

DOI: 10.7652/xjtuxb201906009

电磁阻尼器惯性质量对汽车馈能悬架减振性能的影响

蒲晓晖^{1,2,3}, 徐俊^{1,2,3}, 李士盈^{1,2,3}, 梅雪松^{1,2,3}

(1. 西安交通大学陕西省智能机器人重点实验室, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械制造与系统工程国家重点实验室, 710049, 西安; 3. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了研究阻尼器惯性质量对汽车馈能悬架系统减振性能及馈能特性的影响,优化电磁阻尼器选型,根据汽车悬架系统动力学方程推出阻尼器惯性质量表达,并引入惯性质量,以悬架系统车身加速度、悬架动行程和车轮动变形量作为系统输出,建立了精确化馈能悬架系统的状态空间模型,通过状态空间模型系统输出的频域传递特性分析了惯性质量等级对悬架系统主要性能的影响。仿真结果表明:随着阻尼器等效惯性质量的增大,悬架系统平均馈能功率降低;虽然低频段主要性能指标的幅频传递特性有小幅改善,但中频段传递特性恶化严重;过高的阻尼器等效惯性质量会引起悬架系统总体性能恶化。通过 1/4 悬架系统台架实验对仿真结果进行验证,结果表明:在相同激励条件下,电磁阻尼器惯性质量使馈能悬架系统平均能量回收功率产生最高 44% 的衰减;较高等级的惯性质量导致悬架系统关键性能指标传递特性在中频段产生不同程度的恶化,共振频率发生小幅前移,悬架系统总体性能变差。实验结果验证了仿真结果的正确性。

关键词: 汽车悬架;电磁阻尼器;惯性质量;馈能悬架;频域传递特性

中图分类号: TN911.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)06-0062-07

Effects of Inertial Mass of Electromagnetic Damper on Vibration Insulation Performance of Vehicle Regenerative Suspension

PU Xiaohui^{1,2,3}, XU Jun^{1,2,3}, LI Shiying^{1,2,3}, MEI Xuesong^{1,2,3}

(1. Shaanxi Provincial Key Laboratory of Intelligent Robots, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A precise state space model of regenerative suspension system including inertial mass is established to study the influences of the damper's inertial mass on the vibration insulation performance and energy recovery performance of the vehicle regenerative suspension system and to optimize the electromagnetic damper selection. The damper's inertial mass is derived from the dynamic equation of the vehicle suspension system, and the acceleration of the suspension system, the suspension travel and the wheel's dynamic deformation are used as outputs of the system. The influence of the inertial mass level on the main performance of the suspension system is analyzed by using the frequency domain transmission characteristics of the outputs of the state space model system. Simulation results show that the average energy recovery power of the

suspension system decreases with the increase of the equivalent inertial mass of the damper. Although the amplitude-frequency transmission characteristics of the main performance indicators in the low frequency band are slightly improved, the transmission characteristics in the middle frequency band deteriorate seriously, and excessive inertial mass of the damper will cause the overall performance of the suspension system to deteriorate. The simulation results are verified on a 1/4 suspension system bench test. Results show that under the same excitation condition, up to 44% attenuation of energy recovery power is caused by the inertial mass of the electromagnetic damper and that higher-level inertial mass causes the transmission performance of the key performance indicators of the suspension system to produce different degrees of deterioration in the middle frequency band, the resonance frequency is slightly shifted forward, and the overall performance of the suspension system deteriorates. The experimental results verify the correctness of the simulation results.

Keywords: vehicle suspension; electromagnetic damper; inertial mass; regenerative suspension; frequency domain transmission characteristic

随着环境问题和能源问题的不断突出,汽车节能技术的研发和改进已在世界范围内成为一个热点问题。汽车悬架系统用于在行驶过程中吸收和衰减来自路面不平整引起的振动,传统的悬架系统将振动机械能转化为热量散失,而馈能悬架在传统悬架的基础上使用电磁阻尼器,在衰减振动的同时能够将悬架振动能量转化为电能储存起来,对于提高汽车燃油经济性有显著作用。近年来,研究者们对馈能悬架能量回收潜力^[1-9]、电磁阻尼器能量转化机制^[10-13]及控制策略等做了大量的研究。

