

某货车车架有限元分析

王虎¹, 黄孟²

¹上海理工大学机械工程学院, 上海

²安徽三联学院动漫与数字艺术学院, 安徽 合肥

收稿日期: 2022年4月25日; 录用日期: 2022年5月18日; 发布日期: 2022年5月25日

摘要

以某货车车架作为研究对象, 首先使用UG对车架进行三维建模, 并将该三维模型生成STP文件导入ANSYS中, 然后采用有限元方法对该货车车架在多种工况下进行静力学分析, 同时在此基础上开展模态分析。结果表明: 该货车车架在不同工况下, 均符合刚度和强度的设计要求, 且不发生共振, 该货车车架结构符合设计要求。

关键词

货车车架, 有限元, 静力学分析, 模态分析

Finite Element Analysis of a Truck Frame

Hu Wang¹, Meng Huang²

¹School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²School of Animation and Digital Arts, Anhui Sanlian University, Hefei Anhui

Received: Apr. 25th, 2022; accepted: May 18th, 2022; published: May 25th, 2022

Abstract

A truck frame is used as a research object, first establishing three-dimensional modeling of the frame with the UG, and introducing the three-dimensional model to generate the STP file into ANSYS, and then under multiple conditions using a finite element method to carry static analysis. Simultaneously modal analysis is studied on this basis. The results show that under different conditions the truck frame is in accordance with the design requirements of stiffness and strength and does not resonate; the truck frame structure complies with design requirements.

Keywords

Truck Frame, Finite Element, Static Analysis, Modal Analysis

Copyright © 2022 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

车架是汽车的关键承载部分,它主要由横梁和纵梁组成。大多数部件都会固定在车架上,如驾驶舱、动力装置、储油装置和货物等。在汽车静止和行驶的过程中,车架一般会受到很多力和载荷的作用,最终会导致车架产生变形。出于对安全性和舒适性的考虑,因此我们有必要对货车车架进行有限元分析,判断其是否满足刚度和强度的要求,以及是否会引起共振。

智淑亚[1]等人对车架的刚度理论进行了介绍,基于 CATIA 对车架结构进行三维建模,通过 ANSYS 软件进行仿真并对其结果进行分析,判断其刚度和强度是否在设计范围内。王维伟[2]等人通过 Hypermesh 对车架进行建模并分析满载时车架变形和应力情况,在此基础上,使用 Optistruct 进行优化设计,设计出车架轻量化的最优解。金璐[3]通过有限元分析研究车架在几种工况下的位移和应力情况,为车架的设计和优化改进都提供了依据。于志新[4]等人通过对车架进行模态分析并得到共振频率和对应的振型图,为避免共振提供了一定的理论依据。

本文主要研究的是某货车车架在几种基本工况下,对车架施加载荷和不同的约束,通过静力学分析,求解出其对应的最大位移值、最大应力值和固有频率值,判断其刚度和强度是否超过材料所承受的极限值,以及是否会发生共振现象。

2. 材料与方法

本文研究的是某货车车架,其使用材料为 B550L,材料属性如表 1 所示。

Table 1. Material properties

表 1. 材料属性

材料	泊松比	密度(kg/m ³)	弹性模量(Pa)	强度极限(MPa)
B550L	0.3	7.83	2.1×10^{11}	400

对于该货车车架的有限元分析,本文提供的研究方法如下:

- 1) 研究该货车车架结构在不同满载工况下的受力情况;
- 2) 利用 UG 建立三维模型并导入 ANSYS 进行有限元分析,确定不同工况下的变形与应力情况;
- 3) 通过有限元分析的方法,对该车架进行自由模态的仿真,可以模拟出该车架前 12 阶的固有频率以及其对应的振型图,判断其是否会发生共振现象。

3. 结构分析与模型建立

3.1. 结构分析

研究对象是边梁式货车车架,该车架采用槽型钢板,前后等宽,7 根横梁位于 2 根纵梁之间,它们通过焊接连接在一起,两两横梁之间有一定的距离,横梁和纵梁截面均设计为槽型结构。车架长 7700 mm,宽 863 mm,高 150 mm。车架结构简图如图 1 所示。

