

# 高速铁路接触网整体吊弦力学性能的改善\*

项载毓<sup>1</sup>, 李苏杰<sup>1</sup>, 高睿恒<sup>2,3</sup>, 董鹏<sup>3</sup>, 李贞<sup>3</sup>, 莫继良<sup>2</sup>

(1. 广西大学机械工程学院 南宁, 530004)

(2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(3. 中国电建集团成都电力金具有限公司 成都, 610100)

**摘要** 针对高速铁路整体吊弦普遍存在的瞬时拉力冲击振动问题, 提出一种添加了阻尼橡胶的接触网整体吊弦结构, 并采用有限元分析方法和力学性能测试试验手段, 探究阻尼橡胶对整体吊弦力学性能的改善作用。结果表明: 在交变位移载荷作用下, 普通型整体吊弦零部件存在明显的塑性变形和较大的等效力, 以及强度较大、频率成分复杂的振动特性; 安装有阻尼橡胶的整体吊弦零部件塑性变形和等效力均显著降低, 振动强度明显减弱且频率成分简单; 当整体吊弦处于受拉状态时, 阻尼橡胶能够产生与位移载荷幅值接近的变形量, 从而有效耗散整体吊弦的振动能量, 减小整体吊弦各零部件的塑性变形及等效力, 实现接触网整体吊弦的力学性能提升。

**关键词** 高速铁路; 吊弦; 阻尼橡胶; 有限元; 振动测试  
**中图分类号** U225

## 引言

在高速铁路线路中, 列车的受电弓与接触网系统以滑动摩擦形式组成摩擦副完成电力传输任务<sup>[1]</sup>。我国高速铁路接触网系统承力索与接触线之间通过整体吊弦连接, 因此整体吊弦是接触网系统中极其重要的组成部分, 承担了接触网系统的主要载荷和机械振动, 是接触网系统中最容易发生断裂的零部件之一<sup>[2]</sup>。对于接触网系统, 整体吊弦若发生断裂现象将会直接导致接触网几何结构破坏, 严重影响对高速列车的稳定供电, 危及行车安全。近年来, 武广、京广、京沪等高速铁路均出现了整体吊弦断股、折断等现象<sup>[3]</sup>。因此, 对服役过程中的整体吊弦开展准确的力学性能分析并提出改善整体吊弦力学性能的设计方案, 对于保障高速列车的运行安全具有重要意义。

高速列车受电弓通过瞬间, 接触线被抬高, 整体吊弦处于松弛状态。受电弓弓头通过后, 接触线瞬间落回至初始位置, 此时整体吊弦因限制接触线下落而被拉直, 承受巨大的瞬时拉力, 存在强度较大的冲击振动<sup>[1, 4-5]</sup>。在整体吊弦的长期服役过程中, 这些瞬时拉力和冲击振动循环出现, 是整体吊弦发生疲劳断裂的主要交变应力源<sup>[6]</sup>。因此, 整体吊弦服

役过程的力学性能引起了国内外学者的广泛关注。戚广枫等<sup>[1]</sup>建立了我国高速铁路弓网系统的有限元仿真模型, 研究了高速列车以300 km/h速度经过时接触网系统的动力学特性, 并编制了整体吊弦的疲劳载荷谱。吴文江等<sup>[2]</sup>对高速列车弓-网系统开展瞬态动力学分析, 研究受电弓通过时接触网系统一跨范围内所有吊弦的振动特性。Lee等<sup>[4]</sup>提出一种适用于弓网系统的有效接触单元和交互模型, 进而开展高速线路接触网与受电弓动态相互作用机理研究以及服役性能评价。蒋先国等<sup>[7]</sup>基于高速铁路接触网整体吊弦的服役工况开展有限元仿真分析, 获取了锚压管的应力状态并进行了整体吊弦的损伤分析。胡艳等<sup>[8]</sup>以京津线高速铁路接触网系统整体吊弦为研究对象, 基于有限元方法建立弓网系统耦合动力学模型, 研究了整体吊弦的瞬态动力学响应。Song等<sup>[9]</sup>基于虚拟载荷法研究定常风和脉动风共同作用下高速铁路接触网系统整体吊弦的动力学响应。Anastasio等<sup>[10]</sup>以高速铁路接触线为研究对象, 提出一种具有随机分布非比例黏滞阻尼的连续振动系统自由响应的解析方法。Balmes<sup>[11]</sup>采用接触网试验、解析模型和参数化有限元模型相结合的方法, 研究列车速度对弓网系统动力学响应的影响。He

\* 国家自然科学基金资助项目(52305187, U22A20181); 广西自然科学基金资助项目(2023GXNSFBA026326); 四川省科技计划资助项目(2020JDTD0012)

收稿日期: 2023-02-10; 修回日期: 2023-04-01

等<sup>[12]</sup>建立单跨范围内接触网整体吊弦动力学模型,以研究接触线张力对整体吊弦应力特性的影响。

笔者在原有普通型整体吊弦结构的基础上,提出一种含阻尼橡胶的新型整体吊弦结构,并参考我国《电气化铁路接触网零部件技术条件》对该阻尼型整体吊弦和普通型吊弦开展有限元仿真分析和力学性能测试试验,阐述了阻尼橡胶的引入对整体吊弦力学性能改善及其作用机理。研究成果可为我国高速铁路接触网系统整体吊弦提供设计思路和理论支撑。

