

文章编号: 1002-0268 (2004) 12-0130-03

汽车悬架参数优化的一种新方法研究

刘献栋, 潘国建

(北京航空航天大学汽车工程系, 北京 100083)

摘要: 研究利用最优控制理论和最小二乘法对汽车悬架系统参数进行优化设计的方法, 并利用该方法对某汽车的悬架参数进行优化。研究了悬架参数优化后的汽车对标准路面激励的响应。研究表明, 利用该方法, 可以得到兼顾各方面性能且能使某方面性能显著提高的悬架系统参数。

关键词: 被动悬架; 最优控制; 最小二乘法; 仿真

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

Research on a New Method of Parameters Optimization of Vehicle Suspension

LIU Xian-dong, PAN Guo-jian

(Department of Automobile Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The paper investigates a new method to optimize the parameters of automobile passive suspension by means of optimal control theory and least squares algorithm, and the parameters of a vehicle suspension is optimized by using this method. Then the response of a vehicle with the standard road excitation is investigated. The results indicate that the parameters of suspension system with some excellent performance and satisfying general performance can be reached by using this method.

Key words: Passive suspension; Optimal control; Least square algorithm; Simulation

0 引言

悬架是汽车的重要总成之一, 悬架性能的优劣直接影响到汽车的平顺性(乘坐舒适性)和行驶安全性(操纵稳定性)。传统被动悬架系统的刚度和阻尼在汽车行驶过程中无法根据行驶工况实现自动调节, 所以其性能难以达到最佳效果。近10多年来, 随着计算机技术的飞速发展, 现代控制理论已经应用于汽车悬架的设计工作中, 主要集中在半主动、主动悬架方面^[1~4], 并且在理论和试验方面取得了较大进展, 但是由于在成本、可靠性等方面的诸多问题, 至今在汽车上应用还较少, 目前普遍使用的还是被动悬架系统。

为了提高被动悬架系统的综合性能, 人们提出了一些悬架系统参数优化方法^[5~9]。本文另辟新径, 提出了基于最优控制理论的汽车被动悬架系统参数优化

的新方法。通过利用该方法对某汽车的悬架系统参数进行优化和数值仿真, 可以得出所得悬架参数可在兼顾各方面性能的情况下根据需要可使得某方面性能更为突出。本文的方法为被动悬架的改进提供了理论基础, 为解决工程中的减振问题提供了简便易行的思路。

1 系统模型的建立

本文对4自由度具有主动控制悬架的1/2汽车模型进行研究, 如图1所示。该模型中, m_c 、 I_ϕ 分别为1/2车身质量和车身绕过其质心横轴的转动惯量, ϕ 为车身的俯仰转角, k_{s1} 、 k_{s2} 和 c_{s1} 、 c_{s2} 分别为前后悬架系统的刚度和阻尼, u_1 、 u_2 为悬架系统前后控制力, m_{t1} 和 m_{t2} 为前后轮总成的等效质量, k_{t1} 和 t_{t2} 为前后轮胎的刚度, x_{r1} 和 x_{r2} 分别为路面对前后轮的激励。

收稿日期: 2003-11-17

基金项目: 北京航空航天大学“凡舟”科研基金资助项目(20021313)

作者简介: 刘献栋(1966—), 男, 河北赵县人, 博士, 教授, 研究方向为汽车振动及噪声控制。(liuxiandong@buaa.edu.cn)

