

小型电动汽车车架轻量化设计与优化

吴钟鸣, 李 健, 郭 语

(金陵科技学院机电工程学院, 江苏 南京 211169)

摘 要: 小型电动汽车的车架是支承驱动系统总成及部件的关键结构, 要确保其强度和刚度符合要求。使用 CATIA 软件对小型电动汽车车架进行三维建模, 通过 ANSYS Workbench 进行有限元分析, 研究车架在弯曲工况和扭转工况下的变形和应力, 并进行模态分析。研究结果显示, 设计的车架符合要求且存在轻量化优化空间, 通过对车架进行改进优化, 最终减重达 13.9%, 基本实现了车架轻量化目标。

关键词: 小型电动汽车; 车架; 轻量化; 优化

中图分类号: TH122

文献标识码: A

文章编号: 1672-755X(2021)03-0042-06

Lightweight Design and Optimization of Small Electric Vehicle Frame

WU Zhong-ming, LI Jian, GUO Yu

(Jinling Institute of Technology, Nanjing 211169, China)

Abstract: The frame of small electric vehicle is the key structure to support the drive system assembly and components, so it is necessary to ensure that its strength and rigidity meet the requirements. The research uses software CATIA to conduct three-dimensional modeling of the small electric vehicle frame, and conducts finite element analysis through ANSYS Workbench, analyzes the deformation and stress of the frame under bending and torsion conditions, and conducts modal analysis. The research results show that the designed frame meets the requirements and there is room for lightweight optimization. Through the improvement and optimization of the frame, the goal of 13.9% weight reduction is finally achieved, which basically achieves the goal of lightweight frame.

Key words: small electric vehicle; frame; lightweight; optimization

各国对碳排放要求的进一步提升, 对各行业各领域的节能环保技术的发展产生了极大的促进作用, 也给新能源汽车的发展带来了机遇。小型电动汽车是比较受欢迎的一类新能源汽车。车架承载汽车总成及部件, 其性能对行驶的安全性和舒适性有很大影响。本文以确保整车性能良好为前提, 对车架进行轻量化设计。

在对车架进行设计时, 需要满足以下 4 个要求^[1-2]: 车架上的总成与部件之间不能发生干涉; 车架要具有足够的强度和合适的刚度; 提升电动汽车续航里程, 就需要提升车身的轻量化设计水平, 降低车架的质量; 为提升汽车的行驶稳定性, 要求车架的重心在符合要求的情况下, 位置降低, 离地面近一些。

对小型电动汽车而言, 车架的优化是一个重要的研究方向。刘洋等^[3]将拓扑优化理论引入车架结构的优化设计, 基于有限元法对所设计车架的结构参数进行了优化设计。于玉真等^[4]基于 Design Explorer

收稿日期: 2021-07-07

基金项目: 江苏省自然科学基金(BK20170119)

作者简介: 吴钟鸣(1975—), 男, 江苏溧水人, 副教授, 硕士, 主要从事机械电子工程与自动控制技术等研究。

模块构建了车架多目标驱动尺寸优化模型,通过对整车车架布局进行分析,获得较合理的设计方案。付江^[5]采用变密度法对原车架进行二维拓扑优化,获得优化的车架结构,实现结构优化与轻量化。

本文使用有限元分析软件 ANSYS Workbench,在前期研究的基础上对设计的车架在典型工况下进行静力学分析和模态分析,根据分析的结果对车架结构进行优化设计,以达到轻量化的设计目标。

1 车架模型的建立

1.1 三维模型的建立

车架的三维结构模型比较复杂,在不影响车架整体结构特性的前提下,可以对部分孔、焊点、连接处等进行适当简化。使用 CATIA 软件对车架进行三维建模(图 1)。车架总长 2 515 mm,最大宽度 950 mm。

