

文章编号 1004-924X(2012)05-1002-07

## 基于流固耦合作用的压电液压振动俘能器

李 征<sup>1</sup>, 万 杰<sup>1</sup>, 阚君武<sup>1,2\*</sup>, 王淑云<sup>3</sup>, 杨志刚<sup>1</sup>, 程光明<sup>2</sup>

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022;

2. 浙江师范大学 精密机械研究所, 浙江 金华 321004;

3. 浙江师范大学 数理与信息工程学院, 浙江 金华 321004)

**摘要:**提出一种基于流固耦合作用的压电液压振动俘能器来实现低频、高强度振动能量回收。介绍了俘能器的系统构成及工作原理并进行了理论及试验研究。理论分析结果表明,压电液压俘能器的性能是由环境振动频率/振动强度、液压缸/压电振子的结构性参数、流体容积/特性以及系统背压(蓄能器预置压力)等多种要素共同决定的,仅当各要素配置合理时才能实现压电液压俘能器的预期功能。采用外径为60 mm、厚度为0.9 mm的双晶压电振子及外径为16 cm、长度为100 cm液压缸制作了试验样机,并以水为工作介质进行了不同频率/背压/激励器振幅条件下的试验测试。试验结果表明,存在最佳工作频率(8 Hz)使压电液压俘能器输出电压最大,且输出电压随系统背压及液压缸振幅的增加而增加。其它条件不变时,0.4 MPa背压下的输出电压是背压0.2 MPa时的1.65倍。

**关键词:**压电-液压;俘能器;流固耦合;振动能量;能量回收

**中图分类号:** TN384 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20122005.1002

## Piezo-hydraulic energy harvester based on solid-fluid coupling vibration

LI Zheng<sup>1</sup>, WAN Jie<sup>1</sup>, KAN Jun-wu<sup>1,2\*</sup>, WANG Shu-yun<sup>3</sup>,  
YANG Zhi-gang<sup>1</sup>, CHENG Guang-ming<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China;

2. Institute of Precision Machinery, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China

3. College of Mathematics Physics and Information Engineering, Zhejiang Normal University,  
Jinhua 321004, China)

\* Corresponding author, E-mail: jutkjw@yahoo.com.cn

**Abstract:** A Piezo-hydraulic Energy Harvester (PHEH) was presented based on solid-fluid coupling vibration to harvest low-frequency and high-level vibration energy, and its structure as well as working principle were introduced. With an established energy-conversion model, the influence factors on the piezo-hydraulic harvester were analyzed. The theoretic results show that the output performance of the PHEH depends on the vibration frequency/level, the structure and size of piezodisc/cylinder, liquid volume/performance, and system backpressure. The desired performance can not be achieved unless the above parameters are matched well. By a piezodisc with a diameter of 60 mm and a thick-

收稿日期: 2011-12-12; 修订日期: 2012-02-14.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51075371, 51175478); 浙江省自然科学基金资助项目(No. Y4110315, Y1110529)

ness of 0.9 mm and a cylinder with a diameter of 16 cm and a length of 100 cm, a PHVI was fabricated and tested by taking water as liquid medium at different frequencies/backpressures/exciter-amplitudes. The test results suggest that there is an optimal vibration frequency (8 Hz) for the PHEH to achieve the maximal output voltage, which rises with the increasing of backpressure and vibration level. In the case of unvaried other parameters, the achieved voltage from the PHEH under 0.4 MPa is 1.65 times that under 0.2 MPa.

**Key words:** piezo-hydraulic; energy harvester; solid-fluid coupling; vibration energy energy harvesting

## 1 引言

为满足微功率电子产品及微小型远程传感、埋植监测系统的自供电需求、避免大量废弃电池污染环境等问题,基于电磁、静电、热电、电容、压电等原理的微小型俘能器(亦称微型发电装置、发电机、或能量回收、捕获器等)的研究已经成为国内外该领域的前沿热点<sup>[1-3]</sup>。每种类型的微型俘能器都具有其自身的优势和适用领域,压电俘能器的优势在于结构简单、易于制作和实现结构上的微小化与集成化等,故适用范围更广,采用压电俘能器进行储能供电的方法已逐步用于传感器、健康监测及无线发射系统等领域<sup>[2-5]</sup>。除了作为上述微功率电子器件的电源外,压电俘能器还可用于振动控制系统的能量供应,即基于同步开关的能量回收技术的自供电减振系统<sup>[6-7]</sup>。为实现这一目标,必须提高俘能器的发电能力和能量转换效率,以实现实时的供电需求(无需储能);同时,也要降低俘能器的固有频率、拓宽频带宽度,使其与环境频率相适应。显然,目前普遍采用单体压电梁和压电片的俘能器在发电量和频率两方面都无法满足这一需求。通过增加集中质量和压电振子数量的方法虽可在一定程度上降低频率、拓宽频带<sup>[8]</sup>,但因压电陶瓷较脆(受力或变形过大时易碎),无法用于振动冲击、强度较大及使用空间受限的场合,如直升机螺旋桨摆动、航空器表面振动、火箭发射隔振、汽车悬架减振等。

