

含时滞半主动悬架及其控制系统*

陈 龙 汪若尘 江浩斌 周立开 汪少华
(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江 212013)

摘要：建立了含时滞的半主动悬架的数学模型，提出了含时滞的半主动悬架临界时滞求取的理论分析及计算方法，并设计了可调阻尼减振器及半主动悬架控制系统。在仿真计算基础上，进行了半主动悬架系统 1/4 模型台架试验，分析了时滞对半主动悬架及其控制动态特性的影响，计算和试验结果基本吻合，为半主动悬架系统失稳机理及稳定性控制研究奠定了基础。

关键词：时滞 半主动悬架 可调阻尼减振器

中图分类号：U463.335.1

0 前言

悬架作为现代汽车的重要组成部分之一，它对汽车的乘坐舒适性和行驶安全性有着重要的影响。传统的被动悬架的参数是固定的，只有在车速和路面状况某一特定的组合下才能达到最优。随着控制理论和汽车设计技术的发展，研究者提出了性能良好的全主动和半主动悬架。其中性价比相对优良的半主动悬架及其控制的研究受到了国内外汽车工业界的广泛重视。

但是半主动悬架系统的时滞与失稳严重影响实际应用，该系统的时滞主要包括：测量信号从传感器至控制计算机的传输时滞。计算控制律引起的时滞。控制信号从计算机传至作动器的传输时滞。作动器的时滞。建立控制所需要的时间。时滞对系统的性能影响较大，甚至会导致反馈控制系统的失稳，出现对安全极为不利的轮跳。

研究了时滞对半主动悬架系统的影响，分别从时滞对系统的动力学特性以及临界稳定性方面进行分析，并设计了可调阻尼减振器及半主动悬架模糊控制系统，在仿真计算基础上，进行了半主动悬架系统 1/4 模型台架试验。

1 含时滞的半主动悬架模型

1.1 1/4 半主动悬架模型的建立

悬架系统是一个非常复杂的系统，存在着大量的不确定性、时变性和非线性。考虑到对于这样的系统精确建模极为困难，因此必须根据研究的目的

和需要做出合理的简化。

半主动悬架系统包括轮胎、车身、悬架弹簧和减振器等部件。简化后的 1/4 车辆半主动悬架系统模型见参考文献[1]。为便于分析，建模时将悬架阻尼分为基值阻尼和可控阻尼。其中， m_1 为非簧载质量， m_2 为簧载质量， k_1 为轮胎刚度， k_2 为悬架弹簧刚度， c_0 为悬架基值阻尼， c_r 为可控阻尼，变量 x_0 、 x_1 、 x_2 分别代表路面激励、非簧载质量和簧载质量的位移。

根据牛顿第二定律，可以得到半主动悬架系统的状态方程如下

$$\dot{X} = AX + GW \tag{1}$$

$$Y = CX + HW \tag{2}$$

式中 $X = [x_1 - x_0 \quad x_2 - x_1 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2]$
 $Y = [\ddot{x}_2 \quad x_2 - x_1 \quad k_1(x_1 - x_0)]$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 & -(c_0+c_r)/m_1 & (c_0+c_r)/m_1 \\ 0 & -k_2/m_2 & (c_0+c_r)/m_2 & -(c_0+c_r)/m_2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & -k_2/m_2 & (c_0+c_r)/m_2 & -(c_0+c_r)/m_2 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad H = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad W = \ddot{x}_0(t)$$

1.2 含时滞的 1/4 半主动悬架模型

半主动悬架系统主要是通过调节减振器的阻尼来达到改变车辆悬架性能的目的，减振器本身的内特性对控制信号响应的滞后成为时滞研究的关键。但系统产生时滞原因是多方面的，部分时滞可通过改变相

* 国家自然科学基金(50275064)、江苏省教育厅自然科学研究(02KJA580001)和江苏省国际合作(BZ2003034)资助项目。20050129 收到初稿，20051027 收到修改稿

应的软、硬件的精度来达到降低甚至消除其影响。

半主动悬架系统中的减振器的阻尼分为基值阻尼和可控阻尼，即 $c = c_0 + c_r$ 。由控制阻尼力 $F = c_r(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$ ，可以看出时滞的产生主要来自于速度通道，假设各个速度通道的时滞均相同，系统是单时滞的。由此含时滞的1/4半主动悬架模型可表示为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0) - c_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_r[\dot{x}_2(t-t) - \dot{x}_1(t-t)] - k_2(x_2 - x_1) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_r[\dot{x}_2(t-t) - \dot{x}_1(t-t)] + k_2(x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中 t ——时滞

