

新型 CFRP 地铁转向架构架强度分析

刘顺东,王广超

(中车青岛四方车辆研究所有限公司,山东 青岛 266111)

摘要:介绍新型碳纤维复合材料地铁转向架构架基本参数、结构设计特点,建立有限元三维模型,参考标准 UIC615-4 和 EN13749 建立计算大纲及载荷工况,利用 Hypermesh+Ansys 软件联合仿真进行构架静强度、疲劳强度和模态分析,根据劳氏船级社工作服务准则对构架进行强度评估。计算结果表明:该构架强度满足工作要求,安全裕度较高,各阶模态较高,不会与车体发生共振。

关键词:碳纤维复合材料;地铁转向架;构架;静强度;疲劳强度;模态

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)01-0100-05

Strength Analysis for New Metro Bogie Frame Made of CFRP

LIU Shundong, WANG Guangchao

(CRRC Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute Co., Ltd., Qingdao 266111, China)

Abstract: Basic parameters and structural design features of the new metro bogie frame made of carbon-fiber reinforce plastic are introduced. A three-dimensional finite element model was developed. The calculation outline and load conditions are established with reference to the standards UIC615-4 and EN13749. Static strength, fatigue strength and modal of the frame are analysed by Ansys and Hypermesh softwares. Based on Germanischer Lloyd guidelines, the strength of the frame is assessed. The calculation results indicate that the frame strength can meet working requirements with high safety margin, high modal of each order and without frame-car body resonance.

Keywords: carbon-fiber reinforce plastic; metro bogie; frame; static strength; fatigue strength; modal

0 引言

随着国民经济与产业的迅速发展,目前国内外许多大城市已经形成了以地铁为主要运营方式的交通系统^[1]。碳纤维复合材料相较传统钢材料比强度和比模量更大,具有更高疲劳强度、冲击强度,且其材料密度不及传统钢材料的 1/4。将碳纤维复合材料运用到地铁车辆转向架上,对于车辆轻量化具有重大意义^[2]。

1 复合材料转向架研究现状

转向架质量通常占整车质量的 1/3,对转向架进行减质量更易取得明显效果^[3]。20 世纪 80 年代,德国 AEG 公司和航空技术公司 MBB 与德铁合作研制出世界上首辆碳纤维转向架,如图 1 所示^[4];韩国铁路研究院 KIM J S 博士近年来研制出一种轻量化 GFRP(玻璃纤维复合材料)构架,并进行了疲劳强度实验评估,该构架总质量只有 145 kg^[5-6]。2013 年 6 月,日本川崎重工研制出采用 CFRP(碳纤维复合材料)作为侧梁的转向架构架,取消传统轴箱。该构架已经通过美国交通技术中心(TTCI)4 500 km 里程线路运行试验,转向架结构如图 2 所示^[7]。

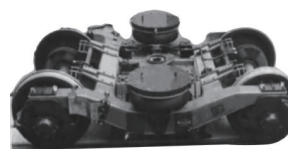


图 1 德国首辆碳纤维转向架



图 2 日本川崎重工 CFRP 转向架

2 车辆设计参数

本文采用新型 CFRP 材料对构架进行结构设计,构架主体包括左右纵梁及中间横梁,采用一体成型的密闭封箱型结构,纵梁下侧对称设置一系弹簧座及一系拉板座,上部设置空气弹簧座,两根横梁内外侧分别悬挂电机驱动系

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51735012)

第一作者简介:刘顺东(1994—),男,山东青岛人,助理工程师,硕士,研究方向为机械设计制造及自动化。

统、齿轮箱传动系统、牵引座及横向止挡座。构架模型如图 3 所示。

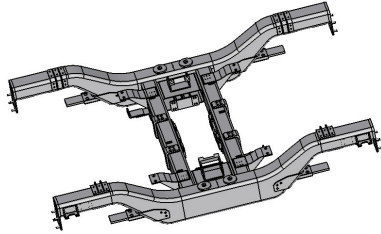


图 3 新型 CFRP 地铁构架三维模型图

利用碳纤维复合材料更好的弹性优势,构架取消传统的横向、纵向减振器,对轴箱定位系统进行优化,采用拉板结构提供更大的横向和纵向刚度,以承担单方向载荷。轴箱弹簧仅提供垂向刚度,由此实现一系定位刚度解耦。车辆及材料参数见表 1 和表 2。

