



CARACTERIZAÇÃO DE MATERIAIS PARA MODELAGEM NUMÉRICA DE DIAFRAGMAS DE ALTO-FALANTES

Cristiane S. Hernandez

GRUPO DE P&D - NOVIK S.A Ind. e Com., RUA NOVIK, 221 - SALTO- SP
TEL: 55-11-7828-0222 FAX: 55-11-7828-1538 E-MAIL: novikp@ibm.net

Rodrigo J. Ferreira

José Roberto de F. Arruda

DMC/FEM/UNICAMP CX. POSTAL. 6122 – 13083-970 – Campinas-SP
TEL: 55-19-788-7906 FAX: 55-19-239-3722 E-MAIL: arruda@fem.unicamp.br

***Resumo.** Uma das maiores dificuldades na fase de projeto de alto-falantes é a previsão de sua resposta acústica em médias e altas frequências. Sabe-se que o diafragma do alto-falante funciona como um pistão rígido até uma determinada frequência. Após esta frequência, formam-se picos e vales na resposta acústica do alto-falante, formando assim o seu timbre. A modelagem numérica de diafragmas de alto-falantes vem se tornando, nos últimos anos, uma ferramenta muito importante. Para realizar este cálculo, podem-se utilizar métodos numéricos tais como o Método dos Elementos Finitos (MEF) e o Método dos Elementos de Contorno (MEC). Para a utilização de tais métodos, deve-se conhecer a forma do diafragma e as leis de comportamento dos materiais que o compõem. Estes materiais, porém, não são tradicionais e suas propriedades mecânicas devem ser obtidas experimentalmente. O objetivo deste trabalho é mostrar os resultados de medições destas propriedades através de vários métodos. Estes resultados são utilizados na modelagem da resposta dinâmica estrutural de um alto-falante, utilizando um software comercial do MEF. Além disso é mostrada a análise modal experimental deste diafragma feita através de medidas com um vibrômetro laser. Uma comparação preliminar entre o cálculo teórico e as medidas experimentais da análise modal é apresentada.*

***Palavras-chave:** Alto-falante, Acústica, Análise modal, Diafragmas, Caracterização de materiais*

1. CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS UTILIZADOS EM ALTO-FALANTES

A figura 1 traz um alto-falante em corte onde são mostrados os componentes do conjunto móvel (parte do alto-falante que vibra formando as ondas sonoras).

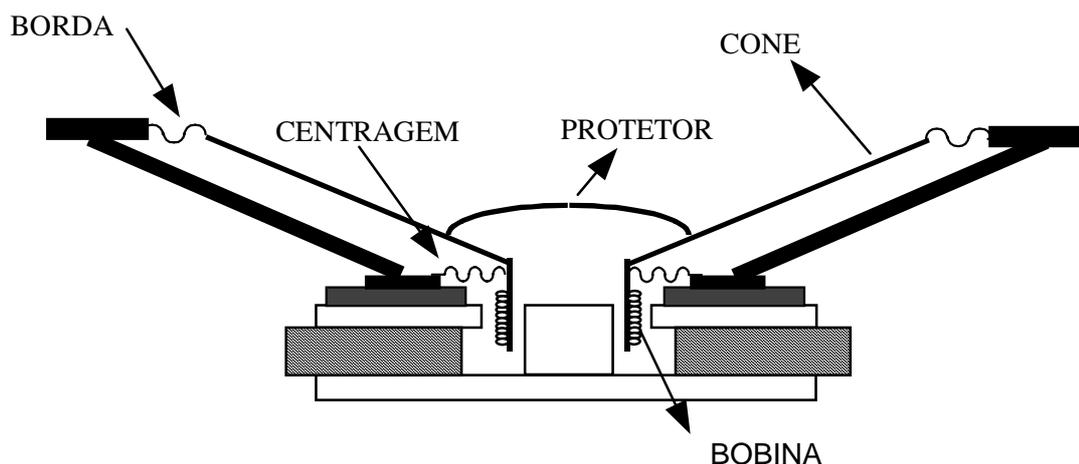


Figura 1. Esquema do alto-falante

Cada componente do alto-falante é composto por um tipo de material. Neste trabalho, foi utilizado um alto-falante de 6" da NOVIK S.A., cujos os componentes são compostos pelos materiais citados na Tabela 1.

