

四自由度半车主动悬架控制策略对比研究

杨曜宇

西华大学汽车与交通学院, 四川 成都

收稿日期: 2025年3月21日; 录用日期: 2025年4月12日; 发布日期: 2025年4月23日

摘要

为提高汽车的乘坐舒适性, 本文对半车四自由度悬架系统的控制策略进行对比和研究。建立半车悬架动力学模型与状态空间方程, 在MATLAB/Simulink环境中搭建1/2车主动悬架模型并提出PID控制策略和模糊控制策略, 对比研究不同控制策略在主动悬架和被动悬架对于车体加速度、车轮动载荷、悬架动挠度中的影响。结果表明, 主动悬架能够有效改善汽车平顺性且模糊控制对车身震动加速度的优化率达到23.73%, PID控制对车身震动加速度的优化率达到14.9%, 模糊控制能够达到更好的控制效果。

关键词

Simulink, 1/2车电控主动悬架, PID控制, 模糊控制

A Comparative Study of the Control Strategy of Four-Degree-of-Freedom Half-Car Active Suspension

Yaoyu Yang

School of Automotive and Transportation, Xihua University, Chengdu Sichuan

Received: Mar. 21st, 2025; accepted: Apr. 12th, 2025; published: Apr. 23rd, 2025

Abstract

In order to improve the riding comfort of automobiles, the control strategies of the four-degree-of-freedom suspension system of half cars are compared and studied in this paper. The dynamic model and state space equation of the half-car suspension were established, the active suspension model of the 1/2 vehicle was constructed in MATLAB/Simulink, the PID control strategy and fuzzy control strategy were proposed, and the effects of different control strategies in the active and passive suspensions for the acceleration of the car body, the dynamic load of the wheels and the dynamic deflection of the suspension were compared and studied. The results show that active suspension can effectively

improve the vehicle ride, the optimization rate of fuzzy control for body vibration acceleration can achieve 23.73%, the optimization rate of PID control for body vibration acceleration can reach 14.9%, and fuzzy control can achieve better control effects.

Keywords

Simulink, 1/2 Car Electronically Controlled Active Suspension, PID Control, Fuzzy Control

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

作为汽车的一项重要组成部分，悬架系统对于提高乘坐舒适性具有非常重要的意义[1]。被动悬架阻尼系数和弹簧刚度固定，无法根据路况进行自适应调节，车体震动明显[2]。主动悬架相较于被动悬架可根据汽车的载质量、路面不平度、汽车行驶速度和运行工况的变化对弹簧刚度和悬架阻尼以及车身姿态进行调节[3]，能够对汽车的舒适性做到有效调节和改善。

Abut 等[4]在 1/4 汽车悬架模型上采用模糊-LQR 控制使汽车在控制车身运动方面的成功率提高了大约 84.2%，控制悬架偏转方面提高了 84.5%，在轮胎的偏转控制方面成功 86.7%。Nguyen 等[5]提出，OSMC 算法对主动悬架系统进行控制，保证了轮胎与路面的相互作用。Shi 等[6]提出的某赛车悬架 PID 控制器可以提高悬架的性能，同时添加了前馈控制器，提高了改进性能的速度。周向等[7]提出了基于超螺旋二阶滑模控制的车辆主动悬架控制方法。仿真结果表明，所提出的方案能够解决一阶滑模控制不能解决的悬架未知动态非线性的非单一目标控制问题。郑爽等[8]基于 LQR 控制器悬架簧上质量垂直加速度、动挠度瞬态响应峰值相较无控制状态分别减小了 45.84%和 39.07%，均方根值则分别减小了 54.98%和 35.4%。

本文针对 1/2 车主动悬架为控制研究对象，提出并对比两种控制策略对汽车悬架平顺性评价指标的改善情况，于 Simulink 环境中搭建四自由度主动悬架模型并进行对比和仿真验证。

