



无锡学院

WUXI UNIVERSITY

本科毕业设计

题 目 基于有限元分析的 KC60 矿用
自卸卡车车架结构与优化

学生姓名： 刘彦廷

学 号： 22390116

专 业： 车辆工程

学院（部）： 交通与车辆工程学院

指导教师： 郜云波

二〇二六年四月

论文独创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不含其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果，也不含为获得无锡学院或其他教育机构的学位证书而使用过的材料。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人承担本声明的法律责任。

论文作者签名： 刘彦廷

签字日期： 2026.5.12

论文使用授权说明

本人授权无锡学院可以保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子文档；允许论文被查阅和借阅；可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索；可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编本学位论文。不可用于任何非法用途。本文电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。论文的公布（包括刊登）授权无锡学院办理。

论文作者签名： 刘彦廷

签字日期： 2026.5.12

指导教师签名： 嵇云波

签字日期： 2026.5.12

基于有限元分析的 KC60 矿用自卸卡车车架结构与优化

刘彦廷

无锡学院交通与车辆工程学院，江苏 无锡 214105

摘要：本文以 KC60 矿用自卸卡车为研究对象，基于有限元分析对车架结构进行了设计与优化。首先，利用 SolidWorks 建立三维几何模型，并在 ANSYS 平台开展静力学分析。研究了满载颠簸、举升卸货、单轮悬空扭转、紧急制动及极限转弯五大极限工况，结果表明车架的最大等效应力为 284.38 MPa（扭转工况），满足强度与刚度设计要求。其次，通过自由模态分析提取了车架前六阶弹性固有频率，其中最低的一阶频率达 42.708 Hz，有效避开了路面低频冲击与发动机各转速区间更低的激振频率，动态避振性能优异。最后，以柔顺度最小化为目标开展局部拓扑优化，对前端三角支座与横梁腹板等性能冗余区域实施规则的孔系几何重构。轻量化复核结果显示，优化后车架减重约 5.87 kg，且在严苛工况下的强度安全性依然达标，在保证安全的前提下实现了材料的高效利用。

关键词：矿用自卸卡车车架；有限元分析；静力学分析；模态分析；拓扑优化

Structural Design and Optimization of KC60 Mining Dump Truck Frame Based on Finite Element Analysis

Liu Yanting

School of Transportation and Vehicle Engineering, Wuxi University, Wuxi, 214105, China

Abstract: Taking the KC60 mining dump truck as the research object, this paper designs and optimizes the frame structure based on finite element analysis. First, a three-dimensional geometric model is established using SolidWorks, and static analysis is conducted on the ANSYS platform. Five extreme working conditions—full-load bumping, lifting and unloading, single-wheel suspension torsion, emergency braking, and extreme cornering—are investigated. The results show that the maximum equivalent stress of the frame is 284.38 MPa (under the torsion condition), which satisfies the strength and stiffness design requirements. Secondly, the first six elastic natural frequencies of the frame are extracted through free modal analysis. The lowest fundamental frequency reaches 42.708 Hz, effectively avoiding the low-frequency road impacts and the lower excitation frequencies across various engine speed ranges, thus demonstrating excellent dynamic vibration isolation performance. Finally, local topology optimization is performed with the objective of minimizing compliance, and regular hole-system geometric reconstruction is implemented on performance-redundant areas such as the front triangular support and the crossbeam web. The lightweight verification results indicate that the optimized frame achieves a weight reduction of approximately 5.87 kg, and its strength safety under severe conditions remains compliant, realizing the efficient utilization of materials while ensuring safety.

Key Words: Mining dump truck frame; Finite element analysis; Static analysis; Modal analysis; Topology optimization

目 录

摘要	I
Abstract	II
1 绪论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.1.1 研究背景	1
1.1.2 研究意义	2
1.2 国内外研究现状	3
1.2.1 国外研究现状	3
1.2.2 国内研究现状	4
1.2.3 研究现状的评述	5
1.3 本文主要研究内容	5
2 KC60 矿用自卸卡车车架结构与建模	6
2.1 车架选型	6
2.2 车架主要结构参数的设计计算	7
2.2.1 载荷初估与力学模型简化	7
2.2.2 纵梁截面高度的设计	8
2.2.3 设计结果汇总	8
2.3 车架结构模型建立	10
2.3.1 车架三维几何建模	10
2.3.2 整车模型装配与校验	11
2.4 车架有限元预处理与网格离散化	11
2.4.1 物理属性定义与材料参数赋予	12
2.4.2 几何特征处理与网格离散化划分	12
2.4.3 网格独立性与质量可靠性验证	13
3 多工况静力学响应分析与评价	14

3.1 满载颠簸工况下的静力学特性分析	14
3.1.1 垂向重力等效与受力边界构建	14
3.1.2 弯曲刚度响应与整体强度校核	16
3.2 举升卸货工况下的结构力学特性分析	17
3.2.1 尾部偏载计算与支撑边界构建	17
3.2.2 局部受压响应与铰接强度校核	19
3.3 单轮悬空工况下的结构力学特性分析	20
3.3.1 扭转位移约束与等效边界构建	20
3.3.2 抗扭刚度响应与框架强度校核	22
3.4 紧急制动工况下的结构力学特性分析	24
3.4.1 纵向惯性加荷与冲击边界构建	24
3.4.2 纵向变形响应与前端强度校核	25
3.5 极限转弯工况下的结构力学特性分析	27
3.5.1 横向离心加荷与侧倾边界构建	27
3.5.2 抗侧刚度响应与整车强度校核	28
3.6 多工况仿真结果汇总与安全性评价	30
4 车架的模态分析与动态特性评估	31
4.1 模态理论基础与求解模型设定	31
4.2 自由模态提取与振型特征剖析	33
4.2.1 固有频率求解与频段分布	33
4.2.2 模态振型提取与动态响应	34
4.3 外部激励测算与共振安全校核	36
4.3.1 路机激振源分析与频率计算	36
4.3.2 频域错开率评估与避振验证	37
5 基于拓扑寻优的车架局部几何优化与性能复核	39
5.1 拓扑数学建模与形貌特征解析	39
5.1.1 拓扑优化目标的设定与约束边界定义	39
5.1.2 设计变量的选取与参数化	41
5.2 基于工艺约束的减重孔域布局	42

5.2.1 前端三角支座区及横梁腹板的孔系重构	42
5.2.2 结构迭代模型锁定与工程可行性论证	44
5.3 典型工况下的力学响应与质量评价	45
5.3.1 轻量化方案的质量演变与极限变形校核	46
5.3.2 满载颠簸工况下的应力重分布与安全复核	47
结论与展望	49
结论	49
展望	49
参考文献	51
致谢	54

1 绪论

1.1 研究背景与意义

1.1.1 研究背景

矿产资源是工业生产的组成部分之一，更是我国经济发展和社会进步的基础性的物质基础。“十四五”目标顺利完成、“十三五”的宏伟蓝图日益实现，我国的基础设施建设已经由过去的数量增长转向到质量更高、环保更好的新时期。在这种整体大环境之下，大型露天矿山以及大型水利工程项目都对土石方剥离和搬运效率提出了更高的要求。但是对于矿山运输体系而言，而非公路矿用自卸车由于其活动便捷、路程较短、周转迅速的优点，在露天矿山开采领域依然有着举足轻重的作用。尤其是 60 吨级别（例如 KC60 型），以其良好的适用性和灵活性，可以胜任中小规模矿山及恶劣环境下的一线搬运工作，成为衔接采掘与破碎之间的桥梁。

从实际角度来看，露天矿实际工作场景往往是非常恶劣的。矿用自卸卡车长时间行走在非铺装起伏路面之上，并常常处于满载状态。车架是整辆车的基础承载框架，在日常使用过程中，它要经历较为复杂的交变载荷状态。在这种情况下，除了要承受由大量货物造成的垂直静态压力之外，在车辆跨坎、急刹、提升堆料的过程中，还需承受一定的三维扭曲弯矩以及部分的局部冲击应力。起初普通车型的车架结构设计基本上都是基于一些基本工程的经验或者简单的经验公式，还没有数值模拟技术成熟的时代。为了确保车架有足够的安全余量，在设计中设计师一般都会较为谨慎的选择加大主框架板料的厚度来提高整车安全性，在某种程度上就导致了结构件材料性能过剩的现象，较为保守的设计方式虽然能满足车架抗损毁的基本要求但是也带来了一些弊端如整备质量过大、油耗增大等问题，但从长远发展的角度来看还不能达到现阶段工程机械行业中低碳化、环保化的生产方向的要求。

根据实际情况的经验教训，在最初的设计图纸中为车架增加了充足的余量，但是在矿山现场高强度交替运行过程中运转时间过久的情况下，则不可避免会出现一些局部部位的断裂损伤情况。像 Mykola Pidgurskyi^[1] 等学者在观察移动机械底盘时就发现，在复杂交变应力的反复拉扯下，结构内部最开始冒出来的微裂纹基本很难被及时察觉，而这也正是导致很多设备在矿区突然发生非计划停机的另一个核心隐患。为了应对这种前期难以预估的力学短板，Avinash J.^[2] 试着把设计探索技术融合到非公路车辆的研发流程里面。这么做主要是想靠前置的算法，提前把结构上可能存在的薄弱区域给摸排出来，

这种思路放到现在的底层寻优工作来看，目前也已经是一个比较主流的方向了。结合上面提到的这些行业背景，我计划在这个课题里尝试摆脱单纯依靠工程经验来定尺寸的传统设计方式。本文主要是用 KC60 矿用卡车的变截面闭口箱型框架来作为实体底子，借助有限元分析（FEA）工具，先在虚拟环境里把这台车遇到几类极限作业时的多向受力状态给还原出来。而其主要目的是在摸清它底层真实承载潜能的基础上，再尝试推演出一套在工程制造上可以较好落地的局部轻量化改进方案。

1.1.2 研究意义

本研究的课题以 KC60 矿用自卸卡车车架为研究对象，在综合运用 SolidWorks 三维建模、ANSYS 有限元仿真及结构优化理论的前提下，开展从静力学校核到动力学模态分析的系统性研究。本课题的研究初衷除了尝试去解决具体的工程校核问题，同时也期望能在力学分析流程上形成一些积累，其具备的参考价值主要可以归纳为以下两个方面：

（1）工程实际应用方面的参考价值

从这方面看来，本项研究对于工程实际应用是具有一定的参考价值的。通过构建相对来说较为可靠的有限元分析模型，能够尝试在物理样机试制前的设计环节，初步探明车架在弯曲、扭转等复杂受载状态下的应力集中趋势。而基于初步仿真数据所提出的局部调整建议，如对高强钢材质的合理匹配及截面尺寸的适度微调，也有望能在一定程度上缓解结构的局部受力瓶颈，从而为改善底盘的整体可靠性以及控制后期的设备运维开销，提供部分理论支撑。另一方面，在确保结构强度的前提下挖掘轻量化的潜力，也是本文关注的重点。参考范晓菲及徐建鹏^[3-4]等学者的研究思路，本研究尝试在满足刚度要求的基础上去除部分冗余材料。这类基于力学特性的结构微调，比较契合当前工程机械领域节能降耗的整体导向，或许能为探索提高国产特种运输底盘材料利用率提供一种相对实用的参考路径。

（2）理论分析流程方面的探讨与补充

但是在设计理论和方法学方面而言，在某种程度上弥补了传统研发过程中一般只注重静态应力校验方面的不足之处。通过对车架自由模态的研究能够大致了解车身骨架的整体固有频率特性以及主曲率形状等重要指标，进而可以在动载条件下初步了解汽车底盘框架的震动反应特点，以便在后续的设计过程中避免出现车架与发动机怠速状态或者行驶中某一种路面对应的激励频率发生共振的情况。同时也在一定程度上丰富和完善了以前的产品开发模式中存在的忽视产品使用过程中一些不稳定因素的问题。并且还会进

一步研究有限元法作为设计指导的一种工具是否具有可行性及意义所在。由此也初步构建出一套完整的设计体系框架。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 国外研究现状

西方发达国家在重型矿用工程机械领域起步较早，其中卡特彼勒（Caterpillar）、小松（Komatsu）及特雷克斯（Terex）等巨头企业长期掌握着高端市场的话语权。在数 10 年来的发展中，国外的车架设计思想经历了由简单粗暴的只做静载荷强度校核逐步发展到针对整个服役周期进行的抗疲劳设计及多目标结构拓扑优化的重大革命性的变革过程。

近几年对底材损坏原因的研究也趋于具体化，在此期间国际上 Mykola Pidgurskyi 等人通过观察其使用后的状态观察到它的结构内可能出现类似裂缝的一种萌发问题，各种相关资料表明此类微小损伤会在反复载荷作用下反复地发生应力重新分配的过程，会导致较大面积撕裂的发生，鉴于传统的普通弹塑性力学方法不足以用来判断这一类型的风险，则有部分研究人员提出采用非线性的断裂理论来辅助分析车辆底盘的设计寿命。这就给我们对汽车底盘的设计提供了相应的参考意见。与此同时，在数值模拟及最优化技术的应用方面，研究有限元仿真和智能方法相结合也越来越受到重视了。比如对于非公路上汽车纵向梁外形形状的选择问题上，AvinashJ 在 24 年提出建立以设计搜索为基础的一体化自适应求解过程，运用遗传算法取代了原本需要大量人工猜测的方法。他提出的这一观点也证明了在这样的算法指导下做出的甄别工作可以很好的兼顾到既要符合一定的焊接疲劳标准如（BS7608^[5]）又要尽可能合理的分配重量以及维持整体框架强度的需求，在实际上也能帮助节约一定的原材料浪费成本。

但是除了算法优化之外，在不同的截面形式力学性能方面的研究也有着一些突破。Padmanabhan S^[6] 等国外研究人员，通过对不同截面进行弯扭复合载荷条件下变形量比较得出结论：箱形截面相比于 C 形、I 形截面更适合承受弯扭复合载荷而表现出良好的抗扭刚度从而对车架的选择起到一定的参考作用。在使用周期检修评价方面，也存在 I.d. Muagkih^[7] 等人以统计现场实测载荷谱为基础建立剩余寿命估算模型的方法同样适用于针对特定场合下结构加固工作的借鉴参考。此外，对于复合材料应用于汽车底盘结构方面也有所研究，比如 Mohammed A.S.^[8]等人通过对复合材料以及低碳钢应用于自卸卡车车架时模态特性的比较发现：材料的变化可以影响车架的振动频率范围，这便给车辆的

设计带来了不同的方向选择。总的来讲，目前国外的研究趋势已经努力从单纯依靠强度的基础上转向性能保证和节约开支相结合的方式进行。

1.2.2 国内研究现状

我们国内在矿用自卸车领域虽然起步得较晚，但得益于国家“新基建”战略的驱动之下及徐工、三一重工等领军企业的技术攻关，我们现在的国产重型矿车的设计制造水平已大幅缩短了与国际先进水平的差距。国内的部分高校与科研机构在车架有限元分析及轻量化设计方面积累了比较多的成果，主要是集中在静态强度精细化校核与基于灵敏度的结构优化两个维度。

其中在有限元建模与静力学分析的工程应用上，我们国内研究普遍采用的是 ANSYS、HyperMesh 等主流 CAE 平台。早期如学者闫振华等的研究，他们尝试建立了矿用自卸车车架的板壳单元模型，分析出了其在满载及动态冲击下的应力分布特征，为后面的相关车型的研发提供了一定的数值方法参考^[9]。李万红与周素芳学者在 24 年也针对 8×4 自卸车车架模拟了弯曲、扭转及紧急制动等典型工况，发现横梁与纵梁连接的角板区域对应力集中是较为敏感的，并据此探讨了相应的加强筋布置方案，以期在一定程度上能起到缓解局部的开裂倾向的效果^[10]。但是在有关大中型矿用自卸汽车的研究上，马娜等和修孝廷等中国研究者建立整车级有限元模型来观察车厢在极限扭转情况下产生空间变形的情况，并且对此种特异底盘的研发评估做出了最初的仿真实验的经验积累^[11-12]。

除了基本的强度检验之外，对于工程建设中出现的一些结构冗余的状况，也有不少研究者在轻量化的探索上做了一定的研究工作，比如：黄立君^[13]等人，就针对了部分汽车车身的质量过剩问题采取了调整板材厚度的方法来进行局部的小幅度减重，希望通过这种方法达到提升整车经济效益的目的。而于发加^[14]等人则是从材料选型的角度切入，通过对比 Q345 与较高强度级别合金钢的性能差异，指出合理的材料升级也是实现框架适度减重且维持基本承载能力的相对可行路径。

另外，关于车辆底盘的动力学特性的研究也开始引起机械领域的广泛关注。一些研究人员已经开始探索发动机激励及路面不平度对于车架的影响，利用模态法得到车架前六阶固有频率来避免受路面激励频率以及发动机怠速频率的作用，就像陈峙^[15]在其关于工程专用自卸车工作模态识别的研究里所说的一样，“能否正确地识别出工作模态决定着车架会不会出现共振破坏问题”。动静结合的考量方法让中国的矿山车的 NVH（Noise, Vibration and Harshness）指标大为提高。

1.2.3 研究现状的评述

虽然关于矿用车架结构及其动力学分析已经取得了很大的进步，但是对于不同吨位以及复杂的使用环境的研究还存在不足，在以下三个地方还需进一步加强：

（1）工况模拟深度与实境契合度有待加强

当前已有相关资料对车架强度的检验大多集中于整车满负荷变形和纯扭转载荷两种基本情况计算，但是缺少矿区工作中经常会遇到的一些诸如装载不均衡的倾覆、陡坡急刹以及极限回转等复杂变动应力的影响，这样简单的推导方法不能很好地反映出底盘骨架承受各种方向负荷时产生的力的作用情况，容易忽略一些潜在的风险点。

（2）结构特性探索与特定截面形式尚需细化

大部分的研究主要是对传统的边梁结构进行分析，在新型抗扭性能好的变截面闭口箱型汽车骨架上，其内部应力气流传输特点以及承受反复冲击振动时的动力特性等方面仍有待进一步探究。现有的有关于这种闭壳体在多重边界约束情况下内力传递特性与其外形轮廓的相关联性方面的理论还不够全面系统化地论述清楚。

（3）静动态评估体系与轻量化调整的融合仍显匮乏

一些研究往往只是针对静强度核算，而忽略了车架作为一个弹性元件，在受到外加随机激励时其频率域上的动力学特性等，造成对动静结合上出现了严重的脱节现象。而且对于某些方案调整也仍然过于偏向于寻找合适的数学模型来求解最优结果了，没有仔细考虑其本身的承重安全余量问题的存在，这样的一些微调缩小化设计同实际工程的应用效果很难完全吻合到位。

对于以上的问题，本文选择了 KC60 矿用自卸车作为研究的目标，试着建立一个集成有多种工况静态检验、模态特性的判断还有局部精细修正的分析体系。本文切入点是从整车装配模型着手以形成一个总体性的工程技术观念，在此基础上依据不同的变截面封闭式焊接矩形车架的受力性质，考察它承受不同极端载荷的能力，在保证它的基本的安全可靠的基础上，对其内部的一些无意义冗余部分加以适当改进。

1.3 本文主要研究内容

本文以 KC60 矿用自卸卡车为研究对象，针对其复杂的非公路作业环境，开展车架结构的受力分析与性能提升工作。主要以仿真分析手段来评估结构的承载潜能，工作大致分为以下四个部分来推进：

（1）车架结构与建模

依据 KC60 矿用自卸卡车的相关技术指标，确立车架的结构方案。在此基础上完成车架三维几何模型的构建，为后续的力学特性评价与优化分析提供较为精确的几何基准。

(2) 典型工况下的静力学响应分析

虚拟实现满载举升、急刹制动、最大转向角、单轮悬空以及满载颠簸五个极端工况条件。通过对车辆车架在多种不同的装载状态下所呈现出来的应力场及其变形情况提取，精确计算重要节点处的最大承受力值大小，进而找出车身结构设计上的不合理之处和多余的部分。

(3) 动态模态特性分析与避振校核

求解变截面闭口箱型车架的低阶固有频率与相应振型。结合整车动力源及路面随机激励的频率范围，开展系统性的避振可靠性分析，尝试评估车架在动态作业过程中的结构刚度稳定性，并以此预防共振现象的发生。

(4) 局部结构微调与设计方案复核

依据前面叙述的静、动态分析结果，在能确保结构本质安全的前提下，针对车架非主承载区域实施局部的几何结构优化。通过对改进后的模型进行二次力学性能上面的验证，达到对比分析出优化前后的应力水平变化情况的目的，来确保方案在提升结构合理性的同时是满足工程实际需求的。

2 KC60 矿用自卸卡车车架结构与建模

2.1 车架选型

与普通公路货运相比，矿区内道路坡度大、轮胎时而处于不同的平面状态，悬挂系统易发生扭曲现象，所以在初始的设计选型论证环节中一定要把扭转刚性提高到相对较高的权重等级上，传统商用车通常使用的是梯形边梁式骨架^[16]或者是开放 C 字形车厢体^[17]，本文课题组选择非标准形状封闭型箱体。此设计通过封闭式薄壁件本身的力学性能，相同横截面下它的扭转刚度比开敞式要高很多，可以很好的抵抗不规则地形造成的扭转应力，加强了车厢底梁、转铰座以及销孔的位置强度，确保整车在行驶过程中不会出现松动等问题。

在选定车身骨架结构之后，选材直接影响着骨架承受的最大重量和减重空间大小。传统矿山机械车辆采用 Q345 等普通低合金钢材制造骨架，但是由于矿井开采条件越来越恶劣，仅通过加大板件壁厚提高抗弯能力，在保证足够的刚性的同时势必会导致车辆

自重大幅上升。因此,本次车型选择了 Q460 超高强低合金高强度板料作为车身的主要用材。此种材质其屈服强度 $\sigma_s \geq 460\text{MPa}$, 抗拉强度 σ_b 在 550~720MPa 之间, 杨氏模量为 206GPa, 泊松比为 0.3。与 Q345 相比, Q460 的屈服极限提升了约 33%, 这说明 Q460 具有更优的屈服极限与冲击韧性, 在承受同等规模载荷的前提下, 能够在一定程度上减薄纵梁腹板与翼板的厚度。同时, 考虑到了一些矿山低温作业的可能性, Q460 钢材在 -20°C 下仍能保持良好的夏比 V 型缺口冲击功 $KV_2 \geq 34\text{J}$, 有效避免了车架在低温高载下的脆性断裂风险。而这种材料属性的提升, 也为后续针对车架前部纵梁与前悬挂副支撑连接区域、中后部横梁等局部位置开展优化减重奠定了物理基础。

