

研  
究  
开  
发

## 6K 型电力机车牵引拉杆座延寿方案

韩同样, 刘志明

(北京交通大学 机械与电子控制工程学院, 北京 100044)



作者简介: 韩同样 (1965-), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为车辆结构强度与可靠性。

**摘 要:** 分析 6K 型电力机车牵引拉杆座裂纹产生的原因, 利用有限元软件 ANSYS 对 6K 型电力机车牵引拉杆座进行有限元分析, 评估疲劳强度, 并进行了实际动应力测试, 结合牵引拉杆座的不同受力和结构特点分别优化出相应的延寿方案, 确保 6K 型电力机车再延长寿命 10 年。

**关键词:** 6K 型电力机车; 牵引拉杆座; 疲劳强度; 延寿

**中图分类号:** U260.331+.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2012)04-0040-04

## Life Extension of Draw Bar's Holder on 6K Type Electric Locomotive

HAN Tong-yang, LIU Zhi-ming

(School of Mechanical, Electronic and Control of Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

**Abstract:** Reasons of draw bar's holder cracks on 6K type electric locomotive were analyzed, and ANSYS were applied for finite element analysis of the draw bar's holder. The fatigue strength was evaluated and actual dynamic stress was tested. With considering the different stress and bearing structure characteristics of the draw bar's holder, the corresponding optimization for life extension was designed to ensure prolonged life of 6K type electric locomotive to 10 years.

**Key words:** 6K type electric locomotive; draw bar's holder; fatigue strength; life extension

## 0 引言

6K 型电力机车于 1986 年底从日本引进, 现存 80 台, 原设计使用寿命为 20 年, 但由于目前全路资金紧张, 该型机车还须再延长寿命 10 年。6K 型电力机车由于长期重载、疲劳的影响, 其牵引拉杆座出现不同程度的裂纹, 且疲劳裂损情况越来越严重, 随时可能造成行车事故, 因此急需一种安全、可靠的牵引拉杆座结构延寿方案, 以确保 6K 机车能安全运营 30 年。牵引拉杆座裂纹发生后, 洛阳机务段对牵引拉杆座进行了裂纹修补处理, 但是修补效果不理想, 裂纹继续产生, 而且越来越多。为此洛阳机务段进行了招标, 以求彻底解决方案。北京交通大学中标后, 依托轨道车辆结构可靠性与运用检测技术教育部工程研究中心, 对牵引拉杆座进行有限元的建模与分析, 对疲劳强度分析评估, 并进行了线路动应力测试, 确定了牵引拉杆座结构延寿方案, 并结合现场实际情况, 对不同的牵引拉杆座

延寿方案分别进行了优化与细化处理, 保证了方案的可行性。

## 1 牵引拉杆座早期修补及裂纹原因

## 1.1 牵引拉杆座早期修补方案

6K 型电力机车车体上装有 6 个牵引拉杆座, 分别简称为左一、左二、左三和右一、右二、右三。牵引拉杆座用 4 块厚度为 9 mm 的普通钢板焊接成箱体结构, 通过 6 根牵引拉杆分别与 3 台转向架构成“Z”型低牵引拉杆传动方式。

从 1993 年开始发现牵引拉杆座裂纹至 2006 年, 洛阳机务段对牵引拉杆座进行了修补, 该过程可以分为以下 3 个阶段, 对应采用了 3 种方案。

①贴“膏药”式的补焊。裂纹初期, 主要采用贴“膏药”式的补焊, 即哪里有裂纹就在哪里补焊。

②单侧添加筋板。裂纹中期, 采取了焊修并添加三角形筋板, 对裂纹侧加强。

③双侧添加筋板。由于采用三角形补强板, 支座

收稿日期: 2011-12-29; 收修改稿日期: 2012-04-06

与车体焊缝处仍重复出现裂纹, 为此筋板由单侧添加扩展为双侧添加<sup>[1-3]</sup>。

采取以上措施后, 支座上部与车体底板焊缝处裂纹减少了, 运行一段时间后, 原有的裂纹又反复出现, 而且检查更困难, 同时支座三角形顶角处牵引拉杆座壁出现撕拉性裂纹, 裂纹越补越多, 再次修补难度加大。

