DOI: 10.3901/JME.2019.14.080

动车组制动盘螺栓载荷测试及疲劳损伤研究^{*}

范童柏 任尊松 王文静 王曦 邹骅
(北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044)

摘要: 在线运营高速动车组制动盘螺栓的结构可靠性对列车运行安全性有十分重要的影响。在研究高速动车组制动盘螺栓载荷测试技术基础上,在某客运专线,对国内某型高速动车组动轴制动盘螺栓载荷进行5天线路测试,获得制动盘螺栓载荷动态时间历程。测试工况包括正常工况和故障工况,总测试里程为6 546 km。抽样分析了电制动、连续空气制动以及紧急制动等工况下的应力特性,给出螺栓一定运用里程下的应力谱以确定幅值、次数与测试里程之间的关系。结合螺栓结构特点和测试分析结果,评估了螺栓不同运行工况下的疲劳强度。结果表明,正常工况下动轴制动盘螺栓载荷无明显变化;故障工况下,动轴制动盘螺栓拉伸载荷、周向弯矩和径向弯矩均有显著提高,且随着空气制动增加,制动热使得制动盘和螺栓温度升高。由于材质和结构的不同,两者膨胀变形存在差异,导致制动盘螺栓应力有较大变化。

关键词: 动车组; 制动盘螺栓; 载荷; 制动作用; 损伤

中图分类号: U270

Study on Bolt Load Test and Fatigue Damage of Brake Discs of EMU

FAN Tongbai REN Zunsong WANG Wenjing WANG Xi ZOU Hua
(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: The structural reliability of brake disc bolts of the high speed EMU is important for operation safety. Based on the load test of brake disc bolts of the high speed EMU, there is a five days' test on a certain type of EMU, with the total test mileage of 6 546 km. Under normal working conditions and failure conditions, dynamic characteristics of bolt load of brake discs are obtained, and the fatigue strength assessment under different operation conditions is completed. The characteristics of bolt structure are combined with the test data. The samples of electrical braking, continuous air braking and emergency braking are analyzed, and its operational reliability is estimated. It is shown that the load of the brake discs of the power axle is not obviously changed under normal conditions. Under failure conditions, the load of the brake discs of the power axle is obviously increased. With the increase of air braking, a rise in the temperature of brake discs and bolts is resulted by the friction heat. Because of the differences of the materials and structures, there are different deformations of brake discs and bolts, which lead to a great change of bolt stress.

Key words: EMU; bolts of brake discs; load; braking action; damage

0 前言

高速动车组制动盘螺栓紧固连接着制动盘和盘毂,具有刚度大和预紧力强等特点。在列车运营过程中,该类型螺栓不能出现任何松动甚至断裂等异常事故。因此,制动盘螺栓作为高速旋转制动盘和盘毂的连接紧固件,其运用安全性受到了高度关注与重视。

螺栓作为一种连接两个或两个以上物件的紧固

件,存在摩擦、接触和拧紧等问题,会使得动力学特性比较复杂^[1-3],其应力会发生复杂变化,并可能出现结构可靠性不足问题。

制动过程中摩擦生热会使螺栓处于恶劣的运行环境中。文献[4-6]对常温和高温下的螺栓结构强度、预紧力计算公式及载荷测试等进行了研究。CAI等^[7]建立了螺栓连接模型,对高温条件下螺栓孔和螺栓的应变进行研究,用可靠性方法评价了现行设计的可靠性。杨延峰^[8]通过动应力测量的方式评价了轨道车辆的薄弱连接处的疲劳寿命,指出疲劳危险点通常出现在结构预紧区。

此外,大刚度螺栓能够提高连接件的固有频率,强预紧力会使得螺栓连接的构件具有良好的结

^{*} 北京交通大学基本科研基金(M16JB00020)、国家自然科学基金(51575036)和国家重点研发计划(2016YFB1200505-010)资助项目。
20180603收到初稿,20181126收到修改稿

