

ROSALFONSO BORTONI

**CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE ALTO-
FALANTES E CAIXAS ACÚSTICAS EXCITADOS
POR FONTE DE CORRENTE**

Tese de Doutorado

**FLORIANÓPOLIS
2005**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE ALTO-
FALANTES E CAIXAS ACÚSTICAS EXCITADOS
POR FONTE DE CORRENTE**

Tese submetida à
Universidade Federal de Santa Catarina
como parte dos requisitos para a
obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

ROSALFONSO BORTONI

Florianópolis, fevereiro de 2005

CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE ALTO-FALANTES E CAIXAS ACÚSTICAS EXCITADOS POR FONTE DE CORRENTE

Rosalfonso Bortoni

‘Esta Tese foi julgada adequada para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Eletroacústica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina.’



Prof. Sidnei Noceti Filho, D.Sc.
Orientador

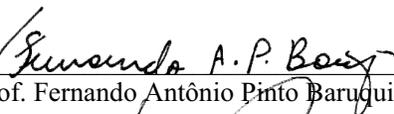


Prof. Denizar Cruz Martins, Dr.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora:



Prof. Sidnei Noceti Filho, D.Sc.
Presidente



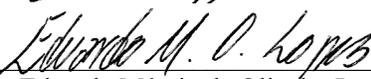
Prof. Fernando Antônio Pinto Barugui, D.Sc.



Prof. José Antônio Justino Ribeiro, D.C.



Prof. José João de Espindola, Ph.D.



Eng. Eduardo Márcio de Oliveira Lopes, Ph.D.



Prof. Enio Valmor Kassick, Dr.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus filhos Gianluca e Giovanni, aos meus pais Rosalbo e Rosa Maria, e ao amigo Homero Sette.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Homero Sette Silva, amigo e mentor, pelos preciosos ensinamentos sobre o tema alto-falantes e caixas acústicas.

Agradeço ao Profs. Sidnei Noceti Filho e José Antônio Justino Ribeiro, amigos e orientadores, pela confiança, apoio e incentivos dados.

Agradeço a Studio R Eletrônica, em especial ao Ruy Monteiro, amigo, por acreditar, apoiar e colaborar financeiramente na realização desse trabalho.

Agradeço a Audioplan pela confecção das caixas acústicas utilizadas nos testes experimentais e a Clever Tecnologia por ceder sua estrutura para os testes eletrônicos. Agradeço também a Eletrônica Selenium pelos alto-falantes cedidos e pela concessão da utilização de sua câmara anecóica, e ao Renato Cipriano pelas medições acústicas prévias.

Agradeço aos meus pais pelo apoio dado em toda minha formação.

Agradeço ainda a todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram e me apoiaram.

Agradeço a Deus por mais essa oportunidade dada.

Resumo da Tese apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE ALTO-FALANTES E CAIXAS ACÚSTICAS EXCITADOS POR FONTE DE CORRENTE

Rosalfonso Bortoni

Fevereiro de 2005

Orientador: Prof. Sidnei Noceti Filho, Dr.

Área de Concentração: Eletroacústica.

Palavras-chave: Alto-falante, caixa acústica, amplificador de corrente, amplificador de potência.

RESUMO: Os modelos eletromecânico-acústicos de Thiele-Small permitiram um melhor entendimento de alto-falantes e caixas acústicas em regime de pequenos sinais, pois consideram parâmetros lineares. Posteriormente, as não-linearidades da bobina móvel e a dependência de seu comportamento com a frequência foram incluídas aos modelos. Klippel formalizou o estudo das não-linearidades em regime de grandes potências em função do deslocamento do cone. Paralelamente Mills e Hawksford mostram os benefícios de se excitar alto-falantes com fontes de corrente, mas não apresentam um estudo abrangente mostrando quais seriam os benefícios dessa técnica quando aplicada a diversos tipos de alto-falantes e caixas acústicas. Trabalhos recentes mostram a possibilidades do uso da excitação com fonte de corrente em caixas sintonizadas (vented box), mas cada qual o faz para um caso específico e o amortecimento nos sistemas é feito eletronicamente.

Diante de tais fatos, este trabalho apresenta uma análise abrangente da resposta em frequência de nível de pressão sonora e deslocamento do cone para alto-falantes instalados em baffle infinito, caixas acústicas tipo fechada (closed box), sintonizada (vented box) e band-pass de 4^a e 6^a ordens; apresenta um novo procedimento de análise que permite tratar separadamente as partes elétrica, mecânica e acústica, para fins de simulação e estudo do comportamento de alto-falantes, instalados ou não em caixas acústicas, para quaisquer alto-falantes e caixas acústicas; apresenta um método de inclusão das não-linearidades para pequenos e grandes sinais aos modelos tradicionais de Thiele-Small; mostra a importância de se considerar o amortecimento acústico em sistemas excitados com fonte de corrente, principalmente em caixas sintonizadas dos tipos bass reflex e band-pass; e analisa objetiva e subjetivamente um sistema caixa fechada excitado por fonte de corrente.

Summary of the Thesis presented to the UFSC as part of the necessary requirements for the attainment of the degree of Doctor in Electric Engineering.

CONSIDERATIONS ON THE USE OF LOUDSPEAKERS DRIVEN BY CURRENT SOURCES

Rosalfonso Bortoni

February, 2005

Advisor: Prof. Sidnei Noceti Filho, Dr.

Area of Concentration: Electroacoustics.

Keywords: Loudspeakers, enclosures, current amplifier, power amplifier.

SUMMARY: The electromechanical-acoustic models of Thiele-Small have allowed a better agreement of loudspeakers and enclosures in small signals behavior. Therefore they consider linear parameters. Later, the nonlinearities of the moving coil and the dependence of its behavior with frequency have been included in the models. Klippel confirmed the study of the nonlinearities in large power behavior in terms of the displacement of the cone. Mills and Hawksford show the benefits of exciting loudspeakers with current sources, but they do not present complete study showing the benefits of this technique when applied the diverse types of loudspeakers and enclosures. Recent works show the possibilities of using a current source in a vented box, but each one is concerned with a specific case with the damping in the systems made electronically.

Ahead of such facts, this work presents complete analysis of the frequency response of cone displacement and sound pressure level of the loudspeakers installed in infinite baffle, closed box, vented box and 4th and 6th orders band-pass systems; it presents a new procedure of analysis that allows to separately treat the electrical, mechanical and acoustic parts, for means of simulation and study of the behavior of loudspeakers, installed or not in enclosures, for any type of loudspeakers and enclosures. It presents a method of inclusion of the nonlinearities of small and large signals to the traditional models of Thiele-Small; it shows the importance of considering the acoustic damping in systems excited with current source, in tuned boxes as bass reflex and band-pass systems; and analyzes objective and subjectively a closed box system excited by current source.

SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas.....	xvi
Lista de Símbolos.....	xvii
Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1 Alto-falantes e Caixas Acústicas – Uma Visão Geral.....	1
1.2 Alto-falantes Excitados por Fonte de Corrente.....	4
1.3 Proposta do Trabalho.....	5
1.4 Organização dos Capítulos.....	6
Capítulo 2 – Modelos Eletromecânico-acústicos.....	8
2.1 Modelo Thiele-Small.....	8
2.2 Modelos Eletroacústicos de Caixas.....	15
2.2.1 Caixa fechada (<i>closed box</i>).....	15
2.2.2 Caixa sintonizada (<i>vented box</i>).....	17
2.2.3 Caixa <i>band-pass</i> – 4 ^a Ordem.....	18
2.2.4 Caixa <i>band-pass</i> – 6 ^a Ordem.....	19
2.3 Discussões.....	21
Capítulo 3 – Excitação por Fonte de Tensão.....	22
3.1 Novo Procedimento de Análise.....	22
3.2 Análise para Pequenos Sinais.....	23
3.2.1 <i>Baffle</i> infinito.....	24
3.2.2 Caixa fechada (<i>closed box</i>).....	26
3.2.3 Caixa sintonizada (<i>vented box</i>).....	27
3.2.4 Caixa <i>band-pass</i> de 4 ^a ordem.....	29
3.2.5 Caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem.....	32
3.3 Discussões e Conclusões.....	34
Capítulo 4 – Excitação por Fonte de Corrente.....	35
4.1 Análise para Pequenos Sinais.....	35
4.1.1 <i>Baffle</i> infinito.....	36
4.1.2 Caixa fechada (<i>closed box</i>).....	37

4.1.3	Caixa sintonizada (<i>vented box</i>).....	40
4.1.4	Caixa <i>band-pass</i> de 4 ^a ordem.....	42
4.1.5	Caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem.....	45
4.2	Discussões e Conclusões.....	47
Capítulo 5	– Regime de Grandes Sinais.....	49
5.1	Considerações Iniciais.....	49
5.2	Parâmetros Não-lineares.....	49
5.3	Inclusão de Parâmetros de Grandes Sinais nos Modelos de Thiele-Small	51
5.3.1	<i>Baffle</i> infinito.....	53
5.3.2	Caixa fechada.....	58
5.3.3	Caixa sintonizada.....	61
5.3.4	Caixa <i>band-pass</i> de 4 ^a ordem.....	64
5.3.5	Caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem.....	67
5.4	Discussões e Conclusões.....	71
Capítulo 6	– Resultados Objetivos e Subjetivos.....	72
6.1	Introdução.....	72
6.2	Amplificador de Corrente.....	75
6.3	Resultados Experimentais Objetivos.....	77
6.4	Resultados Experimentais Subjetivos.....	80
6.5	Discussões e Conclusões.....	82
Capítulo 7	– Conclusões.....	83
Apêndice A	85
Apêndice B	87
Apêndice C	89
Apêndice D	90
Apêndice E	91
Apêndice F	93
Referências Bibliográficas	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante instalado em um <i>baffle</i> infinito.....	7
Figura 2.2. Magnitude e fase da impedância elétrica vistas nos terminais do alto-falante montado em um <i>baffle</i> infinito (com e sem a influência da indutância L_e da bobina móvel).....	8
Figura 2.3. Circuito equivalente de um alto-falante visto pelo lado elétrico.....	11
Figura 2.4. Circuito equivalente de um alto-falante visto pelo lado acústico.....	11
Figura 2.5. Respostas em frequências de alto-falantes parametrizados pelo fator de qualidade total Q_t para o alto-falante do Apêndice A instalado em um <i>baffle</i> infinito. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone.....	13
Figura 2.6. Modelo eletromecânico-acústico do alto-falante instalado em uma caixa...	14
Figura 2.7. (a) Alto-falante montado em uma caixa fechada. (b) Circuito equivalente do sistema.....	14
Figura 2.8. (a) Alto-falante montado em uma caixa sintonizada. (b) Circuito equivalente do sistema.....	15
Figura 2.9. (a) Alto-falante montado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4 ^a ordem. (b) Circuito equivalente do sistema.....	17
Figura 2.10. (a) Alto-falante montado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem. (b) circuito equivalente do sistema.....	18
Figura 3.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante excitado por fonte de tensão, considerando as impedâncias elétrica, mecânica e acústica.....	23
Figura 3.2. (a) Nível de pressão sonora, (b) deslocamento, (c) velocidade e (d) aceleração do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito.....	25
Figura 3.3. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizados em função do volume V_b	26
Figura 3.4. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizados em função do volume V_b , com $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 7$	28
Figura 3.5. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizados em função da frequência de sintonia f_b , com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_L = 7$	29

Figura 3.6. (a) Figura 3.4(b) e (b) Figura 3.5(b) novamente mostradas, porém para $Q_L = 50$ (perdas por vazamento desprezíveis).....	29
Figura 3.7. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$	31
Figura 3.8. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem, parametrizados em função da frequência de sintonia f_{b2} , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$	31
Figura 3.9. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$	33
Figura 3.10. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem, parametrizados em função das frequências de sintonia f_{b1} e f_{b2} , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$..	33
Figura 4.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante para <i>baffle</i> infinito excitado por fonte de corrente, considerando as impedâncias elétrica, mecânica e acústica envolvidas.....	35
Figura 4.2. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito e excitação por corrente e tensão.....	37
Figura 4.3. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizado em função do volume V_b com $Q_c = 2$	38
Figura 4.4. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizado em função do fator de mérito Q_c com $V_b = 100 \text{ l}$..	39
Figura 4.5. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função do volume V_b com $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 7$	41
Figura 4.6. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função da frequência de sintonia f_b com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_L = 7$	41

Figura 4.7. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função das perdas por vazamento Q_L com $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $V_b = 100 \text{ l}$	42
Figura 4.8. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$	43
Figura 4.9. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem, parametrizados em função da frequência de sintonia f_{b2} , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$	43
Figura 4.10. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem, parametrizados em função das perdas por absorção Q_c , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$ e $Q_L = 7$	44
Figura 4.11. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$	46
Figura 4.12. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem, parametrizados em função das frequências de sintonia f_{b1} e f_{b2} , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$..	46
Figura 4.13. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem, parametrizados em função das perdas por vazamento Q_L , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$ e $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$	47
Figura 5.1. Exemplo do comportamento do fator de força do motor magnético do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].....	50
Figura 5.2. Exemplo do comportamento da compliância da suspensão do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].....	50
Figura 5.3. Exemplo do comportamento da frequência de ressonância do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].....	50
Figura 5.4. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	55
Figura 5.5. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	55

Figura 5.6. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	56
Figura 5.7. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	56
Figura 5.8. Deslocamentos do cone $ X_d(f) $ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	56
Figura 5.9. Deslocamentos do cone $ X_d(f) $ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	57
Figura 5.10. Deslocamentos do cone $ X_d(f) $ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	57
Figura 5.11. Deslocamentos do cone $ X_d(f) $ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um <i>baffle</i> infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	57
Figura 5.12. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente...	58
Figura 5.13. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente...	58
Figura 5.14. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente...	59
Figura 5.15. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente...	59
Figura 5.16. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	59
Figura 5.17. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	60
Figura 5.18. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	60
Figura 5.19. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	60

Figura 5.20. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	61
Figura 5.21. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	62
Figura 5.22. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	62
Figura 5.23. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	62
Figura 5.24. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	63
Figura 5.25. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	63
Figura 5.26. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	63
Figura 5.27. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	64
Figura 5.28. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa band-pass de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	65
Figura 5.29. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	65
Figura 5.30. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	65

Figura 5.31. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	66
Figura 5.32. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	61
Figura 5.33. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	66
Figura 5.34. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	67
Figura 5.35. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	67
Figura 5.36. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	68
Figura 5.37. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	68
Figura 5.38. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	69
Figura 5.39. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	69
Figura 5.40. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	69

Figura 5.41. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	70
Figura 5.42. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	70
Figura 5.43. Deslocamentos do cone, $ X_d(f) $, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa <i>band-pass</i> de 6 ^a ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente.....	70
Figura 6.1. Fotografia das caixas fechadas e dos amplificadores de tensão e corrente montados para este trabalho.....	72
Figura 6.2. Esquema elétrico do amplificador de corrente.....	73
Figura 6.3. Resposta em frequência do amplificador de corrente, cuja referência 0 dB é tida em 1 kHz.....	73
Figura 6.4. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Magnitudes das impedâncias. Para ambas as caixas.....	74
Figura 6.5. Configuração básica do circuito amplificador de corrente.....	75
Figura 6.6. Foto dos amplificadores de tensão e corrente ao lado do analisador B&K modelo 2012 (ao fundo) utilizado nos testes.....	77
Figura 6.7. Resultados experimentais para os níveis de pressão sonora do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.....	78
Figura 6.8. Resultados experimentais para as distorções harmônicas (THD) do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.....	78
Figura 6.9. Resultados experimentais para os deslocamentos do cone do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.....	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Relação entre os sistemas elétrico, mecânico e acústico.....	10
Tabela 4.1. Diferenças fundamentais entre as excitações por tensão e corrente.....	36
Tabela 6.1 - Resultados da avaliação CMOS (ver Apêndice F).....	81

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{vi}	Ganho de transcondutância
$A_d(s)$	Aceleração do cone do alto-falante
B	Densidade de fluxo magnético ou indução magnética
$B\ell$	Fator de força
$B\ell(0)$	Fator de força para o cone na posição de repouso
$B\ell(x)$	Fator de força em função do deslocamento do cone
$B\ell_N(x)$	Fator de força em função do deslocamento do cone, normalizado
C	Velocidade de propagação do som no ar
C_{ab}	Volume de ar confinado na caixa
C_{as}	Volume equivalente do alto-falante
C_{ms}	Compliância da suspensão do alto-falante
$C_{ms}(0)$	Compliância para o cone na posição de repouso
$C_{ms}(x)$	Compliância em função do deslocamento
$C_{msN}(x)$	Compliância em função do deslocamento, normalizada
e_i	Tensão de entrada
E_g	Tensão de excitação do gerador de tensão
f_b	Frequência de sintonia da caixa
f_c	Frequência de ressonância do sistema caixa fechada
f_s	Frequência de ressonância do alto-falante em ar livre
$f_s(0)$	Frequência de ressonância do alto-falante para o cone em repouso
$f_s(x)$	Frequência de ressonância em função do deslocamento
$f_{sN}(x)$	Frequência de ressonância em função do deslocamento, normalizada
F_g	Força de excitação do gerador de força
G	Ganho de malha aberta
i_o	Corrente de saída
I_g	Corrente de excitação do gerador de corrente

K_l	Coeficiente da indutância da bobina móvel
K_r	Coeficiente da resistência de perdas da bobina móvel
ℓ	Comprimento efetivo da bobina móvel
L_e	Indutância da bobina móvel
M_{ap}	Volume de ar que atravessa o pÓrtico
M_{as}	Massa do conjunto móvel, refletida para o lado acústico
M_{ms}	Massa do conjunto móvel
P_a	Pressão acústica
P_g	Pressão de excitação do gerador de pressão sonora
P_{gi}	Pressão de excitação do gerador de pressão sonora (excitação por corrente)
P_{gv}	Pressão de excitação do gerador de pressão sonora (excitação por tensão)
$P_{gv,i}$	Pressão de excitação do gerador de pressão sonora (excitação por tensão ou corrente)
P_r	Pressão sonora a uma distância r
$P_{rv,i}$	Pressão sonora a uma distância r (excitação por tensão ou corrente)
Q_{es}	Fator de mérito elétrico do alto-falante
Q_{ms}	Fator de mérito mecânico do alto-falante
Q_t	Fator de mérito total
Q_{tc}	Fator de mérito total do sistema caixa fechada
Q_{ts}	Fator de mérito total do alto-falante
Q_L	Fator de mérito da caixa sintonizada devido às perdas por vazamento
r	Comprimento do raio (distância)
R	Resistência
R_{ab}	Perdas por vazamentos da caixa acústica
R_{aet}	Resistência acústica refletida (devido às componentes elétricas)
R_{al}	Perdas por atrito no pÓrtico
R_{ar}	Parte real da impedância de radiação do ar
R_{as}	Perdas do conjunto móvel, refletidas para o lado acústico
R_{at}	Resistência acústica total refletida

R_{ed}	Resistência de perdas da bobina móvel
R_g	Resistência de saída do gerador de tensão
R_{met}	Resistência mecânica refletida (devido às componentes elétricas, puramente resistivas)
R_{ms}	Perdas do conjunto móvel
R_E	Resistência elétrica da bobina móvel
s	Variável de Laplace
S_d	Área efetiva do cone do alto-falante (considera-se uma superfície plana)
T	Temperatura
T_o	Temperatura de referência
U	Vazão (volume de ar deslocado)
$U_d(s)$	Volume de ar deslocado devido ao alto-falante
$U_{0v,i}$	Volume de ar deslocado resultante (excitação por tensão ou corrente)
$U_{bv,i}$	Volume de ar deslocado devido à caixa acústica (excitação por tensão ou corrente)
$U_{dv,i}$	Volume de ar deslocado devido ao alto-falante (excitação por tensão ou corrente)
$U_{lv,i}$	Volume de ar deslocado devido aos vazamentos (excitação por tensão ou corrente)
$U_{pv,i}$	Volume de ar deslocado devido ao pórtilco (excitação por tensão ou corrente)
V_{as}	Volume equivalente (deslocamento de ar) do alto-falante
V_b	Volume interno da caixa
$V_d(s)$	Velocidade de deslocamento do cone
X_{ar}	Parte reativa da impedância de radiação do ar
$X_d(s)$	Deslocamento do cone
X_l	Expoente da indutância da bobina móvel
X_r	Expoente da resistência de perdas da bobina móvel
Z_a	Impedância acústica
Z_{ab}	Impedância acústica do gabinete
Z_{aei}	Impedância acústica refletida (devido às componentes elétricas, excitação por corrente)

Z_{aev}	Impedância acústica refletida (devido às componentes elétricas, excitação por tensão)
$Z_{aev,i}$	Impedância acústica refletida (devido às componentes elétricas, excitação por tensão ou corrente)
Z_{ar}	Impedância acústica de radiação do ar
Z_{as}	Impedância acústica refletida (devido às componentes mecânicas)
Z_e	Impedância elétrica
Z_g	Impedância de saída do gerador
Z_{gi}	Impedância de saída do gerador de corrente
Z_{gv}	Impedância de saída do gerador de tensão
Z_o	Impedância de saída
α	$V_{as}/V_b = C_{as}/C_{ab}$
α_{25}	Coefficiente de temperatura à 25 °C
ρ	Densidade do ar
$\omega = 2\pi f$	Freqüência angular
ω_b	Freqüência angular de sintonia da caixa
ω_s	Freqüência angular de ressonância do alto-falante, em ar livre

INTRODUÇÃO

1.1 Alto-falantes e Caixas Acústicas – Uma Visão Geral

Desde a invenção da válvula no início do Século XX, amplificadores e alto-falantes são partes integrantes nos mais diversos tipos de meios de comunicação: cinema, rádio-difusão, televisão, rádio-comunicação, telefonia, espetáculos, etc. Equipamentos eletrônicos que emitam algum tipo de som fazem uso de um transdutor eletroacústico (alto-falante) e de um circuito amplificador. Em sistemas de sonorização, sejam eles de pequeno ou grande porte, automotivos, residenciais ou profissionais, sempre estarão presentes os alto-falantes, montados, ou não, em caixas acústicas. Com o passar dos anos a importância dos sistemas de sonorização tem sido cada vez maior, pois cada vez mais surge a necessidade de se levar informações sonoras a grandes públicos. Como exemplo, nos *shopping centers*, aeroportos, grandes estádios, mega espetáculos, etc. A evolução tecnológica fez com que os equipamentos envolvidos fossem sendo aprimorados [1]-[92]. Os amplificadores valvulados deram lugar aos transistorizados e integrados, ganhando eficiência e redução de peso [49]-[51]. As interligações entre os equipamentos, antes feitas exclusivamente por cabos, estão sendo substituídas por sistemas de enlace de radiofrequência sem fio (*wireless*). As consoles de mixagem e os processadores de áudio passaram a ser digitais, agregando funções e facilidades antes inviáveis e/ou impraticáveis com a tecnologia analógica. Caixas acústicas também tiveram a sua evolução, e um marco no desenvolvimento de projetos de caixas foram os trabalhos de Thiele-Small. Thiele [18] publicou em 1961, um artigo sobre alto-falantes em caixas sintonizadas (*vented box*), baseado na teoria de filtros, estendendo a abordagem feita por Novak [19] e introduzindo o conceito de alinhamento para descrever várias combinações de alto-falantes e caixas acústicas. Também mostrou como representar os parâmetros de um alto-falante em termos mecânicos e elétricos. Dez anos mais tarde (1971), o trabalho de Thiele é republicado no *JAES (Journal of The Audio Engineering Society)* [20], [21], e passa então a ter uma maior divulgação. Richard Small [22]-[29] reformulou o trabalho de Thiele, fazendo uma

abordagem mais didática e incluindo as características eletromecânicas dos alto-falantes, sendo assim criados os conhecidos “Parâmetros Thiele-Small”. Determinados projetos, antes cercados de empirismo, passaram a ser feitos com uma maior exatidão.

O estudo feito durante a realização deste trabalho, baseada em artigos publicados ao longo de mais de cinco décadas, mostrou que os alto-falantes ainda são “o elo fraco” em sistemas de áudio. O alto-falante atual tem as mesmas características de construção do alto-falante de quarenta anos atrás. É um componente com eficiência média de 1% (potência acústica resultante/potência elétrica aplicada), chegando a 5% em casos especiais [93]. Seu funcionamento está diretamente relacionado às partes elétrica, mecânica e acústica [18]-[29], [93], o que exige do pesquisador o conhecimento de fundamentos relacionados às três áreas. Além disso, o alto-falante apresenta um comportamento não-linear em função da frequência, tanto para sinais de pequena amplitude [14], [15], quanto para de grande amplitude, devido ao deslocamento do cone. Esse deslocamento provoca a variação da compliância (maleabilidade da suspensão), do fator de força $B\ell$ (produto indução magnética e comprimento efetivo da bobina), e da indutância da bobina móvel (devido ao deslocamento dentro de uma estrutura de material ferromagnético), [7], [10], [14], [58], [60]-[63], [75], [78], [85], [89] e [93]. Mesmo em condições normais de funcionamento, considerando as limitações impostas pelo fabricante, o alto-falante pode gerar distorções harmônicas da ordem de 10% ou mais [10], [13], [78], [93]. Em caixas adequadamente dimensionadas e com banda limitada (caixas tipo *Band-Pass*), as distorções harmônicas podem ficar em torno de 1%, como mostrado em [94]. Em regime de grandes potências, a temperatura da bobina móvel atinge valores elevados, cerca de 200 °C. Nessa temperatura, a resistência elétrica do fio da bobina, comumente de cobre ou alumínio, tem seu valor aumentado, resultando na diminuição da potência elétrica aplicada e, conseqüentemente, na diminuição do nível de pressão sonora, visto que os amplificadores mantêm constante a tensão de saída¹. Tem-se, então, a chamada “compressão de potência” [10]-[12], [91]-[96]. O aumento da resistência elétrica da bobina também faz com que o amortecimento do sistema diminua. Isso provoca alterações na resposta em frequência e no comportamento do alto-falante, instalado ou não em caixas acústicas [20]-[29], [46], [53], [54], [97]. Com

¹ Os amplificadores de áudio disponíveis no mercado operam como uma fonte de tensão controlada por tensão. Apresentam uma resistência de entrada da ordem de dezenas de $k\Omega$ e resistência de saída da ordem de milésimos de Ω .

a diminuição do amortecimento há o aumento do deslocamento do cone e, assim, o aumento das distorções [7], [10], [13], [17], [60]-[67], [71], [72], [95]. O comportamento de alto-falantes em regime de grandes sinais passou a ter uma interpretação formal, em função do deslocamento do cone, a partir dos trabalhos de Wolfgang Klippel [77]-[81], [89], [91]. Em [79] é mostrado um método, denominado de “filtro espelho” (*mirror filter*), para redução dessas distorções.

Sistemas de som *Hi-Fi*² têm como objetivo a fidelidade de reprodução, e não a quantidade, pois os alto-falantes trabalham em regime de baixas potências e grandes transitórios, grandes folgas para excusão dos sinais (grandes *headrooms*³). Nessas condições (pequenos sinais), as distorções predominantes são devido às não-linearidades da bobina móvel causadas pelas partes ferromagnéticas. Para redução dessas distorções, a técnica de se excitar alto-falantes com amplificadores com impedância com parte real negativa de saída foi bastante explorada [21], [40], [46], [53], [55]. O objetivo com essa técnica é o de reduzir a influência da parte elétrica do alto-falante no resultado sonoro. O método utilizado para obtenção da impedância com parte real negativa de saída foi o da realimentação positiva de corrente, geralmente obtida a partir de amostra do sinal de saída obtida através de um resistor de pequeno valor colocado em série com o alto-falante. Isso limitou a faixa de controle às baixas frequências, pois acima da frequência de ressonância do alto-falante f_s a reatância indutiva da bobina móvel aumenta, como também a resistência devido às perdas no entreferro [14]. Ocorre também uma variação na taxa de realimentação. Juntamente com esse efeito, tem-se o aumento da resistência elétrica da bobina móvel devido ao aumento da temperatura e a contribuição do efeito pelicular, alterando o ajuste do controle durante o tempo de funcionamento do sistema. Técnicas de controle eletrônico do amortecimento de sistemas alto-falante/caixa acústica, do tipo realimentação motora (*motional feedback*), também dependem dessas condições de funcionamento do alto-falante. Essas técnicas são limitadas em frequência e em temperatura. Com a técnica da excitação por fonte de corrente (amplificadores de corrente) os efeitos termoeletrônicos da bobina móvel são eliminados, pois a força exercida no

² Abreviação de *High Fidelity*, denominação usada para sistemas de som de alta fidelidade, geralmente de baixas potências (da ordem de 100 watts) e de aplicação residencial.

³ *Headroom* é a diferença, em dB, entre a potência máxima disponível e a potência média utilizada.

conjunto móvel do alto-falante passa a ser função apenas do fator de força e da corrente de excitação, $B\ell I_g(s)$. No caso da excitação por fonte de tensão, a força resultante é função também da impedância elétrica da bobina móvel $B\ell E_g(s)/Z_e(s)$. No Capítulo 4 tais conceitos são discutidos com mais detalhes.

1.2 Alto-falantes Excitados por Fonte de Corrente

Quando o alto-falante é excitado por fonte de corrente⁴ a parte elétrica passa a não ter mais influência no sistema e o comportamento quanto ao amortecimento passa a ser dependente dos fatores de mérito mecânico Q_{ms} e acústico Q_a . Na Seção 4.1.2 esse assunto é abordado com mais profundidade. Um estudo da influência das partes mecânica e acústica em sistemas excitados por fonte de corrente não foi feito até este presente trabalho, tendo sido por nós mostrado em [57] um resultado parcial, para sistemas caixa fechada, caixa sintonizada e caixas de banda passante (*band-pass*) de 4^a e 6^a ordens. Os benefícios da excitação por fonte de corrente foram mostrados por Mills e Hawksford ao final da década de 80 [56]. Em tal trabalho a análise foi feita a partir de simulações e experimentos no qual se mostrou a redução das distorções devido às não-linearidades da bobina móvel. O trabalho de Mills e Hawksford ficou restrito a um sistema caixa fechada de pequeno porte, e o controle do pico na resposta (decorrente do baixo amortecimento), foi feito eletronicamente com base em na técnica de realimentação motora (*motional feedback*⁵). Para se obter a informação do deslocamento do cone utilizou-se uma bobina auxiliar, junto à bobina móvel. Em [72] é feito um estudo das não-linearidades em alto-falante com bobina estendida (mais longa do que o comprimento do *gap*) e propõe-se um método digital de correção. Amplificadores de corrente e amortecimento acústico são apenas citados como possibilidade para redução das distorções e controle do amortecimento do sistema. Em [98] é utilizado um amplificador de corrente em um sistema caixa sintonizada, para eliminar o efeito térmico da bobina móvel. A compensação do baixo amortecimento do sistema é feita eletronicamente, com o método denominado de realimentação de velocidade (*velocity feedback*⁶). Em [99] um trabalho similar é feito, porém com a utilização de realimentação motora (*motional feedback*). Em ambos os

⁴ Com impedância interna tendendo ao infinito

⁵ Realimentação de um sinal proporcional à movimentação do cone do alto-falante.

trabalhos o controle do amortecimento é eletrônico. No entanto, esse procedimento tem limitações quanto à frequência e à temperatura, como já mostrado [40], [46], [53], [55], [63], [85], [98], [99].

1.3 Proposta do Trabalho

Os modelos eletromecânico-acústicos de Thiele-Small permitiram um melhor entendimento de alto-falantes e caixas acústicas em regime de pequenos sinais, pois consideram parâmetros lineares. Posteriormente, as não-linearidades da bobina móvel e a dependência de seu comportamento com a frequência foram incluídas aos modelos. Klippel [77]-[82], [89], [91], formalizou o estudo das não-linearidades em regime de grandes potências em função do deslocamento do cone. Paralelamente Mills e Hawksford [56] mostram os benefícios de se excitar alto-falantes com fontes de corrente, mas não apresentam um estudo abrangente mostrando quais seriam os benefícios dessa técnica quando aplicada a diversos tipos de alto-falantes e caixas acústicas. Trabalhos recentes [98], [99], mostram a possibilidades do uso da excitação com fonte de corrente em caixas sintonizadas (*vented box*), mas cada qual o faz para um caso específico e o amortecimento do sistema, em ambos os casos, é feito eletronicamente.

Diante do atual estado da arte, no que se refere à excitação de caixas acústicas com fontes de corrente, é proposto neste trabalho:

- Fazer uma análise abrangente da resposta em frequência de nível de pressão sonora e deslocamento do cone para alto-falantes instalados em *baffle* infinito, caixas acústicas tipo fechada (*closed box*), sintonizada (*vented box*) e de banda passante (*band-pass*) de 4^a e 6^a ordens;
- Apresentar um novo procedimento de análise que permite tratar separadamente as partes elétrica, mecânica e acústica, para fins de simulação e estudo do comportamento de alto-falantes, instalados ou não em caixas acústicas, para quaisquer alto-falantes e caixas acústicas;

⁶ Realimentação de um sinal proporcional à velocidade de deslocamento do cone do alto-falante.

- Apresentar um método de inclusão das não-linearidades para pequenos e grandes sinais aos modelos tradicionais de Thiele-Small;
- Mostrar a importância de se considerar o amortecimento acústico em sistemas excitados com fonte de corrente, principalmente em caixas sintonizadas dos tipos *bass reflex* e *band-pass*;
- Analisar objetiva e subjetivamente um sistema caixa fechada excitada por fonte de corrente.

1.4 Organização dos Capítulos

Os capítulos deste trabalho estão organizados da seguinte forma:

Capítulo 1 – Introdução. Faz-se um levantamento bibliográfico e um estudo da evolução dos alto-falantes, apontando e comentando os trabalhos realizados com excitação por fontes de corrente.

Capítulo 2 – Modelos eletromecânico-acústicos. Mostram-se os modelos lineares de Thiele-Small e os circuitos equivalentes acústicos das caixas acústicas tipo fechada (*closed box*), sintonizada ou refletora de graves (*vented box* ou *bass reflex*) e de banda passantes (*band-pass*) de 4^a e 6^a ordens. Explana-se o método de análise proposto por Neville Thiele e Richard Small.

Capítulo 3 – Excitação por fonte de tensão. Mostram-se as características de transferência (nível de pressão sonora e deslocamento do cone) dos alto-falantes e caixas acústicas excitados por fonte de tensão, em regime de pequenos sinais. Nesse capítulo um novo procedimento de análise é proposto e utilizado. Com esse procedimento pode-se fazer a análise do comportamento de sistemas alto-falante/caixa acústica individualizando-se as partes elétrica, mecânica e acústica.

Capítulo 4 – Excitação por fonte de corrente. Mostram-se as características de transferência (nível de pressão sonora e deslocamento do cone) dos alto-falantes e caixas acústicas excitados por fonte de corrente, em regime de pequenos sinais. Mostra-se a

importância de se considerar o amortecimento acústico em sistemas excitados por fonte de corrente.

Capítulo 5 – Regime de grandes sinais. Mostram-se as características de transferência (nível de pressão sonora e deslocamento do cone) de alto-falantes e caixas acústicas excitados por fontes de tensão e corrente, em regime de grandes sinais. Os modelos de Thiele-Small são estendidos e passam a considerar as não-linearidades do fator de força e da compliância da suspensão devido ao deslocamento do cone.

Capítulo 6 – Resultados objetivos e subjetivos. Faz-se uma análise objetiva e subjetiva em um sistema caixa fechada excitado por fontes de tensão e corrente. Mostram-se os benefícios da excitação por fonte de corrente a partir de medições feitas em laboratório e avaliações subjetivas (auditivas).

Capítulo 7 – Conclusões.

MODELOS ELETROMECAÂNICO-ACÚSTICOS

2.1 Modelo Thiele-Small

Os trabalhos de Neville Thiele [18], [20], [21] e Richard Small [22]-[29] foram “divisores de águas” na compreensão do comportamento de alto-falantes e caixas acústicas. A teoria por eles apresentada possibilita a análise da resposta em baixas frequências, de alto-falantes e caixas acústicas, a partir da teoria de circuitos elétricos RLC lineares. Um alto-falante instalado em uma caixa acústica apresenta características de resposta em magnitude e fase que podem ser modeladas por um filtro passa-altas de segunda ordem ou maior. Além disso, tais autores apresentaram um método alternativo para caracterizar parâmetros de alto-falantes.

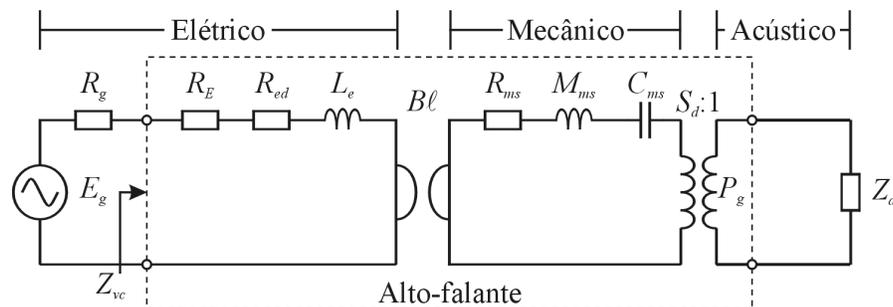


Figura 2.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante instalado em um *baffle* infinito.

A Figura 2.1 mostra o modelo Thiele-Small de um alto-falante instalado em um *baffle* infinito¹. Nessa figura, a parte elétrica é representada pelo gerador de tensão E_g , sua resistência de saída R_g , resistência elétrica da bobina móvel R_E , e indutância da bobina móvel L_e . A parte mecânica (conjunto móvel) é caracterizada por suas perdas R_{ms} , massa M_{ms} , e compliância C_{ms} . A parte acústica é representada pela impedância acústica de irradiação do ar Z_{ar} [19]-[25].

¹ Painel, onde o alto-falante é instalado, com dimensões bem maiores do que o maior comprimento de onda a ser reproduzido pelo alto-falante.

A Figura 2.2 mostra uma característica típica de magnitude e fase da impedância Z_{vc} , vista nos terminais do alto-falante. Pode ser mostrado que a frequência de ressonância do alto-falante f_s , ao ar livre, dependente das características mecânicas do conjunto móvel, é dada por (2.1).

$$f_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ms} \cdot C_{ms}}} \quad (2.1)$$

Pode ser observado da Figura 2.2 que nas proximidades de f_s a influência da indutância da bobina móvel L_e não é significativa. Logo, nessa condição, tal indutância pode ser desconsiderada no modelo.

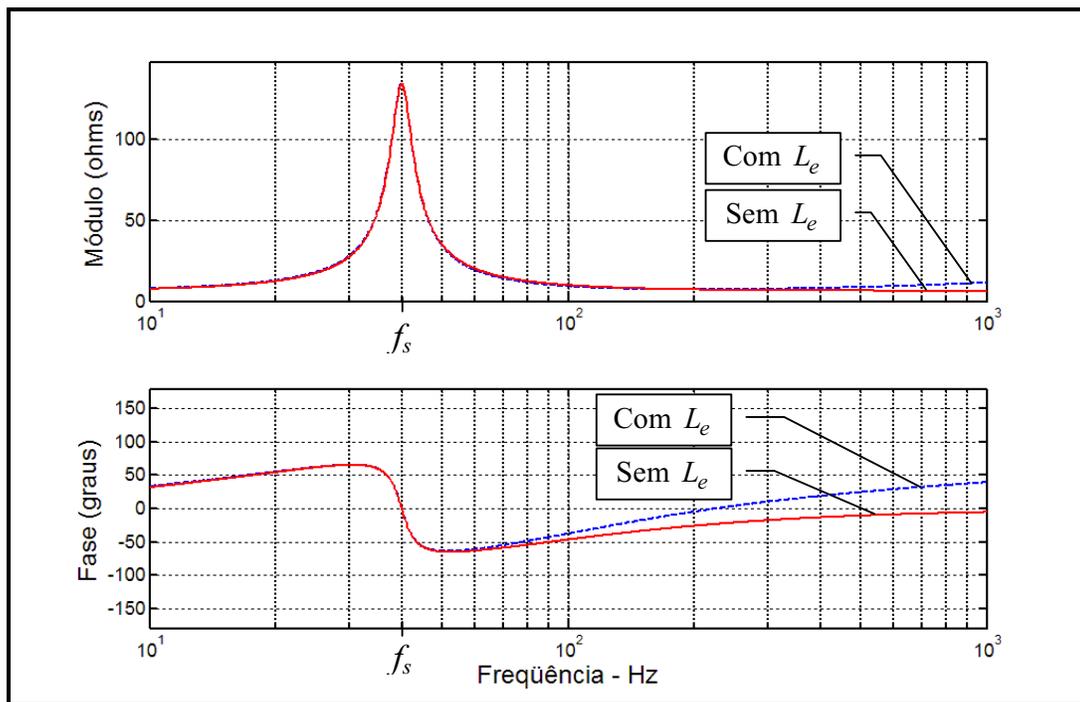


Figura 2.2. Magnitude e fase da impedância elétrica vistas nos terminais do alto-falante montado em um *baffle* infinito (com e sem a influência da indutância L_e da bobina móvel).

