

# 轨道车辆轴箱传感安装结构设计及强度分析\*

江 威, 彭乐乐, 郑树彬, 陈谢祺, 柴晓冬

(上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

**摘要** 针对上海地铁阿尔斯通车型设计了一种轨道车辆轴箱传感安装结构。首先,通过对轴箱的结构及力学分析,确定了轴箱的载荷与约束条件;其次,利用实车试验,采集并分析获取了轴箱的振动主频特征和加速度功率谱密度;最后,应用 ANSYS Workbench 和 nCode 有限元软件,分析了安装结构的冲击强度、模态和疲劳强度。结果表明:在极限冲击下设计的轴箱传感安装结构最大等效应力为 121 MPa,小于材料的屈服应力,且大于 1.5 倍的安全系数;安装结构的前 6 阶固有频率远离轴箱振动主频,保障了结构的稳定性;车辆  $3.60 \times 10^6$  km 里程对应的累计损伤为  $1.76 \times 10^{-3}$ ,小于破坏阈值,安装结构满足车辆使用要求。经 6 个月的安装测试,该安装结构无明显裂纹、变形和损伤,实现了轴箱传感器的可靠安装,为车-轨安全监测的传感器安装提供了设计分析方法和工程实践经验。

**关键词** 轨道车辆;轴箱传感安装;轴箱振动特性;冲击强度分析;模态分析;疲劳强度分析

**中图分类号** U264.8;TH122

## 引 言

在轨道车辆轴箱处安装传感器是实现轴及轴承检测和轮轨测量的主要手段之一<sup>[1-3]</sup>。受轮轨作用力的影响,轨道车辆轴箱处振动剧烈<sup>[4-5]</sup>,如何实现轴箱处传感器可靠安装成为解决车-轨状态长期检测的一个难题。因此,设计合理的轴箱传感安装结构不仅是轴箱传感器可靠安装的关键,也是实现轴箱信号采集的基础。

机械结构设计和性能分析一般是通过对结构对象的力学分析获取载荷及约束,利用有限元仿真得到结构静强度和固有频率。傅彩明等<sup>[6]</sup>通过建立电动机机座模型确定载荷和约束,利用有限元模态仿真获取结构固有频率及振型,得到机座变形与应力的分布规律,实现了大型立式电机机座结构优化设计。王乃祥等<sup>[7]</sup>利用有限元分析软件获得了主次镜受力情况下的形变及固有频率,实现了航空双波段相机胶粘主次镜柔性支撑结构的优化设计。董永进等<sup>[8]</sup>通过有限元分析方法获得结构变形和内部应力关系,进行了航天载荷结构的仿生优化设计。庄昕宇等<sup>[9]</sup>应用 MSCPATRAN 软件对结构的基座和横滚框架进行了有限元模态和静力学仿真分析,通过某测量吊舱运动框架结构的设计与分析,验证了在

复杂条件下设计的合理性。

安全可靠的轨道车辆轴箱传感安装结构可为列车长期在线监测提供安装固定平台,有力保障了轨道车辆的运营安全。笔者通过对轨道车辆轴箱的力学分析确定了轴箱载荷及约束条件,利用试验获取了轴箱振动特征和加速度功率谱密度,设计了轨道车辆轴箱传感安装结构,并应用有限元软件分析了该结构的冲击强度、模态和疲劳强度。

