

基于ANSYS的某电动汽车车架结构有限元分析及优化设计

黄明耀

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2026年5月15日; 录用日期: 2026年6月8日; 发布日期: 2026年6月16日

摘要

本研究基于ANSYS, 对某款电动汽车车架进行了有限元建模与力学性能分析。将车架结构划分为车顶、A/B/C柱和车底架三大部分, 分别建立相应的有限元模型并进行载荷工况下的受力仿真分析。分析结果显示: 车顶与A/B/C柱在极端载荷条件下仍能保持良好的结构刚度与强度, 整体结构安全性较高; 但车底架前部出现了较大的变形和明显的应力集中, 成为整车架构的薄弱区域。在不改变材料的前提下, 通过在局部区域增设加强梁及调整车底架后部结构布局, 减小最大变形和应力, 同时实现了整车架的轻量化设计。优化后, 最大位移减少约 0.5208×10^{-4} m, 最大应力降低约 7.926×10^6 Pa, 整体质量减轻10.52 kg, 最终车架重量为353.41 kg, 充分验证了本次结构优化方案的有效性与可行性。

关键词

电动汽车, 车架, 有限元分析, 优化设计

Finite Element Analysis and Structural Optimization of an Electric Vehicle Frame Based on ANSYS

Mingyao Huang

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: May 15, 2026; accepted: June 8, 2026; published: June 16, 2026

Abstract

This study utilizes ANSYS to perform finite element modeling and mechanical performance

analysis on the frame of a specific electric vehicle. The frame structure is divided into three main parts: the roof, A/B/C pillars, and the underframe. Corresponding finite element models were established for each section, and simulations were conducted under load conditions. The analysis results indicate that the roof and A/B/C pillars maintain good structural stiffness and strength even under extreme loading conditions, demonstrating high overall structural safety. However, significant deformation and noticeable stress concentration were observed in the front part of the underframe, identifying it as a weak area of the entire frame structure. Without changing the material, local reinforcements were added and the layout of the rear underframe structure was adjusted, effectively reducing the maximum deformation and stress while achieving a lightweight design for the vehicle frame. After optimization, the maximum displacement decreased by approximately 0.5208×10^{-4} m, the maximum stress was reduced by about 7.926×10^6 Pa, and the overall weight was reduced by 10.52 kg, resulting in a final frame weight of 353.41 kg. These results fully verify the effectiveness and feasibility of the proposed structural optimization scheme.

Keywords

Electric Vehicle, Frame, Finite Element Analysis, Optimization Design

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

当前, 全球正迎来新一轮科技革命和产业变革的浪潮, 新能源汽车被广泛认定为主要经济体推动发展的关键方向, 各国普遍将其作为实现碳中和与应对气候变化目标的重要抓手, 电动化转型步伐持续加快[1]。在实际行驶过程中, 电动汽车常常面临诸如碰撞、颠簸、侧倾等复杂的道路和交通状况。通过有限元分析对车架结构进行优化设计, 能够有效模拟这些极端工况, 识别潜在的结构薄弱环节, 并采取相应的加固措施, 从而显著提升车辆在突发情况下的安全性能。同时, 电动汽车的续航能力与整车重量密切相关。借助有限元分析与结构优化技术, 可以在保障结构强度与刚度的基础上, 科学减重, 避免材料浪费, 进一步提高整车能效比与续航水平。电动汽车的快速发展在缓解环境污染、降低能源消耗方面具有重要作用。对车架结构的深入研究与优化不仅有助于提升整车性能与安全性, 还能降低制造成本、提高生产效率, 从而推动电动汽车产业向更高质量、更可持续的方向发展。

国外在车架结构分析方面较早采用有限元技术, 且相关方法已较为完善, 形成了大量成熟的研究成果。早在 20 世纪 70 年代, 美国通用汽车公司就首次将有限元理论与实际试验相结合, 开展了车架在静态和动态条件下的结构分析, 有效验证了仿真与实验结果的一致性, 为车架结构设计提供了可靠依据, 并推动了有限元方法在汽车工程中的广泛应用。国外 Makhrojan 等[2]者利用有限元分析方法, 对车身的空气阻力系数及结构特性进行了评估, 进一步分析了底盘在正面冲击和扭转条件下的力学表现, 为电动汽车车身与底盘的实用化设计提供了理论基础和技术支撑。Zaidani 等[3]运用有限元方法对电动汽车车架进行了设计分析, 重点研究了其在受力过程中的应力分布和变形情况, 最终开发出一种符合预期安全标准、结构有效的车架设计方案。Faizin 等[4]通过静态仿真对车架框架结构进行了研究, 获得了其应力分布和位移特性等性能参数。