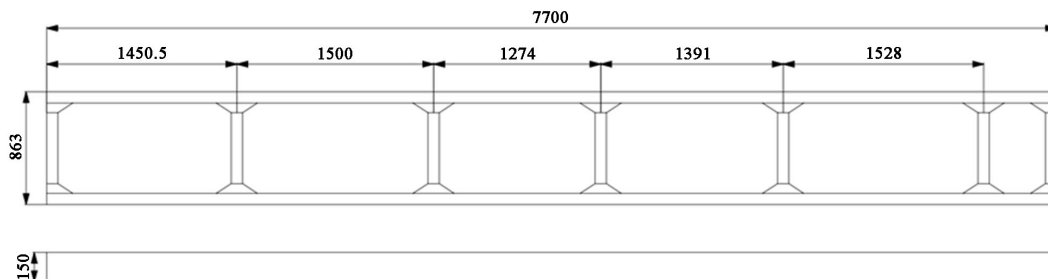


Figure 1. Structure diagram of the frame
图 1. 车架结构简图

3.2. 模型建立

货车车架的小零件比较多, 因其对整个车架强度和刚度的影响较小, 为便于分析, 简化车架某些不重要的部位[5]。通过 UG 建立三维模型如图 2 所示。

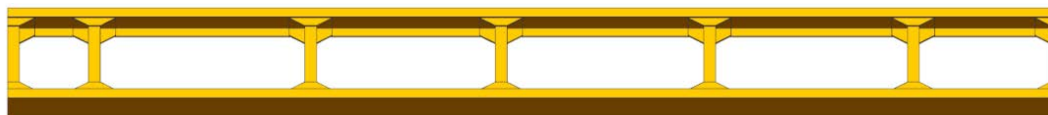


Figure 2. The 3D model of the frame
图 2. 车架三维模型

在 ANSYS 的 Design Moderer 模块中完成印记面的操作[6], 将车轮的 4 个接触面在纵梁的各个位置表示出来, 再在 Static Structural 模块中对车架进行四面体网格自动划分, 该车架网格划分的结果为 75,321 个节点和 32,797 个单元, 通过节点数和单元数发现自动网格划分满足精度要求。图 3 为车架有限元模型图。

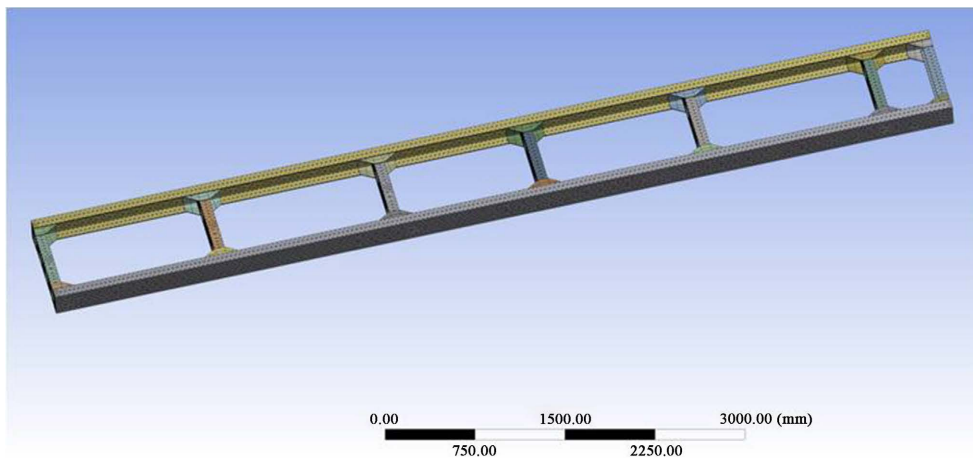


Figure 3. The finite element model diagram of the frame
图 3. 车架有限元模型图

4. 静力学分析

4.1. 车架所受载荷处理

第 1 根横梁主要承受驾驶舱的载荷, 第 2 根横梁主要承受动力装置的载荷, 第 3 根横梁主要承受储

油装置的载荷和部分货物的载荷, 第 4、5、6、7 根横梁上主要承受货物的载荷。驾驶舱、动力装置以及储油装置的载荷都可以简化成集中载荷作用在各自的横梁上, 而货物的载荷可以简化为均布载荷作用在第 3、4、5、6、7 根横梁上[7]。表 2 为各部件的载荷, 图 4 为载荷加载示意图。

