

电机械踏面制动地铁车辆异常振动分析*

唐永明¹, 孙守光¹, 杨震寰², 高浩², 李文豪^{2,3}

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京, 100044)

(2. 西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室 成都, 610031)

(3. 中国铁路西安局集团有限公司宝鸡车务段 宝鸡, 721100)

摘要 某采用电机械踏面制动的地铁车辆在制动过程中出现了客室顶板异常振动现象,为查明异常振动的原因,笔者开展了车辆动力学性能测试。首先,试验发现闸瓦托在制动时出现 66.8 Hz 的振动,并通过构架侧梁—空簧座—枕梁—车体的路径传递至车体顶板;其次,发现车体顶板存在 70.9 Hz 左右的固有模态,与 66.8 Hz 十分接近,因而导致顶板出现异常振动;最后,建立电机械踏面制动整车动力学模型,通过仿真计算研究异常振动的解决措施。结果表明:轮轨摩擦因数和电机械制动装置的推出力对闸瓦托的垂向振动影响较小,闸瓦的弹性模量对闸瓦托的垂向振动影响较大。将原闸瓦更换为弹性模量较小的闸瓦后,发现车辆在制动过程中未出现异常振动现象。减小闸瓦的弹性模量可有效解决闸瓦托在制动过程中出现的异常振动问题,建议使用电机械踏面制动的车辆优先选择弹性模量较小的闸瓦材料。

关键词 电机械制动;异常振动;弹性模量;闸瓦;振动传递

中图分类号 U279.2;TH113.1

引言

基础制动装置作为轨道车辆的核心部件,关系到车辆的运行安全,特别是地铁车辆具有频繁启停、制动加速度大等特点,对制动系统的性能要求较高。在制动过程中,由于复杂的接触和摩擦非线性行为,导致产生大量的振动和噪声问题,且易在制动盘螺栓附近产生裂纹,危害行车安全^[1]。研究表明,振动噪声问题主要与踏面和车轮界面的摩擦有关,其产生的机理主要包括粘滑运动机理^[2]、摩擦力-相对滑动速度负斜率机理^[2,4]、自锁-滑动机理^[4,6]等。

学者们已对制动中出现振动、噪声问题的原因进行了深入研究。陈光雄等^[6,7]运用仿真软件对踏面制动的尖叫噪声进行了有限元分析,发现摩擦系数和闸瓦压力越大,尖叫噪声产生的趋势就越大。Xiang 等^[8]发现高速列车的闸片和车轮间的摩擦系数与接触角是影响制动特性的重要因素。Du 等^[9]基于模态理论和有限元模型,提出了一种盘形制动的新型模型,证明了具有负斜率特性的摩擦系数在低速范围内导致了制动系统不稳定。戴焕云^[10]对机车车辆低速制动时转向架和制动系统出现的颤振现象

进行了详细分析,指出摩擦副的负特性曲线是引起制动系统颤振的根本原因。Wang 等^[11]建立了一种考虑轮轨黏着的高速列车盘形制动动力学模型,发现随着制动力在低速范围内的增大,系统易失稳。Zhu 等^[12]通过现场试验和有限元分析发现,制动过程中的振动噪声问题与制动力的变化和初始制动速度有着密切关联。李小彭等^[13]发现制动颤振易发生在低速、摩擦系数较大且处于增大的状态下,且温度对摩擦系数的影响不容忽视。

解决制动颤振的措施同样颇受学界关注,相关学者^[14-15]运用稳定性分析方法对制动中产生的振动噪声进行了控制分析。此外,有学者运用试验手段深入分析了制动夹钳摩擦块的形状、开孔结构等因素对界面噪声和磨损行为的影响^[16-18]。管迪华等^[19]针对某种制动盘的尖叫问题开展了制动器结构的系统分析,并给出了制动盘结构修改方案,从而抑制了制动器产生的噪声。Cascetta 等^[20]通过有限元分析发现,合理增大制动盘的厚度并使用有机材料可以提高制动系统的稳定性。Chen 等^[21]发现随时间变化的制动压力可有效改善列车制动时的振动噪声。乔青峰等^[22]研究表明,合理的制动闸片弹性模量有

* 国家自然科学基金资助项目(U2268211);四川省自然科学基金青年科学基金资助项目(2022NSFSC1861);中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划资助项目(N2024J038)