2.2 车架主要结构参数的设计计算

2.2.1 载荷初估与力学模型简化

为了计算纵梁所需的最小截面尺寸, 首先需要建立变截面闭口箱型车架的简化力学模型。在静载弯曲工况下, 可将车架视为支撑在前后轴上的简支梁。考虑到了一些矿用自卸车在满载状态下的总质量分布, 车架主要承受由货箱传递的均布载荷以及发动机、驾驶室等集中载荷。

已知 KC60 的主要技术参数如下:

- (1) 额定载重量 $m_{\text{load}} = 60,000\text{ kg}$
- (2) 整车整备质量 $m_{\text{curb}} \approx 25,000\text{ kg}$
- (3) 满载总重 $G_{\text{total}} = (m_{\text{load}} + m_{\text{curb}}) \times g \approx 833,000\text{ N}$ (取 $g = 9.8\text{m/s}^2$)

在初步设计阶段, 为了保证其能具备足够的安全裕度, 参考机械设计通用准则^[18], 引入动载系数 K_d (通常取 2.0~2.5) 来模拟矿山路面的冲击效应。同时考虑到 KC60 矿用自卸卡车需常年满载运行于崎岖的非铺装路面, 且存在举升卸货时的极限偏载工况, 这里为确保车架具备充足的抗冲击安全裕度, 本文从严选取动载系数上限值 $K_d=2.5$ 。

根据材料力学理论, 车架纵梁的最大弯曲正应力 σ_{max} 须小于材料的许用应力 $[\sigma]$:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_z} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (2-1)$$

式中:

- M_{max} ——车架承受的最大弯矩, $\text{N}\cdot\text{m}$;
- W_z ——纵梁截面的抗弯模量, mm^3 ;
- σ_s ——Q460 钢材的屈服强度 (460 MPa);
- n ——安全系数, 考虑到矿用车的恶劣工况, 取 $n = 1.5$, 则 $[\sigma] \approx 306\text{ MPa}$ 。

2.2.2 纵梁截面高度的设计

纵梁高度 H 是影响车架抗弯能力的重要参数。根据上述公式，所需的最小抗弯模量 W_{req} 为：

$$W_{req} = \frac{K_d \cdot M_{max}}{[\sigma]} \quad (2-2)$$

假定满载负荷均匀分布在轴距范围内，经初步静力学力矩平衡估算，单侧纵梁承受的最大弯矩约为 $M_{max} = 5.6 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。将确定的动载系数 $K_d = 2.5$ 及许用应力 $[\sigma] = 306 \text{ MPa}$ 代入上式，计算出所需的最小抗弯模量为：

$$W_{req} = \frac{2.5 \times 5.6 \times 10^8}{306} \approx 4.575 \times 10^6 \text{ mm}^3 \quad (2-2)$$

对于箱型截面纵梁，其抗弯模量 W_z 与截面高度 H 、宽度 B 及板厚 t 存在如下近似几何关系：

$$W_z \approx \frac{BH^3 - (B - 2t)(H - 2t)^3}{6H} \quad (2-3)$$

结合 CAD 几何建模及整车底盘的布置空间限制，设定纵梁内部空腔宽度为 198 mm ，上下翼板与左右腹板厚度均为 $t = 16 \text{ mm}$ ，由此便可以确定其纵梁外部总宽度 $B = 198 + 16 \times 2 = 230 \text{ mm}$ 。为确定合理的截面高度 H ，利用公式 (2-3) 展开迭代试算。迭代过程如下：

第 1 次试算：初设高度 $H = 600 \text{ mm}$ 。代入公式求得截面抗弯模量 $W_z \approx 3.72 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 。此时 $W_z < W_{req}$ ，不满足抗弯强度要求。

第 2 次试算：增大高度至 $H = 650 \text{ mm}$ 。代入公式求得 $W_z \approx 4.21 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 。此时 $W_z < W_{req}$ ，仍未达到目标值。

第 3 次试算：继续增大高度至 $H = 700 \text{ mm}$ 。代入公式求得 $W_z \approx 4.73 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 。此时 $W_z > W_{req}$ ，满足在 2.5 倍极限动载下的抗弯强度要求。

通过上述迭代计算过程可以看出，为满足设计要求，纵梁截面高度 H 应不小于 700 mm 。考虑到了一些实际制造下料工艺及车架离地间隙的要求，并参考同级别车型的设计经验，最终确定纵梁最大截面高度为 703 mm 。该尺寸在满足抗弯强度要求的同时，也有利于控制整车重心高度。

2.2.3 设计结果汇总

在将主纵梁的宏观轮廓拉出来后，框架上的其余几个核心参数也需要重新在理论上审查一遍。对于这种变截面闭口箱型结构来说，定板材厚度不光取决于抗弯模量，还得评判薄壁空腔件在扛重活时的局部是否会发生瘪皱失稳。而这里的纵梁翼板和腹板厚度

统一设置为 16mm。而该厚度的承载性能，还需借助薄板局部屈曲理论，先对侧面腹板的稳定性进行初步的测算。相关的临界屈曲判定公式如下所示：

$$\sigma_{cr} = k \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{h} \right)^2 \quad (2 - 4)$$

式中：

E ——材料杨氏模量，取值为 206000MPa；

ν ——泊松比，取 0.3；

h ——腹板有效高度，约为纵梁最大高度减去上下翼板厚度，在此取值为 671 mm；

t ——板厚，取值为 16 mm。

而针对此类周边由横梁及翼板提供力学约束的腹板结构，可近似视为简支边界条件，其屈曲系数 k 一般取为 4.0。将上述基础参数代入理论模型，经测算得出该区域腹板的临界屈曲应力 σ_{cr} 约为 423.4 MPa。该数值相对较高，基本逼近了 Q460 高强钢材料本身的屈服强度界限。这样的计算过程初步表明，选用 16mm 的钢板能够在满足常规承载强度的同时，为框架提供了抗失稳刚度储备，从而降低了交变受载下的几何形变风险。

在这种前提下，横向截面积匹配同样是底盘下层结构的重要步骤之一。基于 KC60 自卸汽车在装载时，车箱起吊过程中会造成车身中心线迅速向后偏移，因此在后桥端、铰链关节的位置会产生很强的举升侧向荷载反应力。为了保证车厢后端骨架不会出现剪切损坏或者弯折损伤的情况，在此之前应对后桥横梁的截面抗弯矩进行专项加强计算，近似的把后桥横梁等效看成是两端被约束在主边梁之上的弯矩杆件，则对于它的跨中位置所需要达到的最佳抗弯强度分析就成为重点内容。

$$\sigma_{beam} = \frac{M_{lift}}{W_{beam}} \leq [\sigma] \quad (2 - 5)$$

依据车架后部可用的装配空间，初定后横梁外部宽度为 240 mm，截面高度为 260 mm，壁厚维持 16mm 不变。经截面几何公式推算，该闭口箱型构件的抗弯截面模量 W_{beam} 约为 $1.12 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 。在常规举升卸货工况下，若取前期初步估算的后部局部集中弯矩 M_{lift} 为 $1.5 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ，代入上式计算得出后横梁的理论工作应力约为 133.9 MPa。该结果处于 Q460 材料 306 MPa 的许用应力界限之内，从侧面验证了后横梁尺寸方案具备一定的力学合理性。

至于车架的整体宏观尺寸（总长 6270 mm 与总宽 1640 mm），则主要依据整车轴距、动力总成外特性包络以及举升机构的干涉避让空间进行逆向的几何界定。结合前述

理论核算，并参考卡特彼勒（Caterpillar）等典型 60 吨级矿用自卸卡车底盘的设计指标与工程样本，最终确定的变截面闭口箱型车架各项主要结构参数如表 2-1 所示。

表 2-1 车架主要结构参数设计汇总表

参数名称	符号	设计数值	单位	备注 (与原方案对比)
车架总长度	L	6270	mm	模型整体长度
车架总宽度	W	1640	mm	模型整体宽度
车架总高度	-	843	mm	模型整体包络高度
纵梁最大高度	H	703	mm	实测纵梁最大所占高度
纵梁翼板厚度	t_1	16	mm	上、下翼板厚度
纵梁腹板厚度	t_2	16	mm	左、右腹板厚度
前横梁 (长×宽×高)	-	200×740×230	mm	翼板与腹板厚度均为 16 mm
后横梁 (长×宽×高)	-	240×740×260	mm	翼板与腹板厚度均为 16 mm
材料许用应力	$[\sigma]$	306	MPa	Q460 材质 (安全系数 $n=1.5$)

2.3 车架结构模型建立

2.3.1 车架三维几何建模

尺寸参数敲定后，接着进 SolidWorks 里搭三维实体。建立变截面闭口箱型框架，首先把算好的纵梁截面当成底图，再去拉伸和布尔运算来切出相应的闭口特征。然后，鉴于此套模型需通过有限元算受力，所以在货箱的支承点、尾部的铰接座还有前悬挂的副支撑这些核心传力位置，画图时也按实际尺寸留出了余量和过渡区，如图 2-1 所示。

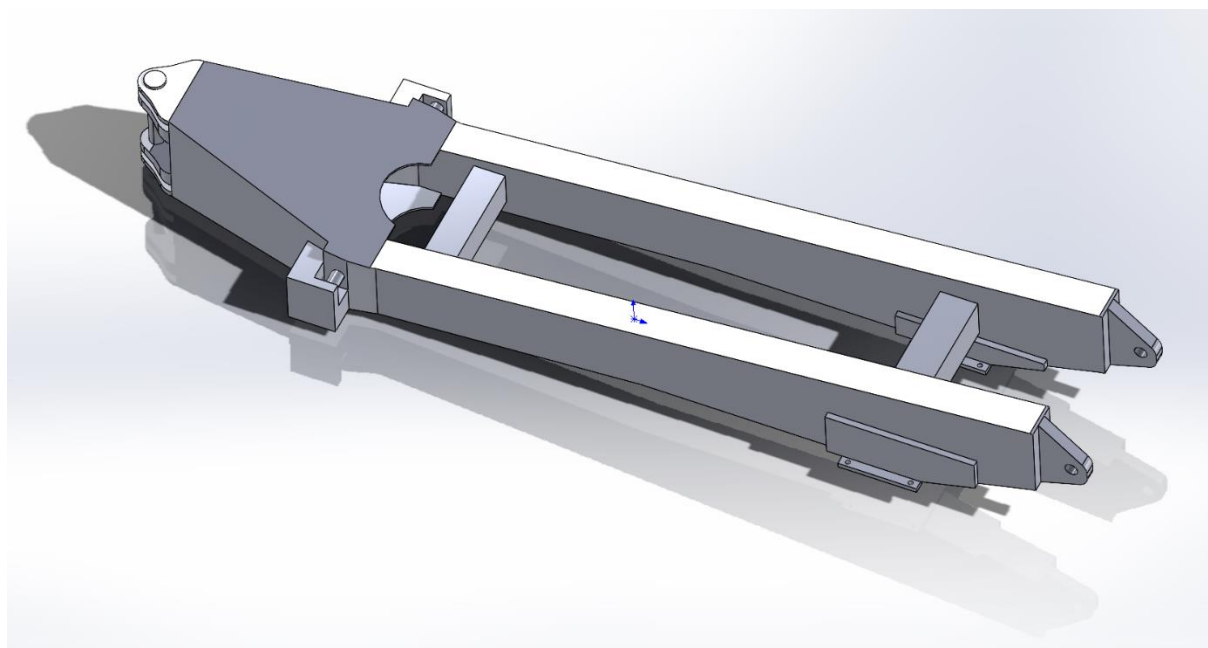


图 2-1 变截面闭口箱型车架三维几何模型

整个主体框架拼完后，最后再排查各块板材拼接缝隙处是否存在几何干涉，给后面的网格划分提供一个相对干净的三维模型。

2.3.2 整车模型装配与校验

仅仅依靠单一的车架就不足以清楚直观看到整个车身的受力状态，要想确定该种变形截面的梁体能否很好的集成进整个车辆之内，并明确它与其他有关零部件间的关联，所以这里建立了一个大概的 KC60 矿车整车三坐标组装模型。同时尽可能还原出驾驶室、前围板、举升液压器还有车厢这些主要装置，在总体布局方面还是沿用非道路矿山传统的挂车底架设计。

装配阶段，车架系统是整车的“脊梁”，纵梁连接前后，给发动机和变速器提供了一个可靠的基础平台。通过整车组装图能够清楚看到车架、油缸、摇臂组和后端铰接支撑座之间是如何组装在一起的，在这个阶段货箱也处在类似被吊起准备卸货的位置，这样可以从整体上对车架受力进行评估，在侧边偏重或者有举升动作时的主要力传递线路。此整车装配建模既检查了车架设计合理性又方便我们在有限元里精确地施加固定条件以及加载方式，其整车装配模型如图 2-2 所示。



图 2-2 KC60 矿用自卸卡车整车装配模型

2.4 车架有限元预处理与网格离散化

2.4.1 物理属性定义与材料参数赋予

把三维实体模型导入有限元软件后，最基础的一步就是对其进行材料参数的界定。因为矿用车架在实际受载时会产生复杂的应力场，软件底层刚度矩阵能否计算准确，很大程度上取决于这里输入的属性信息是否贴合实际。结合前面的选型方案，这里统一为模型赋予了 Q460 高强钢的力学属性。

为了在仿真实验中建立车架弹性位移特性，需准确设定材料的比重以及刚性模量、泊松比等相关重要指标。其中刚性模量用来表示材料抗击弹性形变的程度大小；泊松比是指物体受力时在各个方向上发生变形的比例系数。鉴于车架日常使用中大部分都在发生弹性变形的过程之中，并且钢属于一种整体性的均质连续材料，则在此处认为该材料满足各向同性的线弹性本构关系方程。为了表征其在受力过程中基本力学性能特征，在借鉴有限元方法的基础上^[19]，提出广义胡克定律来表示应力与应变变量之间的线性联系：

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (2-6)$$

式中：

σ ——代表材料受到的等效应力，MPa；

E ——代表杨氏模量，MPa；

ϵ ——代表相应的弹性应变。

基于工程手册及材料实验标准，本文对变截面闭口箱型车架所涉及的 Q460 材质进行了参数赋予，具体力学性能指标如表 2-2 所示。这些物理参数的准确设定，尝试为后续开展多工况静力学校核及动态特性评估提供较为可靠的物理边界。

表 2-2 Q460 材料力学性能参数汇总表

参数名称	数值	单位
密度	7850	kg/m ³
杨氏模量	206	GPa
泊松比	0.3	—
抗拉屈服强度	460	MPa

2.4.2 几何特征处理与网格离散化划分

在物理属性定义完后，下一步是将三维实体导入有限元软件里实现网格离散。这里网格的疏密程度和单元类型与刚度矩阵的准确性直接相关。考虑到车架上有很多变截面的过渡区，再加上那些复杂的焊接点，倘若使用规则的六面体单元，在几何形状突变的地方很容易出现网格畸变。所以权衡考虑后，选用对复杂边界适应性比较强的四面体实体单元，来对整个车架模型进行全局的离散化划分^[20]。

而在具体划分尺寸的设定上,则需保证数值收敛性的同时兼顾上计算资源的合理配置。再结合车架纵梁与横梁的宏观尺度及壁厚特征,经初步评估,本文将全局网格单元的基础尺寸设定为 30.0 mm。在此尺寸控制策略下,系统能较好地对变截面闭口箱型车架完成空间离散。划分后,该有限元模型一共生成节点 109,519 个,离散单元 55,695 个。该节点与单元规模能在保证结构整体几何特征不失真的前提下,为本文后续多工况静力学校核与模态分析提供较佳的计算载体,具体的有限元网格划分如图 2-3 所示。

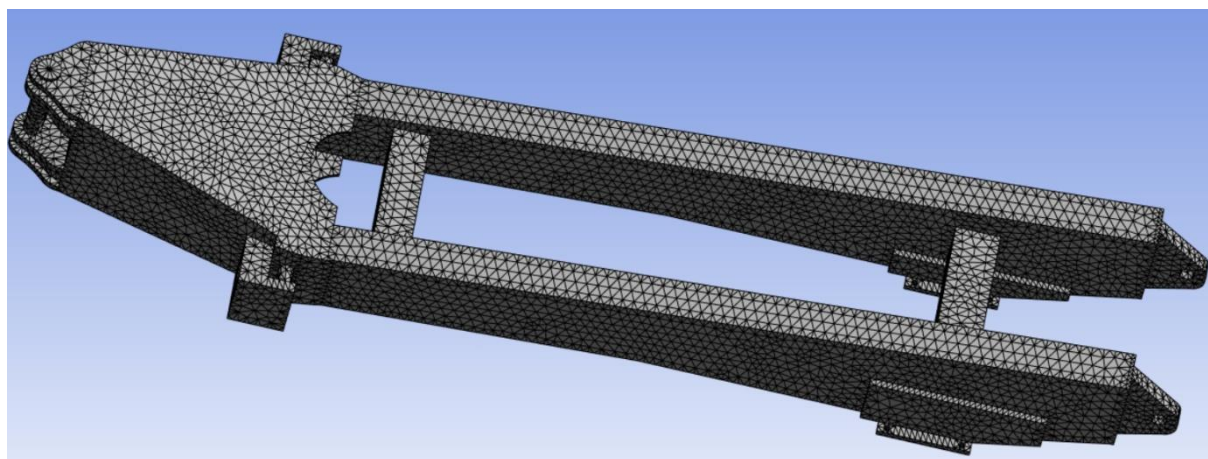


图 2-3 KC60 矿用自卸卡车有限元网格划分

2.4.3 网格独立性与质量可靠性验证

对于有限元数值仿真来说,在计算精度方面不仅受到材料本构关系以及边界约束的影响,并且同网格的细分程度和单元外形存在一定的联系。为了避免由网格大小带来的误差对求得的结果造成影响,在实际计算之前本文也检验了网格的一致性问题。通过最初的试探性的计算比较可以得出:在闭合带变截面开口框架梁全局网格步长减少到 30 mm 左右的时候,重要结点处的有效应力和位移数值是逐步趋近于稳定的趋势。此种尺度既能有效控制系统自由度的程度又能较好的把握住局部焊缝区内的变形率变化规律。说明当前设置下的网格划分方式已经达到了足够的数值收敛水平了。

除了疏密程度外,网格单元的几何形状是否规则直接影响到刚度矩阵解算过程中的稳定程度。为了避免由于复杂的变径过渡区域造成的恶劣异常单元引起“伪应力集中”,这里就使用分析工具自带的单元质量评判方式来进行一个相对全面系统的检查工作。这个因子考虑了四面体单元的边长比以及体积特性大小等因素,其值越趋近于 1 则表示该单元的形状就是最佳状态下的形式。

数据分析得出该模型的均质单元质量达到 0.54357,最高的均质单元质量更是高至低质分数低于 0.10059 过渡单元的存在,但是整个均质单元的质量波动范围限制在 0.14547 之内,可以明显看出,散化的网格的总体形状是相对平整而且稳定的,并没有

产生严重的空间变形情况发生,由以上网格质量检验的结果可以看出现在使用的这一套离散方式基本上是可行的,其网格质量的大致质量水平足以支撑住下文中对第三章各个工况下的静态力学分析的研究。具体网格质量指标汇总见表 2-3:

表 2-3 KC60 车架有限元模型网格质量统计表

统计项目	统计数值
全局网格单元尺寸/mm	30
节点总数	109,519
单元总数	55,695
单元类型	四面体实体单元
平均单元质量	0.54357
最小单元质量	0.10059
最大单元质量	0.9994
单元质量标准偏差	0.14547

3 多工况静力学响应分析与评价

3.1 满载颠簸工况下的静力学特性分析

3.1.1 垂向重力等效与受力边界构建

满载矿车行驶于未铺路表面的过程中,车底必将受到路面高低不平所引起的低频震动的影响,在此处由于很难利用有限元静力模块进行真实的动力学计算,因此采用了动载系数来进行换算的方式以求得近似的拟合车辆实际工作过程中车架的受力情况。

对于约束边界条件的设计而言,在这里需要做到的是保证数学建模能够将刚体位移予以去除的同时不能够由于过高的约束而导致出现局部假的应力分布。所有的根据车架的实际装配连接关系,在车架前悬挂连接支撑位置加上固死约束,在车上限制住它的 X、Y、Z 三个方向的空间移动;而在前悬挂副支撑的位置和后桥支撑点的地方则采取的是放开横向自由度方式下的滑块支座形式,在车上只严格的控制它的 Y 方向及 Z 方向的位移量。这样不对称式的静定约束方式,能够在一定程度上模拟出真实物理样机当中板簧等相关悬挂零件在受到负载以后发生纵向伸缩变化的特点,并且可以使一些总体上的应变真实还原出来,其约束边界条件施加示意图如 3-1 所示。