Table 2. Load of each component

表 2. 各部件载荷

部件名称	载荷/N
驾驶舱	1000
动力装置	2500
储油装置	700
货物	70,000

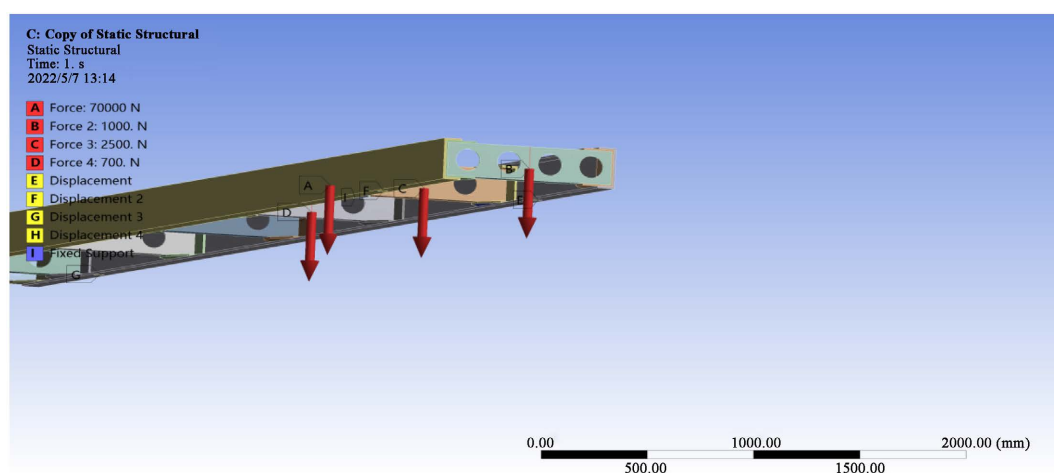


Figure 4. Load loading diagram

图 4. 载荷加载示意图

4.2. 货车典型工况下的车架分析

4.2.1. 弯曲工况

此工况就是车架在满载时处于静止的状态, 表 3 是该工况各个支撑点的边界条件, 图 5 是求解出来的位移云图结果, 图 6 是求解出来的应力云图结果。由图 5 可知该车架的最大位移值约为 4.8 mm, 图中红色区域表示弯曲变形较大的地方, 主要集中在中部两根横梁上, 还有车架中部的纵梁上; 由图 6 可知该车架的最大应力值为 129.15 MPa, 最大应力点在右后轮的接触面处。设计该车架的钢板厚度为 12 mm, 一般规定车架的最大许用挠度值不大于设计钢板厚度的 1.5 倍, 所以该车架最大许用挠度值是 18 mm, 当最大许用挠度值大于变形量时, 刚度满足要求; 安全系数是材料的屈服强度极限值与最大应力值的比值, 安全系数大于 1 表明强度符合要求。通过上述分析, 最大许用挠度值 18 mm 大于最大位移值 4.8 mm, 所以该车架刚度要求得到满足; 屈服强度极限值 400 MPa 大于最大应力值 129.15 MPa, 安全系数约为 3.1, 所以该车架强度符合设计要求。

4.2.2. 扭转工况

为了模拟该工况, 将左前轮的所有自由度都不约束并置于悬空[8], 表 4 是该工况各个支撑点的边界条件, 图 7 是求解出来的位移云图结果, 图 8 是求解出来的应力云图结果。由图 7 可知该车架的最大位

移值约为 5.0 mm, 图中红色区域表示弯曲变形较大的地方, 主要集中在中部两根横梁上, 还有车架中部的纵梁上; 由图 8 可知该车架的最大应力值为 138.72 MPa, 最大应力点在右后轮的接触面处。通过上述分析, 最大许用挠度值 18 mm 大于最大位移值 5.0 mm, 所以该车架刚度要求得到满足; 屈服强度极限值 400 MPa 大于最大应力值 138.72 MPa, 安全系数约为 2.88, 所以该车架强度符合设计要求。

