DOI: 10.3901/JME.2020.22.159

考虑旋转效应的制动盘螺栓弯矩分布规律^{*}

范童柏 任尊松 查浩 徐宁

(北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044)

摘要: 制动盘螺栓对保证列车制动和运行安全具有十分重要的作用,掌握制动盘螺栓弯矩分布规律对确保其使用寿命具有重要意义。采用高速动车组制动盘螺栓弯矩载荷测试技术,对国内多条实际线路的制动盘螺栓弯矩进行测试,获得了制动盘螺栓弯矩与动车组运行速度的关系。依据轮装制动盘螺栓连接结构的尺寸和工作环境开展理论分析,获得了螺栓杆弯矩分布的理论值。建立轮装制动盘车轮结构有限元模型,模拟仿真车轮高速旋转过程中螺栓杆受力情况,得到不同速度下螺栓杆的弯矩分布有限元解。研究结果表明,螺栓杆上的弯矩与列车运行速度密切相关,且运行速度越大,螺栓杆上弯矩越大。理论推导和有限元仿真结果均表明螺栓杆上各截面的弯矩大小和方向并不一致,在内外侧截面和中间截面出现弯矩极值,且方向相反。由于车轮内外结构的不对称性,导致螺栓杆上靠近轮缘一侧的截面弯矩大于外侧截面弯矩。研究工作为进一步研究制动盘螺栓的结构可靠性奠定了基础。

关键词: 动车组; 制动盘螺栓; 高速旋转; 弯矩; 有限元

中图分类号: U270

Distribution and Variation of Bolt Bending Moment of Brake Discs under High-speed Rotation

FAN Tongbai REN Zunsong ZHA Hao XU Ning

(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: Brake disc bolts play an important role in guaranteeing EMU braking and operation safety. It is of great significance to know the bending moment distribution of brake disc bolts for ensuring their service life. Based on the bending moment test method of brake disc bolts of the high speed EMU, there are several bolt bending moment tests on the actual operation lines and the relationship between bolt bending moments and operation speeds is obtained. According to the size and working environment of bolts of wheeled brake discs, the theoretical analysis of bolt bending moment is finished and the theoretical value is obtained. With the establishment of the finite element model of wheeled brake discs, the bolt loads condition under high-speed rotation is simulated. The results show that the bolt bending moment is closely related to the operation speed of EMU. The higher the operation speed is, the bigger the bolt bending moment is. The results from the theory and finite element model show that the values and directions of bending moments of different bolt sections are inconsistent. The extremums of bending moments appear in both end and middle sections. And the directions between end and middle sections are the opposite. However, due to the asymmetry of the wheel structure, the bending moment of the inner end section is bigger than that of the outer end section. The research work lays a foundation for further research on structural reliability of brake disc bolts.

Key words: EMU; bolts of brake discs; high-speed rotation; bending moment; finite element

0 前言

螺栓作为一种连接紧固件,因其结构简单,拆卸非常方便,在多种行业得到广泛应用。当螺栓受

到循环载荷作用时,由于不同连接部件之间存在摩擦、接触和拧紧等问题,使得承受的载荷变化非常复杂^[1-3],导致其应力发生相应变化,常常出现不同程度的疲劳损伤和松动现象,进而产生结构可靠性不足问题。在工程设计应用中,螺栓连接结构经常被认为是结构中最脆弱的部分^[4]。高速动车组制动盘螺栓作为连接车轮和制动盘之间的紧固件,影响着列车制动的安全可靠,其承受的载荷规律亟需

^{*} 国家自然科学基金(11790281, 51575036)和国家重点研发计划(2016YFB1200506-21)资助项目。20191128收到初稿,20200318收到修改稿