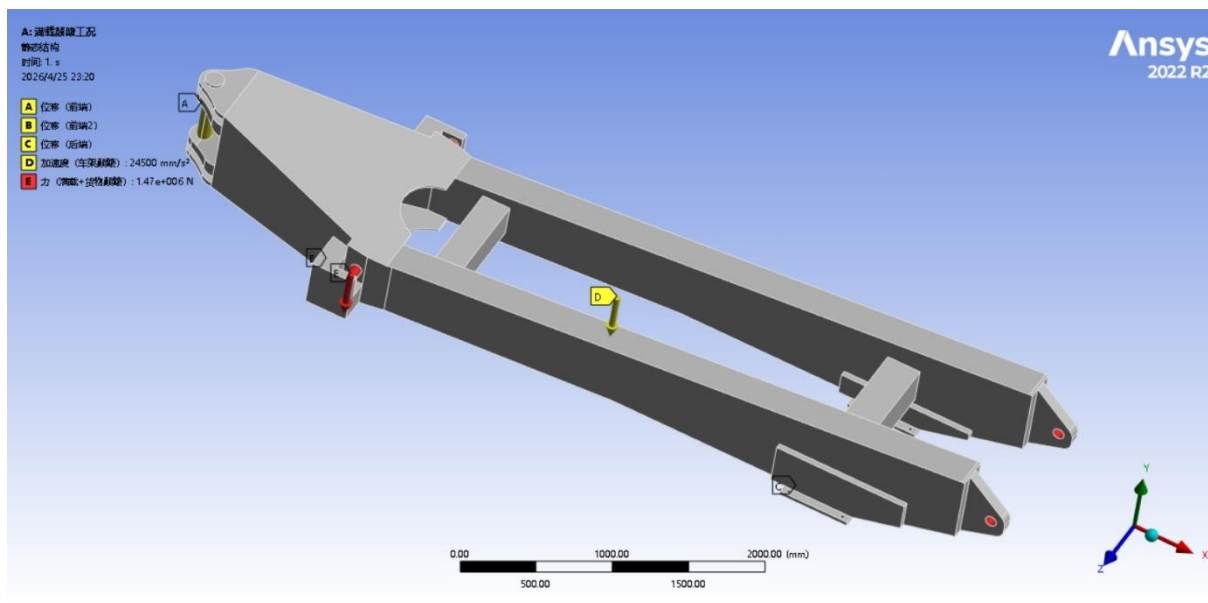


图 3-1 满载颠簸工况约束边界条件施加示意图

在外载荷的有效转换中，主要包括了车身自身体积质量引起的动量与装载货物产生的反作用力相叠加的情况。为了考虑满载减速通过陡坡、跃过大沟壑时的最大瞬态振荡效应，本文采用的是动荷系数 $K = 2.5$ ，在这里用一个总的车身质量加上车辆体全部质量之和乘以 g 得到整体重力加速量，并通过动荷系数修正之后传递给整个模型体系中的 Y 轴坐标方向上的绝对加速度达到 -24500 mm/s^2 。另外，将最大负荷量货物所产生的巨大铅垂力矩以及惯性的反冲动能也都转换成一种集中点式的集中应力方式加到车身尾端的装载平台底座处和销子接触点上，由此可推得此时该位置的 Y 轴应力峰值高达 $-1.47 \times 10^6 \text{ N}$ ，其中全局加速度与局部集中力施加示意图如 3-2 所示。

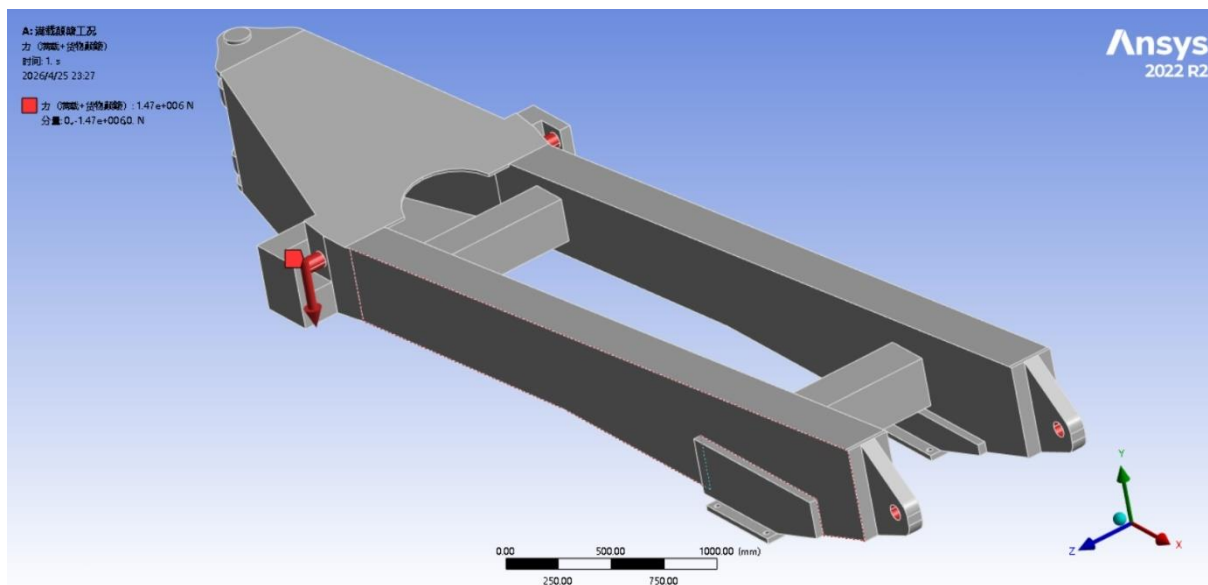


图 3-2 满载颠簸工况全局加速度与局部集中力施加示意图

经过上述边界的约束设定以及局部等效载荷的映射，目前基本还原了矿车在满载颠簸时的真实受力情况。以上这些前置处理，主要是为后面观察整个骨架的变形和应力分布提供一个相对可靠的计算环境。

3.1.2 弯曲刚度响应与整体强度校核

将前述设定的力学边界与等效载荷输入有限元求解器进行数值计算，获取了车架在满载颠簸工况下的静力学响应特征。首先是观察车架的整体刚度表现，从总变形分布趋势来看，车架在强烈垂向冲击下的形变主要以纵向弯曲为主。经过软件后台的测算，模型跑出的最大弹性位移大概在 1.0631 mm 。从空间位置映射可以获知，它的位移峰值出现在车架后端纵梁耳板附近。这种现象的力学诱因在于，后端纵梁尾部处于相对的悬臂状态，距离后桥主支承约束点较远，在货箱巨大的垂向惯性压迫下产生了微小的挠度累积。然而，相对于车架宏观的整体跨度尺寸而言，1 毫米级的极限变形量是几乎可被忽略的，这就充分表明了当前所设计的全焊接箱型截面主骨架赋予了整车较高的纵向弯曲刚度，能有效抑制恶劣路面所激发出的弹性跳动，此处车架总位移变形云图如 3-3 所示。

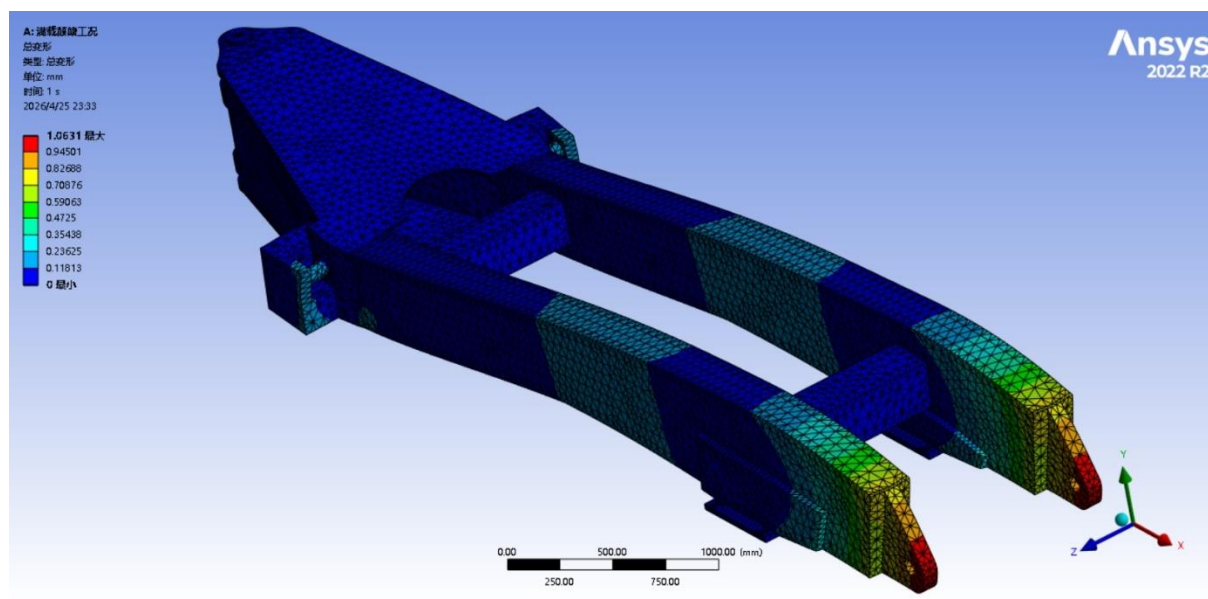


图 3-3 满载颠簸工况车架总位移变形云图

在完成刚度特征评估后，此处选择进一步采用第四强度理论提取车架的等效应力分布状态，以实施结构本质安全校核。而从提取出来的应力分布状态来看，在加上 2.5 倍的极限动载后，车架主干梁系区域的应力流过渡平滑，未出现大面积的高应力激增。全模型的最大等效应力锁定在 152.48 MPa ，其发生位置集中于前悬挂副支撑连接处附近。该区域之所以为局部高应力区，是因为其不仅需高频次地抵御来自前桥的垂向冲击反力，还承受着由车体前部质量分布带来的动态弯矩叠加；加之支撑件焊接部位固有的几何截

面突变,所以引发了一定程度的应力集中,具体的车架等效应力分布云图如 3-4 所示。

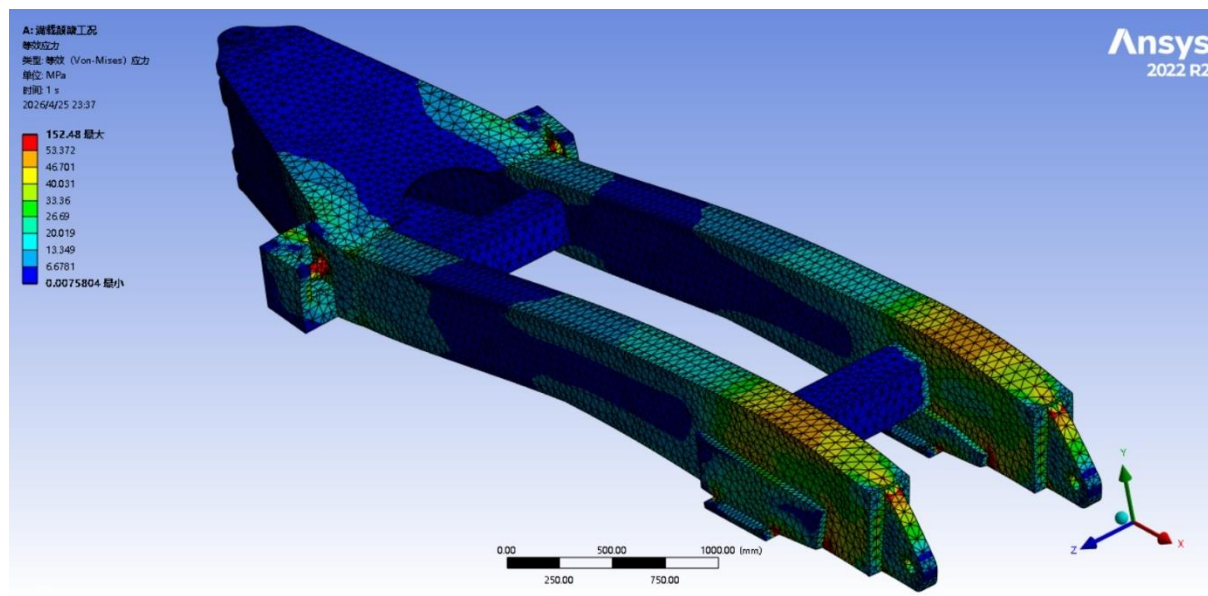


图 3-4 满载颠簸工况车架等效应力分布云图

根据本文选取的 Q460 高强低合金钢板本身的特性参数来说,屈服强度高达 460 MPa,在使用传统的 1.5 倍工程安全系数的情况下,材料允许的弯曲正应力限制在了 306 MPa 以内,通过严密比较可以发现,在最大装载冲击条件下所产生的最大工作应力值仅为 152.48 MPa,远远小于允许应力上限值,并且低于钢材自身的屈服强度仅有三分之一左右的程度,因此整个车身框架体系基本上都处在了比较理想的状态之下进行弹性的受力工作,在这一校验结论中除了验证了原始设计的基础框架对于碰撞负载下能够承受得住较高的抗负荷能力之外还隐含着其设计上具有一定数量级水平的过大的静强度裕度,这也为接下来实施面向材料利用率优化后的减重尺寸选择提供了充分的基础条件保证。

3.2 举升卸货工况下的结构力学特性分析

3.2.1 尾部偏载计算与支撑边界构建

当卡车抵达排土场起重取物过程,液压油缸提升车厢之后货箱及矿石的总重力质心会发生后移与上移,在这种空间瞬态演变过程中,底盘的主传力通道相较于常规的平顺行走工况发生了重构,原本由前后轴共同分担的铅垂载荷将向后方富集。针对车体重心在此过程中出现的巨大偏移量需要再次校验一下车架前后支撑部位之间的受力比例关系,定量探明后段主纵梁与耳板区域的复合承载性能,从而在软件上还原这种最严重的尾部不平衡状态下的力场分布情况。

对于支撑边界条件的选择而言，在车辆处于驻车取物情况下，底盘整体结构限位以及行驶工况相近，悬挂连接支座仍然保持 X、Y、Z 三种位移的禁锢方式不变，以此规避有限元刚度矩阵求解时因自由度残留而产生的刚体漂移；而前悬臂支脚及后桥支点限位只允许其 Y 轴和 Z 轴位移，放开沿 X 轴的运动自由度。这种静定边界处理方案允许主骨架在承托重载时发生符合物理情况的纵向微量弹性形变，进而防止出现特殊情况下的超侧力造成的非真实组装张力，确保了中后段应力流线传递的数值收敛性与可靠性，其约束边界条件施加示意图如 3-5 所示。

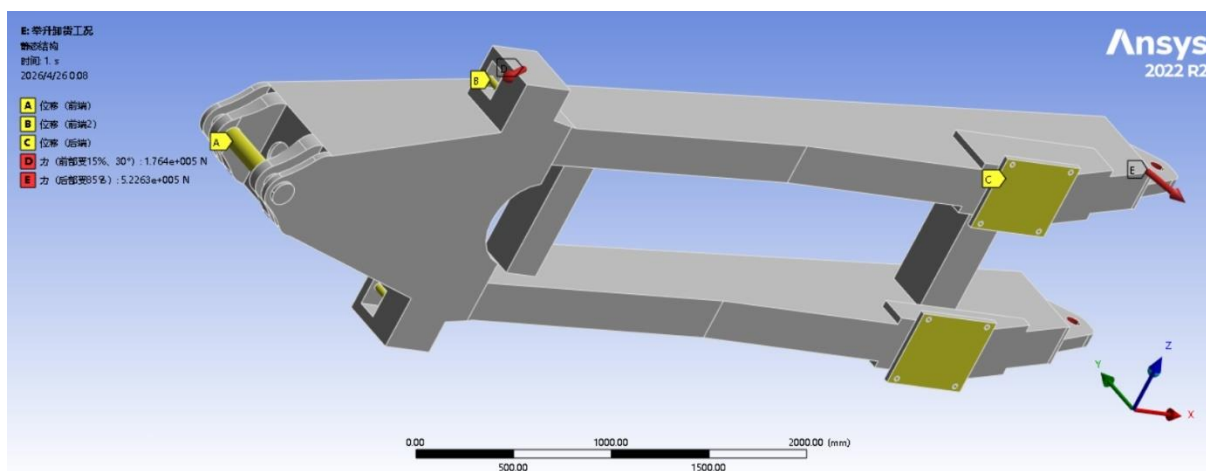


图 3-5 举升卸货工况约束边界条件施加示意图

在外加载荷的有效施加过程中，并且保持其在空间力系平衡的基础上，把货箱上传递下来的重量以及起升推力拆分成面上的负载单独加装。因为重心往后翘的情况下，车架前方的货箱支撑点只接受着大约 15% 的比例的全部负荷。同时考虑到这个地方有升起角度的影响，此处载荷作用线和车架的方向形成了 30 度的角度差值，而经过矢量运算后，在前部支撑面上施加 X 方向的力分量是 -1.5277×10^5 N，Y 方向力分量为 -8.8200×10^4 N。另外一侧车架末端的枢轴座面就是最大的承重核心部分，承担了整整 85% 的大偏载重量。带入有限元分析模型时，车架末梢铰接点的 X 方向面载荷分为 15277×10^5 N，Y 方向面载荷达到将近 -4.9980×10^5 N。这种前后差异巨大的载荷分布以及 X 方向反向分量的存在，不仅使车架尾部承受了较大的局部下压作用，也在主纵梁内部导致了一定程度的纵向拉拽效应，此处前后部偏载等效施加示意图如 3-6 所示。

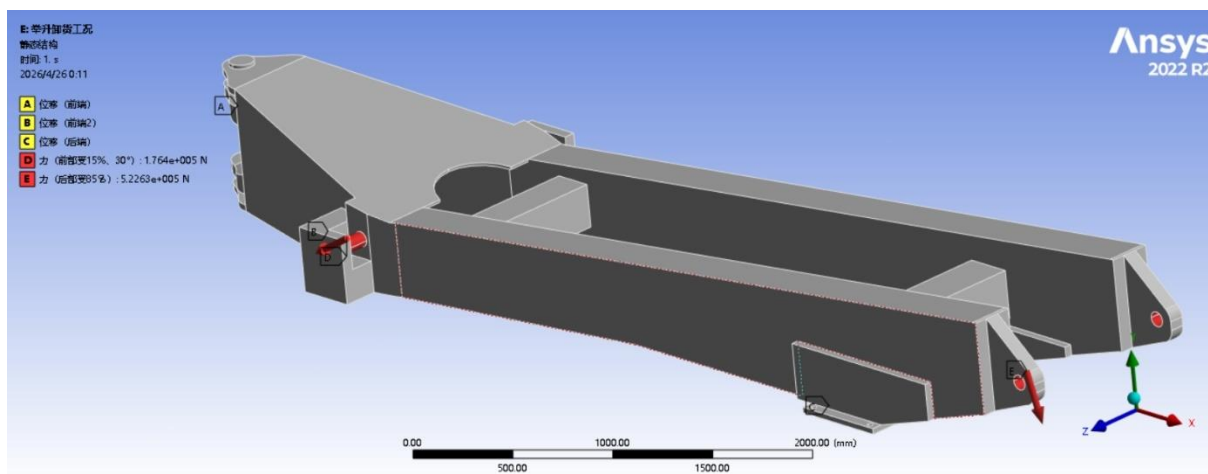


图 3-6 举升卸货工况前后部偏载等效施加示意图

通过上述严密的偏载比例划分与多向力系分解，构建了高度贴合矿区卸载实况的受力边界，为精准捕捉车架后段的局部变形与应力集中奠定了前提。

3.2.2 局部受压响应与铰接强度校核

而在举升卸料阶段的载荷步完成后，在后处理器中就可获得车架的实际变形及应力状况了。首先查看整个系统的总体变形量，只看变形值的话，在此过程中最大变形值达到 1.0573 mm，通过对变形云图的结构形态进行比较发现，最大变形值所在位置仍在车架的后端纵向梁耳轴处。尽管变形数值大小差不多于满载颠簸情况，但是变形的原因有着天壤之别，当前次位移较大是因为前面支撑受力几乎全部被释放掉之后，使得整个车架不再出现经典的中部凹陷现象，反而因为最后端铰结处承托着高达 85% 的货物重量而造成了横杆尾端的微小弯曲；因此在这个大幅度向后倾斜的情形中，尽管如此小幅度地发生着弯曲变形，也表明了车架的整体抗弯能力较强，足以使货箱翻转装置轴线偏差保持在可控范围之内，具体的车架总位移变形云图如 3-7 所示。

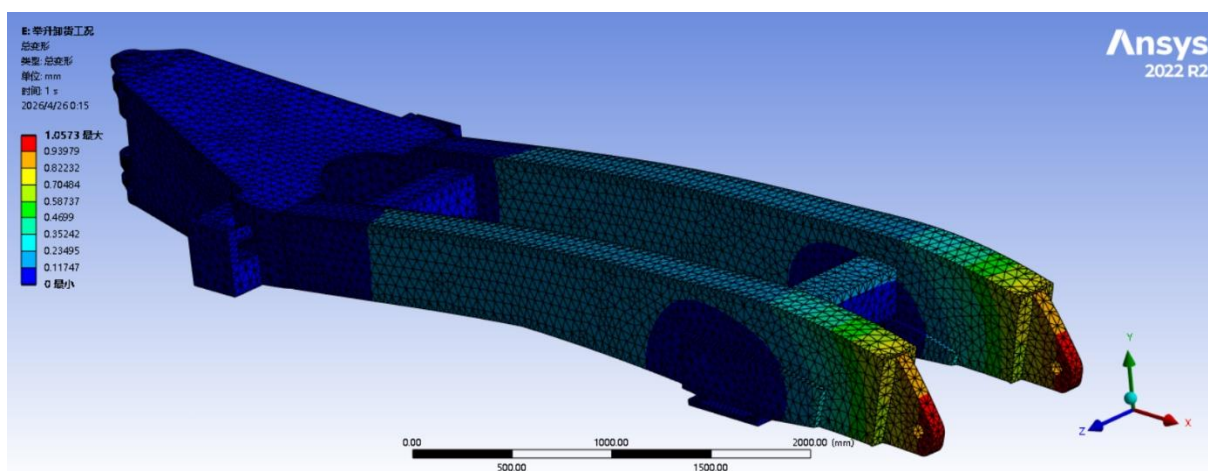


图 3-7 举升卸货工况车架总位移变形云图

在强度校核维度，提取车架在重载举升状态下的冯·米塞斯等效应力分布。去观察具体的应力集中走向就能发现，高应力区已经明显从前悬挂那边转移到了车架后段。全模型的最大等效应力为 145.75 MPa，分布于车架后端纵梁尾部区域，即铰接支座与纵梁腹板的焊接过渡地带。力学诱因分析表明，卸货瞬间巨大的垂向压力与纵向拉拽力高度耦合在狭小的铰接支座面内，导致该处的应力流（Stress Streamline）密度激增，形成了明显的受压响应，其中车架等效应力分布云图如 3-8 所示。