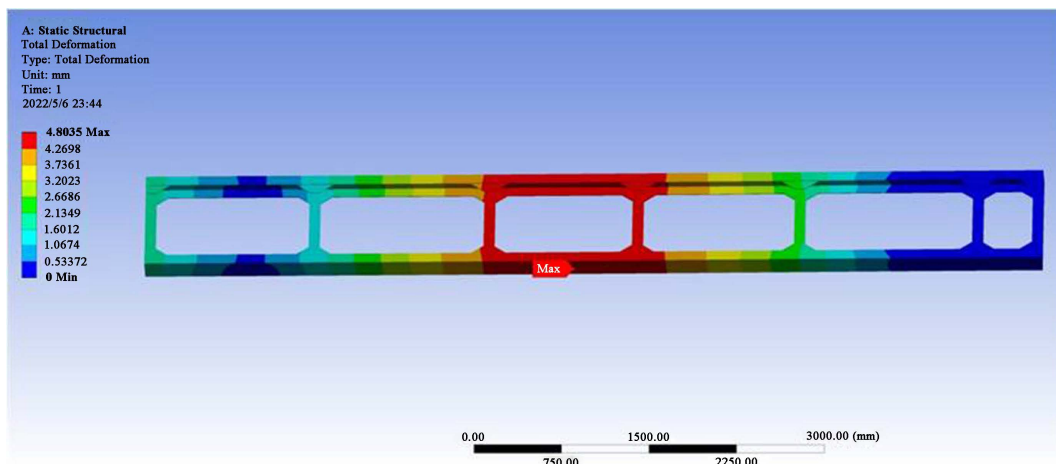


Figure 5. Displacement nephogram under bending condition
图 5. 弯曲工况位移云图

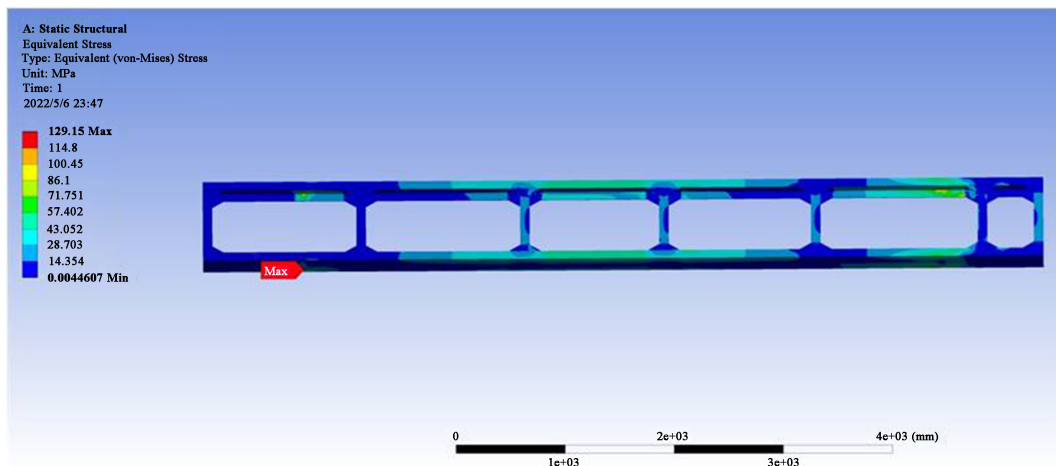


Figure 6. Stress nephogram under bending condition
图 6. 弯曲工况应力云图

Table 3. Boundary condition of bending condition
表 3. 弯曲工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	X, Y, Z
左后轮	Z
右前轮	X, Y, Z
右后轮	Z

Table 4. Boundary condition of torsion condition
表 4. 扭转工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	-
左后轮	Y, Z
右前轮	X, Z
右后轮	X, Y, Z