自上世纪 90 年代起, 随着计算机技术的快速进步和有限元软件的不推广, 我国在有限元分析方面逐渐积累了扎实的技术基础。尤其在汽车车架设计领域, 有限元方法被广泛应用并不断深化。通过该技

术, 工程师可以更直观地模拟车架在不同工作条件下的受力情况, 准确预测其强度和刚度表现, 从而有效指导结构设计与优化, 提高整体设计效率和可靠性。国内学者王欢[5]以纯电动轿车车架为分析对象, 采用有限元法对车架进行了静态和动态仿真。通过简化车架结构, 利用软件分析了车架在四种工况下的静态应力特性, 获得了车架的应力和应变数据。同时, 确定了车架的模态参数, 并研究了车架各关键点在频率激励下的位移响应, 为车架动态性能的改善提供了依据。戈金培[6]以多座位电动汽车车架为研究对象, 应用有限元基本理论对车架的受力情况和动态特性进行了分析。通过对车架在不同工况下的静力分析以及满载条件下的动态分析, 结合车架的位移、变形、组合应力和低阶频率, 提出了基于力学理论的改进建议。何文斌等[7]以某款纯电动乘用车为对象, 建立车架有限元模型, 进行模态分析, 并通过 LMS 系统进行模态试验。对比仿真与试验结果, 验证模型准确性并分析车架动态特性。

通过对电动汽车车架结构进行有限元分析与优化设计, 能够全面评估车架在不同工况下的受力情况, 从而识别潜在的弱点并进行针对性的加强。同时, 优化设计过程中, 通过精确计算和材料使用的合理配置, 可以减少不必要的材料浪费, 减轻车架的整体重量, 从而有助于提高电动汽车的能效, 延长续航里程。此外, 车架的轻量化也能降低车辆的惯性, 提高加速性能和驾驶动态响应, 从而提升车辆的动力性能。

2. 有限元分析

2.1. 建立模型

建立有限元模型时应准确反映真实结构的几何、材料和边界条件, 同时简化以提高计算效率。网格密度应适中, 能捕捉关键结构行为。模型要基于合理的物理假设, 并经过验证确保其准确性。边界条件必须精确, 且模型应具备一定灵活性以便调整。

在模型建立过程中, 为提高计算效率并保证仿真能够顺利进行, 在不影响整体受力特性的前提下对部分结构进行了适当简化。忽略对整体刚度和强度影响较小的倒角、圆角、螺栓孔及部分装饰结构, 同时对局部复杂焊接结构进行了等效处理。由于本文研究重点为车架整体受力与变形规律, 因此上述细节结构不会显著影响整体力学响应。对于连接方式, 部分焊接连接采用刚性连接进行简化处理, 使连接区域能够实现载荷连续传递。该简化方法虽然会在一定程度上提高局部连接刚度, 但对整体结构强度与变形趋势影响较小, 能够满足本文静力分析需求。

车架是汽车的核心结构部件, 通常由车顶、A 柱、B 柱、C 柱和车底架等主要组成部分构成。这些部件相互连接, 构成了汽车的主要框架和支撑骨架。车架的设计和构造对汽车的整体性能、安全性和舒适性具有重要影响, 其中车架模型如图 1 所示。

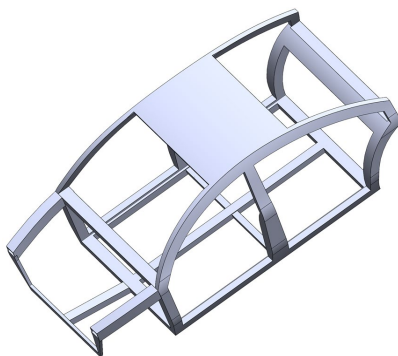


Figure 1. Frame structure diagram
图 1. 车架结构图

车顶作为车身上方的覆盖结构，不仅起到保护车内乘员的作用，还需承受来自外部的风阻压力，并通过与 A 柱、B 柱和 C 柱的连接，提升整车结构的刚性与稳定性。为了在保证强度的同时减轻重量，现代车顶多采用钢材、铝合金或碳纤维等高性能材料制造，其结构如图 2 所示。

