

地铁转向架一系簧下盖螺栓断裂分析及改进措施

高鹏燕

(中国铁路沈阳局集团有限公司长春车辆监造项目部, 130062, 长春//高级工程师)

摘要 对某型地铁一系簧下盖螺栓断裂问题的原因进行分析, 结合断裂螺栓理化分析、一系簧下盖螺栓线路工况载荷台架试验模拟, 确定了钢弹簧调整垫摩擦阻力不足为故障直接原因。针对故障原因, 进行了钢弹簧调整垫设计方案改进。基于台架试验, 验证了改进方案的有效性。

关键词 地铁转向架; 一系簧下盖螺栓; 断裂分析

中图分类号 U270.331+.4

DOI:10.16037/j.1007-869x.2019.02.011

Fracture Analysis of the Primary Spring Lower Cover Bolt on Metro Bogie and Improvement Measures

GAO Pengyan

Abstract Reasons for the fracture of primary spring lower cover bolts on a certain metro bogie are analyzed. Based on the physicochemical analysis of fractured bolts and the track condition load bench test of primary spring lower cover bolts, insufficient friction resistance of the primary spring adjusting shim is identified as the direct cause. By targeting at the fault causes, an improvement of the primary spring adjusting shim structure is put forward. And the effectiveness of the improved scheme is validated by bench test.

Key words metro bogie; primary spring lower cover bolt; fracture analysis

Author's address China Railway Shenyang Group Co., Ltd., 130062, Changchun, China

轨道交通车辆一系悬挂系统一般安装于轴箱与构架之间^[1], 为构架提供垂向、纵向与横向柔性定位支撑, 衰减由轨道传递到构架的振动能量, 保证车辆平稳运行^[2], 是轨道交通车辆转向架的重要组成部分。一系悬挂系统直接影响车辆运行的安全性与舒适性。

某型地铁车辆踏面制动转向架一系悬挂装置结构如图 1 所示, 轴箱弹簧与轴箱体间的连接方式为: 轴箱弹簧芯轴下部插在轴箱体弹簧定位孔中, 弹簧芯轴支撑平面坐在轴箱体弹簧孔上面。为了

便于补偿弹簧高度差及调整轮重, 弹簧芯轴支撑平面与轴箱体弹簧孔间根据需要安装 U 形插口调整垫片。为了便于安装, 轴箱弹簧安装孔与弹簧芯轴间采用小间隙配合, 配合间隙为 0.35 ~ 0.50 mm。在轴箱弹簧安装孔和弹簧芯轴下部设有下盖, 下盖厚度为 16 mm, 采用螺栓将下盖与芯轴连接(如图 2 所示), 螺栓紧固后可以把轴箱夹紧。下盖螺栓规格为 M16 × 55, 强度等级为 8.8 级, 紧固力矩为 150 Nm。

该螺栓在应用过程中出现断裂故障, 严重威胁地铁车辆运用安全, 同时增大了运用维护成本。本文分析了螺栓断裂原因, 提出了改进方案, 并基于台架试验, 验证了改进方案的有效性。

