

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

DESENVOLVIMENTO DE UMA CAIXA ACÚSTICA
BANDPASS DE 4ª ORDEM

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA
MECÂNICA

CASSIANO VARGAS NEGRI

FLORIANÓPOLIS, NOVEMBRO DE 2008.

DESENVOLVIMENTO DE UMA CAIXA ACÚSTICA
BANDPASS DE 4ª ORDEM

CASSIANO VARGAS NEGRI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE
CONCENTRAÇÃO VIBRAÇÕES E ACÚSTICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Roberto Jordan Dr.Eng. – Presidente

Dr. Jorge Cláudio da Silva Pinto – INMETRO

Prof. Wiliam Alves Barbosa, Dr.Eng. – UFPR

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Arcanjo Lenzi, pelo apoio, disponibilidade e orientação;
- Ao Grupo NH (Frahm/Hinor) pela confiança, apoio financeiro e disponibilidade de toda a estrutura e equipamentos;
- Ao Sr. Alberto Frahm, pelo incentivo, apoio e concessão das minhas inúmeras ausências na empresa em função dos estudos;
- Ao Sr. Marcelo Frahm (in memorian) pela oportunidade de estar aqui hoje escrevendo estas palavras, a quem dedico esta dissertação. A você todo o meu agradecimento pela oportunidade de fazer parte desta equipe maravilhosa.
- A minha companheira Gabriela Herrmann que dividiu o tempo com esse trabalho, meu agradecimento especial pelo apoio e compreensão;
- A toda minha família pelo incentivo e apoio nas minhas decisões;
- Aos desenhistas Sérgio Maçaneiro e Eduardo Sardá pela confecção dos visuais e figuras;
- Ao colaborador Renato Leicht pelo auxílio com a montagem das caixas;
- Aos engenheiros Edson Sperb e Maichel Gerstberger pela revisão do texto;
- Ao consultor técnico José Carlos Mascellaro pela revisão do texto;
- A toda equipe de funcionários da NH que de uma forma ou outra auxiliaram na confecção dos protótipos;
- Aos colegas Marcos Lenzi e Tiago Fiorentin pelo auxílio nas medições.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
SUMÁRIO	iv
LISTA DE FIGURAS	viii
NOMENCLATURA E SÍMBOLOS	xi
RESUMO	xiv
ABSTRACT	xv
1 - INTRODUÇÃO GERAL	1
1.1 - Objetivos e Contribuições	2
1.2 - A função de uma caixa acústica Bandpass	3
1.3 - Organização da Dissertação	4
1.4 - Ambientes e Estruturas disponibilizadas	5
2 - ESTUDO DO ALTO-FALANTE	6
2.1 - Descrição do Alto-Falante	6
2.2 - Funcionamento do Alto-Falante	7
2.2.1 - O Sistema Motor	9
2.2.2 - O Diafragma	9
2.2.3 - A suspensão	10
2.3 - Analogias Dinâmicas	11
2.4 - Circuito Equivalente do Alto-Falante	12
2.4.1 - Circuito Equivalente Elétrico	14
2.4.2 - Circuito Equivalente Mecânico	18
2.4.3 - Circuito Equivalente Acústico	23
2.5 - Análise de um Alto-Falante Comercial	25
2.6 - Funcionamento em regime de pistão (Impedância de radiação do ar)	27
3 - ESTUDO DAS CAIXAS ACÚSTICAS	31
3.1 - Descrição e Funcionamento de uma Caixa Closed	31
3.1.1 - Definições	32
3.1.2 - Fator “Q” da Caixa e resposta em frequência	33
3.1.3 - Escolha do alto falante para a Caixa Closed	34
3.1.4 - Determinação do Volume da Caixa	35

3.1.5 - Determinação da potência acústica e elétrica	36
3.2 - Descrição e Funcionamento de uma Caixa Bass-Reflex	38
3.2.1 - Fator de Qualidade e Escolha do Alto-Falante	39
3.2.2 - Alinhamentos	40
3.2.3 - Determinação do Volume da Caixa	41
3.2.4 - Cálculo do Duto	44
3.2.4.1 - Ressonador de Helmholtz	44
3.2.4.2 - Cálculo da Frequência de Sintonia	45
3.2.4.3 - Cálculo do comprimento do duto	46
3.2.4.4 - Diâmetro mínimo do duto	48
3.2.4.5 - Dutos múltiplos	48
3.2.4.6 - Considerações sobre dutos	49
3.2.5 - Eficiência de Referência (n_0) e Nível de Pressão Sonora	51
3.3 - Descrição e Funcionamento de uma Caixa Bandpass 4 ^a ordem	51
3.3.1 - Parâmetros Adicionais	52
3.3.2 - Escolha do Alto-Falante	53
3.3.3 - Equações Básicas da caixa <i>Bandpass</i>	53
3.3.4 - Procedimentos para o Projeto da Caixa	55
3.3.5 - Cálculo do Duto	55
3.3.6 - Modelos com câmara anterior selada	58
3.3.7 - Curva de Resposta da Caixa Bandpass	59
3.3.8 - Fotos de uma Caixa Bandpass	59
4 - AMORTECIMENTO ACÚSTICO E TÉCNICAS DE CONSTRUÇÃO	61
4.1 - Revestimento da Caixa	61
4.1.1 - Aumento da Compliância	61
4.1.2 - Aumento da Eficiência	61
4.1.3 - Alteração na Massa	61
4.1.4 - Perdas por amortecimento	62
4.2 - Materiais para Absorção (Estrutura)	64
4.2.1 - Tipos de Materiais de Absorção	68
4.3 - Amortecimento Acústico por Orifício na Cavidade	69
4.4 - Ressonância dos Painéis da Caixa	70
4.4.1 - Controle das Ressonâncias dos painéis	72

4.4.2 - Modos Acústicos	74
4.5 - Técnicas de Construção	75
4.5.1 - Volume da Caixa	75
4.5.2 - Materiais para construção do gabinete	75
4.5.3 - Junções das paredes	76
4.5.4 - Travamento Interno	79
4.5.5 - Fixação do alto-falante	80
4.5.6 - Formato da Caixa	81
5 – O MEIO AMBIENTE ACÚSTICO	83
5.1 - Introdução	83
5.2 - O Ar	83
5.3 - Conceitos	84
5.4 - Velocidade do Som	85
5.5 - Densidade do Ar Seco	88
5.6 - Pressão Atmosférica	88
5.7 - Umidade do Ar	90
5.8 - Densidade do Ar Úmido	92
5.9 - Velocidade do som no Ar Úmido	94
6 - DESENVOLVIMENTO DA CAIXA BANDPASS	95
6.1 - Estrutura do Projeto	95
6.1.1 - Parâmetros do Alto-Falante	96
6.1.2 - Entradas do Usuário	97
6.1.3 - Condições Atmosféricas	98
6.1.4 - Programa (Software)	99
6.1.5 - Modelo Gerado	102
6.1.6 - Montagem	102
6.2 - Escolha do alto-falante	103
6.3 - Simulações com o Software	104
6.4 - Conclusões	113
7 - CONSTRUÇÃO DA CAIXA BANDPASS	115
7.1 - Modelo Gerado pelo Software	115
7.2 - Dimensionamento da Caixa	116

7.3 - Processo de Construção	120
7.4 - Ajuste dos dutos	125
7.5 - Resposta em frequência do modelo	128
7.6 - Vibrações do gabinete	131
7.7 - Procedimento para medição das vibrações	132
7.7.1 - Posicionamento da caixa acústica	133
7.7.2 - Conexão da caixa aos equipamentos	134
7.7.3 - Calibração do sistema	134
7.7.4 - Pontos a serem medidos	135
7.7.5 - Determinação dos sinais e níveis a serem aplicados	136
7.8 - Gráficos das Medições	136
7.9 - Conclusões	143
8 – CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS	144
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	147
ANEXO A	149
ANEXO B	150
ANEXO C	154

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 – Resposta em frequência de uma caixa Bandpass.
- Figura 2.1 – Secção transversal do alto-falante e descrição dos materiais.
- Figura 2.2 – Componentes do alto-falante - vista explodida.
- Figura 2.3 – Modelo Equivalente de Thiele-Small.
- Figura 2.4 – Modelo Equiv. de Thiele-Small incorporando a impedância de radiação do ar.
- Figura 2.5 – Componentes acústicos refletidos para o lado mecânico.
- Figura 2.6 – Componentes acústicos agrupados aos mecânicos.
- Figura 2.7 – Componentes acústicos e mecânicos refletidos para o lado elétrico.
- Figura 2.8 – Componentes semelhantes agrupados no lado elétrico.
- Figura 2.9 – Componentes do lado elétrico refletidos para o lado mecânico.
- Figura 2.10 – Componentes do lado acústico refletidos para o lado mecânico.
- Figura 2.11 – Circuito equivalente mecânico com os componentes associados.
- Figura 2.12 – Circuito equivalente do alto-falante visto pelo lado acústico.
- Figura 2.13 – Componentes semelhantes associados no lado acústico.
- Figura 2.14 – Componentes associados em novas variáveis no lado acústico.
- Figura 2.15 – Circuito equivalente acústico com componentes semelhantes associados.
- Figura 2.16 – Comportamento do cone do alto-falante para $ka < 1$.
- Figura 2.17 – Limite de funcionamento como pistão, $ka = 1$.
- Figura 2.18 – Comportamento do cone do alto-falante para $ka > 1$.
- Figura 2.19 – Comportamento do cone para $ka \gg 1$.
- Figura 2.20 – Modos de vibração do cone do alto-falante.
- Figura 3.1 – Caixa Acústica Fechada.
- Figura 3.2 – Fator de qualidade Q_{tc} .
- Figura 3.3 – Caixa Acústica Bass-Reflex.
- Figura 3.4 – Ressonador de Helmholtz.
- Figura 3.5 – Variações do Duto.
- Figura 3.6 – Caixa Acústica Bandpass 4a ordem.
- Figura 3.7 – Terminação do duto.
- Figura 3.8 – Tipos de caixas Bandpass com câmara anterior selada.
- Figura 3.9 – Exemplo de curva de resposta de uma caixa Bandpass.
- Figura 3.10 – Caixa Bandpass com falantes em conexão isobárica.
- Figura 3.11 – Caixa Bandpass - dutos e fechamento traseiro.
- Figura 4.1 – Estrutura dos materiais porosos (a) e fibrosos (b).
- Figura 4.2 – Características internas dos materiais de absorção.
- Figura 4.3 – Aplicação do material de absorção.

- Figura 4.4 – Características típicas de materiais porosos.
- Figura 4.5 – Amortecimento Acústico por orifício no painel traseiro da caixa.
- Figura 4.6 – Deslocamento da ressonância com o aumento da espessura das paredes.
- Figura 4.7 – Redução da ressonância com aplicação Interna de material de alta densidade (-10 dB, linha tracejada em relação a superior).
- Figura 4.8 – Junção chanfrada.
- Figura 4.9 – Junção perpendicular.
- Figura 4.10 – Junção com encaixe.
- Figura 4.11 – Junção intercalada.
- Figura 4.12 – Estrutura interna de travamento.
- Figura 4.13 – Travamento na parte central da caixa.
- Figura 4.14 – Tipos de encaixe do falante na caixa acústica.
- Figura 4.15 – Doze diferentes formatos de caixas testadas para avaliação dos efeitos sobre a resposta final do alto-falante.
- Figura 6.1 – Diagrama de Blocos do Dimensionamento.
- Figura 6.2 – Número de alto-falantes equivalentes.
- Figura 6.3 – Tipo de conexão.
- Figura 6.4 – Entrada da frequência de corte inferior.
- Figura 6.5 – Entrada do parâmetro S, definindo o tipo de resposta.
- Figura 6.6 – Diâmetro do duto a ser utilizado.
- Figura 6.7 – Define a quantidade de dutos.
- Figura 6.8 – Resposta da 1ª simulação, $S = 0.4$.
- Figura 6.9 – Resposta da 2ª simulação, $S = 0.6$.
- Figura 6.10 – Resposta da 3ª simulação, $S = 0.7$.
- Figura 6.11 – 3º Caso com altitude de 900 metros.
- Figura 6.12 – 3º Caso com $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $U = 50\%$.
- Figura 6.13 – 3º Caso com falantes em conexão isobárica.
- Figura 6.14 – 3º Caso com Flow = 30 Hz.
- Figura 6.15 – 3º Caso utilizando somente um duto de 10 cm.
- Figura 7.1 – Estrutura da Caixa Passa-Banda.
- Figura 7.2 – Peças Horizontais.
- Figura 7.3 – Peças Laterais da Caixa.
- Figura 7.4 – Peça Traseira.
- Figura 7.5 – Frontal da Caixa.
- Figura 7.6 – Estrutura Montada.
- Figura 7.7 – Tampa Traseira.
- Figura 7.8 – Peças de madeira pré-fixadas.

- Figura 7.9 – Estrutura da caixa incluindo as barras metálicas de travamento.
- Figura 7.10 – Fixação das barras metálicas no interior da caixa.
- Figura 7.11 – Aplicação de manta de poliéster no interior das cavidades.
- Figura 7.12 – Aplicação de manta de poliéster no interior da câmara selada.
- Figura 7.13 – Aplicação dos parafusos para travamento da estrutura.
- Figura 7.14 – Fixação do alto-falante no interior da caixa.
- Figura 7.15 – Posicionamento dos dutos na câmara ventilada.
- Figura 7.16 – Caixa finalizada com o acabamento nos dutos.
- Figura 7.17 – Tampa traseira para acesso ao alto-falante.
- Figura 7.18 – Circuito para medir a Impedância de entrada da caixa.
- Figura 7.19 – Medição da impedância de entrada da caixa bandpass.
- Figura 7.20 – Medição da Impedância de entrada da caixa, em detalhes.
- Figura 7.21 – Medição da curva de resposta da caixa bandpass.
- Figura 7.22 – Medição da curva de resposta da caixa Bandpass, em detalhes.
- Figura 7.23 – Foto da caixa Bandpass na câmara anecóica da Frahm.
- Figura 7.24 – Foto do equipamento CLIO para medição das curvas de impedância e resposta.
- Figura 7.25 – Caixa construída com MDF 25 mm de espessura e travas internas de aço.
- Figura 7.26 – Caixa construída com aglomerado de 10 mm de espessura e sem travamento interno.
- Figura 7.27 – Posicionamento da caixa para medição.
- Figura 7.28 – Equipamentos conectados a caixa Bandpass.
- Figura 7.29 – Determinação dos pontos a serem medidos.
- Figura 7.30 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto1
- Figura 7.31 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto2
- Figura 7.32 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto3
- Figura 7.33 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto1
- Figura 7.34 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto2
- Figura 7.35 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto3
- Figura 7.36 – Resposta em frequência da caixa flexível – nível 3 – microfone 1 e 2.
- Figura 7.37 – Resposta em frequência da caixa flexível – nível 5 – microfone 1 e 2.
- Figura 7.38 – Resposta em frequência da caixa rígida – nível 3 – microfone 1 e 2.
- Figura 7.39 – Resposta em frequência da caixa rígida – nível 5 – microfone 1 e 2.
- Figura 7.40 – Resposta em frequência da caixa rígida x caixa flexível – nível 3.
- Figura 7.41 – Resposta em frequência da caixa rígida x caixa flexível – nível 5.

NOMENCLATURAS E SÍMBOLOS

- **a** → raio da área móvel do alto-falante ou raio interno do duto [m];
- **B** → fluxo magnético [Wb] ou módulo de elasticidade;
- **b** → parâmetro relacionado à largura de banda da caixa Bandpass;
- **BL** → fator de força [Tm];
- **C, c** → velocidade do som [m/s];
- **C_o** → velocidade de propagação do som, no ar seco [m/s];
- **C_(o,o)** → velocidade de propagação do som no ar seco a 0 °C [m/s];
- **Cas** → compliância acústica da suspensão [m³/Pa];
- **Cab** → compliância acústica do volume de ar na caixa [m³/Pa];
- **Cms** → compliância mecânica da suspensão [m/N];
- **Cp** → calor específico de um gás à pressão constante [kJ/(mol °C)];
- **Cv** → calor específico de um gás à volume constante [kJ/(mol °C)];
- **D** → diâmetro efetivo da área móvel do alto-falante [m];
- **Dmin** → diâmetro mínimo do duto [cm];
- **e** → tensão elétrica [V];
- **f** → frequência ou frequência fundamental [Hz];
- **F** → força na bobina ou força aplicada ao cone [N];
- **Fb** → frequência de sintonia da caixa [Hz];
- **F3** → frequência de corte a -3 dB (ponto de meia potência) [Hz];
- **Fc** → frequência de ressonância do sistema (caixa fechada) [Hz];
- **Fs** → frequência de ressonância do alto-falante [Hz];
- **FL** → frequência de corte inferior [Hz];
- **FH** → frequência de corte superior [Hz];
- **H** → razão de sintonia [s/ unidade], altitude [m] ou umidade relativa do ar;
- **h** → altitude [m] ou fração correspondente às moléculas de água;
- **i** → corrente elétrica [A];
- **Ia** → energia acústica absorvida;
- **Iinc** → energia acústica incidente;
- **K** → tipo de terminação da extremidade do duto;
- **ka** → representa o perímetro do alto-falante dividido pelo comprimento de onda;
- **Kp** → constante que varia com o valor de Qtc;
- **l** → comprimento do fio da bobina, comprimento do duto ou maior dimensão da caixa [m];

- ℓ' → comprimento efetivo do tubo [m];
- L_v → comprimento do duto [cm];
- L_e → indutância da Bobina [mH];
- L_p → nível de pressão sonora [dB];
- M_0 → massa molecular do ar seco [kg / (kg mol)];
- M → massa molecular do ar úmido [kg / (kg mol)];
- M_{ar} → componente indutiva da impedância de radiação do ar;
- M_{ms}, M_{md} → massa móvel do diafragma [kg];
- n → quantidade de dutos utilizados;
- n_o → eficiência do alto-falante [%];
- N_p → número de dutos;
- P → pressão do gás, pressão atmosférica ou pressão em relação ao nível do mar [mb];
- p → pressão sonora [Pa];
- P_a → ganho da caixa Bandpass [dB];
- P_{ar} → potência acústica [W];
- P_{er} → potência elétrica [W];
- Q → razão entre a reatância e a resistência (em circuito série) ou entre a resistência e a reatância (circuito paralelo);
- Q_L → fator de qualidade, perdas por vazamento;
- Q_{bp} → fator de qualidade da caixa;
- Q_{tc} → fator de qualidade total do sistema (caixa fechada);
- Q_{ms} → fator de qualidade mecânico;
- Q_{es} → fator de qualidade elétrico;
- Q_{ts} → fator de qualidade total do alto-falante;
- r → raio efetivo do alto-falante [m];
- R → raio do duto [cm] ou constante universal dos gases [Joule / kmol · K];
- R_e → resistência elétrica da bobina [Ω];
- R_{ms}, R_{md} → resistência mecânica da suspensão [Ω_m];
- R_{ar} → componente resistiva da impedância de radiação do ar;
- $R_{ed_{fs}}$ → componente resistiva que varia com a frequência [Ω];
- S_d → área efetiva do diafragma [m²];
- S → área da superfície radiante [m²], área interna do tubo [m²], banda passante Bandpass;
- T → temperatura absoluta do gás [°K] ou temperatura [°C];
- u → velocidade [m/s];

- $U \rightarrow$ velocidade de volume [m^3/s];
- $u \rightarrow$ velocidade de superfície [m/s];
- $V \rightarrow$ volume da cavidade ou volume do gás [m^3];
- $V_f \rightarrow$ volume da caixa frontal [litros];
- $V_r \rightarrow$ volume da caixa traseira [litros];
- $V_t \rightarrow$ volume total da caixa ($V_f + V_r$) [litros];
- $V_{as} \rightarrow$ volume equivalente do alto-falante [litros];
- $V_{ab} \rightarrow$ volume de ar que possui a mesma compliância acústica da caixa [litros];
- $V_b \rightarrow$ volume interno da caixa [litros];
- $V_d \rightarrow$ volume de ar deslocado [litros];
- $X_{max} \rightarrow$ deslocamento máximo linear do cone do alto-falante [mm];
- $Z_e \rightarrow$ impedância elétrica;
- $Z_m \rightarrow$ impedância mecânica;
- $Z_a \rightarrow$ impedância acústica.
- $\rho \rightarrow$ densidade do ar [kg/m^3];
- $\rho_o \rightarrow$ densidade do ar seco [kg/m^3];
- $\rho_{(0,0)} \rightarrow$ densidade do ar seco a 0°C [kg/m^3];
- $\lambda \rightarrow$ comprimento de onda [m];
- $\gamma \rightarrow$ razão dos calores específicos C_p/C_v ;
- $\alpha \rightarrow$ razão entre as compliâncias ($V_{as}/V_b = C_{as}/C_{ab}$) ou coeficiente de absorção acústica ($0 \leq \alpha \leq 1$);

RESUMO

As caixas acústicas do tipo *Bandpass* (*Passa Banda*), quando projetadas para uma banda estreita, são mais eficientes que os modelos convencionais na reprodução de baixas frequências. Porém, muitos pontos devem ser observados para que a resposta acústica seja de boa qualidade.

O que se espera de uma caixa acústica é a reprodução dos sons com a maior fidelidade possível. Para isso, quem deve vibrar e irradiar os sons é o transdutor (alto-falante) e não a cavidade. Caixas construídas sem levar em conta a parte estrutural geram resultados negativos quanto à fidelidade sonora.

Este trabalho aborda, inicialmente, uma revisão bibliográfica do alto-falante, dos principais modelos de caixas acústicas, do amortecimento, das técnicas de construção e do meio ambiente acústico. Na seqüência, um programa foi escrito baseado nas equações da caixa *Bandpass*, para simulação e geração de um modelo para construção. O modelo resultante da simulação foi construído, levando em conta todas as técnicas de travamento em busca de maior rigidez, e, posteriormente, comparado a uma caixa semelhante construída com materiais inferiores ou de menor qualidade, com forte tendência à vibração estrutural. Os resultados comparativos apresentaram grandes diferenças de vibrações estruturais entre o modelo proposto, chamado de caixa rígida, em relação à proposta com materiais inferiores, chamada de caixa flexível.

O software escrito inclui uma rotina que permite analisar a influência dos parâmetros atmosféricos, como pressão, umidade e temperatura, no desenvolvimento da caixa *Bandpass*. No programa, há a flexibilidade de variar, por exemplo, a altitude em relação ao nível do mar e observar o que isso interfere no modelo. Também, variar a umidade e a temperatura e, com isso, analisar os resultados gerados. Nas simulações, é possível observar a importância e a influência desses parâmetros para o dimensionamento das câmaras e dutos da caixa *Bandpass*. Variações nos volumes das câmaras na ordem de 10% são possíveis devido a mudança dos parâmetros atmosféricos.

Portanto, a abordagem desse trabalho oferece muitas informações técnicas e contribui para que os profissionais e interessados pela área de áudio executem seus projetos buscando a excelência.

ABSTRACT

The *Bandpass* acoustic boxes, when designed to close a band, are more efficient than conventional models in the reproduction of low frequencies. However, several points should be observed so that the answer acoustic to be of good quality.

What is expected of an acoustic box is the reproduction of sounds with highest fidelity. For this, who should vibrate and radiate the sounds is the transducer (loudspeaker) and not the cavity. Boxes built without taking into account the structural part generate negative results on the fidelity sound.

This paperwork shows, initially, a literature review of the loudspeaker, the main models of acoustic boxes, of damping, the techniques of construction and the environment acoustic. Following, a program was written based on the equations of the *Bandpass* box, for simulation and generation of a model for construction. The model resulted from simulation, was built taking into account all the techniques of locking in search of greater stiffness, and then compared to a similar box built with inferior materials or less quality, with a strong tendency to the structural vibration. The comparative results showed large differences of the structural vibrations between the proposed model, called rigid box, in relation to the proposal with inferior materials, called flexible box.

The software includes a routine that permits the analysis of the influence of atmospheric parameters, as pressure, temperature and humidity in the development of *Bandpass* box. In the software, there is the flexibility to variate, for example, the altitude in relation to the sea level and to observe what this interferes in the model. Also, to variate the humidity and temperature and thus, analyze the results generated. In simulations, it is possible to observe the importance and influence of these parameters for the sizing of chambers and ducts of the box *Bandpass*. Changes in volume of cameras in the order of 10% are possible due to the change of atmospheric parameters.

So, the subject of this paperwork offers many technical information and contributes to the professionals to implement their projects searching for excellency.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO GERAL

Há muitos anos se fala em melhoria na qualidade sonora de equipamentos de áudio e muitos avanços foram percebidos na parte eletrônica de tratamento do sinal. Com a evolução dos leitores, pré-amplificadores e amplificadores, a qualidade melhorou, porém, no mercado nacional, poucos avanços tecnológicos foram percebidos quanto ao desenvolvimento de caixas acústicas. Devido ao descaso com a construção da cavidade sonora, a qualidade conseguida nos estágios iniciais de reprodução passa despercebida.

O projeto e construção de uma caixa acústica podem parecer simples, quando feitos sem levar em conta a qualidade sonora, a resposta em frequência e as dimensões da caixa. Inicialmente, o projeto de caixas acústicas considera os parâmetros Thiele-Small do alto-falante obtendo-se o volume da cavidade e dutos. Com essas informações constrói-se a caixa acústica e liga-se o alto-falante. Este é um exemplo de como são construídas as caixas na maioria das vezes, onde, neste caso, não houve cuidado algum com o objetivo do projeto, a faixa de interesse na resposta, as dimensões da caixa, o revestimento interno, as dimensões dos dutos e o material utilizado na construção. Todos esses fatores afetam, e muito, a qualidade do sinal sonoro gerado pelo falante fixado na caixa. Portanto, para o projeto e construção de uma caixa acústica, muitas informações e cuidados são necessários a fim de obter um produto de qualidade e com fidelidade sonora. Essas informações serão vistas nos próximos capítulos.

Este capítulo apresenta os objetivos e contribuições deste trabalho, a função da caixa acústica *Bandpass* 4ª ordem em um sistema acústico, a metodologia e organização desta dissertação e os ambientes e estruturas disponibilizadas.

1.1 Objetivos e Contribuições

O objetivo deste trabalho é desenvolver um software para projeto de uma caixa acústica *Bandpass* de 4ª ordem, levando-se em conta a influência dos parâmetros atmosféricos, que podem alterar a resposta em frequência. Faz parte do projeto, estudar o funcionamento do alto-falante, analisando as relações entre as partes elétrica, mecânica e acústica, conhecer as principais caixas acústicas, a fixação dos alto-falantes, os dutos, os benefícios do revestimento interno e as técnicas de construção. Por fim, realizar a execução do projeto, a construção e a medição dos resultados experimentais para comprovação.

Com o uso do software desenvolvido, será projetada uma caixa acústica *Bandpass*, usando técnicas que beneficiem a qualidade sonora, a fim de comparar com uma caixa construída sem esses cuidados. Nesta etapa, o objetivo é mostrar a redução das vibrações das paredes quando a caixa for construída com material adequado, proporcionando melhor fidelidade na resposta em frequência. Dessa forma, busca-se com o projeto a conversão de energia elétrica em potência acústica, mantendo a maior fidelidade possível em relação à informação original.

Neste trabalho serão estudados, detalhadamente, todos os componentes utilizados para projetar uma caixa acústica do tipo *Bandpass*. Como já comentado, será implementado um software para dimensionar o volume das câmaras da caixa e as dimensões dos dutos, levando em conta a influência dos parâmetros atmosféricos, como umidade, pressão e temperatura, a fim de responder fielmente ao sinal fornecido pelo amplificador. A caixa será construída com base nos resultados fornecidos pelo programa e posteriormente testada para obtenção da resposta, com o objetivo de comprovar toda a teoria envolvida. Também será comparada com uma caixa de mesmo dimensional, mas mal construída, ou seja, que não se levou em conta, por exemplo, a espessura das paredes, vazamentos, revestimentos, etc. Assim, pode-se avaliar a diferença na qualidade sonora de cada uma delas.

Este trabalho contribui para que novos profissionais da área de áudio, assim como entusiastas que despertam interesse, adquiram conhecimento e informações para quando forem desenvolver uma caixa acústica de boa qualidade.

1.2 A função de uma caixa acústica Bandpass

A função de uma caixa acústica do tipo *Bandpass* é reproduzir uma faixa de frequências abaixo dos 100 Hz, com maior eficiência acústica, onde normalmente as caixas convencionais não conseguem reproduzir. Na Figura 1.1, gerada no BassBox Pro, pode-se ver a resposta típica desta caixa, neste caso com alta eficiência na faixa entre 30 Hz e 60 Hz. No projeto, a largura da faixa de frequência pode ser reduzida, proporcionando maior ganho ou estendida, resultando num ganho menor.



Figura 1.1 – Resposta em frequência de uma caixa *Bandpass*.

Em baixas frequências os alto-falantes e nossos ouvidos são menos eficientes, por isso necessitam de mais potência para compensar a falta de rendimento. Particularmente, a caixa *Bandpass*, quando projetada para uma banda estreita, proporciona alto rendimento e, conseqüentemente, menor potência aplicada. Eficiências superiores a n_0 (eficiência de referência do alto-falante, em %) poderão ser obtidas com a redução da banda passante. Com o uso de *subwoofers*, respostas de 40 Hz a 80 Hz são comuns e facilmente obtidas, com alto rendimento.

Caixas do tipo *Bandpass* são muito utilizadas em sistemas de *Home Theater 5.1*, trabalhando na região de baixas frequências e reproduzindo, por exemplo, em músicas, os sons do bumbo e dos acordes do contrabaixo. Já em filmes, reproduzindo os sinais mais envolventes, como impactos e explosões. A ausência da faixa de baixa frequência em um sistema de áudio proporciona um som pobre, sem corpo e sem emoção.

1.3 Organização da Dissertação

A dissertação está distribuída em 8 Capítulos onde são descritos os passos para o desenvolvimento de uma caixa acústica *Bandpass*.

O Capítulo 2 apresenta um estudo do alto-falante, onde são detalhados os circuitos equivalentes (elétrico, mecânico e acústico), o funcionamento do alto-falante, os componentes de sua estrutura, a análise de um alto-falante comercial e o funcionamento em regime de pistão.

No Capítulo 3 se apresenta o estudo das caixas acústicas, onde se mostram a descrição e o funcionamento de caixas acústicas *Closed Box* (Seladas), *Bass Reflex* (Refletora de Graves) e *Bandpass* (Passa Banda). Além disso, o cálculo e dimensionamento dos dutos e frequência de sintonia.

Amortecimento acústico e técnicas de construção são vistos no Capítulo 4, onde os principais assuntos abordados são: o revestimento da caixa, materiais para absorção, ressonância dos painéis da caixa, modos acústicos, materiais para construção do gabinete, travamento interno e formato da caixa acústica.

O Capítulo 5 apresenta o Meio Ambiente Acústico, descrito por SILVA [21], onde são mostrados os efeitos causados pela umidade, pressão e temperatura sobre a densidade do ar e a velocidade do som, influenciando diretamente no cálculo do volume da caixa acústica.

O dimensionamento da caixa *Bandpass* é apresentado no Capítulo 6. Através de simulações realizadas no software desenvolvido, é gerado um modelo final com todas as informações necessárias para sua construção.

O Capítulo 7 trata da construção da caixa acústica *Bandpass*. É dimensionada a caixa acústica através do modelo e, posteriormente, mostrado o processo construtivo, ajuste dos dutos, medições de resposta em frequência e aceleração. Também, comparativos entre dois modelos de caixas com volumes iguais, porém com estruturas diferentes, sendo uma rígida e outra flexível.

Finalmente, no Capítulo 8 são apresentadas as conclusões da realização do trabalho e perspectivas futuras.

1.4 – Ambientes e Estruturas disponibilizadas

Para o desenvolvimento desse trabalho foram disponibilizadas as estruturas e ambientes da NH e do LVA.

No LVA (Laboratório de Vibrações e Acústica) da UFSC (Universidade Federal de Florianópolis) foram disponibilizados equipamentos de medição (analisadores, microfones e acelerômetros), softwares, câmaras de medição (anecóica e reverberante), assim como ambientes comuns durante todo o desenvolvimento.

O grupo NH é dono e duas grandes empresas, a FRAHM, fabricante de caixas acústicas e amplificadas, e a HINOR, fabricante de alto-falantes, disponibilizando toda a estrutura necessária, como:

- Centro de usinagem para confecção de protótipos;
- Área de marcenaria para montagem;
- Câmara anecóica;
- Laboratório de testes;
- Câmara de testes de potência;
- Alto-Falantes;
- Amplificadores;
- RTA (Analisador em tempo real);
- Outros Analisadores;
- Filtros ativos;
- Equipamentos eletrônicos;
- Computadores;
- Softwares;
- demais materiais, componentes e equipamentos.

CAPÍTULO 2

CIRCUITO EQUIVALENTE DO ALTO-FALANTE

Neste capítulo serão abordados aspectos sobre o funcionamento do alto-falante, as relações entre os circuitos equivalentes (elétrico, mecânico e acústico), a impedância de radiação do ar e a função dos parâmetros Thiele-Small.

2.1 – Descrição do alto-falante

Os primeiros alto-falantes surgiram entre 1924 e 1925, como equipamentos capazes de ampliar o som produzido pelos fonógrafos elétricos primitivos. Os diminutos movimentos comunicados à agulha, quando de sua passagem pelo sulco do disco eram transformados em sinais elétricos que precisavam ser convertidos em vibrações mecânicas. E essa função não podia ser exercida pelas cornetas acústicas dos fonógrafos mecânicos. Surgiu, assim, o alto-falante de bobina móvel, desenvolvido pelos norte-americanos. A simplicidade de sua construção e a boa qualidade de reprodução sonora possibilitadas pelo novo dispositivo fez com que permanecesse praticamente inalterado até hoje.

O alto-falante é composto de vários materiais, que são normalmente colados entre si para proporcionar rigidez estrutural, onde cada região colada recebe seu adesivo específico. A Figura 2.1, gerada no software Solid Edge, mostra a estrutura de um alto-falante composta de um diafragma com formato de cone, normalmente formado em papel ou polipropileno, ao qual é fixado em seu diâmetro menor um cilindro, onde está enrolada a bobina, que permanece envolta num entreferro sujeito a um campo magnético gerado por um ímã permanente. Nas extremidades do cone são fixados anéis de suspensão (borda e centragem), colados à carcaça, que realizam a centralização do conjunto móvel e restringem seu movimento na direção axial. Para proteção do entreferro contra elementos estranhos, como sujeira e resíduos, há uma calota com o formato de domo, fixada à parte interna do cone.

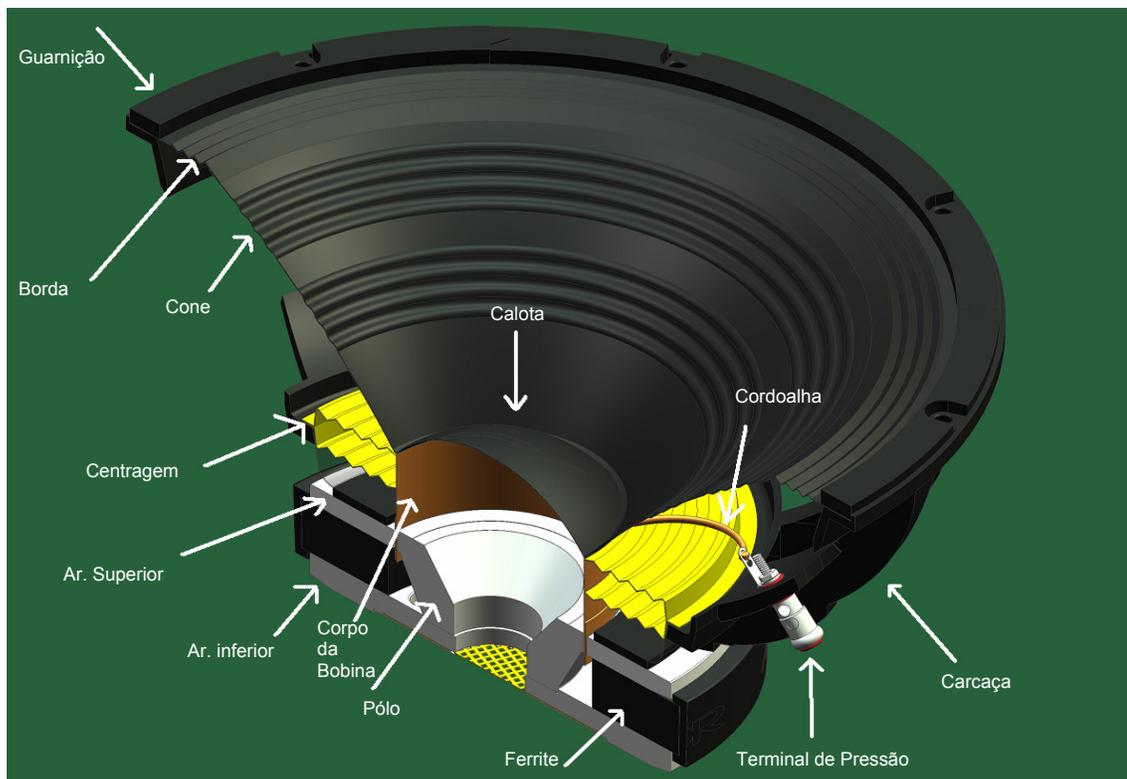


Figura 2.1 – Seção transversal do alto-falante e descrição dos materiais.

2.2 – Funcionamento do alto-falante

Os transdutores eletrodinâmicos de graves, médios e agudos, encontrados na grande maioria das caixas acústicas, baseiam-se todos em um mesmo conceito: um diafragma em movimento, devido a um campo eletromagnético modulado em amplitude, atuando em conjunto com um ímã permanente ^[3].

O funcionamento do alto-falante é semelhante a um motor elétrico, sendo, no caso do alto-falante, o rotor substituído pela bobina móvel. “Quando se aplica corrente à bobina, um campo eletromagnético é produzido perpendicularmente ao fluxo da corrente e ao campo do ímã permanente. Assim, a força resultante obriga o diafragma a deslocar-se em um movimento axial, ou seja, também perpendicular ao campo no entreferro, movimentando o ar em ambos os lados do cone” ^[1]. A variação da tensão, imposta pelo sinal alternado (normalmente senoidal), provoca o movimento vibratório do conjunto móvel, que em contato com o ar realiza a radiação das ondas sonoras.

Três sistemas distintos, porém interligados entre si, operam em um transdutor eletrodinâmico:

- 1) O Sistema Motor: composto pelo ímã (ferrite), pólo, entreferro (gap) e bobina móvel.
- 2) O Diafragma: cone, normalmente de celulose ou polipropileno, com um domo protetor (calota).
- 3) A Suspensão: constituído da aranha (centragem) e da suspensão (borda).

A Figura 2.2 mostra os componentes que fazem parte do sistema alto-falante, em vista explodida.

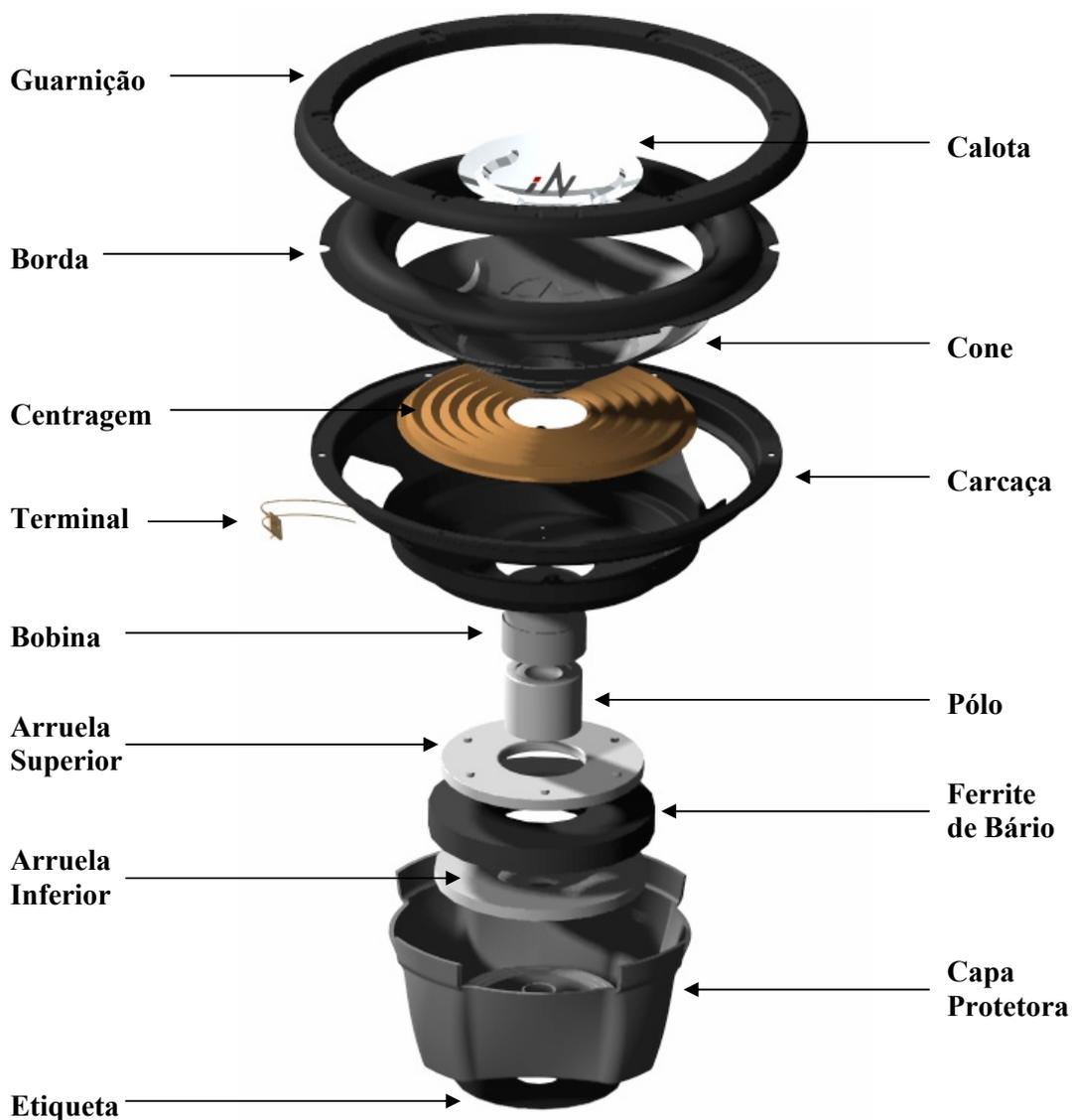


Figura 2.2 – Componentes do alto-falante - vista explodida.

2.2.1 – O Sistema Motor

O sistema motor é compreendido basicamente por cinco partes. Destas incluem a placa frontal (arruela superior) e o pólo que, em conjunto, formam o entreferro (*gap*), o ímã permanente, a bobina móvel e a placa traseira (arruela inferior). A arruela superior, arruela inferior e pólo são feitos com um material de alta permissividade magnética, como o aço, e proporcionam um caminho facilitado para as linhas de fluxo geradas pelo ímã. No entreferro, ou *gap*, fecha-se o circuito magnético, gerando um campo magnético intenso entre a arruela superior e o pólo.

Ao ser aplicada uma corrente alternada à bobina móvel, obtém-se um fluxo de corrente em um determinado sentido durante o semi-ciclo positivo, o que deslocará o cone em uma determinada direção. Quando o fluxo de corrente for invertido durante o semi-ciclo negativo, a polaridade do campo magnético se inverterá, também, obrigando o deslocamento do cone no sentido oposto.

2.2.2 – O Diafragma

Ao ser abordado o problema da radiação sonora pelo cone, é necessário, inicialmente, fazer uma discussão sobre a radiação de um pistão, infinitamente rígido, comprimindo o ar. A transferência de movimento do pistão para o ar ficaria limitada, em termos de frequência, na faixa inferior ao espectro de áudio, por sua frequência de ressonância e em seu limite superior imposto pela própria natureza da impedância de radiação do ar. O ar impõe oposição ao movimento, ou seja, uma impedância de radiação, que diminui com a frequência, até um ponto onde a partir do qual qualquer acréscimo adicional na frequência encontrará a mesma resistência ^[1]. Acima do limite superior de frequência, a transferência de energia decresce e é uma função tanto da natureza da impedância de radiação do ar, quanto do raio da superfície irradiante. Assim, o alto-falante com cone de menor diâmetro, é capaz de reproduzir frequências mais elevadas com maior intensidade do que com uma superfície maior. Por isso, a necessidade de alto-falantes diferentes para cobrir as diversas faixas de frequência de interesse.

Os cones, em frequência mais elevadas, deixam de ser infinitamente rígidos e deformam-se, dependendo do material com que foram construídos. Estas deformações influenciam diretamente na eficiência nas altas frequências, no nível de pressão sonora e na resposta polar do alto-falante.

2.2.3 – A Suspensão

O alto-falante é suspenso por dois elementos: o anel externo (borda) e a aranha (centragem). A borda, normalmente feita de borracha, espuma ou tecido, desempenha várias funções: ajuda a manter o cone centrado e fornece parte da energia responsável pelo retorno do cone à posição de repouso. A aranha, feita normalmente em tecido com impregnação de resina fenólica para dar resistência, mantém a bobina centrada no *gap* e fornece o restante da energia necessária para seu o retorno à posição de repouso.