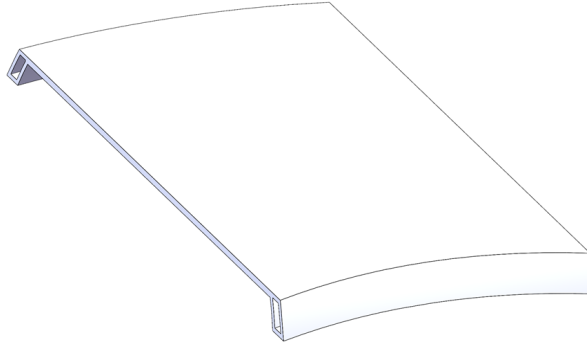


Figure 2. Roof structure diagram
图 2. 车顶结构图

A 柱、B 柱和 C 柱分别位于车辆的前部、中部和后部，是车身结构中的关键支撑与防护构件。A 柱连接车顶与车身前端，不仅支撑前车门，还在发生碰撞时起到保护乘员的作用；B 柱位于车身中部，连接车顶和底架，主要负责车身侧面的结构支撑与防护；C 柱则连接车顶与车身尾部底架，有助于增强整车的结构强度与稳定性。为了提升车辆在碰撞等极端工况下的安全性能，这些柱子通常采用高强度钢或其他合金材料制成，其结构如图 3 所示。

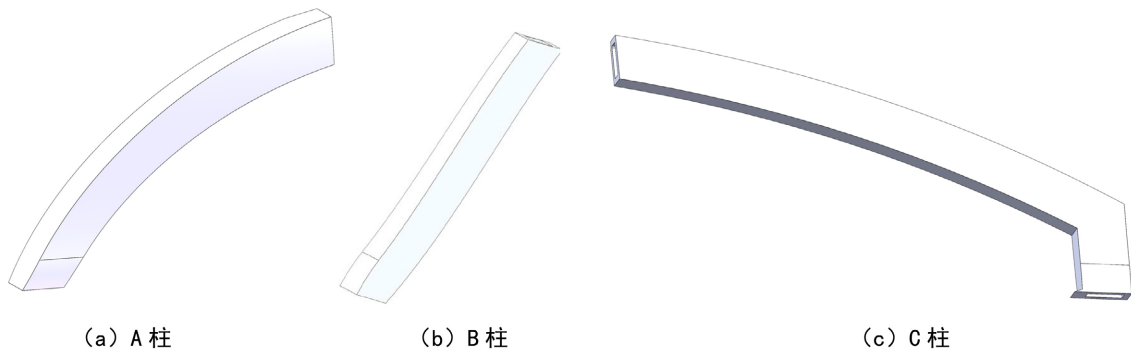


Figure 3. Diagram of A/B/C pillar structures
图 3. A、B、C 柱结构图

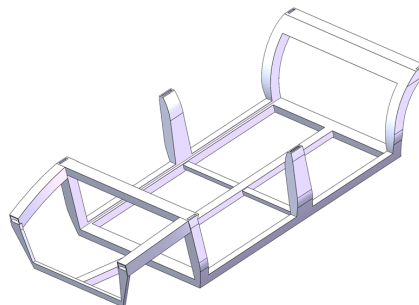


Figure 4. Underframe structure diagram
图 4. 车底架结构图

车底架是车辆底部的主要支撑结构，它连接了前后悬挂系统与车身底板，并承担来自地面的各种载荷与冲击力。为了确保车身在不同路况下的稳定性和安全性，车底架通常采用高强度钢材或铝合金材料制造，具有足够的刚性和强度，以应对各种行驶工况下的应力，其结构如图 4 所示。

2.2. 材料定义

在车架材料的选用方面，本研究选择了 Q235 钢。该材料具有良好的强度、可焊性和加工性能，适用于承载结构部件的制造。Q235 钢的性价比高，能够在满足结构强度与刚度需求的同时，控制制造成本，是车架结构中常用的钢材之一，其相关参数如表 1 所示。

Table 1. Material properties and mechanical characteristics of the vehicle frame

表 1. 车架的材料属性及力学特性

材料	弹性模量(Gpa)	泊松比	密度(Kg/m ³)	弹性极限(Mpa)	屈服极限(Mpa)
Q235	207	0.3	7850	375~460	235

2.3. 创建载荷工况

2.3.1. 车顶

在极端天气下，如暴雨或冰雹，车顶会受到雨滴或冰雹等物体的冲击，冲击力的大小取决于物体的速度、密度和尺寸等因素。为了保证车顶在这种情况下安全性，设计时需要考虑其强度和刚度。可以通过增加防护罩或软性材料来缓冲冲击力，减少损伤。同时，利用有限元分析等仿真手段，可提前评估车顶在冲击下的受力情况，优化结构设计。查阅资料显示，此类冲击力一般约为 30 N。

