

# 武汉地铁第三轨受流器动态接触力 测量模型及参数标定

阮 杰<sup>1</sup> 刘子知<sup>1</sup> 闫晓晖<sup>2</sup> 吴继成<sup>1</sup> 徐鸿燕<sup>3</sup>

(1. 武汉理工大学现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 430070, 武汉; 2. 武汉地铁运营有限公司, 430035, 武汉; 3. 中铁第四勘察设计院集团有限公司电化处, 430063, 武汉//第一作者, 讲师)

**摘 要** 为准确获得第三轨受流器的动态接触力, 以武汉地铁某线列车使用的第三轨受流器结构为研究对象, 采用有限元法确定了应变片的布置位置, 建立了靴轨动态接触力与应变值/加速度值的理论关系式, 通过静、动态标定试验获得关系式中的等效参数, 并通过对比分析验证了模型和等效参数的精确性。

**关键词** 地铁; 第三轨受流器; 动态接触力; 标定试验

**中图分类号** U264.34

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2019.03.023

## Measurement Model and Parameter Calibration of the Dynamic Contact Force for the Third Rail Receiver in Wuhan Metro

RUAN Jie, LIU Zizhi, YAN Xiaohui, WU Jicheng, XU Hongyan

**Abstract** In order to accurately obtain the dynamic contact force of the third rail receiver, the structure of a third rail receiver used by a metro train in Wuhan City is studied. Then, the installing position of strain gauges is determined through finite element analysis, the theoretical formula between the dynamic contact force of boot/rail and the strain/acceleration value is established. The equivalent parameters of which are obtained through static and dynamic calibration experiment, the accuracy of the calculation model and the equivalent parameters are verified according to a comparative analysis.

**Key words** metro; third rail receiver; dynamic contact force; calibration experiment

**First-author's address** Provincial Laboratory of Modern Automotive Parts Technology, Wuhan University of Technology, 430070, Wuhan, China

第三轨受流器动态接触力的变化情况直接影响轨道车辆受流质量的高低<sup>[1]</sup>。受流器滑靴所受的载荷随第三轨激励而不断发生变化, 滑靴与第三

轨之间有较大电流通过, 加上第三轨表面硬点对滑靴产生的冲击, 使得受流器与第三轨之间的接触情况十分复杂, 其接触力无法直接测得<sup>[2]</sup>。因此, 需要通过设计开发第三轨受流器动态接触力测量装置来间接测量靴轨动态接触力。

接触力的间接测量方案和参数标定直接决定动态接触力测量结果的准确性和有效性, 而目前我国对此研究较少。文献[3-6]在对铁路车辆第三轨与受流器之间的接触压力和动态响应进行测试的过程中, 使用应变片对受流器滑靴的接触压力进行测量, 但并未对等效惯性质量进行计算或标定。

本文设计了使用应变片和加速度传感器对第三轨受流器动态接触力进行检测的测量方案, 通过静力学和动力学的理论建立了靴轨动态接触力与应变值和加速度值的计算关系式, 最后设计了受流器静态和动态标定试验, 并获得了上述计算关系式中的相关参数。

## 1 第三轨受流器动态接触力测量系统方案

### 1.1 受流器结构

以武汉地铁某线列车使用的某型下接触式受流器(以下简为“受流器”)为研究对象, 该受流器由固定部分、摆动部分、转轴和弹簧组成。其中固定部分包括安装底座和阻尼减震器; 摆动部分包括摆臂、滑靴支座和滑靴。受流器三维模型如图1所示。

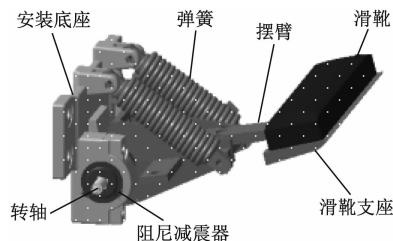


图1 受流器三维模型

## 1.2 测量系统方案

由受流器的结构可知,当受流器处于工作状态时,第三轨对滑靴的压力会使受流器摆臂产生一定的弯曲变形。因此,可以通过在受流器摆臂表面粘贴应变片传感器来间接测量受流器和第三轨之间的接触压力。惯性力部分可参考已有弓网动态力测量方法,即使用加速度传感器进行测量,安装位置为振动幅度较大的滑靴支座中心位置。受流器简化模型与测量方案如图2所示。该方案配合使用应变片传感器和加速度传感器来间接测量受流器和第三轨间的动态接触力。

