

地铁车辆紧急制动响应故障 原因分析及改进措施

贺震, 方舟

(长沙市轨道交通集团有限公司 车辆部, 湖南 长沙 410000)

摘要: 为解决长沙市轨道交通2号线地铁车辆运营期间制动系统出现的“紧急制动响应故障”, 对故障现象进行了原因分析, 指出故障原因为保持制动转紧急制动时中继阀的预控压力低于紧急制动目标压力, 快速制动转紧急制动时中继阀的预控压力高于紧急制动目标压力, 对此提出了具体的改进措施。

关键词: 地铁车辆; 制动系统; 紧急制动响应故障; 变载荷阀

中图分类号: U231; U269.6 文献标识码: B
doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2016.05.029

0 引言

长沙市轨道交通2号线地铁列车采用的制动系统中车西屋公司生产的ERV车控式制动系统, 其制动控制设备由一个模拟的摩擦制动系统构成, 该系统由车控电-空方式进行控制。核心部件主要是电子制动控制单元(EBCU), 包含制动控制和车轮防滑系统两大主要微机控制功能, 其余制动控制散件集中在制动模块中。相对于克诺尔公司生产的EP2002高度集成阀, ERV车控式制动系统在运营过程中存在故障率较高、维护工作量较大等弊端。长沙市轨道交通2号线地铁列车在正线运营过程中, 车辆HMI显示屏频繁出现“紧急制动响应故障”, 严重影响了地铁列车的运营质量。

1 故障概述

通过对长沙市轨道交通2号线列车控制及诊断系统数据分析发现, “紧急制动响应故障”主要出现在以下2个时间段:

①列车车辆停站时, 司机将主控手柄拉至快速制动位, 因列车模式丢失, 信号系统施加紧急制动。在

列车施加快速制动未缓解时施加紧急制动, 由于变载荷阀的机械特性, 导致中继阀的预控压力值高于紧急制动目标压力值, 制动系统报“紧急制动响应故障”。

②列车折返停站时, 司机在折返端将主控手柄拉至保持制动位, 然后将方向手柄拉至零位, 主控手柄拉至零位, 在列车施加保持制动未缓解时施加紧急制动, 由于变载荷阀的机械特性, 导致中继阀的预控压力值低于紧急制动目标压力值, 制动系统报“紧急制动响应故障”。

2 原理分析

2.1 制动系统施加和缓解气路原理

制动控制单元气路图如图1。

中继阀(RLY): 中继阀通过输入少量控制气流从而控制输出到单元制动器的气压。

紧急电磁阀(EMTMV): 得电时, EMTMV向EMTV的控制口提供制动风缸压力, 使其处在常用位。失电时, EMTMV将来自EMTV的控制输入压力排出, 使其变为紧急位。

紧急切换阀(EMTV): EMTV是先导气动阀。由EMTMV的先导压力控制紧急模式或常用制动模式。当EMTV有足够的先导压力作为控制输入时, EMTV便连通施加及缓解电磁阀到中继阀控制室的输出压力, 实现常用制动控制。当EMTV没有先导压力时, EMTV向中继阀控制室供应实现紧急制动控制的调节压力, 该调节压力经由变载荷阀进行调整。

