

最优控制理论在人车路磁流变半主动悬架中的应用

彭献 刘晓晖 霍兵勇

(湖南大学力学与航空航天学院,长沙 410082)

摘要 基于半主动悬架车辆的 1/4 动力学模型,论述了磁流变液特性及磁流变减振器的工作原理,推导了在随机最优控制理论下可调阻尼力和状态变量之间的关系,应用 matlab/simulink 编制了人车路模型的仿真程序,并以简化模型为例,考察了在磁流变阻尼器控制下的人车路平顺性问题. 计算结果表明,与没有磁流变减振器的被动悬架相比较,该减振器的应用能够较好的改善汽车的平顺性,对提高人体的舒适性以及进一步深入研究该系统的振动,改善道路的振动特性有一定的指导意义.

关键词 随机最优控制理论, 磁流变阻尼器, 状态变量, 阻尼力

引言

公路交通的发展,对路面结构的安全可靠性和经济耐久性提出较高要求,因而车-路研究日益重要. 目前车路研究中,主要集中在两个方面:(1)利用建立的车辆模型,直接计算轮胎动力,研究动载荷对路面的响应;(2)根据弹性动力学理论,研究运动载荷和动力载荷下的路面响应. 在此方面,cebon D^[1]、C. R. Steele^[2]、Gupta^[3]、邓学钧^[4]、陶向华^[5]等人做了主要贡献. 但是这些研究模型大多局限于被动悬架下的分析,没有考虑可调悬架. 赵霞^[6]等人虽然提出了在电流变阻尼器控制下的履带车模型分析,但所用阻尼器性能较差且没有考虑人的因素和车对路作用的影响. 在半主动悬架技术高速发展的今天,悬架系统越来越向智能控制方面发展^[7].

本文在研究磁流变阻尼器工作原理的基础上^{[8][9][10]},根据其具有能耗低、出力大、响应速度快、结构简单、阻尼力连续和顺逆可调的特点,针对人车路三质量的结构参数,建立了半主动悬架的 1/4 人车路振动模型,应用随机最优控制理论分析了阻尼力可调整的半主动悬架的实现问题,对人车路悬架设计中的主要控制指标:人体加速度、车身加速度、悬架动行程、轮胎动载荷进行了仿真分析,并且通过动态仿真对被动和主动悬架的特性进行了对比分析. 结果表明:在不消耗大能量的前提下

面,采用半主动悬架可以提高车辆的行驶平顺性和改善操纵稳定性,对于深入分析路面结构动力响应有重要的价值.

1 人车路半主动悬架的动力学模型

实际行驶的汽车是一个很复杂的振动系统,欲模拟汽车的振动,首先应该建立一个基本反映汽车实际使用工况而又不复杂的振动模型. 本文采用如图 1 所示的人-车-路半主动悬架动力学模型,图中 m_3 为乘员质量, m_2 为簧载质量, m_1 为非簧载质量, k_3 为座椅刚度, k_2 为悬架刚度, k_1 是轮胎刚度, c_3 是座位阻尼, c_2 是悬架阻尼, z_3 是座位垂向位移, z_2 车身垂向位移, z_1 是轮胎垂向位移, q 是路面不平度, F_{sv} 是主动控制力. 其运动微分方程为

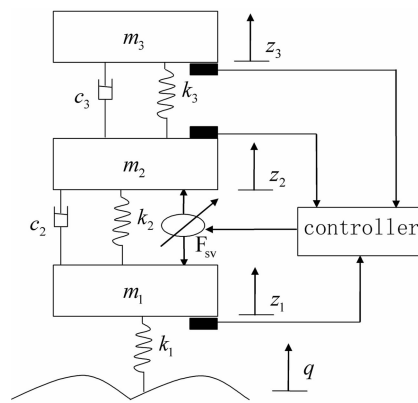


图1 人车路系统

Fig. 1 The system of human-vehicle-road

$$\begin{cases} m_3 \ddot{z}_3 + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3 (z_3 - z_2) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) - F_{sv} = \\ c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3 (z_3 - z_2) \\ m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (z_1 - q) + F_{sv} = c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) \end{cases} \quad (1)$$

选取下述状态变量:

$$\begin{aligned} x_1 &= z_3 - z_2, & x_2 &= \dot{z}_3, & x_3 &= z_2 - z_1, \\ x_4 &= \dot{z}_2, & x_5 &= z_1 - q, & x_6 &= \dot{z}_1 \end{aligned} \quad (2)$$