## 1.2 牵引拉杆座修补后裂纹产生原因

借助大型有限元ANSYS进行结构静、动力分析, 确定了牵引拉杆座本体、牵引拉杆座与车体连接部位、加强筋与牵引拉杆座侧立板连接部位是其连接薄弱部位, 即裂纹易发部位。采用加强筋修补后仍产生裂纹的主要原因有以下3点:

①疲劳问题没有得到解决。牵引拉杆座裂纹主要由疲劳引起。牵引拉杆座已进入疲劳期, 简单的修补不能解决疲劳问题, 疲劳裂纹随时间的延长出现概率加大。这一点从2009年6K型电力机车大修改造时裂纹统计表中得到了验证(见表1), 最多的牵引拉杆座裂纹达17条, 平均每台机车牵引拉杆座10.8条, 裂损严重, 安全隐患很大。

②裂纹转移。由于没有进行全面的考虑, 哪有裂纹就焊哪里, 机务段也没有条件进行有限元分析与评估及相应的应力测试验证, 凭经验局部进行添加筋板, 实际上裂纹发生了转移, 因而越补裂纹越多。

③牵引拉杆座受力不均衡。尽管牵引拉杆的橡胶弹性元件统一更换合格厂家的产品, 严格控制公差, 但轮对磨损和牵引拉杆各个位置的长度无法改变, 牵引拉杆座受力不均的问题没有得到彻底解决, 牵引拉杆座裂损分布不均, 右一和右三较少。

表1 2009年6K型电力机车大修改造牵引拉杆座裂纹统计表

| 车号       | 左一  | 左二  | 左三  | 右一 | 右二  | 右三 | 合计  |
|----------|-----|-----|-----|----|-----|----|-----|
| 6K-078   | 3   | 3   | 2   | 1  | 2   | 1  | 12  |
| 6K-052   | 5   | 3   | 3   | 0  | 2   | 1  | 14  |
| 6K-027   | 2   | 3   | 4   | 0  | 1   | 0  | 10  |
| 6K-049   | 1   | 1   | 1   | 0  | 1   | 0  | 4   |
| 6K-062   | 5   | 2   | 4   | 1  | 4   | 1  | 17  |
| 6K-079   | 4   | 3   | 2   | 0  | 2   | 0  | 11  |
| 6K-048   | 3   | 2   | 1   | 0  | 1   | 0  | 7   |
| 6K-038   | 5   | 3   | 1   | 0  | 1   | 0  | 10  |
| 6K-080   | 2   | 3   | 3   | 0  | 4   | 0  | 12  |
| 6K-050   |     | 5   | 3   | 0  | 3   | 0  | 11  |
| 总计       | 30  | 28  | 24  | 2  | 21  | 3  | 108 |
| 支座裂纹占总量比 | 28% | 26% | 22% | 2% | 19% | 3% |     |

## 2 牵引拉杆座疲劳强度评估

牵引拉杆座裂纹主要是由于疲劳引起的, 因此处理裂纹时首先进行疲劳强度的分析, 然后进行应力测试, 以便确定延寿方案。

### 2.1 疲劳强度分析方法

牵引拉杆座结构的疲劳属于变幅载荷下的疲劳问

题。在变幅载荷下, 低于疲劳极限的应力水平对于结构的损伤也可产生显著的影响, 因此变幅载荷下结构的疲劳评估需要考虑各级应力水平对结构疲劳损伤的贡献。

本文采用Miner线性疲劳累计损伤法则和材料(或结构上相应焊接接头)的 $S-N$ 曲线计算等效应力幅, 这一方法可使各级应力水平产生的损伤均得到合理的考虑, 并使评估结果略偏保守(安全)。

### 2.2 等效应力幅的计算

#### 1) 一个应力谱的损伤计算

由Miner线性疲劳累计损伤法则, 计算测试一个应力谱产生的损伤( $D_1$ )的公式如下:

$$D_1 = \sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^8 \frac{n_i \sigma_{-1ai}^m}{C_1}$$

