

基于ANSYS的电动方程式赛车车架设计及有限元分析

邓远锋*, 段绍义

南宁学院交通运输学院, 广西 南宁

收稿日期: 2025年7月27日; 录用日期: 2025年8月19日; 发布日期: 2025年8月27日

摘 要

中国大学生电动方程式大赛(FSEC)是一项由中国汽车工程师学会主办的综合性工程设计与制造比赛,旨在培养学生的工程实践能力和创新精神。比赛用车整体由电机、电池箱、电控系统及车架、车身等构成。车架作为赛车的核心部件,不仅需要承载赛车各部件的重量,还需在各种工况下保证赛车的稳定性和车手的安全。传统的车架设计方法依赖于经验设计和试验验证,周期长、成本高。本文利用ANSYS有限元分析软件,对车架进行虚拟建模和仿真分析,分析不同工况下的车架参数,缩短设计周期,降低制造成本,同时确保车架的强度和刚度满足要求。

关键词

有限元分析, 车架, 扭转工况, 满载工况, 碰撞工况

Design and Finite Element Analysis of Electric Formula Racing Frame Based on ANSYS

Yuanfeng Deng*, Shaoyi Duan

College of Traffic and Transportation, Nanning University, Nanning Guangxi

Received: Jul. 27th, 2025; accepted: Aug. 19th, 2025; published: Aug. 27th, 2025

Abstract

With the development of China's new energy vehicle industry and technological advancements, electrification and intelligentization have become key research areas in domestic student formula competitions. This study focuses on the chassis design of the China University Electric Formula

*通讯作者。

文章引用: 邓远锋, 段绍义. 基于 ANSYS 的电动方程式赛车车架设计及有限元分析[J]. 建模与仿真, 2025, 14(8): 385-393. DOI: 10.12677/mos.2025.148576

Racing Car, prioritizing driver safety. Utilizing CATIA and ANSYS software, the chassis was modeled and analyzed. In ANSYS Workbench, meshing was performed with refinement in critical structural regions. Through static analysis, the torsional stiffness of the chassis under torsional loading was calculated as 1,736.74 N·m/degree, meeting competition requirements, with a maximum deformation of 1.5329 mm observed near the front hoop and bulkhead. Under static loading (total mass 290 kg), the maximum displacement of 1.149 mm occurred in the seat support tubes. A frontal collision simulation at 79.2 km/h (22 m/s) revealed chassis deformation ranging from 0 to 113.6 mm, with the largest deformation at the junction of the front bulkhead and front hoop. The chassis design complies with safety regulations, ensures driver protection, and provides theoretical insights for structural optimization, laying a foundation for future racing car improvements. laying the groundwork for future improvements.

Keywords

Finite Element Analysis, Car Frame, Torsional, Collision, Fully Loaded

Copyright © 2025 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

随着国内新能源汽车行业的快速发展和科技的不断进步，电动化与智能化技术成为国内大学生方程式赛事的研究热点。中国大学生电动方程式汽车大赛是一项由高等院校汽车工程或汽车相关专业在校学生组队参加的汽车设计与制造比赛[1]。中国大学生方程式赛车车架作为整车核心部件，承载各部件重量并传递载荷，其性能直接关乎赛车安全性与操控稳定性。传统电动方程式赛车车架设计依赖经验与试错，周期长、成本高的缺点难以克服，利用有限元软件 ANSYS 软件，能模拟车架在复杂工况下力学行为，助力工程师优化设计，缩短研发周期、降低成本。本文主要内容为大学生方程式车架的建模设计以及其承载系统分析，桁架式车架是一种由许多不同规格的钢管或杆件通过焊接或螺栓连接组成的空间框架结构[2]。借助 CATIA 和 ANSYS 软件，对车架进行设计与分析，以确保车架的可行性与可靠性。运用 CATIA 进行车架的进行设计，将车架模型导入 ANSYS，并且划分网格，针对车架结构的不同工况展开剖析，分析车架扭转工况、满载工况时的应力分布与变形状况。应用 ANSYS Workbench 软件对车架进行了多种工况下的静力学分析，同时对关键零部件进行结构强度分析并优化[3]。

