetro para a qualidade de um produto, considerado um parâmetro de escolha para compra de um produto. O ruído, que pode ser definido como o som indesejável, quando é emitido por algum componente, geralmente deixa a impressão de produto de baixa qualidade. Porém, trata-se de um item que envolve muitos parâmetros subjetivos.

Segundo Schmid (2005), não é apenas o sistema fisiológico que determina o conforto, mas também a expressividade que compreende os aspectos subjetivos. Na composição global do conforto, o acústico é um aspecto físico de grande complexidade, devido à distribuição dos sons em um ambiente e à baixa acuidade do sistema auditivo em comparação à visão. Porém, a audição é um importante complemento da visão para identificação de algumas situações que acontecem fora do campo de visão. O conforto acústico está relacionado à comodidade e à adequação. A comodidade acústica está associada à conveniência de se ouvir, ou desejo ou a necessidade. O silêncio total ou um som constante está ligado à comodidade, mas um ruído brusco nestas situações é bastante incômodo. A adequação requer que o ambiente sonoro seja coerente com o que está sendo desenvolvido, portanto, a expectativa tem grande influência na percepção de conforto acústico.

Em um veículo, a sensação de conforto acústico está relacionada às características dos sons emitidos e à percepção dos ocupantes. Esta percepção está relacionada ao interesse individual, ao conhecimento técnico, à atenção, dentre outros. De acordo com Brizon (2012), a percepção do ambiente se dá através dos sentidos e a interpretação através da consciência e do pensamento, levando o indivíduo a obter uma decisão e reação de conforto ou desconforto. E referente ao conforto veicular, é difícil definir qual a parcela devida à percepção acústica o indivíduo considerou para formar sua opinião e avaliar o produto. Variáveis dinâmicas influenciam na percepção do conforto acústico, como por exemplo as acelerações,

desacelerações, trepidações e solavancos, além de fatores como ergonomia, acessibilidade e temperatura. Portanto, a percepção de conforto acústico em um veículo, não se trata apenas do sentido da audição, mas, da correlação de múltiplas informações recebidas pelos ocupantes.

A psicoacústica, que é definida como o estudo fisiológico da audição, busca explorar a subjetividade da percepção acústica através da determinação de parâmetros que quantificam as sensações para tipos específicos de característica do som ou do ruído. Zwicker e Fastl (1999) apresentam métricas que descrevem quantitativamente sensações de ruído tais como aspereza, timbre, audibilidade e inteligibilidade.

De acordo com Genuit (2004), a tecnologia binaural é utilizada para resolver problemas relacionados à qualidade do som em um veículo. A gravação de dados acústicos utilizando um equipamento denominado cabeça artificial, que consiste em um manequim do dorso humano com microfones posicionados nos ouvidos, reproduz fielmente o som, comparável com a audição humana, podendo ser reproduzido para posterior avaliação e comparativos entre diversas situações, realização de teste de júri, além da possibilidade de construção de gráficos de métricas de psicoacústica.

Conforme Nor et al (2008), a qualidade sonora é um dos fatores mais importantes utilizado para avaliar o desempenho de automóveis. Sua função é correlacionar a medida objetiva com a sensação subjetiva. Para tal é necessário a realização de testes objetivos e testes subjetivos com o objetivo de definir parâmetros e métricas mais adequadas para cada tipo de situação do veículo, como por exemplo em diversos tipos de pavimentos de estradas, condições como aceleração e marcha lenta, entre outras.

Alguns tipos de ruídos causados por fenômenos específicos causam grande desconforto e prejudicam diretamente a qualidade sonora de um automóvel, como por exemplo os ruídos do tipo *booming noise* e do tipo *buffeting air*.

Shin et al (2009) expõem que o ruído do tipo *booming noise* é causado devido à ressonância da cavidade interna do veículo. Existem diversas origens para este fenômeno em um veículo, como a excitação do conjunto motopropulsor, excitação do sistema de escapamento, do sistema de aspiração, entre outros. O *booming noise* causa sensação de aumento de pressão quando acoplado com a faixa de frequência de ressonância da cavidade do habitáculo do veículo.

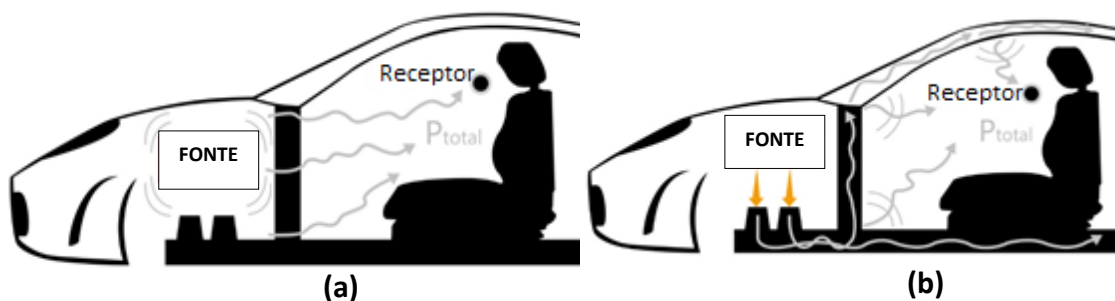
Segundo Lemaitre et al (2015), o ruído do tipo *buffeting air* está relacionado com o ruído aerodinâmico uma vez que ocorre quando o veículo atinge altas velocidades, como as permitidas em estradas, e uma das janelas permanece aberta. Este ruído causa grande

desconforto pois ocorre flutuações de pressão no habitáculo do veículo. A cavidade interna responde à excitação aerodinâmica no sentido retroativo ao fluxo de flutuação.

#### 2.1.4 Ruído veicular

O termo NVH (*Noise Vibration Harshness*) é utilizado para englobar os fenômenos que determinam o conforto vibroacústico de veículos, que traduzido significa ruído, vibração e aspereza. O veículo é um sistema extremamente complexo em se tratando de fontes geradoras de ruídos, vibrações e aspereza. O ruído que alcança os ocupantes no interior de um veículo é o resultado de uma série de fontes geradoras funcionando simultaneamente. O ruído é transmitido ao habitáculo por vias aérea e estrutural. O ruído transmitido por via aérea é predominantemente de médias e altas frequências. Já o ruído transmitido por via estrutural, frequências baixas e médias. A Figura 14 ilustra os dois tipos de transmissão do ruído ao habitáculo.

**Figura 14 – Formas de transmissão do ruído ao habitáculo. (a) Transmissão por via aérea. (b) Transmissão por via estrutural.**



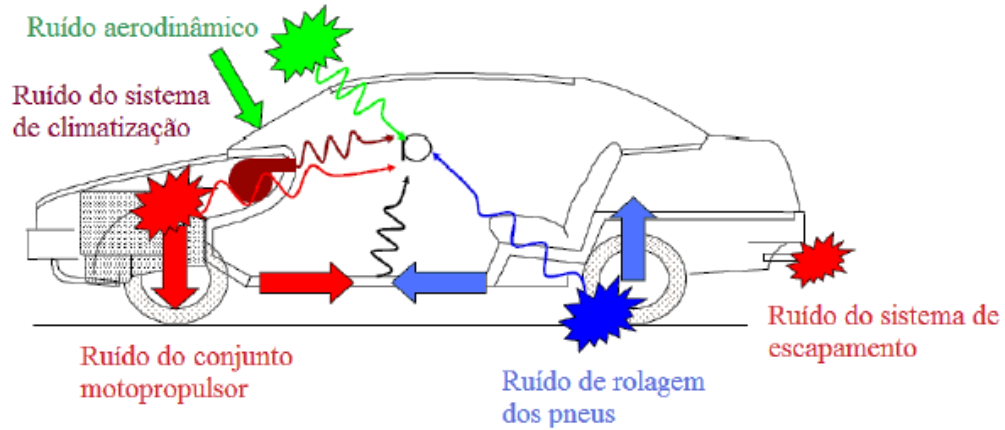
Fonte: Elaborado pelo autor.

Segundo Vigè (2010) em um veículo existem duas diferentes categorias de vias de transmissão que estão relacionadas a mecanismos de transmissão de energia bastante diferentes. Em um automóvel a experiência mostra que o ruído transmitido pela estrutura predomina em baixas frequências, abaixo de 200 Hz, enquanto que o ruído transmitido por via aérea predomina acima de 500 Hz. Na faixa de frequências intermediárias, ambos os caminhos de transmissão têm normalmente níveis de importância combinados.

As principais fontes de ruído de um automóvel são: motopropulsor, sistema de escapamento, sistema de aspiração, pneus, suspensão, sistema de refrigeração, ruído

aerodinâmico, ruído de acabamentos e ruído de acessórios do motor. A Figura 15 representa de forma esquemática a localização das principais fontes em um automóvel.

**Figura 15 - Fontes de ruído veicular e vias de transmissão para o interior do habitáculo.**

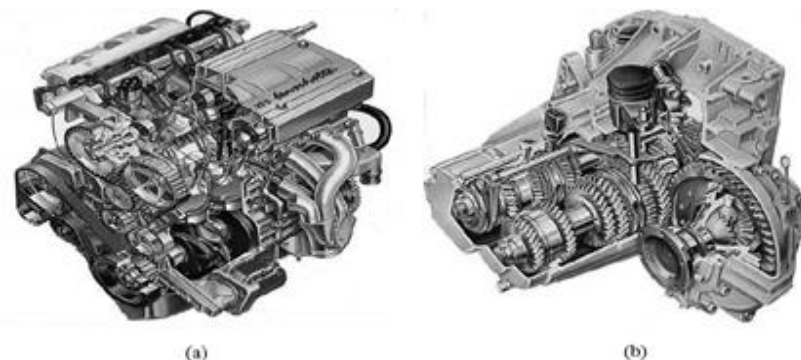


Fonte: Machado (2016)

#### 2.1.4.1 Ruído de propulsão

Para o ruído de propulsão são considerados o motor, o câmbio, o sistema de aspiração e o sistema de escapamento, que geram ruídos nas condições dinâmicas do veículo em funcionamento. Estas fontes irradiam ruído pelo ar através de suas superfícies e gera vibrações que são transmitidas pela estrutura. Parte dessa transmissão pode se comportar como elemento irradiante para o interior do veículo, que é o caso das chapas mais planas como a parede corta fogo, assoalho e teto. De acordo com Gerges (2005), as fontes de propulsão são as principais fontes de ruído em automóveis, principalmente em velocidades mais baixas. A Figura 16 demonstra um motor e um câmbio, fontes de ruído de propulsão.

**Figura 16 - Fontes de ruído de propulsão. (a) motor; (b) câmbio.**

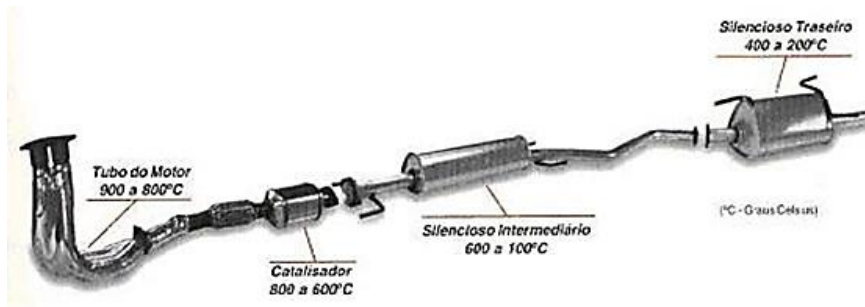


Fonte: Gerges (2005).

De acordo com Costa (2003), o ruído do motor pode ser separado em ruído da combustão e ruído devido às forças mecânicas. O ruído devido à combustão é gerado através das variações periódicas de pressão em cada um dos cilindros. Geralmente, o ruído gerado por motores Diesel é mais elevado em comparação aos motores bicompostíveis a gasolina e etanol. Nos motores bicompostível, quando funcionando com etanol é mais ruidoso que abastecido com gasolina. O ruído devido às forças mecânicas é gerado a partir de pistões, válvulas, correias, mancais do eixo virabrequim e por acessórios como o alternador e bombas.

O ruído de escapamento é causado pelas flutuações de pressão no sistema causadas pelas válvulas de escape. Ainda no sistema do escapamento existe o ruído do tipo jato no tubo de saída. A Figura 17 demonstra um sistema de escapamento.

**Figura 17 – Sistema de escapamento.**



Fonte: Costa (2003).

O ruído do sistema de aspiração é produzido devido às oscilações da coluna de gás nos dutos que são originadas da ação das válvulas de aspiração. Podem ser consideradas ainda como fontes que contribuem para este ruído a radiação de ondas sonoras das superfícies do filtro de ar e dutos do sistema e o ruído e vibrações transmitidos por via estrutural, através dos pontos de fixação do sistema ao veículo.

#### **2.1.4.2 Ruído de pneus e suspensão**

Segundo Gerges (2005) o ruído de pneus e suspensão, conhecido como de rodagem ou de rolagem, é considerado o principal ruído externo ao veículo para velocidades acima de 60 km/h. Conforme Costa (2003), além das funções básicas de tração, movimentação e direcionamento do veículo, os pneus podem ser atenuadores ou amplificadores de ruído e vibrações para o interior do veículo. Um bom projeto do conjunto pneus e suspensão não

implica somente em boa resistência, durabilidade e estabilidade do veículo, mas também no conforto.

Diferentes fenômenos contribuem simultaneamente para geração do ruído de pneus e suspensão. A principal origem do ruído de pneus é o constante golpear da superfície deste com a rugosidade do solo. As pequenas rugosidades do piso agem como obstáculos à rolagem do pneumático que se choca com estas, vindo a vibrar. Como estes choques ocorrem a curtíssimos intervalos de tempo, visto que as imperfeições do piso ocorrem a distâncias mínimas, a frequência do ruído resultante é da ordem de 500 a 1000 Hz, dependendo da velocidade do veículo. Quanto maior a velocidade, maior a frequência. A Figura 18 mostra um pneu e seus principais componentes.

**Figura 18 – Composição de um pneu.**



Fonte: Costa (2003).

### 2.1.5 Trajetórias de transferência vibroacústicas

As trajetórias de transferência de ruído e vibração representam os caminhos pelos quais a energia vibroacústica é transmitida desde as fontes geradoras até atingir o ocupante do veículo, seja pela percepção da vibração, seja pela percepção sonora.

Segundo Goetchius (2010), para uma discussão completa sobre ruído e vibração é necessária a introdução do conceito de fonte-caminho-receptor, onde cada fenômeno pode ser dividido em sistemas que definem a fonte geradora, o caminho de transmissão e o ponto de recepção. Os fenômenos percebidos pelos ocupantes de um veículo, são resultantes de excitações das fontes geradoras, atuando simultaneamente, através de diversos caminhos os quais são transmitidos até o receptor. A relação entre as fontes de ruído e vibração e suas trajetórias até encontrar o receptor está representada, de forma simplificada, na Figura 19.

**Figura 19 – Esquema do processo de percepção do ruído em veículos.**

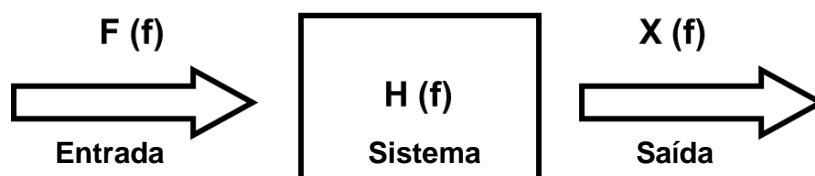


Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com Onusic (2001), na década de 70 iniciaram as atividades para determinar os caminhos de transmissão de ruído e vibração em veículos. Este processo consistia em desvincular as fontes da carroceria e realizavam-se avaliações subjetivas nestas condições. Com o passar dos anos, os períodos de desenvolvimento de novos produtos foram diminuindo, e novos procedimentos foram sendo criados com o intuito de se analisar em prazos mais curtos. Além disso, com os veículos cada vez mais leves, os problemas relacionados à geração e transmissão de ruído e vibração tendem a aumentar, devido à redução de parâmetros como rigidez e massa. A maior flexibilidade das estruturas também torna as amplitudes de vibração maiores, demandando soluções acústicas mais refinadas.

Diversas técnicas experimentais foram desenvolvidas para caracterização de trajetórias vibroacústicas, a partir da utilização de Função de Resposta em Frequência (FRF). As Funções de Resposta em Frequência caracterizam uma trajetória através de relações entre grandezas físicas de dois pontos. A entrada ou início da trajetória pode ser entendida como o estímulo ao sistema. A saída ou final da trajetória pode ser considerada como a resposta do sistema ao estímulo aplicado. A FRF é a razão entre o sinal de saída e o sinal de entrada no domínio da frequência. A Figura 20 mostra de forma esquemática a FRF. As equações (36) e (37) demonstram o cálculo da FRF.

**Figura 20 – Esquema de Função de resposta em Frequência.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$F(f) \times H(f) = X(f) \quad (36)$$

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad (37)$$

Onde  $H(f)$  é a função de resposta em frequência,  $X(f)$  o sinal de saída no domínio da frequência e  $F(f)$  o sinal de entrada no domínio da frequência.

Para se medir a Função de Resposta em Frequência existem as técnicas não-operacional e a operacional. Na técnica não operacional, o sistema sob investigação não está em funcionamento, o acesso aos pontos de medição do estímulo é facilitado e o sistema se comporta mais próximo do ideal linear. O sistema mecânico é analisado estruturalmente e cada trajetória é definida a partir da sua resposta em relação à excitação realizada por fontes artificiais, tais como martelo de impacto, excitador vibracional, fonte sonora, entre outras. Assim, todas as frequências do sistema são excitadas e a trajetória é descrita de forma única pela relação entre resposta e estímulo. Na técnica operacional, o sistema a ser analisado está em funcionamento, os estímulos acontecem a partir de suas próprias fontes de ruído e vibração, como o motor, sistema de escapamento, excitação da estrada, entre outros.

De acordo com Fahy (2011), a função de Coerência é uma grandeza que relaciona os sinais de entrada e saída e pode ser interpretada como sendo a fração do espectro de saída que é proveniente do espectro de entrada. A função, para cada valor de frequência, assume o valor zero quando não existe relação entre os sinais de entrada e saída e assume valor 1 quando a saída é totalmente correlacionada à entrada. A função de coerência é definida conforme a equação (38).

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{G_{xy}(f)^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)} \quad (38)$$

Onde  $\gamma_{xy}^2$  é a função de coerência,  $G_{xy}$  é o espectro cruzado entre os sinais de entrada e saída e  $G_{xx}$  e  $G_{yy}$  os autoespectros dos sinais de entrada e saída, respectivamente.

Existem três tipos de trajetórias vibroacústicas: a de vibração, a acústica e a vibroacústica, que serão apresentadas a seguir.

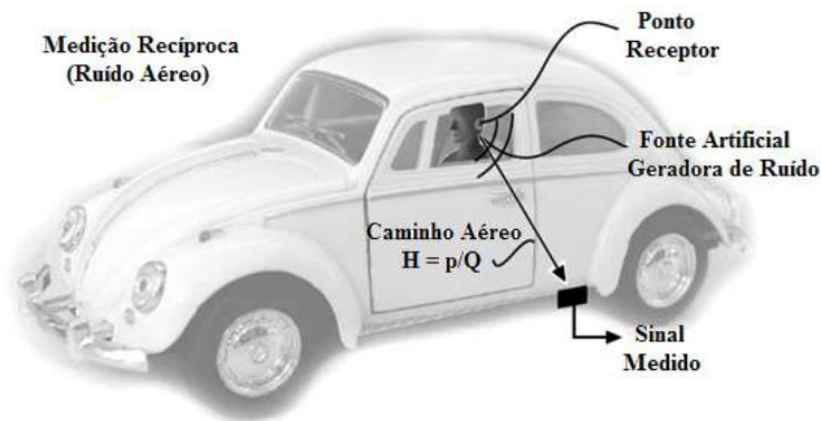
### 2.1.5.1 Trajetórias de transferência de vibração

As trajetórias de transferência de vibração são Funções de Resposta em Frequência que descrevem caminhos puramente sólidos, ou seja, entre dois pontos de uma estrutura sólida, por onde se propagam ondas vibracionais. Na condição não-operacional, aplica-se uma força na estrutura e a resposta a este estímulo pode ser descrita através dos parâmetros aceleração, velocidade ou deslocamento. As relações entre força e resposta dará a inertância ou acelerância se o parâmetro de resposta for em aceleração, a mobilidade se o parâmetro de resposta for em velocidade e a receptância ou admitância, se o parâmetro de resposta for em deslocamento. A inversão da relação, ou seja, a resposta pela força, dará a massa aparente para o parâmetro de resposta em aceleração, a impedância mecânica para o parâmetro de resposta em velocidade e a rigidez dinâmica para o parâmetro de resposta em deslocamento.

### 2.1.5.2 Trajetórias de transferência acústicas

As trajetórias de transferência acústicas são Funções de Resposta em Frequência que descrevem trajetórias aéreas, ou seja, entre dois pontos localizados no espaço envolvidos por ar. Os pontos podem estar no mesmo volume ou em volumes diferentes separados por alguma estrutura sólida. Na condição não-operacional uma fonte sonora controlada é aplicada e a resposta será em nível de pressão sonora. A relação entre as pressões sonoras dará a FRF. A Figura 21 representa a transmissão do ruído por via aérea.

**Figura 21 – Caminhos de transmissão aéreos.**



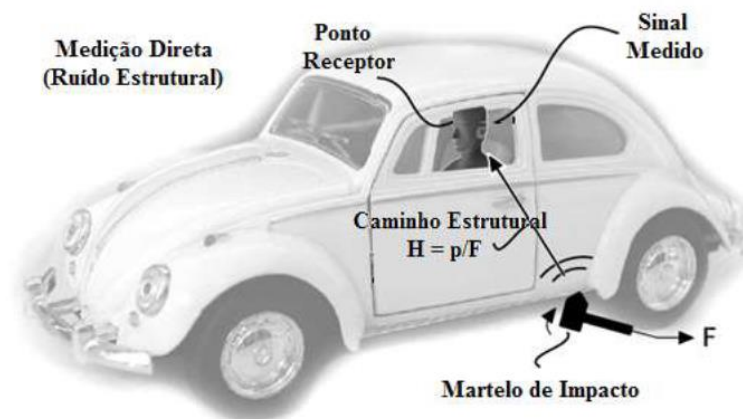
Fonte: Vorlander (2008).

A transmissão por via aérea é dependente das características de isolamento sonoro da estrutura, como por exemplo, a perda por transmissão, que é a perda no nível de pressão sonora que ocorre quando o som passa por um painel, o que define a capacidade de isolamento, além da capacidade de absorção dos materiais utilizados no interior do veículo e também pela presença de frestas que ocasionam vazamentos de ruído da parte externa do veículo.

### 2.1.5.3 Trajetórias de transferência vibroacústicas

As trajetórias de transferência vibroacústicas são Funções de Resposta em Frequência que descrevem trajetórias que tem origem na vibração da estrutura e a resposta refere-se a um ponto localizado no espaço envolvido por ar. Para este tipo de FRF, a partir da aplicação de um esforço na estrutura, em algum local da trajetória a estrutura irradia energia sonora que é, então, transmitida pelo ar até o ponto do receptor. É uma trajetória híbrida que tem estímulo na estrutura e resposta observada em algum ponto do habitáculo de um veículo, por exemplo. O ponto, na trajetória, onde a vibração é convertida em pressão sonora é em alguma estrutura, geralmente um painel, que encontra impedâncias acústicas menores e por isso irradia. A Figura 22 representa a transmissão do ruído por via estrutural.