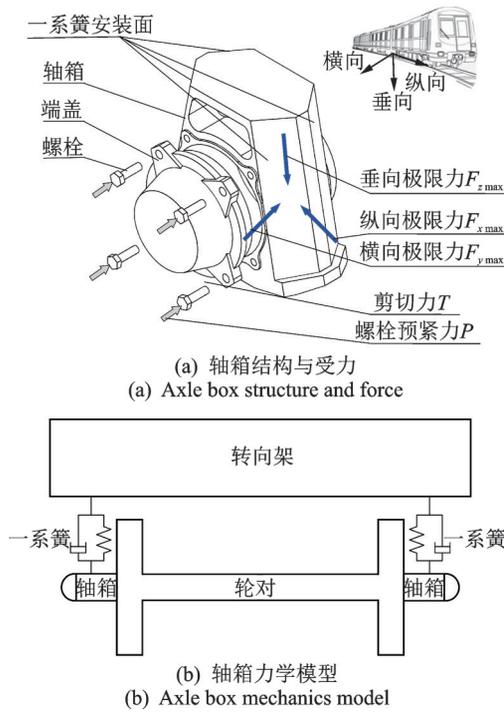
## 1 轴箱结构及力学分析

对上海地铁 5 号线阿尔斯通车辆的轴箱进行结构及受力分析,如图 1 所示。端盖与轴箱为间隙配合,通过 4 颗螺栓把端盖固定在轴箱处,轴箱的 4 个侧面为一系簧安装面。设车辆前进方向为纵向,垂直于车辆水平面为垂向,垂直于垂向和纵向的方向为横向,轴箱结构与受力如图 1(a)所示。将一系簧等效为线性弹簧阻尼系统<sup>[10]</sup>,建立轴箱力学模型如图 1(b)所示。在车辆运行过程中,轴箱主要受到轮轨作用力和一系簧的反作用力影响。依据转向架构架静强度试验的加载要求<sup>[11-13]</sup>,轴箱的垂向极限力  $F_{z_{\max}}$ 、横向极限力  $F_{y_{\max}}$  和纵向极限力  $F_{x_{\max}}$  的计算公式分别为

$$F_{z_{\max}} = \frac{1.4g(M_v + P - n_b n_a m_t)}{2n_b n_a} \quad (1)$$

\* 国家自然科学基金资助项目(51907117,51975347);上海市科技计划资助项目(22010501600)

收稿日期:2020-12-29;修回日期:2021-01-30



(a) 轴箱结构与受力  
(a) Axle box structure and force

(b) 轴箱力学模型  
(b) Axle box mechanics model

图1 轴箱结构与力学分析

Fig.1 Axle box structure and force analysis

$$F_{y\max} = \frac{1}{2} \left( 10^4 + \frac{M_V + P}{3n_b n_a} g \right) \quad (2)$$

$$F_{r\max} = 0.1(F_{z\max} + m_i g) \quad (3)$$

其中:  $M_V$  为车辆总质量;  $P$  为最大超员情况下载荷质量;  $m_i$  为一系簧下质量;  $n_b$  为每辆车转向架数量;  $n_a$  为每转向架轮对数量;  $g$  为重力常量。

进一步考虑到螺栓的预紧作用,端盖承受螺栓预紧力为  $F_{PT}$ ,其大小与螺栓扭矩  $T$  的关系<sup>[14]</sup>为

$$F_{PT} = T / (kd) \quad (4)$$

其中:  $k$  为螺栓扭矩系数;  $d$  为螺栓公称直径。

表1为计算参数数值,将其带入式(1)~(4)中,得到轴箱受力计算结果如表2所示,可为分析计算轨道车辆轴箱传感安装结构的冲击强度提供数据依据。

表1 计算参数数值

Tab.1 Calculation parameters value

参数	数值
总质量/kg	36 000
最大载客质量/kg	18 600
一系簧下质量/kg	1 800
转向架数 $n_b$	2
轮对数量 $n_a$	2
螺栓装配扭矩/(N·m)	100
螺栓公称直径/m	0.016
螺栓扭矩系数 $k$	0.2
重力常量/(m·s <sup>-2</sup> )	9.81

表2 轴箱受力计算结果

Tab.2 Calculation results of axle box force kN

载荷	数值
垂向极限力 $F_{z\max}$	81.37
横向极限力 $F_{y\max}$	27.32
纵向极限力 $F_{r\max}$	9.90
螺栓预紧力 $F_{PT}$	31.25

