

# 基于 LABCAR 的智能悬架仿真与试验研究

黄晨<sup>1</sup>, 王一淇<sup>1</sup>, 李悦彬<sup>1</sup>, 辛志鹏<sup>2</sup>, 杨上东<sup>2</sup>

1. 江苏大学汽车工程研究院

2. 上海蔚赫信息科技有限公司

**【摘要】** 半主动悬架兼具了被动悬架结构简单可靠和主动悬架阻尼可调节的特点，通过合适的控制方法能实现接近主动悬架的性能。在不同行驶路况下影响舒适性和平顺性的车身运动指标不同，为了优化半主动悬架在不同工况下的控制效果，本文利用车载双目相机区分车辆即将经过的不同行驶路况，根据双目相机识别结果设计基于磁流变阻尼器的半主动悬架多模式控制方法切换规则，优化不同场景下的车身姿态，提高乘坐舒适性和操纵稳定性。具体来说，首先，完成磁流变半主动悬架系统动力学建模及四轮路面输入模型构建，并通过阻尼特性试验及参数辨识，搭建了基于磁流变阻尼器的半主动悬架整车动力学模型。其次，基于相机标定原理以及目标识别等原理完成了双目相机感知算法设计。再次，搭建 Python 感知算法与 Simulink 控制器联合仿真平台，测试半主动悬架多模式控制方法及其切换规则的有效性。最后，完成磁流变半主动悬架控制算法硬件在环实验。

**【关键词】** 智能悬架，智能控制，硬件在环，目标识别

## Simulation and Test Research of Intelligent Suspension Based on LABCAR

Huang Chen<sup>1</sup>, Wang Yiqi<sup>1</sup>, Li Yuebin<sup>1</sup>, Xin Zhipeng<sup>2</sup>, Yang Shangdong<sup>2</sup>

1. Institute of Automotive Engineering, Jiangsu University

2. WEI-HE Information Technology Co., Ltd.

**Abstract:** The semi-active suspension has the characteristics of simple and reliable passive suspension structure and damping regulation of active suspension. Through appropriate control methods, the performance of active suspension can be achieved. In order to optimize the control effect of semi-active suspension under different driving conditions, this paper uses the binocular camera to distinguish different driving conditions that the vehicle is about to pass through, and designs the switching rule of semi-active suspension multi-mode control method based on the magnetorheological damper according to the recognition results of binocular camera. Optimize body attitude in different scenarios to improve ride comfort and handling stability. Specifically, firstly, the dynamics modeling of the magnetorheological semi-active suspension system and the four-wheel road input model were completed, and the vehicle dynamics model of the semi-active suspension based on the magnetorheological damper was built through the damping characteristic test and parameter identification. Secondly, based on the principle of camera calibration and target recognition, the binocular camera perception algorithm is designed. Thirdly, a Python sensing algorithm and Simulink controller co-simulation platform were built to test the effectiveness of the semi-active suspension multi-mode control method and its switching rules. Finally, a hardware-in-the-loop experiment of the control algorithm of Mr Semi-active suspension is completed.

**Key words:** intelligent suspension, intelligent control, hardware in the ring, target recognition

## 引言

悬架是汽车底盘系统的重要组成部分，用于减弱不平路面冲击产生的振动对行驶平顺性、操纵稳定性以及乘员舒适性的影响。被动悬架结构简单、性能可靠，但其刚度和阻尼通常根据车辆用途、设计经验等决定，是无法改变的。因此，只能在特定情况下实现最优减振效果，在未知路面激励下难以兼顾操纵稳定性和乘员舒适度。随着汽车的需求普遍提升，被动悬架逐渐难以满足消费者对于乘坐舒适度以及平顺性的需求，因此，被动悬架会逐渐被主动悬架以及半主动悬架所取代。而主动悬架增加了力发生器，通过外部能量输入推动执行器产生可控主动力来降低车体振动，兼顾舒适性和操纵性。但由于额外增加了作动器，导致能耗增大、成本提高。且由于增加了一套控制系统，导致悬架系统的可靠性

降低。因此，主动悬架只能在高级汽车上配备，难以普及<sup>[1]</sup>。

半主动悬架系统与被动悬架的区别在于其使用无源可控阻尼器，提高了被动悬架对多种路面的适应性；相较于主动悬架系统结构而言，半主动悬架取消了力发生器等复杂结构，仅自适应调节刚度或阻尼，可以实现自适应车身振动控制，具有成本低、可靠性好等优点<sup>[2]</sup>。

半主动悬架根据传感器采集的信号，按照控制方法调节减振器以降低车体振动。因此，控制算法的优劣直接影响汽车的舒适性、平顺性及操纵稳定性。合适的控制方法能使半主动悬架在低能耗的同时达到与主动悬架相近的性能。目前应用较多的控制方法主要有天棚控制、最优控制、自适应控制、模糊控制、预瞄控制等<sup>[3,4]</sup>。但是半主动控制方法大多不考虑不同工况下影响舒适度的主要车身运动指标，导致单一控制模式在不同的路况下控制效果较难优化。基于此，本

