

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE ALTO-FALANTES E CAIXAS ACÚSTICAS EXCITADOS POR FONTE DE TENSÃO E CORRENTE

Rosalfonso Bortoni, Sidnei Noceti Filho e Rui Seara

LINSE – Laboratório de Circuitos e Processamento de Sinais
Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina
CEP 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil
E-mails: {bortoni, sidnei, seara}@linse.ufsc.br

Resumo—O método de Thiele-Small para projeto de caixas acústicas considera o modelo linear do alto-falante excitado por fonte de tensão, operando com pequenos sinais. Subseqüentes estudos têm sido feitos para introduzir no modelo algumas características não-lineares consentâneas com a operação usando grandes sinais. Este trabalho apresenta uma análise comparativa do comportamento de alto-falantes instalados em *baffle* infinito e caixas acústicas excitados por tensão e corrente. Tal análise leva em conta as não-linearidades da bobina móvel, do fator de força e da compliância da suspensão do alto-falante.

Palavras-chave—Comparação entre modelos, excitação por fonte de tensão e corrente, modelo do alto-falante.

ON THE ANALYSIS OF MOVING-COIL LOUSPEAKERS DRIVEN BY VOLTAGE AND CURRENT SOURCES

Abstract—The Thiele-Small method for speaker design considers the linear loudspeaker model driven by voltage sources and operating in a small signal environment. Subsequent studies have been made to introduce into the model some nonlinear characteristics due to the operation with large signals. This paper presents a comparative analysis of the sound pressure level and cone displacement of loudspeaker systems driven by voltage and current sources, under small and large signals. The nonlinearities of the voice-coil, force factor and compliance of the loudspeaker are taken into account.

Keywords—Driven by voltage and current sources, loudspeaker models, models' comparison.

I. INTRODUÇÃO

A importância da interação entre amplificador e alto-falante em um sistema de áudio já é estudada há algum tempo. Diferentes técnicas de construção e excitação de alto-falantes [1]-[8] têm sido consideravelmente exploradas. Na quase totalidade dos casos, alto-falantes e caixas acústicas são excitados por fonte de tensão com baixa impedância de saída [8].

Desde os trabalhos de Neville Thiele e Richard Small nos anos 70 [1], [9]-[11], o projeto de caixas acústicas tem recebido um tratamento muito mais formal e sistemático. Tal procedimento, denominado Método de Thiele-Small, modela sistemas de alto-falante/caixa acústica através de um circuito

equivalente eletromecânico-acústico, cuja função de transferência corresponde à de um filtro passa-altas de segunda ordem (ou maior) [1], [9]-[12]. Nesse método, os parâmetros são considerados lineares e o modelo é válido apenas para pequenos sinais.

A Figura 1 mostra um modelo típico de uma caixa acústica de segunda ordem. Nesse esquema, o amplificador é representado por um gerador de tensão E_g em série com uma impedância puramente resistiva R_g . Os demais componentes (dentro do retângulo pontilhado) representam o circuito elétrico equivalente do alto-falante. O parâmetro Z_a denota a impedância acústica, representando a carga vista pelo alto-falante.

Thiele [1] demonstrou ser possível ajustar o sistema alto-falante/caixa acústica variando-se a resistência de saída do amplificador, fazendo-a positiva ou negativa conforme requerido, usando-se a técnica proposta por Werner e Carrel [2].

Como os amplificadores atuais apresentam baixa impedância de saída, projetar uma caixa acústica significa trabalhar suas características intrínsecas (como, por exemplo, volume interno, sintonia e absorção) para adequá-la a um dado alto-falante, ou adaptar um alto-falante a uma determinada caixa acústica, ou ainda considerar ambos os procedimentos. Assim, o processo pode ser focado apenas do lado eletroacústico do sistema.

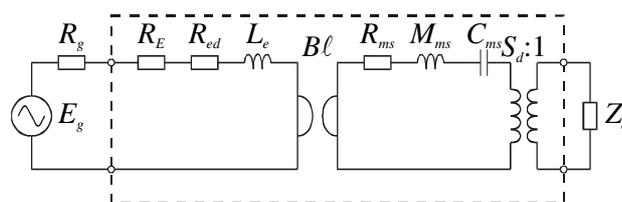


Fig. 1. Circuito equivalente eletromecânico-acústico de um alto-falante instalado em um *baffle* infinito.

Atuando-se em qualquer uma das subestruturas (amplificador, alto-falante e caixa acústica), modifica-se o comportamento final do sistema. Alterar as características mecânicas implica em modificar a forma de construir o alto-falante, o que não é um passo trivial. O usual é ajustar o volume interno da caixa de som e/ou modificar a sua sintonia através da alteração das dimensões do pórtilo (duto). Por outro lado, com o método da resistência negativa [1], [2], alteram-se as características elétricas do alto-falante (vista pelo amplificador), afetando o fator de mérito, a eficiência do sistema e outros parâmetros de desempenho [1], [2], [7], [9]-[12].

Artigo Submetido em 24/08/2004. Primeira Revisão em 30/09/2004.
Aceito sob recomendação do Editor Especial Prof. Pedro Francisco Donoso-Garcia.

