

◇ 研究报告 ◇

微型扬声器振动系统阻尼频率特性研究*

王 坤 沈 勇[†] 章志亮 黄 杰 冯雪磊

(南京大学声学研究所 近代声学教育部重点实验室 南京 210093)

摘要 受材料黏弹性的影响,微型扬声器振动系统的力阻与频率有关。通过理论推导建立了力阻与频率之间的模型,得到了微型扬声器振动系统力阻的计算公式,利用激光测振法测量得到的微型扬声器阻抗曲线和位移曲线可以方便地得到微型扬声器振动系统力阻频率响应,表明了其随频率增加而减小的频率特性。实验表明,采用该频率相关力阻模型计算阻抗曲线、位移曲线和频率响应曲线,与测量值吻合很好,明显好于传统频率非相关力阻模型所得曲线。

关键词 微型扬声器,振动系统力阻,频率特性

中图分类号: O42 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-310X(2016)01-0090-05

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2016.01.013

A research of frequency dependence of damping in micro-speaker suspension

WANG Kun SHEN Yong ZHANG Zhiliang HUANG Jie FENG Xuelei

(Key Laboratory of Modern Acoustics, MOE, and Institute of Acoustics, Nanjing University, Nanjing 210093, China)

Abstract Under the viscoelastic effect of the material in micro-speaker suspension, the damping of the micro-speaker suspension is frequency-dependent. According to the theoretical derivation, the suspension damping in micro-speaker can be calculated and the formula of damping can be obtained from the model. According to the curves including the impedance and the displacement measured by the laser, the damping curve of the micro-speaker suspension can be derived conveniently which shows the frequency-dependent characteristic of damping that decreases with the increase of frequency instead of a constant value. In the meantime, the experiment shows the data coincidence between the measured and calculated curves which employ the frequency-dependent model of damping in micro-speaker suspension including the impedance, displacement and the frequency response is higher than the frequency-independent model.

Key words Micro-speaker, Suspension damping, Frequency-dependent characteristic

2015-06-04 收稿; 2015-07-21 定稿

*有限长近似线声源声学特性研究 (11274172)

作者简介: 王坤 (1990-), 男, 江苏淮安人, 硕士研究生, 研究方向: 声学。

[†] 通讯作者 E-mail: yshen@nju.edu.cn

1 引言

随着3C产品的飞速发展,微型扬声器已广泛应用于通讯终端设备及便携式数码电子设备中,如手机、笔记本电脑、PDA、PMP、MP3、MP4、耳机、助听器等^[1]。随着微型扬声器产业的迅速发展,国内外许多实验室和学者都对微型扬声器进行了研究,比如Klippel^[2-3]提出了微型扬声器小信号参数和大信号参数的测量方法,Hwang和Bai^[4-5]等人提出了一系列优化微型扬声器性能的方法。

在2013年之前,国内外学者充分研究了振动系统等效力顺的特性^[6-9],而忽略了振动系统力阻的频率特性,在研究过程中使用频率非相关模型研究振动系统力阻,将其作为一个恒定的值,没有研究其与频率之间的关系。Klippel将振动系统力阻作为一个定值,通过最小二乘法对阻抗曲线和位移曲线进行拟合得到微型扬声器的小信号参数^[2],但由这些参数拟合的曲线与实测曲线存在差异,且无法通过多次测量避免曲线间的差异。2013年,Kund^[10-11]等人通过研究发现扬声器单元由于振动系统材料黏弹性的影响,力阻不是定值,而是一个与频率有关的变量,由频率相关力阻值拟合的曲线与实测曲线间的差异减小,曲线更加吻合。可见,传统的频率非相关力阻在计算过程中会带来误差。

但Kund等人通过附加质量法得到扬声器单元的力阻,该方法对于振动质量量级为 10^{-5} kg的微型扬声器而言,可操作性较低,对附加的质量要求较为苛刻,该方法在普通实验测量中难以应用。本文通过理论推导得到微型扬声器振动系统力阻的计算公式,通过激光测振法测量得到微型扬声器的阻抗曲线和位移曲线,由这两条曲线可以更加方便地得到微型扬声器振动系统力阻的频率特性,该方法更适用于普通的实验测量。最后经过计算验证频率相关力阻模型的准确性。