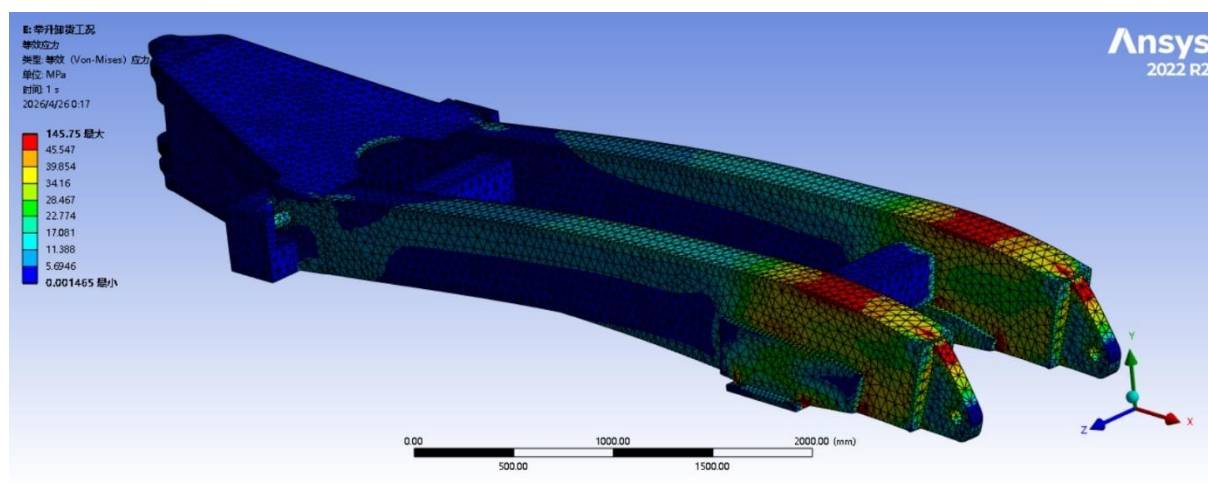


图 3-8 举升卸货工况车架等效应力分布云图

此处通过将仿真求解获取的应力峰值 145.75 MPa 与 Q460 材料的许用应力 306 MPa 进行直接比对，核算得出来当前状态下的材料屈服利用率约 31.7%。这份数据初步表明，即便是考虑到了一些实际物料倾泻过程中可能会诱发的冲击载荷波动，现有的这些框架强度储备也基本能够应对相对复杂的偏载环境。再结合前文满载颠簸工况的分析结果我们可以看出，当前车架结构在静态行驶与常规卸载状态下均维持了较为稳健的力学表现。这样的设计结果，在客观上为后续尝试开展适度的轻量化结构微调提供了部分借鉴，也提供了一些数据上面的参考。

3.3 单轮悬空工况下的结构力学特性分析

3.3.1 扭转位移约束与等效边界构建

露天矿山道路一般高低错落，当满载状态下的矿用卡车单侧跨越巨型凸起障碍或陷入深坑时，容易出现单轮悬空或单侧悬架压缩的工况。在此瞬态过程中，车辆底盘的四个主要车轮支承点会脱离同一理论基准平面，导致车架主体结构处于一种非对称的空间扭转应力场中。在这样一种严峻的斜向受载条件下，本文在此处采取强制位移的等效加荷方式，通过在特定的悬架支座节点处施加计算所得的最大垂直位移量，以此模拟恶劣

路面传递给底盘的不共面强激励，着重研究底盘框架在承受不共面作用下，其核心承载区域的几何稳定性能。

在约束策略的选择方面，为了保证应力传输路径符合真实组装情形以及减少虚假刚性影响因素的可能性，本文对各个支撑节点进行了不同的边界设定，在车架悬挂连接部位用远距离位移做完全的线性位移固定，防止其沿 X、Y、Z 三轴方向的线性位移；而对于左后桥支撑部位则严格按照力学边界的实际情况，限定它绕过 Y 轴的转动自由度，并且对其它方向的平移与转动自由度全部开放出来来体现底盘在不对称载荷情况下的纵向配合性能，其整体约束与位移加载示意图如 3-9 所示。

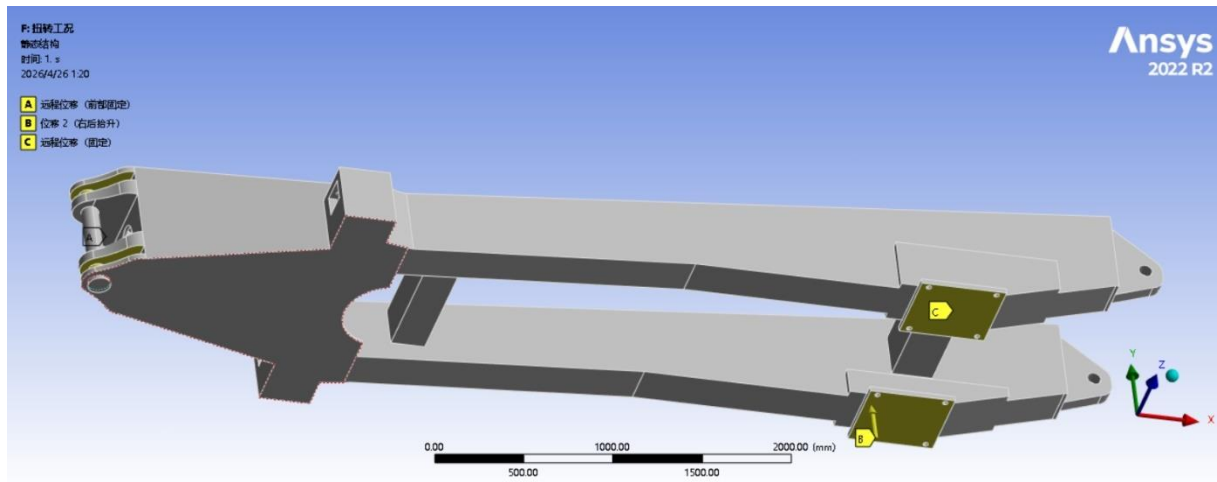


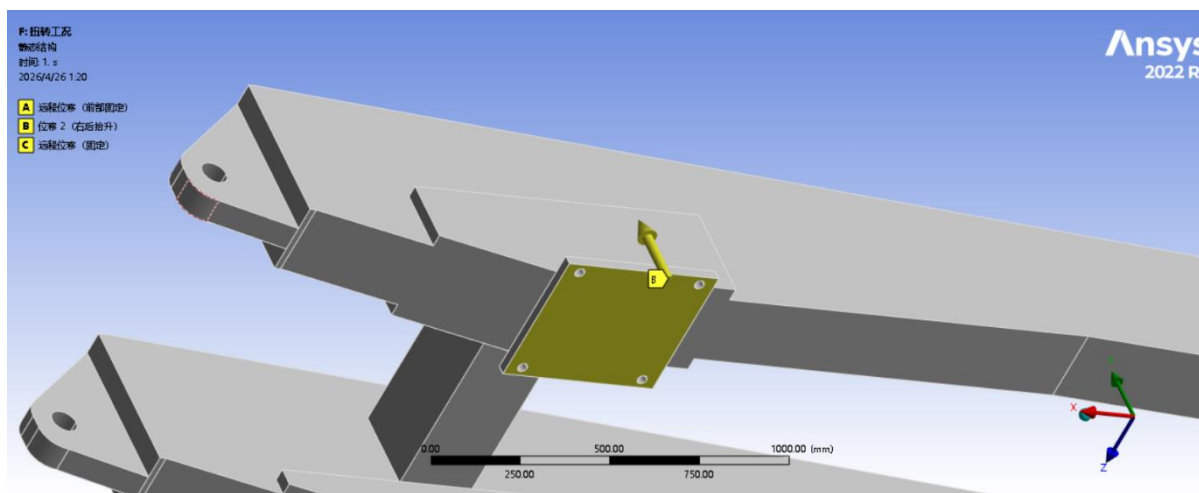
图 3-9 扭转工况车架整体约束与位移加载示意图

而右后桥抬升位移边界设置的细节则如图 3-10 所示。其中在载荷等效映射方面，通过对右后桥支承面施加竖直向上的强制位移来引发宏观扭转响应，同时确定 Y 轴向上抬升距离为 30mm（见图 3-10a）。然后在仿真器里一同布置恢复力监测点，并获得这一过程中支撑处正应力的大小为 $1.1395 \times 10^5 \text{ N}$ （见图 3-10b）。由此可以算得在该条件下车架受力所产生的等效弯矩 M ：

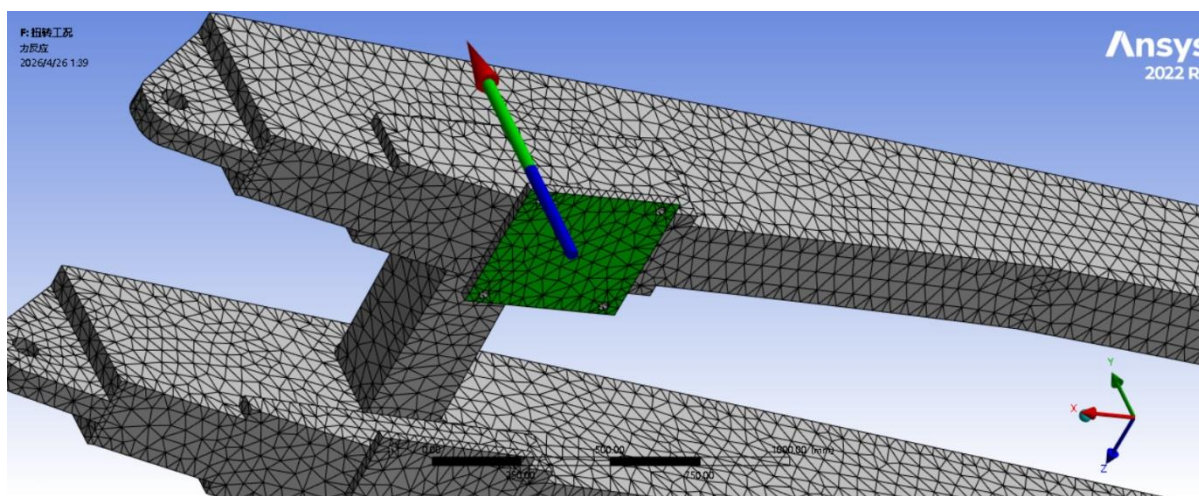
$$M = F \cdot L = 1.1395 \times 10^5 \text{ N} \cdot 970 \text{ mm} = 1.1053 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3-1)$$

同时，根据抬升位移 d 与中心距 L 的几何关系，可以进一步推导出车架产生的扭转角 θ ：

$$\theta = \arctan\left(\frac{d}{L}\right) = \arctan\left(\frac{30}{970}\right) \approx 1.77^\circ \quad (3-2)$$



(a)



(b)

图 3-10 右后桥抬升位移边界设置细节图

(a)约束边界条件施加；(b)反作用力矢量提取

经过以上边界建立及公式推导，此章节实现了从物理运动学模型到有限元力学参数转换的过程，得到的有效转矩及扭转角度值既客观反映了矿车翻越障碍过程中的承受力大小又成为下一部分 3.3.2 小节关于扭转刚度计算和框架强度评定的数据来源。

3.3.2 抗扭刚度响应与框架强度校核

在完成扭转边界条件设置与力学模型抽象后，本节通过对离散方程进行矩阵求解，进一步量化评价车架在单轮悬空工况下的动态抗扰动能力。首先对结构的抗扭刚度（Torsional Stiffness）进行最终核算，根据前一节推导出的转矩 M 与扭转角 θ 的瞬时数值，代入性能评价公式：

$$K_t = \frac{M}{\theta} = \frac{1.1053 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1.77^\circ} \approx 62.45 \text{ kN} \cdot \text{m}/^\circ \quad (3-3)$$

求得出的单位扭角刚性是用来判断车底纵梁的空间刚度的重要数值。简单明了地从

结果上的形变情况来考虑，在将右侧后轮边的一侧抬升 30 mm 的情况下，车体所引起的总的移动量达到 32.183 mm。这个变形的最大值正好存在于车体右边后部分纵梁末端抬升的位置上，并且位移等值线是从前面固定的起点开始向背向扩散。由此可推断出箱式封闭式截面在接受不对称载荷的时候，依靠着整个机体自身的变形协调作用吸收由路面上产生的瞬间动能，具体的车架总变形云图如 3-11 所示。

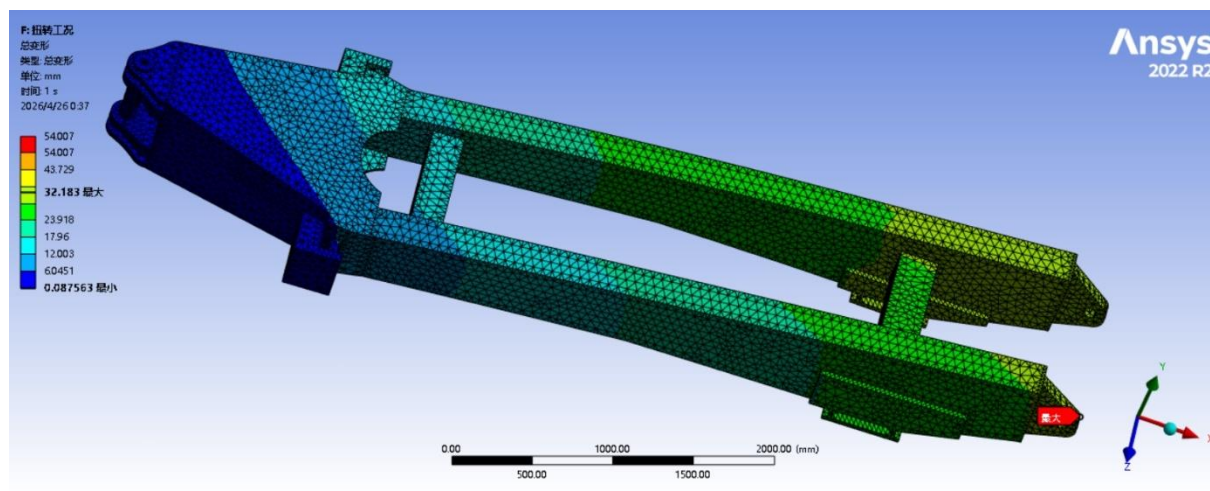


图 3-11 单轮悬空工况车架总位移变形云图

进一步分析车架在极限扭曲状态下的强度表现。再去查验它底层的应力场数据，受这种非共面支撑的折磨，全模型的最大工作应力由行驶工况下的低应力状态急剧上升到了 284.38 MPa。该应力极值分布于中后部横梁与纵梁交汇的连接区域。力学机理分析表明，在单轮悬空场景下，横梁不再仅承受纯弯曲载荷，而是由于纵梁的异步旋转产生了剧烈的剪切变形（Shear Deformation）；连接区域的几何截面突变在复杂的扭剪耦合作用下，容易形成应力流的聚集中心，其中车架等效应力分布云图如 3-12 所示。

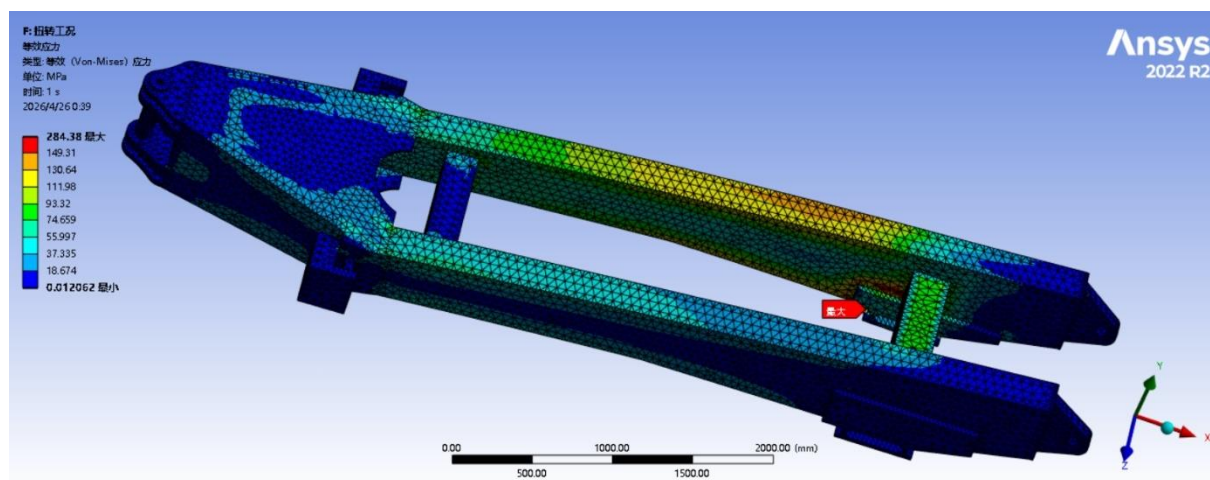


图 3-12 单轮悬空工况车架等效应力分布云图

通过比较 Q460 钢材允许应力 306 MPa，得出车架的最大等效应力是 284.38 MPa，

最大材料屈服利用率是 61.8%，小于屈服极限，在强度和刚性上符合设计标准；

3.4 紧急制动工况下的结构力学特性分析

3.4.1 纵向惯性加荷与冲击边界构建

满载下行或出现突发状况瞬间制动过程中车身动态的剧烈改变会引起非常大的纵滚动力矩变化，在这样的情况下不仅要有足够的强度去承受货物自身产生的垂直压力，还要能够有效抵抗由于制动过程中产生的制动阻力引起的纵向冲击力。所以在做有限元边界条件设定的时候就需要对其进行适当的近似处理将加速度通过转换的形式转化为施加到支撑面位置上的集中力的形式。

对于空间受限来说，在车辆制动过程中车头会出现明显向前倾斜的现象，而前悬吊支架支点上受有较为复杂的附加内力，所以在这个位置加上远端位移限制 X、Y、Z 三向的远距离位移固定约束（Remote Displacement），放开它的转动自由度，来拟合销轴受到巨大撞击时能有效转动相互配合的能力。左右两边后部悬吊支撑部位就加上对 Y、Z 两个方向的位移限制，并释放 X（横向）的方向上的自由度，这样就减少人工设定所带来的不必要的虚构化刚度的影响，其约束边界条件设置示意图如 3-13 所示。

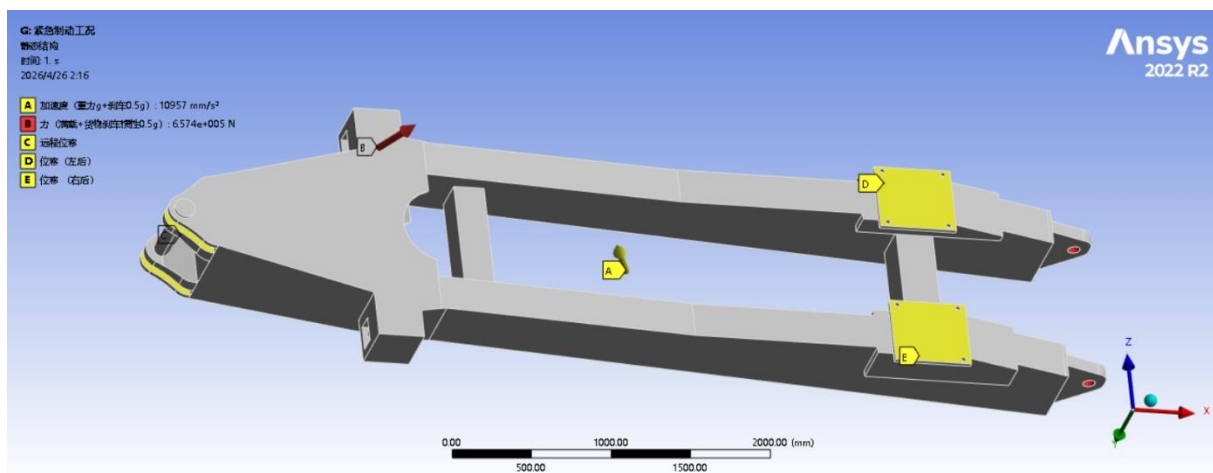


图 3-13 紧急制动工况约束边界条件设置示意图

对于整车总加载场和局部局部冲击力的加载阶段，在这里的研究中我们严谨地运用了达朗贝尔原理把动态的刹车动作转换成了等效力学的问题^[21]。然后，对车架整体的所有几何形状都加上一个复杂的加速度场：定 Y 方向加速度为 -9800mm/s^2 来表示 1g 的标准重力场，另外又给 X 方向加上了 -4900mm/s^2 的反向加速度来表示 0.5g 的最大横移减速加速度。

其次，对于满载货箱和矿石传至车架上的复合振动，转变为施加到货箱支撑面上以及铰链连接处面间的空隙分力。通过整车的质量特性和制动减速度得到的理论推导式是：

$$F_y = M_{cargo} \cdot g \quad (3-4)$$

$$F_x = M_{cargo} \cdot a_{brake} \quad (3-5)$$

式中:

M_{cargo} ——货箱及矿石的总质量, kg;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

a_{brake} ——制动减速度, m/s^2 。

经精确换算并输入求解器, 满载货箱对车架施加的 Y 方向(垂向)静压分量设定为 -5.88×10^5 N; 同时, 由于车辆急剧减速, 庞大的货物质量产生沿 X 方向(纵向前冲)的巨大惯性冲击力峰值达到了 2.94×10^5 N, 此处的复合加速度与货箱冲击载荷施加示意图如 3-14 所示。

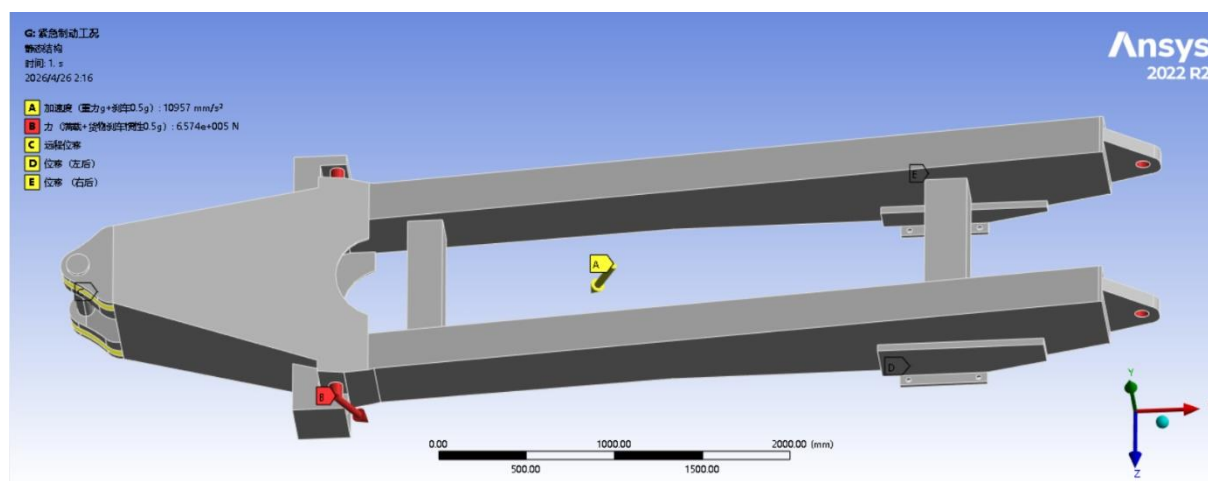


图 3-14 紧急制动工况复合加速度与货箱冲击载荷施加示意图

有了前面这些复合载荷的导入, 就可以在有限元环境里近似模拟出制动瞬间重心前移所带来的那种“拉扯”与“下压”效应。这也为接下来核算前端纵梁的承载强度起到了基本的数据铺垫作用。

