

柔性驱动式压电活塞气体压缩机的设计与试验

王建涛, 赵丁选, 杨皓仁, 蔡帅, 张乾成

引用本文:

王建涛, 赵丁选, 杨皓仁, 等. 柔性驱动式压电活塞气体压缩机的设计与试验[J]. *光学精密工程*, 2020, 28(10): 2267–2275.

WANG Jian-tao, ZHAO Ding-xuan, YANG Hao-ren, et al. Structure and performance of piezoelectric piston gas compressor with flexible drive[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(10): 2267–2275.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.37188/OPE.20202810.2267>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

铍型开槽式阀压电泵的设计

Design of cymbal shape slotted valve based piezoelectric pump

光学精密工程. 2017, 25(11): 2914–2922 <https://doi.org/10.3788/OPE.20172511.2914>

变正压力非对称夹持惯性压电旋转驱动器

Piezoelectric inertial rotary actuator with variable normal pressure and asymmetric gripper

光学精密工程. 2015, 23(5): 1365–1371 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152305.1365>

直激式压电风能捕获器的性能分析与实验

Performance analysis and test of blowing-type PZT wind energy harvester

光学精密工程. 2016, 24(5): 1087–1092 <https://doi.org/10.3788/OPE.20162405.1087>

气体耦合式宽带/低频压电振动俘能器

Wideband/low frequency piezoelectric vibration energy harvester based on pneumato-coupling

光学精密工程. 2015, 23(2): 497–503 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152302.0497>

三棱柱阻流体无阀压电泵的设计与试验

Design and experiment of valveless piezoelectric pump with triangular prism bluff body

光学精密工程. 2016, 24(2): 327–334 <https://doi.org/10.3788/OPE.20162402.0327>

文章编号 1004-924X(2020)10-2267-09

柔性驱动式压电活塞气体压缩机的设计与试验

王建涛^{1,3}, 赵丁选^{2*}, 杨皓仁², 蔡帅¹, 张乾成¹

(1. 燕山大学 车辆与能源学院, 河北 秦皇岛 066004;

2. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004;

3. 燕山大学 机械工程博士后流动站, 河北 秦皇岛 066004)

摘要: 为了提高容积式压电流体驱动器的气体驱动能力, 提出了一种柔性驱动式压电活塞气体压缩机, 并从理论与试验两个方面对气体压缩机的工作特性进行研究。建立了柔性支撑压电振子的振动模型, 并通过仿真获得了驱动频率及电压对压电振子振动特性的影响规律。将柔性支撑压电振子与活塞式泵腔结合, 构造一种柔性驱动式压电活塞气体压缩机, 建立气体压缩机的流量及压力计算模型, 获得腔高和活塞振幅等参数对压缩机输出性能的影响规律。结果表明, 利用系统共振原理可以提高压缩机的气体驱动性能, 同时存在最佳的系统结构参数使压缩机性能最优。在此基础上进行相关试验, 试验结果表明: 压缩机的气体输出流量和压力与驱动电压近似成线性关系, 且受驱动频率影响明显, 当系统工作在共振状态时系统输出性能最佳。设定压电振子的驱动电压为 220 V, 此时测得压缩机的气体输出流量和压力分别为 190 mL/min 和 20.3 kPa。

关键词: 压电振子; 共振; 活塞; 柔性支撑; 压缩机

中图分类号: TH321 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20202810.2267

Structure and performance of piezoelectric piston gas compressor with flexible drive

WANG Jian-tao^{1,3}, ZHAO Ding-xuan^{2*}, YANG Hao-ren², CAI Shuai¹, ZHANG Qian-cheng¹

(1. School of Vehicles and Energy, Yan Shan University, Qinhuangdao 066004, China;

2. School of Mechanical Engineering, Yan Shan University, Qinhuangdao 066004, China;

3. Postdoctoral Research Station of Mechanical Engineering, Yan Shan University,

Qinhuangdao 066004, China)

* Corresponding author, E-mail: zdx@ysu.edu.cn

Abstract: In this paper, a piezoelectric piston gas compressor with a flexible drive is proposed to improve the gas driving capacity of a volumetric piezoelectric fluid driver. The operation characteristics of the gas compressor are theoretically and experimentally studied. A vibration model of the flexible support piezoelectric vibrator is developed. The effects of driving frequency and voltage on the vibration characteristics of the piezoelectric vibrator are analyzed through simulations. The flexible support

收稿日期: 2020-03-02; **修订日期:** 2020-04-20.

基金项目: 中国博士后基金资助项目 (No. 2019M661050); 河北省博士后择优资助项目 (No. B2019003022); 河北省高等学校科学技术研究项目资助 (No. QN2020238); 燕山大学博士基金资助项目 (No. BL18052)

piezoelectric vibrator is combined with a piston pump cavity to construct a piezoelectric piston gas compressor with a flexible drive. A flow-pressure calculation model of the gas compressor is developed to analyze the influences of cavity height and piston amplitude on the compressor output performance. The system resonance principles can improve the gas drive performance of the compressor. In addition, certain structural parameters of the system can optimize the compressor performance. Test results show that the gas output flow and pressure of the compressor are approximately linearly related to the driving voltage and significantly affected by the driving frequency. The best system output performance is obtained when the system operates in the resonance state. When the driving voltage of the piezoelectric vibrator is 220 V, the gas output flow rate and pressure of the compressor are 190 mL/min and 20.3 kPa, respectively.

