

磁悬浮式双自由度轨道车辆轴箱振动能量采集器研究

李哲辉, 袁天辰, 杨 俭, 宋瑞刚

(上海工程技术大学城市轨道交通学院, 上海 201620)

摘要: 提出了一种适合采集轨道车辆轴箱振动能量的磁悬浮式双自由度振动能量采集器。基于单自由度磁悬浮振动能量采集器的基本原理,设计磁悬浮式双自由度振动能量采集器的基本构型。利用磁偶极子模型,推导了圆柱磁铁的磁力方程,建立了磁悬浮式双自由度能量采集系统的动力学方程。考虑到系统具有的强非线性特点,利用龙格-库塔方法,得到了系统的幅频响应曲线。根据轨道车辆轴箱实测时间历程和频率分布特点,设计了磁悬浮式双自由度振动能量采集器的核心参数。对比分析单自由度振动能量采集器和双自由度振动能量采集器的频率响应特性。研究表明:非线性双自由度振动能量采集器可以有效拓宽俘能装置的工作带宽,进而提高能量采集功率。在简谐振动激励下,双自由度振动能量采集器比单自由度振动能量采集器的输出功率增加了约 1.1 倍,且工作带宽可以拓宽约 2.7 倍;在实测的轨道车辆轴箱振动激励下,双自由度振动能量采集器在一站间可采集到 31.5 mJ 能量,峰值感应电流为 14.6 mA,峰值输出功率为 9.4 mW。

关键词: 能量采集器;磁悬浮式;双自由度;轴箱;龙格-库塔法

中图分类号: TN752;U270.1⁺1;TM919 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)02-0397-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.02.015

引 言

轨道车辆轴箱上有诸多传感器件(如速度传感器、温度传感器等),随着微型传感器技术的日趋成熟,传感器产品正在不断地趋向于模块化和微型化。传统电池具有尺寸大、需定时更换或充电、对环境要求高且污染环境等缺点,已经难以满足长寿命无线传感网络节点等对电源的要求^[1]。所以新型电源的探索迫在眉睫,研究一种可持续、高效率和高可靠性的环境能量采集方法是实现传感器自供能的核心关键问题。

近年来,利用振动俘能技术从周围环境(如风能、热能和振动等)获取能量成为新能源领域的热点^[2]。本文提出使用轨道车辆轴箱自身环境激励的振动能量作为新型能源来为传感器供电,减小传感器对外电源的依赖。进而,轨道车辆轴箱振动能量既能为传感器提供可靠的电源,又能为车辆整车辅助供电系统减轻负担。

轨道车辆振动能量采集器目前主要有压电式和电磁式两种。压电式振动能量采集器的工作原理是通过各类压电材料的压电效应将外界机械振动能量转化为电能,压电式振动能量采集器的整体性能和

使用寿命受制于压电材料的电能转化效率和疲劳性能^[3];电磁式振动能量采集器的工作原理是利用法拉第电磁感应定律将外界机械振动能量转化为电能,电磁式振动能量采集器具有结构简单、不需要额外驱动电源与功能材料、输出电流大^[4]等优点,而且其能在低频振动环境中较好的输出性能表现。电磁式振动能量采集器通常采用弹簧-质量块系统作为拾振器件实现振动耦合,利用永磁体和线圈的相对运动实现磁电耦合。

国内外许多研究人员都提出了不同类型的电磁式振动能量采集器。Sardini 等^[5]提出一个由两块永磁体及一个平面线圈组成的能量采集器,两块永磁体分居平面线圈两侧,通过使用磁环加磁片代替永磁体的形式有效加强了线圈附近的磁场强度,使得线圈内磁通量变化更大。TANG 等^[6]设计了一种磁电悬臂梁能量采集器,在 1g 激励下,其谐振频率为 20 Hz,峰值输出功率达到 24.56 μ W,平均输出功率为 3.6 μ W。Anjum 等^[7]加工制造了一种由一个运动磁铁、四组感应线圈、两个橡胶弹簧和空气气隙组成的能量采集器,该装置在频率为 20 Hz、激励为 3g 作用下,峰值输出功率可达到 1.89 mW,且工作带宽可达到 70 Hz。

早期的振动能量采集系统的研究主要基于线性

收稿日期: 2020-08-20; **修订日期:** 2020-11-30

基金项目: 国家自然科学基金(青年基金)资助项目(11802170);上海市晨光计划项目(18CG66);上海市自然科学基金资助项目(19ZR1421700)。

振动理论。线性能量采集系统只在谐振频率点附近具有良好的能量采集效果,很难适用于环境振动的宽频特性。为了拓宽可应用的工作频带,能量采集装置设计中越来越多地开始关注非线性因素^[8]。许多学者致力于利用非线性来拓宽响应频带和提升输出功率。王祖尧^[9]通过在悬浮磁体上添加线性弹簧振子,增加了系统自由度,扩大了磁力悬浮非线性能量采集器的有效工作带宽。聂新民^[10]研究了一种把永磁体间磁力等效为弹簧弹力的悬浮式振动能量采集器,该系统主要由四块永磁体和感应线圈组成,利用磁体之间的排斥力使中间磁体悬浮,当采集器受到外界的环境激励时,中间磁体上下振动,感应线圈切割磁感线产生电压。

基于上述研究,本文提出磁悬浮式双自由度轨道车辆轴箱振动能量采集器,建立该采集器的数学模型,利用龙格-库塔算法对其动力学模型进行数值分析计算,得到该振动能量采集器在简谐振动激励及实测轨道车辆轴箱振动激励下的响应特性,并将其与磁悬浮式单自由度振动能量采集器进行对比,从理论方面研究双自由度特性和非线性对俘能器输出性能的影响规律。该理论研究对轨道车辆轴箱振动能量采集及对今后无线轴温技术提供可靠电源等方面具有重要的实际意义。

1 磁悬浮式双自由度振动能量采集器设计

1.1 单自由度振动能量采集器

磁力悬浮单自由度振动能量采集器利用磁铁之间的斥力形成了振动系统的恢复力。采用磁性弹簧设计的振动能量采集器可以利用磁体之间的非线性作用力拓宽系统的响应频带,使能量采集系统具有更好的拾振特性^[11]。磁悬浮式单自由度振动能量采集器由三块磁极相对的圆柱磁铁(两块固定磁铁、一块可移动悬浮磁铁)和一个与激励源刚性紧固连接的固定框架组成,线圈缠绕固定于框架外部,如图1所示。

