

车载精密设备三维隔振系统设计、仿真及试验研究

程 辉¹, 梁 珂², 李 伟², 文湘隆¹, 张锦光¹

(1. 武汉理工大学 机电工程学院, 湖北 武汉 430070; 2. 武汉三江航天远方科技有限公司, 湖北 武汉 430070)

摘要: 针对车载精密设备在机动环境下的振动响应, 在已知设备特性和隔振性能要求的限制条件下, 提出了一种基于弹簧与橡胶结构的新型组合式隔振器, 然后通过并联隔振器设计了一款车载精密设备三维隔振系统。本文建立了隔振系统的三维模型, 基于ABAQUS分析了横向、纵向、垂向3个方向下系统的隔振性能, 得到三向均方根加速度衰减率分别为0.82、0.94、0.93。同时, 随机振动试验结果表明, 三向均方根加速度衰减率分别为0.88、0.75、0.87, 与仿真结果对比, 误差均在10%以内, 验证了仿真结果的准确性, 满足了车载精密设备减振的需求。

关键词: 车载精密设备; 随机振动; 减振设计; 有限元仿真

中图分类号: TH 39 文献标志码: A 文章编号: 1672-5581(2025)02-0309-06

Design and simulation study of three-dimensional vibration isolation system for vehicle-mounted precision equipment

CHENG Hui¹, LIANG Ke², LI Wei², WEN Xianglong¹, ZHANG Jingguang¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, Hubei, China;

2. Wuhan Sanjiang Space Yuanfang Technology Co., Ltd., Wuhan 430070, Hubei, China)

Abstract: Aiming at the vibration response of vehicle-mounted precision equipment in a motorized environment, a new type of combined vibration isolator based on spring and rubber structure is proposed under the constraints of known equipment characteristics and vibration isolation performance requirements, and then a three-dimensional vibration isolation system of the vehicle-mounted precision equipment is designed by connecting the vibration isolators in parallel. In this paper, a three-dimensional model of the vibration isolation system is established, and the vibration isolation performance of the system in transverse, longitudinal and vertical directions is analyzed based on ABAQUS, and the three-direction rms acceleration attenuation rates are 0.82, 0.94, 0.93, respectively; meanwhile, the random vibration test results show that the three-direction rms acceleration attenuation rates are 0.88, 0.75, 0.87, respectively, which is within 10% of the simulation result, verifying that the three-direction rms acceleration attenuation rates are within 10% of the simulation results. are within 10%, which verifies the accuracy of the simulation results and meets the demand for vibration reduction of vehicle-mounted precision equipment.

Key words: vehicle-mounted precision equipment; random vibration; damping design; finite element simulation

随着国家社会生产力的持续提高和高端装备制造业的飞跃发展,车载设备的多样性、精密性和复杂性日渐提高,其在公共卫生、地质勘测、军事等领域的应用越来越广泛^[1]。车载设备是指以公路车辆底盘为承载平台,搭载的各种具有特殊功能的仪器设备设施。由于该类设备常处于机动环境中,面临着车载运输与驻地使用过程中的各种振动激励。有研究表明,车载设备有半数以上的故障与车辆振动环境有关,造成设备失效的主要原因是设备关键部件因车辆振动或冲击而受损^[2]。因此,对于车载设备在机动环境下的振动响应问题进行研究和减振设计具有重要意义。

车载精密设备所受的振动激励主要由路面不平度和车辆动力系统产生。其中,路面不平度具有很强的随机性,主要对车载精密设备产生随机振动激励。来自路面的随机振动激励包括垂直于地面的方向、车辆行驶的方向和车辆横向3个方向。路面随机振动激励对车载设备性能的影响较大,易造成设备性能的降低甚至损坏^[3]。随机振动激励经过车辆底盘悬架与轮胎的振动隔离后,到达车厢地板的振动能量会有一定程度衰减,之后便会直接或间接通过二次减振系统传递给车载精密设备。本文主要通过设计二次隔振系统来减小来自路面的三向随机振动激励,从而保护车载精密设备的性能在机动运输环境下不受损坏。

