

DOI:10.7652/xjtuxb201408017

脉动离心隔膜压电泵的原理与试验

邓知森¹, 马玉婷^{2,3}, 冯志华¹

(1. 中国科学技术大学精密机械与精密仪器系, 230026, 合肥; 2. 中国科学院苏州生物医学工程技术研究所, 215163, 江苏苏州; 3. 中国科学院生物医学检验技术重点实验室, 215163, 江苏苏州)

摘要: 针对有阀压电容积泵中压电元件的高频特性和单向阀的低频特性不兼容的问题,提出了脉动离心隔膜压电泵。它利用振动管内的液体在离心力的作用下产生定向流动的特性来驱动泵腔中的隔膜产生形变,从而改变泵腔体积,借助单向阀实现液体的定向输送。首先分析了其工作原理,其次建立了压电泵驱动部分的动力学模型,得出了振动频率、模态振型、离心力和振幅极限的计算表达式。最后制作了原理样机,测量了压电泵的阻抗特性、脉冲特性、流量和压力等性能,验证了理论分析的正确性。实验结果表明:该压电泵可以保持并精确输出液体脉冲,当驱动电压峰峰值为 560 V、振动频率为 183.74 Hz、吸液周期为 0.4 s、排液周期为 0.1 s、背压为 0.3 kPa 时,去离子水输出流量为 6.12 mL/min。得到的实验数据证明了脉动离心隔膜压电泵的有效性。

关键词: 压电泵;脉动;离心力;单向阀

中图分类号: TH38 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)08-0098-06

Theoretical and Experimental Research on Pulsed Centrifugal Diaphragm Piezoelectric Pump

DENG Zhisen¹, MA Yuting^{2,3}, FENG Zhihua¹

(1. Department of Precision Machinery and Precision Instrumentation, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China; 2. Suzhou Institute of Biomedical Engineering and Technology, Chinese Academy of Sciences, Suzhou, Jiangsu 215163, China; 3. CAS Key Lab of Bio-Medical Diagnostics, Chinese Academy of Sciences, Suzhou, Jiangsu 215163, China)

Abstract: A pulsed centrifugal diaphragm piezoelectric pump is introduced to effectively coordinate the high frequency characteristics of piezoelectric materials and low frequency characteristics of check valves in conventional piezoelectric pumps. The centrifugal force in the swing motion of a vibrating tube is utilized to drive liquid within the tube to flow, and the diaphragm in the pump chamber is deformed, so that the volume of the pump chamber is changed and liquid delivery is completed by check valves. The working principle of the pump is explained, and a dynamic model for the driving part of the pump is established to study its dynamic characters such as resonant frequency, vibrating mode shape, centrifugal force and calculation expression of vibrating amplitude limit. A prototype pump is fabricated to measure its characters including admittance, pulsation, flow rate and backpressure, and to verify the correctness of theoretic analyzes. Experimental results show that the pump can precisely hold and discharge the volume of liquid in every pulse, and can pump deionized water at a flow rate of 6.12 ml/min under a backpressure of 0.3 kPa with driving voltages of 560 V, vibrating frequency of 183.74 Hz, absorbing period of 0.4 s and dispensing period of 0.1 s. The experimental results

validate the effectiveness of the pulsed centrifugal diaphragm piezoelectric pump.

Keywords: piezoelectric pump; pulsed; centrifugal force; check valve

压电泵以其独特的工作方式和特殊的性能日益受到各国学者的广泛重视。有阀式压电容积泵是压电泵的主要结构形式之一。为了提高泵的运行效率,通常希望压电陶瓷泵的驱动电压频率为腔体结构的谐振频率,此时腔体体积的变化量远大于其他状态,输出功率也达到最大值。然而,对于容积式压电陶瓷泵,其压电陶瓷层合板的谐振频率一般在几百赫兹以上才能较好发挥压电材料的性能,但是传统的单向阀由于在工作中存在严重的滞后性,使得它很难与压电陶瓷泵的壳面振动相匹配,实现每秒上百次的同步开启和关闭。在这种制约条件下,腔式压电陶瓷泵在高频下的性能并不突出,工作频率一般都在 200 Hz 以下,故其效率并没有得到充分的发挥^[1-3]。相比于被动式单向阀,虽然使用压电驱动式主动阀,例如压电叠堆式或压电晶片式主动阀^[4-5],对提高压电泵的工作频率有利,在一定程度上减小了阀的滞后性,但其存在阀口开启位移较小或输出力较小而导致流量下降的问题,高频条件下泵振子与阀振子不易同步,且需要的阀控制系统复杂,不易于集成化设计。利用微电子机械系统(micro electro mechanical systems, MEMS)技术制作的新型单向阀^[6-7]具有优良的高频特性,但 MEMS 制作工艺复杂,成本较高,不利于推广。

