

基于位置和力反馈控制的电动静液式主动悬架的仿真

张培培^{1,2}, 余强¹, 雷良育², 赵相君², 周辰雨¹

1. 长安大学汽车学院, 西安 710064

2. 浙江农林大学工程学院; 浙江省木材科学与技术重点实验室, 杭州 311300

摘要 通过建立2自由度1/4车辆主动悬架模型和电动静液作动器模型, 综合机器人柔顺性控制中阻抗控制的优点, 分析其在液压式主动悬架的适用性, 将位置反馈和力反馈控制应用于液压式主动悬架系统。设计了采用模糊控制的位置反馈控制器和力反馈线性控制器, 并以阻抗控制跟踪车轮动载荷得到簧载质量位移修正量。利用 Matlab/Simulink 搭建 B 级路面和 0.1 m 凸起路面激励下的悬架系统模型。仿真结果表明, 相对于被动悬架, 其车身垂直加速度、悬架动挠度及车轮动载荷的均方根值均有所下降, 该控制策略能较好地提高车辆的行驶平顺性和操纵稳定性。

关键词 主动悬架; 电动静液作动器; 阻抗控制; 位置-力反馈控制

主动悬架可根据车辆行驶路面、工况和载荷等因素的改变, 主动调节作动器的控制力, 从而使悬架系统始终处于最佳减振状态, 有效解决了传统被动悬架所固有的车辆行驶平顺性和操纵稳定性之间矛盾问题, 成为现代车辆悬架系统发展方向之一^[1]。国内外学者对主动悬架控制策略进行了较多研究。基于位置反馈和力反馈控制理论常用于机器人控制领域, 实现机器人的位置控制和力控制。阻抗控制可以通过调整阻抗参数, 使位置和力满足某种理想的动态关系。由于阻抗控制对一些不确定性和干扰因素具有较强的鲁棒性, 在机器人的顺应性控制上得到了广泛应用^[2-3]。

主动悬架的主要控制元件作动器的作用力往往通过液压系统或气压系统来完成, 由于液压系统相对气压系统可以在较大的频率范围内改善车辆性能, 因此得到了广泛的应用。模糊控制^[4]、PID 控制^[5]、耗散控制^[6]及 LQG 控制^[7]等方法简单, 能够较好地改善车辆行驶平顺性, 但对车辆操纵稳定性的改善并不明显。本课题组研究了位置和力反馈控制在电动静液作动器主动悬架的应用, 在进行位置差的反馈控制时采用阻抗控制获得实时簧载质量的期望位移, 确定作动器的期望控制力, 然后使用线性的力控制器实现主动悬架目标动力学特性。

1 主动悬架模型的建立

1.1 路面输入模型

路面的不平度是影响悬架动力学特性主要因素之一。对路面的描述, 可以分为振动和冲击两个方面。振动来自于路面持续的小的不平整; 而冲击来自路面的突变(如凹凸路面), 其相对作用时间短, 强度大。对振动的描述, 常采用白噪声加以模拟; 对冲击的描述, 常采用阶跃、脉冲或正弦波来模拟实际凸起和凹坑^[8]。

在 Matlab/Simulink 环境下建立以下 2 种方案路面:

方案 1: 采用高斯白噪声模拟 B 级路面^[8], 行驶车速 10 m/s, 得到如图 1(a) 所示 B 级路面激励的时域信号。

方案 2: 采用正弦波信号输入模拟车辆在 $1 \text{ s} < t < 2 \text{ s}$ 进入 0.1 m 凸起路面, 图 1(b) 所示为 0.1 m 凸起路面激励时域信号。

1.2 1/4 车辆悬架简化模型

建立具有车身和车轮两自由度 1/4 车辆主动悬架模型, 如图 2 所示。 m_s 为簧载质量; m_u 为非簧载质量; C_s 、 k_s 分别为悬架系统的阻尼与刚度; k_r 为轮胎等效刚度; Z_s 、 Z_u 、 Z_r 分别为簧载质量位移、非簧载质量位移、路面激励位移; f 为作动器的实际控制力输入; f_d 为作动器的期望控制力。

