

间接激励压电发电机的建模仿真与试验研究

王淑云^{1,2}, 朱雅娜^{1,3}, 阚君武^{1,2}, 张忠华^{1,2}, 黄鑫¹, 侯刘奖¹

(1. 浙江师范大学精密机械与智能结构研究所, 浙江 金华 321004; 2. 浙江省城市轨道交通智能运维技术与装备重点实验室(浙江师范大学), 浙江 金华 321004; 3. 嘉兴市第一中学, 浙江 嘉兴 314000)

摘要: 为满足旋转机械监测系统的自供电需求、解决现有压电发电机可靠性低及有效带宽窄等问题, 提出一种基于移动凸轮间接激励并限幅的旋转式压电发电机(简称间接激励压电发电机)。介绍了发电机的结构原理并进行了建模仿真与试验测试, 获得了激励磁铁数量比、凸轮升程及升角对激励力形式/幅值、压电振子变形量/输出电压及发电机带宽等的影响规律。结果表明: 利用凸轮间接激励可有效地限制压电振子的振幅/输出电压、避免幅频特性曲线出现明显的谐振峰; 其他条件相同时, 使压电振子变形量/输出电压相同的有效带宽随激励磁铁数量比的减小及凸轮升角(30°-45° 范围内)的增加而增加; 随凸轮升程的增加, 压电振子变形量/输出电压增加、有效带宽减小; 磁铁数量比为 0.25、升角为 40°、升程为 2/ 3/ 4/ 5 mm 时, 使输出电压为 20/ 40/ 60/ 70 V 的有效转速范围为 212.8/ 67.2/ 67.2/ 44.8 r/min; 此外, 存在最佳负载 70 kΩ 使发电机输出功率最大(9.66 mW)。

关键词: 旋磁; 压电发电机; 间接激励; 凸轮; 限幅

中图分类号: TN384; TM619 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)01-0127-07

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.01.014

引言

为满足无线传感器/医学植入系统/结构健康与环境监测系统/便携式电子产品等微功率设备实时供电的需求、减少废弃化学电池处理所造成的资源浪费与环境污染等问题, 基于环境能量回收的压电发电机(亦称压电俘能器)研究已成为国内外的热点^[1-3]。根据环境能源形式的不同, 现已开发的压电发电机可分为振动式^[4-5]、流体激励式(风能与液体流动能量)^[6-8]及旋转式^[9]等, 每类压电发电机都有其自身的特点及适用领域。

压电旋转发电机主要通过收集旋转体(轴/轮、轴承、螺旋桨/风力发电机叶片等)动能发电并构造自供电监测系统。根据压电振子的激励方式, 现有压电旋转发电机可分为两大类: ①接触激励发电机, 通过接触力(撞击力^[10]或拨动力^[11])迫使压电振子变形发电, 其优点是激励可靠, 但间歇式的接触-脱离工作模式下会产生接触冲击与噪音, 故仅适于低速环境(200 r/min^[11]); ②非接触激励发电机, 通过非接触力(压电振子附加质量的惯性力^[12-13]或相对转动的磁耦合力^[14-15])迫使压电振子变形发电, 其优

点是结构简单、无接触冲击和噪音, 但有效带宽窄、可靠性低-惯性激励发电机也仅适于低速环境, 高速时压电振子会因惯性力过大无法产生往复弯曲变形或单向变形过大而损毁; 旋磁激励适于高速环境, 但仅当发电机可激励频率为压电振子分频/倍频时发电能力较强, 压电振子共振与非共振时其输出电压之比高达数倍(7.5 倍)^[16]或数十倍(67 倍)^[17], 共振时压电片易因应力过大而损毁。

为提高旋转发电机的可靠性、转速适应性及有效频带宽度(有效的转速范围), Guo 等^[18]及 Zhang 等^[19]研究了磁力耦合式非线性自激发电机, Zou 等^[20]研究了基于磁力耦合的双振子自激发电机, Nasrin 等^[21]和 Xie 等^[22]研究了双稳态旋磁激励发电机, 阚君武等研究了磁力夹持调频^[17]及变刚度调频的旋磁激励发电机^[23]。上述发电机在可靠性、有效带宽及转速适应性等方面都有一定程度的改善, 但依然利用压电振子共振时的双向弯曲变形发电(脆性压电片的许用拉应力远低于许用压应力), 其幅频特性曲线依然存在非常明显的谐振峰, 故可靠性、转速适应性及有效频带宽度(发电机系统固有频率可调性)仍有待进一步提升。

提出了一种将接触激励和非接触激励相结合的

收稿日期: 2019-06-08; **修订日期:** 2020-01-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51877199, 52077201); 浙江省重点研发项目(2021C01181); 浙江省自然科学基金资助项目(LY20F010006); 国家级大学生创新创业训练计划项目(201910345047); 浙江省新苗人才计划项目(2019R404018)