式中:  $n_i$ 为各级应力幅值的循环次数;  $C_1$ 和 $m$ 为 $S-N$ 曲线参数。

#### 2) 等效应力幅的计算

设等效应力幅( $\sigma_{aeq}$ )作用 $N$ 次, 结构产生的损伤为 $D$ , 即

$$D = \frac{N \sigma_{aeq}^m}{C_1}$$

式中:  $N$ 为与材料或焊接接头疲劳极限对应的循环次数, 对于焊接接头, 一般取 $N=2 \times 10^6$ 次。

已知实测应力谱的运行公里数为 $L_1$ , 一个应力谱产生的损伤为 $D_1$ ; 设产生损伤 $D$ 的安全运行里程为 $L$  km, 则

$$\frac{D}{L} = \frac{D_1}{L_1}$$

代入 $D$ 和 $D_1$ 的表达式, 得:

$$\frac{N \sigma_{aeq}^m}{C_1 L} = \sum \frac{n_i \sigma_{-1ai}^m}{C_1 L_1}$$

$$\sigma_{aeq} = \left[ \frac{L}{L_1 N} \sum n_i (\sigma_{-1ai})^m \right]^{\frac{1}{m}}$$

机车寿命延长到30年, 平均年运行里程为20万km, 则整个寿命期大约运行600万km, 即 $L=600$ 万km, 再将实测数据分别代入 $\sigma_{aeq}$ 表达式, 就可计算得出对应整个寿命期运行里程的等效应力幅<sup>[4-6]</sup>。

### 2.3 牵引拉杆座动应力测试

根据大型有限元ANSYS进行结构静、动力分析, 确定牵引拉杆座本体及其与车体连接部位的疲劳薄弱部位和测试方案。2007年11月5日-10日, 在洛阳东—三门峡西区间牵引不同吨位货车往返运用条件下, 实测机车牵引拉杆座疲劳薄弱部位的动应力。6K型机车牵引拉杆座测试部位如图1所示, 等效动应力测试结果见表2。

根据动应力测试结果, 按照疲劳累计损伤理论, 计算牵引拉杆座满足安全运用600万km的等效应力。许

用应力参考日本工业标准《JIS E 4207:2004, 铁路车辆—转向架—转向架构架设计通则》, 未开坡口是 50 MPa, 开坡口是 70 MPa, 焊接质量差的为 40 MPa。计算安全系数 (许用/最大等效应力) 大于 1 安全; 反之, 不安全<sup>[7]</sup>。

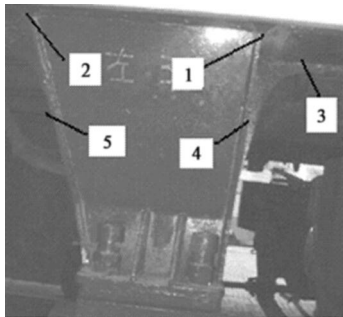


图1 牵引拉杆座测试部位示意图

表2 牵引拉杆座动应力测试结果等效应力

MPa

| 测试部位             | 左一   | 左二   | 左三   | 右一   | 右二   | 右三   |
|------------------|------|------|------|------|------|------|
| 牵引拉杆座直立面与底架焊缝    | 38.6 | 40.8 | 29.2 | 34.4 | 43.7 | 35.5 |
| 牵引拉杆座斜立面与底架焊缝    | 28.3 | 41.0 | 49.9 |      | 41.9 |      |
| 加强筋与底架焊缝         | 28.4 | 41.6 | 29.9 | 40.4 | 35.4 | 47.3 |
| 加强筋与牵引拉杆座直立面焊缝   | 67.5 | 54.2 | 67.0 | 43.8 | 51.8 | 55.7 |
| 加强筋与牵引拉杆座斜立面焊缝   | 74.5 | 48.1 | 69.3 |      | 79   |      |
| 许用应力             | 40   | 40   | 40   | 40   | 40   | 40   |
| 安全系数 (许用/最大等效应力) | 0.54 | 0.54 | 0.58 | 0.91 | 0.51 | 0.72 |

从测试结果看, 6K型机车在洛阳—三门峡区间重车往返运行600万km后所有牵引拉杆座的安全系数都小于1, 这说明虽然洛阳机务段已经采取了修补措施, 但牵引拉杆座结构仍然不能保证安全运行30年。