Key words: piezoelectric vibrator; resonance; piston; flexible support; compressor

1 引言

微型流体驱动器在医疗、生物化工、航空航天及微电子系统等领域有着广泛的应用需求^[1-4],随着压电陶瓷材料性能不断提升采用压电材料驱动的微型流体驱动器在国内外受到广泛关注,相关研究报导不断涌现,如压电液压马达^[5-6]、压电喷射阀^[7-8]、压电泵^[9-13]及压电混合器^[14-15]等。压电泵利用压电致动器的高频振动直接或间接地驱动流体,可以实现对流体精确地定量输送与控制。根据流体驱动方式的不同,压电泵可分为容积式压电泵^[11-12]和非容积式压电泵^[13]。其中,压电隔膜泵是一种常见的容积式压电泵,具有结构简单、性能稳定和流量控制精度高等优势,根据需求可以采用多腔串联,多腔并联和多腔混联等流体驱动形式。

压电隔膜泵经过数十年的研究和发展,研究重点从最初的压电流体驱动机理与控制技术的基础研究逐步向以特定使用环境及应用对象为目标的实用化方向发展。吉林大学刘国君等人采用多腔串联压电隔膜泵研制胰岛素泵^[16],并进行了动物临床试验。浙江师范大学陈松等人提出组合式压电驱动计算机芯片水冷系统^[2],并对多种串联与并联组合方式的压电隔膜泵进行了工作性能研究。美国国家卫生研究院的 Yassert Anis 等人利用压电驱动器的微小位移驱动泵腔隔膜^[17],研制成可以拾取单个微粒或细胞的精密移液器。国立台湾大学的研究人员在压电隔膜泵的泵腔中引入导向肋结构^[18],优化压电隔膜泵的自吸能力和输

出流量。

目前,关于容积式压电隔膜泵的研究主要集中在液体驱动,而有关气体驱动的压电隔膜泵的研究较少。由于气体和液体在压缩性、黏度、密度和流动性质等方面存在较大差异,使得压电隔膜泵在气体驱动方面存在很多困难尚待解决。有关压电气体驱动的研究主要集中在共振型压电隔膜泵,通过构造大振幅共振系统,提高泵腔中的气体压缩比,优化气体驱动性能。2012年,吉林大学开发出一款具有较大泵腔容积变化量的共振型压电气泵,采用圆环形双晶片压电振子作为共振型压电气泵的驱动装置^[19]。在驱动方式上,将驱动单元与泵腔单元分离并构造了一个两自由度振动系统,并利用系统共振提高泵腔隔膜的振幅,进而提高泵腔中的气体压缩比。在此基础上该实验室研究人员进一步简化振动系统结构,提出一种紧凑型共振式压电气体隔膜泵^[20],通过简化共振系统的机械结构,使得共振型压电气泵得到进一步缩小。这类利用压电振子间接驱动泵腔隔膜的共振型压电气泵具有振幅大和易散热等优点,但是由于弹性泵腔隔膜在振动系统中受到自身结构的影响,很大程度上限制了泵腔隔膜的运动,使得泵腔的容积变化量很难得到进一步提高。

针对上述问题,本文提出一种采用柔性支撑压电振子直接驱动泵腔活塞的柔性驱动式压电活塞气体压缩机,利用活塞和活塞套的动密封配合构造气体压缩腔体,并注重研究其共振状态下的气体压缩能力,为提高容积式压电泵的气体驱动能力提供新的思路。

2 压缩机的结构及工作原理

图 1 是本文设计的柔性支撑压电振子的结构示意图,压电振子由一个 60Si2Mn 弹簧钢基板和粘接在一侧的方形压电陶瓷组成。金属基板的周边采用镂空的设计,并将其四角固定安装在振子托架上,进而对方形压电振子形成柔性支撑的结构,降低压电振子的振动约束并使振动过程中的变形集中在镂空区域。该种结构的压电振子可以通过将整体拆解成多段梁的结构分别求解计算其刚度,自身刚度调节方法简便。同时,柔性支撑的金属基板可以提高压电振子的机械性能,对压电陶瓷起到保护作用。