间接激励压电发电机,先利用旋转磁铁使移动凸轮往复振动(非接触激励),再利用移动凸轮激励压电振子(接触激励)。该方案可通过磁耦合激振力和弹簧刚度调节凸轮的幅频特性曲线(获得所需的非共振振幅和谐振频率)、通过凸轮升程/升角控制压电振子的幅频特性(使压电振子产生幅值适当、平缓/无明显谐振峰的单向弯曲变形),进而提高发电机的可靠性、有效频带宽度和转速适应性。从理论和试验两方面展开研究,着重探讨激励磁铁数量比、凸轮升程及凸轮升角对激振力形式/幅值、凸轮及压电振子幅频响应特性及发电机有效带宽等的影响规律,证明间接激励压电发电机结构原理的可行性。

1 压电发电机的结构与工作原理

间接激励压电发电机的结构原理如图1所示,图中的 l, δ, θ 分别为激励距离、凸轮升程及凸轮升角,由金属基板和压电晶片粘接而成的压电振子自由端顶靠在凸轮上,凸轮固定在推杆上并由复位弹簧和缓冲弹簧夹持,推杆端部的受激磁铁与转盘上均布的激励磁铁间为排斥力。推杆不受外力作用时,压电振子自由端顶靠在凸轮底面A与斜面B的交界处且无变形,复位弹簧、凸轮和缓冲弹簧间无预压力。为便于叙述,将发电机分解成三部分:旋转体(转盘、激励磁铁)、凸轮系统(受激磁铁、推杆、凸轮、复位弹簧及缓冲弹簧)及压电振子。

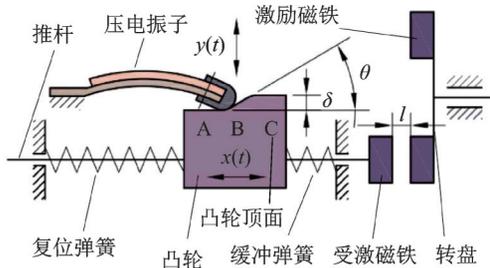


图1 压电发电机结构原理图

Fig. 1 Structure and working principle of the PEH

工作过程中,旋转体转动时经激励磁铁和受激磁铁间的磁耦合激振力使凸轮系统产生横向往复运动 $x(t)$,凸轮再经接触运动使压电振子产生沿凸轮表面的纵向弯曲变形 $y(t)$ 并将机械能转换成了电能。优势在于:①可通过凸轮系统的质量和弹簧刚度设计获得所需的凸轮系统频响特性,以适应旋转体的转速;②工作中压电振子仅发生幅值可控的单向变形(最大为凸轮升程 δ)、压电片仅承受压应力,可靠性高;③压电振子自由端始终与凸轮面保持接触,无接触冲击和噪音。

根据文献[16-17],压电振子弯曲变形产生的开

路电压 V_g 和功率 P_g 分别为:

$$V_g = \eta k y(t) \quad (1)$$

$$P_g = \frac{V_g^2}{2R_l \left[1 + \frac{1}{(\omega C_l R_l)^2} \right]} \quad (2)$$

式中 η 为与压电结构尺寸及材料有关的系数; k, C_l 和 $y(t)$ 分别为压电振子的弯曲刚度、自由电容和自由端变形量; R_l 为负载电阻; $\omega = 2\pi/T$ 为激励频率, $T = 60/(nm_0)$ 为激励周期, n 为转盘速度, n_0 为转盘上均布的激励磁铁数。

显然,间接激励发电机的输出性能是由压电振子结构尺寸/参数、激励磁铁数量/结构参数、受激磁铁结构参数、凸轮升程/升角/质量、复位弹簧与缓冲弹簧刚度及激励距离等诸多参数共同决定的。本文着重研究激励磁铁数量及凸轮结构尺度对激振力形式/幅值、凸轮系统动态特性及压电振子输出特性的影响规律。

2 发电机的理论建模与仿真分析

2.1 动力学模型的建立

由图1可知,当压电振子自由端始终与凸轮表面接触时,压电振子变形特性完全由凸轮系统结构参数及幅频特性决定。不计压电振子自身的质量及压电振子与凸轮间的滑动摩擦力时,凸轮的微分方程可表示为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \quad (3)$$

式中 M 为系统等效质量; C 为系统等效阻尼; $K = k_1 + k_2 + \lambda k$ 为系统等效刚度, k_1 和 k_2 分别为复位弹簧和缓冲弹簧的刚度, λ 为与压电振子安装角度有关的系数; $F(t)$ 为激振力。