2 理论

2.1 微型扬声器基本模型

当声波波长远大于微型扬声器的尺寸时,该微型扬声器可以用集总参数模型进行分析^[12]。如图1所示,根据LR-2模型^[13],将微型扬声器音圈的

非线性电感等效为音圈副电感和涡流等效电阻的并联。

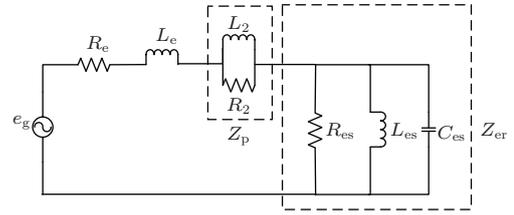


图1 包含LR-2模型的电学类比线路图

Fig. 1 Equivalent circuit including the LR-2 model

图1中, e_g 为测量微型扬声器时的输入电压; R_e 为微型扬声器音圈的直流阻; L_e 为微型扬声器音圈的电感; L_2 为微型扬声器音圈的副电感; R_2 为涡流等效电阻; L_{es} 为微型扬声器振动系统的等效力顺转化为电学量时的电感; C_{es} 为微型扬声器振动系统的等效质量转化为电学量时的电容; R_{es} 为微型扬声器振动系统力阻转化为电学量时的电阻。由图1可得微型扬声器的电阻抗 Z_{es} 为

$$Z_{es} = R_e + j\omega L_e + Z_p + Z_{er}, \quad (1)$$

其中, Z_p 为音圈的副电感和涡流等效电阻组成的阻抗, Z_{er} 为动生阻抗。两者分别表示为

$$Z_p = \frac{j\omega L_2 R_2}{j\omega L_2 + R_2}, \quad (2)$$

$$Z_{er} = \frac{1}{\frac{1}{R_{es}} + j\omega C_{es} + \frac{1}{j\omega L_{es}}}. \quad (3)$$

由式(1)可得微型扬声器的动生阻抗 Z_{er} 与电阻抗 Z_{es} 间的关系:

$$Z_{er} = Z_{es} - R_e - j\omega L_e - Z_p. \quad (4)$$

由式(4)得

$$Z_{er} = |Z_{er}| e^{j\theta(f)}, \quad (5)$$

$$\theta(f) = \arctan\left(\frac{\text{Im}[Z_{es}] - \omega L_e - \text{Im}[Z_p]}{\text{Re}[Z_{es}] - R_e - \text{Re}[Z_p]}\right), \quad (6)$$

其中 $|Z_{er}|$ 为动生阻抗的模值, $\theta(f)$ 为动生阻抗的幅角。

2.2 振动系统力阻计算

微型扬声器振动系统的位移 x 为^[2]

$$x = \frac{Z_{er}}{R_e + j\omega L_e + Z_p + Z_{er}} \frac{e_g}{j\omega B l}, \quad (7)$$

其中 Bl 为微型扬声器的机电耦合因数, 由式(7)可得

$$Bl = \frac{Z_{er}}{R_e + j\omega L_e + Z_p + Z_{er} j\omega x} \frac{e_g}{e_g}, \quad (8)$$

参数 R_e 、 L_e 、 R_2 、 L_2 、 x 可由实验测得。由式(8)得到微型扬声器的机电耦合因数 Bl 之后, 便可以得到微型扬声器振动系统的力阻抗:

$$Z_{mr} = \frac{(Bl)^2}{Z_{er}} = \frac{(Bl)^2}{|Z_{er}|} e^{-j\theta(f)}. \quad (9)$$

同时, 微型扬声器振动系统的力阻抗可以表示为

$$Z_{mr} = R_{ms} + j\omega M_{ms} + \frac{1}{j\omega C_{ms}}, \quad (10)$$

其中 R_{ms} 为振动系统的力阻, $R_{ms} = (Bl)^2 / R_{es}$; M_{ms} 为振动系统的等效质量, $M_{ms} = C_{es} (Bl)^2$; C_{ms} 为振动系统的等效力顺, $C_{ms} = L_{es} / (Bl)^2$ 。

由式(9)和式(10)得

$$R_{ms} = \frac{(Bl)^2}{|Z_{er}|} \cos(\theta(f)), \quad (11)$$

由式(11)便可以得到微型扬声器振动系统的力阻随频率变化的曲线。

3 实验验证

3.1 频率相关力阻计算

本次实验选择一款微型扬声器作为测量对象, 安装障板尺寸为 $50 \text{ cm} \times 50 \text{ cm}$, 无背腔测量, 本文不予考虑腔体对力阻特性的影响, 选择 Klippel R&D 系统作为测量仪器, 通过激光测振法测量该微型扬声器的阻抗曲线和位移曲线, 在测量过程中微型扬声器振膜在高频段存在分割振动, 本文不予考虑。

