

铁道客车车体刚度与模态关系理论研究^{*}蒋丹霞¹ 卢耀辉^{1,2} 宋承裕¹ 张雅东¹ 欧阳昱²

(1. 西南交通大学机械工程学院, 610031, 成都; 2. 西南交通大学唐山研究院, 063000, 唐山)

摘要 [目的] 为了分析车体刚度与模态之间的关系, 为轻量化后的车体模态分析提供理论支撑, 有必要对二者进行理论研究。[方法] 以 25T 型客车车体为研究对象, 建立了车体有限元模型, 开展车体静动态性能分析, 确定了影响车体模态的关键结构。结合车体的几何特征, 建立车体板梁混合有限元模型。通过最优拉丁超立方抽样法, 获取底架的 40 组设计变量, 计算了不同几何参数下的车体模态和等效刚度。结合车体刚度和模态之间的函数关系, 计算和分析了车体轻量化后的车体模态。[结果及结论] 车体等效抗弯刚度与等效扭转刚度分别与一阶垂弯模态频率和一阶扭转模态频率呈线性正相关关系。优化后的车体有限元结果表明, 车体一阶垂弯模态频率由 9.04 Hz 提升至 9.24 Hz, 车体一阶扭转模态频率由 15.99 Hz 提升至 16.66 Hz, 符合刚度和模态频率之间的理论关系。

关键词 轨道客车; 车体刚度; 车体模态; 轻量化设计中图分类号 U462.2

DOI:10.16037/j.1007-869x.2024.12.040

Theoretical Study on the Relationship between Stiffness and Modal of Railway Passenger Car Bodies

JIANG Danxia¹, LU Yaohui^{1,2}, SONG Chengyu¹, ZHANG Yadong¹, OUYANG Yu²

(1. College of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, 610031, Chengdu, China; 2. Tangshan Research Institute, Southwest Jiaotong University, 063000, Tangshan, China)

Abstract [Objective] To analyze the relationship between carbody stiffness and modal, and to provide theoretical support for the modal analysis of lightweight carbodies, it is necessary to conduct a theoretical study on both aspects. [Method] Taking the 25T passenger vehicle as the research object, a finite element model of the carbody is established. Static and dynamic performance analysis of the carbody is carried out to identify key structures affecting the carbody modal. A carbody plate-beam mixed finite element model is established based on carbody geometric features. Using the optimal Latin hypercube sampling method, 40 sets of design variables for the chassis are

obtained, and the carbody modal and equivalent stiffness results under different geometric parameters are further calculated. The modal of the lightweight carbody is calculated and analyzed based on the function relationship between carbody stiffness and modal. [Result & Conclusion] The equivalent bending stiffness and equivalent torsional stiffness of the carbody are linearly and positively correlated with the first-order vertical bending and torsional modal frequencies, respectively. The optimized finite element results of the carbody show that the first-order vertical bending modal frequency increases from 9.04 Hz to 9.24 Hz, and the first-order torsional modal frequency increases from 15.99 Hz to 16.66 Hz, which are consistent with the theoretical relationship between stiffness and modal frequency.

Key words railway vehicle; carbody stiffness; carbody modal; lightweight design

车体轻量化对车辆速度的提升具有重要的作用, 其能够有效减少轮轨动态作用力, 但同时会导致车体自身的模态频率有所降低, 加剧外部载荷激励引起的车体振动^[1], 影响车身疲劳寿命与旅客的乘坐舒适性。为降低振动对车体结构造成的损伤, 文献[2]发现在客室中增加内端墙能够显著提升车体的菱形模态频率, 减少转向架蛇行运动引起的车体异常抖动。文献[3]针对轿车白车身轻量化问题, 提出近似模型与灵敏度分析的混合优化策略, 研究结果表明, 该方法可以优化模态与刚度性能指标。文献[4]发现增加车门与车体端墙之间的距离, 以及减少车门数量, 能够有效提高车体的扭转频率。文献[5]提出一种轨道交通车辆车体下吊设备由刚性吊挂改为弹性吊挂的方法, 该方法能够大幅提升车体的垂弯频率。文献[6]通过更改上弦梁厚度, 获得了不同车体的上弦梁刚度; 通过分析上弦梁刚度与车体模态之间的关系, 获得了整车一阶横向弯曲频率与垂向弯曲频率随上弦梁刚度的增大而增大的结论。文献[7]发现, 优化车体长度与

^{*} 国家自然科学基金项目(52375160); 河北省自然科学基金项目(E2024105064); 唐山市科技计划项目(23130229E)