Zhang 等人研究了汽车悬架能量转化机制,分析了悬架能量俘获潜力,发现馈能悬架能量俘获性能受到车型、车速以及路况等因素的影响^[14]。张勇超等人制作了以滚珠丝杠和永磁直流电机为作动器的馈能减振器样机,在整车实验台上分别进行了正弦扫频激励实验和随机激励实验,验证了在低频段馈能悬架具有较好的减振能力,但高频段减振表现不佳,同时验证了馈能悬架具有一定的俘能潜力^[15]。Kawamoto 等人建立了基于滚珠丝杠机构的减振器模型,通过实验得出在 C 级路面车速为 50 m/h、振动频率为 2 Hz 时馈能悬架可以俘获 15.3 W 的能量^[16],他们还对比了馈能悬架振动隔离及对汽车操纵性能的影响做了数值分析和实验验证^[17]。Sun 等人建立了滚珠丝杠惯容器的非线性动力学模型,并对该模型进行了参数辨识,分析了滚珠丝杠惯容器非线性的引入对馈能悬架振动隔离效果的影响^[18]。Bao 制作了滚珠丝杠式电磁阻尼器样机,在随机路面及三角波脉冲激励下,对比分析了滚珠丝杠各关键参数的改变对悬架系统性能的影响情况^[19]。Hu

等人提出了被动悬架系统惯容器的不同结构形式,仿真分析了不同结构形式间悬架性能的差异^[20]。Smith 等人基于 1/4 和整车车模型,对比分析了悬架惯容器的结构形式及其与传统被动悬架系统的性能差异,并根据样机实验给出了优化方案^[21]。除上述研究外,近年来学者们还对馈能悬架机械结构和控制策略进行了大量的优化^[22-26],但对阻尼器的等效惯性质量对馈能悬架系统性能的影响则少有研究,也缺乏足够的实验验证。

本文研究的馈能悬架系统选用滚珠丝杠和直流无刷电机作为馈能阻尼器。首先建立馈能悬架系统的精确化状态空间模型,仿真分析其能量回收特性受阻尼作动器等效惯性质量的影响,然后利用悬架系统传递函数分析等效惯性质量的引入对悬架系统频域传递特性的影响,最后基于台架实验结果验证了仿真结果的正确性。另外,本文给出了馈能悬架频域特性优化以及馈能电机选型的建议。

1 馈能悬架系统模型

传统的悬架系统由弹性元件,阻尼器以及导向系统组成,在汽车行驶过程中,阻尼器将悬架系统的振动机械能转化为热能散失,实现振动的衰减。馈能式悬架系统使用能量回收式阻尼器,将悬架系统振动机械能通过一定方式转化为可回收的能量形式,实现能量回收。本文采用直流无刷电机和滚珠丝杠组成的电磁阻尼器,将车身及底盘之间的相对直线运动转化为电机的旋转运动,使电机工作在发电机模式,将产生的电能储存在储能设备中,实现振动机械能到电能的转化,实现振动能量回收。令 m_s

和 m_u 分别表示悬架系统簧载质量和非簧载质量, x_s 、 x_u 和 x_g 分别表示簧载质量位移、非簧载质量位移以及路面激励高程, k_1 和 k_2 分别表示悬架弹簧刚度和车轮刚度, 馈能悬架系统 2 自由度 (DOF) 示意图如图 1 所示。

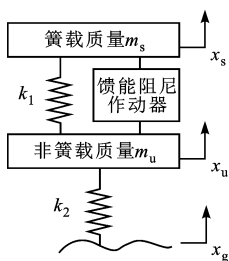


图 1 馈能悬架系统 2DOF 示意图

1.1 电磁馈能式阻尼作动器

滚珠丝杠机构结构紧凑, 传动效率高。本文采用滚珠丝杠式电磁馈能阻尼作动器, 主要由丝杠螺母, 滚珠丝杠以及直流无刷电机组成, 通过阻尼器壳体安装在汽车底盘和车身之间, 如图 2 所示。为了更好地分析电磁馈能式阻尼器的动力学特性, 建立了如图 3 所示的动力学模型。