目前,国内外针对车载精密设备的减振问题已有了较多研究。在理论方面,刘晓雪等^[4]为了简化传统的随机振动过程有限元分析方法,提出了基于虚拟激励理论对轨道车辆进行随机振动分析的程序。胡凌俊等^[5]针对车辆座椅系统的非线性振动问题,建立了非线性随机动力学模型,提出了车辆座椅振动的半主动控制方法。在工程应用方面,国内外研究人员从重量、尺寸、隔振能力、抗冲击能力等方面广泛研究了不同类型隔振系统的隔振效果。目前,车用隔振系统主要由弹簧隔振器^[6]、橡胶隔振器^[7-8]、空气弹簧隔振器^[9]、钢丝绳隔振器^[10]、多维隔振平台^[11-12]等组成。曹晓政等^[13]研究了基于钢丝绳隔振器的车载电子设备隔振方案,并通过有限元仿真分析得到了钢丝绳隔振系统隔振后的输出功率谱密度曲线,仿真结果表明隔振前后车载电子设备的最大应力降低了38.3%。Ma等^[14]提出了一种分析随机振动下非线性金属橡胶隔振器响应的策略,其考虑非线性金属橡胶的非线性特性,建立了隔离器的动态模型,所设计的隔振器在3个方向上实现了80%的高隔振效率。Yi等^[15]设计了以3-

CPS-UPS并联机构为主体的6自由度并联隔振平台,利用磁流变阻尼器实现隔振效果,提高了隔振频率带宽,改善了系统隔振性能。Roncen等^[16]基于谐波平衡法研究了承受宽带随机振动的橡胶隔振器非线性特性,通过数值模拟与试验的方法得到了隔振器的随机振动响应。以上研究主要集中于单向随机振动响应或周期性多维振动的减振研究,对车载精密设备三维随机振动激励的减振研究较少。因此,对车载精密设备进行三维随机振动分析,设计隔振系统以提高系统的隔振能力与稳定性具有重要意义。

基于金属弹簧和橡胶结构,本文提出了一种新型组合式隔振器,并通过并联的形式,设计了一种三维隔振系统,实现了车载精密设备3自由度的随机振动隔振,并通过有限元方法和试验研究了隔振系统的隔振特性。

1 随机振动理论

当汽车在均匀行驶时,车辆在路面不平度随机激励下的振动可以看作是平稳随机振动^[17]。定义随机变量 $X(t)$,自功率谱密度函数 $S_{xx}(\omega)$,自相关函数 $\phi_{xx}(\tau)$,设置变量的平均值为0,则 $X(t)$ 的自功率谱密度函数表示为

$$S_{xx}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{xx}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (1)$$

$X(t)$ 的自相关函数为

$$\phi_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} s_{xx}(\tau) e^{j\omega\tau} d\tau \quad (2)$$

随机变量 $X(t)$ 和双 $Y(t)$ 为互相关函数,互谱密度函数为 $S_{xy}(\omega)$,互相关函数为 $\phi_{xy}(\tau)$,则互相关函数为

$$\phi_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xy}(\omega) e^{j\omega\tau} d\tau \quad (3)$$

互谱密度函数为

$$S_{xy}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{xy}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (4)$$

令 $\tau=0$,则 $X(t)$ 方差可表示为

$$\phi_{xx}(0) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) df \quad (5)$$

则 $X(t)$ 的均方根值为

$$x_{\text{rms}} = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} s_{xx}(\omega) d\omega} \quad (6)$$

若 $X(t)$ 为加速度功率谱,则可得加速度的均方根值为

$$G_{\text{rms}} = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} s_{xx}(\omega) d\omega} \quad (7)$$

评价隔振系统的隔振效率可用加速度均方根值衰减率表示为

$$\eta = \frac{G_{\text{ex}, \text{rms}}}{G_{\text{im}, \text{rms}}} \quad (8)$$

式中: $G_{\text{ex}, \text{rms}}$ 为响应加速度均方根值; $G_{\text{im}, \text{rms}}$ 为激励加速度均方根值。