Um método para modificar as características mecânicas do alto-falante (vista do lado da excitação) é o proposto por Stahl [3]. Esse método consiste em fazer a resistência de saída do amplificador igual à resistência da bobina do alto-falante, porém de sinal contrário (negativo). Dessa forma, ambas se cancelam e a resistência de saída do amplificador passa então a ver o circuito mecânico do alto-falante como carga. Agora, se a característica de transferência do amplificador for modificada, o sistema completo comporta-se como se as características mecânicas do alto-falante tivessem sido alteradas. Esse método também foi explorado por Normandin [4]. O circuito proposto por Stahl era capaz de apenas gerar uma resistência negativa de saída proporcional à resistência elétrica da bobina do alto-falante e não à sua impedância elétrica. Esse fato restringiu o emprego da técnica proposta a baixas frequências, uma vez que a reatância indutiva aumenta com o aumento da frequência.

Associadas às características lineares, têm-se as não-linearidades da impedância elétrica da bobina móvel. Em médias e altas frequências, a resistência da bobina móvel aumenta com o aumento da frequência, enquanto sua indutância diminui.

Outras fontes de não-linearidades são as perdas causadas pelas correntes induzidas no entreferro e o aumento da resistência elétrica da bobina com a temperatura [13], [14].

Para pequenos sinais, as não-linearidades dependentes da frequência são representadas por R_{ed} e L_e (Figura 1), de acordo com o modelo proposto por Wright [15]. Assim,

$$R_{ed} = K_r \omega^{X_r} \quad \text{e} \quad L_e = K_l \omega^{(X_l - 1)}, \quad (1)$$

onde K_r , X_r , K_l , e X_l são obtidos da curva de impedância do alto-falante [15].

O produto da corrente (lado elétrico) pelo fator de força $B\ell$ produz a força aplicada ao conjunto móvel do alto-falante (bobina, cone e suspensão) [$F = B\ell I_e(s)$], onde B caracteriza a indução magnética no *gap*, ℓ é o comprimento efetivo da bobina dentro do *gap* e $I_e(s)$ denota a corrente resultante na bobina móvel. Devido à não-uniformidade da distribuição do fluxo magnético nas bordas do *gap* e ao efeito de movimento da bobina móvel, o parâmetro fator de força é consideravelmente responsável pelas não-linearidades do sistema. Para regime de grandes sinais (grandes deslocamentos do cone), ocorre variação de compliância C_{ms} da suspensão, o que também contribui para a não-linearidade do sistema [16], [17], aumentando severamente a distorção. Mills e Hawksford [5] mostraram que é possível reduzir tais distorções usando amplificadores de corrente ao invés dos tradicionais amplificadores de tensão. Para verificar essa técnica, eles construíram um protótipo no qual os sistemas eletrônico e eletroacústico eram mutuamente integrados, e os resultados foram melhores do que aqueles obtidos com os sistemas convencionais. Mills e Hawksford [5] destacaram o fato dessa técnica não ter sido convenientemente explorada. Posteriormente, Birt [18] usou o referido método, confirmando a possibilidade de obter distorções mais baixas.

Então, considerando-se uma técnica de excitação por fonte de corrente, um comportamento diferente pode ser observado: a possibilidade de correção de certas não-linearidades (com conseqüente redução na distorção) e uma extensão das respostas de baixa e alta frequências.

O foco deste trabalho é apresentar uma análise comparativa através de simulação do nível de pressão sonora e do deslocamento do cone de alto-falantes instalados em *baffle* infinito e caixas acústicas excitados tanto por fontes de tensão quanto por fontes de corrente, operando com pequenos e grandes sinais. As não-linearidades da bobina móvel, do fator de força e da compliância são então levadas em conta. Em nosso entendimento, a abordagem considerada neste trabalho não foi até então apresentada na literatura.

II. EXCITAÇÃO POR TENSÃO E CORRENTE

Esta seção apresenta uma análise comparativa entre caixas acústicas excitadas por tensão e corrente, em diferentes condições. Neste trabalho, a impedância acústica de irradiação do ar Z_{ar} é desconsiderada, visto que sua magnitude é muito pequena quando comparada a outras impedâncias envolvidas no sistema [1], [9]-[12].

A. Pequenos Sinais

A Figura 2 apresenta o circuito eletromecânico-acústico de um alto-falante excitado por tensão E_g e por corrente I_g , com suas respectivas impedâncias de saída Z_{gv} e Z_{gi} , dadas por

$$Z_e = R_E + R_{ed} + sL_e \quad (2)$$

e

$$Z_{ms} = R_{ms} + sM_{ms} + \frac{1}{sC_{ms}} \quad (3)$$

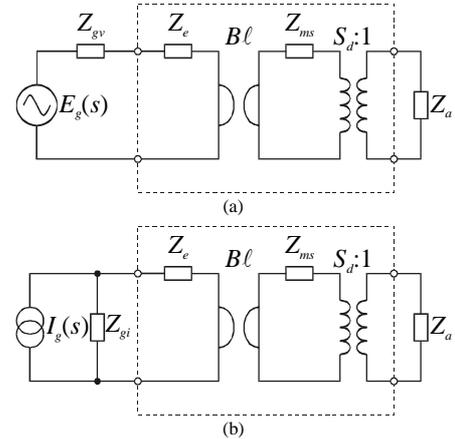


Fig. 2. Circuito eletromecânico-acústico equivalente de um alto-falante, carregado com uma impedância acústica genérica. (a) Excitação por fonte de tensão. (b) Excitação por fonte de corrente.

