

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

Leandro Rodrigues Barbosa

**ANÁLISE DO PROBLEMA DE REALIMENTAÇÃO
ESTRUTURAL DE UM APARELHO AUDITIVO**

Florianópolis

2012

Leandro Rodrigues Barbosa

**ANÁLISE DO PROBLEMA DE REALIMENTAÇÃO
ESTRUTURAL DE UM APARELHO AUDITIVO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Jordan.

Coorientador: Prof. Dr. Júlio Apolinário Cordioli.

Florianópolis

2012

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca
Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

Leandro Rodrigues Barbosa

**ANÁLISE DO PROBLEMA DE REALIMENTAÇÃO
ESTRUTURAL DE UM APARELHO AUDITIVO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, área de concentração em Vibrações e Acústica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 16 de Maio de 2012.

Julio César Passos, Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Roberto Jordan, Dr.Eng.
Orientador

Júlio Apolinário Cordioli, Dr.Eng.
Coorientador

Banca Examinadora:

Roberto Jordan, Dr.Eng.
Presidente

Alberto Luiz Serpa, Dr.Eng.

Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Lauro Cesar Nicolazzi, Dr.Eng.

A meus pais, Francisco e Francinete, minhas irmãs, Denise e Dayane, minha namorada Paula Rinali Mendonça da Silva e meu avô materno Joaquim Loiola.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a meus pais, Francisco e Francinete, pela educação provida com muito suor de trabalhadores operários no incentivo desde minha formação de Engenheiro Mecânico até o título de mestre na área de Acústica e Vibrações. O amor e a paixão pelos filhos fortalecem o verdadeiro sentido da palavra família, mesmo estando distante. Às minhas irmãs, Denise e Dayane, pelos incentivos e carinho por mim desde criança até os dias de hoje.

Agradecer aos orientadores, Jordan e Júlio, pela confiança depositada na minha capacidade e por todas as reuniões e debates sobre os problemas encontrados durante a jornada do trabalho, que fortaleceram no meu aprendizado e superação.

Ao prof. Antônio Eduardo Turra por ter me iniciado na área de Acústica e Vibrações durante a graduação em Engenharia Mecânica, fortalecendo o caminho para alcançar o mestrado.

Ao prof. Arcanjo Lenzi pela amizade e conselhos durante o mestrado, que serviram de incentivo em vários momentos.

Ao pessoal do CIMJECT por abrir as portas para o LVA com boa vontade na realização dos experimentos, principalmente pela ajuda do mestrando Luiz Fernando Vieira.

O meu sincero abraço aos companheiros de LVA pelos momentos compartilhados, Augusto, Caetano, Daniel Catalán, Danilo, Gregório, Kauê, Luiz (Zinho), Marcos Akira, Marcelo Bustamante, Marcelo Portela, e Wagner. Aos que me ajudaram muito nos momentos de dificuldades, sendo eles: prof. Alexandre (Garrincha), Giovanni, Gustavo Martins, Jesus, Olavo, Pablo e Paulo (Paulão).

Aos momentos de amor que eu pude compartilhar ao lado da Paula Rinali Mendonça da Silva, que me fortaleceram na maturidade e crescimento de homem e pessoa, desses momentos nunca esquecerei. Ao seu irmão Valério pela amizade e pais, Paulo e Ilanir, que me tratam como se fosse um filho, me mostrando a simplicidade e humildade são valores muito importante para a fortaleza que se chama família.

Ao meu avô materno, Joaquim Loiola, pelo exemplo de vida e pela preocupação comigo mesmo estando em Teresina-PI, e minha tia-avó Maristela pela dignidade de ser do campo e viver com amor pelos filhos e família.

À Amplivox por patrocinar financeiramente o projeto e ao prof. Alberto Luiz Serpa da UNICAMP pela parceria com o LVA.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela bolsa de mestrado durante os dois anos de pós-graduação.

À PachaMama, Deusa mãe-Terra, por nos presentear com toda a natureza e à Deus pela existência.

Viver!
E não ter a vergonha
De ser feliz
Cantar e cantar e cantar
A beleza de ser
um eterno aprendiz...

Gonzaguinha

RESUMO

Os aparelhos auditivos são projetados para auxiliar indivíduos com perda auditiva, a qual ocorre em determinadas faixas de frequência sonora, sendo variável para cada indivíduo. O princípio de funcionamento dos aparelhos atuais consiste na captação do sinal sonoro pelo microfone, convertendo-o em um sinal elétrico, que é processado de modo que haja amplificação deste. Após isso, o alto-falante o converte em sinal sonoro (onda de pressão sonora), e assim se transmite à orelha do usuário.

Trivialmente, devido à proximidade dos componentes, ocorre o problema de realimentação de sinal, tanto externa quanto internamente. Este se trata da vibração via estrutura interna do aparelho, em que a principal fonte é o alto-falante. Por conseguinte um apito é gerado, causando desconforto ao usuário.

No estudo proposto foi investigado a realimentação interna no protótipo de um aparelho auditivo do tipo retro-auricular (fabricação Amplivox LTDA) via estrutura das carcaças plásticas. Foram realizadas análises experimentais, sendo feita validações numéricas pelo Método de Elementos Finitos (*FEM*), o que permite analisar e quantificar os problemas antes do produto ser fabricado.

A metodologia adotada foi comparar (experimental e numericamente) o nível de vibração das carcaças, causado pelo alto-falante na região próxima e outra afastada do microfone. Para isso, numericamente, simplificou-se o modelo, em que o alto-falante foi considerado um corpo rígido (massa pontual) e sua suspensão de isolamento de vibrações como molas. Logo, foi necessário caracterizar materiais, verificar o comportamento dinâmico das carcaças pela análise modal experimental, analisar a força de excitação que o alto-falante gera quando em funcionamento e validar os modelos numéricos com o uso de um *software* comercial.

Palavras-chave: Onda de pressão sonora, aparelho auditivo, Análise Modal Experimental, Método de Elementos Finitos, Amplivox.

ABSTRACT

Hearing aids are designed to overcome the hearing loss suffered by some individuals, which occurs in certain frequency ranges and is different for each individual. These devices work by capturing the sound signal through the microphone and converting it into an electrical signal, which is processed in order to amplify it. The receiver then converts it into a sound signal (sound pressure wave) and it is eventually transmitted to the user's ear.

As the microphone and the receiver are near, a feedback signal issue occurs, both externally and internally. The internal feedback is caused by structural vibrations produced mainly by the receiver. As the suspension receiver is not perfect, it vibrates the shells producing internal feedback. Then, a whistle is generated causing discomfort to the hearing aid user.

In the proposed study, the internal feedback was investigated in prototype Behind-The-Ear (Acoustic Amplivox-BR) through hearing aid shells. A numerical modeling based on Finite Element Method (FEM) for representation of the components was used to analyze and quantify the problems before the product was manufactured.

The methodology that was used aimed to compare (experimental and numerically) the vibration level of shells caused by the receiver located near and far from the microphone. Thereby, the model was simplified numerically, in which the receiver was considered as a rigid body and its suspension isolation of vibrations as springs. Thus, it was necessary to characterize the material of shells, check the dynamic behavior of the shells by experimental modal analysis, analyze the operation excitation force of the receiver and validate the numerical models using commercial software.

Keywords: sound pressure wave, hearing aid, experimental modal analysis, FEM, vibration, Amplivox.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Tipos de perda auditiva e a faixa do espectro da fala.	31
Figura 2-Anatomia da orelha humana. Fonte: AUDIOLÓGICA (2011).	32
Figura 3-Tipos de aparelhos auditivos: (a) <i>BTE</i> , (b) <i>ITE</i> , (c) <i>ITC</i> e (d) <i>CIC</i> . Fonte: WIDEX DIVA (2002).	33
Figura 4-Componentes de um aparelho auditivo do tipo retro-auricular.	34
Figura 5-Microfone de eletreto em corte. Fonte: KNOWLES (2000).	35
Figura 6-Sistema de amplificação: (a) Analógico e (b) Digital.	36
Figura 7-Sinal de entrada e sinal de saída saturado.	37
Figura 8-Alto-falante em corte.	38
Figura 9-Prováveis espectros de pressão sonora em pontos no caminho da propagação sonora na orelha. Fonte: EGOLF et al. (1978).	40
Figura 10-Fluxograma dos tipos de realimentação.	41
Figura 11-Forças internas no alto-falante não-convencional em corte.	42
Figura 12-Alto-falante em corte com movimentos do pantógrafo.	43
Figura 13-Tipos de isolamento de vibrações para alto-falante.	43
Figura 14-Caminhos de transmissão estrutural (a) e aéreo (b).	44
Figura 15-Modelo aproximado do aparelho. Fonte: FRIIS (2008).	44
Figura 16-Contribuição de cada componente no modelo.	47
Figura 17-Efeito da sensibilidade da rigidez das molas do alto-falante: (-) valores nominais da Tabela 3, (--) 3 vezes os valores nominais, (...) 10 vezes os valores nominais e (-.-) rigidez infinita. Fonte: FRIIS (2008).	47
Figura 18-Balança digital e picnômetro.	51
Figura 19-Exemplo de FRF experimental. Fonte: ASTM E756 - 05 (2005). ...	52
Figura 20-Viga homogênea. Fonte: ASTM E756 - 05 (2005).	52
Figura 21-Método da banda de meia potência.	53
Figura 22-Cadeia de instrumentos utilizada.	54
Figura 23-(a) Receptância das amostras 1 e 2 (b) Função Coerência.	55
Figura 24-(a) Receptância das amostras 3 e 4 (b) Função Coerência.	55
Figura 25-Modos de vibração da viga <i>ABS</i>	57
Figura 26-Modelo numérico da viga de plástico (elementos tetraédricos).	58
Figura 27-Receptância das amostras.	59
Figura 28-Modelo numérico da viga de plástico (elementos hexagonais).	59
Figura 29-Influência do tipo de elemento no modelo da viga de plástico.	60
Figura 30-Malha das carcaças: esquerda (a) e direita (b).	61
Figura 31-(a) Malha das carcaças unidas (b) região da condição de contorno. ...	62
Figura 32-Discretização experimental das carcaças: (a) esquerda e (b) direita. ...	63
Figura 33-Cadeia de instrumentos da análise modal das carcaças.	63
Figura 34-(a) Fixação da carcaça por parafuso no <i>shaker</i> e (b) detalhe da região da carcaça colada no parafuso.	64
Figura 35-Curvas do tipo soma das carcaças (experimental 1).	65
Figura 36-Módulo do erro da frequência natural para o lado esquerdo.	65
Figura 37-Módulo do erro da frequência natural para o lado direito.	66

Figura 38-Fluxograma da rotina de otimização.	67
Figura 39-Módulo do erro experimental-numérico das carcaças.	68
Figura 40-Validação experimental dos modos da carcaça direita.	69
Figura 41-Validação experimental dos modos da carcaça esquerda.	69
Figura 42-Análise modal experimental das carcaças unidas.	70
Figura 43-Curva soma das carcaças unidas.	71
Figura 44-Módulo do erro das frequências naturais para as carcaças unidas.	72
Figura 45-Formas modais das carcaças unidas.	73
Figura 46-Interpolação linear do amortecimento viscoso para a metade direita.	74
Figura 47-Interpolação linear do amortecimento viscoso para a metade esquerda.	74
Figura 48-(a) T(f) do ponto 1 da metade esquerda e (b) Função coerência.	75
Figura 49-(a) T(f) do ponto 20 da metade direita e (b) Função coerência.	75
Figura 50-(a) T(f) do ponto 1 das carcaças unidas e (b) Função Coerência.	76
Figura 51-(a) T(f) do ponto 20 das carcaças unidas e (b) Função Coerência.	76
Figura 52-Sistema mecânico simplificado.	79
Figura 53-Receptância de um sistema de 1 G.L. Fonte: JORDAN (2002).	80
Figura 54-(a) Obtenção dos pontos para os elementos de mola e (b) localização dos pontos nas carcaças.	81
Figura 55-Bancada para obtenção do deslocamento do alto-falante.	81
Figura 56-(a) FRF do deslocamento do alto-falante (b) Função Coerência.	82
Figura 57-Cadeia de instrumentos para medição de força do alto-falante com o uso cabeça de impedância.	83
Figura 58-(a) FRF da força do alto-falante com uso da cabeça de impedância (b) Função Coerência.	83
Figura 59-Autoespectro da força.	84
Figura 60-Bancada para determinação da força do alto-falante.	85
Figura 61-Configurações de espuma para determinação da força.	85
Figura 62-(a) FRFs experimentais do alto-falante conforme a configuração (b) Função coerência.	86
Figura 63-FRFs da força do alto-falante conforme a configuração.	86
Figura 64-Comparação das FRFs de força do alto-falante.	87
Figura 65-(a) Força do alto-falante (b) Função Coerência.	87
Figura 66-Receptância do sistema simplificado.	88
Figura 67-Medição da vibração das carcaças.	89
Figura 68-Pontos de medição do nível de vibração das carcaças.	90
Figura 69-(a) Nível de vibração das carcaças (b) Função coerência.	90
Figura 70-Comparação dos autoespectros de velocidade das medições.	91
Figura 71-Nível de vibração das carcaças para o ponto 1.	92
Figura 72-Nível de vibração das carcaças para o ponto 2.	92
Figura 73-Sensibilidade da posição do centro de massa do alto-falante.	93
Figura 74-Sensibilidade da rigidez dos elementos de mola: nível de vibração das carcaças do ponto 1.	94

Figura 75-Sensibilidade da rigidez dos elementos de mola: nível de vibração das carcaças do ponto 2.....	94
Figura 76-Sensibilidade da posição do CM do alto-falante: nível de vibração das carcaças do ponto 1.....	95
Figura 77-Sensibilidade da posição do CM do alto-falante: nível de vibração das carcaças do ponto 2.....	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1-Propriedades dos elementos de viga.	45
Tabela 2-Propriedades e dimensões dos elementos de massa.	45
Tabela 3-Propriedades dos elementos de mola.	45
Tabela 4-Módulo de elasticidade das amostras de plástico <i>ABS</i>	55
Tabela 5-Fator de perda do plástico <i>ABS</i>	56
Tabela 6-Análise modal experimental do lado esquerdo da carcaça.	65
Tabela 7-Análise modal experimental do lado direito da carcaça.	66
Tabela 8-Resultados da otimização via algoritmo genético.	68
Tabela 9-Resultados das análises experimentais com as carcaças unidas.	71
Tabela 10-Comparação das frequências naturais experimentais e numéricas... ..	72

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ABS – Acronitrila Butadieno Estireno
am-amostra
ASTM – American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana de Ensaios e Materiais)
BASF – *The Chemical Company*
BEM-*Boundary Element Method* (Elementos de Contorno)
B&K – Brüel & Kjær
BTE – *Behind the ear* (Retro-auricular)
CI – circuito integrado
CIC – *Completely in the canal* (Micro-canal)
CIMJECT – Laboratório de Projeto e Fabricação de Componentes de Plásticos Injetados
CM – centro de massa do alto-falante
D – metade direita das carcaças do aparelho auditivo
dB – decibel
DSP - *Digital Signal Processor* (Processador Digital de Sinais)
E – metade esquerda das carcaças do aparelho auditivo
FEM – Finite Element Method (Método de Elementos Finitos)
FET – *Field Effect Transistor* (Transistor de efeito de campo)
FRF – Função Resposta em Frequência
GL – grau de liberdade
IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
ITC – *In the canal* (Intra-canal)
ITE – *In the ear* (Intra-auricular)
LMS – *Leuven Measurement Systems*
LVA – Laboratório de Vibrações e Acústica
rms – *root mean square* (raiz média quadrática)
SPL – *Sound Pressure Level* (Nível de Pressão Sonora)
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

c – amortecimento do sistema [Ns/m]
 C_n – constante adimensional associada ao modo n de flexão
 C_2H_5OH – Álcool etílico
 L – comprimento livre da viga uniforme [m]
 E – Módulo de Elasticidade [Pa]
 $Erro_{fn}$ – Função erro de otimização
 $\{\mathbf{f}\}$ – vetor de força ou momento
 f_n – frequência natural da viga uniforme [Hz]
 FRF_{exp} – FRF do nível de vibração das carcaças plásticas [m/s^2V]
 $FRF_{exp*num}$ – FRF numérica do nível de vibração das carcaças [m/s^2V]
 H – altura da seção da viga uniforme [m]
 $H(f)$ – Receptância [m/N]
 k – rigidez mecânica do sistema [m/N]
 $[K]$ – Matriz de rigidez
 m – massa do alto-falante [kg]
 $[M]$ – Matriz de massa
 $[M]^{-1}$ – Inversa da matriz de massa
 N – número total de modos de vibração
 N_T – número total de modos de vibração da otimização
 $T(f)$ – Transmissibilidade [m/m]
 UX – movimento de translação na direção X
 UY – movimento de translação na direção Y
 UZ – movimento de translação na direção Z
 $\{X\}$ – Autovetor
 $\{x\}$ – vetor deslocamento do sistema
X-eixo x
 $X_1(f)$ – deslocamento medido da carcaça [m]
 $X_2(f)$ – deslocamento de referência [m]
 $\{\dot{x}\}$ – vetor velocidade do sistema
 $\dot{X}_1(f)$ – velocidade da carcaça plástica [m/s]
 $\{\ddot{x}\}$ – vetor aceleração do sistema
 $\ddot{X}_2(f)$ – aceleração de referência [m/s^2]
 W – largura da viga uniforme [m]
 $\{\tilde{w}\}$ – vetor de rotação ou translação
Y – eixo y
Z – eixo z

Alfabeto grego

η – fator de perda

ω_1 – frequência anterior

ω_2 – frequência superior

ω_n – frequência natural

ξ – fator de amortecimento viscoso

ρ – massa específica ou densidade relativa [kg/m^3]

1.	Introdução.....	29
1.1.	Objetivos	29
2.	Revisão Bibliográfica	31
2.1.	Classificação da perda auditiva.....	31
2.2.	Funcionamento básico de um aparelho auditivo	32
2.3.	Componentes dos aparelhos auditivos	34
2.3.1.	Microfone.....	34
2.3.2.	Amplificador.....	35
2.3.3.	Alto-falante	37
2.3.4.	Molde.....	38
2.3.5.	Bateria.....	39
2.4.	Realimentação.....	40
2.5.	Método de Elementos Finitos.....	48
2.6.	Metodologia proposta.....	49
3.	Caracterização dos materiais	51
3.1.	Determinação da densidade.....	51
3.2.	Determinação do módulo de elasticidade e fator de perda	52
3.3.	Validação e ajuste de propriedades	57
4.	Modelos numéricos das carcaças.....	61
4.1.	Descrição dos modelos.....	61
4.1.1.	Metades.....	61
4.1.2.	Carcaças unidas.....	62
4.2.	Validação experimental-Análise modal	62
4.2.1.	Metades.....	62
4.2.2.	Carcaças unidas.....	70
4.3.	Validação experimental - FRFs.....	73
4.3.1.	Metades.....	73
4.3.2.	Carcaças unidas.....	76

5.	Modelos numéricos da realimentação estrutural	79
5.1.	Modelo dinâmico simplificado	79
5.1.1.	Modelo proposto.....	79
5.1.2.	Propriedades do modelo dinâmico simplificado..	79
5.1.3.	Posição geométrica do alto-falante no modelo numérico	80
5.2.	Determinação experimental das propriedades do modelo	81
5.2.1.	Determinação do deslocamento	81
5.2.2.	Determinação da força.....	82
5.2.3.	Determinação da receptância.....	88
5.3.	Validação experimental do modelo de realimentação estrutural	88
5.4.	Análise de sensibilidade.....	93
6.	Conclusões e propostas de trabalhos futuros.....	97
7.	Referências bibliográficas	101
	APÊNDICE A-Desenho técnico das carcaças.....	107
	ANEXO A-Análise modal e Análise modal experimental	109
A.	Análise modal	109
A.1	Sistemas multicorpos	109
A.2	Análise modal experimental	109
	ANEXO B-Dados de fabricante do plástico ABS.....	111
	ANEXO C-Publicações.....	113

1. INTRODUÇÃO

No mundo moderno a necessidade de corrigir o problema da perda de audição parcial, que ocorre em 10% da população mundial (CHUNG, 2004) em qualquer grau de perda, se dá pelo uso de aparelhos auditivos. No caso do Brasil, cerca de 1,0% (IBGE-Censo 2010) da população possui perda auditiva severa. Os aparelhos auditivos evoluíram conforme a tecnologia da época, passando de robustos e grandes a pequenos e ergonômicos. A redução no tamanho provocou limitações construtivas nos seus componentes eletrônicos, interferindo nas características do sistema de amplificação sonora. Entretanto, a proximidade dos transdutores acarreta na ocorrência do problema de realimentação de sinal. Estudos nesse tema são pertinentes para os dois tipos do problema, realimentação externa e interna, sendo que o número de trabalhos e artigos é maior para o primeiro tipo. A realimentação externa (ou aérea) ocorre devido ao vazamento de onda sonora do orifício do molde para o microfone. Quanto à realimentação interna (ou estrutural) investigam-se os caminhos de transmissão da vibração gerada principalmente pelo alto-falante, através de sua suspensão, que é transmitida para as carcaças plásticas do aparelho

A dissertação está dividida em sete capítulos, um apêndice e três anexos, sendo que primeiramente apresenta-se uma breve introdução sobre a investigação da problemática no Capítulo 1. Já no segundo capítulo é feita uma revisão bibliográfica sobre os fatores que envolvem tal problema com princípios de funcionamento dos transdutores envolvidos e formas construtivas. O terceiro aborda a caracterização dos materiais e as técnicas utilizadas. Em seguida, o quarto capítulo expõe os modelos numéricos das carcaças. No quinto capítulo, têm-se os modelos numéricos da realimentação estrutural com modelo dinâmico simplificado e determinação de suas propriedades. No sexto, são apresentadas as conclusões com propostas de trabalhos futuros. Por fim, no sétimo capítulo as referências bibliográficas utilizadas são listadas.

1.1. OBJETIVOS

O objetivo geral desta dissertação é a investigação do problema de realimentação estrutural de um protótipo de um aparelho auditivo do tipo retro-auricular. As principais ferramentas de trabalho foram: Método de Elementos Finitos (*FEM*), análise modal experimental e análise de materiais. Os objetivos específicos estão listados a seguir:

- caracterizar as propriedades mecânicas (módulo de elasticidade, densidade e fator de amortecimento estrutural) do material plástico da carcaça do aparelho auditivo;
- modelar numericamente e validar experimentalmente a estrutura das carcaças do aparelho auditivo (metades e unidas);
- analisar e quantificar o nível de força que o alto-falante gera quando em funcionamento;
- determinar as propriedades mecânicas das suspensões do alto-falante, amortecimento e rigidez, para inserir no modelo numérico validando-as;
- comparar os níveis de vibração na carcaça plástica, experimentalmente e numericamente, em uma região próxima e outra afastada do microfone.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. CLASSIFICAÇÃO DA PERDA AUDITIVA

Perda auditiva se trata da redução da audição em qualquer grau que diminua a inteligibilidade da mensagem falada para a interpretação apurada ou para a aprendizagem (ROSLYN,1996, MONDAIN *et al.* 2005).

