

导轨式胶轮电车单元式铰接车体 固定铰的静强度分析

马 凯¹ 方 吉² 陈秉智² 王树才¹ 刘持军¹

(1. 中车四方车辆有限公司, 266111, 青岛; 2. 大连交通大学机车车辆工程学院, 116028, 大连//第一作者, 高级工程师)

摘 要 介绍了导轨式胶轮电车单元式铰接车体的编组结构和主要技术参数, 分析了铰接装置的工作原理、安装结构, 并对铰接装置在单元式铰接车体中的受力状态进行了分析, 利用拉格朗日系统方程求解。通过建立固定铰的计算模型, 采用 ANSYS 软件校核固定铰的静强度。最后针对铰接结构的受力进行了静强度试验。验证得知铰接结构的强度满足车体的强度需求。

关键词 导轨式胶轮电车; 单元式铰接车体; 固定铰; 强度分析

中图分类号 U482.102

DOI:10.16037/j.1007-869x.2020.06.017

Static Strength Analysis of the Unit-articulated Carbody Fixed Hinge for Rubber-wheeled Guide Vehicle

MA Kai, FANG Ji, CHEN Bingzhi, WANG Shucui, LIU Chijun

Abstract With an introduction of the main technical parameters related to the unit-articulated carbody marshalling structure for rubber-wheeled guide vehicle, the working principle and installation structure of the articulated devices, the stress state of which installed in the unit-articulated carbody are analyzed. Then, the Lagrangian system equation is used to solve the force. A calculation model of the fixed hinge is established, and ANSYS software is used to check the static strength of the fixed hinge. Finally, based on a static strength test of the articulated structure, the strength of which is proven to meet the carbody strength requirements.

Key words rubber-wheeled guide vehicle; unit-articulated carbody; fixed hinge; strength analysis

First-author's address CRRC Sifang Co., Ltd., 266111, Qingdao, China

和驱动融合于一体创新而成的城市轨道交通系统。

GRT 的基本单元为“2 动 1 拖”的三节编组结构。电车采用胶轮承载及驱动, 单轨中央导向, DC 750 V 供电; 地板面高度为 270 mm, 客室内实现无障碍贯通; 车辆的最小转弯半径为 15 m, 最大爬坡能力为 130‰, 最高运行速度为 80 km/h^[2]。

GRT 的车体为单元式铰接结构, 主要由端部车体、中间车体和摇架、铰接装置等组成; 摇架采用门式结构, 是走行部的安装部件。

本文基于 GRT 的单元式铰接车体, 对车体的编组架构、铰接装置的工作原理、受力方式及安装结构进行分析。通过建立固定铰的计算模型, 使用 Hyper Mesh 软件进行几何模型处理, 使用 ANSYS 软件进行边界条件设定和计算, 用以校核固定铰的静强度。同时, 对铰接机构进行静强度试验, 以验证铰接结构的强度是否满足车体的需求。

1 车体编组结构

单元式铰接车体采用多模块编组形式, 三节编组为车体的最小编组单元。三节编组车体如图 1 所示, 车体的总长度为 25 300 mm, 车体宽度为 2 400 mm, 车顶边上梁的上平面距轨面高度为 2 800 mm, 底架下边梁的上平面距轨面高度为 225 mm, 端部车体长度为 8 480 mm, 中间车体长度为 5 540 mm。

车体(编组状态下)的静强度应满足 BS EN 12663-1—2010《铁路应用—铁路车辆车身的结构要求—第 1 部分: 机车和客运车辆》中 P-V 类客运车辆的要求。

