

可调势阱型三稳态压电能量采集器的 动力学特性研究

侯露刚, 李广博, 周宇洋, 江一帆, 王光庆

(浙江工商大学信息与电子工程学院(萨塞克斯人工智能学院), 浙江 杭州 310018)

摘要: 为了提高三稳态压电能量采集器的动态输出性能和环境适应能力, 提出一种势阱深度和势垒高度可实时调节的柔性三稳态压电能量采集器。在传统磁耦合三稳态压电能量采集器的基础上, 引入两个结构和尺寸相同的辅助柔性梁, 两个外部磁铁分别固定在上述两个辅助柔性梁末端, 当采集器受到外部环境激励时, 两个辅助梁在水平方向产生微幅振动, 从而实时调节外部磁铁与压电悬臂梁末端磁铁之间的水平间距, 达到调节势能阱深度和势垒高度的目的, 由此改善三稳态压电能量采集器的动态输出性能和环境适应能力。相较于其他势阱可调型能量采集器, 所提柔性结构更加简单、直观。基于欧拉-伯努利梁理论和广义哈密顿原理建立准确描述该三稳态压电能量采集器动态响应特性的机电耦合动力学模型, 利用龙格-库塔算法仿真分析了柔性梁特性、磁铁间距等参数对采集器非线性磁力和动力学特性的影响, 并与经典的三稳态磁耦合压电能量采集器模型进行仿真和试验比较。结果表明: 柔性梁微幅振动是产生变势能阱的主要因素; 柔性梁刚度使势能阱的深度变浅, 使采集器更易进入大幅阱间振动状态; 引入柔性梁后该三稳态采集器具有更低的跳转激励加速度和更宽的工作频带。

关键词: 三稳态压电能量采集器; 非线性动力学特性; 可调势能阱; 辅助柔性梁

中图分类号: TN384 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202308032

Dynamic characteristics of tri-stable piezoelectric energy harvester with tunable potential energy well

HOU Lugang, LI Guangbo, ZHOU Yuyang, JIANG Yifan, WANG Guangqing

(School of Information and Electronic Engineering (Sussex Artificial Intelligence Institute),

Zhejiang Gongshang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to improve the dynamic output performance and environmental adaptability of the tri-stable piezoelectric energy harvester (TPEH), a new flexible tri-stable piezoelectric energy harvester (FTPEH) with double flexible auxiliary beams for real-time adjusting the potential well depth and barrier height is proposed. Based on the traditional magnetic coupling tri-stable piezoelectric energy harvester, two auxiliary flexible beams with the same structure and size are introduced, and the two external magnets are fixed at the tip ends of the two auxiliary flexible beams. When the harvester is excited by the external excitation, the two auxiliary beams oscillate with slight amplitude in the horizontal direction, thus the horizontal distance between the external magnets and the tip magnet of the piezoelectric cantilever beam can be adjusted in real-time, so as to tune the potential energy well depth and barrier height, resulting in improving the dynamic output performance and environmental adaptability. The electromechanical coupling dynamic model describing the dynamic responses of the new tri-stable piezoelectric energy harvester is established based on Euler Bernoulli theory and Hamilton principle, and the influences of system parameters on the nonlinear magnetic force and dynamic performance are simulated and analyzed. Compared to the traditional tri-stable harvester, the new tri-stable harvester has a wider bandwidth of inter-well motion and lower excitation for jumping from intra-well motion to inter-well motion.

Keywords: tri-stable piezoelectric energy harvester; nonlinear dynamic characteristics; variable potential energy well; auxiliary flexible beam

随着微电子技术和微机电一体化技术的高速发展, 无线电子器件和设备越发小型化、轻量化和低功耗化, 且广泛应用于通信、医疗、军事、航空航天、汽

车和工业工程等领域。然而, 海量低功耗无线电子器件和设备的广泛应用带来的挑战之一就是如何对其持续地自供电。传统电池由于其体积大、寿命有

收稿日期: 2023-08-15; 修订日期: 2023-10-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51777192); 浙江省自然科学基金资助项目(LY20E070001)

限、定期更换难度大及成本高等问题,已无法满足低功耗电子器件的供电需求,寻找可替代的供电设备迫在眉睫。压电能量采集器是一种将能量环境中的振动能量转换成电能的机电耦合器件,具有能量密度高、结构简单、易于与宿主结构集成等优点,非常适用于低功耗电子设备的自供电系统^[1-2]。

传统压电振动能量采集器由末端带质量块的线性压电悬臂梁构成,其工作频带较窄,通常只有在谐振区时才能产生较大的功率输出,当远离谐振频率时采集效率会急剧降低。为了提高能量采集器的工作频带和转换效率,文献[3-6]提出引入非线性磁力使采集器具有双稳态、三稳态甚至多稳态的特性。ZHOU等^[7]提出了一种非线性双磁铁耦合能量收集系统(DMEHS),并且考虑了末端磁铁的倾角和垂直于振动方向的偏移量对动态响应和输出电压的影响。为了提高环境振动能量采集的适应性,WANG等^[8]提出了一种双自由度磁场耦合型压电能量采集器,分析了激励水平、质量块质量和轴向载荷对固支梁动态特性和俘能性能的影响,仿真并试验验证了所提能量采集器在低频带宽时可以增强能量采集性能。李魁等^[9]利用弹性支撑的外部磁铁的运动实现了变势能阱技术,并实现了能量收集工作风速范围和输出电功率的同步提升。文献[10-11]提出了一种柔性双稳态能量采集器,结果表明,柔性双稳态能量采集器更容易突破势能阱产生跳变。文献[12-13]采用弹簧-磁振子对悬臂梁进行双向整流,使系统在低频或超低频环境振动中能够高效和广泛地收集能量。赵泽翔等^[14]采用等效集总参数模型、文献[15-17]建立三稳态能量采集器(TEH)分布参数机电耦合动力学模型对动态特性进行仿真并试验,分析了磁铁距离、加速度幅值对三稳态系统动态响应的影响。文献[18-19]采用多尺度法研究了负载阻抗以及梁端磁铁偏心距等因素对能量采集性能的影响,结果表明:调节磁铁间距可以改变系统最优负载阻抗的大小,梁端磁铁偏心距的大小对系统最优负载阻抗的影响显著。文献[20-21]通过考虑几何非线性和重力效应对系统的影响建立非线性动力学模型,并阐明了非对称势能阱的产生机理。

为了实现三稳态振动能量的采集功能,通常三稳态采集器由一个末端带磁铁的压电梁和两个对称固定于基座上的外部磁铁构成,这种结构的主要特点就是采集器的势能阱是对称分布的,且其深度和宽度不具可调性,这会导致在低水平激励作用下,采集器难以克服势垒的阻碍进入大幅值的高能轨道运行,从而大大降低采集器的动态输出性能。为了可实时调节势能阱的深度,提高能量采集器的环境适应性和动态输出性能,有学者提出势能阱可调型压

电能量采集器。QIAN等^[22]通过在屈曲梁的左端引入预压弹簧和引导导轨实现势阱可调的双稳态采集器。ZOU等^[23]设计了一种可由用户编程定制势能阱函数的可调多稳态压电能量采集器。不难发现,上述能量采集器的势能阱调节结构复杂,采集器结构尺寸增大。本文提出一种通过柔性辅助梁调节能量采集器势能阱的深度和宽度的方法,在经典三稳态压电能量采集器结构的基础上,引入两个结构和尺寸相同的辅助柔性梁,将两块外部磁铁分别固定于辅助柔性梁的末端。当采集器受到外部环境激励时,辅助磁铁受到排斥力使辅助柔性梁产生水平方向的往复微幅振动,从而实时调节末端磁铁与外部磁铁之间的水平间距,达到调节势能阱深度的目的,降低了势垒高度,进而使能量采集器更容易进入高能轨道,有效提高三稳态压电能量采集器的动态输出性能,该调节方法具有简单直观的特点,且对势能阱的调节便捷高效。

1 采集器结构与动力学模型

经典三稳态压电能量采集器结构如图1(a)所示,悬臂梁根部上、下表面粘结两压电片,悬臂梁的末端安装末端磁铁A,固定在基座上的磁铁B、C与磁铁A同性相斥,通过改变磁铁A与磁铁B、C的水平距离 d 和磁铁B、C之间的垂直距离 d_v 可以改变势能函数的形状,使之呈现出双稳态、三稳态的特性。但是从图1(a)中可以看出,当 d 的位置固定之后,磁铁B、C在能量采集过程中并不会改变 d 的位置,从而不能很好地适应环境的随机响应。所提三稳态压

