

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.07.047

集成电磁悬架的轮毂驱动电动车垂向振动抑制方法研究

汪若尘 俞峰 邵凯 孟祥鹏 丁仁凯 陈龙
(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘要: 针对轮毂电机驱动电动车非簧载质量增大,引起的轮胎接地性和汽车平顺性恶化的问题,提出一种抑制轮毂驱动电动汽车垂向振动负效应的新结构,将电磁悬架集成于此系统,其中轮毂电机通过橡胶衬套与车轮支承轴弹性连接,将轮毂电机用作动力吸振器,抑制车轮垂向振动,提高轮胎接地性。同时,电磁悬架采用直线电机作为作动器,以改善轮毂驱动电动车平顺性。建立了轮毂电机悬置的电磁悬架动力学模型,通过仿真分析了各质量系之间的传递特性和各性能指标(车身加速度、轮胎动载荷)。研究结果表明,采用轮毂电机悬置的悬架系统在频域内能够有效抑制车轮型共振峰,并使车轮型共振频率避免落在人体最敏感频段4~12.5 Hz;在此基础上比较了电磁悬架系统与传统悬架,电磁悬架系统车身加速度降低23.1%,轮胎动载荷下降16.6%,改善了轮毂电机驱动电动车的平顺性和轮胎接地性。最后,在单通道台架上进行了试验,验证了悬置式结构和天棚控制策略的可行性。

关键词: 轮毂驱动电动车; 电磁悬架; 天棚策略; 轮胎接地性; 平顺性

中图分类号: U463.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)07-0382-08

Design and Performance Analysis of Electromagnetic Suspension Based on In-wheel Motor Car

WANG Ruochen YU Feng SHAO Kai MENG Xiangpeng DING Renkai CHEN Long
(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: A structure of electromagnetic suspension with in-wheel motor was proposed. This structure was aimed at conquering the unsprung mass increase because of the motor in wheel to worsen tire grounding and ride comfort. In addition, this structure was equivalent to dynamic vibration absorber, which can effectively share the road vertical excitation on the tire. Thus, the dynamic model of the electromagnetic suspension was established with in-wheel motor. The transfer characteristics and the performance indexes (vehicle acceleration and tire dynamic load) between the quality systems were analyzed by simulation. The results showed that the suspension system can effectively inhibit the wheel-type formant during the frequency domain, and make the wheel-shaped resonant frequency avoid falling in the most sensitive section of the human body: 4~12.5 Hz. Based on the structure, the actuator would use the sky-hook control strategy to improve the ride comfort. Compared with the conventional suspension, the body acceleration of new system was reduced by 23.1%, and tire dynamic load was decreased by 16.6%. In terms of modified structure and the sky-hook control strategy, the performance of ride comfort and tire grounding were improved obviously. Finally, the experiment was carried out on the single-aisle pedestals to verify the feasibility of the new structure and control method. The results showed that the negative effect of vertical vibration caused by the increase of the non-spring load of electric vehicle was suppressed by the new structure and new control method.

Key words: in-wheel electric driving vehicle; electromagnetic suspension; sky-hook strategy; tire grounding; comfort

0 引言

电动汽车的驱动形式分为电机集中驱动和轮毂

电机驱动。与集中电机驱动相比,轮毂电机驱动省去了变速器、传动轴、减速器等动力-传动系统,提高了传动效率和空间利用率,更易于实现动力学控制

和复杂运动^[1-2]。由于其独特的结构优势,轮毂电机驱动已成为国内外电动车技术研究热点^[3-6]。

由于引入轮毂电机造成非簧载质量增加,影响了轮胎接地性与车辆平顺性。针对以上问题,国内外专家学者^[7-11]围绕轮毂电机驱动系统对车辆动力学性能的影响进行了研究。宁国宝等^[12]通过分析频率域传递函数和动态参数的均方根,表明非簧载质量增大不仅影响整车平顺性,还降低了行驶安全性。BROOKE^[13]通过主观评价、数值仿真和试验验证对非簧载质量增大对车辆性能造成的影响进行了研究。VAN SCHALKWYK 等^[14]分析了轮毂电机驱动电动车的固有频率及其随载荷的变化关系。

YANG 等^[15]提出通过特殊平面电机设计将电机的定子质量转换为簧载质量的方法,但轮毂电机转子与电机壳体仍是非簧载质量,对平顺性的优化效果不明显。CHEN 等^[16]将电机质量转换为簧载质量,对垂向振动负效应进行控制,但并未考虑电机对轮胎接地性带来的影响。徐广徽^[17]提出一种基于 FXLMS 算法的主动悬架抑制轮毂电机的垂向激励,改善了车辆的行驶平顺性,但轮毂电机引起的汽车安全性问题仍然存在。严天一等^[18]提出采用粒子群模糊混合控制方法,优化悬架性能,提高车辆平顺性。赵彩虹等^[19]采用 LQG 控制策略对主动悬架进行优化分析。但上述研究都仅局限于对车辆的乘坐舒适性进行改善,而对车辆操纵稳定性和车轮动态性能的分析都涉及较少,也未兼顾两者性能。

本文提出一种轮毂电机悬置的电磁悬架结构,直线电机采用天棚控制策略,建立 1/4 悬架模型,从频域和时域两方面考虑,抑制系统低频车身型与高频车轮型共振,降低车身加速度和车轮动载荷,从而减小对人体舒适性的不利影响,以期改善车辆的行驶平顺性和轮胎接地性。

