

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.09.037

介电弹性体圆柱形驱动器静态特性分析*

罗华安^{1,2} 王化明¹ 游有鹏¹

(1. 南京航空航天大学机电学院, 南京 210016; 2. 南京信息职业技术学院机电学院, 南京 210046)

【摘要】 介电弹性体驱动器的工作条件本质上属于静态操作范围。针对介电弹性体膜材料特性及圆柱形驱动器具体结构对其静态特性的影响,对圆柱形驱动器轴向力的主要影响因素进行了研究。采用超弹性材料 Yeoh 模型及 ABAQUS 仿真软件分析了因介电弹性体膜的横向侧边收缩、卷绕后的周向松弛、层间挤压导致的驱动器轴向力变化情况。与实际驱动器的结构尺寸对比表明,驱动器卷绕后的膜层周向松弛对驱动器轴向力影响最大,误差达 25.9%,考虑后两项影响因素后计算出的驱动器轴向力与实际误差小于 5%;最后对圆柱形驱动器的静态刚度进行了分析,实验结果表明在大位移拉伸时需考虑薄膜滑移因素的影响。

关键词: 介电弹性体 圆柱形驱动器 静态特性 准静态刚度

中图分类号: TP24 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)09-0202-07

Static Characteristic of Dielectric Elastomer Cylindrical Actuator

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

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing College of Information Technology, Nanjing 210046, China)

Abstract

Dielectric elastomer actuators are operated in static domain. Aiming at the influence of the material property of dielectric elastomer and the structure of cylindrical actuator on the static characteristic, the main influencing factors on axial force of dielectric elastomer cylindrical actuator were studied. Adopting hyperelastic Yeoh model and simulation software ABAQUS, the axial force change of cylindrical actuator was analyzed under the condition of dielectric elastomer side lateral contraction, circumferential relaxation after convolution and compression between film layers. Compared with the actual actuator dimension, it is found that the circumferential relaxation after convolution is the most influential factor with respect to the axial force of cylindrical actuator, and the error is up to 25.9%. The two latter influence factors were taken into account and the error is less than 5% between the calculated result and the experiment. Finally, the quasi-static stiffness of cylindrical actuators was further studied, and the conclusion was gotten through the experiments that the film layer slippage can not be negligible when cylindrical actuator experiences large displacement.

Key words Dielectric elastomer, Cylindrical actuator, Static characteristic, Quasi-static stiffness

引言

介电弹性体材料具有大弹性、高变形率和高能量密度及重量轻的特点,介电弹性体驱动器在微型

泵、机器人、触觉界面、扬声器、医学康复、传感器、能量收集等方面获得广泛关注^[1-2]。相对于其他结构形式的介电弹性体驱动器(如锥形、蝶形、菱形等),圆柱形驱动器结构简单、能输出较大的位移和力,具

收稿日期: 2011-11-02 修回日期: 2012-01-14

* 国家自然科学基金资助项目(50975139)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011735)、中国博士后科学基金资助项目(200902684)和南京航空航天大学基本科研业务费资助项目(NS2012048)

作者简介: 罗华安, 博士生, 南京信息职业技术学院讲师, 主要从事数控技术及应用、驱动器性能分析研究, E-mail: luohuaan@163.com

有很好的“人工肌肉”特性,在力反馈设备^[3]、机器人手爪^[4]、机器人驱动^[5]等方面具有独特的优势。

介电弹性体圆柱形驱动器也称卷绕驱动器(rolled actuator),由介电弹性体膜预拉伸后卷绕而成,内部由压缩弹簧支撑。目前,采用试验方法^[3]研究驱动器的力位移特性需要对驱动器在各种工况条件下进行多种试验,尤其对粘弹性材料膜制作的驱动器,工作量很大,不具指导性;采用理论方法对圆柱形驱动器进行受力分析,由于对驱动器按小变形工作范围进行线性化近似^[5],对多层卷绕圆柱形驱动器重点研究卷绕层数对驱动器性能的影响^[6],而忽略其他因素影响,在具体驱动器静态性能研究应用中均有一定的局限性。本文针对手指关节中使用的圆柱形驱动器,从几何变形入手,对介电弹性体圆柱形驱动器轴向力的主要影响因素进行分析比较,并结合实际进行验证。

