

doi: 10.7690/bgzd.2025.04.015

隔振缓冲结构与仿真分析

魏 国, 赵 益, 王率军, 雷 晗, 李绍民

(西南技术物理研究所, 成都 610041)

摘要: 针对轮式车结构进行隔振缓冲、保护设备在运输时的安全问题, 设计一种隔振缓冲系统。系统由稳定平台、隔振系统底盘、隔振器、稳定器、缓冲限位器组成; 设备运输时, 升降机构同隔振系统底盘一同下降到车架平板上, 利用升降机构下压力将隔振系统底盘压紧在车架上, 松开平台与隔振系统底盘的锁定, 这时稳定平台与设备由隔振系统承载, 设备呈柔性支承状态; 隔振器在车辆运行时起隔振缓冲作用, 当车辆启动、制动、转弯、受冲击时, 缓冲限位器和稳定器起稳定限位作用。仿真结果表明: 该系统的刚度、性能特性满足设备的安全运输要求, 可靠性和保障性也能得到保证, 符合隔振缓冲系统研制的要求。

关键词: 轮式车隔振与缓冲; 隔振器; 稳定器; 限位缓冲器

中图分类号: TJ811 **文献标志码:** A

Design and Simulation Analysis of Vibration Isolation and Buffering Structure

Wei Guo, Zhao Yi, Wang Shuaijun, Lei Han, Li Shaomin

(Southwest Institute of Technical Physics, Chengdu 610041, China)

Abstract: A kind of vibration isolation and buffering system is designed to solve the problem of vibration isolation and buffering of wheeled vehicle structure and to protect the safety of equipment during transportation. The system consists of a stable platform, a vibration isolation system chassis, a vibration isolator, a stabilizer and a buffer limiter; When the equipment is transported, the lifting mechanism together with the chassis of the vibration isolation system descends to the flat plate of the frame, the chassis of the vibration isolation system is tightly pressed on the frame by the pressure of the lifting mechanism, the locking between the platform and the chassis of the vibration isolation system is loosened, at this time, the stable platform and the equipment are borne by the vibration isolation system, and the equipment is in a flexible supporting state; The vibration isolator plays the role of vibration isolation and buffering when the vehicle is running. When the vehicle starts, brakes, turns and is impacted, the buffer limiter and stabilizer play the role of stabilizing and limiting. The simulation results show that the stiffness, strength and performance characteristics of the system meet the requirements of the safe transportation of the equipment, and the reliability and supportability can also be guaranteed, which meets the requirements of the development of the vibration isolation and buffering system.

Keywords: vibration isolation and buffer of wheeled vehicle; vibration isolator; stabilizer; limit buffer

0 引言

随着经济和社会的发展, 道路交通环境的不断改善, 以及能源、污染问题的日益突出, 气候问题引得全球持续关注^[1-3]。军工汽车的设计向着大扭矩、轻量化的方向发展, 这在很大程度上恶化了军工汽车的振动特性和所载设备正常工作性能。轮式车隔振缓冲器是车辆的重要结构之一, 通过阻尼运动衰减振动中产生的能量, 达到缓解轮式车运行中产生的振动, 提高轮式车所载设备的安全性和稳定性的目的^[4]。由于对车辆的稳定性和操纵性能要求越来越高, 轮式车隔振缓冲器的技术水平也需要不断提升。设计军用轮式车隔振缓冲系统, 对设备在轮式车高速公路运输过程中的振动、冲击进行隔振缓冲, 保护设备在运输时的安全以及保证在轮式车

行驶时设备能够正常精确地完成工作任务^[5]。

1 设计要求

笔者设计的隔振缓冲系统由稳定平台、隔振系统底盘、隔振器、稳定器、缓冲限位器组成。系统平面布置是隔振系统底盘中部安装有 4 组隔振器, 每组 2 只, 两端布置有 4 组隔振缓冲限位组件, 每组件由 2 只隔振器和 2 只缓冲限位器组成, 共 16 只隔振器和 8 只缓冲限位器; 底盘左右方向的外侧的两端对称装有 4 组稳定器, 每组 2 只共 8 只; 隔振器、缓冲限位器和稳定器通过连接板与稳定平台连接, 设备固定于稳定平台上; 隔振系统底盘通过孔与升降机构压紧支架底板连接, 如图 1 所示。首先进行结构设计, 隔振系统底盘由 4 条槽钢拼装组成, 为主受力结构件。隔振器在车辆运行过程中对

