

# 基于参数优化的动车组铝合金车体轻量化设计<sup>\*</sup>

于庆斌 王成涛 夏东伟 邵 晴 刘春艳 何玲利 白兆阳

(中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春//第一作者, 正高级工程师)

**摘 要** 采用参数优化的方法,对某型动车组的铝合金车体进行轻量化设计,先通过结构优化提升车体的一阶垂弯模态频率和一阶菱形模态频率,再通过合理分配型材的蒙皮厚度、优化型材内部筋板的形式及调整型材宽度等参数优化手段,降低车体质量,满足优化目标的要求。

**关键词** 动车组; 车体; 参数优化

**中图分类号** U266.2

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2023.04.001

## Lightweight Design of EMU Aluminum Alloy Carbody Based on Parameter Optimization

YU Qingbin, WANG Chengtao, XIA Dongwei, SHAO Qing, LIU Chunyan, HE Lingli, BAI Zhao-yang

**Abstract** The method of parameter optimization is adopted to carry out lightweight design of the aluminum alloy carbody of a type of EMU. The first-order vertical bending modal frequency and first-order rhombic modal frequency of the carbody are improved through structure optimization. Then, the weight of the carbody is reduced and the requirements of the optimization objectives are met through parameter optimization means such as reasonable distribution of profile skin thickness, form optimization of profile internal ribs and adjustment of profile width.

**Key words** EMU; carbody; parameter optimization

**Author's address** National Engineering Research Center of Railway Vehicles, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

对于下一代动车组而言,降低车体质量并提高车体模态,能有效满足整车安全性、节能性和舒适性的更高要求<sup>[1-2]</sup>。

目前,国内外高速动车组的铝合金车体大多采用长大中空铝型材的焊接结构<sup>[3]</sup>。受现有挤压工艺的限制,目前中空大断面型材的壁厚不小于 1.8

mm,幅宽约为 700 mm。这是型材结构车体减重的瓶颈。近年来,越来越多的专家与学者进行了相关研究。文献[4]采用灵敏度分析方法,建立以车顶、上边梁以及侧墙厚度为设计变量的车体轻量化模型,进行优化设计。文献[5]通过分析车体固有频率和刚度随型材厚度变化关系,用多目标函数优化方法对车体参数进行优化,实现车体设计轻量化。本文以某型动车组铝合金车体为原型车,通过参数优化的方法对车体结构进行轻量化设计,在车体减重的同时提升车体模态。

优化目标为:质量较原型车减轻 1 000 kg 以上,车体结构的一阶垂弯和菱形模态频率不小于 17.0 Hz,整备状态车体一阶垂弯和菱形模态频率不小于 10.5 Hz。

### 1 轻量化目标

为了确定轻量化设计目标,需先对原型车的可轻量化程度进行预评估。原型车在主要工况下的最大应力分布情况如表 1 所示,车体模态情况如表 2 所示。

表 1 原型车在主要工况下的最大应力分布情况

Tab.1 Maximum stress distribution on prototype vehicle under main working conditions

工况	工况描述	车体结构应力	
		最大应力/MPa	最大应力位置
工况 1	1.3 倍整备状态,垂直动载工况	115.1	窗框
工况 2	整备状态,1 500 kN 压缩工况	171.9	门框立柱
工况 3	整备状态,1 000 kN 拉伸工况	95.1	下边梁
工况 4	± 5 000 Pa 气动载荷工况	172.6	窗框

<sup>\*</sup> 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题(P2020J024)

表 2 原型车的车体模态  
Tab.2 Prototype vehicle modal

车体铝合金 结构频率/Hz	整备状态下的 车体频率/Hz	振型描述
15.07	8.23	车体一阶垂弯
16.44	9.07	车体一阶菱形

由表 1 和表 2 可知：

1) 工况 2 和工况 4 下,车体结构尤其是关键焊缝位置的应力水平较高。

2) 整备状态的车体一阶垂弯和菱形频率偏小。

3) 车体在主要工况下的应力分布梯度特征明显,具有较大的轻量化空间。在参数优化过程中,可根据结构的承载特征和应力分布情况进行轻量化分析。

2 参数优化流程

参数优化流程如图 1 所示。优化顺序为:先进行车体模态优化,满足要求后再对结构进行静强度分析,最后进行疲劳强度分析。对于车体结构,先优化车体断面,再优化底架端部结构。