文主要利用双目相机完成两种目标识别和预瞄信息提取，两种目标即减速带和车道线圆曲线起始点，由此判断车辆即将进入两种常见行驶场景，即通过凹凸路面和进入弯道，以此作为悬架控制模式切换的判断规则，利用多模式控制器实现车辆半主动悬架控制，优化不同场景下的车身姿态，提高乘坐舒适性和操纵稳定性。

本文针对半主动悬架控制方法进行深入研究，主要内容分为以下几个方面。首先，完成磁流变半主动悬架系统动力学建模及四轮路面输入模型构建，并通过阻尼特性试验及参数辨识，搭建了基于磁流变阻尼器的半主动悬架整车动力学模型。其次，基于相机标定原理以及目标识别等原理完成了双目相机感知算法设计。再次，搭建 Python 感知算法与 Simulink 控制器联合仿真平台，测试半主动悬架多模式控制方法及其切换规则的有效性。最后，完成磁流变半主动悬架控制算法硬件在环实验。

## 1 磁流变半主动悬架整车模型建立

### 1.1 整车半主动悬架模型

研究半主动悬架系统的控制策略，通常需要建立其动力学模型。常用的二自由度模型和四自由度模型，由于缺少车身俯仰运动和侧倾运动的描述，因此在悬架控制算法开发上有一定缺陷。七自由度整车模型填补了这一缺陷，更符合实际车辆动态，整车运动学模型见图 1。

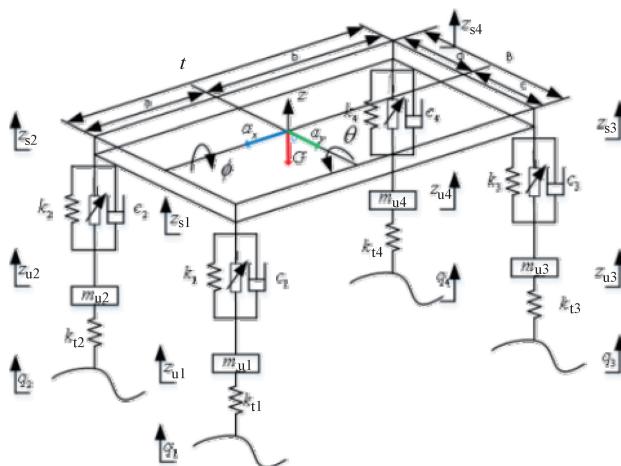


图 1 整车运动学模型

整车动力学微分方程包括以下部分<sup>[5]</sup>。

1) 垂向运动。

$$m\ddot{z} - [k_1(z_{u1}-z_{s1}) + c_1(\dot{z}_{u1}-\dot{z}_{s1}) + k_2(z_{u2}-z_{s2}) + c_2(\dot{z}_{u2}-\dot{z}_{s2}) + k_3(z_{u3}-z_{s3}) + c_3(\dot{z}_{u3}-\dot{z}_{s3}) + k_4(z_{u4}-z_{s4}) + c_4(\dot{z}_{u4}-\dot{z}_{s4})] + f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 0 \quad (1)$$

2) 俯仰运动。

$$I_y\ddot{\theta} - [k_1(z_{u1}-z_{s1}) + c_1(\dot{z}_{u1}-\dot{z}_{s1}) + k_2(z_{u2}-z_{s2}) + c_2(\dot{z}_{u2}-\dot{z}_{s2}) - f_1 - f_2]a + [k_3(z_{u3}-z_{s3}) + c_3(\dot{z}_{u3}-\dot{z}_{s3}) + k_4(z_{u4}-z_{s4}) + c_4(\dot{z}_{u4}-\dot{z}_{s4}) - f_3 - f_4]b = 0 \quad (2)$$

3) 侧倾运动。

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\phi} - & [k_2(z_{u2}-z_{s2}) + c_2(\dot{z}_{u2}-\dot{z}_{s2}) + k_4(z_{u4}-z_{s4}) + c_4(\dot{z}_{u4}-\dot{z}_{s4}) - f_2 - f_4]c + \\ & [k_1(z_{u1}-z_{s1}) + c_1(\dot{z}_{u1}-\dot{z}_{s1}) + k_3(z_{u3}-z_{s3}) + c_3(\dot{z}_{u3}-\dot{z}_{s3}) - f_1 - f_3]d = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