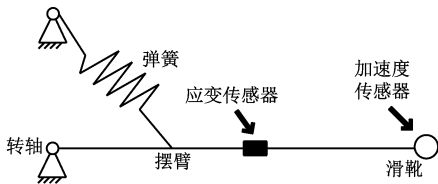


图2 受流器简化模型与测量方案

## 1.3 应变片布置位置的确定

应变片布置位置的选择需考虑以下因素:①表面平整,且便于应变片粘贴牢固;②应变变化平缓;③工作中能产生足够大的应变值。

参考目标受流器的安装说明书,第三轨与受流器的静态接触压力为  $120 \text{ N} \pm 24 \text{ N}$ 。取  $120 \text{ N}$  作为靴轨静态接触压力,由有限元分析结果可知,摆臂表面的应变值随着摆臂到弹簧安装孔轴线距离的缩小而逐渐变大,距离弹簧安装孔轴线  $10 \sim 30 \text{ mm}$  处的摆臂表面应变值的数量级为  $(10^{-5} \sim 10^{-4}) \varepsilon_0$  ( $\varepsilon_0$  为应变)。该数量级符合电阻应变片的测量灵敏度要求。最终选择距离滑靴支座中心线  $95 \text{ mm}$  处的摆臂截面作为应变片横向中心截面。

## 2 第三轨受流器测量模型理论分析

### 2.1 静力学分析

在滑靴上表面中心施加静力载荷,并对受流器简化结构进行受力分析,如图3所示。设滑靴中心到应变片中心的距离为  $L$ ,滑靴中心到转轴轴线的距离为  $L_1$ ,应变片中心到转轴轴线的距离为  $L_2$ 。对滑靴上表面施加静力  $F$ ,受流器摆臂绕转轴向下的转动角度为  $\theta$ 。

当发生横力弯曲时,弯矩随截面位置变化而变化。一般情况下,在形状规则的同一截面上,最大应力发生于离中性层最远处。应变片粘贴中心处

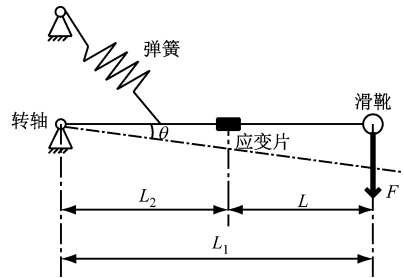


图3 受流器结构受力示意图

摆臂截面几何形状近似为矩形,则应变片中心截面弯矩  $M$  和摆臂表面应变  $\varepsilon$  成正比关系,即:

$$M = WE\varepsilon \quad (1)$$

式中:

$W$ ——抗弯截面系数;

$E$ ——摆臂杨氏模量。

由此可得  $\varepsilon$  和  $F$  的关系为:

$$F = WE\varepsilon/L \quad (2)$$

设比例系数  $k$  为:

$$k = WE/L \quad (3)$$

则有:

$$F = k\varepsilon \quad (4)$$

其中,  $k$  可以采用静态标定试验得到更为精确的结果,且采用数值计算得到的  $k$  可以和由静态标定试验得到的比例系数  $k_s$  作对比分析。

### 2.2 动力学分析

受流器摆臂和滑靴因承受动态压力而产生的振动必然会伴随加速度和惯性力,因此需要对受流器进行动力学分析。建立滑靴动态载荷与摆臂表面贴应变片中心处的应变值和滑靴中心点的加速度之间的关系式,为后续受流器的动态标定试验和对验证提供理论依据。