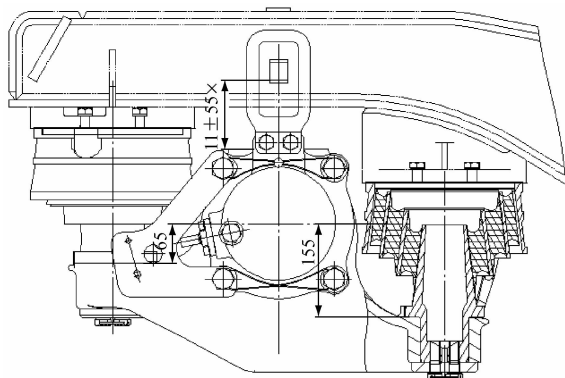


图 1 某型地铁转向架一系悬挂装置结构图

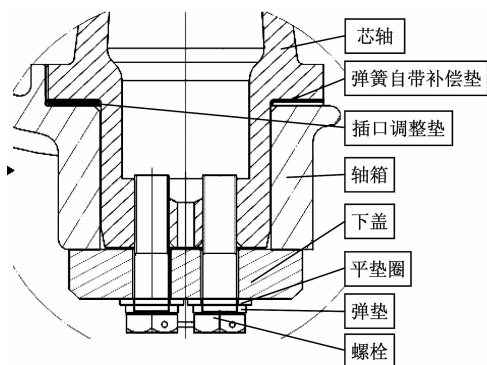
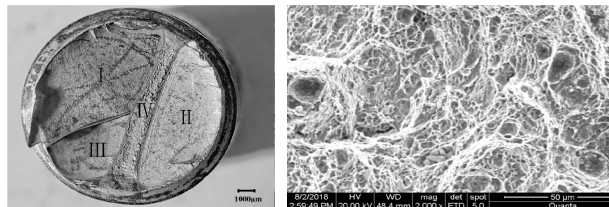


图 2 某型地铁转向架一系悬挂弹簧下盖螺栓

1 断裂螺栓材料及断口分析

螺栓的材料成分、硬度、夹杂/缺陷等级、金相组织、抗拉强度和屈服强度的检测结果表明,螺栓材料的性能均满足相关标准,因此排除了螺栓质量所引发的断裂故障。螺栓断口失效分析结果如图3所示。断口可见典型的疲劳纹理,因此该断裂为疲劳断裂;疲劳瞬断区为等轴状韧窝,因此判断断裂原因为弯曲导致的疲劳断裂^[3]。



a) 疲劳纹理

b) 等轴状韧窝

图3 断裂螺栓断口失效分析结果

2 螺栓断裂故障原因分析

为分析螺栓断裂故障原因,在转向架参数试验台上,测试下盖螺栓在线路运用载荷工况下的受力状态。

2.1 试验方案设计

车辆运行过程中将承受垂向(垂直轨面方向)力、牵引力、制动力及轮轴横向(垂直车辆行进方向)力。在横向上,两根螺栓布置在下盖横向弯曲中心线上,承受弯曲载荷较小;纵向(车辆行进方向)上,两根螺栓布置在下盖纵向弯曲中心线两侧,承受一定的弯矩作用,且U形插口调整垫片仅在横向弯曲方向呈对称性。故纵向载荷对螺栓受力状态影响较大。本文在纵向加载下分析螺栓受力状态。

根据设计参数,在重车工况下,纵向力为35 kN。在参数试验台(见图4)上约束车轮位移,在空气弹簧上部的枕梁上施加垂向载荷与纵向载荷,分别模拟车辆运行时的垂向载荷、纵向载荷。在轴箱上布置激光位移传感器,测试弹簧芯轴与轴箱间的相对位移,以分析其相对滑动状态。在故障螺栓安装位置安装测力螺栓,测试螺栓所受拉伸载荷、横向弯矩与纵向弯矩。

2.2 试验数据分析

随着施加在轴箱的纵向载荷近似线性增大,轴箱与芯轴相对位移变化明显分为3个阶段(见图



a) 试验台与转向架

b) 转向架局部

图4 一系弹簧下盖螺栓参数试验台台架试验

5):当纵向载荷小于5 kN时,轴箱与芯轴相对位移接近于0,基本没有滑动,可认为U形插口调整垫处于稳定状态;当纵向载荷继续增大至20 kN过程中,轴箱与芯轴相对位移有所增大,U形插口调整垫有所滑动,但滑动速率相对较小,可认为U形插口调整垫处于微动状态;当纵向载荷大于20 kN,轴箱与芯轴相对位移继续增大,且滑动速率明显增大,可认为U形插口调整垫处于滑动状态,当轴箱纵向载荷达到37.5 kN时,轴箱与芯轴相对位移已达0.17 mm。