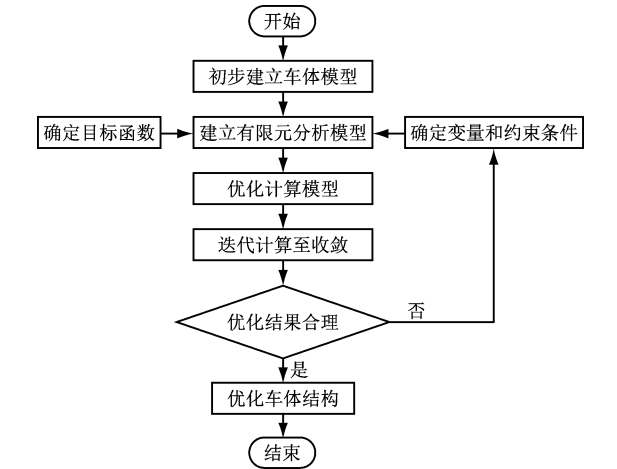


图 1 参数优化流程  
Fig. 1 Parameter optimization process

具体步骤如下：

1) 综合考虑铝合金型材的挤压能力、焊接工艺要求和高应力区分布等因素,调整型材幅度、型材内筋形状、焊缝位置及焊接型式,确定初步的车体结构方案。

2) 建立有限元分析模型,采用 Optistruct 软件作为轻量化分析工具开展优化设计。优化设计三要素为设计变量、目标函数及约束条件。将铝合金型材

厚度的变化范围设为离散设计变量,将车体结构质量设为目标函数,以车体结构模态和车体强度作为约束条件,则使用材料质量最小时的计算模型最优。

3) 当连续 2 次迭代的目标值相差小于给定收敛容差时,优化设计求解收敛,得到优化的车体结构。

3 优化结果及分析

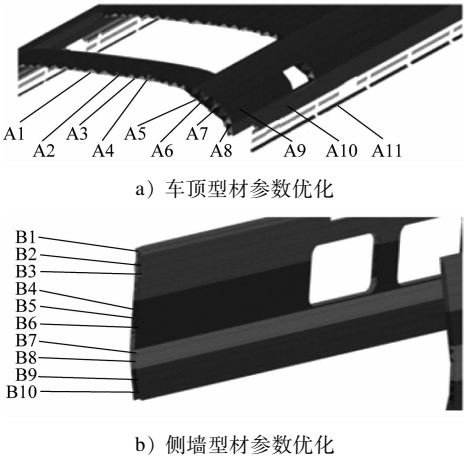
依据优化流程,建立车体有限元模型如图 2 所示。该有限元模型共有 2 596 663 个节点和 5 447 143 个单元,其中主要包括 1 052 个 SOLID (六面体) 单元、2 868 251 个 SHELL (壳) 单元、7 956 个 SPRING (弹簧) 单元、2 569 566 个 MASS (质量) 单元、12 个 BEAM (梁) 单元、48 个 RIGIDS (连接) 单元。



图 2 车体有限元模型  
Fig. 2 Finite element model of carbody

对优化设计三要素进行确定:① 设计变量中,将型材的壁厚范围值设为 2 ~ 8 mm;② 目标函数中,优化后车体质量较原型车质量减轻 1 000 kg 以上;③ 约束条件中,铝合金车体的自振频率设定为 17 Hz,铝合金型材的母材及焊缝的许用应力按相关标准分别设为 215.0 MPa 和 115.0 MPa。

通过对车顶、侧墙、端墙及底架的断面型材结构,以及底架端型材结构的蒙皮厚度和内筋厚度等参数进行轻量化匹配,迭代计算至收敛,形成优化后的车体结构方案。各部件主要节点见图 3,相应的参数优化结果见表 3。



