

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2017.06.010

基于模糊PID控制器的1/2整车半主动悬架仿真研究

王孝鹏^{1,2}, 吴晨雄³, 黄道进³

(1. 三明学院 机电工程学院, 福建 三明 365004;

2. 机械现代设计制造技术福建省高校工程研究中心, 福建 三明 365004;

3. 东南福建汽车有限公司, 福建 福州 350119)

摘要: 通过抽象简化建立1/2整车半主动悬架数学模型,并在MATLAB软件中搭建仿真模型;计算出被动悬架的簧载质量、速度及其变化率,并作为主动悬架控制的输出量。半主动悬架采用模糊PID复合控制器,用模糊控制策略对PID控制器在给定的参数范围内进行在线实时调整。研究表明:采用模糊PID复合控制器的半主动悬架在不同车速阶段,对改善整车的总体性能有明显作用,车身垂直加速度、车身俯仰角加速度、前后悬架动行程改善明显,提升了整车在不同车速范围内的乘坐舒适性和操纵稳定性。

关键词: 模糊PID; 半主动悬架; 路面模型

中图分类号: U270.1

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2017)06-0054-06

A Simulation Research on 1/2 Vehicle Semi-Active Suspension Based on the Fuzzy-PID Controller

WANG Xiaopeng^{1,2}, WU Chenxiong³, HUANG Daojin³

(1. School of Mechanical & Electronic Engineering, Sanming University, Sanming Fujian 365004, China;

2. Engineering Research Center in Fujian Province University for Modern Mechanical Design and Manufacturing Technology, Sanming Fujian 365004, China; 3. South East(Fujian)Motor Co., Ltd., Fuzhou 350119, China)

Abstract: A mathematical model of 1/2 vehicle semi-active suspension has been built by abstraction and simplification, followed by the establishment of a simulation model in MATLAB software. The final results of the sprung mass, speed and change rate of passive suspension, which are to be taken as the output of active suspension control, has been worked out. The fuzzy PID compound controller has been adopted by the semi-active suspension, for the purpose of the adjustment of the PID controller online in the given parameter range. The results show that the semi-active suspension with the fuzzy PID controller has an evident effect on the improvement of the overall vehicle performance at different speed stages, with the body vertical acceleration, body pitch angle acceleration, as well as the front and rear suspension moving stroke obviously improved, thus helping to improve the ride comfort and handling stability of the vehicle in different speed ranges.

Keywords: fuzzy PID; semi-active suspension; road model

收稿日期: 2017-08-16

基金项目: 福建省中青年教育科研基金资助项目(JAT170529)

作者简介: 王孝鹏(1983-),男,山西运城人,三明学院讲师,主要研究方向为车辆系统动力学及控制,

E-mail: mrxp1984@163.com

0 引言

车辆在行驶过程中,整车的平顺性与操纵稳定性取决于悬架系统的特性。悬架是车身与车轮之间的传力装置,在整车的行驶过程中只有在特定的行驶条件下,被动悬架的运动状态才能达到最优。当路面的条件或者行驶的速度发生变化时,悬架的最优状态会发生破坏,因此被动悬架的设计只能采取折中的方法进行。半主动悬架的核心是采用不同的控制策略对减震器的阻尼特性进行调节。纯模糊控制系统具有不依赖系统的数学模型,其鲁棒性好、容错能力强,但具有一定的稳态误差。经典的PID控制策略可以较好地消除系统的稳态误差,采用模糊PID复合控制策略,可以把两种控制器的优势结合起来,实现优势互补,获得较好的控制效果。

半主动悬架是近年研究的一个热点,其研究主要集中在1/4整车模型配合不同的控制策略方面。该研究方法主要是为了验证算法的正确性与实用性,但与实际悬架及整车的运动状态不符,算法也不适用整车或者半车悬架运动特性的控制。相对于主动悬架,半主动悬架主要通过改变减震器的可变力输出来控制整车的震动特性,其性能与主动悬架接近,且结构简单、能耗小^[1-5]。本文通过建立基于半车的半主动悬架仿真模型,采用模糊PID控制器,对1/2整车模型进行仿真研究,并与被动悬架的性能进行对比。

1 半车模型

半车模型具有4个自由度,分别为:车身的垂直振动、车身俯仰运动及前后轴的垂向运动。在建模过程中作如下假设:

1) 在低频路面的激励下,车辆的左右路面模型输入具有较高的相关性,可认为左右轮路面输入基本一致;再考虑到车辆的几何尺寸及质量分布通常为左右对称,则可以认为车辆左右两侧以完全相同的方式运动。

2) 在高频路面激励下,车辆所受到的激励大多只涉及车轮的跳动,对车身的影响较小,车身两边的相对运动可以忽略^[6-8]。

经简化建立的半车模型如图1所示,整车参数如表1所示。半车各运动方程为

$$m\ddot{z}_b = F_f + F_r, \quad (1)$$

$$m_1\ddot{z}_1 = K_{11}(z_{01} - z_1) - K_{21}(z_1 - z_2) - C_{21}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - U_1, \quad (2)$$

$$m_2\ddot{z}_3 = K_{12}(z_{02} - z_3) - K_{22}(z_3 - z_4) - C_{22}(\dot{z}_3 - \dot{z}_4) - U_2, \quad (3)$$

$$I_{hp}\ddot{\theta}_b = -aF_f + bF_r, \quad (4)$$

$$F_f = K_{21}(z_1 - z_2) + C_{21}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + U_1, \quad (5)$$

$$F_r = K_{22}(z_3 - z_4) + C_{22}(\dot{z}_3 - \dot{z}_4) + U_2. \quad (6)$$

式(1)~(6)中: m 为半车身质量;

m_1, m_2 分别为前、后轮非簧载质量;

z_b 为车身质心处垂直位移;

z_1, z_3 分别为前、后轴悬架非簧载质量的垂直位移;

z_2, z_4 分别为前、后轴悬架与车身前、后端连接处的垂直位移;

z_{01}, z_{02} 分别为前、后轮对应的路面垂直位移输入;

K_{11}, K_{12} 分别为前、后轮胎刚度;

K_{21}, K_{22} 分别为前、后悬架弹簧刚度;

C_{21}, C_{22} 分别为前、后悬架阻尼系数;

U_1, U_2 分别为前、后轮系处半主动作动器输出力;

I_{hp} 为半车身质心处的转动惯量;

θ_b 为半车身质心处的俯仰角;

a, b 分别为质心到前、后轴的距离。

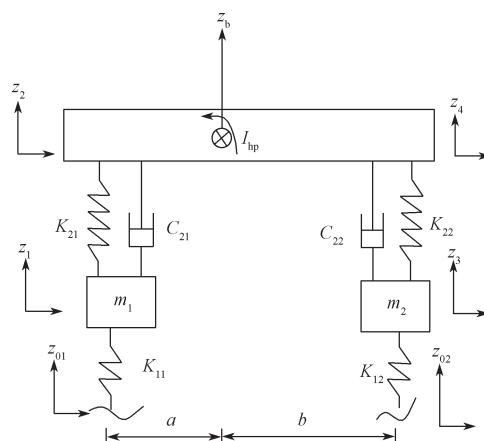


图1 半车模型

Fig.1 Illustration of the semi-vehicle mode

表1 整车参数

Table 1 Vehicle parameters

模型参数	取值	模型参数	取值
1/2 车身质量 m/kg	690	前悬架刚度 $K_{21}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	17
1/2 车身转动惯量 $I_{hp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 222	后悬架刚度 $K_{22}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	22
前轮非簧载质量 m_1/kg	40.5	前悬架阻尼系数 $C_{21}/(\text{N}/(\text{s}\cdot\text{m}^{-1}))$	1 500
后轮非簧载质量 m_2/kg	45.4	后悬架阻尼系数 $C_{22}/(\text{N}/(\text{s}\cdot\text{m}^{-1}))$	1 500
前车胎刚度 $K_{11}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	192	车身质心至前轴距离 a/m	1.25
后车胎刚度 $K_{12}/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	192	车身质心至后轴距离 b/m	1.51

车身质心处垂向加速度、半车身质心处的俯仰角加速度、前后悬架与半车前后端连接处垂向加速度之间的关系为:

$$\ddot{z}_2 = \ddot{z}_b - a\ddot{\theta}_b, \quad (7)$$

$$\ddot{z}_4 = \ddot{z}_b + b\ddot{\theta}_b. \quad (8)$$

2 路面模型

对悬架性能分析时需要输入路面模型。在不同的路段测量，很难得到两个完全相同的路面轮廓曲线，通常是把测量得到的大量路面不平度随机数据，经数据处理得到路面功率谱密度。产生随机路面不平度时间轮廓有两种方法：由白噪声通过一个积分器产生或者由白噪声通过一个成型滤波器产生。路面时域模型可用公式描述为

