

文章编号 1004-924X(2009)05-1078-08

双腔体压电泵的设计

彭太江¹, 杨志刚², 程光明³, 阚君武², 曾 平³

(1. 深圳大学 机电与控制工程学院, 深圳 518060; 2. 吉林大学 链传动研究所, 吉林 长春 130025;

3. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025)

摘要: 由于自吸性差、对气泡敏感等原因, 单腔体压电泵在应用中受到限制, 而多腔体结构是提高压电泵性能的有效途径。通过分析腔体容积与压力变化过程得出: 双腔体串联压电泵只能采用串联驱动方式而不能采用并联驱动方式, 双腔体并联压电泵只能采用并联驱动方式而不能采用串联驱动方式。制作双腔串联、并联压电泵样机并进行测试可以得出: 串联压电泵在驱动电压 200 V, 频率 152 Hz 时, 输出流量达到最大为 1 150 ml/min; 并联泵在压电驱动电压 140 V, 频率 220 Hz 时, 输出流量达到最大为 640 ml/min; 因此多腔泵采用腔体串联结构能提高压电泵的工作效率, 提高泵的工作性能。

关键词: 压电振子; 双腔压电泵; 串联泵; 并联泵

中图分类号: TH38; TN384 **文献标识码:** A

Design of double-chamber piezoelectric pump

PENG Tai-jiang¹, YANG Zhi-gang², CHENG Guang-ming³, KAN Jun-wu², ZENG Ping³

(1. College of Electromechanical and Control Engineering, Shenzhen University,

Shenzhen 518060, China; 2. Chain Transmission Institute, Jilin University, Changchun 130025, China;

3. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: The application of the single-chamber piezoelectric pump is limited in many fields, for it has self-priming performance and bubble tolerance. It is an efficient way to adopt a multi-chamber structure to enhance the performance of piezoelectric pumps. The analysis result on changing processes of the volume and pressure in the chamber of a pump shows that the double-chamber serial piezoelectric pump only can be driven by a tandem mode, and the double-chamber parallel piezoelectric pump only can be driven by a parallel mode, respectively. The experiment results indicate that the maximum flow of the double-chamber serial pump is 1150 ml/min in a sine wave voltage of 200 V and a frequency of 152 Hz, and that of double-chamber parallel pump is 640 ml/min in a sine wave voltage of 140 V and a frequency of 220 Hz. These data reported here show that the multi-chamber with a serial structure can enhance the efficiency and performance of pumps.

Key words: piezoelectric vibrator; double-chamber piezoelectric pump; serial piezoelectric pump; parallel piezoelectric pump

收稿日期: 2008-05-12; 修订日期: 2008-07-23.

基金项目: 国家科技部技术创新基金资助项目 (No. 07C26222210188); 国家自然科学基金资助项目 (No. 50605026)

1 引 言

压电泵是利用逆压电效应构造出的一类重要流体驱动装置,它利用压电振子周期性振动控制泵腔容积做周期性变化,形成进出口压力差驱动流体定向流动。自 1975 年 L. J. Thomas^[1] 等人开展植入式压电泵为糖尿病患者定时定量输送药物的研究以来,关于压电泵的研究便倍受关注,被广泛应用于流体循环输送、芯片实验室、生物工程、燃料电池燃料输送、微小型液压定位系统、CPU 芯片冷却等领域^[2-11]。

压电泵利用压电振子在驱动信号的作用下产生弯曲振动,腔体产生周期性变化,在反向布置的两截止阀配合下驱动流体从进口流入、从出口流出。由于压电振子变形量较小(通常只有数十微米),进出口所形成的压力差也较小,导致泵的输出流量较小,自吸性能差,一旦腔体内进入气泡便很难排出,导致压电泵不能正常工作^[2]。采用多腔体、多振子串联或并联方式可有效提高压电泵的工作性能^[12-13],如输出流量、输出压力等。

本文通过板壳变形理论建立压电振子挠曲线方程,得到振子变形量与结构参数之间的关系;然后分析压电泵泵腔压力变化过程得出双腔体压电泵的设计方法;最后制作样机,通过实验测试加以验证。为便于分析,首先给出腔体、振子串联或并联的含义如下:腔体串联是指前一腔体的出口作为后一腔体的进口(结构串联),并联是指两腔体的进口和出口分别连通(结构并联);振子串联是指驱动信号相位相差 180°(串联驱动),并联是指驱动信号同相位(并联驱动)。

