

基于滚压的悬架振动俘能装置设计与特性分析*

魏克湘¹, 邹鸿翔², 张文明²

(1. 湖南工程学院机械工程系 湘潭, 411101) (2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海, 200240)

摘要 振动能量俘获装置能够回收路面不平引起的汽车悬架振动能量, 为主动悬架提供动力, 可有效降低主动悬架的能耗和使用成本。基于滚压原理, 提出一种用于电动汽车自供能智能悬架的滚动压迫振动能量俘获装置概念设计。该装置通过滚珠滚压凸起金属片的方式将上下的随机振动转换为幅值相对稳定的单向压力, 使其中的压电材料受压变形, 从而输出电压。笔者建立了滚动压迫俘获振动能量的理论模型, 并对其在随机路况下的振动俘能效果进行了仿真分析。结果显示, 该俘能装置占用空间小, 在悬架的各种运动状态下, 都能俘获振动能量, 具有较高的俘能效率, 能满足悬架实际应用。

关键词 振动俘能器; 滚动压迫; 汽车悬架; 能量回收

中图分类号 TH122; TB535

引言

随着社会和汽车工业的发展, 人们对汽车的乘坐舒适性和操纵稳定性有了更高的要求。车辆悬架是车身与车轮之间的传动装置的总称, 其中最核心的部分是减振器, 主要功能是缓和不平路面导致的冲击和衰减因此引起的振动, 以提高乘坐舒适性和操纵稳定性^[1]。目前大部分汽车使用的仍是被动悬架, 减振器相关参数一般根据经验设计确定, 不能随行驶工况自动调节以适应不同的行驶工况。而采用可控的主动悬架能够依据行驶工况实时调整悬架阻尼力等, 从而提高车辆的行驶平顺性和操纵稳定性^[2]。尽管主动悬架可显著改善车辆总体性能, 但高能耗一直是限制其在市场上推广的主要因素之一^[3]。随着能源危机的加剧, 节能是汽车设计重点考虑的问题之一, 尤其是作为未来汽车的发展方向之一的电动汽车, 因为电池技术的局限, 对节能有更高的要求。

振动能量俘获装置能够回收路面不平引起的悬架振动能量, 为主动悬架提供能源是降低能耗和减少使用成本的一个有效方法^[4]。Hsu^[5] 预计车辆在高速公路以 96 km/h 车速行驶时, 平均每车轮可回收 100 W 的振动能量。Radousky 等^[6] 对振动能量回收的研究情况进行了综合分析, 认为能量回收装置的设计具有非常关键的作用。为此, 许多学者设

计了各种不同的振动能量俘获装置用于汽车悬架系统。Suda 等^[7] 设计了一种利用直流直线电机对悬架振动能量进行回收的自供能主动悬架系统, 以实现主动悬架的控制。Kim 等^[8] 设计了一种由交流电机与电流变阻尼器组成的悬架系统, 该悬架中的交流电机回收振动能量产生电压, 经过电路处理后加载到电流变阻尼器上。张勇超等^[9] 研制了一款电动悬架系统样机, 并验证了回馈振动能量的可行性。但目前的悬架振动能量俘获装置大多是利用电磁换能装置将振动机械能转换为电能的电磁式振动能量回收技术。相比于电磁式, 压电式能量回收方法具有更大的功率密度, 而且压电式俘能装置结构简单, 便于系统模块化、集成化和微型化^[10-11], 有可能更有利于工程实践应用。

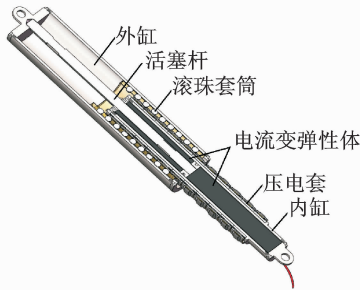
笔者提出一种用于电动汽车自供能智能悬架的滚动压迫振动能量俘获装置的概念设计, 该装置利用滚珠轴套压迫若干压电套组合, 将上下的振动转换为单向的压迫, 具有机械整流的功能, 可以俘获更多的能量且控制方便。而且这种压电俘能装置占用空间小, 可以在结构上与阻尼器并联, 减少减振器体积和增加减振器的有效行程。

