多轴重型货车悬架系统改进天棚控制策略*

陈一锴[1]　何　杰[2]　张卫华[1]　石　琴[1]　陈无畏[3]

(1. 合肥工业大学交通运输工程学院，合肥 230009；2. 东南大学交通学院，南京 210096；
3. 合肥工业大学机械与汽车工程学院，合肥 230009)

【摘要】 为同时改善车辆的道路友好性和平顺性，达到缓解驾驶疲劳、延长道路使用寿命的目的，提出一种基于正交试验的多轴重型货车悬架系统改进天棚控制策略。依据车辆动力学原理和虚拟样机技术，采用 ADAMS 构建四轴重型货车-路面系统的高精度仿真模型，通过实车平顺性试验验证其正确性；选择合理匹配的空气悬架替换驱动轴平衡悬架，完成车辆道路友好性、平顺性的初步优化；基于 ADAMS/Matlab 联合仿真对四轴重型货车虚拟样机的悬架系统分别进行半主动、主动改进天棚控制，并以控制参数为变量设计正交试验，通过极差、方差分析确定使车辆道路友好性、平顺性综合最优的控制参数。仿真结果表明，主动、半主动改进天棚控制的货车道路友好性相当，前者的平顺性优于后者，而且该控制策略对路面等级的变化具有较强的鲁棒性。

关键词：多轴重型货车　悬架　改进天棚控制　道路友好性　平顺性

中图分类号：U270.2　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2011)06-0016-07

Modified Skyhook Damping Control of Multi-axial Heavy Truck Suspension System

Chen Yikai[1]　He Jie[2]　Zhang Weihua[1]　Shi Qin[1]　Chen Wuwei[3]

(1. *School of Transportation Engineering*, *Hefei University of Technology*, *Hefei* 230009, *China*
2. *School of Transportation*, *Southeast University*, *Nanjing* 210096, *China*
3. *School of Mechanical and Automotive Engineering*, *Hefei University of Technology*, *Hefei* 230009, *China*)

Abstract

A modified skyhook damping (MSD) control strategy for multi-axial heavy truck suspension system based on orthogonal test was put forward. It could improve the road friendliness and ride comfort of the truck simultaneously, as a consequence, ride fatigue was alleviated and road life was prolonged. A multi-DOF model of four-axial heavy truck-road system was developed in ADAMS based on vehicle dynamics and functional virtual prototype (FVP), and the model was validated through a ride comfort test. In order to improve the truck performance preliminarily, proper air suspensions were chosen to replace the tandem suspension on the driving axles. Subsequently, semi-active, active MSD control were applied to the whole suspension system respectively using co-simulation of ADAMS and Matlab, and control parameters which ensured best integrated performance of the truck were chosen based on range analysis and variance analysis of orthogonal test. The simulation results indicated that ride comfort of the active MSD control truck was superior to the semi-active MSD control truck, however, the road friendliness were comparable. In addition, MSD control had a strong robustness to road level.

Key words　Multi-axial heavy truck, Suspension, Modified skyhook damping control, Road friendliness, Ride comfort

收稿日期：2010-07-02　修回日期：2010-08-23

* 国家自然科学基金资助项目(51078087)、安徽省自然科学基金资助项目(11040606Q39)、中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2010HGZY0010)、东南大学优秀青年教师资助计划资助项目和江苏省高校“青蓝工程”优秀青年骨干教师项目

作者简介：陈一锴，讲师，博士，主要从事车-路耦合及优化、道路交通安全研究，E-mail：leochen079307@hotmail.com

引言

重型货车引起的高等级公路的养护、维修费用逐年增加，而重型货车的平顺性又与驾驶人员的舒适性、货物的安全性、汽车的燃油经济性等密切相关。因此，基于道路友好性和平顺性的多轴重型货车悬架系统受到广泛关注。

相对于被动悬架，半主动、主动悬架可在更广泛的频率范围内改善车辆的行驶性能，国内外学者在此领域展开了广泛的研究并取得了一定成果[1~4]。但仍存在以下问题：多选择 1/4、1/2 车辆模型为研究对象，而真实多轴重型货车的钢板悬架、平衡悬架有多个受力点，且不同车轴上簧载质量的振动会相互影响，因此，上述车辆模型的仿真精度较低；快速模型预测控制、H-infinite 控制、LQR 控制等策略仅适用于悬架参数相对恒定的车辆（如未安装减振器的钢板悬架车辆），在复杂悬架系统的优化方面具有一定局限性。因此，以多轴重型货车整车的悬架系统为研究对象，构建高精度仿真模型，设计一种易于实施、状态反馈变量较少的控制算法以改善货车的道路友好性、平顺性，对于货车悬架系统的设计、制造具有重要意义。