2 临界时滞求取的理论分析

根据含时滞的线性常微分方程理论^[2]，式(3)的解形式如下

$$x_r(t) = X_r \exp(I t) \quad r=1,2 \quad (4)$$

式中 I ——特征值

t ——时间

将式(4)代入式(3)并根据非零解的条件得到特征方程

$$\begin{vmatrix} m_1 I^2 + c_r I \exp(-I t) + c_0 I + k_2 + k_1 & -c_r I \exp(-I t) - k_2 - c_0 I \\ -c_r I \exp(-I t) - k_2 - c_0 I & m_2 I^2 + c_r I \exp(-I t) + c_0 I + k_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (5)$$

系统式(3)渐近稳定的充分必要条件是式(5)的所有根皆有负实部，而系统失稳的临界条件是式(5)有纯虚根 $I = i\omega$ ，系统呈现以 ω 为基频的自激振动。将 $I = i\omega$ 代入式(5)，分离实、虚部并利用欧拉公式得式(5)有纯虚根的条件

$$m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 k_2 + m_2 k_1 + m_2 k_2) \omega^2 + k_1 k_2 = 0 \quad (6)$$

$$[k_1 + 5k_2 - (m_1 + m_2) \omega^2] \times [c_0 + c_r (\cos \omega t - \sin \omega t)] \omega = 0 \quad (7)$$

用数值方法可以求出式(6)的实根 ω 。代入式(7)即可解出失稳的临界时滞 t 。如果式(6)无实根，则系统关于任意时滞稳定。

由式(6)可知，选择适当的悬架系统参数，则可使 ω 无实根，此时系统关于任意时滞稳定。同时通过数值计算可知簧载质量 m_2 对时滞也有很大影响，即簧载质量 m_2 增加，系统的临界时滞量会变大。由式(7)可知， $t = \arcsin[1 - (c_0/c_r)^2] / 2\omega$ 。当悬架系统参数一定， c_r 的调节范围也确定时，系统临界时滞和 c_r 呈单调递增关系，并且基值阻尼 c_0 越大，则临界时滞越小，当基值阻尼 c_0 大于可调阻尼 c_r 时，则系统为全时滞稳定。

3 半主动悬架及其控制系统设计

3.1 可调阻尼减振器

可调阻尼减振器是半主动悬架的核心部件，也是半主动悬架与被动悬架的区别所在，结构如图1。

这里可调阻尼减振器的基值阻尼 $c_0 = 1.18 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 。而阻尼的调节范围为 $[1.18 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}, 1.93 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$ ^[3]。这样的设计满足理论分析的要求，使得系统全时滞稳定。但是，当可调阻尼减振器随路面特性的变化而需要调节阻尼力时，控制器经过一定的计算后向步进电动机发出动作指令，控制可变节流口的阀心杆需要经过一定的时间(约在150 ms以内^[4])才能将阀心驱动到目标位置。也就是说，虽然系统全时滞稳定，但是由于时滞的存在，它仍能恶化悬架系统的性能。

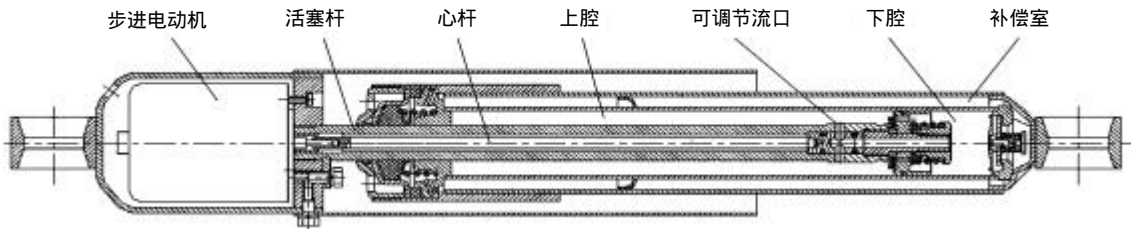


图1 可调阻尼减振器结构图

3.2 半主动悬架模糊控制系统设计

汽车车身加速度是评价行驶平顺性的主要指标，应尽量减小。用车身加速度 \ddot{x} 和加速度的偏差 $\Delta \ddot{x}$ 作为模糊控制器的输入，控制阻尼 c_r 作为输出。设 \ddot{x} 、 $\Delta \ddot{x}$ 和 c_r 的实际变化范围为 $[-\ddot{x}_m, \ddot{x}_m]$ 、 $[-\Delta \ddot{x}_m, \Delta \ddot{x}_m]$ 和 $[-c_{rm}, c_{rm}]$ ，其论域分别为 $\{-n_1,$

$-n_{i+1}, \dots, 0, \dots, n_{i+1}, n_i\} (i=1,2,3)$ ，则比例因子 $K_1 = n_1 / \ddot{x}_m$ ， $K_2 = n_2 / \Delta \ddot{x}_m$ ， $K_3 = c_{rm} / n_2$ 。控制规则参阅参考文献[5]。