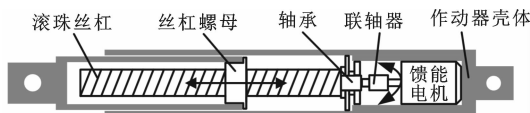


图 2 滚珠丝杠式电磁阻尼器示意图

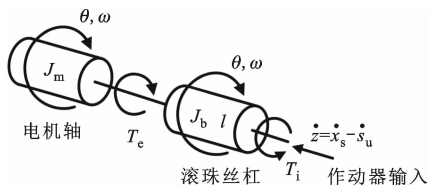


图 3 滚珠丝杠式阻尼作动器动力学模型

设路面随机高程产生的悬架振动速度为 $\dot{z}$, 经过滚珠丝杠机构的传动有

$$\omega = \left(\frac{2\pi}{l} \right) \dot{z} \quad (1)$$

式中: ω 为馈能电机旋转角速度; l 为滚珠丝杠导程。由阻尼器动力学模型可得

$$(J_m + J_b) \dot{\omega} = T_e - T_d \quad (2)$$

式中: J_m 和 J_b 分别为电机转子和滚珠丝杠的转动惯量; T_d 为阻尼器总输出转矩, 馈能电机输出转矩正比于电机电枢电流; T_e 为电机输出转矩, 表示为

$$T_e = k_t i \quad (3)$$

其中 k_t 为电机电磁转矩常数, i 为电机电流。设阻尼器总的轴向输出力为 f_d , 有

$$f_d = \left(\frac{2\pi}{l} \right) T_d = \frac{2\pi}{l} [T_e - (J_m + J_b) \dot{\omega}] \quad (4)$$

将式(1)代入式(4)得

$$f_d = C \dot{z} - I_d \ddot{z} \quad (5)$$

式中: $C = \left(\frac{2\pi}{l} \right) k_t$, 为一常数; $I_d = \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 (J_m + J_b)$, 表示电磁阻尼器的等效惯性质量。由等效惯性质量的引入所产生的悬架轴向惯性力为

$$F_i = \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 (J_m + J_b) \ddot{z} = m_{eq} \ddot{z} \quad (6)$$

式中: m_{eq} 为阻尼作动器的等效惯性质量。显然, 该惯性质量的大小取决于电机转子及滚珠丝杠的转动惯量, 运动过程中由其产生的附加惯性力会对悬架系统的关键性能产生不同程度的影响。

1.2 悬架系统模型建立

馈能悬架系统可表示为如图 1 所示的 2 自由度振动模型, 在传统悬架以及部分馈能悬架系统建模中, 通常将阻尼器视为理想阻尼器, 即只产生阻尼作用力而对系统无任何附加影响。本文将阻尼作动器等效惯性质量考虑在内, 建立了悬架系统模型

$$m_s \ddot{x}_s = m_s (\ddot{x}_u - \ddot{x}_s) - c_s (\dot{x}_u - \dot{x}_s) - k_1 (x_u - x_s) \quad (7)$$

$$m_u \ddot{x}_u + m_u (\ddot{x}_u - \ddot{x}_s) + c_s (\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_1 (x_u - x_s) + k_2 (x_u - x_g) = 0 \quad (8)$$

式中: c_s 表示悬架等效阻尼系数。对于式(7)(8), 整理并改写成状态空间方程的形式

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}u \end{cases} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{x} = [x_s \quad \dot{x}_s \quad x_u \quad \dot{x}_u]^T$ 为悬架系统的状态向量, 包括悬架簧载质量的位移、速度及非簧载质量的位移和速度; $\mathbf{y} = [\dot{x}_s \quad x_s - x_u \quad x_u - x_g]^T$ 为系统输出矩阵, 其中 $\dot{x}_s$ 为车身加速度, $x_s - x_u$ 为悬架变形量, $x_u - x_g$ 为车轮动变形量; $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{D}$ 为引入惯性质量后的悬架系统状态空间方程系数矩阵

$$\mathbf{A} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{M_{sm}} & -\frac{c_s}{M_{sm}} & \frac{k_1 - r_u k_2}{M_{sm}} & \frac{c_s}{M_{sm}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{M_{um}} & \frac{c_s}{M_{um}} & -\frac{k_1 + (1 + r_s k_2)}{M_{um}} & -\frac{c_s}{M_{um}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{r_u k_2}{M_{sm}} & 0 & \frac{k_2 (1 + r_s)}{M_{um}} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{M_{sm}} & -\frac{c_s}{M_{sm}} & \frac{k_1 - r_u k_2}{M_{sm}} & \frac{c_s}{M_{sm}} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{D} = \begin{bmatrix} \frac{k_2 r_u}{M_{sm}} & 0 & -1 \end{bmatrix}^T$$