2. 主动悬架四自由度模型的建立

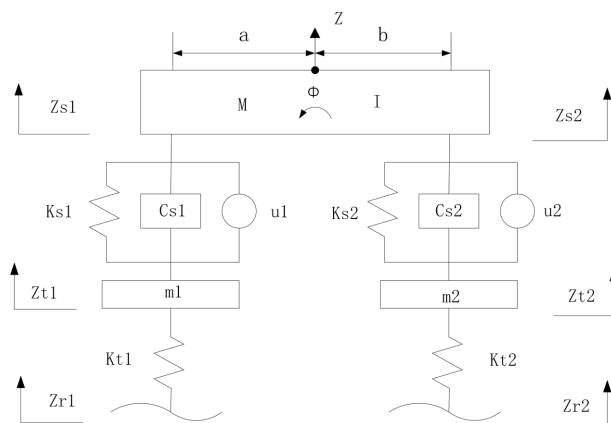


Figure 1. Model of a four-degree-of-freedom half-car active suspension

图 1. 四自由度半车主动悬架模型

参照牛顿第二定律建立的四自由度半车悬架动力学模型如图 1 所示。

根据牛顿第二定律，四自由度主动悬架系统的动力学方程为：

$$\begin{cases} M\ddot{Z} + k_{s1}(Z_{s1} - Z_{t1}) + k_{s2}(Z_{s2} - Z_{t2}) + C_{s1}(\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{t1}) + C_{s2}(\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{t2}) = u_1 + u_2 \\ I\ddot{\Phi} = a[k_{s1}(Z_{s1} - Z_{t1}) + C_{s1}(\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{t1}) - u_1] - b[k_{s2}(Z_{s2} - Z_{t2}) + C_{s2}(\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{t2}) - u_2] \\ m_1\ddot{Z}_{t1} - C_{s1}(\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{t1}) - k_{s1}(Z_{s1} - Z_{t1}) + k_{t1}(Z_{t1} - Z_{r1}) + u_1 = 0 \\ m_2\ddot{Z}_{t2} - C_{s2}(\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{t2}) - k_{s2}(Z_{s2} - Z_{t2}) + k_{t2}(Z_{t2} - Z_{r2}) + u_2 = 0 \\ Z_{s1} = Z - a\Phi \\ Z_{s2} = Z + b\Phi \end{cases} \quad (1)$$

式中， M 为簧上质量， m_1 、 m_2 为簧下质量， I 为车身转动惯量， a 、 b 为前后轴到质心距离， Z 为车身垂向位移， Z_{s1} 、 Z_{s2} 为前后车身位移量， Z_{t1} 、 Z_{t2} 为前后悬架非簧载质量位移， Z_{r1} 、 Z_{r2} 为地面不平输入引起的前后轮胎垂直位移， Φ 为半车俯仰角度， C_{s1} 、 C_{s2} 是前后悬架的减震器阻尼系数， k_{s1} 、 k_{s2} 为前后悬架弹簧刚度系数， k_{t1} 、 k_{t2} 是前后车轮刚度系数， u_1 、 u_2 为控制器施加的力。

状态矢量 $X = [Z \quad \dot{Z} \quad \Phi \quad \dot{\Phi} \quad Z_{t1} \quad \dot{Z}_{t1} \quad Z_{t2} \quad \dot{Z}_{t2}]^T$ ，输入矢量 $U = [u_1 \quad u_2 \quad Z_{r1} \quad Z_{r2}]^T$ ，设输出 Y 为车身加速度、前轮动载荷、前悬动挠度、后轮动载荷、前悬动挠度，即 $[\ddot{Z} \quad k_{t1}(Z_{t1} - Z_{r1}) \quad Z_{s1} - Z_{t1} \quad k_{t2}(Z_{t2} - Z_{r2}) \quad Z_{s2} - Z_{t2}]^T$ 。

