

广州地铁 4 号线直线电机车辆 OPG 底座 惯性断裂原因分析及优化

孙正士

(广州地铁集团有限公司, 广东 广州 510710)

摘 要: 为解决广州地铁 4 号线直线电机车辆运行过程中出现的 OPG 底座惯性断裂故障问题, 对其故障原因进行了分析, 测试得出 OPG 底座最大振动加速度达到 70g, 并根据分析结果从零部件材质、生产工艺、结构设计等多个角度提出了合理的优化改造方案。实践证明, 改造方案的实施能较好地解决 OPG 底座惯性断裂, 降低了车辆运行风险。

关键词: 直线电机车辆; OPG 底座; 广州地铁 4 号线; 断裂

中图分类号: U231; U269.6 文献标识码: B
doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2017.02.030

1 问题的提出

广州地铁 4 号线直线电机车辆的 OPG 底座作为 ATC 信号传感器及车轴的过渡连接设备, 运行过程中起到传递车轴转速供 ATC 信号传感器采集速度信号的作用。该设备装配于轮对轴端, 长期处于高振动水平运行环境, 统计故障情况表明, 该故障集中在装车运行约 50 万 km 时出现。

因 OPG 底座上装载着 ATC 速度传感器, 一旦发生断裂, 将使 OPG 速度传感器脱落, 造成 OPG 速度信号缺失或测速误差, 从而导致列车进站对标时制动指令偏小、减速度不足等问题并引起列车冲标。故障继续发展将进一步引起 OPG 速度检测值和雷达速度检测值出现较大误差, 造成列车紧急制动。同时脱落部件在车辆运行时存在与轮对、第三轨以及其他轨旁设备碰撞或摩擦的风险, 如故障长时间未发现将有可能引起设备掉落, 严重影响车辆运行安全。

2 OPG 底座惯性断裂原因分析

OPG 底座惯性断裂情况如图 1、图 2。OPG 底座主要由主轴承座、主轴承座轴承、轴端法兰、轴端法兰轴承、卡环及锁紧部件组成, 其结构如图 3 所示。



图 1 正线发生 OPG 底座断裂

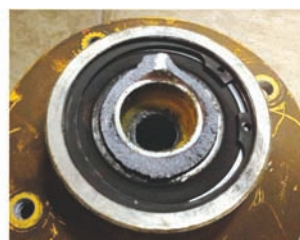
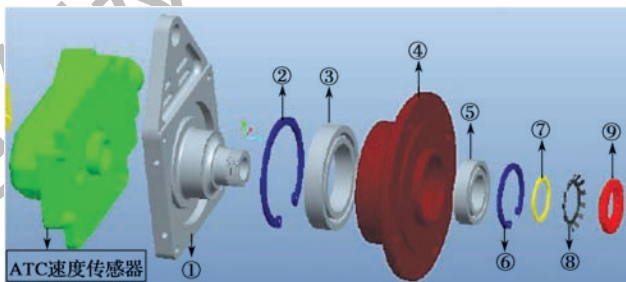


图 2 OPG 底座断面



①—主轴承座; ②—主轴承卡簧; ③—主轴承; ④—轴端法兰; ⑤—副轴承; ⑥—副轴承卡簧; ⑦—垫片; ⑧—齿形垫片; ⑨—开槽螺母

图 3 OPG 底座结构零件图

OPG 底座惯性断裂故障由多方面原因引起, 以故障 OPG 底座作为论证对象, 以下从故障 OPG 底座的材质、制造工艺及设计可靠性分析等多方面进行断裂原因分析探究。

2.1 原 OPG 底座材质力学性能分析

2.1.1 底座材质分析

原 OPG 底座属德国进口部件, 无底座材质相关资料, 为获得原装底座的材质信息, 对原装 OPG 底座的轴承座及轴端法兰盘运用 SPECTROLAB 直读光谱仪进行了铝合金 8 元素检测, 检测分析结果如表 1。

表 1 OPG 底座材料有关元素成分含量 %

部件	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti
原 OPG 底座	11.00	0.38	0.39	0.10	0.66	0.03	0.10	0.06
原轴端法兰盘	12.45	0.48	0.45	0.19	0.63	0.07	0.08	0.08