车顶部分主要模拟极端天气冲击工况，在车顶表面施加 30N 冲击载荷，并对与 A、B、C 柱连接区域施加固定约束，以模拟车身整体支撑作用。

2.3.2. A、B、C 柱

在对 A 柱、B 柱和 C 柱的受力分析中，为了评估其在极端工况下的结构强度，本文考虑极限受力情况，将其所承受的最大冲击压力取为 1500 MPa。该数值通常代表车辆在发生严重碰撞或其他极端事件时可能遇到的最大载荷，有助于验证车架关键部位在极端条件下的安全性和可靠性。

A、B、C 柱部分主要模拟极端碰撞工况，在柱体外侧施加 1500 MPa 极限压力，同时约束其与车底架连接位置，以保证结构稳定性。

2.3.3. 车底架

分析车底架在承受自重、道路荷载以及电机、电控、人员、电池等附加载荷时的应力分布，以判断各部位是否具备足够强度并保持结构完整。同时评估其在静态加载下的变形情况，了解对悬挂系统支撑以及整车操控性和稳定性的影响，其各部分质量如表 2 所示。

车底架部分则依据电机、电池、电控系统及乘员质量，将各部件重量换算为重力载荷，并分别施加于对应安装区域，同时对悬挂连接位置施加固定约束，以限制其六自由度运动，从而模拟整车满载状态下的实际受力情况。

Table 2. Mass of the underframe components

表 2. 车底架部件质量

载荷名称	电机	电控	电池	人员
质量(kg)	30	40	40 × 4	70 × 5

2.4. 结果分析

2.4.1. 车顶仿真分析

由等效应力云图 5 可以知道, 最大等效应力出现在车顶中部, 数值为 18,466 Pa。由变形云图 6 可见, 车顶的变形同样主要集中在中部区域, 最大位移为 1.6672×10^{-7} m。由于车架所采用的 Q235 钢材料屈服强度为 235 MPa, 远高于该工况下产生的最大应力, 因此可以判断车顶结构在极端天气载荷作用下是安全可靠的。

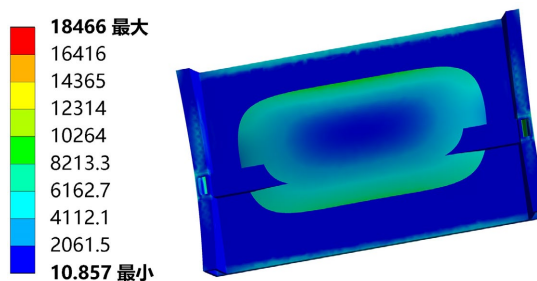


Figure 5. Equivalent stress contour of the roof
图 5. 车顶等效应力云图

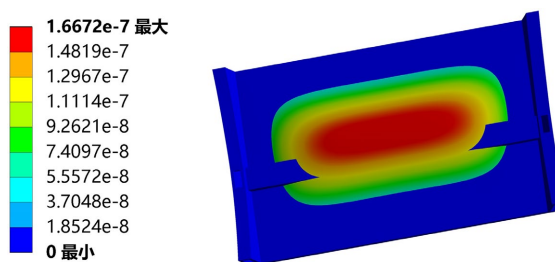


Figure 6. Deformation contour of the roof
图 6. 车顶变形云图

车顶主要承受极端天气条件下的冲击载荷, 其载荷相对较小, 属于局部瞬时受力。从仿真结果可以看出, 车顶最大应力与最大变形均集中于中部区域。这主要是由于车顶整体属于薄板支撑结构, 在边缘受到 A、B、C 柱约束后, 中部区域形成较大跨距, 当外部载荷作用于车顶时, 中部区域更容易发生弯曲变形, 从而产生局部应力集中现象。

从力学行为来看, 车顶结构主要表现为局部弯曲变形, 整体应力分布较为均匀, 未出现明显的大范围高应力区域, 说明车顶具有较好的整体刚度与抗弯能力。同时, 车顶与 A、B、C 柱共同构成封闭框架结构, 外部载荷能够通过立柱向车身其他区域进行传递, 从而提高整体结构稳定性。因此, 在该载荷工况下, 车顶结构能够满足强度与刚度要求。

2.4.2. A、B、C 柱仿真分析

通过对图 7 和图 8 中 A、B、C 柱的应力云图和应变云图分析可知, 最大应力和最大变形均出现在各柱的中部位置, 该区域最易发生破坏。在极限工况下, 其最大应力可能超过材料屈服强度, 从而导致塑性变形甚至断裂。但该情况属于极端载荷条件, 在实际使用过程中较少出现。

其中, A 柱主要承受车辆前部碰撞载荷以及车顶传递载荷, 其应力主要集中于柱体中部及连接过渡区域。这是由于 A 柱连接前舱与车顶, 受力状态较为复杂, 在载荷传递过程中, 连接区域存在截面变化

