

文章编号 1004-924X(2015)02-0497-07

气体耦合式宽带/低频压电振动俘能器

王淑云,张肖逸,阚君武*,张忠华,于丽,程光明
(浙江师范大学精密机械研究所,浙江金华,321004)

摘要:为实现低频/宽频带/高强度振动能量回收及基于能量回收的主动振动控制,提出了一种气体耦合式振动俘能器。介绍了俘能器的系统构成原理,对其能量回收特性进行了理论与试验研究。理论分析结果表明,俘能器的发电能力及特性是由环境振动强度、气缸/压电振子的结构与性能参数、系统质量/背压等多种要素共同决定的;其它条件确定时,存在使电压最大的最佳频率以及使俘能器工作与否的最低临界频率;增加背压/质量可不同程度地提高俘能器的输出电压和有效带宽、降低临界频率,但对最佳频率无明显影响。采用 $\Phi 60 \times 0.9 \text{ mm}^3$ 双晶压电振子及 $\Phi 16 \times 100 \text{ mm}^3$ 气缸制作了样机,测试了不同背压及质量时俘能器的电压-频率特性。结果表明,俘能器最佳/临界频率、最大输出电压及有效带宽等与背压/质量关系均与理论分析结果相吻合。不同条件下所测得的最佳频率均为 55 Hz 左右;背压 0.4 MPa、质量 10 kg 时所获得临界频率/最大输出电压/对应 25 V 输出电压有效带宽为 9 Hz/88 V/72 Hz,分别为质量 2.5 kg 时的 0.36 倍、2 倍和 2.2 倍。

关键词:压电振动俘能器;气体耦合振动;能量回收;发电

中图分类号:TN384; TM619 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20152302.0497

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

WANG Shu-yun, ZHANG Xiao-yi, KAN Jun-wu*, ZHANG Zhong-hua, YU Li, CHENG Guang-ming

(Institute of Precision Machinery, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China)

* Corresponding author, E-mail: jutkjw@163.com

Abstract: A piezoelectric energy harvester based on Pneumato-coupling Piezoelectric Vibration (PHPV) was presented for the energy harvesting of low-frequency/high-level vibration and the self-powered active vibration control based on energy harvesting. The structure and working principle of the PHPV were introduced, and the energy harvesting performance was studied theoretically and experimentally. The theoretic analysis results show that the output performance of the PHPV depends on the vibration level/frequency, the structural size and material parameters of the cylinder/ piezodisc, proof-mass, backpressure, and so on. Under constant other parameters, there are an optimal frequency for the PHPV to generate a peak voltage and a minimal critical frequency for the PHPV to work normally. The increasing of proof-mass and backpressure can enhance the output voltage and bandwidth in different degrees, but exerts no influence on the optimal frequency. By a piezodisc with

收稿日期:2014-06-20;修订日期:2014-07-27.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51377147, No. 51277166, No. 51205366, No. 51175478);浙江省科技计划资助项目(No. 2013C31110).

with piezodisc measured $\Phi 60 \times 0.9 \text{ mm}^3$ and cylinder measured $\Phi 16 \times 100 \text{ mm}^3$, a PHPV prototype was fabricated and its voltage-frequency performance was tested at different backpressures/proof-masses. The obtained influence regularities of proof-mass/backpressure on the optimal-frequency/critical-frequency/maximal-voltage/bandwidth are in agreement with the analysis results. The optimal frequency almost is the same of 55 Hz at different test conditions. At given backpressure of 0.4 MPa and proof mass of 10 kg, the obtained critical-frequency/maximal-voltage/bandwidth relative to output voltage of 25 V are 9 Hz/88 V/72 Hz, which are 0.36/2/2.2 times those at 0.4 MPa and 10 kg, respectively.

