12 m 燃料电池客车全承载车身的有限元分析

刁国虎，费有霞
（扬州亚星客车股份有限公司，江苏 扬州 225116）

摘 要：以新开发的 12 m 燃料电池客车为例，采用 Patran+Nastran 软件对其全承载车身进行有限元分析，主要分析垂直载荷、弯扭、转弯、制动等典型工况的应力，并对结构设计中的不足提出具体的改进措施，为以后燃料电池客车的结构设计提供参考。

关键词：全承载车身；有限元分析；燃料电池；结构设计
中图分类号：U463.82 **文献标志码**：A **文章编号**：1006-3331(2024)01-0008-03

Finite Element Analysis of Full-monocoque Body of a 12 m Fuel Cell Bus

DIAO Guohu, FEI Youxia
(Yangzhou Asiastar Bus Co., Ltd., Yangzhou 225116, China)

Abstract: Taking a newly developed 12 m fuel cell bus as an example, this paper uses Patran+Nastran software to carry out finite element analysis of its full-monocoque body, mainly analyzing the stress of typical working conditions such as vertical load, bending and twisting, turning and braking conditions, puts forward specific improvement measures for the advantages in the structure design, to provide reference for the structural design of fuel cell bus in the future.

Key words: full-monocoque body; finite element analysis; fuel cell; structure design

为满足市场需求，本公司设计开发了型号为 JS6128GHFCEV 的全承载车身燃料电池客车。与传统燃油车相比，此车型整车布置大不相同，传统的燃油车骨架设计已不具备参考价值。为防止发生骨架开裂的重大质量问题，在整车结构设计完成后、样车生产前，运用 Patran+Nastran 软件对此车型骨架进行强度分析，找出不满足使用要求的部位，并进行设计改进和验证。

1 有限元模型的建立

该车型为低入口城市客车，一级踏步，采用前 2 后 4 气囊悬架设计，全承载车身，燃料电池的储氢系统位于顶盖，高压件以及电机位于整车后端，主要参数为：车长 12 000 mm，车宽 2 550 mm，车高 3 120 mm；前悬 2 650 mm，轴距 6 150 mm，后悬 3 200 mm；前轮距 2 075 mm，后轮距 1 860 mm；厂定最大质量 18 000 kg，前轴 6 500 kg，后轴 11 500 kg。

1.1 模型的简化

由于整车实际结构非常复杂，为了提高计算的效率，在建立有限元模型前需对骨架结构件进行适当简化[1]：①车窗玻璃使用质量单元 Mass 均匀分布在安装位置；②由于非承载件（如扶手、内饰、仪表台等）对强度和刚度影响较小，故忽略不计；③站立的乘客按照站立区域面积平均分配，用质量单元 Mass 模拟；④忽略所有半径小于 3 mm 的圆角。

1.2 单元类型的确定

建立客车骨架有限元模型的单元类型一般有梁单元、板壳单元和混合单元[2]三种，本文采用混合单元来建立整车有限元模型。全承载车身骨架多为矩形钢管桁架结构，采用板壳单元离散骨架结构件；使

收稿日期：2023-09-21。

第一作者：刁国虎（1986—），男，硕士；工程师；主要从事客车 CAE 仿真分析的研究工作。E-mail：595008781@qq.com。

用刚性单元 RBE2 模拟焊接和螺栓连接；各大总成件（如电机、冷却模块、顶置空调、气瓶、座椅以及电池等）在相应质心位置简化为集中质量点，用 MPC 单元在安装点与整车模型连接；前后桥系统（包括轮胎）用梁单元模拟，悬架部分（如稳定杆、推力杆等）用梁单元模拟，根据各个构件连接的运动关系，设定不同的 MPC 连接。车身骨架采用的钢材为 Q345[3]，车架骨架采用的钢材为 Q700[4]，钢材的材料属性见表 1。

表 1　所用钢材的参数

材料名称	屈服强度/MPa	密度/（t·mm^{-3}）	弹性模量/MPa	泊松比	安全值/MPa
Q345	345	7.85e-9	2.1e+5	0.3	220
Q700	700	7.85e-9	2.1e+5	0.3	450

1.3　建立的模型

将简化好的三维模型转成 stp 格式导入 patran 软件中，确定主参考坐标系，采用 1.2 节中的网格类型，以网格尺寸为 15～20 mm 划分单元，此模型最终有 470 750 个节点，488 742 个单元，其中包含 389 个 0D 单元，2 093 个 1D 单元，485 438 个 2D 单元，822 个 3D 单元。然后赋予各单元材料属性。最终得到如图 1 所示的有限元模型。

