DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.06.011　　文章编号：1000-128X(2023)06-0088-11

基于多轴振动环境再现的地铁车辆排障器寿命评估研究

郑雨豪[1]，吴兴文[1]，刘　阳[2]，池茂儒[2]，梁树林[2]
（1.西南交通大学 机械工程学院，四川 成都　610031；
2.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都　610031）

摘　要：车辆服役过程中，由于轮轨间的高频激励，极易引发结构共振疲劳问题。文章针对某地铁车辆排障器的疲劳开裂问题，开展了排障器的振动疲劳试验，发现了线路上通过频率为93 Hz的钢轨波磨是引发结构共振疲劳的主要原因。针对试验研究方法存在的传感器布置数量有限、成本较大等问题，文章从仿真分析角度，提出了一种基于多轴振动环境再现的地铁车辆排障器寿命评估方法。首先，建立了基于虚拟激励法的排障器随机振动模型，该模型可以很好地再现排障器的实际振动环境；然后，通过遗传算法对模态阻尼比进行优化，使得仿真和实测响应结果具有较好的一致性，验证了建模方法的正确性；最后，利用多核并行计算的方法实现了排障器任意位置的全程损伤和疲劳寿命计算，显著提高了仿真计算的效率。结果表明：排障器焊缝拐角处为其结构的薄弱位置，其全程工况损伤值为6.25E−03，疲劳寿命为0.60万km，远低于设计使用寿命的360万km，通过上述方法评估出来的排障器最大损伤位置与结构实际破坏位置相同，进一步证明了此方法的正确性。

关键词：地铁车辆；疲劳试验；排障器多轴振动模型；遗传算法；并行计算；疲劳寿命
中图分类号：U231；U270.38　　**文献标识码：**A

A study on life assessment of metro cowcatcher based on multi-axis vibration environment reconstruction

ZHENG Yuhao[1], WU Xingwen[1], LIU Yang[2], CHI Maoru[2], LIANG Shulin[2]

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: During the operation, the resonance fatigue of the structure is easily caused by the high-frequency wheel-rail excitation. In this study, the vibration fatigue test with a metro cowcatcher was conducted for the fatigue cracking found in a certain metro cowcatcher. It was found that the resonance fatigue of the structure was mainly caused by the rail corrugation with the frequency of 93 Hz on the line. Given the high cost and limited number of sensors in the experimental research method, a method to assess the life of the metro cowcatcher in the reproduced multi-axis vibration environment was proposed based on the simulation analysis. Firstly, a random vibration model of the cowcatcher was created based on the pseudo-excitation method, which can well reproduce the actual vibration environment of the cowcatcher. Then, the modal damping ratio was optimized by the genetic algorithm, improving the consistency between the simulation and measured response results, and proving the correctness of the modeling method. At last, the whole-course damage and fatigue life of any part of the cowcatcher was calculated by the multi-core parallel computing method, significantly improving the efficiency of simulation calculation. The results show that the weld corner of the cowcatcher is the weakness of the structure, the whole-course dam-

基金项目：国家重点研发计划项目（2018YFE0201401-01）；国家自然科学基金项目（51805450）；四川省基础研究计划项目（2020YJ0075）
通信作者：吴兴文（1988—），男，博士，副教授，主要从事高频结构动力学、结构强度可靠性、智能运维方面的研究；E-mail: xingwen.wu@163.com
引用格式：郑雨豪, 吴兴文, 刘阳, 等. 基于多轴振动环境再现的地铁车辆排障器寿命评估研究[J]. 机车电传动, 2023(6): 88-98.
Citation: ZHENG Yuhao, WU Xingwen, LIU Yang, et al. A study on life assessment of metro cowcatcher based on multi-axis vibration environment reconstruction[J]. Electric drive for locomotives,2023(6): 88-98.

age under operating condition is 6.25E−03, and the fatigue life is 6000 km, which is far lower than the design life of 3 600 000 km. The location of the largest damage on the cowcatcher found by the above method is the same as that of the actual damage to the structure, further proving the correctness of this method.

Keywords: metro vehicle; fatigue test; multi-axis vibration model of cowcatcher; genetic algorithm; parallel computing; fatigue life

0　引言

车辆服役过程中，随着运行线路的恶化，会出现钢轨波磨、车轮多边形磨耗等轮轨短波不平顺问题，这些短波不平顺极易导致轮轨间的高频激励，从而引发结构共振疲劳问题。文献[1]采用有限元分析与线路试验开展轴箱吊耳断裂机理研究，通过分析振动激扰源和结构响应特性，发现钢轨波磨通过频率在吊耳固有模态频带内，其中波长为61.5 mm的钢轨波磨是导致结构发生共振的主要原因。文献[2]通过线路试验对客车转向架安全吊座孔附近疲劳裂纹展开研究，结果表明，受线路激扰影响，安全吊杆第四阶固有模态被激发产生结构共振，导致产生疲劳裂纹。文献[3]针对某线路发生的多起地铁车辆轴箱吊耳断裂事故，对该吊耳进行了相应的振动测试，测试结果表明，吊耳断裂为线路波磨频率与吊耳一阶固有模态频率发生共振所致。文献[4]针对某地铁线路制动管路断裂问题，通过试验和数值模态分析，发现制动管路断裂的主要原因是制动管路的一阶横弯振动和构架侧梁的八字横弯振动发生了耦合共振。综上所述，车辆发生的大量疲劳失效问题都是轮轨间的动态高频载荷引发的结构模态共振所导致的。因此，许多学者针对铁道车辆振动疲劳问题做了大量的研究。文献[5]针对高速列车车体的振动疲劳问题，提出了一种基于车体刚柔耦合动力学模型识别高频激励下车体容易被激发模态的方法，并基于应力谱和S-N曲线对车体薄弱位置的疲劳寿命进行了评估。文献[6]建立了转向架构架的刚柔耦合动力学模型并分析了应力谱的转化方法，利用有限元与多项式拟合方法计算构架的动应力谱，最后基于得到的动应力谱，结合线性累积损伤理论和Paris方程计算了构架的疲劳寿命。文献[7]建立了考虑轴箱和轮对为柔性的车辆–轨道耦合动力学模型，分析了车轮多边形激励下车轴的动应力响应，并基于损伤容限法对含初始裂纹的车轴剩余寿命进行了预测。文献[8]针对传统的转向架构架疲劳强度过量设计以及局部结构抗疲劳不足的问题，提出了一种轨道不平顺从空间到时间频率转换的数值模拟方法，获得了时域内轨道位移不平顺，然后采用三次样条插值分别得到了对应的速度和加速度时间历程，并利用傅里叶变换将时域数据转换到频域，最后对转向架进行了频域内的多点多轴随机激励疲劳寿命分析。文献[9]分别对采用铁路标准中规定的载荷谱、多刚体系统动力学仿真技术获取的载荷谱以及线路动应力测试获取的应力谱等3种转向架构架的常用疲劳强度校核方法的差异性进行了对比分析。研究表明，利用标准中规定的载荷谱进行疲劳强度校核结果偏保守，基于多刚体动力学仿真方法获取的载荷谱无法准确预测疲劳寿命，且该方法计算的疲劳载荷谱应向着含有高频信号的线路谱以及能反映系统高频激励的刚柔耦合模型方向发展。文献[10]针对某高速动车组车体发生的弹性振动问题，建立了车体的刚柔耦合动力学模型，研究了轮轨高频激励经过悬挂到车体的力传递过程，通过试验和仿真分析发现来源于转向架蛇行运动的高频激励与车体固有模态接近，进而导致了车体结构发生模态共振。

