

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.002

拖拉机前桥半主动悬架特性参数匹配与控制*

马然¹ 朱思洪² Do Minh Cuong²

(1. 江苏师范大学机电工程学院, 徐州 221116; 2. 南京农业大学工学院, 南京 210031)

摘要: 针对拖拉机减振性能差的问题,以定位阀输入电压与磁流变减振器励磁电流作为半主动悬架特性参数,进行了参数匹配台架试验。基于匹配试验结果,提出频域快速控制策略,采用 LabView 作为软件开发平台,以 PCI6024E 型数据采集卡为核心设计了半主动悬架控制系统,进行了试验验证。结果表明,定位阀输入电压与磁流变减振器励磁电流的合理匹配,可明显衰减悬架动态特性响应;所设计的半主动悬架控制系统能有效抑制簧载质量的垂向振动,改善拖拉机减振性能。

关键词: 拖拉机 半主动悬架 参数匹配 频域快速控制 LabView 台架试验

中图分类号: S219.032.4; U463.33⁺4.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)12-0006-05

Parameters Matching and Control of Tractor Front Axle Semi-active Suspension

Ma Ran¹ Zhu Sihong² Do Minh Cuong²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Jiangsu Normal University, Xuzhou 221116, China

2. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China)

Abstract: Aiming to the problem of poor tractor performance, the matching bench test of positioning valve input voltage and magnetorheological damper excitation current was done. Based on the matching test, a frequency adjust based control strategy was proposed. Using LabView as the software development platform and PCI6024E DAQ as the core, the semi-active suspension control system was established and validated. The results showed that the reasonable match of positioning valve input voltage and magnetorheological damper excitation current could significantly attenuate the suspension dynamic characteristic response. The semi-active suspension control system could effectively suppress the sprung mass vertical vibration, and improve the tractor performance.

Key words: Tractor Semi-active suspension Parameters matching Frequency adjust based control LabView Bench test

引言

拖拉机的高强度振动不仅会引起驾驶员不适,损害人体身心健康,降低工作效率,还会影响操纵稳定性和行驶安全性。悬架为应用最广泛的减振装置,传统悬架针对特定的工况设计,系统振动特性固定不变,限制了减振性能的进一步提高。刚度或阻尼可调的半主动悬架增大了参数调节范围,适应复

杂多变的行驶工况,提高了减振性能^[1-9]。

国外大型汽车制造厂家研制了随车辆行驶状态自适应改变悬架刚度和阻尼的半主动悬架系统,并在高档车上使用^[10-13]。国内学者用理论和试验的方法研究了不同弹性元件和阻尼元件组成的悬架系统对车身振动的影响,获得了有价值的研究结果^[14-16]。但到目前为止,拖拉机前桥半主动悬架的研究极少,刚度和阻尼同时可调式半主动悬架的研

收稿日期: 2012-10-25 修回日期: 2013-09-05

* 江苏省科技成果转化专项资金资助项目(BA2010055)

作者简介: 马然,讲师,博士,主要从事车辆振动及控制研究,E-mail: marandxx@eyou.com

通讯作者: 朱思洪,教授,博士生导师,主要从事车辆系统动力学及控制研究,E-mail: ZhuSihong@163.com

究还是空白。

本文针对拖拉机行驶工况复杂、振动强度大的特点,结合某轮式拖拉机,进行半主动悬架特性参数匹配台架试验,提出频域快速控制策略,设计控制系统,进行试验验证。

1 特性参数匹配

本试验研究定位阀输入电压与磁流变减振器励磁电流的不同组合下,悬架的响应位移、响应加速度和动载荷,以此为基础计算位移传递率、响应加速度均方根值和最大动载荷 3 个减振性能评价指标,确定参数在不同激励频率下的最佳匹配,为控制器的设计提供依据。