截面面积尺寸,能够提升车体的垂向弯曲频率。已有文献的研究结果均表明,优化车体关键部件尺寸能够有效改善车体模态,降低车体振动,提高车辆的运行舒适性与安全性。

车体底架边梁与横梁作为车辆运行过程中载荷的主要受力部件,对整车性能有着重要的影响。本文有针对性地改进了车体底架的边梁与横梁结构尺寸,改变车体刚度,分析相应的车体振动模态;对不同结构尺寸下的车体刚度与模态频率结果进行统计分析,研究车体刚度与模态频率之间的关系。同时,基于上述理论,对轻量化后的车体进行刚度和模态的验证分析。本文研究可为车体设计及分析提供理论支撑,具有一定的工程意义。

1 建立车体有限元模型

1.1 车体有限元模型

本文以 25T 型客车车体为例进行研究,25T 型客车的承载结构主要采用带有中梁底架承载的桶形钢架结构型材焊接而成。车体结构主要由底架、侧墙、端墙、车顶这四个部分组成。车体基本结构中,车辆定距为 18 000 mm,车体长、宽、高分别为 25 500 mm、3 100 mm 和 3 750 mm。在车体建模过程中,对结构的部分细节和小部件进行简化,由于车体结构中的型材板厚远小于车体纵向和横向尺寸,因此采用板壳单元建立车体模型^[8]。根据车体的实际结构,所建立的车体有限元模型示意图如图 1 a) 所示。选择合适的单元尺寸进行网格划分,车

体有限元模型共包含 1 188 521 个网格,其中包含节点 1 157 186 个。考虑到悬挂设备刚度对模态影响小,因此车体悬挂设备(污物箱、蓄电池箱、充电箱、逆变器)与车体之间的连接采用刚性连接,其模型示意图如图 1 b) 所示。

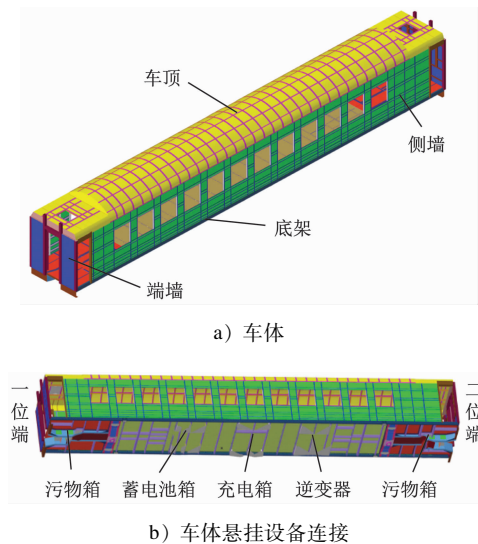


图 1 车体及其悬挂设备模型示意图

Fig. 1 Diagram of the carbody and suspension equipment models

结合模态分析法及其原理,基于 Hypermesh 有限元软件,分析车体在空车与整备两种状态下的车体模态,并将分析结果(以下简称“本文计算结果”)与参考文献[9]中的计算结果(以下简称“文献计算结果”)进行对比,结果如表 1 所示。

表 1 空车与整备状态下本文计算结果与文献计算结果的模态振型对比

Tab. 1 Comparison of modal shapes between this study and the literature calculation results under empty and fully loaded conditions

项目	车体状态	一阶垂弯 模态频率/Hz	一阶扭转 模态频率/Hz	一阶呼吸 模态频率/Hz	一阶横弯 模态频率/Hz	一阶菱形 模态频率/Hz
文献计算结果	整备	10.04	12.57	—	—	5.72
	空车	16.56	21.39	—	—	8.62
本文计算结果	整备	9.04	15.99	14.61	14.55	7.38
	空车	17.16	21.68	14.20	20.49	9.85

由表 1 可知:在空车状态下,本文计算结果与文献计算结果的模态频率误差较小,车体有限元模型与车体实际结构基本一致;在整备状态下,由于悬挂设备质量或悬挂位置有所不同,导致两者的整备车体模态频率误差较大,但整备车体一阶垂弯模态频率为 9.04 Hz,满足机车车辆厂的相关要求。由