**Figura 22 – Caminhos de transmissão via estrutura.**



Fonte: Vorlander (2008).

A impedância acústica em um ponto do fluido devido à velocidade da superfície no ponto é a razão complexa entre a pressão sonora imediatamente em frente ao ponto da superfície com a respectiva velocidade de superfície, conforme a equação (39).

$$Z(f) = \frac{p(f)}{\dot{\eta}_s(f)} \quad (3913)$$

Onde  $Z(f)$  é a impedância acústica,  $p(f)$  a pressão sonora e  $\dot{\eta}_s(f)$  a velocidade de partícula da superfície.

A impedância complexa apresenta uma parcela real e outra imaginária, conforme equação (40).

$$Z(f) = Z_R + jZ_I \quad (40)$$

Onde  $Z(f)$  é a impedância acústica complexa,  $Z_R$  a parcela real da impedância que é a resistência acústica específica,  $j$  é a reatância acústica específica e  $Z_I$  a parcela imaginária da impedância.

A parcela real significa a parte resistiva, descreve a potência entregue pelo painel ao fluido a ele acoplado e representa a energia que, de fato, será convertida em energia acústica em campo distante. A parcela imaginária associada à reatância, descreve a potência armazenada pelo sistema e representa a energia que é trocada e/ou cancelada pelo movimento oposto de partes adjacentes do painel. Esta parcela de energia não se traduz em potência acústica real no campo distante.

De acordo com Fahy (2001), a Função de Resposta em Frequência vibroacústica pode ser entendida como a sensibilidade acústica de uma estrutura, que é a relação entre a pressão sonora no ponto do requerido no fluido por uma força unitária aplicada à estrutura.

### 2.1.6 Metodologia de análise de caminhos de transmissão

Janssens et al (2008) define a análise de caminhos de transmissão como uma técnica experimental para identificação de caminhos vibroacústicos de um sistema, a partir do componente ativo do sistema, gerando carregamento estrutural e acústico, através das conexões físicas, e pelos caminhos aéreos, até os pontos receptores no lado passivo do sistema respondendo a esses carregamentos.

De acordo com Moura (2016), para se obter a contribuição individual de fontes de ruído e vibração em um veículo, o método mais indicado é o denominado Análise de Caminhos de Transmissão. Na literatura é possível encontrar o método de análise de caminhos de transmissão

referenciado de diferentes maneiras, sendo as mais comuns: TPA (*Transfer Path Analysis*), SPC (*Source Path Contribution*) e NPA (*Noise Path Analysis*). Através deste método experimental é possível correlacionar os efeitos das fontes, das características de vibração do veículo e a resposta dinâmica no ponto receptor, na condição real de operação. O ruído no interior de um veículo é o resultado da soma da parcela transmitida por via estrutural e da parcela transmitida por via aérea. A parcela aérea é irradiada da fonte até chegar ao ouvido do ocupante através do ar. A parcela estrutural excita a estrutura do veículo que é irradiada e o ruído chega aos ocupantes. A excitação estrutural se dá pela transmissão das forças operacionais das fontes. Para a utilização de técnicas de análises de caminhos de transmissão é necessário determinar ou estimar as forças operacionais das excitações. Um sistema mecânico pode ter seu comportamento modelado utilizando diferentes técnicas, tais como os modelos analíticos, os modelos espaciais e os modelos de resposta. O primeiro tem aplicações limitadas devido ao fato de ficarem restritos ao conhecimento de suas funções matemáticas, o segundo modelo correlaciona a equação do movimento com as matrizes globais de massa, rigidez e amortecimento com a utilização de modelos discretos, e, o terceiro modelo, determina o seu comportamento através das funções resposta em frequência entre a excitação e a resposta, sendo este indicado para a estimativa das forças operacionais.

Para Ahlersmeyer (2010), o método clássico de identificação de fontes de ruído é realizado por teste de desconexão, seja desconectando os pontos de fixação de um componente ou inserindo um silenciador total nos sistemas de aspiração de ar ou escapamento, por exemplo. Porém, este método só funciona se existir apenas uma ou poucas fontes dominantes. Além disso, a desconexão de uma fonte pode alterar o comportamento de outra fonte. Para múltiplas fontes, como é o caso de um automóvel, o mais indicado é aplicar a técnica de análise de caminhos de transmissão.

Conforme Guimarães et al (2007), para o desenvolvimento do conforto vibroacústico de automóveis é de fundamental importância o conhecimento das trajetórias de transmissão de ruído e vibração que são geradas pelas fontes e chegam no interior do veículo. O veículo composto pelas fontes e sua estrutura constitui-se em um sistema com múltiplas entradas e, conseqüentemente, várias funções de transferência, que além de apresentar correlações diretas entre um ponto de entrada e um ponto de saída, apresenta correlações cruzadas influenciando outros pontos de entrada e saída.

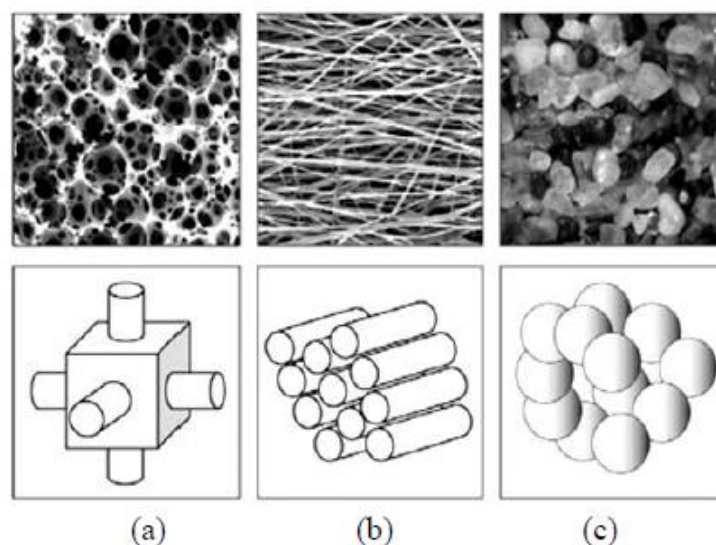
### 2.1.7 Absorção sonora

Segundo Vigè (2010), a absorção sonora é amplamente utilizada para redução de ruído em veículos e são aplicados no interior do habitáculo, no vão motor, e até mesmo no exterior de veículos. A absorção sonora se dá a partir de três fenômenos. O primeiro mecanismo é a perda de energia sonora através do atrito, no qual as partículas de ar ao encontrar um material absorvente são submetidas a fenômenos de fricção através da interação com os poros ou fibras deste material. O segundo mecanismo está relacionado à troca de calor; a onda sonora propagada no ar troca de calor com o material absorvente causando a perda de energia sonora, desde que o material possua grande relação superfície e volume, mas este fenômeno acontece em ondas de baixas frequências onde há mais tempo durante um ciclo de troca de calor. O terceiro mecanismo está relacionado às perdas internas dos materiais acústicos sujeito às oscilações mecânicas forçadas causadas pela pressão acústica.

De acordo com Bistafa (2011), os materiais para absorção sonora são, normalmente, porosos ou fibrosos. Para que o material tenha eficiência, é fundamental que se permita o fluxo de ar no meio absorvente e, conseqüentemente, a propagação da onda. Os materiais absorventes são leves e não possuem características estruturais.

Conforme Mareze (2013), os materiais porosos utilizados como absorvedores sonoros podem ser do tipo celular, fibroso ou granular, conforme ilustrado na Figura 23.

**Figura 23 – Tipos de estrutura de materiais porosos típicos: celulares (a), fibrosos (b) e granulares (c).**



Fonte: Mareze (2013).

De acordo com Mareze (2013), as características acústicas são dadas pela composição, orientação e dimensão das fibras, bem como pela densidade e pela forma como as fibras são interconectadas. Segundo Bistafa (2011), um bom material absorvente de som permite que as partículas do ar penetrem e se movimentem em seu interior. Assim, uma propriedade fundamental dos materiais absorventes é a resistência ao fluxo de ar. A maximização da absorção sonora requer uma otimização da resistência ao fluxo. Conforme Vigè (2010), a resistência ao fluxo ( $\sigma$ ) de uma amostra de material pode ser determinada pela equação (41).

$$\sigma = \frac{\Delta p}{ud} \quad (41)$$

Onde  $\Delta p$  é a diferença de pressão sonora entre os dois lados da amostra,  $u$  é a velocidade média das partículas de ar através da amostra e  $d$  é a espessura da amostra.

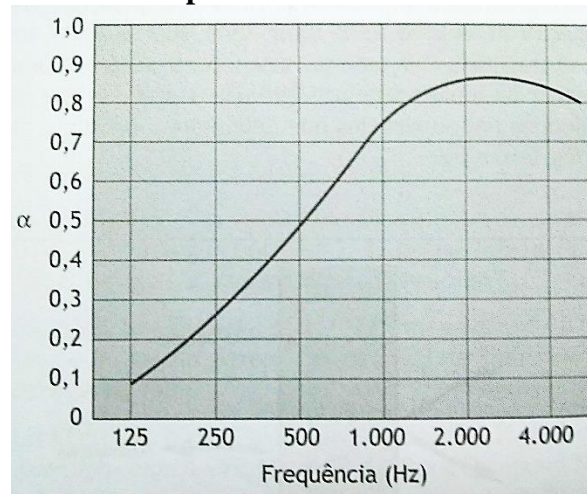
Outra característica importante de materiais absorventes de som segundo Vigè (2010) é a porosidade, que relaciona com os caminhos tortuosos que o ar percorre dentro do material. Um maior valor de porosidade de um material determina um melhor comportamento de absorção sonora. A porosidade ( $\Phi$ ) pode ser determinada através da equação (42).

$$\Phi = \frac{V_a}{V_m} \quad (42)$$

Onde  $V_a$  é o volume de ar no material e  $V_m$  é o volume total do material, incluindo o ar dentro dele.

A principal característica de um material absorvente de som é o coeficiente de absorção sonora. Conforme Bistafa (2011), a maneira de se caracterizar os materiais de absorção sonora é através da determinação do coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ), definido pela razão entre a energia acústica absorvida pela energia acústica incidente. Em todas as reflexões de ondas acústicas em uma superfície, a energia é parcialmente refletida e parcialmente absorvida pelo material, e o coeficiente de absorção representa a capacidade do material para absorver a energia acústica. O valor do coeficiente de absorção é em função da frequência e varia entre 0 e 1. Quanto mais próximo de 1 o valor do coeficiente de absorção, mais energia foi absorvida. O coeficiente de absorção depende das propriedades do material e de suas dimensões. A Figura 24 demonstra uma curva típica de coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ) em função da frequência, de materiais absorventes de som porosos e fibrosos instalados sobre superfície sólida.

**Figura 24 – Gráfico típico de absorção sonora para materiais absorventes de som porosos/ fibrosos.**

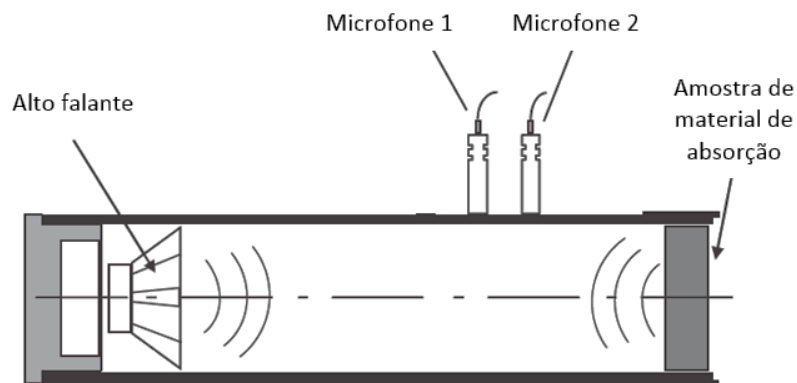


**Fonte: Bistafa (2011).**

Conforme demonstrado no gráfico da Figura 24, um material poroso ou fibroso é significativamente mais eficaz a partir da faixa de frequência de 1000 Hz, quanto à absorção do som. Devido a este comportamento, seu emprego é basicamente para tratamento de ruído aéreo.

A medição deste coeficiente pode ser feita utilizando um tubo de Kundt ou tubo de impedância. A Figura 25 apresenta um esquema do tubo de Kundt.

**Figura 25 – Esquema de Tubo de Kundt.**



**Fonte: Vigè (2010).**

Em um tubo de Kundt o alto falante gera ondas estacionárias em uma das extremidades e o material a ser analisado é posicionado na outra extremidade. A distância do alto falante à amostra pode ser ajustada pelo equipamento. Quando um material absorvente é colocado na extremidade do tubo, aparece uma variação na relação de fase entre as ondas incidentes e

refletidas, causada pela impedância acústica do material, produzindo um padrão de onda estacionária. O alto falante emite uma onda sonora no interior do tubo que incide na amostra e reflete. A pressão máxima e mínima dentro do tubo é detectada pelos microfones, e é calculada a impedância sonora e o coeficiente de absorção sonora.

A medição da Função de Resposta em Frequência entre os dois microfones ( $H_{p_1 p_2}$ ) permite calcular o coeficiente de reflexão  $R_a$ , conforme equação (43).

$$R_a = \frac{H_{p_1 p_2} - e^{-jks_2}}{e^{jks_2} - H_{p_1 p_2}} e^{j2k(s_1 + s_2)} \quad (43)$$

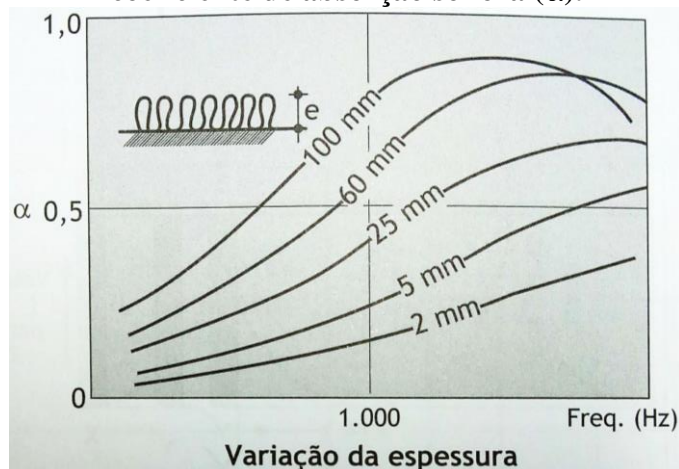
Onde  $k$  é o número de onda,  $s_1$  a distância entre a amostra e o primeiro microfone e  $s_2$  a distância entre os dois microfones.

O coeficiente de absorção  $\alpha$  é dado conforme equação (44).

$$\alpha = 1 - |R_a|^2 \quad (44)$$

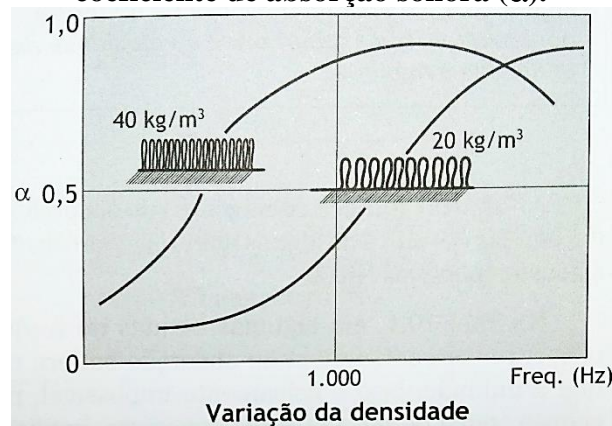
Segundo Bistafa (2011), a variação de espessura e da densidade de um material absorvente de som modifica sensivelmente o coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ). Os gráficos das Figuras 26 e 27 ilustram os efeitos da variação da espessura e da densidade do material no coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ).

**Figura 26 – Influência da variação da espessura de materiais porosos/ fibrosos no coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ).**



Fonte: Bistafa (2011).

**Figura 27 – Influência da variação da densidade de materiais porosos/ fibrosos no coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ).**



Fonte: Bistafa (2011).

De acordo com os gráficos das Figuras 26 e 27 o coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ ) aumenta segundo a espessura e a densidade de materiais porosos e fibrosos.

### 2.1.8 Análise Modal

Conforme Allemang e Brown (2002), a análise modal tem como objetivo determinar os parâmetros modais de uma estrutura. Os parâmetros modais são as frequências naturais de vibração, as formas de vibração e os fatores ou coeficientes de amortecimento. Estes parâmetros são obtidos a partir da excitação da estrutura, através de métodos experimentais ou métodos analíticos como a análise de elementos finitos. A análise modal analítica consiste em elaborar um modelo matemático da estrutura e resolver o problema de autovalor associado. As funções de resposta em frequência podem ser calculadas através da superposição modal dos modos naturais de vibração. O método experimental consiste em aplicar uma força na estrutura e são medidas as vibrações em diversos pontos. A partir do processamento destes sinais consegue-se determinar as funções de resposta em frequência e, utilizando-se de algoritmos de extração de parâmetros, pode-se obter as características modais da estrutura. Tanto para a análise modal analítica quanto para a experimental, existem diversos softwares para processamento e análises.

De acordo com Schwarz e Richardson (1999), os modos de vibração ou ressonâncias são propriedades inerentes de uma estrutura. Os modos de vibração são designados pelas propriedades do material como massa, rigidez e amortecimento e também através das condições de contorno da estrutura. Cada modo é definido por uma frequência natural, um amortecimento modal e um modo de vibração. Se as propriedades do material ou as condições de contorno da

estrutura alteram-se, conseqüentemente os modos de vibração também serão alterados. Os modos de vibração podem ser descritos como modos de corpos rígidos ou modos de corpos flexíveis. Todas as estruturas podem ter até seis modos de corpo rígido, três modos de translação e três modos de rotação. Se a estrutura estiver sobreposta a algumas molas, pode-se aproximar o modo de vibração como um modo de corpo rígido

Para Almeida (1990), um modo de vibração é uma propriedade global de uma estrutura em questão e, portanto, a mesma pode ser excitada em qualquer ponto, com exceção dos pontos nodais. Cada modo de vibração que pode ser encontrado nas funções de transferência tem uma frequência natural específica, e um fator de amortecimento. A ressonância associada com cada modo é independente da localização espacial, e é caracterizada por uma única distribuição de deformação ou forma modal através da estrutura.

Segundo Silva (2000), a análise modal é uma importante ferramenta pois auxilia em diagnósticos, análises e controle de vibração. Através da análise modal é possível localizar vibrações severas em um sistema e desenvolver propostas para modificação estrutural de forma eficaz.

#### ***2.1.8.1 Método de elementos finitos***

De acordo com Guimarães (2013), a modelagem numérica de fenômenos vibroacústicos visa atender toda a faixa de frequência, entretanto, cada técnica atende faixas específicas. Para baixas e médias frequências, as técnicas determinísticas, como o método de elementos finitos (FEM) e o método de elementos de contorno (BEM), são as mais adequadas, enquanto para altas frequências, o método de análise estatística de energia (SEA) é o mais apropriado.

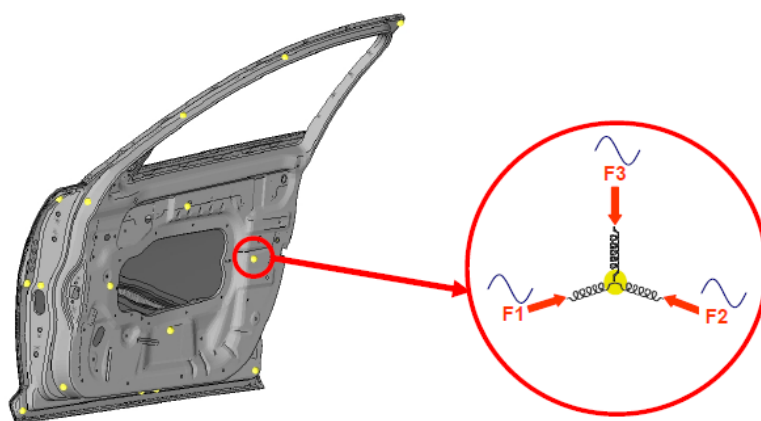
O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica para obter soluções aproximadas para uma ampla variedade de problemas de engenharia. Conforme Soeiro et al (1998), o método de elementos finitos também é muito utilizado frente à analogia física direta que se estabelece, com o seu emprego, entre o sistema físico real e o modelo simulado computacionalmente. Geralmente, um modelo para análise dinâmica requer algo mais que aquele usado para análise estática. Um modelo grosseiro dará melhores resultados para o cálculo das frequências naturais do que para os modos de vibração. A precisão diminui com o aumento na ordem do modo a ser analisado. A razão deste fato, é que as formas dos modos se tornam mais complexas quando suas frequências naturais aumentam. Portanto, para que o mesmo modelo geométrico possa ser utilizado para ambas análises, tanto estática quanto dinâmica, um modelo para análise dinâmica deve ter uma discretização em nós e elementos de

tal modo que o modelo possa representar precisamente os modos de vibrar. Neste contexto, o método de elementos finitos constitui uma excelente alternativa para a solução de problemas dinâmicos que envolvem um grande número de graus de liberdade.

Conforme Zienkiewicz e Taylor (2000), o método de elementos finitos é uma técnica de predição da distribuição das variáveis de campo de um domínio contínuo, governado por um conjunto apropriado de equações parciais diferenciais e condições de contorno. O problema original é transformado em uma formulação integral equivalente cuja aproximação das variáveis de campo e da geometria do domínio contínuo são realizadas em termos de um conjunto de funções de forma localmente definidas dentro de pequenos subdomínios (elementos finitos) do domínio contínuo.

De acordo com Beckett e Burke (2009), para a realização da análise modal analítica, deve-se seguir os procedimentos que serão descritos a seguir. O primeiro passo consiste em determinar o ponto ou os pontos de excitação na estrutura. Pontos próximos às fontes geradoras de excitação são aconselháveis, para melhor reprodução da situação real. Na sequência deve-se definir a faixa de frequência de interesse para a análise. A excitação é realizada através de elementos de mola ligados ao ponto definido. Um pequeno elemento de massa é adicionado à extremidade de excitação da mola para garantir a estabilidade numérica. A figura 28 mostra uma configuração de excitação em três direções em um ponto definido em uma porta de veículo.

**Figura 28 - Configuração de ponto de excitação através de elementos de mola.**



**Fonte: Beckett e Burke (2009).**

É importante rodar a análise e verificar se o ponto definido da excitação foi satisfatório para excitar toda a estrutura. Para tal, é necessário que todos os pontos da estrutura produzam altos níveis de resposta em toda a faixa de frequência de interesse. Caso o ponto definido não

seja capaz de gerar a excitação satisfatória na estrutura, deve-se testar outros pontos, ou, em estruturas mais complexas, pode ser necessário que se definam vários pontos de excitação.

## **2.2 Estado da arte**

Neste capítulo estão apresentados alguns estudos relevantes desenvolvidos sobre o tema além de tópicos considerados importantes para melhor entendimento em análise de caminhos de transmissão e absorção sonora.

### *2.2.1 Análise de caminhos de transmissão*

Para Gajdàtsy (2011), o objetivo principal do método de análise de caminhos de transmissão é a identificação dos componentes ativos, ou fontes, mais importantes, e quais os caminhos pelos quais essa energia se propaga, para assim encontrar uma solução eficiente para o problema vibroacústico. Em sua tese o autor divide as fontes em dois tipos, fontes estruturais e fontes acústicas, sendo que os caminhos estruturais são definidos como aqueles que se iniciam em uma fonte estrutural enquanto que os caminhos aéreos são aqueles que se iniciam em uma fonte acústica. Os pontos de entrada dos caminhos de transmissão são definidos na interface entre o lado ativo e lado passivo do sistema. As funções que representam as características do lado passivo são as Funções de Resposta em Frequência e as funções de transferência entre os pontos de entrada dos caminhos e o ponto receptor são denominadas Funções de Transferência de Ruído, caso a fonte e o receptor sejam acústicos, caso de ruído aéreo, ou Funções de Transferência de Vibração, caso a fonte seja estrutural, sendo que o receptor pode ser acústico, no caso ruído estrutural, ou vibratório, sendo relacionado à percepção de vibração.

