

文章编号: 1674-8085(2018)01-0072-06

二级减速式轮边驱动系统设计与仿真

*时培磊, 时培成

(安徽工程大学机械与汽车工程学院, 安徽, 芜湖 241000)

摘 要: 以电动轮为主要特征的分布式驱动渐成新能源汽车的主要研究方向, 但具有减速机构的轮边驱动系统因引入了电机和减速器, 显著增加了非簧载质量, 恶化了车辆的操纵稳定性。为此, 本文提出了一种将非簧载质量转移为簧载质量的二级减速式轮边驱动系统结构布置方案, 并建立 1/4 车辆三自由度垂向振动系统模型, 通过仿真分析验证此种设计方案的有效性。研究结果表明, 二级减速式轮边驱动系统能有效抑制车身垂向振动的幅度, 降低轮胎动载荷, 提高汽车行驶平顺性和轮胎接地性。

关键词: 汽车; 振动; 轮边驱动系统; 平顺性; 接地性

中图分类号: TH128

文献标识码: A

DOI:10.3969/j.issn.1674-8085.2018.01.015

DESIGN AND SIMULATION OF TWO-STAGE REDUCTION WHEEL DRIVE SYSTEM

*SHI Pei-lei, SHI Pei-cheng

(College of Mechanical and Automotive Engineering, Anhui Polytechnic University, Wuhu, Anhui 241000, China)

Abstract: Distributed driving, mainly characterized by electric wheels, has become the main research direction of new energy vehicles. But motor and reducer are integrated to the wheels drive system which has reduction mechanism, the unsprung mass is obviously increased. The vehicle maneuverability is deteriorated. Therefore, a structure scheme of the two-stage reduction wheel drive system that transfers the unsprung mass to the sprung mass was proposed. A 1/4 vehicle three degrees of freedom vertical vibration system model was established. Furthermore, the validity of design scheme was proved by simulation analysis. The results show that the two-stage reduction wheel drive system can effectively suppress the vertical vibration, reduce the tire dynamic load and improve vehicle.

Key words: vehicle; vibration; wheel drive system; ride comfort; ground adhesion

0 引言

现今, 电动汽车的发展备受关注, 尤其以电动轮独立驱动的轮边驱动技术逐渐成为汽车新技术研究的热点。轮边驱动由电机直接或经过减速器驱动车轮, 有结构简洁、传递效率高等优点; 同时车身重量也大幅度降低, 整车布置相当灵活。但因为引入了电机和减速系统, 导致非簧载质量显著增

加, 对汽车舒适性会造成一定的影响^[1]。本文提出一种将高速电机与减速器集成一体的二级减速轮边驱动系统设计方案, 并据此设计方案建立 1/4 车辆垂向振动模型, 通过仿真模拟, 研究此种设计方案的有效性, 为实现本方案的产品化提供理论依据。

1 现有轮边驱动系统的结构

收稿日期: 2017-05-22; 修回日期: 2017-08-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(51575001); 安徽省科技攻关计划项目(1604a0902158)

作者简介: *时培磊(1993-), 男, 安徽六安人, 硕士生, 主要从事电动汽车研究(E-mail:15395348977@163.com);

时培成(1976-), 男, 安徽安庆人, 教授, 博士, 主要从事汽车系统动力学研究(E-mail:shipeicheng@ahpu.edu.com)。

现有的轮边驱动系统结构一般是将驱动电机与减速器集成连接放置于车轮内,其减速器也内嵌在轮毂里,如图1所示^[2]。减速器一般采用行星轮系减速机构,特点是刚性高、精度高、传动效率高。这种将轮边电机与减速器集成于一体的设计,虽然结构紧凑,空间利用率高,但因为在车轮上安装了轮边电机和行星轮减速器,使得非簧载质量大大增加,不利于汽车的行驶平顺性和舒适性。这种设计同时也增加了其安装难度,对电机的性能也提出了更高的要求,比如电机的防尘、防水、抗震等。

