排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 7 月 July 2012 | 第 30 卷 第 4 期 Vol. 30 No. 4
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.04.004

一种新型共振式气体压电泵

吴越[1]，杨志刚[1]，刘勇[1]，王龙[2]，谢海峰[1]
（1. 吉林大学机械科学与工程学院，吉林 长春 130025；2. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所，吉林 长春 130033）

摘要：针对膜片式压电泵气体驱动能力不足，被输送气体流动受阻时压电振子易发热受损，以及叠堆式共振压电泵造价高昂等问题，提出了一种以圆环状压电双晶片为动力源，通过位移放大机构驱动的新型共振式气体压电泵. 对新型共振式气体压电泵的工作原理及其位移放大原理进行了分析，建立了该泵的振动力学模型. 分析结果表明，该泵位移放大效果与压电双晶片提供的驱动位移有关，系统放大倍数与弹簧片和压电振子的刚度、系统的黏性阻尼因子及激励频率有关. 设计并制作了新型共振式气体压电泵的试验样机，使用阻抗分析及激光测量方法测试了其位移放大效果，并验证了气体输出性能. 试验表明，在 70 V 的正弦交流电压驱动下，该泵通过共振方式可将输出端位移放大至压电振子位移的 4.2 倍以上，气体输出流量可达 1 685 mL/min. 在气体流动受阻的情况下，该泵连续工作 2 000 h 无明显温升.

关键词：压电泵；共振；位移放大；压电双晶片；力学模型
中图分类号：S277.9；TH38　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2012)04-0390-05

A novel resonantly-driven piezoelectric gas pump

Wu Yue[1], *Yang Zhigang*[1], *Liu Yong*[1], *Wang Long*[2], *Xie Haifeng*[1]
(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun, Jilin 130025, China; 2. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, Jilin 130033, China)

Abstract: The pumps driven directly by piezoelectric membrane not only have a poor performance when pumping gas, but also they may be damaged with a high temperature generated by the piezoelectric membrane when the flow of gas is blocked. Even though the pumps driven by piezoelectric stack have an excellent performance, they are quite costing. To solve the problems above, a novel piezoelectric pump was presented. The pump was driven by an annular bimorph and the displacement of the diaphragm was amplified at the resonance frequency. Firstly, the working principle of the pump was described, and a mechanic model of vibration was built to clarify displacement amplification principle. The analysis shows that the amplification factor is related to the stiffness of spring lamination and piezoelectric vibrator, viscous damping coefficient of system and driving frequency. The experimental prototypes were manufactured and the experiments indicate that the amplification factor of displacement amplifier is more than 4.2 at a 70 V sinusoidal AC driving voltage, the maximum flow rate could be up to 1 685 mL/min; when the gas flow is blocked, the pump can operate continuously as long as 2 000 h without a noted temperature rise in bimorph.

Key words: piezoelectric pump; resonance; displacement amplification; bimorph; mechanic model

收稿日期：2011-12-20
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51175213)；吉林大学研究生“985 工程”创新计划项目
作者简介：吴越(1984—)，男，黑龙江望奎人，博士研究生(wuyues@163.com)，主要从事压电驱动与控制技术研究.
杨志刚(1956—)，男，吉林长春人，教授，博士生导师(通信作者，yzg@jlu.edu.cn)，主要从事压电驱动与控制技术研究.

目前对压电泵在输出流量、输出压力、输出精度等方面的研究取得了长足的进步[1-2]，工作介质从低黏度微可压缩流体扩展到大黏度液体、颗粒流和可压缩的气体，可用于生物医学、精量化学、微机电等领域，部分类型的压电泵已经具备产业化条件[3-5].

