第 41 卷第 2 期　　声　学　学　报　　Vol. 41, No. 2
2016 年 3 月　　ACTA　ACUSTICA　　Mar., 2016

电动扬声器悬置系统蠕变效应建模

孔晓鹏　曾新吾
(国防科学技术大学海洋科学与工程研究院　长沙　410073)

2014 年 10 月 14 日收到
2015 年 1 月 20 日定稿

摘要　对电动扬声器悬置系统的蠕变效应进行了分数阶建模。通过将标准线性固体模型中的牛顿黏壶替换为分数阶 Abel 黏壶，提出了悬置系统分数阶标准线性固体力顺模型。使用 Klippel 扬声器单元电阻抗激光测量系统，测量了 2 只具有不同橡胶折环的中频扬声器单元的电阻抗和传递函数 (振膜输出位移 / 输入声压), 并采用最小二乘法拟合实测曲线，得到了模型参数。通过与已有的考虑蠕变效应的 4 参数对数模型和标准线性固体模型拟合结果的对比，结果表明：分数阶标准线性固体模型能够准确描述力顺损耗因数随频率的变化规律，对蠕变效应具有更好的模拟精度。

PACS 数：43.38, 42.79

Modeling of creep effect in electro-dynamic loudspeaker suspensions

KONG Xiaopeng　ZENG Xinwu
(*Institute of Marine Science and Engineering, National University of Defense Technology*　Changsha　410073)

Received Oct. 14, 2014
Revised Jan. 20, 2015

Abstract　The creep effect of suspensions in electro-dynamic loudspeakers was modeled based on fractional order derivatives. The fractional standard linear solid model (FSLS) was presented by substituting the Abel dashpot for Newton dashpot in Standard Linear Solid (SLS) model. The electrical impedance and the transfer function between diaphragm displacement and input voltage signal of two midrange speakers with different rubber surrounds were measured by Klippel laser analyzer system, and the model parameters were identified by the least-mean-square method. By comparing the fitting results of FSLS model with the other two models- 4 Parameter Logarithmic model and SLS model, the results show that the FSLS model can rightly predict the frequency dependent compliance loss factor and yield higher accuracy for modeling the creep effect in loudspeaker suspensions.

引言

电动扬声器是一种将电动能转化为机械能，然后由机械能转化为声能的能量转换器 [1], 是电场、机械场和声场等多种物理场共同作用的结果，其作用是在较小失真下最大程度的重放声频信号。扬声器单元主要由永磁体、音圈、振膜、以及支撑振膜振动的悬置系统等结构构成。悬置系统由定心支片和折环组成，定心支片主要由玻璃纤维、棉布、高分子聚合物等黏性材料蜷曲而成；折环通常是用橡胶、发泡材料或加工过的亚麻布制成。因此，扬声器的悬置系统具有较强的黏弹性性质，如蠕变效应 [2−3]。

等效电路法是研究扬声器低频、小信号输出响应的主要方法之一，是指导扬声器设计的重要工具 [4−5]。扬声器单元、滤波器及失真补偿电路的设计均需要建立高精度的等效电路模型 [6−7]。然而由于悬置系统的蠕变效应，影响了扬声器的等效电路模型的精度。基于实测扬声器传递函数 (振膜位移 / 输入电压) 幅值的变化规律，Knudsen 等人 (1993)[8] 提出了最早用于模拟悬置系统蠕变效应的对数 (Logarithmic, LOG) 模型。该模型参数少，模拟精度相对较

高, 在扬声器单元设计中得到了广泛的应用[9−10]。但该模型为纯经验公式, 模型参数无任何物理意义, 且该模型在低频时不收敛, 易产生负力顺, 也难以在非线性失真补偿电路中实现。Ritter 等人 (2010)[11] 采用复力顺，通过引入松弛时间，对 LOG 模型进行了修正, 提出了 4 参数对数模型 (Four Parameter Logarithmic, 4PLOG) 。但是，与 LOG 模型相比，该模型模拟精度上并未发生明显升高。黏弹性材料的本构模型可由一个或若干个弹性元件和黏壶互相组合 (串联或并联) 而成，如 Maxwell 模型、 Voigt-Kelvin 模型和标准线性固体模型 (Standard Linear Solid, SLS) 。SLS 模型在悬置系统蠕变效应的模拟中得到了广泛的应用 [2,9−12], 但 Agerkvist 等人 (2008)[2] 指出 SLS 模型在低于 1/10 共振频率区域模拟误差较大。考虑到扬声器的悬置系统由黏弹性材料制成，在变形过程中依赖时间的变化，由经典黏弹性模型描述这类材料性能时精度不是很高。为提高精度，利用分数阶微分理论建立起来的分数阶黏弹性本构模型近年来得到了广泛的研究和应用。 Prize (2003)[13−14] 分别应用 4 参数和 5 参数分数阶本构模型模拟了黏弹性材料复模量的变化，结果表明：分数阶模型模拟参数少、精度高，与实验吻合较好。目前，尚没有公开文献将分数阶黏弹性本构模型应用于扬声器悬置系统蠕变效应的模拟，有必要进行初步探索。