针对压电俘能装置应用受限的现状,本文提出一种基于压电流体耦合振动的新型压电液压俘能器,该俘能器借助液压流体介质传递运动与动力实现多振子的联合发电,构造大功率、低频发电装置,为自供能压电液压振动控制技术的进一步研究提供前期基础。以双晶圆形压电振子构造的

压电液压俘能器为例,建立了能量回收系统的理论分析模型、制作了样机并进行了测试,证明了压电液压俘能器原理的可行性。

## 2 压电液压振动俘能器结构及原理

本文提出一种基于流体介质转换运动(传递动力)的压电液压俘能器,其通过多压电振子的联合作业提高发电能力。图1为薄片型压电振子构成的压电液压俘能器,主要由液压缸、蓄能器、压电换能器(压电振子+流体腔)、截止阀及连接管路等构成。当液压缸活塞受振动主体作用上下振动时,液压缸上、下腔的流体压力将交替增加或减小,进而带动换能器内的压电振子产生弯曲变形,并将机械能转换成电能。与单体压电振子构成的振动能量俘能器不同,本文利用流体与压电体的耦合作用实现运动的转换与能量传递,故可实现多压电振子联合发电,尤其适用于低频、大振幅振动的能量捕获。

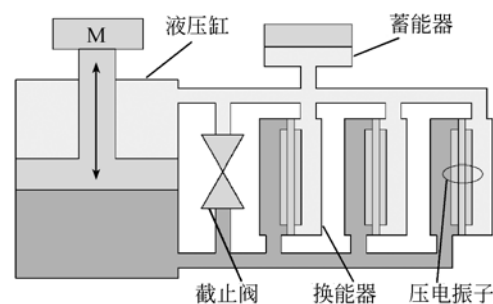


图1 压电液压俘能器结构及原理图

Fig. 1 Structure of piezohydraulic vibration isolator

对于图1所示的压电液压俘能器,可通过调节集中质量M或蓄能器压力使液压缸活塞处于某一平衡位置(截止阀开启),此时  $Mg = p_0(S_1 - S_2)$ ,其中M为集中质量、g为重力加速度,  $p_0$ 为

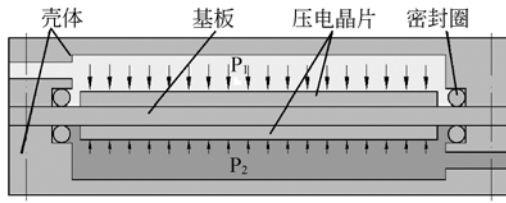


图 2 压电电压换能器结构

Fig. 2 Structure of piezohydraulic transducers

蓄能器压力,  $S_1$ 、 $S_2$  分别为液压缸上下腔的横截面积。当液压缸活塞静止(无振动)时,压电振子两侧所受流体压力相等、不发生弯曲变形;而当外界振动使液压缸活塞离开平衡位置后,活塞及压电振子两侧的流体压力将发生变化。以液压缸活塞向上运动为例,根据流体体积模量的定义可得液压缸上、下腔流体压力变化量<sup>[9]</sup>

$$\Delta p_1 = \beta_c \frac{\Delta V_1}{V_1} = \beta_c \frac{AS_1 - \Delta V_p}{V_1}, \quad (1)$$

$$\Delta p_2 = \beta_c \frac{\Delta V_2}{V_2} = \beta_c \frac{AS_2 - \Delta V_p}{V_2}, \quad (2)$$

