

高速动车组车体异常振动问题的模态试验

熊彬羽 王钰烁 宗玉成

(中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春//第一作者, 工程师)

摘要 随着动车组运行速度的提升,高速动车组车体异常振动的问题时有发生,严重影响车辆疲劳寿命及乘坐舒适性。对某型动车组进行整车模态分析,通过与对照组比对不同线路、不同速度、内端墙设置情况及轮对镟修情况等参数,研究整备状态下车体一阶模态频率的变化趋势。试验结果表明,随着运行速度由 300 km/h 提升至 350 km/h,被测动车组的菱形振动主频率降低,且频响幅值略有增加;车体菱形振动主频随着等效锥度的增加下降明显,且未设置内端墙的车体菱形振动主频下降更加严重。

关键词 高速动车组;车体振动;模态试验

中图分类号 U266.21⁺1

DOI:10.16037/j.1007-869x.2023.04.008

Abnormal Carbody Vibration Modal Test of High-speed EMU

XIONG Binyu, WANG Yushuo, ZONG Yucheng

Abstract With the increase of EMU (electric multiple unit) speed, the abnormal carbody vibration of high-speed EMU occurs frequently, which seriously affects the vehicle fatigue life and riding comfort. The whole vehicle modal analysis of a type of EMU is carried out. By comparing the parameters such as different lines, different speeds, inner end wall settings and wheelset reprofiling condition with the control group, the change trend of the first-order modal frequency of carbody in servicing state is studied. Test results show that the rhombic vibration main frequency of the tested EMU decreases while the running speed elevates from 300 km/h to 350 km/h, and the frequency response amplitude increases slightly; with the increase of equivalent taper, the main frequency of carbody rhombic vibration decreases obviously, while the main frequency decrease of carbody without inner end wall setting is more serious.

Key words high-speed EMU; carbody vibration; modal test

Author's address National Engineering Research Center of Railway Vehicles, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

速动车组列车运行的速度、安全性、平稳性及舒适性等要求也不断提高^[1]。但在服役过程中,由于运行速度高及轮轨磨耗等原因,高速动车组车体异常振动的问题逐渐暴露出来^[2]。

针对高速动车组异常振动的问题,我国的相关研究相对较多。文献[3]研究了 CRH1E 型动车组车体晃动问题,通过取消车钩减振器、调整横向减振器和抗蛇行减振器阻尼参数,降低了车体异常振动频次。文献[4]利用刚柔耦合动力学仿真模型,得出旋转设备不均衡量的增大将导致车体局部振动幅值加大的结论。文献[5]通过现场试验研究车体的振动特性,发现当车体振动主频在 1.50 Hz 附近且平稳性指标超过 2.5 时,车体发生侧滚和摇头的耦合振动。但现有文献多侧重于单一因素或工况对于车体异常振动造成的影响。对此,本文针对某型高速动车组运行过程中出现的车体异常振动问题,开展模态试验,通过比对不同线路、不同速度、内端墙设置情况及轮对镟修情况等参数,研究整备状态下车体一阶模态频率的变化趋势,为车辆的前期策划提供参考。

1 模态试验

试验动车组为某型动车组带有受电弓的拖车 03 号车(TP03),其采用 ATO(列车自动运行)模式。试验状态为空载(AW0)状态。测试区段为南京南站—上海虹桥站往返。为进行试验对照,选择相同车型、等效锥度为 0.31 的动车组作为对照组 A,选择相同车型、未加装内端墙的动车组作为对照组 B。

在 TP03 车车体布置 5 个检测断面,且每个断面布置 4 个测点。在每个测点布置了横向和垂向加速度传感器。车体地板传感器均布置在底架横梁处,车体侧墙上的传感器布置在车体骨架上。TP03 车模态试验测点布置如图 1 所示。

随着我国轨道交通行业的快速发展,人们对高

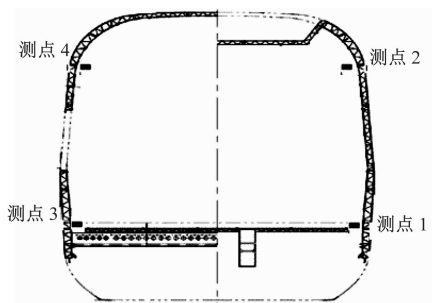


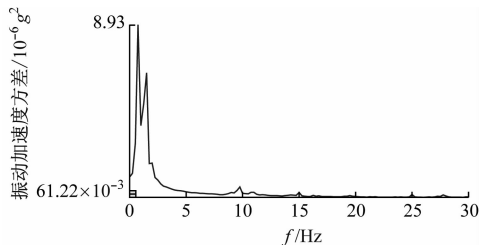
图1 TP03 车模态试验测点布置图

Fig.1 Layout diagram of measuring points for TP03 vehicle modal test

2 线路模态试验的测试结果

2.1 试验工况一

在试验工况一中,列车运行方向为上海虹桥站→南京南站,列车设计时速为 300 km。设车体振动频率为 f , 阻尼比为 ξ , 则试验得到试验工况一的 TP03 车综合频响函数如图 2 所示, 试验工况一的 TP03 车典型模态振型如图 3 所示。