收稿日期:2023-04-15;修回日期:2023-07-31

助于抑制制动时的振动噪声问题。

电机械制动采用电机控制和丝杆驱动放大,实现制动力传递与摩擦制动。目前,大量文献从多角度研究了空气制动装置的振动噪声、疲劳强度和磨损问题^[23-25]。然而,针对电机械制动装置对车辆各部件的振动影响规律的研究较少。本研究中,笔者针对装用电机械踏面制动车辆在制动过程中出现的客室顶板异常振动现象,开展试验和仿真研究。首先,通过整车线路试验研究制动过程中车辆各部件的振动状态,分析异常振动的传递路径;其次,采用多体动力学仿真寻找车辆部件异常振动的影响因素,并研究异常振动的解决方法;最后,使用线路试验的手段,验证异常振动解决方法的有效性。研究结果可为解决制动系统的异常振动问题提供新的参考。

1 异常振动现象

针对某型装用电机械踏面制动的地铁车辆在制动时客室顶板的异常振动问题,开展车辆动力学测试。图 1 为制动装置振动测试测点位置照片,试验测点主要分布在客室顶板、客室地板、枕梁、构架空簧座、电机械制动器吊臂、电机械制动器闸瓦托等部件。

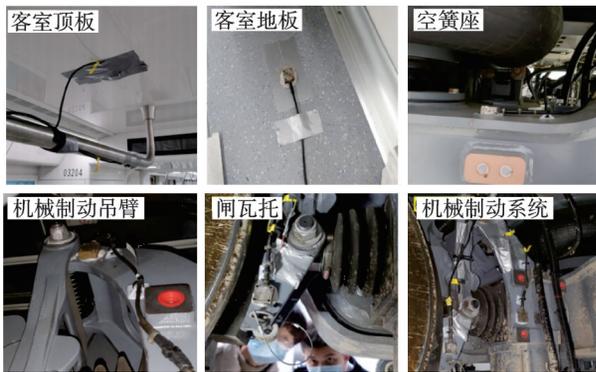


图 1 制动装置振动测试测点位置照片

Fig.1 Photos of vibration testing points for braking device

客室顶板垂向加速度测试结果如图 2 所示。当车辆制动时,在车辆启动—惰性—制动过程中,客室顶板垂向加速度始终存在 70.9 Hz 的频带,说明客室顶板存在 70.9 Hz 的固有频率。在车辆制动过程中,客室顶板出现了幅值为 0.25g、频率为 66.8 Hz 的谐波振动,可见制动过程中的客室顶板的异常振动频率与其固有频率较为接近,如此易导致放大振动,影响乘坐体验。