1.1 试验方案

选用 Firestone 1T15M-2 型膜式空气弹簧,空气弹簧与附加气室之间设置 Burkert 公司的 8802-G1/2 型定位阀,调节定位阀输入电压可实现带附加气室空气弹簧刚度可调,当空气弹簧承载约 1 400 kg 时,其刚度与定位阀输入电压的对应关系由前期试验获得(表 1);定位阀输入电压与阀门开度的对应关系由定位阀供应商提供(表 2)。将 2 个相同的自制磁流变减振器并联安装于空气弹簧两侧,调节磁流变减振器励磁电流,实现阻尼可调,磁流变减振器饱和电流约 1.6 A,其结构及力学特性可参照文献[17]。根据某轮式拖拉机前桥质量,在空气弹簧上加载金属配重 1 400 kg。结合新疆农一师垦区棉地深翻作业工况,拖拉机行驶速度为 6~12 km/h;只考虑路面激励对拖拉机振动的影响,仿真获得拖拉机前桥质心的垂向加速度,对加速度进行 20 Hz

低通滤波,并对其进行频谱分析,得到拖拉机振动频率集中在 0~5 Hz 范围内,共振点在 2 Hz 附近。本文将正弦波作为系统输入的典型工况之一,试验采用 1~8 Hz 下正弦激励(振幅 5 mm),激振频率的改变通过控制系统调节电磁调速电动机的转速来实现,1/4 悬架试验系统如图 1 所示。通过初测实验得出各参数敏感区域,确定各因素水平,见表 3。

表 1 空气弹簧刚度与定位阀输入电压对应关系

Tab.1 Relationship between effective stiffness of air spring and positioning valve input voltage

定位阀输入电压/V	0	2.3	3.0	4.0	4.6	5.4	6.0	7.0
空气弹簧刚度/ $\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	126	125	119	105	72	57	56	52

表 2 定位阀输入电压与阀门开度对应关系

Tab.2 Relationship between positioning valve input voltage and opening

定位阀输入电压/V	0	2.3	3.0	4.0	4.6	5.4	6.0	7.0
阀门开度/mm	0	3	4	5	6	7	8	9

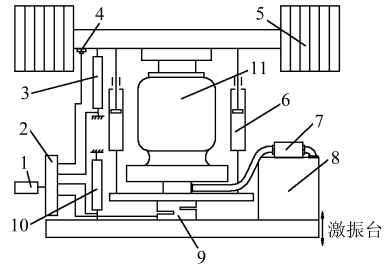


图 1 试验系统简图

Fig.1 Diagram of test system

1. 计算机
2. LMS 信号分析仪
3. 位移传感器
4. 加速度传感器
5. 簧载质量
6. 磁流变减振器
7. 定位阀
8. 附加气室
9. 拉压力传感器
10. 位移传感器
11. 空气弹簧

表 3 试验设计

Tab.3 Experimental design

因素	水平										
激励频率 f/Hz	0.6	0.8	1.0	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0
	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0		
定位阀输入电压 U/V	0	2.3	3.0	4.0	4.6	5.4	6.0	7.0			
减振器励磁电流 I/A	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.2	1.6				

1.2 结果分析

图 2 为不同参数组合下,得到的部分位移传递率幅频特性曲线。从图 2a 看出,当电压 U 小于 3 V 时,共振频率 f 为 1.6 Hz,当电压 U 增加到 4.6 V 以上时,共振频率降至 1.0 Hz,系统共振区为 1.0~2.2 Hz;共振区的位移传递率随定位阀输入电压的增加而减小,当电压 U 在 0~4.6 V 范围内逐渐增加时,共振区各频率点的位移传递率均降至最低,继续增大电压,位移传递率基本不变。从图 2b 看出,磁流变减振器励磁电流 I 由

0 增加到 0.6 A 过程中,位移传递率从 5.14 降到了 3.96,随电流继续增大,电流对振动的衰减作用减弱,当电流 I 增大到 1.6 A 时,共振点位移传递率只降低到 3.6。而在激励频率 f 小于 1.0 Hz 或大于 2.2 Hz 的非共振区,定位阀输入电压 U 与磁流变减振器励磁电流 I 对位移传递率基本无影响。对比图 2a 和图 2c 可知,当定位阀输入电压 U 在 3 V 以内时,增大磁流变减振器励磁电流 I 可明显衰减共振点的振动,且电压越小,励磁电流的作用越明显。

