

介电弹性体圆柱形驱动器机电耦合致动过程分析

罗华安^{1,2} 王化明¹ 游有鹏¹

(1. 南京航空航天大学江苏省精密与微细制造技术重点实验室, 南京, 210016;

2. 南京信息职业技术学院机电学院, 南京, 210046)

摘要:驱动器薄膜施加高压直流电后产生的轴向力差能使圆柱形驱动器伸长。为研究介电弹性体圆柱形驱动器的动态反应, 本文对其机电耦合致动原理及过程进行了分析。圆柱形驱动器的机电耦合致动过程类似于蠕变过程, 提出一种广义Voigt线性粘弹性模型来对其进行描述, 并对计算结果与试验之间产生误差的主要原因进行分析。根据驱动器机电耦合致动过程中驱动器的准静态位移的非线性及轴向应力的变化对原模型进行改进。试验表明, 在驱动器工作电压范围内, 改进的广义Voigt模型能较好地描述驱动器机电耦合致动过程, 此模型可用于介电弹性体圆柱形驱动器的性能预测和优化。

关键词:介电弹性体; 圆柱形驱动器; 机电耦合; 致动过程; Voigt模型

中图分类号: TP24

文献标识码: A

文章编号: 1005-2615(2012)06-0869-07

Analysis of Electromechanical Coupling Activation Process of Dielectric Elastomer Cylindrical Actuator

Luo Huaan^{1, 2}, Wang Huaming¹, You Youpeng¹

(1. Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology, Nanjing University of

Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China; 2. Institute of Mechanical and

Electrical Engineering, Nanjing College of Information Technology, Nanjing, 210046, China)

Abstract: The axial force difference aroused from applying high DC voltage on the actuator film makes the cylindrical actuator elongate. In order to study the dynamic response of dielectric elastomer cylindrical actuator, the principle and the process of electromechanical coupling activation are analyzed. The electromechanical coupling activation process of cylindrical actuator is similar to creep. A general linear viscoelastic Voigt model is put forward to describe the process and the principal reasons for the error between calculated result and experimental one are discussed. The model is modified according to the non-linear quasi-static displacement and the axial stress change of actuator during its actuation process. Experiment results show that the modified general Voigt model is suitable to characterize the electromechanical coupling process of cylindrical actuator within the working voltage range. Therefore, the presented model can be used for prediction and optimization of the performance of dielectric elastomer cylindrical actuators.

Key words: dielectric elastomer; cylindrical actuator; electromechanical coupling; activation process; Voigt model

基金项目:国家自然科学基金(50975139)资助项目;江苏省自然科学基金(BK2011735)资助项目;江苏省高校优势学科建设工程资助项目;南京航空航天大学基本科研业务费(NS2012048)资助项目。

收稿日期: 2011-11-13; **修订日期:** 2012-08-08

通讯作者: 王化明, 男, 副教授, 1973年出生, E-mail: hmwang@nuaa.edu.cn。

介电弹性体驱动器(Dielectric elastomer actuator, DEA)主要由介电弹性体膜和涂覆在其两侧的柔性电极组成,当在电极上施加电压,由相异电荷作用产生的静电压力使膜产生压缩,使其在未涂覆电极端产生扩张变形。利用此特性制作的介电弹性体驱动器,具有大弹性、高变形率和高能量密度及质量轻的特点。2004年起,美国人工肌肉公司(Artificial muscle, Inc., AMI)陆续推出商业化驱动器产品,主要有标准化的通用驱动器平台,及其与电源、控制器集成的阀及泵、透镜定位器、传感器、发电机等^[1]。

相对于其他驱动器,圆柱形驱动器结构简单、能输出较大的位移和力。瑞士联邦材料测试与研究实验室(Swiss federal laboratories for materials testing and research, EMPA)的Gabor Kovacs等人^[2]将圆柱形驱动器应用在力反馈设备^[3]和机器人手臂^[2]上;斯坦福研究院(Stanford research institute, SRI)将小型圆柱形驱动器运用于仿生昆虫^[1],可在狭窄管道中执行探测任务。

本文采用美国3M公司的VHB4910丙烯酸介电弹性体膜制作圆柱形驱动器。由于介电弹性体膜材料具有很强的粘性,因此圆柱形驱动器工作过程中的位移具有时变特性。一般驱动器工作电压为阶跃直流高电压,因此研究其施压致动过程对驱动器的设计、优化及驱动器的正确使用、控制具有重要意义。