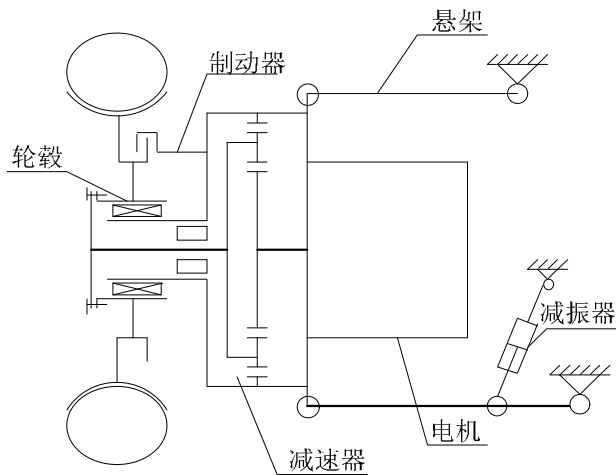


图1 现有轮边驱动系统结构原理

Fig.1 Structure of existing wheel-edge drive system

2 二级减速式轮边驱动系统设计

为克服以上设计缺陷,本文提出将高速电机和二级减速器集成于一体并固连于车架的设计方案^[3]。此方案将汽车的非簧载质量转变为簧载质量,一定程度上改善了汽车的行驶平顺性和舒适性。此轮边驱动系统采用的减速器不是行星轮系而是两级圆柱斜齿齿轮减速器。选择此减速方式,一方面可以优化传动比,传递效率高;另一方面可以合理分配齿轮的大小,缩小减速箱的体积,减小制造成本。这种设计可为其结构的合理分配提供更自由的布置空间^[4-5]。此驱动系统的高速电机和二级减速器上部通过橡胶悬置铰接于车架上,橡胶固接可减缓振动对高速电机和减速器的影响;二级圆柱斜齿齿轮减速器的输出轴通过万向节联轴器与车轮半轴连接,用此方式将电机提供的动力传递至车轮上;减速器底部通过弹性元件与减振器并联铰接于

下横摆臂上,有利于减缓振动对减速器的影响。该方案的结构原理图如图2所示,三维实体模型如图3所示。

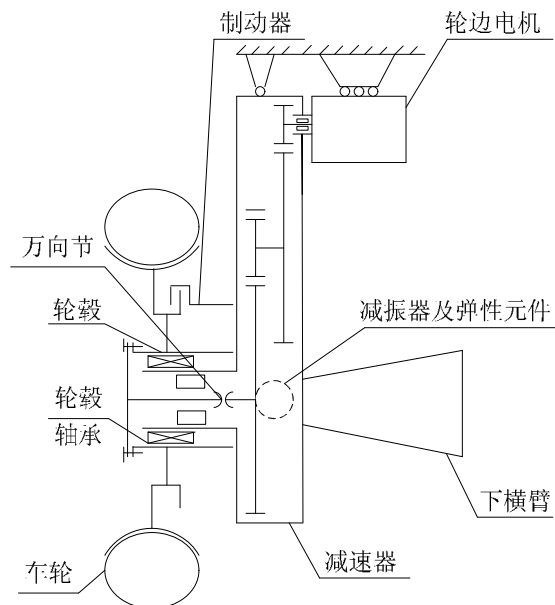


图2 二级减速式轮边驱动系统结构原理（水平面）

Fig.2 Structure principle of two-stage reduction wheel-edge driving system

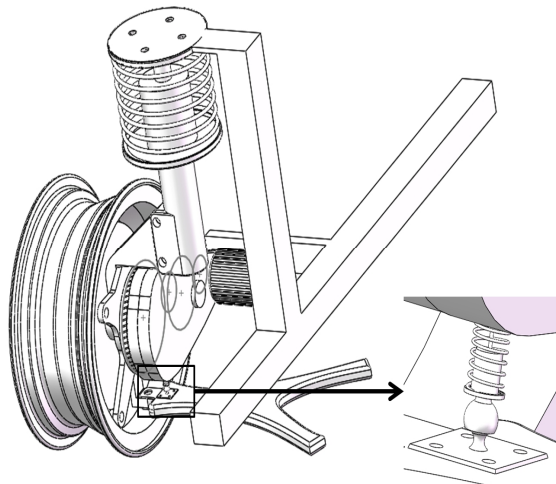


图3 二级减速式轮边驱动系统三维实体模型

Fig.3 3D entity model of two-stage reduction wheel-edge driving system

3 建立 1/4 车辆振动模型

为研究分析二级减速式轮边驱动系统对车辆平顺性和舒适性的具体影响和改善情况,根据所建的三维模型和结构原理图,建立包含二级减速式轮边驱动系统的 1/4 车辆垂向振动模型^[6],如图4所示。

