引用:宿世涵,徐隆坤,孙群. 动梁定平台式龙门加工中心静动态特性分析及结构优化[J]. 聊城大学学报(自然科学版),2026,39(6):866-876.

Citation: Su Shihan, Xu Longkun, Sun Qun. Static and dynamic characteristic analysis and structural optimization of a moving-beam fixed-table gantry machining center[J]. Journal of Liaocheng University (Natural Science Edition),2026,39(6):866-876.

文章编号 1672-6634(2026)06-0866-11 **DOI** 10.19728/j.issn1672-6634.2026040010

动梁定平台式龙门加工中心静动态特性分析及结构优化

宿世涵,徐隆坤,孙群

(聊城大学 机械与汽车工程学院(精密制造学院),山东 聊城 252059)

摘要 动梁定平台式五轴龙门加工中心是高端制造领域的核心装备。为实现整机结构轻量化、静刚度与动态特性的综合优化,提出了一种结合串联刚度场理论与响应面多目标优化的整机性能提升设计方法。在整机静动态特性分析中,通过 ANSYS Workbench 平台获得了极限工况下整机的最大变形、等效应力和前六阶模态频率等参数。在整机薄弱环节定位中,通过建立载荷传递路径构建串联刚度链体系,将对整机性能影响最大的横梁确定为核心优化对象。在整机多目标优化中,选取横梁关键结构尺寸为设计变量,开展了参数灵敏度分析。在此基础上,建立了响应面预测模型,结合多目标遗传算法进行全局寻优求解,最终获得整机结构参数的最优匹配方案。结果表明:优化后横梁质量降低 1.75%,最大变形减小 9.53%,整机最大变形量降低 2.53%,最大等效应力下降 26.57%,一阶固有频率提升 9.22%。

关键词 龙门机床;有限元分析;静动态特性;结构优化

中图分类号 TG519.1;TG502 **文献标志码** A

Static and dynamic characteristic analysis and structural optimization of a moving-beam fixed-table gantry machining center

SU Shihan, XU Longkun, SUN Qun

(School of Mechanical & Automotive Engineering (School of Precision Manufacturing), Liaocheng University, Liaocheng 252059, China)

Abstract The five-axis gantry machining center with a moving beam and fixed table serves as core equipment in the high-end manufacturing sector. To achieve the comprehensive optimization of the whole machine in terms of structural lightweight, static stiffness and dynamic characteristics, a design method for overall performance improvement is proposed by integrating the series stiffness field theory with response surface multi-objective optimization. In the static and dynamic characteristic analysis of the whole machine, parameters such as the maximum deformation, equivalent stress and the first six modal frequencies under extreme working conditions are acquired via the ANSYS Workbench platform. For locating the weak links of the whole machine, a series stiffness chain system is established by constructing the load

收稿日期:2026-04-20

基金项目:山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目(2022TSGC2572);山东省自然科学基金项目(ZR2024QE464)资助

通信作者:孙群,男,汉族,博士,教授,研究方向:机器人与智能装备,E-mail:sunqun@lcu.edu.cn。

transfer path, and the crossbeam that exerts the greatest impact on the overall performance is identified as the core optimization object. In the multi-objective optimization of the whole machine, the key structural dimensions of the crossbeam are selected as design variables, parametric sensitivity analysis is conducted, a response surface prediction model is established, and global optimization is performed in combination with the multi-objective genetic algorithm. Finally, the optimal matching scheme of the structural parameters of the whole machine is obtained. The results indicate that after optimization, the mass and maximum deformation of the crossbeam are reduced by 1.75% and 9.53% respectively; the maximum deformation and maximum equivalent stress of the whole machine are decreased by 2.53% and 26.57%, while the first-order natural frequency is increased by 9.22%.

Keywords　gantry machine tool; finite element analysis; static-dynamic characteristics; structural optimization

0　引言

龙门加工中心由于具有多功能的特点，在结构设计时大体上可以分为两种，即龙门移动式和工作台移动式。其中，龙门移动式最大的特点是它的超大作业空间，该机型被广泛应用于航空航天、工程机械、能源装备、轨道交通等领域，也开始进入了精密模具制造等高端市场。对它以及关键部件做静动态特性优化和轻量化设计研究，不仅能改善加工精度和运行稳定状况，而且具有重要的研究价值和工程实践意义。