A análise do circuito da Figura 2.1 pode ser feita a partir do lado elétrico, mecânico ou acústico, desde que todos os componentes sejam refletidos para o lado de interesse. A Tabela 2.1 apresenta as relações entre as variáveis nos três domínios. Nessa Tabela, Z_e representa uma impedância elétrica, Z_m uma impedância mecânica, e Z_a uma impedância acústica [93].

Tabela 2.1. Relação entre os sistemas elétrico, mecânico e acústico.

Elétrico	Mecânico	Acústico
E_g	$\Rightarrow F_g = \frac{E_g B \ell}{R_g + R_E}$	$\Rightarrow P_g = \frac{E_g B \ell}{S_d (R_g + R_E)}$
Z_e	$\Rightarrow \frac{(B \ell)^2}{Z_e}$	$\Rightarrow \frac{(B \ell)^2}{S_d^2 Z_e}$
$\frac{(B \ell)^2}{Z_m} \leftarrow$	Z_m	$\Rightarrow \frac{Z_m}{S_d^2}$
$\frac{(B \ell)^2}{S_d^2 Z_a} \leftarrow$	$S_d^2 Z_a \leftarrow$	Z_a

A partir da relação entre os sistemas da Tabela 2.1, são definidos os seguintes parâmetros:

$$R_{me} = \frac{(B \ell)^2}{R_E}, \quad (2.2)$$

$$R_{ae} = \frac{(B \ell)^2}{S_d^2 R_E}, \quad (2.3)$$

$$R_{mg} = \frac{(B \ell)^2}{R_g}, \quad (2.4)$$

$$R_{ag} = \frac{(B \ell)^2}{S_d^2 R_g}, \quad (2.5)$$

$$R_{et} = R_g + R_E, \quad (2.6)$$

$$R_{met} = \frac{(B \ell)^2}{R_g + R_E} = \frac{(B \ell)^2}{R_{et}}, \quad (2.7)$$

$$R_{aet} = \frac{(B\ell)^2}{S_d^2(R_g + R_E)} = \frac{(B\ell)^2}{S_d^2 R_{et}}, \quad (2.8)$$

$$R_{es} = \frac{(B\ell)^2}{R_{ms}}, \quad (2.9)$$

$$R_{as} = \frac{R_{ms}}{S_d^2}, \quad (2.10)$$

$$C_{mes} = \frac{M_{ms}}{(B\ell)^2}, \quad (2.11)$$

$$M_{as} = \frac{M_{ms}}{S_d^2}, \quad (2.12)$$

$$L_{ces} = (B\ell)^2 C_{ms} \quad (2.13)$$

e

$$C_{as} = S_d^2 C_{ms}. \quad (2.14)$$

Os resistores R_{me} e R_{ae} representam a resistência elétrica da bobina móvel refletida aos lados mecânico e acústico, respectivamente, R_{mg} e R_{ag} denotam a resistência de saída do gerador de excitação também refletida aos lados mecânico e acústico, e R_{met} e R_{aet} são a resistência elétrica total, R_{et} , também refletida aos lados mecânico e acústico. R_{es} e R_{as} são, respectivamente, a resistência mecânica do alto-falante, R_{ms} , refletida aos lados elétrico e acústico, C_{mes} e M_{as} são a capacitância e a massa acústica, devido a massa móvel, M_{ms} , refletida para os lados elétrico e acústico, e L_{ces} e C_{as} são a compliância da suspensão do alto-falante, C_{ms} , também refletida para os lados elétrico e acústico.

Refletindo-se todos os componentes do modelo da Figura 2.1 para o lado elétrico, obtém-se o circuito mostrado na Figura 2.3. A impedância acústica de irradiação do ar Z_{ar} é considerada igual a zero, pois sua ordem de grandeza é desprezível em relação às outras impedâncias envolvidas [18], [20]-[22], [29]. Procedendo-se da mesma forma para o lado acústico, obtém-se o circuito mostrado na Figura 2.4. Nesse circuito, onde a indutância da bobina móvel L_e foi desprezada, tem-se um gerador de pressão acústica P_g , análogo a um gerador de tensão, excitando uma impedância acústica. Como resultado é produzida uma vazão de ar U_d , análoga a uma corrente elétrica. Então, pode-se escrever

$$U_d(s) = \frac{P_g(s)}{R_{aet} + R_{as} + sM_{as} + \frac{1}{sC_{as}}} \quad (2.15)$$

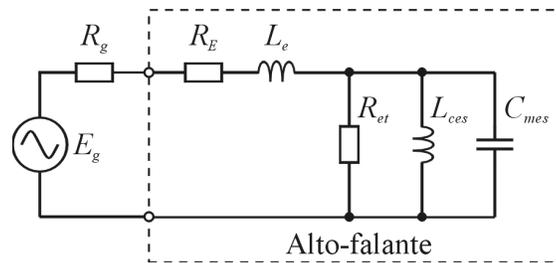


Figura 2.3. Circuito equivalente de um alto-falante visto pelo lado elétrico.

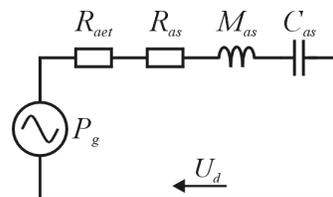


Figura 2.4. Circuito equivalente de um alto-falante visto pelo lado acústico.

A pressão sonora a uma distância r do alto-falante é dada por

$$P_r(s) = \frac{\rho}{2\pi r} \cdot s \cdot U_d(s), \quad (2.16)$$

onde ρ é a densidade do ar (seco) que na temperatura de 20°C vale $1,205 \text{ kg/m}^3$ [18]-[29], [93].

Substituindo-se (2.16) em (2.15), obtém-se a pressão sonora $P_r(s)$ dada por

$$P_r(s) = \frac{\rho}{2\pi r} \cdot \frac{E_g(s)B\ell}{S_d(R_g + R_E)} \cdot C_{as} \cdot \frac{s^2}{\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{s}{\omega_s Q_t} + 1}, \quad (2.17)$$

onde

$$Q_t = \frac{1}{\omega_s R_{at} C_{as}} \quad (2.18)$$

e

$$R_{at} = R_{aet} + R_{as}. \quad (2.19)$$

Se $R_g = 0$ tem-se $Q_t = Q_{ts}$, o qual é um parâmetro exclusivo do alto-falante. Veja (2.24).

Dividindo a vazão de ar U_d pela área efetiva do cone do alto-falante S_d , obtém-se a velocidade de deslocamento do cone V_d . Derivando a velocidade, em função do tempo, tem-se a aceleração do cone A_d . Integrando a velocidade, em função do tempo, tem-se o deslocamento do cone X_d . Assim

$$A_d(s) = \frac{sU_d(s)}{S_d}, \quad (2.20)$$

$$V_d(s) = \frac{U_d(s)}{S_d} \quad (2.21)$$

e

$$X_d(s) = \frac{U_d(s)}{sS_d}. \quad (2.22)$$

Então,

$$X_d(s) = \frac{E_g(s)B\ell}{S_d^2(R_g + R_E)} \cdot C_{as} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{s}{\omega_s Q_t} + 1}. \quad (2.23)$$

Considerando-se agora o alto-falante do Apêndice A e excitação por tensão com um nível correspondente à potência de 1 watt em uma carga de 8 ohms ($E_g = 2,83$ V), obtém-se a curva de nível de pressão sonora (SPL – *Sound Pressure Level*) $|P_r(s)|_{dB}$ e do deslocamento do cone $|X_d(s)|$, quando o alto-falante é instalado em um *baffle* infinito (Figura 2.5a,b) [93]. Sendo

$$|P_r(s)|_{dB} = 20 \log \left(\frac{|P_r(s)|}{20 \times 10^{-6}} \right). \quad (2.24)$$

Nas Figuras 2.5(a) e 2.5(b) são mostradas as curvas parametrizadas em função do fator de qualidade total Q_t (por simplicidade adotou-se $R_g = 0$, o que implica em $Q_t = Q_{ts}$). O inverso do fator de qualidade Q_{ts} é a soma harmônica dos fatores de mérito elétrico Q_{es} e mecânico Q_{ms} [18], [20]-[29], dada por (2.25). Nesse caso, vê-se que alto-falantes com maiores valores de Q_{ts} têm respostas estendidas nas baixas frequências. Na prática tem-se que $Q_{es} \ll Q_{ms}$, o que resulta em $Q_{ts} \approx Q_{es}$ (veja Apêndices A e B). Isso é válido para a condição do alto-falante ser excitado por fonte de tensão. Caso a excitação seja por fonte de corrente tem-se $Q_{es} \gg Q_{ms}$ (devido a alta impedância de saída do gerador), o que leva a $Q_{ts} \approx Q_{ms}$ e resultando na extensão da resposta em baixas frequências, mas também em grandes picos no nível de pressão sonora e no deslocamento do cone. A abordagem do comportamento de alto-falantes excitados por fonte de corrente é feita em detalhes no Capítulo 4.

$$\frac{1}{Q_{ts}} = \frac{1}{Q_{es}} + \frac{1}{Q_{ms}} \quad (2.25)$$

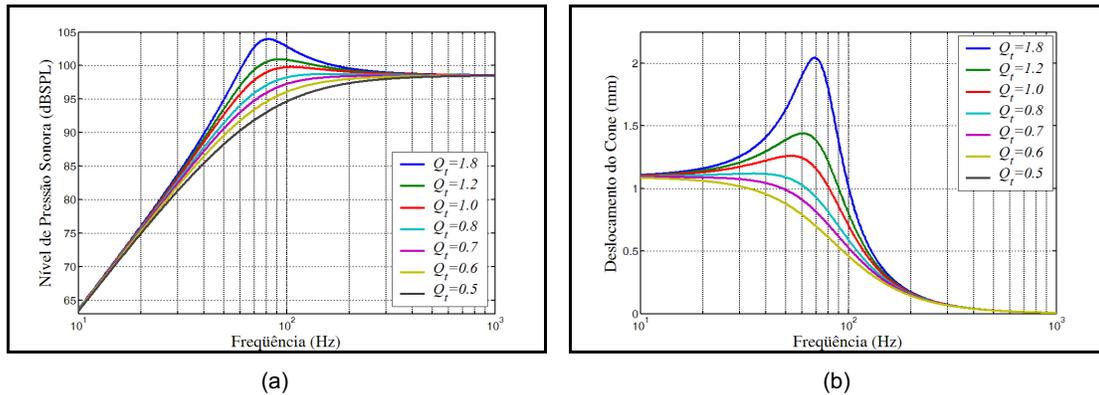


Figura 2.5. Respostas em frequências de alto-falantes parametrizados pelo fator de qualidade total Q_t para o alto-falante do Apêndice A instalado em um *baffle* infinito. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone.

2.2 Modelos Eletroacústicos de Caixas

No caso de alto-falantes instalados em caixas acústicas, os circuitos eletro-acústicos equivalentes das caixas tipo fechada, sintonizada e *band-pass* de 4ª e 6ª ordens devem substituir a impedância de irradiação do ar Z_{ar} mostrada na Figura 2.1. Na Figura 2.6, Z_{ab} é a impedância acústica da caixa e Z_{aet} e Z_{as} são as impedâncias elétrica e mecânica, respectivamente, refletidas para o lado acústico.

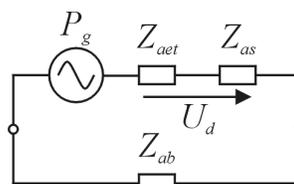


Figura 2.6. Modelo eletromecânico-acústico do alto-falante instalado em uma caixa.

2.2.1 Caixa fechada (*closed box*)

A caixa fechada caracteriza-se por ter uma câmara selada (sem aberturas) com volume interno V_b [Figura 2.7(a)].

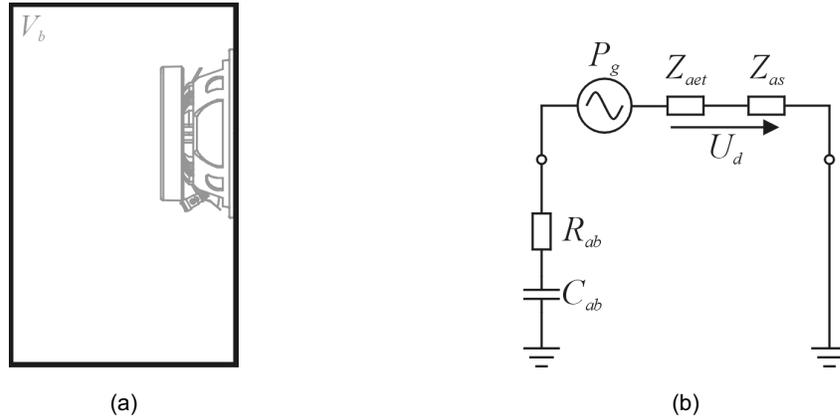


Figura 2.7. (a) Alto-falante montado em uma caixa fechada. (b) Circuito equivalente do sistema.

A impedância acústica da caixa fechada é modelada por uma resistência R_{ab} em série com uma compliância acústica C_{ab} , onde R_{ab} representa as perdas internas por absorção acústica das paredes da caixa e C_{ab} representa o ar confinado dentro da caixa. Então,

$$Z_{ab} = R_{ab} + \frac{1}{sC_{ab}}. \quad (2.26)$$

Pode ser mostrado que a frequência de ressonância e o fator de mérito do sistema caixa fechada f_c e Q_{tc} , respectivamente, são dependentes dos parâmetros originais do alto-falante f_s e Q_{ts} , e do volume interno da caixa V_b .

$$f_c = f_s \cdot \sqrt{1 + \alpha}, \quad (2.27)$$

$$Q_{tc} = Q_{ts} \cdot \sqrt{1 + \alpha} \quad (2.28)$$

e

$$\alpha = \frac{V_{as}}{V_b} = \frac{C_{as}}{C_{ab}}. \quad (2.29)$$

onde V_{as} é o volume equivalente do alto-falante (Apêndice A). Alterando-se o volume interno da caixa V_b (que faz alterar C_{ab}), alteram-se as características de transferência do sistema [24], [25], [93]. A estrutura da caixa fechada caracteriza um sistema de 2^a ordem.

2.2.2 Caixa sintonizada (*vented box*)

A caixa sintonizada caracteriza-se por ter uma câmara com volume interno V_b e um duto (ou pórtyco), permitindo a comunicação entre o interior e o meio externo (Figura 2.8(a)).

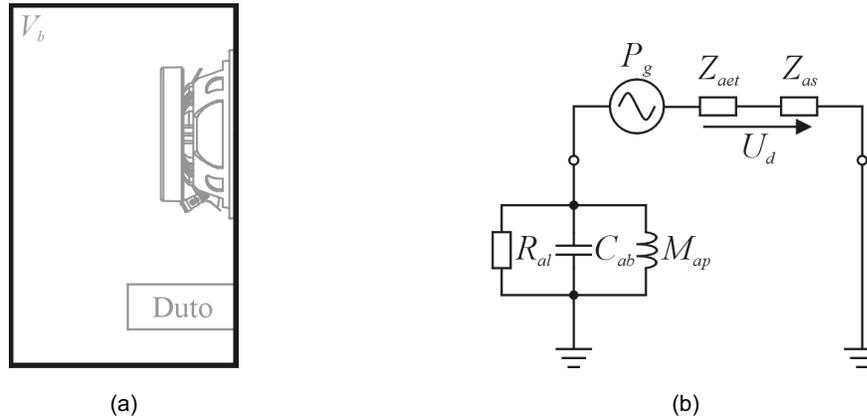


Figura 2.8. (a) Alto-falante montado em uma caixa sintonizada. (b) Circuito equivalente do sistema.

A interação do duto (ou pórtyco) com o volume interno da caixa resulta em uma freqüência de sintonia

$$f_b = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ap} \cdot C_{ab}}} \quad (2.30)$$

onde M_{ap} é a massa acústica de ar no duto (Figura 2.8b).

A impedância acústica da caixa sintonizada é modelada por uma resistência R_{al} em paralelo com uma compliância acústica C_{ab} e uma massa acústica M_{ap} , onde R_{al} representa as perdas por vazamento e C_{ab} e M_{ap} são parâmetros do modelo já definidos [Figura 2.8(b)]. Então, do circuito da Figura 2.8(b), tem-se

$$Z_{ab} = \frac{1}{\omega_b^2 C_{ab}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{s}{\omega_b Q_L} + 1}, \quad (2.31)$$

com

$$\omega_b = 2\pi f_b, \quad (2.32)$$

$$Q_L = \omega_b C_{ab} R_{al} \quad (2.33)$$

e

$$C_{ab} = \frac{S_d^2 C_{ms}}{\alpha} \quad (2.34)$$

onde Q_L é o fator de mérito da caixa devido às perdas por vazamento. Alterando o volume interno da caixa V_b (que altera C_{ab}) e/ou as dimensões do duto (que altera M_{ap}), alteram-se as características de transferência do sistema. A estrutura da caixa sintonizada caracteriza um sistema de 4^a ordem [18], [20], [21], [26]-[29], [93].

2.2.3 Caixa *band-pass* - 4^a ordem

A caixa *band-pass* de 4^a ordem caracteriza-se por ter duas câmaras com volumes internos V_{b1} e V_{b2} , e um duto permitindo a comunicação entre o interior da câmara n^o 2 e o meio externo [Figura 2.9(a)]. A frequência de sintonia da câmara n^o 2 é

$$f_{b2} = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ap2} \cdot C_{ab2}}} \quad (2.35)$$

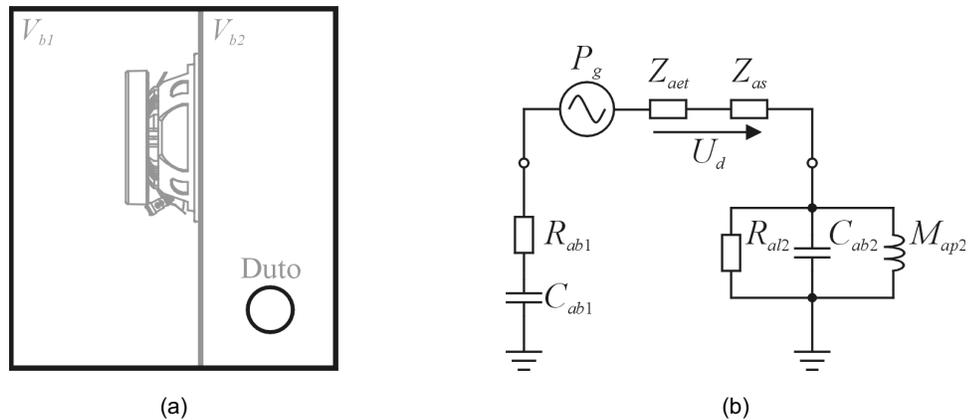


Figura 2.9. (a) Alto-falante montado em uma caixa *band-pass* de 4^a ordem. (b) Circuito equivalente do sistema.

A impedância acústica é a associação em série da impedância acústica de uma caixa fechada e da impedância acústica de uma caixa sintonizada [Figura 2.9(b)]. Assim, do circuito da Figura 2.9(b), tem-se

$$Z_{ab1} = R_{ab1} + \frac{1}{sC_{ab1}}, \quad (2.36)$$

$$Z_{ab2} = \frac{1}{\omega_{b2}^2 C_{ab2}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{b2}^2} + \frac{s}{\omega_{b2} Q_{L2}} + 1}, \quad (2.37)$$

$$\omega_{b2} = 2\pi f_{b2}, \quad (2.38)$$

$$Q_{L2} = \omega_{b2} C_{ab2} R_{al2}, \quad (2.39)$$

$$C_{ab2} = \frac{S_d^2 C_{ms}}{\alpha_2}, \quad (2.40)$$

$$\alpha_1 = \frac{V_{as}}{V_{b1}} = \frac{C_{as}}{C_{ab1}} \quad (2.41)$$

e

$$\alpha_2 = \frac{V_{as}}{V_{b2}} = \frac{C_{as}}{C_{ab2}}. \quad (2.42)$$

Alterando-se o volume interno V_{b1} e V_{b2} das câmaras n^{os} 1 e 2, respectivamente, e/ou as dimensões do duto (altera-se M_{ap2}), alteram-se as características de transferência do sistema. A estrutura da caixa *band-pass* com duas câmaras, uma selada e outra sintonizada, como mostrada na Figura 2.9(a), caracteriza um sistema de 4^a ordem [93].

2.2.4 Caixa *band-pass* – 6^a ordem

A caixa *band-pass* de 6^a ordem caracteriza-se por ter duas câmaras seladas com volumes internos V_{b1} e V_{b2} e um duto em cada câmara permitindo a comunicação do interior das câmaras ao meio externo [Figura 2.10(a)].

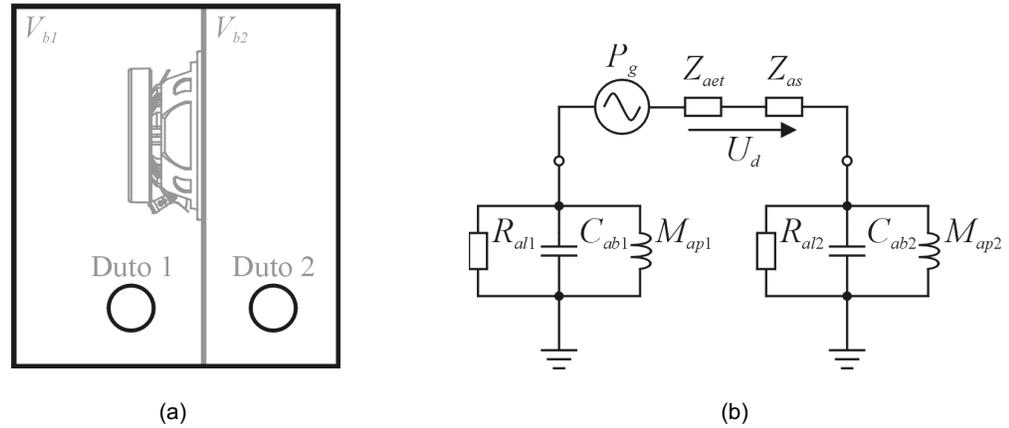


Figura 2.10. (a) Alto-falante montado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem. (b) circuito equivalente do sistema.

As frequências de sintonia são então

$$f_{b1} = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ap1} \cdot C_{ab1}}} \quad (2.43)$$

e

$$f_{b2} = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ap2} \cdot C_{ab2}}} \quad (2.44)$$

A impedância acústica é a associação em série das impedâncias acústicas de duas caixas sintonizadas (Figura 2.10b). Com base no circuito da Figura 2.10(b), tem-se

$$Z_{ab1} = \frac{1}{\omega_{b1}^2 C_{ab1}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{b1}^2} + \frac{s}{\omega_{b1} Q_{L1}} + 1}, \quad (2.45)$$

$$Z_{ab2} = \frac{1}{\omega_{b2}^2 C_{ab2}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{b2}^2} + \frac{s}{\omega_{b2} Q_{L2}} + 1}, \quad (2.46)$$

$$\omega_{b1} = 2\pi f_{b1}, \quad (2.47)$$

$$\omega_{b2} = 2\pi f_{b2}, \quad (2.48)$$

$$Q_{L1} = \omega_{b1} C_{ab1} R_{al1}, \quad (2.49)$$

$$Q_{L2} = \omega_{b2} C_{ab2} R_{al2}, \quad (2.50)$$

$$C_{ab1} = \frac{S_d^2 C_{ms}}{\alpha_1}, \quad (2.51)$$

$$C_{ab2} = \frac{S_d^2 C_{ms}}{\alpha_2}, \quad (2.52)$$

$$\alpha_1 = \frac{V_{as}}{V_{b1}} = \frac{C_{as}}{C_{ab1}} \quad (2.53)$$

e

$$\alpha_2 = \frac{V_{as}}{V_{b2}} = \frac{C_{as}}{C_{ab2}}. \quad (2.54)$$

Alterando-se os volumes internos V_{b1} e V_{b2} das câmaras n^{os} 1 e 2, respectivamente, e/ou as dimensões dos dutos (altera-se M_{ap1} e M_{ap2}), alteram-se as características de transferência do sistema. O sistema *band-pass* com essa configuração forma um sistema de 6^a ordem [93].

2.3 Discussões

Os resultados obtidos no item 2.1 foram para o alto-falante do Apêndice A instalado em um *baffle* infinito. No entanto, repetindo-se o procedimento apresentado por Thiele-Small [18], [20]-[29], e considerando-se os modelos eletroacústicos de caixas acústicas, obtém-se a curva de nível de pressão sonora $|P_r(s)|_{dB}$ e do deslocamento do cone $|X_d(s)|$ para qualquer conjunto alto-falante / caixa acústica. No Capítulo 3 essas curvas são mostradas para sistemas caixa fechada, caixa sintonizada e *band-pass* de 4^a e 6^a ordens.

EXCITAÇÃO POR FONTE DE TENSÃO

3.1 Novo Procedimento de Análise

Devido à relativa complexidade do procedimento convencional de análise baseado nas equações apresentadas na Seção 2.1, propõe-se aqui um novo procedimento de análise baseado em (3.1), a qual é obtida a partir do modelo da Figura 2.6.

$$U_d(s) = \frac{P_g(s)}{Z_{aet}(s) + Z_{as}(s) + Z_a(s)} \quad (3.1)$$

Em (3.1), observa-se que a vazão de ar $U_d(s)$ é inversamente proporcional a soma algébrica das impedâncias elétrica, mecânica e acústica. Constatou-se que, para efeito de simulação e análise, o denominador de (3.1) não precisa ser fatorado e as impedâncias envolvidas $Z_{aet}(s)$, $Z_{as}(s)$ e $Z_a(s)$ podem permanecer isoladas. Dessa forma, consegue-se analisar separadamente o efeito de cada uma das partes, elétrica, mecânica e acústica, do sistema. Se forem alteradas as características da impedância de saída do gerador de tensão (amplificador) e/ou as características da impedância elétrica da bobina móvel (incluindo o fator de força $B\ell$), altera-se apenas $Z_{aet}(s)$. Caso sejam alteradas as características mecânicas do conjunto móvel do alto-falante, altera-se apenas $Z_{as}(s)$. E se forem alteradas as características acústicas do sistema, na caixa acústica propriamente dita, altera-se apenas $Z_a(s)$. Dessa forma, para um mesmo amplificador e alto-falante, é possível estudar o sistema considerando a utilização de diversos tipos de caixas acústicas. Isso é igualmente válido para o estudo do comportamento do sistema com diferentes amplificadores e/ou diferentes alto-falantes, variando-se os parâmetros de cada um individualmente ou em conjunto. A título de ilustração, considerando um caso extremo e praticamente irreal, pode-se obter o que seria o resultado de um sistema caso a parte mecânica do alto-falante fosse inexistente bastando fazer $Z_{as}(s) = 0$. Com base nas Figuras 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10, pode-se resumir o procedimento proposto na forma mostrada em (3.2).

$$U_d(s) = \frac{P_g(s)}{Z_{aet}(s) + Z_{as}(s) + Z_{ab1}(s) + Z_{ab2}(s) + \dots + Z_{abn}(s)}, \quad (3.2)$$

Onde $Z_{aet}(s)$ é a impedância elétrica total refletida para o lado acústico, $Z_{as}(s)$ é a impedância mecânica do alto-falante, também refletida para o lado acústico, e $Z_{ab1}(s), Z_{ab2}(s), \dots, Z_{abn}(s)$ são as diversas impedâncias acústicas que compõem o sistema alto-falante / caixa acústica que possam ser conectadas em série (caso tenha-se mais de uma câmara). Veja Figuras 2.9b e 2.10b. Esse procedimento é igualmente válido para as análises mecânicas e elétricas [100].

3.2 Análise para Pequenos Sinais

A Figura 3.1 mostra o circuito eletromecânico-acústico, simplificação do circuito da Figura 2.1, de um alto-falante excitado por uma fonte de tensão $E_g(s)$ com impedância de saída $Z_{gv}(s)$, com

$$Z_e(j\omega) = R_E + R_{ed} + j\omega L_e \quad (3.3)$$

e

$$Z_{ms}(s) = R_{ms} + sM_{ms} + \frac{1}{sC_{ms}}. \quad (3.4)$$

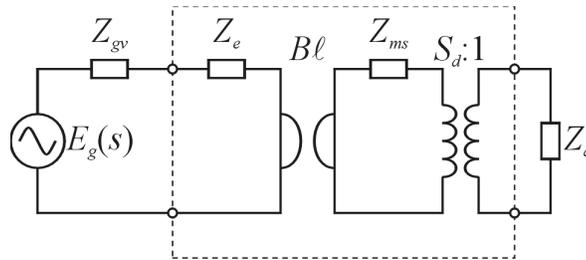


Figura 3.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante excitado por fonte de tensão, considerando as impedâncias elétrica, mecânica e acústica.

Os parâmetros R_{ed} e L_e denotam a resistência e a indutância da bobina móvel, ambas não-lineares, determinadas por

$$R_{ed} = K_r \omega^{X_r} \quad (3.5)$$

e

$$L_e = K_l \omega^{(X_l - 1)}. \quad (3.6)$$

Os termos K_r , X_r , K_l , X_l são obtidos a partir da curva de impedância do alto-falante [14].

As equações (3.5) e (3.6) aplicam-se quando $s = j\omega$ (Apêndice C).

Baseando-se no circuito da Figura 2.6, juntamente com as relações da Tabela 2.1 do Capítulo 2, pode-se mostrar que

$$P_{gv}(j\omega) = \frac{B\ell}{S_d} \cdot \frac{E_g(j\omega)}{Z_{gv}(j\omega) + Z_e(j\omega)}, \quad (3.7)$$

$$Z_{aet}(j\omega) = \frac{(B\ell)^2}{S_d^2 (Z_{gv}(j\omega) + Z_e(j\omega))} \quad (3.8)$$

e

$$Z_{as}(s) = \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \cdot \frac{\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{s}{\omega_s Q_{ms}} + 1}{s}. \quad (3.9)$$

Demonstra-se, a seguir, o novo procedimento de análise mostrado na Seção 3.1.

3.2.1 Baffle infinito

Substituindo-se os parâmetros obtidos das especificações técnicas do alto-falante do Apêndice B em (3.2) à (3.9), considerando-se (2.16), (2.20), (2.21) e (2.22), com $Z_b = 0$ (caso do *baffle*) e desprezando-se a impedância de irradiação do ar Z_{ar} , obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o caso do alto-falante instalado em um *baffle* infinito. A tensão de excitação é considerada com um nível correspondente à potência de 1 watt em uma carga de 8 ohms [$E_g(s) = 2,8284 V$] (ver Figura 3.2).

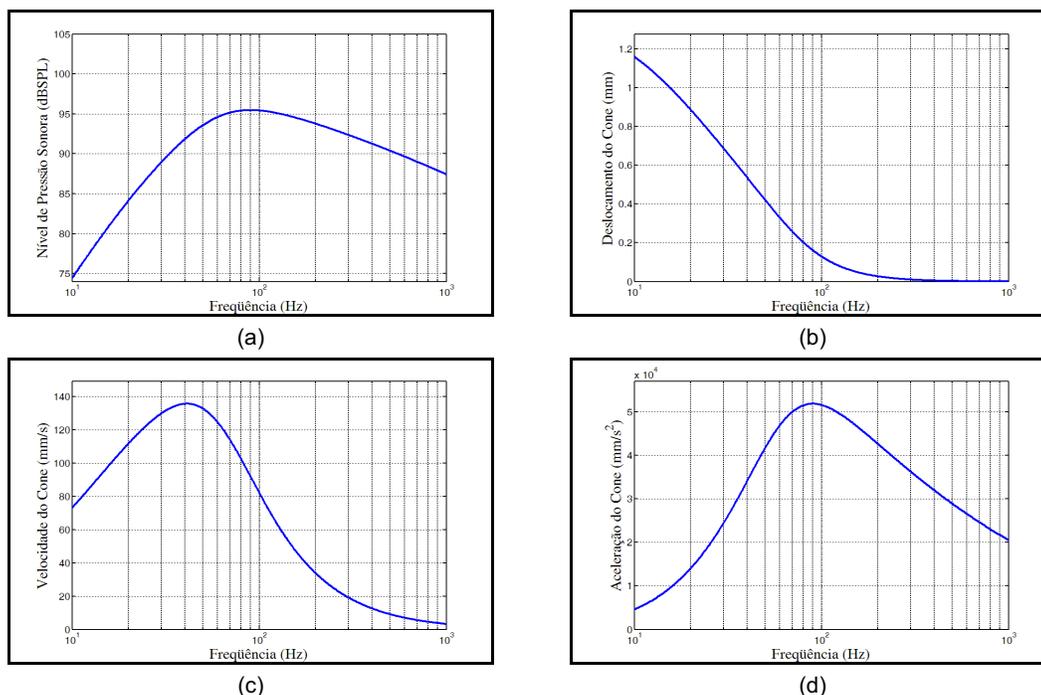


Figura 3.2. (a) Nível de pressão sonora, (b) deslocamento do cone, (c) velocidade do cone e (d) aceleração do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito.

Os componentes não-lineares da bobina móvel, mostrados em (3.5) e (3.6), são responsáveis pela redução do nível de pressão sonora a partir da frequência de 90 Hz, pois esses componentes representam a indutância da bobina e suas perdas. Isso pode ser visto claramente quando se compara as curvas apresentadas nas Figuras 3.2(a) e 2.5(a). O deslocamento do cone aumenta à medida que a frequência diminui (Figura 3.2(b)), juntamente com a diminuição do nível de pressão sonora (Figura 3.2(a)), o que representa um esforço desnecessário à suspensão do conjunto móvel do alto-falante, pois em baixas frequências o nível de pressão sonora resultante chega a estar 20 dB abaixo de seu máximo. O deslocamento do cone é relativamente pequeno quando o nível de pressão sonora atinge seu máximo, e diminui gradativamente com o aumento da frequência dentro da faixa de resposta do alto-falante. Ou seja, o deslocamento do cone não é proporcional à pressão sonora (veja (2.16) e (2.22)). A Figura 3.2(d) mostra a aceleração do cone, que é proporcional à pressão sonora (veja (2.16) e (2.20)).

3.2.2 Caixa fechada (closed box)

No sistema caixa fechada os componentes R_{ms} e C_{ms} , quando refletidos para o lado acústico, ficam em série com os componentes R_{ab} e C_{ab} . Assim, a impedância acústica resultante da interação da parte mecânica do alto-falante com a caixa pode ser escrita como

$$Z_{ac} = Z_{as} + Z_{ab} = (R_{as} + R_{ab}) + sM_{as} + \left(\frac{1}{sC_{as}} + \frac{1}{sC_{ab}} \right)^{-1}, \quad (3.10)$$

resultando em,

$$Z_{ac} = \frac{1 + \alpha}{S_d^2 C_{ms}} \cdot \frac{\frac{s^2}{\omega_c^2} + \frac{s}{\omega_c Q_c} + 1}{s}, \quad (3.11)$$

com

$$\omega_c = 2\pi f_c. \quad (3.12)$$

onde α já foi definido em (2.29), e f_c em (2.27).

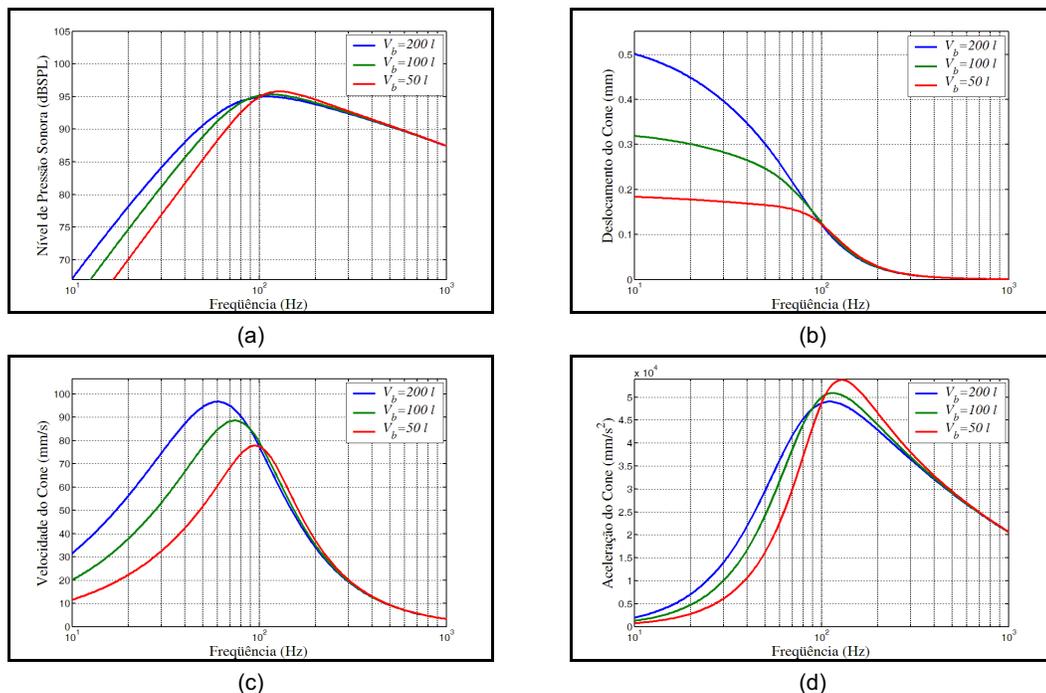


Figura 3.3. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizados em função do volume V_b .

Substituindo os parâmetros do alto-falante considerado no Apêndice B em (3.2), (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7) e (3.8), e considerando (2.16), (2.20), (2.21), (2.22) e (3.13), e $Q_c = 2$ (que implica na utilização de amortecimento acústico devido à colocação de material absorvedor no interior da caixa, por exemplo algodão bruto), obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora $|P_r(j\omega)|_{dB}$, do deslocamento do cone $|X_d(j\omega)|$, da velocidade do cone $|V_d(j\omega)|$ e da aceleração do cone $|A_d(j\omega)|$ para o sistema caixa fechada [ver Figuras 3.3(a) a 3.3(d)]. A condição de excitação é a mesma da Seção 3.2.1. Pode-se observar a influência do volume V_b tanto no nível de pressão sonora como no comportamento do cone. À medida que V_b aumenta, ocorre um aumento na extensão da resposta em baixas frequências, acompanhado de um aumento do deslocamento e da velocidade do cone. A aceleração do cone diminuiu com o aumento de V_b . Observa-se que o comportamento do alto-falante instalado em caixa fechada (*closed box*) é similar ao do alto-falante instalado em *baffle* infinito. Ver Figuras 3.2 e 3.3.