图1中, y 为外界基础位移激励, x_1 为浮磁铁相对轴箱的位移,悬浮磁铁与顶部磁铁及底部磁铁的初始距离均为 d_0 , c_1 和 c_2 分别为悬浮磁铁与顶部磁铁和底部磁铁间的机械阻尼系数,取 $c_1=c_2=0.005\text{ N}\cdot(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})^{-1}$ 。

1.2 双自由度振动能量采集器

本文在单自由度振动能量采集器的基础上设计并加入了框架与轴箱激励源之间的弹性连接,使悬

浮磁铁与弹性连接的框架相互耦合并形成双自由度系统,磁悬浮式双自由度振动能量采集器如图2所示。

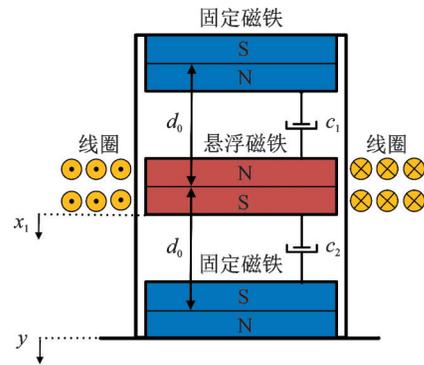


图1 单自由度能量采集器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of single-degree-of-freedom energy harvester

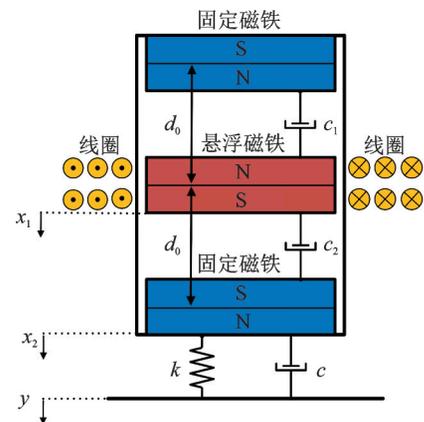


图2 双自由度能量采集器示意图

Fig. 2 Schematic diagram of double-degree-of-freedom energy harvester

图2中, x_2 为框架系统相对轴箱位移, k 为支撑弹簧的刚度, c 为框架系统的阻尼系数,取 $c=0.01\text{ N}\cdot(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})^{-1}$ 。

本文设计的磁悬浮式双自由度振动能量采集器为框架-线圈一体式结构,即当能量采集器受外部激励时,悬浮磁铁、框架均可做与激励相对的往复运动,且二者之间有相对运动,从而使得缠绕在框架外部的线圈能够切割磁感线,依据电磁感应定律,线圈中就会产生感应电流,负载电阻上会产生感应电动势,从而将振动能量转化为电能输出。

相较于磁悬浮式单自由度振动能量采集器,磁悬浮式双自由度振动能量采集器不仅具有由相邻永磁体相互排斥所产生的非线性刚度特性^[12],而且悬浮磁铁与弹性连接的框架间形成相互耦合的双自由度非线性系统。双自由度振动能量采集系统的受迫振动有两个共振区,如果激励力和任意固有频率相近时,系统都将产生共振。双自由度振动能量采集

器的低频系统从低频环境振动中吸收能量,并通过电磁排斥力非接触式作用将动能传递给高频系统。受到低频系统的激励,高频系统以其谐振频率自由振动,低频系统的周期性振动会使得高频系统在每一个周期内都能再次得到低频激励,从而高频系统可以周期性地获取低频系统的能量,因此双自由度振动能量采集系统可为拓宽响应频带和增大输出功率创造条件。

2 振动能量采集器动力学模型建立

2.1 两圆柱永磁铁间的磁力模型

本文基于磁偶极子模型^[13]计算两磁铁之间的电磁力。那么,磁铁A在磁铁B处产生的磁流密度 B_{BA} 可被写作:

$$B_{BA} = -\frac{\mu_0}{4\pi} \nabla \frac{M_B \cdot r_{BA}}{|r_{BA}|^3} \quad (1)$$

式中 $\mu_0=4\pi \times 10^{-7}$ 为真空磁导率, ∇ 为梯度向量算子, M_B 为永磁铁B的磁矩, r_{BA} 为磁铁B到磁铁A的方向向量。为了方便表达,将 $|r_{BA}|$ 即磁铁B到磁铁A的距离记作 d ,则:

$$B_{BA}(d) = -\frac{\mu_0}{4\pi} \nabla \frac{M_B \cdot r_{BA}}{|r_{BA}|^3} = \frac{\mu_0 M_B}{2\pi d^3} \quad (2)$$

那么磁铁B在磁铁A处产生的势能为:

$$U_{BA}(d) = -M_A \cdot B_{BA}(d) = -\frac{\mu_0 M_A M_B}{2\pi d^3} \quad (3)$$

式中 M_A 为永磁铁A的磁矩。

设磁铁A受到磁铁B的斥力 F 的作用,则微位移 dr 的元功为 $F \cdot dr$ 。如取无限远处为零势能位置,则磁铁A在距磁铁B距离 d 时所具有的势能为:

$$U_{BA}(d) = -\int_{AB} F dr_{AB} \quad (4)$$

根据磁铁B的磁场产生的势能可求得两圆柱磁铁在竖直方向上的排斥力为:

$$F_{BA}(d) = \frac{\partial U_{BA}(d)}{\partial d} = \frac{\partial \left(-\frac{\mu_0 M_A M_B}{2\pi d^3} \right)}{\partial d} = \frac{3\mu_0 M_A M_B}{2\pi d^4} \quad (5)$$

2.2 单自由度振动能量采集器动力学模型

顶部固定磁铁、底部固定磁铁与悬浮磁铁的磁铁磁矩分别为 M_t, M_b, M_1 。那么,单自由度振动能量采集器悬浮磁铁在受到外部激励的作用下,其运动中受到固定磁铁的恢复力为:

$$\begin{cases} F_b = \frac{3\mu M_b M_1}{2\pi (d_0 - x_1)^4} \\ F_t = \frac{3\mu M_t M_1}{2\pi (d_0 + x_1)^4} \end{cases} \quad (6)$$