A rigidez proporcionada pelo anel externo e pela aranha é representada pela compliância (inverso da rigidez). A aranha contribui com 80% e o anel da suspensão com 20% da compliância do alto-falante, aproximadamente. O anel da suspensão, além de manter a bobina centrada, ajuda a amortecer os modos de vibração na borda externa do cone, sendo que a espessura e o material desse anel podem alterar as características da resposta do alto-falante. A aranha mantém a bobina corretamente centrada e é responsável pela maior parte da força restauradora (compliância) do alto-falante.

A frequência de ressonância depende não apenas da compliância, mas também da massa total em movimento, sendo dada por:

$$F_s = \frac{1}{6,28\sqrt{(C_s M_d)}} \quad (2.1)$$

onde F_s é a frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre, C_s a compliância e M_d a massa móvel deslocada pelo falante (incluindo o cone, bobina, aranha, anel de suspensão e massa de ar deslocada).

2.3 – Analogias Dinâmicas

O alto-falante é um sistema eletromecanoacústico. Para analisar os circuitos, devem-se conhecer as analogias entre os sistemas: elétrico, mecânico e acústico. A Tabela 2.1 mostra esta representação, baseada em [2, 4, 8]:

Tabela 2.1 – Analogias Eletro-Mecâno-Acústicas.

ELÉTRICO	MECÂNICO		ACÚSTICO	
	Impedância (Direta)	Admitância (Inversa)	Impedância (Direta)	Admitância (Inversa)
Tensão, e [V]	Força, f [N]	Velocidade, u [m/s]	Pressão, p [Pa]	Velocidade Vol. U [m ³ /s]
Corrente, i [A]	Velocidade, u [m/s]	Força, f [N]	Velocidade Vol., U [m ³ /s]	Pressão, p [Pa]
Capacitor, C [F]	Complância, Cm [m/N]	Massa, Mm [kg]	Massa Acústica, Ma [kg/m ⁴]	Comp. Acústica, Ca [m ³ /Pa]
Indutor, L [H]	Massa, Mn [kg]	Complância, Cm [m/N]	Comp. Acústica, Ca [m ³ /Pa]	Massa Acústica, Ma [kg/m ⁴]
Resistor, R [Ω]	Res. Mecânica, Rm [Ω m]	1/Rm [1/Ω m]	Res. Acústica, Ra [N.s / m ⁵]	1/Ra [m ⁵ / N.s]
Gerador de Tensão [V]	Gerador de Força [N]	Gerador de Veloc. [m/s]	Fonte de Pressão [Pa]	Fonte de Veloc. [m ³ / s]
Gerador de Corrente [A]	Gerador de Veloc. [m/s]	Gerador de Força [N]	Fonte de Veloc. [m ³ / s]	Fonte de Pressão [Pa]

A partir destas analogias é possível chegar a circuitos elétricos equivalentes, relacionando componentes elétricos, mecânicos e acústicos dos três sistemas.

Pela análise da tabela, vê-se que corrente elétrica equivale à velocidade mecânica e velocidade volumétrica acústica, fazendo a analogia do tipo impedância. Já a tensão elétrica equivale à força mecânica e à pressão acústica.

2.4 – Circuito Equivalente do Alto-Falante

Apresentado por SILVA [8], a Figura 2.3 mostra o modelo equivalente de Thiele-Small, montado em *baffle* infinito, onde Z_A é a impedância acústica genérica de radiação sonora. A Figura 2.4 mostra o modelo equivalente de Thiele-Small considerando as componentes da impedância de radiação do ar.

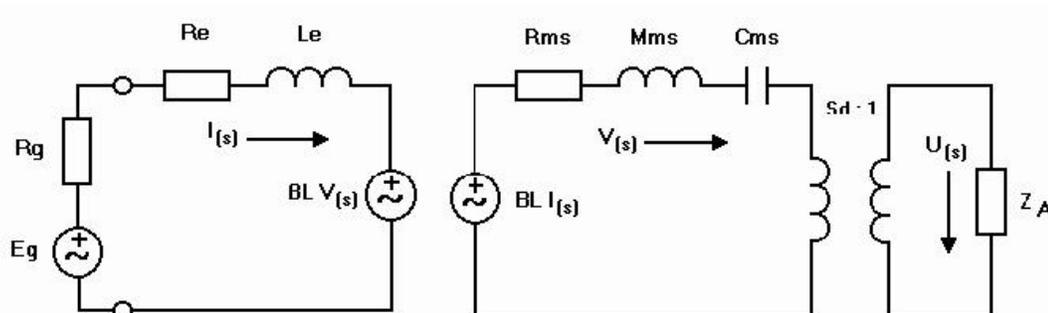


Figura 2.3 – Modelo Equivalente de Thiele-Small.

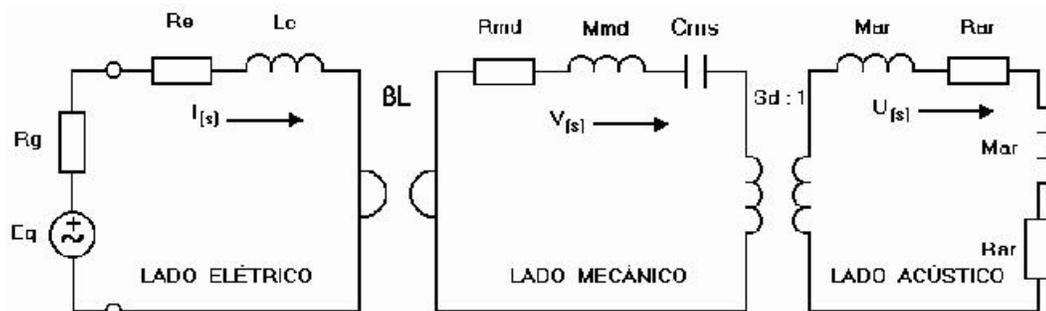


Figura 2.4 – Modelo Equivalente de Thiele-Small incorporando a impedância de radiação do ar.

onde

Re é a Resistência Elétrica;

Le a Indutância da Bobina;

Rms, Rmd a resistência mecânica da suspensão;

Mms, Mmd a massa móvel do diafragma;

Cms a compliância mecânica da suspensão;

Mar é a componente indutiva da impedância de radiação do ar;

Rar é a componente resistiva da impedância de radiação do ar.

No alto-falante, a conversão eletromecânica se dá pela interação entre o campo magnético permanente, gerado pelo entreferro, e o campo provocado pela passagem de corrente pela bobina. As expressões de conversão são:

$$F = B l i \quad (2.2)$$

$$e = B l u \quad (2.3)$$

onde

F = força na bobina [N];

B = fluxo magnético [Wb];

l = comprimento do fio da bobina [m];

i = corrente elétrica [A];

e = tensão elétrica [V];

u = velocidade [m/s].

A conversão mecano-acústica ocorre pela vibração do cone em contato com o ar. Para isso utilizam-se as seguintes equações:

$$F = S p \quad (2.4)$$

$$u = U (1/S) \quad (2.5)$$

onde

F = força aplicada ao cone [N];

S = área da superfície radiante [m²];

p = pressão sonora [Pa];

U = velocidade de volume [m³/s];

u = velocidade de superfície [m/s].

A combinação das Equações (2.2) a (2.5) fornece as impedâncias elétrica, mecânica e acústica, como segue:

$$Z_e = \frac{e}{i} = \frac{u}{F} (Bl)^2 = \frac{1}{Z_m} (Bl)^2 \quad (2.6)$$

$$Z_m = \frac{F}{u} = \frac{p}{u} S^2 = Z_a S^2 \tag{2.7}$$

$$Z_a = \frac{1}{Z_e} \left(\frac{Bl}{S} \right)^2 \tag{2.8}$$

onde

Ze = impedância elétrica;

Zm = impedância mecânica;

Za = impedância acústica.

2.4.1 – Circuito Equivalente Elétrico

De acordo com [8], a impedância da bobina de um alto-falante é composta pelas resistências e reatâncias dos componentes ali existentes, como também por aqueles localizados em outros pontos, que são refletidos ao circuito da bobina móvel. Assim, componentes que estão no lado mecânico ou no lado acústico, influenciam na corrente da bobina através de seus reflexos. Isso acontece tal como um transformador, onde a corrente no primário depende da carga acoplada ao secundário, sendo que esta se reflete no primário proporcionalmente ao quadrado da relação de espiras, ou seja, $(N_p/N_s)^2$. No caso do alto-falante esta reflexão se dá por Sd^2 .

Os componentes presentes fisicamente na bobina são: R_e (resistência a corrente contínua) e componentes não-lineares R_{ed} , que aumenta com a frequência, além da indutância L_e , que diminui com a frequência.

Baseado no circuito equivalente da Figura 2.4, pode-se transferir os componentes do lado acústico para o lado mecânico através das reflexões, como pode ser visto abaixo:

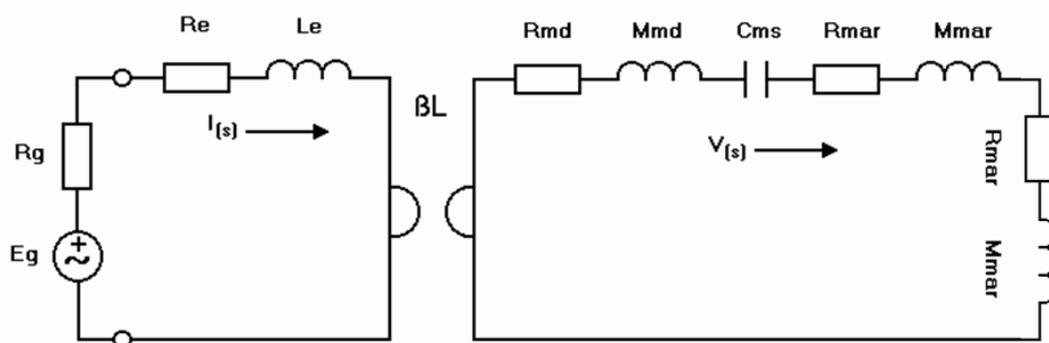


Figura 2.5 – Componentes acústicos refletidos para o lado mecânico.

Os componentes da impedância de radiação do ar, que estão no lado acústico, são refletidos para o lado mecânico, multiplicando por Sd^2 , sendo denominados $Rmar$ e $Mmar$.

$$Rmar = (Sd)^2 Rar \tag{2.9}$$

$$Mmar = (Sd)^2 Mar \tag{2.10}$$

Agrupando os componentes semelhantes na Figura 2.6, tem-se:

$$rms = Rms + 2 Rmar \tag{2.11}$$

$$mms = Mmd + 2 Mmar \tag{2.12}$$

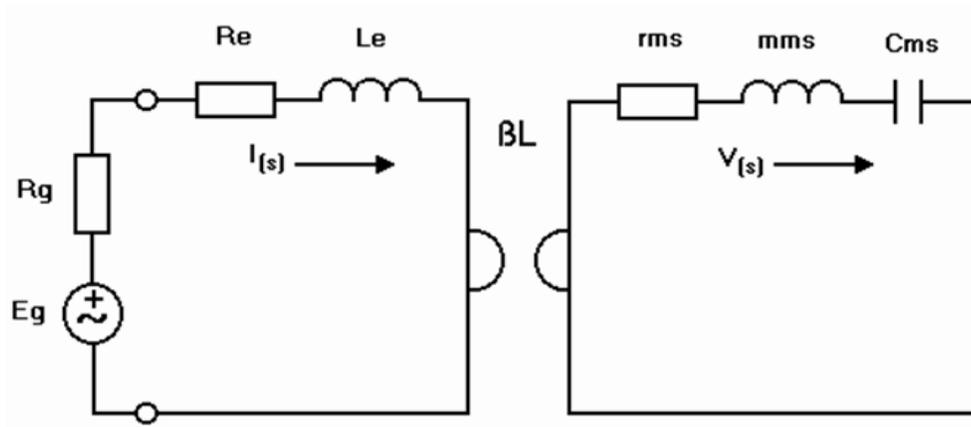


Figura 2.6 - Componentes acústicos agrupados aos mecânicos.

Refletindo cada termo da Figura 2.5 para o lado elétrico, são obtidas as seguintes equações e o novo circuito equivalente mostrado na Figura 2.7:

$$Rear = \frac{(Bl/Sd)^2}{Rar} \tag{2.13}$$

$$Cear = \frac{(Bl/Sd)^2}{Mar} \tag{2.14}$$

$$Remd = (Bl)^2 / Rmd \tag{2.15}$$

$$Cmed = Mmd / (Bl)^2 \tag{2.16}$$

$$L_{ces} = (Bl)^2 C_{ms} \tag{2.17}$$

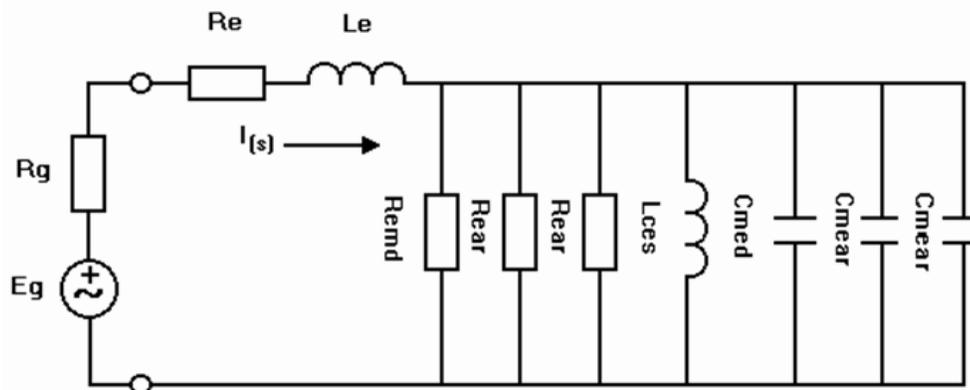


Figura 2.7 - Componentes acústicos e mecânicos refletidos para o lado elétrico.

Agrupando os termos semelhantes refletidos e mostrados na Figura 2.8:

$$res = \frac{1}{(1/Re_{md}) + (2/Re_{ar})} \tag{2.18}$$

$$c_{mes} = C_{med} + 2 C_{ear} \tag{2.19}$$

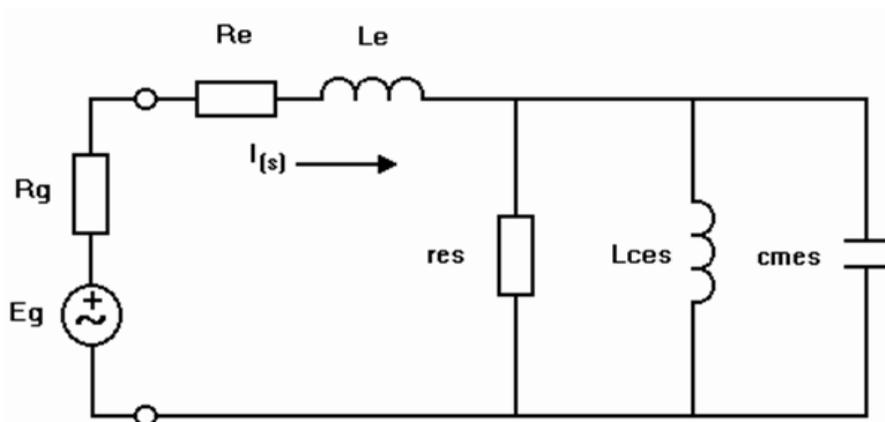


Figura 2.8 - Componentes semelhantes agrupados no lado elétrico.

Abaixo, segue a tabela com todos os componentes do lado elétrico, mostrando os componentes mecânicos e acústicos refletidos:

Tabela 2.2 – Componentes do lado elétrico ¹⁸¹.

COMPONENTES DO LADO ELÉTRICO		
RE Resistência ôhmica da bobina	$Red = K_{im} \cdot \omega^{Emm}$ Componente Resistiva da bobina variando com a frequência	$Re = RE + Red$ Resistência Total da bobina
$Le = K_{xm} \cdot \omega^{(Exm - 1)}$ Indutância da bobina	$Red_{Fs} = K_{im} \cdot \omega_s^{Emm}$ Componente Resistiva da bobina variando com a frequência em $f = Fs$ (ressonância)	
COMPONENTES MECÂNICOS REFLETIDOS PARA O LADO ELÉTRICO		
$Remd = (\beta L)^2 / Rmd$ Resistência Mecânica da Suspensão	$Cmed = Mmd / (\beta L)^2$ Massa Móvel do Diafragma	$Lces = (\beta L)^2 Cms$ Complância Mecânica da Suspensão
COMPONENTES ACÚSTICOS REFLETIDOS PARA O LADO ELÉTRICO		
$Rear = (\beta L / Sd)^2 / Rar$ Resistência de radiação do ar (um lado do cone)	$Rear_{Fs} = (\beta L / Sd)^2 / Rar_{Fs}$ Resistência de radiação do ar (um lado do cone) em $f = Fs$ (ressonância)	
$Cear = (Sd / \beta L)^2 \cdot Mar$ Massa de ar (um lado do cone)	$Cear_{Fs} = (Sd / \beta L)^2 \cdot Mar_{Fs}$ Massa de ar (um lado do cone) em $f = Fs$ (ressonância)	
COMPONENTES RESULTANTES NO LADO ELÉTRICO		
$r_{es} = \frac{1}{\frac{1}{Remd} + \frac{2}{Rear}}$ Resistência da Suspensão incluindo a resistência de radiação do ar dos dois lados do cone	$Res = \frac{1}{\frac{1}{Remd} + \frac{2}{Rear_{Fs}}}$ Resistência da Suspensão, incluindo a resistência de radiação do ar dos dois lados do cone, em $f = Fs$	$c_{mes} = Cmed + 2Cear$ Massa Móvel do Diafragma, incluindo a massa de ar, dos dois lados do cone, que varia com a frequência
$C_{mes} = Cmed + 2Cear_{Fs}$ Massa Móvel do Diafragma Em $f = Fs$ (ressonância)		

2.4.2 – Circuito Equivalente Mecânico

O circuito equivalente mecânico será analisado baseando-se na filosofia adotada no Item 2.4.1, onde houve reflexões de componentes que atuam sobre o circuito, mesmo não estando presentes fisicamente. Adotando o desenvolvimento de [8], partindo da Figura 2.4, desta vez será analisado o lado mecânico e as reflexões da parte elétrica e acústica.

Encontram-se no lado mecânico do alto-falante os componentes R_{md} , M_{md} e C_{ms} , que estão presentes fisicamente, bem como os refletidos dos lados elétrico e acústico. Na reflexão, resistências e indutâncias do lado acústico são multiplicadas pelo quadrado da área efetiva do cone, S_d^2 .

Para diferenciar os termos, as variáveis que iniciam com a letra minúscula apresentam variação com a frequência. Quando iniciam com letra maiúscula, significam que seu valor é obtido apenas na frequência de ressonância, F_s .

$$r_{ms} = R_{md} + 2R_{mar} \quad ; \quad R_{ms} = R_{md} + 2R_{mar}_{F_s} \quad (2.20)$$

$$m_{ms} = m_{md} + 2M_{mar} \quad ; \quad M_{ms} = M_{md} + 2M_{mar}_{F_s} \quad (2.21)$$

$$w_s = \frac{1}{\sqrt{m_{ms} C_{ms}}} \quad ; \quad W_s = \frac{1}{\sqrt{M_{ms} C_{ms}}} \quad (2.22)$$

$$f_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{m_{ms} C_{ms}}} \quad ; \quad F_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ms} C_{ms}}} \quad (2.23)$$

As resistências elétricas associadas à bobina refletem-se para o lado mecânico invertidas e multiplicadas por $(BL)^2$ enquanto que a indutância da bobina converte-se em um capacitor de valor $L_e/(BL)^2$, denominado C_{mle} . Como estava em série no lado elétrico, irá aparecer em paralelo (dual) no lado mecânico.

$$R_{me} = \frac{BL^2}{R_g + R_e}, \quad (2.24)$$

onde

$$R_e = R_E + R_{ed},$$

sendo

$$Re d = Krm w^{Erm} \tag{2.25}$$

Cmle é dado por:

$$Cmle = \frac{Le}{BL^2}, \tag{2.26}$$

onde

$$Le = Kxm w^{(Exm-1)} \tag{2.27}$$

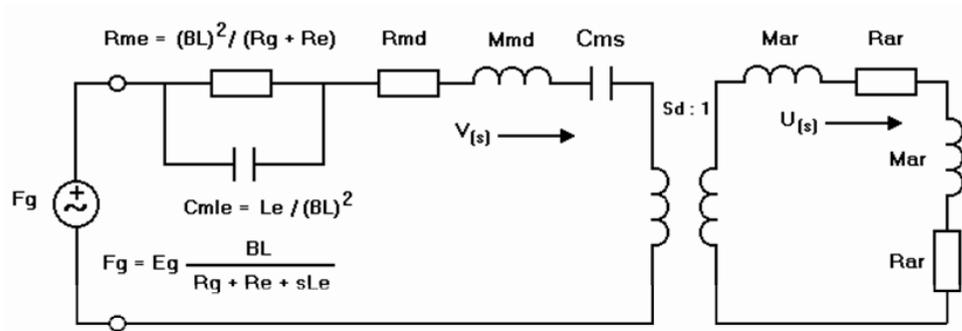


Figura 2.9 – Componentes do lado elétrico refletidos para o lado mecânico.

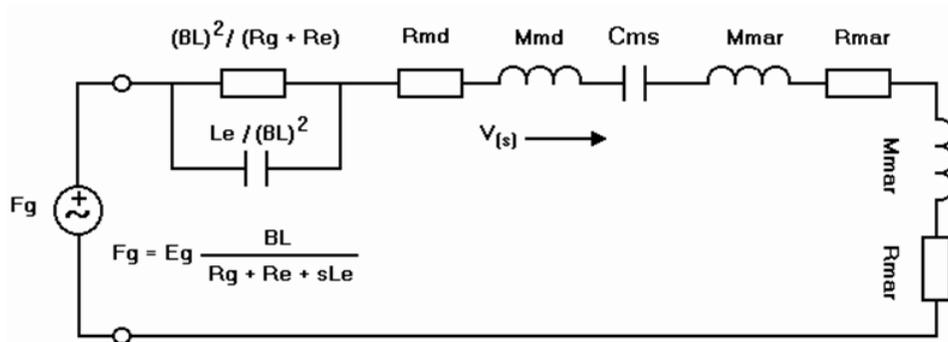


Figura 2.10 – Componentes do lado acústico refletidos para o lado mecânico.

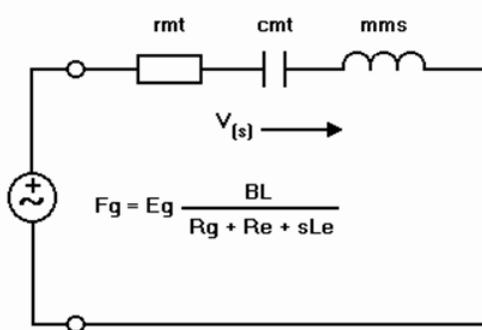


Figura 2.11 – Circuito equivalente mecânico com os componentes associados.

Segue abaixo a tabela com os componentes do lado mecânico, juntamente com os refletidos do lado elétrico e acústico:

Tabela 2.3 – Componentes do lado mecânico ^{18]}.

COMPONENTES DO LADO MECÂNICO		
Rmd Resistência Mecânica da Suspensão	Mmd Massa Móvel do Diafragma	Cms Complância Mecânica da Suspensão
COMPONENTES ELÉTRICOS REFLETIDOS PARA O LADO MECÂNICO		
$RmE = (\beta L)^2 / RE$ Resistência Ohmica Da bobina	$Rmed = (\beta L)^2 / Red$ $Red = K_{im} \cdot \omega^{Emm}$ Componente resistiva Que varia com a frequência	$Rme = (\beta L)^2 / Re$ $Re = (Rg + RE + Red)$ Resistência da Bobina Incluindo a do gerador
$Rmes = \frac{Rme}{1 + (\omega \cdot Rme \cdot Cmle)^2}$ Resistência equivalente da bobina (incluindo a do gerador), em série com os componentes do lado mecânico.	$Cmles = Cmle \left[1 + \frac{1}{(\omega \cdot Rme \cdot Cmle)^2} \right]$ Capacitância equivalente à indutância da bobina, em série com os componentes do lado mecânico. $Cmle = \frac{Le}{(\beta L)^2}$ Capacitância em paralelo com Rme	
COMPONENTES ACÚSTICOS REFLETIDOS PARA O LADO MECÂNICO		
$Rmar = Sd^2 \cdot Rar$ Resistência de radiação do ar (um lado do cone)	$Rmar_{Fs} = Sd^2 \cdot Rar_{Fs}$ Resistência de radiação do ar (um lado do cone) em $f = Fs$ (ressonância)	
$Mmar = Sd^2 \cdot Mar$ Massa de ar (um lado do cone)	$Mmar_{Fs} = Sd^2 \cdot Mar_{Fs}$ Massa de ar (um lado do cone) em $f = Fs$ (ressonância)	
COMPONENTES RESULTANTES NO LADO MECÂNICO		
$Rms = Rmd + 2Rmar_{Fs}$ Resistência Mecânica da Suspensão em $f = Fs$.	$rms = Rmd + 2Rmar$ Resistência Mecânica da Suspensão variando c/freq.	$rmt = Rmes + rms$ Resistência Mecânica Total $cmt = 1 / (1 / Cms + 1 / Cmles)$ Complância Mecânica Total
$Mms = Mmd + 2Mmar_{Fs}$ Massa Móvel do Diafragma Em $f = Fs$ (ressonância)	$mms = Mmd + 2Mmar$ Massa Móvel do Diafragma, dos dois lados do cone, Variando com a frequência	

Pode-se, agora, introduzir os chamados parâmetros Thiele-Small, que descrevem o alto-falante e os parâmetros eletromecânicos, com finalidades de análise e projeto. Relacionando as Equações (2.20) a (2.25), tem-se:

$$Q_{ms} = \frac{W_s M_{ms}}{R_{ms}} \quad (2.28)$$

onde

Q_{ms} é o fator de qualidade mecânico;

W_s é a velocidade angular na ressonância;

M_{ms} é a massa móvel do diafragma;

R_{ms} é a resistência mecânica da suspensão.

$$Q_{es} = \frac{W_s M_{ms} (R_E + R_{e d_{Fs}})}{(BL)^2} \quad (2.29)$$

onde

Q_{es} é o fator de qualidade elétrico;

R_E é a resistência à corrente contínua;

R_{e d_{Fs}} é a componente resistiva que varia com a frequência;

BL é o fator de força.

$$Q_{ts} = \frac{W_s M_{ms}}{R_{ms} + \frac{(BL)^2}{R_E + R_{e d_{Fs}}}} \quad (2.30)$$

onde

Q_{ts} é o fator de qualidade total do alto-falante.

$$V_{as} = \rho C^2 (S_d)^2 C_{ms} \quad (2.31)$$

onde

ρ é a densidade do ar;

V_{as} é o volume equivalente do alto-falante;

C é a velocidade do som;

S_d é a área efetiva do diafragma;

C_{ms} é a compliância mecânica da suspensão.

A tabela abaixo resume os parâmetros Thiele-Small obtidos nas equações anteriores:

Tabela 2.4 – Parâmetros Thiele-Small ^[8].

Parâmetros de Thiele – Small	
Frequência de Ressonância	$F_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_{ms} \cdot C_{ms}}}$
Velocidade angular na ressonância	$\omega_s = \frac{1}{\sqrt{M_{ms} \cdot C_{ms}}}$
Fator de qualidade mecânico	$Q_{ms} = \frac{\omega_s \cdot M_{ms}}{R_{ms}}$
Fator de qualidade elétrico	$Q_{es} = \frac{\omega_s \cdot M_{ms}(R_E + R_{ed_{Fs}})}{(\beta L)^2}$
Fator de qualidade total do falante	$Q_{ts} = \frac{\omega_s \cdot M_{ms}}{R_{ms} + \frac{(\beta L)^2}{R_E + R_{ed_{Fs}}}}$
Fator de qualidade elétrico do sistema	$Q_e = \frac{\omega_s \cdot M_{ms}(R_g + R_E + R_{ed_{Fs}})}{(\beta L)^2}$
Fator de qualidade total do sistema	$Q_t = \frac{1}{\frac{1}{Q_{ms}} + \frac{1}{Q_e}}$
Volume equivalente do falante	$V_{as} = \rho \cdot C^2 \cdot S_d^2 \cdot C_{ms}$

2.4.3 – Circuito Equivalente Acústico

O circuito equivalente acústico do alto-falante pode ser obtido dividindo-se as impedâncias no lado mecânico por Sd^2 , as forças por Sd e a velocidade V [m/s] multiplicada por Sd , o que resulta na velocidade volumétrica U [m^3/s].

Aplicando o procedimento acima no circuito equivalente mecânico, obtém-se o circuito equivalente do alto-falante visto pelo lado acústico, (ver Figuras 2.12 a 2.15).

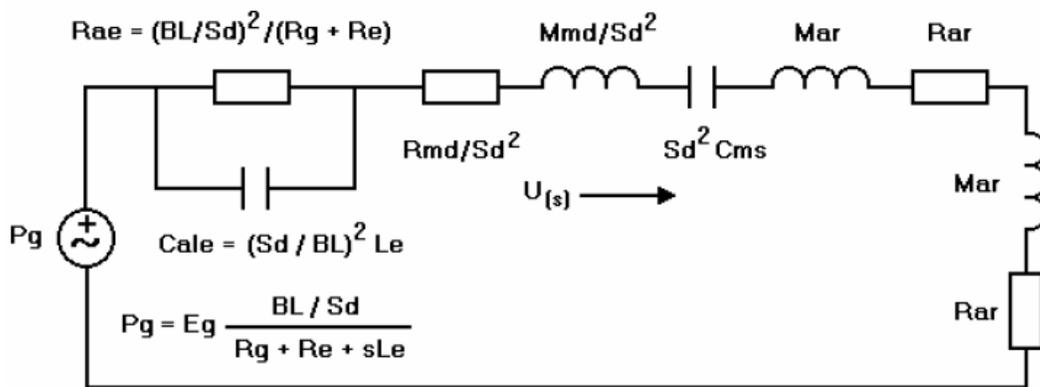


Figura 2.12 – Circuito equivalente do alto-falante visto pelo lado acústico.

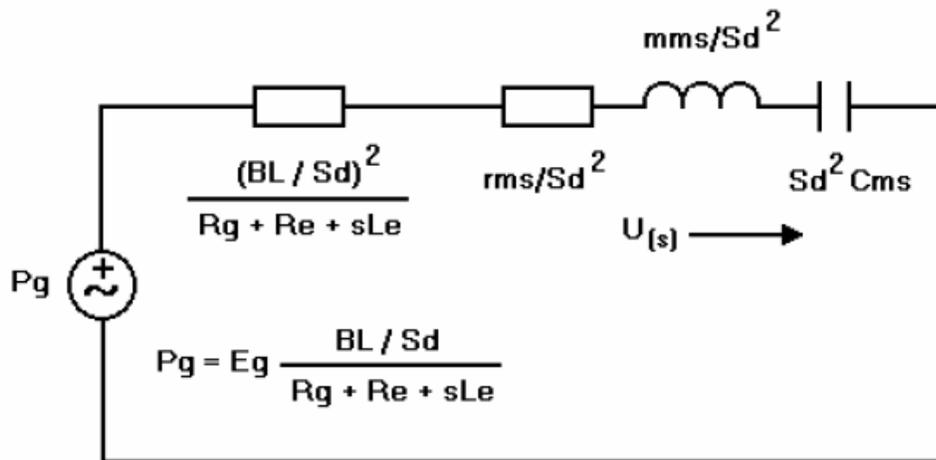


Figura 2.13 – Componentes semelhantes associados no lado acústico.

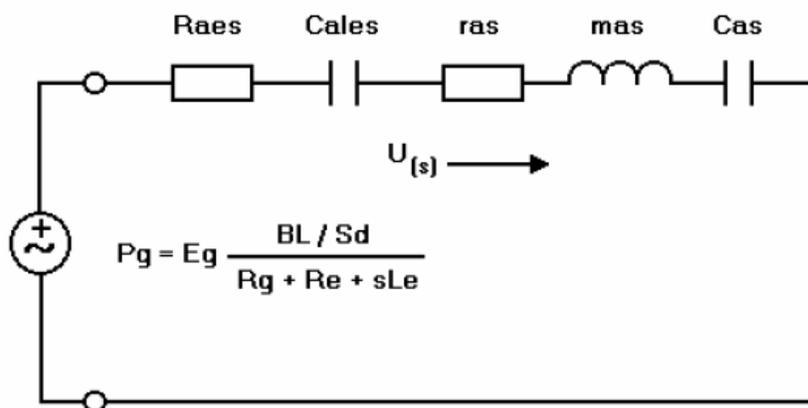


Figura 2.14 – Componentes associados em novas variáveis no lado acústico.

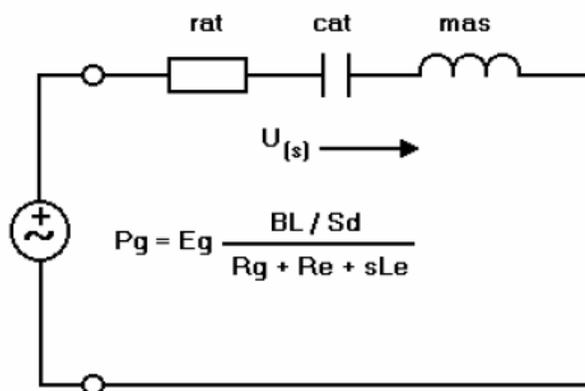


Figura 2.15 – Circuito equivalente acústico com componentes semelhantes associados.

A análise do circuito equivalente acústico possibilita a obtenção das equações de velocidade volumétrica e a determinação das expressões da pressão acústica a uma distância r no campo distante e a potência acústica dissipada na impedância de radiação do ar, dentre outras. No entanto, o objetivo deste capítulo é tratar o funcionamento do alto-falante e seus parâmetros, por isso a determinação das expressões e demais demonstrações não serão aqui apresentadas. A equação da pressão será desenvolvida especificamente para o modelo da caixa *Bandpass*, no Capítulo 3 - Estudo das Caixas Acústicas.

2.5 – Análise de um Alto-Falante Comercial

Neste tópico são apresentados os parâmetros de Thiele & Small para um alto-falante comercial, modelo 15 HPL da Hinor, para análise e manipulação das equações mostradas até o momento. O anexo A apresenta o manual com as informações do produto.

Os parâmetros do alto-falante fornecidos pelo fabricante, são:

$$F_s = 42 \text{ [Hz];}$$

$$R_e = 3,6 \text{ [\Omega];}$$

$$Q_{ms} = 4,57;$$

$$Q_{es} = 0,43;$$

$$Q_{ts} = 0,392;$$

$$V_{as} = 103 \text{ [litros];}$$

$$X_{max} = 5 \text{ [mm].}$$

S_d (área efetiva do diafragma) pode ser calculada medindo o valor de D , como sendo o diâmetro do cone, acrescido da terça parte da largura da suspensão, de ambos os lados do alto-falante ^[1] e substituindo na Equação (2.32).

$$S_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{2.32}$$

$$S_d = 0,083 \text{ [m}^2\text{]} \rightarrow \text{Falante de 15 polegadas.}$$

V_d (Volume de ar deslocado) é calculado da seguinte forma:

$$V_d = S_d \cdot X_{max} \tag{2.33}$$

$$V_d = 0,083 \cdot 0,005 = 0,000415 \text{ [m}^3\text{]} \text{ ou } 0,415 \text{ [litros]}$$

Com os parâmetros informados acima, podem-se calcular os componentes do circuito equivalente mecânico e elétrico. Manipulando a Equação (2.31) pode-se obter C_{ms} (Complância mecânica da suspensão):

$$C_{ms} = \frac{V_{as}}{\rho c^2 (S_d)^2} = \frac{103/1000}{1,195 \cdot 344^2 \cdot 0,083^2} = 1,06^{-4} \text{ [m/N]} \tag{2.34}$$

Considerando, $\rho = 1,195 \text{ [kg/cu.m]}$ e $c = 344 \text{ [m/s]}$

O valor de Cas (Complância acústica da suspensão) pode ser obtido multiplicando Cms por Sd^2 , como mostrado a seguir:

$$Cas = Cms Sd^2 = 1,06^{-4} \cdot 0,083^2 = 7,30^{-7} [m^3 / Pa] \quad (2.35)$$

Partindo da Equação (2.23), frequência de ressonância, pode-se obter Mms (Massa mecânica da suspensão):

$$Mms = \frac{1}{(Fs)^2 (2\pi)^2 Cms} = \frac{1}{42^2 \cdot (2\pi)^2 \cdot 1,06^{-4}} = 0,135 [Kg] \quad (2.36)$$

Da Equação (2.28) pode-se obter Rms (Resistência mecânica da suspensão):

$$Rms = \frac{Fs 2\pi Mms}{Qms} = \frac{42 \cdot 2\pi \cdot 0,135}{4,57} = 7,79 [\Omega_m] \quad (2.37)$$

Manipulando a Equação (2.29) encontram-se o valor de BL (fator de força):

$$BL = \sqrt{\frac{Fs 2\pi Mms Re}{Qes}} = \sqrt{\frac{42 \cdot 2\pi \cdot 0,135 \cdot 3,6}{0,43}} = 17,27 [Tm] \quad (2.38)$$

O Rendimento de Referência (n_0), ao ar livre, é definido por [1] como sendo:

$$n_0 = 9,64 \times 10^{-10} Fs^3 Vas / Qes \quad (2.39)$$

$$n_0 = 9,64 \times 10^{-10} \cdot (42)^3 \cdot 103 / 0,43 = 1,71\%$$

Com a manipulação das equações foi possível obter os parâmetros adicionais de forma rápida e simples. Normalmente, a maioria dos softwares comerciais realiza automaticamente a obtenção desses dados, a partir dos parâmetros principais.

2.6 – Funcionamento em regime de pistão (Impedância de radiação do ar)

Ao construir uma caixa acústica para faixa de baixas frequências, deve-se conhecer o comportamento do cone para esta faixa de trabalho, determinando as suas primeiras frequências de ressonância. O cone tipo pistão rígido produz o deslocamento uniforme da área móvel, mantendo todos os pontos do cone em fase e deslocando-se no mesmo sentido. Com o cálculo da frequência limite define-se até que frequência não haverá deformações no cone do alto-falante.

Para caixas do tipo *Bandpass*, onde a frequência de resposta é baixa, pode-se desprezar os efeitos da impedância de radiação do ar e utilizar os valores originais destes parâmetros ^[2] e, assim, garantir a utilização dos valores originais de Q_{ts} e F_s até $ka < 1$, ou seja, pode-se desprezar a impedância de radiação do ar até $ka < 1$.

ka representa o perímetro do alto-falante dividido pelo comprimento de onda, conforme equação abaixo:

$$ka = \frac{2 \pi a}{\lambda} = \frac{2 \pi f a}{C} \quad (2.40)$$

onde

λ é o comprimento de onda;

f é a frequência;

a é o raio da área móvel do alto-falante;

C é a velocidade do som.

Para $ka = 1$, onde representa a frequência limite que garante o regime de pistão, tem-se:

$$Fka1 = C / 2 / \pi / a \quad (2.41)$$

Supondo um alto-falante de 15 polegadas, com diâmetro efetivo da área móvel $D = 0,325$ [m], o raio será $a = 0,162$ [m]. Considerando a velocidade do som como sendo $C = 344$ [m/s] e substituindo na Equação (2.41), tem-se:

$$Fka1 = 344 / 2 / \pi / 0,162 \cong 338 \text{ [Hz]}$$

Para o alto-falante utilizado como exemplo, calculando F_{ka1} encontra-se o valor de 338 Hz. Portanto, poderia ser utilizado para responder até esta frequência, sem levar em conta a impedância de radiação do ar. Dessa forma, para a caixa acústica *Bandpass*, onde a frequência de corte superior deverá ficar abaixo de 100 Hz, garante-se o funcionamento do alto-falante como pistão dentro da faixa de trabalho.

Ilustrando

Através das equações de Bessel, pode-se analisar graficamente o funcionamento do alto-falante como pistão para $ka < 1$. Para $ka > 1$ as reações do campo de pressão sonora sobre o alto-falante produzem deformações no mesmo.

As Figuras 2.16 a 2.19, geradas a partir do software Mathematica, mostram o comportamento do cone com o aumento da frequência.

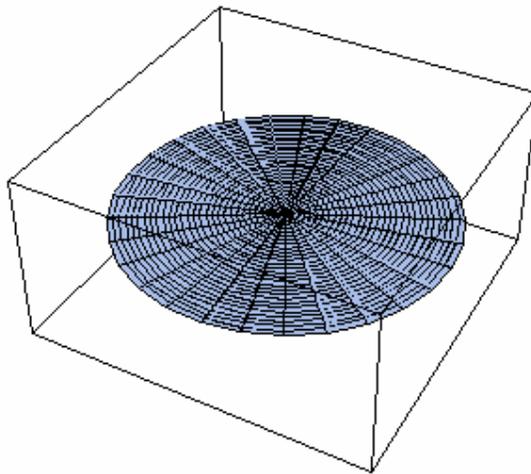


Figura 2.16 – Comportamento do cone do alto-falante para $ka < 1$.

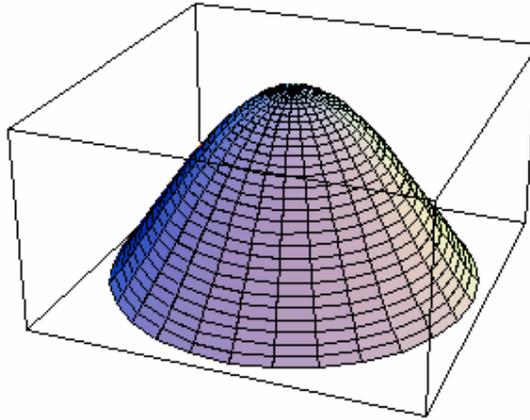


Figura 2.17 – Limite de funcionamento como pistão, $ka = 1$.

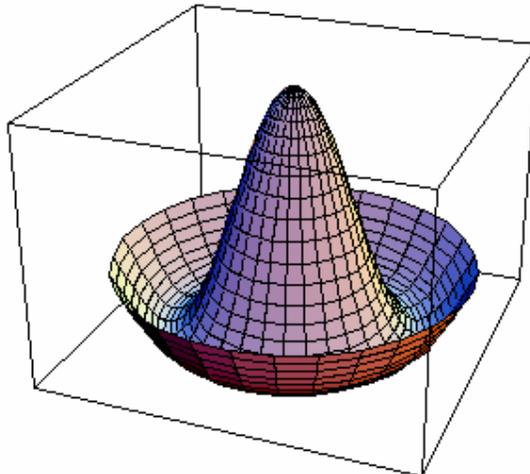


Figura 2.18 – Comportamento do cone do alto-falante para $ka > 1$.

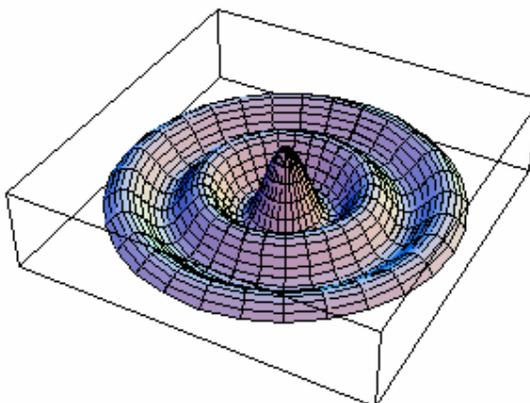


Figura 2.19 – Comportamento do cone para $ka \gg 1$.

Nas figuras apresentadas a frequência foi aumentada até mostrar algumas deformações no cone do alto-falante, somente a título de ilustração.

Segundo BERANEK [4], são duas as classificações para os modos de vibração do cone, sendo o modo radial e concêntrico. Os modos radiais se estendem do centro do cone em direção a borda, ocorrendo principalmente em baixas frequências. Os modos concêntricos formam um conjunto de ondas, que se propagam a partir do centro do cone. O número de onda varia com a frequência e algumas ondulações são refletidas de volta para o centro, formando interferências (ondas estacionárias). Algumas dessas ondulações apresentam-se em fase com a bobina móvel e outras em oposição de fase, sendo responsáveis pelos diversos picos e vales presentes na curva de resposta de um alto-falante. A Figura 2.20 mostra as amplitudes das vibrações com a variação da frequência, onde as áreas em vermelho representam deslocamentos do cone para cima e em azul para baixo.

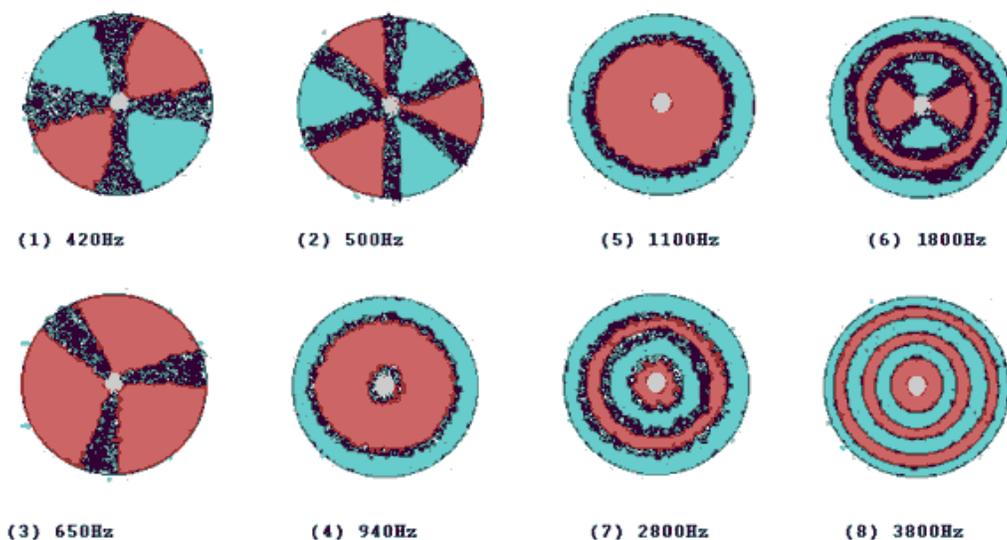


Figura 2.20 – Modos de vibração do cone do alto-falante.