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi\sqrt{G_q V} w(t), \quad (9)$$

式中： $q(t)$ 为路面垂向位移；

f_0 为时间频率；

G_q 为路面不平度系数；

V 为汽车行驶速度；

$w(t)$ 为积分白噪声。

在整车行驶过程中，由于前后轴距的存在，后车轮的路面输入相对于前车轮要有相对的时间滞后。本车轴距为 2.76 m，若行车速度为 20 km/h，则后轮延迟 0.138 s；若行车速度为 40 km/h，则后轮延迟 0.069 s；若行车速度为 60 km/h，则后轮延迟 0.046 s。根据公式 (9) 及前后车轮之间的路面延迟特性，搭建的 Simulink 仿真模型如图 2 所示，经计算后得到前后轮对应的路面垂直位移如图 3 所示。

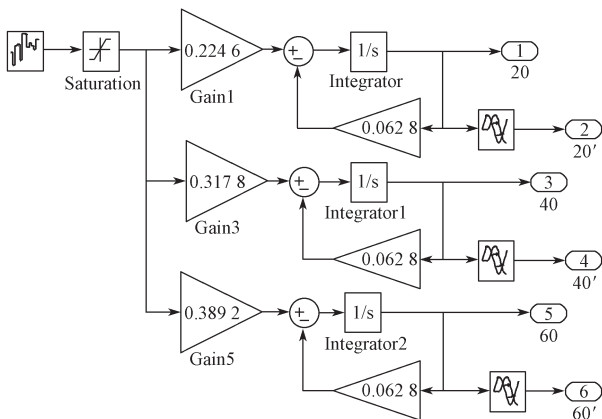


图 2 B 级路面不同车速时域仿真模型

Fig. 2 Time-domain simulation models at different speeds on class B roads

根据公式 (1) ~ (9) 建立半车模型在 B 级路面输入作用下的仿真模型如图 4 所示，计算输出量为车身体质心处的加速度与俯仰角加速度，前后悬架动行程及前后轮胎动行程。其中，前后悬架与车身连接处的速度及其变化率作为半主动悬架的输入量。

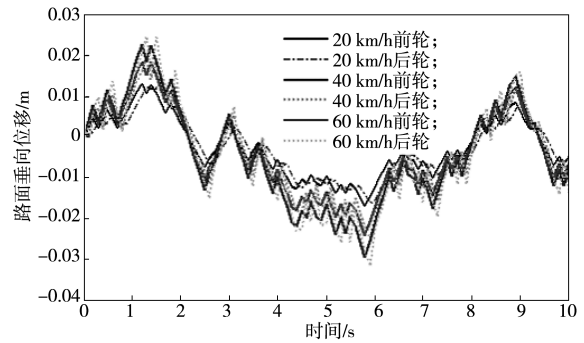


图 3 B 级路面垂向位移

Fig. 3 Class B road surface vertical displacement

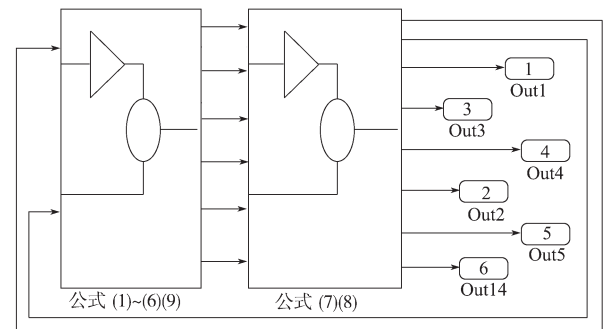


图 4 半车被动悬架仿真模型

Fig. 4 Semi-passive suspension simulation model

3 模糊 PID 控制器设计

模糊 PID 复合控制器具有 PID 与模糊控制器各自的优势。PID 控制具有调节原理简单、参数容易整定和实用性强等优点，其控制规律如式 (10) 所示。

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{d}{dt} e(t), \quad (10)$$

式中： $u(t)$ 为实时主动控制力；

K_p 为比例系数；

K_i 为时间积分常数；

K_d 为时间微分常数；

$e(t)$ 为实时误差，即车身速度与理想值的差。

模糊 PID 控制系统的输入为半车身的速度及其变化量，输出为主动控制力；模糊控制器的输出为 $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$ 。实际的 PID 控制参数如式 (11) ~ (13) 所示。