3.4.2 纵向变形响应与前端强度校核

经过紧急制动复合载荷步数值计算结束后, 利用结果图中的云图来分析车身框架端部机械反应大小情况。首先是观察车身在受到纵向惯性力的影响下产生位移场的变化, 在获取了该载荷步的相关数据之后发现即便是有 $0.5g$ 的紧急刹车减速程度的情况下, 车身框架的最大总形变量也只有 1.4855 mm, 同时从位移云图的空间映射图上看最大位移量最大的地方主要集中在车身框架前纵梁和前悬架副撑之间的部分。这种规律明显反映出紧急刹车时出现的“点头效应”, 巨大的纵向惯性载荷打破原有的重力状态, 造成载

荷重心大幅向前偏移,从而使得车厢前部除了需要承受向下压力还必须抵抗着装载物向前运动产生的附加纵向弯曲力矩的作用,但是因为箱形断面截面惯性矩比较大,小于 1.5 毫米的最大形变量恰恰说明车身前部分有着很好的动态纵向弹性性能,可以保证其转向机构以及发动机等重要零部件在受到撞击力的作用下依然能够维持较好的相对位置关系,此时车架的总位移变形云图如 3-15 所示。

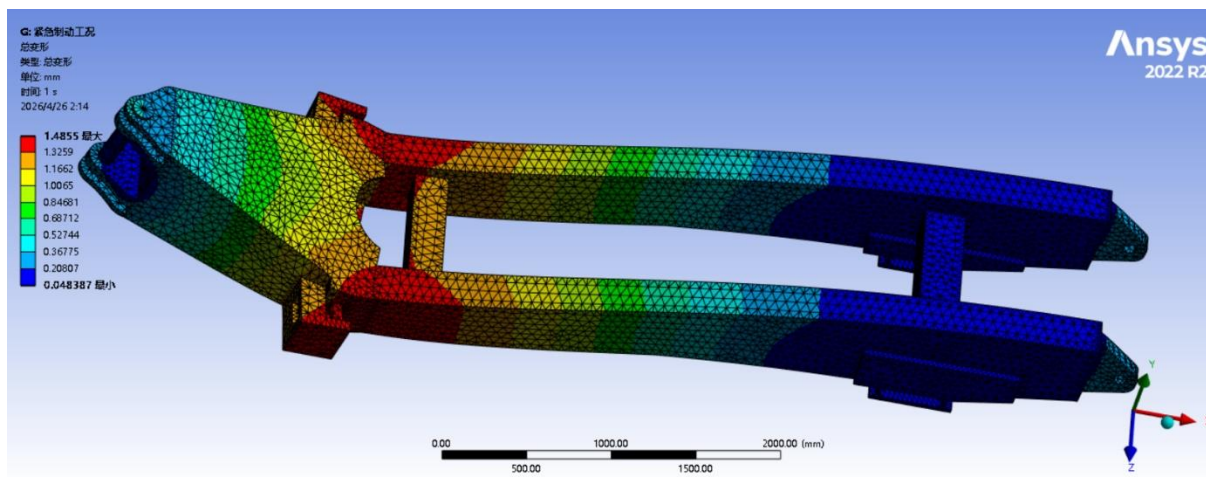


图 3-15 紧急制动工况车架总位移变形云图

在强度校核维度^[22],获取车架在制动瞬间的等效应力分布状况。这里的最大应力值,此时测量得为 123.47 MPa,在车架前面纵梁和前面支座的交接处达到最高。由机械原理可知:此位置既是受到重力和加速度引起的动载荷的重要承受部位也是几何形状由前端保险杠部分过渡到主体横梁之间的应力转换点。当车辆紧急刹车时,前支承会把集装箱产生的 2.94×10^5 N 水平方向的动力力转变为车身内部的压力差,由于复杂应力流向 (Stress Flow) 穿过焊缝节点后会产生弯折聚集作用,造成应力高度集聚的问题,其等效应力分布云图如 3-16 所示。

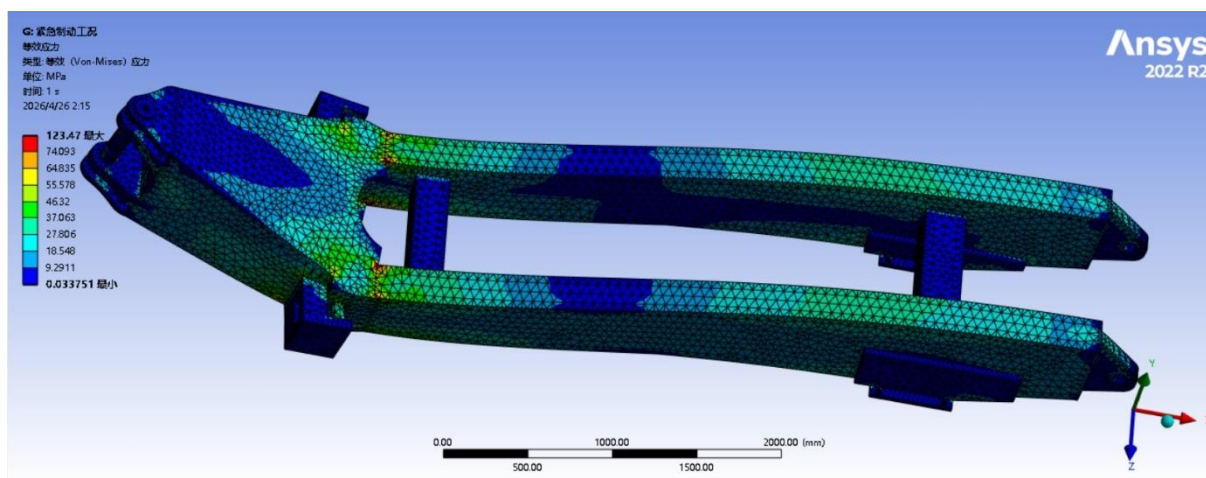


图 3-16 紧急制动工况车架等效应力分布云图

通过仿真得到的最大应力值为 123.47 MPa 和 Q460 材质在 1.5 倍安全系数下的许用应力 306 MPa 对比发现,材料屈服系数仅有 26.8% 左右,在极端制动力矩作用时,整个车身仍然保持良好的结构冗余量;从第三点及第四点的仿真结果来看,急刹车状态下确实引起了位移分布的变化,但是它的对于整体应力的影响却是较低的,这便再次证明了一体化封闭式框架结构设计是合理可行的。

3.5 极限转弯工况下的结构力学特性分析

3.5.1 横向离心加荷与侧倾边界构建

矿车在盘山道满载急转弯的时候,因为本身自重极大而且重心偏高,离心力作用会非常明显。横向甩出去的惯性不仅会让左右车轮的轴荷发生大转移,还会对主梁产生很强的侧倾弯矩。由于静力学分析无法直接给模型施加转向动作,这里主要是通过加载侧向加速度来反向生成所需的等效偏航力场。

在空间约束边界的设定上,我延续了前述工况中避免过约束的静定设计准则。对于前悬挂铰接支撑区域,施加远程位移约束以限制其沿 X、Y、Z 三个平动方向的位移,同时放开了所有旋转自由度。对于左、右后桥支承处,则是严格限制其沿 Y 方向(垂向)与 Z 方向(横向)的位移,彻底释放 X 向纵向自由度。该约束方案有效模拟了车架在承受侧向推力时,后桥板簧能够提供横向定位但允许纵向微小滑移的物理实相,该工况下的约束边界条件设置示意图如 3-17 所示。

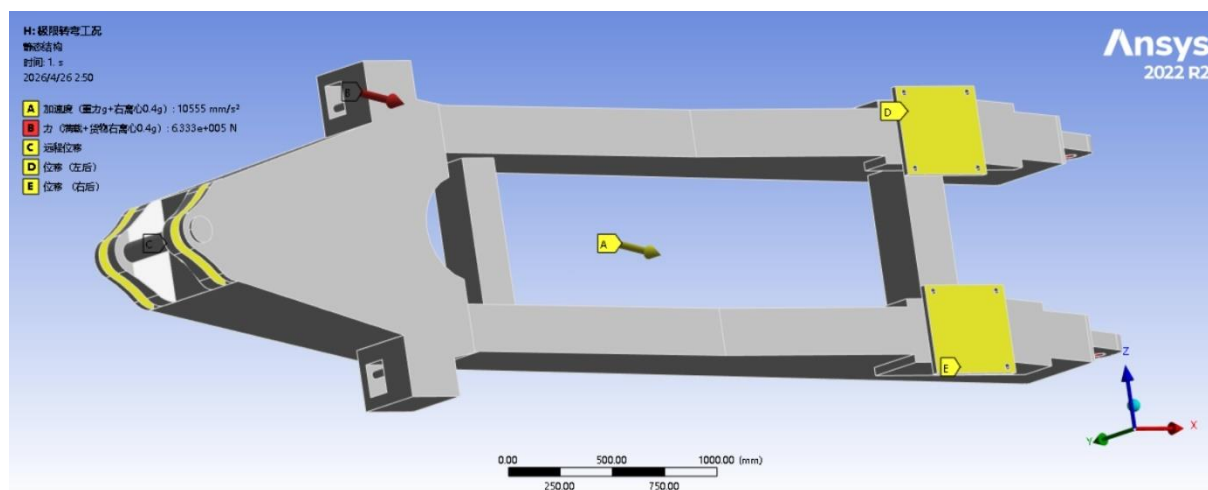


图 3-17 极限转弯工况约束边界条件设置示意图

对于整体荷载和部分荷载的相互对照,在此处设定了汽车高速驶过陡峭山路的过程,并产生了大约 0.4g 左右的横向加速度值。然后对车身所有构件进行统一性的重力场处理:在 Y 轴上维持为 -9800 mm/s^2 ,用来代表车身本身的重量,在 Z 轴上面加上 -3920 mm/s^2 加速度来体现车身自身的质量和受到的横向力作用效果。

然后，为考虑装载着货物箱和矿石施加在车架上的荷载，将其分解成竖直方向与水平方向的两个互相垂直的力，在货车车厢允许的最大荷重质量和最大转角的角速度间构成向量的关系下，对车架货物箱支撑面以及铰接销轴处的作用集合力求解方程如下：

$$F_y = M_{cargo} \cdot g \quad (3-6)$$

$$F_z = M_{cargo} \cdot a_{lateral} \quad (3-7)$$

此处货箱及物料向下的垂向静压分量 F_y 设定为 -5.88×10^5 N；基于 $0.4g$ 的侧向加速度 $a_{lateral}$ ，换算得出由货物质量诱发的横向惯性冲击力峰值 F_z 为 -2.352×10^5 N，具体的复合加速度与侧向载荷施加示意图如 3-18 所示。

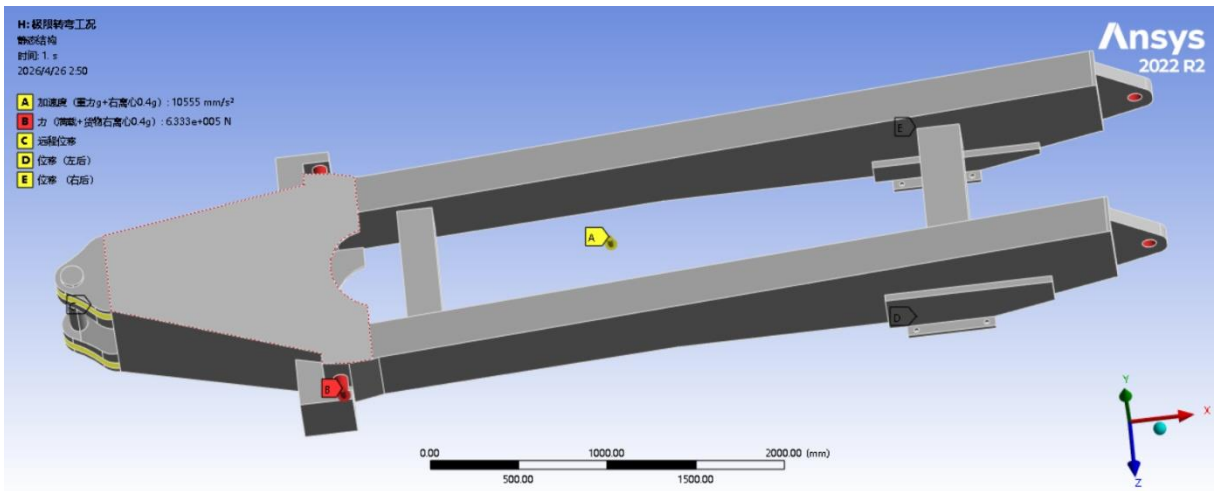


图 3-18 极限转弯工况复合加速度与侧向载荷施加示意图

把这几个维度的惯性分力施加完毕后，此时便相当于在软件里复现了卡车急转弯时的侧向偏载力场。完成了这一步设定，后续再去评估车架侧倾形变以及抗侧向刚度的时候，相关的数值依据也将更具充分性。

3.5.2 抗侧刚度响应与整车强度校核

经过极限转角条件下的复合载荷计算之后，由获取到的位移场及应力场数据来对车辆车身在受到横向离心力影响时的整体强度状况作出全面考察，在此之中先考察一下车辆车身的抵抗侧倾刚性（Lateral Stiffness），从这里我们可以看出当受到 $0.4g$ 的横向加速度的作用之后车身的最大总的变形量是 2.0958 mm，这个位移值最大出现在车辆车体前面纵向骨架、前面固定端点还有前端悬架附着支撑部分周围；力学机制研究表明，在转弯过程中产生的侧向惯性力除了导致纵梁水平面上发生横向剪切变形之外，还有由货物较高的重心所带来的横向滚动力矩使车身前部产生较大程度上的扭转效应，但是小于 2.1 mm 的最大变形却说明了车身前部分整体结构设计对于抵抗复杂的弯扭组合负荷具

有较好的几何刚度性能，保证着转向连接件在严重的偏向状态下保持其运动关系的一致性，此处车架总位移变形云图如 3-19 所示。

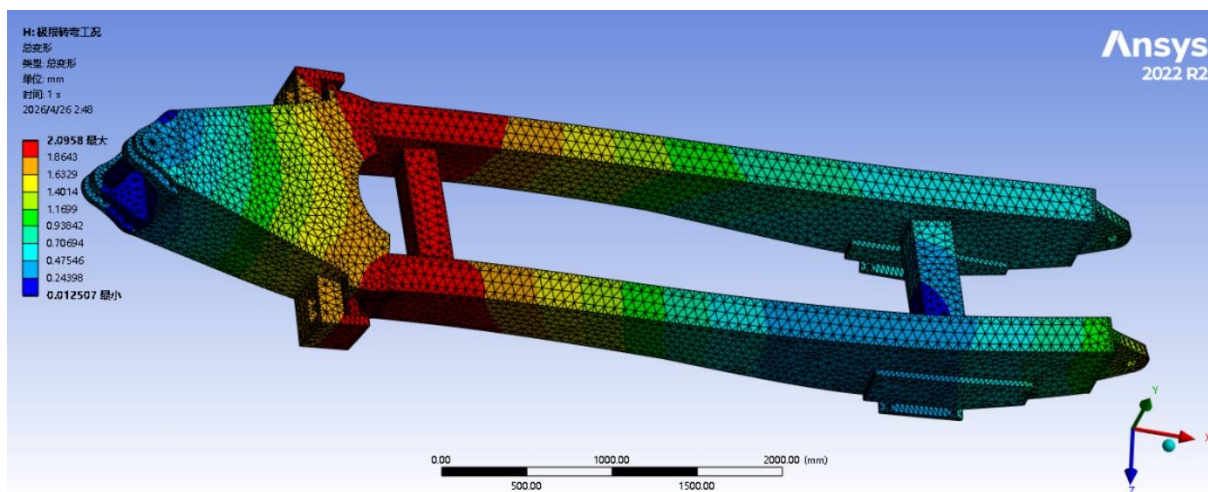


图 3-19 极限转弯工况车架总位移变形云图

对于强度校核方面，选取车身架侧倾状态下的等效应力分布图，此时车身架侧倾状态下的等效应力峰值达到了 228.65 MPa，存在于前梁纵梁和前梁支点连接部位，它是垂直方向重量的支承点同时也是水平方向惯性力的重要承受部位，在水平方向上的侧偏力经由支座传给纵梁，在受到焊缝转折处的影响下形成明显的应力集中现象，相较于正常行驶状况而言，转角过程中的应力值增大非常明显，说明了离心场作用对整车底盘结构机械强度造成的严重干扰，其中车架车架等效应力分布云图如 3-20 所示。

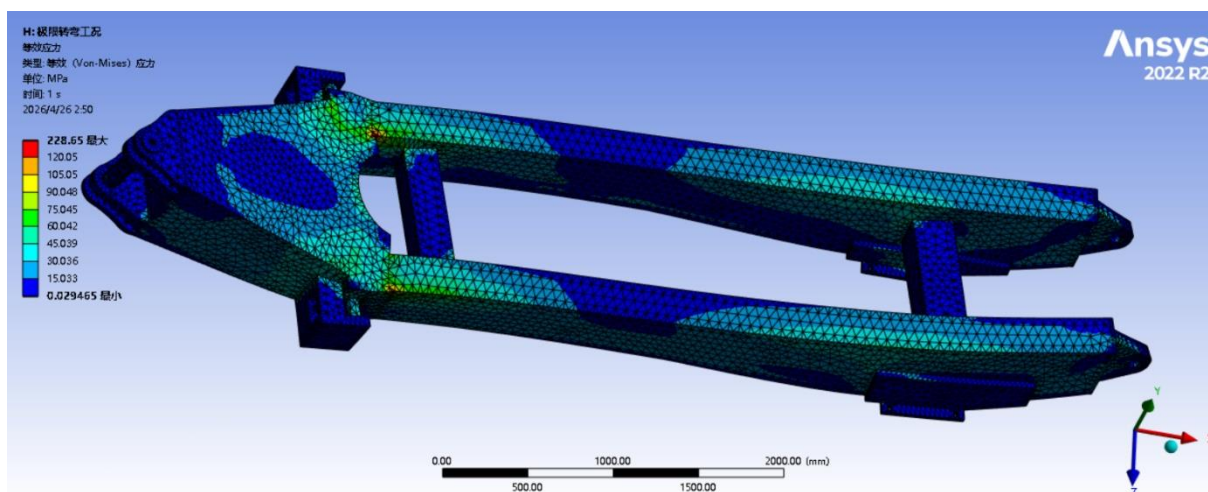


图 3-20 极限转弯工况车架等效应力分布云图

基于 Q460 高强度钢的性能参数，在考虑了 1.5 倍的安全系数之后，它的允许应力为 306 MPa。对比之后发现，在极限转弯情况下最大拉伸应力达到 228.65 MPa 仍然处于可以接受的安全区间内，屈服利用率为约 49.7%，而这个极限转弯的情况是所有受力情况中最严重的一种，不过车身骨架还是表现出了较好的支撑作用。通过对静力学多重

状况的模拟计算得出，车身骨架在各个极端的工作状态下都没有超过材料的屈服临界值，并且形变量都在正常范围内。由此可知，本文完成整个 KC60 车架五大主要静力学情况的数值分析，各个指标均已满足要求，可作为后文进行动态频率以及减轻质量的部分的基础。

3.6 多工况仿真结果汇总与安全性评价

在对前述 3.1 至 3.5 小节中五种极端工况的静力学响应特征进行了提取与统筹分析后，需要将这些分散的静力学响应数据聚拢至一处来观察整体的承载表现。对于做底盘结构校核最基本的一个工程原则就是保证承受基本支座结构体在整个最坏作用情况下承受的最大荷载时的工作应力不得超过材料的屈服界限。为了量化的表示车身骨架各个工况下材料性能利用率及承受能力大小，这里采用材料屈服利用系数（Material Yield Utilization Rate）进行评价，它的一个数学表达式为：

由本文所建立的变截面闭口箱型框架在满载颠簸、举升卸货、单轮悬空扭转、紧急制动以及极限转弯等五个典型的极限工况下数值模拟得到框架在极限工作状态下的力学响应特性。在工程机械可靠度评估方面，为了准确地定量分析各个工况下车架强度的有效余量程度并为进一步开展结构改进提供参考参数值，需要采用材料屈服利用率 η 为判据标准。它的求解方式是以应力强度准则为基础，比较仿真结果中求得的最大应力和材料自身固有的屈服强度之间的关系来得到各工况的利用率指标：

$$\eta = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_s} \times 100\% \quad (3-8)$$

式中：

- σ_s ——本课题采用的 Q460 高强钢材料屈服强度，取值为 460 MPa；
 σ_{max} ——各独立工况载荷步求解后的最大等效应力。

依据重型非公路机械的设计准则，判定结构本质安全的核心指标在于最大工作应力是否严格控制在材料的屈服强度 σ_s 以内。若各工况下的屈服利用率 η 均小于 100%，则表明车架结构整体处于稳定的线弹性工作阶段，并不会发生不可逆的塑性损伤。结合 KC60 矿用车极端的重载作业环境，将利用率控制在合理区间内，既保证了结构安全性，也体现了高强钢材料性能的充分发挥。基于上述评价模型，将全章静力学仿真数据汇总于表 3-1。