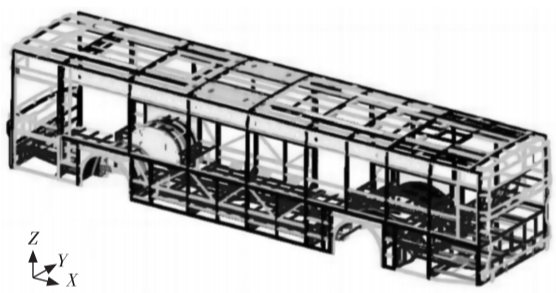

图 1　整车骨架有限元模型

2　有限元分析及结构改进

客车实际使用中的载荷和工况很复杂[5]，但车体主要典型工况分为垂直载荷、弯扭、转弯和制动，本文对以上典型工况进行分析。

2.1　垂直载荷工况及改进

垂直载荷工况即模拟客车满载状态下[6]在水平路面匀速行驶的情况。具体方法为：约束右前轮 *UZ* 向自由度，约束左前轮 *UY*、*UZ* 向自由度，约束右后轮 *UZ*、*UX* 向自由度[7]，约束左后轮 *UX*、*UY*、*UZ* 向自由度，载荷为 *Z* 向重力加速度-2*g*。

1）根据计算结果显示，原结构后桥后横栅与右侧围连接部位应力为 279 MPa，如图 2 所示；与左侧围连接部位应力为 253 MPa，如图 3 所示。均超过了安全值 220 MPa，不满足要求。

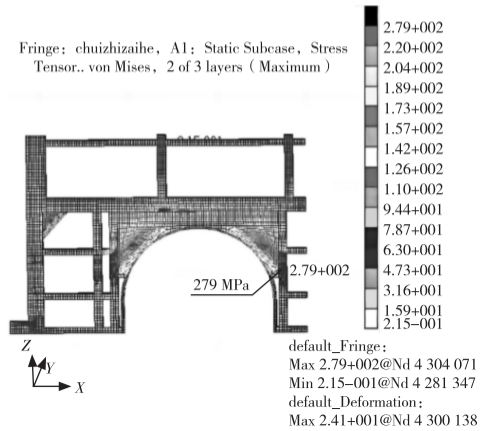

图 2　改进前右侧围后轮附近骨架应力

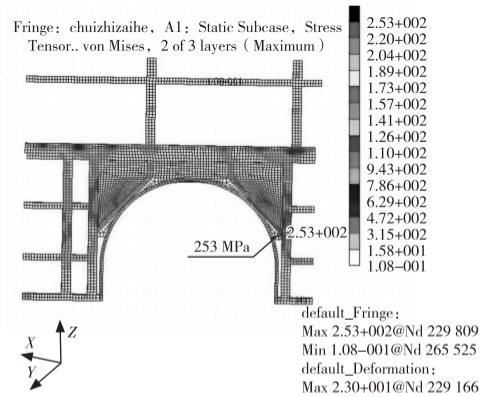

图 3　改进前左侧围后轮附近骨架应力

2）由于原结构的部分结构强度不满足使用要求，需进行改进。这里通过改变侧围立柱的规格来加强结构，将左右立柱的规格由 60 mm×50 mm×2 mm 改为 60 mm×50 mm×2.5 mm。再次进行计算，右侧围后轮后立柱与车架横栅连接处最大应力为 213 MPa，小于安全值 220 MPa，满足使用要求，如图 4 所示。左侧围后轮后立柱与车架横栅连接处最大应力为 194 MPa，小于安全值 220 MPa，满足使用要求，如图 5 所示。