Uma das maneiras de classificação da perda auditiva (DAVIS, 1970) é quanto à intensidade, sendo que o critério de classificação do grau depende de avaliação instrumental, e se baseia nas médias dos limiares audiométricos. O grau discreto de perda auditiva tem como parâmetro limiares auditivos até 26 dB acima do normal, ou seja, o NPS (Nível de pressão sonora) deve ser até 26 dB acima do normal para que o indivíduo começar a escutar, o grau leve de 26 a 40 dB, o grau moderado de 41 a 70 dB, já a perda auditiva severa entre 71 e 90 dB, e a perda profunda para desvio superior a 91 dB.

A Figura 1 representa os tipos de perda auditiva e a faixa do espectro da fala. Esta consiste de vogais e consoantes, com níveis diferentes de intensidade e frequência. Elas são gravadas em um audiograma, conhecida como “banana da fala”, ou seja, uma forma de verificar se todo o espectro da fala é audível e como a audição de uma pessoa é alterada ao longo dos anos (PHONAK, 2012).

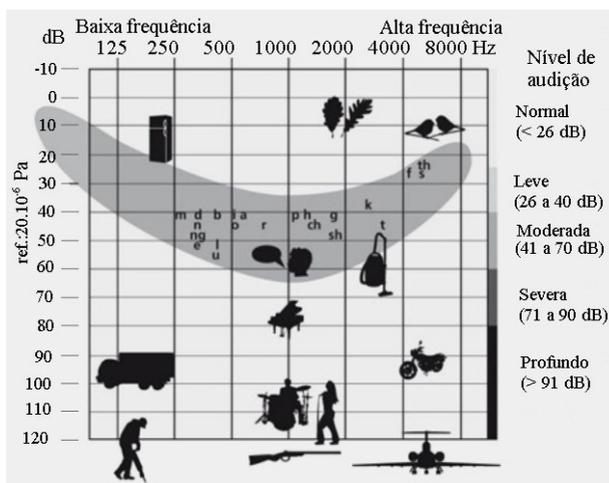


Figura 1- Tipos de perda auditiva e a faixa do espectro da fala.
Fonte: PHONAK (2012).

2.2. FUNCIONAMENTO BÁSICO DE UM APARELHO AUDITIVO

Para a compreensão de cada tipo de aparelho auditivo é necessário conhecer a anatomia da orelha humana, que pode ser visualizada na Figura 2.

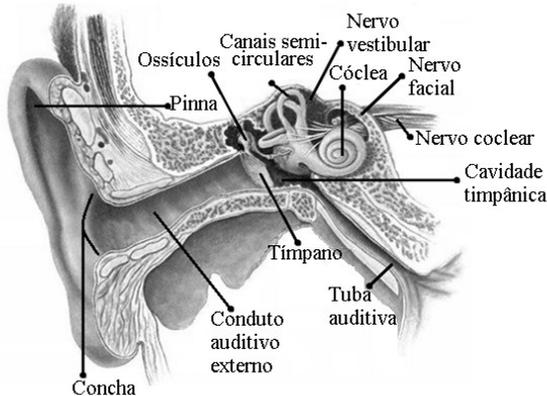


Figura 2-Anatomia da orelha humana. Fonte: AUDIOLÓGICA (2011).

Tal órgão de sentido é dividido em três partes: orelha externa, orelha média e orelha interna (AUDIOLÓGICA, 2011). A primeira trata-se do pavilhão auricular (pinna) e o conduto auditivo externo ou canal auditivo, cuja função é amplificação do som. Já a segunda transmite as vibrações causadas pelas ondas sonoras incidentes, pela membrana timpânica (tímpano) e cadeia ossicular (martelo, bigorna e estribo) até a orelha interna (cóclea, sistemas semicirculares e vestibulos), que transforma energia mecânica (vibração) em elétrica, assim enviando informação (pulso elétrico) ao cérebro através do sistema nervoso.

A maneira mais simples de classificação dos aparelhos auditivos é pelo lugar onde eles são utilizados, o que implica no tamanho em que a prótese deve ter, além de que o nível da perda de audição é um fator levado em conta, isto é, quanto maior o grau da perda, maior será o tamanho do aparelho auditivo.

A Figura 3 (a) apresenta os tipos retro-auriculares de aparelhos auditivos (ou *Behind-The-Ear*), visto que eles são utilizados atrás da pinna e conectados ao molde. Os intra-auriculares (ou *In-The-Ear*) são adaptados dentro do canal auditivo, sendo confeccionados por meio da

impressão da orelha externa do usuário (Figura 3 (b)). Quando este tipo ocupa uma porção pequena da concha, ele é conhecido como intracanal (ou *In-The-Canal*) como mostra a Figura 3 (c). Logo, os modelos do tipo *CIC* (*Completely-In-the-Canal*), referenciados de microcanal (Figura 3 (d)), são os menores tipos. Estes foram desenvolvidos para serem adaptados dentro do canal auditivo, tornando-se imperceptíveis quando em uso.

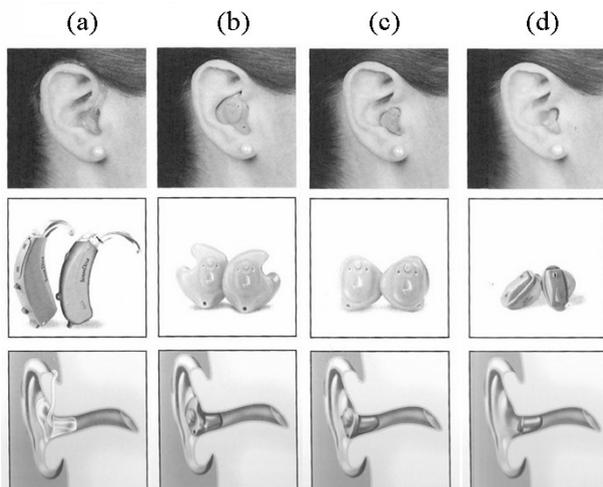


Figura 3-Tipos de aparelhos auditivos: (a) *BTE*, (b) *ITE*, (c) *ITC* e (d) *CIC*.
Fonte: WIDEX DIVA (2002).

Um aparelho auditivo é basicamente um sistema de amplificação em miniatura (DILLON, 2001). Seus componentes principais são:

- um microfone miniaturizado para transformar o som em sinal elétrico;
- um amplificador para aumentar a potência desse sinal, geralmente amplificando mais os sons de alta frequência e fracos, do que os de baixa frequência e intensos, de acordo com a perda do usuário;
- um alto-falante em miniatura, também chamado de receptor, para transformar a energia elétrica em som;
- um molde, componente utilizado para conectar a saída do alto-falante ao canal auditivo;

- e uma bateria para fornecer a energia necessária para o sistema.

A Figura 4 apresenta o tipo de aparelho retro-auricular com seus componentes principais.

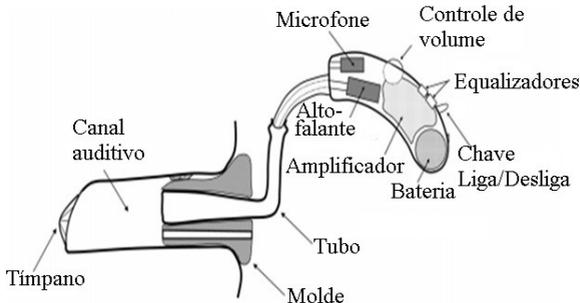


Figura 4-Componentes de um aparelho auditivo do tipo retro-auricular.

Fonte: DILLON (2001).

2.3. COMPONENTES DOS APARELHOS AUDITIVOS

2.3.1. Microfone

A função do microfone é converter o som num sinal elétrico, ou seja, energia acústica se transforma em energia elétrica; assim ele é um transdutor. Para que ele seja perfeito, a forma da onda do sinal elétrico que sai deve ser idêntica à forma de onda do sinal acústico que entra. Agindo de forma linear (e com resposta em frequência plana), cada vez que a pressão do sinal de entrada duplica, por exemplo, a tensão de saída também dobra. A relação entre a magnitude tensão de saída e a de pressão de entrada de som é conhecida como sensibilidade. Microfones de aparelhos auditivos apresentam uma sensibilidade de cerca de 16mV/Pa , o que significa que os sons de 70 dB (Nível de Pressão Sonora) produzem uma tensão de cerca de 1 mV. A diretividade é a sensibilidade do microfone relativa ao ângulo de incidência sonora (BRÜEL & KJÆR, 1996), e, usualmente, fornecida por meio de um diagrama polar.

Esse componente pode ser feito utilizando diversos tipos de tecnologias, mas desde a década de 80 os mais utilizados são os de eletreto, cujo funcionamento é pelo princípio eletroestático (DILLON, 2001). As ondas sonoras incidem pelo orifício de entrada e chegam a um lado de

uma placa muito fina e flexível, com superfície metalizada, chamada de diafragma. Flutuações de pressão da onda sonora fazem com que ela oscile, assim um espaço pequeno de ar é criado entre o diafragma e a placa de metal rígida (*backplate*). O revestimento dessa placa é algum material do tipo teflon fino chamado de eletreto. O diafragma é mantido longe das colisões do *backplate*, ainda que este apresente vãos para permitir a circulação de ar através dele. A Figura 5 representa em corte um microfone eletrostático.

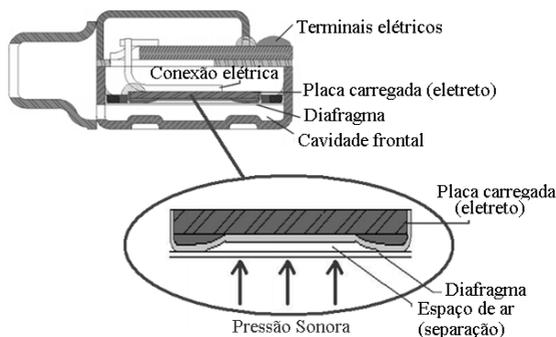


Figura 5-Microfone de eletreto em corte. Fonte: KNOWLES (2000).

O material do eletreto recebe esse nome devido à carga elétrica permanente composta por excesso de elétrons de um lado, e falta no outro. Estas cargas atraem cargas opostas sobre o diafragma e o *backplate*.

Quando a pressão da onda sonora força o diafragma para baixo, a distância entre o eletreto e o diafragma diminui, induzindo uma carga ainda maior sobre o diafragma. Essa carga chega ao *backplate*, fluindo através do circuito de entrada do amplificador para o microfone que está ligado, e assim ao diafragma.

Todos os tipos de microfones são sensíveis a vibrações, devido à inércia do diafragma, que pode gerar um sinal elétrico, o qual realimenta o sistema. Nos manuais de microfones não é comum esse tipo de informação sobre sensibilidade a vibrações, sendo que para sua obtenção seria experimentalmente.

2.3.2. Amplificador

A função desse componente é aumentar a amplitude da corrente que flui a partir do microfone. Atualmente, existem dois tipos princi-

país: analógico e digital. O tipo analógico é também conhecido como FET (*Field Effect Transistor*), porque ele é feito utilizando um tipo de transistor de efeito de campo (DILLON, 2001), utilizando um sinal elétrico contínuo e variante no tempo no seu processamento. Este sinal, é análogo ao acústico, sendo que sua amplificação é feita por um circuito transistorizado.

Já o digital, o sinal elétrico fornecido pelo microfone é convertido em bits, padrão de dados em um circuito integrado (CI), manipulado por um Processador Digital de Sinais (DSP - Digital Signal Processor). Este CI inclui um algoritmo, o qual realiza operações complexas, resultando em benefícios no processamento, como redução de ruídos e retroalimentação, baixo consumo de energia da bateria, etc. Na sequência, é preciso reconverter o sinal processado em sinal elétrico analógico para fornecê-lo ao alto-falante, como visto na Figura 6.

Tal componente não pode produzir sinais de tensão maiores que um máximo especificado, que é igual, ou relacionado, com a tensão da fonte de alimentação. Quando o limite é ultrapassado ocorrerá distorção da forma original do sinal de entrada, isso se dá por duas maneiras. A primeira quando o sinal de saída do amplificador está próximo do máximo especificado e o sinal de entrada aumenta. Ou quando o sinal de saída está próximo do máximo especificado e o ganho do amplificador é aumentado.

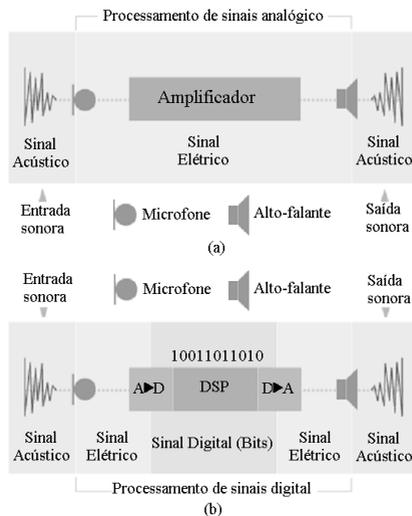


Figura 6-Sistema de amplificação: (a) Analógico e (b) Digital.

Fonte: HEARING AND EAR CARE CENTER (2011).

Quando ocorre a ultrapassagem do limite máximo de tensão tem-se a distorção, ou seja, os picos do sinal de saída que ultrapassam esse limite apresentarão valores fixos neste máximo limitante, de acordo com a Figura 7. Logo, resultará em um sinal que possui frequências não presentes no sinal de entrada.

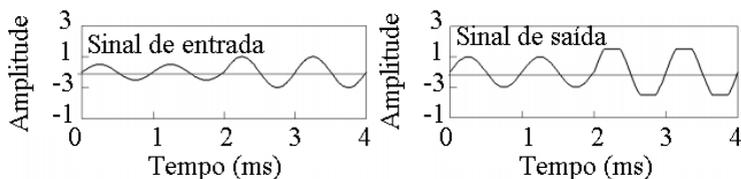


Figura 7-Sinal de entrada e sinal de saída saturado.

2.3.3. Alto-falante

São transdutores que convertem sinal elétrico em sonoro, sendo referenciados como *receivers*. Eles possuem o mesmo princípio de funcionamento dos alto-falantes eletrodinâmicos tradicionais. Internamente possuem uma superfície vibrante excitada por um atuador, o qual é acionado por um sistema eletromecânico. Este sistema apresenta uma bobina enrolada à uma armadura metálica, dois ímãs e um pino de excitação. A aplicação de corrente elétrica sobre a bobina provoca ação de um campo magnético, gerando uma força magnética, que flexiona a armadura, o qual por sua vez movimentava o diafragma através de um pino de acionamento localizado em sua extremidade. A Figura 8 representa um modelo convencional de alto-falante para aparelhos auditivos, em corte.

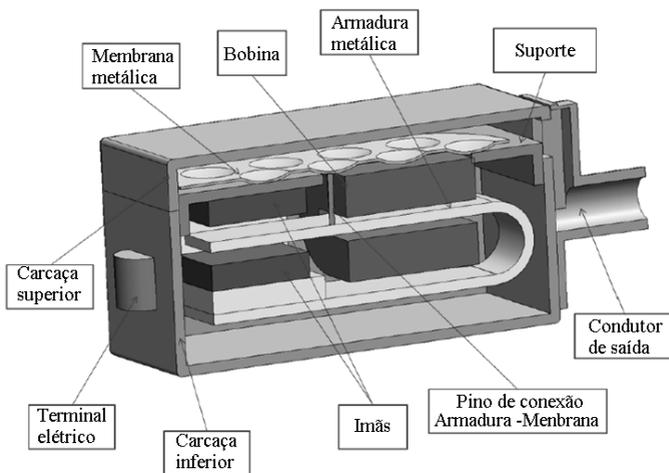


Figura 8-Alto-falante em corte.

Fonte: KNOWLES ACOUSTICS-tipo 21610.

A força motriz do diafragma que gera as ondas sonoras é fornecida pela armadura. Esta é constituída de uma placa plana de material ferromagnético dobrado na forma de U.

O projeto desse componente deve aliar baixo consumo de energia com alta pressão sonora de saída. Para aumentar a pressão é necessário utilizar um diafragma maior, ou utilizar ímãs mais potentes, o que exigiria infelizmente mais energia para o alto-falante funcionar, ou seja, baterias de alta capacidade devido ao aumento do consumo (DILLON, 2001). Um tamanho pequeno e um custo reduzido são outras variáveis importantes no desenvolvimento do projeto.

A vibração do alto-falante dentro do aparelho auditivo é a principal fonte de ruído quando o aparelho está em funcionamento, sendo a maior parte do movimento pelo movimento axial da membrana.

2.3.4. Molde

O molde (*earmold*) é constituído de acrílico ou silicone, devido à maleabilidade e ergonomia do material, sendo fabricado conforme a impressão da orelha externa do indivíduo. Seu objetivo principal é conectar o aparelho com a orelha, a fim de que o indivíduo possa escutar os sons amplificadas. Além do que, ele possui um canal que proporciona o ca-

minho sonoro entre o alto-falante e o canal auditivo. Em muitos casos, pode possuir um canal de ventilação, chamado de *vent* ou ventilação.

A função da ventilação é a diminuição da ação do efeito de oclusão, na qual ocorre um aumento da pressão sonora no canal auditivo nas baixas frequências, com conseqüente alívio na sensação de ouvido tampado e aumento relativo da resposta a sons agudos, além de promover melhora na qualidade sonora (MCHUGH, 1988).

Quando não existe o canal de ventilação, tal componente é chamado de ocluso, e, caso exista, conhecido como não-ocluso. É importante que ele evite a retroalimentação externa, como por exemplo, entre o molde e as bordas do canal auditivo, pois uma vez ocorrendo vazamento de pressão sonora o microfone realimentará o sistema.

As ventilações podem ter diversos diâmetros de acordo com as necessidades do paciente. Geralmente as de 1,0 mm diâmetro são suficientes para a equalização de pressão, mas atenuar o efeito de oclusão pode requerer diâmetros maiores. Quando é necessária uma redução drástica na amplificação das frequências abaixo de 1000 Hz um molde não-oclusivo ou aberto é indicado (ALMEIDA, 2003).

2.3.5. Bateria

Este componente fornece a energia para o sistema eletro-acústico. As características necessárias para um bom desempenho são do tipo: tensão, capacidade, corrente máxima, impedância elétrica e tamanho. Esta última característica está relacionada com o tempo de duração de uso.

Os componentes dos aparelhos auditivos apresentam características diferentes quanto ao seu funcionamento, assim cada um influencia de forma distinta no desempenho do sistema eletroacústico. Essas informações devem ser levadas em conta no projeto e ajuste do aparelho auditivo. De acordo com a Figura 9 tem-se os prováveis espectros de pressão sonora conforme o caminho de propagação do som na orelha.

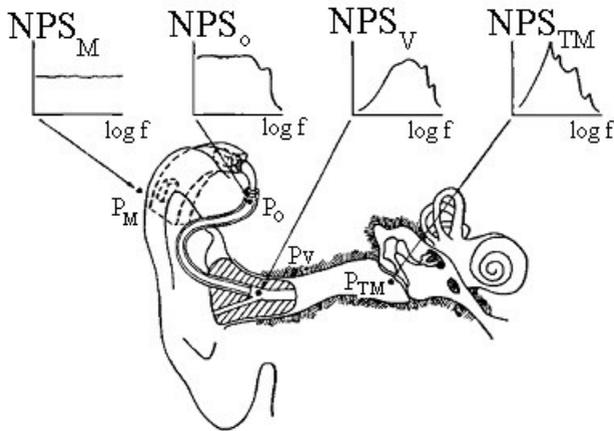


Figura 9-Prováveis espectros de pressão sonora em pontos no caminho da propagação sonora na orelha. Fonte: EGOLF et al. (1978).

O primeiro espectro, da esquerda para direita, representa um ruído plano de banda larga (espectro plano), ou seja, assume-se que um espectro plano chega ao microfone. Já o segundo, devido a limitações dos transdutores (alto-falante, microfone e amplificador), apresenta uma queda no nível nas altas frequências. O terceiro apresenta atenuação nas baixas frequências devido ao furo de ventilação do molde e das ressonâncias do alto-falante acoplado aos tubos. No caso do último espectro apresenta alterações associadas às ressonâncias do canal auditivo e tubos. Sabendo do comportamento de cada elemento é possível ajustar o espectro final desejado para o usuário, conforme a perda auditiva.

2.4. REALIMENTAÇÃO

Realimentação (DILLON, 2001) é classificada em dois tipos, externa (ou aérea) e interna (ou estrutural). A primeira realimentação é causada, principalmente, pelo vazamento do som através do orifício do molde, permitindo que a onda sonora retorne ao microfone. A faixa de frequência desse tipo de realimentação é usualmente de 2 à 5 kHz (DYLUNRD, LUNDH, 1990; LANGFORD-SMITH, 1960). Um estudo mais aprofundado nesse tipo de realimentação é realizado nos trabalhos de CHUNG (2004), FRIIS (2008), HELLGREN (2002), QINGYUN; ZAOLI; JIE; CAIRONG (2009), EGOLF; HOWELL; KATES (1991),

WEAVER; BARKER (1984), CHI; GAO; SOLI; ALWAN (2003), que não foram detalhados nesta dissertação.

O segundo tipo de realimentação ocorre pela propagação da vibração via estrutura interna do aparelho, sendo a principal fonte o alto-falante, que, através das vibrações, causa a vibração do microfone.

Ambos os tipos de realimentação geram um apito indesejável para o usuário. Na Figura 10 é possível compreender os tipos de realimentação através do fluxograma proposto.

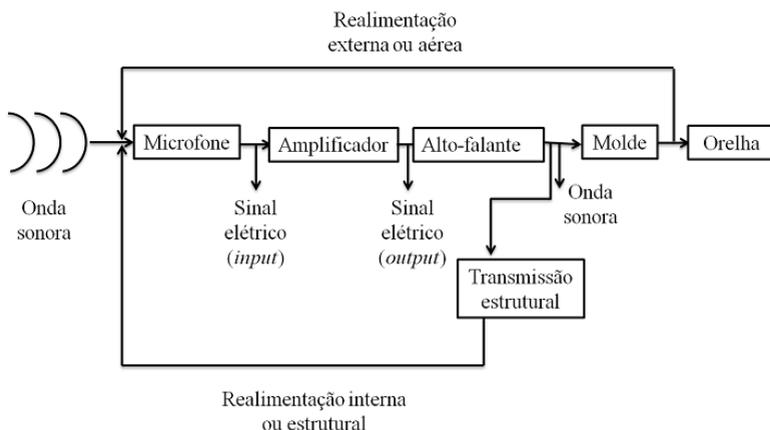


Figura 10-Fluxograma dos tipos de realimentação.

A realimentação estrutural também é definida por *mechanical feedback* (AGNEW, 1996 e THOMPSON, 2002), que ocorre quando as perturbações causadas pela vibração do alto-falante são transmitidas para o microfone através das carcaças de plástico (*shells*) e dos painéis auxiliares do circuito do aparelho auditivo. Ou também quando o tubo de saída do alto-falante vibra causando vibração no microfone.