大流量制动电磁阀(AMVH)和小流量制动电磁阀(AMVL): 其得电和失电由制动控制单元控制, 增加或保持通往中继阀的制动缸控制压力。

大流量缓解电磁阀(RMVH)和小流量缓解电磁阀(RMVL): 其得电和失电由制动控制单元控制, 减小通往中继阀的制动缸控制压力。

2.2 制动施加和缓解流程

2.2.1 紧急制动施加

紧急电磁阀失电, 变载荷阀输出压力直接输入到

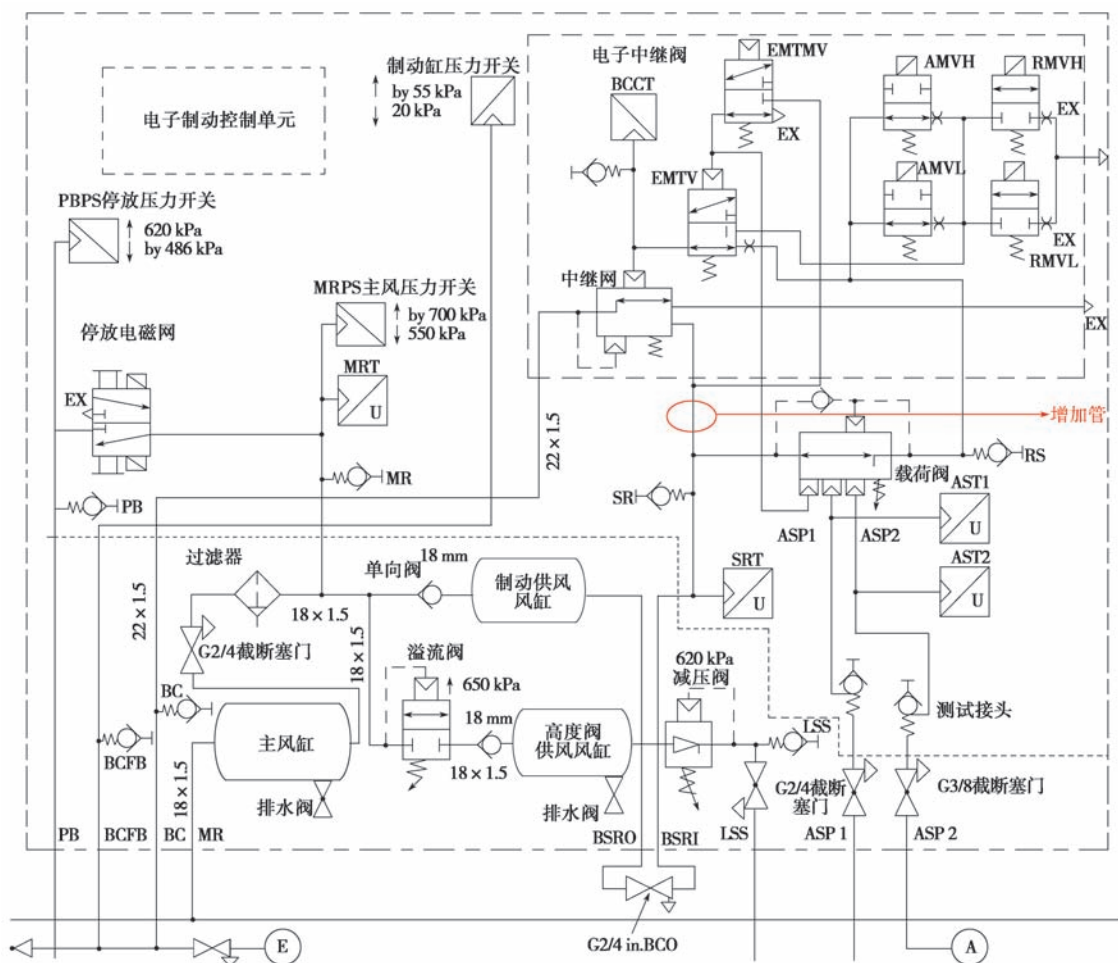


图 1 制动控制单元气路图

中继阀的预控压力口（红色），中继阀输出为紧急制动压力。空气流向见图 2。

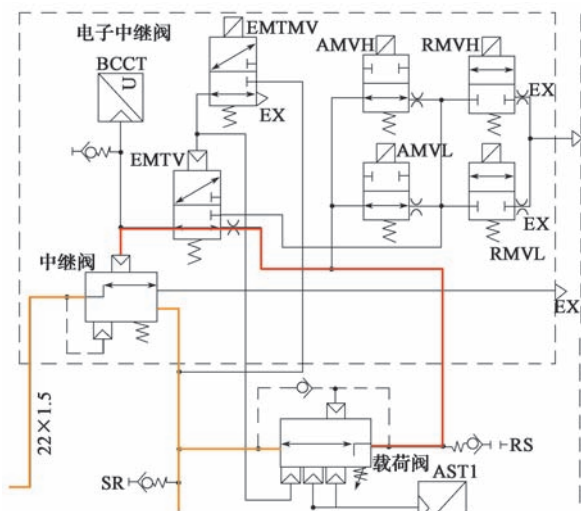


图2 紧急制动施加空气流向图

2.2.2 常用制动施加

紧急电磁阀得电时, 载荷阀输出压力通过制动电磁阀和缓解电磁阀进行调节, 形成预控压力(红色)输入到中继阀, 达到控制制动缸压力的目的。空气流向见图 3。

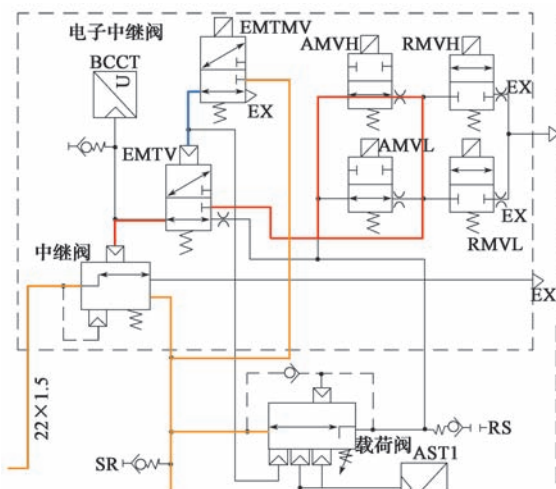


图3 常用制动施加空气流向图

2.2.3 制动缓解

紧急电磁阀得电时,制动电磁阀和缓解电磁阀同时得电,对中继阀预控压力(蓝色)和制动缸压力(绿色)进行排放。空气流向见图4。

2.3 变载荷阀结构及工作原理

制动系统变载荷阀采用固定斜率比（空簧压力 / 输出压力）的压力平衡阀。其固定斜率是靠内部活塞各个作用面的面积的比值来实现的。具体结构如图 5。