其中 $r_s = \frac{m_{eq}}{m_s}$, $r_u = \frac{m_{eq}}{m_u}$, $M_{sm} = (1 + r_u)m_s + m_{eq}$, $M_{um} = (1 + r_s)m_u + m_{eq}$ 。

2 馈能悬架频率特性分析

2.1 等效质量对悬架系统能量回收特性影响

馈能悬架阻尼器中电机转速 ω 如式(1)所示, 设馈能悬架阻尼器等效电磁阻尼为 c_{eq} , 可得到馈能悬架能量回收功率为 $P = c_{eq}\omega^2$ 。本文试制的电磁馈能阻尼器样机的整体转动惯量 $J_0 = 4.73 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 根据式(6)求得其等效质量 $m_{eq} = 7.5336 \text{ kg}$ 。在 Matlab/Simulink 中搭建馈能悬架系统仿真模型, 为了模拟实际路面, 同时又尽可能消除随机路面带来的不确定性, 采用正弦激励信号 $x(t) = A\sin(\omega t)$, 同时通过调节激励幅值 A 保证输入能量相等, 即 $P = \int_0^T \dot{x}^2(t)dt$ 为一定值, 分析了不同等级等效惯性质量的引入对悬架系统馈能功率的影响, 结果如表 1 所示。

表 1 不同等级随机路面激励下 3 种级别惯性质量悬架系统的平均馈能功率比较

激励频率 /Hz	激励幅值 /mm	平均馈能功率/W		
		m_{eq}	$2m_{eq}$	$3m_{eq}$
2	10.0	38.23	36.58	33.95
3	6.7	30.91	30.47	29.79
4	5.0	34.85	32.73	30.86
5	4.0	44.55	41.70	35.31

仿真结果表明, 在幅值为 10 mm 的正弦激励下, 馈能悬架发电功率随着激励频率的增大而显著增大, 且在相同的激励条件下, 较大的惯性质量会引起悬架能量回收功率的降低。

2.2 等效质量对悬架关键性能指标的影响

悬架系统频域传递特性反映了其对路面激励的响应特性, 很大程度上反映了悬架性能。前文分析了不同等级惯性质量的引入对悬架固有频率以及俘能功率的影响, 同时需要关注的是其对悬架关键性能指标的影响, 通常悬架系统性能的评价指标有: ① 车身垂直加速度 $\ddot{x}_s$; ② 悬架动行程 $x_s - x_u$; ③ 车轮动变形量 $x_u - x_g$ ^[21]。对式(9)作拉氏变换得

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \boldsymbol{C}(\boldsymbol{s}\boldsymbol{I} - \boldsymbol{A})^{-1}\boldsymbol{B} \tag{10}$$

式中: $U(s)$ 为路面激励输入。仿真时采用实车的

1/4 悬架模型, $m_s = 313 \text{ kg}$, $m_u = 32 \text{ kg}$, $k_1 = 17\,500 \text{ N} \cdot \text{m}$, $k_2 = 149\,500 \text{ N} \cdot \text{m}$, $c_s = 1\,989 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。以 m_{eq} 为基准, 分析了 1 倍、2 倍及 3 倍阻尼作动器等效质量下悬架关键性能指标的变化情况。

2.2.1 车身加速度 车身加速度值是汽车乘坐舒适度的一个关键指标, 在悬架系统设计中, 要尽量减小车身加速度值来获得较好的乘坐舒适度。车身垂直加速度对路面位移的传递函数为

$$\left| \frac{\ddot{x}_s}{x_g} \right| = \left| \frac{s^2 x_s}{x_g} \right| \tag{11}$$

将式(11)代入式(10)并令 $s = \omega j$, 得到车身加速度对路面激励的频响函数

$$\frac{\ddot{x}_s(\omega)}{x_g(\omega)} = \frac{k_1(m_s \omega^2 - c_s \omega j - k_1) \omega^2}{\Delta \omega} \tag{12}$$

式中: $\Delta \omega = m \omega^4 - c_s(m_s + m_u) \omega^3 j - [m_s(k_1 + k_2) + m_u k_1 + m_s k_2] \omega^2 + c_s k_2 \omega j + k_1 k_2$ 。