## 2 轴箱振动特征分析

受轮轨作用力的影响,轴箱在列车运行过程中产生振动,通过采集轴箱振动加速度数据获取其振动特征,为轴箱传感安装结构疲劳强度分析提供数据基础。基于 Welch 方法<sup>[15-16]</sup>,采用功率谱密度表征轴箱振动特征,将采样序列  $x(n)$  分为  $K$  段,每段长度为  $M$ ,对每一个子段加上长度为  $N$  的汉宁窗  $w(n)$ ,得到

$$w(n) = 0.5 - 0.5 \cos\left(\frac{2\pi}{N}n\right) \quad (n = 0, 1, \dots, N-1) \quad (5)$$

$x(n)$  的 Welch 功率谱估计  $P_w$  为

$$P_w = \frac{1}{UK} \sum_{i=1}^K S_i(\omega) S_i^*(\omega) \quad (6)$$

其中:  $S_i(\omega)$  为加窗的第  $i$  段信号;  $U$  为归一化因子。

$$S_i(\omega) = e^{-i\frac{2\pi}{M}\omega n} w(n) S_i(n) \quad (7)$$

$$U = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} w^2(n) \quad (8)$$

对上海地铁5号线阿尔斯通车辆的轴箱振动加速度进行采集,主要测试设备有 DFT1301 型加速度传感器和 Wavebook516E 数据采集仪。表3为轴箱振动加速度采集的主要参数,车辆运行状态如下: 0~10 s 车辆加速; 10~35 s 车辆匀速, 40 km/h; 35~45 s 车辆减速。轴箱振动时域历程如图2所示,利用式(5)、式(6)可以得到其对应的功率谱密度,如图3所示。

由图2,3可知,时域上3个方向的振动加速度峰

表3 轴箱振动加速度采集的主要参数

Tab.3 Main parameters of axle box vibration acceleration collection test

参数	数值
采样频率/kHz	10
总时长/s	45
总里程/m	385
$v/(km \cdot h^{-1})$	40

值出现的时间基本一致,各向最大冲击加速度分别如下:垂向 $a_{z,max}$ 为76g;横向 $a_{y,max}$ 为25g;纵向 $a_{x,max}$ 为32g。根据图2,加速度峰值具有一定的周期性。经过实地查看,测试线在钢轨连接处存在缝隙且缝隙处存在高差,当车辆行驶在接缝处时受轮轨作用力的影响会产生较大的冲击。频域上3个方向的振动功率分布略有区别:垂向振动功率主要集中在63和999 Hz主频附近;横向振动功率主要集中在64和534 Hz主频附近;纵向振动功率主要集中在64,535和997 Hz主频附近。轴箱振动能量频域分布如表4所示。对功率谱密度进行积分,得到表征信号强度的均方值如下:垂向为 $2.22g^2$ ;横向为 $0.36g^2$ ;纵向为 $0.42g^2$ 。垂向振动功率分别为横向和纵向的6.17倍和5.29倍,因此笔者采用振动更强烈的垂向加速度功率谱密度作为传感安装结构疲劳强度分析的输入谱。