压电陶瓷层合结构由于阀的滞后性无法工作在共振频率下,其形变量较小,导致单次抽取液流量较小,而单向阀不可能完全理想化,单向阀处或多或少会存在液流损失,最终导致泵的抽液效率下降。在液流中含有气泡或杂质的情况下,单次抽液量小较易导致单向阀堵塞,无法正常抽取液体。

因此,单向阀的低频特性和压电元件的高频特性之间的矛盾成为有阀式压电陶瓷容积泵需要解决的问题。针对上述问题,基于振动管内的液体在离心力的作用下能够产生定向流动的特性^[8],本文提出脉动离心隔膜压电泵,将有效协调压电陶瓷的高频特性与单向阀的低频特性,具有结构简单、控制方便、单次抽液量大的特点,并且具有其他压电泵所不具备的能够将定量的输入液体保持住的特性,可用在自动精密微量加样系统中。

1 泵的工作原理

脉动离心隔膜压电泵的结构如图 1 所示,主要

由驱动部分(压电振子、振动管、球壳、弹性薄膜、驱动液体)和抽液部分(泵腔上盖、密封垫、泵腔底盖、单向阀、隔膜)构成。振动管外壁一端刚性联结一个或多个压电振子,振动管的另一端端面连接球壳,球壳的开口处由弹性薄膜密封。振动管与压电振子共同固定连接于泵腔上盖,泵腔上盖内安装隔膜,单向阀置于泵腔底盖,且泵腔上盖与密封垫、泵腔底盖固定连接。在由弹性薄膜、球壳、振动管、泵腔上盖和隔膜组成的密封腔内注有驱动液体;泵腔上盖、隔膜、密封垫和泵腔底盖组成了泵腔,隔膜将驱动液体和工作液体分离。工作之前,泵腔内充满工作液体。施加驱动电压,电能做正功,由压电振子带动振动管在其谐振频率做面内摆头运动产生离心力,离心力推动驱动液体向振动管的自由端部流动,由于液体的连续和不可压缩性,弹性薄膜产生上凸形变,同时底部的隔膜也产生上凸形变,在腔内负压的作用下工作液体由进口单向阀流入泵腔。之后电能停止做功或者做负功,压电振子停止振动,振动管恢复原位,驱动液体在弹性薄膜的弹性回复力的作用下向底部回流,隔膜恢复原状,将工作液体由出口压出,至此完成一次液体输送。如此循环不断,即可连续输送工作液体。

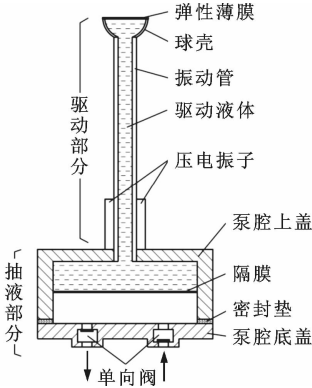


图 1 脉动离心隔膜压电泵结构图

在脉动离心隔膜压电泵中,压电陶瓷工作在较高的频率而单向阀工作在较低的频率,二者不产生冲突,能够协调一致。虽然泵的抽液频率较低(受单向阀的低频特性限制),但由于吸液过程具有累积效应,其单次抽取液量较大,可以满足流量需求。单次抽取液流量远大于单向阀处的液流损失,降低了对单向阀结构和工艺的要求,在液流中含有气泡或杂质的情况下仍能稳定工作,提高了可靠性。

泵的驱动部分(振动部分)和抽液部分(泵腔部分)采用分离设计,避免相互污染,同时增加了设计的多样性。压电元件可以有多种形式,例如片式、管式、薄膜式。差动式结构可采用两个泵相互交替工作的形式以减小脉动性。阵列式结构可采用多个驱动部分共用一个泵腔的结构,同时吸入和排出液体,以增大流量和背压。

