

研
究
开
发宽轨机车运输转向架设计
及动力学性能分析丁雪萍¹, 李冠军², 宋 昊¹, 罗 赞¹(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;
2. 南车株洲电力机车有限公司 轨道电力牵引技术中心, 湖南 株洲 412001)

摘 要: 介绍了某出口宽轨机车运输转向架的技术特点, 采用多体动力学软件 SIMPACK 建立运输车的动力学模型, 着重分析抗蛇形减振器阻尼和一系悬挂参数的变化对运输车稳定性、直线和曲线通过性能的影响。通过各参数的优化分析, 结果表明运输转向架去除抗蛇形减振器对整车性能更有利, 运输转向架一系悬挂装置完全采用 SS₈ 机车的是可行的, 且满足运输车过轨安全性要求。

关键词: 车辆工程; 运输车; 参数优化; 动力学; 过轨; 宽轨机车

中图分类号: U260.331; U260.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2012)05-0030-04

作者简介: 丁雪萍 (1986-), 女, 硕士研究生, 研究方向为机车车辆机械设计与动力学。

Design of Broad Gauge Locomotive Transporter Bogie
and Its Dynamics Analysis

DING Xue-ping, LI Guan-jun, SONG Hao, LUO Yun

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. Rail Electric Traction R&D Center, CSR Zhuzhou Electric Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: Technic characteristic of the bogie for one exported broad gauge locomotive was introduced. Dynamic model of the locomotive transporter was established based on SIMPACK software, laying stress on analyzing how the yaw damper and parameter variation of primary suspension would affect the stability, straight and curve negotiation of the transporter. Through the optimizing analysis of the parameters, it was found that getting rid of the yaw damper led to better performance, and it was possible to adopt the primary suspension of SS₈ locomotive as that of transporter bogie, with safety request fulfilled for transporter passing different railways.

Key words: vehicle engineering; transporter; parameter optimization; dynamics; passing railways; broad gauge locomotive

0 引言

铁路运输由于速度快、运量大、安全性高等诸多优点, 已成为许多国家的重要运输方式。近年来, 我国大量自主开发的新型机车车辆出口到非洲、亚洲、拉美等国家^[1]。然而长期以来世界上各个国家的铁路运输一直保持多种轨距, 大致可分为三大类: 标准轨、宽轨及窄轨^[2]。轨距的不同带来了出口机车的运输难度。因此, 我国向铁路轨距不同的国家出口机车, 需制造、更换机车运输转向架 (更换为运输转向架的原机车简称为运输车), 把出口机车运输到指定口岸站。本文针对轨距为 1 520 mm 某出口机车设计其运输车转向架, 该运输车转向架不带驱动装置, 最高运行速度 100 km/h。本文对

运输车主要悬挂参数进行参数优化, 分析保留抗蛇形减振器对运输车动力学性能的影响, 考察一系悬挂参数设置是否得当, 进而分析运输车的过轨安全性。

1 运输转向架设计

1.1 运输转向架结构设计

运输转向架用途的特殊性以及考虑到节约生产成本和时间, 其结构设计应尽量选用或适当更改技术成熟机车转向架的零部件。本运输转向架基于 SS₈ 机车转向架来设计, 采用与 SS₈ 相同的轴距、轴式。取消 SS₈ 轮对空心轴驱动装置和电机悬挂装置。其主要部件型式如下: 轮对采用 SS₉ 机车的、轴箱采用 SS₉ 机车的、一系悬挂装置采用 SS₈ 机车的、构架采用 SS₈ 机车的 (但其与二系悬挂的接口作局部更改, 与原车的二系悬挂相匹配)、基础制动采用 SS₈ 机车的、二系采用原车的二系

收稿日期: 2011-12-25

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51075339)