1 悬架结构对比分析

如图 1 所示,在传统悬架模型的基础上安装轮毂电机,以轮毂电机作为非簧载质量的一部分搭建悬架模型。并建立悬架系统振动微分方程

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s + (Z_s - Z_t) K_s + (\dot{Z}_s - \dot{Z}_t) C_s = 0 \\ (m_t + m_v) \ddot{Z}_t - (Z_s - Z_t) K_s - (\dot{Z}_s - \dot{Z}_t) C_s + K_t (Z_t - q) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 q ——路面不平度输入, m
 Z_s ——车身垂向位移, m
 Z_t ——轮胎垂向位移, m
 m_v ——轮毂电机质量

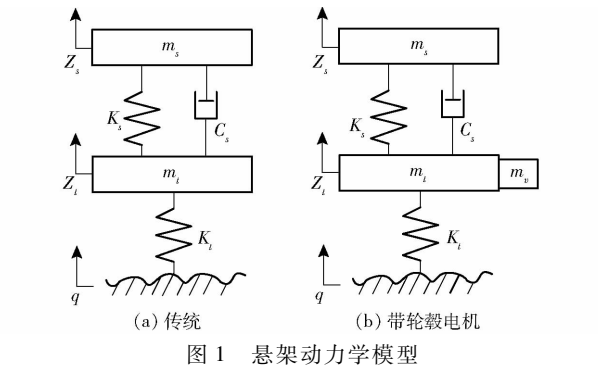


Fig. 1 Dynamic model of suspension model

根据表 1 中的参数对两者进行仿真对比,路面随机输入如图 2 所示。由图 3 可知,在时域内,电机集中驱动式悬架轮胎动载荷均方根为 503.5 N,轮毂电机驱动式悬架轮胎动载荷为 582.5 N,较集中驱动式结构增加了 15.7%;由图 4 可知,在频域内,轮毂电机式结构轮胎动载荷增益变大,尤其在 10 Hz 附近的高频共振区段更加明显,而高频处轮胎动载荷的变化反映轮胎接地性,结果表明,轮毂电机驱动式悬架轮胎接地性恶化。这主要是因为引入轮毂电机使非簧载质量增加,簧载质量与非簧载质量比减小造成的。

表 1 传统悬架模型参数

Tab. 1 Conventional suspension model parameters	
参数	数值
簧载质量 m_s /kg	310
非簧载质量 m_t /kg	35
悬架弹簧刚度 K_s /(N·m ⁻¹)	14 000
阻尼系数 C_s /(N·s·m ⁻¹)	1 500
轮胎等效刚度 K_t /(N·m ⁻¹)	160 000

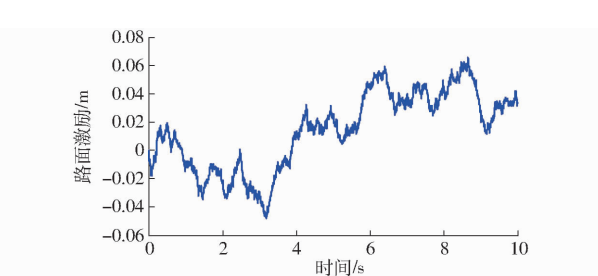


图 2 随机路面输入
Fig. 2 Random road input

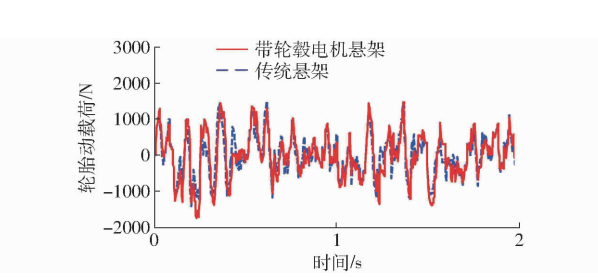


图 3 车轮动载荷时域对比
Fig. 3 Time domain comparison of dynamic load

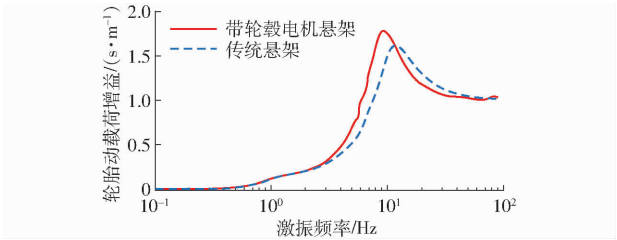


图 4 车轮动载荷频域对比

Fig. 4 Frequency domain comparison of dynamic load

2 系统建模

2.1 模型结构设计

由于非簧载质量增加引起的轮胎动载荷增大，会造成轮胎接地性恶化，从而影响车辆安全性。为解决由于非簧载质量增加造成的不利影响，提出集成直线电机的悬置式轮毂电机结构，其中对直线电机采用天棚控制策略，即从结构和控制方法两个方面抑制轮胎接地性恶化，改善车辆平顺性。

