

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.04.011

一系钢簧断裂原因分析与高频激励试验研究

高程程¹, 魏博文¹, 王勇², 孙希忠¹, 赵荷花¹

(1. 青岛工程职业学院, 山东 青岛, 266112;

2. 西南交通大学, 四川 成都, 610031)

摘要:为分析某型号动车组一系钢簧断裂的原因,对装配有该钢簧的转向架进行高频激励试验,结合有限元仿真计算,确定钢簧具有 72 Hz 的固有频率。绘制钢簧频响特性曲线发现,72 Hz 频率下的应力幅值约是其余频率激励下的 30 倍。计算线路枕跨冲击频率,分析得出该型号动车组钢簧发生断裂原因是列车以 155 km/h 时速运行时会受到来自轨枕的 71.7 Hz 的冲击,此频率与钢簧扭转模态频率接近,钢簧发生共振,长此以往导致钢簧断裂。

关键词:动车组;一系钢簧;模态分析;台架试验;动应力

中图分类号:U260.331 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)04-0063-04

Reserch on Causes of Fracture and High-frequency Excitation Test of Primary Springs

GAO Chengcheng¹, WEI Bowen¹, WANG Yong², SUN Xizhong¹, ZHAO Hehua¹

(1. Qingdao Engineering Vocational College, Qingdao 266112, China; 2. Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract:In order to analyze the reasons for the primary spring fracture of a certain type of EMU, high-frequency excitation tests were conducted on the bogies assembled with the steel springs, and the inherent frequency of the steel springs was determined to be 72 Hz by combining finite element calculations. By plotting the frequency response characteristic curve, it is obtained that the stress amplitude at 72 Hz is about 30 times higher than the rest of the frequency excitation. Through the theoretical calculation of the cross-impact frequencies of the line, it is found that the reason for the fracture of the steel spring of the EMU is that the train is subjected to a 71.7 Hz shock from the rail sleeper when running at 155 km/h. This frequency is close to the torsional mode frequency of the steel spring, and the steel spring resonates, causing it to fracture in the long run.

Keywords:EMU; primary springs; modal analysis; bench test; dynamic stress

0 引言

钢簧是动车组 (electric multiple unit, EMU) 常用的一系悬挂元件,在车辆运行过程中起到连接、定位、减振缓冲的作用,既要承受弹簧座与构架之间垂、纵、横 3 个方向的动态载荷,又要通过自身的振动缓和转向架的振动幅度^[1]。当钢簧的一端受到高速冲击载荷时,弹簧的质量惯性、弹簧自身的谐振及材料的弹性变形导致弹簧的变形非常复杂^[2]。DAS 等^[3]从微观角度分析,得出材料缺陷是弹簧断裂的原因。MACIEJEWSKI 等^[4]对断裂弹簧进行研究分析,解释了弹簧内部结构组织对弹簧疲劳寿命的影响。DAI 等^[5]对动态特性的螺旋钢簧仿真分析并进行试验验证,发现柔性弹簧模型更适用于铁路车辆的动力学和疲劳分析。PRAWOTO 等^[6]从螺旋弹簧的材料属性、受

力情况、应力分布以及螺旋钢簧的制造工艺方面分析了螺旋钢簧的断裂原因。刘丽等^[7]对螺旋钢簧的动态特性进行了研究,发现随着载重的增大,弹簧自身质量对动态性能的影响减弱。孙文静等^[8]利用动刚度矩阵法计算弹簧动刚度特性,建立车辆轨道耦合动力学模型,研究钢簧动态特性对车辆动力学性能的影响。目前,大多数螺旋钢簧是根据 EN13906 标准设计的,用准静态模型计算它们的静态强度,进行疲劳计算时将根据轴向和横向的静态位移或载荷来计算最大应力,这种设计方法在车辆设计中被绝大多数设计师采用。但是在运营过程中仍时常出现钢簧断裂的现象,直接影响动车组的运行安全,图 1 为现场事故中某动车组发生断裂的钢簧。究其原因,是准静态的设计方法忽略了钢簧在实际工作条件下所受到的高频激励的影响。钢簧一般被应用于产生高频

基金项目:中国国家铁路集团有限公司系统性重大项目 (P2021J003)