构传递特性^[9]。然而 GRIMSMO 等^[10]指出, 过度紧固使得螺栓和螺母组件在拉伸下的螺纹发生早期失效。张永祥等^[11]对连杆螺栓的断裂原因分析, 完成了螺栓预紧力测试和疲劳试验研究。刘建华^[12]在不同预紧力下, 开展了轴向激励的螺栓连接结构的松动试验, 再现了轴向激励下螺栓连接结构的松动过程。赵丹^[13]研究了螺栓连接对转子动力特性的影响。

实际运用经验表明, 在较高运行速度下, 当前高速动车组使用的部分制动盘用螺栓的可靠性问题亟待深入研究。

为了进一步明确多种工况下螺栓的载荷特性和损伤规律, 本文依据铁路行业对动车组制动盘螺栓载荷测试的相关要求, 在兰新高速铁路客运专线开展动车组动轴制动盘螺栓动应力和载荷测试, 依据测试结果, 研究制动盘螺栓在不同运行工况下的疲劳强度, 评估其运用可靠性, 分析其失效原因。

1 制动盘螺栓载荷测试与识别

1.1 载荷测试螺栓制作与标定

本次试验采用载荷测试螺栓。将某型动车组动轴制动盘螺栓根据受力特点利用惠斯通电桥原理进行贴片并组全桥, 分别制成拉伸载荷测试螺栓和弯矩载荷测试螺栓。将应变片布置在螺栓上并完成干燥工作后, 需要对测试螺栓进行载荷-应变标定。标定前, 需要针对螺栓承受的最大应力, 估算出标定载荷的最大值。而后在 MTS810 试验机上进行标定。即在弹性变形范围内对两种载荷测试类型的螺栓分别加载, 得到各螺栓的变形和载荷对应值, 对其进行一次曲线拟合得到各螺栓的拉伸载荷及弯矩载荷的标定系数, 完成载荷标定, 标定用设备及某一螺栓的标定曲线分别如图 1 和图 2 所示, 得到的动轴制动盘螺栓标定系数如表 1 所示。

图 1 MTS810 试验机加载

图 2 某螺栓标定曲线

表 1 动轴制动盘螺栓标定系数

螺栓位置	螺栓编号	桥路	标定系数
左侧制动盘/ [N/μs(N·m/μs)]	1	拉伸全桥	7.22
	2	周向弯矩全桥	6.56×10^{-3}
	7	径向弯矩全桥	6.76×10^{-3}
	8	拉伸全桥	7.29
右侧制动盘/ [N/μs(N·m/μs)]	2	周向弯矩全桥	7.15×10^{-3}
	4	径向弯矩全桥	9.27×10^{-3}
	8	拉伸全桥	8.14

1.2 制动盘螺栓测点布置

载荷测试螺栓安装在 M07 车 3 轴(动轴), 被测试车组为非运营车组, 采用沙袋模拟定员重量。测试螺栓轮对位置如图 3 所示。

图 3 轮对位置示意图(浅灰色圆点示意)

在动轴左右两侧制动盘上分别安装载荷测试螺栓, 其中左轮侧制动盘安装 1 个测拉伸载荷螺栓, 1 个测径向弯矩螺栓, 1 个测周向弯矩螺栓, 1 个测拉伸载荷且测径向弯矩螺栓; 右轮侧制动盘安装 1 个测拉伸载荷螺栓, 1 个测径向弯矩螺栓, 1 个测周向弯矩螺栓。测试螺栓位置及现场安装分别如图 4 和图 5 所示。

图 4 动轴左轮侧制动盘测试螺栓位置

图 5 动轴右轮侧制动盘测试螺栓位置

2 螺栓载荷线路测试及数据处理

兰州至嘉峪关高速铁路线路全程约为 697 km, 为

无砟轨道整体道床线路。2016 年 11 月, 某型高速动车组在兰州西至嘉峪关南高速路线上进行了 5 天测试。运行工况分为正常工况和故障工况。

正常工况为兰州西至嘉峪关南运行一个往返(2 个单程)共约 1 394 km。在该往返全程, 列车按照实际正常运行状况行驶, 即电制动和空气制动同时正常作用。

故障工况为兰州西至张掖西运行一个往返(2 个单程)共约 970 km。该往返部分运行区段模拟线路故障, 切除电制动采用纯空气制动。其中: 兰州西到张掖西方向, 在门源站和民乐站之间的军马场长大下坡道处进行初始速度 200 km/h 的连续纯空气制动; 在张掖西到兰州西方向, 采用纯空气制动进行初始速度 200 km/h 的最大常用制动和紧急制动各一次。