动载作用下受流器局部受力示意如图4所示。图4中,当受流器滑靴中心承受动态接触力  $F_d$  时,沿应变片中心截面 A-A 假想地把摆臂分成两部分,并以右段摆臂为研究对象。假设右段摆臂为刚体,摆臂在  $F_d$  的作用下绕转轴转动的过程中将产生角加速度  $\ddot{\theta}$ 。设右段摆臂质量为  $m_d$ ,摆臂质心到滑靴中心的距离为  $L_d$ ,右段摆臂对质心的转动惯量为  $I_d$ ,质心处加速度为  $a_d$ ,滑靴中心处加速度为  $a_1$ 。在截面 A-A 上还存在内剪力  $F_s$  和截面弯矩  $M_0$ ,其中  $F_s$  是与横截面相切的分布内力系的合力,  $M_0$  则满足式(1)。运用牛顿矢量动力学,建立右段摆臂在铅垂平面内的运动微分方程:

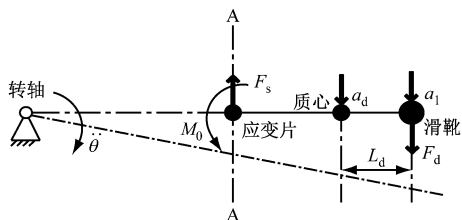


图4 动载作用下受流器局部受力示意图

$$m_d a_d = F_d - F_s \quad (5)$$

$$I_d \ddot{\theta} = F_d L_d + F_s (L - L_d) - M_0 \quad (6)$$

从运动学角度分析计算可知,  $a_1$  与  $a_d$  和  $\ddot{\theta}$  的关系为:

$$a_d/a_1 = (L - L_d)/L_1 \quad (7)$$

$$\ddot{\theta} = a_1/L_1 \quad (8)$$

结合静力学理论分析结果,可得  $F_d$  表达式:

$$F_d = k\varepsilon + [I_d + m_d(L - L_d) \times (L_1 - L_d)] a_1 / (L/L_1) \quad (9)$$

设右段摆臂等效质量为  $m_e$ , 则:

$$m_e = [I_d + m_d(L - L_d) \times (L_1 - L_d)] / (L/L_1) \quad (10)$$

由静力学分析可知,  $k_d$  为常数, 则式(9)可简化为:

$$F_d = k_d \varepsilon + m_e a_1 \quad (11)$$

### 3 第三轨变流器动态接触力测量系统参数标定

#### 3.1 受流器静态标定试验

将受流器底座用螺栓安装在固定支架底板上, 如图5所示, 把摆臂调整到与X轴平行的位置后将转轴锁死, 在受流器滑靴支座中心位置下部悬挂砝码钩。通过增减标准砝码, 给受流器提供静态载荷。在测量截面上、下表面分别粘接2片相同的应变片, 并按全桥方式连接到应变仪。

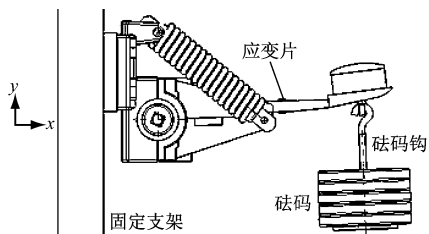


图5 静态标定试验装置

测量时, 在砝码钩托盘上逐块加载砝码, 通过DH 5922 数据采集仪测量应变值。在加载和减载两种情况下各测量两组数据, 并求得4次测量应变值

的平均值。

对静态载荷数据与平均应变值进行线性拟合分析, 即可得到受流器摆臂应变片的应变与滑靴中心所承受静态载荷之间的比例系数, 如图6所示。

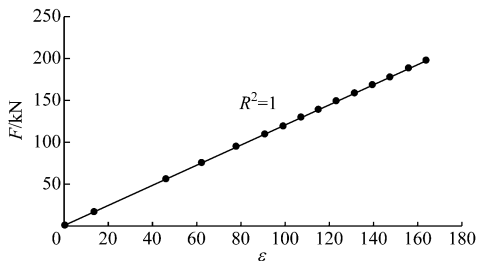


图6 静态标定线性拟合分析图

进行线性拟合后得到的结果如下:

$$F = 1.2088\varepsilon - 0.115 \quad (12)$$

式(12)中, 0.115 为摆臂重量修正值。由图6线性拟合分析得到线性相关度  $R^2$  为1, 表明  $F$  与  $\varepsilon$  之间的线性度极高。由静态标定试验测得比例系数  $k_s$  为1.2088。