Conforme Guimarães (2008), as trajetórias de transferência de ruído e vibração em uma estrutura representam os caminhos desde as fontes geradoras até a percepção através do sistema auditivo em caso de ruídos ou através do tato no caso de vibrações. A energia vibroacústica é transmitida tanto pela estrutura quanto pelo ar. Para uma análise mais precisa da origem do ruído ou vibração é necessária a utilização de técnicas de separação das fontes e das trajetórias de transferência da energia vibroacústica para individualização das contribuições. O comportamento vibroacústico de uma estrutura depende de sua massa, de sua rigidez e de seu amortecimento estrutural, portanto, através de técnicas experimentais de medição de Funções de Resposta em Frequência (FRF) é possível identificar as fontes e trajetórias por faixas de frequências, podendo ser divididas em função resposta em frequência acústica, vibracional e

vibroacústica. Em sua dissertação, Guimarães (2008) desenvolveu métodos experimentais que permitem identificar a contribuição de trajetórias vibroacústica em um veículo. Utilizou o método da análise espectral em sistemas de Múltiplas Entradas e Uma Saída (Multiple Inputs / Single Output, ou MISO) que foi desenvolvido utilizando a Função de Coerência Múltipla para identificar as Funções de Resposta em Frequência (FRF) através da correlação mútua entre estímulos e da correlação entre estímulos e resposta.

Uma forma de determinar os caminhos de transmissão é utilizar a própria fonte geradora de ruídos e vibrações em funcionamento para excitar a estrutura. Este procedimento é chamado de análise operacional de caminhos de transmissão. Em sua dissertação, Moura (2016) avaliou três aproximações do método de estimativas de forças operacionais baseados na inversão da matriz de acelerações, que são as funções de resposta em frequência e representam as características de vibrar da estrutura. Uma aproximação do método avaliado foi o da Matriz Diagonal, onde apenas acelerações locais foram utilizadas. Duas outras aproximações utilizando variações da Matriz Completa também foram avaliadas.

Fouladi et al (2009) descrevem que os fabricantes de automóveis investem cada vez mais buscando a melhoria do desempenho vibroacústico de seus veículos. A utilização de métodos baseados em tentativas e erros, sem maiores conhecimentos das fontes vibroacústicas, atrasam o desenvolvimento e podem comprometer a qualidade do produto. Portanto é importante a identificação precisa das fontes para que os ruídos e vibrações sejam atenuados ou eliminados, baseados em metodologias de caracterização das fontes, das trajetórias de transmissão e do receptor. Nesta pesquisa os autores realizaram medições em um veículo com o objetivo de determinar a contribuição de fontes de ruído de trajetórias aéreas e estruturais, utilizando as metodologias simplificadas, denominadas de análise espectral condicionada, baseada na função coerência, que é uma relação entre os sinais de entrada com os sinais de saída, e análise de fonte virtual que é uma ferramenta para encontrar o número de fontes incoerentes em um sistema de entrada múltipla. Os métodos não apresentaram boa correlação em baixas frequências.

Conforme Thite e Thompson (2003) o ruído estrutural de uma máquina é transmitido através dos vários pontos de conexão em várias direções coordenadas. A energia vibratória do motor de um veículo é transmitida para a cabine através dos coxins e conexões estruturais, passando através de toda a estrutura e irradia como ruído no interior da cabine. A técnica de análise de caminhos de transmissão é amplamente utilizada na indústria automotiva, ela quantifica as contribuições de cada ponto de conexão, através das forças operacionais, do ruído global no interior do veículo. Em seu artigo os autores realizaram testes experimentais e

simulações em uma placa de aço para verificação da efetividade do método de inversão para determinação de caminhos de transmissão. Neste método, a matriz de acelerações medidas é invertida em cada frequência e usada com dados de aceleração operacional para encontrar as forças. Verificaram que, com a utilização de maior número de respostas, a estimativa das forças melhora consideravelmente.

Padilha (2006) comparou dois métodos clássicos usados na TPA para estimação da força operacional. O Método da Inversão Matricial se mostrou adequado se existe redundância no número de pontos observados e nas situações em que a fonte não é extraída. O Método da Rigidez Complexa se mostrou eficiente se a fonte é retirada ou se o descasamento de impedâncias entre fonte e estrutura é consideravelmente alto.

Plunt (2005) apresentou uma revisão teórica sobre análise de caminhos de transmissão e demonstrou 4 estudos de casos práticos através da aplicação da TPA. Concluiu ser uma ferramenta poderosa para identificar trajetórias complexas e deu relevância à correlação da TPA com modelos em elementos finitos para diagnóstico de problemas e modificações com maior complexidade.

Roozen e Leclère (2013) propõem um novo procedimento para obtenção das transmissibilidades em testes de análise operacional de caminhos de transferência no qual utilizam uma excitação artificial. A estrutura é excitada por um martelo de impacto não instrumentado, com o objetivo de se obter as transmissibilidades com melhor qualidade uma vez que as excitações com o martelo são independentes, mais controladas e relativamente mais fáceis. Na excitação através do funcionamento da fonte muitas vezes é difícil estimar a matriz de transmissibilidade devido à variação da excitação que ocorre durante a medição, causando imprecisões. A forma de medição proposta não apresenta este problema. Os autores realizaram um experimento utilizando esta técnica proposta em uma pequena caixa de transmissão onde comprovaram a maior precisão das matrizes de transmissibilidades além de conseguirem uma redução significativa de tempo de execução dos testes.

Noh (2016) propôs um método de subestruturação baseada em Função de Resposta em Frequência (*FBS - Frequency Response Function-based substructuring*), que é utilizado para obter respostas vibroacústicas de estruturas complexas, para determinar e reduzir o ruído estrutural do motor de um veículo que possui estrutura do tipo subchassi. Trata-se de uma metodologia híbrida, que envolve simulação numérica e testes experimentais. Foi criado um modelo numérico do subchassi, com frequências e modos correlacionados com o veículo. O subchassi é dividido em subestruturas, que são associadas umas às outras através de um ponto em comum. Cálculos através de equações e matrizes correlacionam com dados experimentais

de vibrações dos suportes, do motor e dos pontos de conexão do subchassi, determinaram os modos de vibrar da estrutura e os caminhos de transmissão. O ruído estrutural no interior do veículo foi previsto pelo somatório das funções de transferência das diferentes fontes de excitação. O método foi considerado efetivo para a faixa de frequência até 300 Hz. Com a modificação de espessura de componentes do subchassi conseguiu-se obter uma considerável redução do ruído interno do veículo.

Wang et al (2017) utilizaram a técnica de participação acústica de painéis para analisar o ruído estrutural de uma carroceria em seu artigo. A Função de Resposta em Frequência é aplicada para obter frequências críticas de interesse sob cada excitação. A análise de participação acústica de painéis é então realizada em todas as frequências críticas. Painéis de significância acústica são identificados pela correlação do método de matriz de coeficientes para todas as excitações. As contribuições acústicas desses painéis podem ser positivas ou negativas. O controle do ruído se dá diminuindo a vibração dos painéis com contribuição positiva e aumentando os de contribuição negativa, através da utilização de absorvedores dinâmicos.

Sakhaei e Durali (2014) realizaram um trabalho para ranquear os caminhos de transmissão vibracionais do motor ao habitáculo de um veículo de passeio. Utilizaram uma metodologia denominada Análise de caminhos de transmissão multinível, que é considerada de rápida execução e consiste em realizar medições de funções de resposta em frequência entre os lados ativos e passivos dos coxins do motor e multiplicar cada FRF pela força de entrada, que é a força do motor em cada ponto de fixação dos coxins, obtendo assim, o valor de contribuição de cada caminho. Com os resultados deste trabalho é possível verificar quais são os caminhos que mais contribuem para o comportamento vibracional do veículo e, desta forma, se trabalhar nas propriedades dos coxins para otimização do conforto vibroacústico.

Diez-Ibardia et al (2017) realizaram um trabalho para comparar os métodos de Análise de caminhos de transmissão convencional e operacional. A análise de caminhos de transmissão operacional considera a própria fonte como excitação do sistema, desta forma, este método é mais rápido e mais simples de executar. Os autores realizaram testes em um carro elétrico e as medições operacionais ocorreram com o eixo traseiro do veículo instalado em um rolo dinamométrico. Após análises dos resultados os autores concluíram que o método de análise de caminhos de transmissão operacional apresenta resultados satisfatórios, assim como o método convencional, mas, se for necessária uma análise mais precisa, com mais pontos de medição, em diferentes faixas de frequência, o método convencional é mais indicado. O método

operacional seria indicado para casos em que seja necessário ganhar tempo, para diagnósticos mais simples.

Costa e Vimieiro (2015) utilizaram a técnica de análise de caminhos de transmissão para diagnosticar ruído elevado do motor em rotações próximas a 4000 rpm no interior de um veículo de passeio. Através do método de inversão de matriz as forças operacionais dos pontos de conexão do motor à carroceria foram estimadas e através da aplicação da técnica de TPA o principal caminho foi identificado e propostas de melhoria foram indicadas.

Costa et al (2016) aplicaram a técnica de TPA para determinar as forças geradas na suspensão de um veículo em diferentes valores de pressão dos pneus. Através das medições de aceleração nos pontos de entrada, ou seja, no montante das rodas, medição de ruído interno e da função de sensibilidade dos caminhos, que são os pontos de conexão da suspensão à carroceria, as forças operacionais foram estimadas e observou-se que as forças aumentam com o aumento da pressão dos pneus. Conclui-se que um veículo com menor pressão nos pneus, por exemplo, na mínima pressão indicada pelo fabricante, o ruído interno será menos intenso que na condição de pressão máxima.

### *2.2.2 Acústica estrutural*

Wallace (1972) realizou um trabalho sobre radiação sonora em painéis que se tornou referência, devido à determinação de curvas de eficiência de radiação encontradas para painéis retangulares. A pressão sonora em campo distante irradiado por um painel depende da sua geometria, dos modos vibracionais, da impedância característica do meio, da frequência e da velocidade de vibração na direção normal à superfície. Concluiu-se que os painéis metálicos de maiores dimensões são mais suscetíveis à irradiação pois apresentam eficiências de radiação maiores.

Lamancusa e Eschenauer (1994) apresentaram um método de projeto de painéis retangulares a fim de obter radiação sonora mínima, pela otimização das dimensões dos painéis e das propriedades dos materiais. O emprego de material visco-elástico fixado nos painéis é a técnica historicamente mais utilizada para atingir dois objetivos: reduzir o nível de ruído irradiado e elevar a perda por transmissão. No primeiro caso, deve-se à redução de vibração da superfície; no segundo é um efeito decorrente da massa, que fica elevada.

Em sua dissertação, Padilha (2006) afirma que os pontos de conexão entre as fontes e a estrutura são pontos críticos na trajetória de transferência de energia vibratória que gera ruído. Para atenuação é necessário que haja uma diferença significativa da impedância mecânica entre

duas partes da estrutura por onde se propagam ondas de vibração, ou seja, quanto maior esse descasamento de impedâncias nestes pontos, menor será a vibração transmitida da fonte para a estrutura. Esse descasamento é normalmente realizado através da inserção de elementos resilientes entre as fontes e estrutura do veículo.

Carvalho et al (2003) especificam em seu trabalho possíveis caminhos pelos quais a energia gerada pelas fontes é transmitida para o interior do veículo. Estruturas como painel corta-fogo e os assoalhos são os principais irradiadores do ruído interno, pois apresentam geometria próxima da plana, áreas significativamente grandes e estão localizados em regiões estratégicas na transferência de ruído e vibração. A energia que os excita os painéis é de origem estrutural, transmitida pelas conexões das fontes.

Gonzalez et al (2003) utilizaram a técnica de controle ativo de ruído para atenuar ruídos de baixas frequências originados do motor de um automóvel. Para a avaliação os autores realizaram análises utilizando métricas de psicoacústica e teste de júri. A técnica de controle ativo de ruído consiste em introduzir um campo sonoro no ambiente através de alto-falantes que, ao combinar com o som deste ambiente, os níveis são atenuados. Conforme os autores, esta técnica é adequada para cancelar ruídos de baixas frequências, faixa na qual os materiais de absorção são ineficientes. Com a aplicação do controle ativo no interior do habitáculo os resultados apresentados mostram que os níveis de *loudness*, métrica que indica a intensidade do som, foram significativamente atenuados. Em geral, nas condições testadas, o controle ativo de ruído foi considerado satisfatório pois melhorou o conforto acústico percebido no interior do veículo, porém, sua aplicação em veículos é de custo elevado.

Kompella e Bernhard (1993) realizaram uma ampla pesquisa sobre variações de comportamento da transmissão de ruído estrutural e ruído aéreo em diversos veículos de mesmo modelo. O intuito foi verificar as dispersões quanto ao comportamento de caminhos de transmissão entre veículos de mesmo modelo em uma montadora. Foram testados 99 veículos do tipo SUV e 57 veículos do tipo Pick-up. As medições realizadas foram de determinação de função de resposta em frequência (FRF) vibroacústica e acústica, com ponto de excitação na roda dianteira esquerda e ponto de resposta na orelha do motorista. Até a faixa de 500 Hz, com predominância do ruído estrutural, as variações entre veículos foram na faixa de 2 a 4 dB, e na faixa acima de 1000 Hz, onde predomina o ruído aéreo, as variações foram maiores, na faixa de 5 a 10 dB.

Hills, Mace e Ferguson (2009) também realizaram um amplo trabalho para avaliação de dispersão da transmissão de ruído aéreo e estrutural em veículos de mesmo modelo. Foram testados 411 veículos hatch pequenos de 3 portas, 403 hatch pequenos de 5 portas e 316 hatch

médios. Para avaliação do ruído estrutural, a fonte excitadora foi um rolo dinamométrico com superfície rugosa no eixo dianteiro dos veículos, em câmara semi-anecóica, com o ponto de resposta na orelha do motorista. Como os veículos de mesmo modelo possuem configurações diferentes, a dispersão de níveis de ruído encontrada na faixa de 40 a 600 Hz, que atingiu 15 dB em determinadas faixas de frequências, foi devido, principalmente, aos diferentes tipos de pneus e rodas. A influência considerada muito significativa destes dois componentes é um grande desafio dos fabricantes, para manterem seus produtos mais robustos e com conforto acústico adequado.

Costa et al (2016) realizaram um estudo sobre a influência da pressão dos pneus de um automóvel nas forças de entrada do sistema de pneus e suspensão. Nesta pesquisa pode-se observar nas caracterizações de ruído de rolagem de pneus em asfalto liso e em asfalto rugoso que os níveis mais elevados de ruído apresentam-se na faixa de frequência de 200 a 350 Hz, faixa na qual o ruído transmitido por via estrutural é predominante.

### *2.2.3 Materiais para absorção sonora*

Honorato (2013) realizou em sua dissertação avaliações de modelos analíticos para a determinação de absorção sonora de materiais. Com modelos matemáticos dos materiais porosos é possível otimizar suas características para melhoria acústica através de simulação virtual. A autora utilizou as teorias de formulação a partir dos modelos de Ingard e de Biot-Dazel para estabelecer os parâmetros que deveriam ser utilizados para a modelagem de cada material. Os parâmetros considerados foram resistividade ao fluxo, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, tortuosidade, fator de perda e impedância. Com a criação dos modelos matemáticos foram realizadas medições experimentais de absorção sonora para correlação. As correlações alcançaram os resultados esperados e concluiu-se que a resistividade ao fluxo é o parâmetro que mais influencia na absorção sonora dos materiais, quanto maior a resistividade ao fluxo, maior a absorção do material. Com a modificação do parâmetro módulo de elasticidade, a faixa de frequência onde ocorre a maior absorção é modificada. Outras características importantes do material são a porosidade e a espessura da camada, que também aumentam a absorção do material quando aumentadas.

Em sua tese, Mareze (2013) avaliou a influência da microgeometria na absorção sonora de materiais. Foram apresentados procedimentos e métodos de caracterização e otimização de materiais de absorção sonora, com foco na estrutura porosa do material. O objetivo da tese foi desenvolver materiais otimizados para absorção sonora utilizando modelos analíticos. Foi

caracterizado o desempenho acústico de materiais porosos a partir de imagens da microgeometria e obtenção de estruturas porosas otimizadas para o máximo coeficiente de absorção sonora, a partir de modelos já conhecidos. Para a determinação dos parâmetros macroscópicos foram apresentados dois métodos, o método direto, com o qual os parâmetros são obtidos através de procedimentos experimentais normatizados ou descritos na literatura, e o método inverso, onde ferramentas de otimização e ajuste de modelo analítico são utilizadas para resgatar a impedância de superfície experimental e os parâmetros desejados. O autor demonstrou várias possibilidades de modificação de materiais e seus resultados de coeficiente de absorção sonora. Concluiu que existem várias possibilidades de otimização de materiais porosos, modificando sua microestrutura e podendo diminuir sua espessura.

Litwinczik (2003) em sua tese estudou a irradiação sonora de uma placa plana revestida com material poroso. As placas são importantes para o controle do ruído uma vez que são responsáveis pela maior parcela do ruído irradiado em estruturas complexas. Isso se deve ao fato de possuírem grande densidade modal, dos modos de flexão, e por apresentarem grande energia vibratória, proporcionada pelos maiores valores de velocidade de vibração transversal. O autor modelou materiais porosos a partir de suas principais características como porosidade, tortuosidade, resistividade ao fluxo, comprimentos característicos térmicos e viscosos, elasticidade e cisalhamento que foram obtidas experimentalmente. O modelo de material poroso criado apresentou boa correlação e apresenta-se como uma boa ferramenta para predição do comportamento de placas planas revestidas.

Tang e Yan (2017) apresentam em seu artigo uma revisão das propriedades de absorção sonora de materiais. Os autores demonstram métodos para determinação de coeficiente de absorção sonora, tipos de fibras utilizadas nos materiais e principais características. Os materiais de absorção acústica podem ser classificados como absorventes ressonantes e absorventes porosos. O absorvente ressonante é o equivalente à conexão paralela de múltiplos ressonadores de Helmholtz, onde a energia sonora é consumida pelo efeito de ressonância interna. O material absorvente poroso possui poros de pequeno diâmetro interligados. Os autores concluem que a resistência ao fluxo é a principal característica do material poroso, uma vez que quanto maior a resistência, maior será a absorção sonora. Foi demonstrado também que os materiais de nanofibras apresentaram os melhores resultados que os materiais fibrosos convencionais, porém, seu custo é elevado.

Cabaloll e Raposo (2016) apresentam em seu artigo os resultados de testes realizados para avaliação de materiais de absorção sonora colocados em pedaços com diferentes layouts comparados com peças inteiras. O parâmetro utilizado para avaliação foi o tempo de

reverberação do ambiente com estes materiais de absorção. Os diferentes layouts utilizados têm como objetivo ajustar o comportamento acústico do ambiente, otimizando o tempo de reverberação para torna-lo mais confortável acusticamente. Os autores demonstraram que com os diferentes layouts é possível modificar os níveis sonoros por bandas de frequência, modificando o tempo de reverberação do ambiente.

Dazel et al (2007) propuseram uma formulação simplificada para modelamento matemático de material de absorção sonora a partir do modelo de Biot, que foi desenvolvido em 1956. O modelo de Biot tem como propósito desenvolver um modelo de propagação de ondas elásticas em um sistema composto de um sólido elástico poroso saturado por um fluido viscoso. Esta teoria é capaz de explicar o comportamento das ondas em materiais porosos. Em seu artigo, Dazel et al (2007) propõem uma formulação alternativa para os deslocamentos do modelo linear para um material poroelástico. A diferença entre o modelo original e o proposto pelos autores, reside na escolha das coordenadas generalizadas. Na formulação proposta pelos autores essas coordenadas são escolhidas de modo que as expressões para a energia de deformação podem ser simplificadas como a soma de dois termos desacoplados.

Geslain et al (2011) investigaram a influência da compressão no comportamento acústico de materiais porosos. A compressão de material, que é uma condição que pode acontecer em algum isolamento aplicado em veículos, modifica a estrutura interna do material e, conseqüentemente, o desempenho acústico. Conforme os autores, as fibras que constituem o material são dobradas e paredes do material poroso se curvam e deformam alterando a forma dos poros. No caso de espumas, ocorre alteração do módulo de elasticidade devido a essas deformações. As deformações na estrutura são sensíveis, principalmente, quando se trata das ressonâncias de um quarto de comprimento de onda, que causam diminuição de absorção do material. A compressão do material aumenta sua rigidez devido ao efeito de Poisson, no resultado global, isso produz uma diminuição do módulo de elasticidade. Os autores utilizam o termo frequência de ressonância para nomear a frequência em que ocorre a queda no coeficiente de absorção. Conclui-se que as condições de montagem do material poroso podem causar variações significativas no desempenho acústico.

Vallabh, Lee e Seyam (2010) propuseram em seu artigo uma metodologia para determinação da tortuosidade de material poroso. A tortuosidade é uma característica importante de materiais porosos pois têm grande influência no comportamento acústico do material, ela é a grandeza que expressa a irregularidade dos caminhos percorridos pelo fluido no interior do material poroso. Os autores estabeleceram uma relação entre a tortuosidade e propriedades estruturais da fibra do material poroso, como porosidade, diâmetro e espessura da

fibra. Concluem que a tortuosidade diminui com o aumento do diâmetro das fibras e aumenta com o aumento da espessura da fibra.

Fohr et al (2008) propuseram um procedimento simplificado para determinação da tortuosidade de materiais porosos. A proposta consiste em utilizar sensores ultrassônicos de banda estreita, em torno de 40 kHz, produzindo um pulso de tom puro, ao invés de transdutores ultrassônicos de banda larga. Esta frequência é suficientemente alta para usar a chamada aproximação assintótica de altas frequências e é baixa o suficiente para ter um comprimento de onda maior que os tamanhos de poros. Para a medição, é necessário obter um comprimento de onda grande o suficiente para cobrir um volume macroscópico homogêneo suficiente de poros, sendo que alguns poros são maiores e outros são menores. A proposta alternativa dos autores facilita consideravelmente a determinação da tortuosidade, no entanto, observam-se limitações para amostras muito densas, ou poros menores que 10  $\mu\text{m}$ . Para a obtenção da tortuosidade, apenas o ar atmosférico como fluido é suficiente.

Coroian e Lupea (2013) realizaram um estudo de absorção sonora de uma cabine de um veículo utilizando um modelo simplificado. Foram testados 3 tipos de isolamentos no interior da cabine, caracterizados através da obtenção de coeficiente de absorção sonora e perda de transmissão sonora (TL), sendo um isolamento do tipo isolante acústico, um segundo do tipo absorvente sonoro e o terceiro isolante e absorvente. Foi construído um modelo numérico 3D da cabine e os 3 isolamentos foram modelados a partir da teoria de Biot e dados experimentais. Foram realizadas as análises comparativas, através da simulação do nível de pressão sonora no ouvido do motorista. O modelo simplificado foi validado.