载荷测试螺栓与车厢内的测试系统通过测试电缆连接。各个测点的信号采集均采用 IMC 数字式动态信号采集系统, 数值采样频率高于各测点动态响应频率 10 倍左右, 确保了采样数据的真实性。测试工作结束后, 采用专用数据处理软件处理信号数据, 其基本流程包括各通道数据分离、去除零点漂移、应变信号转变应力信号、异常信号处理、数字滤波处理、峰谷值挑选以及雨流循环计数等。通过以上处理, 抽样分析时域得到不同工况下的参量, 编制测试螺栓载荷谱, 计算其损伤值。

需要说明的是, 测试的载荷和损伤计算结果是在螺栓初始处于正常紧固状态(预紧扭矩 110 N·m)下获得的。

3 螺栓动载荷时域特征

本次螺栓测试试验获得了螺栓拉伸载荷、径向弯矩载荷和周向弯矩载荷。这些动载荷表明了运用过程中螺栓载荷随时间变化的复杂特性。

按照疲劳损伤理论, 影响疲劳强度的主要因素是动载荷的变化范围 $\Delta F(\Delta F = F_{max} - F_{min})$, 因此通常用动载荷幅值 $F_a(F_a = \Delta F/2)$ 来表示。图 6 和图 7 为不同测试时间段和工况的载荷/速度-时间历程。从图 6a 和 6b 显示的正常工况下螺栓载荷时间历程可以看出, 高速动车组运行时测试螺栓载荷出现变化, 停车时测试螺栓载荷基本趋于平缓无波动, 表明测试过程良好, 测试数据符合实际运行工况; 每次加速过程中, 螺栓轴向拉伸载荷减小至负值, 说明其预紧力在减小; 制动减速过程中, 拉伸载荷变大, 螺栓预紧力增大。

(a) 正常工况 (兰州西→嘉峪关南)

(b) 正常工况 (嘉峪关南→兰州西)

图 6 正常工况螺栓载荷-时间历程

从图 7a 和 7b 显示的故障工况下螺栓载荷时间历程可以看出, 在高速运行时采用空气制动并在停车后较长一段时间内, 测试螺栓载荷依然有非常大的变化。这说明因热传递速率所限, 制动盘摩擦产生的热量仍在传递, 此时测试螺栓温度仍在持续上升, 螺栓和制动盘膨胀变形差异可能对测试螺栓的载荷影响较大。

(a) 故障工况 (兰州西→张掖南)

(b) 故障工况 (张掖西 → 兰州西)

图 7 故障工况螺栓载荷-时间历程

将制动盘各测试螺栓的载荷-时间历程进行统计, 最大载荷、最小载荷和载荷幅值的测试结果分别如表 2 和表 3 所示。由此可以得出: ① 正常工况下, 动轴制动盘螺栓的轴向拉伸、周向弯矩和径向弯矩无大变化; ② 故障工况下, 动轴制动盘螺栓的轴向拉伸、周向弯矩和径向弯矩均大于正常运行工况下的载荷, 尤其长大坡道连续空气制动工况下螺栓的各类载荷均出现最大变化。故障工况与正常工况相比, 拉伸载荷幅值增大约 13 倍, 由 1 160.81 N 增大为 1.54×10^4 N; 周向弯矩幅值增大约 10 倍, 由 2.71 N·m 增大为 28.43 N·m; 径向弯矩幅值增大约 8 倍, 由 2.55 N·m 增大为 20.55 N·m。

表 2 正常工况下动轴制动盘螺栓载荷最值与幅值表

载荷类型	正常工况		
	兰州西↔嘉峪关南		
	最大值	最小值	幅值
拉伸载荷/N	432.68	-1 552.70	992.67
	561.39	-1 665.08	1 113.23
	228.71	-2 092.90	1 160.81
周向弯矩/(N·m)	5.05	-0.36	2.71
	0.32	-0.39	0.36
径向弯矩/(N·m)	0.88	-2.31	1.59
	1.61	-3.49	2.55
	1.39	-1.49	1.44