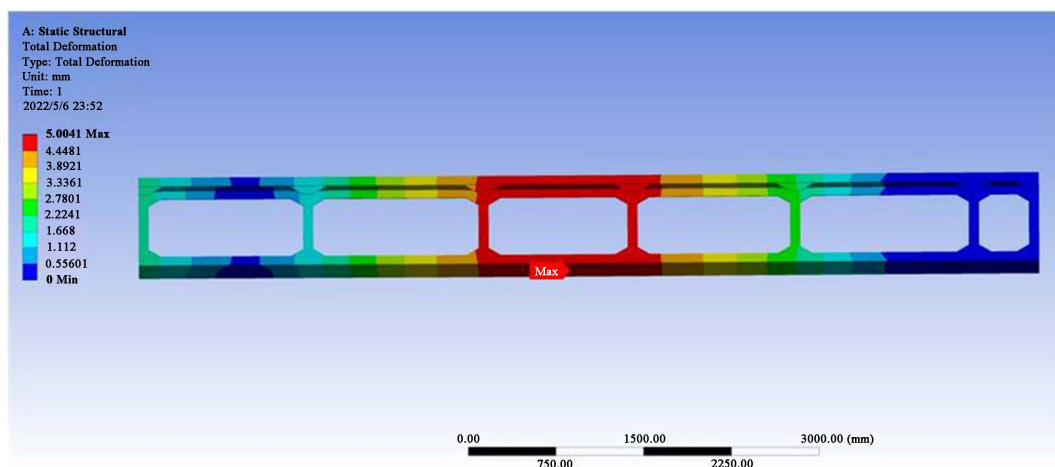


Figure 7. Displacement nephogram under torsional condition
图 7. 扭转工况位移云图

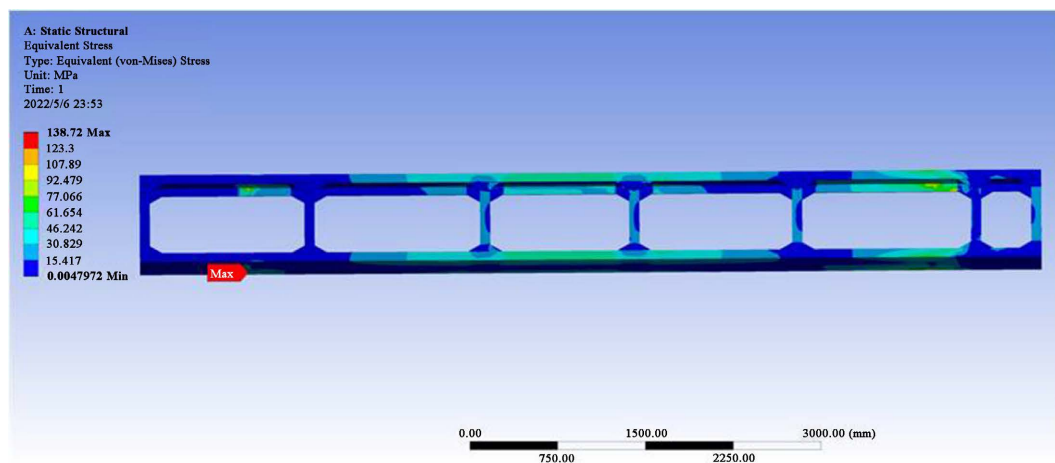


Figure 8. Stress nephogram under torsional condition
图 8. 扭转工况应力云图

4.2.3. 紧急制动工况

当汽车在紧急制动的情况下, 为了准确模拟该工况, 需要在车架施加一个加速度在进行分析[9], 加速度值设为 6860 mm/s^2 , 表 5 是该工况各个支撑点的边界条件, 图 9 是求解出来的位移云图结果, 图 10 是求解出来的应力云图结果。由图 9 可知该车架的最大位移值约为 5.1 mm, 图中红色区域表示弯曲变形较大的地方, 主要集中在中部两根横梁上, 还有车架中部的纵梁上; 由图 10 可知该车架的最大应力值为

140.63 MPa, 最大应力点在右后轮的接触面处。通过上述分析, 最大许用挠度值 18 mm 大于最大位移值 5.1 mm, 所以该车架刚度要求得到满足; 屈服强度极限值 400 MPa 大于最大应力值 140.63 MPa, 安全系数约为 2.84, 所以该车架强度符合设计要求。

Table 5. Boundary conditions of emergency braking conditions
表 5. 紧急制动工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	X, Y, Z
左后轮	X, Y, Z
右前轮	Y, Z
右后轮	Y, Z

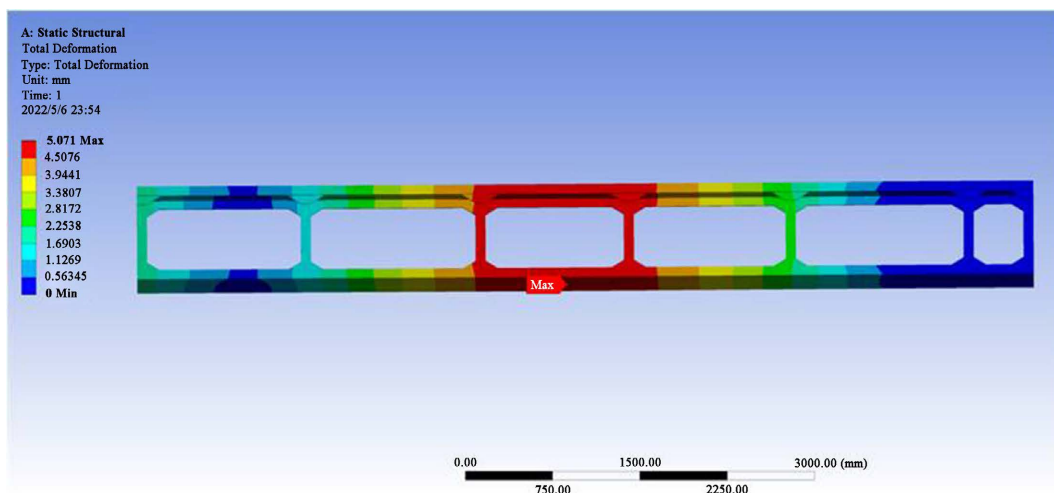


Figure 9. Displacement nephogram under emergency braking condition
图 9. 紧急制动工况位移云图