悬浮磁铁运动时受到机械阻尼力为:

$$F_{cm} = (c_1 + c_2) \dot{x}_1 \quad (7)$$

式中 \dot{x}_1 为悬浮磁铁相对轴箱运动速度。

在磁场中运动的悬浮磁铁受到电磁阻尼力为:

$$F_{ce} = BIL_{coil} \quad (8)$$

式中 B 为磁感应强度, I 为感应电流, L_{coil} 为缠绕在框架周围的线圈的长度。

根据基尔霍夫第二定律即基尔霍夫电压定律^[14]得出单自由度振动能量采集器的机电耦合方程为:

$$L_{ind} \dot{I} + (R + R_0)I - BL_{coil} \dot{x}_1 = 0 \quad (9)$$

式中 L_{ind} 为电感系数, \dot{I} 为电流的变化率, R_0 为线圈内阻, R 为负载电阻。

振动能量采集器输出功率表达式为:

$$P = I^2 R \quad (10)$$

至此,在考虑非线性磁力、磁铁重力以及阻尼的情况下,由牛顿第二定律得到单自由度振动能量采集器的系统运动控制方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (F_b - F_t) + F_{ce} + F_{cm} - m_1 g = -m_1 \ddot{y} \\ L_{ind} \dot{I} + (R + R_0)I - BL_{coil} \dot{x}_1 = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中 m_1 为悬浮磁铁质量, \ddot{y} 为外界基础位移激励的加速度。

2.3 双自由度振动能量采集器动力学模型

在受到外部激励的作用下,双自由度振动能量采集器的悬浮磁铁受到底部和顶部磁铁的恢复力分别为 F_b, F_t :

$$\begin{cases} F_b = \frac{3\mu M_b M_1}{2\pi (d_0 - x_1 + x_2)^4} \\ F_t = \frac{3\mu M_t M_1}{2\pi (d_0 + x_1 - x_2)^4} \end{cases} \quad (12)$$

悬浮磁铁运动时受到的机械阻尼力为:

$$F_{cm} = (c_1 + c_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (13)$$

式中 \dot{x}_2 为框架相对轴箱运动速度。

框架在外部激励下的运动过程中,受到支撑弹簧的弹力及阻尼力,分别如下:

$$\begin{cases} F_k = kx_2 \\ F_c = c\dot{x}_2 \end{cases} \quad (14)$$

根据基尔霍夫第二定律得出双自由度振动能量采集器的机电耦合方程为:

$$L_{ind} \dot{I} + (R + R_0)I - BL_{coil}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (15)$$

至此,由牛顿第二定律得到双自由度振动能量采集器的系统运动控制方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (F_b - F_t) + F_{ce} + F_{cm} - m_1 g = -m_1 \ddot{y} \\ m_2 \ddot{x}_2 + c\dot{x}_2 + kx_2 - (F_b - F_t) - F_{cm} - m_2 g = -m_2 \ddot{y} \\ L_{ind} \dot{I} + (R + R_0)I - BL_{coil}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中 m_2 为框架系统质量。

3 轨道车辆轴箱激励条件下采集器参数设计

3.1 轨道车辆轴箱激励分析

地铁正线轨道不平顺谱总体特征趋势相类似^[15], 地铁列车运行正线由多个车站段构成, 周期性的区间特性可表征正线的连续运行特性。故本文基于上海地铁列车在某一相邻车站段间运行所测得的轴箱垂向振动信号展开针对性研究, 进行磁悬浮式振动能量采集器的参数设计, 该垂向振动加速度信号时间历程共 114 s, 如图 3 所示。

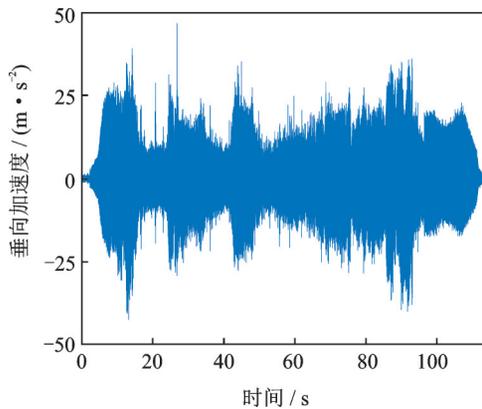


图3 车辆轴箱垂向振动加速度时间历程

Fig. 3 Time history of vertical vibration acceleration of vehicle axle box

将车辆轴箱垂向振动加速度信号进行傅里叶变换, 得到车辆轴箱垂向振动加速度信号频谱图, 如图 4 所示。从图 4 中可以观察到, 在城市轨道交通的轨道不平顺作用下, 轴箱可能有多阶模态被激发, 导致频带有较广泛的分布, 适合利用非线性能量采集器的宽频环境激励特性。其中, 地铁车辆轴箱垂向振动激励峰值频率在 $f_1=33.94$ Hz 和 $f_2=58.22$ Hz 附近, 33.94 Hz 对应为列车车轮二阶不圆顺所引起的振动, 58.22 Hz 对应为列车车轮三阶不圆顺所引起的振动^[16], 其中 58.22 Hz 引起的振动为车辆轴箱的振动主峰。故本文能量采集器的固有频率应控制在 58.22 Hz 及 33.94 Hz 附近, 此时外界主要激励频率与采集器内部固有频率相近, 会引起采集器共振效应, 使得悬浮磁铁的振动幅值变大, 能量采集效果更佳。

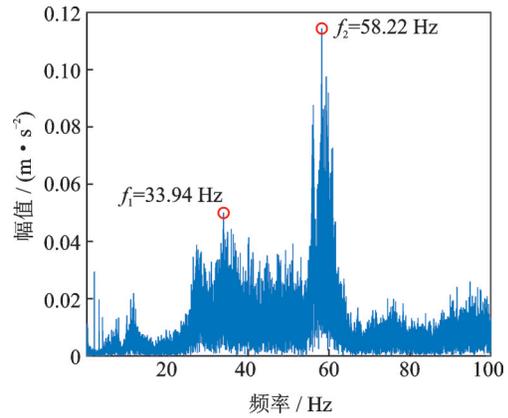


图4 车辆轴箱垂向振动加速度信号频谱图

Fig. 4 Frequency spectrum of vertical vibration acceleration signal of vehicle axle box