2. 车架参数设计及网格划分

2.1. 车架建模

本次设计的大学生方程式车架模型采用 ANSYS 创成式外形设计模块进行设计，根据中国汽车工程学会指定的规则来规划车架设计，运用三维坐标轴来创建点再连成整体车架线图，车架尺寸参数如下表 1 所示：

Table 1. Specific dimensions of formula racing cars

表 1. 方程式赛车具体尺寸

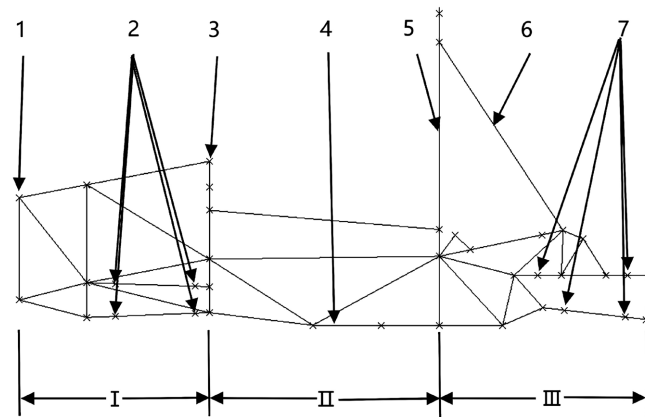
尺寸内容	具体尺寸(mm)
车架外形	2018 × 670 × 1104

续表

前轮距	1200
后轮距	1180
轴距	1565
离地间隙	80

车架外形的整体尺寸 $2018\text{ mm} \times 670\text{ mm} \times 1104\text{ mm}$ ，另外车架前轮距为 1200 mm ，后轮距 1180 mm ，后轮距稍小于前轮距，车辆在转向时较小的后轮距使车辆尾部跟随性更好，能更快速地响应前轮转向动作，让车辆在弯道中转向更灵活，尤其在连续弯道、狭窄道路转弯或掉头等场景，可减小转弯半径，提升驾驶便捷性。能让车辆在转弯时后轮相对更容易产生一定程度侧滑，使车尾有向外甩的趋势，从而帮助车辆更好地进入弯道，改善转向不足问题，提升整体操控性能。两轮轴距为 1565 mm ，赛车最低离地间隙为 80 mm ，进一步降低汽车质心，提升赛车稳定性。

图 1 和图 2 是车架的单线图，车架主体的设计主要依据中国大学生方程式赛车结构要求而设计，如图所示车架主要是由：前舱、驾驶舱、后舱等结构组成，主环位于赛车手背部；前环位于车手的腿部。



注：I-前舱，II-驾驶舱，III-后舱，1-前隔板，2-前悬架应力点，3-前环，4-侧边防撞杆，5-主环，6-主环斜撑，7-后悬架应力点。

Figure 1. Side view of frame line diagram

图 1. 车架线图侧视图

由图 1 可知，车架分为前舱、驾驶舱、后舱三个部分；前舱主要包含前隔板、前悬架、前环；驾驶舱主要包含侧边防撞杆、主环；后舱要包含主环斜撑、后悬架应力点，各部分通过不同厚度的管件焊接相连，对车架有固定和支撑作用，提高车架整体的稳定性[4]。车架材料采用 4130 铬钼合金钢钢管，其具有高强度、良好韧性和可焊性等特点，进一步保证车架性能，材料的弹性模量、屈服强度等性能参数直接影响车架的强度和刚度；低密度材料可降低车架重量，提高车辆性能。本次车架设计采用的材料参数如下表 2 所示：

