

高速变轨距动车组转向架 解锁-锁紧装置设计

孔瑞晨¹, 周殿买¹, 黄志辉², 戴晓超¹

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062;
2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要: 变轨距转向架轮对与常规转向架轮对结构相比, 需要增设一套用于轨距变化的解锁-锁紧装置, 其作用是实现车轮滑移前的解锁和运行中的锁紧固定, 是直接影响能否顺利实现轮对内侧距变化和确保列车运行安全的关键部件。介绍了高速变轨距动车组转向架解锁-锁紧装置的结构及作用原理, 分析了该装置工作时的受力状态, 同时对该装置进行了强度分析和寿命计算。分析和计算结果表明: 解锁-锁紧装置满足设计要求。

关键词: 变轨距技术; 解锁-锁紧装置; 转向架; 轮对

中图分类号: U266.2; U260.331

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2018.05.002

Design of Unlocking-locking Device for High-speed Gauge-changeable EMUs' Bogie

KONG Ruichen¹, ZHOU Dianmai¹, HUANG Zhihui², DAI Xiaochao¹

(1. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun, Jilin 130062, China;
2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Compared with the traditional bogie wheelset structure, the gauge-changeable bogie wheelset needs a set of unlocking-locking device for track gauge change. The effect of the device is to realize the unlocking before the wheel slip and the locking during operation. It is a key component that directly influences the change of the inner distance of the wheelset and ensures the safety of the train. The structure and action principle of the unlocking-locking device of the bogie with high-speed gauge-changeable EMUs was introduced, and the force state of the device during operation was analyzed. At the same time, the strength analysis and life calculation of the device were performed. Analysis and calculation results showed that the unlocking-locking device met the design requirements.

Keywords: gauge-changeable; unlocking-locking device; bogie; wheelset

0 引言

由于世界上一些国采用不同的铁路轨距制式, 在进行跨国联运过程中, 中国的客运、货运铁道车辆由标准轨线路运行至宽、窄轨线路时, 无法直接通过, 需停车更换适应不同轨距要求的转向架或转运。

变轨距转向架是一种非常规的转向架, 它与常规

转向架的主要区别在于轮对结构。轮对结构设计是实现轨距变换功能的关键。变轨距转向架轮对与常规转向架轮对结构相比, 需要增设一套用于轨距变化的解锁-锁紧装置, 该装置是变轨距转向架实现轮对内侧距调整并固定轮对内侧距的关键部件, 其作用是实现车轮滑移前的解锁和运行中的锁紧固定, 确保列车运行安全, 它直接影响到轮对内侧距能否顺利变化。

就解锁-锁紧装置本身而言, 它必须保证有足够的自动性、灵活性、准确性及可靠性, 轮对内侧距的

收稿日期: 2018-06-05; 修回日期: 2018-08-20
基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFB1200501)

变化动作是依靠列车通过特制的变轨设施自动完成的,相应地,解锁-锁紧装置的解锁和锁紧动作也是自动完成。变轨过程一般以不大于15 km/h(通常10 km/h)的速度通过较短的变轨设施,实现变轨,整个变轨过程的时间很短,因此解锁-锁紧装置的解锁和锁紧动作必须灵活快速;车辆正常运行时必须保证解锁-锁紧装置的准确性,不能因为车辆的振动或者其他原因使锁紧的车轮松脱而产生横移,以致发生安全事故。保证解锁-锁紧装置准确性,就是要确保车轮在某一适宜轨距位置被锁紧,否则,不仅达不到变轨距的目的,而且可能发生安全事故。所以,研究开发适应变轨距转向架的解锁-锁紧装置是变轨距转向架技术研究和开发的重中之重。

1 解锁-锁紧装置结构设计

变轨距转向架是通过特殊的轮对轴箱装置实现轮对内侧距可变,当需要进行轮对内侧距变化时,车轮通过滑套实现在车轴上横向滑动,从而改变轮对内侧距,变化到位后,又需要以固定的轮对内侧距继续运行。解锁-锁紧装置安装在轴箱转臂(外轴箱)与滑套之间,起到车轮滑移前的解锁和运行中的锁紧固定功能。变轨距转向架的总体结构以及解锁-锁紧装置的安装位置见图1。

