

高速列车车轮多边形对轴箱的影响分析*

张富兵¹, 邬平波¹, 吴兴文¹, 贺小龙¹, 张敏²

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司技术中心 青岛, 266111)

摘要 为分析高速列车轴箱端盖脱落的原因,建立了轴箱端盖的有限元模型,通过模态分析得到了 580 Hz 的固有模态,并依据模态试验验证了模态分析结果。经过和线路试验数据对比发现该固有频率和 20 阶多边形的激励频率很接近,针对这一情况应用多体动力学软件建立了包含轴箱和端盖的车辆动力学模型并对轴箱端盖的振动特性进行分析。结果表明:端盖处的加速度要远远大于轴箱体上的加速度,结合频谱分析可以确定轴箱端盖处发生了共振,激烈的振动会使预紧力下降,当预紧力下降到 2.5 kN 螺栓发生松动。上述结论与试验结果一致,并且根据测力螺栓的和端盖的试验数据可以发现随着螺栓预紧力的下降端盖的振动更加剧烈。本研究确定了引发高铁轴箱端盖掉落的根本原因,对于高铁车辆的安全运行有一定的指导借鉴意义。

关键词 车辆系统动力学;模态分析;车轮多边形;轴箱端盖;多体动力学仿真

中图分类号 TH131.3

引言

随着我国高铁运行里程的不断增加,越来越多的车辆出现了车轮多边形磨损的现象。车轮多边形磨损是指铁道车辆车轮名义滚动圆周向不均匀磨损的现象^[1]。车轮不圆是引起车辆轨道相互冲击振动的主要激励源之一,特别是在高速运行的条件下,车轮多边形会加大车辆运行过程中的轮轨冲击作用,对各零件的疲劳寿命有很大的影响,严重的甚至影响到列车的运行安全^[2-3],车轮不圆已经成为了制约铁路发展的重要因素^[4-5]。对于车轮多边形造成的部件破坏,首先要提到的就是轴箱。轴箱通过轴承和车轴直接联接,中间没有减振设备,所以几乎是整个车辆系统中振动最大的位置。特别是在车轮有多边形的情况下,轴箱位置的加速度能达到一二百个 g,甚至更大。长期在这样的环境下运行,轴箱及其相关部件很容易出现振动疲劳。高铁轴箱接地端盖采用 6 个 M8 的螺栓和轴箱体联接。据调查,国内某型车的高速列车在运行一段时间后,轴箱端盖的联接螺栓经常有松动甚至断裂而导致端盖脱落。对该车的车轮进行测量后发现,车轮有明显的 20 阶多

边形。

国外学者对车轮多边形的成因、发展以及对车辆系统的影响进行了研究。Brommundt^[6]提出,车轮多边形的产生是由于车轮的径向偏差和车轮的转动惯量相互作用而导致的。Meywerk^[7]建立了包含轨道和轮对的刚柔耦合动力学模型用于研究车轮踏面不圆化的增长规律,发现左右车轮的不圆相位差越大车轮多边形的形成速度越快。同时一阶二阶弯曲模态对车轮多边形的发展速度影响很大。Morys^[8]建立了 ICE-1 动车组的车辆-轨道耦合动力学模型,研究其车轮多边形的形成与发展,发现车轮不圆和轮轨法向力是一个相互影响和相互促进的关系。文献[9-11]通过试验测试和数值仿真分析了车轮多边形,提出了低阶多边形的形成机理和预防措施。国内学者对车轮多边形的研究稍晚一些。罗仁等^[3]建立了车辆-轨道动力学模型,研究了车轮多边形的发展规律:低阶发展较慢,高阶发展较快,并且轮对一阶弯曲模态对车轮多边形形成的作用很大。陈光雄等^[12]通过建立轮对、枕木和轨道的有限元模型,研究了地铁车辆的车轮多边形问题。Jin^[13]结合动力学试验和仿真研究了地铁的 9 阶车轮多边形的形成原因,认为 9 阶多边形的频率和轮对一阶