4) 车轮振动。

$$m_{u1}\ddot{z}_1 - k_{11}(q_1-z_{u1}) + k_1(z_{u1}-z_{s1}) + c_1(\dot{z}_{u1}-\dot{z}_{s1}) - f_1 = 0 \quad (4)$$

$$m_{u2}\ddot{z}_2 - k_{12}(q_2-z_{u2}) + k_2(z_{u2}-z_{s2}) + c_2(\dot{z}_{u2}-\dot{z}_{s2}) - f_2 = 0 \quad (5)$$

$$m_{u3}\ddot{z}_3 - k_{13}(q_3-z_{u3}) + k_3(z_{u3}-z_{s3}) + c_3(\dot{z}_{u3}-\dot{z}_{s3}) - f_3 = 0 \quad (6)$$

$$m_{u4}\ddot{z}_4 - k_{14}(q_4-z_{u4}) + k_4(z_{u4}-z_{s4}) + c_4(\dot{z}_{u4}-\dot{z}_{s4}) - f_4 = 0 \quad (7)$$

式中，下标  $n$  是元件在车身的位置，依次为车体左前轮、右前轮、左后轮及右后轮； $f_n$  是半主动悬架可控阻尼力； $z$ 、 $\ddot{z}$  分别是车辆质心处垂向位移及垂向加速度； $\theta$ 、 $\ddot{\theta}$  是车辆质心处俯仰角及俯仰角加速度； $\phi$ 、 $\ddot{\phi}$  是车辆质心处侧倾角及侧倾角加速度； $z_{sn}$ 、 $\dot{z}_{sn}$  分别是车体相应位置的垂向位移及其垂向速度； $z_{un}$ 、 $\dot{z}_{un}$  分别是车轮的垂向位移及其垂向速度； $q_n$  是路面输入；其他符号物理意义见表 1。依据表 1 参数在 Simulink 中进行半主动悬架建模。

表 1 运动学建模参数

车体参数	代表符号	数值	单位
簧上质量	$m$	1836	kg
簧下质量	$m_{u1}$ 、 $m_{u2}$ 、 $m_{u3}$ 、 $m_{u4}$	50	kg
质心到前轴距离	$a$	1.455	m
质心到后轴距离	$b$	1.514	m
质心到车身左端距离	$c$	0.805	m
质心到车身右端距离	$d$	0.805	m
轮胎刚度	$k_{11}$ 、 $k_{12}$ 、 $k_{13}$ 、 $k_{14}$	230000	N/m
前悬架弹性元件刚度	$k_1$ 、 $k_2$	17000	N/m
后悬架弹性元件刚度	$k_3$ 、 $k_4$	20000	N/m
被动悬架减振器阻尼系数	$c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 、 $c_4$	2000	N/(m/s)
俯仰转动惯量	$I_y$	3411	kg · m <sup>2</sup>
侧倾转动惯量	$I_x$	676	kg · m <sup>2</sup>

### 1.2 磁流变阻尼器数学模型辨识

准确的磁流变阻尼器数学模型能有效提高悬架控制算法的效果，目前有参数化模型和非参数化模型两种。参数化模型计算效率和精度较差，因此目前主要使用 Choi 提出的非参数化多项式模型对磁流变阻尼器进行建模<sup>[6]</sup>。

$$F_d = \sum_{i=0}^n a_i v^i \quad (8)$$

式中,  $i$  是多项式阶数,  $i=1, 2, \dots, n$ , 为模拟磁流变阻尼器滞回特性, 提高数学模型精度, 通常  $n>5$ ;  $v$  是阻尼器运动速度;  $a_i$  是多项式模型系数<sup>[7]</sup>, 通过对试验数据拟合得到, 该值与电流的关系为

$$a_i = B_i + C_i I \quad (9)$$

联立式 (8) 和式 (9) 可以得到磁流变阻尼器阻尼力:

$$F_d = \sum_{i=0}^n (B_i + C_i I) v^i \quad (10)$$

由上式可以得到控制电流大小:

$$I = \frac{F_d - \sum_{i=0}^n B_i v^i}{\sum_{i=0}^n C_i v^i} \quad (11)$$

为了确定多项式拟合系数, 利用英斯特朗 8800 型数控液压伺服激振试验台, 根据 QC/T 491—2018《汽车减振器性能要求及台架试验方法》布置试验台架并使用 DP6010 型直流稳压电源在 0~2A 范围内以 0.2A 为间隔变化为磁流变阻尼器供电, 进行磁流变阻尼器特性试验。得到的磁流变阻尼特性曲线如图 2 所示。

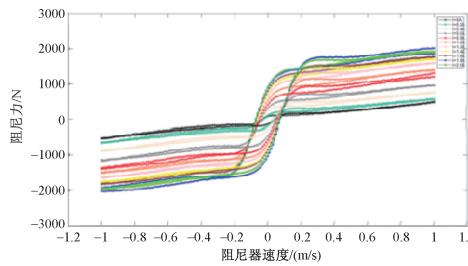


图 2 阻尼特性曲线

根据 Choi 所述将阻尼特性曲线按阻尼器运动加速度正负区分为上支特性曲线与下支特性曲线, 并分别将上下支数据按照下式拟合<sup>[8]</sup>, 即可确定参数  $a_i$  的数值。

$$F = \frac{a_0 v^5 + a_1 v^4 + a_2 v^3 + a_3 v^2 + a_4 v + a_5}{v^2 + a_6 v + a_7} \quad (12)$$