注: g 为重力加速度。

图2 试验工况一的 TP03 车体综合频响函数

Fig.2 Integrated frequency response function of TP03 carbody under test working condition 1

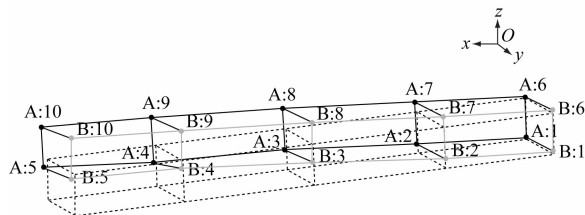
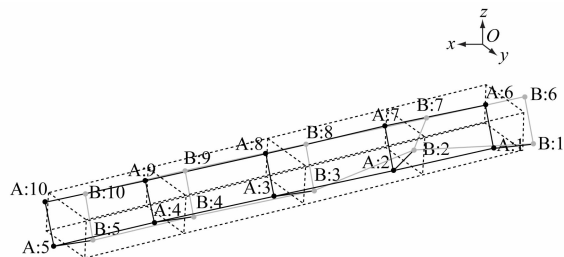
a) 车体浮沉合并点头 ($f=0.66$ Hz, $\xi=14.46\%$)b) 车体侧滚 ($f=1.51$ Hz, $\xi=6.07\%$)

图3 试验工况一的 TP03 车体典型模态振型

Fig.3 Typical modal vibration type of TP03 carbody under test working condition 1

由图 2 及图 3 可知, TP03 车体在 300 km/h 速度下主要以刚体模态为主导, 振动主频率为 0.70 Hz 和 1.50 Hz, 表现为车体浮沉合并点头及车体侧滚。

2.2 试验工况二

在试验工况二中, 列车运行方向为南京南站→上海虹桥站, 列车设计时速为 350 km。图 4 为试验工况二的综合频响函数。图 5 为试验工况二的 TP03 车体典型模态振型。

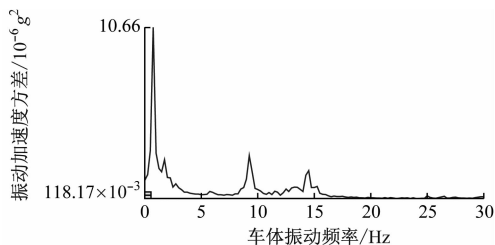


图4 试验工况二的 TP03 车体综合频响函数

Fig.4 Integrated frequency response function of TP03 carbody under test working condition 2

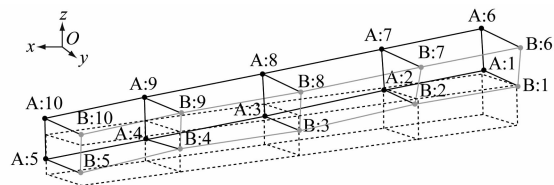
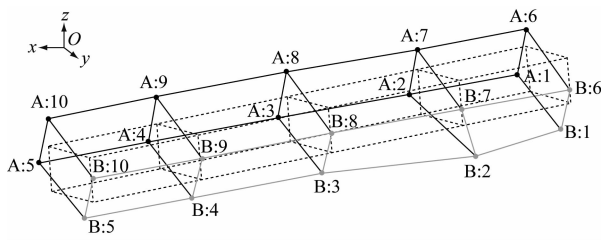
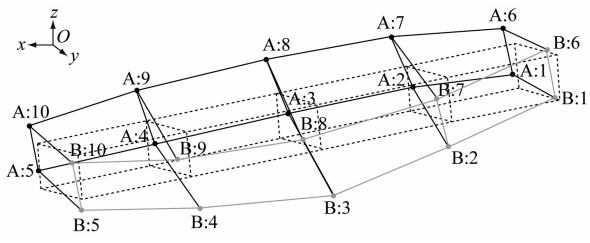
a) 车体浮沉合并点头 ($f=0.73$ Hz, $\xi=8.01\%$)b) 车体侧滚 ($f=1.71$ Hz, $\xi=7.89\%$)c) 菱形振动 ($f=9.23$ Hz, $\xi=0.86\%$)

图5 试验工况二的 TP03 车体典型模态振型

Fig.5 Typical modal vibration type of TP03 carbody under test working condition 2