式中,  $\beta_c$  为流体的等效体积模量,  $V_1$ 、 $V_2$  分别为压力为  $p_0$  时上下腔连通域流体的原始体积,  $\Delta V_1$ 、 $\Delta V_2$  分别为上下腔连通域流体体积变化量,  $\Delta V_p$  为液压缸活塞振幅, 为压电振子弯曲变形所引起流体体积变化量, 且有

$$\Delta V_p = 2\pi \int_0^R \omega(r) r dr, \quad (3)$$

式中,  $R$  为压电振子直径,  $\omega(r)$  为压电振子的弯曲变形曲线。根据板壳理论及压电学知识, 圆形薄片压电振子在均布流体压力作用下的变形曲线受其结构尺寸(单晶、双晶, 压电晶片与基板的厚度及直径比)、边界条件(简支、固支)、以及压电晶片与基板材料的影响。对于图 2 所示的压电振子, 由板壳理论可得其弯曲变形曲线为<sup>[10]</sup>

$$\omega(r) = \frac{p(R^2 - r^2)}{64D_c} \left[ \frac{5 + \nu_c}{1 + \nu_c} R^2 - r^2 \right], \quad (4)$$

式中,  $D_c = \frac{E_c h^3}{12(1 - \nu_c^2)}$  为压电振子的等效弯曲刚度, 其中  $h$  为压电振子的总厚度,  $\nu_c$  为压电振子等效泊松比,  $E_c$  为压电振子的等效弹性模量。

将式(4)代入式(3)得

$$\Delta V_p = \frac{\pi p R^6}{192 D_c} \frac{7 + \nu_c}{1 + \nu_c}. \quad (5)$$

根据公式(1)、(2), 压电振子两侧流体压力分别为  $p_1 = p_0 + \Delta p_1$  和  $p_2 = p_0 - \Delta p_2$ , 则使压电振子发生弯曲变形的流体压力为

$$p = p_1 - p_2 = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \beta_c \left[ \frac{AS_1 - \Delta V_p}{V_1} + \frac{AS_2 - \Delta V_p}{V_2} \right], \quad (6)$$

根据式(5)、(6), 解得

$$p = \frac{\beta_c A \left[ \frac{S_1}{V_1} + \frac{S_2}{V_2} \right]}{1 + \frac{\pi \beta_c R^6}{192 D_c} \frac{7 + \nu_c}{1 + \nu_c} \left[ \frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right]}, \quad (7)$$

当采用双活塞杆液压缸、且液压缸上下腔连通域的容积相等 ( $S_1 = S_2$ ,  $V_1 = V_2$ ) 时, 上式简化为

$$p = \frac{16 E_c h^3 \beta_c AS}{V [8 E_c h^3 + \pi \beta_c R^6 (1 - \nu_c) (7 + \nu_c)]}. \quad (8)$$

### 3 压电振子的机电能量转换原理

根据材料弹性理论及压电学知识, 压电振子弯曲变形时其应力、应变及电场强度关系为

$$T_1 = \frac{E_p}{1 - \nu_p^2} (S_1 + \nu_p S_2) - \frac{g_{31} E_p}{1 - \nu_p} D_3, \quad (9)$$

$$T_2 = \frac{E_p}{1 - \nu_p^2} (S_2 + \nu_p S_1) - \frac{g_{31} E_p}{1 - \nu_p} D_3, \quad (10)$$

$$E_3 = -g_{31} (T_1 + T_2) + \beta_{33}^T D_3, \quad (11)$$

式中,  $T_1$  和  $T_2$  分别为径向和切向应力,  $S_1 = z \frac{d^2 \omega}{dr^2}$  和  $S_2 = \frac{z}{r} \frac{d\omega}{dr}$  分别为径向和切向应变,  $g_{31}$  为压电电压常数;  $D_3$  和  $E_3$  分别为  $z$  方向的电位移和电场强度,  $\nu_p$  为压电材料的泊松比,  $E_p$  为压电材料的弹性模量,  $\beta_{33}^T = 1/\epsilon_{33}^T$  为介电隔离率;  $\epsilon_{33}^T = 1 - 300\epsilon_0$ , 是  $z$  向介电常数。

根据式(4)、(9)~(11), 可进一步求得压电晶片的电场强度

$$E_3 = \beta_{33}^S D_3 + \frac{g_{31} E_p p z}{8 D_c (1 - \nu_p)} \left[ \frac{3 + \nu_c}{1 + \nu_c} R^2 - 2r^2 \right], \quad (12)$$