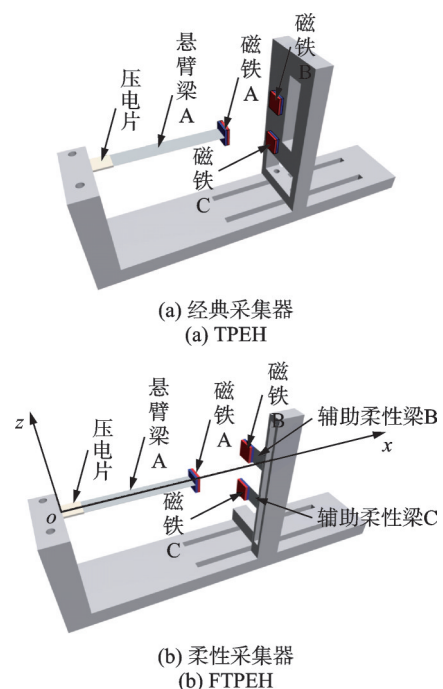


图1 经典采集器和柔性采集器结构模型

Fig. 1 Structural models of TPEH and FTPEH

电能量采集器结构如图 1(b)所示,引入两个辅助柔性梁,把两个外部磁铁 B、C 分别固定于两辅助柔性梁末端,由此引入可调势能函数。当磁铁 A 靠近磁铁 B 或 C 时,由于磁铁间相互的排斥力,磁铁 B 或 C 带动辅助悬臂梁运动,从而改变势能函数的形状,使之更容易突破势垒进入高能轨道运动。

为了预测系统的动力学响应,本文通过基于能量法的拉格朗日方程推导了控制方程,拉格朗日方程表达式为:

$$L = T - U - U_e + W_p \quad (1)$$

式中, U 为系统的弹性势能; U_e 为磁力势能; W_p 为系统的电势能; T 为系统的总动能,表示为:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \rho_{s1} h_{s1} b_{s1} \int_0^{l_{s1}} (\dot{w}(x, t) + \dot{z}(t))^2 dx + \\ & \frac{1}{2} \rho_{s2} h_{s2} b_{s2} \int_0^{l_{s2}} (\dot{s}(y, t) + \dot{z}(t))^2 dy + \\ & \frac{1}{2} \rho_{s3} h_{s3} b_{s3} \int_0^{l_{s3}} (\dot{u}(y, t) + \dot{z}(t))^2 dy + \\ & 2 \frac{1}{2} \rho_p h_p b_p \int_0^{l_p} (\dot{w}(x, t) + \dot{z}(t))^2 dx + \\ & \frac{1}{2} M_t (\dot{w}(l_{s1}, t) + \dot{z}(t))^2 + \\ & \frac{1}{2} \rho_t h_t b_t \int_{l_{s2}-l_t}^{l_{s2}} (\dot{s}^2(y, t) + \dot{z}^2(t)) dy + \\ & \frac{1}{2} \rho_t h_t b_t \int_{l_{s3}-l_t}^{l_{s3}} (\dot{u}^2(y, t) + \dot{z}^2(t)) dy + \\ & \frac{1}{2} I_t \left[\frac{\partial^2 \dot{w}(x, t)}{\partial x \partial t} \Big|_{x=l_{s1}} \right]^2 + \\ & \frac{1}{2} I_t \left[\frac{\partial^2 s(y, t)}{\partial y \partial t} \Big|_{y=l_{s2}} \right]^2 + \frac{1}{2} I_t \left[\frac{\partial^2 u(y, t)}{\partial y \partial t} \Big|_{y=l_{s3}} \right]^2 \end{aligned} \quad (2)$$

式中, ρ_{s1} 、 h_{s1} 、 b_{s1} 和 l_{s1} 分别为悬臂梁 A 的密度、厚度、宽度和长度; ρ_{s2} 、 h_{s2} 、 b_{s2} 和 l_{s2} 分别为辅助柔性梁 B 的密度、厚度、宽度和长度; ρ_{s3} 、 h_{s3} 、 b_{s3} 和 l_{s3} 分别为辅助柔性梁 C 的密度、厚度、宽度和长度; ρ_p 、 h_p 、 b_p 和 l_p 分别为压电片的密度、厚度、宽度和长度; ρ_t 、 h_t 、 b_t 和 l_t 分别为磁铁的密度、厚度、宽度和长度; $w(x, t)$ 为悬臂梁 A 在距离 x 和时刻 t 的位移; $s(y, t)$ 为辅助柔性梁 B 在距离 y 和时刻 t 的位移; $u(y, t)$ 为辅助柔性梁 C 在距离 y 和时刻 t 的位移; M_t 为磁铁的质量; I_t 为磁铁的转动惯量; $z(t)$ 为激励振动位移。

系统的弹性势能为:

$$\begin{aligned} U = & \frac{1}{2} \int_0^{l_{s1}} E_{s1} I_{s1} \ddot{w}^2(x, t) dx + \\ & \frac{1}{2} \int_0^{l_{s2}} E_{s2} I_{s2} \ddot{s}^2(y, t) dy + \frac{1}{2} \int_0^{l_{s3}} E_{s3} I_{s3} \ddot{u}^2(y, t) dy + \\ & \frac{1}{2} E_t I_t \int_{l_{s2}-l_t}^{l_{s2}} \ddot{s}^2(y, t) dy + \frac{1}{2} E_t I_t \int_{l_{s3}-l_t}^{l_{s3}} \ddot{u}^2(y, t) dy + \\ & \frac{5}{2} \int_0^{l_p} E_p I_p \ddot{w}^2(x, t) dx \end{aligned} \quad (3)$$

式中, $E_{s1} I_{s1}$ 、 $E_{s2} I_{s2}$ 、 $E_{s3} I_{s3}$ 、 $E_p I_p$ 和 $E_t I_t$ 分别为悬臂梁 A、辅助柔性梁 B、辅助柔性梁 C、压电片和磁铁的弯曲刚度(通常可以忽略)。

系统的电势能为:

$$W_p = \frac{1}{2} e_{31} v(t) (h_{s1} + h_p) b_p \dot{w}(l_p, t) + \frac{1}{4} C_p v^2(t) \quad (4)$$

式中, $C_p = \epsilon_{33} b_p l_p / h_p$,其中 ϵ_{33} 为 PZT 元件的介电常数; e_{31} 为 PZT 元件的压电常数; $v(t)$ 为压电片产生的电压。

磁力势能通过点磁荷偶极子理论计算得到,把磁铁建模成磁偶极子,磁铁之间的几何位置关系如图 2 所示。磁力势能可表示为^[24]:

$$U_e = \frac{\mu_0}{4\pi} \left(\nabla \frac{\mathbf{m}_B \cdot \mathbf{r}_{BA}}{\|\mathbf{r}_{BA}\|_2^3} + \nabla \frac{\mathbf{m}_C \cdot \mathbf{r}_{CA}}{\|\mathbf{r}_{CA}\|_2^3} \right) \cdot \mathbf{m}_A \quad (5)$$

式中, ∇ 为向量梯度算子。

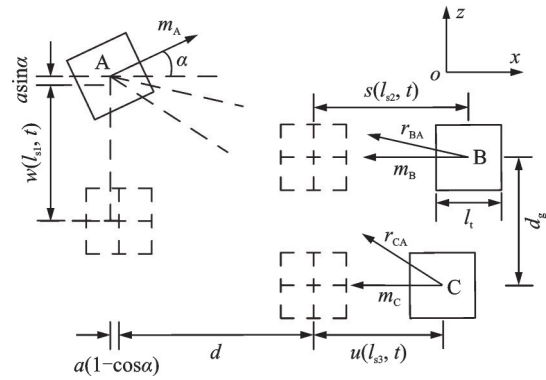


图 2 磁铁几何位置关系

Fig. 2 Geometric position relationship of magnet

图 2 中:

$$\mathbf{r}_{BA} = [d_{x1}, d_{y1}] \quad (6)$$

$$\mathbf{r}_{CA} = [d_{x2}, d_{y2}] \quad (7)$$

$$\mathbf{m}_A = [M_A V_A \cos \alpha, M_A V_A \sin \alpha] \quad (8)$$

$$\mathbf{m}_B = [-M_B V_B, 0] \quad (9)$$

$$\mathbf{m}_C = [-M_C V_C, 0] \quad (10)$$

其中:

$$d_{x1} = -a(1 - \cos \alpha) - d - s(l_{s2}, t),$$

$$d_{y1} = w(l_{s1}, t) + a \sin \alpha - \frac{d_g}{2},$$

$$d_{x2} = -a(1 - \cos \alpha) - d - u(l_{s3}, t),$$

$$d_{y2} = w(l_{s1}, t) + a \sin \alpha + \frac{d_g}{2},$$

式中, μ_0 为真空磁导率; M_A 、 M_B 和 M_C 分别为磁铁 A、B 和 C 的磁化强度; V_A 、 V_B 和 V_C 分别为磁铁 A、B 和 C 的表面积; $\alpha = \partial w(l_{s1}, t) / \partial x$ 为磁铁 A 的旋转角度; $a = l_t / 2$ 。

