

## 胶轮有轨电车铰接系统静力学分析\*

李 茜<sup>1</sup> 王树才<sup>2</sup>

(1. 山西工程职业学院汽车与轨道交通工程系, 030009, 太原; 2. 中车四方车辆有限公司, 266031, 青岛//第一作者, 讲师)

**摘 要** 为了提升车辆的安全性, 对胶轮有轨电车的铰接系统进行了静力学分析。介绍了铰接系统的组成、功能及特点; 建立了车体的静力学模型, 推导出了各铰接机构的静力学方程组, 得出了各铰接机构承受的静载荷以及车体铰接系统的受力特点。在受力分析的基础上, 借助 ANSYS 有限元分析软件对下部固定铰连接座进行了静强度仿真分析。结果表明, 固定铰连接座强度满足车辆铰接系统静力学要求。

**关键词** 胶轮有轨电车; 铰接系统; 静力学模型; 仿真分析  
**中图分类号** U482.102

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2020.07.005

## Static Analysis of Rubber-tired Tram Articulation System

LI Qian, WANG Shucai

**Abstract** In order to improve vehicle safety, the static properties analysis of rubber-tired tram articulation system is conducted. Based on the introduction of the composition, function and characteristics of the articulation system, a static model of the vehicle body is established, the static equations of each articulated mechanism are derived, the static load of each articulated mechanism and the loading characteristics of the car body articulated system are analyzed. According to the force analysis, the static strength of the lower fixed hinge joint is simulated with the finite element analysis software ANSYS, and the results show that the fixed hinge strength meets the static requirements of the vehicle hinge system.

**Key words** rubber-tired tram; articulation system; static model; simulation analysis

**First-author's address** Department of Automotive and Rail Transit Engineering, Shanxi Engineering Vocational College, 030009, Taiyuan, China

目前, 我国有轨电车多采用钢轮承载(以下简称“钢轮有轨电车”), 转弯半径大多在 30 m 以上, 爬坡能力在 60‰ 以内, 已经无法为老城区、景区等土地紧张的区域提供优质、高效的服务<sup>[1]</sup>。因此,

中国中车股份有限公司研发了一种胶轮承载有轨电车(以下简称“胶轮有轨电车”), 最小转弯半径仅为 15 m, 最大爬坡坡度为 13%<sup>[2]</sup>。相比钢轮有轨电车, 具有转弯半径更小和爬坡能力更强的特点, 有效弥补了国内钢轮有轨电车的不足。本文对胶轮有轨电车铰接系统的组成、功能及特点进行了详细介绍, 对铰接系统的力学特性进行了研究, 并对下部固定铰连接座进行了静强度仿真分析。

## 1 有轨电车铰接系统简介

胶轮有轨电车采用铰接型车体结构, 在司机室模块下方设动力走行部, 在客室之间的贯通道模块下方设非动力走行部<sup>[3]</sup>。车体各模块之间的铰接有 3 种型式: 固定铰、弹性铰和自由铰<sup>[4]</sup>。车辆三模块编组示意图如图 1 所示。固定铰以安装在非动力走行部上的贯通道骨架为承载基础, 将相邻两车体铰接连接, 使得相邻两个车体可绕 3 个方向转动, 但无法沿 3 个方向平动。固定铰一般用于相邻两车的下铰, 能够传递垂向力以及大部分的纵向力和横向力。相邻两车的上铰采用弹性铰和自由铰。弹性铰和自由铰一端安装在贯通道骨架上, 另一端与相邻车体连接。弹性铰可限制车体与贯通道骨架之间的纵向和横向平动, 不限制垂向的平动和 3 个方向的转动。弹性铰和固定铰联合使用组成的铰接机构, 限制了车体与贯通道骨架之间的浮沉、横摆、伸缩、点头及侧滚运动, 使得车体与贯通道骨架之间仅存在相对摇头的自由度, 以保证车辆能适应水平弯道。自由铰不限制车体与贯通道骨架之间的垂向、纵向平动和 3 个方向的转动, 仅限制横向的平动。自由铰主要用于限制车体与贯通道骨架之间的相对侧滚<sup>[5]</sup>。自由铰和固定铰联合使用组成的铰接机构, 限制了车体与贯通道骨架之间的浮沉、横摆和伸缩运动, 保留了车体与贯通道骨架之间的点头、摇头和侧滚自由度, 可保证列车适应

\* 国家自然科学基金项目(51605200); 山西省教育科学规划课题(GH-18139); 山西工程职业学院教科研课题(JKY201805)

