

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.049

摩托车半主动悬架控制系统研究

张晓东^{1,2}, 马钰杰²

(1. 宁德师范学院 机电工程学院, 福建 宁德 352100;

2. 台北科技大学 车辆工程系, 台湾 台北 10608)

摘要:以某款顶级摩托车为研究对象, 基于最优控制策略, 提出一种用于摩托车的半主动悬架系统, 通过 Matlab 进行仿真分析。结果表明: 所提出的半主动悬架有效提升了摩托车的平顺性和操纵稳定性。

关键词:摩托车; 半主动悬架; 最优控制; 平顺性; 操纵稳定性

中图分类号: TP271; U461.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2025)04-0273-06

Study of Semi-active Suspension Control System for Motorcycle

ZHANG Xiaodong^{1,2}, MA Yujie²

(1. College of Electromechanical Engineering Ningde Normal University, Ningde 352100, China;

2. Department of Vehicle Engineering, Taipei University of Technology, Taipei 10608, China)

Abstract: A top motorcycle taken as the research object, a motorcycle semi-active suspension system based on optimal control strategy was proposed and tested via Matlab. The results show that the proposed semi-active suspension can effectively improve the ride comfort and handling stability of the motorcycle.

Keywords: motorcycle; semi-active suspension; optimal control; ride comfort; handling stability

0 引言

摩托车因轻便灵活已成为人们短途出行的重要交通工具之一。根据我国公安部交通管理局发布的数据, 截至 2024 年底, 全国机动车保有量达 4.53 亿辆, 其中摩托车 7 800 万辆, 占比 18.2%, 是仅次于轿车的第二大机动车类型^[1]。

目前, 摩托车以传统的被动悬架为主, 因此开展提升摩托车平顺性方面的研究具有重要意义。张志飞等^[2]分析了摩托车手把处和座位处对平顺性的影响。徐中明等^[3-4]以车身垂直加速度和俯仰加速度方均根值为优化目标, 对悬架特性参数进行优化。CHUFAL 等^[5]提出一种可以设置的减震阻尼器。GARZIAD 等^[6]提出基于线性二次型调节器的半主动悬架, 通过控制阻尼力来调节车辆动态。SEGLA 等^[7]将弹簧-阻尼器模块的下端点放置在更靠近摆臂开始的位置, 并通过增加弹簧-阻尼器模块与垂直方向的倾斜来改善平顺性。KAUL^[8]提出用于摩托车悬架系统的非线性隔振器, 以改善平顺性和操纵性。冉险生等^[9-10]以整车质心横摆角速度、侧倾角速度和侧倾传递函数为优化目标, 对悬架参数进行灵敏度分析和多目

标优化。文献[11]和文献[12]针对摩托车行驶过程中的俯仰振动和垂向振动问题, 提出基于多连杆后悬架系统硬点坐标的优化方案, 以车身质心俯仰振动角加速度方均根值和垂向振动加速度方均根值最小化为优化目标, 采用 NSGA-II 遗传算法完成多目标优化。文献[13]针对电动越野摩托车在飞坡工况下后悬架三角连杆受力过大问题, 通过建立整车模型和刚柔耦合模型, 采用 NSGA-II 遗传算法对硬点坐标进行优化, 显著降低了受力和应力, 提高了悬架强度和可靠性。USAMAH 等^[14]在车把与车身之间增加悬架以减小对人体的影响。SEGLA 等^[15]把摩托车模型等效为质量阻尼单元, 建立数学模型; 然后分别对被动悬架、半主动悬架和主动悬架仿真, 分析 3 种悬架对心加速度的影响。BUI 等^[16]提出一种用于摩托车悬架的磁流变阻尼器, 能根据路面振动自适应调整悬架阻尼力, 进而提高摩托车平顺性。GONZÁLEZ 等^[17]提出了一种创新的能量回收减震器系统, 旨在提高摩托车的能量回收效率。PODOSEK 等^[18]探讨了摩托车减震器对摩托车行驶性能的影响, 并分析了其耐用性。JIMÉNEZ-CANOAS 等^[19]研究了摩托车悬架在不同预载下

基金项目:福建省自然科学基金项目(2022J011222); 宁德师范学院中青年科研项目(2020Q102)