与几何突变, 容易造成局部刚度不连续, 从而形成应力集中。从力学行为来看, A 柱属于典型细长受压构件, 在极限载荷作用下容易产生弯曲变形, 因此中部区域出现较大应力与位移。相比车顶结构, A 柱承受载荷更大, 对结构强度与抗冲击性能要求更高。

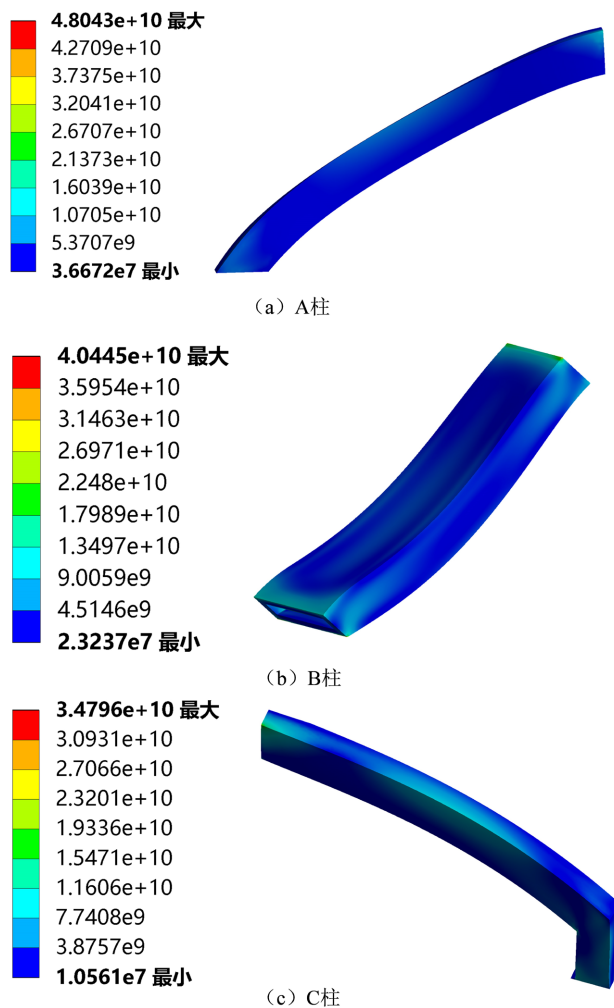


Figure 7. Equivalent stress contour of the A, B, and C pillars
图 7. A、B、C 柱等效应力云图

B 柱作为车身侧面的核心承载部件, 需要同时连接车顶、车门及车底架, 是侧向载荷的重要传递路径。仿真结果表明, 其最大应力与变形同样集中于中部区域。由于 B 柱上下两端约束较强, 而中部区域相对自由, 在碰撞载荷作用下容易发生弯曲, 从而形成明显应力集中。从力学行为来看, B 柱主要表现为压缩与弯曲复合作用, 其整体承载能力较强, 但在高载荷条件下局部区域仍容易出现较大应力。相比 A 柱, B 柱受力更加均匀, 但由于其承担整车中部支撑作用, 因此其结构稳定性对整车安全性影响较大。

C 柱主要承担车尾与车顶之间的连接支撑作用, 其应力集中区域主要位于与车顶及后底架连接位置附近。这是由于后部连接区域结构空间较小, 局部刚度变化明显, 在载荷传递过程中容易产生局部应力叠加现象。从力学行为来看, C 柱受力相较 A 柱与 B 柱略小, 但仍以弯曲变形为主。由于其截面尺寸相对较小, 抗弯能力有限, 因此在受载过程中连接区域容易形成局部高应力区域。不过整体应力水平仍处于结构允许范围内, 能够满足正常使用要求。