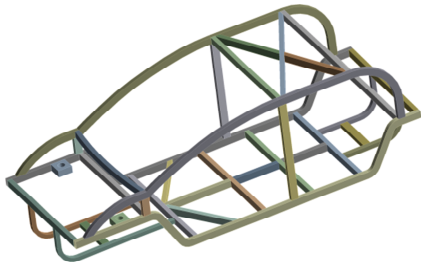


图 1 车架三维模型

1.2 有限元模型的建立

将车架的三维模型导入 ANSYS Workbench 软件中,并定义材料属性。本次选择 16MnL 为车架材料。因为在力学性能和价格之间,16MnL 实现了很好的平衡,且 16MnL 为车架的典型材料。具体材料参数如表 1 所示。

表 1 材料属性

材料	泊松比	弹性模量/GPa	密度/(g·cm ⁻³)	屈服强度/MPa
16MnL	0.3	217	7.80	345

对车架进行网格划分,本次设计的车架是桁架式车架,通过钢管焊接而成,因此选择 Bonded 来模拟焊点^[6]。设置网格尺寸为 10 mm,车架被划分为 601 108 个节点和 122 493 个单元,网格质量良好。

2 车架的结构分析

2.1 载荷施加

施加在车架上的载荷主要包括:车架自重、车身壳体的质量、驾驶室和乘员的质量、电池组的质量、电机的质量等。各部分的质量及加载方式如表 2 所示。

2.2 静力学分析

静力学分析可用于判断车架的强度和刚度是否满足设计的要求,是一种检验校核的手段方法。选择 2 种典型工况对车架进行静力学分析,分别是弯曲工况和扭转工况。

2.2.1 弯曲工况

假定电动汽车满载时,匀速直线行驶在较平缓的道路上,四轮着地,分析此时车架的水平弯曲工况。根据文献^[7]选取安全系数为 1.7,得到车架许用应力为 203 MPa。

为车架添加约束条件,约束前轮装配位置处节点的 3 个平动自由度 UX,UY,UZ,释放 3 个转动自由度 ROTX,ROTY,ROTZ;约束后轮装配位置处节点的垂直方向自由度 UZ,释放其他自由度,如表 3 所示。

施加载荷和定义约束之后,求解得到车架在弯曲工况下的变形和应力分布,如图 2 和图 3 所示。

表 2 基本载荷情况

载荷类型	质量/kg	加载方式
车架自重	109	重力场
车身壳体	100	均布载荷
驾驶室和乘员	400	均布载荷
电池组	200	均布载荷
电机	100	集中载荷