将式(10)代入式(5),可得到磁力势能:

$$U_e = \frac{\mu_0 M_A V_A M_B V_B (2d_{x1}^2 - d_{y1}^2)}{4\pi \sqrt{1 + \dot{w}^2(l_{s1}, t)} (d_{x1}^2 + d_{y1}^2)^{\frac{5}{2}}} + \frac{\mu_0 M_A V_A M_B V_B (3d_{x1} d_{y1} \dot{w}(l_{s1}, t))}{4\pi \sqrt{1 + \dot{w}^2(l_{s1}, t)} (d_{x1}^2 + d_{y1}^2)^{\frac{5}{2}}} + \frac{\mu_0 M_A V_A M_B V_B (2d_{x2}^2 - d_{y2}^2)}{4\pi \sqrt{1 + \dot{w}^2(l_{s2}, t)} (d_{x2}^2 + d_{y2}^2)^{\frac{5}{2}}} + \frac{\mu_0 M_A V_A M_B V_B (3d_{x2} d_{y2} \dot{w}(l_{s2}, t))}{4\pi \sqrt{1 + \dot{w}^2(l_{s2}, t)} (d_{x2}^2 + d_{y2}^2)^{\frac{5}{2}}} \quad (11)$$

利用分离系数法可将悬臂梁的位移分解为一阶模态振型函数和时间坐标的乘积,即

$$w(x, t) = \phi(x)q(t) \quad (12)$$

$$s(y, t) = \varphi(y)p(t) \quad (13)$$

$$u(y, t) = \varphi(y)r(t) \quad (14)$$

$$\phi(x) = \begin{cases} \phi_1(x), & 0 \leq x < l_p \\ \phi_2(x), & l_p \leq x < l_{s1} \end{cases} \quad (15)$$

$$\varphi(y) = \begin{cases} \varphi_1(y), & 0 \leq y < l_{s2} - l_t \\ \varphi_2(y), & l_p \leq y < l_{s2} \end{cases} \quad (16)$$

式中, $\phi(x)$ 和 $q(t)$ 分别为悬臂梁 A 的一阶弯曲振型和模态坐标; $\varphi(y)$ 为辅助柔性梁 B 和辅助柔性梁 C 的一阶弯曲振型; $p(t)$ 和 $r(t)$ 分别为辅助柔性梁 B 和辅助柔性梁 C 的模态坐标; $\phi_1(x)$ 和 $\phi_2(x)$ 分别为含压电片和不含压电片悬臂梁 A 的一阶弯曲振型; $\varphi_1(y)$ 和 $\varphi_2(y)$ 分别为含磁铁和不含磁铁辅助柔性梁 B 和辅助柔性梁 C 的一阶弯曲振型。

将梁的位移分解后,再将式(2)~(4)代入式(1),得到拉格朗日函数:

$$L = M_0 \dot{q}^2(t) + \Gamma \dot{q}(t) \dot{z}(t) + M_1 \dot{p}^2(t) + M_2 \dot{r}^2(t) + Mz^2(t) + \theta v(t)q(t) + \frac{1}{4} C_p v^2(t) - m_q q^2(t) - m_p p^2(t) - m_r r^2(t) - U_m \quad (17)$$

其中:

$$M_0 = \frac{1}{2} \rho_{s1} h_{s1} b_{s1} \left(\int_0^{l_p} \phi_1^2(x) dx + \int_0^{l_{s1}-l_p} \phi_2^2(x) dx \right) + \rho_p h_p b_p \int_0^{l_p} \phi_1^2(x) dx + \frac{1}{2} M_1 \phi_2^2(l_{s1} - l_p)^2, \\ \Gamma = \frac{1}{2} \rho_{s1} h_{s1} b_{s1} \left(\int_0^{l_p} \phi_1(x) dx + \int_0^{l_{s1}-l_p} \phi_2(x) dx \right) + \rho_p h_p b_p \int_0^{l_p} \phi_1(x) dx + \frac{1}{2} \rho_i h_i b_i l_i \phi_2^2(l_{s1} - l_p), \\ M_1 = \frac{1}{2} \rho_{s2} h_{s2} b_{s2} \left(\int_0^{l_{s2}-l_t} \varphi_1^2(y) dy + \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy \right) + \frac{1}{2} \rho_i h_i b_i \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy,$$

$$M_2 = \frac{1}{2} \rho_{s3} h_{s3} b_{s3} \left(\int_0^{l_{s3}-l_t} \varphi_1^2(y) dy + \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy \right) + \frac{1}{2} \rho_i h_i b_i \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy, \\ M = \frac{1}{2} \rho_{s1} h_{s1} b_{s1} l_{s1} + \frac{1}{2} \rho_{s2} h_{s2} b_{s2} l_{s2} + \frac{1}{2} \rho_{s3} h_{s3} b_{s3} l_{s3} + \rho_p h_p b_p l_p + \frac{3}{2} \rho_i h_i b_i l_i, \\ \theta = \frac{1}{2} e_{31} (h_{s1} + h_p) b_p \dot{\phi}_1(l_p), \\ m_q = \frac{1}{2} E_{s1} I_{s1} \left(\int_0^{l_p} \phi_1^2(x) dx + \int_0^{l_{s1}-l_p} \phi_2^2(x) dx \right) + E_p I_p \int_0^{l_p} \phi_1^2(x) dx, \\ m_p = \frac{1}{2} E_{s2} I_{s2} \left(\int_0^{l_{s2}-l_t} \varphi_1^2(y) dy + \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy \right) + \frac{1}{2} E_i I_i \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy, \\ m_r = \frac{1}{2} E_{s3} I_{s3} \left(\int_0^{l_{s3}-l_t} \varphi_1^2(y) dy + \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy \right) + \frac{1}{2} E_i I_i \int_0^{l_t} \varphi_2^2(y) dy.$$

将式(17)代入拉格朗日方程,得到最终的动力学方程:

$$\begin{cases} 2M_0 \ddot{q}(t) + 2\xi \omega_q \dot{q}(t) - \theta v(t) + 2m_q q(t) + \frac{\partial U_e}{\partial q(t)} = -\Gamma \ddot{z}(t) \\ 2M_1 \ddot{p}(t) + 2\xi \omega_p \dot{p}(t) + 2m_p p(t) + \frac{\partial U_e}{\partial p(t)} = 0 \\ 2M_2 \ddot{r}(t) + 2\xi \omega_r \dot{r}(t) + 2m_r r(t) + \frac{\partial U_e}{\partial r(t)} = 0 \\ \theta \dot{q}(t) + \frac{1}{2} C_p \dot{v}(t) + \frac{v(t)}{R} = 0 \end{cases} \quad (18)$$

式中, ξ 为模态阻尼比; ω_q 为悬臂梁 A 的模态频率; ω_p 和 ω_r 分别为辅助柔性梁 B 和 C 的模态频率。

2 柔性采集器动力学特性仿真

由式(18)可知,辅助柔性梁位移 $r(t)$ 、 $p(t)$ 通过 $\partial U_e / \partial p(t)$ 、 $\partial U_e / \partial r(t)$ 即磁力影响采集器。为了揭示辅助柔性梁的动态响应特性,选取参数 $d=20$ mm、 $d_g=20$ mm、 $A=30$ m/s²、 $f=5$ Hz,仿真绘制了辅助柔性梁 B、C 随悬臂梁 A 运动的位移轨迹变化,如图 3 所示。当悬臂梁 A 位置改变时,磁铁间作用力发生改变使得辅助柔性梁发生形变,由于两辅助悬臂梁所受磁铁间作用力不同,导致其形变程度不同,磁铁间作用力越大,形变程度越大。如图 3(b) 所示,当 $w=-9$ mm 时,磁铁 A、C 间的作用力大于磁