采用非线性超弹性模型和准线性的粘弹性模分别描述介电弹性体膜的弹性和粘性耗散部分特性,在材料及标准外形结构的圆形、方形驱动器动态特性研究中获得较好效果^[1,4-5],该方法也是一般商业有限元仿真软件(如ABAQUS等)广泛采用的方法。将介电弹性体膜材料的线弹性模型、粘弹性与RC电路结合分析叠加多层方形驱动器^[1,6]及条形驱动器^[7]机电耦合下的动态行为进行分析,物理概念明确,但由于本质上是线性模型,故适合于小应变时分析,在结构较复杂的驱动器动态分析中鲜有应用。采用质量-弹簧-阻尼组成的二阶(或高阶)集总参数模型描述驱动器的动态特性,可通过试验测试驱动器在各种频率下的位移(力)反应,在非平面结构的介电弹性体驱动器系统模型识别、验证中得到较好的应用^[8-9]。

介电弹性体圆柱形驱动器的机电耦合致动过程类似于蠕变过程,本文先通过建立一种普通的广

义Voigt模型对圆柱形驱动器的机电耦合致动过程进行分析,并与试验结果对照分析产生误差的原因,结合驱动器的应力应变的非线性特征,并考虑圆柱形驱动器机电耦合致动过程中轴向应力的变化对原模型进行修正。修正后的非线性的粘弹性模型运用数值分析方法计算,结果与实际比较吻合。

1 介电弹性体圆柱形驱动器的机电耦合致动原理

介电弹性体驱动器本质上属于换能器,通过其特殊结构能实现机电能量的转换(也称机电耦合)。圆柱形驱动器结构见图1(a),制作时先将方形介电弹性体膜进行预拉伸,然后均匀卷绕在压缩弹簧上,驱动器两端用端盖及热缩套管进行固定。在介电弹性体膜的两面涂覆有电极,驱动器端盖两侧的螺杆用于固定和连接负载。电极涂覆区域为介电弹性体膜活动区域,不包括两端的固定区域。由于双面涂覆,为防止电极短路在膜的两侧边留有一定的空白区。当电极上未施加高压直流电时,弹簧的压缩力与介电弹性体膜的预拉伸力平衡。由于弹簧半径远大于膜的厚度,微单元体膜的受力分析可简化成图1(b)所示的平面受力状态。各层膜在3个主方向上未施加电压激励时的柯西应力可由下式计算

$$\sigma_j^{(V=0)} = \lambda_j \frac{\partial W}{\partial \lambda_j} - p \qquad j = x, y, z \quad (1)$$

式中: p 为静水压力,由动力学边界条件确定; λ_j 为3个主方向的延伸率,即膜预拉伸变形后的几何尺寸与初始几何尺寸的比值; W 为应变能密度函数。

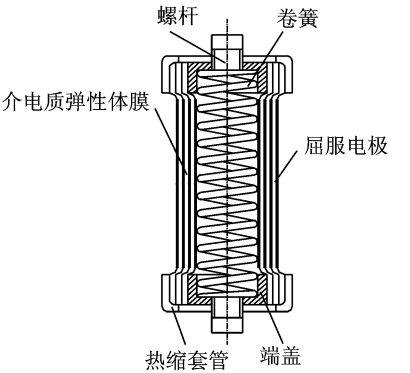
当在介电弹性体薄膜的两面施加高压时能产生垂直于电极表面的静电压力,静电压力 p_{el} 可由Pelrine公式^[10]得到

$$p_{el} = \epsilon_0 \epsilon_r \left(\frac{V}{h} \right)^2 \quad (2)$$

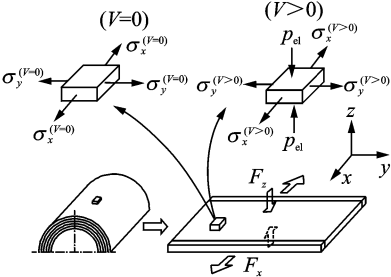
式中: ϵ_0 为真空介电常数,其数值为 $8.85 \times 10^{-12} \text{ F/m}$; ϵ_r 为介电质弹性体膜的相对介电常数; V 为介电弹性体薄膜两侧所施加的电压; h 为膜层的实际厚度。