表 3 弯曲工况下的约束条件

约束点	自由度限制
左前轮	X,Z
右前轮	X,Y,Z
左后轮	Z
右后轮	Y,Z

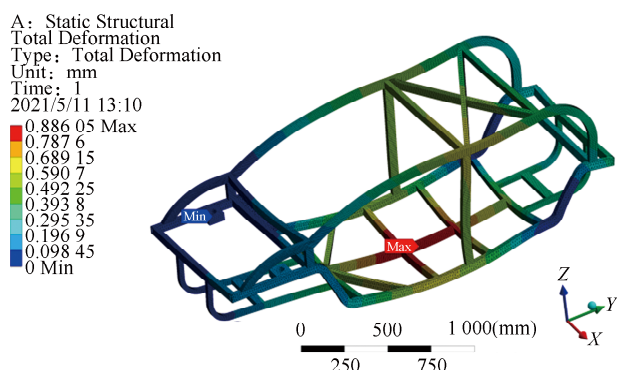


图 2 弯曲工况下的变形分布

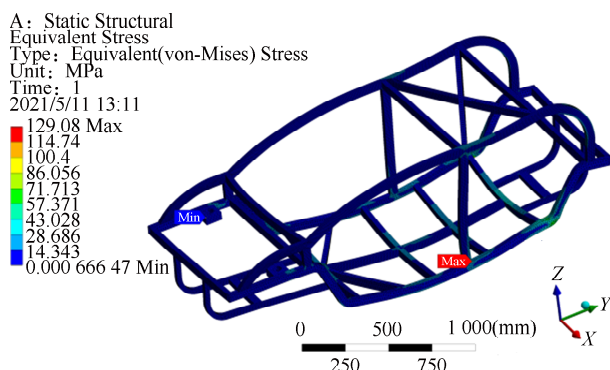


图 3 弯曲工况下的应力分布

由图 2 可以看出,小型电动汽车车架在弯曲工况下的最大变形主要发生在车架底部中间位置,具体为支承前排座椅连接处。车架前端和后端的变形相对较小,车架的上半部分发生的变形同样较小。根据经验公式^[1,7]可得,车架的许用挠度 $[\epsilon]=a/400=6.3\text{ mm}$ 。本文设计的车架在弯曲工况下的最大变形量(0.89 mm)远远小于许用挠度,车架结构能够很好地抵抗变形。

由图 3 可以看出,车架在弯曲工况下的最大应力为 129.08 MPa,车架的许用应力为 203 MPa,最大应力小于许用应力,其余部位应力更小,车架强度是足够的。

2.2.2 扭转工况

电动汽车在坎坷不平的道路上行驶,如一轮悬空,即引起车架产生扭转工况。这里分析汽车满载左前轮悬空时的极限扭转工况。

由于扭转工况时汽车行驶速度较低,因此选取安全系数为 1.2^[7],此时得到车架结构的许用应力为 288 MPa。满载扭转工况下的约束条件为:约束左前轮装配位置处节点的 3 个平动自由度 UX,UY,UZ,释放转动自由度 ROTX,ROTY,ROTZ;释放右前轮装配位置处节点的所有自由度;约束后轮装配位置处节点的垂直方向自由度 UZ,释放其他所有自由度,如表 4 所示。

施加载荷和定义约束之后,求得车架在扭转工况下的变形和应力分布,如图 4 和图 5 所示。

表 4 扭转工况下的约束条件

约束点	自由度限制
左前轮	Free
右前轮	Z
左后轮	Y,Z
右后轮	X,Y,Z

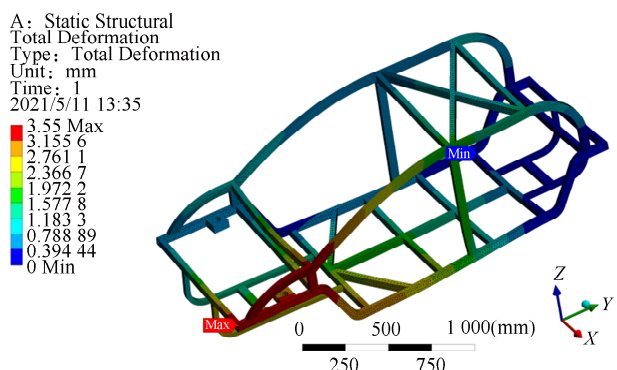


图 4 扭转工况下的变形分布

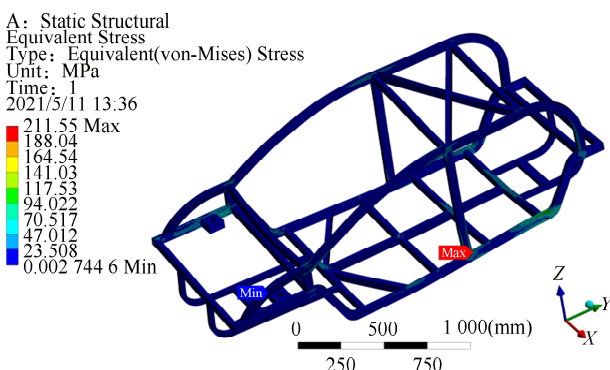


图 5 扭转工况下的应力分布

由图 4 可得,扭转工况下车架的最大变形量为 3.55 mm,主要发生在车架左侧前端的边梁上。本次扭转工况模拟的是左前轮悬空的情况,变形结果与实际情况相符,其他地方变形量都小于 3.55 mm。仿真分析结果与车架的许用挠度相比,刚度符合要求。