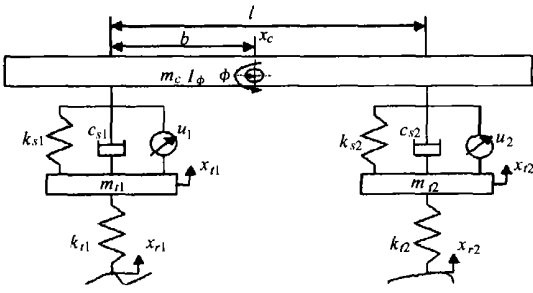


图1 4自由度车辆动力学模型

假设模型中弹簧、阻尼系统是线性的，根据牛顿第二定律，簧载质量和非簧载质量的运动微分方程为

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_c + c_{s1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{t1}) + c_{s2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{t2}) + k_{s1}(x_{s1} - x_{t1}) + k_{s2}(x_{s2} - x_{t2}) &= u_1 + u_2 \\ I_c \ddot{\phi} - c_{s1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{t1})b + c_{s2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{t2})(l-b) - k_{s1}(x_{s1} - x_{t1})b + k_{s2}(x_{s2} - x_{t2})(l-b) &= -u_1b + u_2(l-b) \\ m_{t1} \ddot{x}_{t1} + c_{s1}(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{s1}) + k_{s1}(x_{t1} - x_{s1}) + k_{r1}(x_{t1} - x_{r1}) &= -u_1 \\ m_{t2} \ddot{x}_{t2} + c_{s2}(\dot{x}_{t2} - \dot{x}_{s2}) + k_{s2}(x_{t2} - x_{s2}) + k_{r2}(x_{t2} - x_{r2}) &= -u_2 \end{aligned} \quad (1)$$

其中， $x_{s1} = x_c - b\phi$ ， $x_{s2} = x_c + (l-b)\phi$ 分别为前后悬架与车身连接点的垂直位移。

选择状态向量为

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8]^T =$$

$$[x_{s1} - x_{t1} \ \dot{x}_c \ x_{s2} - x_{t2} \ \dot{\phi} \ x_{t1} - x_{r1} \ \dot{x}_{t1} \ x_{t2} - x_{r2} \ \dot{x}_{t2}]^T$$

输出向量为

$$Y = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4 \ y_5 \ y_6 \ y_7 \ y_8]^T =$$

$$[x_{s1} - x_{t1} \ \ddot{x}_c \ x_{s2} - x_{t2} \ \ddot{\phi} \ x_{t1} - x_{r1} \ \ddot{x}_{t1} \ x_{t2} - x_{r2} \ \ddot{x}_{t2}]^T$$

输入向量为

$$u = [u_1 \ u_2]^T$$

路面激励向量为

$$w = [\dot{x}_{r1} \ \dot{x}_{r2}]^T$$

根据现代控制理论，可得到状态方程和输出方程分别为

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + Bu + Lw \\ Y &= CX + Du \end{aligned} \quad (2)$$

2 最优控制算法分析

车身加速度是评价汽车平顺行的重要指标，另外悬架弹簧的动挠度 f_d 与其限位行程有关，它们配合不当会增加撞击限位块的概率，使汽车平顺性变坏。车轮与路面间的动载 F_d 影响车轮与路面的附着效果，与行驶安全性有关^[10]，故在设计悬架时，除主要考虑

车身加速度外，还要使悬架动挠度和车轮动载满足一定要求。在输出方程中与车身加速度、悬架弹簧的动挠度 f_d 和车轮动载 F_d 相关的输出参数为 $y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_7$ 。因此，取最优控制的综合性能指标为

$$J = \int_0^\infty [q_1 y_1^2 + q_2 y_2^2 + q_3 y_3^2 + q_4 y_4^2 + q_5 y_5^2 + q_7 y_7^2 + Ru^2] dt = \int_0^\infty [Y^T Q Y + u^T R u] dt \quad (3)$$

其中加权系数矩阵 Q, R 是正定实对称矩阵，它们决定了系统误差与控制能量消耗之间的相对重要性，其值分别为

$$Q = \text{diag}(q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ q_5 \ 0 \ q_7 \ 0)$$

$$R = \text{diag}(r_1 \ r_2)$$

将(2)式代入(3)式后得到

$$J = \int_0^\infty [X^T C^T Q C X + u^T R' u + 2X^T N u] dt \quad (4)$$

其中， $R' = R + D^T Q D$ ； $N = C^T Q D$ 。

根据具有二次型性能指标的线性系统的最优控制理论，可得悬架系统的最优控制规律为

$$u_{opt} = -KX = -R'^{-1}(B^T P + N^T)X$$

其中 P 可通过Riccati方程

$$PA + A^T P - (PB + N)R'^{-1}(B^T P + N^T) + C^T Q C = 0 \quad (5)$$

进行求解。

3 参数优化算法

假设在前悬架和后悬架原来结构的基础上再分别并联一个弹簧和一个阻尼器，其刚度和阻尼系数分别为 k'_{s1} 和 c'_{s1} ， k'_{s2} 和 c'_{s2} ，则由附加弹簧和阻尼器所产生作用于车身的力 u' 为

