

地铁转向架排障器的结构改进及疲劳性能评估^{*}

STRUCTURAL IMPROVEMENT AND FATIGUE PERFORMANCE EVALUATION OF THE BOGIE COWCATCHER FOR METRO

许喆^{**1} 智鹏鹏^{***2} 刘东亮¹

(1. 中车唐山机车车辆有限公司 技术研究中心, 唐山 063035)

(2. 大连交通大学 机械工程学院, 大连 116028)

XU Zhe¹ ZHI PengPeng² LIU DongLiang

(1. Technology Research Center, CRRC Tangshan Co., Ltd., Tangshan 063035, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

摘要 针对某线路地铁列车在服役过程出现的转向架排障器断裂和边缘裂纹萌生现象,分析其故障原因,提出一种有限元分析与动应力试验相结合的疲劳性能评估方法,以验证改进排障器结构设计的合理性。首先,对出现断裂或边缘裂纹的排障器结构从设计及结构、制造和原材料方面进行综合分析,提出相应的结构改进方案。其次,依据 EN13749 标准对新型排障器结构进行静强度和疲劳强度分析,明确其危险部位。再次,综合考虑仿真分析结果及操作空间确定应变片布置方案,对其进行线路试验测试。最后,采用 Miner 线性累计损伤法则和 IIW 推荐的 S-N 曲线评估排障器的疲劳性能。结果表明:基于有限元分析和动应力试验的新型排障器疲劳性能均满足要求,二者相互佐证进一步验证新型结构设计的合理性,同时仿真分析结果为合理布置测点提供了理论参考。

关键词 转向架排障器 有限元分析 动应力试验 疲劳性能评估

中图分类号 U272.1

Abstract In view of the fracture and edge crack initiation of the bogie cowcatcher during the service of a metro train, the failure causes are analyzed, and a fatigue performance evaluation method combining finite element analysis and dynamic stress test is proposed to verify the rationality of improving the structural design of the cowcatcher. Firstly, the structure of the cowcatcher with fracture or edge crack is analyzed in the aspects of design, structure, manufacturing and raw materials, and the corresponding structural improvement scheme is proposed. Secondly, the static strength and fatigue strength of the structure for the new cowcatcher are analyzed to clarify the dangerous parts according to the EN13749 standard. Thirdly, determine the strain gauge layout plan and conduct line tests considering the simulation analysis results and the operating space comprehensively. Finally, the fatigue performance evaluation of the cowcatcher is carried out by miner's linear cumulative damage rule and IIW recommended S-N curve. The results show that the fatigue performance of the new type of cowcatcher based on finite element analysis and dynamic stress test meet the requirements, and the two support each other to further verify the rationality of the new structure design. Simultaneously, the simulation analysis results provide a theoretical reference for the reasonable arrangement of measuring points.

Key words Bogie cowcatcher; Finite element analysis; Dynamic stress test; Fatigue performance evaluation

Corresponding author: ZHI PengPeng, E-mail: zhipeng17@yeah.net

The project supported by the National Key R&D Program of China(No.2016YFB1200505).

Manuscript received 20200808, in revised form 20200915.

引言

排障器作为轨道列车的主要部件,承担清除轨道内障碍物的作用。按照安装位置不同,可将其分为车

体排障器和转向架排障器。车体排障器安装于列车前端下方,而转向架排障器则安装于转向架构架端部^[1]。鉴于地铁车辆独特的结构形式及线路运行特点,其排障器类型主要为转向架排障器。地铁列车运

^{*} 20200808 收到初稿,20200915 收到修改稿。国家重点研发计划(2016YFB1200505)资助。

^{**} 许喆,男,1986年生,湖北仙桃人,汉族,中车唐山机车车辆有限公司工程师。主要研究方向为轨道车辆车体性能仿真及试验。

^{***} 智鹏鹏,男,1989年生,河南漯河人,汉族,大连交通大学博士研究生。主要研究方向为 CAE 关键技术、轨道车辆结构/疲劳可靠性、不确定性分析与优化。

行过程中的随机振动、障碍物冲击和结构潜在的焊接缺陷等因素均会引起排障器发生疲劳失效,致使列车存在脱轨的风险。因此,为了减少因排障器疲劳引起的故障,保证列车的行车安全,有必要在设计阶段对其疲劳性能进行深入研究,以期实现转向架排障器疲劳可靠性的提升。