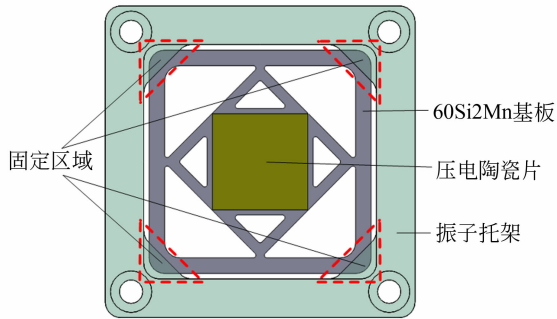


图 1 柔性支撑压电振子

Fig. 1 Piezoelectric vibrator based on flexible support

图 2 展示了压电活塞气体压缩机的整体结构,它分为压电驱动单元和活塞泵腔单元两部分。其中压电驱动单元由方形压电振子和振子托架构成,且方形压电振子是压电驱动单元的核心部件,在正弦波电压信号驱动下可以产生周期性往复振动,驱动活塞泵腔单元的活塞实现上下往复运动。活塞泵腔单元包括活塞、活塞套、中间支架、泵体、密封圈、进气阀、出气阀等部件,各部件相互配合形成一个密闭泵腔,且活塞与活塞套配合面经过研磨等精密加工工艺处理而实现精密配合,使两者之间可以相互自由滑动同时保证密封,泵体采用有机玻璃板加工制作,其底面加工有气体进出口单向阀安装阀座,进气阀和出气阀采用单向被动截止阀,并可直接装配到进出口阀座限位卡槽中。

压电活塞气体压缩机泵送气体的工作原理如图 3 所示,方形压电振子在正弦波电压作用下产生周期性的往复振动,通过调整驱动频率使其与

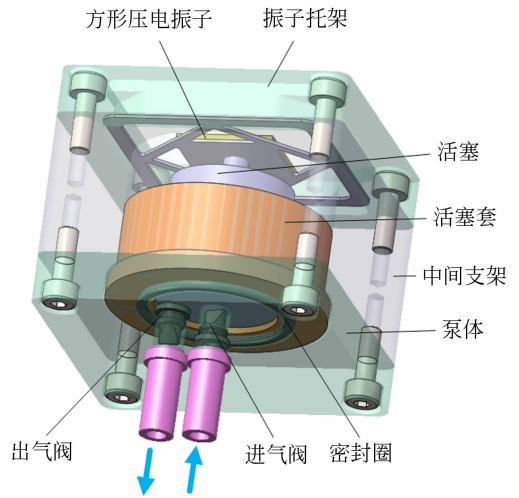


图 2 压缩机总体结构图

Fig. 2 Structure of the compressor

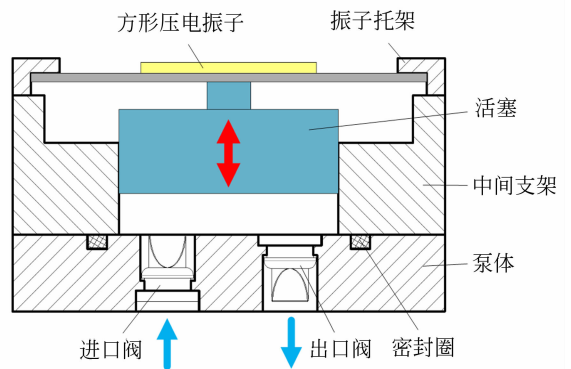


图 3 压缩机工作原理图

Fig. 3 Schematic diagram of compressor

压缩机系统的固有频率相等,进而实现压缩机在共振状态下工作,此时方形振子中心振幅最大并以此驱动活塞上下往复运动。当活塞向上运动时,泵腔内气体压强降低并驱使进气阀打开出气阀关闭,这时气体通过入口流入泵腔;当活塞向下运动时,泵腔内气体压强增大并使进气阀关闭出气阀打开,这时气体通过出口排出泵腔,如此往复实现气体的连续驱动。

3 压缩机工作特性分析

3.1 柔性支撑压电振子仿真分析

本文选用 PZT5 型压电陶瓷与 60Si2Mn 金属基板粘接制作气体压缩机的压电驱动单元。当交变电场作用于压电陶瓷时,压电陶瓷的横

向和纵向会发生微小的伸缩变形, 压电振子利用自身结构将此变形放大后向外输出位移和力。下面利用商用软件 Ansys 对柔性支撑压电振子的振动特性进行仿真分析, 探究柔性支撑条件下方形压电振子的位移输出特性。压电陶

瓷片粘接在金属基板的几何中心且认为两者是刚性粘接, 压电振子的四角采用固定约束, 将压电陶瓷上下表面作为电极并施加交变驱动电压。通过仿真分析得到压电振子的前四阶振动模式, 如图 4 所示。

