

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.056

APM 车辆制动性能衰减研究

李卫强, 韩继生, 翟翠

(南京中车浦镇海泰制动设备有限公司, 江苏 南京 211806)

摘要: 针对 APM 车辆在运营和保养过程中出现部分车辆制动性能衰减问题, 建立 APM 车桥鼓式制动器制动力矩分析模型, 研究分析制动减速度衰减原因, 通过摩擦性能试验和 1:1 台架试验进行试验验证并提出解决措施, 已通过现车试验来验证解决措施的有效性。

关键词: APM; 制动性能; 衰减; 试验

中图分类号: U260.35 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)01-0276-04

Research on Brake Performance Attenuation of APM Vehicles

LI Weiqiang, HAN Jisheng, ZHAI Hui

(Nanjing CRRC Puzhen Haitai Braking Equipment Co., Ltd., Nanjing 211806, China)

Abstract: In order to identify the cause of the emergency brake reduction occurring in some vehicles in the process of operation and maintenance, an analysis model for the brake torque of APM vehicle's drum brake was established. The cause of the brake deceleration reduction was studied and analyzed, and through friction performance tests and 1:1 bench tests, experimental verification was carried out and a solution was put forward, whose effectiveness was verified by on-site testing.

Keywords: APM; brake performance; attenuation; test

0 引言

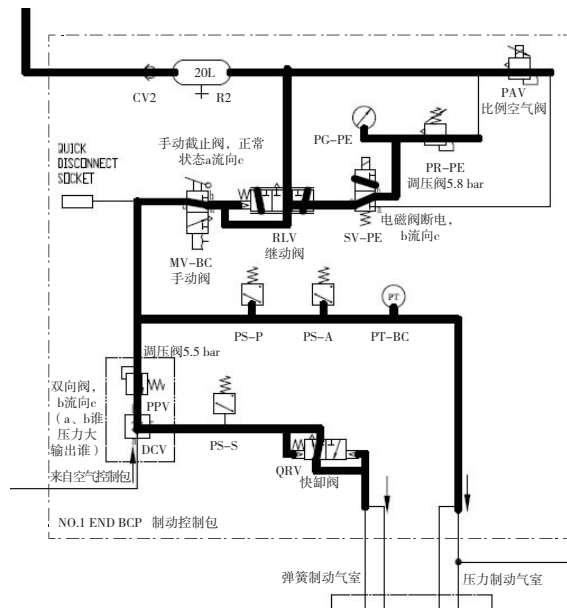
轨道交通 APM 特指: 利用橡胶轮胎走行, 有独立路权, 设专用导向机构, 并采用无人驾驶的运输系统, 属于中低运量自动导向的轨道交通系统。APM 车辆采用商用车车桥, 车轮采用橡胶轮胎, 制动执行机构采用鼓式制动器, 具有噪声小、振动小等优点, 目前已被广泛应用于上海、北京、广州、深圳、成都等国内大中城市的辅助干道或机场。前期 APM 车辆在运营和保养过程中出现部分车辆紧急制动减速度衰减问题, 为了进一步找出制动衰减原因并制定措施, 建立了 APM 车桥鼓式制动器制动力矩分析模型, 研究分析制动减速度衰减原因, 通过摩擦性能试验和 1:1 台架试验进行试验验证并提出解决措施, 最后通过现车试验验证了解决措施的有效性。

1 制动工作原理

APM 车辆制动系统采用电路控制的空气制动。紧急制动模式采用列车线断电, 紧急电磁阀失电, 压缩空气经调压阀调压后, 由继动阀流量放大, 经手动换向阀到压力制动气室, 压力制动气室

推动鼓式制动器形成制动力矩, 施加制动力 (图 1)。

经调查分析表明, 紧急制动调压阀设定压力未变化, 紧急制动控制压力值稳定, 紧急制动性能衰减与控制压力无关。



(a) 紧急制动气路

第一作者简介: 李卫强 (1984—), 男, 河北邯郸人, 高级工程师, 硕士, 研究方向为轨道交通制动系统设计及性能优化, weiqiang.168@126.com。