表 3 故障工况下动轴制动盘螺栓载荷最值与幅值表

载荷类型	故障工况		
	兰州西↔张掖西		
	最大值	最小值	幅值
拉伸载荷/N	2436.00	-2.84×10^4	1.54×10^4
周向弯矩/(N·m)	21.26	-35.61	28.43
径向弯矩/(N·m)	8.22	-32.88	20.55
	2.49	-14.86	8.68

4 螺栓应力谱与损伤

4.1 制动盘螺栓应力谱编制

依据疲劳相关理论, 结构损伤由应力幅值和出现频次确定, 因此要获得各应力水平下的螺栓损伤, 首先要计算出各载荷下螺栓的应力。对于拉伸载荷和弯矩载荷, 应力计算公式(1)、(2)分别如下

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (1)$$

$$\sigma_b = \frac{32\,000M}{\pi d^3} \quad (2)$$

式中, σ_t 表示拉伸应力, F_t 表示拉伸载荷; A 表示螺栓圆截面面积, σ_b 表示弯曲应力, M 表示弯矩, d 表示螺栓圆截面直径。

测试螺栓分为测拉伸载荷螺栓、测径向弯矩螺栓和测周向弯矩螺栓, 故采用合成总应力来计算制动盘螺栓损伤值, 如图 8 所示。

图 8 螺栓圆截面弯矩示意图

径向弯矩 M_r 在 A 点造成的应力如式(3)所示

$$\sigma_A^1 = \frac{M_r a}{I} = \frac{M_r}{I} R \cos \alpha \quad (3)$$

周向弯矩 M_θ 在 A 点造成的应力如式(4)所示

$$\sigma_A^2 = \frac{M_\theta b}{I} = \frac{M_\theta}{I} R \sin \alpha \quad (4)$$

合成总应力如式(5)所示

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_w = \frac{F}{S} + \frac{M_r \cos \alpha + M_\theta \sin \alpha}{I} R \quad (5)$$

为了对螺栓疲劳可靠性进行评估, 需要将应力-时间历程进行分析与统计计数, 再使用波动中心法编制应力谱。采用国际上通用的雨流计数法进行螺栓应力的循环计数处理。对测试数据统计分析后, 编制各螺栓应力-频次的 128 级应力谱。

4.2 损伤计算方法

根据 Miner 法则和 BS 7608: 2014+A1: 2015 提供的 S-N 曲线, 如图 9 所示^[14], 依据式(6)计算螺栓

疲劳关键部位在各级应力下的损伤。

$$D_i = \frac{n_i}{1 \times 10^7} \left(\frac{S_i}{S_o} \right)^m \quad (6)$$

式中, D_i 为疲劳损伤累积因数; n_i 为各级应力下的频次; S_i 为各级应力范围; S_o 为疲劳许用应力范围; m 为 $S-N$ 曲线的斜率。 m 和 S_o 由表 4^[14] 可知, 分别取 3 和 33 MPa, 该表提供了不同等级分类的钢结构采用的 $S-N$ 曲线数值。

图 9 直接加载螺纹螺栓的 $S-N$ 曲线(类别 X)

表 4 $S-N$ 曲线采用的参数和选取类别的指引

类别	斜率 m	应力范围 $S_{oc}(N=10^7)$ /(N·mm ⁻²)	应力范围 $S_{ov}(N=5 \times 10^7)$ /(N·mm ⁻²)
B	4.0	100	67
C	3.5	78	49
D	3.0	53	31
E	3.0	47	27
F	3.0	40	23
F2	3.0	35	21
G	3.0	29	17
G2	3.0	25	15
W1	3.0	21	12
X	3.0	33	19
部件形式	类别	特殊要求	图示
螺纹紧固件	X	这种类别不适用于有焊接的螺栓	

