

基于轮轴横向力的有轨电车独立车轮转向架心盘偏置距离研究

王 刚¹ 周业明² 任利惠¹ 张 让¹

(1. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 201804, 上海;

2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 266111, 青岛//第一作者, 硕士研究生)

摘 要 针对具有心盘偏置结构的独立轮对转向架建立了两模块有轨电车通过曲线时的车体受力分析模型,并得出准静态平衡方程。通过横向力学方程,推导了轮轴横向力与心盘偏置距离的关系,并应用动力学仿真验证其准确性。根据轮轴横向力标准,提出了轮轴横向力评价指标的概念。基于整车轮轴横向力评价指标最小原则推导出心盘的临界偏置距离。仿真分析了心盘处于不偏置、临界偏置及过偏置状态下的动力学性能。仿真结果表明:当心盘处于临界偏置距离时,有轨电车的曲线通过性能有所提高;当心盘处于过偏置状态时,有轨电车曲线通过性能显著下降。

关键词 有轨电车; 独立车轮转向架; 心盘偏置距离; 轮轴横向力

中图分类号 U270.331:U482.1

DOI:10.16037/j.1007-869x.2021.08.037

Study on the Offset Distance of Center Plate in Tram Independent Wheel Bogie Based on Wheelset Lateral Force

WANG Gang, ZHOU Yeming, REN Lihui, ZHANG Rang

Abstract For an independent wheel bogie with offset center plate structure, the vehicle body force analysis model for two-module tram passing curve is established, and quasi-static equilibrium equation is obtained. With transverse mechanical equations, the relationship between wheelset lateral force and center plate offset distance is derived and the accuracy is verified by dynamics simulation. According to wheelset lateral force standards, the concept of wheelset lateral force evaluation index is proposed. Based on the principle of minimum wheelset lateral force evaluation index, the critical offset distance of the center plate is derived. The dynamics performance of different offset distances of center plate state is analyzed. Simulation results show that when center plate is at critical offset distance, tram passing curve performance is improved to certain extent; when center plate is offset over critical value, tram passing curve

performance falls notably.

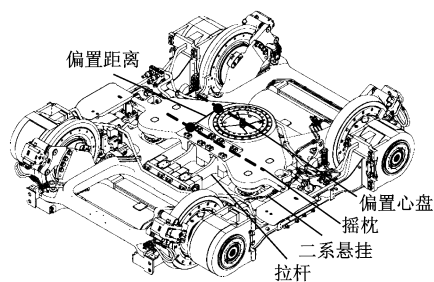
Key words tram vehicle; independent wheel bogie; center plate offset distance; wheelset lateral force

First-author's address Institute of Rail Transit, Tongji University, 201804, Shanghai, China

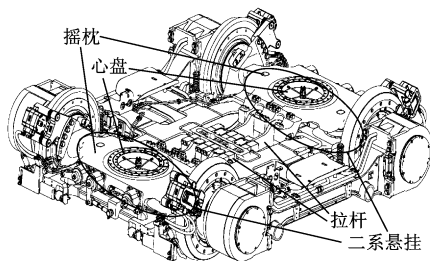
现代有轨电车具有多种形式。图1为某两模块编组的100%低地板有轨电车,其车体司机室端采用的心盘偏置端部转向架如图2 a)所示,其相邻车体之间设置的铰接转向架如图2 b)所示。



图1 两模块编组的100%低地板有轨电车



a) 端部转向架



b) 铰接转向架

图2 独立车轮转向架

端部转向架和中间转向架均为独立车轮转向架。二者不同之处在于二系悬挂。端部转向架设有 1 个心盘偏置的摇枕。该摇枕通过 1 对拉杆与转向架构架相连,而车体落在心盘的球面法兰上。端部转向架是镜像对称的,即心盘在纵向方向均向车辆内端偏置。