2 隔振系统结构方案

2.1 新型组合式隔振器参数设计

新型组合式隔振器设计参数依据单自由度隔振系统确定。若单自由度隔振系统的刚度为 k , 额定负载质量为 m , 则该系统的固有频率 f_d 为

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

参考《隔振原理及机械设备的隔振方法》, 隔振传递率主要由组合式隔振器和设备平台构成的系统的固有频率与外界振动的激振频率之比决定, 参照 GJB 150.16A—2009 的激振频率范围是 10~500 Hz, 因此需要满足激振频率与固有频率之比大于 $\sqrt{2}$, 隔振系统才会在整个激振频率频段内都具有隔振效果, 从而满足车载精密设备的隔振需求。通过计算可知新型组合式隔振器与设备平台构成的系统的固有频率不大于 7 Hz, 从而达到隔振理论的频率比的要求。车载精密设备质量为 480 kg, 因此隔振系统总刚度应小于 920 N/mm。

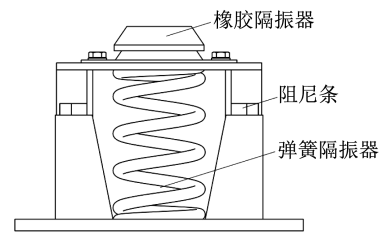
2.2 隔振系统结构方案

在隔振器的尺寸重量和隔振指标等限制下, 采用单一的隔振器达不到所需的设计指标。考虑到金属弹簧隔振器具有较低的固有频率和橡胶隔振器容易实现多维隔振的特点, 本文采用金属弹簧与橡胶结构组合而成的新型组合式隔振器来实现 3 自由度的随机振动隔振。

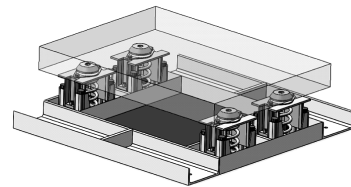
新型组合式隔振器的结构原理如图 1(a) 所示, 其中隔振器主要由橡胶结构和金属弹簧结构组成, 此外, 还包括各种金属构件。隔振器下底板开有两个螺栓孔, 可通过两组螺栓与车载底盘进行连接, 上盖板开有螺纹孔, 可通过螺钉与设备相连接。

车载精密设备隔振系统整体由负载、隔振系统及底盘构成, 如图 1(b) 所示, 其中隔振系统由 4 个新型组合式隔振器并联而成, 共同承担来自 3 个方向的随机振动, 以实现整个系统的三维减振功能。

组合隔振器的具体参数见表 1。单个新型组合式隔振器的垂向和横向刚度分别为 60 N/mm 和 45 N/mm, 垂向和横向的阻尼比分别为 0.02 和 0.03。



(a) 组合式隔振器



(b) 隔振系统三维结构

图 1 隔振器系统结构

Fig.1 Diagram of the combined vibration isolator

表 1 组合式隔振器基本参数

Tab.1 Combined vibration isolator basic parameter table

额定载荷/ kg	垂向刚度/ (N·mm ⁻¹)	垂向阻尼比	横向刚度/ (N·mm ⁻¹)	横向阻尼比
120	60	0.02	45	0.03

3 组合隔振器有限元仿真模型

为进一步验证所设计的隔振器方案能否满足额定工况下的技术指标要求, 在有限元分析软件 ABAQUS 中建立有限元仿真模型, 对车载设备的随机振动激励与响应进行仿真研究。有限元仿真模型如图 2 所示, 该模型共由 62 237 个单元、88 343 个结点组成。

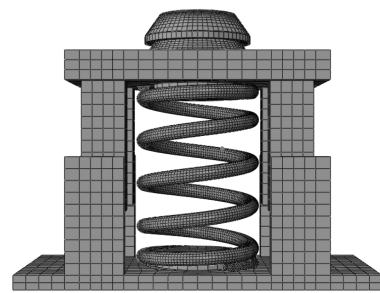


图 2 隔振器有限元模型

Fig.2 Finite element model diagram of vibration isolator

3.1 材料参数设置

考虑到 4 组组合式隔振器对称布置, 为减少计算量, 在保证准确性的基础下可以只仿真一组隔振器。在该有限元仿真模型中, 金属构件、金属弹簧、支撑板等, 材料为合金钢, 其弹性模量为 206 GPa,