收稿日期: 2024-08-13; 修回日期: 2024-09-23

第一作者: 魏 国(1986—), 男, 四川人, 硕士。

设备起柔性支承和隔振缓冲作用。隔振器采用金属橡胶隔振器^[6-10],进行隔振效率和承受载荷能力的校核^[11]。限位缓冲器采用碟形弹簧^[12-17],进行刹车转弯时的受力校核。稳定器采用碟形弹簧和金属橡胶复合结构,进行隔振和受力校核。

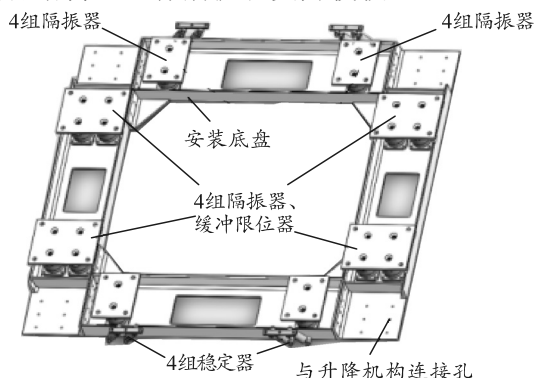


图 1 隔振缓冲系统 3 维结构

1) 设备安置于稳定平台上方,稳定平台的外形尺寸约 2 250 mm×2 250 mm×160 mm,设备和平台总重约为 5 t。

2) 隔振缓冲系统要有足够的强度和刚度,质量小于 800 kg。

3) 振动输入条件:参考 GJB150.16A—2009 高速公路卡车振动环境,如表 1 所示,垂向均方根值为 1.04 g、横向均方根值为 0.204 g、纵向均方根值为 0.740 g,隔振缓冲后,要求均方根加速度衰减率不小于 0.5。

表 1 高速公路卡车振动环境参数

振动方向	频率/Hz	加速度谱密度/(g ² /Hz)	均方根值/g
垂向	10	0.015 00	1.040
	40	0.015 00	
	500	0.000 15	
横向	10	0.000 13	2.204
	20	0.000 65	
	30	0.000 65	
	78	0.000 02	
	79	0.000 19	
	120	0.000 19	
	500	0.000 01	
纵向	10	0.006 50	0.740
	20	0.006 50	
	120	0.000 20	
	121	0.003 00	
	200	0.003 00	
	240	0.001 50	
	340	0.000 03	
	500	0.000 15	

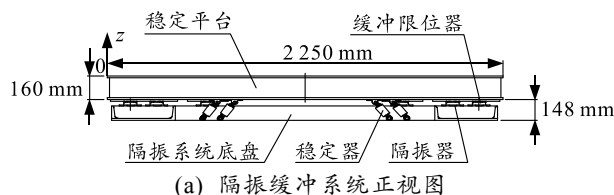
4) 冲击输入条件:GJB150.18A—2009,与地面垂直方向(Z向)峰值 20 g 脉宽为 11 ms 的后峰锯齿脉冲波,隔振缓冲后,要求冲击传递率不大于 0.5。