通过上述分析，可以将铁道车辆的振动疲劳设计方法归纳为两大类：一类以试验为主，可针对结构出现的振动疲劳问题，开展相应的线路试验，准确掌握结构的服役边界条件，进而分析其具体失效原因并针对性地提出解决措施。此类方法适用于结构已经出现相应的疲劳问题后，通过布置大量的传感器进行测试分析，其并不适用于结构设计之初。同时，试验也存在成本偏高以及布置的传感器数量有限而无法做到全结构任意位置的评估等缺点。另一类则是通过仿真分析的方法对结构振动疲劳问题进行研究。传统的针对铁道车辆转向架主体结构的振动疲劳设计主要是基于相应的强度设计标准如EN 13749、UIC、JIS、TB等进行的，仅考虑低频载荷对结构的影响，忽略了轮轨高频激励的作用。对于转向架附属部件的振动疲劳设计则一般依据IEC 61373标准进行，其针对结构的随机振动疲劳载荷定义，能在一定范围内考虑模态频率对结构的影响，但与实际的振动环境还存在一定的差异性。因此，传统的铁道车辆转向架强度设计标准均存在一定的局限性。基于此，便又发展了以能考虑高频载荷的刚柔耦合理论为基础的建模技术，并结合模态应力恢复法对结构动态薄弱位置进行识别，最后根据Miner线性累积损伤理论和材料S-N曲线对结构振动疲劳进行评估，但该类方法也存在仿真模型无法完全再现结构真实服役环境的问题，从而导致与实际结果存在较大的误差。综上所述，针对现行铁道车辆振动疲劳设计方法存在的不足，本文以某地铁车辆排障器为对象，提出了一种基于多轴振动环境再现的排障器寿命评估方法。基于该方法能完全再现结构真实的振动环境，为仿真模型提供准确的输入，并通过多核并行计算的

形式实现结构全程全场的寿命评估。

1 地铁车辆排障器振动疲劳试验研究

针对某地铁车辆排障器出现的疲劳开裂问题，开展了基于该排障器的线路试验。试验主要测试了车轮不圆状态以及关键部件的振动加速度和应力，以此，对排障器服役下的振动环境进行研究。

1.1 试验方案

试验线路为某地铁环线，全程长度 38.61 km，试验对象为带排障器的拖车转向架。试验对一位端车轮进行了不圆度测试，并在轴箱、构架和排障器相应部位布置了加速度传感器，其主要测点位置如图 1 所示。应变片则布置在排障器母材和焊缝的相应位置处，如图 2 所示。线路试验共进行了 7 次，其中磨耗轮工况 4 次，新轮工况 3 次，具体试验工况说明如表 1 所示。

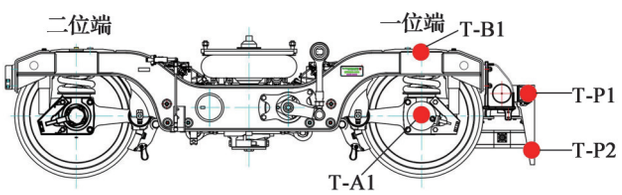


图 1 拖车转向架振动加速度测点

Fig. 1 Vibration acceleration measuring point of trailer bogie

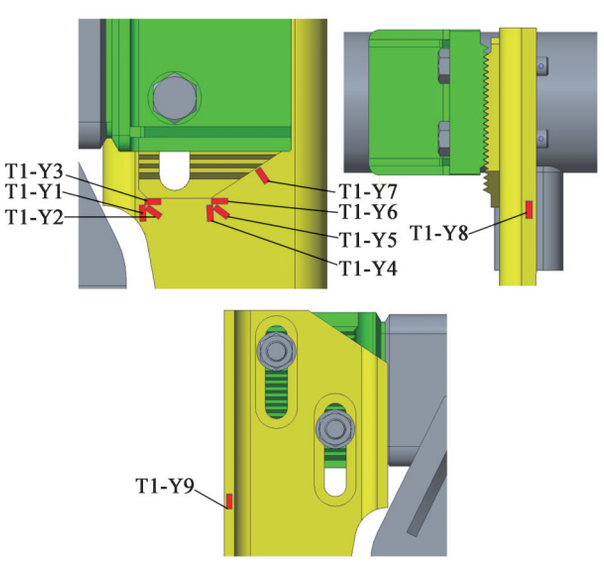


图 2 排障器应力测点

Fig. 2 Stress measuring point of cowcatcher

1.2 排障器失效机理研究

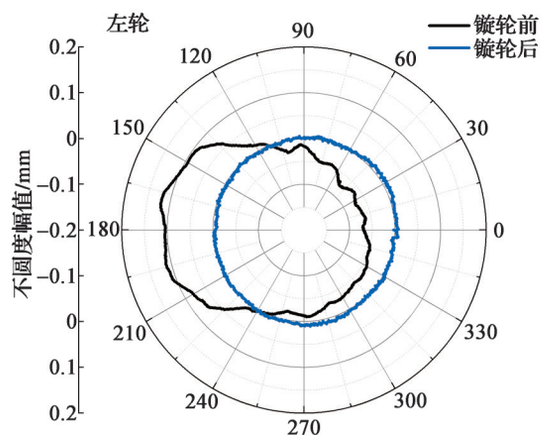
试验利用车轮周向粗糙度测量仪分别对镟修前后车轮的周向不平顺进行了测试，一位端左侧车轮的不圆度测试结果如图 3 所示。

由图 3 可知，车轮镟修前，存在明显的 1 阶偏心不圆磨损，以及 6 阶、14 阶车轮多边形磨耗，车轮径跳值在 0.200 mm 左右，表面粗糙度最大为 35 dB re 1 μm；镟修后，车轮主要表现为低阶偏心磨损，车轮径跳值

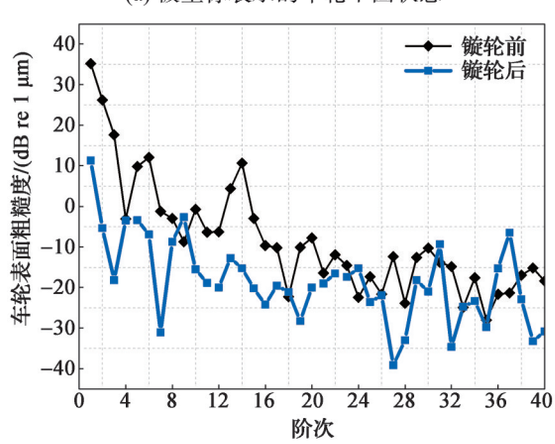
表 1 线路试验工况说明

Table 1 Description of line test conditions

工况序号	车轮状态	运行方式
工况一	磨耗轮	内环顺时针
工况二	磨耗轮	外环逆时针
工况三	磨耗轮	内环顺时针
工况四	磨耗轮	外环逆时针
工况五	新轮	内环顺时针
工况六	新轮	外环逆时针
工况七	新轮	内环顺时针



(a) 极坐标表示的车轮不圆状态



(b) 阶次表示的车轮不圆状态

图 3 镟修前后车轮不圆度测试结果

Fig. 3 Test results of wheel OOR before and after reprofiling

在 0.025 mm 左右，最大表面粗糙度下降到 12 dB re 1 μm。经过车轮镟修处理，测试转向架车轮表面状态良好，车轮不圆磨耗得到了明显的消除。图 4 给出了镟修前后，排障器下部测点的横向振动加速度频域图。由图 4 可知，镟修前后排障器的振动趋势基本一致，且振动主频都表现为 93 Hz 左右，主频振动幅值下降不明显。因此，车轮不圆并不是导致排障器发生疲劳开裂的主要因素。