1 圆柱形驱动器结构及轴向力平衡

圆柱形驱动器的膜材料采用美国3M公司的1 mm厚VHB4910介电弹性体薄膜,其初始平面尺寸为68 mm×70 mm,将其拉伸至340 mm×245 mm(拉伸率为5×3.5),然后在其双面对应区域涂覆柔性电极,涂覆面积为165 mm×28 mm。加装电极引出线,将上述两块同样涂覆电极的膜按涂覆区域对齐叠压后卷绕在预压缩的弹簧外圈。驱动器卷绕时进行裁剪,裁剪后的尺寸为180 mm×50 mm。裁剪后的薄膜在驱动器端盖上卷绕4圈(由于是双层卷绕,实际卷绕层数为8层),最后用热缩套管将卷绕后的驱动器两端薄膜进行加热固定。两端的螺杆用来固定驱动器或与负载连接。圆柱形驱动器的结构如图1所示。驱动器芯部的弹簧用来提供预载荷,

表1 压缩弹簧参数

Tab.1 Parameters of compress spring

参数	弹簧中径 D/mm	簧丝直径 d/mm	簧丝材料	有效圈数 n	总圈数 n_1	自由长度 H_0/mm	刚度 $k_{\text{spring}}/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
数值	9	0.6	弹簧钢	18	20	80	0.061 8

2 驱动器介电弹性体膜轴向拉伸应力计算

对超弹性膜材料,其储存在材料中的能量(功)仅取决于变形的初始和最终状态,并独立于变形(或载荷)路径,其应力应变关系可通过应变能函数对变形的偏导数及边界条件获得。在超弹性材料的应力应变本构模型中常用延伸率 λ 来代替应变,其柯西应力为^[7]

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

在径向还起到支撑薄膜的作用,弹簧参数见表1。驱动器未施加电压激励时,弹簧力与介电弹性体的预拉伸力平衡。当在电极上施加高压直流电时,会产生轴向力差使驱动器轴向伸长。

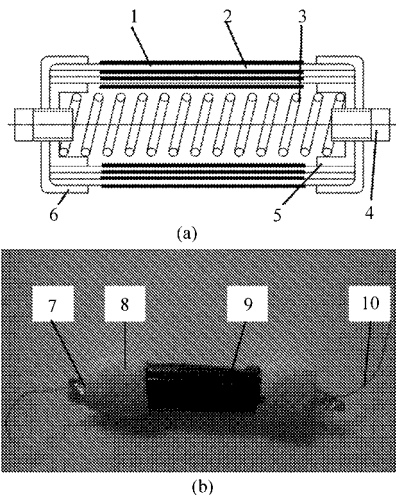


图1 圆柱形驱动器结构图

Fig.1 Structure of cylindrical actuator

(a) 结构示意图 (b) 实物图

1,9. 电极 2. 介电弹性体膜 3. 压缩弹簧 4,7. 螺杆 5. 端盖
6,8. 热缩套管 10. 电极引线

根据驱动器工作原理,驱动器的设计制作首先需要确定预载荷的大小。本文采用压缩弹簧产生预载荷,要求其压缩力与卷绕后的预拉伸介电弹性体薄膜的轴向拉力平衡。在计算弹簧的压缩量时,除了考虑介电弹性体薄膜的预拉伸力平衡外,还需考虑因介电弹性体膜的侧边回缩效应、膜的周向松弛现象及因卷绕引起膜层之间压力引起的轴向力变化。驱动器制作时主要在这3种影响因素作用下,轴向力达到初始平衡,形成驱动器初始长度。

式中 W ——应变能函数

p ——静水压力,由动力学边界条件确定

λ_j ——3个主方向的延伸率,即变形后的试样长度与初始试样长度的比值

设3个主方向的预拉伸变形率为 λ'_x 、 λ'_y 及 λ'_z ,由于膜卷绕后的厚度远小于卷绕直径,则膜的3个主方向受力情况可简化为对应于膜平面拉伸受力情况(图2),图中 x 、 y 、 z 向分别对应于驱动器的轴向、周向和径向。膜预拉伸后、未施加电压激励前的轴向(x 向)、周向(y 向)及径向(z 向)的柯西应力分