5) 隔振缓冲系统转弯安全设计:车辆转弯按 K216050 轮式车,转弯速度 20 km/h,转弯半径为

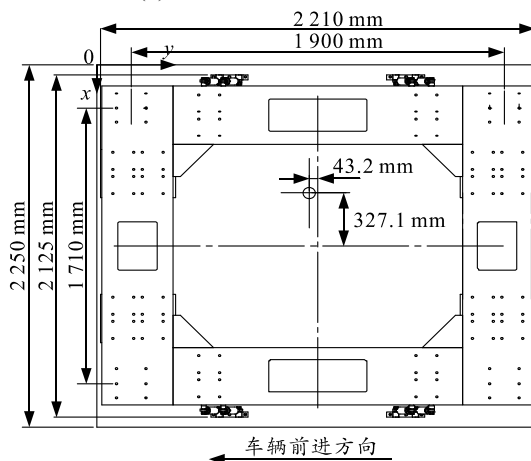
12 m;车辆制动按高速公路或国道正常行驶,时速小于 80 km/h。

2 总体设计

系统平面布置如图 2 所示,隔振系统底盘中部安装有隔振器,隔振器采用金属橡胶隔振器。两端布置有隔振缓冲限位组件,每组由隔振器和缓冲限位器组成,共隔振器和缓冲限位器,限位缓冲器采用碟形弹簧和金属橡胶缓冲环;底盘左右方向的外侧的两端对称装有稳定器,稳定器也采用碟形弹簧和金属橡胶缓冲环;隔振器、缓冲限位器和稳定器通过连接板与稳定平台连接,设备固定于稳定平台上;隔振系统底盘通过孔与升降机构压紧支架底板连接。



(a) 隔振缓冲系统正视图



(b) 隔振缓冲系统仰视图

图 2 隔振缓冲系统平面布置

3 隔振缓冲系统结构设计

3.1 隔振器设计

1) 等效重心坐标计算。

等效负载质量:

$$G=G_1+G_2+\cdots+G_7+72+68=4\ 100\text{ kg} \quad (1)$$

等效质量 G 坐标:

$$\begin{aligned} G_X &= (G_1 \cdot X_1 + G_2 \cdot X_2 \cdots G_n \cdot X_n) / G = 796.3\text{ mm}; \\ G_Y &= (G_1 \cdot Y_1 + G_2 \cdot Y_2 \cdots G_n \cdot Y_n) / G = 1\ 081.8\text{ mm}; \\ G_Z &= (G_1 \cdot Z_1 + G_2 \cdot Z_2 \cdots G_n \cdot Z_n) / G \approx 526.7\text{ mm}. \end{aligned} \quad (2)$$

等效质量重心 G_X 偏移平台几何中心线 327.1 mm, G_Y 偏移平台几何中心线 43.2 mm, 高度距隔振系统摆动中心:

$$G_Z=526.7+160+75=761.7 \text{ mm}。 \quad (3)$$

2) 静力平衡计算。

将稳定平台看作刚体,前后方向偏心为 43.2 mm,可以忽略,左右方向偏心为 327.1 mm,则:

左半部 8 只隔振器单只承载质量为:

$$P_{\text{左}}=985.6/8 \approx 125 \text{ kg}。 \quad (4)$$

右半部 8 只隔振器单只承载质量为:

$$P_{\text{右}}=3\,114.37/8 \approx 390 \text{ kg}。 \quad (5)$$

3) 固有频率 f_n 确定。

根据国军标 GJB 150A—2009 和相应的美军标 MIL-STD-810F 给出的卡车高速公路运输的随机振动谱,同时考虑大型平板拖车满载时固有频率 5~7 Hz 的情况,根据隔振理论固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍减振原理,选取本公司固有频率 $f_n \leq 4 \text{ Hz}$ 的 GWF-300L 系列隔振器,重新设计公称载荷为 125 和 390 kg 的隔振器以满足要求。该隔振器采用的是 0Cr18Ni9 材料外壳。

3.2 缓冲限位器设计

1) 碟形弹簧设计。

缓冲限位器借用 GWF-250L 外壳重新设计内芯,材料选用 0Cr18Ni9 外壳,60Si2Mn 材料的碟形弹簧。刚度采用圆锥弹簧和碟形弹簧拟合成如图 3 所示刚度曲线。圆锥弹簧作为振动刚度,碟形弹簧作为缓冲限位刚度。碟形弹簧采用 3 片 B71-1 串联组合,每片碟簧刚度 $K_1=5\,054 \text{ N/mm}$,串联刚度 $K=1\,685 \text{ N/mm}$ 。

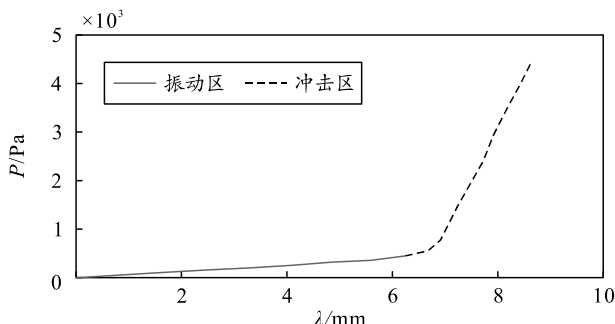


图3 缓冲限位器用碟片力与位移

力与位移关系:

$$\lambda=P/K=4\,400/1\,685 \approx 2.611 \text{ mm}。 \quad (6)$$

刹车时每只缓冲限位器轴向极限受力为 4 400 N,3 片碟簧的总变形为 2.611 mm,则单片碟簧变形为 0.87 mm,小于碟簧的允许变形 1.5 mm,安全系数取 1.2,分析力取 $4\,400 \times 1.2=5\,330 \text{ N}$,其对应的应力: $\sigma_{\text{max}}=461 \text{ MPa}$,小于碟簧许用应力 1 400 MPa。碟簧的应力分析如图 4 所示。