Tabela 1. Componentes do alto-falante e seus respectivos materiais

COMPONENTE	MATERIAL
Cone	Papel
Borda	Papel
Protetor	Acetato
Centragem	Tecido Resinado
Corpo da Bobina	Liga de Alumínio
Enrolamento da Bobina	Cobre

Para realizar a modelagem por elementos finitos e obter os modos de vibração do conjunto móvel do alto-falante, são necessárias as seguintes propriedades dos materiais envolvidos: coeficiente de Poisson (ν), módulo de Young (E) e densidade (ρ). No caso dos materiais listados, o único material que possui as propriedades já amplamente conhecidas é o cobre. Os demais materiais não são usuais. Portanto, suas propriedades tiveram que ser obtidas experimentalmente.

Em trabalhos anteriormente publicados (Struck, 1990, Geaves, 1996), o coeficiente de Poisson dos materiais que compõem geralmente o conjunto móvel do alto-falante foram citados como sendo da ordem de 0,3. Neste trabalho adotou-se, para o cobre, o coeficiente de 0,35, para a liga de alumínio, 0,33 e, para os demais materiais, 0,3. Já no caso da densidade e do módulo de Young, foram feitas medidas para avaliá-las.

Para medir tanto a densidade quanto o módulo de Young, foram confeccionados corpos de prova seguindo o mesmo processo de fabricação a que são submetidos na fábrica da NOVIK S.A.

Para a medição da densidade foram cortados quadrados de 30x30mm e para cada amostra foram medidos a espessura e massa para determinar a densidade.

No caso do Módulo de Young foram realizadas 3 métodos de medição: resposta dinâmica livre, ensaio de tração e medida estática da flexibilidade da centragem (para o caso do material tecido resinado deste componente).

Tabela 2. Densidade dos materiais medidos

MATERIAL	ρ (kg/m ³)
Papel	369
Tecido Resinado	466
Acetato	1221
Liga de Alumínio	2020

1.1 Resposta dinâmica livre

Neste caso, fez-se uma análise da resposta dinâmica livre em cada material. Para tanto, preparadas amostras em forma de quadrados ou retângulos. Um lado da amostra foi engastado e o outro lado sofria uma perturbação. Foram realizadas duas medições da resposta livre: uma por sensor de filme plástico piezoeletrico (PVDF) e outra por um vibrômetro laser Doppler. No caso do PVDF, mediu-se a deformação mecânica e, com o vibrômetro laser, a velocidade de oscilação do material. A resposta livre medida pelos dois equipamentos foi adquirida por um analisador de sinais, podendo-se assim obter as frequências das vibrações livres geradas na amostra. Sabendo-se as dimensões da amostra e a frequência do primeiro modo excitado, utilizou-se a expressão analítica (Blevins, 1979) da primeira frequência natural de uma placa para calcular o módulo de Young:

$$f = \frac{\lambda}{2\pi a^2} \left[\frac{Eh^3}{12\gamma(1-\nu^2)} \right]^{1/2} \quad (1)$$

Onde E é o módulo de Young, a é o comprimento da placa, h é a espessura da placa, γ é a densidade multiplicada pela espessura da placa, ν é o coeficiente de Poisson e λ é um fator que depende da relação entre o tamanho da largura e comprimento da placa

Ocorreram diferenças entre as medições com o PVDF e com o vibrômetro laser. O módulo de Young calculado a partir das medições com o vibrômetro laser foi menor em todos os materiais. Isto se deve principalmente ao fato do filme plástico PVDF introduzir uma rigidez na região onde ele é colado na amostra. No caso do vibrômetro laser, também é colado um papel retro-refletivo na amostra, porém suas dimensões são muito menores. Encontrou-se também uma grande variação nos valores do módulo de Young para cada material nos vários ensaios com tamanhos de amostras diferentes, tanto com o PVDF quanto com o laser.