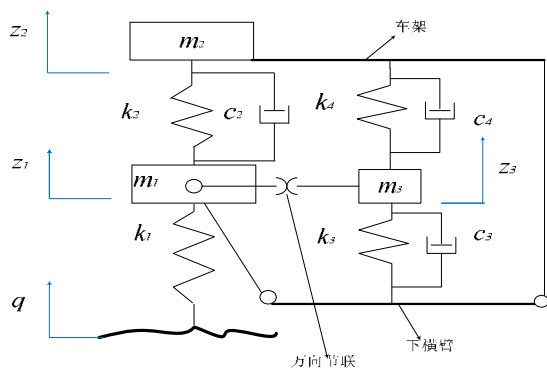


图4 1/4 车辆三自由度振动系统模型

Fig.4 1/4 vibration model with three degree of freedom

图中 m_1 、 m_2 、 m_3 分别为车轮的质量、车身的质量和驱动系统中的高速电机和减速器的质量； k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 分别为车轮轮胎的刚度、悬架的弹簧刚度、减速箱底部减振器及弹性元件的弹簧刚度和铰接减速器和电机的橡胶悬置的刚度； c_2 、 c_3 、 c_4 分别为汽车悬架减振器的阻尼系数、减速箱底部的减振器的阻尼系数和铰接减速器和电机的橡胶的阻尼系数； z_1 、 z_2 、 z_3 分别为车轮垂向位移、车身垂向位移和轮边驱动系统的垂向位移； q 为路面激励。

根据图4所示的三自由度振动系统，利用拉格

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + k_1 z_1 = k_1 q \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_3 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_4 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + k_2 (z_2 - z_1) + k_3 (z_2 - z_3) + k_4 (z_2 - z_3) = 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_4 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3 (z_3 - z_2) + k_4 (z_3 - z_2) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

4 路面激励模型的建立

在实际生活中，路面的路况是复杂的，其基准平面的高度 q 是沿着路面不断变化的，当汽车在不同路面上行驶时，汽车车轮受到的路面垂向激励也是变化的。通常我们把路面分为 A、B、C、D 四个等级如表 1 所示。

表1 路面等级分类

Table 1 Categorization of road surface	
路面等级	G_q (10^{-6}m^3) 的几何平均值
A	16
B	64
C	256
D	1024

对于模拟路面激励一般用白噪声滤波来模拟随机路面^[8]，其公式为：

朗日法建立该振动系统的微分方程，其拉格朗日方程的形式为：

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (1)$$

其中， T 代表系统的总动能， U 代表系统的总势能， D 代表系统的能量耗散函数， Q_i 代表外部作用的广义激励力^[7]。

设系统的广义坐标系分别为 z_1 、 z_2 、 z_3 。系统的动能 T 为：

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{z}_3^2 \quad (2)$$

系统的势能 U 为：

$$U = \frac{1}{2} k_1 z_1^2 + \frac{1}{2} k_2 (z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (z_3 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_4 (z_3 - z_2)^2 \quad (3)$$

系统的能量耗散函数 D 为：

$$D = \frac{1}{2} c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2)^2 \quad (4)$$

将式 (2) ~ (4) 代入式 (1) 中可得到汽车垂向振动系统的动力学方程为：

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi \sqrt{G_q u} \omega(t) \quad (6)$$

式中， $q(t)$ 是时域路面不平度， f_0 是下截止频率， G_q 是路面不平度系数， u 是汽车的行驶速度， $\omega(t)$ 是高斯白噪声。采用 B 级路面作为仿真对象，其中 $f_0=0.1 \text{ Hz}$ ； $G_q=64 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ； $u=20 \text{ km/h}$ ，在 Simulink 中建立路面激励模型如图 5 所示，仿真所得随机路面激励曲线如图 6 所示。