#### 2.2.4 Métodos numéricos aplicados em vibroacústica

Citarella et al (2007) utilizaram uma combinação de métodos de elementos finitos (MEF) e de elemento de contorno (MEC) para avaliação vibroacústica de um automóvel e correlação de ruído estrutural. A metodologia adotada é baseada em uma formulação indireta e em um esquema solução variacional. A abordagem adotada MEF-MEC leva vantagem de o algoritmo de transferência do vetor modal acústica que é particularmente útil quando grandes problemas estão a ser analisados. A comparação entre os resultados numéricos e experimentais permite a avaliação do nível de precisão.

Cameron et al (2010) realizaram um trabalho para avaliar o comportamento vibroacústico de uma carroceria completa (*trimmed body*) na faixa de frequência entre 100 e 500 Hz, através de validação de métodos numéricos. Foi avaliado o refinamento de modelos

para definição da precisão necessária para uma confiável análise de elementos finitos. Realizaram testes no teto de um automóvel utilizando excitações estrutural e acústica. O teto foi testado no veículo e, em seguida, separado do carro, montado numa estrutura rígida e testados em uma janela de transmissão utilizando tanto excitação acústica como estrutural. Um modelo de elementos finitos do componente destacado foi desenvolvido utilizando casca e elementos sólidos para a estrutura e os elementos sólidos para o revestimento interior. As simulações foram realizadas para avaliar a perda de transmissão sonora e a frequência de resposta vibratória, devido a uma força aplicada à estrutura. Realizaram um estudo de sensibilidade de diversas propriedades. O principal objetivo do trabalho foi o de estabelecer uma referência para projetos alternativos. Os autores concluíram que as simulações concordaram muito bem com os dados medidos.

Priebsch (2001) apresentou um trabalho relatando que no desenvolvimento de veículos a previsão de ruído interior por meio de simulação numérica é atualmente um objetivo principal, assim como a otimização do comportamento de durabilidade e simulação de batidas em obstáculos (*crash test*). O autor apresenta uma metodologia para o desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação do ruído interno, aplicando em um carro esportivo. Comparações dos resultados medidos e calculados são descritos a partir de peças de teste, continuando com a carroceria nua “*Body in White*” (BIW) e terminando com a carroceria do veículo recortada. A simulação é realizada através de elementos finitos (MEF). São realizadas análises detalhadas habilitadas para reconstruir competências específicas para os parâmetros de material e de estrutura para o modelo de cálculo de ruído. O modelo final é validado por meio de medições.

Kobayashi et al (2008) realizaram uma pesquisa sobre guarnições acústicas de multicamadas para veículos contendo materiais poroelásticos e como estes afetam os fenômenos de ruído e vibração, em toda a faixa de frequência. Para tal foi desenvolvida uma metodologia para a análise da guarnição acústica multicamada dentro de um modelo MEF de veículo, utilizando como base a teoria de Biot. Utilizando a metodologia, vibração dinâmica, radiação e comportamento de absorção de três tipos de guarnições multicamadas, um tipo de isolador convencional, um tipo de absorção e um tipo de isolador com a camada superior de absorção apoiadas por placas metálicas retangulares são analisados. O modelo de compensação também é aplicado a um modelo de veículo MEF e os seus efeitos sobre o nível de pressão sonora interior são validados com dados experimentais.

Wang et al (2004) realizaram uma análise de energia com formulação dos elementos de contorno (EBEA) onde é apresentada para o cálculo da radiação sonora em alta frequência de

uma fonte com forma arbitrária. O desenvolvimento EBEA apresentada neste artigo complementa a anterior de energia Análise de Elementos Finitos (EFEA), evolução para o cálculo de vibração de estruturas imersas em um meio acústico de alta frequência. A partir da solução EFEA a energia vibracional estrutural em toda a estrutura e a energia acústica irradiada a partir de cada elemento de superfície em contato com o fluido circundante são calculados. O EBEA utiliza a informação para a potência acústica irradiada a partir de cada elemento da superfície exterior da estrutura, como uma condição de contorno, a fim de calcular o campo acústico num meio não ligado sem amortecimento que rodeia a estrutura de radiação. O método é validado por comparação dos resultados e foi demonstrada boa correlação.

Liang et al (2007) utilizaram em seu trabalho o método para uma superfície de resposta aproximada (RSM) que é utilizado para analisar o efeito de parâmetros de projeto na radiação sonora de um painel vibratório. Em detalhes, o som irradiado do painel vibratório com um ponto de excitação de força foi analisado através de método numérico. Um estudo de caso simples foi ilustrado para demonstrar as capacidades do procedimento desenvolvido. O problema do ruído estrutura/fonte é aproximado por uma série de polinômios de segundo grau. Três objetivos de análise são considerados, a velocidade média quadrática, a potência de radiação sonora e fator de perda do sistema. Com o método apresentado, a análise do ruído gerado pela estrutura do painel de amortecimento foi realizada de forma eficiente e eficaz. Através de RSM é possível compreender e manipular o comportamento vibroacústico de estruturas complexas.

Kurosawa e Yamagushi (2013) propõem um método numérico para calcular propriedades de amortecimento em estruturas à prova de som, envolvendo corpo elástico, corpo viscoelástico, e meios porosos. Para o corpo elástico e viscoelástico o deslocamento é modelado usando elementos finitos convencionais, incluindo módulo complexo de elasticidade. Ambos densidade eficaz e grandes quantidades módulo tem quantidades complexas para representar os campos de som embebido em do meio poroso. Deslocamento de partículas no meio poroso é discretizado utilizando o método de elementos finitos. Vetores deslocamento como desconhecidas variáveis comuns são resolvidos sob condição acoplada entre o corpo elástico, corpo viscoelástico e meios porosos. Além disso, expressões explícitas de fator de perda modal para as estruturas mistas são derivadas usando o método assintótica. Análise de auto vetor e frequência foram calculados usando esta técnica, os resultados se aproxima com os resultados experimentais.

Lim (2000) descreve que as contribuições do ruído irradiado pelos painéis das carrocerias automotivas para os níveis de pressão sonora nos interiores são modeladas utilizando uma formulação espectral aproximada que aplica os termos interiores de

sensibilidade acústica teórica derivada de um modelo de elementos finitos e medidos em média espacial (espectros estruturais acústicos). O cálculo de elementos finitos é validado por comparação e com um conjunto de funções de transferência acústicas experimentais. O modelo de medição para a intensidade sonora e resposta acústico-estrutural é aplicado para adquirir os espectros cruzados e autovalores necessário para simular o termo de velocidade (média-quadrática) relativo de cada plano de controle perto da superfície do painel, e para obter a função de contribuição de cada painel individualmente. A abordagem propõe também calcular o espectro de ruído em forma de banda 1/12 de oitava, em posições selecionadas no compartimento de passageiros, o que combina bem com os resultados experimentais em geral. Através de uma aplicação em automóveis, os resultados revelaram as contribuições dos painéis no ruído global. Os cálculos tiveram excelente correlação com os dados experimentais obtidos.

Ferreira et al (2015) realizaram um trabalho para investigar o efeito da inserção de partes móveis de um automóvel, tais como portas, capô e tampa do porta malas, em modelo numérico para simulação de resposta acústica ou sensibilidade acústica da carroceria. Foram construídos dois modelos, sendo que no primeiro foram contemplados todos os componentes móveis e no segundo os componentes foram substituídos por elementos unidimensionais contendo apenas suas massas e inércias. Os resultados foram validados com dados de medições experimentais. Concluiu-se que a influência dos componentes móveis na resposta acústica da carroceria foi pequena na comparação do modelo completo com o simplificado.



### 3 METODOLOGIA

A metodologia proposta neste trabalho consiste em levantar o comportamento acústico no interior de uma carroceria de um automóvel a partir de uma excitação estrutural, em três configurações de mantas de isolamentos acústicos porosos de fibras têxtil dispostas no habitáculo e com a carroceria sem nenhum isolamento. Desta forma, o comportamento acústico analisado neste trabalho consiste na parcela do ruído transmitido por via estrutural ao habitáculo. O ruído estrutural tem origem na vibração de uma estrutura sólida que é irradiado pelo ar devido a vibração de painéis e transmitido até o ponto do receptor. Trata-se de uma transferência vibroacústica. A faixa de frequência analisada foi de 100 até 600 Hz.

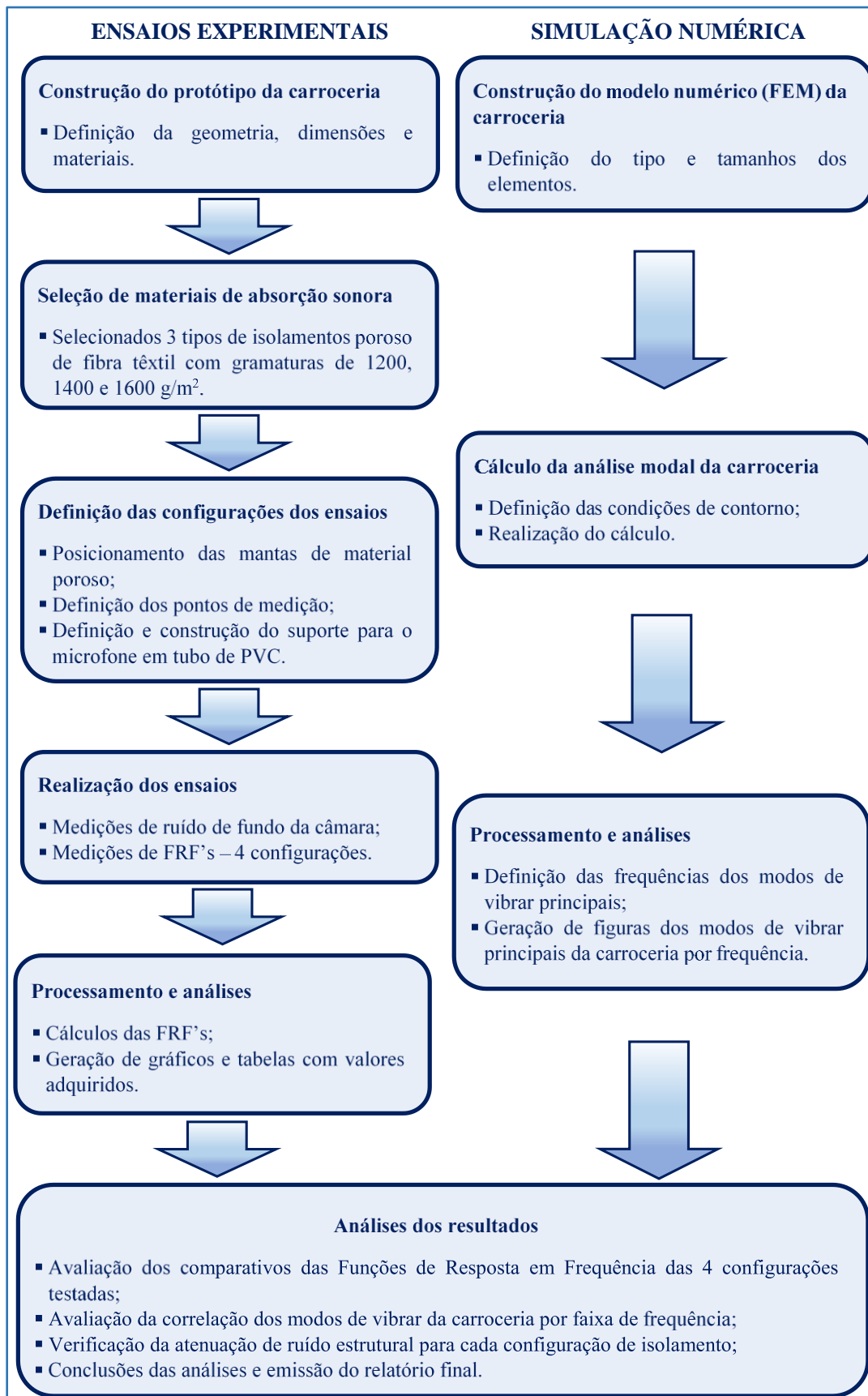
Para medir a transferência vibroacústica, foram realizados ensaios experimentais de sensibilidade da estrutura à transmissão do ruído estrutural, através de medições de funções de resposta em frequência (FRF). A estrutura da carroceria é excitada com força controlada e mede-se o nível de pressão sonora no ponto do receptor. A relação entre o sinal da pressão sonora no domínio da frequência e o sinal da força no domínio da frequência fornecerá a sensibilidade acústica da carroceria ao ruído estrutural.

Também foram realizados testes de simulação numérica para analisar o comportamento modal do protótipo de carroceria. Desta forma, é possível identificar os modos estruturais do protótipo e correlacioná-los com os resultados experimentais obtidos.

A etapa da metodologia será dividida em duas partes: ensaios experimentais e simulação numérica.

Na Figura 29 é apresentado um fluxo de atividades para a metodologia proposta.

**Figura 29 - Fluxo de atividades da metodologia.**



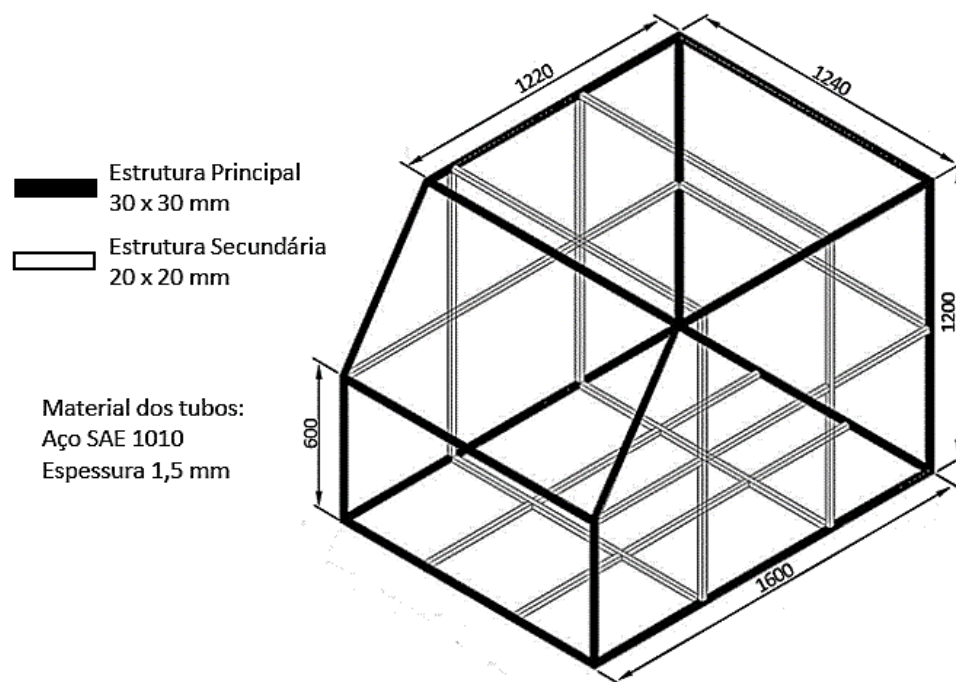
**Fonte: Elaborado pelo autor.**

### 3.1 Ensaios experimentais

#### 3.1.1 Protótipo da carroceria

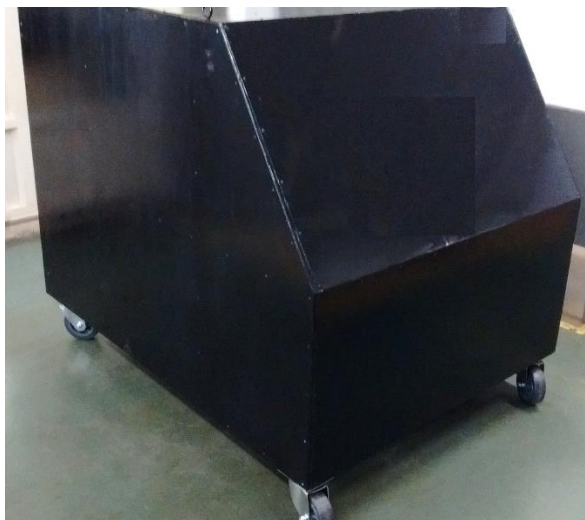
Para a realização dos testes experimentais foi construído um protótipo de carroceria de um automóvel, com dimensões aproximadas do habitáculo de um modelo *hatch* pequeno. A estrutura da carroceria é composta por tubos quadrados de aço soldados entre si. Os tubos que formam a estrutura externa da carroceria, denominada estrutura principal, possuem maiores dimensões que os tubos da estrutura secundária, conforme ilustra a Figura 30.

**Figura 30 - Estrutura tubular do protótipo.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

A carroceria é fechada com chapas de aço SAE 1010 de 0,910 mm de espessura através de rebites, exceto na parte lateral esquerda dianteira que é aparafusada para permitir o acesso ao seu interior, conforme Figura 31. Para vedação da carroceria, após as chapas serem rebitadas, aplicou-se selante à base de silicone de cura ácida, com nome comercial de silicone incolor Polystic, do fabricante Pulvitec. Para a vedação da chapa lateral aparafusada, foi aplicado no contorno da chapa um feltro adesivo de 20 mm de largura.

**Figura 31 - Protótipo da carroceria com chapas.**

**Fonte: Foto do autor.**

Foram instalados quatro rodízios giratórios de 6 polegadas para permitir a locomoção do protótipo, conforme a Figura 31.

### *3.1.2 Configurações dos ensaios*

Serão apresentadas as configurações que foram testadas neste trabalho. O material utilizado para atenuação de ruído consiste em mantas de isolamento poroso de fibra têxtil com gramaturas de acordo com a tabela 1, do fabricante Adler PTI. As mantas têm espessura de 28 mm, com tolerância de  $\pm 1,5$  mm.

**Tabela 1 - Gramatura dos isolamentos.**

<b>Nome</b>	<b>Gramatura (g/m<sup>2</sup>)</b>
Isolamento Poroso 1	1200
Isolamento Poroso 2	1400
Isolamento Poroso 3	1600

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

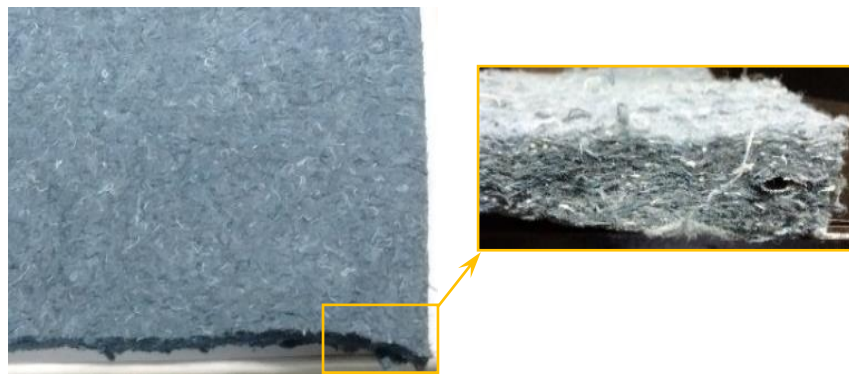
A tabela 2 apresenta os coeficientes de absorção sonora dos isolamentos por banda de frequência de 1/3 de oitava, de 200 a 630 Hz. Estes dados foram disponibilizados pelo fabricante Adler.

**Tabela 2 - Coeficiente de absorção sonora dos isolamentos.**

Frequência (Hz)	Coeficiente de absorção sonora ( $\alpha$ )		
	Isolamento 1	Isolamento 2	Isolamento 3
200	0,033	0,053	0,065
250	0,045	0,070	0,084
315	0,060	0,100	0,110
400	0,090	0,140	0,160
500	0,130	0,200	0,220
630	0,180	0,270	0,270

Fonte: Adaptado pelo autor.

A Figura 32 demonstra uma manta de isolamento poroso de 1400 g/m<sup>2</sup>.

**Figura 32 - Manta de isolamento poroso 1400 g/m<sup>2</sup>.**

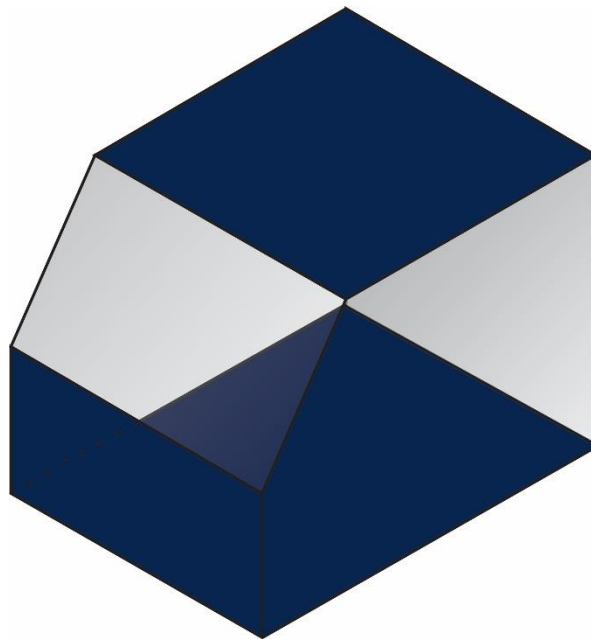
Fonte: Foto do autor.

As mantas de isolamentos de cada configuração foram aplicadas nas seguintes regiões:

1. Pavimento.
2. Parede corta fogo.
3. Teto.

No pavimento as mantas foram acopladas em toda a área sem fixação. Na parede corta fogo as mantas foram apoiadas na chapa e fixadas por fita adesiva. Para a aplicação no teto, foi instalada uma tela de nylon com as extremidades fixadas na estrutura do teto e as mantas de isolamentos foram acopladas sobre esta tela, encostadas na estrutura do teto. A figura 33 demonstra as regiões de aplicação dos isolamentos em azul.

**Figura 33 – Regiões de aplicação dos isolamentos porosos na carroceria.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 34 demonstra uma configuração de isolamentos instalada na carroceria.

**Figura 34 – Aplicação dos isolamentos porosos na carroceria: pavimento e parede corta fogo (a) e teto (b).**



Fonte: Foto do autor.

A área aplicada na carroceria para cada configuração é de  $4,24 \text{ m}^2$  e a massa total de cada configuração está apresentada na tabela 3.

**Tabela 3 - Massa das configurações de isolamentos.**

<b>Configuração</b>	<b>Massa (g)</b>
Isolamento Poroso 1	5100
Isolamento Poroso 2	5900
Isolamento Poroso 3	6750

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

### 3.1.3 Equipamentos

A FRF vibroacústica consiste em calcular a razão entre o sinal de saída e o sinal de entrada no domínio da frequência. O sinal de entrada é obtido a partir de um martelo de impacto com um transdutor de força e o sinal de saída é obtido a partir de um microfone com pré-amplificador. Na tabela 4 estão descritas as nomenclaturas e características dos equipamentos que foram utilizados para os testes.

**Tabela 4 - Características dos equipamentos.**

<b>Equipamentos</b>	<b>Especificação</b>	<b>Fabricante</b>
Software	TestLab versão 15	LMS Siemens
Analisador	Scadas Mobile - 8 canais	LMS Siemens
Microfone	½" campo livre, 50 mV/Pa, 20 - 20000 Hz Modelo 46 AE	GRAS
Martelo de impacto	2,25 mV/N, Modelo 086C03 Ponta de nylon	PCB

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

Os equipamentos utilizados para realização dos ensaios estão ilustrados na Figura 35.

**Figura 35 – Equipamentos utilizados para testes.**



**Fonte: Foto do autor.**

#### *3.1.4 Local de realização dos ensaios*

Os testes foram realizados em uma câmara de dinamômetro no laboratório de motores da PUC Minas, que está ilustrada na Figura 36.