排障器独特的工作方式决定了其在长期的列车运行过程中容易产生裂纹,甚至断裂。针对此问题,部分设计人员及学者开展了相关研究,童小山等^[2]基于 EN15227 标准对电力机车用排障器进行了静强度分析,并以仿真分析结果为依据完成了静强度试验,通过对比分析验证了排障器的静态安全性。在此基础上,陶长焱等^[3]考虑排障器的动态性能,提出了静/动态特性相结合的仿真分析方法,得出最优结构设计方案,有效改善了排障器的结构性能。这两种方法代表了以静/动态指标为判据的排障器结构性能评估方法研究,但未关注其疲劳性能。为此,Y H Li 等^[4]以动车组排障器为对象,提出了基于优化设计的疲劳耐久性分析方法,结合响应面代理模型的高精度拟合能力,实现了排障器疲劳性能的提升。张猛等^[5]考虑排障器的动态性能和疲劳性能,提出一种基于随机振动试验的疲劳寿命分析方法,完成了对排障器薄弱区域的寿命预测。胡忠安等^[6]对排障器动应力及加速度数据进行分析,基于随机振动疲劳分析理论,得到运行里程与累计损伤的对应关系,为排障器的疲劳寿命评估提供了理论支撑。上述研究内容体现了排障器性能分析与评估的传统方法,虽然一定程度上改善了结构性能,但排障器在规定服役期内仍会因疲劳产生裂纹,其原因在于设计阶段对疲劳性能的评估不足,主要表现为缺乏疲劳强度的仿真分析方法弥补线路试验分析的离散性且试验应变片布置以经验为主针对性较差。

为此,本文从工程实际需求出发,以某线路地铁车辆转向架排障器为对象,提出一种完整的疲劳性能评估方法来指导排障器的结构设计。在对排障器断裂原因综合分析的基础上,针对性地给出结构改进方案,并依据 EN13749 标准对其进行静强度和疲劳强度分析。对各工况下最大 Mises 应力进行包络,明确其最大应力位置,结合疲劳强度材料利用率较大处位置,确定试验应变片的布点方案,进行实车线路测试。基于线路实测数据,结合 Miner 线性累计损伤法则和 S-N 曲线对排障器的疲劳性能进行评估,并与疲劳强度仿真分析结果进行对比,综合验证结构设计的合理性。该方法可为相似结构的疲劳性能分析提供必要的技术支撑。

1 排障器疲劳性能分析的基本理论

1.1 以疲劳强度材料利用率为基础的疲劳分析理论

地铁车辆转向架在运行过程中承受的载荷为垂向、横向、纵向和斜向对称组成的多轴载荷,对其应力和幅值的计算应将多轴应力状态转换为单轴应力状态。为此,本文采用 ORE B12/RP17 所提供的方法进行转换^[7],如图 1 所示。

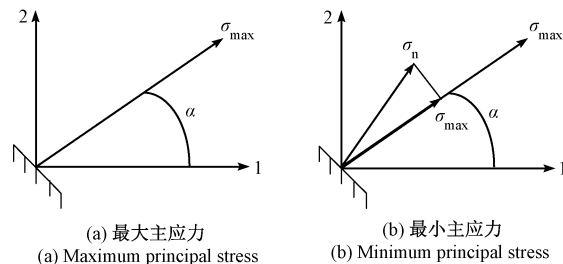


图 1 最大主应力和最小主应力的确定

Fig.1 Determination of maximum principal stress and minimum principal stress

将所有载荷作用下的最大主应力设定为应力分布的基本方向,其值被视为最大主应力 $\sigma_{\max}$,如图 1a 所示。此外,将其余主应力投影到已确定的最大主应力方向上,投影最小的应力值确定为最小主应力 $\sigma_{\min}$,如图 1b 所示。通过 $\sigma_{\max}$ 和 $\sigma_{\min}$ 计算平均应力 σ_m 和应力幅值 σ_a ,完成多轴应力状态向单轴应力状态的转换过程。平均应力和应力幅值可定义为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2)$$

为了弥补线路试验分析结果的离散性,同时合理地设计试验应变片布置方案,本文将疲劳载荷作用下的应力幅值与材料许用应力幅值的比值作为阈值(疲劳强度材料利用率),利用有限元分析预判结构的疲劳强度是否满足要求,并初步获得疲劳强度薄弱部位。通过编制相应程序实现对排障器疲劳强度材料利用率的计算。疲劳强度材料利用率表达式可定义为

$$\rho_1 = \sigma_n / \sigma_{-1} \quad (3)$$

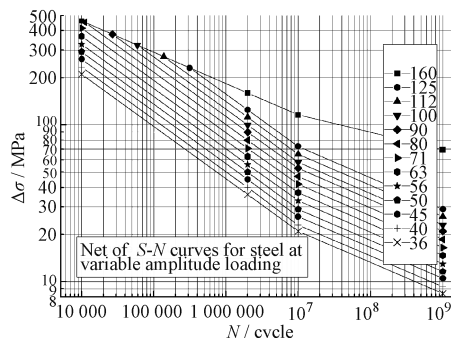
式中, ρ_1 为疲劳强度材料利用率, σ_n 为计算应力幅值, σ_{-1} 为材料许用应力幅值。

由式(3)可知,若疲劳强度材料利用率值大于 1,说明结构受到的应力幅值大于材料的许用应力幅,极易产生疲劳失效,疲劳强度也不满足要求,反之亦然。因此,可用疲劳强度材料利用率的大小预判结构的疲劳强度,并指导应变片在关键位置的布置。