收稿日期: 2015-07-13; 修回日期: 2015-11-19

基金项目: 浙江省教育厅科研项目(Y201327820)

作者简介: 张培培, 讲师, 研究方向为车辆系统动力学, 电子邮箱: zhangpeizj@126.com

引用格式: 张培培, 余强, 周辰雨. 基于位置和力反馈控制的电动静液式主动悬架的仿真[J]. 科技导报, 2016, 34(18): 287-292; doi: 10.3981/j.issn.1000-7857.2016.18.040

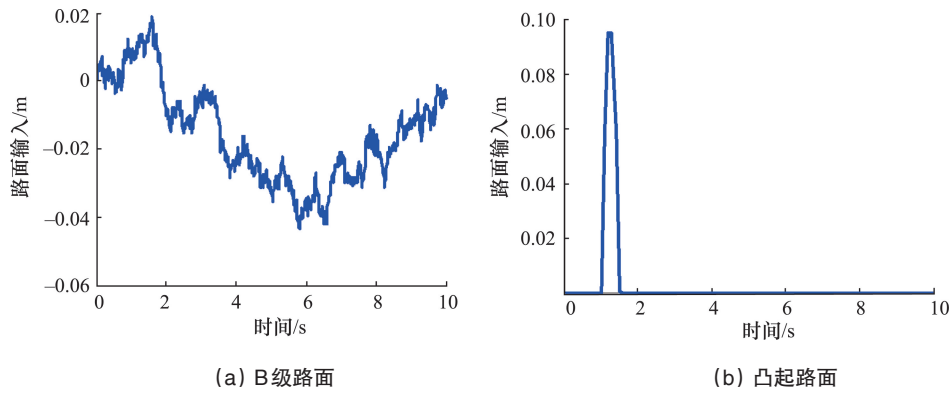


图1 路面输入时域信号
Fig. 1 Roads time-domain input signal

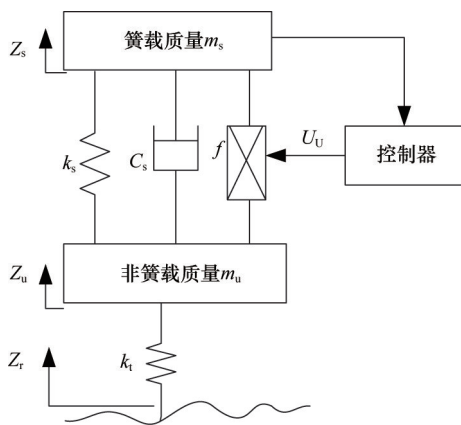


图2 1/4车辆主动悬架模型
Fig. 2 Quarter-car model of active suspension system

主动悬架的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s + C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + k_s(Z_s - Z_u) - f = 0 \\ m_u \ddot{Z}_u - C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - k_s(Z_s - Z_u) + f + k_t(Z_u - Z_r) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

作如下假设:在平衡位置附近为线性系统;车辆匀速行驶在路面上,且轮胎始终随动于地面;变量 Z_s 、 Z_u 、 Z_r 为静平衡位置的测量值;车身为刚体;忽略轮胎阻尼,轮胎简化为线性弹簧;悬架弹簧刚度为线性,因此车轮动载荷 f_{dir} 为:

$$f_{dir} = k_t(Z_r - Z_u) \quad (2)$$

电动静液作动器主要由双向定量液压泵、液压缸、电动机和控制器等组成^[9],如图3所示,电动机与液压泵同轴,改变电动机的转速就可以实现液压泵输出流量改变。 Q_L 为液压泵的供给流量; p_2 、 p_1 分别为液压缸上、下腔的压力, $p_L = p_2 - p_1$ 为活塞两侧压差。考虑油液的漏损、可压缩性,液压缸的流量方程为^[10]:

$$\frac{V_1}{4E} \dot{p}_L = Q_L - A \dot{y}_p - C_l p_L \quad (3)$$

液压缸的动力学方程为^[10]:

$$\dot{f} = A \dot{p}_L = E_1 A Q_L - E_1 A^2 \dot{y}_p - E_3 f \quad (4)$$

式中, A 为液压缸工作面积; E 为液体的有效体积弹性模量,

$E_1 = \frac{4E}{V_1}$, V_1 为液压缸的总压缩容积; $y_p = Z_s - Z_u$ 为活塞位移; C_l 为由于活塞与缸壁之间的缝隙产生的泄露系数。