为获得凸轮系统的响应函数,首先需要确定激振力 $F(t)$,它是由激励磁铁和受激磁铁结构及位置关系等共同决定的,难以通过解析的方法获得。本文将通过有限元仿真研究激励磁铁数量比($\alpha = n_0/N$, n_0 和 N 分别为激励磁铁数和转盘上最多可布置的磁铁数)对激振力的影响规律。如图2所示,激励磁铁与受激磁铁间的耦合作用力可分解为轴向力

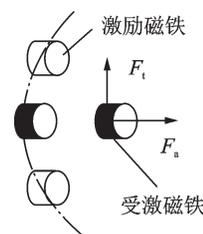


图2 激振力分析简图

Fig. 2 Magnetic forces analysis diagram

F_a 和径向力 F_r ,其中的径向力 F_r 通过改变推杆运动的摩擦力影响驱动力,可忽略不计,故凸轮所受的激振力 $F(t)$ 即为轴向力 F_a 。仿真中所用的相关参数为:激励磁铁回转半径 $R = 46 \text{ mm}$,激励磁铁与受激磁铁的半径 $r = 10 \text{ mm}$,激励磁铁和受激磁铁的厚度分别为 4 mm 和 8 mm , $N = 12, l = 1 \text{ mm}$ 。

图 3 和 4 分别给出了磁铁数量比 α 对激振力波形及其幅值的影响规律曲线,并定义排斥力为正。图中曲线表明,磁铁数量比 α 对激振力形式及其幅值都有较大影响:随着 α 增加,激振力形式由一般性周期激励逐渐转变为非对称的简谐激励;激振力的偏置量随 α 增加而增加,存在一个最佳的磁铁数量比($\alpha \approx 0.6$)使激振力幅值 $F_m = F_d - F_x$ 最大,其中 F_d 和 F_x 分别为激振力的极大值和极小值。产生上述现象的原因在于, α 较小时各激励磁铁的激振力相互独立,而 α 较大时激励磁铁间的作用力具有耦合性,从而改变激振力的形式和幅值。上述仿真结果表明,虽然激振力形式及幅值随 α 的变化而变化,但力的波形都近似为半正弦波,由此可获得凸轮所受的激振力及其振动响应函数^[16]:

$$F(t) = \begin{cases} F_m \sin(\frac{\pi}{T_m} t), & 0 < t < T_m \\ 0, & T_m < t < T \end{cases} \quad (4)$$

$$x(t) = \begin{cases} \exp(-\xi\omega_n t) \left(x_0 \cos\omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_d} \sin\omega_d t \right) + \frac{\omega_n}{K\sqrt{1-\xi^2}} \int_0^t \frac{3\mu_0}{2\pi} \frac{m_1 m_2}{[l \pm x(\tau)]^4} \exp[-\xi\omega_n(t-\tau)] \cdot \sin\omega_d(t-\tau) \sin\frac{\pi}{T_m} t d\tau, & 0 \leq t \leq T_m \\ 0, & T_m < t < T \end{cases} \quad (5)$$

式中 $F_m = \frac{3\mu_0}{2\pi} \frac{m_1 m_2}{(l \pm x)^4}$ 为激振力幅值, μ_0 为真空磁导率, m_1, m_2 分别为激励磁铁和受激磁铁的磁矩; $T_m = \frac{120}{n\pi} \arcsin(\frac{r}{R})$ 为激振力的作用时间, n 为转盘转速; x_0 为凸轮初始位移, \dot{x}_0 为凸轮的初始速度, $\xi = C/(2\sqrt{KM})$ 为阻尼比, $\omega_n = \sqrt{K/M}$ 及 $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$ 分别为无阻尼和有阻尼时凸轮系统的固有频率。

根据公式(5)及凸轮结构参数可求得压电振子自由端的变形量为

$$y(t) = \begin{cases} \beta\delta_{st} \tan\theta, & 0 < x(t) < \frac{\delta}{\tan\theta} \\ \delta, & x(t) \geq \frac{\delta}{\tan\theta} \end{cases} \quad (6)$$