泊松比为0.3。橡胶材料为天然橡胶,其硬度为55IRHD,本文基于Mooney-Rivlin材料模型对其进行仿真,材料参数 $C_{10}=0.301, C_{01}=0.065^{[17]}$ 。

3.2 模型约束与边界条件

对隔振器底部钢板进行6自由度的固定约束。弹簧与金属构件、橡胶与金属构件之间均采用tie绑定约束。对除橡胶和金属弹簧外的金属构件施加刚体约束。

3.3 载荷施加

通过ABAQUS对隔振系统进行随机振动响应仿真,包括3个分析步,首先对隔振系统施加重力载荷,其次进行模态分析,最后施加三向随机振动激励。对隔振系统进行模态分析,得到隔振系统的固有频率和模态振型。通过ABAQUS模态分析可以得到隔振系统的第一阶固有频率为7 Hz。

根据国军标GJB 150.16A—2009标准^[18],可得高速公路卡车运行时的三向随机振动加速度谱密度,加速度功率谱的频率范围为10~500 Hz,横向、纵向、垂向输入均方根加速度有效值分别为0.204g、0.74g、1.04g,如图3所示。在ABAQUS中定义输入的加速度谱密度,通过随机振动响应分析后,可得系统输出的均方根响应加速度有效值。

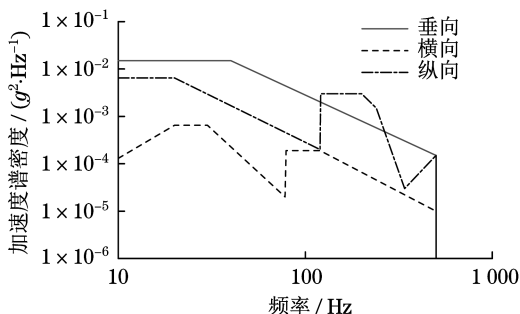


图3 高速公路卡车振动环境

Fig.3 The prediction flowchart

3.4 仿真结果

ABAQUS有限元仿真的结果见表2。横向、纵向、垂向3个方向响应的均方根加速度有效值分别为0.0367g、0.0444g、0.0728g,均方根加速度有效值的衰减率分别为0.82、0.94、0.93,3个方向均实现了较高的隔振效率,保障了设备在运输过程中的安全。

4 随机振动试验

本文试验所用设备为4 t振动试验分析台,型号为MPA409/LS437A,该设备最大负载500 kg,可在1~2 500 Hz区间对设备进行三轴向的随机振动试验。

表2 仿真数据

Tab.2 Simulation data

方向	激励均方根加速度 g	响应均方根加速度 g	衰减率
横向	0.204	0.036 7	0.82
纵向	0.740	0.044 4	0.94
垂向	1.040	0.072 8	0.93

4.1 随机振动试验方法

根据GJB 150.16A试验方法进行随机振动试验,谱型选取标准中的高速公路卡车振动环境路谱,频率范围为10~500 Hz,横向、纵向、垂向输入均方根加速度有效值分别为0.204g、0.74g、1.04g,三向振动时间均为40 min,试验顺序为横向—纵向—垂向。

随机振动测试方案如图4所示。试验台依据图3的激励加速度功率谱密度对系统底盘进行激励的输入。响应加速度传感器固定在负载上表面的正中间,以测量负载在振动过程中的加速度振动响应。

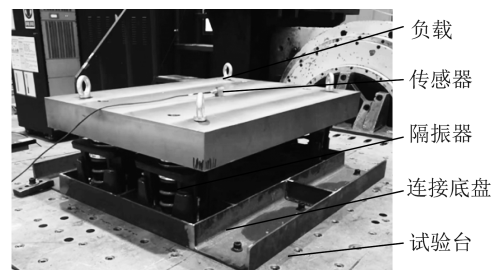


图4 随机振动试验台

Fig.4 Random vibration test bench

4.2 试验结果

振动试验结果见图5、表3。图5(a)为横向的激励与响应加速度功率谱,横向的激励均方根加速度有效值与响应均方根加速度有效值分别为0.195g和0.0494g。图5(b)为纵向的激励与响应加速度功率谱,纵向的激励均方根加速度有效值与响应均方根加速度有效值分别为0.088g和0.733g。图5(c)为垂向的激励与响应加速度功率谱,垂向的激励均方根加速度有效值与响应均方根加速度有效值分别为0.1344g和1.0427g。