为了实现根据阻尼力与阻尼器运动速度按照式 (11) 计算实时控制电流  $I$ , 分别将上下支多项式系数  $a_i$  拟合结果与电流  $I$  按照式 (12) 进行线性关系拟合, 得到  $B_i$  和  $C_i$ 。

最终结果见表 2。

表 2 系数  $B_i$  与  $C_i$  取值

下支			上支				
符号	数值	符号	数值	符号	数值		
$B_0$	9.41	$C_0$	-291.69	$B_0$	-65.1	$C_0$	-158.9
$B_1$	-19.61	$C_1$	-102.79	$B_1$	12.69	$C_1$	73.81
$B_2$	567.61	$C_2$	839.01	$B_2$	789.49	$C_2$	457.609
$B_3$	-22.28	$C_3$	272.49	$B_3$	-136.15	$C_3$	-144.39
$B_4$	-3.11	$C_4$	250.41	$B_4$	93.49	$C_4$	154.99
$B_5$	-2.89	$C_5$	17.51	$B_5$	-3.88	$C_5$	-11.29
$B_6$	0.071	$C_6$	0.0601	$B_6$	-0.094	$C_6$	-0.029
$B_7$	0.0061	$C_7$	0.0154	$B_7$	0.0140	$C_7$	0.0085

## 2 悬架智能控制方法设计

半主动悬架控制系统框架如图 3 所示。

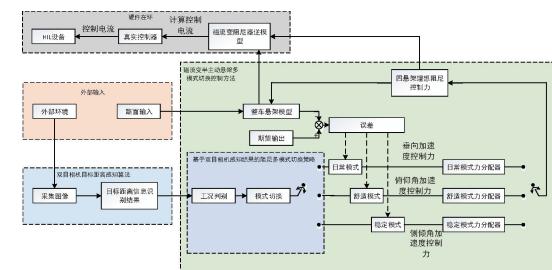


图 3 半主动悬架控制系统框架

半主动悬架智能控制方法以整车半主动悬架模型作为被控对象, 为提高车辆在不同路况下的行驶平顺性, 划分三种控制模式, 并以车身垂向加速度、车身俯仰角加速度、车身侧倾角加速度(为描述方便, 下文以“车体 [角] 加速度”代替) 分别作为控制目标输入 BP-PID 控制器, 利用双目感知结果作为模式切换规则, 将各模式控制器输出的阻尼力输入阻尼力分配器, 通过调节四个阻尼力加权参数提升平顺性和操控稳定性, 最终实现各个模式下悬架综合性能的提高<sup>[9]</sup>。

多模式切换策略根据行驶车速、目标物检测结果及双目相机感知目标物距离变化, 完成日常模式、舒适模式和稳定模式的自适应切换。根据模式控制目标不同, 控制模式被分为日常模式、舒适模式和稳定模式。其中, 日常模式为控制系统默认模式, 在视觉感知系统未检测到目标物或根据车速和距离计算判断车辆未到达目标物时使用, 主要控制簧上质量垂向加速度; 当视觉感知系统检测到以减速带为代表的凹凸路面图像时, 通过获取的目标物距离及行驶车速计算未来到达目标物的时间, 自适应切换为舒适模式, 降低车辆通过目标物时簧上质量俯仰角加速度; 当视觉感知系统检测到车道线圆曲线起始点时, 通过获取的起始点距离及行驶车速计算未来进入弯道时间, 自适应切换到稳定模式, 降低车辆弯道行驶时簧上质量的侧倾角加速度<sup>[10,11]</sup>。

在不同控制模式下, 将主要控制目标的期望输出与实际输出的差值输入 BP-PID 控制器, 通过 BP 神经网络调整 PID 控制参数并输出控制力到力分配器, 完成阻尼力在四个悬架上的分配, 通过磁流变逆模型辨识结果计算控制电流并输入到磁流变阻尼器, 得到实际控制力<sup>[12]</sup>。

### 2.1 基于双目测距目标识别感知算法

双目视觉系统能提供更丰富的感知信息, 本文基于 zed 2i 双目相机测距功能开发目标识别测距感知方法, 并将感知结果应用于半主动悬架控制切换算法, 实现悬架控制模式智能自适应切换<sup>[13]</sup>。

针对车道线圆曲线起始点的检测采用传统 opencv 方法进行。

首先, 基于 opencv 进行车道线检测, 经过中值滤波、去畸变、兴趣区域 (ROI) 标注、逆透视变换、图像二值化和边缘检测提取车道线边缘<sup>[14]</sup>。