#### 3.2 受流器动态标定试验

由于受流器弹簧为拉伸弹簧, 在滑靴支座不受力时处于压缩状态而不能产生受迫振动。因此, 在滑靴支座正下方通过螺栓和转接板刚性固定20 kg 砝码将受流器弹簧拉开, 如图7所示。动态标定试验将使用激振器使滑靴支座在激振力作用下带动摆臂绕转轴产生受迫振动。力传感器下端通过顶杆1和激振器可动部件相连, 且其上端与顶杆2相连。将激振器底座调整到合适高度并转动转轴使顶杆2轴线对准砝码中心轴线, 将顶杆2与砝码下端通过转接螺母相连。将力传感器的输出信号接入DH5922 仪器通道, 并在软件中分别设置好应变片、加速度计和力传感器3个通道的参数。

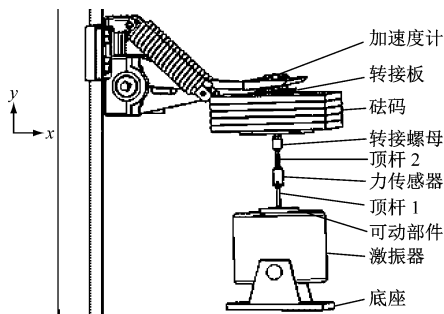


图7 动态标定试验装置

根据图7中的动态标定试验装置, 将建立的受流器三维模型去掉滑靴部件, 并在滑靴支座下方根

据砝码实际尺寸建立与滑靴支座固连的砝码模型,并在 CATIA(计算机辅助三维交互应用)软件中测量其质量、质心位置和绕 X 轴对质心的转动惯量,代入式(9)可得固连砝码的右段摆臂等效质量理论计算值  $m_{o,c}$  为 22.3 kg。

将 DH5922 动态数据采集仪的采样频率设为 5 000 Hz。并依次设定信号发生器的频率为 10.2 Hz、15.2 Hz、19.9 Hz、23.7 Hz、30 Hz、35.3 Hz、40 Hz、47.8 Hz、60 Hz、66 Hz、70 Hz、90 Hz 和 110 Hz,通过观察力传感器通道显示的动态数据极值,在每种频率下将激振力的幅值调整为 15 N、30 N、45 N、60 N 和 75 N,其中激振力均为随时间变化的正弦曲线。

由试验测得的加速度和应变亦近似视为随时间变化的等幅正弦曲线。为节省计算量,分别求取每组数据中加速度和应变的最大值和最小值,从而求出  $a_1$  和  $\varepsilon$ 。由式(11)可知,在动态标定试验中,固连砝码右段摆臂的等效质量  $m_{o,e}$  为:

$$m_{o,e} = (F - 1.208\,8\,\varepsilon)/a_1 \tag{13}$$

分别采集每种频率下对应不同力幅值的 5 组动态数据。每组动态数据均包含加速度计、应变片、力传感器随时间变化的参数信息,采集时间大约为 5 s。对测试数据进行整理及计算,如表 1 所示。表 1 中: $m_{o,ave}$  为同一频率下 5 个等效质量测量值  $m_{o,e}$  的平均值; $m_{o,max}$  和  $m_{o,min}$  分别为同一频率下 5 个等效质量中的最大值和最小值; $(m_{o,max} - m_{o,min})/m_{o,ave}$  为相对极差,用于分析每一频率同激振力幅值下  $m_{o,e}$  的离散程度; $(m_{o,c} - m_{o,ave})/m_{o,c}$  为数值计算差值,用于对  $m_{o,c}$  与  $m_{o,ave}$  的差值进行分析。