$$u'_1 = -(k'_{s1}x_1 + c'_{s1}\dot{x}_1) = -[k'_{s1}x_1 + c'_{s1}(x_2 - bx_4 - x_6)]$$

$$u'_2 = -(k'_{s2}x_3 + c'_{s2}\dot{x}_3) = -[k'_{s2}x_3 + c'_{s2}(x_2 + (l-b)x_4 - x_8)]$$

在上部分中，系统的最优控制力 u_{opt} 已经求出。要使悬架获得更好的减振性能，应使附加弹簧和阻尼所产生的控制力 u' 接近最优控制力 u_{opt} ，即 $f[X] = u_{opt} - u'$ 尽量接近于零，这可使各状态变量的系数达到最小来实现。

利用最小二乘法构造下面的函数

$$\begin{aligned} J'_1 &= \lambda_{11}(k'_{s1} - k_{11})^2 + \lambda_{12}(c'_{s1} - k_{12})^2 + \lambda_{13}k_{13}^2 + \\ &\lambda_{14}(c'_{s1}b + k_{14})^2 + \lambda_{15}k_{15}^2 + \lambda_{16}(c'_{s1} + k_{16})^2 + \\ &\lambda_{17}k_{17}^2 + \lambda_{18}k_{18}^2 \end{aligned}$$

$$J'_2 = \lambda_{12} k_{21}^2 + \lambda_{22} (c'_{s2} - k_{22})^2 + \lambda_{23} (k'_{s2} - k_{23})^2 +$$
$$\lambda_{24} [c'_{s2} (1 - b) - k_{24}]^2 + \lambda_{25} k_{25}^2 + \lambda_{26} k_{26}^2 +$$
$$\lambda_{27} k_{27}^2 + \lambda_{28} (c'_{s2} + k_{28})^2$$

其中 $\lambda_{ij} (i = 1, 2; j = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8)$ 为待定加权系数, 将以上两式分别对 k'_{s1} 、 c'_{s1} 和 k'_{s2} 、 c'_{s2} 求偏导数, 并令偏导数为零, 可得到 k'_{s1} 、 c'_{s1} 和 k'_{s2} 、 c'_{s2} 。

$$k'_{s1} = k_{11}$$
$$k'_{s2} = k_{23}$$
$$c'_{s1} = \frac{\lambda_{12} k_{12} - \lambda_{14} k_{14} b - \lambda_{16} k_{16}}{\lambda_{12} + \lambda_{14} b^2 + \lambda_{16}}$$
$$c'_{s2} = \frac{\lambda_{22} k_{22} + \lambda_{24} k_{24} (1 - b) - \lambda_{28} k_{28}}{\lambda_{22} + \lambda_{24} (1 - b)^2 + \lambda_{28}}$$

则改进后的悬架的刚度和阻尼分别为

$$k_{10} = k_{s1} + k'_{s1}$$
$$k_{20} = k_{s2} + k'_{s2}$$
$$c_{10} = c_{s1} + c'_{s1}$$
$$c_{20} = c_{s2} + c'_{s2}$$

4 仿真分析

本文对某载重汽车^[12]进行仿真, 其参数如表 1 所示, 其中 k_{10} 、 c_{10} 、 k_{20} 、 c_{20} 为改进后悬架的刚度和阻尼参数, λ_{ij} 为优化时所选取的加权系数。