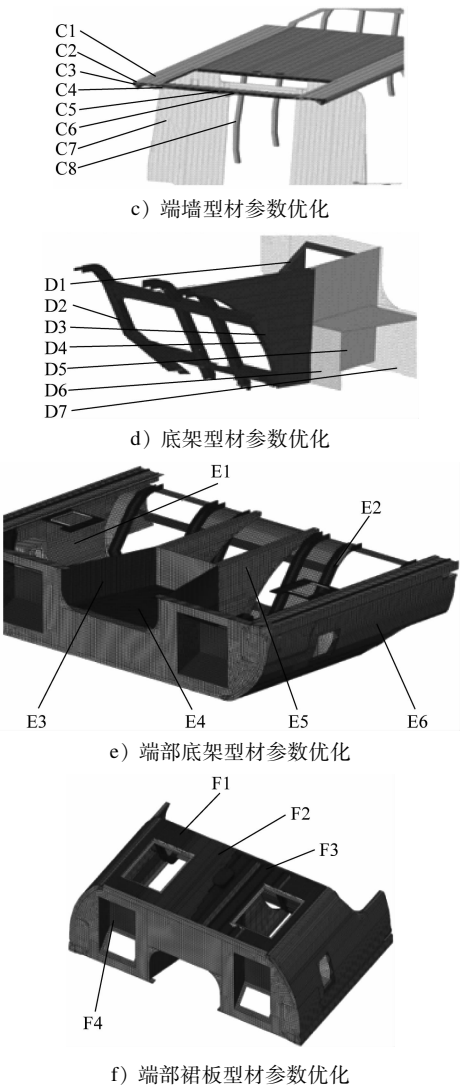


图 3 车体型材主要节点

Fig. 3 Main nodes of carbody profile

参数优化后,车体各大部件及组成的质量变化情况见表 4。可见,轻量化目标已基本实现。在此基础上,进一步分析优化后车体结构的模态、疲劳强度及静强度。

3.1 优化后车体的模态

参数优化后车体在整备状态下的振型及自振频率如表 5 所示。由表 5 可见,车体在整备状态下的一阶模态频率均大于 10.5 Hz,满足优化目标要求。优化后车体的模态及振型见图 4。

3.2 优化后车体的静强度分析

根据 TB/T 3451—2016 及 TB/T 3548—2019 等标准的要求,对优化后车体结构进行了 24 个工况的静强度仿真计算,得到主要工况的局部节点应力云图如图 5 所示。静强度分析结果表明:车体各处应力值均小于材料的屈服强度,且应力集中处主要

表 3 车体型材参数优化

Tab.3 Optimization of carbody profile parameters

部件	节点 编号	原厚度/ mm	现厚度/ mm	部件	节点 编号	原厚度/ mm	现厚度/ mm
车顶 型材	A1	2.3	2.2	端墙 型材	C3	4.5	3.3
	A2	2.5	2.2		C4	4.5	3.0
	A3	2.0	2.0		C5	4.0	3.0
	A4	2.4	2.2		C6	4.5	3.1
	A5	3.0	2.5		C7	2.5	2.2
	A6	3.0	2.5		C8	5.0	4.6
	A7	2.5	2.2	底架 型材	D1	6.0	5.1
	A8	2.5	2.2		D2	5.0	4.7
	A9	3.5	3.7		D3	8.0	6.4
	A10	5.0	3.5		D4	4.0	3.7
	A11	3.5	2.5		D5	10.0	8.0
侧墙 型材	B1	3.0	2.5		D6	8.0	6.8
	B2	2.5	2.2		D7	8.0	6.3
	B3	2.3	2.2	端部 底架 型材	E1	2.2	2.0
	B4	3.0	3.2		E2	3.5	3.0
	B5	2.5	22.0		E3	8.0	7.0
	B6	2.3	2.4		E4	6.0	5.0
	B7	3.0	2.5		E5	6.0	5.0
	B8	2.5	2.2		E6	3.0	2.5
	B9	3.0	2.5	端部 裙板 型材	F1	2.2	2.0
	B10	2.5	2.2		F2	2.5	2.0
端墙 型材	C1	4.5	3.7		F3	2.2	2.0
	C2	4.0	3.0		F4	4.5	3.5

表 4 参数优化后车体各部件及组成的质量变化

Tab. 4 Weight change of each carbody component and composition after parameter optimization

单位:kg			
大部件及组成	原模型质量	优化后模型质量	减重
车顶	2 338	1 884	454
侧墙	2 549	2 218	331
底架	5 318	5 198	120
端墙	649	508	141
车体	10 854	9 808	1 046