第一作者简介: 张晓东(1989—), 男, 山西孝义人, 讲师, 硕士, 研究方向为车辆动力学与控制, t1610@ndnu.edu.cn。

的振动响应,通过实验分析了乘客舒适性。WU等^[20]将一种基于频段划分的混合控制算法用于摩托车半主动悬挂系统。该算法通过频率分割,结合了天钩和地钩控制的优点,有效平衡了驾驶舒适性和抓地性能。

本文以某款顶级摩托车为研究对象,对悬架进行动力学建模,然后基于最优控制方法分别设计半主动和主动悬架系统,并对比分析被动悬架、半主动悬架和主动悬架的平顺性和操纵稳定性。

1 摩托车被动悬架的动力学建模

当前摩托车采用的被动悬架,主要由减振器和弹簧组成,特征参数为悬架刚度和阻尼系数。假设只考虑摩托车垂直方向的振动,轮胎不离开地面,整车动力学模型可以简化为车身、车轮,以及连接二者的悬架系统。摩托车动力学模型如图1所示。

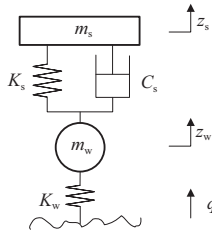


图1 摩托车被动悬架动力学模型

根据牛顿第二定律,被动悬架动力学方程为:

$$m_s \ddot{z}_s = K_s(z_w - z_s) + C_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) \quad (1)$$

$$m_w \ddot{z}_w = K_w(q - z_w) - K_s(z_w - z_s) - C_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) \quad (2)$$

式中: \$m_s\$ 为悬挂质量; \$m_w\$ 为非悬挂质量; \$K_s\$ 为悬架刚度系数; \$C_s\$ 为悬架阻尼系数; \$K_w\$ 为轮胎刚度系数; \$z_s\$ 为车身的垂直位移; \$z_w\$ 为车轮轴的垂直位移; \$\dot{z}_w\$ 为车轮垂直方向速度; \$\ddot{z}_w\$ 为车轮垂直方向加速度; \$q\$ 为路面不平度的位移; \$\dot{z}_s\$ 为车身垂直速度; \$\ddot{z}_s\$ 为车身垂直加速度,是影响车辆平顺性的重要指标, \$\ddot{z}_s\$ 越小,乘坐舒适性越好。悬挂质量与非悬挂质量之间的相对位移是悬架动挠度,表示如下:

$$z_{sw} = z_s - z_w \quad (3)$$

动挠度过大会导致撞击限位块,甚至降低车辆稳定性;动挠度过小则无法抵消路面冲击而降低舒适性。轮胎动变形公式为

$$z_{qw} = q - z_w \quad (4)$$

轮胎动载荷如式(5)所示,如果动载荷变化

幅度大于车辆静载时,轮胎的法向载荷会小于0,车轮会跳离地面失去附着力,造成车辆失控。降低轮胎动载荷有利于提高操纵稳定性。

$$D_w = K_w z_{qw} \quad (5)$$

路面输入采用滤波白噪声表示为

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi\omega(t) \sqrt{S_q(n_0)} v \quad (6)$$

式中: \$q(t)\$ 为路面位移函数; \$f_0\$ 为下截止频率; \$S_q(n_0)\$ 为参考空间频率 \$n_0\$ 下路面不平度系数, \$n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}\$,与路面等级有关; \$\omega(t)\$ 设定为均值为0、强度为1的均匀分布白噪声信号; \$v\$ 表示车辆行驶速度。

定义悬架动挠度 \$z_{sw}\$、车身垂直速度 \$\dot{z}_s\$、轮胎动变形 \$z_{qw}\$、车轮垂直速度 \$\dot{z}_w\$ 为系统状态变量,即 \$\mathbf{X} = [z_{sw} \quad \dot{z}_s \quad z_{qw} \quad \dot{z}_w]^T\$; 定义系统输入为路面激励,即 \$\mathbf{W} = [q]\$; 定义车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷作为系统输出变量,即 \$\mathbf{Y} = [\ddot{z}_s \quad z_{sw} \quad K_w z_{qw}]^T\$, 则摩托车被动悬架的系统状态方程与输出方程为:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{E}\mathbf{W} \quad (7)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} \quad (8)$$