1 滚动压迫俘能装置结构设计

所设计的滚动压迫俘能装置结构如图 1 所示, 滚动压迫俘能装置集成在减振器上, 减振器包括外

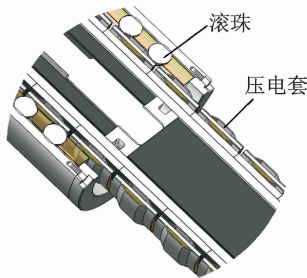
* 国家自然科学基金资助项目(11172100); 教育部新世纪优秀人才支持计划(NCET-13-0782)
收稿日期: 2014-09-02; 修回日期: 2015-03-25

缸部分、内缸部分和电控系统,外缸内壁嵌装滚珠轴套,滚珠轴套内嵌若干按一定距离分布的滚珠。外缸与内缸部分的活塞杆连接,活塞杆连接活塞,活塞在内缸缸内移动,内缸外壁套装若干压电套,每个压电套与电控系统电联接,压电套由压电块(压电陶瓷或其他压电材料)和金属片组成。



(a) 整体结构图

(a) The whole structure



(b) 俘能部分局部放大图

(b) The partial enlarged detail

图1 滚动压迫俘获振动能量装置结构

Fig. 1 The structure of rolling based vibration energy harvester

压电块内外粘接凸型金属片,这种结构使压电块上的应力分布更加均匀,从而有利于提高压电俘能装置的俘能效率。滚珠之间有一定距离,将压电套凸起金属片与滚珠的配合设计为过盈配合,当减振器上下振动时,滚珠可以压迫-松开凸起金属片,导致金属片的结构变形,从而压迫和拉伸压电块,产生压电效应而产生电压。尽管减振器振动的情况时刻在变化,滚珠压迫凸起金属片的对数和频率会产生变化,但滚珠压迫凸起金属片的压力基本不变,所以每个受压和拉伸的压电块产生电压比较稳定。而且无论是减振器压缩还是伸长,都存在滚珠压迫压电套的情况,所以振动能量俘获率更高。

由于该装置利用滚珠滚动压迫压电块组合,将上下的振动转换为单向的压迫,具有机械整流的功能,可以俘获更多的能量且更方便控制。同时,该俘能装置可以和阻尼器在结构上并联,故能减少整体悬架的体积和增加减振器的有效行程。

2 滚动压迫俘能装置模型分析

当滚珠接触压迫金属层的凸起部分,因为金属层变形产生力 N ,当滚珠与金属层的凸起部分错开时, N 等于 0。而滚珠与金属层凸起是否接触与悬架行程 $s_b - s_t$ 相关,近似有

$$N = \begin{cases} 0, & |s_t - s_b| \in \left(h_0 - \frac{(h_1 - h_3)}{2} + nh_1, h_0 + \frac{(h_1 - h_3)}{2} + nh_1 \right) \\ N, & |s_t - s_b| \in \left[h_0 + \frac{(h_1 - h_3)}{2} + nh_1, h_0 + \frac{(h_1 + h_3)}{2} + nh_1 \right] \end{cases} \quad (1)$$

其中: s_t 为车轮位移; s_b 为车身位移; h_0 为校正数; h_1 为金属层外底长,与滚珠间隔 d 相等; h_3 为内顶长; $n=1, 2, 3, \dots$ 。

如果滚动摩擦力消耗的能量所占比例较小,则滚动摩擦力对减振器正常工作的影响可以忽略。通过能量分析方法,比较车辆受到冲击产生的能量和滚动摩擦力消耗的能量,依据经典力学可以得到:

$$\begin{cases} f = m \left[\frac{s + s_0}{d} \right] \mu N \\ W_f = \frac{h_3}{h_1} \int_{h_0}^{s_{t \max} - s_{b \max} + h_0} f(s) ds \\ W = m_b g s_{b \max} + m_t g s_{t \max} + \frac{1}{2} k_s (s_{t \max} - s_{b \max})^2 + \frac{1}{2} k_t (s_{t \max} - s_{r \max})^2 \end{cases} \quad (2)$$