可以得到(3)式:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{z}_3 - \dot{z}_2 = x_2 - x_4 \\ \dot{x}_2 = \ddot{z}_3 = -\frac{1}{m_3} [k_3 x_1 + c_3 x_2 - c_3 x_4] \\ \dot{x}_3 = x_4 - x_6 \\ \dot{x}_4 = \ddot{z}_2 = -\frac{1}{m_2} [k_2 x_3 + c_2 x_4 - c_2 x_6 - F_{sv} - k_3 x_1 - c_3 x_2 + c_3 x_4] \\ \dot{x}_5 = \dot{z}_1 - \dot{q} = x_6 - \dot{q} \\ \dot{x}_6 = \ddot{z}_1 = -\frac{1}{m_1} [k_1 x_5 + F_{sv} - k_2 x_3 - c_2 x_4 + c_2 x_6] \end{cases} \quad (3)$$

取

$$X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)^T, U = \{F_{sv}\}, W = \{\dot{q}\} \quad (4)$$

对式(3)整理可以得到:

$$\dot{X} = AX + BU + FW \quad (5)$$

选取下述输出状态变量:

$$y_1 = \dot{x}_2, y_2 = \dot{x}_4, y_3 = x_3, y_4 = x_5 \quad (6)$$

有下列输出的表达式:

$$\begin{cases} y_1 = \dot{x}_2 = -\frac{1}{m_3} [k_3 x_1 + c_3 x_2 - c_3 x_4] \\ y_2 = \dot{x}_4 = -\frac{1}{m_2} [k_2 x_3 + c_2 x_4 - c_2 x_6 - F_{sv} - k_3 x_1 - c_3 x_2 + c_3 x_4] \\ y_3 = x_3 \\ y_4 = x_5 \end{cases} \quad (7)$$

取

$$Y = (y_1, y_2, y_3, y_4)^T \quad (8)$$

对式(7)整理可以得到:

$$Y = CX + DU \quad (9)$$

轮胎动载荷变化为:

$$F_{动} = k_1 (q - z_1) = -k_1 x_5 \quad (10)$$

2 路面激励

路面激励^[11]的时域模型可以用式 $\dot{q}(t) + \sigma uq(t) = w(t)$ 来描述,式中 $w(t)$ 为一白噪声, σ 为一常数,可根据路面等级进行选取, u 为汽车行驶速度.

本文中所采用的路面激励为国家标准 B 级路面,车速为 20m/s. 使用 Matlab/Simulink 仿真得到的 B 级路面激励如图 2 所示.

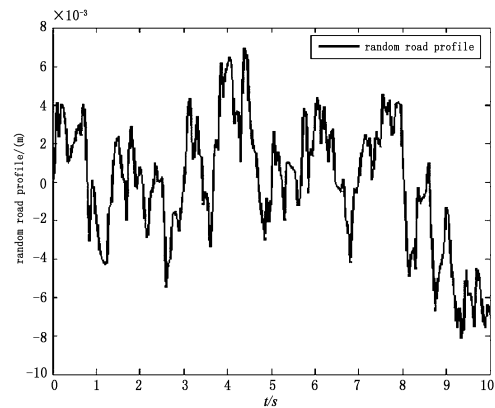


图2 随机路面

Fig. 2 The random road profile

3 磁流变阻尼器

3.1 磁流变阻尼器和电流变阻尼器的比较

电流变阻尼器和磁流变阻尼器^[12]在外加电场和磁场作用下都可以在毫秒级的瞬间由牛顿流体变为 Bingham 塑性体,而且顺逆可调,它们的主要性能参数在相同耗电功率条件下,磁流变液的最大剪切屈服应力是电流变液的 5-20 倍,且外加电压低、安全性好,是作为车辆变阻尼装置性能优良的材料.