式中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ \frac{K_s}{m_s} & -\frac{C_s}{m_s} & 0 & \frac{C_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ \frac{K_s}{m_w} & \frac{C_s}{m_w} & \frac{K_w}{m_w} & -\frac{C_s}{m_w} \end{bmatrix}; \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{K_s}{m_s} & -\frac{C_s}{m_s} & 0 & \frac{C_s}{m_s} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_w & 0 \end{bmatrix}。$$

2 半主动悬架系统设计

半主动悬架动力学模型如图2所示,在原先被动悬架的基础上加装了可变阻尼力 \$F_1\$,刚度系数与不可变阻尼系数与上一节的被动悬架相同,通过调节可变阻尼力 \$F_1\$ 来调节车辆动态。

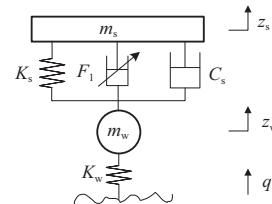


图2 半主动悬架模型

根据牛顿第二定律,半主动悬架系统方程为:

$$m_s \ddot{z}_s = K_s(z_w - z_s) + C_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) + F_1 \quad (9)$$

$$m_w \ddot{z}_w = K_w(q - z_w) - K_s(z_w - z_s) - C_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) - F_1 \quad (10)$$

定义系统输入为 $U_1 = [F_1]$, 定义状态变量和输出变量与被动悬架相同, 系统状态空间表达式如下:

$$\dot{X} = A_1 X + B_1 U_1 + E W \quad (11)$$

$$Y = C_1 X + D_1 U_1 \quad (12)$$

$$\text{式中: } A_1 = A; B_1 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_w} \end{bmatrix}^T; C_1 = C;$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_s} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T。$$

车身垂直加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷这3项指标直接影响平顺性和安全性, 设计控制系统的目的在于满足系统状态方程的前提下让这3项指标最佳, 同时所消耗的控制能量最小, 这是约束优化问题。即对于路面激励, 确立最佳阻尼力 F_1 , 使得悬架性能最佳。鉴于上述特点, 采用最优控制算法, 该方法结合了最优化理论和控制理论。

控制的目标是车身垂直加速度和轮胎动载荷, 同时限制悬架动挠度。此外为了降低控制能量消耗, 需要对控制力 F_1 进行约束。因此确立优化模型如下:

$$\text{Min}_{F_1} J_1 = \int_0^\infty [q_1 \ddot{z}_s^2 + q_2 z_{sw}^2 + q_3 (K_w z_{qw})^2 + q_4 F_1^2] dt \quad (13)$$

$$\dot{X} = A_1 X + B_1 U_1 + E W \quad (14)$$

式中: q_1, q_2, q_3, q_4 分别为各性能指标和控制量 F_1 的权重系数。定义对角矩阵 $Q = \text{diag}(q_1, q_2, q_3)$; $R = [q_4]$, 目标函数(13)改写为二次型, 如下所示:

$$J_1 = \int_0^\infty (Y^T Q Y + U_1^T R U_1) dt \quad (15)$$

将式(12)中的 Y 代入式(15), 得

$$J_1 = \int_0^\infty (X^T Q_{d1} X + 2 X^T N_{d1} U_1 + U_1^T R_{d1} U_1) dt \quad (16)$$

式中: $Q_{d1} = C_1^T Q C_1$; $N_{d1} = C_1^T Q D_1$; $R_{d1} = R + D_1^T Q D_1$ 。根据最优控制理论, 目标函数 J_1 最小时对应的最优控制如下:

$$U_1^* = -R_{d1}^{-1} B_1^T P_1 \cdot X \quad (17)$$

式中 P_1 为下列代数 Riccati 方程的解:

$$P_1 A_1 + A_1^T P_1 - P_1 B_1 R_{d1}^{-1} B_1^T P_1 + Q_{d1} = 0 \quad (18)$$

3 主动悬架系统设计

主动悬架动力学模型如图3所示, 在悬挂质量和非悬挂质量之间安装力发生器, 通过力发生器产生的控制力 F_2 调节车辆动态性能。

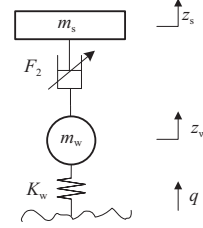


图3 主动悬架模型

根据牛顿第二定律, 主动悬架系统方程为:

$$m_s \ddot{z}_s = F_2 \quad (19)$$

$$m_w \ddot{z}_w = K_w(q - z_w) - F_2 \quad (20)$$

定义系统输入为 $U_2 = [F_2]$, 定义状态变量和输出变量与被动悬架相同, 系统状态空间表达式如下:

$$\dot{X} = A_2 X + B_2 U_2 + E W \quad (21)$$

$$Y = C_2 X + D_2 U_2 \quad (22)$$

$$\text{式中: } A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -\frac{K_w}{m_w} & 0 \end{bmatrix}; B_2 = B_1;$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_w & 0 \end{bmatrix}; D_2 = D_1。$$

主动悬架控制算法采用最优控制, 优化模型如下所示:

$$\text{Min}_{F_2} J_2 = \int_0^\infty [q_1 \ddot{z}_s^2 + q_2 z_{sw}^2 + q_3 (K_w z_{qw})^2 + q_4 F_2^2] dt \quad (23)$$

$$\dot{X} = A_2 X + B_2 U_2 + E W \quad (24)$$

经过公式代换可得性能目标函数如下:

$$J_2 = \int_0^\infty (X^T Q_{d2} X + 2 X^T N_{d2} U_2 + U_2^T R_{d2} U_2) dt \quad (25)$$

式中: $Q_{d2} = C_2^T Q C_2$; $N_{d2} = C_2^T Q D_2 = [0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$;

$$R_{d2} = \begin{bmatrix} q_4 + \frac{q_1}{m_s^2} \end{bmatrix}。$$

目标函数 J_2 最小时对应的最优控制如下:

$$U_2^* = -R_{d2}^{-1} B_2^T P_2 \cdot X \quad (26)$$

式中 P_2 为下列代数 Riccati 方程的解:

$$P_2 A_2 + A_2^T P_2 - P_2 B_2 R_{d2}^{-1} B_2^T P_2 + Q_{d2} = 0 \quad (27)$$

4 仿真分析与讨论

为验证所设计的半主动悬架和主动悬架的有效性,根据前面创建的悬架动力学模型,借助 Matlab/Simulink 分别创建被动悬架、半主动悬架和主动悬架仿真模型,B 级路面作为输入。某款顶级摩托车相关参数与路面激励参数如表 1 所示。

表 1 摩托车与路面参数

参数	数值
悬挂质量 m_s/kg	165
悬架刚度系数 $K_s/(\text{N/m})$	6×10^4
悬架阻尼系数 $C_s/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1.2×10^4
非悬挂质量 m_w/kg	36.95
轮胎刚度系数 $K_w/(\text{N/m})$	2.71×10^5
车速 $v/(\text{m/s})$	16.67
参考空间频率 n_0 下路面 不平度系数 $S_q(n_0)/\text{m}^3$	64×10^{-6}
下截止频率 f_0/Hz	0.01

设定仿真时间为 10 s,路面位移函数如图 4 所示。

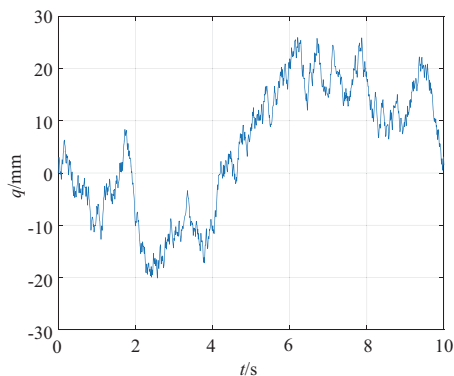


图 4 路面位移输入

经反复试验,确定权重系数矩阵 Q 和 R 分别为:

$$Q = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 10^8 & 0 \\ 0 & 0 & 50 \end{bmatrix}; \quad R = [1]。$$