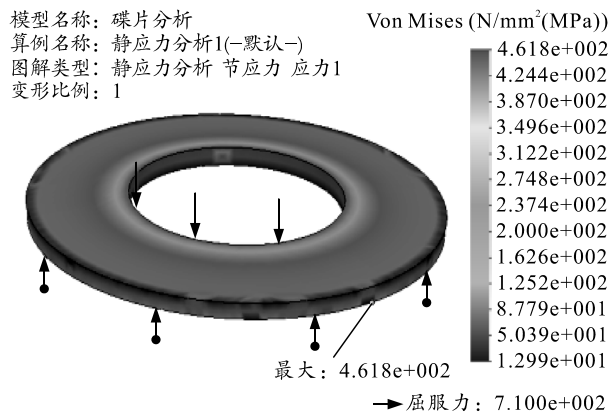


图4 缓冲限位器用碟簧应力分析

2) 连接轴强度校核。

连接轴应力分析如图 5 所示, M20 螺孔固定, 凸轮上表面碟片接触表面加力 5 330 N, 最大应力 $\sigma_{\text{max}}=59.1 \text{ MPa}$, 远小于材料许用应力。

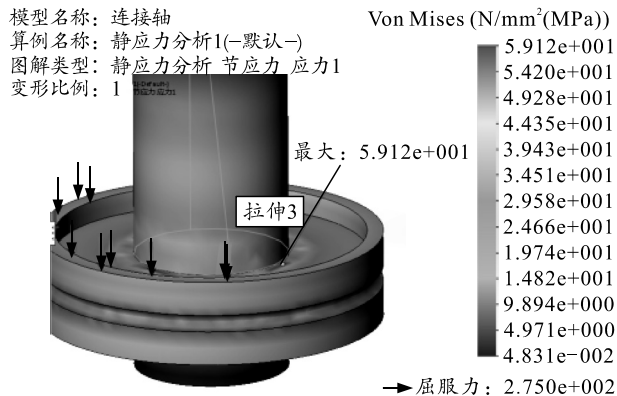


图5 连接轴应力分析

3) 缓冲环校核。

刹车时惯性力为 48 216 N, 由能承受 15 g 冲击的主隔振器承受 1/3 公称载计算水平力, 主隔振器承受水平力:

$$P=4\,100 \times 9.8 \times 0.33 \approx 13\,260 \text{ N}。 \quad (7)$$

缓冲限位环受力:

$$P=18\,216-13\,260=34\,956 \text{ N}。 \quad (8)$$

稳定器水平受力为:

$$P=557 \times 8=4\,456 \text{ N}。 \quad (9)$$

则单个缓冲限位器水平受力:

$$(34\,956-4\,456 \times 8)/8 \approx 3\,812 \text{ N}。 \quad (10)$$

缓冲环的有限元分析如图 6 和 7 所示。可以看出, 缓冲环所受最大压应力为 1.72 MPa, 远小于硅橡胶材料的许用应力 10 MPa; 因此, 该缓冲环在规定的系统质量和力学环境下使用不会产生屈服, 是可靠的。最大侧向变形为 1.15 mm, 在许用范围内。并且缓冲环不受拉伸力作用, 只在刹车和转弯时的瞬态冲击中, 受一过性压力作用, 使用频率不高,

