

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

**SIMULAÇÕES NUMÉRICAS E ENSAIOS EXPERIMENTAIS PARA
PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO VIBROACÚSTICO
DE ALTO-FALANTES**

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

ANDRÉ LUCCHINO GOLDSTEIN

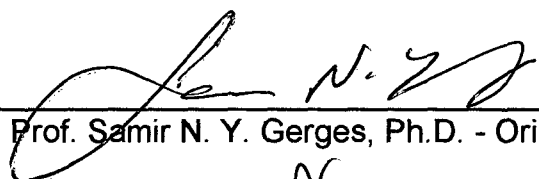
FLORIANÓPOLIS, ABRIL 1997

**SIMULAÇÕES NUMÉRICAS E ENSAIOS EXPERIMENTAIS PARA
PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO VIBROACÚSTICO
DE ALTO-FALANTES**

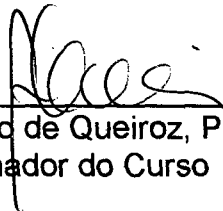
ANDRÉ LUCCHINO GOLDSTEIN

**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**

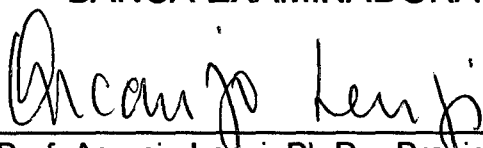


Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D. - Orientador



Prof. Abelardo de Queiroz, Ph.D.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA



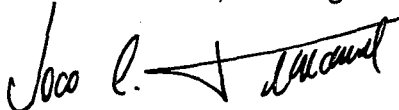
Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. - Presidente



Prof. Carlos Alberto Martin, Dr. Ing.



Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng. Mec.



Prof. João Candido Fernandes, Dr. Eng.

AGRADECIMENTOS

- Ao prof. Samir, pelo apoio, confiança e orientação;
- Aos bolsistas Marcelo e Fernando, pela colaboração nos trabalhos;
- À Selenium, pelo apoio material, financeiro e empréstimo de equipamentos;
- À CAPES, pelo apoio financeiro.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
SUMÁRIO	vi
LISTA DE FIGURAS	vii
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
1 INTRODUÇÃO GERAL	1
1.1 Descrição e Funcionamento do Alto-falante	2
1.2 Abordagens Para Modelagem do Alto-falante	5
1.3 Métodos Numéricos	7
1.4 Objetivos e Organização da Dissertação	10
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 Modelagem por Parâmetros Concentrados	13
2.2 Aplicação de Métodos Numéricos	14
2.2.1 Método de Elementos Finitos	15
2.2.2 Método de Elementos de Contorno	18
2.2.3 Comentários	20
2.3 Vibração do Cone de Alto-falantes	21
3 MODELO POR CIRCUITOS ELÉTRICOS EQUIVALENTES	24
3.1 Analogias e Elaboração dos Circuitos	24
3.2 Modelo de Thiele-Small	28
3.3 Análise de um Alto-falante Comercial	32
4 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PRELIMINARES	36
4.1 Descrição dos <i>Softwares</i> Utilizados	36
4.2 Análise Modal de Cones de Alto-falantes	37
4.3 Pistão Rígido em <i>Baffle</i> Infinito	43

5 PREDIÇÕES DE MODELOS DE UM ALTO-FALANTE COMERCIAL	48
5.1 Análise Modal por Elementos Finitos	51
5.1.1 Introdução	51
5.1.2 Modelo Axissimétrico	52
5.1.3 Modelo Tridimensional	60
5.2 Análise da Resposta Harmônica	63
5.2.1 Considerações Iniciais	63
5.2.2 Força Aplicada	65
5.3 Predição da Radiação Sonora de Cones Flexíveis	70
5.3.1 Procedimento de Simulação	70
5.3.2 Discussão dos Resultados	73
5.4 Sumário	75
6 ENSAIOS EXPERIMENTAIS	77
6.1 Análise Modal Experimental do Alto-falante	77
6.1.1 Introdução	77
6.1.2 Montagem e Procedimento Experimental	81
6.1.3 Obtenção do Modelo Modal	88
6.1.4 Análise dos Resultados	90
6.2 Medições de Pressão Sonora	95
6.2.1 Introdução	95
6.2.2 Equipamentos e Montagem Experimental	96
6.2.3 Procedimento Experimental e Resultados	98
6.3 Medição da Impedância Elétrica	101
7 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	105
7.1 Análise dos Resultados Sobre as Vibrações do Cone	105
7.2 Análise dos Resultados de Curva de Pressão Sonora	108
7.3 Sugestões de Trabalhos Futuros	114

8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	116
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	118
ANEXO 1	122
ANEXO 2	127
ANEXO 3	130

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1: Seção Transversal de um Alto-falante Eletrodinâmico.
- Figura 1.2: Modos de Vibração Radiais e Circunferenciais do Cone.
- Figura 3.1: Elemento de Circuito Tipo Transformador.
- Figura 3.2: Circuito Equivalente para o Alto-falante em *Baffle* Infinito.
- Figura 3.3: Circuito Mecânico Equivalente Tipo Mobilidade.
- Figura 3.4: Circuito Mecânico Equivalente Tipo Mobilidade Simplificado.
- Figura 3.5: Circuito Elétrico Equivalente Proposto por Small [5].
- Figura 3.6: Curva de Nível de Pressão Sonora Axial (1 metro) Para Alto-falante Comercial (equação 3.15)
- Figura 3.7: Curva do Módulo da Impedância (equação 3.16).
- Figura 4.1: Cone Utilizado no Análise Modal de Caso Preliminar de Kagawa [12].
- Figura 4.2: Alto-falante Utilizado na Análise de Caso Preliminar de Shindo [14].
- Figura 4.3: Modos de Vibração Calculados do Cone de Alto-falante Proposto por Shindo [14].
- Figura 4.4: Modos de Vibração Calculados Para Cone e Bobina Alto-falante Proposto por Shindo [14].
- Figura 4.5: Modos de Vibração Calculados Para Cone, Bobina e Borda Alto-falante Proposto por Shindo [14].
- Figura 4.6: Malha Utilizada Para Simulação do Pistão Opção *Baffled*.
- Figura 4.7: Malha Axissimétrica Utilizada na Simulação do Pistão.
- Figura 4.8: Comparação das Curvas de Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito, Expressão (4.1) x SYSNOISE (opção *Baffled*).
- Figura 4.9: Comparação das Curvas de Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito, Expressão (4.1) x SYSNOISE (opção *Asymptotic*).
- Figura 4.10: Comparação das Curvas de Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito, Expressão (4.1) x SYSNOISE (método Direto).
- Figura 5.1: Esquema do Procedimento Adotado nas Simulações Numéricas do Alto-falante.

Figura 5.2: Dimensões do Alto-falante Comercial Simulado.

Figura 5.3: Malha Axissimétrica Utilizada nas Simulações Pelo Método de Elementos Finitos.

Figura 5.4: Modos de Vibração Calculados Para Cone de 12 Polegadas sem Borda.

Figura 5.5: Modos de Vibração Calculados Para Cone de 12 Polegadas com Borda.

Figura 5.6: Malha de Elementos Finitos Tridimensional do Alto-falante.

Figura 5.7: Modos de Vibração Calculados Para Modelo Tridimensional.

Figura 5.8: Configurações Deformadas do Cone Obtidas na Análise da Resposta Harmônica.

Figura 5.9: Ajuste Obtido no Modelo da Curva de Impedância Elétrica do Alto-falante.

Figura 5.10: Ajuste Obtido Para a Curva de Força Aplicada na Bobina.

Figura 5.11: Malha de Elementos de Contorno Axissimétrica.

Figura 5.12: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Calculadas no SYSNOISE (Força Constante x Força Variável).

Figura 5.13: Curvas de Resposta Calculadas no SYSNOISE Para Diferentes Valores de Módulo de Young Para o Cone.

Figura 5.14: Curvas de Resposta Calculadas no SYSNOISE Para Diferentes Valores de Amortecimento da Estrutura.

Figura 6.1: Procedimento Para Realização da Análise Modal Experimental.

Figura 6.2: Esquema da Montagem Experimental do Ensaio de Análise Modal.

Figura 6.3: Foto da Montagem Experimental do Ensaio de Análise Modal.

Figura 6.4: Funções de Resposta em Frequência de Mobilidade Obtidas nas Medições Para Diferentes Posições do Cone.

Figura 6.5: Curvas de Coerência Típicas Obtidas nas Medições de Mobilidade .

Figura 6.6: Geometria da Estrutura Mostrando Pontos de Medição das Mobilidades no Cone do Alto-falante.

Figura 6.7: Comparação Entre Funções Mobilidade Obtidas Com Transdutor a Laser e Acelerômetro.

Figura 6.8: Ajustes das Funções de Resposta em Frequência Experimentais Obtidas no *Software* CADA-PC.

Figura 6.9: Modos de Vibração Obtidos na Análise Modal Experimental Utilizando o CADA-PC.

Figura 6.10: Montagem Experimental Para Medição da Curva de Pressão Sonora.

Figura 6.11: Foto do Ensaio de Medição da Curva de Pressão Sonora em Câmara Semi-Anecóica.

Figura 6.12: Curvas Experimentais do Ensaio de Medição de Pressão Sonora.

Figura 6.13: Curvas de Resposta m Baixas Frequências Obtidas Pelo Método do Campo Próximo e Método do Acelerômetro.

Figura 6.14: Curvas de Resposta em Frequência Para o Alto-falante Livre e Montado em *Baffle* Padrão.

Figura 6.15: Curvas de Resposta em Frequência Para o Alto-falante Com e Sem Calota de Proteção.

Figura 6.16: Esquema da Montagem Experimental Para Medição da Impedância de Entrada do Alto-falante.

Figura 7.1: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amortecimento = 0,04) x Experimental (Alto-falante em *Baffle*).

Figura 7.2: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amort. = 0,04) x Experimental (*Nearfield* + Alto-falante Livre).

Figura 7.3: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=1,7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amort. de Rayleigh) x Experimental.

Figura 7.4: Comparação Entre a Curva de Resposta em Frequência de Dois Alto-falantes do Mesmo Tipo.

Figura 7.5 : Comparação Entre Diretividade Teóricas e Experimentais.

RESUMO

O alto-falante eletrodinâmico tem seu princípio de funcionamento basicamente inalterado desde sua invenção. No entanto, a predição de sua resposta acústica é um problema difícil, não existindo soluções analíticas em forma fechada a não ser em baixas frequências, quando a vibração e radiação podem ser obtidas utilizando modelos de parâmetros concentrados. Para frequências maiores, as simplificações adotadas por estes modelos não são aplicáveis e o problema de predição da resposta do alto-falante pode ser melhor abordado pela utilização de técnicas numéricas. Este trabalho investiga o uso do método de elementos finitos (FEM) e do método de elementos de contorno (BEM) implementados em *softwares* comerciais, para simulação do comportamento vibracional e acústico de alto-falantes, visando realizar a predição da pressão sonora irradiada para uma tensão elétrica alternada de amplitude constante aplicada à bobina do alto-falante. É realizada a modelagem de um alto-falante comercial e comparação dos resultados computacionais com os obtidos a partir de ensaios experimentais, procurando verificar a validade das simulações. Inicialmente é revisto o método de análise através do modelo tradicional por parâmetros concentrados, com o cálculo da resposta acústica e curva de impedância elétrica de entrada do alto-falante. Em seguida, através do FEM, é feita a predição do comportamento vibracional do alto-falante, sendo realizadas simulações de análise modal e análise da resposta harmônica do alto-falante. A resposta acústica é calculada através do BEM, utilizando os resultados de deslocamento calculados anteriormente, para geração de condições de contorno de velocidade. As predições de frequências naturais e modos de vibração obtidos por elementos finitos para um modelo tridimensional da estrutura, são comparados com resultados de ensaio de análise modal experimental, realizada com um transdutor de velocidade a LASER. As predições de nível de pressão sonora feitas por BEM são comparadas a medições de resposta em frequência realizadas em câmara semi-anecóica. Os resultados do ensaio de análise modal mostraram a existência de modos de vibração não-axissimétricos que puderam ser comparados qualitativamente aos resultados de análise modal teórica do modelo tridimensional. As curvas de resposta de pressão sonora calculadas pelo método de elementos de contorno alcançaram boa aproximação da curva experimental, podendo-se verificar nas simulações, a influência das propriedades de amortecimento e rigidez dos materiais do cone. Conclui-se que os procedimentos realizados permitem obter boas predições da resposta de alto-falantes eletrodinâmicos, sendo que resultados ainda mais precisos podem ser obtidos através de melhorias e ajustes no modelo utilizado.

ABSTRACT

The electrodynamic loudspeaker has its working principles basically unaltered since its invention. However, the prediction of its acoustic response has remained as a difficult problem and closed form analytical solution does not exist except for the low-frequency range, where the vibration and acoustic behavior can be tackled by lumped parameter models. For higher frequencies, the simplifications assumed by these models are no longer valid and the problem of loudspeaker response prediction is better handled by numerical techniques. In this work it is performed an investigation on the use of the finite element method (FEM) and the boundary element method (BEM), implemented in commercial softwares, to simulate the vibroacoustic behavior of loudspeakers, aiming at the prediction of the sound pressure radiation caused by a fixed amplitude alternated electrical voltage applied at the voice-coil. A computational modeling of a commercial low frequency loudspeaker is performed and the simulation results are validated by comparison with experimental measurements. Initially, the lumped parameter modeling is reviewed, with the calculation of the sound pressure response and electrical impedance curve for the commercial loudspeaker. Then the modeling is made by numerical techniques, with the prediction of the vibrational characteristics by FEM, with modal analysis and harmonic response simulations. Using the displacement results to generate velocity boundary conditions, the acoustic response is calculated by BEM for an axisymmetric model. The predicted resonance frequencies and mode shapes by simulations of a tridimensional model are compared to results of experimental modal analysis, using a LASER velocity transducer. The predicted sound pressure response are compared with frequency response measurements made in hemi-anechoic room. The quality of the computational results, the problems in the computational and experimental procedures are discussed. Finally, conclusions and suggestions for future work are presented. The experimental modal analysis results showed the existence of symmetric mode shapes that were compared with the results of the theoretical modal analysis for the tridimensional model. The pressure response curves calculated by the boundary element method showed good agreement with the experimental curves. It could also be verified in the simulations the influence of damping and elasticity properties of the materials. The procedures adopted allow good prediction of electrodynamic loudspeaker response, and better results can be expected by further improvement and adjusting of the model.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO GERAL

O alto-falante eletrodinâmico é um transdutor eletroacústico amplamente utilizado para reprodução sonora nas mais diversas situações do cotidiano, como em estúdios de gravação; em sistemas de som domésticos e automotivos, sistemas de sonorização de grandes ambientes (em estádios, teatros, cinemas, etc) e sistemas de cancelamento ativo de ruído. O alto-falante eletrodinâmico na sua forma atual, foi proposto em 1925, tendo um princípio de funcionamento tão apropriado, que manteve até hoje a sua configuração básica inalterada. Desta forma, a evolução do alto-falante tem ocorrido principalmente com relação à qualidade de resposta, rendimento e potência sonora, graças principalmente a melhorias no processo de construção¹ e o desenvolvimento de técnicas de modelagem computacional.

O método tradicional de projeto de alto-falantes eletrodinâmicos permite descrever seu funcionamento com sucesso para baixas frequências², quando o cone vibra como um corpo rígido, tendo seu comportamento comparado ao de um pistão. No entanto, o alto-falante é, em geral, utilizado na faixa de frequências onde ocorrem ressonâncias do cone, que provocam ondulações (*ripples*) indesejáveis na resposta em frequência. A predição da resposta vibroacústica do alto-falante nestas condições é um problema difícil, que não possui solução analítica em forma fechada. Com isso, o projeto de alto-falantes, considerando toda a sua faixa de operação permanece, em grande parte, baseado na utilização de métodos empíricos, em geral através de tentativas e erros.

¹ Segundo Colloms [1] na área de materiais, o desenvolvimento mais evidente em alto-falantes de alta fidelidade ocorrido recentemente é o uso maior de diafragmas de metal, embora diafragmas de papel ainda sejam populares e amplamente usados nos mais diversos níveis de qualidade. Outros avanços incluem o uso de fibras sintéticas como o kevlar e fibra de carbono, e a produção de cones plásticos (polipropileno) injetados com precisão, permitindo melhor controle da distribuição de massa e rigidez e moldagem simultânea da suspensão, obtendo-se cones mais baratos e de melhor qualidade.

² Utiliza-se para isso modelos de parâmetros concentrados e circuitos elétricos equivalentes, o que será discutido mais adiante.

Recentemente, com o grande avanço de recursos computacionais e sofisticação dos métodos numéricos disponíveis em programas comerciais, tornou-se possível obter soluções para o problema vibroacústico de predição da pressão sonora gerada por alto-falantes para toda a faixa de frequências de operação, possibilitando atualmente, melhor entendimento do funcionamento do alto-falante e projetos auxiliados pelo computador.

Neste trabalho é realizada uma investigação sobre o uso de programas comerciais que implementam os métodos numéricos de elementos finitos e elementos de contorno, para a predição da resposta acústica do alto-falante antes da construção de protótipos. Busca-se deste modo tornar possível o desenvolvimento de novos produtos com menor número de protótipos, reduzindo custos e tempo de projeto, além de possibilitar melhor entendimento de projetos existentes.

Este capítulo apresenta, a seguir, a descrição básica do alto-falante e do seu funcionamento. São então discutidos os fundamentos do método de modelagem tradicional e o uso de métodos numéricos para predição de sua resposta acústica, assim como as vantagens e as limitações de cada método. Por fim, são detalhados os objetivos deste trabalho, a metodologia utilizada e a organização desta dissertação.

1.1 DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DO ALTO-FALANTE:

Um esquema da seção transversal de um alto-falante típico é mostrado na Figura 1.1. Como pode ser visto nesta figura, o alto-falante consiste basicamente de um diafragma, geralmente na forma de um cone de papel, ao qual é colado um cilindro na sua extremidade interior, onde é enrolada uma bobina, que permanece num entreferro sujeito a um campo magnético gerado por um ímã permanente. O cone é suportado nas extremidades por anéis de suspensão fixos a uma carcaça e que realizam a centragem do conjunto móvel e restringem seu movimento à direção axial. A calota em forma de domo, protege o entreferro de elementos estranhos (sujeira, pó, etc.) e ajuda na ventilação da bobina.

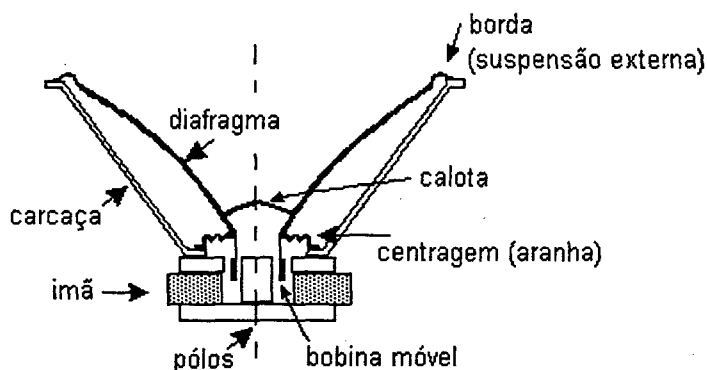


Figura 1.1: Seção Transversal de um Alto Falante Eletrodinâmico

A aplicação de uma tensão elétrica nos terminais da bobina causa a passagem de corrente elétrica pela mesma. Esta corrente gera um campo magnético, que interagindo com o campo permanente, produz uma força mecânica, que provoca o movimento da bobina e do diafragma acoplado, de acordo com a variação de tensão aplicada nos terminais. O movimento vibratório do diafragma em contato com o ar realiza a radiação de ondas sonoras.

O sucesso do alto-falante pode ser explicado em grande parte pela operação conjunta de dois princípios físicos básicos, como descrito por Hunt [2]:

A irradiação sonora gera uma resistência mecânica ao movimento vibratório do diafragma montado em um *baffle*; esta resistência de radiação, e portanto a potência sonora irradiada, deve crescer com a frequência ao quadrado se a velocidade de vibração (da qual a potência sonora também depende) for mantida constante; no entanto, o quadrado da velocidade vibratória deve diminuir com o quadrado da frequência na faixa de frequências acima da ressonância mecânica, onde o movimento é controlado pela reatância da massa móvel. Desta forma, se a ressonância mecânica do conjunto diafragma-suspensão ocorrer abaixo da menor frequência de interesse, a variação complementar com a frequência dos dois fatores (velocidade e resistência de radiação) que controlam a potência sonora irradiada, resulta em uma resposta uniforme estendendo-se à faixa média de frequências, até uma frequência mais alta na qual as idealizações começam a falhar.

Esta descrição de funcionamento é restrita para as baixas frequências, para comprimentos de onda maiores que as dimensões do alto-falante, quando se considera que o cone é rígido e pode ter seu comportamento aproximado por um

pistão. Com o aumento da frequência, quando o comprimento de onda reproduzido aproxima-se das dimensões do alto-falante, o formato do cone passa a influenciar na resposta de radiação. Começam a existir diferenças de fase entre as ondas acústicas irradiadas a partir do centro e a partir da extremidade do cone, provocando efeitos de cancelamento causado por campo sonoro destrutivo e diminuição da resposta de pressão. Além desta defasagem na reprodução de ondas acústicas, com o aumento da frequência o cone deixa de se mover como uma unidade, apresentando propagação de ondas estruturais, que determinam os modos de vibração, causam distribuição não uniforme de velocidade na superfície do cone e afetam portanto a radiação sonora. Nestas condições, além de não se conhecer a velocidade do cone, não se conhece explicitamente o carregamento acústico no diafragma e o cálculo da radiação acústica é dificultado.

O comportamento vibratório do cone de um alto-falante é descrito por Frankort [3], num estudo sobre as vibrações de cones uniformes flexíveis de perfil reto. Com o aumento da frequência passa a existir propagação de ondas estruturais transversais e longitudinais, a partir do ápice do cone, onde é aplicada a força, na direção radial, assim como também em caminhos circulares paralelos à circunferência do cone (Figura 1.2). As ondas que se propagam na direção radial, refletem na borda externa, assim como também no ápice do cone onde é aplicada a força, formando linhas nodais como círculos concêntricos. Para ondas propagando em círculos, ondas estacionárias ocorrem quando o caminho circular é exatamente duas ou mais vezes o comprimento de onda, sendo que as linhas nodais aparecem nos raios do cone. Como a rigidez para ondas circulares é relativamente pequena, a velocidade de propagação é baixa e ondas estacionárias aparecem mesmo em baixas frequências (100 Hz para um alto-falante de 20 cm de diâmetro). Este tipo de onda estrutural tem comprimento menor que o comprimento da onda acústica no ar, tendo menor efeito na radiação sonora do que as ondas concêntricas, cujos comprimentos de onda são maiores que o comprimento de onda no ar.

Considerando um cone perfeitamente axissimétrico e uniforme, apenas os modos de vibração axissimétricos devem ser excitados. Para alto-falantes reais, não uniformidades de construção e não-linearidades nos materiais empregados na

construção podem causar o aparecimento de vibrações assimétricas, além de modos de vibração simétricos onde o alto-falante falha em se mover axialmente (*rocking*) devido, por exemplo, à assimetria da suspensão [4]. Sabe-se ainda que as vibrações no cone de alto-falantes reais são afetadas pela presença da suspensão externa (que pode apresentar modos de vibração próprios) e pela fixação com o cilindro da bobina, considerada geralmente rígida para fins teóricos.

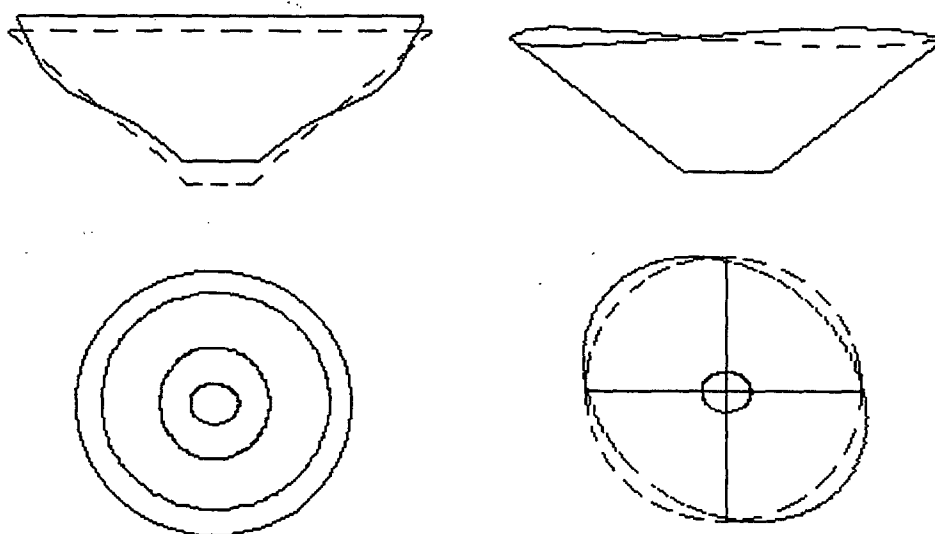


Figura 1.2 : Modos de Vibração Radiais e Circunferenciais do Cone

1.2 ABORDAGENS PARA MODELAGEM DO ALTO-FALANTE :

Tradicionalmente o alto-falante é modelado utilizando parâmetros concentrados (onde a única variável independente é o tempo), procedimento válido somente para baixas frequências, quando os comprimentos de onda acústica envolvidos no sistema, são maiores que as dimensões do alto-falante. Pode-se utilizar então analogias dinâmicas, que permitem representar o alto-falante por circuitos elétricos equivalentes e consideram simultaneamente os componentes elétricos, mecânicos e acústicos do sistema. Neste procedimento, o comportamento vibroacústico do cone do alto-falante é considerado equivalente ao de um pistão rígido, geralmente considerado montado em *baffle* infinito, que tem solução da resposta acústica conhecida em forma fechada. A análise e o projeto de alto-falantes pode ser assim sistematizado para baixas

freqüências, utilizando ferramentas teóricas de análise de circuitos elétricos (por exemplo leis de Kirchhoff e síntese de filtros) e sendo possível obter expressões de resposta em freqüência, impedância, potência sonora e rendimento. Uma revisão em maiores detalhes da modelagem utilizando este procedimento é apresentada no Capítulo 3.

A modelagem do alto-falante através de parâmetros concentrados é, no entanto, evidentemente limitada, ao se considerar o comportamento descrito a pouco para freqüências mais altas, quando se torna difícil resolver o problema acústico-estrutural de modo analítico. Para que seja possível obter a resposta vibro-acústica para freqüências maiores, é necessário resolver o problema estrutural de determinação das velocidades de superfície do cone e, em seguida, resolver o problema de radiação utilizando as velocidades obtidas anteriormente como condições de contorno. Soluções analíticas em forma fechada para o problema estrutural de cálculo da vibração de cascas cônicas são difíceis, existindo apenas para casos simples de geometria e condições de contorno. A radiação acústica provocada por uma superfície vibrante, com geometria e distribuição de velocidades arbitrários, pode a princípio, ser obtida resolvendo a equação de onda sujeita às condições de contorno impostas pela superfície. A equação de onda juntamente com as condições de contorno, podem ser combinadas numa equação integral, conhecida como integral de Helmholtz, que pode ser resolvida analiticamente apenas para algumas formas geométricas idealizadas (situações em que a geometria da superfície radiante pode ser descrita em sistemas de coordenadas ortogonais separáveis na equação de Helmholtz), como é o caso do pistão em *baffle* infinito, a esfera e o cilindro de comprimento infinito [5,6]. Métodos analíticos aproximados podem ser empregados para resolver o problema acústico de radiação quando o comprimento de onda envolvido é muito grande ou muito pequeno em relação às dimensões do corpo radiante, quando então a equação de Helmholtz pode ser resolvida de modo assintótico [5, pg 85].

Desta forma, a predição da resposta vibro-acústica do alto-falante em médias e altas freqüências, considerando sua geometria complexa e as características dos

diferentes materiais de seus componentes, torna-se possível somente com a utilização de métodos numéricos aproximados com o auxílio de um computador.

1.3 MÉTODOS NUMÉRICOS

Neste trabalho a solução do problema estrutural de obtenção da vibração do cone de alto-falantes é realizada utilizando o Método de Elementos Finitos (FEM), enquanto que o problema de radiação acústica é feito utilizando o Método de Elementos de Contorno (BEM), implementados respectivamente nos pacotes de *softwares* comerciais ANSYS (*Swanson Analysis Systems Incorporation*) e SYSNOISE (NIT - *Numerical Integration Technologies*) e operados em uma estação de trabalho (Sun Sparc 20, sistema operacional Unix).

O FEM tem grande aplicação em diversas áreas da engenharia possibilitando a predição da resposta dinâmica de sistemas estruturais e acústicos para os quais não existe solução analítica em forma fechada. Este método baseia-se numa formulação variacional das equações de equilíbrio que governam o sistema e envolve a idealização da estrutura na forma de uma discretização do domínio por uma malha de elementos finitos. As incógnitas passam a ser os valores nodais das variáveis relevantes do problema, ou graus de liberdade dos nós. As equações originais, normalmente equações diferenciais parciais, são aproximadas por um conjunto de equações algébricas. A solução dos valores nodais passa por uma solução variacional baseada no método de Ritz ou Galerkin, buscando minimizar o potencial total do sistema. Entre os nós a resposta em cada elemento é obtida utilizando funções de interpolação, geralmente polinômios. As matrizes de rigidez dos elementos correspondendo aos graus de liberdade da estrutura idealizada são calculadas e a matriz de rigidez total é obtida pela soma das matrizes elementares. A solução das equações de equilíbrio do conjunto de elementos fornece os deslocamentos dos elementos, que podem ser utilizadas para calcular tensões.

O FEM pode ser utilizado tanto para predição da resposta estrutural (deslocamentos) do diafragma do alto-falante, através da realização de análise modal

e resposta harmônica forçada, como também para a predição da resposta acústica de pressão, sendo que o cálculo da resposta estrutural pode ser feito assumindo vibrações no vácuo ou com acoplamento entre a estrutura e o fluido. No entanto, a utilização deste método para problemas acústicos que envolvam a radiação em um meio infinito encontra certas dificuldades, pois é necessário a geração da malha no espaço livre ao redor da superfície vibrante, aumentando muito o número de elementos utilizados no modelo.

Devido às dificuldades existentes em modelar problemas físicos envolvendo domínios infinitos pelo FEM, é cada vez mais comum a utilização, nestes casos, do método de elementos de contorno (BEM). O método de elementos de contorno é uma técnica eficiente para realizar o cálculo da pressão no campo acústico infinito ao redor de uma superfície vibrante, sendo que a pressão em qualquer ponto do campo infinito pode ser calculada conhecendo-se as condições de contorno de pressão ou velocidade em qualquer superfície fechada.

O método de elementos de contorno pode ser implementado de duas maneiras, especificamente pelo chamados método direto ou pelo método indireto. O BEM direto baseia-se na representação das equações diferenciais que governam o sistema em equações integrais de contorno (BIEs), onde os parâmetros desconhecidos aparecem apenas sobre o contorno do domínio do problema. Esta transformação utiliza relações do teorema de Gauss-Green e o conhecimento de certas soluções (soluções fundamentais) da equação diferencial original para condições especiais de geometria e condições de contorno descrevendo em geral a resposta de um meio infinito a uma excitação. Para o problema de radiação acústica, a equação de Helmholtz para a pressão num ponto qualquer do espaço satisfazendo a Condição de Radiação de Sommerfeld pode ser expressa em forma de uma equação integral de contorno como encontrado em [7]:

$$c.p(d) = \int_{\Gamma} p(x) \cdot \frac{\partial g(x,d)}{\partial n} d\Gamma - \int_{\Gamma} g(x,d) \cdot \frac{\partial p(x,d)}{\partial n} d\Gamma$$

onde:

d ponto de interesse no campo de pressão (*field point*)

x ponto variável na superfície Γ

$g(x,d)$ é a função de Green em espaço livre dada por : $e^{-jk|x-d|} / 4.\pi.|x-d|$

n é o vetor normal à superfície Γ

c é uma constante determinada pela posição do ponto d , dado por

$c = 1$	se d está fora de Γ
$c = \frac{1}{2}$	se d está em Γ
$c = 0$	se d está dentro de Γ

Os elementos de contorno surgem como uma discretização do problema de integração como um todo em pedaços menores, pela divisão do contorno do domínio em elementos discretos ligados por nós. Busca-se, então, a solução de maneira aproximada para este número finito de nós, sendo que a resposta entre os nós é descrita por funções de interpolação. As pressões e velocidades normais nos nós dos elementos podem então sair das integrais presentes na equação integral de contorno discretizada, sendo que o restante do integrando envolve produtos de soluções fundamentais, funções de interpolação e Jacobianos. A integração destas expressões resulta em uma equação linear algébrica envolvendo todo o conjunto de resposta de pressão e velocidades nodais. Desta forma, para um problema com N nós, um conjunto de N equações independentes deve ser gerado pela realização da integração mencionada acima para N posições diferentes da fonte pontual da solução fundamental. O sistema de equações resultante pode ser resolvido incorporando as condições de contorno e posteriormente à esta solução, as soluções e condições de contorno nodais podem ser usadas na equação integral original para possibilitar o cálculo da pressão em qualquer ponto do espaço.

O BEM indireto utiliza um tratamento variacional da equação de Helmholtz e realiza a determinação da distribuição de camadas de potenciais na superfície, que são as diferenças entre os valores internos e externos de pressão e derivada normal,

sendo que os valores de pressão e de velocidade são determinados em pós processamento. Este método utiliza a definição de um funcional cuja minimização é equivalente à equação integral de contorno, obtendo-se uma matriz singular simétrica e complexa a partir da qual, as camadas potenciais simples e duplas são determinadas. Deste modo, obtém-se a solução do problema acústico interno e externo simultaneamente, podendo-se utilizar malhas abertas, acoplamento com FEM e simulação de espaço semi-infinito.

Sabe-se que para problemas de radiação externos, tanto o BEM direto como o indireto não fornecem solução única para frequências correspondentes a autovalores do problema interno associado. Esta não unicidade da solução não está relacionada a qualquer aspecto físico do problema sendo uma característica associada apenas à formulação das equações integrais de contorno. Dentre as técnicas possíveis para resolver este problema pode-se citar a abordagem CHIEF (*Combined Helmholtz Integral Equation Formulation*) apresentada primeiramente por Schenk [8] que realiza a sobredeterminação do sistema de equações matriciais pela formulação de equações integrais adicionais para pontos no interior do domínio, onde a constante c na equação acima é zero, eliminando as soluções espúrias. Este método foi mostrado como sendo robusto, desde que pelo menos um ponto de sobredeterminação não esteja localizado em um nó do modo de vibração do volume interno [9].

1.4 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO:

Neste trabalho foi estudado o uso de métodos numéricos para modelagem do alto-falante, buscando realizar predições da sua resposta acústica para tensão elétrica alternada de amplitude constante aplicada na bobina. Foram utilizados para isso, os pacotes comerciais ANSYS 5.1 e SYSNOISE 5.2, que implementam os métodos numéricos de elementos finitos (FEM de *Finite Element Method*) e elementos de contorno (BEM de *Boundary Element Method*), empregados respectivamente para predição da resposta estrutural e acústica.

Este trabalho pode ser dividido basicamente nas seguintes etapas :

1. Revisar o mecanismo de funcionamento do alto-falante eletrodinâmico;
2. Revisar o método de modelagem e análise tradicional através de circuitos elétricos equivalentes;
3. Investigar o uso dos métodos numéricos FEM e BEM na modelagem e predição da resposta de alto-falantes;
4. Aplicar os métodos estudados na análise de um alto-falante comercial;
5. Realizar ensaios experimentais e comparar com resultados teóricos, visando investigar a validade das simulações;
6. Discutir os resultados e fazer propostas para continuação do trabalho.

A organização dos tópicos abordados nesta dissertação é descrita a seguir.

No capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura sobre os métodos de modelagem utilizados neste trabalho. São revistas as publicações sobre a utilização de técnicas numéricas, mais especificamente o método de elementos finitos e o método de elementos de contorno, na modelagem de alto-falante e também uma breve revisão sobre a modelagem através de parâmetros concentrados e sobre os métodos experimentais para estudo da vibração do cone.