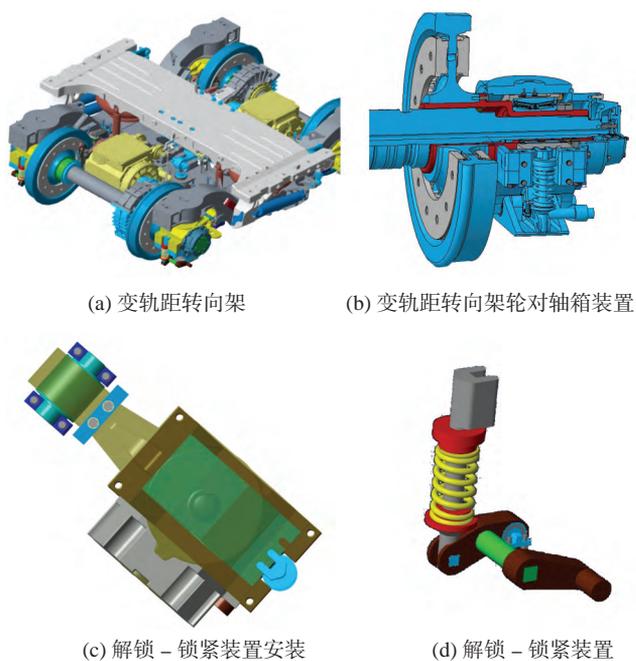


图1 变轨距转向架及解锁-锁紧装置

设计变轨距转向架轮对轴箱装置时,采用分体轴箱结构,其中外轴箱与构架相连,内轴箱通过滑移装置与车轮相连。解锁-锁紧装置是一套连杆机构(如图2所示),由锁紧杆1、工作臂2、节点3、驱动臂4、连杆5、弹簧6、下挡块7和上挡块8组成。工作臂2和驱动臂4通过连杆5连接,工作臂2一端通过节点3与轴箱转臂(外轴箱)梁连接,工作臂2另一端与锁紧杆1固结,弹簧6安装在锁紧杆1上,上面设有上挡块7,下面设有下挡块8。内轴箱和外轴箱通过锁紧杆来实现解锁和锁紧功能。

当锁紧杆上的圆柱键同时置于外轴箱以及内轴箱上的锁紧键槽时,与内轴箱连接的整个滑移装置被锁定;当车辆通过地面变轨装置时,连杆机构的一端插入地面变轨装置中的导向槽中,并被逐步压低,通过连杆变位原理,锁紧杆被抬高,圆柱键脱离内轴箱,内轴箱与轴箱转臂(外轴箱)梁及转臂箍解锁,滑移装置可实现自由滑动,解锁后的滑移装置在导向轨压力作用下,滑动到达新的轨距位置;当轮对内侧距调整完毕后,地面变轨装置控制连杆机构,使圆柱键重新嵌入外轴箱和内轴箱上的锁紧键槽内,锁定滑移装置,固定轮对内侧距。