悬挂装置。重新设计牵引杆, 其联接构架一端与SS8相同, 联接车体一端与原车相同。

1.2 运输车转向架悬挂参数设计

一系悬挂装置完全采用SS8机车的, 由一系弹簧、双轴箱拉杆和垂向减振器组成。一系纵向合成刚度为42.21 MN/m, 横向合成刚度为6.7 MN/m, 垂向合成刚度为2.3 MN/m, 一系减振器阻尼为60 kN·s/m。二系悬挂装置沿用原车的二系悬挂装置中的零部件, 二系悬挂参数不变, 抗蛇形减振器第一段卸荷阻尼为800 kN·s/m。

2 参数优化

利用多刚体动力学软件SIMPACK, 建立了B—B轴式运输车动力学模型。考虑车体、2个构架、4个轮对、2个牵引杆, 共9个刚体; 除牵引杆只有点头和摇头2个自由度外, 其余每个刚体有纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头6个自由度, 总计46个自由度。计算中采用随机不平顺时域谱, 考虑了线路的轨距、横向、高低和水平不平顺。车轮踏面外形是JM3 磨损型踏面。用数值积分方法求解, 可以充分考虑轮轨接触几何和蠕滑关系的非线性、轮对自由横动量和轴箱横向止挡的非线性、二系横向止挡以及各减振器卸荷特性的非线性。

2.1 抗蛇形减振器

当转向架产生蛇形振动时, 构架和车体将产生相对运动, 这时安装在两者间的抗蛇形减振器因相对运动产生阻尼力, 从而达到阻止蛇形振动的目的。但如果抗蛇形减振器提供的阻尼力过大时, 会造成稳定性和曲线通过性能恶化。因运输车的特殊性, 对抗蛇形减振器的优化只考虑2种方案: 方案一, 转向架上保留原车的2个抗蛇形减振器; 方案二, 转向架去除原车的2个抗蛇形减振器。

2.1.1 动力学评价标准

平稳性指标评价按照TB/T 2360—93, 见表1。安全性指标的脱轨系数和轮重减载率按GB 5599—85, 轮轴横向力按UIC 518, 见表2。

表1 平稳性评价指标

评定等级	横向		垂向	
	平稳性指标	加速度最大值/m·s ⁻²	平稳性指标	加速度最大值/m·s ⁻²
优	2.75	1.47	2.75	2.45
良	3.10	1.96	3.10	2.95
合格	3.45	2.45	3.45	3.63

表2 安全性评价指标

评定等级	第二限度	第一限度
脱轨系数	1.0	1.2
轮重减载率	0.60	0.65
轮轴横向力	10+2Q ₀ /3=64.45kN (静轮载 Q ₀ =81.678 kN)	

2.1.2 稳定性

计算时, 截取一段长度为50 m的较差不平顺时域

谱作为激励, 机车以一定速度通过不平顺后, 在无不平顺直道上继续运行到300 m时, 考察在40~220 km/h速度下, 各刚体位移的收敛和发散情况来判断其稳定性。轮对横向振动存在小于轴箱自由间隙0.5 mm的稳定极限环, 满足稳定性要求。图1为方案一非线性临界速度计算结果, 速度超过180 km/h时, 第一轮对横向振动极限环振幅大于0.5 mm。图2为方案二非线性临界速度计算结果, 其临界速度大于220 km/h。从稳定性来看, 方案二优于方案一。