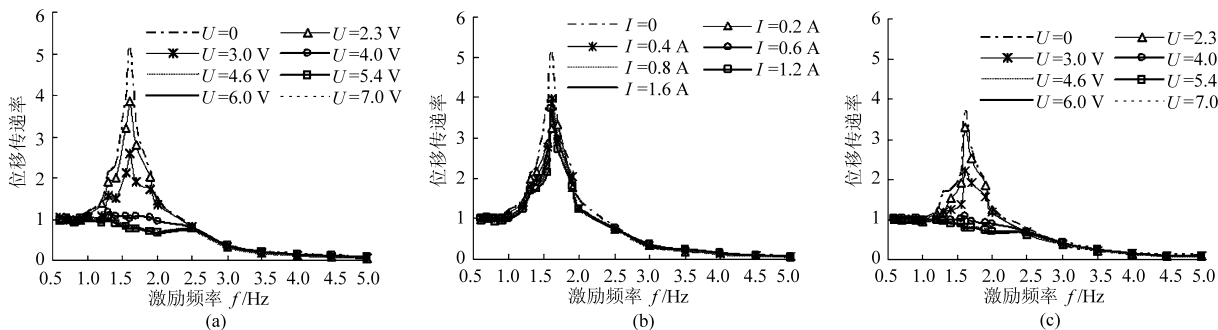


图2 位移传递率幅频特性曲线

Fig. 2 Displacement amplitude-frequency characteristic

(a) $I=0$ (b) $U=0$ (c) $I=1.6$ A

图3为不同参数组合下,测得的响应加速度均方根随激励频率的变化曲线。从图3a看出,共振区加速度均方根随定位阀输入电压的增加而减小,当电压 U 增加到4.6 V时,加速度均方根降至最小;当激励频率越过共振区,到达2.5 Hz以外的高频区

时,加速度均方根由起伏变化逐渐趋于平和,此时增大定位阀输入电压,系统阻尼比随之减小,导致加速度均方根有所增大。对比图3b和图3c看出,当定位阀输入电压 U 增大到3 V时,增大励磁电流,加速度均方根基本不变。

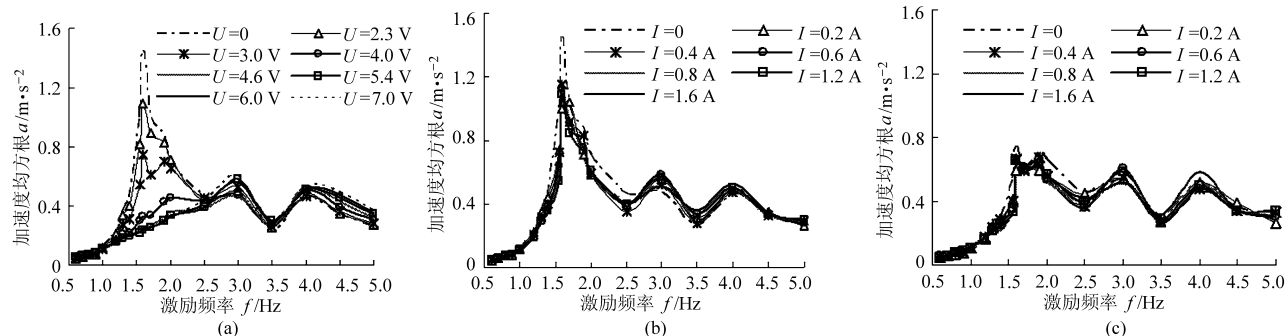


图3 响应加速度均方根

Fig. 3 Response acceleration root mean square value

(a) $I=0$ (b) $U=0$ (c) $U=3$ V

图4描述了共振点处最大动载荷与定位阀输入电压及减振器励磁电流的关系。从图4可以看出,定位阀输入电压较小时,系统响应加速度较大,最大动载荷也较大。随着定位阀输入电压的增大,共振点处的振动明显衰减,最大动载荷得到有效降低,当定位阀输入电压增大到4.6 V,磁流变减振器励磁电流为0.6 A时,最大动载荷降至最小。