2 铰接装置的作用原理和受力分析

铰接装置是在车辆模块相互连接中固定铰、弹性铰和自由铰的总称^[3]。

导轨式胶轮电车(GRT)系统是近年来开发的一种先进、便捷的城市轨道交通系统^[1], 是将轨道交通的自动导向运行和公共交通的橡胶车轮承载

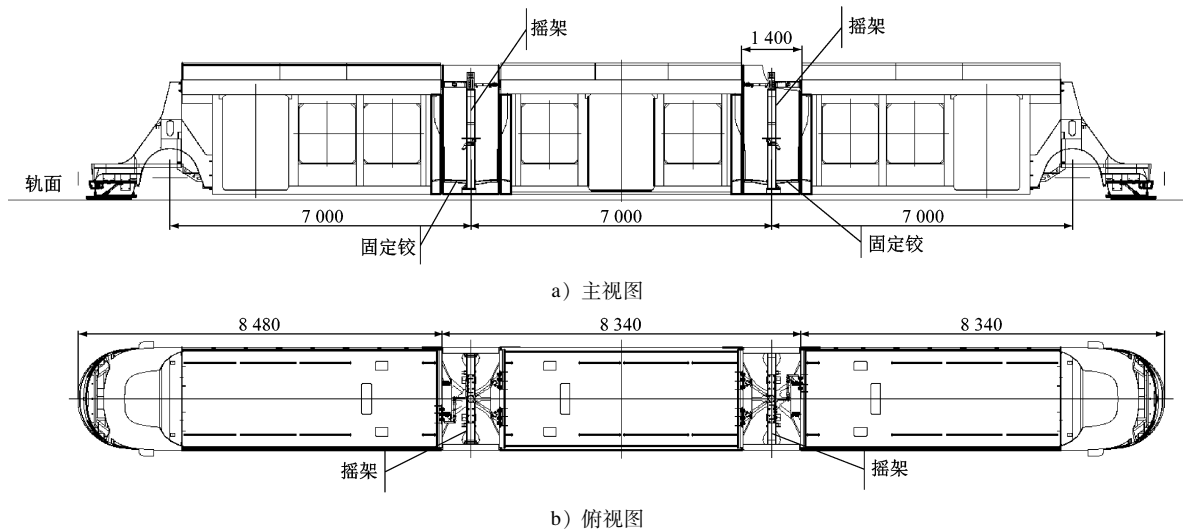


图1 GRT 三节编组车体编组图

2.1 铰接装置的作用原理

单元式铰接的端部车体和中间车体均为刚性结构,为使车辆顺利通过水平曲线、垂直曲线和复合曲线等不同路况,通过铰接装置实现车体与车体之间车体垂向轴、横向轴和纵向轴的旋转自由度,从而满足车体的转动、侧滚、点头等需求。

因此,固定铰以垂向轴旋转为主,同时在纵向轴和横向轴上也允许有一定量的旋转自由度。由于固定铰关于横向轴和纵向轴(侧滚方向)均存在自由度,因而中间车体两端的固定铰都存在侧滚方向的自由度,因此需要设计三角拉杆式弹性接抗侧滚装置来限制中间车体与摇架之间的侧滚自由度;而端部车体与摇架之间可以允许车体发生点头方向的运动,则设置了具有抗侧滚装置的自由铰。车体编组的结构原理如图2所示。

