

城际轨道交通动车组一系钢弹簧断裂故障问题研究^{*}

崔利通¹ 杨集友¹ 曾一鸣² 李晓峰¹ 王泽飞¹ 段亮¹

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春;

2. 中国铁道科学研究院机辆部, 100081, 北京//第一作者, 工程师)

摘要 一系钢弹簧是动车组重要的承载和减振部件, 其故障问题主要集中在断裂和磨损上。目前对于钢弹簧断裂故障的分析大多基于仿真和材料学分析方法, 而未对其异常受力根源进行深入研究。从振动响应角度对某动车组一系钢弹簧疲劳断裂故障问题进行深入分析, 综合理化分析、振动模态测试以及车轮状态调查, 找到钢弹簧失效的根本原因, 即车轮存在多边形, 且其产生的强迫振动导致钢弹簧发生接触性疲劳断裂。通过车轮镟修, 解决了钢弹簧断裂故障问题。

关键词 城际轨道交通; 动车组; 一系钢弹簧; 断裂故障

中图分类号 U270.331+.4; U2

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2021.02.010

Study on Intercity Rail Transit EMU Primary Steel Spring Fracture Problem

CUI Litong, YANG Jiyu, ZENG Yiming, LI Xiaofeng, WANG Zefei, DUAN Liang

Abstract Primary steel spring is important bearing and damping component of EMU, the faults of which occur mainly as fracture and wear. At present, most analysis of steel spring fracture faults is based on simulation and material analysis methods, and the root cause of the abnormal stress is not studied in depth. From the perspective of vibration response, the fatigue fracture problem of primary steel spring in certain EMU is analyzed in depth. The physical-chemical analysis, vibration mode test and wheel state investigation are comprehensively adopted to locate the root cause of spring failure, that polygon exists in wheel and the induced forced vibration leads to contact fatigue fracture of primary steel spring. Through wheel lathing, the problem of steel spring fracture is solved.

Key words intercity rail transit; EMU; primary steel spring; fracture fault

First-author's address CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

0 序言

随着我国高速动车组运行速度的逐步提高, 确保车辆安全、平稳运行已成为第一要务。如何减弱车辆振动响应、降低关键零部件故障率、查找故障产生源头, 是所有铁路工作者面临的重大挑战。为了降低轮轨垂向激扰对车辆的影响, 满足车辆运行平稳性和乘坐舒适性的要求, 目前高速动车组均采用两级隔振技术, 即一系悬挂装置和二系悬挂装置。一系悬挂装置主要由一系垂向减振器、双螺旋钢弹簧、叠层弹簧及定位节点组成。其中, 钢弹簧通常采用簧条截面为圆形的圆柱压缩螺旋弹簧, 分为内圈弹簧和外圈弹簧, 如图 1 所示。

一系垂向减振器 双螺旋钢弹簧 叠层弹簧 定位节点

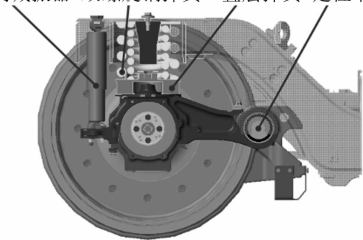


图 1 某动车组一系悬挂装置组成

钢弹簧在工作状态下受力复杂, 除承受车体载荷外, 还要对轮轨间作用力进行衰减和隔振, 一旦承受异常交变应力, 钢弹簧易发生疲劳断裂故障。文献[1]通过仿真分析认为某动车组故障钢弹簧在运用时发生非正常接触和磨损, 产生“支点效应”, 造成交变应力集中, 形成了疲劳破坏。文献[2]采用金相分析、硬度测试等方法对铁路机车断裂钢弹簧进行分析, 发现钢弹簧表面出现严重的脱碳现象, 在夹杂物处产生疲劳裂纹源, 最终导致疲劳断裂失效。文献[3]采用宏观断口和扫描电镜分析对地铁车辆故障钢弹簧进行研究, 发现该弹簧在热处

^{*} 中国中车科技研究开发计划重点课题(2017CDB040); 中国铁路科技研究开发计划重大课题(2017J003-B)