液压泵的流量 Q_L 与控制器的输出电压 U_u 有关,可以通过下面的线性方程得出:

$$Q_L = k_u U_u \quad (5)$$

式中, k_u 为比例增益。

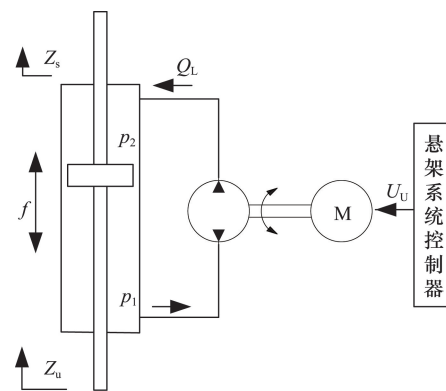


图3 电动静液作动器
Fig. 3 Electro-hydrostatic actuator system

2 主动悬架控制系统

采用力和位置偏差的动态关系来实现对悬架系统的控制。图4为主动悬架控制结构图,力控制器、位置控制器以及为实现位置跟踪的阻抗控制^[11]。作动器采用电动静液作动

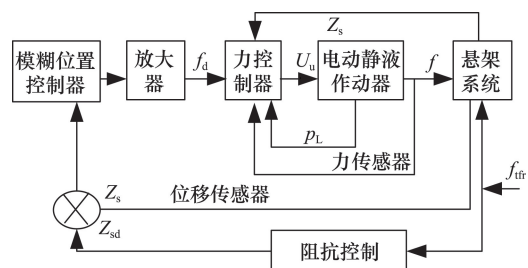


图4 主动悬架系统整体控制结构
Fig. 4 Control structure of active suspension system

器, 液压回路虽具有可靠、精确、灵活及很高的功率-质量比等优点^[12], 但由于液压系统的非线性因素以及液压缸的作动力与车身运动相关, 必然增大系统的误差, 因此力控制器采用线性反馈控制以期提高系统精度。为实现力的跟踪, 设计了位置控制器, 位置控制器的输出是期望的电动静液作动器控制力 f_d 。为实现位置跟踪, 将阻抗控制跟踪车轮动载荷获得的簧载质量位置修正量 Z_{sd} 与簧载质量位置传感器获得实际簧载质量位置 Z_s 作为位置控制器的输入信号采用模糊位置控制, 从而实现系统控制。

2.1 位置控制

2.1.1 阻抗控制

根据轮胎的实际动载荷以及目标阻抗参数, 通过外环的阻抗控制产生位置修正量, 从而实现悬架系统由阻抗参数确定的系统动力学特性, 位置阻抗控制模型:

$$f_{ir} = M_d \ddot{Z}_{sd} + C_d \dot{Z}_{sd} + K_d Z_{sd} \quad (6)$$

式中, Z_{sd} 为簧载质量的期望位移; M_d 为理想目标惯性矩阵; C_d 为理想目标阻尼矩阵; K_d 为理想目标刚度矩阵。

2.1.2 目标阻抗参数对悬架性能的影响

主动悬架系统的最优控制目标是使车辆获得良好的行驶平顺性和操纵稳定性, 行驶平顺性反映在物理上就是尽可能减低车身垂直加速度 \ddot{Z}_s , 操纵稳定性反映在良好的轮胎抓地性及较小的车轮动载荷 f_{ir} 。由式(6)可以看出, 通过阻抗控制选取合适的阻抗参数可以实现理想的轮胎动载荷。