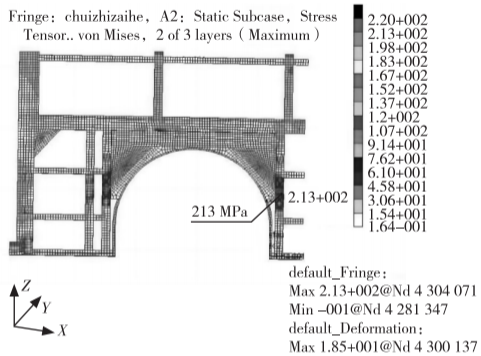

图 4 改进后右侧围后轮附近骨架应力

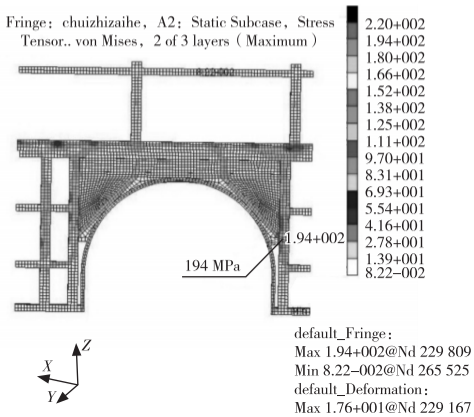

图 5 改进后左侧围后轮附近骨架应力

2.2 弯扭工况

模拟客车满载状态下[8]，在凹凸不平路面低速行驶时右前轮悬空的情况。约束左前轮 *UY*、*UZ* 向自由度[9]，约束右后轮 *UZ*、*UX* 向自由度，约束左后轮 *UX*、*UY*、*UZ* 向自由度，载荷为 *Z* 向重力加速度-*g*。该工况应力结果显示整车骨架满足使用要求。

2.3 左转弯工况

模拟客车在满载状态下的急速左转弯情况[10]。约束条件与垂直载荷一样，载荷为 *Y* 向加速度 0.4*g*，*Z* 向加速度-*g*。该工况应力结果显示整车骨架满足使用要求。

2.4 制动工况及改进

1）模拟客车在满载状态下的紧急制动情况[11]。约束条件与垂直载荷一样，载荷为 *X* 向加速度 -0.8*g*，*Z* 向加速度-*g*，该工况应力结果显示后桥下方推力杆支架与车架连接处最大应力为 540 MPa，超过了应力安全值 450 MPa[12]，不满足使用要求，如图 6 所示。

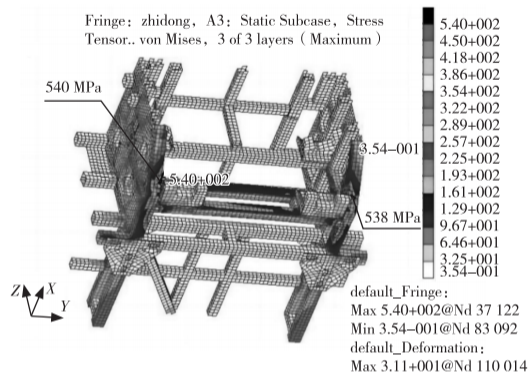

图 6 改进前后桥下方推力杆支架与车架连接处应力

2）结构改进方案：在与推力杆支座连接的横梁前方增加 2 个纵梁与前方横梁相连（如图 7 所示），再次进行计算，得到的最大应力为 301 MPa（如图 8 所示），远小于应力安全值 450 MPa，结果满足使用要求。

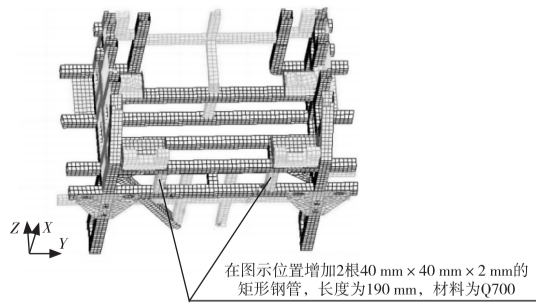

图 7 后桥下方推力杆支架与车架连接处改进

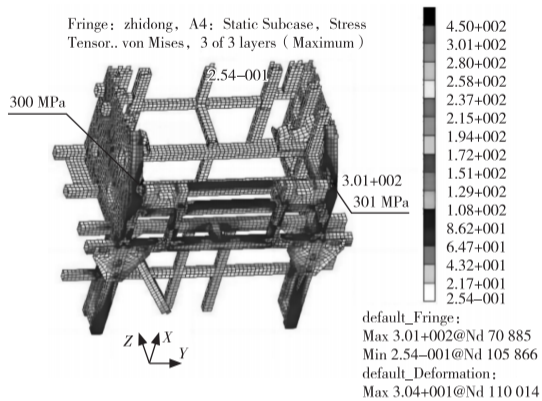

图 8 改进后后桥下方推力杆支架与车架连接处应力

3 结束语

应用成熟的有限元分析技术，对我司新开发的燃料电池客车进行结构强度分析，得出车身骨架在典型

（下转第 48 页）

横摆角速度总方差以及侧向加速度总方差意味着车辆在横摆运动时更加稳定,驾驶员会有更平稳的转向体验。

“汽车因素”TB 由横摆角速度峰值响应时间乘以稳态侧倾角求得,该数值综合反映了以上两种参数大小,由于方案 2 峰值响应时间以及稳态侧倾角都更小,所以其“汽车因素”TB 数值更小,操稳性能更好。