No alto-falante as forças são geradas pelo movimento do diafragma e da armadura. O movimento destas peças cria uma força de reação fazendo movimentar a carcaça do alto-falante. A Figura 11 apresenta um modelo de alto-falante não-convencional, em que as forças geradas são discriminadas. No caso dessa força mecânica ser transmitida para as carcaças de plástico e os painéis auxiliares, a vibração do microfone pode gerar um sinal elétrico, e, se for forte o suficiente, causará a realimentação do sistema.

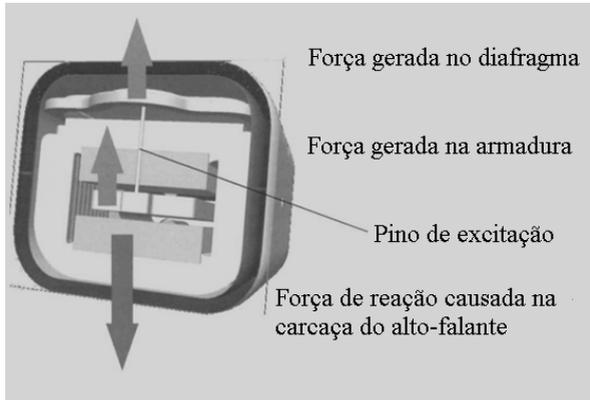


Figura 11-Forças internas no alto-falante não-convenicional em corte.
Fonte: KNOWLES ELETRONICS.

Thompson (2002) apresentou um projeto do alto-falante não-convenicional feito para viabilizar a redução do problema de realimentação estrutural. Uma das novas características adotada está no material do pino de excitação, que conecta a armadura e a membrana, sendo substituído por uma peça de metal em forma de losango, conhecido como pantógrafo. Quando a armadura se move para cima, os braços de movimento do pantógrafo se movem para os lados e para fora, puxando o diafragma para baixo (Figura 12 (a)). No caso contrário ao anterior, os braços do movimento pantográfico vão para dentro empurrando o diafragma para cima (Figura 12 (b)). Em outras palavras, o diafragma e a armadura se movimentam em direções opostas. Como essa força apresenta baixa magnitude, sendo gerada pelos movimentos do diafragma, armadura e do pantógrafo, a realimentação devido à força mecânica pode ser reduzida drasticamente. Apesar de promissores esses alto-falantes são pouco empregados e normalmente utilizam-se alto-falantes padrão isolados mecanicamente através de elementos elastoméricos.

A transmissão da força mecânica para a carcaça do alto-falante é ainda mais reduzida pela adição de uma camada de borracha em cada extremidade do alto-falante (CHUNG, 2004). Embora, não se tenha resultados e artigos abordando sobre isso, é fundamental que o alto-falante apresente algum tipo de borracha flexível para isolar esse tipo de força gerada.

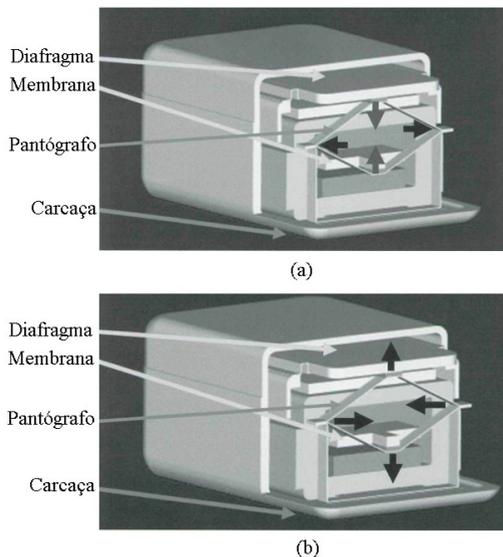


Figura 12-Alto-falante em corte com movimentos do pantógrafo.
Fonte: KNOWLES ELETRONICS (2000).

Dessa forma o uso de materiais elastoméricos ou similares é útil para efeito de isolamento vibracional do alto-falante. A Figura 13 representa dois modelos de materiais para essa finalidade.

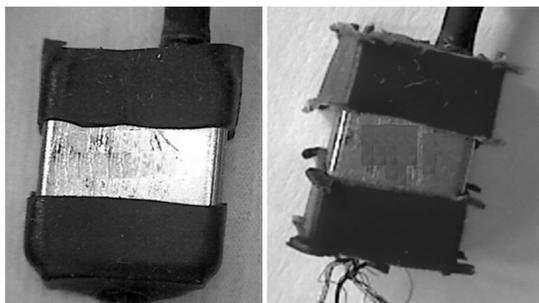


Figura 13-Tipos de isolamento de vibrações para alto-falante.

Os caminhos possíveis de realimentação podem ser vistos na Figura 14 para o protótipo estudado: o caminho de transmissão (a) estrutural ou interno, foco da pesquisa, e o caminho de transmissão aéreo ou externo (b).

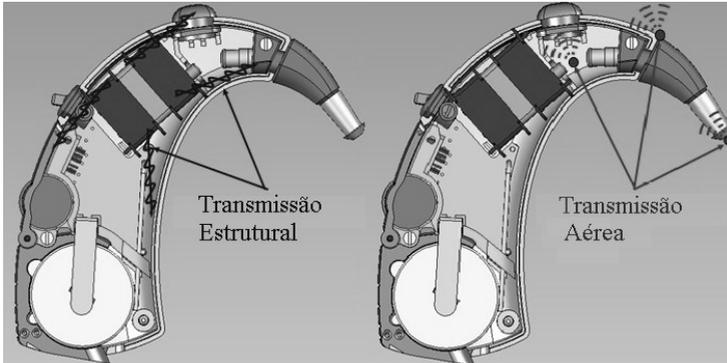


Figura 14-Caminhos de transmissão estrutural (a) e aéreo (b).

FRIIS (2008) investigou a realimentação estrutural de um modelo do tipo retro-auricular (fabricação *Widex S/A*). A geometria real foi simplificada como n-sistemas mecânicos massa-mola e vigas de conexão. A resposta de vibração do sistema compreende três graus de liberdade, dois de velocidade, v_x e v_y para as direções x e y, respectivamente, e um grau de liberdade de rotação, v_z . Os componentes do aparelho auditivo são indicados por letra maiúscula, enquanto as junções onde os componentes estão ligados por um número circulado. Além disso, as molas são denotadas por S, que representa rigidez tridimensional (ver Tabela 3).

O alto-falante foi modelado com um corpo rígido (componente A), em que sua excitação é uma força pontual harmônica no seu centro de massa na direção y, como revela a Figura 15.

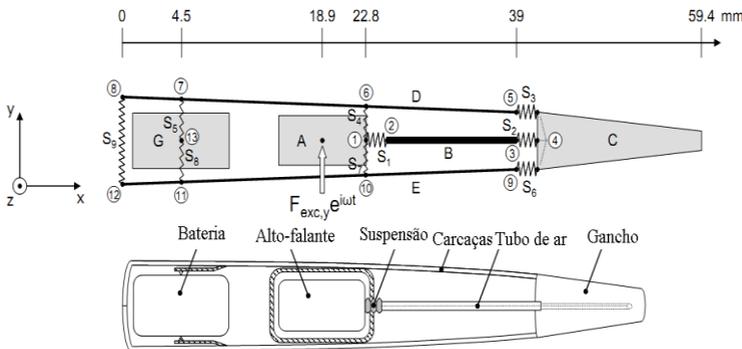


Figura 15-Modelo aproximado do aparelho. Fonte: FRIIS (2008).

O tubo de ar B foi modelado como uma viga pelo equacionamento de Bernoulli-Euler. Esse tubo está ligado ao alto-falante numa parte da suspensão pela mola S_1 . A pressão sonora gerada pelo alto-falante é enviada para o tubo de ar e o componente C (gancho), que é modelado como uma viga de seção transversal variável. Esta barra foi acoplada ao tubo de ar e as carcaças, superior e inferior, através das molas, S_2 , S_3 e S_6 . As carcaças foram representadas por barras, D e E, cujas dimensões são próximas do real, sendo que no extremo delas existe uma mola de ligação S_9 . As molas S_4 e S_7 representam a suspensão do alto-falante. Enfim, a bateria (G) é modelada como uma massa pontual na qual duas molas, S_5 e S_8 , ligam as barras D e E.

As propriedades utilizadas no modelo estão listadas de acordo com as Tabelas 1, 2 e 3.

Tabela 1-Propriedades dos elementos de viga.

Símbolo	Componente	E [MPa]	massa [g]	η	Comprimento [mm]	Altura [mm]	Espessura [mm]
B	tubo de ar	210	0,104	0,003	14,0	1,8	0,6
C	gancho	1,9	0,262	0,061	20,4	4,9-2,3	8,1-2,3
D, E	carcaças	2,3	0,575	0,575	39,0	1,3	10,8

FONTE: FRIIS (2008).

Tabela 2-Propriedades e dimensões dos elementos de massa.

Símbolo	Componente	massa [g]	Comprimento x [mm]	Comprimento y [mm]
A	alto-falante	0,77	8,15	4,45
G	bateria	0,812	7,80	5,30

FONTE: FRIIS (2008).

Tabela 3-Propriedades dos elementos de mola.

Símbolo	Componente	Rigidez			η
		S_x [N/m]	S_y [N/m]	S_z [Nm]	
S_1	suspensão do alto-falante	180	180	$7,47 \cdot 10^{-4}$	0,1
$S_2, S_3,$ S_6, S_9	molas	∞	∞	3,33	0,01
S_4, S_7	suspensão do alto-falante	180	180	$7,47 \cdot 10^{-4}$	0,1
S_5, S_8	molas da bateria	∞	2475	∞	0,001

FONTE: FRIIS (2008).

O modelo de vibração foi desenvolvido com o uso da mobilidade matricial, sendo que cada componente é descrito em função das veloci-

dades complexas, \bar{v}_i e forças \bar{F}_j . Admite-se movimento harmônico para frequência angular ω e a relação da velocidade pela força com a matriz mobilidade:

$$\bar{v}_i e^{i\omega t} = \bar{Y}_{ij} \bar{F}_j e^{i\omega t}, \quad (2.1)$$

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_{z'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Y}_{xx} & \bar{Y}_{xy} & \bar{Y}_{xz'} \\ \bar{Y}_{yx} & \bar{Y}_{yy} & \bar{Y}_{yz'} \\ \bar{Y}_{z'x} & \bar{Y}_{z'y} & \bar{Y}_{z'z'} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_{z'} \end{bmatrix}. \quad (2.2)$$

A força de excitação do alto-falante é definida pela matriz coluna, sendo um grau de liberdade para força na direção y e outro de momento para a direção z, de acordo com a matriz abaixo:

$$\bar{F}_{exc} = \begin{bmatrix} F_{x,exc} \\ F_{y,exc} \\ M_{z',exc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{y,exc} \\ -(l_{A,x}/2)F_{y,exc} \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

Foi analisada a vibração que o alto-falante gera nos sub-sistemas, carcaças plásticas (*shells*), alto-falante e sua suspensão (borracha), bateria, conexões, etc. O nível de vibração é caracterizado em termos da relação da velocidade média quadrática espacial das carcaças $\langle v \rangle^2$ pelo módulo quadrático da velocidade do alto-falante em condição livre $|v_{free}|^2$ para direção y, a qual é obtida experimentalmente. Este procedimento experimental leva em conta a seguinte equação, sendo M_A a massa do alto-falante:

$$v_{free} = \frac{F_{y,exc}}{i\omega M_A}. \quad (2.4)$$

A curva obtida é mostrada para três valores de rigidez torcional (s_2, s_3 e s_6), 3,33 Nm (-), 6,66 Nm (--) e 10 Nm (...), respectivamente de acordo com a Figura 16. A ocorrência das duas primeiras ressonâncias, 58 e 264 Hz, são controladas pela suspensão de borracha do alto-falante (s_1, s_4 e s_7), pois o aparelho vibra como um sistema de dois graus de liberdade, massa-mola-massa, em que o alto-falante é uma massa, a mola sendo a suspensão e o resto do aparelho a segunda massa, respectivamente. Nas frequências acima desse sistema de dois graus de liberdade a suspensão funciona eficientemente como isolador de vibrações.

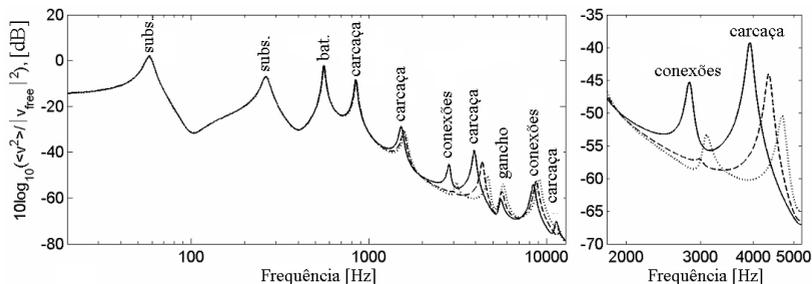


Figura 16-Contribuição de cada componente no modelo.

Fonte: FRIIS (2008).

As carcaças produzem ressonâncias na faixa de 840 a 11,4 kHz, embora a conexão da bateria, o gancho e as conexões menos rígidas (s_2, s_3 e s_6) possam contribuir para a realimentação também. Segundo FRIIS, as conexões apresentam comportamento dinâmico difícil de ser previsto e o quanto ele pode ser alterado para analisar a sensibilidade de parâmetros no modelo. Na Figura 16 para a faixa de frequência de 2 a 5 kHz o aumento da rigidez torcional (s_2, s_3 e s_6) faz diminuir o nível de vibração das carcaças em relação ao do alto-falante, revelando que essa mudança pode remover ou produzir picos de ressonância.

A Figura 17 representa o efeito da sensibilidade dos valores de rigidez das molas do alto-falante, S_4 e S_7 . FRIIS concluiu que o aumento da rigidez faz com que as ressonâncias do sistema aumentem.

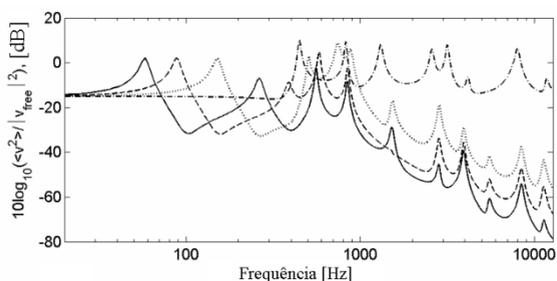


Figura 17-Efeito da sensibilidade da rigidez das molas do alto-falante: (-) valores nominais da Tabela 3, (--) 3 vezes os valores nominais, (...) 10 vezes os valores nominais e (-.-) rigidez infinita. Fonte: FRIIS (2008).

Nos casos de aumentar a rigidez de três e dez vezes, resultam em um aumento do nível de vibração global das carcaças em relação ao al-

to-falante, cerca de 9 e 20 dB, respectivamente. De 400 a 1000 Hz o isolamento das vibrações é pobre, devido ao modos da bateria e carcaças.

De forma geral, FRIIS examina os padrões de vibração do aparelho auditivo estudado através de um modelo matemático simples de vibração usando a mobilidade. Em uma primeira tentativa foram escolhidas vigas simples para representar as características dinâmicas das carcaças. Por esta escolha revelou-se que várias ressonâncias estruturais ocorrem entre 58 Hz e 10kHz, sendo causadas pela suspensão do alto-falante e modos individuais dos componentes. Além disso, demonstrou-se que pequenas alterações nos parâmetros estruturais podem ter um grande efeito sobre o nível de vibração avaliado. Finalmente, o efeito da suspensão alto-falante foi investigado, e este mostrou que o isolamento das vibrações é apreciável acima de 1k Hz. Entretanto, a investigação de FRIIS não apresentou validações experimentais do modelo estudado.

Esse mesmo autor ainda realizou uma modelagem de estruturas através da teoria *fuzzy*, no qual é destinada para prever as vibrações de uma estrutura mestre determinista ligada à uma ou mais subestruturas complexas, cujas propriedades dinâmicas são desconhecidas.

2.5. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O Método de Elementos Finitos (FEM) é uma técnica numérica para obtenção de uma solução aproximada das equações diferenciais de um problema (FAHY, 2007). É de uso rotineiro nas análises de problemas dinâmicos de estruturas, sendo normalmente utilizado quando o sistema a ser modelado possui geometria irregular, inviabilizando a solução por métodos analíticos tradicionais. Este método foi inicialmente desenvolvido para análise de tensões e, atualmente, é amplamente utilizado na análise de problemas da Engenharia (Civil, Elétrica, Mecânica, etc), Medicina, entre outras áreas.

A geometria de uma estrutura qualquer é representada por um conjunto de pequenos elementos de geometria simples (FAHY, 2007). A união desse conjunto representa aproximadamente a forma geométrica real do sistema, chamada de malha. As coordenadas dos vértices de cada elemento definem os nós dos elementos usados no modelo. Ao selecionar o tipo de elemento, define-se um grupo de equações com o qual se pode resolver a dinâmica do sistema de análise, considerando as propriedades de massa e rigidez do mesmo. Uma vantagem deste método é a possibilidade de detalhar regiões complexas, como soldas, junções e reforços em chapas, peças de pequenas dimensões, etc.

Na área da Engenharia Mecânica, especificamente Vibrações e Acústica, um problema típico é o clássico de autovalores e autovetores, que uma vez solucionado fornecem as frequências naturais e correspondentes formas modais do sistema dinâmico (JORDAN, 2002).

A utilização do método de Elementos Finitos nessa dissertação é justificada pela complexidade das geometrias estudadas (carcaças plásticas), pois essas estruturas apresentam saliências e furos, que necessitam de um detalhamento fidedigno ao real. Ao contrário dos métodos analíticos, que são limitados para representação de geometrias simples para solução de algum problema requerido.

2.6. METODOLOGIA PROPOSTA

Com base na revisão bibliográfica, a metodologia proposta desse trabalho é comparar os níveis de vibração numérico e experimental das carcaças quando o alto-falante é acionado por um sinal elétrico. A diferença em relação ao trabalho do FRIIS (2008) é que ele investigou a realimentação estrutural por um modelo matemático analítico, simplificando a estrutural real. Ao contrário do que foi feito na metodologia considerada dessa dissertação, levou-se em conta a geometria real das carcaças e considerando um método numérico para solução do problema, sendo feita validações dos experimentos.

No Capítulo 3, a seguir, é feita a caracterização do plástico *ABS*, material das carcaças, a fim de determinar a densidade e módulo de elasticidade, logo, validando-as com o uso do *software* comercial *Ansys 12.1*. Foram necessários ajustes nas propriedades do modelo para diminuir a defasagem das curvas.

Já no Capítulo 4 foram realizadas análises modais experimentais com as validações dos modelos numéricos, tanto para as metades das carcaças, quanto para as carcaças unidas. Comparam-se os modos de vibração e as FRFs experimental e numérica de Transmissibilidade avaliadas.

No Capítulo 5 tem-se o modelo da análise da realimentação estrutural, no qual é proposto um modelo dinâmico simplificado. A determinação de suas propriedades é feita experimentalmente, validando-as numericamente. Por conseguinte, realizaram-se análises de sensibilidade de parâmetros do modelo adotado, rigidez e amortecimento dos elementos de mola, e posicionamento do centro de massa do alto-falante.

3. CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS

3.1. DETERMINAÇÃO DA DENSIDADE

Foram analisadas as propriedades mecânicas do plástico *ABS* (*Acronitrila Butadieno Estireno*), e da suspensão de isolamento de vibrações do alto-falante, a qual é uma borracha elastomérica. Esta pertence à família *Q-flex®*, cujo fabricante é a *Flexan Corporation*, já o plástico *ABS* é do tipo *Terluran GP35*, fabricado pela *BASF – The Chemical Company*.

A densidade absoluta ou massa específica de uma substância qualquer é uma função de estado (pressão e temperatura), sendo definida pela relação massa e volume que o corpo ocupa. Assim, densidade relativa é razão entre as densidades absolutas de duas substâncias, a qual a referência padrão é a água, 1000 kg/m^3 (Temperatura $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e Pressão 1 atm). Para obtê-la, é utilizada a técnica laboratorial referenciada de picnometria. Tal ensaio utiliza um picnômetro, pequeno frasco de vidro (baixa dilatação), o qual apresenta uma abertura suficientemente larga, sem folga, e uma tampa perfurada (tubo longitudinal fino de seção circular). Assim, com esta vidraria, um fluido líquido de trabalho, uma balança e amostras do material realiza-se o ensaio.

No CIMJECT (Laboratório de Projeto e Fabricação de Componentes de Plásticos Injetados) da Engenharia Mecânica da UFSC foram realizados ensaios de picnometria. A balança (erro = $\pm 0,001 \text{ g}$) e o picnômetro estão mostrados na Figura 18. O fluido de trabalho utilizado foi o álcool etílico absoluto ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$), com densidade de $0,790 \text{ g/ml}$ (a $25 \text{ }^\circ\text{C}$). Para o plástico foram usadas cinco amostras pequenas de tamanho $6,00 \times 6,00 \times 1,52 \text{ mm}$. Para cada teste mediu-se primeiramente a massa do picnômetro vazio, depois é inserida a amostra e se pesa o conjunto. Por fim insere-se o fluido líquido, verificando a massa total.



Figura 18-Balança digital e picnômetro.

O valor médio medido da densidade relativa do plástico foi de 1190 kg/m^3 , sendo que, de acordo com o fabricante, é de 1040 kg/m^3 , portanto com um erro de 14,42 %. Este erro pode estar associado ao tipo de material, pois polímeros são suscetíveis à temperatura, logo, possivelmente o processo de fabricação pode alterar tal propriedade.

3.2. DETERMINAÇÃO DO MÓDULO DE ELASTICIDADE E FATOR DE PERDA

Para determinação das propriedades do plástico utilizou-se a Norma *ASTM E0756-05*, que se baseia na medição de FRF para um tipo de corpo-de-prova utilizado, sendo que as propriedades são identificadas pelas frequências naturais da curva. A faixa de frequência útil especificada é de 0 a 5 kHz. A Figura 19 exemplifica um tipo de FRF experimental.

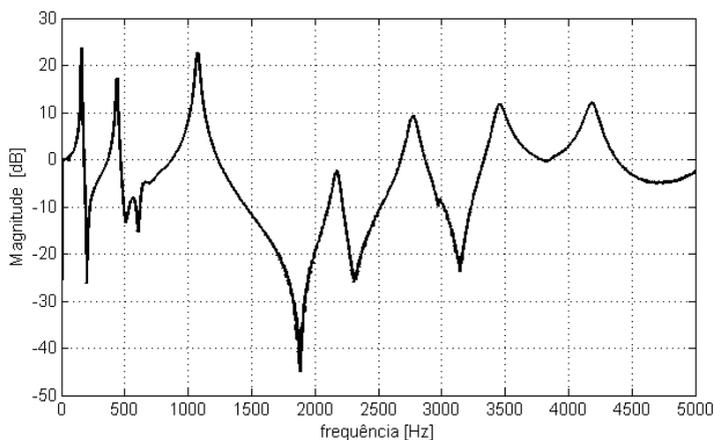


Figura 19-Exemplo de FRF experimental. Fonte: ASTM E756 - 05 (2005).