悬置式轮毂电机结构在车轮支撑轴与电机定子之间安装有橡胶弹性片，其中橡胶材料的弹性模量比金属小，具有隔振性。此种结构下，轮毂电机相当于一个动力吸振器，能有效分担车轮在高频共振区的振动。同时，在簧载质量与非簧载质量之间安装直线电机，直线电机结构如图 5 所示，直线电机参数如表 2 所示。直线电机与传统阻尼器采用并联式结构。以直线电机为作动器，输出作动力，并采用天棚策略对输出作动力进行控制，抑制系统的轮胎型共振峰，防止系统由于非簧载质量的增加造成轮胎动载荷的增大。此外，由于系统装有传统阻尼器，悬架具有 Fail - safe 特性，即当电磁作动器出现故障时，悬架系统仍可正常工作。

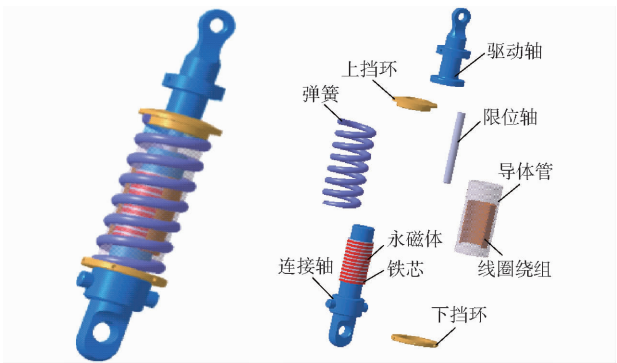


图 5 直线电机结构图

Fig. 5 Structure of line motor

图 6 所示为悬置式轮毂电机轮胎结构简图(内部轴承、螺栓、螺钉连接部件被简化)，本方案设计的是内定子外转子结构，所述轮胎内组件包括轮毂电机外转子、电机内定子、弹性元件、支撑轴、节臂。其中轮胎支撑轴通过弹性元件与定子轴套连接。

表 2 直线电机相关参数

Tab.2 Linear motor parameters

参数	数值
反电动势系数/(V·s·m ⁻¹)	43.2
推力系数/(N·A ⁻¹)	53.2
中心杆半径/mm	24
永磁体外径/mm	37
线圈内径/mm	39
线圈外径/mm	43
导体管外径/mm	46
永磁体厚度/mm	18
铁芯厚度/mm	18

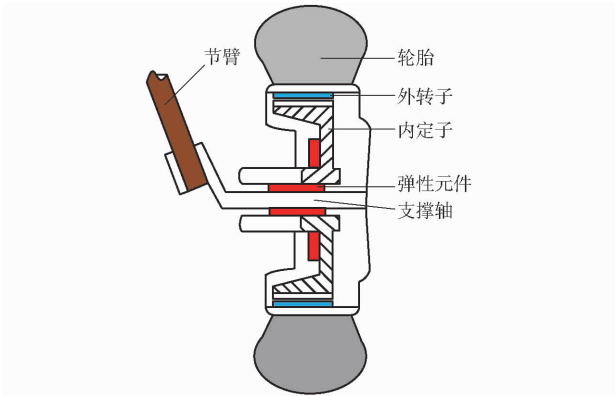


图 6 轮毂电机轮胎结构简图

Fig. 6 Structure of hub motor

车辆行驶过程中，路面垂向激励会通过轮胎经电机定子作用到轮毂电机的转子上，这将对轮毂电机的内部结构产生一定影响，进而对轮毂电机的驱动性能产生不利影响，甚至降低车辆的动力学特性，基于此，在轮毂电机定子轴套与支撑轴之间添加弹性元件，使非簧载质量转换为吸振器，通过弹性元件的内摩擦阻尼吸收路面传递过来的垂向振动能量而对振动进行抑制，降低路面激励对轮毂电机造成的不利影响，改善轮胎系统的动力学性能。

此方案将轮毂电机作为一个独立的质量系，并通过橡胶衬套与车轮支承轴连接，由于结构中橡胶衬套存在阻尼和刚度，将其等效为弹簧-阻尼系统，建立 1/4 车辆悬架模型，其等效动力学结构如图 7 所示。根据图 7，系统振动微分方程为

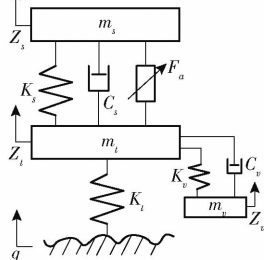


图 7 轮毂电机悬置的电磁悬架结构

Fig. 7 Dynamic model of electromagnetic suspension with motor

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s + (Z_s - Z_t) K_s + (\dot{Z}_s - \dot{Z}_t) C_s + F_a = 0 \\ m_t \ddot{Z}_t - (Z_s - Z_t) K_s - (\dot{Z}_s - \dot{Z}_t) C_s - (Z_v - Z_t) \cdot \\ \quad K_v - (\dot{Z}_v - \dot{Z}_t) C_v + K_t (Z_t - q) - F_a = 0 \\ m_v \ddot{Z}_v + (Z_v - Z_t) K_v + (\dot{Z}_v - \dot{Z}_t) C_v = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 K_v ——橡胶衬套等效刚度,取 13 200 N/m
 C_v ——橡胶衬套等效阻尼系数,取 350 N·s/m
 Z_v ——电机垂向位移, m
 F_a ——直线电机输出作动力, N
路面输入采用

$$\dot{q} = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi \sqrt{G_0} u \omega(t) \quad (3)$$