控制器的硬件部分采用带有32 KB 闪速存储器的微处理器 C8051F005 系列器件，Cygnal 的专利 CIP-51 微控制器为内核。其结构原理如图2所示。

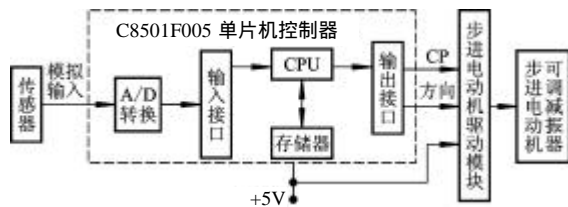


图 2 半主动悬架控制系统硬件结构

软件系统主要应用 C 语言进行设计编程，并采用模块化结构，按功能建立子程序。控制子系统软件中主要包括初始化、A/D 转换、模糊控制处理、步进电动机驱动等几个模块。

4 时滞对半主动悬架动态特性的影响

4.1 仿真计算

基于文中建立的半主动悬架 1/4 模型，在

Matlab6.1+Simulink4.1 软件环境下进行仿真计算。悬架参数由表 1 给出。

表 1 车辆悬架参数

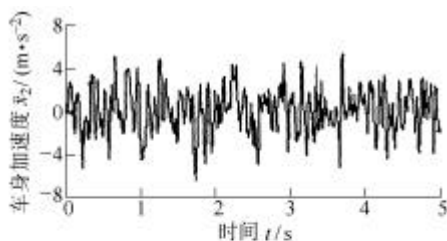
簧载质量 m_2/kg	非簧载质量 m_1/kg	悬架刚度 $k_2/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	轮胎刚度 $k_1/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	阻尼调节范围 $(c_1+c_0)/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$
220	30	20	200	[1.18, 1.93]

采用模糊控制器来调节控制阻尼，并在控制器上串联一个时滞补偿器来分析时滞对车辆动态性能的影响。

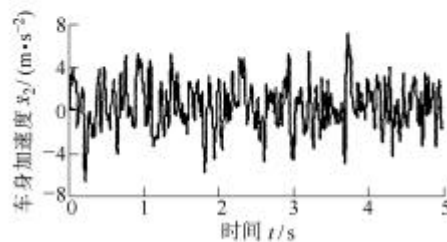
设汽车以车速 $v=20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 驶过 c 级路面。从而得到路面垂直速度信号方差为 $0.101 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ，采用白噪声作为路面输入，经过仿真计算后，给出了 $t=0 \text{ s}$ 和 $t=0.149 \text{ s}$ 时的车身响应。结果如表 2 及图 3。

表 2 时滞对悬架性能的影响

性能时滞	车身加速度				悬架动挠度		悬架动载荷			
	计算峰值 $\hat{x}_2/(\text{ng} \cdot \text{s}^{-2})$	计算标准差 $s_{\hat{x}_2}/(\text{ng} \cdot \text{s}^{-2})$	试验峰值 $\hat{x}_2/(\text{ng} \cdot \text{s}^{-2})$	试验标准差 $s_{\hat{x}_2}/(\text{ng} \cdot \text{s}^{-2})$	计算峰值 S_d/mm	计算标准差 s_{S_d}/mm	计算峰值 F_d/N	计算标准差 s_{F_d}/N	试验峰值 F_d/N	试验标准差 s_{F_d}/N
$t=0$	5.346 6	2.061 0	1.302 1	0.283 7	19.327 8	7.069 7	2 112.12	638.31	1 199.61	197.92
$t=0.149 \text{ s}$	6.877 5	2.328 9	1.469 6	0.340 5	21.858 5	7.820 7	2 363.31	730.86	1 385.01	244.01
性能恶化	28.63%	13.00%	12.86%	20.02%	13.09%	10.62%	11.89%	14.50%	15.46%	23.29%



(a) 时滞 $t=0$



(b) 时滞 $t=0.149 \text{ s}$

图 3 车身加速度仿真曲线

4.2 试验研究

试验系统主要包括：INSTRON8800 型数控电液伺服试验系统、半主动悬架系统、数据采集系统、加速度传感器 2 个。试验时在软件系统模糊控制处理模块中设置了时滞补偿控制环节，以便分析时滞对悬架性能的影响。试验系统原理如图 4。