系统的状态空间方程为：

$$\dot{X} = AX + BU \quad (2)$$

$$Y = CX + DU \quad (3)$$

其中：

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{s1} + k_{s2})}{M} & \frac{-(C_{s1} + C_{s2})}{M} & \frac{ak_{s1} - bk_{s2}}{M} & \frac{aC_{s1} - bC_{s2}}{M} & \frac{k_{s1}}{M} & \frac{C_{s1}}{M} & \frac{k_{s2}}{M} & \frac{C_{s2}}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{ak_{s1} - bk_{s2}}{I} & \frac{aC_{s1} - bC_{s2}}{I} & \frac{-(a^2k_{s1} + b^2k_{s2})}{I} & \frac{-(a^2C_{s1} + b^2C_{s2})}{I} & \frac{-ak_{s1}}{I} & \frac{-aC_{s1}}{I} & \frac{bk_{s2}}{I} & \frac{bC_{s2}}{I} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1}}{m_1} & \frac{C_{s1}}{m_1} & \frac{-ak_{s1}}{m_1} & \frac{-aC_{s1}}{m_1} & \frac{-k_{t1} + k_{s1}}{m_1} & \frac{-C_{s1}}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{s2}}{m_2} & \frac{C_{s2}}{m_2} & \frac{bk_{s2}}{m_2} & \frac{bC_{s2}}{m_2} & 0 & 0 & \frac{-k_{t2} + k_{s2}}{m_2} & \frac{-C_{s2}}{m_2} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{-k_{s1} + k_{s2}}{M} & \frac{-C_{s1} + C_{s2}}{M} & \frac{ak_{s1} - bk_{s2}}{M} & \frac{aC_{s1} - bC_{s2}}{M} & \frac{k_{s1}}{M} & \frac{C_{s1}}{M} & \frac{k_{s2}}{M} & \frac{C_{s2}}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{t1} & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -a & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{t2} & 0 \\ 1 & 0 & b & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{M} & \frac{1}{M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{I} & \frac{b}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & 0 & \frac{k_{t1}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_2} & 0 & \frac{k_{t2}}{m_2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{1}{M} & \frac{1}{M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{t2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

3. 路面输入模型的构建

参照中华人民共和国国家标准 GB/T 7031-2005《机械振动路面谱测量数据报告》[9]和国际标准 ISO 8608:1995(E)两个文件的相关规定。采用下式来表示路面功率谱密度:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (8)$$

式中, n_0 是参考空间频率, $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$; 空间频率 n_0 下的路面不平度系数 $G_q(n_0)$, 单位为 m^3 。路面不平输入函数如下式所示:

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi \sqrt{G_q(n_0)} v w(t) \quad (9)$$

式中, $q(t)$ 为路面随机输入, $w(t)$ 为积分白噪声, $f_0 = 0.01 \text{ m}^{-1}$ 为下截止空间频率, $G_q(n_0)$ 是路面不平度系数, 本文选取 B 级道路则路面不平度系数 $G_q(n_0) = 64 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, 车速 $v = 60 \text{ km/h}$ 。后轮比前轮输入时间延迟了 $t = L/v = L/(60 \times 10^3/3600) \text{ m/s}$ 。

4. 半车悬架控制器模型的搭建

4.1. PID 控制器模型的搭建

PID 控制器由比例、微分和积分三个环节组成[10]。其拉普拉斯表达式为:

$$u(k) = K_p e(k) + K_i e(k) dt + K_d \frac{d}{dt} e(k) \quad (10)$$

式中, $u(k)$ 表示系统输出, $e(k)$ 为系统误差, k_p 、 k_i 、 k_d 分别为比例、积分、微分三个系数。经过调试确认当 PID 控制器系统参数为 $K_p = 0.5$ 、 $K_i = 2500$ 、 $K_d = 3$ 时, 输出较为理想。PID 控制原理图如图 2 所示, 加入 PID 控制器的半车悬架系统如图 3 所示。