O corpo-de-prova utilizado foi do tipo viga homogênea como mostra a Figura 20:

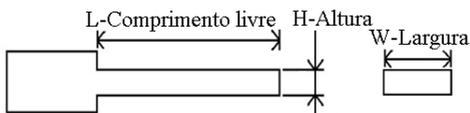


Figura 20-Viga homogênea. Fonte: ASTM E756 - 05 (2005).

O módulo de elasticidade é obtido conforme a equação:

$$E = \frac{12\rho L^4 f_n^2}{H^2 C_n^2}, \quad (3.1)$$

sendo, ρ a densidade relativa da amostra, L o comprimento livre da amostra, H a espessura, f_n a frequência natural e a C_n constante adimensional associada ao modo de flexão n , em que $C_1 = 0,55959$, $C_2 = 3,5069$, $C_3 = 9,8194$, etc.

Pelo método da banda de meia potência (MANDAL; RAHMAN; LEONG, 2004) analisando a FRF experimental obtém-se o fator de perda do material, η , através de:

$$\eta = \frac{\Delta\omega_n}{\omega_n} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n}, \quad (3.2)$$

sendo $\Delta\omega_n$ a largura da banda e ω_n a frequência central. Esse método avalia os pontos com metade da potência em que ocorre ω_1 e ω_2 , ou seja, 3 dB abaixo do valor da amplitude referente à frequência central, de acordo com a Figura 21.

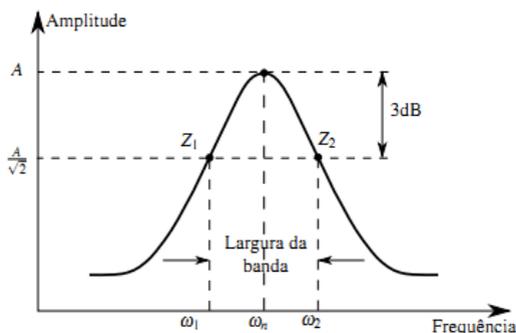


Figura 21-Método da banda de meia potência.

Fonte: ASTM E756 - 05 (2005).

As amostras para o experimento foram cedidas pela empresa financiadora do projeto. No ensaio obteve-se a curva receptância, para faixa de frequência de 0 a 3200 Hz, na qual a excitação foi dada pelo impacto de um martelo de medição na estrutura plástica e a velocidade da extremidade livre, foi medida com um vibrômetro a laser no meio do corpo-de-prova.

Na Figura 22 tem-se o esquema da montagem de instrumentos da bancada.

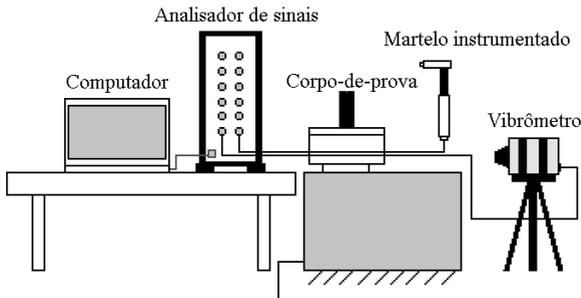


Figura 22-Cadeia de instrumentos utilizada.

Conforme a Figura 22 foram utilizados os seguintes equipamentos: um analisador de sinais (*software e hardware PULSE* do fabricante *Brüel & Kjaer Sound & Vibration Measurement A/S*), um martelo instrumentado do tipo 8204 *PCB Piezotronics*, com sensibilidade de 24,1mV/N; um vibrômetro a laser Ometron, modelo VH-1000-D, cuja sensibilidade utilizada foi de 8V/m/s e um notebook *TOSHIBA* para armazenamento dos dados.

Os resultados estão listados na Tabela 4 para as amostras 1, 2, 3 e 4, visto que para cada uma foram feitas duas medições (med1 e med2), onde repetiu-se o processo de montagem e desmontagem de fixação das peças a fim de verificar a repetibilidade. Foi verificado o erro percentual relativo, de uma medição para a outra, do módulo de elasticidade calculado (E [GPa]), sendo a referência a medição 1.

As Figuras 23 e 24 representam as medições de cada amostra (am), sendo que a receptância, $H(f)$, relaciona o deslocamento da extremidade livre do corpo-de-prova com a força do impacto do martelo no mesmo. A Função Coerência é útil como controle de qualidade da medição, no caso ela relaciona o sinal do vibrômetro com o sinal do martelo instrumentado.

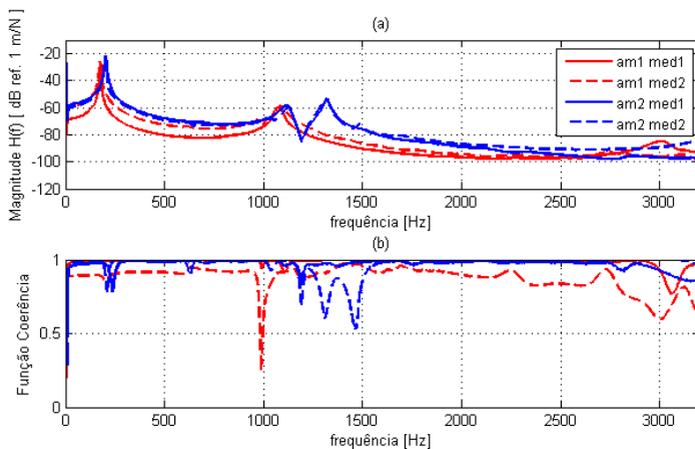


Figura 23-(a) Receptância das amostras 1 e 2 (b) Função Coerência.

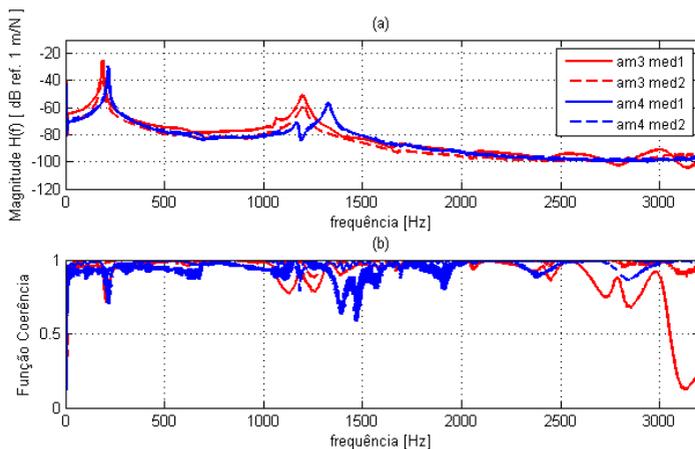


Figura 24-(a) Receptância das amostras 3 e 4 (b) Função Coerência.

Tabela 4-Módulo de elasticidade das amostras de plástico ABS.

	L[m]	H[m]	f1 [Hz]		E1[GPa]		Erro E [%]	f2[Hz]		E2[GPa]		Erro E [%]
			med 1	med 2	med 1	med 2		med 1	med 2	med 1	med 2	
1	0,0350	0,0015	178	173	0,98	0,92	-5,74	1085	1084	0,92	0,92	0,00
2	0,0365	0,0015	203	203	1,43	1,43	0,00	1121	1121	1,11	1,11	0,00
3	0,0363	0,0015	183	187	1,13	1,18	4,42	1198	1201	1,23	1,24	0,81
4	0,0358	0,0015	216	216	1,58	1,58	0,00	1327	1327	1,52	1,52	0,00

De acordo com as Figuras 23 e 24, a Função Coerência foi idealmente plana próxima da unidade na maior parte do espectro para as amostras 2 e 4, revelando que as medições foram boas. Outro fato evidenciado são as três ressonâncias apresentadas nas curvas, exceto para a amostra 1, que provavelmente este corpo-de-prova foi o único a ser medido exatamente no centro da extremidade livre. Assim, a segunda frequência natural não aparece como nas demais.

De acordo com Tabela 4, os erros percentuais relativo ao módulo de elasticidade foram satisfatórios, não ultrapassando 6 %, visto que fontes de erro, como no processo de fixação da peça na posição perpendicular a morsa, posicionamento do vibrômetro na extremidade livre, manuseio da instrumentação, etc, são presentes nesse experimento.

Para cada receptância experimental foram calculados os valores de fator de perda (Tabela 5). Os maiores erros foram para a amostra 1 e 4, evidenciando que a peça apresentava irregularidades, ou o autoespectro da força do martelo não foi idealmente plano, ou a martelada não foi perpendicular à viga, etc.

Tabela 5-Fator de perda do plástico ABS.

	$\eta(f1)$		Erro [%]	$\eta(f2)$		Erro [%]
	med 1	med 2		med 1	med 2	
1	0,017	0,023	35,29	0,034	0,042	23,53
2	0,022	0,024	9,09	0,02	0,024	20
3	0,018	0,016	-11,11	0,017	0,019	11,76
4	0,014	0,01	-28,57	0,015	0,015	0

De acordo com as Tabelas 4 e 5, o valor médio do módulo de elasticidade das amostras é de 1,24 GPa e o desvio padrão de 0,024, no caso do fator de perda o valor médio é de 0,021 e o desvio padrão de 0,008. O valor fornecido pelo fabricante do módulo de elasticidade é de 2,3 GPa, assim o erro do valor médio em relação ao fabricante é de 48 %.

A dificuldade desse tipo de ensaio está na obtenção de uma martelada com espectro idealmente plano, pois a estrutura de análise apresenta dimensões pequenas e o impacto do martelo na peça deve ser cauteloso para não ocorrer repiques. Os erros relacionados às propriedades obtidas podem também estar associados ao corpo-de-prova, pois as a-

mostras que a empresa cedeu para os ensaios tiveram de ser lixadas e cortadas, logo não-uniformidades foram inevitáveis.

3.3. VALIDAÇÃO E AJUSTE DE PROPRIEDADES

Uma análise modal numérica utilizando *FEM (Ansys 12.1-Help Topics)* foi feita com a amostra 4, cujas dimensões são $L = 0,0358$ m, $W = 0,01446$ m e $H = 0,0015$ m, com as propriedades mecânicas médias experimentais: $E = 1,24$ GPa, $\rho = 1190$ kg/m³ e $\nu = 0,42$ (Poisson), a fim de compreender o comportamento dinâmico desse tipo de estrutura, verificando as formas modais associadas às frequências naturais. A condição de contorno é engastada-livre. O único valor de literatura é o Poisson (Material Property Data (ABS), 2011).

O tipo de elemento escolhido foi o *SOLID92* (tetraédrico), o qual apresenta 10 nós, em que cada um tem 3 graus de liberdade de translação (UX, UY e UZ). A análise revelou os modos de vibração, Figura 25, sendo dois de flexão (primeiro e terceiro) e um de torção (segundo). Os valores de frequências naturais utilizados são os relativos aos modos de flexão, conforme a Norma menciona.

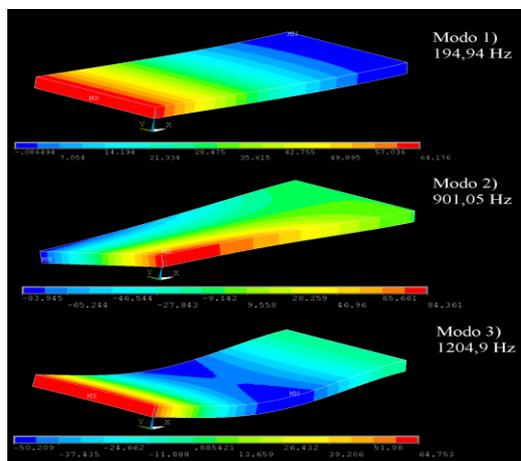


Figura 25-Modos de vibração da viga *ABS*.

A partir dos valores das propriedades mecânicas utilizadas para a análise modal numérica mostrada anteriormente, foram realizadas análises harmônicas (Método Direto-*Ansys 12.1-HelpTopics*) para validação do modelo numérico pelo uso do *software Ansys*, considerando as dimensões da amostra 4. De maneira equivalente ao ensaio feito, engas-

tou-se a amostra numa extremidade; a força que o martelo exerce na estrutura (excitação) foi reproduzida, sendo idealmente pontual e unitária no espectro da frequência. Um dado necessário para a análise é o fator de perda, sendo utilizado o valor médio experimental. A Figura 26 representa o modelo discretizado mostrando o nó de excitação e nó de resposta.

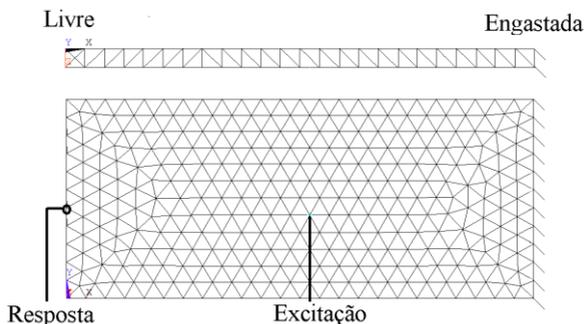


Figura 26-Modelo numérico da viga de plástico (elementos tetraédricos).

A discretização da geometria foi feita considerando o comprimento de onda de flexão da estrutura dividido por 12, sendo assim o tamanho do elemento deve ter dimensão menor que tal valor calculado. Ao longo da espessura considerou-se a própria dimensão da viga, devido ao comprimento de onda de flexão ser alto.

A Figura 27 apresenta as receptâncias numérica e experimental, para do modelo do corpo-de-prova de plástico. Foram feitas duas análises, uma com os valores médios de propriedades experimentais (props experimentais): $E = 1,24 \text{ GPa}$, $\rho = 1190 \text{ kg/m}^3$ e $\eta = 0,021$. A outra análise feita com valores ajustados (props ajustadas), na tentativa e erro, sendo os valores finais para $E = 1,47 \text{ GPa}$ e $\eta = 0,015$.

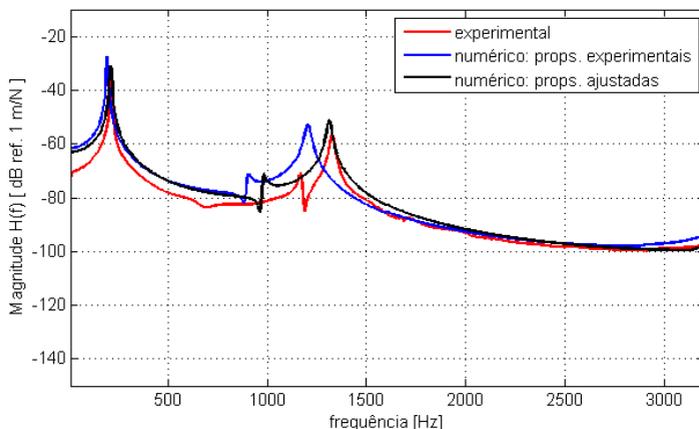


Figura 27-Receptância das amostras.

O ajuste realizado fez com que o segundo modo de flexão numérico se aproximasse do valor experimental, embora exista uma diferença nítida de amplitude entre as curvas. Os modos de torção mesmo não estando próximos foram desprezados nos cálculos, de acordo com a Norma utilizada.

Um teste realizado para verificar a influência do tipo de elemento para representar o modelo da viga de plástico, sendo uma análise realizada utilizando elementos hexagonais com seis camadas ao longo da espessura, Figura 28, sendo comparada com o que foi feito anteriormente para a representação da viga por elementos tetraédricos.

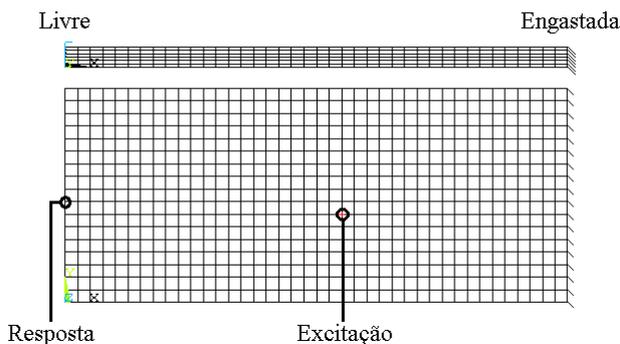


Figura 28-Modelo numérico da viga de plástico (elementos hexagonais).

A Figura 29 mostra as curvas de receptância revelando o resultado da análise.

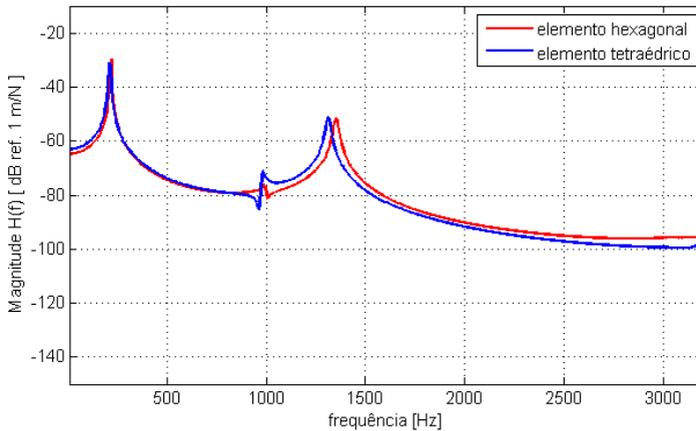


Figura 29-Influência do tipo de elemento no modelo da viga de plástico.

A análise revela que as curvas apresentam boa concordância e apesar de uma pequena diferença mínima de amplitude nas altas frequências, devido ao posicionamento dos nós de excitação e resposta não serem exatamente os mesmos nos modelos, é possível utilizar o tipo de elemento tetraédrico para representação da geometria estudada, ou seja, as carcaças do aparelho auditivo.

4. MODELOS NUMÉRICOS DAS CARÇAÇAS

4.1. DESCRIÇÃO DOS MODELOS

Sabendo da análise realizada, no Capítulo 3, com os corpos-de-prova de material plástico, a fim de determinar suas propriedades mecânicas foi possível ajustá-las para que a curva do modelo numérico se aproximasse da experimental. Além disso, o teste realizado com os tipos de elementos revelou que o tipo tetraédrico pode ser utilizado seguramente para representação das geometrias das carcaças, visto que elementos hexagonais seriam inviáveis. Assim, investiga-se primeiramente o comportamento dinâmico das metades separadas e depois é feita a união delas para as análises. A ideia da investigação singular se deve ao fato do não conhecimento dinâmico das estruturas, para assim, ser feita a união das carcaças e estudá-las como seu devido funcionamento real, isto é, unidas.

4.1.1. Metades

Para geração da malha foi considerado o critério do comprimento de onda de flexão da estrutura dividido por 12, isso garante a representação dos modos de vibração da estrutura. Como as geometrias das carcaças são praticamente simétricas utilizou-se o valor máximo de 1,3 mm para os elementos. Estes são tetraédricos do tipo *SOLID92*, os mesmos utilizados no modelo da corpo-de-prova de *ABS*. A Figura 30 representa a malha dos modelos para as metades: (a) esquerda e (b) direita.

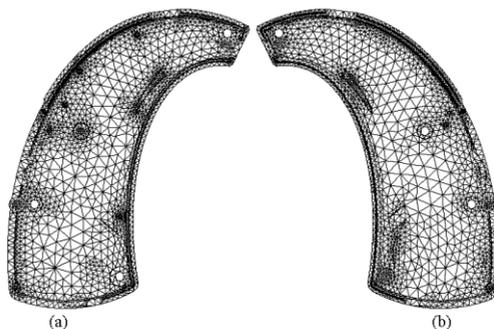


Figura 30-Malha das carcaças: esquerda (a) e direita (b).

4.1.2. Carcaças unidas

Já para o caso das carcaças unidas, a Figura 31 representa o modelo, sendo considerado o mesmo tamanho e tipo de elemento que o caso das metades. A região (azul) da condição de contorno é aproximadamente a área de contato do parafuso com a carcaça (ver Fig. 34), sendo imposto um deslocamento unitário nessa região circular.

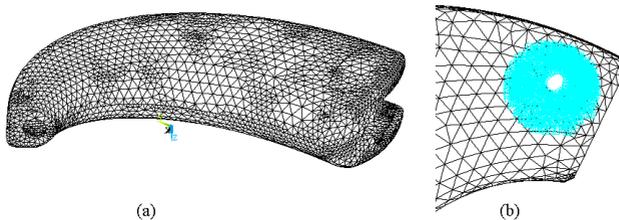


Figura 31-(a) Malha das carcaças unidas (b) região da condição de contorno.

4.2. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL-ANÁLISE MODAL

No caso da análise modal numérica das carcaças, a partir da malha gerada, propriedades mecânicas caracterizadas e condição de contorno similar ao experimento, obtêm-se as formas modais associadas às frequências naturais.

4.2.1. Metades

Realizou-se análise modal experimental (ver Anexo A) para as metades das carcaças, discretizando a geometria no plano X-Y, colando-se a peça em um parafuso para fixá-la ao *shaker*, por fim obtendo as FRF's, que relacionam deslocamento da estrutura pelo deslocamento da base do excitador, onde foi fixado um acelerômetro. A excitação gerada foi um sinal do tipo ruído branco de amplitude 900 mV(rms) a partir do *software PULSE* para a faixa de frequência de 0 a 6400 Hz.

A Figura 32 representa as metades com 44 pontos de discretização para cada uma, levando em conta que tais pontos são somente na região uniforme da peça, a fim de facilitar a focalização do vibrômetro. O *shaker*, o acelerômetro e o amplificador de potência são da marca *B&K*, sendo o primeiro do tipo 4809, enquanto o segundo 4519-003, cuja sensibilidade é $10,78 \text{ mV/ms}^2$ e o último é do tipo 2718.

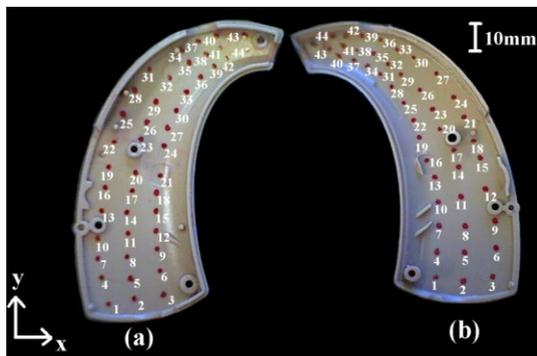


Figura 32-Discretização experimental das carcaças: (a) esquerda e (b) direita.

A bancada para esta análise apresenta a instrumentação conforme a Figura 33, em que a cadeia de instrumentos se dá a partir do sinal gerado no *software*, sendo este amplificado para alimentar o *shaker*, fazendo vibrar à peça.

