

车辆 SAS/EPS 集成控制系统满意优化研究*

杨晓峰 汪若尘 孟祥鹏 施德华 陈龙

(江苏大学汽车工程研究院, 镇江 212013)

摘要: 基于满意优化理论,建立了半主动悬架与电动助力转向集成控制系统的数学模型,提出了半主动悬架与电动助力转向集成控制系统满意优化策略,设计了半主动悬架与电动助力转向集成控制系统及实车道路试验系统。在仿真的基础上,进行了半主动悬架与电动助力转向集成控制系统实车道路试验,分析了半主动悬架与电动助力转向集成控制系统对车辆动态性能的影响,计算和试验结果基本吻合,前悬架动挠度的峰值和标准差分别降低了 14.00% 和 14.56%,意味着悬架对车身的冲击变小;而轮胎动位移峰值降低了 11.34%,轮胎接地性能提高;横摆角速度和侧倾角峰值分别降低 13.60% 和 14.41%,标准差分别降低 15.80% 和 16.08%,提高了汽车的操纵稳定性。

关键词: 半主动悬架 电动助力转向 集成控制 满意优化 试验

中图分类号: U463.33+5.1; TP273+.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0013-06

引言

悬架和转向系统是车辆底盘的两个重要组成部分,半主动悬架(SAS)和电动助力转向(EPS)是车辆底盘新技术的两个重要分支,与车辆的行驶平顺性、安全性、操纵稳定性等诸多性能有关^[1-3]。近年来,SAS与EPS集成控制已成为研究的热点^[4-6]。对于SAS与EPS集成问题,由于系统的复杂性,采用单个系统控制方法研究,无法使得系统每个指标都达到最优。大量的研究资料表明,车身的运动特性之间是相互影响、相互协调的,因此,在进行SAS与EPS集成系统研究时,应从系统的角度来协调集成系统之间各参数的耦合问题,采用优化设计和控制设计的逻辑综合来解决集成系统的协调问题。

优化设计是将最优化原理和计算技术应用于设计领域,为工程设计提供了一种重要的科学设计方法。然而,随着科学技术的不断发展以及人们对自然科学和对自身处理问题过程本质认识的不断深入,人们发现传统的优化理论和优化技术在求解工程问题时困难重重。早期曾有人提出满意准则,后来有些学者提出了满意度、满意解等概念^[7-10],满意理论逐渐受到多个领域的关注,比较典型的就是优化、控制、管理、决策、资源分配、任务调度等。

本文建立车辆SAS与EPS集成控制系统的数学模型,分析SAS与EPS集成控制系统对车辆动态

性能的影响,提出一种SAS与EPS集成控制系统满意优化策略,设计SAS与EPS集成控制系统及试验系统,在仿真的基础上,进行实车道路试验。

1 SAS与EPS集成控制系统模型

从转向系统和悬架系统的相互影响出发,分析轮胎与路面的相互作用关系,轮胎对悬架和转向系的影响与整车性能的关系,建立在纵向、侧向力联合作用下的整车动力学模型^[11],如图1所示。

图中, δ_1 、 $\dot{\delta}_1$ 为转向小齿轮转角、角速度, β 为质心侧偏角, w_r 为横摆角速度, θ 、 $\dot{\theta}$ 为车身俯仰角、车身俯仰角速度, ϕ 、 $\dot{\phi}$ 为车身侧倾角、车身侧倾角速度, T_m 为电动机作用于小齿轮的助力扭矩, T_r 为路面作用于轮胎等效至转向柱的力矩, θ_h 为转向盘转角, θ_m 为电动机转速, J_p 为折算到小齿轮上的总惯性矩, K_s 为传感器扭矩刚度, f_i 为悬架控制力, z_s 、 \dot{z}_s 为车身垂直位移、车身垂直速度, z_{2i} 为悬挂质量垂直位移, z_{1i} 、 \dot{z}_{1i} 为非悬挂质量垂直位移、垂直速度, z_{0i} 、 \dot{z}_{0i} 为轮胎位移、轮胎垂直速度。