**Figura 36 – Câmara onde foram realizados os ensaios.**



**Fonte: Foto do autor.**

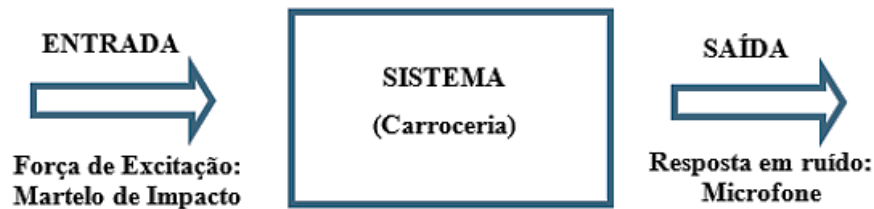
A temperatura ambiente durante a realização de todos os ensaios variou entre 22° e 23,5°C. A sala possui tratamento acústico nas paredes e portas corta fogo com material isolante, desta forma, apresenta baixo nível de ruído de fundo, ou seja, o ruído do ambiente. Para caracterização do ruído de fundo foram realizadas medições de ruído de fundo em um ponto externo e um interno ao protótipo. O ponto externo considerado foi à frente do protótipo 0,30

m e altura 1,35 m, e, o ponto interno, foi o mesmo utilizado para os ensaios, na região da orelha direita do motorista. Foram realizadas cinco medições de ruído de fundo, cada uma com duração de 30 segundos, com a carroceria sem isolamentos.

### 3.1.5 Medições de Funções de Resposta em Frequência

Os ensaios experimentais consistem em medições de Função de Resposta em Frequência vibroacústica do protótipo da carroceria, com excitação na estrutura e resposta no interior do habitáculo, representado conforme modelo da Figura 37.

**Figura 37 – Modelo do sistema de análise.**

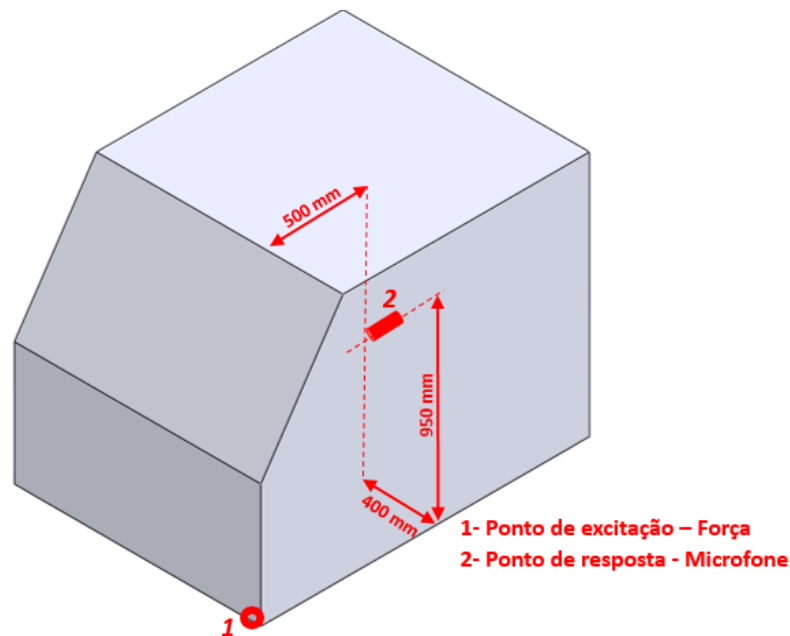


Fonte: Elaborado pelo autor.

Os dados foram adquiridos com frequência amostral de 2048 Hz, com resolução em frequência de 1 Hz. Desta forma, a faixa útil de análise é de 1024 Hz que equivale à metade da frequência de aquisição (FAHY, 2001).

Para cada configuração foram realizadas cinco medições e o resultado final foi a média linear destas. O ponto de excitação na carroceria foi definido na região dianteira inferior esquerda e foi determinado considerando que é um ponto rígido da estrutura e região de importantes fontes de ruído estrutural, tais como suspensão e conjunto motopropulsor. O ponto da resposta foi definido como a região da orelha direita do motorista. A Figura 38 ilustra os pontos de medição.

**Figura 38 – Posicionamento dos pontos de excitação e resposta.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.2 Simulação numérica

Foram realizados testes de simulação numérica para analisar o comportamento modal da carroceria, para confronto com resultados experimentais.

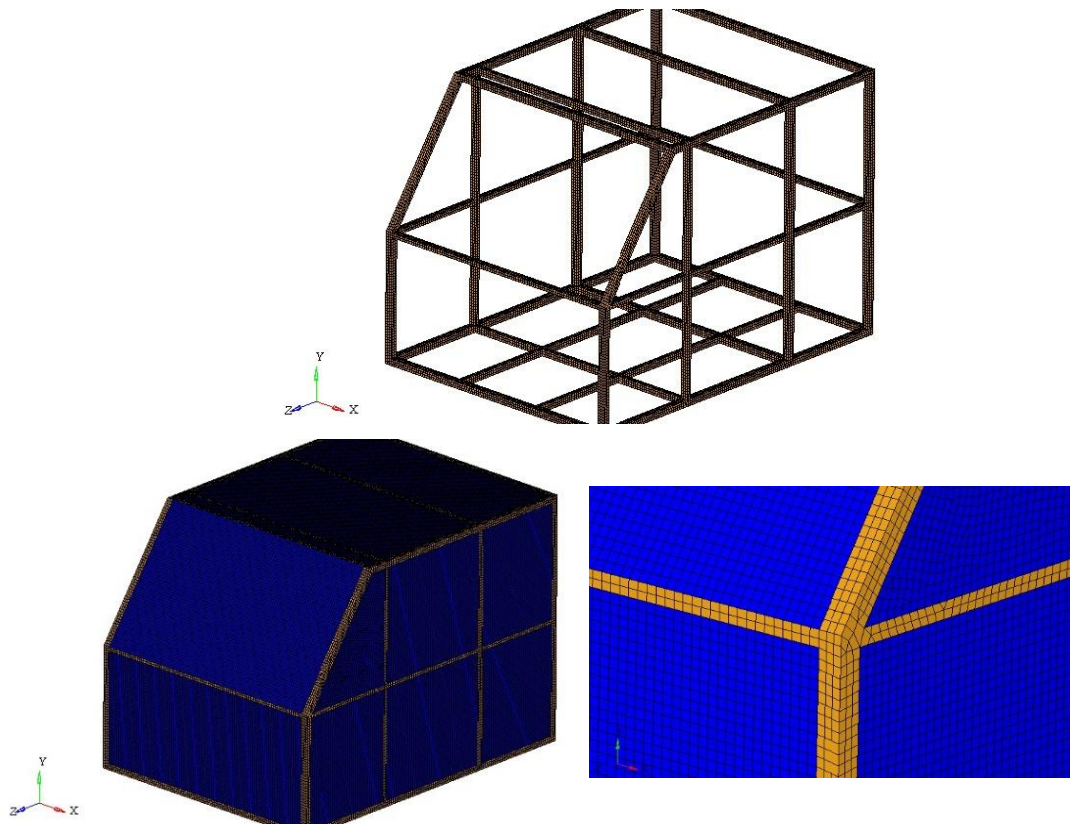
A malha do modelo de elementos finitos (*FEM – Finite Element Method*) do protótipo foi construída utilizando elemento do tipo bidimensional (2D), com três ou quatro nós, uma vez que as larguras e comprimentos das chapas e barras são consideravelmente maiores que a espessura (FERREIRA, 2015). Os tipos de elementos utilizados foram o *PShell* para a carroceria e *CWeld* para as soldas. O tamanho médio do elemento utilizado no modelo é de 12 mm. Este tamanho foi definido a partir de análise de sensibilidade de malha, de acordo com o trabalho de Ferreira (2015).

A condição de contorno imposta sobre o modelo foi no sentido de caracterizar os quatro rodízios localizados nas extremidades do pavimento do protótipo. Desta forma, nos quatro pontos de fixação dos rodízios, foi imposta uma restrição na direção do eixo vertical (Z) e liberadas as rotações e translações para todas as outras direções.

Foi utilizado o pacote de softwares *Hyperworks* do fabricante *Altair*. O modelo *FEM* foi construído através do software *HyperMesh* versão 13. Os cálculos de análise modal estrutural foram realizados através do software *Optistruct* versão 13.0.

A Figura 39 ilustra o modelo numérico da carroceria.

**Figura 39 – Modelo numérico do protótipo.**



Fonte: Elaborado pelo autor.



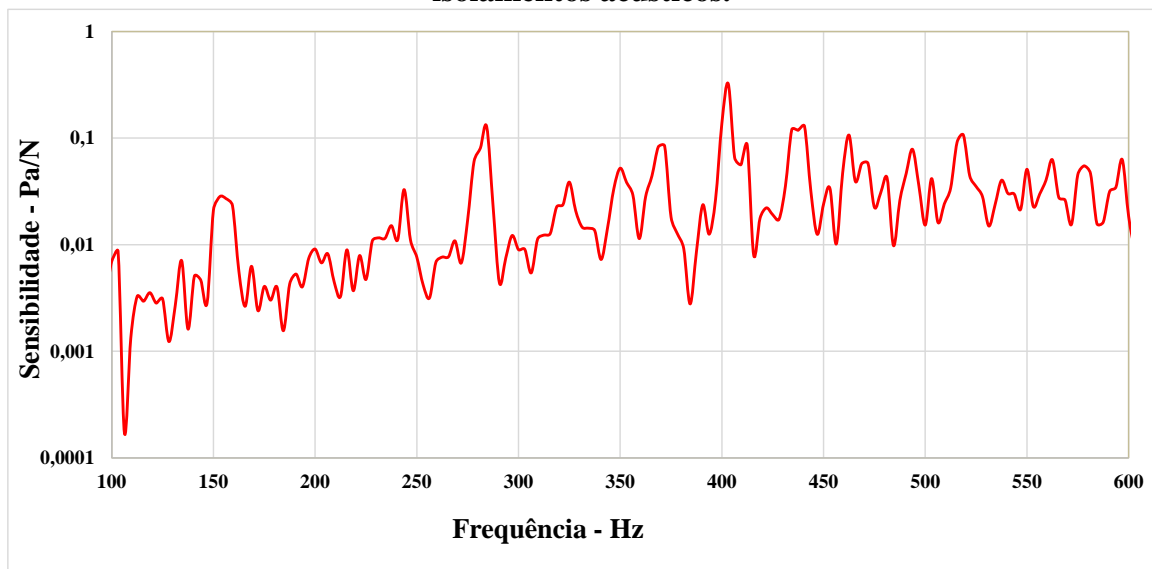
## 4 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo são apresentados e analisados todos os resultados dos ensaios experimentais e simulação numérica, seguindo uma sequência que propicie melhor entendimento e atenda aos objetivos definidos deste trabalho.

### 4.1 Ensaios experimentais de FRF da carroceria sem isolamento

Para uma caracterização inicial, o protótipo de carroceria foi testado sem isolamentos. No primeiro ensaio foi obtida a função de resposta em frequência (FRF) na faixa de frequência de interesse, de 100 a 600 Hz. As FRFs obtidas são as funções de sensibilidade vibroacústica. Os valores mais elevados da função sensibilidade vibroacústica indicam que a carroceria responde com maior intensidade à uma excitação estrutural naquela frequência, desta forma, quanto maior o valor da sensibilidade, pior será o comportamento acústico da carroceria para uma excitação estrutural. No gráfico da Figura 40 é apresentado o resultado para a carroceria sem isolamentos acústicos.

**Figura 40 – Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos acústicos.**



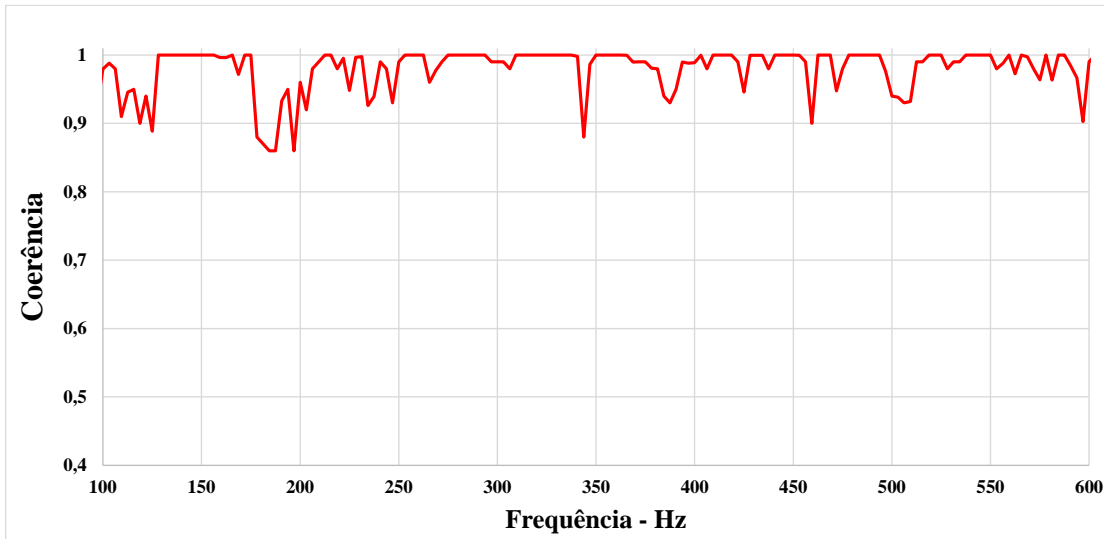
Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico apresentado na Figura 40 demonstra a ocorrência de diversos picos de valores de sensibilidade vibroacústica. Destacam-se os valores às seguintes frequências: 156 Hz, 244

Hz, 285 Hz, 325 Hz, 350 Hz, 372 Hz, 403 Hz, 441 Hz, 462 Hz, 493 Hz, 519 Hz, 550 Hz, 562 Hz e 581 Hz. O estudo foi realizado nestas faixas de frequências selecionadas.

Para verificar o grau de linearidade entre os sinais de entrada e saída, foi calculada a função de Coerência que está demonstrada no gráfico da Figura 41.

**Figura 41 – Gráfico da Função de Coerência da FRF da carroceria sem isolamentos acústicos.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

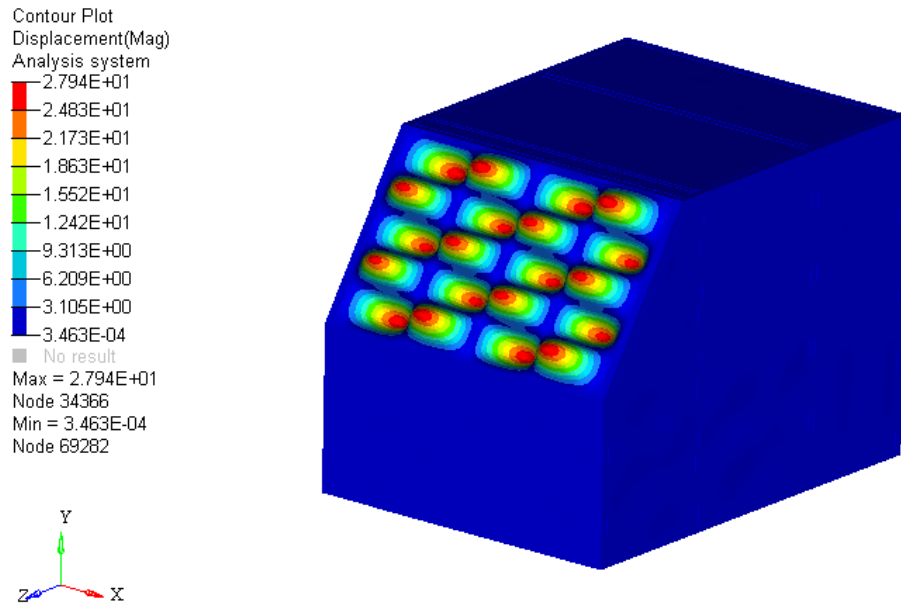
Para que a linearidade entre os sinais de entrada e saída seja considerada boa, ou seja, o espectro da saída seja proveniente do espectro da entrada, a coerência deve ser próxima de 1. De acordo com o gráfico apresentado na Figura 41, o valor de coerência é considerado adequado em toda a faixa de frequência.

## 4.2 Simulação numérica da carroceria

As análises dos resultados do teste de análise modal virtual da carroceria foram realizadas nas frequências de interesse, determinadas a partir dos testes de FRF. Foram extraídas 14 frequências consideradas as principais e serão apresentados os modos da carroceria nestas frequências.

O modo de vibração referente à frequência de 156 Hz está representado na Figura 42.

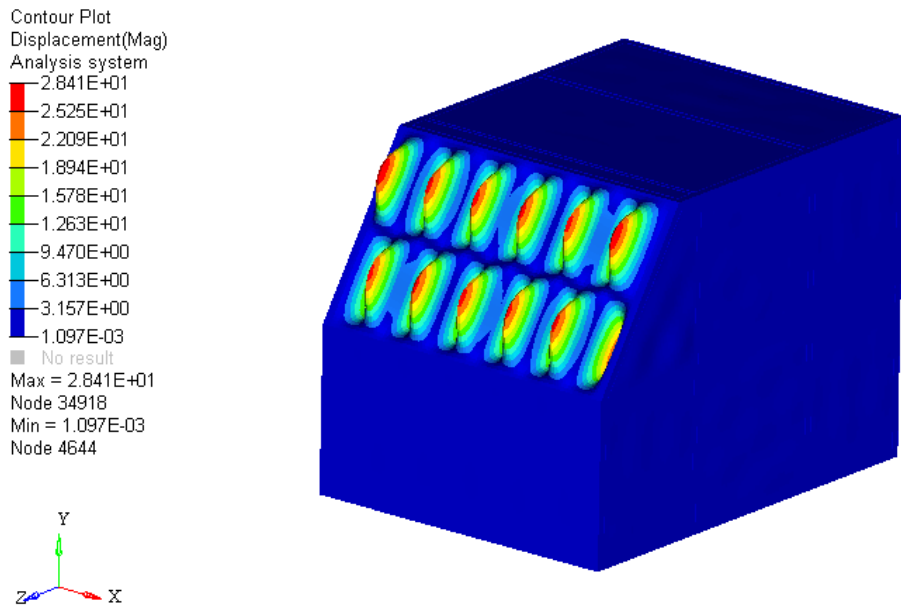
**Figura 42 – Resposta modal numérica da carroceria - 156 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Nesta frequência nota-se o modo de vibração do painel referente ao para-brisa do protótipo. Na figura 43 está representado o modo de vibração à frequência de 244 Hz.

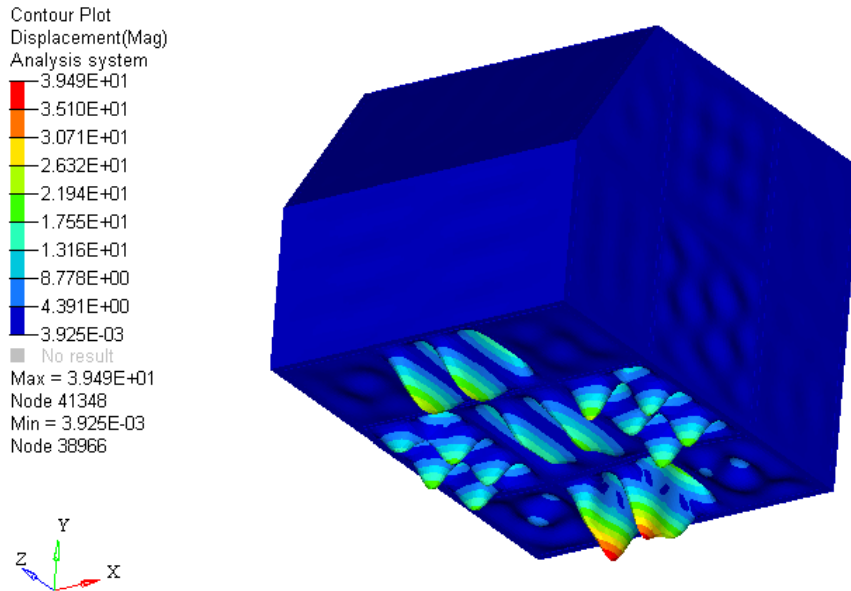
**Figura 43 – Resposta modal numérica da carroceria - 244 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Também nesta frequência o modo de vibração refere-se ao para-brisa do protótipo. O modo de vibração de 285 Hz está representado na Figura 44.

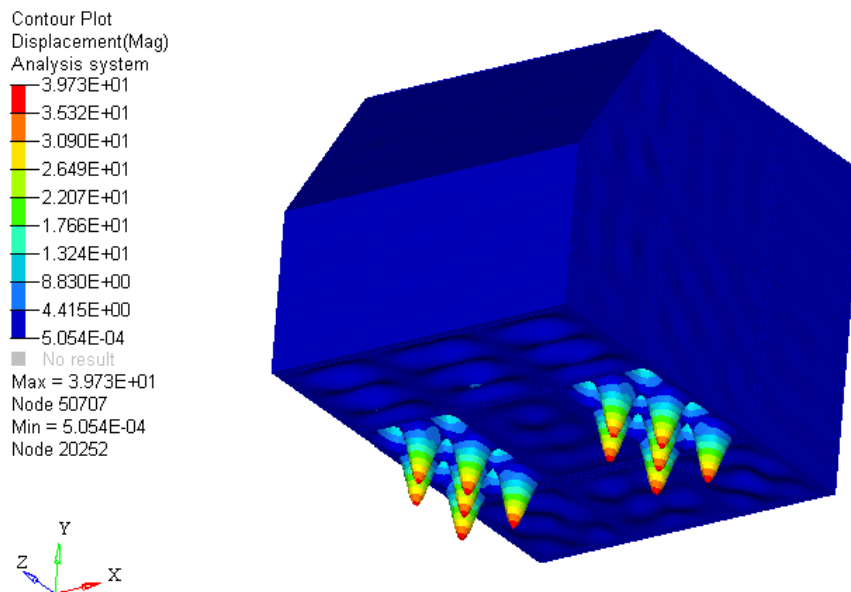
**Figura 44 – Resposta modal numérica da carroceria - 285 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 285 Hz o modo de vibração refere-se ao pavimento do protótipo. Na figura 45 está apresentado o modo de vibração à frequência de 325 Hz.

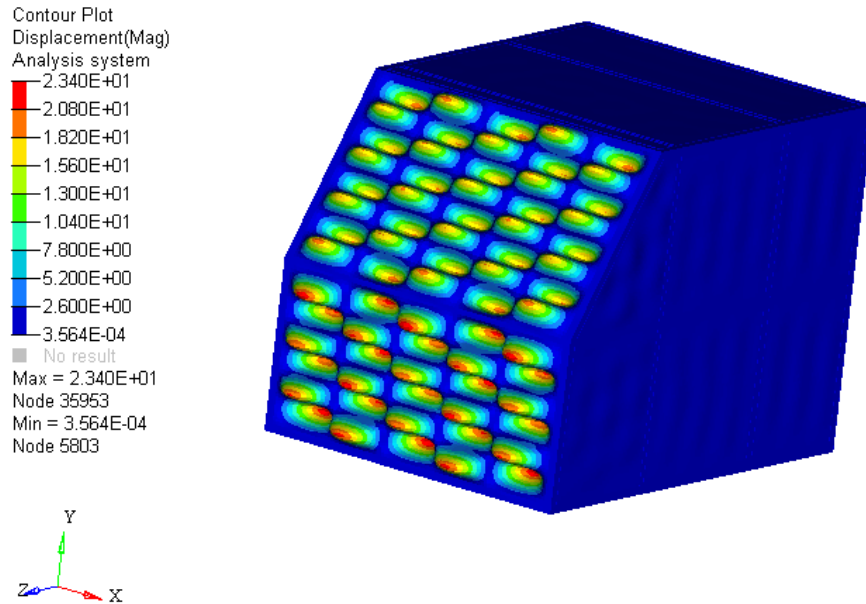
**Figura 45 – Resposta modal numérica da carroceria - 325 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Também à 325 Hz, o modo de vibração refere-se ao pavimento. Na figura 46 está apresentado o modo de vibração à frequência de 350 Hz.

