

## 城市轨道交通 B 型车一系弹簧下盖螺栓断裂故障分析

蒲晨亮

(西咸新区轨道交通投资建设有限公司, 712044, 西安//工程师)

**摘要** 针对城市轨道交通 B 型车转向架一系圆锥橡胶弹簧下盖紧固螺栓频繁断裂问题,从一系簧结构受力、螺栓质量、紧固力矩、转向架试验台试验以及在运营线路测试螺栓受力等方面进行分析研究,阐述导致一系簧下盖螺栓断裂的故障原因,并根据现场实际提出相应的整改方案。

**关键词** 城市轨道交通车辆;转向架;圆锥橡胶弹簧;螺栓断裂

**中图分类号** U270.331\*4

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2020.09.034

## Fracture Failure Analysis of Lower Cover Bolt for the Primary Suspension of Type B Urban Rail Vehicle Bogie

PU Chenliang

**Abstract** Aiming at the frequent fastening bolt fracture of the conical rubber spring lower cover for the type B urban rail vehicle bogie primary suspension, the spring structure stress, bolt quality and tightening torque of the primary suspension, the experiment on the bogie test bench and the bolt stress test on operating lines are analyzed, the causes for the fracture failure of the conical rubber spring lower cover fastening bolt are explained, corresponding rectification plans according to the actual situation are proposed.

**Key words** urban rail transit vehicle; bogie; conical rubber spring; bolt fracture

**Author's address** Xixian New Area Rail Transit Investment and Construction Co., Ltd., 712044, Xi'an, China

城市轨道交通(以下简称“城轨”)B 型车辆采用无摇枕焊接结构的 H 型转向架,由轮对轴箱装置、构架、制动装置、弹性悬挂装置、驱动装置和转向架中央牵引装置等组成。在转向架轮对与构架之间设有弹性悬挂装置,即一系悬挂装置,用来连接轮对和构架,保证一定的轴重分配,以缓和线路不平顺对车辆的冲击。一系悬挂装置采用层叠圆锥橡胶弹簧,用螺栓、下盖等固定在轴箱和构架上,使轴箱在纵向、横向和垂直方向实现无间隙、无磨

耗的弹性定位,并承受三个方向的载荷。在弹簧心轴与轴箱体间配有调整垫片,方便调整弹簧高度差及轮重。

## 1 结构介绍

城轨 B 型车辆踏面制动转向架一系悬挂装置结构如图 1 所示。轴箱弹簧心轴下部插在轴箱体弹簧定位孔中,弹簧心轴支撑平面安装在轴箱体弹簧孔上面,轴箱弹簧安装孔与弹簧心轴采用小间隙配合,配合间隙为 0.3~0.5 mm(单侧)。在轴箱弹簧安装孔和弹簧心轴下部设有厚度为 16 mm 的下盖,用螺栓将下盖与心轴连接,下盖与心轴间留有间隙,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 N·m,螺栓头部穿铁丝防松。为了便于补偿弹簧高度差及调整轮重,弹簧心轴与轴箱体间根据需要安装插口调整垫片。

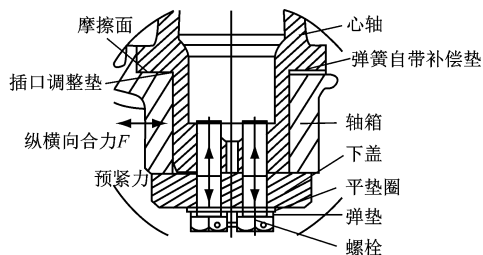


图 1 一系弹簧下盖螺栓安装结构

## 2 故障情况

一系弹簧下盖紧固螺栓断裂如图 2 所示,断裂位置为啮合起始螺牙处;从断口表象分析,均为疲劳断裂。故障发生后,将螺栓强度等级提高为 10.9 级,紧固力矩提高为 230 N·m。但列车运营一段时间后 10.9 级螺栓同样发生断裂,通过现场分析发现螺栓断裂原因为紧固时两个螺栓相互影响,力矩差值较大,反复紧固时下盖出现变形所致。为防止下盖变形造成螺栓预紧力降低或螺栓承受偏载,将下

盖厚度增加至 25 mm,因下盖厚度加厚,螺栓规格 变为 M16 × 70。

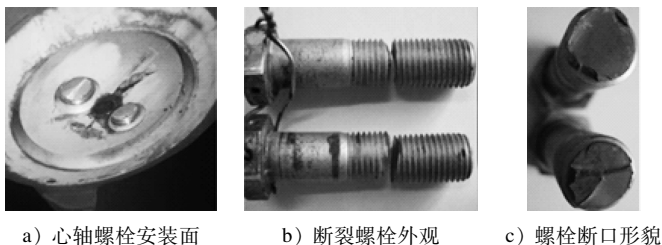


图 2 一系下盖断裂螺栓外观(上边为 1 号,下边为 2 号)