Refletindo-se os componentes elétricos e mecânicos para o lado acústico (Figura 3), tem-se:

$$P_{gv}(s) = \frac{B\ell E_g}{S_d(Z_{gv} + Z_e)} \quad (4)$$

$$P_{gi}(s) = B\ell I_g \frac{Z_{gi}}{S_d(Z_{gi} + Z_e)}, \quad (5)$$

$$Z_{aev} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2(Z_{gv} + Z_e)}, \quad (6)$$

$$Z_{aei} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2(Z_{gi} + Z_e)}, \quad (7)$$

e

$$Z_{as} = \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \frac{\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{s}{\omega_s Q_{ms}} + 1}{s}. \quad (8)$$

A Figura 3 mostra o circuito acústico equivalente referente ao circuito da Figura 2, considerando-se excitação por tensão ou corrente. Por simplicidade e sem perda de generalidade, os geradores de pressão acústica $P_{gv}(s)$ e $P_{gi}(s)$, como também as impedâncias elétricas refletidas para o lado acústico Z_{aev} e Z_{aei} , são mostrados na Figura 3 como $P_{gv,i}(s)$ e $Z_{aev,i}$, respectivamente.

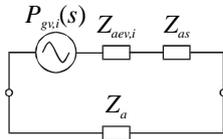


Fig. 3. Circuito acústico equivalente de um alto-falante excitado por tensão ou corrente, referente ao circuito da Figura 2.

O volume de ar deslocado $U_d(s)$ (análogo à corrente elétrica) é obtido dividindo a pressão acústica $P_g(s)$ pela impedância acústica total (análoga à tensão elétrica). Assim,

$$U_{dv,i}(s) = \frac{P_{gv,i}(s)}{Z_{aev,i} + Z_{as} + Z_a}, \quad (9)$$

e a pressão sonora $P_r(s)$ a uma distância r do alto-falante é dada por

$$P_r(s) = \frac{\rho}{2\pi r} s U_d(s). \quad (10)$$

Note que (9) é válida para qualquer tipo de carga acústica Z_a , seja um simples *baffle* ou uma caixa acústica completa.

Dividindo-se o volume de ar deslocado $U_d(s)$ pela área efetiva do cone do alto-falante S_d , obtém-se a velocidade de deslocamento do cone $V_d(s)$. Integrando-se então a velocidade, obtém-se o deslocamento do cone $X_d(s)$. Portanto,

$$V_d(s) = \frac{U_d(s)}{S_d} \quad (11)$$

e

$$X_d(s) = \frac{U_d(s)}{s S_d}. \quad (12)$$

Considerando-se $Z_{gv} \rightarrow 0$ e $|Z_{gi}| \rightarrow \infty$, que são características idealizadas das impedâncias internas dos geradores de tensão e corrente, respectivamente, tem-se que

$$P_{gv}(s) \Big|_{Z_{gv} \rightarrow 0} = \frac{Bl E_g}{S_d Z_e}, \quad (13)$$

$$Z_{aev} \Big|_{Z_{gv} \rightarrow 0} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2 Z_e}, \quad (14)$$

$$P_{gi}(s) \Big|_{|Z_{gi}| \rightarrow \infty} = \frac{Bl I_g(s)}{S_d}, \quad (15)$$

e

$$Z_{aei} \Big|_{|Z_{gi}| \rightarrow \infty} = 0, \quad (16)$$

de onde se constata que as não-linearidades da bobina móvel não têm influência no resultado sonoro do sistema alto-falante/caixa acústica quando esse é excitado por corrente.

1) *Baffle infinito* - Neste caso, a carga acústica é a própria impedância acústica de irradiação do ar (Figura 3), que está sendo desconsiderada neste trabalho [1,9-12]. Assim,

$$U_{dv,i}(s) = \frac{P_{gv,i}(s)}{Z_{aev,i} + Z_{as}}. \quad (17)$$

Considerando-se o alto-falante especificado no Apêndice B e excitação por tensão e corrente com níveis correspondentes a 1 W em uma carga de 8 Ω ($E_g = 2,8284$ V e $I_g = 353,55$ mA), obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora $P_r(s)_{dB}$, como também o deslocamento do cone do alto-falante $X_d(s)$, quando esse é instalado em um *baffle* infinito (Figura 4). Portanto,

$$\left| P_{rv,i}(f) \right|_{dB} = 20 \log \left(\frac{\left| P_{rv,i}(f) \right|}{20 \times 10^{-6}} \right). \quad (18)$$

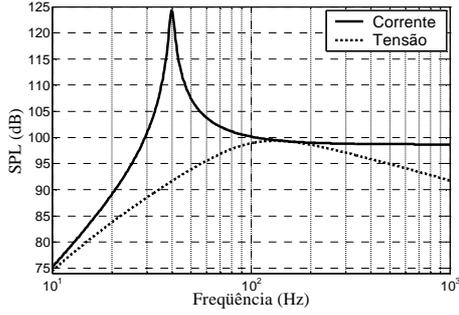
Note que, na frequência de ressonância do alto-falante ($f_s = 40$ Hz), ocorre um pico acentuado, tanto para o nível de pressão sonora quanto para o deslocamento do cone, uma vez que o amortecimento do sistema diminuiu $Q_{ts} \cong Q_{ms}$ (ver Apêndice A). A frequência de corte inferior agora passou de 80 Hz para 25 Hz, aproximadamente. Os indesejáveis picos na resposta em frequência podem ser atenuados através de um procedimento de equalização ativa.