4.3 损伤计算结果

该型动车组制动盘螺栓设计寿命里程为 240 万 km, 故下文中使用 240 万 km 的累计损伤来评估螺栓寿命, 即若累计疲劳损伤结果为 1 时, 螺栓失效, 疲劳寿命为 240 万 km。两种工况下制动盘螺栓拉伸载荷、周向弯矩和径向弯矩在 240 万 km 运用里程下对应的累计损伤分别如图 10 和图 11 所示, 合成总应力的 240 万 km 累计损伤见表 5。

图 10 正常工况下各载荷类型 240 万 km 累计损伤

图 11 故障工况下各载荷类型 240 万 km 累计损伤

表 5 各工况合成总应力的 240 万 km 累计损伤

工况	采样里程/km	240 万 km 累计损伤
正常工况	1394	6.62×10^{-4}
故障工况	970	0.88

由图 10、图 11 和表 5 可知: ① 正常工况下, 动轴制动盘螺栓三种载荷的损伤均较小且相互接近; ② 故障工况下, 三种载荷造成的损伤值均明显增大, 其中周向弯矩的损伤值变化最大, 损伤增大后达到 0.30, 制动盘螺栓上有明显的弯矩作用; ③ 合成总应力后, 正常工况最大总损伤为 6.62×10^{-4} , 故障工况最大总损伤为 0.88, 故障工况的损伤值远大于正常工况, 且接近疲劳损伤失效最大极限 1。

5 制动方式对制动盘螺栓载荷的影响

虽然测试范围限于兰州西站至嘉峪关南站之间, 但是测试数据覆盖的总里程长、工况全面、测试结果具有良好的代表性。为确定不同制动方式下制动盘螺栓应力的动态变化特性, 这里针对主要典型的制动方式进行抽样, 结合测试螺栓温度变化, 进一步揭示制动盘螺栓应力在不同制动方式下的变化规律。这些制动方式主要包括电制动, 连续空气

制动和紧急制动等。不同制动方式在现场对应行车工况如表 6 所示。

表 6 不同制动方式对应行车工况表

制动方式	行车工况
电制动	正常线路直线运行
连续空气制动	长大下坡道, 制动速度长时间保持在 200 km/h
紧急制动	切除电制动的正常线路直线运行

螺栓温度通过铂电阻温度传感器测量, 其利用电阻随温度变化的特性间接测量温度, 其布置在螺栓头部中心表面以下 8 mm 处。该温度传感器在 400 °C 下持续 300 h 后, 0 °C 时的最大温度漂移为 0.02 °C。其测量误差如表 7 所示。

表 7 铂电阻温度传感器误差数据表(绝对值)

温度/°C	标准电阻值/Ω	温度误差/°C	阻值误差/Ω
-100	60.26	0.27	0.10
0	100.00	0.10	0.04
100	138.51	0.27	0.10
200	175.86	0.44	0.16
300	212.05	0.61	0.23
400	247.09	0.78	0.30

5.1 电制动

如图 12 所示, 列车在正常线路上直线运行, 速度从 163.3 km/h 下降到 51.3 km/h, 此采样段仅有电制动, 无空气制动。制动盘螺栓温度变化不大, 螺栓的合成总应力峰值为 -8.4 MPa, 应力变化最大值为 2.03 MPa。即在电制动作用下, 列车无制动缸压力, 测试螺栓处于良好的运行环境, 此时电制动作用对制动盘螺栓应力影响有限。

图 12 电制动下, 螺栓应力/制动缸压力/速度/螺栓温度-时间历程

5.2 连续空气制动

如图 13 所示, 在军马场长大下坡道处, 切除电制动, 进行初始速度 200 km/h 的连续空气制动。在连续空气制动下, 因列车处于长大下坡道, 运行速度仍长时间保持在 200 km/h 左右, 螺栓的合成总应

力峰值为 -350.5 MPa, 应力变化最大值为 332.55 MPa, 测试螺栓温度从 15.65 °C 上升到 119.7 °C, 螺栓应力变化十分明显。即在连续空气制动下, 由于高速旋转过程中的长时间制动摩擦导致螺栓温度急剧上升, 螺栓处于恶劣的运行环境。此时连续空气制动作用对制动盘螺栓应力影响十分明显。