其次, 基于滑窗定位法进行车道线定位<sup>[15]</sup>。通过统计

像素坐标系下各列白色像素块数量完成车道线定位。

接下来以起始点为中心向顶部绘制新的滑窗，统计滑窗内白色像素块数量以峰值作为新的起始点做新的滑窗，重复这一过程最终确定车道线走向。

然后，根据最小二乘法对车道线定位结果的坐标值在鸟瞰图上进行车道线拟合<sup>[16,17]</sup>。

最后，确定车道线圆曲线起始点位置。

## 2.2 控制器设计

本文利用 BP 神经网络实时调节 PID 参数实现控制器设计。

PID 控制器<sup>[18]</sup>以期望输出和实际输出的差值作为反馈控制系统输入，通过调整 P、I、D 参数控制系统实际输出，使系统准确且快速地调整到期望状态。根据是否累加误差，可以将 PID 分为位置式 PID 和增量式 PID 两种。位置式 PID 输出与系统运行全周期的误差和相关，一旦控制输出出错会引起误差和倍增，影响控制效果。因此，本文使用增量式 PID 控制器，微分方程为

$$u(t) = K_p e(t-1) + K_i e(t) + K_d [e(t) - 2e(t-1) + e(t-2)] + u(t-1)$$

式中， $e(t-1)$  为前一个采样周期误差， $e(t)$  为当前周期误差， $e(t-2)$  为前两个采样周期的误差， $u(t-1)$  为前一个采样周期控制力。

传统 PID 控制器控制效果依赖于设计初期对三个控制参数的整定调试，适应性较差。因此，利用 BP 神经网络对 PID 参数进行在线辨识，提高其适应性。

BP 神经网络<sup>[19]</sup>是一种基于误差反向传播算法进行网络训练的多层前馈网络。它具有正向传播和反向传播两个过程，通过正向传播计算神经网络输出，通过反向传播计算误差并对网络参数进行调整来减小这一误差。

按上述步骤构建 BP-PID 控制器。

1) PID 控制器选择：考虑闭环控制系统稳定性及系统实时性要求，选择鲁棒性较好且计算量小的增量式 PID 控制器。

2) 神经网络结构搭建：依实际情况确定神经网络结构为输入层神经元个数  $m=3$ ，分别接受来自系统的期望输出  $r(t)$ 、实际输出  $y(t)$  以及误差  $e(t)$ ；为降低控制系统复杂程度，选用单隐藏层网络，神经元个数  $n=3$ ；神经网络输出层神经元个数  $l=3$ ，分别对应  $K_p$ 、 $K_i$  和  $K_d$ ；根据 Simulink 仿真步长设计采样周期为  $T_{bp}=0.001$ ；使用  $(0, 1)$  随机数初始化各层权重；选用 Softmax 函数作为激活函数。

3) 控制力计算：接受 BP 神经网络输出层参数，从延时记忆模块获取系统前两个采样周期的误差值，带入增量式 PID 控制器系统微分方程即可计算控制力。

BP-PID 控制器模型如图 4 所示。

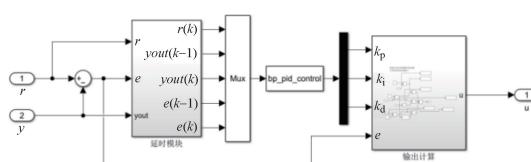


图 4 BP-PID 控制器模型

每个模式下的 BP-PID 控制器只会输出一个总控制力，考虑实际应用情况需要对控制力在四个阻尼器之间进行分配，根据车身动态分析，分配到四个阻尼器上的阻尼力并不是等量同向的，如图 5 所示。

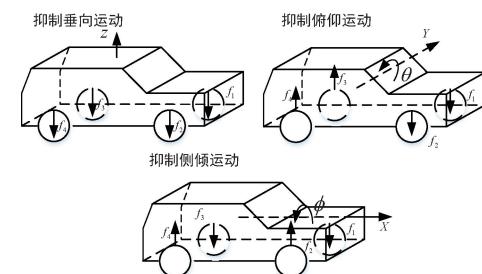


图 5 抑制车体振动及旋转

因此需要利用智能优化算法求解这四个系数。樽海鞘优化算法是一种新的智能优化算法，通过模拟樽海鞘链“领导者-追随者”模式的觅食行为，实现全局范围内的大范围探索和局部探索，最终获得全局最优解。樽海鞘群算法遵循智能优化算法的一般流程<sup>[20]</sup>。

1) 种群初始化：根据需要求解的具体问题选取  $D \times N$  维搜索空间，设定搜索空间上界  $ub_{D \times N}$ ，搜索空间下界  $lb_{D \times N}$ ，随机初始化种群。

$$X_{dN}^1 = \text{rand}(D, N)(ub_{D \times N} - lb_{D \times N}) + lb_{D \times N} \quad (13)$$

