

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J1905275

自调谐宽带旋转压电能量收集器关键参数分析*

芮小博, 李一博, 曾周末

(天津大学 精密测试技术及仪器国家重点实验室 天津 300072)

摘要:在旋转压电能量收集器结构中,通过对离心力的设计可使共振频率被动式跟随旋转频率的变化而自调谐,以达到宽频带的目的。然而该收集器的性能对参数的设计非常敏感,对该收集器的关键参数进行了分析优化。利用欧拉-拉格朗日定理建立机电耦合方程,提出了调谐因子 D 的概念,将多个参数的设计集中到调谐因子中,大大提高了收集器的设计效率。通过数值仿真及实验对调谐因子的设计作用进行了研究,结果表明:在 $D < 1$ 时,随着 D 的增大,带宽提高而峰值降低,在 $D \geq 1$ 时,性能显著下降。在 $D = 0.9$ 时,与无离心力收集器相比,峰值降低了31.6%,6 dB带宽从0.6 Hz提高到7 Hz,提高了11.7倍。

关键词: 能量收集; 压电; 旋转; 宽频带

中图分类号: TB517 TB559 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.4020

Analysis of key parameters of self-tuning broadband rotating piezoelectric energy harvester

Rui Xiaobo, Li Yibo, Zeng Zhoumo

(State Key Laboratory of Precision Measurement Technology and Instrument, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: In the structure of rotating piezoelectric energy harvester, the design of the centrifugal force allows the resonant frequency to passively follow the change of the rotational frequency. In this way, a wide frequency band can be achieved by self-tuning. However, the performance of the harvester is very sensitive to the parameters. In this paper, the key parameters of the harvester are analyzed and optimized. The Euler-Lagrange method is used to establish the electromechanical coupling equation. The concept of tuning factor D is proposed. The design of multiple parameters is concentrated into the tuning factor, which can greatly improve the design efficiency of the harvester. The design of the tuning factor is studied by numerical simulation and experiment. Results show that when $D \leq 1$, the peak of bandwidth increase decreases with the increase of D . The performance decreases significantly when $D \geq 1$. Compared with the non-centrifugal harvester, when $D = 0.9$, the peak is reduced by 31.6%. The 6 dB bandwidth is increased from 0.6 to 7 Hz, which is an increase of 11.7 times.

Keywords: energy harvesting; piezoelectric; rotating; wide band

0 引言

机械能收集技术 (mechanical energy harvesting technology) 可以将机械能转化为电能,为低功耗设备供电^[1],在近二十年获得了大量的关注。几乎无处不在的机械能量可用于收集,可作为低功耗设备的主要电源,甚至在集成式设备中代替传统的电池解决方案,以实现自供能的无线系统^[2]。机械能收集技术展示出了在各种领

域中的应用潜力,例如大型结构中的监控系统^[3]、可穿戴设备^[4]、植入式设备^[5]、无线传感器网络^[6]等。

在机械运动中,除了单轴振动,旋转运动是一种常见的机械能形式,例如电机、车轮等。然而,关于旋转的能量收集研究要少于关于振动的研究^[7]。由于原理的相似性,可以使用振动的能量收集方案作为参考。在各种振动能量收集机构中,压电悬臂梁收集器由于高机电转换效率和易于设计及装配而引起了最多的关注^[8]。压电机构也适用于旋转能量收集,与传统的振动激励收集器相

收稿日期:2019-06-18 Received Date:2019-06-18

* 基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFF0212201),国家自然科学基金项目(61973227),天津市自然科学基金项目(17JCYBJC19300),天津市重点研发计划项目(19YFSLQY00080)资助

比,旋转运动的基座缺乏周期的激励。目前旋转能量收集根据激励的原理不同主要可分为撞针、磁铁和重力方法。

撞针法利用撞针和压电悬臂梁末端相对运动的碰撞产生激励^[9-10]。在典型的应用方案中,压电悬臂梁固定,转盘上设置撞针阵列。在旋转期间,梁和撞针产生相对运动,并且通过拨动悬臂梁的端部产生激励。该方案的主要缺点在于机械碰撞对收集器的寿命构成了巨大威胁,并且在低频转动下具有卡堵的风险。类似于撞针法,磁铁法基于磁体的相对运动产生的磁力,以产生对压电结构的激励^[11-12]。在旋转期间,定子和转子产生周期性磁力使压电材料变形,然而磁铁法不适用于对磁场敏感的应用环境。上述两种方法的机制相似,它们可以在任何方向上进行单平面旋转的能量收集。