A tabela 2 mostra a média das medições para cada tipo de material:

Tabela 3. Valores encontrados com a resposta dinâmica livre

MATERIAL	E (N/m ²) - LASER	E (N/m ²) - PVDF
Papel	4,55.10 ⁸	5,84.10 ⁸
Tecido Resinado	2,74.10 ⁸	2,87.10 ⁸
Acetato	1,20.10 ⁹	1,80.10 ⁹
Liga de Alumínio	1,98.10 ¹⁰	2,5.10 ¹⁰

1.2 Ensaio de tração

Inicialmente foram realizados ensaios de tração (medidas de alongamento do material quando submetido a uma força aplicada) com corpos de prova de 70x15mm de todos os materiais (dois de cada). Todos os materiais (com exceção do tecido resinado) apresentaram um comportamento similar: no início das medições há uma região elástica linear, depois uma região elástica não-linear e, por último, inicia-se a fase plástica que leva à ruptura.

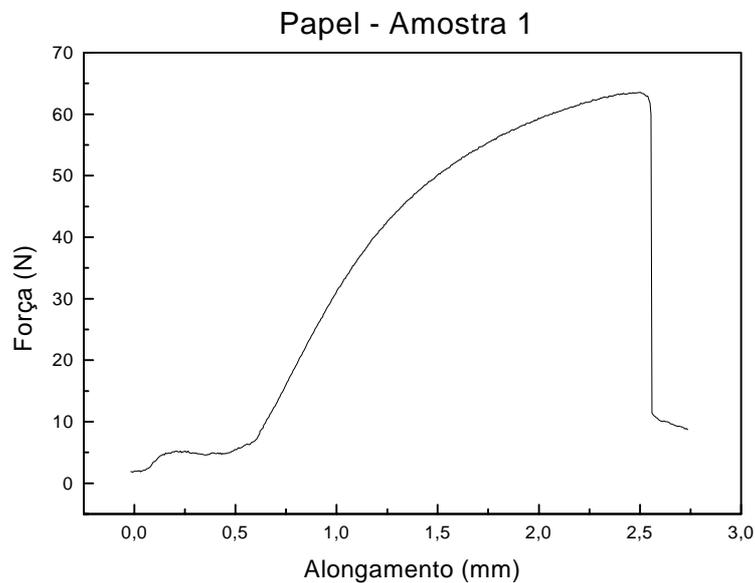


Figura 2. Gráfico típico obtido nos ensaios de tração para o papel.

No caso do tecido resinado, observou-se um comportamento diferente dos demais materiais: não foi observada claramente a fase elástica, dificultando o cálculo do módulo de Young, como mostra a fig. 2.