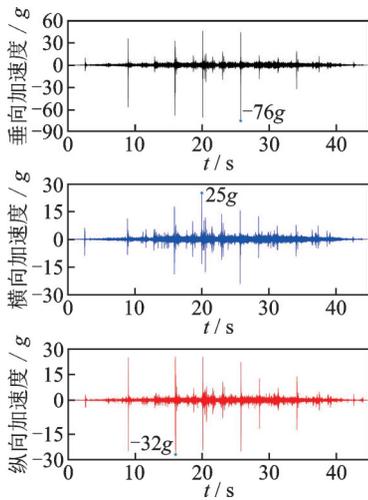


图2 轴箱振动时域历程

Fig.2 Time domain history of axle box vibration

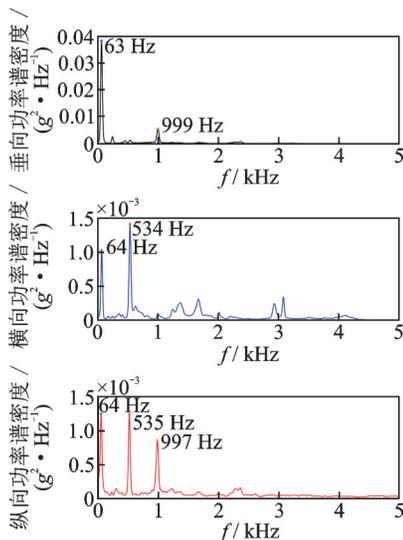


图3 轴箱振动加速度功率谱密度

Fig.3 Axle box vibration acceleration power spectral density

表4 轴箱振动能量频域分布

Tab.4 Frequency domain distribution of vibration energy

方向	主频	频宽
垂向	63	88
	999	95
横向	64	75
	534	100
纵向	64	100
	535	90
	997	100

### 3 传感安装结构设计与分析

#### 3.1 传感安装结构设计

根据对轴箱的力学分析以及车辆运行时轴箱的振动特征分析,并结合阿尔斯通车辆轴箱的结构特点,设计了轴箱传感安装结构如图4所示,其装配方式如图5所示(圆柱体为传感器)。

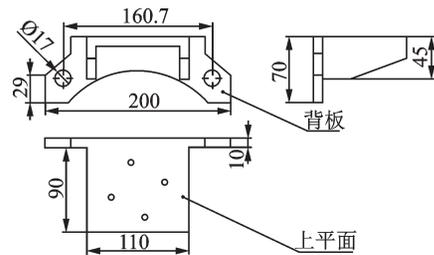


图4 传感安装结构尺寸图(单位:mm)

Fig.4 Dimension drawing of sensor installation structure (unit:mm)

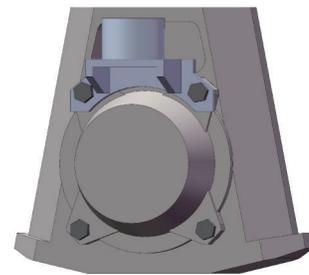


图5 传感安装结构装配图

Fig.5 Assembly drawing of sensor installation structure

上平面为传感器安装面,背板两端各设一个螺栓通孔,利用端盖的2颗固定螺栓将传感安装结构固定在轴箱上。背板尺寸由车辆轴箱的形状尺寸确定,上平面的尺寸由实际采用的传感器大小和地铁车辆安全限界参数确定。通过对传感安装结构与轴箱及端盖组成的装配体进行冲击强度分析,得到最

大等效应力,利用模态及谐响应分析以获取安装结构模态特征和共振响应,并通过疲劳强度分析以了解传感安装结构的疲劳强度。

### 3.2 冲击强度分析

将传感安装结构的几何模型导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 中,表 5 给出了所用材料的属性参数。根据实际安装情况设置约束条件如下:端盖与轴箱、传感安装结构及螺栓为有摩擦接触;传感安装结构与螺栓为有摩擦接触。摩擦因数均取 0.15,轴箱与螺栓间的接触设为绑定。由于轴箱和传感安装结构形状较为规则,采用六面体为主的有限元网格划分,如图 6 所示。传感安装结构和端盖的单元尺寸为 6 mm,轴箱的单元尺寸为 10 mm,螺栓的单元尺寸为 3 mm,共创建 4.6 万个单元,16 万个节点。

表 5 材料属性参数

Tab.5 Material property parameters

结构	材料	屈服强度/MPa	弹性模量/GPa	密度/(g·cm <sup>-3</sup> )
轴箱	铸钢	290	207	7.85
端盖	铸钢	290	207	7.85
螺栓	45#钢	640	210	7.80
传感安装结构	6061-T6 铝合金	280	69	2.85