2) 计算适应度：计算  $N$  个樽海鞘个体适应度值。

3) 选定食物：第一次迭代食物源位置未知，将适应度结果排序，以最优的个体位置作为当前食物源位置。

4) 选定领导者与追随者：将群体中剩余的  $N-1$  个樽海鞘按照适应度优劣，前一个体作为后一个体的领导者，后一个个体作为前一个个体的追随者，形成樽海鞘链。

5) 位置更新：在樽海鞘链移动和觅食过程中，领导者位置按照式 (14) 更新，追随者位置按照式 (16) 更新。

$$X_d^1 = \begin{cases} F_d + c_1((ub - lb))c_2 + lb, & c_3 \geq 0.5 \\ F_d - c_1((ub - lb))c_2 + lb, & c_3 < 0.5 \end{cases} \quad (14)$$

$$c_1 = 2e^{-\left(\frac{4l}{L}\right)^2} \quad (15)$$

式中， $X_d^1$  和  $F_d$  分别是第  $d$  维领导者位置和食物位置； $ub$  和  $lb$  是上下界； $c_1$  是收敛因子，按式 (15) 更新； $l$  是当前迭代次数； $L$  是最大迭代次数； $c_2$  和  $c_3$  是  $[0, 1]$  范围内的随机参数。

$$X_d^{i'} = \frac{X_d^i + X_d^{i-1}}{2} \quad (16)$$

其中， $X_d^{i'}$  是更新后的追随者位置； $X_d^i$  是未更新的追随者位置； $X_d^{i-1}$  是与追随者紧密相连的前一个樽海鞘位置。

6) 计算适应度：位置更新后重新计算个体适应度。将更新后樽海鞘个体适应度与当前食物适应度值比较，若更新后个体适应度值更优，则以个体适应度更优的樽海鞘位置作为新的食物的位置。

7) 重复步骤 4) 到步骤 6)，直到达到最大迭代次数或适应度值达到终止值，输出当前食物位置作为目标估计位置。

利用樽海鞘优化算法进行理想阻尼力分配系数求解，设定性能函数如下。

日常模式:

$$P_{\text{daily}} = p_z + p_{F_{d1\_sa}} + p_{F_{d2\_sa}} + p_{F_{d3\_sa}} + p_{F_{d4\_sa}} \quad (17)$$

舒适模式:

$$P_{\text{comfort}} = p_\theta + p_{F_{d1\_sa}} + p_{F_{d2\_sa}} + p_{F_{d3\_sa}} + p_{F_{d4\_sa}} \quad (18)$$

稳定模式:

$$P_{\text{stable}} = p_\phi + p_{F_{d1\_sa}} + p_{F_{d2\_sa}} + p_{F_{d3\_sa}} + p_{F_{d4\_sa}} \quad (19)$$

$P_\delta$  代表子性能函数, 其定义为

$$p_\delta = \frac{\text{RMS}(\delta_{\text{sa}})}{\text{RMS}(\delta_{\text{pas}})} \quad (20)$$

式中,  $\text{RMS}(\delta_{\text{sa}})$  是半主动悬架性能指标的均方根值;  $\text{RMS}(\delta_{\text{pas}})$  是被动悬架的均方根值;  $\delta$  分别是车身垂向加速度、车身俯仰角速度、车身侧倾角加速度和轮胎动载荷, 其下标  $\text{pas}$  代表被动悬架,  $\text{sa}$  代表半主动悬架。

此外, 为满足悬架运动约束和轮胎动载荷约束<sup>[21]</sup>, 令

$$\frac{\text{RMS}(z_{\text{us}_n})}{[z_{\text{us}_n}]} \leq \frac{1}{3} \quad (21)$$

$$\frac{\text{RMS}(F_{dn})}{(m + \sum_{n=1}^4 m_{un})g} \leq \frac{1}{3} \quad (22)$$

式中,  $z_{\text{us}_n}$  是悬架动挠度;  $[z_{\text{us}_n}]$  是悬架动行程, 本文半主动悬架模型基于某 C 级轿车参数,  $[z_{\text{us}_n}]$  通常选取 7~9cm, 因此, 令  $[z_{\text{us}_n}] = 9\text{cm}$ 。

力分配器权重系数搜索范围设定为  $[-1, 1]$ 。樽海鞘链种群数量为 (50, 4); 最大迭代次数为 200; 适应度值 < 3 或达到最大迭代次数即结束并输出结果。

得到的力控制器协调权重如下。日常模式: 0.951、0.986、0.933、0.915; 舒适模式: 0.986、0.978、-0.948、-0.954; 稳定模式: -0.972、0.961、-0.981、0.986。

### 3 基于 LABCAR 的硬件在环仿真

本文搭建的硬件在环测试环境由 LABCAR 测试机柜、上位机、D2P 组成。LABCAR 提供了 IO 信号板卡和 CAN 通信板卡, 能向控制器和上位机传递所需信号。硬件在环总体试验方案设计如图 6 所示。