在旋转轴与地面平行时,可以利用悬臂梁质量块的重力产生激励,称之为重力法。虽然具有一定局限性,但重力法无需额外辅助结构,并且可以用于封闭结构中。在重力法中,由于离心力的作用,收集器的安装位置显得尤为重要。Guan 等^[13]提出一种将质量块接近旋转中心的方案,该方案可以避免离心力的影响,适用于频率相对稳定的应用,但频带较窄。为了优化频带问题,Gu 等^[14]提出了一种将质量块远离圆心的方案。离心力作为轴向拉力将会提高梁的共振频率,共振频率随着转速的变化而变化,从而频带产生自调谐效应以实现宽频带的能量采集。

具有离心力的方案在增加频带的同时,因为刚度的提高会将系统的频带向高频方向移动,需要进行精细的设计。目前,研究人员所提出的两个模型^[14-15]均未对结构的参数设计进行研究。Gu 等^[14]的模型基于经典梁理论,忽略了压电材料和阻尼的影响,仅对该方案的可行性进行了论证。Hsu 等^[15]考虑了更多细节,并用商业有限元模拟软件进行了研究。但是,无法准确预测电压值,并且在某些频率下误差大于 50%。

为了解决以上问题,本文将针对自调谐宽带旋转压电能量收集器的参数设计及优化展开研究。利用欧拉-拉格朗日方法建立一个适用于设计的模型,并首次提出调谐因子的概念对自调谐的性能进行量化,将多个关键设计参数集中到调谐因子中。通过实验进行了相关验证与讨论,以推进旋转压电能量收集器的设计发展与应用。

1 工作原理及建模

图 1 所示为自调谐宽带旋转压电能量收集器的结构。该结构主体由悬臂梁组成,基座接近于旋转中心,宽度方向平行于轴的长度方向。由于该收集器的质量块与旋转中心具有一定的距离,在旋转过程中将会产

生向外的离心力。对于悬臂梁来说,离心力将会形成轴向的拉力,从而提高等效刚度。随着旋转频率的增大,离心力将会增大,刚度与共振频率也随之增大。如果使激励的频率与共振频率同步增大,将会达到频率自调谐的效果,以增大收集器的带宽,使其更适用于实际工程中的应用。

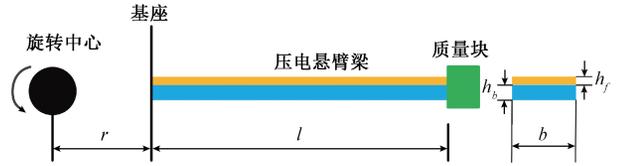


图 1 自调谐宽带旋转压电能量收集器

Fig.1 The self-tuning broadband rotating piezoelectric energy harvester

为了方便对结构进行分析与参数设计,需要建立相应的数学模型。分布参数模型和集总参数模型是用于预测压电能量收集器性能的两种常见建模方法^[16]。分布参数模型基于欧拉-伯努利梁理论,其结果比集总参数模型更精确,但涉及复杂的数学表达式。集总参数模型是一种更方便的建模方法,无需求解动态模态形状和精确的应变分布^[17]。对于自由端具有质量块的收集器,集总参数模型足以分析其一阶机电耦合响应,这与本文建模的目的之一致。作为初步对于结构性质进行讨论的模型,集总参数模型计算简便,因此本文计划选取集总参数方法进行建模。

在旋转期间,假设质量的位移为 $u(t)$,角度变化是 $\theta(t)$,在笛卡尔坐标系中可得到位移:

$$\begin{cases} u_x = u \sin \theta \\ u_y = -u \cos \theta \end{cases} \quad (1)$$

为了计算系统的动能,对位移求时间的导数,可得到速度参数:

$$\begin{cases} \dot{u}_x = \dot{u} \sin \theta + u \dot{\theta} \cos \theta \\ \dot{u}_y = -\dot{u} \cos \theta + u \dot{\theta} \sin \theta \end{cases} \quad (2)$$

因此,系统的动能与势能可表示为:

$$T = \frac{1}{2} m (\dot{u}_x^2 + \dot{u}_y^2) = \frac{1}{2} m (\dot{u}^2 + u^2 \dot{\theta}^2) \quad (3)$$

$$U = \frac{1}{2} k u^2 - m g u \cos \theta - \frac{1}{2} C_p V^2 \quad (4)$$

式中: m 和 k 分别为系统的等效质量与等效刚度; C_p 是压电材料的电容; V 是压电材料输出电压。系统的欧拉-拉格朗日量可表示为:

$$L = T - U \quad (5)$$

根据欧拉-拉格朗日定理,对于广义坐标位移 u ,角度 θ 和输出电压 V ,可以得到系统响应方程:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{u}} \right) - \frac{\partial L}{\partial u} = -c\dot{u} + \Theta Vu \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \sigma \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{V}} \right) - \frac{\partial L}{\partial V} = Q \end{cases} \quad (6)$$