Table 2. Performance of 4130 chromium-molybdenum alloy steel material

表 2. 4130 铬钼合金钢材料性能

材料参数	参数值	单位
弹性模量	$2.11\text{E}+11$	Pa
泊松比	0.279	/

续表

质量密度	7.85E+3	kg/m ³
抗剪模量	8.22E+10	Pa
抗拉强度	9.3E+8	Pa
屈服强度	7.85E+8	Pa

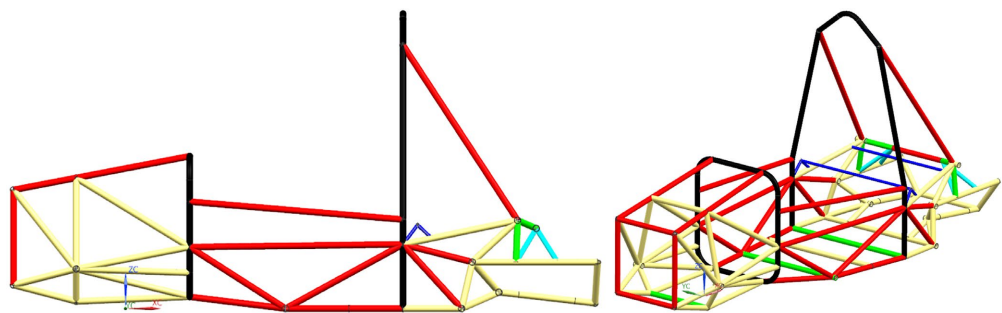


Figure 2. Frame wiring diagram
图 2. 车架架线图

其中主环和前环使用外直径 25.4 mm，壁厚 2.4 mm 的管件焊接；侧边防撞管、主环斜支撑、主环与后舱与前环连接的管件采用外直径 25.4 mm，壁厚 1.65 mm 管件焊接；前舱和后舱主要结构件用外直径 25.4 mm，壁厚 1.2 mm 的管件焊接，在其他次要部位使用到外直径 14 mm，壁厚 1 mm 或外直径 20 mm，壁厚 1 mm 管件焊接。使用管件焊接主要是各部位起到连接和固定作用，车架整体受力的较小部位使用管径和壁厚小的钢管焊接，实现轻量化处理。在保证赛车车手安全的前提下实现整车轻量化处理，这能够极大程度的降低了整车制作成本和造价成本。

2.2. 车架模型网格划分

利用三维软件 Catia 对车架进行建模，车架各部分设置为单一整体结构。在 Ansys-workbench 中对车架模型进行网格划分，车架网格单元尺寸设置为 10 mm，网格共计 64,592 个节点和 54,616 个单元，见图 3 所示。网格划分完成后，进行了初步的质量检查，确保网格的连续性、完整性和一致性，避免在后续的有限元分析中出现错误或异常。通过调整网格密度和单元尺寸，优化网格质量，提高分析的准确性和可靠性。为确保数据的严谨性，采用网格进行自动划分，对部分受力区域进行再次细分网格。此外对受力较大的区域，主环、前环以及连接管件等关键部位，进行更细致的网格划分，以捕捉这些区域的应力变化和分布特征，为后续的有限元分析提供更为精确的数据支持。

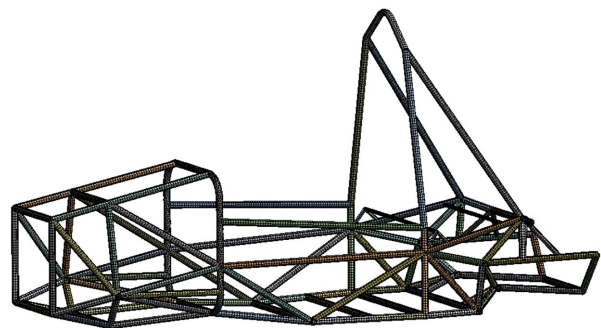


Figure 3. Frame grid model
图 3. 车架网格模型

3. 静力学分析

车架是赛车整体中最重要的部件, 承载着赛车的各个部件, 应保证相应的刚度和足够的强度。对车架进行 ANSYS 静力分析, 通过模型构建、属性设定、工况确定及结果分析, 分析车架在扭转工况、满载工况、碰撞工况下的差价形变情况, 确保车架满足设计要求, 为车架设计和制造优化提供理论支持。