由图 5 可得,车架的最大应力为 211.55 MPa,与车架的许用应力相比,强度足够并存在一定的轻量化空间。

2.3 模态分析

模态分析的主要目的是预防共振现象的发生。当车架的固有频率与外在激励频率接近或重合时,就会产生共振现象^[8]。

使用 ANSYS Workbench 软件分析得到车架的六阶模态固有频率。车架的模态分析结果如表 5 所示,车架的一阶模态振型如图 6 所示。

表 5 车架的模态分析结果

阶数	固有频率/Hz
1	37.399
2	51.459
3	79.965
4	85.693
5	95.269
6	106.970

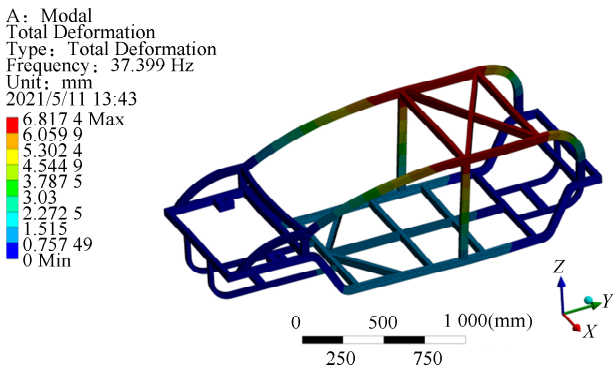


图 6 车架一阶模态振型

根据文献[9]可知,小型电动汽车在实际行驶工况下主要受到以下几种激励:1)由路面带来的激励,0~20 Hz;2)来自悬架的激励,0~3 Hz;3)因车轮不平衡带来的激励,1~30 Hz。

由图 6 可以发现一阶模态固有频率为 37.399 Hz,固有频率大于 30 Hz,可以得出该车架的设计能够有效预防共振现象的发生。

3 车架的轻量化优化设计

轻量化设计是基于数学中的最优理论来开展工程研究,其模型是优化设计实际问题的数学抽象形式,通过不等式或等式表达必要的约束,求解设计变量的取值范围,使目标函数达到最优值,达到优化的目标。

在对车架进行轻量化设计时,主要从 3 种途径考虑,分别是结构的轻量化设计、使用新的轻量化材料和新的成型与加工工艺。从不同类型的设计变量考虑,可以将结构的优化设计分为 3 种类型,分别是截面尺寸优化、形状优化和拓扑优化。根据车架结构形式,将车架构件的截面尺寸和形状作为优化设计的变量,车架质量为目标函数,使其最小。

3.1 设计变量

将截面形状和尺寸作为设计变量,通过优化相关组成构件的截面形状和尺寸,发现最优的截面优化方案,使得材料的消耗降低,并在一定程度上达到减小车架体积和质量的目的。具体方案如下:

1)改变截面形状。在优化设计时将 50 mm×30 mm 矩形钢管改为 $\Phi 40$ mm×3 mm 的圆形钢管,主要优化部位为车架前端的上下 2 根横梁和车架后端的上下 2 根横梁(图 7 中 a~d 处)。分析得到这 4 根横梁的应力较低,因此可以适当减小体积,节省材料。

2)改变截面尺寸。将原来部分矩形截面梁长 50 mm 改为长 40 mm。主要优化部位为车架最前端的 1 根横梁、车架最后端的 1 根横梁以及车架底部 5 根承重梁,一共 7 处(图 7 中 1~7 处)。这 7 处最大应力同样小于车架的许用应力,可以进行适当优化处理,达到轻量化的目标。

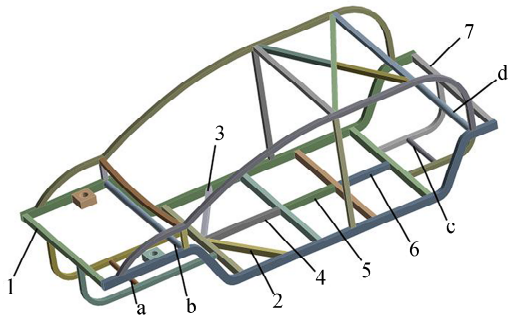


图 7 车架截面优化部位

将原来车架整个上半部分矩形截面长 50 mm 改为长 30 mm。通过静力学 2 种工况下分析的结果能够发现,车架上半部分的变形以及应力都非常小,主要是受自身重力作用产生的载荷影响,因此可以考虑将车架上半部分整体截面尺寸进行适当减小,从而实现轻量化。车架的结构体积由之前的 13 974 cm³ 变成了现在的 12 034 cm³;原车架模型的质量为 109 kg,优化后的车架质量为 93.867 kg,减重达 13.9%。