图 4 为 3 个级别惯性质量的本身加速度幅频传递特性。由图 4 可见: 当频率低于 4 Hz 时, 提高阻尼作动器等效惯性质量可小幅改善车身加速度传递特性; 在 4~12 Hz 的中频段, 随着惯性质量的增大, 悬架系统车身加速度幅频传递特性幅值显著增大, 传递特性恶化严重; 当等效惯性质量从 1 倍 m_{eq} 增大为 3 倍 m_{eq} 时, 传递特性幅值频率从 9.6 Hz 前移至 8.8 Hz, 这会对实际行驶中的乘坐舒适性带来不利影响。

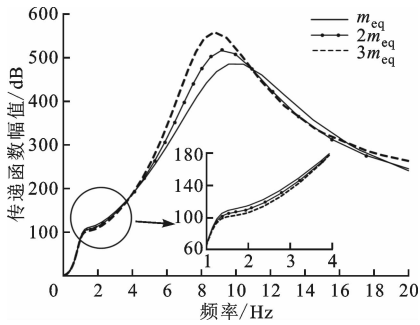


图 4 3 个级别惯性质量的车身加速度幅频传递特性

2.2.2 悬架动行程 汽车悬架动行程大小直接关系到汽车行驶姿态, 过大的悬架动行程会影响汽车行驶平顺性。悬架动行程可表示为 $x_s - x_u$, 即输出矩阵 $\boldsymbol{C} = [-1 \ 0 \ 1 \ 0]$, 其对路面激励的频响函数可表示为

$$\frac{|x_u - x_s|}{|x_g|} = \frac{m_s k_2 \omega^2}{\Delta \omega} \tag{13}$$

图 5 为 3 个级别惯性质量下悬架动行程幅频传递特性。由图 5 可见: 在频率低于 1.35 Hz 的低频段, 悬架动行程响应特性对等效惯性质量的变化不

敏感;在 1.35~3.1 Hz 的频段,等效惯性质量的增大可小幅改善悬架动行程传递特性,而在高于 3.1 Hz 的频段,等效惯性质量的增大会带来动行程传递特性的迅速恶化,表现为传递特性幅值大幅增大,同时幅值频率从 8.3 Hz 提前至 7.7 Hz,由于 3.1~7.7 Hz 为汽车实际行驶中经常处于的振动频率,因此综合来说,阻尼器等效惯性质量的增大会在中频段对悬架动行程带来不利影响。

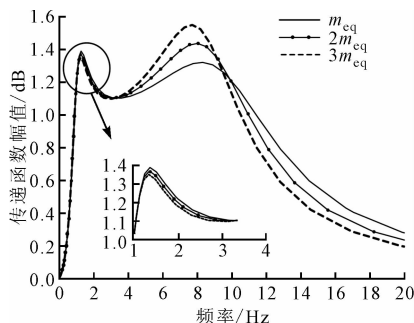


图5 3个级别惯性质量下悬架动行程幅频传递特性

2.2.3 车轮动变形量 车轮动变形量表示行驶过程中车胎的压缩量,其直接影响汽车操纵稳定性,汽车行驶过程中,将轮胎动变形量控制在合适范围内可有效提升其安全性。车轮动变形量对路面激励的频响函数为

$$\left| \frac{x_u - x_g}{x_g} \right| = \frac{m\omega^4 - c_s(m_s + m_u)\omega^3 - [k_1(m_s + m_u)]\omega^2}{\Delta\omega} \quad (14)$$

图6为3个级别惯性质量下车轮动变形量的幅频特性。由图6可见,在低频段其传递特性对等效惯性质量不敏感,而在 1.2~3.0 Hz,等效惯性质量的提升可小幅改善传递特性,在中频段等效惯性质量的增大恶化轮胎变形量的传递特性幅值,共振频率也相应前移,对汽车操稳性带来不利影响。