排障器是安装在转向架天线梁上的附属部件，其具体的振动传递路径为：轮轨间的激励首先传递到轴箱处，然后通过一系悬挂系统传递到构架，最后由构

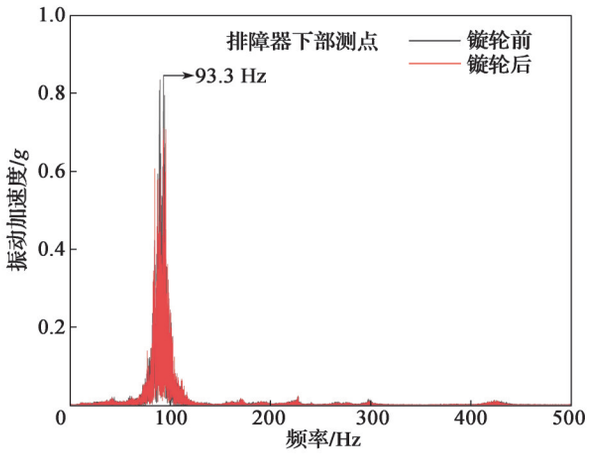
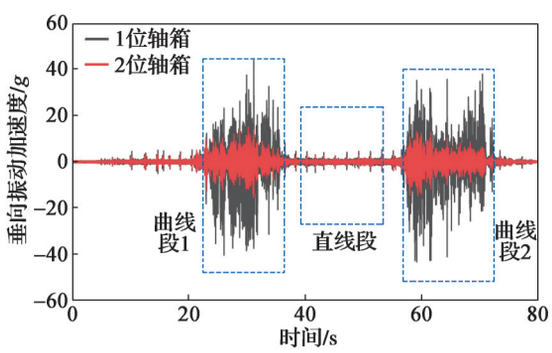


图4　镟修前后排障器下部测点振动主频

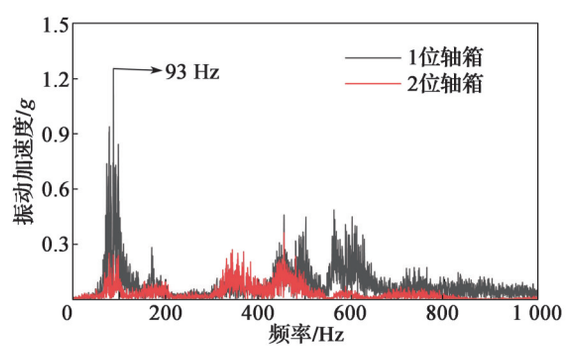
Fig. 4　Vibration main frequency of at lower measuring points of cowcatcher before and after reprofiling

架传递到排障器。因此，本小节主要针对具体工况下典型区间的轴箱和排障器的实测振动和应力数据对排障器的失效原因进行分析。

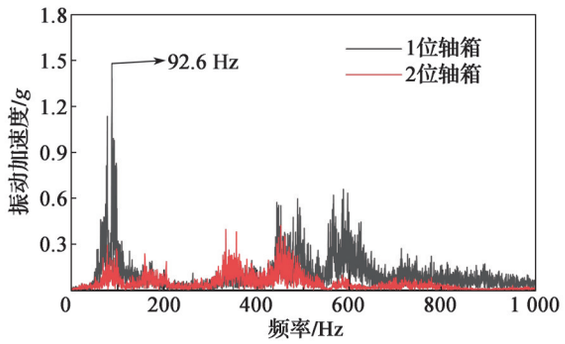
试验区间的线路由曲线半径为450 m的两条曲线段和直线段组成，该区间内轴箱的全程垂向振动加速度数据如图5(a)所示。由图5可知，在R 450的曲线路段轴箱垂向振动明显大于直线路段，曲线路段的振动幅值最大超过40g，而在直线路段的振动峰值不到8g，且1位轴箱垂向振动明显大于2位轴箱垂向振动。图5(b)、(c)为曲线段的轴箱振动主频，从图可以看出，曲线路段1位轴箱、2位轴箱的振动主频均表现在93 Hz左右。由于轴箱的垂直振动可以很好地反映钢轨不平顺的状态，所以轴箱振动主导的93 Hz左右频率极有可能是线路钢轨波磨所引起的。



(a) 站间全程轴箱垂向振动情况



(b) 站间曲线段1轴箱振动主频



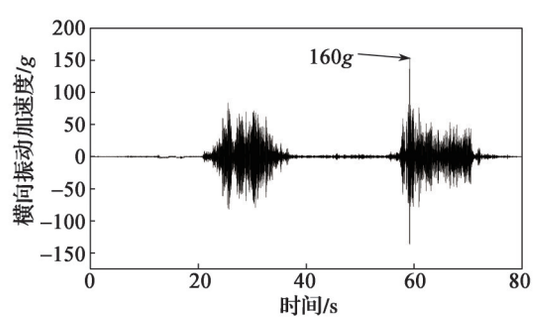
(c) 站间曲线段2轴箱振动主频

图5　典型站间轴箱振动特征

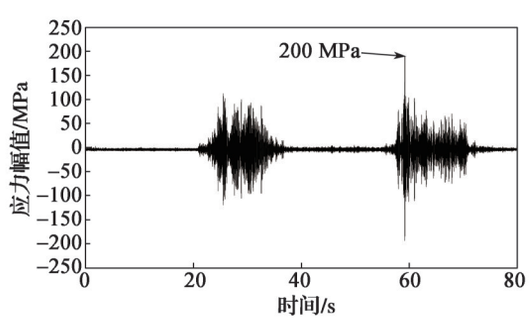
Fig. 5　Vibration characteristics of typical inter-station axle box

图6分别给出了排障器下部测点的横向加速度和应力测点7的应力时频图。由图6可知，振动从轴箱传到排障器时被明显放大，其最大幅值达到了160g左右，且排障器焊缝拐角位置处（应力测点7）应力变化范围较大，最大应力达到了200 MPa。图6(c)为排障器的加速度和应力频域图，可以看出排障器主频均表现为93 Hz左右。为了找出排障器振动异常放大的原因，对排障器进行了敲击试验，试验结果如图7所示。结果表明，排障器存在95.2 Hz的固有频率，其与轴箱和排障器的振动主频接近，进而导致排障器发生了结构共振。

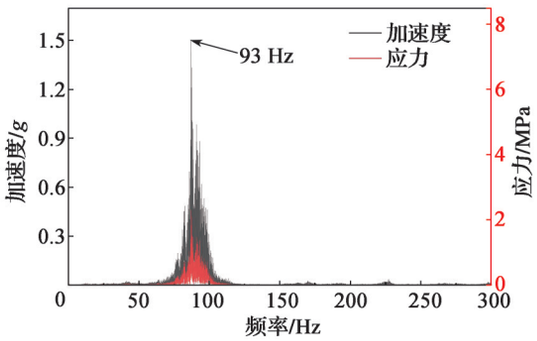
根据实测的动应力数据，结合排障器材料的S-N曲线以及Miner疲劳损伤累积理论，对所有工况下1位端排障器各应力测点的损伤进行了计算，其结果如图8所示。为了满足设计运行360万km的要求，每个工况的最大损伤值应该小于1.047E−05。由图8可知，排障