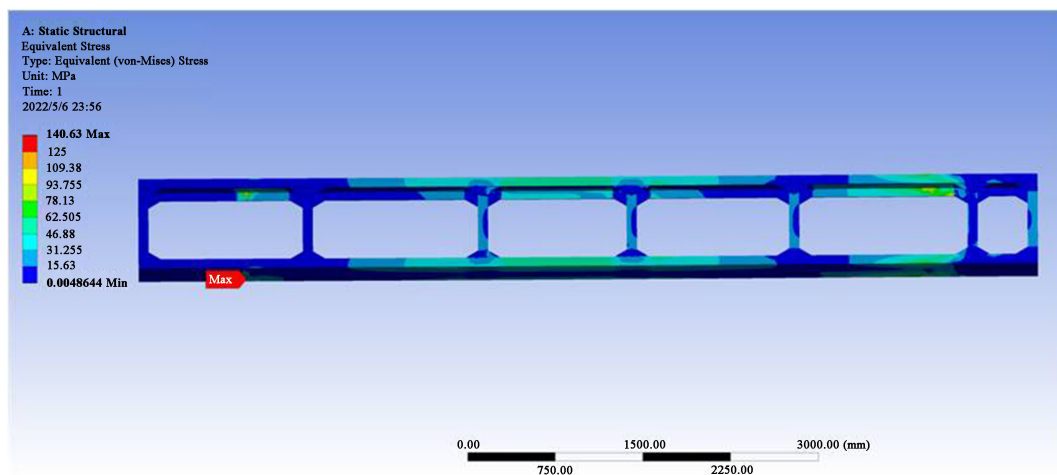
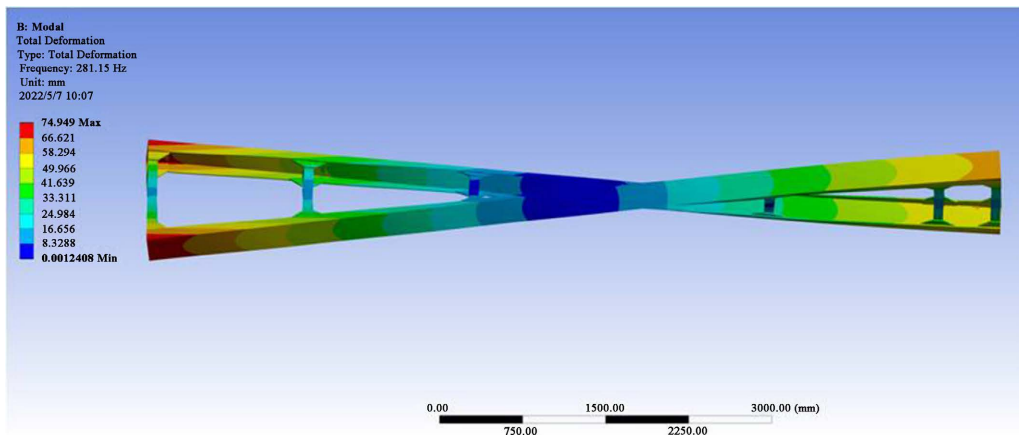


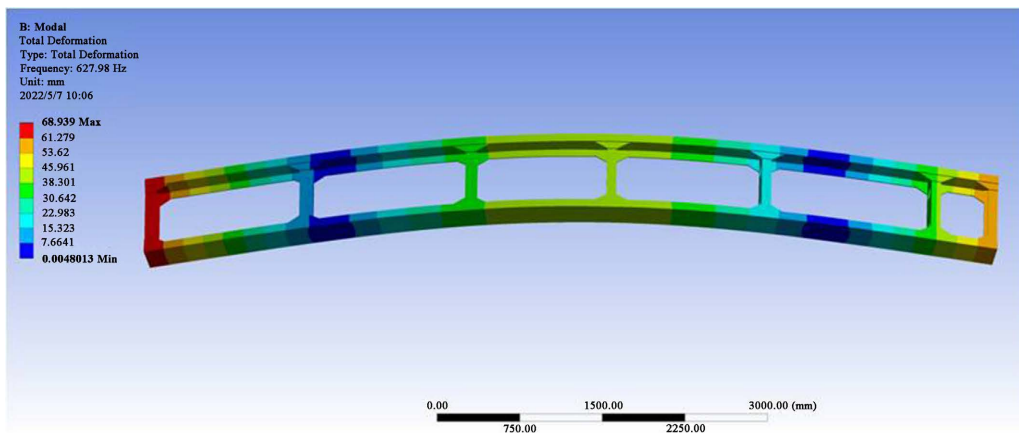
Figure 10. Stress nephogram under emergency braking condition
图 10. 紧急制动工况应力云图

5. 模态分析

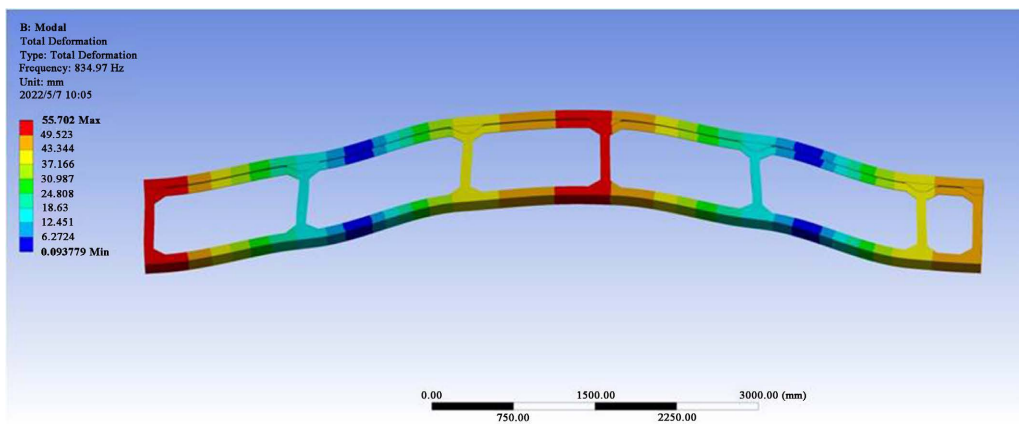
考虑到货车在行驶过程中可能会发生共振, 因此有必要对该车架进行模态分析, 本文研究的模态分析是自由模态, 与载荷和约束均无关。考虑到前 6 阶是刚体模态, 其固有频率都是 0, 故将前 12 阶的固有频率和其对应的振型图都仿真出来进行对比分析[10]。7~12 阶模态振型图如图 11 所示, 7~12 阶固有频率如表 6 所示。