No capítulo 3 é apresentada a teoria da modelagem tradicional de alto-falante utilizando circuitos elétricos equivalentes, sendo discutidas as analogias dinâmicas, elaboração dos circuitos, análise dos mesmos e determinação dos parâmetros do alto-falante. Além disso, é realizada a modelagem de um alto-falante comercial, para a determinação da sua resposta de pressão sonora em baixas frequências e da curva de impedância elétrica de entrada.

No capítulo 4 são apresentados os *softwares* comerciais utilizados nas simulações e em seguida os procedimentos e os resultados de simulações numéricas preliminares de casos simples e com solução conhecida, com a intenção de adquirir familiaridade e confiança na utilização dos *softwares*.

No capítulo 5 é estudado o modelo de um cone de alto-falante comercial utilizando o FEM. São feitas simulações de análise modal e resposta harmônica forçada, para modelos axissimétricos e em três dimensões sem acoplamento com o meio acústico. Os resultados da resposta harmônica forçada do modelo axissimétrico são utilizados posteriormente como condições de contorno para a análise acústica desacoplada. Em seguida são realizadas predições da resposta acústica de pressão sonora e diretividade utilizando o método de elementos de contorno no SYSNOISE.

Os procedimentos e resultados experimentais são discutidos no capítulo 6. São apresentados os procedimentos de medição de resposta em frequência em câmara semi-anecóica, medição da curva de impedância de entrada, e a realização de análise modal experimental empregando um transdutor de velocidade sem contato (a laser) e *software* específico (CADA-PC).

O capítulo 7 apresenta uma comparação entre resultados teóricos e experimentais, com uma discussão da validade dos resultados obtidos e principais dificuldades encontradas, chegando a sugestões de continuação do trabalho. Por fim, o capítulo 8 apresenta algumas conclusões, seguidas da lista de trabalhos utilizados como referências.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão da literatura a respeito dos principais conceitos e métodos abordados neste trabalho. É realizada, inicialmente, uma breve revisão do desenvolvimento e utilização de modelos de parâmetros concentrados. Na seção seguinte, são resumidos os principais trabalhos na área de modelagem de alto-falantes utilizando técnicas numéricas de simulação, sendo feitos comentários visando direcionar as simulações realizadas posteriormente. Por fim, são discutidos alguns trabalhos a respeito da medição de vibrações do cone de alto-falantes.

2.1 MODELAGEM POR PARÂMETROS CONCENTRADOS

O uso de parâmetros concentrados na modelagem de dispositivos eletroacústicos é bem conhecido, sendo que um desenvolvimento histórico do uso deste método, através da utilização de analogias dinâmicas e circuitos eletro-mecanoacústicos é revisto por Beranek em [10]. Inúmeros estudos sobre a modelagem do comportamento do alto-falante foram realizados utilizando circuitos equivalentes, sendo difícil e desnecessário fazer referência a todos. A teoria envolvendo este procedimento pode ser encontrado por exemplo no livro *Acoustics* de Beranek [11], considerado até hoje um dos mais importantes no estabelecimento de uma teoria do uso de analogias dinâmicas e elaboração e análise de circuitos equivalentes e servindo como base para diversos trabalhos posteriores na área. Esta teoria pode ser também encontrada em diversas publicações mais recentes como por exemplo na referência [12].

No início dos anos 70, Thiele [13] publicou um artigo onde analisa caixas do tipo *bass-reflex*, que revolucionou o método de análise e projeto de alto-falantes por

circuitos equivalentes, observando a similaridade entre os circuitos equivalentes a este tipo de sistema, com circuitos de filtros elétricos e possibilitando o uso de ferramentas de análise de filtros no projeto de alto-falantes e caixas acústicas. Este método, teve o seu amadurecimento alcançado com uma série de artigos publicados por Small [14,15,16], analisando o alto-falante em diversas configurações de enclausuramento, passando a ser conhecido como método de Thiele-Small. Este método de análise é muito utilizado por fabricantes de alto-falantes e caixas acústicas, existindo inclusive literatura em português a respeito dos modelos de Thiele-Small, como o livro de H. S. Silva [17], que relaciona no primeiro capítulo inúmeros trabalhos sobre o método de Thiele-Small publicados no Brasil.

Atualmente, o interesse na área de modelagem de alto-falantes por circuitos equivalente continua, buscando-se de forma geral aumentar a capacidade de predição dos modelos, acrescentando por exemplo informações a respeito da não linearidade dos parâmetros de componentes dos circuitos equivalentes [18].

2.2 APLICAÇÃO DE MÉTODOS NUMÉRICOS

A não existência de solução analítica em forma fechada para realizar a análise da resposta acústico-estrutural de alto-falantes e o desenvolvimento dos recursos computacionais despertou grande interesse na busca de soluções aproximadas empregando técnicas numéricas.

Frankort em 1976 [3] apresentou um dos primeiros trabalhos de importância buscando soluções numéricas para analisar o comportamento vibracional do cone de alto-falantes. Desenvolveu equações diferenciais descrevendo as vibrações do cone e resolveu-as numericamente para um grande número de frequências utilizando um computador. O cálculo das vibrações do cone foi feito utilizando um modelo axissimétrico de cones com perfil reto, considerando condições de contorno simplificadas na extremidade externa do cone, desprezando o efeito da borda de

suspensão. Com base nesse modelo Frankort realizou uma análise qualitativa, delimitando regiões de frequência onde o cone apresenta comportamentos vibratórios distintos, além de prever analiticamente as frequências delimitadoras destas regiões com base nas propriedades físicas do cone. Frankort realizou um grande número de observações das vibrações de cones de alto-falantes utilizando técnicas de holografia permitindo comprovar qualitativamente a validade dos resultados teóricos. Após a determinação das características de vibração, é apresentado o cálculo da radiação sonora pela integral da resposta de elementos representando fontes pontuais, com contribuições proporcionais à amplitude dos deslocamentos transversais de cada ponto do cone. As características calculadas de resposta em frequência e diretividade de alto-falantes são então comparadas com resultados de medições experimentais obtendo concordância razoável.

2.2.1 Método de Elementos Finitos :

A primeira aplicação do método de elementos finitos para predição do comportamento vibratório e acústico de alto-falantes aparece na literatura no final da década de 70 com uma série de trabalhos de Kagawa et al. [19,20,21,22]. Na referência [19] é discutida uma formulação por elementos finitos para um meio acústico axissimétrico, aplicado inicialmente em filtros acústicos com câmaras de expansão e cálculo da impedância acústica de cornetas exponenciais e cônicas. A malha de elementos finitos estende-se no fluido até um ponto onde é introduzida uma fronteira esférica hipotética com terminação igual à impedância característica. A predição da radiação desta maneira implica numa fronteira esférica de grande área e uma malha empregando um grande número de elementos, além de suportar frentes de onda esféricas na fronteira hipotética para obtenção de resultados corretos.

Na referência [20] são analisados sistemas acústicos com radiação sonora por aberturas para o espaço semi-infinito, utilizando um tratamento combinando o emprego de elementos finitos acústicos para modelagem do espaço interno e uma abordagem analítica para modelar o espaço aberto semi-infinito. Este é representado

em termos de uma integral com respeito à abertura empregando o teorema de Green, que permite expressar a velocidade potencial no espaço semi-infinito como uma integral do produto da velocidade potencial na abertura e uma função de Green apropriada para abertura em um *baffle* infinito. Obteve-se assim, uma redução no tamanho da malha dos elementos às custas de uma integração numérica adicional na fronteira da abertura.

A aplicação do método de elementos finitos especificamente em alto-falantes é realizada em [21], com o cálculo das características vibratórias de uma casca elástica acoplada aos meios acústicos investigados anteriormente em [19,20]. A malha estrutural de elementos finitos do cone de um alto-falante é acoplada a uma malha de elementos acústicos modelando o ar dentro da caixa e a região de concavidade do cone. São apresentados no trabalho o cálculo dos modos de vibração acoplados e desacoplados, mostrando-se a influência do acoplamento com o ar principalmente nas frequências mais baixas. O cálculo da radiação sonora é realizado pelo método das fontes pontuais, não se considerando amortecimento na estrutura e obtendo-se resultados grosseiros.

A comparação dos resultados teóricos obtidos em [21] com resultados de medições experimentais, é realizada em [22], onde a impedância mecânica do diafragma, obtida pelo método de elementos finitos, é acoplado a um circuito eletromecânico equivalente da bobina móvel e suspensão, obtendo-se pressões sonoras em campo distante em função da tensão elétrica de entrada. São realizadas comparações dos resultados teóricos com resultados experimentais de pressão sonora em campo distante para diferentes ângulos e da curva de impedância elétrica da bobina, obtendo-se concordância apenas razoável.

Shindo et al. [23], em 1980, descrevem a utilização do pacote comercial de elementos finitos NASTRAN na análise estrutural de alto-falantes, realizando simulações separadas do cone, cone e borda, e cone, borda e bobina móvel. A influência do acréscimo da borda externa e bobina nas frequências de ressonância,

modos de vibração e deslocamentos na resposta forçada é analisada. A pressão sonora axial em campo distante é calculada a partir dos deslocamentos obtidos na análise de resposta forçada pela somatória de contribuições de fontes pontuais e considerando vibrações no vácuo. No entanto, não são apresentadas comparações com curvas experimentais.

Em 1982, Suzuki et al. [24] apresentam uma análise das vibrações desacopladas do meio acústico de cones axissimétricos de alto-falantes, realizando a predição do nível de pressão sonora, potência sonora, tensões e deformações no cone. São apresentadas comparações dos resultados teóricos com resultados experimentais obtidos de medições em dois alto-falantes comerciais. O cálculo dos níveis de pressão e de potência sonoras foi feito através da integração das contribuições de fontes pontuais distribuídas na superfície do cone. Os resultados apresentados se restringem a cones uniformes, axissimétricos, com parâmetros dos materiais constantes e montados em *baffle* infinito, sendo que a concordância obtida entre as curvas teóricas e experimentais é apenas de caráter qualitativo.

Alfredson et al. [25] apresentam um trabalho que buscou levar em consideração simultaneamente o comportamento estrutural do cone e o carregamento acústico do meio, para um modelo de elementos finitos axissimétrico do cone incluindo amortecimento estrutural que é acoplado a modelos analíticos do meio acústico e do conjunto eletromecânico do alto-falante, com grande redução do número de elementos comparado com o procedimento descrito por Kagawa [20]. A validação dos resultados teóricos é feita através da predição da resposta de pressão sonora de um alto-falante comercial.

Kaizer et al. [26], em 1988, propõem um método de análise da resposta vibratória e acústica de diafragmas flexíveis utilizando um pacote comercial padrão para geração da malha de elementos e para o cálculo das vibrações mecânicas do diafragma. As velocidades em função da frequência e posição são entrada para a análise de radiação, que leva em conta o carregamento acústico posteriormente e de

modo simplificado, considerando o carregamento em baixas frequências como o equivalente ao carregamento para um pistão rígido. A radiação sonora é calculada resolvendo a equação de Helmholtz, com o auxílio do método de elementos finitos, para uma esfera de cálculo limitada em frente ao diafragma terminada com condições de contorno definidas teoricamente (estabelecendo uma relação analítica entre a velocidade potencial e a derivada normal) de modo a satisfazer (ser condição de contorno) a equação de Helmholtz e permitir dar continuidade da solução para o meio semi-infinito.

2.2.2 Método de Elementos de Contorno :

A utilização do método de elementos de contorno para cálculo da pressão sonora de alto-falantes foi apresentada por Henwood et al. [27], em 1987. Neste trabalho é realizada a modelagem axissimétrica do cone e borda de um alto-falante utilizando elementos finitos, considerando vibrações desacopladas do meio e com aplicação de força harmônica de amplitude constante. São realizadas comparações dos resultados calculados de distribuição de aceleração na superfície do cone, com resultados das vibrações medidas através de um transdutor de velocidade a laser, para modelos do cone e cone mais suspensão externa, obtendo concordância apenas razoável para o modelo mais completo. O cálculo da radiação sonora utilizando o método de elementos de contorno é discutido e comparado com o método das fontes pontuais para o cálculo da irradiação sonora de uma esfera com “capa” vibrante. A investigação da radiação sonora do alto-falante é restrita à comparação de resultados calculados e medidos para as características de diretividade do alto-falante em baixas frequências, obtendo-se boa concordância. Neste artigo é evidenciado o potencial do uso do BEM na predição da resposta acústica de alto-falantes, limitado pelo custo computacional elevado.

A utilização efetiva de técnicas numéricas para a modelagem de alto-falantes surgiu recentemente com o trabalho publicado por Geaves [28], descrevendo a utilização de FEM e BEM para o cálculo da radiação sonora de alto-falantes para faixa

média de freqüências (*midrange*) como parte de um sistema de otimização do perfil do cone de alto-falantes através da utilização de critérios de filtro mecânico (buscando restringir a resposta a partir de certa freqüência) e suavidade (ausência de picos e vales) da curva de resposta. A etapa inicial do trabalho de predição da resposta acústica utilizou o método de elementos finitos para simulação da resposta vibratória de um modelo axissimétrico do alto-falante incluindo cone, borda, protetor e bobina e considerando vibrações no vácuo. Os deslocamentos calculados foram pós-processados de modo a levar em consideração a variação da impedância elétrica da bobina e força contra-eletromotriz gerada pelo movimento do diafragma. Os resultados obtidos são introduzidos como dados de entrada para o *software* de elementos de contorno, que utiliza uma malha de elementos coincidente com a malha de elementos finitos na superfície irradiante do diafragma e inclui ainda um enclausuramento axissimétrico. São apresentados resultados calculados e previstos de nível pressão sonora para 3 unidades de alto-falantes (uma de 600 Hz a 6 kHz e duas de 400 Hz a 10 kHz) obtendo-se boas predições das características gerais das curvas de resposta apesar de diferenças absolutas ultrapassando 5 decibéis em alguns pontos, principalmente na faixa média de freqüências. Estes erros são justificados como resultantes de incertezas nos parâmetros dos materiais usados nos modelos estruturais, possível variação destes parâmetros com a freqüência e dificuldades no modelagem de detalhes do sistema físico real, como por exemplo junções de cola entre diferentes materiais.

Em outro trabalho publicado recentemente, Kim et al. [29] utilizam pacotes comerciais de FEM (MSC/PATRAN) e BEM (SYSNOISE) para predição da resposta vibratória e acústica de alto-falantes. Como contribuição deste trabalho está a simulação da estrutura em três dimensões, possibilitando o cálculo dos modos de vibração não-axissimétricos. São apresentados resultados calculados para alguns modos de vibração, resposta forçada da estrutura, radiação e diretividade para um modelo da estrutura desacoplado do meio acústico, e incorporando elementos tipo mola para modelagem da suspensão. Não são, entretanto, apresentadas comparações com resultados experimentais.

2.2.3 Comentários :

Analisando os principais aspectos que distinguem os trabalhos realizados anteriormente, utilizando técnicas numéricas na modelagem de alto-falante pode-se fazer as seguintes observações:

1. Com exceção do trabalho de Kim et al.[29], todos os trabalhos publicados nesta área tem se limitado a modelos do alto-falante com geometria axissimétrica, devido à grande redução do número de elementos e custo computacional. Este modelo é simplificado por não levar em consideração a existência de modos de vibração não axissimétricos do cone. Isto pode ser justificado na prática, considerando que para cones com geometria e excitação uniformes, os modos não axissimétricos dificilmente são excitados, e caso o sejam não afetam a resposta acústica por ocorrerem principalmente em baixas frequências.
2. O acoplamento do cone do alto-falante com o meio acústico é, em geral, considerado desprezível nas análises consideradas, apesar de que o carregamento de irradiação pode ter efeitos significativos no problema de vibração do cone, modificando frequências naturais e modos de vibração. Sabe-se que este efeito é mais pronunciado quando a densidade da estrutura é comparável com a do fluido, quando o fluido é restrito em um volume pequeno delimitado pela estrutura ou ainda quando a estrutura é extremamente leve como no caso do cone de alto-falantes. Devido à baixa densidade do ar em comparação com a dos materiais estruturais, o carregamento acústico é geralmente pequeno o suficiente para ter efeito desprezível nas vibrações estruturais. Deste modo, na maioria dos casos do cálculo de radiação sonora de superfícies, a resposta dinâmica forçada da estrutura na atmosfera pode ser determinada como se a estrutura vibrasse no vácuo, sendo que o problema acústico desacoplado de calcular o campo acústico de pressão gerado pela distribuição de velocidade prescrita na superfície de fronteira com o meio acústico, pode ser resolvido independentemente. Caso o carregamento de radiação do meio não seja desprezível e modifique as forças atuando na estrutura e, como estas pressões acústicas dependem da velocidade de vibração, ocorre um

- acoplamento com realimentação (*feedback coupling*) entre o fluido e a estrutura. Neste caso os problemas estrutural e acústico devem ser resolvidos simultaneamente [5].
3. O cálculo da radiação acústica tem sido realizado até recentemente de modo simplificado (somatório da resposta de fontes pontuais) ou de maneira pouco eficiente utilizando FEM. O uso de BEM nas análises fornece resultados mais precisos e tem sido adotado recentemente, graças ao desenvolvimento dos recursos computacionais necessários pela complexidade dos cálculos envolvidos.
 4. Para o uso efetivo de técnicas numéricas na modelagem de alto-falantes é necessário conhecer a força excitadora da bobina que varia com a frequência devido à força contra-eletromotriz e variação da indutância da bobina. Nos trabalhos revistos isso nem sempre é levado em consideração de modo explícito, considerando-se em geral uma força de amplitude constante em toda faixa de frequências. Em [28], os resultados de velocidade obtidos por FEM são pós-processados, mas o procedimento utilizado não é apresentado.
 5. A modelagem do amortecimento estrutural do cone não é detalhada em nenhum trabalho, sendo essencial no entanto, na análise da resposta forçada, para evitar o cálculo de resposta de amplitude infinita nas frequências de ressonância da estrutura e definindo o aspecto final da curva de pressão sonora.
 6. Finalmente a verificação experimental dos resultados obtidos nem sempre é feita de modo detalhado, sendo fundamental no entanto para verificar a validade dos resultados das predições teóricas.

2.3 VIBRAÇÃO DO CONE DE ALTO-FALANTES

Os primeiros trabalhos que relatam a utilização de técnicas experimentais para chegar ao conhecimento das características de vibração de cones de alto-falantes, aparecem na literatura no início dos anos 30, próximo à época de invenção do mesmo, com os trabalhos de McLachlan e Strutt, citados por Corrington em [30].

Em 1951, Corrington et al. [30] descreve a realização de medições de amplitude e fase do movimento do cone de alto-falantes utilizando um sensor capacitivo colocado próximo à superfície do cone, o qual é tratado com uma camada fina de tinta com propriedades condutivas. São realizadas medições em diferentes pontos do cone para frequências consideradas críticas, relativas a picos e vales na resposta de pressão considerados indesejáveis. Busca-se, desta forma, visualizar as vibrações do cone nestas frequências e identificar regiões de maior amplitude de vibração, consideradas responsáveis pela distorção na resposta, possibilitando assim a interpretação dos picos e dos vales da resposta de maneira empírica. São apresentados ainda, tentativas de melhorar a resposta do alto-falante, através de modificações na região da borda de suspensão, pelo seu redimensionamento e mudança de material, além de utilizar um enchimento de algodão entre a borda e a carcaça do cone como maneira de reduzir as amplitudes dos picos.

O estudo da vibração do cone de alto-falantes, apresenta como uma das principais dificuldades ser uma estrutura leve e flexível, não permitindo assim o uso de transdutores de contato, como acelerômetros afetariam as vibrações. Desta forma, é indicado a realização de medições sem contato, como por exemplo a holografia e transdutor a laser.

Em 1981, Bank e Hathaway [31] publicam um trabalho, onde é descrito um dispositivo mostrador de vibrações, utilizando interferometria a laser. O alto-falante é excitado na frequência desejada e é feita uma varredura da superfície do cone, permitindo assim visualizar os modos de vibração do cone através de desenhos tridimensionais.

Em 1990, Struck [32] descreve a investigação experimental das vibrações do cone de alto-falantes através da realização de ensaio de análise modal experimental. Os problemas causados pelo carregamento de massa do uso de transdutores de contato é resolvido pela utilização de um transdutor de velocidade a laser. As medições das funções de resposta em frequência em diversos pontos na superfície do

cone são processadas com o auxílio de um microcomputador utilizando *software* específico para análise modal. Desta forma é possível identificar frequências naturais, amortecimento e modos de vibração, visualizados em mostrador gráfico.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM POR PARÂMETROS CONCENTRADOS

Neste capítulo é feita uma revisão da teoria da modelação de alto-falantes empregando parâmetros concentrados e circuitos elétricos equivalentes. São apresentadas inicialmente, as analogias dinâmicas direta e inversa, sendo então, discutido o procedimento de elaboração do circuito equivalente. Em seguida, é introduzido o modelo proposto por Thiele [13] e Small [14] e são obtidas expressões para resposta de pressão sonora e impedância elétrica de entrada para o alto-falante. Por fim, utilizando estas expressões são calculados predições da curva de resposta de pressão em frequência e impedância elétrica de entrada de um alto-falante comercial, que são comparados posteriormente com resultados de medições experimentais.

3.1 ANALOGIAS E ELABORAÇÃO DOS CIRCUITOS

A modelagem de alto-falantes por parâmetros concentrados é baseado no uso de analogias dinâmicas envolvendo os componentes elétricos, mecânicos e acústicos que compõem o sistema. Isto é possível observando que as equações diferenciais que descrevem os elementos de diferentes sistemas tem formato semelhante. Os dois tipos de analogias possíveis são, a analogia do tipo impedância, ou direta, e a analogia do tipo admitância, ou inversa [10,11,33].

A analogia do tipo impedância considera a tensão elétrica, equivalente à força mecânica e pressão acústica, enquanto que a analogia do tipo admitância considera a tensão elétrica, equivalente à velocidade mecânica e acústica. A partir destas analogias é possível chegar a circuitos elétricos equivalentes envolvendo componentes elétricos, mecânicos e acústicos, definidos nas diferentes analogias, como mostrado na Tabela 3.1 e também no capítulo 3 da referência [11]. Esta

possibilidade de elaboração de um circuito equivalente, envolvendo simultaneamente componentes de diferentes sistemas, permite simplificar significativamente a análise de dispositivos eletro-mecânico-acústico.

Tabela 3.1
Analogias Dinâmicas

Elemento Elétrico	Analogias Mecânicas		Analogias Acústicas	
	Impedância (Direta)	Admitância (Inversa)	Impedância (Direta)	Admitância (Inversa)
Tensão, e [V]	Força, f [N]	Velocidade u , [m/s]	Pressão, p [Pa]	Velocidade de Volume, U [m ³ /s]
Corrente, i [A]	Velocidade, u [m/s]	Força, f [N]	Velocidade de Volume, U [m ³ /s]	Pressão, p [Pa]
Capacitor, C [F]	Complância, C_m [m/N]	Massa, M_m [kg]	Massa Acústica, M_a [kg/m ⁴]	Complância Acústica, C_a [m ³ /Pa]
Indutor, L [H]	Massa, M_m [kg]	Complância, C_m [m/N]	Complância Acústica, C_a [m ³ /Pa]	Massa Acústica, M_a , [kg/m ⁴]
Resistor, R [Ω]	Resistência Mecânica, R_m [Ω_m]	$1/R_m$ [1/ Ω_m]	Resistência Acústica, R_a [N.s/m ⁵]	$1/R_a$ [m ⁵ /N.s]
Gerador de tensão [V]	Gerador de força [N]	Gerador de velocidade [m/s]	Fonte de pressão [Pa]	Fonte de velocidade [m ³ /s]
Gerador de corrente [A]	Gerador de velocidade [m/s]	Gerador de força [N]	Fonte de velocidade [m ³ /s]	Fonte de pressão [Pa]

Neste tipo de análise, os elementos acústicos do circuito, relacionados à impedância de radiação do alto-falante, são obtidas considerando seu funcionamento análogo ao de um pistão rígido, considerado geralmente montado em *baffle* infinito ou na extremidade de um tubo de comprimento infinito. A impedância de radiação do pistão tem valores conhecidos, sendo dada por uma parte resistiva, responsável pela dissipação de energia acústica e uma parte reativa correspondendo a um carregamento de massa.

O acoplamento entre as partes do circuito envolvendo elementos elétricos, mecânicos e acústicos, é feito utilizando elementos do tipo transformador (Figura 3.1),

que implementam as equações de conversão eletro-mecânicas e mecano-acústicas de acordo com o princípio físico de conversão de energia envolvido do transdutor.

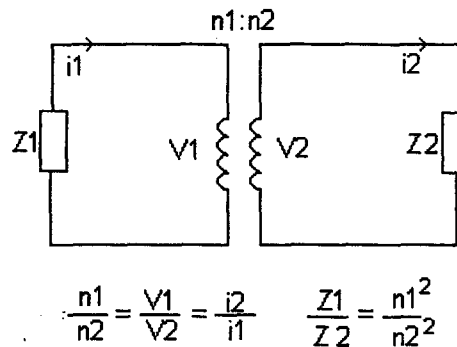


Figura 3.1 : Elemento de Circuito Tipo Transformador

No caso do alto-falante, a conversão eletromecânica ocorre pela interação entre o campo magnético permanente e o campo provocado pela passagem de corrente na bobina, sendo dado pelas expressões de conversão eletro-mecânica:

$$F = B.l.i \quad [3.1]$$

$$e = B.l.u \quad [3.2]$$

onde,

F é a força na bobina [N]

B é o fluxo magnético [Wb]

l é o comprimento do fio da bobina [m]

i é a corrente elétrica [A]

e é a tensão elétrica em circuito aberto induzida por uma velocidade u [V]

u é a velocidade [m/s]

A tensão e , representa a força contra-eletromotriz, gerada pelo movimento da bobina no campo magnético permanente do ímã, de acordo com a lei de Faraday. Como será mostrado abaixo, esta força modifica a impedância elétrica de entrada do

alto-falante, pelo acréscimo de uma impedância de admitância à impedância da bobina.

Para o caso da conversão mecano-acústica, que ocorre pela vibração do cone em contato com o ar, utilizam-se as seguintes equações :

$$F = S.p \quad [3.3]$$

$$u = U.(1/S) \quad [3.4]$$

onde:

F	é a força aplicada ao cone	[N]
S	é a área da superfície radiante	[m ²]
p	é a pressão sonora	[Pa]
U	é a velocidade de volume	[m ³ /s]
u	é a velocidade de superfície	[m/s]

Combinando as equações acima para se obter as impedâncias elétricas, mecânicas e acústicas, pode-se obter as seguintes relações de transformação entre as impedâncias dos componentes dos diferentes sistemas :

$$Z_e = \frac{e}{i} = \frac{u}{F} \cdot (B.l)^2 = \frac{1}{Z_m} \cdot (B.l)^2 \quad [3.5]$$

$$Z_m = \frac{F}{u} = \frac{p}{u} \cdot S^2 = Z_a \cdot S^2 \quad [3.6]$$

$$Z_a = \frac{1}{Z_e} \cdot \left(\frac{B.l}{S} \right)^2 \quad [3.7]$$

onde,

Z_e é a impedância dos elementos elétricos

Z_m é a impedância dos elementos mecânicos

Z_a é a impedância dos elementos acústicos

Neste ponto, já é possível realizar a elaboração de um circuito equivalente. Para isto, deve-se realizar inicialmente a identificação dos elementos envolvidos no modelo idealizado. Seguindo a análise apresentada por Beranek [11], os componentes elétricos do alto-falante são representados por uma resistência R_e e uma indutância L , devidos à bobina do alto-falante e na ausência de força contra-eletromotriz, ou seja, considerando-se valores de impedância para bobina bloqueada. Os componentes mecânicos são representados por uma massa equivalente total M_m do diafragma e bobina, totalizando as forças de reação inerciais quando multiplicadas pela aceleração, por uma compliância C_m , associada ao efeito total das suspensões e uma resistência R_m , representando as forças dissipativas opondo-se ao movimento (exceto as devido à radiação acústica). Por fim, a impedância de radiação dos dois lados do alto-falante é considerada pelo componente acústico Z_{ar} .

Agora, utilizando a analogia do tipo admitância, onde a velocidade é considerada equivalente à tensão elétrica e, observando que os componentes mecânicos e acústicos que compõe o alto-falante possuem a mesma velocidade é possível chegar ao circuito elétrico equivalente da Figura 3.2.

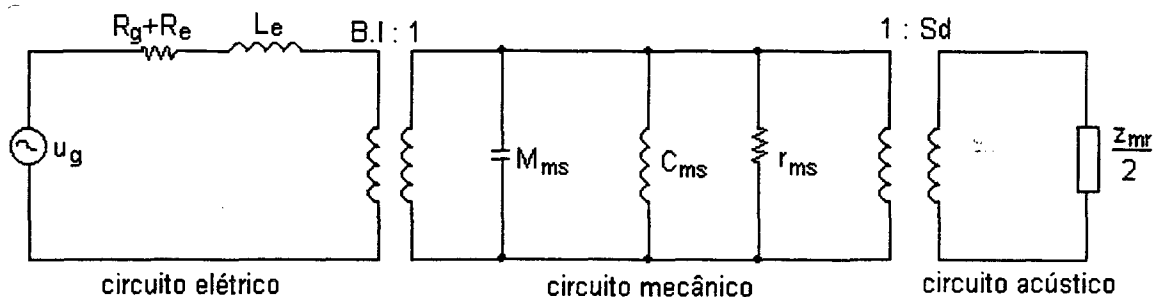


Figura 3.2 : Circuito Equivalente do Alto-falante em *Baffle* Infinito

Para realizar a análise do circuito equivalente é comum eliminar inicialmente os transformadores, refletindo os elementos para um mesmo lado do circuito. A partir do

circuito da figura acima, refletindo os componentes elétricos e acústicos para o circuito mecânico, chega-se ao circuito mecânico equivalente tipo admitância representado na Figura 3.3. Utilizando então do princípio da dualidade e das equações de conversão de impedâncias apresentadas acima, é possível chegar a circuitos equivalentes tipo impedância ou admitância mecânicos, elétricos ou acústicos, conforme mais apropriado para a análise a ser realizada.

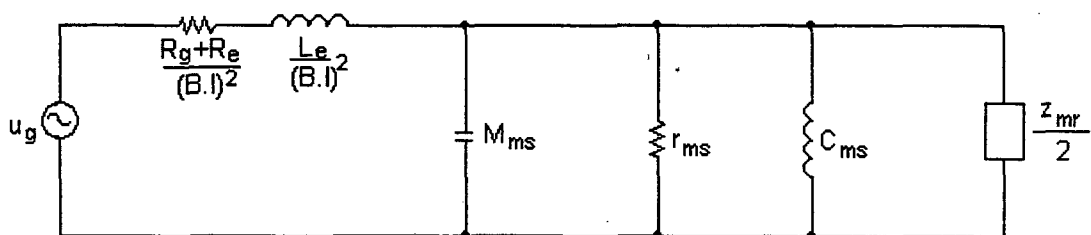


Figura 3.3 : Circuito Mecânico Equivalente Tipo Admitância

3.2 MODELO DE THIELE-SMALL

A partir do que foi apresentado e seguindo o procedimento proposto por Small [14], pode-se chegar a um circuito simplificado, que despreza a indutância da bobina e a impedância de radiação na análise do circuito, obtendo-se um circuito equivalente de 2ª ordem, semelhante ao circuito de um filtro elétrico passa altas. Esta abordagem permite então, sistematizar o projeto de alto-falantes utilizando ferramentas e resultados conhecidos da teoria de síntese de filtros.

Adotando as simplificações propostas, pode-se modificar o circuito da figura anterior para obter o circuito mecânico do tipo admitância apresentado na Figura 3.4. Este pode então ser transformado em um circuito equivalente do tipo elétrico utilizando as equações acima. Desta forma, chega-se ao circuito da Figura 3.5, onde

L_{ec} é a indutância elétrica devido à compliância mecânica do alto-falante ($=C_m \cdot B^2 \cdot l^2$)

C_{em} é a capacitância elétrica devido à massa móvel ($=M_m / B^2 \cdot l^2$)

R_{es} é a resistência elétrica devido às perdas na suspensão ($= B^2 \cdot l^2 / R_m$)

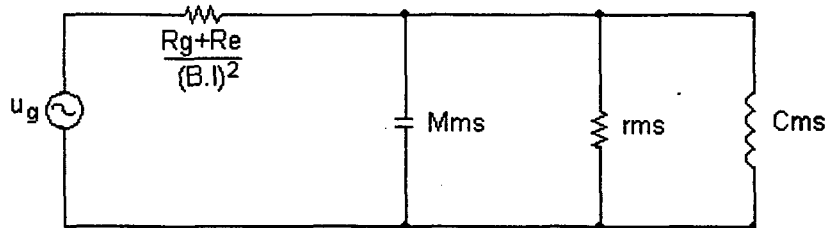


Figura 3.4 : Circuito Mecânico Equivalente Tipo Admitância Simplificado

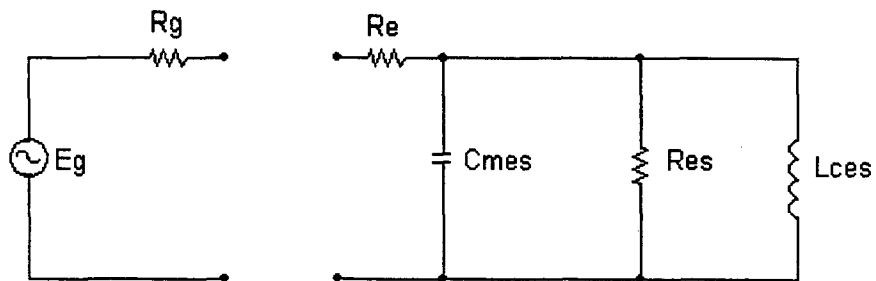


Figura 3.5 : Circuito Elétrico Equivalente Proposto por Small [14]

Pode-se agora, introduzir chamados parâmetros de Thiele e Small, que descrevem o alto-falante e são vantajosos em relação aos parâmetros eletromecânicos do alto-falante, para propósito de análise e projeto. Na figura 3.5 acima, observa-se que as reatâncias do alto-falante formam um circuito ressonante com frequência de ressonância $\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot f_s$, ou uma constante de tempo T_s igual a

$$T_s^2 = \frac{1}{\omega_s^2} = C_{em} \cdot L_{ec} \tag{3.8}$$

O fator Q do circuito considerando apenas as perdas mecânicas é dado por

$$Q_m = \omega_s \cdot C_{em} \cdot R_{es} \quad [3.9]$$

Da mesma forma, considerando somente a resistência elétrica, temos

$$Q_e = \omega_s \cdot C_{em} \cdot R_e = \omega_s \cdot R_e \cdot M_m / B^2 \cdot l^2 \quad [3.10]$$

O fator Q total para o alto-falante livre é dado por

$$Q_t = \frac{Q_e \cdot Q_m}{Q_e + Q_m} \quad [3.11]$$

Por fim define-se o parâmetro V_a , igual ao volume de ar tendo a mesma compliância acústica da suspensão do alto-falante. Então, como encontrado em [11]:

$$V_a = \rho \cdot c^2 \cdot C_a \quad [3.12]$$

onde,

C_a é a compliância acústica da suspensão do alto-falante ($= C_m \cdot S^2$)

A partir da análise do circuito proposto e utilizando esta nomenclatura, pode-se obter expressões para a função de transferência do sistema, impedância elétrica, rendimento e potência sonora como encontrado em [14].

Os parâmetros que caracterizam o alto-falante e que compõe o circuito equivalente, podem ser obtidos através de medições elétricas e mecânicas como descrito por Beranek [11], ou através somente através de medições de impedância elétrica de entrada do alto-falante, caso se utilize o método proposto por Thiele e Small [13,14].

3.3 ANÁLISE DE UM ALTO-FALANTE COMERCIAL :

Nesta seção é apresentado o modelo a análise de um alto-falante comercial, quanto à sua resposta de pressão em frequência e impedância elétrica de entrada. Os parâmetros do alto-falante foram fornecidos pelo fabricante, sendo então utilizados em expressões derivadas a partir da análise dos circuitos apresentados acima. Os resultados obtidos são posteriormente comparados com resultados de ensaios experimentais.