### 1 整体吊弦结构

目前,我国在役的高速铁路接触网系统中的整体吊弦大多改进自欧洲引进的冲压式载流整体吊弦。本研究将在役的常见整体吊弦称为普通型整体吊弦(简称普通吊弦),将引入阻尼橡胶的整体吊弦称为阻尼型整体吊弦(简称阻尼吊弦)。整体吊弦在接触网系统中的位置及其主要结构如图1所示。

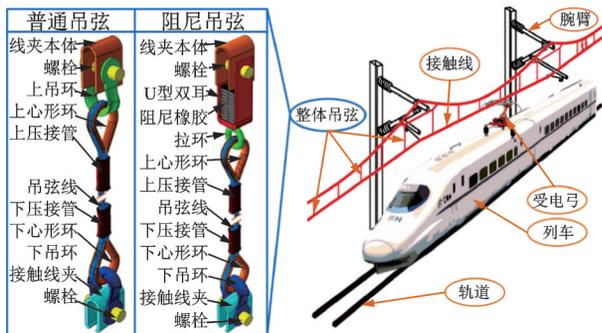


图1 整体吊弦在接触网系统中的位置及其主要结构  
Fig.1 The position of dropper in catenary system and the main structure of the dropper

两种整体吊弦零部件主要包括线夹本体、螺栓(2个)、吊环(2个)、心形环(2个)、压接管(2个)、接触线夹(2个)以及吊弦线(吊弦线结构为7×7型,后文仿真分析中为了提高计算效率,将该结构简化为7根吊弦线)。对于阻尼吊弦,普通吊弦的上吊环更换为拉环并增加了U型双耳。阻尼橡胶安装于U型双耳的内部,拉环穿过阻尼橡胶并通过螺帽实现多阻尼橡胶的压缩作用。整体吊弦的主线部分主要承担全部的工作荷重和机械振动<sup>[13]</sup>,而副线部分只承担电气导流任务,因此后续仿真分析中忽略副线部分。普通吊弦和阻尼吊弦的制作均严格按照我国TB/T 3111标准的要求,最大工作荷重均约为1.3 kN。

阻尼橡胶结构如图2所示。为了保证阻尼橡胶

能够产生较大的变形,将其加工成锯齿状。该阻尼橡胶的材料参数如下:密度为1 810 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为7 GPa,泊松比为0.3。根据阻尼参数测试结果,在后续有限元仿真分析中,该阻尼橡胶的结构阻尼设置为0.04,并将其设置为超弹性材料,应变能力设置为瑞利阻尼。

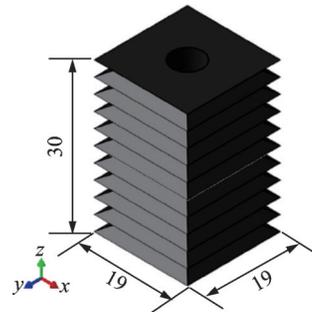


图2 阻尼橡胶结构(单位:mm)  
Fig.2 The structure of damping rubber (unit:mm)

阻尼橡胶的冲击振动衰减性能分析如图3所示。采用Abaqus软件建立阻尼橡胶的有限元模型,并应用隐式动态分析模块对其开展瞬态动力学分析,如图3(a)所示。在阻尼橡胶的顶面加载y向的冲击位移载荷(幅值为5 mm),并在阻尼橡胶的底面设置固定约束,阻尼橡胶振动信号的采样点位于其顶面上。经求解可得到阻尼橡胶的振动加速度及变形云图分布如图3(b,c)所示。可以看出,在冲击位移载荷作用下阻尼橡胶存在较强的冲击振动,但在

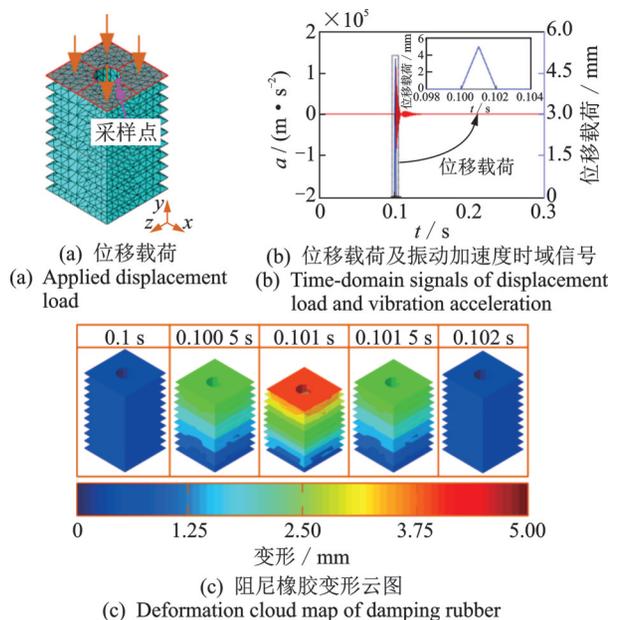


图3 阻尼橡胶的冲击振动衰减性能分析  
Fig.3 Impact vibration attenuation performance analysis of damping rubber

较短时间内便能够衰减至稳定状态。冲击位移载荷作用过程中,阻尼橡胶逐渐被压缩,达到最大变形(5 mm)后,阻尼橡胶又逐渐恢复原貌。因此,本研究设计的阻尼橡胶可充分依赖于自身的变形而耗散冲击振动能量,使得冲击振动快速衰减。