2 压电振子挠曲线方程

压电振子结构如图 1 所示,设压电陶瓷半径为 r_1 ,厚度为 h_1 ;粘结胶层半径为 r_2 ($r_1 = r_2$),厚度为 h_2 ;金属基板半径为 r_3 ,厚度为 h_3 。金属基板周边固定,当给压电陶瓷施加电信号时,压电陶瓷产生径向伸缩,压电振子就会产生弯曲振动变形。

忽略压电泵工作过程中流体及结构阻尼等

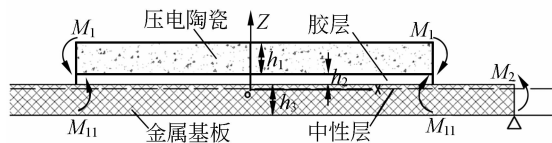


图 1 压电振子结构与力矩平衡图

Fig. 1 Structure of piezoelectric vibrator and moment balance

对振动变形的影响^[14-16],根据弹性薄板弯曲理论^[17],压电振子满足以下 3 个基本假设:

- (1) 变形过程中,各单层之间不发生相对滑动;
- (2) 各层可近似地认为处于平面应力状态;
- (3) 直法线假设成立;

取平行于 Z 轴的平面为纵向对称面,设中性层与金属基板底面高度为 h ,压电陶瓷纵向振动所形成力矩为 M_1 ,在金属基板上产生反作用力矩为 M_{11} ,由于金属基板边缘固定,会在边缘位置产生力矩 M_2 。压电陶瓷和胶层结构的等效弹性模量 Y' 和等效泊松比 γ' 分别为:

$$\left\{ \begin{aligned} Y' &= \frac{h_1}{h_1+h_2} Y_1 + \frac{h_2}{h_1+h_2} Y_2 + \\ & \frac{h_1 h_2}{h_1+h_2} \cdot \frac{Y_1 Y_2 (\gamma_1 - \gamma_2)^2}{h_1 Y_1 (1-\gamma_2^2) + h_2 Y_2 (1-\gamma_1^2)}, \quad (1) \\ \gamma' &= \frac{h_1 Y_1 \gamma_1 (1-\gamma_2^2) + h_2 Y_2 \gamma_2 (1-\gamma_1^2)}{h_1 Y_1 (1-\gamma_2^2) + h_2 Y_2 (1-\gamma_1^2)} \end{aligned} \right.$$

压电振子的等效弹性模量 Y_v 和等效泊松比 γ_v 分别为:

$$\left\{ \begin{aligned} Y_v &= \frac{h_3}{h_1+h_2+h_3} Y' + \frac{h_1+h_2}{h_1+h_2+h_3} Y_3 + \\ & \frac{h_3 (h_1+h_2)}{h_1+h_2+h_3} \cdot \frac{Y' Y_3 (\gamma_3 - \gamma')^2}{h_3 Y_3 (1-\gamma'^2) + (h_1+h_2) Y' (1-\gamma_3^2)}, \\ \gamma_v &= \frac{h_3 Y_3 \gamma_3 (1-\gamma'^2) + (h_1+h_2) Y' \gamma' (1-\gamma_3^2)}{h_3 Y_3 (1-\gamma'^2) + (h_1+h_2) Y' (1-\gamma_3^2)} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

式中 Y_1, Y_2, Y_3 和 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ 分别为 3 种结论各自的弹性模量和泊松比。

压电振子的变形由两部分构成:一部分是压电陶瓷区域的变形 w_1 ,另一部分为金属基板区域的变形 w_2 ,因此,压电振子挠曲线也由两部分组成,即:

$$w(r) = \begin{cases} w_1(r), & 0 \leq r \leq r_1 \\ w_2(r), & r_1 \leq r \leq r_3 \end{cases}, \quad (3)$$