3.2 采集器参数设计

由于磁悬浮式振动能量采集器的动力学模型属于强非线性微分方程, 故本文采用龙格-库塔算法, 通过数值求解上述磁悬浮式振动能量采集器的动力学控制方程。

能量采集器的运动控制方程中采用的是外界基础加速度激励 \ddot{y} :

$$\ddot{y} = A \sin(2\pi ft) \quad (17)$$

式中 A 为基础激励的振幅, f 为基础激励的振动频率。

振动加速度有效值即振动加速度的均方根 (RMS) 可以直接用来反映振动的能量。令 $\omega = 2\pi f$, 对一段周期时间 t 内的外界加速度激励求其加速度有效值:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} A^2 \sin^2(\omega t) dt} \\ &= \sqrt{\frac{A^2}{4\pi} \left[\omega t - \frac{1}{2} \sin(2\omega t) \right] \Big|_0^{2\pi}} = \frac{A}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (18)$$

对图 3 中的车辆轴箱垂向振动激励时间历程进行统计分析, 得到其振动幅值的均方根值为 6.995 m/s²。令基础激励振幅的有效值与车辆轴箱振动激励振幅均方根值相等, 达到等效替代的目的:

$$\ddot{y}_{rms} = \frac{A}{\sqrt{2}} = 6.995 \text{ m/s}^2 \quad (19)$$

计算得, $A=9.89$ m/s², 即约 1.01g。故本文用正弦加速度激励 $\ddot{y} = A \sin(2\pi ft)$ 作为振动能量采集器的外激励进行扫频, 外激励简谐振动幅值为 $A=1g$ 。

通过增大(或减小)磁铁间距离降低(或增大)了系统等效刚度, 使输出功率出现峰值的激励频率随磁铁间距 d_0 的增大(或减小)而减小(或增大), 表明

改变磁铁之间的相对位置 d_0 可实现能量采集器谐振频率的调节以适应环境振动频率的变化,且拓宽了能量采集器的有效工作频带^[17]。

在轴箱振动激励主频率下,调整弹性连接的框架刚度得到双自由度振动能量采集器的频率响应曲线变化图如图 5 所示,弹性框架的刚度为 2700 N/m 时双自由度振动能量采集器的输出功率达到峰值。

利用数值方法计算得到了双自由度磁悬浮式振动能量采集器的幅频响应曲线,结果如图 6 所示。

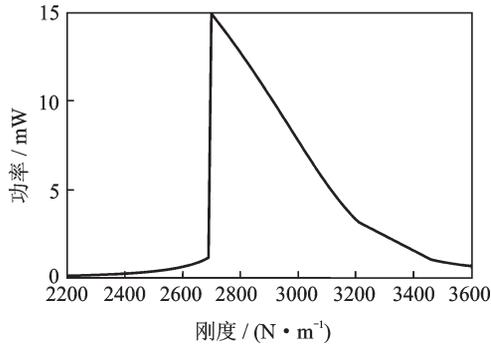


图 5 随弹性框架刚度变化的频率响应曲线图

Fig. 5 Frequency response curve with the change of elastic frame stiffness

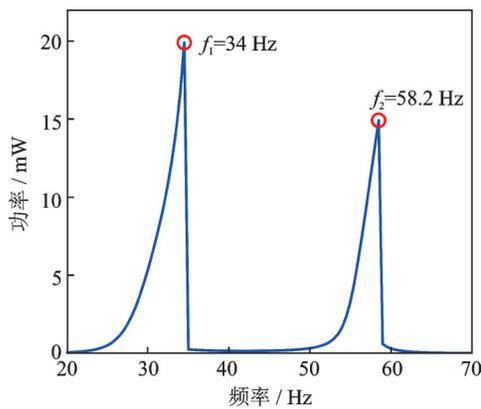


图 6 调整后的双自由度能量采集器频率响应曲线

Fig. 6 Adjusted frequency response curve of double-degree-of-freedom energy harvester

从图中可以看出,系统共振频率与轴箱振动激励主频吻合良好,达到设计目的。

按照上述方法,设计了两个不同共振频率的单自由度磁悬浮式振动能量采集器作为对照组。本文能量采集器中磁铁均选用规格 $\Phi 10 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 的圆柱形钕铁硼永磁体做数值理论计算,并根据电路阻抗匹配原理设计外接负载电阻阻值,三种磁悬浮式振动能量采集器的力学模型参数如表 1 所示。

4 振动能量采集器的频率响应分析

4.1 不同激励下各个振动能量采集器的频率响应分析

为了研究相同振动能量采集器在不同大小激励振幅下的频率响应特性,取简谐振动激励振幅分别为 $A_1=0.5 \times 9.8 \text{ m/s}^2$, $A_2=1.0 \times 9.8 \text{ m/s}^2$, $A_3=1.5 \times 9.8 \text{ m/s}^2$,通过数值分析软件对振动能量采集器的激励频率进行正向扫频(20 Hz 向上扫频至 70 Hz)和反向扫频(70 Hz 向下扫频至 20 Hz)。

如图 7~9 所示,给出了振动能量采集器系统输出功率的频率响应曲线。在磁性弹簧的作用下单自由度振动能量采集器仅有一个共振峰;在磁铁间非线性磁力与框架系统的弹力耦合作用下,双自由度振动能量采集器拥有两个共振峰。通过数值分析,揭示了由于耦合系统的刚度非线性而使得振动能量采集器系统在工作过程中出现的典型非线性动力学行为。

4.1.1 频率响应特性

从图 7~9 中可以看出外激励振幅对振动能量采集器稳态响应的的影响,输出功率的幅值随着外激励振幅增加而增大,有效工作频带随着外激励振幅的增加而拓宽。同时,各振动能量采集器频率响应曲线均朝右侧倾斜,共振峰出现了明显的整体向右偏移的趋势。因此,振动能量采集器的固有频率会

表 1 磁悬浮式振动能量采集器参数表

Tab. 1 Parameters of magnetic levitation vibration energy harvester

俘能装置	悬浮磁铁质量 m_1/kg	框架系统质量 m_2/kg	顶部磁铁磁矩 $M_t/(\text{A} \cdot \text{m}^2)$	悬浮磁铁磁矩 $M_1/(\text{A} \cdot \text{m}^2)$	底部磁铁磁矩 $M_b/(\text{A} \cdot \text{m}^2)$	磁铁间距 d_0/m	磁感应强度 B/T	线圈长度 L_{coil}/m	线圈电感 L_{ind}/H	线圈内阻 R_0/Ω	负载电阻 R/Ω	弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$
单自由度 (34 Hz)	0.014	0.0284	0.1475	0.1475	0.1475	0.0118	0.0434	45.95	0.0296	44.5	44.5	-
单自由度 (58.2 Hz)	0.014	0.0284	0.1475	0.1475	0.1475	0.0093	0.0434	45.95	0.0296	44.5	44.5	-
双自由度 (34 Hz, 58.2 Hz)	0.014	0.0284	0.1475	0.1475	0.1475	0.0114	0.0434	45.95	0.0296	44.5	44.5	2700

