

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.10.003

# 基于扰动观测器的主动悬架切换控制算法研究\*

陈潇凯<sup>1</sup>, 陈丰<sup>1</sup>, 刘向<sup>2</sup>, 刘宏宇<sup>1</sup>, 王笑宇<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 南阳浙减汽车减振器有限公司, 南阳 473000)

**[摘要]** 悬架控制需要实现乘坐舒适性和操纵稳定性之间的良好折中, 此外还需要考虑系统的不确定性, 是一项复杂的任务。本文以兼顾悬架的动力学性能指标、算法鲁棒性与成本因素为出发点, 提出了一种基于扰动观测器的次优-非奇异终端滑模切换控制算法(DOB-SNTSM)。首先, 以簧载质量加速度信息为输入, 通过卡尔曼滤波器设计, 实现了悬架动挠度和簧载质量速度的有效估计。然后, 针对悬架系统中的不确定项估计, 设计了一种扰动观测器, 并将扰动估计值作为前馈补偿。接下来, 以滑模面函数为依据, 提出了一种次优-非奇异终端滑模切换控制算法, 并与扰动观测器的前馈补偿相结合, 共同构成一种新的主动悬架控制策略。最后, 分别进行了凸包路面和平稳随机路面下的仿真和台架试验验证, 结果表明, 扰动观测器的引入能显著提升悬架的乘坐舒适性指标, 相比经典的天棚控制、理想状态LQR方法、不带有扰动观测器的SNTSM算法, 新算法不仅很好地实现各项悬架性能指标的均衡, 而且能够仅利用簧载质量加速度信息就可以达到接近理想状态LQR的控制效果, 同时, 控制器切换方案可以显著提升算法鲁棒性。

**关键词:** 主动悬架; 扰动观测器; 切换控制; 次优控制; 非奇异终端滑模控制; 卡尔曼滤波

## Research on DOB-Based Switching Control Algorithm for Active Suspension System

Chen Xiaokai<sup>1</sup>, Chen Feng<sup>1</sup>, Liu Xiang<sup>2</sup>, Liu Hongyu<sup>1</sup> & Wang Xiaoyu<sup>1</sup>

1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. Nanyang CIJAN Automobile Shock Absorber Co., Ltd., Nanyang 473000

**[Abstract]** Suspension control requires good balance between ride comfort and driving stability, while considering system uncertainties, which is a complex task. In this paper, a disturbance observer-based suboptimal-nonsingular terminal sliding mode switching control algorithm (DOB-SNTSM) is proposed, with considerations of suspension dynamic performance indicators, algorithm robustness, and cost factors. Firstly, using spring mass acceleration information as input and by Kalman filter design, effective estimation of suspension deflection and spring mass velocity is achieved. Subsequently, a disturbance observer is devised to estimate uncertainties within the suspension system, with the disturbance estimation serving as feedforward compensation. Next, based on the sliding mode surface function, a suboptimal-nonsingular terminal sliding mode switching control algorithm is proposed, integrating with the feedforward compensation from the disturbance observer to formulate a novel active suspension control strategy. Finally, simulation and bench tests are conducted on both convex road surfaces and smooth random road surfaces. The results show that the introduction of disturbance observers can significantly improve the ride comfort index of the suspension. Compared to the SNTSM algorithm with the classical sky-hook control, the ideal state LQR method and without disturbance observer, the new algorithm not only effectively balances various suspension performance indicators but also achieves control effect close to the ideal state LQR using solely spring mass acceleration information. Additionally, the controller switching scheme significantly enhances algorithm robustness.

**Keywords:** active suspension; disturbance observer; switching control; suboptimal control; nonsingular terminal sliding mode control; Kalman filter

\* 河南省重大科技专项项目(231100240300)和国家自然科学基金区域联合基金重点项目(U22A2069)资助。

原稿收到日期为2024年03月22日, 修改稿收到日期为2024年05月09日。

通信作者: 陈潇凯, 副教授, 博士, E-mail: chenxiaokai@263.net。

## 前言

悬架系统在提高车辆的舒适性和操纵稳定性上发挥着关键的作用。为改善乘坐舒适性、操纵稳定性等性能指标,半主动悬架、主动悬架系统被提出,并日益得到广泛的实际应用。对于主动悬架、半主动悬架系统,其控制算法是提高系统性能的重要组成部分。经典悬架控制算法有针对改善簧载质量低频振动的天棚控制算法<sup>[1]</sup>、改善操纵稳定性的地棚控制算法、改善簧载质量高频振动的加速度驱动阻尼控制算法<sup>[2]</sup>、结合天棚地棚控制算法优势的天棚-地棚混合控制算法<sup>[3]</sup>、拥有全频段簧载质量加速度控制效果的天棚-加速度驱动控制算法<sup>[4]</sup>等。这些经典控制方法具有形式简单、易于实现的优点,但大多数经典控制方法仅着眼于悬架控制的单项指标,且由于其控制形式不基于悬架模型,因此难以准确处理悬架系统中的不确定项。

为解决上述经典控制算法中存在的问题,有关学者将现代控制方法应用到悬架控制中。最优控制理论是解决多控制目标问题的有效方法<sup>[5]</sup>。作为典型的最优控制方法,线性二次调节器(LQR)可以综合多个控制指标进行目标函数设计,被广泛应用于悬架控制领域<sup>[6-7]</sup>。然而,LQR方法存在所需状态信息过多的问题,由于技术以及成本原因,难以直接应用,因此常与卡尔曼滤波相结合构成线性二次高斯控制器(LQG)<sup>[8-9]</sup>。解决LQR所需状态量过多问题的另一种方案是次优控制方法<sup>[10-11]</sup>,该方案通过选取可用状态,采用最小范数法等求取次优控制力。上述控制方案虽然可以对悬架实现多目标控制的效果,但存在过于依赖控制模型的问题,模型的不精确会导致控制效果大幅劣化,因此需要进一步考虑控制算法的鲁棒性问题。

提升悬架控制算法的鲁棒性,主要有两种技术途径。一种是采用鲁棒控制方法,滑模控制(SMC)是一种典型的鲁棒控制方法,可以应对来自控制系统参数变化、外部环境变化等引起的不确定性,已经在悬架控制领域取得良好效果<sup>[12-13]</sup>。然而,滑模控制本身存在控制力抖振问题,会对执行器造成影响。此外,SMC在悬架控制领域的应用主要关注悬架舒适性指标提升,难以处理多控制目标问题。另一种技术途径是引入扰动观测器对扰动进行估计,并将扰动估计值作为前馈补偿。研究人员将SMC控制

方法与扰动观测器(DOB)结合<sup>[14]</sup>,该方案中DOB的设计需要假设扰动的慢时变特性,当扰动变化频率过高时,DOB的观测延迟会影响扰动估计精度进而影响控制性能,而滑模控制本身的鲁棒性可以在一定程度上抵消这种影响。同时,DOB的引入降低了滑模控制切换项,可以在一定程度上降低滑模控制力的抖振。然而,DOB-SMC控制框架并没有完全消除控制力抖振问题,并且仍难以从多控制目标的角度考虑悬架控制问题。