通过对牵引拉杆座进行有限元分析, 发现各个牵引拉杆座的最大应力发生位置主要在牵引拉杆座立板与车体底架的焊缝处, 与测试结果吻合, 也与机车牵引拉杆座裂纹实际易发位置相符, 说明分析测试方案是合理的。

### 3 牵引拉杆座延寿方案

采用大型有限元ANSYS分析优化出总体为箱型的牵引拉杆座延寿方案。由于6个牵引拉杆座受力和空间位置不同, 针对不同的牵引拉杆座延寿方案又进行了优化和细化处理。

①对左一、左二、左三牵引拉杆座采取双侧箱型结构延寿方案。由直立板、斜立板、盖板和底板与原支座组成箱型结构; 箱型结构与车体底架连接部采用R80圆弧过渡; 直立板与牵引拉杆座立板在同一平面内; 盖板上开一长圆孔, 便于检修时检查焊缝及支

座裂纹; 底板钻2个直径30 mm孔用于排除雨雪, 防止支座腐蚀 [见图2 (a)]。

②右二牵引拉杆座采取箱型与“U”型相结合延寿方案。牵引拉杆座直立侧采用箱型延寿方案, 实施组焊时由于有制动风缸和管路, 空间狭小, 焊接时直立板 (内侧板) 采用内侧开坡口, 即直立板 (内侧板) 焊缝位于箱型内侧, 焊接顺序为直立板、盖板斜立板 (外侧) 的顺序。牵引拉杆座斜立侧由于有电容箱无法加盖板, 采用“U”型延寿方案, 2块补强板与原支座立板构成U型, 采用内侧开坡口焊接, 将补强立板与底板焊角延长加宽, 并打磨至圆滑过渡 [见图2 (b)]。

③右一和右三牵引拉杆座筋板焊角加宽。由于右一和右三牵引拉杆座紧邻裙板, 空间位置狭窄, 且裂纹占比仅为2%~3% (见表1), 况且其他牵引拉杆座延寿实施后, 右一、右三支座受力状况已得到一些改善, 不进行结构补强, 而是采取将裙板拆下, 对支座本体和所有焊缝进行全面磁力探伤, 发现裂纹的进行修补处理, 对原加强筋焊角加宽, 并打磨至圆滑过渡, 减少应力集中 [见图2 (c)]。

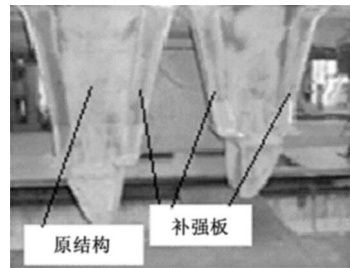
### 4 牵引拉杆座延寿方案评估

#### 4.1 牵引拉杆座延寿后线路应力测试

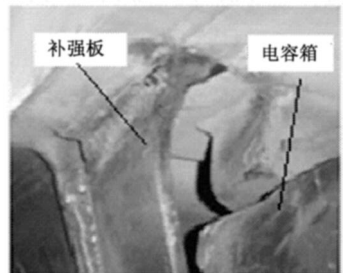
牵引拉杆座延寿方案实施后, 分别进行了3次线路的实际应力测试, 结果显示所有牵引拉杆座的安全系数均大于1, 可以保证在双机牵引5 000 t条件下安全运用30年, 运营里程达600万km (见表3)。

#### 4.2 牵引拉杆座延寿后运营效果

2008年6月至2011年11月, 已完成64台6K型电力机车牵引拉杆座延寿方案, 最早延寿的6K-017机车已运行了3年多, 到现在为止, 64台机车没有发现一处位于牵引拉杆座处裂纹, 初步说明牵引拉杆座延寿方案彻底根治了6K型电力机车牵引拉杆座裂纹, 保证了铁路运输的安全。