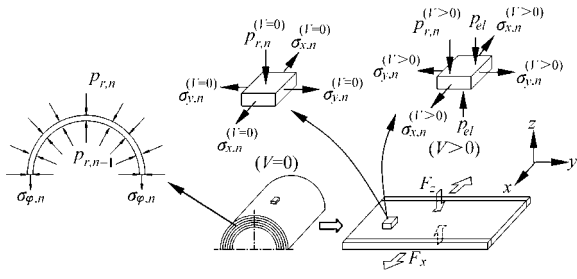


图2 多层卷绕圆柱形受力图

Fig. 2 Force analysis for multilayer cylindrical actuator

布为

$$\begin{cases} \sigma_x^I |^{(V=0)} = \lambda_x^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_x^I} |^{(V=0)} - p^I |^{(V=0)} \\ \sigma_y^I |^{(V=0)} = \lambda_y^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_y^I} |^{(V=0)} - p^I |^{(V=0)} \\ \sigma_z^I |^{(V=0)} = \lambda_z^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_z^I} |^{(V=0)} - p^I |^{(V=0)} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

将式(2)径向(z向)变换后代入周向(y向)及轴向(x向)应力公式,有

$$\begin{cases} \sigma_x^I |^{(V=0)} = \lambda_x^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_x^I} |^{(V=0)} - \lambda_z^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_z^I} |^{(V=0)} \\ \sigma_y^I |^{(V=0)} = \lambda_y^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_y^I} |^{(V=0)} - \lambda_z^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_z^I} |^{(V=0)} \end{cases} \quad (3)$$

由式(3)可得膜预拉伸后、卷绕前在周向(y向)及轴向(x向)的初始应力。采用不同的能量密度函数即可得到不同的轴向应力计算公式,本文采用3阶Yeoh模型能量密度公式^[8]

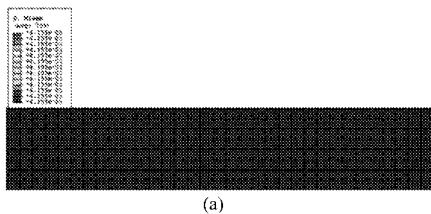
$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (4)$$

其中 $I_1 = \lambda_x^2 + \lambda_y^2 + \lambda_z^2 \quad (5)$

式中 C_{10} 、 C_{20} 、 C_{30} ——材料参数,可通过材料试验获得

I_1 ——左柯西-格林变形张量的第一不变量

由于圆柱形驱动器卷绕及工作时周向变化很小,为简化计算可将其视为恒值。根据驱动器工作要求,当驱动器轴向伸长时,轴向应力的变化可认为是轴向应变的函数,根据上述可推得轴向的应力公式为



(a)

$$\begin{aligned} \sigma_x^I |^{(V=0)} &= \lambda_x^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_x^I} |^{(V=0)} - \lambda_z^I \frac{\partial W}{\partial \lambda_z^I} |^{(V=0)} = \\ &2C_{10} [(\lambda_x^I)^2 - (\lambda_z^I)^2] + 4C_{20} [(\lambda_x^I)^2 - \\ &(\lambda_z^I)^2] (I_1 - 3) + 6C_{30} [(\lambda_x^I)^2 - (\lambda_z^I)^2] (I_1 - 3)^2 \end{aligned} \quad (6)$$

3 圆柱形驱动器膜轴向拉伸力影响因素分析

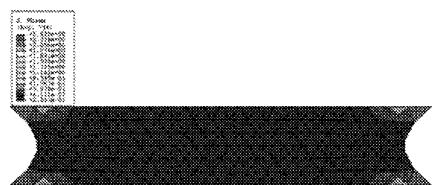
上述轴向应力公式是进行圆柱形驱动器受力分析的基础,实际驱动器制作时,介电弹性体膜的侧边回缩、卷绕后的径向回落及多层卷绕时层间的压力等因素都会对膜的轴向拉伸力产生影响。

3.1 介电弹性体膜的侧边回缩仿真分析

驱动器的介电弹性体膜是经过预拉伸后进行卷绕的。根据实际情况,介电弹性体膜进行侧边(驱动器周向)裁剪后因失去约束而回缩,会影响其整体纵向(驱动器轴向)拉力。经过预拉伸的介电弹性体膜侧边失去约束后,因变形减小,会使其整体横向拉力略有减少,本文采用有限元分析软件ABAQUS对其导致的轴向力变化进行仿真对照分析。