静电压力通过静水压力的变化对膜在3个主方向上的应力产生影响

$$\begin{aligned} z: -p_{el} &= \lambda_z \frac{\partial W}{\partial \lambda_z} \Big|^{(V=0)} - p^{(V>0)} \\ y: \sigma_y^{(V>0)} &= \lambda_y \frac{\partial W}{\partial \lambda_y} \Big|^{(V>0)} - p^{(V>0)} \\ x: \sigma_x^{(V>0)} &= \lambda_x \frac{\partial W}{\partial \lambda_x} \Big|^{(V>0)} - p^{(V>0)} \end{aligned} \quad (3)$$



(a) 圆柱形驱动器结构



(b) 驱动器膜受力分析

图1 圆柱形驱动器工作原理分析

式中, $p^{(V>0)}$ 为施压后的静水压力。

由式(3)可知,施压产生的静电压力会使膜 x , y 向的主柯西应力减小,于是驱动器原有受力平衡会打破,驱动器产生伸展运动。

相对介电常数 ϵ_r 的选择。在式(2)中计算静电压力时需选择介电弹性体膜的相对介电常数 ϵ_r , VHB4910 介电弹性体膜的 ϵ_r 值最早由 Pelrine 等提出为 4.7^[11],并在很多文献使用该结果。实际上膜拉伸后其介电常数 ϵ_r 是变化的,其取值在 3~4.7^[12]。本文通过试验对文献[12]的结论进行验证。该试验中将圆柱形驱动器两端分别与支座固定及与力传感器相连,测量驱动器施加直流电压(0~3.8 kV,间隔 200 V)激励后轴向力的变化,此时驱动器膜的厚度未发生改变, $h_n^{(V>0)} = h_n^{(V=0)}$ 。计算轴向力差值并与试验结果对照,当 $\epsilon_r = 3.24$ 时,轴向力差计算结果与实际比较吻合,如图 2 所示。需要说明的是, $\epsilon_r = 3.24$ 与文献[12]中 VHB4910 膜在进行 4×4 倍的预拉伸后的 ϵ_r 是一致的,本文采用该值计算驱动器机电耦合致动过程中的静电压力。

2 圆柱形驱动器机电耦合致动过程分析

研究圆柱形驱动器的机电耦合致动过程需要建立合适的模型。由于圆柱形驱动器主要是由粘性

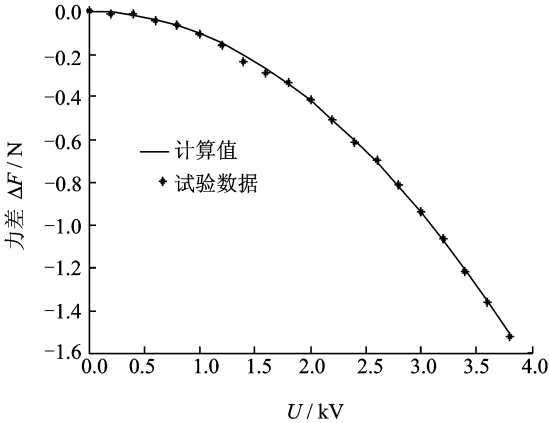


图2 $\epsilon_r = 3.24$ 时计算力差与试验结果对照图

很强的电介质弹性体和弹簧组成,端盖质量很轻,因此研究驱动器机电耦合激励时位移的动态变化过程首先考虑采用弹簧和粘壶组成的粘弹性模型来描述。

2.1 驱动器粘弹性模型

常用的线性粘弹性模型有 Maxwell 模型、Voigt 模型、Kelvin 模型及 Burger 模型等。由于聚合物的高分子的分散性,真实的聚合物的松弛时间和延迟时间具有非单一值,常采用多单元组成的广义模型,对粘弹性质简单的材料可采用 2~3 单元。Voigt 模型可用来方便地确定蠕变柔量及变形随时间趋于稳定的渐变过程,同时考虑到介电弹性体膜的超弹性,本文拟采用 2 个 Voigt 模型单元串联组成的广义 Voigt 模型作为驱动器的粘弹性模型(如图 3 所示)。图中每个 Voigt 模型单元由一个弹簧和粘壶并联,图中所示模型中 $E_i (i=1,2)$, $\eta_i (i=1,2)$ 分别为弹簧常数和粘度。在 Voigt 单元中,当施加应力负载 $\sigma(t)$ 时,其应变为

$$\epsilon_i(t) = \frac{1}{\eta_i} \int_0^t \sigma(\tau) \exp\left(-\frac{t-\tau}{\tau_i}\right) d\tau \quad (4)$$