利用系统共振原理将压电振子的振动位移放大并用于驱动介质流动的装置统称为共振式压电泵. 国内尚无共振式压电泵的研究先例. 国外起步较早，1993 年日本学者申请首个共振型压电泵的专利[6]，利用共振时压电悬臂梁产生的离心力驱动液体单向流动，受结构限制，输出压力与流量均较低. 1999 年，日本东京工业大学精密与智能实验室，研制了一款由压电叠堆、泵腔、波纹管及悬臂式截止阀构成的共振式压电泵[7-9]，以水为工作介质时，最高输出流量为 6 mL/min，最大泵送压力为 160 kPa. 2007 年得克萨斯州林顿约翰逊航天中心开发成功一款隔膜型共振式压电泵[10]，同样由压电叠堆驱动，当系统处于共振状态时，压电叠堆的位移被放大 50 倍，其体积流量亦大幅增加. 2009 年，美国学者 Neill 申请了一款直驱型共振式压电泵的发明专利，驱动元件为压电叠堆[11]. 因此，从研究现状看，共振式压电泵的驱动元件以压电叠堆为主. 但压电叠堆制造工艺复杂，价格昂贵，不利于推广. 常见膜片式压电泵输送液体时效果比较理想，但不适合泵送气体. 原因有二：其一在于膜片式压电振子的变形能力有限，无法为输送气体提供足够的压缩比，因此泵送气体的能力较差；其二，压电振子工作时会有少量的热产生，而膜片式压电泵的泵腔结构相对封闭，加上其输送介质——气体的比热容较小，导热性差，因而不利于压电振子的散热，长时间工作时温度上升较快易导致其退极化或烧毁.

针对上述问题，文中提出一种新型共振式气体压电泵，该泵以圆形环状压电双晶片为驱动元件，利用共振原理将其输出位移放大，并通过辅助机构间接驱动气体流动，以提高压缩比，改善散热效果.

1　共振式气体压电泵结构与原理

共振式气体压电泵结构如图 1 所示，分为位移放大系统与泵体两部分，位移放大系统包括基座、环形压电振子、质量块、弹簧片、调整弹簧、传振杆. 其中，基座质量远大于质量块，在工作过程中起稳定作用；环形压电振子（以下简称压电振子）为驱动元件，由带孔的金属基板及黏附于两侧的环形压电晶片构成；质量块及弹簧片为主要振动元件输出位移；传振杆起支撑作用. 泵体部分包括密封圈、传振活塞、隔膜、泵腔、单向阀、出口和入口.

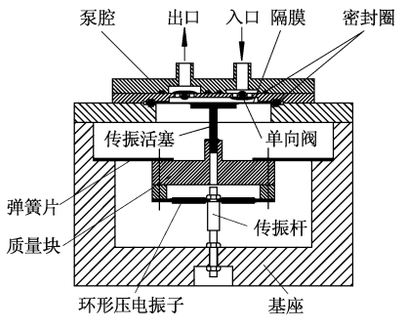


图 1　共振式气体压电泵结构

Fig. 1　Resonantly-driven piezoelectric gas pump configuration

共振式气体压电泵工作时，环形压电振子受交流电压的作用，产生微幅振动，为弹簧片、振子、基座及质量块组成的弹簧质量系统提供激励. 当激励频率达到系统共振频率时位移放大系统将产生共振，压电振子的位移被放大，并通过传振活塞作用于隔膜. 隔膜的运动迫使泵腔产生容积变化，在两个单向阀的配合下形成流体吸入与排出两个过程，当隔膜持续振动时泵腔中的流体形成单向流动，如图 2 所示.

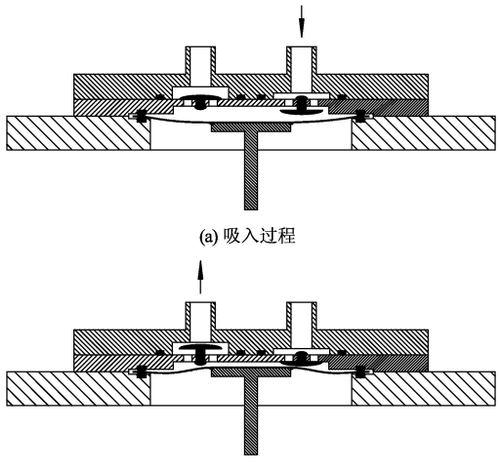


图 2　共振式气体压电泵工作原理

Fig. 2　Operating principle of resonantly-driven piezoelectric gas pump

2　共振式气体压电泵力学模型

共振式压电泵利用系统共振的原理将压电振子产生的微小位移放大，并通过隔膜驱动气体流动，其位移放大能力将直接影响泵的输出流量. 由

于系统中基座的质量远大于其他部件的质量,其振动位移接近于0. 为了简化分析过程,将弹簧片及压电振子视为理想元件,忽略其质量与振动阻尼. 传振活塞往复运动时,通过压缩或抽拉空气迫使单向阀动作,单向阀开启和关闭时又会通过气体影响活塞的运动,其过程为固-气-固之间的耦合,从实际运动效果来看,由于空气黏度很低,共振式压电泵前端无负载时耦合效果并不明显. 因此,可将单向阀及其与空气的相互作用,视为影响活塞运动的阻尼器,令其为系统等效阻尼. 因传振杆的质量远小于质量块及其附件的质量,可忽略其附加质量. 由此得到共振式气体压电泵的简化振动力学模型如图3所示. 图中:M 为包含活塞及质量块在内的系统等效质量;k_1 为弹簧片刚度;k_2 为压电振子等效刚度.