表 1 某载重汽车车型参数及优化时所用加权系数

车辆原始参数		改进后的悬架参数	λ_{ij}
$m_c = 6305 \text{ kg}$	$m_{t2} = 623.5 \text{ kg}$	$k_{10} = 106.06 \text{ kN/m}$	$\lambda_{12} = 0.1$
$I_\phi = 27429.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$k_{s2} = 356.76 \text{ kN/m}$	$c_{10} = 18.47 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$	$\lambda_{14} = 2$
$m_{t1} = 395 \text{ kg}$	$c_{s1} = 31.3576 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$	$k_{20} = 225.53 \text{ kN/m}$	$\lambda_{16} = 50$
$k_{s1} = 225 \text{ kN/m}$	$k_{s2} = 850 \text{ kN/m}$	$c_{20} = 21.92 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$	$\lambda_{22} = 1$
$c_{s1} = 31.3576 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$	$L = 5.6 \text{ m}$		$\lambda_{24} = 1$
$k_{t1} = 450 \text{ kN/m}$	$b = 4.181 \text{ m}$		$\lambda_{28} = 20$

路面激励采用文献[13]介绍的数值模拟方法来模拟标准路面不平度。本文采用 C 级路面, 设车速为 50km/h, 计算所用行驶距离为 409.6m, 则悬架优化前后的加速度响应曲线如图 2 所示。优化前后的加速度均方根值分别为 0.6464 m/s^2 和 0.5269 m/s^2 , 改进后比改进前的加速度均方根值降低了约 20%。另外, 表 2 列出了在 A、B 和 C 级路面激励下, 悬架优化前后车身的垂直加速度、俯仰角加速度、轮胎动载荷和悬架动挠度的均方根值, 从表中可以看出, 改进后车身的垂直加速度、俯仰角加速度和轮胎动载荷的均方根值有一定程度的降低, 从而改善了汽车的乘坐舒适性和操纵稳定性, 只是改进后悬架的动挠度有所增加, 但不会影响汽车的行驶平顺性。

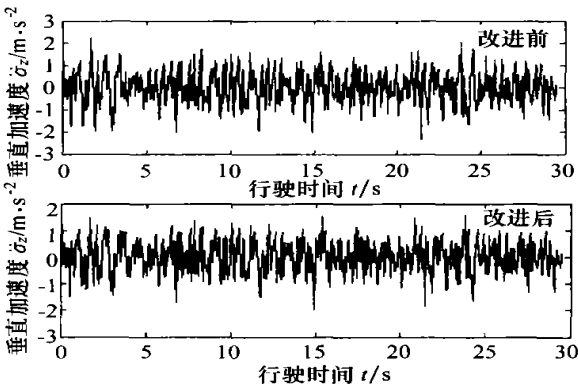


图 2 三级路面激励下悬架优化前后车身垂直加速度响应曲线

表 2 悬架优化前后性能指标比较

路面等级	悬架	加速度 /m·s ⁻²	角加速度 /rad·s ⁻²	车轮动载/N		悬架动挠度/mm	
				前	后	前	后
A	优化前	0.1684	0.1016	712.19	1088.3	0.9	1.8
	优化后	0.1353	0.0781	581.40	945.39	1.4	2.1
B	优化前	0.3323	0.1983	1407.2	2103.3	1.9	3.5
	优化后	0.2668	0.1545	1154.8	1828.0	2.7	4.2
C	优化前	0.6464	0.3913	27668	41092	3.8	7.0
	优化后	0.5269	0.2966	2189.5	36182	5.4	8.5

5 结论

本文讨论了利用最优控制理论和最小二乘法对汽车被动悬架进行优化的方法, 并采用标准路面激励对某载重汽车进行了数值仿真。研究结果表明, 与改进前悬架相比, 改进后悬架系统的乘坐舒适性和操纵稳定性有一定程度的改善。虽然改进后悬架的动挠度比改进前略有增加, 但不会影响汽车的行驶平顺性。此外, 由于该方法简单实用, 对实际结构改造不复杂, 故本文还可为工程中的其他减振问题提供理论基础。

参考文献:

[1] Wenger L, Bonelli F. The Application of Constrained Optimal Control to Active Automotive Suspensions [J]. Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control, 2002, 1: 10-13.