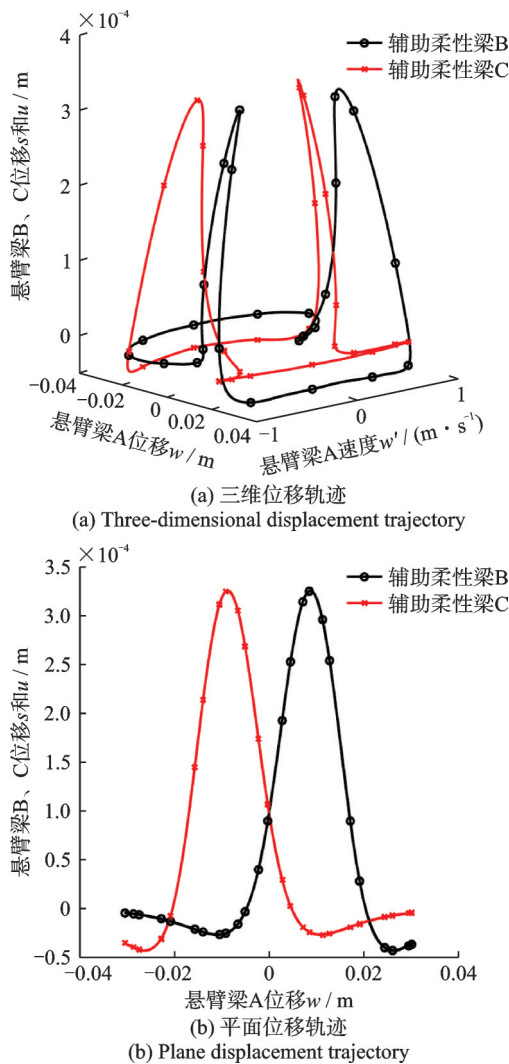


图 3 辅助柔性梁 B、C 随悬臂梁 A 运动的位移轨迹
Fig. 3 Displacement trajectories of auxiliary flexible beams B and C with the movement of cantilever beam A

铁 B、C 间的作用力,导致辅助柔性梁 C 的弯曲形变大于辅助柔性梁 B;随着悬臂梁 A 尖端位移逐渐靠近 $w=0$,磁铁间的作用力趋于相等,当 $w=0$ 时,磁铁 A、C 间的作用力和磁铁 B、C 间的作用力相等,因此辅助柔性梁 C 和辅助柔性梁 B 的弯曲形变相等;当 $w=9$ mm 时,磁铁 A、C 间的作用力小于磁铁 B、C 间的作用力,导致辅助柔性梁 C 的弯曲形变小于辅助柔性梁 B。

由式(19)可知, $r(t)$ 、 $p(t)$ 影响采集器的势能函数,即辅助柔性梁尖端位移 $s(l_2, t)$ 、 $u(l_3, t)$ 对势能函数存在影响。在上述条件下绘制半个周期中总势能 U_m 的实时变化如图 4(a) 所示(标记线表示半个周期中实际势能轨迹),由于两辅助悬臂梁在运动过程中形变程度不同,从而产生不对称的势能阱。当 $w=-9$ mm 时,辅助柔性梁 C 的弯曲形变大于辅助柔性梁 B,因此,两个外部磁铁不相等的作用力产生不对称的势能阱;由图 5 可知,此时势阱 A 深度为 0.243 mJ、宽度为 8.2 mm,势阱 D 深度为 0.176 mJ、

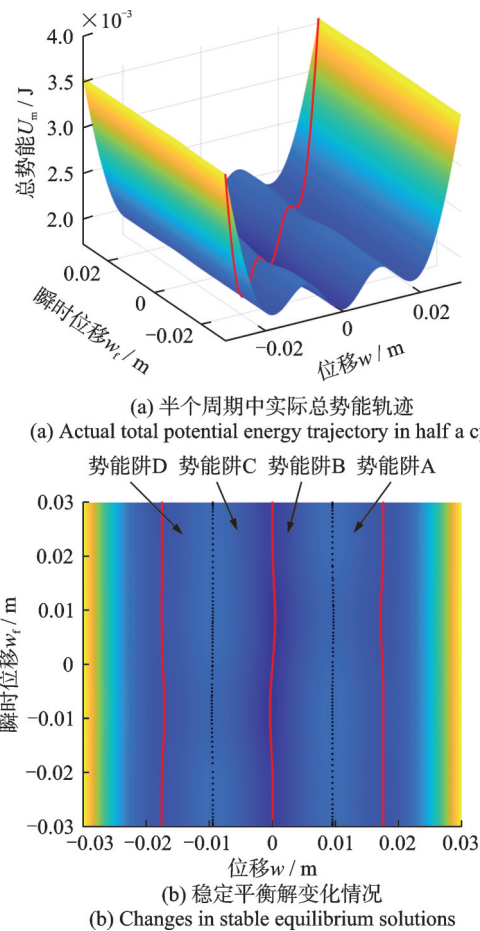


图 4 柔性采集器总势能实时变化曲面
Fig. 4 Real-time change surface of total potential energy of FTPEH

宽度为 7.59 mm。随着两辅助悬臂梁的弯曲形变趋于相等,当 $w=0$ 时,辅助柔性梁 C 和辅助柔性梁 B 的弯曲形变相等;由图 5 可知,此时势阱 A 深度为 0.218 mJ、宽度为 8 mm,势阱 D 深度为 0.218 mJ、宽度为 8 mm,此时势能阱是关于 $w=0$ 对称的。当 $w=9$ mm 时,辅助柔性梁 C 的弯曲形变小于辅助柔性梁 B;由图 5 可知,此时势阱 A 深度为 0.176 mJ、宽度为 7.59 mm,势阱 D 深度为 0.243 mJ、宽度为 8.2 mm,与 $w=-9$ mm 相反。

图 4(b) 所示实线表示三个稳定平衡解,虚线表示两个不稳定平衡解。图 5 所示为运动过程中 4 个势阱的深度和宽度变化趋势图。从图 5 中可以看出,势阱的深度和宽度变化趋势相同,势阱的深度越高,势阱的宽度也越宽。势阱 A 深度的变化趋势与辅助柔性梁 B 位移变化趋势相反,可以看出,势阱 A 的变化主要受辅助柔性梁 B 位移影响,势阱 D 的变化主要受辅助柔性梁 C 位移影响,势阱 A 和 D 的变化趋势关于 $w=0$ 对称;势阱 B 在 $w=-30 \sim 0$ mm 范围内主要受辅助柔性梁 C 位移影响,在 $w=0 \sim 30$ mm 范围内主要受辅助柔性梁 B 位移影响,势阱 B 和 C 的变化趋势关于 $w=0$ 对称。

