

运用检修

DJJ1 型高速动力车机械部分质量问题分析

陈喜红,陈国胜,袁文辉,罗华军,陈尚强

(株洲电力机车厂,湖南 株洲 412001)

摘 要:针对“蓝箭”号高速动车组上线运营以来出现的影响安全运营的动车组机械部分主要质量问题,分析其产生的原因,并提出了解决措施。文章还指出了今后新造高速动力车的方案。

关键词:高速动力车;机械部分;质量

中图分类号:U266.28;U269.6

文献标识码:A

文章编号:1672-1187(2004)05-0069-05

Analysis on mechanical quality matters of type DJJ1 high-speed power car

CHEN Xi-hong, CHEN Guo-sheng, YUAN Wen-hui, LUO Hua-jun, CHEN Shang-qiang

(Zhuzhou Electric Locomotive Works, Zhuzhou 412001, China)

Abstract: Presented are the main quality problems of mechanical parts on Blue Arrow high-speed EMU, which effect on the running safety since its operation on line. The cause and the solve measures are analyzed. The schemes for the following high-speed power car is presented.

Key words: high-speed power car; mechanical part; quality

0 引言

“蓝箭”号动车组是我国生产的第一批(2000年10月交付首列)运营速度达到200 km/h的直接投入商业运营的动车组。它由1辆动力车(DJJ1型)+5辆中间拖车+1辆驾驶拖车组成,共生产了8列。由于对高速列车的结构设计和制造工艺存在认识不足,DJJ1型动力车自上线运营以来,出现了一些机械部分(车体和转向架)的质量问题,主要表现为材料和部件的疲劳破坏问题,如车体底架裂纹、从动车轮幅板工艺孔裂纹、电机悬挂螺栓折断、齿轮箱输入轴芯轴裂纹、制动横梁裂纹等。在铁路部门的支持下,株洲电力机车厂联合各院校、工厂共同攻关,使这些质量问题一一得到解决,让“蓝箭”号动车组得以安全准点地运营。

本文针对DJJ1型动力车机械部分曾经发生的主要质量问题,分析其发生的原因,并提出彻底整治方案,指出今后新车制造时的方案和应注意的事项。

1 枕梁上横向减振器安装座裂纹的整治

1.1 产生裂纹的具体部位及原因

2001年9月30日,DJJ10001号动力车枕梁横向减

振器安装座连接部位出现裂纹:与减振器安装座相连接的枕梁下盖板及立板产生横向撕裂现象。当时该车运行约24.3万km。随后在其它动力车的车体上也出现了类似现象,裂纹位置结构如图1所示。

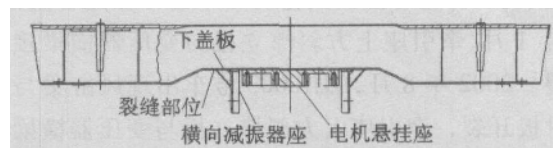


图1 枕梁上与横向减振器安装座连接部位的裂纹位置

仔细分析该部位的结构,认为产生该质量问题的主要原因如下:

(1)在车体底架枕梁设计时,没有考虑到电机的体悬产生的冲击力。在考虑牵引电机体悬产生的冲击力和横向减振器产生的冲击载荷后,计算出枕梁受到最大应力为239 MPa,主横梁上最大应力为275 MPa,均超过了母材230 MPa的许用应力。