表3 随机振动试验数据

Tab.3 Bearing accelerated life test condition

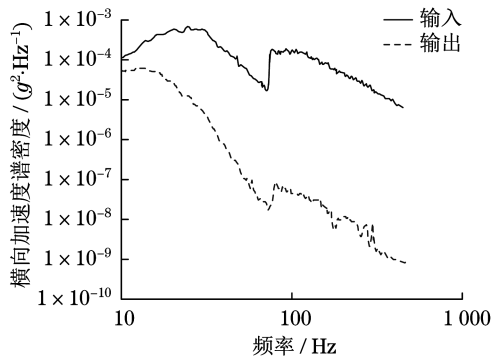
方向	激励均方根加速度 g	响应均方根加速度 g	衰减率
横向	0.195 0	0.049 4	0.75
纵向	0.733 0	0.088 0	0.88
垂向	1.042 7	0.134 4	0.87

随机振动试验结果表明3个方向的均方根加速度有效值衰减率均在0.75以上,体现了新型隔振

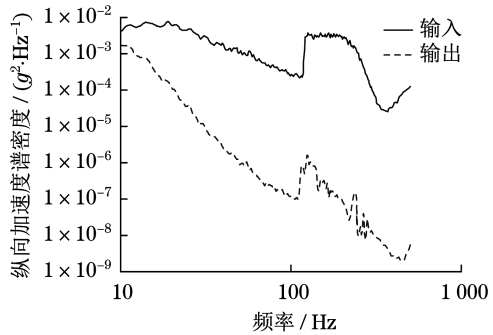
系统优越的三向随机振动减振性能,满足了车载精密设备的减振需求。

4.3 结果与讨论

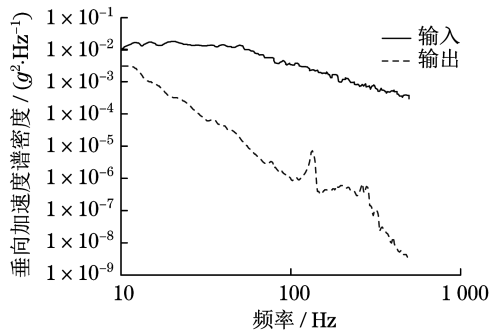
横向、纵向、垂向3个方向的加速度衰减率分别为0.88、0.75、0.87,见表4,与有限元仿真相比的误差分别为8.5%、6.4%、6.5%。产生误差的主要原因有两方面:一方面隔振系统的刚度和阻尼可能与实际数据有一定偏差;另一方面隔振系统在装配过程中存在一些装配误差。总的来说,误差均在10%以内,试验结果可以验证有限元仿真方法的准确性。



(a) 横向加速度谱密度试验数据



(b) 纵向加速度谱密度试验数据



(c) 垂向加速度谱密度试验数据

图5 三向随机振动试验数据

Fig.5 Triaxial random vibration test data

5 结语

本文针对车载精密设备在机动环境下的振动响应,设计了一种弹簧与橡胶结构组合而成的新型组合式隔振器,对来自地面的三向随机振动响应激

表4 仿真与试验数据对比

Tab.4 Bearing accelerated life test condition

方向	仿真	试验	误差/%
横向	0.82	0.75	8.5
纵向	0.94	0.88	6.4
垂向	0.93	0.87	6.5

励进行了减振,以保护精密设备在运输过程中功能不受损坏。基于有限元仿真模型,分析了横向、纵向、垂向3个方向下隔振系统的隔振性能,得到三向均方根加速度衰减率分别为0.82、0.94、0.93。对隔振系统的随机振动试验结果表明横向、纵向、垂向3个方向的均方根加速度衰减率分别为0.88、0.75、0.87,与仿真结果对比,误差均在10%以内,验证了有限元仿真方法的准确性。

参考文献:

- [1] 孙景工,王运斗. 应急医学救援装备学[M]. 北京:人民军医出版社,2016.
- [2] 赵玲,唐岚,向春生. 精密仪器运输车辆隔振器的减振性能分析[J]. 西华大学学报(自然科学版),2011,30(4):1-4.
- [3] 李杰,陈涛,郭文翠,等. 汽车非平稳随机振动空间域虚拟激励法及应用[J]. 吉林大学学报(工学版),2022,52(4):738-744.
- [4] LIU X X, ZHANG Y H, GUO H F, et al. Random vibration analysis procedure of railway vehicle [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58(12): 1873-1892.
- [5] 胡凌俊,刘彬,宦荣华,等. 装甲车辆座椅非线性随机振动的最优半主动控制[J]. 振动与冲击, 2020, 39(23): 220-224.
- [6] 王志成,王神龙,余慧杰. 一种双连杆-弹簧-曲面机构的QZS隔振器设计和研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(11): 220-229.
- [7] LIU X A, ZHANG J Q, JIA X, et al. Modeling and analysis of dynamic characteristics of rubber isolators for electric vehicles under high-frequency excitation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 237(12): 15.
- [8] 郭骧,赵黎明,王敏. WH型橡胶隔振器静刚度仿真研究[J]. 橡胶科技, 2023, 21(6): 272-276.
- [9] CONG H N, CONG M H, KYOUNG K A. An air spring vibration isolator based on a negative-stiffness structure for vehicle seat[J]. Applied Sciences, 2021, 11(23): 11539.
- [10] SALVATORE A, CARBONI B, CHEN L Q, et al. Nonlinear dynamic response of a wire rope isolator: Experiment, identification and validation [J]. Engineering Structures, 2021, 238: 112121.
- [11] 魏春雨,蔡月,刘明贺,等. 新型车载医疗救护隔振平台设计及仿真[J]. 工程设计学报, 2018, 25(5): 532-538.

- [12] 肖庆雨,周加喜,徐道临,等. 一种六自由度准零刚度隔振平台[J]. 振动与冲击,2019,38(1):258-264.
- [13] 曹晓政,姜文涛,李倩,等. 车载电子设备隔振的随机振动分析[J]. 云南电力技术,2018,46(6):67-81.
- [14] MA Y H, TANG X X, WANG Y F, et al. Design of nonlinear metal rubber isolator subjected to random vibration [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023,197:110375.
- [15] YI T, LI B, WANG N. Analysis and optimization of a vibration isolation platform based on 6-DOF parallel mechanism[J]. Key Eng Mater,2014,625:748-753.
- [16] RONCEN T, SINOUE J J, LAMBELIN J P. Experiments and nonlinear simulations of a rubber isolator subjected to harmonic and random vibrations [J]. Journal of Sound & Vibration,2019,451:71-83.
- [17] 刘博. 基于 Grms-N 的加速随机振动试验的有限元验证[D]. 广州:暨南大学,2020.
- [18] 罗佳润. 海蚀环境下橡胶隔震支座性能劣化规律研究[D]. 广州:广州大学,2015.
- [19] 全国技术产品文件标准化技术委员会. 军用装备实验室环境方法第 16 部分:振动试验:GJB 150. 16A—2009[S]. 北京:中国标准出版社,2009.

.....

(上接第 308 页)

- [8] 陈后旺. 多信息融合的客运索道监测与故障诊断技术研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2013.
- [9] 江明,郝玉靖,孙国磊,等. 输电线路放线滑车施工过程监测系统设计与实现[J]. 计算机测量与控制,2022,30(7):110-115.
- [10] 朱明清,李冬冬,夏昊,等. 架桥机安全监控系统研究[J]. 中国工程机械学报,2022(3):251-256.
- [11] 秦剑,乔良,江明,等. 多承载索货运索道计算方法及张力不平衡效应分析[J]. 中国安全生产科学技术,2019,15(9):44-49.
- [12] 秦剑,乔良,江明,等. 多承载索货运索道计算方法及张力不平衡效应分析[J]. 中国安全生产科学技术,2019,15(9):44-49.
- [13] 张卫东,秦剑,陈迪,等. 工作索耦合作用下多档多载货运索道的分析与计算方法[J]. 工程设计学报,2020,27(3):293-300.
- [14] 秦剑,乔良,李其莹,等. 多索索道承载索耦合计算方法及安全性评估[J]. 安全与环境学报,2020(2):433-440.