通过 Matlab 计算得到半主动悬架和主动悬架的最优控制分别为:

$$U_1^* = [716.24 \quad 422.7 \quad 1.7 \times 10^6 \quad -2 \ 785.1] \cdot X \quad (28)$$

$$U_2^* = [9 \ 981.7 \quad 4 \ 887.8 \quad 1.7 \times 10^6 \quad -1.1 \times 10^4] \cdot X \quad (29)$$

在相同的路面输入激励条件下,仿真得到 3 种悬架对应的车身垂直加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷的动态曲线,分别如图 5、图 6、图 7 所示(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。

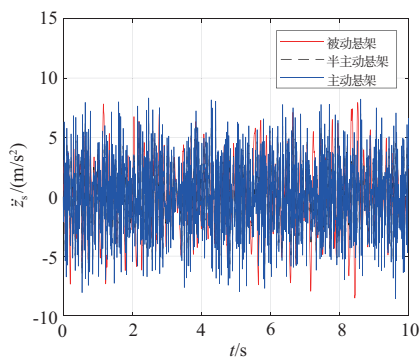


图 5 车身垂直加速度变化曲线

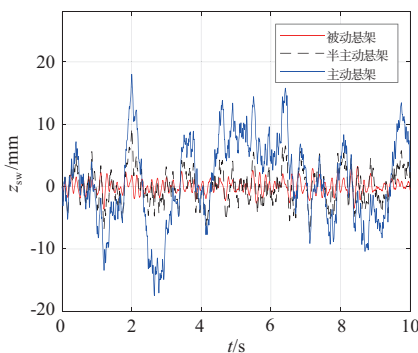


图 6 悬架动挠度变化曲线

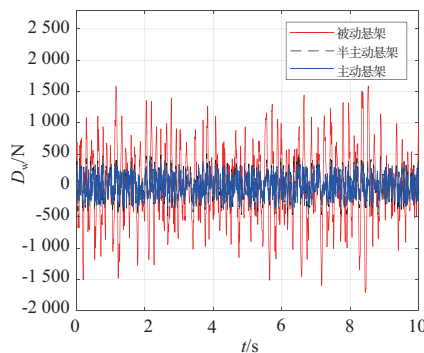


图 7 轮胎动载荷变化曲线

为定量对比 3 种悬架的性能,对图 5—图 7 数据进行整理归纳,分别计算车身加速度方均根值和绝对值的最大值、悬架动挠度绝对值的最大值、

轮胎动载荷方均根值和最小值,计算结果如表 2 所示。

表 2 3 种悬架的性能指标对比

性能指标	被动悬架	半主动悬架	主动悬架
车身加速度方均根值	2.915 6	2.174 2	2.816 3
车身加速度绝对值的最大值/(m/s^2)	8.530 2	7.006 1	8.590 9
悬架动挠度绝对值的最大值/mm	3.6	9.3	18.0
轮胎动载荷方均根值	587.167 6	203.611 0	167.802 4
轮胎动载荷的最小值/N	-1 705.600 0	-499.847 3	-353.197 1

车身垂直加速度和乘坐舒适性直接相关,根据图 5 和表 2 中的数据可知:半主动悬架的方均根值最小,车身波动最小。另外,半主动悬架的加速度峰值也最小,相比于被动悬架,采用半主动悬架让舒适性改善了 25.43%;对于悬架动挠度,分析图 6 和表 2 中数据可知:被动悬架动挠度峰值最小,半主动悬架动挠度比被动悬架增加了 5.7 mm。主动悬架最大,高达 18.0 mm。采用最优控制策略让悬架动挠度均有了不同程度的增加。对于轮胎动载荷,结合图 7 和表 2 中数据可知:主动悬架的动载荷波动最小,半主动悬架次之。本文所分析的摩托车静载为 1 981.13 N,若采用被动悬架,地面法向反作用力的降幅高达 1 705.600 0 N,剩余仅为 275.53 N。若采用半主动悬架,最大降幅为 499.847 3 N,在操控性方面改善了 70.71%。若采用主动悬架,动载荷减小量最小,轮胎附着性最好,相比于被动悬架,在操控性方面性能提升了 77.4%。