综合所建立的整车半主动悬架模型和EPS模型,取系统状态变量

$$\mathbf{X} = (\delta_1, \dot{\delta}_1, \beta, w_r, \theta, \dot{\theta}, \phi, \dot{\phi}, z_s - z_{21}, \dot{z}_s, z_{11}, \dot{z}_{11}, z_{12}, \dot{z}_{12}, z_{13}, \dot{z}_{13}, z_{14}, \dot{z}_{14}, z_{21} - z_{11}, z_{02}, z_{03}, z_{04}) \quad (1)$$

收稿日期: 2013-05-28 修回日期: 2013-09-01

* 国家自然科学基金资助项目(50905078)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2012714)、江苏省333工程资助项目和江苏省六大人才高峰和江苏省青蓝工程资助项目

作者简介: 杨晓峰, 讲师, 博士, 主要从事车辆动态性能模拟与控制研究, E-mail: yangxf18@ujs.edu.cn

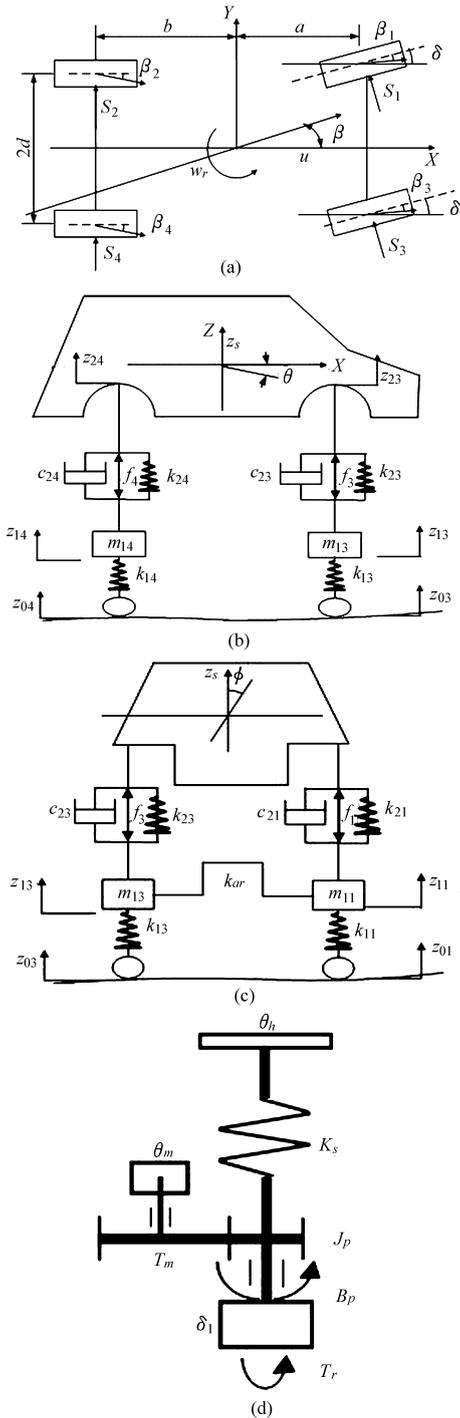


图1 SAS与EPS集成系统模型

Fig. 1 Model of SAS and EPS integrated system

(a) 俯视图 (b) 侧视图 (c) 前视图 (d) EPS模型图

系统输入变量

$$U_1 = (f_1, f_2, f_3, f_4, T_m)^T \quad (2)$$

$$U_2 = (\dot{z}_{01}, \dot{z}_{02}, \dot{z}_{03}, \dot{z}_{04}, \theta_h)^T \quad (3)$$

可得整车系统状态空间方程

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + B[U_1(t) \quad U_2(t)]^T \\ Y(t) = CX(t) \end{cases} \quad (4)$$