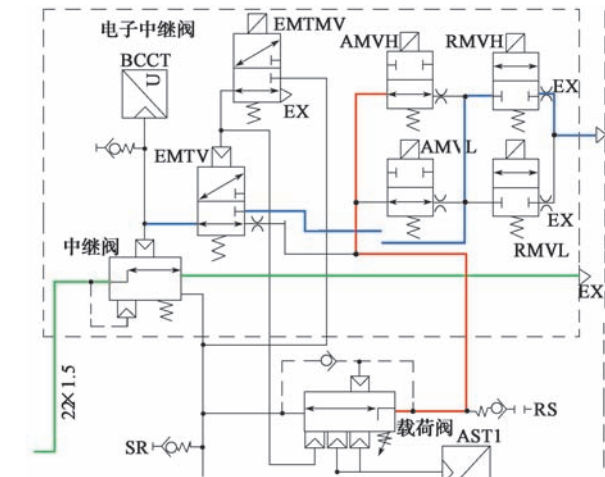


图 4 制动缓解空气流向图

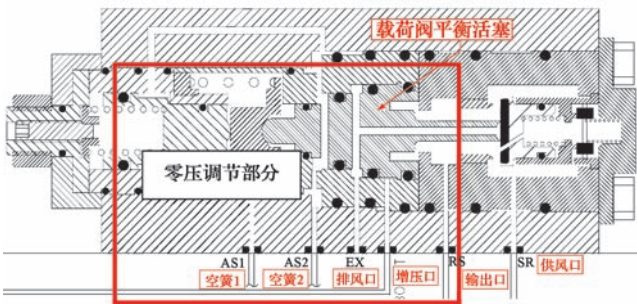


图 5 载荷阀截面图

正常工作状态下，空簧 1 和空簧 2 的压力均来自于空簧，增压口压力来自于总风提供一个额外的增压。这 3 个压力推动载荷阀平衡活塞向右运动（如图 5），顶开底部阀芯，供风口和输出口开始导通，总风压力开始往输出口充风；当输出口的压力开始上升直到其压力足够推动载荷阀平衡活塞向左运动，底部阀芯也随之向左运动直到顶到阀座上，将供风口与输出口隔离，供风口不再向输出口增压，这样输出口压力就达到并稳定在某个压力值。这个压力值与空簧 1 和空簧 2 和增压压力形成平衡。

2.4 变载荷阀输出压力与空簧的关系

当车辆施加紧急制动时，增压口压力在紧急电磁阀失电时被排出，这时输出口压力仅与空簧 1 和空簧 2 形成平衡，即紧急制动压力仅与空簧的实际压力相关。当空簧压力增加时，输出口压力也会增加，空簧压力减小时，输出口压力也随之减小，始终处于平衡状态。

变载荷阀输出紧急制动压力应与转向架 1 和转向架 2 的 2 个空簧压力平均值对应，在 AW0~AW3 工况下，空簧压力越大，变载荷阀输出压力也就越大。在 0~AW0 工况下，变载荷阀输出压力为恒定值。对应关系如图 6 所示。