基于分数阶黏弹性本构模型，本文建立了模拟扬声器悬置系统蠕变效应的分数阶标准线性固体 (Fractional Standard Linear Solid, FSLS) 力顺模型。选用 2 只悬置系统蠕变效应有较大差别的中频扬声器单元，应用 Klippel 扬声器电阻抗激光测量系统分别测量了扬声器单元的输出位移与输入电压的传递函数和电阻抗, 并对实测曲线进行了最小二乘拟合, 得到了模型参数和拟合精度。通过对比其他 2 种经典蠕变模型 —4PLOG 模型和 SLS 模型的拟合结果, 分析了 FSLS 模型的模拟精度。

1 蠕变模型

扬声器集总参数系统等效电路可由图 1(a) 表示，图中 E 为输入电压， R_g 为等效内阻抗 (声频功放等效内阻和声频功放至扬声器单元间馈线等效线阻抗), R_e 为音圈直流电阻，L_e 为音圈电感，Bl 为力因子， i 为音圈电流， $u=Blv$ 为音圈切割磁感线产生的感应电动势， v 为振膜振动速度，$F_f=Bli$ 为电动力，$C_{\rm ms}$ 为悬置系统力顺，$M_{\rm md}$ 为振膜、悬置系统和音圈的总质量，$R_{\rm ms}$ 为支撑系统力阻，p 为输出声压，$M_{\rm AR}$ 为等效声质量，$R_{\rm AR}$ 为等效声阻。低频、小信号作用下，音圈涡流效应[15] 可忽略，扬声器的等效电路可简化为图 1(b), 其中 $M_{\rm ms}=M_{\rm md}+2M_{\rm AR}$(无限大障板), Z_E 为扬声器单元的输入电阻抗。

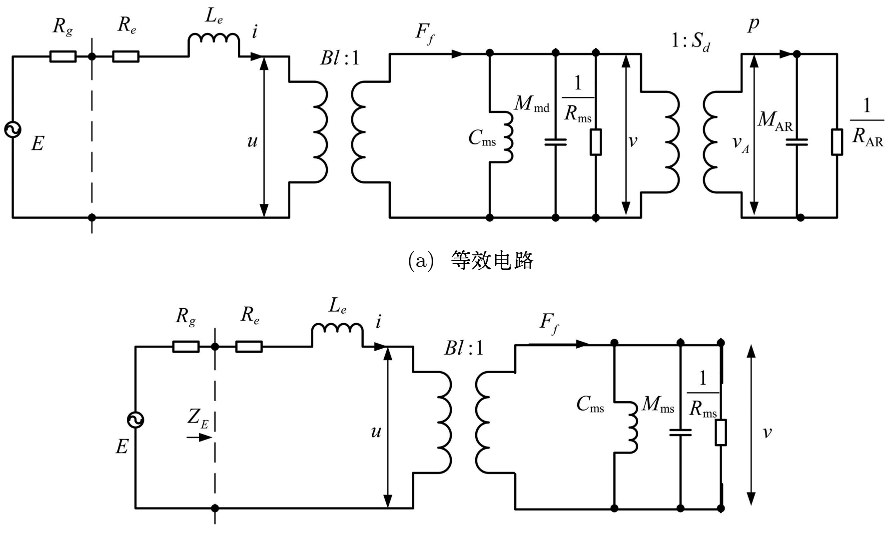
由 Kirchhoff 电压准则得：

$$\begin{aligned}&E(t)=R_ei(t)+L_e\frac{\mathrm{d}i(t)}{\mathrm{d}t}+Bl\frac{\partial x}{\partial t},\quad R_g\approx 0,\\&Bli(t)=M_{\rm ms}\frac{\partial^2 x}{\partial t^2}+R_{\rm ms}\frac{\partial x}{\partial t}+\frac{x(t)}{C_{\rm ms}},\end{aligned}\tag{1}$$