虽然原轴承座和轴端法兰盘各金属元素含量有微小的差别, 但考虑到各个金属元素在材料中的分散性, 且 2 个部件中每种金属元素含量差距较小, 可以断定 2 个产品使用的是同一牌号的铝合金材料, 运用

铸造工艺生产。依据 DIN EN573-3 标准金属成分比例判定原轴承座和轴端法兰盘的铝合金牌号为 ENAW-4047A(ENAW-ALSI(A))，其有关元素成分含量如表 2。

表 2 ENAW-4047A 有关元素成分含量 %

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti
11.00~13.00	0.60	0.30	0.15	0.10	-	0.20	0.15

2.1.2 底座材质力学性能检测

底座安装于轮对轴端，长期处于高振动状态运行环境，因此对部件材质的机械强度要求较高，为掌握底座材质的机械性能，对原轴承座和轴端法兰盘的材料进行了力学性能检测，检测结果见表 3。

表 3 OPG 底座材料力学性能

测试样品名称	抗拉强度 / MPa	屈服强度 / MPa	伸长率 / %	硬度数值 / HBW
原轴承产品上截取的测试棒	188	—	1.0	124
原轴端法兰盘产品上截取的测试棒	*	*	*	101

注：* 表示拉力样品夹持部位因受力开裂导致试验无法正常进行。

2.1.3 底座材质分析结论

从上述试验分析结果看出原轴承座和轴端法兰盘的材质为 ENAW-4047A，该硅铝合金具有强度和硬度低、导热性好、塑性较低、允许高速切削等特性，但该材料及制造工艺也有以下弱点：

①机械强度较低。从轴承座上截取的测试棒实测抗拉强度只有 188 MPa；轴端法兰盘上截取的测试棒因拉力试验夹持部位在试验开始时无法承受拉力试验机夹具的夹紧力而开裂，导致试验无法正常完成。

②韧性较差。从拉伸曲线中看出，拉伸曲线中没有出现屈服阶段及屈服点和塑性变形阶段，直接在 188 MPa 时试验棒发生断裂。

③拉断伸长率极低。从试验数据来看拉断伸长率只有 1%。

从以上分析及试验可知，底座原材质机械强度低、韧性差是引起底座断裂的一个重要原因。

2.2 原 OPG 底座制造工艺分析

从原 OPG 外形尺寸精度判断，原 OPG 底座采用的制造工艺为铸造工艺。铸造工艺存在生产过程中易产生砂眼等严重影响产品机械强度的缺陷。现场对底座进行表面着色探伤检查（图 4）及截取试块（图 5）检查发现，底座存在明显的砂眼制造缺陷。该制造缺陷直接导致底座本身力学性能降低，是发生断裂的一个重要原因。

2.3 原 OPG 底座结构设计可靠性分析

由于断裂故障惯性发生，因此需探究原底座结构设计是否满足车辆实际运行要求。探究过程中通过输入运行条件参数对原底座结构模型进行有限元分析确认，为使力学分析最大程度上与实际运行情况保持一致，力学分析时采用的振动加速度值采用外置加速度