### 3 调查分析

#### 3.1 受力分析

车辆运行过程中承受垂向力、牵引力、制动力以及轮轴横向力,如图 1 所示。螺栓紧固后,产生预紧力,使下盖和轴箱弹簧心轴(调整垫片)夹紧轴箱。当轴箱弹簧传递横向和纵向力时,轴箱弹簧心轴(调整垫片)与轴箱接触面出现摩擦力,当摩擦力小于需要传递的横向力和纵向力合力时,摩擦面窜动,螺栓受弯曲较大,容易出现疲劳断裂;当摩擦力大于需要传递的合力时,摩擦面不出现窜动,螺栓受弯曲较小,不至于出现疲劳断裂。

##### 3.1.1 纵向力和横向力合力计算

车辆运行时最大常用制动工况和最大横向力工况的组合工况是弹簧与轴箱配合面受力最大的。根据制动计算报告和动力学试验报告,动车最大常用制动工况时合成纵向力约为 35.39 kN,最大轮轴横向力为 26.7 kN,分配在两个轴端,纵向力和横向力合力为 37.82 kN,每弹簧约 18.91 kN,此载荷为弹簧与轴箱配合面需提供的摩擦力。

##### 3.1.2 螺栓预紧力与摩擦力计算

根据合成力计算可知,每个弹簧最小摩擦力  $F_{Q,max} = 18.91$  kN。根据 VDI 2230 标准中夹紧力计算公式<sup>[1]</sup>,需要的最小夹紧力为:

$$F_{kerf} = F_{Q,max} / \mu_{T,min} \quad (1)$$

式中:

$\mu_{T,min}$ ——摩擦系数,  $\mu_{T,min} = 0.15$  (机械设计手册推荐值)。

则  $F_{kerf} = 126.1$  kN。

每个螺栓的预紧力为:

$$F_{预} = T / K \quad (2)$$

式中:

$T$ ——螺栓紧固扭矩,  $T = 230$  N · m;

$K$ ——拧紧力系数,据 VDI2230 标准,  $K = 2.6$ 。

则  $F_{预} = 88.46$  kN。

预紧安全系数为  $F_{预} 2 / F_{kerf} = 1.4$ ,满足 VDI 2230 中 1.4 ~ 1.6 的要求。

##### 3.1.3 摩擦系数测试

请专业机构对弹簧与轴箱体之间摩擦系数进行测试,静摩擦系数最小为 0.26,动摩擦系数最小为 0.17,轴箱弹簧与轴箱接触面的摩擦系数满足设计要求(设计摩擦系数为 0.15)。

##### 3.1.4 线路运行时螺栓受力测试

为了掌握螺栓在实际线路运行时的受力情况,在运营线路进行了振动和螺栓应力测试,发现:① 出现断裂位置的下盖螺栓比未出现断裂位置的螺栓承受的弯曲载荷更大,因此,判断螺栓因弯曲载荷而断裂;② 出现断裂位置均安装了 3 个 1 mm 调整垫,初步判断调整垫层数过多会使轴箱弹簧与轴箱出现窜动的几率增大;③ 当采用 10.9 级螺栓和 230 N · m 紧固力矩紧固时,螺栓的弯曲载荷明显降低。

##### 3.1.5 紧固力矩

为了分析紧固方法对螺栓实际紧固力矩的影响,在运营列车上选取 2 个一系弹簧,对下盖螺栓按 230 N · m 的力矩紧固后进行力矩紧固试验。2 个螺栓均是先将弹垫压平后,再采用力矩扳手紧固,每次紧固完成后采用数显设备校核螺栓的力矩,测试结果如表 1 所示。对表 1 进行分析,螺栓 1 紧固后,螺栓 2 的力矩会发生降低,每次将力矩不足的螺栓紧固后,均会造成先紧固螺栓力矩降低,导致同一位置的 2 个螺栓在紧固后力矩不能同时达到要求的力矩值,造成“假力矩”现象。

### 3.2 故障件的理化分析

#### 3.2.1 宏观检查和断口分析

如图 2 所示,宏观检查发现螺栓断裂位置均位于螺栓与螺纹连接根部的螺纹牙底部,此位置为螺纹连接受力最大的位置。两螺栓光杆部位存在摩擦

表 1 螺栓紧固力矩实验结果

测试方法		第一次紧固 后力矩	将螺栓 2 紧固 后力矩	将螺栓 1 紧固 后力矩
位置 1	螺栓 1	227(后紧固)	195	227
	螺栓 2	185(先紧固)	230	209
位置 2	螺栓 1	231(后紧固)	203	235
	螺栓 2	186(先紧固)	229	201