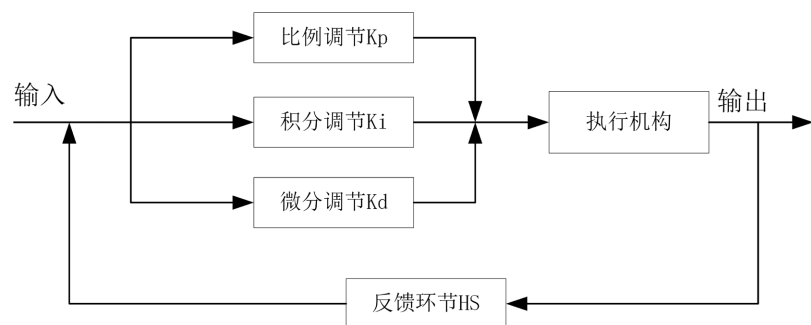


Figure 2. Schematic diagram of PID control
图 2. PID 控制原理图

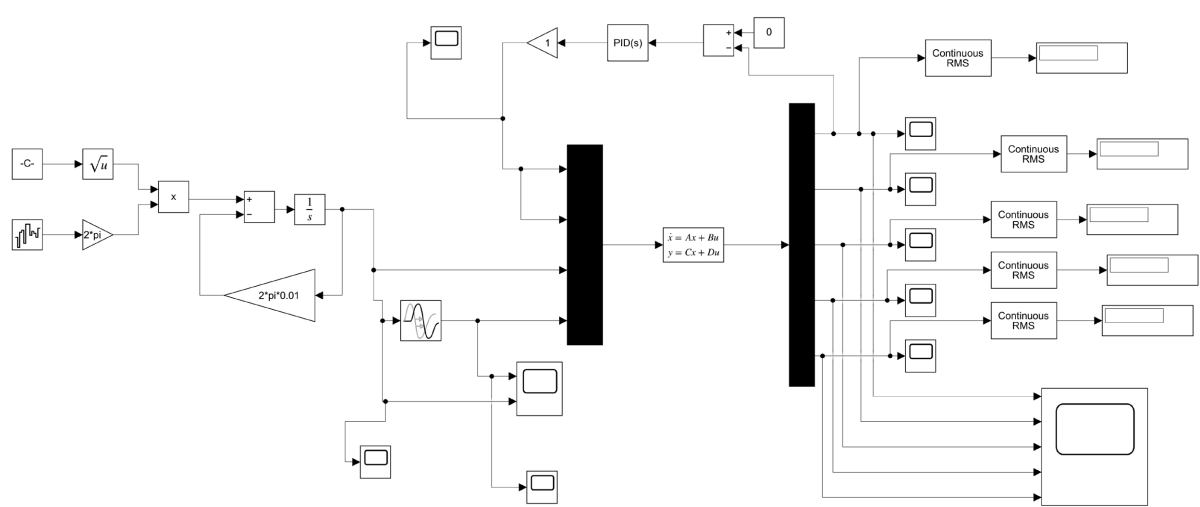


Figure 3. Half-car suspension system with PID controller added
图 3. 加入 PID 控制器的半车悬架系统

4.2. 模糊控制器模型的搭建

模糊控制是一种参考人类语言决策的控制方法，它基于模糊推理规则搭建而成[11]。其原理是将系统输入先模糊化为模糊变量，即通过模糊语言来描述生成模糊子集，随后根据制定的规则进行处理计算，完成决策。其原理图如图 4 所示。

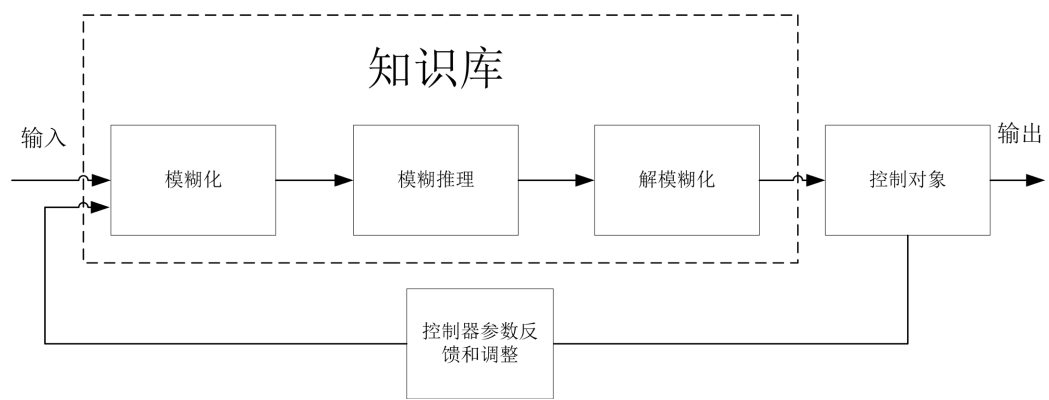


Figure 4. Schematic diagram of fuzzy control
图 4. 模糊控制原理图

本文选用的模糊控制器以加速度 a 和速度 v 作为系统的输入量, u 作为输出量, 采用三角形隶属度函数, 最终得到的模糊控制规则如表 1 所示。模糊子集为 $v = a = u = \{NB, NM, NS, Z, PS, PM, PB\}$ 。经过不断调试确定加速度论域范围为 $[-6, 6]$, 速度论域值为 $[-0.1, 0.1]$ 。