表 1 车辆基本参数

序号	参数/单位	数值
1	转向架质量 m_b /kg	8 000
2	空车质量(AW0) m_v /kg	42 000
3	超常商用载荷(AW3) c_1 /kg	25 920
4	模拟运行商用载荷(AW2) c_2 /kg	18 600
5	横梁驱动系统质量 m_q /kg	1 012
6	启动加速度 α_s /(m/s^2)	1.0
7	每节车转向架数量 n_b	2
8	电机最大启动转矩 M_s /($N \cdot m$)	1 754
9	电机额定转矩 M_n /($N \cdot m$)	1 156
10	电机短路转矩 M_t /($N \cdot m$)	9 800
10	轴距 l_a /mm	2 500
11	轮与轨水平面接触距离 l_t /mm	1 493
12	一系簧支撑横向间距 l_p /mm	2 102

表 2 复合材料力学性能参数

参数/MPa	数值	参数	数值
x 方向拉伸模量	6 530	xy 方向泊松比	0.217
y 方向拉伸模量	45 000	yz 方向泊松比	0.217
z 方向拉伸模量	6 530	zx 方向泊松比	0.366
xy 方向切变模量	2 433	拉伸强度	1 100
yz 方向切变模量	2 433	压缩强度	802
zx 方向切变模量	1 698	密度/(kg/cm^3)	1.6

3 构架静强度计算

本次构架强度计算的载荷参照构架强度计算载荷的确定和强度评估依据标准 UIC615-4^[8]《动力单元-转向架和走行机构-转向架构架结构强度试验》及 DIN EN-13749^[9]《Railway applications - Wheelsets and bogies -

Methods of specifying structural requirements of bogie frames》规范。分别对构架进行了超常载荷和运营载荷工况计算,其中超常载荷用于评定构架的静强度,模拟运营载荷用于评价构架的疲劳强度。

3.1 构架有限元模型

利用 CATIA 建立三维模型,在 Hypermesh 中将模型离散为三维实体单元,一系轴箱根据构架受力情况在对应方向建立弹簧单元,以更好地模拟实际情况。按照上述原则,构架有限元模型如图 4 所示。

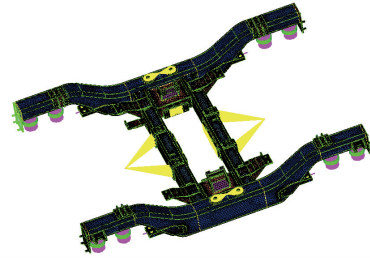


图 4 构架有限元模型图

3.2 构架载荷及工况

1) 超常载荷

超常载荷是运行中可能发生的最大载荷。在超常工况下,构架载荷主要由转向架自身运行产生载荷及转向架各部件反作用载荷组成。

垂向载荷:

超常载荷中的垂向载荷按照轴质量计算:

$$F_{zmax} = \frac{2.0}{2 \times n_b} (m_v + c_1 - n_b m_b) g = 254\ 667.6 \quad (N) \quad (1)$$

横向载荷:

超常载荷的横向载荷按照轴质量计算:

$$F_{ymax} = 2 \left(10^4 + \frac{(m_v + c_1)g}{3 \times 2n_b} \right) = 130\ 936 \quad (N) \quad (2)$$

纵向载荷:

超常载荷的纵向载荷按启动牵引力计算:

$$F_{xmax} = \frac{m_v + c_1}{n_b} a_s = 33\ 960 \quad (N) \quad (3)$$

驱动悬挂点静载荷:

$$F_{dij} = m_q g = 9\ 927.7 \quad (N) \quad (4)$$

驱动悬挂点动载荷 F''_{dij} :

在电机最大转矩情况下,考虑电机 $\pm 3g$ 的垂向振动和 $\pm 2g$ 横向动荷系数作用,分别计算振动不同方向时的情形。动载荷作用在驱动系统质心位置。

超常载荷中,垂向载荷、横向载荷为基本载荷,再分别叠加其他几种载荷中的一种,组成超常载荷工况。

2) 模拟运营载荷

模拟运营载荷是实际运行中经常发生的载荷,用来考核构架的疲劳强度。在模拟运营工况下,构架载荷主要由转向架自身运行产生载荷及转向架各部件反作用载荷组成,另增加直线运行载荷。

垂向载荷:

构架一侧垂向载荷计算:

$$F_z = \frac{1}{2 \times n_b} (m_v + 1.2c_2 - n_b m_b) g = 118\ 384 \quad (\text{N}) \quad (5)$$