2) *Closed box* - Para este caso, a carga acústica é o gabinete Z_{ab} , cujo modelo eletro-acústico equivalente é representado por uma resistência R_{ab} (perdas internas por absorção acústica) em série com uma compliância C_{ab} (volume de ar confinado no gabinete) (Figura 5). Então,

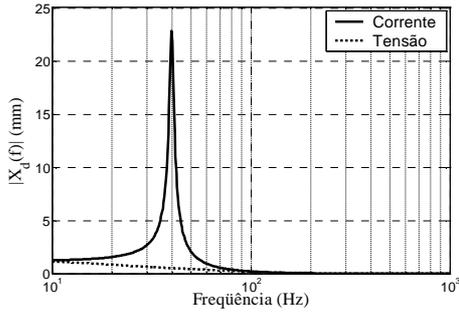
$$U_{dv,i}(s) = \frac{P_{gv,i}(s)}{Z_{aev,i} + Z_{as} + Z_{ab}} \quad (19)$$

e

$$Z_{ab} = R_{ab} + \frac{1}{s C_{ab}}. \quad (20)$$



(a)



(b)

Fig. 4. Alto-falante especificado no Apêndice B, instalado em um *baffle* infinito e excitado por tensão e corrente. (a) Nível de pressão sonora. (b) Deslocamento do cone.

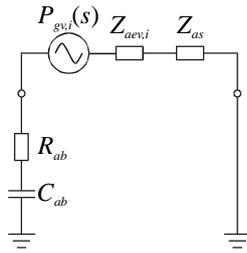


Fig. 5. Circuito eletro-acústico de um alto-falante instalado em uma caixa fechada.

Repetindo-se o procedimento discutido na Seção II.A.1 e considerando-se uma caixa fechada com volume interno igual a 100 litros ($V_b = 100$ L) e fator de mérito total igual a 2 ($Q_{tc} = 2$), obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora e deslocamento do cone para essa caixa, com excitação por tensão e corrente (Figura 6).

Devido ao maior amortecimento ($Q_{tc} \ll Q_{ms}$, Apêndice B), houve uma redução acentuada nos picos do nível de pressão sonora e do deslocamento, que agora ocorrem na frequência de ressonância do sistema caixa fechada f_c , onde

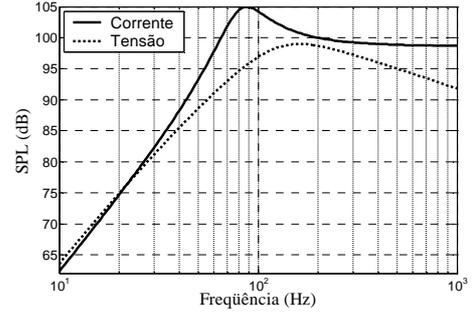
$$f_c = f_s \sqrt{1 + \alpha}, \quad (21)$$

$$Q_{tc} = Q_{ts} \sqrt{1 + \alpha}, \quad (22)$$

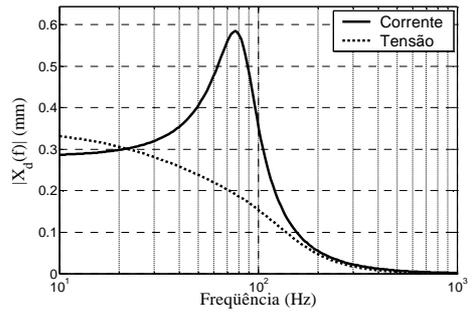
e

$$\alpha = \frac{V_{as}}{V_b}, \quad (23)$$

sendo V_b o volume interno da caixa e V_{as} o volume equivalente do alto-falante [9], [10], [12].



(a)



(b)

Fig. 6. Alto-falante especificado no Apêndice B, instalado em uma caixa fechada de 100 L e $Q_{tc} = 2$, e excitado por tensão e corrente. (a) Nível de pressão sonora. (b) Deslocamento do cone.

3) *Vented box* - Para a caixa sintonizada, a Figura 7 apresenta o modelo eletro-acústico, onde R_{al} representa as perdas por vazamento de ar, M_{ap} denota a massa acústica de ar no pórtilo e C_{ab} , a compliância. Caixas sintonizadas utilizam pouco ou mesmo nenhum material acústico absorvente em seu interior, tornando desprezíveis as perdas por absorção (R_{ab} muito pequena), e por isso são comumente desconsideradas nesse tipo de caixa [1], [11], [12].

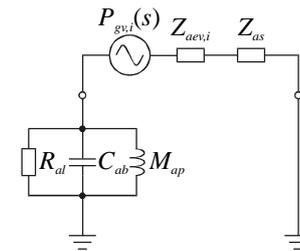


Fig. 7. Circuito eletro-acústico de um alto-falante instalado em uma caixa sintonizada.

Pode-se mostrar que, em caixas sintonizadas, a pressão sonora resultante é a mesma gerada pelo gabinete, porém com sinal contrário [11], [12]. Assim,

$$U_{0v,i}(s) = -U_{bv,i}(s) = U_{dv,i}(s) Z_{ab} s C_{ab}, \quad (24)$$

$$Z_{ab} = \frac{\alpha}{\omega_b^2} \frac{1}{S_d^2 C_{ms}} \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{s}{\omega_b Q_L} + 1}, \quad (25)$$

e

$$C_{ab} = \frac{S_d^2 C_{ms}}{\alpha}, \quad (26)$$

sendo ω_b a frequência angular de sintonia da caixa, Q_L o fator de mérito devido às perdas por vazamento de ar e $U_{dv,i}(s)$ definida como em (19).