此可知,车体模态有限元仿真结果与实际结果具有较好的一致性,验证了所提有限元模型的准确性。

1.2 车体强度与刚度计算分析

为保证车辆在道路上正常运行,分别对车体强度与刚度进行分析。根据 EN 12663-1: 2010 *Railway applications-Structural requirements of railway*

vehicle bodies-Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons) 中的规定,确定车体静强度计算工况,共 13 个载荷工况。整备车体静强度计算结果如图 2 所示。13 个工况的整车应力均低于材料的许用应力,车体安全系数 ≥ 1.5 ,说明车体静强度满足相关标准要求。以工况 5 为例,车体应力云图如图 3 所示。

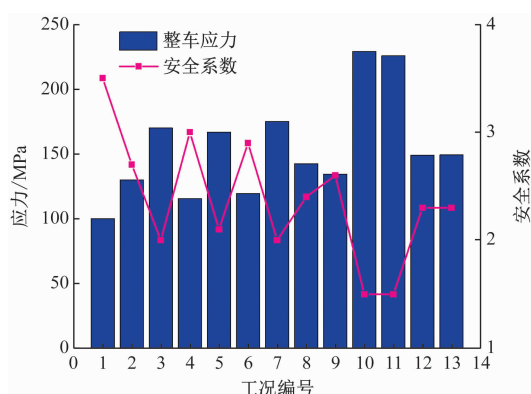


图 2 整备车体静强度计算结果

Fig. 2 Calculation results of carbody static strength in fully loaded state

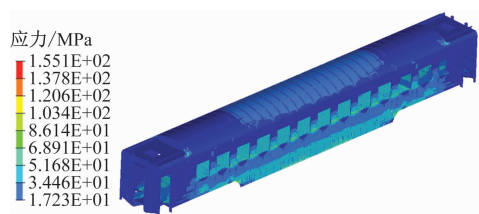


图 3 工况 5 的车体应力云图

Fig. 3 Nephogram of carbody stress under working condition 5

根据 TB/T 3548—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范总则》,确定车体等效抗弯刚度与等效扭转刚度校核的载荷加载工况。对实际结构计算得到的车体等效扭转刚度 K_p 推荐 $\geq 5.5 \times 10^8 \text{ Nm}^2/\text{rad}$,车体等效抗弯刚度 K_{eq} 应满足车体最小设计抗弯刚度规定值,即底架的 $K_{eq} \geq 1.3 \times 10^9 \text{ Nm}^2$,侧墙的 $K_{eq} \geq 1.8 \times 10^9 \text{ Nm}^2$ 。

计算得到以底架抬车点和侧墙中心处为关注点的车体等效抗弯刚度值分别为 $5.07 \times 10^9 \text{ Nm}^2$ 和 $4.00 \times 10^{11} \text{ Nm}^2$,底架抬车点车体等效扭转刚度为 $1.03 \times 10^9 \text{ Nm}^2/\text{rad}$ 。由此可知,车体刚度均符合相关标准要求。

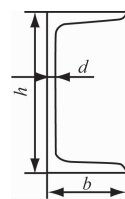
根据上述分析结果,车体强度与刚度在满足相关标准要求的基础上还存在较大的富裕量,说明车

体在设计上还存在可以优化的空间,通过合理设计车体关键部件的几何结构能够实现车体轻量化与车体模态提升并存的目标。

2 模态与车体关键几何参数关系分析

2.1 建立车体几何参数化模型

通过分析车体运行过程中作用力的传递路线可知,在车体底架部件中,主要由边梁和横梁承受来自牵引梁、枕梁和车下悬挂设备的作用力,说明边梁和横梁作为车体底架的主要承载部件,对整车刚度、车体应力分布及车体模态频率具有重要的影响。因此,以车体底架的边梁和横梁作为研究对象,建立车体底架参数化的车体模型,通过修改参数化模型的参数达到修改设计变量的目的。采用最优拉丁超立方抽样法^[10]对车体底架横梁与边梁的几何参数进行抽样。为便于修改横梁和边梁的长度、高度与宽度,将参数化车体模型建立为板梁混合模型,通过修改梁单元截面形状参数实现横梁和边梁的几何参数修改,以达到车体结构参数化的目的。车体底架横梁及边梁截面示意图如图 4 所示。基于最优拉丁超立方抽样样本,通过板梁混合车体模型计算可以得到 40 个车体参数模型,车体底架横梁与边梁几何参数抽样数据如表 2 所示。



注: h 为边梁或横梁的高度; b 为边梁或横梁的宽度; d 为边梁或横梁的厚度。

图 4 车体底架横梁与边梁截面示意图

Fig. 4 Diagram of carbody chassis cross beam and side beam sections

根据 TB/T 3548—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范总则》,校核 25T 型客车车体原始模型和参数模型刚度。由计算结果可知,车体原始模型和 40 个参数模型的等效抗弯刚度和等效扭转刚度均符合相关标准要求。