(a) 排障器下部测点横向加速度时域图



(b) 排障器应力测点7动应力



(c) 排障器加速度和应力频域图

图6 排障器振动加速度和动应力特征

Fig. 6 Vibration acceleration and dynamic stress characteristics of cowcatcher

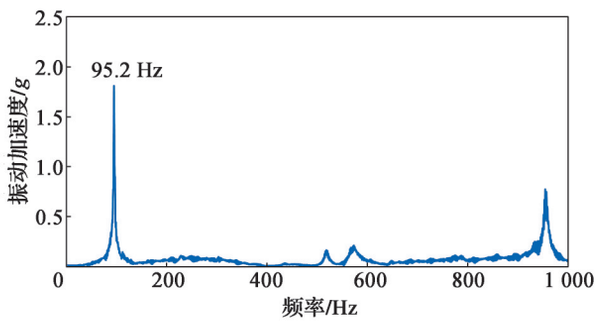


图7 排障器敲击试验固有频率

Fig. 7 Natural frequency of cowcatcher knocking test

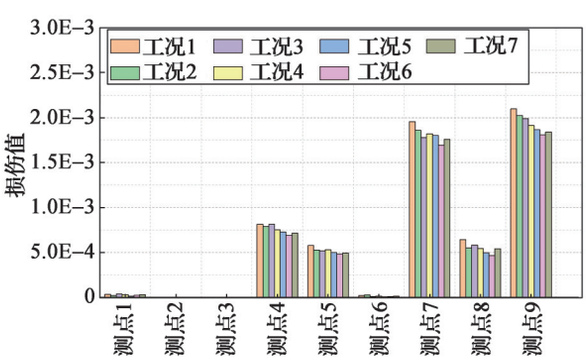


图8 1位端排障器损伤计算结果

Fig. 8 Calculation results of damage to cowcatcher at end 1

器大应力区域的焊缝和母材均不能满足设计使用寿命的要求，其中测点4、5、7、8、9处损伤值相对较大。

综上所述，某地铁车辆排障器发生疲劳开裂的原因，主要是线路上通过频率为93 Hz左右的钢轨波磨所引发的结构共振疲劳问题。本章通过上述试验分析找到了排障器的失效原因，但由于布置传感器数量受限的原因，往往只能对局部特定位置的应力进行分析，并不能对结构全场的应力状态进行求解，在进行相应的结构优化时，也无法对结构在服役情况下的响应进行快速分析。因此，为了解决传统振动疲劳设计方法存在的问题，在下一章将提出一种基于多轴振动环境再现的排障器虚拟激励模型方法。

2 地铁车辆排障器多轴振动环境再现模型

本章将采用仿真分析的方式，结合刚柔耦合理论与考虑实测排障器振动的虚拟激励法建立排障器的随机振动模型，该模型考虑了排障器的柔性模态并且能再现排障器服役情况下的振动环境。

2.1 多轴振动再现模型

虚拟激励法是通过将少量的实测振动加速度转换为加速度功率谱密度（PSD），然后将实测加速度功率谱在SIMPACK中反演出数据量较大的振动加速度，并将其作为系统的输入，接着通过比例-积分-微分（PID）控制使实际加速度与实测加速度一致，从而模拟结构服役下的振动情况。虚拟激励法的核心就是PID控制，其主要原理是根据被控对象的实际值与期望值之间的偏差来形成控制策略，只需合理整定PID增益，使得闭环控制系统稳定就能够实现既定的控制目标。PID控制的传递函数为

$$G_c(s)=K_p+\frac{K_p}{T_i}\cdot\frac{1}{s}+K_p\tau s \tag{1}$$

式中：K_p为比例系数；T_i为积分时间常数；τ为微分时间常数；s为Laplace变换的复变量。

PID控制器的输出信号为

$$u(t)=K_p e(t)+\frac{K_p}{T_i}\int_0^t e(t)\mathrm{d}t+K_p\tau\frac{\mathrm{d}e(t)}{\mathrm{d}t} \tag{2}$$

式中：$e(t)$为信号偏差；$u(t)$为控制器的输出信号。

比例项控制输入与输出的比例关系，积分项消除稳态误差，微分项缩小超越量。利用PID控制再现排障器的服役振动环境的关键是根据期望加速度信号和实际加速度信号的偏差，不断调整前述PID控制中的3个增益参数（K_p, T_i, τ），使得二者信号趋于一致，从而达到再现排障器服役振动环境的目的。本文建立了考虑纵向、横向、垂向3个方向振动加速度载荷的排障器随机振动模型，其虚拟激励原理如图9所示。

排障器的刚柔耦合动力学模型是构建排障器多轴随机振动模型的基础。首先，根据排障器和天线梁安装座的三维模型，利用Hypermesh有限元前处理软件对排障器和天线梁安装座进行网格划分，单元类型采用Solid185实体单元。建模时将排障器与天线梁安装座通过节点耦合的方式考虑为一体，进而模拟排障器与转向架天线梁的连接关系，在安装座处设置质量点，并利用刚性单元与相关节点耦合，从而为柔性体与相关部件的连接提供接口。排障器和天线梁安装座整体有限元模型共划分单元158 421个，节点52 464个。

2.2 基于遗传算法的模型修正方法

在随机振动模型的仿真计算中，排障器模态阻尼比的取值大小对仿真响应结果具有较大的影响，故本

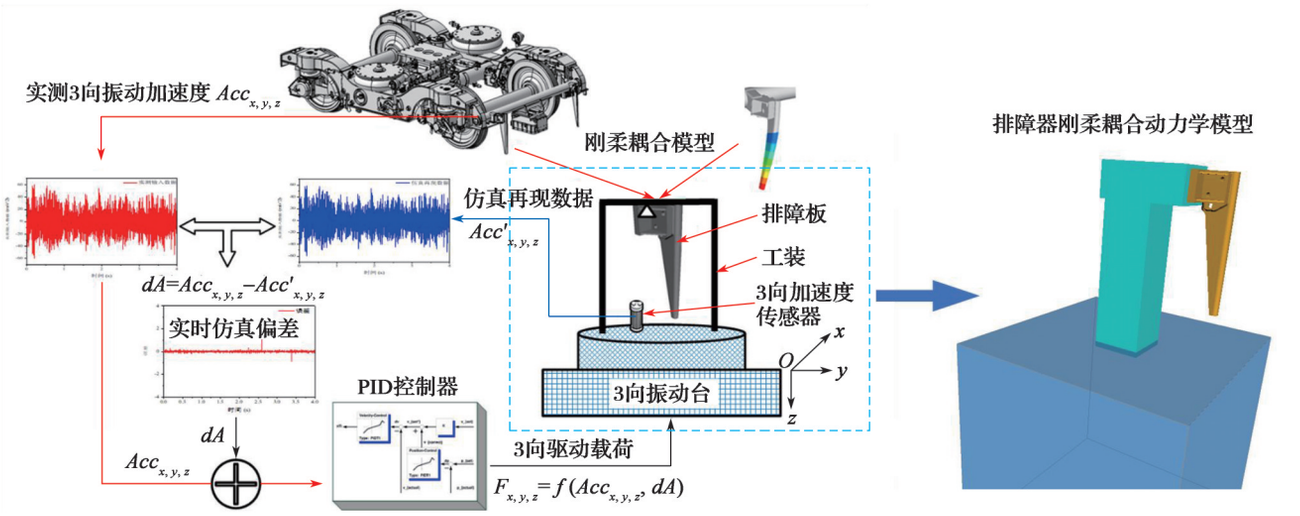


图 9　排障器虚拟激励原理

Fig. 9　Pseudo-excitation principle of cowcatcher

文考虑引入小生境遗传算法对排障器的模态阻尼比进行优化，从而修正模型。

遗传算法是一类模拟自然界生物选择和遗传机制的随机搜索算法。其计算流程主要由参数编码、生成初始化群体、计算个体适应度值、选择、交叉、变异等 6 部分组成，以下给出了其中 3 个较为关键步骤的内容介绍。

①生成初始化群体：依据参数编码规则，运用随机数生成器，在遗传空间中给出种群的初始解。每个初始解即为一个父代个体，N 个个体组成了一个初始种群 $P(0)$。

②交叉：交叉算子是遗传算法中的核心操作，其具体是根据交叉概率 P_c 将种群中的两个个体随机交换某些基因，从而能够产生新的基因组合，并期望将有益基因组合在一起，其决定了遗传算法的全局搜索能力。

③变异：变异算子主要是对群体中个体串的某些基因座上的基因值做变动，根据变异概率 P_m 随机地选取若干个体变异位进行变异操作。利用变异算子可以提高算法的局部随机搜索能力，加速向最优解收敛。