根据等轴拉伸试验^[9]拟合出的超弹性膜材料的3阶Yeoh模型参数为: $C_{10} = 8.2 \times 10^{-3}$ MPa、 $C_{20} = -5.87 \times 10^{-5}$ MPa、 $C_{30} = 1.54 \times 10^{-6}$ MPa。仿真时将33 mm × 8 mm(厚1 mm)的矩形膜拉伸到165 mm × 28 mm(预拉伸率为5 × 3.5),在横向侧边固定和自由拉伸情况下的Mises应力云图如图3所示。两种情况下的Mises应力 S 、纵向Mises应力 S_1 、横向Mises应力 S_2 、纵向拉力 F_1 、横向拉力 F_2 仿真计算结果如表2所示。

由图3可知,侧边固定拉伸时Mises应力分布均匀,而侧边自由拉伸时因畸变在4个边角处发生非常明显的应力集中现象。通过对纵、横向总拉力进行进一步对比分析发现,侧边固定拉伸总拉力在横向变化显著,总拉力减小11.38%。反之,侧边固定拉伸总拉力在纵向变化不明显,仅减小2.39%。因为圆柱形驱动器的分析主要考虑轴向力的变化,为简化计算,在下述分析中均采用理想的介电弹性



(b)

图3 预拉伸膜的Mises应力云图

Fig. 3 Mises stress contours of pre-stretched film

(a) 侧边固定拉伸 (b) 侧边自由拉伸

表2 膜预拉伸仿真结果

Tab. 2 Simulation results of pre-stretched films

拉伸方式	S/MPa	S_1/MPa	S_2/MPa	F_1/N	F_2/N
侧边固定拉伸	0.415 5	0.479 8	0.235 1	0.767 626	2.216 22
侧边自由拉伸	非均匀分布	非均匀分布	非均匀分布	0.680 279	2.163 26
误差/%				-11.38	-2.39

体膜侧边固定的拉伸条件,而不考虑侧边回缩对轴向拉力的影响。

3.2 圆柱形驱动器卷绕时膜的周向松弛现象

圆柱形驱动器卷绕完成后,由于驱动器端盖外径($\phi 12$)与压缩弹簧外径($\phi 9.6$)不同,外层介电弹性体膜对内层膜产生挤压作用而产生弹性径向收缩(图4),使驱动器膜的轴向拉力发生变化。图4中, D_0 为驱动器端盖外径, D_1 为压缩弹簧外径,设 h_0 为预拉伸后弹性体(双层)膜的厚度。弹性体膜径向收缩的结果是多层膜的内层下落到弹簧外径,并以其作为内支撑,薄膜厚度及膜周向长度均发生变化, h'_0 为径向弹性收缩后弹性体(双层)膜的厚度。 l_0 为驱动器长度, l 为膜的有效长度。

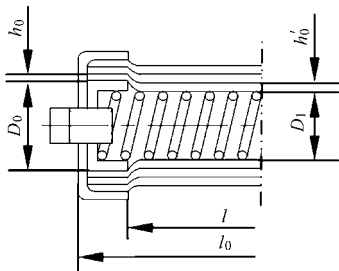


图4 驱动器膜的弹性径向收缩示意图

Fig. 4 Sketch of radial elastic contraction of actuator membranes

假设介电弹性体膜变形过程中体积不变,经过预拉伸(预拉伸率为 5×3.5)后,双层膜的厚度 $h_0 \approx 0.1143 \text{ mm}$ 。按端盖外径可卷绕4层(双层),径向收缩后膜会变厚,为简化计算,假设各层厚度均匀一致,则驱动器有近似关系式

$$\sum_{i=1}^4 \pi l \left\{ \left(\frac{D_0}{2} + ih_0 \right)^2 - \left[\frac{D_0}{2} + (i-1)h_0 \right]^2 \right\} = \sum_{i=1}^4 \pi l \left\{ \left(\frac{D_1}{2} + ih'_0 \right)^2 - \left[\frac{D_1}{2} + (i-1)h'_0 \right]^2 \right\} \quad (7)$$

则根据弹性体膜体积不变可得卷绕后膜层的厚度为

$$h'_0 = \frac{2H_0}{\lambda'_x \lambda'_y} \quad (8)$$

式中 H_0 ——弹性体膜的初始厚度,取1 mm

λ'_x ——径向弹性收缩后,膜在轴向(x 向)实际拉伸率

λ'_y ——径向弹性收缩后,膜在周向(y 向)实际拉伸率

根据上述驱动器几何条件, $\lambda'_x = \lambda_x = 3.5$,联立求解上述方程,得 $\lambda'_y \approx 4.08$,可知卷绕后弹性体膜在周向发生松弛,轴向实际拉伸率小于预拉伸率,由式(6)可知驱动器膜的轴向预拉伸力减小。