测试设备在实际正线运行测试中得出。

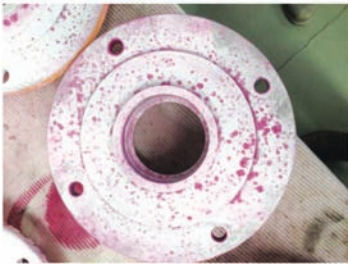


图 4 底座着色探伤情况

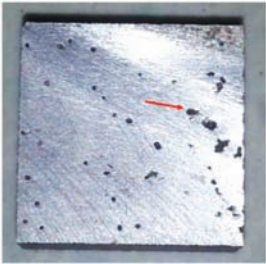


图 5 截取试块存在多处砂眼缺陷

2.3.1 OPG 底座振动加速度获取

在车辆上线运行状态下，利用粘接在 OPG 装置上的压电式加速度传感器（如图 6），采集振动信号输入到振动分析系统得出实际运行过程中的振动加速度值。

在整个测试过程中，垂向加速度（绝对值）最大为 685.77 m/s²，横向加速度（绝对值）最大为 496.48 m/s²。

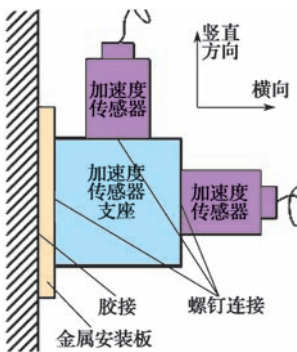


图 6 加速度传感器安装方式

2.3.2 原 OPG 底座极限承载能力与运行现状分析

以现场实测 OPG 底座最大值振动加速度 685.77 m/s²，OPG 速度传感器质量等效为一个 2.43 kg 的质量点与轴承座刚性连接作为输入条件，利用 Nastran 里的瞬态响应分析模块，对 OPG 底座进行应力分析，得到了以下结论：

计算 0~0.1 s 内 OPG 底座产品在加速度激励下所受到的动应力，OPG 底座最大等效应力发生在轴承座的大轴承安装座根部，主要由弯矩和轴力共同产生，轴承座的最大动应力为 42.9 MPa。此应力小于材料的抗拉强度 188 MPa，安全系数约为 4，极限承载情况下结构设计满足运行需求。

2.3.3 原 OPG 底座额定承载能力与运行现状分析

根据 BM-3000 型转向架轴端设备设计技术条件，轴端设备额定工作承载的振动加速度为 200 m/s²，车辆运行初期线路条件及走行部参数状态较好。根据 2008 年 4 号线走行部振动测试数据，走行部最大振动加速度在 150 m/s² 左右。但随着运行时间的增加，轨道不平顺及车轮圆跳动发展使走行部轴端振动幅值逐渐增高。根据上述 2014 年测得的实际加速度情况，轴端加速度记录 1 min 内约 30 s 以上加速度测量值超过 200 m/s²，如图 7、图 8 所示。原底座额定设计承载能力无法满足

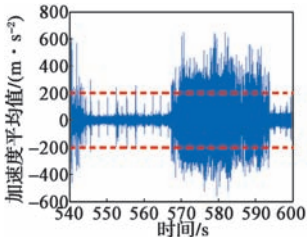


图 7 加速度值随机时间分布情况 1

目前运行条件。

2.4 OPG 底座惯性断裂技术分析结论

从上述分析看出，OPG 底座原结构设计极限载荷满足运用需求，但结构设计额定承载能力不满足实际运用条件，这是造成惯性断裂的主要原因。此外材质选型及工艺制造缺陷也是导致故障发生的重要因素。

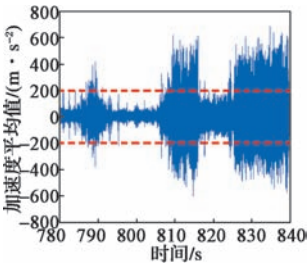


图 8 加速度值随机时间分布情况 2

3 OPG 底座优化改造及建议

根据上述原因分析，原 OPG 底座存在结构设计满足不了现运行条件、制造工艺缺陷、材质机械强度低的问题，为了提升 OPG 底座的性能，针对原底座提出以下优化方案。

3.1 优化制造工艺

将 OPG 底座的轴承座及轴端法兰盘加工工艺优化为一体加工成型工艺，有效避免原产品因铸造工艺产生砂眼而使产品机械性能降低的缺陷。

3.2 优化材质选型

经进行采样对比试验，综合考虑材质的抗拉强度、屈服强度、伸长率等技术参数，初步选定了 2 种铝合金材料对底座进行优化，以达到提高 OPG 底座的机械性能的目的，表 4 为 2 种材料的力学性能与原材料试验数据的对比。

表 4 OPG 底座材料优化前后力学性能对比

测试样品名称	抗拉强度 / 屈服强度 / 伸长率 / 硬度			
	MPa	MPa	%	HBW
原轴承座材料 ENAW-4047A	188	—	1.0	124.0
轴承座优化选用材料：6005	342	314	15.5	99.5
原法兰盘材料 ENAW-4047A	*	*	*	101.0
法兰盘优化选用材料：6082	325	309	14.5	101.0