式中

$$\omega_1(r) = \frac{M_{11}r_1^2}{2D_3[(1-\gamma_3)r_3^2 + (1+\gamma_3)r_1^2]} \times \left[-r_1^2 + 2r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3} + r_3^2 \right] + \frac{M_{11}}{2D_v(1+\gamma_v)}(r_1^2 - r^2) \quad (0 \leq r \leq r_1), \quad (4)$$

$$\omega_2(r) = \frac{M_{11}r_1^2}{2D_3[(1-\gamma_3)r_3^2 + (1+\gamma_3)r_1^2]} \times \left[-r^2 + 2r_3^2 \log \frac{r}{r_3} + r_3^2 \right] \quad (r_1 \leq r \leq r_3), \quad (5)$$

$$M_1 = \int_{-h}^{h_3-h} \sigma_3 z dz = \frac{\eta U d_{31} (2h_3 - 2h + 2h_2 + h_1) [(h_3 - h)^3 + h^3]}{2[(1-\alpha)(h_3 - h)^3 + h^3 + (\alpha - \beta)(h_3 - h + h_2)^3 + \beta(h_3 - h + h_2 + h_1)^3]},$$

$\alpha = \frac{1-\gamma_3}{1-\gamma_2} \cdot \frac{Y_2}{Y_3}$, $\beta = \frac{1-\gamma_3}{1-\gamma_1} \cdot \frac{Y_1}{Y_3}$, $\eta = \frac{Y_1}{1-\gamma_1}$, U 为压电泵驱动信号波形函数。

将(6)代入(4)和(5)得到压电振子挠曲线方程为:

$$\omega_1(r) = \frac{M_1}{2D_v(1+\gamma_v)} \frac{r_1^2(r_1^2 - 2r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3} - r_3^2) + (r_3^2 - r_1^2)(r_1^2 - r^2)}{r_3^2 - r_1^2} \quad (0 \leq r \leq r_1), \quad (7)$$

$$\omega_2(r) = \frac{M_1}{2D_v(1+\gamma_v)} \frac{r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \times \left[r^2 - 2r_3^2 \log \frac{r}{r_3} - r_3^2 \right] \quad (r_1 \leq r \leq r_3). \quad (8)$$

根据压电振子挠曲线方程(7)、(8)可以计算出压电泵腔体变形量函数 V 为:

$$V = 2\pi \int_0^{r_3} \omega(r) r dr = \frac{\pi}{2} [k_A r_1^4 + 2k_B r_1^2 + k_C (r_3^4 - r_1^4 + 4r_1^2 r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3})], \quad (9)$$

式中:

$$k_A = \frac{M_1}{2D_v(1+\gamma_v)},$$

$$k_B = \frac{M_1 r_1^2 (r_1^2 - 2r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3} - r_3^2)}{2D_v(1+\gamma_v)(r_3^2 - r_1^2)},$$

$$k_C = \frac{M_1 r_1^2}{2D_v(1+\gamma_v)(r_3^2 - r_1^2)}.$$

设压电泵驱动信号为正弦波, 即 $U = u \sin(\omega t)$, 又设 $h' = h_3 - h$,

其中 $D_3 = \frac{Y_3 h^3}{12(1-\gamma_3^2)}$ 为金属基板弯曲刚度, $D_v = \frac{Y_v h^3}{12(1-\gamma_v^2)}$ 为压电振子弯曲刚度。

根据连续性条件:

$\left. \frac{d\omega_1(r)}{dr} \right|_{r=r_1} = \left. \frac{d\omega_2(r)}{dr} \right|_{r=r_1}$ 可以得到:

$$M_{11} = -\frac{M_1 Y_3 (1-\gamma_v^2) [(1-\gamma_3)r_3^2 + (1+\gamma_3)r_1^2]}{Y_v (1-\gamma_3^2) (1+\gamma_v) (r_3^2 - r_1^2)}, \quad (6)$$

式中:

$$k_A' = \frac{1}{2D_v(1+\gamma_v)},$$

$$k_B' = \frac{r_1^2 (r_1^2 - 2r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3} - r_3^2)}{2D_v(1+\gamma_v)(r_3^2 - r_1^2)},$$

$$k_C' = \frac{r_1^2}{2D_v(1+\gamma_v)(r_3^2 - r_1^2)},$$

$$k_u = \frac{\eta d_{31} (2h' + 2h_2 + h_1) (h'^3 + h^3)}{2[h^3 + (1-\alpha)h'^3 + (\alpha - \beta)(h_2 + h')^3 + \beta(h_1 + h_2 + h')^3]},$$

$$k_{\text{eff}} = \frac{\pi}{2} k_u [k_A' r_1^4 + 2k_B' r_1^2 + k_C' (r_3^4 - r_1^4 + 4r_1^2 r_3^2 \log \frac{r_1}{r_3})],$$