式中 G_0 ——路面不平度, m^3 u ——车速, m/s
 f_0 ——下截止频率,取 0.062 8 Hz
 $\omega(t)$ ——高斯白噪声,可生成随机路面
路面等级设置为 C 级,因此路面不平度 G_0 等于 $2.56 \times 10^{-6} \text{ m}^{-3}$,车速设置为 20 m/s 。

2.2 控制器设计

为了能抑制悬架车身型振动,提高悬架的平顺性,以直线电机为作动器,本文采用天棚控制策略控制作动器输出主动力。与其他控制策略相比,天棚控制策略能降低车身加速度,提高车身隔振性能,改善车辆的平顺性。但同时由于车身平顺性和轮胎接地性存在矛盾,在改善车身平顺性的同时,会对轮胎接地性造成一定影响。而本文采用的轮毂电机悬置结构,不仅抵消了天棚控制策略对接地性造成的不利影响,而且有效抑制了车轮在高频段的共振。

本文设计了双环控制系统,外环为悬架控制器,用于根据系统状态变量(由传感器测得)通过天棚控制策略得到理想天棚力,从而得到理想控制电流。内环为电机控制器,采用电流跟踪控制,跟踪理想控制电流,以此控制直线电机跟随理想天棚力输出实际作动力,使车辆保持良好的行驶平顺性。控制系统框图如图 8 所示。

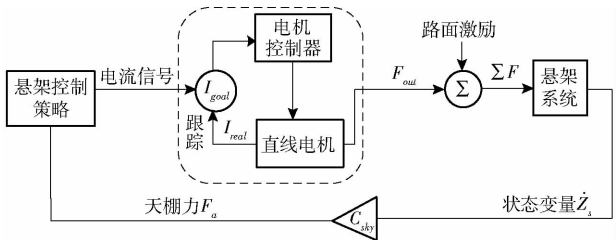


图 8 控制系统框图

Fig. 8 Control system diagram

直线电机产生的天棚作动力为

$$F_a = -C_{sky} \dot{Z}_s \quad (4)$$

式中 C_{sky} ——天棚阻尼系数,取 700 N·s/m

2.3 系统传递特性分析

针对轮毂电机引起的车辆垂向振动负效应,根据提出的轮毂电机悬置的电磁悬架系统以及其动力学微分方程,本节分析轮毂电机-电磁悬架耦合系统中垂向力的传递机理,推导车身、车轮及轮毂电机之间的传递特性。

对式(2)进行傅里叶变换得

$$\begin{cases} -\omega^2 Z_s m_s = -Z_s K_s + Z_t K_s - j\omega Z_s C_s + j\omega Z_t C_s - j\omega Z_s C_{sky} \\ -\omega^2 Z_t m_t = Z_s K_s - Z_t K_s + j\omega Z_s C_s - j\omega Z_t C_s + Z_v K_v - \\ \quad Z_t K_v + j\omega Z_v C_v - j\omega Z_t C_v - Z_t K_t + q K_t - j\omega Z_s C_{sky} \\ -\omega^2 Z_v m_v = -Z_v K_v + Z_t K_v - j\omega Z_v C_v + j\omega Z_t C_v \end{cases} \quad (5)$$

整理化简得车身位移对轮胎位移的频率响应函数为

$$\frac{Z_s}{Z_t} = \frac{K_s + j\omega C_s}{-\omega^2 m_s + K_s + j\omega C_s - j\omega C_{sky}} = \frac{A_1}{A_2} \quad (6)$$

轮毂电机位移对轮胎位移的频率响应函数为

$$\frac{Z_v}{Z_t} = \frac{K_v + j\omega C_v}{-\omega^2 m_v + K_v + j\omega C_v} = \frac{A_3}{A_4} \quad (7)$$

轮胎位移对路面输入的频率响应函数为

$$\frac{Z_t}{q} = \frac{-K_t}{\Delta} \quad (8)$$

其中

$$A_1 = K_s + j\omega C_s \quad \omega = 2\pi f$$

$$A_2 = -\omega^2 m_s + K_s + j\omega C_s - j\omega C_{sky}$$

$$A_3 = K_v + j\omega C_v \quad A_4 = -\omega^2 m_v + K_v + j\omega C_v$$

$$\Delta = \frac{A_1}{A_2} (K_s + j\omega C_s - j\omega C_{sky}) + \frac{A_3^2}{A_4} + \omega^2 m_t - K_t - A_3 - A_1$$

式中 j ——虚数单位 ω ——圆频率

由此可得车身平顺性评价中车身加速度、轮胎动载荷对路面位移导数的幅频特性,并由此分析轮毂电机悬置的电磁悬架在频域内的垂向振动特性。

车身加速度 $\ddot{Z}_s$ 对 $\dot{q}$ 的幅频特性为

$$|H(j\omega)|_{\ddot{Z}_s \sim \dot{q}} = \omega \left| \frac{Z_s}{q} \right| = \omega \left| \frac{Z_s}{Z_t} \right| \left| \frac{Z_t}{q} \right| \quad (9)$$

将式(6)、(8)代入式(9)得

$$|H(j\omega)|_{\ddot{Z}_s \sim \dot{q}} = \omega \left| -\frac{A_1 K_t}{A_2 \Delta} \right| \quad (10)$$