1.2 以动应力试验为基础的疲劳累计损伤计算原理

动应力试验的目的是为了获得新型排障器(改进

结构)在实际线路运行过程中应力-时间历程,进而依据材料的 $S-N$ 曲线和 Miner 累计损伤法则计算结构的累计损伤。本文依据 IIW 标准^[8]选择对应的用于建立 $\Delta\sigma-N$ 曲线的疲劳级别(FAT)及相关参数。图 2 为 IIW-2008 标准中典型的 $S-N$ 关系曲线。

图 2 钢的 $S-N$ 曲线Fig.2 $S-N$ curves of steel

根据排障器的设计要求及受力特征在 IIW-2008 标准中查找相关的接头几何形状,确定疲劳强度等级 FAT 的值,该值反映了双斜率 $S-N$ 曲线折线拐点对应

的循环次数 $N_c = 1 \times 10^7, N = 2 \times 10^6$, 循环次数对应的疲劳强度值。在此基础上,根据 FAT 级别对应的参数即可获得该级别的 $\Delta\sigma-N$ 曲线。

基于动应力试验计算得到的排障器 64 级应力谱和 $\Delta\sigma-N$ 曲线,采用 Miner 线性累计损伤法则综合考虑各级应力水平产生的损伤,其表达式为^[9]

$$D = \frac{L}{L_1} \sum_{i=1}^{64} \frac{n_i}{N_i} = \frac{L}{L_1} \sum_{i=1}^{64} \frac{n_i \sigma_{-1ai}^m}{C} \quad (4)$$