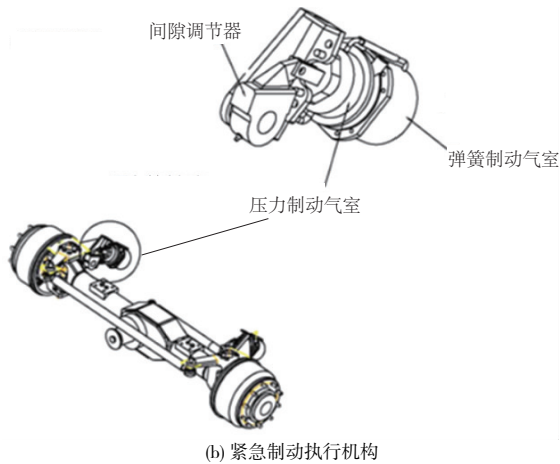


图1 紧急制动气路与执行机构

2 鼓式制动器制动力矩计算

2.1 制动器转动原理及力矩分析

鼓式制动器为S型渐开线凸轮机构,制动蹄在凸轮机构推动力作用下紧贴制动鼓,产生摩擦制动力矩。制动器运转原理如图2所示。

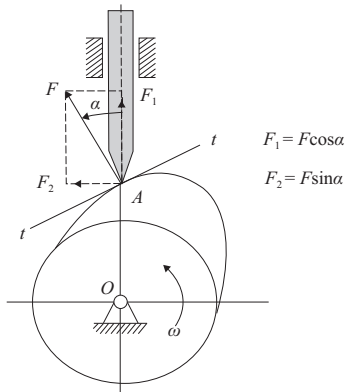


图2 制动器运转原理图

2.2 制动器制动力矩分析

根据汽车行业计算公式,通常采用制动器效能因数来计算制动力矩^[1],APM车桥制动力矩为

$$M_T = KPR \quad (1)$$

式中: M_T 为制动器制动力矩; K 为制动器效能因数; P 为促动力; R 为制动鼓半径。

制动力矩的大小很大程度上取决于制动器效能因数 K 的大小,S型鼓式制动器的受力图如图3所示。

根据我国汽车行业广泛采用的计算公式,制动蹄效能因数计算公式如下^[2]。

领蹄 K_{t1} 为

$$K_{t1} = \frac{a+c}{\frac{c'(\beta+\sin\beta\cos2\delta)}{4f\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\cos\delta} - \left(R-c'\sin\delta\cos\frac{\beta}{2}\right)} \quad (2)$$

从蹄 K_{t2} 为

$$K_{t2} = \frac{a+c}{\frac{c'(\beta+\sin\beta\cos2\delta)}{4f\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\cos\delta} + \left(R-c'\sin\delta\cos\frac{\beta}{2}\right)} \quad (3)$$

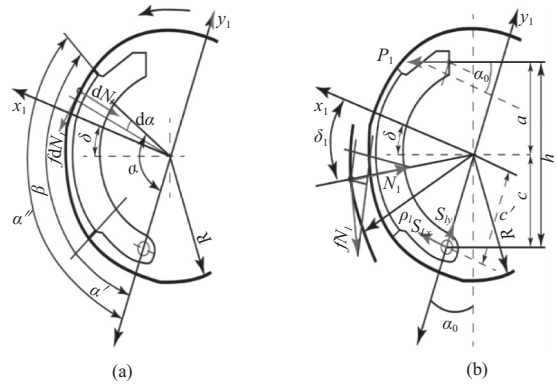


图3 制动器力矩分析

鼓式制动器总体制动效能因数如式(4)所示。

$$K = \frac{4K_{t1} \times K_{t2}}{K_{t1} + K_{t2}} \quad (4)$$

APM车辆鼓式制动器几何参数如表1所示。

表1 APM车辆制动器几何参数

参数	数值
R/mm	205
$\beta/(\circ)$	103.4
$\delta/(\circ)$	33.1
c'/mm	167.4
a/mm	165
c/mm	154

由APM车辆鼓式制动器公式,可得

$$M_T = \frac{2 \times (a+c)}{\left[\frac{c'(\beta+\sin\beta\cos2\delta)}{4f\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\cos\delta} \right]} \times R \times P \quad (5)$$

将APM车辆制动器参数带入式(5)可得

$$M_T \approx 0.94 \times f \times P \quad (6)$$

根据车桥力矩平衡公式,APM车辆制动力矩可以简化为

$$M_T = 3.45 \times f \times F \quad (7)$$

式中: M_T 为制动器制动力矩, Nm; f 为制动鼓与制动闸瓦间摩擦因数; F 为制动气室推出力, N。

2.3 制动器制动力矩衰减原因分析

根据 APM 车辆制动力矩简化公式分析, 制动鼓与制动闸瓦间摩擦因数、制动气室推出力与 APM 车辆制动力矩呈正比关系, 制动衬片摩擦因数减小或者制动气室推出力减小都会导致车辆制动力矩减小。制动的过程中, 制动气室推出力与推出杆长度有关。根据鼓式制动器结构及车辆安装状态分析, 制动推杆行程由以下几部分组成。