开展深入研究。

目前关于螺栓载荷的研究,大多是基于静止连接结构上的受荷分析。国内外学者^[5-6]对高强度螺栓连接进行了相关研究,并对影响高强度螺栓连接性能的参数进行了系统分析。研究者们^[7-9]分别对常温 and 高温下的螺栓结构强度、预紧力的计算公式及载荷测试方法等进行了研究。尹益辉等^[10]使用有限元仿真方法研究了螺栓在轴向力作用下的内力、应力和变形规律。GRIMSMO 等^[11]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。CAI 等^[12]通过建立螺栓连接模型,对螺栓孔和螺栓的应变进行分析,采用可靠性方法评价现行设计的可靠性。王曦和王飞等^[13-14]分别对高速动车组轴装式和轮装式制动盘螺栓在制动工况下的载荷和应力变化情况进行了研究,但其研究对象均保持静止,通过添加热流密度的方法来模拟制动过程。欧阳卿^[15]采用虚功原理推导了预拉力模拟方法,该方法可以较为准确地模拟预应力的工作,同时采用数值试验模拟了承压型高强螺栓的受力过程。这些方法对获得静止状态下螺栓连接结构的载荷具有良好效果,但不能反映运动状态的螺栓内部应力、载荷变化特征等。

针对旋转部件的螺栓连接结构,目前大多数研究者着重分析旋转结构件螺栓连接结构的转子动力学和弯曲刚度。蔡力钢等^[16]以螺栓结合面为研究对象,建立了以试验为基础的螺栓结合面向静态刚度特性提取方法,但并没有研究弯曲刚度。RIETZ^[17]对在弯曲转矩作用下的螺栓连接结构进行了疲劳试验。郭文新等^[18]采用有限元法,对不同螺栓个数和不同预紧力下结合面弯矩刚度进行仿真,提出了“等效刚度系数”的概念。QIN 等^[19-20]利用有限元法,建立了螺栓连接的弯矩计算模型,推导出盘毂连接结构时变弯曲刚度表达式,分析了螺栓连接结构变刚度对转子动力学的影响。这些方法都集中关注了螺栓连接结构的刚度问题,并没有对旋转效应对螺栓载荷的影响进行分析。

事实上,高速动车组制动盘螺栓在离心力的作用下,沿车轮径向会产生应力分布不均的现象。这种应力分布不均会导致螺栓在运动过程中出现弯矩变化。本文首先通过线路试验测试,获得制动盘螺栓弯矩,对比车轮在静止和运动两种状态下螺栓的弯矩变化。接着采用材料力学方法,理论分析螺栓产生弯矩的原因。最后,通过有限元仿真复现耦合状态下螺栓的弯矩变化情况,并与试验进行比对。该项研究旨在揭示车轮高速旋转过程中制动盘螺栓弯矩载荷分布的变化规律,为保障列车的运行安全可靠提供理论指导。

1 螺栓弯矩线路试验测试

1.1 测力螺栓制作与准备

本次试验采用标定好的测弯矩螺栓对列车运行过程中的制动盘螺栓弯矩进行测量。根据惠斯通电桥原理,将应变片粘贴在螺栓杆上靠近螺母位置,测弯矩螺栓贴片如图1所示。采用高温箱对螺栓载荷传感器进行干燥处理,以消除外部潮湿环境对标定结果的影响。利用 MTS810 试验机,在弹性变形范围内对测弯矩螺栓加载,得到螺栓的变形和载荷对应值,对其进行一次曲线拟合得到螺栓的弯矩载荷的标定系数,完成载荷标定。其现场加载过程如图2所示,得到螺栓弯曲载荷的标定系数为 $0.016 \text{ N} \cdot \text{m}/\mu\epsilon$ 。

图1 测弯矩螺栓示意图 图2 MTS810 进行螺栓标定

1.2 线路测试

在国内运营的高铁线路上进行螺栓弯矩载荷测试,试验过程中采用装配沙袋的方式模拟真实列车重载运行环境,下文试验结果均为载荷恒定过程中列车速度与螺栓载荷的关系。高铁线路分别是兰新线和武广线。其中兰新线试验车辆是最高运行速度为 200 km/h 的轴装制动盘动车,武广线试验车辆是最高运行速度为 300 km/h 的轮装制动盘动车。将测力螺栓安装于动车的制动盘上,使用 IMC 数字式动态信号采集系统,对螺栓径向弯矩引起的应变信号进行采集。电阻应变片在测量较高频率的动态应变时,应变以应变波的形式在材料中传播,传播速度很快,所需时间非常短暂,因此可以忽略不计。故本试验采样频率设为 5 kHz ,可以确保采集数据信号的真实性和有效性。图3为武广线轮装制动盘测力螺栓现场安装照片。