横向载荷:

模拟运营载荷的横向载荷计算:

$$F_y = 0.5(F_z + 0.5m_b g) = 78\ 792 \quad (\text{N}) \quad (6)$$

斜对称载荷:

5‰轨道扭曲位移量:

$$h_5 = l_a \times \frac{l_p}{l_r} \times \frac{5}{1\ 000} = 17.6 \quad (\text{mm}) \quad (7)$$

10‰轨道扭曲位移量:

$$h_{10} = l_a \times \frac{l_p}{l_r} \times \frac{10}{1\ 000} = 35.2 \quad (\text{mm}) \quad (8)$$

悬挂点的动载荷 F'_{djd} :

在电机额定转矩情况下,考虑驱动装置±3g的垂向振动和±1g横向动荷系数作用,分别计算振动不同方向时的

情形。动载荷作用于驱动系统质心位置。

小曲线附加纵向载荷:

当转向架通过小曲线时,由于前后轮对存在的纵向力使转向架产生摇头运动并使转向架处于最大倾斜位置。该纵向力为

$$F_{cx} = 0.1 \left(F_z + \frac{m_b}{2} g \right) = 15\ 758.4 \quad (\text{N}) \quad (9)$$

纵向载荷:

运营工况下的纵向载荷按启动牵引力计算:

$$F_x = \frac{c_2 + m_v}{n_b} a_s = 30\ 300 \quad (\text{N}) \quad (10)$$

3) 计算载荷工况组合

运营载荷工况以 UIC615-4 及 EN-13749 规范中的垂向载荷、横向载荷和斜对称载荷为基本载荷,再分别叠加其他载荷。运营载荷工况组合、超常载荷工况组合如表 3、表 4 所示。

表 3 模拟运营载荷工况

工况	作用于侧梁上的垂向载荷		纵向载荷	横向载荷	斜对称载荷	小曲线载荷	驱动悬挂点载荷
	左侧梁	右侧梁					
M1	F_z	F_z	0	0	0	0	F_{djj}
M2	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	F_y	0	F_{cx}	F'_{djd1}
M3	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_x	$-F_y$	0	$-F_{cx}$	F'_{djd2}
M4	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	F_y	0	F_{cx}	F'_{djd1}
M5	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	F_x	$-F_y$	0	$-F_{cx}$	F'_{djd2}
M6	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	0	$-F_y$	0	F_{cx}	F'_{djd1}
M7	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$-F_x$	F_y	0	$-F_{cx}$	F'_{djd2}
M8	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	0	$-F_y$	0	F_{cx}	F'_{djd1}
M9	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_x$	F_y	0	$-F_{cx}$	F'_{djd2}
M10	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_x	$-F_y$	h_5	F_{cx}	F'_{djd1}
M11	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	F_x	$-F_y$	h_5	$-F_{cx}$	F'_{djd2}
M12	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$-F_x$	F_y	h_5	F_{cx}	F'_{djd1}
M13	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_x$	F_y	h_5	$-F_{cx}$	F'_{djd2}

表 4 超常载荷工况

工况	作用于侧梁上的垂向载荷		纵向载荷	横向载荷	斜对称载荷	驱动悬挂点载荷	工况类型
	左侧梁	右侧梁					
M14	F_{zmax}	F_{zmax}	F_{xmax}	F_{ymax}	h_{10}	0	10‰扭曲
M15	F_z	F_z	F_x	F_y	0	F_{djd1}	振动冲击
M16	F_z	F_z	F_x	F_y	0	F_{djd2}	振动冲击
M17	F_z	F_z	F_x	F_y	0	F_{djd1}	短路冲击
M18	F_z	F_z	F_x	F_y	0	F_{djd2}	短路冲击

4 强度评定方法

4.1 静强度评定方法

与金属材料静强度评定方法类似,碳纤维复合材料属

于各向异性材料,在超常各载荷单独及组合作用下,转向架构架任何点应力 S_d 均不能超过材料许用应力 R_d 。即对于工况 M14-M18,构架各点拉应力均小于材料拉伸强度 1 100 MPa,压应力均小于材料压缩强度 802 MPa。

4.2 疲劳强度评定方法

碳纤维复合材料目前在轨道行业中的应用大多集中在车辆侧墙、裙板等非承载结构,在主承载件上的应用研究较少,更无已经投产使用的 CFRP 转向架构架,行业内没有形成针对性的碳纤维复合材料构架强度评定规范。