中部转向架为铰接式转向架,有 2 套二系悬挂装置。每套二系悬挂包括 1 对中央钢弹簧、1 个摇枕和 1 对拉杆。

轮轴横向力是评价轨距动态加宽、钢轨横向偏移和车辆脱轨掉轨风险的重要指标之一^[1]。端部转向架的心盘向车辆内端偏置,将减小外侧轮对的轮轴横向力,而增加内侧轮对的轮轴横向力。如心盘偏置过少,则外侧轮对的轮轴横向力减小不明显;如心盘偏置过多,则会严重增加内侧轮对的轮轴横向力,从而使其动力学性能恶化。由于车辆是双向行驶的,故当运行方向不同时,心盘偏置对 2 个端部转向架造成的影响是不同的。

本文先建立准静态工况下车辆的横向力学方程,推导出轮轴横向力与心盘偏置距离的函数关系;再从轮轴横向力标准出发,提出轮轴横向力评价指标;在此基础上,进一步分析心盘处于不同偏置状态时的有轨电车动力学性能。

1 心盘偏置转向架的轮轴横向力

1.1 轮轴横向力

有轨电车的曲线半径较小^[2],且轨道一般不设超高或设置很小超高,导致未平衡离心加速度较大。因此,做受力分析时,惯性力不可以忽略。

取轨道坐标系 Oxy 作为参考系,依次取前车车体、端部转向架 M1 (包括摇枕) 及第 1 位轮对作为 3 个研究对象,分析有轨电车匀速通过曲线时的受力情况。将一系悬挂和二系悬挂简化为横向刚度和垂向刚度,并将分布在两侧的横向刚度合并成 1 个横向中央刚度,即将一系悬挂和二系悬挂的横向力分别简化成为中央横向力 F_{py} 及 F_{ssy} 。 s 表示端部转向架的心盘偏置距离, a_y 表示未平衡离心加速度。车辆主要动力学参数取值见表 1,力学变量说明见表 2,研究对象受力示意图见图 3。

由于独立轮对能够自由转动,在回转方向上不存在纵向蠕滑力或回转力矩^[3-4],故纵向力的影响可以忽略不计。根据图 3 所示的受力分析模型,可得出 3 个研究对象的准静态平衡方程。

表 1 车辆参数取值

车辆参数	取值
每个车体质量 m_c/kg	10 000
端部转向架摇枕质量 m_{s1}/kg	500
铰接转向架摇枕质量 m_{s2}/kg	250
每个构架质量 m_b/kg	1 800
每个轮对质量 m_w/kg	800
相邻转向架中心距离 L/m	10.0
车体质心离转向架中心纵向距离 d/m	0.5
转向架轴距 a/m	1.9

表 2 力学变量含义

符号	含义	备注
F_{cy}	车体惯性力	$F_{cy} = m_c a_y$
F_{jx1}, F_{jy1}	分别为偏置心盘所受纵向力、横向力	
F_{jx2}, F_{jy2}	分别为铰接心盘所受纵向力、横向力	
F_{ex}, F_{ey}	分别为横向止挡纵向分力、横向分力	
F_{sly}, F_{s2y}	分别为端部转向架摇枕惯性力、铰接转向架摇枕惯性力	$F_{sly} = m_{s1} a_y$ $F_{s2y} = m_{s2} a_y$
$F_{ss, xl}, F_{ss, xr}, F_{ssy}$	分别为二系悬挂左侧纵向力、二系悬挂右侧纵向力、二系悬挂横向力	
$F_{py1}, F_{px1, l}, F_{px1, r}, F_{py2}, F_{px2, l}, F_{px2, r}$	分别为前端轮对一系悬挂横向力、一系悬挂左侧纵向力、一系悬挂右侧纵向力;分别为后端轮对一系悬挂横向力、一系悬挂左侧纵向力、一系悬挂右侧纵向力	
$F_{by}, F_{wy}, Y_l, Y_r, F_{Tx, l}, F_{Tx, r}$	分别为构架惯性力 分别为独立轮对惯性力 分别为左侧、右侧轮轨横向力 分别为左侧、右侧轮轨纵向力	$F_{by} = m_b a_y$ $F_{wy} = m_w a_y$