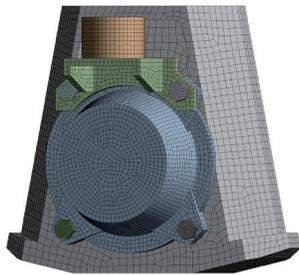


图 6 网格划分

Fig.6 Mesh division

将垂向极限力  $F_{zmax}$ 、横向极限力  $F_{ymax}$  和纵向极限力  $F_{xmax}$  施加到轴箱的一系簧安装面,对螺栓施加预紧力  $F_{PT}$ ,3 个方向的最大冲击加速度如下:  $a_{zmax}$  为 76g;  $a_{ymax}$  为 25g;  $a_{xmax}$  为 32g,并在轴箱的轴承安装面施加位移约束。依据第四强度理论<sup>[16]</sup>,采用 Von-Mises 等效应力作为传感安装结构、轴箱和端盖的静强度评价指标。为获取传感安装结构对螺栓的剪切作用,采用最大剪切应力作为螺栓的静强度评价指标。传感安装结构 Von-Mises 等效应力云图

如图 7 所示,螺栓最大剪切应力云图如图 8 所示,轴箱和端盖 Von-Mises 等效应力云图如图 9 所示。对于塑性材料,许用剪切应力与屈服应力关系为  $\tau = (0.6 \sim 0.8)\sigma^{[17]}$ ,取极限系数为 0.6,得螺栓的许用剪切应力  $\tau = 384$  MPa。

轨道车辆走行部件的许用安全系数  $n = 1.5^{[18]}$ 。由图 7~9 可以看出:传感安装结构的最大等效应力为 121 MPa,安全系数为 2.31;螺栓的最大剪切应力为 160 MPa,安全系数为 2.4;轴箱的最大等效应力为 184 MPa,安全系数为 1.60。以上均大于许用安全系数。

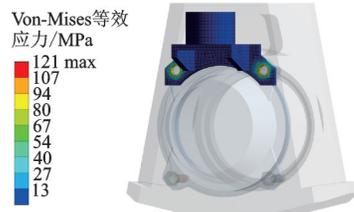


图 7 传感安装结构 Von-Mises 等效应力云图

Fig.7 Von-Mises equivalent stress cloud diagram of sensor installation structure

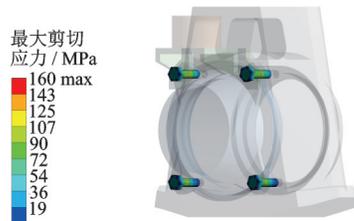


图 8 螺栓最大剪切应力云图

Fig.8 Maximum shear stress cloud diagram of bolts

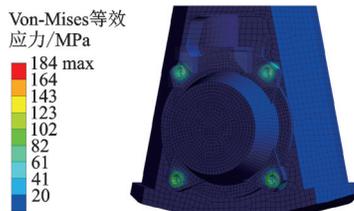


图 9 轴箱和端盖 Von-Mises 等效应力云图

Fig.9 Von-Mises equivalent stress cloud diagram of axle box and cover

### 3.3 模态及谐响应分析

对传感安装结构进行约束模态分析,以获得其固有频率和振型。根据轴箱振动特征,选取装配体的前 6 阶模态为分析对象,其模态分析结果如表 6 所示,前 6 阶模态振型如图 10 所示。

采用 ANSYS Workbench 的谐响应分析模块,对装配体进行谐响应分析以得到传感安装结构的共振响应。选取垂向单位加速度作为输入激励,输出传感安装结构上表面垂向的位移曲线,谐响应分析如图 11 所示。由图可知,随着激励频率的增大,位移量呈现递减趋势,且在 1 阶固有频率(279 Hz)和 3 阶固有频率(1 481 Hz)处出现 2 个极值点,分别为  $2.78 \times 10^{-2}$  mm 和  $1.90 \times 10^{-3}$  mm。与图 3 对比可知,