式中, L_1 为试验测试走行公里数, L 为寿命周期内运行总里程, m 和 C 为材料常数。 σ_{-1ai} 和 n_i 为第 i 级应力和对应的循环次数。

依据式(4)可计算地铁转向架排障器在 360 万运行公里周期内的累计损伤值。为确保结构的安全可靠,结构的累计损伤应小于 0.5。

综上所述,图 3 给出了本文提出的地铁转向架排障器疲劳性能评估的具体流程。

2 排障器的断裂原因分析及结构改进

排障器断裂及裂纹萌生直接影响列车的行车安

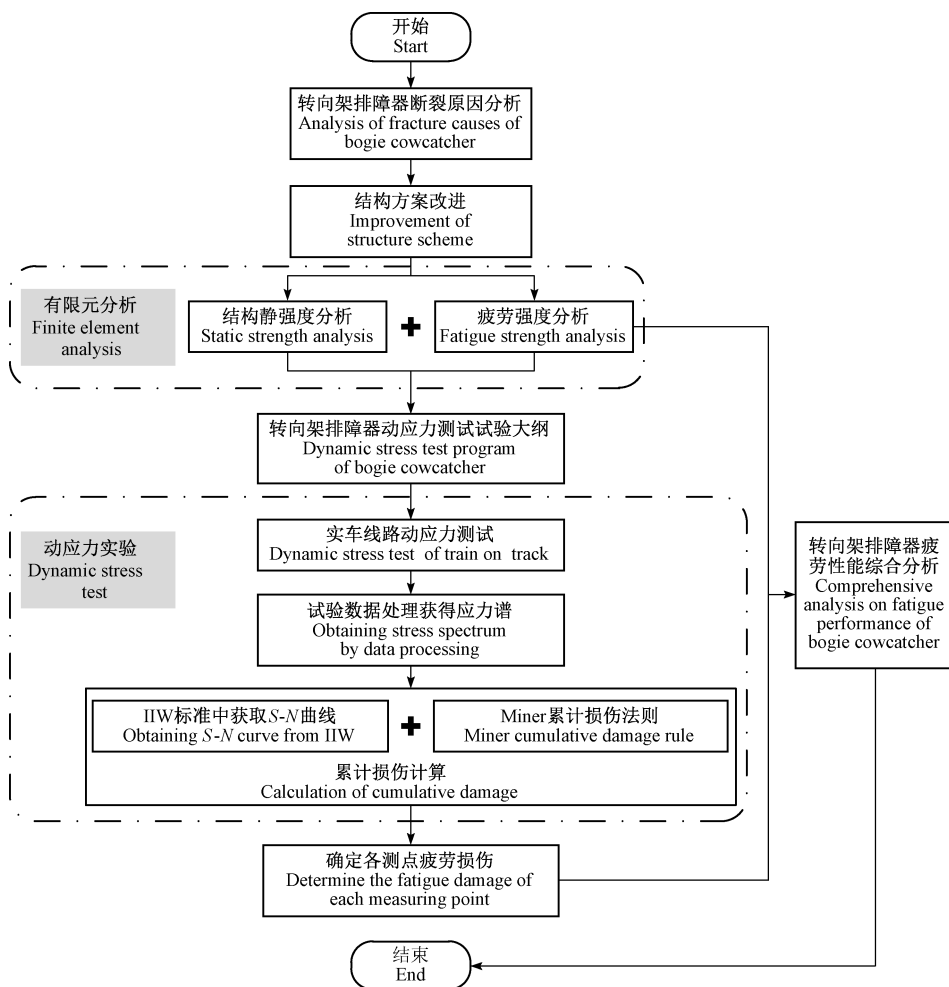


图 3 转向架排障器的疲劳性能分析流程

Fig.3 Fatigue performance analysis process of bogie cowcatcher

全。为此,本文以某线路地铁列车转向架排障器在服役过程出现断裂故障及其解决方案为例,说明所提方法的有效性。图 4 和图 5 分别给出了排障器断裂的断口及裂纹萌生图。



图 4 排障器断口

Fig.4 Fracture of cowcatcher



图 5 排障器裂纹萌生

Fig.5 Crack initiation of cowcatcher

通过对图 4 和图 5 外观的分析,初步断定故障由疲劳失效引起。为了进一步明确失效的具体原因,从设计及结构、制造和原材料方面进行剖析。

在设计及结构方面,排障器采用耐候结构钢 S355J2W(H) 钢板折弯而成,材料性能符合 EN10025 标准。依据 EN13749 标准对其进行仿真分析,强度计算中施加纵向 $\pm 5g$ 、横向 $\pm 10g$ 、垂向 $\pm 20g$ 的冲击载荷;疲劳计算中施加纵向 $\pm 2.5g$ 、横向 $\pm 5g$ 、垂向 $\pm 6g$ 的冲击载荷。计算结果显示,静强度最大 Mises 应力 279 MPa,小于材料的屈服极限 355 MPa,结构的强度满足设计要求;疲劳强度均未超出疲劳极限图,结构的疲劳强度满足设计要求。但调查发现,排障器设计图纸标注板厚 12 mm 的零部件,搭建原材料时为 8 mm,导致有限元分析结果偏低,不符合实际安装在车辆上排障器的真实结构性能。

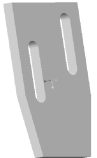
在制造方面,该排障器结构对钢板轧制方向、折弯质量等要求较高,工件可能存在钢板轧制方向不对、折弯处毛细裂纹等缺陷。

在原材料上,该排障器结构对材料质量依赖性较高,如钢板表面夹杂、介在物、夹层、结疤等缺陷会加剧裂纹扩散。

基于上述原因,提出设计新型结构的排障器,增加强度余量的改进措施,零部件清单见表 1。

表 1 新型排障器零部件清单

Tab.1 Parts list of new type cowcatcher

主要零部件 Main parts	属性 Attribute	主要零部件 Main parts	属性 Attribute
	安装座 Mounting base 材料 Material: G20Mn5		堵板 Blocking plate 材料 Material: S355J2W(H) 厚度 Thickness: 6 mm
	弯管 Elbow 材料 Material: Q345B		止动垫片 Stop shim 材料 Material: 不锈钢 Stainless steel 厚度 Thickness: 0.5 mm
	安装板 Mounting plate 材料 Material: S355J2W(H) 厚度 Thickness: 12 mm		防松座 Lock seat 材料 Material: 不锈钢 Stainless steel 厚度 Thickness: 8 mm
	排障板 Barrier board 材料 Material: S355J2W(H) 厚度 Thickness: 10 mm		

3 基于有限元分析的新型转向架排障器结构性能分析

3.1 新型转向架排障器结构有限元模型的建立

为了验证新型排障器结构设计的合理性,需对其进行仿真或试验分析。保证排障器的静强度指标是设计的基础,而疲劳强度计算是预测排障器结构设计的疲劳性能,防止发生疲劳失效,同时一定程度上为动应力试验应变片的布置提供了必要的参考。因此,本文首先采用仿真手段对排障器进行结构性能分析。依据表 1 给出的清单,图 6 给出了新型排障器的结构形式及安装位置。

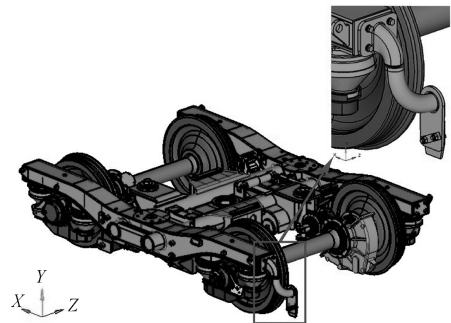


图 6 排障器几何模型及安装位置

Fig.6 Geometric model and installation position of cowcatcher

根据排障器与转向架构架的安装位置与约束条件,利用 HyperWorks 软件的 HyperMesh 模块建立排障器结构的有限元模型及其边界约束。模型整体用实体单元模拟,网格尺寸 2 mm;排障器螺栓处设置刚性元,