本文参考德国风电行业劳氏船级社工业服务准则^[10],对新型碳纤维复合材料地铁列车转向架构架进行疲劳强度分析。

以碳纤维材料断裂强度 R_k 作为参考标准, R_k 与材料疲劳极限 S_p 的比值为安全系数 γ_{Mx} , 满足式(11)。

$$S_p = \frac{R_k}{\gamma_{Mx}} \quad (11)$$

式中 γ_{Mx} 与局部安全系数 γ_{M0} 、铺层时的温度、时效作用以及铺层方式等有关,满足公式(12)。

$$\gamma_{Mx} = \gamma \prod_i C_{ix} \quad (12)$$

船级社服务准则规定,对于任何分析中的局部安全系数均为

$$\gamma_{M0} = 1.35 \quad (13)$$

对于低周疲劳, i 取值为 4, C_{1x} - C_{4x} 均为经试验验证的可供备选的换算系数:

$$C_{1x} = 1.35 \quad \text{时间劣化因子};$$

$$C_{2x} = 1.1 \quad \text{温度劣化因子};$$

$$C_{3x} = 1.1/1.2 \quad \text{铺层效应};$$

$$C_{4x} = 1.0/1.1 \quad \text{修补增强因子}。$$

对于高周疲劳, i 取值为 5, C_{1x} - C_{5x} 均为经试验验证的可供备选的换算系数:

$$C_{1x} = N^{\frac{1}{m}} \quad \text{高周疲劳曲线循环次数 } N \text{ 与斜率 } m;$$

$$C_{2x} = 1.1 \quad \text{温度劣化因子};$$

$$C_{3x} = 1.0/1.1/1.2 \quad \text{铺层效应};$$

$$C_{4x} = 1.0/1.1 \quad \text{修补增强因子};$$

$$C_{5x} = 1.0 \sim 1.2 \quad \text{风电设备参数}。$$

本文采用无限寿命法对构架进行疲劳强度评估,选用高周疲劳换算系数,对于 C_{1x} ,高周疲劳循环次数 $N = 10^7$,斜率 m 采用准则中碳纤维 S-N 曲线斜率 14, $C_{1x} = 3.16$; C_{2x} 和 C_{3x} 分别考虑温度和铺层效应影响,均取值 1.1;结构采用有修补纤维材料, C_{4x} 取值 1.0; C_{5x} 为风电行业参数因子,不予考虑。综上可得,本文疲劳强度使用安全系数 $\gamma_{Mx} = 3.82$ 。

在进行疲劳评估时,选取构架主体中应力较大各点,针对计算工况 M1-M13 基于最大主应力方向简化各点应力状态成单轴应力状态,计算出各点最大应力值 σ_{max} 及最小应力值 σ_{min} ,进而根据 $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ 计算出应力比。通过 Moore-Kommer-Japer 形式的疲劳曲线对结构强度进行判定,计算出应力较大点的疲劳安全系数。

5 构架强度分析结果

5.1 静强度分析结果

部分运营载荷工况和超常载荷各个工况下的构架上

最大应力见表 5,各载荷工况下的主应力云图参见图 5-图 6。构架材料的抗拉强度 1 100 MPa,抗压强度 802 MPa。根据 UIC615-4 标准,对于超常载荷工况 M14-M18,构架最大拉压应力均小于材料许用应力,构架拉压应力均有较大安全裕度,符合静强度评价要求。

表 5 超常载荷工况计算结果

工况	最大主应力/MPa	最小主应力/MPa	安全系数
M14	676.7	530.2	1.51
M15	279.2	248.8	3.22
M16	432.2	477.3	1.68
M17	502.7	397.4	2.02
M18	634.3	503.4	1.59