式中,  $\beta_{33}^S = \beta_{33}^T \left[ 1 + \frac{2 g_{31}^2 E_p}{\beta_{33}^T (1 - \nu_p)} \right]$ 。

对于本文所采用的双晶片电学并联压电振子, 电场及外力同时作用下的电压为

$$U = \int_{h_m/2}^{h_p+h_m/2} E_3 dz = \alpha \beta_{33}^S h D_3 + \frac{p \alpha g_{31} E_p h^2}{16 D_c (1 - \nu_p)} \left[ \frac{3 + \nu_c}{1 + \nu_c} R^2 - 2r^2 \right], \quad (13)$$

上式可改写成电位移的表达式,即

$$D_3 = \frac{U}{\alpha \beta_{33}^S h} - \frac{\rho \alpha g_{31} E_p h}{16 \alpha \beta_{33}^S D_c (1 - \nu_p)} \left( \frac{3 + \nu_c}{1 + \nu_c} R^2 - 2r^2 \right), \quad (14)$$

式中,  $\alpha = h_p/h$ ,  $h_p$  为压电晶片厚度。

将电位移对面积积分,可得压电晶片电极上生成的电荷量。因电极处于等位面上,电压不随压电振子半径而变化,则两个并联压电晶片产生的电荷量为:

$$Q = 2 \int_0^R 2\pi D_3 r dr = C_t U - \frac{3\pi g_{31} E_p (1 - \nu_c) R^4}{\beta_{33}^S E_c (1 - \nu_p) h^2} p, \quad (15)$$

式中,  $C_t = 2\pi R^2 / (\alpha \beta_{33}^S h)$  为双晶压电振子的自由电容。上式为外力及外电场同时存在时的电荷计算公式,对于压电发电装置而言,外加电场为  $U = 0$ ,故外力单独作用时产生的电荷为

$$Q_g = -\frac{3\pi g_{31} E_p (1 - \nu_c) R^4}{\beta_{33}^S E_c (1 - \nu_p) h^2} p, \quad (16)$$

根据电荷与电压的关系及公式(8),压电振子在流体力作用下产生的开路电压为

$$U_g = -\frac{Q_g}{C_t} = \frac{3\alpha g_{31} E_p (1 - \nu_c) R^2 p}{2E_c (1 - \nu_p) h} \frac{24\alpha g_{31} E_p \beta_c AS R^2 h^2}{V(1 - \nu_p) \left[ \frac{8E_c h^3}{(1 - \nu_c)} + \pi \beta_c R^6 (7 + \nu_c) \right]}, \quad (17)$$

式(16)、(17)表征的是压电振子一次弯曲变形时产生的电荷及电压。当液压缸连续振动(频率为  $f$ )时,所产生的电能为

$$E_g = \frac{1}{2} f C_t U_g^2 = \frac{\pi \alpha f R^6 h^3}{\beta_{33}^S} \times \left\{ \frac{24 g_{31} E_p \beta_c AS}{V(1 - \nu_p) \left[ \frac{8E_c h^3}{(1 - \nu_c)} + \pi \beta_c R^6 (7 + \nu_c) \right]} \right\}^2. \quad (18)$$

式(16)~(18)给出了压电液压俘能器输出电荷、电压及能量与相关系统要素的相互关系,表明压电液压俘能器的性能是由环境振动频率、振动强度、液压缸、压电振子的结构性能参数、流体容积/特性以及系统背压(蓄能器预置压力)等多种要素共同决定的。因此,压电液压俘能器设计中应统筹考虑相关要素的影响,仅当各要素配置合理时才能实现压电液压俘能器的预期功能。下面通过试验的方法研究激励频率、系统背压以及激振器电压

(振幅)对压电液压俘能器性能的影响规律。

## 4 试验测试与分析

为证明压电液压俘能器原理的可行性,设计制作了试验样机并进行了测试,测试系统如图3所示。主要试验仪器包括 HEV-5 型激振器、HEAS-5 型功率放大器和 DS5042M 型数字存储示波器、蓄能器及压力表等。试验中激振器激励电压为正弦信号,流体介质为水。试验所用的固定参数为:  $p_0 = 0.4$  MPa,激振器输入电压  $U_a = 6$  V,液压缸缸体内径及长度分别为 16 cm 和 100 cm,活塞杆直径为 8 mm,双晶压电振子外径为 60 mm、厚度为 0.9 mm,其中晶片及基板厚均为 0.3 mm。