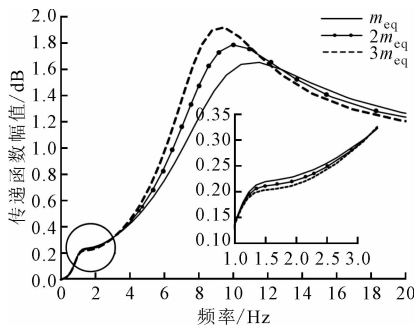


图6 3个级别惯性质量下车轮动变形量幅频特性

3 电磁馈能式悬架台架实验

为了对上述仿真结果进行验证,以实车 1:4 模

型搭建了电磁馈能式悬架实验台如图7所示。该实验台使用 75 kg 的质量块模拟实车簧载质量,8.6 kg 的质量块模拟实车非簧载质量,使用一个实际刚度为 5 500 N·m 的弹簧与电磁阻尼器平行安装,模拟实车悬架减振器弹簧,使用 2 个实际总刚度系数为 85 000 N·m 的弹簧安装于激励源上方,用于模拟轮胎等效刚度,其变形量可等效为车轮变形量。使用一台伺服电动缸(FDR095-S200-B-T-32-B-M6-C4-2)产生路面不平度激励,可使用上位机(采用 RS485 通信)编程实现不同类型和级别的路面激励。滚珠丝杠机构上端通过联轴器与电机轴联结,电机固定于簧载质量上侧,滚珠丝杠另一侧上的丝杠螺母固定于非簧载质量上侧。簧载质量和非簧载质量可沿导轨平滑地上下运动,其相对位移即通过滚珠丝杠转化为电机旋转运动。台架上布置 3 个高精度激光位移传感器(ME-HGC1000C)分别用于采集簧载质量,非簧载质量以及路面激励的位移信号,使用电压电流采集电路采集电机馈能功率数据,相关数据通过串口发送至上位机。

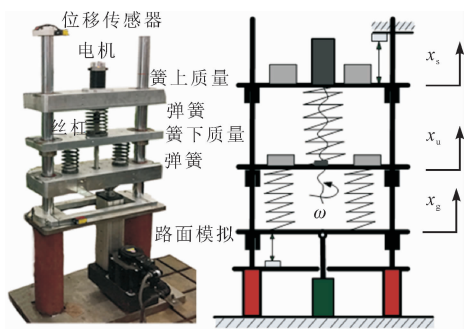


图7 电磁馈能式悬架实验台

3.1 悬架系统馈能功率实验

为了验证作动器等效质量对悬架平均馈能功率的影响,使用频率为 1~9 Hz、振幅为 10 mm 的正弦激励,电机负载电阻为 10 Ω,此时作动器阻尼系数为一恒定值。实验中在滚珠丝杠机构上安装如图8所示的配重块,其中配重支架固接于滚珠丝杠轴上,其等效惯性质量为 5.45 kg,安装在支架上的等效惯性质量配重块每块等效惯性质量为 2.43 kg,可通过改变安装配重块的数量实现式(6)中 J_b 的调节,从而实现等效惯性质量的调节。

首先分析了 1~3 倍阻尼作动器等效质量下悬架平均馈能功率,结果如图9所示。由图9可见,随着激励频率的提高,馈能阻尼器的馈能功率呈现先增后减的趋势,不受等效惯性质量影响。然而,在各个频率处,平均馈能功率都随着等效惯性质量的提

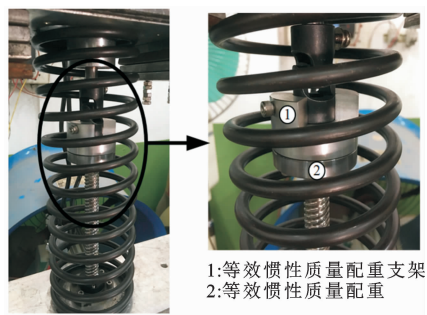


图 8 惯性质量实验配重

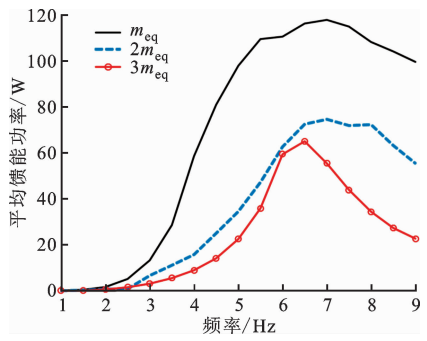
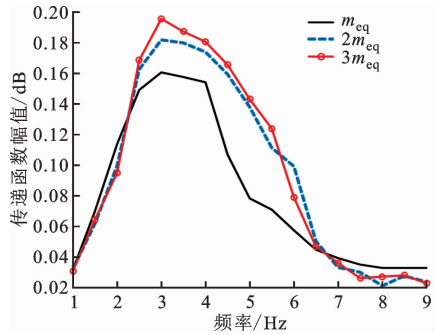