Os parâmetros de Thiele-Small do alto-falante estudado, fornecidos pelo fabricante, são :

$$f_s = 39,4 \quad [\text{Hz}]$$

$$R_e = 3,4 \quad [\Omega]$$

$$Q_m = 6,51$$

$$Q_e = 0,69$$

$$V_a = 108,6 \quad [l]$$

Medindo-se o raio da área projetada pelo alto-falante pode-se obter o valor de S como sendo,

$$S = \pi \cdot a^2 = 0,052 \quad [\text{m}^2]$$

A partir dos parâmetros acima, pode-se obter os valores dos componentes do circuito mecânico equivalente, como mostrado a seguir :

$$C_a = \frac{V_a}{\rho \cdot c^2} = 7,82 \cdot 10^{-7} \quad [\text{m}^3 / \text{Pa}]$$

$$C_m = \frac{C_a}{S^2} = 2,86 \cdot 10^{-4} \quad [\text{m/N}]$$

$$R_m = \frac{S^2}{Q_m \cdot C_a \cdot \omega_s} = 2,16 \quad [\Omega_m]$$

$$M_m = \frac{S^2}{C_a \cdot \omega s^2} = 0,057 \text{ [kg]}$$

E utilizando a equação 3.10, tem-se que o fator B.l deve ser :

$$B.l = 8,3 \quad [\text{Wb/m}]$$

Pode-se agora calcular a pressão sonora radiada, que pode ser obtida a partir da velocidade da bobina e da equação utilizada para a resposta de pressão em campo distante de um pistão rígido em baffle infinito. A partir do circuito mecânico equivalente do alto-falante, é possível mostrar que a velocidade da bobina em metros por segundo para médias e baixas frequências é dada por [11] :

$$u = \frac{E_g \cdot B.l}{(R_g + R_e) \cdot (R_{mt} + j \cdot X_{mt})} \quad [\text{m/s}] \quad [3.12]$$

onde,

$$R_{mt} = \frac{(B.l)^2}{R_g + R_e} + R_m + 2 \cdot \Re_{mr} \quad [3.13]$$

$$X_{mt} = \omega \cdot M_{mt} = \omega \cdot M_m + 2 \cdot X_{mr} - \frac{1}{\omega \cdot C_m}$$

e,

E_g é a tensão gerada pelo amplificador [V]

R_g resistência do amplificador [Ω]

R_e resistência elétrica da bobina [Ω]

B é a densidade de fluxo magnético no entreferro em regime permanente [Wb]

l é o comprimento do enrolamento da bobina [m]

R_m resistência mecânica da suspensão [m/N.s]

M_m igual a massa do diafragma e bobina [Kg]

C_m é a compliância mecânica total da suspensão [m/N]

$$\omega = 2.\pi.f$$

$Z_{mr} = \Re_{mr} + j.X_{mr}$ - impedância de irradiação mecânica [N.s/m] de um lado de um pistão de raio a montado em baffle infinito dada por:

$$Z_{mr} = \pi.a^2\rho.c.\left(1 - \frac{J_1(2ka)}{ka}\right) + j\frac{\pi.\rho.c}{2k^2}K_1(2ka) \quad [3.14]$$

onde,

a é raio da área projetada do cone [m]

k igual ao número de onda [rad./m]

ρ densidade do ar [kg/m³]

c velocidade do som no ar [m/s]

J_1, K_1 funções de Bessel

A pressão sonora em campo distante para um alto-falante montado em *baffle* infinito é dada pela teoria de fontes simples [11] como sendo:

$$p(r) = \frac{\rho.f.|U|}{r} \quad [3.15]$$

onde,

U é a velocidade de volume igual a $u.\pi.a^2$ [m³/s]

f é a frequência [Hz]

ρ é a densidade do ar [kg/m³]

r é a distância da fonte [m]

A pressão sonora calculada desta maneira, para um metro de distância do alto-falante é apresentada na Figura 3.6.

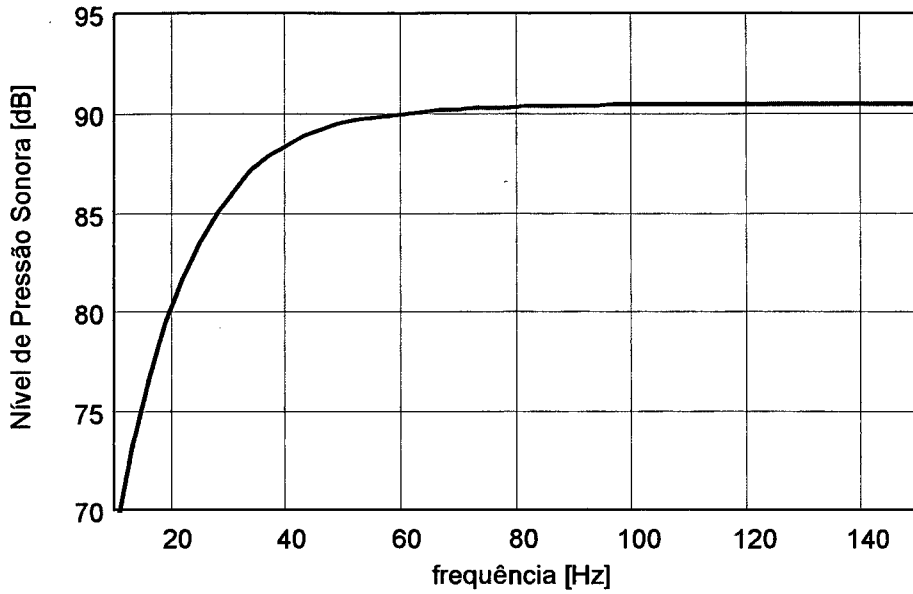


Figura 3.6 : Curva de NPS Axial para Alto-falante em *Baffle* Infinito (equação 3.15)

A impedância elétrica de entrada é dada pela seguinte expressão, obtida a partir da análise do circuito da Figura 3.5 :

$$Z_{vc}(s) = R_e + \frac{s \cdot T_s / Q_m}{s^2 T_s^2 + s \cdot T_s / Q_m + 1} \quad [3.16]$$

A curva de impedância obtida desta maneira está mostrada na Figura 3.7.

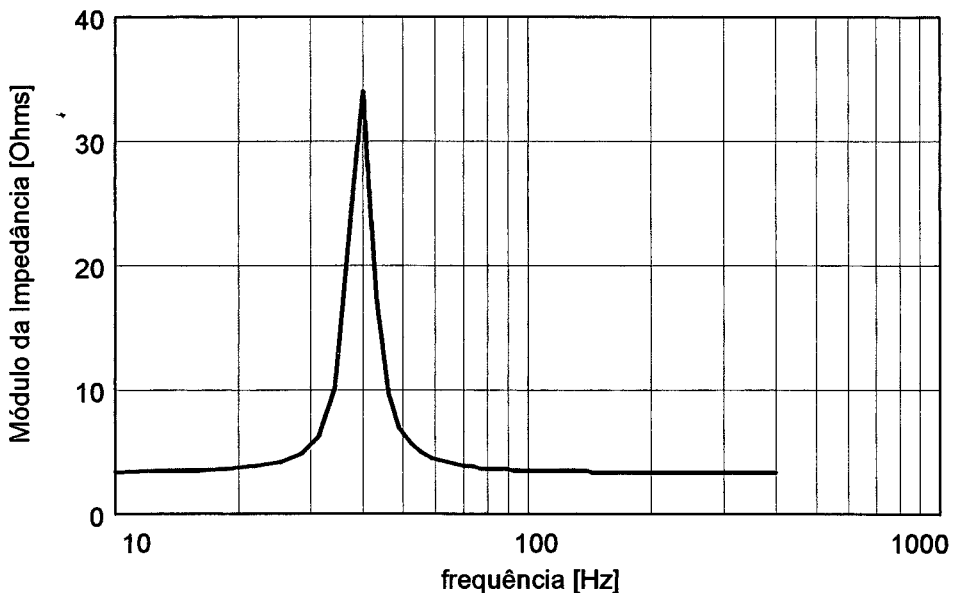


Figura 3.7 : Curva do Módulo da Impedância Elétrica (equação 3.16)

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PRELIMINARES

Na primeira seção deste capítulo, é feita uma breve introdução sobre os programas comerciais implementando os métodos numéricos utilizados neste trabalho, buscando apresentar a sua funcionalidade básica. Em seguida, são apresentados procedimentos e resultados de simulações preliminares, envolvendo a solução de problemas simples com solução conhecida, a fim de adquirir confiança na operação dos programas. Desta forma, são apresentados resultados de análise modal de cones de alto-falantes com parâmetros publicados em trabalhos anteriores utilizando o ANSYS. Posteriormente, é calculada a resposta de pressão sonora de um pistão rígido em *baffle* infinito utilizando o SYSNOISE.

4.1 DESCRIÇÃO DOS SOFTWARES UTILIZADOS

O ANSYS é um software para análise por elementos finitos de uso geral, permitindo análise de problemas em diversos campos da engenharia, como por exemplo problemas da área estrutural, térmica, elétrica, eletromagnética e fluídos. Na área de análise estrutural é possível realizar análise estática, análise modal, análise da resposta harmônica e outros. O ANSYS é dividido em pré-processador, *solver* e pós-processador. O pré-processador possui amplos recursos para construção do modelo da estrutura a ser analisada, permitindo a modelagem de geometrias complexas e geração automática da malha de elementos. Depois da construção do modelo, entra-se na fase de solução, onde é escolhido o tipo de análise a ser realizada, além da aplicação de condições de contorno. Após a obtenção da solução, o *software* permite a visualização e pós-processamento dos resultados, com geração de curvas, mapas (cores e contorno) de resposta e animação gráfica.

O SYSNOISE (*System for Numerical Noise Analysis*) da LMS-NIT (Bélgica) é um pacote de software comercial de análise vibro-acústica baseada na implementação do método de elementos finitos e do método de elementos de contorno, utilizado principalmente para problemas de predição de campos sonoros em volumes fechados, campo sonoro radiado e problemas envolvendo interação entre fluido e estrutura. Desta forma, o SYSNOISE implementa rotinas de FEM acústico e estrutural e o BEM é implementado em duas formulações matemáticas diferentes, os chamados método direto e indireto, possibilitando grande flexibilidade para resolução de diversos problemas.

Na sua versão atual, o SYSNOISE não possui gerador de malha, tendo obrigatoriamente a geometria da estrutura e meio acústico gerado externamente, possuindo para isso, interface com pré-processadores de diversos programas de elementos finitos. Após a importação da malha de elementos, devem ser definidos as características dos materiais e aplicadas as diferentes condições de contorno acústicas (pressão, velocidade, impedância) e mecânicas (força, deslocamentos) necessárias à análise. Define-se então, o procedimento de análise e obtém-se a solução inicialmente na malha de elementos e em seguida, em qualquer ponto do domínio pela definição de "pontos de campo" (*field-points*). Os resultados podem ser visualizados no pós-processador do SYSNOISE na forma de curvas de resposta em frequência para determinado ponto ou em mapas de cores para diversos pontos e uma mesma frequência.

4.2 ANÁLISE MODAL DE CONES DE ALTO-FALANTES

A primeira simulação preliminar realizada para verificar a operação do *software* de elementos finitos (ANSYS), baseou-se no modelo de elementos finitos de um cone de alto-falante apresentado previamente por Kagawa et al [21]. Nesta Seção é realizada uma análise modal do cone proposto por Kagawa utilizando o ANSYS e feita uma comparação das frequências naturais obtidas com os valores apresentados em

[21]. O cone utilizado nas simulações está representado na Figura 4.1. O modelo simulado no ANSYS utilizou 5 elementos tipo casca axissimétricos (SHELL51) e teve como condições de contorno, a extremidade interna do cone totalmente fixa e extremidade externa totalmente livre.

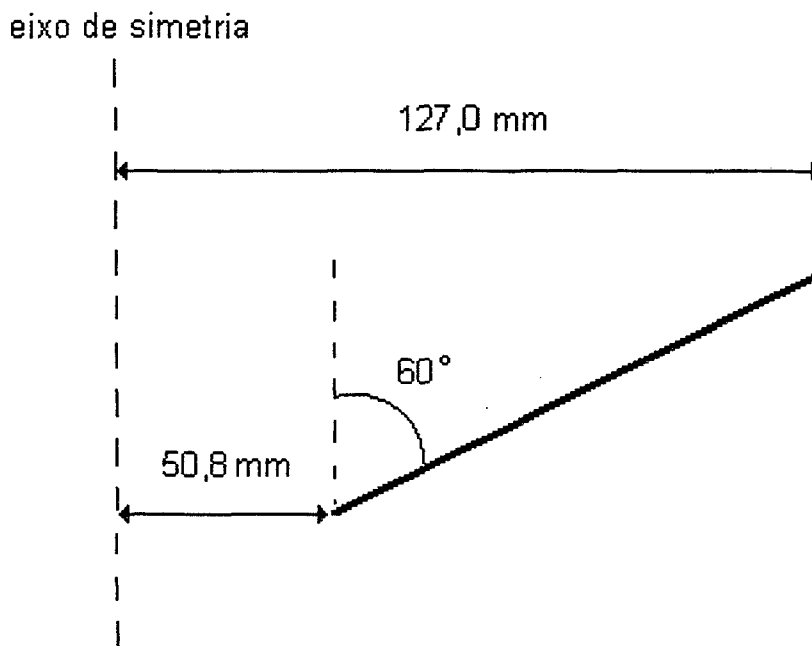


Figura 4.1 : Cone Utilizado na Análise de Caso Preliminar de Kagawa [12]

As predições das 3 primeiras frequências naturais do cone obtidas no ANSYS, juntamente com os resultados apresentados em [12] estão mostrados na Tabela 4.1 abaixo, onde se observa boa concordância entre os resultados.

TABELA 4.1

Comparação entre frequências naturais obtidas por diferentes métodos

Número do Modo	Expansão em Série	Diferenças Finitas	FEM [12] (30 elementos)	ANSYS (5 elementos)
1	1072 Hz	1073 Hz	1073 Hz	1071.6 Hz
2	1315 Hz	1317 Hz	1315 Hz	1314.1 Hz
3	1611 Hz	1611 Hz	1611 HZ	1609.9 HZ

Raio interno: 0.0508 m Raio externo: 0.127 m Espessura: 0.635 mm Densidade: 320 kg/m³

Coefficiente de Poisson :0.25 Módulo de Young: 1.0342E9 N/m Ângulo de abertura 120°

Realizou-se também análise modal no ANSYS, baseando-se em outro estudo de cones de alto-falantes utilizando o método de elementos finitos, realizado por Shindo et al. [23], em trabalho no qual as frequências naturais foram calculadas para cones com condições de contorno livre-livre, cone com bobina móvel fixada e cone com bobina e borda.

O modelo do alto-falante estudado por Shindo está reproduzido na Figura 4.2 e as propriedades dos materiais estão na Tabela 4.2. Este modelo foi implementado no ANSYS para realização de análise modal utilizando elementos SHELL51, com 15 elementos representando o cone e 45 elementos para a borda externa, por se esperar para a mesma um movimento mais complexo que o do cone, devido à sua maior flexibilidade. A bobina foi representada por 3 elementos devido a sua grande rigidez, e o anel de suspensão interno foi modelado restringindo o movimento da borda interna do cone à direção axial.

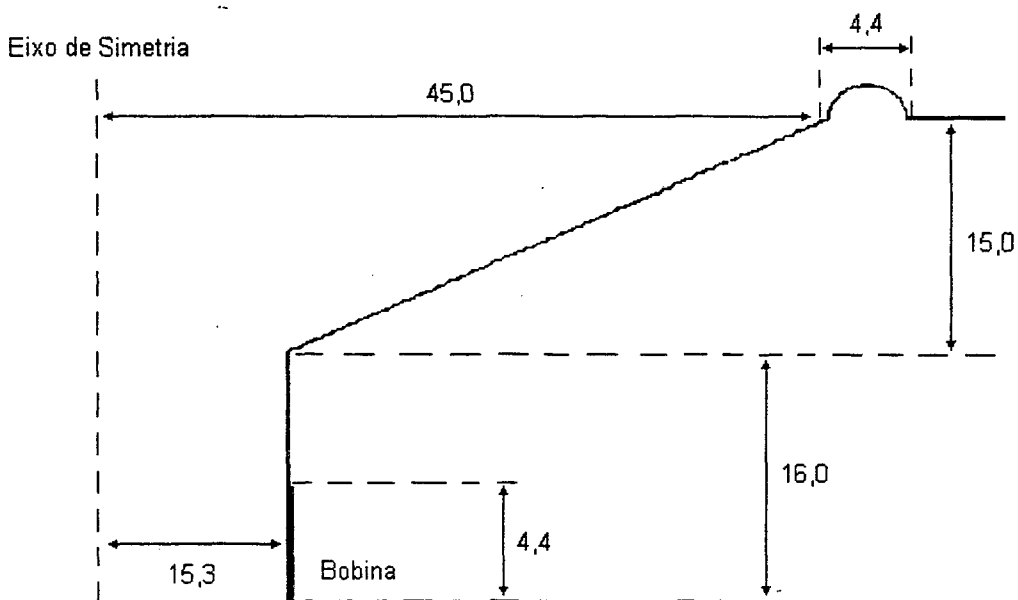


figura 4.2 : Dimensões do Alto-falante Utilizado na Análise Preliminar de Shindo [14]
(dimensões em mm)

TABELA 4.2
Propriedades dos Componentes do Alto-falante de Shindo

Componente	Material	Densidade ρ (Kg/m ³)	Módulo de Young E (Pa)	Espessura (mm)
Bobina	Cobre	3180	1.1E11	0.36
Cilindro A	Papel	890	7.88E9	0.21
Cilindro B	Papel	860	7.50E9	0.13
Cone	Papel	570	1.16E9	0.30
Borda	Tecido	600	1.32E8	0.19

Foram calculadas as freqüências naturais e modos de vibração para os diferentes modelos, sendo que os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 4.3 juntamente com os valores publicados em [23]. Pode-se observar de modo geral, boa concordância entre os resultados, com desvios maiores (da ordem de 10%) ocorrendo para o modelo do cone fixado à bobina e borda. Estes desvios podem ser causados por problemas de discretização insuficiente da borda, que devido à sua maior flexibilidade, apresenta vibrações em modos de ordem superior ao do cone.

TABELA 4.3
Comparação entre freqüências de ressonância

Número do Modo	Cone Livre-Livre		Cone com Bobina		Cone com Bobina e Borda	
	ANSYS	(Shindo)	ANSYS	(Shindo)	ANSYS	(Shindo)
1	2551.9	(2544)	2396.8	(2383)	2267.5	(2010)
2	3249.1	(3237)	2899.2	(2799)	2993.0	(2696)
3	4041.9	(4050)	3603.6	(3451)	3638.1	(3370)
4	4958.7	(4873)	4385.5	(4273)	4309.1	(4220)

Alguns modos de vibração obtidos para os modelos simulados estão nas Figuras 4.3 a 4.5. Na Figura 4.3 (a;b;c;d) estão apresentados os modos do cone livre-livre. Na Figura 4.4 (a;b;c;d) estão apresentados os modos do cone e bobina e na

Figura 4.5 (a;b;c;d) estão apresentados os modos de vibração para o cone-bobina-borda. Os resultados obtidos mostram que o acréscimo da bobina fixada ao cone, provoca uma diminuição dos valores das freqüências naturais e modificação dos deslocamentos principalmente para as maiores freqüências. Já o acréscimo da borda de suspensão externa tem o efeito de modificar as vibrações do cone principalmente na sua extremidade.

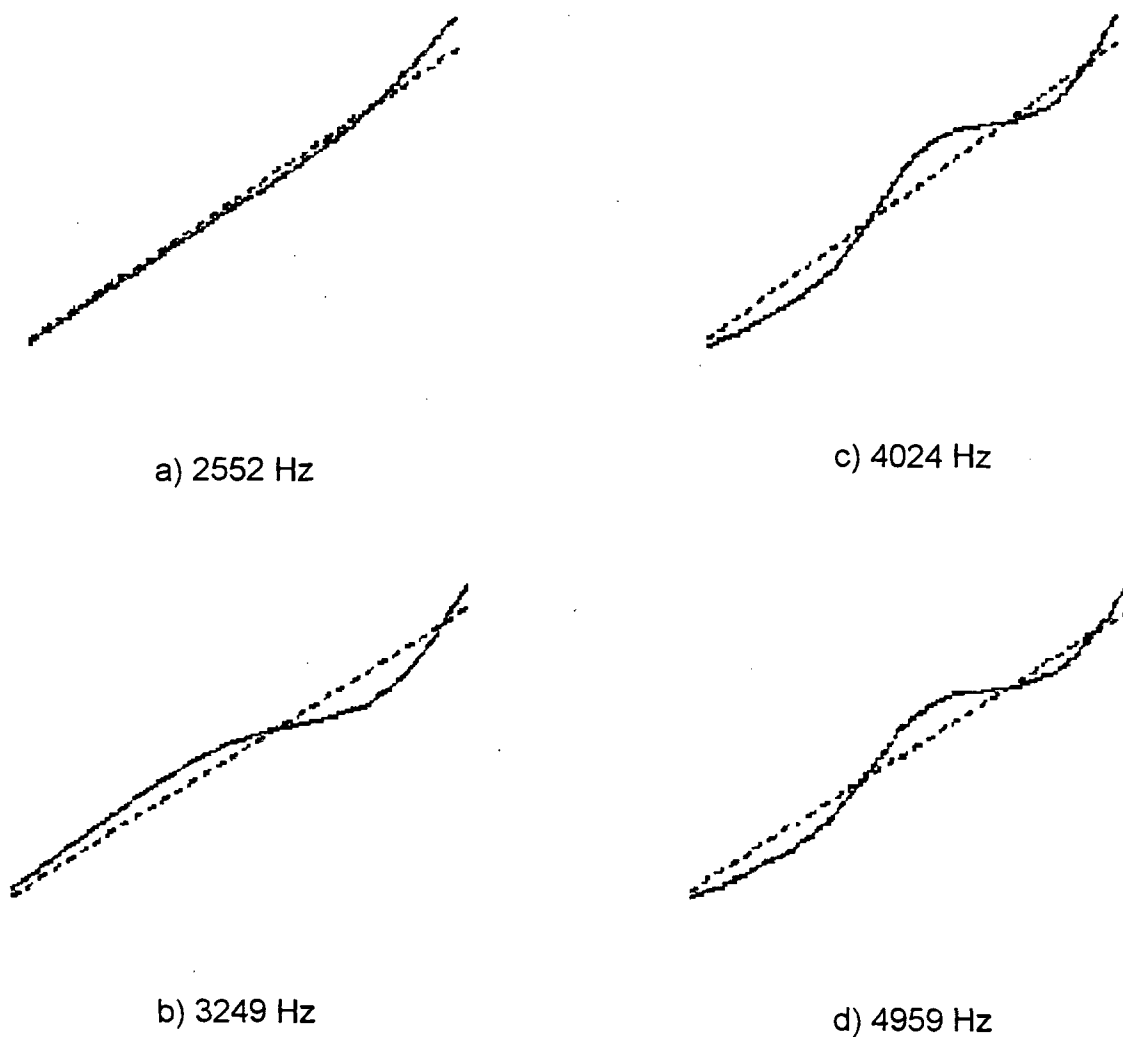


Figura 4.3 : Modos de Vibração Calculados para Cone de Alto-falante
Proposto por Shindo [23]

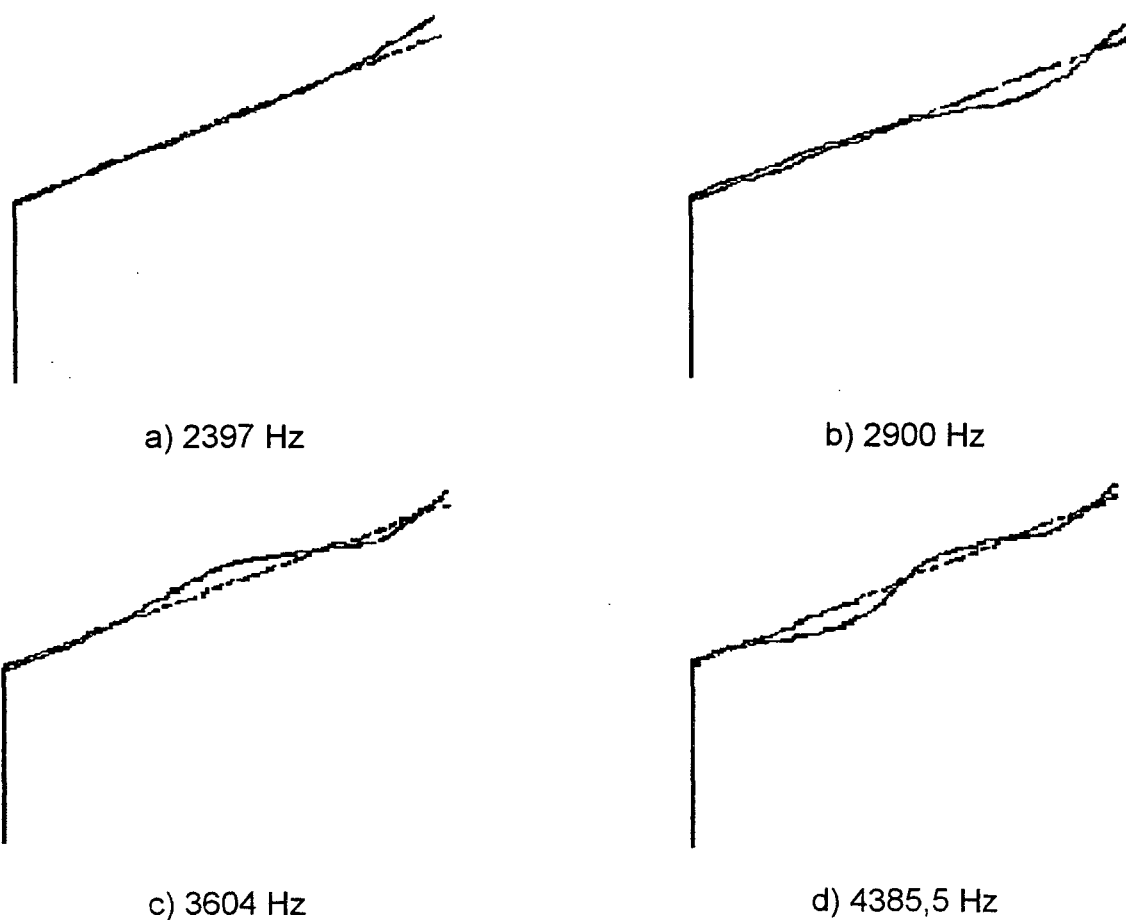


Figura 4.4 : Modos de Vibração Calculados Para Cone e Bobina Alto-falante Proposto por Shindo [23]

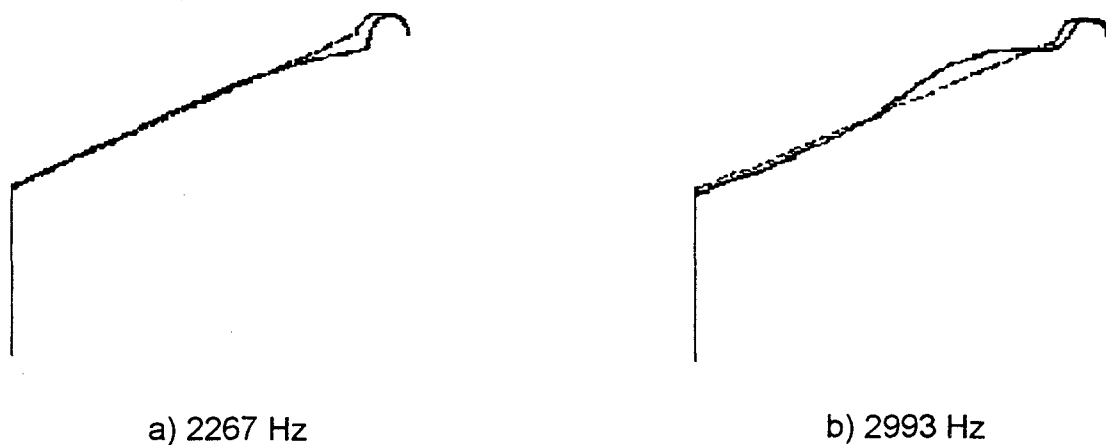


figura 4.5 : Modos de Vibração Calculados Para Cone, Bobina e Borda, Alto-falante Proposto por Shindo [23]



figura 4.5 : Modos de Vibração Calculados Para Cone, Bobina e Borda, Alto-falante Proposto por Shindo [23] (continuação)

4.3. PISTÃO RÍGIDO EM *BAFFLE* INFINITO

Como simulação preliminar utilizando o SYSNOISE, foram realizadas previsões numéricas da pressão sonora de um pistão rígido montado em *baffle* infinito, que tem solução conhecida em forma fechada, possibilitando a validação dos resultados obtidos numericamente. As simulações foram realizadas através do BEM direto utilizando as seguintes formulações :

1. BEM Direto *Baffled* : utiliza a fórmula da primeira integral de Rayleigh
2. BEM Direto Assintótico : utiliza a relação entre pressão e velocidade normal válida para ondas planas
3. BEM Direto não Assintótico : formulação normal.

As malhas utilizadas foram geradas previamente no ANSYS e estão apresentadas na Figura 4.6 e 4.7. A opção *baffled* utiliza uma malha circular para o pistão no plano x-y, enquanto as outras opções permitem o uso de uma malha axissimétrica. O tamanho dos elementos utilizados nas simulações foi escolhido de

modo a se obter no mínimo 6 (seis) elementos por comprimento de onda acústico em toda a faixa de interesse.

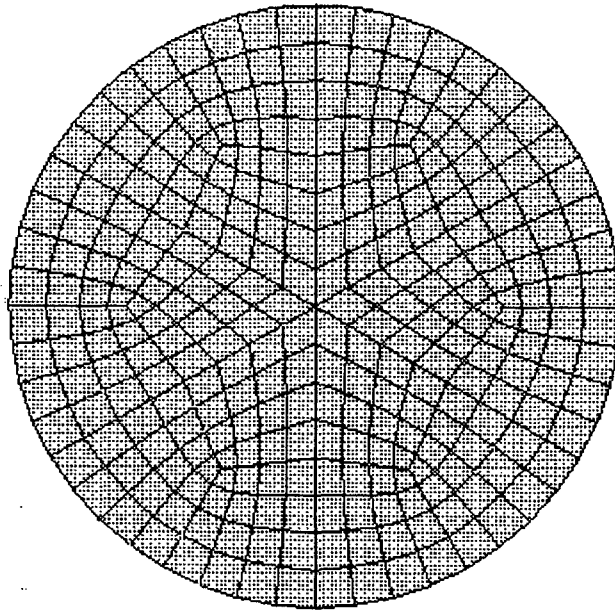


Figura 4.6: Malha Utilizada Para Simulação do Pistão no SYSNOISE, Opção *Baffled*

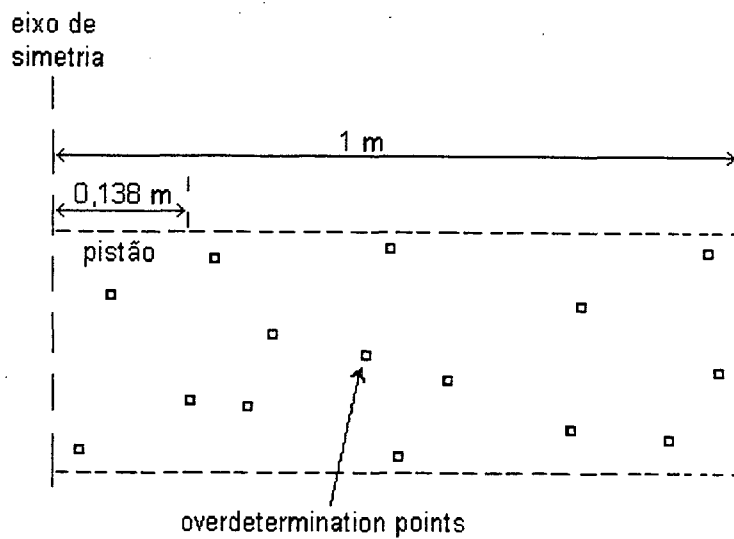


Figura 4.7: Malha Axissimétrica Utilizada Para Simulação do Pistão no SYSNOISE Método Direto

Para a realização da simulação do pistão pelo BEM direto não assintótico foi feita a duplicação dos nós nos pontos de descontinuidade geométrica a fim de eliminar a indeterminação na velocidade normal. Além disso, foram gerados pontos de sobre-determinação no interior da malha a fim de eliminar o problema de não unicidade da solução nas frequências correspondentes aos autovalores do problema interior associado. Foram calculados o nível de pressão sonora axial a 1 metro de distância do pistão na faixa de frequências de 0 Hz a 5 kHz, para um pistão de raio igual a 13,8 cm e com velocidade constante igual a 1m/s.

As curvas teóricas foram obtidas utilizando as expressões encontradas em Kinsler [34], utilizando a seguinte expressão para obtenção da pressão sonora axial em campo distante :

$$p(r) = \frac{1}{2} \rho \cdot c \cdot \frac{a}{r} \cdot k \cdot a \cdot u \quad [4.1]$$

onde:

- a é o raio do pistão [m]
- u é a amplitude da velocidade harmônica [m/s]
- k é número de onda acústico [rad./m]
- $\rho \cdot c$ é a impedância característica do meio acústico

Os resultados de pressão sonora para o pistão irradiando em baffle infinito calculados pela expressão teórica acima e pelo SYSNOISE estão apresentados nas Figuras 4.8 a 4.10.

Pode-se observar boa concordância para os resultados de curva de pressão sonora para todas as formulações utilizadas. Observa-se os maiores desvios para as simulações utilizando BEM direto não assintótico, evidenciando o problema causado pela não unicidade da solução para os autovalores do problema interno associado. Para este caso, foram realizadas simulações com diferentes números de pontos e

diferentes graus de refino da malha de elementos procurando estudar os efeitos nos resultados das simulações.

Como mostrado por Seybert et al. [9], para que os pontos de sobre-determinação tenham o efeito desejado, é necessário que pelo menos um ponto esteja localizado fora da região nodal do modo de vibração correspondente ao autovalor do problema interno. Como o número de nós cresce com a frequência, deve-se então aumentar o número de pontos de sobre-determinação com o aumento da frequência. Além disso, para pontos de sobre-determinação próximos a regiões nodais, uma solução melhor é alcançada com o aumento da discretização da malha. Por fim, caso se resolva o problema interno, o problema da não unicidade pode ser também controlado pela escolha das frequências para as quais são procuradas soluções, de modo a evitar as frequências correspondentes aos autovalores do problema interno.