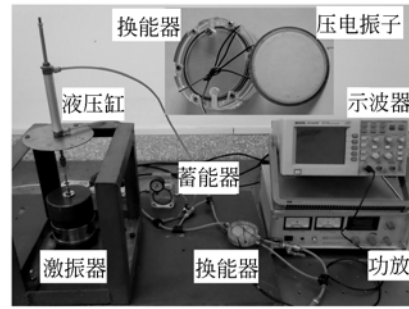


图3 压电液压俘能器及试验测试系统

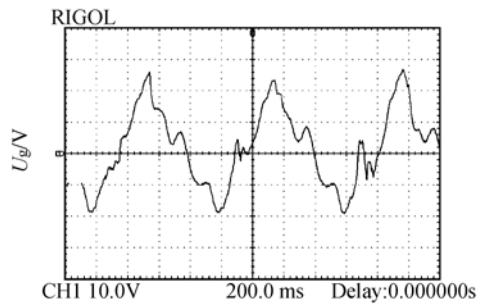
Fig. 3 Piezohydraulic harvester and test system

与以往单体压电振子构造的压电俘能器不同,本文提出基于流体介质传递运动与动力的压电液压俘能器,以实现多个压电振子联合发电、降低其最佳工作频率。由于实际流体自身的可压缩性和系统内可能残存的空气,因此压电液压俘能器的响应速度、频率特性都将发生很大变化,输出电压的波形与激励振动波形可能存在一定的差异。

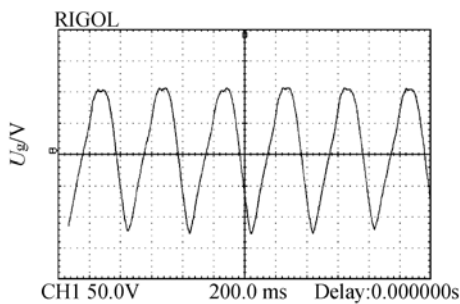
图4、图5给出了不同背压及激励频率时压电液压俘能器输出的电压波形图。对比图中电压波形不难发现,激励频率、系统背压较低时,输出电压波形不规则(非光滑正弦波曲线);随着激励频率及背压增加,输出电压波形渐趋光滑,背压增至 0.4 MPa、频率增至 5 Hz 时(图 5c),输出电压波形为标准的正弦波。上述现象可能是由于工作中流体的可压缩性引起的;背压及频率较低时,液压缸活塞首先将流体压缩(流体压力增加、且增速较慢),仅当压力大于压电振子弹力时压电振子

才产生弯曲变形,故压电振子变形滞后于液压缸活塞运动;当系统背压及频率较高时,流体可压缩性降低(或不可压缩)、流体压力增速较快,压电振子变形与液压缸振动趋于同步(即响应速度快),因此输出电压波形规则、平稳。

对比图 4、图 5 中的曲线还可发现,频率相同时俘能器输出电压随背压增加而增加,如 2.5 Hz 时 0.2/0.4 MPa 背压所对应的峰-峰值电压分别约为 45/225 V,5 Hz 时 0.2/0.4 MPa 背压所对应的峰-峰值电压分别约为 100/350 V;背压相同时,俘能器输出电压随频率增加而增加:0.2 MPa 时 2.5/5 Hz 所对应的峰-峰值电压分别约为 45/100 V,0.4 MPa 时 2.5/5 Hz 所对应的峰-峰值电压分别约为 225/350 V。由此可以断定,系统背压对压电液力俘能器的输出电压-频率特性亦有较大影响。