Table 1. Fuzzy rule table

表 1. 模糊规则表

$\begin{matrix} v \\ a \end{matrix}$		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB		PB	PB	PM	PS	PS	PS	Z
NM		PB	PN	PS	Z	PS	Z	NS
NS		PM	PS	Z	Z	Z	NS	NS
Z		PM	PS	Z	Z	Z	NS	NM
PS		PM	PS	Z	Z	Z	NS	NM
PM		PS	Z	NS	Z	NS	NM	NB
PB		ZE	NS	NS	NS	NM	NB	NB

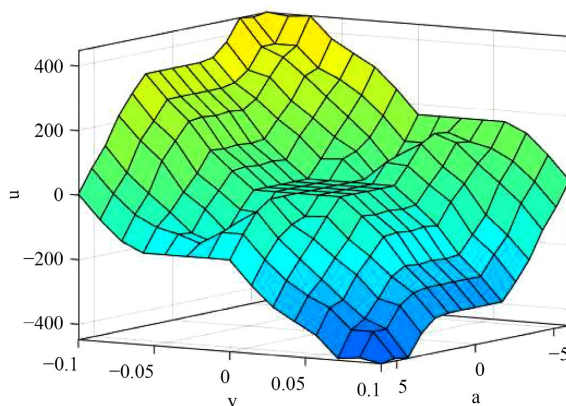


Figure 5. Control rule curve diagram

图 5. 控制规则曲线图

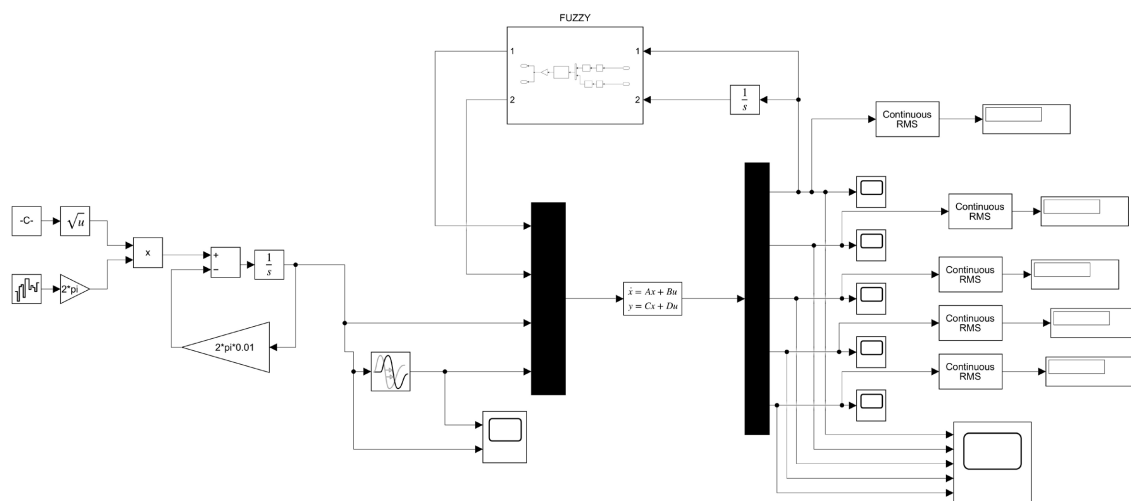


Figure 6. A half-car suspension system with fuzzy controller added

图 6. 加入模糊控制器的半车悬架系统

生成规则曲线图如图 5 所示，其清晰展示了梯度分布情况，表示 a 和 v 到 u 的映射匹配良好。采用面积重心法解模糊。 x_i 是模糊子集， $u_N(x_i)$ 为隶属度函数。