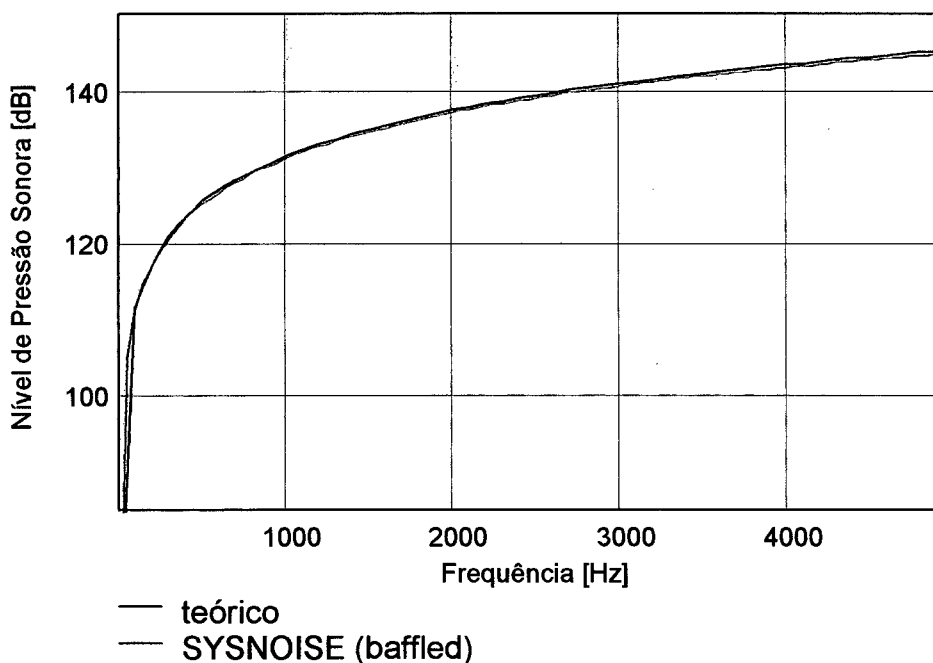


Figura 4.8 : Comparação do Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito
Expressão $(4.1) \times \text{SYSNOISE (baffled)}$

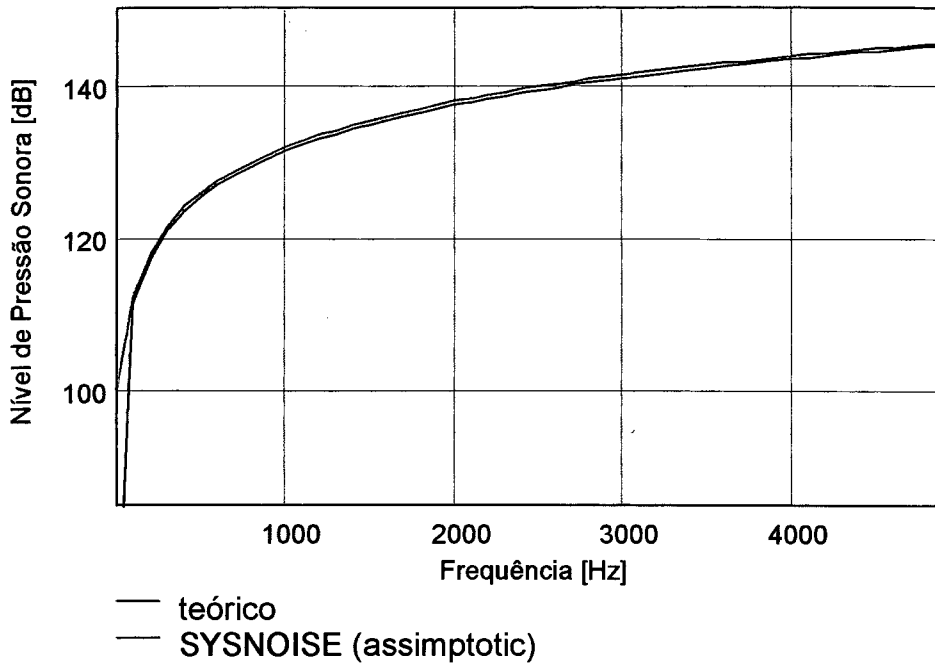


Figura 4.9 : Comparação do Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito
 Expressão (4.1) x SYSNOISE (*assimptotic*)

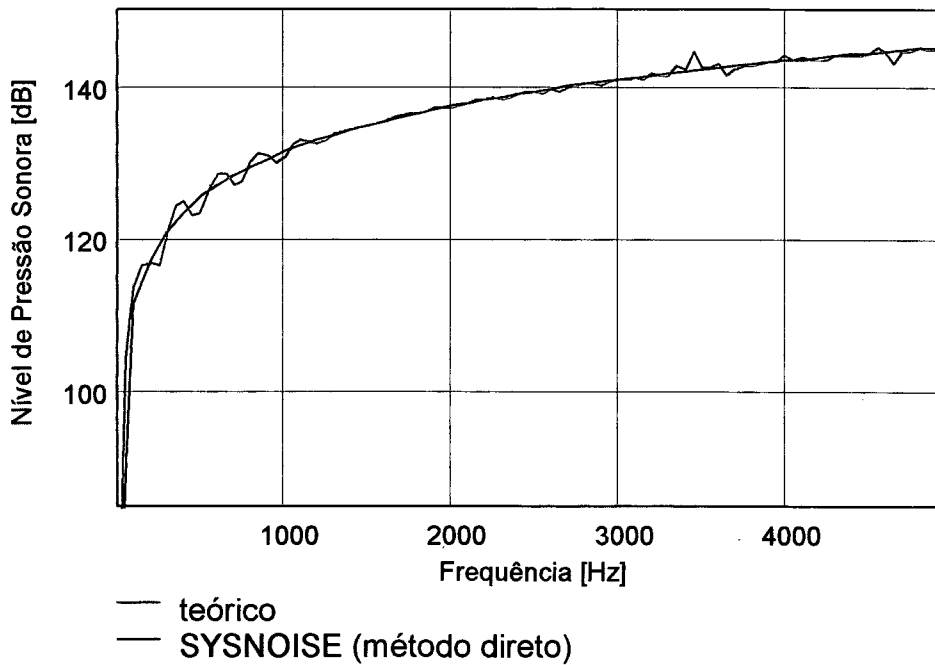


Figura 4.10 : Comparação do Nível de Pressão Sonora do Pistão em *Baffle* Infinito
 Expressão (4.1) x SYSNOISE Direto

CAPÍTULO 5

PREDIÇÕES DE MODELOS DE UM ALTO-FALANTE COMERCIAL

Neste capítulo, são descritos os procedimentos para simulação do comportamento vibracional e acústico de um alto-falante comercial de 12 polegadas através do método de elementos finitos e método de elementos de contorno. Foram realizadas simulações de análise modal, análise da resposta harmônica e predições da curva de resposta de pressão em frequência, considerando uma tensão elétrica de entrada constante, sendo realizados posteriormente, no Capítulo 7, comparações com resultados de ensaios experimentais.

As principais simulações realizadas neste trabalho utilizaram um modelo axissimétrico da estrutura, possibilitando grande redução de tempos de processamento. Sabe-se porém, que este é um modelo simplificado, no sentido de excluir os modos de vibração não axissimétricos da estrutura, que apesar de não serem excitados numa estrutura idealmente axissimétrica, podem ser excitados na estrutura real. A utilização de um modelo axissimétrico para o cálculo da radiação sonora resultou também na escolha do BEM direto para o cálculo da pressão sonora, já que o BEM indireto (na versão 5.2 do SYSNOISE) não aceita a hipótese de axissimetria. Assim, o modelo em três dimensões do cone é considerado apenas para realização de análise modal e posterior comparação com resultados de análise modal experimental.

O procedimento de predição da radiação acústica do alto-falante, envolve de modo geral, a determinação da velocidade da superfície do cone, para uma certa força aplicada na bobina. Em seguida, é feito o cálculo da pressão sonora, resolvendo a equação de onda acústica, com as velocidades obtidas anteriormente, empregadas como condições de contorno. Pode-se realizar simulações considerando modelos com ou sem interação fluido-estrutura, sendo que para o problema desacoplado, os

deslocamentos da superfície vibrante podem ser obtidos no vácuo pelo FEM e introduzidas posteriormente, como condições de contorno no *software* de BEM. Caso se modele o problema acústico estrutural como sendo acoplado, as equações descrevendo o comportamento da estrutura e do fluido devem ser resolvidas simultaneamente, o que é possível de ser realizado de modo eficiente no SYSNOISE, utilizando acoplamento FEM-BEM. Vale observar, que o procedimento de cálculo da resposta de pressão sonora acoplada no SYSNOISE, utilizando o método direto, implica na utilização de uma malha que resulte num volume fechado. Deve-se escolher então, a solução do problema interno ou externo (radiação), sendo que neste caso o acoplamento se dará apenas com o fluido do lado exterior da malha, e o fluido no interior do volume não é considerado.

Neste trabalho, os cálculos da resposta do alto-falante utilizaram um modelo desacoplado, realizando os cálculos estruturais envolvendo elementos finitos no ANSYS e cálculo da resposta acústica por elementos de contorno no SYSNOISE, considerando assim, que a influência do meio acústico nas vibrações do cone é desprezível. Esta hipótese é verificada através da realização de análise modal do alto-falante com e sem acoplamento no SYSNOISE, observando-se que a influência do fluido nas vibrações da estrutura não chega a ser muito significativa. Desta forma, consegue-se maior flexibilidade no modelo por elementos finitos, realizando os cálculos de vibração por FEM no ANSYS, que é um programa com maiores recursos. Um esquema resumindo o procedimento seguido é apresentado na Figura 5.1 .

As seções seguintes descrevem inicialmente, o modelo axissimétrico do alto-falante implementado no ANSYS, para o qual é realizada uma análise modal considerando um modelo do cone-bobina e cone-bobina-borda, seguida de uma análise da resposta harmônica por superposição modal. A análise da resposta harmônica é feita inicialmente considerando uma força aplicada na bobina de amplitude constante igual a 1 N, em toda a faixa de frequências, o que não acontece na realidade. Desta forma, é feito posteriormente o cálculo da resposta forçada, adotando valores de força variando com a frequência, obtidos através de modelo da

impedância do alto-falante. São então, realizadas as simulações da radiação sonora do modelo axissimétrico, através do BEM direto no SYSNOISE, utilizando os valores de deslocamento obtidos anteriormente na predição da resposta forçada para geração das condições de contorno de velocidade. Por fim, são apresentados os resultados de análise modal do modelo axissimétrico do alto-falante com e sem acoplamento fluido-estrutura feitos no SYSNOISE e finalmente os procedimentos para realização da análise modal do modelo tridimensional no ANSYS.

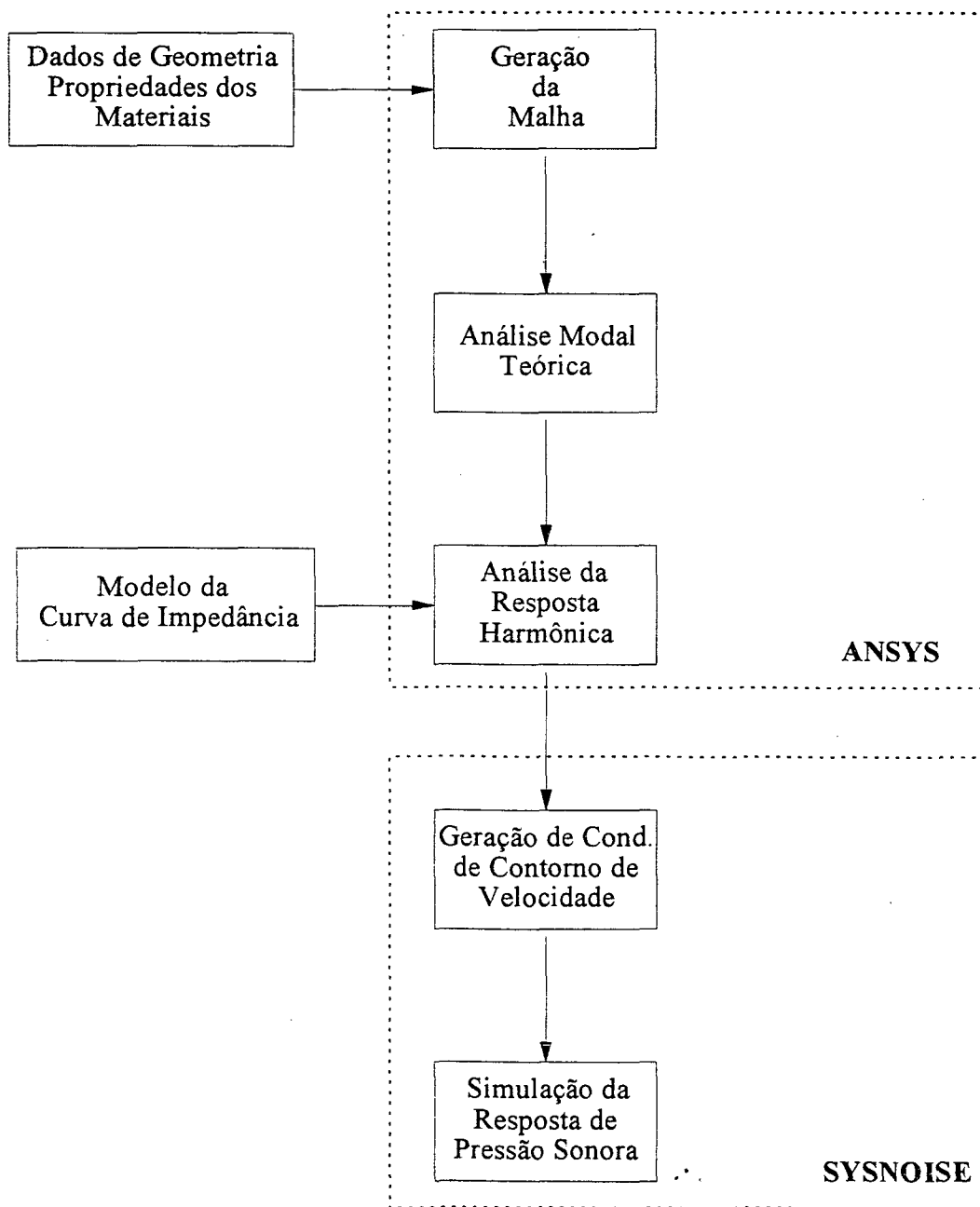


Figura 5.1 : Esquema do Procedimento Adotado nas Simulações Numéricas do Alto Falante

5.1 ANÁLISE MODAL DO CONE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

5.1.1 Introdução

O procedimento de análise modal é utilizado para determinar as frequências naturais e os modos de vibração de sistemas dinâmicos, que podem ser acústicos e/ou estruturais, sendo limitado à análise de sistemas lineares. Na análise modal típica de estruturas não amortecidas resolve-se a seguinte equação:

$$[K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 \cdot [M] \{\phi_i\}$$

onde,

- [K] é a matriz de rigidez
- [M] é a matriz de massa
- ω_i é a frequência natural do modo i
- ϕ_i é o autovetor do modo i

O ANSYS 5.1 possui 4 métodos de extração dos parâmetros modais: método reduzido, método do subespaço, método assimétrico e método com amortecimento. Os dois últimos métodos são indicados para aplicações especiais, sendo a formulação assimétrica indicada para problemas com matrizes assimétricas, como em problemas com acoplamento fluido-estrutura e o método com amortecimento para quando o amortecimento não pode ser desprezado nos cálculos das frequências naturais. Já o método reduzido, trabalha com matrizes reduzidas e requer definição de graus de liberdade mestres.

Na análise modal realizada foi utilizado o método do subespaço, que utiliza a técnica de iteração de subespaço descrito em [35], possibilitando grande precisão de resultados, por utilizar as matrizes completas de rigidez e massa, apesar de ter maior custo computacional que o método reduzido. O procedimento para realização da

análise modal envolveu basicamente os seguintes passos, como encontrado descrito no Capítulo 3 do manual de procedimentos do ANSYS [36]:

1. Construção do modelo da estrutura, com a escolha dos tipos de elementos finitos a serem usados, definição de suas constantes reais, propriedades lineares dos materiais e geometria do modelo;
2. Aplicação de condições de contorno que, para a análise modal, restringe-se às atribuições de deslocamento zero em alguns nós da malha;
3. Obtenção da solução, que envolve a escolha do método de extração dos parâmetros modais, definição do número de modos a ser extraído, o método de normalização dos modos obtidos (normalização à matriz de massa ou à unidade), além de optar entre matriz de massa consistente ou concentrada (*lumped mass matrix*);
4. Revisão dos resultados primários em forma de listas dos valores de deslocamento nodais, configurações deformadas da estrutura (incluindo animação gráfica) ou mapas de cores. Caso seja de interesse, pode-se expandir os resultados primários para obter resultados de distribuição de tensões e forças nos modos.

A etapa de obtenção da solução é a fase da análise em que o computador resolve as equações simultâneas geradas pelo método de elementos finitos, sendo que o ANSYS oferece três métodos de solução (cap. 10, manual de procedimentos [36]): *frontal solver*, *Jacobian conjugate gradient* e *pre-conditioned conjugate gradient*. O método utilizados nas análises realizadas foi o primeiro, que é a opção *default*, considerado adequado para o tamanho do problema considerado.

5.1.2 Modelo Axissimétrico

O alto-falante estudado é um possui diâmetro de 12 polegadas (*woofer*), com cone de papel, borda de espuma e bobina de cobre enrolada num cilindro de kapton. As dimensões dos componentes do alto-falante, utilizados para a construção do modelo geométrico, foram obtidas a partir de desenhos mecânicos fornecidos pelo

fabricante e estão apresentadas na Figura 5.2. Vale observar que o modelo implementado inicialmente não incluiu a calota de proteção da bobina com a finalidade de simplificar a análise.

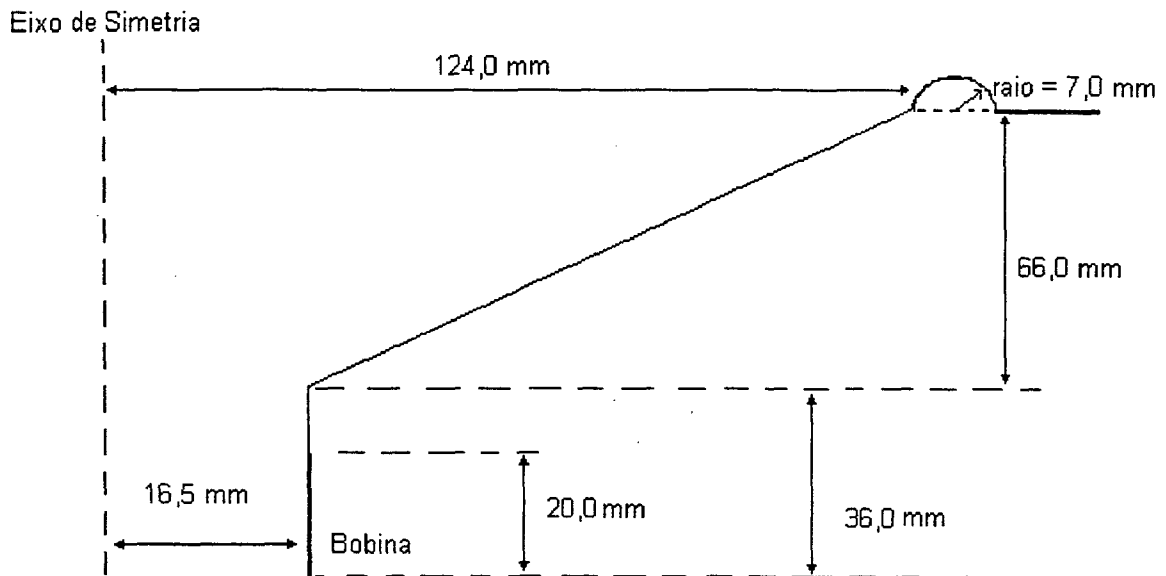


Figura 5.2 : Dimensões do Alto Falante Comercial Simulado

A malha de elementos foi implementada no ANSYS, como um modelo em duas dimensões no plano x-y e simétrico ao eixo y, utilizando elementos finitos tipo casca axissimétrica (SHELL51), que possui 4 graus de liberdade em cada nó, especificamente, translações nas direções x, y e z e rotação em torno do eixo nodal z. Este elemento utiliza funções de interpolação, que permitem função cúbica para os deslocamentos. Pode-se obter também uma variação linear da espessura dos elementos, definindo-se diferentes valores de espessura para os nós do elemento.

A malha apresentada na Figura 5.3 tem como condições de contorno de deslocamento, a fixação (todos graus de liberdade com deslocamento nulo) da extremidade da suspensão externa e restrição dos graus de liberdade no cilindro da bobina ao movimento na direção y. Além disso foram restringidos os graus de

liberdade de translação na direção z de todos os nós do modelo, para evitar o cálculo de freqüências naturais relativos aos modos de rotação do cone em torno do eixo y.

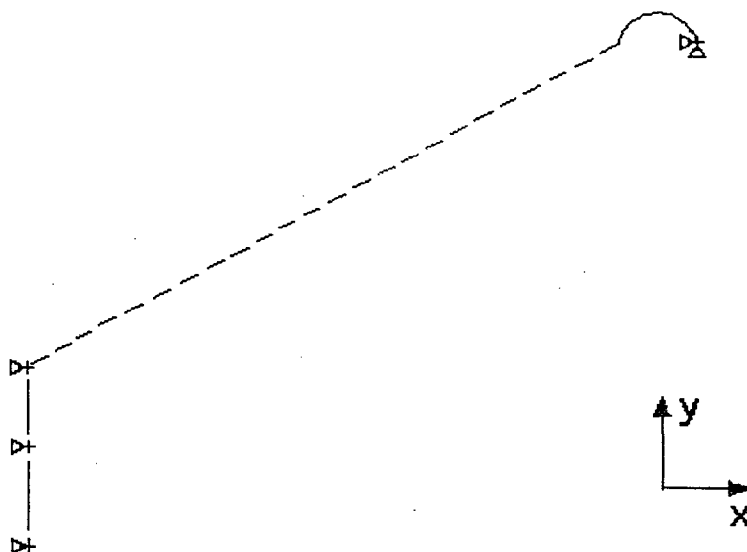


Figura 5.3 : Malha Utilizada nas Simulações pelo Método de Elementos Finitos

Foram introduzidos os dados das propriedades de materiais isotrópicos, especificamente densidade, coeficiente de Poisson e módulo de Young. Os valores empregados foram fornecidos pelo fabricante e estão apresentados na Tabela 5.1. Vale observar que o valor do módulo de Young do cone fornecido pelo fabricante, obtido através de ensaio de tração, tem um valor baixo comparado aos valores de rigidez de cones de papel em casos estudados na literatura, que variam de $1,2 \times 10^9$ a $2,5 \times 10^9$ N/m². Posteriormente, em simulações de pressão sonora, observou-se melhor concordância entre as curvas teórica e experimental ao se ajustar o valor de rigidez do cone em torno de $2,0 \times 10^9$ N/m, valor também incluído na Tabela 5.1. As massas dos componentes do alto-falante foram medidas individualmente e ajustadas no modelo FEM, através de pequenas variações nos valores de densidade e espessura dos elementos de cada componente, de modo a se aproximarem dos valores reais.

TABELA 5.1

Parâmetros dos Materiais Utilizados no Modelo do Alto-falante

Componente	Material	Densidade ρ (Kg/m ³)	Módulo de Young (N/m ²)	Espessura (mm)	Coefficiente de Poisson
Bobina	Cobre	6100,0	$1,10 \times 10^{11}$	1,300	0,30
Cilindro	Kapton	1392,0	$2,50 \times 10^9$	0,125	0,34
Cone	Papel	550,00	$3,9 \times 10^8$ ($2,0 \times 10^9$) ¹	0,700	0,30
Borda	Espuma	690,00	$3,15 \times 10^6$	1;100	0,30

A suspensão interna do alto-falante, que realiza a centragem da bobina no entreferro do conjunto magnético e restringe o movimento à direção axial, foi considerada no modelo de elementos finitos, pela utilização do elemento tipo mola-amortecedor COMBINATION14 da biblioteca do ANSYS, com um grau de liberdade de translação na direção y, fixado à extremidade inferior da bobina do alto-falante. Além disso, os nós correspondentes ao cilindro e bobina, tiveram seus graus de liberdade restritos de modo a só permitir deslocamentos na direção y. O valor das constantes reais de rigidez e amortecimento para o elemento, foram obtidos a partir do modelo de parâmetros concentrados do alto-falante.

A escolha do tamanho dos elementos da malha foi feita de modo empírico, diminuindo gradualmente, até não se observar variações significativas nos valores calculados das frequências naturais e observando a existência de, pelo menos, seis elementos para cada comprimento de onda. Desta forma, a malha de elementos utilizada, teve maior refinamento na borda de espuma devido a sua maior flexibilidade e poucos elementos na bobina devido a sua maior rigidez. Além disso, na prática, a bobina tem seu movimento restrito à direção axial, tendo portanto, pouca influência na vibração do cone e radiação sonora, sendo então representada por 2 elementos, com propriedades do cobre e do kapton.

¹ Este valor foi obtido a partir de valores típicos encontrados na literatura para cones de papel, sendo utilizado nas simulações de análise modal e resposta harmônica apresentadas neste capítulo, obtendo-se posteriormente boa concordância entre as curvas de pressão sonora teórica e experimental.

A análise modal foi realizada para a faixa de frequências de 10 a 2000 Hz, correspondendo aproximadamente à faixa de resposta acústica do alto-falante. Foi simulado inicialmente um modelo incluindo apenas cone e bobina e em seguida um modelo com cone-bobina-suspensão, procurando desta maneira, chegar a um melhor entendimento da influência da suspensão externa nas vibrações do cone. As configurações deformadas para alguns dos modos de vibração obtidos, estão ilustrados nas Figuras 5.4(a-h) e 5.5(a-h). Pode-se observar nas figuras, que no primeiro modo de vibração o cone se move de maneira rígida, com frequência determinada pelo conjunto massa-mola do cone-suspensão, neste caso 40 Hz, valor já conhecido para este alto-falante como mostrado anteriormente no Capítulo 3. A deformação dos modos seguintes apresenta o padrão já observado nas simulações preliminares do Capítulo 4, com o aumento do número de nós no cone e que se deslocam para sua região interna com o aumento da frequência. Para o modelo simulado incluindo a borda de espuma fixada na extremidade do cone, pode-se observar a diminuição nos valores das frequências naturais da estrutura, provocada pelo carregamento da extremidade do cone pela massa da suspensão. Este efeito tende a diminuir com o aumento da frequência, com uma diminuição da diferença de valores entre os modos correspondentes. É interessante notar a repetição da deformação do cone para frequências diferentes, separadas de até 1 kHz, correspondendo a modos de vibração diferentes na borda (vide Fig. 5.4.c e Fig.5.4.d).

Devido à maior flexibilidade do cone em relação à borda de espuma, existem dificuldades na obtenção precisa das frequências naturais do cone que sofrem maior influência da borda, devido possivelmente a problemas numéricos como encontrado no cálculo das frequências naturais do modelo de Shindo (ver Capítulo 4). Esta dificuldade matemática pode ser observada numa comparação entre os resultados obtidos pelo ANSYS com uma análise modal do alto-falante realizada pelo SYSNOISE. Nestas simulações, utiliza-se a opção que inclui acoplamento entre o fluido e a estrutura, sendo que para obter-se os modos no vácuo (desacoplados) define-se a densidade do fluido como sendo igual a zero.

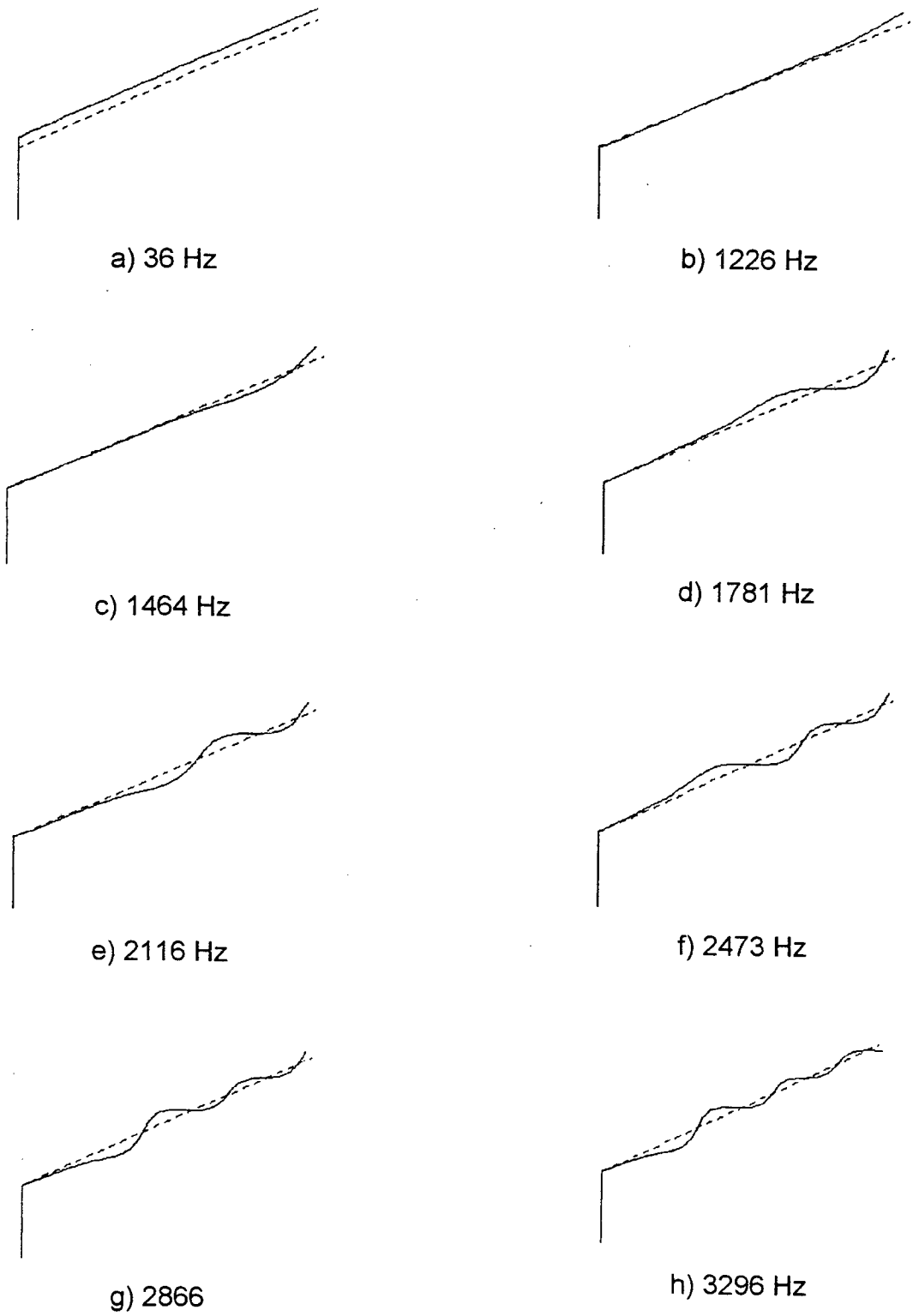


Figura 5.4. Modos de Vibração Calculados Para Cone de 12 Polegadas Sem Suspensão Externa

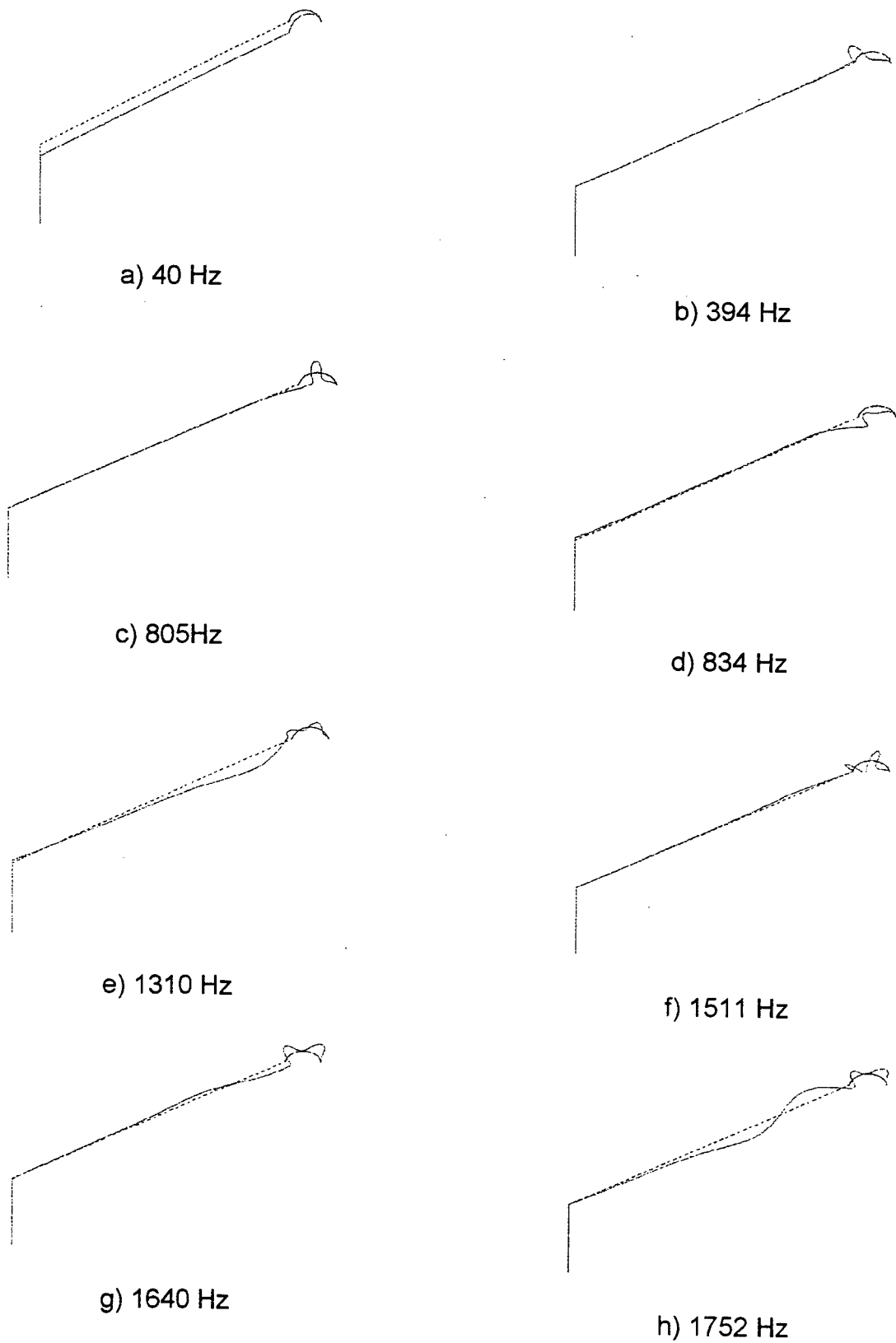


Figura 5.5. Modos de Vibração Calculados Cone de 12 Polegadas Com Suspensão Externa

As freqüências naturais do modelo incluindo cone e bobina tiveram ótima concordância. No entanto, para o modelo incluindo suspensão houve discordância da ordem de 100 Hz entre as freqüências naturais calculadas pelos diferentes programas, utilizando-se malhas idênticas. Os resultados obtidos estão apresentados nas Tabelas 5.2 e 5.3. Nestas tabelas são apresentados ainda os valores das freqüências naturais incluindo acoplamento com o fluido externo, onde se observa que as diferenças em geral menores 3%, evidenciando que o efeito do fluido nas vibrações do cone pode ser praticamente desprezada, como considerado anteriormente.

TABELA 5.2

**Comparação das Freqüências Naturais Calculadas no ANSYS e no SYSNOISE
Modelo sem Borda (valores em Hz)**

Freqüência Natural	ANSYS	SYSNOISE Desacoplado	SYSNOISE Acoplado
1	1226,0	1221,8	1188,3
2	1464,8	1464,3	1447,2
3	1781,7	1782,2	1761,7
4	2116,8	2117,9	2098,4

TABELA 5.3

Freqüências Naturais Obtidas no ANSYS e SYSNOISE para Modelo Com Borda

Freqüência Natural	ANSYS	SYSNOISE Desacoplado	SYSNOISE Acoplado
1	393,3	302,9	302,1
2	804,8	707,6	705,6
3	834,3	834,3	822,4
4	1309,5	1293,2	1238,2
5	1510,7	1388,2	1392,5
6	1639,7	1647,0	1624,2
7	1751,9	1755,3	1717,0
8	2040,7	2038,9	1994,0

5.1.3 Modelo Tridimensional

Foi construído um modelo de elementos finitos em três dimensões da estrutura do alto-falante, visando principalmente, observar os modos não axissimétricos existentes e fazer comparações com resultados do ensaio de análise modal experimental. Devido à simetria da estrutura, não é preciso fazer uma malha da estrutura inteira, podendo-se definir até dois planos de simetria, modelando apenas um quarto da estrutura total e obtendo grandes reduções no custos computacionais. No entanto, nos planos de simetria devem ser definidas condições de contorno com restrições apropriadas nos graus de liberdade dos nós, possibilitando a obtenção de modos simétricos ou anti-simétricos. Desta forma, para obter todos os modos da estrutura, utilizando por exemplo um plano de simetria, deve-se realizar os cálculos duas vezes, com condições de contorno simétricas e anti-simétricas.

Como o principal interesse desta análise foi o de visualizar as configurações deformadas, foi realizado um modelo da estrutura inteira, utilizando para isso, elementos tipo casca SHELL93, com oito nós e funções de forma quadráticas. A malha utilizada, apresentada na Figura 5.6 considerou como condições de contorno a fixação das extremidades da suspensão externa e restrição dos graus de liberdade dos elementos da bobina à direção axial. Nestas simulações obteve-se grande número de frequências naturais, muitas envolvendo somente vibrações na suspensão externa, que chegaram ao número de 100, na faixa de frequências de 20 a 1000 Hz. Alguns dos modos obtidos estão apresentados nas Figuras 5.7 (a-f).