Key words: piezoelectric vibration energy harvester; pneumato-coupling vibration; energy harvesting; electric energy generation

1 引言

压电俘能器具有结构简单、不发热、易于制作、无电磁干扰等优势,受到了国内外学者的广泛关注。目前,压电俘能器的发电能力已可满足某些微功率远程传感或埋植监测系统的自供电需求^[1-3]。除用于微功率电子器件的电源外,近年来,又有学者相继提出了基于多种原理的压电自供电振动控制技术,即通过同步开关能量回收技术将压电俘能器捕获的电能直接用于结构的振动抑制^[4-6]。实现这一目的的最关键问题在于如何进一步提高压电俘能器的发电能力及可靠性;同时,还需降低俘能器固有频率、增加有效带宽,以便与环境频率相适应。目前普遍采用单体压电振子构成的俘能器在发电量、可靠性、频率及带宽等方面都无法满足这一需求,原因在于:(1)压电陶瓷较脆,受力或变形过大时易碎,无法用于直升机螺旋桨摆动、航空器表面振动、火箭发射隔振、汽车悬挂减振等振动冲击和强度较大的场合;(2)单体压电振子基频(数千或上万赫兹)远高于环境频率(通常仅几十或十几赫兹)、且带宽窄,不适于低频、宽带的振动环境。

针对压电俘能器的研究现状和自供电振动控制的新需求,作者提出了基于气体/液体耦合作用的压电振动俘能器^[7,8],其优势在于:流体具缓冲性,可避免压电振子受刚性冲击、可靠性高;易通过流体背压调节降低系统刚度及基频,可实现低频、宽带振动能量回收;易于实现多压电振子同步工作,发电能力强。此外,该类俘能器在发电的同时具有振动抑制效果。在以往的工作中^[7,8],通过“结构振动”条件下试验证明了流体耦合式俘能

器的可行性,本文以“汽车悬架等基础振动”条件下的俘能器(实为振动领域的气体隔振器)为研究目标,通过理论和试验研究了相关要素对其俘能特性的影响规律,为进一步形成自供能半主动隔振器提供了前期基础。

2 俘能器的结构及原理

俘能器的结构如图 1 所示,它主要由气缸、平衡弹簧、质量块、蓄能器、换能器(压电振子+流体腔)、开关阀及管路等构成。当气缸振动时,活塞因受质量块惯性力作用形成相对运动,从而使其上、下腔内流体压力交替增加或减小、带动换能器内压电振子产生弯曲变形发电。与单体压电振子构成的振动俘能器不同,采用压缩空气与压电体的耦合作用实现运动的转换与能量传递,可实现多压电振子联合工作,尤其适用于宽带、低频及大振幅振动能量捕获及主/被动振动控制。

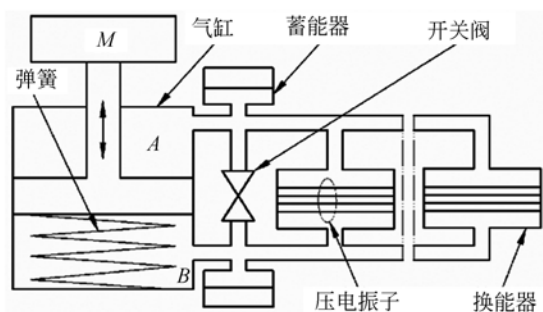


图 1 俘能器结构及原理图

Fig. 1 Structure of vibration energy harvester

对于图 1 所示的振动俘能器,先在非工作状态将开关阀开启,通过调节集中质量 M 、系统背压 p_b 、或弹簧力使气缸活塞处于某一平衡位置后

再关闭开关阀,压电振子两侧所受流体压力相等(不发生弯曲变形)。当缸体受外界激励而使活塞产生运动时,压电振子两侧(即气缸上腔 A 及下腔 B 内)气体压力交替增加或减小,使其弯曲变形并将机械能转换成电能。就功能而言,所提出的俘能器可用于单纯能量回收、被动振动抑制(直接将所收集的电能耗散掉)及基于同步开关能量回收技术^[4-6]的主动控制,本文仅研究其俘能特性。

3 理论建模及性能影响因素分析

3.1 压电振子所受的流体压力

由图 1 可知,压电振子弯曲变形的动力源于气缸活塞与缸体间相对运动所引起的气体压力变化。为获得压电振子所受激振力,将俘能器简化

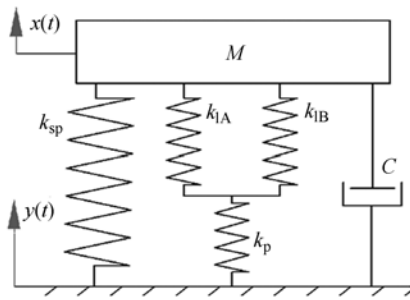


图 2 俘能器的弹簧-质量系统模型

Fig. 2 Spring-mass model of energy harvester

为图 2 所示的弹簧-质量系统,其中 $y(t) = H \sin \omega t$ 和 $x(t)$ 分别为振源及活塞位移函数, H 为振源振幅, ω 为振动频率,则活塞与缸体间相对位移为 $X(t) = x(t) - y(t)$ 。根据振动分析理论^[9],有:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + k_e X = -M\ddot{y} - F_f, \quad (1)$$

$$X = \frac{H\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \sin(\omega t - \varphi) - \frac{F_f}{k_e}, \quad (2)$$

$$X_0 = \frac{H\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} - \frac{F_f}{k_e}, \quad (3)$$