痕迹,其中 1 号螺栓痕迹较严重,说明两根螺栓均出现了偏载现象,且 1 号螺栓偏载严重。断口分析显示两根螺栓断口均为疲劳断口,其中 1 号螺栓断口呈现单向弯曲疲劳断口特征,2 号螺栓呈现双向弯曲疲劳断口特征,且两者的裂纹源区均可见多源疲劳特征<sup>[2]</sup>。

3.2.2 硬度分析

对螺栓进行洛氏硬度分析:1 号螺栓 3 次硬度检测结果分别为 35.9 HRC、36.5 HRC、36.2 HRC;2 号螺栓 3 次硬度检测结果分别为 36.9 HRC、36.4 HRC、36.2 HRC。硬度检测结果符合 GB/T 3098.1 标准中 10.9 级螺栓的硬度要求(32~39 HRC)。

3.2.3 材质分析

对螺栓材质进行分析,材质符合 35CrMo 钢的材质要求。

3.2.4 金相检查

对 1 号螺栓进行金相检查,螺栓螺纹牙底无材料冶金缺陷,无表面加工缺陷;在试样侵蚀后检查,螺栓的螺纹牙底无全脱碳层;螺栓的基体金相组织均为正常的调质热处理组织。

3.3 试验分析

3.3.1 螺栓紧固力矩与预紧力测试

在试验台上对 10.9 级螺栓分别用 150 N · m 和 230 N · m 的力矩拧紧后进行预紧力测试,垫圈采用普通防松垫圈和弹簧垫圈,心轴采用同材质的心轴进行模拟,测试结果如表 2 所示。

表 2 紧固力矩与预紧力对照表

紧固力矩/ (N · m)	预紧力/kN			均值/kN
	测试值 1	测试值 2	测试值 3	
150	55.0	55.7	54.2	55.0
230	66.2	69.5	68.7	68.1

一般情况下,螺栓紧固力与紧固力矩成正比,但表 2 中 230 N · m 工况预紧力偏小,这与力矩较大时弹垫嵌入改变了摩擦系数有关,实际预紧力应该在 80 kN 左右。

在实际安装结构上,用 10.9 级测力螺栓对螺栓预紧力进行测试,防松垫圈分别采用弹垫加平垫与弧形弹性垫圈,不同紧固力矩下螺栓产生的预紧力如表 3 所示。

表 3 各测试工况不同紧固力矩下的预紧力

序号	测试工况	预紧力/kN		
		60/ (N · m)	120/ (N · m)	180/ (N · m)
1	插口调整垫,弹垫+平垫			68.00
2				55.00
3	半圆对接调整垫,弹垫+平垫	17.30		73.30
4		25.48		73.70
5	半圆对接调整垫,弧形弹垫	25.70	51.90	80.50
6		23.10	48.50	81.50

上述测试中序号 5、6 号螺栓是在运营列车上测试的,最能反映实际情况。由于弹垫与下盖接触面存在一些油灰,摩擦系数偏小,导致预紧力偏大。同时,由于测力螺栓中间一段加工用于贴片,承载能力不如普通螺栓,因此,紧固力矩未达到 230 N · m,如果按照 230 N · m 进行紧固,预紧力将会更大。综合考虑,采用弧形弹垫和 10.9 级螺栓及 230 N · m 紧固力矩,预紧力应该在 80 kN 以上。

3.3.2 调整垫摩擦系数测试

在试验台上对不同调整垫的摩擦系数进行测试,测试结果如表 4 所示。对测试结果分析,夹紧力越大,底漆垫摩擦系数越小<sup>[3]</sup>,这与设计存在差别。不锈钢喷砂调整垫摩擦系数最大,是最理想的选择。

表 4 摩擦系数表

表面处理方式	轴向夹紧力/kN	最大摩擦力/kN	摩擦系数
底漆	120	16.97	0.141
底漆	180	17.32	0.096
面漆	180	22.47	0.125
镀锌	180	39.39	0.219
不锈钢喷砂	180	61.15	0.339

3.3.3 螺栓受力和窜动情况试验台试验

为了分析螺栓受力和窜动的关系,在转向架参数试验台上对 1 台真实转向架进行了测试。试验时将车轮固定在试验台上,通过枕梁施加纵向力,用测力螺栓测试螺栓承受的拉伸力和弯曲扭矩,用激光位移传感器测试弹簧心轴与轴箱体间的相对运动,插口调整垫采用 O 型不锈钢打砂调整垫和 U 型碳钢面漆调整垫,试验工况如表 5 所示。