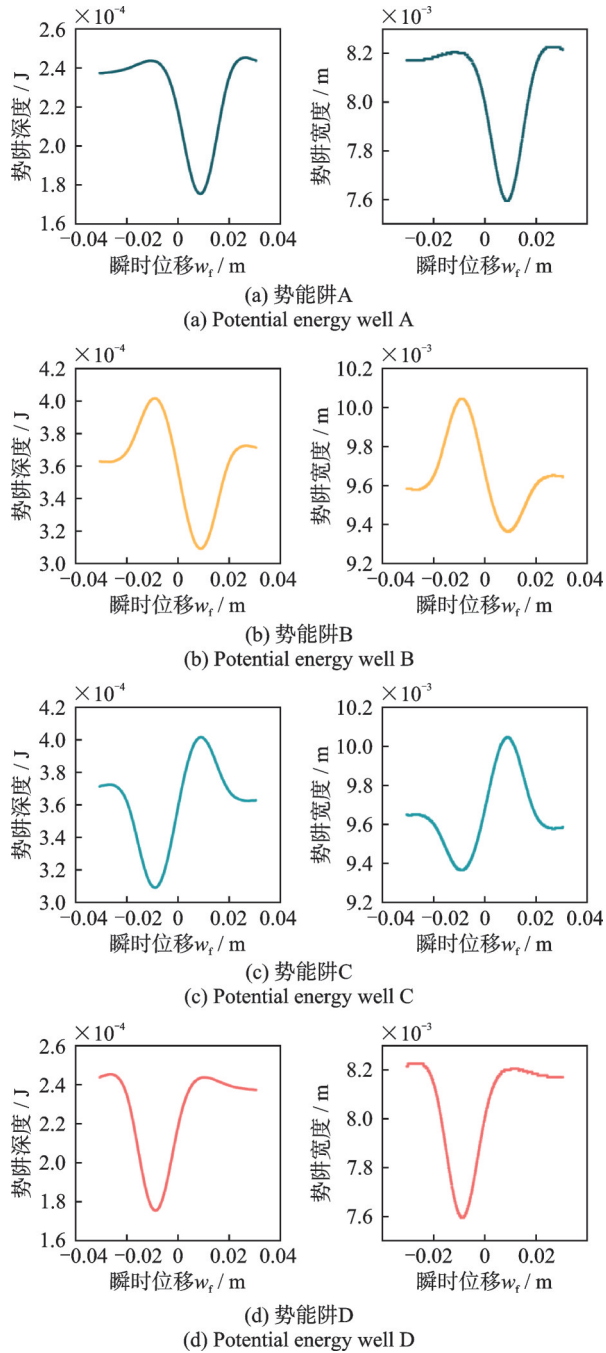


图5 势阱深度和宽度变化趋势

Fig. 5 Variation trend of depth and width of potential energy well

3 辅助柔性梁刚度对总势能的影响

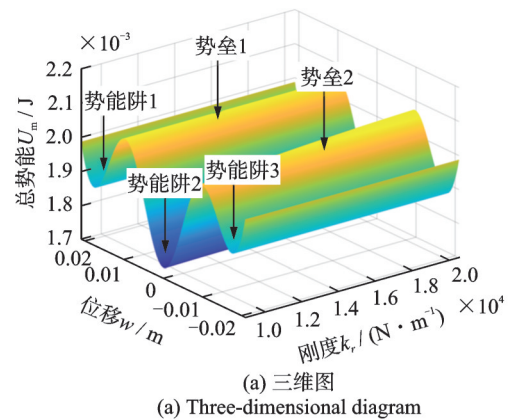
柔性采集器的势能函数可由式(17)得到:

$$U = m_q \dot{q}^2(t) + m_p \dot{p}^2(t) + m_r \dot{r}^2(t) + U_m \quad (19)$$

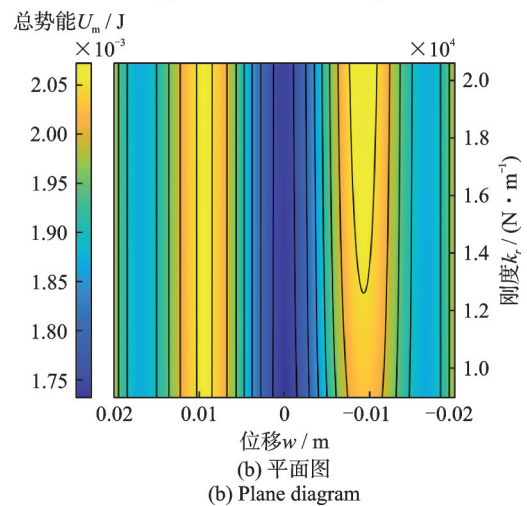
其中, $r(t)$ 、 $p(t)$ 主要是由辅助柔性梁的弯曲形变引起, 主要由 m_p 、 m_r 决定, 即由辅助柔性梁的刚度决定, 因此, 系统参数刚度对总势能存在影响。

为了揭示辅助柔性梁刚度对采集器的影响, 图6仿真绘制了辅助柔性梁B在 $k_b = 14250 \text{ N/m}$ 时辅助柔性梁C在不同刚度下采集器的总势能曲面图, 模型结构参照图1。如图6所示, 由于两个辅助

柔性梁刚度的不同, 使得辅助悬臂梁所能达到的最大挠度不同, 从而使得磁铁间作用力不同, 表现为势能曲线非对称性, 随着辅助柔性梁C的刚度增大, 势垒1处高度无变化, 保持在 2.227 mJ 附近, 而势垒2处高度持续增大, 从 2.171 mJ 增大至 2.262 mJ , 从势能阱2突破到势能阱1所需能量无变化, 而从势能阱2突破到势能阱3所需能量持续增大。考虑到两柔性梁的结构尺寸和材料特性完全一致, 且由图3可知, 辅助柔性梁B和辅助柔性梁C的运动关于 $w=0$ 平面对称, 这里主要研究辅助柔性梁C对总势能的影响, 辅助柔性梁B对总势能的影响与辅助柔性梁C是相似的。



(a) Three-dimensional diagram

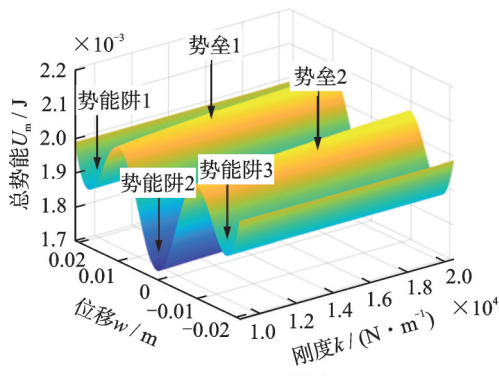


(b) Plane diagram

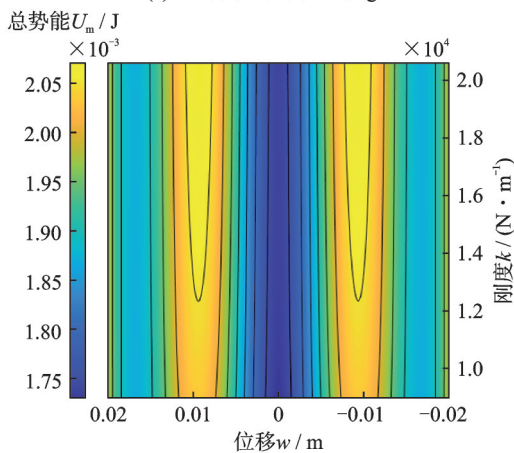
图6 不同刚度 k_r 下的总势能变化曲面Fig. 6 Variable surface of total potential energy under different stiffnesses k_r

同时改变辅助柔性梁B和辅助柔性梁C的刚度, 采集器的总势能变化曲面如图7所示。当辅助柔性梁B和辅助柔性梁C的刚度相同时, 势能曲线关于 $w=0$ 平面对称, 并且随着刚度的增大, 辅助悬臂梁所能达到的最大挠度减小, 从而使得磁铁间作用力增大, 表现为两边的势垒呈上升趋势, 三个势能阱深度持续增大。

综上所述, 辅助柔性梁刚度可以影响势垒的高度, 刚度越大, 势垒高度越高, 势阱深度越大, 使得采集器突破势垒做大幅阱间运动所需的能量增加, 并



(a) 三维图
(a) Three-dimensional diagram



(b) 平面图
(b) Plane diagram

图 7 不同刚度 k 下 ($k_p=k_r$) 的总势能变化曲面

Fig. 7 Variation surface of total potential energy ($k_p=k_r$) under different stiffnesses k

且只改变一个辅助柔性梁的刚度会使势能曲线表现出非对称性,可以通过改变柔性悬臂梁刚度起到定制势阱的效果。

为了提高能量采集器的环境适应能力,即在较低的环境激励条件下和更宽的频带范围内采集输出更高的电能,研制的势阱可调型能量采集器必须具备两个显著特点,即较低的跳转加速度和较宽的工作频带范围。一方面,环境中的振动通常比较微弱,较低的跳转激励加速度意味着振动能量采集器在比较微弱的外部激励时,依然能够从小幅值的阱内运动跳转到大幅值的阱间运动,这对于提高采集器的动态输出性能非常重要。另一方面,环境振动通常具有宽频、随机性。能量采集器具备更宽的工作频带意味着振动能量采集器可以在更广泛的频率范围内与环境振动相匹配,使之处于最佳工作频率点,从而提高能量收集效率。因此,后续将着重研究柔性辅助梁在不同激励加速度幅值和频率下对能量采集器的频率响应和幅值响应的影响,证明所提柔性三稳态压电能量采集器具有较好的环境适应能力。

3.1 辅助柔性梁刚度对采集器频域特性的影响

为了进一步了解辅助柔性梁刚度对系统频域特

性的影响,图 8 所示为采集器在 $d=20\text{ mm}$ 、 $d_g=20\text{ mm}$ 、 $A=12\text{ m/s}^2$ 时不同辅助柔性梁刚度下采集器输出电压随激励加速度频率变化的仿真结果。从图 8 中可以看出,当辅助柔性梁刚度 $k=2512.1\text{ N/m}$ 时,采集器在 $3.3\sim 8.5\text{ Hz}$ 之间做大幅阱间运动,最大电压为 3.504 V ;增大辅助柔性梁刚度至 $k=5531.3\text{ N/m}$ 时,采集器在 $5.2\sim 9\text{ Hz}$ 之间做大幅阱间运动,最大电压为 4.536 V ;继续增大辅助柔性梁刚度至 $k=20843\text{ N/m}$ 时,采集器在 $7.3\sim 9.2\text{ Hz}$ 之间做大幅阱间运动,最大电压为 5.697 V 。由此可以看出,随着辅助柔性梁刚度的增大,采集器的频带宽度减小,并且向高频区域偏移,这不利于低频环境下的能量采集。