理时碾尖部分因未淬火而导致硬度不足,在交变载荷作用下发生疲劳断裂。文献[4]通过台架试验和仿真分析研究了钢弹簧故障状态下的车辆动力学性能。以上对于钢弹簧断裂故障的分析大多基于仿真和材料学分析方法,并未对钢弹簧工作时的模态振动进行研究。本文从振动响应角度针对某动车组一系钢弹簧故障问题进行深入分析,通过振动、模态测试以及车轮状态调查,找到其失效的根本原因。

1 钢弹簧的几何参数

钢弹簧的主要几何参数包括簧条直径、弹簧平均直径、有效圈数、总圈数、弹簧全压缩高度、弹簧自由高度及弹簧指数等,如图 2 所示。

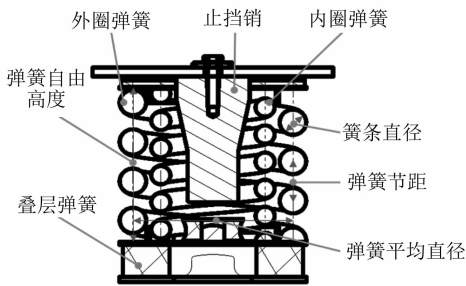


图 2 钢弹簧的几何参数

钢弹簧的主要性能参数包括:硬度、冲击功、抗拉强度、轴向刚度、横向刚度、非比例延伸强度、断后延长率等。动车组轴箱钢弹簧的材质一般采用合金钢^[5],包含硅、锰、铬、钼等化学元素;表面硬度要求为 45~51 HRC,心部与表面的硬度差不超过 3 HRC;常温冲击功不小于 10 J,低温(-40 ℃)冲击功不小于 8 J;抗拉强度不小于 1 400 MPa;非比例延伸强度不小于 1 150 MPa;断后延长率不小于 6%;不允许有全脱碳层,部分脱碳层深度不超过 0.15 mm^[6]。

2 动车组钢弹簧的故障类型

动车组钢弹簧故障类型主要有两种,即断裂故障和磨损故障。其中断裂故障原因主要包括:①结构设计不合理,如结构可铸性差等;②制造工艺问题,如接触线长度不合格、脱碳层不满足技术要求等;③原材料质量问题,如钢弹簧材质选择错误、机械性能等不满足要求等;④腐蚀影响,如受到酸、碱污染物腐蚀等;⑤意外磕碰,如受到异常载荷等。磨损故障主要包括簧条间隙设计不合理、簧条间隙

制造偏差过大等。

3 城际轨道交通动车组钢弹簧断裂故障诊断

3.1 故障现象

某城际轨道交通动车组在线运行时,2 车 1 位转向架 1 轴右侧钢弹簧连续发生 2 次断裂,断口位置均在第 1 有效圈,距离碾尖头部约 40~45 mm,断口与弹簧轴线约呈 135°。

3.2 理化分析

利用洛氏硬度计对 2 个断裂钢弹簧的心部硬度和表面硬度进行检测,每个钢弹簧检测 3 个试样。检测结果如表 1 所示。由表 1 可知,断裂钢弹簧的硬度满足标准要求。

表 1 断裂钢弹簧的硬度检测结果

检测位置		不同试样的硬度/HRC		
		试样 1	试样 2	试样 3
断裂钢弹簧 1	表面硬度	46.7	46.4	46.6
	心部硬度	45.3	45.9	46.1
断裂钢弹簧 2	表面硬度	46.0	46.3	46.7
	心部硬度	45.8	46.6	46.2

对断裂钢弹簧的化学成分进行检测。结果显示,断裂钢弹簧的化学成分满足标准要求。

对断裂钢弹簧表面脱碳层进行检测,弹簧表面无全脱碳层,部分脱碳层深度约 0.08 mm,小于 BS EN 13298 中规定的 0.50 mm^[6]。

对断口进行宏观检测以及扫描电镜观察。检测结果显示,断裂起源于工作圈表面,断口存在明显的贝纹线,裂纹形成、扩展及瞬断过程呈现疲劳断裂的特征。裂纹源区、扩展区与瞬断区相对,说明该弹簧具有单向压缩疲劳断裂特征;裂纹源形成后,疲劳扩展区小、瞬断区大,可见钢弹簧受到了较大的应力作用。