表 1 磁流变阻尼器和电流变阻尼器主要性能参数对比

Table 1 Comparison of main properties between magnetorheological and electrorheologica fluid shock absorber

Capability	Maximal magnetic intensity	Maximal shearing yield stress (kPa)	apparent viscosimeter (Pa · s)	applicable temperature (°C)	Impurity sensitivity	density (g/cm3)	Voltage input (V)
ER	~4kV/mm	5 ~ 10	0.2 ~ 1.0	10 ~ 90	yes	1 ~ 2	2000 ~ 5000
MRF	250A/mm	50 ~ 100	0.2 ~ 1.0	-50 ~ 150	no	3 ~ 4	2 ~ 25

由表1可见,磁流变阻尼器比电流变阻尼器性能优越,适于作为车辆阻尼减振器。

3.2 磁流变阻尼器基本原理

本文所采用的磁流变阻尼器为剪切阀式减振器,其结构原理如图3所示,图中 h 为活塞与缸体的间隙, L 为活塞长度, D 为缸体内径, d 为活塞杆直径。

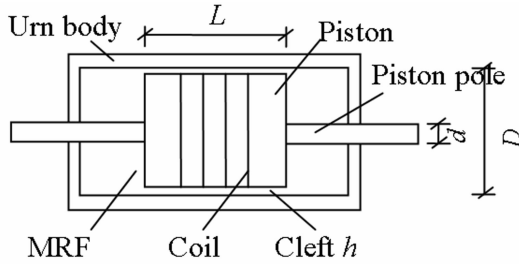


图3 剪切阀式磁流变阻尼器构造原理图

Fig. 3 The magnetorheological fluid shock absorber

在外力作用下,缸筒所受阻尼力由两部分组成:其一为活塞两端的压差所产生的液压阻力;其二为工作间隙内磁流变液的剪切阻力。可以描述为:

$$F_{sv} = F_s + F_v \quad (11)$$

可得剪切阀式减振器的阻尼力为:

$$F_{sv} = \left(\frac{3\pi\eta L(D^2 - d^2)^2}{4Dh^3} + \frac{\pi\eta DL}{h} \right) v + \left(\frac{3\pi L(D^2 - d^2)}{4h} + \pi DL \right) \tau_y \quad (12)$$

式中 v 为活塞与缸体的相对速度, τ_y 为磁流变液的屈服剪应力, η 为流体的动力粘度,上述方程中的第一项为粘滞阻尼力,第二项为库仑阻尼力。

式(12)中剪切式阻尼力在总阻尼力中所占的比重可以从其粘滞阻尼力和库仑阻尼力分别与相应的阀式粘滞阻尼力和库仑阻尼力之比看出。其中

粘滞阻尼力之比为:

$$K_{vis} = \frac{L\pi D\eta/h}{12\eta LA_p^2/\pi Dh^3} = \left(\frac{4h}{3D} \right)^2 \quad (13)$$

库仑阻尼力之比为:

$$K_{cou} = \frac{L\pi D}{3LA_p/h} = \frac{4h}{3D} \quad (14)$$

上面式中 A_p 为活塞正面受到压力的有效面积。由于 h 很小,一般仅为1~2mm,而活塞的直径比间隙

h 要大得很多,因此剪切阀式阻尼力计算模型完全可以应用阀式计算模型,即:

$$F_{sv} = \frac{3\pi\eta L(D^2 - d^2)^2}{4Dh^3} v + \frac{3\pi L(D^2 - d^2)}{4h} \tau_y \text{sgn}(v) \quad (15)$$

式中,符号函数 $\text{sgn}(v)$ 是考虑活塞的往复运动。

4 随机最优控制理论

半主动悬架最优控制^[13]的目标是使车辆获得较高的平顺性和操纵稳定性。其主要的性能指标有代表乘坐舒适性的人体和车身加速度 \ddot{z}_3 、 \ddot{z}_2 与悬架设计相关的悬架动行程 $z_2 - z_1$ 和反映轮胎接地性的轮胎动位移 $z_1 - q$,所以优化指标为:

$$J = \int_0^{\infty} \frac{1}{2} [q_1 \dot{z}_3^2 + q_2 \dot{z}_2^2 + q_3 (z_2 - z_1)^2 + q_4 (z_1 - q)^2 + r F_{sv}^2] dt \quad (16)$$

式中: q_1, q_2, q_3, q_4, r 为加权系数,可以根据对性能指标各份量的要求程度而定。

取 $Q = \text{diag}[q_1, q_2, q_3, q_4]$, $R = [r]$, Q - 是状态向量权矩阵,为半正定矩阵; R 为控制力向量权矩阵。

方程化为:

$$J = \int_0^{\infty} \frac{1}{2} [Y^T Q Y + U^T R U] dt = \int_0^{\infty} \frac{1}{2} [X^T Q_d X + 2X^T N_d U + U^T R_d U] dt \quad (17)$$