* 铁路总公司资助项目(2016J001-B);山东省科技重大专项资助项目(2015 ZDXX0102A01);中国铁路总公司科技研究开发计划资助项目(2016J007-H);牵引动力国家重点实验室课题资助项目(2015TPL_Z03)

收稿日期:2018-02-04;修回日期:2018-03-26

弯曲模态频率接近而发生共振导致多边形的形成。王亿佳等^[2]通过动力学仿真,研究了多边形对车辆动力学性能的影响,从而提出了多边形的安全限值。李大地等^[14]根据大量的试验数据,研究了车轮多边形的演化规律和振动传递关系,并结合轨道模态,提出了一种新的车轮多边形形成机理-切削原理。

笔者借鉴之前学者的研究手段,同时结合本研究对象的不同进行了局部模型(轴箱和轴箱接地端盖)的柔性建模,建立了车辆动力学刚柔耦合模型。并进行了试验台试验,对轴箱和轴箱端盖的振动情况进行了测试分析,发现了车轮多边形对轴箱端盖位置的振动加剧情况,揭示轴箱端盖脱落的原因。

1 模态分析

根据实际的轴箱接地端盖建立了有限元模型,进行了模态计算。模态计算的结果显示轴箱端盖在580 Hz附近存在固有模态,如图1所示。为了验证有限元模态计算结果的可靠性,对该接地端盖进行了模态试验。实试测得的结果接近仿真结果,如图2所示,该振型第9阶的固有频率为579.6 Hz,阻尼比为0.88%与仿真计算的580.5 Hz十分的接近。

该车轮名义滚动圆直径 D 为0.92 m,根据车轮转速与阶次激励频率之间的相关关系,当列车运

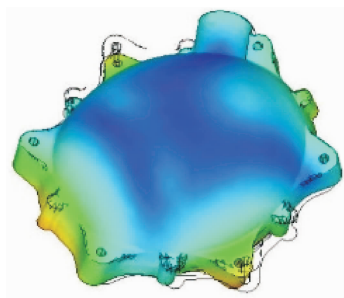


图1 580.5 Hz的固有模态

Fig. 1 Natural mode of 580.5 Hz

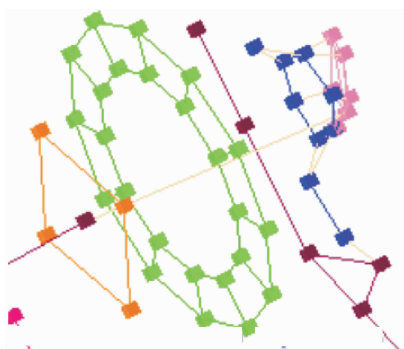


图2 试验测得的579.6 Hz的模态

Fig. 2 Natural mode of 579.6 Hz through test

行速度 $v=300$ km/h时,与 $n=20$ 阶多边形相关的振动频率为

$$f_n = \frac{nv}{\pi D} = \frac{20 \times 300 / 3.6}{\pi \times 0.92} = 577 \text{ Hz} \quad (1)$$

由式(1)看出,20阶多边形的激振频率很接近轴箱端盖的固有频率。因此推测是多边形的振动激发了轴箱端盖的固有频率,产生了共振,激烈的振动导致螺栓松动。对此文中利用多体动力学仿真和试验进行了验证。

2 动力学仿真

2.1 车辆模型简介

为了从理论上研究轴箱端盖的振动和螺栓松动之间的关系,建立了高速列车车轮多边形车辆-轨道耦合模型。整个车辆模型系统如图3(a)所示,包含两个构架、一个车体、4条轮对和8个轴箱,以及相应的一系悬挂和二系悬挂。一系悬挂由轴箱进行定位,安装了钢弹簧和垂向减振器;二系悬挂包括摇枕、空气弹簧、抗侧滚扭杆、二系垂向减振器、二系横向减振器、抗蛇形减振器以及横向止挡等。构架考虑为刚性体,轴箱、轮对以及螺栓考虑为柔性体,如图3(b)。车轮多边形的设置方法是将线路实测的20阶多边形数据,导入到Simpack软件。