## 2 吊弦瞬态动力学仿真分析

### 2.1 有限元模型及边界条件

在有限元软件 Abaqus 中建立简化的普通吊弦和阻尼吊弦有限元模型,大部分部件均采用六面体进行网格划分,阻尼橡胶和拉环等不规则部件采用四面体。普通吊弦和阻尼吊弦有限元模型所有部件都采用 C3D8R 单元类型,模型中各部件的尺寸均与真实吊弦保持一致。吊弦各部件材料参数如表 1 所示。

表 1 吊弦各部件材料参数

Tab.1 Material parameters of various parts of the dropper

部件	材料	密度/ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	弹性模量/ MPa	泊松比
线夹本体	CuNi2Si	8 850	132 000	0.32
螺栓	06Cr19Ni10	7 850	194 020	0.30
吊环	06Cr19Ni10	7 850	194 020	0.30
U型双耳	6082	2 710	70 000	0.30
心形环	12Cr18Ni9	7 930	206 000	0.30
拉环	12Cr18Ni9	7 930	206 000	0.30
压接管	T2	8 940	115 000	0.33
吊弦线	CuNiSi	8 900	112 000	0.35
接触线夹	CuNi2Si	8 850	132 000	0.32

根据普通吊弦和阻尼吊弦在服役过程中各部件的真实约束情况,线夹本体与螺栓和上吊环(阻尼吊弦为拉环)、下吊环与螺栓和接触线夹之间均设置铰链;心形环与吊弦线、压接管与吊弦线、阻尼橡胶与 U 型双耳、7 根吊弦线之间均设置 Tie 约束;吊环(阻尼吊弦包括拉环)与心形环、阻尼橡胶与拉环、U 型双耳与拉环之间的接触行为设置为切向摩擦(摩擦因数为 0.1)和法向硬接触;线夹本体内圆弧面设置固定约束;将接触线夹与接触线相接触的两表面耦合至中间点,并约束该点在 y 向上的自由度和施加位移载荷为  $S=5\sin(2\pi\times 2t)$ ,即振动幅值为 5 mm、频率为 2 Hz。采用 Abaqus 隐式动态分析模块对吊弦开展瞬态动力学分析,历程输出及场输出的采样频率分别设置为 2 kHz 和 1 kHz。吊弦有限元模型及加载工况如图 4 所示。

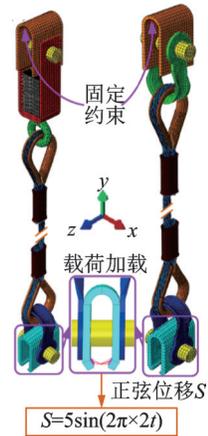


图 4 吊弦有限元模型及加载工况

Fig.4 The finite element model of dropper and the loading condition

### 2.2 瞬态动力学分析结果

#### 2.2.1 阻尼橡胶变形

正弦位移载荷作用下的阻尼橡胶变形分析如图 5 所示。为充分了解正弦位移加载过程中阻尼橡胶在压缩方向上的变形情况,提取图 5(a)中节点  $N_1\sim N_{10}$  的变形时域数据,结果如图 5(b)所示。结果表明,正弦位移处于负的阶段(即往压缩方向运动)时,阻尼橡胶受到下拉作用而在压缩方向上产生变形,但各节点产生变形的大小存在显著差异。其中:节点  $N_1$  的变形量最大,接近于正弦位移的幅值(5 mm);但从节点  $N_1\sim N_{10}$ ,各节点位移呈减小趋势。因此,阻尼吊弦在正弦位移作用下,阻尼橡胶的变形主要发生于上半部分。当正弦位移处于压缩方向的反方向(即 y 向)时,阻尼橡胶未受到压缩作用,故其变形量较小,但阻尼橡胶存储一定的弹性势能,压缩行程结束后这种能力处于释放过程,导致阻尼吊弦产生上下震荡的现象。类似地,从节点  $N_1\sim N_{10}$ ,各节点的震荡位移呈减小趋势。

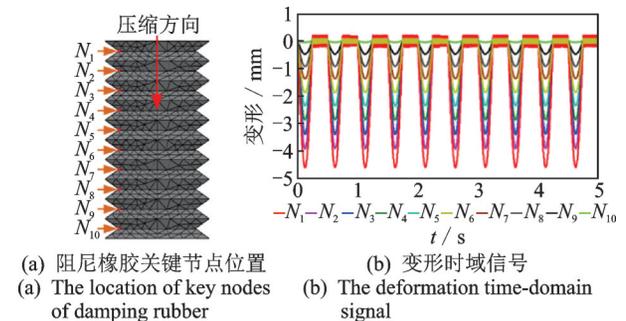


图 5 正弦位移载荷作用下的阻尼橡胶变形分析

Fig.5 The analysis of damping rubber deformation under sinusoidal displacement load

进一步提取一个加载周期内 2.15, 2.30, 2.45 和 2.60 s 时阻尼橡胶的变形云图, 阻尼橡胶不同时刻变形云图如图 6 所示。可以看出, 各个时刻下阻尼橡胶的最大变形均出现在上半部分, 这与节点  $N_1 \sim N_9$  的变形趋势一致。阻尼橡胶这种变形趋势的原因在于其底部受到 U 型环耳的约束, 在受压情况下底部能够产生的变形较小, 但顶部则能较大幅度地往下压缩。此外, 有限元仿真结果也说明阻尼橡胶具有较好的变形能力, 在吊弦受到接触线上下运动而带来的冲击载荷作用时, 阻尼橡胶将产生变形而耗散冲击振动能量并使其快速衰减, 降低吊弦其他部件的损伤。