由此可以得到泵腔体体积变化量与驱动信号之间的关系为:

$$V = k_{\text{eff}} U = k_{\text{eff}} u \sin(\omega t). \quad (10)$$

上式中 ω 为驱动信号角频率, u 为电压幅值, 式(10)表达了驱动信号、压电振子结构参数与压电泵腔体容积变化量之间的关系。

3 压电泵腔体工作过程仿真

压电振子变形能否形成泵对流体驱动能力, 其根本原因是能否在腔体与进出口之间形成足够的压力差, 即在吸水阶段, 腔内压力要低于进口压力, 在泵水阶段, 腔内压力要高于出口压力。因此, 下面分析腔体压力变化过程。

设腔体初始容积为 V_0 , 初始压力为 p_0 , 腔体压力为 p_{ch} , 腔内容积最小时压力达到最大为 p_{max} , 腔内容积最大时压力达到最小为 p_{min} , 截止阀(进口阀、出口阀)临界开启压力为 p_v , 进口处压力为 p_{in} , 出口处压力为 p_{out} 。为简化分析, 忽

略阀片阻尼及流固体耦合对压电泵性能的影响。

当压电泵处于吸水状态时(出口阀关闭),腔体体积增加导致腔内压力减小,腔体内压力为 p_{ch}

$$= \frac{V_0}{V_0 + V} p_0, \text{ 所形成的压力差为 } \Delta p_{abs} = p_{in} -$$

$$\frac{V_0}{V_0 + V} p_0. \text{ 作用于进口阀片的压力必须大于截止}$$

阀临界开启压力才能将进口阀片打开,即当 $\Delta p_{abs} \geq p_v$ 时,进口阀片开启,进口与腔体连通且压力

$$\text{相等并进一步变小,即 } p_{in} = \frac{V_0}{V_0 + V} p_0; \text{ 且有进口}$$

$$\text{最小压力 } p_{inmin} = \frac{V_0}{V_0 + V_{max}} p_0 = p_{min};$$

当压电泵处于泵水状态时(进口阀关闭),腔体体积减小导致腔内压力增加,腔体内压力为 p_{ch}

$$= \frac{V_0}{V_0 - V} p_0, \text{ 压力变化量 } \Delta p_{out} = \frac{V_0}{V_0 - V} p_0 - p_{out}.$$

作用于出口阀片的压力必须大于截止阀临界开启压力才能将出口阀片打开,即当 $\Delta p_{out} \geq p_v$ 时,出口

阀片开启,出口与腔体连通且压力相等并进一步变大,即 $p_{out} = \frac{V_0}{V_0 - V} p_0$, 且有出口最大压力

$$p_{outmax} = \frac{V_0}{V_0 - V_{max}} p_0 = p_{max}.$$

根据上述分析,利用 MATLAB 对压电泵工作过程进行模拟,如图 2 所示。当 $\frac{V_{max}}{V_0 + V_{max}} p_0 <$

p_v 时,容积变大所产生的负压不能打开进口阀片,同时,当 $\frac{V_{max}}{V_0 - V_{max}} p_0 < p_v$ 时,不能打开出口

阀片,都会使压电泵无法正常工作;当 $p_v = 0$ 时,阀片的开启位移量随腔内压力变化而变化, $0 \sim T/2$

为吸水阶段, $T/2 \sim T$ 为泵水阶段;当 $\frac{V_{max}}{V_0 + V_{max}} p_0$

$> p_v \neq 0$ 时,进出口阀都能打开,实际吸水和泵水时间小于半周期,且由于 $\frac{V}{V_0 - V} p_0 > \frac{V}{V_0 + V} p_0$, 实际

泵水时间要大于吸水时间。将压电泵自吸性能定义为腔体所产生的克服进口阀临界压力的最大

$$\text{负压,即 } p_{selfabs} = \frac{V_{max}}{V_0 - V_{max}} p_0 - p_v, \text{ 因此,提高腔体}$$