图 9 3 个级别等效质量对馈能功率的影响

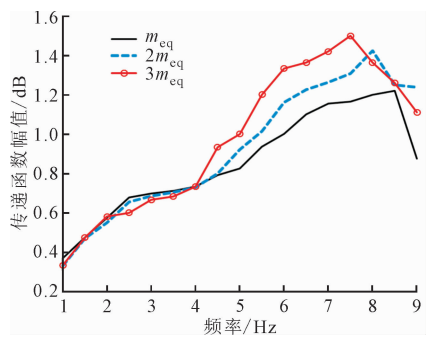
高而降低,当 3 倍 m_{eq} 时,平均馈能功率峰值为 65 W,与 1 倍 m_{eq} 相比降低了 44.4%。

3.2 悬架系统等效质量对关键性能影响实验

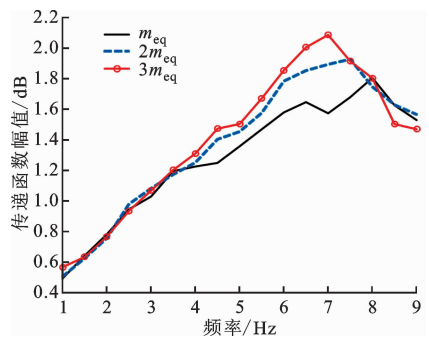
实验中同样采用频率为 1~9 Hz、振幅为 10 mm 的正弦激励,使用加速度传感器采集车身加速度信号,采用位移传感器采集实验台各部分位移信号,获得悬架动行程及车轮动变形量数据,进而得出如图 10 所示的悬架关键性能的幅频传递特性。实验结果表明:在 1~4 Hz 左右的频段范围内,悬架系统主要性能指标的传递特性对作动器等效惯性质量的变化不敏感,较高等级的惯性质量小幅改善了其传递特性。车身加速度方面,在 2.5~6.5 Hz 频带内,与 1 倍 m_{eq} 相比,高等级的 m_{eq} 导致加速度响应不同程度的恶化,在 3.5 Hz 处传递特性幅值增大 15.8%,严重影响乘坐舒适性。悬架动行程和轮胎变形量方面,在 4~7.5 Hz 频段内,高等级的惯性质



(a) 车身加速度



(b) 悬架动行程



(c) 轮胎动变形量

图 10 3 个级别惯性质量对悬架系统传递特性的影响

量引起传递特性明显的恶化,在峰值频率处该两指标恶化比例分别为 22.3%和 21.0%,同时传递特性的共振频率发生前移。综上所述,阻尼器等效惯性质量的增大会导致悬架关键性能指标不同程度的恶化,主要表现在传递特性恶化和共振频带的前移。

4 结 论

本文以滚珠丝杠和直流无刷电机搭建馈能悬架系统阻尼器,建立了悬架系统状态空间方程以及馈能悬架系统精确化模型,首先在相同路面激励下仿真分析了阻尼器馈能功率受惯性质量影响的情况,再通过各关键指标传函分析了阻尼器不同等级等效惯性质量对悬架系统车身加速度、悬架动行程及车轮动变形量传递特性的影响,最后通过基于实车比例的台架实验对前述仿真分析结果进行验证。

仿真结果表明:随着阻尼器等效惯性质量的增大,悬架系统平均馈能功率显著降低,虽然低频段主要性能指标的幅频传递特性有小幅的改善,但中频段传递特性恶化严重;过高的阻尼器等效惯性质量会引起悬架系统总体性能恶化。台架实验结果表明,较高等级惯性质量导致最高 44.4%的馈能功率衰减,悬架系统关键性能指标在 2.5~7.5 Hz 的频段内有不同程度的恶化,同时还伴随着共振频率的

前移。实验结果验证了仿真结果的正确性。

本文的仿真及实验结果表明,在电磁馈能式悬架系统设计中,应选用转子惯量较小的电机以及转动惯量较小的滚珠丝杠,同时选取合适的丝杠导程,从而最小化作动器等效惯性质量,进一步优化馈能悬架系统性能。

参考文献:

- [1] WEI C, JING X. A comprehensive review on vibration energy harvesting: modelling and realization [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 74: 1-18.
- [2] 张勇超, 喻凡, 顾永辉. 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. Isolation and energy-regenerative performance verification of automotive electrical suspension [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(6): 974-877.
- [3] 喻凡, 张勇超, 张国光. 车辆电磁悬架技术综述 [J]. 汽车工程, 2012, 34(7): 569-574.
YU Fan, ZHANG Yongchao, ZHANG Guoguang. Review on vehicle electromagnetic suspension technology [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(7): 569-574.
- [4] ABDULLAH M A, JAMIL J F, MUHAMMAD N S. Energy regenerative suspension test for EEV and hybrid vehicle [C]//3rd International Conference of Mechanical Engineering Research. Washington, DC, USA: IOP Publishing, 2015: 012018.
- [5] XIE X D, WANG Q. Energy harvesting from a vehicle suspension system [J]. Energy, 2015, 86: 385-392.
- [6] LI Z J, ZUO L, GEORGE L, et al. Electromagnetic energy-harvesting shock absorbers: design, modeling, and road tests [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(3): 1065-1074.
- [7] NING D H, SUN S S, DU H, et al. Vibration control of an energy regenerative seat suspension with variable external resistance [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 106: 94-113.
- [8] YAN S, SUN W C. Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 94: 297-311.
- [9] TANG X D, LIN T, ZUO L. Design and optimization of a tubular linear electromagnetic vibration energy harvester [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(2): 615-622.
- [10] ASADI E, RIBEIRO R, KHAMSEEE M B, et al. Analysis, prototyping and experimental characterization of an adaptive hybrid-electromagnetic damper for automotive suspension systems [J]. Transactions on Vehicular Technology, 2016, 66(5): 3703-3713.
- [11] AMIR M, MEHRDAD M. Regenerative shock absorber using a two-leg motion conversion mechanism [J]. Transactions on Mechatronics, 2015, 20(6): 2853-2861.
- [12] SABZBHAGAR R, MARAVANDI A, MOALLEM M. Energy regenerative suspension using an algebraic screw linkage mechanism [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(4): 1251-1259.
- [13] WEI C F, HAMID T. A novel approach to energy harvesting from vehicle suspension system: half-vehicle model [J]. Energy, 2017, 134: 279-288.
- [14] ZHANG Yuxin, GUO Konghui, WANG Dai, et al. Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions [J]. Energy, 2016, 119: 961-970.
- [15] ZHANG Yongchao, HUANG Kun, YU Fan, et al. Experimental verification of energy-regenerative feasibility for an automotive electrical suspension system [C]//International Conference of Vehicular Electronics and Safety. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2007: 4456407.
- [16] KAWAMOTO Y, SUDA Y, INOUE H, et al. Modeling of electromagnetic damper for automobile suspension [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2007, 1(3): 524-535.
- [17] KAWAMOTO Y, SUDA Y, INOUE H, et al. Electro-mechanical suspension system considering energy consumption and vehicle manoeuvre [J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 1053-1063.
- [18] SUN X Q, CHEN L, WANG S H, et al. Performance investigation of vehicle suspension system with nonlinear ball-screw inerter [J]. International Journal of Automobile Technology, 2016, 17(3): 399-408.
- [19] BAO Weining. Main parameters analysis of ball screw shock absorber on suspension system performance [C]//SAE 2015 World Congress and Exhibition. New York, USA: SAE, 2015: 20153201106519.
- [20] HU Y L. Passive vehicle suspensions employing inerters with multiple performance requirements [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(8): 2212-2225.

(下转第84页)

(上接第 68 页)

- [21] MALCOLM C S, WANG F C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 42(4): 235-257.
- [22] TANG X D, LIN T, ZUO L. Design and optimization of a tubular linear electromagnetic vibration energy harvester [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(2): 615-622.
- [23] 许广灿, 徐俊, 李士盈, 等. 电动汽车振动能量回收悬架及其特性优化 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(8): 90-95.
- XU Guangcan, XU Jun, LI Shiyong, et al. Energy regenerative suspension and its performance optimization for electric vehicle [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(8): 90-95.
- [24] ZUO L, NAYFEH S A. Structured H_2 optimization of vehicle suspensions based on multi-wheel models [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2003, 40(5): 351-371.
- [25] MAVARAND I, MEHRDAD M. Power electronics control of an energy regenerative mechatronic damper [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2015, 62(5): 3052-3060.
- [26] ZUO Lei, ZHANG Peisheng. Energy harvesting, ride comfort, and road handling of regenerative vehicle suspension [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(1): 011002.
- (编辑 刘杨)