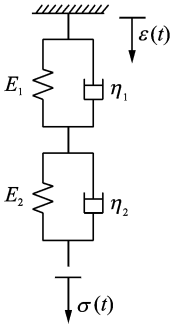


图3 圆柱形驱动器广义 Voigt 模型

为方便起见,在上式中引入粘度与刚度之比, $\tau_i = \eta_i / E_i$, 表示延迟时间。当施加恒定应力负载 σ_c

时,有

$$\epsilon_i(t) = \frac{\sigma_0}{E_i} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \right) = \sigma_0 \times f_i(t) \quad (5)$$

式中: $f_i(t)$ 为 Voigt 单元的蠕变柔量($i=1,2$),于是可得到恒定载荷下的驱动器的总应变

$$\epsilon(t) = \sum_{i=1}^2 \frac{\sigma_0}{E_i} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \right) = \sigma_0 \times f(t) \quad (6)$$

式中: $f(t)$ 为模型的总蠕变柔量,模型参数 E_i 和 τ_i 可通过对试验数据按最小二乘法进行拟合获得,为方便计算可先将上式进行归一化处理

$$\frac{\epsilon(t)}{\epsilon(\infty)} = \frac{f(t)}{f(\infty)} = \frac{\sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_i} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \right)}{\sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_i}}$$

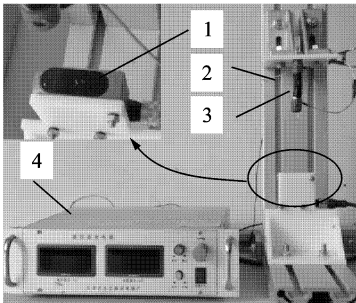
$$\sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_i} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \right) \quad (7)$$

显然,当 $t \rightarrow \infty$ 时, $f(t)/f(\infty) = 1$ 。

2.2 广义 Voigt 模型参数的确定

圆柱形驱动器的模型参数是通过动态位移测试,并对测得的数据进行拟合获得的。动态位移测试是在自制的位移测试台上进行的(见图4)。图中驱动器上端固定,下端悬空。给驱动器施加直流高压,在介电弹性体薄膜法向产生的静电力使圆柱形驱动器产生轴向力差,驱动器在轴向力差的作用下产生轴向伸长运动。驱动器轴向伸长过程由激光传感器检测。上位计算机的数据采集卡PCI6221 对位移数据进行实时采集,并由计算机存储进行分析。广义Voigt 模型参数的获取即是对采集的驱动器时变位移数据采用数学优化软件1stopt^[13],运用先进的全局优化算法进行数据拟合获得。

圆柱形驱动器的施压激励伸长过程可以认为是一种近似蠕变的变化过程。为了保证模型的准确,一般希望试验的时间足够长、数据足够多。施压激励后驱动器位移稳定的时间与施加电压的幅值



1. 激光传感器;2. 支架;3. 圆柱形驱动器;4. 高压电源
图4 圆柱形驱动器位移测试台

有关。根据驱动器的实际工作情况,在工作电压范围内,施压4~5 s 后驱动器伸长量即趋于稳定。如果施压过高且时间过长宜导致电介质弹性体膜的失稳及击穿,因此本文在进行驱动器位移测试试验时,在满足工程应用的前提下,采用的最高电压为3.8 kV,施压激励时间8~10 s,并以8~9 s 间的位移平均值作为其准静态位移值。

分别对驱动器施加2.5,3,3.4 及3.8 kV 4 种电压,并对其动态位移过程进行测量。为减小误差取两次试验数据的平均值。分析数据时对位移变化很快的0~2 s 时段内数据取样点数要多,而对其余位移变化平缓段的数据取样点数要少,再对4 种电压试验结果按准静态位移值进行归一化处理并取平均值,最后按处理后的数据进行拟合。试验数据及拟合结果对照见图5,拟合后的模型参数见表1。