3.3 振动测试

对故障钢弹簧转向架进行振动测试,分别在 1 轴(以下称为“故障端”)和 2 轴(以下称为“正常端”)布置振动加速度传感器和位移传感器。测点位置为轴箱、构架以及一系垂向减振器,如图 3 所示。测试期间车辆最高运行速度为 154 km/h。

轴箱故障端和正常端的垂向振动加速度对比如图 4 所示。构架故障端和正常端的垂向振动加速

度原始信号如图 5 所示。由图 4 可知,故障端轴箱垂向振动幅值明显偏大,约为正常端的 3~4 倍,达到 $\pm 20\text{ g}$;故障端的加速度均方根值约为正常端的 3 倍,达到 7 g 。由图 5 可知,故障端构架垂向和正常端振动幅值无明显差异,约为 $\pm 5\text{ g}$;加速度均方根值约为 1.5 g 。由此可知,异常振动振源来自于二系悬挂以下。

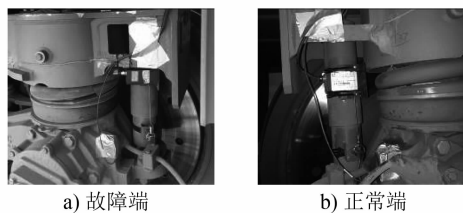


图 3 振动位移传感器测点布置图

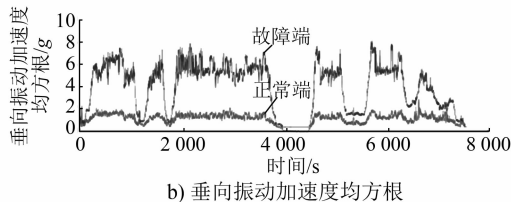
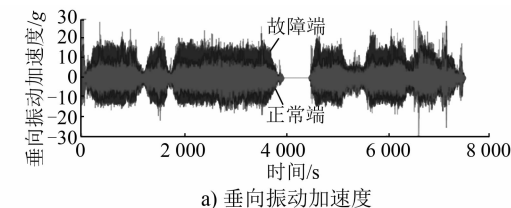


图 4 轴箱故障端和正常端垂向振动加速度对比图

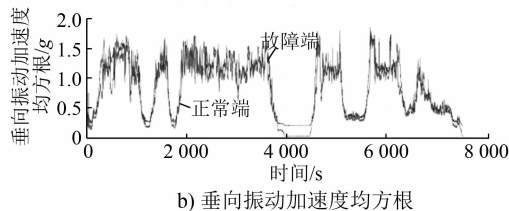
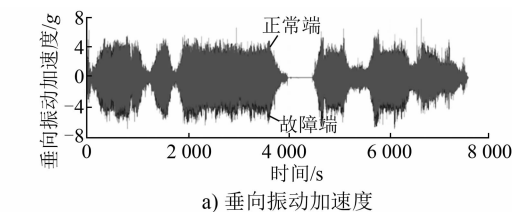


图 5 构架故障端和正常端垂向振动加速度原始信号图

对轴箱垂向振动加速度进行频域分析,分析结果如图 6~7 所示。由图 6~7 可知,在 $0\sim 200\text{ Hz}$ 范围内故障端和正常端均以 74 Hz 振动主频为主,同时存在 14.8 Hz 的边频带;故障端主频对应的振动

能量远大于正常端,此外还存在能量较小的 71.2 Hz 振动频率;二系垂向位移频率成分与轴箱垂向振动基本相同,同样以 74 Hz 振动主频为主,同时存在 14.8 Hz 的边频带。