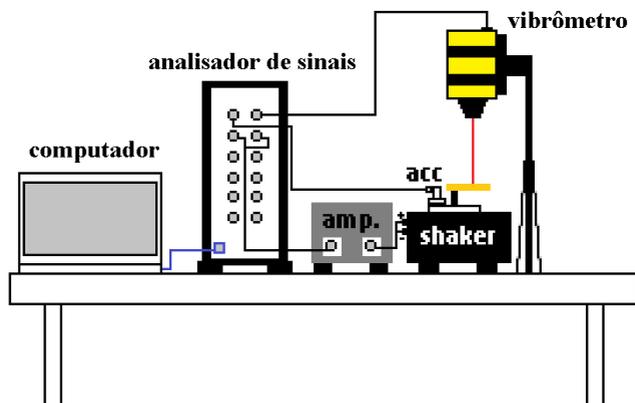


Figura 33-Cadeia de instrumentos da análise modal das carcaças.

A fixação da carcaça é visualizada na Figura 34, sendo que foi necessário um parafuso M6 sem cabeça e fita de vedação para prendê-lo no *shaker* e fixar a carcaça plástica nele com cola tipo *loctite*, a fim impedir movimentos laterais da carcaça, ou seja, garante-se somente movimentos unidimensionais da peça, conforme a excitação.

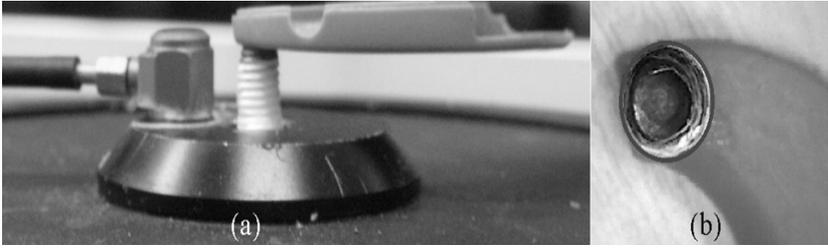


Figura 34-(a) Fixação da carcaça por parafuso no *shaker* e (b) detalhe da região da carcaça colada no parafuso.

Como foi utilizado um *shaker* para excitar a estrutura de análise, utilizou-se a função de Transmissibilidade, na qual relaciona amplitudes de deslocamentos, sendo $X_1(f)$ o deslocamento da carcaça e $X_2(f)$ o deslocamento de referência:

$$T(f) = \frac{X_1(f)}{X_2(f)}. \quad (3.9)$$

Para ser obtida essa relação foi necessária a derivação da FRF experimental (velocidade/aceleração), visto que a velocidade $\dot{X}_1(f)$ foi registrada com o uso do vibrômetro e a aceleração $\ddot{X}_2(f)$ com o acelerômetro na superfície do *shaker*. No caso o numerador dessa relação seria o deslocamento de qualquer ponto da estrutura.

Com todas as FRFs medidas, utilizou-se o aplicativo *Modal Analysis* do software *Test.Lab Rev10B* para a identificação dos parâmetros dos parâmetros modais (forma de vibração, frequência natural e coeficiente de amortecimento ou fator de perda). As curvas de transmissibilidade ($T(f)$) do tipo soma, da análise modal experimental estão mostradas na Figura 35. Assim, as frequências naturais podem ser verificadas conforme as Tabelas 6 e 7 e Figuras 36 e 37, sendo que foi realizado um teste de repetibilidade desse experimento (experimental 1 e 2).

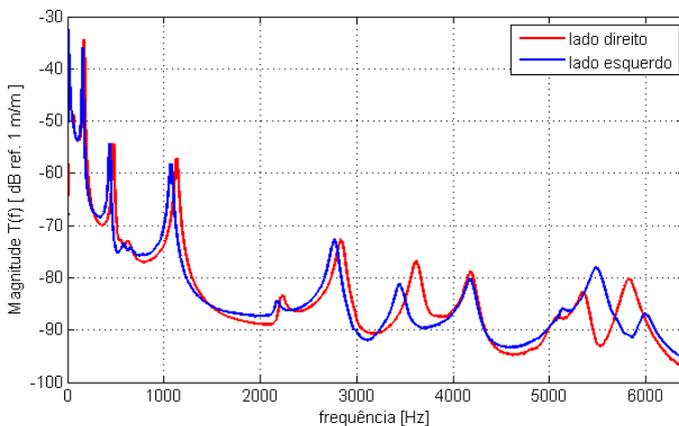


Figura 35-Curvas do tipo soma das carcaças (experimental 1).

Tabela 6-Análise modal experimental do lado esquerdo da carcaça.

modo	experimental 1		experimental 2		Erro [%]	
	fn [Hz]	η [%]	fn [Hz]	η [%]	fn	η
1	171,796	1,61	172,657	1,39	0,50	-13,66
2	489,025	1,42	479,772	2,36	-1,89	66,20
3	603,736	3,89	621,095	2,46	2,88	-36,76
4	1157,263	1,28	1132,403	1,14	-2,15	-10,94
5	2238,572	1,29	2218,179	1,36	-0,91	5,43
6	2840,190	1,60	2840,968	1,31	0,03	-18,13
7	3594,921	1,49	3610,785	1,55	0,44	4,03

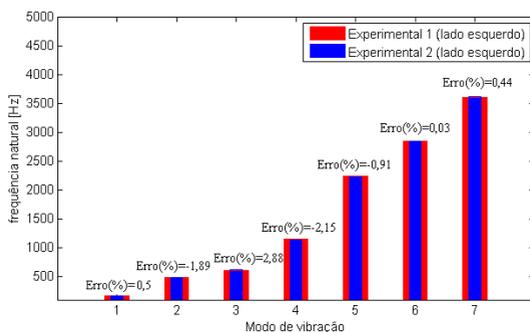


Figura 36-Módulo do erro da frequência natural para o lado esquerdo.

De acordo com a Tabela 6 e a Figura 36, os erros de uma análise para outra não ultrapassaram de 3% para os valores de frequências naturais, para ambos os lados, embora não acontecesse o mesmo para o caso do amortecimento. A Figura 35 revela que a semelhança das curvas é nítida, comprovando similaridade geométrica das estruturas avaliadas.

Tabela 7-Análise modal experimental do lado direito da carcaça.

modo	experimental 1		experimental 2		Erro [%]	
	fn [Hz]	η [%]	fn [Hz]	η [%]	fn	η
1	159,010	1,37	157,591	1,34	-0,89	-2,19
2	456,650	1,54	436,756	1,49	-4,36	-3,25
3	635,499	1,94	607,176	2,94	-4,46	51,55
4	1117,500	1,24	1073,326	1,28	-3,95	3,23
5	2193,600	1,47	2170,766	1,19	-1,04	-19,05
6	2858,900	1,52	2770,024	1,14	-3,11	-25,00
7	3359,800	1,81	3445,263	1,51	2,54	-16,57

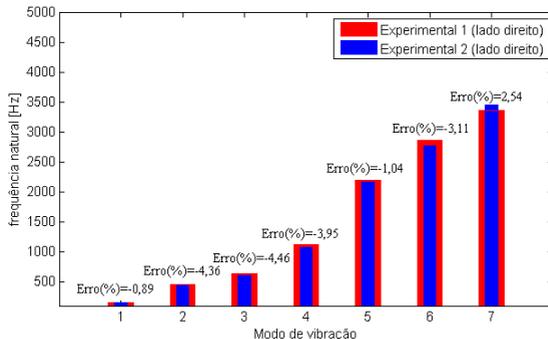


Figura 37-Módulo do erro da frequência natural para o lado direito.

Para a correção do erro entre as frequências naturais experimentais e numéricas, foi feita uma rotina iterativa entre os softwares *Ansys* e *Matlab* através da otimização de uma função erro. Nesse contexto os algoritmos genéticos são úteis. Visto que as propriedades mecânicas, densidade e módulo de elasticidade, do modelo são alteradas a cada iteração.

No início da rotina define-se os valores iniciais de propriedade do modelo, baseado nos valores médios experimentais, bem como seus va-

lores máximos e mínimos, assim também é estabelecido um número de gerações de indivíduos, a tolerância da função erro (objetivo) e um tempo limite de procedimento da rotina. A Equação (3.9) apresenta a função erro relacionada às frequências naturais numéricas e experimentais utilizada:

$$Erro_{fn} = \sum_{n=1}^{N_T} \left(\frac{f_{n \text{ exp}} - f_{n \text{ num}}}{f_{n \text{ exp}}} \right)^2, \quad (3.10)$$

sendo, $n=1,2,\dots,N_T$. Este é o número total de modos da otimização.

O algoritmo genético é baseado nas teorias de Darwin sobre a sobrevivência e evolução das espécies. Ele inicia gerando uma população inicial de indivíduos aleatórios, vistos como candidatos à solução do problema (FLORES et. al., 2007). Durante o processo de evolução, cada indivíduo é valorizado de acordo com sua capacidade de adaptação e sobrevivência. O processo de seleção natural remove alguns indivíduos enquanto outros sobrevivem. Após etapas sucessivas de cruzamento e mutação, os indivíduos selecionados terão seus cromossomos alterados de forma que, ao final do processo, uma solução satisfatória seja alcançada. Uma desvantagem desse algoritmo é a convergência demorada, assim ele é recomendado para problemas com número reduzido de variáveis de ajuste.

De acordo com a Figura 38 tem-se o fluxograma da análise realizada para determinação das propriedades do modelo numérico das carcaças, sendo utilizado o *toolbox* de algoritmos genéticos do *Matlab*.

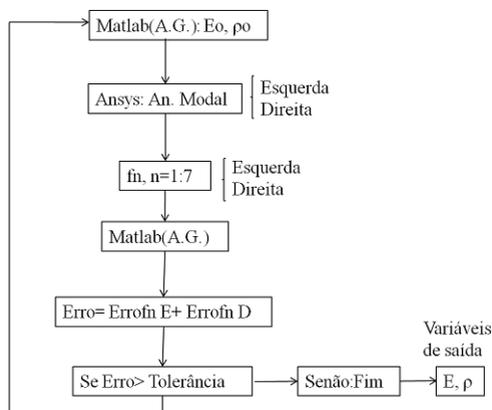


Figura 38-Fluxograma da rotina de otimização.

A partir das propriedades do ajuste é feita uma análise harmônica numérica para verificar a defasagem de amplitude das FRFs numéricas com as experimentais. Um dado de entrada necessário é o fator de amortecimento viscoso (ξ), metade do fator de perda (η), que é obtido a partir dos valores experimentais da curva soma $T(f)$. Como tais valores foram variáveis para cada frequência natural foi feita uma interpolação linear dos dados, sendo obtida uma reta para o amortecimento em função da frequência.

A Tabela 8 e a Figura 39 apresentam os dados de validação do procedimento, visto que o processo de otimização obteve as propriedades mecânicas: $E = 2,13$ GPa e $\rho = 1182,88$ kg/m³. Tal fato fez com que o erro em relação ao fabricante diminuísse, para a primeira propriedade o desvio foi de -7,39 %, já a segunda -0,6 %, respectivamente. Os valores experimentais considerados do ajuste foram referentes ao experimental 2.

Tabela 8-Resultados da otimização via algoritmo genético.

carcaça esquerda				carcaça direita		
modo	fn exp [Hz]	fn num[Hz]	Erro [%]	fn exp [Hz]	fn num[Hz]	Erro [%]
1	172,657	175,480	1,635	157,591	154,420	-2,012
2	479,772	461,200	-3,871	436,756	443,220	1,480
3	621,095	658,760	6,064	607,176	645,840	6,368
4	1132,403	1091,300	-3,630	1073,326	1079,200	0,547
5	2218,179	2177,800	-1,820	2170,766	2156,800	-0,643
6	2840,968	2842,200	0,043	2770,024	2774,100	0,147
7	3610,785	3645,800	0,970	3445,263	3553,200	3,133

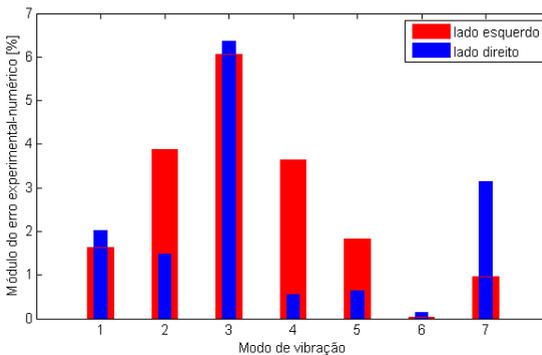


Figura 39-Módulo do erro experimental-numérico das carcaças.

Os gráficos de barras das Figuras 36, 37 e 39 revelam que o erro máximo entre as frequências naturais experimentais é menor que o erro máximo entre os as frequências naturais numéricas e experimentais; tal fato demonstra que a análise experimental foi validada de maneira coerente. Ou seja, a repetibilidade das análises experimentais é satisfatória comparada à variação entre experimental e numérico. Isto comprova que os valores experimentais 1 (Tabela 7) poderiam ser também utilizados no processo de otimização das propriedades mecânicas do modelo.

As formas modais validadas estão mostradas nas Figuras 40 e 41, sendo apresentadas de maneira comparativa entre experimental e numérico. Visto que a semelhança no espectro de cores é nítida, embora a magnitude das frequências naturais apresente desvio relativo considerável, pois se tratando desse tipo de análise experimental, fontes de erros são inevitáveis, como manuseio da instrumentação utilizada, não paralelismo da base do vibrômetro com a estrutura de medição, calibração dos instrumentos, etc.

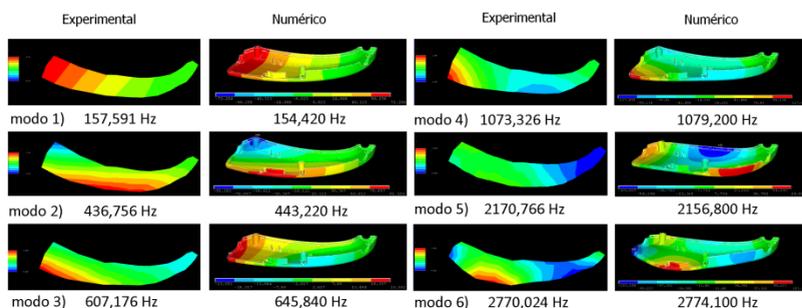


Figura 40-Validação experimental dos modos da carcaça direita.

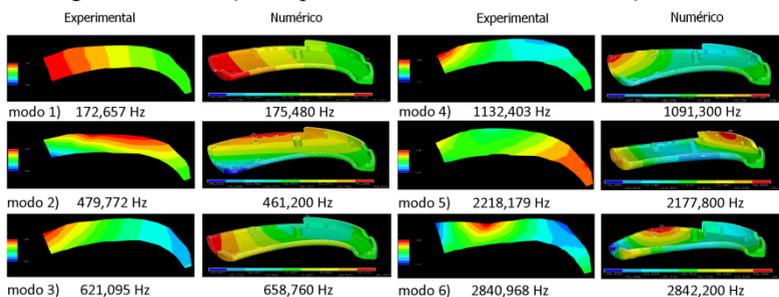


Figura 41-Validação experimental dos modos da carcaça esquerda.

4.2.2. Carcaças unidas

Após realizadas as análises com as metades das carcaças, foi possível notar uma grande semelhança de comportamento dinâmico. Dessa forma foi realizada análise para as carcaças unidas, uniu-se uma à outra por parafusos e foram fixas entre si com cola tipo *loctite*, a fim de evitar problemas de medição e efeito de dissipação de energia, e após esta montagem foram coladas em um parafuso e presas no *shaker*; similarmente com o processo de fixação das metades das carcaças no *shaker*. O número de pontos da discretização foi reduzido para 41, devido à saliência existente na extremidade inferior das carcaças, que prejudica a medição. A Figura 42 revela alguns detalhes experimentais e a numeração dos pontos da estrutura.

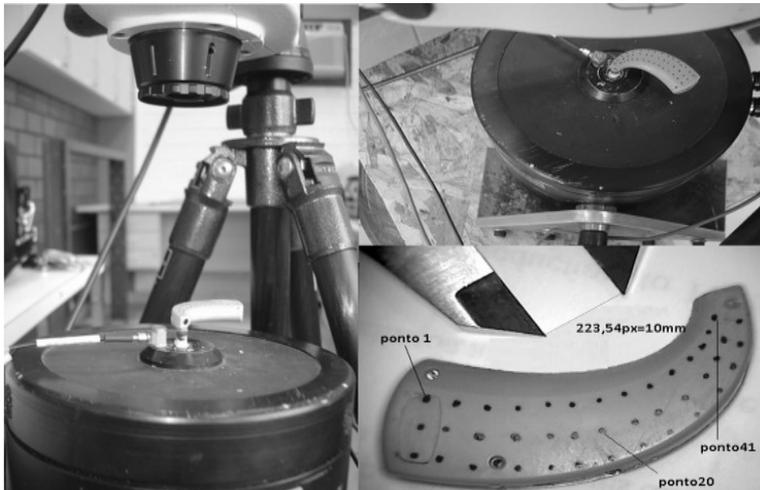


Figura 42-Análise modal experimental das carcaças unidas.

Foram realizados os mesmos procedimentos de repetibilidade dos testes para as metades das carcaças. A Figura 43 representa a curva soma das transmissibilidades experimentais, seguida da Tabela 9 que apresenta os dados obtidos das análises. A dispersão das curvas é considerável, evidenciando que a repetibilidade foi garantida no teste realizado.

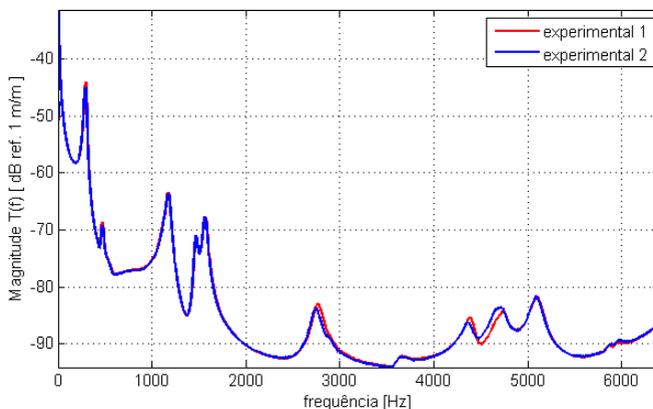


Figura 43-Curva soma das carcaças unidas.

Tabela 9-Resultados das análises experimentais com as carcaças unidas.

experimental 1			experimental 2		Erro [%]	
modo	fn experimental [Hz]	η [%]	fn experimental [Hz]	η [%]	fn	η
1	289,801	1,40	288,758	1,89	-0,36	35,00
2	475,299	3,65	463,204	6,17	-2,54	69,04
3	1172,886	1,73	1173,251	1,85	0,03	6,94
4	1470,091	1,16	1470,794	1,49	0,05	28,45
5	1563,011	1,40	1561,744	1,39	-0,08	-0,71
6	2757,015	1,68	2740,557	1,84	-0,60	9,52
7	3635,092	1,46	3630,148	1,41	-0,14	-3,42
8	4389,276	1,49	4365,705	1,58	-0,54	6,04
9	5095,677	1,35	5091,489	1,34	-0,08	-0,74
10	5901,474	1,34	5913,871	1,30	0,21	-2,99

De acordo com a Tabela 9, os erros percentuais de frequência natural foram consideráveis, excetuando o segundo modo que apresentou um valor de -2,54 %. Os procedimentos experimentais se mostraram eficientes quanto a repetibilidade.

Conforme a Tabela 10 é feita uma comparação dos valores de frequência natural experimentais (experimental 2) e numéricas. A Figura 44 apresenta de maneira comparativa os dados das Tabela 9 e 10 quanto ao módulo do erro das frequências naturais.

Tabela 10-Comparação das frequências naturais experimentais e numéricas.

modo	fn exp [Hz]	η [%]	fn num [Hz]	Erro [%]
1	289,801	1,40	274,660	-5,2246
2	475,299	3,65	483,340	1,6918
3	1172,886	1,73	1143,700	-2,4884
4	1470,091	1,16	1459,500	-0,7204
5	1563,011	1,40	1489,300	-4,7160
6	2757,015	1,68	2704,200	-1,9157
7	3635,092	1,46	3572,300	-1,7274
8	4389,276	1,49	4341,500	-1,0885
9	5095,677	1,35	4709,800	-7,5726
10	5901,474	1,34	5529,500	-6,3031

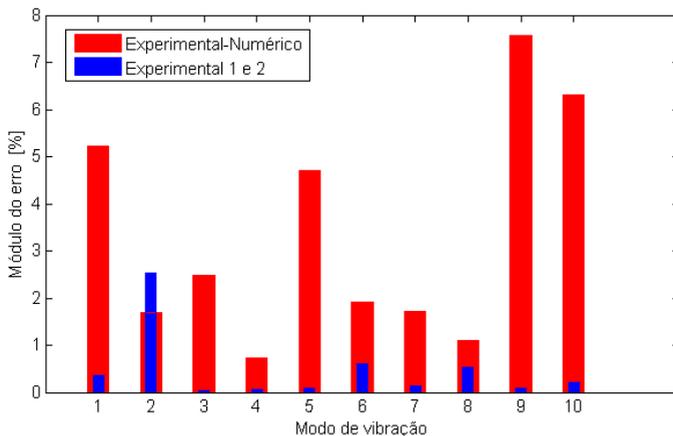


Figura 44-Módulo do erro das frequências naturais para as carcaças unidas.

A Figura 44 revela que, exceto para o segundo modo de vibração, o módulo dos erros das frequências naturais entre experimental e numérico foram maiores comparados aos experimentais, evidenciando que a eficiência da repetibilidade das medições foi garantida. Visualmente é possível comparar os modos de vibração da estrutura analisada de acordo com a Figura 45.

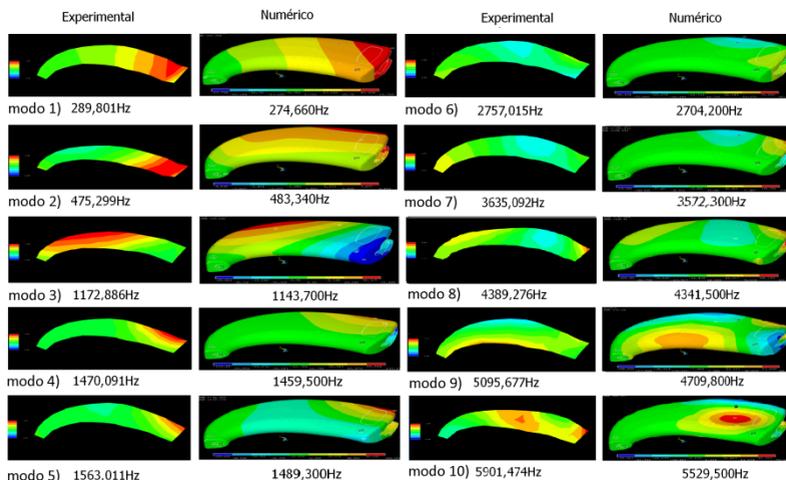


Figura 45-Formas modais das carcaças unidas.