近些年来，有关学者就数控机床重要结构件性能改善展开诸多优化设计研究。张健等[1]基于改进神经网络对数控车床床身进行优化设计，优化后导轨面变形量减小 33.33%、一阶固有频率增加 8.33%，提升了床身结构的多工况适应能力。在横梁优化方面，尹浇钦等[2]采用拓扑优化与尺寸调整相结合的方法，实现双主轴卧式加工中心横梁的整体改进，总质量在优化后降低了 20.3%；王红艳等[3]与张国辉等[4]则分别针对龙门铣床横梁开展了静动态特性分析与尺寸优化，前者质量减幅达 1.98%、最大变形量减幅达 2.13%。针对立柱部件，张玥等[5]针对水电专用设备机床立柱进行了优化设计，较基准方案减重幅度达 8.8%，同时大幅提高了一阶固有频率；周雪鹏等人[6]基于遗传算法提出的新型阶梯轨式立柱优化方案，相较传统结构显著降低了导轨面 Z 向位移，并增强了整体刚性；乔雪涛等[7]进一步提出了摆线齿轮成形磨削机床立柱的多级优化方法，优化后立柱质量减轻 18.4%、最大应力减小 23.6%。在主轴箱优化方面，乔雪涛等[8]结合灵敏度分析与响应面模型完成了主轴箱的多目标优化设计，优化后质量减轻 13.58%；曹可可等[9]深入探讨了立式加工中心主轴箱的动力学特性，并提出兼顾材料使用效率与功能要求的设计策略。此外，陈淦兴等[10]对电火花线切割机床工作台筋板结构开展了优化设计，优化后工作台质量与最大变形量分别减少 2.28%和 3.00%，一阶固有频率则提升 4.99%；王松明等人[11]依托 CCD 方法，针对立式五轴机床的滑枕开展了多目标优化研究，最终使得该滑枕的一阶固有频率提升 10.89%，最大总变形量降低 23.25%。

上述学者对机床结构优化研究多聚焦于单一部件的性能提升，缺乏基于整机载荷传递路径的串联刚度链系统性分析，不仅难以精准定位整机刚度薄弱环节，也难以兼顾整机结构轻量化、刚度增强与强度优化的多目标协同设计需求。本文就目前所研究的龙门机床综合性能提高和结构优化设计为例。通过引入串联刚度场理论模型，用定量分析的方法全面地评价并找出整机主要的刚性不足区域。把横梁当作核心的优化对象，以关键的几何参数作为优化变量，采用响应面法和多目标遗传算法，在约束条件下实现优化求解，通过仿真分析来验证方案的技术可行性，给动梁定平台式龙门加工中心的高性能正向设计提供理论支持和实际参照。

1　龙门结构有限元模型建立

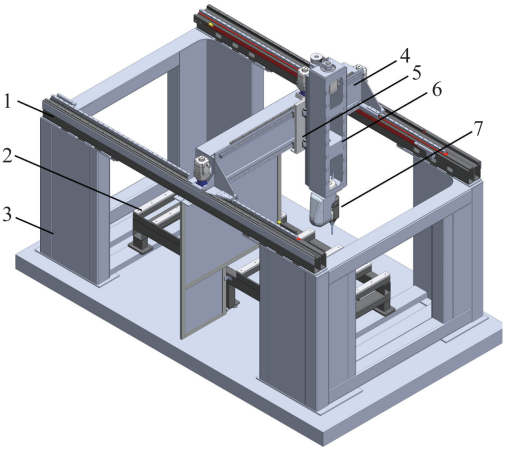
整机机床尺寸较大、结构复杂，直接在 ANSYS 下建模较为困难，可在 SolidWorks 下建立实体模型后，再导入 ANSYS 建立有限元模型。以本文五轴龙门加工中心为例，如图 1 所示，该设备属于龙门框架移动式结构，其组成部分主要包含底座、工作台以及龙门框架系统。其中，龙门框架系统为机床的关键组成部分，由导向梁、横梁组件、滑枕装配体（含托板与滑枕）、主轴驱动装置及 AC 伺服控制的五轴数控电主轴等核心部件构成。

该龙门结构数控机床以底座为依托形成稳定的支撑系统。导向梁纵向固定在两侧底座上，一方面给横

梁提供 Y 向直线运动导向定位,另一方面也起到主要承载作用。横梁由电机驱动,用齿轮齿条装置在两根导向梁间做 Y 向横向移动。滑枕由滑枕托板固定在横梁导轨上,由电机驱动齿轮齿条装置在横梁上做 X 向移动,用同步带和滚珠丝杠传动装置来实现 Z 向进给。AC 五轴头主轴安装在滑枕下端,可以对 A、C 两轴进行高精度旋转,并且与三轴线性运动配合使用,形成多轴联动方式,可以达到复杂空间曲面加工的目的。

1.1 整机有限元模型的构建

建模时须重视结构中倒角、圆角及各类孔(螺栓孔、工艺孔等)的微小特征。该种复杂的几何特征不但会使网格划分变得很困难,并且会增大仿真计算的时间,甚至导致收敛性无法保证。为此,在保证核心功能不受影响的前提下,可以使用科学化简化的方法进行改善,具体的策略可以参考如下指导原则[12]。



注:1. 导向梁;2. 工作台;3. 底座;4. 横梁;5. 滑枕托板;6. 滑枕;7. AC 五轴头电主轴。

图 1 整机结构模型

Fig. 1 Structural model of the complete machine

(1) 在螺栓孔和螺纹连接结构优化设计方面,对于直径比基体特征尺寸小得多的非关键部位,可删除该部分特征。对核心承压构件中螺栓连接方面的预紧力以及刚度等问题展开分析的时候,可以借助简化的方式来处理螺纹细节。从实际情况出发,把实际螺纹转换成光滑圆柱形表面,用梁单元、实体单元或者弹性支撑来模拟螺栓的力学性能以及与基材的相互影响机理。在对结构整体变形性能或者刚性进行研究时,可以采用固定边界条件方式来达到等效建模的目的,进而缩减有限元模型的构建难度,并提高计算速度。