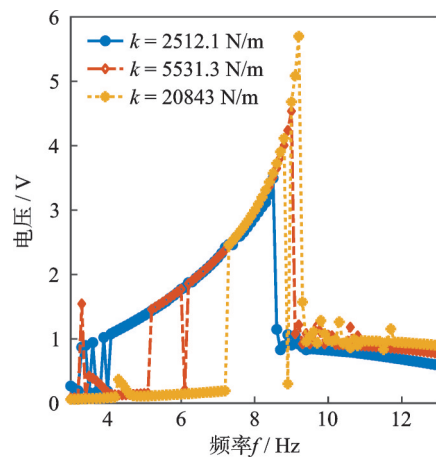


图 8 不同刚度下的频率响应对比

Fig. 8 Comparison of frequency response under different stiffnesses

图 9 所示为采集器在 $d=20\text{ mm}$ 、 $d_g=20\text{ mm}$ 、 $f=6\text{ Hz}$ 时不同辅助柔性梁刚度下采集器输出电压随激励加速度幅值变化的仿真结果。从图 9 中可以看出,当辅助柔性梁刚度 $k=2512.1\text{ N/m}$ 时,随着激励加速度幅值的逐渐增加,采集器在 $A=7\text{ m/s}^2$ 时

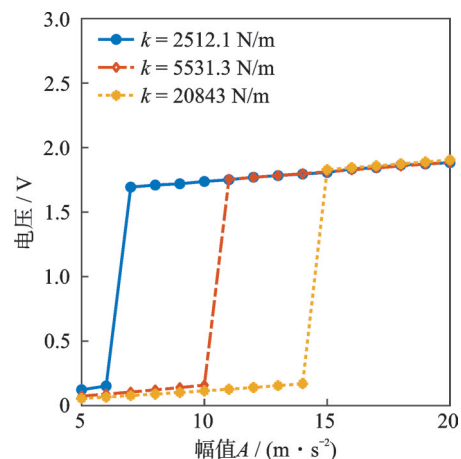


图 9 不同刚度下的幅值响应对比

Fig. 9 Comparison of amplitude response under different stiffnesses

从小幅阱内运动跳变到大幅阱间运动;增大辅助柔性梁刚度至 $k=5531.3\text{ N/m}$ 时,采集器在 $A=11\text{ m/s}^2$ 时从小幅阱内运动跳变到大幅阱间运动;继续增大辅助柔性梁刚度至 $k=20843\text{ N/m}$ 时,采集器在 $A=15\text{ m/s}^2$ 时从小幅阱内运动跳变到大幅阱间运动。由此可以看出,增大辅助柔性梁刚度使得系统做大幅阱间运动所需的激励加速度幅值增大,不利于采集器在低激励环境下的能量采集。

3.2 外部激励对采集器的影响

为了更好地确定柔性采集器在能量采集上的优越性,本节分析比较柔性采集器和经典采集器的主要性能。

研究两个能量采集器在不同激励加速度幅值下的采集电压响应特性,确定两个能量采集器的基础参数均为 $d=20\text{ mm}$ 、 $d_g=20\text{ mm}$,图10为两个能量采集器在激励加速度幅值分别为7和 12 m/s^2 下的频率响应曲线。如图10(a)所示,在激励加速度幅值为 7 m/s^2 时,柔性采集器在 $5.8\sim 7.4\text{ Hz}$ 频率范围内做大幅阱间运动,而经典采集器在整个频率范围内并无大幅阱间运动,由此可以看出,柔性采集器在较小的激励幅值就能进入高能轨道,从而提高采集性能;当激励加速度幅值增大至 12 m/s^2 时,如图10(b)所示,柔性采集器在 $4.1\sim 8.5\text{ Hz}$ 频率范围内做大幅阱间运动,而经典采集器在 $8.4\sim 9.1\text{ Hz}$ 频率范围内做大幅阱间运动,由此可以看出,激励加速度幅值的增加,拓宽了柔性采集器的高效工作频带,并且工作频带也优于经典采集器。

图11为两个能量采集器在激励加速度频率分别为5和 7 Hz 下的幅值响应曲线。当激励加速度频率为 5 Hz 时,如图11(a)所示,由于柔性辅助梁对于

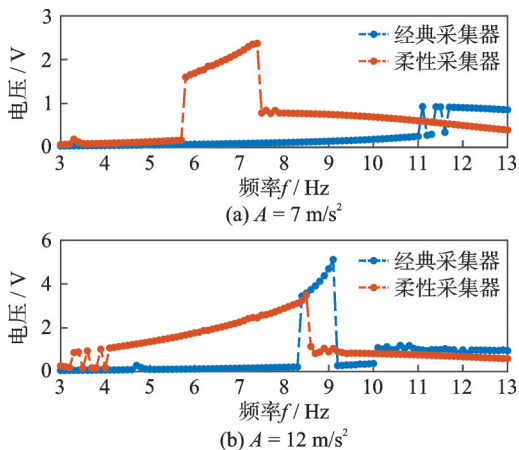


图10 $A=7$ 和 12 m/s^2 下柔性采集器和经典采集器的频率响应曲线

Fig. 10 Frequency response curves of FTPEH and TPEH under different excitation acceleration amplitudes $A=7\text{ m/s}^2$ and $A=12\text{ m/s}^2$

磁力的影响,使得柔性采集器能在较低激励加速度幅值下从低能轨道跳转进入高能轨道,从而进行大幅阱间运动,发生跳转时的激励加速度幅值为 9 m/s^2 ,而经典采集器发生跳转时的激励加速度幅值为 19 m/s^2 ;增加激励加速度频率至 7 Hz ,如图11(b)所示,柔性采集器发生跳转时的激励加速度幅值降低至 7 m/s^2 ,经典采集器发生跳转时的激励加速度幅值降低至 15 m/s^2 ,结果表明,引入柔性梁之后可以大大降低外部所需激励加速度幅值,使采集器能在较低激励情况下跳转到高能轨道,提高能量采集性能。

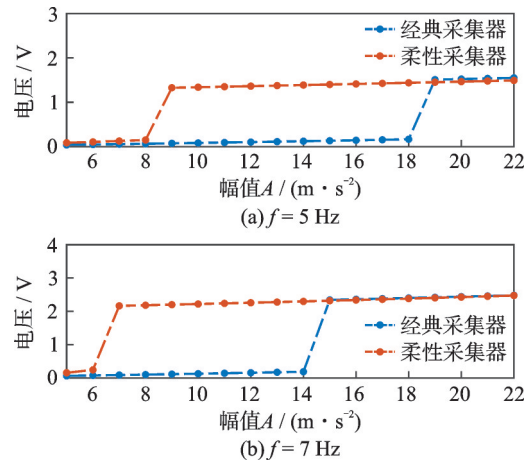


图11 $f=5$ 和 7 Hz 下柔性采集器和经典采集器的幅值响应曲线

Fig. 11 Amplitude response curves of FTPEH and TPEH under different excitation acceleration frequencies $f=5\text{ Hz}$ and $f=7\text{ Hz}$

4 试验验证

为了验证上述数学模型和仿真的准确性,研制了柔性压电悬臂梁采集器样机,如图12所示,悬臂梁A一端固定在基座上,根部上、下表面各粘结了一片与外部负载电阻串联的相同的压电片,另一端顶部粘结了永磁铁A,永磁铁A水平间距 d 的位置上有两个垂直间距为 d_g 的永磁铁B和C,它们与永磁铁A相斥并且分别粘结在辅助柔性梁B和辅助柔性梁C的末端表面,辅助柔性梁B和辅助柔性梁C的根部同样固定在基座上。

构建试验平台如图12所示,整个装置由信号发生器产生信号,通过功率放大器放大信号作用于振荡器模拟振动,使采集器根据不同的振动产生不同的响应,通过直流稳压电源给电荷放大器供电,电荷放大器作用于激光位移传感器。外部激励由信号发生器控制,激光位移传感器采集悬臂梁位移数据,动态信号测试分析系统获取采集器输出电压数据,最