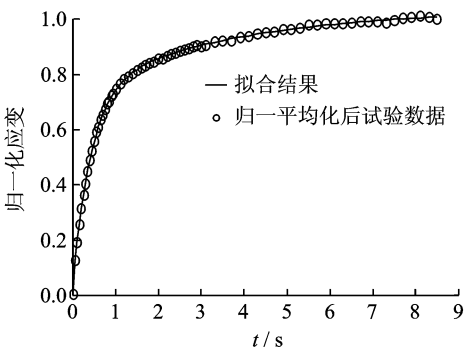


图5 驱动器模型拟合

表1 广义 Voigt 粘弹性模型参数

E_1/MPa	τ_1/s	E_2/MPa	τ_2/s
1.791 5	2.563 0	1.25	0.298 2

2.3 试验结果对照分析

将拟合得到的参数代入广义 Voigt 粘弹性模型并预测驱动器在其他试验电压下的位移过程,预测与试验结果对照结果如图6 所示。由图可知,在施加电压较低(2,2.5 kV)时,模型预测的驱动器机电耦合致动过程与试验结果吻合较好,但在施加较高电压时误差较大。当施加3.8 kV 时,理论计算与试验结果误差最大。上述预测中是按施压激励产生的应力恒定来计算位移的,实际上在驱动器位移过程中,使驱动器发生位移的轴向力差会发生改变。

3 圆柱形驱动器轴向力差的分析

3.1 驱动器几何变形分析

多层圆柱驱动器卷绕时以弹簧外圈为支撑(见

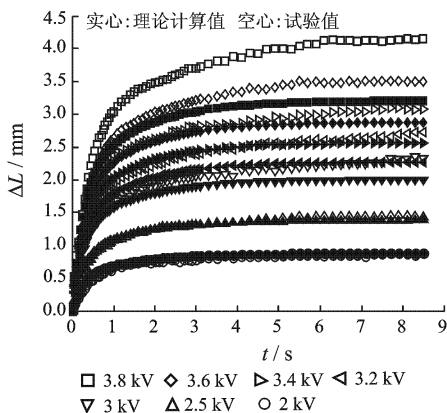


图6 驱动器机电耦合致动过程预测与试验对照

图7),假设弹簧外圈在驱动器伸展时直径不变,在材料各向同性且体积不变的前提下,为方便驱动器机电耦合致动分析,特作如下假设:

(1)驱动器轴向伸展变形是在弹簧的外径支撑下进行的。忽略膜的周向变形,并假设变形时驱动器卷绕膜只在厚度及驱动器轴向发生变化,膜层厚度均匀一致,且驱动器缠绕后未施压时膜的厚度与预拉伸后膜的厚度相等。

(2)忽略驱动器卷绕时各层在与端盖搭界处的过渡层的影响,视各卷绕层在变形前后均为同心圆筒。预拉伸的电介质弹性体膜无隙地缠绕在一起,忽略电极厚度。

(3)由于圆柱形驱动器采用的是经过预拉伸的长方形膜进行卷绕,计算时忽略卷绕时在起始及结束处周向侧边收缩。

本文驱动器采用1 mm厚的VHB4910介电弹性体薄膜,卷绕后其实际拉伸率为 3.5×4.08 ,双层卷绕4圈(实际卷绕层数为8层)。由上述分析,施加电压激励后,介电弹性体膜的轴向应力改变从而产生轴向力差 ΔF

$$\Delta F = \sum_{n=1}^8 p_{el,n} \times A_n = \epsilon_0 \epsilon_r \pi V^2 \sum_{n=1}^8 \left(1 + \frac{2R_0 + 2 \sum_{k=1}^{n-1} h_k^{(V>0)}}{h_n^{(V>0)}} \right) \quad (8)$$

式中: $p_{el,n}$, A_n 分别为第 n 层(从内向外排列)的法向静电压力及横截面积; R_0 为弹簧外圈半径; $h_n^{(V>0)}$ 为机电耦合致动后第 n 层膜的厚度。

根据驱动器位移几何条件(见图7)分析驱动器伸缩变形后第 n 层膜厚度的变形情况,按体积不变有

$$\left[\pi (R_0 + n \times h_0^{(V=0)})^2 - \pi (R_0 + (n-1) \times h_0^{(V=0)})^2 \right] \times L_0 = \left[\pi \left(R_0 + \sum_{k=1}^n h_k^{(V>0)} \right)^2 - \pi \left(R_0 + \sum_{k=1}^{n-1} h_k^{(V>0)} \right)^2 \right] \times (L_0 + \Delta L) \quad (9)$$