阻抗控制参数可以根据系统任务恰当地选择, 对式(6)进行拉普拉斯变换

$$F_{ir}(s) = Z_{sd}(s)(M_d s^2 + C_d s + K_d) \quad (7)$$

式中, $F_{ir}(s)$ 、 $Z_{sd}(s)$ 分别为 f_{ir} 、 Z_{sd} 的拉普拉斯变换; $s^2 Z_{sd}(s)$ 为簧载质量垂直加速度的拉普拉斯变换。根据式(7), 可以得出车轮动载荷与车身垂直加速度之间的传递函数模型:

$$H(s) = \frac{F_{ir}(s)}{s^2 Z_{sd}(s)} = \frac{M_d s^2 + C_d s + K_d}{s^2} \quad (8)$$

在频域内:

$$|H(j\omega)| = \frac{1}{\omega^2} [(M_d \omega^2 - K_d)^2 + C_d^2 \omega^2]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

式(9)表明了车身垂直加速度、车轮动载荷与阻抗参数之间的关系, 即车辆行驶平顺性和操纵稳定性之间的相关性。为了获得良好的行驶平顺性, 阻抗参数选取应满足 $|H(j\omega)|$ 尽量大。根据系统稳态效果和系统的动态响应情况,

对于单自由度情况, 目标阻抗参数方程固有频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{K_d}{M_d}}$;

当 ω_n 非常小时, 簧载质量加速度频率 ω 将会远离 ω_n , 车身就不会由于车轮的动载荷引起共振。同时 K_d 应尽量小, 以保持车轮与地面合适的接触力; C_d 要足够大以保证过渡状态的稳定性^[13]。根据方程(9), 当 $\omega \neq 0$, $K_d < M_d \omega^2$ 时, M_d 应尽可能大, 这样 $|H_1(j\omega)|$ 将会明显增大; 当 $\omega = 0$ 时, 对于 $\forall f_{ir}$ 都有 $|H_1(j\omega)| = \infty$, 因此合理的选择目标阻抗参数 M_d 、 C_d 、 K_d 可同

时获得较理想的车辆行驶平顺性与操纵稳定性。

2.1.3 模糊位置控制器

位置控制器跟踪簧载质量位置修正量。因为模糊控制器设计简单, 同时具有良好的快速性和鲁棒性, 本研究运用模糊逻辑推理实时在线调整控制力, 以期达到快速跟踪车身位置修正量的目的。车身位移误差 e 及其变化率 eu 为控制系统的输入, U 为模糊推理的输出。从而确定期望控制力 F_d :

$$F_d = K_l U(K_e e, K_{eu} eu) \quad (10)$$

e 、 eu 以及 U 变化范围模糊集上的论域均为 $[-1, 1]$, e 、 eu 的模糊子集均为{PB(负大), PS(负小), Z(零), NS(正小), NB(正大)}, U 的模糊子集为{PB(负大), PM(负中)、PS(负小), Z(零), NS(正小), NM(正中)、NB(正大)}。采用三角形隶属度函数, Mamdani控制规则, 重心法的反模糊化方法, 在 Matlab 中建立模糊控制规则, 如表 1 所示形成 25 条控制规则。

表 1 模糊控制规则表
Table 1 Fuzzy control rules

U	eu				
	PB	PS	Z	NS	NB
PB	PB	PM	PS	PM	Z
PS	PM	PS	Z	PS	NS
e Z	PM	Z	Z	Z	NM
NS	PS	NS	Z	NS	NM
NB	Z	NM	NS	NM	NB

2.2 力控制

根据公式(4)可得:

$$Q_l = \frac{1}{E_1 A} \dot{f} + A(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \frac{C_l}{A} f \quad (11)$$

将 \dot{f} 作为新的控制输入, 为了接近期望控制力 f_d , 采用线性反馈控制方法:

$$\dot{f} - \dot{f}_d = k_p (f_d - f) \quad (12)$$

$$\dot{e}_1 + k_p e_1 = 0 \quad (13)$$

式中 k_p 为比例系数, $e_1 = f_d - f$ 为力误差。当时间 $t \rightarrow \infty$, 控制力 f 接近期望控制力 f_d 。