式中: c 是通过对数衰减法得到的等效阻尼; Θ 是压电耦合系数; σ 表示系统产生旋转的广义扭转力; Q 是压电材料获得的电荷量。通过计算,可表示为:

$$\begin{cases} m\ddot{u} - m\ddot{\theta}^2 u + ku + c\dot{u} - mg\cos\theta + \Theta V = 0 \\ m\dot{u}^2 \ddot{\theta} + 2m\dot{\theta}u\dot{u} + mg\sin\theta = \sigma \\ \Theta u - C_p V = Q \end{cases} \quad (7)$$

因为位移和电压是本文所主要研究的参数,且角度可用频率与速度的乘积所表示,所以忽略式(7)中的第2个广义角度公式,并将第3个公式进行求导,可得:

$$\begin{cases} m\ddot{u} + c\dot{u} + (k - m\omega^2)u + \Theta V = \mu mg\cos(\omega t) \\ \Theta \dot{u} - C_p \dot{V} = \frac{V}{R} \end{cases} \quad (8)$$

式中: R 是系统的负载电阻; μ 为补偿因子以使集总参数的幅值更为准确,其具体的计算方法可见参考文献[17]。公式中的等效质量与等效刚度为:

$$m = \frac{33}{140}(m_p + \rho b l h_b) + m_t \quad (9)$$

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (10)$$

式中: m_p 和 m_t 分别为压电材料与质量块的质量; E 是压电复合梁的复合弹性模量:

$$E = \frac{h_b E_b + h_p E_p}{h_b + h_p} \quad (11)$$

式中: E_p 和 E_b 分别是压电材料和悬臂梁基底的弹性模量。除了通过计算的方法之外,还可以通过轴向振动的实验,通过共振频率的测量反演出等效刚度,可以获得更为准确的结果。复合梁的惯性矩 I 可以表示成:

$$I = \frac{1}{12} b h_b^3 + b h_b (h_c - 0.5 h_b)^2 + \frac{1}{12} n b h_p^3 + n b h_p (h_b - h_c + 0.5 h_p)^2 \quad (12)$$

式中: n 是 E_p 和 E_b 的比值。中性面 h_c 的位置可表示为:

$$h_c = \frac{0.5 h_b^2 + n(h_b + 0.5 h_p) h_p}{h_b + n h_p} \quad (13)$$

上面建立了不考虑离心力的模型,下面将分析离心力对收集器性能的影响。在旋转过程中,质量块的离心力主要由梁的张力形成。对于梁,形成背离旋转中心的拉力。由于质量块的质量远大于梁本身,梁的离心力可以忽略,因此模型中的离心力简化为质量块的离心力,可

表示为:

$$F = m_t \omega^2 (r + l) \quad (14)$$

离心力带来的轴向拉力可以产生梁刚度的变化。Al-Ashtari等^[18]介绍了轴向力对悬臂梁共振频率的影响,合成的共振频率可表示为:

$$\omega'_n = \omega_n \sqrt{1 + \frac{5 Fl^2}{14 EI}} \quad (15)$$

式中: ω_n 代表了梁的原始共振频率:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (16)$$

为了简化压电耦合动力学模型,可以假设由轴向力和旋转运动产生的刚度变化量是 k_c :

$$\begin{cases} m\ddot{u} + c\dot{u} + (k + k_c)u + \Theta V = \mu mg\cos(\omega t) \\ \Theta \dot{u} - C_p \dot{V} = \frac{V}{R} \end{cases} \quad (17)$$

$$k_c = \left(\frac{15 r + l}{14} \frac{m_t}{l} - m \right) \omega^2 \quad (18)$$

2 参数分析

从旋转压电能量收集器的机电耦合模型的式(17)~(18)可以看出,谐振频率和旋转频率之间的关系是非线性正相关的,随着旋转频率的升高共振频率会随之升高,但对参数非常敏感,需要经过精确的设计才能符合具体应用的需求。因此,基于以上模型,将对调谐效果进行理论分析。

在旋转过程中,随旋转频率变化的共振频率可以表示为:

$$\omega'_n = \sqrt{\frac{k + k_c}{m}} = \sqrt{\omega_n^2 + \left(\frac{15 m_t r + l}{14 m} - 1 \right) \omega^2} = \sqrt{\omega_n^2 + D\omega^2} \quad (21)$$