第一作者简介:高程程 (1996—),女,山东东营人,硕士研究生,研究方向为铁路车辆机械,gcc3135@163.com。

激励的结构中,经常工作在循环共振范围内,导致钢簧长期处于高应力状态下,钢簧疲劳寿命降低,最终导致弹簧发生断裂。



图1 一系钢簧断裂图片

本文以动车组某型钢簧为研究对象,通过有限元仿真计算,获取了钢簧的模态频率,利用单轮对高频激励台架试验,得到钢簧在高频激励下振动与应力响应,分析轴箱对钢簧的振动输入以及钢簧的应力响应,得到了钢簧的频响特性曲线;通过枕跨冲击理论公式计算与线路试验数据分析,获取了动车组在不同速度运行下对钢簧的振动输入,指出在特定速度下,钢簧存在共振疲劳断裂的风险,并针对性地提出改进措施。

1 钢簧模态分析

1.1 钢簧建模

为分析钢簧的振动特性,对该结构进行了有限元模态仿真计算^[9]。动车组钢簧采用圆柱压缩螺旋弹簧,两端圈制扁,端圈与弹簧轴线的垂直性好,具有较高的工作稳定性^[10]。对钢簧进行参数化建模,具体弹簧参数如表1所示。

表1 螺旋钢簧相关参数

参数名称	参数值
有效圈数/圈	3.0
支承圈数/圈	1.5
簧丝直径/mm	40
弹簧中径/mm	250
节距/mm	90

通过CATIA建立钢簧三维实体模型,采用HyperMesh软件对钢簧进行网格划分,弹簧网格采用四面体网格,得到钢簧有限元模型节点数为37 648,网格数为160 186,再导入ABAQUS软件进行模态计算。离散后的弹簧有限元模型如图2所示。

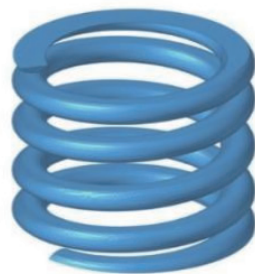


图2 一系钢簧有限元模型

1.2 钢簧有限元模态计算

对钢簧进行模态分析,仿真得到一系钢簧前3阶模态,如表2所示。前3阶模态主要表现为压缩、扭转和弯曲,如图3所示。

表2 一系钢簧模态分析结果

阶次	弹簧固有频率/Hz	振型描述
1	64.798	1阶压缩
2	71.671	扭转
3	86.118	1阶弯曲

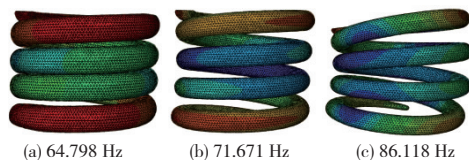


图3 一系钢簧振动模态

2 单轮对高频激励台架试验

2.1 台架试验简介

单轮对高频激励试验台如图4所示,利用枕梁上方的作动器施加载荷,用来模拟车体质量,车轮下方的驱动轮为多边形状态。试验时,将转向架一条轮对放置于驱动轮上,另一条轮对采用工装固定。试验用转向架轮对是新镲修无多边形车轮,通过多边形状态轨道驱动轮来模拟多边形车轮的车辆运行。速度由驱动轮控制。试验速度为0~350 km/h,试验激振频率能覆盖0~1 200 Hz,可以模拟线路上20阶车轮多边形工况^[11],激振频率具体计算方法如式(1)所示。