为查明客室出现异常振动的原因,取车体地板、空簧座、制动器吊臂、闸瓦托测点的试验数据,以分析振动传递路径。图 3 为制动装置振动加速度时域

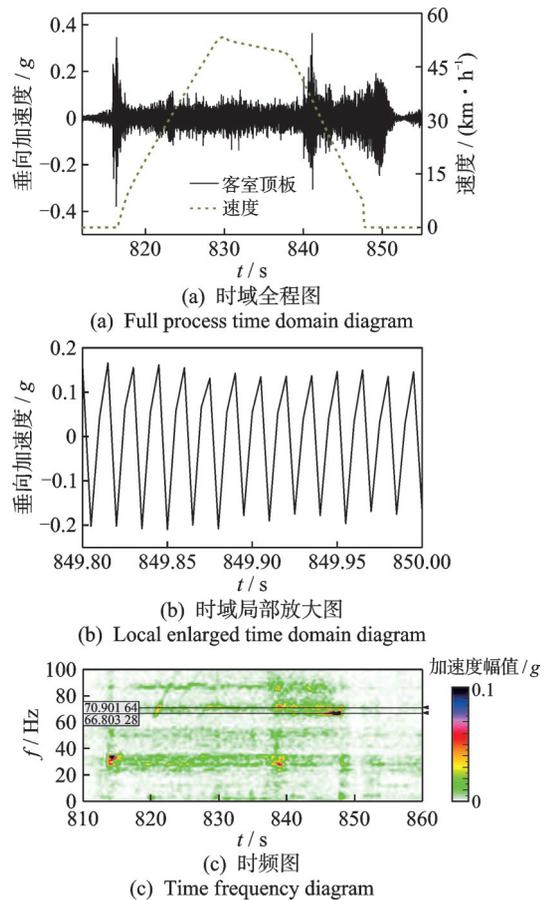


图 2 客室顶板垂向加速度测试

Fig.2 Vertical acceleration test of carbody roof

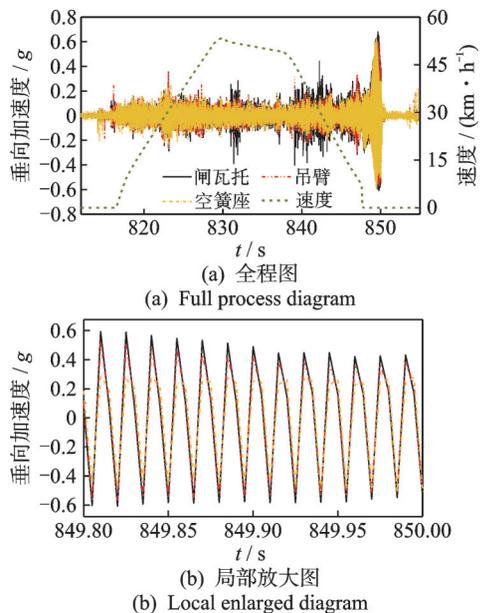


图 3 制动装置振动加速度时域测试结果

Fig.3 Time domain test results of braking device vibration acceleration

测试结果,图 4 为车体振动加速度时域测试结果,图 5 为振动加速度测试结果时频图。

由图 3、4、5 可知,当车辆制动时,闸瓦托和制动

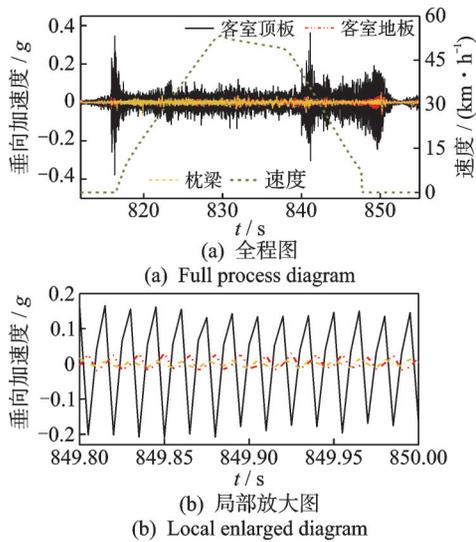


图4 车体振动加速度时域测试结果
Fig.4 Time domain test results of carbody vibration acceleration

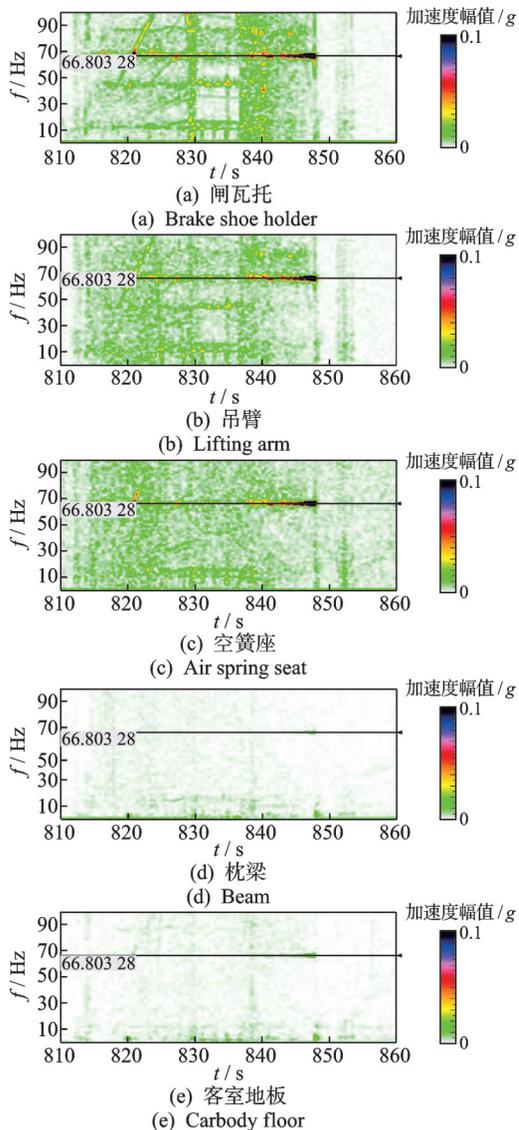


图5 振动加速度测试结果时频图
Fig.5 Time frequency diagrams of vibration acceleration testing results

吊臂均存在 66.8 Hz 的垂向振动,且幅值达 0.7g。同时,构架空簧座也存在相同参数的主频垂向振动。从车体测点的结果中发现,枕梁和客室地板均未出现振动变大现象,也不存在明显的谐波振动。此外,在 66.8 Hz 附近不存在固有模态,而客室顶板存在 70.0 Hz 左右的固有模态,在制动时出现了 66.8 Hz 的谐波振动,幅值可达 0.25g。由试验可知,闸瓦托在制动时出现了 66.8 Hz 的振动,并通过构架侧梁—空簧座—枕梁—车体的传递路径传递到车体顶板,该振动与车体顶板存在的固有模态十分接近,导致车体顶板出现异常振动。