由图 5 可知: ① 在 350 km/h 运行速度下, TP03 车体主要以刚体模态为主导, 振动主频率为 0.70

Hz 和 1.70 Hz,表现为车体浮沉合并点头及车体侧滚;② 在 350 km/h 运行速度下,车体振动同时存在菱形振动,其主要频率为 9.23 Hz。

2.3 动车组模态测试结果对比

根据该动车组 TP03 车整备模态频率测试结

果,车体一阶菱形模态频率为 10.13 Hz,阻尼比为 1.19%。不同条件下的列车模态测试结果如图 6 所示。

试验动车组及对照组 A 的 TP03 车等效锥度示意图如图 7 所示。具体试验结果见表 1。

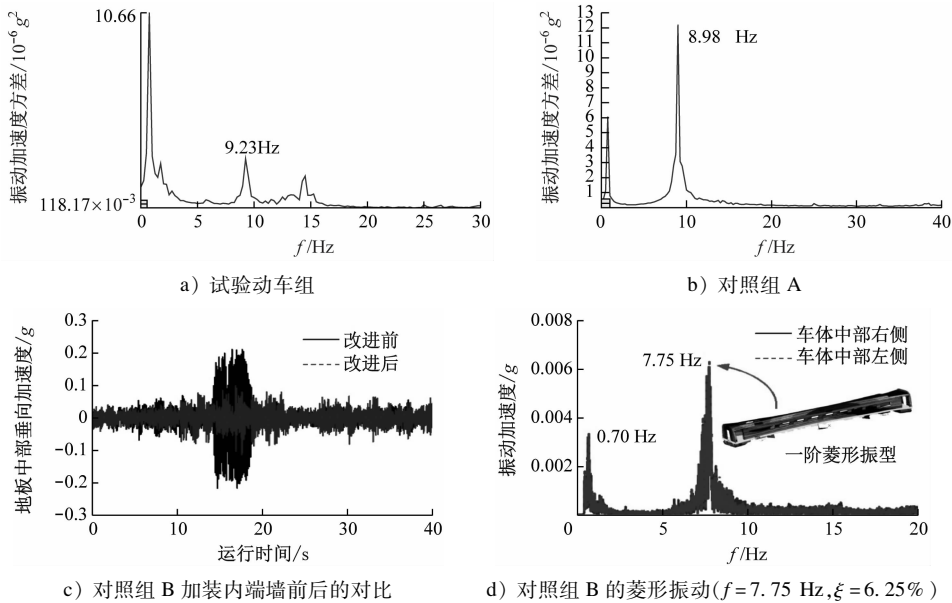


图 6 不同工况条件下的列车模态测试结果

Fig. 6 Train modal test results under different working conditions

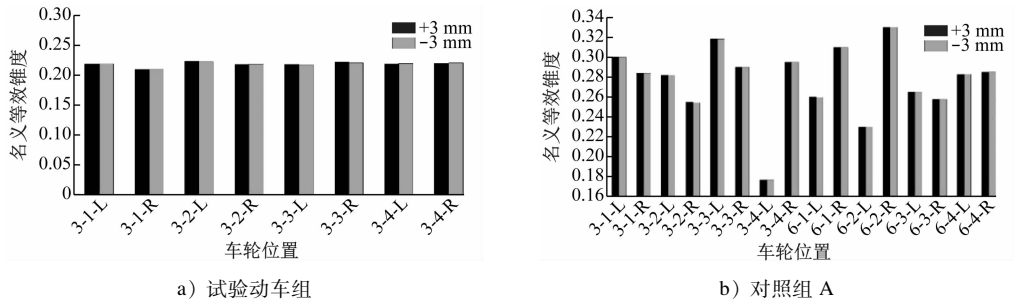


图 7 试验动车组及对照组 A 的 TP03 车等效锥度示意图

Fig. 7 Diagram of TP03 vehicle equivalent taper of tested EMU and control group A

表 1 不同条件下的动车组菱形模态频率对比

Tab.1 Comparison of EMU diamond modal frequencies under different conditions							
车组	内端墙	线路	速度/(km/h)	等效锥度	频率值/ Hz	$\xi/\%$	振动加速度方差幅值/ $10^{-6}g^2$
试验动车组(工况一)	有	京沪	300	0.21	9.72	0.88	0.59
试验动车组(工况二)	有	京沪	350	0.21	9.23	0.86	2.68
对照组 A	有	京张	350	0.31	8.98	1.64	12.2
对照组 B	无	京沪	350	0.34	7.75		

由表 1 的菱形模态测试结果对比可知:

1) 试验动车组 TP03 车的等效锥度为 0.21;随着列车运行速度由 300 km/h 提升至 350 km/h,线路车体菱形振动主频率由 9.72 Hz 降至 9.23 Hz,振