图3 轮装制动盘测力螺栓现场安装

1.3 兰新线制动盘螺栓弯矩结果

图 4 为在兰新线部分运行区间内, 列车运行速度与制动盘螺栓径向弯矩的时域变化试验结果。由此可见, 螺栓的径向弯矩变化趋势与列车运行速度基本一致。即随着运行速度的增加, 螺栓上的径向弯矩也在不断变大。这是由于车轮旋转速度增大后, 螺栓上的离心力增大, 进而产生了沿车轮半径方向向外的径向弯矩。与此同时, 随着列车运行速度增大, 螺栓径向弯矩的波动幅值也不断增大, 这是由于运行速度提高, 轮轨振动加剧所引起。列车运行速度从 0 km/h 增大到 200 km/h 时, 螺栓测量位置的径向弯矩从 0 N·mm 增大到了 0.28 N·mm。采用如式(1)所示的皮尔逊相关系数计算方法, 获得的螺栓弯矩和运行速度的相关系数为 0.96。由此可见, 兰新线列车运行速度与制动盘螺栓弯矩之间存在强相关性

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \quad (1)$$

图 4 兰新线运行速度与螺栓弯矩关系图

1.4 武广线制动盘螺栓弯矩结果

图 5 显示了在武广线上车辆从静止到 300 km/h 的一个加速区间内, 列车运行速度与制动盘螺栓径向弯矩的时域变化试验结果。由此可见, 制动盘螺栓的径向弯矩变化趋势与列车运行速度有较好的吻合。随着运行速度的增大, 螺栓弯矩不断变大, 其波动幅值也增大。列车运行速度从 0 km/h 增大到 280 km/h 时, 螺栓测量位置的径向弯矩从 0 N·m 增大到了 2.32 N·m。武广线螺栓测量位置的弯矩变化远远大于兰新线螺栓弯矩变化, 这是由于武广线上列车运行速度更高, 旋转速度更快导致。同时武广线的轮装式制动盘螺栓旋转半径也要远远大于

兰新线的轴装式制动盘螺栓旋转半径。这两点都导致了武广线上测量螺栓承受的离心力更大。采用皮尔逊相关系数计算方法, 螺栓弯矩和运行速度的相关系数为 0.76。由此可见, 武广线列车运行速度与制动盘螺栓弯矩之间存在强相关性。

图 5 武广线运行速度与螺栓弯矩关系图

从图 4、5 可知, 线路实测数据显示制动盘螺栓弯矩的变化与列车运行速度的变化大体趋势相近, 说明车速对制动盘螺栓弯矩具有明显的影响。随着列车运行速度提高, 列车制动盘螺栓的弯矩持续增大, 其波动幅值也在增大, 这分别是轮对旋转角速度产生的离心力和轮轨相互作用产生的振动导致。由于线路试验只能测量螺栓某一测量位置处的弯矩, 不能得到螺栓上各处弯矩变化, 故需要通过理论研究和有限元方法来分析旋转效应对高速动车组制动盘螺栓弯矩的影响。

2 螺栓弯矩分布理论

轮装制动盘结构在车轮两侧各有一个制动盘, 相互之间用 12 个螺纹外径为 14 mm 的高强度螺栓紧密连接, 螺栓材料的密度 7 940 kg/m³。制动盘外边缘直径 750 mm, 车轮直径 860 mm, 其结构尺寸远远大于连接螺栓结构尺寸, 如图 6 所示。

图 6 轮装制动盘结构几何模型

螺栓被拧紧后紧紧压在制动盘螺栓孔表面上, 保证制动盘与车轮辐板之间紧密接触, 接触面间存在很大的压力。当车轮旋转时, 接触面上会产生很大的摩擦力使制动盘和螺栓随车轮一起旋转, 相互之间不会发生相对位移。

车轮和制动盘的结构尺寸远远大于连接螺栓结构尺寸, 且运行过程中制动盘、车轮和螺栓都紧密连接不发生相对位移, 故可将螺栓与制动盘接触部位视为固支约束。在车轮高速旋转时, 制动盘螺栓随车轮旋转方向以车轴中心线为轴心旋转, 螺栓上会产生沿车轮半径方向向外的均布离心载荷。离心载荷会使螺栓产生剪力和弯矩, 如图7所示。离心载荷大小与螺栓分布半径、螺栓单位长度质量和旋转角速度有关。