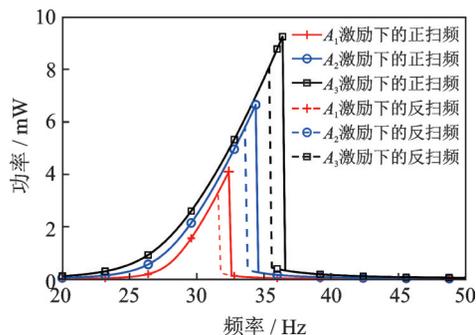


图7 单自由度振动能量采集器(34 Hz)频率响应曲线

Fig. 7 Frequency response curve of single-degree-of-freedom vibration energy harvester (34 Hz)

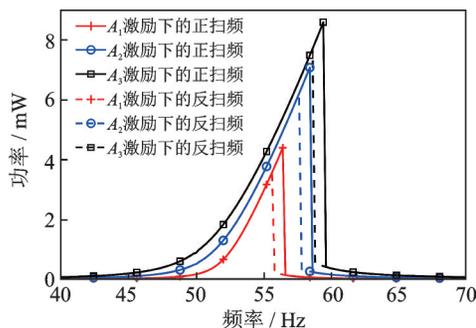


图8 单自由度振动能量采集器(58.2 Hz)频率响应曲线

Fig. 8 Frequency response curve of single-degree-of-freedom vibration energy harvester (58.2 Hz)

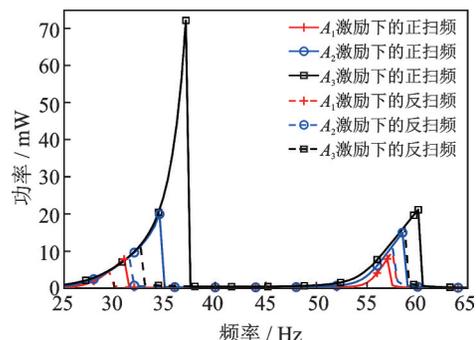


图9 双自由度振动能量采集器频率响应曲线

Fig. 9 Frequency response curve of double-degree-of-freedom vibration energy harvester

随着外激励幅值增大而增大,继而表现出典型的“硬弹簧”系统所具有的特征^[18]。

4.1.2 跳跃现象

为了验证俘能系统刚度特性的变化情况,分别对振动能量采集器进行了正向扫频和反向扫频。从图7~9中可以看出随着激励频率增大,各振动能量采集器正扫频与反向扫频的曲线均在某一频率处功率峰值有明显的骤降,即出现跳跃现象。由此说明在正向扫频过程中系统随频率增大出现刚度骤降情况,在反向扫频过程中系统随频率减小出现刚度在某一时刻的突然增大,这是系统刚度硬化现象,即硬弹簧特性^[19]。

4.2 相同激励下不同振动能量采集器的频率响应分析

为了研究不同振动能量采集器的性能,对它们分别施加相同谐振频率、相同振幅的正弦振动激励^[20](振幅均为 $A=1 \times 9.8 \text{ m/s}^2$)。

如图10所示,双自由度振动能量采集器的频率响应曲线几乎覆盖了两个单自由度振动能量采集器的频率响应曲线。从图中可以看出,双自由度振动能量采集器与单自由度振动能量采集器在34 Hz时所对应的峰值功率分别是19.87 mW和6.654 mW,双自由度振动能量采集器的峰值功率相较单自由度振动能量采集器的峰值功率提高了199%;双自由度振动能量采集器与单自由度振动能量采集器在58.2 Hz时所对应的峰值功率分别是14.9 mW和7.07 mW,双自由度振动能量采集器的峰值功率相较单自由度振动能量采集器的峰值功率提高了111%。由此说明振动能量采集器在双自由度非线性系统中各个工作频率的输出功率峰值均被显著地提高了。

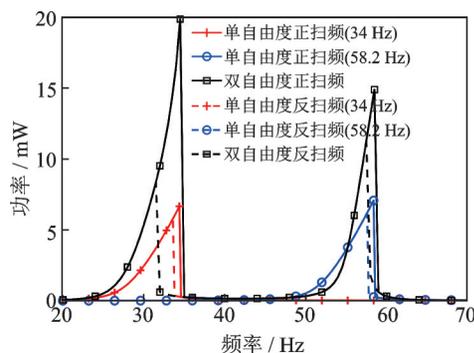


图10 相同激励下不同振动能量采集器的频率响应特性

Fig. 10 Frequency response characteristics of different vibration energy harvesters under the same excitation

本文定义在每个模态处,电压值大小为峰值电压-3 dB的两个频率点之间的频带为有效频带^[21]。依据上述方法,根据 $P=I^2R$,对于磁悬浮式单、双自由度振动能量采集器进行半功率带宽截取。

在相同振幅的各自谐振振动激励下,两种不同工作频率的单自由度振动能量采集器的有效工作带宽分别为3.43 Hz和3.55 Hz,而双自由度振动能量采集器的有效带宽能达到5.94 Hz,拓宽为前两者的173%和167%。由此说明振动能量采集器在非线性双自由度系统中工作频带宽度被明显拓宽。表2分别列出了三种能量采集器的固有频率和有效工作带宽。

结合图11,12可以看出,在各自谐振频率的激励下,相较于单自由度振动能量采集器而言,双自由度振动能量采集器的瞬时输出功率均有显著的提

表 2 $A=1\times 9.8\text{ m/s}^2$ 激励振幅下三种振动能量采集器工作带宽对比

Tab. 2 Comparison of working bandwidth of three kinds of vibration energy harvester under $A=1\times 9.8\text{ m/s}^2$ excitation amplitude

采集器类型	固有频率/ Hz	工作带 宽/Hz
单自由度振动能量采集器(低频)	34	3.43
单自由度振动能量采集器(中频)	58.2	3.55
双自由度振动能量采集器	34,58.2	5.94