式中 A ——状态矩阵 B ——输入矩阵
 C ——输出矩阵,采用22阶的单位矩阵^[12]

2 SAS与EPS集成控制系统满意优化

满意优化方法是相对于最优化问题提出的,它是在人类智能准则的基础上形成的,是对优化理论的扩充或调整,以满意代替最优化,以满意解为输出的一类优化方法^[13]。与传统的优化算法相比较,满意优化具有在巨大搜索空间中迅速找到满意解的能力,而且得到的满意解误差较小,并对一些复杂程度较大的优化问题有较好的满意优化效果。

基于上述满意优化理论,SAS和EPS集成控制系统满意求解过程如图2。

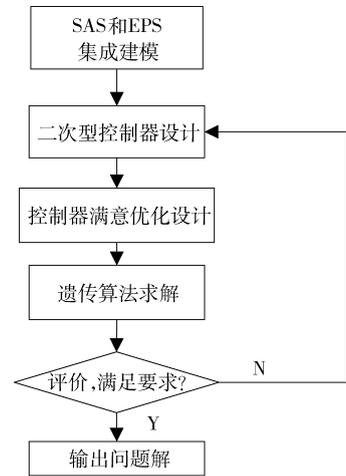


图2 SAS和EPS集成系统满意优化流程图

Fig. 2 Flow chart of SAS and EPS integrated system satisfactory optimization

二次型控制器设计参考文献[14],设计的SAS和EPS集成控制系统的满意优化模型为

$$\begin{cases} q = [q_4 \quad q_6 \quad \dots \quad q_{20}] \in QR, QR \in \mathbf{R}^{n+r} \\ J = [J_1 \quad J_2 \quad \dots \quad J_6] \in Pk \\ J_i = J_i(q) \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \\ F_i(q) = [J_1(q) \quad J_2(q) \quad \dots \quad J_6(q)] \quad (5) \\ s_i = g(p_i) \in [0, 1] \\ S_i = g(F_i(q)) = w_i J_i \in [0, 1]^h \\ sw_i = \varphi(S_i) \end{cases}$$

式中, q 为满意度, q_4, q_6, \dots, q_{20} 分别与横摆角速度、俯仰角加速度、侧倾角、前悬架扰动度、车身垂直加速和前轮胎动位移相对应, $Q = \text{diag}(q_1, q_2, \dots, q_n)$, $R = \text{diag}(r_1, r_2, \dots, r_m)$ 。

综合考虑车辆操纵稳定性、行驶平顺性及转向轻便性,优化设计满意度函数应用加权组合法,将多项评价指标组成一个考虑因素比较全面的表征主动悬架与电动助力转向集成系统性能的综合评价指标,作为集成系统的综合满意度函数,其表达式为

$$s = \varphi(s_1, s_2, \dots, s_6) = \sqrt{\frac{\omega_1 J_1^2 + \omega_2 J_2^2 + \omega_3 J_3^2 + \omega_4 J_4^2 + \omega_5 J_5^2 + \omega_6 J_6^2}{\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 + \omega_4 + \omega_5 + \omega_6}} \quad (6)$$

式中, J_1, J_2, \dots, J_6 分别为车身横摆角速度总方差、侧倾角总方差、车身俯仰角速度总方差、车身质心加速度总方差、悬架动行程总方差及车轮动载荷总方差; $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_6$ 分别为各参数的满意优化权值。

最后采用遗传算法实现满意解迭代过程^[15]。

3 系统动态性能仿真分析

仿真时假设车辆以速度 20 m/s 驶过不平度系数为 $G_q(n_0) = 2.56 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{cycle}$ 的路面, 转向盘在零时刻的转角阶跃输入为 60° 。仿真参数如表 1, 仿真结果如图 3 及表 2。