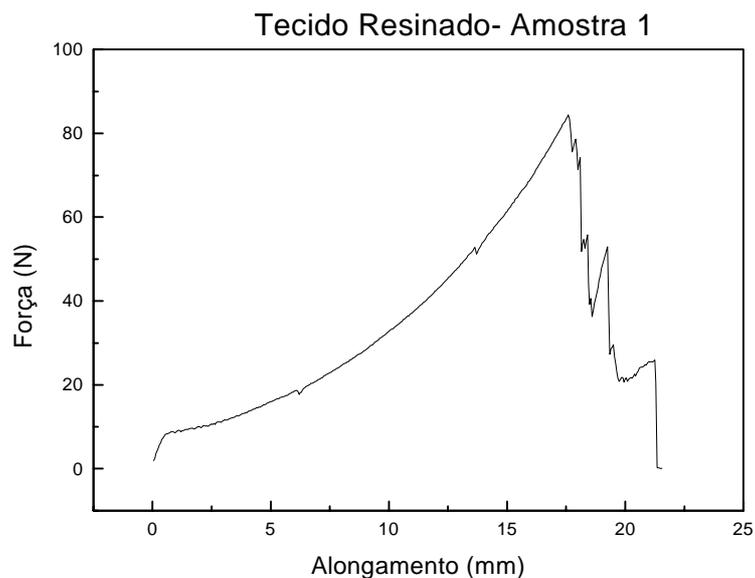


Figura 3. Gráfico típico do ensaio de tração para o tecido resinado

Para calcular o módulo de Young, foi utilizada a região inicial da fase elástica onde a relação é linear. Calculou-se o coeficiente angular desta reta através de uma regressão linear e, sabendo-se as dimensões dos corpos de prova, calculou-se o módulo de Young para cada material. Houve uma pequena variação (até 5%) no cálculo do módulo entre as duas amostras ensaiadas de para cada material. O resultado é mostrado da Tabela 4, onde encontram-se as médias obtidas para cada material, exceto para o tecido resinado.

Tabela 4. Valores encontrados com corpos de prova de 70mm x 15mm

MATERIAL	E (N/m ²)
Papel	6,38 . 10 ⁸
Acetato	1,04 . 10 ⁹
Liga de Alumínio	9,01 . 10 ⁹

No caso do papel e do tecido foram repetidas as medições, no entanto, desta vez os ensaios de tração se basearam na norma ASTM D 828 –93. Esta norma recomenda um corpo de prova com 254mm de comprimento, 25,4mm de largura e com comprimento útil (comprimento entre as garras) de 180mm e uma velocidade de 25,4mm/min. A norma preve que, caso não seja possível confeccionar corpos de prova no tamanho recomendado, faz-se uma redução na velocidade do ensaio proporcional à redução do comprimento útil do corpo de prova. Neste trabalho, foi possível formar corpos de prova com 100mm de comprimento útil e a velocidade correspondente foi de 14mm/min.

É importante citar que o cone é produzido a partir de uma massa que tem o papel como base. Por este motivo não se pode aplicar a norma ASTM D 828 –93 diretamente.

Foram feitos dois tipos de corpos de prova: um com rebaixo, tentando fazer algo parecido com os corpos de prova para materiais metálicos e outro retangular. Foram ensaiados 10 corpos de cada tipo.

Tabela 5. Valores encontrados com o ensaio baseado na norma ASTM D 828-93

MATERIAL	E (N/m ²)	Desvio padrão
Papel (com rebaixo)	7,17. 10 ⁸	20%
Papel (sem rebaixo)	6,40. 10 ⁸	7,5%
Tecido Resinado(com rebaixo)	1,78 10 ⁸	13,8%
Tecido Resinado(sem rebaixo)	1,42 10 ⁸	14,6%

1.3 Medida da flexibilidade estática da centragem de Tecido Resinado

Como foi observada uma dificuldade no cálculo do módulo de Young utilizando o ensaio de tração para o material tecido resinado, outro método foi utilizado. Mediu-se o deslocamento axial do componente “centragem” do alto-falante com a aplicação de uma força conhecida. Foi utilizado um equipamento próprio para este tipo de medição, onde a força é exercida no centro da centragem e o deslocamento medido através de um micrômetro.

Com o software ANSYS foi simulado este ensaio e variou-se o módulo de Young na simulação até que o resultado da análise estática se igualasse aos valores experimentais (mesmo deslocamento para uma mesma força). O valor do Módulo de Young encontrado foi de 1,43. 10⁸ N/m².

1.4 Comparação entre os resultados para papel e tecido

A tabela 6 mostra uma comparação entre os valores do módulo de Young encontrados com cada técnica. Para o caso do ensaio de tração, apresentamos uma média aritmética dos ensaios feitos.