3.2.3 Caixa sintonizada (*vented box*)

Caixas sintonizadas utilizam muito pouco ou nenhum material absorvedor acústico em seu interior. Com isso as perdas por absorção tornam-se desprezíveis (R_{ab} muito pequena). Por isso estas perdas são comumente desconsideradas nesse tipo de caixa. Pode-se mostrar que em caixas sintonizadas, a pressão sonora resultante é devido ao alto-falante, ao duto e aos vazamentos, que é a mesma gerada pelo gabinete, porém com sinal contrário [18], [20], [21], [26]-[29], [93]. Assim

$$U_0(j\omega) = -U_b(j\omega) = U_d(j\omega) \cdot Z_{ab} \cdot j\omega C_{ab}, \quad (3.13)$$

onde $U_d(s)$ é a velocidade volumétrica (vazão de ar) mostrada em (2.15), Z_{ab} é a impedância acústica da caixa dada por (2.31), e C_{ab} é a compliância da caixa (volume de ar confinado) mostrada por (2.34). Repetindo-se o procedimento feito nas Seções 3.2.1 e 3.2.2, e considerando um valor típico $Q_L = 7$ [26]-[29], [93], obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o sistema caixa sintonizada. Os resultados mostrados nas Figuras 3.4(a) a 3.4(d) referem-se ao sistema caixa sintonizada. Foi mantida a frequência de sintonia $f_b = 40$ Hz e variado o volume

para os valores $V_b = \{50, 100, 200\} \text{ l}$. As Figuras 3.5(a) a 3.5(d) mostram os resultados para esse sistema, tendo sido mantido o volume $V_b = 100 \text{ l}$ e variada a frequência de sintonia para os valores $f_b = \{30, 40, 50, 60, 70\} \text{ Hz}$. Os efeitos no comportamento do sistema caixa sintonizada diferem daqueles do sistema caixa fechada devido à sintonia da caixa. Observa-se que na frequência de sintonia ocorre um mínimo no deslocamento do cone, pois o nível de pressão sonora resultante provém praticamente do duto [26]-[29], [93]. Nesse caso a aceleração do cone não é mais proporcional à pressão sonora, pois esta última é o resultado da pressão sonora oriunda do pórtilco, do vazamento e do alto-falante [18]-[29], [93]. Quanto menores forem as perdas por vazamento (maior Q_L), menor é o deslocamento do cone na frequência de sintonia f_b . A título de ilustração, as Figuras 3.4(b) e 3.5(b) são novamente mostradas, porém agora considerando $Q_L = 50$ (perdas por vazamento desprezíveis). Nas frequências de sintonia, os deslocamentos do cone são praticamente iguais a zero [ver Figuras 3.6(a) e 3.6(b)].

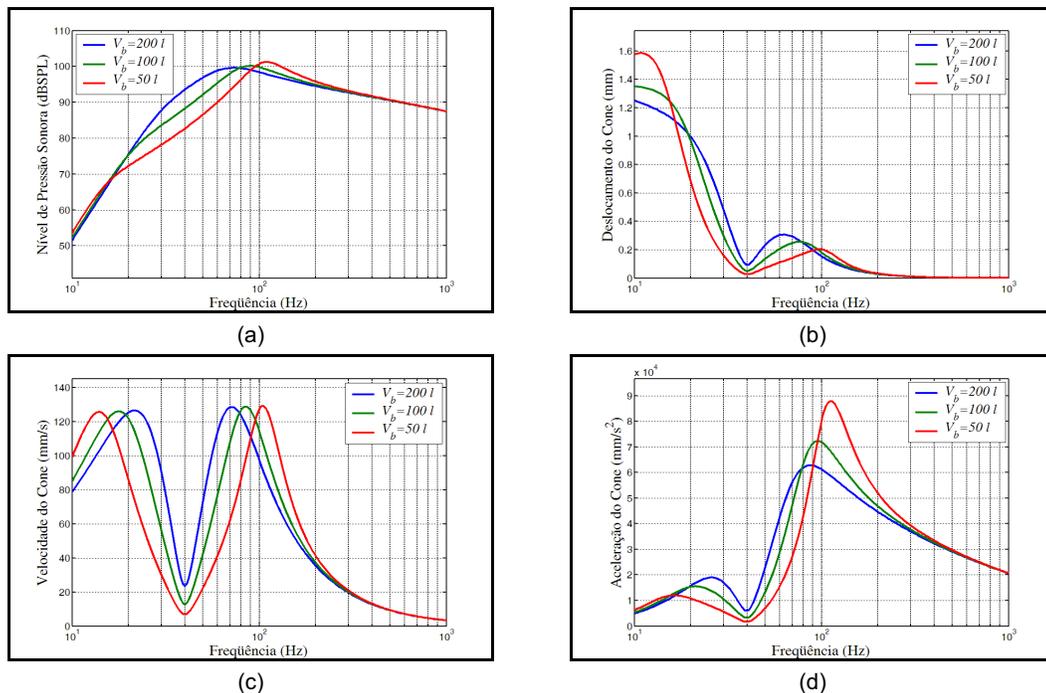


Figura 3.4. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizados em função do volume V_b , com $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 7$.

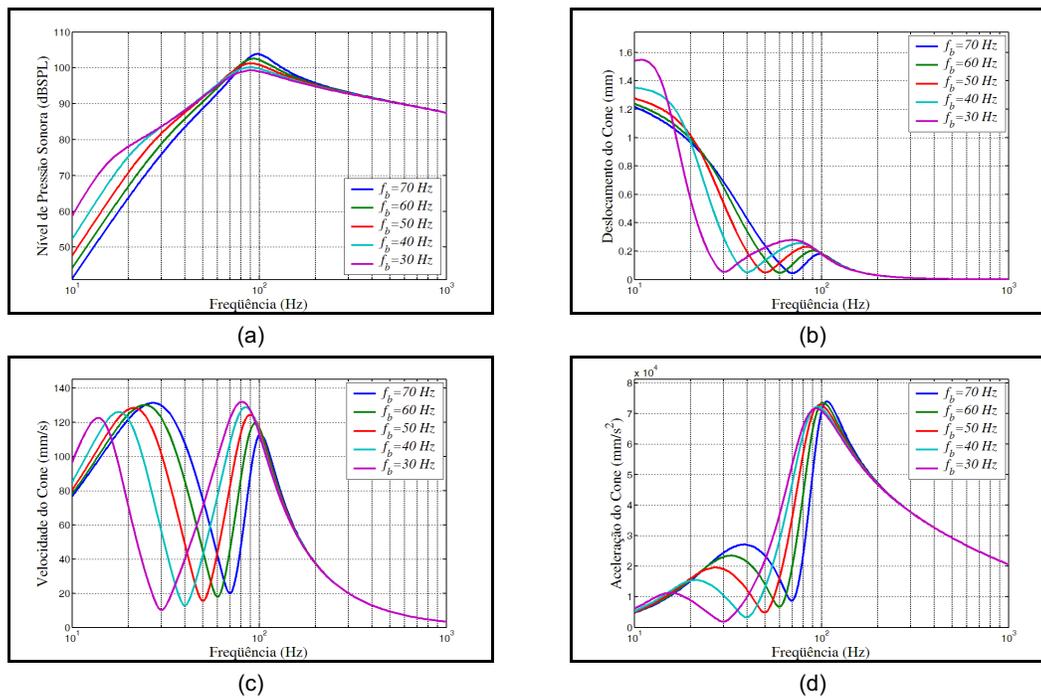


Figura 3.5. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizados em função da frequência de sintonia f_b , com $V_b = 100 l$ e $Q_L = 7$.

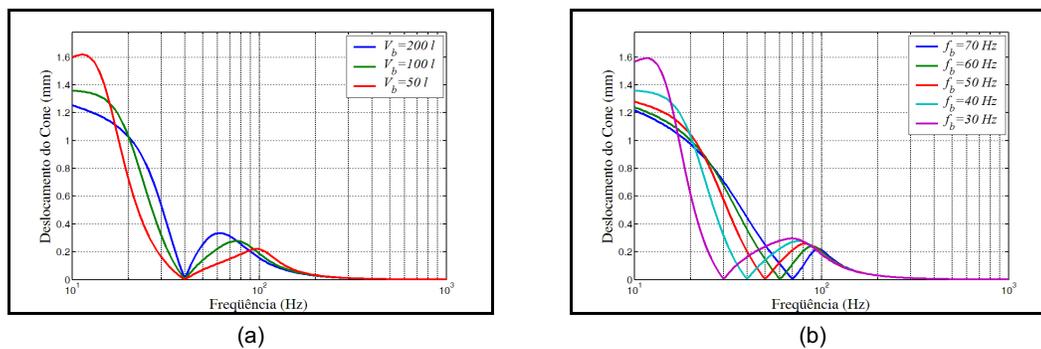


Figura 3.6. (a) Figura 3.4(b) e (b) Figura 3.5(b) novamente mostradas, porém para $Q_L = 50$ (perdas por vazamento desprezíveis).

3.2.4 Caixa *band-pass* de 4ª ordem

Em caixas *band-pass* de 4ª ordem, pelo fato do alto-falante estar instalado no interior do gabinete, a pressão sonora resultante deve-se ao duto e às perdas por vazamento de ar. Assim, como demonstrado em [93],

$$U_0(j\omega) = U_{p2}(j\omega) + U_{l2}(j\omega), \quad (3.14)$$

$$U_{p2}(j\omega) = \frac{U_d(j\omega) \cdot Z_{ab2}}{j\omega M_{ap2}}, \quad (3.15)$$

$$U_{l2}(j\omega) = \frac{U_d(j\omega) \cdot Z_{ab2}}{R_{al2}}, \quad (3.16)$$

$$M_{ap2} = \frac{\alpha_2}{\omega_{b2}^2} \cdot \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \quad (3.17)$$

e

$$R_{al2} = \frac{\alpha_2}{\omega_{b2}} \cdot \frac{Q_{L2}}{S_d^2 C_{ms}}, \quad (3.18)$$

onde $U_{p2}(j\omega)$ é o volume de ar deslocado duto e $U_{l2}(j\omega)$ é o volume de ar deslocado devido aos vazamentos. Os demais componentes estão definidos na Seção 2.2.3.

Repetindo-se os procedimentos aplicados às Seções 3.2.1 a 3.2.3, e considerando $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$ [93], obtém-se as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o sistema caixa *band-pass* de 4^a ordem. Os resultados mostrados nas Figuras 3.7(a) a 3.7(d) referem-se ao sistema *band-pass* de 4^a ordem para o qual a frequência de sintonia $f_{b2} = 50$ Hz foi mantida e o volume variado para os valores $V_{b1} = \{100, 200, 400\}$ l e $V_{b2} = \{70, 140, 280\}$ l. As Figuras 3.8(a) a 3.8(d) apresentam resultados para esse sistema considerando $V_{b1} = 200$ l e $V_{b2} = 140$ l, e as frequências de sintonia $f_{b2} = \{30, 40, 50, 60, 70\}$ Hz.

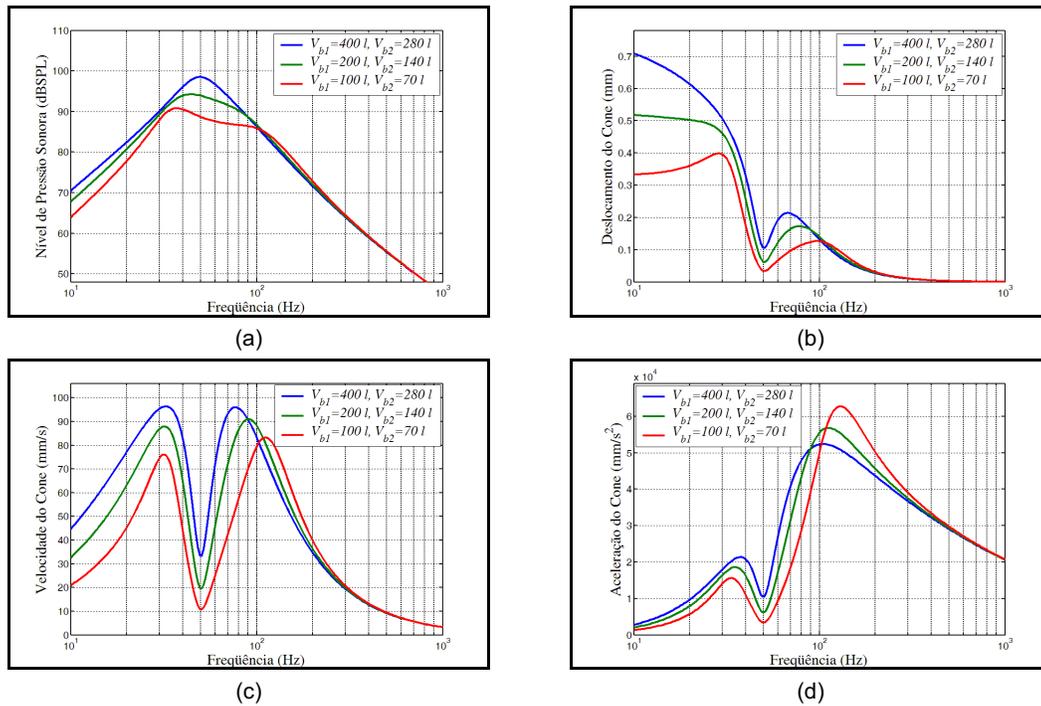


Figura 3.7. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b2} = 50\text{ Hz}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$.

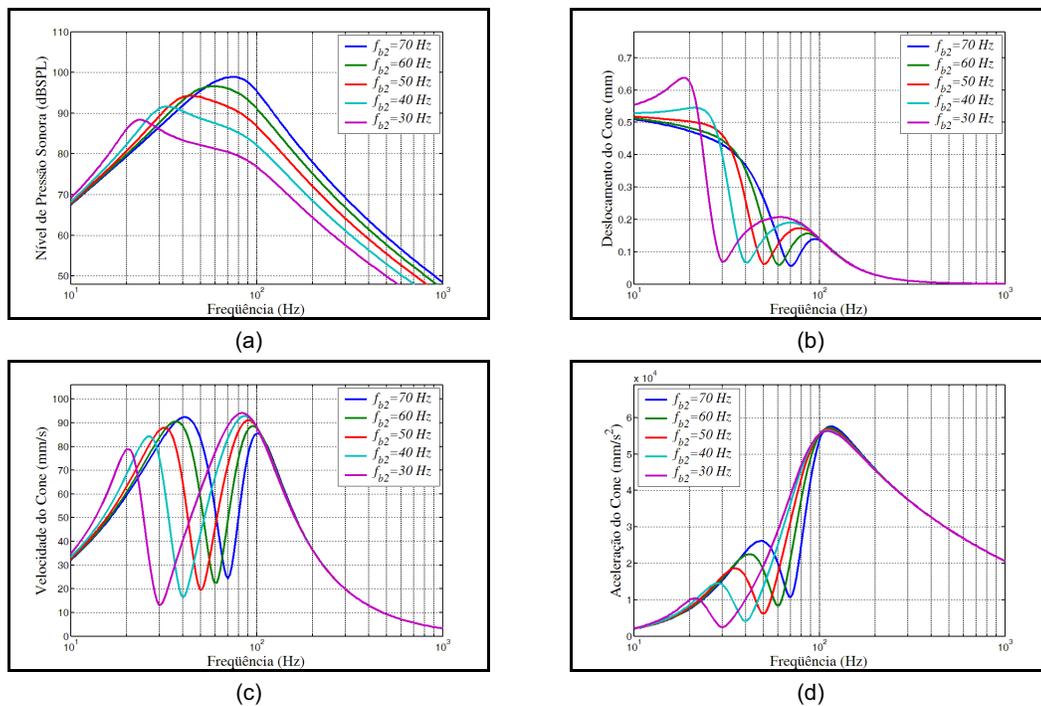


Figura 3.8. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem, parametrizados em função da frequência de sintonia f_{b2} , com $V_{b1} = 200\text{ l}$, $V_{b2} = 140\text{ l}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$.

Com respeito ao deslocamento, a velocidade e a aceleração do cone, os efeitos no comportamento do sistema caixa *band-pass* de 4ª ordem são semelhantes aos do sistema caixa sintonizada. Observa-se que nas frequências de sintonia os valores mínimos estão acima daqueles mínimos observados nas Figuras 3.4(b) e 3.5(b). Isso ocorre porque são consideradas as perdas devido às absorções acústicas R_{ab} no interior da câmara selada. Uma redução no valor absoluto do deslocamento do cone também ocorre.

3.2.5 Caixa *band-pass* de 6ª ordem

Em caixas *band-pass* de 6ª ordem, pelo fato do alto-falante estar instalado no interior do gabinete e ambas as câmaras serem sintonizadas, a pressão sonora resultante deve-se aos dutos e às perdas por vazamento de ar das câmaras [93]. Assim,

$$U_0(j\omega) = U_{p1}(j\omega) + U_{l1}(j\omega) - U_{p2}(j\omega) - U_{l2}(j\omega), \quad (3.19)$$

$$U_{p1}(j\omega) = \frac{U_d(j\omega) \cdot Z_{ab1}}{j\omega M_{ap1}}, \quad (3.20)$$

$$U_{l1}(j\omega) = \frac{U_d(j\omega) \cdot Z_{ab1}}{R_{al1}}, \quad (3.21)$$

$$M_{ap1} = \frac{\alpha_1}{\omega_{b1}^2} \cdot \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \quad (3.22)$$

e

$$R_{al1} = \frac{\alpha_1}{\omega_{b1}} \cdot \frac{Q_{L1}}{S_d^2 C_{ms}}. \quad (3.23)$$

Os demais componentes Z_{ab1} , α_1 , ω_{b1} , S_d e C_{ms} estão definidos nas Seções 2.2.3 e 3.2.4.

Repetindo-se os procedimentos feitos nas Seções 3.2.1 até 3.2.4, e considerando-se $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$ [93], obtém-se as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o sistema caixa *band-pass* de 6ª ordem.

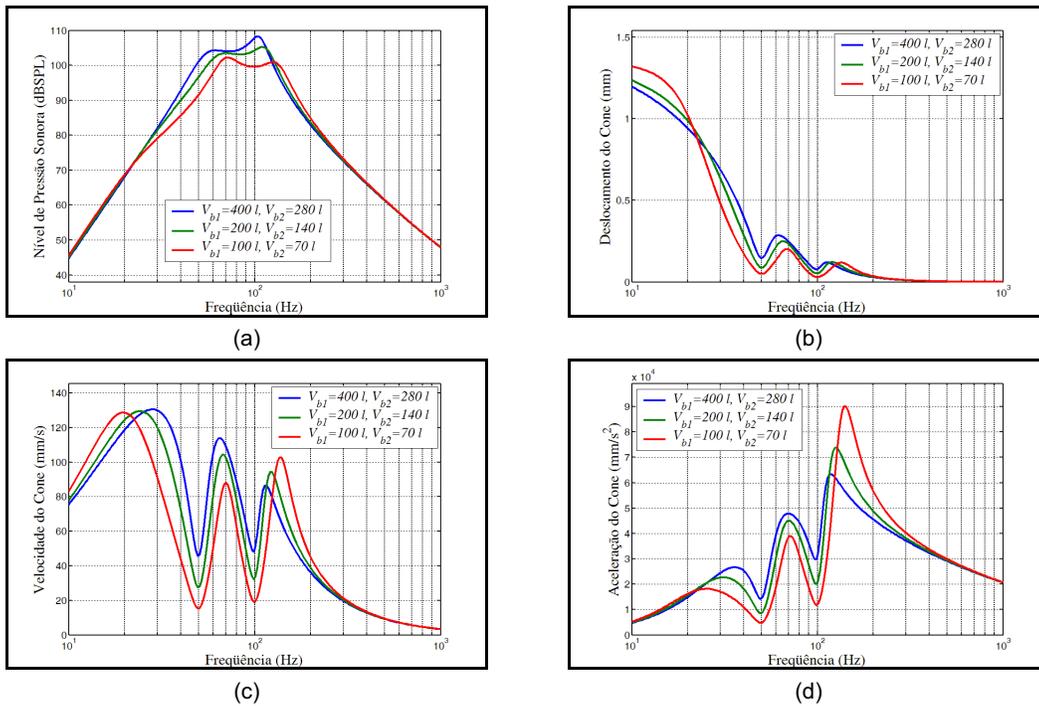


Figura 3.9. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$.

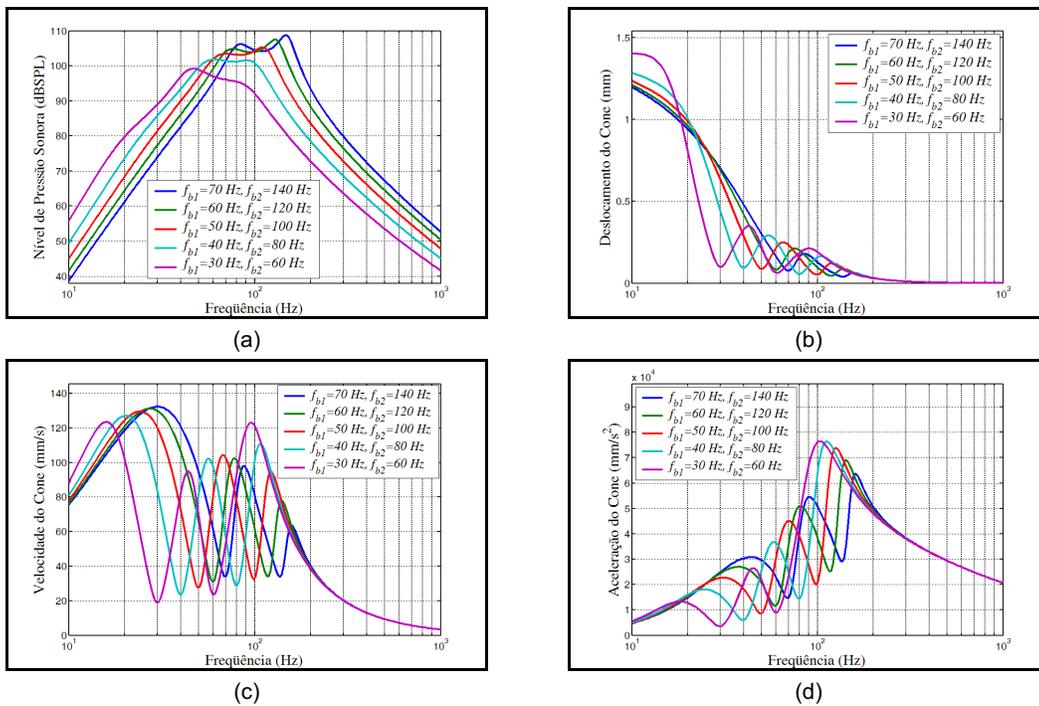


Figura 3.10. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem, parametrizados em função das frequências de sintonia f_{b1} e f_{b2} , com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$ e

$$Q_{L1} = Q_{L2} = 7.$$

Os resultados mostrados nas Figuras 3.9(a) a 3.9(d) referem-se ao sistema *band-pass* de 6^a ordem no qual foram consideradas as frequências de sintonia $f_{b1} = 50$ Hz e $f_{b2} = 100$ Hz e foram variados os volumes para os valores $V_{b1} = \{100, 200, 400\}$ l e $V_{b2} = \{70, 140, 280\}$ l. As Figuras 3.10(a) a 3.10(d) mostram os resultados para esse sistema considerando os volumes $V_{b1} = 200$ l e $V_{b2} = 140$ l e frequências de sintonia $f_{b1} = \{30, 40, 50, 60, 70\}$ Hz e $f_{b2} = \{60, 80, 100, 120, 140\}$ Hz. Os efeitos no comportamento do sistema caixa *band-pass* de 6^a ordem são semelhantes aos do sistema caixa *band-pass* de 4^a ordem.

3.3 Discussões e Conclusões

Na Seção 3.1 deste capítulo foi proposto um novo procedimento de análise do comportamento de alto-falantes e caixas acústicas, utilizado e demonstrado na Seção 3.2. Esse novo procedimento possibilita uma análise relativamente mais simples, com conseqüente melhor visualização do efeito de cada uma das partes do sistema eletromecânico-acústico.

Mostrou-se o comportamento do nível de pressão sonora, do deslocamento, da velocidade e da aceleração do cone de alto-falantes instalados em *baffle* infinito, caixas acústicas fechada, sintonizada e *band-pass* de 4^a e 6^a ordens, considerando pequenos sinais e excitação por fonte de tensão. A escolha por um ou outro sistema dependerá da aplicação final. Caixas sintonizadas provocam maiores deslocamentos do cone em baixas frequências e são mais sensíveis aos vazamentos, e por isso necessitam maiores cuidados na fabricação e utilização. No entanto, se comparadas à caixa fechada, podem ter resposta estendida em baixas frequências e maiores níveis de pressão sonora.

EXCITAÇÃO POR FONTE DE CORRENTE

4.1 Análise para Pequenos Sinais

Na Figura 4.1 tem-se o circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante excitado por fonte corrente $I_g(s)$ com impedância de saída Z_{gi} . Os componentes Z_e e Z_{ms} são definidos por (3.3) e (3.4), respectivamente.

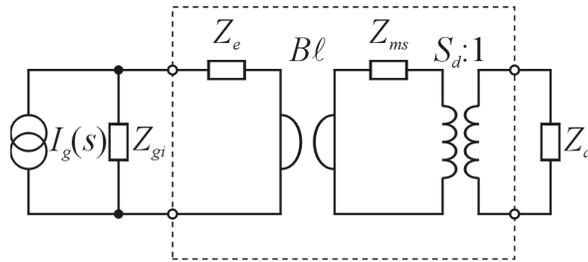


Figura 4.1. Circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante para *baffle* infinito excitado por fonte de corrente, considerando as impedâncias elétrica, mecânica e acústica envolvidas.

Do circuito da Figura 2.6 pode-se deduzir que:

$$P_{gi}(s) = \frac{BlI_g(s)}{S_d} \cdot \frac{Z_{gi}}{Z_{gi} + Z_e}, \quad (4.1)$$

$$Z_{aet}(s) = \frac{(Bl)^2}{S_d^2(Z_{gi} + Z_e)} \quad (4.2)$$

e

$$Z_{as}(s) = \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \cdot \frac{\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{s}{\omega_s Q_{ms}} + 1}{s}. \quad (4.3)$$

As considerações para a vazão de ar $U_d(s)$, pressão sonora $P_r(s)$, deslocamento do cone $X_d(s)$, velocidade do cone $V_d(s)$ e aceleração do cone $A_d(s)$ são as mesmas feitas nos capítulos anteriores. Considerando $Z_{gv} \rightarrow 0$ e $Z_{gi} \rightarrow \infty$, que são características idealizadas das impedâncias internas dos geradores de tensão e corrente, respectivamente, são obtidas as relações mostradas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Diferenças fundamentais entre as excitações por tensão e corrente.

Tensão	Corrente
$P_{gv}(s) _{Z_{gv} \rightarrow 0} = \frac{Bl}{S_d} \cdot \frac{E_g(s)}{Z_e} \quad (4.4)$	$P_{gi}(s) _{Z_{gi} \rightarrow \infty} = \frac{BlI_g(s)}{S_d} \quad (4.5)$
$Z_{aet}(s) _{Z_{gv} \rightarrow 0} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2 Z_e} \quad (4.6)$	$Z_{aet}(s) _{Z_{gi} \rightarrow \infty} = 0 \quad (4.7)$

Analisando (4.5) e (4.7) constata-se que as não-linearidades da bobina móvel não têm influência no resultado sonoro do sistema alto-falante / caixa acústica quando esse é excitado por fonte de corrente, o que não ocorre quando com excitação por fonte de tensão [vê-se a influência de Z_e , não-linear, em (4.4) e (4.6)]. Com excitação por fonte de corrente as distorções causadas pelas não-linearidades da bobina móvel são eliminadas. Fato igualmente importante, que ocorre quando da excitação por fonte de corrente, é a não existência da chamada “compressão de potência”, que é o efeito de redução do nível de pressão sonora, pela diminuição da potência aplicada ao alto-falante, devido ao aumento da resistência elétrica da bobina móvel R_E com o aumento da temperatura [10]-[12], [96].

4.1.1 Baffle infinito

Nas mesmas condições descritas na Seção 3.2.1, considerando-se agora (4.1) e (4.2), são obtidas as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o *baffle* infinito. A corrente de excitação é correspondente a 1 watt em uma carga de 8 ohms [$I_g(s) = 353,55 \text{ mA}$]. Ver Figuras 4.2(a) a 4.2(d).

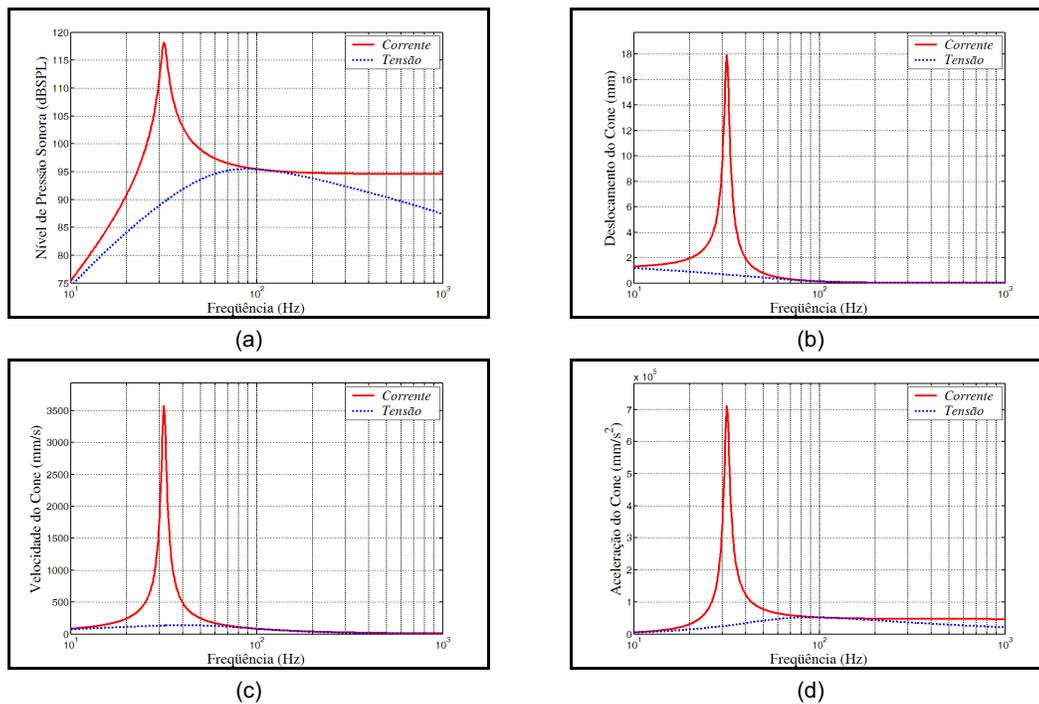


Figura 4.2. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito e excitação por corrente e tensão.

Observa-se que na frequência de ressonância do alto-falante ($f_s = 31$ Hz, Apêndice B) ocorre um pico acentuado, tanto para o nível de pressão sonora quanto para o deslocamento, velocidade e aceleração do cone, pois agora $Q_{ts} \equiv Q_{ms}$, visto que $1/Q_{ts} = 1/Q_{es} + 1/Q_{ms}$ (Apêndice B). Isso ocorre devido ao alto valor da impedância elétrica resultante do sistema [$(Z_{gi} + Z_e) \rightarrow \infty$], fazendo com que $Q_{es} \rightarrow \infty$. O corte inferior na resposta em frequência passou de aproximadamente 40 Hz para 20 Hz, o que significa um aumento de uma oitava na resposta em baixas frequências. No entanto, grandes deslocamentos do cone podem acarretar danos irreversíveis à suspensão e à bobina. Nesse caso, filtros equalizadores (*bump filters*) podem ser utilizados para a redução dos picos. A resposta em altas frequências também é estendida, pois agora não há influência da indutância da bobina (Figuras 2.2, 2.5, 3.2 e 4.2).

4.1.2 Caixa fechada (*closed box*)

Nas mesmas condições estabelecidas nas Seções 3.2.2 e 4.1.1, foram obtidas as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o

sistema caixa fechada [ver Figuras 4.3(a) a 4.3(d) e 4.4(a) a 4.4(d)]. As Figuras 4.3(a) a 4.3(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas fechadas com volumes $V_b = \{50, 100, 200\} l$ e $Q_c = 2$. Observa-se a influência do volume V_b no resultado final do sistema, tanto para o nível de pressão sonora quanto para o comportamento do cone. À medida que o volume V_b aumenta, a extensão da resposta em baixas frequências também aumenta, acompanhada de um aumento do deslocamento do cone [Figuras 4.3(b) e 3.3(b)]. O mesmo ocorre para a velocidade do cone. Comparando esses resultados com os da Figura 3.3(a) (excitação por tensão), observa-se agora que a extensão na resposta em baixas e altas frequências é maior. As Figuras 4.4(a) a 4.4(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas fechadas com fatores de mérito $Q_c = \{0,5, 0,7, 1, 2, 4\}$ e $V_b = 100 l$. Observa-se que o amortecimento acústico passa a controlar a resposta do sistema quando $Q_c \leq Q_{ms}$. Na prática, obtém-se esse efeito com o preenchimento da caixa acústica com material absorvedor acústico, tal como algodão bruto.

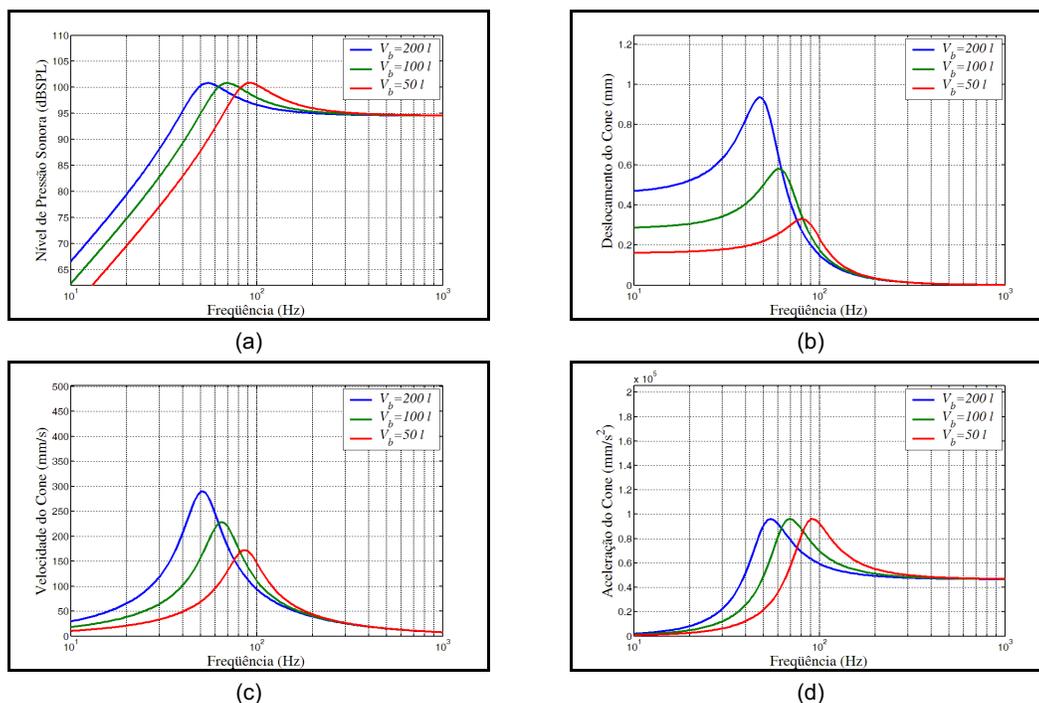


Figura 4.3. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizado em função do volume V_b com $Q_c = 2$.

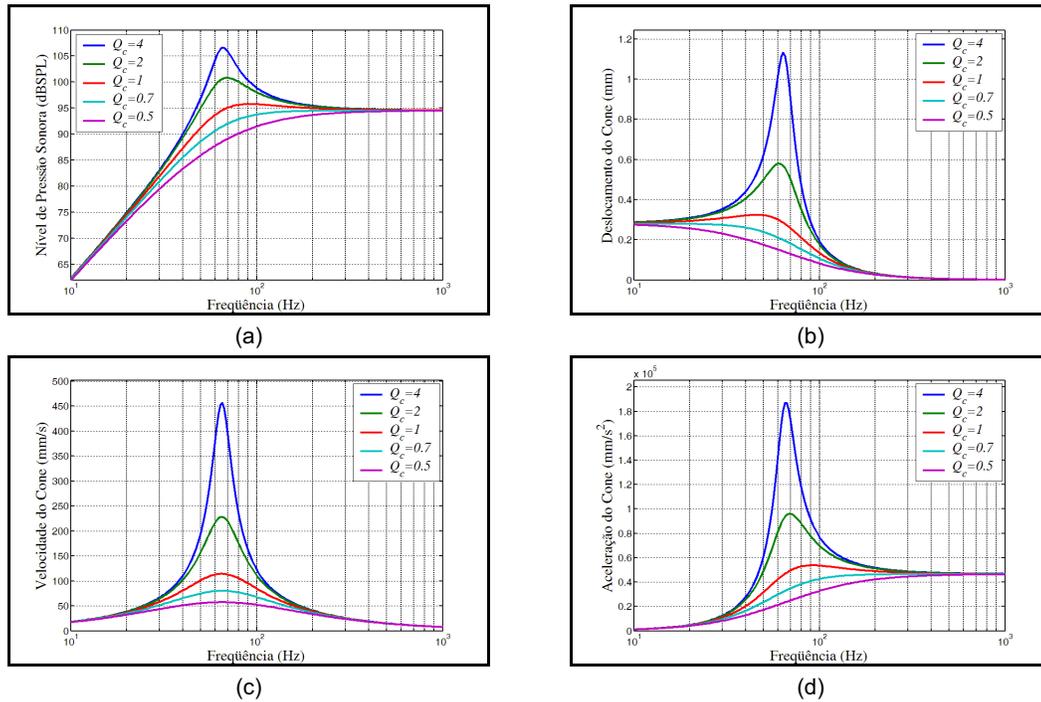


Figura 4.4. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada, parametrizado em função do fator de mérito Q_c com $V_b = 100 \text{ l}$.

O amortecimento total de um sistema alto-falante / caixa acústica é o resultado da interação dos amortecimentos elétrico, mecânico e acústico. O fator de mérito total do sistema Q_T , que é inversamente proporcional ao fator de amortecimento, pode ser dado aproximadamente por $1/Q_T \cong 1/Q_e + 1/Q_m + 1/Q_a$, onde Q_e , Q_m e Q_a são os fatores de mérito elétrico, mecânico e acústico, respectivamente. Valores típicos médios são $Q_e \cong 1$, $Q_m \cong 10$ e $Q_a \cong 100$ [10]-[12]. Quando se utiliza excitação por tensão, busca-se idealmente uma impedância de saída nula $Z_{gv} \rightarrow 0$. Então, o alto valor do fator de amortecimento obtido é devido ao baixo valor de $Q_T \cong Q_e$. Por outro lado, com excitação por corrente, a impedância de saída do gerador tende a ser idealmente muito alta $Z_{gi} \rightarrow \infty$, fazendo com que $1/Q_T \cong 1/Q_m + 1/Q_a$. Caso a caixa acústica seja preenchida com material absorvedor acústico, pode-se obter uma redução significativa do valor de Q_a , tal que $Q_T \cong Q_a$. O valor do fator Q_a e, conseqüentemente, o valor do fator de amortecimento

resultante $1/Q_T$ são funções de diversos parâmetros, por exemplo, quantidade e qualidade do material absorvedor acústico utilizado.