容积变化量或进出口压差是提高压电泵工作性能的有效方法。

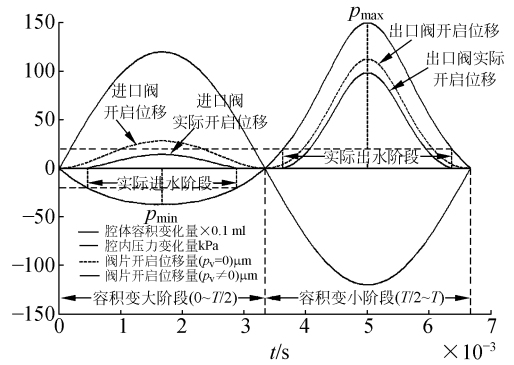


图 2 压电泵工作过程仿真

Fig. 2 Working process emulation of piezoelectric pump

4 双腔压电泵设计方法

4.1 串联压电泵结构与驱动方法

图 3 为双腔串联压电泵结构示意图,两压电振子和泵体分别构成腔体 1 和腔体 2,腔体 1 的出口即为腔体 2 的入口。两压电振子并联驱动时,在两腔体中间布置截止阀,泵将不能正常工作。因为两腔体体积同步变化,当容积都变小时,第一个腔体使阀片 2 关闭而第二个腔体使它开启;容积都变大时,第一个腔体让阀片 2 开启而第二个腔体让它关闭,结果导致阀片 2 不能开启,流体在两腔体间不能形成定向流动。如果两腔体中间没有截止阀,相当于单腔体双振子并联工作模式。

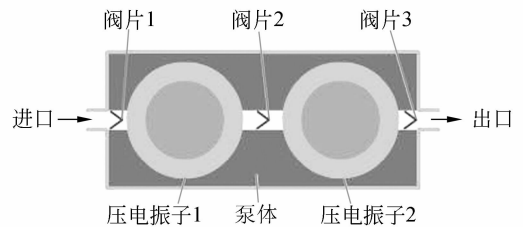


图 3 双腔串联压电泵结构示意图

Fig. 3 Structure of double-chamber serial piezoelectric pump

两压电振子串联驱动时,即驱动信号相位差 180° ,两腔体容积交替变大或变小。第一个腔体吸水(使阀片 1 开启,阀片 2 关闭)时第二个腔体泵水(使阀片 3 开启,阀片 2 关闭),因此阀片 2 处于关闭状态;第一个腔体泵水(使阀片 1 关闭,阀片 2 开启)时第二个腔体吸水(使阀片 3 关闭,阀

片 2 开启),因此阀片 2 处于开启状态。由于腔体 1 压力变大,腔体 2 的压力变小,流体将从第一个腔体流入第二个腔体。重复上述过程,流体能形成定向流动。

由于前级腔体的输出压力是后一级腔体的输入压力,因此该结构压电泵相当于多个单腔体泵串联工作,理论上的输出压力应为各腔体单独工作输出压力之和,即

$$p_{out} = \sum_{i=1}^n p_{iout}, \quad (11)$$

式中 p_{iout} 为第 i 个腔体单独工作时的输出压力。根据输出压力与输出流量的关系:

$$W_{out} = C_d A \sqrt{\frac{2p_{out}}{\rho}}, \quad (12)$$

式中 C_d 是流量系数, A 为压电泵的通流面积, ρ 为流体密度。

由式(11)、(12)可得出多腔串联压电泵的总流量为:

$$W_{out} = C_v A \sqrt{\frac{2p_{out}}{\rho}} = (W_1 + W_2 + \dots + W_n) \frac{\sqrt{p_{out}}}{\sqrt{p_{1out}} + \sqrt{p_{2out}} + \dots + \sqrt{p_{nout}}}, \quad (13)$$

式中 $p_{out} = \sum_{i=1}^n p_{iout}$, 如果串联泵每个腔体的输出能力相同,上式可简化为

$$W_{out} = \sqrt{n} W_{single}. \quad (14)$$

以上分析表明,双腔压电泵采用腔体串联结构、串联方式驱动时可以获得较高的输出压力和输出流量。

4.2 并联压电泵结构与驱动方法

双腔并联压电泵是将两泵腔出入口合并,如图 4 所示,采用了 4 个截止阀,从结构上讲,它实际是将两个独立的单腔泵“合并”,将进口和出口分别进行统一。

当并联泵采用串联驱动方式时,一个容积增加处于吸水状态,另一个容积减小处于泵水状态,进口压力为 $p_{in} = \frac{V_0}{V_0 + V_{max}} p_0$, 出口压力为 $p_{out} =$