刚性元主节点处施加固定位移约束,如图 7 所示。

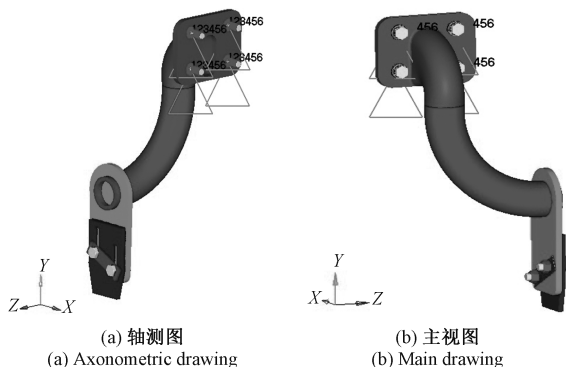


图 7 排障器有限元模型

Fig.7 Finite element model of cowcatcher

3.2 新型转向架排障器结构性能分析

依据 EN13749 标准在图 7 的基础上施加纵向 $\pm 5g$ 、横向 $\pm 10g$ 、垂向 $\pm 20g$ 的静强度冲击载荷工况和纵向 $\pm 2.5g$ 、横向 $\pm 5g$ 、垂向 $\pm 6g$ 的疲劳强度冲击载荷工况^[10],具体组合形式见表 2 和表 3。

表 2 静强度工况列表

Tab.2 List of static strength load cases

工况 Load case	加速度 ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$) Acceleration ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$)		
	纵向 Longitudinal	横向 Transverse	垂向 Vertical
LC01	$5g$	$10g$	$20g$
LC02	$5g$	$10g$	$-20g$
LC03	$5g$	$-10g$	$20g$
LC04	$5g$	$-10g$	$-20g$
LC05	$-5g$	$10g$	$20g$
LC06	$-5g$	$10g$	$-20g$
LC07	$-5g$	$-10g$	$20g$
LC08	$-5g$	$-10g$	$-20g$

表 3 疲劳强度工况列表

Tab.3 List of fatigue strength load cases

工况 Load case	加速度 ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$) Acceleration ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$)		
	纵向 Longitudinal	横向 Transverse	垂向 Vertical
LC01	$2.5g$	$5g$	$6g$
LC02	$2.5g$	$5g$	$-6g$
LC03	$2.5g$	$-5g$	$6g$
LC04	$2.5g$	$-5g$	$-6g$
LC05	$-2.5g$	$5g$	$6g$
LC06	$-2.5g$	$5g$	$-6g$
LC07	$-2.5g$	$-5g$	$6g$
LC08	$-2.5g$	$-5g$	$-6g$

基于表 2 和表 3 计算排障器的结构静强度和疲劳强度,利用 HyperView 模块获得 8 种静强度计算工况的外包络 Mises 应力云图,如图 8 所示。8 种疲劳载荷下,结构的疲劳强度材料利用率云图如图 9 所示。

由图 8 可知,新型排障器的最大 Mises 应力为

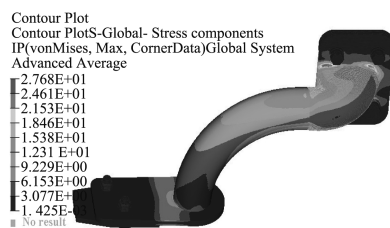


图 8 静强度包络云图

Fig.8 Envelope contour plot of static strength

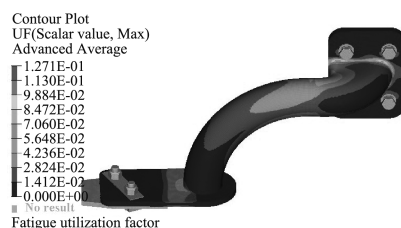


图 9 疲劳强度材料利用率云图

Fig.9 Contour plot of fatigue strength material utilization

27.68 MPa,位于结构固定端圆弧部位,小于材料的屈服极限 300 MPa,说明结构的强度满足设计要求。由图 9 可知,新型排障器的最大疲劳强度材料利用率为 0.127,小于 1,说明结构疲劳强度满足设计要求。虽然二者均满足设计要求,但仅进行仿真分析只能从理论上反映结构设计的合理性。因此,以仿真分析得出的危险部位为参考,对其进行动应力线路测试以进一步验证结构设计的合理性。

4 基于动应力试验的新型排障器疲劳性能分析

4.1 新型转向架排障器动应力测试试验大纲的制定

试验目的:本次试验针对某线路转向架排障器部位进行运行条件下的动应力测试,评定其运行的疲劳可靠性,为车辆的安全运用提供测试数据支持。

试验依据:《某线车辆合同技术规格与要求》。

试验坐标:本次试验的坐标系标准为笛卡尔坐标系,即以转向架中心为坐标系原点,横轴(X 轴)的正方向为车辆前进的方向,纵轴(Y 轴)的正方向为车辆运行方向的左侧,竖轴(Z 轴)的正方向为竖直向上,示意图如图 10 所示。