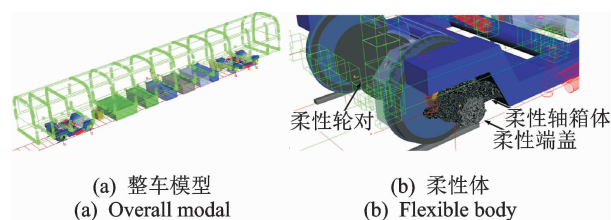


图3 车辆刚柔耦合模型

Fig. 3 Coupled vehicle/track dynamic model

2.2 螺栓的振动模型

螺栓模型如图4所示,螺栓和轴箱端盖的联接面之间用粘滑摩擦力元模拟预紧力条件下的切向摩擦力;施加法向力来模拟螺栓的预紧力;螺杆部分和被联接的端盖内部通过摩擦副来联接固定。螺栓孔的直径为8.5 mm,螺杆的直径为8 mm,螺杆和螺栓孔之间有0.25 mm的间隙,正常预紧条件下,螺杆在螺栓孔内不会晃动或者说只有很小的晃动。只有在螺栓的预紧力比较小的情况下,螺杆才会在螺栓孔内晃动。因此,本研究判断螺栓是否发生松动的准则是螺杆沿着螺栓孔径向位移的大小。

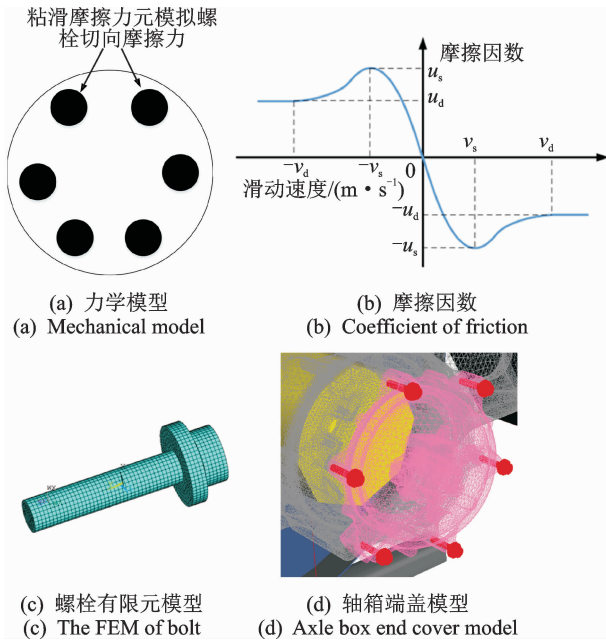


图 4 螺栓松动的模型图

Fig. 4 The model of bolt loosening

2.3 仿真结果

仿真计算工况是在上述车轮多边形下运行到 300 km/h。提取仿真结果中轴箱体和轴箱端盖的加速度数据进行对比,从时域数据(图 5)可得,轴箱体的横向加速度均方根值为 3.46 g,端盖的横向加速度均方根值为 23.94 g;轴箱体的垂向加速度均方根值为 14.21 g,端盖的垂向加速度均方根值为 26.86 g。可以发现,轴箱端盖横向加速度和垂向加

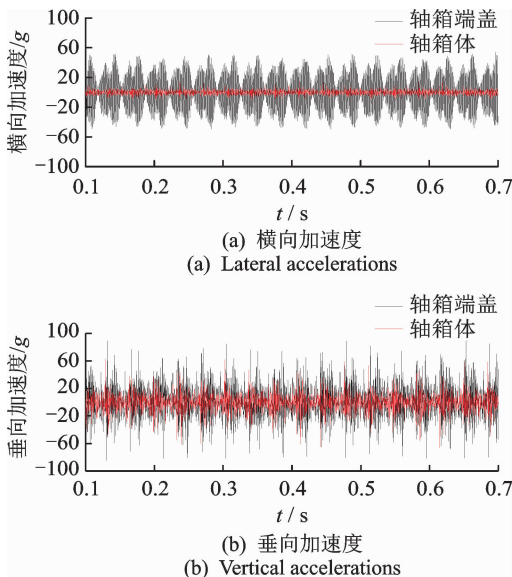


图 5 轴箱和端盖的加速度对比(300 km/h)