$\frac{V_0}{V_0 - V_{max}} p_0$ 。而当状态转化时,腔体体积减小所

产生的压力变化不能与出口形成压力差将出口阀片打开,同样,腔体体积增加所产生的压力变化也不能与进口形成压力差将进口阀片打开,因此不

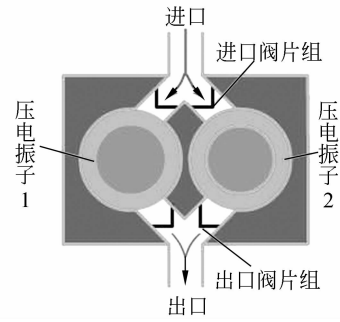


图 4 双腔并联压电泵结构示意图

Fig. 4 Structure of double-chamber parallel piezoelectric pump

能形成流体定向流动。

当并联泵采用并联驱动方式时,两个腔体容积同时增加或同时减小,吸水时的压差与出水时的压差与单个腔体独立工作时是相同的,因此并联泵并联驱动时输出压力不变,但流量为单个腔体输出流量之和,即

$$\begin{cases} p_{parallel} = p_{single} \\ W_{parallel} = \sum_{i=1}^n W_{single} \end{cases}. \quad (15)$$

由此可见:并联泵采用并联方式驱动可提高输出流量。

5 双腔泵工作性能测试

分别设计制作了串联泵和并联泵,压电振子直径为 $\phi 35$ mm,单个腔体结构与尺寸都相同,串联泵样机尺寸为 72 mm \times 36 mm \times 18 mm,并联泵样机尺寸为 50 mm \times 70 mm \times 22 mm,测试流体为水。对输出流量和输出压力进行了测试,测试结果分别如图 5~8 所示。串联压电泵可以承

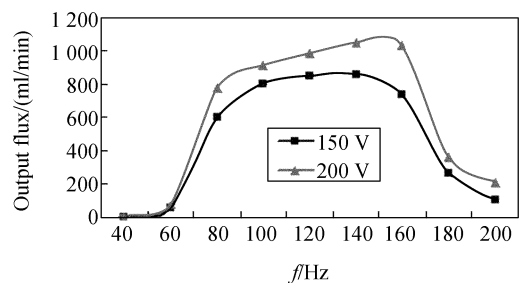


图 5 串联泵输出流量与电压关系

Fig. 5 Relationship between flux and voltage of serial piezoelectric pump

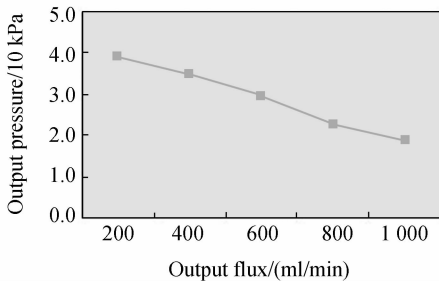


图6 串联泵输出压力与流量关系

Fig. 6 Relationship between output pressure and flux of serial piezoelectric pump

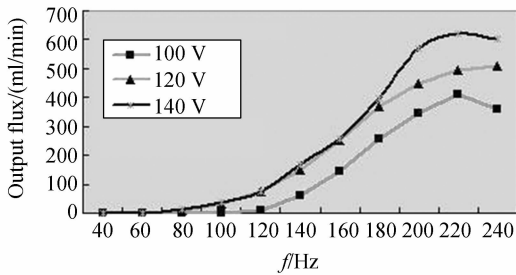


图7 并联压电泵流量与频率关系

Fig. 7 Relationship between flux and frequency of parallel piezoelectric pump

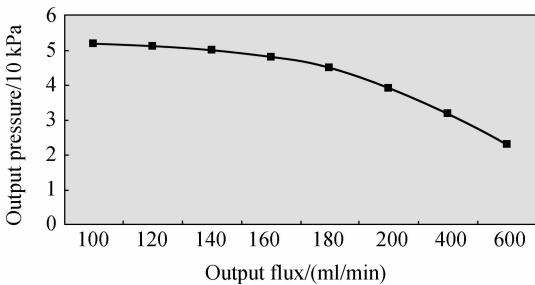


图8 并联泵输出压力与流量关系

Fig. 8 Relationship between output pressure and flux of parallel piezoelectric pump

受较高电压,当驱动电压为 200 V,频率为 152 Hz 时,输出流量达到最大为 1 150 ml/min;并联压电泵驱动电压为 140 V,频率为 220 Hz 时,输出流量达到最大为 640 ml/min。