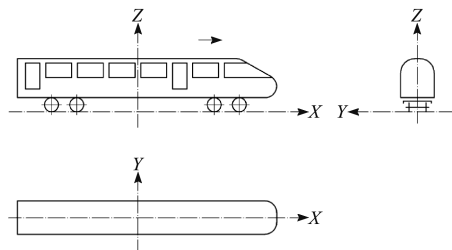


图 10 坐标系示意图

Fig.10 Diagram of coordinate system

试验内容:本项目试验是在列车正常运行状态下,按照正常运行工况测试转向架排障器的动应力。主要测试内容包括:

(1) 测试列车实际运行速度并进行实时采集,在时域和频域内,分析转向架排障器动应力与运营区间的关系;

(2) 测试列车运行时排障器的应力状态,评定转向架排障器的运行疲劳可靠性。

试验工况:测试车辆在 AW3 载荷条件下,正线运行,最高运行速度 71 km/h,正线运营 2 个往返。

4.2 动应力测试试验测点贴片方案

动应力测试试验过程主要包括测点贴片及防护、

线缆连接及固定、数采设备设置、数据后处理及结构疲劳性能评估。其中,测点贴片位置的确定对于正确评估结构的疲劳性能至关重要^[11]。传统的测点贴片位置主要以试验人员的工程经验来确定,该方法极大地增加了测试结果的危险性,其原因在于结构形状、行驶路线的不同,致使以工程经验为主观判断依据的做法可能漏掉或未对危险部位进行监测;其次,试验测试结果的离散性较大,仅凭工程经验确定测点贴片位置缺少必要的支撑。因此,本文以结构静强度和疲劳强度材料利用率为依据,从仿真分析角度为测点贴片方案提供理论指导。基于此,对排障器 14 个测点进行贴片,如图 11 所示。



图 11 排障器测点贴片方案

Fig.11 Patch scheme for measuring points of cowcatcher

4.3 线路试验结果分析

在 AW3 载荷条件下,地铁车辆按照正常运营时的启动、运行、制动、进站以及站内停留等状态进行线路试验,在试验点两地进行 2 次往返,最高运行速度 71 km/h,记录总运营里程,并采集相应的动应力试验数据。为了保证转向架排障器动应力试验测试数据的完整性,设定数据采集和存储的频率为 1 000 Hz。通过测试,获得 14 个测点位置的应变信号,其中各测点应力波峰波谷间距离较大的四个测点为测点 D_3 、 D_7 、 T_1 和 T_7 ,应变-时间历程如图 12 所示。

由图 12 可知,各测点应变随着时间的变化呈现不同程度的波动,其中波峰波谷变化较大的时间段,可能受到列车在运行过程中较为强烈的随机振动、障碍物冲击或轨道不平顺的影响。

为了观测排障器应变-时间历程所对应的振动状态,将各测点的频谱数据和应变-时间数据融合,得到排障器的频率-时间-应变云图,部分结果如图 13 所

示,其中高亮区域为应变范围。

通过对 14 个测点的频率-时间-应变云图分析可知,排障器在线路运行过程中应变区主要集中在 45 Hz~55 Hz、105 Hz~135 Hz。其中,45 Hz~55 Hz 频段表示相对较低应变所在的振动范围,105 Hz~135 Hz 频段表示高应变所在的振动范围。整体趋势说明随着振动的加剧导致结构承受的交变载荷增加,进而加速排障器的疲劳失效。图 13a 和图 13b 展示了测点 D_1 和 D_6 随时间变化时的低频应变范围,图 13c 和图 13d 展示了测点 D_3 和 T_1 随时间变化时的高频应变范围。

将所测应变信号乘以对应材料的弹性模量,可将其转换为应力信号。表 4 给出了 14 个测点的应力波峰波谷值,其中应力最大变化范围为 171.1 MPa,发生于排障器的安装座处,该位置与转向架构架直接接触受到的振动或冲击较大。表 4 中,测点 D_1 和 D_6 的应力值均在 100 MPa 以下,相比测点 D_3 和 T_1 的应力值,属于低频振动范围,与图 13 的分析结果一致,说明高