(a) 0.2 MPa

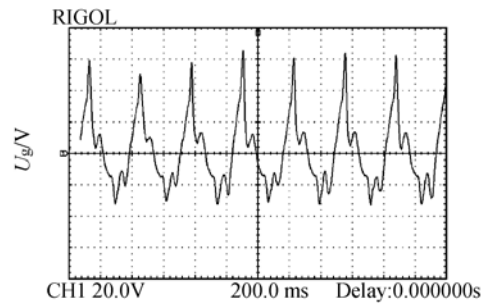


(b) 0.4 MPa

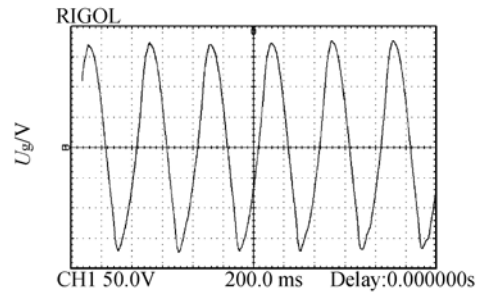
图 4 激励频率 2.5 Hz 时不同背压下俘能器的电压波形

Fig. 4 Voltage waveforms at 2.5 Hz and different backpressures

图 6 为压电液力俘能器的输出电压-频率特性曲线。图中曲线表明,存在最佳的激励频率使压电液力俘能器的输出电压最大,激励频率过高



(a) 0.2 MPa



(b) 0.4 MPa

图 5 激励频率 5 Hz 时不同背压下俘能器的电压波形

Fig. 5 Voltage waveforms at 5 Hz and different backpressures

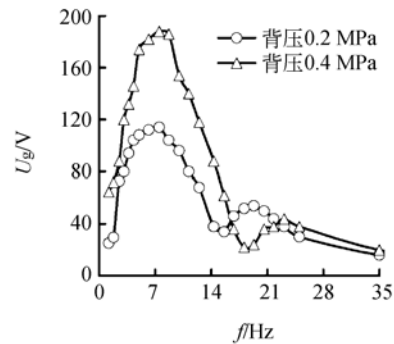


图 6 压电液力俘能器输出电压与激励频率的关系

Fig. 6 Output voltage from piezohydraulic harvester vs driving frequency of vibration exciter

或过低都使输出电压大幅度降低,这与单体圆形及悬臂梁型发电装置的频率特性相同;此外,系统背压仅对输出电压影响较大,而对最佳频率的影响较小。背压为 0.2 MPa 和 0.4 MPa 时的最佳频率均在 8 Hz 左右,而后者所对应输出电压约为前者的 1.65(188/114)倍。这充分表明,提高系统背压可有效地提高压电液力俘能器的发电能

力。在本文的试验条件下,试验所获得压电液压俘能器的最佳频率为8 Hz左右,远低于压电振子自身的固有频率(数千 Hz),故基于压电流体耦合振动的压电液压俘能器可实现低频振动能量的回收(环境频率通常仅几~几十 Hz)。

试验中利用激振器直接激励液压缸,因此液压缸振幅及压电振子的发电量均随激振器输入电压的增加而增加(频率固定时二者应为线性关系)。故理论上压电液压俘能器输出电压应与激振器激励电压成正比(结合公式18)。图7给出了系统背压为0.2 MPa、不同激励频率时俘能器输出电压与激振器激励电压之间的关系。图中曲线表明,俘能器输出电压随激振器激励电压增加而增大,这与理论分析的结论较一致;但激励频率不同时,输出电压随激振器电压的增加幅度不同。当激励频率为俘能器最佳频率(8 Hz)或接近最佳频率(3 Hz)时,俘能器输出电压与激振器激励电压呈较好的线性关系;但当激励频率远

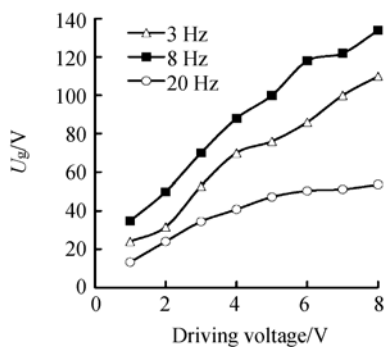


图7 背压0.2 MPa时俘能器输出电压与激振器激励电压的关系

Fig. 7 Output voltage from harvester vs driving voltage of vibration exciter at backpressure of 0.2 MPa

离俘能器最佳频率(20 Hz)时,俘能器输出电压与激振器激励电压呈非线性关系:输出电压先随激励电压线性增加,当激励电压增至3.5 V左右时,输出电压随激励电压增幅开始减小。这种非线性关系可能是由流体自身的可压缩性、吸振性及响应滞后性所引起的。

## 5 结论

提出了一种基于压电流体耦合振动的压电液压俘能器,建立了其能量回收特性的理论模型,获得了相关要素对俘能器输出电荷量、电压及能量的关系。设计制作了试验样机,测试分析了激励频率、系统背压以及激振器输入电压等对俘能器输出电压的影响规律。结果表明:(1)增加系统背压有助于提高俘能器的输出电压幅值及响应速度(电压波形光滑),背压0.4 MPa时俘能器输出电压达188 V,是背压0.2 MPa时的1.65倍,故可通过提高系统背压提高压电液压俘能器的发电能力;(2)存在最佳激励频率使俘能器输出电压最大,且最佳工作频率受系统背压影响较小,试验所得最佳频率为8 Hz左右,可用于低频振动能量回收;(3)当激励频率为最佳工作频率或在最佳工作频率附近时,俘能器输出电压与激振器激励电压呈较好的线性关系。