注：* 为样品夹持部位因受力开裂导致试验无法正常进行。

3.3 优化结构设计

通过优化 OPG 底座轴承座、轴端法兰盘的结构，在不改变与轴端设备、OPG 速度传感器的接口安装尺寸的前提下，可提高产品机械性能。

3.3.1 加宽原断面宽度

在保证不干涉其他部件的相互配合安装尺寸的前提下，经测量发现轴承安装座根部端面尺寸仍存在可延展 4 mm 的余量。因而轴承安装座与盖板结合面的垂直结合尺寸由原 1 mm 增加到 5 mm，见图 9，从而加宽原断面的宽度与面积，优化结构的力学性能，在承受同等载荷的情况下可有效降低断面内的平均应力，从而提高轴承座机械强度及抗振剪切强度。

3.3.2 增加轴承座直径

轴承型号作相应换型，采用相同品牌、更大载荷、相近允许转速的轴承，将轴承座中的主轴直径增

加 10 mm，轴承内径由 55 mm 增至 65 mm，换型前后的轴承参数对比见表 5（轴承安装座见图 10 蓝色部分）。以此进一步增加轴承座断面宽度与面积以达到降低单位面积承受振动剪切冲击载荷的作用。与此同时，相应增加轴端法兰盘轴承室的尺寸（见图 11 红色部分），以满足轴承安装需求。

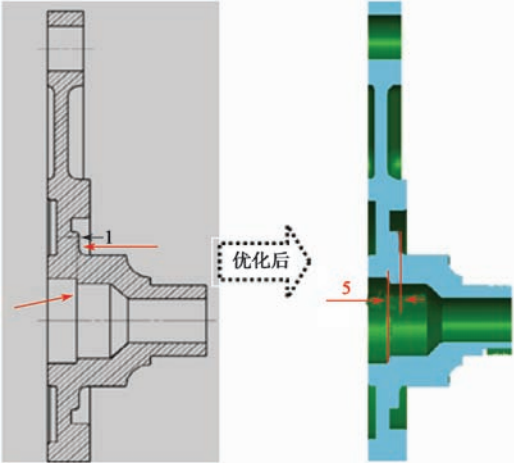


图 9 轴承座优化示意图

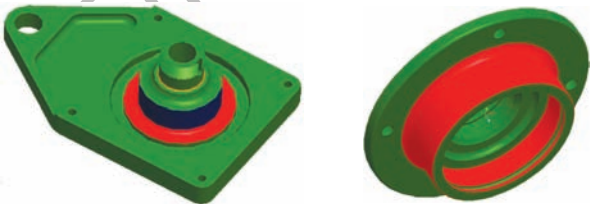


图 10 轴承座上的轴承安装座 图 11 轴端法兰盘上的轴承室

表 5 换型前后的轴承参数对比

轴承	轴承品牌	规格 型号	内径 / mm	外径 / mm	宽度 / mm	允许转速 / (r·min ⁻¹)
原装轴承	NTN	6011LLU (双面)	55	90	18	4 500
替换轴承	NTN	6013LLU (双面)	65	100	18	3 900

3.4 优化后 OPG 底座的可靠性分析

OPG 底座加工工艺的优化有效地消除了铸造缺陷，材质重新选型后抗拉强度增强，结构优化后轴承座最大有效应力降低，底座本身抗疲劳性能增强。

1) 理论验证

经过上述结构优化后再次以相同输入条件进行有限元分析，OPG 底座最大等效应力仍发生在轴承座的大轴承安装座根部，但其大小由优化前的 42.9 MPa 减小为 27.6 MPa。综合选型后底座材质抗拉强度提升为 342 MPa，安全系数提升为 12.4 倍。

2) 疲劳验证

以实际测试得到的最大振动加速度 685.77 m/s² 作为实际输入参数，改造后底座顺利通过 200 万次振动试验验证。

4 改造方案的应用

该部件优化方案样件经过极限冲击试验、疲劳振

动试验后完成样件生产并已经通过正线 10 万 km 的运行考核。目前优化后的 OPG 底座已于 2015 年开始在 4 号线车辆上应用,截至 2016 年 10 月,4 号线共装配 38 套,最高运用里程已超过 55 万 km。经优化的 OPG 底座运行过程中未发现断裂失效现象。