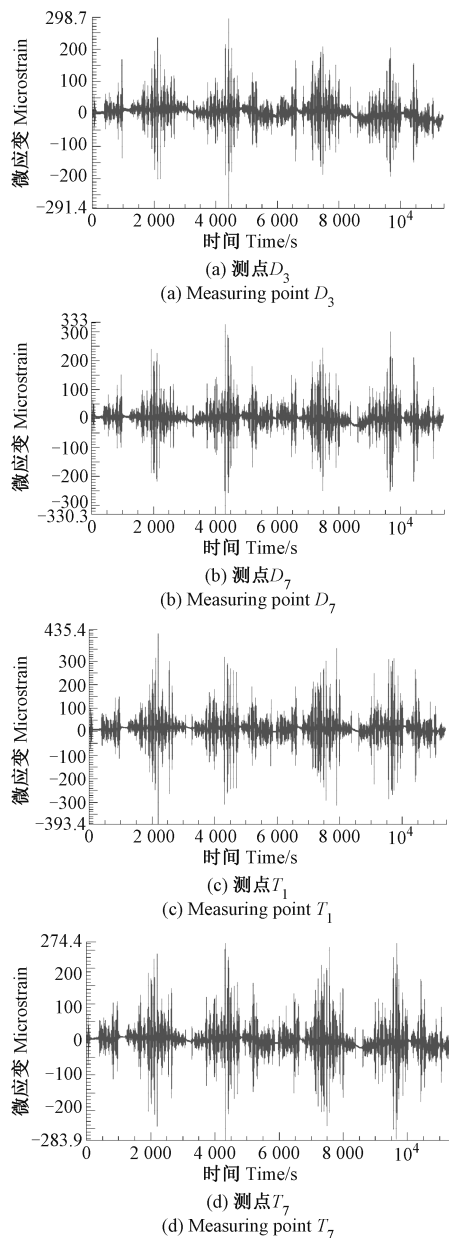


图 12 排障器应变-时间图

Fig.12 Strain time diagram of cowcatcher

频振动引起排障器受到的应力增大。

表 4 各测点应力波峰波谷值

Tab.4 Stress peak and valley value of each measuring point

测点 Measuring point	最大值 Max value	最小值 Min value	测点 Measuring point	最大值 Max value	最小值 Min value
D_1	61.8	-27.5	T_1	171.1	-78.7
D_2	132	-61.4	T_2	95.5	-46
D_3	121.8	-58.3	T_3	77.3	-33.9
D_4	68	-30.4	T_4	97.7	-42.6
D_5	65.6	-61.5	T_5	61.5	-26.9
D_6	35.5	-16.8	T_6	30.7	-15.4
D_7	136.9	-66.1	T_7	115.3	-56.8

将应力信号进行雨流计数处理,为保证疲劳评估的准确性,雨流计数处理时采用 64 级应力谱。基于

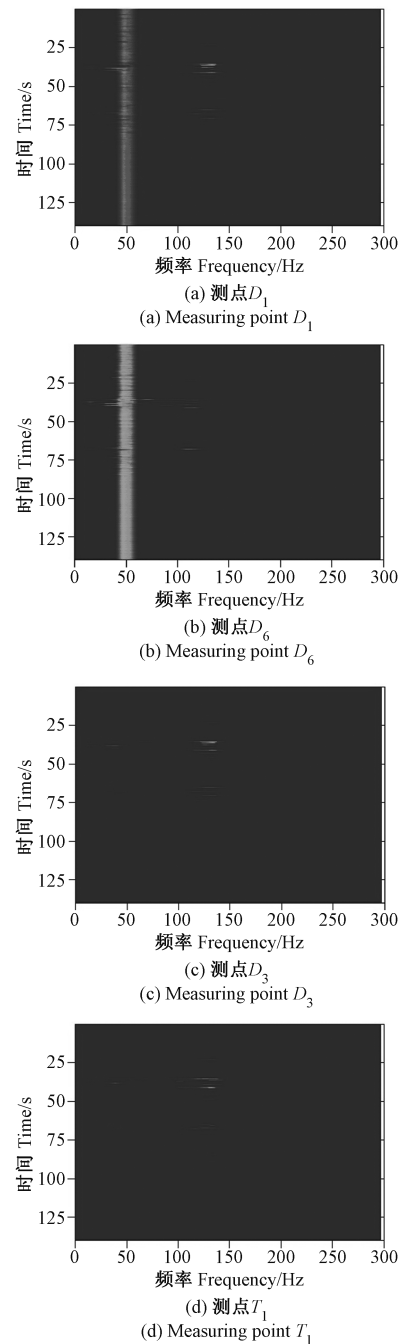


图 13 排障器频率-时间-应变云图

Fig.13 Frequency-time-strain contour plot of cowcatcher

1.2 节给出的疲劳累计损伤计算原理,得到 14 个测点的 360 万公里的疲劳累计损伤值,见表 5。

由表 5 可知,所有测点的疲劳累计损伤值均低于损伤极限 0.5,满足转向架排障器结构 360 万公里运行要求。通过分析累计损伤值发现,测点 T_1 处的损伤值最高,虽然满足要求,但离损伤极限较近,需要格外关注。其次,对比图 8 和图 9 分析结果可知,测点 T_1 处的静强度包络图和疲劳强度材料利用率均最高,与试验结果一致,表明仿真结果与试验结果具有较好的一致性。综合有限元分析和试验结果,说明新型地铁转向架排障器结构设计满足要求,可替换原结构装车