根据式(8), 计算机电耦合因数 Bl , 可得该款微型扬声器的 Bl 值为: $Bl = 0.87 \text{ N/A}$ 。计算过程中参数 R_e 、 L_e 、 R_2 、 L_2 由测量所得, 数值如下: $R_e = 7.51 \text{ } \Omega$; $L_e = 4.30 \times 10^{-5} \text{ H}$; $L_2 = 1.30 \times 10^{-5} \text{ H}$; $R_2 = 0.83 \text{ } \Omega$ 。

根据式(11)计算微型扬声器振动系统的力阻, 如图2所示, R_{ms} 计算值在频带 $100 \text{ Hz} \sim 2 \text{ kHz}$ 内并不是一个恒定的值, 而是随着频率的增加而减小。此处力阻包括振动系统本身的力阻和微型扬声器振动系统的辐射力阻, 经过计算^[14]得微型扬声器

振动系统辐射力阻在频段 $100 \text{ Hz} \sim 2000 \text{ Hz}$ 间小于 0.001 kg/s , 远小于此频段内的振动系统力阻, 所以忽略辐射力阻, 将式(11)所得力阻作为振动系统本身的力阻。

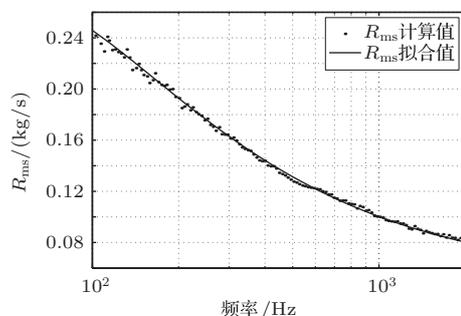


图2 振动系统力阻 R_{ms} 的计算值和拟合值

Fig. 2 The calculated and fitted curves of R_{ms} in micro-speaker

为了定量表示微型扬声器振动系统的力阻特性, 通过最小二乘法对 R_{ms} 计算值曲线进行拟合, 可得到微型扬声器振动系统力阻随频率的变化关系: $R_{ms} = 0.0515 + 42.3 \times [1 + 0.695 \times \lg 10(f/600)]/f$ 。如图2所示, R_{ms} 拟合值和计算值基本吻合, 表明拟合公式能相对准确地表现出微型扬声器振动系统力阻的频率特性。从力阻的频率相关公式可见力阻随着频率的增加而减小, 且由两部分组成, 一部分为固定值, 不随频率变化; 一部分与频率有关, 随着频率的增加而减小。

3.2 频率相关力阻验证

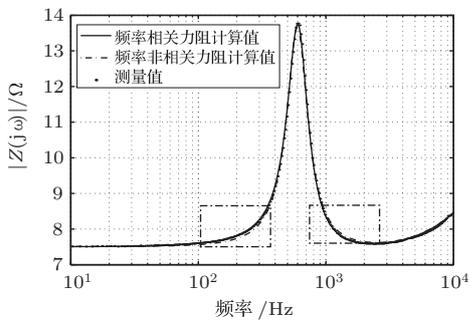
表1列出了采用本文频率相关力阻模型得到的微型扬声器小信号参数与传统频率非相关力阻模型得到的小信号参数。为了验证频率相关力阻模型所得参数的准确性, 由这两组参数计算阻抗曲线、位移曲线和频率响应曲线, 与实测曲线进行对比。

将表1中的两组参数代入式(1), 可得到两组阻抗曲线计算值, 与测量值的对比如图3所示, 图3(b)和图3(c)为图3(a)的局部放大图。由图3(b)和图3(c)可见, 本文频率相关力阻模型所得曲线和实测曲线基本重合, 在频带 $200 \text{ Hz} \sim 400 \text{ Hz}$ 内频率非相关力阻模型所得曲线低于测量值, 在频带 $800 \text{ Hz} \sim 2000 \text{ Hz}$ 内高于测量值。对比可知, 本文频率相关力阻模型所得阻抗曲线更加准确。