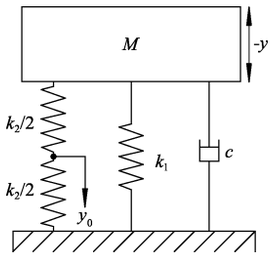


图3 共振式气体压电泵简化力学模型

Fig. 3 Resonantly-driven piezoelectric gas pump vibration model

令 ω 为压电振子的振动频率,A 为振幅,则压电振子的即时位移为 $y_0 = A\cos\ \omega t$. 设 y 为质量块的位移, $F_0 = k_2 y_0$ 为初始激励,c 为系统等效阻尼,则系统的运动微分方程为

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + \frac{k_2}{2}(y - y_0) + k_1 y = 0, \tag{1}$$

式(1)可转化为

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + \frac{2k_1 + k_2}{2}y = \frac{F_0}{2}, \tag{2}$$

其一般表达式为

$$\ddot{y} + \frac{c}{M}\dot{y} + \frac{2k_1 + k_2}{2M}y = \frac{k_2 A\cos\ \omega t}{2M}. \tag{3}$$

令 $\zeta = \frac{c}{2M\omega_n}$ 为黏性阻尼因子,$\omega_n = \sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{2M}}$ 为无阻尼时系统的共振频率,则式(3)可表示为

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{k_2 A\cos\ \omega t}{2M}. \tag{4}$$

系统稳态响应为

$$y = \frac{A}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \frac{k_2}{2k_1 + k_2}\cos(\omega t - \phi), \tag{5}$$

其中 $\phi = \arctan\left[\frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}\right]$. 系统的位移放大倍数为

$$|H(\omega)| = \frac{\frac{k_2}{2k_1 + k_2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}. \tag{6}$$

由式(6)可知,位移放大倍数与弹簧片刚度 k_1、压电振子刚度 k_2、黏性阻尼因子 ζ 和激励频率 ω 有关. 当激励频率为系统的共振频率 $\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - 2\zeta^2}$ 时,位移放大倍数达到最大,即

$$|H(\omega_d)| = \frac{k_2}{2(2k_1 + k_2)}\frac{1}{\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}}. \tag{7}$$

设隔膜的有效工作面积为 S,则共振工作频率下,每个工作循环所产生的容积变化量为

$$\Delta V = A|H(\omega_d)|S,$$

共振式压电泵共振状态下的理论流量为

$$Q = \frac{A|H(\omega_d)|S\omega_d}{2\pi}. \tag{8}$$

将式(7)代入式(8)得

$$Q = \frac{ASk_2}{2\pi c}\sqrt{\frac{1 - 2\zeta^2}{1 - \zeta^2}}. \tag{9}$$

由式(8)可知,若隔膜的横截面积 S 固定,在共振频率下,共振式压电泵的流量与位移放大倍数 $H(\omega)$、共振频率 ω_d 及振幅 A 这三者的乘积成正比. 根据测试结果,文中所用压电振子的一阶共振频率约为7 kHz, 远大于系统共振频率 ω_d,且在压电振子的一阶共振频率内,振幅 A 随着 ω 的增大而增大. 因此,在位移放大倍数不变的情况下,在单向阀的响应频率范围内,系统的共振频率 ω_d 越大,其输出流量越大. 同时,由式(7)可以看出,增大 k_2 或减小 k_1,均可提高 $|H(\omega_d)|$.