Adotando-se o procedimento da Seção II.A.1 e considerando-se uma caixa sintonizada em 65 Hz (f_b) com volume interno igual a 150 litros (V_b), e fator de mérito devido às perdas por vazamento igual a 7 (Q_L), obtêm-se as curvas de nível de pressão sonora e deslocamento para a referida caixa, excitada por tensão e corrente (Figura 8).

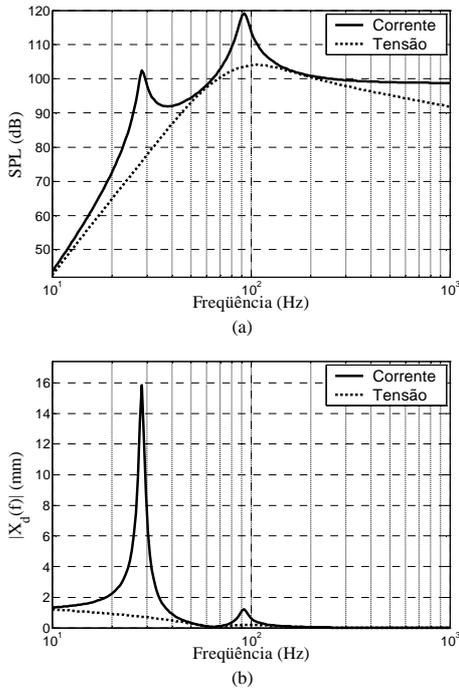


Fig. 8. Alto-falante especificado no Apêndice B, instalado em uma caixa de 150 L, sintonizada em 65 Hz e com $Q_L=7$, excitada por tensão e corrente. (a) Nível de pressão sonora. (b) Deslocamentos do cone.

Na excitação por fonte de corrente, surgem dois picos na resposta em frequência, tanto para o nível de pressão sonora quanto para o deslocamento, coincidentes com os picos da curva do módulo da impedância elétrica vista dos terminais da bobina do alto-falante. Tais picos podem ser atenuados, seja pelo uso de material absorvedor acústico ou através de uma equalização ativa.

Resultados similares, não apresentados neste trabalho, são obtidos para caixas *band-pass* de 4ª e 6ª ordens. Também nesses casos, quando as caixas são excitadas por corrente, observou-se que a resposta em frequência é estendida tanto em seu limite inferior quanto no superior, além de proporcionar um aumento no nível de pressão sonora.

B. Grandes Sinais

Para os resultados obtidos na Seção II.A, considerou-se o alto-falante operando na região linear, isto é, para pequenos sinais. No entanto, em condições normais de operação, o cone pode sofrer grandes deslocamentos, provocando variações na compliância mecânica do conjunto móvel C_{ms} e no fator de força $B\ell$ do conjunto magnético do alto-falante.

O fator de força $B\ell$ é o produto da indução magnética B , que atravessa o *gap*, pelo comprimento efetivo ℓ da bobina dentro do *gap*. Pode ser mostrado que, para o caso de excitação com grandes sinais, o fator de força sofre variações devido ao deslocamento da bobina [5], [16]-[21]. A partir de dados reais [17], verifica-se (Figura 9) o comportamento de tal parâmetro. O aumento do fator de força para deslocamentos negativos é justificado pela penetração da bobina no conjunto magnético [17].

A compliância de um alto-falante C_{ms} é determinada pela maleabilidade do anel de suspensão e da aranha, partes que fixam o conjunto móvel à carcaça. Em regime de grandes sinais, essas partes sofrem um maior estiramento, passando a ter uma menor maleabilidade, o que leva a uma diminuição da compliância (ver Figura 10) [5], [16]-[21].

Como a frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre é dada por

$$f_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{C_{ms}M_{ms}}}, \quad (27)$$

este parâmetro também sofre uma variação em função do deslocamento, como ilustrado na Figura 11.

As Figuras 9, 10 e 11 mostram o comportamento de um alto-falante real (com respeito aos parâmetros discutidos), operando com grandes sinais [17]. Nessas figuras, os dados estão normalizados de forma a valerem 1 (um) quando o cone estiver na posição de repouso $x=0$.

$$B\ell_N(x) = \frac{B\ell(x)}{B\ell(0)}, \quad (28)$$

$$C_{msN}(x) = \frac{C_{ms}(x)}{C_{ms}(0)}, \quad (29)$$

e

$$f_{sN}(x) = \frac{f_s(x)}{f_s(0)}. \quad (30)$$

Os parâmetros $B\ell$, C_{ms} e f_s , fornecidos pelo fabricante de alto-falantes, são obtidos para excitação com pequenos sinais, o que implica em pequenos deslocamentos do cone. Assim, pode-se considerar que

$$B\ell(0) \cong B\ell, \quad (31)$$

$$C_{ms}(0) \cong C_{ms}, \quad (32)$$

e

$$f_s(0) \cong f_s. \quad (33)$$

E ainda,

$$B\ell(x) \cong B\ell B\ell_N(x), \quad (34)$$

$$C_{ms}(x) \cong C_{ms} C_{msN}(x), \quad (35)$$

e

$$f_s(x) \cong f_s f_{sN}(x), \quad (36)$$

onde $B\ell(x)$, $C_{ms}(x)$ e $f_s(x)$ são os parâmetros correspondentes ao fator de força, compliância mecânica e frequência de ressonância em função do deslocamento do cone x , respectivamente.