(a)



(b)



(c)

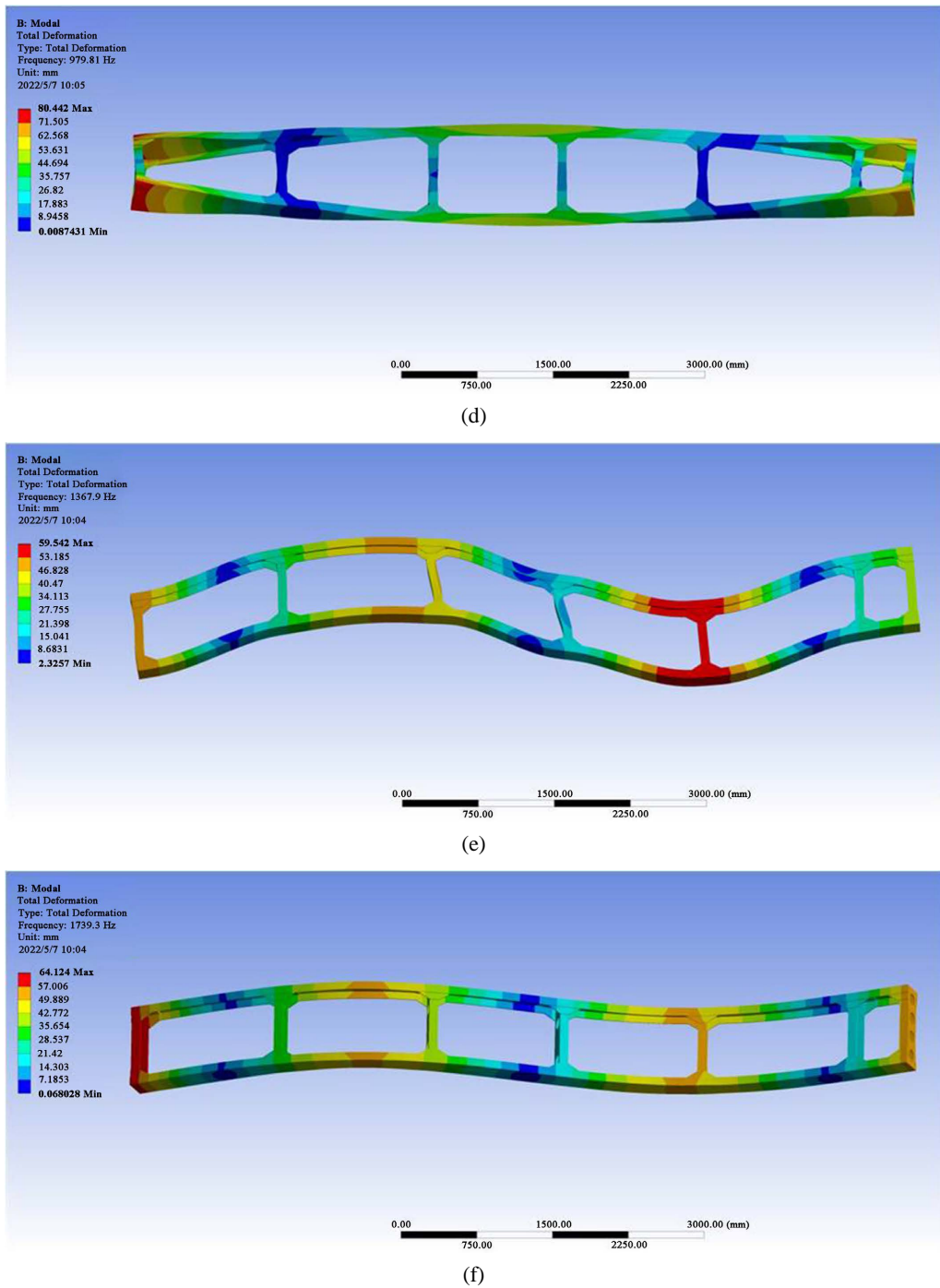


Figure 11. Vibration diagram of 7~12 orders mode of frame. (a) 7-order mode; (b) 8-order mode; (c) 9-order mode; (d) 10-order mode; (e) 11-order mode; (f) 12-order mode