将式(12)带入式(11), 可得:

$$Q_l = \frac{1}{E_1 A} \dot{f}_d + \frac{k_p}{E_1 A} f_d + A(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \left(\frac{C_l}{A} - \frac{k_p}{E_1 A}\right) f \quad (14)$$

得出作动器的力控制结构, 如图 5 所示。

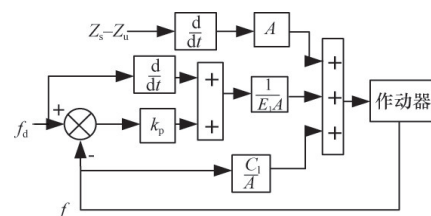


图 5 力控制结构

Fig. 5 Force control structure

3 仿真实验分析

根据上述主动悬架位置反馈和力反馈控制作动器的设计,搭建仿真模块并在 Matlab/Simulink 环境下进行悬架系统的仿真验证,系统主要仿真参数为 $m_s=360$ kg, $m_u=40$ kg, $k_s=2 \times 10^4$ N/m, $C_s=1000$ N·s/m, $k_t=2 \times 10^5$ N/m, $E_1=4.515 \times 10^{13}$ N/m², $E_1 C_1=1$ s⁻¹, $A=3.35 \times 10^{-4}$ m², $p_s=10.3425$ MPa。

被动悬架模型和力-位移反馈控制主动悬架模型分别历经 B 级路面激励输入(图 1(a))和 0.1 m 凸起路面激励输入(图 1(b)),连续仿真步长为 0.001,仿真时间设为 10 s。仿真后,可得到被动悬架与主动悬架车身垂直加速度的对比时域曲线(图 6),悬架动挠度的对比时域曲线(图 7)及车轮动载荷的时域曲线(图 8),各评价指标的均方根值如表 2 所示。