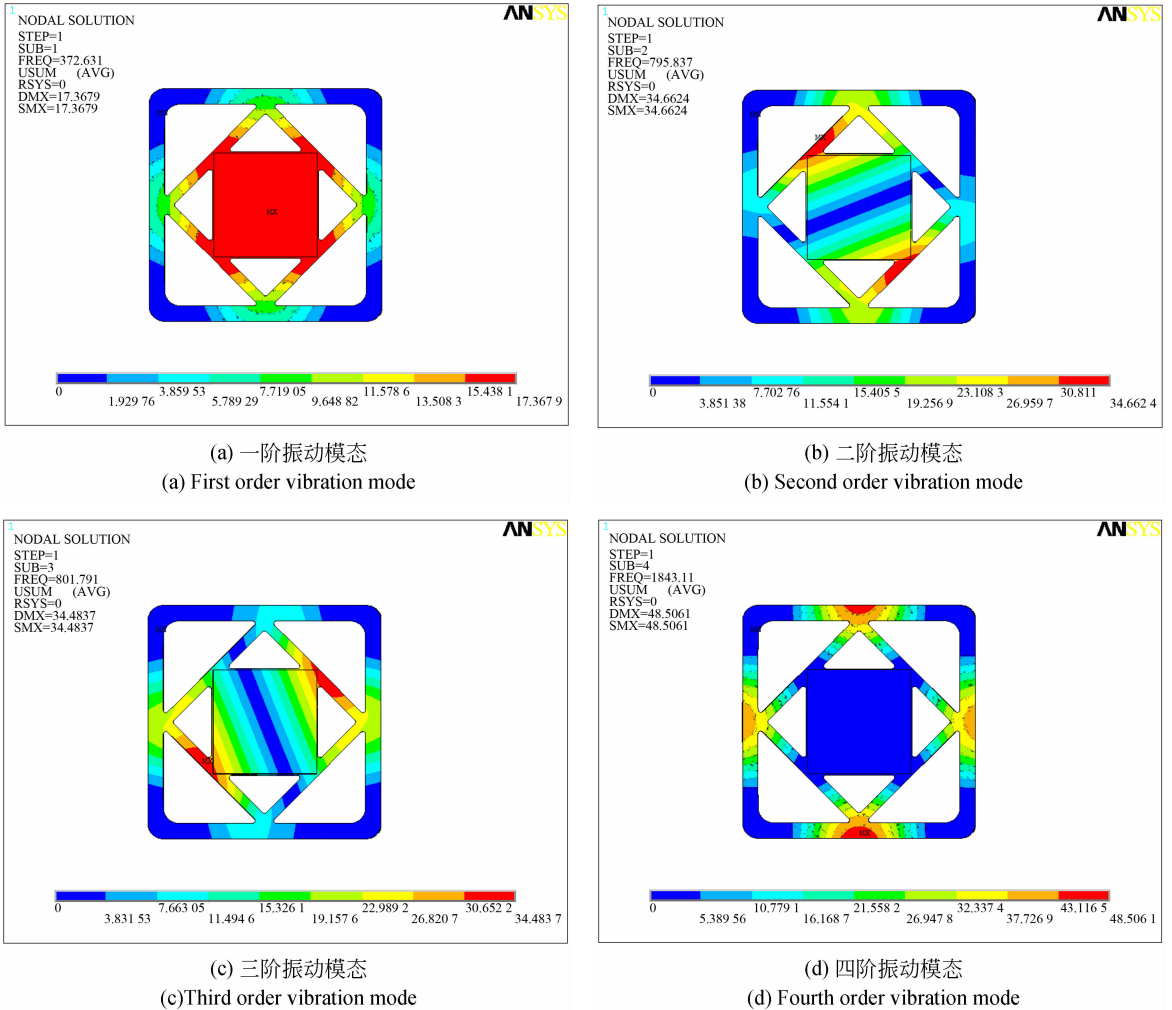


图 4 压电振子的振动模式

Fig. 4 Vibration mode of the vibrator

通过对比分析可知, 压电振子的第一阶振动模式最适合于压电活塞气体压缩机的驱动, 其几何中心振幅最大且主要为上下平动。压电振子的一阶谐振频率为 372.6 Hz, 其应变主要集中在金属基板的周边区域, 而压电陶瓷与金属基板粘接部分应变较小, 该柔性支撑方式一方面可以对压电陶瓷起到保护作用, 进而提高系统工作可靠性, 另一方面可以在不改变压电陶瓷和金属基板之间的匹配关系的情况下自由调整压电振子的刚度, 进而使其成为气体压缩机振动系统刚度的重要调

节部件。

3.2 系统动力学模型

压电活塞气体压缩机利用系统共振将压电振子的振幅放大后驱动泵腔活塞, 提高压缩机的泵腔容积变化量, 优化其输出性能。下面建立压电活塞气体压缩机振动系统的动力学模型, 研究系统参数对振动系统的固有频率、位移放大系数以及气体驱动能力的影响规律。

图 5 为压缩机的简化动力学模型, M 为方形压电振子与活塞的等效质量, k_0 为方形压电振子

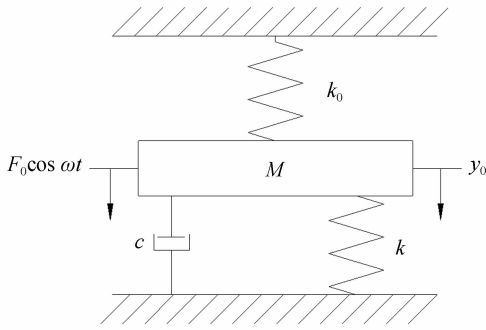


图 5 压缩机的动力学模型

Fig. 5 Dynamic model of the compressor

的等效刚度, k 为泵腔中气体的等效刚度, 忽略振动系统中弹性元件的材料阻尼, 而将流体与流道之间的相互作用等效为阻尼 c , y_0 是方形压电振子/活塞的振动位移, F_0 为方形压电振子驱动力的幅值, ω 为电信号驱动频率。

压缩机系统的运动微分方程为:

$$M\ddot{y}_0 + c\dot{y}_0 + (k_0 + k)y_0 = F_0 \cos \omega t, \quad (1)$$

式中 $F_0 \cos \omega t$ 为方形压电振子中心的输出力。

由公式(1)可得系统的固有频率:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_0 + k}{M}}. \quad (2)$$