(a) 实物图1



(b) 实物图2



(c) 实物图3

图2 牵引拉杆座补强后实物图

表3 牵引拉杆座延寿后动应力测试结果 MPa

| 测试部位                | 左一         | 左二        | 左三         | 右一        | 右二   | 右三   |
|---------------------|------------|-----------|------------|-----------|------|------|
| 牵引拉杆座直立面与底架焊缝动应力    | 16.2/27.0  | 17.1/28.5 | 23.6/39.3  | 39.8/57.1 |      |      |
| 牵引拉杆座斜立面与底架焊缝动应力    | 13.69/22.8 | 22.4/37.3 | 10.4/17.3  | 24.5/40.8 |      |      |
| 补强板与底架焊缝动应力         |            |           | 22.9/32.6  | 19.5/28.7 |      |      |
| 补强板与牵引拉杆座直立面焊缝动应力   |            |           | 11.51/19.2 | 11.6/19.3 |      |      |
| 许用应力                | 70         | 70        | 70         | 70        | 70   | 70   |
| 安全系数<br>(许用/最大等效应力) | 2.59       | 1.88      | 1.78       | 2.15      | 1.23 | 2.44 |

备注: 前面的数据是6K-017机车实测数据, 后面为换算成牵引5 000 t时的等效应力

## 5 结语

在根治疲劳裂纹时, 通过大型有限元ANSYS进行结构静、动力分析, 确定薄弱环节, 进行实际应力测

试, 确定综合的延寿方案。经过应力测试评估和3年多运用实践, 证明6K型电力机车牵引拉杆座延寿方案是合理的, 也为其他机车车辆相关部件修补和制定延寿方案提供了参考。

## 参考文献:

- [1] 王建国, 李联洲. 6K型电力机车牵引杆支座裂纹原因及处理措施[J]. 机车电传动, 2005(2): 67-68.
- [2] 张向辉, 尹博文. 209型转向架牵引拉杆座裂纹原因及改进建议[J]. 铁道车辆, 2004(9): 39-40.
- [3] 黄浩. SS<sub>3</sub>型电力机车转向架中间横梁裂纹原因分析与对策[J]. 机车电传动, 2007(1): 71-72.
- [4] 高镇同. 疲劳性能试验设计和数据处理[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1999.
- [5] 刘志明. CW200K型转向架构架动应力测试与疲劳强度评估报告[R]. 北京: 北京交通大学, 2008.
- [6] 周张义, 卜纪玲, 李 芾. 机车车辆焊接结构疲劳分析关键问题研究[J]. 机车电传动, 2008(1): 28-36.
- [7] 崔二光, 刘志明, 秦国栋, 等. 焊接构架疲劳强度的评估方法[J]. 科学技术与工程, 2003, 3(4): 334-337.

(上接第36页)

⑤半主动正常和原车(装载日本半主动减振器)方案相比车体地板振动加速度改善率较好: 车体横向加速度在200 km/h以上改善率较好, 最高达到32.50%; 车体垂向加速度在160 km/h以上改善率较好, 最高达到29.27%。

⑥图11为速度330 km/h时的车体前部横向频谱图。从图中可以看出, 对于车体横向振动, 在0~10 Hz范围内, 半主动有效状态能起到一定的抑制振动的效果, 尤其在1.5~2 Hz时效果较为明显。

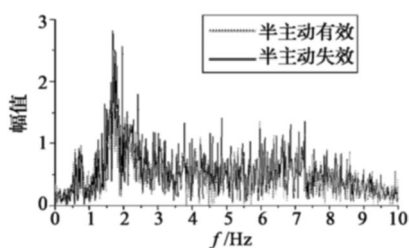


图11 车体前部横向频谱图 ( $V=330$  km/h)

试验表明, 南车株洲电力机车研究所有限公司研

制的半主动油压减振器可以保证CRH380AL动车组非动力车在40~440 km/h速度范围内动力学性能优越, 能够满足线路上380 km/h速度安全运行的要求。

## 6 结语

半主动控制不需要外界动力源, 通过控制系统使可控阻尼器产生连续可调的阻尼力, 从而达到改善机车车辆动力学性能的目的。通过调节控制参数, 预知判定参数调节趋势, 缩短调试周期, 可使半主动减振器的减振性能适用于不同线路路况、不同速度等级并发挥到最佳, 动力性能优越, 安全可靠运行, 满足提速与乘坐舒适度及平稳性的要求。

## 参考文献:

- [1] 杨建伟. 高速车辆横向振动半主动控制系统研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2006.
- [2] 李 莉. 半主动悬挂减振器控制系统的研究[J]. 铁路计算机应用, 2008(7).
- [3] 比利时. 铁道车辆的舒适度评价[J]. 国外铁道车辆, 2004(1).