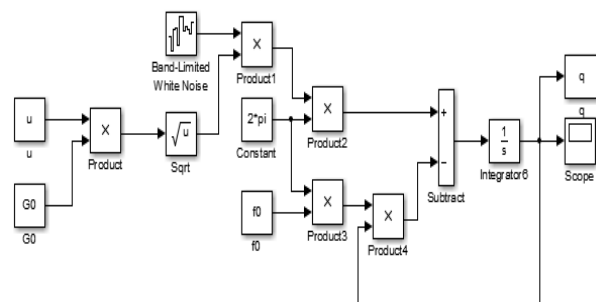


图5 B 级路面的仿真模型

Fig.5 Simulation model of road surface B

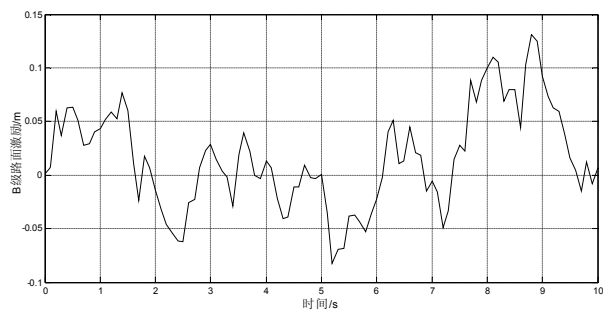


图 6 随机路面
Fig.6 Random road surface

5 仿真研究与分析

根据上述得出的振动微分方程在 Simulink 里建

立 1/4 车辆垂向振动仿真模型如图 7 (a、b) 所示。
所需的车辆参数如表 2 所示。

Table 2 Simulation parameter setting		
参数	二级减速结构参数值	现有结构参数值
m_1 (kg)	25	25
m_2 (kg)	400	400
m_3 (kg)	30	30
k_1 (N/m)	200000	200000
k_2 (N/m)	20000	20000
k_3 (N/m)	10000	0
k_4 (N/m)	12000	0
c_2 (N·s/m)	2000	2000
c_3 (N·s/m)	1000	0
c_4 (N·s/m)	1200	0

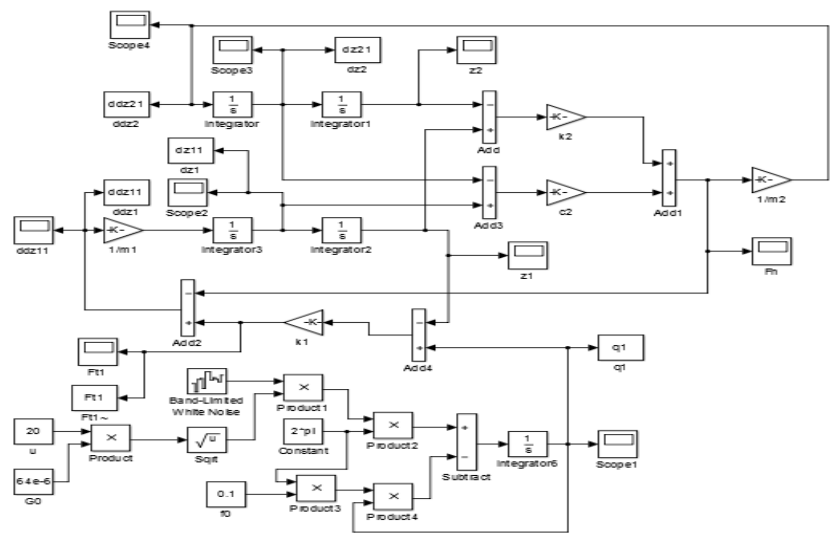


图 7a 现有轮边驱动系统 1/4 车辆垂向振动仿真模型
Fig.7a 1/4 vertical vibration simulation model of existing wheel-edge drive system

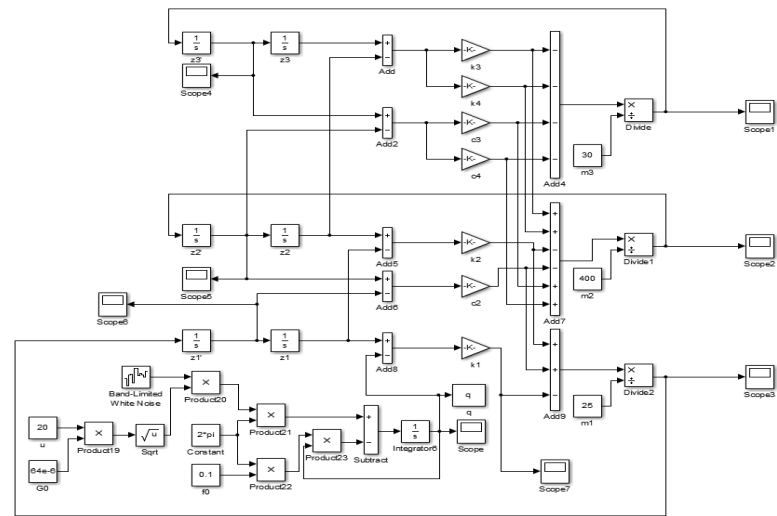


图 7b 二级减速轮边驱动系统 1/4 车辆垂向振动仿真模型
Fig.7a 1/4 vertical vibration simulation model of two-stage reduction wheel-edge drive system