2.2 车体刚度与模态关系分析

为研究车体刚度与模态频率之间的关系,对比分析原始车体模型和底架几何参数改动后的车体参数化模型的刚度与模态频率。整备状态下,车体等效抗弯刚度与一阶垂弯模态频率关系示意图如

图 5 所示,车体等效扭转刚度与一阶扭转模态频率 关系示意图如图 6 所示。

表 2 车体底架横梁与边梁几何参数抽样数据

Tab.2 Sampling data of carbody chassis cross beam and side beam geometric parameters

抽样数据	横梁厚度/mm	横梁高度/mm	横梁宽度/mm	边梁厚度/mm	边梁高度/mm	边梁宽度/mm
1	6.23	173.67	91.97	4.85	226.15	50.74
2	6.92	201.02	64.49	6.92	200.51	93.69
3	7.62	178.23	73.08	8.31	205.64	43.87
4	9.00	169.12	79.95	9.69	185.13	86.82
5	10.38	191.91	62.77	10.04	180.00	67.92
6	10.73	160.00	43.87	11.08	195.38	59.33
7	13.50	187.53	95.41	12.81	221.03	61.05
8	14.19	182.79	83.38	14.88	215.90	38.72
9	15.58	164.56	85.10	15.58	190.26	97.13
10	18.00	196.47	55.90	16.27	210.77	64.49

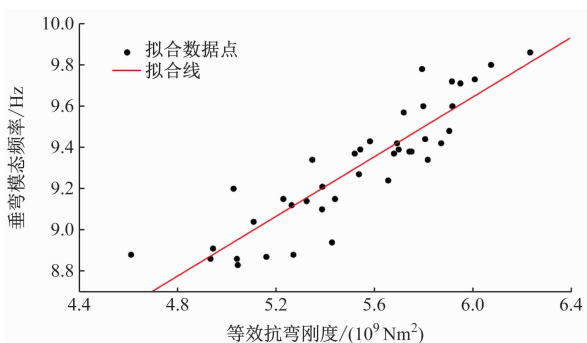


图 5 车体等效抗弯刚度与一阶垂弯模态频率关系示意图
Fig.5 Relation diagram of carbody equivalent bending stiffness and first-order vertical bending modal frequency

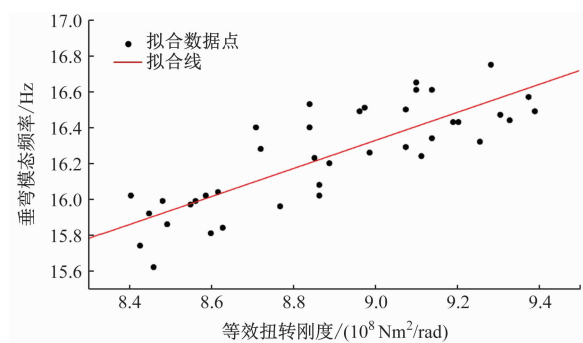


图 6 车体等效扭转刚度与一阶扭转模态频率关系示意图
Fig.6 Relation diagram of carbody equivalent torsional stiffness and first-order torsional modal frequency

车体等效抗弯刚度 K_{eq} 与一阶垂弯模态频率 f_v 之间的关系式为:

$$f_v = 0.72K_{eq} + 5.31 \quad (1)$$

车体等效扭转刚度 K_p 与一阶扭转模态频率 f_t

之间的关系式为:

$$f_t = 0.78K_p + 8.50 \quad (2)$$

由式(1)和式(2)可知,车体等效抗弯刚度与等效扭转刚度分别与一阶垂弯模态频率和一阶扭转模态频率呈线性正相关关系。由此可知,合理设计车体底架横梁与边梁的几何参数,能够提高车体刚度及对应的车体模态频率。此外,两个刚度对车体模态频率的影响系数分别为 0.72 和 0.78,说明等效扭转刚度对一阶扭转模态频率的影响大于等效抗弯刚度对一阶垂弯模态频率的影响。

3 车体轻量化前后的刚度与模态性能对比分析

以车体刚度与模态频率之间的关系为基础,结合优化方法,以车体总质量、车体一阶垂弯模态频率和车体一阶扭转模态频率为优化设计目标,在保证车体轻量化的基础上,使车体一阶垂弯模态频率和一阶扭转模态频率不低于优化前车体对应的模态频率。