Fig. 5 Comparisons of the axle box accelerations and end cover accelerations (300 km/h)

速度都比轴箱体上的要明显大很多。频域数据(图 6)进行对比后发现,在横向和垂向加速度中都有明显的 580 Hz 的主频,并且端盖上的幅值要远远大于轴箱体上的幅值,这可以说明端盖在 580 Hz 这个模态处发生了共振。通过对比不同预紧力下螺栓径向的滑动位移(如图 7),可以发现当预紧力下降到 2.5 kN 的时候,螺栓的滑动位移出现了剧烈的波动,说明此时的螺栓发生了松动。

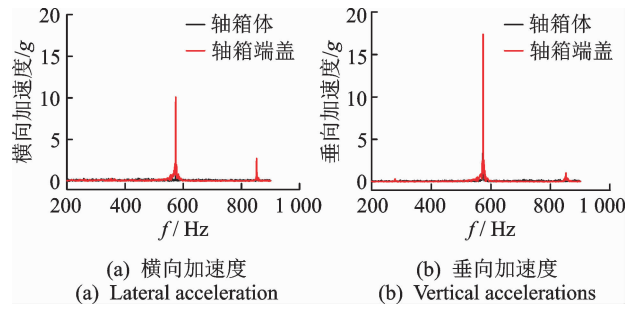


图 6 轴箱体和轴箱端盖频域对比(300 km/h)

Fig. 6 Comparison of frequency domain of axle box and axle box end cover(300 km/h)

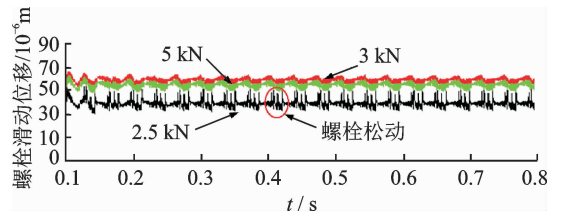


图 7 不同预紧力下螺栓的径向位移

Fig. 7 Bolt sliding displacement under different preload force

图 8 所示是仿真得到的无车轮多边形工况的结果,速度为 300 km/h,只施加了轨道谱激励。该工况下轴箱端盖的横向加速度均方根值为 1.69 g,垂向加速度均方根值为 1.85 g。可以发现端盖的横向和垂向加速度都大幅下降,只有一些低频率出现的冲击载荷。这说明消除车轮多边形对于轴箱的安