压缩机系统稳态响应:

$$y_0 = \frac{F_0 \cos \omega t}{(k + k_0) \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}, \quad (3)$$

式中 $\zeta = \frac{c}{2M\omega_n}$ 为阻尼比。

静力 F_0 作用下的活塞位移:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k + k_0}. \quad (4)$$

则由公式(3)和公式(4)计算得到系统振幅放大系数:

$$\frac{Y_0}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}, \quad (5)$$

式中 Y_0 为系统中活塞振动的幅值。

由系统振幅放大系数计算公式(5)可知, 当电信号驱动频率 $\omega = \omega_n$ 时, 系统共振, 此时振幅放大系数取得极大值。由于振动系统阻尼的存在, 使振动系统的振幅放大系数受到限制。对于利用活塞与活塞套的动密封作用构造的气体往复压缩泵腔, 减小活塞与活塞套之间的干摩擦阻尼可以降低

低振动系统的能量损耗, 增大活塞振动的幅值, 进而提高压缩机的气体驱动性能。

压缩机的活塞泵腔直径和腔高是影响系统气体驱动性能的关键参数, 建立压缩机气体输出流量和压力的理论计算模型, 对其关键参数进行分析。设压缩机的活塞直径为 d , 泵腔初始腔高为 h , 则可计算出理想情况下, 压缩机的气体输出流量:

$$Q = \frac{1}{2} \lambda \pi d^2 \omega Y_0, \quad (6)$$

式中 λ 为流量系数, 它是由容积系数、压力系数、温度系数和密封系数综合影响的压缩机系统气体驱动流量参数。

当压缩机已经确定时, 上述参数只有容积系数具有较大的调节范围, 且容积系数:

$$\lambda_v = 1 - \alpha(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1), \quad (7)$$

式中: α 为相对余隙, ϵ 为压缩比, m 为热力过程指数。

压缩机活塞泵腔中气体的压缩比:

$$\epsilon = \frac{h + Y_0}{h - Y_0}. \quad (8)$$

进一步可以计算理想状态下压缩机的极限输出压力:

$$P_{\max} = \frac{h + Y_0}{h - Y_0} P_0, \quad (9)$$

式中 P_0 为压缩机入口的气体压力。

通过上面对压缩机气体输出流量和极限压力的分析计算可知, 活塞的振幅是一个关键参数, 通过构建一个高性能的机械振动系统并利用共振原理获得更大的系统振动位移, 对提升压缩机的气体驱动能力至关重要。同时在共振频率的选择上考虑单向阀频率响应的滞后性, 选取合适的系统工作频率, 通过公式(2)可以对气体压缩机的共振频率进行初步设计计算。在保证压缩机系统在共振状态大振幅位移输出的同时, 为提高压缩机的气体驱动性能, 需综合考虑压缩机的输出流量和压力与活塞泵腔的直径和高度之间的影响关系, 上述参数之间存在最佳的匹配关系, 并结合试验研究压缩机高性能输出的关键参数影响规律。

4 试验测试与分析

为进一步获得压电活塞气体压缩机泵送气体

时的输出性能与驱动频率、电压和泵腔高度间的关系,搭建了如图 6 所示的试验测试系统,试验仪器主要包括信号发生器(驱动频率调节范围 0~25 MHz)、功率放大器、示波器、测力计(测量精度为 ± 0.1 N)、皂膜流量计、数字压力计和 LC-2400A 型激光测微仪等。试验样机主要由柔性支撑压电振子和活塞式泵腔单元组成,通过改变两者之间的安装位置就可以实现样机泵腔高度的调整。样机的主要结构参数见表 1。

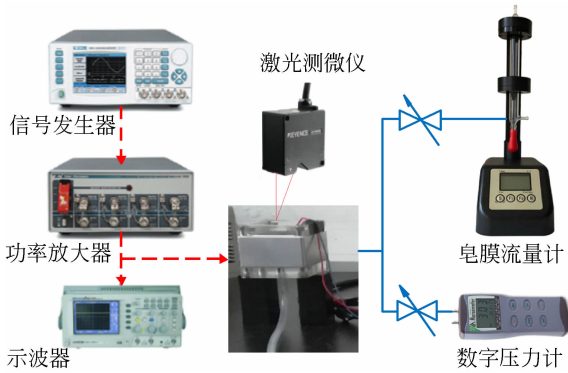


图 6 试验样机及测试系统

Fig. 6 Compressor and test system

表 1 压电活塞气体压缩机的结构参数

Tab. 1 Parameter values of the compressor (mm)

类型	参数/材料
外形尺寸	60×60×50
泵体材料	PMMA
压电陶瓷尺寸	20×20×0.6
压电陶瓷类型	PZT5
基板尺寸	45×45×0.4
基板材料	60Si2Mn
活塞直径	25
驱动信号波形	正弦波

4.1 压电振子输出特性实验

柔性支撑压电振子利用中心振动位移驱动活塞运动,采用实验方法对本文选用的柔性支撑压电振子几何中心的静态输出位移和输出力进行测试,结果如图 7 所示。压电振子几何中心的输出位移和输出力与驱动电压近似成线性关系,两者随着驱动电压的增大而增大。