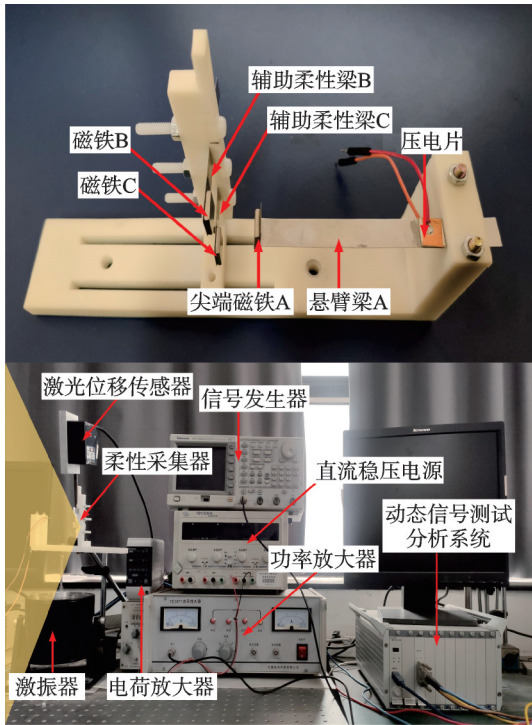


图 12 柔性采集器试验平台

Fig. 12 Experimental platforms of FTPEH

后导入动态信号测试分析系统进行数据分析。

首先分析不同采集器在激励加速度频率变化时输出电压的响应情况,确定两个采集器的系统参数 $d=20\text{ mm}$ 、 $d_g=20\text{ mm}$,并试验得到两个采集器在不同激励加速度幅值下频率为 3~13 Hz 上的频率响应曲线,如图 13(a)所示,当外部激励幅值 $A=7\text{ m/s}^2$ 时,柔性采集器大幅阱间运动的频率范围为 5.1~7.3 Hz,有效工作频带为 2.2 Hz,而经典采集器

在整个频带范围内都表现为小幅阱内运动,由此可知柔性采集器在 $f=6\text{ Hz}$ 时为大幅阱间运动。图 14 为两个采集器在频率 $f=6\text{ Hz}$ 时的时域响应特性,而经典采集器在 6 Hz 时还表现为小幅阱内运动。如图 13(b)所示,当外部激励幅值 $A=12\text{ m/s}^2$ 时,柔性采集器大幅阱间运动的频率范围为 3.1~8 Hz,经典采集器大幅阱间运动的频率范围为 8.4~9.1 Hz,结果表明,加入柔性梁之后采集器的有效频带从 0.7 Hz 扩大到了 5 Hz,有效地提高了采集器的工作频带,与仿真分析结果相一致。需要说明的是,在高频区域,所提柔性采集器的频率响应特性大幅降低,与经典采集器的频率响应特性基本相似,则表明环

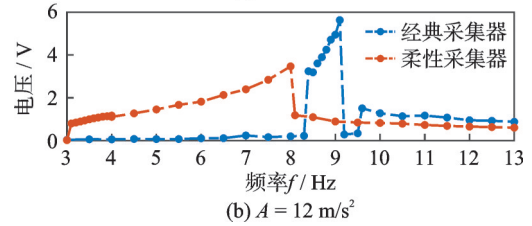
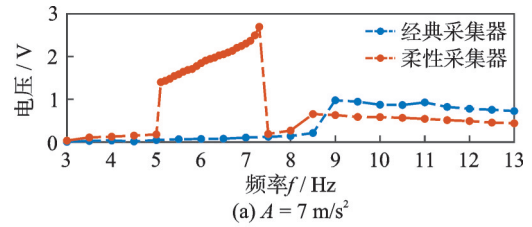


图 13 $A=7$ 和 12 m/s^2 下柔性采集器和经典采集器的频率响应曲线

Fig. 13 Frequency response curves of FTPEH and TPEH under different excitation acceleration amplitudes $A=7\text{ m/s}^2$ and $A=12\text{ m/s}^2$

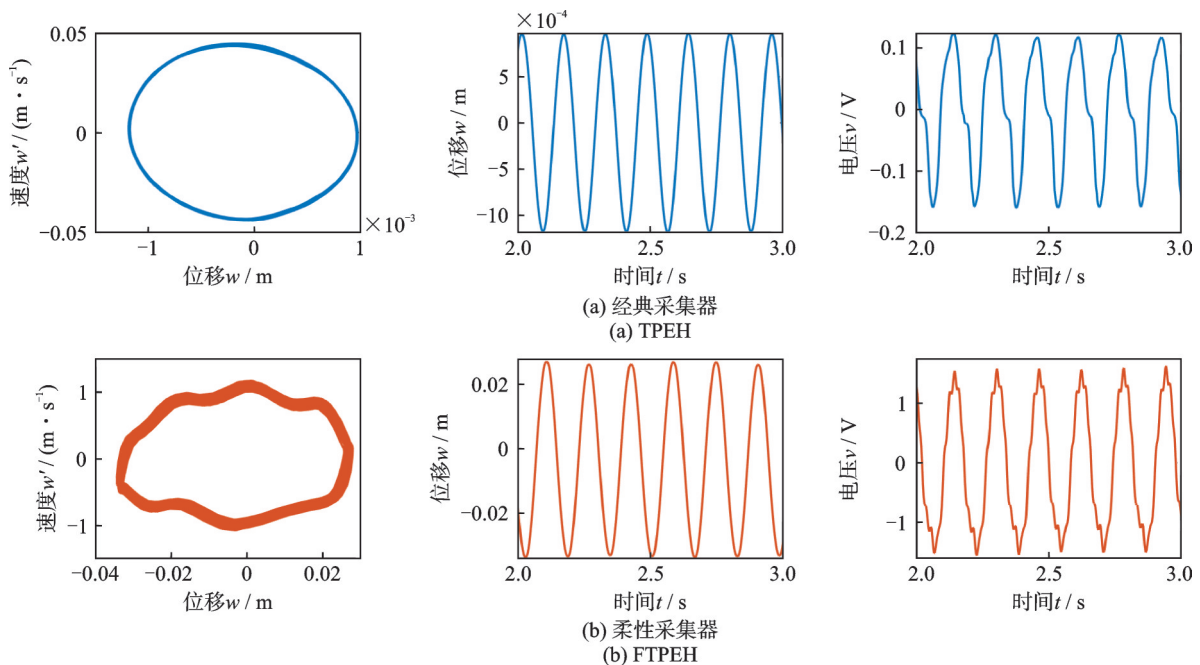


图 14 经典采集器和柔性采集器时域响应

Fig. 14 Time-domain response of TPEH and FTPEH

境振动频率已远远超出柔性采集器的工作频带范围,这也进一步说明所提柔性采集器具有较低的工作频带。

为了进一步验证柔性采集器在低激励下的优越性,图 15 试验得出了两个采集器在不同激励加速度频率下的激励加速度幅值-电压响应曲线。如图 15(a)所示,当激励加速度频率 $f=5$ Hz时,随着激励加速度幅值的增大,柔性采集器在 $A=7$ m/s²时突破势垒发生跳变,从小幅的阱内运动跳转到大幅的阱间运动,而经典采集器在 $A=18$ m/s²时发生跳变进入大幅阱间运动,输出较高电压;如图 15(b)所示,当激励加速度频率 $f=7$ Hz时,随着激励加速度幅值的增大,柔性采集器在 $A=5$ m/s²时突破势垒发生跳变,从小幅的阱内运动跳转到大幅的阱间运动,而经典采集器在 $A=14$ m/s²时发生跳变进入大幅阱间运动。试验结果表明,引入柔性梁可以大大减小外部激励幅值,能在较小的外部激励幅值下进行大幅阱间运动,输出较高电压。

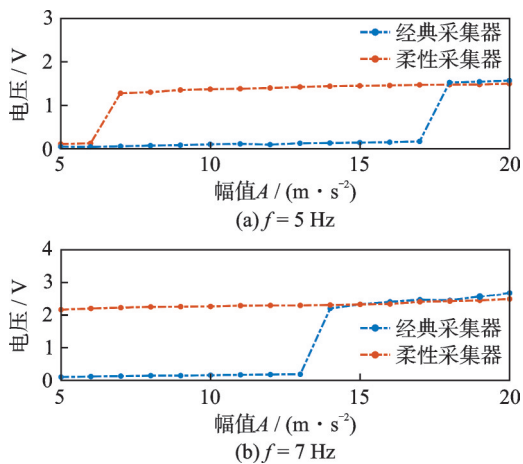


图 15 $f=5$ 和 7 Hz 下柔性采集器和经典采集器的幅值响应曲线

Fig. 15 Amplitude response curves of FTPEH and TPEH under different excitation acceleration frequencies $f=5$ Hz and $f=7$ Hz