根据表 1,将  $m_{o,e}$  的计算数据绘制成三维图,如图 8 所示。

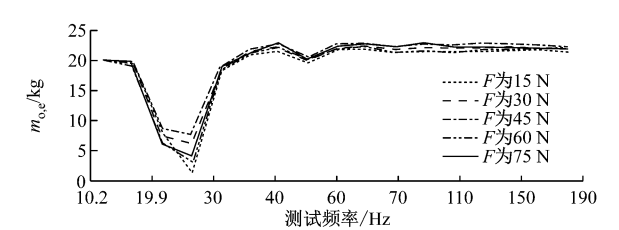


图 8 固连砝码右段摆臂的等效质量

由图 8 可知,当测试频率为 19.9 Hz 和 23.7 Hz 时,右段摆臂的等效质量明显降低;当测试频率为 47.8 Hz 时,等效质量略有降低;在其他大部分测试频率范围内等效质量趋于恒定,且与  $m_{o,c}$  较为接近。

将固连砝码的受流器有限元仿真模型导入

表 1 动态标定实验测试数据分析

频率/ Hz	$m_{o,max}$	$m_{o,min}$	$m_{o,ave}$	$[(m_{o,max} - m_{o,min})/m_{o,ave}]/\%$	$[(m_{o,c} - m_{o,ave})/m_{o,c}]/\%$
10.2	20.28	19.89	20.11	1.94	9.80
15.2	19.95	19.30	19.74	3.29	11.50
19.9	8.68	6.05	7.34	35.83	67.09
23.7	7.76	1.48	4.58	137.12	79.46
30.0	19.10	18.52	18.90	3.07	15.27
35.3	21.70	20.98	21.47	3.35	3.73
40.0	22.69	21.57	22.23	5.04	0.31
47.8	20.64	19.89	20.25	3.70	9.19
60.0	22.69	21.72	22.02	4.41	1.27
66.0	22.99	21.99	22.53	4.44	1.03
70.0	22.53	21.43	22.18	4.96	0.55
110.0	22.63	21.39	22.18	5.59	0.56

ANSYS 软件中进行模态分析,获得前 5 阶模态固有频率。由模态分析结果可知,固连砝码的受流器在 23.2 Hz 及 46.2 Hz 附近发生共振,这与理论计算时摆臂的刚体假定不一致,导致上述频率附近动态标定数值出现偏差。

因此,由数值计算差值可知,在 23.2 Hz  $\pm$  13 Hz 的 1 阶固有频率范围内,等效质量数值计算值与试验标定平均值差值较大,而在其他频率下二者差值均在 10% 以内,且相对极差较小,进一步验证了模型的精确性以及试验的合理性。

3.3 受流器测量方案等效质量的计算

将受流器三维模型沿应变片横向中心截面截成两部分,在 CATIA 中测得各项参数,代入式(9)可得到刚体的右段摆臂等效质量数值计算值为 2.585 kg。对去除挂载砝码的受流器模型进行模态分析,获得其 1 阶固有频率为 118.5 Hz,远大于受流器动态接触力测量频率,证明了等效质量计算结果有效。

4 结论

本文通过设计第三轨受流器动态接触力的测量模型及参数标定试验,得到如下结论:

(1) 设计了第三轨受流器动态接触力测量方案,并根据有限元应变分析确定了应变片的安装位置。

(下转第 116 页)

处存在反弹放大现象。

(2) 两列列车同向并行运行工况相对于一列列车运行工况,各测点振动加速度级在大多数频段均有增大,在 4 Hz 处最显著。两种行车工况,隧道壁至地面各测点,高频段振动传递损失较低频段大。大部分测点在 5 Hz 以内频段传递损失均出现负值,说明此频段附近振动加速度由隧道壁传递至地面有放大现象。

(3) 一列列车运行工况下地面各测点 Z 振级与  $V_{l,max}$  基本能满足对环境振动要求较高的公共区域及以住宅为主的私家区域的要求,但两列列车同向并行运行工况不能满足此类区域的要求。因此在选线设计时,建议考虑两车交会运行对环境振动的影响。