试验采用白噪声作为激振输入，试验参数如表

1，试验结果如图 5~6 及表 2。

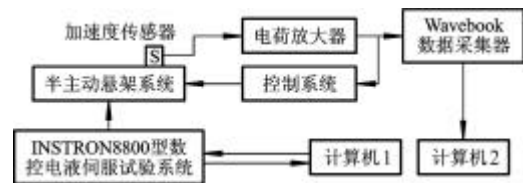
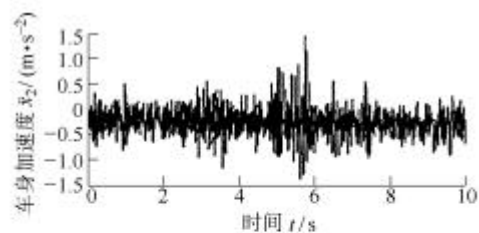
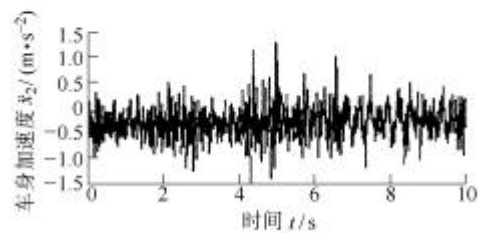


图 4 主动悬架 1/4 模型台架试验系统原理图



(a) 时滞 $t=0$



(b) 时滞 $t=0.149 \text{ s}$

图 5 车身加速度试验曲线

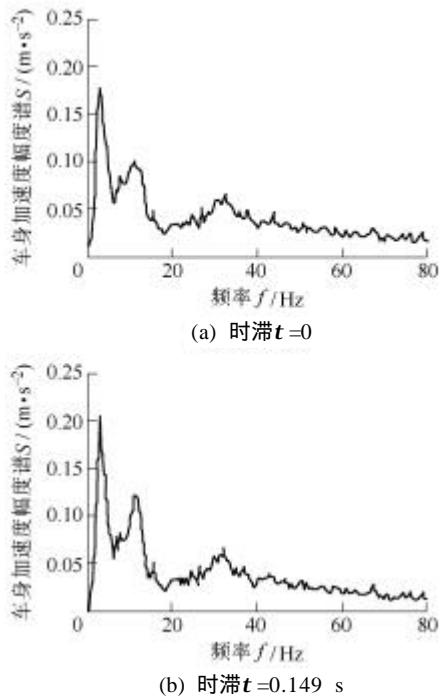


图6 车身加速度幅频特性曲线

由图3~6及表2可知,悬架系统由于时滞的存在,其性能明显恶化。从幅频特性看出,低频2.6 Hz附近,时滞使悬架性能恶化18.17%,高频10 Hz附近,时滞使悬架性能恶化14.51%。

5 结论

(1) 建立的含时滞的半主动悬架数学模型正确、可靠。临界时滞的理论分析方法简单、可行。

(2) 设计的可调阻尼减振器和半主动悬架模糊控制系统结构合理,能满足仿真和试验的要求。

(3) 时滞的存在,严重恶化半主动悬架系统的动态性能,设计有效的时滞反馈增益能减少甚至消除时滞带来的影响。这为半主动悬架系统失稳机理及稳定性控制进一步研究奠定了基础。

参 考 文 献

[1] 刘飞,陈龙,薛念文,等. 半主动悬架控制及评价方法的探讨[J].江苏大学学报(自然科学版),2002,23(6):

23-25.

- [2] 秦元勋,刘永清,王联,等. 带有时滞的动力系统的稳定性[M].2版.北京:科学出版社,1989.
- [3] 方恩. 可调阻尼减振器设计与半主动悬架研究[D]. 镇江:江苏大学,2004.
- [4] 王国丽,顾亮,孙逢春. 车辆主动悬架技术的现状和发展趋势[J]. 兵工学报,2000(21):80-83.
- [5] 方锡邦,陈无畏,吴乐,等. 模糊控制技术及其在汽车半主动悬架中的应用[J]. 机械工程学报,1999,35(3):98-100.

TIME DELAY ON SEMI-ACTIVE SUSPENSION AND CONTROL SYSTEM

CHEN Long WANG Ruochen JIANG Haobin
ZHOU Likai WANG Shaohua
(School of Automobile and Traffic Engineering,
Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: The mathematic model of semi-active suspension with time-delay is built. The theory analysis and the calculational methods of the critical time-delay of the semi-active suspension with time-delay are discussed, and according to those, the tunable damper and control system of semi-active suspension are designed. Based on that, the bench test of 1/4 model of semi-active suspension system is done. The effect of time delay in the control path on dynamic performance of semi-active suspension equipped with fuzzy control is studied. The calculation is the basal same as the test. It is the foundation for the study of destabilizing mechanics and stability control of semi-active suspension.

Key words: Time-delay

Semi-active suspension

Tunable damper

作者简介:陈龙,男,1958年出生,教授,博士生导师。主要从事车辆动态性能模拟与控制研究。先后负责完成国家、省、部级课题10多项,其中6项获科技进步奖,发表论文50余篇。

E-mail: chenlong@ujs.edu.cn.