其中: f 为滚动摩擦力,与滚珠数量、滚动摩擦系数和滚珠承受压力有关; d 为滚珠间隔(压电块高度); s 为外缸相对内缸的位移,使外缸套住内缸的长度增加为正, s_0 为外缸套住内缸的初始长度; m 为圆周分布滚珠数量; μ 为滚动摩擦系数; m_b 为 1/4 车身质量; m_t 为车轮质量; k_s 为悬架弹簧刚度; k_t 为轮胎刚度; s_r 为路面位移; W_f 为滚动摩擦力消耗的能量; W 为因为路面不平冲击产生的能量;下标 max 表示取最大值。

根据经验确定 W_f 与 W 的比例,在较小振动状况下可以对金属层变形产生力的 N 进行估算。设外缸相对内缸的位移 s 小于滚珠间隔 d ,则产生滚动压迫作用的滚珠数量不会发生变化,同时由于车身位移相对悬架位移较小,车身位移可以忽略不计,则悬架位移约等于路面位移,故式(2)可简化为

$$\begin{cases} f = m \left[\frac{s_0}{d} \right] \mu N \\ W_f = \frac{h_3}{h_1} f s_{t \max} \\ W = m_t g s_{t \max} + \frac{1}{2} k_s s_{t \max}^2 \end{cases} \quad (3)$$

依据式(3)可以估算出 N 。显然如果振动较小时,滚动摩擦力不影响减振器正常工作,而当振动较大时,滚动摩擦力的影响更小。

压电方程是描述压电材料的力学量(应力 T 和应变 S)及电学量(电场强度 E 和电位移 D)。式(4)表明压电材料的应变是由它承受的应力和电场两部分共同作用的结果。取应力 T 和电场强度 E 为自变量,即

$$\begin{cases} S = s^E T + dE \\ D = dT + \epsilon^T E \end{cases} \quad (4)$$

其中: $s^E T$ 为在电场强度 E 为零的情况下,应力产生的应变; dE 为由电场强度作用下的应变; s^E 为短路弹性柔顺常数,即当电场强度 E 为零(或常数)时的弹性柔顺常数,单位为 m^2/N 。 dT 为应力影响下的电位移; $\epsilon^T E$ 为在应力为零的情况下,由电场强度造成的电位移;式中, ϵ^T 表示应力 T 为零(或常数)时的介电常数,单位为 F/m 。

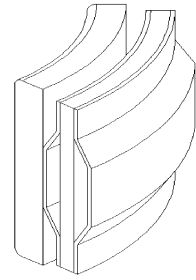
选择 1/8 压电套进行分析,压电套包括外金属层、压电晶体、内金属层和粘接层,如图 2(a)所示。将图 2(a)简化为图 2(b),金属层和压电晶体视为薄板;金属层和压电晶体用粘接剂粘接,忽略粘接影响,粘接处应力应变连续;压电晶体内部电场强度垂直平面,且沿厚度方向均匀分布;假设滚珠压力均匀作用于外金属层表面。设 1/8 外金属层承受的滚珠压力为 N ,因为力的平衡和作用力与反作用力的关系,则内金属层受到轴套的力大小也为 N ,并且轴套受到力大小也为 N ,金属层对压电晶体两端的作用力可以描述为两个分力 $0.5 N$ 和 T_1 。金属层上下锥面长度均为 l ,锥面角为 θ ,压电套高度为 h_1 ,金属凸起层长度为 h_2 ,金属层与压电层上下粘接面长度均为 h_3 ,压电晶体厚度为 t_1 ,金属厚度为 t_2 。

