

城市客车转向机支架结构轻量化设计

朱红军¹, 熊乐¹, 刘芳忠², 王坤俊¹, 邱钰贤²

(1. 中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007;

2. 长沙中车智驭新能源科技有限公司, 长沙 410083)

摘要:对某城市客车转向机支架进行了强度和刚度分析, 然后进行拓扑优化和结构优化设计, 轻量化效果较好。

关键词:城市客车; 转向机支架; 轻量化设计

中图分类号: U463.46

文献标志码: A

文章编号: 1006-3331(2022)05-0020-03

Lightweight Design of a City Bus Steering Gear Bracket

ZHU Hongjun¹, XIONG Le¹, LIU Fangzhong², WANG Kunjun¹, QIU Yuxian²

(1. CRRC Times Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China;

2. Changsha CRRC Intelligent Control and New Energy Technology Co., Ltd., Changsha 410083, China)

Abstract: This paper analyzes the strength and stiffness of the steering gear bracket of a city bus, then does the topology optimization and structure optimization design, which obtains a better lightweight effect.

Key words: city bus; steering gear bracket; lightweight design

转向机支架是客车转向系统的重要结构件^[1-2], 若其刚度不足会引起前轮摆振、前轮转向响应迟钝、方向盘自由间隙大等问题^[3]。为保证有足够的刚度^[4], 转向机支架一般设计得比较厚重, 可能存在过设计^[5]。本文对某城市客车的转向机支架进行性能分析和轻量化设计, 以求在结构性能和轻量化间取得平衡。

1 结构性能分析

1.1 结构受力分析

某城市客车的转向机通过 5 个安装点固定在转向机支架上, 如图 1 所示。其最大输出扭矩 M 为 $7\ 173\ \text{N}\cdot\text{m}$, 转向节臂在对中位置和左、右极限位置的有效长度 h ^[6] 分别为 $210\ \text{mm}$ 、 $175\ \text{mm}$ 和 $150\ \text{mm}$, 由 $M=F\cdot h$ 可得到载荷大小分别为 $34\ 157.1\ \text{N}$ 、 $40\ 988.6\ \text{N}$ 和 $47\ 820\ \text{N}$, 将其作为有限元分析的输入。

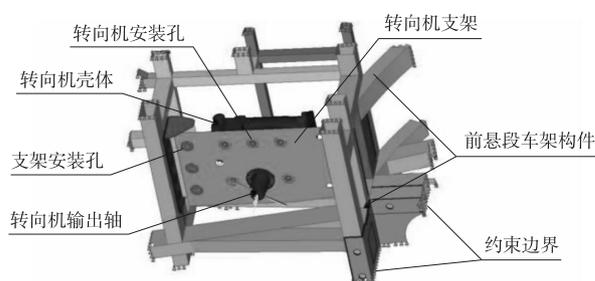


图 1 转向机支架及其有限元模型

1.2 有限元模型建立

对转向机、转向机支架和转向机支架附近部分前悬架车架的三维数据进行适当简化得到有限元模型^[7], 保留转向机壳体、转向机各安装点及输出轴, 忽略安装在转向机内部的各附件总成及其前端的传动轴。转向机与支架的安装孔处和支架与车架的安装孔处的连接均采用螺栓连接单元进行处理^[8]。转向机支架及其附近截取的部分前悬架车架构件, 因其长、宽的尺寸明显大于其厚度的尺寸, 符合壳单元离

收稿日期: 2022-04-27。

第一作者: 朱红军 (1991—), 男, 硕士; 工程师; 主要从事 CAE 结构耐久仿真分析工作。E-mail: 308282395@qq.com。

散的假设, 因此使用 2D 壳单元进行网格划分; 转向机壳体则使用四面体单元进行网格划分。上述模型所用的材料均为 Q355。将 1.1 节中计算得到的载荷加载到转向机输出端, 得到如图 1 所示的有限元模型。

对于图 1 中的模型而言, 转向机支架是承受转向机输出扭矩最直接的部件, 平板状结构导致其局部安装刚度较低, 从以往分析经验来看, 其应力水平明显高于周边的前悬段车架; 从工程实践的角度来看, 转向机支架也是经常发生破坏的部件。因此本文主要将转向机支架作为分析对象, 考察其在转向机输出扭矩下的刚强度性能。

约束图 1 中前悬段车架模型在截断处的 6 个自由度, 将 1.1 节中计算的载荷加载到图 1 中转向机输出轴的中心。根据转向节臂在对中和左、右极限的位置, 分别考虑左转和右转两种状态后构建 6 个工况, 分别为对中左转工况 1、对中右转工况 2、左极限左转工况 3、左极限右转工况 4、右极限左转工况 5 和右极限右转工况 6。