5 结语

本文以某款摩托车为研究对象,基于最优控制算法,提出半主动悬架和主动悬架系统,结果表明:主动悬架在操控性方面性能提升了 77.4%,但是最大动挠度相比被动悬架增加了 14.4 mm。半主动悬架在操控性方面性能提升了 70.71%,最大动挠度相比被动悬架只增加了 5.7 mm。采用基于最优控制的半主动悬架具有更好的性能指标,有效抑制了垂直加速度和轮胎动载荷,提高了乘坐舒适性和操纵稳定性,而且半主动悬架结构简单,不需要动力源,能量损耗小。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国公安部. 全国机动车保有量达 4.53 亿辆驾驶人达 5.42 亿人[EB/OL]. (2025-01-18) [2025-03-14]. <https://www.mps.gov.cn/n2254314/n6409334/c9939035/content.html>
- [2] 张志飞,徐中明,贺岩松. 基于多体动力学的摩托车

平顺性分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(8): 988-992.

- [3] 徐中明,杨建国,张志飞,等. 考虑俯仰振动的摩托车平顺性多目标优化[J]. 汽车工程, 2012, 34(11): 1054-1058, 1053.
- [4] 徐中明,杨建国,张志飞,等. 基于多工况并行任务的摩托车悬架参数多目标优化[J]. 振动与冲击, 2013, 32(4): 59-65.
- [5] CHUFAL D, VISHE P, SHIKALGAR S. Motorcycle ride optimization with change over ride mode (of different suspension setting) introduced in two - wheeler suspension with objective measurement in real world usage pattern[C]//Proceedings of 37th FISITA World Automotive Congress, Chennai, India: [s. n.], 2018.
- [6] GARZIAD M, SAKA A. Modelling and control of a semi-active suspension system of motorcycle [C]//2018 International Conference on Electronics, Control, Optimization and Computer Science (ICECOCS), Kenitra: IEEE, 2018: 1-8.
- [7] SEGLA S, ROY S. Dynamic simulation analysis of a motorcycle suspension system - assessment of comfort[J]. Manufacturing Technology, 2020, 20(3): 373-377.
- [8] KAUL S. Planar dynamics of a motorcycle: Influence of vibration isolation system nonlinearity [J]. The International Journal of Acoustics and Vibration, 2020, 25(4): 597-608.
- [9] 冉险生,杨静,罗领,等. 多任务并行的摩托车悬架系统参数多目标优化[J]. 系统仿真学报, 2021, 33(5): 1216-1223.
- [10] 冉险生,刘兴君,赵洪亮,等. 蛇行工况下大排量摩托车悬架优化分析[J]. 机械设计, 2025, 42(4): 95-100.
- [11] 冉险生,陈凯,赵洪亮,罗领. 基于近似模型的大排量摩托车悬架系统平顺性优化分析[J]. 机械强度, 2022, 44(1): 119-125.
- [12] 冉险生,李金波,刘兴君,等. 摩托车多连杆后悬架硬点的多目标优化[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2023, 42(10): 149-155.
- [13] 冉险生,王鹏,徐小刚,等. 电动越野摩托车后悬架硬点优化及强度分析[J]. 重庆交通大学学报(自然科

- 学版),2024,43(12):111-117.
- [14] USAMAH N M, AHMAD MAZLAN A Z, RIPIN Z M. Investigation of motorcycle handle vibration attenuation using a suspended handlebar with different rubber mount characteristics[J]. The International Journal of Acoustics and Vibration,2022,27(3):276-284.
- [15] SEGLA S, ROY S. Simulation analysis of a motorcycle with passive, idealized semi-active and active suspension systems [C]// Advances in Mechanism Design III. Cham: Springer International Publishing, 2022:144-151.
- [16] BUI Q D, NGUYEN Q H. Development of a novel self-adaptive shear-mode magneto-rheological shock absorber for motorcycles [M]//Advances in Asian Mechanism and Machine Science. Cham: Springer International Publishing, 2021:744-754.
- [17] GONZÁLEZ A, OLAZAGOITIA J L, VINOLAS J, et al. An innovative energy harvesting shock absorber system for motorbikes [J]. ASME Transactions on Mechatronics,2022,27(5):3110-3120.
- [18] PODOSEK K, JAŚKIEWICZ M, ZUSKA A. Testing the relationship between the technical condition of motorcycle shock absorbers determined on the diagnostic line and their characteristics [J]. Open Engineering,2023,13(1):20220435.
- [19] JIMÉNEZ-CANOAS R, COLLAZOS-BURBANO D A, GARCÍA-MELO J I, et al. Experimental analysis of passenger comfort with variable preloaded rear springs on a low-cylinder motorcycle [J]. Sensors, 2023, 23(13):6204.
- [20] WU L J, REN W, BA K X, et al. Control algorithm design of motorcycle semi-active suspension system via frequency division[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2024,38(1):33-47.