2 泵的动态特性

脉动离心隔膜压电泵的驱动部分工作在一阶弯曲谐振频率。在振动管的振动过程中,管道内驱动液体从开始流动到与振动管保持轴向相对静止,整个振动系统的谐振频率会发生变化。主要影响因素有两个:①液体的轴向流速先增大后减小,使得共振频率先降低后升高;②液体和弹性薄膜的质量重心不断上移,使得共振频率不断下降。由于因素1在液体流速较高时才会产生较大影响^[8],所以系统的共振频率主要受因素2影响,呈下降趋势,平衡后保持不变。

为了减少振动管的能量损失,通常希望泵腔的质量较大,所以可将驱动部分等效为多段阶梯悬臂梁,如图2所示,端部的球壳部分可近似等效为多段阶梯梁。每段阶梯梁在各自的长度范围内拥有均匀的截面,设第*i*段梁的弯曲刚度为 U_i ,线密度为 $\rho_i A_i$,每段梁的起始长度坐标为 a_{i-1} ,终止长度坐标为 $a_i, i=1,2,\dots,N$,则横向位移 $Y(x)$ 的振动方程可以表达为

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \beta_i^4 Y(x) = 0, \quad a_{i-1} < x < a_i \quad (1)$$

式中: $\beta_i^4 = \rho_i A_i \omega^2 / U_i$,其中 ω 是振动圆频率。上式的解为

$$Y_i(x) = A_i \sin X_i + B_i \cos X_i + C_i \sinh X_i + D_i \cosh X_i \quad (2)$$

式中: $X_i = \beta_i(x - a_{i-1})$; A_i, B_i, C_i, D_i 是第*i*段梁的待定系数。定义系数矩阵为

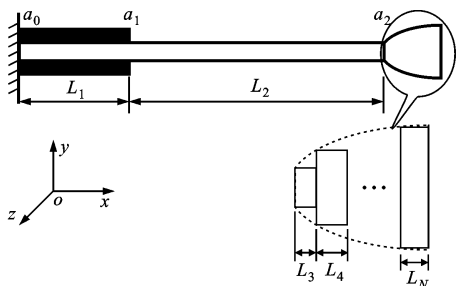


图2 泵的驱动部分等效为多段阶梯梁

$$S_i = [A_i \quad B_i \quad C_i \quad D_i]^T \quad (3)$$

由第*i*段梁和第*i+1*段梁在连接点 a_i 处的位移、转角、弯矩、剪力连续^[9],得到第*i*段梁和第*i+1*段梁的系数矩阵之间的关系为

$$S_{i+1} = T_i S_i \quad (4)$$

式中:

$$T_i = \begin{bmatrix} m_1 n_2 & -m_1 n_1 & -m_2 n_4 & -m_2 n_3 \\ m_3 n_1 & m_3 n_2 & -m_4 n_3 & -m_4 n_4 \\ -m_2 n_2 & m_2 n_1 & m_1 n_4 & m_1 n_3 \\ -m_4 n_1 & -m_4 n_2 & m_3 n_3 & m_3 n_4 \end{bmatrix}$$

$$m_l = \frac{\beta_i(q \pm 1)}{2\beta_{i+1}}, \quad l = 1, 2;$$

$$m_n = \frac{\beta_i(q \pm 1)}{2}, \quad n = 3, 4$$

$$q = \frac{U_i \beta_i^2}{U_{i+1} \beta_{i+1}^2}$$

$$n_1 = \sin(\beta_i L_i), \quad n_2 = \cos(\beta_i L_i),$$

$$n_3 = \sinh(\beta_i L_i), \quad n_4 = \cosh(\beta_i L_i)$$

其中 L_i 是第*i*段梁的长度。对多段梁进行迭代,得到

$$S_N = T_{N-1} T_{N-2} \cdots T_2 T_1 S_1 \quad (5)$$

悬臂梁的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} Y_1(0) &= 0 \\ Y'_1(0) &= 0 \\ M_N(L) &= 0 \\ Q_N(L) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: $M_N(L), Q_N(L)$ 是第*N*段梁在*L*位置的弯矩和剪力。由固定端边界条件可得

$$\left. \begin{aligned} B_1 + D_1 &= 0 \\ A_1 + C_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

由自由端边界条件可得

$$\chi S_N = 0 \quad (8)$$

式中:

$$\chi = \begin{bmatrix} -U_N \beta_N^2 \sin(\beta_N L_N) & -U_N \beta_N^3 \cos(\beta_N L_N) \\ -U_N \beta_N^2 \cos(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \sin(\beta_N L_N) \\ U_N \beta_N^2 \sinh(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \cosh(\beta_N L_N) \\ U_N \beta_N^2 \cosh(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \sinh(\beta_N L_N) \end{bmatrix}^T$$