相比金属层结构变形,金属层截面变形可以忽略不计。故可以对其进一步简化为图 3 所示。

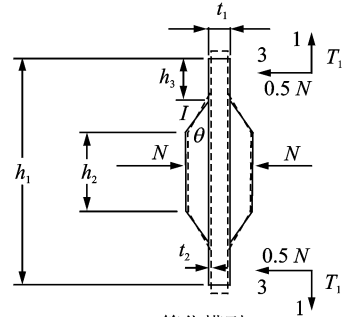
由图 3 可知,距离 O 任意距离 x 处的惯性矩为 $I_x = \frac{bt_2^3}{12}$, $F = \frac{1}{2} N \cos\theta - T_1 \sin\theta$,在 OA 上任意处 B 加一个虚力 F_e ,设 $OB = a$,利用虚功原理,可得到

$$\begin{cases} M_{AB} = \left(\frac{1}{2} N \cos\theta - T_1 \sin\theta\right) (l - x) \\ M_{OB} = \left(\frac{1}{2} N \cos\theta - T_1 \sin\theta\right) (l - x) + F_e (a - x) \\ W = \int \frac{M_x^2}{2EI_x} dx \end{cases} \quad (5)$$

其中: M_{AB} 为 AB 段力矩; M_{OB} 为 OB 段力矩; M_x 为距离 O 任意距离 x 处弯矩; W 为做的功,即



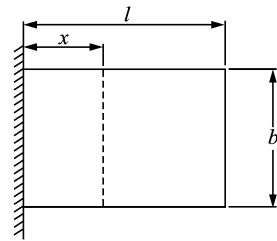
(a) 1/8 压电套
(a) 1/8 piezoelectric set



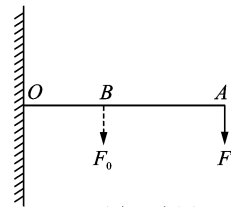
(b) 简化模型
(b) The simplified model

图 2 压电套结构

Fig. 2 The structure of piezoelectric set



(a) 变形部分
(a) The deformation part



(b) 受力示意图
(b) Force diagram

图 3 金属层结构变形分析

Fig. 3 Analysis of metal layer structure deformation

$$W = \frac{6}{Eb t_2^3} \left(\int_0^a \left(\left(\frac{1}{2} N \cos\theta - T_1 \sin\theta \right) (l - x) + F_e (a - x) \right)^2 dx + \int_a^l \left(\left(\frac{1}{2} N \cos\theta - T_1 \sin\theta \right) (l - x) \right)^2 dx \right) \quad (6)$$

而

$$\delta_B = \frac{\partial W}{\partial F_e} \Big|_{F_e=0} \quad (7)$$

即

$$\delta_B = \frac{6N\cos\theta - 12T_1\sin\theta}{Ebt_2^3} \int_0^a (l-x)(a-x)dx = \frac{6N\cos\theta - 12T_1\sin\theta}{Ebt_2^3} \left(\frac{la^2}{2} - \frac{a^3}{6} \right) \quad (8)$$

当 $a=l$, 代入上式, 可得到末端变形 δ , 即

$$\delta = \frac{2N\cos\theta - 4T_1\sin\theta}{Ebt_2^3} l^3 \quad (9)$$

由于金属层结构变形属于小变形, 锥面角变化较小, 则金属层在 1 方向和 3 方向的变形为

$$\begin{cases} S_1 = 2\delta\sin\theta = \frac{4N\sin\theta\cos\theta - 8T_1\sin^2\theta}{Ebt_2^3} l^3 \\ S_3 = 2\delta\cos\theta = \frac{4N\cos^2\theta - 8T_1\sin\theta\cos\theta}{Ebt_2^3} l^3 \end{cases} \quad (10)$$

其中: S 和 T 的下标数字表示方向, 且由式(4)可得到压电套压电方程为

$$\begin{cases} S_1 = s_{11}^E T_1 + d_{31} E_3 \\ S_3 = s_{33}^E N + d_{33} E_3 \\ D_3 = d_{31} T_1 + d_{33} N + \epsilon_{33}^T E_3 \end{cases} \quad (11)$$

其中: D, s^E, d, E 和 ϵ^T 下标数字表示方向。

联立式(10)、(11)可解得 T_1 , 并代入 D_3 得到压电晶体的本构方程

$$\begin{cases} T_1 = \frac{4Nl^3\sin\theta\cos\theta - Ebt_2^3 d_{31} E_3}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} \\ D_3 = \frac{4d_{31} Nl^3\sin\theta\cos\theta}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} + d_{33} N + \left(\epsilon_{33}^T - \frac{Ebt_2^3 d_{31}^2}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} \right) E_3 \end{cases} \quad (12)$$