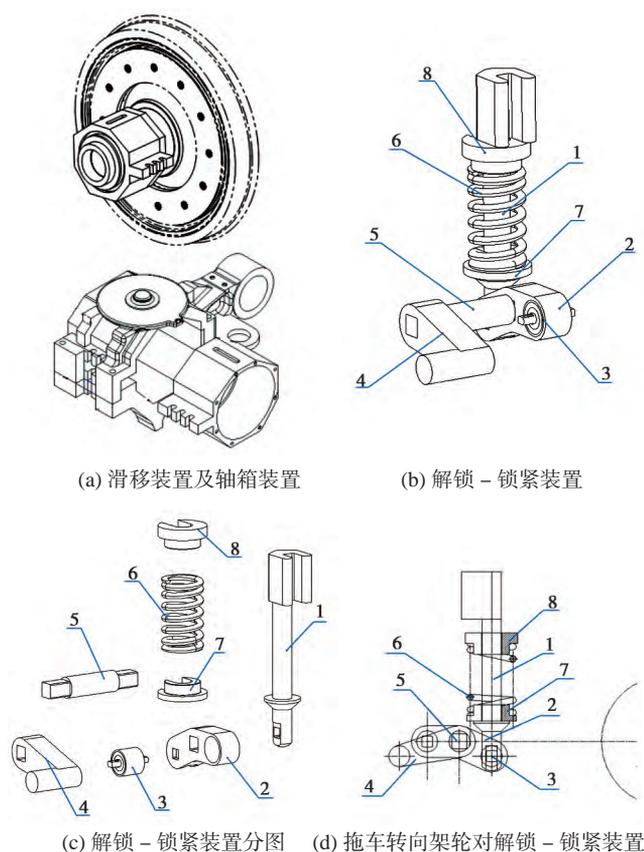


图2 变轨距转向架解锁-锁紧装置结构及工作原理

2 解锁-锁紧装置受力分析

变轨距转向架受力状态与定轨距转向架受力状态差异较大,不同的结构形式受力状态也不同。以1435/1520 mm变轨距转向架为例,轮轨横向力不再通过轮轴过盈连接进行传递,而是通过解锁-锁紧装置中的锁紧杆进行传递。

变轨距转向架对横向力传递路径变化较大,如图3所示,以左侧车轮受到来自轨道的横向力为例,变轨距转向架对横向力传递过程如下:左侧钢轨→左侧车轮→滑移衬套(左侧)→轴箱轴承(左侧)→内轴箱(左侧)→锁紧杆(左侧)→左轴箱转臂(外轴箱)→构架→右轴箱转臂(外轴箱)→锁紧杆(右侧)→内轴箱(右侧)→轴箱轴承(右侧)→滑移衬套(右侧)→右侧车轮→右侧钢轨。

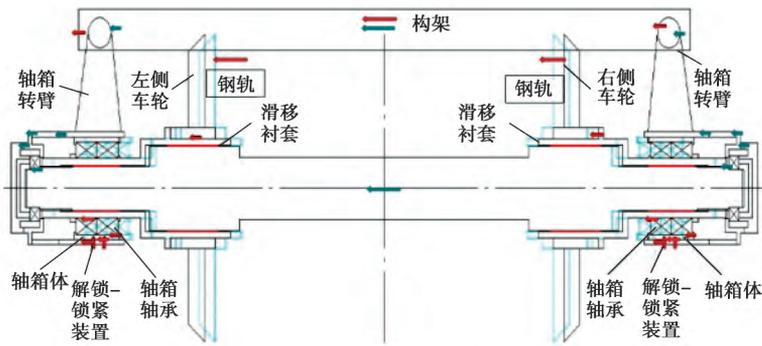


图 3 变轨距转向架横向力传递

车轴定位受力传递路径: 车轴→右侧推力球轴承→右侧轴箱盖→右侧轴箱转臂(外轴箱)→构架→左侧轴箱转臂(外轴箱)→左侧轴箱盖→左侧推力球轴承→车轴。

从上述横向力传递过程可以看出, 解锁-锁紧装置在锁定轮对内侧距时, 承担了原本由轮轴过盈连接承担的传递轮轨横向力的功能, 因此它是关系整个变轨距转向架安全运营的核心部件。

同时, 为了保证列车安全运营, 轨距锁定后, 应当保持稳定, 不能出现意外解锁的情况。因此, 在设计解锁-锁紧装置时, 通过增加驱动臂 4, 将锁紧杆的向上运动转化为驱动臂的向下运动, 并且在锁紧状态下, 锁紧弹簧仍然保持压缩状态, 通过合理的刚度设计, 避免了由于地面异物击打或解锁-锁紧装置的自身振动而导致在列车运行过程中意外解锁, 杜绝了由于这种原因导致的车辆运营风险。