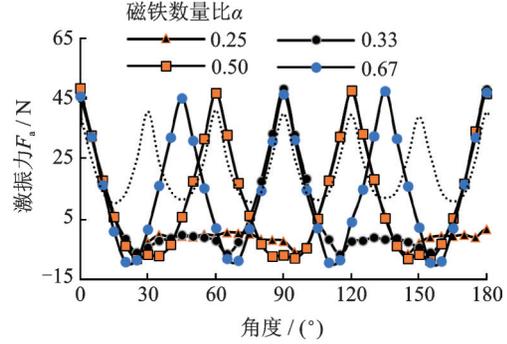


图 3 不同磁铁数量比时激振力变化曲线

Fig. 3 The magnetic force curve under different magnet ratio

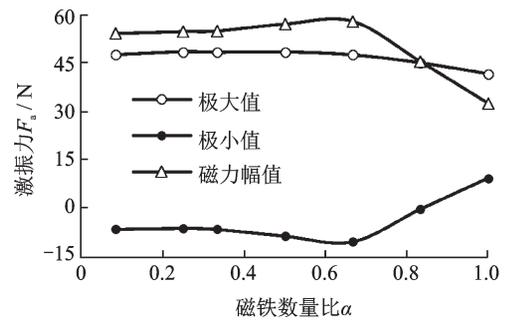


图 4 激振力与磁铁数量比的关系曲线

Fig. 4 Relationship between magnetic force and magnet ratio

式中 $\beta = x(t)/\delta_{st}$ 为凸轮的振幅放大比; $\delta_{st} = F_m/K$ 为凸轮的静位移。公式(6)表明,压电振子变形量 $y(t)$ 是由凸轮升程 δ 、升角 θ 及横向振幅 $x(t)$ 共同决定的。

2.2 性能仿真分析

为获得相关要素对凸轮系统及压电振子动态响应特性的影响规律,本文利用MAPLE软件程序对公式(5)和(6)进行可视化仿真计算。仿真中利用凸轮振动的放大比 β 表征凸轮的横向振幅,单因素仿真所用的固定参数为 $M = 8 \text{ g}, K = 50 \text{ N/m}, \theta = 40^\circ, \delta = 2 \text{ mm}$,系统阻尼比 $\xi = 0.1, F_m = 0.1 \text{ N}$ 。

图 5 为不同 α 时 $\beta - n$ 关系曲线,相当于现有直接激励压电发电机^[16]中压电振子的幅频特性曲线。由图可知,存在多个使放大比 β 出现峰值 β^* 的最佳转速 n^* ,且最佳转速 n^* 的数量 N_0 、最佳转速 n^* 及其所对应的放大比峰值 β^* 均与 α 有关:随 α 增加, N_0 及其所对应的 n^* 均减小, β^* 波动越明显。 $\alpha = 0.25/0.33/0.5/0.67$ 时,所对应的 N_0 和 β^* 分别为 $2/2/1/1$ 和 $3.6/4.1/4.5/3.4$,凸轮共振与非共振时其 β 之比高达4.5。这是因为转速相同时激励频率随 α 增加而增加($f = nm_0/60$), α 较小时激振力为一般性周期激励,激励频率为凸轮系统基频的倍频/分频时均会发生共振;而 α 较大($\alpha > 0.5$)时磁铁间相互耦合,激振力作用形式为简谐激励,故仅有一个最佳转

速使凸轮系统共振。

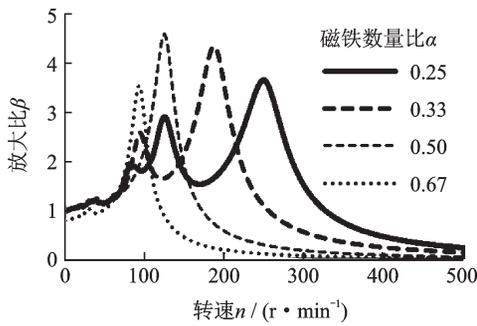


图5 磁铁数量比不同时振幅放大比与转速的关系曲线

Fig. 5 Amplitude ratio vs rotary speeds under different magnet ratio

图6为 $\delta = 2 \text{ mm}$, α 不同时 $y(t)$ - n 关系曲线。对比图5和6可以发现,利用凸轮间接激励压电振子可有效避免最佳转速时压电振子振幅出现峰值,压电振子振幅相同(等于 δ)时所对应有效转速范围随 α 增加而减小, $\alpha = 0.25/0.33/0.5/0.67$ 时使 $y(t) = 2 \text{ mm}$ 的转速带宽为 $\Delta n = 292/200/125/57 \text{ r/min}$ 。上述结果表明,采用凸轮间接激励压电振子并选取较小 α 可有效提高发电机的可靠性和有效带宽。