表 1 集成系统结构参数

Tab. 1 Structure parameters of integrated system

参数	数值
整车质量 m_s/kg	900
最大总质量 m/kg	1 330
非簧载质量(前/后) $m_{11}, m_{12}/\text{kg}$	35/33
前悬架刚度 $k_{21}, k_{22}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	16 000
后悬架刚度 $k_{23}, k_{24}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	13 000
前悬架阻尼 $c_{21}, c_{22}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 100
后悬架阻尼 $c_{23}, c_{24}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 300
横向稳定杆角刚度 $k_{af}, k_{ar}/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	6 695
1/2 轮距 d/m	0.680
前轮到质心位移 a/mm	1 360
后轮到质心位移 b/mm	1 355
前轮侧偏刚度 $k_{f1}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	35 000
后轮侧偏刚度 $k_{r1}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	35 000
轮胎刚度 $k_{t1}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	159 000
整车绕重心 Z 轴转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 591.2
悬架上质量绕 X 轴的转动惯量 $I_x/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	293
悬架上质量绕 Y 轴的转动惯量 $I_y/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 074
前轮侧倾转向系数 E_f	-0.114
后轮侧倾转向系数 E_r	0
轮胎拖距 e/m	0.03
扭矩传感器的刚度 $K_s/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	90
方向盘的阻尼系数 $B_p/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.261
电动机电枢电阻 R/Ω	0.1
电动机的反电动势常数 $K_b/(\text{V} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.02
电动机转矩系数 $K_a/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	0.02
总传动比 N_2	20

由图 3 及表 2 可知, 满意优化后的前悬架动挠度的峰值和标准差分别降低了 14.00% 和 14.56%; 轮胎动位移峰值降低了 11.34%; 横摆角速度和侧倾角的峰值分别降低了 13.60% 和 14.41%, 标准差分别降低了 15.80% 和 16.08%, 以上结果说明基于满意优化理论的 SAS 与 EPS 集成控制系统提高了

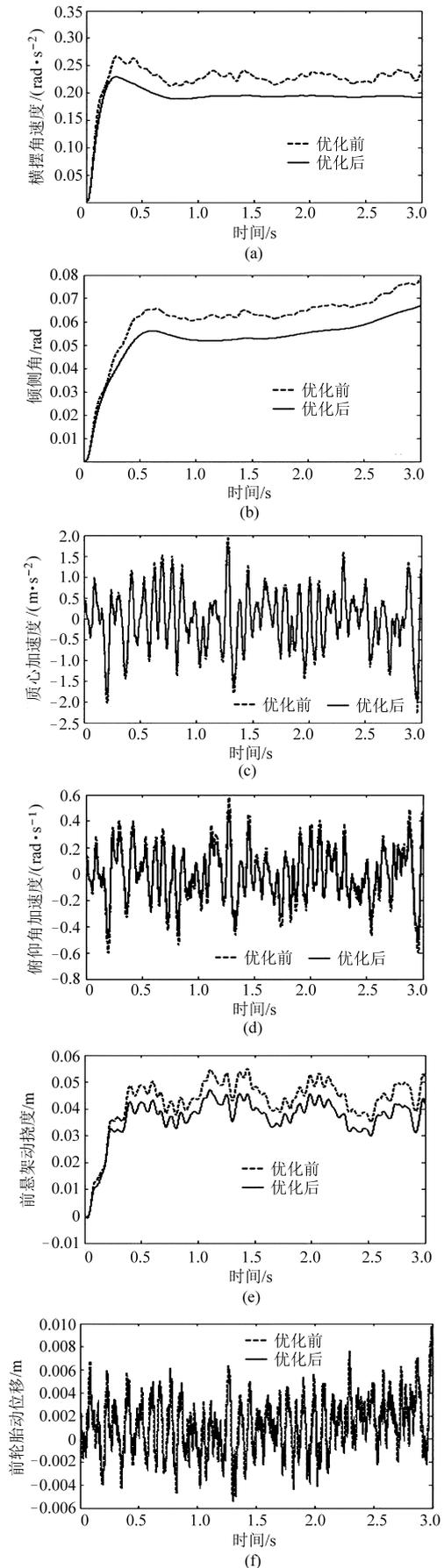


图 3 满意优化控制响应曲线

Fig. 3 Time domain response curves of satisfactory optimization for integration system