3.1. 扭转工况

在行驶过程中, 车架、车桥、传动轴等部件会遇到扭转工况。左右车轮受到的激励不同, 车架会承受扭转力矩。设计时需考虑其在扭转工况下的强度、刚度, 防止车架变形、开裂, 保证车辆可靠性与安全性。扭转工况是大学生方程式赛车车架一项重要指标, 可以检测出车架整体的刚度, 在车轮不处于同一个平面时车架整体变形情况, 扭转工况的约束见表 3, 并且计算出车架的抗变形能力。扭转工况是车架设计的要点, 本设计的车架的扭转工况的计算公式如下:

$$K = \frac{FL}{\arctan\left(\frac{Z1+Z2}{2L}\right)} \quad (1)$$

式中: F : 扭转加载力, 单位 N;

L : 前悬架左右等效点间距, 单位 m;

θ : 扭转角, 单位°;

$Z1$: 左前悬架的垂直位移, 单位 m;

$Z2$: 右前悬架的垂直位移, 单位 m;

K : 扭转刚度, 单位 N·m/°。

Table 3. Constraints under torsional conditions

表 3. 扭转工况的约束

约束位置	约束自由度					
	位移 X	位移 Y	位移 Z	旋转 X	旋转 Y	旋转 Z
右前	0	0	-1	0	0	0
左前	0	0	1	0	0	0
右后	0	0	0	自由	自由	自由
左后	0	0	0	自由	自由	自由

在 Ansys-workbench 中对车架模型进行网格划分, 车架网格单元尺寸设置为 10 mm, 网格共计 64,592 个节点和 54,616 个单元。通过分析, 得出扭转加载力 F 为 1729.5 N, 前悬架左、右等效点间距 L 为 0.24 m, 扭转角度 θ 经计算为 0.239°。最后得到扭转刚度为 1736.74 N·m/°。根据比赛设计要求, 管件焊接而成的车架扭转刚度在 1000~4000 N·m/°, 本次设计车架扭转刚度为 1736.74 N·m/°, 符合要求[5] [6]。图 4 中显示了车架在扭转工况下的整体形变情况, 可以清晰地看到车架在受到扭转力作用时, 形变主要集中在车架的前部, 而车架的后部形变较小, 说明车架的设计在扭转工况下具有较好的刚度和稳定性。同时车架的焊接处也未出现明显的变形或开裂, 进一步验证了车架设计的可靠性和安全性。此外, 车架的扭转刚度不仅满足比赛设计要求, 还具有一定的余量, 这有助于提升车辆在复杂工况下的稳定性和耐久性。通过本次设计, 深入理解了车架在扭转工况下的受力特点和形变规律, 为后续的车架优化和改进提供了有力的依据。车架整体形变如下图 4:

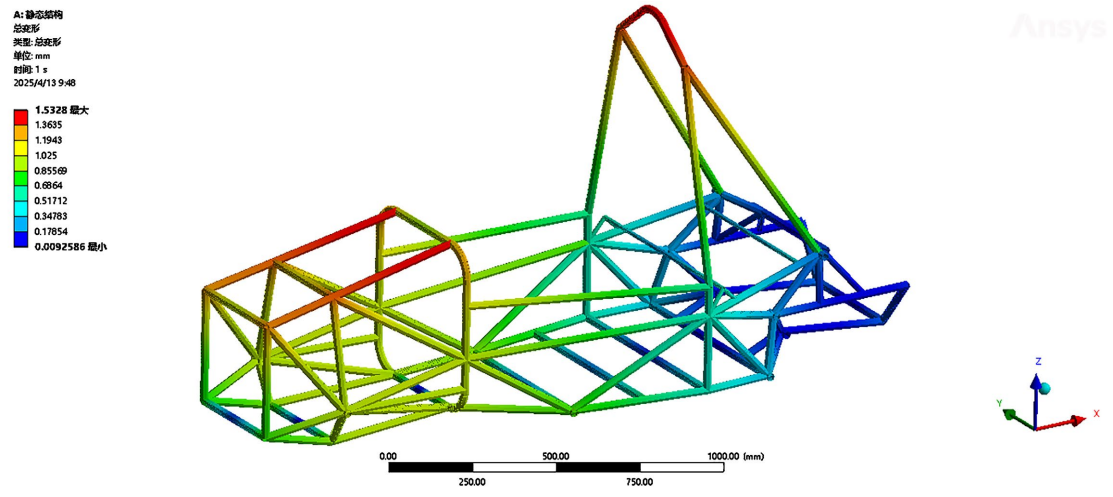


Figure 4. Deformation diagram under torsion condition
图 4. 扭转工况形变图

从图 4 扭转工况形变图可看出, 变形最大的地方在车架前环与前隔板靠近前环的位置, 以及主环顶端的位置, 最大变形量为 1.5329 mm, 最小变形位于后悬架的位置变形量为 0.00925 mm; 车架其他位置有不同程度的变形, 整体变形量较小, 整车的变形情况都在正常范围内。

3.2. 满载静止工况

车架、车桥、悬挂等关键部件需按满载工况进行强度设计, 确保能承受额定负载, 防止变形损坏。车架设计采用高强度钢材并优化结构, 保证满载安全。分析满载静止工况目的是分析车架在静止状态下满载看各部位管材的受力、变形情况, 将各部件的重力施加在所在的管件上, 在对于变形、位移较大的地方采取优化改进措施。经分析赛车的车架承载的重量总约为 290 kg。包含车架 35 kg, 车身 25 kg、转向悬架座椅 30 kg、电池箱 60 kg、电机控制器 20 kg、赛车手 70 kg 等部分, 加载力位置见图 5; 其中其他类包括电路线束、配件等, 各部件具体质量如下表 4 所示。

Table 4. Estimated overall weight of the racing car
表 4. 赛车整体预估重量

部件名称	预估质量(Kg)
车架	35
车身	25
转向悬架	30
座椅	15
离地间隙	80
电池箱	60
电机控制器	20
电机	10
赛车手	70

由图 6 可得变形位移最大的地方是在座椅下方的管件上, 最大位移量为 1.149 mm, 车架的前舱以及后舱其他部位的变形量较小, 变形量约为 0 mm, 变形量可忽略不计。主要原因为车手重量施加在座椅上方, 对座椅下方管件施加较大压力使得管件变形, 变形量属于正常范围。

