

问题讨论

一种大功率六轴机车电机吊杆
橡胶关节的结构优化

潘文彬, 李建林, 张春良, 荣继刚, 程海涛

(株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘 要: 详细介绍了某大功率六轴机车电机吊杆橡胶关节初始设计方案的结构特点及失效的原因, 并提出了改进的思路, 利用有限元分析, 确定了新结构。刚度和疲劳试验表明, 新结构能够满足 100 万 km 以上的使用要求。

关键词: 电机吊杆橡胶关节; 应变; 有限元分析; 强化疲劳试验

中图分类号: U260.331+.7

文献标识码: B

文章编号: 1000-128X(2012)03-0083-03

0 引言

某电机吊杆橡胶关节是由株洲时代新材料科技股份有限公司开发的一种典型的橡胶关节。由于对其使用工况了解不透彻, 最初的结构设计方案不合理, 产品的疲劳寿命达不到使用要求, 因此公司利用有限元分析, 对该产品进行了重新研制和开发。

1 电机吊杆橡胶关节的初始设计方案结构特点

电机吊杆橡胶关节用于牵引电机悬挂装置, 安装于电机吊杆两端, 一方面承受牵引电机的垂向静载, 另一方面承受牵引电机工作时产生的扭矩反力, 同时在电机纵向和横向摆动时承受偏转和扭转力矩, 并且还能减缓牵引电机传给构架的振动, 是机车转向架重要的弹性元件, 见图 1 所示。

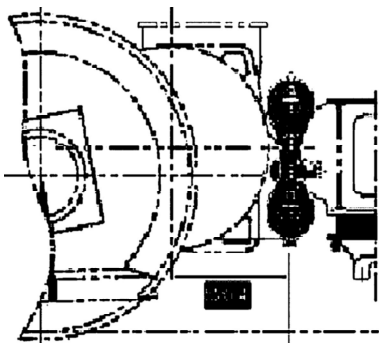


图1 电机吊杆安装示意图

某大功率六轴机车电机吊杆橡胶关节由金属芯轴、外套和橡胶弹性体组成, 具体设计方案见图 2。金属芯轴与橡胶弹性体硫化为一个

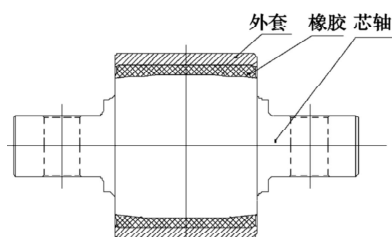


图2 电机吊杆橡胶关节初始设计方案结构简图

整体, 再通过一定的过盈量压入外套, 使橡胶得到一定的径向预压缩, 从而提高橡胶关节的使用寿命^[1-3]。

2 运用过程中出现的问题

该橡胶关节用在另外某型两轴转向架电机吊杆上, 使用寿命可以达到 120 万 km 或者 6 年, 能够满足使用要求, 但是用在三轴转向架电机吊杆上, 部分橡胶关节在运行了 40 多万公里橡胶就出现了破坏, 且出现破坏的橡胶关节都集中在机车的 2、5 号位轴上 (见图 3)。

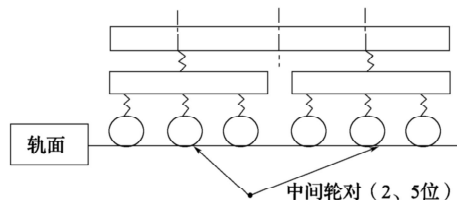


图3 大双产品位置示意图

该橡胶关节发生破坏的主要型式为橡胶鼓出和开裂 (见图 4)。

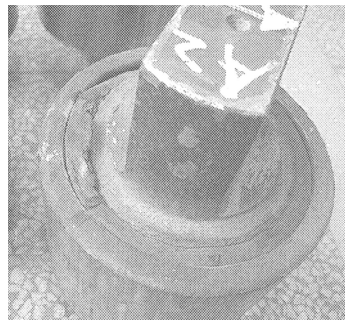


图4 破坏产品照片

3 原因分析

综合使用工况、产品结构、生产工艺等, 分析产品失效主要有以下 3 个原因。

3.1 三轴转向架中间轴使用工况更恶劣

三轴转向架与二轴转向架的区别在于轴式不同, 该三轴转向架端轴电机吊杆橡胶关节与二轴转向架电机吊杆橡胶关节使用工况基本相同, 而中间轴电机吊杆橡胶关节与端轴关节的工况区别在于中间轴存在较大的自由横动量。

三轴转向架的中间轮对通过小半径曲线需有较大的自由横动量, 机车低速通过小半径曲线时第一轮对贴靠外轨, 第三轮对贴靠内轨; 中间轴参与第一轴的导向。中间轴有相当于端轴几倍、十几倍的自由横动量^[4-5]。