(2)由于车体轻量化的要求,车体枕梁采用了薄板结构,有些局部焊缝没有焊透。

1.2 现场彻底整治方案

在枕梁的两侧面立板上贴焊压型角钢,下盖板下贴焊压型钢板和加强块,减小下盖板的过渡部位,使下

收稿日期:2004-08-31

作者简介:陈喜红(1968-),男,高级工程师,1993年毕业于重庆大学机械专业,工学硕士,现从事轨道车辆的设计工作。

部比较平坦,减小应力集中;缩短横向减振器安装座的高度,从而减小安装座与枕梁下盖板连接部位的受力和应力。彻底整治改造后的结构见图2。

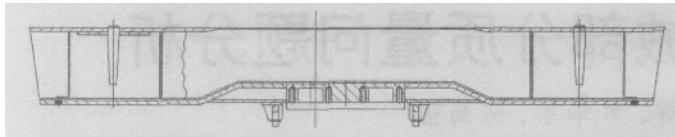


图2 车体底架横向减振器安装座连接部位的彻底整治方案

经过加强改造,枕梁附近结构的有限元计算结果为:所有部位(包括原开裂部位)的应力均在100 MPa以下。

1.3 整治改造的效果

从2001年10月对8列车改造完毕后,单台动力车最长运行距离已达到120万km,在车体底架横向减振器安装座连接部位及枕梁附近没有出现裂纹。

1.4 今后新造动力车的方案

适当增加枕梁两侧面立板和下盖板的厚度,增加下盖板过渡部位的圆弧,使下部比较平坦,减小应力集中;缩短横向减振器安装座的高度;提高焊接质量,将焊缝焊透。

2 车体底架牵引座裂纹的整治

2.1 产生裂纹的具体部位

2001年9月30日,DJJ10001号动力车在运行约24.3万km后,牵引座斜加强板与纵向梁连接处产生横向微小裂纹,随后检查其它动力车也存在这种现象。2002年1月,牵引座上方斜撑立板与变压器横梁接口处开裂。2002年8月,DJJ10003号车出现风缸梁与横梁间封板开裂,牵引座上方斜撑立板与变压器横梁下盖板的连接焊缝开裂,与牵引座斜撑相连的纵梁开裂,开裂位置如图3所示。2002年12月22日晚,DJJ10001号车I位端中间纵梁两侧腹板下部出现纵向向上裂纹,并于24日晚发现其裂纹长度较长,且在II位端新增槽形纵梁与主横梁之间立柱的下腹板焊缝开裂。

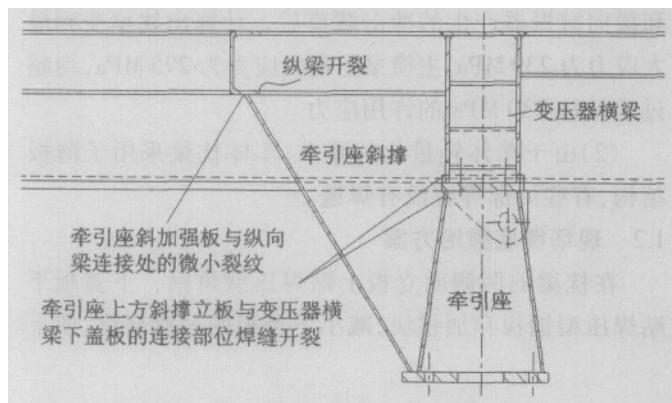


图3 车体底架牵引座附近区域的裂纹部位

2.2 产生裂纹的主要原因

首次的裂纹为疲劳损坏。根据最初的强度计算结果,起始牵引力为211 kN时,裂纹发生部位的局部计算应力值为174 MPa,未超过材料的疲劳许用应力值230 MPa。在随后历次出现的裂纹中,主要是由于在工厂制造和在段改造时,许多焊缝没有焊透,焊接收弧处理不好,以及有的焊缝没有焊接而产生应力集中源,诱发裂纹并扩展。为了彻底弄清牵引座附近区域出现裂纹的结构设计上的原因,在2002年9月和10月进行了两次车体和转向架的动应力测试试验。

根据试验数据分析认为,在牵引座附近区域多次发生裂纹的原因有两点:一是在实际运行中牵引座所受到的作用力远大于牵引特性曲线上所确定的牵引力;二是牵引座在施加牵引力时存在附加扭矩或扭振。