式中: M 为质量块质量, C 为阻尼系数, F_f 为气缸摩擦力, $k_e = k_p(k_{sp} + k_1)/(k_p + k_{sp} + k_1)$ 为系统等效刚度, k_{sp} 为弹簧刚度, k_p 为压电振子刚度, $k_1 = k_{1A} + k_{1B}$, $k_{1A} = \beta_e A_A^2/V_A$, $k_{1B} = \beta_e A_B^2/V_B$ 分别为气缸上、下两侧流体刚度^[10], $\beta_e = 1.4(p_b + p_0)$ 为等效气体体积模量, p_0 为大气压强, A_A 、 A_B 分别为活塞上下两侧面积, $V_A = (l - l_0 - \Delta l)A_A + V_0$, V_B

$= (l_0 + \Delta l)A_B + V_0$ 为活塞上、下两侧容积, V_0 为管路及换能器的附加容积, l 为气缸长度, l_0 为弹簧自然长度, $\Delta l = [p_b(A_B - A_A) - 9.8 M]/k_{sp}$ 为弹簧静变形量; $\lambda = \omega/\omega_n$, $\omega_n = \sqrt{k_e/M}$, $\xi = C/(2\sqrt{k_e M})$, $\varphi = \arctan \frac{2\xi\lambda}{1-\lambda^2}$ 。

气缸活塞振动时, A、B 腔内压力变化量为^[10]:

$$\Delta p_A = \beta_e \frac{\Delta V_A}{V_A} = \beta_e \frac{X_0 A_A - n\Delta V_p}{V_A}, \quad (4)$$

$$\Delta p_B = -\beta_e \frac{\Delta V_B}{V_B} = -\beta_e \frac{X_0 A_B - n\Delta V_p}{V_B}, \quad (5)$$

式中: $\Delta V_A = X_0 A_A - n\Delta V_p$, $\Delta V_B = X_0 A_B - n\Delta V_p$ 分别为 A、B 腔容积变化量, n 为换能器数量, ΔV_p 为压电振子变形所引起的容积变化量。根据板壳振动理论^[11], 压电振子受均布载荷作用的变形曲线及变形引起的系统容积变化量分别为:

$$z(r) = \frac{(R^2 - r^2)}{64 D_c} \left(\frac{5 + \nu_c}{1 + \nu_c} R^2 - r^2 \right) \Delta p_p, \quad (6)$$

$$\Delta V_p = 2\pi \int_0^R z(r) r dr = \frac{\Delta p_p}{K_p}, \quad (7)$$

式中: $D_c = \frac{E_c h^3}{12(1-\nu_c^2)}$, $K_p = \frac{16 E_c h^3}{\pi(1-\nu_c)(7+\nu_c)R^6}$, ν_c 、 E_c 分别为压电振子的等效弹性模量和等效泊松比,计算方法见文献[7,8], Δp_p 为压电振子两侧流体压力差。根据式(4)、(5)及(7)得:

$$\Delta p_p = \Delta p_A - \Delta p_B = \frac{A_A V_B + A_B V_A}{\frac{V_A V_B}{\beta_e} + n \frac{V_A + V_B}{K_p}} X_0. \quad (8)$$

3.2 压电振子的振动及输出电压模型

由俘能器的原理可知,除流体压力外,压电振子的幅频特性是影响其发电能力的又一关键因素。为便于分析,依然将压电振子视为弹簧-质量系统,其中心点的振动方程、位移函数及振幅分别为^[9]:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + k_p z = \pi R^2 \Delta p_p \sin \omega t, \quad (9)$$

$$Z = \frac{\pi R^2 \Delta p_p}{k_p \sqrt{(1-\lambda_p^2)^2 + (2\xi_p \lambda_p)^2}} \sin(\omega t - \phi), \quad (10)$$

$$Z_0 = \frac{\pi R^2 \Delta p_p}{k_p \sqrt{(1-\lambda_p^2)^2 + (2\xi_p \lambda_p)^2}}, \quad (11)$$