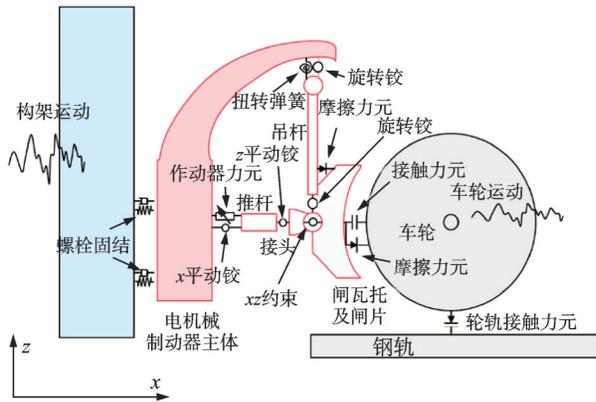
2 动力学仿真研究

现场试验发现,闸瓦托在制动过程中出现了异常振动现象,但产生该现象的原因及解决措施尚不明晰。因此,本节借助动力学仿真的方法,通过改变电机械制动器推杆的推出力、轮轨摩擦因数和闸瓦的弹性模量,研究闸瓦托在制动过程中的垂向振动变化规律,寻找解决闸瓦托异常振动的方案。

2.1 动力学模型建立与验证

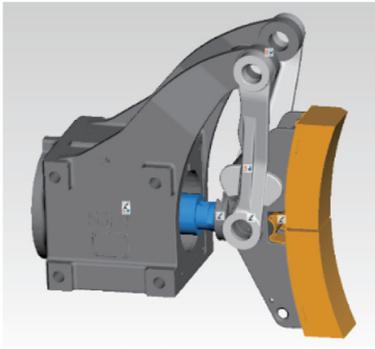
采用通用多体动力学软件 SIMPACK 建立电机械制动器的动力学模型,图 6 为包含电机械制动器的整车动力学模型。由图 6(a)可知,电机械制动器的主体通过螺栓与构架连接,无自由度。吊杆与制动器主体通过扭簧连接,有 1 个绕 y 轴的自由度。扭簧为吊杆提供一定的回复力矩,吊杆与闸瓦托之间采用旋转铰连接。作动器推杆的主要作用为施加制动力,存在 1 个 x 方向的平动自由度。推杆与闸瓦接头连接,闸瓦接头能够做垂向运动,闸瓦接头与闸瓦托相连,亦可绕 y 轴转动。闸瓦托有绕 y 轴转动及垂向平动 2 个自由度,其能够与车轮贴合产生接触。由图 6(b)、(c)可知,整车模型采用电机械制动器、转向架、整车 3 层子结构建模方式,整车自由度数为 96。

由于闸瓦和车轮间的接触关系非常复杂,车轮踏面的外形由多段曲线和直线段组成,而闸瓦的外形不规则,同时车轮和闸瓦之间存在复杂的相对运动,因此闸瓦和车轮间的接触状态分为分离、碰撞、贴合、滑动摩擦和静摩擦等。由于制动过程中闸瓦和车轮的相对滑动速度是变化的,而滑动摩擦因数会随着相对滑动速度的改变而改变,且具有较强的非线性特征。因此,模型中使用如图 7 所示的闸瓦-车轮制动非线性摩擦因数,随着相对滑动速度的降低,闸瓦-车轮制动摩擦因数不断增大。



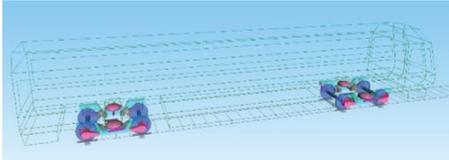
(a) 电机械制动器拓扑关系图

(a) Topological relationship diagram of electromechanical brakes



(b) 电机械制动器动力学模型

(b) Dynamic model of electromechanical brakes



(c) 整车动力学模型

(c) Vehicle dynamics model

图6 包含电机械制动器的整车动力学模型

Fig.6 Vehicle dynamics model with electromechanical brakes

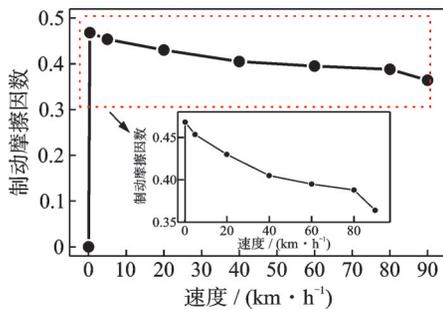


图7 闸瓦-车轮制动非线性摩擦因数

Fig.7 Nonlinear friction coefficient of brake shoe holder wheel braking

闸瓦与车轮之间的三维非线性接触采用 SIM-PACK 中的多边形接触单元 (polygonal contact model, 简称 PCM) 进行计算, 该力元可考虑 2 个接触物体的三维形状、材料弹性模量 E 、泊松比 ν 、非线性摩擦因数等特性, 其基本计算原理如下。