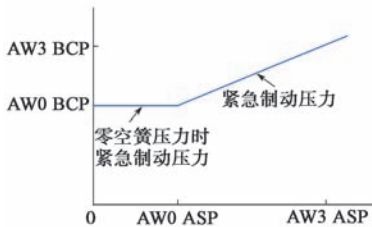


图 6 紧急制动压力输出与空簧压力关系图

2.5 紧急制动响应故障判断逻辑

紧急制动工况下制动系统输出压力如表 1。

表 1 紧急制动工况下制动系统输出压力表 kPa

载荷	Tc 车紧急制动压力	M 车紧急制动压力
AW0	276	303
AW2	376	415
AW3	406	446

紧急制动压力监控分为 3 级：

- ①紧急制动控制压力响应故障（严重，报红）；
- ②紧急制动输出故障（中等，报黄）；
- ③紧急制动响应故障（中等，报黄）。其中紧急制动控制压力响应故障对应的是在 600 ms 以内紧急压力必须达到目标值 50% 以上。紧急制动输出故障对应的是在 800 ms 以内紧急压力必须达到目标值 50% 以上，且 EBCU 对紧急制动压力输出 3.5 s 不得超出目标压力 42 kPa。紧急制动响应故障对应的是 EBCU 对紧急制动压力输出 3.5 s 不得超出目标压力 28 kPa。

3 原因分析

3.1 保持制动转紧急制动时中继阀的预控压力低于紧急制动目标压力

假设列车紧急制动目标压力为 300 kPa，保持制动压力为 150 kPa，增压口压力为 70 kPa，根据变载荷阀的压力调平原理，此时变载荷阀 RS 口的即时输出压力等于紧急制动目标压力与增压口压力之和，即 300+70=370 kPa。当保持制动转紧急制动时，由于 RS 口与中继阀预控口导通，RS 口的即时输出压力将与保持制动压力叠加，但由于中继阀阀腔容积为变载荷阀的阀腔容积 3 倍，假设 P_1 等于保持制动压力， P_2 等于 RS 口的即时输出压力，中继阀容积 V_1 与变载荷阀容积 V_2 比值为 3:1，计算公式为：

$$W = PV = \frac{P_1V_1 + P_2V_2}{V_1 + V_2} \tag{1}$$

式中： P_1 —保持制动压力； P_2 —紧急制动压力 + 增压口压力； V_1 —中继阀容积； V_2 —变载荷阀容积； V —中继阀容积 + 变载荷阀容积。

代入参数，通过计算得出列车由保持制动转紧急制动时，中继阀最终预控压力 W 为 205 kPa，低于紧急制动目标压力 300 kPa，与实际现象相符。

实际中，变载荷阀输出口压力应随时响应紧急制动压力需求，但是在各种制动模式之间进行切换时，载荷阀平衡活塞需要克服 3 个 O 型圈的摩擦阻力来达到新的平衡，并且，静摩擦阻力一般都要大于动摩擦阻力。因此，当车辆在保持制动（制动缸压力为 70%）切换到紧急制动时，由于紧急制动压力比保持制动压力大，变载荷阀活塞从制动初始位向右运动，在推动活塞由静止状态开始进入新的平衡点时，由于 O 型圈摩擦力存在，而推动力不足，使活塞无法完全复位，在 3.5 s

时不能及时响应准确的制动气压,因此最终出现紧急制动压力输出值低于当前载荷所需目标值的门槛值。

3.2 快速制动转紧急制动时中继阀的预控压力高于紧急制动目标压力

假设列车紧急制动目标压力为 300 kPa,快速制动压力即为 300 kPa,此时变载荷阀 RS 口的即时输出压力应为 $300+70=370$ kPa,当快速制动转紧急制动时,由于 PS 口与中继阀预控口导通,RS 口的即时输出压力将与保持制动压力叠加,但由于中继阀阀腔容积为变载荷阀容积的 3 倍,假设快速制动压力 P_1 为 300 kPa, $P_2=$ 紧急制动压力 + 增压口压力 = 370 kPa。