通过 Simulink 软件仿真模拟, 可得到轮胎动载荷 F_t 、车身垂向加速度 $\ddot{z}_2$ 、车身垂向速度 $\dot{z}_2$ 、车轮垂

向加速度 $\ddot{z}_1$ 、车轮垂向速度 $\dot{z}_1$ 和二级减速方案中轮毂、电机的垂向位移变化情况^[9-10], 见图 8~图 12 所示。

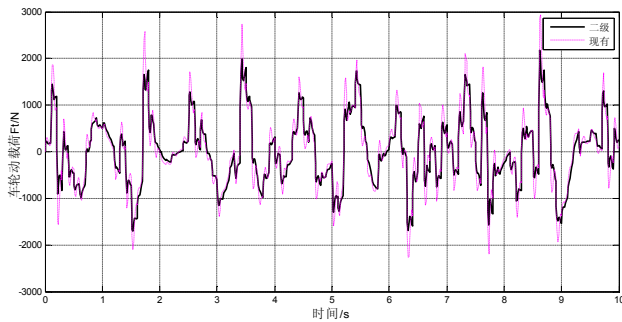


图 8 车轮动载荷 F_t 变化

Fig.8 Variation of tire dynamic load F_t

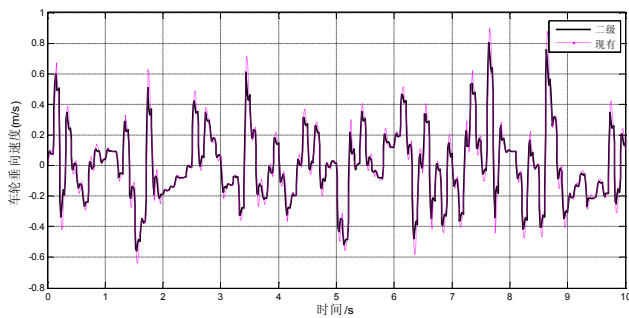


图 10 车轮垂向速度变化

Fig.10 Variation of wheel vertical speed

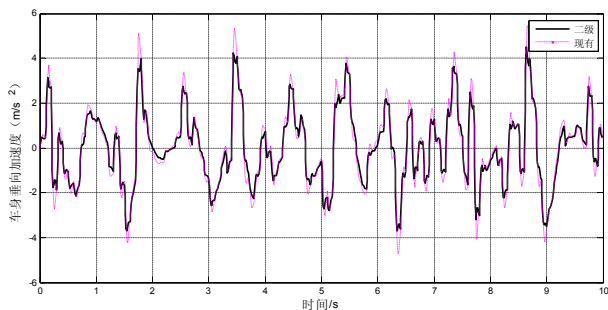


图 12 车身垂向加速度变化

Fig.12 Variation of car-body vertical acceleration

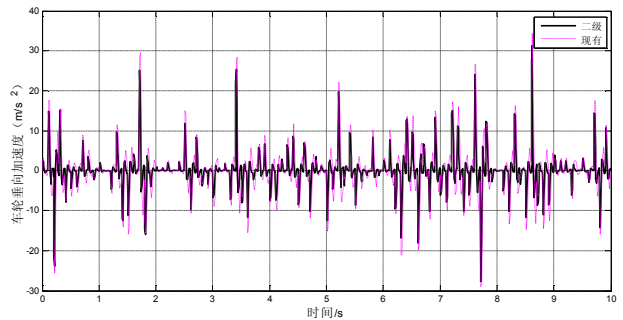


图 9 车轮垂向加速度变化

Fig.9 Variation of wheel vertical acceleration

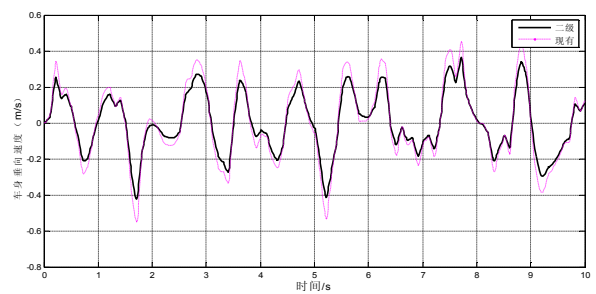


图 11 车身垂向速度变化

Fig.11 Variation of car-body vertical speed

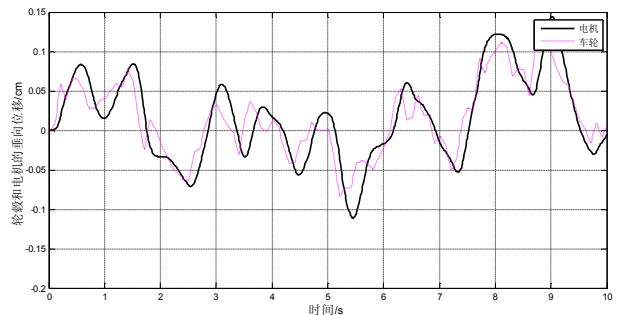


图 13 二级减速方案中轮毂和电机的垂向位移

Fig.13 Variations of vertical displacements of wheel hub and motor in two-stage reduction drive system