3.3 圆柱形驱动器各卷绕层受压力对轴向力的影响

圆柱形驱动器在进行卷绕时,内层的薄膜受外层膜强烈压缩,外层对内层的压缩应力 $p_{r,n}$ (图2)导致内层膜的静水压力增大,引起各层膜受力为非均匀分布。综合的轴向应力状态是预拉伸时产生的拉伸应力及卷绕时产生的压缩应力的叠加。

卷绕膜层之间的压力主要是由卷绕时周向应力引起的。根据上述假设条件及最外层不受压力的边界条件,分析其受力可得多层卷绕时第 n 层膜因卷绕产生的径向压力的递推公式

$$p_{r,n-1} \left(D_1 + \sum_{k=1}^{n-1} 2h_k \right) = p_{r,n} \left(D_1 + \sum_{k=1}^n 2h_k \right) + 2h_n \sigma_{\varphi,n} \quad (9)$$

化简后得

$$p_{r,n} = p_{r,n-1} \left(1 - \frac{h_n}{\frac{D_1}{2} + \sum_{k=1}^n h_k} \right) - \frac{\sigma_{\varphi,n} h_n}{\frac{D_1}{2} + \sum_{k=1}^n h_k} \quad (10)$$

式中 h_k ——膜层厚度 h_n ——第 n 层膜厚度

$\sigma_{\varphi,n}$ ——第 n 层膜的周向拉应力

卷绕后驱动器的受力分析可采用柱坐标形式,原直角坐标系的 x 、 y 、 z 坐标对应为柱坐标的周向 φ (原 y 向)、轴向 z (原 x 向)和径向 r (原 z 向)。由于径向压力的存在,其受力条件发生改变

$$\begin{cases} z \rightarrow r: & -p_{r,n}^{(V=0)} = \lambda'_r \frac{\partial W}{\partial \lambda'_r} \Big|^{(V=0)} - p^{(V=0)} \\ y \rightarrow \varphi: & \sigma_{\varphi,n}^{(V=0)} = \lambda'_\varphi \frac{\partial W}{\partial \lambda'_\varphi} \Big|^{(V=0)} - p^{(V=0)} \\ x \rightarrow z: & \sigma_{z,n}^{(V=0)} = \lambda'_z \frac{\partial W}{\partial \lambda'_z} \Big|^{(V=0)} - p^{(V=0)} \end{cases} \quad (11)$$

式中 $p^{(V=0)}$ ——静水压力

λ'_r 、 λ'_z 、 λ'_φ ——径向、轴向、周向的预拉伸率

假设预拉伸卷绕后驱动器变形前后各薄膜厚度是均匀分布的,3个主方向的拉伸率即为预拉伸率。本文采用的双层卷绕4层介电弹性膜驱动器,考虑

上述膜卷绕后膜的周向松弛效应,代入 Yeoh 模型能量密度公式及模型参数,可得驱动器卷绕后初始状态各层膜的应力分布情况,如图 5 所示。

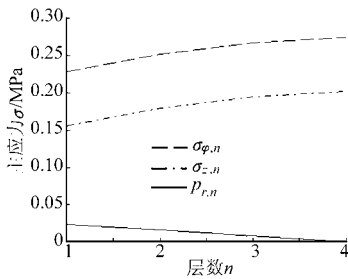


图 5 驱动器各层应力分布

Fig. 5 Stress distribution of every film layer

由图 5 可知,双向预拉伸的膜卷绕在弹簧外径上,会导致内层膜受到外层膜的挤压,从而导致轴向和周向拉应力的减小。内层的径向应力随卷绕层数的增多及周向预拉伸率的加大而增加。径向压力通过静水压力的变化使轴向和周向应力发生变化,当层数达到一个临界数时,最内层的膜首先在轴方向完全松弛。因此在设计圆柱形驱动器时需要考虑的一个重要因素是卷绕层数不能太多。

进一步分析可知,当卷绕的膜层数超过临界数时,内层膜不再承受拉伸应力,而在轴向承受压应力。对一定的层数和拉伸率,外层膜在轴向的压缩效应由内层的伸展平衡。在周向,与轴向分析类似,当卷绕层数超过临界数时,内层膜呈现压力状态会使其扩展抵抗外层的压缩。如果驱动器施加电压激励,周向应力在各层均匀地减小。因此,对一定层数及预拉伸率膜,在施压激励时内层膜会抵消甚至超过外层膜的压缩,内层膜的升高会导致驱动器径向凸起。因此,设计驱动器时通常需要仔细选择驱动器参数(弹簧外径、预拉伸率及卷绕层数),以避免凸起现象。