车体横向准静态平衡方程为:

$$m_c a_y - F_{jy1} - F_{jy2} = 0 \tag{1}$$

车体摇头准静态平衡方程为:

$$F_{jy2} \left(\frac{L}{2} + d \right) \cos \Psi_c - F_{jy1} \left(L - s - \left(\frac{L}{2} + d \right) \right) \cos \Psi_c = 0 \tag{2}$$

构架横向准静态平衡方程为:

$$F_{ssy} + m_b a_y + F_{ey1} - F_{py1} - F_{py2} = 0 \tag{3}$$

构架摇头准静态平衡方程为:

$$F_{py2} \frac{a}{2} \cos \Psi_b - F_{ey1} s \cos \Psi_b - F_{py1} \frac{a}{2} \cos \Psi_b = 0 \tag{4}$$

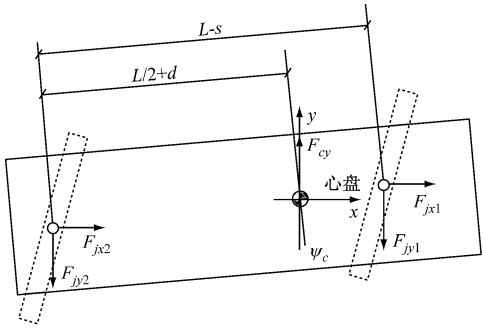
摇枕横向准静态平衡方程为:

$$F_{jy1} + m_s a_y - F_{ey1} - F_{ssy} = 0 \tag{5}$$

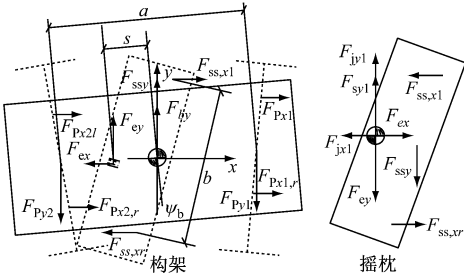
摇枕摇头准静态平衡方程为:

$$F_{ss, xr} b - F_{ssy} s = 0 \tag{6}$$

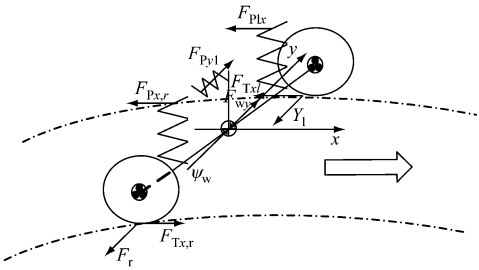
$$F_{pry} + F_{ply} + m_w a_y - (Y_l + Y_r) \cos \Psi_w = 0 \tag{7}$$



a) 前车车体受力分析



b) 端部转向架 M1 和摇枕受力分析



c) 轮对受力分析

注: Ψ_c 、 Ψ_b 、 Ψ_w 分别为车体、构架、独立轮对的摇头角。

图3 车辆受力分析图

轮对横向准静态平衡方程为:

考虑到图1所示的低地板有轨电车前后结构呈镜像对称,并由式(1)~式(7),可以推导出第*i*位轮对的轮轴横向力

$$H_i = h_i a_y, \quad i = 1, 2, \dots, 6 \quad (8)$$

其中,

$$\begin{cases} h_1 = h_6 = \frac{1}{2} m_b + \left(\frac{1}{2} - \frac{s}{a} \right) \left(m_{s1} + m_c \frac{L/2 + d}{L - s} \right) + m_w \\ h_2 = h_5 = \frac{1}{2} m_b + \left(\frac{1}{2} + \frac{s}{a} \right) \left(m_{s1} + m_c \frac{L/2 + d}{L - s} \right) + m_w \\ h_3 = h_4 = \frac{1}{2} m_b + m_{s2} + m_c \left(\frac{L/2 - s - d}{L - s} \right) + m_w \end{cases}$$

由式(8)可知,准静态工况下, H_i 仅与车辆参数和 a_y 有关。

1.2 动力学仿真验证

为了验证以上公式的准确性,使用UM(Univer-

sal Mechanism)软件建立图1所示有轨电车的动力学模型,并依次仿真分析各轮对轮轴横向力同*s*、曲线通过速度及曲线半径的关系。图4为列车以40 km/h的速度通过半径为100 m、超高为20 mm的曲线时,在不同心盘偏置距离下的轮轴横向力仿真值与式(8)计算出的理论值。由图4可以看出,*s*与轮轴横向力近似为线性关系。