在线路动应力试验数据中取同一时间段的牵引杆纵向、牵引座下方背面的垂向(对应于牵引杆纵向)和牵引座下方背面横向的测试点的应力图分别如图4,图5和图6所示。

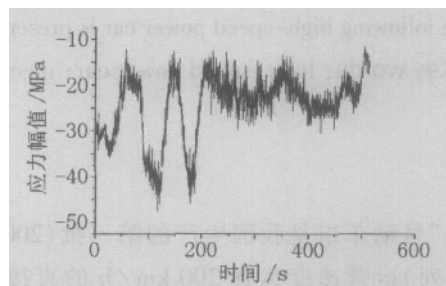


图4 牵引杆上纵向测试点的应力值

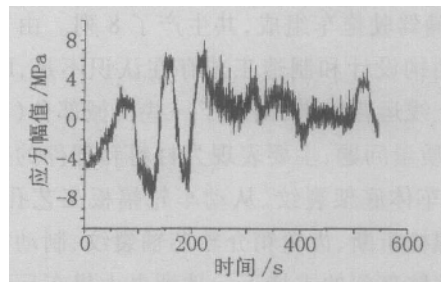


图5 牵引座下方背面垂向测试点的应力值

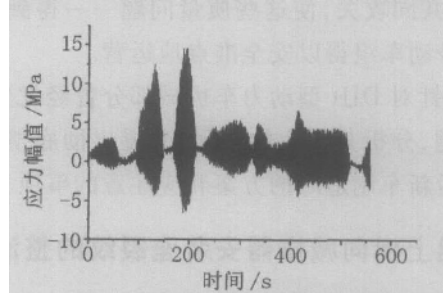


图6 牵引座下方背面横向测试点的应力值

对比图4、图5和图6可知,牵引座的纵向应力值与牵引杆所传递的应力值同步并相对应。但同时,牵引座产生了一个回转的发散振荡的并且不能很快衰减的

作用力,从而带动并加速变压器横梁与主横梁之间的中间纵梁、牵引座斜撑立板、主横梁与风缸梁之间的连接部位等区域多次发生疲劳裂纹。

对车体枕梁电机吊挂位置、车体牵引座、车体纵向辅助梁、牵引拉杆、转向架构架牵引端梁、齿轮箱体、空心轴托架等部位的动应力进行频谱分析表明,均存在一个6 Hz的主频。由此确认从牵引力传递到牵引座的横向应力异常以及产生的附加转矩或扭振,都与该6 Hz的主频有关。

2.3 现场彻底整治方案

将原风缸梁、牵引座附近的斜撑、斜撑加强梁等去掉,增加一箱形横梁,并在该箱形梁和变压器横梁之间的下部另外增加纵梁,重新设计牵引座斜撑,在牵引座的两侧面各增加一块筋板。其它各梁根据箱形梁和斜撑进行变更。

对彻底整治方案进行强度计算表明:静载工况下在牵引座附近区域的最大应力值为75.6 MPa,起动牵引工况下为160.7 MPa,持续牵引工况下为141.7 MPa,且均位于变压器梁与中间小纵梁交接处。在转向架纵向3g冲击工况下,牵引座附近区域的最大应力值为308.6 MPa,位于变压器梁与边梁交接处。改造后的方案满足使用要求,完全解决了牵引座附近区域的裂纹问题。

2.4 整治改造的效果

从2003年1月开始改造,到目前为止,单台动力车最长运行距离已达到120万km,在车体牵引座附近区域基本上没有再出现过裂纹。

2.5 今后新造动力车的方案

适当增加变压器横梁立板和盖板的厚度。在牵引座斜撑上方增加箱形梁,重新设计牵引座。适当增加枕梁、箱形梁与变压梁之间的纵梁,以利于牵引力的传递,避免局部应力集中和局部共振现象。提高焊接质量,将焊缝焊透。

3 车轮裂纹的彻底整治

3.1 产生裂纹的具体部位及原因

DJJ1型动力车的主动车轮幅板上有6个 $\Phi 54$ mm主动车轮传力销孔和6个 $\Phi 80$ mm工艺孔,工艺孔主要是方便空心轴传动装置的组装及检修。而在从动车轮幅板上,有12个 $\Phi 80$ mm的工艺孔。2002年12月24日晚,DJJ10008号动力车库检时发现1位从动车轮(累计走行约17万km)有一工艺孔出现裂纹。在随后的普查中,先后发现DJJ10008号车4位从动车轮(累计走行368 659 km)、DJJ10002号车2位和4位从动车

轮(累计走行469 758 km)、DJJ10007号车4位从动车轮(累计走行446 988 km)共5个车轮有6条穿透性裂纹,长35~80 mm,裂纹均指向车轮踏面。