À medida que a frequência aumenta, a área de irradiação do cone diminui, de modo que as frequências muito altas tendem a ser irradiadas pela área central do cone.

CAPÍTULO 3

ESTUDO DAS CAIXAS ACÚSTICAS

Qual a função da caixa ?

Um alto-falante comporta-se como um dipolo acústico, ou seja, duas fontes sonoras com a mesma amplitude, próximas entre si, defasadas de 180° . Isso implica em um cancelamento entre as ondas frontal e traseira, para sinais de comprimento de onda superiores às dimensões da fonte ^[2]. Daí a necessidade da utilização de uma caixa acústica, com o objetivo de transformar a fonte em um monopolo, isolando o lado de trás do cone da parte da frente. Há também o chamado “*Baffle* Infinito”, que pode ser entendido como uma parede de dimensões muito maiores que a do alto-falante, onde é montado o transdutor, garantindo seu funcionamento como monopolo, evitando assim os efeitos de cancelamento.

3.1 - DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DA CAIXA CLOSED

A Caixa Closed (Selada ou Fechada) é o modelo mais simples dos sonofletores, constituída simplesmente de um volume de ar confinado em uma caixa totalmente fechada e de um alto-falante. Seus circuitos eletro-acústicos são semelhantes a um filtro passa-altas de segunda ordem, com resposta determinada pela frequência de ressonância e pelo amortecimento acústico. Existem dois tipos básicos de caixa fechada: o *baffle* infinito e a suspensão acústica.

A caixa tipo *baffle* infinito é feita propositalmente grande de modo que a compliância do ar em seu interior seja maior que a compliância do alto-falante. Uma caixa fechada transforma-se em um sonofletor do tipo suspensão acústica quando a compliância do ar em seu interior é três, ou mais, vezes menor que a compliância do alto-falante ^[1]. A combinação de um falante de suspensão macia, instalado em uma caixa pequena, foi popularizado em 1950 pela Acoustic Research e ainda é amplamente utilizada até os dias de hoje.

A suspensão acústica foi patenteada em 1949 por Harry Olson e, a partir disso, alterações foram propostas devido ao trabalho de um dos primeiros a advogar as vantagens da suspensão acústica, Edgar Villchur. A novidade introduzida por VILLCHUR [7], consistiu em passar a adotar como principal força de oposição ao movimento do diafragma a compliância

do ar contido dentro da caixa fechada. Para isto a suspensão do alto-falante é projetada muito mais "macia" do que é usual. Assim, a frequência de ressonância do sistema passa a ser controlada pelo volume encerrado na caixa e pela massa efetiva do cone do alto-falante. Uma das vantagens do novo sistema é o menor volume necessário para a mesma resposta. No entanto, o projeto passa a exigir mais cuidado em relação ao sistema tradicional, pois as características do alto-falante tornam-se estreitamente ligadas ao volume da caixa acústica. Na Figura 3.1 tem-se a vista da caixa fechada.

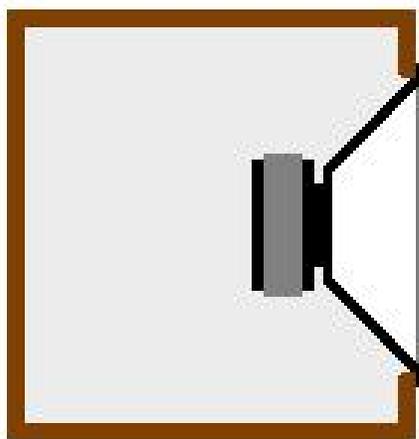


Figura 3.1 – Caixa Acústica Fechada.

3.1.1 – Definições

Abaixo serão apresentados alguns parâmetros empregados para o projeto de uma caixa fechada ^[1]:

F3 - frequência de corte a -3 dB(ponto de meia potência);

Fs - frequência de ressonância do alto-falante;

Fc - frequência de ressonância do sistema (caixa fechada);

Q - razão entre a reatância e a resistência (em circuito série) ou entre a resistência e a reatância (circuito paralelo);

Qts - fator de qualidade total do alto-falante em Fs;

Qtc - fator de qualidade total do sistema (caixa fechada);

Vas - volume de ar que possui a mesma compliância acústica da suspensão do falante. Também chamado de volume equivalente;

Vab - volume de ar que possui a mesma compliância acústica da caixa;

X_{max} - deslocamento máximo linear do cone do alto-falante;

S_d - área efetiva do cone;

V_d - volume máximo deslocado pelo falante = $S_d \cdot X_{max}$;

V_b - volume interno da caixa;

α - razão entre as compliâncias = $V_{as}/V_b = C_{as}/C_{ab}$;

C_{as} - compliância acústica da suspensão do falante;

C_{ab} - compliância acústica do volume de ar na caixa.

3.1.2 – Fator “Q” da Caixa e Resposta em Frequência

O “Q” da caixa refere-se a como o falante será adequado à caixa e consiste em controlar as características da resposta resultante. O melhor método de controle implica em medir e alinhar o fator de qualidade Q_{tc} . O fator Q_{tc} mostra como as características eletromecano-acústicas interagem entre si. A Figura 3.2^[1,2,4] mostra a relação existente entre Q_{tc} e a resposta em frequência.

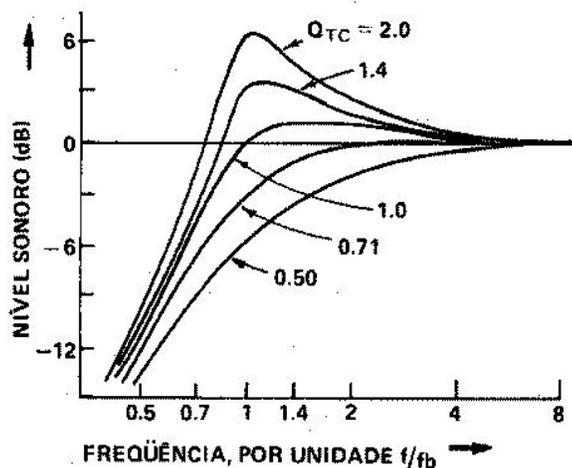


Figura 3.2 – Fator de qualidade Q_{tc} . (Normalizado em f de f_b).

Ainda, certos valores de Q_{tc} produzem respostas com características específicas, sendo:

$Q_{tc} = 0,5$ - criticamente amortecido;

$Q_{tc} = 0,577$ - resposta tipo Bessel (D2);

$Q_{tc} = 0,707$ - resposta tipo Butterworth (B2);

$Q_{tc} > 0,707$ - resposta tipo Chebichev (C2).

Valores de Q_{tc} , próximos de 1, produzem um som “quente”, envolvente e robusto. Já valores em torno de 0,8 soam menos profundamente, devido à melhor resposta transitória e Q_{tc} igual a 0,5 é encarado com um som “seco”, super amortecido [1].

Alguns trabalhos realizados por Richard Small^[5,6] sobre caixas fechadas revelaram que, na maior parte, enquadram-se nas seguintes situações:

- A) Frequência de corte F_3 abaixo de 50Hz → Q_{tc} até 1,1 e volume maior que 40 litros.
- B) Frequência de corte F_3 acima de 50 Hz → Q_{tc} de 1,2 a 2 e volume inferior a 60 litros.

As caixas referentes a **A**, produzem sons graves relacionados a música orquestral. Já a situação **B**, apresenta mais graves para músicas de estilo Hip Hop, Dance, onde as frequências baixas são evidentes.

3.1.3 – Escolha do alto falante para Caixa Closed

Os alto-falantes indicados para as caixas seladas caracterizam-se por possuírem uma baixa frequência de ressonância ao ar livre (F_s), um cone pesado e bobina longa. Para este tipo de caixa, geralmente utilizam-se alto-falantes com Q_{ts} superior a 0,3, dotados de uma estrutura magnética mediana. Um critério de escolha proposto por SMALL [5], denominado *Efficiency Bandwidth Product* (EBP), ajuda a determinar o falante, sendo:

$$EBP = F_s / Q_{es} \quad (3.1)$$

onde

F_s é a frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre;

Q_{es} é o fator de qualidade elétrico.

Tendo em mãos os parâmetros T&S do alto-falante para cálculo do EBP, encontra-se o valor que, ficando nas vizinhanças de 50 indicaria uma maior adequação para caixas do tipo fechada. Valores em torno de 100 indicariam a utilização do alto-falante em caixas do tipo refletor de grave.

Outro fator importante na escolha do alto-falante é o comprimento da bobina ou altura do enrolamento. Caixas *Closed* exigem maiores deslocamentos do cone que aquelas com duto. Para falantes de 10” e 12”, por exemplo, o comprimento da bobina deverá estar entre 5 mm e 8 mm, para alto-falantes de 6” e 8” o comprimento deverá estar entre 2 mm e 4 mm. Normalmente a informação da altura do enrolamento, denominada **X_{max}**, é fornecida pelo fabricante e indica o quanto a área móvel pode excursionar, mantendo as espiras da bobina dentro do fluxo magnético, garantindo que não haja distorção.

Outros cuidados devem ser tomados quanto aos vazamentos. Uma boa maneira de garantir a vedação entre junções é aplicar cola branca misturada a serragem ou pó de madeira ao longo das juntas e conexões. Perdas através do anel de suspensão (borda) ou através do domo (calota) deverão ser ignoradas, uma vez que a tentativa de consertar o problema poderá gerar outros ainda maiores e a alteração dos parâmetros Thiele & Small do alto-falante.

3.1.4 – Determinação do Volume da Caixa

Para o cálculo do volume da caixa acústica selada são necessários os seguintes parâmetros, fornecidos pelo fabricante do alto-falante:

- F_s**, frequência de ressonância;
- Q_{ts}**, fator de qualidade total do alto-falante;
- V_{as}**, volume equivalente do alto-falante;
- X_{max}**, deslocamento máximo do cone;
- S_d**, área efetiva do cone, em metros quadrados;
- V_d**, volume máximo deslocado, em metros cúbicos.

A frequência de corte da caixa acústica pode ser encontrada através de tabelas pré-determinadas ou, neste caso, com a manipulação de equações, conforme abaixo:

$$\alpha = (Q_{tc} / Q_{ts})^2 - 1 \quad (3.2)$$

onde

- α** é a razão entre as compliâncias;
- Q_{tc}** é o fator de qualidade da caixa.

Q_{ts} é fornecido pelo fabricante. O valor de Q_{tc} deverá ser atribuído de acordo com a resposta desejada, já mencionado na Secção 3.1.2. Para uma resposta plana, tipo *Butterworth*, utiliza-se $Q_{tc} = 0,707$.

A frequência de corte F_c é dada por:

$$F_c = Q_{tc} Q_{ts} / F_s \quad (3.3)$$

O volume da caixa é dado por:

$$V_b = V_{as} / \alpha \quad (3.4)$$

$$\frac{F_3}{F_c} = \left\{ -1 + 1/2 Q_{tc}^2 + \left[\left(-1 + 1/2 Q_{tc}^2 \right)^2 + 1 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad (3.5)$$

Para que o sistema seja do tipo suspensão acústica, ou seja, do tipo caixa selada, os valores de α devem estar entre 3 e 10. Abaixo de 3 representa um *baffle* infinito ^[6].

3.1.5 – Determinação da potência acústica e elétrica

O rendimento da caixa fechada está diretamente relacionado ao rendimento de referência do alto-falante, que depende principalmente dos seus parâmetros. A eficiência ao ar livre é dada por (2.39):

$$n_0 = 9,64 \times 10^{-10} F_s^3 V_{as} / Q_{es}$$

$$L_{p(dB)} = 112 + 10 \text{Log}_{10}(n_0) \quad (3.6)$$

onde L_p é o nível de pressão sonora.

A potência acústica (**Par**), limitada pelo deslocamento, é a maior potência que pode ser fornecida por um alto-falante, sem distorção excessiva. **Par** é expressa por:

$$Par = Kp F3^4 Vd^2 \quad (3.7)$$

onde

Kp é uma constante que varia com o valor de Qtc;

F3 é o ponto de -3dB;

Vd é o volume de ar deslocado, dado pela equação (2.33).

Kp pode ser obtido na tabela 3.1.

Tabela 3.1.

Qtc	Kp
0,500	0,06
0,577	0,15
0,707	0,39
0,800	0,57
0,900	0,75
1,000	0,84
1,100	0,85
1,200	0,84
1,500	0,71

Na prática, devido à informação musical estar acima de F3, utiliza-se o maior valor de Kp para o cálculo da Potência Acústica (Par), sendo:

$$Par = 0,85 F3^4 Vd^2 \quad (3.8)$$

A potência elétrica (Per) é fornecida pelo quociente entre a potência acústica e a eficiência de referência do alto-falante, conforme equação (3.9):

$$Per = \frac{Par}{n_0} \quad (3.9)$$

Per e Par são expressos em Watts e n_0 em valor decimal.

3.2 - DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DE UMA CAIXA ACÚSTICA *BASS-REFLEX* (REFLETORA DE GRAVES)

O perfil de uma caixa acústica do tipo refletor de graves é mostrado na Figura 3.3. Como pode ser visto na figura, a caixa consiste em uma cavidade, onde está fixado o alto-falante e apresenta uma abertura. Normalmente, a estrutura de uma caixa acústica é feita em madeira, devido à facilidade de preparação das faces, montagem e baixo custo.

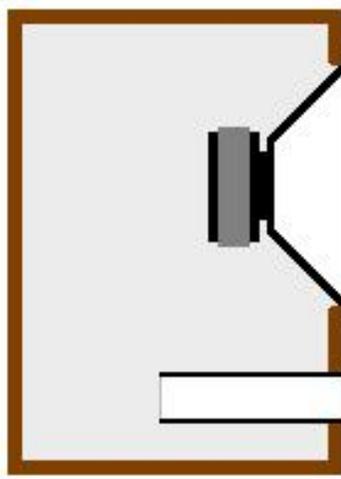


Figura 3.3 – Caixa Acústica Bass-Reflex.

Um refletor de graves é análogo a um filtro passa-altas, com atenuação de 24 dB/oitava, caracterizando-se pela presença de uma abertura denominada pórtico, no qual pode ser instalado um tubo, chamado duto, por onde o ar pode entrar e sair. Em baixas frequências, o duto contribui significativamente para a saída sonora do sistema. Isso é conseguido pelo acréscimo de carga acústica, na parte posterior do alto-falante, o que reduz o deslocamento do cone e a contribuição do alto-falante^[1]. Esta descrição dá ênfase ao funcionamento em baixa frequência, pois é nesta faixa que o duto tem sua principal função, que é irradiar o som da parte de trás do cone do alto-falante para fora da caixa, em fase com o som gerado na parte da frente, aumentando a intensidade sonora.

A caixa acústica *Bass-Reflex* em comparação com a caixa *Closed* (selada) possui as seguintes características^[1]:

- 1) Menor excursão da área móvel nas proximidades da frequência de ressonância da caixa, com maior capacidade de potência e menor distorção. Abaixo da ressonância da caixa é recomendado o uso de filtro subsônico, tipo passa-altas, para evitar os elevados deslocamentos do cone;
- 2) Menor frequência de corte com o mesmo alto-falante;
- 3) Em relação à eficiência, aumento de 3 dB em relação a uma caixa selada de igual volume. Na prática, o ganho torna-se maior devido a escolha de um alto-falante mais apropriado para a caixa *Bass-Reflex*, que normalmente possui maior eficiência;
- 4) A desvantagem da caixa tipo refletor de graves está em relação ao desalinhamento dos parâmetros, tornando-a mais sensível.

3.2.1 – Fator de Qualidade e Escolha do Alto-Falante

Na caixa selada, a resposta pode ser prevista e controlada ajustando o fator de qualidade da combinação caixa/alto-falante, ou seja, determina-se o valor de Q_{tc} para obter a resposta desejada em baixa frequência. Na caixa refletora de graves, a discussão gira em torno dos alinhamentos específicos ^[1], que combinam os parâmetros para que uma resposta em frequência uniforme seja conseguida, com um determinado valor de $F3$.

No refletor de graves não é possível ajustar os parâmetros de modo que sejam obtidas respostas com a variação de Q_{tc} entre 0,7 e 1,5. Alterações que provocam aumento ou diminuição de graves são chamadas de desalinhamentos. Caso um alto-falante tenha o valor de Q_{ts} alterado em 20%, provocará uma alteração no nível de pressão sonora na ordem de 4 dB ^[1].

Em relação à escolha do alto-falante para a caixa refletora de graves, este normalmente apresenta menor massa, bobina curta e menor valor de Q_{ts} . O critério de EBP de Small, definido na Equação (3.1), sugere valores de Q_{ts} ao redor de 100 para essa aplicação.

3.2.2 – Alinhamentos

Um alinhamento consiste num conjunto de parâmetros, que determinando certa combinação de volume da caixa e frequência de sintonia, propiciará uma resposta adequada, isto é, plana e com graves necessários. Existem pelo menos 15 categorias de alinhamentos, os dois tipos fundamentais são os assistidos por filtros ^[10] e os não assistidos. Os alinhamentos do tipo não assistidos não requerem equalização eletrônica e são os mais utilizados pelos fabricantes. Esse tipo de alinhamento pode ser dividido em duas categorias: plana e não plana. Para obtenção de respostas do tipo plana, normalmente são necessários valores de Q_{ts} inferiores a 0,4, sendo classificados em algumas categorias:

- 1) SBB4 (Resposta Super *Boom Box* de quarta ordem) – caracteriza-se por uma baixa frequência de sintonia do duto e uma boa resposta transitória;
- 2) SC4 (Resposta *Sub-Chebyshev* de quarta ordem) – Leva a volumes internos e frequência de corte semelhante ao alinhamento SBB4, mas com diferente sintonia do duto. Em comparação com a resposta SBB4, este sistema apresenta uma resposta transitória de qualidade inferior;
- 3) QB3 (*Quase Butterworth* de terceira ordem) – é o alinhamento mais comumente empregado em sistemas do tipo refletor de graves, pelo fato de proporcionar um menor volume e frequência de corte F_3 , para um dado alto-falante.
- 4) Alinhamentos Discretos. São três nesta categoria:
 - B4 (*Butterworth* de quarta ordem);
 - BE4 (*Bessel* de quarta ordem);
 - IB4 (*Inter-ordem Butterworth*).

Esses alinhamentos são classificados como discretos porque existem para um único valor de Q_{ts} . Como as perdas afetam os valores do alinhamento, os do tipo discreto ficam quase impossíveis de serem obtidos com exatidão.

Os alinhamentos que geram respostas não planas são conseguidos através da utilização de elevados valores de Q_{ts} , com características inferiores no que diz respeito aos transientes e por isso são limitados quanto a sua utilização em sistemas de qualidade. Serão obtidos menores valores de F_3 para um mesmo falante:

- 1) C4 (*Chebyshev*) ou elíptico – picos iguais na resposta;

- 2) BB4 (*Boom Box* de quarta ordem) – presença de um pico na resposta, próximo a frequência de corte, que se muito elevado tem as mesmas características indesejáveis produzidas por um elevado Q_{tc} em caixa do tipo fechada;
- 3) SQB3 (Super *Quase-Butterworth* de terceira ordem) – para elevados valores de Q_{ts} do alinhamento QB3.

Dos modelos de alinhamento apresentados, **QB3** provavelmente constitui a melhor opção, uma vez que produz, aproximadamente, a mesma F_3 nos alinhamentos planos, com uma resposta transitória semelhante às demais, com vantagem de exigir menor volume ^[1]. Por isso, no decorrer deste capítulo, será dada ênfase a este alinhamento.

3.2.3 – Determinação do Volume da Caixa

Na caixa *Bass-Reflex* a obtenção do volume é uma tarefa um pouco mais complexa em relação à caixa selada. Inicialmente são necessários os seguintes parâmetros do alto-falante:

- **F_s**, frequência de ressonância ao ar livre;
- **Q_{ts}**, fator de qualidade total;
- **V_{as}**, volume equivalente;
- **X_{max}**, deslocamento máximo;
- **S_d**, área efetiva do cone;
- **V_d**, volume deslocado.

Devido ao projeto deste tipo de caixa apresentar maior sensibilidade em relação aos parâmetros do alto-falante e perdas, faz-se necessário o uso de tabelas para determinar o melhor rendimento.

Em seguida, será apresentada a Tabela 3.2, que se refere ao alinhamento QB3 e corresponde ao fator de perda $QL = 7$. Este valor refere-se às perdas típicas.

O fator de qualidade QL representa as perdas por vazamento e pode afetar o volume da caixa e a frequência de sintonia. Existem perdas por outros fatores, como a absorção dos materiais internos e também pelo duto, mas as maiores perdas do sistema estão relacionadas aos vazamentos e, por isso, normalmente, desprezam-se os outros fatores, considerando somente o valor de QL .

Tabela 3.2 - Alinhamento QB3 e SQB3, QL = 7.

Qts	H	α	F3/Fs	Pico [dB]
0,10	3,8416	34,3925	5,2233	0
0,11	3,4947	28,2341	4,7386	0
0,12	3,2058	23,5499	4,3337	0
0,13	2,9615	19,9046	3,9902	0
0,14	2,7525	17,0150	3,6949	0
0,15	2,5712	14,6784	3,4381	0
0,16	2,4129	12,7685	3,2126	0
0,17	2,3743	11,1855	3,0128	0
0,18	2,1495	9,8589	2,8345	0
0,19	2,0388	8,7361	2,6741	0
0,20	1,9393	7,7775	2,5289	0
0,21	1,8494	6,9524	2,3968	0
0,22	1,7678	6,2372	2,2759	0
0,23	1,6935	5,6132	2,1647	0
0,24	1,6254	5,0655	2,0620	0
0,25	1,5629	4,5822	1,9667	0
0,26	1,5054	4,1535	1,8778	0
0,27	1,4522	3,7714	1,7946	0
0,28	1,4029	3,4295	1,7165	0
0,29	1,3571	3,1223	1,6429	0
0,30	1,3145	2,8421	1,5732	0
0,31	1,2748	2,5944	1,5070	0
0,32	1,2376	2,3667	1,4439	0
0,33	1,2028	2,1594	1,3836	0
0,34	1,1702	1,9699	1,3258	0
0,35	1,1395	1,7964	1,2702	0
0,36	1,1106	1,6371	1,2167	0
0,37	1,0834	1,4905	1,1651	0
0,38	1,0578	1,3532	1,1153	0
0,39	1,0335	1,2300	1,0674	0
0,40	1,0106	1,1141	1,0214	0
0,41	0,9889	1,0065	0,9776	0
0,42	0,9683	0,9064	0,9362	0,01
0,43	0,9488	0,8131	0,8975	0,05
0,44	0,9303	0,7260	0,8618	0,14
0,45	0,9128	0,6445	0,8294	0,31
0,46	0,8961	0,5682	0,8001	0,56
0,47	0,8802	0,4966	0,7741	0,90
0,48	0,8651	0,4294	0,7510	1,32
0,49	0,8507	0,3661	0,7307	1,85
0,50	0,8370	0,3065	0,7129	2,46
0,51	0,8240	0,2503	0,6972	3,18
0,52	0,8116	0,1971	0,6835	4,01
0,53	0,7998	0,1468	0,6715	4,97
0,54	0,7886	0,0992	0,6610	6,08
0,55	0,7779	0,0540	0,6518	7,36
0,56	0,7677	0,0111	0,6438	8,87

onde

Qts é o fator de qualidade do alto-falante;

H = F_b/F_s , razão de sintonia;

F_b é a frequência de sintonia da caixa;

F_s é a frequência de ressonância do alto-falante;

α = V_{as}/V_b , razão entre as compliâncias;

F₃ é a frequência de corte (-3 dB);

Pico [dB] indica planicidade da resposta para valores iguais a zero.

Exemplo de projeto (Utilizando a Tabela 3.2) ^[2]

O uso da tabela proporcionará a determinação do volume da caixa V_b , da frequência de corte F_3 e da frequência de sintonia F_b .

Alto-falante com os seguintes parâmetros: $F_s = 25$ Hz, $Q_{ts} = 0,25$ e $V_{as} = 200$ litros

- 1) Para $Q_{ts} = 0,25$, na coluna $H = F_b/F_s$, encontra-se 1,5629, o que implica em:

$$F_b = F_s H \quad (3.10)$$

$$F_b = 25 \cdot 1,5629 = 39,1 \text{ [Hz]}$$

- 2) Na coluna $\alpha = V_{as}/V_b$, correspondendo a $Q_{ts} = 0,25$, encontra-se 4,5822. Logo:

$$V_b = V_{as}/\alpha \quad (3.11)$$

$$V_b = 200/4,5822 = 43,6 \text{ [litros]}$$

- 3) Na coluna F_3/F_s , para $Q_{ts} = 0,25$, tem-se 1,9666. Assim:

$$F_3 = F_s \left(\frac{F_3}{F_s} \right) \quad (3.12)$$

$$F_3 = 25 \cdot 1,9666 = 49,2 \text{ [Hz]}$$

Resumindo, o alto-falante deverá ser colocado em uma caixa com volume interno de aproximadamente 44 litros, sintonizada em 39,1Hz, obtendo-se a frequência de corte (-3dB) igual a 49,2 Hz, com resposta plana.

3.2.4 – Cálculo do Duto

3.2.4.1 – Ressonador de Helmholtz

Para dimensionar o duto de uma caixa acústica, obrigatoriamente, deve-se considerar a teoria relacionada ao Ressonador de Helmholtz. Segundo SILVA [2] é constituído pelo volume de ar contido em uma cavidade, que, tendo um comportamento capacitivo, é capaz de entrar em ressonância com o ar em movimento através de um tubo de comprimento L e diâmetro D , que faz a ligação do interior da cavidade com o ambiente externo e que, por sua vez, é predominantemente indutivo.

A Figura 3.4 mostra a cavidade onde está instalado um duto, que faz a comunicação entre o ambiente interno e externo.

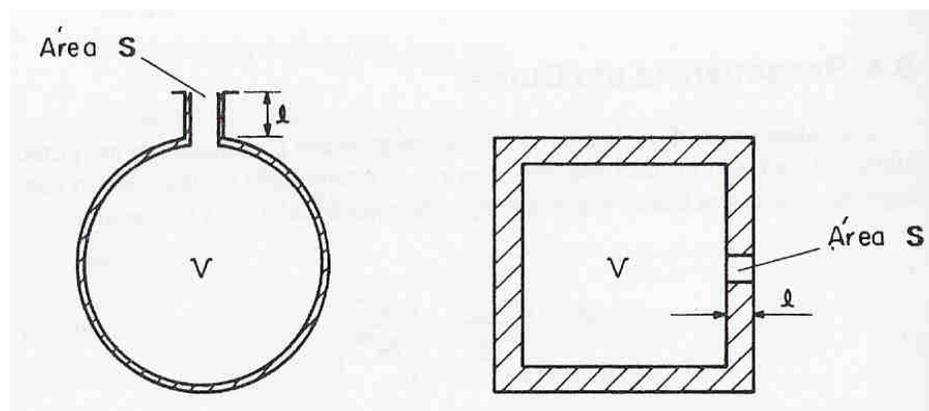


Figura 3.4 – Ressonador de Helmholtz.

Segundo GERGES [11], em funcionamento, o tubo comporta-se como se fosse maior do que realmente é. Isso acontece porque o fluido (ar), além das extremidades do estrangulamento real, move-se em unidade com o fluido na garganta, sendo necessário usar um comprimento efetivo denominado l' , maior que o comprimento verdadeiro.

Nas baixas frequências, considerando o carregamento da massa equivalente ao do pistão, para um cilindro de área S e comprimento $\Delta\ell = 8a/3\pi$, teremos:

$$\ell' = \ell + 2\Delta\ell = \ell + \frac{16a}{3\pi} \cong \ell + 1,7a \quad (3.13)$$

onde a é o raio interno do tubo.

Para terminação de borda rígida, $\Delta\ell = 8a/3\pi = 0,85 a$;

Para uma terminação sem borda, $\Delta\ell = 0,6 a$.

A frequência de ressonância não amortecida é dada por:

$$\omega_0 = c \sqrt{\frac{S}{\ell'V}} \quad [\text{rad/s}] \quad (3.14)$$

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{\ell'V}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.15)$$

sendo

c , a velocidade do som em [m/s];

S , a área interna do tubo em [m²];

ℓ' , o comprimento efetivo do tubo em [m];

V , o volume da cavidade em [m³].

3.2.4.2 – Cálculo da Frequência de Sintonia

Exemplo 1: Cálculo da frequência de sintonia F_b , sendo dados: o volume da cavidade e o dimensional do duto.

Dados:

- Cavidade com 40 litros;
- Um duto de 10 cm de diâmetro por 20 cm de comprimento.

Determinando as variáveis da Equação (3.15):

$$1) S = \pi a^2 = \pi \cdot 0,05^2 = 7,854 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$2) \ell' = \ell + 1,7a = 0,2 + 1,7 \cdot 0,05 = 0,285 \text{ [m]}$$

$$3) V = \frac{40 \text{ [litros]}}{1000} = 0,04 \text{ [m}^3\text{]}$$

4) Substituindo os resultados de 1, 2 e 3 na Equação (3.15), tem-se:

$$Fb = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{7,854 \times 10^{-3}}{0,285 \cdot 0,04}} = 45,44 \text{ [Hz]}$$

O valor da velocidade do som considerada neste capítulo é 344 [m/s].

3.2.4.3 – Cálculo do comprimento do duto

Manipulando a Equação (3.15), segundo GERGES [11], pode-se organizar os termos para calcular o comprimento do duto, dado o volume da cavidade V e a frequência de sintonia Fb . Para borda rígida, obtém-se a Equação (3.16):

$$\ell = \frac{c^2 a^2}{4\pi V (Fb)^2} - 1,7a \quad (3.16)$$

onde

ℓ , é o comprimento do duto, em [m];

c , é a velocidade do som, em [m/s];

a , é o raio interno do duto, em [m];

V , é o volume da cavidade ou caixa acústica, em [m³];

Fb , é a frequência de sintonia da cavidade.

Exemplo 2: Cálculo do comprimento do duto, dados: o volume da cavidade, o diâmetro do duto e a frequência de sintonia da cavidade.

Dados:

- Cavidade com 40 litros;
- Um duto de 10 cm de diâmetro;
- Frequência de sintonia $Fb = 45,44$ Hz.

Substituindo os dados na Equação (3.16) obtém-se o comprimento do duto, conforme desenvolvimento abaixo:

$$\ell = \frac{344^2 0,05^2}{4\pi \cdot 0,04(45,44)^2} - 1,7 \cdot 0,05 = 0,20 [m]$$

O valor encontrado para o comprimento do duto é $\ell = 20$ cm como previsto, pois as informações fornecidas são iguais às do exemplo anterior.

De acordo com DICKASON [1], para um duto circular, montado rente à parede da caixa, o comprimento é dado por:

$$L_v = (94387 R^2 / F_b^2 V_b) - 1,463R \quad (3.17)$$

onde

L_v, comprimento em centímetros;

F_b, frequência de sintonia em Hz;

V_b, volume da caixa em litros;

R, raio do duto em centímetros.

Substituindo os dados do Exemplo 2 na Equação (3.17) pode-se avaliar se irá resultar em um valor semelhante ao fornecido pela Equação (3.16):

$$L_v = (94387 \cdot 5^2 / (45,44)^2 \cdot 40) - 1,463 \cdot 5 = 0,2125 [m]$$

O resultado foi semelhante e a diferença é de aproximadamente um centímetro, visto que a Equação (3.16) forneceu um comprimento de duto de 0,20 m, enquanto que na Equação (3.17) o resultado foi 0,2125 m. Essa diferença se deve exclusivamente ao último termo das duas equações, que representa o tipo de acabamento do duto. Quando a terminação é rente à parede da caixa, usa-se a Equação (3.17); quando a terminação do duto for com borda rígida, usa-se a Equação (3.16). Na prática, a diferença entre as equações passa praticamente despercebida.

3.2.4.4 – Diâmetro mínimo do duto

Quanto ao diâmetro mínimo do duto, toda a potência acústica é irradiada pelo duto na frequência de sintonia F_b , por isso, um diâmetro mínimo deve ser garantido, no sentido de evitar elevadas pressões no duto, conforme a equação abaixo:

$$dv \geq 31,62 \left[4,1125 \cdot Vd / (F_b)^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

onde

dv, é o diâmetro mínimo do duto (cm);

F_b, a frequência de sintonia (Hz);

Vd, é o volume de ar deslocado pelo falante (litros). Lembrando que $Vd = Sd \cdot X_{max}$

Outra expressão para cálculo do diâmetro mínimo é fornecida por SMALL [9]:

$$dv \geq 3,162 (F_b \cdot Vd)^{1/2} \quad (3.19)$$

A preocupação com a pressão no duto evita o aparecimento de ruídos indesejáveis causados pela turbulência do ar. A Equação (3.19) de Small é um pouco menos rigorosa em relação ao diâmetro do duto, mas garante um bom funcionamento.

3.2.4.5 – Dutos múltiplos

Para **duetos múltiplos** de igual diâmetro, basta multiplicar o primeiro termo do numerador da Equação (3.16) por n, número de dutos utilizados, resultado a Equação (3.20):

$$\ell = \frac{c^2 n a^2}{4\pi V (F_b)^2} - 1,7a \quad (3.20)$$

onde

ℓ , é o comprimento do duto, em [m];

c, é a velocidade do som, em [m/s];

n, é a quantidade de dutos utilizados;

a, é o raio interno do duto, em [m];

V, é o volume da cavidade ou caixa acústica, em [m³];

F_b, é a frequência de sintonia da cavidade.

O mesmo procedimento pode ser realizado na Equação (3.17).

Quanto à frequência de sintonia para dutos múltiplos, a Equação (3.21) apresenta o cálculo da nova Fb :

$$Fb_n = \sqrt{n} \cdot Fb \quad (3.21)$$

onde n representa a quantidade de dutos instalados.

3.2.4.6 – Considerações sobre dutos

DICKASON [1] afirma que dutos de maior área sempre proporcionarão melhor desempenho em qualquer região de trabalho; no entanto, a desvantagem está nas ressonâncias do tipo “tubo de órgão”, devido ao aumento no comprimento, necessário para compensar o elevado diâmetro. Quando o quociente entre as áreas do cone e a do duto é, pelo menos, de 9/1, os efeitos não lineares não são muito significativos. Razões acima de 4/1 geralmente levam à obtenção de uma boa linearidade.

Em termos dos diâmetros padrão dos tubos de PVC, os de 1” são adequados para alto-falantes de 4”; os de 2” atendem os alto-falantes de 4” a 5”; tubos de 3” podem atender os alto-falantes de 6”, sendo parcialmente úteis até 8”; dutos de 4” podem ser instalados com alto-falantes de 8” a 10”, sendo parcialmente satisfatórios até 12” ou 15”; e os dutos de 6” atendem bem os alto-falantes de 12” e 15”. Para alto-falantes de maior diâmetro, a utilização de mais de um duto é uma solução bastante prática. A combinação de dois dutos, com diâmetro $d1$ e $d2$ resulta em um duto equivalente, conforme a Equação (3.22):

$$dt = \sqrt{(d1)^2 + (d2)^2} \quad (3.22)$$

Em relação ao comprimento do duto dentro de uma caixa, o ideal é que a distância de sua extremidade interna à parede mais próxima seja maior que 7,5 cm. Quando isso não acontecer, deve-se utilizar uma curva de 90^0 , conforme a Figura 3.5.

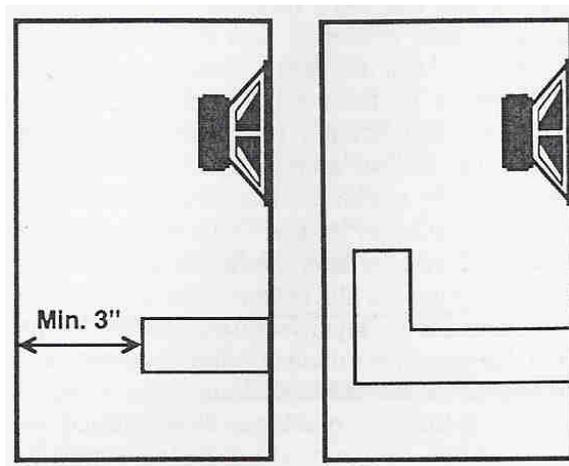


Figura 3.5 – Variações do Duto.

SILVA [2] fornece algumas considerações sobre o duto, abaixo:

- 1) Um duto de maior comprimento não é melhor que um duto mais curto, mesmo que seu comprimento tenha apenas a espessura da madeira, sendo apenas um rasgo no painel da caixa. Aliás, dutos mais curtos evitam o surgimento de ressonâncias indesejáveis.
- 2) A forma do duto, seja ele circular, retangular, ou outra qualquer, é irrelevante, pois o que importa é a área e o comprimento do mesmo. No entanto, um duto circular e outro quadrado, da mesma área e igual comprimento, não produzirão idêntica frequência F_b , em virtude de terem fatores de correção, utilizados para compensar o efeito das pontas, bastante diferentes nos dois casos.
- 3) O modelo de parâmetros concentrados, usado para modelar o ressonador de Helmholtz, deixa a desejar quanto ao comportamento em frequências mais elevadas, onde só um modelo com parâmetros distribuídos é capaz de explicar os picos indesejáveis que surgem ao redor dos 800 Hz, em caixas do tipo Refletor de Graves.

3.2.5 – Eficiência de Referência (n_0) e Nível de Pressão Sonora

No refletor de graves, n_0 pode ser considerado como sendo igual à eficiência de referência ao ar livre:

$$n_0 = 9,64 \times 10^{-10} F_s^3 V_{as} / Q_{es}, \quad \text{para } V_{as} \text{ em litros.} \quad (3.23)$$

O Nível de pressão sonora é dado por L_p :

$$L_p \text{ a } 1W/1m, \text{ em dB} = 112 + 10 \text{ Log}_{10}(n_0) \quad (3.24)$$

3.3 - DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DE UMA CAIXA ACÚSTICA *BANDPASS* 4ª ORDEM

A caixa tipo *Bandpass* é um modelo antigo, com patente original em 1934 por Andre d'Alton, seguida por outra em 1952 por Henry Lang. Em 1979, Laurie Fincham apresentou um trabalho na 63ª AES (American Engineering Society), chamado “*A Bandpass Loudspeaker Enclosure*”, que desencadeou o atual interesse por este tipo de caixa acústica [1]. Desde então, outras pessoas apresentaram publicações na AES mantendo o interesse por este assunto. Uma delas foi Jean Margerand, que republicou a metodologia de Augris e Santens na revista *Speaker e Builder* 6/88, descrito por [1].

Uma caixa acústica *Bandpass* de 4ª ordem é composta pela junção de uma caixa *Closed Box* (caixa selada) e uma caixa *Bass-Reflex* (refletora de graves), como pode ser visto na Figura 3.6. Quanto à parte funcional, é, basicamente, um sistema do tipo caixa fechada, ao qual foi adicionado um filtro passa faixa em série com a irradiação frontal do alto-falante [1]. Isso proporciona maior eficiência quando a largura de faixa for estreita, em comparação às caixas convencionais.

De acordo com SILVA [2], quando a frequência de sintonia do duto F_b for igual à frequência de ressonância da caixa fechada F_c , a resposta total será igual à de um filtro passa-faixa, com atenuação de 12 dB/oitava de cada lado da banda. Na frequência F_b , a contribuição do cone é mínima.

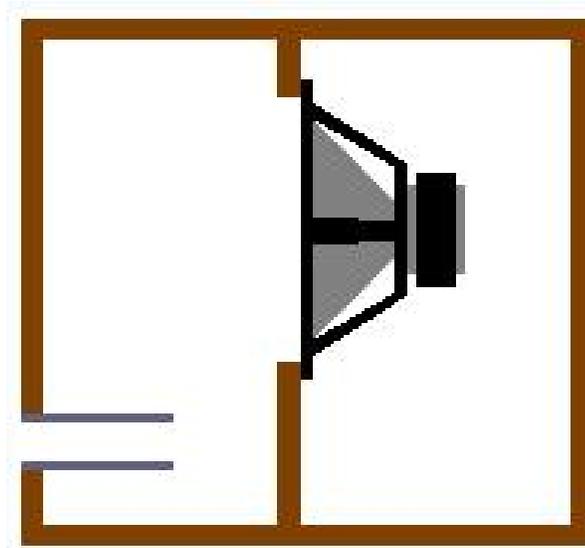


Figura 3.6 – Caixa Acústica Bandpass 4ª ordem.

3.3.1 – Parâmetros Adicionais

Fb = frequência de sintonia da caixa frontal;

FL = frequência de corte inferior;

FH = frequência de corte superior;

Lv = comprimento do duto, em centímetros;

Qbp = fator de qualidade da caixa traseira;

R = raio do duto, em centímetros;

S = pico na resposta *Bandpass* (banda passante);

Vf = volume da caixa frontal;

Vr = volume da caixa traseira;

Vt = volume total da caixa ($V_f + V_r$).

3.3.2 – Escolha do Alto-Falante

A escolha do alto-falante para caixas do tipo *Bandpass* é, de certa forma, a mesma utilizada nas caixas do tipo fechada. Nas caixas do tipo *Bandpass*, devido à maior flexibilidade do projeto, a razão F_s/Q_{ts} é muito importante. Um quociente de baixo valor, que supõe a presença de altos valores de Q_{ts} , geralmente origina baixos valores na frequência de corte inferior F_L , o que passa a ser muito interessante, pois, o sistema acústico começará a responder em frequências subsônicas, chegando próximo do limite auditivo inferior do ouvido humano.

3.3.3 – Equações Básicas da caixa Bandpass

Para o projeto de uma caixa acústica *Bandpass* são utilizadas algumas equações, que permitem calcular o volume da cada cavidade (selada e dutada) e o dimensional dos dutos [1,12,13].

$$V_f = (2S \cdot Q_{ts})^2 \cdot V_{as} \quad (3.25)$$

onde

V_f é o volume da caixa frontal (com duto), em litros;

S é um indicador da largura da banda passante;

Q_{ts} é o fator de qualidade do alto-falante;

V_{as} é o volume equivalente do alto-falante, em litros.

$$V_r = \frac{V_{as}}{(Q_{bp}/Q_{ts})^2 - 1} \quad (3.26)$$

onde

V_r é o volume da cavidade selada (traseira), em litros;

Q_{bp} é o fator de qualidade da caixa.

$$F_b = Q_{bp} (F_s/Q_{ts}) \quad (3.27)$$

onde

F_b é a frequência de sintonia do duto.

$$Lv = (9,425 \cdot 10^4 R^2 / Fb^2 Vf) - 1,595R \quad (3.28)$$

sendo

Lv o comprimento do duto, em centímetros;

R o raio do duto, em centímetros.

$$Qbp = \frac{FbXQts}{Fs} \quad (3.29)$$

$$Qbp = Qts \left(\frac{Vas}{Vr} + 1 \right)^{1/2} \quad (3.30)$$

O ganho **Pa**, em dB, da caixa *Bandpass* é dado pela seguinte equação:

$$Pa = -40 \log_{10} \left(\frac{1}{2S \cdot Qbp} \right) \quad (3.31)$$

A frequência de corte superior é obtida com a equação (3.32):

$$FH = FL + \frac{b \cdot Fs}{Qts} \quad (3.32)$$

FH é a frequência de corte superior;

FL é a frequência de corte inferior;

b é um parâmetro relacionado à largura de banda, parâmetro S;

Fs é a frequência de ressonância do alto-falante;

Qts é o fator de qualidade do alto-falante.

O valor de **b** é dado por:

$$b = 1,7172 + [-4,46 + (6,54 - 8,5(S - 0,6))](S - 0,4) \quad (3.33)$$

3.3.4 – Procedimentos para o Projeto da Caixa

Normalmente utilizam-se três tabelas para determinação do Qbp (Fator de Qualidade da Caixa), onde cada tabela apresenta os valores para um dado valor de S, que determina a banda passante. Ao invés de usar as tabelas, serão usadas equações conhecidas na seção anterior para encontrar todos os parâmetros da Caixa *Bandpass*.

O parâmetro S está relacionado ao fator de amortecimento e descreve as variações de Lp (Pressão Sonora) na resposta em amplitude, entre as duas frequências de corte, a -3 dB, FL(inferior) e FH (superior). Sua variação proporciona uma banda mais ampla para valores menores e pior resposta transitória; para valores maiores, a banda torna-se estreita e a resposta transitória melhor. Por exemplo: S=0,7, indica 0 dB de pico, banda estreita e a melhor resposta transitória, já S=0,5, produz um pico de 1,25 dB, banda mais ampla e ligeira piora dos transientes.

A determinação do volume da Caixa *Bandpass* dependerá do tipo de resposta desejada, da faixa de frequência e do espaço físico disponível no ambiente. Quanto maior for o parâmetro S, maior será o volume da caixa, por isso, o projeto de uma Caixa *Bandpass* requer paciência e muita simulação para definir o desenvolvimento desejado.