图 13 连续空气制动下, 螺栓应力/制动缸压力/速度/螺栓温度-时间历程

5.3 紧急制动

如图 14 所示, 在切除电制动的正常线路上, 通过紧急制动, 在大约 69 s 内列车运行速度从 202.2 km/h 下降到 0 km/h, 制动盘螺栓合成总应力峰值为 -90.61 MPa, 应力变化最大值为 93.28 MPa, 螺栓温度从 11.03 °C 上升到 95.62 °C, 变化较大。即在紧急制动作用下, 由于制动摩擦导致螺栓温度上升, 螺栓上的应力有明显的变化。

图 14 紧急制动下, 螺栓应力/制动缸压力/速度/螺栓温度-时间历程

5.4 连续空气制动和紧急制动螺栓损伤

为了更加准确和具体地反映连续空气制动和紧急制动对制动盘螺栓应力的影响, 表 8 给出了两种制动工况下的螺栓损伤值。由此可以看出: ① 长大坡道连续空气制动期间制动盘螺栓 240 万 km 累计损伤为 5.06, 紧急制动期间制动盘螺栓 240 万 km 累计损伤为 2.95, 这主要是由空气制动摩擦生热导致制动盘和螺栓温度变化过大引起; ② 连续空气制动的累计损伤比紧急制动更大, 这主要是因为连续

空气制动的持续时间和摩擦速度均大于紧急制动, 螺栓温度和应力变化更加剧烈, 故其累计损伤大于紧急制动; ③ 两种制动工况的 240 万 km 累计损伤均大于 1, 长时间处于这两种制动方式下时, 螺栓结构的疲劳强度不能满足设计使用寿命要求, 故高速列车行驶时, 应尽量避免处于故障工况。

表 8 两种故障工况制动盘螺栓 240 万 km 累计损伤

制动工况	采样里程/km	240 万 km 累计损伤
连续空气制动	69	5.06
紧急制动	1.94	2.95

6 结论

在制作载荷测试螺栓并进行线路测试的基础上, 本文研究了某型高速动车组动轴制动盘螺栓载荷动态特性和各工况下疲劳累计损伤。

(1) 正常工况下, 动轴制动盘螺栓的轴向拉伸载荷、周向弯矩和径向弯矩均无明显变化; 故障工况下, 动轴制动盘螺栓的轴向拉伸载荷、周向弯矩和径向弯矩都显著大于正常运行工况下的载荷, 螺栓上出现较高的弯曲载荷。

(2) 动轴制动盘螺栓, 故障工况下的最大拉伸载荷幅值是正常运行工况下的 13 倍左右, 最大周向弯矩幅值是正常运行工况下的 10 倍左右, 最大径向弯矩幅值是正常运行工况下的 8 倍左右。

(3) 动轴制动盘螺栓, 正常工况下 240 万 km 累计损伤较小, 为 6.62×10^{-4} ; 故障工况下 240 万 km 累计损伤为 0.88, 其中弯矩产生的损伤较大, 不可忽略; 连续空气制动期间 240 万 km 累计损伤为 5.06; 紧急制动期间 240 万 km 累计损伤为 2.95; 故应尽可能避免高速列车处于故障工况。

(4) 从螺栓应力/制动缸压力/速度/螺栓温度-时间历程来看, 造成螺栓应力变化过大的主要原因是空气制动, 空气制动产生的摩擦热使得制动盘和螺栓温度急剧升高。由于材质和结构的不同, 两者膨胀变形存在差异, 导致螺栓上产生较大的应力波动, 最终使其疲劳失效。

本文给出了高速动车组动轴制动盘螺栓在不同运行工况下的动态载荷特性和疲劳累计损伤, 但研究结果对应的车轮踏面为镟轮后的较好状态, 且轨道环境较好, 运行较长里程后踏面和轨道的磨损可能导致试验结果发生变化, 这在一定程度上会影响螺栓的受力情况, 这是下一步将要开展的研究工作。另外, 该车试验最高运行速度低于其设计最高运行速度, 两种速度下正线区段的螺栓载荷频次将会有