表 3-1 KC60 车架静力学仿真结果汇总表

分析工况	最大等效应力 / MPa	最大变形量 / mm	许用应力 / MPa	屈服利用率	强度结论
满载颠簸工况	152.48	1.0631	306	33.1%	合格
举升卸货工况	145.75	1.0573	306	31.7%	合格
扭转工况	284.38	32.183	306	61.8%	合格
紧急制动工况	123.47	1.4855	306	26.8%	合格
极限转弯工况	228.65	2.0958	306	49.7%	合格

综合上述各工况的计算结果我们可以看出,该变截面闭口箱型主梁结构对非对称载荷还表现出了一定的受力敏感性的^[23]。尤其是对于承受负载比较严重的单个悬臂扭转条件下,不共面位移限制的存在会使产生较大空间弯矩,使车架局部峰值应力高达 284.38 MPa。通过初步估算,这一部分材料屈服利用率约 61.8%,尽管略低于设计初期设定的 66.7% 参考标准值,但总体而言其仍在材料的线弹性工作范围之内。相比之下,在急刹车这类相对较为常见的负荷条件下,结构的最大等效应力仅下降到 123.47 MPa 左右的程度,屈服利用率也就只有 26.8% 左右。由此可以看出不同工况之间的差别程度也是首次体现出了现有的车架方案能够基本胜任复杂扭转情况下基础承载任务的同时,对于一般的重载场景却有可能会出现不必要的材料过剩问题。

结合以上多个方面的静态力学分析可总结出如下结论:目前设计的变截面闭口箱型框架结构,在满足矿区复杂工况条件下的整体承载性能已经囊括了矿区比较恶劣的复合受力情况,其结构的强硬度也符合设计要求,但是在工程经济性和节能降耗的角度来看,车架在某些工况下仍具有进一步改进的空间。所以,在接下来一节完成对车架动态频域特征的安全性校验以后,我就着手对低载荷区域进行了材料节约的减材优化尺寸选取工作。

4 车架的模态分析与动态特性评估

4.1 模态理论基础与求解模型设定

通过第三章的静力学检验,车架在承载几组最大荷载的情况下都满足强度的要求了。但是真正进入实际的野外矿山环境中,车辆大多数情况下都在一种复杂的抖动状态中运行着。例如路面坑凹所造成的低频跳动以及大排量燃油发动机持续不断地向车身传递出来的高次频率激发都是不容忽视的动力扰动因素,如果这类外加的动力激励源的中心角频率接近于车架本身固有的自然振荡频率就会产生有害影响的大振幅共振现象,这会引

起部分部位的剪切应力倍增式骤然升高从而使得内部晶粒产生累积式的细微崩解损伤进一步恶化发展最终导致整台机器丧失操控性甚至提前报废服役期限^[24]。因此在通过对车架实施了静止受力测试的基础上还应进一步转入到动力学层面对其做模态测试以了解它自身天然震荡特性及其相应的谱线范围等信息。

基于结构动力学的基础原理上来说,模态分析的本质在于求解连续结构系统的特定边界条件下自振频率和相应的模态振型,而车架在自由状态下自身产生的内耗对于它的自振频率大小的影响不大,在实际工程应用上的数值计算当中可以直接把它等效成一个具有若干个自由度的不含阻尼的简谐振动体,我在这里假定这个车架系统受到少量的外力作用之后发生自振运动,则由牛顿第二定律以及有限单元离散化方法得到相应的多自由度无阻尼动力学控制微分方程可以表示为:

关于模态分析,最主要的目的是将这套系统的固有频率以及相对应的振型抓取出来。具体到 KC60 矿车车架,在算它的自由模态时,大致上可以把它看作是一个多自由度的无阻尼线性系统。参照有限元数值计算的一些基础理论^[25],这种无阻尼状态下的自由振动微分方程,大体上能用以下数学公式来描述:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (4-1)$$

式中:

$[M]$ ——车架系统整体的质量矩阵, kg;

$[K]$ ——系统的刚度矩阵, N/m;

$\{\ddot{x}\}$ ——有限元模型下各个节点的加速度矢量, m/s^2 ;

$\{x\}$ ——有限元模型下各个节点的位移矢量, m。

在假设系统进行自由震动服从于正弦函数的形式时,该计算机求解底层可以等价转化成一种广义特征值问题,在进行矩阵降阶后得到的结果就是车辆车身对于每种情况对应的固有共振频率,同时得到的相关矩阵也能够反映此频率的相应形变模式状态。

在得出力学控制方程之后,必须在其对应的有限元仿真平台上建立符合 KC60 新车型号底盘结构尺寸的解算体系,在此仿真过程中,为了避免受到额外附加的刚性以及假想装配应力的影响而造成结果失真,故此仿真均使用完全放开的状态来求解,也就是在整个模型三维空间内不对任何一个节点部位设置任何约束及加载条件和外界扰动力。由于此次分析构建起来的实际网格模型中存在大量的节点以及非常大的矩阵规模,在保证大稀疏阵列准确性的前提下又要兼顾物理内存存储求解速度,则选择平台求解器的方法作为分块兰索斯法 (Block Lanczos Method) ^[26]。并且依据空间动力学的基本法则可

知：任何一个独立于约束力作用下的无任何限制条件的空间体系本身就具有六种刚体移动的可能性，其中包括沿 X、Y、Z 三个相互垂直的方向上分别存在的三种位移还有另外三种转角。这样的六阶刚体振型对应的自然振动频率应该是无限接近零 Hz，并且不会导致车辆骨架内部产生形变势能的变化。所以在求解器设置中，特意增加了模态获取的数量达到了十二阶，其中模态分析求解环境设置视图如 4-1 所示。

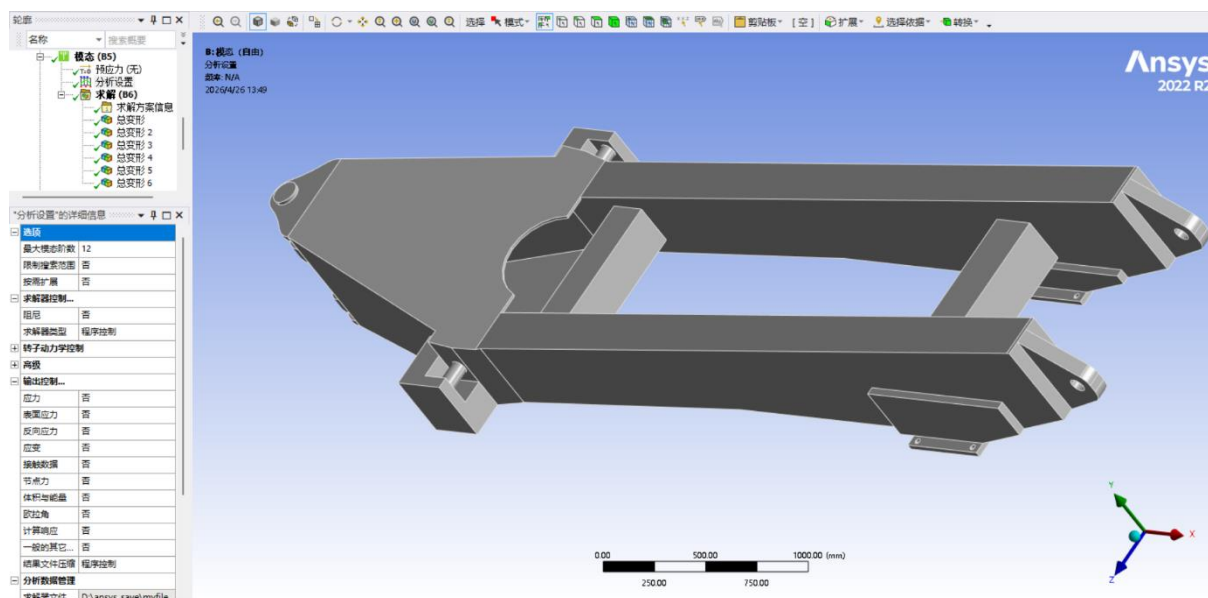


图 4-1 KC60 车架模态分析求解环境设置视图

通过上述高阶次的提取策略，可以在后期数据后处理时人工剥离前 6 阶无效的刚体位移项，从而锁定第 7 至第 12 阶求解数据，将其作为评判新结构真实动态性能的前六阶弹性固有频率，为下文的振型评估与避振校核确立严谨的数值边界。

4.2 自由模态提取与振型特征剖析

4.2.1 固有频率求解与频段分布

在 ANSYS Workbench 求解环境中完成自由模态的底层矩阵迭代后，系统后台共输出 12 阶特征值数据。根据前文确立的结构动力学处理准则，前 6 阶数值极微小的模态已被确认为无弹性应变能的刚体位移，在后处理阶段予以人工剥离。随之提取的第 7 阶至第 12 阶数据，即代表了 KC60 新车架模型在真实物理空间下的前六阶弹性固有频率^[27]。具体数值与对应阶次整理如表 4-1 所示。

表 4-1 KC60 车架前六阶弹性固有频率汇总表

弹性模态阶数	ANSYS 对应模态阶数	固有频率 / Hz	振型特征描述
第一阶	第 7 阶	42.708	车架整体扭转，尾部位移较明显
第二阶	第 8 阶	46.051	左右纵梁反向弯扭变形，后部端部响应明显
第三阶	第 9 阶	60.989	前部及纵梁整体弯曲变形，伴随局部扭转
第四阶	第 10 阶	71.607	后部纵梁局部弯曲变形较明显
第五阶	第 11 阶	88.176	纵梁中后部弯曲振动，局部区域响应增强
第六阶	第 12 阶	94.440	中部纵梁高阶弯扭耦合振型

解析表 4-1 中的频率台阶变化特征，发现承载着数百吨级大块矿石主体框架件的 KC60 车架其固有基本振动频率（fundamental frequency）为 42.708 Hz，这个基本频率值有工程上的判定作用，在传统的单腔矩形断面梁式车体基础上都比较低频震荡的情况下，现在的全焊闭合方梁形式展示出了非常好的整体力学稳定性特性，极大的提升了整个车体达到整体共振所需提供的能量门槛。

继续考察后面的几个频率的发展状况，二阶频率紧接着就是 46.051 Hz 的一阶频率只相差了 3.3 Hz 左右的距离，这样较小差值之间的紧凑间隔说明此处相应能量层面中对于一些复杂的立体结构载荷比较敏感容易出现相同的能量级上的振型耦合现象，但从第三阶开始即到了 60.989 Hz 之后每隔一个阶之间的跳跃幅度变得很大了，直到第六阶突破到了 94.440 Hz 的地步为止。这一中高频段比较宽泛的分布规律充分体现了在外部激励力扰动力持续增大之后，车辆骨架的动力学响应将会从整体宏观扭转弯曲向着局部单薄结构或者高应变节点处更高次级屈服过渡的现象。该系列频率量度的存在一方面是对新的模型具备较好鲁棒性的基底给予了佐证；另一方面也使得接下来进行空间振模形状上的鉴定以及薄弱部位排查成为可能。

4.2.2 模态振型提取与动态响应

固有频率从数值维度界定了车架共振的能量临界点，而模态振型（Modal Shape）则从空间几何的维度直观刻画出结构在该临界频段下所释放的弹性应变能分布与动态响应姿态。依据前节确立的特征值数据，再进一步用 ANSYS 后处理模块提取 KC60 车架在前六阶弹性模态下的总位移变形云图。为了系统探究箱型骨架在不同频段下的动态位移演变规律，现将各阶振型特征按低频、中频至高频的顺序进行逐一剖析，具体振型形态如图 4-2 所示。

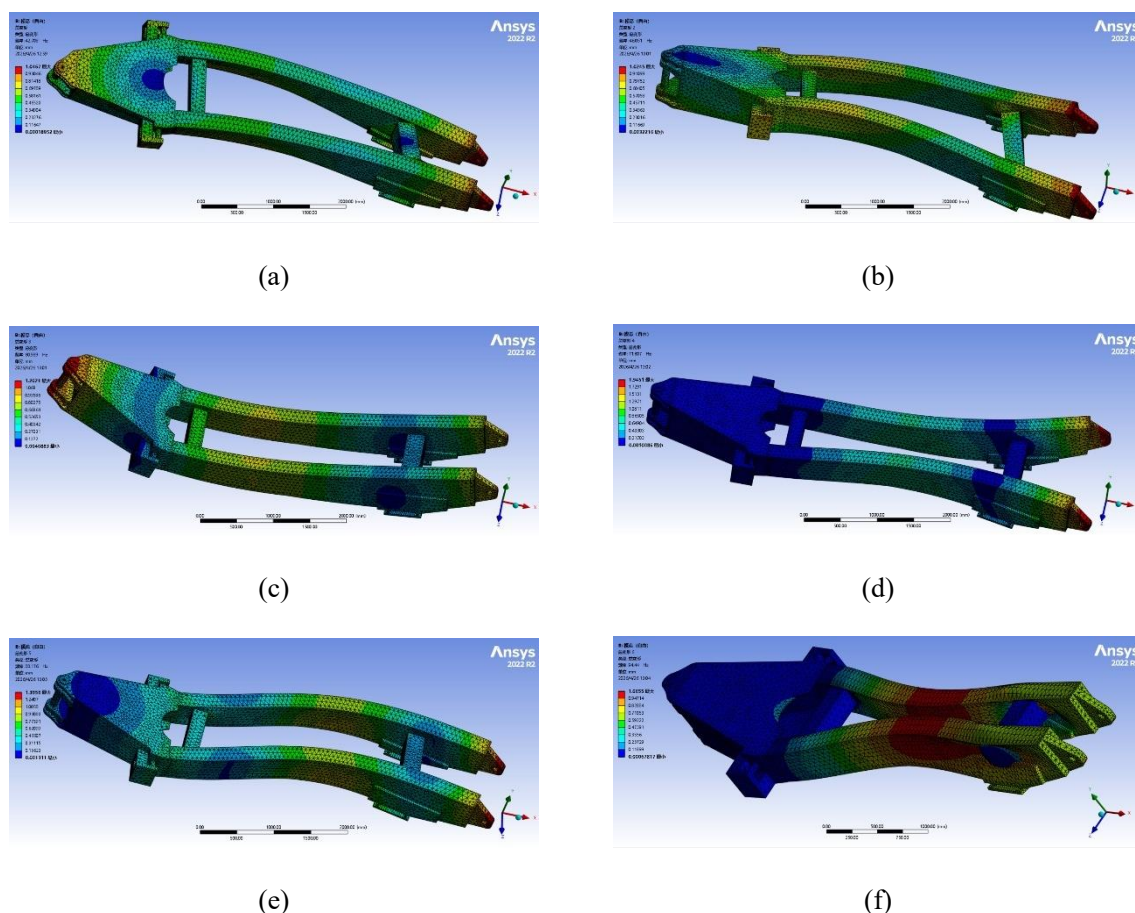


图 4-2 KC60 车架前六阶自由弹性模态振型图

(a)第一阶振型, 42.708 Hz; (b)第二阶振型, 46.051 Hz; (c)第三阶振型, 60.989 Hz;

(d)第四阶振型, 71.607 Hz; (e)第五阶振型, 88.176 Hz; (f)第六阶振型, 94.440 Hz

从低频段的动态响应来看, 车架在达到一阶弹性频率 (42.708 Hz) 时, 其振型主要表现为绕整车纵向对称轴的整体扭转变形 (见图 4-2a)。受制于车架长宽比较大且重心偏后的物理轮廓特征, 变形区域在前端模块变化相对平缓, 而在尾部纵梁两侧产生了显著的上下剪切错动。当激振能量推升至二阶频率 (46.051 Hz) 时 (见图 4-2b), 由于极小的频率跨度, 车架是不能摆脱全局变形控制的, 但振型姿态演变为左右两根主纵梁的非对称反相弯扭耦合。此时, 它的两侧纵梁并未出现同步的垂向沉降, 而是呈现出明显的相位差, 这便致使这里的后端悬臂梁头区域的变形梯度达到峰值。这种现象揭示了当下在低能级下, 复杂的空间扭矩是此类车架上较易被激发的动态形变模式。

而随着外界激励频率跨入中频区间, 车架的动态形变特征开始由宏观整体响应向着局部与整体耦合的方向过渡。在第三阶模态 (60.989 Hz) 下 (见图 4-2c), 车架前部模块与两根主纵梁主要是发生了显著的同向一阶垂向弯曲, 同时中段伴随着轻微的扭转失稳特征, 呈现出较为典型的复合空间变形。而当它到达第四阶模态 (71.607 Hz) 时 (见

图 4-2d)，整体的扭转效应基本消退，弹性应变能开始向支撑跨度较大的区域集中，振型表现为车架中后段（尤其是在后桥支承座附近）纵梁的局部垂向弯曲。这表明该区域在抵御中频激励时，它的垂向动态抗弯刚度相较于其他区域具有更高的形变敏感性。

当系统产生强烈振动反应时，车身骨架的动力状态呈现相对复杂的高级性状。在第五阶（88.176 Hz）、第六阶（94.440 Hz）模态上（参看图 4-2e,f）车身中轴线主梁整体位移大幅度降低，并且变形模式变为车身中后期后端部位产生高频的小幅颤振和大型弹塑性屈曲，在其中第六阶状态下更是出现了明显的弯矩和扭矩集中的情况出现在车身中轴段到最后一个横臂、纵臂接合的位置处。

从以上六个阶振型的变化趋势来看，由于我们课题组选取的是变截面闭口箱型结构框架，在此次所做 KC60 车身的设计上就可以把一些相对不太安全的一些全局扭变和整体弯变推到了 42 HZ 之后比较高的频率区域，在这样布置的情况下也能够一定程度上防止了低频段早熟的开裂断裂现象发生的同时还给我们接下来严格的发动机制作以及行驶路表面粗糙度激励的绕避分析提供了一定程度上在形貌学层面的支持及力学基础参考。

4.3 外部激励测算与共振安全校核

4.3.1 路机激振源分析与频率计算

针对非公路矿山运输工具来说，车身在整个服役期间承受的各种冲击载荷主要是来自于两个相互独立、时刻存在的激励源，一个是整车底盘发动机点火工作的机械惯性脉冲，另一个就是外部不平路面几何凹凸引起的瞬态低压阶梯冲击力。若想准确评价出 KZ60 车身骨架系统的动力可靠性，防止可能发生的共振损毁现象发生，则需要从两个激励源在正常使用工况下最主要的工作频率方面着手进行进一步的安全验证分析的基础性工作。

对于内部分振源来说，大功率柴油机就是整车最大最持久的动力激发点，在运转时由于曲拐曲柄组的质量分布不均匀及各个气缸的周期性的爆发产生的压力波动都会经悬架传导到车身框架上来造成很大的动态能量输入，在工程机械学里一般以发动机当前的工作转速大小作为发动机基频激振频率的基本来源。根据旋转机械设备动力学原理其主要的频段激发频率可以通过以下关系式进行计算：

$$f_e = \frac{n}{60} \quad (4-2)$$

式中：

f_e ——发动机的主频激振频率，Hz；

n ——发动机的实际工作转速，r/min。

考虑到矿用卡车在实际排土作业、重载爬坡以及平路巡航时，发动机往往处于截然不同的工作区间。依据 KC60 车型的动力配置与标定参数，当车辆处于排队装卸物料的长时间怠速状态时，标定转速 $n=600$ r/min，代入公式计算可得怠速激振频率为 10 Hz。同理，当车辆处于中速巡航状态($n=1200$ r/min)与高转速满负荷爬坡状态($n=1800$ r/min)时，经换算其激振频率分别为 20 Hz 与 30 Hz。

除内部机械激振外，矿区恶劣的道路环境也是车架另一个重要的外部激振源。露天矿山的运输便道多为碎石压实路面，受重型设备高频次碾压影响，路面极易形成呈现一定周期性规律的波浪形坑洼（Washboard effect）。当车辆满载驶过该类不平整路段时，车轮会将路面的空间几何位移转化为对车架底部的低频力学冲击。依据车辆平顺性评价的地面力学模型，路面轮廓引起的强迫振动频率可通过车速与坑洼波长进行估算：

$$f_r = \frac{v}{3.6\lambda} \quad (4-3)$$

式中：

f_r ——路面激振频率，Hz；

v ——车辆的行驶速度，km/h；

λ ——典型连续坑洼的平均间距波长，m。

此处常数 3.6 用于将车速的工程单位转换为国际标准单位。结合露天矿山的实际路况勘测经验，假定典型路面的连续坑洼平均间距 $\lambda=3$ m，参考同类型矿用自卸车在路面激励识别中的参数设定^[28]，将 KC60 满载重车在复杂路段的安全作业平均车速设定为 $v=20$ km/h。将上述参数代入路面激振频率模型中，计算得出该极限行驶工况下的路面低频冲击激振频率约为 1.85 Hz。

经过上面这几步计算，这里就基本梳理清楚了路面冲击以及发动机在不同工作转速下的激振频率范围。在明确这些具体的外部激励频率数值后，接下来便可以将其和车架自身的固有频率进行对比，以检验车辆是否存在共振风险。

4.3.2 频域错开率评估与避振验证

综合前文对激振源频率的初步识别以及车架模态特性的计算结果，探讨底盘结构在实际工作环境下的动态表现是当前这一节进行评估的重点。通常是依据常规的商用车底盘设计参考标准，为了尽量降低外部扰动引发结构共振的风险，一般我们期望车架的最低阶弹性固有频率与主要激振源频率之间能够保持一定的频率间隔。但是在实际的工程

分析中，常采用频率错开率这一量化指标来辅助判断结构的避振效果。通常情况下，此类研究中关于该数值一般是不低于 15%^[23]，因为这样有助于我们在一定程度上评估车架在复杂交变载荷下是否具备相对稳健的动态服役状态。

为定量评价 KC60 车架新模型在典型工况下的避振性能，引入下述数学模型计算各激振源与临近固有频率之间的错开程度：

$$\Delta = \frac{f_n - f_e}{f_e} \times 100\% \quad (4-4)$$

式中：

Δ ——代表频率错开率；

f_n ——为与激振频率最为接近的车架固有频率，此处取一阶弹性频率，Hz；

f_e ——为外部激励频率，Hz。

基于前文提取的车架一阶弹性固有频率数据（42.708 Hz）与 4.3.1 节推导的各项激振源频率，汇总生成的避振校核结果如表 4-2 所示。

表 4-2 KC60 车架外部激励与固有频率避振校核表

激振源	参数选取	激振频率 / Hz	临近固有频率 / Hz	频率错开 率	避振判定
路面低频冲击	$v = 20 \text{ km/h}, \lambda = 3 \text{ m}$	1.85	42.708	2208.50%	安全避开
发动机怠速激励	$n = 600 \text{ r/min}$	10	42.708	327.10%	安全避开
发动机中速激励	$n = 1200 \text{ r/min}$	20	42.708	113.50%	安全避开
发动机高转速激励	$n = 1800 \text{ r/min}$	30	42.708	42.40%	安全避开
一阶弹性模态	自由模态分析	42.708	—	—	车架最低弹性频率