Tabela 6. Comparação entre as técnicas de medição

MATERIAL	E (N/m ²) – Laser	E (N/m ²) – PVDF	E (N/m ²) Tração	E (N/m ²) Flexibilidade estática
Papel	4,55.10 ⁸	5,84.10 ⁸	6,65.10 ⁸	
Acetato	1,20.10 ⁹	1,80.10 ⁹	1,04.10 ⁹	
Liga de Alumínio	1,98.10 ¹⁰	2,5.10 ¹⁰	9,01.10 ⁹	
Tecido Resinado	2,74.10 ⁸	2,87.10 ⁸	1,56.10 ⁸	1,43.10 ⁸

Nota-se que para cada técnica foram encontrados valores bem diferentes. Para o caso do papel, acetato e liga de alumínio, como as medições de tração mostraram-se mais reprodutíveis que as de resposta livre, fez-se uma

média ponderada qualitativa dos módulos de Young calculados pelos dois métodos. No caso do tecido, tanto para a técnica de resposta livre quanto a de tração, observou-se uma dificuldade de obtenção de valores confiáveis. Optou-se adotar o módulo de Young do tecido, o valor encontrado a partir da técnica de medição da flexibilidade da centragem.

A tabela 7 mostra os valores adotados para a análise modal teórica utilizando o método de elementos finitos.

Tabela 7. Propriedades mecânicas dos materiais do conjunto móvel do alto-falante

COMPONENTE	MATERIAL	v (Coef. de Poisson)	ρ (kg/m ³)	E (N/m ²)
Cone	Papel	0.3	369	6,10. 10 ⁸
Borda	Papel	0.3	369	6,10. 10 ⁸
Protetor	Acetato	0.3	1221	1,14. 10 ⁹
Centragem	Tecido Resinado	0.3	466	1,43. 10 ⁸
Corpo da Bobina	Liga de Alumínio	0.33	2020	1,24. 10 ¹⁰
Enrolamento da Bobina	Cobre	0.35	3180	1,10.10 ¹¹

2. ANÁLISE MODAL TEÓRICA

Para realizar a análise modal teórica, utilizou-se um software comercial (ANSYS versão 5.3) que utiliza o MEF. Foram utilizadas as propriedades listadas na tabela 7 para cada material e toda a geometria do conjunto móvel do alto-falante foi modelada, inclusive uma assimetria provocada pela soldagem da bobina móvel do alto-falante que fica localizada num dos lados do diafragma. O elemento utilizado foi do tipo casca. O número total de elementos foi 3132, com 3151 nós. A análise dinâmica consistiu da análise modal. Os modos obtidos no cone são de dois tipos: axisimétricos (com o primeiro em 163Hz, onde o cone se movimenta como um pistão rígido, e a borda e a centragem se deslocam em um movimento axial) e não axisimétricos. A figura 4 mostra exemplos de 3 modos não axisimétricos encontrados.