2 频域快速控制策略

车辆在实际行驶过程中,路面不平度为主要激励,路面不平度时间功率谱密度为

$$G_q(f_1) = G_q(n_0) n_0^2 v / f_1^2 \quad (1)$$

其中

$$f_1 = vn$$

式中 n_0 ——参考空间频率,取 $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$

v ——车速 f_1 ——时间频率

$G_q(n_0)$ ——参考空间频率下的路面功率谱密度

对式(1)两端取对数后作图(图5)。由图5可知,短时间内,路面不平度功率谱密度的频带宽度远小于中心频率,为一窄带分布,路面激励频率集中在某一个频段内^[18-19],并随车速的增大向中高频推移。因此可通过调节悬架刚度,使悬架固有频率避开此频段,避免车身响应的功率谱密度在此频段上出现峰值,进一步调节悬架阻尼来衰减振动。本文对响应加速度时域信号作频谱分析,判断当前激励处于的频率段,结合匹配试验结果,提出频域快速控

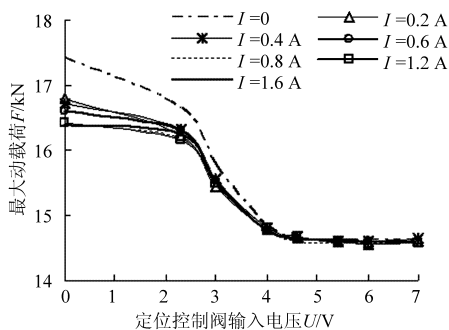


图4 最大动载荷

Fig. 4 The max dynamic load

制策略。其实现流程如图 6 所示。

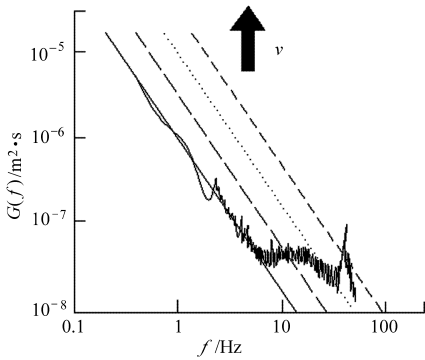


图 5 路面不平度功率谱密度

Fig. 5 Pavement displacement power spectral density

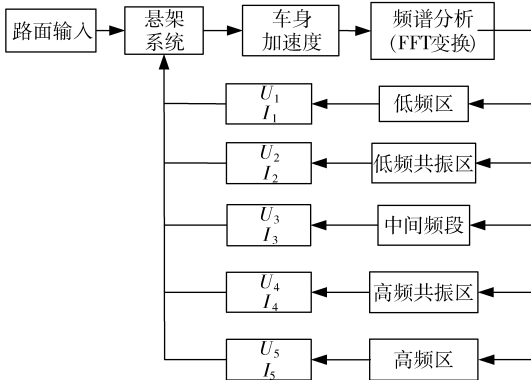


图 6 频域快速控制流程图

Fig. 6 Flow chart of frequency based control

3 控制研究

3.1 控制系统设计

控制系统结构如图 7 所示,其硬件主要为数据采集卡输出驱动模块。

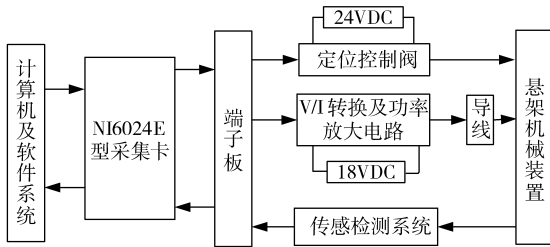


图 7 控制系统原理图

Fig. 7 Schematic of control system

应用图形化编程语言 LabView 编写控制程序,系统主程序界面如图 8 所示。主程序采用模块化结构,按功能建立子程序,其中频谱分析及控制子程序如图 9 和图 10 所示。