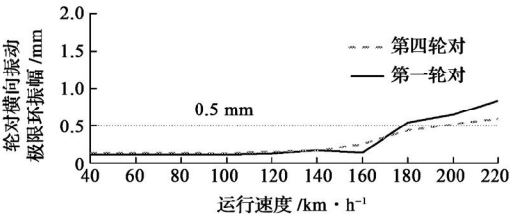


图1 方案一非线性临界速度

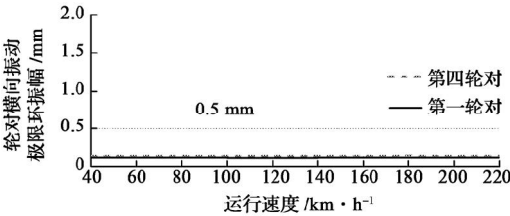


图2 方案二非线性临界速度

2.1.3 直线运行性能

运输车以40~100 km/h, 在具有美国AAR5不平顺的直线上运行时, 考察运输车2种方案下平稳性及安全性, 具体数值见表3、表4。

表3 方案一直线运行动力学性能指标

速度 / km·h ⁻¹	平稳性指标		加速度 / m·s ⁻²		轮轴横向力 / kN	脱轨系数	轮重减载率
	横向	垂向	横向	垂向			
40	2.18	1.90	0.44	0.56	15.4	0.200	0.28
50	2.25	2.10	0.52	0.77	15.8	0.203	0.29
60	2.28	2.27	0.58	1.00	16.3	0.206	0.30
70	2.32	2.41	0.64	1.23	16.7	0.211	0.32
80	2.37	2.51	0.71	1.39	17.3	0.215	0.33
90	2.42	2.59	0.79	1.54	18.1	0.217	0.35
100	2.46	2.67	0.86	1.69	19.2	0.219	0.36

表4 方案二直线运行动力学性能指标

速度 / km·h ⁻¹	平稳性指标		加速度 / m·s ⁻²		轮轴横向力 / kN	脱轨系数	轮重减载率
	横向	垂向	横向	垂向			
40	2.19	1.90	0.45	0.49	14.8	0.151	0.26
50	2.31	2.16	0.54	0.77	16.7	0.154	0.26
60	2.40	2.44	0.63	1.15	17.9	0.160	0.27
70	2.48	2.55	0.70	1.43	18.9	0.167	0.28
80	2.51	2.59	0.75	1.57	20.1	0.176	0.30
90	2.52	2.71	0.80	1.72	21.7	0.185	0.32
100	2.52	2.83	0.84	1.92	23.9	0.197	0.34

方案一的横向和垂向平稳指标、司机室最大振动加速度和轮轴横向力大体优于方案二, 而在直线上的脱轨系数和轮重减载率数值都大于方案二。2种方案的

平稳性和司机室最大振动加速度都为优良级,脱轨系数和轮重减载率均远远小于规定的极限值。

2.1.4 曲线运行性能

选取通过具有美国AAR5级轨道不平顺的R300 m和R600 m半径曲线困难条件为计算工况,在不同超高下运输车分别以70 km/h、100 km/h的速度通过。衡量曲线通过性能的指标有轮轴横向力、横向稳定性系数、脱轨系数和轮重减载率,采用统计最大值比较分析。各曲线通过计算工况结果见表5、表6。

表5 方案一R300 m和R600 m曲线通过动力学性能指标

工 况	超高 / mm	轮轴横向 力 /kN	线路横向 稳定性	脱轨 系数	轮重 减载率
R300 m	100	55.852	1.022	0.620	0.687
R300 m	110	53.112	0.972	0.616	0.664
R300 m	120	49.075	0.898	0.606	0.632
R600 m	100	55.337	1.006	0.631	0.689
R600 m	110	52.028	0.944	0.622	0.655
R600 m	120	48.196	0.874	0.611	0.619

表6 方案二R300 m和R600 m曲线通过动力学性能指标

工 况	超高 / mm	轮轴横向 力 /kN	线路横向 稳定性	脱轨 系数	轮重 减载率
R300 m	100	39.499	0.692	0.566	0.610
R300 m	110	37.524	0.662	0.572	0.592
R300 m	120	36.024	0.623	0.573	0.569
R600 m	100	43.773	0.777	0.586	0.628
R600 m	110	40.565	0.738	0.589	0.595
R600 m	120	38.510	0.702	0.590	0.568