$$K_{pi} = K_p + H_p \Delta K_p, \quad (11)$$

$$K_{ii} = K_i + H_i \Delta K_i, \quad (12)$$

$$K_{di} = K_d + H_d \Delta K_d. \quad (13)$$

式 (11) ~ (13) 中： K_p, K_i, K_d 为预设 PID 控制参数；

K_{pi}, K_{ii}, K_{di} 是最终 PID 控制参数

H_p, H_i, H_d 为比例因子。

模糊控制规则是模糊控制器的核心，它用语言的

方式描述了控制器输入量与输出量之间的关系。悬架的输入输出分别采用 7 个语言变量规则来进行描述：负大 (-3)、负中 (-2)、负小 (-1)、零 (0)、正小 (1)、正中 (2)、正大 (3)。输入采用高斯隶属函数，以保证输入参数平缓且稳定性好；输出采用三角隶属函数，以保证较好的灵敏度。

整车在 60 km/h 的速度下直线行驶时，前悬架与车身连接处的速度与期望值的误差及其变化率量化因子分别为：

$$E=[-0.1,0.1], EC=[-0.5,0.5];$$

$$K_E = 3/0.1=30, K_{EC}=3/0.5=6。$$

后悬架与车身连接处的速度与期望值的误差及其变化率量化因子分别为：

$$E=[-0.1,0.1], EC=[-0.75,0.75];$$

$$K_E = 3/0.1=30, K_{EC}=3/0.75=4。$$

当误差较大时， K_p 取较大值，系统响应较快，模糊控制系统输出较大的 ΔK_p 值， ΔK_d 取较小值，以避免系统出现过大大超调量，产生不稳定现象；当误差中等时， K_p 取较中间的值，保证系统具有较小的超调量， ΔK_d 取值不变或者稍微减小， K_i 取适当值；当误差较小时， K_p 取较小值。当误差及其变化率方向一致时，说明误差有增大的趋势，此时应取较大的 ΔK_p 值^[9-13]。误差及其变化率同 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的模糊控制规则如表 2~4 所示，其中 E 、 EC 分别为车身速度误差及其变化率。根据式 (5)~(8) 及模糊控制规则，建立模糊 PID 复合控制器，如图 5 所示。

表 2 模糊控制规则 ΔK_p

Table 2 Fuzzy control rules of ΔK_p

E	EC						
	-3	-2	-1	0	1	2	3
-3	3	3	2	2	1	0	0
-2	3	3	2	1	1	0	-1
-1	2	2	2	1	0	-1	-1
0	2	2	1	0	-1	-2	-2
1	1	2	0	-1	-1	-2	-2
2	1	0	-1	-2	-2	-2	-3
3	0	0	-2	-2	-2	-3	-3

表 3 模糊控制规则 ΔK_i

Table 3 Fuzzy control rules of ΔK_i

E	EC						
	-3	-2	-1	0	1	2	3
-3	-3	-3	-2	-2	-1	0	0
-2	-3	-3	-2	-1	-1	0	-1
-1	-3	-2	-1	-1	0	1	1
0	-2	-2	-1	0	1	2	2
1	-2	-1	0	1	1	2	3
2	0	0	1	1	2	3	3
3	0	0	1	2	2	3	3

表 4 模糊控制规则 ΔK_d

Table 4 Fuzzy control rules of ΔK_d

E	EC						
	-3	-2	-1	0	1	2	3
-3	1	-1	-3	-3	-3	-2	1
-2	1	-1	-3	-2	-2	-1	0
-1	0	-1	-2	-2	-1	-1	0
0	0	-1	-1	-1	-1	-1	0
1	0	0	0	0	0	0	0
2	3	-1	1	1	1	1	3
3	3	2	2	2	1	1	3