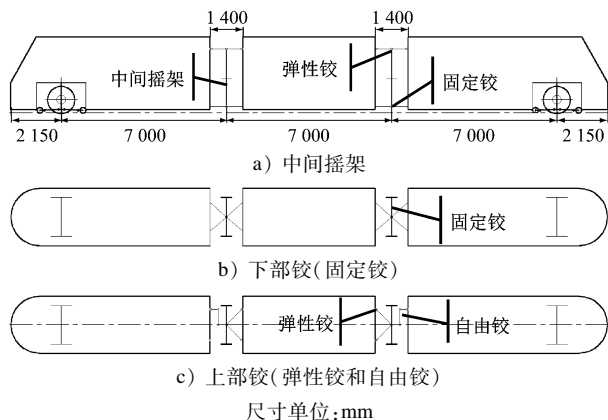


图2 车体编组结构原理示意图

2.2 铰接装置的受力分析

根据运动关系和 BS EN 12663-1—2010 的工况

划分,单元式铰接车体承受纵向拉伸和冲击、垂向载荷、扭转以及复合工况下的载荷等,如图3所示。

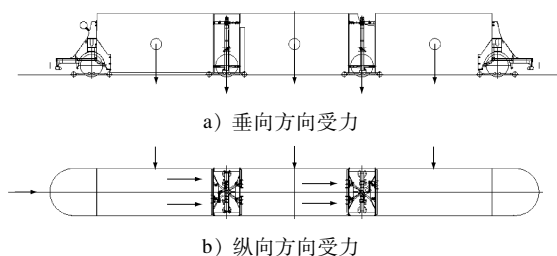


图3 单元式铰接主要受力传递方向

固定铰结构采用如图4所示的铰接轴承:上、下固定铰座通过铰接轴承1绕垂直轴旋转,与中间摇架之间通过铰接轴承2绕垂直轴旋转;上、下固定铰座与铰接轴承通过螺栓组装,然后通过螺栓与摇架连接;固定铰座通过螺栓与车体连接。

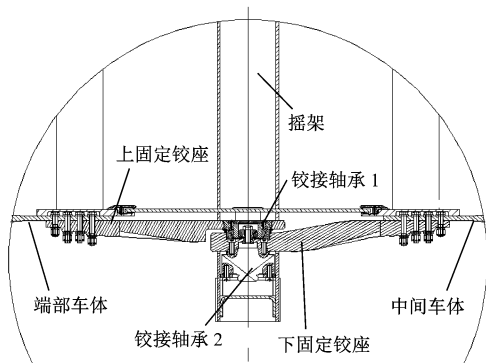


图4 固定铰安装结构

固定铰安装在摇架上,用以连接相邻的2节车厢。固定铰可限制纵向、垂向和横向的3个方向平动,使两端车体能绕其进行3个方向相互转动,能够

传递垂向力以及大部分的纵向力和横向力。

如图 5 所示,弹性铰的关节轴承 1 采用垂向橡胶关节结构,与摇架中心通过螺栓连接,实现弹性铰关于垂向轴的转动;弹性铰的关节轴承 2 采用横向橡胶关节结构,与中间车体通过螺栓连接,实现弹性铰关于横向轴的转动。这 2 个关节轴承均有一定的关于纵向轴的自由度,可满足车辆侧滚缓冲的需求。

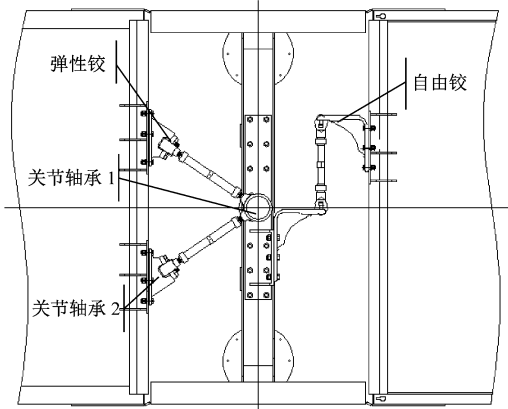


图 5 弹性铰和自由铰的安装结构

自由铰为 Z 字型结构,两转折处采用橡胶关节

$$A^{gi} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \phi - \sin \psi \cos \theta \sin \phi & -\cos \psi \sin \phi - \sin \psi \cos \theta \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \\ \sin \psi \cos \phi - \cos \psi \cos \theta \sin \phi & -\sin \psi \sin \phi - \cos \psi \cos \theta \cos \phi & -\cos \psi \sin \theta \\ \sin \theta \sin \phi & \sin \theta \cos \phi & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (1)$$

机械系统动力学自动分析利用带拉格朗日乘子的拉格朗日第一类方程的能量形式得到以下方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{\partial \phi}{\partial q_i} \quad (2)$$

式中:

T ——系统广义坐标表达的动能;

q_i ——广义坐标;