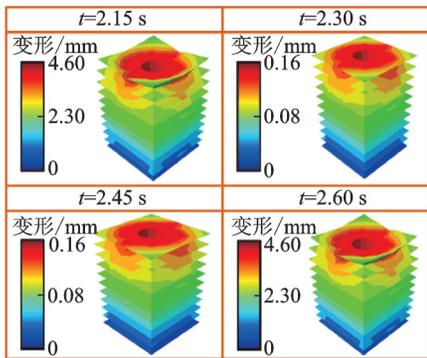


图 6 阻尼橡胶不同时刻变形云图

Fig.6 The deformation of damping rubber at different times

2.2.2 吊弦关键零部件应力分析

阻尼吊弦和原始吊弦等效应力分布如图 7 所示。可以看出, 普通吊弦的最大等效应力为 320 MPa, 远远大于阻尼吊弦的 72 MPa, 因此阻尼橡胶的引入可有效降低吊弦各部件的应力。对于普通吊弦, 最大等效应力出现在上、下心形环处, 上、下吊环及吊弦线的等效应力同样较大。普通吊弦没有阻尼橡胶的缓冲作用, 各部件为刚性连接或硬接触, 在下拉位移载荷作用下, 普通吊弦各部件塑性变形较大, 会出现较大的等效应力。阻尼吊弦的最大等效应力同样出现在上、下心形环相似位置。在下拉位移载荷作用下, 阻尼橡胶的弹性变形已抵消掉大部分下拉位移, 而在普通吊弦中这部分位移需要金属部件的塑性变形来抵消。因此, 阻尼橡胶可通过自身的变形起到缓冲和耗散振动能量的效果, 显著减小阻尼吊弦各金属部件的变形, 从而减小等效应力。

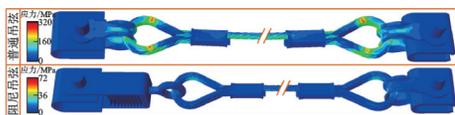


图 7 阻尼吊弦和原始吊弦等效应力分布

Fig.7 The equivalent stress of damping-dropper and original-dropper

下心形环等效应力如图 8 所示。其中, 节点  $N_1 \sim N_5$  位于下心形环与下吊环接触表面区域, 在下拉位移载荷作用下接触区域存在冲击和较大塑性变形现象, 使得该区域等效应力较大。可以看出, 普通吊弦下心形环节点  $N_3$  的最大等效应力接近 250 MPa, 而其他节点的等效应力明显小于节点  $N_3$ 。此外, 节点  $N_1$  和  $N_5$ 、 $N_2$  和  $N_4$  较为接近, 且各节点的等效应力存在于位移载荷  $S$  往下阶段, 在往上阶段各节点的等效应力接近于 0。

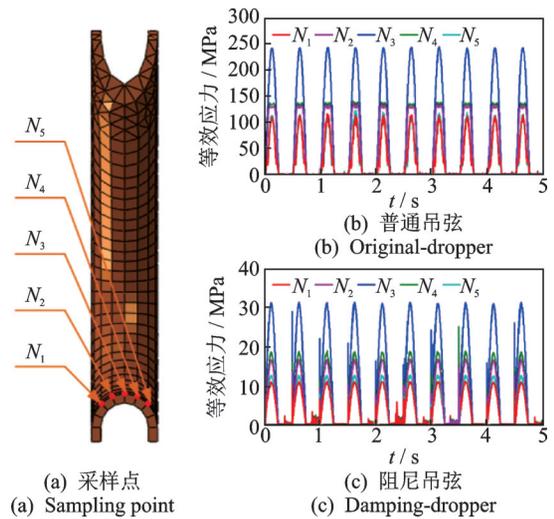


图 8 下心形环等效应力

Fig.8 The equivalent stress of the lower heart-shaped ring

阻尼吊弦下心形环节点  $N_1 \sim N_5$  的等效应力均显著小于普通吊弦。节点  $N_3$  的等效应力最大, 约为 31 MPa, 该值仅为普通吊弦的 12.4%。其他节点的等效应力同样明显小于  $N_3$ 。与普通吊弦不同的是, 下拉位移载荷往上的某些周期内, 下心形环仍然存在较小的等效应力, 这可能是因为阻尼橡胶在受压结束后的震荡现象所导致。

压接管等效应力如图 9 所示。可以看出, 在位移载荷往下拉阶段, 普通吊弦的上压接管最大等效应力(约为 77 MPa)稍大于下压接管, 而位移载荷往  $y$  轴正方向运动后最大等效应力均接近于 0。尽管普通吊弦压接管的最大等效应力小于紫铜的抗拉强度(195 MPa), 但在长期服役过程中, 仍然可能存在

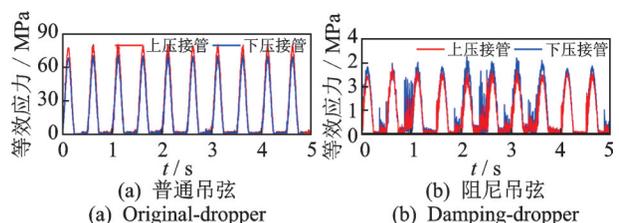


图 9 压接管等效应力

Fig.9 The equivalent stress of the clamp pressure pipe

压接管与吊弦线连接失效的问题。

在吊弦中引入阻尼橡胶后,下压接管的最大等效应力稍大于上压接管,最大值约为3 MPa,远小于普通吊弦。此外,位移载荷往y轴正方向运动后,在阻尼橡胶震荡作用下,阻尼吊弦上、下压接管仍然存在较小的等效应力。