其中:

$$Q_d = C^T Q C, N_d = C^T Q D, R_d = R + D^T Q D \quad (18)$$

系统状态最优控制问题是在无限时间区域 $[0, \infty]$ 内,寻求最优控制 $U(t)$,将系统从最初状态 X_0 转移到零状态附近,使(17)式子取极小值。

取拉格朗日函数:

$$L = \int_0^{\infty} \frac{1}{2} [X^T Q_d X + 2X^T N_d U + U^T R_d U + \lambda^T (AX + BU - \dot{X})] dt \quad (19)$$

将式子

$$\int_0^{\infty} \frac{1}{2} \lambda^T \dot{X} dt = \lambda^T X \Big|_0^{\infty} - \int_0^{\infty} \dot{\lambda}^T X dt \quad (20)$$

代入(19)可得:

$$L = \int_0^{\infty} [H(X, U, \lambda, t) + \dot{\lambda}^T X] dt - \lambda^T X \Big|_0^{\infty} \quad (21)$$

其中:哈密顿函数

$$H(X, U, \lambda, t) = \frac{1}{2}(X^T Q_d X + 2X^T N_d U + U^T R_d U) + \lambda^T (AX + BU) \quad (22)$$

用变分法求解系统状态控制的最优化问题,可得:

$$\begin{cases} \dot{X} = \left[\frac{\partial H}{\partial \lambda} \right] = AX + BU \\ \dot{\lambda} = \left[\frac{\partial H}{\partial X} \right] = -Q_d X - N_d U - A^T \lambda \\ N_d^T X + R_d U + B^T \lambda = 0 \end{cases} \quad (23)$$

取

$$\lambda(t) = PX(t) \quad (24)$$

将(24)代入(23)得:

$$U = -R_d^{-1}(N_d^T + B^T P)X(t) \quad (25)$$

令

$$K = R_d^{-1}(N_d^T + B^T P) \quad (26)$$

则

$$U = -KX \quad (27)$$

由上述式子最后可以得到黎卡提(Riccati)方程:

$$PA + A^T P - (PB + N_d)R_d^{-1}(B^T P + N_d) + Q_d = 0 \quad (28)$$

由(28)可以求出 P , 此是由线性二次型最优控制理论, 获得最优阻尼力 U .

5 仿真对比分析

人车具体参数如表 2, 选取 $r = 1, q_1 = 144000, q_2 = 144000, q_3 = 3.11 \times 10^9, q_4 = 7.35 \times 10^9$ 代入可以求得 $K = [-20954, -771.97, 10544, 3817.7, -791.98, 243.37]$, 仿真分析后可得到图(4)-(8)和表 3.

表 2 人车模型具体参数^[1]

Table 2 The parameters of human-vehicle system

m_3	m_2	m_1	k_3	k_2	k_1	c_3	c_2
(kg)	(kg)	(kg)	(N/m)	(N/m)	(N/m)	(Ns/m)	(Ns/m)
30	230	30	9950	20200	128000	264	1137

图 4 和图 5 分别是人体和车身加速度在被动悬架和最优控制两种状态下得响应对比图. 由图可

以看出,与被动悬架相比,最优控制的人体和车身的加速度在整体上面都有减少,汽车平顺性得到了明显的提高.