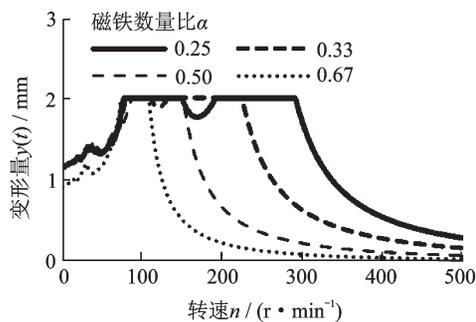


图6 激励磁铁数量比不同时变形量与转速的关系

Fig. 6 Deformation vs rotary speeds under different magnet ratio

图7为 $\alpha = 0.25$, δ 不同时 $y(t)$ - n 关系曲线,图8为 $\delta = 2 \text{ mm}$, θ 不同时变形量 $y(t)$ - n 关系曲线。图7和8表明,其他条件相同时,压电振子变形量 $y(t)$ 的最大值 y^* 及有效带宽还与 δ 和 θ 有关:① δ 增大时 y^* 增大(即为 δ)、有效带宽减小; $\delta = 1/2/3/4 \text{ mm}$ 时 $y(t) = 1/2/3/4 \text{ mm}$ 、相应的有效转速带宽为 $\Delta n = 338/175/64/15 \text{ r/min}$ (图7);②凸轮升角 θ 增加时 y^* 不变(等于 δ)、相应的有效转速带宽增加; $\theta = 30^\circ/35^\circ/40^\circ/45^\circ/50^\circ$ 时, $y^* = 2 \text{ mm}$ 所对应的有效转速带宽为 $\Delta n = 173/232/265/323/340 \text{ r/min}$ (图8)。故可通过降低 δ 、增加 θ (同时增加激励力)方法提高发电机的有效带宽和可靠性。但需注意, θ 过大时会影响凸轮的横向振幅、甚至造成

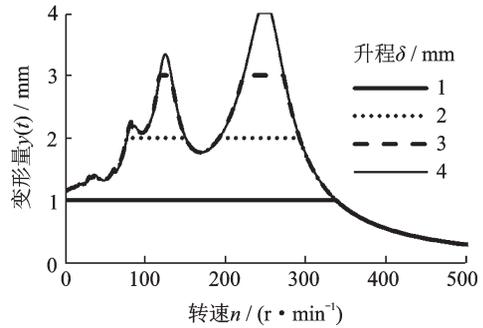


图7 升程不同时变形量与转速的关系

Fig. 7 Deformation vs rotary speeds under different cam lift

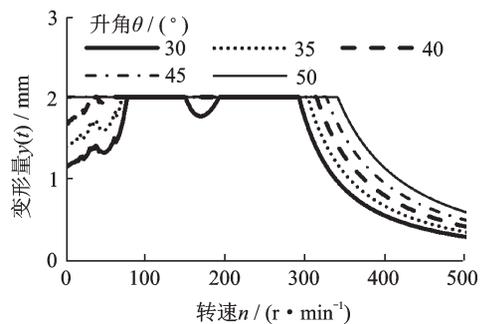


图8 升角不同时变形量与转速的关系

Fig. 8 Deformation vs rotary speeds under different lift angle

自锁。

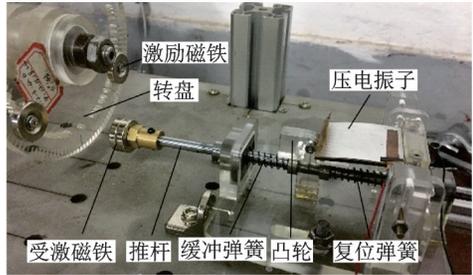
3 试验测试与分析

为验证间接激励发电机原理的可行性及仿真结果的正确性,设计制作了如图9所示的试验样机和测试系统。试验设备包括:电机(额定转速 2850 r/min)、DS5042M型数字存储示波器和变频器(变频范围 $0\text{--}50 \text{ Hz}$)等。试验所用器件的结构参数为:激励磁铁与受激磁铁尺寸均为 $\Phi 20 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$,商用预弯压电振子的尺寸为 $(40 \times 40 \times 0.5) \text{ mm}^3$ 、预弯半径 300 mm , $k_1 = k_2 = 50 \text{ N/m}$, $l = 8 \text{ mm}$ 。通过Comsol仿真软件测得压电振子刚度约为 350 N/m ,压电振子共振频率远大于凸轮系统的激励频率,故其变形特性完全由凸轮系统结构参数及频率特性决定。变频器控制电机转速的最低启动转速为 60 r/min 。单因素试验中所用的固定参数为 $\alpha = 0.25$, $\delta = 2 \text{ mm}$, $\theta = 40^\circ$,输出电压均为开路电压。

图10为 α 不同时 V_g - n 关系曲线。图中曲线表明,确实存在多个最佳转速使输出电压 V_g 出现峰值,最佳转速段的数量与 α 有关,但各最佳转速段所对应的峰值电压 V_g^* 受 α 的影响不大。 $\alpha = 0.25/0.33/0.5/0.67$ 时的最佳转速段数量及其所对应的峰值电压 V_g^* 分别为 $2/2/1/1$ 和 $41.6/40.8/40.8/37.6 \text{ V}$,使输出电压 $V_g = 20 \text{ V}$ 的有效转速带宽为