$$u = \frac{\sum x_i u_N(x_i)}{\sum u_N(x_i)} \tag{11}$$

最终搭建出的模糊控制半车悬架如图 6 所示。

5. 仿真及结果分析

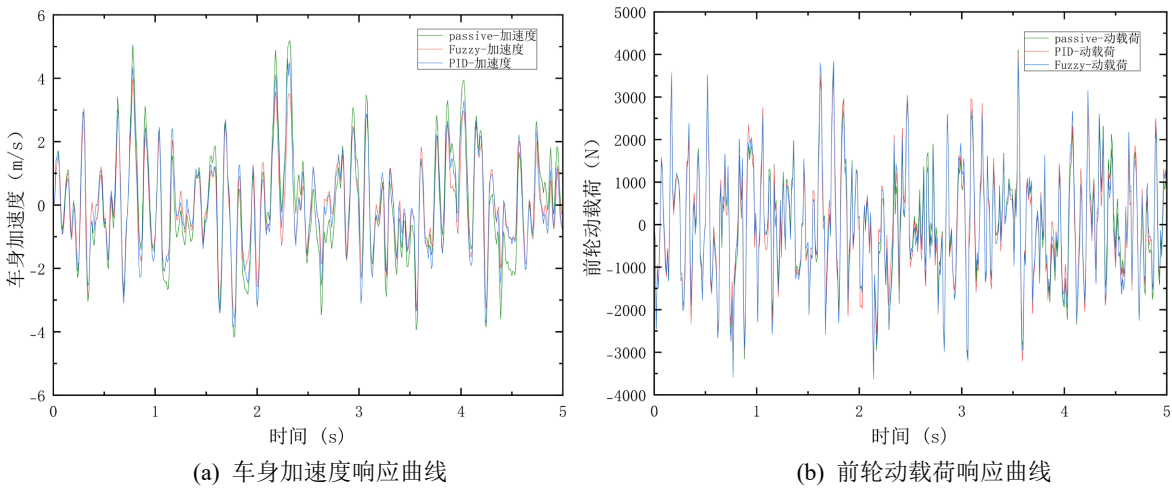
汽车车型参数如表 2 所示。

Table 2. Car model parameters
表 2. 汽车车型参数

半车模型参数	符号	单位	数值
簧上质量	M	Kg	690
车身转动惯量	I	Kg·m ²	1200
前后轮簧下质量	m_1/m_2	Kg	45
前后悬架弹簧刚度	K_{s1}/K_{s2}	N/m	19,000
前后轮胎刚度	K_{t1}/K_{t2}	N/m	150,000
前后悬减震器阻尼	C_{s1}/C_{s2}	Ns/m	2000/1500
前后轴到质心距离	a/b	m	1.25/1.51

在进行仿真实验时，本文重点关注车辆车身质心垂向加速度。质心垂向加速度主要表现为，在不平坦路面行驶时，车身震动的剧烈程度，这一指标主要影响车辆乘坐的舒适性[12]。

在 Simulink 环境下搭建加入 PID 控制器和模糊控制器的半车悬架系统模型，与 Matlab 进行联合仿真。在 B 级路面上，汽车以 60 km/h 的速度行驶。将 PID 控制主动悬架、模糊控制主动悬架和被动悬架在相同路面上仿真的数据结果放在同一坐标系中进行数据对比，仿真实验结果如图 7 所示。