上吊环与上心形环、下吊环与下心形环采用非

固定连接方式,因此在位移载荷作用下存在冲击接触的现象,容易导致吊环与心形环的接触表面产生损伤。为此,笔者以下吊环为例,提取普通吊弦和阻尼吊弦在位移载荷往y轴负方向运动半个周期内(2.00~2.25 s)的接触应力和位置,分析阻尼橡胶的引入对下吊环接触应力演变的影响。吊弦下吊环的接触应力及下拉过程位置变化情况如图10所示。

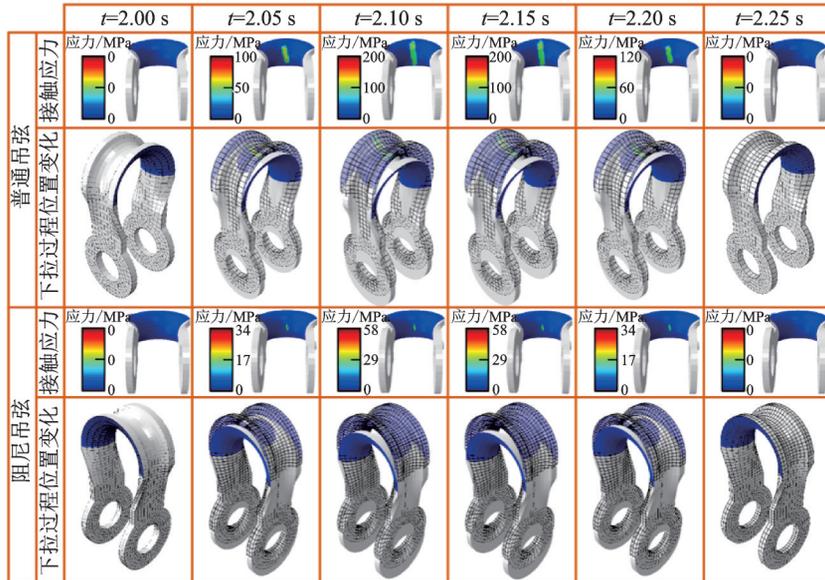


图10 吊弦下吊环的接触应力及下拉过程位置变化情况

Fig.10 The contact stress of the lower ring of dropper, and the position change of the pulldown process

可以看出,在位移载荷作用下普通吊弦的下吊环和下心形环的接触区域增大,这与二者近似的点接触存在明显差异。尽管接触区域较大,但下吊环的接触应力仍然较大,如2.10 s时接触应力最大值为205.9 MPa。以上现象说明,在位移载荷的下拉作用下普通吊弦的下吊环产生了较大的塑性变形,使其与下心形环的接触区域增大,这在下吊环的位置变化云图中得到证实。因此,在较大塑性变形和接触应力共同作用下,下吊环与下心形环的接触区域极易出现损伤现象。

与普通吊弦不同的是,阻尼吊弦下拉环与下心形环的接触区域仍然接近于点接触,但接触应力却显著小于普通吊弦下拉环。从下拉环在下拉过程的位置变化也可以看出,下拉环跟随位移载荷运动,结构的塑性变形非常小。因此,引入阻尼橡胶有利于减小吊弦金属部件的塑性变形和部件之间的表面接触应力,缓解因冲击接触而带来的损伤。

2.2.3 吊弦关键零部件振动特性分析

普通吊弦上吊环和阻尼吊弦的U型双耳的振动加速度信号如图11所示。可以看出,普通吊弦在x,y和z向上都存在较强的振动,振动加速度的均方

根值(root mean square,简称RMS)分别为22.1,18.1和30.2 m/s<sup>2</sup>。位移载荷往下拉阶段,普通吊弦存在明显的冲击信号,且冲击信号的衰减需要较长时间。

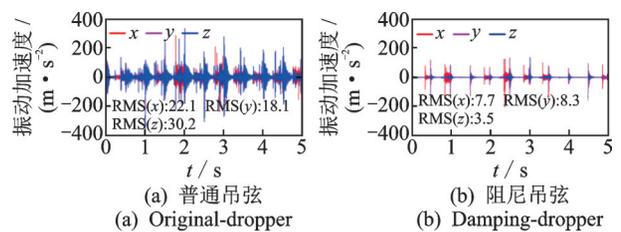


图11 振动加速度信号

Fig.11 The vibration acceleration signals

引入阻尼橡胶后,吊弦的振动特性则存在显著差异。阻尼吊弦U型双耳在x,y和z向的振动加速度均方根值分别为7.7,8.3和3.5 m/s<sup>2</sup>,明显小于普通吊弦的振动加速度,故在吊弦中安装阻尼橡胶可有效抑制吊弦的振动强度。从振动加速度信号的演变规律来看,尽管在位移载荷往下拉阶段U型双耳仍然存在明显的冲击振动,但其在较短时间内便衰减至稳定,位移载荷往上行阶段几乎未观测到振动信号。

进一步提取 4.4~4.7 s 内普通吊弦上吊环和阻尼吊弦 U 型双耳的振动加速度信号,并进行快速傅里叶变换(fast Fourier transform,简称 FFT),结果如图 12 所示。对于位移载荷  $S$ ,当时间  $t=4.5$  s 时其值为  $S=0$  mm,在此之后位移载荷往  $y$  轴负方向运行,吊弦处于受拉状态。可以看出,普通吊弦和阻尼吊弦均受到明显的冲击载荷,而后振动加速度都呈衰减趋势。然而,阻尼吊弦的振动加速度能够快速衰减至平衡状态,但普通吊弦需要更长的衰减时间。阻尼吊弦优异的振动特性主要得益于阻尼橡胶的弹性变形性能带来的缓冲和耗能作用。