3 试 验

样机压电晶片外径为34 mm,内径为10 mm,厚度为0.6 mm. 压电振子基板外径为51 mm,内径为6 mm,厚度为0.8 mm. 质量块直径为76 mm,厚度为10 mm,材质为铸铁. 弹簧片长15.5 mm,宽10 mm,厚度为0.4 mm, 材料为弹簧钢. 隔膜直径为50 mm,厚度为0.05 mm,材质为铍青铜,隔膜与传振活塞通过环氧树脂粘接. 泵腔体高为5 mm,入口和出口均采用

伞形橡胶阀. 在 70 V 的正弦交流电压下对样机的工作性能进行测试. 试验所使用的设备主要为安捷伦 HP4294 精密阻抗分析仪、SDVC40 型数字压电调频控制器、LC-2400A 激光测微仪与气体流量测试装置.

3.1　位移放大效果测试

用精密阻抗分析仪测得样机的阻抗特性如图 4 所示，可知其一阶谐振频率为 234. 8 Hz.

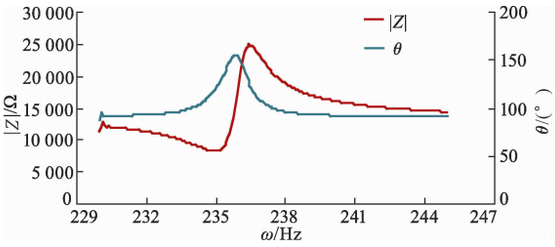


图 4　共振式气体压电泵频率阻抗特性

Fig. 4　Relationship between impedance and frequency

利用激光测微仪对隔膜片的输出位移进行了测试，结果如图 5 所示. 可以看出：当振动频率偏离共振频率时隔膜片的位移急剧减小，在共振频率点附近隔膜片的输出位移达到最大，为 137 μm；在同一支撑条件（外圆周固定支撑）下，压电振子在该电压下的最大位移为 33 μm. 由此可知，共振时压电振子的位移被放大至 4. 2 倍.

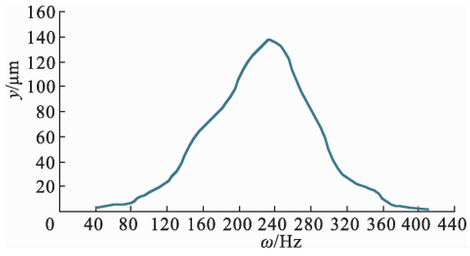


图 5　共振式气体压电泵位移放大系统频率特性

Fig. 5　Relationship between diaphragm displacement and frequency

3.2　流量频率特性

利用排水法测得共振式压电泵气体流量与频率变化关系如图 6 所示.

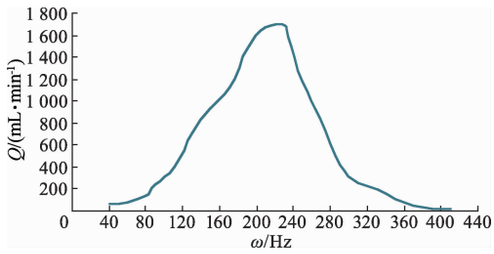


图 6　共振式气体压电泵流量频率特性

Fig. 6　Relationship between output flow rate and frequency

可以看出：与位移放大系统的频率特性相似，共振式压电泵的气体流量随频率的变化非常明显，在共振频率下流量达到最大，为 1 685 mL/min.

3.3　压电振子工作温度测试

为了检测压电振子长时间工作时的温升，在其金属基板上用导热硅胶固定一温度传感器的微测头，并将共振式压电泵的入口与出口堵塞，在连续工作 10 h 后测得压电振子温度仅上升了 0. 5 ℃，且连续工作 2 000 h 后其温度与环境温度持平. 而膜片式压电泵在管路被堵塞的情况下，5 min 之内压电振子即因温升过快而被烧毁. 由此可见，与膜片式压电泵相比，新型共振式气体压电泵解决了其驱动部件压电振子的发热问题.

4　结　论

1）理论分析表明，共振式气体压电泵压电振子的位移放大效果与弹簧片刚度 k_1、压电振子刚度 k_2、黏性阻尼因子 ζ 和激励频率 ω 有关.

2）通过系统共振的方式可以将压电振子的微小位移动态放大，且其频率特性与一般共振系统相符，提出的结构在 234. 8 Hz 的共振频率下将位移放大至 4. 2 倍.

3）以共振的方式构造的新型压电泵可以用于气体输送，其气体流量的频率特性与位移放大的频率特性基本相符，230 Hz 时流量最大，利用排水法测得最高气体流量为 1 685 mL/min.