利用压电流体耦合振动的方法构造压电液压俘能器尚属新的研究课题,其发电能力/效率/动态特性及其影响因素均有待于进一步深入系统地研究。本文通过试验方法证明了这种新型能量回收原理的可行性,为压电液压能量回收技术、尤其是基于能量回收的自供能压电液压振动控制技术的研究提供了借鉴。

## 参考文献:

- [1] HARB A. Energy harvesting: State-of-the-art [J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(10): 2641-2654.
- [2] SAADON S, SIDEK O. A review of vibration-based MEMS piezoelectric energy harvesters [J]. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(1): 500-504.
- [3] KHALIGH A, ZENG P, ZHENG C. Kinetic energy harvesting using piezoelectric and electromagnetic technologies-State of the art [J]. *IEEE Transactions on*

*Industrial Electronics*, 2010, 57(3):850-860.

- [4] JI H, MA Y, QIU J, et al.. Optimal design of high efficiency piezoelectric energy harvester [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(12):2346-2351.
- [5] 唐刚,刘景全,马华安,等. 微型压电振动能量采集器的研究进展 [J]. *机械设计与研究*, 2010, 26(4): 61-64.
- TANG G, LIU J Q, MA H A, et al.. A survey on research of micro piezoelectric vibration energy harvesters [J]. *Machine Design and Research*, 2010,

- 26(4):61-64. (in Chinese)
- [6] 季宏丽,马勇,裘进浩,等. 高效压电能量回收系统的优化设计[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2346-2351.  
JI H L, MA Y, QIU J H, *et al.*. Optimal design of high efficiency piezoelectric energy harvester [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2008, 16(12): 2346-2351. (in Chinese)
- [7] 王淑云, 阚君武, 曾平, 等. 压电叠堆型自供能液压减振器 中国, 201110275849. 6[P]. 2011.  
WANG S Y, KAN J W, ZENG P, . Self-powered piezostack-hydraulic vibration isolator *China*, 201110275849. 6[P]. 2011. (in Chinese)
- [8] 阚君武, 王淑云, 彭少锋, 等. 多振子压电发电机的输出特性[J]. 光学精密工程, 2011, 19(9): 2108-2116.  
KAN J W, WANG S Y, PENG S F, *et al.*. Output performance of piezoelectric generator with multi-vibrators [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(9): 2108-2116. (in Chinese)
- [9] NIEZRECKI C, SCHUELLER J K, BALASUBRAMANIAN K. Piezoelectric-based fluid bulk modulus sensor [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2004, 15: 893-899.
- [10] TIMOSHENKO S, WOINOWSKYK S. *Theory of plates and shells (second edition)* [M]. McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.

#### 作者简介:



李 征(1980—),男,辽宁凌源人,博士研究生,主要研究方向为压电驱动与控制技术、振动控制与能量回收技术。E-mail: lizheng\_1980@126.com



万 杰(1988—),男,湖北仙桃人,硕士研究生,主要研究方向为压电驱动与控制技术、振动控制与能量回收技术。E-mail: wanjie\_107shi@163.com



阚君武(1965—),男,吉林榆树人,教授,博士生导师,1991年、2000年于吉林工业大学分别获得学士、硕士学位,2003年于吉林大学获得博士学位,2005年中科院长春光机所博士后出站,主要从事压电驱动器、能量回收与自供电技术、精密机械与微小机械等方面的研究。E-mail: jutkjw @ yahoo.com.cn



王淑云(1965—),女,吉林长岭人,教授,1988年、2001年和2008年于吉林大学分别获得学士、硕士和博士学位,主要从事工程问题的理论建模、仿真分析及优化等方面的研究。E-mail: wshy888 @ yahoo.com.cn



杨志刚(1956—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1998年于吉林工业大学获得博士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械方面的研究。Email: yzg@jlu.edu.cn



程光明(1957—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1982年、1985年和1996年于吉林工业大学分别获得学士、硕士和博士学位,主要从事压电驱动与控制技术及微小型机电液系统等方面的研究。E-mail: cgm123@163.com