乘坐舒适性、行驶安全性及操纵稳定性,协调了整车综合性能。

表 2 仿真结果
Tab.2 Simulation results

性能	评价参数	优化前	优化后
质心加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	峰值	1.964 4	1.851 2
	标准差	0.717 7	0.678 8
俯仰角加速度/($\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$)	峰值	0.576 4	0.501 4
	标准差	0.195 5	0.178 1
侧倾角/rad	峰值	0.078 4	0.067 1
	标准差	0.014 3	0.012 0
前悬架动挠度/m	峰值	0.055 0	0.047 3
	标准差	0.010 3	0.008 8
前轮胎动位移/m	峰值	0.009 7	0.008 6
	标准差	0.002 3	0.002 0
横摆角速度/($\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$)	峰值	0.267 6	0.231 2
	标准差	0.036 7	0.030 9

4 试验

为了进一步研究满意优化集成控制系统的动态响应,将设计的可调阻尼减振器、集成控制系统装入某微型车辆,进行了实车道路试验。试验原理如图 4,试验现场如图 5。

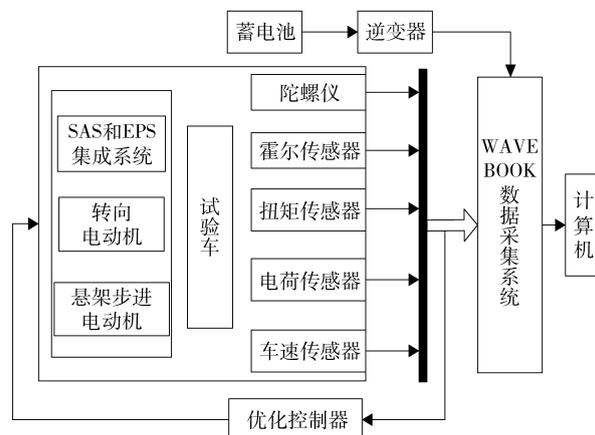


图 4 系统试验原理图

Fig.4 Schematic diagram of the test system

在集成系统试验时,试验车通过电机控制半主动悬架和 EPS 集成系统,WAVEBOOK 记录采集了 8 个通道的数据,转换之后传给计算机系统。同时优化后的控制器通过数据反馈给整车集成系统来实现控制。具体方法为,给定方向盘扭矩,通过车速传感器反馈进行比较,得到的差值经集成优化控制器输出相应的电机控制信号,电动机控制信号经控制器变换成对应的 PWM 波的脉冲宽度,然后经隔离驱动之后,驱动执行机构-悬架电动机(步进电动机)、方向盘电动机(直流电动机)工作。



图 5 试验样车及仪器现场图

Fig.5 Car and the instruments

1. 控制器 2. 车速传感器 3. 陀螺仪 4. 数据采集系统

试验时,车辆以 40 km/h 速度经过水泥路,试验结果如图 6 及表 3 所示。

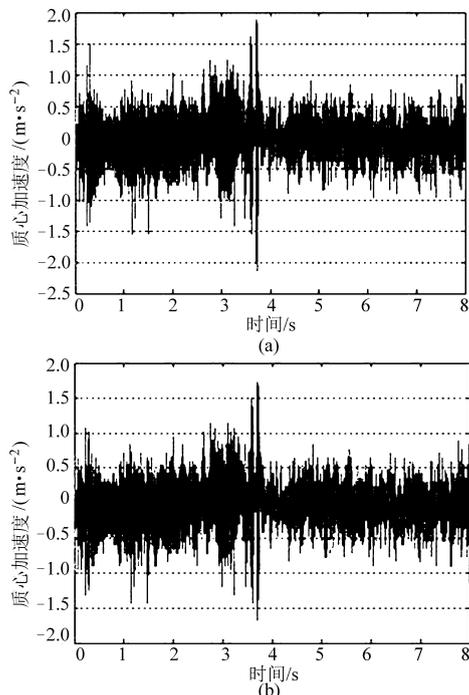


图 6 速度为 40 km/h 的质心垂直加速度曲线

Fig.6 Curve of center-mass acceleration when the speed at 40 km/h
(a) 优化前 (b) 优化后