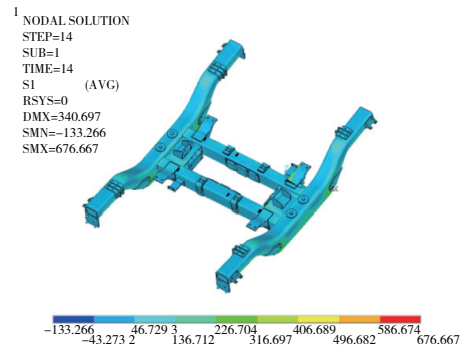


图 5 超常工况 M14 拉应力云图

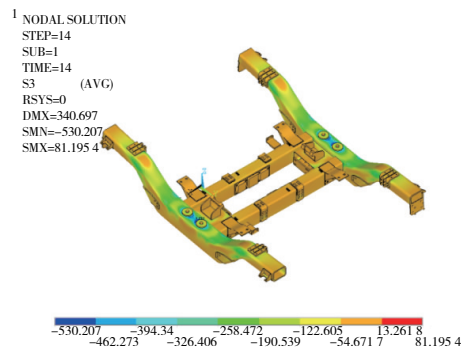


图 6 超常工况 M14 压应力云图

5.2 疲劳强度分析结果

参照 4.2 中的疲劳强度评定方法对构架母材进行评判,选取构架纵梁、横梁应力较大点,将各节点应力比及最大应力值放入图 7 所示 Moore-Kommer-Japer 疲劳曲线图中进行比较,结果显示所有节点均位于母材疲劳曲线之内,表明构架主体结构疲劳强度满足要求。

6 模态分析

构架模态分析利用构架静强度分析模型,采用 Block Lanczos 法,消除构架刚体位移,计算出构架前 7 阶模态。鉴于高阶模态超过 100 Hz,已无实际工程意义,这里并未

给出,计算模态频率见表 6。

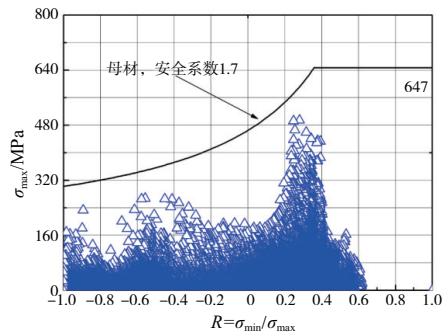


图 7 构架母材疲劳强度评定

计算结果表明,构架低阶模态自振频率较高,没有明显薄弱环节,构架与车体发生共振可能性很小。

表 6 构架低阶振动频率与振型

阶次	频率/Hz	振型
1	43.3	扭转
2	58.6	绕 y 轴弯曲
3	65.8	“八”字变形
4	67.2	反向“八”字变形
5	83.1	水平面内剪切
6	89.1	绕 z 轴弯曲
7	101.2	绕 z 轴反向弯曲

7 结语

参照相关标准规范,对新型 CFRP 地铁转向架构架进行了有限元强度计算,计算结果表明:

1) 在超常载荷工况下,转向架构架的应力均小于材料的抗拉强度 1 100 MPa 和抗压强度 802 MPa,满足静强度要求。

2) 在模拟运营载荷作用下,通过对构架所有节点的 13 种组合工况下的疲劳强度分析,构架各应力节点均在材料 Moore-Kommer-Japer 母材疲劳曲线内,结构基本满足疲劳强度要求。

3) 构架最低阶自振模态已远离车体自振频率,不会与车体发生共振,车辆可正常安全运行。

4) 该新型地铁转向架构架采用 CFRP 材料,相较传统同性能钢材料构架质量仅为其 1/4,且结构简单,安全裕度更高,可对将来 CFRP 材料在轨道交通行业的应用提供借鉴。

参考文献:

- [1] 陈彦达. 地铁车辆转向架构架疲劳可靠性研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [2] 刘顺东. 纤维复合材料在新型地铁转向架上的应用研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
- [3] 孙国平, ROLF J L. 复合材料在高性能铁路车辆转向架上的应用[J]. 国外机车车辆工艺, 1996(4): 1-8.
- [4] KIM J S, YOON H J. Structural behaviors of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains under critical load conditions[J]. Procedia Engineering, 2011, 10: 2375-2380.
- [5] KIM J S, SHIN K B, YOON H J, et al. Durability evaluation of a composite bogie frame with bow-shaped side beams[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(2): 531-536.
- [6] KIM J, KIM J S, YOON H J. Nondestructive evaluation of composite bogie using infrared thermography technique[C]. 18th International Conference on Composite Materials, [S.I.: s.n.], 2011.
- [7] 西村, 武宏. 新世代の鉄道車両台車 efWING[J]. 鉄道車両工業, 2014(4): 12-15.
- [8] UIC615-4 动力单元—转向架和走行机构—转向架构架结构强度试验[S].
- [9] DIN EN 13749 Railway applications - Wheelsets and bogies - Methods of specifying structural requirements of bogie frames [S].
- [10] Germanischer Lloyd Guideline for the Certification of Wind Turbines[S].

收稿日期: 2021-07-06