4.1.3 Caixa sintonizada (*vented box*)

Nas mesmas condições estabelecidas nas Seções 3.2.3 e 4.1.1, são obtidas as curvas de nível de pressão sonora e deslocamento do cone para o sistema caixa sintonizada [ver Figuras 4.5(a) a 4.5(d), 4.6(a) a 4.6(d) e 4.7(a) a 4.7(d)]. As Figuras 4.5(a) a 4.5(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas sintonizadas em $f_b = 40$ Hz, com volumes $V_b = \{50, 100, 200\}l$ e $Q_L = 7$ [26]-[29], [93]. Observa-se que ocorre o aumento na extensão da resposta em baixas frequências com o aumento do volume V_b , como constatado para o sistema caixa fechada. Surgem picos nas respostas em frequência devido ao baixo amortecimento, se comparado ao sistema caixa fechada em questão ($Q_c < Q_L$), e o deslocamento do cone sofre grande aumento em frequências abaixo de f_b (sintonia da caixa). Nesse caso, filtros equalizadores tipo passa-altas podem ser utilizados para a redução desse deslocamento, mantendo a extensão da resposta. As Figuras 4.6(a) a 4.6(d) mostram os níveis de pressão sonora e os deslocamentos do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas sintonizadas com $f_b = \{30, 40, 50, 60, 70\}$ Hz, volume $V_b = 100l$, e $Q_L = 7$. Pode ser constatado que ocorre o aumento na extensão da resposta em baixas e altas frequências, se compararmos esses resultados com aqueles obtidos com o sistema excitado por tensão [Figuras 4.6(a) e 3.5(a)]. De acordo com os trabalhos de Richard Small [26]-[29], as perdas envolvidas em sistemas caixas sintonizadas são perdas devido ao vazamento Q_L , à absorção Q_A , e à turbulência (de ar) no duto Q_P . Assim, a perda total da caixa sintonizada Q_B é resultante dessas três perdas. Tipicamente, a caixa sintonizada utiliza muito pouco ou quase nenhum material absorvedor acústico em seu interior, o duto é desobstruído e as perdas por vazamento são as mais significativas [26]. Usualmente considera-se, para as perdas por vazamento, $Q_L = 7$.

$$\frac{1}{Q_B} = \frac{1}{Q_A} + \frac{1}{Q_L} + \frac{1}{Q_P} \quad (4.8)$$

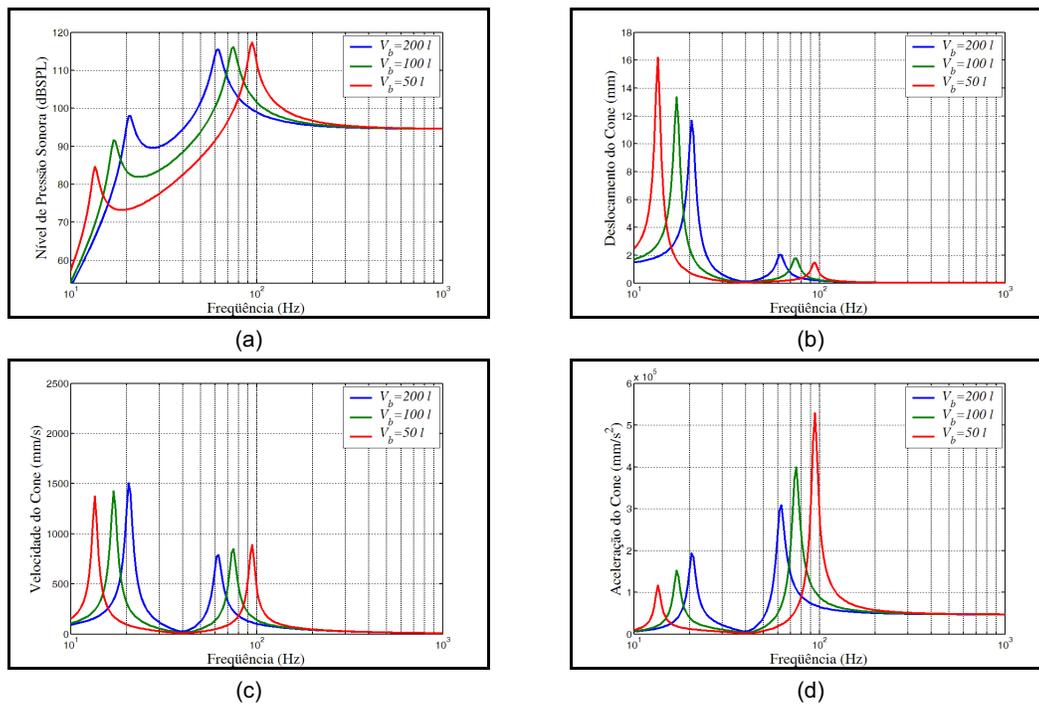


Figura 4.5. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função do volume V_b com $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 7$.

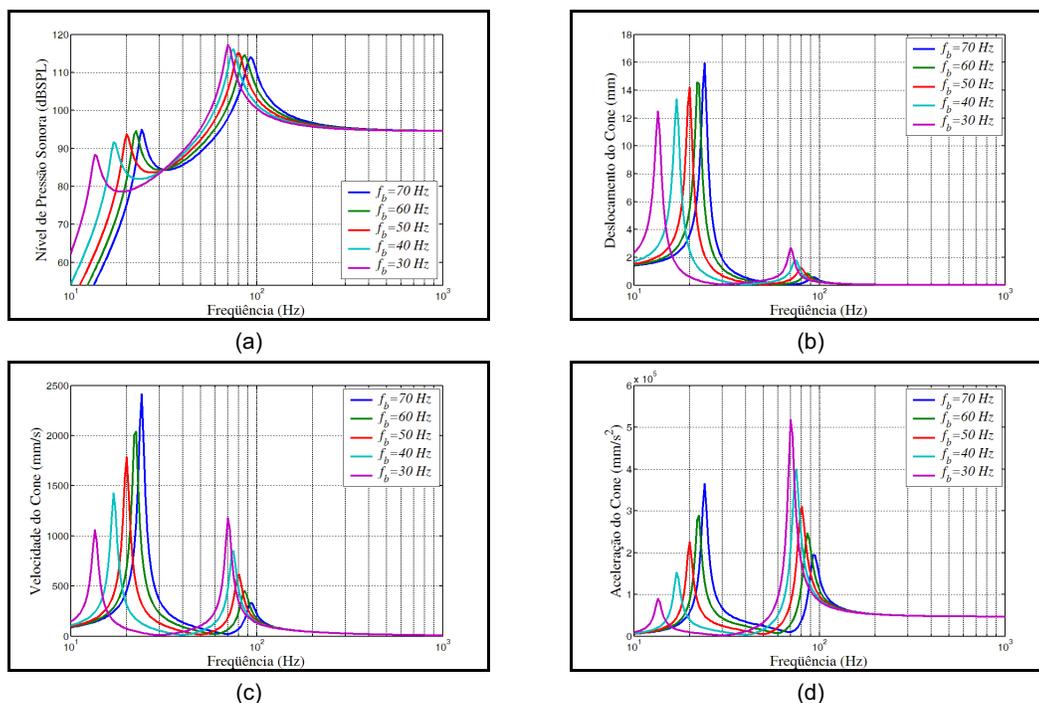


Figura 4.6. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função da frequência de sintonia f_b com $V_b = 100$ l e $Q_L = 7$.

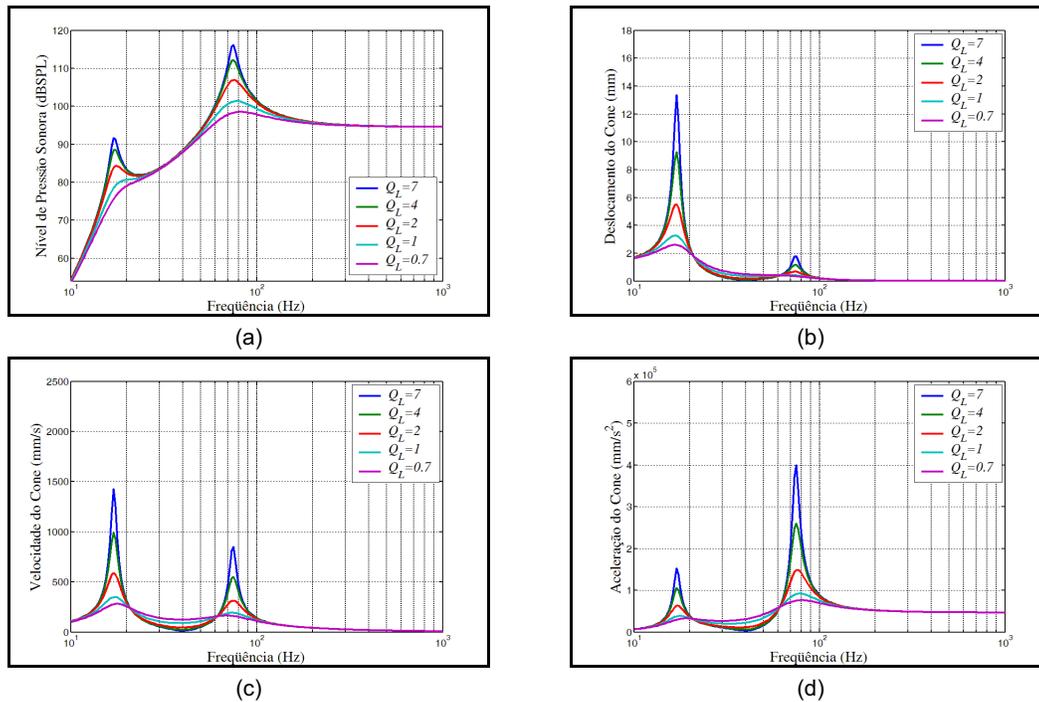


Figura 4.7. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada, parametrizado em função das perdas por vazamento Q_L com $f_b = 40$ Hz e $V_b = 100$ l.

Nos resultados obtidos por simulação, variou-se Q_L com o intuito de se obter o comportamento de sistemas caixa sintonizada no caso de ser utilizado material absorvedor acústico em seu interior [ver Figuras 4.7(a) a 4.7(d)]. As Figuras 4.7(a) a 4.7(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas sintonizadas para $f_b = 40$ Hz, volume $V_b = 100$ l e $Q_L = \{0,7, 1, 2, 4, 7\}$. Constata-se que o amortecimento acústico passa a controlar a resposta do sistema quando $Q_L \leq Q_{ms}$, como também ocorre para o caso de sistemas caixa fechada ($Q_c \leq Q_{ms}$, Seção 4.1.2).

4.1.4 Caixa *band-pass* de 4ª ordem

Nas mesmas condições estabelecidas nas Seções 3.2.4 e 4.1.1, obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora e deslocamento do cone para o sistema caixa *band-pass* de 4ª ordem [ver Figuras 4.8(a) a 4.8(d), 4.9(a) a 4.9(d) e 4.10(a) a 4.10(d)].

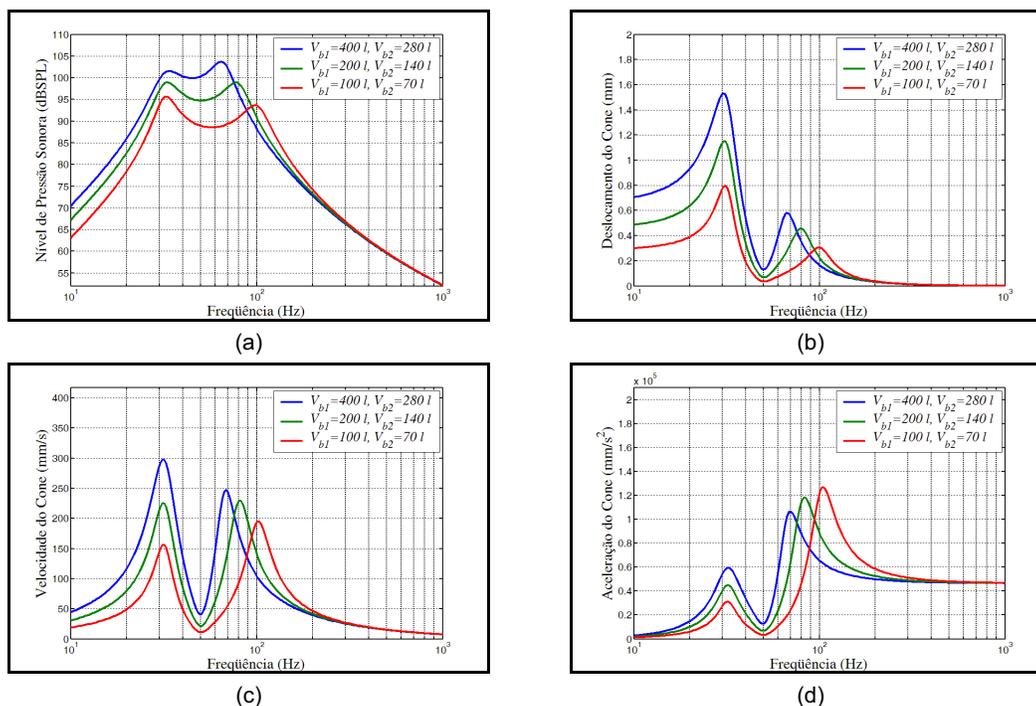


Figura 4.8. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b2} = 50\text{ Hz}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$.

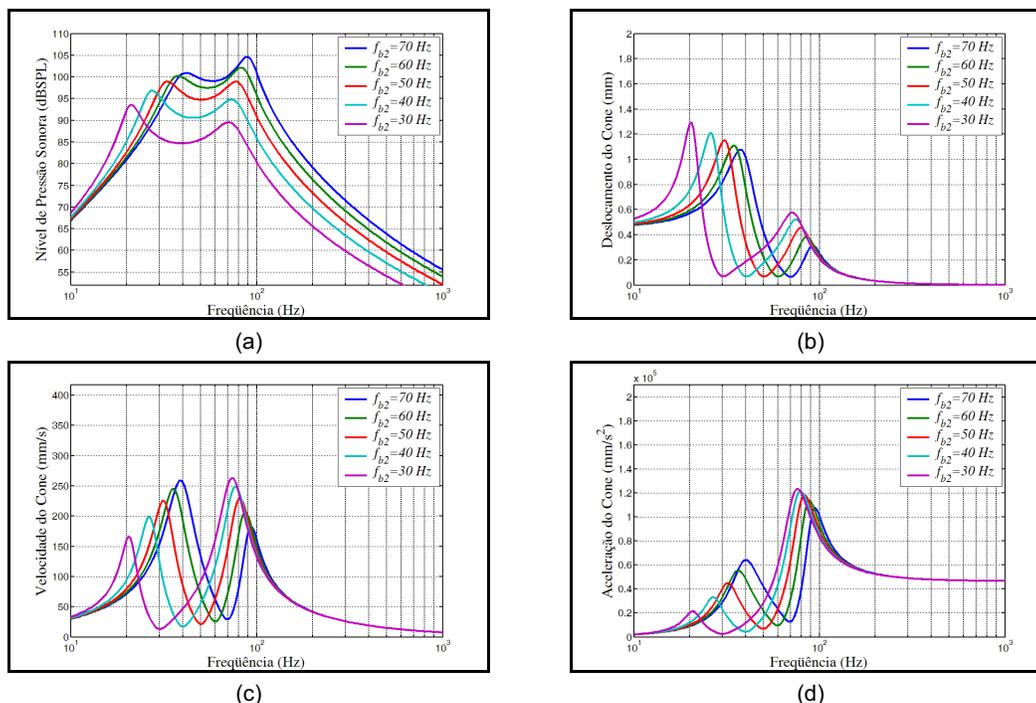


Figura 4.9. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem, parametrizados em função da frequência de sintonia f_{b2} , com $V_{b1} = 200\text{ l}$, $V_{b2} = 140\text{ l}$, $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$.

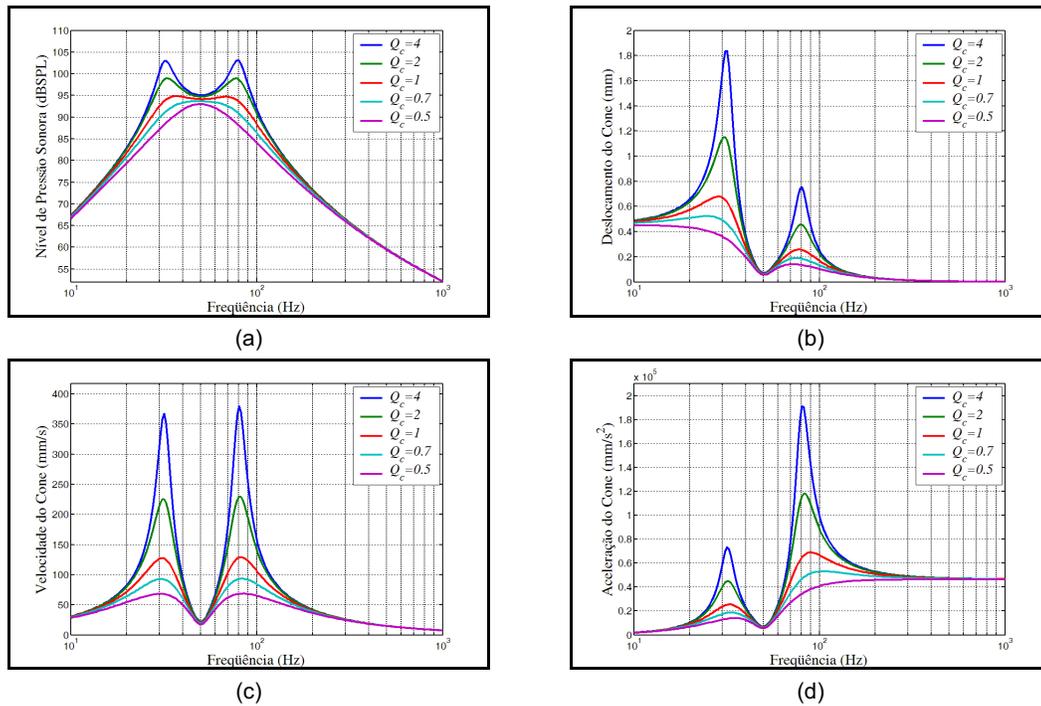


Figura 4.10. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem, parametrizados em função das perdas por absorção Q_c , com $V_{b1} = 200\text{ l}$, $V_{b2} = 140\text{ l}$, $f_{b2} = 50\text{ Hz}$ e $Q_L = 7$.

As Figuras 4.8(a) a 4.8(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 4ª ordem sintonizadas em $f_{b2} = 50\text{ Hz}$, com volumes $V_{b1} = \{100, 200, 400\}\text{ l}$, $V_{b2} = \{70, 140, 280\}\text{ l}$, $Q_c = 2$, e $Q_L = 7$. Observa-se que ocorre uma extensão na banda de resposta e no nível de pressão sonora, se compararmos esses resultados aqueles obtidos com excitação por tensão [Figuras 4.8(a) e 3.7(a)]. Os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone também aumentaram [Figuras 4.8(b) a 4.8(d) e 3.7(b) a 3.7(d)]. As Figuras 4.9(a) a 4.9(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 4ª ordem sintonizadas em $f_{b2} = \{30, 40, 50, 60, 70\}\text{ Hz}$, para volumes $V_{b1} = 200\text{ l}$ e $V_{b2} = 140\text{ l}$, e $Q_c = 2$ e $Q_L = 7$. As mesmas observações valem para as Figuras 4.8(a) a 4.8(d), comparando-as com as Figuras 3.8(a) a 3.8(d). As Figuras 4.10(a) a 4.10(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 4ª

ordem sintonizadas em $f_{b2} = 50$ Hz, para volumes $V_{b1} = 200$ l e $V_{b2} = 140$ l, $Q_c = \{0,5, 0,7, 1, 2, 4\}$ e $Q_L = 7$. Vê-se o efeito que o amortecimento acústico tem sobre os resultados para o nível de pressão sonora [Figura 4.10(a)] e o deslocamento do cone [Figura 4.10(b)]. Dentre esses resultados, o obtido para $Q_c = 1$ seria o mais indicado à realização de um projeto, devido à resposta mais plana e à extensão da banda de trabalho.

4.1.5 Caixa *band-pass* de 6ª ordem

Nas mesmas condições estabelecidas nas Seções 3.2.5 e 4.1.1, são obtidas as curvas de nível de pressão sonora, deslocamento, velocidade e aceleração do cone para o sistema caixa *band-pass* de 6ª ordem [ver Figuras 4.11(a) a 4.11(d), 4.12(a) a 4.12(d) e 4.13(a) a 4.13(d)]. As Figuras 4.11(a) a 4.11(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 6ª ordem sintonizadas em $f_{b1} = 50$ Hz e $f_{b2} = 100$ Hz, para volumes $V_{b1} = \{100, 200, 400\}$ l e $V_{b2} = \{70, 140, 280\}$ l, e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$. Observa-se que ocorre um aumento na extensão da banda de resposta e no nível de pressão sonora, se comparados esses resultados aqueles obtidos para excitação por tensão [Figuras 4.11(a) e 3.9(a)]. O deslocamento do cone manteve-se relativamente baixo em frequências acima da primeira frequência de sintonia f_{b1} . Abaixo dessa frequência, ocorreu um grande aumento no deslocamento [Figuras 4.11(b) e 3.9(b)]. Nesse caso, filtros equalizadores tipo passa-altas podem ser usados para a redução do deslocamento e dos respectivos picos na resposta em frequência. As Figuras 4.12(a) a 4.12(d) mostram os níveis de pressão sonora, os deslocamentos, as velocidades e as acelerações do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 6ª ordem sintonizadas em $f_{b1} = \{30, 40, 50, 60, 70\}$ Hz e $f_{b2} = \{60, 80, 100, 120, 140\}$ Hz, para volumes $V_{b1} = 200$ l e $V_{b2} = 140$ l, e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$. Para as frequências de sintonia $f_{b1} = 30$ Hz e $f_{b2} = 60$ Hz há uma redução no nível de pressão sonora. Para os outros pares de frequências de sintonia, ocorreu um deslocamento da banda de resposta. As Figuras 4.13(a) a 4.13(d) mostram os níveis de pressão sonora e os deslocamentos do cone para o alto-falante do Apêndice B instalado em caixas *band-pass* de 6ª ordem sintonizadas em $f_{b1} = 50$ Hz e $f_{b2} = 100$ Hz, $Q_{L1} = Q_{L2} = \{0,7, 1, 2, 4, 7\}$, para volumes $V_{b1} = 200$ l e $V_{b2} = 140$ l.

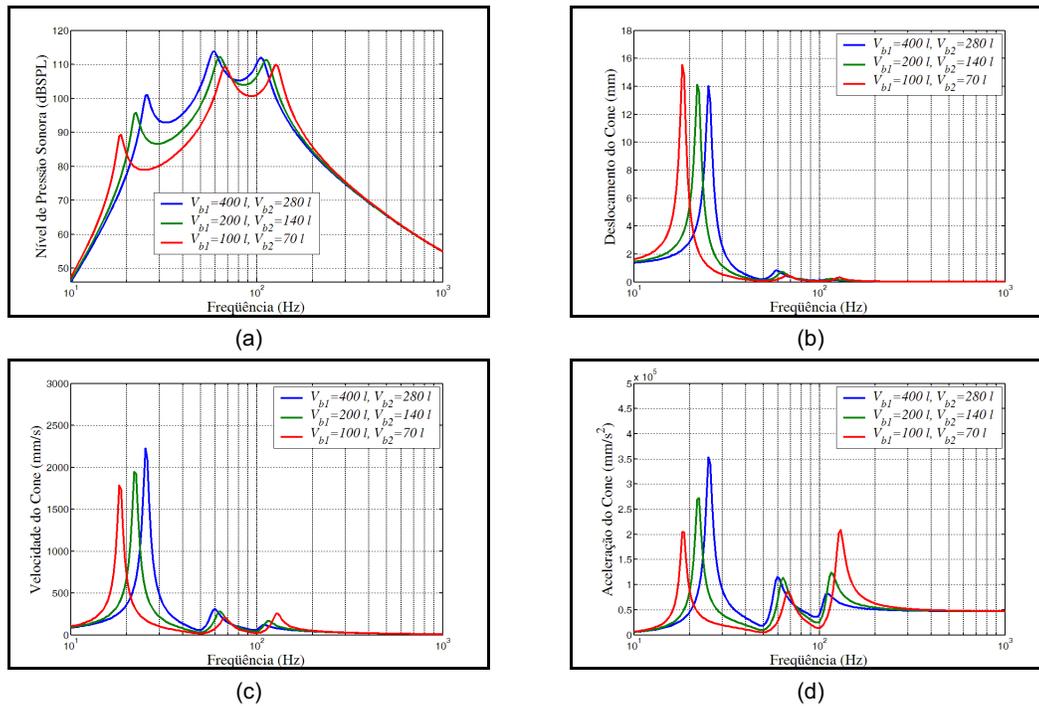


Figura 4.11. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem, parametrizados em função dos volumes V_{b1} e V_{b2} , com $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 7$.

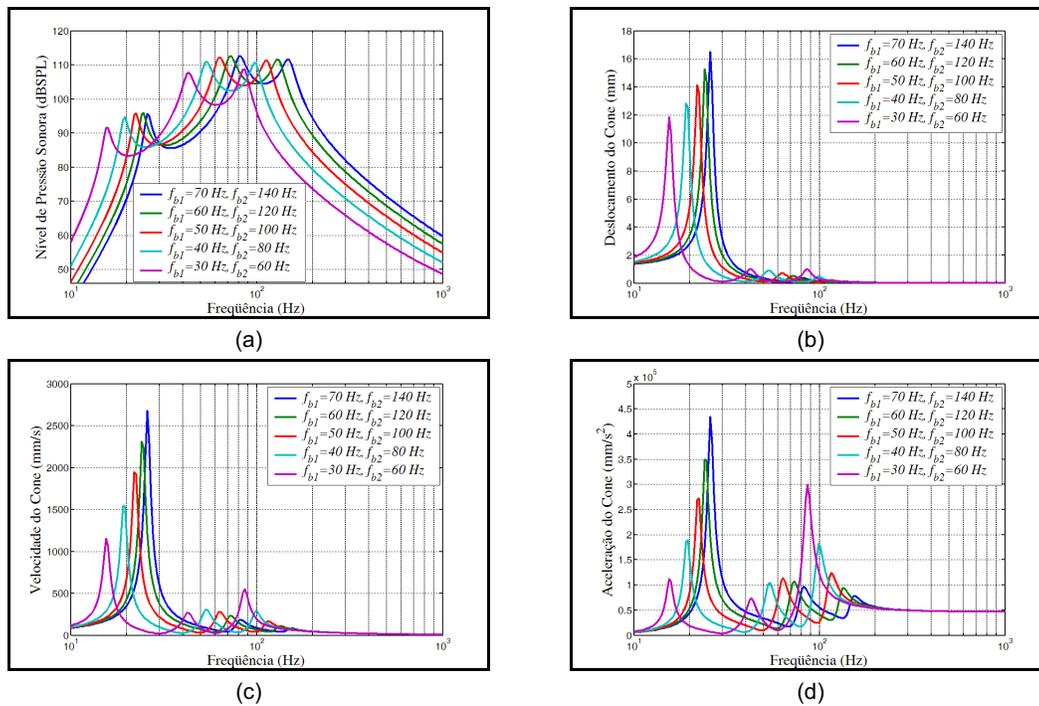


Figura 4.12. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem, parametrizados em função das frequências de sintonia f_{b1} e f_{b2} , com $V_{b1} = 200$ l, $V_{b2} = 140$ l e

$$Q_{L1} = Q_{L2} = 7.$$

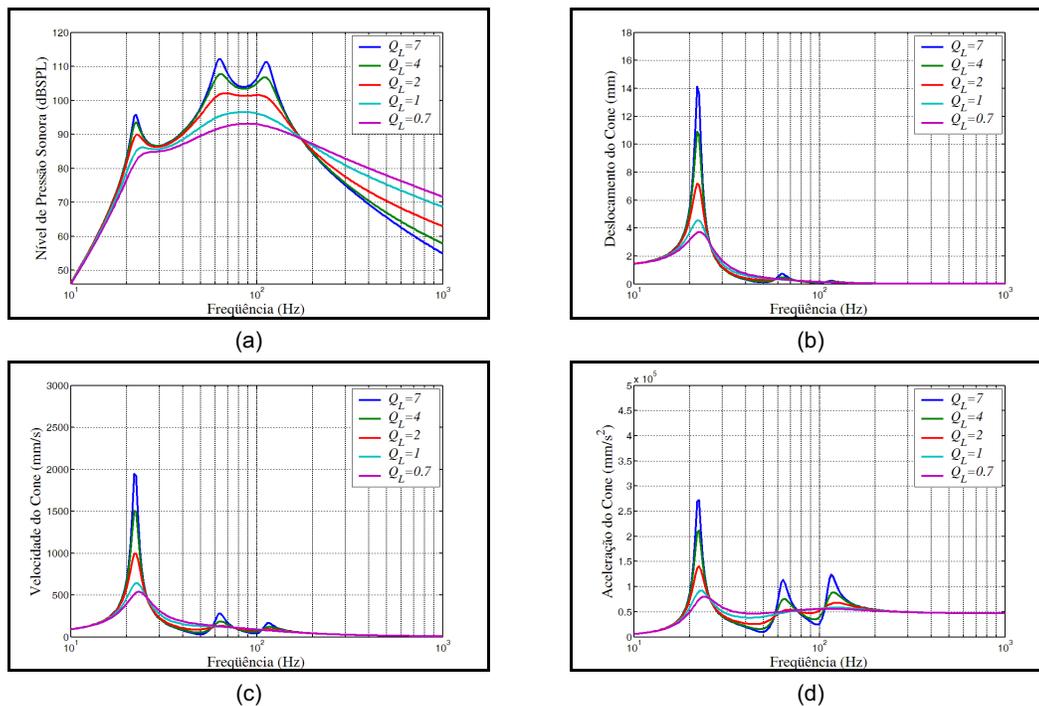


Figura 4.13. (a) Níveis de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone. (c) Velocidades do cone. (d) Acelerações do cone. Para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem, parametrizados em função das perdas por vazamento Q_L , com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz e $f_{b2} = 100$ Hz.

Pode-se constatar o efeito que o amortecimento acústico tem sobre os resultados para o nível de pressão sonora [Figura 4.13(a)], o deslocamento, a velocidade e a aceleração do cone [Figuraa 4.13(b) a 4.13(d)]. Os picos nas respostas em frequência e nos deslocamentos do cone que aparecem abaixo da primeira sintonia $f_{b1} = 50$ Hz, podem ser minimizados com a utilização de filtros equalizadores do tipo passa-altas filtrando frequência abaixo de 40 Hz, por exemplo. Dentre esses resultados, aquele cujo amortecimento acústico foi obtido para $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$ seria o mais indicado à realização de um projeto, devido à resposta mais plana e à extensão da banda de trabalho.

4.2 Discussões e Conclusões

Neste capítulo mostrou-se o comportamento de alto-falantes excitados por fonte de corrente, instalados em *baffle* infinito, caixas fechada e sintonizada, e caixas *band-pass* de 4ª e 6ª ordens, para pequenos sinais. Mostrou-se que os efeitos das não-linearidades da bobina móvel são eliminados quando o alto-falante é excitado por fonte de corrente.

Constatou-se que os sistemas estudados apresentaram resposta em frequência estendida, em baixas e altas frequências, quando excitados por fonte de corrente. Filtros equalizadores passa-altas devem ser utilizados independentemente do tipo de excitação, prevenindo contra o deslocamento excessivo do cone em baixas frequências [30]-[36], [38]. O amortecimento acústico mostrou ter grande influência em sistemas excitados por fonte de corrente, pois reduz os picos que surgem nas respostas em frequência de níveis de pressão sonora, deslocamentos, velocidades e acelerações do cone. Manta acrílica, algodão bruto, etc., podem ser utilizados como materiais absorvedores acústicos, e são de fácil aplicação.

Até onde se tem conhecimento, a técnica de excitação por fonte de corrente não foi formalmente estudada e analisada de forma abrangente, tendo sido isso feito neste trabalho. Este estudo também mostrou que o amortecimento acústico deve ser considerado e utilizado em sistemas alto-falantes / caixas acústicas excitados por corrente.

REGIME DE GRANDES SINAIS

5.1 Considerações Iniciais

Para os resultados obtidos nos capítulos anteriores tem-se considerado o alto-falante trabalhando em sua região linear de operação, ou seja, em regime de pequenos sinais. No entanto, em situações reais de operação, o cone pode sofrer grandes deslocamentos, provocando variações na compliância mecânica do conjunto móvel C_{ms} e no fator de força $B\ell$ do motor magnético do alto-falante.

A força aplicada ao conjunto móvel do alto-falante (bobina, cone e suspensão) é resultado do produto da corrente resultante na parte elétrica pelo fator de força $B\ell$ [$F = B\ell I_e(s)$], onde B é a densidade de fluxo magnético que atravessa o espaço de ar (*gap*), ℓ é o comprimento efetivo da bobina dentro do *gap* e $I_e(s)$ é a corrente resultante na parte elétrica (bobina móvel). Devido a não-uniformidade de distribuição do fluxo magnético nas bordas do *gap* e ao deslocamento da bobina móvel do *gap*, o fator de força também contém não-linearidades. Em regime de grandes potências (grandes deslocamentos do cone) ocorre a variação da compliância C_{ms} da suspensão do conjunto móvel, o que também representa um outro fator de não-linearidades. As não-linearidades ocasionam distorções que se refletem no resultado sonoro [10], [13], [17], [71]-[73], [77], [78], [94], [95].

5.2 Parâmetros Não-lineares

Pode ser mostrado que para condições de excitação de grandes sinais, o fator de força sofre uma variação devido ao deslocamento da bobina [56], [71], [72], [77], [78], [95]. A partir de resultados experimentais [95], ilustra-se o comportamento desse parâmetro na Figura 5.1. O aumento do fator de força em deslocamentos negativos justifica-se pela penetração da bobina no conjunto magnético [95].

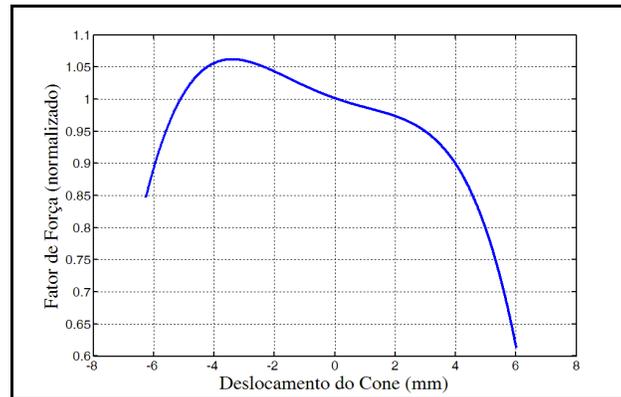


Figura 5.1. Exemplo do comportamento do fator de força do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].

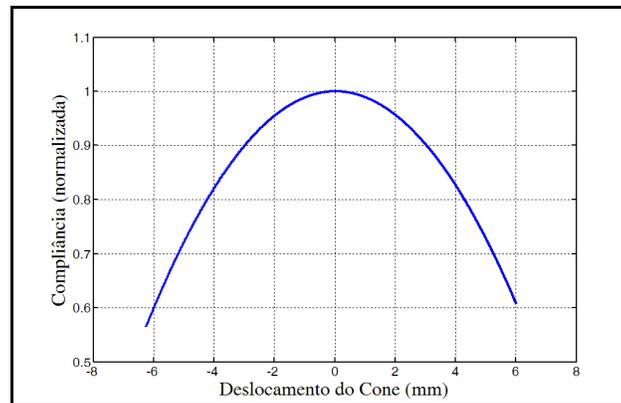


Figura 5.2. Exemplo do comportamento da compliância da suspensão do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].

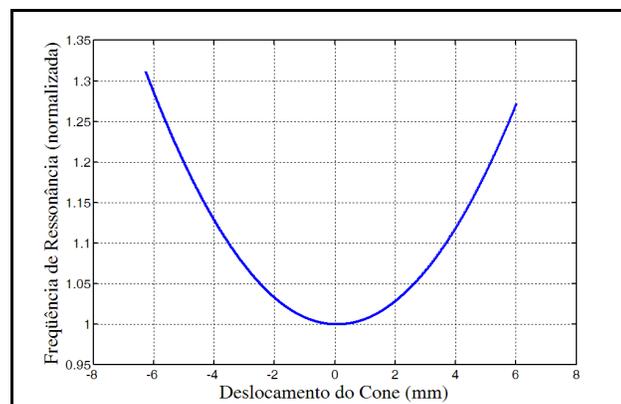


Figura 5.3. Exemplo do comportamento da frequência de ressonância do alto-falante em função do deslocamento do cone [95].

A compliância do alto-falante C_{ms} é determinada pela maleabilidade do anel da suspensão e da aranha, partes que fixam o conjunto móvel à carcaça [93] (Apêndice D). Para grandes

deslocamentos do cone estas partes sofrem estiramento maior e passam a ter uma maleabilidade menor, ocasionando uma diminuição da compliância [56], [71], [72], [77], [78], [95] (Figura 5.2). Como a frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre é função da compliância C_{ms} [ver (2.1)], esse parâmetro também sofrerá uma variação em função do deslocamento, como ilustra a Figura 5.3.

As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 mostram o comportamento de um alto-falante real, quando esse é levado a operar em condições de grandes sinais [95]. Nessas figuras o fator de força, a compliância e a frequência de ressonância estão normalizados de forma a valerem 1 quando o cone estiver na posição de repouso ($x = 0$). Assim, pode-se escrever que

$$B\ell_N(x) = \frac{B\ell(x)}{B\ell(0)}, \quad (5.1)$$

$$C_{msN}(x) = \frac{C_{ms}(x)}{C_{ms}(0)} \quad (5.2)$$

e

$$f_{sN}(x) = \frac{f_s(x)}{f_s(0)}, \quad (5.3)$$

onde $B\ell_N(x)$, $C_{msN}(x)$, e $f_{sN}(x)$ são, respectivamente, o fator de força, a compliância e a frequência de ressonância normalizados, todos função do deslocamento x . $B\ell(x)$, $C_{ms}(x)$ e $f_s(x)$ são o fator de força, a compliância e a frequência de ressonância não normalizados, também função do deslocamento. $B\ell(0)$, $C_{ms}(0)$ e $f_s(0)$ são o fator de força, a compliância e a frequência de ressonância na condição de repouso do cone $x = 0$.

5.3 Inclusão de Parâmetros de Grandes Sinais nos Modelos de Thiele-Small

Os parâmetros $B\ell$, C_{ms} e f_s , fornecidos pelos fabricantes de alto-falantes, são obtidos para excitação com pequenos sinais. Assim, pode-se considerar que

$$B\ell(0) \cong B\ell, \quad (5.4)$$

$$C_{ms}(0) \cong C_{ms} \quad (5.5)$$

e

$$f_s(0) \cong f_s. \quad (5.6)$$

E ainda,

$$B\ell(x) \cong B\ell \cdot B\ell_N(x), \quad (5.7)$$

$$C_{ms}(x) \cong C_{ms} \cdot C_{msN}(x) \quad (5.8)$$

e

$$f_s(x) \cong f_s \cdot f_{sN}(x). \quad (5.9)$$

Substituindo $B\ell$, C_{ms} e f_s por $B\ell(x)$, $C_{ms}(x)$ e $f_s(x)$ nas equações dos Capítulos 3 e 4, obtém-se as curvas de nível de pressão sonora, $|P_r(f)|_{dB}$, e deslocamento do cone, $|X_d(f)|$, em função do deslocamento e da frequência, para regime de grandes sinais.

Para mostrar o efeito das não-linearidades do fator de força e da compliância devido ao deslocamento, foram utilizados os parâmetros obtidos em [95], normalizados, juntamente com os parâmetros do alto-falante mostrado no Apêndice B, considerando as mesmas condições adotadas nas simulações mostradas nas Figuras 4.2, 4.4, 4.7, 4.10, e 4.13. Os resultados são ilustrados nas Figuras 5.4 a 5.43. Em grupos de oito em oito pares de figuras, tem-se os resultados para *baffle* infinito, caixa fechada, caixa sintonizada, e caixas *band-pass* de 4^a e 6^a ordens, consideradas neste trabalho. Em cada grupo de oito pares, os quatro primeiros são os resultados obtidos para os níveis de pressão sonora, $|P_r(f)|_{dB}$, e os quatro últimos são os resultados obtidos para o deslocamento do cone, $|X_d(f)|$. As figuras com índice (a) correspondem à excitação por fonte de tensão e as com índice (b) correspondem à excitação por fonte de corrente.