De acordo com a Figura 45, o segundo modo de vibração experimental não obteve semelhança com o numérico devido ao seu movimento característico ser lateral (plano X-Y), o que não é perceptível para a análise, pois a direção de excitação é perpendicular. Entretanto, as outras formas modais tiveram similaridade no espectro de cores e frequências naturais.

4.3. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL - FRFs

4.3.1. Metades

Embora a comparação feita pela análise modal tenha sido satisfatória, ela não é suficiente, pois é mais confiável verificar as curvas FRFs dos pontos medidos. Devido ao amortecimento da estrutura ser variável na frequência, foi necessária uma interpolação linear dos valores de amortecimento viscoso para ser inserido no modelo numérico. As Figuras 46 e 47 representam a equação de uma reta dos valores de amortecimento associados a cada frequência natural da análise experimental 2. Vale lembrar que o fator de amortecimento viscoso (ξ), dado de entrada do *Ansys 12.1*, é a metade do fator de perda (η), que o *LMS Test.lab* fornece.

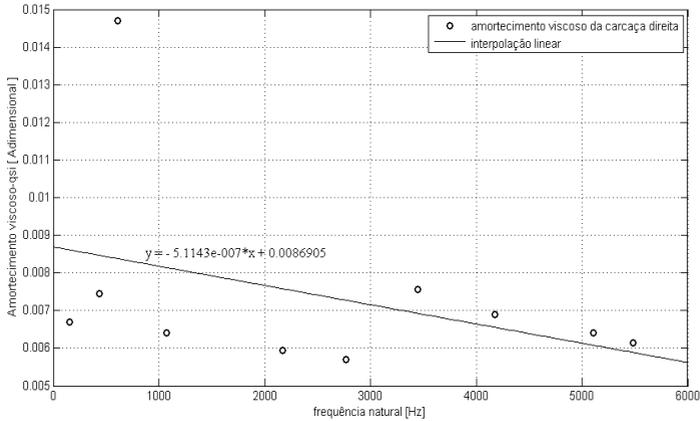


Figura 46-Interpolação linear do amortecimento viscoso para a metade direita.

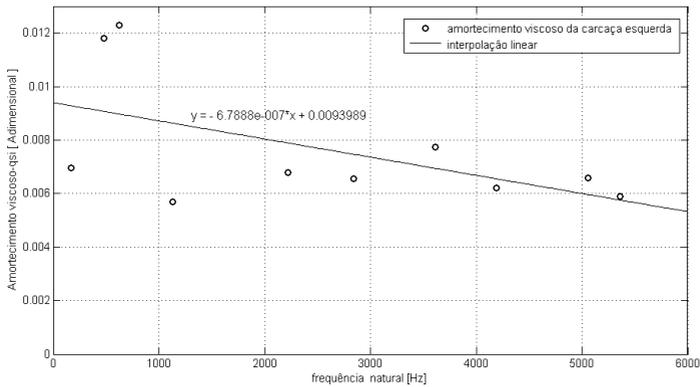


Figura 47-Interpolação linear do amortecimento viscoso para a metade esquerda.

Assim, as Figuras 48 e 49 revelam as curvas de Transmissibilidade para os pontos de análise, sendo que há uma boa concordância entre elas, demonstrando eficácia na validação do experimento.

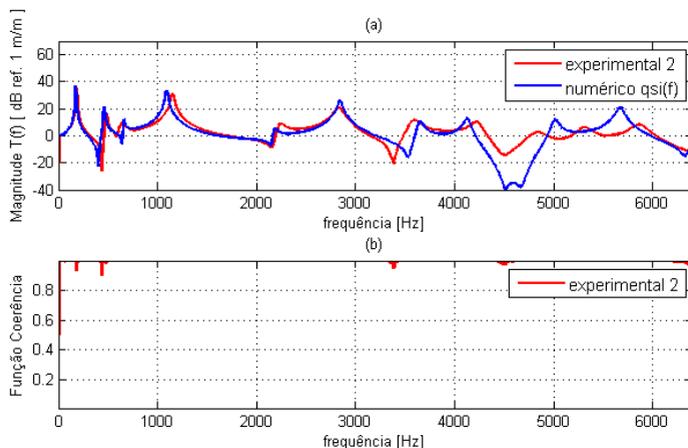


Figura 48-(a) $T(f)$ do ponto 1 da metade esquerda e (b) Função coerência.

As funções coerências entre os sinais, velocidade e aceleração, foram idealmente próximas da unidade para ambos os lados. Embora, em algumas anti-ressonâncias isso não aconteça, pois o nível de amplitude de medição é baixo.

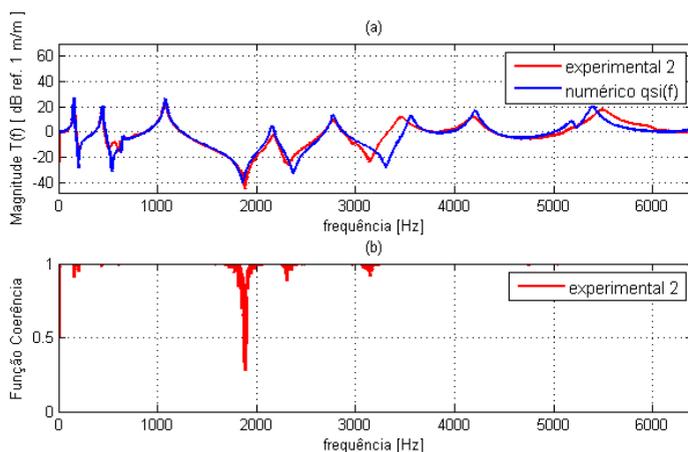


Figura 49-(a) $T(f)$ do ponto 20 da metade direita e (b) Função coerência.

4.3.2. Carcaças unidas

A validação numérica do modelo das carcaças unidas foi feita considerando o fator de perda constante no espectro da frequência, pois de acordo com a Tabela 10 ele apresenta baixa dispersão de um modo de vibração para outro. Um ajuste manual (tentativa e erro) foi feito para as curvas se aproximarem o máximo possível em amplitude, sendo o valor final de $\eta = 0,04$. Assim, as Figuras 50 e 51 revelam as curvas de $T(f)$ dos pontos 1 e 20.

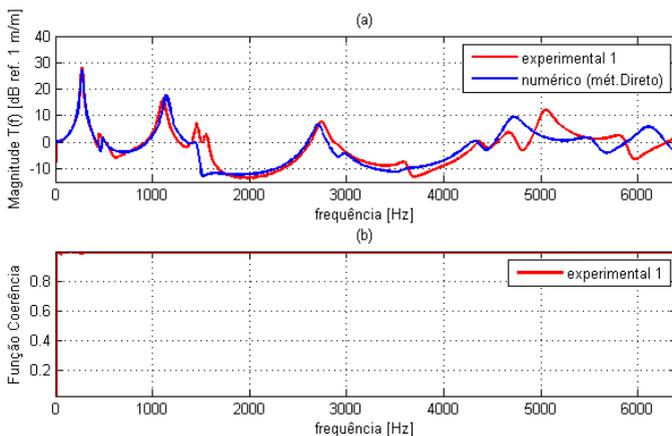


Figura 50-(a) $T(f)$ do ponto 1 das carcaças unidas e (b) Função Coerência.

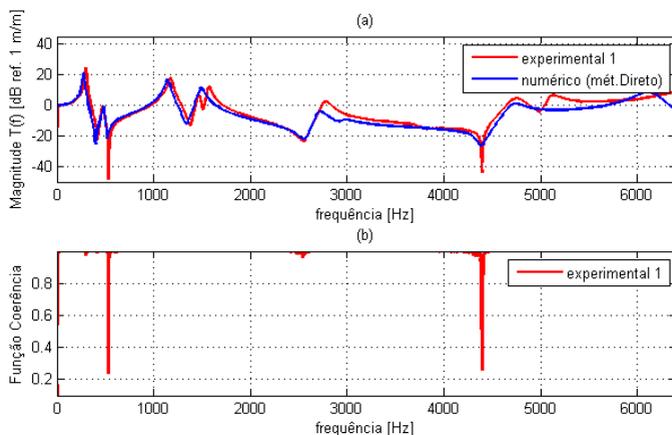


Figura 51-(a) $T(f)$ do ponto 20 das carcaças unidas e (b) Função Coerência.

As curvas obtidas refletem o ajuste realizado para que houvesse concordância entre elas, sendo que nas altas frequências a diferença da curva numérica em relação a experimental é maior. Possivelmente as propriedades mecânicas do modelo são constantes até 5 kHz.

5. MODELOS NUMÉRICOS DA REALIMENTAÇÃO ESTRUTURAL

5.1. MODELO DINÂMICO SIMPLIFICADO

5.1.1. Modelo proposto

Devido à complexidade de funcionamento eletroacústica do alto-falante e tendo em vista que FRIIS (2008) modelou esse transdutor como uma massa pontual em sua investigação, assim, um sistema mecânico de um grau de liberdade foi proposto de forma que a massa do alto-falante se move em relação às carcaças. Desse sistema, na modelagem numérica, a borracha que envolve o alto-falante foi simplificada por elementos de mola, uma mola em cima e outra em baixo, de acordo com a Figura 52. Esses elementos apresentam dados de entrada do tipo rigidez e amortecimento. No caso, a massa do alto-falante é de 1,03 g.

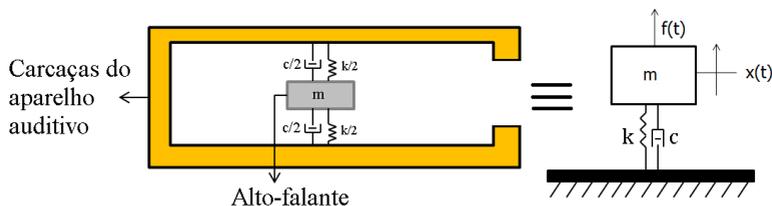


Figura 52-Sistema mecânico simplificado.

No modelo numérico considerou-se a condição de contorno similar ao experimental, pois foi colado com um parafuso na carcaça plástica do aparelho numa base rígida, ou seja, engastou-se os nós dessa área do modelo.

5.1.2. Propriedades do modelo dinâmico simplificado

As propriedades mecânicas requeridas são rigidez mecânica (k) e amortecimento (c), a fim de serem os dados de entrada do modelo numérico para os elementos de mola,

$$k = m \cdot \omega_n^2, \quad (5.1)$$

$$c = \eta \cdot m \cdot \omega_n. \quad (5.2)$$

Essas propriedades são calculadas a partir da receptância característica do sistema mecânico proposto. A Figura 49 revela um exemplo desse tipo de curva.

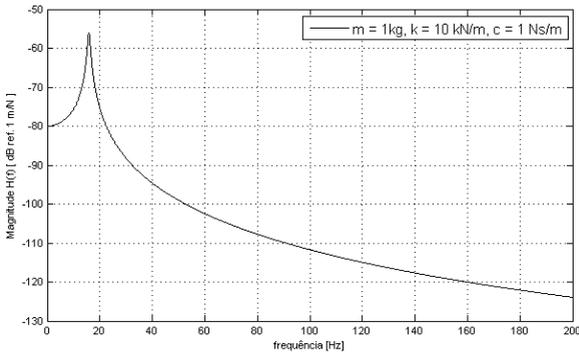


Figura 53-Receptância de um sistema de 1 G.L. Fonte: JORDAN (2002).

5.1.3. Posição geométrica do alto-falante no modelo numérico

Devido ao fato de considerar o alto-falante como um corpo rígido foi necessária a posição geométrica (X, Y, Z) do seu centro de massa (CM), a fim de inseri-lo no modelo numérico como uma massa concentrada (*MASS21-Ansys 12.1*). Tal ponto fará o elo entre as metades das carcaças, através dos elementos de mola (*COMBIN14-Ansys 12.1*). A verificação disso foi realizada no *software Solidworks 2010 x64 Edition* de modo que exista um plano passando pelos pontos D (metade direita), E (metade esquerda) e CM, obtido da intersecção de planos das faces das carcaças e um plano de corte que cruzasse estes pontos. A Figura 54 representa a coordenada de cada ponto (unidades em mm), sendo que a distância entre os pontos E e D é de aproximadamente 6,1 mm.

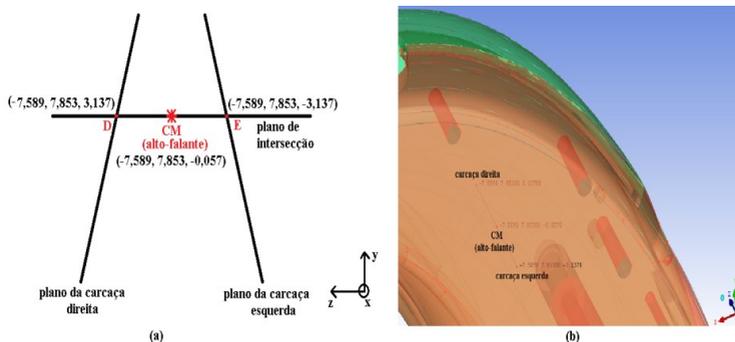


Figura 54-(a) Obtenção dos pontos para os elementos de mola e (b) localização dos pontos nas carcaças.

5.2. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PROPRIEDADES DO MODELO

5.2.1. Determinação do deslocamento

Para determinação do deslocamento do alto-falante, na prática considerou-se a FRF (deslocamento/tensão elétrica) quando este transdutor foi submetido a um sinal elétrico de 900 mV (rms), do tipo ruído branco (distribuição uniforme) para faixa de frequência de 0 a 800 Hz. A Figura 55 apresenta a cadeia de instrumentação utilizada. Foi necessário fazer um furo ($\Phi=1\text{mm}$) na carcaça plástica na região do centro de massa do alto-falante. Tal medição é feita com o uso do vibrômetro a laser, cuja sensibilidade usada foi de 200 V/m.s^{-1} .

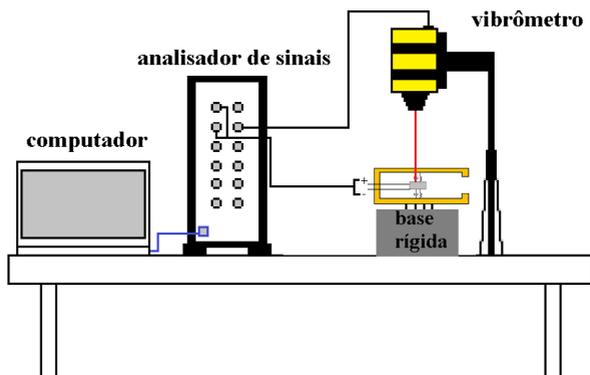


Figura 55-Bancada para obtenção do deslocamento do alto-falante.

O deslocamento do sistema em função da frequência é mostrado na Figura 56, sendo que a função coerência dos sinais, velocidade e tensão elétrica, é útil no controle de qualidade da medição. A base rígida utilizada garantiu que as carcaças estivessem estáticas e somente o alto-falante estivesse se movimentando em uma direção.

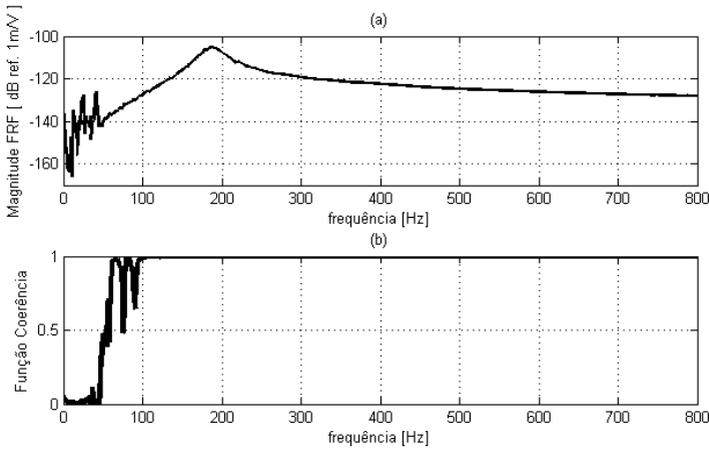


Figura 56-(a) FRF do deslocamento do alto-falante (b) Função Coerência.

Na região abaixo de 100 Hz a função coerência não foi ideal, devido ao nível de deslocamento ser tão baixo que tem-se apenas ruído elétrico. Tal fato é não desejado para conferência do valor inicial de amplitude da receptância.

5.2.2. Determinação da força

Uma maneira de determinar a força do alto-falante quando submetido a um sinal elétrico, é através do uso da cabeça de impedância, pois ela auxilia a determinação da FRF de força em relação ao sinal elétrico. A cadeia de sinais utilizada está de acordo com a Figura 57, sendo que a base rígida da bancada anterior é a mesma. A faixa de frequência deve ser a mesma utilizada para determinação do deslocamento.

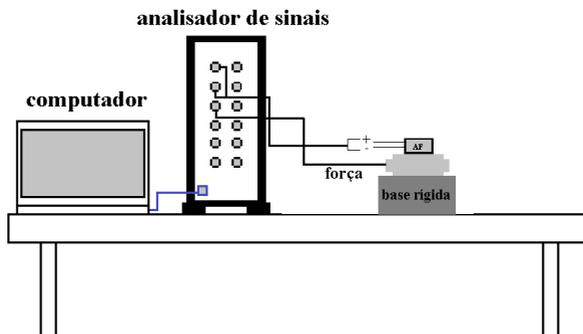


Figura 57-Cadeia de instrumentos para medição de força do alto-falante com o uso cabeça de impedância.

A sensibilidade da cabeça de impedância para a força foi de 22,4 mV/N. Este transdutor foi calibrado devidamente antes do início das medições. A FRF obtida representada na Figura 58 é praticamente plana, todavia seu aspecto se trata de ruído elétrico, o que não é ideal quando for feita a divisão do deslocamento pela força, a fim de resultar na receptância do sistema mecânico. Além disso, a coerência não foi idealmente próxima da unidade, revelando que tal curva não é interessante para ser utilizada nos cálculos futuros.

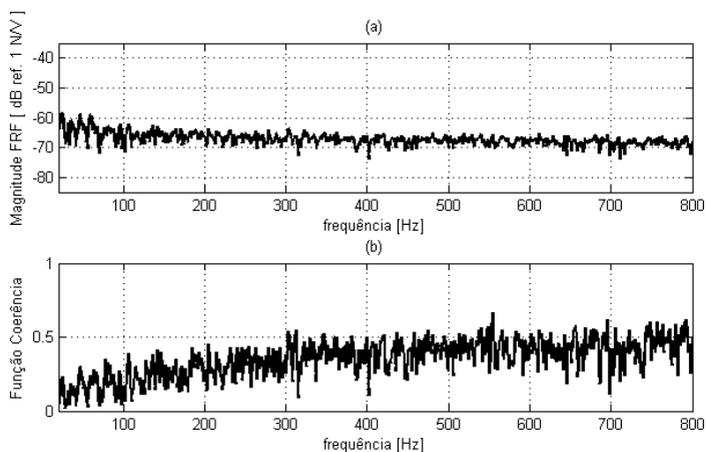


Figura 58-(a) FRF da força do alto-falante com uso da cabeça de impedância (b) Função Coerência.

A razão da medição ter sido ruim é revelada com a Figura 59, em que o autoespectro do ruído elétrico da medição (ruído de fundo) praticamente apresenta o mesmo nível do medido, ou seja, a curva medida pode ser considerada ruído elétrico. Além disso, a massa do alto-falante é muito pequena (1,03 g) comparada à massa da célula de força da cabeça de impedância (4,8 g).

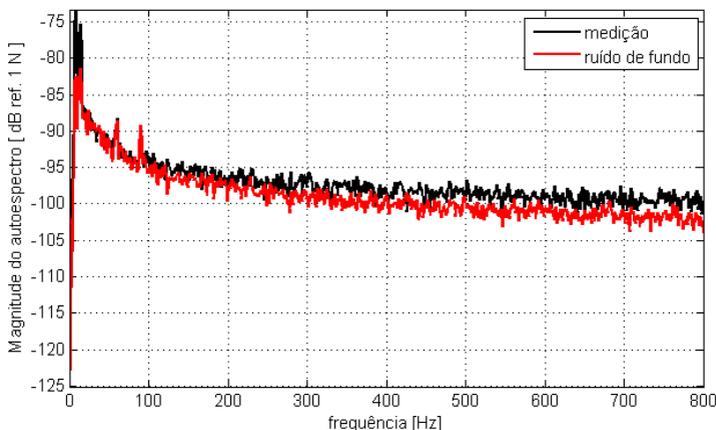


Figura 59-Autoespectro da força.

Uma alternativa de determinação da força do alto-falante é colocá-lo em cima de um material que apresente baixa rigidez e amortecimento e usar o vibrômetro para medir a velocidade superficial de tal transdutor, a fim de obter a FRF do tipo força/tensão elétrica gerada, sendo que m é a massa do alto-falante:

$$FRF \left\{ \frac{N}{V} \right\} = m \cdot i\omega \cdot FRF \left\{ \frac{\dot{X}_2}{V} \right\}. \quad (5.3)$$

Neste caso admite-se que as forças geradas pelo alto-falante são utilizadas apenas para acelerar a sua própria massa. Para a obtenção da força pela análise alternativa montou-se a bancada de acordo com a Figura 60. A sensibilidade do medidor de velocidade foi a mesma da anterior e a faixa de frequência também.

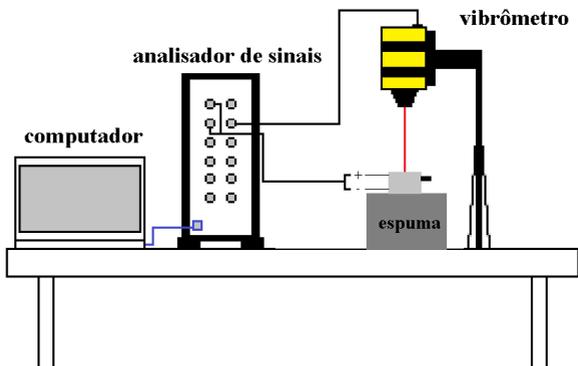


Figura 60-Bancada para determinação da força do alto-falante.

As espumas utilizadas foram testadas em cinco configurações, sendo que na terceira e quinta usou-se adicionalmente algodão como base para o alto-falante. A Figura 61 representa as combinações realizadas. A configuração que apresentar menos ruído elétrico e melhor função coerência será a escolhida para análise de 0 a 6,4 kHz.

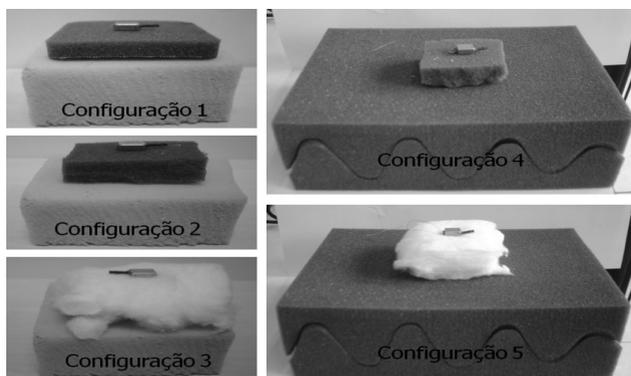


Figura 61-Configurações de espuma para determinação da força.