当外加电场为 $E_3=0$ 时, 可得到

$$Q_e = - \int_A D_3 ds = - \left(\frac{4d_{31} Nbh_1 l^3 \sin\theta\cos\theta}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} + d_{33} Nbh_1 \right) \quad (13)$$

流出电极的电流 I 为

$$I = -\dot{Q}_e = \left(\frac{4d_{31} bh_1 l^3 \sin\theta\cos\theta}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} + d_{33} bh_1 \right) \frac{N |s_i - s_b|}{h_3} \quad (14)$$

设 Z_L 为负载, 由欧姆定律可得到输出电压 U

$$U = Z_L I \quad (15)$$

8 个 1/8 压电块组成的压电块为并联, 每个压电块串联, 则俘获的总电压 U 为

$$U_o = \left[\frac{s_i - s_b + h_0}{d} + 1 \right] U \quad (16)$$

联立式(14)~(16)求解, 近似有

$$U_o = e_1 |s_i - s_b| (s_i - s_b + e_2) \quad (17)$$

其中: $e_1 = \left(\frac{4d_{31} bh_1 l^3 \sin\theta\cos\theta}{8l^3\sin^2\theta + Ebt_2^3 s_{11}^E} + d_{33} bh_1 \right) \frac{NZ_L}{h_3 d}$,

$$e_2 = h_0 + d。$$

3 仿真结果与分析

当金属凸层受到压迫时, 因为金属层的结构变形, 如图 2(b) 所示的受力分析, 压电块会受金属层施加的纵向压迫和轴向拉伸(轴向为压电套轴线方向)。取压电块的尺寸参数为: 外径 0.0335 m, 内径 0.0315 m, 高 0.028 m; 材料参数依据 PZT-5H。 N 设为 400 N, 并按照式(12)计算 T_1 约为 200 N。

利用有限元仿真软件 ANSYS 分析静压力下 1/8 压电套内压电块的电场分布情况, 如图 4 所示。由图看到, 电场强度数值最大约为 225.149 V/m, 最小为 -173.539 V/m。因为若干压电套组合是串联的, 故振动俘能产生的电压可以满足工程应用。

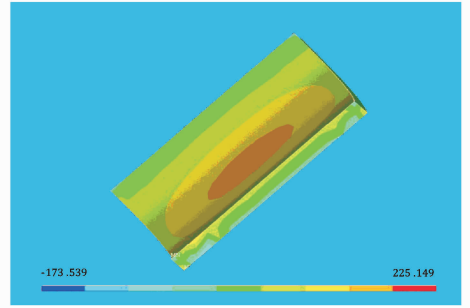


图 4 电场分布图

Fig. 4 The distribution of the electric field

设式(17)中的 $e_1 = 1000 \text{ c}\Omega/\text{m}^2$, $e_2 = 0.15 \text{ m}$, 选择一种被动悬架, 以白噪声作为 C 级随机路面输入, 悬架动行程如图 5。利用 Matlab 仿真俘能装置在此振动情况下俘获振动能量情况, 如图 6 所示。由图可明显看出, 无论悬架动行程为正还是为负, 即无论伸长还是压缩, 滚动压迫俘能装置都能俘获振动能量。