式(21)体现了共振频率与旋转频率之间的变化关系,使用 D 来简化方程,其中 D 为:

$$D = \frac{15 m_t r + l}{14 m} \frac{r + l}{l} - 1 \quad (22)$$

可以看出, D 是直接影响收集器频率调节效果的重要参数,定义为调谐因子。对式(21)进行仿真,图2所示具有不同调谐因子的收集器的表现,假设没有调谐的初始谐振频率是1 Hz,纵坐标表示根据共振频率减去旋转频率得到的频率差。“无调谐”曲线表示没有离心力的情况,其对应于式(8),相当于 $D = -1$ 。

从调谐因子的定义及图2来看,可以初步看出自调谐宽带收集器的频率特性明显优于无调谐情况。当 $D > 1$ 时,频率差曲线将不会与0参考线交叉,并随着频率的增加而发散。当 $D < 1$ 时,将与参考线相交,并在交点后逐

渐远离参考线。当 $D < 1$ 时,随着 D 的增加,相交的频率会提高,频率自调谐效果会更好。当 $D = 1$ 时,不会发生交叉,但随着旋转频率的增加,频率差将无限趋近于 1。

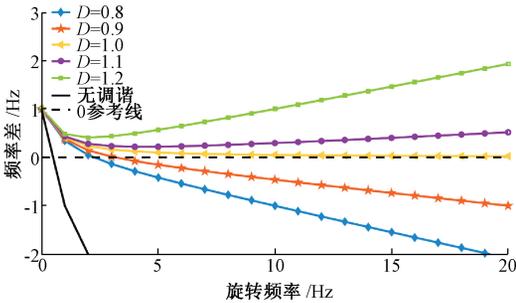


图2 不同 D 下的共振频率和旋转频率的比较
Fig.2 Comparison of resonance frequencies and rotational frequencies at different D

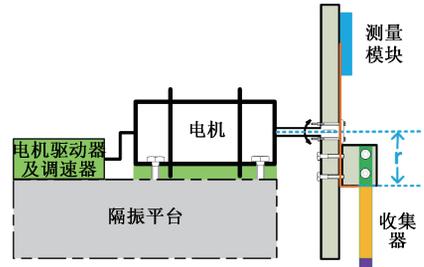
从分析来看,自调谐宽带压电收集器的谐振频率不能始终与旋转频率匹配,且对调谐因子 D 非常敏感,需要对参数进行精确设计以达到所需的目标。从频带角度来看, D 值应小于且接近 1 或等于 1,才能达到频带的最大化。但随着 D 值的增大,其频带将会向高频移动,需要对应用频段和收集器的尺寸等参数进行综合考虑,以选择最合适的调谐因子 D 。

从调谐因子 D 的表达式上来看,其主要与质量块 m_i 、等效质量 m 、悬臂梁长度 l 、基座与旋转中心的间距 r 有关。由于在压电悬臂梁的结构中,质量块的质量通常远大于悬臂梁, m_i 与 m 的比值接近于 1。而且质量块对频带及响应的影响很大,需要进行着重的设计。因此,在调谐因子 D 的设计中,主要是 r 与 l 的比值选择。在后文的实验及分析中,由于 l 已经固定,因此 r 是对调谐效果最关键的参数,将会对其进行重点的分析。

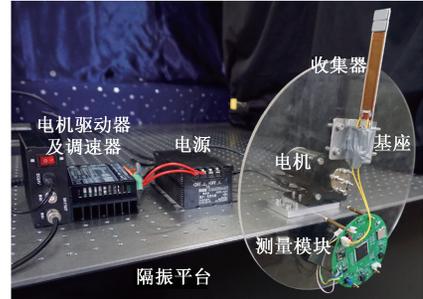
3 实验平台设计

所设计的旋转压电振动能量收集结构实验平台如图 3 所示,其中图 3(a) 为系统连线示意图,图 3(b) 为现场实验照片。本平台使用直流电机作为旋转的激励源,为了防止电机振动对实验造成影响,旋转设备均固定在光学隔振平台上。能量收集结构固定于旋转的亚克力圆盘上,压电悬臂梁使用铝合金梁 (6061T) 和商用的压电纤维复合材料 (Smart Material; MFC-M8514-P2) 构成。压电材料使用 MFC 产品推荐的环氧树脂粘合剂 (3 M; DP460) 与铝制悬臂梁进行粘合。悬臂梁尺寸为 $101 \times 20 \times 0.2$ mm,质量块为 20.2 g。MFC 的输出连接到具有 AD 采集功能和加速度传感器的印制电路板上,电路板利用单片机进行数据采集与存储。加速度数据与 AD