(a) 试验测试系统
(a) The test system



(b) 压电发电机
(b) The energy harvester

图 9 压电发电机及其测试系统

Fig. 9 Photos of the energy harvester and test system

$\Delta n = 212.8/268.8/168/78.4$ r/min。这与图 5 和 6 所示的仿真结果基本一致,证明凸轮间接激励具有明显的限幅作用。与图 6 所示的仿真曲线不同,图 10 的试验曲线上并无完全水平部分,这是因为实际工作中压电振子端部沿凸轮表面运动时未能完全贴合,存在随机脱离与跳起现象。

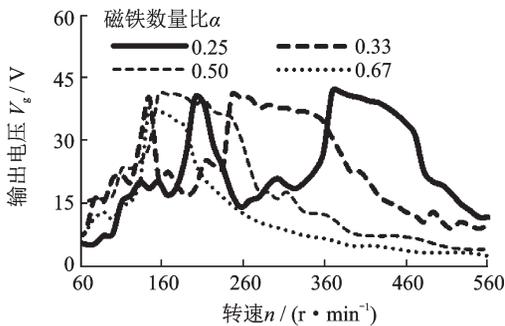


图 10 不同激励磁铁数下输出电压与转速的关系

Fig. 10 Output voltage vs rotary speeds under different magnet ratio

图 11 和 12 分别为 δ 和 θ 不同时的 V_g-n 关系曲线。图中曲线表明,其他条件确定时,发电机的输出电压 V_g 及其有效带宽确实均与 δ 和 θ 有关:① δ 增大时 V_g^* 增加、所对应的有效带宽减小; $\delta = 2/3/4/5$ mm 时 $V_g^* = 41.6/54.8/68.8/80.2$ V, 输出电压 $V_g = 20/40/60/70$ V 所对应的有效转速带宽为 $\Delta n = 212.8/67.2/67.2/44.8$ r/min; ② θ 较小 ($30^\circ-45^\circ$) 时,最大输出电压 V_g^* 受 θ 的影响不大,但其所对应的有效转速带宽随 θ 增加有所增加; θ 较大 ($\geq 50^\circ$) 时最大输出电压 V_g^* 有所下降,带宽随 θ 有所增

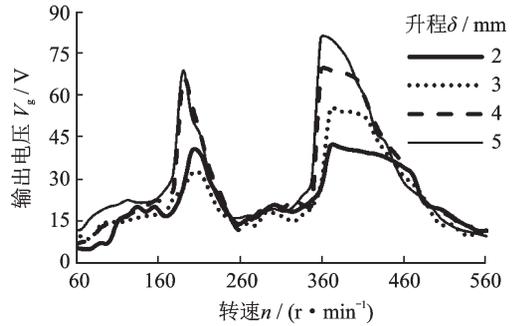


图 11 升程不同时输出电压与转速的关系曲线

Fig. 11 Output voltage vs rotary speeds under different lift

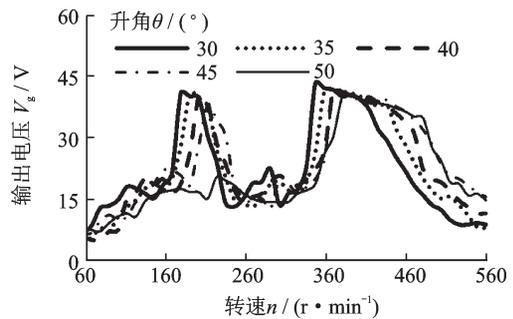


图 12 升角不同时输出电压与转速的关系曲线

Fig. 12 Output voltage vs rotary speeds under different lift angle

加; $\theta = 30^\circ/35^\circ/40^\circ/45^\circ/50^\circ$ 时, $V_g = 20$ V 所对应的转速带宽为 $\Delta n = 212.8/201.6/212.8/246.4/168$ r/min。 $\theta = 50^\circ$ 时 V_g^* 下降的原因可能是凸轮出现了自锁,压电振子端部不能沿凸轮表面顺利地往复运动。故应在凸轮不自锁的情况下选用较大的升角,以减小所需的凸轮横向振幅,且凸轮升程不宜过小,升程为零时压电振子无变形。图 11 和 12 所示的试验测试结果与前文仿真分析的结论较为一致,再次证明通过凸轮间接激励可有效地限制压电振子变形量。实际应用中可根据具体的需要,通过凸轮系统参数及激励磁铁数量比调节凸轮系统的幅频特性及压电振子的振动特性,使发电机在较宽转速域内输出稳定的电压。

图 13 为转盘转速 n 不同时输出功率 P_g 与负载电阻 R_L 的关系曲线。功率测试中,压电振子与整流滤波电路和可调电阻器相连。由图中曲线可知,各转速下都存在较佳的电阻 R_L 使输出功率 P_g 最大,各转速所对应的最佳负载基本相同 (70 k Ω),输出功率的最大值随转速增加而降低;试验转速为 $n = 112$ r/min 时所获得的最大输出功率约为 9.66 mW。