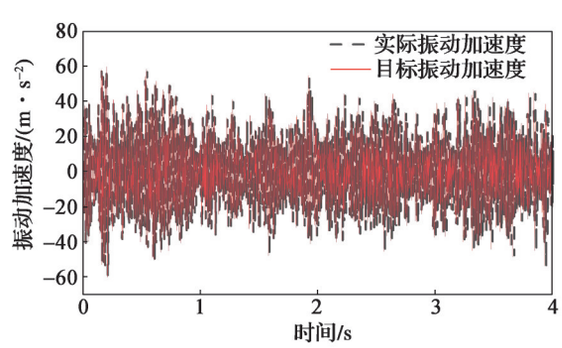
关键参数的选择关系到遗传算法的精度、可靠性和计算时间等诸多因素，并影响结果的质量和系统性能。本文在遗传算法的基础上，采用了一种基于小生境概念的遗传算法（NPGA），其本质特征在于选择机制和适应度赋值方式不同于其他多目标寻优方法。运用小生境遗传算法，可以更好地实现解的多样性，同时具有较强的全局寻优能力和收敛速度。通过 NPGA 的选择，适应度大的个体进入子代种群，适应度小的个体则施加一个较强的罚函数，降低其适应度，使得其在后面的进化过程中被淘汰的概率变大。这样既维护了群体的多样性，又能使个体在整个约束空间中分散开，体现出了较强的全局寻优能力。

2.3　模型验证

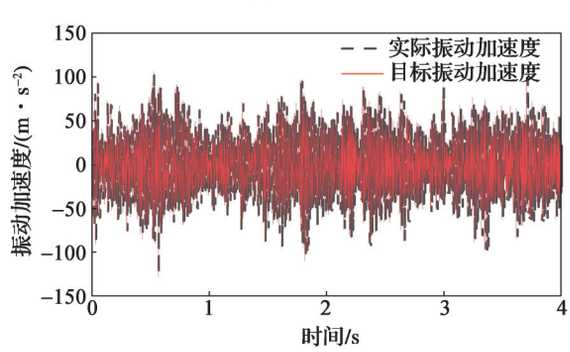
根据所建立的基于虚拟激励法的排障器随机振动模型，随机截取一段排障器安装座处的实测 3 向振动加速度数据，输入至虚拟激励随机振动模型中，通过不断调整 PID 控制的各项增益参数，使得排障器虚拟激励振动台能按照目标加速度进行振动，最终调试结果如图 10 所示。

由图 10 可知，采用虚拟激励法仿真加载的排障器安装座处的振动加速度信号与实测振动加速度信号波形具有较高的重合度，证明采用虚拟激励法建立的排障器随机振动模型可以很好地还原排障器实际振动环境。

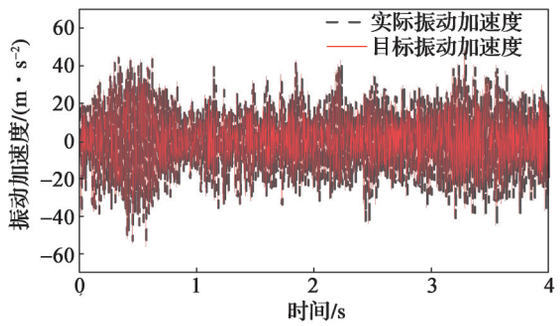
为进一步验证所建立的排障器随机振动模型的准确性，将排障器下部测点的实测 3 向加速度响应信号与



(a) 垂向



(b) 横向



(c) 纵向

图 10　虚拟激励再现排障器振动环境

Fig. 10　Vibration environment of cowcatcher reproduced by pseudo-excitation

通过模型仿真计算得到的 3 向加速度响应信号进行对比。采用上一节提到的小生境遗传算法以模态阻尼比为参数优化的设计变量，以实测与仿真加速度响应信号误差为优化目标，并为保证仿真结果与实测结果具有较好的一致性，对每阶模态阻尼比设定了合适的上下限值，其取值范围如表 2 所示。

表 2　模态阻尼比取值范围

Table 2　Value range of modal damping ratio

设计变量	取值范围
一阶模态阻尼比	[0.015 0, 0.020 0]
二阶模态阻尼比	[0.020 0, 0.025 0]
三阶模态阻尼比	[0.020 0, 0.025 0]
四阶模态阻尼比	[0.020 0, 0.030 0]
五阶模态阻尼比	[0.020 0, 0.030 0]

在遗传算法中评价函数的确定尤为关键，其关乎到最后优化效果的好坏。评价函数法是一种在多目标优化问题中普遍采用的归一化求解方法，具体是按照使用者的优化设计思想，依据不同优化问题之间的关系将多个目标函数 $f_m(x)$ 构造成一个新的目标函数 $\min f_m(x)$，这个新的目标函数就叫作评价函数。通过前述的试验分析，可知排障器主要表现为横向振动，故本文以优化横向加速度信号的 PSD 误差为主，同时兼顾垂向、纵向加速度信号的 PSD 误差。根据各优化目标对问题的重要程度赋予相应的权重系数 w_i，其中纵向加速度 PSD 误差权重系数 w_1 为 0.3，横向加速度 PSD 误差权重系数 w_2 为 0.6，垂向加速度权重系数 w_3 为 0.1。故本文的评价函数表示为

$$\min\psi_{obj}(x)=w_1E_x+w_2E_y+w_3E_z \tag{3}$$

式中：E_x 为纵向加速度信号 PSD 误差；E_y 为横向加速度信号 PSD 误差；E_z 为垂向加速度信号 PSD 误差。

具体的评价函数值的计算流程如图 11 所示。

运用遗传算法进行参数优化时，首先基于编写的 MATLAB 程序，采用区域扫描器，在优化参数的上下限值内随机遍历采样，进而生成初始种群参数；然后将每一组的参数值赋到 SIMPACK 排障器随机振动模型

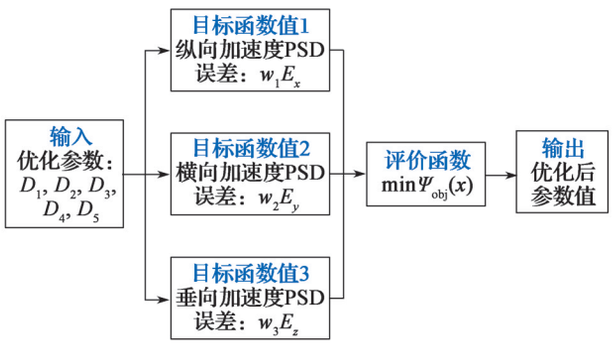


图 11　设计变量评价函数值计算流程

Fig. 11　Calculation process of design variable evaluation function value

中进行仿真求解，再利用程序将仿真结果数据进行相应的处理，从而得到优化所需的各目标函数值，将目标函数值经过加权处理后便可得到总的评价函数值。综合考虑算法的精度、可靠性以及计算效率后，本文设置种群大小 N 为 50，遗传代数为 16 代，即每代种群共有 50 个个体并计算出每个个体的评价函数值，其值越小，说明该个体参数越好；然后按照遗传算法的主要流程依次进行选择、交叉和变异等遗传操作，其中本文设置的交叉概率 P_c 为 0.5、变异概率 P_m 为 0.01，每一代均按照上述流程进行，直至全部遗传代数迭代完成。图 12 给出了小生境遗传算法的流程图。