6 结 论

双腔体串联压电泵只能采用串联驱动方式而不能采用并联驱动方式;双腔体并联压电泵只能采用并联驱动方式而不能采用串联驱动方式。

试验结果表明,串联压电泵在驱动电压为 200 V,频率为 152 Hz 时,输出流量达到最大为 1 150 ml/min,并联泵在驱动电压为 140 V,频率为 220 Hz 时,输出流量达到最大为 640 ml/min。从测试结果来看:

(1)双腔串联泵工作性能优于并联泵,是因为串联结构在串联驱动方式下能增加进出口压力差,增加阀片开启位移量且能延长阀片开启时间,在吸水阶段利于流体进入,在泵水时间利于流体泵出,提高了泵的工作效率;

(2)并联泵需要进一步改进腔体结构,使压电泵工作在效率较高的频率点,压电振子工作在低频段时,驱动电压越高,变形量越大,由于串联驱动方式的驱动电压高于并联驱动方式,将有利于增加压电振子变形量,从而增加腔体容积变化量,提高压电泵工作性能。

利用腔体串联、并联方式可增加压电泵输出流量和输出压力,提高压电泵工作性能,有利于广泛应用于小型流体循环系统,如计算机 CPU 芯片水冷系统、燃料电池燃料供应系统等领域。

参考文献:

- [1] THOMAS L J, BESSMAN S P. Prototype for an implantable micropump powered by piezoelectric disk benders [J]. *Trans. Am. Soc. Artif. Organs*, 1975(21): 516-520.
- [2] WOIAS P. Micropumps-past, progress and future prospects [J]. *Sensors and Actuators B*, 2005(105):

28-38.

- [3] NAUYEN N T, TRUONG T Q. A fully polymeric micropump with piezoelectric actuator [J]. *Sensors and Actuators B*, 2004(97): 137-143.
- [4] ZHANG Tao, WANG Q M. Valveless piezoelectric micropump for fuel delivery in direct methanol fuel cell (DMFC) devices [J]. *Journal of Power Sources*, 2005(140): 72-80.

- [5] CHOI A S B, YOO A J K, CHO A M S, *et al.*. Position control of a cylinder system using a piezoactuator-driven pump[J]. *Mechatronics*, 2005(15): 239-249.
- [6] HAM Y B, SONG J J, PARK J H, *et al.*. A study on the small size PZT pump for cooling water circulation [C]. *SICE-ICASE International Joint Conference 2006, Oct. 18-21, 2006 in Bexco, Busan, Korea*; 4126-4129.
- [7] JANG L SH, KAN W H. Peristaltic piezoelectric micropump system for biomedical applications[J]. *Biomed Microdevices*, 2007(9): 619-626.
- [8] CHENG G M, LI P, ZENG P, *et al.*. Piezoelectric pump used in bionic underwater propulsion unit[J]. *Journal of Bionic Engineering*, 2007(4): 159-164.
- [9] 阙君武, 杨志刚, 程光明. 压电泵的现状与发展[J]. *光学精密工程*, 2002, 10(6): 619-625.
- KAN J W, YANG ZH G, CHENG G M. Research on piezoelectric pump and its development[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2002, 10(6): 619-625. (in Chinese)
- [10] 阙君武, 宣明, 杨志刚, 等. 微型药品输送压电泵的性能分析与试验研究[J]. *生物医学工程*, 2005, 22(4): 809-813.
- KAN J W, X M, YANG ZH G, *et al.*. Analysis and test of piezoelectric micropump for drug delivery [J]. *Journal of Biomedical Engineering*, 2005, 22(4): 809-813. (in Chinese)
- [11] 张建辉, 路计庄, 夏齐霄, 等. 压电振子及流体对泵近场噪声的影响[J]. *光学精密工程*, 2006, 14(4): 628-634. (in Chinese)
- ZHANG J H, LU J ZH, XIA Q X, *et al.*. Influence of piezoelectric vibrator and fluid on close noise field of pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(4): 628-634. (in Chinese)
- [12] 曾平, 程光明, 刘九龙, 等. 集成式计算机芯片水冷系统的研究[J]. *西安交通大学学报*, 2005, 39(11): 1207-1210.
- ZENG P, CHENG G M, LIU J L, *et al.*. Composite water-cooling system applied to computer chip[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2005, 39(11): 1207-1210. (in Chinese)
- [13] 曾平, 程光明, 刘九龙, 等. 双腔薄膜阀压电泵的实验研究[J]. *光学精密工程*, 2005, 13(3): 311-317.
- ZENG P, CHENG G M, LIU J L, *et al.*. Experimental research on double-chambered piezoelectric pump with membrane valves [J]. *Opt. Precision Eng.*, 13(3): 311-317. (in Chinese)
- [14] 阙君武, 彭太江, 唐可洪, 等. 两腔压电泵结构与特性[J]. *压电与声光*, 2006, 28(1): 39-42.
- KAN J W, PENG T J, TANG K H, *et al.*. The structure and performance of double-chamber piezoelectric pumps [J]. *Piezoelectric & Acousto-optics*, 2006, 28(1): 39-42. (in Chinese)
- [15] 阙君武, 吴一辉, 宣明, 等. 泵用两叠片圆形压电振子的弯曲振动分析[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(1): 54-60.
- KANG J W, WU Y H, XUANG M, *et al.*. Bending vibration analysis of the circular composite piezoelectric vibrator [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(1): 54-60. (in Chinese)
- [16] 阙君武, 彭太江, 董景石, 等. 流体附加阻尼及其对微型泵输出性能的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2005, 39(5): 548-550.
- KANG J W, PENG T J, DONG J SH, *et al.*. Liquid added damping and its influence on the output performance of micropumps [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2005, 39(5): 548-550. (in Chinese)
- [17] 鲁立君, 吴健康. 生物芯片压电微流体泵液-固耦合系统模态分析[J]. *固体力学学报*, 2005, 26(4): 459-465.
- LU L J, WU J K. Mode analysis of liquid-solid coupling system of micropump for biochips [J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2005, 26(4): 459-465. (in Chinese)
- [18] 韩强, 黄小清, 宁建国. 高等板壳理论[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- HAN Q, HUANG X Q, NIN J G. *Altitude Theory of Board and Shell* [M]. Beijing: Science Press, 2002. (in Chinese)