式中 t 表示时间， $x(t)$ 为音圈振动位移。式 (1) 经 Laplace 变换，可得频域的 Kirchhoff 方程：

$$\begin{aligned}&E(\mathrm{j}\omega)=R_ei(\mathrm{j}\omega)+\mathrm{j}\omega L_e+\mathrm{j}\omega Blx(\mathrm{j}\omega),\\&Bli(\mathrm{j}\omega)=-M_{\rm ms}\omega^2+\mathrm{j}\omega R_{\rm ms}x(\mathrm{j}\omega)+\frac{x(\mathrm{j}\omega)}{C_{\rm ms}},\end{aligned}\tag{2}$$

式中 ω 为角频率，j 为虚数单位。由式 (2) 可得 $x(\mathrm{j}\omega)$



(a) 等效电路

(b) 低频近似

图 1 动圈扬声器等效电路图

和 $E(\mathrm{j}\omega)$ 之间的传递函数 $H(\mathrm{j}\omega)$ 及 $Z_E(\mathrm{j}\omega)$,

$$H(\mathrm{j}\omega)=\frac{x(\mathrm{j}\omega)}{E(\mathrm{j}\omega)}=\frac{Bl}{\mathrm{j}\omega Bl^2+(\mathrm{j}\omega L_e+R_e)(-\omega^2 M_{\mathrm{ms}}+\mathrm{j}\omega R_{\mathrm{ms}}+1/C_{\mathrm{ms}})},\tag{3}$$

$$Z_E(\mathrm{j}\omega)=\frac{E(\mathrm{j}\omega)}{i(\mathrm{j}\omega)}=\mathrm{j}\omega L_e+R_e+Z_M(\mathrm{j}\omega),\tag{4}$$
$$Z_M(\mathrm{j}\omega)=Bl^2/\left[\mathrm{j}\omega M_{\mathrm{ms}}+R_{\mathrm{ms}}+1/\mathrm{j}\omega C_{\mathrm{ms}}\right],$$

式中 $Z_M(\mathrm{j}\omega)$ 为扬声器的动生阻抗。不同蠕变模型力顺 C_{ms} 表达式不同。由于可以描述动态刚度和能量损失，复刚度近年来得到了广泛的应用 [13−14], 与之对应的复力顺是扬声器蠕变效应研究重要方法之一[11], 定义复力顺 $C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)$ 和损失因数 $\mu(\omega)$ 分别为：

$$C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)=C_D(\omega)-\mathrm{j}C_L(\omega),\tag{5}$$

$$\mu(\omega)=\frac{C_L(\omega)}{C_D(\omega)},\tag{6}$$

式中 $C_D(\omega)$ 为存储力顺，$C_L(\omega)$ 为损耗力顺。

1.1 4PLOG 模型

Knudsen 等人 (1993)[8] 通过对实验数据的曲线拟合，提出了 LOG 模型：

$$C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)=C_0\left[1-\lambda\lg(\mathrm{j}\omega)\right].\tag{7}$$

通过引入蠕变因子 κ, 松弛起始时间 $t_{\min}$ 和结束时间 $t_{\max}$,Ritter 等人[11] 对 LOG 模型进行了修正，提出了 4 参数的 LOG 模型，蠕变力顺和损失因数分别为：

$$\begin{aligned}&C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)=\\&C_0\left[1-\kappa\lg(M(\omega,t_{\min},t_{\max})\mathrm{e}^{\mathrm{j}\theta(\omega,t_{\min},t_{\max})})\right],\\&\mu(\omega)=\frac{\kappa\theta(\omega,t_{\min},t_{\max})\lg e}{1-\kappa M(\omega,t_{\min},t_{\max})},\end{aligned}\tag{8}$$

式中：

$$M(\omega,t_{\min},t_{\max})=\sqrt{\frac{t_{\min}^2+t_{\min}^2t_{\max}^2\omega^2}{t_{\max}^2+t_{\min}^2t_{\max}^2\omega^2}},$$

$$\theta(\omega,t_{\min},t_{\max})=\arctan\left[\frac{\omega(t_{\max}-t_{\min})}{1+t_{\min}t_{\max}\omega^2}\right].$$