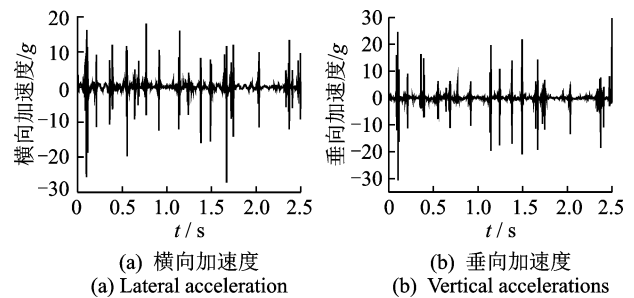


图 8 无多边形的端盖振动数据

Fig. 8 End cover acceleration data without wheel polygonalization

全运行有很大的作用。

3 线路试验

为了确定端盖脱落的原因,对出现事故车辆的车轮状态进行了测量,结果发现有明显的20阶多边形,波深最大有0.08 mm,波长144 mm。

为了获得轴箱和端盖在该车轮状态下运行的振动响应,对该车进行了线路跟踪试验。分别在轴箱体和轴箱接地端盖布置了加速度传感器,测量其横向和垂向加速度。

图9为轴箱和轴箱端盖的横向和垂向加速度时域对比图,轴箱的横向加速度均方根值为8.16 g,端盖横向加速度均方根为29.90 g;轴箱的垂向加速度均方根值为5.76 g,端盖的垂向加速度均方根值为20.29 g。可以看出端盖的横向和垂向加速度都要比轴箱体上大了,这和仿真结果一致。结合图10轴箱端盖的时频图可以发现,无论是横向和垂向在580 Hz附近都有明显的能量带,并且此能量带不随速度的改变而发生变化,说明此处发生了共振。

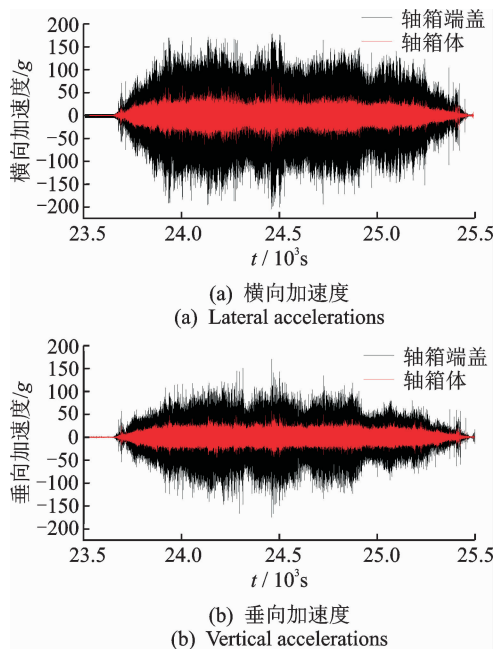


图9 轴箱和端盖的加速度

Fig. 9 The axle box and axle box end cover accelerations

通过线路试验数据基本上已经可以确定轴箱端盖在20阶多边形激励下发生了共振。但是如果要做更多组不同工况的试验,考虑到具有一定的危险性以及成本等问题,在载客的状态下进行线路试验不太现实。因此,其他工况在试验室的高频激振台上完成。

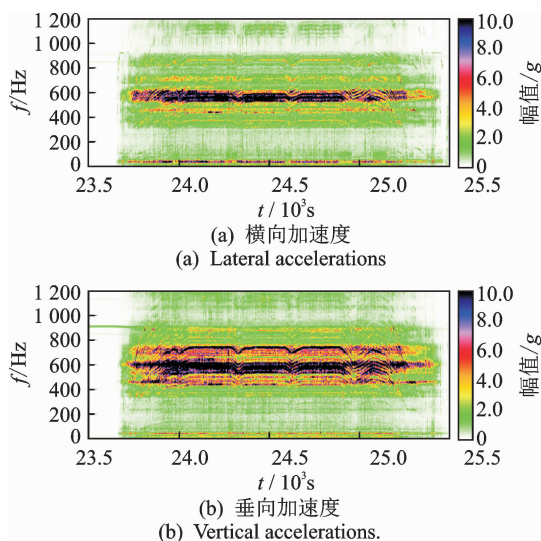


图10 轴箱端盖的时频图

Fig. 10 Short-time Fourier transformation for the axle box end cover

4 试验台试验

4.1 试验简介

本次试验依托西南交通大学牵引动力国家重点试验室的高频激振试验台。试验台工作原理如图11所示,高频激振试验台为高速旋转试验台,试验台通过200 kW的电机进行驱动,模拟轨道的滚轮直径为600 mm,最高转速4 200 r/min,转向架上方有液压缸施加载荷进行配重,控制系统采用110 kW变频控制柜,电机与滚轮之间采用齿轮箱传动。下面的轨道轮人工加工成多边形,就可以模拟线路上的车轮多边形,本次试验在轨道轮加工出了13阶的多边形,滚轮的直径为600 mm,转向架上的车轮直径为920 mm,因此等效到车轮上的多边形阶次为 $n=13 \times (920/600) = 19.93$,多边形的波深设置为0.05 mm,基本上就可以模拟线路上的20阶车轮多边形工况。