表 5 优化后车体在整备状态下的振型及自振频率

Tab. 5 Vibration mode and natural frequency of ready carbody after optimization

车体振型描述	车体铝合金结构 自振频率/Hz	车体结构 自振频率/Hz
一阶垂弯	17. 23	10. 83
一阶菱形	17. 34	10. 51

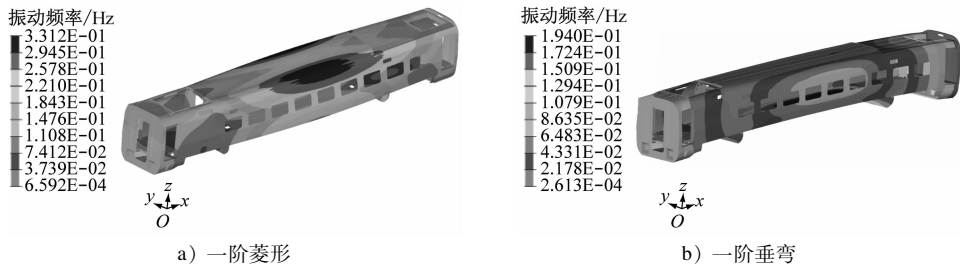


图4 优化后车体的模态仿真结果

Fig. 4 Carbody modal simulation results after optimization

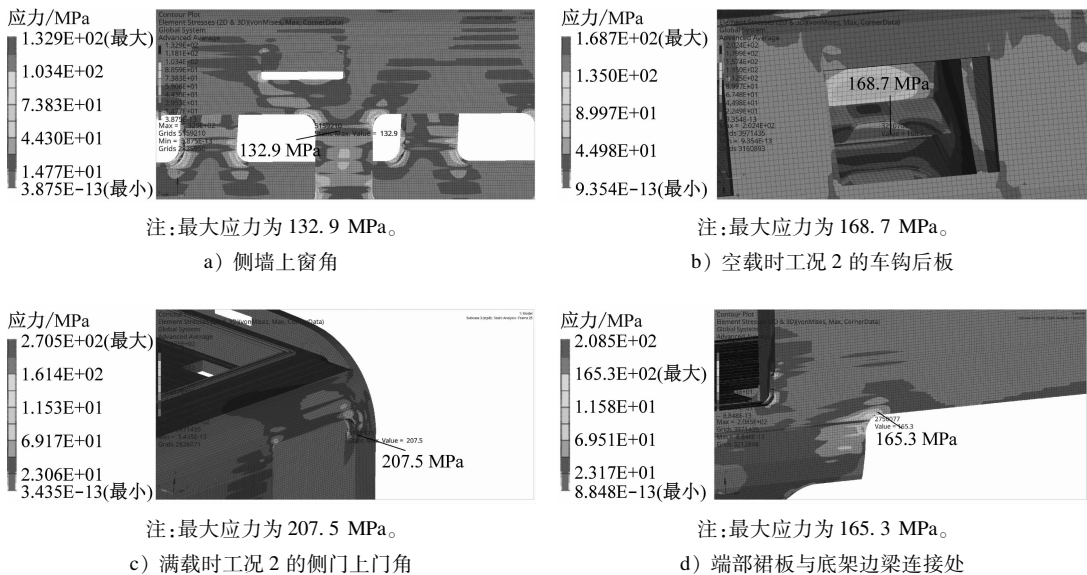


图5 主要工况的局部节点应力云图

Fig. 5 Stress nephogram of local joint under main working conditions

分布在侧墙上窗角、端部车钩外侧板、侧门上门角、端部裙板与下边梁连接处等部位。

### 3.3 优化后车体的疲劳强度分析

车体的疲劳强度应满足 EN 12663-1:2010 标准,以及在空载条件下车体最大压力为  $\pm 5\ 000\ \text{MPa}$  时,车辆应能承受  $10^6$  次脉动循环载荷的有关要求。

经仿真计算,优化后车体的疲劳强度分析结果如图 6 所示。计算结果表明:车体铝合金结构和焊缝的疲劳损伤累积均满足要求,且损伤较大的节点主要分布在内端墙横梁支撑角焊接处、车窗母材处以及空调口母材处。

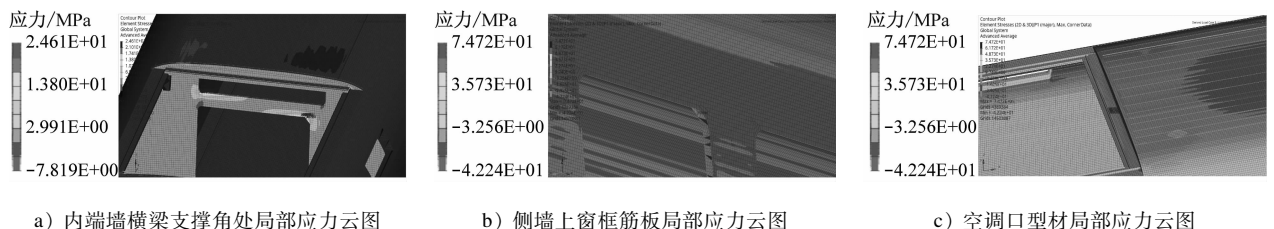


图6 优化后车体的疲劳强度分析结果

Fig. 6 Analysis results of carbody fatigue strength after optimization

由上述分析可知,参数优化后车体铝合金结构的质量减少了 1 046 kg,车体的一阶垂弯模态频率为 17.23 Hz,一阶菱形模态频率为 17.34 Hz;整备

状态下,车体的一阶垂弯模态频率为 10.83 Hz,一阶菱形模态频率为 10.50 Hz,实现了优化目标。

(下转第 8 页)