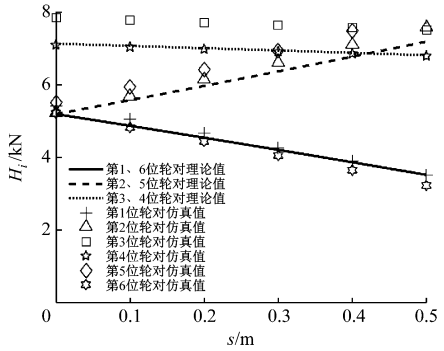


图4 不同偏置量下理论值与仿真值对比

取*s*=0.3 m,则当列车以40 km/h的速度通过半径不同的曲线时,轮轴横向力的仿真值与理论值如图5所示。随着曲线半径的减小,二者相对误差逐渐增大。这是由于车辆通过极小半径曲线时,产生了较大摇头角,导致 $\cos \Psi_w < 1$,使式(7)的简化误差凸显。图5中曲线半径为70 m时,误差最大,第2~5位轮对轮轴横向力的理论计算值均小于仿真值。理论计算和仿真结果列于表3,两者最大相对误差为15.0%,出现在第3位轮对。

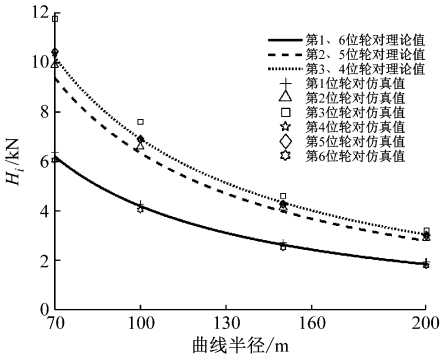


图5 不同曲线半径下理论值与仿真值对比

2 临界心盘偏置距离

2.1 轮轴横向力评价指标

根据EN14363:2016, H_i 应满足:

$$H_i \leq k(10 + P_{F0,i}/3) \quad (9)$$

式中:

表 3 曲线半径 70 m 时的轮轴横向力

轮对	计算结果/N	仿真结果/N	相对误差/%
1	6 223	6 368	2.3
2	9 404	9 888	5.1
3	10 254	11 797	15.0
4	10 254	10 380	1.2
5	9 404	10 456	11.2
6	6 223	6 062	2.6

$P_{F0,i}$ ——第 i 位轮对轴重, kN;
 k ——车辆类型系数; 机车、动车、客车等取 $k=1$ 。
定义各轮对的轮轴横向力评价指标为:

$$D_i = \frac{H_i}{10 + P_{F0,i}/3} \leq 1 \tag{10}$$

可见, D_i 由轮轴横向力限值推演而来, 是 1 个量纲一的变量, 其限值为 1。根据 D_i , 不仅能判断 H_i 是否超限, 还能对比不同轴重轮对的轮轴横向力危险程度, 分析出整车 H_i 最接近限值的轮对。 D_i 越小, 车辆运行安全性越高。

根据式 (10) 和图 5, D_i 与 s 的关系如图 6 所示。

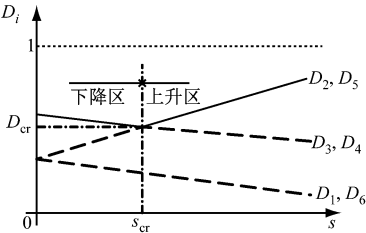


图 6 D_i 与 s 的关系

由图 6 可见, 随着 s 的增加, D_2 与 D_5 增大, D_1 、 D_3 、 D_4 及 D_6 减小。图 6 中, D_2 及 D_5 同 D_3 及 D_4 相交于一点, 此时的 s 称为临界偏置距离 s_{cr} 。当 $s = s_{cr}$ 时, $D_2 = D_5 = D_3 = D_4$, 即有轨电车的 3 个转向架的轮轴横向力评价指标均相等, 此时整车的轮轴横向力评价指标达到最小, 称为临界轮轴横向力评价指标。当 $s > s_{cr}$ 时, $D_2 = D_5 > D_3 = D_4$ 。