该车型过曲线最小曲率半径 150 m, 计算得出中间轴最大横动量为 25 mm, 同时电机吊杆长度为 425 mm, 可以计算出橡胶关节的偏转角度:

$$\alpha = \arctg(25/425) = 3.4^\circ$$

也就是说六轴机车 2、5 号位轴电机吊杆橡胶关节在承受与端轴电机吊杆橡胶关节相同的径向载荷的同时, 在过弯道时还频繁承受最大不超过 $\pm 3.4^\circ$ 的偏转

载荷,这就是2、5位电机吊杆橡胶关节比其他位关节更容易失效的原因。

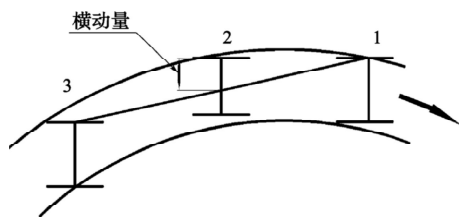


图5 横动量示意图

3.2 橡胶型面设计不合理

橡胶形状为直筒型结构,橡胶关节具有相对较大的偏转刚度,这意味着在发生同样的偏转变形时,橡胶关节将会承受更大的偏转力矩,橡胶将会承受较大的应力,这就加快了产品的破坏。

3.3 预压缩方式不合理

采用金属芯轴硫化体通过一定的过盈量压入外套的压装方式使橡胶得到预压缩,压装后容易形成橡胶型面的不均匀和应力集中,造成橡胶异常鼓出,同时带来橡胶与金属外套之间磨损。

4 结构优化方案

为提高橡胶关节的疲劳性能必须优化产品结构。

①优化橡胶型面,形状由直筒型改为圆弧形,降低产品的偏转刚度,增强抗偏转能力。

②外套压装式修改为整体预压式,改进结构设计方案见图6,由金属外套、芯轴与橡胶硫化成一个整体,再通过外套紧缩技术使橡胶得到一定的径向预压缩。这种结构避免了压装后橡胶型面的不均匀和应力集中,在受力后形成橡胶异常鼓出现象,避免了在承受偏转载荷时橡胶与金属外套之间的磨损,优化产品疲劳性能。

③在橡胶端面开设椭圆形橡胶槽(见图6),增加偏转方向上橡胶自由面,降低偏转方向的橡胶应变,改进后橡胶应变由1.13降为0.64(见表1),同时降低偏转刚度,增强抗偏转能力。

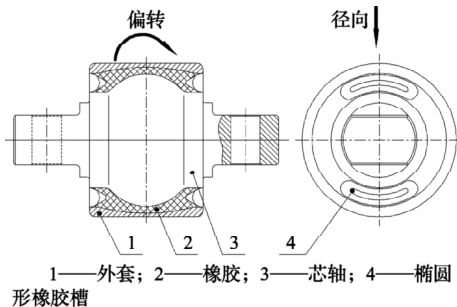


图6 电机吊杆橡胶关节新结构简图

5 有限元分析

为研究受力状况,对初始结构、改进结构进行有限元分析计算,分析的主要内容包括预压、径向、偏转

方向的受力分析。2种结构在径向和偏转力作用下的应变分布趋势见图7、图8。

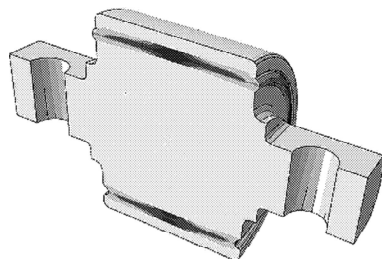


图7 初始结构应变云图

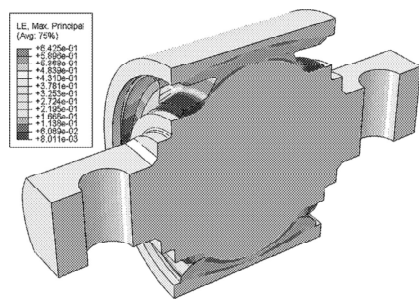


图8 改进结构应变云图

根据有限元分析结果,改进结构在预压、径向、偏转方向3个方向下的应变要小(见表1),表明改进结构要比初始结构承载性能好。

表1 2种结构的应变比较

结构	预压应变	径向应变	径向+偏转变
初始结构	0.29	0.68	1.13
改进结构	0.12	0.29	0.64

6 试验情况对比

6.1 静态刚度试验对比

2种结构静态试验结果见表2。通过对2种结构静态刚度对比可以看出,在保证径向刚度基本一致的情况下,改进结构的偏转刚度大幅降低,达到了预期效果。

表2 2种结构的静态刚度性能对比

刚度	初始结构	改进结构	刚度变化率
径向刚度/ $\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	190	190	0
偏转刚度/ $\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	592	203	-65.7%

6.2 强化疲劳试验对比

为了验证产品的疲劳性能,对改进结构产品与初始结构产品进行了同等条件的强化疲劳试验,试验安装方式见图9,试验完成后产品状态见图10(初始结构)、图11(改进结构),试验条件:径向力+100 kN,偏转 $\pm 3.5^\circ$,频率2~4 Hz,结果见表3。