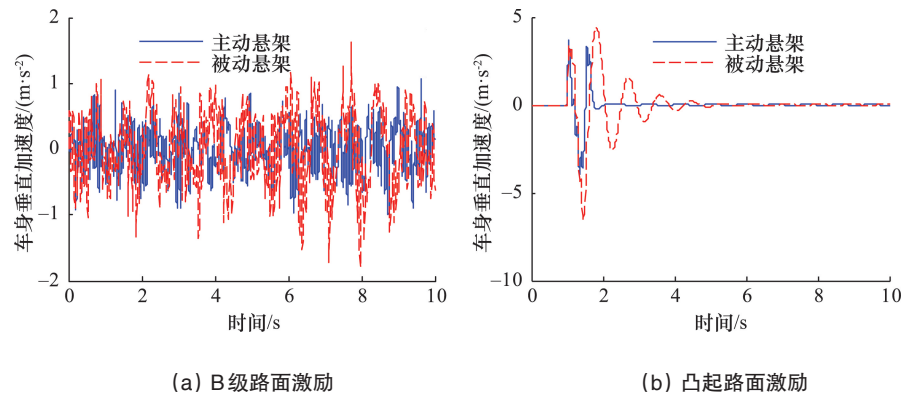


图 6 车身垂直加速度
Fig. 6 Body acceleration

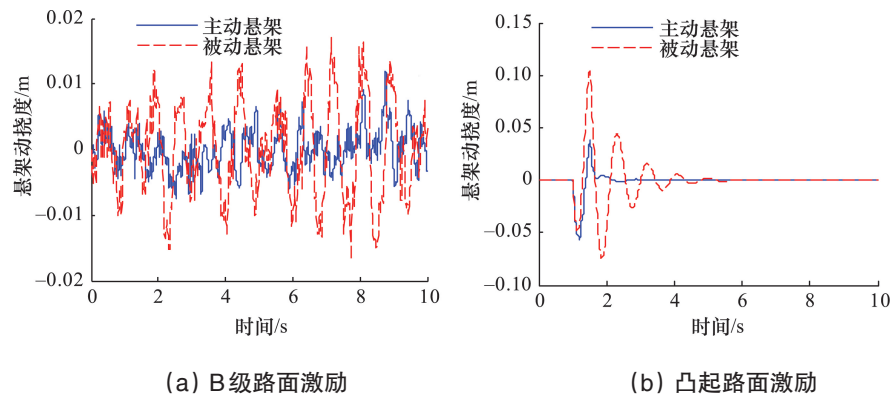


图 7 悬架动挠度
Fig. 7 Suspension deflection

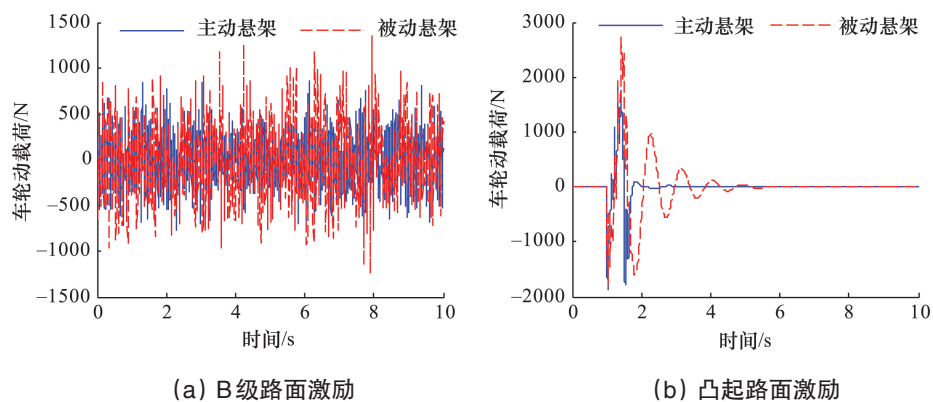


图 8 车轮动载荷
Fig. 8 Tire dynamic load

表2 被动悬架和主动悬架评价指标均方根值对比

Table 2 Comparing RMS values of evaluating indicators between passive suspension and active suspension

	车身垂直加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)		悬架动挠度/m		车轮动载荷/N	
	B级路面	0.1 m凸起路面	B级路面	0.1 m凸起路面	B级路面	0.1 m凸起路面
被动悬架	0.5516	1.2020	0.007128	0.01992	409.1	446.8
主动悬架	0.3756	0.6097	0.003233	0.008551	285.1	262.9
下降比率/%	31.91	49.28	54.64	57.07	30.31	41.20

与被动悬架相比,主动悬架采用位置-力反馈控制后,遇到B级路面和0.1 m凸起路面车身垂直加速度的峰值、悬架动挠度峰值及车轮动载荷的峰值都有所下降,同时凸起路面激励下波形震荡次数明显减少且快速趋于稳定。从图6~图8及表2中看出,B级路面激励下主动悬架与被动悬架相比,车身垂直加速度、悬架动挠度和车轮动载荷的均方根值下降明显,分别下降了31.91%、54.64%和30.31%;而在0.1 m凸起路面激励时,车身垂直加速度、悬架动挠度和车轮动载荷的均方根值下降更明显,分别下降了49.28%、57.07%和41.20%,说明本研究的控制方法在改善车辆平顺性的同时也提高了车辆操纵稳定性,不仅适用于B级路面,且在凸起路面上具有更好的适用性。

4 结论

1) 在考虑液压作动器非线性力学特性的前提下,提出了电动静液式主动悬架系统位置-力反馈控制的多闭环控制策略;设计了模糊位置控制器和线性力控制器,并设计了阻抗控制跟踪车轮动载荷进行簧载质量位置修正。

2) 利用Matlab/Simulink搭建的悬架模型,分别进行了B级路面和凸起路面激励输入的仿真试验。结果表明:所设计的电动静液式主动悬架控制方法简单,相对被动悬架,两种路面激励下车身垂直加速度、悬架动挠度及车轮动载荷等下降都较明显,从而有效提高了车辆的行驶平顺性和操纵稳定性,且具有良好的道路适用性。

参考文献(References)