Os resultados dessas análises primeiramente verificou-se as curvas experimentais para os tipos de arranjos, mostradas na Figura 62, visto que o problema da coerência não ideal na região abaixo de 100 Hz também foi encontrado. Em seguida foram calculadas as FRFs da força para acelerar a massa do alto-falante

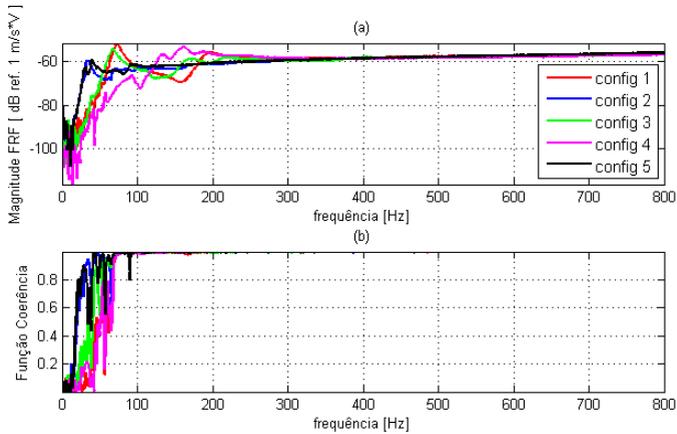


Figura 62-(a) FRFs experimentais do alto-falante conforme a configuração (b) Função coerência.

Dessa forma, calculando a FRF da força, o melhor arranjo está relacionado à configuração 5, Figura 63, pois de 0 a 100 Hz tem-se picos com amortecimento alto e perfil praticamente plano comparado as outras. Assim, considerou-se a FRF dessa configuração para os cálculos.

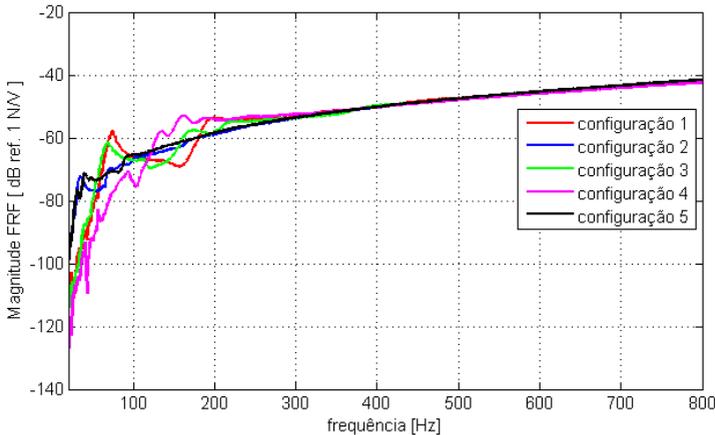


Figura 63-FRFs da força do alto-falante conforme a configuração.

A Figura 64 compara as FRFs para ambos os casos realizados de determinação de força revelando a diferença de amplitude existente en-

tre elas, justificando o não uso da FRF com o uso da cabeça de impedância.

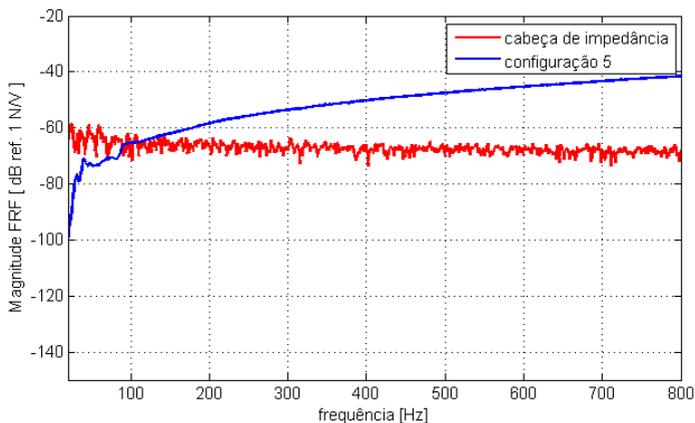


Figura 64-Comparação das FRFs de força do alto-falante.

Com a escolha do tipo de configuração a FRF para a faixa de frequência de 0 a 6400 Hz foi medida, sendo demonstrada na Figura 65, tornando evidente que o espectro é quase plano, apesar da função coerência ser não ideal abaixo de 100 Hz e na região entre 5 e 6 kHz, pois o ruído elétrico prevalece nessas regiões.

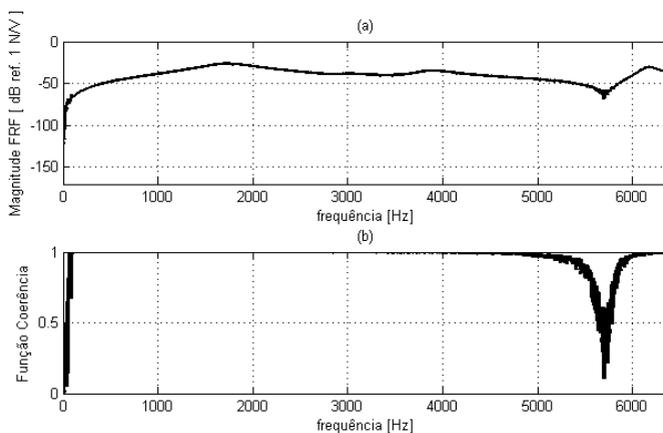


Figura 65-(a) Força do alto-falante (b) Função Coerência.

5.2.3. Determinação da receptância

A obtenção da receptância H $\{m/N\}$, relação entre a FRF $\{m/V\}$ e a FRF $\{N/V\}$ do alto-falante é mostrada na Figura 66, sendo evidenciada uma frequência natural. A partir deste valor experimental calculam-se os parâmetros das Equações (5.1) e (5.2) e como admitiram-se duas molas com amortecimentos iguais, dividiu-se por 2 os valores encontrados para serem inseridos no modelo numérico. Os parâmetros calculados resultaram em: $k = 1391$ N/m e $c = 0,2$ N.s/m, visto que o fator de perda calculado pelo método da banda de 1/2 potência foi de 0,17. A Figura 66 representa a validação do procedimento proposto.

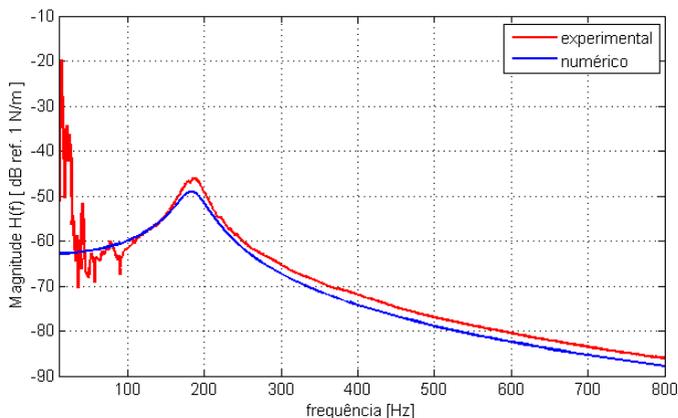


Figura 66-Receptância do sistema simplificado.

Conforme a figura acima, o valor inicial de amplitude da receptância numérica para frequência zero está coerente com a relação $1/k$, isto é, -63 dB. Já na curva experimental tem-se um ruído elétrico que não permite notar este valor. Embora, a concordância entre as curvas seja nítida, a diferença de amplitude é de 2 dB na maior parte do espectro, valor este razoável pela dificuldade de trabalho com transdutor em miniatura e manuseio do vibrômetro na medição do ponto requerido.

5.3. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO DE REALIMENTAÇÃO ESTRUTURAL

A fim de facilitar a obtenção da FRF do nível de vibração das carcaças, aceleração/tensão elétrica, no modelo numérico completo foi

feita uma análise harmônica considerando uma força unitária no ponto do alto-falante e obtida a receptância ($H\{m/N\}$) dos pontos de análise, um na região do microfone e outro mais distante (ver Fig. 68). Em seguida é feita uma multiplicação pela Eq. (3.13), sendo obtida a curva desejada:

$$FRF_{num*exp} \left\{ \frac{m/s^2}{V} \right\} = -\omega^2 \cdot FRF \left\{ \frac{N}{V} \right\} \cdot H \left\{ \frac{m}{N} \right\}, \quad (5.4)$$

$$FRF_{exp} \left\{ \frac{m/s^2}{V} \right\} = i\omega \cdot FRF \left\{ \frac{m/s}{V} \right\}. \quad (5.5)$$

A bancada experimental para realizar a medição do nível de vibração das carcaças utilizou o mesmo tipo de parafuso de fixação que a análise modal experimental, sendo dessa vez fixando as carcaças numa base rígida, assim, o alto-falante é acionado por uma tensão elétrica. A Figura 67 representa as imagens dos detalhes experimentais. A instrumentação para isso foi a mesma da bancada da Fig. 55, em que a sensibilidade utilizada do vibrômetro foi 200 V/m/s e o sinal gerado pelo analisador foi do tipo ruído branco, cuja amplitude de 900 mV(rms) para a faixa de frequência de 0 a 6,4 kHz.



Figura 67-Medição da vibração das carcaças.

Foram escolhidos dois pontos, um próximo à região do microfone do aparelho auditivo (ponto 1) e outro mais distante (ponto 2) para as análises. A Figura 68 revela onde se localizam esses pontos.

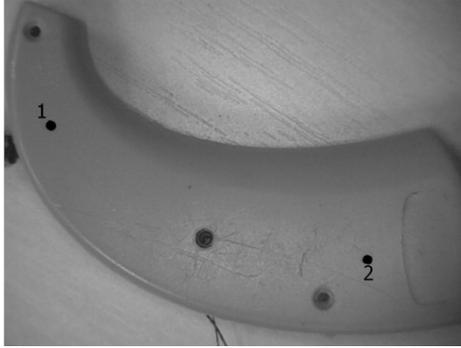


Figura 68-Pontos de medição do nível de vibração das carcaças.

Os níveis de vibração experimental das carcaças podem ser visualizados na Figura 69 para os pontos medidos, em seguida da Figura 70 representando os autoespectros de velocidade das medições. A Figura abaixo revela que a função coerência foi não ideal próximo da unidade principalmente para o ponto 2, por estar mais afastado do alto-falante

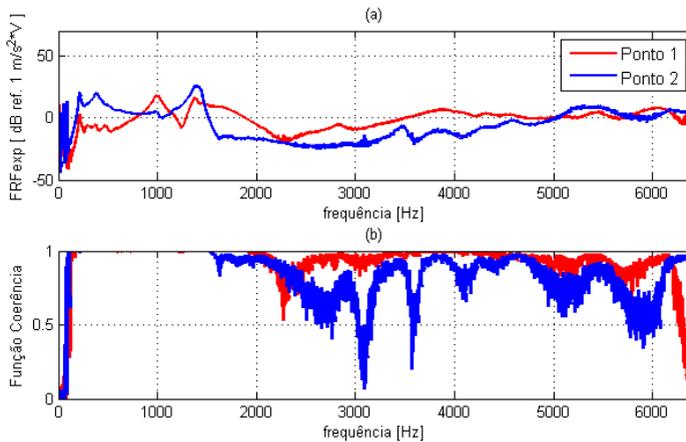


Figura 69-(a) Nível de vibração das carcaças (b) Função coerência.

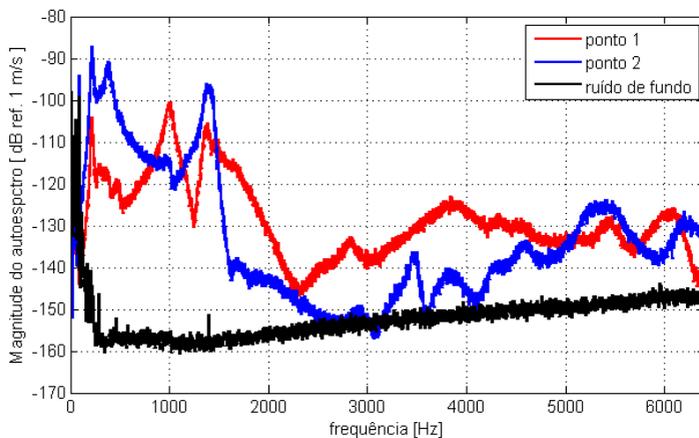


Figura 70-Comparação dos autoespectros de velocidade das medições.

A Figura 70 justifica o fato da Função Coerência (Fig. 69) ser ruim, pois o nível de ruído é muito alto, sendo que em certas regiões do espectro se iguala ao nível de vibração medido das carcaças. O ruído de fundo se trata quando o gerador de sinais não está ligado.

A validação numérica do modelo de realimentação estrutural nível de vibração das carcaças, Figuras 71 e 72, apresentam as curvas dos pontos 1 e 2, respectivamente. Apesar delas não estarem totalmente semelhantes existe concordância até 3 kHz. Para o ponto 1 a FRF experimental foi melhor, de acordo com a função coerência, em relação ao ponto 2, pois este ponto por estar mais afastado do alto-falante o nível de vibração é tão baixo que se aproxima do nível de ruído de fundo.

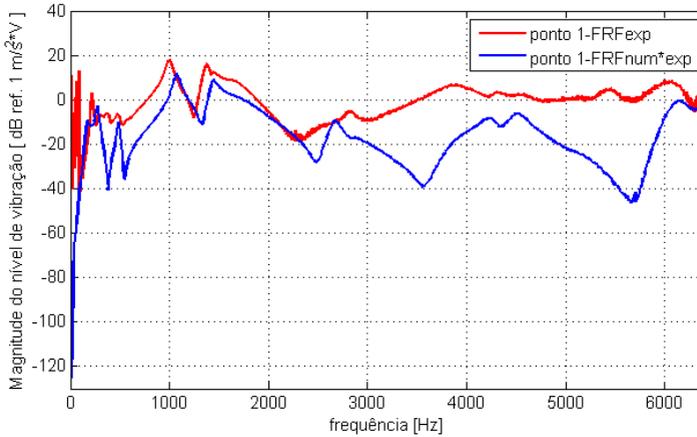


Figura 71-Nível de vibração das carcaças para o ponto 1.

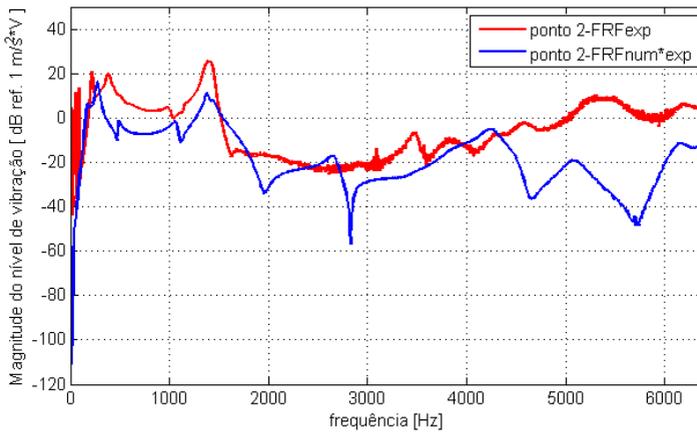


Figura 72-Nível de vibração das carcaças para o ponto 2.

A principal ideia dessas curvas seria um indicativo de qual faixa de frequência teria um nível de vibração que poderia ocasionar no problema de realimentação estrutural, ainda que a sensibilidade de vibração do microfone deve ser conhecida. Válido ressaltar que a FRF $\{N/V\}$ da Fig. 65 é utilizada para multiplicar pela receptância numérica dos pontos analisados na obtenção da FRF do nível de vibração das carcaças.

5.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

As análises finais tratam-se da sensibilidade do valor de rigidez do elemento de mola (valor de k dez vezes maior e menor), e quanto ao posicionamento do centro de massa (CM) do alto-falante, deslocando-o $\pm 2,0$ mm a coordenada y do seu ponto, ou seja, transladando para cima e para baixo o posicionamento dos elementos de mola de acordo com que foi feito numericamente no modelo de realimentação estrutural (item 5.3), sendo verificado o efeito no nível de vibração das carcaças. A Figura 73 representa a sensibilidade do posicionamento do ponto CM, sendo que as linhas azuis unindo os pontos E, CM e D são elementos de mola.

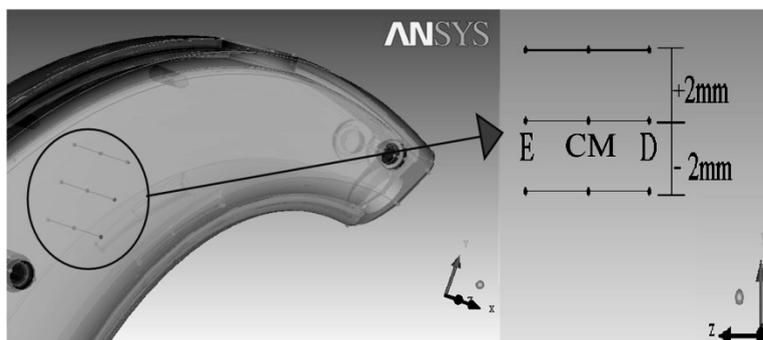


Figura 73-Sensibilidade da posição do centro de massa do alto-falante.

A sensibilidade da rigidez dos elementos de mola estão apresentadas nas Figuras 74 e 75, em que a curva para o valor de rigidez de 13910 N/m ocasiona no aumento do nível de vibração das carcaças, o que não é desejável, pois essa vibração poderia se tornar sinal elétrico, devido a sensibilidade de vibração do microfone, gerando o problema de realimentação estrutural.

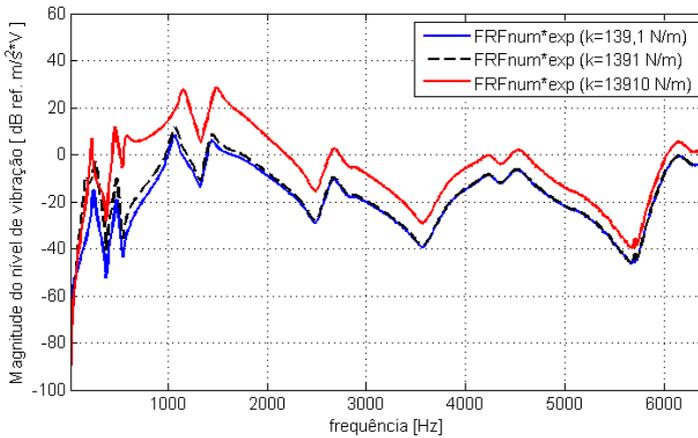


Figura 74-Sensibilidade da rigidez dos elementos de mola: nível de vibração das carcaças do ponto 1.

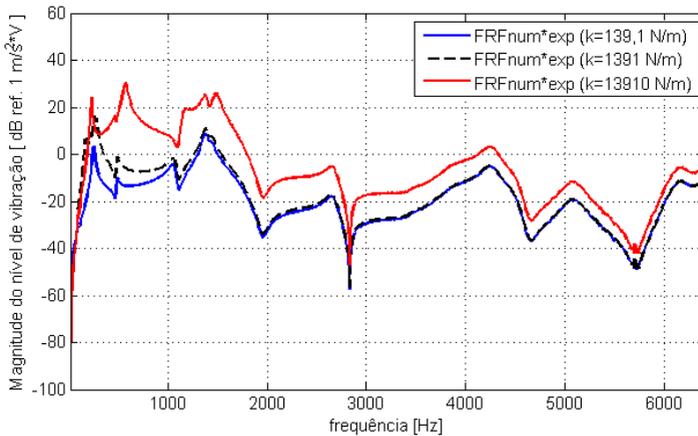


Figura 75-Sensibilidade da rigidez dos elementos de mola: nível de vibração das carcaças do ponto 2.

Enfim, as Figuras 76 e 77 revelam que pequenas variações na posição do centro de massa do alto-falante podem influenciar no nível de vibração das carcaças, principalmente nas altas frequências. Os modos de vibração das carcaças dessa região sofrem alteração devido a presença dos elementos de mola.

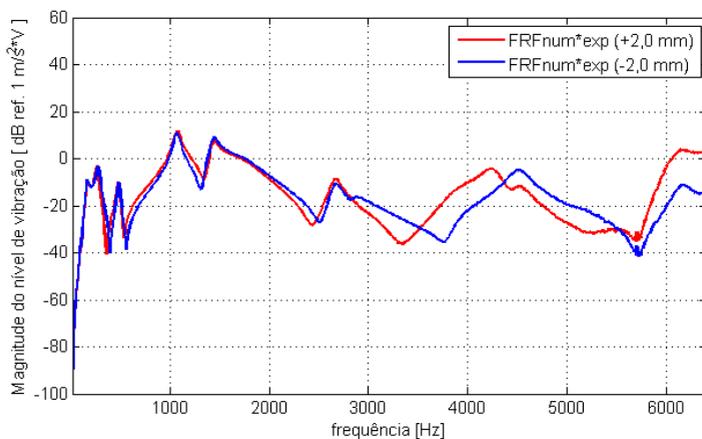


Figura 76-Sensibilidade da posição do CM do alto-falante: nível de vibração das carcaças do ponto 1.

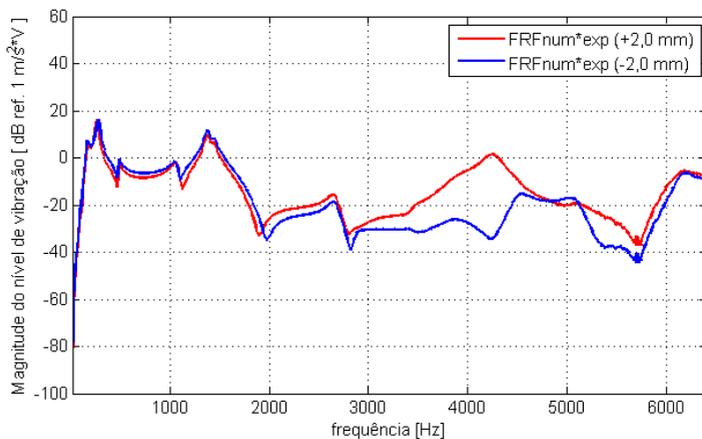


Figura 77-Sensibilidade da posição do CM do alto-falante: nível de vibração das carcaças do ponto 2.

6. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Primeiramente, as caracterizações de materiais tanto pelo ensaio de picnometria, quanto pelo uso da Norma *ASTM 0756-05*, se mostraram eficientes para os tipos de materiais estudados. No caso do plástico *ABS*, se estivessem disponíveis amostras maiores (no comprimento) e de seção uniforme para que pudesse ser feita uma seção de raiz nelas, como indica a Norma, evitando-as serem presas diretamente na morsa como foi feito, possivelmente seriam obtidos resultados não tão dispersos. Na validação do modelo numérico para o ensaio de vibrações consideraram-se os valores médios experimentais e na base da tentativa e erro ajustaram-se as propriedades mecânicas do modelo, a fim de aproximar a curva numérica da experimental.