1　四轴重型货车-路面系统虚拟样机模型

以国产某 8×4 四轴重型自卸车为原型，基于功能化虚拟样机软件 ADAMS 构建车辆-路面系统的多体动力学模型[5]。车辆的几何、质量参数通过 Catia 模型获取，力学参数（刚度、阻尼等）参考生产企业试验数据选取。主要参数如表 1 所示。

表 1　重型货车主要参数

Tab. 1　Main parameters of heavy truck

参数	数值
整备质量/kg	13 670
额定载质量/kg	17 135
座椅质量/kg	39
驾驶员质量/kg	65
一、二轴钢板悬架刚度/N·m^{-1}	426 087
三、四轴平衡悬架刚度/N·m^{-1}	3 362 745
座椅刚度/N·m^{-1}	29 900
座椅阻尼系数/N·s·m^{-1}	680
轮胎刚度/N·m^{-1}	1 209 000
轮胎阻尼系数/N·s·m^{-1}	50
货箱长度/m	7.200
货箱宽度/m	2.300
货箱高度/m	1.250
轴距/m	1 800 + 3 450 + 1 364
轮胎半径/m	0.565
轮胎宽度/m	0.195

四轴货车的转向轴采用普通钢板悬架、驱动轴采用平衡悬架，两个前转向轴上共安装了 4 个被动减振器，两个后驱动轴无减振器。模型中，悬架系统均以柔性体构建。货车的虚拟样机模型如图 1 所示，具有 662 个自由度，包括 171 个部件、46 个旋转副、10 个球形副、9 个固定副、6 个移动副、2 个恒速副、1 个圆柱副、1 个虎克铰和 1 个耦合副。

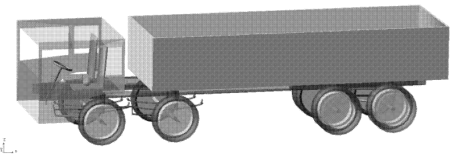

图 1　四轴重型货车整车模型

Fig. 1　Whole truck FVP model

在考虑左、右车轮轮迹之间异辙空间相关性的基础上，采用计算量小、仿真效率高的线性滤波法[7]在 Matlab/Simulink 平台生成货车的双轮辙路面激励时域模型。将仿真得到的路面不平度数据导入 ADAMS 的 Road Builder 模块，即可生成相应的 ADAMS 3D 路面模型。

为验证车-路系统虚拟样机模型的正确性，基于国标[6]进行实车平顺性试验。采用 INV3018C 型 24 位信号采集分析仪、ICP INV9829 型加速度传感器、DASP 信号分析系统测量一定轴载、车速、路面等级下车辆不同位置的垂直加速度（图 2），然后，以试验的边界条件为输入，对车-路系统虚拟样机模型进行仿真，考察实车、虚拟样机模型动力学输出的一致性。

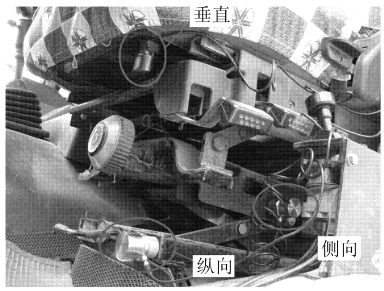

图 2　试验仪器安装位置

Fig. 2　Installation of experimental devices

在实车试验和仿真中，空载货车的车速为 60 km/h；超载货车的车速为 50 km/h，货物质量为 60 t，道路为 C 级路面。考虑到车辆系统的复杂性和实际试验条件的不确定性，规定两种输出的一致性表述为：输出曲线波动趋势大致相同，所达到峰值的量级相同，时域分析局部相对误差一般控制在 10% 以内，频域分析局部相对误差一般控制在 30% 以内。不同测点的仿真值与实测值比较如表 2 所示。

根据表 2，各点加速度均方根的误差都在 10% 以内。在功率谱峰值的比较中，除后车厢测点的误

差略高以外(31.5%),其他测点的误差均在30%以内。说明本文构建的车-路虚拟样机模型较为准确地反映了车辆原型的运动学性能,基于该模型进行车辆动力学分析是可行的。