Substituindo-se $B\ell$, C_{ms} e f_s por $B\ell(x)$, $C_{ms}(x)$ e $f_s(x)$ nas expressões apresentadas na Seção II.A, obtêm-se

as curvas de nível de pressão sonora $|P_r(f)|_{dB}$ e deslocamento do cone $|X_d(f)|$ em função da frequência para grandes sinais.

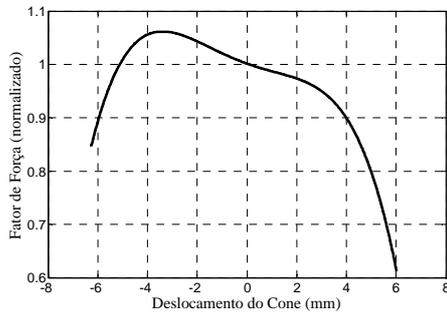


Fig. 9. Exemplo do comportamento do fator de força em função do deslocamento do cone [17].

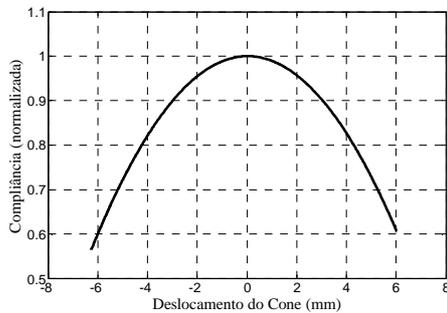


Fig. 10. Exemplo do comportamento da compliância em função do deslocamento do cone [17].

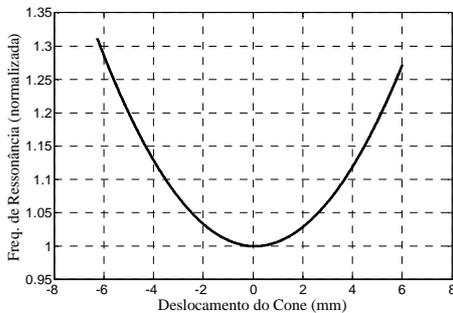


Fig. 11. Exemplo do comportamento da frequência de ressonância do alto-falante ao ar livre em função do deslocamento do cone [17].

Para uma melhor visualização e avaliação dos resultados obtidos, são utilizados os parâmetros normalizados dados em [17], juntamente com os parâmetros do alto-falante especificado no Apêndice B, levando-se em conta as condições dos exemplos mostrados nas Figuras 4, 6, e 8. Os resultados obtidos são ilustrados pela Figura 12. A Figura 12(a) mostra os níveis de pressão sonora $|P_r(f)|_{dB}$ obtidos para o alto-falante especificado no Apêndice B, instalado em um *baffle* infinito, excitado por tensão (parte superior) e corrente (parte inferior). Nota-se uma redução do nível de pressão sonora à medida que o cone se afasta da posição de repouso. Tal fato é decorrente das não-linearidades do fator de força $B\ell(x)$ e da compliância $C_{ms}(x)$, como mostrado nas Figuras 9 e 10. No caso de excitação por corrente, o pico na resposta surge devido ao baixo amortecimento

($Q_{ts} \cong Q_{ms} = 15,33$, ver Apêndice B) obtido em face da alta impedância de saída do gerador. Para excitação por tensão, não houve o aparecimento do referido pico, pois tem-se, nesse caso, um alto amortecimento $Q_{ts} = Q_{es}Q_{ms}/(Q_{es} + Q_{ms}) \cong Q_{es} = 0,49$, devido à baixa impedância de saída do gerador.

A Figura 12(b) mostra o deslocamento ($|X_d(f)|$) do cone para o alto-falante do Apêndice B, instalado em um *baffle* infinito, excitado por tensão (parte superior) e corrente (parte inferior).

Resultados similares são obtidos para sistemas de caixa fechada, sintonizada, e *band-pass* de 4ª e 6ª ordens. Esses resultados, por uma questão de limitação de espaço, não estão apresentados neste trabalho.

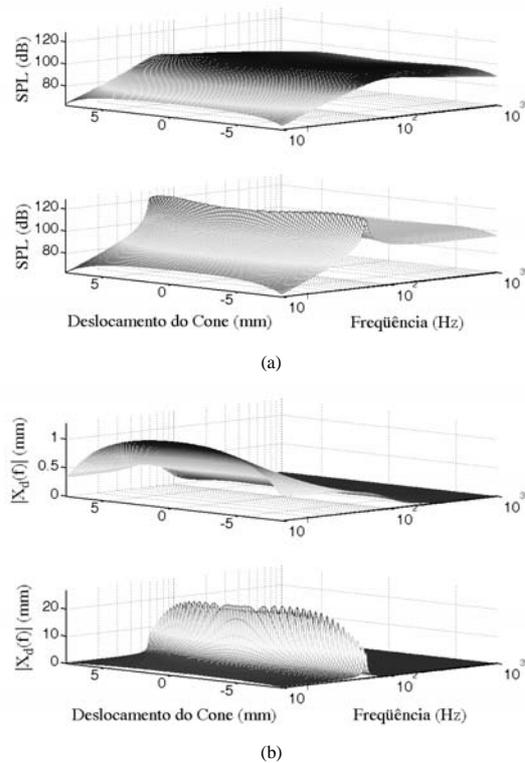


Fig. 12. Alto-falante especificado no Apêndice B, instalado em um *baffle* infinito considerando-se excitação com grandes sinais. (a) Nível de pressão sonora. (b) Deslocamento do cone.

III. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um novo procedimento de análise de sistemas alto-falantes/caixas acústicas considerando-se excitação por fontes de tensão e corrente, tanto para pequenos (linear) quanto grandes (não-linear) sinais. As análises feitas indicam uma considerável melhoria para sistemas com alto amortecimento acústico. Quando usado excitação por corrente, observa-se que os resultados (nível de pressão sonora e deslocamento do cone) passam a ter uma grande influência da impedância elétrica total (impedâncias acústicas e mecânica refletidas) vista dos terminais do alto-falante (instalado ou não em uma caixa acústica). Grandes variações no módulo da impedância elétrica total resultam em grandes variações na resposta em frequência. Esse efeito não ocorre para excitação por tensão. Por outro lado, observa-se que, para excitação por corrente, a

impedância elétrica da bobina do alto-falante não influi no resultado sonoro, o que equivale excitar o alto-falante diretamente em sua parte mecânica; ou seja, o gerador de corrente passa a enxergar o circuito eletromecânico equivalente. Dessa forma, ajustes mecânicos no alto-falante podem ser implementados eletronicamente. Além do mais, em todos os sistemas de caixa acústica avaliados, obteve-se um alargamento nas respostas em baixas frequências para excitação por corrente.

Estes resultados são um indicador de que, em sistemas com alto amortecimento acústico (baixo valor de Q_{ts}), o uso de excitação por corrente é o mais recomendado. Adicionalmente, filtros equalizadores podem ser usados para prevenir os picos na resposta em frequência e o deslocamento excessivo do cone do alto-falante.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Eng. Homero Sette Silva e ao Prof. José Antônio Justino Ribeiro por suas valiosas discussões sobre o tema deste trabalho de pesquisa.

Este trabalho foi parcialmente financiado pelo CNPq.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] A. N. Thiele, "Loudspeakers in Vented Boxes: Parts I and II," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 19, no. 5, pp. 382-392, May 1971 and vol. 19, no. 6, pp. 471-483, June 1971.
- [2] R. E. Werner and R. M. Carrel, "Application of Negative Impedance Amplifiers to Loudspeaker Systems," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 6, no. 4, pp. 240-243, Oct. 1958.
- [3] K. E. Stahl, "Synthesis of Loudspeaker Mechanical Parameters by Electrical Means: A New Method for Controlling Low-Frequency Loudspeaker Behavior," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 29, no. 9, pp. 587-596, Sep. 1981.
- [4] R. Normandin, "Extended Low-Frequency Performance of Existing Loudspeaker Systems," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 32, no. 1/2, pp. 18-22, Jan. 1984.
- [5] P. G. L. Mills and M. O. J. Hawksford, "Distortion Reduction in Moving-Coil Loudspeaker Systems Using Current-Drive Technology," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 37, no. 3, pp. 129-148, Mar. 1989.
- [6] R. Bortoni, "Análise, Dimensionamento e Avaliação de Estágios de Potência de Amplificadores de Áudio Classes A, B, AB, G e H," Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, Abril 1999.
- [7] R. Bortoni, "Fator de Amortecimento: Uma Abordagem Introductória," IV Convenção da AES Brasil, São Paulo, Junho 2000.
- [8] R. Bortoni, S. Noceti Filho, and R. Seara, "On the Design and Efficiency of Class A, B, AB, G and H Audio Power Amplifier Output Stages," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 50, no. 7/8, pp. 547-563, July/Aug. 2002.
- [9] R. H. Small, "Direct-Radiator Loudspeaker System Analysis," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 20, no. 5, pp. 383-395, June 1972.
- [10] R. H. Small, "Closed-Box Loudspeaker Systems – Part I: Analysis, and Part II: Synthesis," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 20, no. 10, pp. 798-808, Dec. 1972 and vol. 21, no. 1, pp. 11-18, Jan. 1973.
- [11] R. H. Small, "Vented-Box Loudspeaker Systems – Part I: Small-Signal Analysis, Part II: Large-Signal Analysis, Part III: Synthesis, and Part IV: Appendices," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 21, no. 5, pp. 363-372, June 1973, vol. 21, no. 6, pp. 438-444, July 1973, vol. 21, no. 7, pp. 549-554, Sep. 1973, and vol. 21, no. 8, pp. 635-639, Oct. 1973.
- [12] H. S. Silva, *Análise e Síntese de Alto-falantes e Caixas Acústicas pelo Método de Thiele-Small*, 1ª Edição, H. Sheldon Serviços de Marketing Ltda., Rio de Janeiro, 1996.
- [13] M. R. Gander, "Dynamic Linearity and Power Compression in Moving-Coil Loudspeakers," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 34, no. 9, pp. 627-646, Sep. 1986.
- [14] H. S. Silva, "Variação da Resistência da Bobina Elétrica em Função da Temperatura," IV Convenção da AES Brasil, São Paulo, Junho 2000.
- [15] J. R. Wright, "An Empirical Model for Loudspeaker Motor Impedance," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 38, no. 10, pp. 749-754, Oct. 1990.
- [16] M. R. Gander, "Moving-Coil Loudspeaker Topology as an Indicator of Linear Excursion Capability," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 29, no. 1/2, pp. 10-26, Jan. 1981.
- [17] H. S. Silva, "Alto-falantes em Regime de Grandes Potências," I Convenção da AES Brasil, Rio de Janeiro, Oct. 1996.
- [18] D. R. Birt, "Nonlinearities in Moving-Coil Loudspeakers with Overhung Voice Coils," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 39, no. 4, pp. 219-231, Apr. 1991.
- [19] W. Klippel, "Dynamic Measurement and Interpretation of the Nonlinear Parameters of Electrodynamic Loudspeakers," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 38, no. 12, pp. 944-955, Dec. 1990.
- [20] W. Klippel, "Measurement of Large-Signal Parameters of Electrodynamic Transducer," *107th AES Convention*, New York, USA, Sep. 1999.
- [21] W. Klippel, "Nonlinear Large-Signal Behavior of Electrodynamic Loudspeakers at Low Frequencies," *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 40, no. 6, pp. 483-496, June 1992.