1.2 SLS 模型

如图 2, Kelvin-Voigt 形式的 SLS 模型是由一个弹性元件 C_1 并联一牛顿黏壶 η, 再与另一弹性元件 C_0 串联而成，蠕变力顺和损失因数分别为：

$$C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)=C_0+\frac{1}{\mathrm{j}\omega\eta+\dfrac{1}{C_1}}=\left(C_0+\frac{C_1}{1+(\omega\tau)^2}\right)-\mathrm{j}\frac{C_1\omega\tau}{1+(\omega\tau)^2},\tag{9a}$$

$$\mu(\omega)=\frac{\omega\tau d}{\mathrm{d}+1+(\omega\tau)^2},\tag{9b}$$

式中 $\tau=C_1\eta$ 为松弛时间，$d=C_1/C_0$。

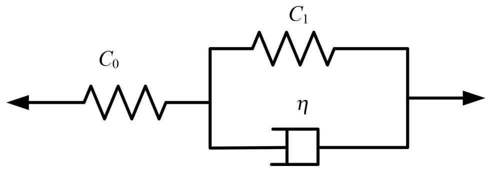


图 2 Kelvin-Voigt 形式的 SLS 模型

1.3 FSLS 模型

分数阶 Abel 黏壶的本构关系为[16]:

$$\sigma(t)=\eta\frac{\mathrm{d}^\beta\varepsilon(t)}{\mathrm{d}t^\beta},\quad 0\leqslant\beta\leqslant1,\tag{10}$$

其中 $\sigma(t)$ 为应力，$\varepsilon(t)$ 为应变。应用分数阶 Laplace 变换[17] 将式 (10) 时域变换为频域，即：

$$\sigma(\mathrm{j}\omega)=(\mathrm{j}\omega)^\beta\,\eta\varepsilon(\mathrm{j}\omega).\tag{11}$$

将图 2 中的牛顿黏壶替代为 Abel 黏壶可得分数阶标准线性固体模型 (FSLS), 其蠕变力顺和损失因数分别为：

$$\begin{aligned}&C_{\mathrm{ms}}(\mathrm{j}\omega)=C_0+\frac{1}{(\mathrm{j}\omega)^\beta\eta+\dfrac{1}{C_1}}=\\&C_0+\frac{C_1}{1+(\omega\tau')^\beta}=\\&C_0+\frac{C_1\left(1+(\omega\tau')^\beta\cos(\pi\beta/2)\right)}{1+2(\omega\tau')^\beta\cos(\pi\beta/2)+(\omega\tau')^{2\beta}}-\\&\mathrm{j}\frac{C_1(\omega\tau')^\beta\sin(\pi\beta/2)}{1+2(\omega\tau')^\beta\cos(\pi\beta/2)+(\omega\tau')^{2\beta}},\end{aligned}\tag{12a}$$

$$\begin{aligned}&\mu(\omega)=\frac{d(\omega\tau')^\beta\sin(\pi\beta/2)}{1+d+2(\omega\tau')^\beta\cos(\pi\beta/2)+(\omega\tau')^{2\beta}},\\&(\tau')^\beta=C_1\eta,\end{aligned}\tag{12b}$$

2 实验与曲线拟合

选取同一尺寸 (5.25 inch) 由两种不同橡胶折环制成的中音扬声器作为研究对象：

L1: Peerless 850108, 共振频率 f_s=111.5 Hz;

L2: Vifa P13WG-10-04, 共振频率 f_s=116.5 Hz。

2.1 实验装置

由于测量精度高、速度快，集信号发生、拾取和处理为一体，近年来 Klippel 激光测量系统在扬声器电阻抗测量中得到了广泛的使用 [15,18]。图 3 给出了 Klippel 测量分析系统的示意，其中 $x(t)$ 由

KEYENCE CO. LK- G32 激光器测量得到。扬声器的阻抗时域信号可由 $E(t)/i(t)$ 计算得到,然后经傅里叶变换得到频域信号；系统的传递函数可由 $x(t)/E(t)$ 计算得到。所测扬声器单元被固定在支架上，垂直放置以减小重力对音圈初始位移的影响。通过调整支架壁与扬声器单元的距离，激光器被固定在所测振膜振动位移的最佳位置上。测量房间的容积大于 30 m^3, 且测量装置离墙面的距离大于 1 m, 房间声学的影响可忽略 [19]。