图7 旋转螺栓载荷、剪力和弯矩分布图

在图7中, A和B视为螺栓两端, 即螺栓与制动盘接触部位。螺栓长度为 l , 上面有均布离心载荷 q 。如式(2)求得螺栓上分布剪力, 其剪力在螺栓中部为0, 左右两端剪力方向相反, 大小相等。将剪力在沿螺栓长度方向上积分, 如式(3)求得螺栓上弯矩分布, 螺栓上弯矩大小和方向均有变化

$$f_1(x) = qx - \frac{1}{2}ql \quad (2)$$

$$M_2(x) = \int_0^x f_1(x)dx = \frac{1}{2}qx^2 - \frac{1}{2}qlx + \frac{1}{12}ql^2 \quad (3)$$

在 $x = \frac{3 \pm \sqrt{3}}{6}l$ 处, 螺栓弯矩为0, 此处螺栓弯矩方向发生改变。

高速动车组制动盘螺栓的螺栓质量 $m = 7.35 \times 10^{-2}$ kg, 螺栓长度 $l = 70$ mm。当列车运行速度为0时, 螺栓上各处弯矩 $M = 0$ 。当列车运行速度为 v , 车轮直径 d_w , 螺栓安装位置旋转半径为 r_b , 其旋转角速度为 $\omega = 2v/d_w$, 螺栓上的离心均布载荷 q 为

$$q = m\omega^2 r_b / l \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)中可得螺栓弯矩

$$M = \frac{m\omega^2 r_b x^2}{2l} - \frac{m\omega^2 r_b x}{2} + \frac{m\omega^2 r_b l}{12} \quad (5)$$

列车运行速度分别为100 km/h、200 km/h和300 km/h时, 弯矩计算式分别为

$$M_1 = 662.75x^2 - 46.39x + 0.54 \quad (6)$$

$$M_2 = 2651x^2 - 185.56x + 2.16 \quad (7)$$

$$M_3 = 5964.75x^2 - 417.51x + 4.86 \quad (8)$$

通过理论研究可以得到不同速度下的螺栓杆弯矩分布规律, 如图8所示。

图8 不同运行速度下螺栓杆弯矩分布示意图

实际情况下, 螺栓与制动盘接触部位不是固支约束, 且车轮内外结构的不对称性, 故螺栓杆弯矩并不会沿轴向左对称。实际弯矩值与理论结果有一定差距, 故需要进一步采用有限元法来研究制动盘螺栓弯矩的分布规律。

3 有限元仿真

3.1 有限元模型

制动盘螺栓螺纹外径为14 mm, 因着重关注螺栓杆弯矩变化, 螺栓与螺母的螺纹接触不是关注重点, 故将其视为一个整体来建模。划分网格后, 单个螺栓单元25 200个, 如图9所示。模型采用C3D8I三维应力单元, 计算费用在一阶和二阶减缩积分单元之间, 既能够有效减少计算时间, 又能保证弯曲结果的真实性。螺栓材料的弹性模量199 GPa, 泊松比0.3, 密度7940 kg/m³。

轮装制动盘车轮结构主要由车轮、制动盘、螺栓、套筒和定位销组成。两侧的制动盘通过12个高强度螺栓与车轮紧固连接。将套筒与一侧制动盘视为一个整体, 简化定位销结构为耦合约束相关节点的旋转角位移。采用C3D8I三维应力单元进行网格

图9 螺栓有限元模型

划分, 左右两个制动盘单元共计 23 184 个, 车轮单元 36 960 个, 如图 10 所示。制动盘和车轮材料的弹性模量 211 GPa, 泊松比 0.28, 密度 $7\,751\text{ kg/m}^3$ 。

图10 整体有限元模型

边界约束条件为车轮轮毂内缘面固支约束。在全模型单元上添加旋转体力来模拟车轮旋转, 转动轴为中心点 X 轴。简化定位销结构为耦合约束相关节点的旋转角位移 $UR1$ 。在螺栓与制动盘、制动盘与车轮之间采用接触算法, 各接触面上设置摩擦系数为 0.3。整个有限元分析过程分为 3 步。