收稿日期:2023-10-30

(上接第 247 页)

参考文献:

- [1] 周梦,郝同鑫,闰文彬,等. 六足仿生机器人结构设计及运动仿真[J]. 机电工程技术,2024,53(3):172-175,233.
- [2] 陈斯琴,李思瑶,鲁志刚,等. 六足机器人关键技术综述[J]. 机电工程技术,2022,51(11):146-152.
- [3] 张雨航,钱亚伟,鲁航. 六足全地形机器人结构设计[J]. 现代机械,2021(5):8-11.
- [4] 刘天成,卢振利,陈勇,等. 基于 CPG 的六足机器人运动控制方法研究综述[J]. 高技术通讯,2023,33(7):762-771.
- [5] 夏文强,王书涵,曾理湛,等. 面向林地环境的四足机器人自主定位方法[J]. 计算机工程与科学,2024,46(3):499-507.
- [6] 孔令超,钟城堡,王长恺. 基于 ADAMS 的六关节工业机器人模态仿真分析研究[J]. 机械制造与自动化,2024,53(2):182-187.
- [7] 张明路,王哲,李满宏,等. 基于足端位置的六足机器人漫游地形感知与表征[J]. 机械工程学报,2021,57(19):48-60.
- [8] 乔栋,姚涛,王玉龙,等. 六足机器人步态仿真与实验研究[J]. 机床与液压,2021,49(19):32-37.
- [9] 张亮,赵飞跃. 基于 STM32-PCA9685 的四足机器人控制系统设计[J]. 南方农机,2020,51(14):117-119.
- [10] 胡俊山,弥世青,张胜平,等. 航空复合材料结构分层损伤机器人自动钻铆修复技术与装备[J]. 航空制造技术,2024,67(20):44-57, 67, 11.
- [11] 叶敏捷,梁丹,李平,等. 仿尺蠖变径伸缩式管道机器人的设计与分析[J]. 机械制造,2024,62(10):25-30.
- [12] 王丹丹,郭铠宁,谭开拓. 机器人学课程对本科生专业技能与创新思维的影响[J]. 济源职业技术学院学报,2024,23(4):21-26.
- [13] 鄢智超,周勇,胡楷雄,等. 考虑可变旋转参数的机器人多轴孔装配强化学习策略[J]. 计算机集成制造系统,2025,31(3):815-827.
- [14] 刘宇,张磊,邵建根,等. 一种可伸缩旋臂的楼梯清洁机器人及其控制设计[J]. 现代制造工程,2025(3):60-68, 51.
- [15] 贾亮,赵小溪,叶长龙,等. 仿生六足机器人的运动分析及步态仿真[J]. 机械设计与制造,2024(7):351-355.
- [16] 黄仿元. 应用型本科院校机器人学导论课程教学改革方案研究[J]. 机器人技术与应用,2023(1):42-44.
- [17] 潘兵;陈炳伟. 基于项目驱动的机器人学课程教学研究[J]. 现代制造技术与装备,2023,59(2):213-215.
- [18] 王福杰,张佳宁,秦毅,等. 新工科建设下校企协同育人应用型教学模式探索——以机器人学课程为例[J]. 产业创新研究,2021(2):114-116.
- [19] 梁凯,韩西. 基于 IBWO-TEB 算法的移动机器人自主路径规划[J]. 制造技术与机床,2025(3):49-55.
- [20] 张艳军,杨一坤,肖子翔,等. 六足蚂蚁仿生机器人动力学仿真分析[J]. 机械设计与制造,2024(11):83-87,92.

收稿日期:2024-07-11