4 圆柱形驱动器的准静态刚度分析

驱动器的准静态刚度是指驱动器在未施加电压激励时,不考虑膜材料粘弹性的驱动器施加负载和位移之间的关系,外负载实际上是膜在轴向的拉力与弹簧力之差。在确定驱动器的准静态刚度之前首先需确定驱动器的静态平衡位置。

4.1 圆柱形驱动器的准静态平衡位置

根据上述假设及介电弹性体膜各层应力分布分析,圆柱形驱动器膜的轴向总拉力为

$$F_z^l = \sum_{k=1}^4 \sigma_{z,n}^{(v=0)} \pi \left\{ \left(kh_0' + \frac{D_1}{2} \right)^2 - \left[2h_0'(k-1) + \frac{D_1}{2} \right]^2 \right\} \quad (12)$$

当弹簧的压缩力与驱动器膜的拉伸力相等时,驱动器达到轴向静态平衡,即

$$F_z^l = k_{\text{spring}} \delta_{\text{spring}} \quad (13)$$

式中 δ_{spring} ——弹簧的预压缩量

选择制作 3 个圆柱形驱动器来对上述分析结果进行验证。3 个驱动器长度基本稳定,弹性体膜卷绕后其有效长度 l 为 28 mm 左右,轴向拉伸率为 3.5,根据上述径向回缩效应,其周向的预拉伸率需修正为 4.08。根据上节分析结果,按式(12)计算驱动器膜的轴向总拉力为 $F_z^l = 3.283$ N。根据压缩弹簧刚度,要达到驱动器稳定平衡状态,弹簧的预压缩量应为: $\delta_{\text{spring}} = F_z^l / k_{\text{spring}} = 53.1$ mm。实际驱动器弹簧的平均预压缩量约为 51 mm,弹簧实际压缩力为 3.152 N,膜的理论计算拉力比实际值大 4.16%。为防止电极短路,在膜的横向两侧留有一定的空白区间,膜的周向实际尺寸略大于 165 mm,因此膜的理论计算拉力比上述计算力也略大些,但与实际基本吻合。造成膜的理论拉力偏大的原因除了手工制作的非一致因素外,主要有:

(1) 由于采用了近似算法,在膜的厚度远小于圆柱形驱动器弹簧半径时,微单元受力采用近似的平面受力状况分析。在上述分析计算中,膜厚度方向内外两面的压应力采用膜外侧应力值,其值偏小,使计算出的圆柱形驱动器轴向综合拉力值偏大。

(2) 实际卷绕时,预拉伸的膜横向(圆柱形驱动器周向)两端因失去约束会内缩,使膜的整体变形量减小,导致膜纵向(圆柱形驱动器轴向)整体拉力减小,上述仿真分析中膜纵向整体拉力减小 2.39%,导致理论计算的膜拉力要大些。

(3) 实际上因为弹簧外径并非完整圆柱面,会略微增加卷绕膜的径向回缩,而卷绕膜在驱动器端盖到弹簧外表面有一过渡区域使膜的周向松弛现象比上述理论分析要小。这两个因素会使膜的实际轴向力略微减小或增加,正负抵消在此可以忽略。

表 3 为厚度 1 mm 的介电弹性体膜双层卷绕 4 层制作的圆柱形驱动器,采用不同分析条件时轴向拉力理论计算与试验值的对照。由表 3 可知,对卷绕的理想矩形膜,周向侧边约束的施加与解除对驱动器的轴向力影响不明显(见表 3 序号 1、2)。如果不考虑卷绕后膜层的径向回缩及各外膜层对内膜层的挤压效应,按理想膜层预拉伸计算出的圆柱形驱动器轴向总拉力为 4.432 N,与实际制作驱动器时弹簧压力的误差为 40.6%。考虑了径向回缩以后,误差减小了 50% 以上(见表 3 序号 3)。在本驱动器中径向回缩比薄膜径向的挤压对轴向力的影响更为显著(见表 3 序号 3、4)。总之,经过上述方法修正