4 结 论

提出一种间接激励压电发电机,通过理论仿真

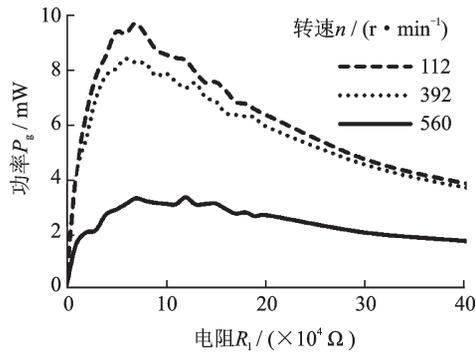


图13 转速不同时输出功率与电阻的关系

Fig. 13 Output power vs resistance under different rotary speeds

与试验测试研究了激励磁铁数量比、凸轮升程、升角和转速等对其输出性能影响规律。结果表明,采用移动凸轮间接激励可有效避免发电机的电压-转速特性曲线出现明显的谐振峰,进而提高发电机的可靠性和有效转速带宽。具体结论如下:

(1) 激励磁铁数量比对激振力作用形式、凸轮-弹簧系统的幅频特性及发电机的有效带宽均有较大影响。随激励磁铁数量比增加,激振力由一般性周期激励逐渐变为简谐激励,存在多个最佳转速使凸轮-弹簧系统共振,且最佳转速数量随激励磁铁数量比的增大而减小。

(2) 凸轮横向振幅较大($x(t) \geq \delta/\tan\theta$)时,凸轮对压电振子变形具有抑制功能,发电机输出电压及其有效带宽与激励磁铁数量比、凸轮升程及凸轮升角有关,其他条件相同时:使输出电压相同的有效带宽随激励磁铁数量比及凸轮升程的减小而增加,随凸轮升角($30^\circ-45^\circ$)的减小而降低;最大输出电压随凸轮升程的增加而增加,受激励磁铁数量比及凸轮升角变化影响较小。磁铁数量比为0.25、升角为 40° 、升程为2/3/4/5 mm时,使输出电压为20/40/60/70 V所对应的有效转速范围为212.8/67.2/67.2/44.8 r/min。

(3) 存在最佳负载电阻使输出功率最大,且最佳负载受转速影响较小。转速为112 r/min、最佳负载电阻为70 k Ω 时,试验所获得的最大输出功率约为9.66 mW。

参考文献:

[1] Siddique A R M, Mahmud S, Heyst B V. A comprehensive review on vibration based micro power generators using electromagnetic and piezoelectric transducer mechanisms [J]. Energy Conversion & Management, 2015, 106: 728-747.

[2] Ferdous R M, Reza A W, Siddiqui M F, Renewable

energy harvesting for wireless sensors using passive RFID tag technology: A review [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2016, 58: 1114-1128.

- [3] Wei C, Jing X. A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 74: 1-18.
- [4] Yan C, Zhang Q, Yao M, et al. Vibration piezoelectric energy harvester with multi-beam [J]. AIP Advances, 2015, 5(4): 4495-4498.
- [5] Rathinamala S, Manoharan S. Vibration powered generators and power processing circuits for energy harvesting: A survey [J]. International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering, 2014, 3(5): 9597-9564.
- [6] Li S, Yuan J, Lipson H. Ambient wind energy harvesting using cross-flow fluttering [J]. Journal of Applied Physics, 2011, 109(2): 026104.
- [7] 王淑云,富佳伟,阚君武,等.一种脱涡纵振式压电管道气流发电机[J].机械工程学报,2019,55(8):24-29. Wang S, Fu J, Kan J, et al. A pipe airflows piezoelectric energy harvester with longitudinal vibration excited by vortex shedding [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(8): 24-29.
- [8] Kan J, Fan C, Wang S, et al. Study on a piezo-windmill for energy harvesting [J]. Renewable Energy, 2016, 97: 210-217.
- [9] Gu L, Livermore C. Compact passively self-tuning energy harvesting for rotating applications [J]. Smart Mater Structures, 2012, 21(1): 015002.
- [10] Yang Y, Shen Q, Jin J, et al. Rotational piezoelectric wind energy harvesting using impact-induced resonance [J]. Applied Physics Letters, 2014, 105(5): 053901.
- [11] Janphuang P, Lockhart R A, Isarakorn D, et al. Harvesting energy from a rotating gear using an AFM-like MEMS piezoelectric frequency up-converting energy harvester [J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2015, 24(3): 742-754.
- [12] Zhang Yunshun, Zheng Rencheng, Shimono Keisuke S, et al. Effectiveness testing of a piezoelectric energy harvester for an automobile wheel using stochastic resonance [J]. Sensors, 2016, 16(10): 1727.
- [13] Febbo M, Machado S P, Gatti C D, et al. An out-of-plane rotational energy harvesting system for low frequency environments [J]. Energy Conversion & Management, 2017, 152: 166-175.
- [14] Kan J, Fu J, Wang S, et al. Study on a piezo-disk energy harvester excited by rotary magnets [J]. Energy, 2017, 122: 62-69.
- [15] Wu W H, Kuo K C, Lin Y H, et al. Non-contact magnetic cantilever-type piezoelectric energy harvester for