3 计算分析

3.1 锁紧装置的强度计算

锁紧装置在运用过程中, 主要受到横向载荷 F_y 和垂向载荷 F_x 作用。其受力和三维模型如图 4 所示。

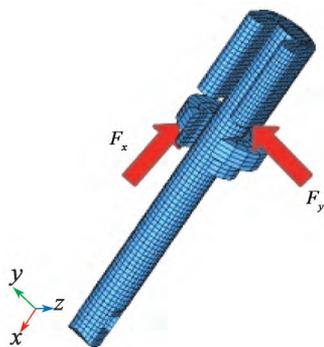


图 4 锁紧装置有限元模型及载荷加载示意图

3.1.1 锁紧装置静强度计算

根据 EN 13749—2005 中对构架载荷计算的规定, 将轮对所受横向载荷换算到锁紧装置上, 即得到锁紧装置所承受载荷, 见表 1。

装置的材料属性如表 2 所示。

表 3 为锁紧装置在 2 种不同载荷工况下静强度的计算结果。从表 3 可知, 在工况 1 超常工况作用下,

其最大的 Von-mises 为 353.00 MPa, 最大应力位置出现在钩舌中部位置; 在工况 2 下, 锁紧装置的最大 Von-mises 为 13.85 MPa, 最大应力位置在锁紧杆中间部位, 见图 5。

由图 5 可知, 在 2 种工况下锁紧装置的最大应力并没有超过材料在运行工况下的许用应力值 620 MPa。因此, 锁紧装置在各个工况下安全系数均大于 1, 锁紧装置结构静强度满足 EN 13749—2005 的要求。

表 1 锁紧装置有限元模型计算工况

工况编号	横向力 F_y/kN	垂向力 F_x/kN	备注
1	65.6	-1.185	该工况为超常工况, 锁紧装置受到横向力与垂向力的共同作用
2	0	-4.800	该工况为模拟解锁工况, 锁紧装置受弹簧弹力作用

表 2 42CrMo 的材料属性(许用应力的安全系数为 1.5)

材料名称	抗拉强度 /MPa	屈服强度 /MPa	运用载荷下材料许用应力 /MPa	疲劳极限 /MPa
42CrMo	1 080	930	620	460

表 3 锁紧装置的静强度计算结果

工况编号	最大 Von-mises 应力 /MPa	最大 Von-mises 应力位置	安全系数
1	353.00	钩舌中部位置	2.63
2	13.85	轴中间部位	67.15

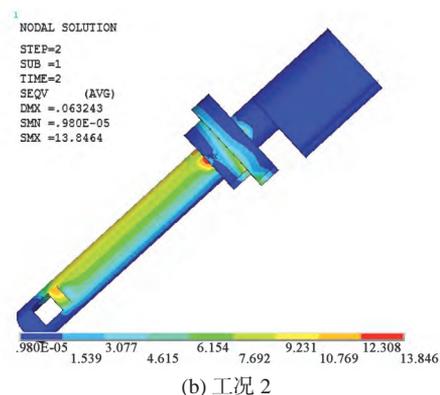
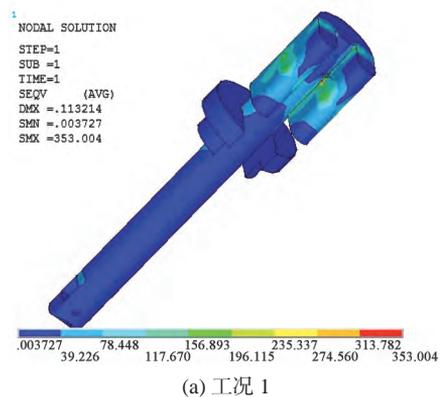


图 5 锁紧装置在 2 种不同工况下的 Von-mises 应力云图

3.1.2 锁紧装置的疲劳强度计算

根据 EN 13749—2005 中对构架载荷计算的规定,

将构架所受载荷换算到锁紧装置上,即得到装置所承受载荷。在疲劳工况下,锁紧装置受到横向载荷与弹簧弹力的联合作用,载荷大小见表 4。

表 4 锁紧装置的疲劳工况

工况编号	横向力 F_x /kN	垂向力 F_z /kN	备注
1	20.85	-1.185	横向力 + 弹簧弹力
2	-20.85	-4.800	横向力 + 弹簧弹力