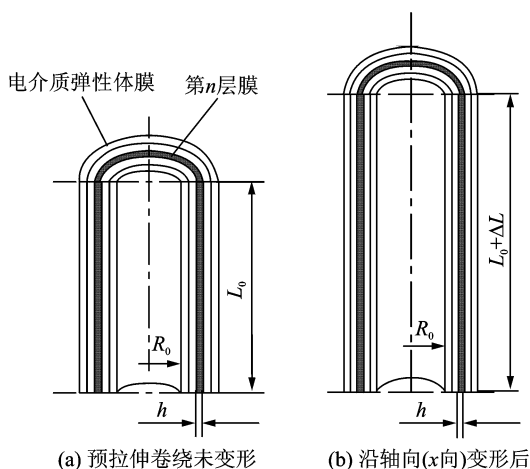


图7 圆柱形驱动器轴向的变形分析

$$\sum_{k=1}^{n-1} h_k^{(V>0)} \Big)^2 \Big] \times L_0 \times (1 + \epsilon_x) \quad (9)$$

式中: L_0 为驱动器变形前的长度; ϵ_x 为驱动器膜层的伸长率, $\epsilon_x = \Delta L/L_0$,上式化简后可得施压后第 n 层膜膜层厚度的递推公式

$$h_n^{(V>0)} = \sqrt{\frac{(2R_0 + (2n-1) \times h_0^{(V=0)}) \times h_0^{(V=0)}}{1 + \epsilon_x} + \left(R_0 + \sum_{k=1}^{n-1} h_k^{(V>0)} \right)^2} - \left(R_0 + \sum_{k=1}^{n-1} h_k^{(V>0)} \right) \quad (10)$$

式中施压激励前各层膜的厚度为

$$h_0^{(V=0)} = h'_0 = \frac{H_0}{\lambda_x^{(V=0)} \lambda_y^{(V=0)}} = \frac{H_0}{\lambda'_x \lambda'_y} \quad (11)$$

式中: H_0 为膜的初始厚度(1 mm); λ'_x 和 λ'_y 为驱动器膜卷绕后在纵、横向的实际预拉伸率。

由式(10,11)可知,驱动器施压致动后各层薄膜的厚度是不一致的。但在驱动器卷绕层数较少时,通过计算可知各层薄膜厚度变化较小。

3.2 驱动器机电耦合致动时轴向力的变化

驱动器机电耦合致动过程中虽然施加的电压恒定,但随着驱动器产生伸展变形,介电弹性体膜的厚度会减小,尤其是施加高压、变形较大的场合。根据式(2,10)可知,在机电耦合施压致动过程中,驱动器的轴向位移使膜层变薄,开始时静电压力增大导致轴向力差迅速增大,随后轴向变形变缓,力差增加的幅度逐渐减小,最终达到力平衡,驱动器停止伸长。这解释了上述模型在驱动器施加高压,产生大位移致动时驱动器(准)静态位移的理论计算值比试验结果小的原因。因此,在圆柱形驱动器施高压激励时需考虑驱动器介电弹性体薄膜厚度变化导致驱动器轴向力差对变形过程的影响。实际上,根据上述式(8,10)可计算出驱动器在施加不同

电压时轴向力的变化情况(见图8)。在施加3.8 kV电压、位移4.2 mm时轴向力增加13.4%。同时由图8可知,驱动器的准静态位移还具有非线性特征。

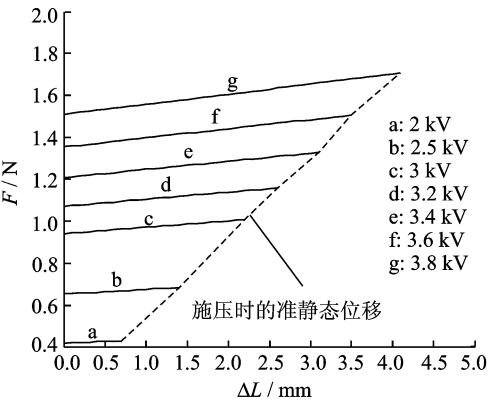


图8 施压时驱动器轴向力的变化

4 修正广义 Voigt 模型

在上述广义 Voigt 模型中增加一个非线性弹簧 $f(\sigma)$ 可得到图9所示准非线性粘弹性模型,该模型可有效描述驱动器非线性弹性变形环节。同时,在分析驱动器施压致动时,在其时变位移解析式中应考虑应力随位移的变化。根据经验,可将非线性弹簧的应变表示为应力的多项式形式

$$\epsilon_1(t) = f(\sigma) = a \times [\sigma(t)]^2 + b \times \sigma(t) \tag{12}$$