动加速度方差略有增加。与对照组 A 相比,菱形振动主频率下降明显。

2) 列车运行速度为 350 km/h 时,与对照组 B (无内端墙,振动主频率为 7.75 Hz)相比,对照组 A

(车轮等效锥度达 0.31) 的车体菱形振动主频率约为 8.98 Hz, 提高 1.23 Hz。

3 结语

针对某型高速动车组运行过程中出现的车体异常振动问题, 开展模态试验, 通过比较分析试验动车组与对照组的线路、速度、内端墙设置情况及轮对镟修情况等, 可得出以下结论:

1) 设置内端墙可提高车体低阶整体模态频率。经分析, 增加内端墙能提升车体底架、侧墙和车顶的刚度。

2) 不同运行线路对于动车组车体振动主频有较大影响。试验还发现, 同一厂家的钢轨及扣件可使钢轨廓形与车轮踏面配合更加良好, 能明显降低异常振动的发生频次。

3) 随着运行速度由 300 km/h 提升至 350 km/h, 试验动车组 TP03 车的车体菱形振动主频率由 9.72 Hz 降至 9.23 Hz, 且频响幅值略有增加。由此, 建议车体设计长度与设计速度挂钩, 高速动车组可适当缩短车体长度。

4) 对照组 A 的等效锥度达到 0.31, 说明此时车轮踏面磨耗已较为严重, 存在轮轨匹配关系恶化情况。此时, 若车辆受到较大的线路激扰, 则所受外部冲击频率与车体菱形模态频率接近, 导致车体出现异常振动。而镟修后的试验动车组等效锥度仅为 0.21。这说明, 在相同工况下, 镟修能有效提

升车体振动主频率, 降低频响幅值。

参考文献

- [1] 董孝卿. 动车组车轮型面及等效锥度研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
DONG Xiaoqing. The research on EMU wheel profile and equivalent conicity[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019.
- [2] 宫岛, 刘广宇, 周劲松, 等. 动车组车体异常振动问题分析及治理研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10): 95.
GONG Dao, LIU Guangyu, ZHOU Jinsong, et al. Research on abnormal vibration issue of car bodies of EMU trains and its treatment [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(10): 95.
- [3] 刘继领. 浅谈车体晃动问题[J]. 铁道车辆, 2016, 54(2): 33.
LIU Jiling. Discussion of the swaying of carbodies [J]. Rolling Stock, 2016, 54(2): 33.
- [4] 汪群生, 曾京, 魏来, 等. 车下悬吊设备不平衡振动对车体振动的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(2): 24.
WANG Qunsheng, ZENG Jing, WEI Lai, et al. Influence of unbalanced vibration of underneath suspended system on carbody vibration [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(2): 24.
- [5] 何旭升, 吴会超, 高峰. 高速动车组晃车机理试验研究[J]. 大连交通大学学报, 2017, 38(1): 21.
HE Xusheng, WU Huichao, GAO Feng. Test study on carbody swing of high-speed EMUs [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2017, 38(1): 21.

(收稿日期: 2022-07-31)

(上接第 31 页)

- LI Zhiwei, LIANG Xifeng, ZHANG Jian. Study of alleviating transient pressure with cross passage in a tunnel [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2010, 7(4): 37.
- [7] 戴文, 高波, 赵文成. 高速铁路隧道横通道气动效应研究 [J]. 铁道建筑, 2011, 51(12): 57.
DAI Wen, GAO Bo, ZHAO Wencheng. Study on aerodynamic effect of transverse passage of high-speed railway tunnel [J]. Railway Engineering, 2011, 51(12): 57.
- [8] 骆建军. 高速铁路并联隧道间距对隧道内气动效应的影响研究 [J]. 土木工程学报, 2015, 48(增刊 1): 403.
LUO Jianjun. Research on spacing between high-speed railway parallel tunnels' influence on pressure in tunnels and cross channel [J]. China Civil Engineering Journal, 2015, 48(S1): 403.
- [9] 骆建军, 吴尽, 陈鹏飞. 高速铁路并联隧道横通道对隧道内压力变化的影响 [J]. 北京交通大学学报, 2015, 39(1): 8.
LUO Jianjun, WU Jin, CHEN Pengfei. Pressure change from the cross aisle when the train passing through parallel tunnel of high-

speed railway [J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2015, 39(1): 8.

- [10] 王英学, 任文强, 骆阳, 等. 横通道设置对车隧气动多波峰的影响 [J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(3): 427.
WANG Yingxue, REN Wenqiang, LUO Yang, et al. Analysis of effect of cross adit on train-tunnel aerodynamic multiple peak characteristics [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(3): 427.
- [11] ZHOU P, ZHANG J, LI T, et al. Numerical study on wave phenomena produced by the super high-speed evacuated tube maglev train [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2019, 190: 61.
- [12] NIU J Q, LIANG X F, ZHOU D, et al. Numerical investigation of the aerodynamic characteristics of a train subjected to different ground conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(10): 2371.

(收稿日期: 2022-07-31)