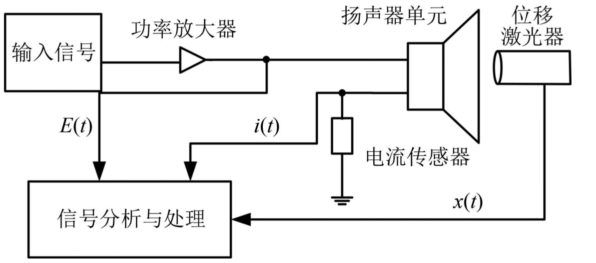


图 3　Klippel 测量分析系统示意图

输入电压均值不高于 0.1 V, 以保证扬声器工作在线性阶段，避免扬声器发生非线性效应。同时记录输入电压、输出电流和振膜位移。图 4 显示了实测传递函数 $H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$ 的幅值，表明：$H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$ 的幅值随频率的增加而逐渐减小，L1 的 $H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$ 幅值曲线的斜率明显大于 L2, 因此 L1 为大损耗扬声器，悬置系统的蠕变效应显著。图 5 给出了实测 L1 的电阻抗频谱 $Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$, 在扬声器的共振频率处，电阻抗值幅值最大，相位约为 0, 典型的阻尼控制区。在低于共振频率段为弹性控制区，阻抗相位应为 $\pi/2$, 但是由于蠕变效应的存在，实际相位与理论相位有较大偏差。

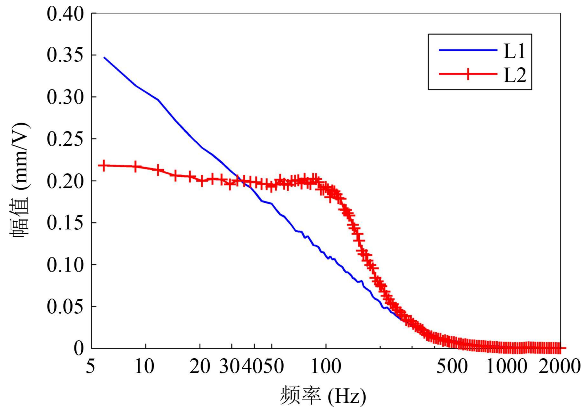


图 4　实测传递函数

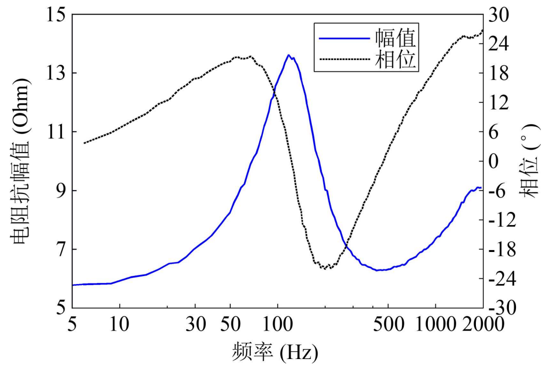


图 5　实测 L1 电阻抗

2.2　曲线拟合

为获得各种模型参数，基于上节测量得到的 $H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$ 和 $Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega)$, 将各种模型的蠕变力顺表达式分别代入传递函数理论计算式 (3) $H(\mathrm{j}\omega)$ 和电阻抗的理论计算式 (4) $Z_E(\mathrm{j}\omega)$, 采用最小二乘法，对实测传递函数曲线和电阻抗曲线进行曲线拟合。最小二乘法使用的核函数 W 为：

$$W=\sum_n\left(\left\|\frac{H(\mathrm{j}\omega_n)-H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)}{H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)}\right\|_2^2\right)+\sum_n\left(\left\|\frac{Z_E(\mathrm{j}\omega_n)-Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)}{Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)}\right\|_2^2\right), \tag{13}$$

为方便比较模型模拟精度，分别定义幅值误差 ζ_m 和相位误差 ζ_p:

$$\zeta_m(\%)=\left(\sqrt{\frac{\sum\limits_n\left(|H(\mathrm{j}\omega_n)|-|H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)|\right)^2}{\sum\limits_n|H_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)|^2}}+\sqrt{\frac{\sum\limits_n\left(|Z_E(\mathrm{j}\omega_n)|-|Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)|\right)^2}{\sum\limits_n|Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)|^2}}\right)\times 100\%, \tag{14}$$

$$\zeta_p(^\circ)=\left|\frac{\sum\limits_n\left(\arg\left(Z_E(\mathrm{j}\omega_n)\right)\dfrac{180}{\pi}-\arg\left(Z_{\mathrm{MEAS}}(\mathrm{j}\omega_n)\right)\dfrac{180}{\pi}\right)}{N}\right|, \tag{15}$$