Q_i ——广义坐标 q_i 方向的广义力。

约束方程和拉格朗日乘子表达了在广义坐标 q_i 方向的约束反力。在机构系统动力学自动分析时引入了广义动量:

$$P_j = \partial T / \partial \dot{q}_j \quad (3)$$

约束反力 C_i 可简化为:

$$C_i = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{\partial \phi}{\partial q_i} \quad (4)$$

本文采用 NewMark 逐步积分法解动力学方程,获得载荷的时间历程,并取最大载荷校核强度进行分析。

结构,两端通过螺栓分别与摇架、端部车体连接,实现自由铰关于横向轴的转动。同时,自由铰关于纵向轴具有一定的自由度。

弹性铰可限制两端车体纵向和横向的平动,但不限制垂向的平动和 3 个方向的转动自由度。弹性铰与固定铰配合使用时,限制了相邻车体间的沉浮运动和侧滚运动,使得相邻车厢存在相对摇头的自由度,不承受垂向力。自由铰不限制相邻车体之间的垂向、纵向平动和三向转动,仅限制横向的平动,因而不承受垂向力和纵向力,仅承受横向力。

根据图 3 所示的受力状态,利用拉格朗日乘子法引入约束条件,建立 GRT 车辆系统的动力学方程^[4-5]。

在机械系统动力学自动分析中,用刚体的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标: $q = [x, y, z, \psi, \theta, \phi]^T$ 。令 $R = [x, y, z]^T$, $\gamma = [\psi, \theta, \phi]^T$, $q = [R^T, \gamma^T]^T$ 。

构件质心参考坐标系与地面坐标系间的坐标变换矩阵为:

3 强度分析计算

本文对受力最大的固定铰进行强度分析。固定铰由上、下固定铰座通过轴承连接组成,固定铰座采用 45# 碳素结构钢锻造调质处理,其材料刚度为 2.1×10^5 MPa,泊松比为 0.3。

3.1 上固定铰座强度分析

上固定铰座采用 ANSYS 软件进行模拟,单元尺寸约为 5 ~ 12 mm,局部有所细化。整个有限元模型共有 29 348 个单元,33 916 个节点,如图 6 所示。

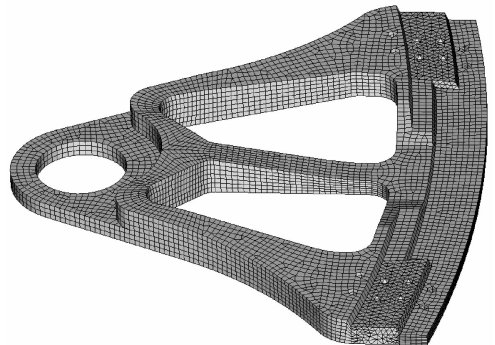


图 6 上固定铰座的有限元模型截图

在螺栓连接位置模拟车体的固定约束,然后在铰接轴承位置分别模拟施加垂向载荷、纵向载荷和横向载荷,其约束关系如图 7 所示。

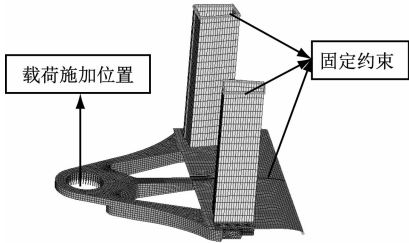


图 7 上固定铰座的载荷作用位置及约束条件

表 1 列出了在各计算载荷工况下上固定铰座的应力计算结果。从表 1 可知,在垂向工况下的最大应力为 212 MPa;在“垂向 + 横向 + 压缩”合成载荷下的最大应力为 210 MPa;在“垂向 + 横向 + 拉伸”合成载荷下的最大应力为 226 MPa^[7],应力云图如图 8 所示。所计算工况的最大应力均满足设计要求。