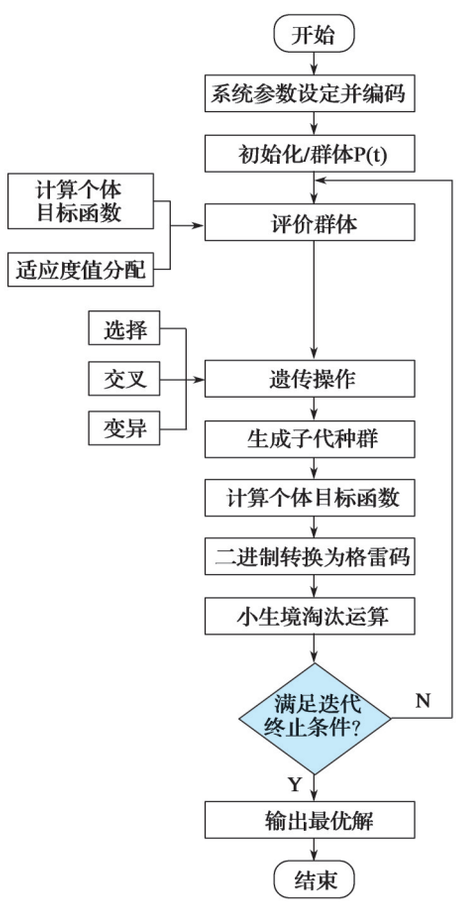
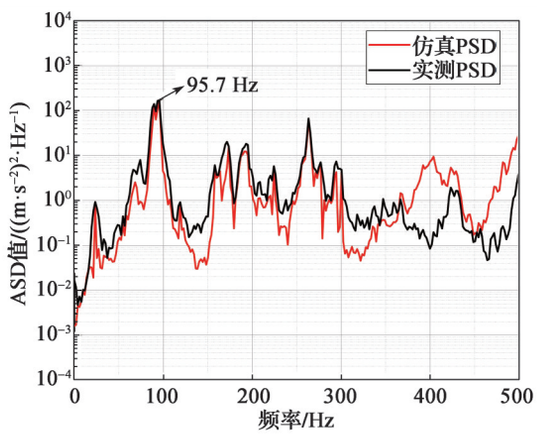


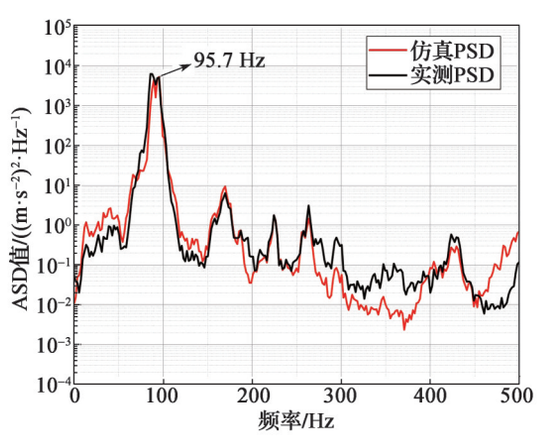
图 12　小生境遗传算法流程图

Fig. 12　NPGA flow chart

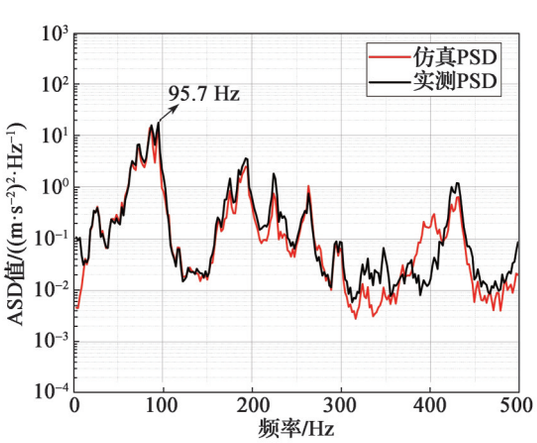
基于排障器随机振动模型，通过遗传算法不断优化调整排障器的各阶模态阻尼比，使得实测结果与仿真结果趋于一致。根据小生境遗传算法得到的前五阶模态阻尼比优化结果如表3所示。下部测点位置的实测结果和仿真结果对比情况如图13所示。从3向加速度的功率谱密度对比图可以看出，仿真与实测信号的主频均在95.7 Hz左右，该主频下仿真和实测的纵向ASD幅值分别为160.5 $(m/s^2)^2/Hz$、168.0 $(m/s^2)^2/Hz$，横向ASD幅值分别为5 249.3 $(m/s^2)^2/Hz$、4 985.9 $(m/s^2)^2/Hz$，垂向ASD幅值分别为16.4 $(m/s^2)^2/Hz$、17.7 $(m/s^2)^2/Hz$，最大幅值偏差为7%左右，且仿真与实测的3向ASD曲线变化趋势基本一致。因此，仿真与实测的结果均具有较好的一致性。



(a) 纵向ASD



(b) 横向ASD



(c) 垂向ASD

图13　实测和仿真加速度PSD对比

Fig. 13　PSD comparison of measured and simulated accelerations

表3　排障器阻尼比优化结果

Table 3　Optimization results of damping ratio of cowcatcher

设计变量	优化值
一阶模态阻尼比	0.017 0
二阶模态阻尼比	0.021 7
三阶模态阻尼比	0.022 7
四阶模态阻尼比	0.026 9
五阶模态阻尼比	0.029 6

综上所述，本文建立的基于虚拟激励法的排障器随机振动模型可以很好地再现排障器真实振动环境。根据遗传算法优化了模型阻尼比后求解的3向加速度响应和实测的响应结果具有较好的一致性，验证了基于虚拟激励法的排障器随机振动建模方法的正确性。

3　基于多轴振动再现和多核并行的排障器全程寿命评估

3.1　多核并行计算方法

为了对服役情况下的排障器全程寿命进行准确评估，同时显著提高仿真计算的效率，本小节将提出一种基于多软件联合仿真实现多工况并行计算的方法。

该方法首先通过MATLAB编程对仿真模型输入的大量实测数据信息进行处理，将全程数据按站间划分为多个区间工况，然后调用SIMPACK对已划分好的多个工况同时进行仿真计算，其并行计算方法原理图见图14所示。

图15和图16分别给出了试验测试原理示意图和并行计算的联合仿真示意图。其中，试验统计时间包括了布置传感器、调试数据采集系统以及跟车实测并处理相应数据的时长。并行计算统计时长则包括了仿真分析模型的建立和计算机多软件联合仿真的求解时长。表4为工况一全程通过试验和仿真并行计算求解排障器振动响应所需的时长对比。

表4　排障器振动响应求解时长对比

Table 4　Comparison of solving time for vibration response of cowcatcher

计算方法	试验实测	仿真并行计算
时长/h	24~48	2~3

由表4可知，仿真并行计算的时长相较于试验能降低91.7%~93.8%左右，如果计算机的配置足够高，还可通过提高每次并行计算的工况上限数，从而进一步降低计算时长，且试验时长是基于若干试验测试人员