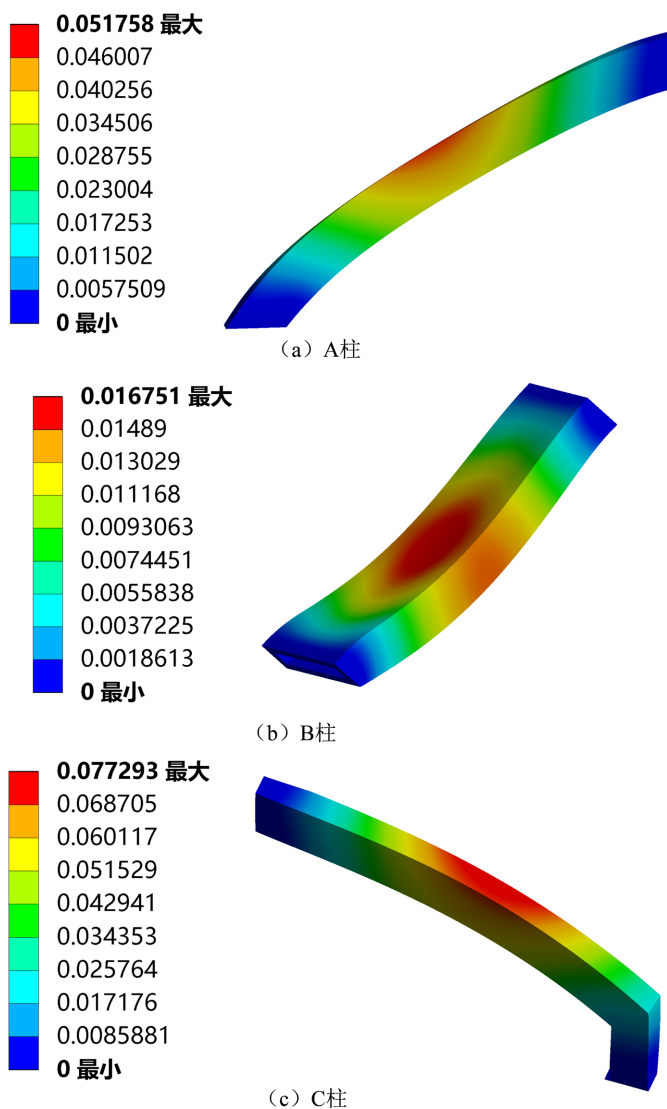


Figure 8. Deformation contour of the A, B, and C pillars
图 8. A、B、C 柱变形云图

A、B、C 柱在不同载荷工况下均表现出明显的弯曲变形特征，其中 A 柱受力最复杂，B 柱整体承载作用最明显，而 C 柱主要表现为局部连接区域应力集中。虽然可通过采用更高强度材料提高结构承载能力，但本文研究重点在于车架结构优化设计，因此后续主要围绕车底架结构展开分析与改进。

2.4.3. 车底架仿真分析

从等效应力云图 9 可以看出，车底架前部区域承受了最大应力，其数值为 2.9808×10^7 Pa。由变形云图 10 可知，该区域同样出现了最大变形，最大位移为 2.411×10^{-4} m。由于车底架采用的 Q235 钢材料屈服强度为 235 MPa，明显高于该工况下产生的最大应力，因此车底架结构在正常行驶载荷作用下是安全的，能够满足使用要求。

车底架主要承受电机、电池、电控系统、人员以及路面冲击等多种载荷，其受力状态最为复杂。仿真结果表明，最大应力与最大变形均集中于车底架前部区域。其主要原因在于该区域存在多个集中载荷作用点，同时横梁与纵梁连接位置存在明显几何过渡，导致载荷传递过程中局部刚度分布不均，从而形

成应力集中。此外，前部区域承担了较大的弯矩作用，在多载荷共同作用下更容易出现局部高应力现象。

从力学行为来看，车底架不仅承受弯曲载荷，还受到一定扭转载荷影响，表现出明显的多载荷耦合作用特征。相比车顶以及 A、B、C 柱结构，车底架整体变形更加明显，应力集中区域范围更大，对结构刚度变化更加敏感。特别是在前部区域，由于长期承受复杂交变载荷，更容易发生局部变形与疲劳损伤，因此该区域成为整车结构中的薄弱部位。