(1) 在每个螺栓上分别添加轴向预紧力 50 kN。

(2) 在全模型单元上添加一个随时间绕 X 轴线性增大的旋转体力。

(3) 稳定旋转体力角速度为 194 rad/s , 模拟列车运行速度 300 km/h 。整个模型在模拟旋转过程中受到离心力作用。当旋转体力角速度稳定时, 离心力大小保持不变, 方向沿车轮半径向外。

3.2 螺栓弯矩有限元计算结果

添加轴向预紧力后, 静止状态下螺杆 Mises 应力云图如图 11a 所示。可以看出, 螺杆两端出现应力集中, 最大值达到 759 MPa 。螺杆各截面应力分布较为均匀, 此时螺栓只受轴向预紧力。在运行速度为 300 km/h 时, 螺杆 Mises 应力云图如图 11b 所

示。在高速旋转状态下, 螺杆各截面应力分布不均。螺杆上沿轴向依次定义内侧截面、中间截面和外侧截面, 如图 12 所示。3 个截面的上下两点 Mises 应力变化如图 13 所示。在旋转后螺杆上下两点的应力出现变化。中间截面的上点应力变大为 384 MPa , 下点应力变小为 358 MPa , 表现为向外弯曲。内外侧截面的上点应力变小, 下点应力变大, 表现为向内弯曲, 且内侧截面应力变化幅度大于外侧截面, 弯曲更大。从图中可以看出, 随着旋转速度的增大, 不同截面的上下两点应力分别增大或减小, 表明螺杆上出现越来越大的弯曲。匀速旋转后, 螺杆各节点应力保持不变。

(a) 静止状态

(b) 高速旋转状态

图11 螺栓 Mises 应力云图

图12 螺栓定义截面示意图

图13 螺栓 3 个截面上下点 Mises 应力变化曲线

提取螺杆三处截面的弯矩,弯矩随时间的变化曲线如图14所示(0.02~0.04 s为车轮速度变化阶段)。从图14中可以看出,螺杆各截面弯矩大小随旋转速度变化。在旋转速度稳定后,螺杆截面弯矩保持不变,这与线路试验得到的螺栓弯矩与运行速度的变化规律相一致。

图14 螺栓杆截面弯矩变化图

受应变片尺寸和布线需要等限制,不能测到试验螺栓的紧贴螺母根部(内侧)截面弯矩。试验螺栓弯矩测量点距离螺母根部8 mm,如图15所示。

图15 测弯矩螺栓贴片位置示意图

提取该处截面弯矩随速度变化的有限元结果,拟合得到两者的关系式,如式(9)所示。有限元仿真结果和拟合曲线如图16所示。根据式(9)和武广线运行速度,计算出武广线运行速度下螺栓弯矩的有限元结果,与试验结果进行比较,如图17所示。从图中可以看出,有限元仿真结果的弯矩最大值为2.36 N·m,实测弯矩最大值为2.32 N·m。两者的变化趋势较为一致,其最大值相近,表明仿真结果较为真实。

图16 仿真结果与拟合曲线关系图

$$M_p = -0.03582 + \frac{4.82v}{10^3} - \frac{2.93533v^2}{10^6} - \frac{3.49859v^3}{10^8} + \frac{3.13998v^4}{10^{10}} \quad (9)$$

图17 测量位置仿真弯矩与试验弯矩对比图

螺杆上沿轴向等距离选取8个截面。在运行速度为300 km/h时,提取各处截面弯矩值与理论结果进行对比,如图18所示。可以从图中看出,有限元仿真结果显示螺栓杆中间截面的弯矩为-2.71 N·m,该处沿车轮半径方向向外弯曲。螺栓杆内侧截面弯矩5.98 N·m,外侧截面弯矩2.79 N·m,均沿车轮半径方向向内弯曲。有限元模型计算结果与理论结果在分布趋势和大小上有较好的吻合,说明有限元模型能真实地反映螺栓的受力状态。有限元仿真结果显示螺栓杆内侧截面弯矩比外侧截面弯矩大3.19 N·m,这是由于车轮内外结构的不对称性,使车轮在旋转过程中受离心力作用产生一定弯曲,导致螺栓杆内外侧截面弯矩不同。