式中: a, b 为待定系数。于是驱动器的总应变表达式为

$$\epsilon(t) = f[\sigma(t)] + \frac{1}{\eta_2} \int_0^t \sigma(\zeta) \exp\left(-\frac{t-\zeta}{\tau_2}\right) d\zeta + \frac{1}{\eta_3} \int_0^t \sigma(\zeta) \exp\left(-\frac{t-\zeta}{\tau_3}\right) d\zeta \tag{13}$$

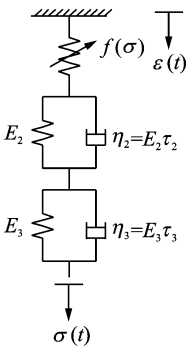


图9 修正广义 Voigt 模型

为方便数值计算,将上式写成差分形式,求得各个单元微小时间段 $t, t + \Delta t$ 内的应力应变的递推关系式

$$\epsilon_1^{t+\Delta t} = f[\sigma']$$

$$\begin{aligned} \epsilon_2^{t+\Delta t} &= \frac{\sigma'}{E_2} \left(1 - \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_2}\right) \right) + \epsilon_2' \times \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_2}\right) \\ \epsilon_3^{t+\Delta t} &= \frac{\sigma'}{E_3} \left(1 - \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_3}\right) \right) + \epsilon_3' \times \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_3}\right) \end{aligned} \tag{14}$$

模型(总)应变为各分单元应变之和

$$\epsilon_T^{t+\Delta t} = \epsilon_1^{t+\Delta t} + \epsilon_2^{t+\Delta t} + \epsilon_3^{t+\Delta t} \tag{15}$$

驱动器 t 时刻轴向应力 σ' 取决于静电压力的变化。驱动器伸长变形时,根据式(10)计算的各层膜的厚度不一致,但在卷绕层数较少时其变化很小。为简化计算可假设各层膜变形均匀,可将静电压力随轴向应变的关系式表示为

$$\begin{aligned} \sigma(\epsilon) &= \epsilon_0 \epsilon_r \left(\frac{V}{h(V>0)} \right)^2 \approx \epsilon_0 \epsilon_r \left(\frac{V}{h(V=0)} \right)^2 \times (1 + \epsilon_x)^2 = \\ &\sigma_V \times (1 + \epsilon_x)^2 \end{aligned} \tag{16}$$

式中: σ_v 为施加电压后驱动器轴向未变形时的静电压力, ϵ_x 为驱动器轴向应变。

根据式(14~16),当以间隔时间 Δt 对位移进行采样,可得第 k 个采样间隔时圆柱形驱动器总变形的递推公式

$$\begin{aligned} \epsilon_T^{(k)} &= \epsilon_1^{(k)} + \epsilon_2^{(k)} + \epsilon_3^{(k)} = a \times [\sigma_V \times (1 + \epsilon_T^{(k-1)})^2]^2 + \\ &b \times [\sigma_V \times (1 + \epsilon_T^{(k-1)})^2] + \sum_{i=1}^{k-1} \{ B_2 \times A_2^{k-i-1} \times \\ &\{ a \times [\sigma_V \times (1 + \epsilon_T^{(i)})^2]^2 + b \times [\sigma_V \times (1 + \\ &\epsilon_T^{(i)})^2] \} \} + \sum_{i=1}^{k-1} \{ B_3 \times A_3^{k-i-1} \times \{ a \times [\sigma_V \times \\ &(1 + \epsilon_T^{(i)})^2]^2 + b \times [\sigma_V \times (1 + \epsilon_T^{(i)})^2] \} \} \end{aligned} \tag{17}$$

式中: $A_n = \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_n}\right)$; $B_n = \frac{1}{E_n} \left(1 - \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_n}\right) \right)$ ($n=2, 3$)。

依据上式对改进模型的参数按照试验数据重新进行拟合。拟合时可参照表1粘弹性模型参数,先根据驱动器的准静态拉伸试验得出的应力应变数据,对修正模型中非线性弹簧的参数进行拟合计算,然后选择3 kV 施压激励后位移试验结果进行模型拟合,修正后的模型参数见表2。