如果考虑隔振器本身的真实缓冲和抗倾覆作用,则缓冲限位器的受力要减小很多,安全性相应更有所提高。

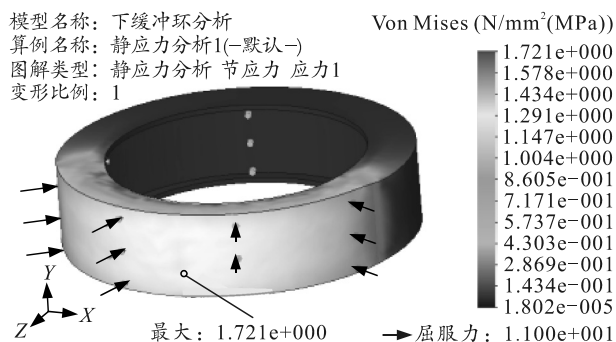


图6 橡胶缓冲环最大应力

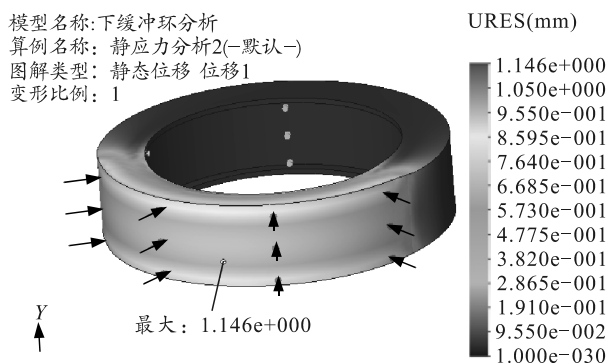


图7 橡胶缓冲环最大侧向变形

造成缓冲环弹性特性产生变化的因素主要有 2 种: 1) 力学因素, 即拉伸力超过拉伸极限造成撕裂损坏或长期受静压力作用产生蠕变; 2) 气候因素, 即在高温或低温下因橡胶变性而造成弹性特性变化。

首先, 缓冲限位器中的缓冲环不受拉伸力作用, 只在瞬态冲击中受一过性压力作用, 因此, 既不会出现撕裂损坏, 又不会产生蠕变; 其次, 缓冲限位器的工作温度范围为 $-40\sim 70^{\circ}\text{C}$, 查《机械设计手册》, 硅橡胶长期工作温度范围为 $-100\sim +250^{\circ}\text{C}$, 远大于缓冲限位器的工作温度范围, 不会出现橡胶变性现象。

通过以上分析, 缓冲环在规定的工作温度和力学环境下工作是可靠的。

3.3 稳定器设计

1) 碟形弹簧设计。

稳定器采用筒形外壳设计, 材料选用 0Cr18Ni9 外壳, 60Si2Mn 材料的碟形弹簧。刚度采用圆柱螺旋簧和碟形弹簧拟合合成如图 8 所示刚度曲线。圆柱螺旋簧作为振动刚度, 碟形弹簧作为缓冲限位刚度。碟形弹簧采用 3 片 A35.5-1 串联组合, 单片刚

度 $8\,650\text{ N/mm}$, 串联刚度 K 为 $2\,883\text{ N/mm}$ 。

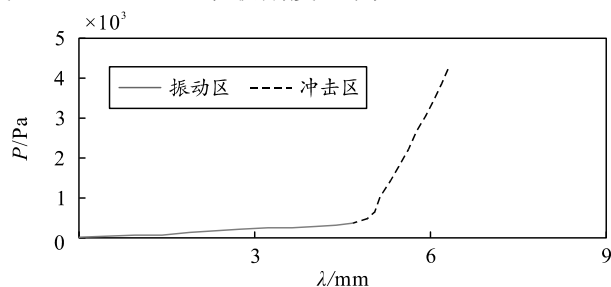


图8 力与位移

力与位移关系:

$$\lambda = P/K = 4\,208/2\,883 \approx 1.45\text{ mm}. \quad (11)$$

在车辆转弯叠加刹车时稳定器轴向受力为 $4\,208\text{ N}$, 碟簧组总变形为 1.46 mm , 单组碟簧变形为 0.49 mm , 小于碟簧允许变形 0.6 mm , 其对应最大压应力为 708.5 MPa , 小于碟簧许用应力 $1\,400\text{ MPa}$ 。碟簧应力分析如图 9 所示。