$$n = b \times \frac{D}{d} \quad (1)$$

式中: b 为小滚轮多边形阶数; D 为转向架轮对直径; d 为小滚轮直径。

本次台架试验工况为扫频,试验速度从0加

速到330 km/h,通过扫频得到的一系钢簧加速度与动应力数据,对其进行时频图的绘制,找出一系钢簧的固有频率。图5为一系钢簧应变片粘贴图。

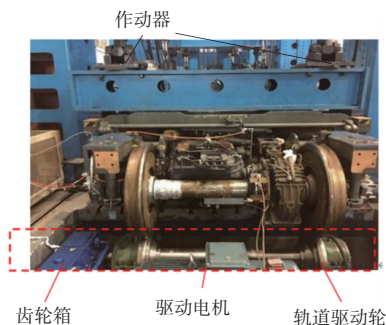


图4 台架试验示意图

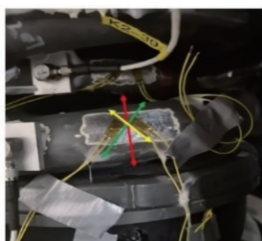


图5 应变片粘贴位置

2.2 一系钢簧台架试验数据分析

从初始加速到降速完成试验,分别得到钢簧加速度与动应力的时域数据。分析钢簧加速度时域图(图6)发现,钢簧的垂向加速度存在多个振动明显增大的区段,最大处的加速度值达到了40g。分析钢簧动应力时域图(图7)发现,在整个台架试验过程中钢簧动应力只存在一处应力幅值突然增大的区段,其应力幅值达到13 MPa,而钢簧动应力在其他区域幅值整体较小,最大处应力仅有5 MPa。对比钢簧加速度与动应力时域图发现加速度与动应力幅值都在200~250 s时间段里突然增大,通过该时间段后,加速度与动应力幅值又迅速减小。初步判断在200~250 s区间里由于驱动轮转动产生的激励频率与钢簧的扭转频率接近,即一系钢簧扭转模态被激发产生了共振,导致垂向加速度与动应力迅速放大。

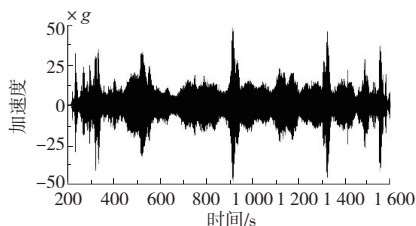


图6 加速度时域信号

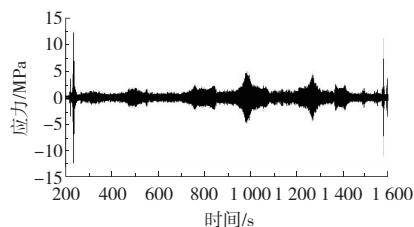


图7 动应力时域信号

将钢簧全程动应力数据进行傅里叶变换(图8),发现钢簧存在72 Hz的主频成分。可以看出这个频率和模态分析得到的钢簧扭转频率非常接近,说明72 Hz是钢簧的固有频率。

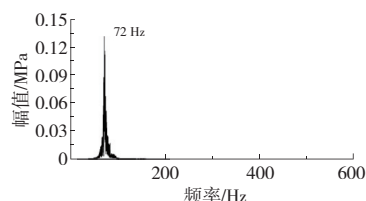


图8 动应力频域图

取钢簧全程动应力数据进行短时傅里叶变换(图9)发现,钢簧动应力时频图存在72 Hz左右的能量带,并且该能量带不随速度的改变发生变化,可以确定这是钢簧扭转模态被激发所导致的。

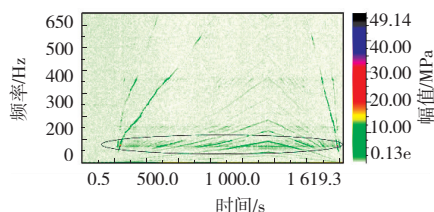


图9 钢簧动应力时频图

为了得到不同频率输入下的钢簧应力幅值,提取不同频率下轴箱振动加速度与钢簧应力进行归一化处理,得到不同频率单位振动输入对钢簧产生的应力幅值如图10所示。

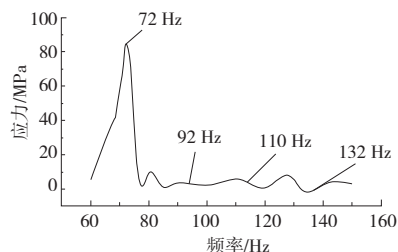


图10 频响特性曲线

试验结果表明:60~150 Hz 范围内,钢簧在

72 Hz的激励下会发生明显的共振,应力幅值突然增大,由于钢簧阻尼比较小,其共振带宽非常窄,当激振频率跨过 72 Hz 时,钢簧的应力幅值会突然下降,因此钢簧在激振频率为 92 Hz、110 Hz、132 Hz 时应力幅值非常小。分析图 8 发现钢簧在 72 Hz 频率激励下的应力幅值大约是 92 Hz、110 Hz、132 Hz 频率激励下的 30 倍。

结合钢簧模态计算与钢簧频响特性曲线,可以确定 72 Hz 为钢簧的固有模态,钢簧在 72 Hz 的激励下会发生明显的共振,应力幅值激增,容易导致钢簧疲劳断裂。

3 一系钢簧线路振动频率输入分析

分析历年的长期服役跟踪试验数据,动车组在 CRTS-I 板式轨道板铺设的客运专线和有砟轨道上,轨枕冲击较为显著。动车组在实际运行中以 155 km/h、200 km/h、250 km/h、300 km/h 的速度运行,表 3 为不同运行速度产生的轨枕冲击频率。