式中 N 为频率数量，arg( ) 为相位求解算子。

3 拟合结果比较和讨论

通过曲线拟合寻找最小核函数 W 可得模型参数，表 1 给出了等效电路模型的参数和不同蠕变模型的拟合误差，表明：对于蠕变力顺以外的模型参数，3 种模型的拟合结果差别很小，模拟精度的高低主要取决于蠕变模型。对于悬置系统蠕变效应不明显的 L2 扬声器，3 种蠕变模型幅值误差和相位误差差别不大。然而，对于悬置系统黏弹性性质较强、损耗较大，蠕变效应显著的扬声器 L1，不管是幅值还是相位，FSLS 模型的拟合误差均较小，约为 4PLOG 模型拟合误差的一半，与实验吻合较好。

为分析和比较不同蠕变模型的模拟精度，选择蠕变效应较强的 L1 扬声器，图 6 — 图 8 分别显示了不同模型 L1 传递函数、电阻抗幅值和相位的拟合结果与实测值的比较，表明：对于传递函数，4PLOG 模型和 FSLS 模型的拟合结果均与实验吻合较好，而 SLS 模型的拟合结果在低频区与实验出现了显著的差别；对于电阻抗幅值，由 4PLOG 模型和 SLS 模型拟合得到的共振频率小于实验值，共振频率点对应的电阻抗幅值也与实测值有明显差别；而不管是低频区、共振频率处还是在中高频区，FSLS 模型的拟合结果与实验误差均最小，模拟精度最高，与实验吻合最好。此外，对于电阻抗相位，在小于 100 Hz 以下的低频区 4PLOG 模型和 FSLS 模型的模拟结果与实验误差均较小，与实验吻合较好，SLS 模型与实验误差较大。但当频率大于 100 Hz 后，4PLOG 模型

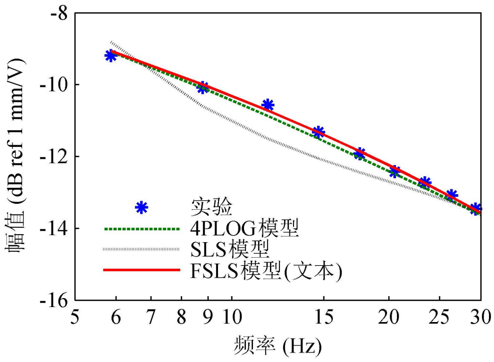
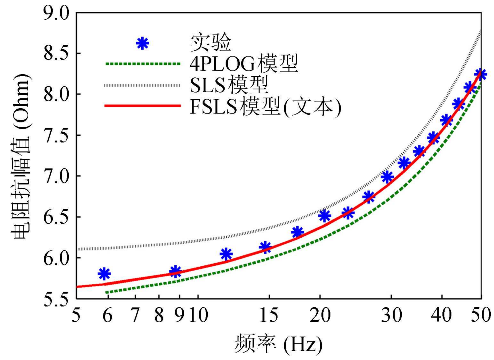
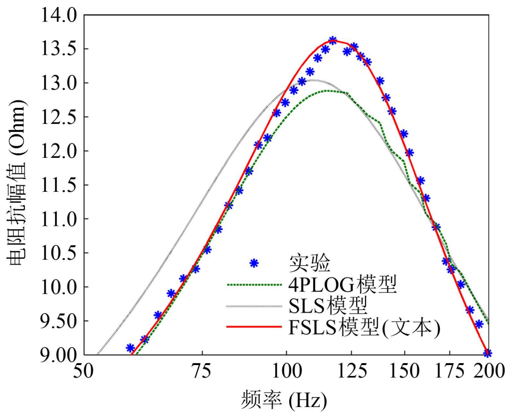