3.2 试验验证

为验证半主动悬架控制系统的有效性,进行了控制前、后对比试验。试验系统如图 11 所示,信号采集及控制信号的输出采用 NI6024E 型数据采集卡实现,试验结果如表 4 所示。

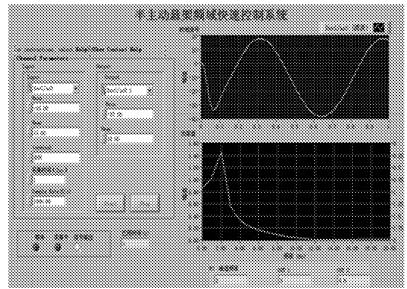


图 8 控制系统主界面

Fig. 8 Main interface of control system

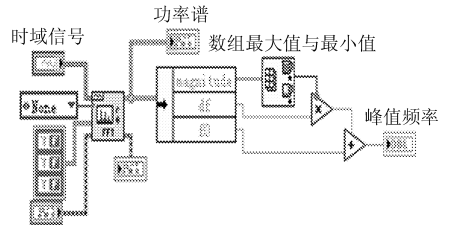


图 9 频谱分析子程序

Fig. 9 Spectrum analysis subprogram

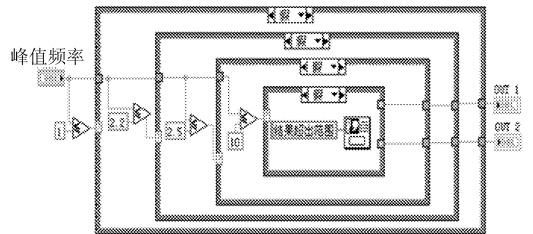


图 10 控制子程序

Fig. 10 Control subprogram

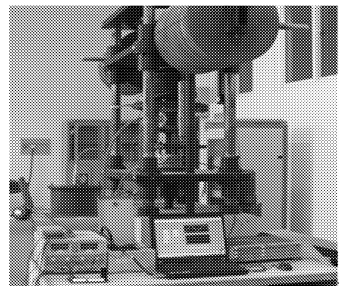


图 11 控制试验现场

Fig. 11 Scene of control test

由表 4 可知,在 1 ~ 2 Hz 的共振区域,半主动悬架使得各性能指标在任一频率点均得到有效降低,尤其在共振点 1.6 Hz 时,加速度均方根、位移传递率及动载荷的降低率分别达到 87%、84% 和 16%;对于共振区内其他频率点,越接近共振点,性能指标的降低率越大,在 1.2 Hz 与 1.7 Hz 的激励频率下,加速度均方根分别减小了 27%、73%,位移传递率分别减小了 31%、74%,最大动载荷减小了 2.5% 及 8%。

4 结论

(1) 针对拖拉机减振性能差的问题,以定位阀

表4 试验结果分析
Tab.4 Results of bench test

性能指标		激励频率/Hz							
		1.2	1.3	1.4	1.6	1.7	1.9	2.0	2.5
响应加速度均方根/ $m \cdot s^{-2}$	控制前	0.22	0.36	0.47	1.96	1.00	0.87	0.70	0.46
	控制后	0.16	0.18	0.20	0.25	0.27	0.32	0.36	0.43
位移传递率	控制前	1.45	2.12	2.32	5.14	3.24	2.18	1.46	0.71
	控制后	1.00	0.98	0.95	0.83	0.83	0.79	0.74	0.68
最大动载荷/kN	控制前	14.75	14.78	15.51	17.42	15.93	15.60	15.34	14.68
	控制后	14.38	14.48	14.43	14.66	14.64	14.78	14.77	15.18