## 参考文献

- [1] 李晓霖,陶连金,张丁盛. 地铁运行诱发振动对车辆段上盖开发结构的影响[J]. 都市快轨交通,2014,27(3):13.
- [2] 李明宇,刘国彬,胡蒙达,等. 运营地铁盾构隧道结构振动响应实测分析[J]. 铁道学报,2011,33(6):88.
- [3] 李克飞,刘维宁,孙晓静,等. 北京地铁 5 号线地下线减振措施现场测试与分析[J]. 铁道学报,2011,33(4):112.
- [4] 单涛涛,楼梦麟,蒋通,等. 地铁诱发地面振动传播衰减特性

分析[J]. 防灾减灾工程学报,2013,33(4):461.

- [5] 盛涛,张善莉,单伽铨,等. 地铁振动的传递及对建筑物的影响实测与分析[J]. 同济大学学报(自然科学版),2015,43(1):54.
- [6] 袁扬,刘维宁,刘卫丰. 基于现场测试的曲线段地铁地面振动传播规律[J]. 中国铁道科学,2012,33(4):133.
- [7] 高广运,朱林圆,李卫华,等. 上海地铁一号线人民广场振动测试与分析[J]. 地震工程学报,2014,36(3):429.
- [8] 闫维明,聂晗,任珉,等. 地铁交通引起地面振动的实测与分析[J]. 铁道科学与工程学报,2006,3(2):1.
- [9] 刘卫丰,刘维宁,袁扬,等. 地铁列车与道路车辆运行对环境的振动影响现场测试与分析[J]. 铁道学报,2013,35(5):80.
- [10] 龙建兵,杨志豪,沈张勇. 类矩形盾构工法在宁波轨道交通工程中的应用探讨[J]. 地下工程与隧道,2016(3):1.
- [11] 贾颖绚,刘维宁,马蒙,等. 地铁列车运行振动对环境影响因素的参数分析[J]. 城市轨道交通研究,2016(1):30.
- [12] 国家环境保护局. 城市区域环境振动测量方法:GB 10071—1988[S]. 北京:中国标准出版社,1989.
- [13] 国家环境保护局. 城市区域环境振动标准:GB 10070—1988[S]. 北京:中国标准出版社,1989.
- [14] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准:JGJ/T 170—2009[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2009:1-6.

(收稿日期:2018-05-31)

(上接第 100 页)

(2) 通过静力学理论分析确定了滑靴表面压力与摆臂表面贴片应变片中心处应变值的线性关系。通过动力学理论分析建立了滑靴动态载荷、应变值和滑靴中心点加速度之间的关系式。

(3) 通过静态标定试验获得受流器摆臂表面粘贴应变片位置的应变与滑靴中心所承受静态载荷之间的比例系数。通过动态标定试验获得固连砝码的右段摆臂等效质量,并与模型计算结果进行对比,验证了测量模型和等效参数的精确性。

## 参考文献

- [1] 尹洪权,薛海峰,张煜超,等. 城市轨道交通第三轨供电系统集电靴的力学性能试验研究[J]. 城市轨道交通研究,2016,19(2):101.
- [2] HARTLAND D. Electric contact systems-passing power to the

trains[C]//2007 3rd IET Professional Development Course on Railway Electrification Infrastructure and Systems. Birmingham, UK: IET, 2007.

- [3] WESTON P F, STEWART E, ROBERTS C, et al. Measuring the dynamic interaction between electric vehicle shoe gear and the third rail[C]//2008 International Conference on Railway Engineering-challenges for Railway Transportation in Information Age. HongKong: IET,2008:1-4.
- [4] WANG Z Q. Multi-train movement simulation research for urban rail transit under sudden failure[J]. Applied Mechanics & Materials,2011,97:523.
- [5] LI A X, ZHANG W, JIN F, et al. Urban transportation of Beijing in a fast expansion based on the resident satisfaction survey[J]. Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, 2008,7144:714430.
- [6] ZHU W. Urban rail transit operation during world expo 2010 Shanghai[J]. Applied Mechanics & Materials,2012,178:1797.

(收稿日期:2018-05-23)

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021—51030704