根据车体参数化模型,为降低计算量,构建相应的代理模型^[11],采用(NSGA-II)(非支配排序遗传算法)和NLPQL(序列二次规划)算法的组合优化方法^[12],求解获得轻量化后的车体结构参数。轻量化前后,车体底架横梁与边梁的几何参数如表 3 所示。轻量化前,整备车体一阶垂弯模态及一阶扭转模态云图如图 7 所示。轻量化后,整备车体一阶垂弯模态及一阶扭转模态云图如图 8 所示。

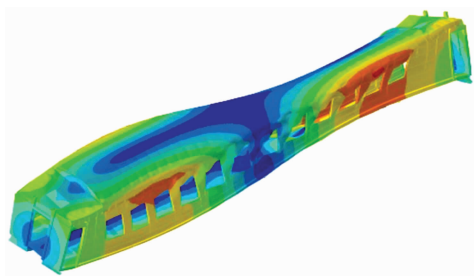
表 3 轻量化前后的车体底架横梁与边梁的几何参数

Tab.3 Geometric parameters of carbody chassis cross beam and side beam before and after lightweight

项目	边梁厚度/mm	边梁高度/mm	边梁宽度/mm	横梁高度/mm	横梁宽度/mm
轻量化后	4.5	272.1	70.5	10.0	50.0
轻量化前	16.0	180.0	68.0	4.5	37.0



a) 一阶垂弯模态



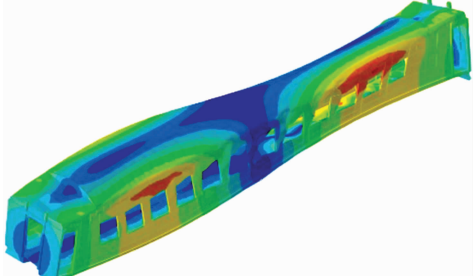
b) 一阶扭转模态

图 7 轻量化前整备车体一阶垂弯模态及一阶扭转模态云图

Fig.7 Nephogram of carbody first-order bending modal and first-order torsional modal in fully loaded state before lightweight



a) 一阶垂弯模态



b) 一阶扭转模态

图 8 轻量化后整备车体一阶垂弯模态及一阶扭转模态云图

Fig.8 Nephogram of carbody first-order bending modal and first-order torsional modal in fully loaded state after lightweight

轻量化前后的车体刚度相关参数对比如表 4 所示。空车与整备状态下,轻量化前后的车体模态振型对比如表 5 所示。由表 3 可知:通过轻量化设计,车体的边梁及横梁的高度及宽度均有所增大,边梁厚度大幅减小。最终获得的车体总质量减重 465 kg,在满足标准最低刚度要求的基础上,等效扭转

刚度和等效抗弯刚度均增大。在空车状态下,轻量化后车体的振动模态频率基本没有变化;在整备状态下,车体一阶垂弯模态频率由 9.04 Hz 提升至 9.24 Hz,车体一阶扭转模态频率由 15.99 Hz 提升至 16.66 Hz,一阶菱形模态频率、一阶呼吸模态频率、一阶横弯模态频率均有小幅降低。

表 4 轻量化前后的车体刚度相关参数对比

Tab.4 Comparison of carbody stiffness relevant parameters before and after lightweight

项目	相对扭转角/rad	底架中央挠度/mm	等效扭转刚度/(Nm ² /rad)	等效抗弯刚度/(Nm ²)
轻量化后	7.24×10^{-4}	5.212	1.03×10^9	7.24×10^{-4}
轻量化前	6.90×10^{-4}	4.956	9.03×10^8	6.90×10^{-4}

表 5 空车与整备状态下轻量化前后的车体模态振型对比

Tab.5 Comparison of carbody modal shapes before and after lightweight under empty and fully loaded conditions

项目	车体状态	一阶垂弯模态频率/Hz	一阶扭转模态频率/Hz	一阶横弯模态频率/Hz	一阶菱形模态频率/Hz	一阶呼吸模态频率/Hz
轻量化后	整备	9.24	16.66	14.49	7.14	14.42
	空车	17.16	21.71	20.50	9.85	14.20
轻量化前	整备	9.04	15.99	14.55	7.38	14.61
	空车	17.16	21.71	20.49	9.85	14.20

4 结语

本文以 25T 型客车车体为研究对象,通过改变车体底架横梁与边梁的几何参数,分析得到车体刚度与模态频率之间的关系,结合优化方法实现了车体轻量化与提升模态的目标。主要获得以下结论:

1) 选取对整车性能有重要作用的车体底架横梁与边梁进行尺寸优化,建立 40 个不同横梁与边梁几何参数的车体模型。通过分析可知,车体等效抗弯刚度与车体垂弯模态频率、车体等效扭转刚度与车体扭转模态频率之间均存在线性正相关关系。

2) 基于车体刚度与模态频率之间的关系计算可知,轻量化后的车体质量降低了 465 kg,车体一阶垂弯模态频率提升了 0.20 Hz,车体一阶扭转模态频率提升了 0.67 Hz。

本文仅对车体垂弯与扭转模态进行了提升,后续研究可将其他频率较低的模态一起纳入考虑,进一步提升轻量化后的车体性能。

参考文献

- [1] 卢耀辉. 提速客车车体轻量化问题的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2003.
LU Yaohui. Research on lightweight of speed-up bus body[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2003.
- [2] 王超, 邓海, 邢海英, 等. 动车组车体菱形模态优化方案研究[J]. 城市轨道交通研究, 2021, 24(2): 24.
WANG Chao, DENG Hai, XING Haiying, et al. Optimization scheme of vehicle body diamond mode of EMU[J]. Urban Mass Transit, 2021, 24(2): 24.
- [3] 吴作伟, 方立桥, 申辰威. 白车身轻量化的一种混合优化策略[J]. 北京交通大学学报, 2014, 38(1): 136.
WU Zuowei, FANG Liqiao, SHEN Chenwei. BIW weight reduction by hybrid optimization strategy[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2014, 38(1): 136.
- [4] 李熙梦, 朱涛, 肖守讷. 车门的位置和数量对地铁车辆车体扭转频率的影响[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(5): 64.
LI Ximeng, ZHU Tao, XIAO Shoune. Influence of the location and number of the door to the torsional stiffness of the subway carbody[J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(5): 64.
- [5] 王玉杰. 轨道交通车辆车体垂向弯曲频率优化研究[J]. 城市轨道交通研究, 2016, 19(4): 64.
WANG Yujie. On the optimization of rail transit carbody bending frequencies[J]. Urban Mass Transit, 2016, 19(4): 64.
- [6] 李定南. 上弦梁结构刚度对车体结构模态的影响[J]. 机车电传动, 2017(3): 59.
LI Dingnan. Influence of the upper beam structure stiffness on car-body structure modal[J]. Electric Drive for Locomotives, 2017(3): 59.
- [7] 王长科, 阳光武, 朱涛, 等. 车体设计参数对车体垂向弯曲振动频率的灵敏度分析[J]. 中国机械工程, 2016, 27(16): 2267.
WANG Changke, YANG Guangwu, ZHU Tao, et al. Sensitivity analysis about design parameters for car-body vertical bending vibration frequencies[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(16): 2267.
- [8] 卢耀辉, 冯振, 曾京, 等. 高速列车车体动应力分析方法及寿命预测研究[J]. 铁道学报, 2016, 38(9): 31.
LU Yaohui, FENG Zhen, ZENG Jing, et al. Research on dynamic stress analysis methods and prediction of fatigue life for carbody of high speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(9): 31.
- [9] 安红恩, 张鹏. 25T 客车车体结构静强度计算及振动模态分析[J]. 郑州铁路职业技术学院学报, 2016, 28(2): 38.
AN Hongen, ZHANG Peng. 25T bus body structure static strength calculation and analysis of vibration modes[J]. Journal of Zhengzhou Railway Vocational and Technical College, 2016, 28(2): 38.
- [10] SIMPSON T W, BOOKER A J, GHOSH D, et al. Approximation methods in multidisciplinary analysis and optimization: a panel discussion[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2004, 27(5): 302.
- [11] HE Z, XIONG X, YANG B, et al. Aerodynamic optimisation of a high-speed train head shape using an advanced hybrid surrogate-based nonlinear model representation method[J]. Optimization and Engineering, 2022, 23(1): 59.
- [12] NAVID A, KHALILARYA S, TAGHAVIFAR H. Comparing multi-objective non-evolutionary NLPQL and evolutionary genetic algorithm optimization of a DI diesel engine: doe estimation and creating surrogate model[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 126: 385.
- 收稿日期:2022-10-20 修回日期:2022-11-20 出版日期:2024-12-10
Received:2022-10-20 Revised:2022-11-20 Published:2024-12-10
• 第一作者:蒋丹霞,硕士研究生,1449386275@qq.com
通信作者:卢耀辉,教授,yhlu2000@swjtu.edu.cn
• ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license