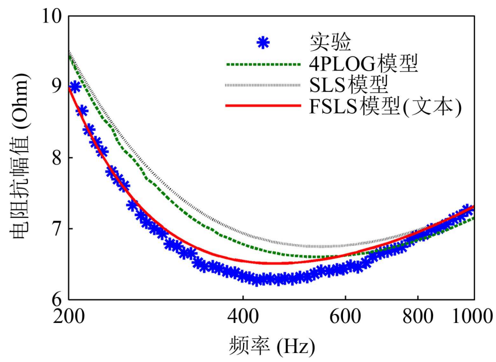
图 6 L1 传递函数拟合结果



(a) 低频区



(b) 共振频率区



(c) 中高频区

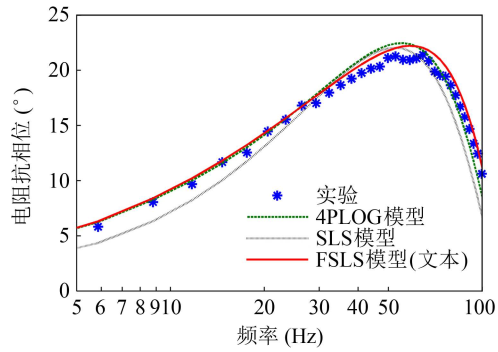
图 7 L1 电阻抗幅值拟合结果

表 1 模型参数及拟合误差

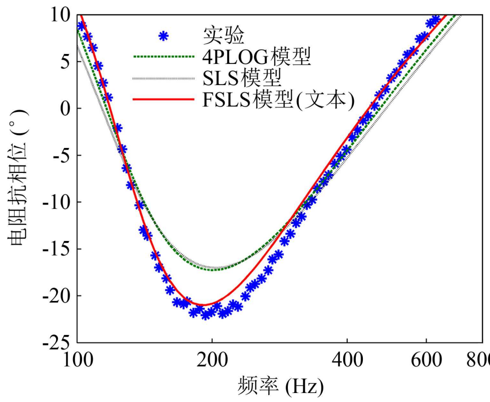
模型		R_e (Ω)	Bl (N/A)	L_e (mH)	$M_{\rm ms}$ (g)	$R_{\rm ms}$ (Ns/m)	C_0 (mm/N)	C_1 (mm/N)	κ/β	$t_{\min}$ (ms)	$t_{\max}/\tau$ (s)	ζ_m (%)	ζ_p (°)
L1	4PLOG	5.55	8.04	0.49	12.23	8.43	0.17	—	0.75	6.7	2.0	18.14	1.78
	SLS	5.55	8.04	0.48	11.42	8.43	0.19	0.16	—	—	2.0	18.39	1.80
	FSLS	5.45	7.95	0.48	13.08	3.61	0.15	0.11	0.75	—	2.0	11.00	0.94
L2	4PLOG	2.94	5.97	4.21	19.61	3.12	9.50E-02	—	0.1	2.40	2.0	19.95	1.30
	SLS	2.94	5.97	3.94	20.31	3.12	9.50E-02	4.62E-5	0.1	—	2.0	19.99	1.33
	FSLS	2.94	5.97	3.94	20.31	3.12	9.50E-02	4.62E-5	0.9	—	2.0	19.95	1.29

的模拟结果与实验结果之间差别较为明显，但 FSLS 模型的模拟结果始终与实验结果保持较小的误差。

蠕变效应另一表现形式是与损失因数与频率相关 [2]。对扬声器悬置系统而言，损失因数随频率的变化规律是：随频率减小而增加，在较低频率段，损失因数随频率的减小而大幅增加 [11]。图 9 显示了由 3 种模型拟合得到的损失因数与实测值的比较，结果表明：在低频区，随着频率的减小，FSLS 模型的 μ 值急剧增加，变化幅度明显大于 4PLOG 模型，与实验吻合较好。而 SLS 的 μ 值远小于上述两种模型，且 μ 随频率无明显变化。综上可知，FSLS 模型可以准确描述悬置系统损失因数随频率的变化规律，即蠕变效应。



(a)　低频区



(b)　中高频区

图 8　L1 电阻抗相位的拟合结果

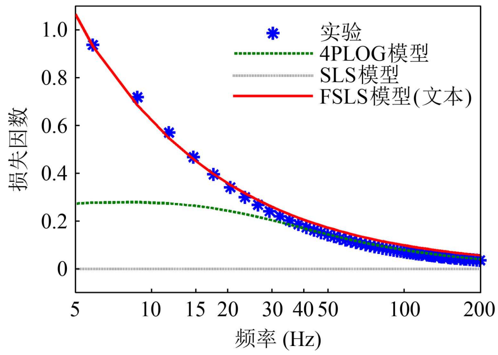


图 9　L1 损失因数拟合结果

4　结论

基于分数阶黏弹性本构模型，通过引入 Abel 黏壶，探索了 FSLS 模型对扬声器蠕变效应的模拟精度。选用蠕变效应较强和较低的两只同尺寸中频扬声器单元作为研究对象，使用 Klippel 扬声器电阻抗激光测量系统，测得了两只单元传递函数 (振膜位移 / 输入电压) 和电阻抗。采用最小二乘法通过对实测数据的曲线拟合，得到了模型参数和拟合误差。和已有的考虑蠕变效应的 4PLOG 模型和 SLS 模型对比表明：对于本文研究的两只中频扬声器单元，本文所提出的 FSLS 模型能够准确模拟悬置系统损失因数随频率的变化规律，与实验吻合较好，有较高的模拟精度。分数阶微分理可应用于分析悬置系统的蠕变效应，以指导扬声器单元的设计。