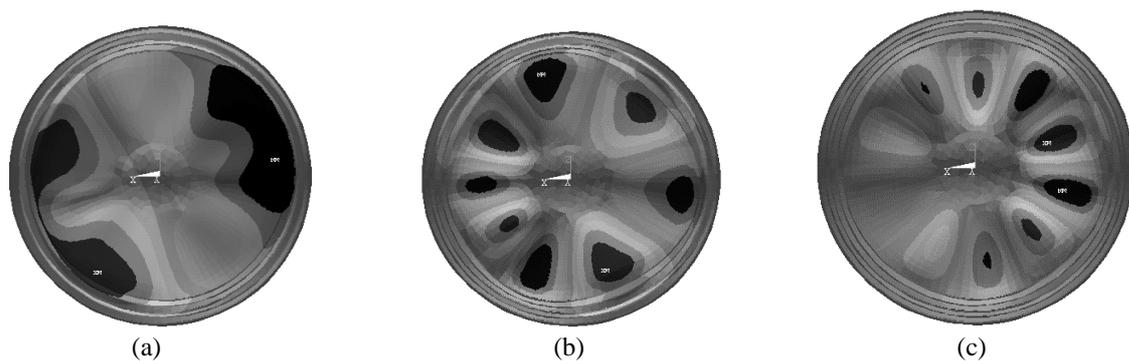


Figura 4 Exemplos típicos de modos obtidos via MEF. (a) 551Hz; (b); 520 Hz (c) 540 Hz.

3. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Para realizar as medidas experimentais foi utilizado um vibrômetro laser comercial da Bruel & Kjaer com um scanner óptico acoplado. No alto-falante foi escolhida uma grade de 101 pontos para realizar a análise modal. A grade no cone é composta de 6 círculos concêntricos com 16 pontos espaçados igualmente ao longo da circunferência. No protetor foram medidos mais 5 pontos. Foi medida a mobilidade em cada ponto em relação a um ruído branco aplicado usando um alto-falante de compressão ("horn loudspeaker") com um tubo adaptado à sua saída (no lugar da corneta). O alto-falante de compressão foi posicionado na parte de trás do cone, oblíquo ao eixo do cone, de modo a excitar os modos de interesse. É importante salientar que o uso do próprio sistema motor do alto-falante para excitá-lo, como feito em trabalho anterior (Hernandes et al., 1998) não é conveniente, pois este é otimizado para excitar apenas o modo de pistão rígido. Desta forma, as FRFs são dominadas pelo primeiro modo, dificultando a identificação dos modos de ordem mais elevada.

Os sinais foram adquiridos por um analisador de sinais, obtendo-se a FRF para cada ponto da grade. Utilizando-se o software comercial (LMS CADA-PC), foram identificados os modos e respectivas frequências naturais na faixa DC-1 kHz. O primeiro modo, de pistão rígido, foi identificado em 157 Hz, contra 163 Hz do MEF. Foram identificados, também, modos nas seguintes frequências: 684, 714, 738, 833, 854, 878, 926, e 974 Hz. A figura 5 mostra alguns dos modos identificados experimentalmente.