计算结果表明,在通过具有美国AAR5级不平顺的R300 m和R600 m半径曲线时,方案一各动力学指标都劣于方案二。方案一运输车不能安全通过超高为100 mm和110 mm的R300 m和R600 m曲线。在方案二运输车通过R300 m半径曲线,超高100 mm时,轮重减载率小于第二限度0.65,其余工况均小于第一限度0.6;通过R600 m半径曲线,超高100 mm时轮重减载率小于第二限度0.65,其余工况均小于第一限度0.6。运输车轮轴横向力、线路横向稳定性系数和脱轨系数均小于规定的极限值。方案二运输车可安全通过R300 m和R600 m曲线。

综上所述,对抗蛇形减振器阻尼参数优化中,方案二在稳定性和曲线通过性能上优于方案一,且直线运行性能也较好。本文用方案二进行以下的一系悬挂参数优化和过轨安全性分析。

2.2 一系悬挂参数

以兼顾运输车直线运行和曲线通过性能为目的,对一系悬挂参数进行参数优化,考察运输车完全采用SS₈机车的一系悬挂装置是否得当。由参数优化结果可知在一定的范围内一系纵向和横向刚度对运输车性能影响甚微,这里只给出影响较大的一系垂向刚度和一系垂向减振器阻尼的参数优化。计算工况为运输车以100 km/h直线运行工况,分别以70 km/h、100 km/h速度

通过半径为R300 m、R600 m的曲线工况。

2.2.1 一系垂向刚度

一系垂向刚度对机车车辆直线运行和曲线运行上各动力学指标来说,一系垂向刚度越小越好,也就是说一系簧垂向静挠度大对车辆运行的垂向性能是有好处的^[3]。但由于受运输车结构尺寸空间的限制,运输车的一系悬挂静挠度最大值为54.9 mm,计算得最小刚度为1.24 MN/m。

由图3可知,一系垂向刚度从1 MN/m增加到2 MN/m,司机室垂向加速度迅速增大,当一系垂向刚度大于2 MN/m后,直线和R600 m的曲线上,随一系垂向刚度增加司机室垂向加速度增长变缓,而在R300 m曲线上司机室垂向加速度则略有下降。由图4可看出轮重减载率随一系垂向刚度增加而增大,刚度大于2.8 MN/m时,在R600的曲线上轮重减载率大于0.65。一系垂向刚度的适合范围为1.24~2.8 MN/m,SS₈电力机车一系垂向合成刚度为2.3 MN/m,虽然不是最优值但也是可行的。

2.2.2 一系垂向减振器阻尼

设置一系垂向减振器阻尼是为了改善车辆垂向平稳性,但并不是垂向阻尼越大越好,垂向阻尼取得过大,对车辆的垂向平稳性还有恶化作用^[4]。由图5、图6可知司机室垂向加速度随一系垂向减振器阻尼增大而减少,轮重减载率则随之增大,一系垂