图 6 HIL 测试方案

HIL 试验流程如下。

1) 联合仿真模型分为被控对象模型和控制算法模型。被控对象模型为整车动力学模型以及磁流变阻尼器模型, 通过理想阻尼力和悬架动速度计算所需电流。整车动力学模型依据设计参数在 Carsim 软件中建立, 并根据采集路况设计仿真工况, 包括转弯工况和减速带工况。控制算法模型为本文设计的悬架智能控制方法, 并用 PID 控制算法作为对比。

2) 在 LABCAR IP 中新建项目并配置板卡, 连接被控对象仿真模型的输入输出模块与板卡后编译模型, 并通过 EtherNet 通信将被控对象模型从上位机下载到 RTPC 中。

3) 配置 I/O 接口, 为控制器添加输入输出模块并为其选择管脚, 管脚需要与板卡通道对应, 实现控制器与 RTPC 中被控对象的连接。设置控制器输入信号、输出信号, 编译控制文件并将其刷入 D2P 中, 通过 CAN 板卡通信将 D2P 与 RTPC 连接, 将信号从前面板相应通道引出, 完成闭环控制。

4) 设置试验测试参数, 开始 HIL 测试并将结果导出为 “\*.mat” 文件, 方便在 Matlab 中进行分析。

依据流程步骤进行试验, 结果如图 7、图 8 所示。

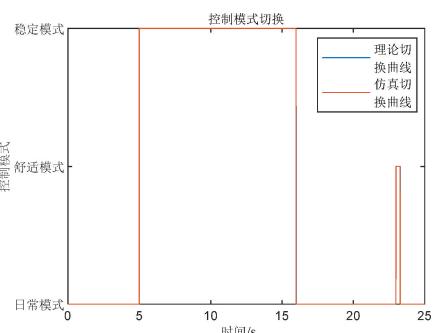


图 7 控制模式切换过程

对实验结果进行分析可知:

1) 对比理论切换曲线, 分析仿真控制模式切换曲线可以知道, 在车辆进入车道线圆曲线时, 仿真切换曲线进入稳定模式相比于理论切换曲线进入稳定模式提前了 0.006s; 车辆行驶离开车道线圆曲线时, 仿真切换曲线相比理论切换曲线提前 0.009s 切换入日常模式; 车辆即将通过减速带目标时, 仿真实验下半主动悬架控制模式切换到舒适模式相比理论切换曲线提前 0.008s; 在车辆通过减速带目标后, 控制方法切换回日常模式的仿真切换曲线相比于理论切换曲线提前 0.007s。

2) 在整个试验周期内, 悬架智能控制方法相比被动悬架, 能使车身垂向加速度均方根值下降 3.82%, 使车身俯仰角加速度均方根值降低 4.47%, 使车身侧倾角加速度降低 22.29%; 相比 PID 控制分别能降低 1.3%、2.6% 和 10.02%。

3) 选取悬架智能控制方法为日常模式时间段车身垂向加速度值, 此时被动悬架的均方根值为 0.1345; PID 控制的半主动悬架均方根值为 0.1153; 日常模式控制的半主动悬架均方根值为 0.1046, 身身垂向加速度值在日常模式下相比被动悬架, 均方根值下降 22.23%; 相比 PID 控制, 均方根值下降 9.28%。选取悬架智能控制方法为舒适模式时间段车身俯仰角加速度值, 此时被动悬架均方根值为 0.1976; PID 控制的半主动悬架均方根值为 0.1906, 身身俯仰角加速度值在舒适模式下相比被动悬架, 均方根值下降 8.61%; 相比 PID 控制, 均方根值下降 5.25%。选取悬架智能控制方法为稳定模式时间段车身侧倾角加速度值, 此时被动悬架均方根值为 0.2337; PID 控制的半主动悬架均方根值为 0.1892; 稳定模式控制的半主动悬架均方根值为 0.1576。车身侧倾角加速