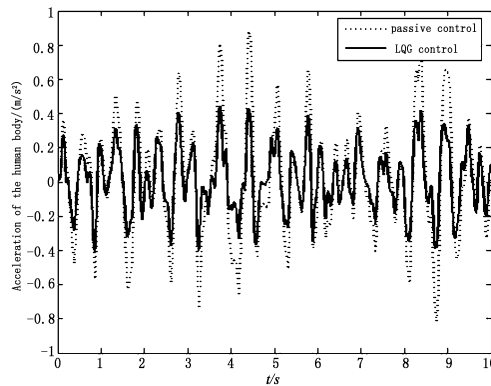


图 4 人体加速度

Fig. 4 The vertical acceleration of human body

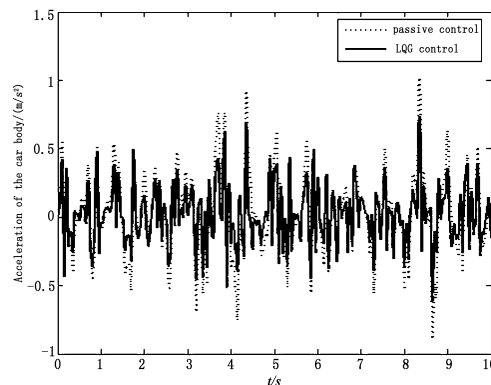


图 5 车体加速度

Fig. 5 The vertical acceleration of car body

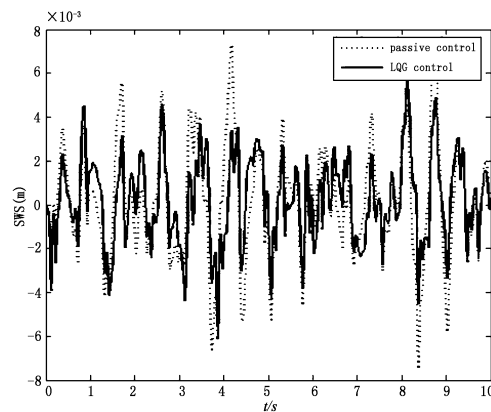


图 6 悬架动行程度

Fig. 6 The suspension working space

图 6 是控制前后悬架的动行程响应图,比较发现,被动悬架的波动较大,最优控制减少了其波动范围,使动行程控制在的范围内. 道路表面不断受

到车辆载荷和周围环境的作用,所以在路面结构中产生应力和应变,导致道路的持久性破坏(车辙)或疲劳损坏(裂纹)的发展,最外最近的实验观测表明,路面结构的破坏除受到行车速度的影响外,载荷的大小及频率组成对它的影响也非常显著^[4].图7为控制前后的轮胎动载荷图,由图可见通过调整阻尼器,能够减少车对路面的作用力,这对于深入分析路面结构的动力学响应有重要的作用.

表3 不同控制结果对比

Table 3 The results for different control

result	passive control	LQG control	Improvement of ability
Acceleration of the human body($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	0.2623	0.1517	42.2%
Acceleration of the car body($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	0.2134	0.1515	29.0%
SWS(m)	0.0020	0.0016	20.0%
VDL(N)	64	51.2	20.0%

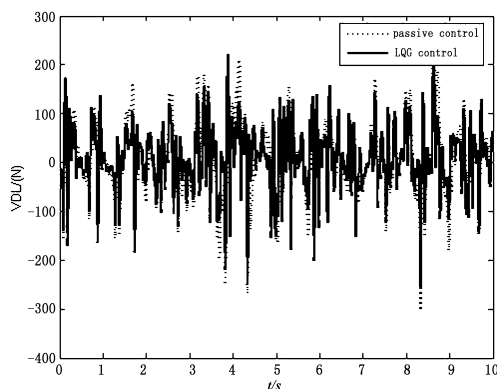


图7 轮胎动载荷

Fig. 7 The vehicle dynamic load

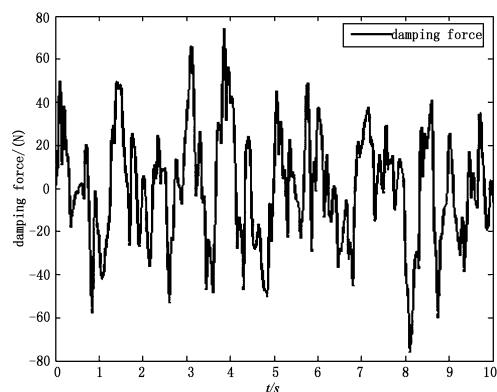


图8 控制力

Fig. 8 The damping force of the control

图8为控制的阻尼力曲线图,可见阻尼力控制在范围内,可见在此种工况下,其制动器是不难达到到所需的范围的.由表3可以知道,控制后比控制前性能改善较大.

6 结论

(1)采用磁流变阻尼器控制车辆振动响应问题,比传统的电流变阻尼器要实用,特别对于一些智能控制问题,磁流变阻尼器具有更大的优势.

(2)由以上仿真分析可以看出,采用磁流变阻尼器,乘坐的舒适性得到了较明显得提高,其提高的幅度与具体选取的加权系数有关.

(3)文中计算得到的车辆动载荷可以用来分析道路的应力分布状况,对于深入分析路面结构的动力学响应有重要的参考价值.

(4)车辆行驶工况是复杂多变的,振动控制是车辆动力设计的最终目标.本文提供的方法简单实用,不涉及艰深的数学知识,容易被广大车辆设计人员所接收,可以作为车辆平顺性研究的有利工具之一.