O caminho mais objetivo é: escolher FL (frequência de corte inferior), depois o valor do parâmetro S (0,4 a 0,7), em seguida calcular FH (frequência de corte superior), Qbp (fator de qualidade da caixa), Fb (frequência de sintonia), Vf (volume frontal), Vr (Volume traseiro), Pa (ganho em dB). Após este processo é possível determinar o diâmetro e comprimento do(s) duto(s) e finalizar a simulação.

3.3.5 – Cálculo do Duto

O procedimento para cálculo do(s) duto(s) é o mesmo descrito na Seção 3.2.4 do Capítulo 3. A Equação (3.20) pode ser utilizada para determinação do comprimento do(s) duto(s).

Lembrando da Equação (3.20):

$$\ell = \frac{c^2 n a^2}{4\pi V (Fb)^2} - 1,7a$$

onde

- ℓ , é o comprimento do duto, em [m];
- c , é a velocidade do som, em [m/s];
- n , é a quantidade de dutos utilizados;
- a , é o raio interno do duto, em [m];
- V , é o volume da cavidade ou caixa acústica, em [m³];
- Fb , é a frequência de sintonia da cavidade.

O Diâmetro mínimo do duto é fornecido por Small, na Equação (3.19) da seção 3.2.4.4.

STEELE [12] fornece algumas equações para cálculo do comprimento do duto e diâmetro mínimo. A Equação (3.34) resulta o comprimento do duto, em centímetros:

$$Lv = \frac{23562.5 Dv^2 Np}{Fb^2 \cdot Vb} - K Dv \quad (3.34)$$

onde

- Dv é o diâmetro do duto, [cm];
- Fb é a frequência de sintonia, [Hz];
- Vb é o volume da caixa, [litros];
- Np é o número de dutos;
- K é o fator de correção do duto (normalmente 0,732).

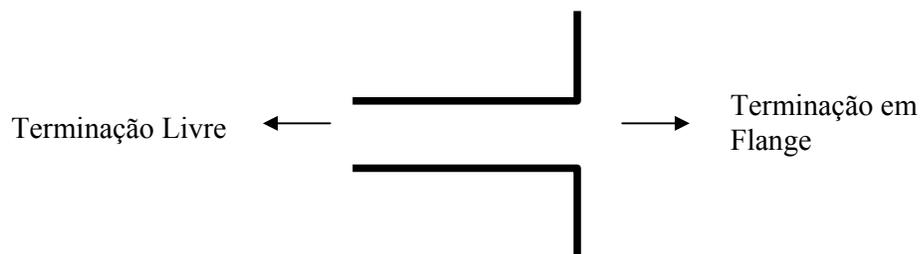


Figura 3.7 – Terminação do duto.

O valor de K refere-se ao tipo de terminação da extremidade do duto, se é em flange ou livre, conforme mostra a Figura 3.7. Para terminação em flange $K=0,425$ e para terminação livre $K=0,307$.

Para as duas extremidades em flange, tem-se:

$$K = 0,425 + 0,425 = 0,85$$

Se uma extremidade é em flange e a outra é livre:

$$K = 0,425 + 0,307 = 0,732$$

Se as duas extremidades são livres:

$$K = 0,307 + 0,307 = 0,614$$

STEELE [12] fornece ainda a equação para cálculo do diâmetro mínimo do duto, sendo:

$$D_{\min} = \frac{2030 \left(\frac{Vd^2}{Fb} \right)^{1/4}}{\sqrt{Np}} \quad (3.35)$$

onde

Dmin é o diâmetro mínimo do duto, [cm];

Vd é o volume de ar deslocado pelo falante, [m³];

Fb é a frequência de sintonia, [Hz];

Np é o número de dutos.

$$\text{Lembrando que } Vd = Sd \cdot X_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} X_{\max} \quad [\text{m}^3].$$

Sendo D, em metros, o diâmetro efetivo da área móvel do alto-falante, já mostrado na Seção 2.5 do Capítulo 2.

A Fb, frequência de sintonia, por ser obtida com a Equação (3.15) da Caixa *Bass-Reflex*, tendo sua aplicação demonstrada no exemplo da Seção 3.2.4.2.

3.3.6 – Modelos com câmara anterior selada

O sistema *Bandpass* com a câmara anterior do tipo selado, oferece cinco possibilidades diferentes, apresentadas na Figura 3.8: **A.** Com um único alto-falante, **B.** dois alto-falantes *em Push-Pull*; **C.** *Push-Pull* isobárico; **D.** *Bandpass* com três câmaras; **E.** *Push-Pull* com três câmaras. A configuração com dois alto-falantes mostrada em **C** proporciona a redução do volume equivalente pela metade. Nos casos de câmara tripla, o volume central é a soma do volume frontal necessário para cada alto-falante, sendo sintonizado na frequência correspondente a um único falante. Em **B**, **C** e **E** os alto-falantes devem ser conectados em contra fase, sejam associados em série ou paralelo.

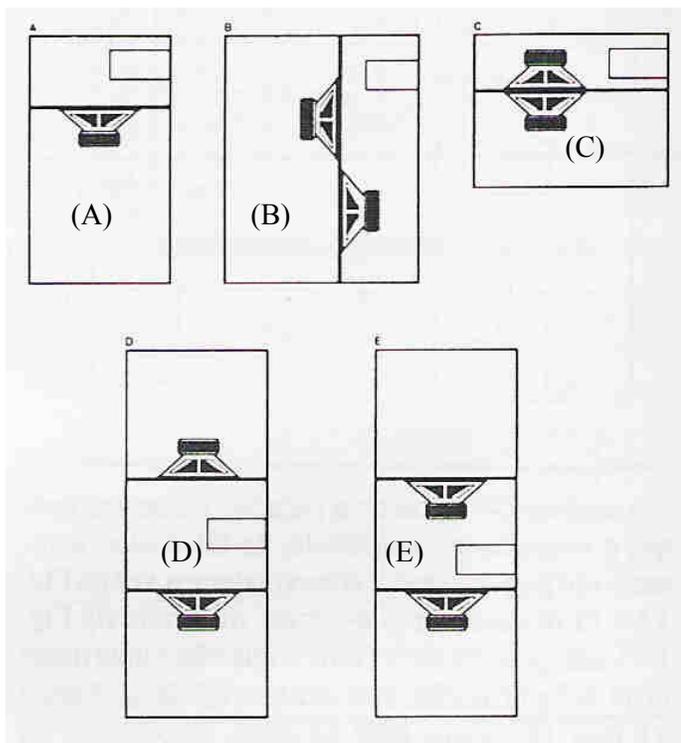


Figura 3.8 – Tipos de caixas Bandpass com câmara anterior selada.

3.3.7 – Curva de Resposta da Caixa Bandpass

A caixa acústica *Bandpass* é normalmente desenvolvida para trabalhar abaixo de 100 Hz, mais precisamente em uma banda passante que deve cobrir pelo menos uma oitava acima da frequência de corte inferior. A Figura 3.9 mostra um exemplo de resposta de uma caixa *Bandpass*.

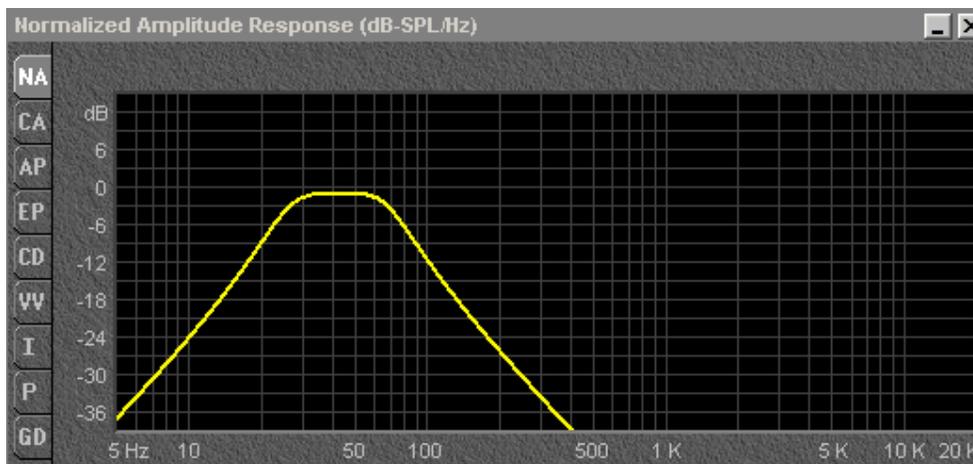


Figura 3.9 – Exemplo de curva de resposta de uma caixa Bandpass obtida pelo software Bass Box.

3.3.8 – Fotos de uma Caixa Bandpass

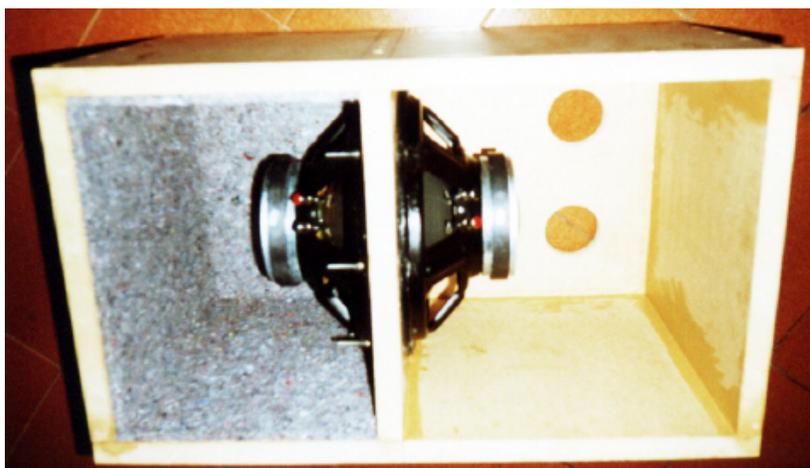


Figura 3.10 – Caixa Bandpass com falantes em conexão isobárica.



Figura 3.11 – Caixa Bandpass - dutos e fechamento traseiro.

As Figuras 3.10 e 3.11 mostram a estrutura de uma caixa *Bandpass* de 4ª ordem, em fase de finalização, com falantes em conexão isobárica, revestimento interno, dutos de 3 polegadas de diâmetro, madeira em MDF de 25 mm de espessura e conectores na tampa traseira da caixa para ligação dos falantes ao amplificador.

CAPÍTULO 4

AMORTECIMENTO ACÚSTICO E TÉCNICAS DE CONSTRUÇÃO

Neste capítulo será apresentada uma análise das ressonâncias excessivas em caixas acústicas e uma forma de controlá-las através do amortecimento acústico. Na seqüência serão vistas algumas técnicas de construção da cavidade, que também contribuem com a redução desses efeitos.

4.1 – REVESTIMENTO DA CAIXA

Uma caixa acústica bem projetada deve ser capaz de desempenhar bem suas funções com o mínimo de distorções. O revestimento da caixa pode ser de grande valor para modificar a resposta, de modo a conciliar os requisitos de volume e Qtc.

A principal vantagem do revestimento está relacionada à eliminação das reflexões internas, que podem produzir grande mudança no timbre, através do efeito de coloração na qualidade sonora ^[1]. Ainda, o revestimento interno produz os seguintes efeitos nos parâmetros da caixa:

4.1.1 - Aumento da Compliância: O uso de materiais com baixa densidade e alto calor específico (lã de vidro e lã com fibras longas) aumenta a compliância acústica da caixa. Isto é equivalente a aumentar o volume da caixa até um limite teórico de 40%. Na prática, acréscimos no volume de 15% a 25% são viáveis.

4.1.2 - Aumento da Eficiência: A seleção apropriada da quantidade, tipo do material e local de aplicação dentro da caixa, pode levar a um aumento de eficiência de 15%.

4.1.3 - Alteração na Massa: O material de revestimento interno tem a capacidade de alterar a massa móvel do sistema. Esse fenômeno é atribuído à restrição imposta ao deslocamento do ar pelo lado de trás do alto-falante. O aumento da massa efetiva provocará uma diminuição na eficiência, porém inferior ao aumento devido às alterações na compliância. Como a redução na eficiência é indesejável, existem duas técnicas para limitar esse efeito. Uma delas faz o uso de uma escora diretamente colocada por trás do alto-falante, a fim de manter o material absorvente afastado dele. A segunda maneira é utilizar material de baixa densidade, sem compactá-lo, na região imediatamente próxima ao alto-falante, como se fosse uma espécie de acoplador entre este e o material mais denso.

4.1.4 - Perdas por amortecimento: Se o material do revestimento acústico for colocado muito densamente, e próximo ao alto-falante, as perdas por fricção podem ser substanciais.

A quantidade de material acústico para modificar o comportamento da caixa, de adiabático para isotérmico (processo descrito anteriormente), foi sugerida por vários autores, mas não perfeitamente para o material mais comumente utilizado: a lã de vidro.

Tabela 4.1 – Percentual de preenchimento com lã de vidro.

% Preenchimento	F3	Fase	Qtc
0	39,94	98,92 ⁰	1,19
50	38,31	96,42 ⁰	0,89
100	37,37	93,38 ⁰	0,73

Na Tabela 4.1 estão os resultados de uma simulação utilizando os parâmetros de um alto-falante de 10". Uma caixa com 50 litros foi escolhida, uma vez que possui um Qtc suficientemente alto, tornando mais facilmente observável o efeito do material absorvente. Simulou-se então a resposta dessa caixa de 50 litros, de acordo com a quantidade de preenchimento de material (Lã de Vidro), informada na Tabela 4.1. A densidade padrão do material é 16 kg/m³, mas depende da forma com que é aplicado, uma vez que se expande ou adensa. O acréscimo de lã no interior da caixa provoca a redução da frequência de corte F3, do ângulo de fase e do fator de qualidade da caixa Qtc.

De acordo com ULLMANN [15], a "forração" ou "revestimento interno" de uma caixa acústica qualquer, tem as seguintes funções:

- a) Eliminar / atenuar as reflexões internas e ondas estacionárias, que podem provocar colorações no som da caixa;
- b) Aumentar o volume equivalente interno da caixa, através da alteração da compliância;
- c) Alterar a massa móvel do sistema.

As ondas estacionárias estão relacionadas às dimensões e geometria do gabinete, quanto mais cúbica for a sua forma, menor número de ressonâncias existe e mais concentrada é a sua distribuição, com isso seus efeitos aumentam. Se tiver forma retangular, conforme as relações entre largura, profundidade e altura, as ressonâncias podem ocorrer em maior ou menor quantidade, mas sua distribuição em valores de frequência é mais ampla e seus efeitos em relação à coloração menos prejudiciais.

No caso de ressonâncias internas, as quais coincidem com as fundamentais ou harmônicas das frequências reproduzidas pelo alto-falante, essas são mais difíceis de serem tratadas, visto que os comprimentos de onda envolvidos em uma caixa de graves ou subgraves são elevados e não se pode fazer muito a respeito. Considerando uma caixa para subgraves que opere na faixa entre 40 Hz e 160 Hz, e que haja certa predominância de notas na região dos 100 Hz, teríamos os seguintes comprimentos de onda (aproximados), apresentados na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Comprimentos de onda para a frequência fundamental e harmônica.

Frequência (Hz)	Comp. de Onda (λ) [m]	$\lambda / 4$ [m]
100 (Fundamental)	3,44	0,86
200 (2ª harmônica)	1,72	0,43
300 (3ª harmônica)	1,15	0,28
400 (4ª harmônica)	0,86	0,215

Na Tabela 4.2, terceira coluna, para os valores de $\lambda/4$ podemos ver que para atenuarmos as reflexões acima de 200 Hz deveríamos ter uma espessura de material absorvente pelo menos igual a 43 centímetros. Obviamente, a caixa para acomodar uma camada dessas deveria ter dimensões pelo menos iguais a 2 vezes esse valor. Isso se torna impraticável na grande maioria das caixas; portanto pouco se pode fazer no caso de frequências baixas. Isso deixa de ser crítico à medida que a frequência aumenta, já que o comprimento de onda é menor com o aumento da frequência.

Em caixas para baixas frequências, o acréscimo de **manta ou forração** causa uma **alteração de alguns Hertz na frequência de sintonia da caixa**, em geral de 2 Hz a 4 Hz, dependendo da quantidade. A quantidade de forração interna pode ser percebida claramente em caixas do tipo fechada, onde o volume traseiro é isolado do meio externo. Nesta situação, efetivamente, pode-se tirar proveito do aumento da compliância do sistema e da massa móvel do sistema. Ainda, quanto ao acréscimo de manta, **sua espessura deve ser no mínimo igual a 1/4 do comprimento de onda que se deseja atenuar**. Normalmente, calcula-se a espessura para a frequência mais baixa que a caixa consegue reproduzir. Contudo, o preenchimento torna-se impossível em caixas de pequeno volume e, neste caso, se utiliza a maior espessura possível.

O uso de materiais para absorção requer cuidados extras para o restante dos componentes fixados dentro da caixa, como filtros passivos, resistências e cabos. Em funcionamento, esses componentes geram calor excessivo e em contato com a camada de material aplicada pode causar incêndio. Desta forma, os componentes fixados no interior da caixa devem manter certa distância do revestimento a fim de evitar maiores transtornos.

4.2 – MATERIAIS PARA ABSORÇÃO (ESTRUTURA)

Os materiais de absorção sonora são considerados um mecanismo resistivo, onde parte da energia acústica é transformada em energia térmica através da viscosidade do ar ^[11]. Isto ocorre em materiais porosos (espuma) ou fibrosos (lã de vidro, lã de rocha, algodão, etc.).

Nos materiais porosos a energia acústica incidente penetra nos poros e dissipa-se predominantemente por atrito viscoso, transformando-se em energia térmica ^[11]. Nos materiais fibrosos, a energia acústica faz as fibras se deformarem e dissipam energia também por esse mecanismo, além do bombeamento do ar através dos poros. A Figura 4.1 mostra a visualização da estrutura de material poroso e fibroso.

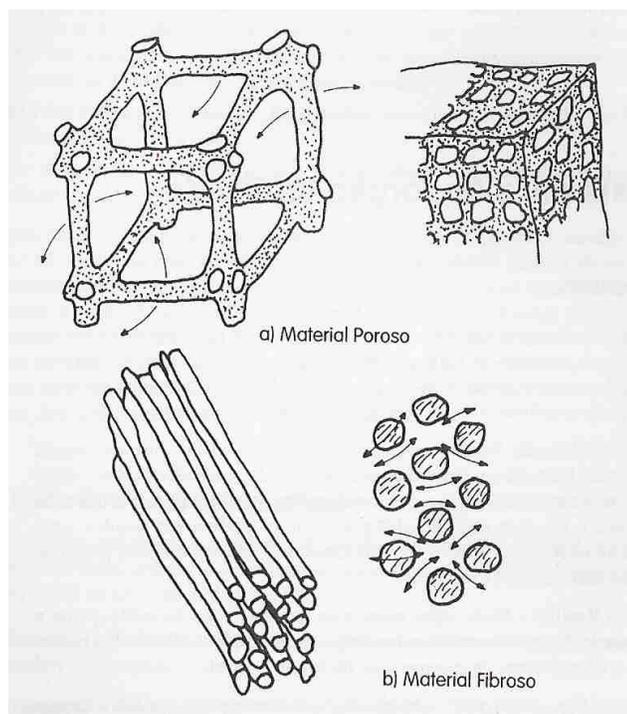


Figura 4.1 – Estrutura dos materiais porosos (a) e fibrosos (b).

Tanto para um material poroso, como para fibroso, é essencial que o material permita a passagem do fluxo de ar, que terá como consequência a possibilidade de propagação de ondas acústicas pelo ar dos poros ou interstícios das fibras. Os materiais acústicos devem ter células abertas; um modo simples de verificar a permeabilidade ao fluxo de ar de um determinado material é soprar através dele.

A característica de absorção acústica de um material é determinada por:

$$\alpha = \frac{I_a}{I_{inc}} \quad (4.1)$$

onde

α é o coeficiente de absorção acústica, ($0 \leq \alpha \leq 1$);

I_a é a energia acústica absorvida;

I_{inc} é a energia acústica incidente.

Para qualificação das características internas dos materiais, são utilizados três parâmetros mais importantes: Resistividade, Porosidade e Fator Estrutural. A Figura 4.2 mostra a representação de cada um deles.

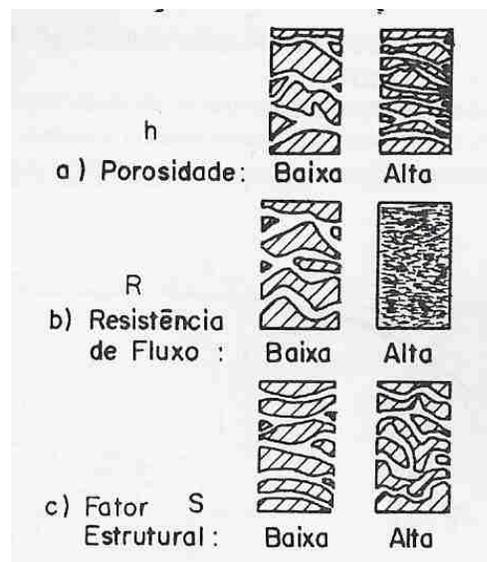


Figura 4.2 – Características internas dos materiais de absorção.

A escolha de um material de absorção, além dos aspectos técnicos, depende também [11].

- custo;
- características em altas temperaturas;
- peso e volume em relação ao espaço disponível;
- rigidez mecânica;
- fixação e manutenção;
- aparência e pintura.

A espessura do material de absorção deve ser escolhida em função do componente com a frequência mais baixa, de modo a conter o primeiro meio comprimento de onda, onde a velocidade da partícula é máxima. Assim:

$$\lambda = \frac{c}{2f} \quad (4.2)$$

onde

- λ é o comprimento de onda;
- c é a velocidade de propagação do som no ar;
- f é a frequência.

Por exemplo, para atenuar uma frequência de 100 Hz seria necessária uma espessura de material de:

$$\lambda = \frac{343}{(2)(100)} = 1,7 \text{ [m]} \quad (4.3)$$

Este resultado, todavia, não é prático e deste modo recomenda-se afastar o material da parede a uma distância d em torno de um quarto do comprimento de onda e usar uma espessura de material, também em torno de um quarto de comprimento de onda, reduzindo a espessura pela metade, conforme mostra a Figura 4.3.

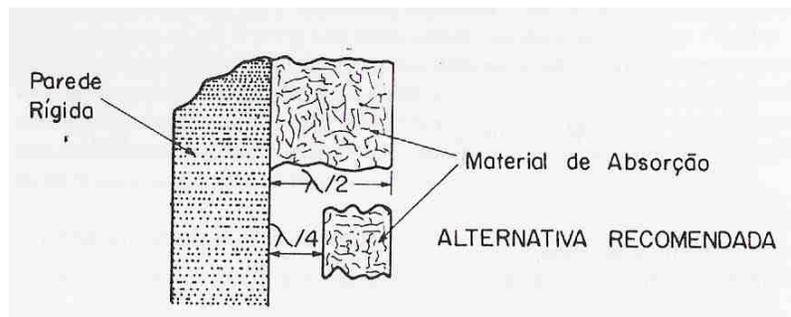


Figura 4.3 – Aplicação do material de absorção.

A Figura 4.4 apresenta o coeficiente de absorção ao longo da frequência, para materiais típicos porosos.

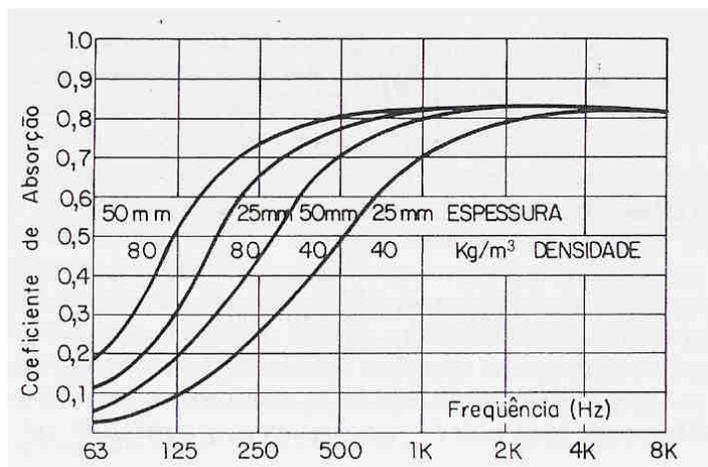


Figura 4.4 – Características típicas de materiais porosos.

Analisando a Figura 4.4, tem-se quatro curvas com coeficientes de absorção diferentes ao longo da frequência. Uma delas, à esquerda do gráfico, com densidade alta e grande espessura, proporcionando grande absorção já em baixa frequência e outra, à direita do gráfico, com baixa densidade e baixa espessura, proporcionando maior absorção somente em alta frequência.

4.2.1 – Tipos de Materiais de Absorção

Os três tipos de materiais de absorção acústica mais usados, de acordo com GERGES [11], são:

Espuma de Polímeros

É um excelente material de absorção e por não ser um material fibroso, não existem erosões na presença de vibrações. Uma característica indesejável é a inflamabilidade das espumas, sendo necessário usar aditivos retardantes de fogo. Outra característica indesejável é a emissão de gases tóxicos em altas temperaturas, sendo a faixa de trabalho recomendada entre -40°C e $+100^{\circ}\text{C}$.

Lã de Vidro

É um material que existe sob muitas formas em termos de disponibilidade comercial no Brasil: painéis, mantas, feltros, cordões ou aplicado por processo de jateamento. Suas propriedades acústicas são bem conhecidas e previsíveis. Usualmente o diâmetro das fibras pode variar de 2 a 15 μm e a densidade aparente, dos feltros, mantas e painéis, é de 10 kg/m^3 a 100 kg/m^3 . A temperatura de trabalho da lã de vidro estende-se até 450°C .

Lã de Rocha

É obtida pela fusão de diversos tipos de rocha e/ou escória a uma temperatura de cerca de 1500°C , para obtenção das fibras que são posteriormente aglutinadas por uma resina para formar uma manta ou painel. Este material é considerado incombustível.

4.3 – AMORTECIMENTO ACÚSTICO POR ORIFÍCIO NA CAVIDADE

ULLMANN [14] apresenta uma técnica alternativa ao amortecimento acústico onde é aberto um orifício na parte traseira de uma caixa do tipo fechada e neste orifício acrescido material acústico, com o objetivo de melhorar a resposta sonora, reduzindo o efeito de “coloração”. A Figura 4.5 mostra a proposta descrita.

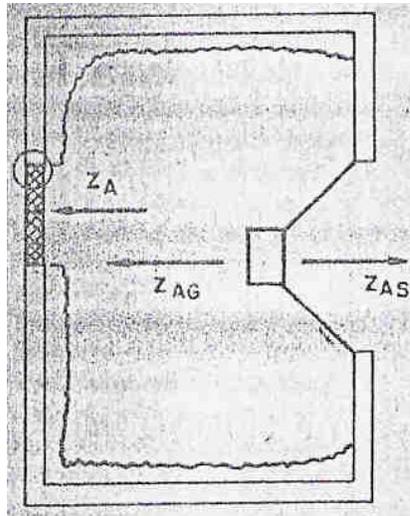


Figura 4.5 – Amortecimento Acústico por orifício no painel traseiro da caixa.

O conceito básico a ser empregado é o do *baffle* infinito. O objetivo é aproximar ao modo de funcionamento de uma caixa fechada, com suspensão ou refletor de graves, ao de um *baffle* infinito. As impedâncias de um alto-falante, tanto na parte de frente quanto na parte de trás do cone são muito próximas. Desviando-se o ar deslocado no interior da caixa para fora, consegue-se uma alteração na impedância interna. Fazendo essa parcela de ar passar através de um orifício de dimensões determinadas, acrescenta-se uma indutância L_a ao sistema, e também uma resistência R_a . Como a frequência em que está-se atuando é baixa e o valor de R_a situa-se também neste nível, este pode ser aumentado numa certa proporção, para que a impedância final do conjunto fique próxima de Z_{as} (impedância de fora). O aumento de R_a é conseguido através da soma de camadas de material de absorção colocadas no orifício. O tamanho do orifício a ser feito tem apenas uma restrição, evitar a exposição do lado interno da caixa. Um procedimento sensato é limitar as dimensões a 0,5 e 1,5 vez em relação ao tamanho do alto-falante; uma tela metálica deve ser colocada nas faces interna e externa do painel onde houver o furo, para acondicionamento do tecido absorvente, como em um “sanduíche”. A indutância e a resistência desse furo podem ser calculadas através das Equações (4.4) e (4.5),

substituindo-se o raio do alto-falante pelo raio do furo, que não precisa ser necessariamente circular:

$$L_{as} = \frac{d_{ar}}{\sqrt{2} \pi r} \quad [\text{m}] \quad (4.4)$$

$$R_{as} = \frac{d_{ar} C_v}{\pi r^2} \quad [\text{m}] \quad (4.5)$$

onde

d_{ar} é a densidade do ar ($1,18 \times 10^{-3} \text{ g/cm}^3$);

C_v é a velocidade do som no ar (34.400 cm/s);

r é o raio efetivo do alto-falante [m].

As modificações na caixa não devem ser feitas de imediato, o que significa cortar o material onde será feito o orifício. Recomenda-se primeiramente soltar o painel e substituí-lo por um papelão grosso, que simula o painel alterado. Por isso, deve ter um furo nas dimensões determinadas, além da quantidade pré-estabelecida de material absorvente. Caso o resultado não seja satisfatório, procura-se, em primeira instância, variar as camadas de tecido e, em último lugar, as dimensões do furo.

O tipo de ajuste proposto é essencialmente voltado para caixas de instrumentos musicais ou de voz, destinadas as grandes sonorizações. Sua aplicação em média ou alta fidelidade é pouco indicada, sobretudo por necessitar de instrumental apropriado.

4.4 – RESSONÂNCIA DOS PAINÉIS DA CAIXA

Muitos fabricantes de caixas acústicas têm buscado, na maioria das vezes empiricamente, soluções para o controle das ressonâncias de gabinetes, usando métodos como o uso de materiais de construção de alta densidade, travamento interno, carregamento dos painéis com materiais cerâmicos e adição de amortecimento usando areia. Contudo, estes esforços têm proporcionado sucesso moderado, apenas.

A areia é um material de difícil aplicação, requerendo um painel plano para fixar no local e tem a desvantagem de acrescentar um grande peso à caixa. Contudo, esse tratamento

pode ser verdadeiramente efetivo com a adição de massa à estrutura, causando grande redução das vibrações das peças individuais.

COLLOMS [16] afirma que os modos ressonantes dos painéis podem ser modificados de forma significativa com o aumento da sua espessura ou pelo travamento interno. Porém, embora essa medida possa ou não deslocar a ressonância para uma região mais aceitável do espectro, usualmente tem menor efeito sobre a amplitude.

Os painéis da caixa tendem a ser retangulares ou quadrados e o ouvinte raramente fica situado na linha central do painel. Uma caixa típica de 50 litros, construída de uma placa de madeira de 18 mm de espessura, apresenta picos de radiação no painel traseiro apenas 10 dB abaixo do eixo de saída dianteiro [16].

O comportamento da ressonância da caixa reflete um complexo sistema mecânico acoplado. Num extensivo estudo realizado por ROSEMBERG [17] vários métodos foram comparados. A preferência na época da apresentação foi pelos métodos de análise FEM (Método de Elementos Finitos) e BEM (Método de Elementos de Contorno).

Microfones de eletreto foram utilizados para avaliar o campo acústico das paredes da caixa. Na Figura 4.6 tem-se a comparação entre os resultados para diferentes espessuras da parede da caixa, com os respectivos deslocamentos das frequências de ressonância.

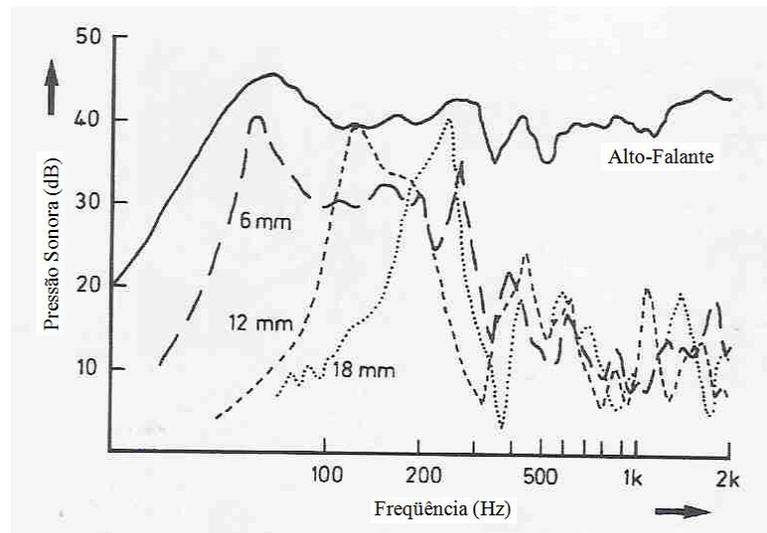


Figura 4.6 – Deslocamento da ressonância com o aumento da espessura das paredes.

O travamento interno das paredes da caixa ajuda a atenuar os picos de ressonância, visto que a caixa contribui, em média, com 6 dB na resposta total, na frequência de 300 Hz [16].

A ressonância dos painéis, quando de baixa espessura ou mal travados, é audível, podendo chegar a níveis maiores que 10 dB de vibração nas paredes.

4.4.1 – Controle das Ressonâncias dos painéis

O método mais utilizado no controle da ressonância é o amortecimento, onde a ressonância de um painel intrínseco pode ser gradativamente reduzida. Camadas de material especial com boa massa por unidade de área são excelentes absorvedores, contribuindo para a redução das vibrações das paredes [16]. Um material muito utilizado é o feltro betuminoso impregnado, que pode ser fixado diretamente nas paredes da caixa. Esse material é comumente utilizado entre o assoalho do automóvel e o tapete, com o objetivo de reduzir as vibrações da estrutura metálica e melhorar o conforto acústico interno. Assim, o material oferece alta perda por fricção. Na Figura 4.7 temos um demonstrativo da redução da ressonância utilizando camadas de material de amortecimento.

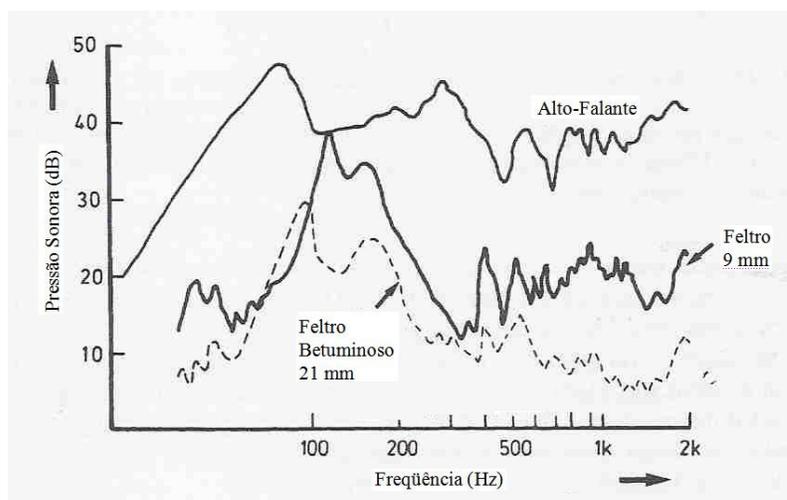


Figura 4.7 – Redução da ressonância com aplicação Interna de material de alta densidade (-10 dB, linha tracejada em relação à superior).

Uma parede fina, de pouca massa, é controlada mais eficazmente por uma camada de material de alta densidade que por uma almofada grossa de material de baixa densidade.

Outro material de amortecimento é o Celotex (fibra de vidro) que geralmente é fixado aos painéis internos da caixa usando adesivo flexível, como um PVA. Esse material resulta em amortecimento principalmente nas frequências mais altas. É importante ressaltar que a cola de fixação possui solvente e pode danificar as peças do alto-falante.

Com relação à utilização de espuma absorvente no interior da caixa acústica, COLLOMS [16] apresenta a Tabela 4.3, onde é variada a espessura da espuma, de densidade 21 kg/m^3 , e apresentado o decaimento em dB/s em 100 Hz. Quanto maior o decaimento, mais rápida a absorção do sinal no interior da caixa.

Tabela 4.3 – Efeitos da variação da espessura da espuma (D21).

Espessura da espuma [mm]	Decaimento em 100 Hz [dB/s]
2	7,5
4	34
6	52
8	190
10	407
12	594

Outra alternativa para o controle da ressonância é a utilização de técnicas de travamento dos painéis, quando estão envolvidas caixas de maiores dimensões. Madeiras finas, de pouca estrutura, são inúteis no **travamento**, enquanto que **madeiras de alta rigidez ou metais reforçadores podem ser mais efetivos**. A escolha do ponto a reforçar deve considerar a região de maior vibração do painel.

A falta de travamento em uma caixa acústica de paredes finas ou pouca estrutura proporciona a perda dos graves, enquanto paredes rígidas e bem travadas melhoram a definição da região de baixa frequência. Modificações no contorno podem prover contribuição significativa na rigidez. Uma sugestão é recuar o painel traseiro de 3 cm a 4 cm, onde o volume interno é pouco afetado, mas as conexões traseiras são dramaticamente enrijecidas por efeito T. Esta pequena mudança na construção melhora os efeitos de coloração.

Experimentos realizados por BARLOW [18] investigando superfícies curvadas, que na teoria são muito mais fortes que superfícies planas, demonstram que são extremamente rígidas quanto à expansão e compressão das ondas e potencialmente oferecem menores efeitos de coloração.

4.4.2 – Modos Acústicos

A parte interna de uma caixa acústica assemelha-se a uma sala pequena onde está instalada uma fonte sonora, sendo no caso da caixa, como fonte, um alto-falante. Tanto na sala quanto no interior de uma caixa acústica formam-se ondas estacionárias que dependem das dimensões físicas.

Em uma caixa acústica retangular, o primeiro modo é formado na maior dimensão, determinando a frequência fundamental do modo. Por exemplo, em uma caixa com a maior dimensão sendo 60 cm, pode-se determinar a frequência correspondente ao primeiro modo através da Equação 4.6,

$$f = \frac{c}{\ell} \quad [\text{Hz}] \quad (4.6)$$

$$f = \frac{340}{2 \cdot 0,6} = 283 \quad [\text{Hz}]$$

onde

f é a frequência fundamental;

c é a velocidade do som no ar;

l é a maior dimensão da caixa.

A Equação (4.7) permite calcular todas as frequências relacionadas aos modos acústicos no interior de uma cavidade retangular, sendo:

$$f_r = \left(\frac{c}{2}\right) \left[\left(\frac{A}{L}\right)^2 + \left(\frac{B}{W}\right)^2 + \left(\frac{D}{H}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.7)$$

onde

f_r é a frequência de ressonância;

c é a velocidade do som;

A, B e D são a ordem dos modos;

L, W e H são as dimensões internas do gabinete.

Alguns passos podem ser dados para reduzir ou controlar as ressonâncias internas na hora da construção do gabinete. Quanto à simetria, o pior caso ocorre quando todos os painéis de uma caixa possuem dimensões iguais. Nas salas acústicas, temos relações calculadas para prover uma melhor distribuição dos modos, por exemplo, 2,3:1,6:1,0, que é igualmente válida para caixas de alto-falantes, para ter-se uma distribuição mais uniforme das ressonâncias ao longo do espectro.

4.5 – TÉCNICAS DE CONSTRUÇÃO

4.5.1 – Volume da Caixa

COLLOMS [16] afirma que o som não desejado produzido pela estrutura do gabinete é proporcional à área da superfície. Caixas pequenas são menos problemáticas com esse respeito e o amortecimento do painel não é tão crítico.

Caixas grandes, de 60 litros a 100 litros, utilizando paredes finas altamente amortecidas, podem oferecer falta de rigidez em baixas frequências devido à flexão dos grandes painéis, absorvendo a energia dos graves no interior do gabinete. Com volumes médios, entre 40 litros e 50 litros, pode ser necessário um compromisso entre a “coloração” das frequências médias e a rigidez nas baixas frequências. Apoios cruzados ou **travamentos internos** são altamente utilizados para **aumentar a espessura das paredes** de tais gabinetes sem modificar extremamente as características de coloração. Um bom travamento entre a parte frontal e traseira da caixa é importante, pois na parte frontal há uma grande abertura onde é fixado o alto-falante. Uma caixa rígida pode ter ressonâncias entre 500 Hz e 1 kHz, enquanto uma parede fina amortecida de forma alternativa a baixar os modos para 200 Hz – 400 Hz pode reduzir o impacto dos transientes na região dos graves.

WEEMS [19] salienta que os instrumentos musicais produzem sons enquanto que os alto-falantes reproduzem esses sons. Para haver uma perfeita reprodução, as paredes da caixa não devem vibrar sob pena de alterar o sinal acústico, conhecido como efeito coloração. As vibrações são mais evidentes em baixas frequências onde há a maior concentração de energia. Em relação às dimensões da caixa, a melhor e mais preferida relação de dimensões é 0,6:1:1,62, que já vem sendo utilizada por projetistas.

4.5.2 – Materiais para construção do gabinete

Os materiais mais comumente utilizados na construção de caixas acústicas são o compensado de 19 mm de espessura e o MDF (placa de fibra de densidade média), que é basicamente o pó de madeira prensado. Qualquer um desses materiais seria um boa escolha para uma caixa de tamanho médio, composta de um alto-falante e um tweeter. Se a escolha for o compensado, este deve ser de boa classe, de madeira rígida, caso contrário haverá grande dificuldade nas junções com cola devido ao esfacelamento do material. **Reforçadores internos** devem ser utilizados para oferecer maior rigidez à estrutura ^[19].

ULLMANN [15] oferece algumas dicas sobre os materiais disponíveis e suas características como:

- *Compensado Naval de 15 mm a 25 mm*: uso de grampos (e não parafusos)
- *MDF de 15 mm a 35 mm*: grampos e parafusos. Deve-se usar parafusos + pré-furação e grampos (não utilizar pregos).
- *Aglomerado e Compensado de Virolinha*: evitar o uso deste material por apresentar extrema fragilidade.
- *Pinho*: é um excelente material devido às suas características como peso, tipo de veias, resistência a torção e tração. Também apresenta bom acabamento e visual.
- *Cedrinho e Virola*: - embora mais leves, não tem as mesmas características do pinho, sendo inferior em vários pontos.
- *Pinus*: tem características próximas às do pinho, porém a quantidade de "nós" é muito grande e causam problemas com o acabamento. Há maior dificuldade para cortar e maior desgaste das ferramentas quando comparado ao Pinho.

Para caixas de uso doméstico, que sofrem pouca movimentação, o MDF é uma excelente opção estrutural e oferece ótimo acabamento. Para caixas de PA, utilizadas em grandes shows, que requerem movimentação constante a melhor opção seria o Pinho, que oferece maior resistência.

Resumindo, quanto mais densa ou pesada for a madeira, melhor será o resultado, obtendo menor vibração das paredes e maior qualidade na resposta em frequência.

Pensando na mínima vibração das paredes da caixa, um caso ideal seria a utilização de materiais com maior robustez, de extrema densidade, como o mármore, aço, tijolo maciço e concreto. A limitação do uso desses materiais está ligada em primeiro lugar ao fator peso, em segundo lugar na maior dificuldade de manuseio e construção e, em terceiro, ao alto custo quando comparados aos materiais mais comuns, com origem na madeira. Quanto à qualidade, não há a menor dúvida do excelente resultado proporcionado.

4.5.3 – Junções das paredes

Em uma caixa, todas as emendas internas devem ser coladas com batentes de madeira de pelo menos 18 mm, reforçando a área de cruzamento. Para esse fim pode ser utilizado MDF, compensado ou multi-laminado acrescido de cola adesiva entre as partes em contato.

Caso a parte frontal ou traseira da caixa seja removível, uma boa quantidade de parafusos é necessária para manter firmemente abraçados os painéis ^[19].

As Figuras 4.8 a 4.11 mostram a fixação dos batentes ou calços nas junções das paredes da caixa, de acordo com o tipo de corte da madeira. São quatro tipos de encaixes para paredes de materiais diferentes. As Figuras 4.8 e 4.10 referem-se à fixação do calço em madeira compensada. A Figura 4.9 mostra o encaixe para uma prancha de alta densidade e a Figura 4.11 apresenta o encaixe para uma prancha de MDF.

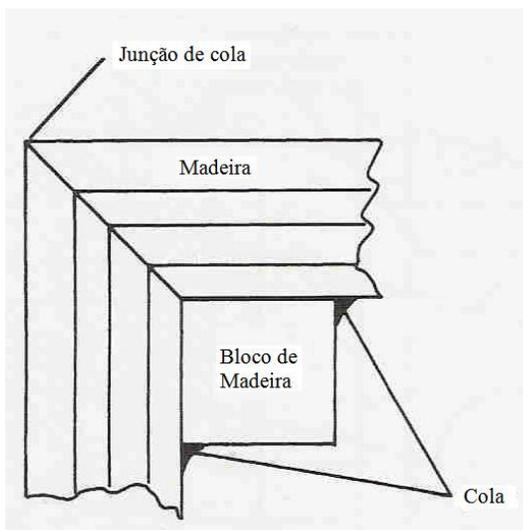


Figura 4.8 – Junção chanfrada.