将式(5)代入式(8),得

$$\chi T_{N-1} T_{N-2} \cdots T_2 T_1 S_1 = 0 \quad (9)$$

令 $\psi = \chi T_{N-1} T_{N-2} \cdots T_2 T_1$,将式(7)代入式(9),得

$$\begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \psi_{13} & \psi_{14} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \psi_{23} & \psi_{24} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 & B_1 & -A_1 & -B_1 \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

要使 A_1 和 B_1 有非零解,则

$$\det \begin{bmatrix} \psi_{11} - \psi_{13} & \psi_{12} - \psi_{14} \\ \psi_{21} - \psi_{23} & \psi_{22} - \psi_{24} \end{bmatrix} = 0 \quad (11)$$

求解式(1)~式(11)可得圆频率 ω 的值。

如果振动管端部的球壳部分长度较小,可将其等效为端部集中质量 m_f 计算,则边界条件变为

$$\left. \begin{aligned} Y_1(0) &= 0 \\ Y_1'(0) &= 0 \\ M_N(L) &= 0 \\ Q_N(L) &= m_f Y_N(L) \omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

则

$$\chi = \begin{bmatrix} -U_N \beta_N^2 \sin(\beta_N L_N) & -U_N \beta_N^3 \cos(\beta_N L_N) - m_f \sin(\beta_N L_N) \\ -U_N \beta_N^2 \cos(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \sin(\beta_N L_N) - m_f \cos(\beta_N L_N) \\ U_N \beta_N^2 \sinh(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \cosh(\beta_N L_N) - m_f \sinh(\beta_N L_N) \\ U_N \beta_N^2 \cosh(\beta_N L_N) & U_N \beta_N^3 \sinh(\beta_N L_N) - m_f \cosh(\beta_N L_N) \end{bmatrix}^T \quad (13)$$

同上述计算过程类似,可求得圆频率。将式(10)和式(4)以及圆频率 ω 的值代入式(2)可得各段梁的振型函数,由此可计算出驱动液体受到的离心力。采用多段梁算法为

$$\begin{aligned} F &= \int_0^{L_1} \frac{\rho_l \pi R_i^2}{x} Y_1^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx + \\ &\int_{L_1}^{L_2} \frac{\rho_l \pi R_i^2}{x} Y_2^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx + \cdots + \\ &\int_{L_{N-2}}^{L_{N-1}} \frac{\rho_l \pi R_{j-N-1}^2}{x} Y_{N-1}^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx + \\ &\int_{L_{N-1}}^L \frac{\rho_l \pi R_{j-N}^2}{x} Y_N^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx \end{aligned} \quad (14)$$

式中: R_i 为振动管的内径; R_{j-N} 为第 N 段球壳的等效内径; ρ_l 为驱动液体的密度。采用端部带有集中质量梁算法为

$$\begin{aligned} F &= \int_0^{L_1} \frac{\rho_l \pi R_i^2}{x} Y_1^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx + \\ &\int_{L_1}^{L_2} \frac{\rho_l \pi R_i^2}{x} Y_2^2(x) \omega^2 \cos^2(\omega t) dx + \\ &\frac{m_f Y_2^2(L_2) \omega^2 \cos^2(\omega t)}{L_2} \end{aligned} \quad (15)$$

由于振动管通常采用金属材料制作,与之相比,压电元件在振动中更容易损坏,尤其是陶瓷元件长度较大时。为了保证泵工作的可靠性,需要满足

$$\sigma_{\max} = E_p (R_o + T_p) k(0) \leq [\sigma] \quad (16)$$

式中: $k(0) = |Y_1''(x) / \{1 + Y_1'(x)^2\}^{3/2}|$; R_o 是振动管外径; T_p 是压电元件厚度; $[\sigma]$ 是压电材料的极限应力; $E_p = 1/s_{11}^E$, s_{11}^E 是压电材料的弹性柔顺常数。由式(16)可得振型系数极限值,将其代入式(5)、式(2)可求得球壳振幅极限值。