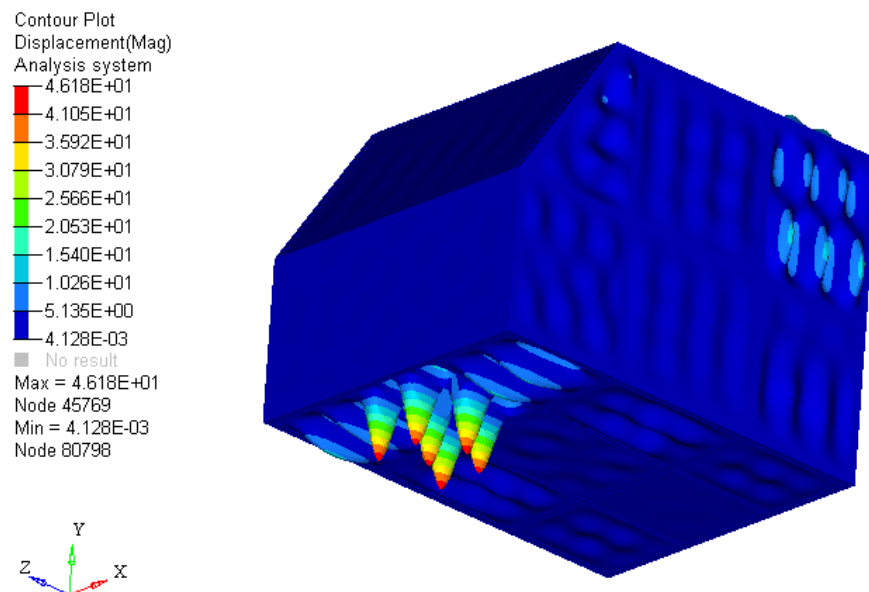
**Figura 46 – Resposta modal numérica da carroceria - 350 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

À 350 Hz o modo de vibração refere-se aos painéis frontais do protótipo. O modo de vibração da frequência de 372 Hz está apresentado na Figura 47.

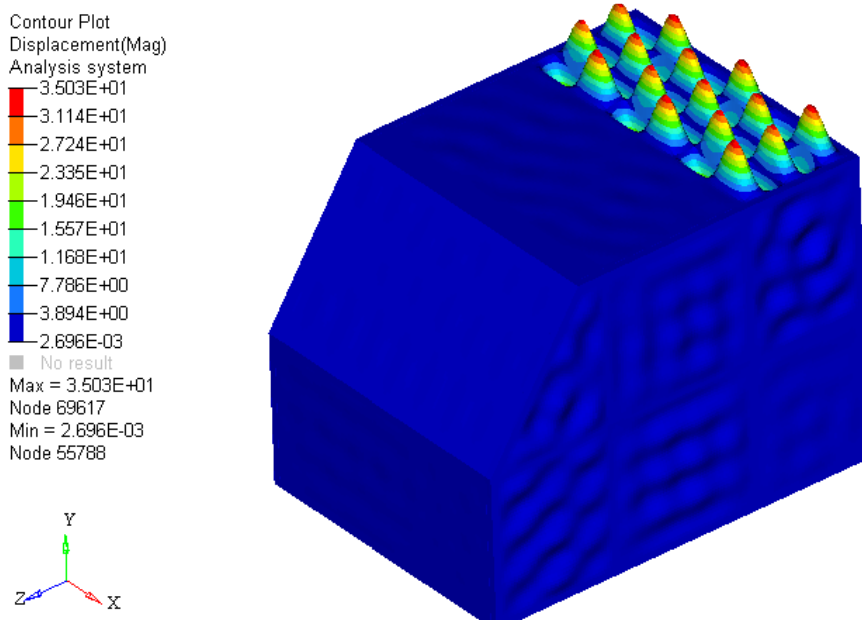
**Figura 47 – Resposta modal numérica da carroceria - 372 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 372 Hz o modo de vibração refere-se ao painel anterior do pavimento do protótipo. Na figura 48 está representado o modo de vibração à frequência de 403 Hz.

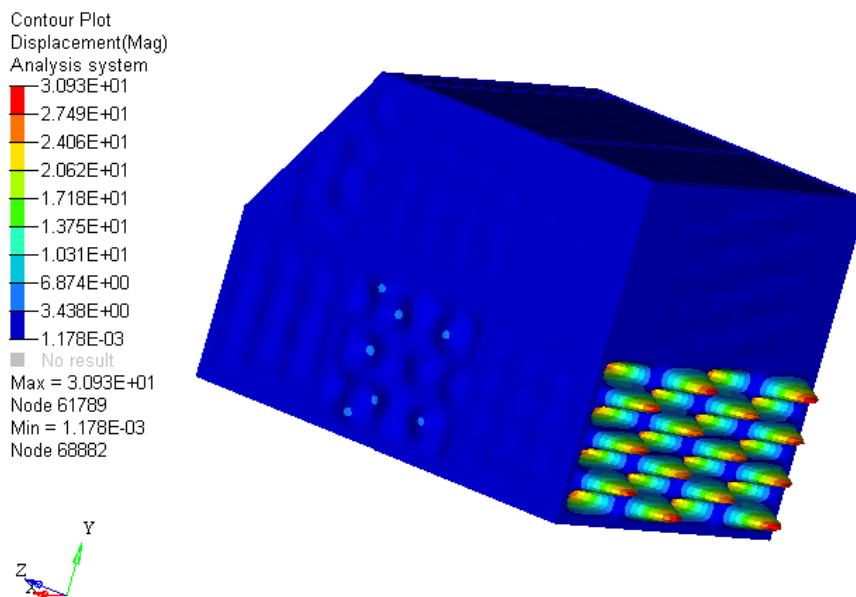
**Figura 48 – Resposta modal numérica da carroceria - 403 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 403 Hz o modo de vibração refere-se ao painel posterior do teto do protótipo. Na figura 49 está representado o modo de vibração à frequência de 441 Hz.

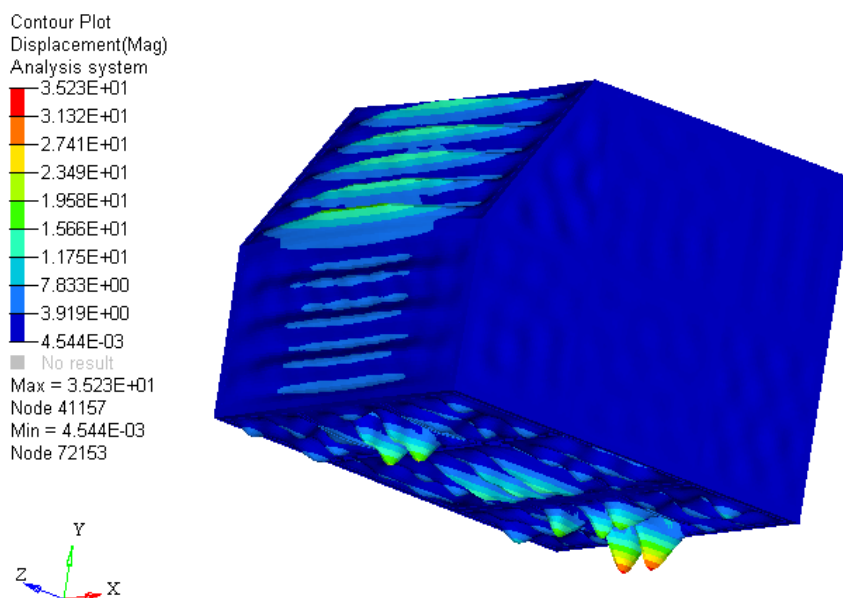
**Figura 49 – Resposta modal numérica da carroceria - 441 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 441 Hz o modo de vibração refere-se ao painel inferior da parte traseira do protótipo. O modo de vibração da frequência 462 Hz está representado na Figura 50.

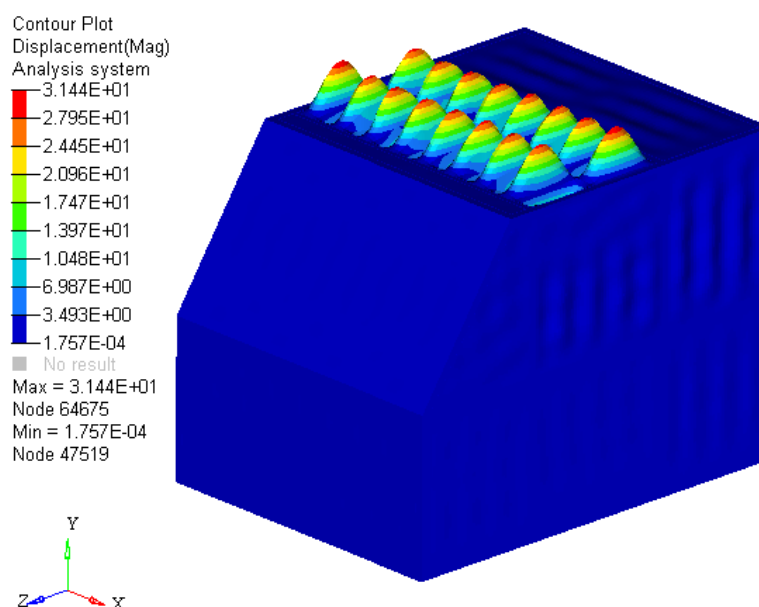
**Figura 50 – Resposta modal numérica da carroceria - 462 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 462 Hz observa-se que o modo de vibração se refere aos painéis do pavimento e frontais. Na figura 51 está representado o modo de vibração à 493 Hz.

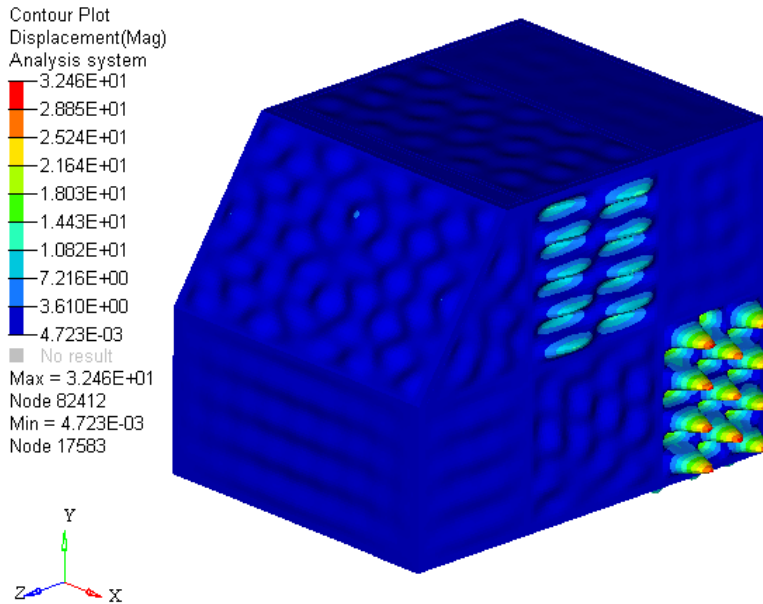
**Figura 51 – Resposta modal numérica da carroceria - 493 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

À 493 Hz o modo de vibração refere-se ao painel anterior do teto do protótipo. Na figura 52 está representado o modo de vibração à frequência de 519 Hz.

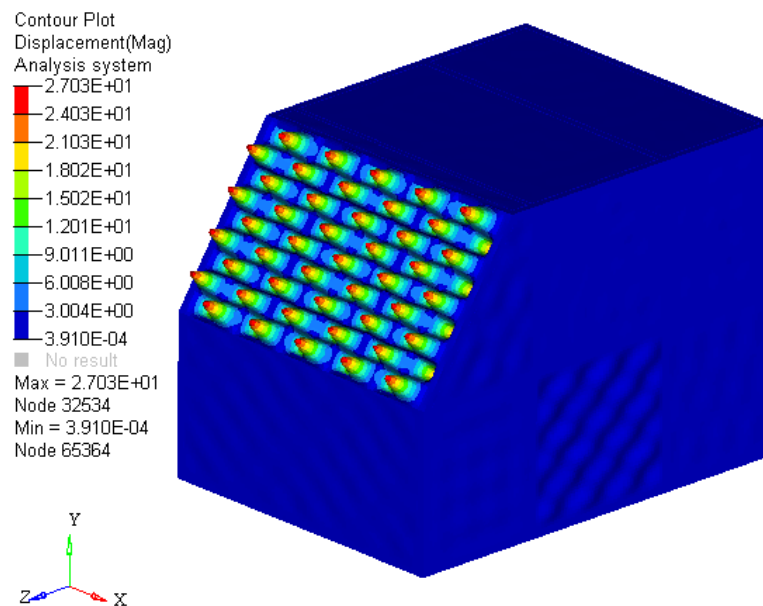
**Figura 52 – Resposta modal numérica da carroceria - 519 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

O modo de vibração à 519 Hz refere-se aos painéis laterais. Na figura 53 está representado o modo de vibração à frequência de 550 Hz.

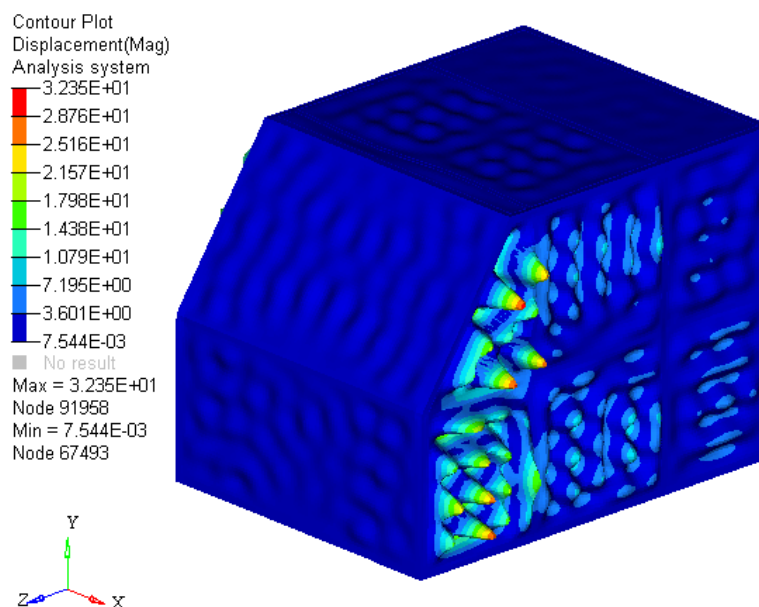
**Figura 53 – Resposta modal numérica da carroceria - 550 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 550 Hz o modo de vibração refere-se ao para-brisa do protótipo. Na figura 54 está representado o modo de vibração à frequência de 562 Hz.

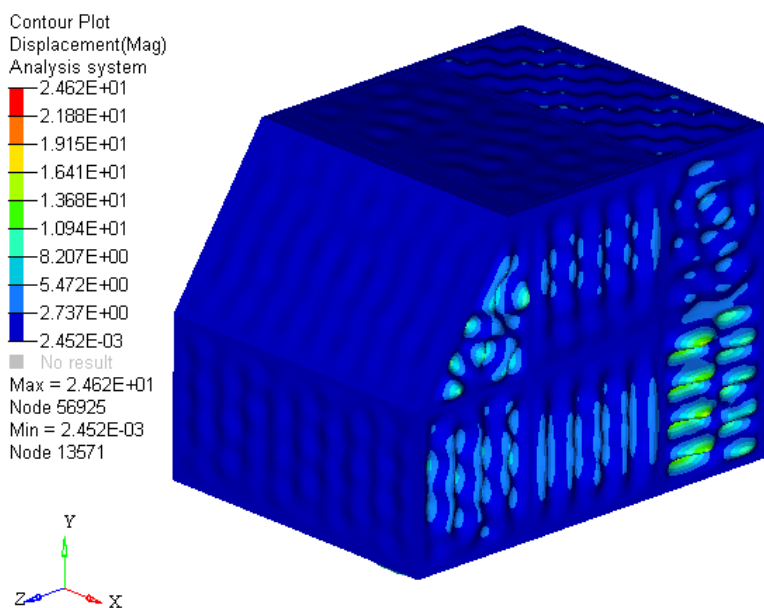
**Figura 54 – Resposta modal numérica da carroceria - 562 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na frequência de 562 Hz o modo de vibração refere-se aos painéis laterais e posterior do protótipo. Na figura 55 está representado o modo de vibração à frequência de 581 Hz.

**Figura 55 – Resposta modal numérica da carroceria - 581 Hz.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

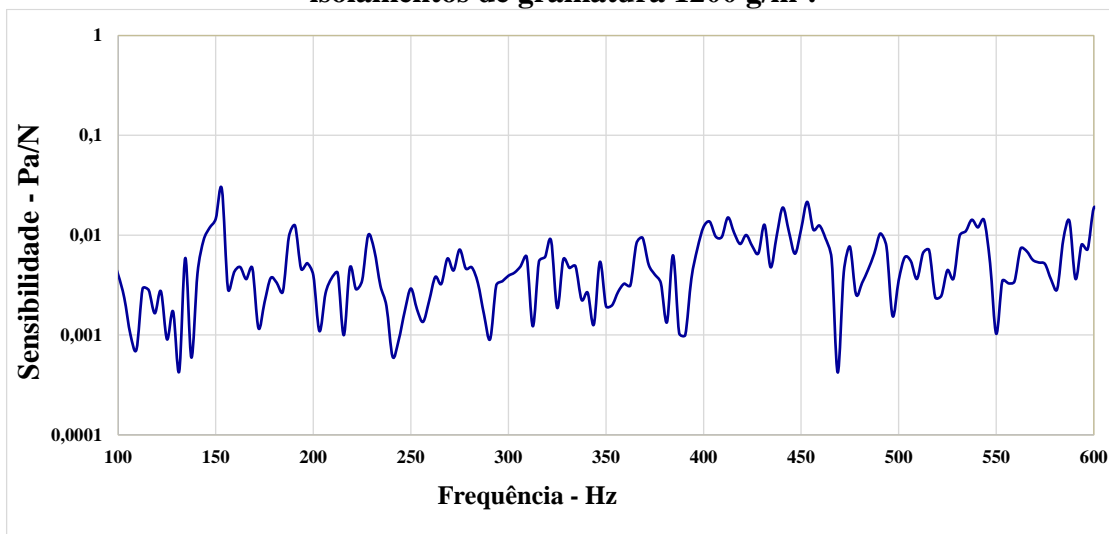
Também na frequência de 581 Hz o modo de vibração refere-se aos painéis laterais do protótipo.

Os resultados das respostas modais numéricas da carroceria que foram apresentados nas figuras 42 a 55, demonstram que estes modos referem-se à vibração de painéis, ou seja, das chapas que representam o pavimento ou assoalho, parede corta-fogo, para-brisa, teto, partes traseira e laterais. A excitação estrutural da carroceria provoca a vibração dos painéis que geram ruído no habitáculo.

### 4.3 Ensaios experimentais de FRF da carroceria com isolamentos

O resultado da FRF da carroceria com os isolamentos de  $1200 \text{ g/m}^2$  aplicados está apresentado no gráfico da Figura 56.

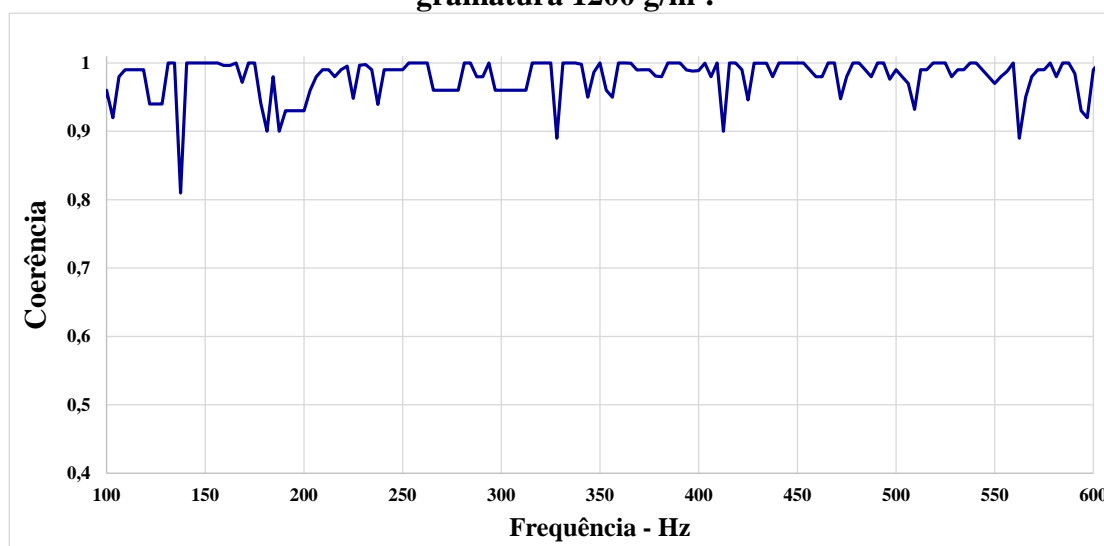
**Figura 56 – Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura  $1200 \text{ g/m}^2$ .**



Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico da função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de  $1200 \text{ g/m}^2$  está apresentado na figura 57.

**Figura 57 – Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1200 g/m<sup>2</sup>.**

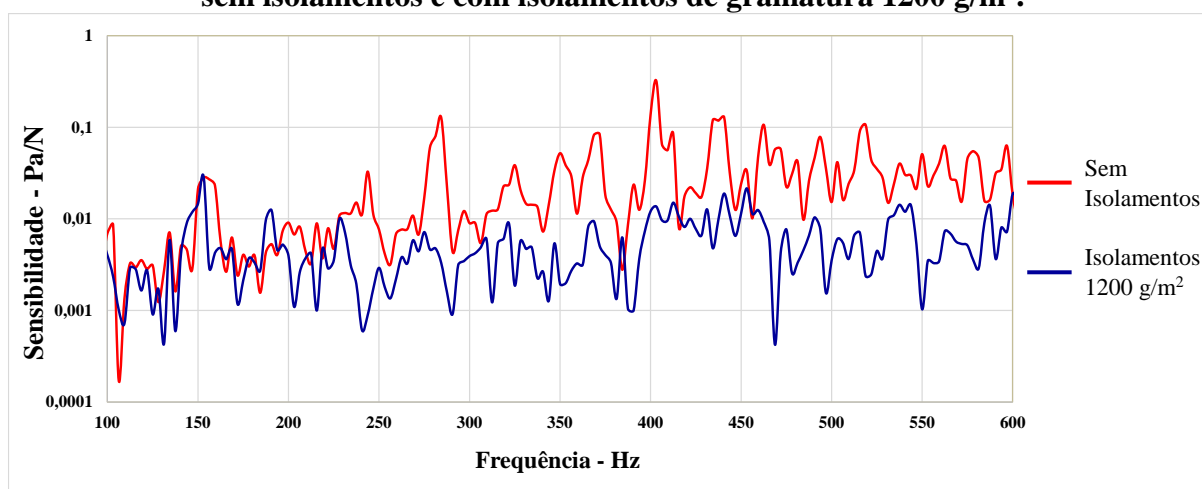


Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme o gráfico apresentado na Figura 57, o valor de coerência é considerado adequado em toda a faixa de frequência, sendo que a maior parte encontram-se com valores próximos a 1, sempre maiores que 0,8.