使用。

表 5 各测点疲劳损伤值

Tab.5 Fatigue damage value of each measuring point

测点 Measuring point	疲劳损伤 Fatigue damage	测点 Measuring point	疲劳损伤 Fatigue damage
D_1	0.003	T_1	0.452
D_2	0.18	T_2	0.217
D_3	0.103	T_3	0.147
D_4	0.109	T_4	0.39
D_5	0.009	T_5	0.057
D_6	0.001	T_6	0.002
D_7	0.032	T_7	0.203

5 结论

1) 针对传统轨道车辆结构疲劳性能分析的不足,提出一种有限元分析与动应力相结合的疲劳性能评估方法。该方法以疲劳强度材料利用率的形式完成了新型转向架排障器的疲劳强度分析,并以此为基础指导动应力试验应变片布置,实现动应力测试结果准确性的提升。

2) 以某线路实际转向架排障器断裂为例,综合分析其断裂原因,提出了具有针对性的排障器结构改建方案及完整的疲劳性能评估流程。

3) 利用所提方法对新型转向架排障器结构设计的合理性进行评估,结果表明:排障器运行 360 万公里的最大疲劳累计损伤值为 0.452,小于损伤极限 0.5 的设计要求,说明新型排障器结构设计合理。且发生位置与有限元仿真最大值的位置保持一致,验证了有限元分析与动应力试验相互佐证的有效性,可为相似结构的疲劳性能分析提供必要的参考。

参考文献 (References)

[1] 李娅娜,何本政,谢素明. 动车组排障器结构非线性强度计算和试验验证[J]. 机械设计与制造, 2016(4): 18-20.
LI YaNa, HE BenZheng, XIE SuMing. Nonlinear strength analysis and experimental verification of EMU cowcatcher structure [J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(4): 18-20 (In Chinese).
[2] 童小山,李祥涛,李八宁,等. 基于 EN15227 标准的排障器仿真计算及试验验证[J]. 电力机车与城轨车辆, 2020, 43(3): 35-

38.
TONG XiaoShan, LI XiangTao, LI BaNing, et al. Simulation calculation and experimental verification of cowcatcher based on EN 15227 [J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2020, 43 (3): 35-38 (In Chinese).
[3] 陶长焱,李文泰,米承继,等. 列车用排障器静态特性分析及结构改进[J]. 现代机械, 2018, 6(4): 51-54.
TAO ChangYan, LI WenTai, MI ChengJi, et al. Static-dynamic characteristics analysis and structure improvement of a cowcatcher in the freight train [J]. Modern Machinery, 2018, 6(4): 51-54 (In Chinese).
[4] Y H Li, Y H Li, Y D Wang, et al. Structural optimization-based fatigue durability analysis of electric multiple units cowcatcher[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(8): 1-10.
[5] 张 猛,张春玉,张玉涛,等. 一种地铁车辆排障器随机振动频域疲劳分析及优化[J]. 铁道技术监督, 2019, 47(2): 25-29.
ZHANG Meng, ZHANG ChunYu, ZHANG YuTao, et al. Frequency domain fatigue analysis and optimization of random vibration for a metro vehicle cowcatcher[J]. Railway Quality Control, 2019, 47 (2): 25-29 (In Chinese).
[6] 胡忠安,轩 亮,崔城玮. 地铁车辆转向架排障器疲劳分析[J]. 轨道交通装备与技术, 2017(3): 30-32.
HU ZhongAn, XUAN Liang, CUI ChengWei. Fatigue analysis of bogie cowcatcher for metro vehicle [J]. Rail Transportation Equipment and Technology, 2017(3): 30-32(In Chinese).
[7] B Z Chen, P P Zhi, Y H Li. Fatigue strength analysis of bogie frame in consideration of parameter uncertainty[J] Fracture and Structural Integrity, 2019, 13(48): 385-399.
[8] IIW-1823-07 recommendations for fatigue design of welded joints and components[S]. International Institute of Welding, 2008: 113-114.
[9] 黄思俊,刘青林,王悦东. 高速动车组受电弓结构随机振动疲劳分析[J]. 大连交通大学学报, 2019, 40(2): 20-23.
HUANG SiJun, LIU QingLin, WANG YueDong. Random vibration fatigue analysis of high-speed pantograph structure[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2019, 40(2): 20-23(In Chinese).
[10] BSEN 13749: 2011 railway applications-wheelsets and bogiesmethod of specifying the structural requirements of bogie frames [S]. British Standards Institution, 2011: 29.
[11] 高晓霞,曹永志,赵家明,等. 209P(T)型转向架 C 型焊接构架裂纹分析及改进措施[J]. 机械强度, 2014, 36(5): 797-802.
GAO XiaoXia, CAO YongZhi, ZHAO JiaMing, et al. Crack analysis on 209P(T) bogie c type welded frame and improvement measure [J]. Journal of Mechanical Strength, 2014, 36(5): 797-802 (In Chinese).