图 11. 车架 7~12 阶模态振型图。(a) 7 阶模态; (b) 8 阶模态; (c) 9 阶模态; (d) 10 阶模态; (e) 11 阶模态; (f) 12 阶模态

由图 11 可知 7~12 阶的振型图和对应的固有频率值, 第 7 阶固有频率值为 281.15 Hz, 主要受到扭转振动; 第 8 阶固有频率值为 627.98 Hz, 主要受到弯曲振动; 第 9 阶固有频率值为 834.97 Hz, 主要受到扭转和摆动的组合振动; 第 10 阶固有频率值为 979.81 Hz, 主要受到车架前后端的扭转振动; 第 11 阶

Table 6. 7~12 orders natural frequency
表 6. 7~12 阶固有频率

阶次	固有频率/Hz
7	281.15
8	627.98
9	834.97
10	979.81
11	1367.9
12	1739.3

固有频率值为 1367.9 Hz, 主要受到扭转和摆动的组合振动; 第 12 阶固有频率值为 1739.3 Hz, 主要受到摆动振动; 图中对应的变形值并不是真实变形量, 因此没有任何的参考意义的。由表 6 可知, 各阶次都对应一个固有频率, 第 7 阶固有频率为 281.15 Hz, 为 7~12 阶的固有频率最小值, 第 12 阶固有频率为 1739.3 Hz, 为 7~12 阶的固有频率最大值, 所以固有频率值随着阶次的增加而越来越大; 7~12 阶固有频率的范围在 281~1740 Hz 之间, 汽车行驶的一般路面激励多在 20 Hz 以下, 货车怠速情况下发动机的激励频率大约在 30 Hz, 正常速度行驶传动轴引起的激励频率大约 50 Hz, 所以固有频率最小值远远大于上述任何一个激励频率, 因此该货车车架不会出现共振, 即设计合理。

6. 结论

本文通过 UG 建模, 使用有限元分析方法, 获得了该货车车架在不同工况下的位移值、应力值和自由模态下的固有频率值与振型图, 得到如下结论:

1) 从弯曲、扭转和紧急制动工况下计算结果的位移值和应力值可知, 该货车车架的刚度和强度均满足设计要求。从各个工况的位移云图和应力云图可知, 车架的薄弱环节在中部两根横梁上以及纵梁的中部上, 可以为以后车架的优化改进提供依据。

2) 通过自由模态分析的结果可知, 1~6 阶为刚体模态, 固有频率为 0; 7~12 阶模态的固有频率随着阶次的增加而增加, 固有频率的范围在 281~1740 Hz 之间, 均远远超过激励频率, 不会发生共振现象, 故该货车车架符合设计要求。

3) 通过静力学分析与模态分析, 该货车车架结构符合设计要求, 为以后的货车车架设计与优化均提供了一定的理论依据。

参考文献

- [1] 智淑亚, 许牧天, 李继秋. 基于 ANSYS 的车架有限元分析[J]. 金陵科技学报, 2019, 35(2): 1-5.
- [2] 王维伟, 郑再象, 夏宗宝, 等. 某轻型电动货车车架有限元分析及优化[J]. 南方农机, 2021, 52(1): 23-25.
- [3] 金璐. 基于 HyperWorks 的车架有限元分析[J]. 龙岩学院学报, 2018, 36(5): 45-50.
- [4] 于志新, 曹全德, 杨士通. 某载货汽车车架有限元分析及尺寸优化[J]. 机械工程师, 2018(1): 18-20.
- [5] 张歆伊, 郑再象, 张友宏. 基于 Hyperworks 的客车车架有限元分析[J]. 南方农机, 2021, 52(9): 16-18.
- [6] 杨莹, 张专元. 基于 ANSYS Workbench 的货车车架有限元分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2013, 51(12): 12-15.
- [7] 黄玉亭, 李韶华, 杨绍普. 基于 ANSYS 的载货汽车车架静态性能分析[J]. 汽车工程师, 2016(6): 41-44.
- [8] 王伟, 王孟琴. 某轻型卡车车架有限元分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(3): 156-160.
- [9] 郭建华. 基于 ANSYS Workbench 的汽车车架静力学分析[J]. 长春师范大学学报, 2017, 36(6): 20-22+27.
- [10] 王宏, 黄嘉炜, 李冠东, 梅杰. 某驱动桥壳有限元分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2021, 59(6): 155-158.