APÊNDICE A

O amortecimento total de um sistema alto-falante/caixa acústica é o resultado da interação dos amortecimentos elétrico, mecânico e acústico. O fator de mérito total do sistema Q_T , que é inversamente proporcional ao fator de amortecimento, pode ser aproximadamente dado por:

$1/Q_T \cong 1/Q_e + 1/Q_m + 1/Q_a$, onde Q_e , Q_m e Q_a são os fatores de mérito elétrico, mecânico e acústico, respectivamente. Valores típicos médios são: $Q_e \cong 1$, $Q_m \cong 10$ e $Q_a \cong 100$ [10-12]. Quando utilizamos excitação por tensão, buscamos idealmente uma impedância de saída nula $Z_{gv} \rightarrow 0$. Então, o alto valor do fator de amortecimento obtido é devido ao baixo valor de $Q_T \cong Q_e$. Por outro lado, com excitação por corrente, a impedância de saída do gerador tende a ser idealmente muito alta $Z_{gi} \rightarrow \infty$, fazendo com que $1/Q_T \cong 1/Q_m + 1/Q_a$. Caso a caixa acústica seja preenchida com material absorvedor, pode-se obter uma redução significativa do valor de Q_a , tal que $Q_T \cong Q_a$. O valor desse fator e, conseqüentemente, o valor do fator de amortecimento resultante são funções de diversos parâmetros, por exemplo, quantidade e qualidade do material absorvedor acústico utilizado.

APÊNDICE B

Especificação do alto-falante: modelo WPU 1807
Fabricante: Eletrônica Selenium S.A.

Parâmetros Thiele-Small

F_s	40 Hz
V_{as}	319 L
Q_{ts}	0,48
Q_{es}	0,49
Q_{ms}	15,33
η_0	1,92 %
S_d	0,1194 m ²
V_d	513,4 cm ³
X_{max}	4,3 mm
X_{lim}	10,5 mm

Condições ambientais

T_A	24 °C
P_{atm}	1,005 mb
RU	57 %

Parâmetros adicionais

$B\ell$	20,9 Tm
B	1,05 T
Φ_{VC}	100 mm
ℓ	29,8 m
α_{25}	0,00345 1/°C
T_{VCmax}	275 °C
θ_{VC}	0,55 °C/W
H_{VC}	18,0 mm
H_{gap}	9,5 mm
R_E	6,43 Ω
M_{ms}	161,1 g
C_{ms}	160,4 μN/m
R_{ms}	2,1 kg/s

Parâmetros não-lineares

$L_e @ F_s$	8,247 mH
$L_e @ 1 kHz$	1,938 mH
$L_e @ 20 kHz$	0,554 mH
$R_{ed} @ F_s$	0,47 Ω
$R_{ed} @ 1 kHz$	6,50 Ω
$R_{ed} @ 20 kHz$	77,02 Ω
K_r	4,764 Ω
X_r	0,835
K_l	75,103 mH
X_l	0,582

DADOS BIOGRÁFICOS

Rosalfonso Bortoni graduou-se em Engenharia Elétrica pelo Instituto Nacional de Telecomunicações (INATEL), Santa Rita do Sapucaí, MG, em 1993. Em 1999, obteve o título de Mestre em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC. Está atualmente cursando o Doutorado na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Interesse de pesquisa inclui processamento de sinais e projeto e análise de circuitos.

Sidnei Noceti Filho graduou-se em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC, em 1975. Obteve o título de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica pela UFSC em 1980. Obteve o título de Doutor em Engenharia Elétrica - Área de Eletrônica - na COPPE/Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ em 1985. É Professor Titular do Departamento de Engenharia Elétrica da UFSC, onde desenvolve atividades de pesquisa e ensino nas áreas de filtros analógicos, instrumentação eletrônica, processamento de sinais e projeto de circuitos integrados.

Rui Seara graduou-se em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC, em 1975. Obteve o título de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica pela UFSC em 1980. Especializou-se em Instrumentação-Metrologia pela Ecole Supérieure d'Electricité de Paris, França em 1982. Obteve o título de Doutor em Engenharia Elétrica pela Université Sud de Paris, França em 1984. É Professor Titular do Departamento de Engenharia Elétrica da UFSC, onde desenvolve atividades de pesquisa e ensino nas áreas de processamento digital de sinais, processamento de voz e imagem, filtragem adaptativa e comunicações digitais.