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
Yu Zhisheng. Automotive theory[M]. Beijing: China Machine Press, 2009.
- [2] 马小良. 基于自适应阻抗控制的并联机器人柔顺控制研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2009.
Ma Xiaoliang. Research on compliant control of parallel manipulator based on adaptive impedance control[D]. Harbin: School of mechatronics engineering, Harbin Institute of Technology, 2009.
- [3] 李昌, 叶正茂, 黄其涛. 基于阻抗控制的阀控缸系统动态特性分析[J]. 机械设计与制造, 2012(4): 201-203.
Li Chang, Ye Zhengmao, Huang Qitao. Dynamic properties analysis for valve controlled cylinder based on impedance control[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(4): 201-203.
- [4] 陈龙, 汪若尘, 江浩斌, 等. 车辆半主动悬架系统的设计与试验研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 58-61.
Chen Long, Wang Ruochen, Jiang Haobin, et al. Design and experiment of semi-active suspension system for vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(8): 58-61.
- [5] 寇发荣. 车辆EHA主动悬架PID控制的试验研究[J]. 机床与液压, 2009, 37(4): 94-96.
Kou Farong. The experimental study on vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(4): 94-96.
- [6] 于显利, 刘顺安, 刘佳琳. 车辆主动悬架耗散静态输出反馈控制器的设计[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(2): 76-79.
Yu Xianli, Liu Shun'an, Liu Jialin. Design of dissipative static output feedback controller for active suspension of vehicles[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(2): 76-79.
- [7] 兰波, 喻凡. 车辆主动悬架LQG控制器的设计与仿真分析[J]. 农业机械学报, 2004, 35(1): 13-17.
Lan Bo, Yu Fan. Design and simulation analysis of LQG controller of active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2004, 35(1): 13-17.
- [8] 朱华. 车辆半主动悬架联合仿真研究[J]. 机械设计与制造, 2010(12): 200-202.
Zhu Hua. Co-simulation research on vehicle semi-active suspension[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(12): 200-202.
- [9] 季新杰, 李声晋, 芦刚, 等. 新型电动静液作动器主动悬架模糊PID控制[J]. 汽车工程, 2008, 30(5): 437-440.
Ji Xinjie, Li Shengjin, Lu Gang, et al. Fuzzy-PID control for new vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(5): 437-440.
- [10] Alleyne A, Liu R. On the limitations of force tracking control for hydraulic servosystems[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1999, 121(2): 184-190.
- [11] Fateh M M, Alavi S S. Impedance control of an active suspension system[J]. Mechatronics, 2009 (19): 134-140.
- [12] Katsuhiko Ogata. 现代控制工程[M]. 卢伯英, 佟明安, 译. 北京: 电子工业出版社, 2012.
Katsuhiko Ogata. Modern control engineering[M]. Lu Boying, Tong Ming'an, trans. Beijing: Electronics Industry Press, 2012.
- [13] Surdilović D. Synthesis of impedance control laws at higher control levels: Algorithms and experiments [C]//Proceedings of Robotics and Automation, 1998. Leuven: IEEE, 1998: 213-218.

Simulation study on position and force feedback control for active suspension system with electro-hydrostatic actuator

ZHANG Peipei^{1,2}, YU Qiang¹, LEI Liangyu², ZHAO Xiangjun², ZHOU Chenyu¹

1. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, China

2. School of Engineering, Zhejiang Agriculture and Forestry University; Key Laboratory of Wood Science and Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 311300, China

Abstract This paper discusses a multi-closed loop control strategy for an active suspension system of a quarter car model operated by an electro-hydrostatic actuator to trade-off between vehicle handling stability and passenger comfort. In order to provide a desirable dynamic behavior of hydraulic active suspension, the closed loop control strategy using fuzzy position feedback controller and linearization force feedback controller and referring to robot compliant control is proposed. The fuzzy position controller is to track a desired body displacement given by the impedance control and the linearization force controller to track a desired force. By using Matlab/Simulink, a vehicle model of suspension system for B road with 0.1 m hump road disturbance is simulated. The result shows that the root mean square values (RMS) of body vertical acceleration, suspension dynamic deflection and tire dynamic load of the active suspension system have been reduced compared to the passive suspension, greatly improving the vehicle handling stability and passenger comfort .

Keywords active suspension; electro-hydrostatic actuator; impedance control; position and force feedback control

(编辑 傅雪)