表 3 转向盘角阶跃输入优化前后数据

Tab.3 Data of before and after optimization of steering wheel angle in step input test

车速/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	评价参数	优化前	优化后
40	质心加速度峰值/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	1.885	1.71
	质心加速度标准差/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	0.334 7	0.31
50	质心加速度峰值/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	2.08	1.86
	质心加速度标准差/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	0.437 7	0.423 4
60	质心加速度峰值/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	3.04	2.81
	质心加速度标准差/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	0.773 3	0.727 1

由图 6 及表 3 可知,优化后的质心加速度的峰值、质心加速度标准差衰减明显,提高了车辆的行驶平顺性。

5 结论

(1)建立的半主动悬架与电动助力转向集成控制系统模型正确,满意优化策略有效。

(2)设计的半主动悬架与电动助力转向集成控

制系统结构合理,能满足仿真和试验的要求。

(3)仿真结果与试验结果基本吻合,为半主动悬架与电动助力转向集成控制系统进一步应用研究奠定了基础。

参 考 文 献

- 张孝祖,武鹏,黄少华. 基于模糊鲁棒控制的车辆半主动悬架性能分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(5): 1-5.
Zhang Xiaozu, Wu Peng, Huang Shaohua. Performance analysis of vehicle semi-active suspension based on fuzzy and robust control method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(5): 1-5. (in Chinese)
- 王其东,姜武华,陈无畏. 电动助力转向系统机械与控制参数集成优化[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 1-4.
Wang Qidong, Jiang Wuhua, Chen Wuwei. Study on integrated optimization for mechanical and control parameters of electric power steering system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9): 1-4. (in Chinese)
- 牛礼民,陈龙,赵又群,等. 车辆底盘集成控制系统的电动机控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 27-30.
Niu Limin, Chen Long, Zhao Youqun, et al. Motor control in vehicle chassis integrated control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 27-30. (in Chinese)
- 赵君卿,王其东. 汽车电动助力转向与主动悬架集成控制及其仿真[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2005, 28(3): 234-237.
Zhao Junqing, Wang Qidong. Modeling and simulation of the integrated control system of EPS and active-suspension of vehicles[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2005, 28(3): 234-237. (in Chinese)
- 于慧. 车辆 SAS/EPS 集成控制系统满意优化设计研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
Yu Hui. The research of satisfactory optimization design of integrated control system for vehicle's SAS and EPS[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- 王南,张京军,高瑞贞. 基于改进遗传算法多体模型的汽车悬架参数优化[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2007, 26(3): 435-437.
Wang Nan, Zhang Jingjun, Gao Ruizhen. Parametric optimization of multibody model vehicle suspensions based on improved genetic algorithms[J]. Journal of Liaoning Technical University, 2007, 26(3): 435-437. (in Chinese)
- Du H, Yim Sze K, Lam J. Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3-5): 981-996.
- Lauwerys C, Swevers J, Sas P. Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig[J]. Control Engineering Practice, 2005, 13(5): 577-586.
- Savant S V, Asada H H. Integrated structure/control design based on model validity and robustness margin[C]// American Control Conference, Proceedings of the 1999. IEEE, 1999, 4: 2871-2875.
- 王启瑞,刘立强,陈无畏. 基于随机次优控制的汽车电动助力转向与主动悬架集成控制[J]. 中国机械工程, 2005, 16(8): 743-747.
Wang Qirui, Liu Liqiang, Chen Wuwei. Integrated control of automotive electrical power steering system and suspension system based on random sub-optimal control[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(8): 743-747. (in Chinese)
- 方敏,应艳杰,汪洪波,等. 基于整车转向模型的汽车主动悬架控制研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(4): 431-434.
Fang Min, Ying Yanjie, Wang Hongbo, et al. Study on active suspension control based on full-vehicle model of steering and suspension systems[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(4): 431-434. (in Chinese)
- Wang Z, Chen S, Han W. Integrated structural and control optimization of intelligent structures[J]. Engineering Structures, 1999, 21(2): 183-191.
- Yu F, Corolla D A. An optimal self-turning controller for an active suspension[J]. Vehicle System Dynamic, 1998, 29(1): 51-65.
- 强明辉,周鹏,李娟,等. 利用遗传算法优化线性二次型调节器(LQR)[J]. 甘肃工业大学学报, 1998, 24(4): 52.
Qiang Minghui, Zhou Peng, Li Juan, et al. Optimization of linear quadratic regulator using genetic algorithms[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 1998, 24(4): 52. (in Chinese)
- 王猛,徐新喜,王旭. 基于遗传算法的车辆悬架系统等效物理参数识别[J]. 汽车工程, 2007, 29(7): 611-615.
Wang Meng, Xu Xinxi, Wang Xu. Equivalent physical parameters identification of vehicle suspension system based on genetic algorithms[J]. Automotive Engineering, 2007, 29(7): 611-615. (in Chinese)

