

K13NK型石砟漏斗车静态闸瓦压力试验不合格原因分析及解决方案

王莹, 李志乾, 张岩, 米鑫

中车石家庄车辆有限公司 河北石家庄 050000

摘要: 针对K13NK型石砟漏斗车在试修过程中存在的静态闸瓦压力试验不合格的问题, 进行分析研究, 提出改进建议。

关键词: K13NK; 静态闸瓦; 压力试验; 制动率; 闸瓦压力

1 序言

静态闸瓦压力试验能真实地反映铁路货车的制动能力, 可验证制动系统设计的合理性, 检验车辆的制造质量。同时引入制动率, 用单位质量的闸瓦压力表示铁路货车的制动力, 也是衡量制动能力大小的重要参数^[1]。通过静态闸瓦压力试验检测, 核算空、重车工况下的铁路货车制动率, 其目的是为了保证空车制动时不出现制动缓解不良现象, 重车制动时能在规定的距离内制动, 以确保制动安全。

为确保货车实际制动能力达到设计要求, 《关于印发〈铁路货车静态闸瓦压力试验〉技术条件(试行)的通知》(运装货车[2004]370号)文件要求铁路货车应按以下要求进行静态闸瓦压力的检测。

1) 首辆新车型厂修车辆、制动系统的修理工艺有较大改变或该车型中断修理2年后重新开始厂修的铁路货车, 抽取2辆样车进行静态闸瓦压力试验检测。

2) 铁路货车静态闸瓦压力试验检测应在单车试验合格后进行。

3) 制动主管达到定压500kPa后减压40~50kPa, 检查所有闸瓦应与车辆踏面贴靠(被测闸瓦压力 $\geq 200\text{N}$)。

4) 制动主管达到定压500kPa后减压200kPa, 检测并记录闸瓦压力。根据实测的闸瓦压力计算货车制动率和平均闸瓦压力, 货车制动率为全车实测

闸瓦压力之和除以货车重力(空车取车辆的标记自重, 重车取车辆标记自重与标记载重之和), 以百分数表示, 平均闸瓦压力为每辆铁路货车全部被测闸瓦压力之和除以被测闸瓦的数量, 单位为kN。

5) 重车工况下, 每辆被试铁路货车的单块闸瓦压力与全车闸瓦压力的平均值偏差为: 通用货车应 $\leq \pm 12.5\%$, 每辆车允许有一块闸瓦的压力值超过该值; 专用货车应符合相应的技术条件的规定。

2023年3月, 中车石家庄车辆有限公司试修K13NK型石砟漏斗车, 试修完成后须按要求进行静态闸瓦压力试验。在静态闸瓦压力试验的过程中, 制动主管压力达到500kPa后, 减压40~50kPa, 被测闸瓦压力均 $< 200\text{N}$, 其中4块闸瓦压力显示为零。制动主管达到定压500kPa后, 分别在空车和重车工况下减压200kPa, 静态闸瓦压力试验均不合格。

为确保试验结果无车辆配件加工和组装定位误差造成制动系统卡滞、制动力传递中损失的影响, 对车辆底架附属件、基础制动配件的加工尺寸及组装定位尺寸均进行了核实, 车辆底架附属件及基础制动配件的加工及组装均符合图样要求。

2 初步分析

经图样方案与现车对比识别, 现车制动方案为TYH134B-80A-00-000, 方案应用的斜杠杆组成图号为TYH131-80-00-300, 图样设计空车制动率为

26.9%、重车制动率为18%，现车装用的斜杠杆等基础制动配件，以及静态闸瓦压力试验中运用的空车制动率、重车制动率等车辆参数均符合图样设计要求。车辆进行单车试验时，空车位、重车位制动缸压力均符合《铁路货车厂修规程》^[2]（TG/CL 110—2018）的标准要求，单车试验合格。

静态闸瓦压力试验是分别在小减压量、空车和重车工况下，通过在车辆闸瓦上加装压力传感器采集各个工况下的闸瓦压力，小减压量时被测闸瓦压力 $\geq 200\text{kN}$ ，空车及重车工况下用实测闸瓦压力之和/货车重量（空车取车辆的标记自重，重车取车辆标记自重与标记载重之和）来测算制动率，与系统输入的理论计算空车制动率、重车制动率进行比较，进而判断车辆的制动力是否符合要求^[3]。因此分析车辆静态闸瓦压力试验的原理，从闸瓦压力值及空车制动率、重车制动率几方面进行分析比较，以研究静态闸瓦压力试验不合格的原因。

1) 理论计算制动时小减压量、空车及重车工况时的闸瓦压力，将理论计算闸瓦压力值与静态闸瓦压力试验实测值进行对比，具体数值见表1。

表1 理论计算闸瓦压力值与静态闸瓦压力试验
实测值对比（单位：kN）

不同工况	小减压量	空车	重车
理论计算闸瓦压力值	22.12	50.56	140.02
静态闸瓦压力试验实测值	3.5	16.6	116.9

通过上述数值对比分析发现，制动时制动缸压力即制动缸推杆的制动力经过基础制动系统传递和分配之后，大部分的制动力损失，未传递到闸瓦，造成静态闸瓦压力试验不合格。

2) 理论计算空车制动率及重车制动率，与图样设计空车制动率、重车制动率进行比较。闸瓦压力的计算公式为

$$K = \pi d_z^2 P_z \eta_z \gamma_z / (4 \times 10^6) \quad (1)$$

式中， K 为闸瓦压力（kN）； d_z 为制动缸直径（mm），大小为254mm； P_z 为制动缸压力（kPa），重车压力按360kPa取值，空车制动缸压力按160kPa取值； η_z 为基础制动装置传动效率，空车取0.65，重车取0.8； γ_z 为全车制动倍率，设计值为9.6。