3.2 优化分析

对优化后的车架同样进行典型工况下的静力学分析和模态分析,以确保强度和刚度都符合要求。

3.2.1 弯曲工况

将优化后的车架结构导入 ANSYS Workbench 软件,定义车架材料参数,施加基础载荷并约束自由度,可以得到新的变形和应力分布图,如图 8 和图 9 所示。

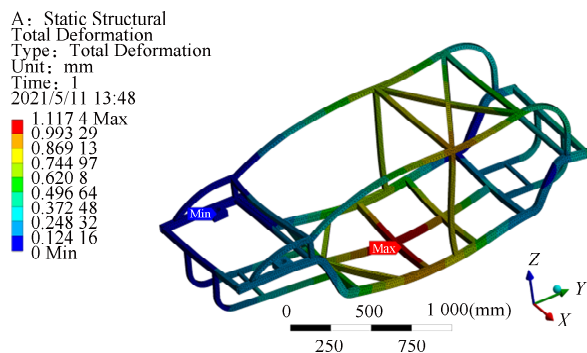


图 8 优化后弯曲工况下的变形分布

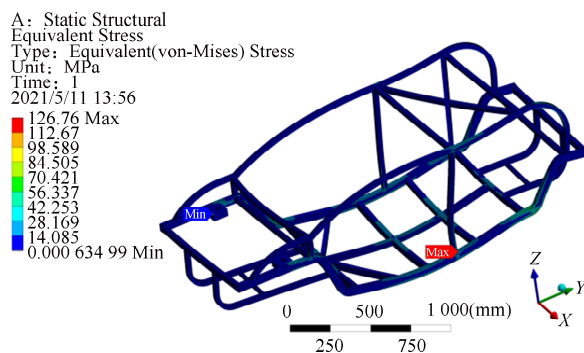


图 9 优化后弯曲工况下的应力分布

由图 8 和图 9 可知,车架的最大变形量为 1.12 mm,发生在车架下半部分的中间部位(同图 2),与实际情况相符并符合设计要求;车架的最大应力为 126.76 MPa(发生位置同图 3),小于车架的许用应力,符合设计要求。

3.2.2 扭转工况

对车架施加基础载荷并定义约束条件进行分析,得到新的变形和应力分布图,如图 10 和图 11 所示。

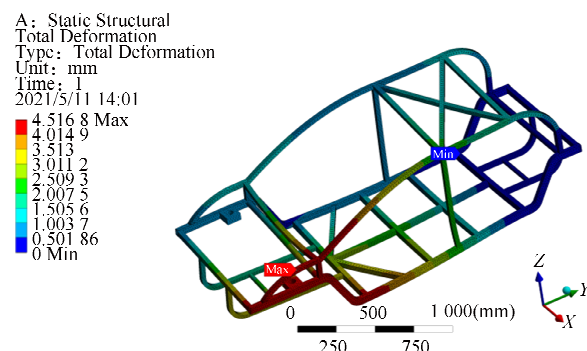


图 10 优化后扭转工况下的变形分布

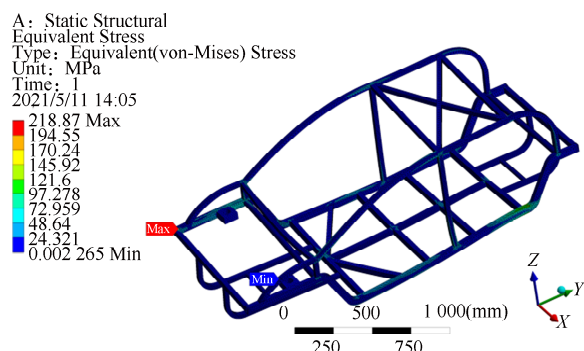


图 11 优化后扭转工况下的应力分布

由图 10 和图 11 可知,车架的最大变形量为 4.52 mm,由于模拟的是车辆左前轮悬空的情况,所以变形合理,符合设计要求;车架的最大应力为 218.87 MPa,小于车架的许用应力,符合设计要求。