电压采集数据均记录在 SD 卡中,便于之后对实验数据进行分析处理。



(a) 系统连线示意图
(a) Diagram of system connection



(b) 实验平台
(b) Experimental platform

图3 旋转能量收集结构实验装置

Fig.3 Experiment setup of rotational piezoelectric energy harvester

4 实验及结果分析

为了对基于离心力的自调谐宽带旋转压电能量收集器进行性能的评估与参数分析,将对其进行实验测试和数值仿真,仿真主要参数如表 1 所示。

表 1 仿真参数

Table 1 Parameters of simulation

参数	数值	参数	数值
m/g	20.9	C_p/nF	84.04
$k/(N \cdot m^{-1})$	11.763 6	μ	1.116 0
$c/(Ns \cdot m^{-1})$	0.053 9	$\Theta/(N \cdot V^{-1})$	1.01×10^{-4}

4.1 负载最优化

首先针对负载电阻 R 进行最优化分析,以 10 Hz 的旋转频率、距离 $r = 85$ mm 为例。图 4 所示为改变负载电阻对有效输出功率的影响,随着电阻的增加,输出功率在 190 k Ω 附近达到最大值并下降。尽管不同频率下及不同条件下的最佳电阻会略有不同,在实验和模拟中选择 190 k Ω 作为负载电阻。

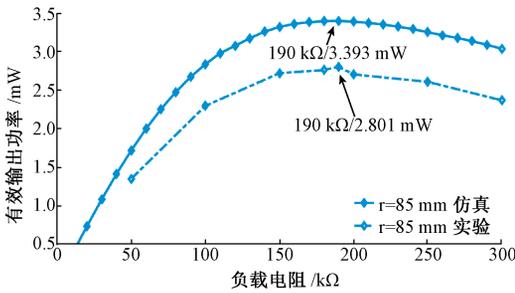


图 4 负载电阻最优优化曲线

Fig.4 Load resistance optimization curve

4.2 频带响应分析

本节将通过仿真与实验对不同调谐因子 D 下的收集器进行频带分析,仿真频率响应曲线如图 5 所示。该仿真基于 MathWorks 公司的 MATLAB 软件的 ode45 求解器,采用四阶~五阶 Runge-Kutta 算法对机电耦合的常微分方程进行求解。其中纵坐标的输出电压以有效值的形式给出,可更为直观地体现收集器的机电转换能力。

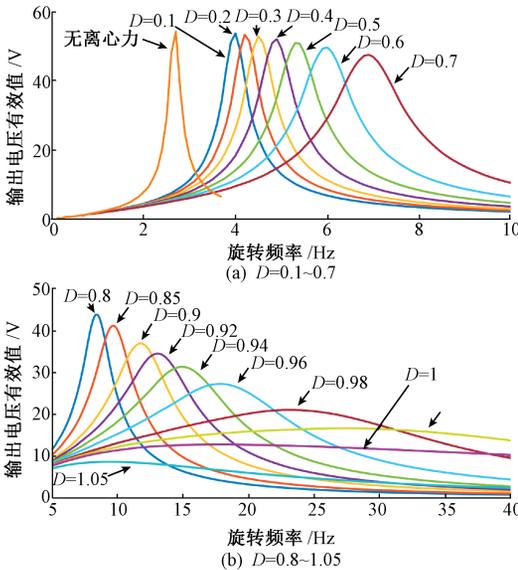


图 5 不同 D 下的频率响应曲线

Fig.5 Frequency response curves at different D

图 5 中的数据以 0.1 Hz 为间隔进行仿真,分为两部分进行展示。在图 5(a) 中, D 从 0.1~0.7 之间变化,与无离心力的情况 ($D=-1$) 进行对比,频率在 0~10 Hz 范围。在图 5(b) 中,将 D 从 0.8~1.05 进行仿真,频率在 5~40 Hz 范围。

从仿真结果可看出,与没有离心力的收集器相比,所研究的自调谐宽带旋转压电能量收集器的频带获得了提高。可以初步得到结论,在 $D < 1$ 时,随着设计因子的增大,

频带向高频方向移动,带宽增大,但幅值逐渐降低。在 $D > 1$ 时,由于旋转频率与变化的共振频率无法达到一致,在任意时刻均没有达到共振状态,因此其输出明显降低。在 $D = 1$ 时,与大于 1 类似,输出降低,但频带非常平坦。以上初步的结论与第 2 节参数分析中对应一致。

为了进一步对仿真结果进行验证,通过实验进行分析。实验主要针对四种调谐因子进行,包括 0.805 ($r = 75$ mm), 0.907 ($r = 85$ mm), 0.958 ($r = 90$ mm), 1.009 ($r = 95$ mm), 实验结果如图 6 所示。在无离心力实验中,悬臂梁反向安装,底座安装在外侧,质量块中心与旋转中心对齐。