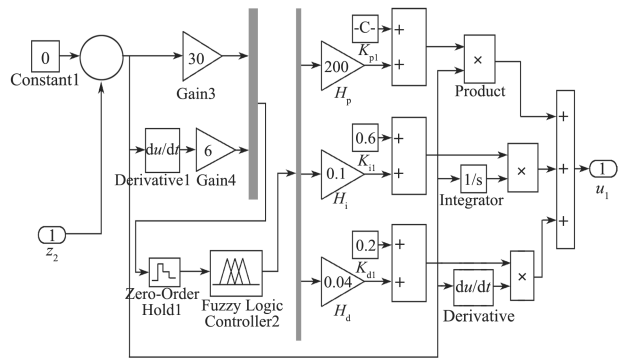


图 5 模糊 PID 控制器

Fig. 5 Fuzzy PID Controller

4 仿真分析

根据半车被动悬架仿真模型 (图 4) 与模糊 PID 控制器模型 (图 5)，搭建半车半主动悬架仿真模型，如图 6 所示。

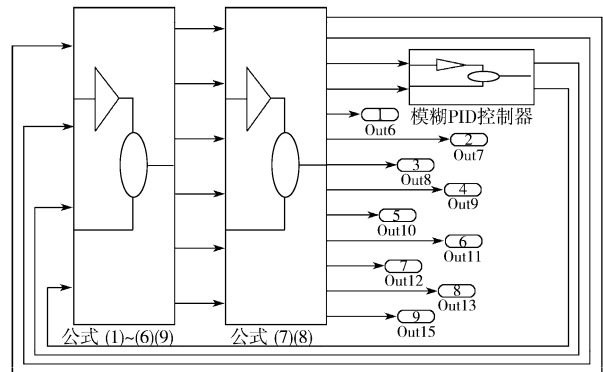


图 6 半车半主动悬架仿真模型

Fig. 6 Semi-active suspension simulation model

在 B 级路面上车辆分别以 20, 40, 60 km/h 的速度直线行驶，计算主、被动悬架的车身加速度、俯仰角加速度、前后悬架动行程、前后轮胎动行程。在 60 km/h 的速度下直线行驶时，车辆主、被动悬架的相关计算结果变化曲线如图 7~12 所示。其中仿真步长为 0.005 s，仿真时间为 10 s。各个速度段的悬架性能参数变化如表 5 所示。