根据表 4-2 数据分析发现，矿坑典型低频路面激振，它的激励频率只有 1.85 Hz 远远小于车身的第一阶弹性频率，得出的错位值可以达到 2208.5%，从物理学上来说减少了路面对整个车身的低频共振产生的几率；在动力总成激振时，无论发动机是在怠速运转（10 Hz）、还是最高速标定转速（30 Hz）这两个最极端的工作区间内，其与车身最小阶弹性模式之间的差值都非常大，错位率都远远高于了 15% 的安全标准线。

该检查的结果是：新研制出的变截面闭口箱型车架拥有优良的频域动态刚度特性，可以很好的抑制外界激励传递给重要连接部位的能量耦合作用，其动力学稳定度达到预期的设计标准；但是从机械效益方面来看，在整个频区内巨大的储备量又反衬出了车身体架构自身在动力学方面的材料铺排浪费。只要满足了静承载以及动稳定性两方面最基本

的准则，那么这些结构上的冗余空间就有再开发利用的意义，而这便是第六节即将实施局部尺寸优化的内容之一。

5 基于拓扑寻优的车架局部几何优化与性能复核

5.1 拓扑数学建模与形貌特征解析

5.1.1 拓扑优化目标的设定与约束边界定义

结合前面两章运行出来的动静力学数据来看，这套车架方案在遇到极端工况的同时，很多非核心区域并没有出现明显的高应力波动。这就说明结构内部的材料分布是存在不小冗余的。考虑到仅凭个人经验去挖孔减重容易破坏原有的应力流连续性，所以在此处尝试引入结构拓扑优化技术来做初步的理论向导^[29]。应当特别强调的是，在考虑了全焊接箱形车架复杂的设计过程以及耐久度限制的情况下，本文中所采取的主要目的并不是为了得到可以直接用于生产加工的奇异拓扑结构体本身，而只是作为一种搜索优化手段，给下一步规则化几何重建及材料去除工作以准确的方向指引。这样的搜索方法，同当前国际上先进水平的研究成果即通过编程语言实现对变量值求解的过程相似^[30]，一方面可以去除不必要的物质内容，另一方面又能够让车身框架的整体弹性恢复性能达到最佳状态。

在建立拓扑求解的数学模型过程中，首先要合理的确定优化的范围，在纵梁承担着整个车身主干骨架承载的角色的基础上，为保障优化措施的安全可靠，此方案对拓扑设计域做了严格的限制，只保留了前半部分支座三角形以及中间部分横梁的部分，而车身其余主要杆件都定义为非设计区域而不做处理，在优化的目标函数的选择方面，为了能够通过减少材料的方式提高车身整车的整体抗形变量的最大值，则此次求解以柔性度最小为目标进行计算^[31]。根据弹性理论可知，结构物的柔性就是在外加外力的情况下所形成的总的变形能量值，柔性系数值越低，代表这个物体的整体动应力以及静应力都很大。用变密度法计算它的目标函数方程式可以如下表示：

$$C(x) = F^T U = U^T K U = \sum_{i=1}^N (x_i)^p u_i^T k_0 u_i \quad (5-1)$$

式中：

$C(x)$ ——车架结构的全局柔顺度， $N \cdot m$ ；

F ——系统的整体节点载荷向量与位移向量， N ；

U ——系统的整体节点位移向量， mm ；

- K ——整体刚度矩阵, N/mm;
 x_i ——第 i 个单元的相对相对密度变量 (取值在 0 到 1 之间);
 p ——惩罚因子 (通常取 3, 用以抑制中间密度单元的生成);
 u_i ——第 i 个单元的位移向量, mm;
 k_0 ——单元的固有刚度矩阵, N/mm。

因此在此处确定之前设定好的目标函数后,再合理规范的定义下边界来避免优化算法在拓扑优化过程中随意丢弃材料的情况发生,这一步骤至关重要。因为矿山中的一些非铺地路面积有时候是非常差的,对于装载车底盘动态抗疲劳能力的要求都非常高,在这个环节局部修正中,我使用了比较保守的设计约束方式。其目的不是单单为的是想减少重量,而是使得结构在去除多余材料的同时还能留有充分的安全支承面。

为了从数学底层的角度上避免有限元计算过程中出现反复大量的切削问题,在此处我们使用了体积分数响应限制的方法。该方法的本质在于以对实体单元保留的比重范围进行控制,从而保持了变截面箱形框原有结构上的力传递完整性。再结合目前的工程实际,来把体积分数阈值划定出来,具体的数学约束模型如下所示:

$$V_f = \frac{\sum_{i=1}^N \rho_i v_i}{V_0} \in [0.85, 0.99] \quad (5-2)$$

式中:

- V_f ——表示结构优化后的体积保留率;
 ρ_i ——离散网格里面第 i 个单元的相对密度变量;
 v_i ——离散网格里面第 i 个单元的初始体积, mm^3 ;
 V_0 ——则是整个设计域的初始总体积, mm^3 。

此处我将材料保留的百分比范围收拢在 85% 到 99% 之间。采取这样的一个偏窄区间限制,主要是为了引导底层惩罚函数去精准捕捉并弱化那些低应变能区域。同时,它也能较好地抑制网格由于敏度急剧变化而引发的结构形态过大扭曲,保证了主干横纵梁不会丧失原有的宏观刚度,从目前的仿真推演来看此方法是具备一定可取性的。

除了体积上的把控,我也考虑到实车在重载作业时往往会有偏载平衡的物理特性,再加上后续左右冲压板件在进行工厂拼焊时,工艺上也是要求尽量统一的。因此,紧接着在空间几何坐标系上另外附加了比较严格的 XY 平面对称制造约束。加上这样的前置边界后,就强制要求求解器在进行材料分布演化的时候,使得车架左右两块区域的密度场衰减基本保持镜像同步。这种做法为后续把概念性的拓扑图纸转换成可落地的实体

三维模型，提前规划出来一个较为合理的工艺基准，此处的车架局部拓扑优化设计域与边界约束设定如 5-1 所示。

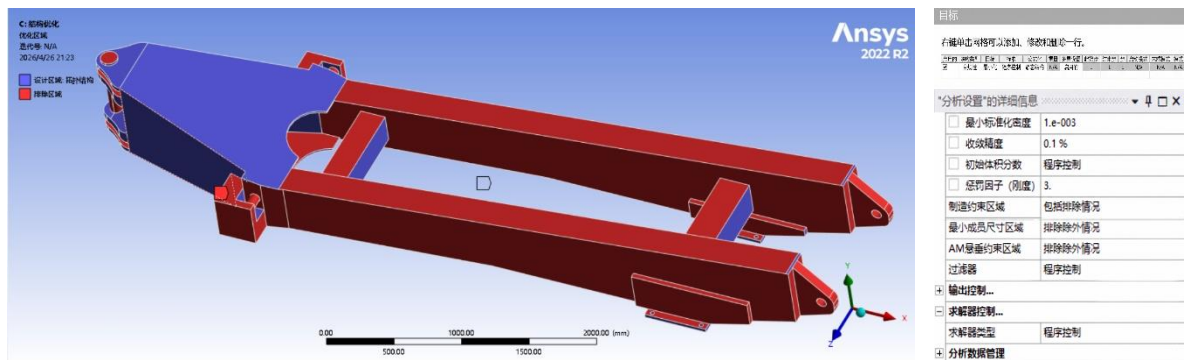


图 5-1 车架局部拓扑优化设计域与边界约束设定

5.1.2 设计变量的选取与参数化

等到软件后台的拓扑程序跑完几次迭代并逐渐收敛之后，就能直接导出设计域内材料密度的演化分布云图。结合图 5-2 来看，里面那些标红的区域，代表单元密度接近于 1 的实质材料区，即在当前载荷系下，这些区域承载了主要的应力流，对维持车架整体刚度具有一定的作用，这里我选择予以保留。灰色区域即是指单元密度趋于零的低应变能区，说明此处材料对于整个系统的刚性几乎没有影响，在宏观力学行为上表现为一种“性能冗余”状态。

通过拓扑结果的形态学观察，能直观的找到两个主要的轻质导向区，第一是在前端托架的三角区，红点的应力流集中在托架边缘以及安放锁销中心线上，呈现明显的网格状传递途径；而相对于三角板中间部分则出现大量的白点空白带。由此可见，这一块在承载着全车冲击和扭动的时候都没有受到较大的塑性变形蓄能。所以在此基础上确定在前端三角板中央部位做结构瘦身的设计方案。

另外，在车辆底盘中段横梁结构拓扑样式同样有着类似的规律。由于受到上下纵梁之间的相对移动限制作用的结果，使得横梁产生一种特殊的弯扭组合应力分布情况，而高密度区域也随着上下翼缘和两侧翼壁等区域富集从而构成更大的截面回转半径；与此同时，横梁腹板纵向重心轴附近区域的密度分布非常低，则形成一条沿横梁全长延伸的一条低强度路径线。这恰好可以作为在横梁腹板部位钻设长圆柱形减轻洞的原因。

综上所述，拓扑优化产生的密度场不是我们最终要得到的制造模型，但是却成功的从复杂力学场中抽取出了结构多余的部分的“负形”。在接下来的 5.2 节中，本文将以此向导为基准，结合实际的生产制造工艺约束，利用计算机辅助设计软件对上述识别出的冗余区域进行规则的几何上的重构与孔系设计^[32]。

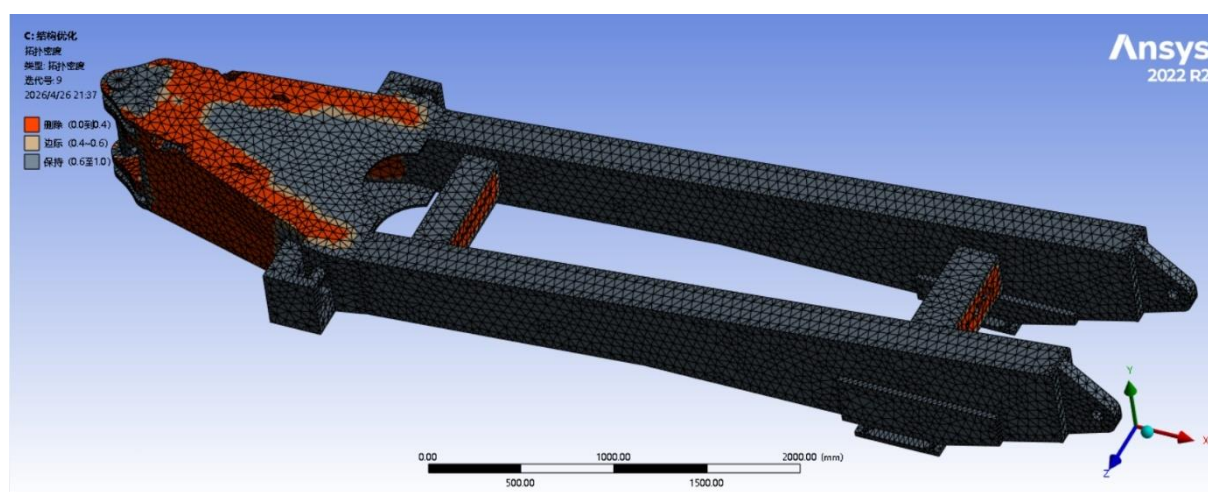


图 5-2 车架局部拓扑优化密度分布结果

5.2 基于工艺约束的减重孔域布局

5.2.1 前端三角支座区及横梁腹板的孔系重构

上述拓扑结果已经将材料分布里的“冗余区”给算出来了，这为后面的减重指出了大致的方向。然而，由变密度法底层算法直接生成的拓扑伪密度云图，其材料分布边界往往呈现出极度不规则且呈锯齿状的复杂轮廓。这种形态往往加工成本较高，而且还容易在细微的地方产生二次应力集中，无法在制造车间里进行实际地生产。鉴于这种情况出现过，这里参照上面 5.1.2 节提到过的冗余空间，对车架的主体非核心承载区域实施面向制造工艺的几何特征重构。通过运用规则且边缘平滑的几何孔系来替代拓扑算法生成的无规则理论边界，这样就把原来计算出的理想密度分布变成了实际可操作到加工的具体零件。

对于前端三角支座部分而言，拓扑密度云图清楚地显示出中心腹板部分明显的实体结构过剩。由于这个部分是承担着悬挂负荷传递的重要位置，所以我们在前半段做几何优化的时候必须先保证整个系统的总抗扭刚度不变。因此我们在此处采取的是双圆孔中心对称分布的形式。重塑参数为：将三角钢板中间的部分左右两侧各开两个 54.52 mm 的圆型挖空洞。选择圆形主要是从力学方面考虑，圆形边缘线有最好的张力路径顺畅度，可以最大程度上避免因截面突然变化引起的集中等效应力峰值上升的情况发生，在去除多余的重量的同时也保存了这部分的整体强度，此处的前端三角支座区圆形减重孔几何详图如 5-3 所示。

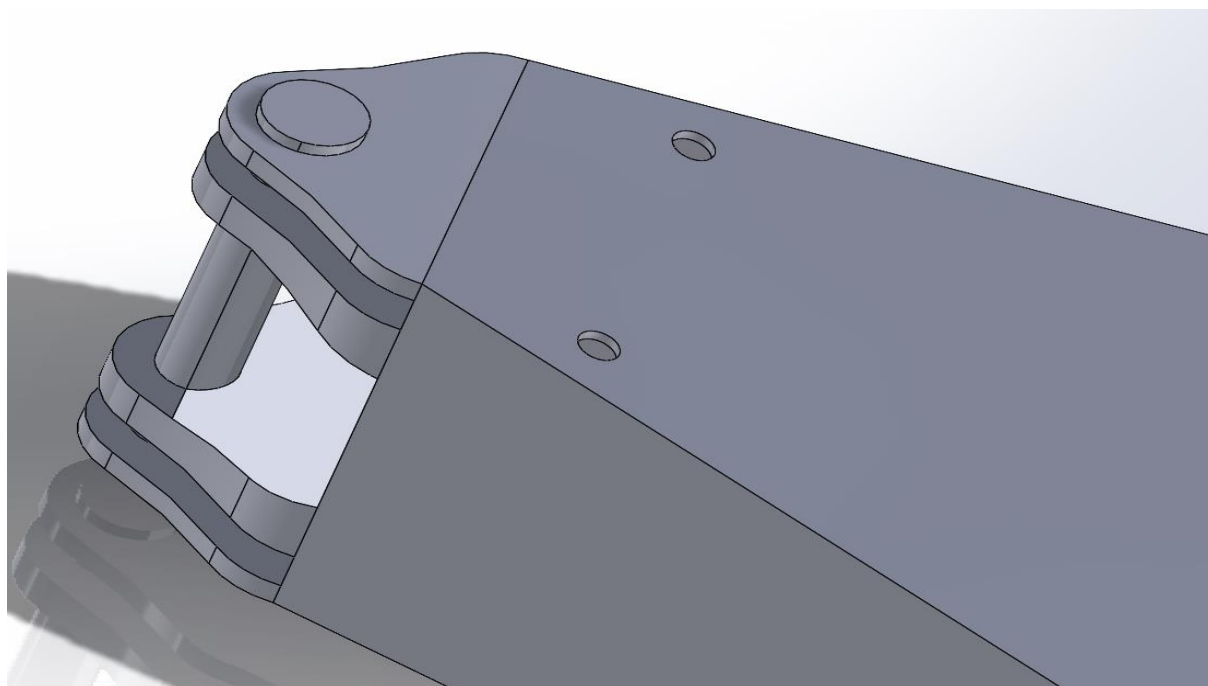


图 5-3 前端三角支座区圆形减重孔几何详图

对于车架中段横梁而言，在拓扑分析中发现出来的过剩结构表现为沿着纵向轴线展开的一系列带状区，为了准确还原这部分能量传递状况，重建策略放弃原先的一些零散小孔的设计思路，而是选择一种更能体现力学状态的长圆孔式减轻形式。从应力流线连续性原理来看，长圆孔形态能够促使内部应力流沿着顺滑的孔壁外廓平缓绕行，有效避免了零散孔系因局部几何不连续而交织产生的次生应力集中区。

此孔组被设置在横梁腹板中性层位置，并且两头都使用高相切平滑度的半圆弧加以圆润处理，在中间加上一条直线段将二者相连。由于该梁在承受主要弯曲载荷时，其腹板中性轴线处的正应力理论值较小，在此区域实施减重能够最大程度地保留上下翼缘原有的抗弯截面模量。以此保证当车辆工作状态下处于弯曲状态下的横梁的翼缘处产生的拉压应力差较小。

具体尺寸定位于：长形孔两边圆弧中心间距、直截边总长为 660 mm，左右两个圆弧半径取值大小均为 29.14 mm。如此做下来相当于去除了横梁中部一些非主要受力部分的冗余量，同时，孔端连续切线的边缘轮廓能够有效阻断扭剪应力波的积聚，改善结构的畸变协调能力，从而降低因局部剪切失稳所引发的疲劳开裂的物理风险。其基本上满足了重载运输机车底盘零件激光开料及冲裁的技术要求^[33]，具体的中部横梁腹板长圆孔系重构详图如 5-4 所示。

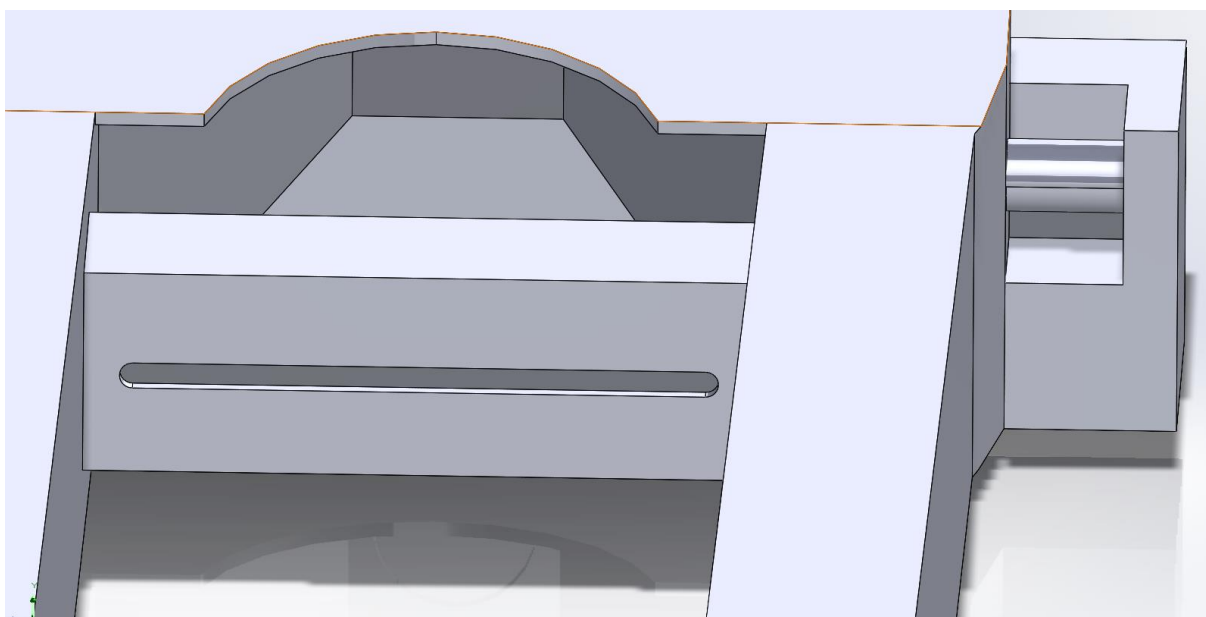


图 5-4 中部横梁腹板长圆孔系重构详图

在此之后根据前面对于前端三角区、横梁腹板的定点修复，实现了从“理论拓扑模型”到“工程优化模型”的循环转换过程。这样的基于拓扑引导的局部几何修复方式一方面实现了轻量化的部位和原应力场的联系；另一方面通过有序排列的孔洞保持了产品的内在稳定性，给后续多工况的力学校核提供了更为准确的基础数据，其中优化部位几何重构参数汇总如表 5-1 所示。

表 5-1 优化部位几何重构参数汇总表

优化区域	重构方式	关键几何参数	数量
前端三角支座区（中心低应变能区）	增加圆形减重孔	直径 $d=54.52\text{ mm}$	2（对称分布）
中部横梁腹板（中性轴区域）	增加长圆形减重孔	直线段及端部圆弧中心距总长 $L=660\text{ mm}$ 半圆弧直径 $d=29.14\text{ mm}$	1

5.2.2 结构迭代模型锁定与工程可行性论证

在完成前端支座三角区与中部横梁腹板的孔系几何重构后，本文对车架的三维几何模型进行了最终的边界冻结与模型锁定。为精确量化此次局部轻量化的实体收益，提取了参与有限元求解的有效质量汇总数据。核算结果表明，在未改变车架主体承载框架与外部装配硬点的前提下，原结构参与有限元求解的有效质量为 3.44856 t ；经孔系重构后的新结构，其有效质量微降至 3.44269 t 。经对比计算，本次局部优化成功剥离了约 5.87 kg 的物理死重，减重率在 0.17% 左右。

矿山用自卸卡车常年往返在未铺设并凹凸崎岖的道路之上，底盘长时间遭受反复循环的大振幅高频率的振动负荷的作用，一旦草率地只为了表面达到极高的空心率比例而

一味的减少结构主受力件的基本厚度就会很容易引起突兀断面交接处产生深部细小程度的微细疲劳微细损伤甚至会造成无法弥补的整体崩溃失效问题的发生。所以此次优化的目标就是选择一种合理的轻量化方案，就是在保证不会发生失稳失效及丧失整体宏观抗扭刚度的基础上谨慎去除一些并不参与形变储能的部分多余体积。