式中: $k_p = \frac{16\pi E_c h^3}{3(1-\nu_c)(5+\nu_c)R^2}$ 为压电振子中心处弯曲刚度, R 为压电振子半径。

根据流体力作用下压电振子输出电压公式^[7]

及公式(11)得输出电压的表达式:

$$V_g = \frac{8 g_{31} E_p \alpha (1 - \alpha) h^2}{(1 - \nu_p)(5 + \nu_c) R^2} Z_0, \quad (12)$$

式中: $\alpha = h_p/h$ 为厚度比, h_p 及 h 分别为单层压电片及压电振子总厚度。

综合式(3)、(8)、(11)、(12)可知, 俘能器输出电压是由环境振动强度/频率、气缸/压电振子结构及性能参数、系统容积、背压、质量、平衡弹簧参数等要素共同决定的, 设计中应统筹考虑相关要素的影响, 仅当各要素配置合理(确保 $X_0 > 0$)时才能实现俘能器的预期功能。本文仅研究系统背压及质量对俘能器输出电压特性的影响规律。

3.3 发电性能影响因素的仿真分析

为获得质量及背压对俘能器发电性能的影响规律, 进行了仿真分析, 相关参数如表 1 所示。为避免工作中活塞撞击缸体上端或将弹簧压死, 令非工作时弹簧所能产生的最大静伸长量及静压缩量分别为 15 mm 和 30 mm, 则仿真中质量为 0 时的最大背压、背压为 0 时的最大质量分别为 1 MPa 和 10.7 kg。

表 1 模拟仿真用相关参量

Tab. 1 Constant parameters for simulation

参数	量值
振源振幅 H/mm	1
系统阻尼系数 $C/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	425
振子阻尼系数 $c/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	22.5
陶瓷杨氏模量 $E_p/10^{10} \text{Pa}$	8.2
基板杨氏模量 $E_m/10^{10} \text{Pa}$	8.9
陶瓷泊松比 ν_p	0.3
基板泊松比 ν_m	0.35
压电常数 $g_{31}/(10^{-3} \text{Vm} \cdot \text{N}^{-1})$	11.1
弹簧刚度 $k_{sp}/(10^3 \text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	3.5
系统背压 p_b/MPa	0.4
弹簧长度 l_0/mm	70
大气压 p_0/MPa	0.1
气缸摩擦力 F_f/N	3
气缸半径 r/mm	8
气缸长度 l/mm	100
活塞杆半径 r/mm	4
振子半径 R/mm	30
振子厚度 h/mm	0.6
振子厚度比 α	0.33
系统质量 M/kg	7.5
振子质量 m/kg	0.02
附加容积 V_0/cm^3	33

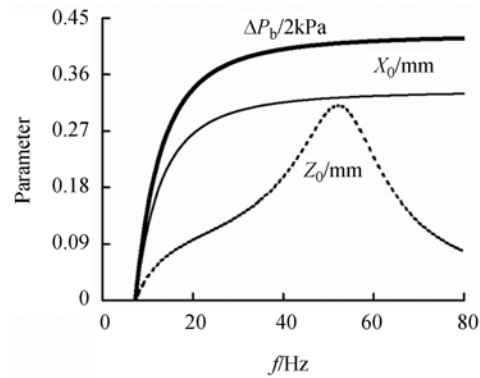


图 3 背压及质量固定时相关参数与频率的关系
Fig. 3 Relative parameters vs frequency under given backpressure and proof-mass

图 3 示出系统背压为 0.4 MPa、质量为 7.5 kg 时的活塞振幅 X_0 、压电振子所受流体压力 Δp_p 、以及压电振子振幅 Z_0 与激励频率 f 的关系曲线。曲线变化趋势表明, 存在一个使活塞及压电振子产生振动的最低临界频率 f_0 (8 Hz): 当 $f < f_0$ 时, 因激振力小于气缸摩擦力、活塞相对缸体静止, 故 $X_0 = 0, \Delta p_p = 0, Z_0 = 0$; 当 $f > f_0$ 时, X_0 及 Δp_p 均与 f 呈近似的对数递增关系, 且存在一个最佳频率 f^* (53 Hz) 使 Z_0 最大 (0.31 mm, 低于所允许的最大值 0.43 mm)。