3 泵的实验

脉动离心隔膜压电泵的原理样机如图 3 所示。压电片长度为 20 mm,宽度为 8 mm,厚度为 0.4 mm。使用导电胶粘结或电烙铁焊接将导线固定于压电片的电极上,固定位置尽量靠近压电片底部固定端边缘处,以不影响压电片与金属管的固结和系统振动为主。将橡胶隔膜粘连在泵腔上盖的腔体内,将被动式单向阀安装在泵腔底盖上,将密封垫置于泵腔上盖和泵腔底盖之间后三者固定连接在一起。金属管采用不锈钢管,内径为 2 mm,外径为 6 mm,长度为 140 mm。将金属管侧面磨平以利于压电片的连接。使用环氧树脂胶将压电片与金属管粘连在一起,保证压电片与金属管轴向平行放置,相对排列在金属管的两侧。将金属管固定在泵腔上盖的开孔上,与泵腔上盖腔内连通,伸出泵腔上盖金属管长度为 120 mm。玻璃锥壳底部开孔直径与金属管内径相等,与金属管相连后注入驱动液体,再使用乳胶薄膜将玻璃锥壳顶部密封。驱动液体和工作液体均采用去离子水。在泵腔内注满待抽液体,进口处通过塑料软管连接水源。位置相对的两个压电片沿相同极化方向放置,与金属管相接触的电极相连,外侧两个电极相连,采用一路驱动信号即可实现金属管的面内摆头运动。驱动信号如图 4 所示,整个工作周期包含吸液期和排液期两部分。单向阀的工作频率与吸排液的切换频率相一致,吸液期包含若干振动周期,即为压电元件的工作周期。泵的各组成部分的材料特性如下:振动管采用不锈钢材料,密度为

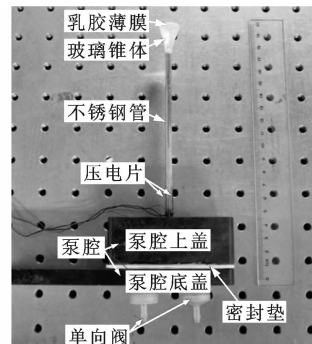
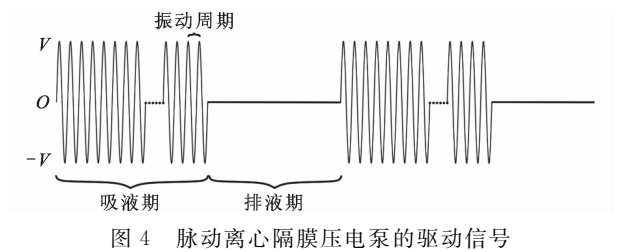
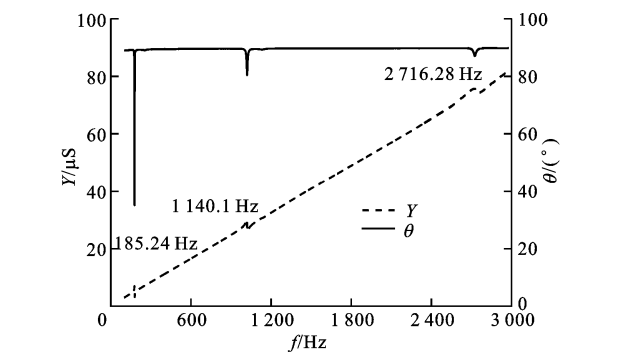


图 3 脉动离心隔膜压电泵的原理样机

7 840 kg/m³,杨氏模量为 200 GPa,泊松比为 0.28。锥壳采用玻璃材料,密度为 2 500 kg/m³,杨氏模量为 72 GPa,泊松比为 0.35。压电元件采用 PZT-4 材料,相关材料参数见参考文献[10]。



使用阻抗仪(台湾固纬 GW8101)进行了泵的频率特性测试。导纳 Y 和相角 θ 随激励频率 f 变化如图 5 所示,测量得到前 3 阶弯曲谐振频率分别为 185.24 Hz、1 104.41 Hz 和 2 716.28 Hz。由于玻璃锥体长度较大,根据之前的理论分析,将驱动部分等效为 4 段阶梯梁,得到前 3 阶弯曲谐振频率为 188.13 Hz、1 101.42 Hz 和 2 960.03 Hz,与实际测量结果较为吻合。