输入电压与磁流变减振器励磁电流为半主动悬架特性参数,进行了拖拉机前桥半主动悬架系统参数匹配台架试验。结果表明,增大定位阀输入电压可减小系统共振频率,在1~2.2 Hz共振区,定位阀输入电压由0增大到4.6 V、磁流变减振器励磁电流由0增大到0.6 A,悬架位移传递率、响应加速度均方根及最大动载荷均降至最小;在2.2~2.5 Hz非共振

区,增大定位阀输入电压可降低响应加速度;越过2.5 Hz的高频区,悬架参数对系统响应均无明显影响。

(2) 基于匹配试验结果,提出了频域快速控制策略,设计了控制系统,试验验证了控制系统设计正确、合理,半主动悬架能有效抑制簧载质量垂向振动,改善拖拉机减振性能。

参 考 文 献

- Metered H, Bonello P, Oyadiji S O. The experimental identification of magnetorheological dampers and evaluation of their controllers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(4): 976~994.
- Spelta C, Previdi F, Savaresi S M, et al. Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine[J]. Mechatronics, 2009, 19(3): 410~421.
- Bajkowski J, Nachman J, Shillor M, et al. A model for a magnetorheological damper[J]. Mathematical and Computer Modelling, 2008, 48(1~2): 56~68.
- Goncalves F D, Ahmadian M, Carlson J D. Investigating the magnetorheological effect at high flow velocities[J]. Smart Materials and Structures, 2006, 15(1): 15~75.
- 汪若尘,陈龙,张孝良,等. 车辆半主动空气悬架系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(4):6~9,136. Wang Ruochen, Chen Long, Zhang Xiaoliang, et al. Design and test of semi-active air suspension system of vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4):6~9,136. (in Chinese)
- 陈杰平,冯武堂,郭万山,等. 整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(5):7~13,19. Chen Jieping, Feng Wutang, Guo Wanshan, et al. Whole vehicle magnetorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5):7~13,19. (in Chinese)
- 刘伟,刘大维,陈焕明,等. 基于联合仿真的半主动悬架车辆行驶平顺性研究[J]. 农业机械学报,2009,40(6):16~22. Liu Wei, Liu Dawei, Chen Huanming, et al. Ride comfort of MR-damper semi-active suspension systems based on co-simulations [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6):16~22. (in Chinese)
- 张立军,张天侠. 车辆非平稳行驶状态下的半主动悬架控制[J]. 振动与冲击,2010,29(6):189~193. Zhang Lijun, Zhang Tianxia. Semi-active control of vehicle suspension under nonstationary running condition [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(6):189~193. (in Chinese)
- 刘永强,杨绍普,申永军. 基于磁流变阻尼器的汽车悬架半主动相对控制[J]. 振动与冲击,2008,27(2):154~156,161. Liu Yongqiang, Yang Shaopu, Shen Yongjun. Semi-active relative control schemes for vehicle suspension using a magnetorheological damper[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(2):154~156,161. (in Chinese)
- Pietro C, Pietro O, Walter S. Vibration isolation and design of automotive test benches [J]. Engineering Structures, 2001, 23(8): 945~956.
- Gobbi M, Mastinu G. Analytical description and optimisation of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(3):457~481.
- Bouazara M, Richard M J, Rakheja S. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension[J]. Journal of Terramechanics, 2006,43(2):97~118.
- Uys P E, Els P S, Thoresson M. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds[J]. Journal of Terramechanics, 2007,44(2):163~175.