表 6 模态分析结果

Tab.6 Modal analysis results

阶次	f/Hz	振型描述
1	279.0	传感安装结构垂向点头变形
2	1 148.9	传感安装结构纵向摇摆变形
3	1 481.4	传感安装结构垂向运动变形
4	1 613.6	传感安装结构横向扭转变形
5	2 931.2	传感安装结构垂向点头变形
6	3 321.2	传感安装结构横向扭转变形

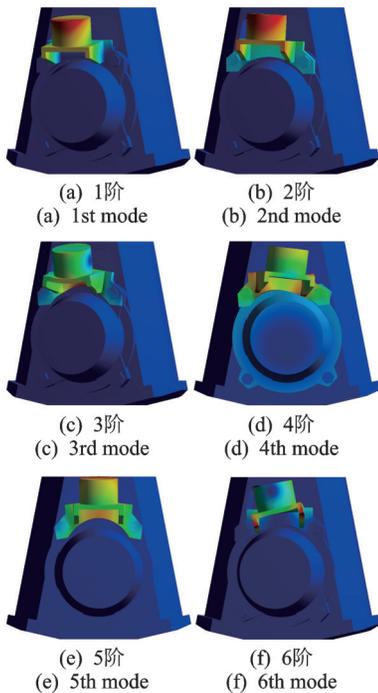


图 10 前 6 阶模态振型

Fig.10 The first 6 modes

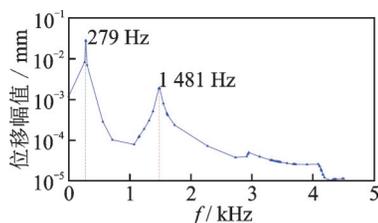


图 11 谐响应分析

Fig.11 Harmonic response analysis

1 阶固有频率和 3 阶固有频率均远离轴箱振动能量的主频段,有效避免了车辆运行过程中装配体的共振问题,确保了传感安装结构的稳定性。

### 3.4 疲劳强度分析

基于全寿命设计理念,通过对传感安装结构进行疲劳强度分析,以验证结构能否达到轨道车辆  $3.60 \times 10^6$  km 的使用要求<sup>[19]</sup>。根据 Miner 线性累积损伤法则<sup>[20]</sup>,结构的累积疲劳损伤可表示为

$$D = \sum_{i=1}^l [n(S_i)/N(S_i)] \quad (9)$$

其中:  $D$  为损伤值,若  $D=1$  则结构发生疲劳破坏;  $n(S_i)$  为载荷  $S_i$  的实际循环次数;  $N(S_i)$  为载荷  $S_i$  下结构发生疲劳破坏的循环次数。

将有限元分析结果和轴箱垂向振动加速度功率谱密度导入到 nCode 疲劳分析软件中,采用 Goodman 法则修正平均应力,疲劳强度云图如图 12 所示,最小疲劳破坏循环次数为  $1.88 \times 10^{10}$  次。根据式(9),385 m 地铁运行里程对应传感安装结构的 19 644 号节点的损伤为  $1.88 \times 10^{-10}$ ,行驶  $3.60 \times 10^6$  km 的累计损伤为  $1.76 \times 10^{-3}$ ,小于破坏阈值 1,故传感安装结构满足车辆使用的疲劳要求。

为了进一步验证传感安装结构的可靠性,采用表 5 中的 6061-T6 铝合金材质制作了试验样品,并于上海地铁 5 号线装车测试,如图 13 所示。经过 6 个月测试,总运行里程为  $6 \times 10^4$  km。试运行结束