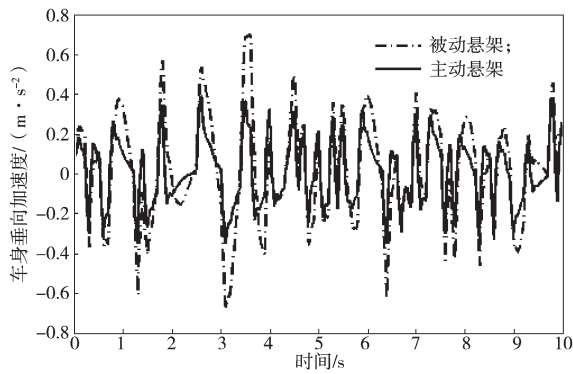


图7 车身质心垂向加速度变化曲线

Fig. 7 Body mass center vertical acceleration curves

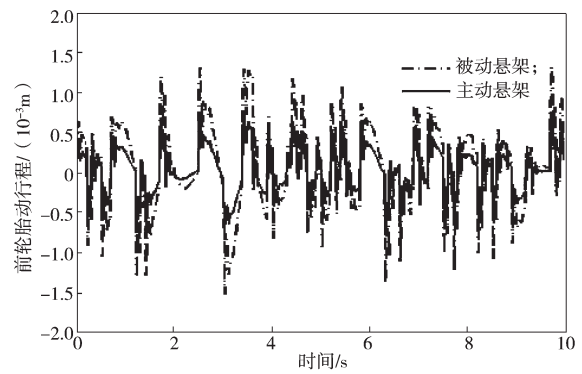


图11 前轮胎动行程变化曲线

Fig. 11 Front tire movement stroke curves

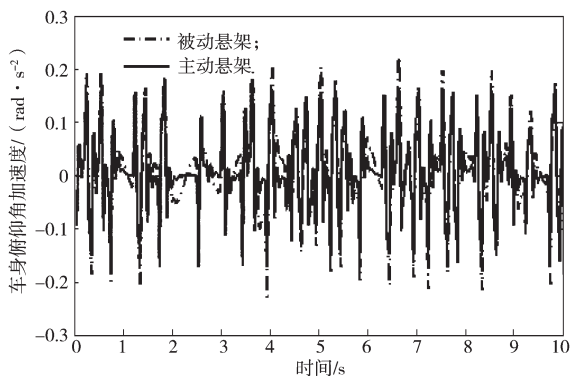


图8 车身质心俯仰角加速度变化曲线

Fig. 8 Body mass center pitch angle acceleration curves

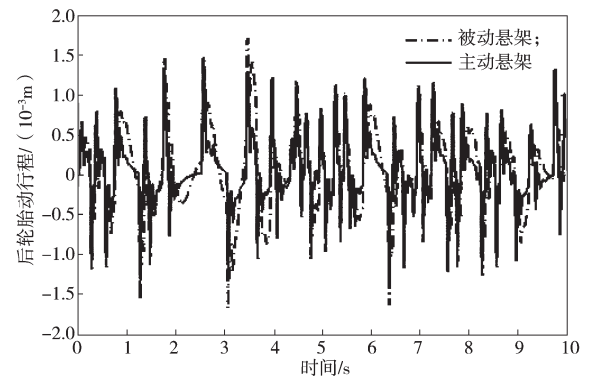


图12 后轮胎动行程变化曲线

Fig. 12 Rear tire movement stroke curves

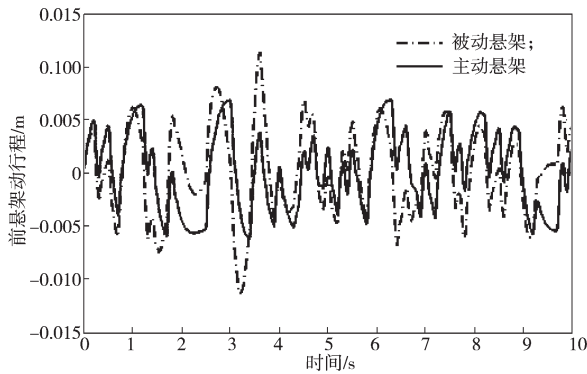


图9 前悬架动行程变化曲线

Fig. 9 Front suspension dynamic travel curves

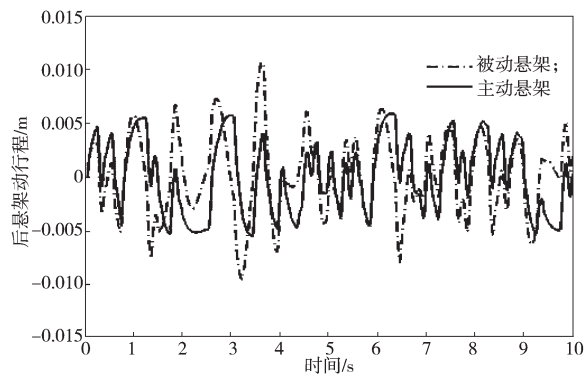


图10 后悬架动行程变化曲线

Fig. 10 Rear suspension dynamic travel curves

表5 各个速度段的悬架性能参数均方根值

Table 5 RMS values of suspension performance parameters for speed sections

车速 / (km·h ⁻¹)	参数	被动悬架	主动悬架	优化比 / %
20	垂向加速度 / (m·s ⁻²)	4.23e-1	1.97e-1	53.4
	俯仰角加速度 / (rad·s ⁻²)	1.60e-1	1.30e-1	18.7
	前悬架动行程 / m	6.30e-3	3.90e-3	38.1
	后悬架动行程 / m	6.30e-3	3.30e-3	47.6
	前轮胎动行程 / m	7.62e-4	7.45e-4	2.2
	后轮胎动行程 / m	1.00e-3	7.88e-4	21.2
40	垂向加速度 / (m·s ⁻²)	6.00e-1	3.11e-1	48.2
	俯仰角加速度 / (rad·s ⁻²)	2.26e-1	1.78e-1	21.2
	前悬架动行程 / m	9.00e-3	5.60e-3	37.8
	后悬架动行程 / m	8.90e-3	4.80e-3	46.1
	前轮胎动行程 / m	1.10e-3	1.10e-3	0
	后轮胎动行程 / m	1.40e-3	1.10e-3	21.4
60	垂向加速度 / (m·s ⁻²)	7.01e-1	3.91e-1	44.2
	俯仰角加速度 / (rad·s ⁻²)	2.23e-1	1.65e-1	26.0
	前悬架动行程 / m	1.14e-2	6.80e-3	40.4
	后悬架动行程 / m	1.07e-3	5.90e-4	44.9
	前轮胎动行程 / m	1.30e-3	1.30e-3	0
	后轮胎动行程 / m	1.70e-3	1.30e-3	23.5