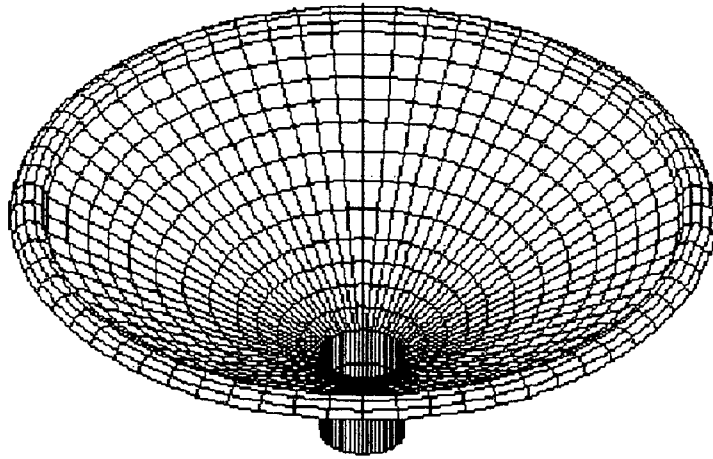
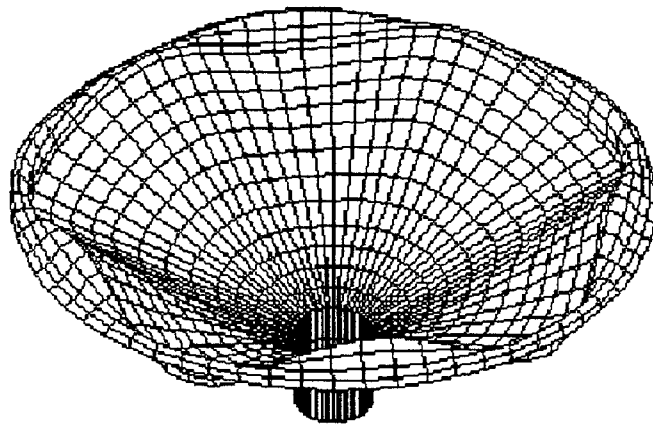
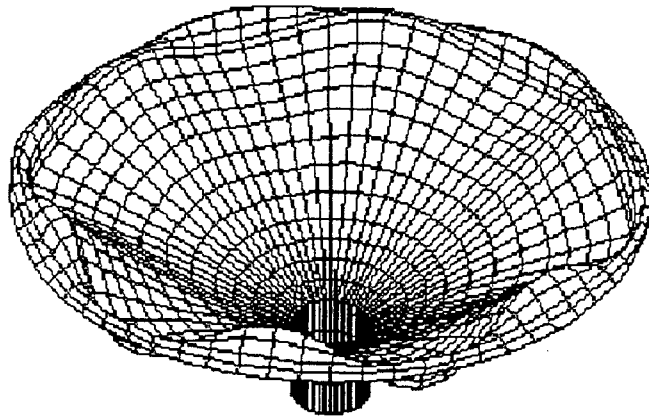


Figura 5.6 : Malha Elementos Finitos Tridimensional do Alto Falante

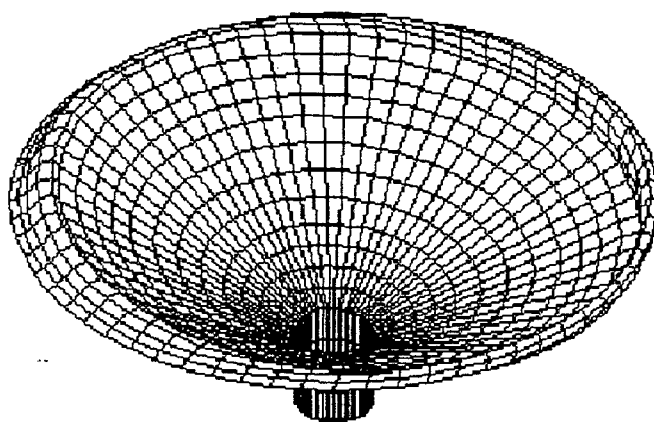


a) 168 Hz

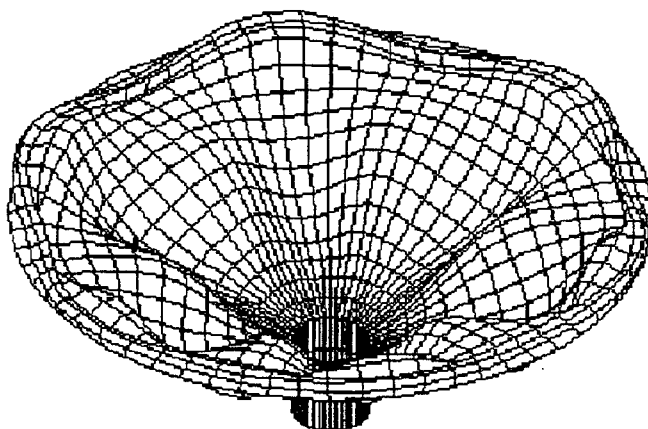


b) $f = 202$ Hz

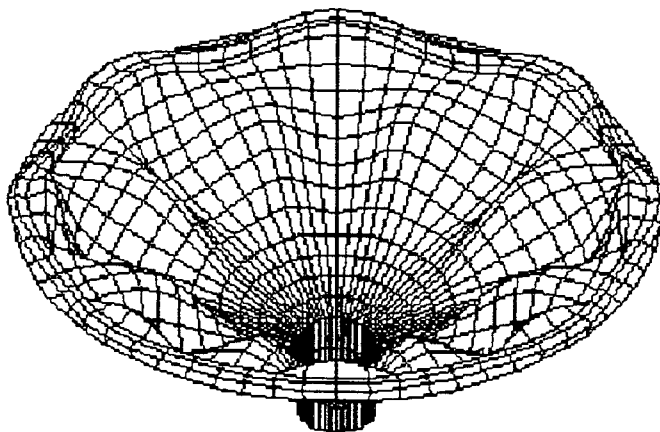
Figura 5.7 : Modos de Vibração Calculados Para o Modelo Tridimensional



c) $f = 208$ Hz



d) $f = 595$ Hz



e) $f = 730$ Hz

Figura 5.7 : Modos de Vibração Calculados Para o Modelo Tridimensional (continuação)

5.2 ANÁLISE DE RESPOSTA HARMÔNICA:

5.2.1 Considerações Iniciais

Após a obtenção das frequências naturais e modos de vibração do modelo do alto-falante, foi realizada uma análise da resposta harmônica, que é uma técnica utilizada para determinar a resposta em regime permanente de uma estrutura linear, às excitações com variação senoidal com o tempo (harmônicas). A realização da análise de resposta harmônica serviu para obter os valores dos deslocamentos do cone variando com a frequência, para uma dada força aplicada na bobina, sendo que os resultados foram utilizados posteriormente para geração das condições de contorno de velocidade para cálculo da radiação acústica pelo SYSNOISE.

O ANSYS permite escolher entre 3 métodos para realizar a resposta harmônica: *full*, reduzido e superposição modal. Foi escolhido o último método, que realiza a soma fatorada dos autovetores obtidos na análise modal para calcular a resposta da estrutura, sendo mais rápido que os outros 2 métodos e que permite utilizar condições de contorno definidas na análise modal realizada anteriormente, além da utilização de amortecimento modal. Neste último caso deve-se obrigatoriamente utilizar a mesma malha de elementos empregada na análise modal.

O procedimento para a realização da análise da resposta harmônica envolve, basicamente, os seguintes passos :

1. Construção do modelo (geometria, elementos, propriedades dos materiais)
2. Aplicações do carregamento e definição das frequências de interesse;
3. Obtenção da solução através do método escolhido;
4. Revisão dos resultados.

No procedimento de resposta harmônica é necessário definir ainda algum tipo de amortecimento para a estrutura, de modo a evitar resposta infinita nas frequências

naturais do sistema. O ANSYS permite a utilização dos seguintes tipos de amortecimento na análise de resposta harmônica por superposição modal:

1. Amortecimento α e β , usados para definir o amortecimento de Rayleigh, que resulta em uma razão de amortecimento que varia com a frequência e onde a matriz de amortecimento é dada por :

$$[C] = \alpha.[M] + \beta.[K]$$

2. Razão de amortecimento constante em toda faixa de frequência igual à razão entre o amortecimento real e o amortecimento crítico.
3. Amortecimento modal que permite definir diferentes razões de amortecimento para os diferentes modos de vibração.

Inicialmente, as simulações foram realizadas utilizando razão de amortecimento constante, com seus valores ajustados empiricamente pela comparação da curva resposta de pressão sonora calculada posteriormente pelo SYSNOISE, com curvas experimentais. Foram realizadas também simulações implementando amortecimento de Rayleigh onde os valores de α e β foram determinados utilizando a seguinte expressão [37]:

$$\zeta_i = \frac{\alpha}{2 \omega_i} + \frac{\beta \cdot \omega_i}{2} \quad [5.2]$$

onde,

ζ_i é a razão de amortecimento modal para o modo i

ω_i é a frequência natural em radianos correspondente ao modo i

Por fim, foram realizadas simulações da resposta harmônica e amortecimento modal utilizando valores de amortecimento obtidos experimentalmente através de

análise modal. No entanto, devido ao grande número de modos envolvidos na faixa de frequências de interesse este procedimento se mostrou pouco interessante.

Inicialmente foi utilizada uma condição de contorno de força de 1 N na extremidade da bobina, para a faixa de frequência de 20 a 6000 Hz e com soluções a cada 15 Hz. Como é recomendado no manual do ANSYS foram empregados um número de modos 50% maior que o número de modos presentes na faixa de interesse para a realização da análise por superposição modal.

A análise de resposta harmônica fornece como resultados primários, os deslocamentos nos nós dos elementos para cada frequência da solução obtida e com um determinado valor de força aplicado. Estas deformações da estrutura, podem ser inspecionadas através de listas de valores ou pela visualização das configurações deformadas, como apresentado na Figura 5.8. Pode-se ainda, obter curvas dos deslocamentos com a frequência para um determinado nó e, também, realizar operações matemáticas com estas variáveis, de modo a se obter, por exemplo, as velocidades dos nós dos elementos, através da diferenciação dos valores de deslocamentos.

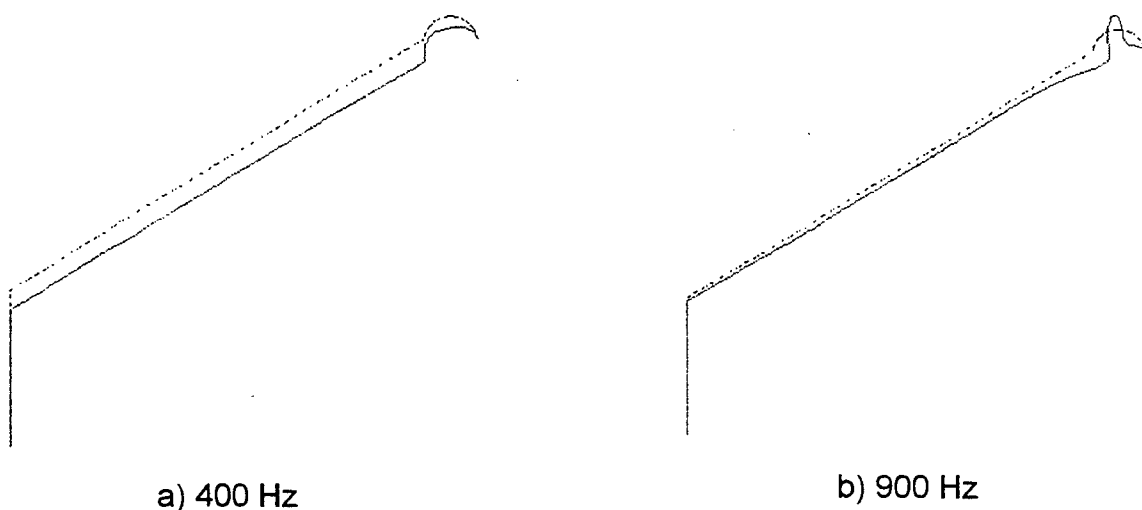


Figura 5.8: Configurações Deformadas do Cone Obtidas na Análise de Resposta Harmônica

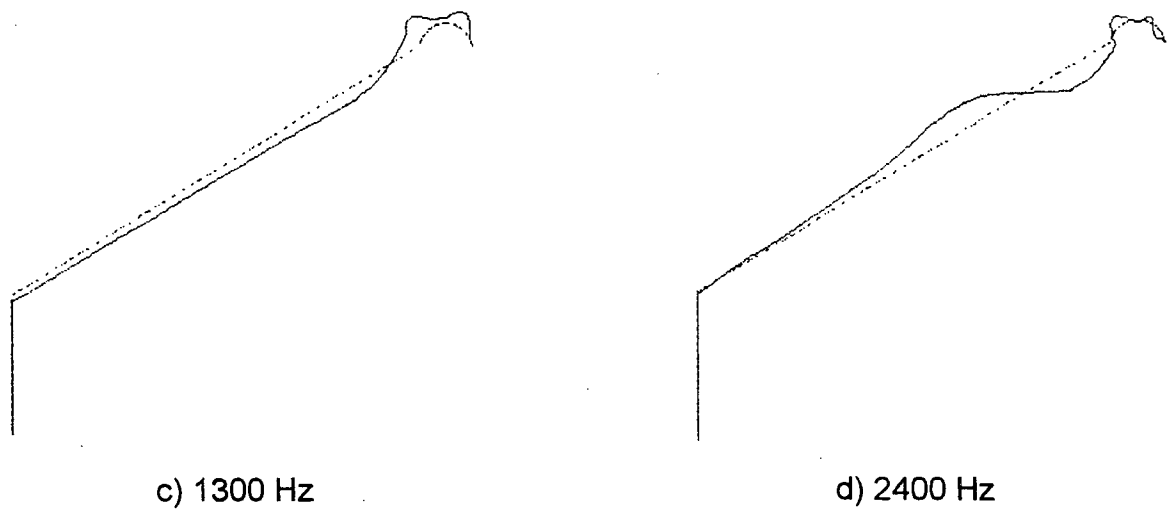


Figura 5.8: Configurações Deformadas do Cone Obtidas na Análise de Resposta Harmônica (continuação)

5.2.2 Força Aplicada

Nas simulações realizadas nesta fase inicial de testes e ajustes dos modelos, a força aplicada na bobina considerada tendo amplitude constante para todas as frequências. Sabe-se no entanto, que para um alto-falante real a força aplicada na bobina é proporcional à corrente elétrica passando pela mesma, sendo que a corrente varia com a impedância elétrica de entrada:

$$F = B.l.i = B.l.E / Z \quad [5.3]$$

onde,

- B é o fluxo magnético no entreferro [Wb]
- l é o comprimento do fio da bobina [m]
- i é a corrente elétrica na bobina [A]
- E é a tensão elétrica aplicada [V]
- Z é a impedância elétrica de entrada [Ω]

Desta forma, buscando chegar a resultados mais próximos da realidade, a análise de resposta harmônica foi realizada com a aplicação da condição de contorno

de força com valores amplitude e fase variando com a frequência, considerando um valor fixo de tensão elétrica. Estes valores podem ser obtidos a partir da curva de impedância experimental do alto-falante e a expressão acima, ou a partir de um modelo de circuito elétrico equivalente, o que é interessante por possibilitar chegar a um modelo mais completo para o alto-falante.

A curva de impedância do alto-falante estudado utilizando o modelo proposto por Small foi obtida anteriormente como apresentado no Capítulo 3, através da expressão reproduzida abaixo [14] :

$$Z_{vc}(s) = R_e + \frac{s \cdot T_s / Q_{ms}}{s^2 T_s^2 + s \cdot T_s / Q_{ms} + 1}$$

Sabe-se que este procedimento é válido somente para baixas frequências em torno da ressonância principal do sistema massa-mola do alto-falante. Para obter um modelo capaz de representar a curva de impedância do alto-falante em frequências mais altas foi utilizado o método proposto por Wright [38], que estabelece um modelo para o componente do circuito elétrico equivalente correspondente à impedância do motor (conjunto magnético) do alto-falante. Para o alto-falante idealizado, este componente corresponde apenas à indutância da bobina que, na realidade, é modificada pela presença de correntes parasitas na própria bobina e no pólo dentro da mesma. O modelo proposto é baseado em observações empíricas das curvas de resistência e reatância de motores de alto-falante definindo a seguinte expressão geral para a impedância do motor [38] :

$$Z = K_r \cdot \omega X_r + j \cdot K_i \cdot \omega X_i \quad [5.4]$$

Os parâmetros da expressão acima são obtidos através da medição dos valores da impedância complexa, em duas frequências, e resolvendo as seguintes equações:

$$X_r = \frac{\log\left(\frac{\text{Re}(Z_2)}{\text{Re}(Z_1)}\right)}{\log\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)} \quad [5.5a]$$

$$X_i = \frac{\log\left(\frac{\text{Im}(Z_2)}{\text{Im}(Z_1)}\right)}{\log\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)} \quad [5.5b]$$

$$K_r = \frac{\text{Re}(Z_1)}{\omega_1^{X_r}} \quad [5.5c]$$

$$K_i = \frac{\text{Im}(Z_1)}{\omega_1^{X_i}} \quad [5.5d]$$

Na Figura 5.9 estão plotados juntos a curva experimental e a obtida pelos modelos explicados a pouco, podendo-se verificar a boa aproximação obtida. Os gráficos de força obtidos a partir de dados experimentais e expressões teóricas estão na Figura 5.10.

Para realizar a simulação da resposta harmônica utilizando força variável foi utilizada uma função macro do ANSYS que permite definir configurações de carregamento distintas (*load-steps*) em arquivos que são lidos sequencialmente para obtenção da solução. Nestes arquivos define-se, além do valor da força, a faixa de frequência para a qual a força é aplicada, o número de soluções desejado e o valor do amortecimento a ser utilizado. Foram então, escolhidos alguns valores de força (parte real e imaginária) em frequências espaçadas de modo a aproximar razoavelmente a curva de força. Estes valores foram utilizados para implementar *load-steps* no ANSYS, sendo que os valores entre cada *load-step* foram variados linearmente.

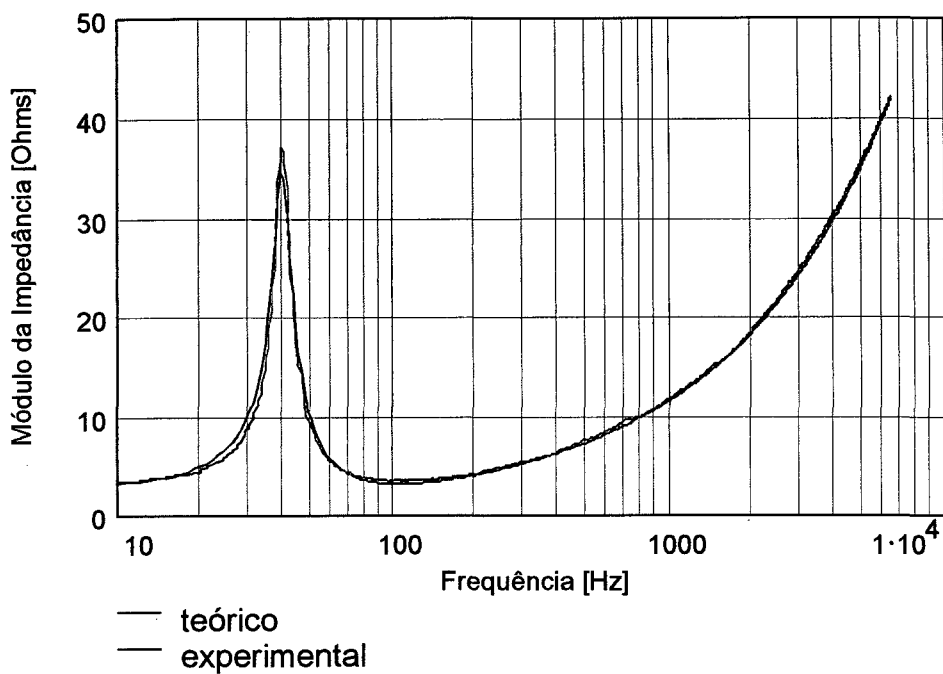


Figura 5.9 : Ajuste Obtido no Modelo da Curva de Impedância Elétrica do Alto Falante

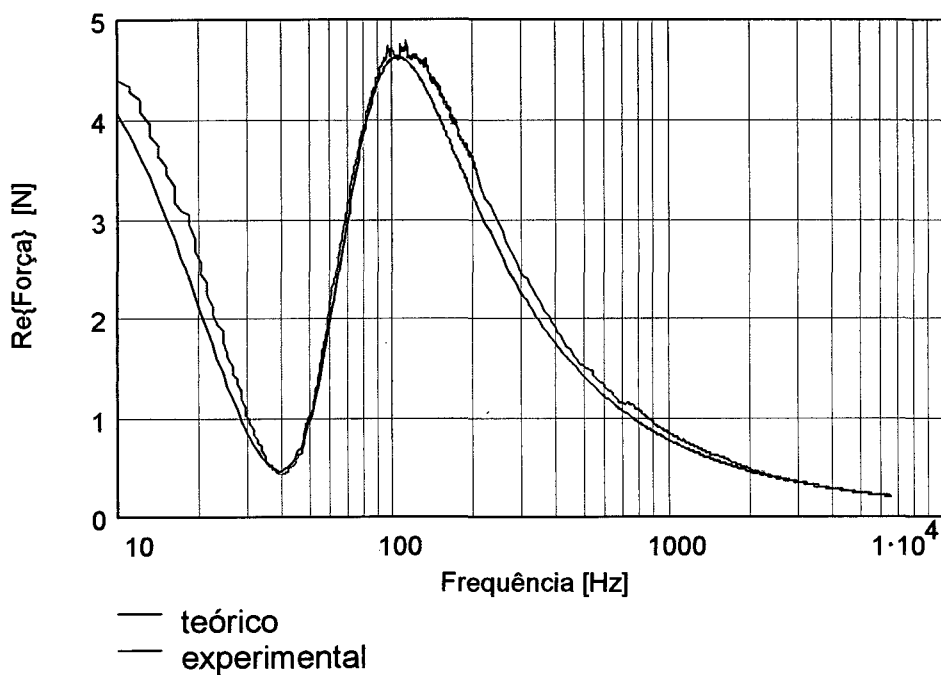


Figura 5.10 : Ajuste Obtido Para a Curva de Força Aplicada na Bobina

5.3 PREDIÇÃO DA RADIAÇÃO SONORA DE CONES FLEXÍVEIS

5.3.1 Procedimento de Simulação

A predição da radiação acústica do alto-falante analisado, utilizou um modelo com geometria axissimétrica e foi feita através do BEM direto desacoplado exterior do SYSNOISE, que necessita apenas da definição de condições de contorno de velocidade. Como o SYSNOISE não possui gerador de malha, foi gerado previamente no ANSYS uma malha axissimétrica do alto-falante com coordenadas coincidentes com a malha utilizada na análise por elementos finitos e envolvendo também um enclausuramento de modo a obter um volume fechado, requisito para a simulação através do BEM direto implementado no SYSNOISE. A malha utilizada está apresentada na Figura 5.11.

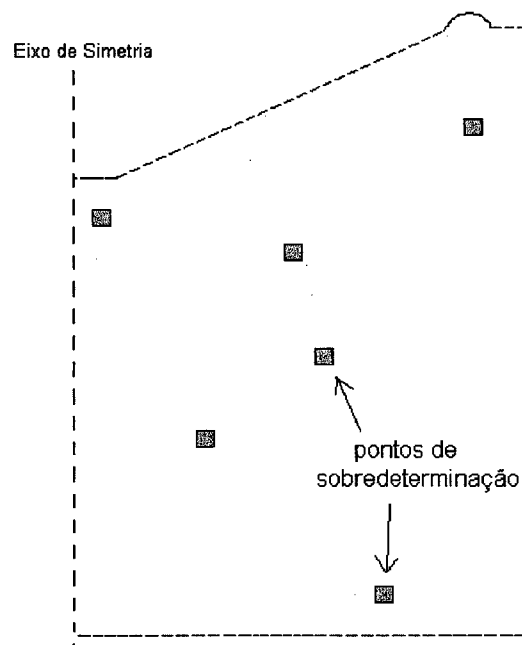


Figura 5.12 : Malha de Elementos de Contorno Axissimétrica

processamento e também diminuição dos efeitos de indeterminação da resposta, discutidos acima.

5.3.2 Discussão dos Resultados

Após a obtenção dos resultados de pressão na malha de elementos, a curva de pressão sonora do alto-falante pode ser obtida para um ponto a 1 m de distância do alto-falante na direção axial. É possível então, observar o efeito das mudanças de parâmetros e condições de contorno utilizadas na análise de resposta harmônica anterior, na resposta acústica do alto-falante. Na Figura 5.12 é apresentada uma comparação entre as curvas de resposta obtidas utilizando condições de contorno de força constante e variável nas análises realizadas na Seção 5.2.

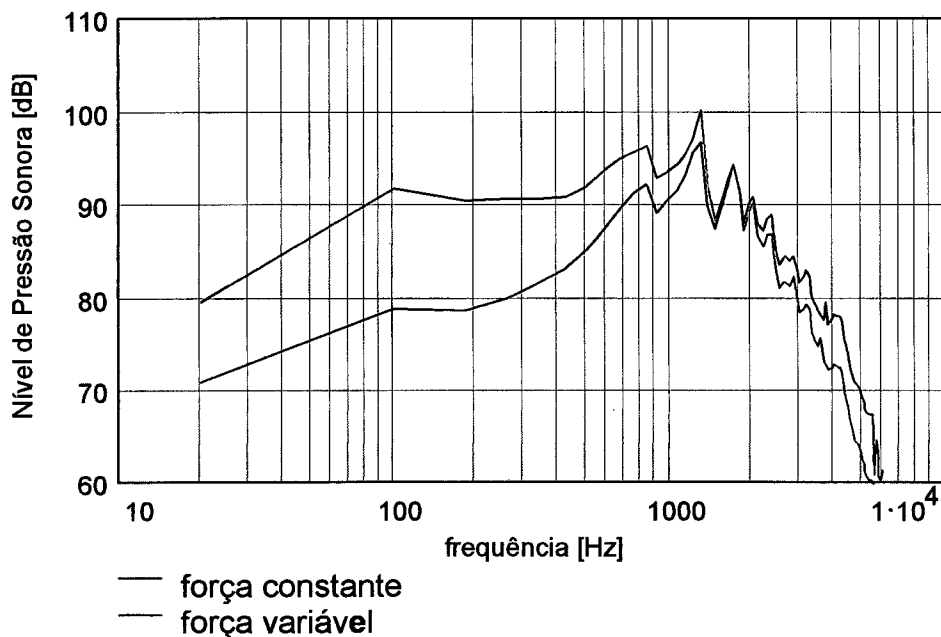


Figura 5.12: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Calculadas no SYSNOISE (Força Constante x Força Variável)

Nas curvas das Figuras 5.13.a e 5.13.b são apresentados os resultados de simulações realizadas utilizando diferentes valores de rigidez do material do cone, para condições de contorno de força variável. Pode-se observar claramente o efeito do aumento da rigidez no deslocamento dos picos da curva de resposta, correspondentes

às frequências de ressonância do cone. Desta forma, comparando-se estas curvas com resultados de medições experimentais é possível obter informações sobre os valores de rigidez do material do cone do alto-falante ensaiado.

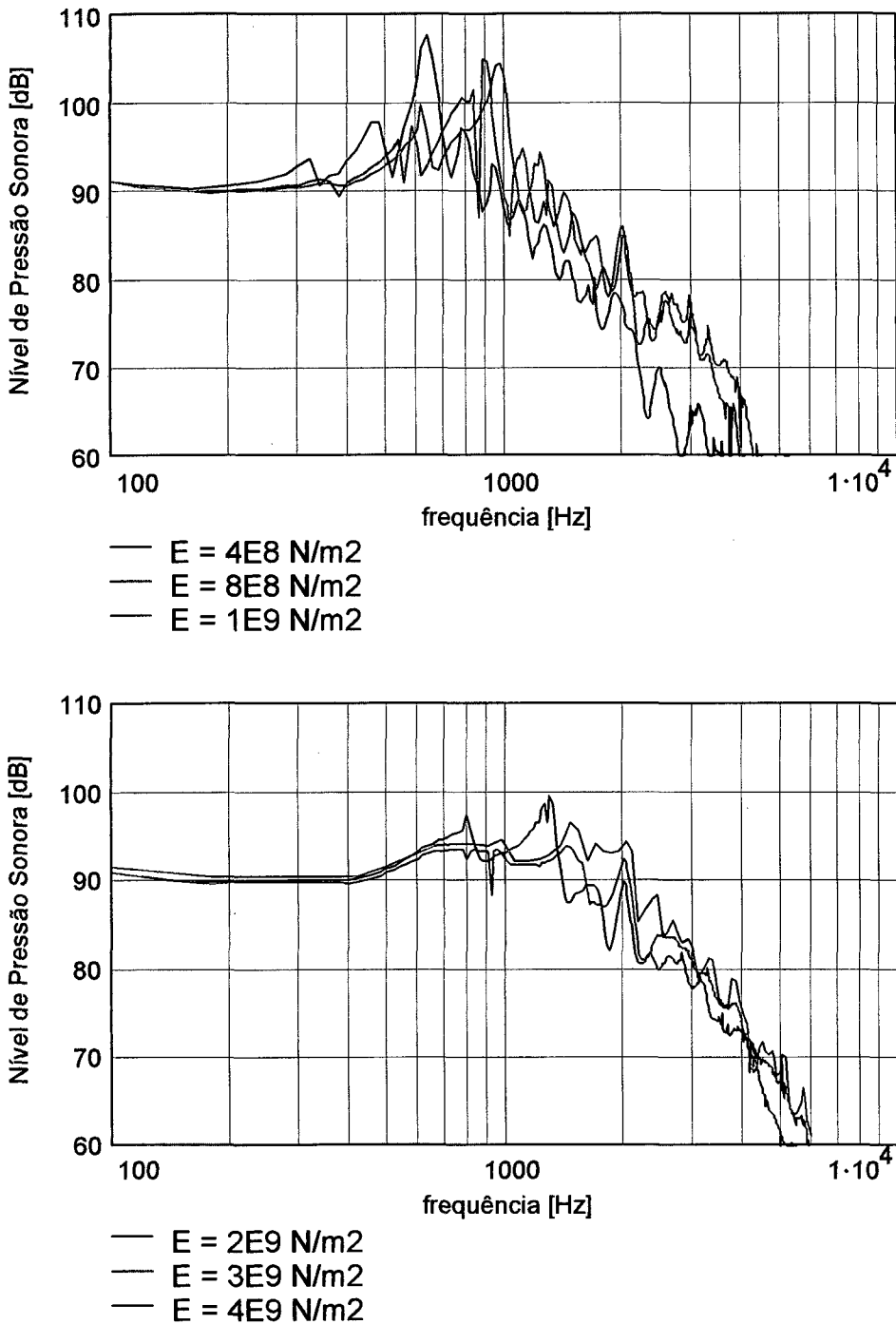


Figura 5.13: Curvas de Resposta Calculadas no SYSNOISE Para Diferentes Valores de Módulo de Young Para o Cone

Um outro fator de grande importância na resposta do alto-falante e que pode ter seu efeito estudado, é o amortecimento do material. Foram realizadas no ANSYS simulações da resposta harmônica para diferentes valores de amortecimento constante, para um valor fixo de rigidez do material. O efeito da variação do amortecimento na curva de resposta acústica do alto-falante pode ser observada na Figura 5.14, onde percebe-se uma diminuição da amplitude dos picos de resposta com o aumento do amortecimento.

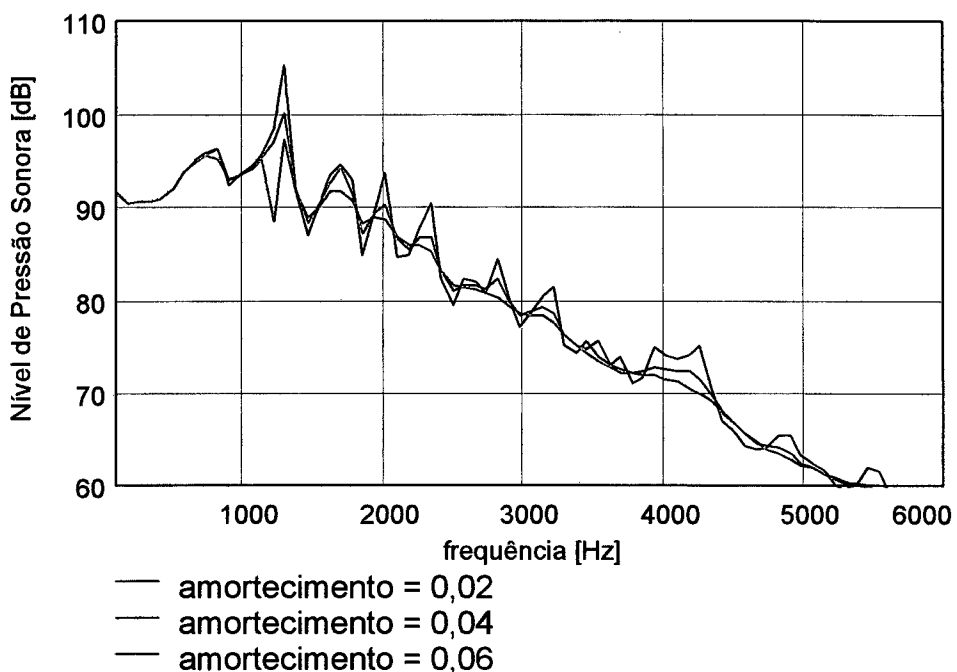


Figura 5.14: Curvas de Resposta Calculadas no SYSNOISE Para Diferentes Valores de Amortecimento da Estrutura

5.4 SUMÁRIO

Neste capítulo foram apresentados os procedimentos seguidos e os principais resultados alcançados na realização das simulações do comportamento vibratório e acústico do alto-falante estudado utilizando os *softwares* ANSYS e SYSNOISE. Foram apresentados inicialmente, os procedimentos e os resultados de análise modal teórica através do método de elementos finitos, para os modelos axissimétrico e tridimensional do alto-falante. Para as simulações do modelo axissimétrico foram

obtidos modos de vibração para o cone, com e sem a fixação da borda de suspensão externa, tendo-se observado o grande efeito da mesma nas vibrações do cone. Nas simulações do modelo tridimensional foi observada a existência de modos de vibração circulares e simétricos, que serão comparados, no próximo capítulo, aos resultados dos ensaios de análise modal experimental. Na seção seguinte, foi realizada a análise da resposta harmônica do modelo axissimétrico do alto-falante pelo método de superposição modal. É apresentado o procedimento adotado para a obtenção dos valores corretos da força aplicada na bobina, além de discutida a importância da definição correta dos valores do amortecimento estrutural. Por fim, foram apresentados os procedimentos e os resultados do cálculo da curva de pressão sonora do alto-falante, através do método de elementos de contorno (SYSNOISE). Nos resultados de curva de resposta apresentados, foram observados os efeitos na resposta de pressão sonora de alterações nas propriedades de rigidez do cone e no amortecimento da estrutura.

CAPÍTULO 6

ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Para que a utilização de técnicas numéricas na simulação de problemas físicos seja realizada com êxito, é necessário que os *softwares* que implementam os métodos numéricos sejam operados com confiança suficiente. Desta forma, é necessário a verificação dos resultados computacionais, que pode ser feito pela comparação dos mesmos, com resultados de ensaios experimentais da estrutura física modelada.

Neste capítulo, são apresentados os procedimentos de ensaios experimentais realizados com o alto-falante comercial modelado, com a finalidade de verificar a validade das simulações realizadas anteriormente, no Capítulo 5. Desta forma, são apresentados primeiramente, os procedimentos de análise modal experimental do cone do alto-falante, para fins de comparação com os resultados da análise pelo método de elementos finitos para o modelo tridimensional. Em seguida, são apresentados os procedimentos de medição da resposta de pressão sonora realizados em câmara semi-aneecóica, para fins de comparação com resultados de curva de resposta obtidos no SYSNOISE. Por fim, os procedimentos para a medição da curva de impedância elétrica do alto-falante são mostrados, sendo feita uma comparação com a curva obtida pelo modelo de parâmetros concentrados.

6.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DO ALTO-FALANTE

6.1.1. Introdução

De modo geral, o procedimento de análise modal pode ser entendido como o processo de definir as propriedades dinâmicas da estrutura através dos seus modos de vibração. Matematicamente, isto envolve a determinação do modelo modal da

estrutura, que descreve suas propriedades dinâmicas em função da frequência e que consiste, basicamente, na definição das frequências naturais, amortecimento e modos de vibração (configurações deformadas) nas ressonâncias. Este modelo modal pode de modo geral, ser obtido de duas formas: pela realização de uma modelagem analítica (e.g. FEM) e resolução de um problema de autovalores-autovetores, ou como um teste dinâmico, com a obtenção do modelo modal a partir de dados experimentais. O primeiro caso foi realizado como descrito na seção 5.2, sendo que agora é de interesse a descrever o procedimento da análise modal experimental.