假设 2 个三维曲面发生接触, 曲面有 1 层弹性层, 其法向刚度 c_n 与接触面积的线性关系为

$$c_n = A(K/b) \quad (1)$$

其中: b 为弹性层厚度。

K 为用于计算接触面的等效刚度, 需输入 2 个接触面的 E 、 ν 和 b 计算得到, 即

$$K = E \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (2)$$

最终的接触刚度由接触面 F 和接触面 G 的接触刚度共同决定, 即

$$c_{n, \text{total}} = \frac{c_{n, F} c_{n, G}}{c_{n, F} + c_{n, G}} \quad (3)$$

实际接触的刚度取决于在此情况下的接触面大小, 即接触中的多边形数和面积。该力元不能直接输入一个刚度值, 若明确大概的接触面积 A_0 , 可将式 (1) 中 A 替换成 A_0 。通过将 2 个曲面的材质参数 (杨氏模量、泊松比、弹性层厚度) 均设置为 0, 可将这 2 个曲面中的 1 个视为刚性曲面。

总接触刚度可通过依赖于接触渗透量的二维输入函数 $f(p)$ 来进行缩放, 即

$$c_{n, \text{total}} = \frac{c_{n, F} c_{n, G}}{c_{n, F} + c_{n, G}} f(p) \quad (4)$$

闸瓦与车轮间接触面的形变量为 ϵ , 总接触刚度 $c_{n, \text{total}}$ 与 ϵ 的乘积可计算出接触力 F , 即

$$F = c_{n, \text{total}} \epsilon \quad (5)$$

制动力 P 为 F 与摩擦因数 μ 的乘积, 即

$$P = F\mu \quad (6)$$

本研究中接触模型采用三点接触点方法, 即在闸瓦表面建立上、中、下 3 个点, 通过 3 个点与车轮建立接触力元, 实现接触计算。这种方法对仿真结果的影响较小, 但能极大地提高仿真速度和计算效率。采用建立的动力学模型进行仿真分析, 图 8 为制动过程中闸瓦托垂向加速度对比。由图可知, 仿真得到的振动幅值约 $0.6g$, 试验测得的振动幅值约

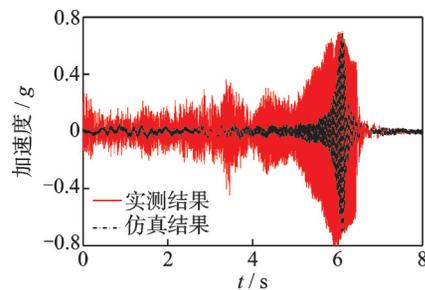


图8 制动过程中闸瓦托垂向加速度对比

Fig.8 Comparison of vertical acceleration of brake shoe holder during braking process

0.7g,说明仿真模型可再现闸瓦托在制动过程中的异常振动,这验证了笔者建立的电机械制动整车动力学模型的准确性。

2.2 推出力对闸瓦托垂向振动的影响

仿真分析推出力由10 kN增大至24 kN,步长为2 kN,图9为推出力对闸瓦托垂向加速度的影响。随着推出力的不断增大,闸瓦托的振动先逐渐升高后逐渐减小。当推出力取10 kN时,闸瓦托的垂向加速度的99.85%最大值为0.50g;推出力增大至12 kN时,闸瓦托的垂向加速度的99.85%最大值可达0.58g;继续增大至24 kN时,相应数据减小为0.49g。可见,推出力的增大会造成闸瓦托的垂向加速度产生波动,但不会加剧垂向振动,推出力的大小不是影响闸瓦托出现垂向异常振动的主要因素。

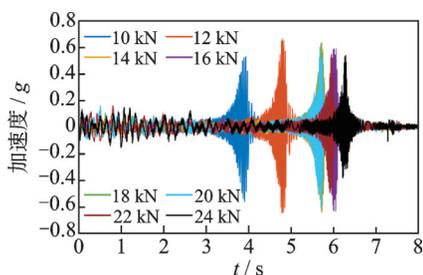


图9 推出力对闸瓦托垂向加速度的影响

Fig.9 Effect of the pushing force on the vertical acceleration of the brake shoe holder