基于上述讨论,综合考虑悬架的性能指标、算法鲁棒性及成本因素等问题,本文首次提出了一种基于扰动观测器的次优控制-非奇异终端滑模切换控制方案(简称DOB-SNTSM)。该控制方案的输入仅需要簧载质量加速度信号,通过卡尔曼滤波对簧载质量速度与悬架动挠度进行估计,并将估计结果传递给DOB,进而对系统中的扰动进行估计并补偿,从而处理悬架系统中的不确定项;次优控制方法可以从多控制目标的角度求解悬架控制力,并且所需状态信息相比LQR更少;当扰动估计精度降低而造成控制性能下降时,控制器切换为鲁棒性更高的非奇异终端滑模控制,以保证悬架控制性能。最后,通过仿真与台架试验验证了该控制方案的有效性。

## 1 系统建模

1/4车辆模型被广泛应用于描述车辆垂向的振动响应和悬架控制算法研究,其结构如图1所示。

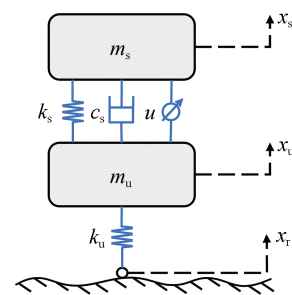


图1 主动悬架模型示意图

图中 $m_s$ 为簧载质量, $m_u$ 为非簧载质量, $k_s$ 为弹簧刚度系数, $c_s$ 为减振器阻尼系数, $k_u$ 为轮胎刚度, $u$ 为主动悬架控制力, $x_s$ 为簧载质量位移, $x_u$ 为非簧载质量位移, $x_r$ 为路面激励。

在该模型中,选取系统平衡点作为原点, $x_s$ 、 $x_u$ 、 $x_r$ 的方向均选择向上为正,则根据牛顿第二定律可得悬架系统的运动微分方程:

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - u = 0 \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_u - k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_u(x_u - x_r) + u = 0 \quad (2)$$

在悬架系统设计过程中,评价指标重点考虑:乘坐舒适性,须关注簧载质量加速度(SMA);操纵稳定性,即轮胎动载荷应小于轮胎静载荷,且应该保证一定的余量,由于轮胎动载荷与轮胎动变形相关,因此需要关注  $x_u - x_r$ ;悬架空间约束,需要关注悬架行程(SWS)。由此,选取悬架系统状态量  $x = [x_s - x_u, \dot{x}_s, x_u - x_r, \dot{x}_u]^T$ , 定义系统输出为  $y = [x_s - x_u, \ddot{x}_s, x_u - x_r]^T$ , 则可以将悬架的运动微分方程转化为状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + \Gamma \dot{x}_r \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (3)$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_u}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}; \Gamma = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \end{bmatrix}$$

## 2 主动悬架控制算法

本文设计的控制算法主要由如下3部分组成。

(1)卡尔曼滤波器。主动悬架控制当中所需的参数包括悬架动挠度、簧载质量信息等,虽然可以由多个车载传感器获取,但必然会造成成本增加和系统可靠性下降。本文基于卡尔曼滤波器,采用簧载质量加速度作为测量信息,对悬架动挠度(SWS)、簧载质量速度(SMV)进行估计。

(2)扰动观测器(DOB)。DOB通过对外部环境以及悬架自身的不确定性进行估计并实时补偿,可提升悬架控制器的控制精度。

(3)次优控制-非奇异终端滑模切换控制器(SNTSM)。此部分由次优控制器与非奇异终端滑模控制器组成。次优控制器以线性二次调节器(LQR)为基础,能够兼顾不同方面的性能指标;非奇异终端滑模控制器(NTSM)则着眼于保证控制算法鲁棒性。该控制器以滑模面函数为切换指标,当该指标小于阈值  $\Delta_{max}$  时,采用次优控制器;当扰动估计精度下降引起控制性能劣化时达到切换阈值,控制器切换为非奇异终端滑模控制器。所提出的控制框图如图2所示。

### 2.1 卡尔曼滤波器设计

本文提出的 DOB-SNTSM 控制算法,需要的悬架状态信息有簧载质量速度与加速度、悬架动挠度,而出于成本因素及系统可靠性的考虑,车载传感器应尽可能少。因此利用卡尔曼滤波技术,以簧载质量加速度信息作为测量信号,对簧载质量速度和悬

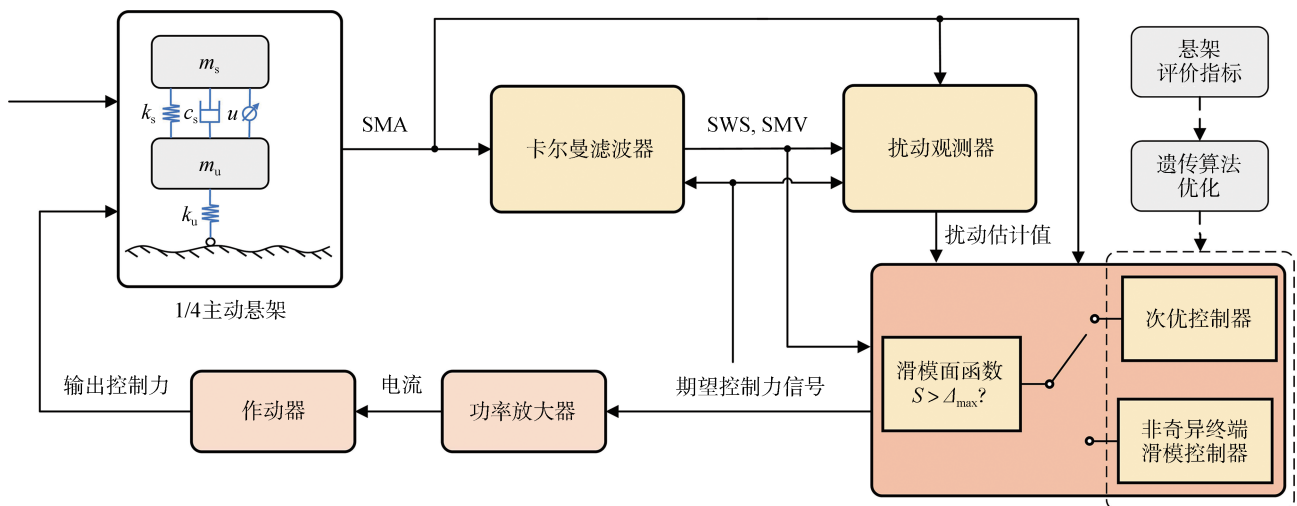


图2 DOB-SNTSM 控制框图

车架挠度进行估计。

针对悬架系统设计卡尔曼-布西滤波器,选取状态信息  $\mathbf{x}(t) = [x_s(t) - x_u(t) \quad \dot{x}_s(t)]^T$ , 此时系统模型可以写为