表 1 上固定铰座各个工况下的应力

计算工况	最大计算应力/MPa	材料屈服强度/MPa
垂向载荷工况	212.0	355
横向载荷工况	36.5	355
纵向拉伸工况	118.0	355
纵向压缩工况	107.0	355
“垂向 + 横向 + 拉伸”载荷工况	226.0	355
“垂向 + 横向 + 压缩”载荷工况	210.0	355

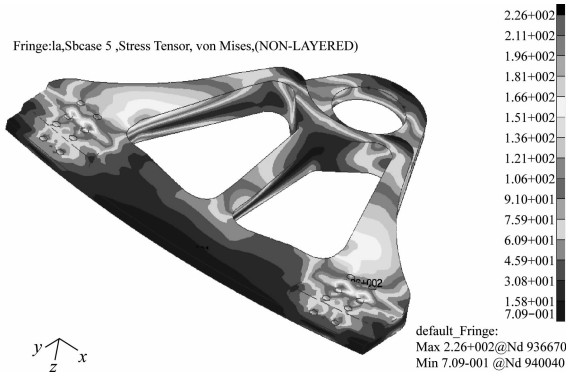


图 8 “垂向 + 横向 + 拉伸”载荷下上固定铰座的应力云图

3.2 下固定铰座强度分析

下固定铰座采用 ANSYS 软件进行模拟,单元尺寸约为 5 ~ 12 mm,局部有所细化。整个有限元模型共有 27 448 个单元,19 628 个节点,如图 9 所示。

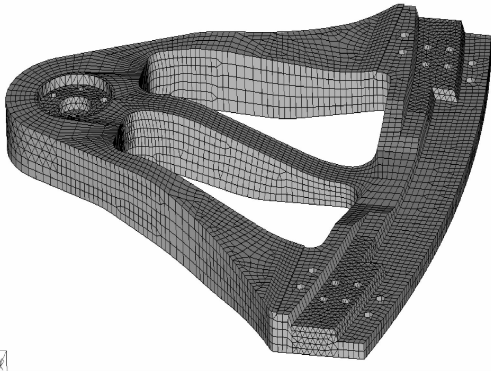


图 9 下固定铰座的有限元模型

在螺栓连接位置模拟车体的固定约束,然后在铰接轴承位置分别模拟施加垂向载荷、纵向载荷和横向载荷,其约束关系与上固定铰座相同。

表 2 列出了在各计算载荷工况下下固定铰座应力计算结果,均满足设计要求。“垂向 + 横向 + 拉伸”载荷下下固定铰座的应力云图如图 10 所示。

表 2 下固定铰座各个工况下的应力

计算工况	最大计算应力/MPa	材料屈服强度/MPa
垂向载荷工况	144.0	355
横向载荷工况	84.7	355
纵向拉伸工况	74.6	355
纵向压缩工况	97.3	355
“垂向 + 横向 + 拉伸”载荷工况	223.0	355
“垂向 + 横向 + 压缩”载荷工况	157.0	355