2.3 轮轨摩擦因数对闸瓦托垂向振动的影响

仿真分析轮轨摩擦因数由0.15增大至0.45,步长为0.05,轮轨摩擦因数对闸瓦托垂向加速度的影响见图10。轮轨摩擦因数的变化对闸瓦托垂向振动的仿真结果影响较小,各轮轨摩擦因数下的闸瓦托垂向加速度的99.85%最大值在0.64~0.69g,基本不受轮轨摩擦因数的影响。可见,轮轨摩擦因数也不是引起闸瓦托垂向异常振动的主要因素。

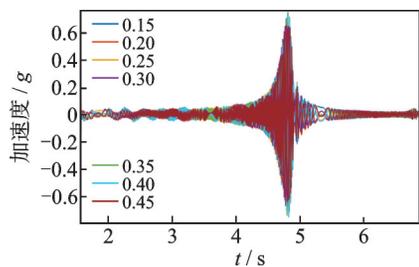


图10 轮轨摩擦因数对闸瓦托垂向加速度的影响

Fig.10 Effect of wheel rail friction coefficient on vertical acceleration of brake shoe holder

2.4 闸瓦弹性模量对闸瓦托垂向振动的影响

通过仿真分析闸瓦的弹性模量对闸瓦托垂向振动的影响,原参数的闸瓦弹性模量为742 MPa,再取100~1 000 MPa的弹性模量进行仿真计算。图11为闸瓦弹性模量对闸瓦托垂向加速度的影响,当弹性模量为742 MPa时,闸瓦托的垂向振动的99.85%最大值达到最大,可达0.64g;当弹性模量进一步增大至1 000 MPa时,闸瓦托的垂向加速度降低至0.48g;当弹性模量由742 MPa降低至100 MPa时,垂向加速度降低至0.19g。可见,闸瓦的弹性模量对闸瓦托的垂向振动影响较大,闸瓦托的垂向振动会随着闸瓦弹性模量的增大先增大后降低,说明闸瓦的弹性模量是造成闸瓦托出现垂向异常振动的主要因素。因此,可将改变闸瓦的弹性模量作为解决闸瓦托异常振动的方案进行深入研究。

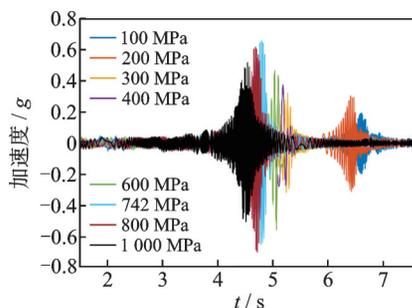


图11 闸瓦弹性模量对闸瓦托垂向加速度的影响

Fig.11 Effect of elastic modulus of brake shoe on vertical acceleration of brake shoe holder

3 异常振动解决措施

分析发现,闸瓦的弹性模量对闸瓦托的垂向振动影响较大,因此将车辆原有的闸瓦更换为弹性模量更小的闸瓦,新换闸瓦的弹性模量为313 MPa,比原有闸瓦小429 MPa。更换闸瓦后,再次进行车辆的动力学测试,图12为更换闸瓦后的车辆动力学测试结果。由图可知,更换闸瓦后,闸瓦托和客室顶板在车辆制动过程中均未发生异常振动现象,垂向加速度随着速度的降低逐渐下降。客室顶板仍存在70.9 Hz左右的固有频率,但因闸瓦托垂向未发生66.8 Hz的异常振动,故客室顶板也未产生66.8 Hz的振动现象。试验结果表明,降低闸瓦的弹性模量可有效解决电机械制动装置出现的异常振动问题。因此,建议采用电机械踏面制动的车辆在设计时优先考虑弹性模量较小的闸瓦材料。