5 结 论

引入辅助柔性梁构建势能可调的三稳态压电能量采集器,建立数学模型,并通过龙格-库塔算法进行解析,对柔性采集器的动力学特性进行仿真和试验,得到如下主要结论:

(1) 柔性采集器引入辅助柔性梁保持了系统三稳态的基本特性;柔性梁的微幅振动实时改变了磁铁之间的水平间距,致使势能阱的深度发生改变,达到势能阱实时调节的功能。

(2) 增大辅助柔性梁的刚度,系统势垒高度和势阱深度增大,采集器的有效工作带宽减小,工作频

带向高频区域平移,系统做大幅阱间运动所需的激励加速度幅值增大,不利于采集器在低频低激励环境下能量采集,所以应选择较低刚度的辅助柔性梁。

(3) 激励加速度幅值为 7 m/s²时,柔性采集器比经典采集器频带宽 2.3 Hz;激励加速度幅值为 12 m/s²时,柔性采集器比经典采集器频带宽 4.9 Hz。柔性采集器有效工作频带明显优于经典采集器。

(4) 激励加速度频率为 5 Hz 时,柔性采集器和经典采集器发生跳变所需的激励加速度幅值分别为 7 和 18 m/s²;激励加速度频率为 7 Hz 时,柔性采集器和经典采集器发生跳变所需的激励加速度幅值分别为 5 和 14 m/s²。柔性采集器从低能轨道跳转到高能轨道所需加速度幅值低于经典采集器。

综上,所提柔性压电能量采集器具有较宽的工作频带和较低的跳变激励加速度,具有较好的环境适应能力。下一步的研究工作是优化采集器结构和数学模型,进一步降低采集的跳变激励加速度幅值,提升其环境适应能力。

参考文献:

- [1] YU H, HOU C W, SHAN X B, et al. A novel seesaw-like piezoelectric energy harvester for low frequency vibration[J]. Energy, 2022, 261: 125241.
- [2] 唐炜,王小璞,曹景军.非线性磁式压电振动能量采集系统建模与分析[J].物理学报,2014,63(24):76-89.
TANG Wei, WANG Xiaopu, CAO Jingjun. Modeling and analysis of piezoelectric vibration energy harvesting system using permanent magnets[J]. Acta Physica Sinica, 2014, 63(24): 76-89.
- [3] ZHOU Z Y, QIN W Y, ZHU P. Energy harvesting in a quad-stable harvester subjected to random excitation [J]. AIP Advances, 2016, 6(2): 025022.
- [4] STANTON S C, MCGEHEE C C, MANN B P. Nonlinear dynamics for broadband energy harvesting: investigation of a bistable piezoelectric inertial generator [J]. Physica D: Nonlinear Phenomena, 2010, 239(10): 640-653.
- [5] LIN J T, LEE B, ALPHENAAR B. The magnetic coupling of a piezoelectric cantilever for enhanced energy harvesting efficiency[J]. Smart Materials and Structures, 2010, 19(4): 045012.
- [6] 谭江平,王光庆,鞠洋,等.多稳态压电振动能量采集器的非线性动力学特性及其实验研究[J].振动工程学报,2021,34(4):765-774.
TAN Jiangping, WANG Guangqing, JU Yang, et al. Nonlinear dynamic characteristics and experimental validation of a multi-stable piezoelectric vibration energy harvester[J]. Journal of Vibration Engineering, 2021,

- 34(4): 765-774.
- [7] ZHOU S X, CAO J Y, WANG W, et al. Modeling and experimental verification of doubly nonlinear magnet-coupled piezoelectric energy harvesting from ambient vibration[J]. *Smart Materials and Structures*, 2015, 24(5): 055008.
- [8] WANG W, LIU S S, CAO J Y, et al. Two degrees of freedom piezoelectric vibration energy harvester [C]// *Proceedings of Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 2016*. Las Vegas, US: SPIE, 2016: 97990Q.
- [9] 李魁, 杨智春, 谷迎松, 等. 变势能阱双稳态气动弹性能量收集的性能增强研究[J]. *航空学报*, 2020, 41(9): 223710.
LI Kui, YANG Zhichun, GU Yingsong, et al. Performance enhancement of variable-potential-well bi-stable aeroelasticity energy harvesting[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(9): 223710.
- [10] FAN Y M, GHAYESH M H, LU T F. A broadband magnetically coupled bistable energy harvester via parametric excitation[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 244: 114505.
- [11] ZHOU Z Y, QIN W Y, DU W F, et al. Improving energy harvesting from random excitation by nonlinear flexible bi-stable energy harvester with a variable potential energy function[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 115: 162-172.
- [12] CHEN L, LIAO X, SUN B B, et al. A numerical-experimental dynamic analysis of high-efficiency and broadband bistable energy harvester with self-decreasing potential barrier effect[J]. *Applied Energy*, 2022, 317: 119161.
- [13] LI X X, LI Z L, HUANG H, et al. Broadband spring-connected bi-stable piezoelectric vibration energy harvester with variable potential barrier[J]. *Results in Physics*, 2020, 18: 103173.
- [14] 赵泽翔, 王光庆, 王学保, 等. 三稳态压电能量采集器的动态特性与实验[J]. *振动、测试与诊断*, 2020, 40(4): 668-672.
ZHAO Zexiang, WANG Guangqing, WANG Xuebao, et al. Dynamic characteristics and experimental analysis of tri-stable piezoelectric energy harvester[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(4): 668-672.
- [15] 李颖, 鞠洋, 谭江平, 等. 三稳态压电振动能量采集器的动力学建模、仿真与实验研究[J]. *传感技术学报*, 2020, 33(8): 1098-1109.
LI Ying, JU Yang, TAN Jiangping, et al. Dynamic modeling, simulation and experiment validation of a tri-stable piezoelectric vibration energy harvester[J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2020, 33(8): 1098-1109.
- [16] ZHOU S X, CAO J Y, INMAN D J, et al. Broadband tristable energy harvester: modeling and experiment verification[J]. *Applied Energy*, 2014, 133: 33-39.
- [17] ZHU P, REN X M, QIN W Y, et al. Theoretical and experimental studies on the characteristics of a tri-stable piezoelectric harvester[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2017, 87(9): 1541-1554.
- [18] 满大伟, 王建国. 梁端磁铁尺寸对三稳态压电俘能器性能影响分析[J]. *应用力学学报*, 2020, 37(4): 1459-1467.
MAN Dawei, WANG Jianguo. Size effect of tip magnet on the performance of tri-stable piezoelectric energy harvesters[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2020, 37(4): 1459-1467.
- [19] PANYAM M, DAQAQ M F. Characterizing the effective bandwidth of tri-stable energy harvesters[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 386: 336-358.
- [20] 鞠洋, 郑友成, 朱强国, 等. 三稳态压电振动能量采集器的非对称势能阱产生机理及其动力学特性研究[J]. *传感技术学报*, 2021, 34(8): 1051-1061.
JU Yang, ZHENG Youcheng, ZHU Qiangguo, et al. Generation mechanism of asymmetrical potential energy wells and its effects on the dynamic characteristics of tri-stable piezoelectric vibrational energy harvester[J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2021, 34(8): 1051-1061.
- [21] 韩研研, 曹树谦, 孙舒, 等. 考虑几何非线性时双稳态压电悬臂梁响应分析[J]. *压电与声光*, 2014, 36(1): 132-139.
HAN Yanyan, CAO Shuqian, SUN Shu, et al. Response analysis of bistable piezoelectric cantilever beam considering geometric nonlinearity[J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2014, 36(1): 132-139.
- [22] QIAN F, ZHOU S X, ZUO L. Approximate solutions and their stability of a broadband piezoelectric energy harvester with a tunable potential function[J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2020, 80: 104984.
- [23] ZOU D L, LIU G Y, RAO Z S, et al. A device capable of customizing nonlinear forces for vibration energy harvesting, vibration isolation, and nonlinear energy sink[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 147: 107101.
- [24] YUNG K W, LANDECKER P B, VILLANI D D. An analytic solution for the force between two magnetic dipoles[J]. *Physical Separation in Science and Engineering*, 1998, 9(1): 39-52.

第一作者: 侯露刚(1997—),男,硕士研究生。

E-mail:765838899@qq.com

通信作者: 王光庆(1975—),男,博士,教授。

E-mail:kele76@163.com