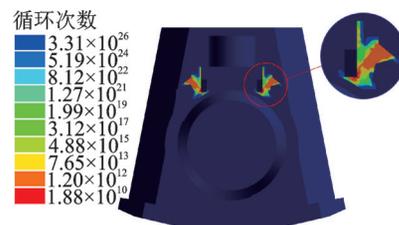


图 12 疲劳强度云图

Fig.12 Fatigue life cloud diagram



(a) 装车图 (b) 传感安装结构局部图

(a) Installation (b) Sensor installation structure details

图 13 装车测试

Fig.13 Operation test

后,拆卸检查,传感安装结构、螺栓、轴箱及端盖外表面无明显变形和损伤。

## 4 结 论

1) 地铁5号线阿尔斯通车辆的轴箱垂向振动主要集中在63和999 Hz主频附近,横向振动主要集中在64和534 Hz主频附近,纵向振动主要集中在64,535和997 Hz主频附近。其中,垂向振动功率分别为横向和纵向的6.17倍和5.29倍。

2) 在极限力及最大冲击加速度下,利用ANSYS Workbench分析轨道车辆轴箱装配体,其传感器安装结构最大等效应力为121 MPa,安全系数为2.31;轴箱的最大等效应力为184 MPa,安全系数为1.60;螺栓的最大剪切应力为160 MPa,安全系数为2.4,所有安全系数均大于许用安全系数。

3) 轨道车辆轴箱振动频率主要位于3 kHz以下,对应的传感安装结构的前6阶固有频率分别为279.0,1 148.9,1 481.4,1 613.6,2 931.2和3 321.2 Hz。利用ANSYS Workbench的谐响应分析模块得到安装结构在1阶固有频率和3阶固有频率处出现2个极值点,对应位移大小分别为 $2.78 \times 10^{-2}$  mm和 $1.90 \times 10^{-3}$  mm,均远离轴箱振动主频段,有效避免了共振问题,确保了传感安装结构的稳定性。

4) 利用nCode疲劳分析软件,采用Goodman法则修正平均应力,地铁车辆行驶 $3.60 \times 10^6$  km时的传感安装结构累计损伤为 $1.76 \times 10^{-3}$ ,小于破坏阈值。所设计的传感安装结构可以满足使用要求,为列车传感器安装提供了设计分析方法和工程实践经验。

## 参 考 文 献

- [1] JESUS G M, CASTEJON C, CORRAL E, et al. Railway axle condition monitoring technique based on wavelet packet transform features and support vector machines[J]. *Sensors*, 2020, 20(12):1-18.
- [2] LUO H, BO L, PENG C, et al. Fault diagnosis for high-speed train axle-box bearing using simplified shallow information fusion convolutional neural network [J]. *Sensors*, 2020, 20(17):1-23.
- [3] 郑树彬,彭乐乐,李立明,等. 机器视觉与惯性信息融合的轨道线形检测[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(2):394-400.
- ZHENG Shubin, PENG Lele, LI Liming, et al. Multi-sensors fusion of machine vision and inertial measurement[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(2):394-400. (in Chinese)
- [4] LIU J, JIN X. Research on the vibration insulation of high-speed train bogies in mid and high frequency [J]. *Shock and Vibration*, 2018, 2018:1-13.
- [5] 石怀龙,王建斌,戴焕云,等. 地铁车辆轴箱吊耳断裂机理和试验研究[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(6): 122-128.
- SHI Huailong, WANG Jianbin, DAI Huanyun, et al. Crack mechanism and field test of the metro safety hanger[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(6): 122-128. (in Chinese)
- [6] 傅彩明,毛文贵,李建华,等. 大型立式电动机机座有限元模态仿真[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2010, 41(4):1405-1409.
- FU Caiming, MAO Wengui, LI Jianhua, et al. Mode simulation of base of a large-type vertical motor [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2010, 41(4):1405-1409. (in Chinese)
- [7] 王乃祥,惠守文. 航空双波段相机胶粘主次镜柔性支撑结构设计[J]. *仪器仪表学报*, 2014, 35(6): 77-81.
- WANG Naixiang, HUI Shouwen. The flexible support structure design of the glued primary-secondary mirror of the aviation dual-band camera[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2014, 35(6): 77-81. (in Chinese)
- [8] 董永进,朱光武. 真实蜂巢的力学分析和航天载荷结构仿生设计[J]. *宇航学报*, 2016, 37(3): 262-267.
- DONG Yongjin, ZHU Guangwu. Mechanical analysis and bionic structure design of astronautic payloads based on natural honeycomb [J]. *Journal of Astronautics*, 2016, 37(3):262-267. (in Chinese)
- [9] 庄昕宇,陈兆兵. 某测量吊舱运动框架结构设计与分析[J]. *红外与激光工程*, 2014, 43(10): 3444-3450.
- ZHUANG Xinyu, CHEN Zhaobing. Movement frame structure design and analysis on some designing pod[J]. *Infrared and Laser Engineering* [J]. 2014, 43(10): 3444-3450. (in Chinese)
- [10] ZHOU C, CHI M, WEN Z, et al. An investigation of abnormal vibration-induced coil spring failure in metro vehicles[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2020, 108: 1-13.