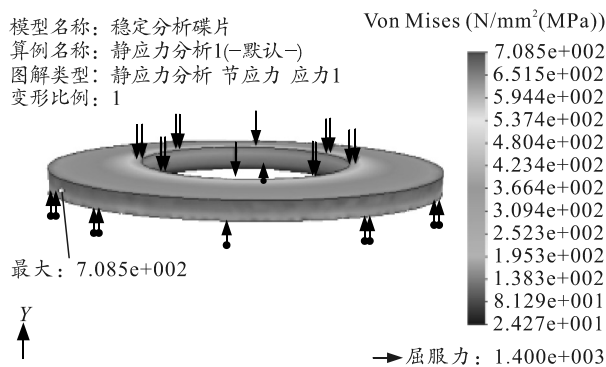


图9 稳定器用碟簧应力分析

2) 拉杆强度校核。

稳定器拉杆应力分析如图 10 所示, 螺孔固定, 凸轮上表面碟簧接触表面加力 $4\,208\text{ N}$, 最大应力为 93 MPa , 远小于材料许用应力。

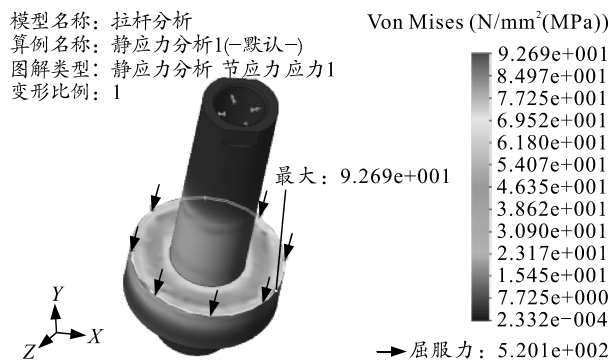


图10 拉杆应力分析

以上计算未考虑隔振器的影响, 考虑到 16 只隔振器的隔振缓冲和抗倾覆作用, 稳定器的实际受力要小很多, 碟簧和拉杆的应力应变要比计算结果小得多。

3.4 隔振系统底盘强/刚度校核

隔振系统的底盘采用的是 Q235 材料，表面镀覆处理。隔振系统的底盘为对称结构，总承载为 4 100 kg。由 16 只隔振器承担，左边 4 组，每组 2 只承载 125×2=250 kg。右边 4 组(大转台边)，每组 2 只承载 390×2=780 kg 公路运输冲击加速度小于 2 g，底盘在运输过程中遇坑时，向下冲击由车辆底盘支承，向上反跳时底盘经过隔振器缓冲，隔振器的冲击传递率小于 0.5，即向上加速度为 2×0.5=1 g，底盘受向上反跳左边每组 2 只承载作用力为 2 500 N，右边每组 2 只承载作用力为 7 800 N。底盘 4 角锁固，底盘的应力应变分析如图 11 和 12 所示。