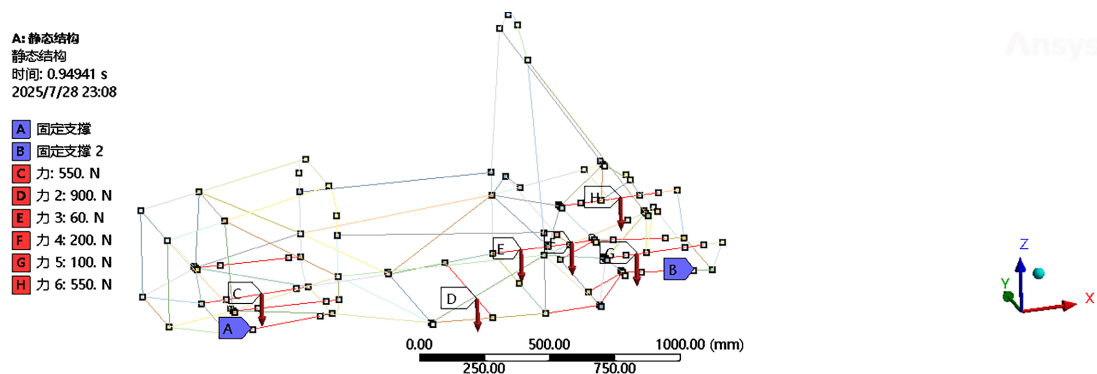


Figure 5. Schematic diagram of loading force position

图 5. 加载力位置示意图

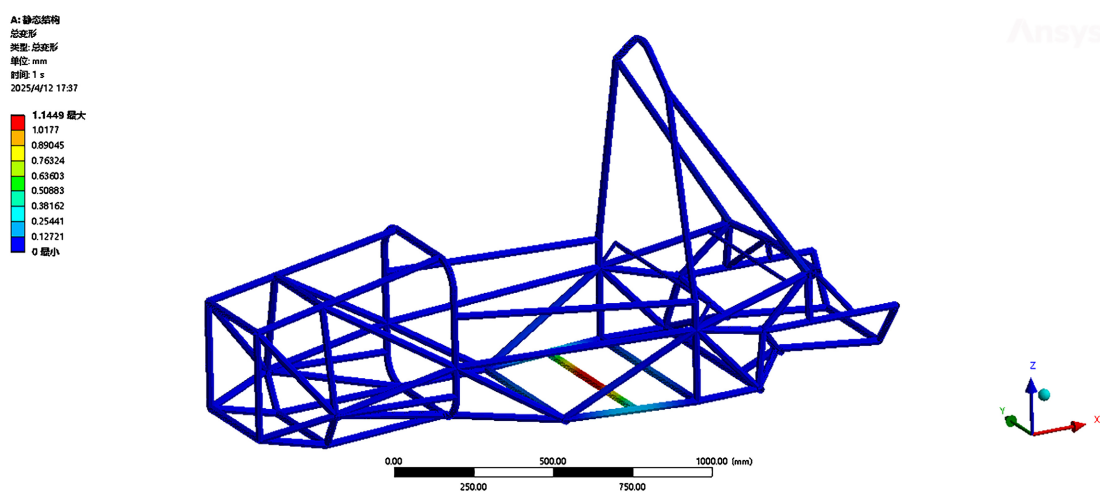


Figure 6. Deformation cloud chart at full load and at rest

图 6. 满载静止变形云图

3.3. 碰撞工况

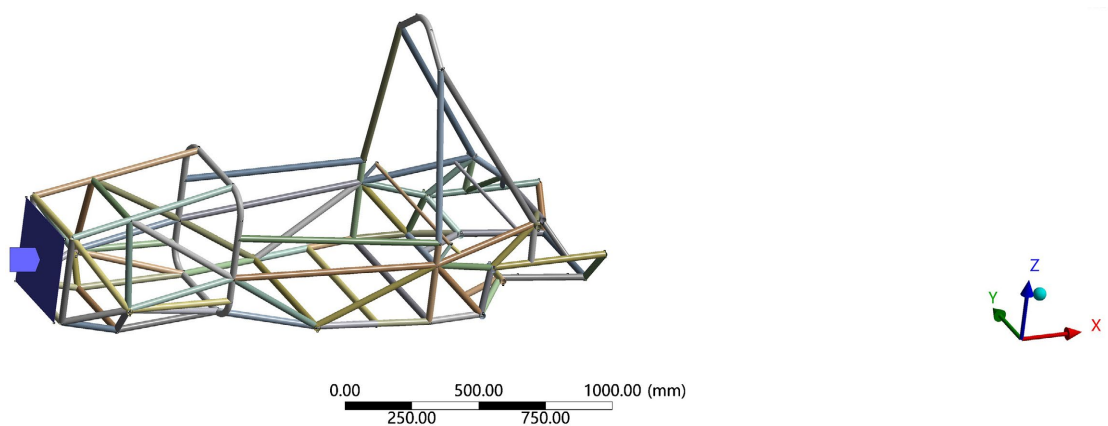


Figure 7. Fixed position under collision conditions

图 7. 碰撞工况固定位置

碰撞工况是指在研究、测试或评估产品(如汽车、列车, 机械设备等工具)安全性、结构强度等性能时,

模拟碰撞发生时的各种条件组合[7]。运用 ANSYS 中的显示动力学对方程式赛车车架进行碰撞分析, 通过软件来模拟真实发生碰撞后的车架变形情况, 以便于在设计的时候能够优化车架结构, 保障车手安全, 碰撞工况固定位置见图 7。