根据对主动车轮的7个工况的有限元强度分析计算表明:工艺孔处最大应力为124 MPa,安全系数7.5,满足静强度要求。动应力测试结果为工艺孔处最大应力为45~55 MPa。从动车轮疲劳强度分析表明:在有工艺孔情况下,孔边疲劳强度最低;无工艺孔时该位置疲劳强度较高,工艺孔降低了车轮的疲劳强度。在有工艺孔的情况下,车轮各点的安全系数均较大,即使是孔边其安全系数也达到了2.17;在无孔的情况下,安全系数达到了4.52。由此说明车轮结构设计的疲劳强度是能够满足要求的。

对裂纹车轮进行断口分析表明:裂纹为穿晶裂纹,断口形貌为典型的疲劳裂纹,对裂纹起始位置进行观察,并未发现明显缺陷,如夹杂、组织异常等;工艺孔表面非常粗糙,有明显的加工痕迹,仔细观察表面处的显微组织可见约为0.5 mm厚的塑性变形层。

检查所有DJJ1型动力车发现,车轮工艺孔粗糙度均大于Ra12.5,未达到图纸的规定要求,并且有明显的加工刀痕,倒角不符合图纸要求。

裂纹均发生在从动车轮的1~2个工艺孔,其主要原因在于从动车轮有3个孔在装配车轮用于反压试验时,使工艺孔产生了损伤,裂纹得以萌生并扩展。

可见,车轮裂纹是在有加工缺陷情况下的疲劳裂纹。如加工不当,使得孔边存在毛刺、锯齿等,则极易形成疲劳源。

3.2 现场彻底整治方案

对未产生裂纹的车轮的所有工艺孔进行打磨及抛光处理,保证孔的粗糙度为Ra1.6~3.2,对工艺孔倒角R3~R5,处理完后进行探伤检查。

3.3 新造车轮的方案

为了进一步提高车轮的安全可靠性,将DJJ1型动力车转向架车轮取消工艺孔。

3.4 整治改造的效果

2003年1月前已对所有在线运营的动力车车轮按现场彻底整治方案进行处理;并于2003年底前已将所有的车轮更换为无工艺孔的车轮。至今,单台动力车最长运行距离已到120万km,没有再出现过车轮裂纹。

4 电机悬挂螺栓折断的彻底整治

4.1 产生裂纹的具体部位及原因

2000年10月,DJJ10001号车在广深线进行线路综合试验时,2位电机悬挂螺栓有一颗折断,电机没有下

沉。2002年又陆续发生了3起DJJ1型动力车电机悬挂螺栓折断故障,并导致驱动装置的六连杆机构损坏。

DJJ1型动力车的电机悬挂采用半体悬式结构。电机与传动齿轮箱、托架、制动装置组成一整体,一端通过橡胶关节与车体连接一起,橡胶关节的安装面作成八字面,通过两个M24×2螺栓紧固;另一端连接托架、齿轮箱,用摆杆与转向架构架连接。电机与车体连接端悬挂结构见图7。

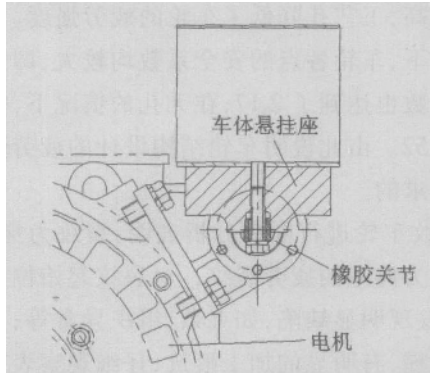


图7 电机与车体连接端的悬挂结构

从图7电机悬挂结构简图分析,如果八字面无间隙,螺孔垂直于安装面并位于八字面中心,橡胶关节两安装孔与车体安装座两螺孔符合图纸要求,则电机在运行过程中的纵向冲击力是由橡胶关节轴八字面承受,横向力由八字面上产生的摩擦力承受,纵向冲击力和横向力都不应传递到悬挂螺栓上,该悬挂螺栓只受垂向拉力。根据对该处的受力分析得:采用M24×2 8.8级螺栓,在不控制预紧力情况下安全系数为2.04,在控制螺栓预紧力情况下安全系数为1.77。可见在理想情况下,该螺栓是可以满足使用要求的。但通过对折断螺栓断口金相分析报告的诊断发现,该螺栓是属于弯曲疲劳折断。这表明该螺栓除受到垂向力外,还受到了较大的弯矩作用。引起螺栓受到弯矩作用主要有以下两方面:一是关节安装面与螺孔中心线不垂直;二是螺栓与车体安装座螺孔的丝口配合不良,造成螺栓受到挤压,使得螺栓受到弯矩作用,并且在可能存在较大预紧力的情况下,造成螺栓折断。