度值在稳定模式下相比被动悬架，均方根值下降 32.56%，相比 PID 控制，均方根值下降 16.7%。

综上所述，悬架智能控制方法从整体控制效果而言对评价指标的改善程度较小，但通过分析各个模式下的控制效果

可知，模式内对评价指标的改善效果较好，且相比于被动悬架和 PID 控制方法，悬架智能控制方法通过智能优化算法优化函数的设计，实现了轮胎动载荷均方根值的优化。

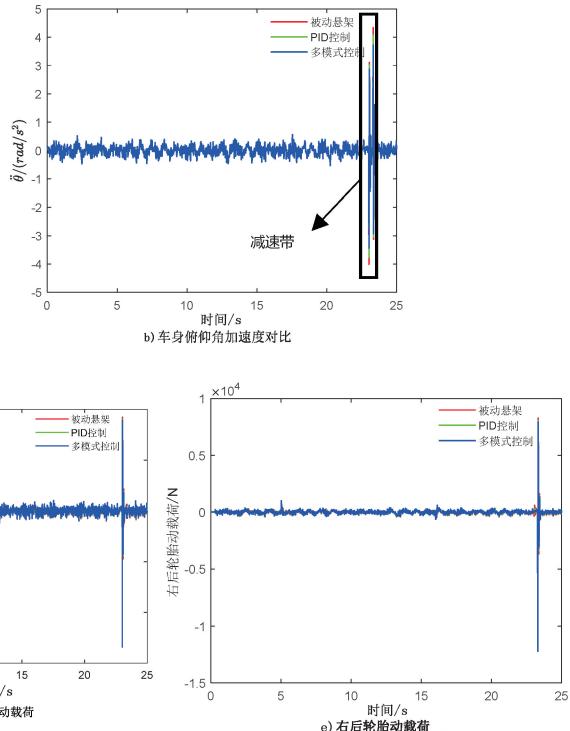


图 8 HIL 试验结果

## 4 结论

被动悬架对行驶平顺性、舒适性的改善有限。主动悬架利用力发生器作为作动器，虽然较好地提高了平顺性及舒适性，但由于极高的系统结构复杂度、高额的能量输入以及高成本限制了其在中低端汽车中的普及应用。将被动悬架不可调节阻尼器替换为可调阻尼器，即构成了半主动悬架。半主动悬架相比于主动悬架结构简单、能耗低且成本低，使用合

适的控制算法可实现接近于主动悬架的性能。但是很多的半主动悬架控制研究没有考虑车辆行驶未来路况对于平顺性及舒适性影响的主要指标不同。本文设计了基于双目相机目标距离识别的磁流变阻尼器半主动悬架多模式控制策略，目的在于解决车辆在不同未知路况下实现半主动悬架控制方法自适应切换，从而提高不同路况下车辆的平顺性、舒适性和操纵稳定性。

## 参 考 文 献

- [1] 来飞, 胡博. 汽车主动悬架技术的研究现状 [J]. 南京理工大学学报, 2019, 43 (4): 518-526.
- [2] 刘帅普. 基于双目视觉的三维重建算法研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.
- [3] 宁静静. 基于双目立体视觉的立体匹配算法的研究 [D]. 太原: 中北大学, 2012.
- [4] 韩九强. 机器视觉技术及应用 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.
- [5] 斯蒂格, 乌尔克里, 威德曼. 机器视觉算法与应用 [M]. 杨少荣, 吴迪靖, 段德山, 译. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [6] CROSBY M J, KARNOPP D C. The Active Damper-A New Concept for Shock and Vibration Control [J]. The Shock and Vibration Bullrtion, 1973, 43 (4): 119-133.
- [7] 于志委. 汽车磁流变半主动悬架模型构建及控制策略研究 [D]. 重庆: 重庆交通大学, 2021.
- [8] 梁旭东. 汽车空气悬架系统平顺性分析及控制策略研究 [D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2022.
- [9] 陈刚, 李海波. 复合式空气悬架系统结构匹配研究 [J]. 农业装备与车辆工程, 2015, 53 (4): 48-52.
- [10] 谢正超, 王辉, 王百键, 等. 双回路控制的双叉臂式空气悬架车高调节研究 [J]. 机械设计与制造, 2023 (4): 26-33.
- [11] SANGWOO B, JANG M L, CHONG N C. Axiomatic Design of Automotive Suspension Systems [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2002, 51 (1): 115-118.
- [12] 樊祝元. 基于可控阻尼器的汽车半主动悬架控制算法研究 [D]. 西安: 西安工业大学, 2016.
- [13] 杨浩瀚. 悬架磁流变阻尼器建模与控制策略研究

- [D]. 上海: 上海交通大学, 2021.
- [14] 周锐. 基于阻尼连续可调减振器的半主动悬架系统控制策略研究 [D]. 镇江: 江苏大学, 2021.
- [15] 万快弟. CDC 减振器阻尼特性研究 [D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
- [16] SERGIO M S, CRISTIANO S. Improving the Performance of a Semiaactive Suspension at the Damping-Invariant Point [C]//IEEE Intelligent Transportation Systems Conference. New York: Curran & Associates Inc., 2006: 17-20, 1394-1399.
- [17] 郑杰, 马莘莘, 周凯运, 等. 电流变液的研究与应用进展 [J]. 功能材料, 2015, 46 (B12): 19-27.
- [18] BROOKS A D. High Performance Electro-Rheological Dampers [J]. International Journal of Modern Physics, B. Condensed Matter Physics, Statistical Physics, Applied Physics, 1999, 13 (14): 2127-2134.
- [19] 郭全民. 阻尼连续可调的汽车磁流变半主动悬架控制方法研究 [D]. 西安: 西安理工大学, 2018.
- [20] HU G L, LIAO M K, LI W H. Analysis of A Compact Annular-Radial-Orifice Flow Magnetorheological Valve and Evaluation of Its Performance [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2017, 28 (10): 1322-1333.
- [21] 左强, 黄鑫芳, 易锋, 等. 阻尼间隙可调式磁流变阻尼器设计与动力性能实验 [J]. 农业机械学报, 2022, 53 (1): 431-440.