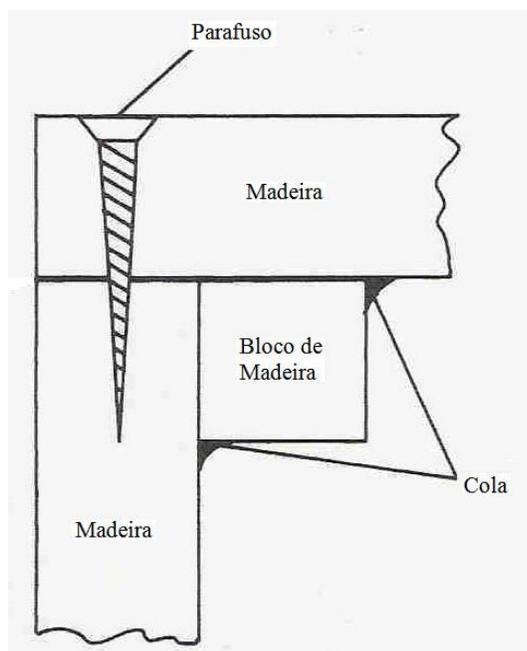


Figura 4.9 – Junção perpendicular.

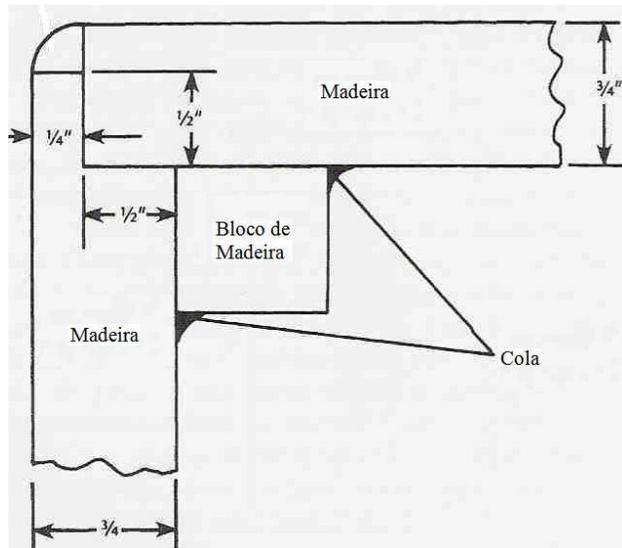


Figura 4.10 – Junção com encaixe.

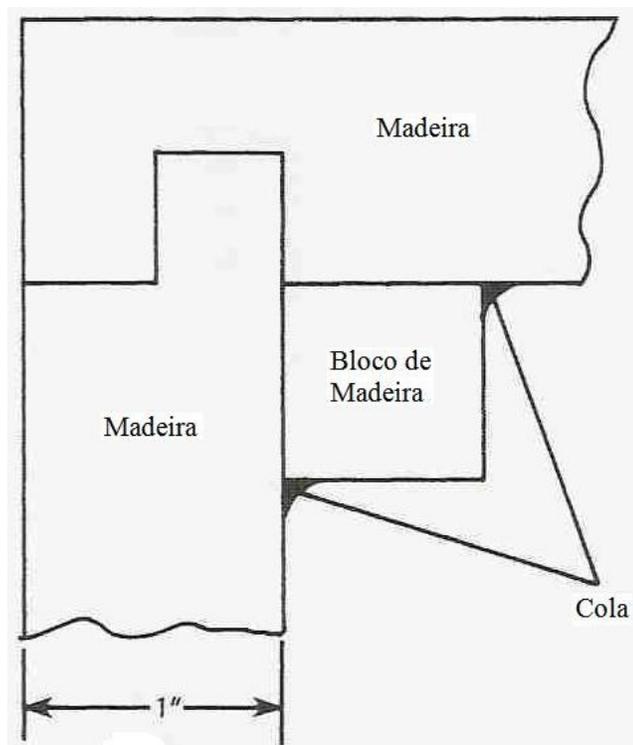


Figura 4.11 – Junção intercalada.

4.5.4 – Travamento Interno

Se houver disponibilidade de equipamentos, o ideal seria fazer os encaixes e pequenos sulcos que permitem o encaixe das paredes, associados aos calços internos fixados com cola, além do emprego de travamentos longitudinais, horizontais e verticais. Essas medidas proporcionam ao gabinete grande rigidez [15]. As Figuras 4.12 e 4.13 mostram o formato dos travamentos internos a serem dispostos no interior da caixa acústica.

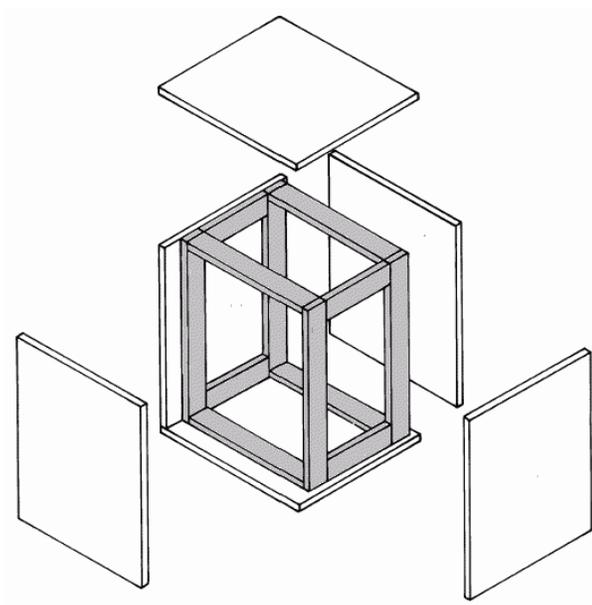


Figura 4.12 – Estrutura interna de travamento.

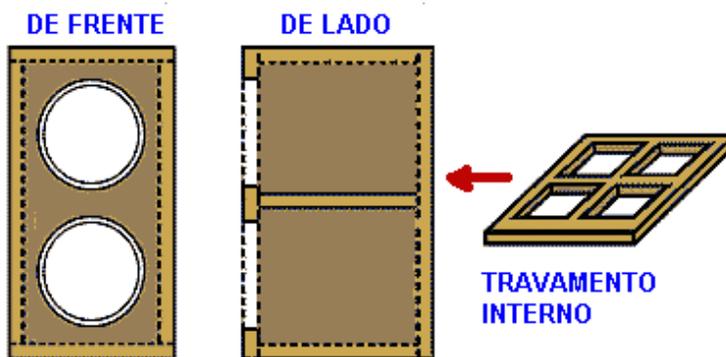


Figura 4.13 – Travamento na parte central da caixa.

A Figura 4.13 ilustra o ponto onde será feito o travamento interno, sendo na parte central da caixa, que reduz a vibração no ponto de maior flexão das paredes.

4.5.5 – Fixação do alto-falante

Entre os métodos mais comuns de fixação do alto-falante estão quatro, dispostos na Figura 4.14. Os métodos **C** e **D** são os preferidos por deixar a carcaça do alto-falante embutida no interior da caixa, ou seja, rente à face frontal e também pela redução da difração das ondas sonoras na faixa de frequências médias. **B** é uma boa opção principalmente se feltro ou espuma é utilizado no lado de fora da prancha de madeira. **A** é uma situação indesejável.

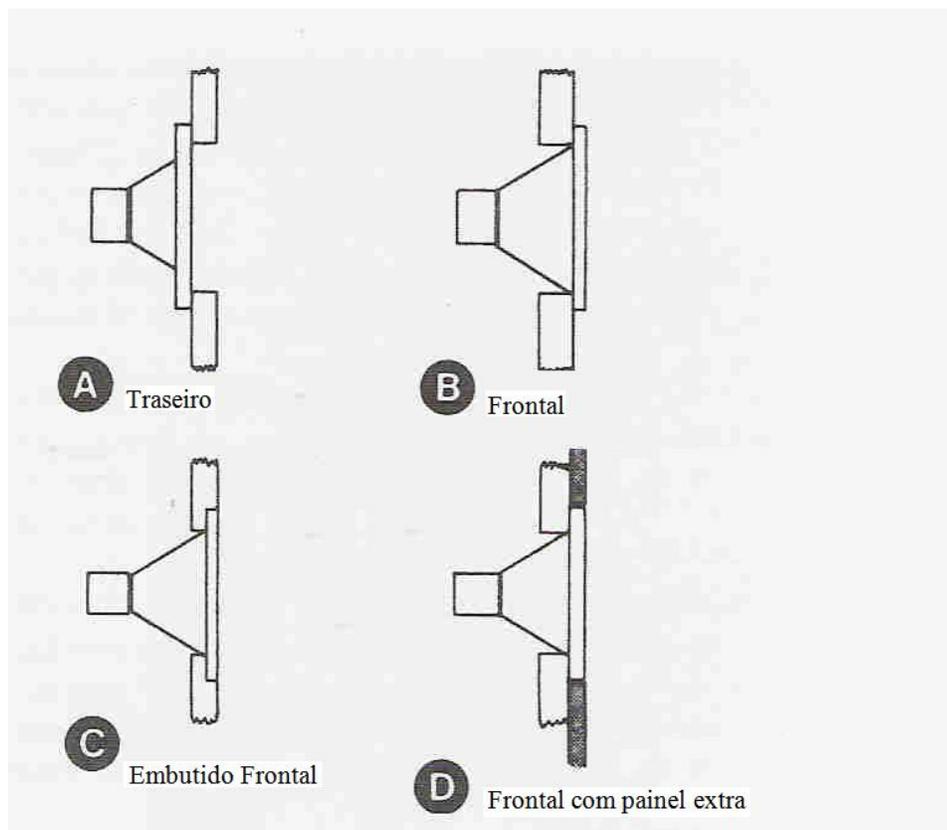


Figura 4.14 – Tipos de encaixe do falante na caixa acústica.

4.5.6 – Formato da Caixa

O formato da caixa influencia diretamente na qualidade sonora, aumentando ou reduzindo a amplitude das ressonâncias ao longo da frequência. OLSON [20] realizou testes com doze diferentes caixas acústicas para avaliar os efeitos do formato sobre a resposta em frequência do alto-falante. São caixas retangulares, esféricas, cilíndricas, triangulares, dentre outras e os resultados são apresentados na Figura 4.15. A caixa esférica, como se esperava, é a que apresenta a melhor resposta. Algumas caixas apresentam grandes variações através de picos e vales na faixa de frequência testada até 4 kHz. Já em frequências baixas o formato da caixa interfere pouco sobre a resposta em frequência. As caixas retangulares (E e K) e cilíndricas (C) apresentam grandes alterações na resposta, com diferença de amplitude de até 10 dB na faixa de médios. Isso proporciona “buracos” na resposta e grande perda de qualidade.

Em relação às irregularidades da resposta causadas por difração, estas ocorrem dependendo do tamanho do gabinete. Caixas pequenas exibem esse efeito na faixa de frequências entre 1 kHz a 2 kHz. Isso seria mais proeminente de 200 Hz a 800 Hz no caso de caixas grandes.

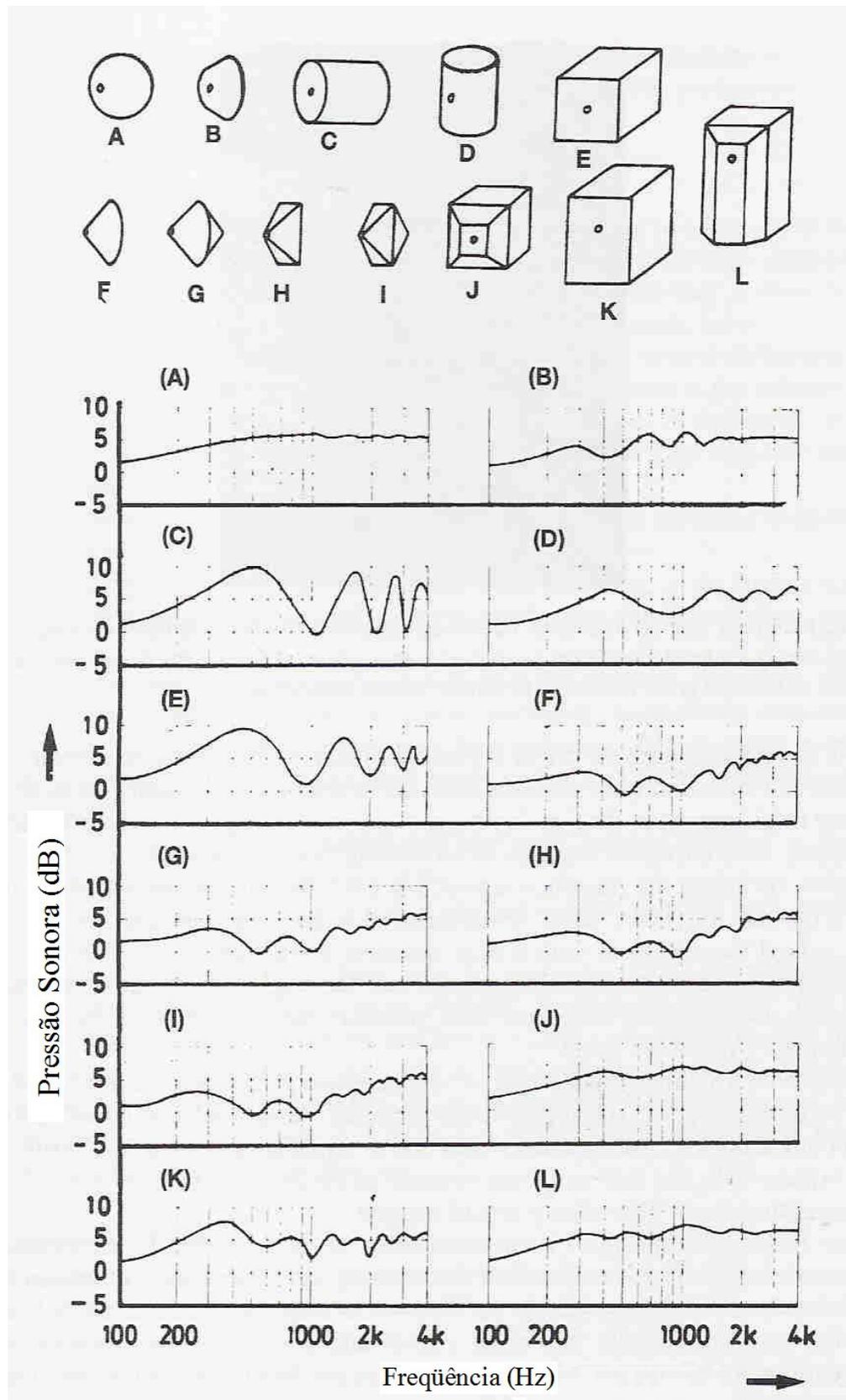


Figura 4.15 – Doze diferentes formatos de caixas testadas para avaliação dos efeitos sobre a resposta final do alto-falante.

CAPÍTULO 5

O MEIO AMBIENTE ACÚSTICO

5.1 – Introdução

As sensações sonoras que geralmente experimentamos são oriundas de ondas que, depois de produzidas por uma fonte (caixa acústica, por exemplo), propagaram-se através do ar antes de atingirem o nosso sistema auditivo. Assim, entre a fonte sonora e o receptor auditivo, existe uma massa de ar, servindo como meio de propagação, que tem suas características modificadas por fatores tais como temperatura, pressão atmosférica e umidade, que influenciam no resultado final do processo de transmissão e recepção da informação sonora. Por esta razão, será analisado em maiores detalhes o comportamento do ar dentro dos limites de temperatura e pressão atmosférica em que, normalmente, acontecem os fenômenos acústicos associados à música e voz ^[21].

5.2 – O Ar

A atmosfera que nos envolve é constituída por uma mistura gasosa (e não um composto químico) denominada ar, cuja composição está mostrada na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Composição do Ar seco e sua massa molecular M.

COMPONENTES	FORMULA	VOLUME PERCENTUAL	Massa
Nitrogenio	N ₂	78,084	28,016
Oxigenio	O ₂	20,946	32,000
Argonio	A	0,934	39,944
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,032 (média)	44,011
Neonio	Ne	0,0018	20,183
Metano	CH ₄	0,0002	16,043
Criptonio	Kr	0,000114	39,100
Hidrogenio	H ₂	0,00005	2,016
Oxido de Nitrogênio	N ₂ O	0,00005	44,016
Xenonio	Xe	0,0000087	131,30
Outros	-	0,0017773	-
TOTAL		100 %	28,966

5.3 – Conceitos

Massa Molecular - Representada por M_0 para o ar seco, e M para o ar úmido, corresponde ao quociente entre a massa da molécula em questão e 1/16 avos da massa do Oxigênio.

Calor Específico - Nos líquidos e sólidos o calor específico é medido sob pressão atmosférica constante e, como seus coeficientes de dilatação são pequenos, pode-se desprezar o trabalho realizado contra a pressão atmosférica. Já no caso dos gases, que apresentam elevados valores de coeficiente de dilatação, deve-se levar em conta o trabalho realizado pelo gás, na expansão, e duas são as situações de maior importância: a determinação do calor específico de um gás à pressão constante (C_p) e a volume constante (C_v).

Os valores de C_p e C_v representam a quantidade de calor necessária para elevar de 1 °C uma massa correspondente a 1 kg de gás, a pressão constante e a volume constante, respectivamente. O quociente C_p/C_v é representado por γ .

Mol - o mol de uma substância corresponde a uma quantidade de massa que, expressa em gramas, é numericamente igual à sua massa molecular. Assim, como a massa molecular do ar seco vale 28,97, um mol de ar corresponderá a 28,97 gramas. Assim, 289,7 gramas correspondem a 10 moles de ar. A 0 °C de temperatura (273,15 K) e uma atmosfera de pressão (101.324,6 N/m²), um mol de qualquer gás ocupa sempre um volume igual a 22,4137 litros.

Gás Perfeito - É considerado gás perfeito quando obedece às leis de Charles e de Boyle:

$P \cdot V/T = n \cdot R$, onde P é a pressão do gás, V o seu volume, T a temperatura absoluta (°Kelvin), n o número de moles contidos no volume V , e R , a constante universal dos gases, em Joule/kmol · K. Quando se subentende que o volume V contém apenas um mol, a equação reduz-se a $P \cdot V/T = R$.

Os gases relacionados, apresentam uma concentração relativamente constante, com exceção do CO₂, cujo conteúdo pode variar de 0,01 % a 0,1%, em termos de volume, o mesmo acontecendo com o Ozônio (0 a 0,01%), o Dióxido de Enxofre (0 a 0,0001%), o Dióxido de Nitrogênio (0 a 0,000002%) e o vapor d'água (H₂O) que não estará presente no ar seco (0%) e contribuirá com 7% do volume no caso de 100% de umidade relativa, a uma temperatura de 40°C e pressão de 1 atmosfera (760 mm de mercúrio).

A massa molecular M_0 , do ar seco, foi determinada através dos valores constantes na Tabela 5.1 da seguinte forma: $M_0 = 0,78084 \times 28,016 + 0,20946 \times 32 + 0,00934 \times 39,944 + \dots = 28,966$.

5.4 – Velocidade do Som

A velocidade de propagação de uma onda sonora longitudinal em determinado meio é dada pela Equação (5.1), onde B é o módulo de elasticidade volumétrica do meio, que relaciona a variação relativa de volume com a variação de pressão, conforme a Equação (5.2):

$$C = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (5.1)$$

sendo

$$B = -\Delta p \frac{\Delta V}{V} \quad (5.2)$$

Caso o meio seja um gás (ou um líquido), o módulo de elasticidade B será substituído pelo módulo volumétrico, que é dado pelo quociente entre os calores específicos do gás, respectivamente à pressão constante e a volume constante, representado por γ , multiplicado pela pressão p a que está submetido o gás, conforme a Equação (5.3), que mostra claramente que a velocidade do som diminui quando a densidade aumenta:

$$C = \sqrt{\frac{\gamma P}{\rho}} \quad (5.3)$$

Como densidade é igual à massa/volume, considerando-se o volume V , ocupado por um mol do gás, tem-se:

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (5.4)$$

e

$$C = \sqrt{\frac{\gamma P V}{M}} \quad (5.5)$$

Pela equação dos gases perfeitos, o volume V , ocupado por um mol M de gás, relaciona-se com a pressão P , e a temperatura absoluta T (em K), através da Equação (5.6):

$$P V = R T \quad (5.6)$$

onde R é a constante dos gases e vale $8.314,32 \text{ Joule} / \text{kg} \cdot \text{kmol} \cdot \text{K}$. A partir da Equação (5.6) pode-se obter a velocidade do som:

$$C = \sqrt{\frac{\gamma R}{M} T} = \sqrt{\frac{\gamma R}{M} (273,15 + T_{(^\circ\text{C})})} \quad (5.7)$$

Considerando-se o ar um gás perfeito, pode-se utilizar a Equação (5.7) para determinar a velocidade do som, desde que seja conhecido γ , ou seja, a razão entre os calores específicos C_p/C_v . Esta equação mostra que a velocidade de propagação do som aumenta com a temperatura.

Teoricamente, o valor de γ para gases monoatômicos (constituídos por uma molécula), calculado através dos graus de liberdade da molécula, é dado pelo cociente $5/3$, ou seja, $1,667$. Para os gases diatômicos (duas moléculas) este valor é igual a $7/5$, que vale $1,4$ e, para os poliatômicos, $8/6 = 1,333$.

Como o ar tem 99% do seu volume ocupado por gases diatômicos (N_2 e O_2), é esperado que seu valor de γ esteja muito próximo de $1,4$. Considerando que 99,996% deste volume corresponde aos conteúdos de Nitrogênio, Oxigênio, Argônio e Dióxido de carbono, a partir dos valores de γ , acima mencionados, obteremos $\gamma = 1,402$, para o ar seco, conforme abaixo, estando os valores envolvidos resumidos na Tabela 5.2. Cálculo de γ :

$$\gamma_o = \frac{7}{5}(0,78084 + 0,20946) + \frac{5}{3} 0,00934 + \frac{8}{6} 0,00032 = 1,402$$

Tabela 5.2 – Determinação de γ para o ar seco.

GAS	VOLUME %	$\gamma_o = C_p/C_v$
N_2	78,084	$7/5 = 1,400$
O_2	20,946	$7/5 = 1,400$
A	0,934	$5/3 = 1,667$
CO_2	0,032	$8/6 = 1,333$
Ar	99,996 %	1,402

Utilizando a Equação (5.7) e exprimindo a temperatura T em $^{\circ}\text{C}$ obtêm-se as Expressões (5.14) e (5.15) para a velocidade de propagação do som, no ar seco, denominada C_o , a uma determinada temperatura T , em graus Celsius, onde se pode ver que a mesma não depende da pressão atmosférica, sendo influenciada apenas pela temperatura:

$$C_o = \sqrt{\frac{\gamma_o R}{M_o} T} = \sqrt{\frac{\gamma_o R}{M_o} (273,15 + T_{(eC)})} \quad (5.9)$$

$$C_o = \sqrt{\frac{273,15 \cdot \gamma_o \cdot R}{M_o} \cdot \left(1 + \frac{T_{(eC)}}{273,15}\right)} \quad (5.10)$$

$$C_o = \sqrt{\frac{273,15 \gamma_o R}{M_o}} \sqrt{1 + \frac{T_{(eC)}}{273,15}} \quad (5.11)$$

$$C_{(0,0)} = \sqrt{\frac{273,15 \gamma_o R}{M_o}} \quad (5.12)$$

$$C_{(0,0)} = \sqrt{\frac{1,402 \cdot 8.314,32 \cdot 273,15}{28,966}} = 331,55 \text{ [m/s]} \quad (5.13)$$

onde $C_{(0,0)}$ representa a velocidade do som, no ar seco a 0°C . Portanto:

$$C_o = C_{(0,0)} \sqrt{1 + \frac{T_{(eC)}}{273,15}} \quad (5.14)$$

$$C_o = 331,55 \sqrt{1 + \frac{T_{(eC)}}{273,15}} \quad (5.15)$$

Experimentalmente, a velocidade do som no ar seco, a 0°C e uma atmosfera de pressão (760 mm Hg), foi determinada como sendo igual a $331,45 \pm 0,05$ m/s, para uma concentração de CO_2 de 0,03% .

5.5 – Densidade do Ar Seco

A densidade do ar seco supondo a ausência de umidade, denominada ρ , pode ser expressa a partir da Equação (5.3), conforme apresenta a Equação (5.16), onde fica clara a dependência, tanto da temperatura T , quanto da pressão atmosférica P :

$$\rho_o = \frac{\gamma_o P}{C_o^2} = \frac{M_o P}{R T} \quad (5.16)$$

$$\rho_o = \frac{M_o P}{R (273,15 + T(^{\circ}C))} = \frac{M_o P}{R \cdot 273,15} \cdot \frac{1}{1 + \frac{T(^{\circ}C)}{273,15}} \quad (5.17)$$

A densidade do ar seco, a 0 °C é dada pela Equação (5.18), onde P é a pressão atmosférica em N/m^2 , que corresponde ao Pascal:

$$\rho_{(o,o)} = \frac{M_o P}{273,15 R} = \frac{28,966 \cdot P}{273,15 \cdot 8.314,32} = \frac{P}{78.404,22} \quad (5.18)$$

O que permite expressar a densidade do ar seco, a uma temperatura $T(^{\circ}C)$, conforme a Equação (5.19):

$$\rho_o = \frac{\rho_{(o,o)}}{1 + \frac{T(^{\circ}C)}{273,15}} \quad (5.19)$$

5.6 – Pressão Atmosférica

Devido à massa de ar que nos circunda, estamos sujeitos a uma pressão, denominada pressão atmosférica que, ao nível do mar, a 15 °C, seria normalmente igual a 1 atmosfera, o que corresponde a uma coluna de mercúrio com 760 mm de altura, e equivale a 101.324,6 N/m^2 ou 1013,246 milibares (mb).

A pressão atmosférica ao nível do mar varia com a latitude, estando compreendida entre 1015 a 1025 mb, de 30 a 35° de latitude, nos pólos, e de 985 a 1012 mb de 60 a 75° de latitude, nas proximidades do equador.

A menor pressão média (ao nível do mar), é de 985 mb, ocorrendo em altas latitudes do hemisfério Sul. Além disso, a pressão atmosférica sofre variações cíclicas, ocasionadas pela influência do Sol na atmosfera. Próximo ao equador terrestre são observados pontos de máxima pressão as 10 e às 22 horas (hora local), e mínimos as 4 e às 16 horas, com até 3 mb de variação.

A altitude exerce uma acentuada influência sobre a pressão atmosférica que, cai aproximadamente 0,1128 mb a cada metro de altitude em relação ao nível do mar. Assim, a 1000 m de altura, a pressão média é igual 900 mb. Esse comportamento está resumido na Equação (5.20), que relaciona a altura X , em metros, com a respectiva pressão P em milibares, com um erro inferior a 0,2% até 1500 m, para a chamada atmosfera padrão:

$$P_{(mb)} = 1013,25 - 0,11277 X_{(m)} \quad (5.20)$$

O valor da pressão atmosférica pode ser obtido através da leitura na escala de um barômetro, informação sempre disponível na torre de controle dos aeroportos, onde podemos solicitar o valor da pressão atmosférica ao nível da pista.

Uma outra possibilidade para a determinação da pressão atmosférica seria utilizar a relação existente entre esta grandeza e a temperatura de ebulição da água (que ferve a 100 °C a 760 mm Hg, ou seja, ao nível do mar). Quando a pressão diminui, o que ocorre em altitudes mais elevadas, a água ferve a uma temperatura menor, sendo este fenômeno retratado pelas Equações (5.21) a (5.23):

$$T_{(K)} = \frac{1}{A - B \cdot \text{Log}_N(P)} \quad (5.21)$$

$$T_{(K)} = -273,15 + \frac{1}{B - A \cdot \text{Log}_N(P)} \quad (5.22)$$

$$P_{(mb)} = \text{Antilog}_N \left[\frac{B - 1/(273,15 + T_{(C)})}{A} \right] \quad (5.23)$$

onde

$$A = 0,0001890835 \text{ e } B = 0,0040067146.$$

5.7 – Umidade do Ar

A umidade relativa do ar é um parâmetro importante para o nosso bem estar físico. Valores abaixo de 40% tendem a ressecar as mucosas, provocando incômodos respiratórios, enquanto valores elevados tendem a acentuar o desconforto causado pela temperatura alta, uma vez que a evaporação da transpiração fica prejudicada.

O aspecto de maior importância, no momento, consiste na influência que a água, sob a forma de vapor, exerce sobre a densidade do ar e, por conseguinte, na velocidade de propagação do som. Antes de tudo, seria conveniente ressaltar que a umidade relativa do ar, H , é o quociente entre a quantidade de água existente no ar, em determinada condição de temperatura e pressão, pelo máximo que poderia existir naquelas condições. Desse modo, um índice de 80% para a umidade relativa do ar não significaria que 80% do volume do ar estava sendo ocupado pela água na forma de vapor. Indica, isto sim, que o ar conteria 80% do máximo que poderia comportar em vapor d'água, naquelas condições.

A umidade relativa do ar é dada pelo quociente entre a pressão de vapor da água, p_v naquela temperatura, e a pressão de saturação do vapor, p_s . O mesmo resultado pode ser obtido através do quociente densidade do vapor/densidade do vapor saturado ou volume do vapor saturado/volume do vapor, conforme a Equação (5.24).

A umidade relativa do ar, em termos percentuais, será obtida multiplicando por 100 o valor da umidade relativa, H , ou seja:

$$H = \frac{d_v}{d_s} = \frac{v_s}{v_v} = \frac{p_v}{p_s} \quad (5.24)$$

$$H_{\%} = 100 \cdot H \quad (5.25)$$

A pressão do vapor p_v pode ser determinada abaixando-se progressivamente a temperatura de uma amostra do ar, encerrada em um tubo de ensaio (através da evaporação de éter, por exemplo) até torná-lo saturado, (o que seria indicado pela condensação), quando então se deve ler, de imediato, a temperatura da amostra de ar:

$$Td_{(eC)} = -273,15 + \frac{1}{B - A \log_N(p_v)} \quad (5.26)$$

$$p_v = \text{Anti log}_N \left[\frac{B - \frac{1}{273,15 + Td_{(^\circ\text{C})}}}{A} \right] \quad (5.27)$$

As Equações (5.26) e (5.27) substituem as tabelas normalmente utilizadas.

As Equações (5.28) e (5.29) relacionam, respectivamente, a temperatura da amostra, $T(^{\circ}\text{C})$, com a pressão de saturação, p_s :

$$T_{(^\circ\text{C})} = -273,15 + \frac{1}{B - A \cdot \text{Log}_N(p_s)} \quad (5.28)$$

$$p_s = \text{Anti log}_N \left[\frac{B - \frac{1}{273,15 + T_{(^\circ\text{C})}}}{A} \right] \quad (5.29)$$

A umidade relativa do ar pode ser determinada diretamente pela Equação (5.30), obtida a partir do desenvolvimento da equação de Clausius-Clapeyron, bastando que se conheçam a temperatura do ponto de orvalho Td e a da amostra T , ambas em $^{\circ}\text{C}$:

$$H = \text{Antilog}_{10} \left[\frac{\frac{1}{273,15 + T_{(^\circ\text{C})}} - \frac{1}{273,15 + Td_{(^\circ\text{C})}}}{0,000425} \right] \quad (5.30)$$

5.8 – Densidade do Ar Úmido

O vapor de água em suspensão no ar pode ser considerado como um gás perfeito (ao menos aproximadamente, desde que não haja condensação da umidade) de modo que o ar úmido será entendido como o resultado da soma de duas componentes: a do vapor d'água e a do ar seco.

Como o vapor d'água tem a mesma fórmula química da água, H_2O , sua massa molecular Ma_o será dada por $2 \cdot 1,008 + 16 = 18,016$. Desenvolvendo a Equação (5.4) para o vapor d'água, obteremos pela equação (5.31) a expressão da sua densidade, sendo p_a a pressão do vapor:

$$\rho_a = \frac{Ma}{V} \quad (5.31)$$

$$\text{Como } V = n \cdot R \cdot \frac{T}{p_a}, \text{ sendo } n \text{ o número de moles, vem:} \quad (5.32)$$

$$\rho_a = \frac{Ma}{n \cdot R} \cdot \frac{p_a}{T} = \frac{Ma_o}{R} \cdot \frac{p_a}{T} \quad (5.33)$$

A densidade do ar, ρ , levando em conta a presença da umidade, será a soma das densidades do ar seco e do vapor d'água, conforme a Equação (5.34):

$$\rho = \rho_{ar} + \rho_a \quad (5.34)$$

Para uma pressão atmosférica P , e uma pressão de vapor d'água p_a , a pressão da componente de ar seco será dada pela diferença entre elas, uma vez que a pressão atmosférica será igual ao somatório das pressões internas no gás:

$$P = P_{ar} + p_a \quad (5.35)$$

$$P_{ar} = P - p_a \quad (5.36)$$

Então, a densidade da componente de ar seco será dada pela Equação (5.37), que combinada com (5.32) e (5.35), levará à equação da densidade do ar, ρ , na Equação (5.38), considerando a presença da umidade.

Chamando de ρ_o a densidade que teria o ar, na ausência da umidade (ar seco, ar com umidade 0), na temperatura T e pressão atmosférica P, obtém-se a Equação (5.41), análoga à Equação (5.16), que levará à Equação (5.42):

$$\rho_a = \frac{M_{ar}}{n \cdot R} \cdot \frac{(P - p_a)}{T} = \frac{M_o}{R} \cdot \frac{(P - p_a)}{T} \quad (5.37)$$

$$\rho = \rho_a + \rho_{ar} = \frac{M_{a_o}}{R} \cdot \frac{p_a}{T} + \frac{M_o}{R} \cdot \frac{(P - p_a)}{T} \quad (5.38)$$

$$\rho = \frac{M_o \cdot P}{R \cdot T} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{M_{a_o}}{M_o} \right) \cdot \frac{p_a}{P} \right] \quad (5.39)$$

Como $P \cdot V = R \cdot T$, vem:

$$\rho = \frac{M_o \cdot P}{R \cdot T} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{M_{a_o}}{M_o} \right) \cdot \frac{p_a}{P} \right] = \frac{M_o}{V} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{M_{a_o}}{M_o} \right) \cdot \frac{p_a}{P} \right] \quad (5.40)$$

$$\rho_o = \frac{M_o}{V} \quad (5.41)$$

$$\rho = \rho_o \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{M_{a_o}}{M_o} \right) \cdot \frac{p_a}{P} \right] \quad (5.42)$$

onde

$$p_a = 0,01 \cdot H_{\%} \cdot p_s \quad (5.43)$$

sendo ρ_o dada pela Equação (5.19).

5.9 – Velocidade do som no Ar Úmido

A umidade do ar modifica a velocidade do som, em virtude da alteração que provoca no quociente γ/M da Equação (5.7).

Para calcular o valor de M , vamos definir um fator h , que representa a fração correspondente às moléculas de água, no ar úmido. Desse modo, a massa molecular do ar seria dada pela Equação (5.35), onde $h = 0$ significaria ar seco:

$$M = M_o - (M_o - 18,016) \cdot h \quad (5.44)$$

ou

$$M = 28,966 - 10,95 \cdot h \quad (5.45)$$

Já a razão entre os calores específicos do ar, γ , em presença da umidade, é dada pela Equação (5.46), obtida admitindo-se que a molécula da água, com 6 graus de liberdade, fará com que o valor médio dos graus de liberdade do ar úmido aumente de 5 (ar seco) para $5 + h$:

$$\gamma = \frac{7 + h}{5 + h} \quad (5.46)$$

$$h = 0,01 \cdot H_{\%} \cdot \frac{p}{P} \quad (5.47)$$

onde

p é pressão de vapor na temperatura do ar, dada pela Equação (5.28), sendo P a pressão atmosférica.

Representando por $C(0,0)$ a velocidade do som no ar seco, a 0°C , e por C a velocidade do som no ar, a uma temperatura T , em $^\circ\text{C}$ e umidade qualquer, vem:

$$C = C_{(0,0)} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma_o} \cdot \frac{M_o}{M} \cdot \left(1 + \frac{T(^{\circ}\text{C})}{273,15}\right)} \quad (5.48)$$

onde $\gamma_o = 1,402$ e $M_o = 28,966$.

CAPÍTULO 6

DIMENSIONAMENTO DA CAIXA BANDPASS

Este capítulo mostra a estrutura do dimensionamento, apresentando o software para cálculo da caixa acústica *Bandpass*, partindo das equações mostradas no Capítulo 3, onde foram apresentadas as características das principais caixas acústicas e o cálculo dos dutos. Serão acrescentadas às rotinas as influências das condições atmosféricas relatadas por SILVA [21], apresentadas no Capítulo 5.

Com o software em funcionamento, é escolhido o alto-falante mais apropriado, indicado às condições atmosféricas locais e projetada a faixa de atuação da caixa acústica, gerando o modelo final.

6.1 – Estrutura do Projeto

Através do diagrama ilustrado na Figura 6.1 pode-se visualizar a estrutura a ser utilizada para gerar um modelo que possa ser montado. O ambiente de programação para desenvolvimento das rotinas será o Mathematica 2.2. Cada bloco do diagrama será detalhado na seqüência.

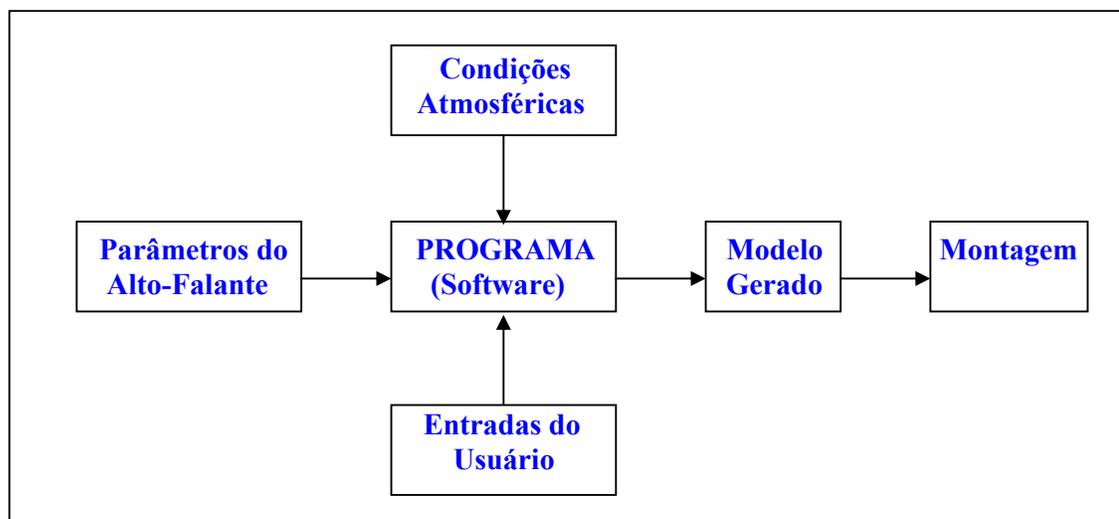


Figura 6.1 – Diagrama de Blocos do Dimensionamento.

6.1.1 – Parâmetros do Alto-Falante

Como se pretende incluir variações atmosféricas na análise será necessário além dos parâmetros Thiele-Small (especificados na folha de dados do alto-falante), os parâmetros adicionais do alto-falante. A finalidade de utilizar parâmetros extras está em recalculer alguns parâmetros Thiele-Smal incluindo variações atmosféricas, ou seja, recalculer parâmetros que dependem da densidade do ar e velocidade do som, locais.

Seguem abaixo os parâmetros que serão necessários para os cálculos:

Fs = (frequência de ressonância mecânica) [Hz];
Qts = (fator de qualidade total) [s/ unidade];
Cms = (compliância mecânica) [$\mu\text{m}/\text{N}$];
Xmax = (deslocamento máximo do cone) [mm];
Sd = (área efetiva do cone) [m^2];
Volfalante = (volume ocupado pelo alto-falante no interior da caixa) .. [litros].

Será criado um arquivo chamado “**drivers.ma**”, no programa “Mathematica”, contendo os parâmetros e dados do alto-falante. Essas informações serão atribuídas a uma variável (geralmente o modelo do alto-falante) em forma de matriz, para serem chamadas no programa principal. O arquivo terá a seguinte estrutura:

```
(*Fs,Qts,Cms,Xmax,Sd,Volfalante,Modelo,Marca*)
12crd2={22, 0.50, 167.1, 5.2, 0.052, 2.17, 12CRD2, Hinor};
```

No programa principal, para atribuir, por exemplo, a Fs o seu valor, deverá ser utilizada uma variável que receberá o conteúdo da primeira posição da matriz com os dados do alto-falante. Para os demais valores buscam-se as próximas posições da matriz. Neste caso, a variável “driver” receberá o conteúdo de “**12crd2**”, conforme segue abaixo:

```
driver = 12crd2;
Fs = driver[[1]];
Qts = driver[[2]];
    ↓
Marca = driver[[8]].
```

6.1.2 – Entradas do Usuário

O software deve permitir que o usuário entre com as informações, sendo:

- ✓ Inicialmente, escolher quantos drivers equivalentes serão utilizados. Essa escolha dependerá do tipo de conexão a ser utilizada.
- ✓ Em segundo lugar, deve-se escolher a conexão que será utilizada (Não-Isobárica ou Isobárica). Se a conexão for não-isobárica, trata-se de somente um alto-falante. Se for isobárica trata-se de dois, acoplados um de frente para o outro dentro da caixa e, posteriormente, ligados em contra fase.
- ✓ Se a conexão for isobárica e o número de driver for um, necessitam-se de 2 alto-falantes. Se o número de driver for dois, têm-se dois sistemas com dois alto-falantes, ou seja, necessitam-se de 4 alto-falantes.
- ✓ Em seguida, deve-se escolher a frequência de corte inferior.
- ✓ Deve-se, também, escolher o parâmetro S , que varia de 0,4 a 0,7. Este parâmetro define a resposta transitória do projeto. Assim, $S = 0,4$ produz um projeto com maior largura de faixa, grande ondulação na resposta de frequência e menor ganho. $S = 0,7$ produz uma largura de faixa estreita, mas, com uma resposta de frequência plana e de maior ganho.
- ✓ E, finalmente, deve-se escolher o diâmetro e quantidade de dutos desejada.

Com essas informações, o programa poderá gerar um modelo com as características definidas pelo usuário. Assim, podem-se fazer várias simulações até encontrar o rendimento desejado.

6.1.3 – Condições Atmosféricas

No Capítulo 5 foram apresentados os parâmetros atmosféricos. Sabe-se que as mudanças de umidade, pressão e temperatura provocam variações na densidade do ar e velocidade do som. Essas variações influem diretamente sobre o parâmetro **Vas** (volume equivalente do alto-falante) e, conseqüentemente, no cálculo do(s) duto(s). Assim, não se pode utilizar diretamente o parâmetro **Vas** especificado na folha de dados do alto-falante, ou seja, deve-se recalculá-lo a Equação (2.31), que abaixo foi vinculada à Equação (6.1), onde recebeu a multiplicação por 1000 para que o resultado seja em litros.

$$Vas = \rho C^2 Sd^2 Cms \cdot 1000 \quad [\text{litros}] \quad (6.1)$$

A Equação (6.1), permite calcular **Vas** através da densidade do ar (ρ) e da velocidade do som (C), que dependem dos valores de pressão, umidade e temperatura. Mais dois parâmetros são necessários, que são a área efetiva do cone (Sd) e a Compliância mecânica da suspensão (Cms).

O objetivo é incluir no programa, uma rotina que realize os cálculos da densidade do ar e velocidade do som, a partir da umidade, pressão e temperatura, locais. Com isso, pode-se recalculá-lo o valor de **Vas** com precisão. Para facilitar, as entradas de temperatura e umidade relativa do ar, essas deverão ser digitadas em °C e em % (0 a 100 %), respectivamente.

Em relação à pressão, sabe-se que esta sofre alterações com a variação da altitude. Como é mais difícil medir a pressão local para inserir no programa, será usado como valor de entrada a altitude em relação ao nível do mar e, assim, teremos o valor da pressão, conforme mostrado:

$$P = 1013,25 - 0,11277 H \quad [\text{mb}] \quad (6.2)$$

A Equação (6.2) calcula a pressão atmosférica em [mb], com boa precisão até 1500 metros de altitude, onde o erro máximo é menor que 0,2 %, ou seja, até essa altitude a pressão se comporta de maneira quase linear. Acima desta altitude não se consegue uma boa precisão através de fórmulas e deve-se encontrar o valor de pressão para altitudes pré-estabelecidas, em tabelas. O valor 1013,25 mb corresponde à pressão ao nível do mar.

6.1.4 – Programa (Software)

O Programa é o módulo principal do projeto. Nele, irão passar todas as informações necessárias para a criação de um modelo a ser montado. Entre essas informações estarão os parâmetros do alto-falante, entradas do usuário e condições atmosféricas, os quais foram explicados anteriormente.

O programa desenvolvido está listado no ANEXO B. São quatro arquivos, escritos no programa “Mathematica 2.2”.

Para executar o programa, inicialmente, deve-se iniciar o aplicativo “Mathematica 2.2”, abrir o arquivo “Drivers.ma” e digitar os parâmetros solicitados para o alto-falante. Se os parâmetros já foram digitados não é necessário abrir o arquivo.

Em seguida, deve-se abrir o arquivo “Inicio.ma”. Neste arquivo, devem ser digitadas as condições atmosféricas solicitadas e na variável **driver** o nome do driver informado no arquivo “Drivers.ma”.