1) 自动间隙调整臂的自由行程

自动间隙调整臂的自由行程由自动间隙调整臂内部的蜗轮与蜗杆处间隙、单向离合器间隙等组成。根据 SAE J 1513 的规定, APM 车辆自动间隙调整臂的自由行程约等于 6.53 mm。

2) S 型凸轮轴的扭转变形产生的行程

制动气室的推杆通过间隙调整臂带动凸轮轴转动, 从而带动制动蹄转动并压向制动鼓产生摩擦制动力, 制动过程中凸轮轴近似为端部固定的受扭圆轴, 凸轮轴的圆周扭转变形产生了推杆行程。

凸轮轴扭转变形产生的推杆行程为 I_t , 则

$$I_t = \phi \times R = \frac{F \times R \times L}{G \times I_p} = F \times l^2 \times L / \left(G \times \frac{\pi \times D^4}{32} \right) \quad (8)$$

式中: F 为制动气室推出力, N; l 为间隙调整臂长度, m; L 为凸轮轴长度, m; G 为凸轮轴材料剪切弹性模量, Pa; D 为凸轮轴直径, m。

$F = 4.5 \text{ kN}$, $R = 110 \text{ mm}$, $L = 293 \text{ mm}$, 凸轮材料采用 40Cr, $G = 82.8 \text{ Pa}$, $D = 40 \text{ mm}$, 由此可得 $I_t = 2.3 \text{ mm}$, 即凸轮轴扭转变形产生的推杆行程为 2.3 mm。

3) 制动蹄鼓间隙与制动力矩

国内外安装自动调节臂的制动器设定蹄鼓间隙如表 2 所示。

表 2 蹄鼓间隙设定值			单位: mm
车型	调整臂长	总推杆行程	蹄鼓间隙
BENZ	R145	37.0	0.30~0.50
某车 A	R155	47.3	0.45~0.65
某车 B	R150	60.0	0.50~0.75

研究表明蹄鼓间隙与推杆行程密切相关(图 4)^[3]。根据表 2 和图 4 数据可以发现, 蹄鼓间隙对制动气室推杆行程影响明显。根据图 4 推算, 如将蹄鼓间隙由 0.50~0.75 mm 调整到 0.35~0.55 mm 时, 制动推杆行程则缩小 20%, 制动气室推出力可增加 10%。

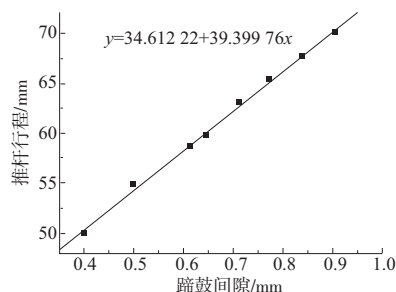


图 4 蹄鼓间隙与推杆距离关系

4) 制动气室固定支架受推杆反作用力变形产生行程

制动气室推杆的反作用力由制动气室固定支架承担, 如果气室固定支架的刚度较弱, 则推杆在反作用力的作用下运动, 带动整个气室(包括推杆)向推杆位移反方向运动, 造成推杆行程增大。

3 试验验证及现车调试

3.1 摩擦性能试验

为了验证新旧制动衬片摩擦因数变化情况, 采用德国 ATE-Krauss 模式试验机, 根据 GB/T 34007—2017《道路车辆制动衬片摩擦材料摩擦性能拖曳试验方法》, 在恒压力方式下开展了制动衬片性能试验, 试验过程和试验结论分别如图 5、图 6 所示。



图 5 制动衬片试验过程

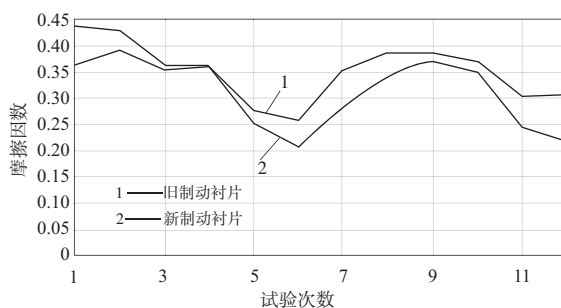


图 6 制动衬片摩擦性能试验结果

试验结论表明: 第 1 轮试验时, 新制动衬片摩擦因数高于旧制动衬片, 经过高温试验后, 新旧闸片的摩擦因数相近 (0.370/0.355)。新制动衬片

经过高温试验后,摩擦因数较初始值减少约 10%。制动衬片摩擦因数降低可能是导致车辆制动性能衰减原因之一。

3.2 台架试验

为了综合验证 APM 车辆制动器制动性能,采

用美国进口 link 6900 型商用车制动器惯量试验台,根据 QC/T 239—2015《商用车车辆行车制动器技术要求及台架试验方法》^[4],开展 APM 车桥制动器台架制动试验,试验结论如图 7—图 8 所示(本刊为黑白印刷,相关疑问请咨询作者)。