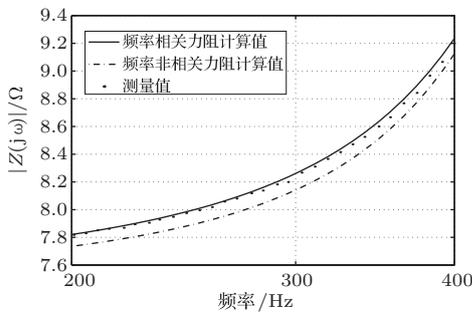
表1 微型扬声器小信号参数

Table 1 The small signal parameter of micro-speaker

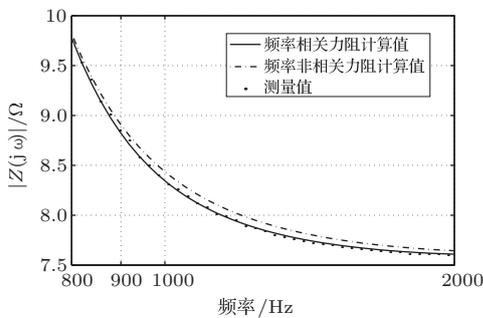
小信号参数	单位	频率相关力阻	频率非相关力阻
R_e	Ω	7.51	7.51
L_e	H	4.30×10^{-5}	4.30×10^{-5}
R_2	Ω	0.83	0.83
L_2	H	1.30×10^{-5}	1.30×10^{-5}
f_s	Hz	600	600
Bl	N/A	0.87	0.88
R_{ms}	kg/s	$0.0515 + 42.3 \times [1 + 0.695 \times \lg 10(f/f_s)]/f$	0.124
M_{ms}	kg	8.36×10^{-5}	8.40×10^{-5}
$C_{ms}(f_s)$	m/N	8.54×10^{-4}	8.44×10^{-4}
λ		0.181	0.160



(a) 频带10 Hz - 10 kHz间的阻抗曲线



(b) 频带200 Hz - 400 Hz间的阻抗曲线



(c) 频带800 Hz - 2000 Hz间的阻抗曲线

图3 微型扬声器阻抗曲线计算值和测量值

Fig. 3 The measured and calculated curves of impedance of micro-speaker

微型扬声器振动系统的位移可以表示为^[15]

$$x = \frac{Ble_g/R_e}{\omega \sqrt{R_{ms}^2 + (\omega M_{ms} - 1/(\omega C_{ms}))^2}} \quad (12)$$

将表1中的两组参数代入式(12),可得到两组位移曲线计算值,与测量值的对比如图4所示。从图4可得,采用频率相关力阻模型所得曲线和测量曲线基本重合,只在10 Hz-20 Hz内不重合,而采用频率非相关力阻模型所得曲线在共振频率以下与实测值存在偏差,对比可见采用频率相关力阻模型所得曲线更加准确。

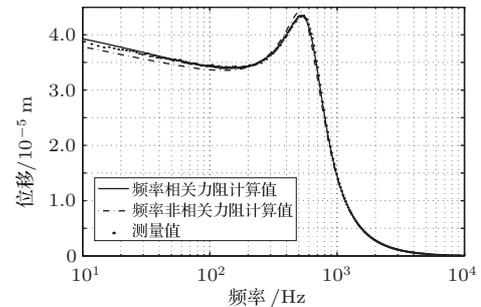


图4 微型扬声器位移曲线计算值和测量值

Fig. 4 The measured and calculated curves of displacement of micro-speaker

微型扬声器的频率响应曲线可以表示为^[14]

$$|p_r| = \frac{e_g Bl \rho_0 S_D}{2\pi r R_e M_{ms}} \frac{f/f_s}{\sqrt{1/Q_{ts}^2 + (f/f_s - f_s/f)^2}} \quad (13)$$

其中 ρ_0 为空气密度,取值为 1.29 kg/m^3 ; S_D 为微型扬声器的有效辐射面积,取值为 1.04 cm^2 ; r 为测量距离,取值为 1 cm ; Q_{ts} 为微型扬声器的总品质因数,随频率变化而变化。频率响应曲线为微型扬声器安装在IEC标准障板上,无背腔测量所得。

将表1中的两组参数代入式(13),可得到两组频响曲线计算值,与测量值的对比如图5所示。从图5可见,采用本文频率相关力阻模型所得的曲线和实测曲线基本重合,而采用频率非相关力阻模型所得曲线在共振频率处与测量值存在偏差,对比可见采用本文频率相关力阻模型所得曲线更加准确。