Deve-se observar que os níveis de tensão e corrente de excitação permanecem os mesmos, correspondendo a uma potência aplicada equivalente a 1 watt. Dessa forma, e sem perda de generalidade, pode-se constatar o efeito das não-linearidades, sem a influência do aumento do nível de pressão sonora devido ao aumento da excitação. Pode-se entender essa forma de apresentação como sendo a variação do ponto de operação (posição) do cone.

5.3.1 *Baffle* infinito

As Figuras 5.4(a) e 5.4(b) mostram os resultados para o nível de pressão sonora, em função da frequência e do deslocamento do cone, em uma visão tridimensional. Essas figuras correspondem à Figura 4.2(a), tendo sido incluído o deslocamento do cone x . Observa-se o efeito das não-linearidades da bobina móvel na redução do nível de pressão sonora que ocorre a partir de aproximadamente 100 Hz, mostrado nas Figuras 5.4(a) e 5.5(a). Na excitação por fonte de corrente não ocorre esse efeito [Figuras 5.4(b) e 5.5(b)].

As Figuras 5.5(a) e 5.5(b) mostram os resultados para o nível de pressão sonora, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo do deslocamento do cone x é perpendicular ao plano das figuras. Tem-se, agora, uma gama de respostas formada por várias curvas de níveis de pressão sonora, funções de x , tanto para a excitação por tensão como por corrente. Esse efeito pode ser melhor observado nas Figuras 5.6(a) e 5.6(b).

As Figuras 5.6(a) e 5.6(b) mostram os resultados para o nível de pressão sonora, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo da frequência f é perpendicular ao plano das figuras. Constata-se o efeito das não linearidades do fator de força e da compliância da suspensão, na redução do nível de pressão sonora que ocorre à medida que o cone se afasta da posição de repouso $x = 0$, como mostrado nas Figuras 5.1 e 5.2.

As Figuras 5.7(a) e 5.7(b) mostram os resultados para o nível de pressão sonora, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo do nível de pressão sonora é perpendicular ao plano das figuras. Na Figura 5.7(b) pode ser visto o efeito da não-linearidade da compliância através da variação da frequência de ressonância do alto-falante f_s , que aumenta à medida que o cone se afasta da posição de repouso, como mostrado na

Figura 5.3. O baixo amortecimento desse sistema, devido à excitação por corrente, provocou o pico na frequência de ressonância. Esse pico será maior quanto maior for o fator de mérito mecânico do alto-falante Q_{ms} .

As Figuras 5.8 a 5.11 mostram os resultados para o deslocamento do cone $|X_d(f)|$, em função da frequência e do deslocamento do cone. Nessas figuras, como nas demais, o eixo “Deslocamento do Cone” representa a posição x do cone em relação ao seu repouso $x = 0$. Os resultados para $|X_d(f)|$ consideram o deslocamento x e a frequência f .

As Figuras 5.8(a) e 5.8(b) mostram os resultados para o deslocamento do cone $|X_d(f)|$, em função da frequência e do deslocamento do cone. Essas figuras correspondem à Figura 4.2(b), tendo sido incluído nestas o deslocamento x . Constata-se o grande deslocamento $|X_d(f)|$ que ocorre na frequência de ressonância quando da excitação por corrente [Figura 5.8(b)]. Nesse caso, o fator de mérito do sistema é equivalente ao fator de mérito mecânico do alto-falante ($Q_{ms} = 15,33$, Apêndice B). Com excitação por fonte de tensão o fator de mérito do sistema é equivalente ao fator de mérito total do alto-falante ($Q_{ts} = 0,48$, Apêndice B).

As Figuras 5.9(a) e 5.9(b) mostram os resultados obtidos para o deslocamento do cone $|X_d(f)|$, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo de deslocamento do cone x é perpendicular ao plano das figuras. Os deslocamentos máximos são de 1 mm e 19 mm para excitação por tensão e corrente, respectivamente. Os limites declarados pelo fabricante do alto-falante do exemplo são 4,3 mm para 10% de distorção e 10,5 mm para danos mecânicos (Apêndice B), o que está abaixo dos valores atingidos no caso da excitação por corrente. A menor frequência de operação desse sistema deverá ser de aproximadamente 60 Hz.

As Figuras 5.10(a) e 5.10(b) mostram os resultados obtidos para o deslocamento do cone $|X_d(f)|$, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo da frequência f é perpendicular aos planos das figuras. Constata-se o efeito das não-

linearidades do fator de força e compliância da suspensão no contorno externo das curvas nas figuras.

As Figuras 5.11(a) e 5.11(b) mostram os resultados obtidos para o deslocamento do cone $|X_d(f)|$, em função da frequência e do deslocamento do cone, sendo que o eixo da frequência f é perpendicular ao plano das figuras. Como na Figura 5.7(b), pode-se ver o efeito da não-linearidade da compliância na variação da frequência de ressonância f_s do alto-falante.

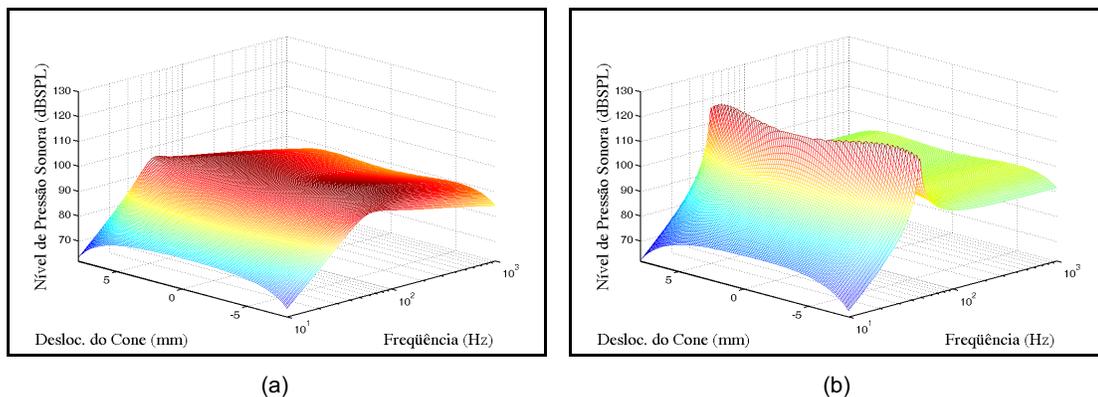


Figura 5.4. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

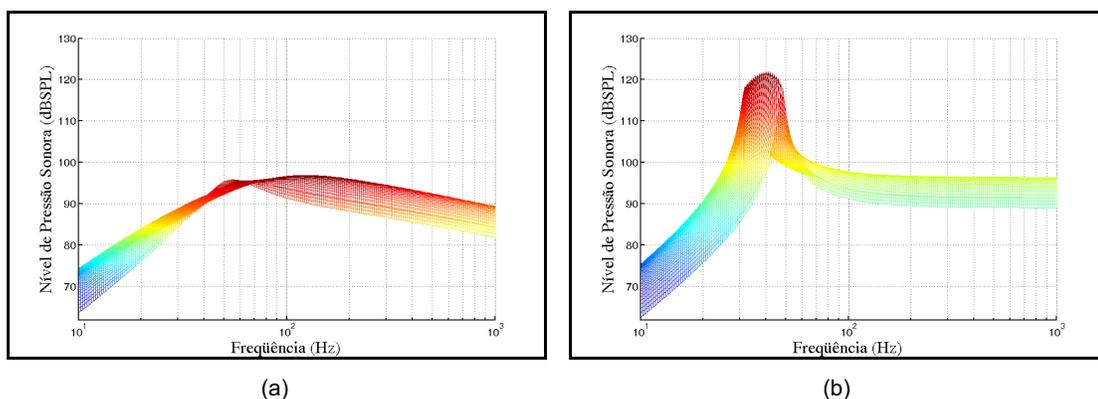


Figura 5.5. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x frequência.

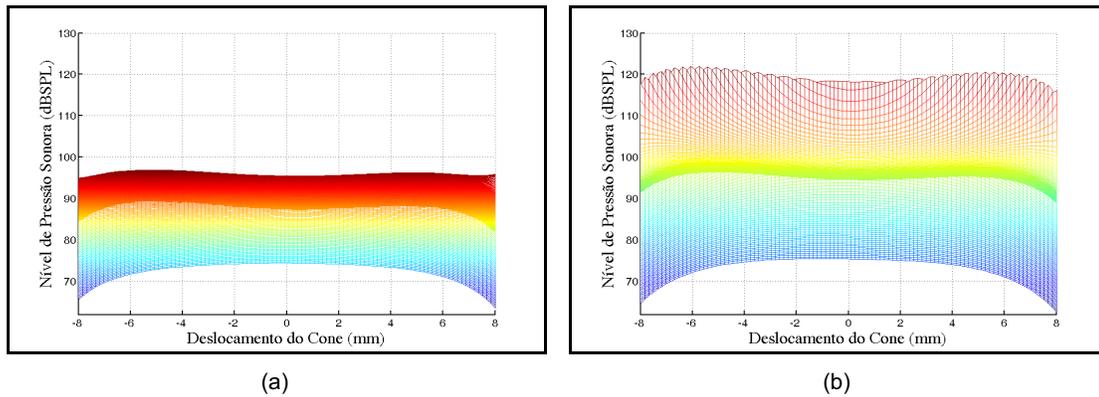


Figura 5.6. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x deslocamento do cone.

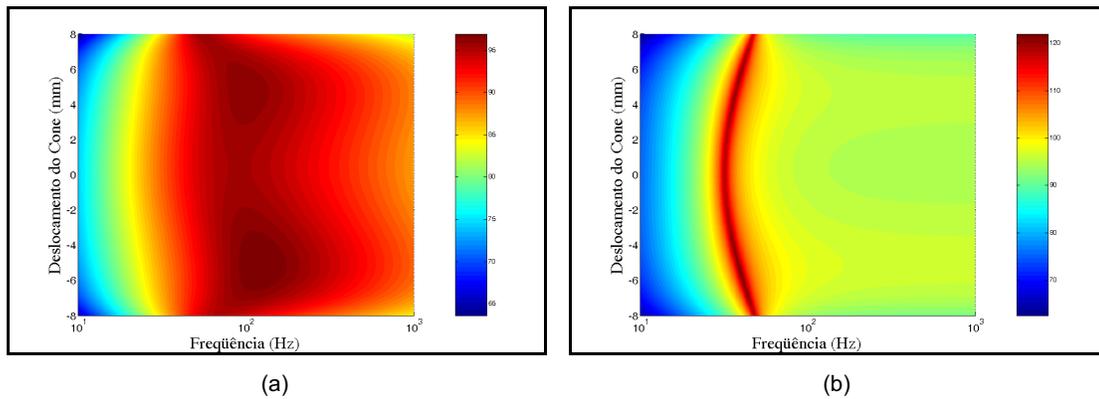


Figura 5.7. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

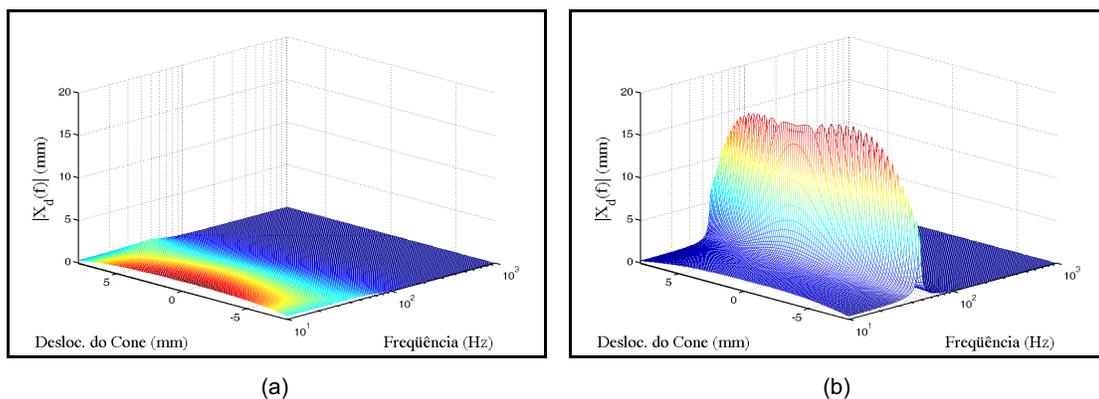


Figura 5.8. Deslocamentos do cone $|X_d(f)|$ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

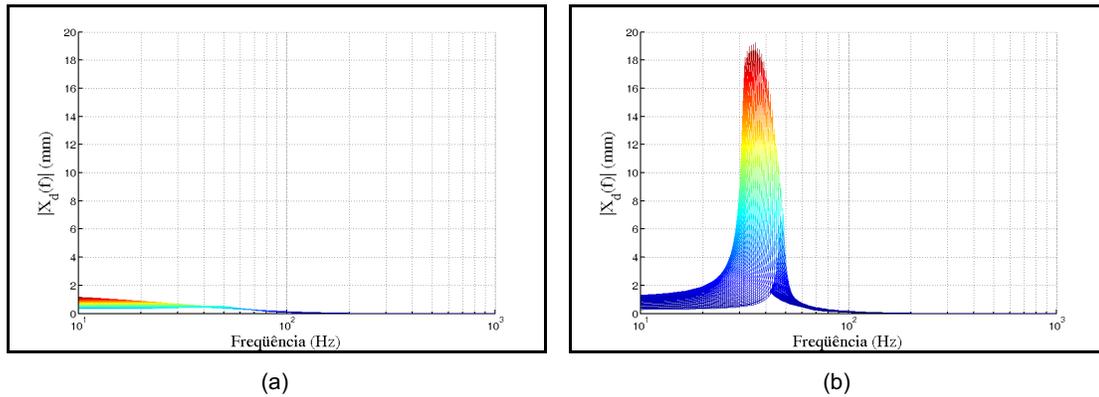


Figura 5.9. Deslocamentos do cone $|X_d(f)|$ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x frequência.

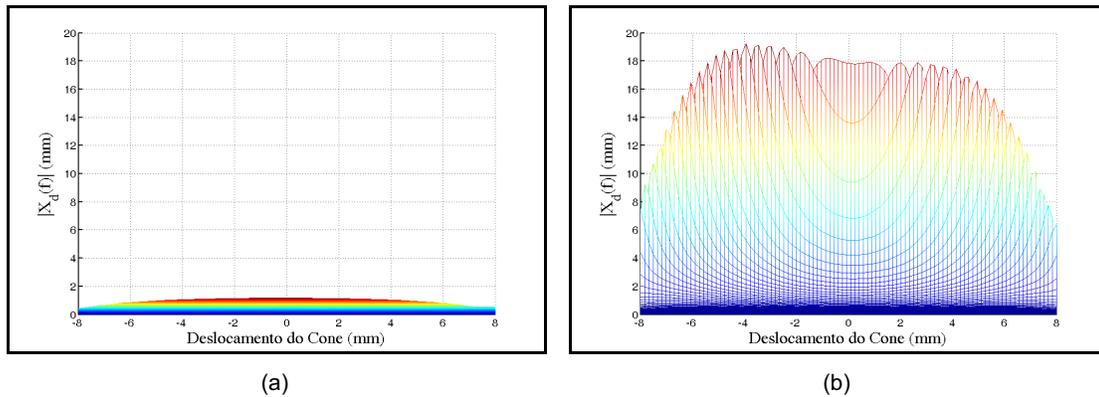


Figura 5.10. Deslocamentos do cone $|X_d(f)|$ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x deslocamento do cone.

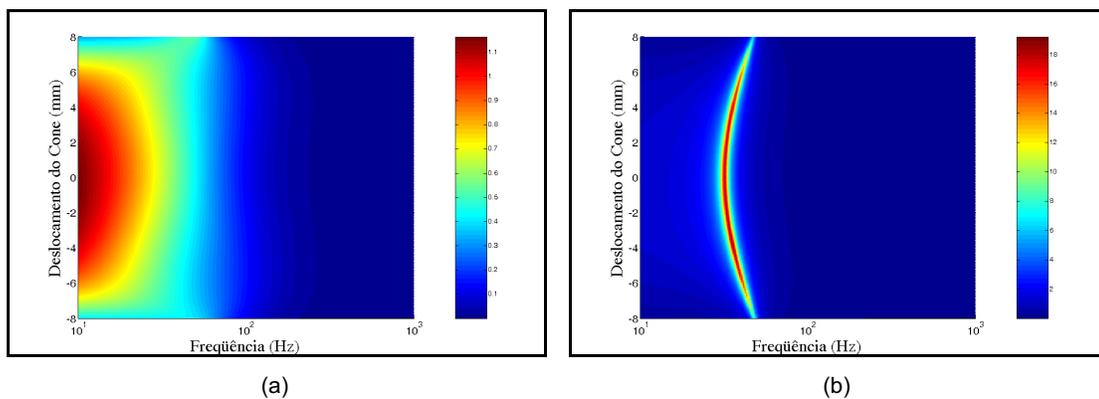


Figura 5.11. Deslocamentos do cone $|X_d(f)|$ para o alto-falante do Apêndice B instalado em um *baffle* infinito, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

5.3.2 Caixa fechada

As Figuras 5.12 a 5.19 mostram o comportamento de um sistema caixa fechada, excitado por tensão e corrente, na forma como mostrado para o *baffle* infinito (Seção 5.3.1). Nesse caso, as condições de análise são as mesmas condições adotadas para a Figura 4.4, com $Q_c = 1$. O amortecimento acústico foi introduzido com o objetivo de reduzir os picos nas respostas do nível de pressão sonora e do deslocamento do cone [Figura 5.12(b)]. Na excitação por fonte de corrente obteve-se uma extensão da resposta nas baixas frequências de 90 Hz para 55 Hz, um aumento do nível de pressão sonora de 95 dB para 97 dB, e um aumento na extensão da resposta nas altas frequências [Figuras 5.13(a) e 5.13(b)]. O deslocamento do cone $|X_d(f)|$ atingiu, em ambas as condições de excitação, pouco mais de 0,3 mm, ficando abaixo dos limites impostos pelo fabricante (Apêndice B) (ver Figuras 5.17, 5.18 e 5.19).

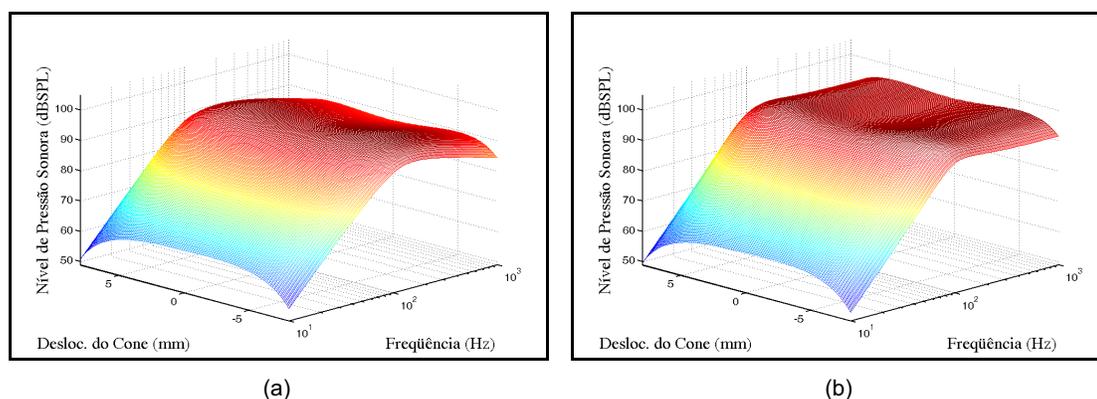


Figura 5.12. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

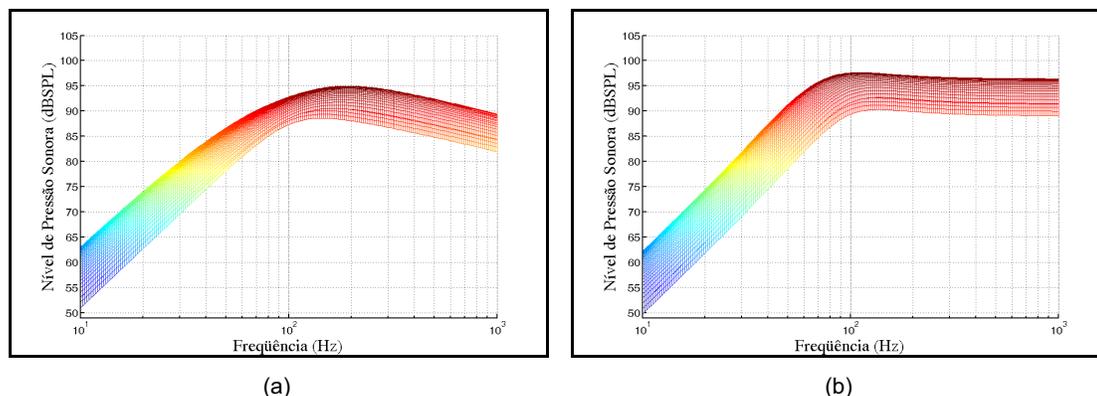


Figura 5.13. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x frequência.

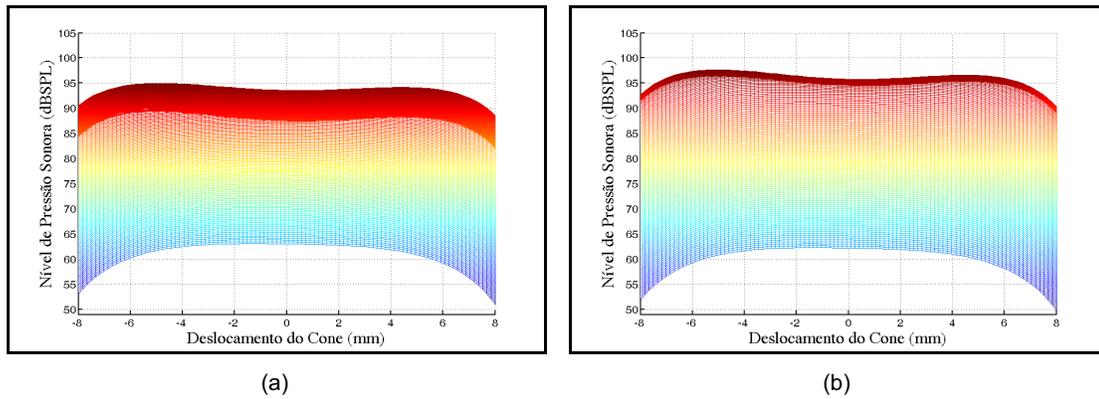


Figura 5.14. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x deslocamento do cone.

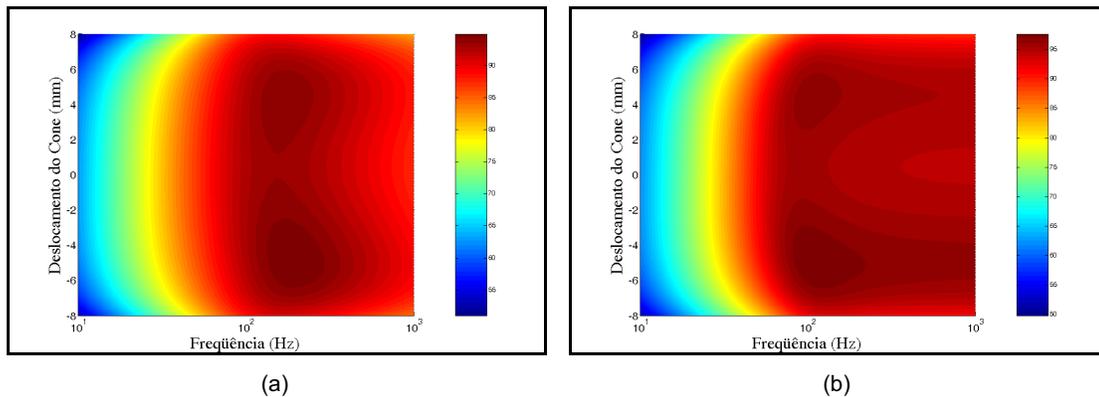


Figura 5.15. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone X frequência.

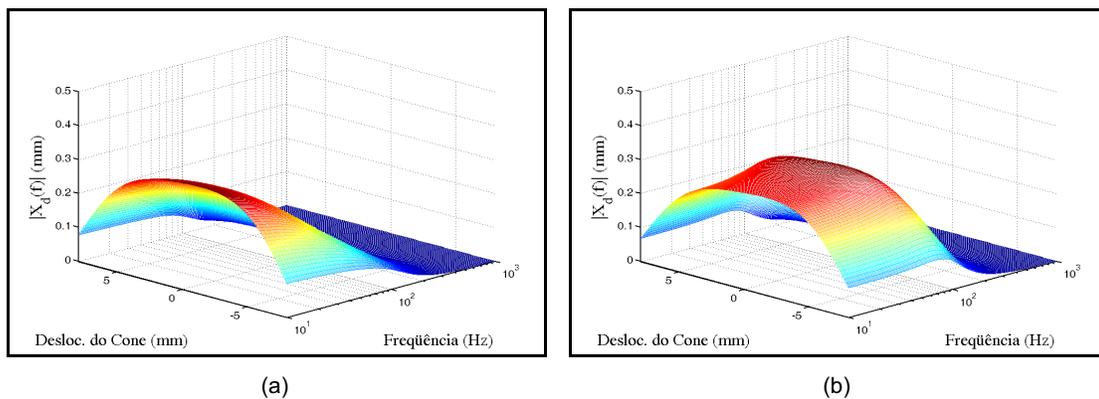


Figura 5.16. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 l$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

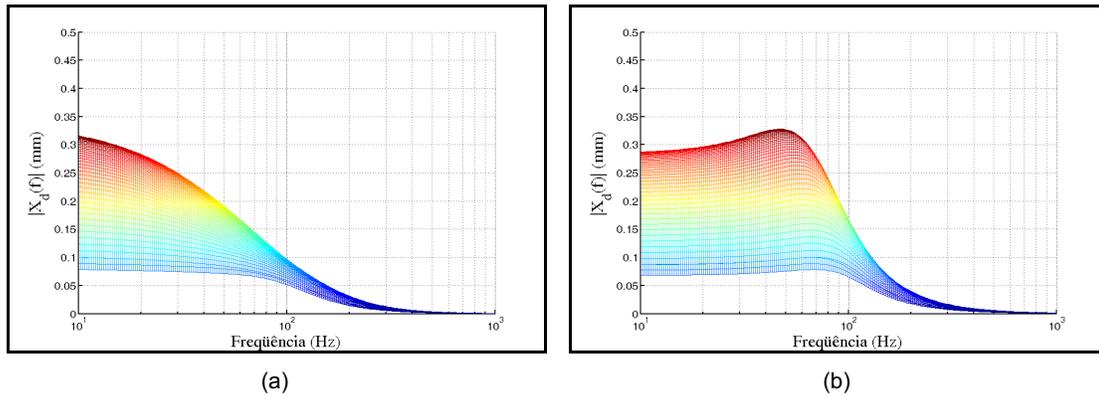


Figura 5.17. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x frequência.

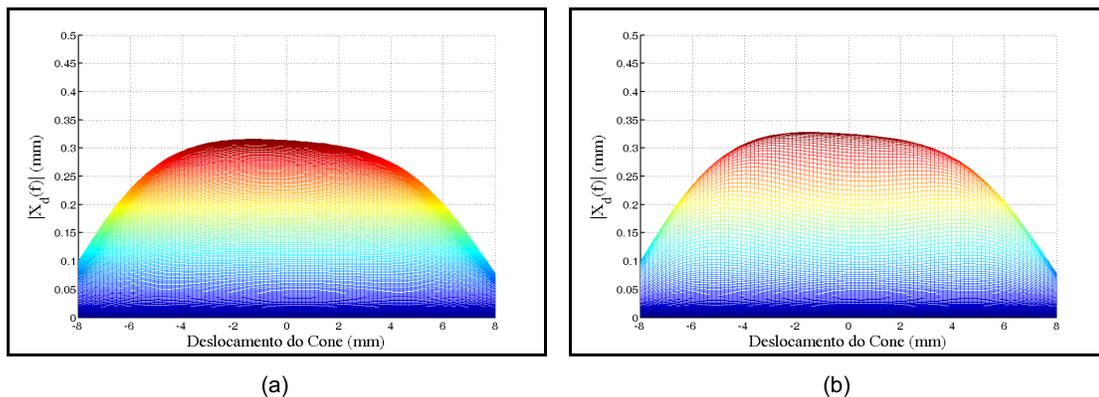


Figura 5.18. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x deslocamento do cone.

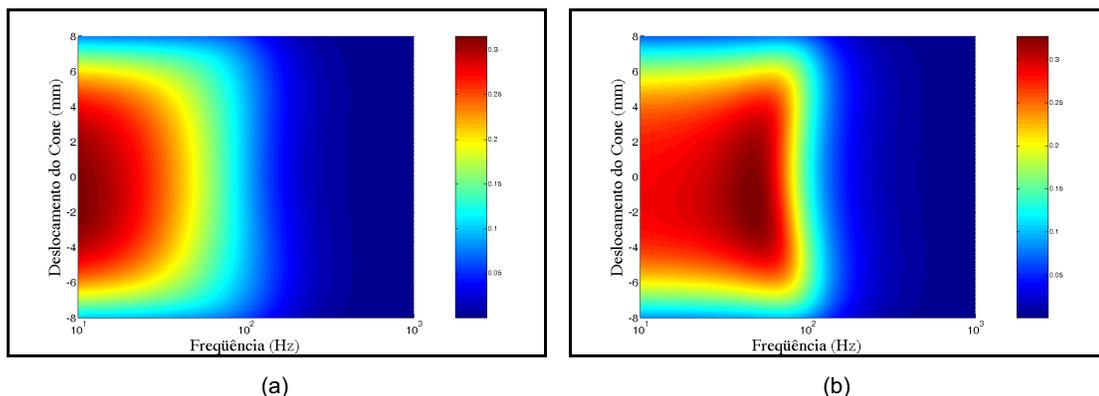


Figura 5.19. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa fechada com $V_b = 100 \text{ l}$ e $Q_c = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

5.3.3 Caixa sintonizada

As Figuras 5.20 a 5.27 mostram o comportamento de um sistema caixa sintonizada excitado por tensão e corrente na forma como mostrado para o *baffle* infinito (Seção 5.3.1). Nesse caso, as condições de análise são as mesmas utilizadas na Figura 4.7, com $Q_L = 1$. O amortecimento acústico foi introduzido para reduzir os picos nas respostas do nível de pressão sonora e do deslocamento do cone [Figura 5.20(b)]. Para excitação por fonte de corrente obteve-se uma extensão da resposta nas baixas frequências de 70 Hz para 50 Hz, um aumento do nível de pressão sonora de 98 dB para 105 dB, e um aumento na extensão da resposta nas altas frequências [Figuras 5.21(a) e 5.21(b)]. O deslocamento do cone $|X_d(f)|$ atingiu 1,3 mm com excitação por tensão e 3,3 mm com excitação por corrente, ficando abaixo dos limites dados pelo fabricante (Apêndice B) (ver Figuras 5.25, 5.26 e 5.27). Os máximos valores de deslocamentos ocorrem para frequências abaixo 20 Hz, que é, teoricamente, a menor frequência que o ser humano pode ouvir. Introduzindo ao sistema um filtro passa-altas com frequência de corte em 30 Hz, reduz-se os deslocamentos para aproximadamente 0,3 mm e 0,5 mm, respectivamente, para excitação por tensão e corrente.

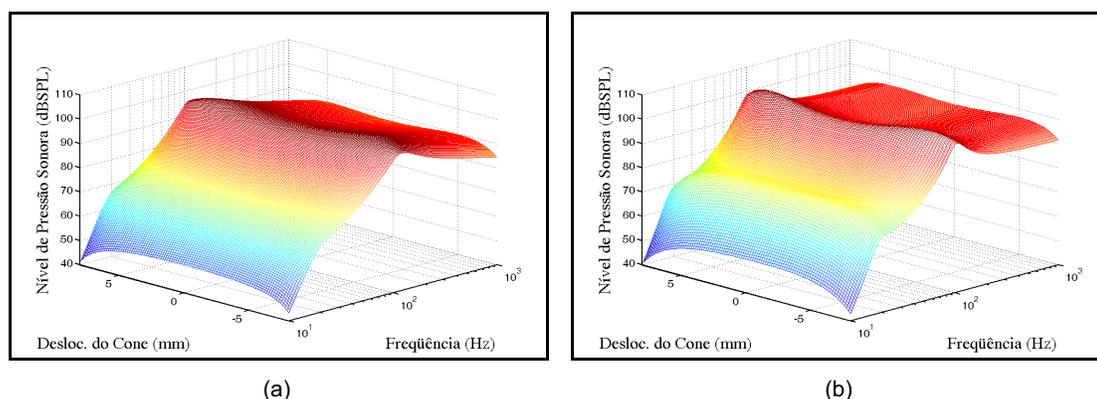


Figura 5.20. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

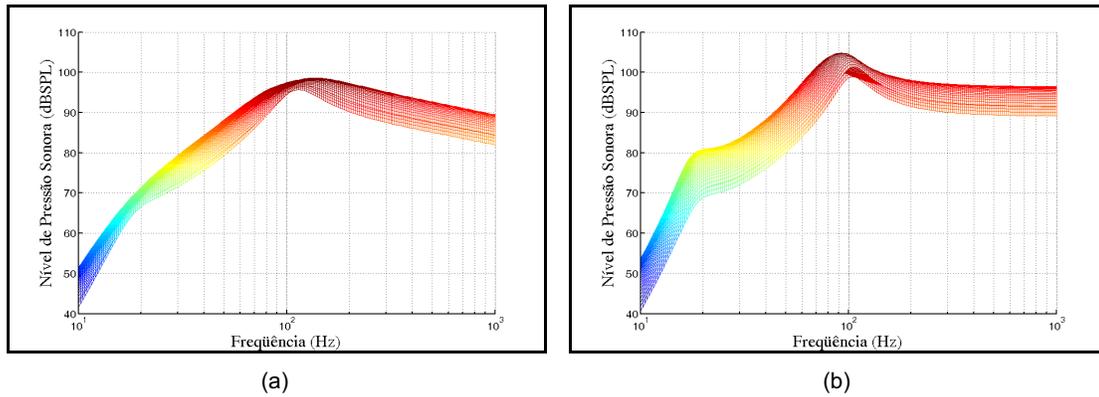


Figura 5.21. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x frequência.

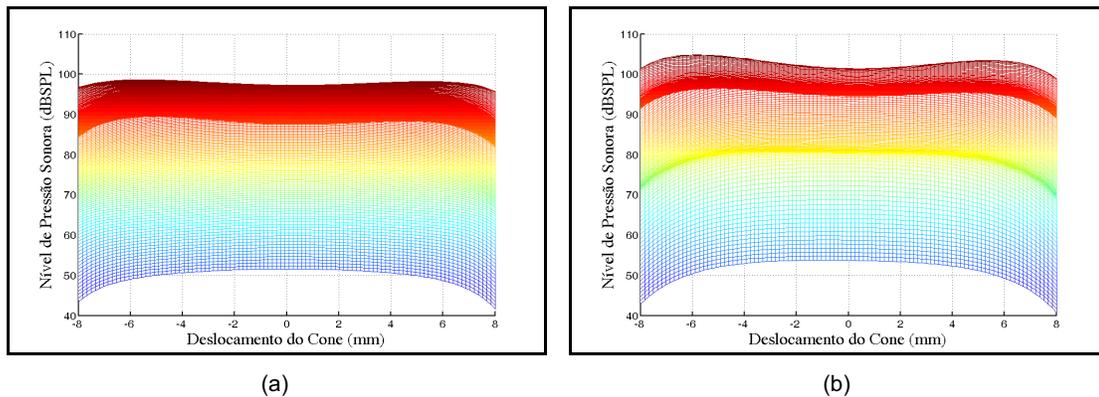


Figura 5.22. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x deslocamento do cone.

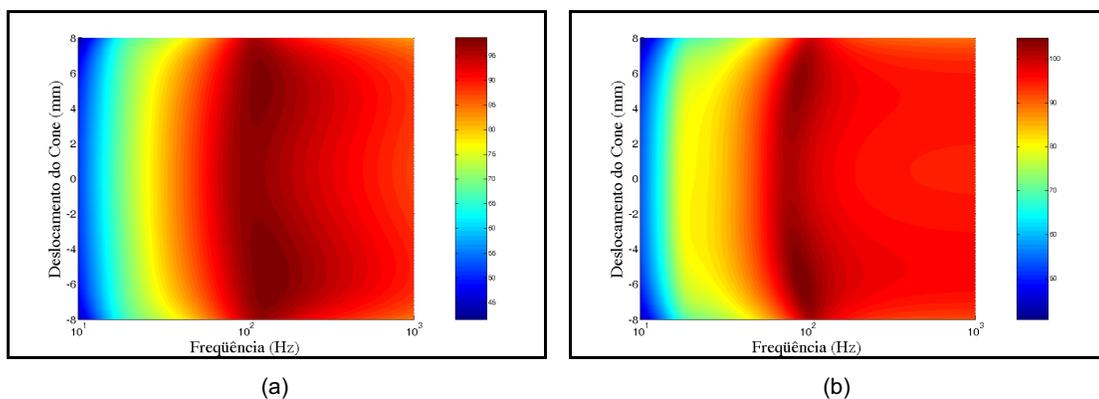


Figura 5.23. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

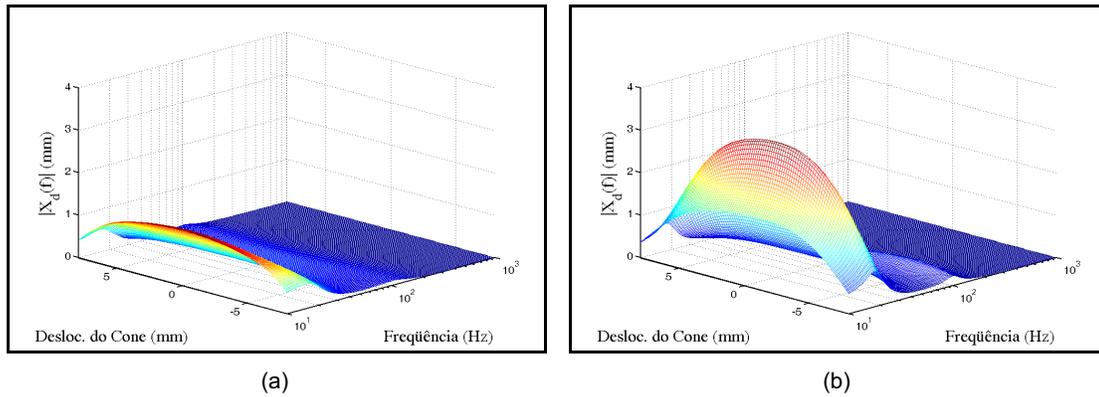


Figura 5.24. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

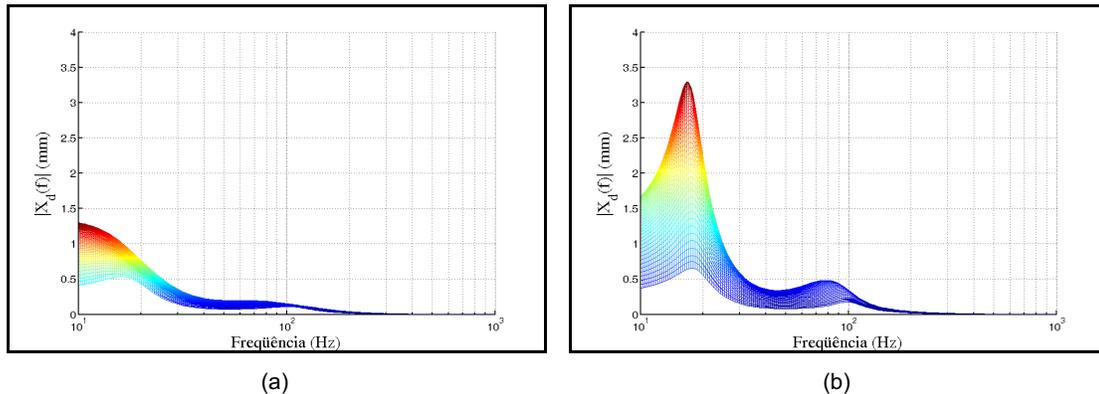


Figura 5.25. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x frequência.