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_n \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_n u(t) + \mathbf{L}_k w(t) \quad (4)$$

$$\text{式中: } \mathbf{A}_n = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}; \mathbf{B}_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}; \mathbf{L}_k = \begin{bmatrix} -1 \\ \frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}; w(t)$$

为过程噪声。

观测模型为

$$z(t) = \mathbf{H} \mathbf{x}(t) + \mathbf{G} u(t) + \mathbf{L} w(t) + v(t) \quad (5)$$

式中:  $z(t)$  为簧载质量加速度测量值;  $\mathbf{H} =$

$$\begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}; \mathbf{G} = \frac{1}{m_s}; \mathbf{L} = \frac{c_s}{m_s}; v(t) \text{ 为测量噪声。}$$

定义  $E[w(t)w(\tau)] = \mathbf{Q}_k \delta(\tau - t)$ ,  $E[v(t)v(\tau)] = \mathbf{R}_k \delta(\tau - t)$ ,  $E[w(t)v(\tau)] = 0$ ,  $\mathbf{Q}_k$ 、 $\mathbf{R}_k$  分别为过程噪声和测量噪声的协方差矩阵。

求解 Riccati 方程:

$$\mathbf{A}_n \mathbf{P}_k + \mathbf{P}_k \mathbf{A}_n^T - \mathbf{P}_k \mathbf{H}^T (\mathbf{R}_k + \mathbf{L} \mathbf{Q}_k \mathbf{L}^T)^{-1} \mathbf{H} \mathbf{P}_k + \mathbf{L}_k \mathbf{Q}_k \mathbf{L}_k^T = 0 \quad (6)$$

可获得当前的最优卡尔曼增益为  $\mathbf{K}_{kal} = (\mathbf{P}_k \mathbf{H}^T + \mathbf{G} \mathbf{Q}_k \mathbf{L}^T) \mathbf{R}_k^{-1}$ 。则当前的估计模型可设计为

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) = \mathbf{A}_n \hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B}_n u(t) + \mathbf{K}_{kal} (z(t) - \mathbf{H} \hat{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{G} u(t)) \quad (7)$$

## 2.2 扰动观测器设计

重写包含扰动的悬架动力学方程:

$$\ddot{x}_s = \mathbf{H} \mathbf{x}(t) + \mathbf{G} u(t) + d(t) \quad (8)$$

式中  $d(t)$  为包含外部环境与悬架自身参数不确定性在内的集总扰动。

假设 1: 集总扰动  $d(t)$  的导数  $\dot{d}(t)$  是有界的, 并满足

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{d}(t) = 0 \quad (9)$$

设计如下扰动观测器:

$$\dot{\hat{d}}(t) = -l \hat{d}(t) + l (\ddot{x}_s - \mathbf{H} \mathbf{x}(t) - \mathbf{G} u(t)) \quad (10)$$

式中:  $\hat{d}$  为扰动估计值;  $l$  为扰动观测器增益。

上述 DOB 未考虑卡尔曼滤波误差的影响, 将式 (8) 和式 (10) 中的状态量替换为卡尔曼估计值与测量值:

$$z(t) = \mathbf{H} \hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{G} u(t) + d_k(t) \quad (11)$$

$$\dot{\hat{d}}_k(t) = -l \hat{d}_k(t) + l (z(t) - \mathbf{H} \hat{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{G} u(t)) \quad (12)$$

式中:  $d_k(t)$  为考虑卡尔曼滤波后新的扰动形式, 代入

$z(t) = \ddot{x}_s + v(t)$ , 并联立式 (8), 得到新的扰动形式与真实扰动的关系为

$$d_k(t) = d(t) + v(t) + \mathbf{H} (\mathbf{x}(t) - \hat{\mathbf{x}}(t)) \quad (13)$$

由式 (12) 可知, 当所设计的扰动观测器收敛时, 其扰动估计值受到卡尔曼滤波误差与测量噪声的影响, 因此当传感器与卡尔曼滤波精度足够时, DOB 估计结果能够反映真实的扰动值。但是这些误差叠加的影响不应该被完全忽略, 除此之外, DOB 的设计中假定了实际扰动导数为 0, 这种假设过于理想化。后续在控制器设计中将进一步考虑上述问题。

## 2.3 控制器设计

### 2.3.1 最优控制器设计

根据悬架控制目标, 定义最优控制目标函数:

$$J = \int_0^t [\mathbf{u}_{lqr}^T \mathbf{R} \mathbf{u}_{lqr} + \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x}] dt \quad (14)$$

其中:  $\mathbf{x} = [x_s - x_u, \dot{x}_s, x_u - x_r, \dot{x}_u]^T$ ;  $\mathbf{R} = [1]$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_1 & & & \\ & q_2 & & \\ & & q_3 & \\ & & & q_4 \end{bmatrix}$$

则最优控制律为

$$\mathbf{u}_{lqr} = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{x} \quad (15)$$

式中  $\mathbf{P}$  为退化 Riccati 方程的解:

$$\mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} = 0 \quad (16)$$

由此, 可将式 (15) 中的控制律表示为

$$\mathbf{u}_{lqr} = -\mathbf{K} \mathbf{x} \quad (17)$$

式中  $\mathbf{K}$  为反馈增益矩阵,  $\mathbf{K} = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4]$ 。

### 2.3.2 次优控制器设计

为了解决 LQR 所需状态信息过多难以实车应用的问题, 在前文最优控制的基础上, 选择  $\mathbf{x}_z = [x_s - x_u \ \dot{x}_s]^T$  作为状态信息。此时满足:

$$\dot{\mathbf{x}}_z = \mathbf{C}_z \mathbf{x} \quad (18)$$

式中  $\mathbf{C}_z$  为由  $\mathbf{x}$  变换到  $\mathbf{x}_z$  的状态转换矩阵。此时式 (17) 中的控制律转变为

$$\mathbf{u}_z = -\mathbf{K}_{z1} \mathbf{x}_z \quad (19)$$

$$\mathbf{u}_z = -\mathbf{K}_{z2} \mathbf{x} \quad (20)$$

其中:  $\mathbf{K}_{z2} = \mathbf{K}_{z1} \mathbf{C}_z = [k'_1 \ 0 \ k'_3 \ 0]$

基于最小范数法整定状态反馈矩阵  $\mathbf{K}_{z2}$ :

$$J_{\text{sub}} = \|\mathbf{K} - \mathbf{K}_{z2}\| \quad (21)$$

因此, 次优控制器的设计在于对状态反馈矩阵  $\mathbf{K}$  的设计, 进一步的矩阵  $\mathbf{Q}$  的选取至关重要。本研究通过遗传算法求取矩阵  $\mathbf{Q}$ , 针对前文分析中的悬