车轮动载 F_d 对 $\dot{q}$ 的幅频特性为

$$|H(j\omega)|_{F_d \sim \dot{q}} = \frac{1}{\omega} \left| \frac{(Z_t - q) K_t}{q} \right| \quad (11)$$

将式(8)代入式(11)得

$$|H(j\omega)|_{F_d \sim \dot{q}} = \frac{1}{\omega} \left| \frac{-K_t^2}{\Delta} - K_t \right| \quad (12)$$

3 仿真

为验证所提出悬置式轮毂电机结构和天棚控制策略的可行性与有效性,本节在随机路面激励工况下,针对表 1 提供的模型参数,基于第 2 节理论分析,分别对以下 3 种结构在频域和时域内进行对比分析。

(1)传统式轮毂电机结构的被动悬架(传统式),结构示意图如图 1a 所示。

(2)悬置式轮毂电机结构的被动悬架(悬置式),结构示意图如图 9 所示。

(3)悬置式轮毂电机结构的电磁主动悬架(图 7),简称为悬置电磁式,其中直线电机采用天棚控制策略。

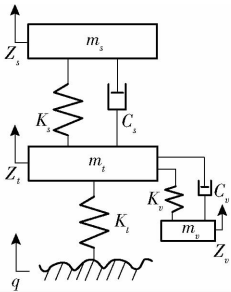


图 9 轮毂电机悬置被动悬架结构

Fig. 9 Dynamic model of suspension with in-wheel motor

其中,仿真中各悬架类型系统参数保持一致。依据轮胎动载荷和车身加速度传递函数式(10)、(12),仿真得出轮胎动载荷和车身加速度幅频特性曲线如图 10、11 所示。依据悬架动力学方程,仿真得出各悬架轮胎动载荷、车身加速度时域内曲线如图 12、13 所示。

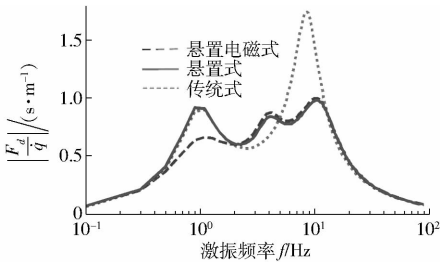


图 10 轮胎动载荷频域特性仿真对比

Fig. 10 Frequency domain comparison of dynamic load

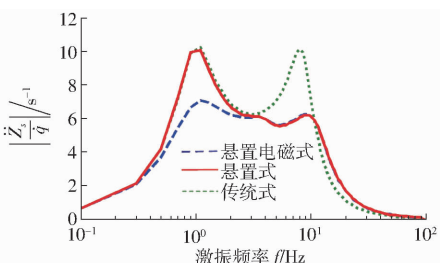


图 11 车身加速度频域特性仿真对比

Fig. 11 Frequency domain comparison of acceleration in body

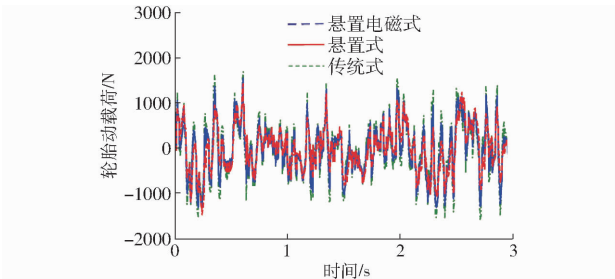


图 12 轮胎动载荷时域仿真对比

Fig. 12 Time domain comparison of dynamic load

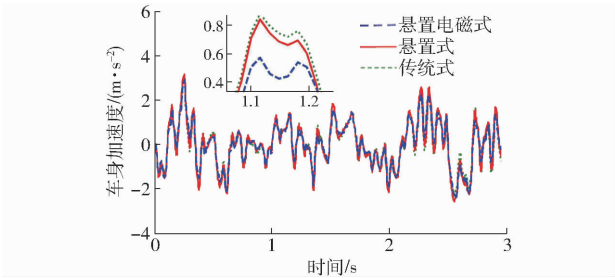


图 13 车身加速度时域仿真对比

Fig. 13 Time domain comparison of acceleration in body

表 3 频域仿真结果

Tab.3 Results of frequency domain simulation			Hz
悬架类型	车身型共振频率	车轮型共振频率	
传统式	1.1	9.3	
悬置式	1.1	12.8	
悬置电磁式	1.1	13.1	

在频域内,由图 10 可知,悬置式结构相比传统式结构在车轮型共振频率附近,共振峰幅值明显减小,轮胎接地性得到提高;由表 3 和图 10 可知,传统式结构车轮型共振峰频率在 9.3 Hz 附近,而悬置电磁式结构车轮型共振频率在 13.1 Hz 附近,根据文献[20],人体对车身振动频率最敏感范围为 4 ~ 12.5 Hz,在 4 ~ 8 Hz 频率范围内,人的内脏器官产生共振,而 8 ~ 12.5 Hz 频率范围的振动对人的脊椎系统影响很大。这表明,悬置式悬架结构能够使轮胎型共振区域延后,有效避免车身垂向振动对人体产生的不利影响,这是因为悬置式轮毂电机相当于一个动力吸振器,能够分担轮胎受到的垂向动态载荷。