Para iniciar a execução do programa, deve-se posicionar o cursor na última linha de instrução e pressionar a tecla INSERT. A partir deste instante o programa estará rodando e solicitará informações ao usuário com as seguintes telas:

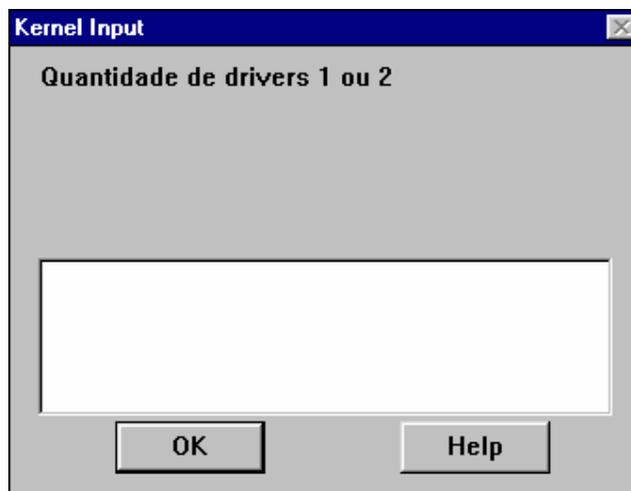


Figura 6.2 – Número de alto-falantes equivalentes.

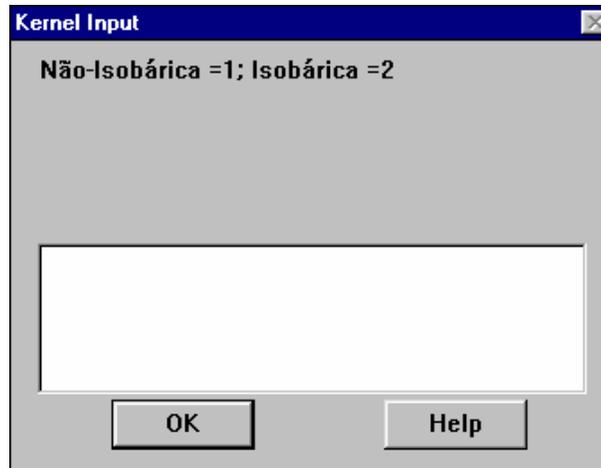


Figura 6.3 – Tipo de conexão.

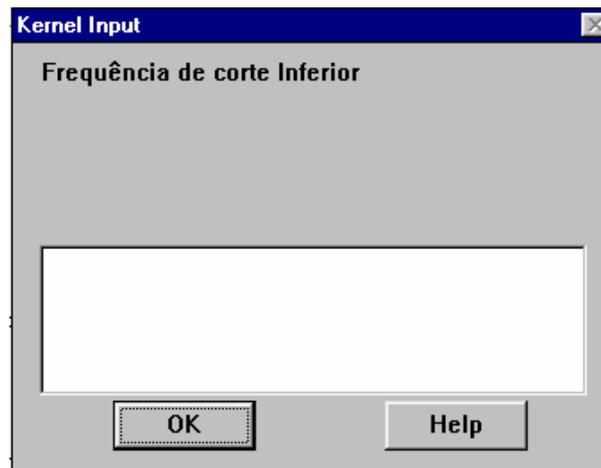


Figura 6.4 – Entrada da frequência de corte inferior.

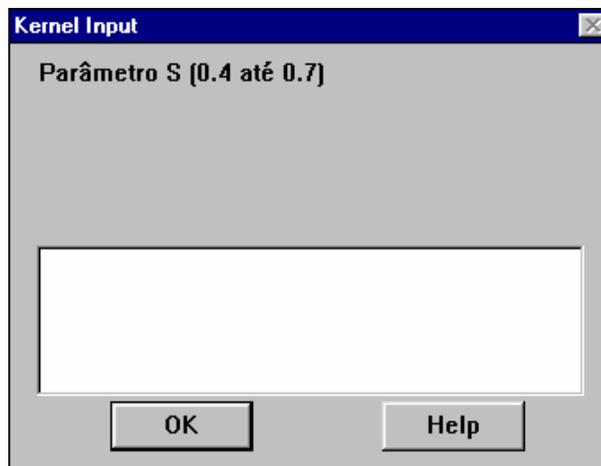


Figura 6.5 – Entrada do parâmetro S, definindo o tipo de resposta.



Figura 6.6 – Diâmetro do duto a ser utilizado.

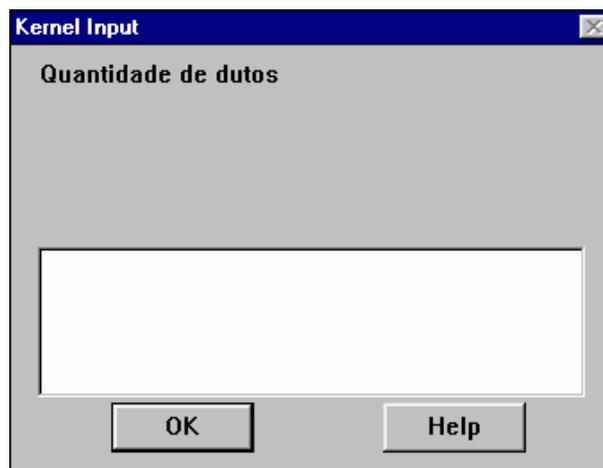


Figura 6.7 – Define a quantidade de dutos.

A Figura 6.7 foi a última tela solicitada pelo programa. Depois disso, aparecerá abaixo da última linha de instrução, o resultado da análise com dados e a curva de resposta.

6.1.5 – Modelo Gerado

Para gerar o modelo, deve-se executar todo o programa, digitando em cada tela a informação solicitada.

O modelo gerado será mostrado logo abaixo da última instrução de programa, onde foi pressionada a tecla INSERT para executá-lo. Serão visualizadas informações no formato texto e gráfico.

Em texto, estarão disponíveis: Diâmetro mínimo recomendado para o duto, quantidade de drivers equivalentes, tipo de conexão, o parâmetro S, a largura da faixa de resposta, o volume necessário para a construção da caixa traseira (selada) e frontal (com duto), a sintonia, comprimento do duto, diâmetro escolhido para o duto a ser utilizado e o valor do ganho de pressão acústica em dB.

O gráfico mostrará o nível de pressão acústica e a largura de faixa entre os limites Inferior e Superior dos cortes (em -3 dB).

O ideal é que sejam feitas várias simulações até encontrar a resposta desejada. Deve-se ter cuidado, pois nem todos os alto-falantes poderão se adaptar às condições de volume e resposta pretendidas pelo usuário. Outro fator é que o alto-falante deve suportar os grandes regimes de excursão devido à baixa frequência do projeto em questão.

Um bom modelo deve possuir a frequência de corte superior, pelo menos uma oitava acima da inferior e ganho não muito elevado. É importante ter cuidado com a relação ganho X largura de faixa, pois um ganho elevado produz largura de faixa muito estreita. E uma grande largura de faixa produz um ganho menor, por isso, o ideal é manter uma relação média entre os dois.

6.1.6 – Montagem

Esta é a última etapa do diagrama de blocos da Figura 6.1. Concluídas as simulações e o modelo gerado, será realizada a montagem da caixa *Bandpass*, levando em conta as técnicas de construção e materiais absorventes, conforme apresentados no Capítulo 4.

6.2 – Escolha do alto-falante

A faixa de frequências pretendida com este projeto está na região dos subgraves, ou seja, entre 20 Hz e 80 Hz. Normalmente a resposta da caixa inicia a partir da frequência de corte inferior estendendo-se uma oitava acima, por exemplo, de 30 Hz a 60 Hz, com resposta a -3dB.

A escolha do alto-falante para caixas do tipo *Bandpass* é, de certa forma, a mesma utilizada nas caixas do tipo fechado. Nas caixas do tipo *Bandpass*, devido à maior flexibilidade do projeto, a razão F_s/Q_{ts} é muito importante. Um quociente de baixo valor, que supõe a presença de altos valores de Q_{ts} , geralmente origina baixos valores na frequência de corte inferior FL, o que passa a ser algo muito interessante. Para isso, alguns fatores devem ser observados:

- F_s (Frequência de ressonância) baixo, entre 20 e 30 Hz;
- X_{max} (deslocamento da parte móvel) elevado, acima de 5 mm;
- Q_{ts} acima de 0,35.

O alto-falante a ser utilizado é o modelo HSW18BSD2 1.1K fabricado pela HINOR Alto-Falantes, que irá fornecer todos os componentes necessários para desenvolvimento do projeto. Demais informações sobre produto encontram-se no ANEXO C.

Os parâmetros T&S do alto-falante escolhido seguem na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros do alto-falante escolhido.

Mechanical Parameters		Electrical Parameters	
F_s :	27,53 Hz	Q_{es} :	0,404
Q_{ms} :	5,44	R_e :	4,5 ohms
V_{as} :	260,7 liters	L_e :	1,23 mH
C_{ms} :	124,3 $\mu\text{m/N}$	Z :	6,2 ohms
M_{ms} :	268,9 g	BL :	22,76 Tm
R_{ms} :	8,55 kg/s	P_e :	1100 watts
X_{max} :	5, mm	Electromechanical Parameters	
X_{mech} :	7,5 mm	Q_{ts} :	0,376
Dia :	393,3 mm	η :	1,297 %
S_d :	0,122 sq.m	1-W SPL:	93,28 dB
V_d :	0,608 liters	2.8-V SPL:	95,78 dB

6.3 – Simulações com o Software

Para iniciar as simulações, os parâmetros do alto-falante escolhido serão digitados no arquivo “drivers.ma” (conforme visto no item **6.1.1 – Parâmetros do Alto-Falante**), apresentado abaixo:

(*Fs,Qts,Cms,Xmax,Sd,Volfalante,Modelo,Marca*)

bs1811k={27.53,0.376,124.3,5.0,0.122,5.0,18BS,HINOR};

No programa “inicio.ma”, serão adotadas as seguintes condições atmosféricas:

H = 0 metros → (Ao nível do mar);

TC = 20 °C → (Temperatura média);

UR = 50 % → (Umidade Relativa do AR).

Ao ser executado, o programa gera as seguintes informações, além do gráfico de resposta em frequência (Hz) x ganho (dB):

- **diâmetro mínimo do duto a ser utilizado para evitar turbulências;**
- **quantidade de alto-falantes e tipo de conexão (não isobárica ou isobárica);**
- **parâmetro S (0.4 a 0.7), que define a largura de banda e ganho;**
- **a largura de banda de FLow a FHigh;**
- **o volume em litros para as duas câmaras;**
- **frequência de sintonia do(s) duto(s);**
- **ganho em dB;**
- **comprimento do(s) duto(s);**
- **o diâmetro do(s) duto(s);**
- **quantidade de dutos.**

Com essas informações é possível realizar a montagem da caixa acústica.

A seguir, serão realizadas simulações, divididas em casos, onde serão variados os parâmetros com a finalidade de mostrar o comportamento do modelo e encontrar a configuração mais apropriada para montagem. Todas as simulações serão realizadas utilizando um alto-falante, portanto a conexão será não isobárica e, a princípio, FLow = 40, ou seja, a frequência de corte do início da banda será fixa em 40 Hz.

1º CASO

Nas telas de entrada de dados serão fornecidas as seguintes informações:

Quantidade de drivers = 1
Isobárica = 1 → (1-Não isobárica ou 2-Isobárica)
Frequência de Corte Inferior = 40 (Hz)
Parâmetro S = 0.4
Diâmetro do Duto = 10 (cm)
Quantidade de Dutos = 2

O programa irá mostrar logo abaixo da última linha de instrução o resultado da simulação, conforme segue:

Dmin = 16.69 cm
Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS
Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal
Parâmetro S = 0.4
F_{Low} = 40 Hz
F_{High} = 165.73 Hz
Volume Traseiro = 33.92 litros
Volume Frente = 23.78 litros
Sintonia duto = 81.41 Hz
Ganho Pa = -2.03 dB
Comprimento do duto = 21.39 cm
Diâmetro do duto = 10 cm
Quantidade de dutos = 2

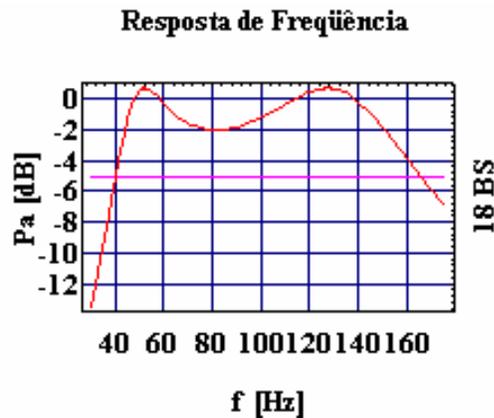


Figura 6.8 – Resposta da 1ª simulação, S = 0.4.

Neste caso, foi usado S = 0,4, o que proporciona uma largura de banda ampla (40 Hz a 165,7 Hz), porém com um vale acentuado na frequência de sintonia e ganho abaixo de 0 dB, o que gera uma resposta indesejada. Além disso, os volumes das câmaras ficam pequenos para um transdutor de 18 polegadas.

No gráfico, a linha rosa está 3 dB abaixo do ponto de menor ganho na curva de resposta e, também, mostra os pontos de corte nos cruzamentos com a linha vermelha.

2º CASO

Neste caso foi alterado o parâmetro S de 0,4 para 0,6 para avaliarmos a influência dessa variável na resposta da caixa. Lembrando que S influencia diretamente sobre a largura de banda e por isso, altera todas as outras variáveis.

Dmin = 17.56 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro S = 0.6

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 109.99 Hz

Volume Traseiro = 54.69 litros

Volume Frente = 53.51 litros

Sintonia duto = 66.33 Hz

Ganho Pa = 1.45 dB

Comprimento do duto = 11.51 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

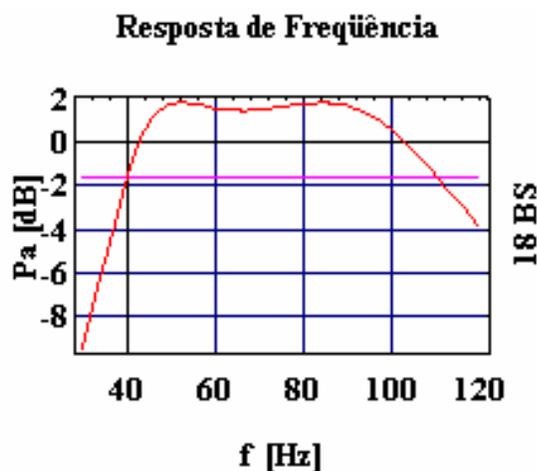


Figura 6.9 – Resposta da 2ª simulação, S = 0.6.

Com S = 0,6 a largura de banda foi reduzida, como esperado. No caso 1, F_{High} era 165,73 Hz e nesse caso 109,99 Hz, ou seja, houve redução de mais de 55 Hz na largura de banda, o que reduziu a frequência de sintonia e por consequência o vale que existia no caso anterior, aumentou o volume das câmaras e o ganho, porém ainda apresenta leve atenuação na frequência de sintonia.

3º CASO

Nesta simulação temos $S = 0,7$ (menor largura de banda e maior planicidade), mantendo todas as outras variáveis iguais.

Dmin = 17.94 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro $S = 0.7$

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 92.76 Hz

Volume Traseiro = 67.47 litros

Volume Frente = 72.83 litros

Sintonia duto = 60.91 Hz

Ganho Pa = 2.64 dB

Comprimento do duto = 8.93 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

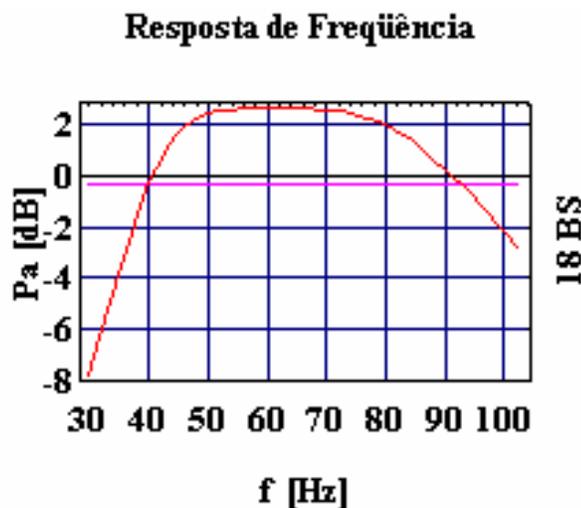


Figura 6.10 – Resposta da 3ª simulação, $S=0.7$.

Nessas condições, a curva de resposta é a mais plana das simulações. Os volumes são coerentes para um alto-falante de 18 polegadas, a largura de banda é mais estreita e cobre mais do que uma oitava acima da freqüência de corte mínima, a caixa apresenta um bom ganho acústico (2,64 dB) e os dutos ficam dentro de um tamanho comercial.

4º CASO

Neste caso, as informações são todas iguais ao 3º caso, exceto a altitude que passa de 0 metro (nível do mar) para 900 metros, simulando a influência da diferença de pressão atmosférica, causada pela diferença de altitude.

Dmin = 17.94 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro S = 0.7

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 92.76 Hz

Volume Traseiro = 60.72 litros

Volume Frente = 65.54 litros

Sintonia duto = 60.91 Hz

Ganho Pa = 2.64 dB

Comprimento do duto = 10.87 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

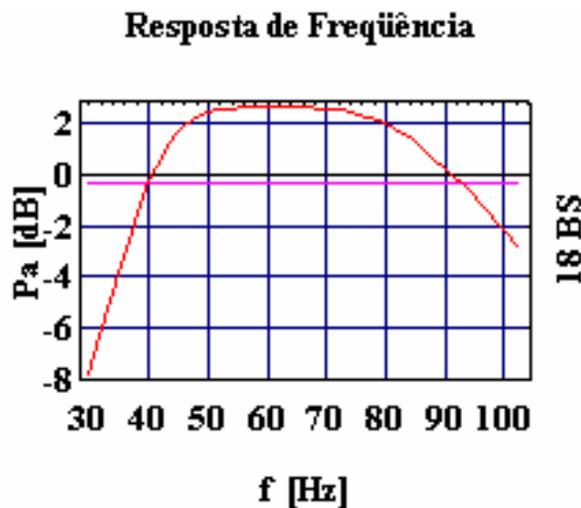


Figura 6.11 – 3º Caso com altitude de 900 metros.

A diferença de altitude interfere na pressão atmosférica, que, por consequência, influencia na densidade do ar e velocidade do som, os quais são parâmetros que atuam diretamente sobre os volumes das câmaras e comprimento do duto. Com a redução da pressão, devido à grande altitude, o volume da câmara selada reduziu quase 7 litros. A câmara com duto reduziu mais de 7 litros. Observando os volumes, a caixa, como um todo, reduziu cerca de 10% do seu volume devido à altitude, em relação ao caso 3. Os dutos tiveram um acréscimo de quase 2 cm no comprimento.

5º CASO

Nesta simulação, partindo-se novamente do 3º caso, agora alterando a temperatura ambiente para 80 graus e a umidade do ar para 30%. Seguem abaixo os resultados:

Dmin = 17.94 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro S = 0.7

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 92.76 Hz

Volume Traseiro = 69.58 litros

Volume Frente = 75.11 litros

Sintonia duto = 60.91 Hz

Ganho Pa = 2.64 dB

Comprimento do duto = 8.40 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

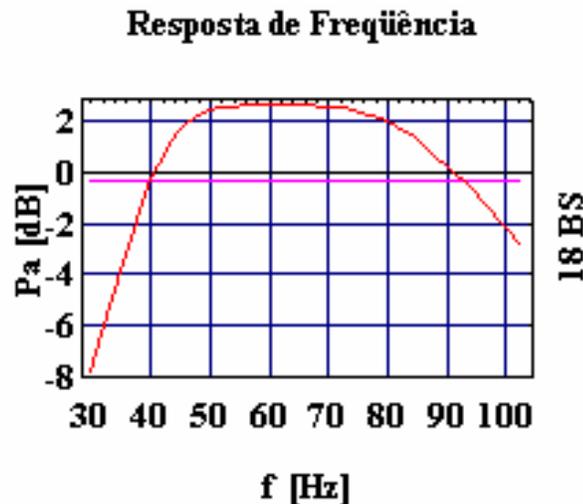


Figura 6.12 – 3º Caso com T=80 °C e U=30%.

Com o aumento da temperatura e a redução da umidade, o volume da câmara selada aumentou 2 litros e a câmara com duto aumentou mais de 3 litros, em relação ao 3º caso. O duto reduziu cerca de 0,5 cm. A temperatura e umidade influenciam menos nas variáveis em relação aos efeitos da pressão atmosférica (4º caso).

6º CASO

Nesse caso será simulada a conexão isobárica, ou seja, será informado ao software que ao invés de um alto-falante, serão usados dois conectados frente a frente, com as bobinas invertidas (um dos alto-falantes em contra fase), o que caracteriza um sistema *Push-Pull*. Partindo do 3º caso, abaixo as diferenças causadas pela conexão isobárica:

Dmin = 17.94 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Isobárica

Parâmetro S = 0.7

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 92.76 Hz

Volume Traseiro = 33.73 litros

Volume Frente = 36.41 litros

Sintonia duto = 60.91 Hz

Ganho Pa = 2.64 dB

Comprimento do duto = 26.37 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

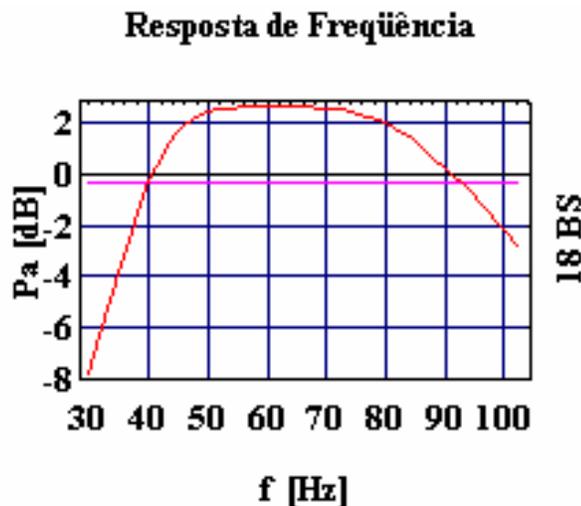


Figura 6.13 – 3º Caso com falantes em conexão isobárica.

A grande vantagem da conexão isobárica é a redução do volume da caixa acústica pela metade, em relação ao 3º Caso, o que torna o projeto muito interessante quando não há espaço físico. Os dutos tiveram um aumento significativo no comprimento, passando de 8,93 cm (3º Caso) para 26,37 cm. A desvantagem está no gasto com dois transdutores ao invés de um só, para a mesma resposta em frequências, porém o uso de dois alto-falantes permite a aplicação do dobro da potência, possibilitando um incremento na intensidade sonora.

7º CASO

Nesta simulação, com base ainda no 3º caso, alterando a frequência de corte inferior de 40 Hz para 30 Hz. As diferenças a seguir:

Dmin = 18.87 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro S = 0.7

FLow = 30 Hz

FHigh = 82.76 Hz

Volume Traseiro = 115.48 litros

Volume Frente = 72.83 litros

Sintonia duto = 49.82 Hz

Ganho Pa = -0.84 dB

Comprimento do duto = 17.56 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 2

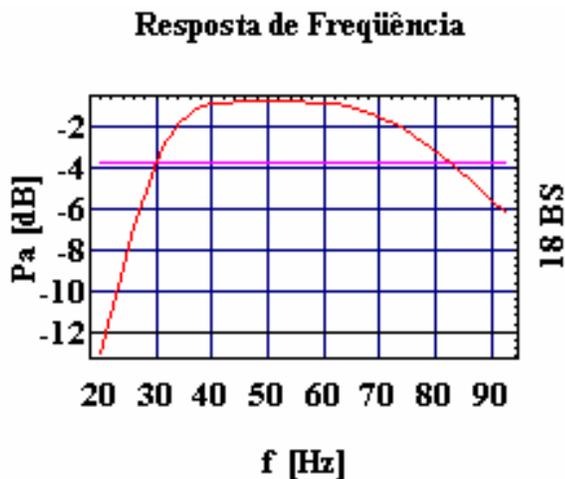


Figura 6.14 – 3º Caso com Flow = 30 Hz.

Reduzindo a frequência de corte para 30 Hz, há um incremento de aproximadamente 50 litros no volume da câmara selada, o que representa mais de 30% do tamanho total da caixa. Além disso, o ganho fica abaixo de 0 dB e os dutos ficam longos.

8° CASO

A partir da configuração do 3° caso e utilizando apenas um duto de 10 cm de diâmetro, obtêm-se os seguintes resultados:

Dmin = 17,94 cm

Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS

Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal

Parâmetro S = 0,7

F_{Low} = 40 Hz

F_{High} = 92,76 Hz

Volume Traseiro = 67,47 litros

Volume Frente = 72,83 litros

Sintonia duto = 60,91 Hz

Ganho Pa = 2,64 dB

Comprimento do duto = 0,21 cm

Diâmetro do duto = 10 cm

Quantidade de dutos = 1

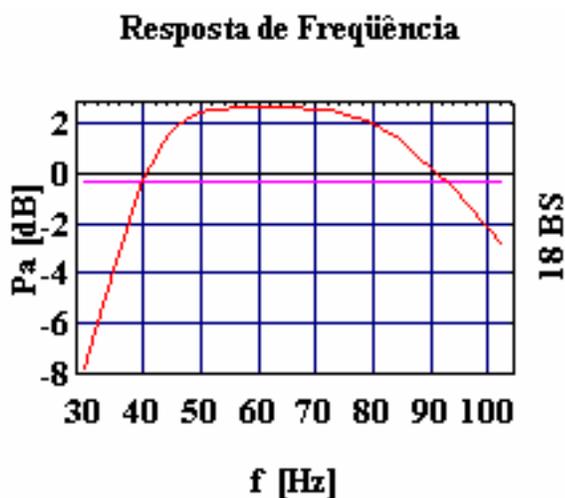


Figura 6.15 – 3° Caso utilizando somente um duto de 10 cm.

Utilizando apenas um duto de 10 cm de diâmetro, a resposta, volumes e ganho se mantiveram iguais, porém o comprimento do duto reduziu muito (0,21 cm), ou seja, ficou menor que a espessura da madeira que será utilizada para fabricação da caixa (15 a 20 mm). Além disso, o software informa que o diâmetro mínimo para evitar turbulências e ruídos indesejáveis deveria ser 17,94 cm, assim, deve-se utilizar 2 dutos para suprir o diâmetro mínimo necessário, conforme foi realizado no 3° caso.

6.4 – Conclusões

O funcionamento do software foi apresentado em etapas, divididas em casos, onde foi possível observar o que cada variável influenciava sobre o resultado final.

Nos primeiros três casos foi avaliado o comportamento da variável S , que determina a largura de banda. Foram feitas simulações com $S=0,4$, $S=0,6$ e $S=0,7$, onde, para o 1º Caso ($S=0,4$), ocorreu uma grande largura de banda, porém com um vale acentuado na frequência de sintonia, o que proporcionou ganho abaixo zero e uma curva de respostas sem planicidade. No 2º Caso ($S=0,6$) houve uma melhoria em relação ao caso anterior, mas ainda com atenuação na frequência de sintonia. A melhor simulação foi obtida no 3º Caso ($S=0,7$), onde a curva de resposta ficou plana, a largura de banda cobriu mais do que uma oitava, os volumes das câmaras dentro da normalidade para um falante de 18 polegadas, os dutos muito próximos dos padrões encontrados no mercado e o ganho acima de 0 dB.

No 4º e 5º casos, foram simuladas as influências atmosféricas sobre o dimensionamento da caixa e dutos. O 4º Caso mostrou a influência da redução da pressão atmosférica, através do aumento da altitude em 900 metros em relação ao nível do mar. Nessa condição, a caixa acústica reduziu cerca de 10% do volume e o duto aumentou 2 cm. Isso quer dizer que, se a caixa for dimensionada a 0 metros (nível do mar) e submetida a uma grande altitude, sua resposta em frequência sofrerá leve deslocamento das frequências de corte para baixo. Em uma situação contrária, se a caixa for projetada para 900 metros de altitude e funcionar ao nível do mar, a resposta em frequência será levemente deslocada para cima. O 5º Caso apresentou algo parecido com a variação da umidade relativa do ar e a temperatura. O resultado promoveu um acréscimo de aproximadamente 3% no volume das câmaras, mostrando que a influência da temperatura e umidade são bem menores em relação a uma grande diferença de pressão.

A análise do 6º Caso mostrou o efeito da conexão isobárica, onde dois alto-falantes são fixados frente-a-frente, sendo um deles ligado em contra fase, caracterizando o regime *Push-Pull*. A grande vantagem dessa configuração está na redução do volume das câmaras em 50%, mantendo a resposta em frequência e ganho. Outra vantagem está na possibilidade de escolher a melhor ligação ao amplificador, visto que as bobinas podem ser ligadas separadas, em série ou em paralelo. A desvantagem está no uso de dois transdutores, na dificuldade em garantir a vedação entre as peças e no comprimento elevado dos dutos.

O 7º Caso mostrou uma tentativa de reduzir a frequência de corte inferior de 40 Hz para 30 Hz. Isso provocou um aumento de 30% no volume das câmaras, reduziu o ganho e prolongou os dutos.

Finalmente no 8º Caso foi simulada a utilização de apenas um duto, ao invés de respeitar o diâmetro mínimo (17,94 cm) informado pelo software. O comprimento resultante foi inferior a própria espessura da madeira, o que seria impossível. Outro fator negativo é que a utilização de apenas um duto, se possível, provocaria turbulências e ruídos indesejáveis devido ao grande deslocamento de ar.

Portanto, depois de várias simulações e análises, o 3º Caso apresentou os melhores resultados e foi adotado como modelo para montagem de uma caixa para testes experimentais.

CAPÍTULO 7

CONSTRUÇÃO DA CAIXA ACÚSTICA BANDPASS

Este capítulo trata da construção da caixa *Bandpass* a partir do modelo gerado no Capítulo 6. As técnicas de construção e o amortecimento acústico, apresentados no Capítulo 4, serão empregados na construção da caixa acústica.

7.1 – Modelo Gerado pelo Software

No Capítulo 6, depois de várias simulações, chegou-se ao modelo com os melhores resultados gerados pelo software no 3º Caso. As informações geradas pelo programa seguem abaixo:

Dmin = 17.94 cm
Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver HINOR 18 BS
Quantidade de Drivers = 1 Tipo = Normal
Parâmetro S = 0.7
F_{Low} = 40 Hz
F_{High} = 92.76 Hz
Volume Traseiro = 67.47 litros
Volume Frente = 72.83 litros
Sintonia duto = 60.91 Hz
Ganho Pa = 2.64 dB
Comprimento do duto = 8.93 cm
Diâmetro do duto = 10 cm
Quantidade de dutos = 2

Algumas das informações representam:

Volume Traseiro: representa o volume da câmara selada;
Volume Frente: representa o volume da câmara frontal, onde ficarão os dutos;
Dmin: é o diâmetro mínimo requerido para o duto;
Diâmetro do duto: é o diâmetro interno do duto a ser utilizado no projeto;
Quantidade de dutos: é o número de dutos que será colocado na câmara frontal;
Comprimento do duto: é o comprimento do duto a partir do lado externo da madeira.

Com base nas informações, podem-se dimensionar as câmaras e a estrutura da caixa acústica. É importante lembrar que os volumes das câmaras que o software calcula são livres, ou seja, deve-se acrescentar o volume ocupado pelo alto-falante na câmara selada e o volume ocupado pelos dutos na câmara ventilada (com duto).

A caixa construída deverá cobrir a banda entre 40 Hz e 92,7 Hz, conforme informações do software.

7.2 – Dimensionamento da Caixa

Para a construção da caixa será utilizada madeira do tipo MDF, com 25 mm de espessura, incluindo as técnicas de construção vistas no Capítulo 4. Este tipo de material é muito utilizado em caixas acústicas de todos os tipos, principalmente, em caixas de grave (baixa frequência). Caixas que trabalham na região de baixa frequência sofrem vibrações constantes, podendo acrescentar ao sistema ruídos indesejáveis e, por isso, devem utilizar materiais com a maior densidade possível, a fim de reduzir estas vibrações. O ideal seria utilizar materiais mais resistentes como aço, concreto, mármore, etc., mas, o peso e o custo inviabilizariam a sua construção.

Conforme comentado anteriormente, deve-se acrescer ao volume selado calculado o valor em litros do alto-falante. No compartimento ventilado deve ser acrescido o volume ocupado pelos dutos.

O alto-falante empregado no projeto é o modelo 18 Batstaka 1.1 K, da HINOR. Este alto-falante possui 460 mm de diâmetro externo. Com esta informação, percebe-se que as dimensões internas deverão ser maiores que este valor. Se o diâmetro deverá ser maior que 46,0 cm, adotam-se largura e profundidade interna iguais, com 50 cm. Isso proporcionará sobra de 2 cm em cada lado para fixação dos parafusos. Serão três peças iguais com 50 cm x 50 cm; uma para a parte superior, uma para a inferior e outra para o meio, onde será fixado o alto-falante. O volume ocupado pelo alto-falante é 10,6 litros, então, esse valor deverá ser acrescentado ao volume da câmara selada.

Conforme apresentado por COLLOMS [16] no Capítulo 4, a construção de uma caixa acústica utilizando paredes de maior espessura desloca a frequência de ressonância para cima, o que no caso da caixa *Bandpass* passa a ser benéfico, pois se pretende trabalhar abaixo de 100 Hz. A amplitude dos picos não sofre alteração com o aumento da espessura dos painéis e para atenuá-los é necessário fazer o travamento das paredes internas, utilizando tacos de madeira, metais ou reforços que ajudem a reduzir as vibrações das faces. Depois dessas medidas, ainda, utiliza-se um filtro passa baixa, logo acima da frequência de corte superior para suprimir as ressonâncias geradas no interior dos dutos.

Volume necessário para cada compartimento:

Parte Selada = 67,47 (calculado pelo software) + 10,6 (alto-falante) = **78,07 litros**

Volume dos dois dutos = $2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot (0,05\text{m})^2 \cdot (0,0893 - 0,025\text{m}) \cdot 1000 = 1,01$ litros

R, raio do duto, é utilizado em metros;

L, comprimento do duto, foi calculado considerando a medida de duto que fica no interior da caixa.

Parte Ventilada = 72,83 (calculado pelo software) + 1,01 (volume dos dutos) = **73,84 litros**

Dimensões internas de cada compartimento:

Parte Selada = (50 cm * 50 cm * 31,5 cm) / 1000 = **78,75 litros**

Parte Ventilada = (50 cm * 50 cm * 29,5 cm) / 1000 = **73,75 litros**

As medidas utilizadas proporcionam o volume próximo do necessário, conforme valores calculados.

Visualização Gráfica das dimensões da caixa:

Todas as medidas utilizadas estão em centímetros.

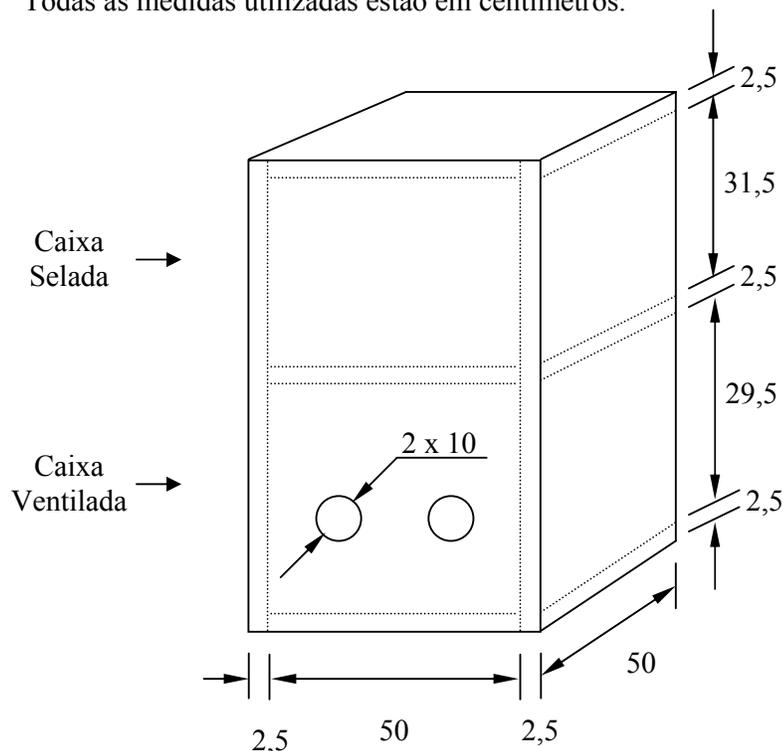


Figura 7.1 – Estrutura da Caixa Passa-Banda.

Caracterização das Peças de Madeira

Peças	Quantidade	Dimensão [cm]
Horizontais	3	50 x 50
Laterais	2	50 x 68,5
Frontal e Traseira	2	55 x 68,5

Visualização das peças Horizontais

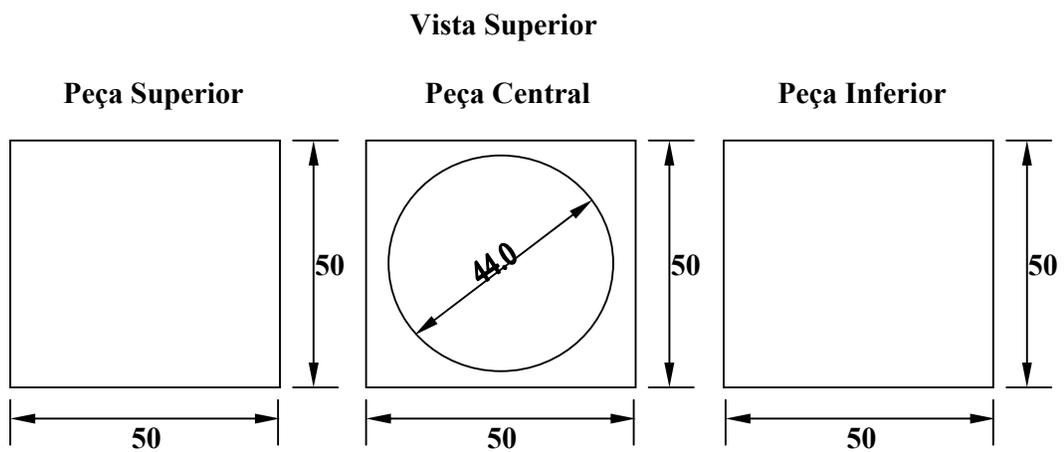


Figura 7.2 – Peças Horizontais.

Visualização das Peças Laterais

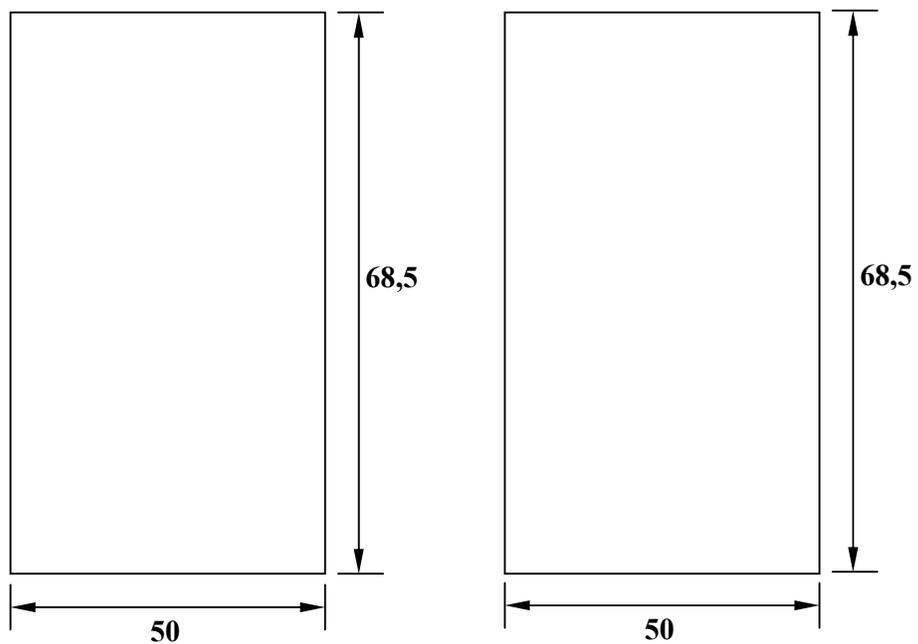


Figura 7.3 – Peças Laterais da Caixa.

Visualização da Peça Traseira e Frontal

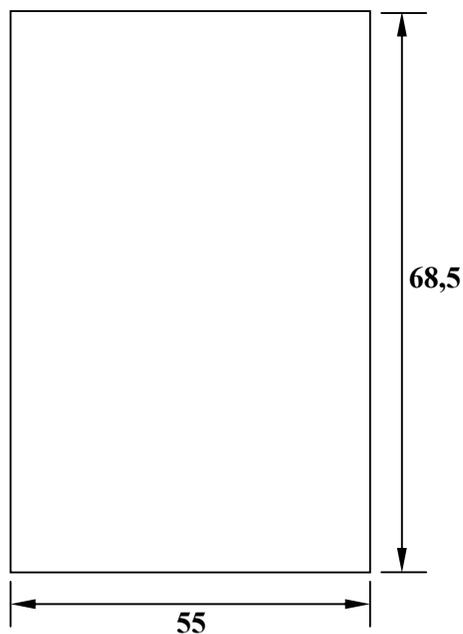


Figura 7.4 – Peça Traseira.

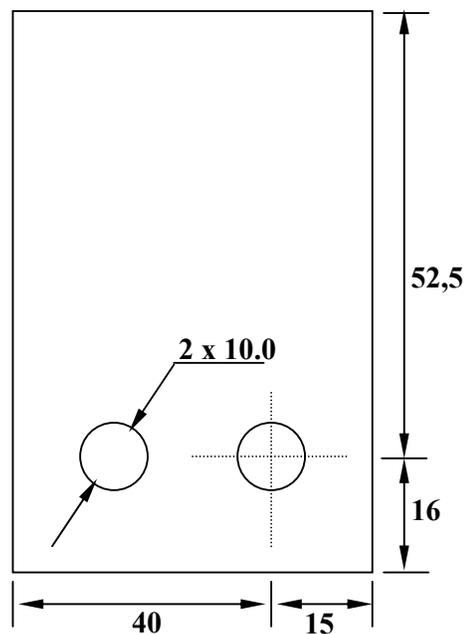


Figura 7.5 – Frontal da Caixa.

Vista Traseira da Caixa montada

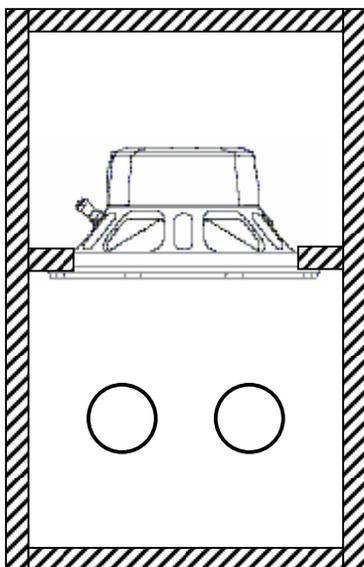


Figura 7.6 – Estrutura Montada.

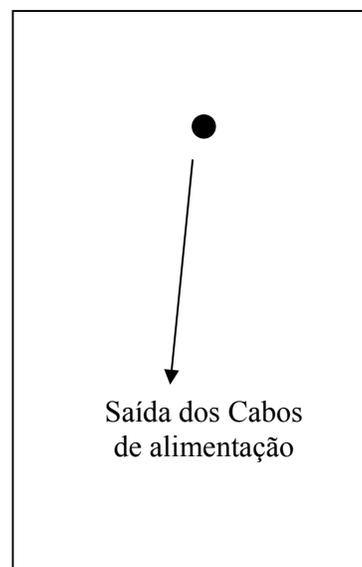


Figura 7.7 – Tampa Traseira.

As Figuras 7.1 até 7.7 mostram as peças e o formato da estrutura de madeira empregada para a construção da caixa acústica *Bandpass*.

Na Figura 7.6 pode-se ter uma idéia da caixa finalizada, com a maioria das peças fixadas, inclusive o alto-falante.

A Figura 7.7 mostra a tampa traseira da caixa onde saem os cabos de alimentação do alto-falante.

7.3 – Processo de Construção

A construção da caixa *Bandpass* requer muitos cuidados, principalmente quanto à precisão do corte das peças de madeira. Para isso foi utilizado um centro de usinagem, onde, foram feitos todos os cortes de acordo com os desenhos do projeto. Além disso, foi utilizada toda a estrutura disponível da **Frahm** para a realização da montagem, visando sempre a maior precisão e resistência possível.

Todas as etapas foram documentadas com fotos para facilitar a demonstração dos encaixes e fixação das peças.



Figura 7.8 – Peças de madeira pré-fixadas.

A Figura 7.8 mostra a estrutura em madeira pré-fixada, utilizando inicialmente cola branca e pregos pequenos para posicionamento.



Figura 7.9 – Estrutura da caixa incluindo as barras metálicas de travamento.



Figura 7.10 – Fixação das barras metálicas no interior da caixa.

As figuras 7.9 e 7.10 mostram a fixação das barras de aço, com formato em L (dimensional = 49 cm x 1,5 cm x 1,5 cm), no interior das cavidades da caixa acústica, com o objetivo de aumentar ainda mais a rigidez das paredes. Na base de cada barra de aço foi aplicado silicone para evitar vibrações e a fixação foi feita através de cinco parafusos.