24. (in Chinese)
- 5 张孝良. 蓄能悬架系统及其试验[D]. 镇江:江苏大学, 2009.
Zhang Xiaoliang. Suspensions employing inerter and its bench test[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2009. (in Chinese)
- 6 陈龙, 张孝良, 江浩斌, 等. 基于机电系统相似性理论的蓄能悬架系统[J]. 中国机械工程, 2009, 20(10): 1 248 ~ 1 250.
Chen Long, Zhang Xiaoliang, Jiang Haobin, et al. Vehicle suspension system employing inerter based on electrical-mechanical analogy theory[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(10): 1 248 ~ 1 250. (in Chinese)
- 7 陈龙, 李德超, 周孔亢. 自适应模糊控制技术在半主动悬架控制中的应用[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 5 ~ 8.
Chen Long, Li Dechao, Zhou Kongkang. Application of adaptive fuzzy control in vehicle semi-active suspension system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 5 ~ 8. (in Chinese)
- 8 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]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 1 ~ 7.
Yan Tianyi, Yan Haijing, Hou Zhaomeng, et al. PSO-fuzzy-hybrid control strategy of semi-active suspensions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 1 ~ 7. (in Chinese)
- 9 于显利. 车辆主动悬架集成控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2010.
Yu Xianli. The research of integrated control strategy of the vehicle active suspension[D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- 10 王伟才, 王银燕. 基于 dSPACE 的涡轮增压器动态性能实时仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(15): 3 559 ~ 3 563.
- 11 Papageorgiou C, Smith M C. Positive real synthesis using matrix inequalities for mechanical networks: application to vehicle suspension[J]. IEEE Trans. Control System Technology, 2006, 14(3): 423 ~ 435.
- 12 江浩斌, 耿建涛, 张孝良, 等. 基于虚拟样机模型的车辆蓄能悬架联合仿真研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(10): 221 ~ 223.
Jiang Haobin, Geng Jiantao, Zhang Xiaoliang, et al. Study on co-simulation of vehicle suspension system employing inerter based on virtual prototype model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(10): 221 ~ 223. (in Chinese)
- 13 李川, 王时龙, 张贤明, 等. 一种含螺旋飞轮转换器的悬架的振动控制性能分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 96 ~ 100.
Li Chuan, Wang Shilong, Zhang Xianming, et al. Analysis on vibration control performance of a novel vehicle suspension with spiral flywheel motion transformer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(6): 96 ~ 100. (in Chinese)
- 14 张孝祖, 武鹏. 装有动力吸振器的汽车悬架性能分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2004, 25(5): 389 ~ 392.
- 15 孙鹏远. 基于 LMI 优化的主动悬架多目标控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2004.
Sun Pengyuan. Multi-objective control to active suspensions based on LMI optimization[D]. Changchun: Jilin University, 2004. (in Chinese)

(上接第 10 页)

- 14 汪若尘, 江浩斌, 张孝良, 等. 阻尼非线性半主动悬架的建模与控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 14 ~ 17.
Wang Ruochen, Jiang Haobin, Zhang Xiaoliang, et al. Modeling and control of semi-active suspension with nonlinear damping [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 14 ~ 17. (in Chinese)
- 15 王东亮, 管继富, 王文瑞. 半主动油气悬架系统模糊控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 23 ~ 26.
Wang Dongliang, Guan Jifu, Wang Wenrui. Fuzzy control system for semi-active hydro-pneumatic suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 23 ~ 26. (in Chinese)
- 16 江洪, 李坤, 周文涛, 等. ECAS 系统控制模式及控制策略[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12): 224 ~ 231.
Jiang Hong, Li Kun, Zhou Wentao, et al. Control mode and control strategy in ECAS system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(12): 224 ~ 231. (in Chinese)
- 17 马然, 朱思洪, 伊力达尔, 等. 拖拉机前悬架单出杆磁流变减振器研制[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 28 ~ 33.
Ma Ran, Zhu Sihong, Yi Lidaer, et al. Development of single outstretch pole magnetorheological damper on tractor front suspension[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(13): 28 ~ 33. (in Chinese)
- 18 郭晓璐, 余卓平, 黄宗益, 等. 频域快速调节半主动悬架—实用的改善汽车舒适性途径[J]. 上海汽车, 1998(11): 1 ~ 4.
- 19 汪若尘, 陈兵, 张孝良, 等. 车辆蓄能悬架系统仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 1 ~ 4.
Wang Ruochen, Chen Bing, Zhang Xiaoliang, et al. Simulation and experiment of vehicle inerter suspension system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 1 ~ 4. (in Chinese)