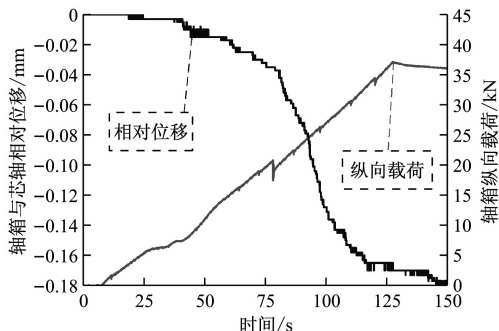


图5 U形插口调整垫状态与纵向载荷关系

螺栓拉伸载荷与U形插口调整垫滑动状态关系如图6所示。在U形插口调整垫稳定状态阶段,螺栓所受拉伸载荷基本接近于0;在U形插口调整垫处于微动状态阶段,拉伸载荷有小幅增长,但增速较缓;在U形插口调整垫处于滑动状态阶段,拉

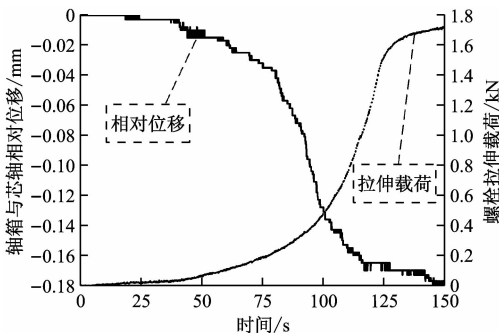


图6 螺栓拉伸载荷与U形插口调整垫滑动状态关系

伸载荷增速明显变大,当轴箱纵向载荷达到 37.5 kN 时,螺栓拉伸载荷达到 1.7 kN。

螺栓弯矩与 U 形插口调整垫滑动状态关系如图 7 所示。在 U 形插口调整垫稳定状态阶段,螺栓所受弯矩基本接近于 0;在 U 形插口调整垫处于微动状态阶段,弯矩有小幅增长,但增速较缓,弯矩最大值为 2 Nm;在 U 形插口调整垫进入滑动状态阶段,弯矩方向发生变化,弯矩增速明显变大,当轴箱纵向载荷达到 37.5 kN 时,螺栓弯矩达到 16 Nm。

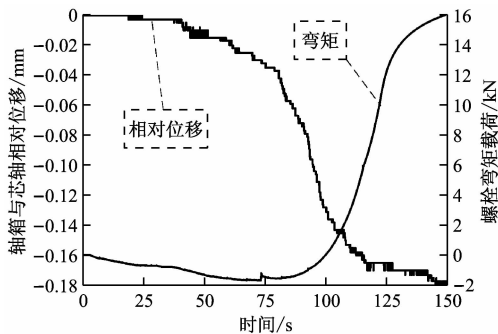


图 7 螺栓弯矩与 U 形插口调整垫滑动状态关系

综上,U 形插口调整垫滑动状态直接影响下盖螺栓所受载荷大小,U 形插口调整垫发生明显滑动,导致螺栓所受载荷急剧增大。

2.3 螺栓疲劳强度分析

依据 GB/T 16823.1《螺纹紧固件应力截面积和承载面积》^[4],M16 螺栓有效直径 D_e 取 14.12 mm。

则拉伸载荷 F 作用下螺栓应力为:

$$\sigma_F = \frac{F}{\pi \left(\frac{D_e}{2} \right)^2} = 10.86 \text{ (MPa)}$$

弯矩 M 作用下螺栓应力为:

$$\sigma_M = \frac{M}{\pi (D_e)^3 / 32} = 57.9 \text{ (MPa)}$$

螺栓最大应力为:

$$\sigma = \sigma_F + \sigma_M = 68.76 \text{ (MPa)}$$

由此可知,弯矩对螺栓的应力贡献为 84.2%。

依据标准 DVS 1612《高强度螺栓连接的系统计算》^[5],8.8 级螺栓疲劳极限为:

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm}/F_{0.2min}) \cdot \sigma_{ASV} = 66.2 \text{ (MPa)}$$