由图 10 同样可知,在轮胎动载荷增益的表现上,悬置电磁式结构和悬置式结构并无太大差异。此外,从图 10 可以看出,悬置式结构由于轮毂电机的振动会在 3.5 Hz 时存在另一个共振峰,但其峰值较小,并且不在人体对车身最敏感范围 4 ~ 12.5 Hz 内,所以可以不计其影响。

由图 11 可知,悬置电磁式结构相比悬置式结构,在 1.1 Hz 附近,能有效抑制车身型共振,这是因

为悬置电磁式结构中直线电机作为作动器,输出天棚控制力抑制了车身型共振。

综合而言,悬置电磁式结构不仅能抑制高频轮胎型共振,而且在低频车身型振动频段也有良好的性能,有效提高了车身和车轮的动态性能。

在时域内,由图 12 和表 4 可知,悬置式结构相比传统式结构轮胎动载荷下降 15.5%,可以看出轮毂电机悬置的结构布置能有效分担轮胎承受的垂向动载。悬置电磁式结构相比传统式结构轮胎动载荷下降 13.0%,相比仅有悬置式结构轮胎动载稍有增加。

表 4 时域仿真结果

Tab.4 Results of time domain simulation

悬架类型	车身加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	轮胎动载荷/ N
传统式	0.912	582.5
悬置式	0.895	492.3
悬置电磁式	0.687	506.8

由图 13 和表 4 可知,悬置电磁式结构相比传统式和悬置式结构车身加速度明显下降,分别下降 24.7%、23.2%,这是因为悬置电磁式结构采用天棚控制策略,能有效抑制车身振动。

综合而言,相较于传统的带有轮毂电机的悬架,悬置电磁式结构不仅能降低车轮动载荷,还能抑制车身垂向振动。其中采用悬置式结构抑制了轮胎接地性的恶化,采用天棚控制改善了车辆平顺性。

4 试验

为验证轮毂电机悬置的电磁悬架可行性,设计了集成传统阻尼器与直线电机样机,并通过弹簧和减振器与轮胎质量系连接,在数控液压伺服单通道试验台上进行了试验。台架结构布置如图 14 所示,单通道台架由机架、直线电机、弹簧、减振器、集成轮毂电机的轮胎组成,其中机架加载质量为 310 kg,模拟 1/4 车辆簧上质量。数据采集设备采用 LMS SCADAS 多功能数据采集系统,控制系统采用 dSPACE,包括 MicroAutoBox 和 RapidPro 模块,RapidPro 模块作为驱动与 MicroAutoBox 构建一个控制系统 ECU,实物如图 15 所示。

试验控制方案如图 16 所示,将 Simulink 模型中产生的路面谱下载到激振台控制 PC,由液压伺服控制中心控制激振台模拟路面输入。试验中控制中心可采集激振台位移信号和车轮动载荷信号,加速度传感器用于采集车身加速度,将信号通

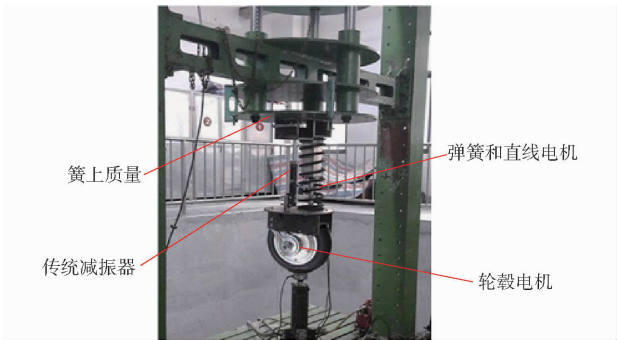


图 14 单通道试验

Fig. 14 Single channel test

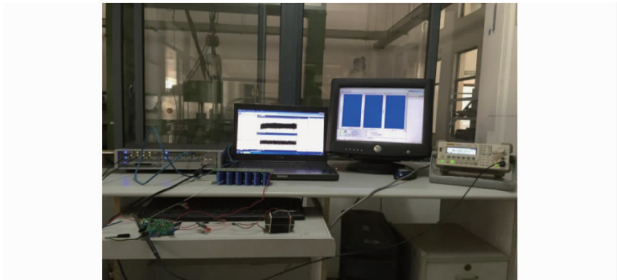


图 15 控制系统和数据采集系统

Fig. 15 Control system and data acquisition system

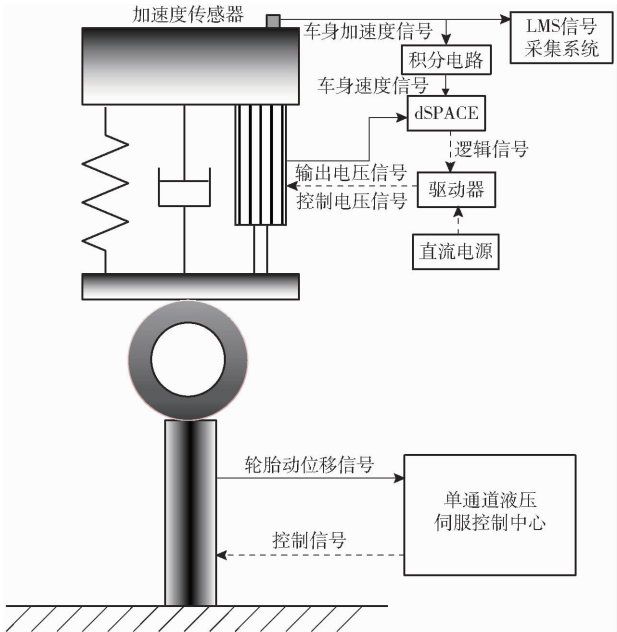


图 16 试验控制方案

Fig. 16 Test control scheme

过积分电路处理后传给 dSPACE 单元,dSPACE 作为 ECU 根据设计的控制策略通过发送逻辑信号到电机驱动器,再通过输出电压信号对直线电机进行控制,使直线电机输出作动力对悬架进行控制。