泵的流量背压测试装置如图 6 所示。采用精密电子秤测量连接出水口的水槽的质量变化,即可计算出平均流量,改变入口和出口水源的液位高度差来改变背压。

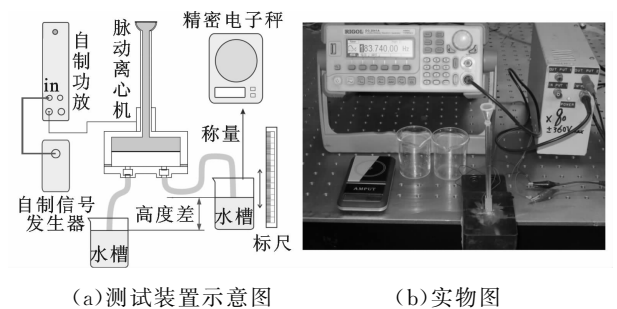
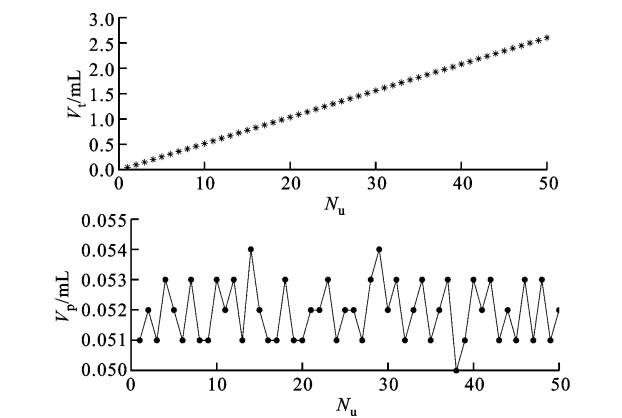


图 6 泵的流量背压测试装置示意图及实物图

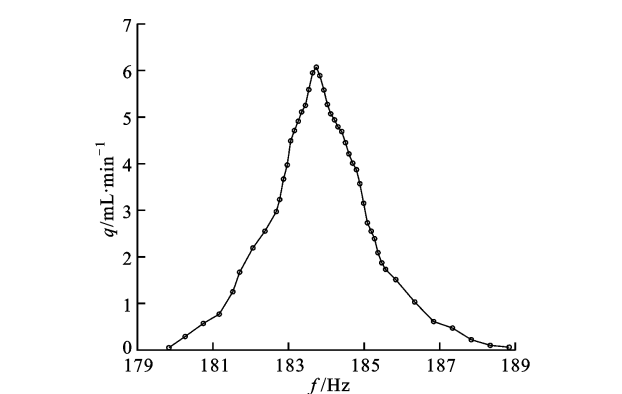
脉冲输液量 V_p 和整体输出量 V_t 随脉冲数 N_u 的变化如图 7 所示。驱动电压峰峰值为 560 V,背

压为 0.3 kPa。在一个工作周期中,吸液过程持续 0.4 s,排液过程持续 0.1 s。吸液时间是振动管顶部的弹性薄膜达到最大形变消耗的时间,排液时间是弹性薄膜的形变完全恢复的时间。振动管的振动频率为 183.74 Hz。从图 7 可以看出,脉动离心泵可以精确输出的脉冲液量均值为 0.052 mL,最大波动范围为 3.8%。

设压电陶瓷的应力极限值为 80 MPa^[11],则由式(16)可知振幅极限值为 2.3 mm。振动管端部振幅测量值为 1.5 mm,属于安全工作范围。由测量的振幅值代入式(2)可得相应振型系数的值,由式(14)可算出离心力。将弹性薄膜等效为具有固定弹性系数的弹簧,测量了在上述驱动条件下产生的薄膜形变,以及产生这种薄膜形变所需要的作用力的大小,将力除以形变得到了在这一形变下的弹性系数。经测量其弹性系数近似为 405 N/m。因此,单次抽液的泵腔体积变化量可由式 $V_p = F\pi r_c^2/k$ 得出,其中 r_c 是玻璃锥壳的大端半径,为 7 mm。求得单次抽液量为 0.052 4 mL,与实测结果较为吻合。



泵的输流量 q 随振动频率 f 的变化关系如图 8 所示。驱动电压峰峰值为 560 V,背压为 0.3 kPa。



由图 8 可见,脉动离心泵可以在 179.84 Hz 到 188.84 Hz 的频率范围内工作,流量在谐振频率 183.74 Hz 时达到最大值 6.12 mL/min。此频率较阻抗仪测量值 185.24 Hz 略有降低,是因为在吸液过程中振动体的谐振频率逐渐降低的缘故。