高,且当悬浮磁铁速度稳定后,双自由度振动能量采集器的输出功率波形呈稳定的类正弦曲线。

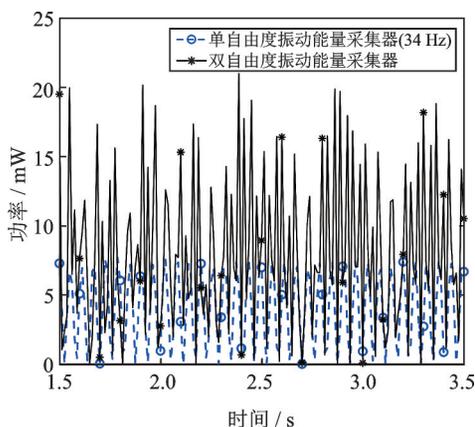


图 11 34 Hz 简谐激励下振动能量采集器输出功率

Fig. 11 Output power of vibration energy harvesters under 34 Hz harmonic excitation

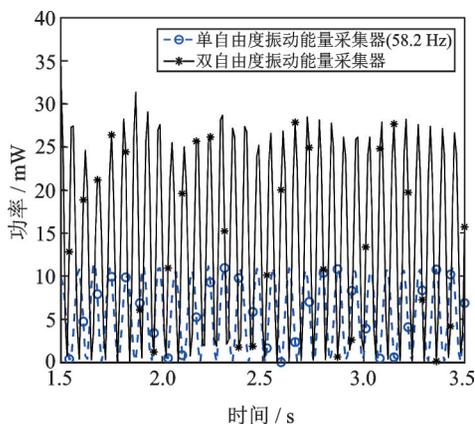


图 12 58.2 Hz 简谐激励下振动能量采集器输出功率

Fig. 12 Output power of vibration energy harvesters under 58.2 Hz harmonic excitation

5 轨道车辆轴箱激励下振动能量采集器的响应分析

5.1 各个振动能量采集器的输出响应分析

将图 3 中的车辆轴箱垂向振动加速度时间历程作为外激励振动输入三种磁悬浮式振动能量采集器

模型中。得到双自由度磁悬浮式振动能量采集器在站间区间内所产生的系统感应电流如图 13 所示,系统输出功率如图 14 所示,得到三种磁悬浮式振动能量采集器在站间区间内俘获总能量如图 15 所示。表 3 分别列出了在车辆轴箱振动激励下三种振动能量采集器的瞬时电流峰值、瞬时功率峰值及俘获总能量,可以发现双自由度振动能量采集器较单自由度振动能量采集器具有更佳的工作性能。

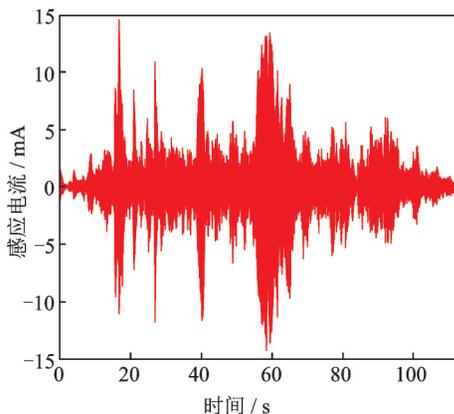


图 13 车辆轴箱激励下双自由度振动能量采集器感应电流
Fig. 13 Induced current of double-degree-of-freedom vibration energy harvester under excitation of vehicle axle box

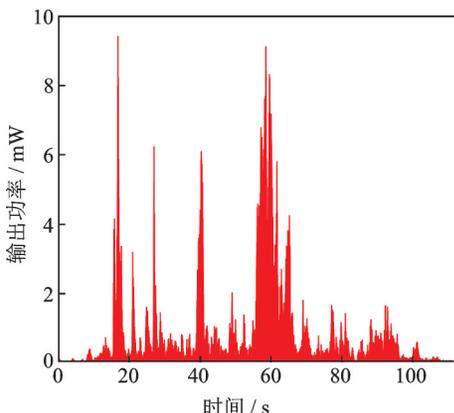


图 14 车辆轴箱激励下双自由度振动能量采集器输出功率
Fig. 14 Output power of double-degree-of-freedom vibration energy harvester under excitation of vehicle axle box

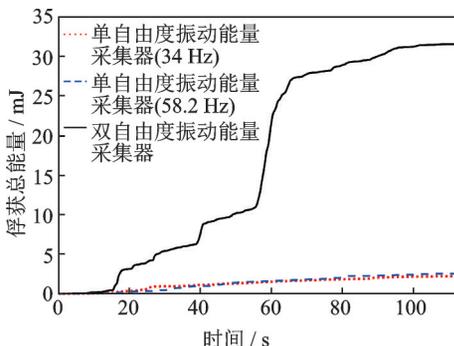


图 15 车辆轴箱激励下的振动能量采集器俘获总能量
Fig. 15 The total energy captured by the vibration energy harvester under the excitation of the vehicle axle box

表3 车辆轴箱激励下三种振动能量采集器工作性能对比
Tab.3 Comparison of performance of three kinds of vibration energy harvesters under the excitation of vehicle axle box

采集器类型	最大瞬时电流 /mA	最大瞬时功率 /mW	俘获总能量 /mJ
单自由度 (34 Hz)	4.99	1.1	2.2
单自由度 (58.2 Hz)	4.24	0.8	2.52
双自由度	14.6	9.4	31.5

磁悬浮式双自由度振动能量采集器相对车辆轴箱的位移如图16所示,其峰值为1.3 mm。从技术实现角度来看,双自由度振动能量采集器可作为附加装置固定安装于车辆轴箱上,符合地铁车辆规定限界且不会对轨道车辆运营的安全性及乘客的舒适性造成影响。

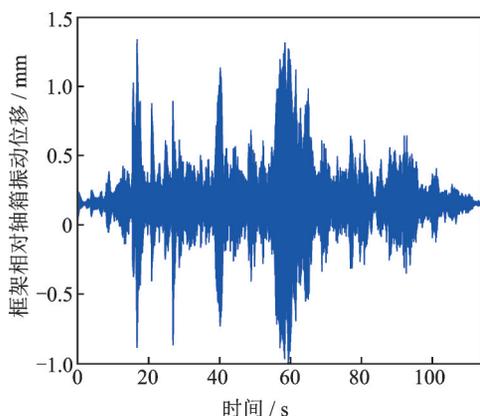


图16 车辆轴箱激励下双自由度振动能量采集器框架相对轴箱振动位移

Fig.16 The vibration displacement of the dual-degree-of-freedom vibration energy harvester frame relative to the axle box under the excitation of the vehicle axle box