本次碰撞分析采用速度为 79.2 km/h (22 m/s) 的速度去撞击物体, 在车架前端放置物体, 前端物体设置为与前隔板大小一致厚度为 1 mm 的板, 碰撞工况变形云图如图 8 所示。

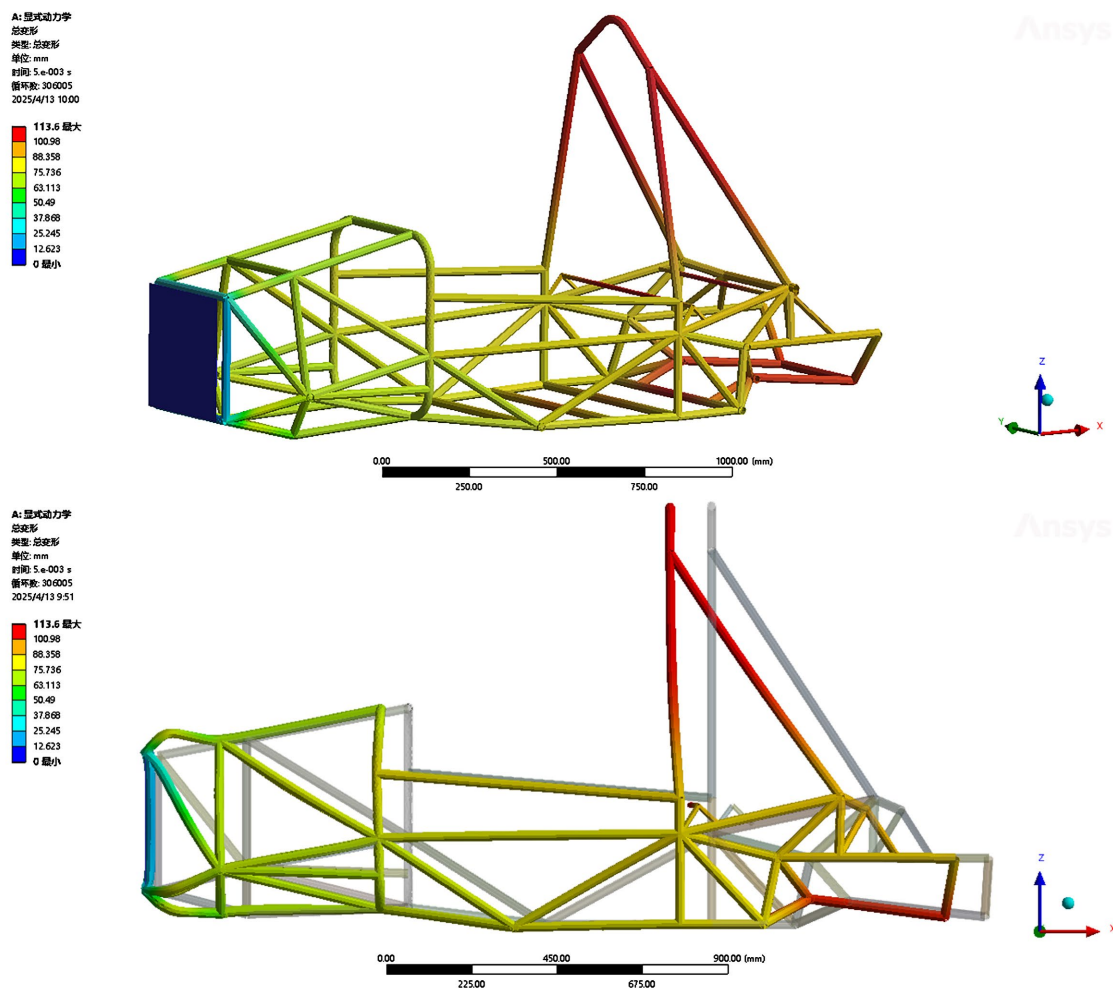


Figure 8. Deformation cloud chart under collision condition

图 8. 碰撞工况变形云图

从以上两张图片可以看出发生碰撞后车架整体变形位移是在 0 mm 到 113.6 mm 之间, 位移最大的地方是主环上半部分和主环斜撑以及后悬架下半部分, 从图 8 的碰撞前后对比图可以看出车架变形最大的地方是在前隔板和前环连接处的前半部分, 从分析发结果上看, 车架有足够的强度去保障车手的安全。

同时, 右前悬架的垂直位移在碰撞后也呈现出一定的变化, 在设计车架时, 充分考虑碰撞工况下的各种可能情况, 通过有限元分析不断优化车架结构, 确保其在碰撞时能够承受巨大的冲击力, 并将车手受到的伤害降到最低。此外, 我们还对车架的其他关键部位进行了详细的分析和优化, 以提高其整体性能和安全性。

4. 结语

本次通过建立大学生方程式赛车三维模型,再导入 Ansys-workbench,对车架进行两种工况的静力学分析:通过 ANSYS 有限元分析,验证了车架在扭转、满载静止和碰撞工况下的强度和刚度。分析结果表明,车架设计满足赛事规则要求,能够保障车手安全。同时,分析结果为车架的优化提供了依据,结论具体如下:

(1) 加载力 F 为 1729.5 N,前悬架左、右等效点间距 L 为 0.24 m,扭转角度经计算为 0.239° ,最后得到扭转刚度为 $1736.74 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ 。根据比赛设计要求钢管焊接而成的车架扭转刚度在 $1000\sim 4000 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ 最大变形量为 1.5329 mm,最小变形位于后悬架的位置变形量为 0.00925 mm,在其他部位都有不同程度的变形,整车的变形情况都在正常范围内。