表2 试验结果与仿真结果的比较

Tab.2 Comparison of experiment and simulation results

测量参数	空载		超载	
	仿真值	试验值	仿真值	试验值
驾驶员座椅垂直加速度均方根/m·s^{-2}	0.783	0.841	0.311	0.335
驾驶员座椅垂直加速度功率谱峰值/m^2·s^{-4}·Hz^{-1}	0.729	0.923	0.248	0.314
前车厢垂直加速度均方根/m·s^{-2}	0.522	0.559	0.346	0.370
前车厢垂直加速度功率谱峰值/m^2·s^{-4}·Hz^{-1}	0.171	0.186	0.177	0.225
后车厢垂直加速度均方根/m·s^{-2}	0.710	0.785	0.643	0.700
后车厢垂直加速度功率谱峰值/m^2·s^{-4}·Hz^{-1}	0.275	0.356	1.995	2.623
平衡悬架垂直加速度均方根/m·s^{-2}	2.894	3.235	2.285	2.498
平衡悬架垂直加速度功率谱峰值/m^2·s^{-4}·Hz^{-1}	3.276	4.146	2.322	2.872

2 驱动轴空气悬架的选择和匹配

空气悬架的初始刚度较小,可以获得较低的固有振动频率,而空气悬架的变刚度特性使得这一频率在较大的载荷变化范围内保持不变,从而提高车辆的平顺性、道路友好性。因此,选择NEWAY AD-246型重型驱动桥被动空气悬架替换原有的驱动轴平衡悬架(该悬架安装了被动减振器),空气悬架的主要参数如表3所示。

表3 NEWAY AD-246型空气悬架的主要参数

Tab.3 Main parameters of the NEWAY AD-246 air suspension

参数	数值
悬架高度/mm	254
车桥行程(上)/mm	149
车桥行程(下)/mm	69
空气悬架自身质量/kg	433
轴距/mm	1 321~1 524
车架宽度/mm	851~867
额定载质量/kg	20 865
最大载质量/kg	86 184

四轴重型货车的轴距为1 364 mm,车架宽度为864 mm,两项参数均符合表3的要求;满载时静止货车的两驱动轴承受的力为206 848 N,接近空气悬架的额载。因此,该空气悬架的力学特性可以满足四轴重型货车的承载要求。依据上述参数建立空气悬架模型并替换原驱动轴平衡悬架,即可获得被动空气悬架货车的虚拟样机模型。

以道路破坏系数J为道路友好性评价指标[7],座椅垂直加速度均方根a_1、货物质心垂直加速度均方根a_2为平顺性评价指标,将原钢板悬架满载货车、被动空气悬架满载货车分别在A、B、C级路面上仿真,得到两种车辆的性能如表4所示。

表4 被动空气悬架的优化效果

Tab.4 Effects of passive air suspensions

路面等级	性能参数	钢板悬架	被动空气悬架
A	J	1.062	1.037
	a_1/m·s^{-2}	0.161	0.153
	a_2/m·s^{-2}	0.140	0.124
B	J	1.107	1.077
	a_1/m·s^{-2}	0.340	0.324
	a_2/m·s^{-2}	0.315	0.262
C	J	1.195	1.139
	a_1/m·s^{-2}	0.619	0.589
	a_2/m·s^{-2}	0.567	0.472

由表4可知,对于不同等级的路面,所选择的驱动轴空气悬架均能有效改善该多轴重型货车的道路友好性和平顺性。

3 改进天棚控制策略原理

被动空气悬架对悬架系统的刚度进行了优化,但没有通过控制来改善减振器的阻尼性能。在常用减振器控制策略中,线性最优控制、鲁棒控制、自适应控制及神经网络控制算法复杂,而且在处理悬架系统参数的不确定性时具有局限性;当路面等级变化时,模糊控制的鲁棒性较差;天棚控制策略可有效降低簧载质量的振动,但无法改善车辆的道路友好性。改进天棚控制可有效弥补上述控制策略的缺点。

改进天棚控制由Besinger[8]提出,其设计理念如下:被动控制能有效降低人体共振频率及轮胎共振频率处的动载荷,而天棚控制可以有效减小簧载质量振动,因此,将二者相结合即得到改进天棚控制策略。改进天棚控制减振器的阻尼力为

$$F_{\mathrm{dem}} = C[\alpha(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) - (1-\alpha)\dot{Z}_b] \quad (1)$$