表5 典型试验工况表

工况	调整垫数量	力矩/(N·m)	垂向力/kN	纵向力/kN
1	1	180	20	50
2	1	180	20	60
3	3	180	20	50
4	1	65	20	50

在表5不同工况下测到2个螺栓的拉伸力、A、B两个垂直方向的弯曲及激光位移传感器测到的位移,如表6所示。

表6 典型试验工况测试结果

工况	调整垫类型	螺栓拉伸力/kN	A方向弯曲力/(N·m)	B方向弯曲力/(N·m)	位移/mm
1	U型碳钢面漆调整垫	4.02	10.83	17.60	0.17
2		68.10	54.02	82.78	0.50
3		11.76	9.03	31.04	0.63
1	O型不锈钢打砂调整垫	1.39	5.08	2.84	0.03
2		1.53	6.10	2.84	0.06
3		2.26	4.07	1.42	0.03
4		10.70	12.50	15.00	0.60

对比以上测试数据可知:螺栓预紧力、紧固力矩越大,螺栓所受弯曲力矩越小,心轴位移越小;与插口调整垫相比,采用圆型调整垫时螺栓弯曲更小,心轴位移更小,更不易滑移;当垫片数量由1个增加到3个时,圆型调整垫处螺栓的拉伸、弯曲及位移基本没有变化,即在不发生滑动时垫片数量对螺栓受力基本无影响;采用180 N·m的紧固力矩和不锈钢打砂调整垫时,心轴与轴箱之间均未发生窜动,螺栓弯曲力矩、心轴位移都较小。

3.3.4 螺栓受力情况线路测试

在运营线路上进行一系下盖螺栓受力测试,弹簧下部调整垫采用表面喷涂底漆的圆型调整垫,螺栓紧固力矩为180 N·m。紧固后测得螺栓预紧力为79 kN,螺栓拉伸力变化量为0.5 kN,与螺栓预紧力相比不足1%,几乎可以忽略不计;螺栓A面弯曲载荷约为2 N·m,B面弯曲载荷约为1.2 N·m,小于未发生过断裂的下盖螺栓,螺栓满足使用寿命要求。

4 原因分析与整改措施

依据现场调查和试验分析,螺栓断裂的直接原因是轴箱弹簧与轴箱发生了窜动,螺栓承受弯曲应力导致疲劳断裂。导致轴箱弹簧与轴箱发生窜动的因素如下:弹垫和平垫的质量问题导致实际夹紧力不足;轴箱弹簧调整垫喷涂面漆,轴箱弹簧本身

自带调整垫为不锈钢材质,摩擦系数较低;螺栓紧固方式导致出现“假力矩”现象,实际夹紧力不足。

整改措施如下:将调整垫由插口喷漆垫改为不锈钢打砂圆垫,如图3所示,调整垫层数保证为1层;对于弹簧自带不锈钢垫,将其剪开取下,更换成相同厚度不锈钢打砂圆垫;将平垫和弹垫改为防松效果更好,受力更均匀的NORDLOCK防松垫圈;对螺栓紧固力矩的施加方法进行优化,避免假力矩情况的出现;针对一系簧下盖2个螺栓紧固时出现的“假力矩”现象,在新项目中采用1个大规格型号的螺栓紧固,同时缩小一系簧导柱尺寸,减小轴箱弹簧安装孔与弹簧心轴配合间隙,下盖采用新的防松设计,增加定位销,防止螺栓紧固过程中过大变形,新设计如图4所示。

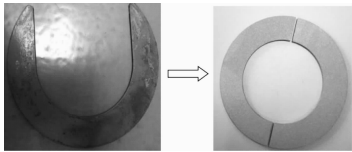


图3 插口垫改为圆垫的实物照片



图4 一系弹簧新设计结构

5 结语

一系悬挂装置连接转向架构架与轮对轴箱装置,是转向架系统的核心部件。通过对一系簧结构受力、故障螺栓理化检测及试验台测试等方法系统的分析,查明了导致一系簧下盖螺栓断裂的故障原因,并采取了针对性的整改措施,保证了车辆行车安全,同时为后续同类问题的分析处理积累了经验。针对一系簧下盖两个螺栓紧固时出现的“假力矩”等问题,提出了新的设计结构,为城轨车辆创新发展提供了新思路。

参考文献

[1] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2010.  
[2] 濮良贵,纪名刚. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2006.  
[3] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,2017.

(收稿日期:2018-11-26)