水平弯道和上下坡道,同时保持相连接两车辆间相对位置的稳定性。上铰的特点为:上铰中采用的弹性铰和采用的自由铰在数量上相等,总和为  $2n$  ( $n$  为非零的自然数)。通过该铰接系统,胶轮有轨电车可获得良好的曲线通过性能,并确保车辆在垂直面内处于静定状态。所谓车辆在垂直面内处于静定状态,是指在垂直面内整个车辆的自由度总和为 1。图 1 所示三模块编组胶轮有轨电车共有 5 个车体模块,支撑在 4 个走行部上,共配置有 4 个铰接机构;每个车体模块在垂直面内有 3 个自由度( $X$ 、 $Y$  方向的平动及在垂直面

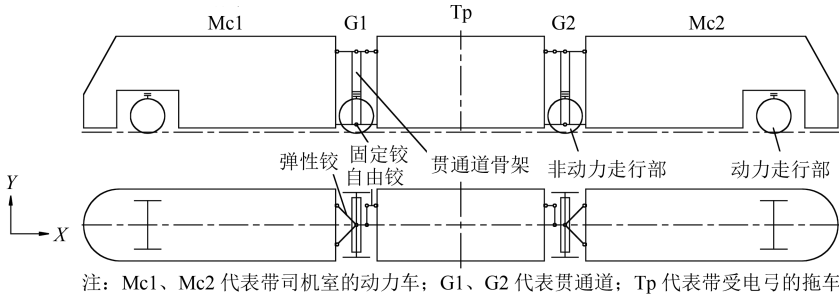


图 1 胶轮有轨电车三模块编组示意图

## 2 铰接机构静力学分析

### 2.1 静平衡方程的建立

车辆在垂直面内处于静定状态时,根据铰接机构的受力特点建立各车体的静平衡方程,求解方程组得到各连接铰的静态载荷。

以 Mc1 车体为研究对象,建立图 2 所示的静力学模型。

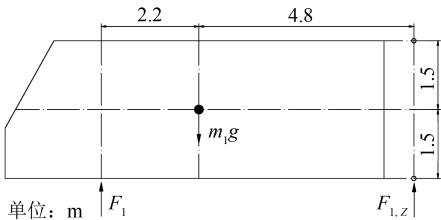


图 2 Mc1 车体静力学模型

根据牛顿第一定律,可得到如下方程:

$$F_1 + F_{1,z} - m_1g = 0 \tag{1a}$$

$$2.2F_1 - 4.8F_{1,z} = 0 \tag{1b}$$

式中:

$m_1$ ——Mc1 车体的质量(不包含走行部);

$F_1$ ——走行部对 Mc1 的垂向力;

$F_{1,z}$ ——铰接点 1 对 Mc1 的垂向力。

以 G1 为研究对象,建立图 3 所示的静力学模型。

内的转动),5 个车体模块的总自由度是 15 个;走行部在  $Y$  方向约束车体,4 个走行部限制 4 个自由度;弹性铰和固定铰联合使用,约束  $X$ 、 $Y$  方向的平动以及垂直面内的转动,整车配置 2 个弹性铰,限制 6 个自由度;自由铰和固定铰联合使用,约束  $X$ 、 $Y$  方向的平动,不约束垂直面内的转动,整车配置 2 个自由铰,限制 4 个自由度。所以,在垂直面内整个车辆的总自由度是 1 个。这样的铰接机构配置使得车辆各独立的车体模块虽然都不是静定的,但整车铰接连接后在垂直面内是静定的。

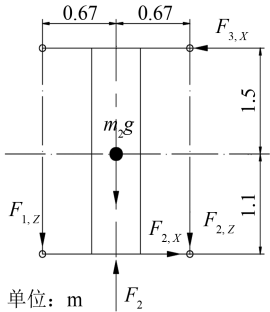


图 3 G1 静力学模型

根据牛顿第一定律,可得到如下方程:

$$F_2 - F_{1,z} - F_{2,z} - m_2g = 0 \tag{2a}$$

$$F_{2,x} - F_{3,x} = 0 \tag{2b}$$

$$0.67F_{2,z} - 1.1F_{2,x} - 1.5F_{3,x} - 0.67F_{1,z} = 0 \tag{2c}$$

式中:

$m_2$ ——G1 的质量(不包含走行部);

$F_2$ ——走行部对 G1 的垂向力;

$F_{2,x}$ ——铰接点 2 承受的纵向分力;

$F_{2,z}$ ——铰接点 2 承受的垂向分力;

$F_{3,x}$ ——铰接点 3 承受的纵向分力;