架控制指标设计如下优化目标函数:

$$J_{\text{opt}} = w_1 \frac{\sigma_a(\ddot{x}_s)}{\sigma_p(\ddot{x}_s)} + w_2 \frac{\sigma_a(x_s - x_u)}{\sigma_p(x_s - x_u)} + w_3 \frac{\sigma_a(x_u - x_r)}{\sigma_p(x_u - x_r)} \quad (22)$$

式中:  $\sigma_a(\cdot)$ 、 $\sigma_p(\cdot)$  分别为主动悬架和被动悬架相应指标的均方根值;  $w_1$ 、 $w_2$ 、 $w_3$  分别为簧载质量加速度、悬架动挠度、轮胎动变形指标对应权重。通过优化得到  $Q$  矩阵, 可以求取最优控制状态反馈矩阵  $K$ , 进而可以获得次优控制状态反馈矩阵  $K_{z1}$ 。

### 2.3.3 非奇异终端滑模控制器与切换指标设计

当扰动变化频率过大或传感器与卡尔曼滤波器之间的累计误差过大, 进而造成扰动估计精度下降时, 控制器切换为鲁棒性更高、且能在有限时间内快速收敛的非奇异终端滑模控制器。为了避免估计精度下降带来的控制性能劣化, 将切换指标  $\Delta$  设计为滑模面函数:

$$\Delta = s = x_s + \frac{1}{\beta} \dot{x}_s^{p/q} \quad (23)$$

式中  $\beta$ 、 $p$ 、 $q$  为滑模面参数。为避免奇异值且保证稳定性, 应满足  $\beta > 0$ ,  $1 < p/q < 2$ , 且  $p$ 、 $q$  为正奇数。

当切换指标  $\Delta$  超过限值  $\Delta_{\text{max}}$  时, 由次优控制器切换为非奇异终端滑模控制器。非奇异终端滑模控制器设计如下:

$$u_{\text{smc}} = k_s(x_s - x_u) + c_s \dot{x}_s - m_s \left( \beta \frac{q}{p} \dot{x}_s^{(2-\frac{p}{q})} + \eta \text{sgn}(s) \right) \quad (24)$$

为了避免控制器频繁切换对执行器造成损害, 将切换频率上限设置为 5 Hz。

## 2.4 稳定性分析

### 2.4.1 DOB 稳定性分析

假设 DOB 的估计误差为  $e_d$ , 则

$$e_d = d - \hat{d} \quad (25)$$

$$\dot{e}_d = \dot{d} - \dot{\hat{d}} \quad (26)$$

联立式(11)和式(12), 得到:

$$\dot{\hat{d}} = -l(\hat{d} - d) \quad (27)$$

根据假设1, 式(26)可被简化为

$$\dot{e}_d = -le_d \quad (28)$$

因此, 当扰动观测器增益  $l > 0$  时, 扰动估计误差将收敛到 0。

### 2.4.2 非奇异终端滑模控制器稳定性分析

选择李雅普诺夫函数为

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (29)$$

对李雅普诺夫函数求导得到:

$$\dot{V} = s\dot{s} \quad (30)$$

根据式(22):

$$\dot{s} = \dot{x}_s + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \ddot{x}_s \quad (31)$$

联立式(8):

$$\dot{s} = \dot{x}_s + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \left( -\frac{k_s}{m_s} (x_s - x_u) - \frac{c_s}{m_s} \dot{x}_s + \frac{1}{m_s} u + d \right) \quad (32)$$

将式(23)与扰动观测器前馈补偿代入上式, 可以得到:

$$\dot{s} = \dot{x}_s + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \left( -\beta \frac{q}{p} \dot{x}_s^{(2-\frac{p}{q})} - \eta \text{sgn}(s) - \hat{d}_k + d \right) \quad (33)$$

化简得到:

$$\dot{s} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \left( -\eta \text{sgn}(s) - \hat{d}_k + d \right) \quad (34)$$

进一步得到:

$$\dot{V} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \left[ -\eta |s| + s(d - \hat{d}_k) \right] \quad (35)$$

由于  $\beta > 0$ ,  $1 < p/q < 2$ , 且  $p$ 、 $q$  为正奇数, 有

$$\frac{1}{\beta} \frac{p}{q} \dot{x}_s^{(\frac{p}{q}-1)} \geq 0 \quad (36)$$

取  $\eta > \sup_{t>0} |d - \hat{d}_k|$ , 即可满足:

$$-\eta |s| + se_{d2} < 0 \quad (37)$$

$$\text{即 } \dot{V} \leq 0 \quad (38)$$

因此, 系统满足李雅普诺夫稳定性条件。

## 3 仿真与试验验证

为了验证所提出控制算法的有效性, 进行了仿真验证和台架试验验证, 并将所得结果与典型算法进行比较与分析讨论。

### 3.1 仿真工况设置

选择 Quanser 主动悬架控制试验台作为台架试验系统, 为便于对比研究, 依据试验台参数进行仿真模型的参数设置, 其基本参数与仿真工况参数如表 1 所示, 控制器关键参数如表 2 所示。为验证仿真算法的有效性, 分别进行凸包路面工况和平稳随机路面工况的仿真。

#### 3.1.1 凸包路面工况

凸包高度设置为 0.02 m, 车速设置为 3 m/s, 凸包路面按照以下公式生成:

$$x_r(t) = \frac{H_c}{2} \cos\left(\frac{2\pi t L_c}{v_c}\right) + \frac{H_c}{2} \quad (39)$$

式中: $x_r(t)$ 为路面高程位移; $v_c$ 为车速; $H_c$ 、 $L_c$ 分别为凸包路面的高度和长度。

### 3.1.2 平稳随机路面工况

随机路面输入模型参考国际标准 ISO 8608, 表示为

$$\dot{x}_r(t) + 2\pi n_{\min} v x_r(t) = 2\pi n_0 \sqrt{G_{xr}(n_0)} v_c W(t) \quad (40)$$

式中: $n_{\min}$ 为空间下截止频率; $n_0$ 为参考空间频率; $G_{xr}(n_0)$ 为路面不平度系数,与路面等级有关; $W(t)$ 为0均值的高斯白噪声; $v_c$ 为车速。本文选取C级平稳随机路面进行仿真,式(40)中涉及参数的选取如表1所示。其中为与悬架台架试验形成对照,车速的选择与台架试验工况相同,即考虑台架试验平台路面生成带宽的限制,选择车速为3 m/s。

表1 仿真模型与仿真工况基本参数

参数名称	符号/单位	数值
簧载质量	$m_s/\text{kg}$	2.45
非簧载质量	$m_u/\text{kg}$	1
悬架刚度	$k_s/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	900
悬架阻尼	$c_s/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	7.5
轮胎刚度	$k_u/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2500
仿真车速	$v_c/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	3
凸包路面高度	$H/\text{m}$	0.02
凸包路面长度	$L/\text{m}$	1.5
参考空间频率	$n_0/\text{m}^{-1}$	0.1
空间下截止频率	$n_{\min}/\text{m}^{-1}$	0.011
路面不平度系数	$G_{xr}(n_0)/\text{m}^3$	0.000 256