本试验的测试方案有:a.扫频;b.测试不同预紧力下测力螺栓和轴箱端盖的响应情况。扫频试验速度从0开始一直缓慢运行至330 km/h,其中每隔10 km/h的速度级停留30 s的时间。试验的测点位置包含了轴箱端盖和轴箱体的横向加速度及垂向加速度。扫频试验有两个目的:a.用时域信号对比轴箱端盖和轴箱体的振动放大情况;b.用频域信号来验证轴箱端盖是否发生共振。方案b中通过扭力扳手对测力螺栓施加9, 10和11 kN的预紧力。然

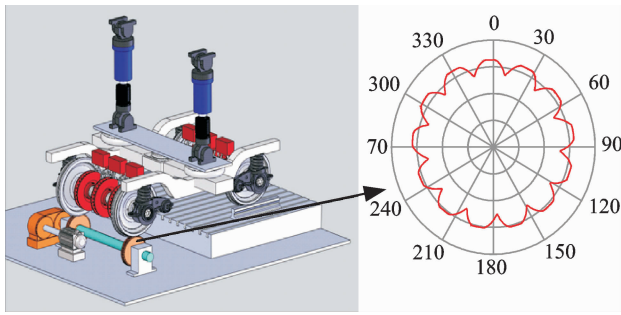


图 11 试验台的原理图

Fig. 11 The principle of test bench

后在不同的预紧力的情况下分别都运行至 300 km/h 的速度,测量此时预紧力的变化和轴箱端盖的振动情况。测力螺栓如图 12 所示,其原理是在螺栓的中心打个小孔,在孔的内表面沿着螺栓的轴向粘贴特殊的应变片,这样便可测得螺栓的轴向动应力。然后根据螺栓的标定文件,即可获得不同应力对应的预紧力的大小。

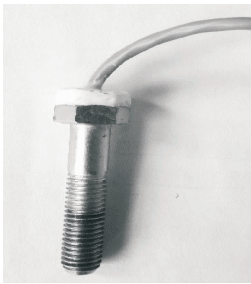


图 12 测力螺栓

Fig. 12 Force measuring bolt

4.2 试验结果分析

扫频试验的加速度时域数据如图 13 所示。轴箱体的横向加速度均方根值为 7.53 g,端盖的横向加速度均方根值为 12.33 g;轴箱体的垂向加速度均方根值为 9.10 g,端盖的垂向加速度均方根值 14.48 g。通过对比轴箱体和轴箱端盖加速度发现,无论是端盖横向还是垂向加速度均大于轴箱体。这

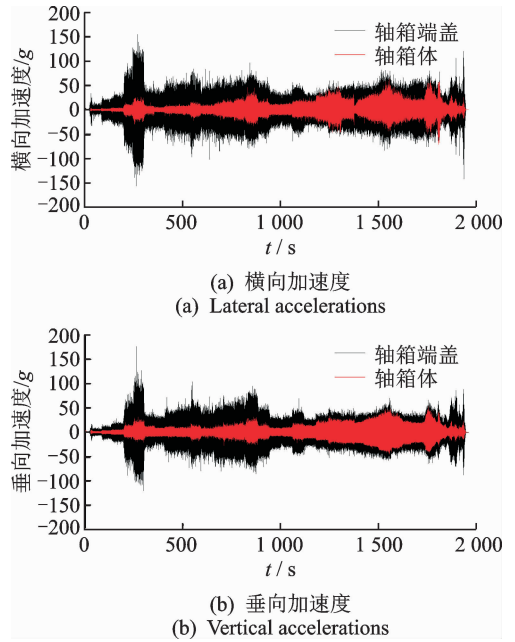


图 13 轴箱和端盖的加速度对比

Fig. 13 Comparisons of the axle box accelerations and end cover accelerations

与仿真和线路试验的结果一致。结合轴箱端盖加速度数据的时频图(如图 14)可知,无论是横向还是垂向振动在 580 Hz 附近(此时大概运行了 1 500 s,速度为 300 km/h)能量都很大,再根据之前的模态计算结果可以说明端盖发生了共振。