综上,方案 2 的转向瞬态响应综合评价更好。

3 结束语

本文以某旅游客车作为研究对象,对两种技术方案分别搭建整车模型,通过稳态回转试验、蛇形试验及转向瞬态响应试验,对两个方案进行操稳对比。结果表示,方案 2 的操纵稳定性能更优,可为产品后续开发提供参考。

参考文献:

[1] 余志生. 汽车理论:第 5 版[M]. 北京:机械工业出版社,2009:130.

[2] 李亚楠. 基于 Trucksim 的客车侧翻控制仿真研究[D]. 西安:长安大学,2021.

[3] 吴涛,焦静,范学琼,等. 基于 Trucksim 的整车动力性能仿真分析[J]. 汽车实用技术,2016(6):63-65.

[4] 韩书昌. 半挂汽车列车操纵稳定性和制动性的 TruckSm 仿真[D]. 长春:吉林大学,2012.

[5] 许男,李小雨. 复合工况下四轮驱动电动汽车操纵稳定性控制[J]. 机械工程学报,2021,57(8):205-220.

[6] 杨银辉,靳昕,韩尚尚. 基于横向稳定杆的汽车操纵稳定性影响分析[J]. 汽车实用技术,2021,46(3):103-105.

[7] 王晓晶,王丙军. 应用 TruckSim 自卸车操纵稳定性在环仿真平台研究[J]. 机械设计与制造,2018(10):20-23.

[8] 中华人民共和国工业和信息化部. 汽车操纵稳定性试验方法:GB/T 6323—2014[S]. 北京:中国标准出版社,2014:3-11,28-29.

[9] 国家机械工业局. 汽车操纵稳定性指标限值与评价方法:QC/T 480—1999[S]. 北京:中国标准出版社,1999:595-601.

[10] 丁伟,何洁,吕宣坤. 某电动微型车提升不足转向度的优化措施[J]. 汽车实用技术,2023,48(12):12-17.

(上接第 10 页)

工况下的应力分布情况,找出不满足使用要求的部位,提出了改进方案并实施,提高了客车结构设计的合理性和可靠性。由于篇幅有限,本文未在振动噪声、侧翻等方面进行分析探讨,可在以后的分析中做进一步的研究。

参考文献:

[1] 胡付超,林伟,方超. 全承载式纯电动城市客车钢铝混合骨架强度分析及改进[J]. 客车技术与研究,20016,38(4):23-25.

[2] 管义群. 客车有限元建模方法研究概述[J]. 客车技术与研究,2006,28(5):13-16.

[3] 中国钢铁工业协会. 碳素结构钢:GB/T 700—2006[S]. 北京:中国标准出版社,2007:27-32.

[4] 中国钢铁工业协会. 低合金高强度结构钢:GB/T 1591—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2009:35-41.

[5] 余志生. 汽车理论:第 5 版[M]. 北京:机械工业出版社,2009:71-89.

[6] 沈光烈,林圣存. 基于有限元法的大型客车模态分析与结构改进[J]. 公路与汽运,2012(6):1-4.

[7] 田芳,王涛,石琴. 全承载式客车车身结构有限元分析[J]. 客车技术与研究,2012,34(1):17-19.

[8] 赵东伟,尹怀仙,张洪信,等. 基于组合近似模型的城市客车车架轻量化研究[J]. 公路与汽运,2020(1):1-5.

[9] 吴胜军,韦宁,程梓豪. 某混合动力客车车身骨架的模态及谐响应分析[J]. 湖北汽车工业学院学报,2017,31(4):22-26.

[10] 周雨新,朱红军,冒李宸. 基于静动态有限元分析的客车骨架结构优化[J]. 客车技术与研究,2023,45(4):40-44.

[11] 谢义杰. 包含悬架系统的车身结构 CAE 分析[J]. 客车技术与研究,2023,45(3):10-14.

[12] 田国富,赵庆斌. 客车车身结构的有限元分析[J]. 机械工程师,2018(5):41-44.