表2 控制器关键参数

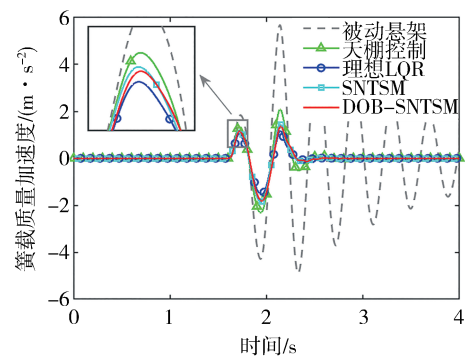
参数	数值
理想天棚阻尼 $l/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	50
DOB观测增益	15
LQR算法Q矩阵	[450, 50, 5, 1]
NTSM参数 $p$	5
NTSM参数 $q$	3
NTSM参数 $\beta$	2

## 3.2 仿真结果分析

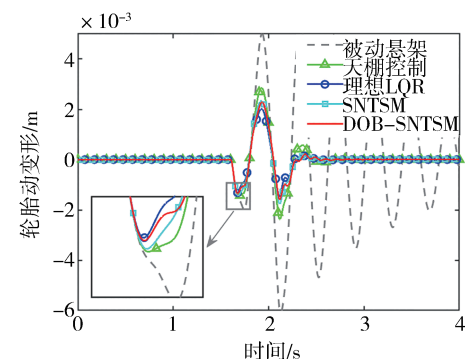
### 3.2.1 凸包路面

图3分别展示了凸包路面的工况下的簧载质量加速度、轮胎动变形信息,表3展示了仿真下凸包路面工况的动力学性能指标均方根值统计结果,将提出的DOB-SNTSM算法与被动悬架、天棚控制算法、

理想状态LQR、未引入DOB的SNTSM算法的控制效果进行对比,为了使数据对比更加直观,选择天棚控制算法作为基线。由图3(a)可以看出,对于与舒适性指标相关的簧载质量加速度信息,4种控制算法相对于被动悬架改善明显,所提出的DOB-SNTSM算法相对于天棚控制算法改善了24.2%,且仅需要簧载质量加速度信息就能够达到接近理想状态LQR的控制效果,相对于未引入DOB的SNTSM算法对舒适性指标改进更为明显。由图3(b)可以看出,对于与道路保持能力相关的轮胎动变形指标,所提出的DOB-SNTSM算法相对于天棚控制算法改善了23.2%,接近于理想状态LQR的控制效果,与未引入扰动观测器的SNTSM算法几乎持平。在凸包工况的仿真中,DOB-SNTSM算法并没有发生切换行为,这是由于扰动变化频率较小,扰动估计精度满足控制器要求,且凸包路面下未引起簧载质量加速度的突变,因此未达到SNTSM的切换阈值。DOB-SNTSM算法与SNTSM算法的切换行为一致,因此凸包路面下的仿真结果更能反映DOB本身对控制性能的影响,即本文设计的DOB能够有效改进主动悬架的乘坐舒适性指标。



(a) 簧载质量加速度



(b) 轮胎动变形

图3 凸包路面工况下的仿真结果

**表3 凸包路面仿真工况动力学性能指标均方根值统计结果**

控制方法	簧载质量加速度/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	轮胎动变形/ ( $10^{-3}\text{m}$ )
被动悬架	1.877	2.10
天棚控制	0.550	0.660
理想状态LQR	0.353(35.8%)	0.452(31.5%)
SNTSM	0.457(16.9%)	0.514(22.1%)
DOB-SNTSM	0.417(24.2%)	0.507(23.2%)

### 3.2.2 平稳随机路面

图4分别展示了C级平稳随机路面工况下的时域仿真结果,表4展示了仿真下平稳随机路面工况下的动力学性能指标均方根值统计结果。其仿真结果与凸包路面工况类似,4种控制算法相对于被动悬架改进明显。所提出DOB-SNTSM算法下的簧载质量加速度指标相对于天棚控制算法改善了20.7%,控制效果略优于理想状态LQR,相对于SNTSM算法改进明显;轮胎动变形指标相对于天棚

控制算法劣化了18.4%,相对于理想状态LQR和SNTSM算法更差,这与该工况下控制器的切换行为有关。相比凸包工况,平稳随机路面工况下来自路面的扰动的频率更高,此时扰动估计的准确度相对较低,因此如图4(d)所示DOB-SNTSM控制器多次切换为非奇异终端滑模控制器,由图4(c)可知,SNTSM控制器的切换行为更为频繁,这是由于该控制器未引入扰动观测器进而乘坐舒适性指标相对更差,因此多次达到控制器的切换阈值。在仿真时间1.5s左右的切换控制效果较为明显,如图4(a)中框选处所示,这种切换行为展现出了扰动估计精度下降时良好的簧载质量加速度改善效果,图4(b)中框选处表明这种切换行为会对轮胎动变形指标造成一定程度的增加,但相对于被动悬架仍在合理的范围内,且在切换行为结束后迅速收敛至与理想状态LQR相近的水平,对操纵稳定性影响有限,因此该切换行为能够有效保证控制器的整体性能下限。