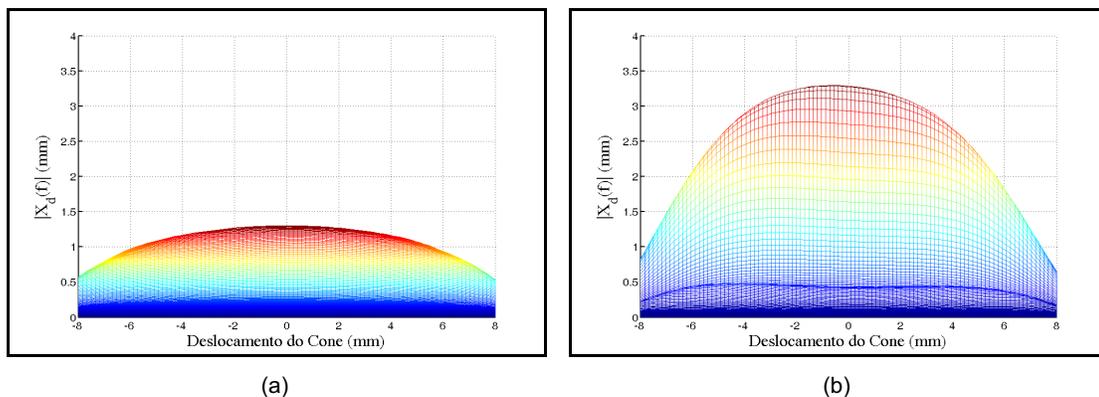


Figura 5.26. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 l$, $f_b = 40$ Hz e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x deslocamento do cone.

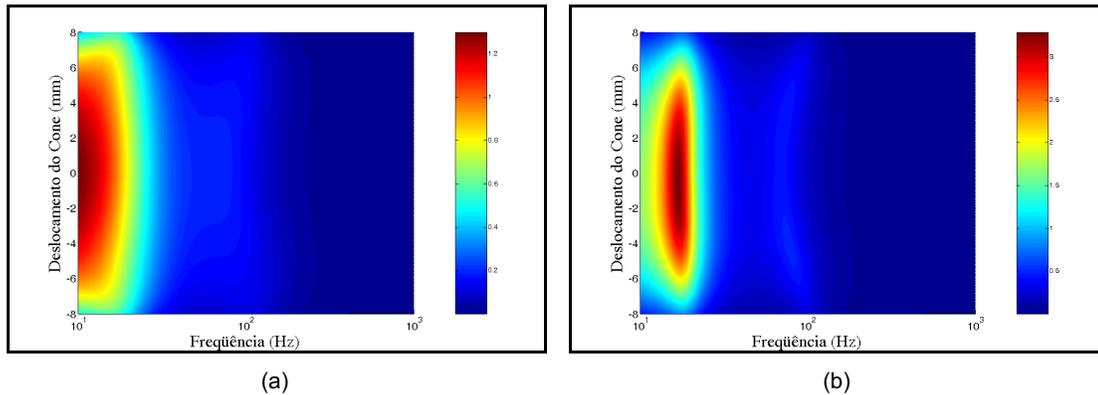


Figura 5.27. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa sintonizada com $V_b = 100 \text{ l}$, $f_b = 40 \text{ Hz}$ e $Q_L = 1$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

5.3.4 Caixa *band-pass* de 4^a ordem

As Figuras 5.28 a 5.35 mostram o comportamento de um sistema caixa *band-pass* de 4^a ordem, excitado por tensão e corrente, na forma como mostrado para o *baffle* infinito (Seção 5.3.1). Aqui, as condições de análise são as mesmas usadas na Figura 4.10, com $Q_c = 1$. O amortecimento acústico foi introduzido para reduzir os picos nas respostas do nível de pressão sonora e do deslocamento do cone [Figura 5.28(b)]. Na excitação por fonte de corrente obteve-se uma extensão da resposta na banda passante de aproximadamente duas oitavas (25 Hz para 100 Hz), como também um aumento no nível de pressão sonora de 3 dB (92 dB para 95 dB) (ver Figuras 5.29, 5.30 e 5.31). O deslocamento do cone $|X_d(f)|$ atingiu 0,5 mm para excitação por tensão e 0,7 mm por corrente, ficando abaixo dos limites fornecidos pelo fabricante (Apêndice B) (ver Figuras 5.33, 5.34 e 5.35). Os máximos valores de deslocamentos ocorrem para frequências abaixo 30 Hz.

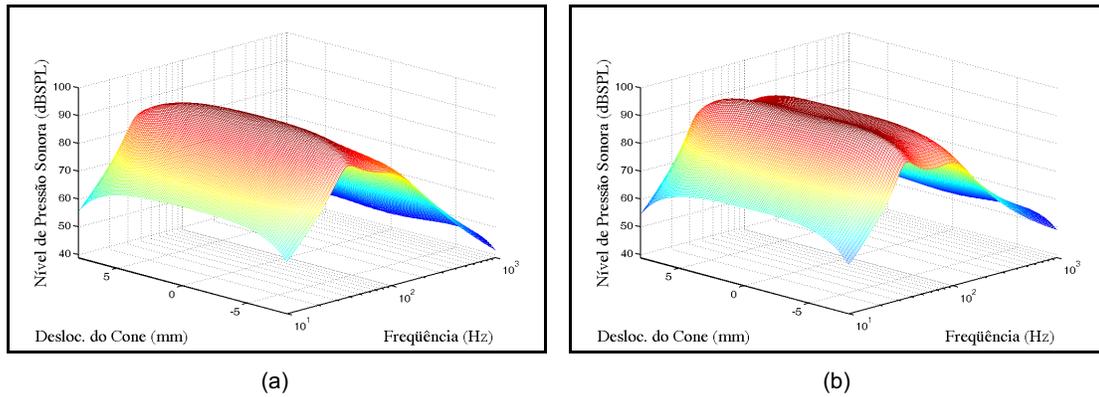


Figura 5.28. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

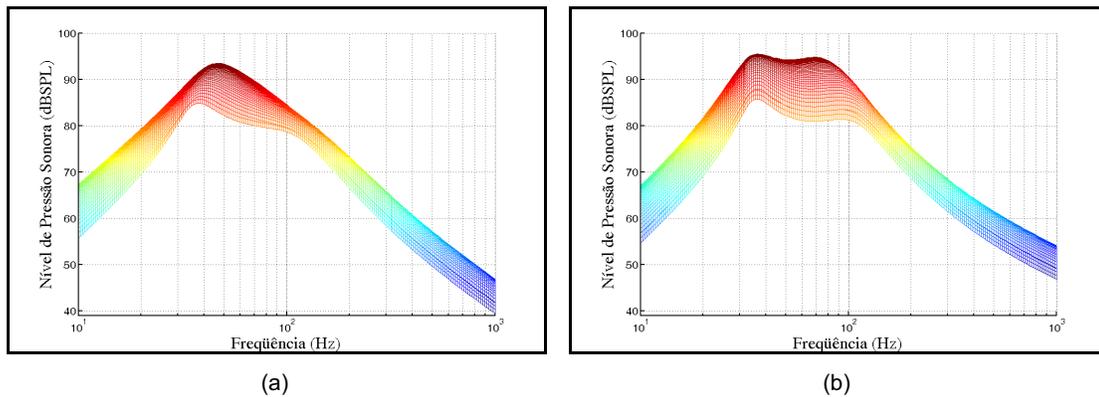


Figura 5.29. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x frequência.

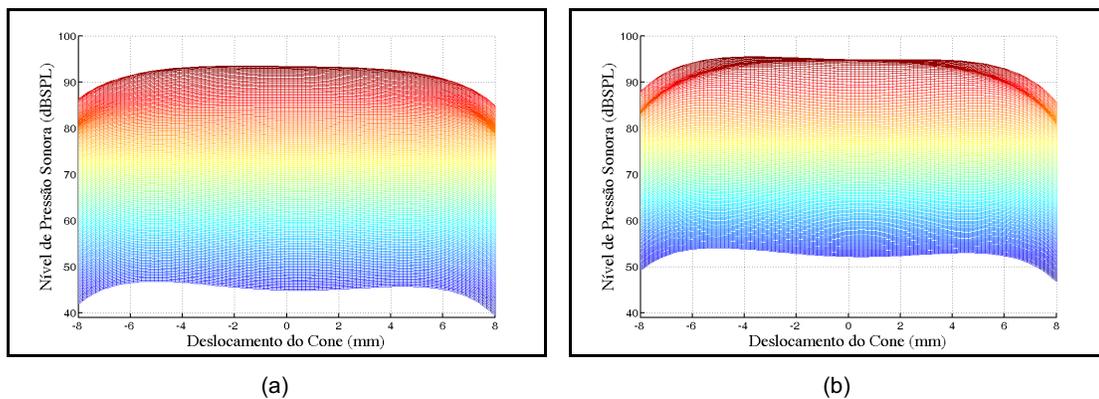


Figura 5.30. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b2} = 50 \text{ Hz}$, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x deslocamento do cone.

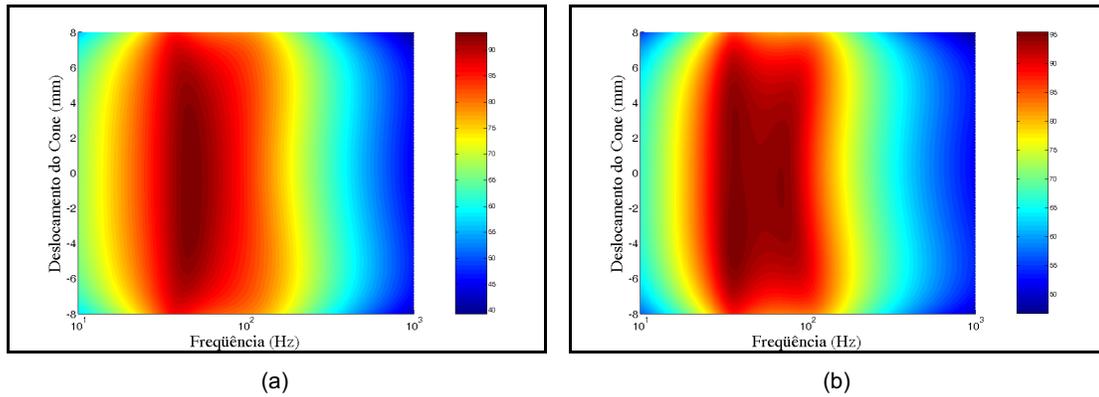


Figura 5.31. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

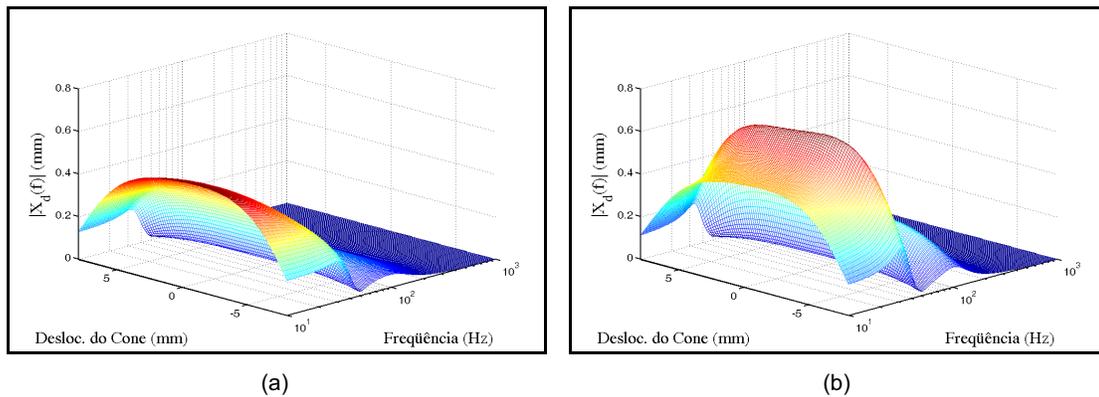


Figura 5.32. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

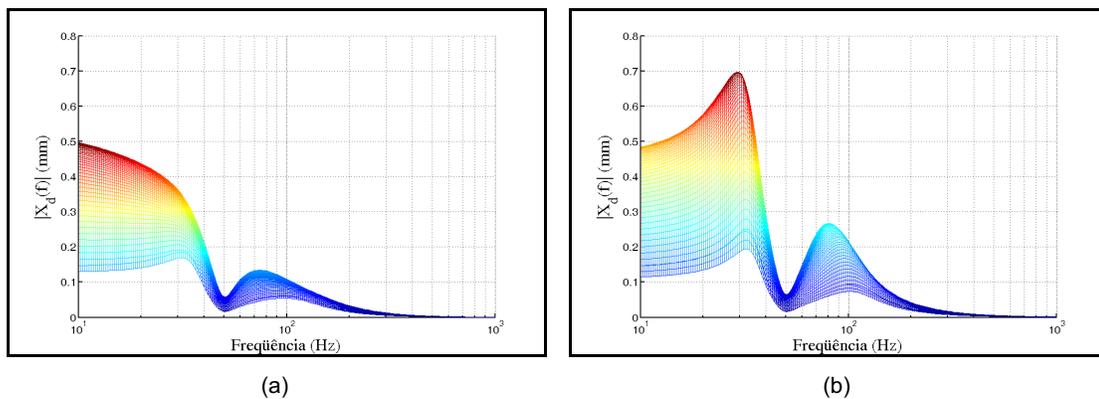


Figura 5.33. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x frequência.

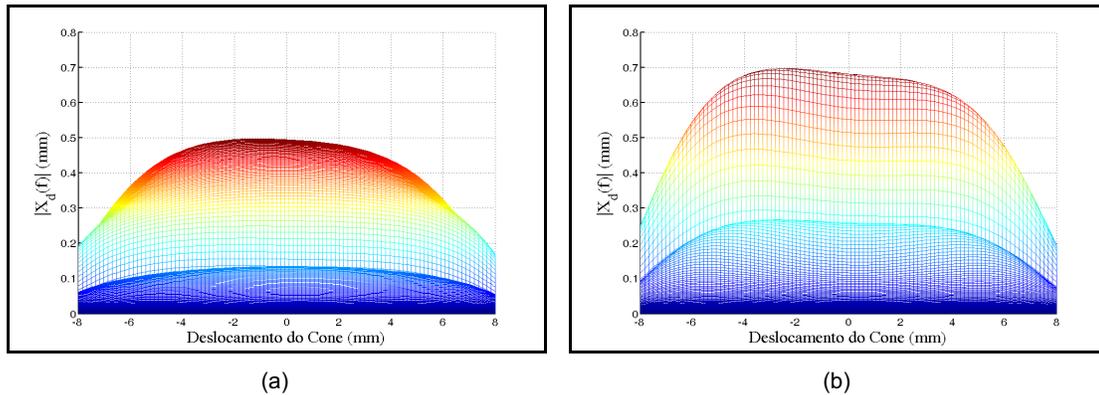


Figura 5.34. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4^a ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x deslocamento do cone.

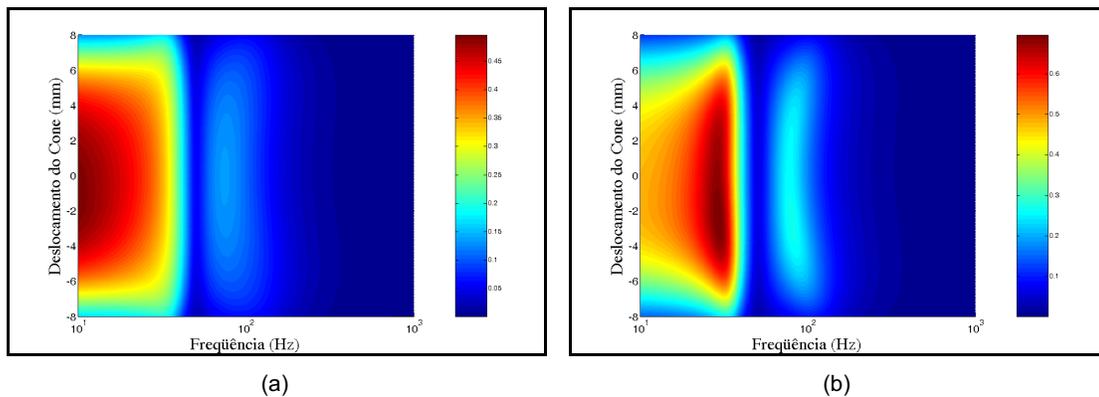


Figura 5.35. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 4^a ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b2} = 50$ Hz, $Q_c = 1$ e $Q_L = 7$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

5.3.5 Caixa *band-pass* de 6^a ordem

As Figuras 5.36 a 5.43 mostram o comportamento de um sistema caixa *band-pass* de 6^a ordem, excitado por tensão e corrente, similarmente ao mostrado para o *baffle* infinito (Seção 5.3.1). Nesse caso, as condições de análise são as mesmas usadas para o caso mostrado na Figura 4.13, com $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$. Um amortecimento acústico foi introduzido para reduzir os picos nas respostas do nível de pressão sonora e do deslocamento do cone [Figura 5.36(b)]. Na excitação por fonte de corrente obteve-se um aumento no nível de pressão sonora de 4 dB (99 dB para 103 dB) (ver Figuras 5.37, 5.38 e 5.39). O deslocamento do cone $|X_d(f)|$ atingiu 1,1 mm para excitação por tensão e 7,2

mm para excitação por corrente. Esse último valor ultrapassa os limites fornecidos pelo fabricante (Apêndice B) (ver Figuras 5.41, 5.42 e 5.43). Limitando-se a frequência inferior de trabalho em 30 Hz, reduzem-se os deslocamentos a valores abaixo dos limites fornecidos pelo fabricante. Essa limitação pode ser obtida com um filtro passa-altas.

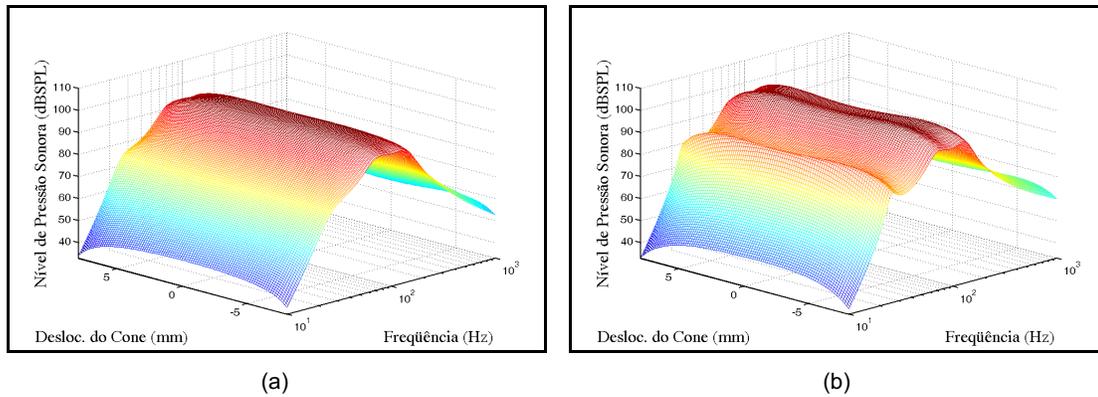


Figura 5.36. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

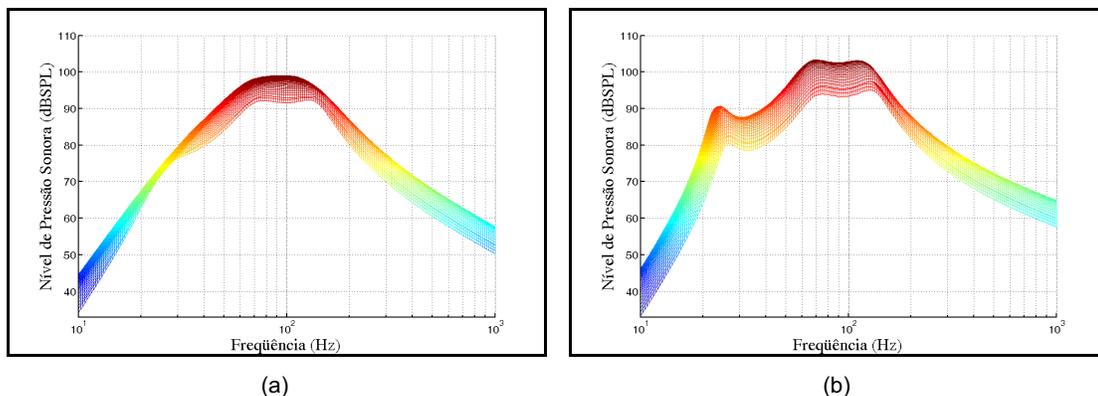


Figura 5.37. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 \text{ l}$, $V_{b2} = 140 \text{ l}$, $f_{b1} = 50 \text{ Hz}$, $f_{b2} = 100 \text{ Hz}$ e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x frequência.

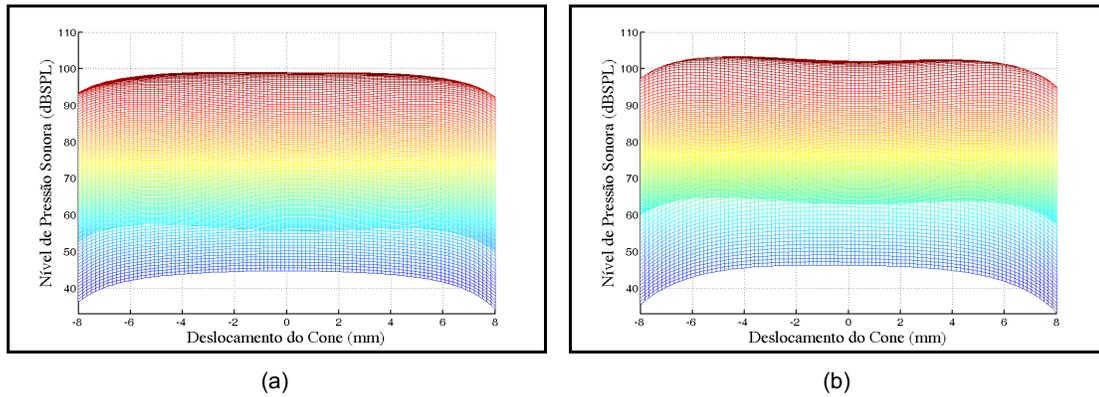


Figura 5.38. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Nível de pressão sonora x deslocamento do cone.

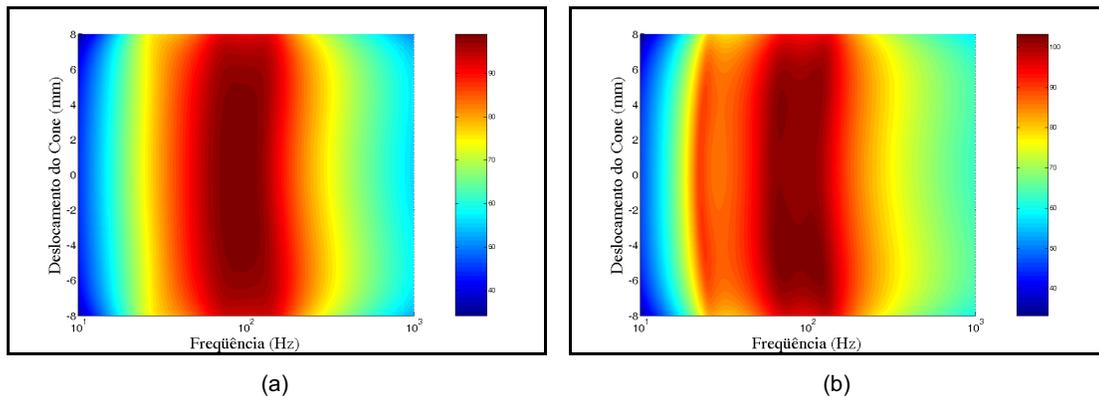


Figura 5.39. Níveis de pressão sonora para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

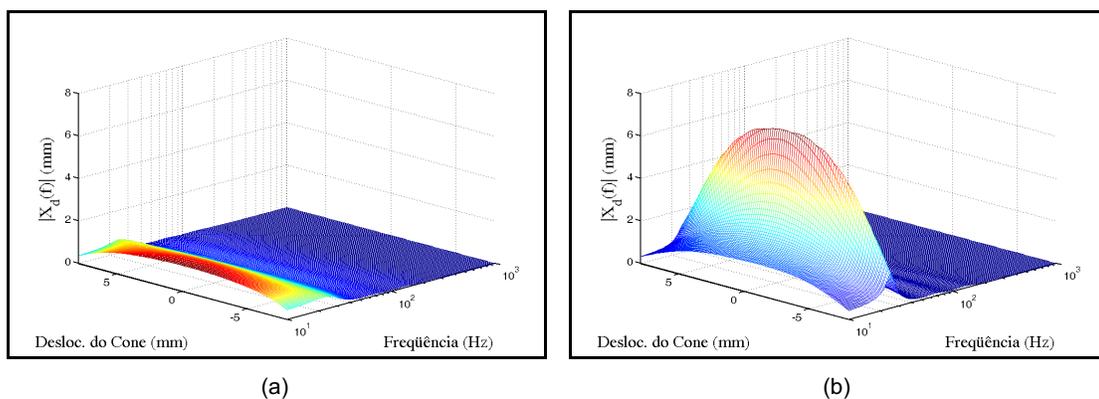


Figura 5.40. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Visão tridimensional.

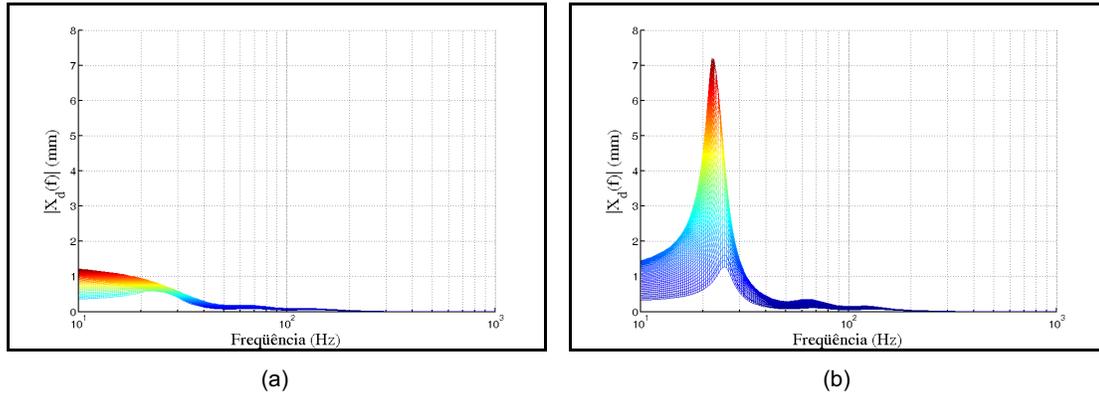


Figura 5.41. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x frequência.

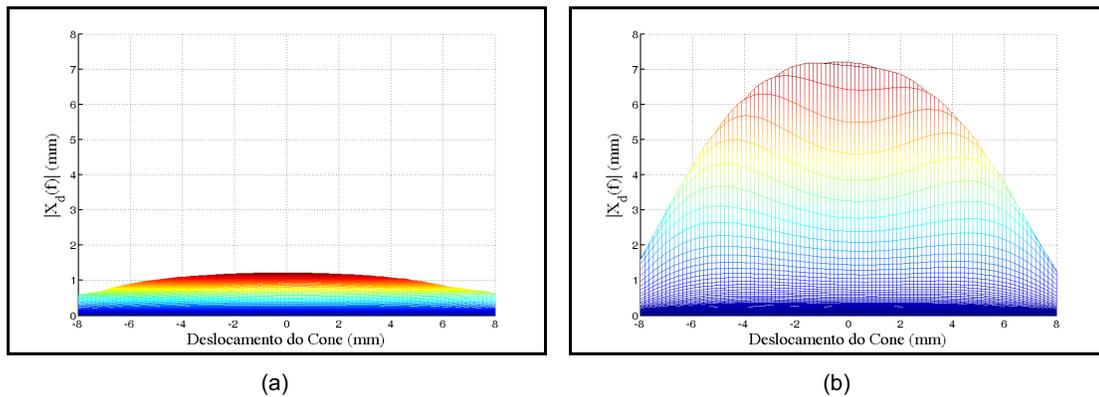


Figura 5.42. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Módulo do deslocamento x deslocamento do cone.

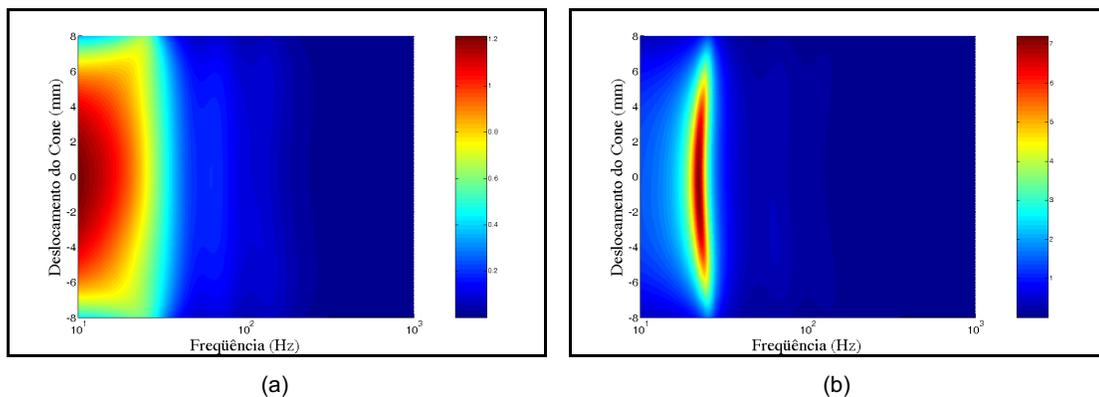


Figura 5.43. Deslocamentos do cone, $|X_d(f)|$, para o alto-falante do Apêndice B instalado em uma caixa *band-pass* de 6ª ordem com $V_{b1} = 200 l$, $V_{b2} = 140 l$, $f_{b1} = 50$ Hz, $f_{b2} = 100$ Hz e $Q_{L1} = Q_{L2} = 2$, excitado por: (a) Tensão; (b) Corrente. Deslocamento do cone x frequência.

5.4 Discussões e Conclusões

Neste capítulo mostrou-se o comportamento de alto-falantes excitados por fontes de tensão e corrente instalados em *baffle* infinito, caixas fechada e sintonizada, e caixas *band-pass* de 4ª e 6ª ordens, para regime de grandes sinais. Foram incluídas as não-linearidades para grandes sinais aos tradicionais modelos de Thiele-Small. Foi observado que os sistemas estudados não apresentaram uma resposta plana, em função do deslocamento do cone, que assemelharam-se aos formatos das curvas do fator de força e da compliância da suspensão, mostrados nas Figuras 5.1 e 5.2, respectivamente. Essa resposta é decorrente das não-linearidades dos sistemas operando em regime de grandes sinais. Os efeitos das não-linearidades, para regime de pequenos sinais e excitação por tensão, são manifestados através da redução gradativa do nível de pressão sonora com o aumento da frequência. Mais uma vez constata-se que filtros equalizadores passa-altas devem ser utilizados independentemente do tipo de excitação, prevenindo contra o deslocamento excessivo do cone em baixas frequências [30]-[36], [38].

Até onde se tem conhecimento essa abordagem não foi feita anteriormente, tendo sido apresentada pela primeira vez em [57], onde mostramos um resultado parcial deste trabalho.

RESULTADOS OBJETIVOS E SUBJETIVOS

6.1 Introdução

Os estudos feitos nos Capítulos 4 e 5 mostram uma grande melhoria em sistemas alto-falante / caixas acústicas, excitados por fonte de corrente, quando amortecidos acusticamente (caixa preenchida com material absorvedor acústico). Para demonstração da teoria formulada, proposta deste trabalho, montou-se uma caixa tipo fechada, com volume interno de 18 litros, e um amplificador de corrente, mostrados na Figura 6.1. As características do alto-falante utilizado são mostradas no Apêndice E (8SWS2A).



Figura 6.1. Fotografia das caixas fechadas e dos amplificadores de tensão e corrente montados para este trabalho.

O amplificador de corrente foi construído com o CI de potência LM3886, fabricado pela *National Semiconductors Corporation*, como mostrado na Figura 6.2 [101]. A Figura 6.3 mostra a resposta em frequência deste amplificador, cuja referência 0 dB é tida em 1 kHz. Segundo o fabricante, esse componente é capaz de fornecer uma potência de 68 watts.

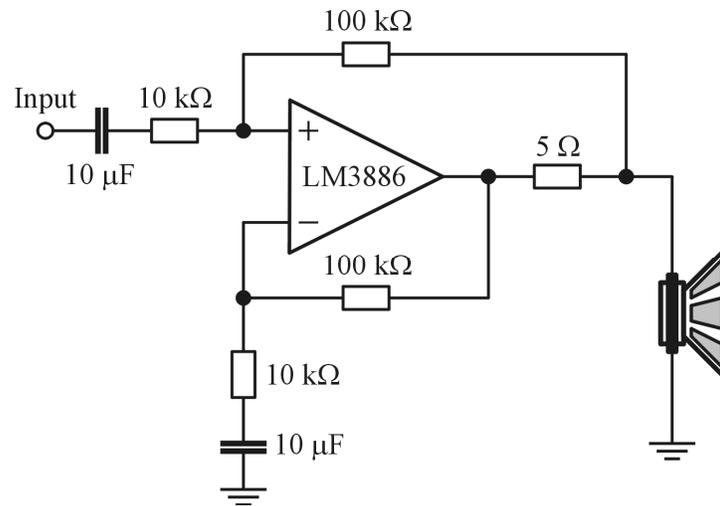


Figura 6.2. Esquema elétrico do amplificador de corrente.

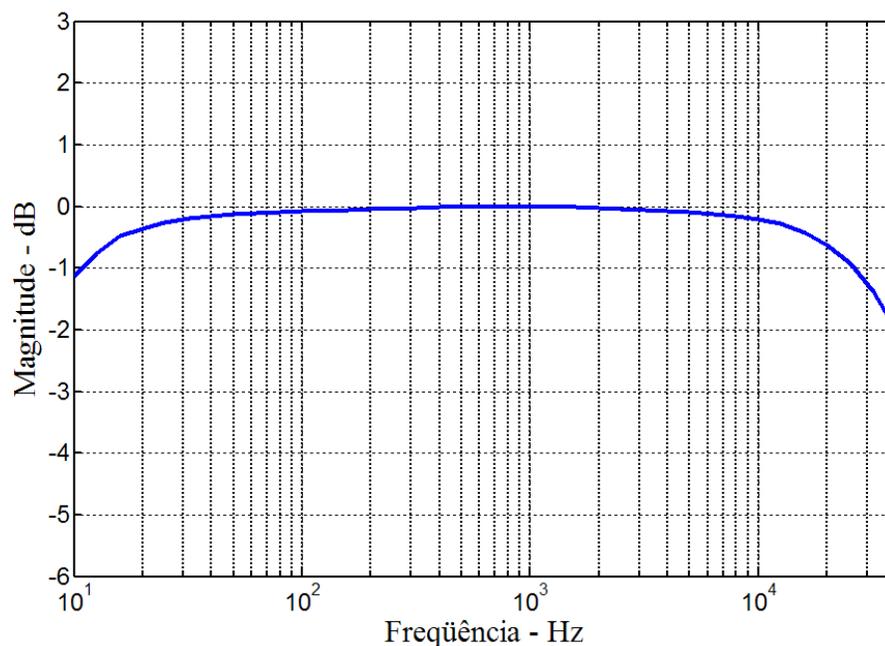
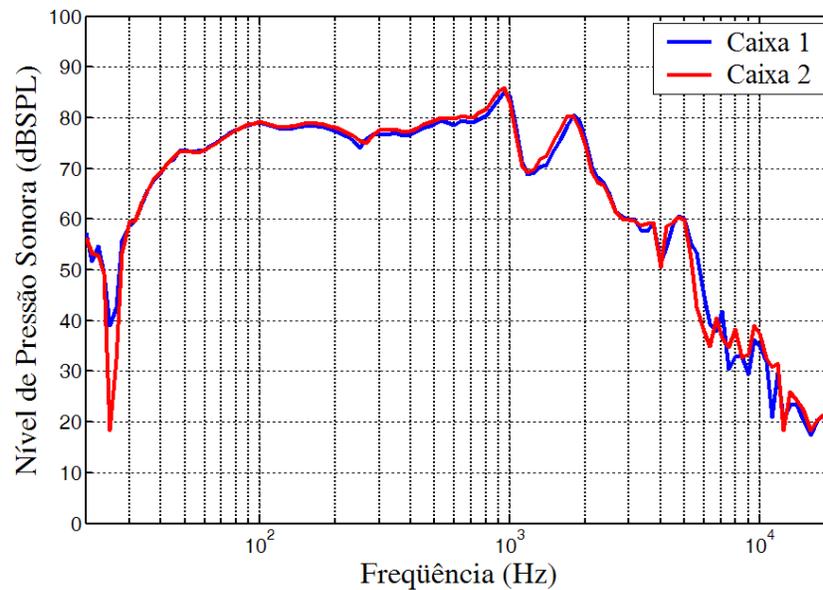
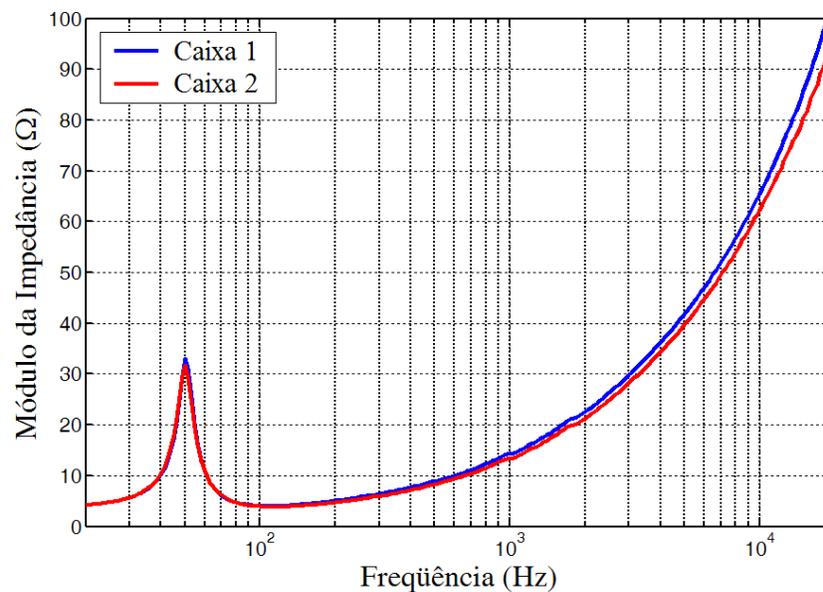


Figura 6.3. Resposta em frequência do amplificador de corrente, cuja referência 0 dB é tida em 1 kHz.

As Figuras 6.4(a) e 6.4(b) mostram as respostas para os níveis de pressão sonora e impedâncias (magnitude) das caixas fechadas, medidas em câmara anecóica e pelo procedimento convencional (excitação por tensão, varredura senoidal e microfone calibrado). Observa-se que os resultados obtidos das medidas das duas caixas são praticamente os mesmos.



(a)



(b)

Figura 6.4. (a) Níveis de pressão sonora e (b) magnitudes das impedâncias, para ambas as caixas.