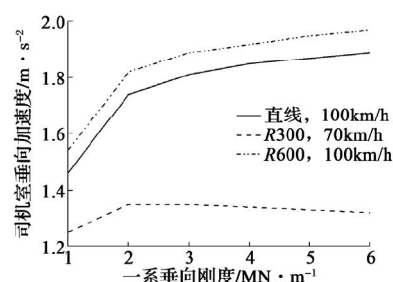


图3 一系垂向刚度对司机室垂向加速度的影响

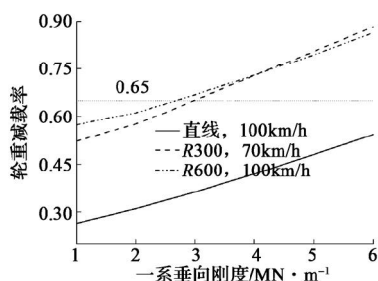


图4 一系垂向刚度对轮重减载率的影响

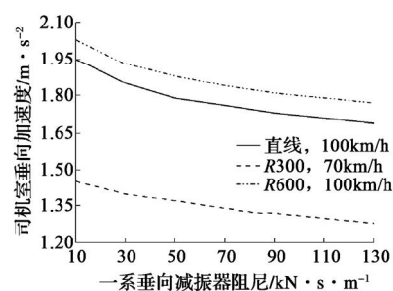


图5 一系垂向减振器阻尼对司机室垂向加速度的影响

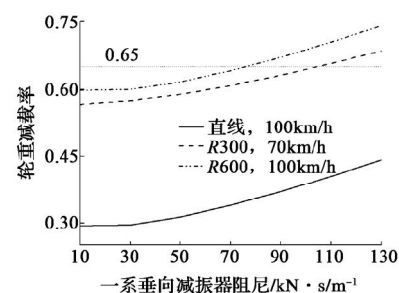


图6 一系垂向减振器阻尼对轮重减载率的影响

向减振器阻尼大于 $75 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 时, $R600$ 曲线上轮重减载率大于 0.65 。一系垂向减振器阻尼适合范围为 $30 \sim 75 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$, SS_8 一系垂向减振器阻尼为 $60 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$, 对运输车来说是非常合适的。

3 脱轨安全性能

车辆脱轨, 对铁路运输的危害极大。本节从低速小半径曲线、竖曲线、S 形小半径曲线和轨道扭曲角度计算分析运输车脱轨安全性。计算中不考虑线路随机不平顺。

3.1 低速小半径曲线通过性能

运输车通过 125 m 曲线轨道, 分析其低速脱轨安全性。轨距加宽为 15 mm , 外轨超高为 0 和 50 mm 两种工况。计算中机车的通过速度均为 5 km/h 。计算结果见表 7。各数值都小于规定的极限值, 可见运输车可安全通过 125 m 半径曲线。

表7 R125 m曲线通过性能计算结果

超高 / mm	轮轨力 /kN			脱轨 系数	轮重 减载率
	导向力	轮轴横向力	外侧垂向力		
0	39.56	17.21	96.93	0.41	0.19
50	44.58	14.14	109.63	0.67	0.37

3.2 竖曲线通过性能

3.2.1 竖曲线与直线重叠通过性能

车辆运行速度越高, 在竖曲线上运行产生的竖向离心力也越大, 凸形竖曲线使轮载减轻, 凹形竖曲线使轮载增大, 影响车辆脱轨安全性。计算运输车以恒速 100 km/h 通过竖曲线半径 $R500 \text{ m}$ 的直线。计算工况竖曲线位于进入直线 25 m 后, 长 25 m 。利用其竖曲线中的最大值比较分析, 凸竖曲线和凹竖曲线上轮重减载率最大值分别为 0.648 、 0.47 。在计算范围内, 脱轨系数最大值远远小于规定的极限值, 这里不再给出具体数值。

3.2.2 低速竖曲线和平曲线重叠通过性能

运输车以 5 km/h 恒速通过水平半径 125 m 和竖曲线半径 500 m 的曲线。计算中不考虑外轨超高。利用其竖曲线中的最大值比较分析。由表 8 可得出运输车的脱轨系数、轮重减载率远低于评定标准值。