根据图 8, 车轮动载荷 F_t 的峰值由 2938.9 N 减小到 2170.6 N, 减小率约为 26.1%, 二级减速式轮边驱动系统的车轮动载荷 F_t 比现有轮边驱动系统的车轮动载荷 F_t 有明显减小, 说明二级减速式轮边驱动系统有效的降低了车轮所受的载荷。根据图 9-图 12, 在受到相同的路面激励下, 二级减速方案中车轮垂向速度 $\dot{z}_1$ 的峰值由 0.9 减小到 0.8, 减小率约为 11.1%, 车轮垂向加速度 $\ddot{z}_1$ 的峰值由 34.4 减小到

32.7, 减小率约为 4.9%, 车身垂向速度 $\dot{z}_2$ 的峰值由 0.4 减小到 0.36, 减小率约为 10%, 车身垂向加速度 $\ddot{z}_2$ 的峰值从 5.4 减小到 4.5, 减小率约为 16.7%, 从数据可得二级减速式轮边驱动系统相比现有轮边驱动方案均有一定程度的减小。由此可见, 二级减速式轮边驱动系统对抑制汽车垂向振动有一定的效果, 相比于现有的轮边驱动系统, 可显著提高汽车的行驶的平顺性和接地性。

根据图 13, 汽车在受到外在激励的情况下, 二级减速方案中轮毂和电机的垂向位移差小于 0.1cm, 而传动万向节允许两轴转动的最大角度为 $15^{\circ}\sim 20^{\circ}$, 因此, 采用万向节连接方式是可行的。

6 总结

通过分析现有轮边驱动系统结构的不足, 设计出一种与单横臂结合的二级减速式轮边驱动系统结构, 将电机质量和减速器的质量转移到车架上, 有效地减小了车辆的非簧载质量。根据所建立的包含二级减速式轮边驱动系统的 1/4 车辆三自由度垂向振动模型, 推导了其动力学微分方程, 并在 Simulink 中建立了仿真模型。通过仿真模拟, 得出二级减速式轮边驱动系统能有效的抑制路面激励对汽车垂向振动的影响, 改善汽车的行驶平顺性和接地性。

参考文献:

- [1] 徐广徽, 李以农, 王艳阳, 等. 轮边驱动电动汽车垂向振动负效应分析及吸振器设计[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(11): 1744-1749.
- [2] 陈辛波, 王威, 王弦弦. 抑制簧下质量负效应的轮边驱动系统研究[J]. 汽车工程学报, 2014, 4(6): 430-437.
- [3] 陈辛波, 姜宇, 许乃文, 等. 一体化单摆臂悬架-同步带传动轮边电驱动系统的设计与分析[J]. 机械传动, 2013, 37(8): 60-62.
- [4] 许乃文, 谷成, 陈辛波. 单纵臂齿轮减速式轮边电驱动系统设计与分析[J]. 机械传动, 2015(4): 53-55.
- [5] 陈辛波, 许乃文. 一种单纵臂悬架轮边电驱动系统设计与分析[J]. 机电一体化, 2014 (A03): 46-49.
- [6] 陈辛波, 罗杰, 殷珺, 等. 一体化单纵臂式轮边电驱动系统垂向动力学耦合研究[J]. 机电一体化, 2016 (7): 22-27.
- [7] 陈辛波, 王弦弦, 张擎宇, 等. 一种新型动力吸振式轮边驱动系统仿真分析[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2014, 42(7): 1101-1104.
- [8] 陈辛波, 李坚勤, 孙浩棋, 等. 一种动力吸振式轮边驱动系统的设计与分析[J]. 机电一体化, 2015 (6): 41-46.
- [9] 刘浩, 钟再敏, 敬辉, 等. 分布式驱动电动汽车轮边电机传动系统动态特性仿真[J]. 汽车工程, 2014, 36(5): 597-602.
- [10] 周涛, 徐向荣, 李亮亮, 等. 基于 Simulink 的轮边驱动电动车振动分析与仿真[J]. 汽车工程师, 2013(11): 23-25.