方案 b 的测试结果如图 15 所示,根据不同预紧力下轴箱端盖的振动情况发现,预紧力从 11 kN 变到 9 kN,横向加速度的均方根值从 20 g 上升到 23.1 g,垂向加速度的均方根值从 20.9 g 上升到 22.5 g,这说明螺栓的预紧力下降以后,轴箱端盖的振动会加剧,同时,振动的加剧又反过来会加剧螺栓的松动,这是一个相互促进相互影响的过程。

试验结果表明:在 20 阶车轮多边形的激励频率之下,端盖的固有模态被激发,发生了共振,导致了端盖的振动比轴箱体上的要大很多。测力螺栓的测试结果说明轴箱螺栓的预紧力下降以后会造成端盖的振动加剧。

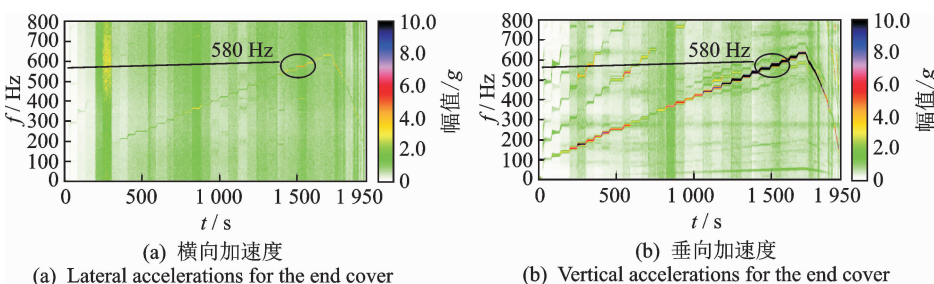


图 14 轴箱端盖的时频图

Fig. 14 Short time Fourier transformation for the axle box and end cover

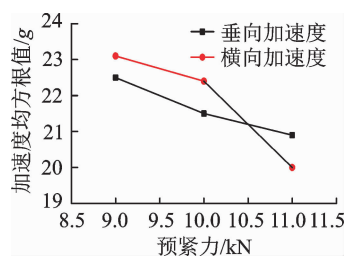


图 15 螺栓预紧力和加速度的关系

Fig. 15 The end cover acceleration and preload

5 结论

1) 在 20 阶车轮多边形的激励频率下,当车辆运行在 300 km/h 的工况下,轴箱端盖的横向和垂向振动相比于轴箱位置都被放大了。轴箱端盖在 580 Hz 附近的固有局部模态被激发,发生了共振,导致了端盖振动的急剧增加。

2) 在长时间的剧烈振动环境下,螺栓的预紧力会下降,而预紧力下降后端盖的振动会进一步增加,这是一个互相促进的恶化过程,而当预紧力下降到某一个临界值(通过仿真确定该临界值为 2.5 kN)时,螺栓出现松动。

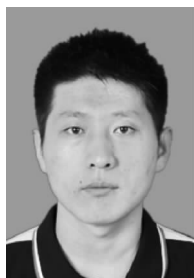
3) 以上结论表明,螺栓发生松动、轴箱端盖掉落的根源是车轮多边形的激励。为了杜绝该事故的发生,应该定期检测车轮的状态,一旦发现有比较明显的车轮多边形现象出现要及时地镟轮。考虑到 20 阶多边形在运行中经常出现,因此建议对轴箱端盖的结构进行改进,将端盖的固有模态尽量远离 580 Hz。