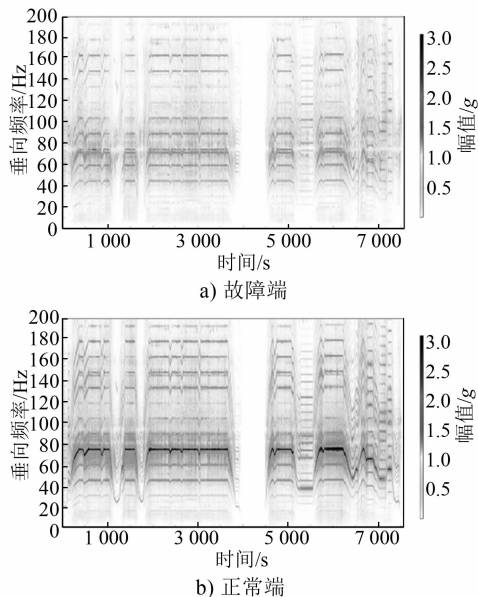


图 6 轴箱垂向振动加速度时频图

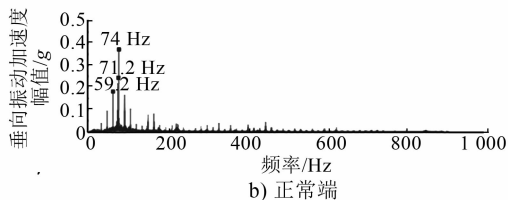
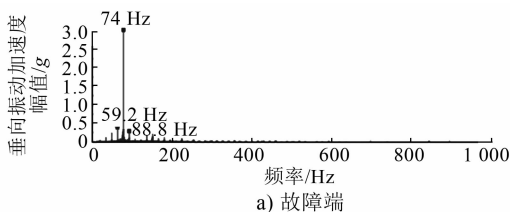


图 7 匀速段轴箱垂向振动加速度频谱对比图

对比轴箱横向、垂向、纵向等 3 个方向的频谱图(见图 8)可知,垂向振动能量最大,其次为纵向,最后为横向,因此判断 74 Hz 振动来自于垂向激励。

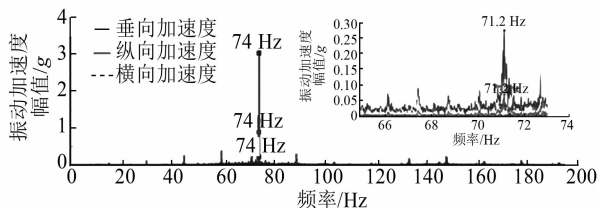


图 8 匀速段故障端轴箱不同方向振动加速度频谱对比图

3.4 钢弹簧自振模态频率

根据 BS EN 13906-1:2013 标准^[7],对于两端固定、一端在工作行程范围内做周期性往复运动的螺旋压缩弹簧,其一阶自振频率 f_s 可按下列公式计算:

$$f_s = \frac{3\,560\,d}{nD^2} \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$
 (1)

式中:

- d ——簧条直径,mm;
- D ——弹簧外径,mm;
- n ——有效圈数,圈;
- G ——剪切模量,N/mm²;
- ρ ——密度,kg/dm³。

根据式(1)计算得到该外圈弹簧的自振频率约为 76.35 Hz。某动车组钢弹簧参数如表 2 所示。

表 2 某动车组钢弹簧参数取值

参数	内圈弹簧	外圈弹簧
d/mm	28.6	39.4
D/mm	156.1	239.6
$G/(\text{N}/\text{mm}^2)$	78 500	78 500
$\rho/(\text{kg}/\text{dm}^3)$	7.85	7.85
$n/\text{圈}$	4.95	3.20
频率/Hz	84.41	76.35

钢弹簧装配状态下,在其外圈弹簧和内圈弹簧轴线 45°(绿色)和 135°(黄色)两个方向上粘贴应变片。通过台架试验,以车轮为激励对象,利用扫频的方法测试不同频率激励下钢弹簧的动态应力响应,其中扫频范围为 0~600 Hz。

不同激励频率下钢弹簧的动态应力响应如图 9~11 所示。通过频域分析发现,激振频率为 72 Hz 时外圈钢弹簧的应力明显增大,激振频率为 82 Hz 时内圈钢弹簧的应力明显增大,表明在这两个频率下钢弹簧内外圈分别发生共振响应,且实测一阶模态频率与理论频率基本一致。

3.5 车轮不圆状态调查

根据钢弹簧模态测试结果可知,外圈钢弹簧的一阶自振频率为 72 Hz,该频率与振动测试中 71.2 Hz 基本吻合。由于引起钢弹簧断裂的故障频率为 74 Hz,因此可判断该频率为强迫振动频率。