式中 F_{dem}——理想阻尼力 C——最大阻尼系数

α——被动控制权重,范围为0~1,α为0时代表天棚控制,α为1时代表被动控制

$\dot{Z}_w$——非簧载质量的垂直运动速度

$\dot{Z}_b$——簧载质量的垂直运动速度

Besinger[9] 和 Dorling[10] 指出，对于 1/4 车辆，改进天棚控制可有效改善其道路友好性和平顺性，而且，该策略所需状态反馈变量较少、算法简单。本文采用改进天棚控制策略分别对四轴重型货车悬架系统进行半主动、主动控制。对于半主动控制，卸除已有的 4 个被动空气悬架减振器，选择适用于重型货车的 8 个 Fichtel & Sachs CDCn50/55 型磁流变半主动减振器[1] 分别安装在各车轴的适当位置。该半主动减振器的力学特性如图 3 所示。

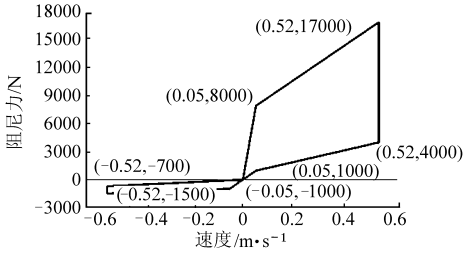

图 3　半主动减振器的力学特性曲线

Fig. 3　Force limitation curves of semi-active damper

图 3 中，封闭区域为阻尼力的变化范围。半主动改进天棚控制减振器需遵从以下约束

if $F_{dem}(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) \geqslant 0$ and $F_{min} \leqslant F_{dem} \leqslant F_{max}$ then $F_{sup} = F_{dem}$

if $F_{dem}(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) \geqslant 0$ and $F_{dem} < F_{min}$ then $F_{sup} = F_{min}$

if $F_{dem}(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) \geqslant 0$ and $F_{dem} > F_{max}$ then $F_{sup} = F_{max}$

if $F_{dem}(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) < 0$ and $\dot{Z}_w - \dot{Z}_b > 0$ then $F_{sup} = F_{max}$

if $F_{dem}(\dot{Z}_w - \dot{Z}_b) < 0$ and $\dot{Z}_w - \dot{Z}_b < 0$ then $F_{sup} = F_{min}$

其中，F_{sup} 为实际阻尼力，F_{min}、F_{max} 分别为图 3 中阻尼力的上、下限。在仿真中，设定半主动控制系统的时延为 40 ms[11]。主动改进天棚控制减振器的构建相对简单，参考常用重型货车主动悬架的作动力范围，在遵从式(1)的基础上，设定阻尼力的上、下限均为 17 000 N，作动器的反应延迟为 45 ms。

4　改进天棚控制的优化效果

4.1　半主动改进天棚控制的正交试验设计

ADAMS 的控制工具箱功能有很大的局限性，而 Simulink 适用于复杂机械系统的控制。本文把 ADAMS 和 Matlab/Simulink 的优势结合，实现了重型货车悬架系统的半主动、主动改进天棚控制的联合仿真。仿真时间为 20 s，车速为 20 m/s。

半主动控制货车共有 8 个减振器，考虑到转向轴 4 个悬架的簧载质量、非簧载质量相近，驱动轴 4 个悬架的簧载质量、非簧载质量相近，因此，把转向轴 4 个减振器的控制参数设为一致，同时，把驱动轴 4 个减振器的控制参数设为一致。这样，控制系统就包含 4 个变量：转向轴减振器的最大阻尼系数 C_1、转向轴减振器的被动控制权重 α_1、驱动轴减振器的最大阻尼系数 C_2、驱动轴减振器的被动控制权重 α_2。采用正交试验分析 C_1、α_1、C_2、α_2、$C_1\alpha_1$ 交互(转向轴减振器总体参数)、$C_2\alpha_2$ 交互(驱动轴减振器总体参数)对车辆性能的影响，并找出使车辆综合性能最优的变量值。

对于 1/4 车辆模型，α 为 0.1 ~ 0.3 时，改进天棚半主动控制效果较为明显[10~11]；因此，正交试验各因素水平如表 5 所示。选择 $L_{27}(3^{13})$ 正交表头设计试验方案。