4）在管路被堵塞，气体无法流动的情况下，膜片式压电泵的压电振子容易因温升过快被损毁，而新型共振式气体压电泵的压电振子连续工作 2 000 h无明显温升.

参考文献（References）

[1] 温建明，程光明，阚君武，等. 主动阀压电泵阀体分析[J]. 排灌机械工程学报，2010，28(3)：224－227.
Wen Jianming, Cheng Guangming, Kan Junwu, et al. Study on valve body of piezoelectric pump with active valve[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 224－227. (in Chinese)

[2] Ma H K, Hou B R, Wu H Y, et al. Development and application of a diaphragm micro-pump with piezoelectric device [J]. Microsystem Technologies, 2008, 14: 1001 －1007.

[3] 阚君武，唐可洪，邵承会，等. 压电液压马达的性能分析与测试[J]. 哈尔滨工程大学学报，2010，31(8)：1072－1078.

Kan Junwu, Tang Kehong, Shao Chenghui, et al. Performance analysis of a piezohydraulic motor[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2010, 31(8): 1072 – 1078. (in Chinese)

[4] 孙晓锋, 杨志刚, 姜德龙, 等. 两种双腔串联压电泵结构设计与性能比较[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 31 – 34.
Sun Xiaofeng, Yang Zhigang, Jiang Delong, et al. Structural design and performance comparison of two kinds of piezoelectric pump with two chambers in series [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1): 31 – 34. (in Chinese)

[5] Senousy M S, Li F X, Mumford D, et al. Thermo-electro-mechanical performance of piezoelectric stack actuators for fuel injector applications[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2009, 20(4): 387 – 399.

[6] 深津博一, 田中博幸. バイモルフ振動子共振型ポンプ: 日本, 5 – 126036[P]. 1993 – 05 – 21.

[7] Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Shinichi Yokota. Resonantly driven piezoelectric micropump fabrication of a micropump having high power density[J]. Mechatronics, 1999, 9(5): 687 – 702.

[8] Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Yoshihiro Naksasu, et al. A resonantly-driven piezoelectric micropump for microfactory[C] // Proceedings of the Irish Credit Management Training 2002. Kitakyushu: Tokyo Institute of Technology, 2002: 417 – 422.

[9] Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Shinichi Yokota, et al. Development of micromachines using improved resonantly-driven piezoelectric micropumps [C] // Proceedings of the Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control. [S. l.]: International Academic Publishers Word Publishing Corporation, 2003: 536 – 541.

[10] Lyndon B. Diaphragm pump with resonant piezoelectric drive [DB/OL]. 2007 – 09 – 01. [2011 – 12 – 17]. http: // www. techbriefs. com/component/content/article/2182.

[11] Neill O C. Piezoelectric fluid pump: America, 10833838[P]. 2009 – 02 – 03.

(责任编辑 陈建华)

泵专业经典著作 *Hydrodynamics of Pumps* 中文版出版

由美国加州理工学院终身教授 Christopher Earls Brennen(克里斯托弗·E·布伦南)教授所著的泵专业经典著作 *Hydrodynamics of Pumps* 中文版由江苏大学出版社于2012年6月正式出版,精装本和平装本同步发行. 加州理工学院在2011年《泰晤士高等教育》世界大学排行榜上名列第一. 原著于1994年由 Concepts ETI 公司和牛津大学出版社联合出版,后有日语版和波斯语版发行,且在日本早稻田大学和台湾成功大学等世界知名高校中被用作教科书或参考书. 2011年由剑桥大学出版社再版发行,该书为剑桥大学出版社2011版的中文版. 该书重点关注与旋转机械内液体流动相关的特有现象和设计问题,全书共10章:第1 – 2章介绍空化、非定常流动、透平机械以及泵设计基础和性能原理等内容;第3 – 7章分析流动特性、空化参数及空化初生、空泡动力学、空化对泵性能的影响;第8 – 10章讨论泵内的非定常流动和振动. 该书插图丰富并含有大量实例,可作为流体机械及工程和相关专业本科生教材,同时可供研究生及泵从业人员参考.

该书由江苏大学流体机械工程技术研究中心潘中永副研究员翻译,中译名为《泵流体力学》,Christopher Earls Brennen 教授亲自为中文版作序,并期望“Chinese – speaking engineers around the world will find benefit in this translation and will use the knowledge so gained to advance the welfare of all the people of the world”.

(徐云峰)