图18 螺杆各截面弯矩与理论解对比(300 km/h)

4 结论

(1) 完成了实际线路的高速动车组制动盘螺栓弯矩试验测试。从线路试验测试结果可知,列车运

行过程中, 制动盘螺栓上会出现一定大小的弯矩值。螺栓弯矩值大小与螺栓的旋转半径和列车运行速度有关。

(2) 旋转角速度会导致螺杆产生沿车轮半径方向向外的均布离心载荷, 该离心载荷大小与螺栓分布半径、螺杆单位长度质量和旋转角速度有关。制动盘螺栓杆上会产生一定的弯矩, 其内外侧截面和中间截面出现弯矩的极值, 且方向相反。

(3) 制动盘螺栓杆上会出现随旋转角速度增大而增大的弯矩, 螺栓杆内侧截面弯矩比外侧截面弯矩大, 这是由于车轮内外结构的不对称性, 使车轮在旋转过程中产生一定弯曲, 导致螺栓杆内外侧截面弯矩不同。

参 考 文 献

- [1] BICKFORD J H. An introduction to the design and behavior of bolted joints[M]. Boca Raton: 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] OSMAN M O M, MANSOUR W M, DUKKIPATI R V. On the design of bolted connections with gaskets subjected to fatigue loading[J]. Journal of Engineering for Industry, 1977, 99(2): 388-393.
- [5] PUTHLI R, FLEISCHE O. Investigations on bolted connections for high strength steel members[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2001, 57(3): 313-326.
- [6] LI Ying, LIU Zhifeng, WANG Yuezheng, et al. Research on preload of bolted joints tightening sequence-related relaxation considering elastic interaction between bolt[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2019, 160: 45-53.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 尹益辉, 余绍蓉. 螺栓啮合螺纹段的轴力、等效应力分布及摩擦的影响分析[J]. 机械强度, 2006, 28(4): 524-531.
YIN Yihui, YU Shaorong. Analysis of distributions and frictional effect on axial force and equivalent stress in a threaded bolt[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(4): 524-531.
- [11] 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.
- [12] CAI Yangcheng, YOUNG B. Bearing factors of cold-formed stainless steel double shear bolted connections at elevated temperatures[J]. Thin-Walled Structures, 2016, 98: 212-229.
- [13] 王曦, 王文静, 王宇. 持续制动工况下轴装制动盘螺栓载荷演化规律[J]. 机械工程学报, 2018, 54(12): 71-77.
WANG Xi, WANG Wenjing, WANG Yu. Variation of bolt loads of axle braking disc under continuous braking condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(12): 71-77.
- [14] 王飞, 王凤洲, 于钦顺. 基于有限元技术的轮装制动盘螺栓应力计算[J]. 应用力学学报, 2015, 32(5): 884-888.
WANG Fei, WANG Fengzhou, YU Qinchun. The bolt stress analysis of wheel mounted disc based on the finite element technology[J]. Chinese Journal of Appling

- Mechanics, 2015, 32(5): 884-888.
- [15] 欧阳卿. 高强螺栓受力及疲劳性能研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2013.
- OUYANG Qing. High strength bolt stress and fatigue performance study[D]. Changsha: Hunan University, 2013.
- [16] 蔡力钢, 郝宇, 郭铁能, 等. 螺栓结合面法向静态刚度特性提取方法研究[J]. 振动与冲击, 2014, 35(16): 18-23.
- CAI Ligang, HAO Yu, GUO Tieneng, et al. Method of extracting normal static stiffness of bolted joint interfaces[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 35(16): 18-23.
- [17] RIETZ A. Failure of bolt connection in fiber reinforced plastic component exposed to bending torque[J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 84: 109-120.
- [18] 郭文新, 么宇辉, 李韵, 等. 螺栓连接对高压转子结合面弯曲刚度的影响[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 52-57.
- GUO Wenxin, YAO Yuhui, LI Yun, et al. The influence of bolt joint characteristics on bending stiffness of rotor joint surface[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(1): 52-57.
- [19] QIN Zhaoye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 59: 456-466.
- [20] QIN Zhaoye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(4): 646-663.
-
- 作者简介: 范童柏(通信作者), 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