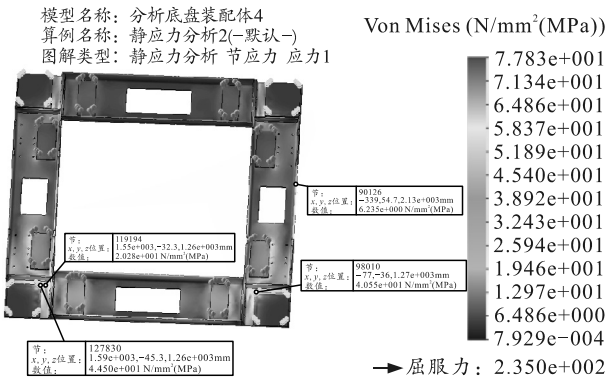


图 11 底盘应力分析

升降下压结构底板处有应力集中。

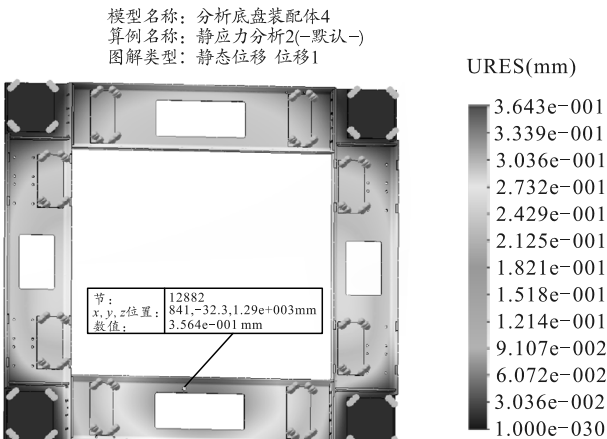


图 12 底盘应变分析

从图 11 和 12 可以看出：4 角锁固处最大应力为 77 MPa，底盘的最大变形在中间孔的边缘处，变形值 0.36 mm，处于弹性变形范围内。

3.5 接口设计

隔振系统与稳定平台通过上连接板采用 32 只 M20 螺钉进行连接。隔振系统底盘通过 24 只 M16 螺钉与升降机构压板紧固，符合受力要求。

4 试验验证

4.1 试验平台

将隔振缓冲系统安装在振动台上进行随机振动冲击试验，如图 13 所示。

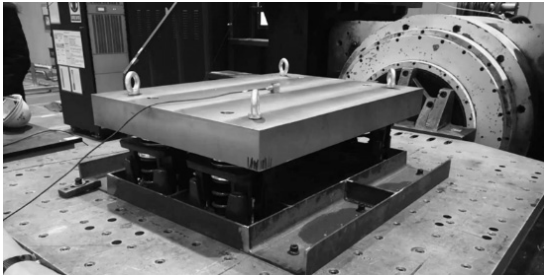


图 13 隔振冲击试验平台

4.2 振动试验

振动试验结果如表 2 所示。

表 2 振动试验结果					g
序号	振动方向	减振前有效值	减振后有效值	加速度衰减率	
1	纵向	0.733 0	0.088 0	0.88	
2	横向	0.195 0	0.0494	0.75	
3	垂向	1.0427	0.1344	0.87	

4.3 冲击试验

冲击试验结果如表 3 所示。

表 3 冲击试验结果					g
序号	冲击方向	冲击前有效值	冲击后有效值	冲击传递效率	
1	垂向	20.459 4	2.101 8	0.103	
2	垂向	20.498 0	1.843 9	0.100	
3	垂向	19.609 0	1.432 4	0.073	

5 结论

隔振系统采用的隔振器是满足要求的 GWF-L 型无谐振峰隔振器，其固有频率小于等于 4 或者 6 Hz 左右就进入减振区域，经过上述计算隔振传递率为 0.46，小于 0.5 满足隔振要求。

缓冲限位器、稳定器的性能特性是由其刚度特性和受力连接件强度决定的。经过上述计算分析碟形弹簧的变形为 0.49 mm 小于许用变形，应力最大为 705 MPa 小于许用应力。隔振缓冲率为 0.47，小于 0.5 满足缓冲要求。稳定器与限位缓冲器满足要求。通过试验数据分析，三轴向随机振动试验的均方根加速度衰减率为 0.7~0.88，满足不小于 0.5 的指标要求。3 次冲击传递率最大为 0.103，有逐渐降低并稳定的趋势，满足不大于 0.5 的指标要求。

通过以上计算和分析得出结论：该隔振缓冲系统的刚强度可满足高速公路运输的要求，性能特性

满足设备的安全运输要求,可靠性和保障性也能得到保证,符合隔振缓冲系统研制的要求。

参考文献:

- [1] 蔡世成. 承载可调节准零刚度隔振器设计与分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2022: 36-46.
- [2] 辛士勇, 朱石坚, 曾懿. 金属橡胶隔振器隔振性能的实验研究[J]. 中国舰船研究, 2008(3): 14-21.
- [3] 潘孝勇. 橡胶隔振器动态特性计算方法的研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2011: 346-350.
- [4] 张平, 柴国钟, 潘孝勇, 等. 橡胶隔振器静态特性计算方法研究[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(2): 106-110.
- [5] 何小静. 橡胶隔振器静态特性计算与建模方法的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012: 32-46.
- [6] 付海龙, 李梦雪, 邹龙庆, 等. 周期振动载荷下金属橡胶隔振器的仿真研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(4): 218-220.
- [7] 李宇燕. 金属橡胶隔振器的应用研究[J]. 飞航导弹, 2009(5): 62-63.
- [8] 阎旭. 金属橡胶隔振器抗冲击性能仿真及试验研究[D].