Figura 7.11 – Aplicação de manta de poliéster no interior das cavidades.

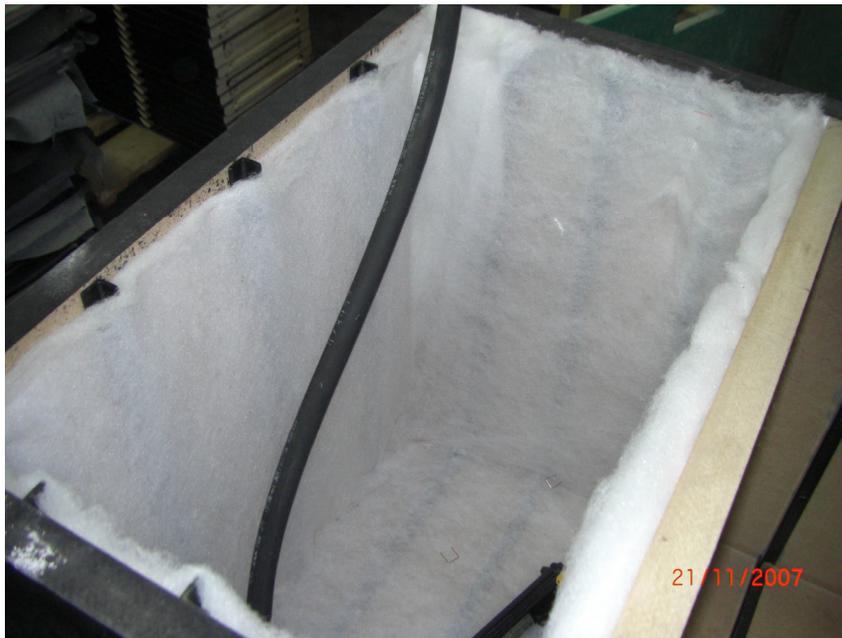


Figura 7.12 – Aplicação de manta de poliéster no interior da câmara selada.

As Figuras 7.11 e 7.12 mostram a fixação da manta de poliéster de 10 mm de espessura no interior das câmaras com grampos, proporcionando principalmente a absorção de ondas estacionárias e, conseqüentemente, contribuindo na qualidade da reprodução sonora.



Figura 7.13 – Aplicação dos parafusos para travamento da estrutura.

A figura 7.13 mostra os pontos onde foram fixados os parafusos para reforçar a estrutura da caixa e garantir o travamento entre as faces. São quatro parafusos em cada face de contato, resultando mais de cinquenta parafusos em toda a estrutura.

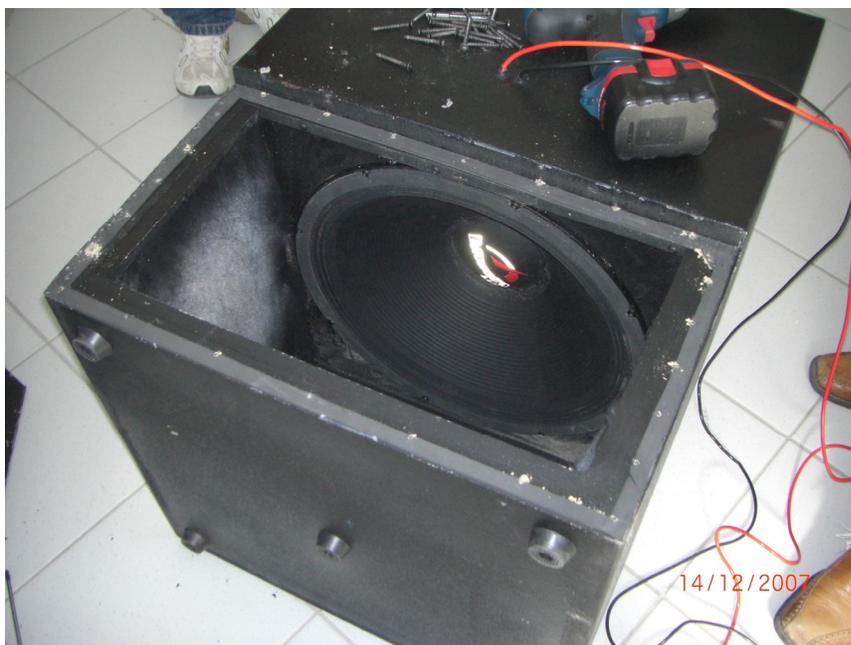


Figura 7.14 – Fixação do alto-falante no interior da caixa.



Figura 7.15 – Posicionamento dos dutos na câmara ventilada.

O alto-falante é fixado no interior da caixa conforme mostra a figura 7.14. Ao todo são utilizados oito parafusos para o travamento.

Na figura 7.15 é mostrada a posição dos dutos na câmara ventilada, onde receberão o acabamento em PVC de alta resistência, com comprimento determinado pela sintonia da caixa.



Figura 7.16 – Caixa finalizada com o acabamento nos dutos.

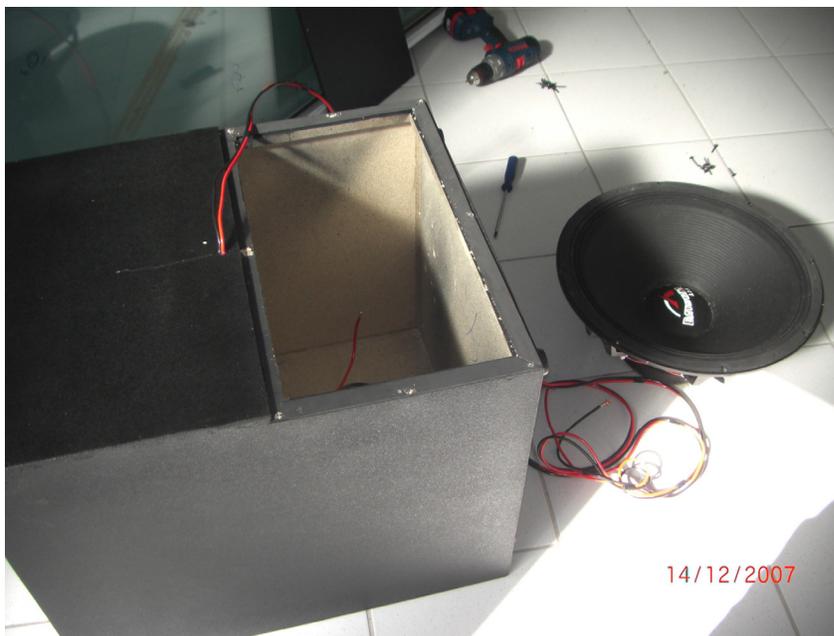


Figura 7.17 – Tampa traseira para acesso ao alto-falante.

7.4 – Ajuste dos dutos

O ajuste no comprimento dos dutos é necessário para que a frequência de sintonia da caixa seja posicionada exatamente na mesma frequência gerada pelo software (**60,9 Hz**). O comprimento calculado foi 8,93 cm para cada duto.

Inicialmente, cortam-se os dutos com tamanho um pouco maior que o informado pelo software. Depois, monitora-se a impedância mínima para encontrar a frequência de sintonia. Daí em diante, cortam-se os dutos pouco a pouco até atingir o valor da frequência de sintonia.

Pode-se utilizar o circuito abaixo para monitorar a impedância:

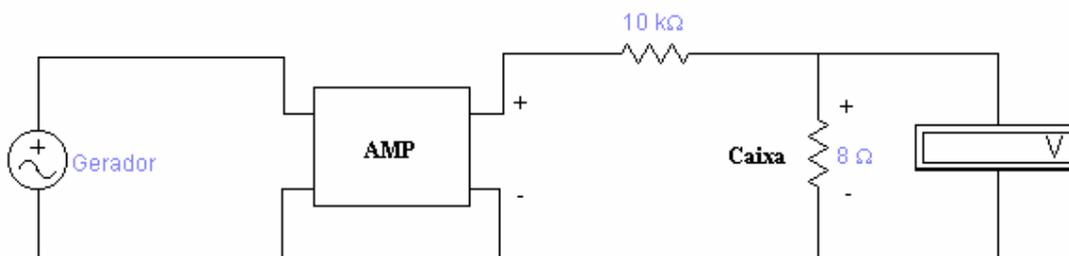


Figura 7.18 – Circuito para medir a Impedância de entrada da caixa.

O esquema eletrônico é composto de um gerador de sinal (senoidal) para produzir os sons da faixa de interesse (20 Hz a 200 Hz). Também, um amplificador para manter um nível de 10 volts aplicado ao resistor de 10 k Ω . Com a relação de 10 V e 10 k Ω tem-se uma corrente de 1 mA aplicada a carga. Utilizando um voltímetro em paralelo com a carga pode-se medir a impedância da caixa nas freqüências pré-determinadas pelo gerador. Variando a freqüência do gerador, dentro da faixa de interesse, encontram-se dois picos onde a impedância é máxima (freqüência de corte inferior e superior) e no vale entre os dois picos o ponto onde a impedância é mínima (freqüência de sintonia dos dutos). Quando o voltímetro estiver mostrando o ponto mínimo de impedância, verifica-se em que freqüência está o gerador de sinal e esta é a freqüência de sintonia correspondente. Deve-se cortar o duto pouco a pouco até que a freqüência vista no gerador seja a mesma que a calculada (60,9 Hz).

Outra maneira ágil e eficaz de obter-se a curva de impedância e a curva de resposta é utilizar um analisador. Para isso, foi utilizado o *hardware* e *software* CLIO, um sistema italiano de análise de sinais que faz parte da estrutura disponível na FRAHM. As Figuras 7.19, 7.20 e 7.21 mostram os resultados obtidos.

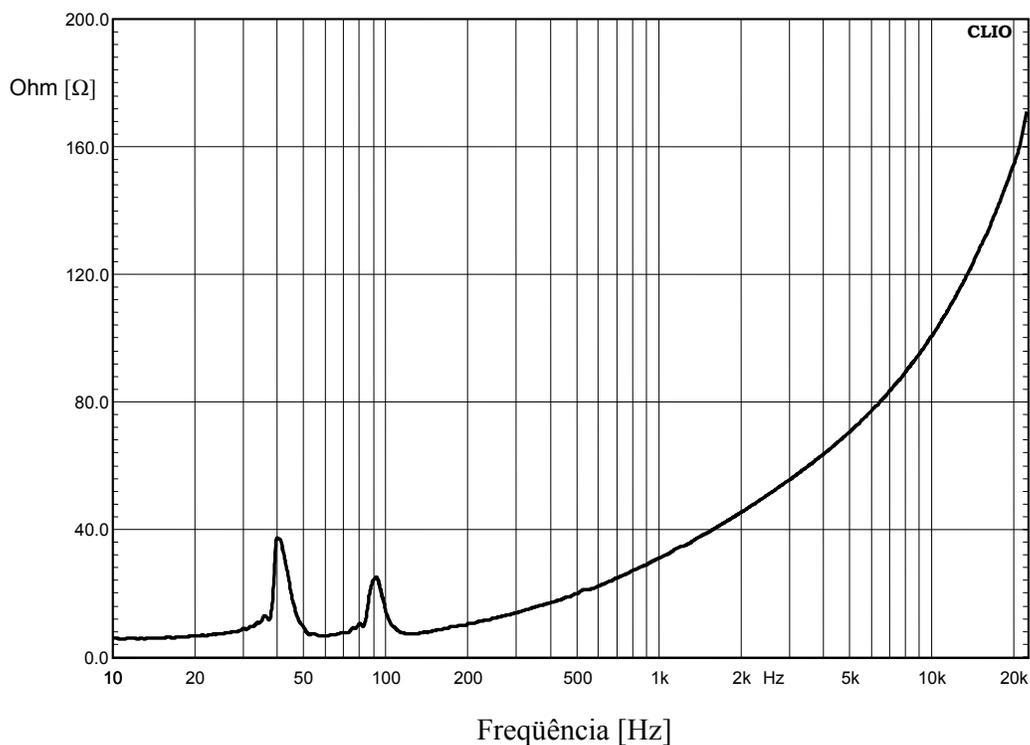


Figura 7.19 – Medição da impedância de entrada da caixa Bandpass.

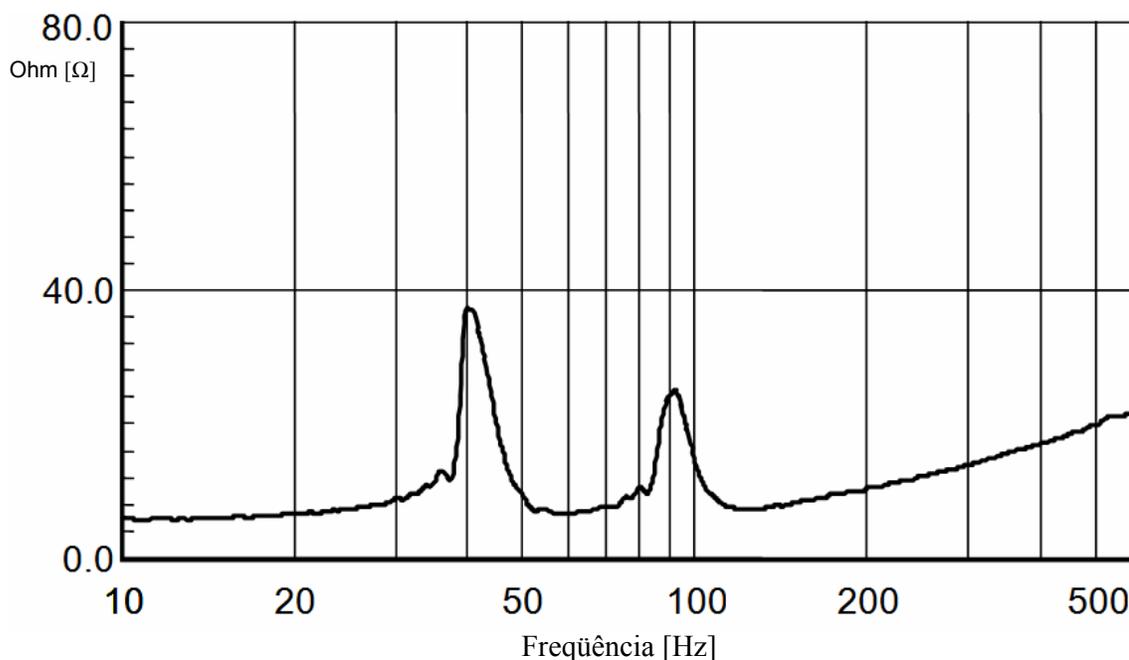


Figura 7.20 – Medição da Impedância de entrada da caixa, em detalhes.

Na Figura 7.20, observa-se que os picos de impedância ocorreram nas proximidades das frequências de corte projetadas (40 Hz e 92,7 Hz). A impedância mínima (ponto entre os dois picos) mostra a frequência de sintonia dos dutos. Visualizando-se o gráfico, vemos que o valor mínimo é próximo dos 60 Hz, portanto, confere com o calculado. O pico à esquerda, próximo dos 40 Hz refere-se à impedância da câmara selada, já o pico próximo aos 90 Hz refere-se à impedância da câmara ventilada.

7.5 – Resposta em frequência do modelo

Com a caixa construída e sintonizada, foram realizadas medidas para obtenção da curva de resposta com o objetivo de comprovar se a caixa está respondendo dentro dos limites calculados pelo software (40 Hz a 92,7 Hz). Normalmente, quando os picos de impedância estão coerentes com o valor calculado, a resposta também costuma estar. Geralmente este tipo de medida é realizada em câmaras especiais onde são conhecidas as características da sala, como absorção, tempo de reverberação, etc ou, também, medidas realizadas ao ar livre com a caixa distante de obstáculos. Nesse caso, as medidas foram feitas em ambiente anecóico nas dependências da **Frahm**.

A medição foi feita a um metro de distância aplicando 1 WRMS. Com essa relação, sabe-se a quantidade de pressão sonora que a caixa ou sistema acústico está entregando ao ambiente. Para fornecer 1 W à caixa foi utilizada a seguinte equação:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (7.1)$$

onde

P é a potência, V a tensão e R a impedância.

Como:

$$P = 1 \text{ W},$$

$$V^2 = R \quad ; \quad V = \sqrt{R} \quad (7.2)$$

R, a impedância da caixa (carga), é 4 Ω , dessa forma:

$$V = \sqrt{4} = 2 \text{ V} \quad (7.3)$$

Aplicando-se 2 Volts aos bornes do alto-falante tem-se 1 W RMS aplicado na caixa acústica.

A medição da curva de resposta foi realizada entre 20 Hz e 20 kHz, mesmo sabendo-se que a resposta da caixa é apenas em baixa frequências. Isso para verificar o nível de pressão sonora acima da região de interesse e para mostrar a necessidade de implantação de um filtro *Low-Pass*, normalmente, acima da frequência de corte superior, pois algumas frequências indesejadas aparecem na resposta acima de 200 Hz, devido às ressonâncias no interior dos dutos.

O microfone foi posicionado próximo ao duto para medição da resposta, visto que o comprimento de onda para as frequências baixas é excessivamente grande. Mesmo estando em ambiente anecóico, as dimensões da sala são menores que os comprimentos de onda a serem medidos, portanto, foi necessário realizar a medição em campo próximo.

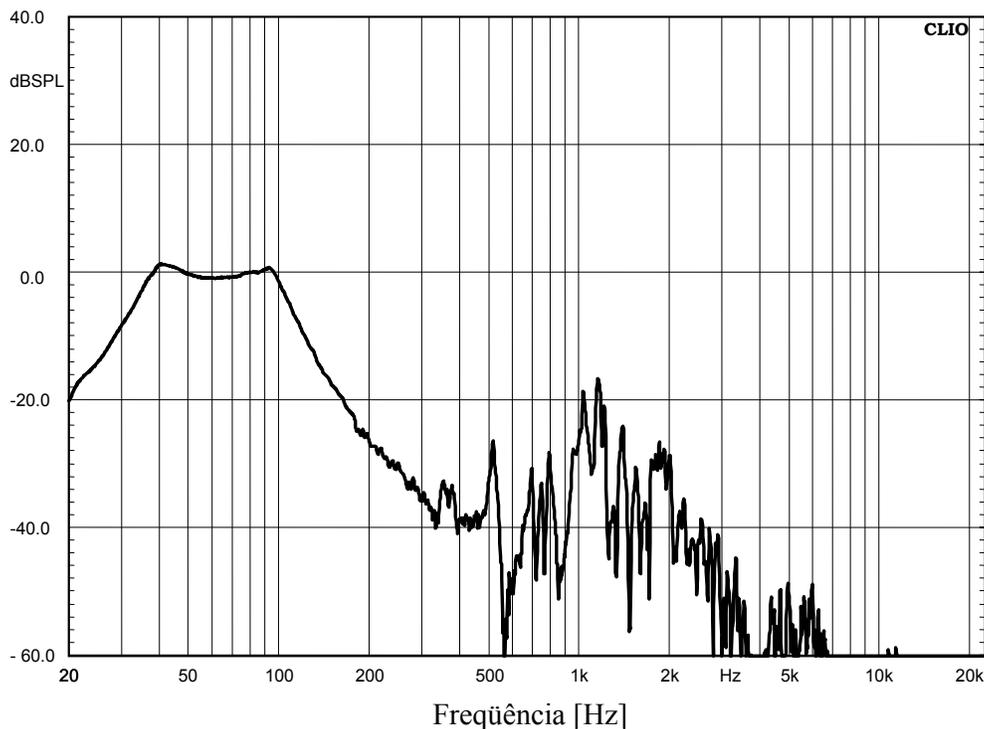


Figura 7.21 – Medição da curva de resposta da caixa Bandpass.

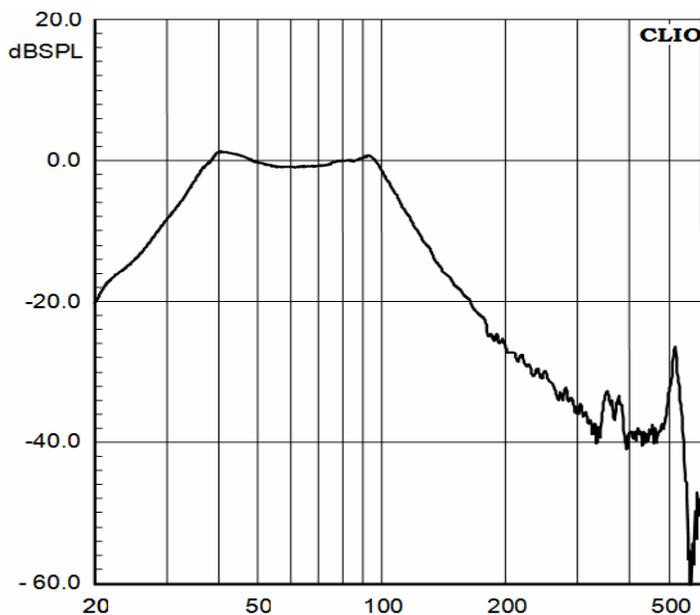


Figura 7.22 – Medição da curva de resposta da caixa Bandpass, em detalhes.

As Figuras 7.21 e 7.22 mostram a resposta em frequência da caixa acústica *Bandpass*, dimensionada através do software. Na Figura 7.22, a frequência superior foi limitada a 500 Hz para visualização mais detalhada da curva. Os resultados experimentais mostrados pelos gráficos confirmam que a resposta da caixa está de acordo com os cálculos gerados pelo *software*, entre 40 Hz e 92,7 Hz.

As Figuras 7.23 e 7.24 apresentam a câmara anecóica e o equipamento utilizado para medição, respectivamente. Ambos fazem parte da estrutura disponibilizada pela Frahm para avaliação do modelo.



Figura 7.23 – Foto da caixa Bandpass na câmara anecóica da Frahm.



Figura 7.24 – Foto do equipamento CLIO para medição das curvas de impedância e resposta.

7.6 – Vibrações do gabinete

A caixa acústica ideal é aquela isenta de vibrações em suas faces, ou seja, quem deve vibrar é o alto-falante instalado na caixa e não a caixa. Porém, para isso, exige-se uma estrutura extremamente rígida, composta de aço, mármore, concreto ou outros materiais, o que torna a construção difícil e financeiramente inviabilizada. Sabe-se que a grande maioria das caixas acústicas são feitas de madeira, onde estão sujeitas a alguma vibração estrutural.

O principal objetivo da medição das vibrações do gabinete é comparar tais vibrações de uma caixa construída estruturalmente rígida (caixa *Bandpass* desenvolvida), com uma caixa construída com materiais inferiores, sem travamentos internos. A caixa **rígida** foi construída com MDF de 25 mm de espessura, onde as paredes internas receberam reforços com cantoneiras de aço para aumentar ainda mais a rigidez. Além disso, vários parafusos foram colocados nas junções para garantir o acoplamento. A segunda caixa, chamada de **flexível**, foi construída com materiais inferiores (aglomerado de 10 mm de espessura) e sem nenhum travamento interno. A comparação entre as duas caixas mostrará qual a influência das vibrações das paredes na resposta em frequência.



Figura 7.25 – Caixa construída com MDF 25 mm de espessura e travas internas de aço.

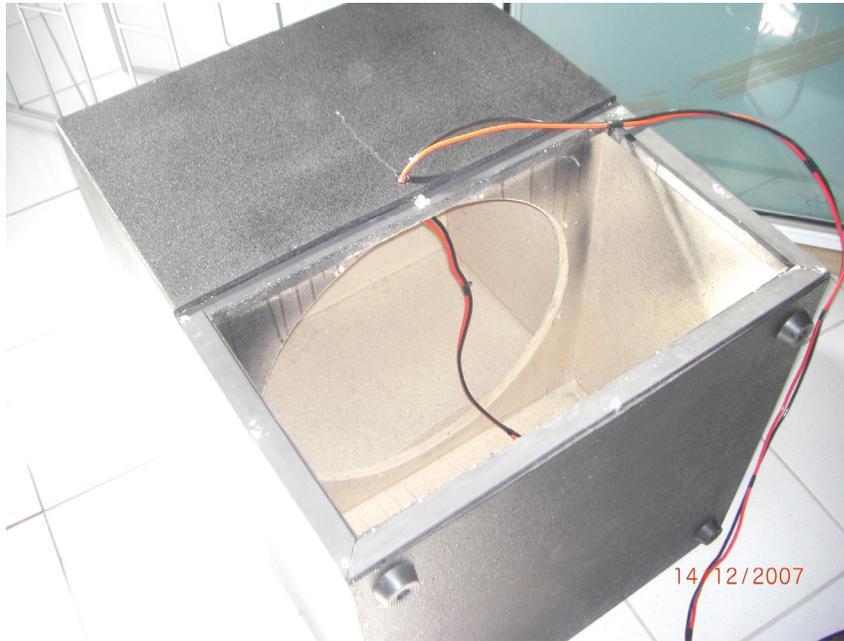


Figura 7.26 – Caixa construída com aglomerado de 10 mm de espessura e sem travamento interno.

A Figura 7.25 mostra a caixa **rígida** e a Figura 7.26 a caixa **flexível** (com menor rigidez). Nas figuras pode-se observar a diferença estrutural imposta pela diferença de espessura da madeira e, também, pela qualidade do material.

7.7 – Procedimento para medição das vibrações

As medições de vibrações foram realizadas no lado externo, aos fundos das dependências do LVA (Laboratório de Vibrações e Acústica) da UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina).

As duas caixas acústicas, denominadas **rígida** e **flexível**, foram medidas em iguais condições, ou seja, os pontos e sinais aplicados foram os mesmos. Com isso pode-se diferenciar de forma precisa o comportamento entre os dois modelos.

Os procedimentos adotados para as medições foram:

- 1 – Posicionamento da caixa acústica;
- 2 – Conexão da caixa aos equipamentos;
- 3 – Calibração do sistema;
- 4 – Pontos a serem medidos;
- 5 - Determinação dos sinais e níveis a serem aplicados.

7.7.1 - Posicionamento da caixa acústica

As caixas acústicas foram posicionadas ao chão, aos fundos das dependências do LVA e ambas foram medidas sob as mesmas condições.

A Figura 7.27 mostra o local onde a caixa foi posicionada.



Figura 7.27 – Posicionamento da caixa para medição.

7.7.2 – Conexão da caixa aos equipamentos

O analisador utilizado foi o Pulse, da **B&K**, conectado a um amplificador de 300 WRMS @ 4 ohms, marca **Frahm**. O amplificador foi utilizado para ampliar os sinais aplicados à caixa acústica.

A Figura 7.28 mostra os equipamentos conectados na caixa.



Figura 7.28 – Equipamentos conectados à caixa Bandpass.

7.7.3 – Calibração do sistema

Foram utilizados dois microfones e um acelerômetro para as medições.

O modelo e as informações de cada transdutor seguem abaixo:

- Microfone 1 – Type 4189-A-021 Serial 2585784 B&K - Sensibilidade 42,5 mV/Pa;
- Microfone 2 – Type 4189-2671 Serial 2133639 B&K – Sensibilidade 46 mV/Pa;
- Acelerômetro de carga – Type 4393V Serial 13496 – Sensibilidade 1,067 mV/m/s²;
- Conversor carga → PCB Type 422E12 Serial 22497 – Sensibilidade 10mV/pC.

O sistema foi calibrado conforme as sensibilidades fornecidas pelo fabricante.

7.7.4 – Pontos a serem medidos

No experimento foram escolhidos três pontos para medição de aceleração. Um no centro da face superior, chamado ponto 1, outro na lateral direita, chamado ponto 2 e o último, ponto 3, na parte frontal da caixa. Esses pontos foram determinados nesses locais devido a estarem presentes na câmara selada onde há maior pressão interna e, por consequência, apresentarem de maior flexão.

Para o microfone foram escolhidos dois pontos para medição, sendo o **microfone 1** posicionado a 5 centímetros do duto e **microfone 2** a 1 metro do duto, ambos no eixo central do duto direito da caixa. A medição realizada mais próxima do duto tende a apresentar interferências menores do ambiente externo e oferece maior precisão na detecção da resposta em frequência.

A Figura 7.29 apresenta os pontos escolhidos para medição de aceleração e, também, os pontos para medição da resposta em frequência com os microfones.

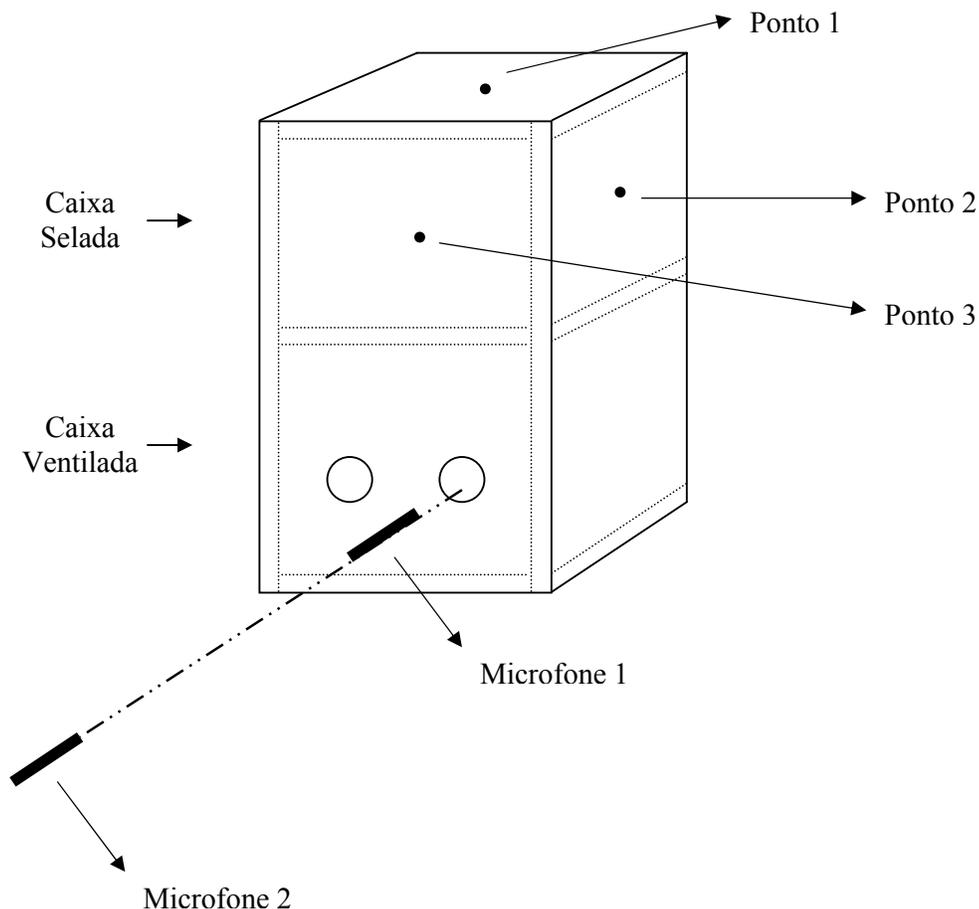


Figura 7.29 – Determinação dos pontos a serem medidos.

7.7.5 - Determinação dos sinais e níveis a serem aplicados

Para medição das acelerações e da resposta em frequência foi adotada uma varredura senoidal de 20 Hz a 100 Hz com 6400 linhas de definição. Em todas as medições foram utilizados dois níveis de sinal, o primeiro chamado de Nível 3 com 15 V RMS e o segundo, chamado Nível 5, com 24 V RMS, resultando 56,25 W RMS e 144 W RMS, respectivamente, aplicados à caixa acústica.

Resumindo:

Sinal senoidal (*sweeper*) = 20 Hz a 100 Hz;

Nível 3 = 15 V RMS → 56,25 W RMS;

Nível 5 = 24 V RMS → 144 W RMS.

Para todas as medições foi utilizado o mesmo alto-falante de 18 polegadas.

7.8 – Gráficos das Medições

A medição gera um arquivo de texto com três colunas e 6400 linhas de dados. Cada medição gera três arquivos, um para cada transdutor, ou seja, um para o microfone 1, outro para o microfone 2 e por último para o acelerômetro. Com as informações dos arquivos foram gerados os gráficos de aceleração e resposta em frequência.

Primeiro serão apresentados uma série de gráficos de aceleração mostrando as diferenças entre a caixa **rígida** e a **flexível**. Depois, os gráficos de resposta em frequência e, por último, o comparativo entre a resposta em frequência da caixa **rígida** e a **flexível**.

Em todos os gráficos que seguem, desconsiderar as respostas obtidas abaixo de 20 Hz.

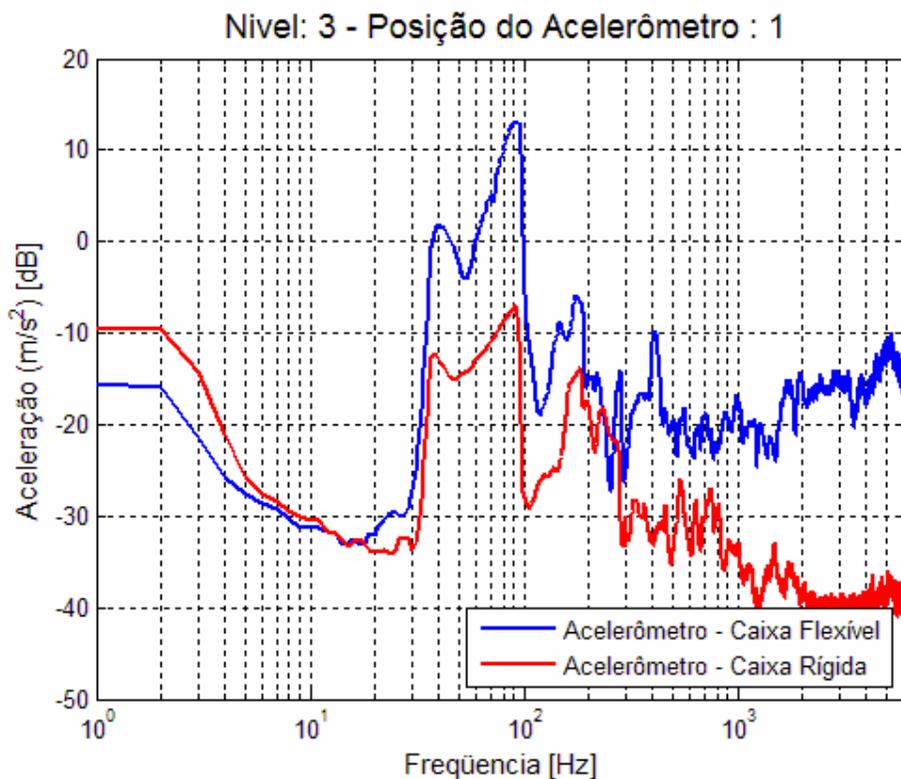


Figura 7.30 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto 1.

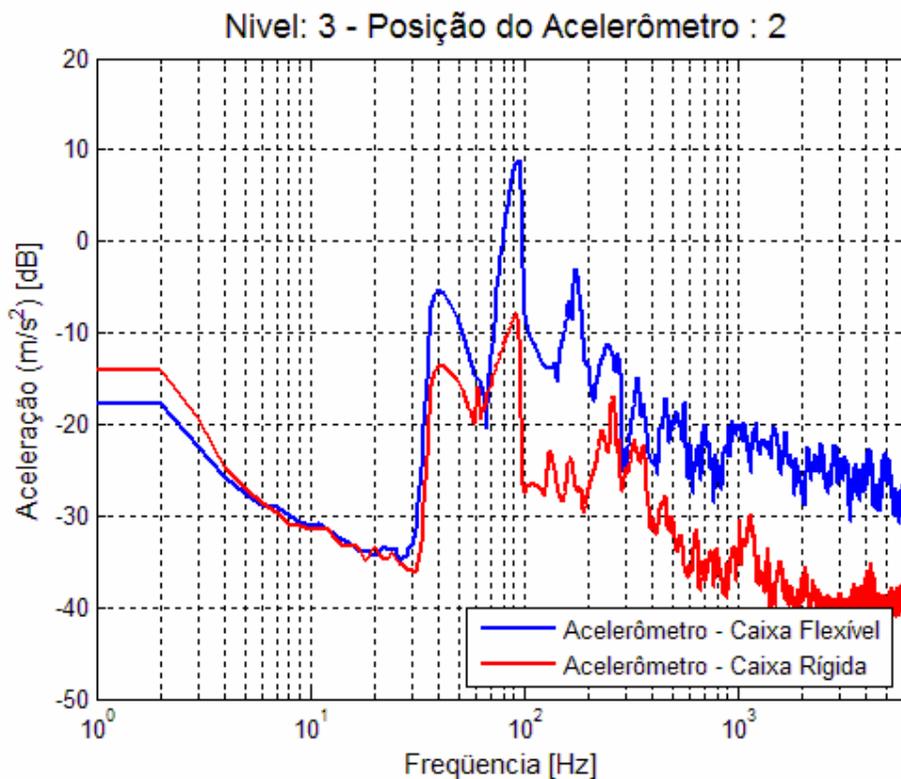


Figura 7.31 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto 2.

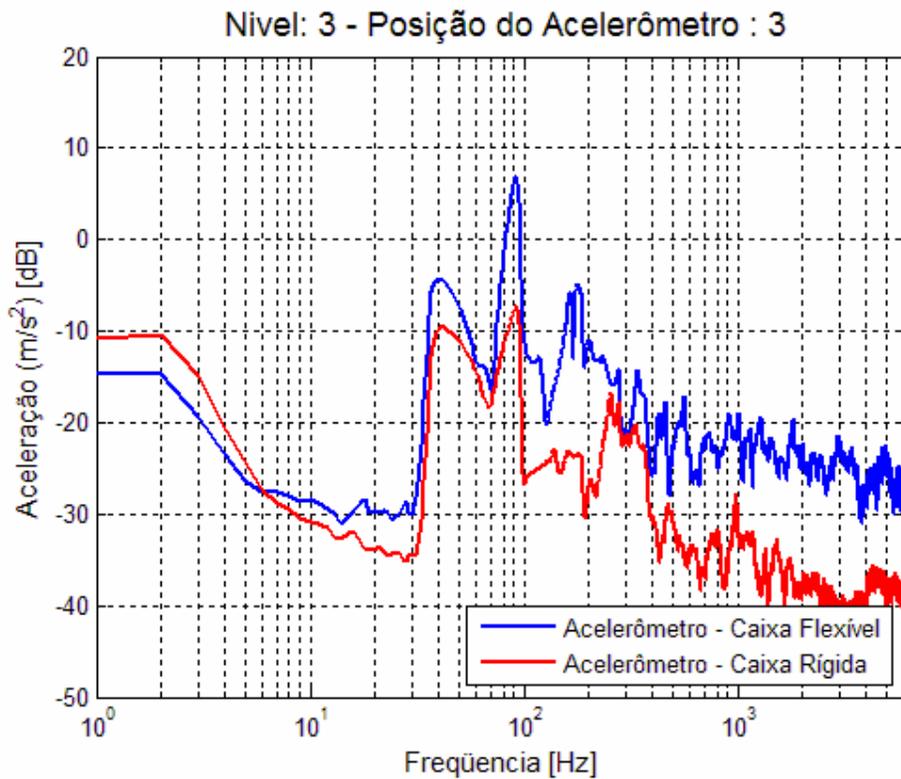


Figura 7.32 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 3 e acelerômetro no ponto 3.

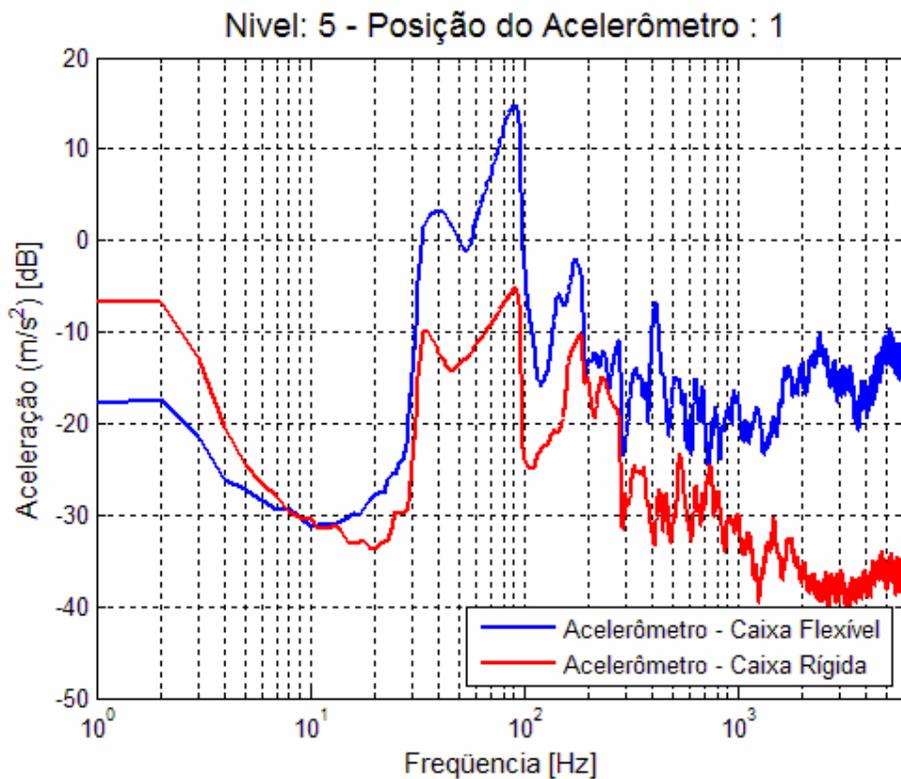


Figura 7.33 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto 1.

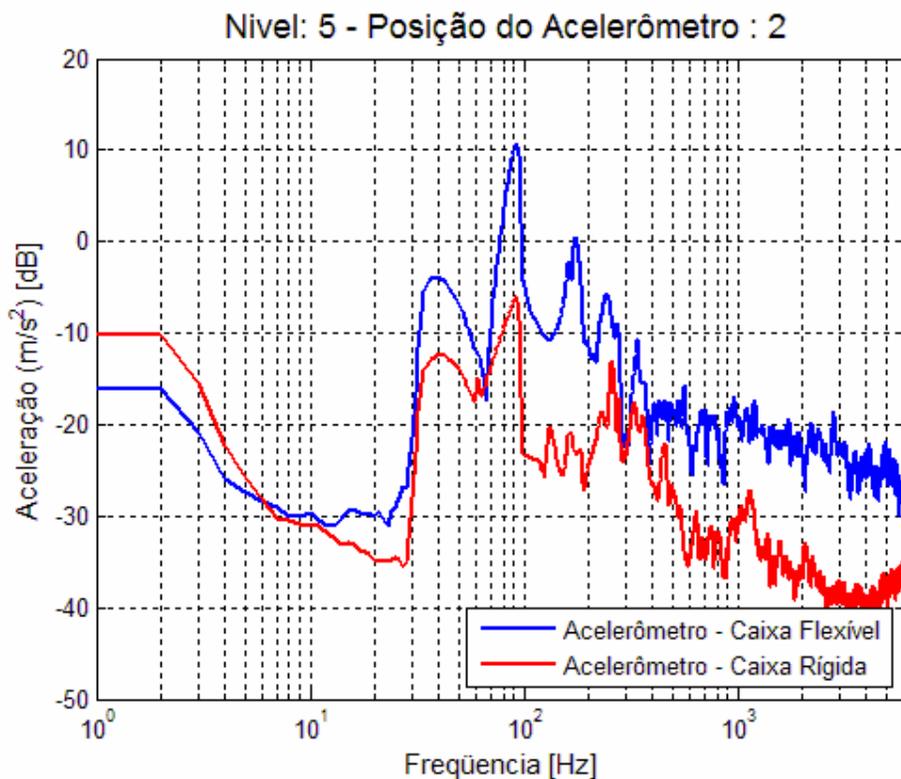


Figura 7.34 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto 2.

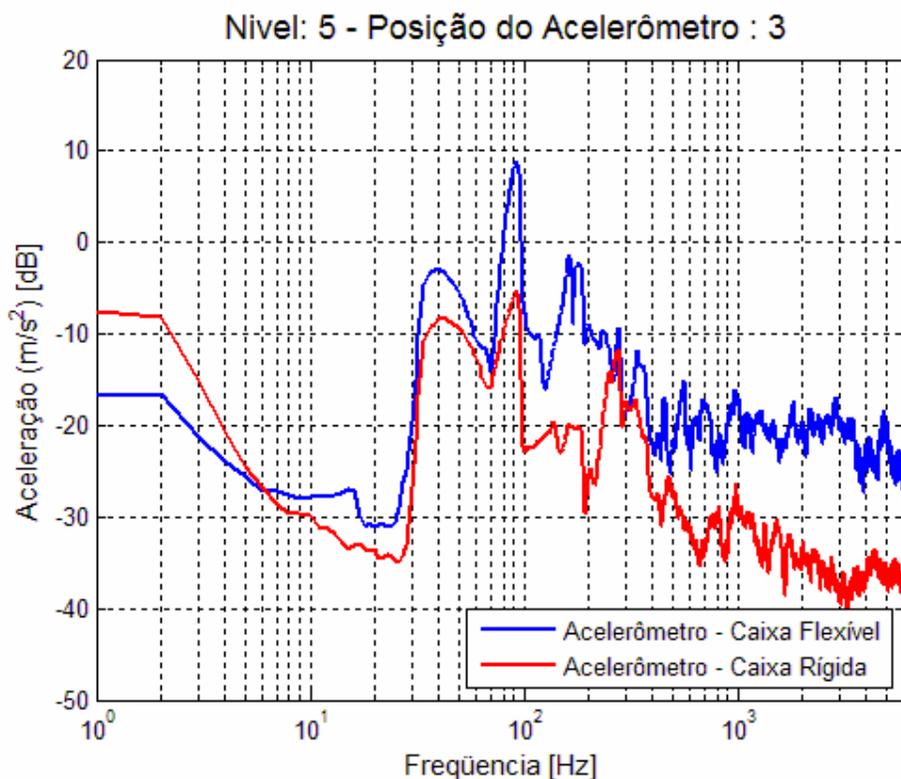


Figura 7.35 – Comparativo entre a caixa rígida e a flexível – nível 5 e acelerômetro no ponto 3.