已知某动车组车轮直径为 920 mm,当车速为 154 km/h 时,根据计算得到,车轮转频为 14.8 Hz。故障频率与车轮转频强相关,为车轮转频的 5 倍

频,因此对断裂钢弹簧所在轮对进行车轮不圆度测试,结果如图 12~14 所示。该轮对存在较严重 5 边形,粗糙度幅值达到 35 dB/um,径跳值达到 0.36 mm。由此可判断车轮 5 边形可引起 74 Hz 强迫振动,且该频率处于外圈钢弹簧共振频率区间,导致弹簧运用过程中出现强烈振动;同时支撑圈和有效圈之间存在高应力区,在距离碾尖头部约 40~45 mm 处形成应力集中点,导致钢弹簧发生接触性疲劳断裂。

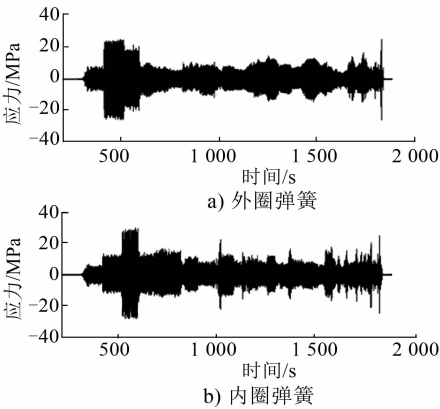


图 9 钢弹簧动态应力响应

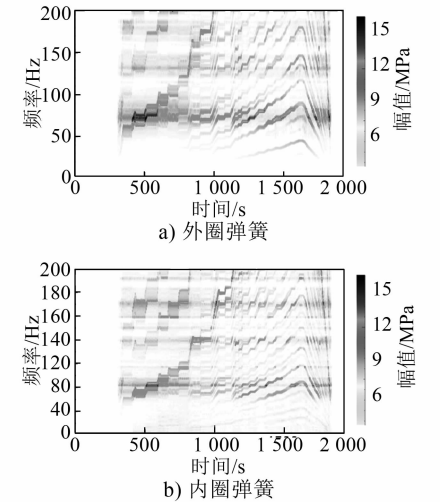


图 10 钢弹簧动态应力时频图

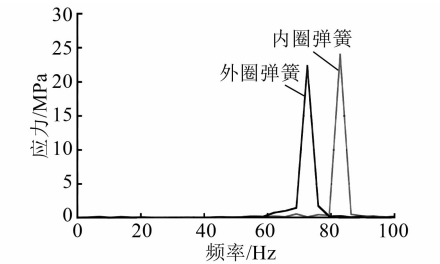


图 11 钢弹簧共振状态下频域图

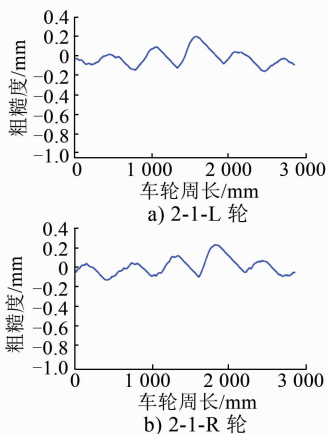


图 12 直角坐标系下车轮不圆度曲线

3.6 车轮镟修后振动状态

对断裂钢弹簧所在轮对进行镟修,镟修后车轮 5 边形基本消除,如图 15~17 所示。对轴箱重新进行振动测试,结果如图 18~19 所示。由图 18~19 可知,故障端和正常端的垂向振动幅值无明显差异;与车轮镟修前相比轴箱垂向振动幅值明显下降,约为 $\pm 10\text{ g}$,加速度均方根约为 1.7 g ;振动主频均以钢弹簧自振频率 72.1 Hz 为主。车轮镟修后一系垂向位移频谱对比如图 16 所示。由图 20 可知,一系垂向位移在 $50\sim 100\text{ Hz}$ 内亦以自振频率为主,未出现明显的 74 Hz 频率。