表 5　正交试验因素水平表

Tab. 5　Factor levels of orthogonal test

水平	因素			
	α_1	C_1/N·s·m^{-1}	α_2	C_2/N·s·m^{-1}
1	0.1	7×10^4	0.1	7×10^4
2	0.2	1.2×10^5	0.2	1.2×10^5
3	0.3	1.7×10^5	0.3	1.7×10^5

α_1、C_1、α_2、C_2 的编码值为 A、B、C、D，试验指标 P 为 J、a_1、a_2，其中，P 为道路友好性、平顺性指标加权处理后的车辆综合性能指数[12]。计算公式为

$$P = 0.58(a_{11} + a_{21}) + 0.42J \qquad (2)$$

式中　a_{11}——归一化的驾驶员座椅垂直加速度均方根

a_{21}——归一化的货物质心垂直加速度均方根

表 6 ~ 8 分别列出了正交试验数据、综合性能的极差和方差分析结果。

依据表 7，各因素及其搭配对四轴重型货车综合性能的影响由大到小依次为：α_1、C_2、α_1C_1、C_1、α_2C_2、α_2。由于综合性能指数最小的车辆样本性能最优，因此对于各因素而言，k_i 值最小的水平为优水平。在本次正交试验所选取的因素水平范围内，$\alpha_1 = 0.1$、$\alpha_2 = 0.2$、$C_1 = 1.7\times10^5$、$C_2 = 1.7\times10^5$ 时，半主动改进天棚控制货车能够获得最优的综合性能。

由表 8 可知，α_1、C_1、α_1C_1、C_2 对重型货车综合性能的影响高度显著，α_2、α_2C_2 基本无影响。而由于 α_2 的取值与减振器的能耗没有直接联系，使车辆综合性能最优的各因素水平组合为 $A_1B_3D_3C_2$，此结论与极差分析的结论一致。

4.2　半主动与主动改进天棚控制的优化效果比较

为分析、比较相同控制参数下半主动、主动改进天棚控制悬架的应用效果，依据上述最优参数，在 A、B、C 级路面上分别对安装两种悬架的货车进行 ADAMS/Matlab 联合仿真，结果如表 9 所示。

分析表 9 与表 4，相对于被动空气悬架货车，半主动、主动改进天棚货车在各级路面上的道路友好

表 6 正交试验结果

Tab. 6 Orthogonal test results

试验号	列号													试验指标			
	A	*C*	空列	*D*	*B*	*AB*	*AB*	*CD*	空列	空列	*CD*	空列	空列	*J*	a_1/m·s^{-2}	a_2/m·s^{-2}	*P*
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.109	0.386	0.417	0.598
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1.108	0.347	0.418	0.368
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1.109	0.323	0.424	0.300
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1.103	0.386	0.407	0.377
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	1.102	0.349	0.408	0.157
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2	1.102	0.325	0.414	0.061
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2	1.102	0.387	0.406	0.349
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3	1.101	0.348	0.407	0.118
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1	1.100	0.325	0.413	0.000
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1.104	0.391	0.405	0.421
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1	1.102	0.348	0.409	0.157
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2	1.101	0.325	0.423	0.081
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2	1.110	0.389	0.417	0.642
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3	1.108	0.346	0.421	0.378
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1	1.109	0.323	0.437	0.369
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1	1.104	0.390	0.407	0.426
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2	1.115	0.347	0.411	0.526
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	1.101	0.325	0.424	0.087
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1.106	0.393	0.407	0.498
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3	1.105	0.353	0.420	0.326
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1	1.105	0.363	0.481	0.704
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1	1.105	0.394	0.406	0.470
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	1.103	0.353	0.418	0.260
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3	1.102	0.367	0.480	0.636
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3	1.110	0.392	0.418	0.663
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1	1.109	0.351	0.432	0.491
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2	1.111	0.350	0.475	0.771

表 7 综合性能极差分析表

Tab. 7 Range analysis of integrated performance

分析变量	列号												
	A	*C*	空列	*D*	*B*	*AB*	*AB*	*CD*	空列	空列	*CD*	空列	空列
k_1	0.258 6	0.383 6	0.407 8	0.508 9	0.493 6	0.326 4	0.499 6	0.413 2	0.358 9	0.365 5	0.352 1	0.403 3	0.374 7
k_2	0.343 0	0.372 2	0.353 3	0.351 4	0.418 1	0.471 4	0.312 3	0.355 2	0.409 7	0.361 7	0.372 8	0.369 8	0.395 1
k_3	0.535 5	0.381 3	0.376 1	0.276 8	0.334 3	0.339 3	0.325 2	0.368 7	0.368 5	0.409 9	0.412 2	0.364 0	0.367 3
R	0.276 8	0.011 4	0.054 5	0.232 1	0.159 3	0.145 0	0.187 2	0.058 0	0.050 8	0.048 2	0.060 1	0.039 4	0.027 7