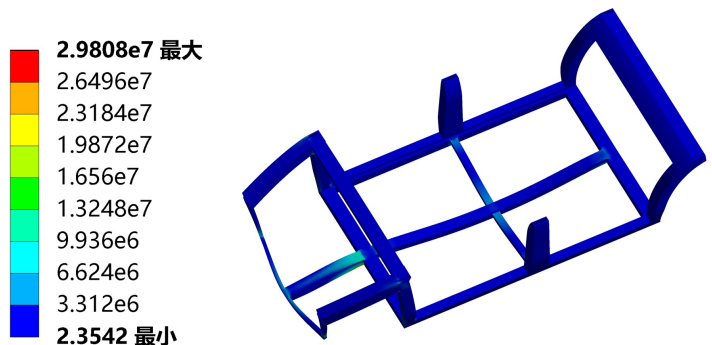


Figure 9. Equivalent stress contour of the underframe
图 9. 车底架等效应力云图

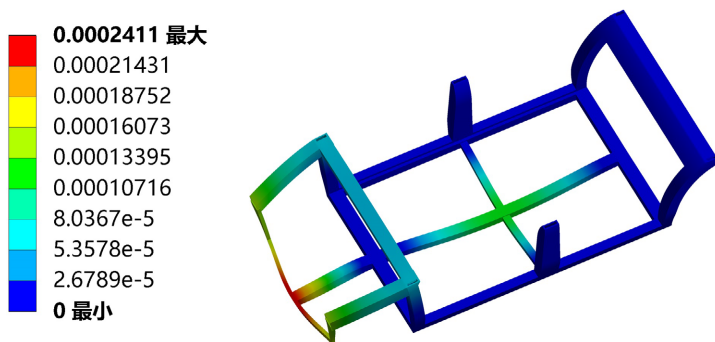


Figure 10. Deformation contour of the underframe
图 10. 车底架变形云图

车顶主要表现为局部弯曲变形，整体应力分布较为均匀；A、B、C 柱则以压缩与弯曲复合作用为主，在极端载荷下容易出现局部高应力区域；而车底架由于承受多种复杂载荷，其力学行为最为复杂，也是整车结构优化设计的重点区域。因此，后续优化主要围绕车底架前部结构展开，以提高其整体刚度并降低局部应力集中现象。

3. 优化设计

通过前期的有限元分析结果可以看出，车架的优化应主要聚焦在车底架部分，尤其是前部区域，而车顶及 A、B、C 柱无需作为重点优化对象。车底架前部更易出现结构变形或损伤，说明该区域的抗变形性能有待提升。因此，后续设计应加强该部位的结构强化。同时，还需兼顾轻量化原则，在提高强度的基础上尽量控制整体重量，以实现性能与效率的平衡。

3.1. 优化方案

根据对车底架的静态分析结果可知，其前部结构更容易出现变形或损伤，说明该区域的结构刚度需

进一步加强。一种可行的改进措施是在车底架前部增设横梁，以提升其整体刚性，减少变形风险。但与此同时也要注意，增加结构件会导致整体质量上升。

为兼顾结构强化与轻量化目标，可以在车架其他区域适当减重，比如优化材料分布或减少不必要的结构冗余，以平衡新增横梁带来的重量影响。此外，还需确保结构调整后能继续满足整车的强度、安全和性能要求。另一个优化方向是调整车底架的后部宽度。当前设计中，车架后段较为宽大，在不影响其结构强度和抗变形能力的前提下，可适当缩减宽度。这不仅有助于减轻整车重量，还可进一步提升整车的能效和动力性能，从而实现性能与经济性的双重优化。综上对车底架进行优化设计，优化后的车底架模型如图 11 所示。

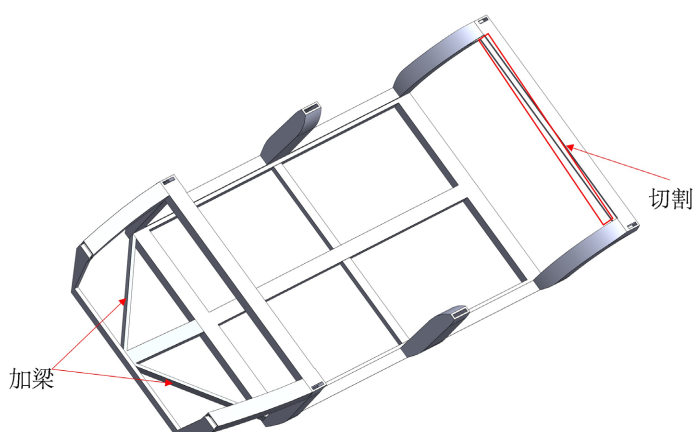


Figure 11. Structural diagram of the optimized underframe
图 11. 优化后车底架结构图

3.2. 结果分析

对优化后的车底架进行静态分析，其应力和应变云图分别如图 12 和图 13 所示。由表 3 优化前后的最大位移和最大应力可知，优化后的最大位移为 1.8902×10^{-4} m，相比优化前的 2.411×10^{-4} m，减少了 0.5208×10^{-4} m，说明优化后的车底架在受力作用下变形更小，结构刚性得到明显提升，有助于提高车辆的操控稳定性和乘坐舒适性。在强度方面，优化后的最大等效应力明显降低，从优化前 2.9808×10^7 Pa 减少至 2.1882×10^7 Pa，减少了 7.926×10^6 Pa，这不仅增强了结构在使用过程中的安全性，也进一步降低了因局部应力过大而导致疲劳或断裂的风险。