共同作业下的统计，而仿真并行计算更偏重于进行求解的计算机的数量和配置，对人员数量要求不高。

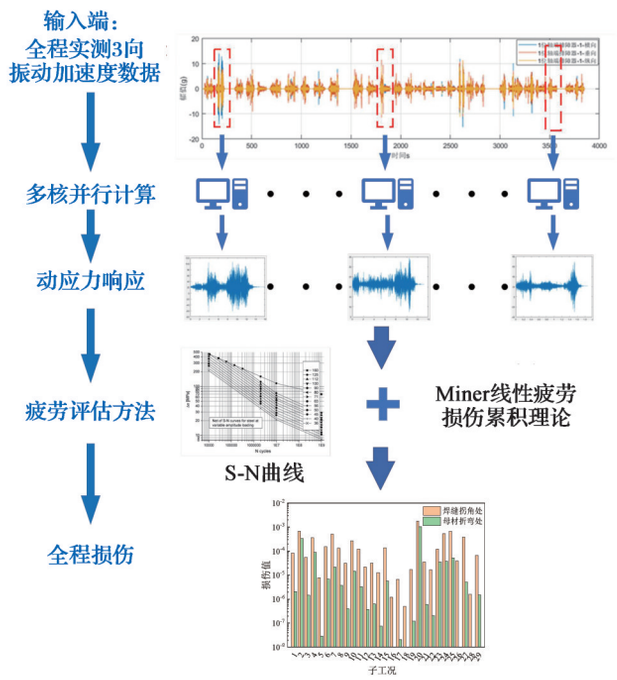


图 14　多核并行计算方法原理图

Fig. 14　Schematic diagram of multi-core parallel computing method

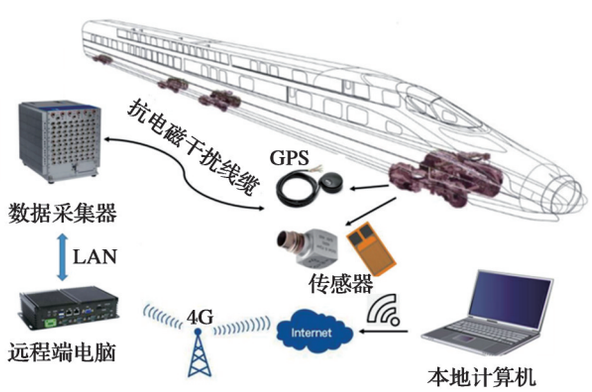


图 15　试验测试原理示意图

Fig. 15　Schematic diagram of test

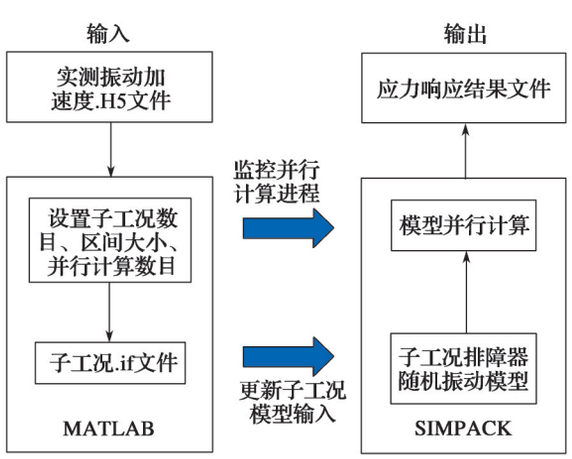


图 16　多软件联合仿真并行计算示意图

Fig. 16　Schematic diagram of parallel computing of multi-software joint simulation

3.2　排障器疲劳寿命评估方法

通过上述并行计算方法可以得到排障器任意位置、各站间下的应力–时间历程，再结合 Miner 线性损伤累积理论，对排障器的损伤和等效应力进行计算与评估。

对于在运行里程 L_1 中获得的随机应力谱，其造成的损伤可以表示为：

$$D_1=\sum_i \frac{n_i}{N_i}=\sum_i \frac{n_i\Delta\sigma_i^m}{C} \tag{4}$$

式中：n_i 为各级载荷循环次数；N_i 为在该应力范围时允许的循环次数；$\Delta\sigma_i$ 为应力变化范围；C 和 m 为 S-N 曲线的参数。

当运行里程为 L_t 时，其损伤可以表示为：

$$D=\frac{L_t}{L_1}D_1 \tag{5}$$

当损伤 D=1 时，发生疲劳失效。同理，利用实测运行里程损伤，扩展到临界寿命 D=1 时，可计算出疲劳寿命里程。利用损伤一致的原则，可将随机应力谱转换为等效应力幅值 $\Delta\sigma_{eq}$ 作用 N 次，结构产生的损伤为 D，计算公式如下：

$$D=\frac{N\Delta\sigma_{eq}^m}{C} \tag{6}$$

因此，则有

$$\frac{N\Delta\sigma_{eq}^m}{C}=\frac{L_t}{L_1}\sum_i\frac{n\Delta\sigma_i^m}{C} \tag{7}$$

等效应力可以表示如下：

$$\Delta\sigma_{eq}=\left[\frac{L_t}{NL_1}\sum n_i\Delta\sigma_i^m\right]^{1/m} \tag{8}$$

上式中，L_t 为安全运行里程数，本文考虑地铁设计寿命 30 年，扩展运营里程至 360 万 km；L_1 为实际应力谱里程数；N 为等效应力循环次数，取 0.2×10^7；排障器的材料为 S355J2W，其屈服强度为 355 MPa，焊缝疲劳强度等级根据 IIW 标准选用 FAT 100 等级时 m 取 3，母材等级选用 FAT 160 时 m 取 5。

3.3　损伤及疲劳寿命评估结果

本节首先基于排障器的虚拟激励模型识别出了结构 2 处应力较大的关键位置，其分别是焊缝拐角处（节点编号 117）以及与焊缝相同高度的排障器母材折弯处（节点编号 24311），图 17 给出了排障器 2 处关键位置的识别图。图 18 和图 19 给出了 2 处关键位置的全程应力时域图，可以看出排障器的最大应力峰值分别达到了 270 MPa 和 254 MPa 左右。然后，基于多核并行计算的排障器全程寿命评估方法计算了工况一下排障器 2 处关键位置的损伤及疲劳寿命，其具体结果如表 5 所示。由表 5 可知，工况一下焊缝拐角处和母材折弯处的损伤值均偏大，其疲劳寿命都不满足设计使用寿命 360 万 km 的要求，且 2 处薄弱位置与排障器结构实际的破坏位置相同，进一步验证了模型和方法的正确性。