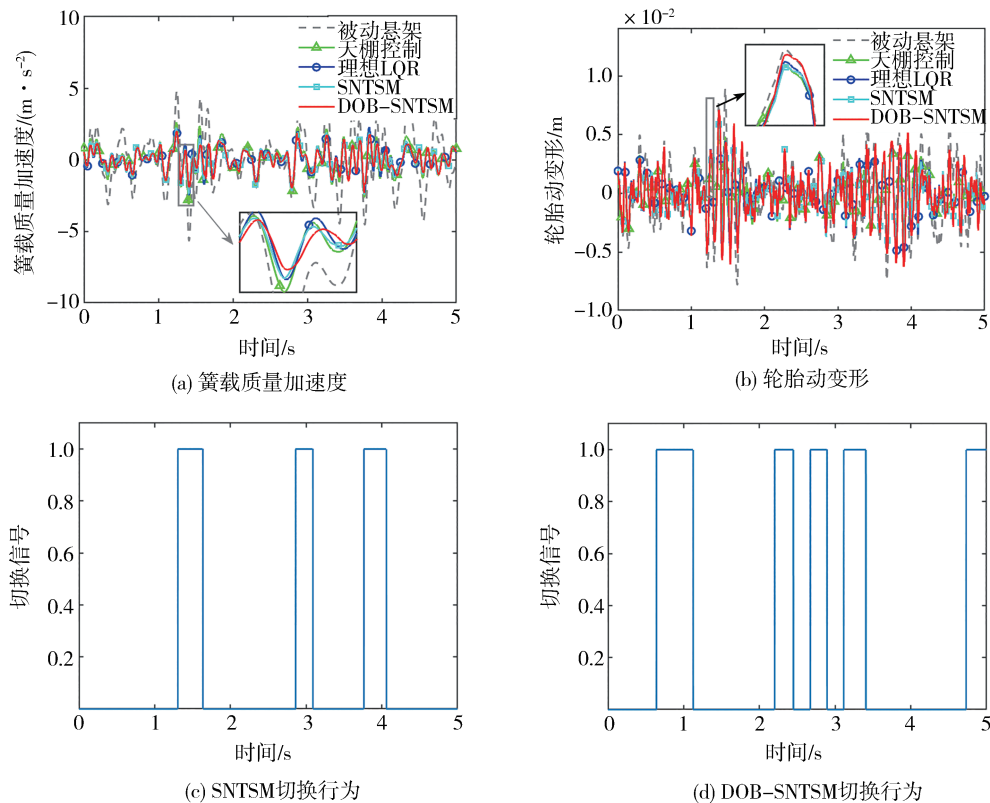


图4 平稳随机路面工况下的仿真结果

图5(a)和图5(b)展示了该工况下卡尔曼滤波器的估计效果。从图中可以看出悬架动挠度的估计结果与真实值十分贴合,簧载质量速度的估计结果较好。采用式(41)作为卡尔曼估计精度的评判标准<sup>[15]</sup>:

$$A_c = \left[ 1 - \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x(n) - \hat{x}(n))^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x(n))^2}} \right] \times 100\% \quad (41)$$

式中: $A_c$ 为卡尔曼滤波估计精度; $x(n)$ 为信号真实

值; $\hat{x}(n)$ 为信号估计值; $n$ 为样本数量。计算结果表明,悬架动挠度和簧载质量速度的卡尔曼滤波估计精度分别为89.91%和89.22%,满足控制器需求。

表4 平稳随机路面仿真工况动力学性能指标均方根值统计结果

控制方法	簧载质量加速度/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	轮胎动变形/ ( $10^{-3}\text{m}$ )
被动悬架	1.896	2.56
天棚控制	0.952	1.74
理想状态LQR	0.776(18.5%)	1.91(-9.8%)
SNTSM	0.893(6.1%)	1.93(-10.9%)
DOB-SNTSM	0.755(20.7%)	2.06(-18.4%)

### 3.3 台架试验及试验结果

#### 3.3.1 台架试验设置

所搭建的硬件在环试验平台如图6所示,主要

由4部分组成:1/4主动悬架模型、Q8-USB多功能数据采集卡、AMPAQ-L2功放模块,以及Quarc-Simulink实时控制程序。Quarc-Simulink实时控制程序与主动悬架模型之间通过USB进行通信。主动悬架系统配备有簧载质量加速度传感器、悬架动挠度传感器,以及非簧载质量位移传感器。对于所提出的DOB-SNTSM控制算法,具体实施流程如图7所示。Quarc-Simulink实时控制系统接收簧载质量加速度传感器的信号 $\ddot{x}_s$ ,通过内部的卡尔曼滤波器、扰动观测器、次优控制-非奇异终端滑模切换控制算法模块,求解出下一时刻的参考控制力。在整个流程中,通过USB实现Quarc-Simulink实时控制程序与主动悬架系统之间的信号传递。主动悬架系统中集成有电机驱动模块,根据传递而来的路面参考信号,以及控制输入参考信号执行电机驱动。