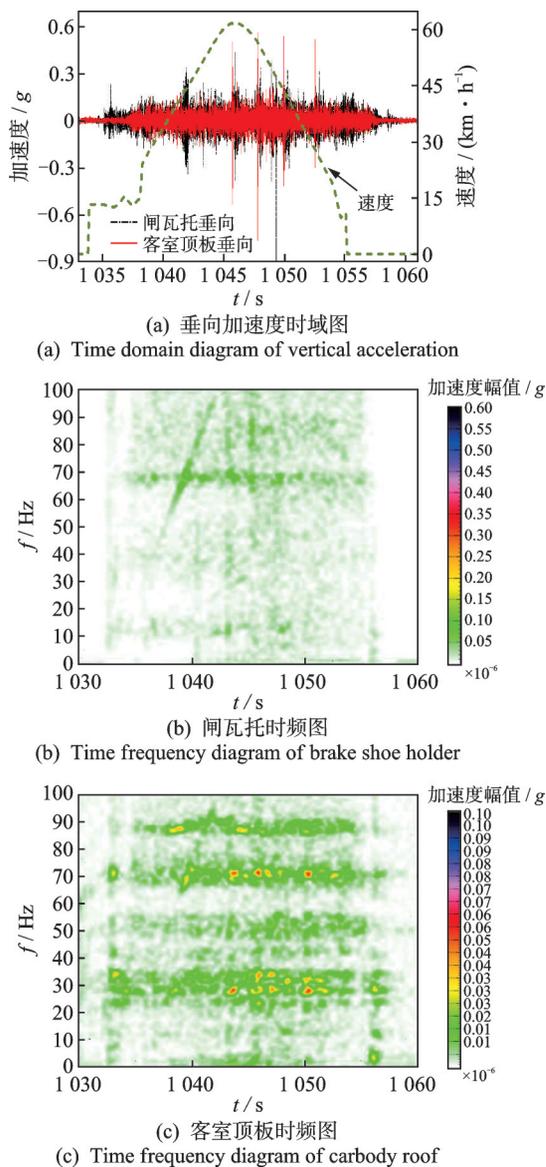


图12 更换闸瓦后的车辆动力学测试结果

Fig.12 Vehicle dynamics test results after replacing brake shoe

4 结论

1) 闸瓦托在制动时出现了66.8 Hz的振动,并通过构架侧梁—空簧座—枕梁—车体的路径传递至车体顶板,而车体顶板存在的固有模态频率为70.9 Hz,与66.8 Hz接近,导致车体顶板出现异常振动。

2) 轮轨摩擦因数和电机械制动装置的推出力对闸瓦托的垂向振动影响较小,不是造成闸瓦托出现异常振动的主要因素。

3) 闸瓦的弹性模量对闸瓦托的垂向振动影响较大,减小闸瓦的弹性模量可有效解决闸瓦托出现的异常振动问题,建议使用电机械踏面制动的车辆时选择弹性模量较小的闸瓦材料。

4) 为提高计算速度,笔者建立的电机械踏面制动整车动力学模型未考虑构架和车体的柔性,闸瓦和车轮间采用简化的三点接触模型,这会使仿真结果存在一定误差。若要更为准确地再现闸瓦的异常振动现象,需建立车辆的刚柔耦合模型,充分考虑闸瓦和车轮间的面接触,并测试更为准确的车轮-闸瓦摩擦因数,从而更好地研究电机械踏面制动装置的参数影响规律,为现场应用提供更详细的参考。

参 考 文 献

- [1] WANG Z W, MO J L, YIHDEGO M, et al. Dynamic response analysis of the brake disc of a high-speed train with wheel flats[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Journal of Rail and Rapid Transit, 2022, 236(5): 593-605.
- [2] SINCLAIR D. Frictional vibration[J]. Journal of Applied Mechanics, 1955, 22(2): 207-214.
- [3] CHIKAROMIS S. Study of brake noise[J]. Mitsubishi Technology Review, 1968, 5(1): 23-28.
- [4] 陈光雄. 金属往复滑动摩擦噪声的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2002.
- [5] RHEE S K, JACKO M G, TSANG P H S. The role of friction film in friction, wear and noise of automotive brakes[J]. Wear, 1991, 146(1): 89-97.
- [6] 陈光雄, 戴焕云, 曾京, 等. 车轮双侧踏面制动尖叫噪声和颤振的有限元分析[J]. 工程力学, 2009, 26(4): 234-239.
CHEN Guangxiong, DAI Huanyun, ZENG Jing, et al. A finite element analysis of the squeal and chatter propensity for a double pads-wheel brake system[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(4): 234-239. (in Chinese)
- [7] 陈光雄, 戴焕云, 曾京, 等. 踏面制动尖叫噪声的有限元分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(3): 203-207.
CHEN Guangxiong, DAI Huanyun, ZENG Jing, et al. Finite element analysis of the squeal propensity for a pad-wheel tread brake system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(3): 203-207. (in Chinese)
- [8] XIANG Z Y, MO J L, OUYANG H, et al. Contact behaviour and vibrational response of a high-speed train brake friction block[J]. Tribology International, 2020, 152: 106540.
- [9] DU Y C, WANG Y J. Squeal analysis of a modal-parameter-based rotating disc brake model[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017(131/132): 1049-1060.