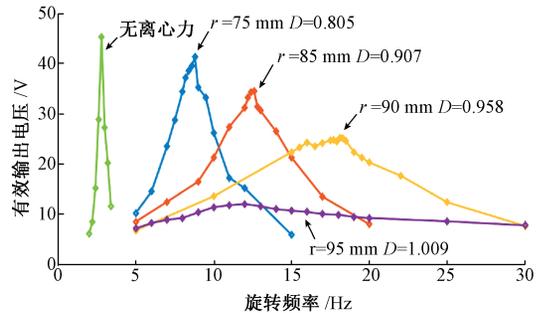


图 6 旋转能量收集结构实验结果

Fig.6 Experimental results of the rotational energy harvester

从实验结果可以看出,收集器的特性与仿真基本一致,随着设计因子的增大,频带增宽而幅值降低。在大于 1 后,幅值显著降低。为了进一步对该 4 种情况所产生的现象进行理解,对不同离心力作用下共振频率与旋转频率的变化进行比较,如图 7 所示。可以看出,随着 D 的增大,曲线交叉点向高频移动,且曲线更加接近。在 $D > 1$ 后,曲线无交叉。

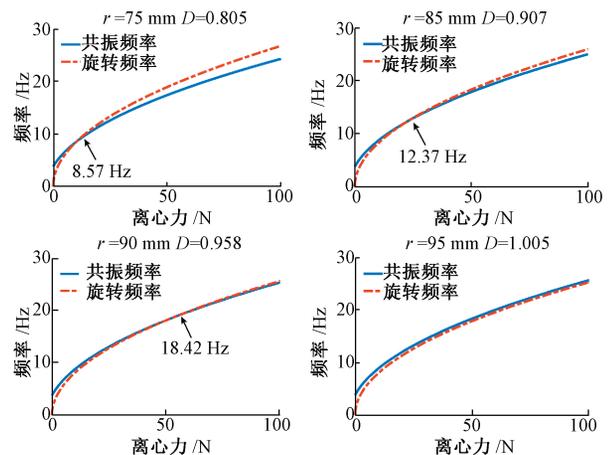


图 7 调谐效果分析曲线

Fig.7 Tuning effect analysis curves

4.3 不同调谐因子的性能统计分析

通过仿真与实验,已经初步对自调谐宽带旋转压电能量收集器的性能与调谐因子 D 的关系进行了探讨。在本节中,将对不同调谐因子 D 的影响进行总结,以便于设计人员的应用。

本节将通过有效输出电压的峰值、峰值频率、6 dB带宽、20 V带宽4个参数进行统计。对于无离心力的收集器来说,其峰值为54.23 V,6 dB带宽0.4 Hz,20 V带宽0.6 Hz,可作为基准进行对比。6 dB带宽的定义为最大输出功率0.25倍以上的带宽,从幅值角度来看为0.5倍以上的带宽。在本文中取有效输出电压峰值的0.5倍作为基准进行带宽的衡量。而由于峰值的降低,6 dB的参考标准同时降低,可能在应用中不能完全体现该收集器的性能,因此本文同时选取20 V作为固定基准进行带宽的评价,结果如图8所示。

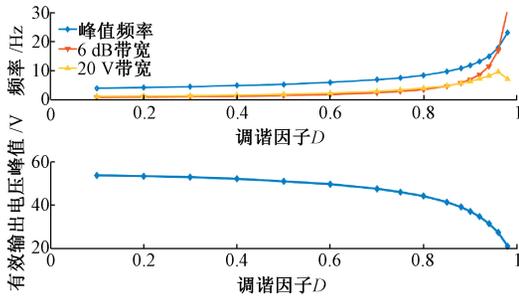


图8 不同调谐因子的性能统计

Fig.8 Performance statistics for different tuning factors

从图8可以看出,随着调谐因子 D 的增加,峰值频率逐渐增加且变化率提高;6 dB带宽逐渐提高且变化率提高,从0.9~31 Hz;20 V带宽也是逐渐提高,但在0.96时达到9.6 Hz的峰值,随后下降。在幅值方面,有效输出电压的峰值随着 D 的增加而下降,在 $D=0.98$ 下降到21.1 V。因此,从以上结果可以看出,调谐因子 D 对于本文所研究的自调谐宽带旋转压电能量收集器来说是至关重要的。

4.4 讨论

从以上的结果来看,可以初步得到以下几个结论,可用于自调谐宽带旋转压电能量收集器的设计:

1) 自调谐宽带旋转压电能量收集器可以在牺牲一定输出幅值的条件下获得更高的带宽。从系统的角度来说,该结论符合广义的能量守恒定律,当激励提供的能量一定时,带宽越宽,幅值越低。