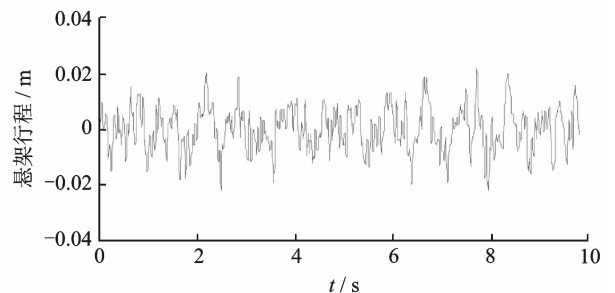


图 5 C 级随机路面输入下的悬架动行程

Fig. 5 The suspension dynamic travel under C class random road input

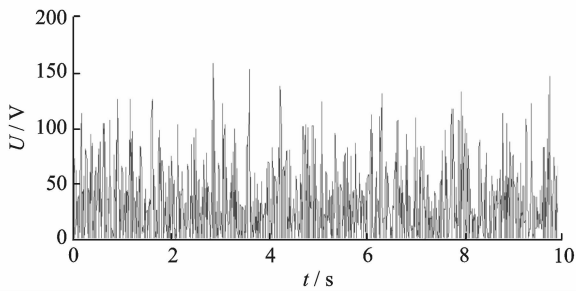


图6 滚动压迫俘获电压

Fig. 6 The generated voltage of rolling based vibration energy harvester

4 结束语

笔者提出了基于滚动压迫的汽车悬架振动俘能装置的概念设计,并对其振动俘能效果进行了仿真分析。分析结果显示,该俘能装置在汽车悬架的各种运动状态下,都能俘获振动能量,具有较高的俘能效率。如将若干压电套串联组合,能俘获产生满足悬架实际应用需求的驱动电压。为了将其应用于工程实际,将进行样机试制和实验验证。

参 考 文 献

- [1] 张雨. 汽车悬架振动试验台垂向主振动的有效性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010,30(4):455-457.
Zhang Yu. Analysis of effectiveness of main vertical vibration of automobile suspension vibration test rig[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010,30(4):455-457. (in Chinese)
- [2] 贾永枢,周孔亢,翁茂荣,等. 单向阀式汽车磁流变减振器磁路设计与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(2):345-350.
Jia Yongshu, Zhou Kongkang, Weng Maorong, et al. Design and experimental of the magnetic circuit of vehicle damper with check valve[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(2):345-350. (in Chinese)
- [3] 喻凡,曹民,郑雪春. 能量回馈式车辆主动悬架的可行性研究[J]. 振动与冲击, 2005,24(4):27-30.
Yu Fan, Cao Min, Zheng Xuechun. Research on the feasibility of vehicle active suspension with energy regeneration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(4):27-30. (in Chinese)

- [4] Li Zhongjie, Zuo Lei, Kuang Jian, et al. Energy-harvesting shock absorber with a mechanical motion rectifier[J]. Smart Materials and Structures, 2013,22(2):1-10.
- [5] Hsu P. Power recovery property of electrical active suspension systems [C] // Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering conference. Washington: IECEC, 1996:1899-1904.
- [6] Radosky H B, Liang H. Energy harvesting: an integrated view of materials, devices and applications[J]. Nanotechnology, 2012,23(50):1-35.
- [7] Suda Y, Shiiba T. New hybrid suspension system with active control and energy regeneration[J]. Vehicle System Dynamics, 1996,25(S1):641-654.
- [8] Kim K S, Choi S B, Cheong C C. ER suspension system with energy generation[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1999,10(9):738-742.
- [9] 张勇超,喻凡,顾永辉,等. 汽车电动悬架的减振与馈能特性试验验证[J]. 上海交通大学学报, 2008,42(6):874-877.
Zhang Yongchao, Yu Fan, Gu Yonghui, et al. Isolation and Energy-regenerative performance experimental verification of automotive electrical suspension[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008,42(6):874-877. (in Chinese)
- [10] Kim H S, Kim J H, Kim J. A review of piezoelectric energy harvesting based on vibration[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2011,12(6):1129-1141.
- [11] 袁江波,谢涛,单小彪,等. 压电俘能技术研究现状综述[J]. 振动与冲击, 2009,28(10):36-41.
Yuan Jiangbo, Xie Tao, Shan Xiaobiao, et al. A review of current situation for piezoelectric energy harvesting[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(10):36-41. (in Chinese)



第一作者简介:魏克湘,男,1973年2月生,博士、教授。主要研究方向为振动分析与控制。曾发表《Vibration characteristics of electrorheological elastomer sandwich beams》(《Smart Materials and Structures》2011, Vol. 20, No. 5)等论文。

E-mail: kxwei@hnie.edu.cn