1.3 计算结果分析

计算后得到各工况下的应力云图分布和位移云图分布, 其位移和应力在右极限工况下取得最大值, 如图 2 所示。

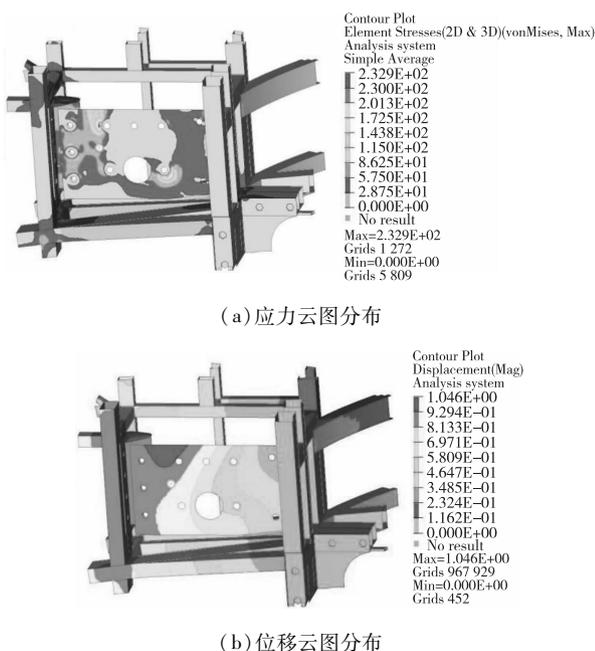


图 2 转向机支架最大应力和位移云图

由图 2 可知, 转向机支架周边的车架构件整体应力较低, 最大应力为 110 MPa。模型中最大应力和位移均位于转向机支架, 具体值见表 1。

表 1 转向机支架最大应力和位移

工况	应力/MPa	位移/mm	工况	应力/MPa	位移/mm
1	193.1	0.82	4	232.9	0.98
2	193.1	0.82	5	256.1	1.05
3	232.9	0.98	6	256.1	1.05

表中工况 5 对应转向机最大输出扭矩, 支架局部最大应力为 256.1 MPa, 位于图 2 中左上部安装孔周边, 低于所用材料 Q355 的屈服强度 355 MPa; 最大变形量为 1.05 mm, 位于安装孔周边的支架边缘处, 且低于 1.5 mm 的经验许用要求。从以上结果看, 支架结构强度富裕较大。考虑到支架厚度为 12 mm, 经评估认为, 该转向机支架存在结构轻量化的空间。

2 结构轻量化设计

2.1 支架结构拓扑优化

由于应力云图分布中出现较大范围的低应力结构区域, 因此首先考虑对该支架进行拓扑优化^[9]。

将转向机支架与车架的连接孔、转向机支架与转向机的安装孔和支架部分边界区域定义为非设计空间, 转向机支架其余结构均定义为设计空间。此外, 拓扑优化的边界条件和载荷状况与刚强度分析时的各工况相同。经多次迭代后得到的转向机支架的拓扑优化构型如图 3 所示。

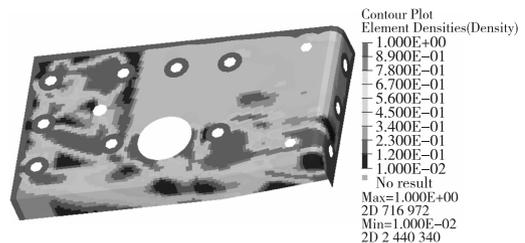


图 3 转向机支架拓扑优化构型

支架的主要承载区位于图 3 中支架的左侧和下部区域, 支架右前方区域为次要承载区, 因此可在拓扑优化的基础上进一步对支架结构进行优化设计。

2.2 结构优化设计

根据上述拓扑优化结果, 保留原设计状态的主要

承载区结构,减少次要承载区材料使用,具体方案如下:①将中间大圆孔沿右前方延伸;②在右侧低承载区开设减重孔;③将左侧圆孔加大;④将左下角直角切除。结构优化设计后的转向机支架如图4所示。

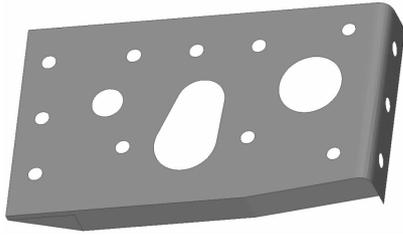


图4 优化设计后的转向机支架

2.3 优化设计效果

将上述优化设计结构重新进行有限元分析,结果是最大应力为268.8 MPa,最大位移为1.07 mm。对比优化前,其强度和刚度与原状态相比无明显变化,质量由17.51 kg减为16.24 kg,减重达7.3%。优化后各工况下的应力和位移云图分布与原状态基本相同。此外,支架周边车架构件的应力分布及最大应力与优化前基本一致。

3 结束语

针对开发中的某城市客车转向机支架,基于有限

元分析结果进行拓扑优化,并对支架低承载区进行了结构优化设计,轻量化效果较好,为类似结构的优化设计提供了参考。

参考文献:

- [1] 马俊,钱立军,高军. 基于转向回正性能的主销内倾角和主销后倾角解析研究[J]. 汽车技术,2012(6):20-23.
- [2] 冯伟,王宗彦,郑江,等. 重型卡车转向器支架结构优化设计[J]. 机械设计与制造,2014(2):175-177.
- [3] 杨小见,杨胜,宁忠翼,等. 基于HyperMesh的客车转向机支架的优化设计[J]. 客车技术与究,2012,34(1):14-16.
- [4] 艾松树,刘向征. 客车转向器支座优化设计[J]. 客车技术与研究,2009,31(2):15-17.
- [5] 杨小见,宁忠翼,李春东. 客车转向机支架的有限元分析[J]. 汽车科技,2011(5):56-58.
- [6] 郑莉. 汽车转向器选型设计[J]. 公路与汽运,2017(6):9-12.
- [7] 李文忠,柴冬梅,张伟. 某大型城市客车转向机支架破坏仿真分析[J]. 客车技术与研究,2017,39(2):1-3.
- [8] 朱红军,刘芳忠,吴兵. 基于尺寸优化的纯电动客车骨架轻量化设计[J]. 客车技术与研究,2020,42(4):20-22.
- [9] 秦东晨,胡朋磊,王婷婷,等. 后装式压缩垃圾车翻转机构转臂轻量化[J]. 机械设计与制造,2021(8):66-69.