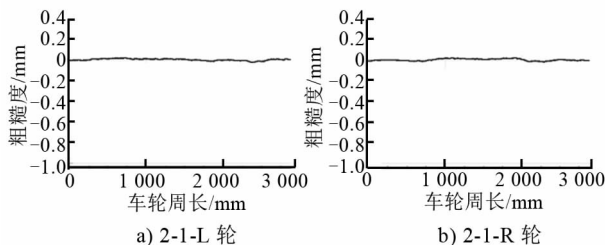


图 15 镟修后直角坐标系下车轮不圆度曲线

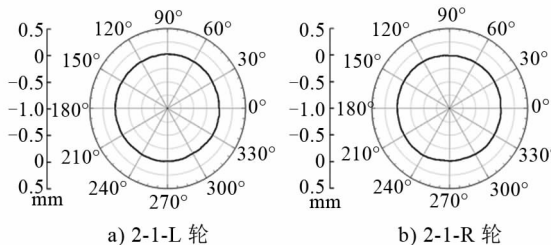


图 16 镟修后极坐标系下车轮不圆度曲线

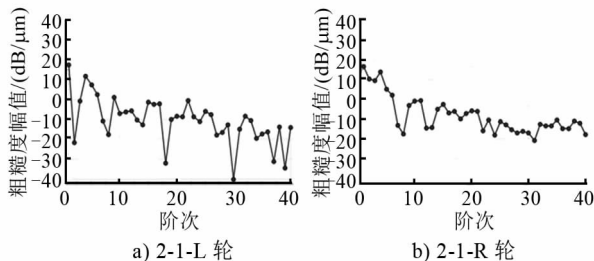


图 17 镟修后车轮不圆度阶次变化曲线

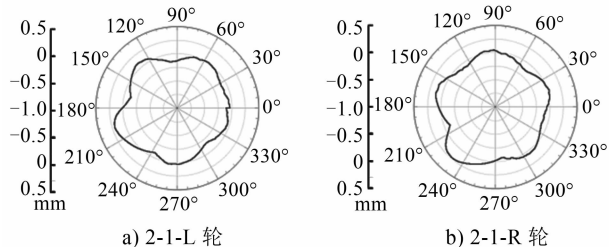


图 13 极坐标系下车轮不圆度曲线

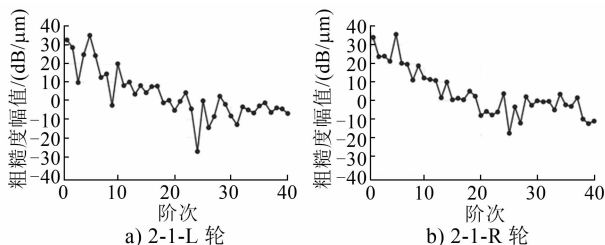


图 14 车轮不圆度阶次变化曲线

4 结论

本文针对某城际动车组钢弹簧断裂故障,通过理化分析、振动测试以及车轮状态调查找到产生

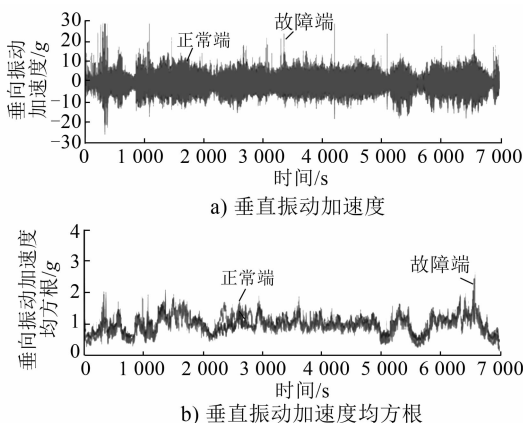


图 18 车轮镟修后轴箱垂向振动加速度

断裂故障的根本原因。

1) 理化分析结果表明,断裂钢弹簧的硬度、化学成分以及表面脱碳层均满足标准要求,说明非材质问题导致断裂故障。电镜分析表明,断口存在明显的贝纹线,通过裂纹形成、扩展及瞬断特征可以判断钢弹簧为疲劳断裂。