从图7~12和表5中的结果可以看出,半主动悬架相对于被动悬架在性能上整体都有所提升;在不同车速阶段,车身垂直加速度,俯仰角加速度、前后

悬架动行程, 轮胎动位移性能均有改善, 其中车身垂向加速度改善尤为突出; 整车在不同车速范围内乘坐舒适性和操纵稳定性得到了提升。

5 结论

通过建立1/2整车半主动悬架仿真模型, 计算出前后悬架与车身连接处的速度及其变化率, 作为磁流变阻尼力的输入参数; 控制器采用模糊PID复合控制算法进行计算, 可得如下结论:

1) 车身的垂直加速度、俯仰角加速度、前后悬架动行程改善明显, 提升了在不同车速下的乘坐舒适性与操纵稳定性;

2) 前后轮胎动位移性能提升较小, 随着车速的增加, 前轮胎动位移保持不变, 轮胎与地面之间的接触力特性改善受限;

3) 采用模糊PID复合控制器的半主动悬架, 其整体综合性能优越, 鲁棒性较强, 可实现全速范围内参数较好的调整。

参考文献:

- [1] 杨礼康. 基于磁流变技术的车辆半主动悬挂系统理论与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
YANG Likang. The Theoretical and Experimental Investigation on Semi-Active Vehicle Suspension Employing Magneto-Rheological Technology[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003.
- [2] 唐志桥. 二分之一车辆悬架系统的动力学仿真研究[J]. 公路与汽运, 2015(1): 5-8, 56.
TANG Zhiqiao. Dynamics Simulation of Half Vehicle Suspension System[J]. Highways & Automotive Applications, 2015(1): 5-8, 56.
- [3] HUANG C, CHEN L, JIANG H B, et al. Fuzzy Chaos Control for Vehicle Lateral Dynamics Based on Active Suspension System[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(4): 793-801.
- [4] YOSHIMURA T, TERAMURA I. Active Suspension Control of a One-Wheel Car Model Using Single Input Rule Modules Fuzzy Reasoning and a Disturbance Observer[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2005, 6(4): 251-256.
- [5] DONG X, YU M T. Genetic Algorithm Based Fuzzy Logic Control for a Magneto-Rheological Suspension[J]. Journal of Vibration and Control, 2014, 20(20): 1343-1355.
- [6] 刘静. 带天棚阻尼的1/2车辆主动悬架仿真研究[J]. 公路与汽运, 2015(3): 15-20, 80.
LIU Jing. The Skyhook Active Suspension Simulation Research of the Half Vehicle[J]. Highways & Automotive Applications, 2015(3): 15-20, 80.
- [7] 张昆, 习文辉, 邓文华, 等. 基于Car Sim-Simulink联合仿真的整车半主动悬架模糊控制仿真研究[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2015, 40(1): 39-44.
ZHANG Kun, XI Wenhui, DENG Wenhua, et al. Fuzzy Control Simulation of Full Vehicle Semi-Active Suspension Based on Car Sim-Simulink Co-Simulation[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015, 40(1): 39-44.
- [8] 宋萌萌, 肖顺根. 基于模糊PID算法的WEDM-LS恒速走丝控制系统的设计[J]. 江西理工大学学报, 2013, 34(5): 41-47.
SONG Mengmeng, XIAO Shungen. The Constant Speed Wire-Moving System Design of LS-WEDM Based on Fuzzy PID Algorithm[J]. Journal of Jiangxi University of Science and Technology, 2013, 34(5): 41-47.
- [9] SUN T, HUANG Z Y, CHEN D Y, et al. Signal Frequency Based Self-Tuning Fuzzy Controller for Semi-Active Suspension System[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2003, 4(4): 426-432.
- [10] YU Y, WEI X X, ZHANG Y F, et al. Analyses and Simulation of Fuzzy Logic Control for Suspension System of a Track Vehicle[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2008, 17(2): 164-167.
- [11] XU X, ZHOU K K, ZOU N N, et al. Hierarchical Control of Ride Height System for Electronically Controlled Air Suspension Based on Variable Structure and Fuzzy Control Theory[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(5): 945-953.
- [12] NGUYEN S D, CHOI S B. A Novel Minimum-Maximum Data-Clustering Algorithm for Vibration Control of a Semi-Active Vehicle Suspension System[J]. Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(9): 1242-1254.
- [13] SU X J, YANG X Z, SHI P, et al. Fuzzy Control of Nonlinear Electromagnetic Suspension Systems[J]. Mechatronics, 2014, 24(4): 328-335.

(责任编辑: 邓光辉)