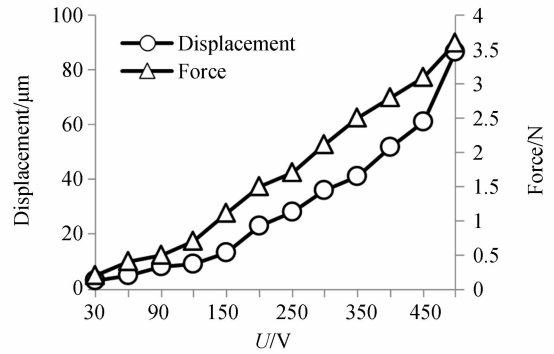


图 7 压电振子静态输出特性

Fig. 7 Static characteristics of the vibrator

根据前面柔性支撑压电振子振动模态的仿真分析结果可知,在一阶谐振状态下其几何中心的振幅最大,且主要为上下平动,气体压缩机利用此点的输出力驱动活塞运动。设定电源驱动电压为 220 V,并通过试验测试柔性支撑压电振子中心振动位移的幅频特性,结果如图 8 所示。在驱动频率为 350 Hz 时,压电振子的振幅出现了极大值 502.606 μm ,可以判断柔性支撑压电振子在该驱动频率下发生共振,这与仿真得到的一阶谐振频率 372.6 Hz 较为接近。

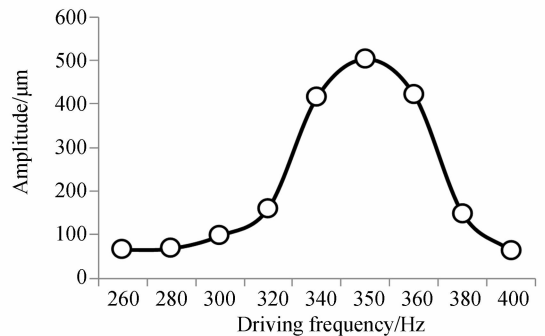


图 8 压电振子动态输出特性

Fig. 8 Dynamic characteristics of the vibrator

4.2 压缩机振动系统的幅频特性实验

在无负载工况下对压电活塞气体压缩机振动系统的幅频特性进行试验研究。设定驱动电压为 220 V,改变驱动频率并通过激光测微仪测试活塞的振幅。测试结果如图 9 所示,随着驱动频率的增大,振动系统中活塞的振幅先随之增大,再随之减小。在驱动频率为 136 Hz 时,压电振子和活塞的振幅取得极大值 0.328 705 mm,此时系统共振。上述试验结果说明,压电活塞气体压缩机振

动系统受驱动频率影响明显,且工作在共振状态时系统可以获得最佳的位移输出性能,进而可以提高气体压缩机的气体驱动能力。

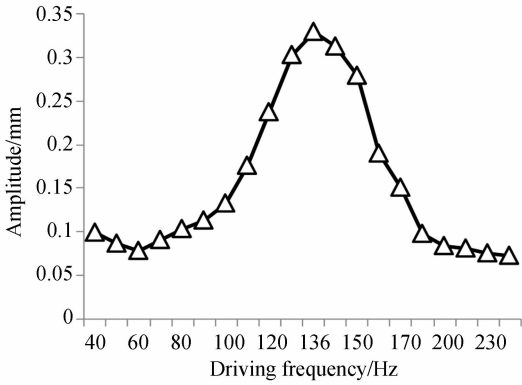


图 9 压缩机振动系统幅频特性

Fig. 9 Amplitude-frequency characteristics of the compressor

4.3 压缩机的腔高优化试验

压电活塞气体压缩机泵腔单元中的活塞底面和泵体之间相互平行,通过平板缝隙流模型进行分析可知,腔高是影响压电活塞气体压缩机气体流经泵腔间隙时压降的关键参数,在泵腔高度较小时,气体流经泵腔缝隙时所产生的压降与缝隙高度的平方成反比,因此过小的腔高会增加流体在流道系统中的流动阻力。相反,腔高过大会降低泵腔压缩比,使得压缩机在单个工作周期中对驱动气体不能得到有效地压缩和增压,导致压缩机气体驱动能力下降。在前面对压缩机气体驱动性能分析计算的基础上,选定七种腔高制作气体压缩机样机,腔高分别为 0.4 mm,0.6 mm,0.8 mm,0.9 mm,1.2 mm,1.6 mm 和 2 mm,通过实验研究腔高对压缩机输出性能的影响规律。设定电源驱动电压为 220 V,调整驱动频率以使样机工作在共振状态,压缩机的气体输出流量和压力测试结果如图 10 所示,对比图中两曲线的变化趋势可以发现,压缩机的输出流量随着泵腔高度的增加先增大后逐渐趋于稳定,腔高为 2 mm 时压缩机取得最大流量 190 ml/min。而随着腔高的增大,压缩机的输出压力呈现先增大后减小的趋势,腔高为 1.2 mm 时压缩机取得最大输出压力 20.3 kPa。增大腔高使压缩机对泵腔中气体的压缩比减小,进而使其输出压力降低。