表2 修正广义 Voigt 粘弹性模型参数

a	b	E_2/MPa	τ_2/s	E_3/MPa	τ_3/s
0.65	-0.082	1.791 5	1.512 2	1.25	0.202 8

重新验证模型。计算修正后的模型在不同电压激励下驱动器变形过程与试验结果对照如图10所示。由图可知,改进后的广义 Voigt 粘弹性模型理论计算结果与试验结果在驱动器工作范围内基本吻合,说明该模型能对驱动器的实际机电耦合施压致动过程进行较好的描述。

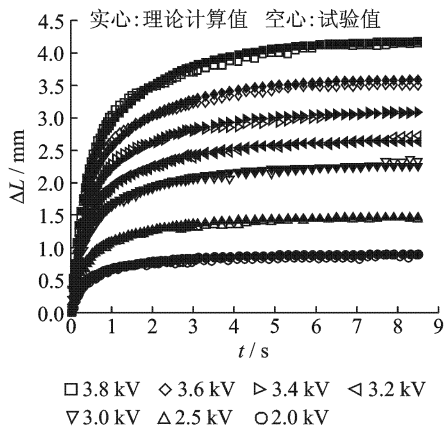


图 10 修正模型理论计算与试验数据对照

5 结 论

本文对圆柱形驱动器机电耦合致动过程进行了研究分析,可得到如下结论:

(1)圆柱形驱动器施加电压激励后,静电压力产生轴向力差使驱动器产生轴向位移。

(2)根据圆柱形驱动器的组成,其机电耦合致动过程类似于蠕变,因此可采用相应的粘弹性模型来描述其机电耦合变化过程。

(3)本文通过对广义 Voigt 模型进行修正,考虑介电弹性体的非线性弹性应变特性及驱动器机电耦合致动过程中轴向力差变化的影响。经与试验结果对比,修正后的广义 Voigt 模型能更准确地反映圆柱形驱动器的机电耦合施压致动过程。

参考文献:

[1] Carpi F, Rossi D D, Kornbluh R, et al. Dielectric elastomers as electromechanical transducers [M]. Amsterdam: Elsevier, 2008.

[2] Kovacs G, Lochmatter P, Wissler M. An arm wrestling robot driven by dielectric elastomer actuators[J]. Smart Structures and Materials, 2007,16 (2):306-317.

[3] Zhang Rui, Kunz A, Lochmatter P, et al. Dielectric elastomer spring roll actuators for a portable force feedback device[C]//14th Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems. Virginia, USA: IEEE Computer Society, 2006:347-353.

[4] Wissler M, Mazza E, Kovacs G. Modeling and simulation of dielectric elastomer actuators [J]. Smart Materials and Structures, 2005,14(6):1396-1402.

[5] Schmidt A, Bergamini A, Jordi C, et al. Electro-mechanical modeling of dielectric elastomer transducers with micro-structured electrodes[C]//Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD)2011. San Diego, CA, United States: SPIE, 2011: 79760L.

[6] Schlaak H F, Jungmann M, Matysek M, et al. Novel multilayer electrostatic solid-state actuators with elastic dielectric [C]//Smart Structures and Materials 2005—Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD). San Diego, CA, United States: SPIE, 2005:121-133.

[7] Lochmatter P, Kovacs G, Wissler M. Characterization of dielectric elastomer actuators based on a visco-hyperelastic film model[J]. Smart Materials and Structures, 2007,16(2):477-486.

[8] Tryson M J, Sarban R, Lorenzen K P. The dynamic properties of tubular DEAP actuators [C]//Proc. SPIE 7642, Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD) 2010, 76420O. San Diego, CA, United States: SPIE, 2010: doi: 10.1117/12.847297.

[9] Karsten R, Lotz P, Schlaak H F. Active suspension with multilayer dielectric elastomer actuator [C]//Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD)2011. San Diego, CA, United states: SPIE, 2011: doi:10.1117/12.880459.

[10] Pelrine R E, Kornbluh R D, Joseph J P. Electrostriction of polymer dielectrics with compliant electrodes as a means of actuation[J]. Sensors and Actuators, 1998,64(1):77-85.

[11] Kofod G, Kornbluh R, Pelrine R, et al. Actuation response of polyacrylate dielectric elastomers [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2003,14(12):787-793.

[12] Wissler M, Mazza E. Electromechanical coupling in dielectric elastomer actuators[J]. Sensors and Actuators A,2007,138:384-393.

[13] 7D-Soft High Technology Inc. 1stOpt. Manual[EB/OL]. 2009-05. <http://www.7d-soft.com>.