Satisfactory Optimization Design of Integrated Control System for Vehicle's SAS and EPS

Yang Xiaofeng Wang Ruochen Meng Xiangpeng Shi Dehua Chen Long

(*Institute of Automobile Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: Conventional optimization theory cannot work without the optimal solution. In order to improve this situation, a mathematic model for the design of semi-active suspension (SAS) and electric power steering (EPS) integrated control system was established based on satisfactory optimization theory. Then the satisfactory optimization method of SAS and EPS integrated control system was proposed. On this basis, SAS and EPS integrated control system and real vehicle road test system were designed. Real vehicle road test was conducted based on the simulation and then the effect on the dynamic performance of car was analyzed. The results show that the theoretical research is consistent with the test results. The peak value and the standard deviation of the front suspension deflection are reduced by 14.00% and 14.56%, respectively, meaning that the impact of suspension on the car-body become smaller. The peak of tire displacement is reduced by 11.34% so that the tire-ground performance is increased. The peaks of the suspension yaw acceleration and the roll angle are decreased by 13.60% and 14.41%, respectively. And their standard deviations are decreased by 15.80% and 16.08%, respectively, which means that the car's handling stability is greatly enhanced.

Key words: Semi-active suspension Electric power steering Integrated control Optimization satisfaction Test

(上接第 12 页)

Research on Accumulator Charging Characteristics of Hydraulic Brake System

Guo Rui^{1,2} Chang Ronglei¹ Zhao Jingyi¹ Bu Dan¹ Li Xiaogang³

(1. *Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University,*

Qinhuangdao 066004, China 2. *Jiangsu To Morning Machinery Group Co., Lianyungang 222000, China*

3. *Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China*)

Abstract: Charging characteristics of accumulator play an important role in the safety and reliability of hydraulic braking system. The charging characteristics of an electro-hydraulic braking system and its key structural element, priority unloading valve, were studied. In the charging process of accumulator of the braking system, the mechanisms of the priority unloading valve and its system components were analyzed to establish the mathematical model for it and to build the simulation and test platform for the charging system. The dynamic characteristics of the accumulator charging system were studied; the changing laws of the parameters such as pressure, flow and time, were gained; and the response law of the priority valve to accumulator charging characteristics was revealed. The research results show that the designed priority unloading valve can meet the requirements of accumulator charging characteristics.

Key words: Hydraulic braking system Accumulator Charging characteristics Priority unloading valve Dynamic characteristic