Para avaliar a atenuação do ruído estrutural da carroceria com os isolamentos 1200 g/m<sup>2</sup>, foi realizado o confronto dos resultados com a carroceria sem isolamentos, conforme apresentado na Figura 58.

**Figura 58 – Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1200 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados no gráfico comparativo da Figura 58 demonstram que ocorreu significativa atenuação da sensibilidade vibroacústica com a aplicação dos isolamentos de gramatura 1200 g/m<sup>2</sup> na carroceria. Nas frequências onde ocorrem picos, destacadas anteriormente, serão apresentados na tabela 5 os valores de sensibilidade vibroacústica dos testes da carroceria sem isolamentos comparados à carroceria com isolamentos de 1200 g/m<sup>2</sup> e a atenuação do ruído em porcentagem.

**Tabela 5 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1200 g/m<sup>2</sup> em relação à sem isolamentos.**

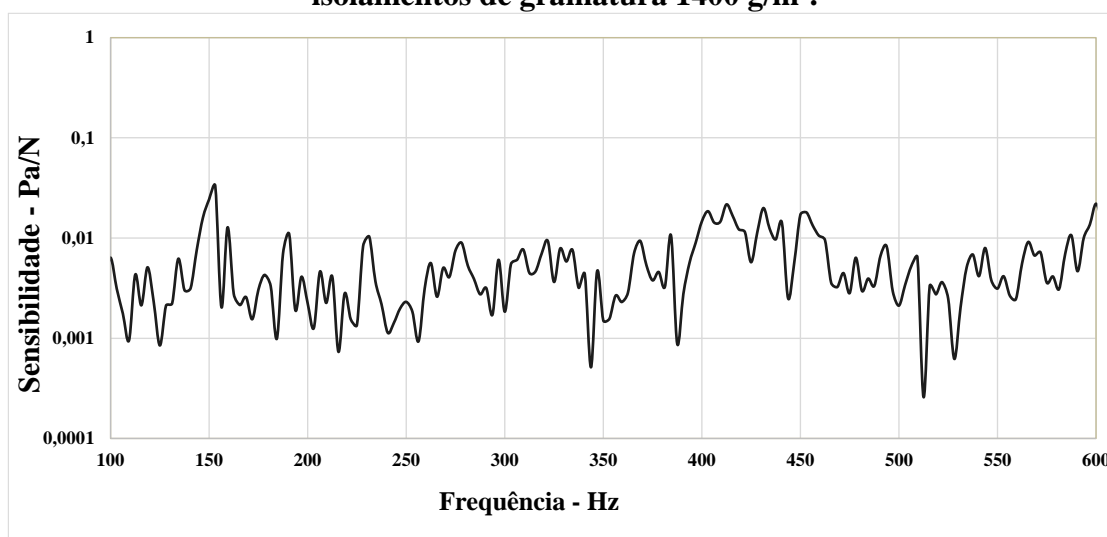
Frequência [Hz]	Sensibilidade [Pa/N]		Atenuação
	Sem Isolamentos	Isolamentos 1200 g/m <sup>2</sup>	
156	0,02700	0,00290	<b>89%</b>
240	0,03288	0,00089	<b>97%</b>
285	0,12739	0,00330	<b>97%</b>
325	0,03861	0,00187	<b>95%</b>
350	0,03841	0,00199	<b>95%</b>
372	0,08406	0,00507	<b>94%</b>
403	0,32338	0,01368	<b>96%</b>
441	0,12920	0,01892	<b>85%</b>
462	0,10675	0,00929	<b>91%</b>
493	0,07842	0,00769	<b>90%</b>
519	0,10673	0,00239	<b>98%</b>
550	0,05097	0,00103	<b>98%</b>
562	0,06263	0,00733	<b>88%</b>
581	0,04647	0,00288	<b>94%</b>

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

Através dos valores em percentual apresentados na tabela 5 observa-se a significativa atenuação de ruído estrutural que foi alcançada.

O resultado da FRF da carroceria com os isolamentos de 1400 g/m<sup>2</sup> aplicados será mostrado no gráfico da figura 59.

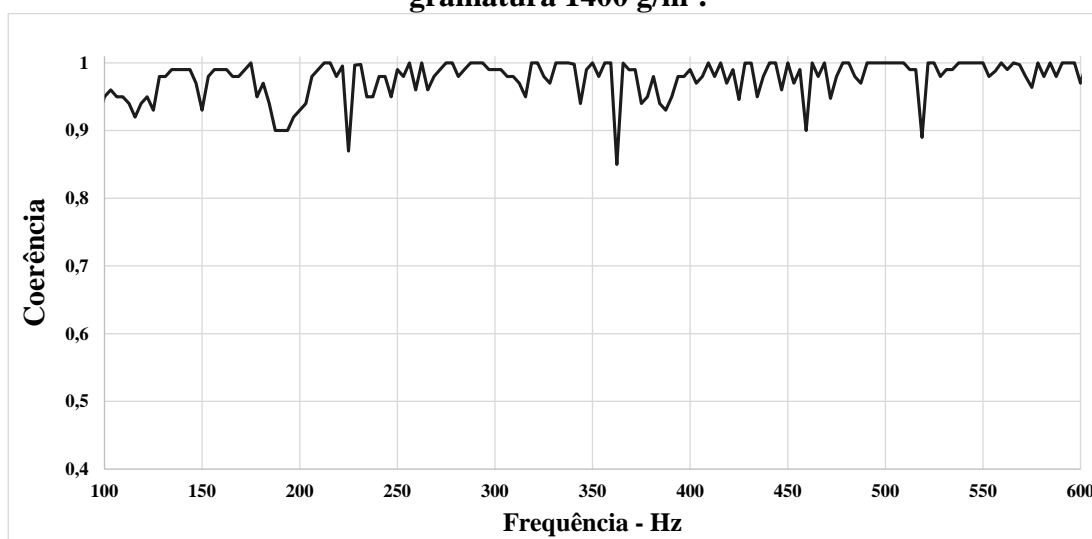
**Figura 59 – Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico da função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de 1400 g/m<sup>2</sup> está apresentado na figura 60.

**Figura 60 – Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup>.**

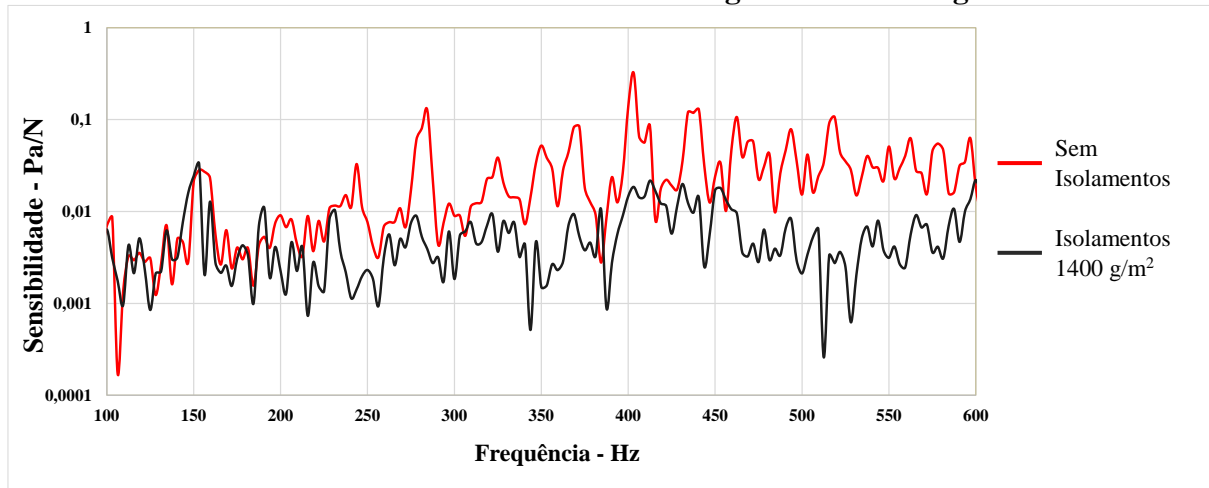


Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores da função coerência são considerados adequados uma vez que apresentam valores próximos a 1 em toda a faixa de frequência, conforme o gráfico apresentado na Figura 60.

O comparativo dos resultados entre a carroceria sem isolamentos e com isolamentos 1400 g/m<sup>2</sup> está mostrado na Figura 61.

**Figura 61 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados no gráfico comparativo da Figura 61 demonstram que, também com os isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup>, ocorreu significativa atenuação da sensibilidade vibroacústica. A tabela 6 apresenta a atenuação do ruído estrutural em porcentagem com a aplicação dos isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup> na carroceria.

**Tabela 6 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1400 g/m<sup>2</sup> em relação à sem isolamentos.**

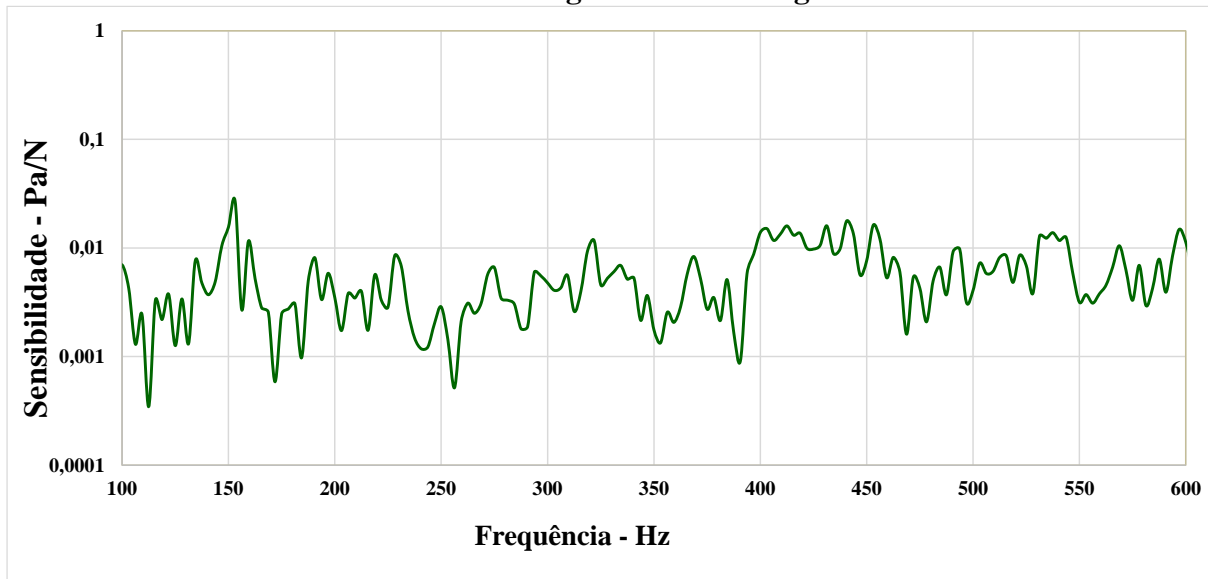
Frequência [Hz]	Sensibilidade [Pa/N]		Atenuação
	Sem Isolamentos	Isolamentos 1400 g/m <sup>2</sup>	
156	0,02700	0,00204	<b>92%</b>
240	0,03288	0,00142	<b>96%</b>
285	0,12739	0,00391	<b>97%</b>
325	0,03861	0,00365	<b>91%</b>
350	0,03841	0,00157	<b>96%</b>
372	0,08406	0,00537	<b>94%</b>
403	0,32338	0,01853	<b>94%</b>
441	0,12920	0,01424	<b>89%</b>
462	0,10675	0,00953	<b>91%</b>
493	0,07842	0,00828	<b>89%</b>
519	0,10673	0,00274	<b>97%</b>
550	0,05097	0,00313	<b>94%</b>
562	0,06263	0,00560	<b>91%</b>
581	0,04647	0,00309	<b>93%</b>

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

Os isolamentos de 1400 g/m<sup>2</sup> propiciaram também uma significativa atenuação de ruído estrutural.

O resultado da FRF da carroceria com os isolamentos de 1600 g/m<sup>2</sup> aplicados será apresentado no gráfico da Figura 62.

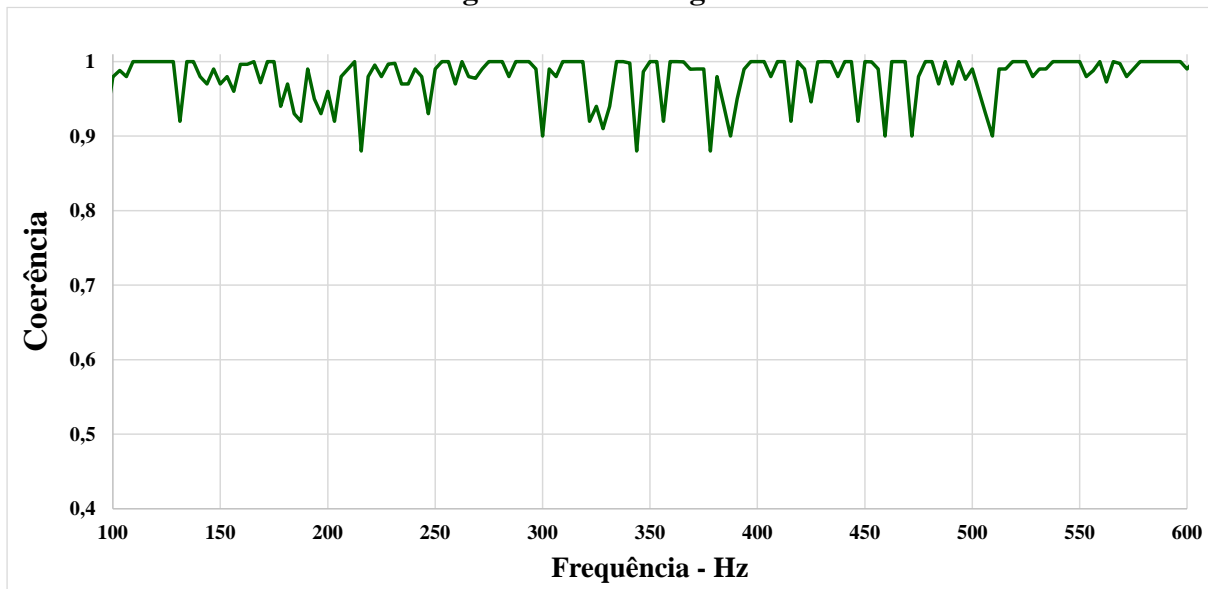
**Figura 62 – Gráfico da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramatura 1600 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico da função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de 1600 g/m<sup>2</sup> está apresentado na Figura 63.

**Figura 63 – Gráfico da Função coerência da FRF da carroceria com isolamentos de gramatura 1600 g/m<sup>2</sup>.**

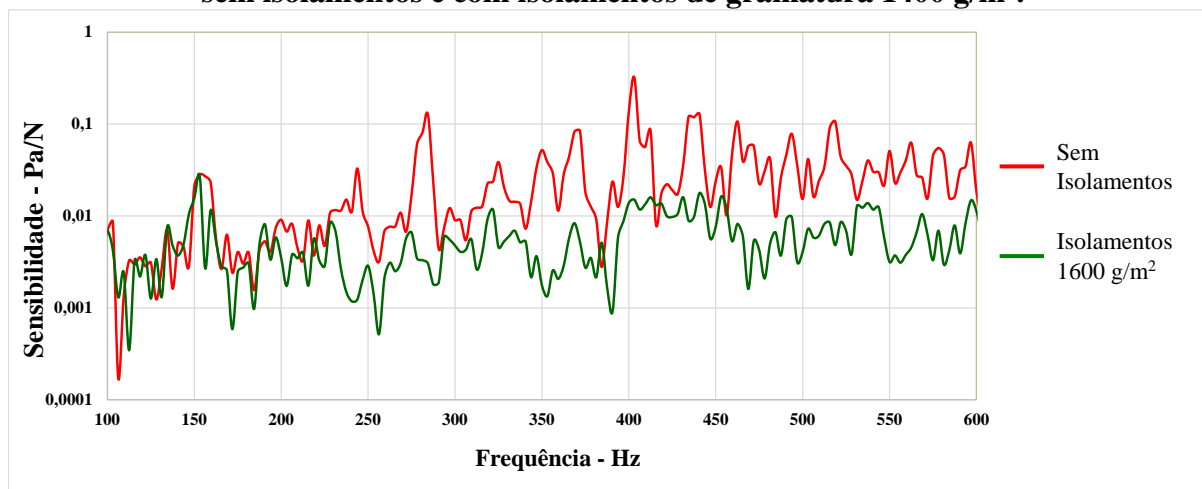


Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o gráfico da Figura 63 os valores da função coerência estão adequados, próximos a 1 em toda a faixa de frequência.

O comparativo dos resultados entre a carroceria sem isolamentos e com isolamentos 1600 g/m<sup>2</sup> está mostrado na Figura 64.

**Figura 64 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamentos e com isolamentos de gramatura 1400 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com os resultados apresentados no gráfico comparativo da Figura 64, a carroceria com os isolamentos de gramatura 1600 g/m<sup>2</sup> apresentou também significativa atenuação da sensibilidade vibroacústica. A tabela 7 apresenta a atenuação do ruído estrutural em porcentagem com a aplicação dos isolamentos de gramatura 1600 g/m<sup>2</sup> na carroceria.

**Tabela 7 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de 1600 g/m<sup>2</sup> em relação à sem isolamentos.**

Frequência [Hz]	Sensibilidade [Pa/N]		Atenuação
	Sem Isolamentos	Isolamentos 1600 g/m <sup>2</sup>	
156	0,02700	0,00269	<b>90%</b>
240	0,03288	0,00123	<b>96%</b>
285	0,12739	0,00304	<b>98%</b>
325	0,03861	0,00458	<b>88%</b>
350	0,03841	0,00255	<b>93%</b>
372	0,08406	0,00523	<b>94%</b>
403	0,32338	0,01506	<b>95%</b>
441	0,12920	0,01776	<b>86%</b>
462	0,10675	0,00819	<b>92%</b>
493	0,07842	0,00973	<b>88%</b>
519	0,10673	0,00481	<b>95%</b>
550	0,05097	0,00316	<b>94%</b>
562	0,06263	0,00454	<b>93%</b>
581	0,04647	0,00296	<b>94%</b>

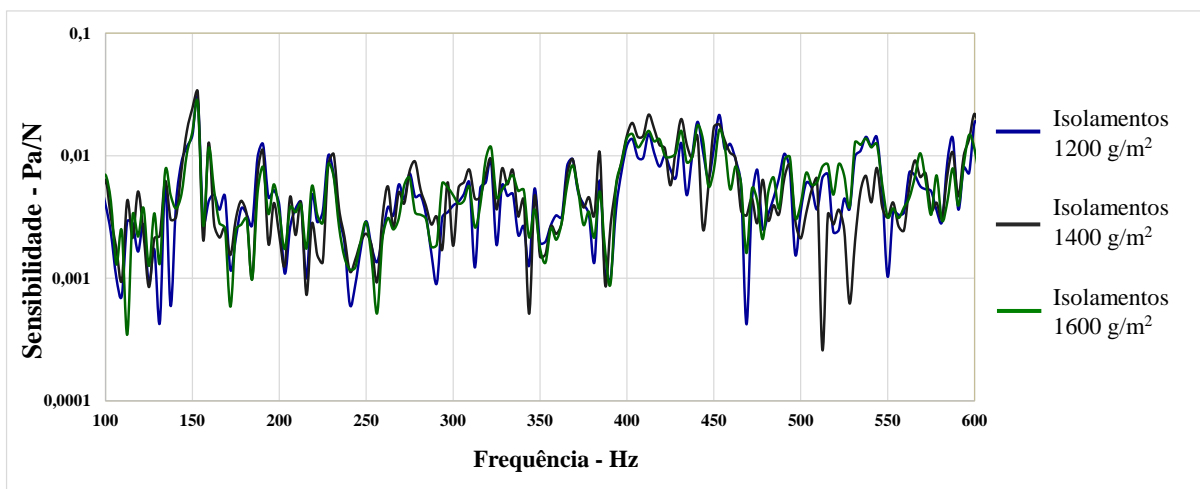
Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores apresentados na tabela 7 demonstram a significativa atenuação de ruído estrutural que foi alcançada com os isolamentos de 1600 g/m<sup>2</sup>.

#### **4.4 Comparativo dos resultados dos ensaios experimentais de FRF da carroceria com os isolamentos testados**

O gráfico da Figura 65 demonstra o comparativo do comportamento dos três isolamentos testados.

**Figura 65 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria com isolamentos de gramaturas 1200 g/m<sup>2</sup>, 1400 g/m<sup>2</sup> e 1600 g/m<sup>2</sup>.**

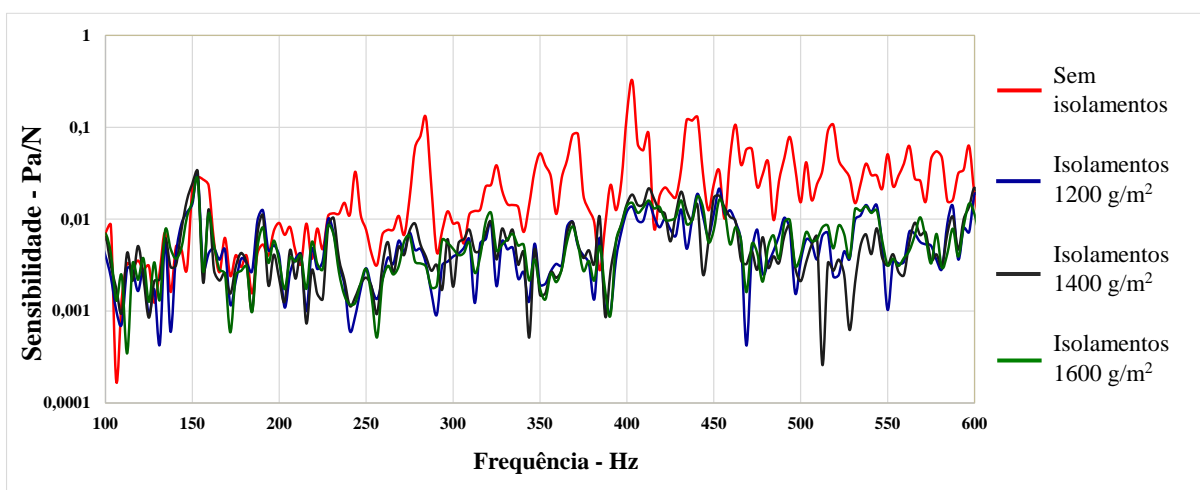


Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o gráfico da Figura 65, pode-se observar que os três isolamentos testados apresentam comportamentos semelhantes, com pequenas variações entre eles.

Na Figura 66 são apresentados os gráficos de FRF do comparativo entre a carroceria sem isolamentos e com os três isolamentos testados.

**Figura 66 - Gráfico comparativo da Função sensibilidade vibroacústica da carroceria sem isolamento e com isolamentos de gramaturas 1200 g/m<sup>2</sup>, 1400 g/m<sup>2</sup> e 1600 g/m<sup>2</sup>.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Também no gráfico comparativo da Figura 66 pode-se observar que o comportamento dos três isolamentos é semelhante.

A tabela 8 mostra os valores de atenuação do ruído estrutural em porcentagem dos três isolamentos testados.