式中:

σ_{ASG} ——热处理之后螺栓疲劳极限;

σ_{ASV} ——热处理之前螺栓疲劳极限;

F_{Sm} ——螺栓平均载荷;

$F_{0.2min}$ ——螺栓屈服极限对应载荷。

由此可见,8.8 级螺栓在拉伸载荷与弯矩共同作用下,交变应力已超过螺栓疲劳极限。

3 改进措施及有效性验证

3.1 改进措施

由前文分析可知,因 U 形插口调整垫抗滑动能力不足而产生滑动,是导致螺栓承受较大载荷的主要原因。因此从以下两个方面对调整垫结构进行改进:

(1) 改善调整垫受力状态。考虑 U 形插口调整垫在纵向弯曲方向上的不对称性,将 U 形插口调整垫改进为圆形对称调整垫。

(2) 增大调整垫接触面摩擦系数。将调整垫表面处理由涂面漆改进为表面打砂处理,以提高摩擦系数。

3.2 调整垫改进方案抗滑动能力分析

改进方案的抗滑动能力分析仍采用试验验证方法,试验方案与前文故障原因分析试验方案基本一致。为分析形状对称性与摩擦系数两个因素对调整垫抗滑动能力的影响,分别将调整垫更换为圆形涂底漆调整垫和圆形表面打砂调整垫进行试验验证,并将纵向载荷增大到 50 kN。

改进方案的调整垫滑动状态与轴箱纵向载荷关系如图 8 所示。当轴箱纵向载荷小于 20 kN 时,两种调整垫的轴箱与芯轴相对位移量均小于 0.01 mm,处于稳定状态;当轴箱纵向载荷大于 20 kN 时,圆形涂底漆调整垫进入微动状态,圆形打砂调整垫仍处于稳定状态;当轴箱纵向载荷大于 35 kN 时,轴箱与芯轴相对位移小于 0.025 mm,圆形涂底漆调整垫进入滑动状态,轴箱与芯轴相对位移增速变大;当轴箱纵向载荷达到 52 kN 时,轴箱与芯轴相对位

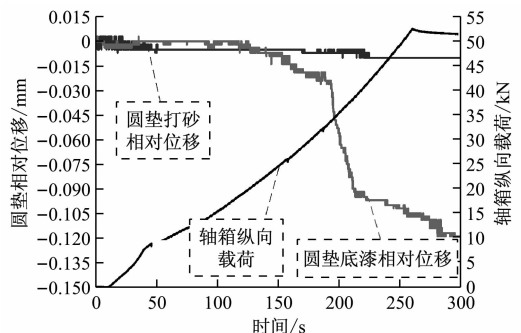


图 8 改进方案的调整垫滑动状态与轴箱纵向载荷关系

移仍小于 0.12 mm,圆形调整垫明显优于 U 形插口调整垫,而此时圆形打砂调整垫仍处于稳定状态,轴箱与芯轴相对位移小于 0.015 mm。

螺栓拉伸载荷与改进方案的调整垫滑动状态关系如图 9 所示。圆形涂底漆调整垫处于稳定状态时,螺栓拉伸载荷小于 0.3 kN;当圆形涂底漆调整垫进入微动状态,螺栓拉伸载荷小于 0.9 kN;当圆形涂底漆调整垫进入滑动状态,且轴箱纵向载荷达到 37.5 kN 时,螺栓拉伸载荷小于 1.35 kN,仍小于 U 形插口调整垫。轴箱纵向载荷小于 50 kN 时,圆形打砂调整垫始终处于稳定状态,拉伸载荷小于 0.75 kN,显著低于 U 形插口调整垫。