- [11] EN13749—2011 Railway applications-methods of specifying structural requirements of bogie frames [S]. London: British Standard Institution, 2011.
- [12] YIN J, WANG H. Strength check analysis of axle box and bolted joints of high-speed motor trains [C]//2019 4th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT). Guilin, China: IEEE, 2019:75-80.
- [13] 肖守讷, 杨冰, 曲天威, 等. EN13749 标准在机车轴箱体强度分析中的推演应用[J]. 机车电传动, 2013, 2: 38-41.  
XIAO Shoune, YANG Bing, QU Tianwei, et al. Extrapolation and application of standard EN 13749 in strength analysis of locomotive axle-box body[J]. Electric Drive for Locomotives, 2013, 2: 38-41. (in Chinese)
- [14] ALIAKBARI K, MAMAGHANI T A. Analysis of fatigue crack growth in cylinder head bolts of gasoline engine based on experimental data [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2020, 42(5):244-256.
- [15] 陈宪麦, 杨凤春, 吴旺青, 等. 秦沈客运专线轨道谱评判方法的研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 84-88.  
CHEN Xianmai, YANG Fengchun, WU Wangqing, et al. Study on evaluation method of power spectrum density (PSD) for the qinhuangdao-shenyang dedicated passenger railway line[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(4):84-88. (in Chinese)
- [16] VERMA A K, JHA M K, MANTRALA S, et al. Numerical simulation of explosion in twin tunnel system [J]. Geotechnical and Geological Engineering, 2017, 35:1953-1966.
- [17] 俞茂宏. 材料力学[M]. 2版. 北京: 高等教育出版社, 2015: 85-86.
- [18] 周张义, 黄运华, 杨阳, 等. 基于结构应力的转向架构架焊缝疲劳强度研究[J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(5): 937-944.  
ZHOU Zhangyi, HUANG Yunhua, YANG Yang, et al. Study on fatigue strength of welds in bogie frame based on structural stresses[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(5):937-944. (in Chinese)
- [19] 王斌杰, 谢树强, 齐延辉, 等. 运用条件下城市轨道交通车辆转向架构架疲劳寿命研究[J]. 铁道学报, 2020, 42(8): 37-44.  
WANG Binjie, XIE Shuqiang, QI Yanhui, et al. Research on fatigue life of bogie frame of urban mass transit vehicle under operating conditions[J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(8): 37-44. (in Chinese)
- [20] 张方, 周凌波, 姜金辉, 等. 基于频域法的随机振动疲劳加速试验设计[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4): 659-664.  
ZHANG Fang, ZHOU Lingbo, JIANG Jinhui, et al. Random vibration fatigue accelerated test design based on frequency domain methods[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 659-664. (in Chinese)



**第一作者简介:**江威,男,1993年3月生,硕士生。主要研究方向为轨道车辆智能检测及数据分析。

E-mail:29613@163.com

**通信作者简介:**彭乐乐,男,1984年12月生,博士,副教授。主要研究方向为轨道交通自主感知及健康诊断。

E-mail:lele.peng@sues.edu.cn