$F_{3,z}$ ——铰接点 3 承受的垂向分力。

以 Tp 车体为研究对象,建立图 4 所示的静力学模型。

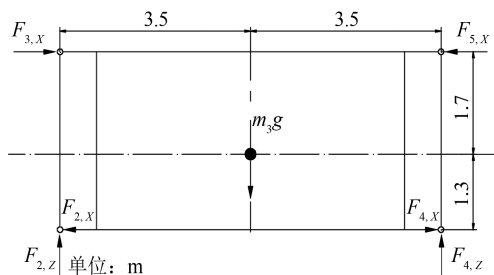


图4 Tp 车体静力学模型

根据牛顿第一定律,可得到如下方程:

$$F_{2,Z} + F_{4,Z} - m_3g = 0 \quad (3a)$$

$$F_{3,X} + F_{4,X} - F_{2,X} - F_{5,X} = 0 \quad (3b)$$

$$1.7F_{3,X} + 1.3F_{2,X} + 3.5F_{2,Z} - 1.7F_{5,X} - 1.3F_{4,X} - 3.5F_{4,Z} = 0 \quad (3c)$$

式中:

$m_3$ ——Tp 车体的质量(不包含走行部);

$F_{4,X}$ ——铰接点 4 承受的纵向分力;

$F_{4,Z}$ ——铰接点 4 承受的垂向分力;

$F_{5,X}$ ——铰接点 5 承受的纵向分力;

$F_{5Z}$ ——铰接点 5 承受的垂向分力。

以 G2 为研究对象,建立图 5 所示的静力学模型。

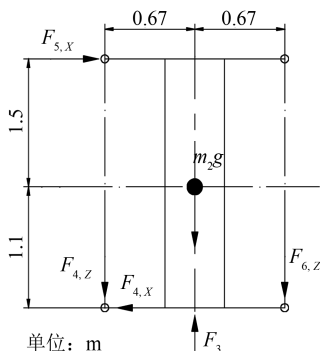


图5 G2 静力学模型

根据牛顿第一定律,可得到如下方程:

$$F_3 - F_{4,Z} - F_{6,Z} - m_4g = 0 \quad (4a)$$

$$F_{4,X} - F_{5,X} = 0 \quad (4b)$$

$$0.67F_{6,Z} + 1.1F_{4,X} + 1.5F_{5,X} - 0.67F_{4,Z} = 0 \quad (4c)$$

式中:

$m_4$ ——G2 的质量(不包含走行部);

$F_3$ ——走行部对 G2 的垂向力;

$F_{6,Z}$ ——铰接点 6 承受的垂向力。

以 Mc2 车体为研究对象,建立图 6 所示的静力学模型。

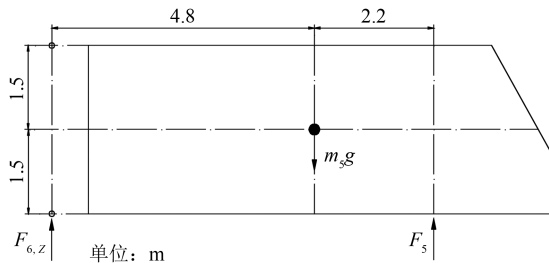


图6 Mc2 车体静力学模型

根据牛顿第一定律,可得到如下方程:

$$F_{6,Z} + F_5 - m_5g = 0 \quad (5a)$$

$$4.8F_{6,Z} - 2.2F_5 = 0 \quad (5b)$$

式中:

$m_5$ ——Mc2 车体的质量(不包含走行部);

$F_5$ ——走行部对车体的垂向力。

## 2.2 静力学计算结果及分析

联合上述方程组(1)~(5),共有 13 个方程,12 个未知量,看似属于超静定问题。但是,根据方程式(2b)和(3b),必有方程式(4b)成立。求解上述方程组可得:

$$\begin{cases} F_1 = 0.7m_1g \\ F_{1,Z} = 0.3m_1g \\ F_{2,X} = F_{3,X} = F_{4,X} = F_{5,X} = \\ \quad (0.67m_3g - 0.2m_1g - 0.2m_5g)/5.2 \\ F_{2,Z} = F_{4,Z} = 0.5m_3g \\ F_2 = 0.3m_1g + m_2g + 0.3m_3g \\ F_3 = 0.3m_3g + m_4g + 0.3m_5g \\ F_5 = 0.7m_5g \\ F_{6,Z} = 0.3m_5g \end{cases}$$

三模块编组车辆通过铰接连接后,由于车体结构和设备布置均为对称式,为研究方便,进一步理想化车体模型,假定  $m_1 = m_5$ 、 $m_2 = m_4$ ,则每节车厢的具体质量详见表 1。

表 1 三模块编组车辆车厢(不包含走行部)质量统计表

项目	质量/kg
$m_1$	15 275
$m_2$	2 936
$m_3$	8 484
$m_4$	2 936
$m_5$	15 275

由此可得, $F_1 = F_5 = 105 \text{ kN}$ , $F_{1,Z} = F_{6,Z} = 45 \text{ kN}$ , $F_2 = F_3 = 98 \text{ kN}$ , $F_{2,X} = F_{3,X} = F_{4,X} = F_{5,X} = -0.8 \text{ kN}$ , $F_{2,Z} = F_{4,Z} = 42 \text{ kN}$ ;由车体垂向静载荷引起的固定铰