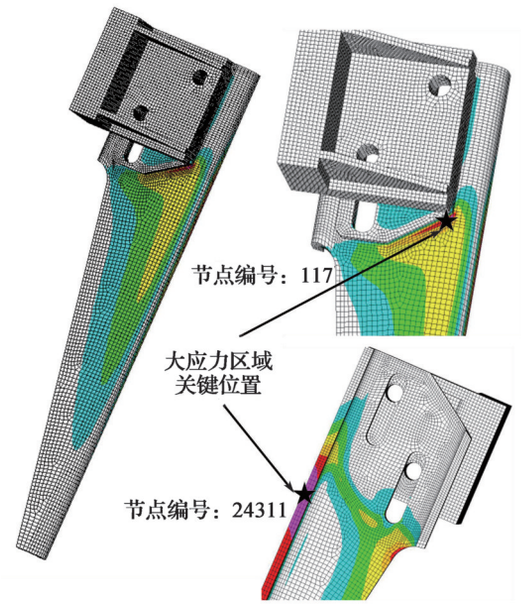


图 17　排障器关键位置识别

Fig. 17　Identification of key positions of cowcatcher

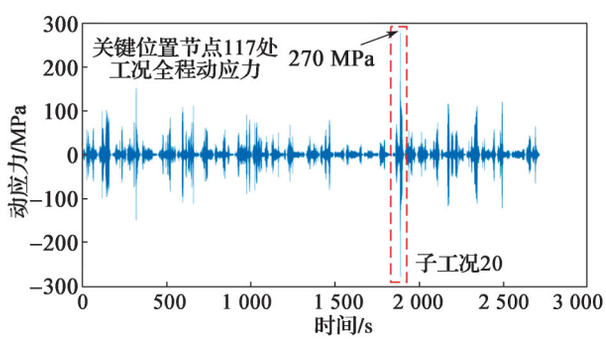


图 18　焊缝拐角处全程应力–时间历程

Fig. 18　Whole-process stress vs. time at weld corner

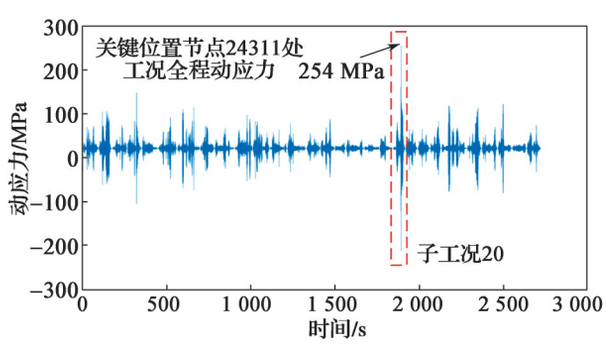


图 19　母材折弯处全程应力–时间历程

Fig. 19　Whole-process stress vs. time at base metal bend

表 5　排障器关键位置损伤和疲劳寿命评估

Table 5　Damage and fatigue life assessment for key positions of cowcatcher

关键位置	损伤值	疲劳寿命/(×10⁴ km)
焊缝拐角处	6.25E−03	0.60
与焊缝等高母材折弯处	1.67E−03	2.26

通过多核并行计算方法，不仅可以解决工程实际中由于工况全程太长导致的计算效率低下问题，而且能分析各个站间对结构疲劳损伤的具体影响，图 20 给出了工况一下 2 处关键位置全程各站间的具体损伤对比，图 21 为各站间的等效应力值。由图分析可知，站间 2 和站间 20 区段内，排障器关键位置的损伤值较大，分别为 0.68E−03 和 1.76E−03 左右，等效应力最大值分别达到了 402 MPa 和 552 MPa 左右，即排障器在上述两站间的服役环境恶劣，对结构疲劳损伤起主要作用。

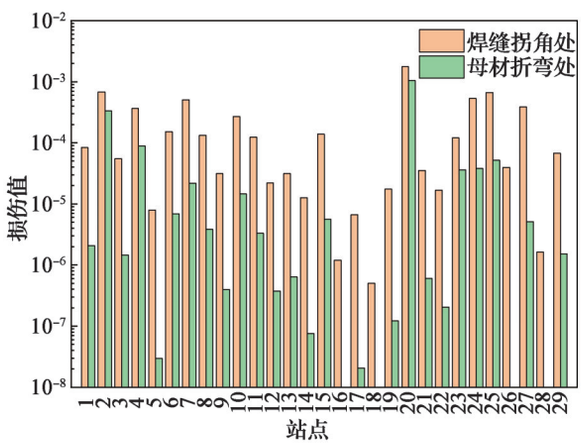


图 20　各站点损伤值对比

Fig. 20　Comparison of damage at stations

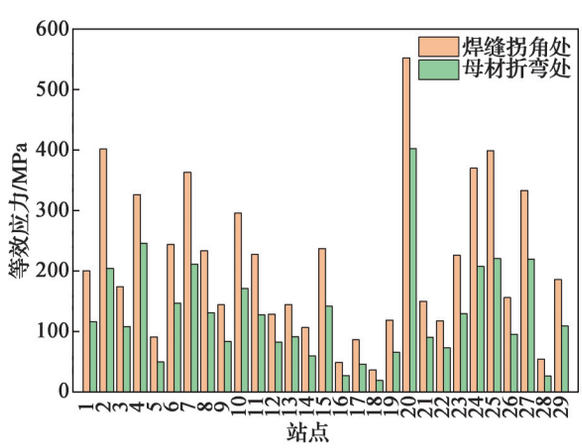


图 21　各站点等效应力对比

Fig. 21　Comparison of equivalent stress at stations

4　结论

本文针对某地铁车辆排障器出现的疲劳开裂问题，进行了相应的振动疲劳试验，对排障器的失效机理进行了研究，建立了一种地铁车辆排障器多轴振动环境再现的仿真模型，并提出了该模型多核并行的排障器全程寿命评估方法，得到如下结论：

①曲线段轴箱垂向振动峰值超过 40g，主频表现为 93 Hz 左右，当振动传递到排障器时，振动幅值被进一步放大，达到了 160g 左右，且排障器的主频同样表现为 93 Hz 左右。排障器的敲击试验结果显示，排障器存在 95.2 Hz 的固有频率，其与轴箱和排障器的振动主频接近，因此，排障器的失效原因主要是线路上通过频

率为93 Hz左右的钢轨波磨所导致的结构共振疲劳。

②基于虚拟激励法建立的排障器随机振动模型可以很好地还原排障器的实际振动环境，通过遗传算法优化模态阻尼比后，仿真求解的响应和实测响应结果具有较好的一致性，验证了基于虚拟激励法的排障器随机振动建模方法的正确性。

③利用多核并行的排障器寿命评估方法不仅能显著提高工程计算效率，而且能准确实现排障器的全程寿命评估。结果显示，排障器焊缝拐角处的损伤值偏大，其计算的疲劳寿命为0.60万km，远低于其设计使用寿命360万km的要求；且站间20区段内排障器服役环境最为恶劣，其损伤值达到了1.76E−03，等效应力为552 MPa，故该区间对结构的疲劳损伤起主要作用。

参考文献：

[1] 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.

[2] 连青林, 刘志明, 王文静. 提速客车转向架安全吊座疲劳失效机理与改进方法[J]. 交通运输工程学报, 2018, 18(1): 71-78.
LIAN Qinglin, LIU Zhiming, WANG Wenjing. Fatigue failure mechanism and improvement method of safety suspender mounting base of speed-up passenger car bogie[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2018, 18(1): 71-78.

[3] 宋庆伟, 张大福, 王建斌, 等. 轴箱吊耳振动测试及共振疲劳评估[J]. 机车电传动, 2019(6): 134-139.
SONG Qingwei, ZHANG Dafu, WANG Jianbin, et al. Vibration testing and resonance fatigue assessment of axlebox lifting lug[J]. Electric drive for locomotives, 2019(6): 134-139.

[4] 谢晨希, 陶功权, 温泽峰. 地铁车辆制动管路动应力分析及结构优化[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10): 118-125.
XIE Chenxi, TAO Gongquan, WEN Zefeng. Dynamic stress analysis and structural optimization of braking pipeline of metro vehicle[J]. Journal of mechanical engineering, 2021, 57(10): 118-125.

[5] 乐柄伸, 吴兴文, 黄运华. 高速列车车体动态薄弱位置及特征应力谱研究[J]. 机械, 2020, 47(9): 9-16.
YUE Bingshen, WU Xingwen, HUANG Yunhua. Analysis on dynamic critical position and characteristic stress spectrum of high-speed train car body[J]. Machinery, 2020, 47 (9): 9-16.

[6] 卢耀辉, 向鹏霖, 曾京, 等. 高速列车转向架构架动应力计算与疲劳全寿命预测[J]. 交通运输工程学报, 2017, 17(1): 62-70.
LU Yaohui, XIANG Penglin, ZENG Jing, et al. Dynamic stress calculation and fatigue whole life prediction of bogie frame for high-speed train[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2017, 17(1): 62-70.

[7] WU Xingwen, CHI Maoru, GAO Hao. Damage tolerances of a railway axle in the presence of wheel polygonalizations [J]. Engineering failure analysis, 2016, 66: 44-59.

[8] 朱涛, 肖守讷, 阳光武, 等. 基于频域法的转向架构架疲劳寿命研究[J]. 机械强度, 2016, 38(1): 160-166.
ZHU Tao, XIAO Shoune, YANG Guangwu, et al. Study on fatigue life in frequency domain for bogie frame[J]. Journal of mechanical strength, 2016, 38(1): 160-166.

[9] 李凡松, 邬平波, 曾京, 等. 构架三种常用疲劳强度校核方法对比研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 170-176.
LI Fansong, WU Pingbo, ZENG Jing, et al. Study on the differences between the three common fatigue strength analysis methods for bogie frame[J]. Journal of mechanical engineering, 2014, 50(14): 170-176.

[10] SHI Huailong, WU Pingbo. Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU[J]. Journal of mechanical science and technology, 2016, 30(1): 55-66.

收稿日期：2023-02-06
修回日期：2023-07-19