通过疲劳试验证明:

①初始结构橡胶关节疲劳寿命确实达不到使用要求,在疲劳试验进行到25万次时橡胶部分就出现了异常鼓出和裂纹的现象,这与实际使用时出现的破坏形式相同。

②改进结构通过了100万次的强化疲劳试验, 疲劳性能已远远超过初始结构产品, 能够满足100万km的运用要求。

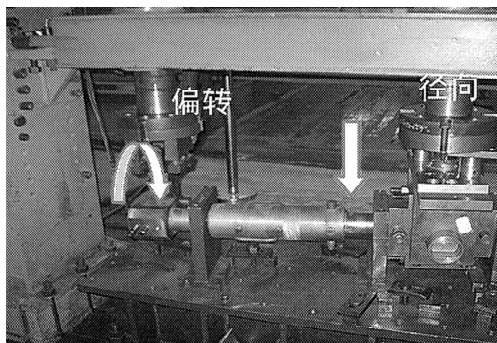


图9 强化疲劳试验安装图



图10 初始结构

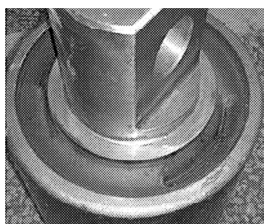


图11 改进结构

表3 2结构设计产品疲劳情况对比

次数	初始结构	改进结构
10 万次	完好	完好
25 万次	破坏	完好
100 万次	/	完好

7 装车使用情况

目前, 改进结构的电机吊杆橡胶关节已装车150台

份, 共1 800件产品, 已经在线运行3年, 运行公里数达到60万km, 情况良好, 没有出现上述橡胶鼓出和开胶的情况。

8 结语

通过对某大功率机车电机吊杆橡胶关节的结构优化, 得出以下结论:

①橡胶形状由直筒型改为圆弧形, 可有效地降低产品的偏转刚度, 增强抗偏转能力。

②在橡胶端面开设橡胶槽, 增加偏转方向橡胶自由面, 可有效地降低应变, 增强抗偏转能力。

③本文研究的这种产品结构, 特别适用于径向刚度要求较大, 需要频繁承受较大偏转载荷的橡胶关节。

参考文献:

- [1] 田振辉, 谭惠丰. 橡胶复合材料疲劳破坏特性[J]. 复合材料学报, 2005, 22(1): 32-35.
- [2] 田振辉, 谭惠丰. 钢丝/橡胶复合材料疲劳损伤累积[J]. 复合材料学报, 2004, 21(2): 60-64.
- [3] 刘宇艳, 田振辉. 橡胶复合材料在循环载荷下的疲劳损伤特性[J]. 橡胶工业, 2003, 50(12): 713-716.
- [4] 马卫华, 罗世辉, 王自力. 轮对自由横动量对 $2C_0$ 机车轮缘磨损的影响[J]. 电力机车与城轨车辆, 2005, 3(2): 13-16.
- [5] 马卫华, 马加哲, 罗世辉. 中间轴自由横动量对 $2C_0$ 机车动力学性能影响分析[J]. 石家庄铁道学院学报, 2005, 2(2): 18-22.
- [6] 潘文彬. 电机吊杆橡胶关节研制报告[R]. 株洲: 株洲时代新材料科技股份有限公司, 2010.

(上接第82页)

6 结论

①不同过盈量时, 轮毂和轴的最大等效应力均发生在轮轴配合面边缘内侧附近, 应力值随着过盈量的增大而增大, 通过分析优化过盈量的合理范围, 可以得出过盈量在0.20~0.25 mm范围内应力分布和应力值较理想。

②不同工况条件下, 轮毂和轴的最大等效应力均发生在轮轴配合面边缘内侧附近, 主要由轮轴过盈引起, 对外载荷影响不明显, 当车轮受到横向载荷时, 在车轮幅板和轮毂的过渡圆弧处应力较未受横向载荷的工况下显著增大。

③过盈量设定在0.20~0.25 mm范围内, 其值大于传递载荷所需最小过盈量, 小于材料达到屈服应力产生

塑性变形所允许的最大过盈量。

④其松脱转速远大于轨道轮最高转速。

⑤轨道轮在最高转速工作状态下, 其配合联接的承载能力降低很小。

参考文献:

- [1] TB/T 2817—1997, 铁道车辆用辗钢整体车轮技术条件[S].
- [2] TB/T 3115—2005, 机车车辆动力学性能台架试验方法[S].
- [3] 孙永鹏. KZ4A型机车车轮强度计算和轮对模态分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2005, 28(5).
- [4] 曾昭翔. 高速旋转状态下压配合联接的设计计算[J]. 北方交通大学学报, 1993, 17(1).
- [5] 俞展猷. 轮轨接触应力的研究[J]. 铁道机车车辆, 2006(6).

(本篇文章为南车株洲电力机车研究所有限公司2011年度学术交流论文)