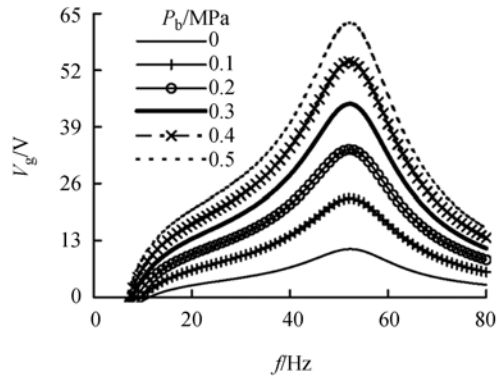


图 4 质量 7.5 kg、背压不同时输出电压与频率的关系
Fig. 4 Voltage vs frequency at 7.5 kg and different backpressure

图 4 和图 5 分别为质量恒定 ($M = 7.5 \text{ kg}$)、背压不同、以及背压恒定 ($p_b = 0.4 \text{ MPa}$)、质量不同时的 $V_g - f$ 特性曲线。曲线变化趋势表明, 任何 M 与 p_b 的组合都存在最佳工作频率 f^* 使输出电压 V_g^* 最大, 且 f^* 受 M/p_b 影响不大 (均 52 Hz)。当 $f = f^*$ 时, V_g^* 随 M/p_b 增加而增加; 此外, M/p_b 对 f_0 及输出电压有效带宽 B_w 也均存

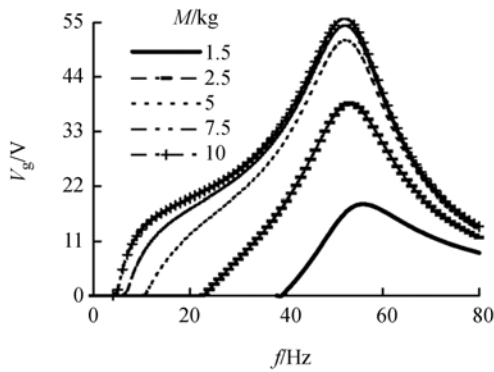


图 5 背压 0.4 MPa、质量不同时输出电压与频率的关系

Fig. 5 Voltage vs frequency at 0.4 MPa and different masses

在不同程度的影响。

图 6、图 7 分别为 $M(p_b)$ 恒定时 V_g^* 、 f_0 、以及 15 V 输出电压时的 B_w 与 $p_b(M)$ 的关系。曲线变化趋势表明,增加 M 和 p_b 均有助于减小 f_0 、提高 V_g^* 及 B_w 。 M 固定、 p_b 增加时(图 6), V_g^* 及 B_w 近似地线性递增、而 f_0 则线性递减;0.5 MPa 时, V_g^* 、 B_w 、 f_0 分别为 0.1 MPa 时的 3、3.13、0.58 倍。此外, p_b 恒定时(图 7)存在一个使俘能器工作与否的临界质量 M_0 (1.1 kg),随 $M(>M_0)$ 增加, V_g^* 及 B_w 按近似对数关系递增、 f_0 按近似指数关系递减;质量 10 kg 时, V_g^* 、 B_w 、 f_0 分别为 1.5 kg 时的 3.2、5.2 和 0.1 倍。

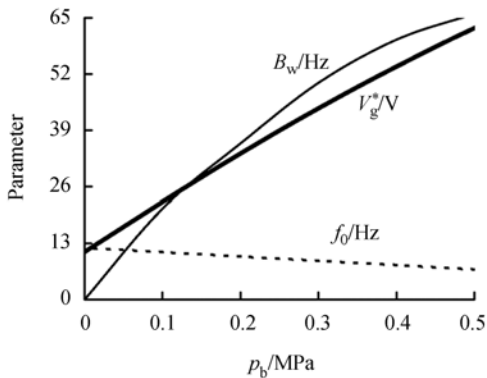


图 6 相关参数与系统背压的关系

Fig. 6 Relative parameters vs backpressure

上述仅就俘能器性能与系统质量及背压的关系进行了仿真分析。当质量及背压确定时,振动俘能器发电特性还与气缸、压电振子、换能器腔体结构尺度、平衡弹簧参数相关,还需进行深入的理论分析及试验研究。