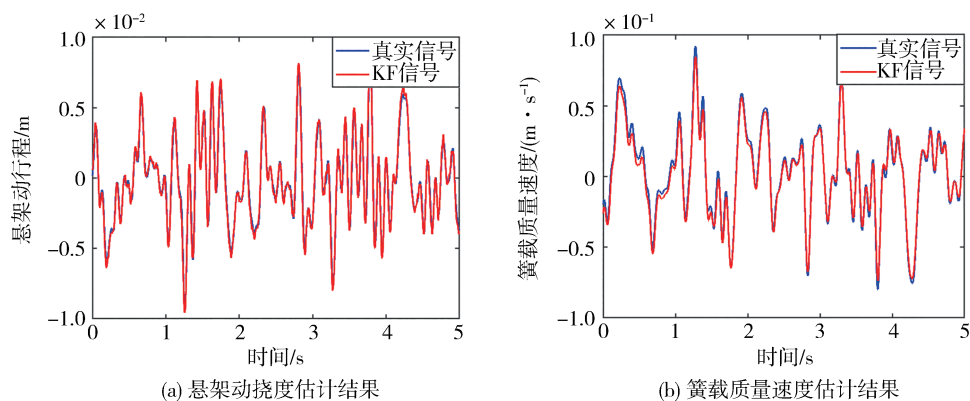


图5 卡尔曼滤波估计结果

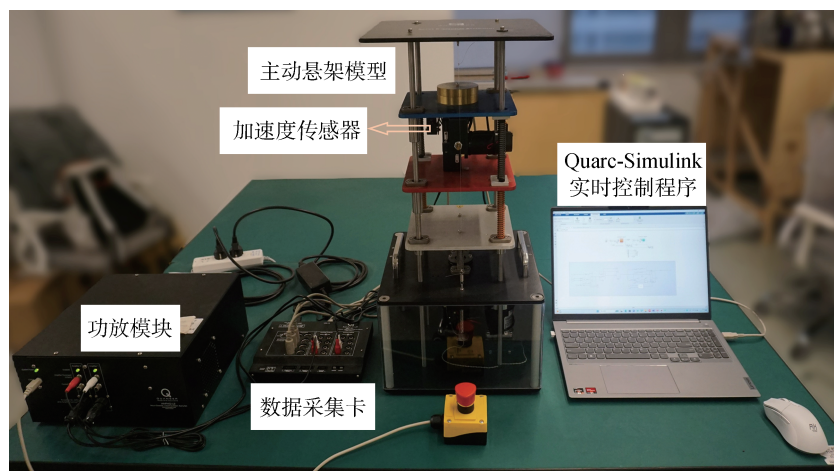


图6 台架试验平台

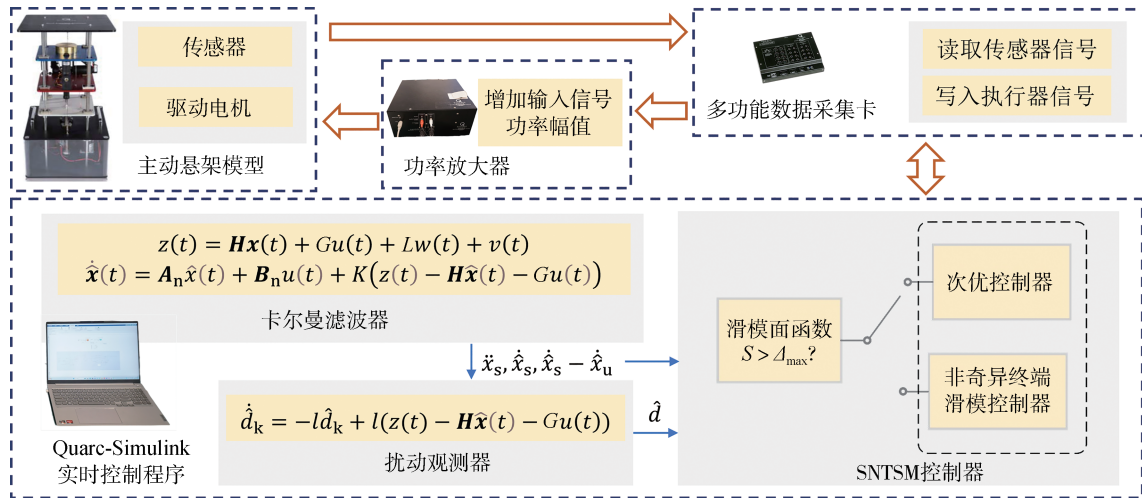


图7 台架试验流程

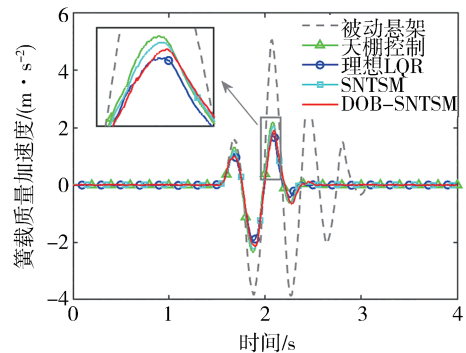
### 3.3.2 试验结果分析

#### (1) 凸包路面

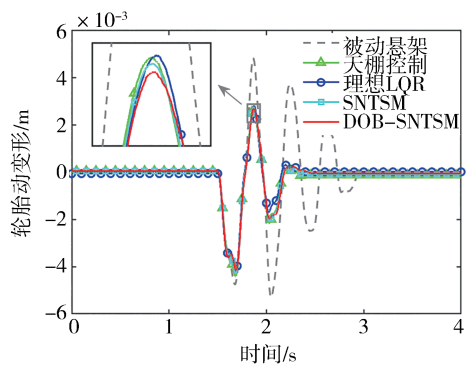
试验条件与仿真条件相同,图8展示了凸包路面下簧载质量加速度、轮胎动变形的试验结果,表5展示了台架试验下凸包路面工况动力学性能指标的均方根值统计结果。其结果表明,4种控制算法相对于被动悬架改善明显,对于舒适性指标,所提出的DOB-SNTSM算法相对于天棚控制算法改善了9.6%,略差于理想状态LQR的舒适度指标改进效果,相对于无扰动观测器的SNTSM算法更优。4种控制算法对轮胎动变形的改进效果都较为明显,且其评价指标较为接近。值得注意的是,试验条件下的整体改善效果不如仿真工况明显,这是由于所提出的DOB-SNTSM算法、SNTSM算法与理想状态LQR算法都是基于模型的控制算法,悬架系统中的未建模非线性,以及仿真器材摩擦等扰动对这3种控制算法影响较大。对于DOB-SNTSM算法,过大的扰动可能会影响卡尔曼滤波的精度进而影响DOB的估计精度,但在此工况中该因素对控制效果的影响并未超过阈值,因此并未发生控制器切换行为,且试验结果表明,DOB-SNTSM算法相对于天棚控制算法仍具有明显改善效果,并且DOB的引入使得DOB-SNTSM算法相对于SNTSM算法的乘坐舒适性改进明显,这与仿真结果趋势一致。

#### (2) 平稳随机路面

图9展示了平稳随机路面工况下的试验结果,表6展示了台架试验下平稳随机路面工况下的动力学性能指标均方根值统计结果。对于簧载质量加速



(a) 簧载质量加速度



(b) 轮胎动变形

图8 凸包路面工况下的台架试验结果

度指标,DOB-SNTSM算法相对于天棚控制算法改善了9.0%,略差于理想状态LQR,优于SNTSM算法;对于轮胎动变形指标,4种控制算法与被动悬架相比结果相近。与仿真相比,平稳随机路面的台架试验结果相差较大,除去前述模型非线性等因素的影响外,所用台架试验的驱动电机最多能够产生

**表5 凸包路面工况下台架试验动力学性能指标均方根值统计结果**

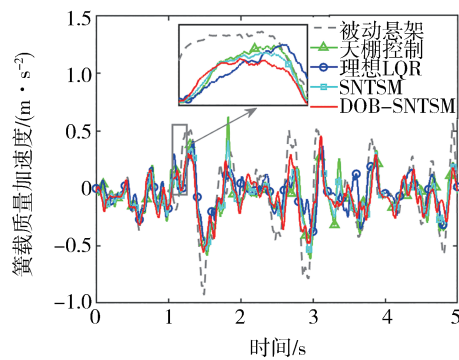
控制方法	簧载质量加速度/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	轮胎动变形/ ( $10^{-3}\text{m}$ )
被动悬架	1.301	1.54
天棚控制	0.541	0.922
理想状态LQR	0.446(17.6%)	0.879(4.7%)
SNTSM	0.522(3.5%)	0.905(1.8%)
DOB-SNTSM	0.489(9.6%)	0.913(1.0%)

5 Hz的道路输入,因此其道路输入与仿真相比经过了滤波处理,这也是产生差异值的原因之一,并且较低频率的扰动也造成了本文所提出切换算法的切换频率下降。图9(c)和图9(d)展示了DOB-SNTSM算法仅在1s左右产生了一次切换,SNTSM算法的切换时间较为提前,且切换行为持续时间更长,这是由于SNTSM算法未加入DOB前馈,系统中的扰动未被补

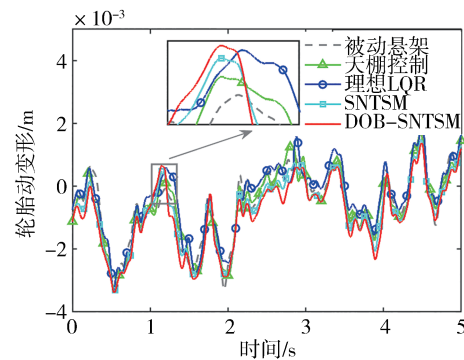
偿,进而更容易达到切换阈值。如图9(a)和图9(b)中框选处所示,所提出的DOB-SNTSM算法簧载质量加速度指标更优,但也伴随着在可接受范围内的轮胎动变形指标的劣化,该趋势与仿真中切换行为造成的影响趋势相同,进一步验证了DOB-SNTSM算法的切换行为能够有效保证控制器的整体控制性能,提升了算法的鲁棒性。

**表6 平稳随机路面工况下台架试验动力学性能指标均方根值统计结果**

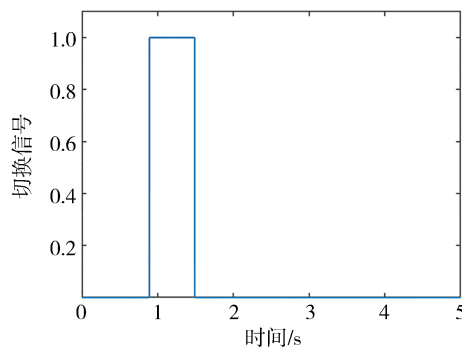
控制方法	簧载质量加速度/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	轮胎动变形/ ( $10^{-3}\text{m}$ )
被动悬架	0.275	1.15
天棚控制	0.201	1.15
理想状态LQR	0.164(18.4%)	1.14(0.9%)
SNTSM	0.198(1.5%)	1.12(2.6%)
DOB-SNTSM	0.183(9.0%)	1.19(-3.5%)