2.2 S_{cr} 值计算

静载时, 各轮对轴重如下:

$$P_{F0,1} = P_{F0,2} = P_{F0,5} = P_{F0,6} = \frac{1}{2} \left(m_c \left(\frac{1}{2} + \frac{d}{L} \right) + m_{s1} + m_b + 2m_w \right) g \tag{11}$$

$$P_{F0,3} = P_{F0,4} = \left(m_c \left(\frac{1}{2} - \frac{d}{L} \right) + m_{s2} + \frac{1}{2} m_b + m_w \right) g \tag{12}$$

当 $s = s_{cr}$ 时, 有

$$D_2 = D_5 = D_3 = D_4 \tag{13}$$

将式 (8)、式 (10) 代入式 (14) 中, 可得

$$\frac{\frac{1}{2} m_b + \left(\frac{1}{2} + \frac{s_{cr}}{a} \right) \left(m_{s1} + m_c \frac{L/2 + d}{L - s_{cr}} \right) + m_w}{10 + P_{F01,2,5,6}/3} = \frac{\frac{1}{2} m_b + m_{s2} + m_c \left(\frac{L/2 - s_{cr} - d}{L - s_{cr}} \right) + m_w}{10 + P_{F03,4}/3} \tag{14}$$

由式 (14) 可知, s 只与车辆参数有关, 而同车辆的运行速度及线路半径无关。将表 2 中的车辆参数代入式 (11)、式 (12)、式 (14) 中, 可得 $s_{cr} = 0.18 \text{ m}$ 。

当 $s = 0$ 时, 心盘不偏置, D_3 及 D_4 最大。根据式 (8) 可得, 此时的整车轮轴横向力评价指标为

$$D_{s=0} = 0.179 a_y$$

当 $s = s_{cr}$ 时, 整车的临界轮轴横向力评价指标为

$$D_{S_{cr}} = 0.176 a_y$$

当 $s > s_{cr}$ 时, $D_2 = D_5 > D_3 = D_4$ 。取 $s = 0.35 \text{ m}$, 则整车的轮轴横向力评价指标为

$$D_{S=0.35} = 0.196 a_y$$

相对于 $s = 0$ 时, 当 $s = 0.35 \text{ m}$ 时, D_s 增大了 11.2%。因此, 在车辆设计中, 应避免心盘处于过偏置状态。

3 心盘偏置对动力学性能的影响

当 $s = s_{cr}$ 时, D_s 最小。这是否会对脱轨系数等动力学指标造成负面影响, 需要通过动力学仿真验证。根据前面建立的 UM 软件动力学模型, 仿真计算有轨电车以 40 km/h 通过半径为 100 m 曲线时的动力学性能。

心盘分别在不偏置 ($s = 0$)、临界偏置 ($s = s_{cr} = 0.18 \text{ m}$)、过偏置 ($s = 0.35 \text{ m} > s_{cr}$) 等 3 种状态下, 有轨电车曲线通过性能指标的最大值见表 4, 性能相应变化如图 7 所示。

从表 4 中看出: 当心盘处于不偏置状态时, 相对于轮重减载率最值, 脱轨系数最值更接近限值; 当心盘处于临界偏置状态时, 轮重减载率最值增大, 脱轨系数及 D 的最值均减小, 故车辆通过曲线时安全性有所提高; 当心盘处于过偏置状态时, 所有性能指标最值均有所增大, 且最大值出现在第 5 位轮对处, 其中轮重减载率的最值增大明显, D 的最值增

表 4 不同心盘位置时的曲线通过性能指标

心盘状态	脱轨系数最大时		轮重减载率最大时		D 最大时	
	最大脱轨系数	最值发生位置	最大轮重减载率	最值发生位置	D 最大值	最值发生位置
不偏置	0.540	第 3 位轮对	0.284	第 5 位轮对	0.374	第 3 位轮对
临界偏置	0.532	第 3 位轮对	0.299	第 5 位轮对	0.369	第 3 位轮对
过偏置	0.572	第 5 位轮对	0.314	第 5 位轮对	0.411	第 5 位轮对