4.2 彻底整改方案

根据对牵引电机悬挂结构的分析,对DJJ1型动力车牵引电机悬挂系统进行了如下整改:

(1)改进电机悬挂结构。为避免螺栓装配时产生的附加弯矩,取消了弹簧垫圈,增加球形垫圈,尽量保证螺栓安装面与螺孔中心线垂直,以改善螺栓受力状态。

(2)更改螺栓的结构。由于螺栓断裂部位均在螺纹啮合的第一个齿,为了改善螺栓螺纹与车体悬挂座螺纹啮合处第一齿的受力状态,增大了螺纹与光杆的圆

弧半径,并将其完全埋入车体悬挂座的内螺纹里,以提高螺栓的疲劳寿命。

(3)更改螺栓材料,并进行调质热处理后采用滚压成型,使螺纹表层具有较高的残余压应力,疲劳性能显著提高。

(4)车体悬挂座加装钢丝螺套。其作用有:提高螺栓受力的均匀性,扩大螺栓丝扣受力的范围,减小螺栓承受的冲击力;在运用过程中出现异常导致螺母丝扣损坏时便于维修,可以提高螺栓锁紧的可靠性。

(5)改进电机安全托的装配及结构。

(6)加装螺栓折断报警装置。

4.3 整治改造的效果

2003年对所有DJJ1型动力车的电机悬挂螺栓进行了改造。到目前为止,单台动力车最长运行距离已达到120万km,没有再出现电机悬挂螺栓折断的现象。

5 牵引齿轮箱介轮芯轴裂纹的彻底整治

5.1 产生裂纹的具体部位及原因

2003年1月24日,在处理DJJ10007号车故障转向架(齿轮箱漏油严重)时,解体齿轮箱发现介轮芯轴在齿轮紧固连接板根部沿整个圆周出现裂纹(见图8),介轮轴承损坏,并导致齿轮箱体在该处有裂纹,齿轮箱在裂纹处漏油严重。

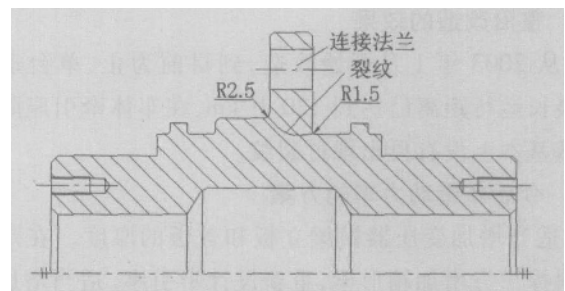


图8 原介轮芯轴方案图及裂纹位置

随后检查介轮芯轴,发现裂纹处的倒圆角不符合图纸要求(图纸要求是R2.5,而实物是凹下去的圆槽)。认为导致介轮芯轴裂纹的根本原因是该处的圆角不符合图纸要求,介轮芯轴裂纹导致了轴承的损坏,进一步使齿轮箱开裂。

断口分析表明:裂纹面上有清晰的贝壳线,属于疲劳裂纹性质,疲劳源于齿轮紧固连接板根部整个圆周退刀槽,那儿有许多肉眼可见的放射状台阶,是应力集中和疲劳裂纹萌生的标志。

金相检查表明:按GB10561-93《钢中非金属夹杂物显微评定方法》评定,介轮芯轴材料属合格级别。除齿轮紧固连接板外圆沿径向约20mm厚度全部属调质组织(索氏体和大量针条状铁素体)外,其余区域基

本上是网状铁素体和片状珠光体,保持锻后缓冷或退火热处理状态。特别是齿轮紧固连接板根部仍有较多的铁素体。

化学成分检查按 GB3077-88 检查符合要求。但硬度及力学性能不符合要求。

介轮芯轴强度计算结果表明:应力的最大点均出现在芯轴与轮盘连接法兰靠轮盘侧的倒圆处,最大应力为 93.1 MPa。从计算结果看,加大圆弧倒角对最大应力下降有较好的效果,齿轮的偏载对最大应力也有一定的影响。从总体来看,应力并不是很大,且应力较大的区域也较小。