需指出，大多数扬声器单元的力顺由定心支片和边缘折环组成，其中定心支片提供约 80% 的总力顺，折环提供约为 20%，而两部分使用的材料及热处理方式不同，其各自的蠕变效应也有所不同，应分别建立不同的蠕变模型 [2]，以获得更高的精度。但目前尚没有文献给出定心支片和折环蠕变效应的实验数据，国内外的通常做法也是将两者统一成悬置系统的蠕变效应进行研究 [2−3,6,8−12]。作者下一步工作重点是采用多普勒激光测速仪对定心支片的蠕变效应进行单独测量 [20]。此外，扬声器的力顺在施加外力时的位移已经不再是单调函数，对非线性力顺的研究已经成为现代电声技术的热点之一 [18,21]。

参　考　文　献

1　沈勇．2012 电声技术新进展．北京：科学出版社，2012：35—64

2　Agerkvist Finn, Thorborg K, Tinnggaard C. A study of the creep effect in loudspeaker suspension. 125th AES Convention, San Francisco, USA, 2005: 6582

3　夏洁，沈勇．单元扬声器支撑系统的蠕变效应．电声技术，2011; **35**(2): 21—24

4　沈勇，沈小祥，沙家正．用声学和类比线路理论研究直射式扬声器系统特性．声学学报，2002; **27**(6): 559—561

5　Thorborg K, Futtrup C. Electrical dynamic transducers model incorporating semi-inductance and means for shorting ac magnetization. *J. Audio Eng. Soc.*, 2011; **59**(9): 612—627

6　Finn T A. Nonlinear viscoelastic models. 131st AES Convention, New York, USA, 2011: 8500

7　Uesako N, Kajikawa Y. Influence of nonlinear parameters in mirror filter to compensation performance of nonlinear distortions. *Proceedings of Meeting on Acoustics*, 2013; **19**(1): 030025

8 Knudsen M H, Grue Jensen J. Low-frequency loudspeaker models that include suspension creep. *J. Audio Eng. Soc.*, 1993; **41**(1): 3—17

9 Thorborg K, Tinggaard C, Agerkvist F, Futtrup C. Frequency dependence of damping and compliance in loudspeaker suspensions. *J. Audio Eng. Soc.*, 2010; **58**(6): 472—486

10 Thorborg K, Futtrup C. Frequency dependency of the loudspeaker suspensions (A follow up). *J. Audio Eng. Soc.*, 2013; **61**(10): 778—786

11 Tobias Ritter, Finn Agerkvist. Modeling viscoelasticity of loudspeaker suspensions using retardation spectra. 129$^{\text{th}}$ AES Convention, USA, 2010: 8217

12 刘成，沈勇，董桂官. 蠕变效应对微型扬声器小信号参数建模的影响. 声学技术， 2011; **30**(3): 250—253

13 Pritz T. Loss factor peak of viscoelastic materials: magnitude to width relations. *Journal of Sound and Vibration*, 2001; **246**(2): 265—280

14 Pritz T. Five-parameter fractional derivate model for polymeric damping materials. *Journal of Sound and Vibration*, 2003; **265**(4): 935—952

15 孔晓鹏，曾新吾，田章福. 动圈扬声器涡流阻抗建模. 国防科技大学学报， 2014; **36**(6): 37—42

16 Kempfle S, Sch I, Beyer H. Fractional calculus via functional calculus: theory and application. *Nonlinear Dynamics*, 2002; **29**(1): 99—127

17 Concepcion A M, Chen Y, Vinagre B M *et al.* Fractional-order systems and controls: fundamentals and applications. Frist edition, New York, Springer Press, 2010: 9—34

18 Klippel W. Non-linear large signal behavior of electrodynamic loudspeakers at low frequencies. *J. Audio Eng. Soc.*, 1992; **40**(6): 483—496

19 Leach W M. Introduction to Electroacoustics & Amplifier Design. Third edition, Georgia Institude of Technology: Kendall/Hunt Publishment, 2003: 102—110

20 Kong Xiaopeng, Zeng Xinwu, Tian Zhangfu. Laser Doppler Vibrometer measurements on spiders in moving coil loudspeakers. *SPIE Proceedings*, 2014; **9297**: 1L-2

21 Heng W, Shen Y, Xia J *et al.* Analysis and prediction of loudspeaker large-signal symptoms. *Science China, Physics, Mechanics & Astronomy*, 2013; **56**(7): 1355—1360