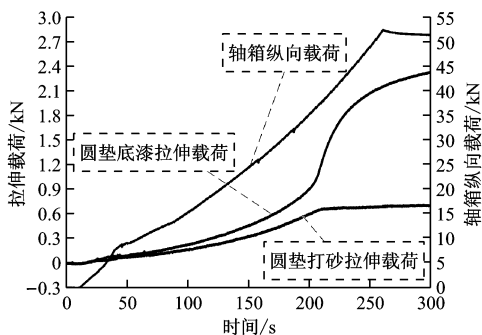


图9 螺栓拉伸载荷与改进方案的调整垫滑动状态关系

螺栓弯矩与改进方案的调整垫滑动状态关系如图 10 所示。圆形涂底漆调整垫处于稳定状态时,螺栓弯矩小于 1.5 Nm;当圆形涂底漆调整垫进入微动状态,螺栓弯矩小于 2 Nm;当圆形涂底漆调整垫进入滑动状态,且轴箱纵向载荷达到 37.5 kN 时,螺栓弯矩小于 5 Nm,仍小于 U 形插口调整垫。轴箱纵向载荷小于 50 kN 时,圆形打砂调整垫始终处于稳定状态,螺栓弯矩小于 2 Nm,显著低于 U 形插口调整垫。

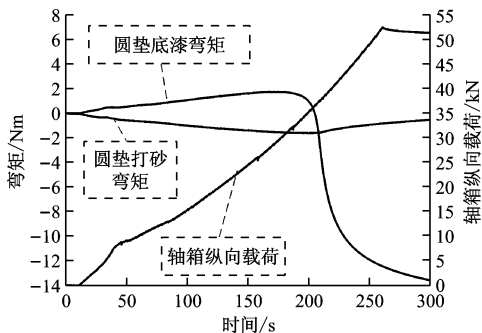


图10 螺栓弯矩与改进方案的调整垫滑动状态关系

综上,调整垫对称性及接触面摩擦系数均对抗滑动能力产生影响,将调整垫形状改进为对称的圆形并进行表面打砂处理,能够有效抑制调整垫的滑动,降低螺栓载荷。

3.3 改进方案的螺栓疲劳强度分析

与 U 形插口调整垫取相同外载条件,圆形打砂调整垫在轴箱纵向载荷 37.5 kN 作用下,下盖螺栓所受拉伸载荷为 0.75 kN,弯矩为 2 Nm。拉伸载荷作用下螺栓应力为 4.79 MPa,弯矩作用下螺栓应力为 7.24 MPa,因此螺栓最大应力为 12.03 MPa,小于螺栓疲劳极限,满足运用要求。并且,螺栓最大应力降为 U 形插口调整垫的 17.5%,弯矩对螺栓的应力贡献降为 60.1%。

4 结语

本文分析了某型地铁车辆转向架一系簧下盖螺栓断裂原因,并针对故障原因对一系簧调整垫结构进行了改进,基于台架试验验证了改进方案的有效性,主要结论如下:

(1) 原 U 形插口调整垫抗滑动能力不足,在较大载荷作用下会发生明显滑动,导致下盖螺栓承受较高弯矩作用,是螺栓发生疲劳断裂的主要原因。

(2) 通过改进调整垫的对称性以及增大接触面摩擦系数,可以显著提高调整垫的抗滑动能力,有效抑制调整垫滑动状态,使下盖螺栓处于较好的受力状态。弯矩也因此降低,可保证螺栓疲劳强度满足运用要求。

参考文献

- [1] 严隽毫,傅茂海. 车辆工程[M]. 北京:中国铁道出版社,2008.
- [2] 王进,彭立群. 机车车辆用轴箱弹簧[J]. 铁道机车车辆, 2008,28(6):40.
- [3] 逯连文,刘晓琴,杨建,等. 轴箱弹簧下压盖板紧固螺栓的断裂原因分析[J]. 工程与试验,2016,56(4):36.
- [4] 中国国家标准化管理委员会. 螺纹紧固件应力截面积和承载面积:GB/T 16823.1[S]. 北京:中国标准出版社,1997.
- [5] VDI-产品和工艺设计学会. 高强度螺栓连接的系统计算:VDI 2230[S]. 德国:德国工程师协会,2014.

(收稿日期:2018-12-12)