**Tabela 8 - Atenuação em porcentagem da sensibilidade vibroacústica – comparativo entre os isolamentos de 1200 g/m<sup>2</sup>, 1400 g/m<sup>2</sup> e 1600 g/m<sup>2</sup> em relação à sem isolamentos.**

Frequência [Hz]	Atenuação		
	Isolamentos 1200 g/m <sup>2</sup>	Isolamentos 1400 g/m <sup>2</sup>	Isolamentos 1600 g/m <sup>2</sup>
156	89%	92%	90%
240	97%	96%	96%
285	97%	97%	98%
325	95%	91%	88%
350	95%	96%	93%
372	94%	94%	94%
403	96%	94%	95%
441	85%	89%	86%
462	91%	91%	92%
493	90%	89%	88%
519	98%	97%	95%
550	98%	94%	94%
562	88%	91%	93%
581	94%	93%	94%

**Fonte: Elaborado pelo autor.**

Através dos dados da tabela 8 pode-se observar que a variação em porcentagem de atenuação entre os três isolamentos testados é pequena. Para melhor avaliar a dispersão entre os valores de FRF entre os três isolamentos, foi calculado o desvio padrão para cada frequência. O desvio padrão é uma medida de dispersão e demonstra, em média, quanto o valor de cada amostra se afastou do valor médio (LEVINE et al, 2005). O desvio padrão é calculado conforme a equação (45).

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n - 1}} \quad (45)$$

Onde  $S$  é o desvio padrão,  $n$  o número de amostras,  $X_i$  o valor de cada amostra e  $\bar{X}$  o valor médio entre as amostras. A tabela 9 demonstra os valores de desvio padrão da FRF por frequência de interesse.

**Tabela 9 - Média e desvio padrão dos valores de FRF das três amostras por frequência.**

Frequência [Hz]	FRF	
	Média	Desvio Padrão
156	0,00254	0,00045
240	0,00118	0,00027
285	0,00342	0,00045
325	0,00336	0,00138
350	0,00203	0,00050
372	0,00522	0,00015
403	0,01575	0,00250
441	0,01697	0,00244
462	0,00900	0,00072
493	0,00857	0,00105
519	0,00331	0,00131
550	0,00244	0,00122
562	0,00582	0,00141
581	0,00298	0,00011

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os baixos valores de desvio padrão encontrados, demonstram que os valores de FRF para cada frequência estão próximos à média destes. Desta forma, não ocorreu uma tendência que justifique uma classificação entre os isolamentos.

#### 4.5 Verificação do ruído de fundo da câmara dos ensaios

Para verificar a possível influência do ruído de fundo nas medições de FRF, foram realizadas medições de nível de pressão sonora da câmara onde foram realizados os ensaios, dentro e fora do protótipo, na condição sem isolamentos. Na tabela 10 estão apresentados os valores médios apresentados de ruído de fundo.

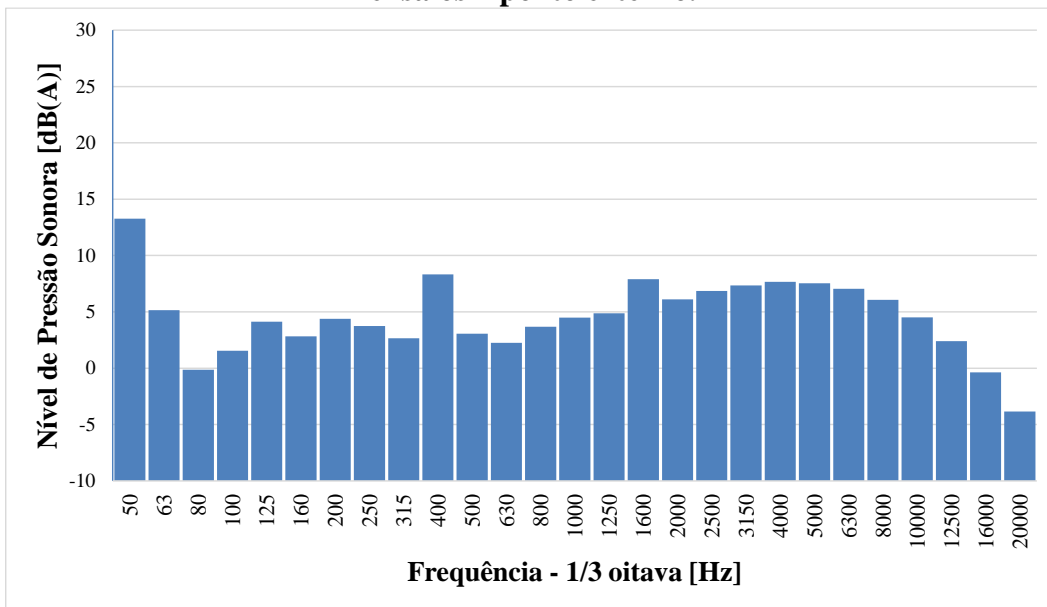
**Tabela 10 - Ruído de fundo da câmara dos ensaios (média de 5 medições).**

Ponto de medição	Nível de Pressão Sonora
Próximo ao protótipo (externo)	40,2 dB(A)
Interior do protótipo	24,5 dB(A)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 67 está apresentado o gráfico de nível de pressão sonora por bandas de frequência de 1/3 de oitava do ruído de fundo do ponto externo.

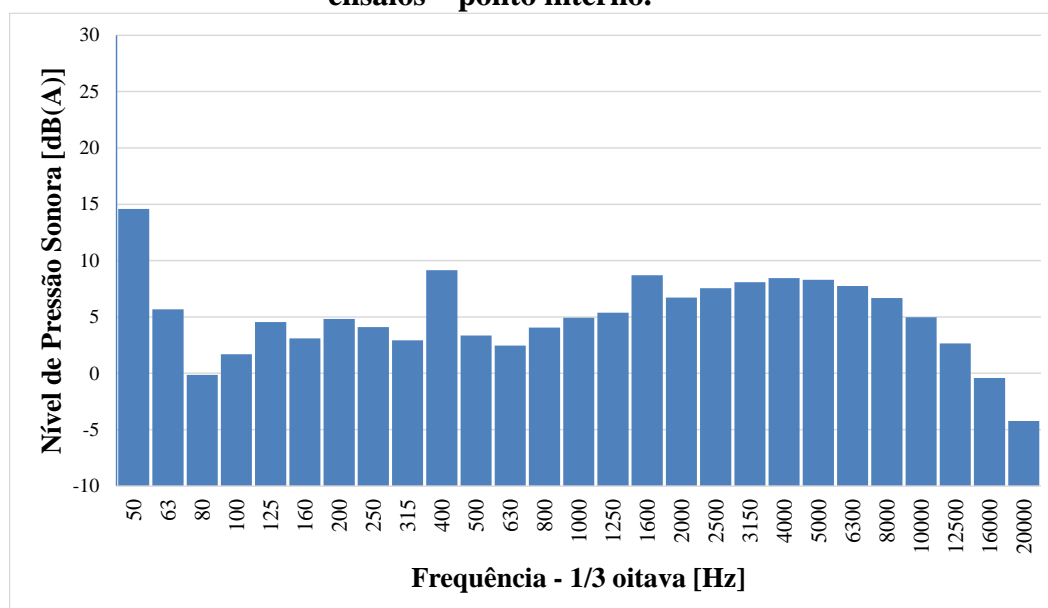
**Figura 67 – Gráfico de Nível de Pressão Sonora do ruído de fundo da câmara dos ensaios – ponto externo.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico de nível de pressão sonora do ponto interno à carroceria está mostrado na Figura 68.

**Figura 68 – Gráfico de Nível de Pressão Sonora do ruído de fundo da câmara dos ensaios – ponto interno.**



**Fonte: Elaborado pelo autor.**

O nível de pressão sonora de fundo da câmara de ensaios é considerado adequado para os testes realizados, uma vez que apresentaram níveis considerados baixos, principalmente no ponto dentro do habitáculo do protótipo.



## 5 CONCLUSÕES

A metodologia proposta neste trabalho, utilizando medições de Função de Resposta em Frequência Vibroacústica para a avaliação de atenuação de ruído estrutural através de material de absorção sonora utilizando um protótipo de carroceria é considerada validada, uma vez que apresentou resultados coerentes, sendo uma boa alternativa para desenvolvimento de propostas para melhoria e refinamento do ruído interno, com redução de tempo e custos de testes e análises.

A atenuação sonora na faixa de médias frequências, na qual este estudo foi realizado, contribui para a melhoria da sensação de aspereza (*harshness*) e deve-se ressaltar que nesta faixa atuam fontes sonoras importantes como o motopropulsor e conjunto de rodas e suspensão. Portanto, a aplicação desta metodologia para desenvolvimento de propostas de atenuação de ruído estrutural, poderá contribuir de forma significativa no trabalho de refinamento de conforto acústico em automóveis realizados pelos engenheiros das montadoras e dos fornecedores de autopeças.

Os resultados dos testes de função de resposta em frequência realizados com os isolamentos com três diferentes gramaturas demonstraram que não houve diferenças significativas entre seus comportamentos quanto à atenuação de ruído estrutural. Desta forma, o isolamento com gramatura de 1200 g/m<sup>2</sup> poderia ser selecionado como o mais conveniente para aplicação entre os três, uma vez que é o mais leve e de menor custo.

Os materiais para absorção sonora são leves, de custo relativamente baixo e demandam pouco tempo de construção de ferramental para sua produção, o que pode tornar viável a implementação em um veículo mesmo em curto espaço de tempo. Este tipo de material tem pouca influência no comportamento dinâmico de um automóvel, não modificando consideravelmente sua massa e, desta forma, não influenciando no consumo de combustível, que atualmente é um item de grande importância no desenvolvimento automotivo.

A metodologia desenvolvida para avaliação de atenuação de ruído estrutural em habitáculo de automóvel permitirá a realização de testes de quaisquer tipos de isolamentos acústicos, sejam eles testes comparativos entre tecnologias de materiais, entre diferentes características ou parâmetros técnicos, composição de diferentes materiais, e ainda, testes de posicionamento de isolamentos, entre outros. Desta forma, a utilização desta metodologia proporcionará um ganho de tempo e custo de avaliação, em comparando à realização de testes utilizando um veículo.

### **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

É sugerido para trabalhos futuros utilizando a metodologia desenvolvida a avaliação de diferentes tipos de isolamentos, alterando regiões de aplicação, dimensões e quantidade, a fim de se criar um banco de dados para futuras consultas.

Sugere-se a inserção de componentes internos à carroceria tais como painel de instrumentos e bancos pois também podem ser desenvolvidos com materiais com características de absorção sonora.

É sugerido a construção de modelos numéricos de materiais de absorção sonora para a realização de simulação virtual do teste de determinação de função de resposta em frequência vibroacústica.

Sugere-se desenvolver um estudo similar utilizando como parâmetro a percepção subjetiva de ruído, através de métricas psicoacústicas e técnica de audição, com reprodução de ruído em fone de ouvido ou alto falantes de gravações realizadas em sistemas de aquisição binaural.

## REFERÊNCIAS

AHLERSMEYER, T. **Advanced Experimental Technics in Vehicle Noise and Vibration Refinement**. In: WANG, X.. *Vehicle Noise and Vibration Refinement*. 1ª ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. Capítulo 9, páginas 189-216.

ALLEMANG, R.J.; BROWN, D.L. **Experimental Modal analysis**. In: HARRIS, C.M.; PIERSOL, A.G.. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5 ed. New York: McGraw-Hill, 2002. Capítulo 21, p. 21.1-21.72.

ALMEIDA, Márcio T de. **Vibrações mecânicas para engenheiros**. 2. ed., São Paulo: Edgard Blücher, 1990. 445p.

BECKETT, M.; BURKE, A. In: The 6<sup>th</sup> Altair CAE Technology Conference 2009. **Automotive Modal Testing Support and CAE Correlation Using Altair HyperWorks**. Ludwigsburg, 2009.

BISTAFA, Sylvio R.. **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**. 2 ed. rev. São Paulo: Blucher, 2011. 380p.

BRIZON, Carla Júlio Silveira. **Metodologia para avaliação e determinação de índices de conforto acústico em engenharia automobilística**. 2012. 208 f. Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

BRIZON, C. J. S.; MEDEIROS, E.B. Combining subjective and objective assessments to improve acoustic comfort evaluation of motor cars. **Applied Acoustics**, v. 73, p. 913-920, 2012.

CABALLOL, D.; RAPOSO, A. P. Acoustic absorption increase prediction by placing absorbent material in pieces. **Applied Acoustics**, v. 113, p. 185-192, 2016.

CAMERON, C. J.; WENNHAGE, P.; GORANSSON, P. Prediction of NVH behaviour of trimmed body components in the frequency range 100–500 Hz. **Applied Acoustics**, v. 71, p. 708-721, 2010.

CARVALHO, F. R.; FILARDI, J. B. C.; BECKER, M. In: Congresso SAE Brasil 2003. **Análise de Repetibilidade de Ensaios Acústicos de Veículos de Passeio em Provas de Aceleração e Desaceleração em Pista**. São Paulo, 2003.

CERRATO, Gabriella. Automotive Sound Quality – Powertrain, Road and Wind Noise. **Sound and Vibration**, April, p. 16-24, 2009.

CITARELLA, R.; FEDERICO, L.; CICATIELLO, A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM–BEM vibroacoustic analysis. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, v.31, p. 248-258, 2007.

- COROIAN Adrian; LUPEA Iulian. Studies regarding the effect of the sound absorbing materials on the sound pressure level inside the simplified passenger cabin. **Acta Technica Napocensis – Series: Applied Mathematics and Mechanics**, v. 56, p. 485-492, 2013.
- COSTA, Rogério Gondim. **Influência da suspensão do motor nas vibrações do volante de um veículo**. 2003. 99 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- COSTA, R. G.; VIMIEIRO, C. B. S. In: I Congresso do Instituto Politécnico da PucMinas. **Utilização da técnica de análises de caminhos de transmissão para diagnóstico de ruído interno de um automóvel**. Belo Horizonte, 2015.
- COSTA, R. G.; VIMIEIRO, C. B. S.; MOURA, F. L. C. In: IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. **Influência da pressão dos pneus nas forças geradas na suspensão de um veículo utilizando a técnica de análise de caminhos de transmissão**. Fortaleza, 2016.
- DAZEL, O. et al. An alternative Biot's displacement formulation for porous materials. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 121, p. 3509-3516, 2007.
- DIEZ-IBARDIA, A. et al. Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle. **Applied Acoustics**, v. 118, p. 83-101, 2017.
- FAHY, Frank. **Foundations of Engineering Acoustics**. Southampton: Elsevier Academic Press, 2001. 443p.
- FERREIRA, Tiago Simão. **Metodologia para avaliação numérica de desempenho vibroacústico em engenharia automotiva**. 2015. 200 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2015.
- FERREIRA, T. S. et al. Técnica de modelagem numérica pelo método dos elementos finitos para estudo da resposta acústica veicular. **ForScience**, v. 3, n. 1, p. 42-56, 2015.
- FOHR, F. et al. An alternative and industrial method using low frequency ultrasound enabling to measure quickly tortuosity and viscous characteristic length. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 123, p. 3118, 2008.
- FOULADI, M.H.; NOR, M.J.M.; ARIFFIN, A.K. Spectral analysis methods for vehicle interior vibro-acoustics identification. **Mechanical System and Signal Processing**, v.23, p. 489- 500, 2009.
- GAJDÁTSY, Péter Ákos. **Advanced Transfer Path Analysis Methods**. 2011. 208 p. Doctoral Dissertation – Faculteit Toegepaste Wetenschappen, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, 2011.
- GENUIT, Klaus. The sound quality of vehicle interior noise: a challenge for the NVH-engineers. **International Journal of Vehicle Noise and Vibration**, v. 1, p. 158-168, 2004.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído: fundamentos e controle**. 2 ed. Florianópolis: NR Editora, 2000.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído e vibrações veiculares**. Florianópolis: NR Editora, 2005.

GESLAIN, A. et al. Influence of static compression on mechanical parameters of acoustic foams. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 130, p. 818-825, 2011.

GOETCHIUS, Gregory Michael. **Body Structure Noise and Vibration Refinement**. In: WANG, Xu. **Vehicle Noise and Vibration Refinement**. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. Capítulo 15, p. 351-386.

GONZALES, A. et al. Sound quality of low-frequency and car engine noises after active noise control. **Journal of Sound and Vibration**, v. 265, p. 663-679, 2003.

GUIMARÃES, Gustavo Paulinelli. **Desenvolvimento de análise por trajetórias vibroacústicas para aplicação automotiva**. 2008. 121 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

GUIMARÃES, Gustavo Paulinelli. **Síntese de subsistemas por funções de impedância aplicada ao projeto acústico de cavidades**. 2013. 248 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2013.

GUIMARÃES, G. P.; FILARDI, J. B. C.; MEDEIROS, E. B. In: IX SIBRAV. **Estudo de trajetórias vibroacústicas e sua contribuição no conforto acústico interno de veículos automotivos**. São Paulo, 2007.

HARRISON, Matthew. **Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles**. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 345p.

HILLS, E.; MACE, B.R.; FERGUSON, N.S. Acoustic response variability in automotive vehicles. **Journal of Sound and Vibration**, v. 321, p. 286-304, 2009.

HONORATO, A.M.B. **Avaliação de modelos analíticos para a determinação da absorção sonora de materiais poroelásticos**. 2013, 145 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

JANSSENS, K. et al. In: ISMA 2008 - International Conference on Noise and Vibration Engineering. **A novel path contribution analysis for test-based NVH troubleshooting**. Leuven, 2008.

KINSLER, Lawrence E. et al. **Fundamentals of Acoustics**. 4. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2000. 548p.

KOBAYASHI, N., UNO, Y. e YAMAOKA, H., Dynamic Behavior analysis of vehicle acoustic trim using FEM. **The Journal of The Acoustical Society of America**, v.123, p. 3571, 2008.

KOMPELLA, M; BERNHARD, R. Measurement of the Statistical Variation of Structural-Acoustic Characteristics of Automotive Vehicles. **SAE Technical paper** 931272, 1993.

KUROSAWA, Y., YAMAGUCHI, T., Finite element analysis for damped vibration properties of panels laminated porous media. **World Academy of Science, Engineering and Technology**, v.7, n.6, p. 1107, 2013.

LAMANCUSA, J. S.; ESCHENAUER, H. A. Design optimization methods for rectangular panels with minimal sound radiation. **AIAA Journal**, v. 32, n. 3, p. 472-479, 1994.

LEMAITRE, G. et al. Psychoacoustical study of wind buffeting noise. **Applied Acoustics**, v. 95, p. 1-12, 2015.

LEVINE, D. M.; STEPHAN, D.; KREHBIEL, T. C.; BERENSON, M. L. **Estatística - Teoria e aplicações**. 3 ed. Rio de Janeiro: Editora LTC S.A., 2005.

LIANG, X.; LIN, Z.; ZHU, P. Acoustic analysis of damping structure with response surface method. **Applied Acoustics**, v. 68, p. 1036-1053, 2007.

LIM, Teik C. Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measured structural-acoustic spectra. **Applied Acoustics**, v. 60, p. 505-519, 2000.

LITWINCZIK, Vítor. **Irradiação sonora de uma placa plana simplesmente apoiada revestida com material poroso**. 2003. 153 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

MACHADO, Wagner Duarte. **Estudo experimental e simulação de fontes de ruído aerodinâmico veicular**. 2016. 322 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016.

MAGALHÃES, Max de Castro. **Fundamentos de Acústica Estrutural**. São Paulo: All Print Editora, 2013. 270p.

MAREZE, P.H. **Análise da influência da microgeometria na absorção Sonora de materiais porosos de estrutura rígida**. 2013, 285 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

MOURA, Frederico Luiz de Carvalho. **Avaliação de métodos inversos para estimativa de forças operacionais de veículos em acústica e vibrações**. 2016. 105 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016.

NOH, Hee-Mi n. Prediction and reduction in vehicle noise by frequency response function-based substructuring. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 8, p. 1-13, 2016.

NOR, M.J.M. et al. Index for vehicle acoustical comfort inside a passenger car. **Applied Acoustics**, v. 69, p. 343-353, 2008.

ONUSIC, Helcio. A evolução da acústica veicular no Brasil. **Revista de Acústica e Vibrações**, Florianópolis, n. 28, p. 2-9, Dez. 2001.

PADILHA, Paulo Eduardo França. **Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos**. 2006. 58 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

PLUNT, Juha. Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis. **Sound and Vibration**, v. 39, n. 11, p. 12-16, 2005.

PRIEBSCH, Hans-Herwig. In: 6<sup>th</sup> Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress. **Numerical Simulation of Vehicle Interior Noise up to 250 Hz**. Graz, 2001.

ROOZEN, N.B.; LECLÈRE, Q. On the use of artificial excitation in operational transfer path analysis. **Applied Acoustics**, v. 74, p. 1167-1174, 2013.

SAKHAEI, B.; DURALI M. Vibration Transfer Path Analysis and Path Ranking for NVH Optimization of a Vehicle Interior. **Shock and Vibration**, p. 1-5, 2014.

SCHMID, Aloísio Leoni. **A ideia de conforto: reflexões sobre o ambiente construído**. Curitiba: Pacto Ambiental, 2005.

SCHWARZ, Brian J.; RICHARDSON, Mark H. In: CSI Reliability Week. **Experimental Modal Analysis**. Orlando, 1999.

SHIN, S.H. et al. Sound quality evaluation of the booming sensation for passenger cars. **Applied Acoustics**, v. 70, p. 309-320, 2009.

SILVA, C.W. de. **Vibration Fundamentals and Practice**. Boca Raton: CRC Press, 2000, 957 p.

SOEIRO, N.R. et al. In: V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste. **Comparação de Predições Acústicas via Elementos Finitos/Elementos de Contorno com Expansão Modal/ Elementos de Contorno**. Fortaleza, 1998.

TANG X.; YAN X. Acoustic energy absorption properties of fibrous materials: A review. **Composites: Part A**, v. 101, p. 360-380, 2017.

THITE, A. N.; THOMPSON, D. J. The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part 1: Improved singular value rejection methods. **Journal of Sound and Vibration**, v. 264, p. 411-431, 2003.

THITE, A. N.; THOMPSON, D. J. The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part 2: Use of regularization techniques. **Journal of Sound and Vibration**, v. 264, p. 433-451, 2003.

VALLABH, R.; LEE, P. B.; SEYAM, A. F. New approach for determining tortuosity in fibrous porous media. **Journal of Engineered Fibers and Fabrics**, v. 5, p. 7-15, 2010.

VECCI, M. A. M. Ruído Ambiental. 1ª ed. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2004. 200p.

VIGÈ, Davide. **Cabin Sound Package Design and Development**. In: WANG, Xu. Vehicle Noise and Vibration Refinement. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. C. 13, p. 286-317.

VORLANDER, M. **Auralization - Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality**. Berlin: Springer, 2008. 334p.

WALLACE, C. E. Radiation resistance of a rectangular panel. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v.51, n. 3, p. 946-952, 1972.

WANG, A.; VLAHOPOULOS, N.; WU, K. Development of an energy boundary element formulation for computing high-frequency sound radiation from incoherent intensity boundary conditions. **Journal of Sound and Vibration**, v. 278, p. 413-436, 2004.

WANG, Y. et al. Analysis and control of structure-borne noise for a trimmed body by using panel acoustic participation method. **Thin-Walled Structures**, v. 119, p. 828-838, 2017.

WANG, Xu. **Vehicle noise and vibration refinement**. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. 434p.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The finite element method**. v. 1. 5 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. 689 p.

ZWICKER, Eberhard; FASTL, Hugo. **Psychoacoustics: facts and models**. 2. ed. Berlin: Editora Springer, 1999. 417 p.