6.2 Amplificador de Corrente

O circuito básico utilizado para a construção do amplificador de corrente é mostrado na Figura 6.5, com base no circuito mostrado em [93]. Através de (6.1) a (6.13) é mostrado o princípio de funcionamento desse circuito. Considera-se o AmpOp ideal.

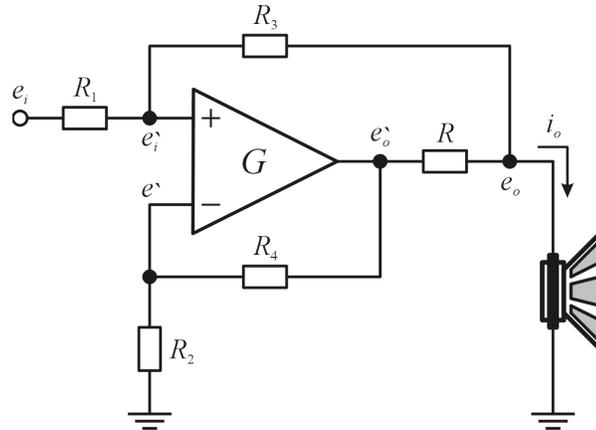


Figura 6.5. Configuração básica do circuito amplificador de corrente.

$$i_o = \frac{e_i - e_o}{R_1 + R_3} + \frac{e'_o - e_o}{R}, \quad (6.1)$$

$$e'_o = (e'_i - e') \cdot G, \quad (6.2)$$

$$e'_i = e_i \frac{R_3}{R_1 + R_3} + e_o \frac{R_1}{R_1 + R_3}, \quad (6.3)$$

e

$$e' = e'_o \frac{R_2}{R_2 + R_4}. \quad (6.4)$$

Substituindo (6.3) e (6.4) em (6.2) tem-se

$$e'_o = \left(e_i \frac{R_3}{R_1 + R_3} + e_o \frac{R_1}{R_1 + R_3} \right) \cdot G \frac{R_2 + R_4}{R_2 + R_4 + GR_2}, \quad (6.5)$$

e substituindo (6.5) em (6.1), resulta em

$$i_o = \frac{e_i - e_o}{R_1 + R_3} + e_i \left[\frac{GR_3(R_2 + R_4)}{R(R_1 + R_3)(R_2 + R_4 + GR_2)} \right] + e_o \left[\frac{GR_1(R_2 + R_4) - (R_1 + R_3)(R_2 + R_4 + GR_2)}{R(R_1 + R_3)(R_2 + R_4 + GR_2)} \right]. \quad (6.6)$$

Fazendo $G \rightarrow \infty$ obtém-se:

$$i_o = e_i \left[\frac{1}{R_1 + R_3} + \frac{1}{R} \cdot \frac{R_3(R_2 + R_4)}{R_2(R_1 + R_3)} \right] + e_o \left[\frac{1}{R} \cdot \frac{R_1(R_2 + R_4) - R_2(R_1 + R_3)}{R_2(R_1 + R_3)} - \frac{1}{R_1 + R_3} \right]. \quad (6.7)$$

Para $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ tem-se que:

$$i_o = e_i \left[\frac{1}{R_1 + R_3} + \frac{1}{R} \right] + e_o \left[-\frac{1}{R_1 + R_3} \right]. \quad (6.8)$$

E se $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \gg R$, obtém-se

$$i_o \cong \frac{e_i}{R}. \quad (6.9)$$

Pode-se mostrar que a impedância de saída é dada por

$$Z_o = \frac{(R_1 + R_3) \cdot (R_2 + R_4 + R)}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R}, \quad (6.10)$$

que na mesma condição $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \gg R$ resulta em

$$Z_o \cong R_1 = R_2 = R_3 = R_4. \quad (6.11)$$

Forçando-se $R_1 = R_2 \gg R$, $R_3 = R_4 \gg R$ e $\frac{R_3}{R_1} = \frac{R_4}{R_2} = A_{vi}$, obtém-se

$$i_o \cong \frac{e_i}{R} \cdot A_{vi} \quad (6.12)$$

e

$$Z_o \cong \frac{R_1 + R_3}{2} = \frac{R_2 + R_4}{2}. \quad (6.13)$$

6.3 Resultados Experimentais Objetivos

Para a obtenção dos resultados experimentais utilizando técnicas de excitação por tensão e corrente, foi montado um amplificador de tensão (convencional) com o mesmo CI de potência LM3886 [101]. Para a obtenção das curvas de resposta dos níveis de pressão sonora, distorção harmônica total (THD) e deslocamento do cone, as caixas acústicas foram colocadas dentro de uma câmara anecóica e excitadas pelos amplificadores de tensão e corrente. Os amplificadores foram ajustados para fornecerem uma potência de 0,5 watt¹ considerando-se uma carga resistiva de 4Ω. Um microfone calibrado (B&K 4191 de 1/2 polegada) [102] foi posicionado no eixo de irradiação do alto-falante a uma distância de 1m. O deslocamento foi medido com o auxílio de um laser. O equipamento utilizado para teste foi um analisador B&K, mostrado na Figura 6.6 [102]. Os testes foram realizados no Laboratório de Desenvolvimento da Eletrônica Selenium S.A. [103].



Figura 6.6. Foto dos amplificadores de tensão e corrente ao lado do analisador B&K modelo 2012 (ao fundo) utilizado nos testes.

As Figuras 6.7, 6.8 e 6.9 mostram os resultados para três condições: amplificador de tensão e caixa preenchida com material absorvedor acústico, amplificador de corrente e a caixa também preenchida, e amplificador de corrente e a caixa sem material absorvedor acústico.

Na Figura 6.7 são mostradas as respostas em frequência. Pode ser observado o surgimento de um pico em baixa frequência e o aumento desse mesmo pico com a retirada do material

¹ Para garantir operação em pequenos sinais.

absorvedor acústico usado no preenchimento da caixa. O limite inferior da resposta em baixas frequências (-3dB) passou de 70 Hz para 35 Hz. Pode também ser observado que o limite superior (-3dB) passou de 2 kHz a 5 kHz, com uma diferença de 20 dB no nível de pressão sonora.

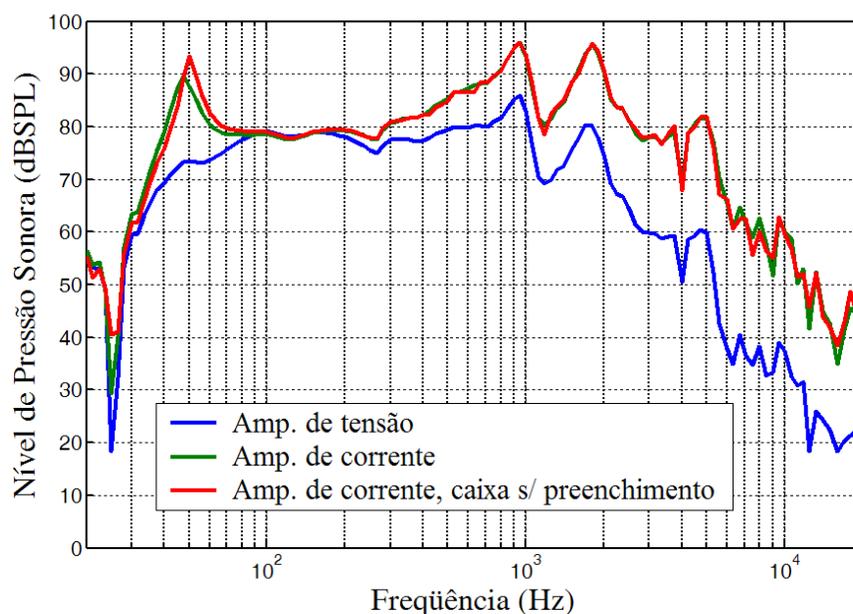


Figura 6.7. Resultados experimentais para os níveis de pressão sonora do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.

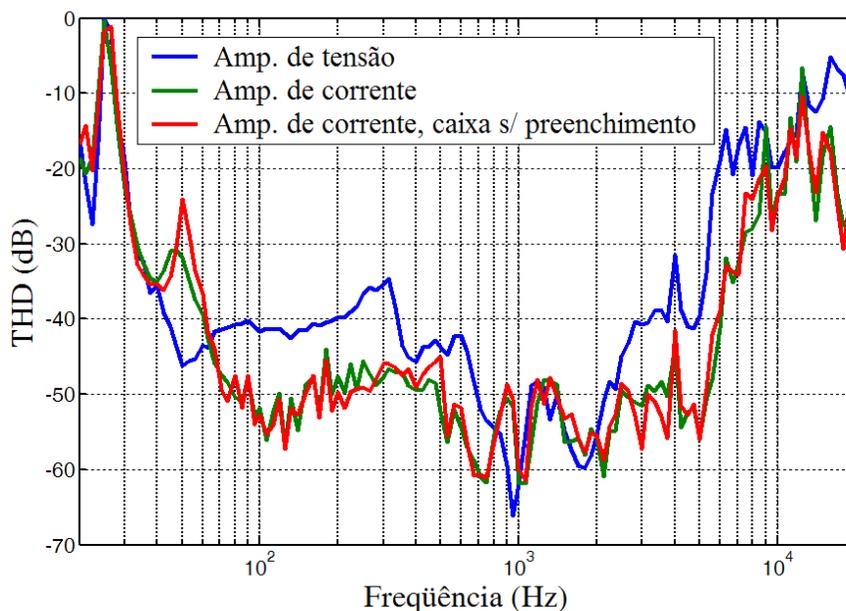


Figura 6.8. Resultados experimentais para as distorções harmônicas (THD) do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.

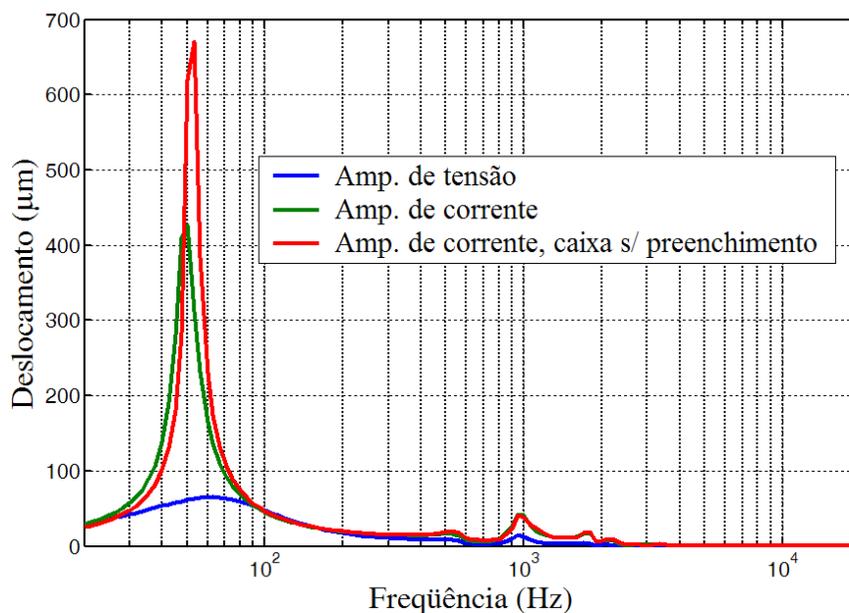


Figura 6.9. Resultados experimentais para os deslocamentos do cone do sistema caixa fechada excitado por amplificadores de tensão e corrente. Neste último caso, com e sem preenchimento.

Na Figura 6.8 são mostradas as medidas de distorções harmônicas (THD). Vê-se que com excitação por fonte de corrente as distorções ficaram em torno de 10 dB abaixo das distorções para o caso da excitação por fonte de tensão. Apenas na região onde ocorre o pico na resposta em frequência (50 Hz) as distorções, para excitação por fonte de corrente, aumentaram devido às não-linearidades (devido ao fator de força e à compliância da suspensão), pois é onde ocorre um maior deslocamento do cone. Observa-se que na excitação por corrente a distorção foi reduzida com a redução do deslocamento do cone, com a introdução de amortecimento acústico (ver Figura 6.9).

Na Figura 6.9 são mostrados os deslocamentos do cone. Vê-se o efeito da excitação por fonte de corrente (picos no deslocamento), e o efeito do amortecimento acústico (redução do deslocamento), obtidos com o preenchimento da caixa com material absorvedor acústico. Nesse caso, especificamente, foi utilizado um material de baixa densidade, tipo manta acrílica, cujo efeito de absorção acústica é pequeno.

6.4 Resultados Experimentais Subjetivos

Para o teste subjetivo utilizou-se o método comparativo A/B, entre os sistemas com excitação por tensão e corrente, e a recomendação *CMOS – Comparison Mean Opinion Score* – sugerida em [104]. Os amplificadores de tensão e corrente foram excitados simultaneamente (mesmo sinal) e calibrados de forma a fornecerem a mesma potência de saída em carga resistiva. Pelo fato do alto-falante utilizado ter uma impedância nominal de 4Ω , usou-se uma carga de mesmo valor. Uma chave para comutação entre os sistemas A e B foi incluída, e durante os testes os avaliadores não tiveram conhecimento de qual sistema (excitação por tensão ou corrente) estava em operação. Apenas opinaram sobre os sistemas “A” e “B”. O quadro utilizado na avaliação é mostrado no Apêndice F. O resultado da avaliação é mostrado na Tabela 6.1.

Os quesitos 1, 2, 3, 4, 5 e 6 da Tabela 6.1 referem-se a:

- 1) *Para os sons graves, como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?*
- 2) *Para os sons médios, como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?*
- 3) *Para os sons agudos, como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?*
- 4) *De forma geral, como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?*
- 5) *Como você classifica a qualidade do som do sistema “A”?*
- 6) *Como você classifica a qualidade do som do sistema “B”?*

Para cada quesito de avaliação foram atribuídos os valores **1, 2, 3, 4 e 5** para as opções **INFERIOR, LEVEMENTE INFERIOR, IGUAL, LEVEMENTE SUPERIOR e SUPERIOR**, respectivamente, e também para as opções **RUIB, POBRE, REGULAR, BOM e EXCELENTE**, na mesma forma. O resultado da avaliação é a média aritmética dos valores juntamente com o desvio padrão, para cada quesito (ver Tabela 6.1). Na comparação entre os sistemas “A” e “B” o sistema “A” foi classificado como “superior” ou “excelente” nos quesitos 1, 2, 3 e 4. Nos quesitos 5 e 6 os sistemas “A” e “B” foram classificados como “bom” e “pobre”, respectivamente. Os valores de desvio padrão mostram que o efeito obtido nas baixas frequências não proporcionou resultados, aos ouvidos, tão bons quanto aqueles obtidos nas altas frequências. O sistema “A” operou com excitação por fonte de corrente.

Tabela 6.1 - Resultados da avaliação CMOS (ver Apêndice F)

Avaliador				Itens de Avaliação					
Nº	Profissão	Idade	Sexo	“A” com relação a “B”				“A”	“B”
				Item 1	Item 2	Item 3	Item 4	Item 5	Item 6
1	Eng. Mecânico	36	M	5	5	5	5	4	2
2	Facilit. de produção	33	F	4	4	5	5	5	3
3	Analist. de processos	25	M	1	4	5	4	3	2
4	Proj. de produtos	39	M	5	5	5	5	3	1
5	Proj. de alto-falantes	42	M	5	5	5	5	4	1
6	Proj. de produtos	31	M	1	5	5	5	4	2
7	Téc. em Mecânica	19	F	5	5	5	3	5	2
8	Analist. de produtos	33	M	5	5	5	5	4	2
9	Ger. de Engenharia	34	F	4	5	5	5	4	2
10	Eng. Mecânico	41	M	5	4	5	5	4	3
11	Operador de Som	31	M	5	4	5	4	3	4
12	Músico	22	M	4	5	5	5	5	1
13	Empresário	29	M	5	3	5	5	5	3
14	Eng. Eletricista (est.)	22	M	5	3	5	5	5	4
15	Téc. em Áudio	32	M	5	5	5	5	4	1
16	Téc. em Áudio	35	M	5	5	5	5	4	2
17	Proj. Cimbramentos	30	M	5	5	5	5	4	2
18	Músico	18	M	5	5	5	5	4	3
19	Téc. em Áudio	24	M	5	2	5	5	3	2
20	Téc. Áudio / Músico	22	M	5	4	5	5	3	2
21	Téc. Áudio / Músico	20	M	5	5	5	5	3	1
22	DJ	24	M	5	5	5	5	3	2
23	Atendente	19	M	5	5	5	5	3	2
24	Prod. Audiovisual	26	M	5	5	5	5	3	2
25	Radialista	32	M	5	4	5	4	3	2
26	Eng. Elét. / Músico	24	M	5	2	5	5	3	2
27	Operador de Som	36	M	4	5	5	5	4	2
28	DJ / Estúdio	26	M	1	5	5	5	4	3
29	Luthier / Músico	20	M	5	2	5	5	4	3
30	Op. Áudio / Estúdio	20	M	5	5	5	5	4	2
Média aritmética $\sum_{i=1}^n x_i / n$				4,467	4,367	5,000	4,833	3,800	2,167
Desvio padrão $\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / (n-1)}$				1,224	0,999	0	0,461	0,714	0,791

6.5 Discussões e Conclusões

Neste capítulo mostraram-se os resultados práticos, objetivos e subjetivos, de um alto-falante instalado em uma caixa tipo fechada quando excitado por fonte de tensão e corrente. Comprovou-se que na excitação por fonte de corrente a resposta do sistema é estendida, tanto em baixas quanto em altas frequências. Neste caso, aproximadamente uma oitava abaixo e mais de uma oitava acima. Com excitação por fonte de corrente, foi obtida uma distorção harmônica total (THD) em torno de 10 dB abaixo do que aquela obtida no caso de excitação por fonte de tensão. O pico que surge na magnitude da resposta em baixa frequência mostrou-se agradável à audição, como mostram os resultados da avaliação subjetiva. A extensão na resposta obtida na região das altas frequências foi o resultado subjetivo mais significativo.

A inclusão do material absorvedor acústico no interior da caixa provocou a redução do pico na resposta (excitação por fonte de corrente). Esse resultado é concordante com o resultado obtido por simulação. O material utilizado foi manta acrílica de baixa densidade.

Com o método de excitação por fonte de corrente, o alto-falante foi capaz de reproduzir uma ampla faixa do espectro de áudio. Em sistemas convencionais (excitação por fonte de tensão) seriam necessários mais dois transdutores eletroacústicos para se ter o mesmo resultado: um para reproduzir as frequências abaixo de 80 Hz (*sub-woofer*²) e outro para reproduzir as frequências de 1 kHz a 5 kHz (*mid-range*³). Além disso, *sub-woofers* geralmente necessitam de grandes gabinetes (caixas). Portanto, uma redução significativa de custos pode ser obtida com excitação por corrente.

Resumindo, constata-se que com alto-falantes excitados por fonte de corrente, quando comparado com excitação por tensão, pode-se obter uma resposta em frequência estendida, uma menor distorção e uma redução de custos.

² Denominação dada aos alto-falantes cujas características são específicas para reprodução das baixas frequências (geralmente tidas como sendo abaixo de 100 Hz).

³ Denominação dada aos alto-falantes cujas características são específicas para reprodução das médias frequências (geralmente tidas como sendo entre 500 Hz e 5 kHz).

CONCLUSÕES

Os modelos eletromecânico-acústicos de Thiele-Small permitiram o entendimento de alto-falantes, como também o projeto com bases sólidas, de caixas acústicas em regime de pequenos sinais, pois os modelos consideram parâmetros lineares. Posteriormente, as não-linearidades da bobina móvel, função da frequência, foram incluídas aos modelos. Klippel [77]-[81], [89], [91], formalizou o estudo das não-linearidades em regime de grandes potências, em função do deslocamento do cone, mas faz isso de forma isolada, não interagindo seus modelos aos modelos de Thiele-Small [18], [20]-[29]. Paralelamente Mills e Hawksford [56] mostraram os benefícios de se excitar alto-falantes com fontes de corrente, mas não apresentam um estudo abrangente do qual se pudessem avaliar os benefícios dessa técnica quando aplicada a diversos tipos de alto-falantes e caixas acústicas. Trabalhos recentes mostram a possibilidade de se utilizar fontes de corrente em caixas sintonizadas, mas o fazem para casos específicos e não abrangentes. Até onde se tem conhecimento, o controle do amortecimento dos sistemas excitados por fonte de corrente foi feito eletronicamente, utilizando-se a técnica do *motional feedback*, ou similar, mas essa se mostrou limitada em frequência e/ou sensível à temperatura, restringindo sua utilização às aplicações específicas.

Neste trabalho apresentou-se um novo procedimento de análise que possibilitou o estudo do comportamento de alto-falantes e caixas acústicas de maneira ágil e com exatidão (dentro das precisões envolvidas com os modelos de Thiele-Small [18], [20]-[29]), permitindo uma melhor visualização do efeito de cada uma das partes (elétrica, mecânica e acústica) no resultado final dos sistemas alto-falantes/caixas acústicas. Mostrou-se o comportamento de alto-falantes excitados por fontes de tensão e corrente, instalados em *baffle* infinito, caixas fechada e sintonizada, e caixas *band-pass* de 4^a e 6^a ordens, em regime de pequenos e grandes sinais, estendendo-se aos tradicionais modelos de Thiele-Small [18], [20]-[29] as não-linearidades do fator de força e da compliância, devido ao deslocamento do cone, que surgem em regime de grandes sinais. Mostrou-se que as não-

linearidades da bobina móvel (pequenos sinais) e a compressão de potência são eliminadas quando o alto-falante é excitado por fonte de corrente, além de estender a banda de operação nas baixas e altas frequências. Mostrou-se que o amortecimento acústico é extremamente benéfico em sistemas excitados por fonte de corrente, o que não ocorre quando da excitação por tensão, pois reduz os picos que surgem na resposta. Através de experimentos práticos, comprovou-se que para excitação por fonte de corrente a resposta do sistema é estendida, tanto em baixas quanto em altas frequências. Com o método de excitação por fonte de corrente, um único alto-falante foi capaz de reproduzir uma ampla faixa do espectro de áudio. Em sistemas convencionais, com excitação por fonte de tensão, seriam necessários mais dois alto-falantes para se ter o mesmo resultado: um alto-falante para reproduzir as frequências abaixo de 80 Hz (*sub-woofer*) e outro para reproduzir as frequências de 1 kHz a 5 kHz (*mid-range*). Além disso, *sub-woofers* geralmente necessitam de grandes gabinetes (caixas). Portanto, uma redução significativa de custos pode ser obtida com excitação por corrente. Resumindo, constata-se que com alto-falantes excitados por fonte de corrente, quando comparado com excitação por tensão, pode-se obter uma resposta em frequência estendida, uma menor distorção, como também uma redução de custo.

Até onde se tem conhecimento, a forma da abordagem e os estudos feitos neste trabalho não foram mostrados anteriormente.

Durante a realização deste trabalho, alguns pontos importantes foram observados e ficam como proposta para trabalhos futuros:

- Estudo, qualificação e caracterização dos diversos materiais absorvedores acústicos para aplicação em caixas acústicas;
- Estudo e desenvolvimento de células amplificadoras de potência, de alta eficiência, (amplificadores “chaveados”) operando como fonte de corrente;
- Consideração e inclusão da variação dos níveis dos sinais de excitação aos modelos estendidos de Thiele-Small, propostos neste trabalho.
- Comparação objetiva de distorções entre sistemas de sonorização utilizando excitação por tensão e por corrente.

Apêndice A

LINHA PROFISSIONAL - Mid-Bass 10MB1P

Mid-bass profissional de 10" para sistemas de reprodução sonora de alta potência na faixa dos médios-graves, tanto em sistemas completos como em caixas com dutos e selados. Este produto agrega alta potência, elevada eficiência, baixa taxa de compressão de potência e alta fidelidade, facilitando a escolha da frequência de corte com os drivers de médios.

A bobina móvel possui 75 mm (3") de diâmetro e fio chato de alumínio enrolado em forma de fibra de vidro e adesivos especiais, suporta elevados valores de potência.

O conjunto magnético foi desenvolvido com software de elementos finitos, obtendo o melhor resultado. A utilização de pólo estendido proporciona maior dissipação de calor e auxilia na obtenção de campo magnético mais uniforme, reduzindo a distorção.

O anel da suspensão em tecido moldado em forma de "M" e impregnado com resinas especiais melhora o acoplamento acústico com o cone, reduzindo a distorção e a produção de ondas estacionárias, o que leva a uma maior fidelidade na reprodução. A aranha foi desenvolvida seguindo os mesmos princípios, de modo a trabalhar adequadamente com o anel da suspensão.

A carcaça, de design moderno, é injetada em alumínio e com aletas de refrigeração conferindo ao produto uma maior rigidez estrutural (menor possibilidade de deformação quando instalada na caixa acústica).

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

Diâmetro nominal	255 (10)	mm (in)
Impedância nominal	8	Ω
Impedância mínima @ 375 Hz	6,9	Ω
Potência		
Programa musical ¹	600	W
RMS (NBR 10 303) ²	300	W
AES ³	300	W
Sensibilidade (1W/1m) média entre 300 e 1.000 Hz	101	dB SPL
Compressão de potência @ 0 dB (pot. nom.)	5,5	dB
Compressão de potência @ -3 dB (pot. nom.) / 2	3,9	dB
Compressão de potência @ -10 dB (pot. nom.) / 10	1,6	dB
Resposta de frequência @ -10 dB	200 a 6.000	Hz

¹ Especificações para uso de programa musical e de voz, permitindo distorção harmônica máxima no amplificador de 5%, sendo a potência calculada em função da tensão na saída do amplificador e da impedância nominal do transdutor.

² Norma Brasileira NBR 10.303, com a aplicação de ruído rosa durante 2 horas ininterruptas.

³ Norma AES (200 - 2.000 Hz).

PARÂMETROS DE THIELE- SMALL

Fs (frequência de ressonância)	75	Hz
Vas (volume equivalente do falante)	27	l
Qts (fator de qualidade total)	0,34	
Qes (fator de qualidade elétrico)	0,35	
Qms (fator de qualidade mecânico)	10,26	
ηo (eficiência de referência em meio espaço)	3,20	%
Sd (área efetiva do cone)	0,0363	m ²
Vd (volume deslocado)	72,6	cm ³
Xmáx (deslocamento máx. (pico) c/ 10% distorção)	2,0	mm
Xlim (deslocamento máx. (pico) antes do dano)	7,0	mm

Condições atmosféricas no local de medição dos parâmetros TS:

Temperatura	24	°C
Pressão atmosférica	1.004	mb
Umidade relativa do ar	50	%

Parâmetros de Thiele-Small medidos após amaciamento de 2 horas com metade da potência NBR.

E admitida uma tolerância de ± 15% nos valores especificados.

PARÂMETROS ADICIONAIS

βL	15,9	Tm
Densidade de fluxo no gap	1,30	T
Diâmetro da bobina	75	mm
Comprimento do fio da bobina	13,7	m
Coefficiente de temperatura do fio (α25)	0,00395	1/°C
Temperatura máxima da bobina	275	°C
θvc (temperatura máx. da bobina/potência máx.)	0,92	°C/W
Hvc (altura do enrolamento da bobina)	8,0	mm
Hag (altura do gap)	8,0	mm
Re (resistência da bobina)	6,1	Ω
Mms (massa móvel)	30,5	g
Cms (compliance mecânica)	147,9	μm/N
Rms (resistência mecânica da suspensão)	1,4	kg/s

PARÂMETROS NÃO-LINEARES

Le @ Fs (indutância da bobina na ressonância)	2,047	mH
Le @ 1 kHz (indutância da bobina em 1 kHz)	0,830	mH
Le @ 20 kHz (indutância da bobina em 20 kHz)	0,293	mH
Red @ Fs (resistência de perdas na ressonância)	0,22	Ω
Red @ 1 kHz (resistência de perdas em 1 kHz)	2,15	Ω
Red @ 20 kHz (resistência de perdas em 20 kHz)	30,18	Ω
Kxm (coeficiente da resistência de perdas)	0,958	mΩ
Kxm (coeficiente da indutância da bobina)	17,319	mH
Em (expoente da resistência de perdas da bobina)	0,882	
Exm (expoente da indutância da bobina)	0,653	

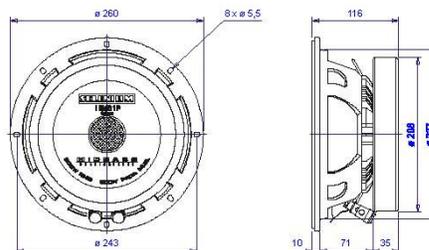


INFORMAÇÕES ADICIONAIS

Material do ímã	Ferrite de bário
Peso do ímã	2.440 g
Diâmetro x altura do ímã	200 x 19 mm
Peso do conjunto magnético	6.120 g
Material da carcaça	Alumínio injetado
Acabamento da carcaça	Pintura epoxi, cor preta
Acabamento das armaduras	Cromatização azul
Material do fio da bobina	Alumínio
Material da fôrma da bobina	Fibra de vidro
Material do cone	Celulose fibra longa
Volume ocupado pelo falante	4,6 l
Peso líquido do falante	6.800 g
Peso total (incluindo embalagem)	7.400 g
Dimensões da embalagem (C x L x A)	28,5 x 28,5 x 17 cm

INFORMAÇÕES PARA MONTAGEM

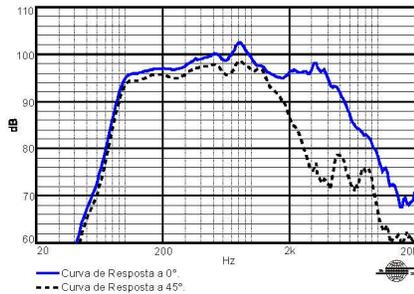
Número de furos de fixação	8
Diâmetro dos furos de fixação	5,5 mm
Diâmetro do círculo dos furos de fixação	243 mm
Diâmetro do corte para montagem frontal	225 mm
Diâmetro do corte para montagem traseira	230 mm
Tipo do conector	Pressão p/ fio nu
Polaridade	Tensão + no borne vermelho; deslocamento p/ frente
Distância mín. entre parede da caixa e a traseira do falante	75 mm



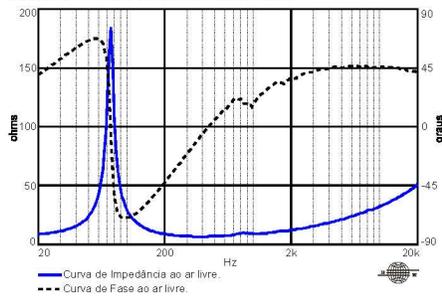
Dimensões em mm.

LINHA PROFISSIONAL - Mid-Bass 10MB1P

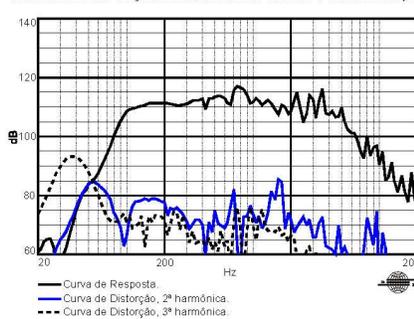
CURVAS DE RESPOSTA (0° e 45°) NA CAIXA DE TESTE EM CÂMARA ANECÓICA, 1 W / 1 m



CURVAS DE IMPEDÂNCIA E FASE AO AR LIVRE



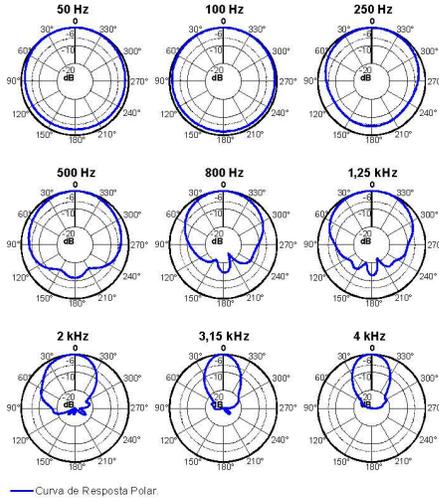
CURVAS DE DISTORÇÃO HARMÔNICA A 10% DA POTÊNCIA NBR, A 1 m



CAIXA DE TESTE UTILIZADA
Caixa selada, volume interno de 25 litros.

Devido aos avanços tecnológicos, reservamos o direito de inserir modificações sem prévio aviso.
Página: 2/2 Ed.: 00 - 04/01

CURVAS DE RESPOSTA POLAR



COMO ESCOLHER O AMPLIFICADOR

O amplificador deve ser capaz de fornecer o dobro da potência RMS do alto-falante. Este headroom de 3 dB deve-se à necessidade de acomodar os picos que caracterizam o sinal musical.

CALCULANDO A TEMPERATURA DA BOBINA

Evitar que a temperatura da bobina ultrapasse seu valor máximo é extremamente importante para a durabilidade do produto. A temperatura da bobina pode ser calculada através da equação:

$$T_b = T_a + \left(\frac{R_b}{R_a} - 1 \right) \left(T_a - 25 + \frac{1}{\alpha_{25}} \right)$$

T_a, T_b = temperaturas da bobina em °C.

R_a, R_b = resistência da bobina nas temperaturas T_a e T_b , respectivamente.

α_{25} = coeficiente de temperatura do condutor, a 25 °C.

COMPRESSÃO DE POTÊNCIA

A elevação da resistência da bobina com a temperatura provoca uma redução na eficiência do alto-falante. Por esse motivo, se ao dobrarmos a potência elétrica aplicada obtivermos um acréscimo de 2 dB no SPL ao invés dos 3 dB esperados, podemos dizer que houve uma compressão de potência de 1 dB.

COMPONENTES NÃO-LINEARES DA BOBINA

Devido ao acoplamento com a ferragem do conjunto magnético, a bobina dos alto-falantes eletrodinâmicos exibe um comportamento não-linear que pode ser modelado através de diversos parâmetros. Os parâmetros $K_{rm}, K_{xm}, E_{rm}, E_{xm}$, por exemplo, permitem calcular o valor da resistência e da indutância da bobina em função da frequência.

PROJETO(S) DE CAIXA(S) ACÚSTICA(S) SUGERIDA(S)

CB10MB1A VB10MB-A1 D1505A1 PAS2MA2 PAS3MA3 PAS3MA4 PAS6MA1

Para outros projetos de caixas acústicas, consulte nossa home-page.

ELETRÔNICA SELENIUM S.A.
BR 386 - Km 435 - 92 480-000
Nova Santa Rita - RS - Brasil
Tel: (51) 478-4000 - Fax: (51) 478-1042
Atendimento Técnico 0800 51 4181
Atendimento Comercial 0800 51 4114
www.selenium.com.br

Apêndice B

LINHA PROFISSIONAL - Woofer QCF®
WPU1807

Woofer profissional de 18" desenvolvido para atender às exigências dos sistemas de reprodução sonora de alta-potência na faixa de graves com a utilização de sonofletores de volume reduzido.

Para atingir um alto grau de desempenho e confiabilidade, cada componente do alto-falante foi produzido com a tecnologia mais avançada.

A bobina em fôrma de Kapton® com diâmetro de 100 mm (4") utiliza fio e adesivos resistentes a altas temperaturas.

A suspensão de tecido acoplada ao cone recebe um tratamento especial reduzindo distorções e fadiga, a aranha é dupla para garantir a centragem perfeita do conjunto móvel.

A carcaça injetada em alumínio garante rigidez estrutural, evita perdas de fluxo magnético e melhora o sistema de refrigeração.

O conjunto magnético, dimensionado para obter alta sensibilidade aliada a alto desempenho no sistema de refrigeração mantendo baixa compressão de potência, utiliza peça polar estendida com duto de ventilação.

A calota e o cone produzidos em QCF® (Quartz Composite Fiber) com tecnologia exclusiva Selenium resultam em componentes com alta resistência às intempéries tais como umidade e radiação ultravioleta.



ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

Diâmetro nominal	460 (18)	mm (in)
Impedância nominal	8	Ω
Impedância mínima @ 100 Hz	7,8	Ω
Potência		
Programa musical ¹	1.000	W
RMS (NBR 10.303) ²	500	W
AES ³	500	W
Sensibilidade (1W/1m) média entre 100 e 500 Hz	96	dB SPL
Compressão de potência @ 0 dB (pot. nom.)	3,0	dB
Compressão de potência @ -3 dB (pot. nom.) / 2	2,0	dB
Compressão de potência @ -10 dB (pot. nom.) / 10	0,1	dB
Resposta de frequência @ -10 dB	45 a 3.500	Hz

¹ Especificações para uso de programa musical e de voz, permitindo distorção harmônica máxima no amplificador de 5%, sendo a potência calculada em função da tensão na saída do amplificador e da impedância nominal do transdutor.

² Norma Brasileira NBR 10.303, com a aplicação de ruído rosa durante 2 horas ininterruptas.

³ Norma AES (60 - 600 Hz).

PARÂMETROS DE THIELE- SMALL

Fs (frequência de ressonância)	31	Hz
Vas (volume equivalente do falante)	318	l
Qts (fator de qualidade total)	0,48	
Qes (fator de qualidade elétrico)	0,49	
Qms (fator de qualidade mecânico)	15,33	
ηo (eficiência de referência em meio espaço)	1,92	%
Sd (área efetiva do cone)	0,1194	m ²
Vd (volume de deslocado)	513,4	cm ³
Xmáx (deslocamento máx. (pico) c/ 10% distorção)	4,3	mm
Xlim (deslocamento máx. (pico) antes do dano)	10,5	mm

Condições atmosféricas no local de medição dos parâmetros TS:

Temperatura	24	°C
Pressão atmosférica	1.005	mb
Umidade relativa do ar	67	%

Parâmetros de Thiele-Small medidos após amaciamento de 2 horas com metade da potência NBR.

É admitida uma tolerância de ± 15% nos valores especificados.

PARÂMETROS ADICIONAIS

βL	20,8	Tm
Densidade de fluxo no gap	1,05	T
Diâmetro da bobina	100	mm
Comprimento do fio da bobina	29,8	m
Coefficiente de temperatura do fio (α25)	0,00345	1/°C
Temperatura máxima da bobina	275	°C
βvc (temperatura máx. da bobina/potência máx.)	0,55	°C/W
Hvc (altura do enrolamento da bobina)	18,0	mm
Hag (altura do gap)	9,5	mm
Re (resistência da bobina)	6,7	Ω
Mms (massa móvel)	161,1	g
Cms (compliance mecânica)	159,5	μm/N
Rms (resistência mecânica da suspensão)	2,1	kg/s

PARÂMETROS NÃO-LINEARES

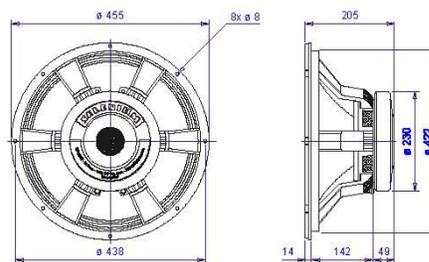
Le @ Fs (indutância da bobina na ressonância)	8,247	mH
Le @ 1 kHz (indutância da bobina em 1 kHz)	1,938	mH
Le @ 20 kHz (indutância da bobina em 20 kHz)	0,554	mH
Red @ Fs (resistência de perdas na ressonância)	0,37	Ω
Red @ 1 kHz (resistência de perdas em 1 kHz)	6,50	Ω
Red @ 20 kHz (resistência de perdas em 20 kHz)	77,02	Ω
Kxm (coeficiente da resistência de perdas)	4,764	mΩ
Kxm (coeficiente da indutância da bobina)	75,103	mH
Erm (expoente da resistência de perdas da bobina)	0,835	
Exm (expoente da indutância da bobina)	0,582	

INFORMAÇÕES ADICIONAIS

Material do ímã	Ferrite de bário
Peso do ímã	3.440 g
Diâmetro x altura do ímã	220 x 24 mm
Peso do conjunto magnético	8.440 g
Material da carcaça	Alumínio injetado
Acabamento da carcaça	Pintura epoxi, cor preta
Acabamento das arnuelas	Cromatização azul
Material do fio da bobina	Cobre
Material da fôrma da bobina	Poliimida (Kapton®)
Material do cone	Quartz Composite Fiber (QCF®)
Volume ocupado pelo falante	8,5 l
Peso líquido do falante	11.800 g
Peso total (incluindo embalagem)	12.760 g
Dimensões da embalagem (C x L x A)	46,5 x 46,5 x 21,5 cm

INFORMAÇÕES PARA MONTAGEM

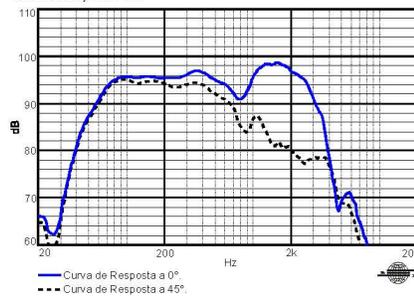
Número de furos de fixação	8
Diâmetro dos furos de fixação	8,0 mm
Diâmetro do círculo dos furos de fixação	438 mm
Diâmetro do corte para montagem frontal	412 mm
Diâmetro do corte para montagem traseira	424 mm
Tipo do conector	Pressão p/ fio nu
Polartidade	Tensão + no borne vermelho; deslocamento p/ frente
Distância mín. entre parede da caixa e a traseira do falante	75 mm



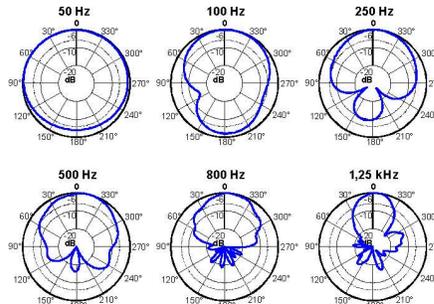
Dimensões em mm.