制动率 = 闸瓦压力之和/货车重量（空车取车辆的标记自重，重车取车辆标记自重与标记载重之

和，自重设计值为23t、载重60t，因此可以计算得出：空车制动率为22.43%，重车制动率为17.2%。

在静态闸瓦压力试验系统中，制动率合格的判定标准为空车制动率不大于理论计算空车制动率，且不小于理论计算空车制动率下限值，重车制动率不小于理论计算重车制动率，且不大于理论计算重车制动率上限值。空车工况下，理论计算制动率的下限为16.82%；重车工况下，理论计算制动率的上限值为18.17%。理论计算制动率、设计制动率与实测制动率比较见表2。

表2 理论计算制动率、设计制动率与实测制动率对比（%）

工况	空车	重车
理论计算制动率	22.43	17.2
理论计算制动率限值	16.82	18.17
设计制动率	26.9	18
系统实测计算制动率	10.88	16.08

通过上述理论计算制动率及设计制动率与实测制动率对比分析可见，设计制动率与理论计算制动率不符，且静态闸瓦压力试验系统通过实测闸瓦压力测算的制动率不符合制动率合格判定标准，因此，静态闸瓦压力试验结果判定不合格。

3 解决方案

经与K13NK型车制动方案TYH131JXA-80-00-000进行对比，两种制动方案所用的制动缸规格、制动杠杆等基础制动系统尺寸均一致，但制动方案TYH131JXA-80-00-000所用的斜杠杆图号为TYH131-80-00-300，图样技术要求中第9条“如原车斜杠杆组成与图号为TYH131JX-80-01-000的斜杠杆组成孔距尺寸不符时须换装”。图号为TYH131-80-00-300的斜杠杆组成与图号为TYH131JX-80-01-000的斜杠杆组成的孔距尺寸相差40mm，且设计空车制动率为22.3%、重车制动率为17.2%，与理论计算空车制动率及重车制动率相符。

因此，研究将试修车斜杠杆组成TYH131-80-00-300更换为斜杠杆组成TYH131JX-80-01-000，空车制动率、重车制动率改为符合制动方案TYH131JXA-80-00-000的空车制动率及重车制动率进行静态闸瓦压力试验，实测闸瓦压力测算制动

率,符合静态闸瓦压力试验系统制动率的合格判定标准,静态闸瓦压力试验合格。理论计算闸瓦压力值与静态闸瓦压力试验实测值见表3,理论计算制动率与实测制动率对比见表4。

表3 理论计算闸瓦压力值与静态闸瓦压力试验实测值对比 (单位: kN)

工况	小减压力	空车	重车
理论计算闸瓦压力值	22.12	50.56	140.02
静态闸瓦压力试验实测值	20.2	45.51	142.75

表4 理论计算制动率与实测制动率对比 (%)

工况	空车	重车
理论计算制动率	22.3	17.2
理论计算制动率限值	16.82	18.17
系统实测制动率	20.19	17.55

4 结束语

通过现车静态闸瓦压力试验及理论计算分

析, K13NK型石砟漏斗车的制动率通过静态闸瓦压力试验系统的实测计算值与理论分析计算值一致, 因此建议K13NK型石砟漏斗车制动方案为TYH134B-80A-00-000的车辆在厂修时换装为TYH131JX-80-01-000的斜杠杆组成, 静态闸瓦压力试验时采用符合制动方案TYH131JXA-80-00-000的空车制动率及重车制动率, 即空车制动率为22.3%、重车制动率为17.2%, 以保证车辆闸瓦压力符合设计要求, 从而使制动能力符合运用要求, 避免车辆在运行过程中因闸瓦压力不足而造成制动距离长或不能制动的情况, 保证铁路货车使用安全。

参考文献:

- [1] 李纲. 论静态闸瓦压力试验中制动率的限定值[J]. 轨道交通装备与技术, 2019 (4) : 21-23.
- [2] 中国铁路总公司. 铁路货车厂修规程: TG/CL 110—2018[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2019.
- [3] 黄毅, 陈雷. 铁路货车检修技术[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2010.

MW 20241005

(上接第83页)

(见图4), 则 $233.342 - 1.05 = 232.292$, 将差值232.292写入图6所示界面中的第一个34090参数中。

7) 写入新值后, 按侧边软键, 设MD有效, 随后NCK复位重启机床或断电重启。

8) 机床重启后, 各轴再次回参考点。

9) MDI模式下, 运行G0 A0 C0及SPOS=0语句。使机床处于换刀姿态, 此时主轴位置即为补偿后的新的零位角度位置。

10) 如图7所示, 将角度测量仪再次吸到主轴刀



图7 调整补偿后角度测量仪显示的角度

柄矩形豁口处, 观察显示值, 此时应为 0° 。

11) 如果调整后仍有微小角度偏差, 则重复以上步骤, 进行精确补偿。如没有偏差, 则主轴零位调整完毕^[3]。

4 结束语

通过现场调试效果来看, 采用角度测量仪定量调整主轴角度, 比靠经验目测调整主轴角度的效率更高, 质量更好。现在此方法已经广泛应用在主轴维修调整现场, 深受维修人员的欢迎和认可。

参考文献:

- [1] 徐开良, 霍蛟飞. 加工中心主轴准停角度的调整[J]. 机床与液压, 2013, 41 (2) : 51-52.
- [2] 西门子公司. Sinumerik 810D/840D简明调试指南技术手册[Z]. 2002.
- [3] 西门子公司. Sinumerik 810D/840D/FM-NC操作指南技术手册[Z]. 2001.

MW 20241028