[2] Hrtolica R, Hrovat D. Optimal Active Suspension Control Based on a Half Car Model: an Analytical Solution [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1992, 37 (4): 528-532.

[3] Jianbo Lu, Depoyster M. Multiobjective Optimal Suspension Control to Achieve Integrated Ride and Handling Performance [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, 10 (16): 807-821.

[4] 张玉春, 等. 车辆主动悬架系统的随机控制及计算机仿真研究 [J]. 公路交通科技, 2003, 20 (6).

[5] Lu Sun. Optimum Design of "Road-friendly" Vehicle Suspension Systems Subjected to Rough Pavement Surfaces [J]. Applied Mathematical Modelling, 2002, 26: 635-652.

(下转第 136 页)

力。

2 3 系统抗干扰措施

汽车内的环境对于电子元件来说是非常严峻的,并且随着车载电子装置越来越多,汽车电系的电磁环境越来越恶劣,这对汽车电子控制系统的稳定性提出了更高的要求。为了提高系统的抗干扰能力,该系统分别从硬件、软件采取了专门的措施。

首先从硬件上,控制系统采用了整体注塑,将控制元件封为一个整体,隔离了大气环境的干扰,并将其牢固地固定在车上。为了屏蔽通过空间传输的电磁干扰,该系统还采用了整体金属盒封装,提高控制系统的抗电磁干扰能力,并减少了该系统对其他电子系统的电磁干扰。而且,控制系统与执行元件的连接是通过光电隔离来实现的。这些都提高了系统的抗干扰能力。在本研究中采用的 DTMF 信号的频率相当低,这样就极大地避开了汽车内的高频干扰,通过在载波发送、接收单元的滤波模块就很好地滤出了传导干扰。

在软件方面,控制系统采用了休眠的方式,这样既能够节约电能,又能够防止干扰以中断的方式进入。外来干扰唤醒单片机后,单片机首先判断来的是什么信号。如果是正常的中断信号就执行,否则又进

入休眠状态。控制系统还利用了 PIC 单片机集成的“看门狗”定时器,以防止控制系统死机。

3 结束语

为了充分地发挥电控单元在汽车控制中的作用,CAN 总线为实现汽车智能控制提供了条件,但是 CAN 总线的成本很高。在保证系统稳定可靠的前提下,有线载波数据传输完全能够用于汽车内的数据传输,实现对汽车内的 ECU 控制。目前我们只能是将这种数据传输方式暂时称为单线束控制总线。如果有一个规范标准那将更加有利于这种方式在汽车内得到广泛的应用,从而形成一种真正意义上的总线。但是,开发一种总线的工作量太大,它涉及到总线协议、电气标准的开发、制订等。目前,本研究还没有形成完善的总线标准,有待以后的研究工作来完成。

参考文献:

[1] 郭宽明. CAN 总线原理和应用系统设计 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1996.
[2] Forouzan B. 数据通信与网络 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
[3] 马安丽, 刘兴华. 汽车网络总线技术发展分析 [J]. 汽车电器, 2002, 3: 6-8.

(上接第 132 页)

[6] Deprez K, Maertens K, Ramon H. Comfort Improvement by Passive and Semi-active Hydropneumatic Suspension Using Global Optimization Technique [J]. American Control Conference, 2002-05: 1497-1501.
[7] Corrigan G, Sanna S, Usai G. An Optimal Tandem Active-passive Suspension System for Road Vehicles with Minimum Power Consumption [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 1991, 38 (3): 210-216
[8] 黄兴惠, 金达锋, 等. 基于频率成型性能指标的主动悬架控制策略的研究 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 1998, 38 (8).

[9] 周云山, 于秀敏. 汽车电控系统理论与设计 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1999.
[10] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
[11] 何渝生. 汽车控制理论基础及应用 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1995.
[12] 樊兴华, 等. 九自由度汽车舒适性仿真 [J]. 重庆大学学报, 2000 23 (4).
[13] 刘献栋, 等. 公路路面不平度的数值模拟方法研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29 (9).