3.2.3 模态分析

对改进后的车架同样采用六阶模态分析固有频率,得到车架的模态分析结果如表 6 所示,并且可以得到车架优化后的一阶模态振型如图 12 所示。

表 6 优化改进后的车架模态分析结果

阶数	固有频率/Hz
1	36.792
2	48.795
3	68.858
4	79.858
5	90.137
6	91.001

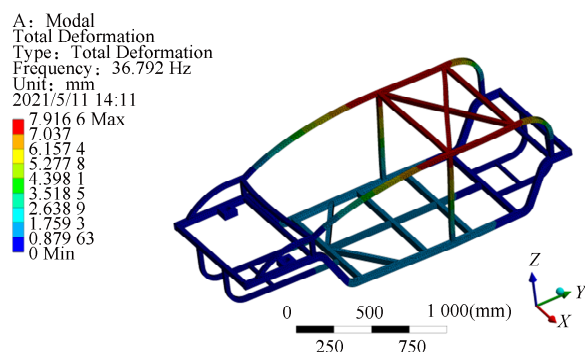


图 12 优化改进后的车架一阶模态振型

由图12可知,一阶固有频率为36.792 Hz,比原模型频率稍微降低,但仍可以有效防止共振现象的发生。

4 结 语

本文结论如下:1)通过对车架的优化设计,车架的结构体积由之前的 $13\,974\text{ cm}^3$ 变成了现在的 $12\,034\text{ cm}^3$;原车架模型的质量为109 kg,优化后的车架质量为93.867 kg,减重达13.9%,基本实现了轻量化的目标。2)经过优化改进后,电动汽车车架的强度和刚度仍符合要求。3)通过六阶模态分析的结果可以发现,无论是优化设计前的车架还是优化后的车架都可以有效地避免共振现象的发生。4)本文只从结构方面做了改进优化,后续可以在使用新型轻量化材料和加工与成型工艺方面做一些研究^[10]。

本文基于静力学和模态分析的结果对车架结构进行优化,使得变形与应力分布更合理,同时实现了车架结构的轻量化,可为小型电动汽车车架轻量化设计提供参考。

参考文献:

- [1] 吴钟鸣,徐礼辉,郭语.小型电动汽车车架的设计与轻量化改进[J].现代制造工程,2020(4):77-82
- [2] 韩婷.基于ANSYS的车架拓扑优化设计[D].武汉:武汉理工大学,2013
- [3] 刘洋,杨世文,裴杰,等.某微型电动车车架结构的拓扑优化设计[J].汽车零部件,2013(11):49-51
- [4] 于玉真,李伟亮,李励.微型电动汽车车架结构轻量化设计研究[J].现代制造工程,2019(1):75-81
- [5] 付江.某型自卸车车架结构优化与轻量化设计[D].镇江:江苏大学,2020
- [6] 张健,陈科任,郑彬.新型电动汽车车架轻量化优化设计[J].制造业自动化,2019,41(3):51-55
- [7] 王欢.纯电动轿车车架有限元分析与优化[D].合肥:合肥工业大学,2013
- [8] 彭永子.汽车车架的有限元分析及优化设计研究[J].汽车实用技术,2018(22):49-51
- [9] 陈堃.电动客车车架有限元分析及轻量化设计[D].昆明:昆明理工大学,2013
- [10] WANG T T,ZHANG H Z. Lightweight design for frame structure of a mini-battery electric vehicle[J]. Applied Mechanics and Materials,2015,778:33-36

(责任编辑:湛 江)