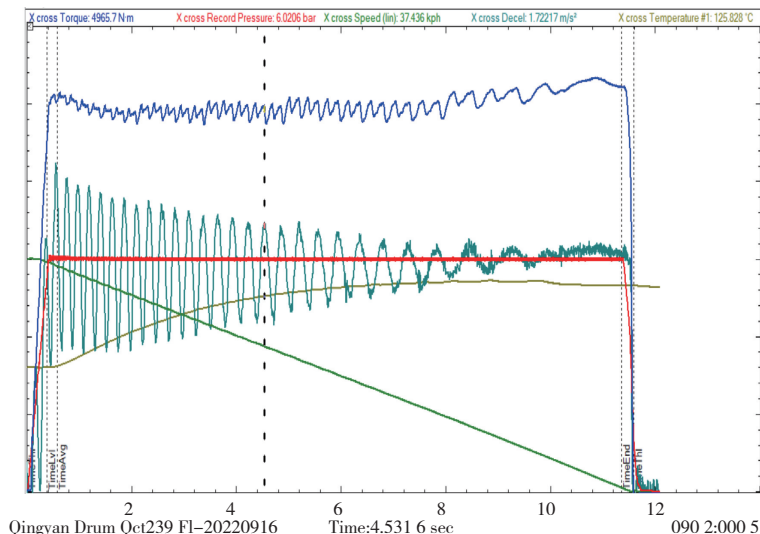


图 7 制动施加一次过程曲线

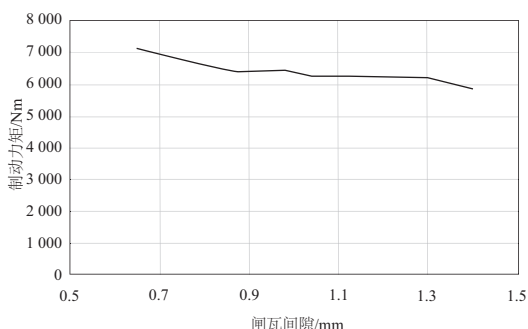


图 8 蹄鼓间隙与制动力矩关系

试验结果表明:制动器制动力矩随着闸瓦间隙的增大而减少。新车制动间隙为 0.5~0.6 mm,现车实际测量制动间隙为 0.8~0.9 mm,制动间隙变大是导致车辆制动性能衰减原因之一。

3.3 现车试验验证

根据 APM 车辆紧急制动原理、制动器制动力矩分析以及制动衬片摩擦性能试验和 1:1 台架试验结果,对 APM 运营车辆车桥制动器进行紧急制动压力和制动蹄鼓间隙调整。调整前后制动蹄鼓间隙如表 3 所示。调整后进行现车验证,紧急制动减速度由 1.42 m/s^2 提高到 1.86 m/s^2 ,从而满足 APM 车辆紧急制动减速度 1.68 m/s^2 要求。

表 3 调整前后制动蹄鼓间隙

序号	位置	调整前/mm	调整后/mm
1	0103-4-2L	0.8	0.5
2	0103-4-2R	0.8	0.5
3	0103-4-1L	0.9	0.7
4	0103-4-1R	0.85	0.6

4 结语

APM 车桥制动器制动性能衰减原因:制动衬片与制动鼓摩擦因数减小和制动蹄鼓间隙变大。制动蹄鼓间隙变大,导致制动气室推出杆长度变长,制动推出力减小,进而导致制动器制动力矩衰减。为了减小 APM 车辆制动性能衰减对行车安全的影响,建议定期对制动蹄鼓间隙进行测量并按照技术要求进行调整。

参考文献:

- [1] 赵幼平,许可芳. 鼓式制动器制动力矩的计算研究[J]. 汽车工程,1996,18(6):360-364,332.
- [2] 张健,雷雨成,卫修敬. 领从蹄式鼓式制动器制动力矩计算方法研究[J]. 长沙交通学院学报,2001,17(3):31-35.
- [3] 赵毛毛. 鼓式制动器接触分析与仿真[D]. 西安:长安大学,2013.
- [4] 曾繁卓,李伟,王应国,等. 商用车鼓式制动器热衰退性能台架试验研究[J]. 汽车零部件,2019(2):34-37.

收稿日期:2023-05-17