此外,从频谱图中可以看出,普通吊弦振动加速度的主频为 171 Hz,而阻尼吊弦的主频为 192 Hz,二者较为接近。然而,普通吊弦的振动加速度频率成分较多且能量均较高,阻尼吊弦的振动加速度频率成分则较少,且主要集中于主频处(192 Hz),其能量也较低。因此,阻尼橡胶的引入有利于减少吊弦的振动频率成分,优化吊弦的振动特性。

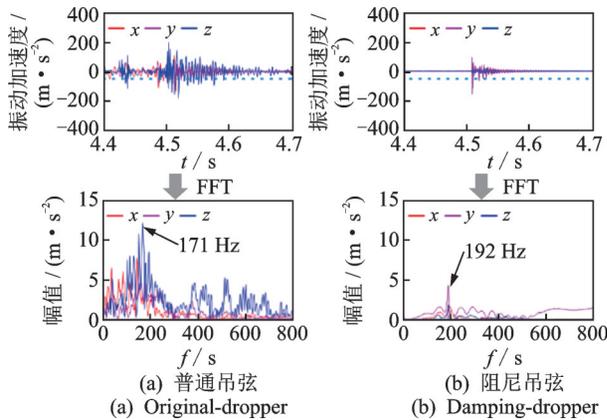


图 12 4.4~4.7 s 内振动加速度时域信号及其 FFT 分析结果  
Fig.12 The time-domain signal of vibration acceleration within 4.4~4.7 s and FFT analysis results

### 3 整体吊弦应力及振动测试

#### 3.1 试验装置

为进一步研究普通吊弦和阻尼吊弦的结构力学性能,在激振试验台上开展振动位移作用下二者关键部件的应力及振动测试。吊弦应力及振动测试试验如图 13 所示。该激振试验台主要由激振器和吊弦支架组成,激振器用于模拟吊弦的外部载荷,吊弦支架用于固定吊弦。与有限元仿真类似,普通吊弦和阻尼吊弦的振动加速度采集位置分别在上吊环和 U 型双耳处,结构应力的采集位置分别在吊弦的上、下压接管处。为了避免应力采集受环境因素的影响,上、下压接管的应变片均布置有补偿片且粘贴位

置独立于激振试验台(粘贴在一根独立的铁管上并保证该铁管不受外部载荷作用)。应力采集片和补偿片采用半桥连接方式。普通吊弦上吊环和阻尼吊弦 U 型双耳的振动加速度信号,以及两种吊弦上、下压接管的应力数据信号均被 16 通道数据分析系统(采样频率设为 2 kHz)采集和存储在电脑中。

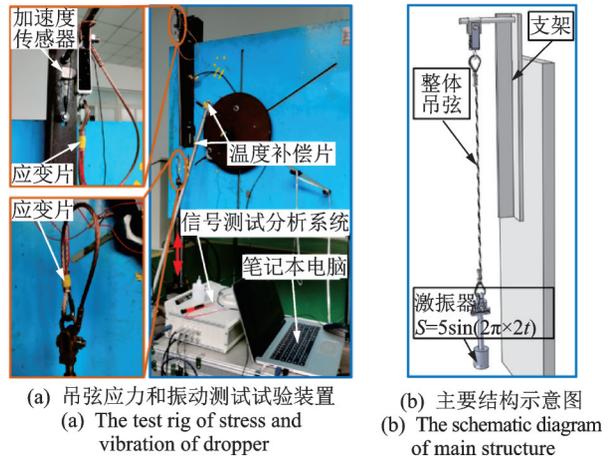


图 13 吊弦应力及振动测试试验  
Fig.13 The stress and vibration testing test of dropper

#### 3.2 试验工况及过程

普通吊弦和阻尼吊弦的结构力学性能测试中,均将激振器的振动位移设置为  $S=5\sin(2\pi \times 2t)$ ,即振动幅值为 5 mm、频率为 2 Hz。振动方向为垂直方向,这对应于有限元仿真的  $y$  向(见图 4)。激振器启动前 5 s 开始进行数据采集和存储,确保激振器工作时间(2 min)内振动加速度和应力信号的完全采集。每组试验重复 5 次以保证试验结果的可靠性,且每次试验结束后均等待吊弦完全静止再进行下一次试验。

#### 3.3 试验结果分析

##### 3.3.1 整体吊弦关键部件应力测试结果

普通吊弦应力时域和频域分析如图 14 所示。可以看出,普通吊弦处于受拉状态时,上、下压接管均存在较窄的应力峰,呈现明显的冲击现象,最大应力分别为 61.88 MPa 和 12.73 MPa,应力大小存在显著差异,因此上压接管更容易产生大的塑性变形。此外,试验测试所得的普通吊弦上、下压接管的应力时域演变规律与仿真结果接近,说明本研究开展的有限元仿真结果是可靠的。