性、平顺性均有显著改善;此外,半主动、主动控制货车的道路友好性非常接近,但前者的平顺性较后者有较大提高。为了对轮胎动载荷、振动进行精度更高的频谱分析,图 4 ~6 绘出了 C 级路面下两种控制车辆的轮胎动载荷(驱动前轴右侧外轮)、座椅垂直加速度以及货物质心垂直加速度功率谱。

由图 4 可知,C 级路面下,相对于主动改进天棚控制货车,半主动改进天棚控制货车的动载荷在 0 ~1.5 Hz 范围的幅值较小,2.0 ~2.5 Hz 范围的幅值较大,其他频段范围内二者的幅值基本相同;在

表 8　综合性能方差分析表

Tab. 8　Variance analysis of integrated performance

变异来源	偏差平方和	自由度	方差估计值	F 比	显著性
A	0.362 404	2	0.181 202	33.97	高度显著
B	0.892 926	2	0.446 463	83.69	高度显著
C^{Δ}	0.000 655	2	0.000 327		无影响
D	0.252 688	2	0.126 344	23.68	高度显著
AB	0.312 783	4	0.078 196	14.66	高度显著
CD^{Δ}	0.033 392	4	0.008 348		无影响
误差 e	0.051 311	10	0.005 131		
误差 e^{Δ}	0.085 358	16	0.005 335		

注：$F_{0.05}(2,12)=3.89$，$F_{0.01}(2,12)=6.93$；$F_{0.05}(4,12)=3.26$，$F_{0.01}(4,12)=5.41$；“Δ”表示偏差平方和、自由度需重新计算的变异来源。

表 9　半主动与主动改进天棚控制悬架的应用效果比较

Tab. 9　Effect comparison between semi-active and active MSD control

路面等级	性能指标	半主动改进天棚控制货车	主动改进天棚控制货车
A	J	1.026	1.026
	$a_1/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.086	0.042
	$a_2/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.107	0.062
B	J	1.056	1.056
	$a_1/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.181	0.090
	$a_2/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.228	0.132
C	J	1.101	1.100
	$a_1/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.325	0.162
	$a_2/\mathrm{m\cdot s^{-2}}$	0.412	0.239

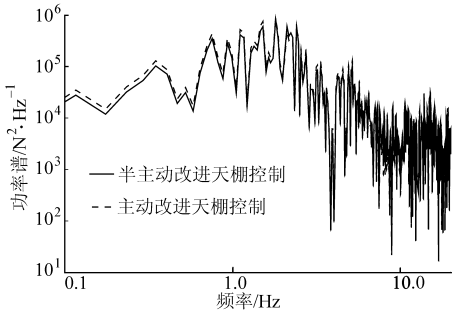

图 4　两种控制车辆的轮胎动载荷功率谱比较

Fig. 4　Dynamic tire force PSD of semi-active and active trucks

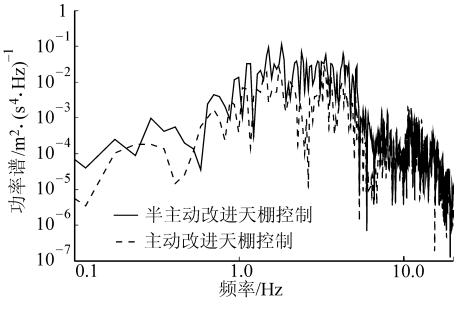

图 5　两种控制车辆的座椅垂直加速度功率谱比较

Fig. 5　Body vertical acceleration PSD of semi-active and active trucks

图 5 中，主动控制货车的座椅垂直加速度功率谱峰值比半主动控制货车降低了 72.2%，而两种车辆在非簧载质量固有频率附近的峰值均不明显，说明改进天棚控制可有效改善此频段的座椅垂直振动；同样，在图 6 中，主动控制货车的货物质心垂直加速度功率谱峰值比半主动控制货车降低了 81.2%，但两者的幅值在非簧载质量固有频率附近差别不大。B、A 级路面上的频域分析结果与上述结论类似，因此，改进天棚控制对于路面等级的变化具有较强的鲁棒性。