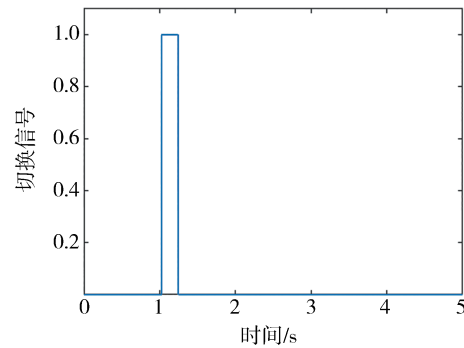
(a) 簧载质量加速度



(b) 轮胎动变形



(c) SNTSM切换行为



(d) DOB-SNTSM切换行为

图9 平稳随机路面工况下的台架试验结果

## 4 结论

为了平衡悬架的性能指标,同时兼顾控制算法的鲁棒性与成本,本文提出了一种基于扰动观测器

的主动悬架切换控制方案。该控制算法仅需要簧载质量加速度信息作为输入,其中卡尔曼滤波器用于估计簧载质量速度和悬架动挠度,扰动观测器用于处理悬架系统中的不确定项,未达到切换阈值时,控制器采用次优控制器以权衡悬架的多个控制指标;

当扰动估计精度下降从而达到切换阈值后,控制器切换为非奇异终端滑模控制器以保证算法的鲁棒性。仿真和台架试验结果表明:

(1)本文提出的切换控制策略能够有效提升簧载质量加速度指标的控制效果,且对轮胎动变形等指标的影响控制在合理范围内,其切换行为能够从整体上保证控制器控制性能的下限,提升了控制算法的鲁棒性。

(2)所提出的DOB-SNTSM算法能够有效改善悬架动力学性能。根据台架试验结果,以天棚控制算法为基准:对于凸包路面,悬架的簧载质量加速度与轮胎动变形的均方根值分别优化了9.6%,1%;对于平稳随机路面,簧载质量加速度均方根值优化了9.0%,轮胎动变形均方根值略有增大。控制效果相对于被动悬架改进明显,与理想状态LQR相接近,且具有传感器使用较少的成本优势。

### 参考文献

- [1] DONG X, FEI Z, ZHANG Z, et al. Gray skyhook predictive control of magnetorheological semi-active seat suspension with time delay [J]. *Smart Materials and Structures*, 2023, 32(11): 115010.
- [2] 刘雁玲, 颜龙, 杨晓峰, 等. 基于ADD正实网络的车辆ISD悬架优化设计与性能研究[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(11): 262-268.  
LIU Y L, YAN L, YANG X F, et al. Research on optimal design and performance of vehicle ISD suspension based on ADD positive real network [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(11): 262-268.
- [3] WANG G, KOU F, ZHANG X, et al. A new energy-feeding variable damping control strategy for electromagnetic hybrid suspension systems[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2023; 09544070231205356.
- [4] 郭孔辉, 王杨. 一种改进的加速度阻尼半主动控制策略研究[J]. *汽车工程*, 2019, 41(5): 481-486.  
GUO K H, WANG Y. Research on an improved acceleration damping semi-active control strategy [J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(5): 481-486.
- [5] 陈潇凯, 曾沼锴, 刘向, 等. 基于VSL-MPC的半主动悬架预瞄控制研究[J]. *汽车工程*, 2022, 44(10): 1537-1546.  
CHEN X K, ZENG M K, LIU X, et al. Research on pre-sight control of semi-active suspension based on VSL-MPC [J]. *Automotive Engineering*, 2022, 44(10): 1537-1546.
- [6] YUAN C Y, LI K T, ZANG G R, et al. LQR Optimization of semi-active suspension LQR parameters based on local optimization with a skipping out particle swarm algorithm [C]. *International Conference on Mechanical Design and Simulation (MDS 2022)*: Volume 12261. SPIE, 2022: 1111-1116.
- [7] 李子先, 潘世举, 朱愿, 等. 基于状态反馈和预瞄前馈的智能车半主动悬架控制[J]. *汽车工程*, 2023, 45(5): 735-745.  
LI Z X, PAN S J, ZHU Y, et al. Semi-active suspension control of intelligent vehicle based on state feedback and preview feedforward [J]. *Automotive Engineering*, 2023, 45(5): 735-745.
- [8] YU X, LIU X, WANG X, et al. Vibration control of improved LQG for wheel drive electric vehicle based on uncertain parameters [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2021, 235(8): 2253-2264.
- [9] 吴骁, 史文库, 陈志勇. 基于交互式多模型卡尔曼滤波的主动悬架控制[J]. *汽车工程*, 2023, 45(7): 1200-1211, 1253.  
WU X, SHI W K, CHEN Z Y. Active suspension control based on interactive multi-model Kalman filter [J]. *Automotive Engineering*, 2023, 45(7): 1200-1211, 1253.
- [10] 于曰伟, 赵雷雷, 周长城, 等. 车辆座椅次优控制主动悬架设计及分析[J]. *北京邮电大学学报*, 2021, 44(3): 87-93.  
YU Y W, ZHAO L L, ZHOU C C, et al. Design and analysis of vehicle seat suboptimal control active suspension [J]. *Journal of Beijing University of Posts and Telecommunications*, 2021, 44(3): 87-93.
- [11] 鲁红伟, 张志飞, 徐中明, 等. 汽车主动悬架次优控制策略等效性研究[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(23): 316-324.  
LU H W, ZHANG Z F, XU Z M, et al. Research on the equivalence of suboptimal control strategy for automotive active suspension [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(23): 316-324.
- [12] SOOSAIRAJ A S, KANDAVEL A. Ride comfort analysis of driver seat using super twisting sliding mode controlled magnetorheological suspension system [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2021, 235(14): 3606-3618.
- [13] CHEN H, LIU Y J, LIU L, et al. Anti-saturation-based adaptive sliding-mode control for active suspension systems with time-varying vertical displacement and speed constraints [J]. *IEEE Transactions on Cybernetics*, 2022, 52(7): 6244-6254.
- [14] HO C M, TRAN D T, AHN K K. Adaptive sliding mode control based nonlinear disturbance observer for active suspension with pneumatic spring [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 509: 116241.
- [15] 汪若尘, 王英杰, 丁仁凯, 等. 基于卡尔曼观测器的磁流变悬架半主动控制[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2020, 48(12): 49-54.  
WANG R C, WANG Y J, DING R K, et al. Semi-active control of magnetorheological suspension based on Kalman observer [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2020, 48(12): 49-54.