(2) 车架承载的重量总量约为 290 kg,形位移最大的地方是在座椅下方的管件上,最大位移量为 1.149 mm,车架的前舱以及后舱变形量约为 0 mm,变形量属于正常范围。

在分析的时候要考虑车架各方面的因素,通过 ANSYS 有限元分析能够极大地缩短设计时间,节约制造以及时间成本,对于后续车架结构设计及优化提供理论支持。

参考文献

- [1] 李睿龙. 大学生方程式赛车车架设计与优化[J]. 设备管理与维修, 2017(19): 103-105.
- [2] 陈浩杰, 张诗博, 陈雪飞. 基于 ANSYSWorkbench 的 FSAE 赛车车架有限元分析[J]. 汽车实用技术, 2018(18): 82-86.
- [3] 王赢, 焦森, 李耀华, 等. FSAE 大学生电动方程式赛车设计[C]//中国汽车工程学会. 2016 中国汽车工程学会年会论文集. 西安: 长安大学汽车学院, 2016: 1343-1345.
- [4] 吉文哲, 李浩, 朱凯. 基于 SW Simulation 的电动方程式赛车车架轻量化设计与优化[J]. 商丘职业技术学院学报, 2021, 20(1): 80-88.
- [5] 胡漂, 施耀贵, 杨啟梁. 基于有限元法的某型大学生方程式赛车车架优化设计[J]. 武汉科技大学学报, 2015, 38(1): 31-34.
- [6] 薛森荣, 柏宇星, 闵鑫, 等. 大学生方程式赛车的车架设计与优化[J]. 山东理工大学学报(自然科学版), 2025, 39(3): 27-32.
- [7] 任春, 刘姁升, 杨雪峰, 等. 大学生方程式赛车前端碰撞缓冲结构优化设计[C]//中国汽车工程学会(China Society of Automotive Engineers). 2023 中国汽车工程学会年会论文集(8). 2023: 5-9.