最大垂向静载荷为  $F_{1,z}$ ,由垂向静载荷引起的最大纵向静载荷总是使固定铰受压、弹性铰受拉。

### 3 固定铰强度校核

根据铰接机构的受力分析可知,下部固定铰是铰接机构中主要的承载部件。除了承受垂向载荷,对于  $T_p$  和  $G1/G2$  之间的固定铰,其承受的最大纵向载荷等于车辆承受的纵向压缩或拉伸载荷;对于  $Mc1$  和  $G1$ 、 $Mc2$  和  $G2$  之间的固定铰,假定纵向压缩或拉伸载荷作用在车辆质心,则其承受的最大纵向载荷按照其安装位置与车辆的质心高度进行分配。

车辆纵向载荷满足 EN 12663-1:2010《铁道应用 轨道车辆车体结构要求 第一部分:机车和客车》中 P-V 类要求<sup>[8]</sup>。

利用 ANSYS 有限元分析软件,对铰接机构下部固定铰连接座建立仿真模型,按照  $T_p$  和  $G1/G2$  之间固定铰的受力状态,对固定铰进行了静强度仿真分析,要求计算应力不超过材料的屈服强度<sup>[9]</sup>。固定铰的计算载荷如表 2 所示。

表 2 固定铰静强度计算载荷一览表

计算工况	垂向载荷/kN	纵向载荷/kN
垂向载荷工况	45	0.8
纵向拉伸工况	0	150.0
纵向压缩工况	0	200.0
“垂向+拉伸”载荷工况	45	149.2
“垂向+压缩”载荷工况	210	200.8

固定铰连接座采用 45 钢,泊松比为 0.3,弹性模量为 206 GPa,屈服强度不小于 355 MPa,抗拉强度不小于 600 MPa。

#### 3.1 上连接座强度分析

上连接座主要由六面体实体单元离散,车体连接部分采用壳单元离散。总单元数为 29 348,节点数为 33 916。有限元模型及边界条件如图 7 所示。

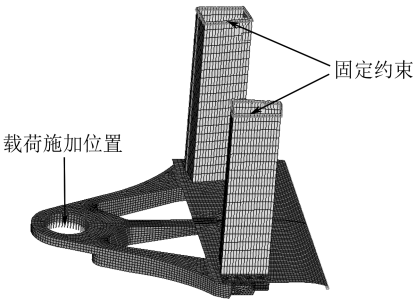


图 7 上连接座有限元模型及边界条件

计算工况及计算结果如表 3 所示。复合工况应力云图如图 8 和图 9 所示。

表 3 上连接座计算工况及计算结果

计算工况	最大计算应力/MPa	材料许用应力/MPa
垂向载荷工况	212	355
纵向拉伸工况	118	355
纵向压缩工况	107	355
“垂向+拉伸”载荷工况	226	355
“垂向+压缩”载荷工况	210	355

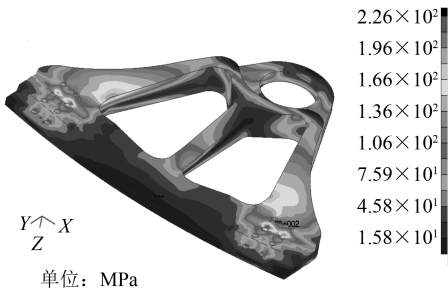


图 8 “垂向+拉伸”载荷下上连接座的应力云图

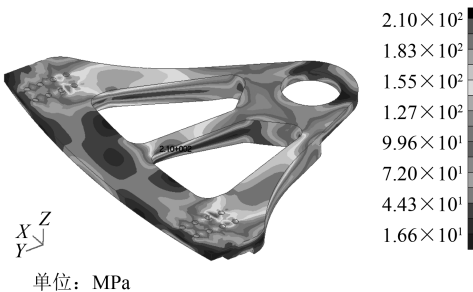


图 9 “垂向+压缩”载荷下上连接座的应力云图

#### 3.2 下连接座强度分析

下连接座主要由六面体实体单元离散,车体连接部分采用壳单元离散。总单元数为 27 448,节点数为 19 628。有限元模型及边界条件如图 10 所示。

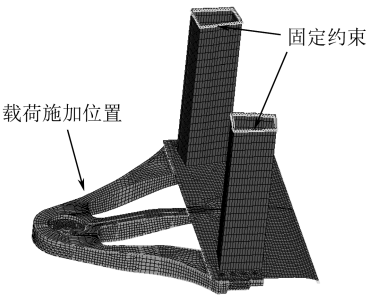


图 10 下连接座有限元模型及边界条件

计算工况及计算结果如表 4 所示。复合工况应力云图如图 11 和图 12 所示。

### 4 结语

以中国中车股份有限公司研发的胶轮有轨电车  
(下转第 35 页)