- rotational mechanism[J]. *Microelectronic Engineering*, 2018, 191: 16-19.
- [16] 阚君武,于 丽,王淑云,等.旋磁激励式压电悬臂梁发电机性能分析与试验[J].*机械工程学报*,2014,50(8):144-149.
Kan J, Yu L, Wang S, et al. Performance analysis and test of piezo-cantilever generator excited by rotary magnet[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(8): 144-149.
- [17] 阚君武,文 欢,王淑云,等.磁铁夹持式压电俘能器输出性能分析与试验[J].*振动工程学报*,2019,32(1):80-86.
Kan J, Wen H, Wang S, et al. Performance analysis and test of a piezoelectric energy harvester based on magnets holding[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2019, 32(1): 80-86.
- [18] Guo B, Chen Z, Cheng C, et al. Characteristics of a nonlinear rotating piezoelectric energy harvester under variable rotating speeds[J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2015, 47: 411-423.
- [19] Zhang Y, Zheng R, Nakano K, et al. Stabilising high energy orbit oscillations by the utilisation of centrifugal effects for rotating-tyre-induced energy harvesting [J]. *Applied Physics Letters*, 2018,112(14): 143901.
- [20] Zou H X, Zhang W M, Li W B, et al. Design and experimental investigation of a magnetically coupled vibration energy harvester using two inverted piezoelectric cantilever beams for rotational motion[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 148: 1391-1398.
- [21] Nasrin R H, Ahmadrza T, Rasoul D. A topology and design optimization method for wideband piezoelectric wind energy harvesters[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2016, 63(4): 2165-2173.
- [22] Xie Z, Xiong J, Zhang D, et al. Design and experimental investigation of a piezoelectric rotation energy harvester using bistable and frequency up-conversion mechanisms[J]. *Applied Sciences*, 2018, 8(9): 1418.
- [23] 阚君武,何恒钱,王淑云,等.可调频旋磁激励式压电发电机的设计与试验[J].*光学精密工程*,2019,27(3):577-583.
Kan J, He H, Wang S, et al. Structure and performance of rotating piezoelectric generator with tunable frequency[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2019, 27(3): 577-583.

Performance analysis and test of a piezoelectric energy harvester based on indirect excitation

WANG Shu-yun^{1,2}, ZHU Ya-na^{1,3}, KAN Jun-wu^{1,2}, ZHANG Zhong-hua^{1,2}, HUANG Xin¹,
HOU Liu-jiang¹

(1.Institute of Precision Machinery and Intelligent Structure, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China;

2.Zhejiang Provincial Key Laboratory of Urban Rail Transit Intelligent Operation and Maintenance Technology and Equipment, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China;

3.Jiaying No.1 Middle School, Jiaying 314000,China)

Abstract: To meet the demands of self-powered monitoring system for rotating machine and improve the reliability and effective working frequency band for existing piezoelectric energy harvesters, a Rotary Piezoelectric Energy Harvester (PEH) is introduced, which is based on a moving cam with indirect and limited excitation. The system structure and working principle of the energy harvester are introduced and its dynamic response model is established. In this way, the influence of the excitation magnets ratio, the cam lift and angle to the excitation force form/magnitude, the deformation of the piezoelectric vibrator/output voltage and the harvester bandwidth are obtained by simulation and experiment. The research results show that the indirect excitation of the cam can effectively limit the amplitude/output voltage and avoid the obvious resonance peak of the amplitude-frequency characteristic curve; When other conditions are given, the effective bandwidth of the piezoelectric vibrator deformation/output voltage increases as the excitation magnet ratio decreases and the cam angle increases (30°-45°). As the cam lift increases, the piezoelectric vibrator deformation amount/output voltage increases, and the effective bandwidth decreases. When magnet ratio is 0.25, lift angle is 40°, excitation distance are 2/3/4/5mm, the effective speed range is 212.8/67.2/67.2/44.8 r/min for the output voltage is 20/40/60/70 V; In addition, there is an optimal load of 70 kΩ to maximize harvester output power (9.66 mW).

Key words: rotating magnets; piezoelectric energy harvester; indirect excitation; cam; amplitude limit

作者简介:王淑云(1965-),女,教授,硕士生导师。E-mail:jutwsy@163.com

通讯作者:阚君武(1965-),男,教授,博士生导师。电话:13958480260;E-mail:kjw@zjnu.edu.cn