表3 轴向拉力理论计算与试验结果对比
Tab.3 Comparison of calculated axial forces with experiment

序号	实际拉力/N	膜的拉伸率	膜周向侧边回缩	层间压力	层膜内支撑	理论计算拉力/N	误差/%
1	3.152	5 × 3.5	不考虑	不考虑	无	4.432	40.6
2	3.152	5 × 3.5	考虑	不考虑	无	4.327	37.3
3	3.152	4.08 × 3.5	不考虑	不考虑	弹簧外径	3.616	14.7
4	3.152	5 × 3.5	不考虑	考虑	无	3.815	21.03
5	3.152	4.08 × 3.5	不考虑	考虑	弹簧外径	3.283	4.16

后的最终误差小于5% (见表3序号5), 与实际较为吻合, 说明上述的分析方法是有效的。

4.2 驱动器未施加电压激励时的准静态刚度分析

圆柱形驱动器是利用介电弹性体膜在施加电压激励和断电后的伸缩完成对外负载做功的, 因此驱动器的通电及断电的刚度曲线决定了驱动器的位移和所能驱动的负载。驱动器位移时薄膜和弹簧之间的力差决定了其未通电时的准静态刚度, 因此驱动器的拉伸负载 $F_{\text{act}}(\Delta l)$ 与位移 Δl 之间关系式为

$$F_{\text{act}}(\Delta l) = \Delta F_z'(\Delta l) - k_{\text{spring}} \Delta l \quad (14)$$

式中 $\Delta F_z'(\Delta l)$ —— 驱动器位移 Δl 时产生的薄膜拉伸力差

将按上述分析的结果与驱动器实际准静态刚度试验结果进行对比分析。圆柱形驱动器刚度试验装置如图6所示。为消除粘性的影响, 在自制拉伸平台上通过对未施加电压激励的圆柱形驱动器施加低速的位移载荷, 位移速度为 0.1 mm/s, 力传感器对驱动器拉伸过程中随位移变化的输出力进行测量。理论计算与试验结果对照见图7。圆柱形驱动器结构及性能试验主要参数见表4。

表4 圆柱形驱动器结构及性能参数

Tab.4 Dimension parameters of cylindrical actuator and specification for experiment

参数	直径 D_0 /mm	有效长度 l /mm	总长度 l_0 /mm	总质量 m /g	输出位移 s /mm	弹簧刚度 $k_{\text{spring}}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	速度/ $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$
数值	12	28	60	6.3	10	0.0618	0.1

由图7可知, 在试验采用的拉伸率范围内, 驱动器准静态刚度近似为线性。在较小行程时理论计算与实际试验刚度基本吻合, 但在行程较大时误差较大。在驱动器拉伸 10 mm 处, 计算比实际大 20% ~ 30%。其主要原因是随着拉伸率的增大, 轴向力随之增大, 导致固定在端盖上的驱动器膜层也会参与变形甚至产生轴向滑移, 使有效变形区域的薄膜应变率减小; 同时由于几何原因, 内层膜的厚度在驱动器轴向变形时发生不均匀变化也会导致轴向拉力的减小。因此基于实际制造条件, 驱动器大位移拉伸时要考虑滑移因素的影响。

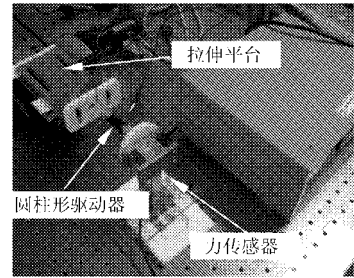


图6 圆柱形驱动器刚度试验装置图

Fig.6 Stiffness experiment setup

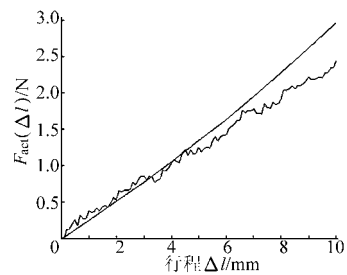


图7 圆柱形驱动器稳态刚度计算与试验曲线

Fig.7 Calculated and experimental curves of steady stiffness for cylindrical actuator

5 结论

(1) 圆柱形驱动器的静态平衡位置由压缩弹簧压力和介电弹性体膜的预拉伸力决定, 其中驱动器膜层卷绕造成的层间压力及卷绕后膜的周向松弛对驱动器的轴向拉力有较大影响, 可分别使轴向力减小 19.6% 和 25.9%。