表8 R500 m竖曲线与R125 m平曲线重叠通过性能

工况	脱轨系数	轮重减载率
凸竖曲线	0.453	0.207
凹竖曲线	0.418	0.212

3.3 S 形小半径曲线通过性能

为了评价机车在较低速度下是否具有规定的抗爬轨能力, 计算了运输车以 30 km/h 恒速通过半径 200 m 的 S 形曲线。图 7、图 8 为

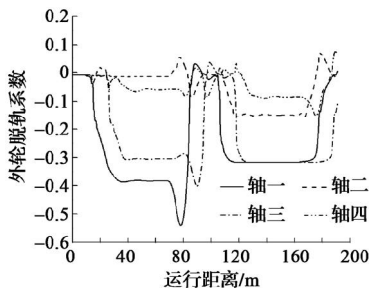


图7 运输车通过 S 形曲线各轮脱轨系数的变化曲线

各轮的脱轨系数和轮重减载率的动态变化曲线, 计算工况中各轮的脱轨系数最大值小于第二限度 1.0 , 轮重减载率最大值也小于第二限度 0.6 。

3.4 轨道扭曲计算

轨道扭曲易形成三角坑, 会引起车辆的侧滚和侧摆, 极易引起轮载变动。严重的三角坑, 将导致车辆转向架呈三轮支撑一轮悬浮的恶劣状态, 甚至引起车辆倾覆脱轨, 严重危及行车安全。三角坑沉陷最不利的位置可能出现在前转向架正在通过它, 且后转向架后轮对正离开圆曲线, 也就是在轨道 123.55 m 处^[5]。此时运输车受到最大的欠超高和轨道扭曲。各轮轮重减载率和脱轨系数计算结果见图 9、图 10。

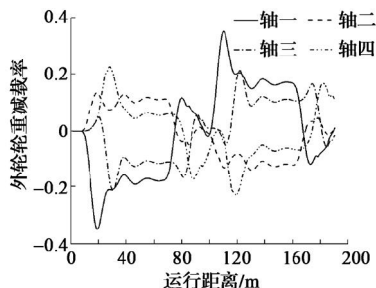


图8 运输车通过 S 形曲线各轮轮重减载率的变化曲线

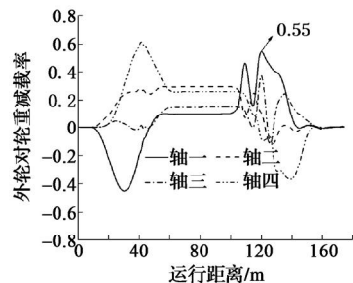


图9 运输车通过扭曲轨道各轮轮重减载率的变化曲线

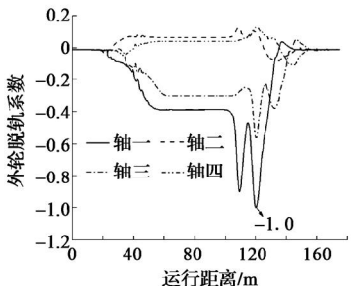


图10 运输车通过扭曲轨道各轮脱轨系数的变化曲线

通过沉陷时最大的轮重减载率为 0.55 , 脱轨系数为 1.0 , 小于规定的极限值 1.2 。可见, 运输车可安全地通过规定的轨道扭曲线路。

4 结论

① 运输转向架的抗蛇形减振器对运输车稳定性和曲线通过性能有不利影响, 运输转向架设计应去除抗蛇形减振器。

② 运输转向架一系悬挂装置完全采用 SS_8 机车的是可行的。 SS_8 机车一系垂向合成刚度虽然不是运输转向架一系垂向刚度的最优数值, 但也能满足运行要求。

③ 运输车过轨安全性满足要求。计算分析表明, 运输车可以安全低速通过 125 m 的小半径曲线, 低速通过半径为 500 m 竖曲线和半径为 125 m 水平曲线重叠曲线, 100 km/h 通过竖曲线与直线重叠轨道, 30 km/h 速度安全通过 $R200 \text{ m}$ 的 S 形曲线和规定的轨道扭曲线路。

(下转第 38 页)

节电压振荡加剧。

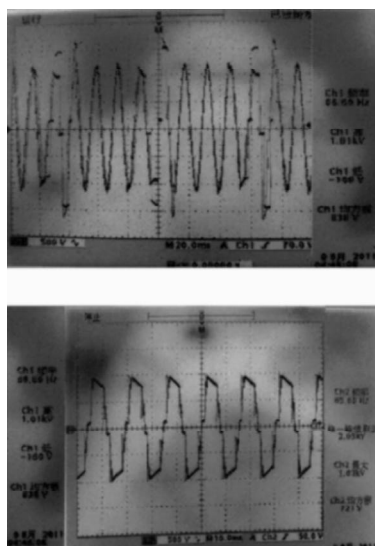
针对中间直流环节电压振荡问题,在现场从多方面进行了分析和查找。由于中间直流环节电压和中间直流环节功率值是由LCS32通过调节主发电机励磁电流而间接调节,首先考虑从励磁控制、励磁电路两方面加以改进和优化。