Do ponto de vista teórico, o modelo modal é obtido pela solução da equação de movimento do sistema para vibração livre. Esta é considerada como sendo uma equação diferencial de segunda ordem, que para um sistema com múltiplos graus de liberdade (MDOF) é do tipo [40]:

$$[M] \cdot \{\ddot{x}\} + [C] \cdot \{\dot{x}\} + [K] \cdot \{x\} = \{f\} \quad [6.1]$$

O modelo modal é obtido pela solução de um problema de autovalores resultante de se buscar uma solução harmônica para a equação acima, sendo dado pelas matrizes de autovalores e autovetores que fornecem as frequências naturais, amortecimentos e configurações deformadas.

Resolvendo-se a equação de movimento para a resposta forçada, pode-se obter um conjunto de funções de resposta em frequência (FRF), que descrevem o movimento do sistema para uma dada excitação. A FRF do tipo mobilidade (força/velocidade) é do tipo:

$$[Y(\omega)] = i\omega \{x\} / \{f\} \quad [6.2]$$

onde cada elemento da matriz de mobilidade é dado por:

$$Y_{jk} = i\omega \cdot \sum_{r=1}^N \frac{A_{jk}^r}{\omega_r^2 - \omega^2 - i \cdot \eta_r \omega_r^2} \quad [6.3]$$

onde,

j, k são as coordenadas do ponto

A é a constante modal

N é o número de graus de liberdade do sistema

Do ponto de vista experimental, o teste modal consiste na obtenção de um conjunto de FRF em pontos determinados, pela medição simultânea da excitação e da resposta do sistema. A partir deste conjunto de FRF, medidos em diversos pontos da estrutura, de modo a representar pelo menos uma linha ou coluna da matriz de mobilidades da estrutura, podem-se obter os parâmetros modais. A extração destes parâmetros envolve um ajuste dos coeficientes de uma expressão teórica (como a expressão acima) da função resposta em frequência, de modo a conseguir uma aproximação da curva experimental. Para realizar o processo de ajuste de curvas para extração dos parâmetros modais, deve-se escolher entre os procedimentos de SDOF (*Single Degree Of Freedom*) ou MDOF (*Multiple Degree Of Freedom*). O SDOF assume que na vizinhança de uma ressonância, a resposta é devida principalmente a este modo, funcionando bem para estruturas com baixo amortecimento e modos bem separados. Caso a estrutura apresente frequências naturais próximas e com grande amortecimento, com modos adjacentes influenciando-se, a realização da estimativa das propriedades modais deve usar o ajuste MDOF. Após a obtenção do modelo modal é possível realizar a síntese de FRF (FRF regeneradas) de modo a verificar a qualidade do modelo modal obtido. Além disso é possível visualizar os modos de vibração da estrutura através de mostradores estáticos ou dinâmicos.

Como possíveis aplicações da análise modal experimental podem ser citados:

- Comparação com resultados de predições computacionais (por exemplo, FEM);
- Ajustes do modelo computacional através de correlação quantitativa com resultados experimentais;
- Predições do efeito de modificações estruturais;
- Análise de estruturas acopladas.

Neste trabalho, a realização do ensaios de análise modal tem como principal objetivo permitir a comparação dos resultados computacionais das freqüências naturais e modos de vibração obtidos por FEM, com resultados experimentais, com o propósito de validar as predições teóricas. Um outro objetivo, é o de fornecer informações sobre o amortecimento da estrutura, que não podem ser obtidos pela análise por elementos finitos e que após obtidos experimentalmente podem ser incorporadas ao modelo computacional.

A análise das FRFs experimentais e obtenção do modelo modal do alto-falante foi feita com o auxílio do *software* CADA PC (*Computer Aided Dynamic Analysis on Personal Computer*), específico para a realização de ajuste de curvas e extração de parâmetros modais. O CADA-PC implementa algoritmos de extração utilizando métodos de um único grau de liberdade (SDOF) ou múltiplos graus de liberdade (MDOF), além de diversos dispositivos de validação do modelo modal tal como, síntese de funções resposta em freqüência e visualização dos resultados (*animated display*). Neste trabalho foi utilizado o método de extração MDOF, devido ao grande número de modos com influência mútua. Para o ajuste MDOF é implementado o Método das Exponenciais Complexas por Mínimos Quadrados para cálculos dos parâmetros modais e do Método dos Mínimos Quadrados no domínio da freqüência para cálculo dos resíduos.

6.1.2 Montagem e Procedimento Experimental:

O procedimento de realização do teste modal neste trabalho pode ser resumido de maneira geral, como envolvendo as seguintes etapas, também apresentadas como esquematizado na Figura 6.1.

1. Escolha do mecanismo de excitação (fonte de sinal e excitador) e transdução das grandezas a serem medidas ;
2. Fixação da estrutura e montagem da cadeia de instrumentos ;
3. Aquisição, análise e armazenamento dos dados experimentais ;
4. Transferência de dados para o computador e (se necessário) conversão do formato de dados para importação pelo *software* de análise ;
5. Construção da tabela de geometria da estrutura e importação arquivos de dados pelo *software* de análise;
6. Visualização das funções de resposta em frequência, ajuste de curvas e extração dos parâmetros modais ;
7. Validação dos resultados modais (síntese das C.R.F) e visualização dos modos obtidos (*animated display*).

De acordo com o procedimento resumido acima, uma das primeiras preocupações quanto à realização da análise modal das vibrações do alto-falante, foram a escolha do mecanismo de excitação da estrutura e do transdutor das vibrações a serem medidas. A excitação do cone do alto-falante foi realizada aplicando-se diretamente um sinal de ruído aleatório na bobina do mesmo, procedimento equivalente de certo modo, à excitação utilizando um excitador eletrodinâmico. Para a medição da força aplicada na estrutura, mediram-se valores de tensão em um pequeno resistor na saída do amplificador de potência, em série com o alto-falante. Os valores de tensão são proporcionais à corrente passando na bobina do alto-falante e, conseqüentemente, proporcionais à força aplicada.

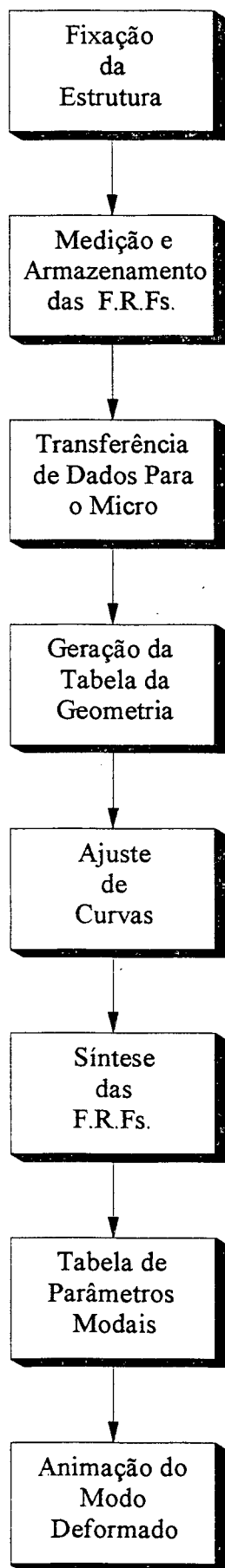


Figura 6.1: Esquema do Procedimento de Análise Modal Experimental

A escolha do transdutor envolve maiores cuidados, pois sabe-se que a utilização de transdutores de contato (acelerômetros), não é possível no caso da medição da vibração no cone do alto-falante, por este ser uma estrutura muito leve e flexível, sujeita portanto, a efeitos de carregamento de massa, mesmo considerando o peso do acelerômetro mais leve disponível (2,4 g). Desta forma, optou-se pela utilização de um transdutor sem contato, sendo no caso utilizado um transdutor de velocidade a LASER, que na verdade fornece também os deslocamentos. O transdutor B&K 3544 possibilita a realização de medições de velocidade sem contato de até 1m/s, na faixa de frequências de 0 a 20 kHz, e de deslocamentos até 7 mm, de 0.3 Hz a 20 kHz. Suas principais aplicações são em medições de impacto, vibração lateral e axial em componentes rotativos, medições em pequenas superfícies, em estruturas delicadas ou com temperatura elevada. O transdutor a LASER B&K utiliza um LASER de *Helium-Neon* de baixa potência. O feixe é dividido, sendo uma parte direcionado ao alvo (feixe alvo) e a outra (feixe de referência) é direcionada a um disco rotativo dentro do aparelho onde sofre um deslocamento de frequência (*frequency shift*) de valor constante devido ao efeito Doppler. O feixe refletido da fita retro-reflexiva presa ao alvo é mixado ao feixe retornando do disco rotativo, sendo então direcionado a um foto-detector, onde são heterodinizados. O *Doppler Frequency Shift* provocado no feixe alvo causado pela vibração do alvo é detectado e convertido em uma tensão calibrada proporcional à velocidade do alvo. O feixe de referência é utilizado para determinar o sinal da velocidade. Apesar de sofisticado, é um aparelho de operação simples, consistindo basicamente na sua montagem no tripé de apoio e ajuste da direção do feixe a um pedaço de fita reflexiva presa a estrutura a ser medida. Pode-se escolher entre 2 faixas de frequência de banda larga e 2 faixas de amplitude de velocidade, para otimizar a relação sinal-ruído. Além disso, pode-se obter valores de saída em termos do deslocamento utilizando o integrador presente na fonte B&K 2815.

A fixação do alto-falante para realização das medições foi realizada com um painel de madeira proporcionando condições de contorno fixas e foram marcados pontos de medição distribuídos em raios do cone a cada 30 graus, espaçado 2 cm entre si, de modo a totalizar 84 pontos. Buscou-se, deste modo, implementar

condições de contorno de deslocamento e rotações igual a zero, o que é de difícil de conseguir pela impedância finita de qualquer suporte. Como precaução, a mobilidade dos pontos de fixação foi medida e seus valores verificados como sendo menores que os da estrutura.

A aquisição dos dados experimentais na forma de funções de resposta em frequência do tipo mobilidade, foi realizada utilizando um analisador FFT de dois canais, utilizando o canal A para a aquisição do sinal de força, e o canal B para aquisição do sinal de velocidade. Desta forma, é possível obter a função de resposta em frequência de interesse diretamente na tela no instrumento.

Pode-se, neste ponto, relacionar os instrumentos utilizados para a realização do ensaio de análise modal, sendo os mesmos montados de acordo com o esquema apresentado na Figura 6.2 e foto da Figura 6.3 .

- Analisador FFT de 2 canais, HP 3560a ;
- Gerador de Sinal, B&K 1049 ;
- Amplificador de Potência, B&K 2706 ;
- Transdutor de Velocidade a LASER, B&K 3544 ;
- Voltímetro Eletrônico, B&K 2425 ;
- Calibrador de Excitação, B&K 4294 ;
- Resistor de 1 Ω , 1 W.

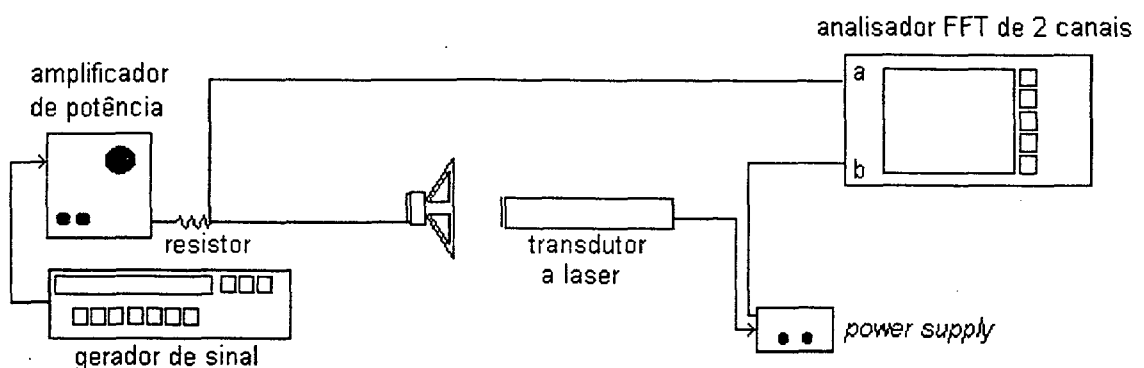


Figura 6.2: Esquema da Montagem do Experimental do Ensaio de Análise Modal

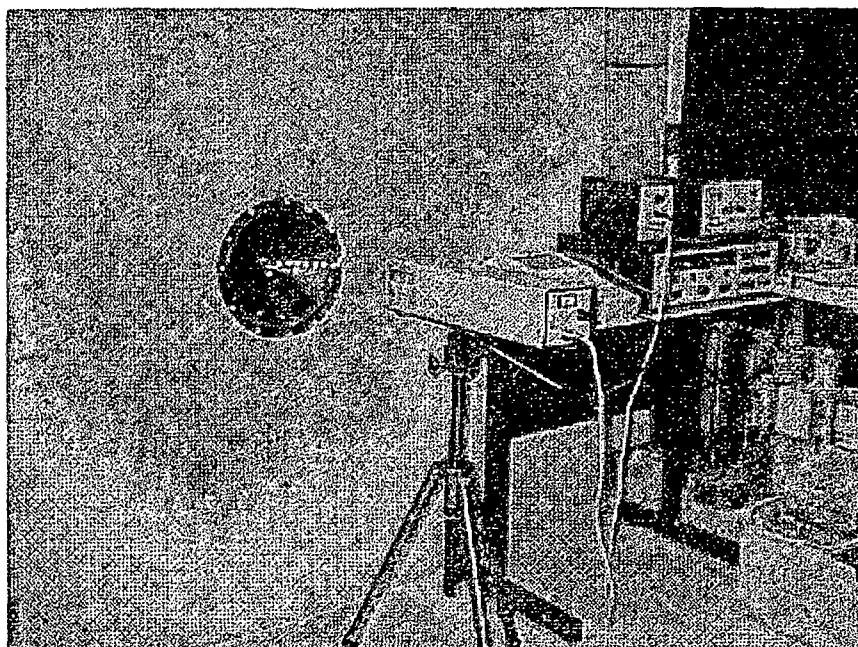


Figura 6.3 : Foto da Montagem Experimental do Ensaio de Análise Modal

Antes de realizar as medições no cone, o canal de resposta foi calibrado utilizando o calibrador de vibração portátil B&K 4294 e um pedaço de fita reflexiva posicionado sob o feixe de LASER. Como o calibrador vibra com velocidade fixa igual 10 mm/seg na frequência de 159,2 Hz, a precisão da tensão elétrica de saída nominal do transdutor, de 1 V/m/s, foi verificada ajustando esta sensibilidade no analisador e observando a amplitude e frequência do sinal medido (que deveria ser exatamente 10 mm/s), sendo possível obter então, o fator de calibração do canal de medição.

O transdutor LASER foi posicionado no seu tripé, a cerca de 30 cm da superfície do cone (como recomendado no manual do fabricante), com o feixe perpendicular ao painel e apontado para o ponto de medição, onde foi colado um pedaço de fita reflexiva (3x3mm), até se conseguir um nível de retorno adequado. Com o gerador ajustado em ruído branco e a saída do amplificador em 3 Vrms, os pontos escolhidos foram medidos sequencialmente, tendo sido realizadas 40 médias em cada ponto, visando melhorar o sinal de coerência. O analisador FFT foi ajustado com resolução de 800 linhas e *zoom* na faixa de frequência de 100 a 1100 Hz. Foi utilizado janelamento espectral do tipo Hanning e para cada ponto, foram

armazenadas as curvas de resposta em frequência, no caso correspondente à função Mobilidade. As curvas de mobilidade obtidas para um raio do cone estão apresentadas na Figura 6.4. Além da curva da função resposta em frequência, registrou-se também, a curva de coerência, que fornece indicações a respeito da qualidade da medição. Curvas de coerência típicas obtidas no ensaio estão apresentadas na Figura 6.5.

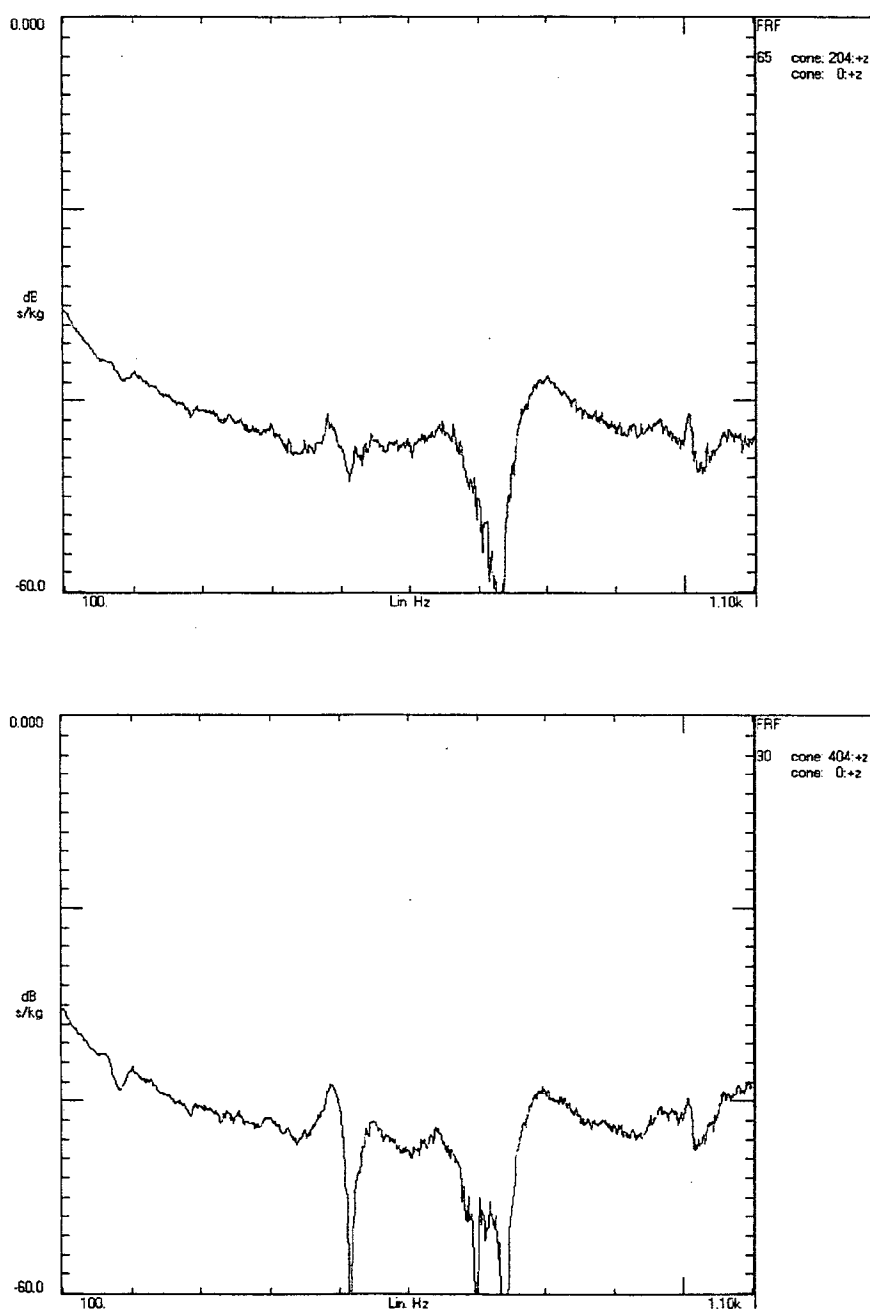


Figura 6.4 : Funções de Resposta em Frequência (Mobilidades) Obtidas nas Medições Para Diferentes Posições no Cone

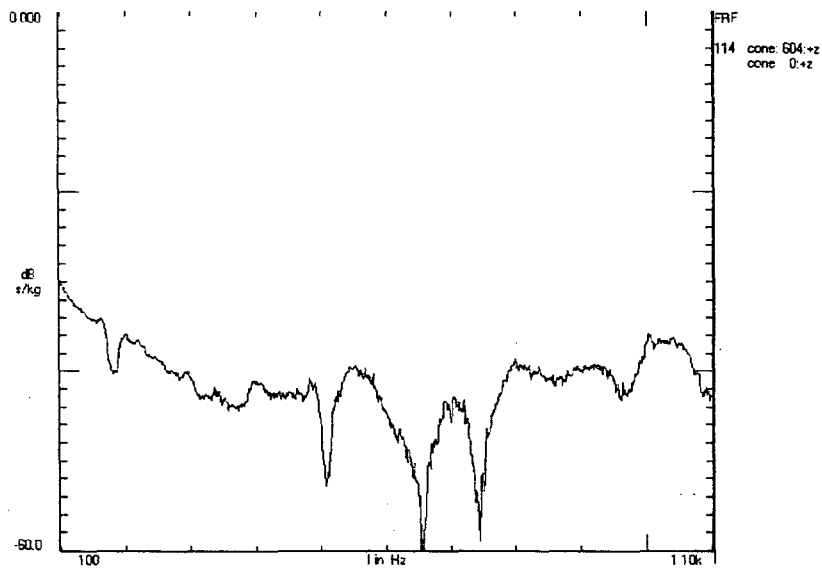


Figura 6.4 : Funções de Resposta em Frequência (Mobilidades) Obtidas nas Medições Para Diferentes Posições no Cone (continuação)

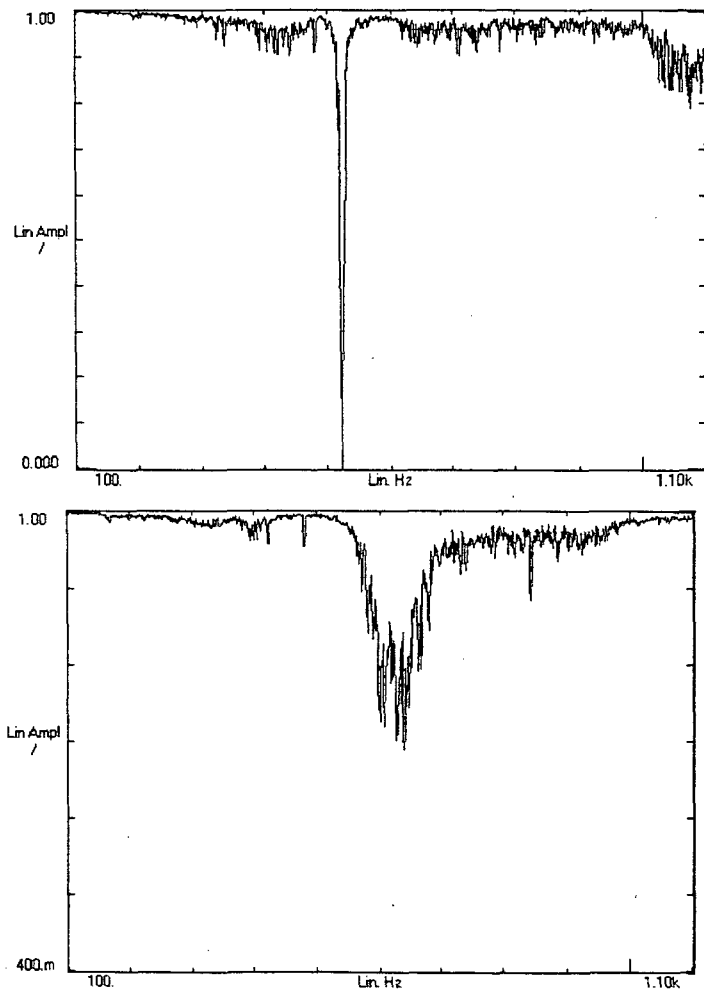


Figura 6.5 : Curvas de Coerência Obtidas nas Medições de Mobilidades

Os dados obtidos, armazenados no analisador na forma de arquivos hexadecimais, foram então transferidos (por cabo serial) para um microcomputador PC Pentium, para conversão dos arquivos para formato padrão SDF adequados para importação pelo *software* de análise modal LMS CADA PC, para fins de análise e extração de parâmetros modais. Para realizar a importação das curvas de mobilidade medidas experimentalmente, é necessário gerar primeiro a geometria da estrutura ensaiada, que é apresentada na Figura 6.6, com os nós definidos nas coordenadas dos pontos de medição. Cada arquivo correspondendo a uma FRF é então, associado ao nó correspondente, sendo ainda definidos como parâmetros de entrada, os valores das unidades das grandezas físicas dos canais de medição, fatores de escala e direção da velocidade medida.

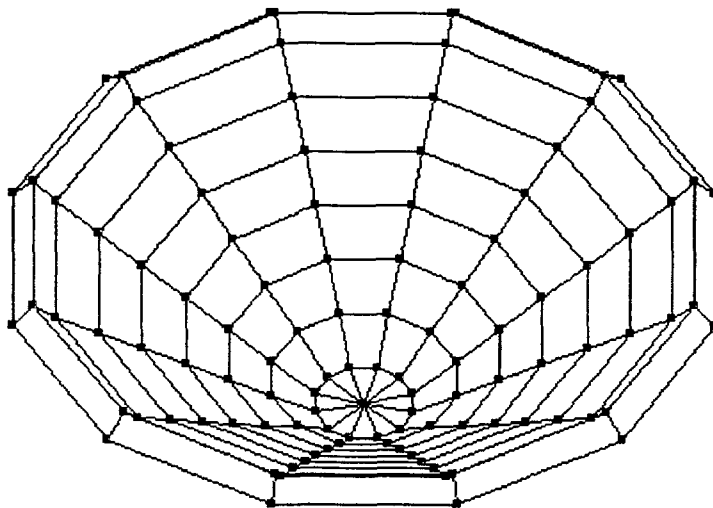


Figura 6.6: Geometria da Estrutura Mostrando Pontos de Medição das Mobilidades do Cone do Alto Falante

6.1.3 Obtenção do Modelo Modal

O ajuste de curvas para obtenção do modelo modal da estrutura analisada, foi feito utilizando um método de ajuste MDOF, devido ao grande número de modos adjacentes existentes no cone. Foi utilizado para isso, o método das exponenciais complexas e mínimos quadrados implementado no CADA-PC, método que utiliza uma

versão no domínio do tempo dos dados de resposta do sistema (e utiliza um modelo de amortecimento viscoso) e tem como vantagem não necessitar de uma estimativa inicial dos parâmetros modais. O método das exponenciais complexas realiza a transformada de Fourier inversa de um conjunto de dados espaçados em intervalos iguais de frequência.

O método funciona em geral realizando uma estimativa inicial do número de graus de liberdade e após obtidos os parâmetros modais é computado o erro entre a curva original e uma curva FRF regenerada. O procedimento de ajuste é realizado novamente com um número maior de graus de liberdade e o erro é computado novamente, devendo ocorrer uma diminuição do erro à medida que o número correto de graus de liberdade é alcançado. Caso o processo continue além desse valor crítico são incluídos modos computacionais que servem para dar conta de imperfeições dos dados medidos.

O processo de ajuste se dá de forma iterativa, através de um diagrama de estabilização dos pólos à medida em que estes são calculados. O ajuste é realizado inicialmente numa região de uma FRF (pode-se escolher faixas de frequência com 64, 128, 256 ou 512 pontos) e posteriormente estendido para todas as frequências de interesse. A verificação da qualidade do ajuste é feita pela síntese de FRFs regeneradas que são comparadas com as curvas medidas. Em seguida podem ser visualizados os modos de vibração através de um mostrador animado.

Foi realizada também uma tentativa de realizar a análise modal a partir de dados obtidos utilizando um acelerômetro, para tentar melhorar a qualidade das curvas experimentais. Observou-se no entanto, que este interfere com as vibrações do cone (como era esperado) através do carregamento de massa. Plotando juntas as curvas para um mesmo ponto obtidas com o acelerômetro e o transdutor LASER, foi observado uma diminuição dos valores das frequências de ressonância, amortecimento dos picos e nos valores de amplitude principalmente em altas frequências.

6.1.4 Análise dos Resultados :

Nas medições de vibração no cone do alto-falante feitas utilizando o transdutor de velocidade a LASER, observou-se a ocorrência de ruído nas curvas de resposta em frequência obtidas, provavelmente devidos aos baixos valores de velocidade do cone que são da ordem de micrometros/segundo. Deste modo, as curvas de coerência foram afetadas, obtendo-se em geral valores menores que a unidade, demonstrando a má qualidade dos dados medidos.

Segundo Ewins [40] existem vários motivos para a ocorrência de coerência menor que a unidade nas medições práticas:

1. Ocorrência de ruído no sinal de excitação (principalmente nas ressonâncias) ou de resposta (nas anti-ressonâncias);
2. Existência de mais de uma excitação aplicada à estrutura, sendo que o sinal de resposta não pode ser atribuído diretamente à força medida;
3. Comportamento não linear da estrutura, quando novamente a resposta não pode ser atribuída diretamente à excitação;
4. Ocorrência de “erro de bias” em medições onde a resolução do analisador não é suficiente para descrever adequadamente as rápidas variações da resposta como ocorre próximo a ressonâncias e anti-ressonâncias, principalmente em estruturas pouco amortecidas. Como solução neste caso, está a realização da análise utilizando *zoom* onde o número de linhas do analisador FFT pode ser atribuída a uma faixa de frequência arbitrária.
5. Existência de ruído aleatório nas medições, que pode ser contornado pela realização de médias.

De acordo com isso, além do ruído ocasionado pelos pequenos valores das quantidades medidas, pode-se identificar outras causas possíveis para a ocorrência, como o comportamento não linear da estrutura e erros relacionados à falta de resolução em frequência do analisador. Segundo Colloms [1], cones de alto-falantes

de papel ou polpa de celulose exibem efeitos não lineares, o que pode explicar em parte valores baixos de coerência. A existência de erro de bias, poderia ser verificada realizando novamente as medições com um *zoom* numa faixa menor de frequências, o que não foi possível pela não disponibilidade do transdutor a LASER utilizado, que foi obtido por empréstimo.

Apesar da má qualidade dos dados experimentais, os ajustes de curvas obtidos foram razoáveis, como se pode observar nas curvas da Figura 6.7. É importante lembrar neste ponto, da característica do algoritmo de ajuste de curvas empregado, de realizar o cálculo de frequências de ressonância computacionais, de modo a compensar ruídos e outros problemas de qualidade dos dados medidos. O cálculo destas frequências “espúrias” pode então explicar em parte a boa qualidade dos ajustes. Uma maneira de contornar este problema, está na observação da curva do erro médio quadrático, que sofre uma queda acentuada quando o número de modos correto é alcançada, passando então a diminuir lentamente à medida que são calculados mais modos.

Mesmo com as dificuldades relacionadas à aquisição das curvas de resposta em frequência, a qualidade razoável dos ajustes de curvas, pode-se adquirir informações importantes à respeito da vibração do cone do alto-falante. Através da animação dos modos obtidos, foi possível notar a existência de vibrações assimétricas ao contrário do que acontece no modelo axissimétrico idealizado, como é observado nos desenhos da Figura 6.8. A excitação de modos de vibração não axissimétricos pode ser atribuída à assimetria na estrutura, causada por exemplo, por diferenças de espessura e densidade na suspensão de espuma prensada, não uniformidade do material no cone e também à não axissimetria perfeita da força de excitação. Além disso, foi observado no modelo modal experimental a existência de modos de vibração complexos, devido a características de amortecimento viscoso não proporcional.

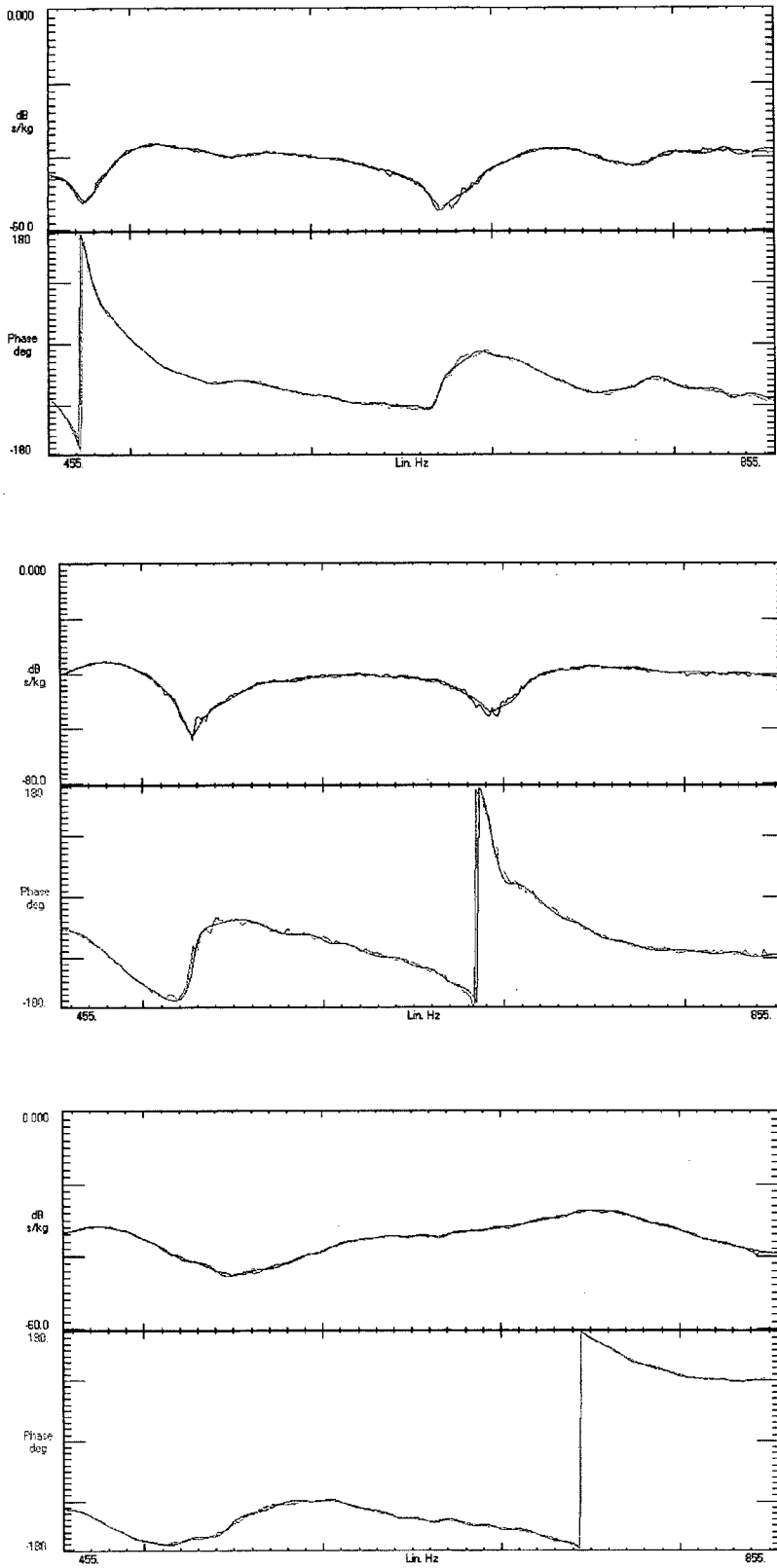
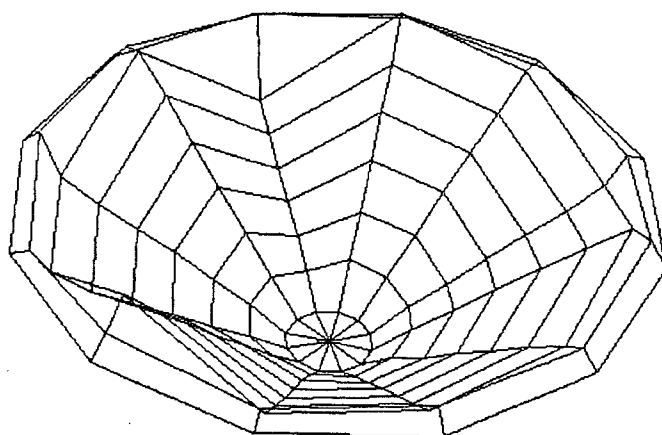
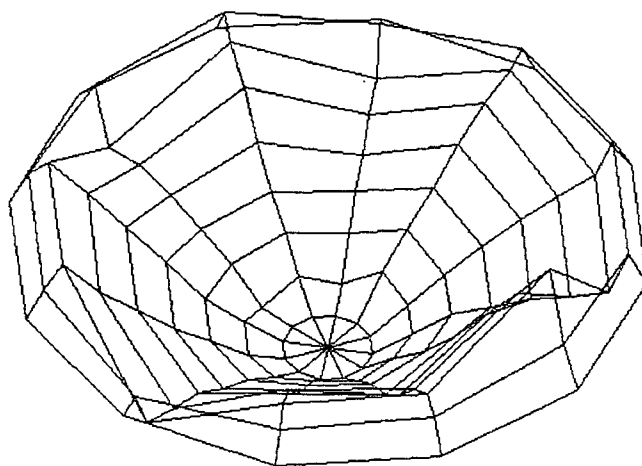


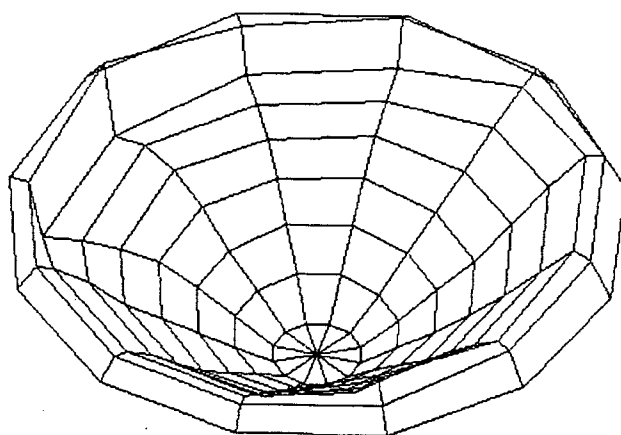
Figura 6.7 : Ajustes das Funções de Resposta em Frequência Experimentais



a) 149 Hz

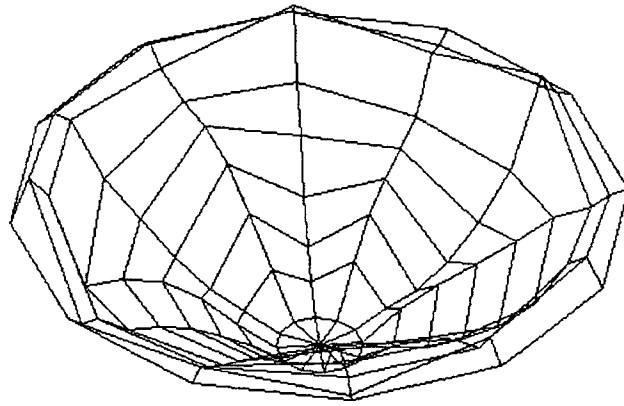


b) 243 Hz

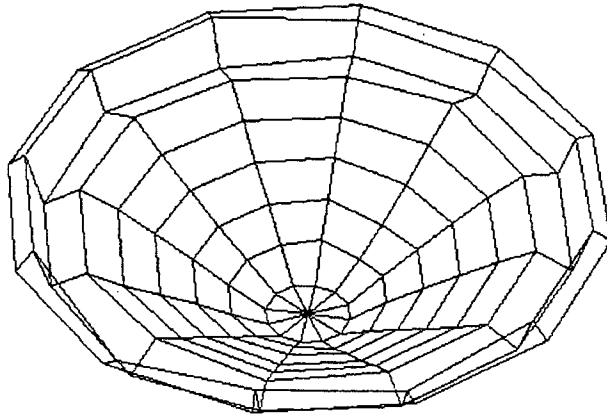


c) 292 Hz

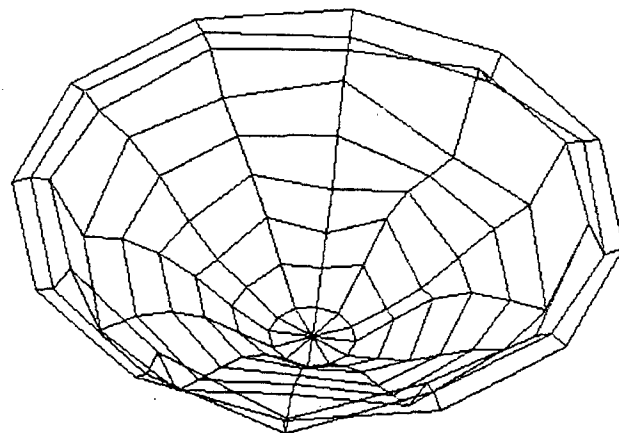
Figura 6.8 : Modos de Vibração Obtidos na Análise Modal Experimental Utilizando o CADA-PC



d) 516 Hz



e) 724 Hz



f) 905 Hz

Figura 6.8 : Modos de Vibração Obtidos na Análise Modal Experimental Utilizando o CADA-PC

6.2 MEDIÇÕES DE PRESSÃO SONORA :

6.2.1 Introdução

A determinação experimental da curva de resposta do alto-falante, ou seja, o nível de pressão sonora radiado para uma dada tensão elétrica de entrada, tem como objetivo principal servir como validação dos resultados obtidos numericamente. As medições da curva de resposta em frequência e nível de pressão sonora do alto-falante Predator foram realizadas na câmara semi-anecóica do LVA, com o assoalho coberto como espuma absorvente Sonex, para melhorar a simulação de espaço livre.