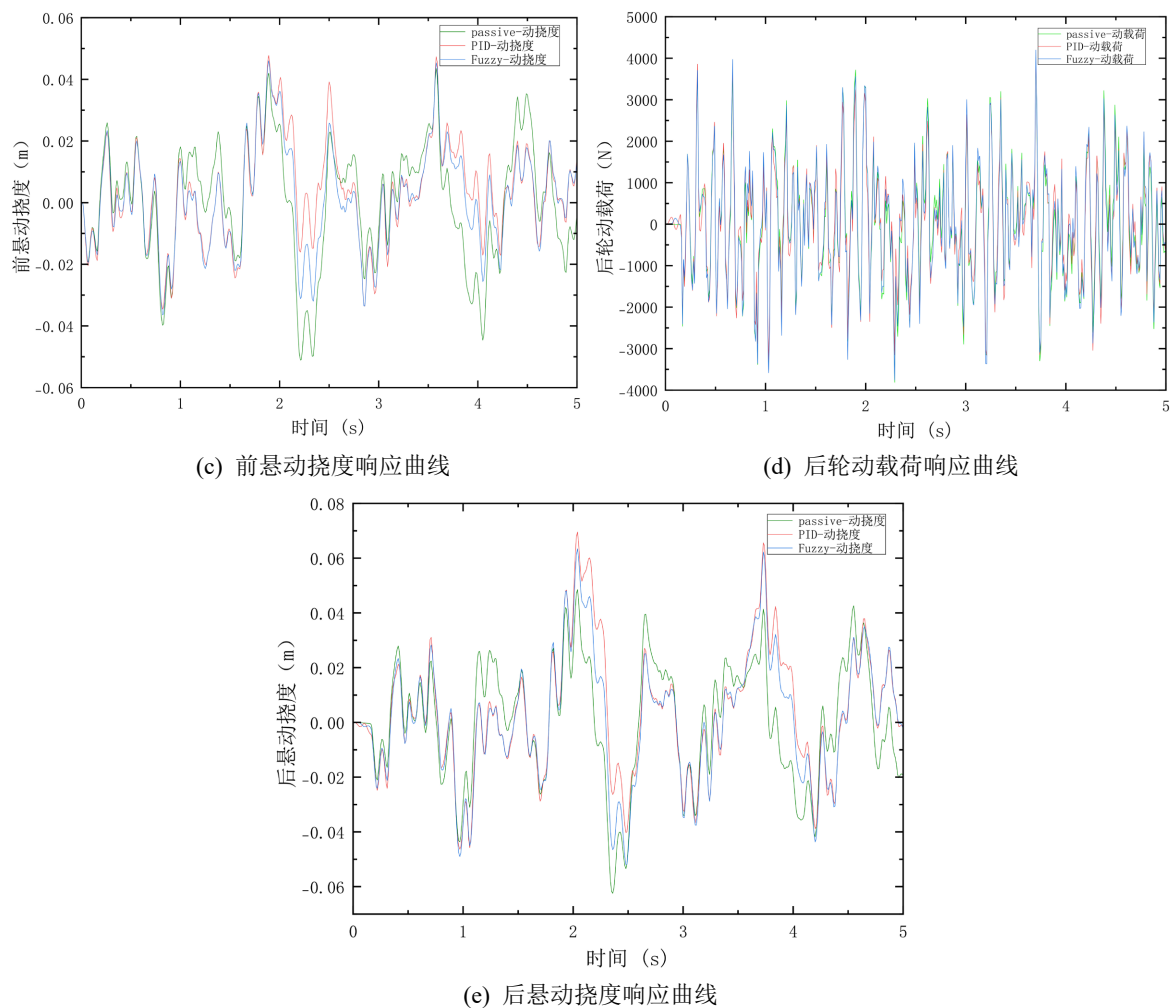


Figure 7. Comparison curve diagrams of active and passive suspension simulation results
图 7. 主被动悬架仿真结果对比曲线图

Table 3. Comparison of root-mean-square values of PID control and passive suspension performance and optimization rate
表 3. PID 控制与被动悬架性能均方根值对比及优化率

均方根值	被动悬架	PID 控制主动悬架	优化率(%)
车身加速度(m/s ²)	1.768	1.505	14.9
前悬架动挠度(m)	0.02089	0.01592	23.74
后悬架动挠度(m)	0.02413	0.02355	2.4
前轮动载(N)	1250	1250	0.016
后轮动载(N)	1303	1289	1.07

Table 4. Comparison of root-mean-square values of fuzzy control and passive suspension performance and optimization rate
表 4. 模糊控制与被动悬架性能均方根值对比及优化率

均方根值	被动悬架	模糊控制主动悬架	优化率(%)
车身加速度(m/s ²)	1.768	1.349	23.73
前悬架动挠度(m)	0.02089	0.01611	22.88