5 结语

综上所述,4 号线 OPG 底座断裂失效原因主要是原组件的材质选型、工艺制造缺陷及结构设计不满足实际运行条件。针对以上问题进行优化后的 OPG 底座经过 55 万 km 的装车运行验证,运行期间未出现断裂故障。实践证明,优化后的 OPG 底座相比原 OPG 底座技术性能有明显的提升,有效地解决了原底座惯性断裂问题,同时降低了车辆运行风险。

参考文献:

- [1] 劳建江.广州地铁四号线直线电机车辆柔性转向架[J].电力机车与城轨车辆,2008,31(4):44-46.
- [2] 王春,苏彬,汤武初,等.6005A 铝合金高速铣削加工数值模拟研究[J].航空制造技术,2010(5):86-90.
- [3] 孙春方,丁焘,谭希文.AI 铝合金疲劳性能[J].汽车技术,2009(6):55-59.
- [4] 石永久,王元清,罗忆,等.建筑用铝合金的疲劳性能[J].清华大学学报,2009,49(9):1437-1440.
- [5] Aluminium and aluminium alloys—Extruded rod/bar, tube and profiles: BS EN 2008[S].

作者简介:孙正士(1988-),男,工程师,现从事直线电机车辆走行部架大修维护工作。

(上接第 66 页)

验证了仿真计算模型的准确性。由于换气装置的振动传递特性较为复杂,在整个频带均有较复杂的频谱特性。

4 结语

通过对换气装置柜体结构固有特性的分析,对柜体振动传递特性进行研究,同时对换气装置的柜体振动响应进行测试,并进行仿真与试验对比分析,验证了仿真模型的正确性。后续设计过程中可避免结构共振,减小典型频率峰值振动,最终实现换气装置振动性能的提升。

参考文献:

- [1] 刘峰.换气装置与车辆接口耦合振动的影响研究[D].成都:西南交通大学,2013.
- [2] 亢文祥.CRH2 动车组新风换气装置对车内压力波动影响试验研究[J].铁道科学与工程学报,2011(5):84-89.
- [3] 王忆佳.车下有源设备振动对车体振动影响的试验研究[J].现代制造技术,2013(9):50-58.
- [4] 傅志方,华宏星.模态分析理论与应用[M].上海:上海交通大学出版社,2000:12-50.
- [5] 邱飞力.车下设备与车体间振动传递关系研究[D].成都:西南交通大学,2009.

作者简介:葛会军(1988-),男,硕士,工程师,现从事轨道车辆变流器的减振降噪设计工作。

广告索引

深圳市宝创科技有限公司(封 2-前插 1)
无锡东电化兰达电子有限公司(前插 2)
广州金升阳科技有限公司(前插 3)
咸阳亚华电子电器有限公司(前插 4)
湖南中车时代电动汽车股份有限公司(前插 5-6)
苏州康开电气有限公司(前插 7)
中铁检验认证株洲牵引电气设备检验站有限公司(前插 8-9)
株洲庆云电力机车配件工厂有限公司(前插 10)
汕头华兴冶金设备股份有限公司(前插 11)
中车株洲电力机车研究所有限公司风电事业部(前插 12)
株洲中车时代电气股份有限公司(中插 1)
湖南中车时代通信信号有限公司(中插 2)
株洲中车时代电气股份有限公司半导体事业部(中插 3)
株洲中车时代装备技术有限公司(中插 4-5)
襄阳中车电机技术有限公司(中插 6-7)

宝鸡中车时代工程机械有限公司(中插 8)
宁波中车时代传感技术有限公司(中插 9)
株洲中车时代电气股份有限公司铁道事业部(中插 10)
株洲时代新材料科技股份有限公司(中插 11)
株洲时代电气绝缘有限责任公司(中插 12)
上海意兰可电力电子设备有限公司(后插 1)
深圳通业科技股份有限公司(后插 2)
雷莫电子(上海)有限公司(后插 3)
温州市龙电绝缘材料有限公司(后插 4)
舟山市普陀庆丰铁路通信仪表厂(后插 5)
北京石竹科技股份有限公司(后插 6)
珠海金电电源工业有限公司(后插 7)
株洲变流技术国家工程研究中心有限公司(前插 8)
湖南省宁乡县中南散热器有限公司(后插 9)
安徽省康利亚股份有限公司(后插 10)
江苏瑞铁轨道装备股份有限公司(封 3)
深圳市中电华星电子技术有限公司(封 4)