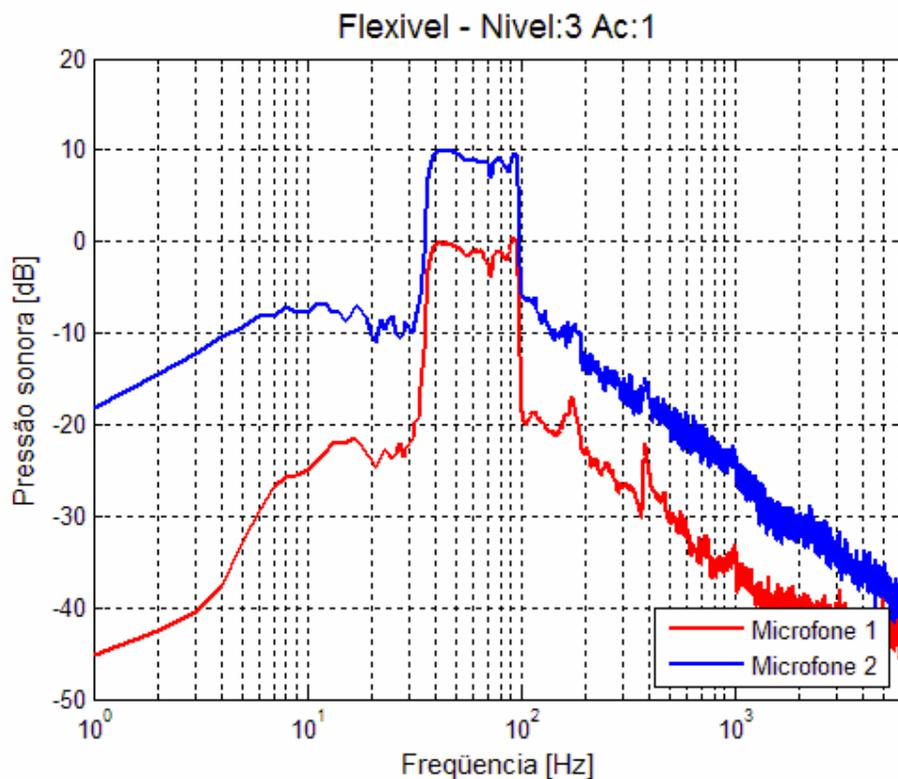


Figura 7.36 – Resposta em frequência da caixa flexível – nível 3 – microfone 1 e 2.

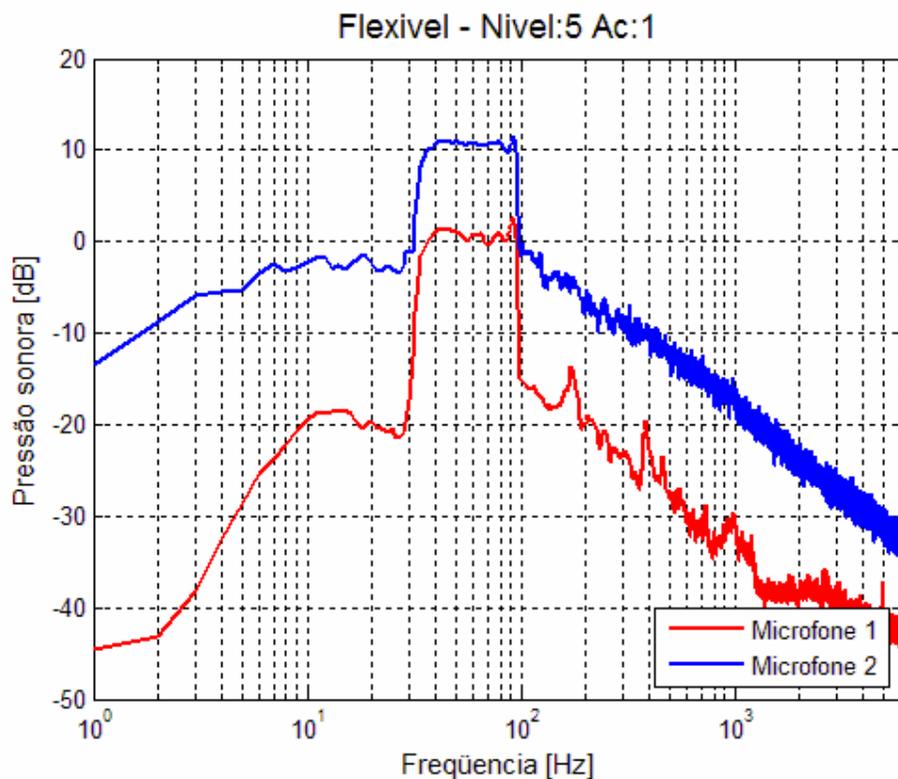


Figura 7.37 – Resposta em frequência da caixa flexível – nível 5 – microfone 1 e 2.

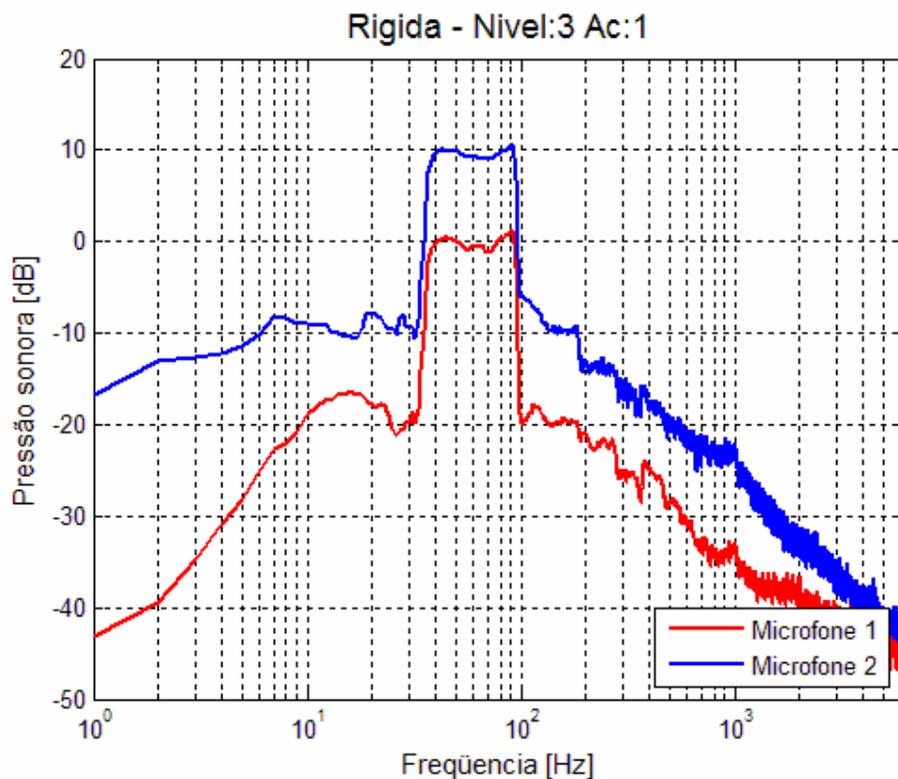


Figura 7.38 – Resposta em frequência da caixa rígida – nível 3 – microfone 1 e 2.

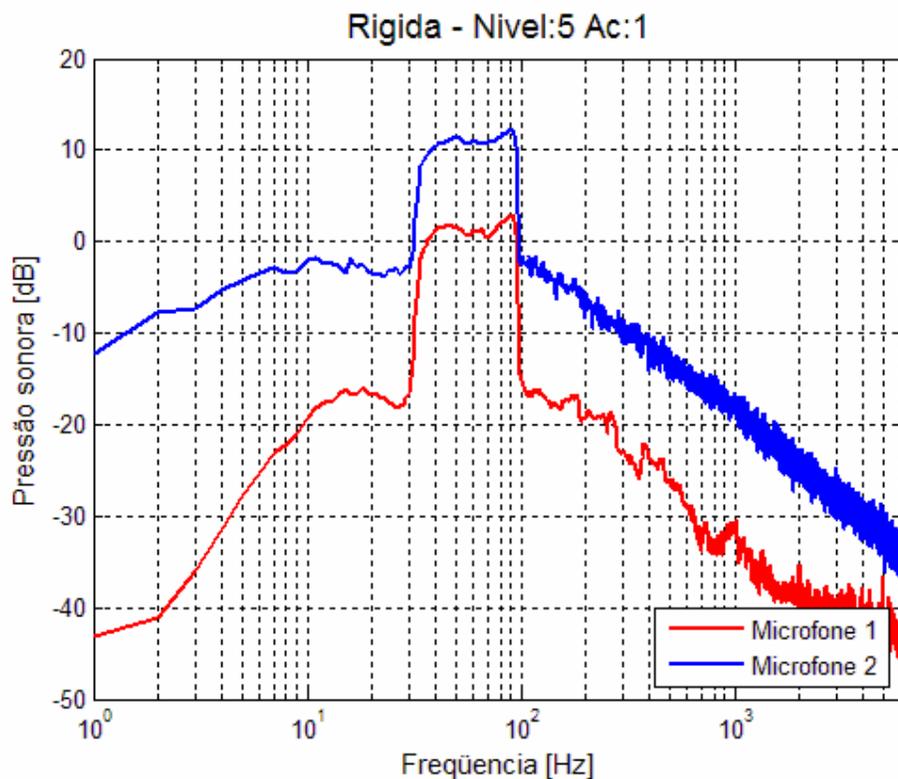


Figura 7.39 – Resposta em frequência da caixa rígida – nível 5 – microfone 1 e 2.

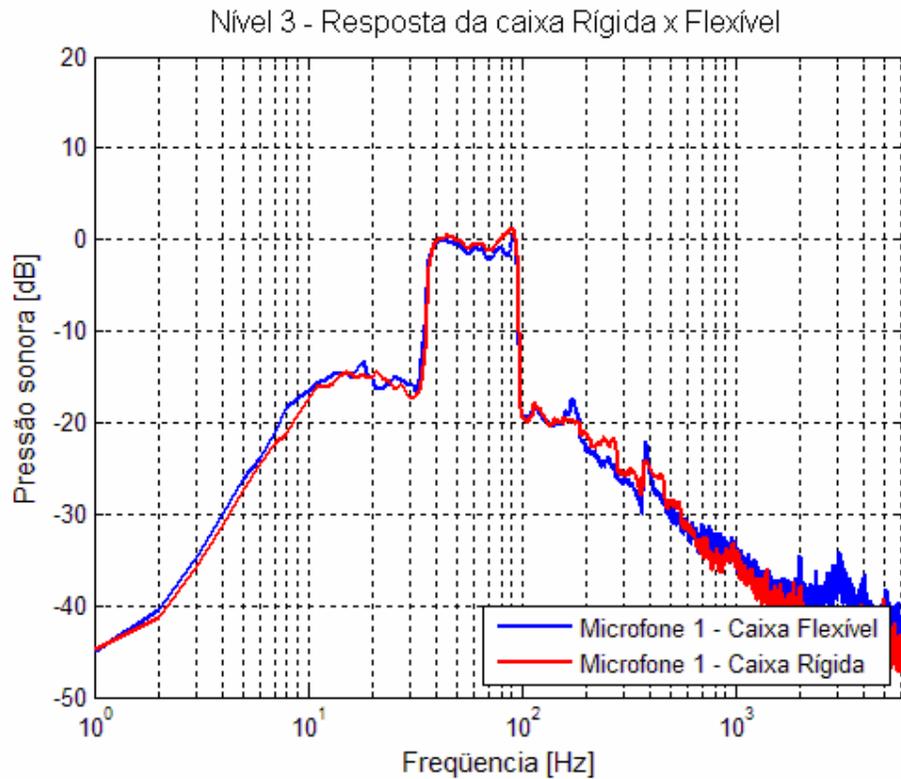


Figura 7.40 – Resposta em frequência da caixa rígida x caixa flexível – nível 3.

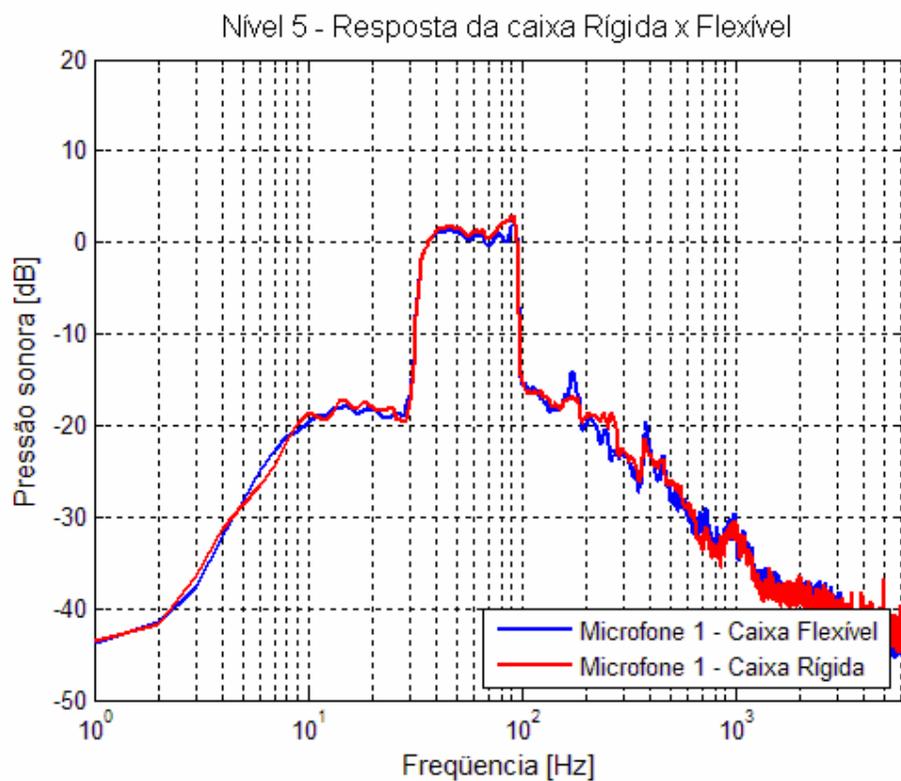


Figura 7.41 – Resposta em frequência da caixa rígida x caixa flexível – nível 5.

7.9 – Conclusões

A estrutura reforçada da caixa **rígida** apresenta rigidez muito superior a **flexível**. Nas Figuras 7.30 e 7.33 percebe-se, por exemplo, que para a frequência de 90 Hz, a caixa **rígida** apresenta 20 dB a menos de aceleração na face superior (ponto 1) em relação à caixa **flexível**. Analisando-se os outros gráficos é observado que a maior vibração está na face superior ou **ponto 1** e, em todos os casos, a caixa **flexível** possui maior vibração em toda a faixa de frequências quando comparada a caixa **rígida**.

As figuras 7.36 a 7.39 mostram os gráficos de resposta em frequência para os dois microfones. O **microfone 1** foi posicionado a 1 metro da caixa acústica e o **microfone 2** a 5 centímetros. É importante observar que a resposta em frequência, em todos os casos, obedece fielmente os pontos de corte (40 Hz a 92,7 Hz) da Figura 7.22, que mostra a resposta em frequência da caixa *Bandpass* em câmara anecóica.

As figuras 7.40 e 7.41 mostram o comparativo da resposta em frequência da caixa **rígida** em relação à caixa **flexível**. A caixa **rígida** apresenta resposta mais linear em relação a **flexível**, ou seja, a caixa **flexível** possui cristas e vales mais acentuados ao longo da resposta em frequência, devido à excessiva vibração das paredes. Também, no comparativo das figuras 7.40 e 7.41, percebe-se que a resposta da caixa **flexível** (em azul) apresenta atenuação crescente a partir de 40 Hz, chegando a uma perda de 2 dB entre 80 Hz e 90 Hz em relação a caixa **rígida** (em vermelho). Ainda, analisando os mesmos gráficos, percebem-se algumas ressonâncias acima da frequência de corte superior (92,7 Hz), geradas pelas vibrações estruturais associadas às reflexões internas dos dutos. Porém, estas ressonâncias são minimizadas com o auxílio de um filtro *low-pass* logo acima da frequência de corte superior. Nos gráficos apresentados não há a presença desse filtro.

Portanto, a estrutura da caixa rígida apresenta grandes vantagens em relação à flexível, principalmente quanto as vibrações das faces. Também, reproduzindo de forma mais plana a resposta em frequência.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

O estudo desenvolvido neste trabalho foi capaz de retratar adequadamente o comportamento de uma caixa *Bandpass*, empregada para trabalhar em regiões de baixas frequências, onde se encontram os maiores desafios no desenvolvimento de sistemas acústicos. Embora extenso, o trabalho apresenta de forma prática e objetiva todo o processo construtivo de um sistema *Bandpass*, partindo de um estudo detalhado do alto-falante, dos principais modelos de caixas, análises de software e demais detalhes até a montagem e comprovação dos resultados.

Nos Capítulos 2 e 3 foram realizadas revisões bibliográficas detalhadas dos alto-falantes e das caixas acústicas, respectivamente. Para os alto-falantes foram apresentadas as características, as peças que o compõem, o princípio de funcionamento, os circuitos equivalentes (elétrico, mecânico e acústico), a análise dos parâmetros de um alto-falante comercial e o comportamento de um alto-falante em regime de pistão. Quanto às caixas, foram abordados os principais modelos, sendo as caixas acústicas *Closed Box* (Seladas), *Bass-Reflex* (Refletora de Graves) e *Bandpass* (Passa-Banda). Além disso, foi detalhado o funcionamento de cada modelo, o cálculo e dimensionamento dos dutos e frequência de sintonia.

O amortecimento acústico e as técnicas de construção foram vistas no Capítulo 4 e contribuíram significativamente para o projeto, devido à contribuição detalhada dos seguintes tópicos: o revestimento da caixa, os materiais para absorção, as ressonâncias dos painéis da caixa, os modos acústicos, os materiais para construção do gabinete, o travamento interno e o formato da caixa acústica. Para a construção do modelo gerado foram utilizadas essas técnicas, principalmente quanto ao travamento interno e as junções das paredes da caixa acústica.

No Capítulo 5 foi apresentado o Meio Ambiente Acústico, descrito por SILVA [21], onde foram mostrados os efeitos causados pela umidade, pressão e temperatura sobre a densidade do ar e a velocidade do som, influenciando diretamente no cálculo do volume da

caixa acústica. Foi observado nas simulações do Capítulo 6 que, com um incremento de 900 metros de altitude, o volume das câmaras seria 10% menor em relação a uma simulação ao nível do mar. Também, foi mostrado que a umidade e temperatura influenciam nos volumes das câmaras, porém menos que a pressão atmosférica. Toda vez que se altera o volume das câmaras, desloca-se a resposta em frequência.

No Capítulo 6 foi apresentado o funcionamento do software para dimensionamento da caixa *Bandpass*. Através das simulações, foi possível mostrar a influência da largura de banda no dimensionamento das câmaras, a importância da pressão atmosférica, umidade e temperatura, o resultado da conexão dos alto-falantes em regime isobárico, a alteração da frequência de corte inferior e o uso de dutos inadequados. Essas simulações geraram casos onde as variáveis foram alteradas para demonstrar o funcionamento do programa. Finalmente, depois de vários casos, chegou-se a um modelo final com todas as informações necessárias para a construção da caixa acústica *Bandpass*.

No Capítulo 7 foram apresentadas todas as etapas para a construção da caixa acústica *Bandpass*. O modelo gerado pelo software apresentou o volume correto para as câmaras e o dimensional dos dutos. A partir disso, foram calculados os volumes finais incluindo o volume ocupado pelo alto-falante e dutos. Com isso, chegou-se ao dimensional final da caixa, assim como o dimensional de cada peça que a compõe. Depois, foi detalhado o processo de construção onde foram usadas barras de aço para o travamento interno, com o intuito de enrijecer mais ainda a estrutura. Várias fotos foram mostradas para ilustrar os passos. Na seqüência, o alto-falante foi instalado e iniciaram-se as medições para ajuste dos dutos, levantamento da aceleração dos painéis e obtenção da resposta em frequência.

As medições iniciais de resposta em frequência mostraram que a caixa construída respondeu de acordo com a proposta teórica, gerada pelo software, ou seja, foi possível obter na prática uma resposta em frequência muito próxima do objetivo que era entre 40 Hz e 92,7 Hz. As Figuras 6.10 e 7.22 confirmam esses resultados, principalmente quando são observadas as frequências de corte inferior e superior.

Quanto ao gabinete de madeira, foi proposto comparar as vibrações estruturais da caixa *Bandpass* em questão, denominada **rígida**, com as vibrações estruturais de uma caixa construída com materiais inferiores, chamada de **flexível**, feita de aglomerado de 10 mm de espessura e sem nenhum travamento interno, ou seja, o objetivo foi mostrar o quanto é

importante a estrutura de uma caixa para que o resultado sonoro seja perfeito. Nas medições, foi possível observar que a caixa **flexível**, construída com materiais inferiores, apresentou vibrações 20 dB maiores que a caixa **rígida** (desenvolvida), conforme mostraram as Figuras 7.30 e 7.33, simplesmente pela diferença de estrutura.

No comparativo de respostas em frequência, apresentado nas Figuras 7.40 e 7.41, a caixa construída com materiais inferiores apresentou uma resposta menos linear em relação à projetada, com cristas e vales mais acentuados. Além disso, na caixa **flexível** houve atenuação crescente a partir de 40 Hz, chegando a uma perda de 2 dB entre 80 Hz e 90 Hz em relação a caixa **rígida**. Tudo isso devido ao excesso de vibração das paredes.

Portanto, os objetivos desse trabalho foram atingidos, onde inicialmente estudou-se detalhadamente o alto-falante, as caixas, o meio ambiente acústico e as técnicas construtivas. Posteriormente, foi desenvolvido o software, gerado um modelo e construídas as caixas **rígida** e **flexível**. Finalmente, a caixa **rígida** foi comparada à resposta teórica e a uma caixa acústica construída com materiais inferiores (**flexível**), obtendo-se êxito em todos os pontos abordados.

É importante observar que, mesmo sendo um sistema do tipo *Bandpass*, nas regiões acima da frequência de corte superior, ou seja, acima de 100 Hz, é desejável o uso de um filtro *Low-Pass* para que sejam eliminadas as frequências indesejáveis. Um filtro *High-Pass* pode ser inserido antes da frequência de corte inferior, abaixo de 40 Hz, com o objetivo de auxiliar na proteção do alto-falante quanto ao excesso de excursão do conjunto móvel.

Futuramente, seria interessante projetar uma caixa *Bandpass*, com duas conexões isobáricas (quatro alto-falantes), no interior de uma única caixa. A estrutura seria composta de duas câmaras seladas (nas extremidades) e uma câmara ventilada (no centro), onde estariam os dutos, a fim de comparar com os resultados deste projeto.

Outra alternativa seria estudar o comportamento de Caixas do tipo *Bandpass* de ordens superiores, como por exemplo, a de 6ª Ordem, onde dutos são inseridos também na câmara selada de uma *Bandpass* 4ª ordem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] DICKASON, V. **Caixas Acústicas & Alto-falantes**. 5. ed. Rio de Janeiro: H. Sheldon Serviços de Marketing Ltda., 1997.
- [2] SILVA, H. S. **Análise e Síntese de Alto-falantes & Caixas Acústicas pelo Método T-S**. 1. ed. Rio de Janeiro: H. Sheldon Serviços de Marketing Ltda., 1996.
- [3] HUNT, Frederick V. **Electroacoustics, The Analysis of Transduction and Its Historical Background**, American Institute of Physics, 1982.
- [4] BERANEK, Leo L. **Acoustics**, American Institute of Physics, 1954.
- [5] SMALL, R.H. **Closed Box Loudspeaker Systems**, Journal of the Audio Engineering Society, v.20, December, 1972.
- [6] SMALL, R.H. **Closed Box Loudspeaker Systems, Part 1,2**, Journal of the Audio Engineering Society, Jan./Feb. 1973.
- [7] VILLCHUR, E.M. **Revolutionary Loudspeaker Enclosure**. Audio, v.38, n.10, October, 1954.
- [8] SILVA, H. S. **Modelo não Linear do Alto-Falante para pequenos sinais**. AES, 2002.
- [9] SMALL, R.H. **Vented-Box Loudspeakers Systems**, Journal of the Audio Engineering Society, Junho a Outubro de 1972.
- [10] THIELE, A.N. **Loudspeakers in Vented-Boxes**, Journal of the Audio Engineering Society, Maio a Junho de 1971.
- [11] GERGES, S. N. Y., **Ruído: Fundamentos e Controle**, 2. ed., NR Editora, 2000.

- [12] STEELE, Brian. **The Subwoofer DIY Page**. Disponível em <<http://www.diysubwoofers.org/misc/portcal.htm>>, update 15 June 2006. Acesso em 20 set. 2006.
- [13] AJ Online Design and Engineering Software, Disponível em <<http://www.ajdesigner.com>> Acesso em 25 set. 2006.
- [14] ULLMANN, W. **Amortecimento Acústico**. Nova Eletrônica, Outubro, 1984.
- [15] ULLMANN, W. **Revestimento Interno**. Disponível em <http://paginas.terra.com.br/educacao/audiolist/faq/faq_caixa_fal_const.htm#4> Acesso em 30 set. 2006.
- [16] COLLOMS, M. **High Performance Loudspeakers**, Six Edition, John Wiley & Sons, 2005.
- [17] ROSENBERG, U., **Loudspeaker Measurement And Consumer Information**, Statens Provnig Sanstalt/Rapport (1973).
- [18] BARLOW, D. A., **Sound output of loudspeakers cabinet walls**, AES 50th Convention, London, March (1975).
- [19] WEEMS, D. B., **Designing, Building, and Testing Your Own Speaker System**, 4th Edition, McGraw-Hill, 1997.
- [20] OLSON, H. F., **Direct radiator loudspeaker enclosure**, J. Audio Eng Soc., 17, No. 1, 22-29, 1969.
- [21] SILVA, H. S., **O Meio Ambiente Acústico**, Rev. 20/10/01.

ANEXO A

Manual do Alto-Falante 15 HPL



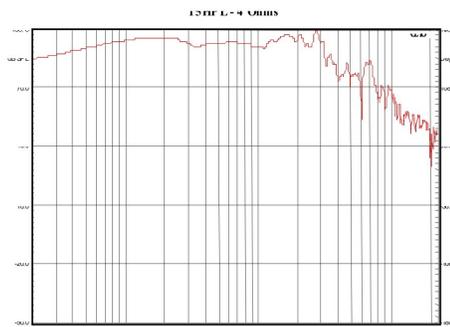
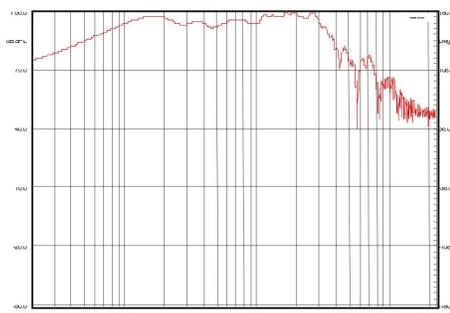
SEGMENTO PROFISSIONAL

15HPL

Parabéns pela aquisição do woofer profissional HPL (Hinor Professional Line), um alto falante de precisão projetado para reproduzir com altíssima qualidade e eficiência os sons graves e médio-graves com alta potência.

Para alcançar o desempenho perfeito a linha profissional HPL utiliza conjunto magnético otimizado com pólo ventilado que permite uma maior potência e resfriamento da bobina, o qual confere uma baixa distorção ao modelo. Bobina com fio SV e corpo de Kapton importados e resistentes a altas temperaturas, permitindo ao woofer suportar uma alta potência elétrica. O cone foi inteiramente fabricado com fibras longas de celulose que garante uma alta resistência mecânica ao conjunto móvel, aliado a uma suspensão de tecido que reduz as distorções. Este modelo é fabricado com dupla centragem (aranha) de grande diâmetro otimizada para alta excursão o que lhe garante uma melhor centralização dos componentes móveis, possuindo também um anel de alumínio no conjunto magnético para reduzir as distorções e carcaça confeccionada com geometria otimizada conferindo uma grande robustez aliada a um design inovador.

Modelo	15HPL - 8 Ohms	15HPL - 4 Ohms
fs	42,5 Hz	42 Hz
Re	7,4 Ohms	3,6 Ohms
Ots	0,513	0,392
Qms	4,48	4,57
Qes	0,58	0,43
Vas	106 litros	103 litros
Sd	0,083 m ²	0,083 m ²
Vd	0,41 litros	0,41 litros
Xmax linear	+/- 5 mm	+/- 5 mm
Diâmetro efetivo do cone	0,330 m	0,330 m
Impedância Nominal	8 Ohms	4 Ohms
Potência RMS (ABNT 10303)	450 W	450 W
Potência Musical	900 W	900 W
SPL (dB/W/m)	97,1	96,2
Resp. de Frequência (-10dB)	35-3600 Hz	35-3600 Hz
Volume do alto-falante	6 litros	6 litros
Peso do alto-falante	10 Kg	10 Kg
CAIXAS VENTED (DUTADAS)		
Volume (Litros)	80	80
Diâmetro Duto (cm)	2 x 10	2 x 10
Comprimento Duto (cm)	9	15
CAIXAS CLOSED (SELADAS)		
Volume (Litros)	NR	NR
NR: Não Recomendado		

**observações:**

- Recomendamos o revestimento interno das caixas acústicas com lã de vidro de baixa densidade ou espuma de poliéster para reduzir as reflexões do som no interior da caixa, a fim de se evitar o efeito de "coloração".
- Recomendamos o uso de compensado naval ou MDF com espessura mínima de 15mm para a confecção das caixas.

Certifique-se de que a caixa está devidamente colada e não possui nenhum vazamento, o que comprometeria seriamente o rendimento do sistema acústico.

Certificado de Garantia

Essa garantia tem duração de 2 (Dois) anos a partir da data de fabricação ou 1 (Um) ano, a contar da data da Nota Fiscal do revendedor. É válida contra defeitos de fabricação que o produto, eventualmente possa apresentar durante o período de garantia. Constatando-se algum defeito de fabricação, leve o produto junto com a Nota Fiscal à loja onde você efetuou a compra, para que após a análise, o conserto ou a troca seja efetuada, sem ônus por parte de V.Sa., exceto as eventuais despesas com o transporte até a loja.

Somente não aceitaremos reclamações, dentro do prazo de garantia, se:

- O alto falante apresentar os seguintes defeitos: cone rasgado, perfurado ou molhado, por instalação em local não adequado, carcaça torta ou amassada e com a bobina móvel queimada por uso fora das especificações;
- Depois de inspecionado, o produto mostrar evidências de modificações ou reparos realizados por pessoa não autorizada.
- Se constatado utilização de produtos químicos nos componentes do Alto Falante.

A garantia estende-se apenas em favor do comprador original para não entrar em conflito com a aplicação da lei.

Na eventualidade da HINOR decidir modificar o desenho e/ou fazer melhorias técnicas neste produto, não será obrigada a incluir estas mudanças em qualquer produto anteriormente fabricado. A garantia ora concedida engloba não somente o reparo ou a substituição do produto, não responsabilizando a HINOR no entanto, pelo pagamento de qualquer indenização, seja a que título for.



NH IND. E COM. LTDA.
 RUA DOS VEREADORES, 49 - BAIRRO ITUUPAVA
 CEP: 89160-000 - RIO DOSUL-SC
 FONE: (47) 3525-2422 - FAX: (47) 3525-2435
<http://www.hinor.com.br>
 e-mail: hinor@hinor.com.br
 Fale com a HINOR
 0800-478002

ANEXO B

INICIO.MA

```
SetDirectory["d:\acustica\caixas"];
H=0; (* Altitude em relação ao nível do mar [m] {0 a 1500} *)
TC=20; (* Temperatura [°C] {-20 a 100} *)
UR=50; (* Umidade do AR [%] {0 a 100} *)
P=1013.25 - 0.11277*H; (* Calcula Pressão Atmosférica [mB] *)
<<drivers.ma;
driver=bs1811k; (* Falante a utilizar do arquivo drivers *)
<<calc.ma;
<<calcbox.ma;
```

CALC.MA

```
SetDirectory["d:\acustica\caixas"];
(*INÍCIO AR*)
PO=1013.246; (*Pressão em mB ao nível do mar*)
TOK=273.15; (*Temperatura em K equiv. a 0 °C*)
VM=22.4137; (*Volume Molar a 0 °C ou 273.15 K*)
(* Pesos Moleculares e Proporções dos Gases*)
MN2 = 28.016 ; PN2 = 78.084/100; (*Nitrogênio*)
MO2 = 32.000 ; PO2 = 20.946/100; (*Oxigênio*)
MA = 39.944 ; PA = 0.9340/100; (*Argônio*)
MCO2 = 44.011 ; PCO2 = 0.0320/100; (*Dióxido de Carbono*)
MNE = 20.183 ; PNE = 0.0018/100; (*Neônio*)
MCH4 = 16.043 ; PCH4 = 0.0002/100; (*Metano*)
MKR = 39.100 ; PKR = 0.000114/100; (*Criptônio*)
MH2 = 2.016 ; PH2 = 0.00005/100; (*Hidrogênio*)
MN2O = 44.016 ; PN2O = 0.00005/100; (*Óxido de Nitrogênio*)
MXE = 131.300 ; PXE = 0.0000087/100; (*Xenônio*)
MOU = 0.000 ; POU = 0.0017773/100; (*Outros*)
MARseco = MN2*PN2 + MO2*PO2 + MA*PA + MCO2*PCO2 +
MNE*PNE + MCH4*PCH4 + MKR*PKR + MH2*PH2 +
MH2O*PN2O + MOU*POU ; (*Peso Molecular do AR seco*)
n = 1; (*Número de Moles no volume*)
R = 100*PO*VM/n/TOK;
(*Razão entre os calores específicos Cp/Cv*)
gamaseco = (7/5)*(PN2 + PO2) + (5/3)*PA + (8/6)*PCO2;
(*Velocidade do Som no AR seco a 0 [°C]*)
```

```

Coo = Sqrt[gamaseco*R*TOK/MARseco];
(*Velocidade do Som no AR seco a TC [°C]*)
Co = Coo*Sqrt[1+(TC/TOK)];
(*Densidade do AR seco a TC [°C] e P [mB] *)
roo = MARseco*100*P/R/(TOK+TC);
(*AR Úmido*)
A = 0.0001890835;
B = 0.0040067146;
ps = Exp[(B - 1/(TOK + TC))/A]; (*Pressão de Saturação em mB*)
pa = 0.01*UR*ps; (*Pressão de Vapor*)
MH2O = MH2 + MO2/2; (*Peso Mol. da água = 18.016*)
roa = MH2O*pa/R/TC; (*Densidade do Vapor D'água*)
h = 0.01*UR*ps/P;
gama = (7+h)/(5+h); (* Cp/Cv do ar úmido*)
Mar = MARseco - (MARseco - MH2O)*h; (*Peso Mol. do ar úmido*)
(*Densidade do AR úmido*)
ro = roo*(1 - (1 - MH2O/MARseco)*0.01*UR*pa/P);
(*Velocidade do som no ar úmido*)
c = Coo*Sqrt[gama*MARseco*(1 + TC/TOK)/gamaseco/Mar];
(*FIM AR*)
Fs=driver[[1]];
Qts=driver[[2]];
Cms=driver[[3]]*10^-6//N; (*Complância mecânica [ um/N ]*)
Xmax=driver[[4]];
Sd=driver[[5]];
Volfalante=driver[[6]];
a=Sqrt[Sd/Pi]/N;
vas=ro c^2 Sd^2 Cms 1000;
(*Antigo arquivo rotinal.ma*)
NN=Input["Quantidade de drivers 1 ou 2"];
II=Input["Não-Isobárica =1; Isobárica =2 "];
If[II==2,Tipo=Isobárica,Tipo=Normal];
Modelo=driver[[7]];
Marca=driver[[8]];
FL=Input["Frequência de corte Inferior"];
S=Input["Parâmetro S (0.4 até 0.7)"];
b=1.7172+(-4.46+(6.54-8.5(S-0.6))(S-0.5))(S-0.4);
(* Fim *)

```

CALCBOX.MA

```

SetDirectory["d:\acustica\caixas"];
Vas=vas NN/II;
Flinha=FL Qts/Fs;
FH=(Flinha+b) Fs/Qts;
Qbp=(Flinha (Flinha+b))^0.5;
Fb=Qbp Fs/Qts;
Vf=(2 S Qts)^2 Vas;
Vt=Vas/((Qbp/Qts)^2-1);
Pa=-40 Log[10,1/(Qbp 2 S)];
(*Calcula Duto*)
Vd=Sd Xmax/1000;
Dmin=100 (20.3 (Vd^2/Fb)^0.25);
Print["Dmin = ",Dmin," cm"];
Dv=Input["Diâmetro Duto[cm]"];
Nd=Input["Quantidade de dutos"];
Madeira=2;(* Espessura da madeira usada na caixa [cm] *)
Diamexterno=Dv+0.4;(* 4 mm espessura duto *)
Lv=(23562.5 Nd Dv^2/(Fb^2 Vf))-0.85 Dv;
Volduto=0.001(Lv-Madeira) Pi (Diamexterno/2)^2/N;
(* FIM *)
AA=(1/Fb)^2 F^4;
BB=((1/10000+(Fs/Fb)/Qts)/Fb) F^3;
CC=(((1+Vas/Vt+Vas/Vf) Fs/Fb+(1/Qts)/10000) Fs/Fb+1) F^2;
DD=((1/Qts+(Fs/Fb)/10000 (Vas/Vt+1)) Fs) F;
EE=(Vas/Vt+1) Fs^2;
GG=AA-CC+EE;
HH=-BB+DD;
dBmag=20 Log[10,F^2/(GG^2+HH^2)^0.5];
Resfreq=Plot[{Pa-3,dBmag},{F,FL-10,FH+10},PlotRange->All,
Frame->True,GridLines->Automatic,
DefaultFont->{"Times-Bold",10},
FrameLabel->{"f [Hz]","Pa [dB]",
"Resposta de Frequência ",Modelo},
PlotStyle->{{RGBColor[1,0,1]},{RGBColor[1,0,0]},
{RGBColor[0,0,1]},{RGBColor[1,0,1]}},
DisplayFunction->Identity];
Print["Sistema Passa-Faixa 4ª Ordem com driver ",Marca," ",Modelo];
Print["Quantidade de Drivers = ",NN," Tipo = ",Tipo];
Print["Parâmetro S = ",S]

```

```
Print["FLow = ",FL," Hz"];
Print["FHhigh =",FH," Hz"];
Print["Volume Traseiro = ",Vt (*Volfalante*), " litros"];
Print["Volume Frente = ",Vf (*Volduto Nd*), " litros"];
Print["Sintonia duto = ",Fb," Hz"];
Print["Ganho Pa = ",Pa," dB"];
Print["Comprimento do duto = ",Lv," cm"];
Print["Diâmetro do duto = ",Dv," cm"];
Print["Quantidade de dutos = ",Nd];
Show[Resfreq,DisplayFunction->$DisplayFunction];
```

DRIVERS.MA

```
(*Fs,Qts,Cms,Xmax,Sd,Volfalante,Modelo,Marca*)
hp4r={41.96,0.391,107.0,5.0,0.0824,6.5,15HPL,HINOR};
cr80={22.76,0.35,254.7,5.0,0.0491,3.5,12CR80,Hinor};
ip15={33.35,0.85,106.5,5.0,0.0874,4.5,15Impact,Hinor};
bs18={39.66,0.553,57.5,5.0,0.119,6.0,BS18,Hinor};
bs1811k={27.53,0.376,124.3,5.0,0.122,9.0,18BS,Hinor};
```

ANEXO C



SEGMENTO AUTOMOTIVO

LINHA BATSTAKA

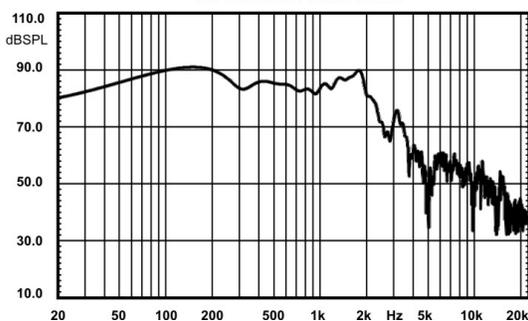
Parabéns pela aquisição do woofer automotivo BATSTAKA 1.1K, um alto falante de precisão projetado para reproduzir com altíssima qualidade e eficiência os sons graves e médio-graves com alta potência.

Para alcançar o desempenho perfeito, a linha automotiva BATSTAKA 1.1K utiliza conjunto magnético otimizado com pólo ventilado que permite uma maior potência e resfriamento da bobina, o qual confere uma baixa distorção ao modelo. Bobina com fio SV e corpo de Kapton importados e resistentes a altas temperaturas, permitindo ao woofer suportar uma alta potência elétrica. O cone foi inteiramente fabricado com fibras longas de celulose que garante uma alta resistência mecânica ao conjunto móvel, aliado a uma suspensão de tecido que reduz as distorções. Este modelo é fabricado com dupla centragem (aranha) de grande diâmetro, otimizada para alta excursão, o que lhe garante uma melhor centralização dos componentes móveis, possuindo também um anel de alumínio no conjunto magnético para reduzir as distorções e carcaça confeccionada com geometria otimizada conferindo uma grande robustez aliada a um design inovador.

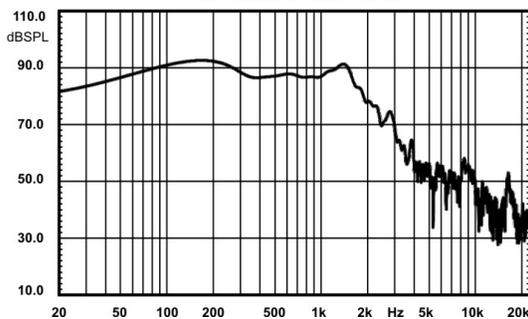
Modelo	HSW15BSD2 1.1K	HSW18BSD2 1.1K
fs	22,97 Hz	27,53 Hz
Re	1,1 Ohms	1,1 Ohms
Qts	0,230	0,376
Qms	3,879	5,44
Qes	0,244	0,404
Vas	220,9 litros	260,7 litros
Sd	0,085 m ²	0,122 m ²
Vd	0,427 litros	0,608 litros
Xmax linear	+/- 5 mm	+/- 5 mm
Diâmetro efetivo do cone	0,330 m	0,393 m
Impedância Nominal	2+2 Ohms	2+2 Ohms
Potência RMS (ABNT 10303)	1100 W	1100 W
Potência Musical	2200 W	2200 W
SPL (dB/W/m)	90,24	93,28
Resp. de Freqüência (-10dB)	25-2000 Hz	25-2000 Hz
Volume do alto-falante	8 litros	10,6 litros
CAIXAS VENTED (DUTADAS)		
Volume (Litros)	60	75
Diâmetro Duto(cm)	2 x 10	2 x 10
Comprimento Duto (cm)	3,0	3,0
CAIXAS CLOSED (SELADAS)		
Volume (Litros)	NR	NR

NR : Não Recomendado

15 BATSTAKA 1.1K



18 BATSTAKA 1.1K

**Certificado de Garantia**

Essa garantia tem duração de 2 (Dois) anos a partir da data de fabricação ou 1 (Um) ano, a contar da data da Nota Fiscal do revendedor. É válida contra defeitos de fabricação que o produto, eventualmente possa apresentar durante o período de garantia.

Constatando-se algum defeito de fabricação, leve o produto junto com a Nota Fiscal à loja onde você efetuou a compra, para que após a análise, o conserto ou a troca seja efetuada, sem ônus por parte de V.Sa., exceto as eventuais despesas com o transporte até a loja.

Somente não aceitaremos reclamações, dentro do prazo de garantia, se:

- O alto falante apresentar os seguintes defeitos: cone rasgado, perfurado ou molhado, por instalação em local não adequado, carcaça torta ou amassada e com a bobina móvel queimada por uso fora das especificações;
- Depois de inspecionado, o produto mostrar evidências de modificações ou reparos realizados por pessoa não autorizada.
- Se constatado utilização de produtos químicos nos componentes do Alto Falante.

A garantia estende-se apenas em favor do comprador original para não entrar em conflito com a aplicação da lei.

Na eventualidade da HINOR decidir modificar o desenho e/ou fazer melhorias técnicas neste produto, não será obrigada a incluir estas mudanças em qualquer produto anteriormente fabricado. A garantia ora concedida engloba tão somente o reparo ou a substituição do produto, não responsabilizando a HINOR no entanto, pelo pagamento de qualquer indenização, seja a que título for.

NH IND. E COM. LTDA.
RUA DOS VEREADORES, 49 – BAIRRO ITOUPAVA
CEP: 89160-000 – RIO DO SUL-SC
FONE: (47) 525-2422 - FAX: (47) 525-2435

<http://www.hinor.com.br>
e-mail: hinor@hinor.com.br

Fale com a HINOR
0800-478002