Foram realizadas medições com o alto-falante nas seguintes situações:

1. com o alto-falante livre, posicionado na vertical suspenso por fios de nylon presos no teto;
2. alto-falante montado em *baffle* padrão IEC [41].

Devido à frequência de corte da câmara em baixas frequências, a resposta do alto-falante para frequências abaixo de 100 Hz foi feita pelo método do campo próximo descrito na referência [42]. O método do campo próximo proposto por Keele permite medir a resposta em frequência anecóica em baixas frequências sem a necessidade de um ambiente anecóico. Este método é formulado considerando um pistão circular rígido montado em *baffle* infinito e observando que para $ka < 1$, a pressão axial em campo distante é proporcional à pressão em campo próximo de acordo com a seguinte expressão :

$$P_{\text{near}} = (2r/a).P_{\text{far}} \quad [6.4]$$

onde,

P_{near} é a pressão em campo próximo

P_{far} é a pressão em campo distante

r é a distância do pistão

a é o raio do pistão

Do ponto de vista prático, a pressão em campo próximo e a velocidade de volume do pistão são independentes do ambiente no qual o pistão está irradiando. Então, estendendo o resultado acima para alto-falantes com formato cônico é possível obter informações da resposta anecóica em baixas frequências a partir de medições não anecóicas da pressão em campo próximo no ponto de pressão máximo do cone do alto-falante (em geral na calota de proteção). Como a expressão acima supõe que a pressão é obtida em cima do pistão, na prática utiliza-se a equação abaixo, válida para $r < 0.11a$ e que fornece a pressão axial em função da distância, normalizada pela pressão com $r=0$:

$$\frac{P(r)}{P_{\text{near}}} = \frac{\sqrt{r^2 + a^2} - r}{a} \quad [6.5]$$

Para fins de comparação, a resposta para baixas frequência também foi obtida utilizando um acelerômetro, como explicado em [43]. Para o alto-falante livre, foram também realizadas medições deslocadas do eixo axial de 10 em 10 graus até 180 graus defasado do eixo, visando obter as características de diretividade, comparadas no próximo capítulo às predições pelo SYSNOISE.

Uma discussão sobre os métodos do campo-próximo e do acelerômetro, utilizados para a medição da resposta em baixas frequências de alto-falantes e caixas acústicas tipo refletor de graves, sem a necessidade de uma câmara anecóica de grande volume pode ser encontrada no trabalho de Koeler [44].

6.2.2 Equipamentos e Montagem Experimental

As medições de curva de resposta utilizaram os seguintes equipamentos:

- Analisador FFT B&K 2144
- Gerador de Sinais B&K 1049
- Amplificador de Potência B&K 2706
- Microfone de campo livre B&K 4165

- Pré-amplificador
- Pistãofone B&K 4228
- Voltímetro B&K 2425
- Tripé de apoio para o microfone

A montagem experimental utilizada nos ensaios está ilustrada na Figura 6.9 e na foto da Figura 6.10.

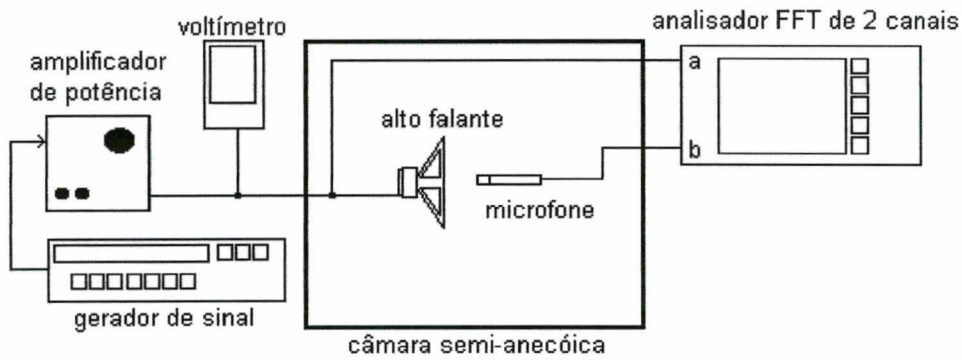


Figura 6.9 : Montagem Experimental Para Medição de Curva de Pressão Sonora

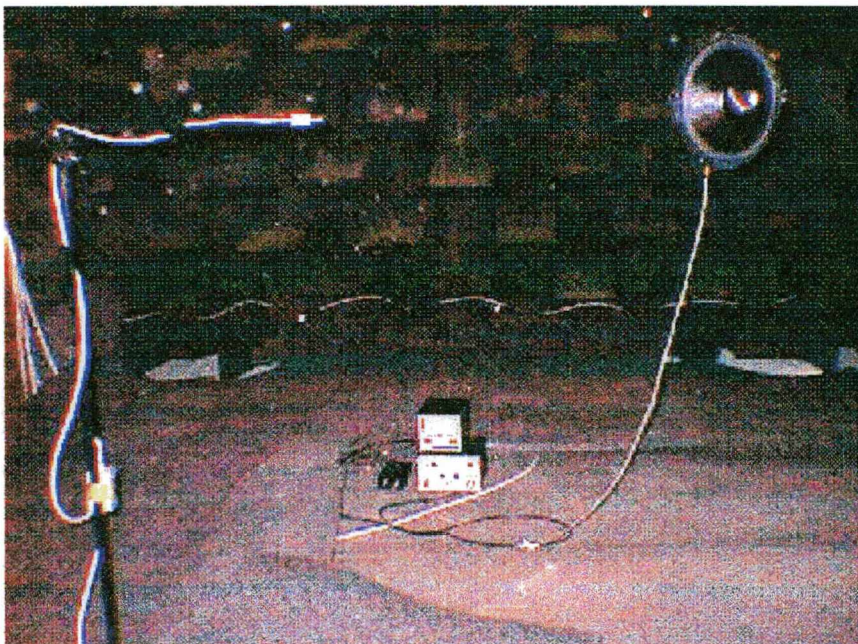


Figura 6.10 : Foto do Ensaio de Medição da Curva de Pressão Sonora em Câmara Semi-Anecóica

6.2.3. Procedimento Experimental e Resultados

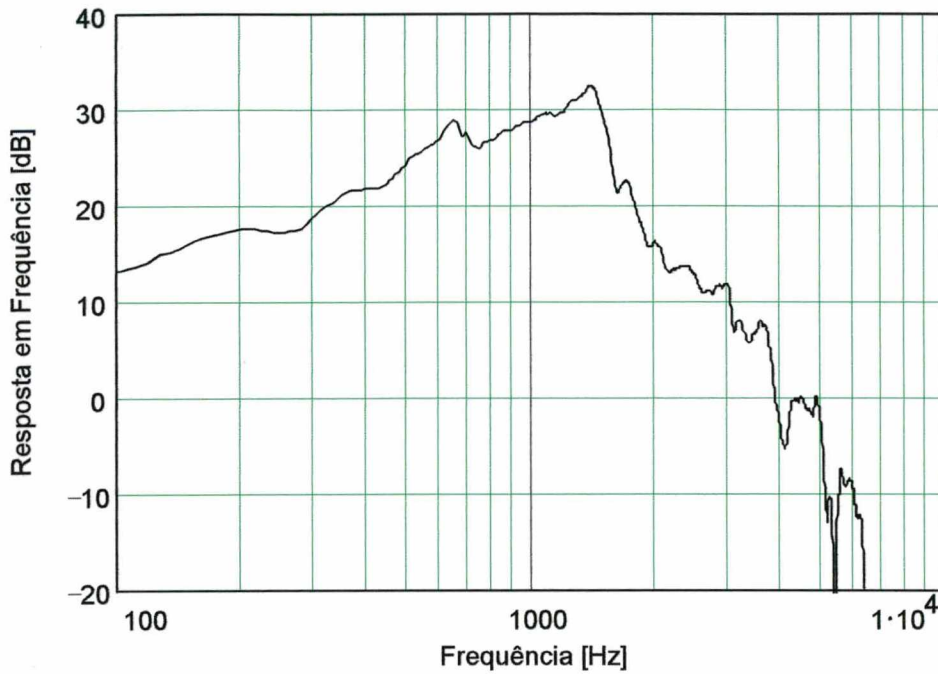
Antes de iniciar as medições de curva de resposta foi realizada a calibração do sistema de medição, utilizando o pistãofone, que gera um sinal de pressão de 124 dB na frequência de 250 Hz. Deste modo é possível ajustar a sensibilidade do canal de medição do analisador FFT de modo a garantir a conversão dos valores do sinal de tensão vindo do pré-amplificador em valores corretos de pressão sonora.

A curva de resposta foi obtida para um sinal de ruído branco na faixa de 20 Hz a 20 kHz, com amplitude de 2 Volts rms, correspondendo a uma potência aplicada de 1 Watt, considerando uma resistência nominal de 4 Ohms para o alto-falante. Para estas medições, o analisador FFT foi ajustado para medições com 800 linhas na faixa de frequência de 20 Hz a 6400 Hz, permitindo uma resolução em frequência de 8 Hz. Os dados de auto-espectros de potência e espectro cruzados para os dois canais do analisador, obtidos nas medições, foram transferidos para o computador e processados para geração de gráficos de resposta em frequência e curvas de diretividade.

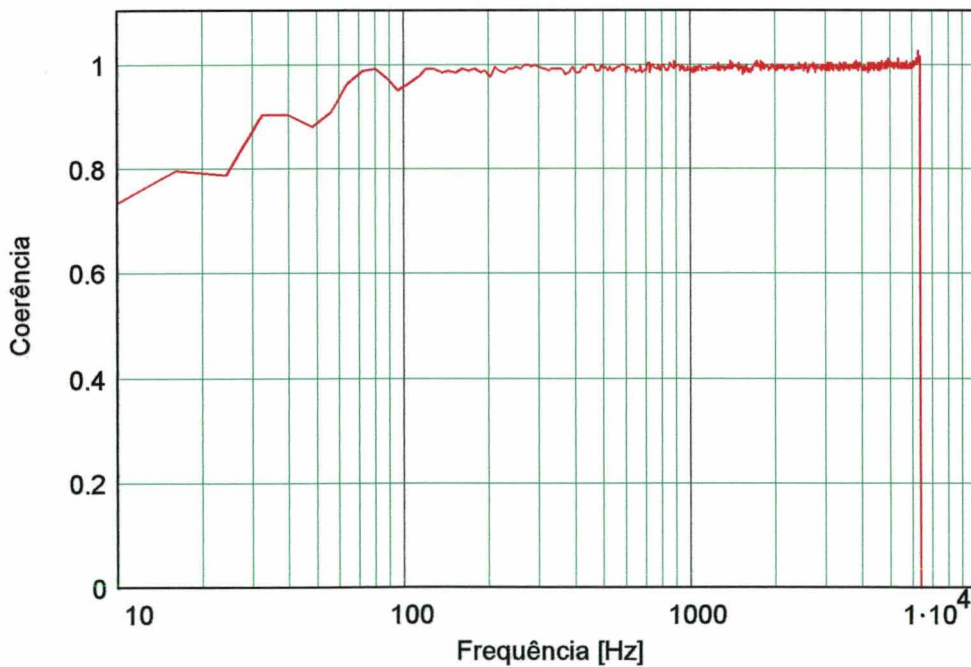
Na Figura 6.11 estão apresentados a curva de resposta em frequência (1 metro) do alto-falante livre e a curva de coerência correspondente, podendo-se notar a qualidade da medição, com valores de coerência próximos da unidade, a partir de cerca de 100 Hz. Isto evidencia o efeito da câmara de medição nas baixas frequências e a necessidade de se utilizar outro método de medição. A curva de resposta para baixas frequências é apresentada na Figura 6.12, onde se compara os resultados obtidos pelo método do campo próximo [42] e pelo método do acelerômetro [43], sendo observada boa concordância até 400 Hz.

As simulações da resposta acústica realizadas no Capítulo 5, utilizaram um modelo do alto-falante, sem a calota de proteção fixada ao cone, de modo a simplificar a análise. Desta forma, a comparação das curvas teóricas deve ser feita com curvas de resposta experimentais do alto-falante livre sem calota de proteção. As curvas de resposta medidos em ambos os casos são apresentadas na Figura 6.13, onde se observa o efeito da mesma na atenuação da resposta em altas frequências. Por fim,

na Figura 6.14 estão apresentadas curvas de resposta do alto-falante sem calota, livre e montado em um baffle padrão IEC, observando-se o efeito do painel, em prevenir o cancelamento de onda em baixas frequências.



a) Curva de Resposta Axial



b) Curva de Coerência

Figura 6.11: Curvas Experimentais do Ensaio de Medição da Pressão Sonora

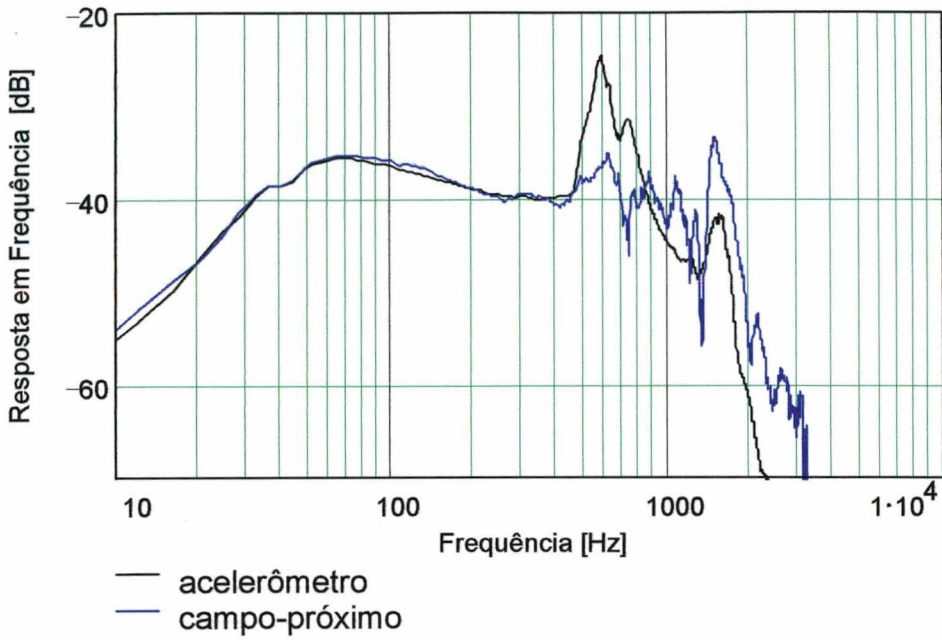


Figura 6.12 : Curvas de Resposta em Baixas Frequências Obtidas Pelo Método do Campo Próximo e Método do Acelerômetro

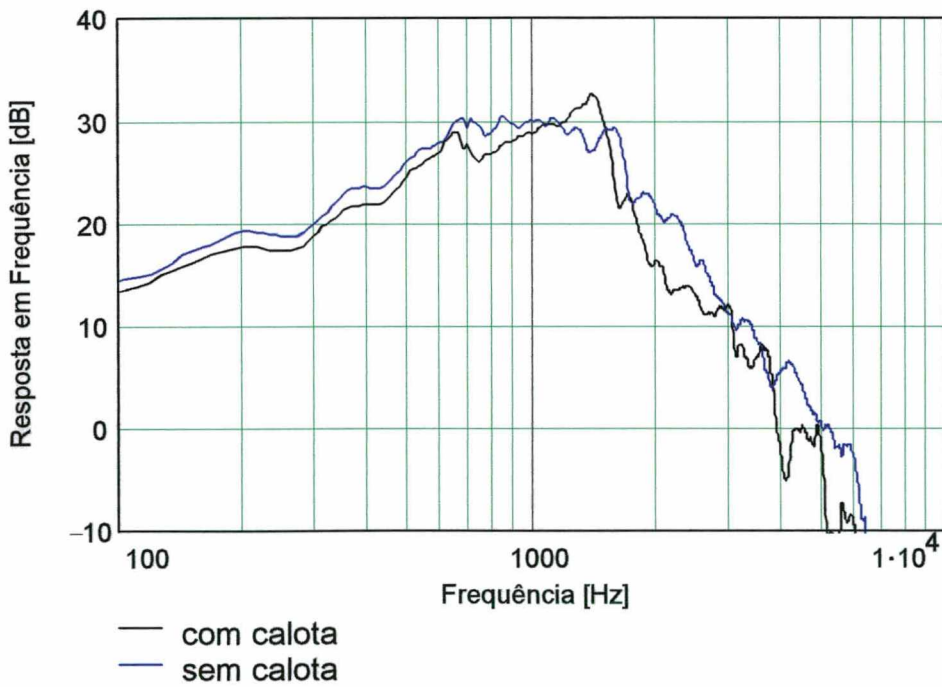


Figura 6.13: Comparação das Respostas Para o Alto Falante Com e Sem Calota de Proteção

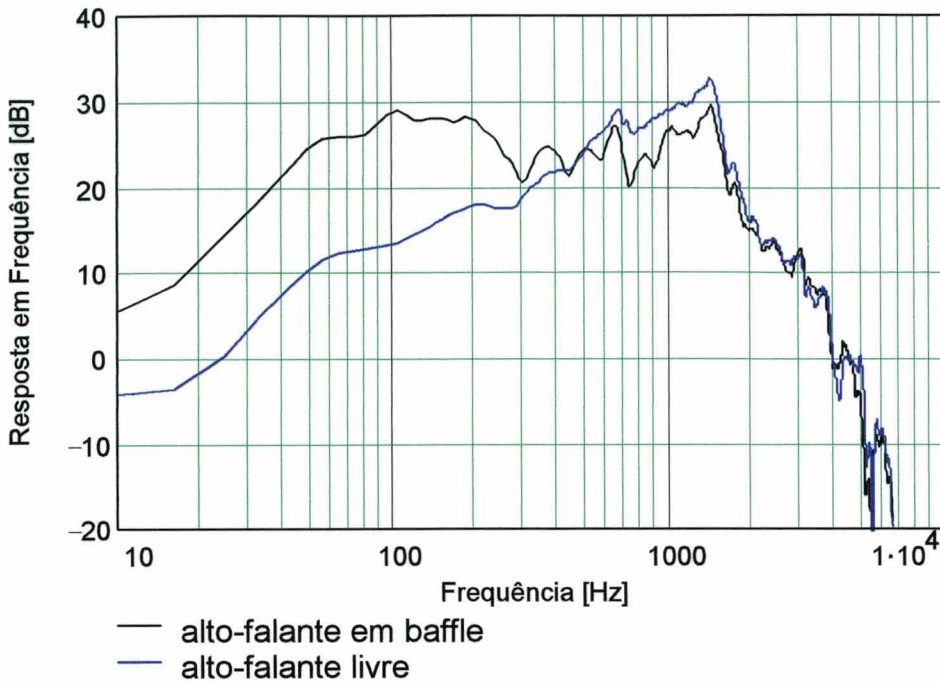


Figura 6.14: Curvas de Resposta Para o Alto Falante Livre e Montado em *Baffle* Padrão

6.3 MEDIÇÃO DA IMPEDÂNCIA ELÉTRICA

A medição da curva de impedância elétrica do alto-falante foi realizada tendo como principal interesse neste trabalho, possibilitar conhecer os valores da força aplicada na bobina para uma dada tensão elétrica aplicada, para fins de simulação numérica da resposta forçada do alto-falante como explicado no Capítulo 5.

O método utilizado para a medição da curva de impedância complexa seguiu basicamente o procedimento descrito em [45], onde se utiliza uma fonte de corrente constante e um analisador FFT que permite obter diretamente a função resposta em frequência, consistindo da transformada de Fourier do sinal de tensão medido nos terminais do alto-falante dividido pela transformada de Fourier do sinal de entrada. Os equipamentos utilizados foram os seguintes :

- Analisador FFT, B&K 2144 ;
- Gerador de Sinais, B&K 1049 ;
- Amplificador de potência, B&K 2706 ;
- Resistor de 1000 Ohms, 5 Watts.

Estes equipamentos foram montados de acordo com o esquema experimental ilustrado na Figura 6.15. O esquema ilustrado na figura consiste de um divisor de tensão, que devido à grande resistência do resistor R utilizado em comparação com a impedância do alto-falante, faz com que o gerador apareça para o alto-falante como uma fonte de corrente constante, permitindo medições da impedância com precisão razoável.

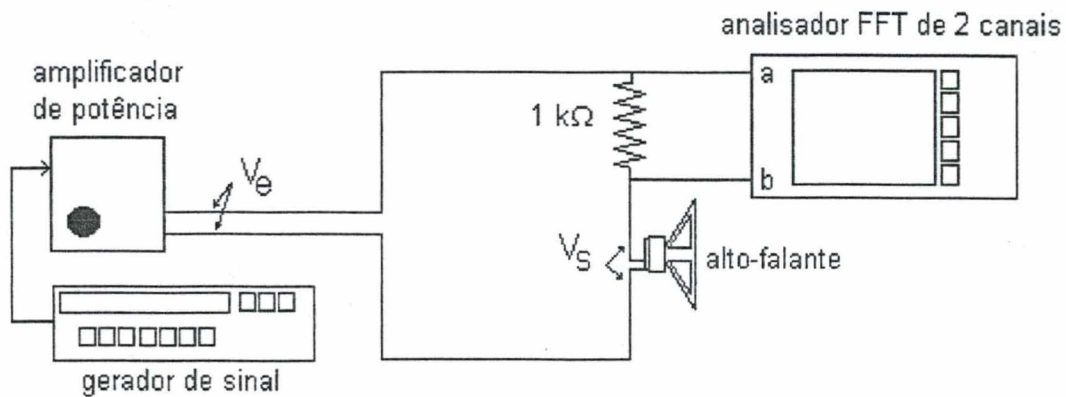


Figura 6.15: Esquema da Montagem Experimental Para Medição da Curva de Impedância Elétrica do Alto Falante

Observando o circuito da figura tem-se :

$$V_e = R.i + V_s \quad [6.6]$$

onde,

V_e é a tensão nos terminais do amplificador

V_s é a tensão nos terminais do alto-falante

i é a corrente elétrica no circuito

Como,

$$Z = \frac{V_s}{i} \quad [6.7]$$

Então,

$$V_e = V_s \cdot \left(\frac{R}{Z} + 1 \right)$$

$$\frac{V_s}{V_e} = \frac{Z}{Z + R}$$

E se $R \gg Z$, tem-se que a impedância do alto-falante é :

$$Z \cong R \cdot \frac{V_s}{V_e} \quad [6.8]$$

Utilizando como sinal de entrada ruído branco na faixa de frequência de interesse, é possível obter a curva de impedância complexa do alto-falante diretamente na tela do analisador FFT (a menos de uma constante multiplicadora) , sendo dada pelo espectro cruzado dos canais A e B, dividido pelo autoespectro do canal A. Neste ensaio, utilizou-se ruído branco na faixa de 20 Hz a 6400 Hz e resolução de 800 linhas no analisador FFT, permitindo uma resolução em frequência de 8 Hz. Foram realizadas 1000 médias lineares e utilizada janela temporal de Hanning.

Os dados obtidos no analisador foram posteriormente transferidos para um computador PC, onde foram convertidos usando o *software* B&K 5306 para arquivos com formato possível de serem lidos pelo *software* de planilha eletrônica Microsoft Excel. Nestes arquivos de dados estão os valores do auto espectro dos canais A e B e espectro cruzado complexo em decibéis, além da descrição do setup do analisador utilizado na medição. Os dados lidos no EXCEL foram então transferidos para o *software* MathCad, onde foram processados de modo a se obter as curvas de impedância e força apresentadas nas Figuras 5.9 e 5.10.

CAPÍTULO 7

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentadas inicialmente, comparações entre os resultados das simulações de análise modal através do FEM do modelo tridimensional para cálculo das vibrações do alto-falante, com resultados do ensaio de análise modal experimental, sendo também discutido a qualidade das predições e as principais dificuldades encontradas no procedimento experimental. Em seguida, são comparados os resultados das predições de curva de resposta em frequência com as medições realizadas em câmara semi-anecóica, sendo discutidas as principais limitações do modelo computacional utilizado. Por fim, são feitas algumas sugestões para continuação deste trabalho, visando aprofundar o conhecimento sobre o fenômenos físicos envolvidos e a metodologia de modelagem computacional na vibração e radiação sonora de alto-falantes eletrodinâmicos.

7.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS SOBRE AS VIBRAÇÕES DO CONE

Neste trabalho, as características vibratórias do cone de um alto-falante de 12 polegadas, foram investigadas através de simulações utilizando o método de elementos finitos e ensaios experimentais de análise modal, buscando assim obter indicações sobre a validade e limitações do modelo teórico utilizado, além de possivelmente obter informações para melhorar a qualidade do modelo. Pode-se dizer que estes objetivos foram parcialmente alcançados, devido principalmente às seguintes questões:

1. Dificuldades encontradas no procedimento experimental, com a baixa qualidade das funções de resposta em frequência obtidas nas medições de vibração com o transdutor a laser. Desta forma, houveram dificuldades de determinação do modelo

modal, com dificuldades de convergência do algoritmo de extração de parâmetros do *software* (CADA-PC) de análise utilizado.

2. Cálculo de modos computacionais pelo algoritmo de extração modal, de modo a obter melhor ajuste das curvas de função resposta em frequência. Desta forma, existiram dificuldades em se determinar com segurança os modos de vibração realmente existentes na estrutura.
3. Possível existência de comportamento não-linear da estrutura, o que não é considerado pelo modelo teórico de elementos finitos e ou pelo modelo modal.
4. O amortecimento estrutural muito grande, dificultando a identificação clara dos modos de vibração.
5. Grande densidade modal em baixas frequências obtido nos cálculos por elementos finitos, dificultando as comparações.
6. Incerteza nos valores das propriedades dos materiais do cone e suspensão utilizados nas simulações, além de possível variação destes parâmetros com a frequência.
7. As frequências naturais calculadas pelo método de elementos finitos consideraram um modelo sem amortecimento resultando na obtenção de modos de vibração reais. Isso pode ocasionar diferenças nos valores das frequências naturais, além de dificultar as comparações entre os modos de vibração, já que os modos experimentais obtidos são complexos.

Desta forma, não foi possível extrair um modelo modal experimental confiável ao ponto de fazer comparações quantitativas com os resultados teóricos. No entanto, a realização das medições foi importante no sentido de verificar a limitação do modelo teórico, sendo que uma análise dos resultados, revela a simplicidade do modelo de elementos finitos evidenciada por :

1. Existência de modos de vibração não axissimétricos no cone do alto-falante real demonstrado pelas medições, evidenciando não uniformidade dos materiais, assimetrias na construção ou força aplicada. As simulações consideraram um modelo axissimétrico e uniforme (materiais isotrópicos)

2. Presença de amortecimento estrutural não proporcional, evidenciado pela determinação de modos complexos. O método de análise modal utilizado calcula as frequências naturais para um modelo não amortecido, enquanto que a resposta harmônica é calculada considerando amortecimento do tipo proporcional.
3. Existência de valores experimentais de amortecimento diferentes para cada modo de vibração. Nas simulações foi utilizado um valor de amortecimento constante para todas as frequência de cálculo.

Além de evidenciar limitações do modelo teórico, os resultados experimentais permitem fazer uma comparação qualitativa dos resultados, podendo-se observar por exemplo, a obtenção de modos de vibração experimentais similares a modos calculados no modelo tridimensional de elementos finitos, lembrando que os modos experimentais consideram apenas as informações sobre o grau de liberdade medido. Esta similaridade pode ser observada por exemplo, comparando-se as figuras 5.6 e 5.7, permitindo alcançar alguma confiança na validade dos resultados. Para obter maior certeza na comparação entre os modos poderia-se utilizar, por exemplo, o MAC (*Modal Assurance Criterion*), procedimento discutido nas referências [40,46]. Considerando como válidas as comparações citadas acima, pode-se ainda observar que os modos teóricos e experimentais aparentemente correspondentes entre si, tem diferentes valores de frequência de ressonância, com os modos teóricos ocorrendo em geral para frequências maiores, o que permite supor que o valor de rigidez do modelo teórico é muito elevado, ou que a malha de elementos necessita de maior refino.

Pode-se relacionar ainda como limitação encontrada nas análises realizadas utilizando FEM, dificuldades com respeito à construção do modelo da estrutura, que deve ser o mais próximo possível da estrutura real. Desta forma, detalhes da geometria do alto-falante, como pontos de colagem e junção entre diferentes materiais, desconsideradas no modelo utilizado podem afetar a precisão das simulações. Além disso, os dados de entrada relativos às características dos materiais são obviamente fundamentais para a obtenção de resultados corretos, devendo ser

determinadas com precisão antes da análise por elementos finitos, o que não foi possível neste caso.

7.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS DE CURVA DE PRESSÃO SONORA

Ao realizar uma comparação entre resultados teóricos e experimentais para curva de resposta em frequência, uma primeira dificuldade surge com relação às condições de radiação do alto-falante no modelo teórico e na prática. Nas simulações no SYSNOISE, o alto-falante foi, por necessidade, montado em uma caixa fechada, de modo a se obter um volume fechado, necessário às simulações pelo método direto, evitando assim cancelamento de ondas em baixas frequências. Vale observar ainda, que esta caixa não tem outras influências na radiação, pois não se considera a existência de ar dentro do volume. Na prática, é impossível chegar às condições de radiação idênticas às do modelo teórico, já que a montagem do alto-falante em uma caixa, apesar de evitar cancelamento de ondas, acrescenta efeitos de acoplamento da estrutura com o volume de ar interno, além da ocorrência de ondas estacionárias no interior da caixa. Desta forma, optou-se inicialmente por realizar medições com o alto-falante livre e montado em um *baffle* padrão, como explicado no Capítulo 6, e adia-se para trabalhos futuros medições com o alto-falante em caixa fechada, que pode ser feita com um volume grande para diminuir o acoplamento com o fluido e revestida de material absorvente, de modo minimizar o efeito de ondas estacionárias.

As curvas de resposta em frequência teóricas e experimentais são comparadas nas Figuras 7.1 e 7.2. Na Figura 7.1, estão apresentadas a curva de resposta experimental para o alto-falante montado em um *baffle* padrão e a curva obtida pelo SYSNOISE, utilizando valores de rigidez de $E = 2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ e amortecimento constante igual a 0,04. A montagem do alto-falante em um *baffle* visou diminuir o cancelamento entre as ondas acústica frontal e posterior do alto-falante, permitindo melhor comparação com a curva teórica, que utiliza um alto-falante montado em um caixa. No entanto, sabe-se que o alto-falante está irradiando em condições diferentes,

já que a caixa utilizada na simulações tem uma menor área frontal em relação ao *baffle*, provocando efeitos de difração e que possivelmente o *baffle* não impede totalmente o cancelamento de ondas em baixas frequência.

Na Figura 7.2, a mesma curva teórica é comparada com uma curva experimental obtida combinando a medição realizada em campo próximo para as baixas frequências, com a curva medida a 1 metro de distância para o alto-falante livre. Desta forma, foi possível aproximar melhor as condições de radiação experimental com a teórica, observando-se no entanto, que devido à limitação da medição em campo próximo à baixas frequências, devem ocorrer efeitos de cancelamento de onda na faixa média, explicando as diferenças entre as curvas encontradas nestas frequências.

Observa-se ainda, que as curvas teóricas e experimentais tiveram seus valores normalizados, fazendo os valores de pressão para a primeira frequência considerada (20 Hz) igual a zero dB. Isto foi necessário para fins de comparação devido à medição ter sido realizada utilizando ruído branco, com a energia aplicada no alto-falante distribuída igualmente para todas as frequências, ao contrário do que ocorre nas simulações de análise da resposta harmônica. Desta forma, melhores resultados podem ser esperados para medições de curva de resposta utilizando varredura senoidal, permitindo comparar valores absolutos de níveis de pressão sonora.