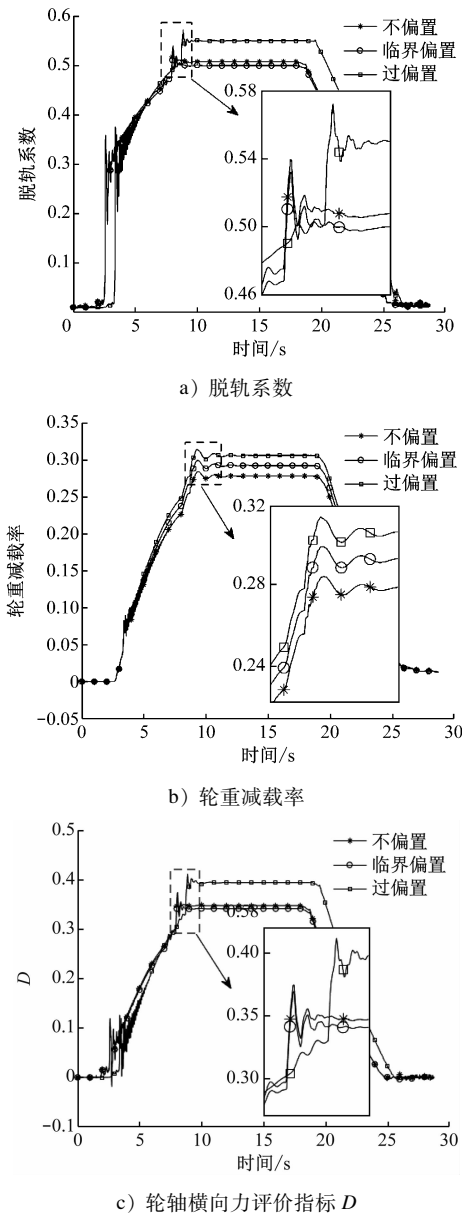


图 7 s 不同时的曲线通过性能指标变化

大了 9.9%, 这与第 2.2 节结论 (11.2%) 很接近。这说明当心盘处于过偏置状态时, 第 5 位轮对的轮轴横向力增加明显, 严重影响了有轨电车的曲线运行安全性。

4 结语

本文根据车辆横向受力方程得出了心盘偏置时有轨电车独立车轮转向架的轮轴横向力与心盘偏置距离的关系式, 并用动力学仿真验证了计算公式的准确性。

为便于工程应用, 本文还提出了轮轴横向力评价指标的概念, 并推导了心盘临界偏置距离的计算式。研究发现, 临界心盘偏置距离仅取决于车辆自身参数。

动力学仿真结果表明: 当心盘处于临界偏置距离时, 整车的脱轨系数、轮轴横向力评价指标略有改善, 有轨电车的曲线通过性能有所提高; 当心盘处于过偏置状态时, 有轨电车的曲线通过性能急剧变差; 当心盘偏置距离为 0.35 m 时, 轮轴横向力评价指标增加了 9.9%, 与理论计算结果 (11.2%) 符合。

参考文献

[1] BSI. Railway applications-testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles-running behaviour and stationary tests; EN 14363; 2016 [S]. London: BSI Standards Publication, 2016.

[2] 赵悦, 何远鹏, 韩健, 等. 有轨电车曲线啸叫噪声试验分析[J]. 机械工程学报, 2019(10): 133.

[3] 沈钢, 王浩川, 韩明盛. 具有独立轮轻轨列车的脱轨问题及轮缘侧面磨损研究[J]. 铁道学报, 2006(4): 49.

[4] 周橙, 池茂儒, 梁树林, 等. 不同轮对结构城市轻轨低地板列车通过道岔区动力学行为分析[J]. 机械工程学报, 2019(2): 98.

[5] 李克雷, 刘玉文, 邓小军, 等. 永磁直驱现代有轨电车[J]. 现代城市轨道交通, 2016(5): 1.

(收稿日期: 2019-09-09)