续表

后悬架动挠度(m)	0.02413	0.02397	0.663
前轮动载(N)	1250	1236	1.138
后轮动载(N)	1303	1236	5.142

对图 7 进行分析,随着主动悬架控制力的增加,由图 7(a)看出车身震动加速度峰值减小,由图 7(c)和图 7(e)看出前后悬架动挠度显著减小。与被动悬架相比,在随机路面激励下,本文设计的 PID 和模糊控制器都能够有效地减少车身质心垂向加速度,且从图 7(a)中可直观看出模糊控制对垂向加速度控制效果较好,能够有效改善汽车行驶平顺性及乘坐的舒适度,分析其原因可能在于:

1) 汽车悬架系统作为一个复杂非线性系统,模糊控制本身相较于 PID 控制具有较强的非线性处理能力。其通过隶属度函数和模糊控制规则等,可更好地适应系统的非线性特性,而 PID 控制主要基于线性系统设计,在处理非线性问题时相较于模糊控制表现较弱。

2) 文中模糊控制器设计包含双输入规则库,可同时优化多个控制目标。而 PID 控制通常只能针对单一目标进行优化,文中也只针对车身震动加速度,未能像模糊控制兼顾多个性能指标。

计算各个参数的均方根值及其优化率,如表 3 和表 4 所示。

6. 结论

本文以四自由度 1/2 车主动悬架作为研究对象,建立 PID 控制和模糊控制两个控制器。在 Simulink 中搭建出被动悬架和加入控制器后的主动悬架模型并进行仿真,经过仿真分析表明,加入了控制器后的主动悬架相对于被动悬架在车身加速度、悬架动挠度以及车轮动载荷尤其是加速度方面能够得到优化,证明了所设计的控制器模块对提高悬架系统性能、优化车身舒适性起到一定的作用。并且对两种悬架控制策略进行对比,结果表明了针对悬架性能所设计的两种控制器中,模糊控制器比 PID 控制器对车身震动加速度等指标的优化效果更好,更能满足汽车对于舒适性的要求。

参考文献

[1] 高坤明, 孙术华, 邵素娟. 整车主动悬架滑模控制及多目标优化[J]. 山东理工大学学报(自然科学版), 2025, 39(1): 7-12.

[2] 张昕, 彭瑞祥, 张宏远. 基于改进粒子群算法优化 PID 控制的主动悬架性能研究[J]. 沈阳理工大学学报, 2024, 43(6): 13-19.

[3] 赵雷雷, 张浩, 于曰伟, 等. 空气悬架系统的理想孪生动挠度跟踪控制策略[J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(1): 159-171.

[4] Abut, T. and Salkim, E. (2023) Control of Quarter-Car Active Suspension System Based on Optimized Fuzzy Linear Quadratic Regulator Control Method. *Applied Sciences*, **13**, Article 8802. <https://doi.org/10.3390/app13158802>

[5] Nguyen, D.N. and Nguyen, T.A. (2022) Evaluate the Stability of the Vehicle When Using the Active Suspension System with a Hydraulic Actuator Controlled by the OSMC Algorithm. *Scientific Reports*, **12**, Article No. 19364. <https://doi.org/10.1038/s41598-022-24069-w>

[6] Shi, K. (2022) An Active Suspension System Design for a Racing Car. *Journal of Physics: Conference Series*, **2216**, Article ID: 012018. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2216/1/012018>

[7] 周向, 文淑容. 基于超螺旋二阶滑膜的汽车主动悬架控制方法研究[J]. 机械设计与制造, 2024, 395(1): 52-57.

[8] 郑爽, 范例. 基于 SOA-LQR 控制的电控空气悬架系统[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2023, 37(2): 7-12.

[9] 南京汽车研究所, 郑州机械研究所. GB/T 7031-2005 机械振动道路路面谱测量数据报告[S]. 北京: 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 2005.

[10] 李格锋, 唐岚. 基于改进 PSO 算法的 PID 主动悬架平顺性控制分析[J]. 工程机械, 2023, 54(9): 58-63, 9-10.

[11] 赵剑桥, 严天一, 桂永建, 等. 基于模糊 PID 的半主动悬架控制策略研究[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2023, 38(3): 54-58.

[12] 寇发荣, 杨旭东, 李盛霖. 复合式空气悬架多模式切换终端滑模控制[J]. 振动与冲击, 2024, 43(11): 83-93.