2) 通过台架试验确认钢弹簧模态频率,整備状

态下钢弹簧一阶自振频率与理论计算得到的频率基本吻合。通过振动测试,逐一排除干扰因素,找到钢弹簧断裂原因为74 Hz强迫振动。

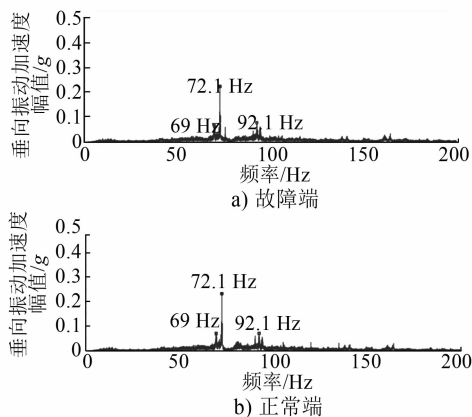


图19 车轮镟修后轴箱垂向振动加速度频谱图对比

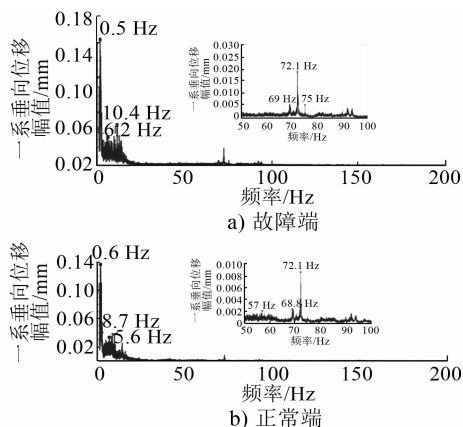


图20 车轮镟修后一系垂向位移频谱图对比

3) 通过车轮状态调查,找到钢弹簧断裂激扰源。因车轮存在严重5边形,导致钢弹簧受到74 Hz强迫振动,该频率处于外圈钢弹簧共振频率区间,导致钢弹簧在运用过程中出现强烈振动。同时钢弹簧在运用过程中支撑圈和有效圈之间存在高应力区,导致钢弹簧发生接触性疲劳断裂。通过车轮镟修,有效消除激扰源,解决了钢弹簧断裂故障问题。

参考文献

- [1] 王军,王玉梅,王安国,等.基于MSC.Marc的某高速列车一系悬挂钢弹簧疲劳断裂原因分析[J].机械工业标准化与质量,2013(10):37.
- [2] 杜需轩,梁益龙,雷磊,等.城轨机车HXD3B一系弹簧断裂失效分析[J].金属热处理,2016(8):189.
- [3] 陶曦东,卢俊平,元蕾,等.地铁车辆一系弹簧断裂分析[J].机车车辆工艺,2013(1):33.
- [4] 刘国云,曾京.钢弹簧故障状态的车辆动力学性能[J].城市轨道交通研究,2015(4):43.
- [5] CENELEC. Hot rolled steels for quenched and tempered springs—Technical delivery conditions; BS EN 10089:2002[S]. Brussels;CENELEC,2002.
- [6] CENELEC. Railway applications—Suspension components—Helical suspension springs, steel;BS EN 13298:2003[S]. Brussels;CENELEC,2003.
- [7] CENELEC. Cylindrical helical springs made from round wire and bar—Calculation and design—Part1: Compression springs; BS EN 13906-1:2013[S]. Brussels;CENELEC,2013.

(收稿日期:2020-09-05)

(上接第37页)

态频率可达10.318 Hz;通过对车辆其他部位进行轻量化设计,车辆减重2.4 t;相比于单层动车组,双层动车组载客量可提升31.8%。

2) 车辆设计需进一步结合人机工程学进行分析,如色彩选用明度低的冷色和透明度强的材料;客室界面(如座椅垫等)尽量采用竖长线条及纹理以体现空间感;照明灯光应尽量靠车辆两侧布置,亮度适当增加,但仍以柔光为主,以减轻双层动车组旅客因车厢高度不足引起的压抑感。

3) 持续开展轻量化设计,尤其是电气设备小型化设计,进而释放更多的质量和空间,进一步提高车辆的运能。

参考文献

- [1] 冯琳.国内外双层客车发展概述[J].国外轨道车辆,2011(4):1.
- [2] 张军,王成娟,马纪军.双层动车组车体结构灵敏度研究[J].铁道学报,2017(1):25.
- [3] 杨冠华,杨爱林,魏庆龙.国外双层动车组运用经验启示[J].综合运输,2018(8):123.
- [4] 张庆刚,乔珂,曹源.国外高速双层动车组的发展及对我国的启示[J].世界铁路,2018(7):103.
- [5] 王希刚.时速350公里双层动车组研发展望[J].装备制造技术,2018(1):81.
- [6] 李璐,赵鹏,宋文波.350 km/h的双层动车组列车服务设施布局研究[J].铁道运输与经济,2019(4):52.

(收稿日期:2020-09-05)