5.2 双自由度振动能量采集器的工作特性分析

对磁悬浮式双自由度振动能量采集器系统瞬时输出功率进行积分,可得其俘获总能量时间历程,如图17所示。

由于地铁运行区间站间距离较短,起动、停车频繁,为保障行车的效率,地铁列车具有较大的牵引加速度和制动减速度,使得轴箱在加减速阶段中振动幅值不稳定,产生较多冲击信号,故磁悬浮式双自由度振动能量采集器在地铁列车出站阶段以及进站阶段俘获能量较少;当列车达到匀速行驶时,轴箱振动大小变化相对平稳,故磁悬浮式双自由度振动能量采集器在列车惰行区间或速度保持阶段装置俘获能量较多。

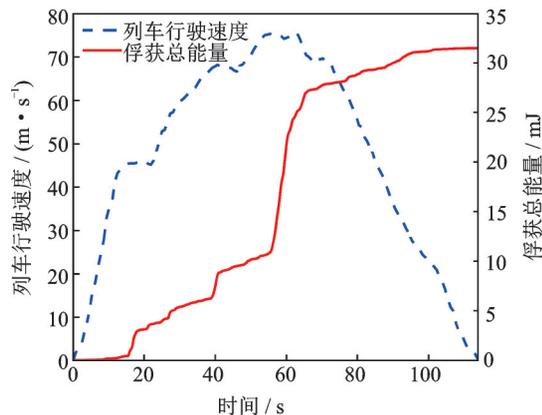


图17 俘获总能量及列车行驶速度时间历程

Fig.17 The time history of train speed and total energy captured

一站区间内一个双自由度能量采集器俘获总能量为31.5 mJ,此俘能装置实时产生的电能相对较小,输出为间歇的交变电流,可为各类低功耗无线传感器提供可靠电源。

6 双自由度振动能量采集器性能测试

为了研究该双自由度振动能量采集器的实际工作性能,本文以SA-JZ激振器为基础,搭建了振动系统实验平台,如图18所示。

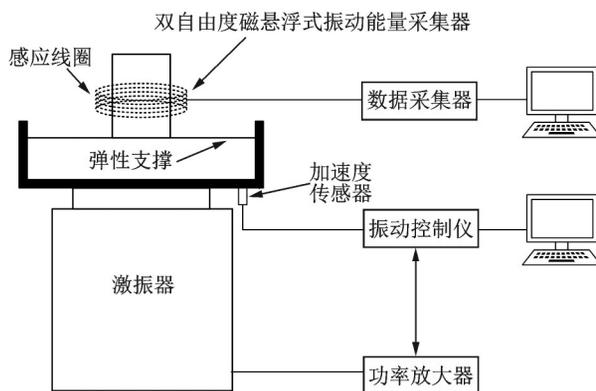


图18 磁悬浮式振动能量采集器和激振实验平台示意图

Fig.18 Schematic diagram of maglev vibration energy harvester and excitation experiment platform

通过改变激振器的振动频率,对振动能量采集器的电压和功率等输出特性进行分析。将该振动能量采集器通过弹性支撑与激振器连接,通过振动控制仪控制功率放大器,并设振动台以恒定 9.8 m/s^2 的加速度作正弦振动,由数据采集仪采集实时输出电压,得到振动能量采集器输出电压随振动频率的变化曲线并绘制其包络线,如图19所示。

通过图19可以看出,理论数值仿真结果和实验结果较为吻合。但实验结果相较理论研究结果存在

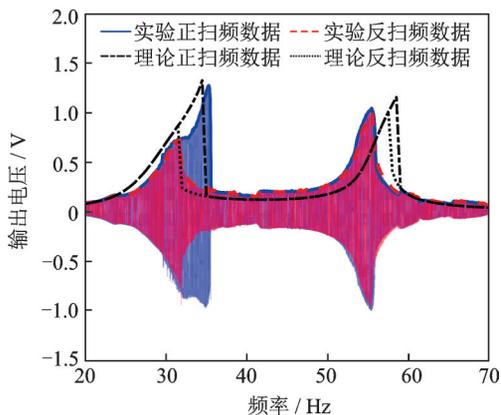


图19 输出电压扫频变化曲线

Fig. 19 Frequency sweeping curve of output voltage

峰值略小且较高频率共振峰处存在频率偏小的问题,其原因是振动能量采集器样机中移动磁铁及弹性支撑底座的装配精度不足,导致由其引起的移动磁铁中心与固定磁铁中心存在小角度偏移,从而导致实际移动磁铁振动速度会受到额外的摩擦力等因素的影响而有所减小。

7 结 论

本文设计了一种磁悬浮式双自由度轨道车辆轴箱振动能量采集器,建立了振动能量采集器的数学模型及其动力学运动控制方程,数值分析了磁悬浮式双自由度轨道车辆轴箱振动能量采集器,根据实测轴箱振动激励设计了振动能量采集器系统参数。将磁悬浮式双自由度和单自由度振动能量采集器进行对比分析,得出以下结论:

(1)在相同振幅、相同谐振频率的外激励作用下,双自由度振动能量采集器比单自由度振动能量采集器的输出功率增加了约1.1倍,且工作带宽拓宽约2.7倍;

(2)在轨道车辆轴箱振动激励作用下,单个磁悬浮式双自由度振动能量采集器可以在一站间采集到31.5 mJ能量,最大瞬时电流为14.6 mA,最大瞬时功率为9.4 mW;

(3)实验结果表明,磁悬浮式双自由度振动能量采集器可以利用硬弹簧特性引起的频响曲线弯曲和双自由度系统的多个共振峰增大输出功率,并拓宽振动能量捕获结构工作频带,提高了振动能量采集器适应复杂环境能量的能力。

参考文献:

[1] 贺学锋,齐睿,程耀庆,等.风致振动能量采集器驱动下的无线风速传感器[J].振动工程学报,2017,30(2):290-296.

He Xuefeng, Qi Rui, Cheng Yaoqing, et al. A wireless air flow sensor powered by a wind-induced vibration energy harvester [J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(2): 290-296.

[2] 张旭辉,赖正鹏,吴中华,等.新型双稳态压电振动俘能系统的理论建模与实验研究[J].振动工程学报,2019,32(1):87-96.