- [10] 戴焕云. 铁道机车车辆制动颤振现象分析[J]. 工程设计学报, 2006, 13(1): 41-44.
DAI Huanyun. Analysis on chatter in brake system of railway vehicle[J]. Journal of Engineering Design, 2006, 13(1): 41-44.(in Chinese)
- [11] WANG Q, WANG Z W, MO J L, et al. Nonlinear behaviors of the disc brake system under the effect of wheel rail adhesion[J]. Tribology International, 2022, 165: 107263.
- [12] ZHU Q, XIE J, ZHANG W, et al. Effect of the braking parameter on disc brake squeal of a railway vehicle[J]. Wear, 2023, 522: 204884.
- [13] 李小彭, 李加胜, 李木岩, 等. 盘式制动系统参数对制动颤振的影响分析[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(1): 102-107.
LI Xiaopeng, LI Jiasheng, LI Muyan, et al. Analysis of the effect of disc brake system parameters on brake chatter[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1): 102-107.(in Chinese)
- [14] 吕辉. 不确定汽车盘式制动器系统的稳定性分析与优化[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
- [15] LÜ H, YU D J. Brake squeal reduction of vehicle disc brake system with interval parameters by uncertain optimization[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(26): 7313-7325.
- [16] TANG B, MO J L, XU J W, et al. Effect of perforated structure of friction block on the wear, thermal distribution and noise characteristics of railway brake systems[J]. Wear, 2019, 426/427: 1176-1186.
- [17] TANG B, MO J, XU J, et al. Effect of the friction block shape of railway brakes on the vibration and noise under dry and wet conditions[J]. Tribology Transactions, 2019, 165: 748-760.
- [18] 唐斌. 摩擦块界面特征对列车制动尖叫噪声及磨损行为的影响[D]. 成都: 西南交通大学, 2020.
- [19] 管迪华, 杜永昌, 王霄锋, 等. 对一盘式制动器高频尖叫及抑制的分析[J]. 工程力学, 2014, 31(12): 217-222.
GUAN Dihua, DU Yongchang, WANG Xiaofeng, et al. Analysis of a disc brake high frequency squeal and reduction[J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(12): 217-222.(in Chinese)
- [20] CASCETTA F, CAPUTO F, DE L. Squeal frequency of a railway disc brake evaluation by FE analyses[J]. Advances in Acoustics and Vibration, 2018, 2018: 4692570.
- [21] CHEN G, LV J, ZHU Q, et al. Effect of the braking pressure variation on disc brake squeal of a railway vehicle: test measurement and finite element analysis [J]. Wear, 2019, 426/427: 1788-1796.
- [22] 乔青峰, 杨伟东, 朱琪, 等. 铁路盘型制动噪声机理及其控制方法[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(1): 62-67.
QIAO Qingfeng, YANG Weidong, ZHU Qi, et al. Generation mechanism of railway disc brake squeal and its suppression method[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(1): 62-67.(in Chinese)
- [23] 董永刚, 仪帅, 黄鑫磊, 等. 重载列车紧急制动过程车轮踏面疲劳裂纹萌生寿命预测[J]. 中国铁道科学, 2021, 42(5): 123-131.
DONG Yonggang, YI Shuai, HUANG Xinlei, et al. Prediction of fatigue crack initiation life of wheel tread during emergency braking of heavy haul train[J]. China Railway Science, 2021, 42(5): 123-131.(in Chinese)
- [24] 陈帅, 吴磊, 张合吉, 等. 踏面制动温升对重载铁路车轮磨耗的影响[J]. 机械工程学报, 2017, 53(2): 92-98.
CHEN Shuai, WU Lei, ZHANG Heji, et al. Influence of temperature rising of tread braking on wheel wear for heavy haul freight car[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(2): 92-98.(in Chinese)
- [25] 陈帅. 踏面制动温升对车轮磨耗影响的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017.



第一作者简介:唐永明,男,1972年12月生,教授级高工。主要研究方向为轨道交通制动系统研制。曾发表《Thermal analysis of water-cooling permanent magnet synchronous machine for port traction electric vehicle》(《Electronics》2023, Vol.12)等论文。

E-mail: Tangyongming.ss@ccrcgc.cc

通信作者简介:孙守光,男,1962年8月生,教授、博士生导师。主要研究方向为轨道车辆结构强度。

E-mail: shgsun@bjtu.edu.cn