参 考 文 献

- 1 Cebon D. Handbook of vehicle-road interaction. England, Swets and Zeitlinger Publishers, 1999
- 2 C. R. Steele. The finite beam with a moving load. *Journal of Application Mechanics*, 1967, 35(4): 111 ~ 119
- 3 Cagniard L. Reflection and refraction of progressive seismic waves. New York, McGraw Hill Book Company: 1962
- 4 邓学钧,孙璐. 车辆-地面结构系统动力学. 北京:人民交通出版社, 2000 (Deng Xuejun, Sun Lu. Dynamics of Vehicle-Ground Pavement Structure System. Beijing: China Communications Press, 2000 (in Chinese))
- 5 陶向华,黄晓明. 人-车-路相互作用三质量车辆模型分析. 交通运输工程学报, 2004, 4(3): 11 ~ 15 (Tao Xiang-hua, Huang Xiaoming. Three-mass vehicle model of people-vehicle-road interaction. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2004, 4(3): 11 ~ 15 (in Chinese))

- 6 赵霞,张永发. 基于电流变阻尼器的履带式车辆悬架振动控制. 动力学与控制学报,2006,4(2):168~171 (Zhao Xia,Zhang Yongfa. Vibration control of tracked vehicle with er damper. *Journal of Dynamics and control*,2006,4(2):168~171 (in Chinese))
- 7 姚嘉伶,蔡伟义,陈宁. 汽车半主动悬架系统发展状况. 汽车工程,2006,28(3):276~280 (Yao Jialing, Cai Weiyi, Chen Ning. A review on the development status of automotive semi-active suspension systems. *Automotive Engineering*,2006,28(3):276~280(in Chinese))
- 8 杨绍普,李韶华. 磁流变阻尼力建模及主共振研究. 动力学与控制学报,2004,2(4):62~66 (Yang Shaopu,Li Shaohua. Primary resonance reduction of a single-degree-of-freedom system using magnetorheological fluid dampers. *Journal of Dynamics and control*,2004,2(4):62~66(in Chinese))
- 9 刘晓燕,申永军,张帆. 磁流变减振器的主共振研究. 动力学与控制学报,2006,4(1):49~53 (Liu Xiaoyan, Shen Yongjun,Zhang Fan. Research on primary resonance of magnetorheological damper. *Journal of Dynamics and control*,2006,4(1):49~53 (in Chinese))
- 10 王昊,胡海岩. 基于磁流变阻尼器整车半主动悬架的开关控制. 动力学与控制学报,2004,2(4):71~76 (Wang Hao, Hu Haiyan. The on-off control of a semi-active suspension of the full-vehicle model based on mr dampers. *Journal of Dynamics and control*,2004,2(4):71~76 (in Chinese))
- 11 檀润华,陈鹰,路雨祥. 路面对汽车激励的时域模型建立及计算机仿真. 中国公路学报,1998,11(3):96~101 (Tan Runhua, Chen Ying, Lu Yongxiang. The mathematical models in time domain for the road disturbances and the simulation. *China Journal of Highway and Transport*,1998,11(3):96~101 (in Chinese))
- 12 欧进萍. 结构振动控制—主动、半主动和智能控制. 北京:科学出版社,2003 (Ou Jinping. Vibration control of structures-active, semi-active and intelligent control. Beijing: Science Press,2003 (in Chinese))
- 13 Dave Crolla,喻凡. 车辆动力学及其控制. 北京:人民交通出版社,2004 (Dave Crolla, Yu Fan. Vehicle dynamics and control. Beijing: China Communications Press,2004 (in Chinese))

APPLICATION OF STOCHASTIC OPTIMAL CONTROL THEORY TO HUMAN-VEHICLE-ROAD-MAGNETORHEOLOGICAL FLUID SEMI-ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

Peng Xian Liu Xiaohui Huobinyong

(College of Mechanics and Aerospace, Hunan university, Changsha 410082, China)

Abstract The properties of magnetorheological fluid and the theory of magnetorheological fluid shock absorber were discussed based on quarter vehicle dynamics model of semi-active suspension. We obtained the correlation between the adjusted damp and the state space variable with the theory of stochastic optimal control. The system performance simulation program for 3 DOF's vehicle model was developed by using matlab language. As an illustrative, the road induced random response of a man-car-road model with magnetorheological fluid shock absorber was explored. The results show that the vehicle ride comfort can be improved by the control strategy, and it also has guiding significance for improving the comfort of human body under vibrating vehicle and for improving the vibration behavior of road.

Key words stochastic optimal control theory, magnetorheological fluid shock absorber, state space variable, damp