(上接第 57 页)

可以看出,不同实验环境下,所提算法与最优解算法求解结果和最大时延指标基本类似。实验 2 和 3 所提模型激活 16 号电力塔与变电站通信,然而最优化方法激活 17 号输电塔与变电站通信。考虑到计算时间因素,在等量输电塔数量时,所提模型计算时间明显优于最优化方法。实验结果表明:所提模型在满足通信 QoS 要求下,可根据输电塔之间信道质量的变化近实时求解优化问题。

4 结论

笔者建立一种基于物联网技术的架空输电线路监测系统。该方案结合通信传输和网络拓扑模型,将电力网络通信过程描述为一个最优化问题,从而确定启用 WAN 的电力塔的数量和位置;同时,在不影响延迟、连接性和带宽方面给定的多个 QoS 要求的情况下,将安装和运营成本降至最低。该系统为架空输电线路的连续监测时动态热额定值、实时结构感知和精确故障定位提供重要的数据支撑。

未来,可对基于边缘计算的架空输电线路的精确故障定位进行研究,如基于可见光、雷达等数据实时检测电力传输线,并基于嵌入式搭建检测系统,从而降低系统通信压力。

哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020: 13-22.

- [9] 夏宇宏, 闫辉, 姜洪源. 环形金属橡胶隔振器弹性参数的确定[J]. 润滑与密封, 2005(3): 34-39.
- [10] 姜洪源, 郝德刚, 敖宏瑞. 环形金属橡胶隔振器系统建模与实验研究[J]. 长春理工大学学报, 2012, 35(3): 13-16.
- [11] 张春林, 赵丽. 光电跟踪设备中弹簧缓冲限位器的参数计算[J]. 电子制作, 2019(22): 31-32.
- [12] 陈黄发, 严皓, 朱建华. 蝶形弹簧载荷特性有限元分析法探讨[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(5): 44-46.
- [13] 吕明秀, 李志强. 蝶形弹簧的受力分析及弹性拉压杆改造[J]. 装备制造技术, 2013(6): 108-109.
- [14] 谢宝玲, 温玉石. 蝶形弹簧减震元件的力学性能分析[J]. 黑龙江科技信息, 2016(36): 63.
- [15] 张智裕, 周北岳, 周勇. 蝶形弹簧特性随机有限元分析[J]. 机械研究与应用, 2011, 24(2): 7-9.
- [16] 许福东, 董立, 谭超. $\Phi 73$ 水力振荡器振动建模以及碟形弹簧优化设计[J]. 现代机械, 2018(5): 18-19.
- [17] 王朝晖, 王晓丽. 碟形弹簧弹塑性有限元分析研究[J]. 航天制造技术, 2018(2): 19-22.

参考文献:

- [1] 毛龙灿, 杨南. 基于大数据背景的皮肤人才培养优化研究[J]. 中国皮革, 2021, 50(9): 38-41.
- [2] 杨涛. 互联网时代下皮革行业电商物流体系研究分析[J]. 中国皮革, 2021, 50(8): 82-85.
- [3] 钟建棚, 余少锋, 廖崇阳, 等. 基于云计算的电力设备智能监测系统[J]. 云南师范大学学报(自然科学版), 2022, 42(3): 37-41.
- [4] 李宇远, 于海洋. 基于群盲签名的智能电网隐私保护方案研究[J]. 自动化仪表, 2022, 43(6): 85-89.
- [5] 许飞, 唐曙光, 刘文涛, 等. 变电站远程智能巡检系统研究与应用[J]. 自动化仪表, 2022, 43(4): 81-85.
- [6] 常昊冉, 李川, 李英娜. 输电塔线体系的安全评估与预测研究[J]. 数据通信, 2022(2): 12-17.
- [7] 郝飞, 雷鹏, 李想, 等. 基于 PS-InSAR 的输电塔结构及沿线地质监测技术[J]. 地理信息世界, 2022, 29(1): 88-92.
- [8] 陈嘉. 架空输电网数字化监测系统数据通信技术研究[J]. 电气技术, 2019, 20(2): 64-69, 73.
- [9] 凌鹏, 席文强. 基于 ZigBee 技术高精度的输电杆塔倾斜监测预警系统[J]. 电子测试, 2020(9): 16-18, 51.
- [10] 沈雪红. 基于神经网络的电力通信预警系统设计与优化[J]. 自动化仪表, 2021, 42(6): 48-51, 56.
- [11] 赵丹, 高岳林. 非线性整数规划问题的无参数填充函数算法[J]. 运筹学学报, 2020, 24(4): 63-73.