根据标准 TB/T 2368—2005《动力转向架构架强度试验方法》附录 D 中的 B12/RP17 提供的材料的疲劳极限图对锁紧销进行疲劳强度评估,得到的计算结果见表 5。

表 5 锁紧装置疲劳计算结果

最大疲劳 结点编号	出现位置	幅值 /MPa	均值 /MPa	最小安全 系数
4704	钩舌中部位置	57.00	-14.00	6.7

综上所述,锁紧装置疲劳强度薄弱点出现在钩舌中部位置,最大应力幅值为 57.00 MPa,实际最小安全

表 6 锁紧弹簧参数表

项目名称	数值或说明
材质	51CrV4
旋向	右
总圈数	7
有效圈	5.5
料径 /mm	11.5
中径 /mm	78
内径 /mm	66.5
外径 /mm	89.5
自由高 /mm	153
簧条展开长度 /m	1.721
簧条质量 /kg	1.317
工作载荷 /kN	1.184
工作高度 /mm	135
压并高 /mm	77.1
压并挠度 /mm	75.9
垂向刚度 / (kN·m ⁻¹)	65.75
横向刚度 / (kN·m ⁻¹)	43.22
工作高修正基础应力 /MPa	188.6
解锁时修正应力 /MPa	764.9
解锁时工作高度 /mm	80.0
解锁时工作载荷 /kN	4.800
200 万次疲劳强度许用应力(动强度校核,应力修正) T_{kh2} /MPa	570.7 (动荷系数取 0.33)
考虑动载荷时应力幅 T_{kh} /MPa	124.5 (小于 T_{kh2})
螺旋角 α / (°)	6.665

系数为 6.7,大于理论最小安全系数 1,由此说明锁紧装置疲劳强度满足设计要求。

3.2 锁紧弹簧的刚度及寿命计算

在车辆运行时锁紧弹簧提供一定的预紧力,避免锁紧销与轴箱体锁口槽之间产生位移及磨损,防止锁紧销滑出轴箱体锁口槽,确保锁紧销处于锁紧状态,使轮对内侧距不变,从而保证运行安全。在变轨距前,受地面变轨装置的作用,进一步压缩锁紧弹簧,使锁紧销滑出轴箱体锁口槽,为轮对变轨解除约束。

锁紧弹簧采用 51CrV4 材料,强度按 EN 10089 标准计算。计算时考虑锁紧装置安装在轴箱上,为安全起见,动荷系数按 0.33 取值。计算结果见表 6。

由表 6 可见,锁紧弹簧的寿命大于 200 万次,满足疲劳寿命要求。

4 结语

解锁-锁紧装置作为轮对轴箱装置中的核心部件,更是变轨距转向架的关键部件,其动作原理和可靠性决定了变轨距高速动车组是否能够正常完成变轨动作及变轨后的安全运营。下一步将开展变轨距转向架解锁-锁紧装置的功能性试验,并配合变轨距转向架及整车进行各项试验和线路的运用考核工作。

参考文献:

- [1] 小田和裕. 軌間可変電車の全体計画 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 7-12.
- [2] 高尾喜久雄, 潤賀健一. 軌間可変試験電車の概要 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 13-18.
- [3] 徳田憲暁, 藤田豊志, 佐藤栄作, 等. 軌間可変台車の開発 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 19-24.
- [4] FRIED D. 西班牙 Talgo 350 型高速动力车头(一) [J]. 变流技术与电力牵引, 2002(6): 38-40.
- [5] FRIED D. 西班牙 Talgo 350 型高速动力车头(二) [J]. 变流技术与电力牵引, 2003(1): 39-42.
- [6] 范燕. 可变轨距货车轮对 [J]. 国外铁道车辆, 2000(4): 45.

作者简介: 孔瑞晨(1986-), 男, 工程师, 长期从事机车车辆转向架研究。