泵的流量 q 、背压 P 、驱动电压峰峰值之间的关系如图 9 所示。振动频率固定在 183.74 Hz,吸液过程持续 0.4 s,排液过程持续 0.1 s。驱动电压峰峰值由 400 V 增加到 560 V,间隔 80 V。由图 9 可见,流量与驱动电压峰峰值成正比,与背压成反比。在驱动电压为 560 V 时,流量达最大值 7.82 mL/min,背压达最大值 1.4 kPa。

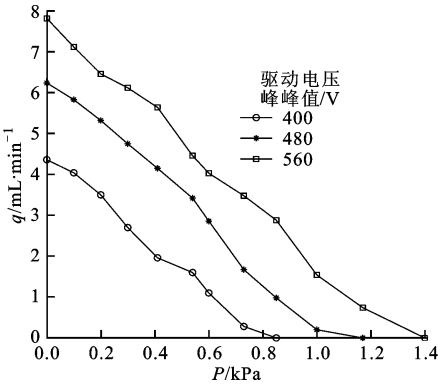


图 9 输出流量随背压和驱动电压峰峰值的变化

4 结 论

本文提出了一种新型的压电泵结构,它利用离心力作为泵的原始驱动力,由振动管驱动流道中的液体产生定向流动,带动容积泵中的变形元件产生位移,改变泵腔体积,在单向阀的作用下实现运送液体的功能。驱动部分和抽液部分分离设计,单次液体抽取量大且可长时间保持,解决了有阀压电泵中压电元件的高频特性和单向阀的低频特性不兼容的问题。由于隔离膜的作用,还可以做到无污染、耐腐蚀。阵列式结构可以满足大流量的需求。本文分析了脉动离心隔膜压电泵的工作原理和动态特性,制作了原理样机并进行了性能测试,理论分析结果与实测结果较为吻合。实验结果表明,脉动离心隔膜压电泵工作在振动管的一阶弯曲谐振频率,泵的流量随驱动电压幅值的增大而增大,随背压的增大而减小。在驱动电压峰峰值为 560 V,振动频率为 183.74 Hz,吸液周期为 0.4 s,排液周期为 0.1 s 时,泵的最大流量为 7.82 mL/min,最大背压为 1.4 kPa。

参考文献:

[1] ACCOTO D, CARROZZA M C, DARIO P. Modelling of micropumps using unimorph piezoelectric actuator and ball valves [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2000, 10(2): 277-281.

[2] ZHANG Zhonghua, KAN Junwu, WANG Shuyun, et al. Flow rate self-sensing of a pump with double piezoelectric actuators [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 41(1/2): 639-648.

[3] CHENG C H, TSENG Y P. Characteristic studies of the piezoelectrically actuated micropump with check valve [J]. Microsystem Technology, 2013(19): 1707-1715.

[4] LEE D G, OR S W, CARMAN G P. Design of a piezoelectric-hydraulic pump with active valves [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2004, 15(2): 107-116.

[5] DOLL A, WISCHKE M, SCHRAG H J, et al. Characterization of active silicon microvalves with piezoelectric membrane actuators [J]. Microelectronic Engineering, 2007, 84(5/6/7/8): 1202-1206.

[6] SEONG M, MOHANCHANDRA K P, LIN Y, et al. Development of a high flow-rate/high operating frequency nitinol MEMS valve [C] // Proceedings of the Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems. Bellingham, Washington, USA: SPIE, 2008: 69322F.

[7] CARDENAS A M, DLUTOWSKI J, BUMGARNER J, et al. Development of various designs of low-power MEMS valves for fluidic applications [J]. Sensors and Actuators: A, 2007, 136(1): 374-384.

[8] MA Yuting, KONG Fanrang, PAN Chengliang, et al. Miniature tubular centrifugal piezoelectric pump utilizing wobbling motion [J]. Sensors and Actuators: A, 2010, 157(2): 322-327.

[9] 崔灿, 蒋晗, 李映辉. 变截面梁横向振动特性半解析法 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(14): 85-88.

CUI Can, JIANG Han, LI Yinghui. Semi-analytical method for calculating vibration characteristics of variable cross-section beam [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(14): 85-88.

[10] 栾桂东, 张金铎, 王仁乾. 压电换能器和换能器阵 [M]. 北京: 北京大学出版社, 2005: 93-95.

[11] KUNA M. Fracture mechanics of piezoelectric materials: where are we right now? [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2010, 77(2): 309-326.

(编辑 武红江 荆树蓉)