参 考 文 献

- [1] 李伟,刘言义,张雄飞,等. 地铁车辆车轮多边形的机理分析[J]. 机械工程学报,2013,49(18):17-22.
Li Wei, Liu Yanyi, Zhang Xiongfei, et al. Mechanism of the polygonal wear of metro train wheels [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(18):17-22. (in Chinese)
- [2] 王亿佳,曾京,罗仁,等. 高速列车车轮多边形化对车辆动力学性能的影响[J]. 四川大学学报:工程科学版,2013,45(3):176-182.
Wang Yijia, Zeng Jing, Luo Ren, et al. Effect of polygonal wheel on vehicle dynamic performance [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2013, 45(3): 176-182. (in Chinese)
- [3] 罗仁,曾京,邬平波,等. 高速列车车轮不圆顺磨损仿真及分析[J]. 铁道学报,2010,32(5):30-35.
Luo Ren, Zeng Jing, Wu Pingbo, et al. Simulation and analysis of wheel out-of-roundness wear of high speed train [J]. Journal of the China Railway Society, 2010,32(5):30-35. (in Chinese)
- [4] 王晨,马卫华,罗世辉,等. 机车车辆踏面损伤机理研究[J]. 振动、测试与诊断,2016,36(5):890-897.
Wang Chen, Ma Weihua, Luo Shihui, et al. Research on the tread damage of locomotives [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016,36(5):890-897. (in Chinese)
- [5] 廖爱华,黄旭,方宇. 基于刚柔耦合的轨道车辆转向架构架疲劳分析[J]. 振动、测试与诊断,2017,37(2):392-398.

Liao Aihua, Huang Xu, Fang Yu. Fatigue analysis for bogie frame based on rigid-flexible coupling simulation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(2):392-398. (in Chinese)

- [6] Brommundt E. A simple mechanism for the polygonalization of railway wheels by wear [J]. Mechanics Research Communications, 1997, 24(4): 435-442.
- [7] Meywerk M. Polygonalization of railway wheels [J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69(2): 105-120.
- [8] Morys B. Enlargement of out-of-round wheel profiles on high speed trains [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5):965-978.
- [9] Nielsen J, Johansson A. Out-of-round railway wheels—a literature survey [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F—Journal of Rail and Transit, 2000, 214(2):79-91.
- [10] Nielsen J, Lunden R, Johansson A. Train-track interaction and mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces [J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40(1-3): 3-54.
- [11] Johansson A. Out-of-round railway wheels—assessment of wheel tread irregularities in train traffic [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3-5SI): 795-806.
- [12] 陈光雄,金学松,邬平波,等. 车轮多边形磨耗机理的有限元研究[J]. 铁道学报,2011,33(1):14-18.
Chen Guangxiong, Jin Xuesong, Wu Pingbo, et al. Finite element study on the generation mechanism of polygonal wear of railway wheels [J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(1): 14-18. (in Chinese)
- [13] Jin Xuesong. An investigation into the mechanism of the polygonal wear of metro train wheels and its effect on the dynamic behavior of a wheel/rail system [J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(12):1817-1834.
- [14] 李大地,戴焕云. 基于钢轨模态振动的车轮高阶多边形频率特性研究[J]. 铁道机车车辆,2017,37(4):6-11.
Li Dadi, Dai Huanyun. Research on wheel polygonization frequencies based on modal analysis of rail [J]. Railway Locomotive & Car, 2017, 37(4):6-11. (in Chinese)



第一作者简介: 张富兵,男,1985年7月生,博士生。主要研究方向为车辆系统动力学和有限元强度分析。曾发表《Indirect measurement of axle load》(Proceedings of 2016 IEEE International Wheelset Congress, Piscataway NJ USA; Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc, 2017)等论文。

E-mail:454680127@qq.com

通信作者简介: 邬平波,男,1968年8月生,博士、研究员。主要研究方向为机车车辆系统动力学及强度等。

E-mail:wupingbo@163.com