As análises modais das metades das carcaças foram realizadas com sucesso, apesar de suas dimensões serem pequenas e criarem dificuldade de manuseio da instrumentação, sendo que os resultados foram considerados bons, quanto à repetibilidade. No procedimento de validação numérica foi necessário considerar o amortecimento da estrutura variável na frequência, ou seja, uma interpolação linear dos dados experimentais foi realizada, possibilitando a comparação das FRFs de transmissibilidade para os pontos analisados. Nessas curvas a diferença de amplitude é maior na altas frequências, isto revela que as propriedades mecânicas inseridas no modelo, possivelmente, o módulo de elasticidade não esteja de acordo, pois conforme o ensaio de caracterização do material a faixa de frequência é limitada de 0 a 5 kHz.

O uso do *toolbox* do algoritmo genético do *Matlab* para ajuste de propriedades mecânicas do modelo das metades das carcaças da análise modal experimental foi bem sucedido, pois eram somente duas variáveis no ajuste, densidade relativa e módulo de elasticidade. Valores esses ajustados que se tornaram próximos dos dados de fabricação do tipo do material; assim supõe-se que o material do corpo-de-prova de plástico não seja o mesmo das carcaças do aparelho auditivo.

Na análise das carcaças unidas, mesmo reduzindo o número de pontos de discretização em relação às carcaças separadas, o procedimento experimental foi realizado coerentemente e as FRFs de transmissibilidade pontuais tiveram funções coerência próxima da unidade. Na validação numérica considerou-se o amortecimento constante para o espectro da frequência, pois os valores experimentais apresentaram baixa dispersão, sendo necessário um ajuste manual (tentativa e erro) no modelo, o qual o valor final foi $\eta = 4 \%$.

A determinação das propriedades do sistema mecânico proposto para representar o alto-falante foi coerente, embora o desvio entre as curvas, experimental e numérica, fosse considerável, ou seja, 25 % de diferença. A dificuldade foi evidente no uso ou não da cabeça de impedância para medir a força de tal transdutor, por fim teve-se que fazer uma análise alternativa colocando-o sobre material de baixa rigidez. Nesse contexto, a FRF da força/tensão elétrica para o cálculo do nível de vibração das carcaças da última bancada foi plana na maior parte do espectro, evidenciando que ao acionar-se o alto-falante dentro das carcaças sua força gerada seria em média de -50 dB (ref.: 1 N/V).

A medição do nível de vibração das carcaças com o alto-falante acionado por tensão elétrica foi dificultada pelo não paralelismo total entre a superfície a ser medida e a base do vibrômetro, embora tenham sido obtidas curvas razoavelmente boas quanto a função coerência. Já que o nível de ruído de fundo em certas regiões da FRF foi igual ao medido da estrutura, ocasionando queda da função coerência. A validação numérica do modelo proposto foi considerável quanto a formato da curva, embora tivesse uma diferença menor de amplitude entre as FRFs nas baixas frequências. Assim, a eficiência da metodologia adotada é de 0 a 3 kHz. No fim das contas, a curva de vibração das carcaças serviria de indicativo para qual região próxima do microfone apresentaria nível de vibração crítico, e devido à sensibilidade de vibração do microfone, ocasionaria a realimentação estrutural.

Na análise de sensibilidade do modelo de realimentação estrutural, a alteração da rigidez dos elementos de mola revelou que o seu aumento faz aumentar a amplitude do nível de vibração das carcaças. Isto não é desejável, pois a possibilidade da realimentação estrutural ocorrer é evidente. No caso da sensibilidade da posição do centro de massa do alto-falante, por mais que tenha sido mínima, ela influenciou na mudança dos níveis de vibração das carcaças, principalmente a partir de 3 kHz. Isto se deve à complexidade dos modos de vibração das carcaças dessa região, que seriam modificados devido à presença das molas.

A primeira sugestão de trabalho futuro é considerar o modelo numérico para representação do alto-falante levando em conta os movimentos de giro da massa pontual, ou seja, momentos de inércia em relação aos eixos X e Y. A dificuldade de obtenção desses parâmetros é evidente pela complexidade desse sistema eletroacústico. FRIIS (2008) determinou-as através da modelagem *fuzzy structures*.

A segunda sugestão seria simular o alto-falante como uma caixa rígida (módulo de elasticidade alto) e suspendê-la através de oito elementos de mola, quatro superiores e quatro inferiores, em seus vértices,

ligando-os nos lados das carcaças plásticas. Assim, o valor de rigidez da mola seria $k/8$ e amortecimento $c/8$, valores de propriedades extraídos do sistema de um grau de liberdade. Uma análise harmônica seria feita considerando uma força pontual no centro de massa de tal caixa, sendo verificada a resposta de deslocamento nas carcaças plásticas. Tal modelo proposto teria uma fidelidade maior ao que acontecesse na prática, pois a suspensão de borracha do alto-falante apresenta saliências em suas extremidades, que funcionam como isoladores.

A terceira sugestão seria obter a curva de sensibilidade de vibração do microfone do aparelho auditivo, sendo que a partir da FRF experimental do nível de vibração das carcaças seria possível avaliar o problema de realimentação estrutural. A dificuldade encontrada seria quanto ao tamanho do microfone, pois medir a vibração desse transdutor com um *shaker*, apareceria problema de ruído para o microfone, sendo necessário enclausurar a fonte de ruído indesejável. Também seria viável fazer as medições na câmara semi-aneecóica, no qual o LVA possui.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGNEW J. **Acoustic feedback and other audible artifacts in hearing aids**. Trends in Amplification, 1(2):45-82, 1996.

ALWAN A; CHI H.; GAO S. X.; SOLI S. D. **Band-limited feedback cancellation with a modified filtered-X LMS algorithm for hearing aids**. Speech Communication 39 147–161, 2003.

ALMEIDA, K.; SANTOS, T. M. M. **Seleção e adaptação de próteses auditivas em crianças**. In: ALMEIDA, K; IORIO, N. Próteses auditivas, fundamentos teóricos e aplicações clínicas. 2. ed.rev. ampl. São Paulo: LOVISE, 2003. cap. 15, p. 357-384

ANSYS. Help Topics Ansys12.1 Theory Reference. 2009.

ASTM E756 - 05. **Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials**. American Society for Testing and Materials, 2005.14 p.

AUDIOLÓGICA. Aparelhos auditivos. Disponível em: <<http://www.audiologica.com.br/>>. 2011.

BRÜEL & KJÆR. **Pulse - Getting Started**. Nærum, Dinamarca: Brüel & Kjør sound & vibration measurement SA, 2003.

BRÜEL & KJÆR. **High Pressure Measurements with the High Pressure Microphone Calibrator Type 422 1**. Cleveland, USA: Brüel & Kjør sound & vibration measurement SA, 1978.

CAIRONG Z; LI Z.; JIE Q.; WANG Q. **Acoustic feedback cancellation based on weighted adaptive projection subgradient method**

in hearing aids, School of Information Science and Engineering, Southeast University, Nanjing, Jiangsu, 2009.

CHUNG, K. **Challenges and Recent Developments in Hearing Aids, Part II. Feedback and Occlusion Effect Reduction Strategies, Laser Shell Manufacturing Processes, and Other Signal Processing Technologies**. Department of Speech, Language and Hearing Sciences, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 2004.

DAVIS H, SILVERMAN, RS. **Hearing and deafness**. Nova York: Rinehart & Wiston; 1970.

DILLON H., **Hearing Aids**, Boomerang Press-Sydney, 2001.

DYRLUND O; LUNDH P. **Gain and feedback problems when fitting behind-the-ear hearing aids to profoundly hearing impaired children**. Scand Audiol 19:89-95, 1990.

EGOLF D. P., HOWELL H. C.; WEAVER K. A.; BARKER D. S. **The hearing aid feedback path: Mathematical simulations and experimental verification**, Auditory and Electroacoustics Research Group, Department of Electrical Engineering, University of Wyoming, Laramie, 1984.

EGOLF, D. **A mathematical scheme for predicting the electro-acoustic frequency response of hearing aid receiver-earmold-ear systems**. (Tese de Doutorado) Purdue University, 1976.

FAHY, F.; GARDONIO, P. **Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response**. 2^a. ed. Oxford: Academic Press, 656 p., 2007.

FRIIS L. **Investigation of internal feedback in hearing aids**, thesis, Widex A/S Acoustic Technology, DTU Elektro, Tese (Doutorado), Technical University of Denmark, 2008.

FLORES, J. H. R., VIANA, F. A. C. V., RADE, D. A., STEFFEN, V. **Identification of external forces in mechanical systems by using lifecycle model and stress-stiffening effect**, Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 21, pp. 2900-2917, 2007.

HEARING AND EAR CARE CENTER. Disponível em: <<http://www.helpinguhear.com/>>. 2011.

HELLGREN J. **Analysis of feedback cancellation in hearing aids with Filtered-X LMS and the direct method of closed loop identification**. IEEE Transactions on Speech and Audio Processing 10 (2):119-131, 2002.

KATES, J.M. **The problem of feedback in hearing aids**, Center for Research in Speech and Hearing Sciences, City University of New York, 1991.

JORDAN, R. **Apostila da disciplina de Análise Modal Experimental**, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, versão 1a, 2002.

KNOWLES, E. Alto-falante tipo 21610. Itasca, 2000.

LANGFORD S. F. **Fidelity and distortion**. In Langford-Smith F. (Ed): Radiotron Designer's Handbook, quarta edição. Harrison NJ: Radio Corporation of America, p 603-634, 1960.

MANDAL, N. K.; RAHMAN, R. A.; LEONG, M. S. **Experimental study on loss factor for corrugated plates by bandwidth method**. Ocean Engineering, v. 31, n. 10, p. 1313 – 1323, 2004. ISSN 0029-8018. Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V4F-4C8P6B3-1/2/edc8451f05610d6a3aa806a289e440b9>>.

Material Property Data. material ABS. Disponível em <<http://www.matweb.com>>. 2011.

MATLAB. R2010a Help product - Global Optimization Toolbox, Genetic Algorithm. February, 2010.

MCHUGH, M. **Earmold/ITE Shell Technology and Acoustics**. In: Pollack MC. Amplification for the Hearing Impaired. Orlando: Grune & Straton Inc. p.105-43; 1988.

MONDAIN M., BLANCHET C., VENAIL F., VIEU A. Classification et traitement des surdités de l'enfant. *Oto-rhino-laryngologie (traité)* 2005;20:190C-20C.

PHONAK. **Sistemas Auditológicos**, Suíça. Disponível em: <<http://www.phonak.com.br/>>.2012.

ROESER R.J. **Manual de consulta rápida em audiologia**.Rio de Janeiro: Revinter; 2001.

ROSLYN-JENSEN AMA. **Importância do diagnóstico precoce na deficiência auditiva**. In: Ferreira LP. Tratado de fonoaudiologia. São Paulo: Roca; 1996. p.297-309.

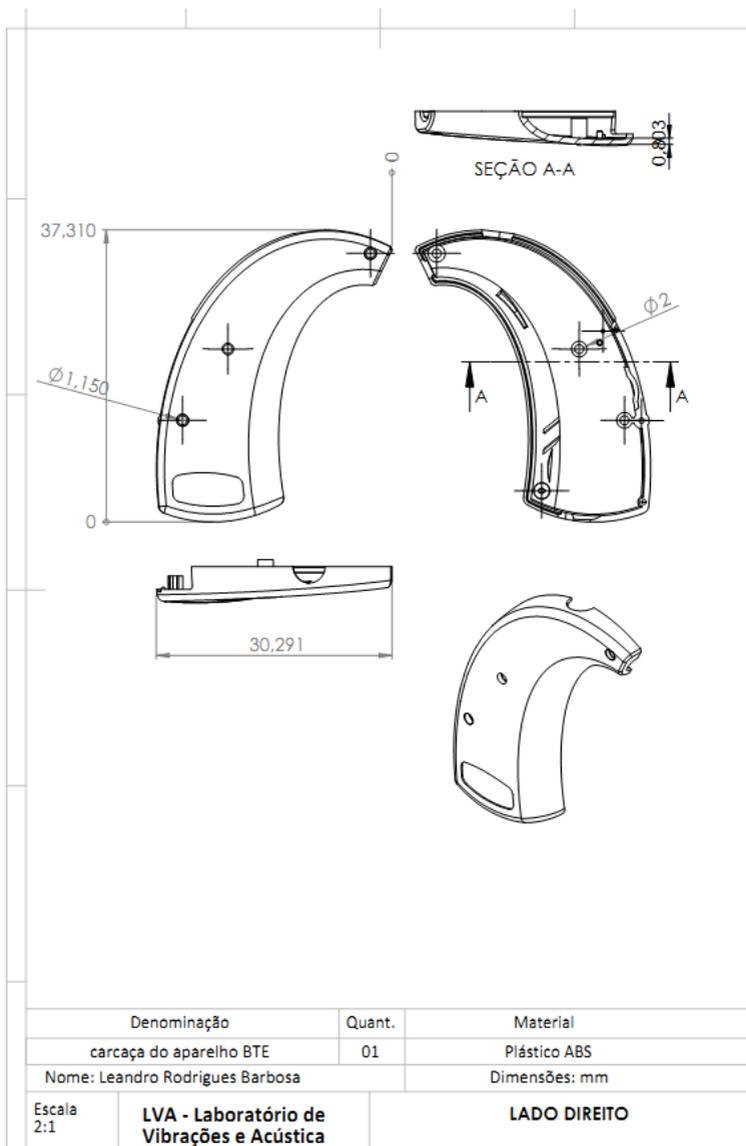
SONION, Altofalante tipo 2053, versão 4, 2007.

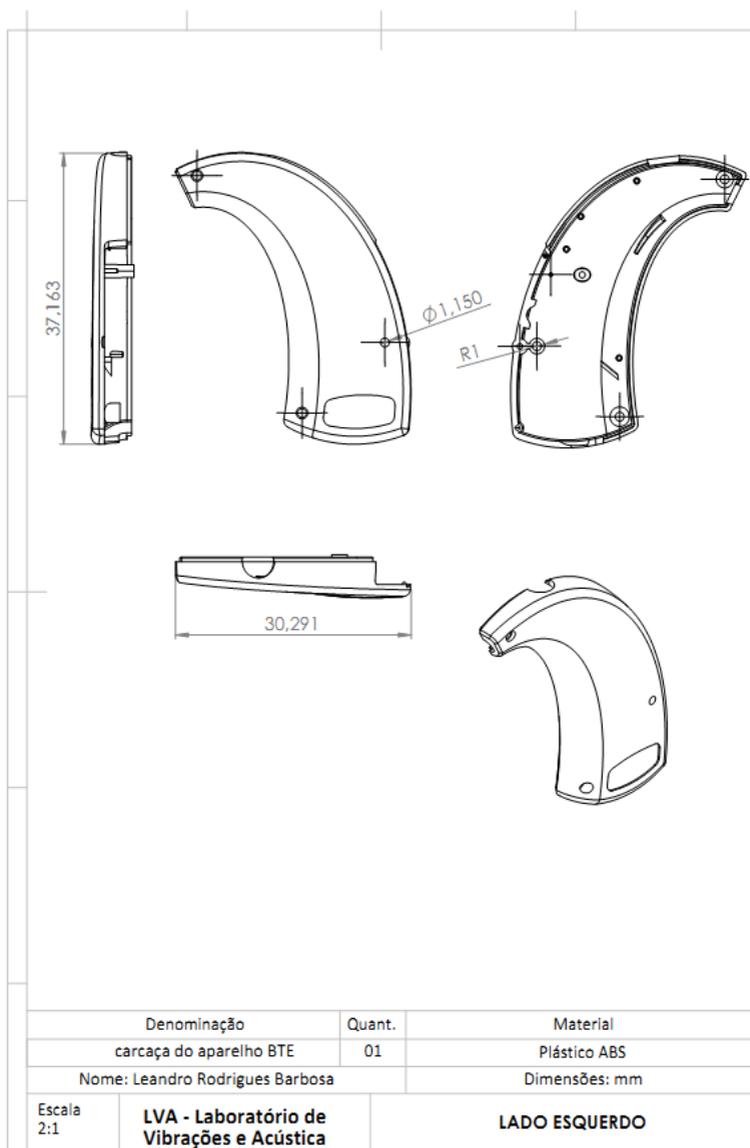
TESTLAB. Rev10B. Structure Analysis, Modal Analysis. LMS International, 2010.

THOMPSON, S.C. **Hearing instrument transducers: Technology and recent developments.** Presentation at Am Academy of Audiologists Philadelphia, PA, 2002.

WIDEX DIVA. **Incorporation in hearing aids,** USA. Disponible em: <<http://www.widex.com/>>.2011.

APÊNDICE A-DESENHO TÉCNICO DAS CARÇAÇAS





ANEXO A-ANÁLISE MODAL E ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

A. ANÁLISE MODAL

A.1 Sistemas multicorpos

Os sistemas compostos por vários elementos discretos, massas, molas e amortecedores são referenciados como multicorpos. (JORDAN, 2007). A partir das equações dinâmicas em seguida da obtenção das equações matriciais para representação dos movimentos fazem surgir os problemas de autovalores e autovetores, que uma vez solucionados, fornecem as frequências naturais e modos de vibração associados do sistema. Este, na forma matricial pode ter de n graus de liberdade, sendo escrito na forma resumida como segue a Equação :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}, \quad (A.1)$$

sendo, as matrizes de massa $[M]$, de amortecimento $[C]$, de rigidez $[K]$ e os vetores aceleração $\{\ddot{x}\}$, velocidade $\{\dot{x}\}$ e deslocamento $\{x\}$ do sistema. Considerando movimento harmônico e desprezando o amortecimento, tem-se a equação (3.7) na forma:

$$[M]^{-1}[K]\{X\} = \omega^2\{X\}, \quad (A.2)$$

ou na forma tradicional de um problema clássico de autovalores/autovetores:

$$[A]\{X\} = \lambda\{X\}. \quad (A.3)$$

Na Equação acima tem-se os autovalores $\lambda = \omega^2$, valores estes que permitem que a Equação (3.8) seja verdadeira. Para cada λ é definido um vetor, o correspondente autovetor $\{X\}$. É possível através de algoritmos especializados a obtenção dos autovalores e autovetores.

A.2 Análise modal experimental

Esse método permite identificar os parâmetros modais (forma de vibração, frequência natural e coeficiente de amortecimento) de uma estrutura real a partir de suas respostas quando submetida a forças exter-

nas, para uma dada faixa de frequência (JORDAN, 2002). Esta deve ser definida, pois a maioria das estruturas na prática são contínuas (não são sistemas compostos por massas, molas e amortecedores discretos), têm-se infinitas frequências naturais, fato impossível de ser analisado.

Os métodos no domínio da frequência são aplicados sobre funções resposta em frequência, as quais são obtidas por processamento de sinais adquiridos de excitação (usualmente força) e de resposta (aceleração, velocidade ou deslocamento). As FRFs são complexas e podem ser associadas como a relação entre as Transformadas de Fourier da resposta e da excitação. No domínio do tempo, respostas temporais da estrutura são processadas para a determinação das propriedades modais.

ANEXO B-DADOS DE FABRICANTE DO PLÁSTICO ABS

Terluran® GP-35


BASF
 The Chemical Company

Typical values ¹⁾ at 23°C	Test method ²⁾	Unit	Values
Properties			
Polymer abbreviation	-	-	ABS
Density	ISO 1183	kg/m ³	1040
Filler content: Glass fiber (GF)	-	%	-
Water absorption, equilibrium in water at 23°C	similar to ISO 82	%	0.95
Moisture absorption, equilibrium 23°C/50% r.h.	similar to ISO 82	%	0.24
Processing			
Processing: Injection moulding (M), Extrusion (E), Blow moulding (B)	-	-	M
Melt volume-flow rate MVR	ISO 1133	cm ³ /10min	34
Temperature	ISO 1133	°C	220
Load	ISO 1133	kg	10
Pre-drying: Temperature	-	°C	80
Pre-drying: Time	-	h	2 - 4
Melt temperature, injection moulding	-	°C	220 - 260
Mould temperature, injection moulding	-	°C	30 - 60
Moulding shrinkage, free, longitudinal	-	%	0.4 - 0.7
Flammability			
UL94 rating at 1.6 mm thickness	UL 94	class	HB
Automotive materials (thickness d ≥ 1mm)	-	-	+
Mechanical Properties			
Tensile modulus	ISO 527-1/-2	MPa	2300
Yield stress, 50 mm/min	ISO 527-1/-2	MPa	44
Yield strain, 50 mm/min	ISO 527-1/-2	%	2.4
Nominal strain at break, 50 mm/min	ISO 527-1/-2	%	12
Flexural strength	ISO 178	MPa	65
Charpy impact strength (23°C)	ISO 179/1eU	kJ/m ²	125
Charpy impact strength (-30°C)	ISO 179/1eU	kJ/m ²	90
Izod notched impact strength (23°C)	ISO 180/1A	kJ/m ²	22
Izod notched impact strength (-30°C)	ISO 180/1A	kJ/m ²	7
Charpy notched impact strength (23°C)	ISO 179/1eA	kJ/m ²	19
Charpy notched impact strength (-30°C)	ISO 179/1eA	kJ/m ²	7
Izod notched impact strength, method A (23°C)	ASTM D 256	J/m	240
Ball indentation hardness	ISO 2039-1	MPa	99
Force	ISO 2039-1	N	358
Duration	ISO 2039-1	s	30
Thermal properties			
HDT A (1.80 MPa), measured using dried specimens	ISO 75-1/-2	°C	94
HDT B (0.45 MPa), measured using dried specimens	ISO 75-1/-2	°C	99
Vicat softening temperature VST/A/50	ISO 306	°C	102
Vicat softening temperature VST/B/50	ISO 306	°C	95
Max. service temperature (short cycle operation)	-	°C	80
Coefficient of linear thermal expansion, longitudinal (23-80)°C	ISO 11359-1/-2	E-4/°C	0.8 - 1.1
Thermal conductivity	DIN 52612-1	W/(m K)	0.17
Electrical properties			
Volume resistivity	IEC 60093	Ohm*m	1E13
Electric strength K20/P50, d = 0.6 - 0.8 mm	IEC 60243-1	kV/mm	38

Footnotes
 1) In the product definition (spec) state otherwise.
 2) Specimens according to DAIMPU.

BASF Aktiengesellschaft
 67056 Ludwigshafen, Germany

ANEXO C-PUBLICAÇÕES

Artigos publicados a partir desta pesquisa:

BARBOSA, L.; JORDAN, R.; CORDIOLI, J. A. STRUCTURAL DYNAMIC ANALYSIS OF A BTE HEARING AID CASE. In: 7th National Congress of Mechanical Engineering - CONEM 2012. São Luiz, Brasil, 2012.

BARBOSA, L. R.; JORDAN, R.; CORDIOLI, J. A. MODELAGEM NUMÉRICA DE UM APARELHO AUDITIVO UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS .XXIV Encontro da SOBRAC (Sociedade Brasileira de Acústica) 2012. Belém, Brasil, 2012.