5.2 彻底整治方案

在设计方面,增加连接法兰的壁厚,将组装结合部圆角的半径加大,提高圆角处粗糙度,取消沉槽,提高内孔粗糙度,材料由 45 号钢改为强度高、淬透性好的合金结构钢。

在制造和工艺方面,锻造后进行完全正火处理;在调质处理时除达到要求的硬度外,也必须达到相应的机械性能;应进行探伤检查,确保齿轮轮盘和芯轴的合理配合间隙。

彻底整治方案的强度计算表明:应力的最大点出现在芯轴与轮盘连接法兰靠轮盘侧的倒圆处,最大应力为 78.5 MPa,比原设计的最大应力值 93.1 MPa 有所降低。

5.3 整治改造的效果

在 2003 年已对所有的动力车的介轮芯轴进行了换新。到目前为止,单台动力车最长运行距离已达到 120 万 km,介轮芯轴没有再次出现裂纹。

6 转向架制动横梁裂纹分析及处理

6.1 产生裂纹的具体部位及原因

2003 年 3 月 4 日在库检 DJJ10002 号车(已经运行 524 700 km)时发现左 3 位制动横梁上梁体与下梁体连接焊缝处有裂纹(见图 9)。随后进行普查又发现 DJJ10008 号车(已经运行 431 700 km)左 4 位和右 2 位、DJJ10007 号车(已经运行 489 200 km)右 2 位制动横梁同样位置出现裂纹,其他动力车未发现裂纹。

根据对制动横梁的静强度及疲劳强度计算分析表明:在各工况下的最大复合应力不大于 68 MPa,均远

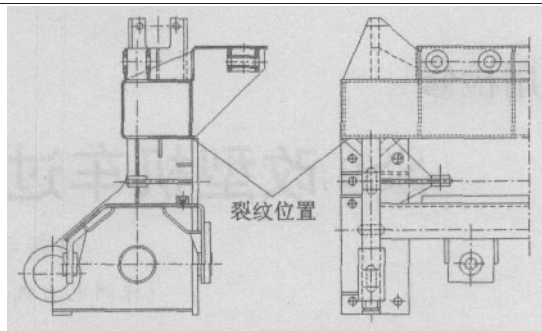


图 9 裂纹发生的位置

小于材料疲劳强度极限 230 MPa,静强度满足要求,并且发生裂纹处的应力在各种工况下均不是最大。计算在各工况下各点平均应力及应力幅值,按 Goodman 曲线进行疲劳强度评估,制动横梁疲劳强度满足要求。

制动横梁的焊接为上下梁体分别焊好后再组焊,然后再整体加工。由于焊接尺寸精度不够,发生裂纹处背面的焊角(见图 10)在整体加工时被加工掉,而裂纹处焊缝未开坡口,焊角高度又不够,并且焊缝未熔合,在动力车运行过程中因振动而发生微小裂纹。

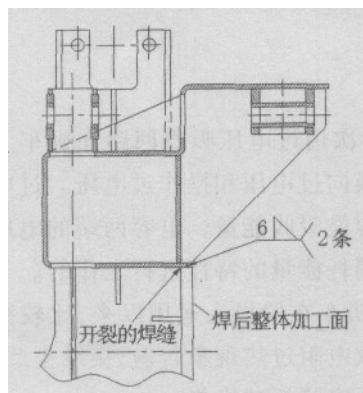


图 10 裂纹背面的焊角

6.2 整治方案

现场将制动横梁裂纹处焊缝打磨掉,并且在该处下梁体打磨出一坡口,然后焊接,保证焊角高度为 6~8 mm,焊后进行探伤检查。在当时以该应急方式维持动力车的运营。结合 DJJ1 型动力车回厂中修,将制动横梁换新,修改局部结构,保证焊缝焊透,确保背面焊角不被加工掉。

参考文献:

- [1] 陈国胜,张红军. DJJ1 型电动车组(“蓝箭”号)动力车转向架的开发[J]. 电力机车技术, 2002 (3)