2) 对于 $D>1$ 的情况,由于离心力变化过快,在任意时刻旋转频率与共振频率均无法一致,输出幅值显著下降。在 $D=1$ 时,性能依然下降,但会获得非常平坦的响

应曲线,且振幅较小有益于收集器的长期使用,适合于难以定期维护且功耗要求不高的场合。

3) 在一般的应用中,推荐 $0.7<D<1$ 。当 D 过小时,对频带的提升作用不明显。当 D 逐渐趋近于1时,频带快速扩大,幅值降低明显,且频带向高频移动。因此,设计时需要幅值与带宽进行综合考虑。

4) 在一般的应用中,推荐 D 在0.9附近取值。在接近1时,虽然获得了很高的带宽,但幅值下降明显,而且易于由于装配误差导致 $D>1$ 而损失收集器性能。在本文的条件下,在 $D=0.9$ 时,与无离心力收集器相比,峰值降低了31.6%,6 dB带宽从0.6 Hz提高到7 Hz,提高了11.7倍。

5) 在实际工程设计中,首先根据频带需求选取 D 值。在式(22)的几个关键参数中,对于质量块来说,大质量块易使收集器产生疲劳及损伤,需要在强度校核范围内进行选取。在所限制的装配尺寸之内,尽可能的使压电悬臂梁的长度 l 更大,以获得更大的挠度,该结论可参考文献[19]。

6) 在实际的工程应用中,需要根据频带范围及运动特性进行设计。以车轮体系为例进行讨论,其频带易于通过速度与直径进行计算。普通汽车(最高120 km/h、R16轮胎)的频率为0~17.4 Hz,地铁(均速40、最高80 km/h、840 mm直径轮)的频率为0~8.4 Hz,高铁(最高300 km/h、920 mm直径轮)的频率为28.8 Hz。而高铁的频率较为稳定而速度快,需重点考虑收集器的强度与峰值特性。汽车与地铁的车速变化频繁,需着重考虑频带特性。以地铁为例进一步讨论,图6中 $D=0.805$ 的收集器频带可适用于地铁,但频带不够宽,因此应降低其初始共振频率,提高 D 值以符合地铁的应用要求。

7) 如在实际应用中需进一步提高能量收集功率,可使压电悬臂梁设置为双压电片或在空间足够的情况下可进行阵列式布置,也可参考部分振动能量收集中的优化方案使收集器性能进一步优化^[20]。

5 结论

本文针对一种自调谐的宽频带旋转压电能量收集器进行了研究,该收集器利用离心力的作用,使共振频率跟随旋转频率的变化而调整,以达到宽频带的目的。收集器的性能对参数的设计非常敏感,着重对收集器的关键参数进行了分析。本文提出了调谐因子 D 的概念,将多个参数的设计集中到调谐因子中,提高了收集器的设计效率。结果表明,该收集器可以显著提

高收集器的带宽,但在系统能量一定时,带宽越宽,幅值越低,在设计过程中需要对二者进行综合考虑。在 $D < 1$ 时,随着 D 的增大,带宽提高峰值降低;在 $D \geq 1$ 时,性能显著下降。以本文中的调谐因子取值0.9为例,与无离心力收集器相比,峰值降低了31.6%,6 dB带宽从0.6 Hz提高到7 Hz,提高了11.7倍。通过本文的研究,可对旋转压电能量收集器领域的设计提供新的思路,推动该领域的应用发展。