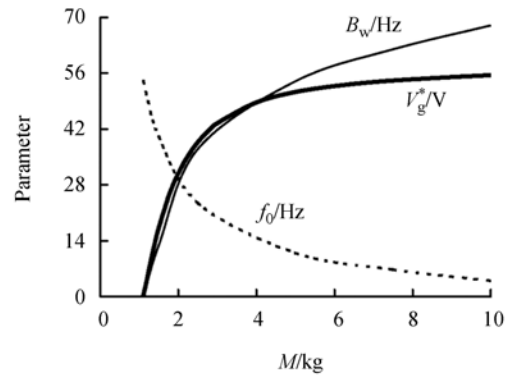


图 7 相关参数与集中质量的关系

Fig. 7 Relative parameters vs proof-mass

4 试验测试与分析

为证明气体耦合式俘能器原理的可行性及其输出性能与系统质量及背压的关系,设计制作了试验样机并测试了电压输出特性,测试系统如图 8 所示。主要仪器为奥地利产 DC-1000-15 型振动系统、示波器、压力表等。试验所用器件及参数与仿真相同,单因素试验中固定压力为 0.4 MPa、质量为 7.5 kg,所测电压为峰-峰值。

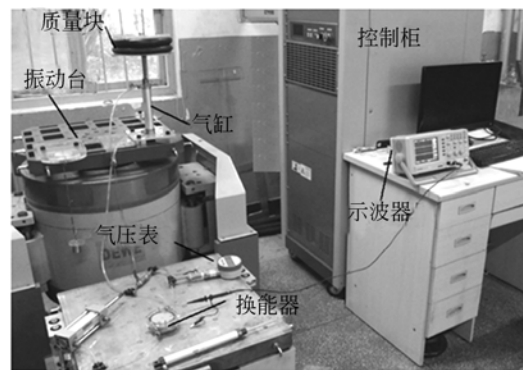


图 8 振动俘能器及试验测试系统

Fig. 8 Piezo-pneumatic vibration isolator and test system

图 9 所示为质量 7.5 kg、不同背压时俘能器 V_g-f 特性曲线。曲线的变化趋势表明, p_b 增加对 f_0 及 f^* 影响较小(分别约为 13 Hz 和 55 Hz),但使 V_g^* 及 B_w 大幅度增加、且二者随 p_b 增加呈近似线性递增关系,这与理论分析结果相同。当 $f=f^*$ 时, $p_b=0.5$ MPa 下的最大电压及输出 25 V 电压的带宽分别为 0.1 MPa 时的 2(=93/45.6)和 2.3(=72/31)倍。

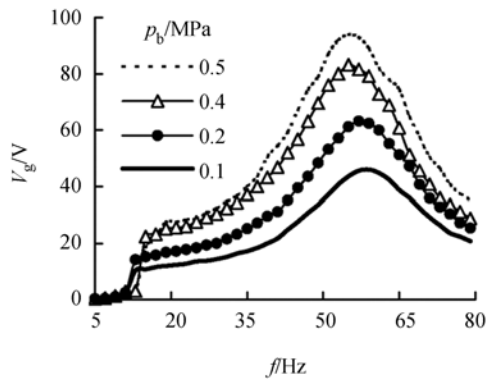


图 9 质量固定、背压不同时输出电压与频率的关系
Fig. 9 Voltage vs frequency under constant mass and different backpressure

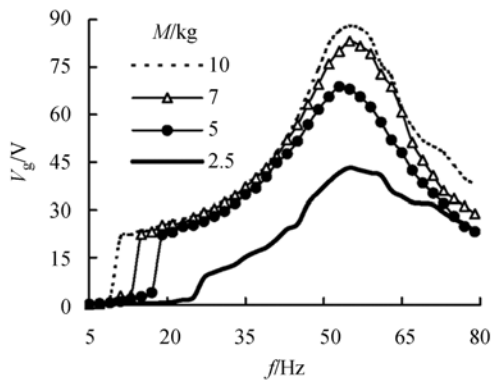


图 10 背压固定、质量不同时输出电压与频率的关系
Fig. 10 Voltage vs frequency under constant backpressure and different masses

图 10 所示为背压 0.4 MPa、不同质量时振动俘能器 V_g - f 特性曲线。当 M 增加时, f_0 大幅度降低、 V_g^* 及 B_w 大幅度增加, 但 f^* 基本不变(55 Hz 左右), 这与理论分析结果一致, 再次证明了仿