在完成了对车身结构调整限制条件之后，工程技术可行性论证则是决定该理论思路是否能够顺利进入车间生产的标志，在当前机械制造业生产背景下，此方案选择的圆、椭圆挖空部位都是较为标准的一维图形，而其具体的空洞可以在车门钣金落料阶段用传统的电脑数控激光剪床或者等离子弧焊接台就能够一次性的精准裁切完成，不需要专门制作复杂的冲压模组，也不必经历漫长的锻造流程；同时空洞的位置又避开悬挂支承架以及举升油缸底板等等主要机构安装界面处，所以原来的焊接工艺清单和整车集成装配流水线均不需要做出针对性的变化。如此轻微的外形重构不仅可以大大削减轻量化的改装费用，还在实质意义上把理论搜索转化为实际生产应用的过程。

综上所述，在基于局部几何重建及加工特性特征的基础上，KC60 车架实现了从概念拓扑设计到工程改良设计的一次重要跨越。最后得到确定的最佳化车身架总体布局样式如图 5-5 所示：它通过对面板不必要的空洞开设使得应力传递方向发生了局部导向以及重量分配的变化。这一做法就是在保证了主要受力结构体系完整的前提下对局部多余的部位进行了精确修改从而建立了未来进行高可靠度静力模拟以及安全评估的基础几何框架。

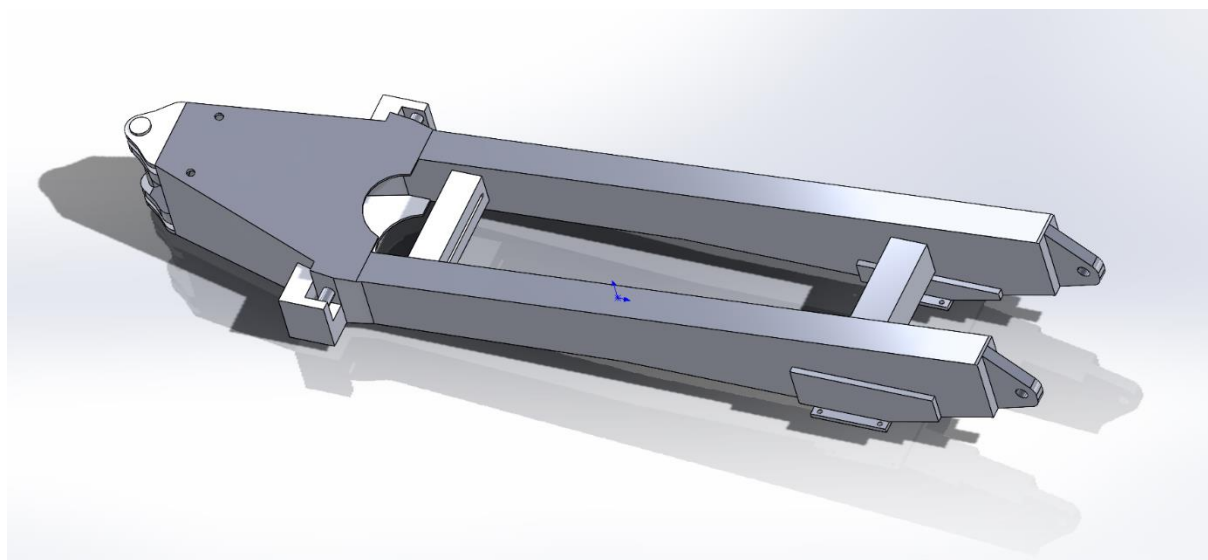


图 5-5 优化后 KC60 车架总成三维几何模型

5.3 典型工况下的力学响应与质量评价

5.3.1 轻量化方案的质量演变与极限变形校核

前面的局部孔系重构做完之后，需要回过头来评估一下这次改型到底带来了多少实际收益。考虑到车架这种大型承载件只要稍微变动一下质量分布，都可能会引起局部刚度的变化，所以我第一步先拉出了优化前后的有效质量数据来做一个直观对比。

根据计算，原模型在初始状态下参与有限元求解的有效质量汇总为 3.44856 t。在实施孔系重构并锁定新结构后，其有效质量汇总调整为 3.44269 t。接着，为了更加客观地表述此类质量演变过程，这里引入轻量化变化率的计算模型，用来衡量结构在局部削减后的质量衰减程度。在重型车辆的结构优化评价中，质量的变动往往与燃油经济性及有效载荷量直接挂钩。其计算模型如下所示：

$$\eta = \frac{M_{initial} - M_{optimized}}{M_{initial}} \times 100\% \quad (5-3)$$

式中：

η ——质量减轻率；

$M_{initial}$ ——原结构有效质量，kg；

$M_{optimized}$ ——轻量化措施达到的质量目标，kg。

将以上得到的数据带回上述公式中进行运算得出结论，在经过改进之后的质量为原来的大概 0.00587t 左右的减少量也就是实现了差不多 0.17% 的质量下降率，虽然这个变化并不是很大但是基于其保持原来的车身框架使用周期不变的前提下，这样的方案还是能够把一些不必要的部分给去掉从而提高了对结构力学特性的充分利用程度。

在完成质量变化分析之后，应对车身架承受最大极限恶劣条件时，即在满载跳动状态下对其最大屈服应变值和最大弯曲应变值等进行严格审查，从而判断其抗扭刚性的维持水平如何。在这样高的加载情况下，车身框架的相对位移大小直接影响到了整个汽车的操控灵敏度以及悬架机构之间的相互配合程度等方面的内容，在有限元数值模拟检测中，改进过的新型框架结构在全负荷起伏路面条件下产生的最大总的位移量仅为 1.28 mm。

相较于先前优化之前的 1.0631 mm 最大总位移的数据而言，其偏移量出现了一定程度上的增长态势，根据变形云图的整体拓扑结构可知，偏移极大值仍然存在于车架尾部纵向梁耳朵处附近，表明此次孔阵重制并没有颠覆整台车架整个变形规则只因为局部硬度的轻微削弱产生了位移修正，同时鉴于 KC60 整车底盘长度达到几十个车体跨度的数量级大小，几毫米级别的位移增大仍然处于可以接受的允许偏差范围之内，这种微

小程度的柔化强度换取整车减重的做法，在机械作业装置初期的研发阶段往往是被当作一种权衡的方法使用；该区间的偏移变化量记录也为下文中有该车辆底盘受到起伏路况反复扰动所发生的振动响应的研究提供了参考标尺，此时优化后满载颠簸工况的车架总位移变形云图如 5-6 所示。

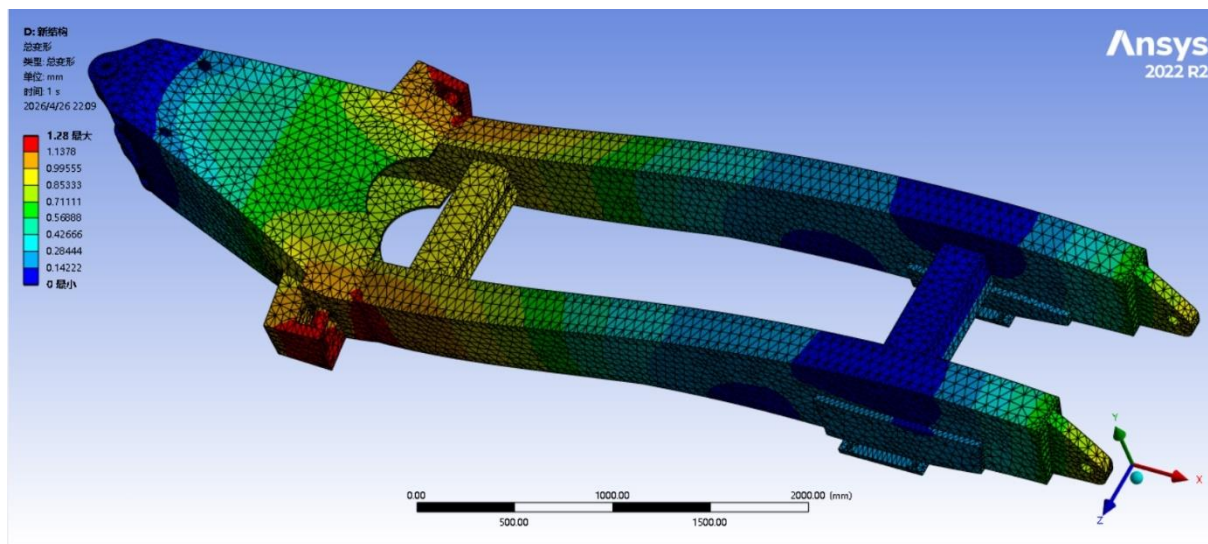


图 5-6 优化后满载颠簸工况车架总位移变形云图

5.3.2 满载颠簸工况下的应力重分布与安全复核

在将车架局部的孔系挖好后，仅看宏观的变形量仍然不够，最终判定减重方案可行性的关键，还是在于整体结构的强度是否被破坏。在前部三角区和横梁腹板上增开几个孔，会轻微打断原本连续的应力传递路径，使得应力流重新排布。所以这里，我将改完后的 KC60 车架模型，放在同样的满载颠簸载荷下重新开展了一次应力场复核。

基于有限元分析结果，轻量化再设计后车身的结构，在满载跳震状态下的最大等效应力达到了 186.25 MPa，比起最初的结构 152.48 MPa 数值出现了一定程度上的增加。从物理角度分析原因主要是因为几何上的突变产生了应力集中的影响，尽管在 5.1 节的拓扑寻找的过程中发现了该部分属于低应力能量区但是在孔的设计导致此部分受力面积减少了，使得原先分散在整个车身表面上的应力集中到了孔边边缘处，从而造成了局部应力差的变化较大，通过应力云图的布局拓扑显示可知最大应力的位置还是靠近前后悬架副梁固定的地方，所以可以认为这种做法不会引起整个车身的应力场破坏。

而在工程实践中，确定应力脉动是否处在可控范围内需要将之与金属本身的物性指标来进行定量比较。KC60 车架采用的是 Q460 高强度合金钢，该材料服役的安全性一般用强度安全系数来评价，在此利用以下安全性验算公式来进行强度余量的分析计算：

$$n_s = \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}} \quad (5-4)$$

式中：

- n_s ——结构的强度安全系数；
- $[\sigma]$ ——Q460 钢材在考虑矿山恶劣服役环境后的设计许用应力，本课题界定为 306 MPa ；
- σ_{max} ——仿真获取的结构最大等效应力，MPa。

将优化后的数值代入上述公式计算可知，新结构的最大屈服利用率提升至 40.5%（原方案为 33.1%），优化前后车架强度性能的对比情况详见表 5-2。

表 5-2 优化前后车架强度性能对比表

考核参数	初始结构方案	局部轻量化方案	许用标准	性能判定
最大总变形 / mm	1.0631	1.28	—	刚度微弱下降，在受控公差内
最大等效应力 / MPa	152.48	186.25	≤ 306	应力上升，远低于屈服红线
材料屈服利用率	33.1%	40.5%	—	设计效能增强，满足安全要求

尽管经过了优化的局部应力有一定程度上的提升但是 40.5% 的比例依旧得到了严密监控在 66.7% 的设计警戒线下方，在轻微量化的应用中这就是一种材料潜能的展现，通过舍弃过剩的材质，使得低强度区参与到更多的受力中来，从而达到对整个结构的质量和承载性能的取舍目的。并且根据之前提到过的变形校核的数据表明，在保证车辆基本安全的基础上完成了部分零部件减轻工作的实验，此局部改动对应力的影响还是处于可控状态之中，给以后整车测试以及服役期间可靠性的研究提供了依据，其中优化后满载颠簸工况车架等效应力分布云图如 5-7 所示。

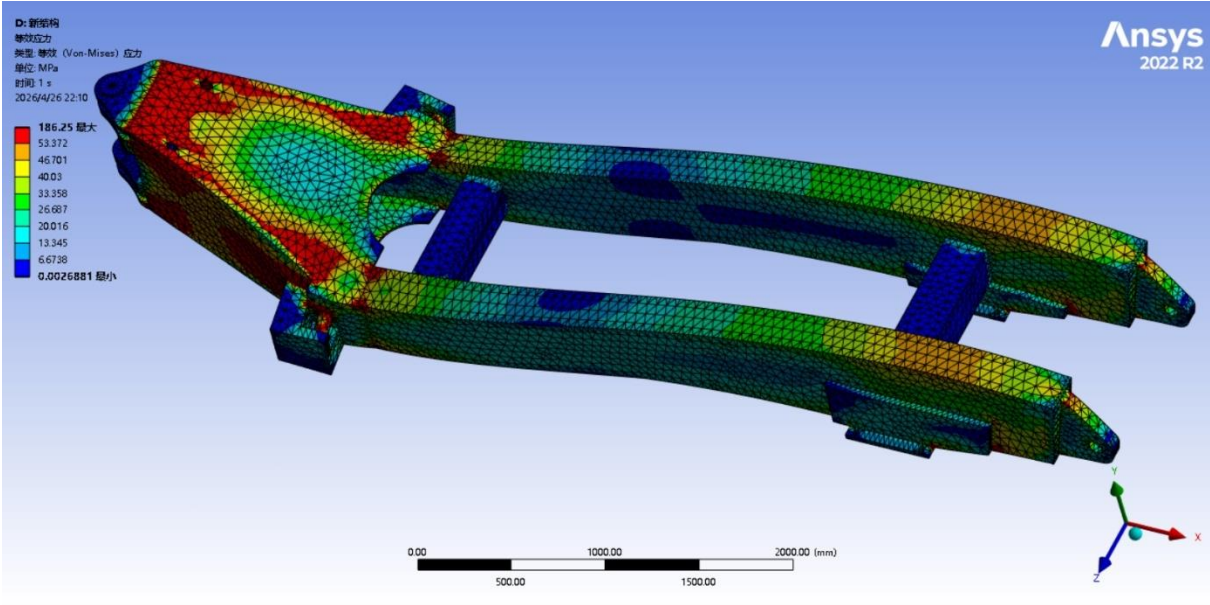


图 5-7 优化后满载颠簸工况车架等效应力分布云图

结论与展望

结论

本文以 KC60 矿用自卸卡车为研究对象，针对其在复杂矿区环境下的承载需求，开展了车架的结构设计、仿真分析及局部优化工作。在通过多工况静力学和动态模态分析进行验证后，目前形成的主要结论基本可以归纳为以下几点：

(1) 确立车架设计方案并完成了模型构建。结合矿用自卸卡车的作业特质，对车架的结构进行选型，并根据 Q460 高强度钢完成相应截面参数的理论核算。以此为基础，开展对车架三维几何模型的构建，同时为后续的有限元分析提供一定的几何基准。

(2) 对车架做有限元预处理并模拟五大工况。该部分先定义 Q460 材质在线弹性范围内的力学属性，接着确保有限元计算模型是可靠的情况下，求解满载颠簸、举升卸货、单轮悬空、紧急制动及极限转弯这五大作业工况的具体情况。再提取出不同场景的位移与应力分布，用以判断车架在极限受载的情况下其力学响应特征的可靠，最终各项数值指标均符合设计要求。

(3) 进行车架模态特性分析与避振稳定性校核。通过求解车架的前六阶固有频率及对应振型，得到了结构的固有动态属性。再结合环境激振源频率进行对比评价，其中车架最低的一阶弹性频率达到了 42.708 Hz 有效避开了路面低频冲击以及发动机各转速区间更低的激振频率。

(4) 开展局部结构优化工作。根据前期静力学反馈出来的应力分布，在保证本质安全的前提下，对前端支座等冗余区域尝试做了局部的减重孔设计。而优化后的车架实现了约 5.87 kg 的减重，同时，其内部应力分布也依然保持合理。

展望

客观看待本次针对变截面闭口箱型框架的分析工作，受限于当前的硬件算力与实际测试条件，部分环节的处理依然还有待深化：

(1) 载荷模拟的边界条件偏向于理想化。直接在静力学模块中使用极限动载系数，做法上还是偏于理想化，没法完全还原矿区坑洼路面的随机物理冲击。若后续条件允许，可以尝试引入多体动力学来做刚柔耦合的联合仿真，那样抓取的动态载荷谱将会更贴近实车。

(2) 缺乏对结构疲劳寿命的深度验证。目前的主要精力放在了静态承载复核与局部

的孔系重构上，没能往下深挖长周期的疲劳寿命。考虑到重型运输装备往往面临严苛的交变受载，那些关键的焊接节点以及新开孔区域周围的疲劳损伤的累积过程，光靠目前的静态数据还不够，最终还得靠之后补充真实的道路实测数据来进行更有效的可靠性论证。

参考文献

- [1] Mykola Pidgurskyi, Mykola Stashkiv, Ivan Pidgurskyi. Stress redistribution and failure of mobile machines frame during propagation of crack-like defects[J]. Engineering Failure Analysis, 2025, 170: 109217.
- [2] Avinash J. Design, Analysis, and Optimization of Off-Highway Rear Dump Truck Chassis Frame Rail Profile Using Design Exploration and Finite Element Analysis Technique[J]. Sae International Journal of Commercial Vehicles, 2024, 17: 125-145.
- [3] 范晓菲. 基于有限元法的某自卸车车架结构轻量化设计[J]. 汽车实用技术, 2025, 50(11): 49-52+77.
- [4] 徐建鹏. 基于热成形高强钢的重型卡车结构轻量化设计[D]. 大连理工大学, 2024.
- [5] Institution British-Standards. Guide to fatigue design and assessment of steel products: BS 7608:2014+A1:2015. [S]: Bsi British Standards, 2015.
- [6] Padmanabhan S, S Padmanabhan, Vardhan Reddy-Harsha, 等. Design and Structural Analysis of Truck Frame[J]. Iop Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, (1).
- [7] I.d. Muagkih, S.v. Goryunov, J.s. Udalova. Investigation of the possibility of increasing the life of dump truck frames.[J]. Mining Equipment and Electromechanics, 2025, (3).
- [8] Mohammed A.S., Babu N.R., Sivaprakasam P., 等. Modal Analysis and Comparison of Composite Materials and Mild Steel for Dump Truck Chassis Frame[J]. International Journal of Vehicle Structures and Systems, 2023, 15.
- [9] 闫振华. 矿用自卸车车架静态及动态应力数值模拟研究[D]. 吉林大学, 2007.
- [10] 李万红, 周素芳. 8×4 自卸车车架强度分析及结构优化设计[J]. 专用汽车, 2024, No.321(02): 17-19.
- [11] 马娜, 周新涛, 安民, 等. 矿用自卸车车架有限元分析及优化[J]. 工程机械, 2015, (05): 38-43+8.
- [12] 修孝廷, 张超, 周海安. 基于有限元的大型矿用自卸车车架的强度分析和设计[J]. 矿业装备, 2018, (05): 126-127.
- [13] 黄立君, 万明军, 高志刚. 基于 ANSYS Workbench 的某卡车车架轻量化设计[J]. 科技风, 2021, (19): 18-21+24.

- [14]于发加. 自卸车车架有限元分析与轻量化设计[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(04): 125-128.
- [15]陈峙. 工程专用自卸车车架工作模态识别方法及其试验研究[D]. 太原理工大学, 2015.
- [16]Arvinda Pandian,C. K.,Dineshkumar, et al. Structural Analysis of Heavy Vehicle Chassis Using Various Geometries and Materials[J]. Journal of Polymer \& Composites, 2024, 12(Special Issue 01): 9-33.
- [17]杨明,张强. 基于多工况的商用车 C 型开口截面车架静动态特性分析[J]. 机械强度, 2023, 45(4): 912-918.
- [18]成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.
- [19]张洪武. 有限元法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.
- [20]Wang Hu,Huang Meng. Finite Element Analysis of a Truck Frame[J]. Modeling and Simulation, 2022, 11: 810-819.
- [21]余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [22]金纯,孟庆勇,高晓凡. 基于虚拟样机联合仿真的矿用卡车车架强度计算方法[J]. 中国矿业, 2020, 29(2): 179-182.
- [23]张其威. 三轴自卸车车架有限元分析及结构优化[D]. 山东大学, 2015.
- [24]李明哲. 重型自卸车车架动态特性分析与疲劳寿命预测研究[D]. 吉林大学, 2022.
- [25]朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009.
- [26]王新敏. ANSYS 工程应用实例解析[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
- [27]滕儒民,侯博,刘行,等. 矿用自卸车车架静态及模态特性分析[J]. 矿山机械, 2014, 42(5): 42-46.
- [28]郭鑫. 矿用自卸车路面激励识别与悬架系统性能优化研究[D]. 吉林大学, 2023.
- [29]高云凯,汪贻顺,冯飞. 重型卡车车架刚度灵敏度分析与轻量化设计[J]. 汽车工程, 2015.
- [30]Lei Yu,Zhang Yadi,Yang Xu. Parameter Optimization of Off-Road Vehicle Frame Based on Sensitivity Analysis, Radial Basis Function Neural Network, and Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm[C]//Sae Technical Paper Series: Sae International, 2021.
- [31]曾德胜. 重型自卸车车架多目标拓扑优化与轻量化设计研究[D]. 湖南大学, 2022.
- [32]Sun,Yan,Wang, et al. Multi-objectives topology optimization of frame in an electric mining

dump truck based on fuzzy satisfaction variable weight coefficients method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(6): 3059-3069.

[33]袁博. 重型商用车底盘结构参数优化与性能仿真分析[D]. 长安大学, 2020.

致 谢

在此，谨向所有在此过程中给予我指导、帮助与支持的师长、同窗及亲人表达最诚挚的感谢。

首先，衷心感谢我的指导教师。整个毕业设计的推进过程中，从最初的矿用车架选型、静力学多工况力学模型的构建，到后期有限元模态分析及拓扑优化的技术攻关，邹老师总能指出问题所在，并给予耐心细致的点拨。其严谨的学术态度和深厚的专业功底，是我顺利完成本篇论文的核心支撑。

其次，感谢无锡学院交通与车辆工程学院的所有授课恩师。老师们的倾囊相授，为我构筑了较为扎实的车辆工程专业知识体系。也让我在面对底盘框架等复杂的工程实际问题时，能够有底气、有思路地去钻研与破解。

同时，感谢交通与车辆工程学院为我们提供的良好科研平台与仿真实验环境。学院齐全的数字化设计资源，为本课题从理论推导向数值验证的转化提供了坚实保障。此外，也要感谢在方案论证阶段与我共同探讨技术细节的同学们。

书不尽言，感激铭心。