参考文献

- [1] BAI Y, JANTUNEN H, JUUTI J. Energy harvesting research: the road from single source to multisource[J]. *Advanced Materials*, 2018, 30(34): 1707271.
- [2] CHANDRASEKARAN S, BOWEN C, ROSCOW J, et al. Micro-scale to nano-scale generators for energy harvesting: Self powered piezoelectric, triboelectric and hybrid devices[J]. *Physics Reports*, 2019, 792: 1-33.
- [3] YUAN T CH, YANG J, SONG R G, et al. Vibration energy harvesting system for railroad safety based on running vehicles [J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(12): 125046.
- [4] 单庆晓,章明沛,陈权伟.基于惯性的人体行走能量收集与供电技术研究[J].*电子测量与仪器学报*,2009, 23(12):70-74.
- SHAN Q X, ZHANG M P, CHEN Q W. Inertia energy harvest of human walking to power mobile electronic[J]. *Journal of Electronic Measurement and Instrument*, 2009, 23(12): 70-74.
- [5] SAFAEI M, MENEGHINI R M, ANTON S R. Energy harvesting and sensing with embedded piezoelectric ceramics in knee implants[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2018, 23(2): 864-874.
- [6] THAKUR S, PRASAD D, VERMA A. Energy harvesting methods in wireless sensor network: A review [J]. *International Journal of Computer Applications*, 2017, 165(9): 19-22.
- [7] DÍEZ P L, GABILONDO I, ALARCÓN E, et al. A comprehensive method to taxonomize mechanical energy harvesting technologies [C]. 2018 IEEE International Symposium on Circuits and Systems (ISCAS), 2018: 1-5.
- [8] ELAHI H, EUGENI M, GAUDENZI P. A review on mechanisms for piezoelectric-based energy harvesters[J]. *Energies*, 2018, 11(7): 1850.
- [9] FU X L, LIAO W H. Modeling and analysis of piezoelectric energy harvesting with dynamic plucking mechanism [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2019, 141(3): 031002.
- [10] LOCKHART R, JANPHUANG P, BRIAND D, et al. A wearable system of micromachined piezoelectric cantilevers coupled to a rotational oscillating mass for on-body energy harvesting[C]. 2014 IEEE 27th International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), 2014: 370-373.
- [11] FU H L, YEATMAN E M. A methodology for low-speed broadband rotational energy harvesting using piezoelectric transduction and frequency up-conversion [J]. *Energy*, 2017, 125: 152-161.
- [12] FU H L, YEATMAN E M. Rotational energy harvesting using bi-stability and frequency up-conversion for low-power sensing applications: theoretical modelling and experimental validation [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 125: 229-244.
- [13] GUAN M J, LIAO W H. Design and analysis of a piezoelectric energy harvester for rotational motion system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 111: 239-244.
- [14] GU L, LIVERMORE C. Passive self-tuning energy harvester for extracting energy from rotational motion[J]. *Applied Physics Letters*, 2010, 97(8): 081904.
- [15] HSU J C, TSENG C T, CHEN Y S. Analysis and experiment of self-frequency-tuning piezoelectric energy harvesters for rotational motion[J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(7): 075013.
- [16] ERTURK A, INMAN D J. Issues in mathematical modeling of piezoelectric energy harvesters [J]. *Smart Materials and Structures*, 2008, 17(6): 065016.
- [17] ERTURK A, INMAN D J. Piezoelectric energy harvesting[M]. John Wiley & Sons, 2011.

- [18] AL-ASHTARI W, HUNSTIG M, HEMSEL T, et al. Frequency tuning of piezoelectric energy harvesters by magnetic force [J]. *Smart Materials and Structures*, 2012, 21(3): 035019.
- [19] ABOULFOTOH N, TWIEFEL J. On developing an optimal design procedure for a bimorph piezoelectric cantilever energy harvester under a predefined volume[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 106: 1-12.
- [20] 陈仁文,任龙,夏桦康,等.多方向宽频带压电式振动能量采集器研究进展[J]. *仪器仪表学报*, 2014, 35(12): 2641-2652.
- CHEN R W, REN L, XIA H K, et al. Research advance in multi-directional wide-band piezoelectric vibration energy harvesters [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2014, 35(12): 2641-2652.

作者简介



芮小博, 2014 年于天津大学获得学士学位, 现为天津大学博士研究生, 主要研究方向为压电机械能收集技术。

E-mail: ruixiaobo@126.com

Rui Xiaobo received his B. Sc. degree in 2014 from Tianjin University. Now he is a doctoral candidate in Tianjin University. His main research interest is piezoelectric vibration energy harvesting.



李一博(通信作者), 1995 年于哈尔滨电工学院获得学士学位, 1998 年于哈尔滨理工大学获得硕士学位, 2004 年于天津大学获得博士学位, 现为天津大学副教授、博士生导师, 主要研究方向为在轨航天器泄漏检测、环境能量收集。

E-mail: slyb@tju.edu.cn

Li Yibo (Corresponding author) received his B. Sc. degree from Harbin Institute of Electrical Engineering in 1995, received his M. Sc. degree from Harbin University of Science and Technology in 1998, and received his Ph. D. degree from Tianjin University in 2004. He is currently an associate professor and doctoral supervisor at Tianjin University. His main research interests include in-orbit spacecraft leak detection and environmental energy harvesting.



曾周末, 分别在 1982 年和 1985 年于华中工学院获得学士学位和硕士学位, 1993 年于天津大学获得博士学位, 现为天津大学教授, 主要研究方向检测技术及仪器。

E-mail: zhuzeng@tju.edu.cn

Zeng Zhoumo received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from Huazhong University of Science and Technology in 1982 and 1985, and received his Ph. D. degree from Tianjin University in 1993. He is currently a professor at Tianjin University. His main research interests include detection technology and instrument.