作者简介:



彭太江(1977—),男,重庆人,工学博士,讲师,2000、2003、2006年于吉林大学分别获学士、硕士和博士学位,现为深圳大学机电与控制工程学院教师,主要从事压电驱动与控制方面的研究。E-mail: pengtj@szu.edu.cn 或 pengtj@jlu.edu.cn



阚君武(1965—),男,吉林榆树人,教授,博士生导师,主要从事压电泵、压电液压马达及压电发电与能量收集等方面的研究。E-mail: kanjw@jlu.edu.cn



杨志刚(1956—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1984、1998年于吉林工业大学分别获硕士和博士学位,现在吉林大学链传动研究所从事微小机械与精密机械、压电驱动控制技术等方面的研究。E-mail: yzg@jlu.edu.cn 或 yzg71@163.com



曾平(1957—),女,辽宁盖州人,博士,教授,1982、1995、2006年分别于吉林大学获得学士、硕士和博士学位,现在吉林大学机械科学与工程学院从事机械设计及理论、压电驱动技术的研究。E-mail: zengping321@163.com



程光明(1957—),男,吉林长春人,博士,教授,1982、1985、1996年分别于吉林工业大学获学士、硕士和博士学位,现在吉林大学机械科学与工程学院从事微小机电液系统的研究。E-mail: cgm123@163.com

● 下期预告

UV-LIGA 技术制造大通孔率精细镍网

明平美^{1,2},朱 荻¹,周 锋¹,胡洋洋¹,曾永彬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,江苏 南京 210016;

2. 河南理工大学 机械与动力工程学院,河南 焦作 454000)

金属网片在众多行业中有着广泛的应用,而高开孔率、大厚度金属精细网板的制造至今仍为网板业界的难题。分析了现有的精细金属网板制造工艺的优缺点,并提出采用基于SU-8光刻胶的UV-LIGA技术来制备高开孔率大厚度精细金属网板的工艺思路。试验优选了关键工艺环节的操作参数,表征了试样的形貌特点,检测并分析了试样的相关性能。结果表明,采用优化的工艺条件(前烘65℃/20min,95℃/20min;适量曝光剂量;后烘65℃/10min,95℃/15min;匀胶后静置、随炉冷却;超声辅助显影等)所制备的六边形镍网(边200μm),不仅开孔率高(88%),厚度大((120±3)μm),且具有尺寸精度高(形位误差±2μm)、孔形一致性好(筋宽偏差<3μm)、孔壁平滑等特点。