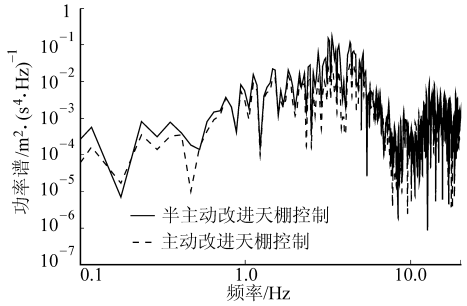

图 6　两种控制车辆的货物质心垂直加速度功率谱比较

Fig. 6　Goods centroid vertical acceleration PSD of semi-active and active trucks

尽管主动改进天棚控制货车的平顺性较为突出，但由于两种控制车辆的道路友好性相当，且主动悬架能耗大、成本高、安装复杂，不利于实际生产制造中采用，因此如果对于驾驶舒适性的要求并不苛刻，应选择半主动改进天棚控制减振器作为多轴重型货车悬架系统的减振元件。

5　结论

（1）通过将功能化虚拟样机、数字模型试验校验、自动控制技术有机耦合，对多轴重型货车悬架系统优化展开深入研究，形成了一套系统、完整的研究方法。

（2）相对于平衡悬架，合理匹配的驱动轴被动空气悬架可改善货车的道路友好性、平顺性。

（3）基于 ADAMS/Matlab 联合仿真实现了四轴重型货车虚拟样机转向轴、驱动轴悬架系统的半主动、主动改进天棚控制，并依据正交试验完成了仿真结果的极差、方差分析。研究表明，最优控制参数下的半主动、主动改进天棚控制货车不仅具有比被动空气悬架货车更小的轮胎动载荷、车辆垂直振动，而且对于路面等级的变化具有很强的鲁棒性。

（4）主动改进天棚控制货车的平顺性优于半主动改进天棚控制货车，但两者的道路友好性相当，综合考虑减振装置的性能、经济性及安装的简易性，应选择半主动改进天棚控制减振器作为多轴重型货车的减振元件。

参 考 文 献

1 Valasek M, Kortum W, Sika Z, et al. Development of semi-active road-friendly truck suspensions[J]. Control Engineering Practice, 1998,6(6): 735 ~ 744.

2 Massimo C, Mario M, Carlo N. Semi-active suspension control using 'fast' model-predictive techniques[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006,14(6):1 034 ~ 1 046.

3 Du H P, Sze K Y, Lam J. Semi-active H infinite control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3 ~ 5):981 ~ 996.

4 喻凡, 张勇超. 馈能型车辆主动悬架技术[J]. 农业机械学报, 2010,41(1):1 ~ 6.
Yu Fan, Zhang Yongchao. Technology of regenerative vehicle active suspensions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(1):1 ~ 6. (in Chinese)

5 Chen H Y, Huang S J. New model-free adaptive sliding controller for active suspension system[J]. International Journal of Systems Science, 2008,39(1):57 ~ 69.

6 GB/T 4970—2009 汽车平顺性试验方法[S].

7 Cole D J, Cebon D. Truck suspension design to minimize road damage[J]. Proc. IMech. E., Part D: Journal of Automobilt Engineering, 1996,210(2): 95 ~ 107.

8 Besinger F H, Cebon D, Cole D J. Force control of a semi-active damper[J]. Vehicle System Dynamics, 1995,24(9): 695 ~ 723.

9 Besinger F H. The performance of passive and semi-active suspensions for lorries[D]. Cambridge. UK: Cambridge University, 1992.

10 Dorling R J. Integrated control of road vehicle dynamic[D]. Cambridge. UK: Cambridge University, 1996.

11 Ieluzzi M, Urco P, Montiglio M. Development of a heavy truck semi-active suspension control[J]. Control Engineering Practice, 2006,14(3): 305 ~ 312.

12 陈一锴, 何杰, 李旭宏, 等. 基于模糊控制的重型货车空气悬架性能多目标优化[J]. 东南大学学报, 2008,38(2): 319 ~ 323.
Chen Yikai, He Jie, Li Xuhong, et al. Integrated performance optimum design of heavy truck air suspension based on fuzzy control[J]. Journal of Southeast University, 2008,38(2):319 ~ 323. (in Chinese)