分别对传统式结构和悬置电磁式结构进行试验对比。首先在 C 级随机路面下进行试验,车速为 20 m/s,试验时间为 10 s。试验结果如图 17 和表 5 所示。

由图 17 和表 5 可以看出,悬置电磁式结构相比

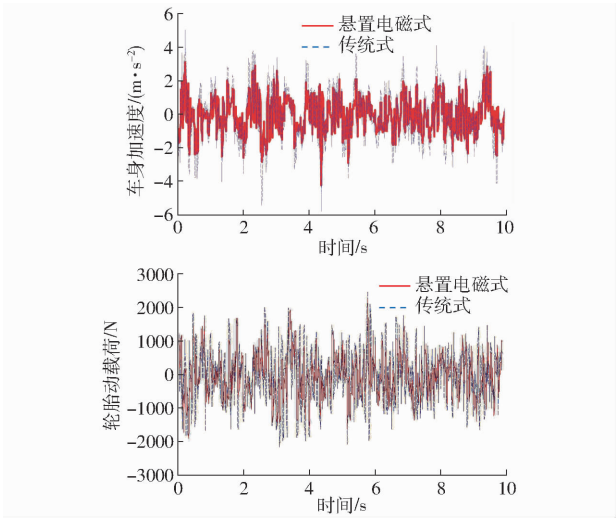


图 17 随机路面试验结果

Fig. 17 Test results on random road

表 5 试验结果

Tab. 5 Results of test

悬架类型	车身加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	轮胎动载荷/N
传统式	1.232	734.8
悬置电磁式	0.948	612.9

传统式结构车身加速度下降 23.1%, 轮胎动载荷下降 16.6%, 由此可得悬置电磁式结构在车身加速度和轮胎动载荷均方根都优于传统式结构。试验结果表明, 悬置电磁式结构能够改善轮胎接地性和车身平顺性, 与仿真结果相符。

其次, 在正弦激励下进行了试验, 试验中正弦激励输入的频率选取 1、2、3、4、5、6、7、8、9、10、11、12、13、14、15 Hz。正弦激励输入均为 50 个循环、振幅为 5 mm。

在不同激振正弦频率下对传统式悬架和悬置电磁式悬架进行试验, 并对每个频率下两种结构的车身加速度和轮胎动载荷取均方根, 对比结果如图 18 所示。当激振台提供的正弦激励大于 4 Hz 时, 悬置电磁式结构相比传统式结构车身加速度降低, 车辆平顺性提高; 在轮胎接地性方面, 可以看出悬置电磁式结构在各频率下车轮动载荷均方根都较低, 在一定程度上改善了轮胎接地性, 提高了车辆的安全性。

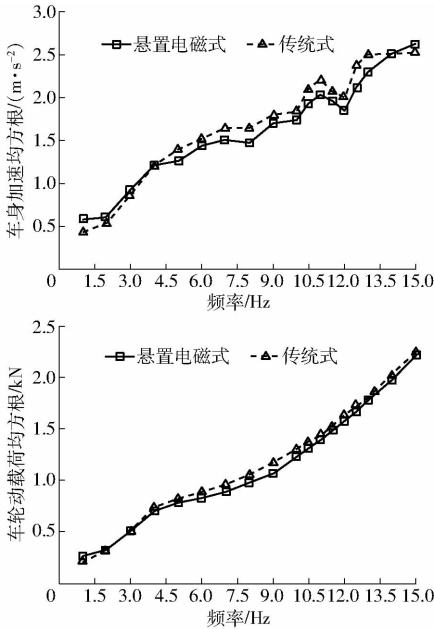


图 18 正弦路面试验结果

Fig. 18 Test results on sine road

5 结论

(1) 仿真分析表明, 轮毂电机驱动式电动车由于轮毂电机的引入使非簧载质量增加, 导致车辆的轮胎接地性下降, 汽车平顺性恶化。

(2) 提出了一种轮毂电机悬置的电磁悬架结构, 悬置式轮毂电机相当于一个动力吸振器, 能有效分担轮胎受到的垂向动载荷, 直线电机采用天棚控制策略, 抑制车身振动。通过结构和控制方法两方面的改进, 抑制由于轮毂电机驱动电动车非簧载质量增大引起的垂向振动负效应。

(3) 仿真及台架试验结果表明, 在时域内, 对于平顺性, 悬置电磁式结构悬架相比传统带轮毂电机悬架, 能减小车身加速度, 提高车身隔振性; 在轮胎接地性方面, 其能够有效降低系统车轮动载荷, 提高轮胎接地性, 明显优于传统带轮毂电机悬架。在频域低频区, 悬置电磁式结构能削弱车身型共振峰; 在频域高频区, 其不仅能削弱车轮型共振峰, 而且能够延后共振峰的频段, 有效避免了人体能感受到的最敏感振动区段。

参 考 文 献

1 MURATA S. Vehicle dynamics innovation with in-wheel motor [C]. SAE Paper 2011-39-7204, 2011.

2 LIU F, XIONG L, WU X. Design and experimental validation for stability control of four-wheel-drive electric vehicle [C] // Transportation Electrification Asia-Pacific. IEEE, 2014:1-4.