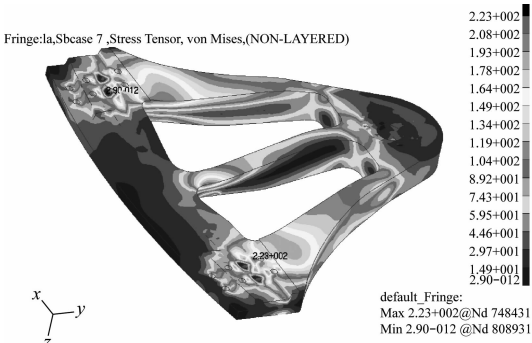


图 10 “垂向 + 横向 + 拉伸”载荷下下固定铰座的应力云图

4 静强度试验

对 GRT 的三节编组整车进行车体静强度试验,在固定铰位置布置了 14 个点位,检测固定铰座的受力情况,如图 11 所示。

本文对整车进行垂向载荷、200 kN 的压缩载荷

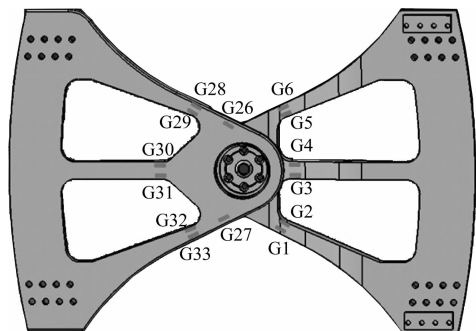


图 11 固定铰座布点位置图示

+垂向载荷、150 kN 的拉伸载荷+垂向载荷、整体抬车、铰接座纵向和横向载荷等 18 个工况进行了试验。试验结果表明,在垂向载荷试验中,固定铰的安装孔横向方向两侧位置的安全系数最小,为 1.66^[7]。所有工况下测点的应力均小于材料的屈服极限。

5 结论

1) 通过对 GRT 车体铰接装置的工作原理和受力进行分析,利用仿真计算和静强度试验可知,其固定铰的结构强度满足 BS EN 12663-1—2010《铁路应用—铁路车辆车身的结构要求—第 1 部分:机车和客运车辆》中 P-V 类客运车辆要求。

2) 通过仿真计算,上固定铰座的最大应力(191

(上接第 71 页)

2) 在距离轨道中心线 7.5 m 远处的声压主要表现在各节车厢的底部,此外在整列车的中部噪声也较高。

3) 车辆辐射噪声受轮轨噪声激励源影响最为显著,轮轨噪声每增大 1 dBA,其辐射噪声增大 0.9 ~ 1.0 dBA;其次是齿轮箱噪声和牵引电机噪声;受电弓噪声受到的影响最小。

参考文献

- [1] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 1.
- [2] JIN X S. Key Problems Faced in High-speed Train Operation

MPa) 发生在垂向工况下,合成载荷工况的最大应力为 211 MPa;下固定铰座的最大应力(132 MPa) 发生在垂向工况下,合成载荷工况的最大应力为 212 MPa。通过试验,最大应力发生在上固定铰座的垂向载荷试验中,其应力值为 213.7 MPa,这说明了仿真计算与试验结果趋于一致。

参考文献

- [1] 夏春生. 新型中运量城市公共交通系统的分析与实践[J]. 城市轨道交通研究, 2018(5): 95.
- [2] 马凯,孙珉堂,周家林,等. 导轨电车辆辆的系统设计[J]. 城市轨道交通研究, 2018(3): 127.
- [3] 中国标准化管理委员会. 城市轻轨交通铰接车辆通过技术条件: GB/T 23431—2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009: 5.
- [4] 黄艾香. 有限元理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2009: 101.
- [5] ZIENKIEWICZ O C. 有限元方法基本原理[M]. 曾攀,译. 北京: 清华大学出版社, 2008: 90.
- [6] 方吉,阎帅,孙光奇,等. 胶轮钢轨导向电车可行性分析报告[R]. 大连: 大连交通大学, 2015.
- [7] 中铁检验认证(青岛)车辆检验站. 导轨电车车体静强度试验报告[R]. 青岛: 中车四方车辆有限公司, 2016.
- [8] 马凯. 导轨式胶轮电车系统研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2015.

(收稿日期: 2018-07-08)

[J]. Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering), 2014, 15(12): 936.

- [3] SOETA Y, SHIMOKURA R. Survey of Interior Noise Characteristics in Various Types of Trains [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(10): 1160.
- [4] EADE P W, HARDY A E J. Railway Vehicle Internal Noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 51(3): 403.
- [5] 朱妍妍,段传波,柳至和. 城市地铁车辆辐射噪声特性[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(增刊 1): 287.
- [6] 董孝卿,黄欣,吴宁. 高速铁路车辆辐射噪声特性初步研究[J]. 铁道机车车辆, 2009, 29(4): 42.
- [7] 曲云腾. 铁路机车车辆辐射噪声标准对比分析研究[J]. 铁路节能环保与安全卫生, 2017, 7(1): 13.

(收稿日期: 2019-02-21)

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021—51030704