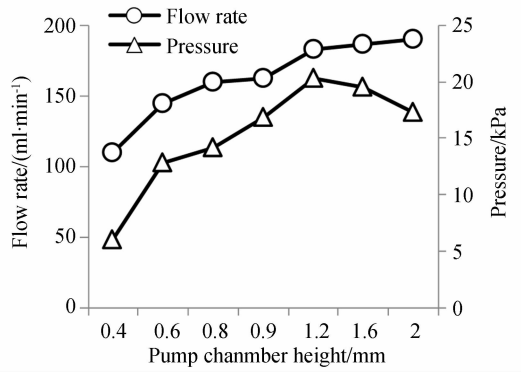


图 10 不同腔高的压缩机性能

Fig. 10 Output performance under different chamber height

4.4 压缩机的输出特性试验

压电活塞气体压缩机自身振动系统可以简化为单自由度振动系统,需要外界特定频率的激励电源驱动工作,当外界驱动频率与自身固有频率相等时,系统共振并获得最佳的气体驱动性能。下面通过实验测试压缩机在不同驱动频率下的气体输出流量和压力,具体结果如图 11 所示。设定驱动电压为 220 V,当驱动频率调节到 145 Hz 附近时系统发生共振,并取得最大输出流量和压力:184.5 ml/min 和 17.5 kPa。系统工作性能受到驱动频率影响,并表现出明显的谐振特性,在谐振频率范围内,压缩机换能效率较高,但频率稍有偏移压缩机性能急剧下降,为进一步增大压缩机高性能工作频率带宽,可以通过选取合适的材料与结构设计增大压电振子的阻尼,使之能在较宽的频率范围内处于基本共振状态,拓宽压缩机高效工作频率带宽,增强其对不同工作环境的适应能力。

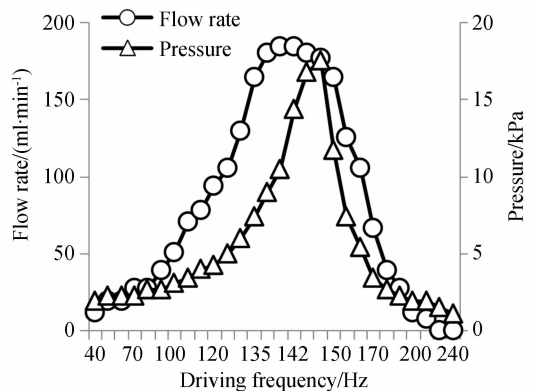


图 11 输出性能频率特性曲线

Fig. 11 Frequency characteristic curve

前面已经通过实验验证了柔性支撑压电振子的输出位移和输出力与驱动电压的线性关系,可以通过驱动电压精确控制压电振子的输出位移和力。下面对压电活塞气体压缩机气体驱动性能与电压的关系进行测试分析,首先调整驱动频率,使其工作在系统共振状态,再调整驱动电压并测试样机的气体输出压力和流量,结果如图 12 所示。压缩机输出流量和压力与驱动电压近似成线性关系,可以通过驱动电压有效控制压缩机的气体驱动性能。

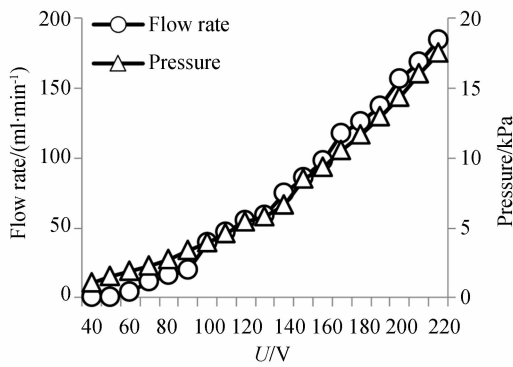


图 12 输出性能的电压特性曲线

Fig. 12 Voltage characteristic curve

5 结 论

为提高容积式压电流体驱动器的气体驱动能力,提出一种柔性驱动式压电活塞气体压缩机,建立其振动系统的动力学模型,并对柔性支撑压电振子和压缩机输出特性进行分析计算与试验。理论模型表明,柔性支撑压电振子在一阶谐振状态下其几何中心振幅最大且主要为上下平动,压电振子的应变主要集中在金属基板的周边区域,而压电陶瓷与金属基板粘接部分应变较小,该柔性支撑方式可以对压电陶瓷起到保护作用。试验验证了正弦波电压驱动下柔性支撑压电振子中心的输出位移和输出力与驱动电压的线性关系特性。制作气体压缩机样机并对其气体驱动性能进行测试,试验发现压缩机的气体驱动性能受驱动频率影响明显,当驱动频率与系统固频率接近相等时,系统发生共振并取得最佳输出性能。并且压缩机的气体驱动性能与电源驱动电压近似成线性关系,可以通过驱动电压有效控制压缩机的气体驱动能力。设定压缩机的驱动电压为 220 V,通过试验测得压缩机的气体输出流量和压力分别为 190 ml/min 和 20.3 kPa。

参考文献:

- [1] WANG Y N, FU L M. Micropumps and biomedical applications-A review [J]. *Microelectronic Engineering*, 2018, 195:121-138.
- [2] 陈松,王淑云,谢心怡,等. 组合式压电芯片水冷系统[J]. *光学精密工程*, 2018, 26(5):1140-1147. CHEN S, WANG SH Y, XIE X Y, *et al.*. Practical research on computer chip water cooling system with combined piezoelectric pump unit [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(5):1140-1147. (in Chinese)
- [3] 刘本东,张震,李德胜. 微泵的分类及其研究的最新进展[J]. *北京工业大学学报*, 2018, 44(6):812-824. LIU B D, ZHANG ZH, LI D SH. Review on micro pump for microfluidics [J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2018, 44(6):812-824. (in Chinese)
- [4] ZHANG J H, WANG Y, HUANG J. Advances in valveless piezoelectric pump with cone-shaped tubes [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 30(4):766-781.
- [5] QIAN C P, CHEN S, WANG J T, *et al.*. A piezoelectric hydraulic linear motor with velocity self-monitoring [J]. *Sensors and Actuators A Physical*, 2020, 306.
- [6] DENKENA B, HÜLSEMAYER L, BERGMIEIER M. Performance of a piezo-hydraulic fine positioning device: Experimental analyses with a scaled model [J]. *Production Engineering*, 2017, 11(4-5):613-619.
- [7] LU S, CHAI B, LIU Y, *et al.*. The experimental study on the influence factors in adhesive dispensing dot diameter of impact jetting valve [J]. *IEEE Transactions on Components Packaging & Manufacturing Technology*, 2016, 6(2):1-5.
- [8] 顾守东,杨志刚,江海,等. 压电驱动液压放大式喷射系统[J]. *光学精密工程*, 2015, 23(6):1627-1634. GU SH D, YANG ZH G, JIANG H, *et al.*. Piezoelectric driven hydraulic amplification jetting system

- [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(6):1627-1634. (in Chinese)
- [9] WANG J T, ZHAO X L, CHEN, X F, *et al.*. A piezoelectric resonance pump based on a flexible support. *Micromachines*, 2019, 10(3):169.
- [10] 赵丽清, 纪晶. 新型无阀泵机理与试验验证[J]. *光学精密工程*, 2019, 27(12):2639-2649.
ZHAO L Q, JI J. Principle and experimental verification of valve-less pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2019, 27(12):2639-2649. (in Chinese)
- [11] DAUA V T, DINH T X. Numerical study and experimental validation of a valveless piezoelectric air blower for fluidic applications[J]. *Sensors & Actuators B Chemical*, 2015, 221:1077-1083.
- [12] LIU C, ZHU Y. Simulation and experimental study of direct spray type piezoelectric air pumps based on synthetic jet[J]. *Microsystem Technologies*, 2019, 25(12):4445-4454.
- [13] WADA Y, KOYAMA D, NAKAMURA K. Acoustic streaming in an ultrasonic air pump with three-dimensional finite-difference time-domain analysis and comparison to the measurement [J]. *Ultrasonics*, 2014, 54(8):2119-2125.
- [14] 王记波, 刘国君, 马祥, 等. 无阀压电泵驱动的集成式微混合器[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(1):92-99.
WANG J B, LIU G J, MA X, *et al.*. An integrated micro-mixer driven by valveless piezoelectric pump[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(1):92-99. (in Chinese)
- [15] NAM J, LI M, C S. Micromixing using swirling induced by three-dimensional dual surface acoustic waves (3D-dSAW)[J]. *Sensors and Actuators B Chemical*, 2018, 255(3):3434-3440.
- [16] LIU G J, SHEN C L, YANG Z G, *et al.*. A disposable piezoelectric micropump with high performance for closed-loop insulin therapy system [J]. *Sensors and Actuators A Physical*, 2010, 163(1):291-296.
- [17] ANIS Y, MELDRUM D. Static and transient response analysis of a piezoelectric actuator driven diaphragm pico-liter pump[C]. *IEEE Ras & Embs International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, IEEE, 2012:652-656.
- [18] MA H K, CHEN R H, HSU Y H. Development of a piezoelectric-driven miniature pump for biomedical applications [J]. *Sensors & Actuators A Physical*, 2015, 234:23-33.
- [19] WU Y, LIU Y, LIU J F, *et al.*. An improved resonantly driven piezoelectric gas pump [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 27(3):793-798.
- [20] WANG J T, LIU Y, SHEN Y H, *et al.*. A resonant piezoelectric diaphragm pump transferring gas with compact structure. *Micromachines*, 2016, 7(12):1-9.

作者简介:



王建涛(1988—),男,辽宁绥中人,讲师,博士,2011年于青岛科技大学获学士学位,2014年和2018年于吉林大学分别获得硕士学位和博士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械等方面研究。E-mail: wjt@ysu.edu.cn

通讯作者:



赵丁选(1965—),男,河南濮阳人,教授,博士生导师,1985年于西安冶金建筑学院获得学士学位,1988年和1992年于吉林工业大学分别获得硕士学位和博士学位,现为燕山大学校长,主要从事工程机器人、复杂机械系统动力学及仿真等方面的研究。E-mail: zdx@ysu.edu.cn