尽管普通吊弦上、下压接管的应力小于紫铜的抗拉强度(195 MPa),但长期的冲击应力存在仍然可能导致压接管与吊弦线连接失效的问题。从

普通吊弦上、下压接管应力的FFT分析结果来看,二者均以2 Hz(激振器位移载荷的频率)为基频,呈现明显的倍频现象,且阶次较多,如上压接管前5阶的应力极其显著。

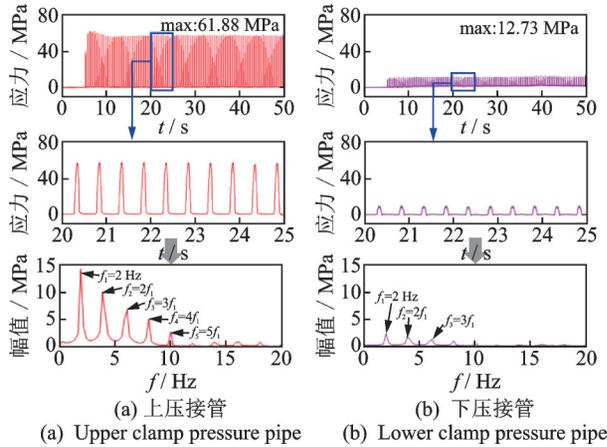


图14 普通吊弦应力时域和频域分析

Fig.14 Time-domain and frequency-domain analysis of stress of original-dropper

阻尼吊弦应力时域和频域分析如图15所示。可以看出,阻尼吊弦处于受拉状态时,上、下压接管的最大应力分别为1.75 MPa和3.45 MPa,吊弦压接管的应力均大大降低。其中,上压接管的应力降低最为明显,且最大应力仅为下压接管的一半左右,这与普通吊弦上、下压接管应力大小关系不一致。

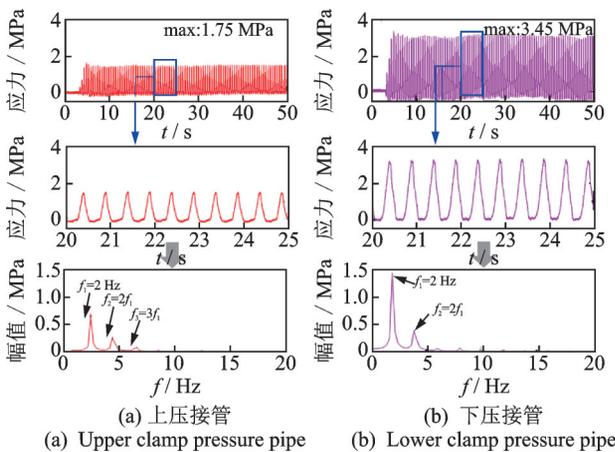


图15 阻尼吊弦应力时域和频域分析

Fig.15 Time-domain and frequency-domain analysis of stress of damping-dropper

此外,受拉状态下阻尼吊弦上、下压接管的应力峰明显宽于普通吊弦,冲击应力显著减弱。以普通吊弦上压接管应力为例,其应力峰极为陡峭,而阻尼吊弦上压接管的应力较为平滑。从阻尼吊弦上、下压接管应力的FFT分析结果来看,尽管也是以2 Hz为基频的倍频现象,但阶次已明显减少,仅能观测到

前3阶。因此,阻尼橡胶的引入不仅能显著减小吊弦关键零部件的应力强度,还能优化其频谱特性。

### 3.3.2 吊弦振动特性分析

图16为普通吊弦上吊环和阻尼吊弦U型双耳在激振器振动方向(对应于有限元仿真的y向)上的振动加速度时域和频域信号。可以看出,普通吊弦上吊环振动较强,均方根值达到113.3 m/s<sup>2</sup>,而引入阻尼橡胶后吊弦的振动强度明显下降(均方根值仅为12.31 m/s<sup>2</sup>)。从20~25 s内的振动加速度信号来看,普通吊弦上吊环存在明显的冲击振动现象,且周期与激振器位移载荷一致,这容易给吊弦零部件带来损伤,不利于吊弦的安全服役。对于阻尼吊弦,阻尼橡胶的弹性变形起到较好的缓冲作用,有效避免了激振器位移载荷引起的吊弦零部件冲击振动,故阻尼吊弦U型双耳没有明显的冲击信号。

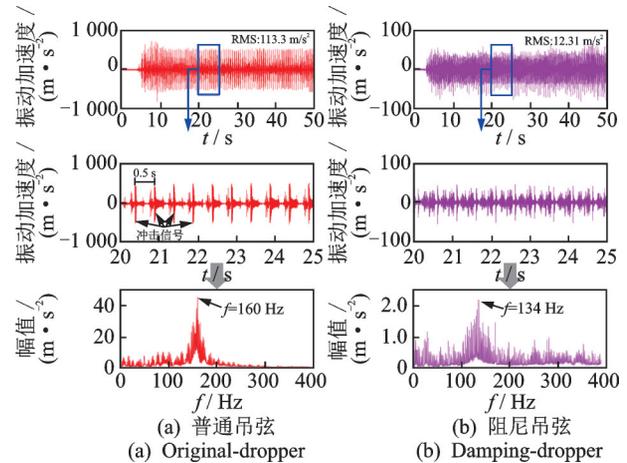


图16 振动加速度时域和频域信号

Fig.16 Time-domain and frequency-domain signal of vibration acceleration

振动加速度的FFT分析表明,普通吊弦上吊环的振动主频约为160 Hz,而阻尼吊弦U型双耳的振动主频约为134 Hz,阻尼橡胶的引入未显著改变吊弦结构的固有特性。尽管这两个主频较为接近,但聚集的能量却存在显著差异,普通吊弦上吊环振动主频处的能量约为阻尼吊弦U型双耳的20倍。此外,试验得到的普通吊弦上吊环和阻尼吊弦U型双耳的振动加速度与相应的有限元仿真结果(分别为171 Hz和192 Hz)较为接近,因此本研究建立的普通吊弦和阻尼吊弦的有限元模型是准确的,可用于开展结构力学性能分析。