3 李勇, 徐兴, 孙晓东, 等. 轮毂电机驱动技术研究概况及发展综述[J]. 电机与控制应用, 2017, 44(6):1-7.

LI Yong, XU Xing, SUN Xiaodong, et al. Review and future development of in-wheel motor drive technology [J]. Electric Machines & Control Application, 2017, 44(6):1-7. (in Chinese)

4 DEPNER D, GRAAF D, SPAHL D, et al. Vehicle concept with electric wheel hub drives[J]. ATZ Worldwide, 2016, 118(2): 42-47.

- 5 OMAR A, OZKAN B. Evaluation of effect of in-wheel electric motors mass on the active suspension system performance using linear quadratic regulator control method[C]//International Journal of Engineering Research & Technology, 2015,4: 18655 – 18663.
- 6 左曙光, 孙晓华, 吴旭东,等. 考虑电动轮转矩波动的汽车悬架液压衬套设计[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(7):354 – 360. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160748&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.048.
ZUO Shuguang, SUN Xiaohua, WU Xudong, et al. Design of hydraulic bushings for electric wheel suspension system considering torque ripple[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(7):354 – 360. (in Chinese)
- 7 孟庆华, 许进, 王东峰. 轮毂电机驱动型电动汽车动力系统研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(8):33 – 37. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130806&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.006.
MENG Qinghua, XU Jin, WANG Dongfeng. Power system of electric vehicle driven by in-wheel motors[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 33 – 37. (in Chinese)
- 8 SATO M, YAMAMOTO G, GUNJI D, et al. Development of wireless in-wheel motor using magnetic resonance coupling[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2016, 31(7):5270 – 5278.
- 9 CAO Y, ZHAI L, SUN T, et al. Straight running stability control based on optimal torque distribution for a four in-wheel motor drive electric vehicle[J]. Energy Procedia, 2017, 105:2825 – 2830.
- 10 张利鹏, 李亮, 祁炳楠. 轮毂电机驱动电动汽车侧倾稳定性解耦控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(16):94 – 104.
ZHANG Lipeng, LI Liang, QI Bingnan. In-wheel motor-driven electric vehicle roll stability stability decoupling control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(16):94 – 104. (in Chinese)
- 11 卢山峰, 徐兴, 陈龙,等. 轮毂电机驱动汽车电子差速与差动助力转向的协调控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(16):78 – 85.
LU Shanfeng, XU Xing, CHEN Long, et al. Coordinated control of differential and differential power steering on in-wheel motor driven vehicle electronic[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(16):78 – 85. (in Chinese)
- 12 宁国宝, 万钢. 轮边驱动系统对车辆垂向性能影响的研究现状[J]. 汽车技术, 2007(3): 21 – 25.
NING Guobao, WAN Gang. The present research situation of the influences on vehicle vertical performances induce by direct wheel drives system[J]. Automotive Technology, 2007(3): 21 – 25. (in Chinese)
- 13 BROOKE L. Protean electric tackles the unsprung-mass “myth” of in-wheel motors[J]. Automotive Engineering International, 2011, 119(3): 50 – 52.
- 14 VAN SCHALKWYK D J, KAMPER M J. Effect of hub motor mass on stability and comfort of electric vehicles[C]//2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006: 1 – 6.
- 15 YANG Y, LU Y, CHENG C. Design and control of axial flux brushless DC wheel motors for electric vehicles-part I: multi-objective optimal design and analysis [J]. IEEE Transaction on Magnetics, 2004, 40(4): 1873 – 1882.
- 16 CHEN X, JUN Y, WEI W, et al. Approaches to diminish large unsprung mass negative effects of wheel side drive electric vehicles[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing, 2016, 10(4): 1 – 6.
- 17 徐广徽. 轮边驱动电动车平顺性和操稳性分析与控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
XU Guanghui. Analyze and control of the ride comfort and maneuver stability for the in-wheel motor electric vehicle[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014. (in Chinese)
- 18 严天一, 闫海敬, 侯兆萌,等. 车辆半主动悬架粒子群模糊混合控制策略[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(8):1 – 7. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130801&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.001.
YAN Tianyi, YAN Haijing, HOU Zhaomeng, et al. PSO-fuzzy-hybrid control strategy of semi-active suspensions [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8):1 – 7. (in Chinese)
- 19 赵彩虹, 陈士安, 王骏骋. 刚度和阻尼系数对 LQG 控制主动悬架控制的影响分析[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(12):301 – 308. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20151241&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.12.041.
ZHAO Caihong, CHEN Shian, WANG Juncheng. Influences of stiffness and damping parameters on control of active suspension based on LQG[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12):301 – 308. (in Chinese)
- 20 余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2009: 203 – 205.