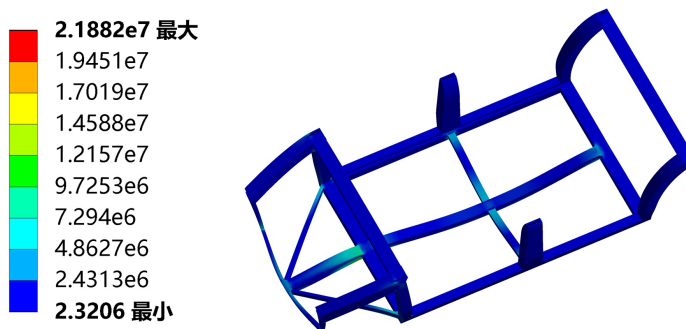


Figure 12. Equivalent stress contour of the optimized underframe
图 12. 车底架优化后等效应力云图

由表 4 优化前后的车底架质量可知, 优化后的车底架质量为 353.41 kg, 相比原始设计的 363.93 kg, 减重 10.52 kg。这在不影响结构安全与性能的前提下实现了轻量化, 有利于提升整车的续航里程和能效比, 符合现代电动汽车对轻质化的设计趋势。

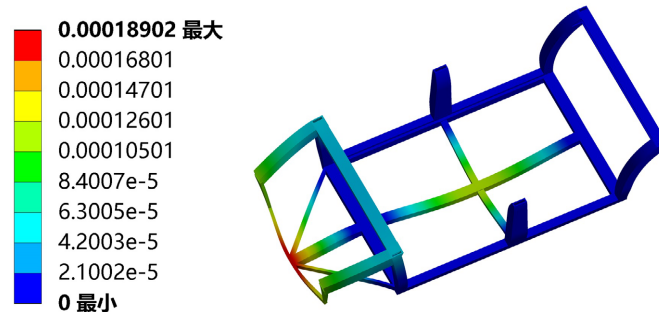


Figure 13. Deformation contour of the optimized underframe
图 13. 车底架优化后变形云图

Table 3. Maximum displacement and maximum stress before and after optimization

表 3. 优化前后最大位移和最大应力

车底架	最大位移(m)	最大应力(Pa)
优化前	2.411×10^{-4}	2.9808×10^7
优化后	1.8902×10^{-4}	2.1882×10^7

Table 4. Mass of the underframe before and after optimization

表 4. 优化前后车底架质量

车底架	优化前	优化后
质量(kg)	363.93	353.41

4. 结论

本研究基于 ANSYS, 对某电动汽车车架进行了系统的有限元建模与力学性能分析。得到以下结论:

- 1) 仿真结果显示, 车顶和 ABC 柱在极端载荷作用下依然具有良好的刚度和强度, 结构安全性较高; 而车底架前部则出现较大变形和高应力集中, 成为整车结构的薄弱环节。
- 2) 通过在关键区域添加加强梁并调整车底架后部结构, 优化后, 车架最大位移减少约 0.5208×10^{-4} m, 应力降低约 7.926×10^6 Pa, 整体质量减少 10.52 kg, 最终为 353.41 kg。

参考文献

- [1] 李洪庆, 韩超, 刘磊. 我国电动汽车发展现状及存在问题[J]. 汽车文摘, 2023(9): 36-41.
- [2] Makhrojan, A., Budi, S.S., Jamari, J., Suprihadi, A. and Ismail, R. (2015). Strength Analysis of Monocoque Frame Construction in an Electric City Car Using Finite Element Method. *Proceedings of the Joint International Conference on Electric Vehicular Technology and Industrial, Mechanical, Electrical and Chemical Engineering (ICEVT & IMECE)*, Surakarta, 4-5 November 2015, 275-279. <https://doi.org/10.1109/icevtimece.2015.7496693>
- [3] Zaidani, R. and Mas'ud M. (2023) Designing of the Ngalah Data Electric Car Frame Using the Finite Element Method. *Ocean Engineering: Jurnal Ilmu Teknik dan Teknologi Maritim*, 2, 143-157. <https://doi.org/10.58192/ocean.v2i3.1158>
- [4] Faizin, A.K., Rizaldi, R., Putra, W.A.S., et al. (2023) Structural Analysis of Chassis Frame of a Prototype Car: A Finite Element Method. *Nusantara Science and Technology Proceedings*, No. 36, 252-256.

-
- [5] 王欢. 纯电动轿车车架有限元分析与优化[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
 - [6] 戈金培. 多座位电动汽车车架结构设计及其优化[D]: [硕士学位论文]. 唐山: 华北理工大学, 2018.
 - [7] 何文斌, 姚恒阳, 马军, 等. 纯电动乘用车车架模态分析及结构强度分析[J]. 机械设计与制造, 2020(9): 235-238.