Zhang Xuhui, Lai Zhengpeng, Wu Zhonghua, et al. Theoretical modeling and experimental study of a new bistable piezoelectric vibration energy harvesting system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(1): 87-96.

[3] Beeby S P, Tudor M J, White N M. Energy harvesting vibration sources for microsystems applications [J]. Measurement Science & Technology, 2006, 17(12): R175.

[4] 孟祥凯,侯玉亮.振动能量收集技术的近况与展望[J].科技与创新,2019(11):94-95.

MENG Xiangkai, HOU Yuliang. Recent situation and prospect of vibration energy collection technology[J]. Science and Technology & Innovation, 2019(11): 94-95.

[5] Sardini Emilio, Serpelloni Mauro. An efficient electromagnetic power harvesting device for low-frequency applications[J]. Sensors & Actuators A: Physical, 2011, 172(2): 475-482.

[6] TANG Qiaochu, LI Xinxin. Two-stage wideband energy harvester driven by multimode coupled vibration [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015,20(1): 115-121.

[7] Anjum M U, Fida A, Ahmad I, et al. A broadband electromagnetic type energy harvester for smart sensor devices in biomedical applications[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018,277: 52-29.

[8] Cottone F, Vocca H, Gammaitoni L. Nonlinear energy harvesting [J]. Physical Review Letters, 2009, 102(8): 080601.

[9] 王祖尧.磁悬浮能量采集非线性动力学研究[D].上海:上海大学,2016.

Wang Zuyao. Investigation on nonlinear dynamic behavior of energy harvesting of magnetic levitation [D]. Shanghai: Shanghai University, 2016.

[10] 聂新民.双自由度磁悬浮式桥梁振动能量采集器的数值仿真和优化[D].长沙:湖南大学,2017.

NIE Xinmin. Numerical simulation and optimization of a two-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester for bridges[D]. Changsha: Hunan University, 2017.

[11] 吴科.磁性弹簧直线振动能量收集技术研究[D].西安:西安电子科技大学,2013.

WU Ke. Research on magnetic spring vertical vibration energy harvesting technology [D]. Xi'an: Xidian University, 2013.

[12] 邓露,聂新民,毕涛,等.双自由度磁悬浮式桥梁振动能量采集器数值仿真和优化[J].湖南大学学报(自然科学版),2018,45(1):1-8.

DENG Lu, Nie Xinmin, Bi Tao, et al. Numerical sim-

- ulation and optimization of a two-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester for bridges[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2008, 45(1): 1-8.
- [13] YUNG K W, LANDECKER P B, VILLANID D. An analytic solution for the force between two magnetic dipoles[J]. Magnetic and Electrical Separation, 1998, 9: 39-52.
- [14] Chen L Q, Jiang W A. Internal resonance energy harvesting[J]. Journal of Applied Mechanics, 2015, 82(3): 031004.
- [15] 何越磊, 李再伟, 盛春玲, 等. 不同地铁线路条件下轨道谱的特性分析[J]. 铁道工程学报, 2014, 31(7): 99-104.
He Yuelei, Li Zaiwei, Sheng Chunling, et al. Characteristics analysis of track spectrum under different subway line conditions[J]. Journal of Railway Engineering Society, 2014, 31(7): 99-104.
- [16] 陈笑楠. 时速250公里中国标准动车组振动特性及传递规律研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
Chen Xiaodi. The research on the vibration characteristics and transmission rules of the 250 km/h Chinese standard EMU[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019.
- [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 Junwu, Wen Huan, Wang Shuyun, 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] 张坤. 基于抗磁稳定悬浮的电磁式振动能量收集器研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2019.
Zhang Kun. Study on the electromagnetic vibration energy harvester based on diamagnetically stabilized levitation[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2019.
- [19] 姚明辉, 李印波, 张伟. 纵向辅磁双稳态压电悬臂梁非线性动力学[J]. 北京工业大学学报, 2015, 41(11): 1756-1760.
YAO Minghui, Li Yinbo, Zhang Wei. Nonlinear dynamics auxiliary magnet for a bistable piezoelectric cantilever beam[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2015, 41(11): 1756-1760.
- [20] 金标. 多自由度宽频能量采集器设计与研究[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2019.
JIN Biao. Design and research on multi-degree of broadband energy harvester[D]. Wuhu: Anhui Engineering University, 2019.
- [21] Seo M H, Choi D H, Kim I H, et al. Multi-resonant energy harvester exploiting high-mode resonances frequency down-shifted by a flexible body beam[J]. Applied Physics Letters, 2012, 101: 179905.

Double-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester of the axle box for a railway vehicle

LI Zhe-hui, YUAN Tian-chen, YANG Jian, SONG Rui-gang

(College of Urban Rail Transit, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: A double-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester is proposed for collecting the vibration energy of the rail vehicle axle box. Based on the basic principle of single-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester, the basic configuration of double-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester is designed. Based on the magnetic dipole model, the magnetic force equation of the cylindrical magnet is derived, and the dynamic equation of double-degree-of-freedom magnetic levitation energy harvester system is established. Considering the strong nonlinear characteristics of the system, the amplitude-frequency response curve of the system is obtained through Runge-Kutta method. According to the measured time history and frequency distribution characteristics of the rail vehicle axle box, the core parameters of the double-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester are designed. Frequency response characteristics are compared between the single-degree-of-freedom and the double-degree-of-freedom vibration energy harvesters. The results show that the nonlinear double-degree-of-freedom vibration energy harvester can effectively broaden the working bandwidth of the energy harvesting device, and then improve the energy collection power. Under simple harmonic vibration excitation, the output power of the double-degree-of-freedom vibration energy harvester is about 1.1 times higher than that of the single-degree-of-freedom vibration energy harvester. Besides, the working bandwidth can also be broadened by about 2.7 times. Under the measured rail vehicle axle box vibration excitation, the double-degree-of-freedom vibration energy harvester can collect 31.5 mJ energy in a station interval. The corresponding peak induced current is 14.6 mA, and the peak output power is 9.4 mW.

Key words: energy harvester; magnetic levitation; double-degrees-of-freedom; axle box; Runge-Kutta method

作者简介: 李哲辉(1995—),男,硕士研究生。E-mail: lizhehui1995@163.com。

通讯作者: 袁天辰(1988—),男,博士,讲师。E-mail: ytcshanghai@126.com。