LINHA PROFISSIONAL - Woofer QCF® WPU1807

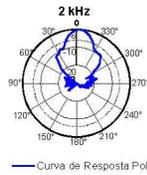
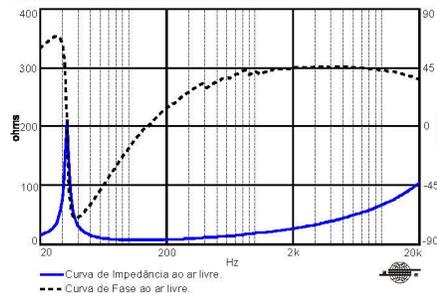
CURVAS DE RESPOSTA (0° e 45°) NA CAIXA DE TESTE EM CÂMARA ANECÓICA, 1 W / 1 m



CURVAS DE RESPOSTA POLAR

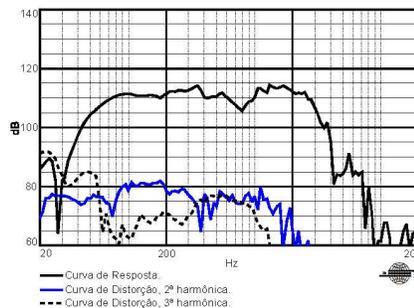


CURVAS DE IMPEDÂNCIA E FASE AO AR LIVRE



— Curva de Resposta Polar.

CURVAS DE DISTORÇÃO HARMÔNICA A 10% DA POTÊNCIA NBR, A 1 m



COMO ESCOLHER O AMPLIFICADOR

O amplificador deve ser capaz de fornecer o dobro da potência RMS do alto-falante. Este headroom de 3 dB deve-se à necessidade de acomodar os picos que caracterizam o sinal musical.

CALCULANDO A TEMPERATURA DA BOBINA

Evitar que a temperatura da bobina ultrapasse seu valor máximo é extremamente importante para a durabilidade do produto. A temperatura da bobina pode ser calculada através da equação:

$$T_p = T_a + \left(\frac{R_{25}}{R_x} - 1 \right) \left(T_x - 25 + \frac{1}{\alpha_{cu}} \right)$$

T_a, T_x = temperaturas da bobina em °C.

R_x, R_{25} = resistência da bobina nas temperaturas T_x e T_{25} , respectivamente.

α_{cu} = coeficiente de temperatura do condutor, a 25 °C.

COMPRESSÃO DE POTÊNCIA

A elevação da resistência da bobina com a temperatura provoca uma redução na eficiência do alto-falante. Por esse motivo, se ao dobrarmos a potência elétrica aplicada obtivermos um acréscimo de 2 dB no SPL ao invés dos 3 dB esperados, podemos dizer que houve uma compressão de potência de 1 dB.

COMPONENTES NÃO-LINEARES DA BOBINA

Devido ao acoplamento com a ferragem do conjunto magnético, a bobina dos alto-falantes eletrodinâmicos exibe um comportamento não-linear que pode ser modelado através de diversos parâmetros. Os parâmetros $K_{rm}, K_{xm}, E_{rm}, E_{xm}$, por exemplo, permitem calcular o valor da resistência e da indutância da bobina em função da frequência.

PROJETO(S) DE CAIXA(S) ACÚSTICA(S) SUGERIDA(S)

HB1805A1 HB1805B1 HB1805C1 VB1805A1 PAS1G1 PAS2G1 PAS3G1

Para outros projetos de caixas acústicas, consulte nossa home-page.

CAIXA DE TESTE UTILIZADA

Caixa bass reflex c/ 2 dutos \varnothing 7,5 cm e 2 cm de comprimento, volume interno de 169 litros.

Kapton® - Marca Registrada da Du Pont.
QCF® (Quartz Composite Fiber) - Marca Registrada da Selenium.

Devido aos avanços tecnológicos, reservamos o direito de inserir modificações sem prévio aviso.
Página: 2/2 Ed.: 00 - 04/01

ELETRÔNICA SELENIUM S.A.
BR 388 - Km 4,55 - 92.480-000
Nova Santa Rita - RS - Brasil
Tel.: (51) 479-4000 - Fax: (51) 479-1042
Atendimento Técnico 0800 51 41 81
Atendimento Comercial 0800 51 41 14
www.selenium.com.br

Apêndice C

As expressões de R_{ed} e L_e , ambas função de ω , podem ser aplicadas às equações bastando fazer $s = j\omega$, como demonstrado a seguir.

Considera-se o sinal abaixo, cuja entrada é um sinal senoidal e os coeficientes são dependentes da frequência do sinal.

$$\begin{bmatrix} a_{11}(\omega) & \cdots & a_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ a_{N1}(\omega) & \cdots & a_{NN}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_N(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11}(\omega) & \cdots & b_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ b_{N1}(\omega) & \cdots & b_{NN}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_N(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1(t) \\ \vdots \\ c_N(t) \end{bmatrix} [\cos(\omega t)]$$

Aplica-se a transformada de Fourier ao sistema, mas no domínio Ω . Desta forma, pode-se considerar o sistema linear e invariante no tempo. Tem-se então:

$$\begin{bmatrix} a_{11}(\omega) & \cdots & a_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ a_{N1}(\omega) & \cdots & a_{NN}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} j\Omega X_1(\Omega) \\ \vdots \\ j\Omega X_N(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11}(\omega) & \cdots & b_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ b_{N1}(\omega) & \cdots & b_{NN}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1(\Omega) \\ \vdots \\ X_N(\Omega) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1(\omega) \\ \vdots \\ c_N(\omega) \end{bmatrix} [\pi(\delta(\Omega - \omega) + \delta(\Omega + \omega))]$$

Definindo as matrizes

$$A(\omega) = \begin{bmatrix} a_{11}(\omega) & \cdots & a_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ a_{N1}(\omega) & \cdots & a_{NN}(\omega) \end{bmatrix}, \quad B(\omega) = \begin{bmatrix} b_{11}(\omega) & \cdots & b_{1N}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ b_{N1}(\omega) & \cdots & b_{NN}(\omega) \end{bmatrix}, \quad \text{Error! Objects cannot be created}$$

from editing field codes.

$$X(\Omega) = \begin{bmatrix} X_1(\Omega) \\ \vdots \\ X_N(\Omega) \end{bmatrix}, \quad x(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_N(t) \end{bmatrix} \quad \text{e a função } U(\Omega) = [\pi(\delta(\Omega - \omega) + \delta(\Omega + \omega))], \quad \text{tem-se}$$

$$X(j\Omega) = [j\Omega A(\omega) - B(\omega)]^{-1} C(\omega) U(\Omega)$$

Entretanto, $U(\Omega)$ é igual a zero para quaisquer valores de Ω diferentes de ω e $-\omega$.

Portanto, as saídas $x_i(t)$ são senoidais e valem

$$x(t) = \left| [j\omega A(\omega) - B(\omega)]^{-1} C(\omega) \right| \cos(\omega t + \angle \left([j\omega A(\omega) - B(\omega)]^{-1} C(\omega) \right))$$

Pode-se afirmar que, em regime permanente senoidal, a resposta de módulo e fase do sistema é dada por $H(j\omega) = [j\omega A(\omega) - B(\omega)]^{-1} C(\omega)$. Donde conclui-se que R_{ed} e L_e são válidas bastando fazer $s = j\omega$.

Apêndice D

A Figura C.1 ilustra a estrutura básica de um alto-falante, com destaques para as suas partes mais significativas. Reconhece-se a parte elétrica, composta pela bobina, o conjunto magnético, representado pelo ímã, pela peça polar e pelas arruelas superior e inferior, o conjunto móvel, formado pela bobina, o cone, a aranha, a calota e o anel da suspensão. A carcaça é a estrutura de sustentação de todas as partes citadas.

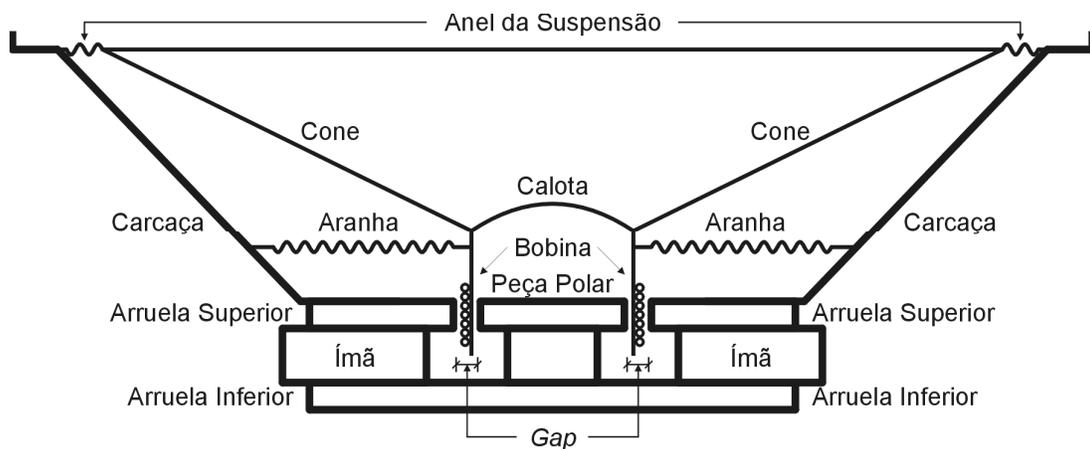


Figura C.1. Estrutura básica do alto-falante.

Apêndice E

8SW2A / 10SW2A / 12SW2A 10SW2A-DVC / 12SW2A-DVC

A linha Bass é composta por subwoofers de 8, 10 e 12" com 4 ou 4+4 ohms de impedância e potências de 120, 150 e 200 W RMS, respectivamente, especialmente desenvolvidos para reproduzir as mais baixas frequências do espectro de áudio, ou seja, a faixa dos subgraves. Sua frequência de ressonância extremamente baixa, situada no limiar do espectro audível, torna-os a melhor opção quando se deseja o máximo de subgraves na reprodução do som em sistemas automotivos ou residenciais (cinema em casa). Etem como características:

- Cone e calota injetados em polipropileno (polímero de alta densidade) na cor cinza, formam um conjunto harmônico através da perfeita união entre os mesmos, constituindo, visualmente, uma peça única.
- Suspensão com moderna tecnologia ITR (Injected Thermoplastic Rubber) de alta compliância e resiliência, especialmente desenvolvido para o amortecimento de ondas estacionárias.
- Carcaça em chapa de aço reforçada e com acabamento em pintura epoxi, conferindo grande resistência mecânica e elevada rigidez estrutural.
- Bornes de conexão cromados garantem alta proteção contra oxidação. Seu sistema de fixação por pressão é confortável de usar e garante um perfeito contato nas ligações.
- Protetor de plástico flexível revestindo o conjunto magnético, confere ao produto proteção e excelente aspecto visual.
- Centragem (aranha) fabricada com tecido de Polyamide Fiber, desenvolvido especialmente para esta aplicação, proporcionando ao conjunto movel grande linearidade na excursão e elevado amortecimento nas baixas frequências.
- Bobina longa com corpo de Kapton® e fio de cobre revestido com verniz especial para suportar altas temperaturas.
- Conjunto magnético com arruela rebaxada para permitir grandes excursões nas baixas frequências e peça polareslendida com sistema de ventilação para menor distorção na segunda harmônica e melhorar a dissipação de calor, o que é uma necessidade nesta faixa de trabalho.



A exposição à níveis de ruído além dos limites de tolerância especificados pela Norma Brasileira NR 15 - Anexo 1*, pode causar perdas ou danos auditivos. A Selenium não responsabiliza-se pelo uso indevido de seus produtos. (*Portaria 3214/78).

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	8SW2A	10SW2A	12SW2A	10SW2A-DVC	12SW2A-DVC
Diâmetro nominal	204 (8)	254 (10)	305 (12)	254 (10)	305 (12)
Impedância nominal	4	4	4	4+4	4+4
Potência Máxima ¹	240	300	400	150+150	200+200
RMS (NBR 10.303) ²	120	150	200	75+75	100+100
Sensibilidade (1W@1m)	86	88	90	89	91
Resposta de frequência @ -10 dB	40 a 2.500	30 a 4.000	25 a 3.000	30 a 4.000	25 a 3.000
Volume ocupado pelo falante	0,8	1,3	2,2	1,3	2,2
Peso do ímã	620	920	1.240	920	1.240
Diâmetro da bobina	38	38	46	38	46
Peso líquido	2.220	3.330	4.625	3.330	4.625

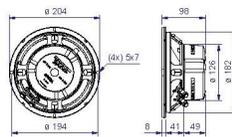
¹ Especificações para o uso de programa musical e de voz, permitindo distorção harmônica máxima no amplificador de 5%, sendo a potência calculada em função da tensão na saída do amplificador e da impedância nominal do transdutor.

² Norma Brasileira NBR 10.303, com a aplicação de ruído rosa durante 2 horas ininterruptas.

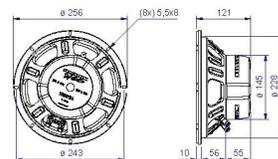
PARÂMETROS DE THIELE-SMALL	8SW2A	10SW2A	12SW2A	10SW2A-DVC	12SW2A-DVC
Fs	40	33	23	30	21
Re	3,2	3,5	3,4	1,8	1,7
Qms	15,80	10,70	11,40	13,40	12,00
Qes	0,65	0,80	0,44	0,49	0,33
Qts	0,62	0,74	0,43	0,48	0,32
Vas	20	98	197	81	220
Ref Eff	0,26	0,35	0,66	0,51	0,71
Sd	0,022	0,035	0,052	0,035	0,052
Vd	77,9	155,8	270,4	155,8	270,4
Xmax	3,5	4,5	5,2	4,5	5,2
β	8,1	7,3	10,1	6,2	8,3

E admite uma tolerância de ± 15% nos valores especificados.

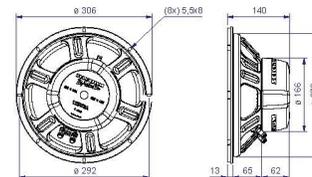
8SW2A



10SW2A / 10SW2A-DVC



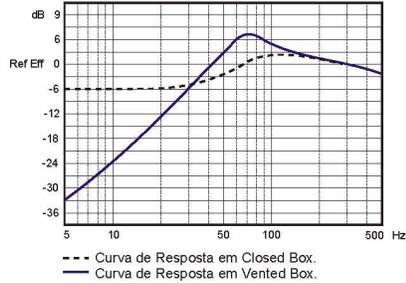
12SW2A / 12SW2A-DVC



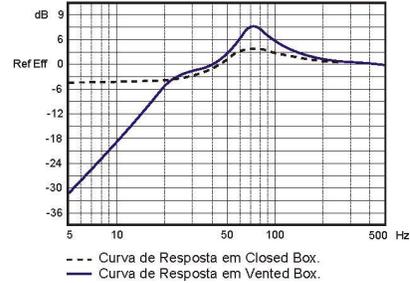
Dimensões em mm.

**8SW2A / 10SW2A / 12SW2A
10SW2A-DVC / 12SW2A-DVC**

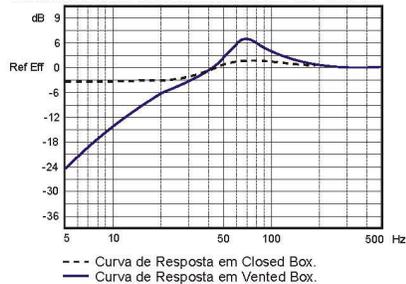
8SW2A
CURVAS DE RESPOSTA SIMULADAS EM SOFTWARE



10SW2A / 10SW2A-DVC
CURVAS DE RESPOSTA SIMULADAS EM SOFTWARE



12SW2A / 12SW2A-DVC
CURVAS DE RESPOSTA SIMULADAS EM SOFTWARE



MODELOS	CAIXAS ACÚSTICAS SUGERIDAS			
	CLOSED BOX	VENTED BOX		
	Volume Interno (litros)	Volume Interno (litros)	Duto (s)	
			Qtde	Diâm. x Comp. (cm)
8"	11	22	1	7,5 x 15
10"	27	32	1	7,5 x 12
12"	38	46	2	7,5 x 25

Os volumes sugeridos de caixas referem-se a um único alto-falante, já incluso o volume ocupado pelo mesmo e pelo(s) duto(s).
Para caixas com mais de um alto-falante, deve-se multiplicar o volume sugerido e duto(s) pela quantidade de alto-falantes e construí-las com câmaras separadas (divisória interna).
Os volumes sugeridos de caixas consideram o reforço de graves introduzido pelo interior do veículo, com o porta-malas fechado.

INSTRUÇÕES PARA CÁLCULO DO VOLUME (INTERNO) DE CAIXA ACÚSTICA

CAIXA RETANGULAR

Volume interno = $\frac{A \times B \times C}{1000}$

As dimensões A, B e C são internas (em cm) e o resultado da fórmula do volume interno é dado em litros.

CAIXA TRAPÉZIO RETÂNGULO

Volume interno = $\frac{A \times B \times \left(\frac{C + D}{2}\right)}{1000}$

As dimensões A, B, C e D são internas (em cm) e o resultado da fórmula do volume interno é dado em litros.

Kapton®: Marca Registrada da Du Pont.

Devido aos avanços tecnológicos, reservamo-nos o direito de inserir modificações sem prévio aviso.
Página: 2/2 Rev.: 01 - 02/03

SELENIUM EUROPE
Germany
www.seleniumloudspeakers.com

SELENIUM USA
USA
www.seleniumloudspeakers.com

ELETRÔNICA SELENIUM S.A.
BR 388 Km 435 - CEP: 92.480-000
Nova Santa Rita - RS - Brasil
Tel.: (51) 479-4000 - Fax: (51) 479-1150
Atendimento Técnico 0800 514161
Atendimento Comercial 0800 514114
www.selenium.com.br

Apêndice F

Este é um teste para avaliação subjetiva entre dois sistemas de áudio, denominados de “A” e “B”. Para cada item de avaliação o sistema “A” será apresentado em primeiro lugar, seguido do sistema “B”. Escolha apenas uma entre as opções, e marque com um X a opção escolhida.

IDENTIFICAÇÃO DO AVALIADOR						
Nome:				Idade:		
Profissão:				Sexo: ___M ___F		
AVALIAÇÃO						
1	Para os sons graves , como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?	INFERIOR	LEVEMENTE INFERIOR	IGUAL	LEVEMENTE SUPERIOR	SUPERIOR
2	Para os sons médios , como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?	INFERIOR	LEVEMENTE INFERIOR	IGUAL	LEVEMENTE SUPERIOR	SUPERIOR
3	Para os sons agudos , como você avalia o sistema “A” com relação ao sistema “B”?	INFERIOR	LEVEMENTE INFERIOR	IGUAL	LEVEMENTE SUPERIOR	SUPERIOR
4	De forma geral, como você avalia o sistema “A” com relação ao “B”?	INFERIOR	LEVEMENTE INFERIOR	IGUAL	LEVEMENTE SUPERIOR	SUPERIOR
5	Como você classifica a qualidade do som do sistema “A”?	RUIM	POBRE	REGULAR	BOM	EXCELENTE
6	Como você classifica a qualidade do som do sistema “B”?	RUIM	POBRE	REGULAR	BOM	EXCELENTE

Referências Bibliográficas

- [1] GANDER, Mark R. “Fifth Years of Loudspeaker Developments as Viewed Through the Perspective of The Audio Engineering Society”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 46, No. 1/2, pp. 43-58, January/February 1998.
- [2] RICE, Chester W. and KELLOG, Edward W. “Notes on the Development of a New Type of Hornless Loudspeaker”, reprint. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 30, No. 7/8, pp. 512-521, July 1982.
- [3] OLSON, Harry F., PRESTON, John and MAY, Everett G. “Recent Developments in Direct-Radiator High-Fidelity Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 2, No. 4, pp. 219-227, October 1954.
- [4] COHEN, Abraham B. “The Mechanics of Good Loudspeaker Design”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 2, No. 3, pp. 176-182, July 1954.
- [5] PARKER, Rollin J. “Trends in Loudspeaker Magnet Structure”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 12, No. 3, pp. 236-239, July 1964.
- [6] KING, John. “Loudspeaker Voice Coils”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 18, No. 1, pp. 34-43, February 1970.
- [7] GILLIOM, John R., BOLIVER, Paul L. and BOLIVER, Lucia C. “Design Problems of High-Level Cone Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 25, No. 5, pp. 294-299, May 1977.
- [8] BOTTENBERG, W., MELILLO, L. and RAJ, K. “The Dependence of Loudspeaker Design Parameters on the Properties of Magnetic Fluids”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 28, No. 1/2, pp. 17-25, January 1980.
- [9] WHITE, Todd W. “Vintage Professionals Loudspeakers: Their Care, Renovation, and Use”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 40, No. 11, pp. 905-916, November 1992.
- [10] GANDER, Mark R. “Dynamic Linearity and Power Compression in Moving-Coil Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 34, No. 9, pp. 627-646, September 1986.

-
- [11] HENRICKSEN, Clifford A. “Heat-Transfer Mechanisms in Loudspeakers: Analysis, Measurements and Design”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 35, No. 10, pp. 778-791, October 1987.
- [12] BUTTON, Douglas J. “Heat Dissipation and Power Compression in Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 40, No. 1/2, pp. 32-41, January 1992.
- [13] BUTTON, Douglas J. “A Loudspeaker Motor Structure for Very High Power Handling and High Linear Excursion”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 36, No. 10, pp. 788-797, October 1988.
- [14] WRIGHT, J. R. “An Empirical Model for Loudspeaker Motor Impedance”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 38, No. 10, pp. 749-754, October 1990.
- [15] VANDERKOOY, John. “A Model of Loudspeaker Drive Impedance Incorporating Eddy Currents in The Pole Structures”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 37, No. 3, pp. 119-128, March 1989.
- [16] THIELE, A. N. “Force Conversion Factors of a Loudspeaker Factors”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 41, No. 9, pp. 701-703, September 1993.
- [17] ZUCCATTI, Carlo. “Optimizing The Voice-Coil-Airgap Geometry for Maximum Loudspeaker Motor Strength”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 45, No. 5, pp. 357-359, May 1997.
- [18] THIELE, A. N. “Loudspeakers in Vented Boxes”. *Proceedings of The IRE Australia*, Vol. 22, pp. 487-508, August 1961.
- [19] NOVAK, J. F. “Performance of Enclosures for Low-Resonance High-Compliance Loudspeakers”. *IRE Transactions in Audio*, Vol. AU-7, pp. 5-13, January/February 1959.
- [20] THIELE, A. N. “Loudspeakers in Vented Boxes: Part 1”, reprint. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 19, No. 5, pp. 382-392, May 1971.
- [21] THIELE, A. N. “Loudspeakers in Vented Boxes: Part 2”, reprint. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 19, No. 6, pp. 471-483, June 1971.
- [22] SMALL, Richard H. “Efficiency of Direct-Radiator Loudspeaker Systems”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 19, No. 10, pp. 862-863, November 1971.
- [23] SMALL, Richard H. “Direct Radiator Loudspeaker System Analysis”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 20, No. 5, pp. 383-395, June 1972.
-

-
- [24] SMALL, Richard H. "Closed-Box Loudspeaker Systems – Part 1: Analysis". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 20, No. 10, pp. 798-808, December 1972.
- [25] SMALL, Richard H. "Closed-Box Loudspeaker Systems – Part 2: Synthesis". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 21, No. 1, pp. 11-18, January/February 1973.
- [26] SMALL, Richard H. "Vented-Box Loudspeaker Systems – Part 1: Small-Signal Analysis". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 21, No. 5, pp. 363-372, June 1973.
- [27] SMALL, Richard H. "Vented-Box Loudspeaker Systems – Part 2: Large-Signal Analysis". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 21, No. 6, pp. 438-444, July 1973.
- [28] SMALL, Richard H. "Vented-Box Loudspeaker Systems – Part 3: Synthesis". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 21, No. 7, pp. 549-554, September 1973.
- [29] SMALL, Richard H. "Vented-Box Loudspeaker Systems – Part 4: Appendices". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 21, No. 8, pp. 635-639, October 1973.
- [30] BENSON, J. E. "An Introduction to the Design of Filtered Loudspeaker Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 23, No. 9, pp. 536-545, September 1975.
- [31] BENSON, J. E. "Synthesis of High-Pass Filtered Loudspeaker Systems Part 1: Isolated Filters Driving Second-Order (Closed Box) Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 27, No. 7/8, pp. 548-561, July 1979.
- [32] BENSON, J. E. "Synthesis of High-Pass Filtered Loudspeaker Systems Part 1(a): A Supplementary Note on QB2, SC3, and SC4 Alignments". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 27, No. 9, pp. 667-672, September 1979.
- [33] BENSON, J. E. "Synthesis of High-Pass Filtered Loudspeaker Systems Part 2: Isolated Filters Driving Fourth-Order (Reflex) Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 27, No. 10, pp. 769-779, October 1979.

-
- [34] STAGGS, Victor. "Transient Response Equalization of Sealed-Box Loudspeakers". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 30, No. 12, pp. 906-911, December 1982.
- [35] LEACH, Jr., W. Marshall. "A Generalized Active Equalizer for Closed-Box Loudspeaker Systems." *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 38, No. 3, pp. 142-146, March 1990.
- [36] GREINER, R. A. and SCHOESSOW, Michael. "Electronic Equalization of Closed-Box Loudspeakers". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 31, No. 3, pp. 125-134, March 1983.
- [37] VON RECKLINGHAUSEN, Daniel R. "Low-Frequency Range Extension of Loudspeakers". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 33, No. 6, pp. 440-446, June 1985.
- [38] PENKOV, Georgi and TRAIANOV, Boris. "Closed-Box Loudspeaker System Equalization and Power Requirements". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 33, No. 6, pp. 447-451, June 1985.
- [39] HILLERICH, B. "Acoustic Alignment of Loudspeaker Drivers by Nonsymmetrical Crossovers of Different Orders". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 37, No. 9, pp. 691-699, September 1989.
- [40] STAHL, Karl Eric. "Synthesis of Loudspeaker Mechanical Parameters by Electrical Means: A New Method for Controlling Low-Frequency Loudspeaker Behavior". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 29, No. 9, pp. 587-596, September 1981.
- [41] NORMANDIN, R. "Extended Low-Frequency Performance of Existing Loudspeaker Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 32, No. 1/2, pp. 18-22, January 1984.
- [42] GREENFIELD, Richard and HAWKSFORD, Malcom Omar J. "Efficient Filter Design for Loudspeaker Equalization". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 39, No. 10, pp. 739-751, October 1991.
- [43] WILSON, Rhonda. "Equalization of Loudspeaker Drive Units Considering Both On- and Off-Axis Responses". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 39, No. 3, pp. 127-139, March 1991.

- [44] ELLIOTT, S. J., BHATIA, L. P., DEGHAN, F. S., FU, A. H., STEWART, M. S. and WILSON, D. W. "Practical Implementation of Low-Frequency Equalization Using Adaptive Filters". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 42, No. 12, pp. 988-998, December 1994.
- [45] KURIYAMA, Joji, FURUKAWA, Yasuyuki. "Adaptive Loudspeaker System". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 37, No. 11, pp. 919-926, October 1989.
- [46] WERNER, R. E. and CARRELL, R. M. "Application of Negative Impedance Amplifiers to Loudspeaker Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 6, No. 4, pp. 240-243, October 1958.
- [47] BROCIENER, Victor and von RECKLINGHAUSEN, Daniel R. "Interrelation of Speaker and Amplifier Design". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 12, No. 2, pp. 124-128, April 1964.
- [48] OTALA, Matti and HUTTUNEN, Pertti. "Peak Current Requirement of Commercial Loudspeaker Systems". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 35, No. 6, pp. 455-462, June 1987.
- [49] BORTONI, Rosalfonso. "Análise, Dimensionamento e Avaliação de Estágios de Potência de Amplificadores de Áudio Classes A, B, AB, G e H". Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Elétrica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Abril de 1999.
- [50] BORTONI, Rosalfonso, FILHO, Sidnei Noceti and SEARA, Rui. "Analysis, Design and Assessment of Class A, B, AB, G and H Audio Power Amplifier Output Stages Based on MATLAB[®] Software". 110th AES Convention, Amsterdam, Netherlands, May 12-15, 2001.
- [51] BORTONI, Rosalfonso, FILHO, Sidnei Noceti and SEARA, Rui. "On The Design and Efficiency of Class A, B, AB, G and H Audio Power Amplifier Output Stages". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 50, No. 7/8, pp. 547-563, July/August 2002.
- [52] KLIPSCH, Paul W. "A Note on Loudspeaker Impedance and Its Effect on Amplifier Distortion". *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 26, No. 7/8, pp. 547-548, July/August 1978.

- [53] GREINER, R. A. “Amplifier-Loudspeaker Interfacing”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 28, No. 5, pp. 310-315, May 1980.
- [54] DAVIS, Fred E. “Effects of Cable, Loudspeaker, and Amplifier Interactions”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 39, No. 6, pp. 461-468, June 1991.
- [55] CATRYSSSE, J. A. M. “On the Design of Some Feedback Circuits for Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 33, No. 6, pp. 430-435, June 1985.
- [56] MILLS, P. G. L. and HAWKSFORD, M. O. J. “Distortion Reduction in Moving-Coil Loudspeaker Systems Using Current-Drive Technology”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 37, No. 3, pp. 129-148, March 1989.
- [57] BORTONI, Rosalfonso, NOCETI FILHO, Sidnei and SEARA, Rui. “Comparative Analysis of Moving-Coil Loudspeaker Driven by Voltage and Current Sources”. 115th AES Convention, New York, New York, October 10-13, 2003.
- [58] OLSON, Harry F. “Analysis of the Effects of Nonlinear Elements Upon the Performance of a Back-Enclosed, Direct Radiator Loudspeaker Mechanism”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 10, No. 2, pp. 156-162, April 1962.
- [59] KANTROWITZ, Philip. “Distortion of High-Frequency Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 10, No. 4, pp. 310-317, October 1962.
- [60] HARWOOD, H. D. “Loudspeaker Distortion with Low-Frequency Signals”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 20, No. 9, pp. 718-728, November 1972.
- [61] RAICHEL, Daniel R. “Minimum Harmonic Distortion Levels in Ideals Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 27, No. 6, pp. 492-495, June 1979.
- [62] RECKLINGHAUSEN, von Daniel R. “Dynamic Equalization for Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 28, No. 11, pp. 770-775, November 1980.
- [63] GREINER, R. A. and SIMS, Jr., Travis M. “Loudspeaker Distortion Reduction”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 32, No. 12, pp. 956-963, December 1984.

- [64] BEERS, G. L. and BELAR, H. “Frequency-Modulation Distortion in Loudspeakers”, reprint. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 29, No. 5, pp. 320-326, May 1981.
- [65] KLIPSCH, Paul W. “Modulation Distortion in Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 17, No. 2, pp. 194-206, April 1969.
- [66] KLIPSCH, Paul W. “Modulation Distortion in Loudspeakers – Part 2”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 18, No. 1, pp. 29-33, February 1970.
- [67] KLIPSCH, Paul W. “Modulation Distortion in Loudspeakers – Part 3”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 20, No. 10, pp. 827-828, December 1972.
- [68] SMALL, Richard H. “Crossover Networks and Modulation Distortion”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 19, No. 1, pp. 55-56, January, 1971.
- [69] ALLISON, Roy and VILLCHUR, Edgar. “On The Magnitude and Audibility of FM Distortion in Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 30, No. 10, pp. 694-700, October 1982.
- [70] ZÓLTOGÓRSKI, Bronislaw. “Moving Boundary Conditions and Nonlinear Propagation as Sources of Nonlinear Distortions on Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 41, No. 9, pp. 691-700, September 1993.
- [71] GANDER, Mark R. “Moving-Coil Loudspeaker Topology as an Indicator of Linear Excursion Capability”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 29, No. 1/2, pp. 10-26, January 1981.
- [72] BIRT, David R. “Nonlinearities in Moving-Coil Loudspeakers With Overhung Voice Coils”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 39, No. 4, pp. 219-231, April 1991.
- [73] DOBRUCKI, Andrzej. “Nontypical Effects in an Electrodinamic Loudspeaker With a Nonhomogeneous Magnetic Field in the Air Gap and Nonlinear Suspensions”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 42, No. 7/8, pp. 565-576, July 1994.
- [74] JEONG, Hyuk and IH, Jeong-Guon. “Harmonic Balance Method for Estimating the Nonlinear Parameter of Electrodinamic Direct-Radiator Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 44, No. 4, pp. 245-257, April 1996.

- [75] SCOTT, Jonathan, KELLY, Jonathan and LEEMBRUGGEN, Glenn. “New Method of Characterizing Drive Linearity”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 44, No. 4, pp. 258-265, April 1996.
- [76] KAIZER, A. J. M. “Modeling of the Nonlinear Response of an Electrodynamic Loudspeaker by a Volterra Series Expansion”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 35, No. 6, pp. 421-433, June 1987.
- [77] KLIPPEL, Wolfgang. “Dynamic Measurement and Interpretation of the Nonlinear Parameters of Electrodynamic Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 38, No. 12, pp. 944-955, December 1990.
- [78] KLIPPEL, Wolfgang. “Nonlinear Large-Signal Behavior of Electrodynamic Loudspeakers at Low Frequencies”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 40, No. 6, pp. 483-496, June 1992.
- [79] KLIPPEL, Wolfgang. “The Mirror Filter – A New Basis for Reducing Nonlinear Distortion and Equalizing Response in Woofer Systems”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 40, No. 9, pp. 675-691, September 1992.
- [80] KLIPPEL, Wolfgang. “Modeling the Nonlinearities in Horn Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 44, No. 6, pp. 470-480, June 1996.
- [81] KLIPPEL, Wolfgang. “Nonlinear System Identification for Horn Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 44, No. 10, pp. 811-820, October 1996.
- [82] KLIPPEL, Wolfgang. “Compensation for Nonlinear Distortion of Horn Loudspeakers by Digital Signal Processing”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 44, No. 11, pp. 964-972, November 1996.
- [83] JANG, Han-Kee and KIM, Kwang-Joon. “Identification of Loudspeaker Nonlinearities Using the NARMAX Modeling Technique”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 42, No. 1/2, pp. 50-59, January 1994.
- [84] SCHURER, Hans, BERKHOFF, Arthur P., SLUMP, Cornelis H. and HERRMANN, Otto E. “Modeling and Compensation of Nonlinear Distortion in Horn Loudspeakers”. *Journal of The Audio Engineering Society*, Vol. 43, No. 7/8, pp. 592-598, July 1995.
- [85] SUYKENS, Johan, VANDEWALLE, Joos and GINDERDEUREN, van, Johan. “Feedback Linearization of Nonlinear Distortion in Electrodynamic Loudspeakers”.

- Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 43, No. 9, pp. 690-694, September 1995.
- [86] HUANG, Yaxiong, BUSBRIDGE, Simon C. and FRYER, Peter A. “Interactions in a Multiple-Voice-Coil Digital Loudspeaker”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 48, No. 6, pp. 545-552, June 2000.
- [87] KARJALAINEN, Matti, OKONEN, Veijo, ANTSALO, Poju, MAIJALA, Panu, SAVIOJA, Lauri, SUUTALA, Antti and POHJOLAINEN, Seppo. “Comparison of Numerical Simulation Models and Measured Low-Frequency Behavior of Loudspeaker Enclosures”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 49, No. 12, pp. 1148-1166, December 2001.
- [88] SALVATTI, Alex, DEVANTIER, Allan and BUTTON, Doug J. “Maximizing Performance from Loudspeaker Ports”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 50, No. 1/2, pp 19-45, January/February 2002.
- [89] KLIPPEL, Wolfgang. “Assessment of Voice-Coil Peak Displacement X_{max} ”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 51, No. 5, pp. 307-323, May 2003.
- [90] HAWKSFORD, M. O. J. “Smart Digital Loudspeaker Arrays”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 51, No. 12, pp. 1133-1162, December 2003.
- [91] KLIPPEL, Wolfgang. “Nonlinear Modeling of the Heat Transfer in Loudspeakers”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 52, No. 1/2, pp. 3-25, January/February 2004.
- [92] BLASIZZO, Fabio. “A New Thermal Model for Loudspeakers”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 52, No. 1/2, pp. 43-55, January/February 2004.
- [93] SILVA, Homero Sette. *Análise e Síntese de Alto-falantes e Caixas Acústicas pelo Método de Thiele-Small*. 1ª Edição, H. Sheldon Serviços de Marketing Ltda., Rio de Janeiro, Primavera de 1996.
- [94] SILVA, Homero Sette e BORTONI, Rosalfonso. “Caixas Band-Pass em Regime de Potência”. III AES Brasil, São Paulo, Julho de 1999.
- [95] SILVA, Homero Sette. “Alto-falantes em Regime de Grandes Potências”. I AES Brasil, Rio de Janeiro, Outubro de 1996.
- [96] SILVA, Homero Sette. “Variação da Resistência da Bobina Elétrica em Função da Temperatura”. IV AES Brasil, São Paulo, Junho de 2000.

-
- [97] BORTONI, Rosalfonso. “Fator de Amortecimento: Uma Abordagem Introdutória”. IV AES Brasil, São Paulo, Junho de 2000.
- [98] HSU, T. S. and POORNIMA, K. A. “Electronic Damping for Dynamic Drivers in Vented Enclosures”. Journal of The Audio Engineering Society, Vol. 47, No. 1/2, pp. 32-38, January/February 1999.
- [99] ROBINEAU, Philippe and ROSSI, Mario. “Current Controlled Vented Box Loudspeaker System with Motional Feedback”. AES 108th Convention, Paris, France, Preprint 5110 (G-5), February 19-22 2000.
- [100] BORTONI, Rosalfonso and SILVA, Homero Sette, “Loudspeakers’ Electric Models for Study of the Efforts in Audio Power Amplifiers”, 115th AES Convention, New York, New York, October 10-13 2003.
- [101] LM3886 *Overture*TM Audio Power Amplifier Series, High-Performance 68W Audio Power Amplifier with Mute, National Semiconductors Corporation, DS011833, August 2000.
- [102] Brüel & Kjær, <http://www.bksv.com>.
- [103] Eletrônica Selenium S.A., <http://www.selenium.com.br>.
- [104] ITU-T P.800 (08/96), *Methods for Subjective Determination of Transmission Quality*. Series P: Telephone Transmissions Quality, Methods for Objective and Subjective Assessment of Quality. Telecommunication Standardization Sector of ITU – International Telecommunication Union.