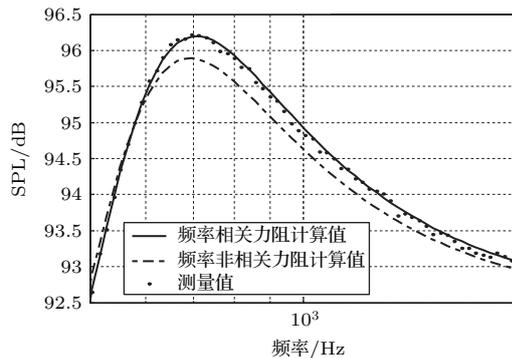


图5 图5 微型扬声器频响曲线计算值和测量值
Fig. 5 The measured and calculated curves of SPL of micro-speaker

从图3~5的阻抗曲线、位移曲线和频响曲线的计算值和测量值对比中可见,采用本文频率相关力阻模型所得曲线的吻合度高于传统频率非相关力阻所得曲线,验证了微型扬声器振动系统力阻的频率特性,与频率有关,随着频率的增加而减小。

4 结论

理论研究与实验验证表明,采用本文的频率相关力阻模型所得阻抗曲线、位移曲线和频率响应曲线的计算值与测量值的吻合度高于传统频率非相关力阻模型所得曲线。本文理论推导所得到的微型扬声器振动系统力阻计算公式准确可靠,表明微型扬声器振动力阻是一个与频率有关的变量,随着频率的增加而减小,使用频率相关力阻模型能够更加准确地表现微型扬声器振动系统的力阻特性。

参 考 文 献

- [1] BAI M R, LIAO J. Acoustic analysis and design of miniature loudspeaker for mobile phones[J]. J. Audio Eng. Soc., 2005, 53(11): 1061-1076.
- [2] KLIPPEL W, SEIDEL U. Fast and accurate measurement of the linear transduce parameter[C]//Audio Engineering Society Convention 110. Audio Eng. Soc., 2001.
- [3] KLIPPEL W. Measurement of large-signal parameters of electrodynamic transducer[C]//Audio Engineering Society Convention 107. Audio Eng. Soc., 1999.
- [4] HWANG S M, LEE H J, KIM J H. New development of integrated micro-speaker and dynamic receiver used for cellular phones[J]. IEEE T Magn., 2003, 39(5): 3259-3261.
- [5] BAI M R, CHEN R L. Analysis and optimal design of miniature loudspeakers[C]//Audio Engineering Society Convention 120. Audio Eng. Soc., 2006.
- [6] FENG Z X, SHEN Y, HENG W, et al. Nonlinear behavior of electrodynamic loudspeaker suspension at low frequencies[J]. Sci. China Phys. Mech., 2013, 56(7): 1361-1365.
- [7] HENG W, SHEN Y, XIA J, et al. Analysis and prediction of loudspeaker large-signal symptoms[J]. Sci. China Phys. Mech., 2013, 56(7): 1355-1360.
- [8] KLIPPEL W. Nonlinear large-signal behavior of electrodynamic loudspeakers at low frequencies[J]. J. Audio Eng. Soc., 1992, 40(6): 483-496.
- [9] KLIPPEL W. Loudspeaker nonlinearities—cause, parameters, symptoms[C]. // Audio Engineering Society Convention 119. Audio Eng. Soc., 2005.
- [10] KUND T, CARSTEN T, FINN A. Frequency dependence of damping and compliance in loudspeaker suspensions[J]. J. Audio Eng. Soc., 2010, 58(6): 472-486.
- [11] KUND T, CLAUS F. Frequency dependence of the loudspeaker suspension(a follow up)[J]. J. Audio Eng. Soc., 2013, 61(10): 778-786.
- [12] KLIPPEL W. Modeling the large signal behavior of micro-speaker[C]//Audio Engineering Society Convention 133. Audio Eng. Soc., 2012.
- [13] DODD M, KLIPPEL W, OCELEE-BROWN J. Voice coil impedance as a function of frequency and displacement[C]//Audio Engineering Society Convention 117. Audio Eng. Soc., 2004.
- [14] 沈勇. 扬声器系统的理论与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011: 40-41, 85-87.
- [15] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2001: 18-21.