## 4 结论

1) 在交变位移载荷作用下,普通吊弦零部件存在明显的塑性变形和较大的等效力,以及强度较

大、频率成分复杂的振动特性。安装有阻尼橡胶的整体吊弦零部件塑性变形和等效应力均显著降低,振动强度明显减弱且频率成分简单。

2) 整体吊弦处于受拉状态时,阻尼橡胶上半部分能够产生与位移载荷幅值接近的变形量,从而减小了阻尼吊弦各零部件的塑性变形及等效应力,并有效耗散阻尼吊弦的振动能量,实现了接触网整体吊弦的力学性能提升。

3) 本研究工作可为我国高速铁路接触网系统整体吊弦提供设计思路和理论支撑,后续开展的1:1台架试验和线路试挂也进一步验证了添加阻尼橡胶可有效改善整体吊弦的力学性能。

### 参 考 文 献

- [1] 戚广枫,赵慧,肖晓晖,等.高速铁路接触网吊弦动应力数值模拟及其疲劳荷载特征分析[J].中国机械工程,2018,29(9):1063-1068.  
QI Guangfeng, ZHAO Hui, XIAO Xiaohui, et al. Numerical simulation of dynamic stress and analysis of fatigue load characteristics for high-speed railway catenary droppers [J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(9): 1063-1068. (in Chinese)
- [2] 吴文江,李响,高占凤,等.基于有限元法的高速铁路接触网吊弦动态特性研究[J].铁道学报,2020,42(7):65-72.  
WU Wenjiang, LI Xiang, GAO Zhanfeng, et al. Research on dynamic characteristics of dropper of high-speed railway catenaries based on finite element method [J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(7): 65-72. (in Chinese)
- [3] 张宝奇.我国高速铁路接触网整体吊弦折断原因分析及对策[J].郑铁科技,2016(4):2-10.  
ZHANG Baoqi. Cause analysis and countermeasure of broken string of high-speed railway catenary in China [J]. Zhengzhou Railway Science & Technology, 2016(4): 2-10. (in Chinese)
- [4] LEE J H, PARK T W, OH H K, et al. Analysis of dynamic interaction between catenary and pantograph with experimental verification and performance evaluation in new high-speed line [J]. Vehicle System Dynamics, 2015(53):1117-1134.
- [5] SONG Y, RNNQUIST A, JIANG T, et al. Identification of short-wavelength contact wire irregularities in electrified railway pantograph-catenary system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021(162): 104338.
- [6] 赵慧,肖晓晖,戚广枫,等.高速铁路接触网吊弦的疲劳寿命分析[J].武汉大学学报(工学版),2019,52(4):351-357.  
ZHAO Hui, XIAO Xiaohui, QI Guangfeng, et al. Analysis of fatigue life of catenary dropper for high-speed railway [J]. Engineering Journal of Wuhan University (Engineering Science), 2019, 52(4): 351-357. (in Chinese)
- [7] 蒋先国,古晓东,邓洪,等.基于微动理论的整体吊弦损伤机理及优化研究[J].铁道学报,2019,41(6):40-45.  
JIANG Xianguo, GU Xiaodong, DENG Hong, et al. Research on damage mechanism and optimization of integral dropper string based on fretting theory [J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(6): 40-45. (in Chinese)
- [8] 胡艳,黄盼盼,马然,等.简单链形悬挂接触网整体吊弦瞬态动力学性能研究[J].振动与冲击,2021,40(8):131-136.  
HU Yan, HUANG Panpan, MA Ran, et al. A study on the transient dynamic performance of integral dropper of simple chain suspension catenary [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(8): 131-136. (in Chinese)
- [9] SONG Y, ZHANG M, WANG H. A response spectrum analysis of wind deflection in railway overhead contact lines using pseudo-excitation method [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021(99): 1-1.
- [10] ANASTASIO D, FASANA A, GARIBALDI L, et al. Analytical investigation of railway overhead contact wire dynamics and comparison with experimental results-science direct [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 116: 277-292.
- [11] BALMES E. Waves, modes and properties with a major impact on dynamic pantograph-catenary interaction [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 402(1): 51-69.
- [12] HE F, GUO D, CHEN L. Numerical study of contact wire tension affecting dropper stress of a catenary system [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021, 13(3): 168781402199504.
- [13] 陈立明.高速受电弓作用下接触网整体吊弦动态力研究[J].中国铁道科学,2018,39(3):86-92.  
CHEN Liming. Study on dynamic force of integral dropper of catenary under action of high-speed pantograph [J]. China Railway Science, 2018, 39(3): 86-92. (in Chinese)



**第一作者简介:**项载毓,男,1988年12月生,博士、助理教授。主要研究方向为摩擦学/动力学行为分析、振动与噪声控制以及能量收集等。曾发表《高速列车制动界面摩擦自激振动抑制及能量收集》(《机械工程学报》2023年第59卷第12期)等论文。

E-mail: zaiyu-xiang@gxu.edu.cn

**通信作者简介:**莫继良,男,1982年2月生,博士、研究员。主要研究方向为摩擦学/动力学行为分析。

E-mail: jlm@swjtu.cn