现场试验过程中,先从励磁控制角度,对模拟量采集频率、励磁调节频率、PI参数等3方面进行了优化和尝试,从实际试验结果看,无法消除中间直流环节电压的振荡。

结合试验情况,初步怀疑为主发电机本身存在问题,同时通过查阅相关技术文献^[2],发现在其他行业应用中,隐极式发电机在带整流系统和反电势负载时,主发电机参数选择不当时有可能产生大幅低频振荡。

根据上述分析,在现场专门进行了验证试验,用蓄电池提供线性励磁电源,自负荷工况下,中间直流环节电压振荡现象依然存在。由此进一步锁定问题的根本原因在于主发电机参数与负载不匹配。

根据问题所在,株洲南车时代电气股份有限公司与主发电机厂商共同分析后制定了主发电机的改进方案:加大气隙、增加阻尼绕组、减少励磁机电枢绕组匝数。在主发电机改进后,现场继续进行了一系列验证试验。图6及图7分别为主发电机改进前后

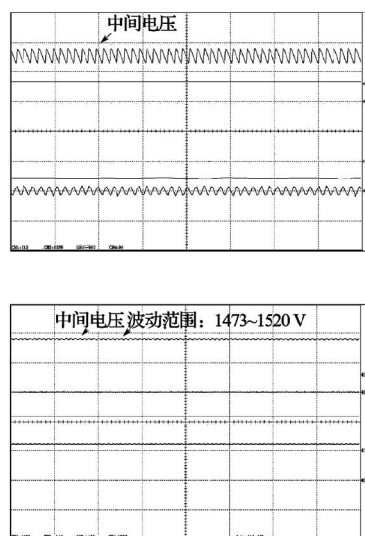


(b) 改进后

图6 主发电机改进前后输出电压波形对比

中间直流环节电压波形对比。从试验结果看,中间直

流环节电压振荡问题得到有效抑制和解决。



(b) 改进后

图7 主发电机改进前后中间直流电压波形

4 结语

160 km/h内燃交流传动轨道车是国内自主研发的首台内燃交流传动高速轨道车,也是国内首次采用隐极式主发电机供电的交流传动内燃机车。在整车调试过程中,遇到中间直流环节电压振荡问题,经过深入分析、改进和试验,问题得到解决。从整车现场装车调试及长交路正线试验的结果来看,牵引、电制动、低恒速及自负荷等工况运行平稳,整车操控方便、柴油机转速波动小、工况转换良好,初步表明电气牵引系统满足整车设计要求。后续将通过轨道车的现场运用考核试验进一步验证电气牵引系统的功能及性能。

参考文献:

- [1] 刘连根. 内燃机车中间直流电压的选择与变流系统标准化设计[J]. 机车电传动, 2002(2): 19-25.
- [2] 马伟明. 同步发电机-整流器-反电动势负载系统的稳定性分析[J]. 电工技术学报, 2000(15): 1-6.
- [3] 杜建华, 陈康. 轴重及悬挂参数对大功率六轴交流传动机车运行平稳性的影响[J]. 内燃机车, 2010(10): 1-5.
- [4] 池茂儒, 张卫华, 曾京, 等. 高速客车转向架悬挂参数分析[J]. 大连交通大学学报, 2007, 28(3): 13-19.
- [5] 罗赞, 陈康, 罗世辉. 计算机仿真评价机车车辆低速抗爬轨能力[J]. 机车电传动, 2002(5): 13-15.

(上接第33页)

参考文献:

- [1] 李廉枫. 出口非洲机车的运用分析与未来机车开发设想[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(4): 80-83.
- [2] 中国南车集团眉山车辆厂. 宽轨铁路过轨转向架: 中国, 200720081276.2[P]. 2008-10-22.