表 3 轨枕冲击频率

速度/(km/h)	轨道类型	轨枕间距/m	轨枕冲击频率/Hz
155	既有线	0.600	71.7
200	既有线	0.600	92.6
250	客运专线	0.629	110.4
300	客运专线	0.629	132.4

动车组运行过程中的枕跨冲击频率计算公式为

$$f = \frac{v}{\lambda} \quad (2)$$

式中: λ 为枕跨长度,对于 CRTS-I 板式轨道板,客运专线路为 0.629 m,既有线为 0.600 m; v 为车辆运行速度,m/s。

对比钢簧频响特性曲线和表 3 中的轨枕冲击频率,当动车组以 155 km/h 的速度在线上运行时,会产生 71.7 Hz 的枕跨冲击频率,该频率与钢簧的扭转固有模态非常接近,导致钢簧发生共振,钢簧应力幅值突然增大。而列车以 200 km/h 的速度运行时,虽然会对钢簧产生 92 Hz 的冲击,但是钢簧本身并没有 92 Hz 的固有模态,所以 92 Hz 不会导致钢簧产生共振。列车以 250 km/h、300 km/h 的速度运行时钢簧同样不产生共振。由于本文所研究的动车组通常会以 155 km/h 的速度运行,这将导致钢簧长期处于共振的频率范围内,不利于钢簧的寿命,最终容易导致钢簧发生疲劳断裂。

4 结语

对钢簧进行模态仿真计算、台架试验分析,结合线路枕跨冲击频率的理论计算,可以得出以下结论:

1)对钢簧进行有限元仿真与台架试验验证发现,装配状态下的钢簧存在 72 Hz 的固有模态,且该频率下钢簧的振动幅值较大;

2)结合钢簧频响特性曲线分析发现,钢簧动应力在 72 Hz 激励下会发生明显的共振,应力幅值激增,容易导致钢簧疲劳断裂;

3)在轨枕冲击下,以 155 km 时速运行的动车组钢簧存在共振的风险,长期以 155 km/h 的速度运行可能导致钢簧发生断裂,造成安全隐患。该动车组应避免长期以 155 km/h 的速度运行。同时建议有关人员根据列车运行的速度级设计不同的钢簧,避免一系钢簧发生共振。

参考文献:

- [1] 严隽毫,傅茂海. 车辆工程[M]. 3 版. 北京:中国铁道出版社,2008:58-59.
- [2] WANG SL, LI X Y, LEI S, et al. Research on torsional fretting wear behaviors and damage mechanisms of stranded-wire helical spring[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(8): 2137-2147.
- [3] DAS S K, MUKHOPADHYAY N K, KUMAR B R, et al. Failure analysis of a passenger car coil spring [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(1): 158-163.
- [4] MACIEJEWSKI J, AKYUZ B. Spring fatigue fractures due to microstructural changes in service[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2014, 14(2): 148-151.
- [5] DAI LC, CHI M R, GAO H X, et al. An investigation into the modeling methodology of the coil spring[J]. Shock and Vibration, 2020, 2020: 1-13.
- [6] PRAWOTO Y, IKEDA M, MANVILLE S K, et al. Design and failure modes of automotive suspension springs [J]. Engineering Failure Analysis, 2008, 15(8): 1155-1174.
- [7] 刘丽,张卫华. 金属螺旋弹簧动态特性研究[J]. 中国科技论文在线, 2007, 2(9): 678-683.
- [8] 孙文静,宫岛,周劲松,等. 一系螺旋弹簧动刚度对车辆-轨道耦合振动影响分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(5): 49-55.
- [9] 房元,胡高峰,戚厚军,等. 一种共振型超声椭圆振动超精密刀架的设计分析[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(5): 30-33.
- [10] 尹太国,李伟,张鹏,等. 地铁车辆一系钢簧中高频动态特性分析[J]. 机械, 2019, 46(6): 1-7, 41.
- [11] 张富兵,邬平波,吴兴文,等. 高速列车车轮多边形对轴箱的影响分析[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(5): 1063-1068, 1088.

收稿日期:2023-01-09