真结果的合理性。质量为 10 kg、背压为 0.4 MPa 时所获得 f_0 、 V_g^* 、 B_w 为 9 Hz、88 V、72 Hz, 分别为 2.5 kg 时的 0.36(=9/25)、2(=88/43.2) 和 2.2(=72/33) 倍。

上述试验结果表明, 在本文的试验范围内, 增加质量及背压均可有效提升最大输出电压及不同输出电压所对应的有效带宽; 背压变化对临界频率影响较小, 而增加质量可有效降低临界频率, 更有助于实现宽带、低频的振动能量回收。

5 结 论

本文提出了一种气体耦合式振动俘能器。介绍了其系统构成原理, 并进行了能量回收特性的理论与试验研究。结果表明: 存在最佳频率使俘能器输出电压最大, 其它参数确定时最佳频率受质量/背压影响较小(均为 55 Hz 左右), 而输出电压随质量/背压的增加而增加即电压与背压间呈线性递增关系, 与质量间呈对数递增关系。背压为 0.4 MPa、质量为 10 kg 时所得最大峰峰值电压达 88 V, 为质量 2.5 kg 时的 2 倍。存在使俘能器正常工作与否的最低临界频率, 临界频率随质量增加显著降低、但受背压影响较小; 此外, 对应某一输出电压的有效带宽随质量/背压增加也分别呈对数/线性的递增关系。质量为 10 kg、背压为 0.4 MPa 时, 所获得的临界频率及对应 25 V 输出电压的有效带宽分别为 9 Hz 和 72 Hz, 分别为 2.5 kg 时的 0.36 倍和 2.2 倍。本文结果为进一步形成自供能半主动隔振器提供了前期基础。

参考文献:

- [1] HARB A. Energy harvesting: State-of-the-art [J]. *Renewable Energy*, 2011, 36: 2641-2654.
- [2] SAADON S, SIDEK O. A review of vibration-based MEMS piezoelectric energy harvesters [J]. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52: 500-504.
- [3] 王淑云, 阚君武, 王鸿云, 等. 基于圆弧限位的压电发电装置[J]. *光学 精密工程*, 2013, 21(2): 316-322.
- [4] WANG SH Y, KAN J W, WANG H Y, et al.. Piezoelectric energy generator based on deflection-limit circular arc [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(2): 316-322.
- [5] WANG Y, INMAN D J. A survey of control strategies for simultaneous vibration suppression and energy harvesting via piezoceramics [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(18): 2021-2037.
- [6] HARNE R L, FULLER C R. Modeling of a distributed device for simultaneous reactive vibration suppression and energy harvesting [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012,

- 23: 655-664.
- [6] JI H L, QIU J H, XIA P Q. Analysis of energy conversion in two-mode vibration control using synchronized switch damping approach [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(15):3539-3560.
- [7] 李征,万杰,阚君武,等. 基于流固耦合作用的压电液压振动俘能器[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(5): 1002-1008.
LI ZH, WAN J, KAN J W, *et al.*. Piezo-hydraulic energy harvester based on solid-fluid coupling vibration [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(5): 1002-1008.
- [8] 阚君武,徐海龙,王淑云,等. 压电-气动隔振器的能量回收特性[J]. *振动测试与诊断*, 2013, 33(5): 814-818.
KAN J W, XU H B, WANG SH Y, *et al.*. Energy harvesting performance of piezo-pneumatic vibration isolator [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(5): 814-818.
- [9] 陈宇东. 结构振动分析[M]. 吉林. 吉林大学出版社, 2008.
CHEN Y D. *Structural Vibration Analysis* [M]. Jilin: Jilin University Publisher, 2008.
- [10] NIEZRECKI C, SCHUELLER J K, BALASUBRAMANIAN K. Piezoelectric-based fluid bulk modulus sensor [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2004, 15(12): 893-899.
- [11] TIMOSHENKO S, WOINOWSKY S. *Theory of Plates and Shells* [M]. Second edition. New York: McGraw-Hill Book Company, 1959.

作者简介:



王淑云(1965—),女,吉林长岭人,教授,1988年、2001年、2008年于吉林大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事压电驱动与控制、压电能量回收、工程问题的理论建模仿真与优化等方面研究。E-mail: jutwsy@163.com



张肖逸(1991—),女,浙江海宁人,2014年于浙江师范大学获学士学位,主要从事能量回收与自供电技术方面的研究。E-mail: wshnyxz@163.com

通讯作者:



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研究。E-mail: jutkjw@163.com

(版权所有 未经许可 不得转载)