所变化, 这对其使用寿命的影响有待进一步研究。

参 考 文 献

- [1] BICKFORD J H. An introduction to the design and behavior of bolted joints[M]. Boca Raton, Florida: CRC Press, 1995.
- [2] 林恩强, 郭然, 罗吉祥, 等. 螺栓紧固铝板疲劳裂纹萌生的有限元参数分析[J]. 工程力学, 2010, 27(6): 245-251.
LIN Enqiang, GUO Ran, LUO Jixiang, et al. Analysis of the parameter effect on fatigue crack in riveted components with finite element method[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(6): 245-251.
- [3] 沈国辉, 陈震, 郭勇, 等. 螺栓节点板抗剪连接的有限元模拟方法研究[J]. 工程力学, 2013, 30(1): 119-125.
SHEN Guohui, CHEN Zhen, GUO Yong, et al. Finite element simulation methods applied to bolted gusset plates used as shear connectors[J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(1): 119-125.
- [4] 闵昌万, 谭志勇, 费庆国. 复合材料热结构螺栓连接刚度试验分析方法[J]. 南京航空航天大学学报, 2012, 44(6): 876-880.
MIN Changwan, TAN Zhiyong, FEI Qingguo. Experimental analysis on connection stiffness of bolt for thermal structures of composite material[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012, 44(6): 876-880.
- [5] 曲家棣, 窦一康, 朱士明, 等. 秦山核电厂反应堆压力容器主螺栓热态载荷测试研究[J]. 核动力工程, 1994, 15(2): 97-102.
QU Jiadi, DOU Yikang, ZHU Shiming, et al. Ultrasonic measurement on RPV stud-bolt loading under hot transient of Qinshan NPP[J]. Nuclear Power Engineering, 1994, 15(2): 97-102.
- [6] 黄勇祥. 高温下钢结构高强度螺栓连接极限承载力的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2004.
HUANG Yongxiang. Research on ultimate capacity of high-strength bolt connection of steel structure at high-temperature[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2004.
- [7] CAI Yancheng, YOUNG Ben. Bearing factors of cold-formed stainless steel double shear bolted connections at elevated temperatures[J]. Thin-Walled Structures, 2016, 98: 212-229.
- [8] 杨延峰. 机车车辆螺栓联结结构可靠性分析[D]. 北京: 北京交通大学, 2015.
YANG Yanfeng. Study on the reliability of the bolt joint structure of rolling stock[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015.

- [9] 陈长盛, 王强, 柳瑞锋, 等. 螺栓连接对结构模态及传递特性影响研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 178-182.
CHEN Changsheng, WANG Qiang, LIU Ruifeng, et al. Effect of bolt connection on structural vibration modes and transfer characteristics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(2): 178-182.
- [10] GRIMSMO E. L, AALBERG A, LANGSETH M, et al. Failure modes of bolt and nut assemblies under tensile loading[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2016, 126: 15-25.
- [11] 张永祥, 明廷锋, 彭彪. 某船用柴油机连杆螺栓断裂研究[J]. 内燃机工程, 2002, 23(2): 69-71.
ZHANG Yongxiang, MING Yanfeng, PENG Biao. The research on connecting rod bolt fracture of a marine diesel engine.[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23(2): 69-71.
- [12] 刘建华. 轴向激励下螺栓连接结构的松动机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2016.
- LIU Jianhua. Research on the self-loosening mechanism of bolted joints under axial excitation[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016.
- [13] 赵丹. 螺栓连接对转子动力特性影响的研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2013.
ZHAO Dan. Study on the influence of bolted joint on the dynamic characteristic of rotor structure[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2013.
- [14] British Standards Institute. BS 7608: 2014+A1: 2015. Guide to fatigue design and assessment of steel products[S]. London: British Standards Institute, 2015.
-
- 作者简介: 范童柏, 男, 1993 年出生, 博士研究生。主要研究方向为轮轨动力学。
E-mail: 15116354@bjtu.edu.cn
任尊松, 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆/轨道系统动力学及结构强度。
E-mail: zsren@bjtu.edu.cn
王文静(通信作者), 女, 1976 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为轨道车辆结构强度与可靠性。
E-mail: wjwang@bjtu.edu.cn