(2) 驱动器未施加电压激励时的准静态刚度在小位移时理论计算与试验结果基本吻合, 驱动器大位移拉伸时要考虑驱动器端盖固定端膜层滑移因素的影响。

参 考 文 献

- 1 Bar-Cohen Y. Electroactive polymer (EAP) actuators as artificial muscles-reality, potential and challenges[M]. Bellingham, Washington: SPIE, 2001.
- 2 Carpi F, Rossi D De, Kornbluh R, et al. Dielectric elastomers as electromechanical transducers[M]. Amsterdam: Elsevier, 2008.
- 3 Zhang Rui, Kunz Andreas, Lochmatter Patrick, et al. Dielectric elastomer spring roll actuators for a portable force feedback device[C]//Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2006: 347 ~ 353.
- 4 Nguyen Huu Chuc, Jong Kil Park, Nguyen Huu Lam Vuong, et al. Multi-jointed robot finger driven by artificial muscle actuator[C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2009: 587 ~ 592.
- 5 Carpi F, Rossi De D De. Dielectric elastomer cylindrical actuators; electromechanical modeling and experimental evaluation [J]. Materials Science and Engineering: C, 2004,24(4): 555 ~ 562.
- 6 Gabor Kovacs, Lochmatter Patrick, Wissler Michael. An arm wrestling robot driven by dielectric elastomer actuators [J]. Smart Materials and Structures, 2007, 16(2): 306 ~ 317.
- 7 Ogden R W. Large deformation isotropic elasticity-on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids[J]. Proc. Roy. Soc. Lond. A, 1972, 326(1567): 565 ~ 584.
- 8 Yeoh O H. Characterization of elastic properties of carbon-black filled rubber vulcanizates[J]. Rubber Chem. Technol., 1990, 63(5): 792 ~ 805.
- 9 Luo Huan, Wang Huaming, Zhu Jianying, et al. Characterization of hyperelastic dielectric elastomer based on biaxial tensile bench [C] // 2009 International Conference on Manufacturing Science and Engineering, Manufacturing Science and Engineering I. Germany, Trans. Tech. Publications, 2010: 884 ~ 888.
- 10 吴孟,王化明,朱银龙,等. 圆柱形介电弹性体驱动器的试验与分析[J]. 机器人,2010,32(6):754 ~ 758.
Wu Meng, Wang Huaming, Zhu Yinlong, et al. Experiments and analysis of cylindrical dielectric elastomer actuators[J]. Robot, 2010,32(6):754 ~ 758. (in Chinese)

(上接第 201 页)

- 20 胡永光,李萍萍,母建华,等. 基于可见-近红外光谱技术预测茶鲜叶全氮含量[J]. 光谱学与光谱分析,2008,28(12): 2 821 ~ 2 825.
Hu Yongguang, Li Pingping, Mu Jianhua, et al. Determination of total nitrogen content in fresh tea leaf using visible near infrared spectroscopy [J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2008,28(12):2 821 ~ 2 825. (in Chinese)
- 21 李庆波,黄彦文,张广军,等. 基于可见-近红外光谱的植物叶绿素含量无损检测方法研究[J]. 光谱学与光谱分析, 2009,29(12):3 275 ~ 3 278.
Li Qingbo, Huang Yanwen, Zhang Guangjun, et al. Chlorophyll content nondestructive measurement method based on vis/NIR spectroscopy [J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2009, 29(12):3 275 ~ 3 278. (in Chinese)
- 22 Li Xiaoli, He Yong, Wu Changqing, et al. Nondestructive measurement and fingerprint analysis of soluble solid content of tea soft drink based on vis/NIR spectroscopy [J]. Journal of Food Engineering, 2007, 82(3):316 ~ 323.
- 23 郑咏梅,张铁强,张军,等. 平滑、导数、基线校正对近红外光谱 PLS 定量分析的影响研究[J]. 光谱学与光谱分析, 2004,24(12):1 546 ~ 1 548.
Zheng Yongmei, Zhang Tieqiang, Zhang Jun, et al. Influence of smooth, 1st derivative and baseline correction on the near infrared spectrum analysis with PLS [J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2004, 24(12):1 546 ~ 1 548. (in Chinese)
- 24 陈志刚,张启甲,邱白晶,等. 基于酶传感器的农药浓度便携式实时测量装置[J]. 农业机械学报,2011,42(11): 178 ~ 182.
Chen Zhigang, Zhang Qijia, Qiu Baijing, et al. Portable and real-time device for measuring concentration of pesticides used with enzyme sensing electrode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(11):178 ~ 182. (in Chinese)