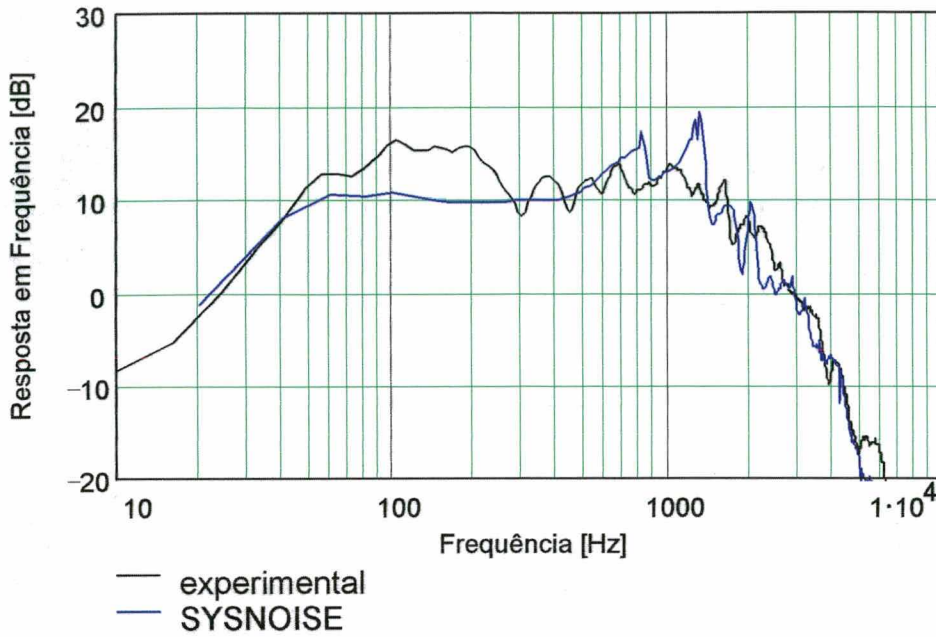


Figura 7.1: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amortecimento= 0,04) x Experimental (Alto-falante em *Baffle*)

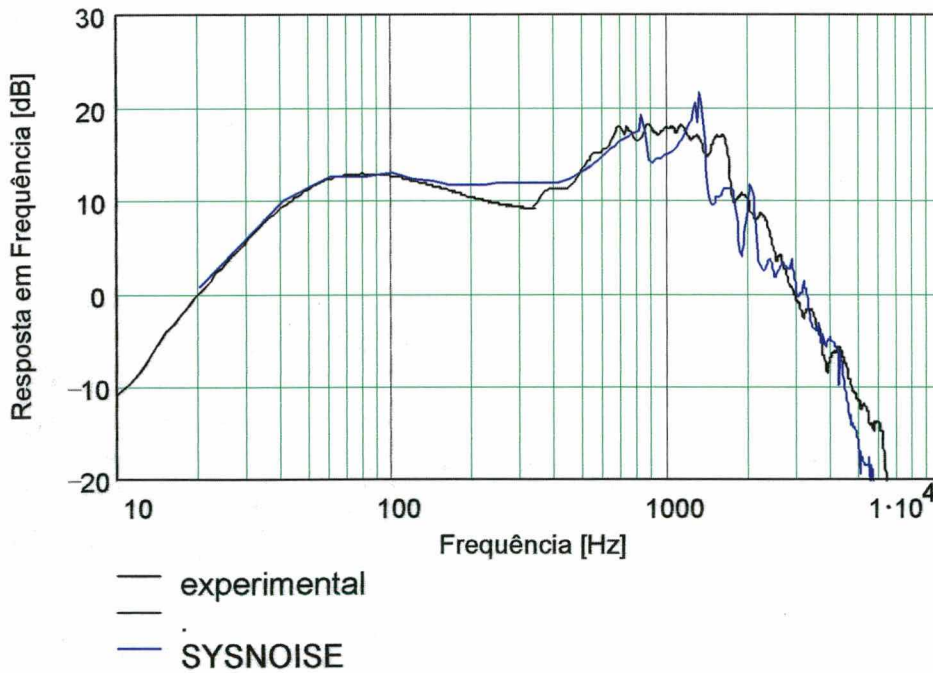


Figura 7.2: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amort.= 0,04) x Experimental (*Nearfield* + Alto-falante Livre)

Apesar das diferenças entre as condições práticas e as do modelo teórico e a simplicidade do modelo teórico, a comparação das curvas de resposta em frequência apresenta boa concordância entre os resultados, com boa predição do formato geral da curva de resposta do alto-falante. Esta aproximação entre as curvas, pode ser ainda melhorada através de um ajuste cuidadoso dos valores das propriedades dos materiais utilizados nas simulações. Na Figura 7.3, é feita uma comparação na qual os valores de amortecimento foi modificado para $E = 1,7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ e utiliza-se amortecimento de Rayleigh, podendo-se observar uma melhoria na concordância para as altas frequências. Deve-se observar também, que é inútil buscar uma concordância exata, entre as curvas teóricas e experimentais, já que diferenças de cerca de 3 dB, ocorrem para resposta de alto-falantes idênticos, como observado na Figura 7.4.

Na figura 7.5, são apresentadas comparações entre gráficos de diretividade teóricos (SYSNOISE) e experimentais (de 10 em 10 graus) do alto-falante estudado. Pode-se observar que a concordância obtida é razoável, melhorando para as maiores frequências, o que é de se esperar, já que as medições de diretividade foram feitas para o alto-falante livre.

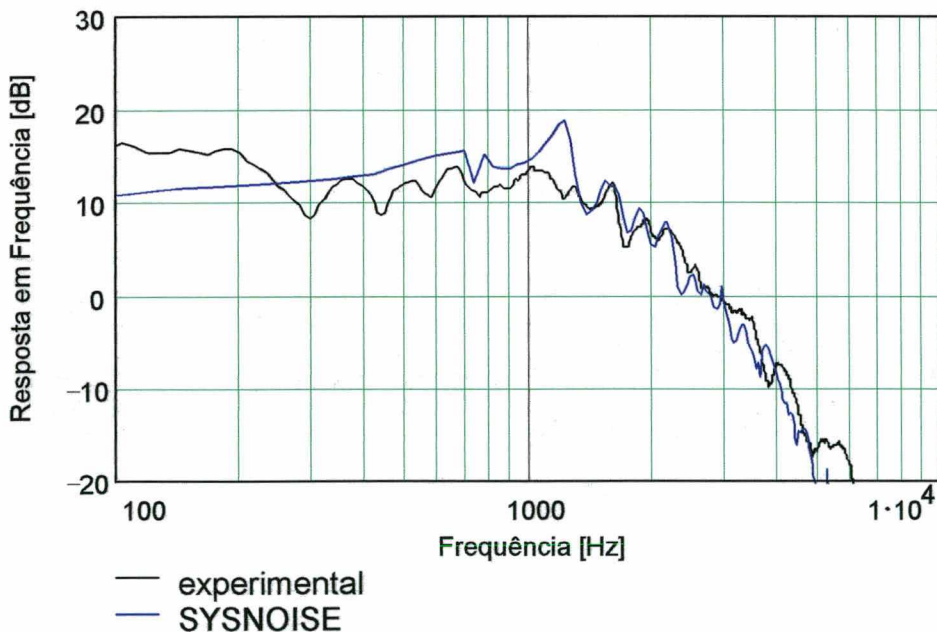


Figura 7.3: Comparação Entre Curvas de Resposta em Frequência Teórica ($E=1,7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Amort. de Rayleigh) x Experimental

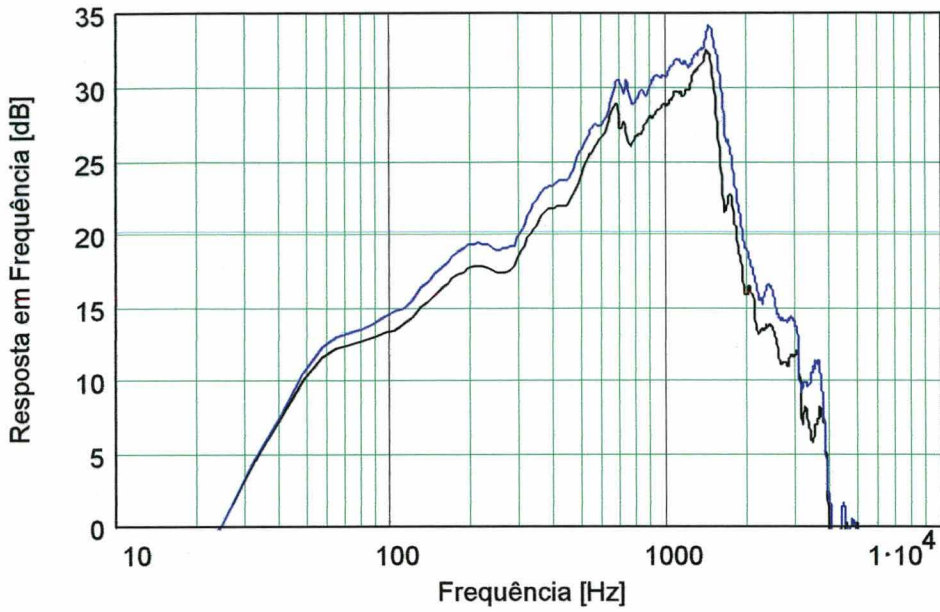
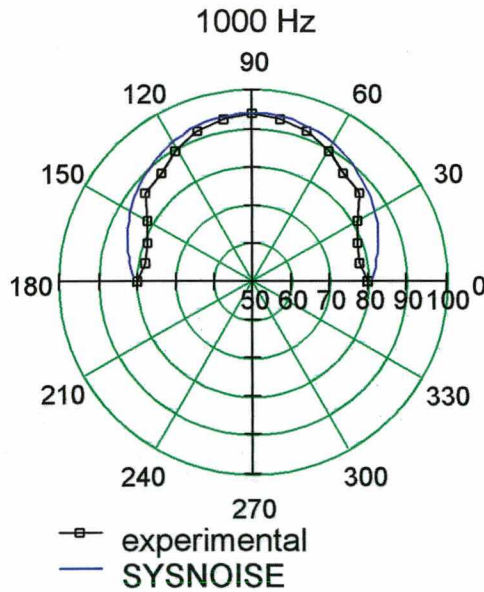
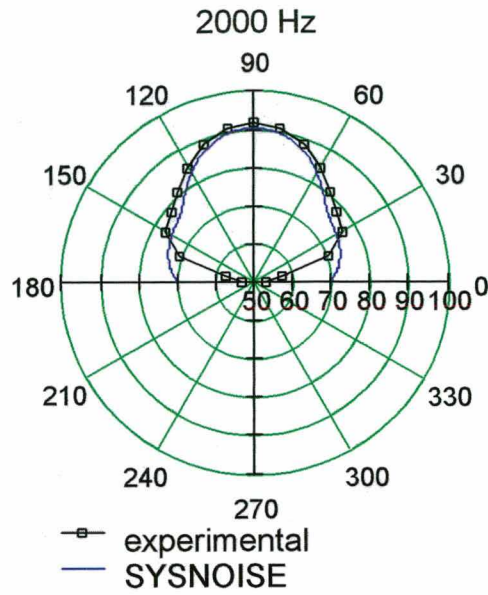


Figura 7.4: Comparação Entre a Curva de Resposta em Frequência de Dois Alto-falantes do Mesmo Tipo

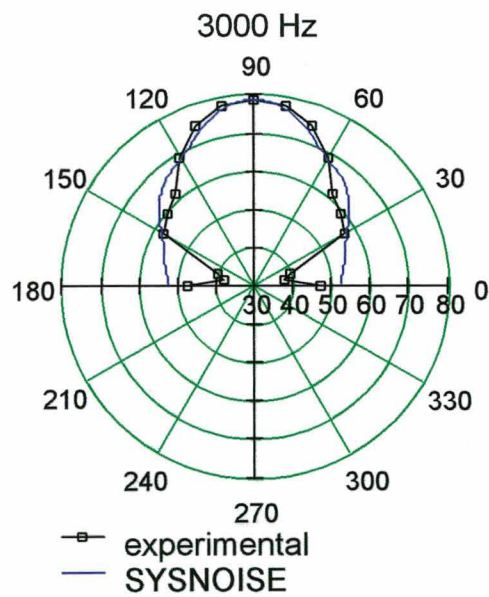


a)

Figura 7.5 : Comparação Entre Diretividade Téóricas e Experimentais

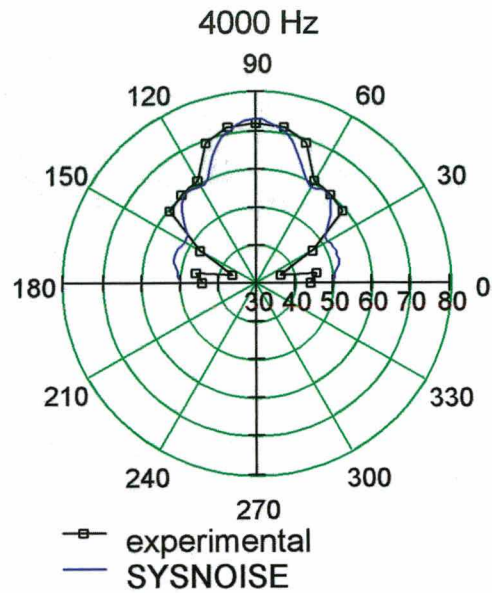


b)



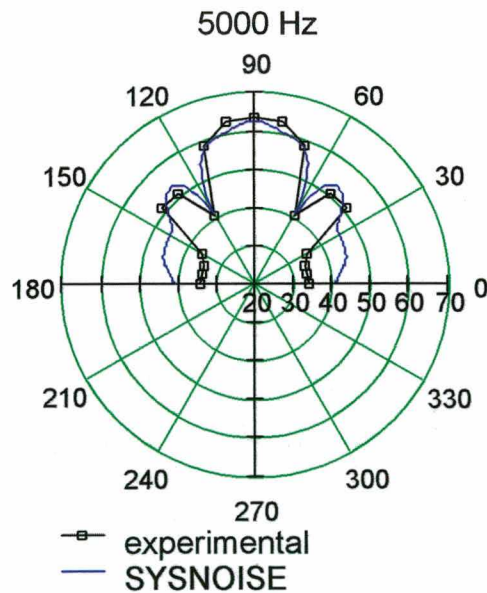
c)

Figura 7.5 : Comparação Entre Diretividade Teóricas e Experimentais (continuação)



d)

Figura 7.5 : Comparação Entre Diretividades Téóricas e Experimentais (continuação)



e)

Figura 7.5 : Comparação Entre Diretividades Téóricas e Experimentais (continuação)

Finalizando, observa-se que a precisão dos resultados de radiação obtidos pelo método elementos de contorno depende em grande parte da qualidade dos resultados das vibrações estruturais realizadas anteriormente pelo método de elementos finitos, que foram limitadas a modelos relativamente simples, com geometria axissimétrica, materiais isotrópicos e vibrações no vácuo. Ressalta-se ainda, que para a obtenção de bons resultados é essencial a operação correta do programa, o que implica em um certo conhecimento dos fundamentos teóricos do método de elementos de contorno.

7.3 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Com base nas discussões acima, pode-se fazer as seguintes sugestões para trabalhos futuros :

- Estudar método para medição das propriedades dos materiais do cone e suspensão do alto-falante, especificamente de módulo de Young e amortecimento estrutural e realizar simulações com diferentes valores de amortecimento para o cone e borda.
- Medir a curva de resposta em frequência para o alto-falante montado em caixa fechada e comparar com resultados de simulações.
- Realizar análise modal teórica utilizando algoritmo que considera o amortecimento estrutural, possibilitando a obtenção de modos de vibração complexos.
- Realizar análise modal de cones de material uniforme, como polipropileno e alumínio para obter maior confiabilidade nos procedimentos e análise.
- Simular modelo tridimensional utilizando BEM indireto, podendo-se simular a radiação para o alto-falante livre.
- Estudar o efeito de modos de vibração não axissimétricos na curva de resposta de pressão sonora.

Além disso, seria importante continuar as investigações de modo a obter maiores resultados aplicados ao projeto de alto-falante via computador, o que deve incluir:

- Realizar o modelagem do alto-falante incluindo a calota de proteção, procurando entender sua influência nas vibrações do cone e curva de pressão sonora.
- Buscar otimizar o projeto de cones, objetivando melhoria na curva de resposta e melhor eficiência de radiação.
- Realizar simulações e ensaios para determinar as características de diretividade do alto-falante.
- Realizar simulações e ensaios de nível de potência sonora.
- Simulações de alto-falante montados em caixas e estudar efeitos de acoplamento com o fluido interno.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

Este trabalho mostrou ser possível realizar com boa precisão, a predição da curva de resposta em frequência para um alto-falante comercial de 12 polegadas, para toda a sua faixa de frequência de operação, considerando o comportamento flexível do cone e utilizando o método de elementos finitos para modelação estrutural e método de elementos de contorno para predição da resposta acústica, implementados nos *softwares* comerciais ANSYS e SYSNOISE. Foram apresentados procedimentos e resultados de ensaios experimentais de análise modal e medição de pressão sonora do alto-falante, possibilitando obter um melhor conhecimento das limitações dos modelos utilizados.

A análise das vibrações do cone de alto-falantes utilizando o método de elementos finitos permite de modo geral a obtenção rápida de informações importantes sobre as características vibratórias do cone como por exemplo, a frequência máxima para o qual o cone vibra de modo rígido e a influência da suspensão externa nas vibrações do cone. A não necessidade da construção de um protótipo deve permitir em trabalhos futuros, avaliar diferentes conceitos de projeto, com realização de análise modal teórica e predições estruturais em análises estáticas e dinâmicas sob diferentes condições de carregamento. Através de modificações dos parâmetros dos materiais e dimensões utilizados no modelo, pode-se verificar o efeito das mesmas nas frequências naturais de vibração do cone, permitindo o projeto de cones com características desejadas com menor número de protótipos. No entanto, para a obtenção de resultados corretos, é necessário obter previamente as propriedades dos materiais e características de distribuição de amortecimento, buscando-se a melhor maneira de introduzir estas informações nas simulações de elementos finitos, que geralmente se restringem a modelo de amortecimento proporcional.

Com relação à análise modal experimental, as maiores dificuldades são em relação à acurácia dos dados experimentais, que dependem de cuidados na fixação da estrutura, transdução e análise. É também um ensaio bastante trabalhoso, no qual deve-se medir um grande número de pontos, de modo a representar razoavelmente a estrutura ensaiada. Apesar disso, é um ensaio que permite obter informações importantes sobre as vibrações, podendo-se verificar a validade dos modelos teóricos e avaliar a qualidade de um produto final.

O método de elementos de contorno, como implementado no SYSNOISE, mostrou-se de forma geral, uma ferramenta poderosa para realizar a predição da resposta acústica do alto-falante, com boa aproximação da curva de resposta experimental para toda a faixa de frequência de resposta. Com estas predições é possível obter informações de grande interesse prático, como por exemplo a influência das propriedades de rigidez e amortecimento dos materiais do cone na resposta acústica. Além disso, pode-se obter a curva de pressão irradiada para qualquer ponto do espaço, como demonstrado pelas simulações de diretividade, o que é importante na análise de radiação para maiores frequências, com grande aplicação aos projetos de cornetas, por exemplo. Como principais limitações pode-se citar o grande custo computacional dos cálculos, com simulações demoradas (tempos de processamento maiores do que para o FEM) e tempos de processamento que aumentam para maiores resoluções de frequência e refino da malha de elementos e também a indeterminação da resposta nas frequências naturais do problema interno associado, que implica na necessidade da definição de pontos de sobredeterminação, cujo número e posições devem ser verificados iterativamente.

Finalizando, pode-se dizer que os resultados alcançados neste trabalho permitiram sistematizar um procedimento de modelagem das características vibroacústicas de alto-falantes, tendo sido obtidos bons resultados considerando a simplicidade e incerteza de alguns parâmetros do modelo. Desta forma, é interessante e encorajador realizar a continuação dos trabalhos, visando possibilitar no futuro, o projeto e otimização de alto-falantes inteiramente via computador.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] COLLOMS, Martin. Developments in Loudspeaker System Design. **Acoustics Bulletin**, v. 20, n. 6, nov./dez., 1995.
- [2] HUNT, Frederick V. **Electroacoustics, The Analysis of Transduction and Its Historical Background**, American Institute of Physics, 1982.
- [3] FRANKORT, F. J. M. Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.26, n.9, sept.,1978.
- [4] COLLOMS, Martin. **High Performance Loudspeakers**, Pentech Press, London, 1988.
- [5] JUNGER M. C., FEIT D. **Sound, Structures and their Interaction**, American Institute of Physics, 1993.
- [6] FAHY, Frank. **Sound and Strutral Vibration**, Academic Press, 1985.
- [7] KANE, J. H. **Boundary Element Analysis**, Prentice Hall, New Jersey, 1994.
- [8] SCHENCK, H. A. Improved Integral Formulation for Acoustic Radiation Problems, **Journal of the Acoustical Society of America**, v.44, n.1, jan.,1968.
- [9] SEYBERT, A. F. ; RENGARAJAN, T. K. The Use of CHIEF to Obtain Unique Solutions for Acoustics Radiation Using Boundary Integral Equations, **Journal of the Acoustical Society of America**, v.81, n.5, may, 1987.
- [10] BERANEK, Leo L. Some Remarks on Electro-Mechano-Acoustics Circuits, **Journal of the Acoustical Society of America**, v.77, n.4, april, 1985.
- [11] BERANEK, Leo L. **Acoustics**, American Institute of Physics, 1993.
- [12] BORWICK, J. **Loudspeaker and Headphone Handbook**, Focal Press, 1994.
- [13] THIELE A. N. Loudspeakers in Vented Boxes parts I & II, In: **An Anthology of Articles on Loudspeakers vol.1**, pp. 181-204, Audio Engineering Society, New York, 1980.
- [14] SMALL, Richard H. Direct Radiator Loudspeaker System Analysis, **Journal of the Audio Engineering Society**. v.20, n. 5, june, 1972.
- [15] SMALL, Richard H. Closed Box Loudspeaker Systems, parts I & II, In: **An Anthology of Articles on Loudspeakers vol.1**, pp.285-303, Audio Engineering Society, New York, 1980.

- [16] SMALL, Richard H. Vented Box Loudspeaker Systems, parts I, II & III, In: **An Anthology of Articles on Loudspeakers vol.1**, pp. 316-343, Audio Engineering Society, New York, 1980.
- [17] SILVA, H. S. **Análise e Síntese de Alto Falantes e Caixas Acústicas Pelo Método Thiele-Small**, H. Sheldon Serviços de Marketing, Rio de Janeiro, 1996.
- [18] SCOTT, J., KELLY, J. & LEEMBRUGGEN, G. New Method of Characterizing Driver Linearity, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.44, n. 4, april, 1996.
- [19] KAGAWA, Y. et al. Finite Element Simulation of Axissymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall, **Journal of Sound and Vibration**, v.53, n.3, 1977.
- [20] KAGAWA, Y. et al. Finite Element Approach to Acoustic Transmission Radiation Systems and Application to Horn and Silencer Design, **Journal of Sound and Vibration**, v.69, n.2, 1980.
- [21] KAGAWA, Y.; YAMABUCHI, T.; SUGIHARA, K. Finite Element Approach to Acoustic Radiation System with Application to Loudspeaker Characteristic Calculation, **Journal of Sound and Vibration**, v.69, n.2, 1980.
- [22] KYOUNO, N.; KAGAWA, Y. et al. Loudspeaker Characteristic Calculation by Finite Element Method, Comparison with Measured Results, **Journal of Sound and Vibration**, v.91, n.4, 1983.
- [23] SHINDO, T., YASHIMA, O.; SUZUKI, H. Effect of Voice-Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.28, n.7/8, july/aug., 1980.
- [24] SUZUKI, K.; NOMOTO, I. Computerized Analysis and Observation of the Vibration Modes of Loudspeaker Cones, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.30, n.3, march, 1982.
- [25] SHEPERD, C.; ALFREDSON, R. J. An Improved Computer Model of Direct Radiator Loudspeakers, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.33, n.5, may, 1985.

- [26] KAIZER, A. J. M. ; LEEUWSTEIN, A. Calculation of the Sound Radiation of a Non Rigid Loudspeaker Diaphragm Using the Finite Element Method, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.36, n.7/8, july/aug, 1988.
- [27] HENWOOD, D. J.; JONES, C. J. C. et al. Finite Element Modeling of Loudspeaker Diaphragms and the Boundary Element Method for Evaluating Sound Pressure, **AUDIO ENGINEERING SOCIETY CONVENTION (82. : 1987: London)**, preprint 2449.
- [28] GEAVES, G. P. Design and Validation of a System for Selecting Optimized Midrange Loudspeaker Diaphragm Profiles, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.44, n.3, march, 1996.
- [29] KIM, J. H.; KIM, J. T. et al. Vibroacoustic Analysis of a Loudspeaker Cone, **INTERNOISE (25.: 1996 : Liverpool)**. **Anais**, Liverpool, 1996.
- [30] CORRINGTON, M. S.; KIDD, M. C. Amplitude and Phase Measurements on Loudspeaker Cones, **Proceedings of the Institute of Radio Engineers**, sept., 1951, pg. 1021 a 1026.
- [31] BANK, G.; HATHAWAY, G. T. A Three Dimensional Interferometric Vibrational Mode Display, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.29, n.5, may, 1981.
- [32] STRUCK, C. J. Investigation of the Nonrigid Behavior of a Loudspeaker Diaphragm Using Modal Analysis, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.38, n.9, sept. 1990.
- [33] BAUER, B. B. Equivalent Circuit Analysis of Mechano-Acoustic Structures, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.24, n.8 , oct., 1976.
- [34] KINSLER, L. E.; FREI, A. R. **Fundamentals of Acoustics**, 3. ed., John Wiley, 1982.
- [35] BATHE, J. K. **Finite Element Procedures**, Cap.11, Prentice Hall, 1996.
- [36] ANSYS, **User's Manual Vol1, Procedures**, Revision 5.1, Swanson Analysis Systems, Inc.,1994.
- [37] PETYT, M. **Introduction to Finite Element Vibration Analysis**, Cambridge University Press, 1990, pg 390.
- [38] WRIGHT, Julian R. An Empirical Model for Loudspeaker Motor Impedance, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.38, n.10, oct.,1990.

- [39] SYSNOISE, **User's Manual**, Revision 5.2, NIT, Leuven, Belgica, 1995.
- [40] EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**, Research Studies Press Ltd., England, 1986.
- [41] IEC (INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION), **Sound System Equipment, part 5 : Loudspeakers**, IEC 268-5, Genebra, 1987.
- [42] KEELE Jr., Don B. Low Frequency Loudspeaker Assesment by Near-Field Sound Pressure Measurement. In: **An Anthology of Articles on Loudspeakers, vol.1**, pp. 344-352, Audio Engineering Society, New York, 1980.
- [43] CHRISTOPHOROU, J. Low Frequency Loudspeaker Measurements with an Accelerometer, **Journal of the Audio Engineering Society**, v.28, n.11, nov.,1980.
- [44] KOEHLER, Luiz A. **Análise e Medição da Resposta em Baixas Freqüências de Radiadores Acústicos Tipo "Vented-Box"**, Florianópolis, 1992. Dissertação de Mestrado na área de Vibrações e Acústica, Faculdade de Engenharia Mecânica, UFSC.
- [45] STRUCK, C. J. Determination of the Thiele Small Parameters Using Two Channel FFT Analysis, AUDIO ENGINEERING SOCIETY CONVENTION (82. :1987:London) preprint 2446.
- [46] LMS CADA-PC, **User's Manual**, revision 1.2, LMS International, Leuven, Bélgica, 1992.

ANEXO 1

Lista de comandos do ANSYS utilizadas nas simulações de análise modal e análise da resposta harmônica do modelo axissimétrico do alto falante, apresentadas no Capítulo 5

```
/FILNAM,batch
```

```
!*Define estilo do WORKPLANE
```

```
wpstyle,0.05,0.01,-1,1,0.003,0,0,,5
```

```
!*Define a geometria do modelo
```

```
/PREP7
```

```
FLST,3,6,8
```

```
FITEM,3,0.165E-01,0.2,0
```

```
FITEM,3,0.165E-01,0.164,0
```

```
FITEM,3,0.165E-01,0.184,0
```

```
FITEM,3,0.124,0.266,0
```

```
FITEM,3,0.138,0.266,0
```

```
FITEM,3,0.131,0.272,0
```

```
K, ,P51X
```

```
/REPLOT
```

```
LSTR, 2, 3
```

```
LSTR, 3, 1
```

```
LSTR, 1, 4
```

```
LARC, 4, 5, 6
```

```
!*Define tipos de elementos
```

```
ET,1,SHELL51
```

```
ET,2,COMBIN14
```

```
KEYOPT,2,2,2
```

```
KEYOPT,2,3,0
```

```
!*Define constantes reais
```

```
R,1,0.0013,0.0013,
```

```
R,2,0.000125,0.000125,
```

```
R,3,0.0007,0.0007,
```

```
R,4,0.0011,0.0011,
```

```
R,5,2000,4,0,
```

!*Define propriedades dos materiais

!*

UIMP,1,EX, , ,1.1e11,
UIMP,1,DENS, , ,6100,
UIMP,1,NUXY, , ,0.3,
UIMP,1,EMIS, , ,1,

!*

!*

UIMP,2,EX, , ,2.5e9,
UIMP,2,DENS, , ,1392,
UIMP,2,NUXY, , ,0.34,
UIMP,2,EMIS, , ,1,

!*

!*

UIMP,3,EX, , ,2e9,
UIMP,3,DENS, , ,550,
UIMP,3,NUXY, , ,0.3,
UIMP,3,EMIS, , ,1,

!*

!*

UIMP,4,EX, , ,3.15e6,
UIMP,4,DENS, , ,690,
UIMP,4,NUXY, , ,0.3,
UIMP,4,EMIS, , ,1,

!*Gera malha de elementos

TYPE,1,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,

!*

ESIZE,0.05,0,
LMESH, 1
TYPE,1,
MAT,2,
REAL,2,
ESYS,0,

!*

LMESH, 2
TYPE,1,
MAT,3,
REAL,3,
ESYS,0,

!*

ESIZE,0.005,0,
LMESH, 3

```
TYPE,1,  
MAT,4,  
REAL,4,  
ESYS,0,
```

```
!*
```

```
ESIZE,0.0005,0,  
LMESH, 4
```

```
!*Cria elemento tipo mola
```

```
FLST,3,1,8  
FITEM,3,0.165E-01,0.164,0  
N, ,P51X
```

```
TYPE,2,  
MAT,1,  
REAL,5,  
ESYS,0,
```

```
!*
```

```
EINTF,0.0001,
```

```
!*Plota geometria
```

```
LPLOT  
SAVE  
FINISH
```

```
!*Inicia Solucao de Analise Modal
```

```
/SOLU  
ANTYPE,2
```

```
!*
```

```
!*
```

```
MODOPT,SUBSP,20  
LUMPM,0  
PSTRES,0
```

```
!*
```

```
MODOPT,SUBSP,20,-1, , ,OFF  
EQLV,FRONT  
RIGID,  
SUBOPT,0,0,0,0,0,ALL,0,
```

```
!*Condicoes de Contorno
```

```
FLST,2,1,3,ORDE,1  
FITEM,2,5  
DK,P51X, ,0, ,0,ALL  
FLST,2,71,1,ORDE,2
```

```
FITEM,2,1
FITEM,2,-71
D,P51X,,0,, ,UZ
FLST,2,1,1,ORDE,1
FITEM,2,71
D,P51X,,0,, ,ALL
FLST,2,3,1,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-3
D,P51X,,0,, ,UX,UZ,ROTZ
```

!*Realiza Analise Modal

```
/STAT,SOLU
SOLVE
FINISH
```

!*Expansao dos modos

```
/SOLU
EXPASS,1
MXPAND,20,20,5000,0
/STAT,SOLU
SOLVE
SAVE
FINISH
```

!*Realiza Analise Harmonica

```
/SOLU
ANTYPE,3
!*
HROPT,MSUP
HROUT,ON
LUMPM,0
!*
HROPT,MSUP,20,
HROUT,ON,OFF,0
```

!*Condicao de contorno

```
FLST,2,1,1,ORDE,1
FITEM,2,1
F,P51X,FY,1,0,
```

!*frequencias de solucao

HARFRQ,10,6000,
NSUBST,400,
KBC,1
!*amortecimento

ALPHAD,0,
BETAD,0,
DMPRAT,0.04,
MDAMP,1,0,0,0,0,0,0,

!*escreve arquivo de loadstep

LSWRITE,1,

!*Inicia solucao

/STAT,SOLU
SOLVE
FINISH

!*Inicia Expansao dos resultados

/SOLU
EXPASS,1
NUMEXP,400,20,6000,0
HREXP,ALL,
!*
/STAT,SOLU
SOLVE
SAVE
FINISH

ANEXO 2

Lista de comandos do SYSNOISE 5.2 utilizadas nas simulações de predição da resposta acústica para o modelo axissimétrico do alto falante, apresentadas no Capítulo 5

* Define método de solução

Option BEM Direct Collocation Node Exterior Uncoupled Unbaffled NoAsymptotic
Frequency Return

* Importa malha de elementos

Input Mesh Format Ansys File '/path/fvar1/fluid.cdb' Return
AxiSymmetry Return

* Duplicação de nós

Duplicate
Node 375
Elements 374
Return

Duplicate
Node 438
Elements 435
Return

Duplicate
Node 449
Elements 450
Return

Duplicate
Node 399
Elements 446
Return

Duplicate
Node 380
Elements 396
Return

Extract Duplicate Return

* Define elementos do cone

Set 1 Name " cone"
Nodes 375, 433 to 449, 451, 452, 454
Return
Set 2 Name " caixa"

Nodes 379 to 432,399,456
Return

* Define condições de contorno

Boundary Impedance Real 416.5 Imag 0
Nodes Set 2
Return

Check Mesh NoSet Return

Generate

Node Set 1

From Displacements File '/path/fvar/fvar.rst' Format Ansys

Load 1 to 407

Norewind

Mesh File '/path/axissim1.cdb' Format Ansys

Algorithm 1 Tolerance 0.027122 Average 4

Return

* Gera pontos de sobredeterminação

Overdetermine 0.05 0.1 0 Return

Overdetermine 0.08 0.14 0 Return

Overdetermine 0.1 0.02 0 Return

Overdetermine 0.13 0.22 0 Return

Overdetermine 0.03 0.17 0 Return

Overdetermine 0.02 0.04 0 Return

Overdetermine 0.11 0.12 0 Return

Overdetermine 0.13 0.07 0 Return

Overdetermine 0.13 0.01 0 Return

Overdetermine 0.07 0.22 0 Return

Check Mesh NoSet Overdetermination Return

* Inicia Solução

Response

Frequency 20 To 6000 LinStep 40

Save Potential File POT

Return

* Define *field-point*

Point 0 1.2 0 Return

* Armazena resultados de curva de resposta

Store

Frequency 20 To 6000 LinStep 40

Point 1

Return

* Gera curva de resposta

Curve

Point 1 Pressure Format 4 Marker 0 Return

Point 1 Pressure Format 3

Logarithmic NoBackground Grid Marker 0

Type 1 dBLin Narrow Added

Return

Point 1 Pressure Format 3 Xmin 10

Logarithmic NoBackground Grid Marker 0

Type 1 dBLin Narrow Added

O 3

Tabela com frequências de ressonância calculadas no ANSYS para modelo tridimensional e obtidas na análise modal experimental

Análise Modal Teórica (ANSYS) [Hz]	Análise Modal Experimental [Hz]
120,0	
129,0	130,0
139,0	149,0
168,5	165,0
203,0	190,0
208,5	200,0
239,8	243,0
277,3	290,0
313,6	
347,6	355,0
376,0	
378,8	
388,8	
391,9	
394,8	
398,1	
407,6	402,0
424,2	426,0
434,5	
446,7	
460,0	460,1
475,5	
484,7	480,0
508,9	
511,1	516,0
522,0	
532,8	
544,9	539,0
553,8	
556,5	
579,9	
595,1	
603,0	600,0
625,9	619,0
648,3	642,0
654,8	
658,6	
670,0	
690,5	
710,9	724,0
717,3	
729,3	
745,9	743,0
747,9	
752,6	