将参数代入式(1),通过计算得出列车由快速制动转紧急制动时,中继阀切换瞬间预控压力为 317.5 kPa,高于紧急制动目标压力 300 kPa,与实际现象相符。

当车辆在快速制动切换到紧急制动时,由于 RS 口蓄压力大于紧急制动压力,变载荷阀活塞由制动初始位向左运动,在推动活塞由静止状态开始进入新的平衡点时,由于 O 型圈摩擦力存在,而推动力不足,使活塞无法及时响应,导致多余气压无法快速从 EX 口排出,在 3.5 s 时不能及时响应准确的制动气压,因此最终出现紧急制动压力输出值高于当前载荷所需目标值的门槛值。

4 改进措施

目前长沙市轨道交通 2 号线车辆发生的紧急制动响应故障为紧急制动压力监控第三级,针对此情况做出了相关研究及改进措施。

①由于变载荷阀为机械结构形式,内部橡胶圈的

摩擦系数将会随运用时间的延长而发生变化,阀体内部润滑脂由于气候原因产生部分凝固,润滑作用下降,从而导致活塞无法及时回位,造成输出压力产生较大变化。因此,需要定期将变载荷阀输出压力调节到与目标值一致,从而改变变载荷阀左侧气压存储空间,加快气压响应速度,确保输出压力始终稳定。针对此项作业,车辆部检修车间可考虑列入定期修程中进行。

②将列车紧急制动输出压力判断公差由 ± 28 kPa 调整至 ± 42 kPa。目前,2 号线车辆 60 km/h 的紧急制动距离标称值为 118 m,根据故障模拟测试,将两节车变载荷阀紧急制动输出压力下限值调整至 50 kPa,此时,60 km/h 紧急制动距离为 115 m,调整后,紧急制动距离标称值满足性能要求。

5 结语

通过对制动系统工作原理及判断逻辑的分析^[1-2],得出紧急制动响应故障的原因,及时采取了调整输出值与软件更改的方式解决此问题,但根本原因为变载荷阀内部材质及设计结构缺陷。变载荷阀 O 型圈材质为丁晴橡胶,主要采用低温乳液聚合法生产,耐油性极好,耐磨性较高,耐热性较好,粘接力强。其缺点是耐低温性差、耐臭氧性差,绝缘性能低劣,弹性稍低。根据该材质的特性,O 型圈摩擦系数也会随温差的变化发生一定改变,因此,需要对 O 型圈材质及变载荷阀结构设计进行深入研究及改进。

参考文献:

- [1] 饶忠.列车制动[M].北京:中国铁道出版社,2011.
- [2] 吴荫岭,王孝延,田春.轨道交通车辆制动用中继阀的可靠性[J].西南交通大学学报,2009(3).
- [3] 张岳松,田长海,姜昕良,等.客运专线追踪列车间隔的检算[J].中国铁道科学,2013,34(5):120.
- [4] 李博,田长海.高速铁路列车时间间隔的计算方法[J].铁道运输与经济,2007,29(7):20.
- [5] Ingo A Hansen, Jorn Pachl. Railway Timetable & Traffic[M]. Hannover: Eurailpress I DW Rail Media(DW Media Group GmbH), 2008.
- [6] Goverde. Punctuality of Railway Operations and Timetable Stability Analysis[D]. Delft: Delft University of Technology, 2005.
- [7] Leaflet UIC406-Capacity[M]. Paris:International Union of Railways (UIC), 2004, ISBN-7461-0862-X.

(上接第 58 页)并推出其计算公式,最后通过 railsys 对模型进行校正,验证得出追踪间隔时间模型的合理性。

通过闭塞时间模型分析列车追踪间隔时间,其模型与现有国内的追踪间隔时间计算公式相比较,具有模块简单、可视性高等特点。

由于运营能力按照不同角度会有不同定义,本文参考 UIC406 国际铁路联盟的标准,将运营能力定义为“在一个规定的时间窗口内,可办理的列车运行线总数目”,这其中要考虑实际的路径混合和运营管理员的假设^[5];本文参考 Goverde 博士论文将运营稳定性定义为,在指定的路网中,由于外界因素的影响,导致列车延迟;不经过专门的调整,运行图也可以在一段时间范围内自动消除延迟的能力,即列车经受外界干扰后的自我调整能力^[6]。

参考文献:

- [1] 王瑞峰,高继祥.铁路信号运营基础[M].北京:中国铁道出



作者简介:汤永(1988-),男,硕士,工程师,主要从事列控信号系统软件设计。