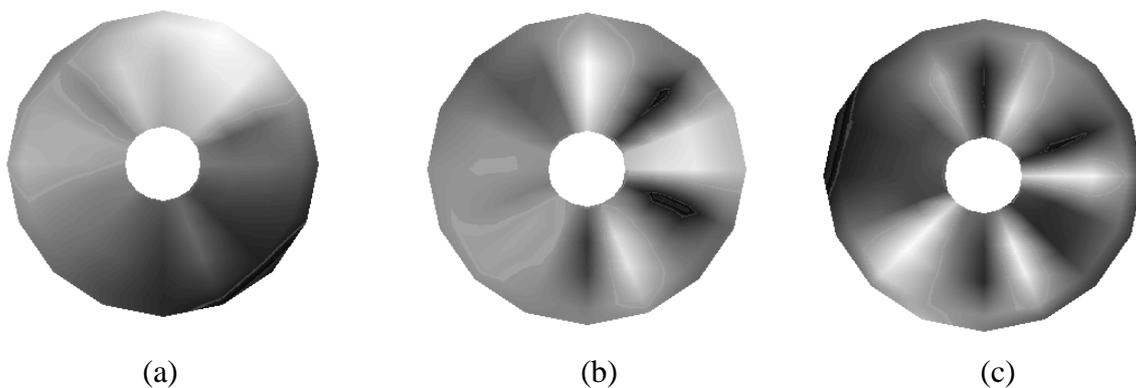


Figura 5 - Exemplos de modos identificados experimentalmente. (a) 627 Hz; (b) 926 Hz; (c) 974 Hz.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Nota-se, claramente, uma concordância qualitativa nos resultados teóricos e experimentais quanto à assimetria provocada na soldagem da bobina no diafragma e na forma dos modos encontrados. Além disso, encontrou-se uma diferença de apenas 4% no primeiro modo, de pistão rígido, o que demonstra que o módulo de Young do tecido resinado utilizado está correto (este modo é dominado pela flexibilidade da centragem e pela massa do diafragma). Porém, não há uma boa concordância entre as frequências dos demais modos. Essas diferenças podem estar ligadas à qualidade do sinal medido com o laser. Além disso, a grade experimental de pontos de medição utilizada pode estar com resolução espacial insuficiente, provocando um efeito de "leakage" espacial. Isso pode levar a que um modo de ordem mais elevada seja visualizado equivocadamente como um modo de ordem inferior.

Novas medições experimentais com um vibrômetro laser mais moderno do tipo heterodino (Freschi *et al.*, 1995) serão realizadas para novas comparações com a análise modal teórica.

Cabe ressaltar aqui a dificuldade de caracterizar as propriedades mecânicas de um alto-falante devido aos tipos de materiais utilizados, que se caracterizam por uma grande variabilidade de suas propriedades em diferentes lotes e pela falta de homogeneidade. Em trabalhos futuros pretende-se fazer um tratamento estatístico das propriedades mecânicas e do seu efeito no modelo dinâmico.

REFERÊNCIAS

- ASTM D 828 – 93, 1993, Standad Test For Tensile Properties of Paper and Peperboard Using Constante-Rate-of-Elongation Apparatus.
- Blevins, R. D., 1979, Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Van Nostrand Reinhold, New York.
- Freschi, A., Frejlich, J. & Arruda, J. R. F., 1995, Desenvolvimento de um Vibrômetro Laser Doppler, Proceedings of the Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM/CIDIM'95, December 12-15, Belo Horizonte, MG, Brasil, on CD-ROM.
- Geaves, G. P., 1996, Design and Validation of a System for Selecting Optimized Midrange Loudspeaker Diaphragm Profiles”, J. Audio Eng. Soc., vol. 44, n. 3, pp.107-118.
- Hernandes, C. S., Guido, C. A. P., Arruda, J. R. F., Alves, P. S. L. & Pavanello, R., 1998, Análise Modal Teórica e Experimental de um Diafragma de Alto-Falante. Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica, Abril 5-8, Florianópolis, SC, Brasil, pp. 603-606.
- Struck, C. J., 1990, Investigation of the Nonrigid Behavior of a Loudspeaker Diaphragm Using Modal Analysis, Audio Eng. Soc., vol. 38, n. 9, pp. 667-675.

MATERIAL CHARACTERIZATION FOR THE NUMERICAL MODELING OF LOUDSPEAKER DIAPHRAGMS

Abstract. *One of the main difficulties in the design stage of loudspeakers is the prediction of its dynamic acoustical response at medium and high frequencies. A loudspeaker diaphragm works as a rigid piston up to a certain frequency. Above this frequency, peaks and dips show up in the response spectrum, which characterize the loudspeaker timbre. The numerical modeling of loudspeaker diaphragms has become, in recent years, a valuable tool in quality loudspeaker design. The numerical modeling may be performed using methods such as the*

Finite Element and Boundary Element methods. In order to model the diaphragm numerically using one of these methods it is necessary to characterize the behavior of the materials involved. The materials of which loudspeakers are made of are non conventional and, therefore, their material properties have to be determined experimentally. The main objective of this paper is to show results of material property determination using different experimental methods. The results are used with a commercial Finite Element code to model a loudspeaker diaphragm. Diaphragm modes predicted with the Finite Element analysis are compared with experimental modal analysis results. The velocities over the diaphragm surface were measured using a laser Doppler vibrometer.

Keywords: *Loudspeaker, Acoustics, Modal analysis, Diaphragm, Material properties*