(2) 工艺孔结构优化设计。对于定位、减重或者引线等功能所用的工艺孔,如果其特征尺寸显著小于基体特征尺寸,并且孔位不在主要受力区域或应力集中位置的情况下,建立有限元分析模型时可以不对该类非关键特征孔进行建模处理。

(3) 圆角和倒角结构的简化设计。当圆角或者倒角显著小于基体结构的尺寸,并且该特征位于关非键应力集中区域,可以使用直角或者平滑面来处理。该方法能减少使用局部网格加密的情况,削减整体网格单元数目。

(4) 焊接部位简化,当焊接结合面可以实现协同网格划分的时候,用网格共节点的形式代替,合并结合面处对应节点的全部平动和转动自由度,使两个独立部件在焊接区域形成连续均质的一体化受力体系,保证结构传力路径的连续性。

(5) 非承载类辅助构件的简化处理,即把和主承重结构无关的零部件在几何建模的时候从分析对象中去除。典型非承重部分有装饰外壳、功能铭牌、非承压导线槽、非承压导线、非承压安装件、防护罩、密封件和仅起定位作用的卡扣、垫片等。虽然部分非承重组件会对结构的质量分布或者动力学性能产生一些影响,但是它们并不承担实际的载荷传递任务,在建立有限元模型的时候可以采用集中质量点或者施加一定的约束条件来进行等效代替,从而减少有限元模型的复杂程度。

1.2 材料属性确定

设备研发阶段,针对多种材质零部件的加工与装配需求,应根据实际使用场景选择满足特定性能指标的材料。主要材料的基础技术参数可参见表 1。

表 1 材料属性与应用部件

Tab. 1 Material properties and corresponding components

材质	弹性模量/($N \cdot m^{-2}$)	屈服强度/($N \cdot m^{-2}$)	泊松比	密度/($kg \cdot m^{-3}$)	零部件
Q235B	2.10E+11	235 000 000	0.274	7 830	横梁、滑枕、底座、工作台、导向梁
6061-T6	6.90E+10	275 000 000	0.330	2 700	滑枕托板、底座工作台上板
45	2.09e+11	355 000 000	0.269	7 890	导轨、滑块

1.3 网格划分

机床模型采用自动网格划分,在划分网络之前,需要定义合适的单元类型,使之既能满足分析结果的准

确性，也能减少计算量。对于底座等几何形状规则的部件，推荐使用 Solid186 六面体单元进行网格划分。导向梁、滑枕、横梁等内部含有多个特征结构的不规则体采用 Solid187 单元四面体网格，其余部件如导轨滑块被划分为六面体网格。同时驱动电机及电主轴头内部结构复杂，为降低网格规模与计算成本，提升仿真分析效率，本次分析采用集中质量单元等效替代其实际结构。

本文采用 ANSYS Workbench 软件对构建的五轴龙门机床模型进行网格划分处理。为减少网格对仿真结果的影响，以五轴龙门机床底座模型为例，采用最大变形量作为验证标准进行网格独立性检验。如图 2 给出了在不同网格总数下网格数与最大变形量的关系。结果显示，当网格个数超过 18 359 个之后，再继续加密网格，最大变形量的波动幅度就会趋于平稳，计算结果也进入了稳定收敛区间。把网格数从最小 18 000 个加密至最大 1 717 210 个，得到的最大变形量的最大差值只有 0.001 31 mm，相对偏差约 2.67%。表明此阶段网格划分带来的误差不会再随着网格加密出现明显的变化，已满足收敛要求。综合考虑建模精度与计算效率，最终选定最优网格划分方法：将底座的分析区域网格尺寸设置为 40 mm。以底座模型网格无关性研究为基础，深入开展了整机及其关键部件的类比分析，最终网格划分后，建立了整机有限元模型如图 3 所示，构建的整机有限元仿真模型包含 572 280 个单元、1 707 526 个节点。底座、横梁、滑枕及导向梁等主要部件的单元尺寸和网格数如表 2 所示。

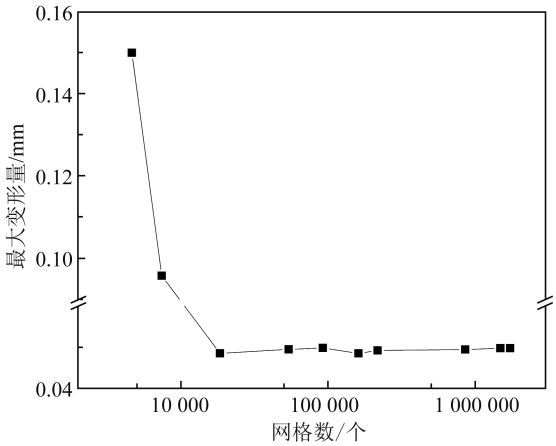


图 2　网格无关性验证

Fig. 2　Mesh independence verification

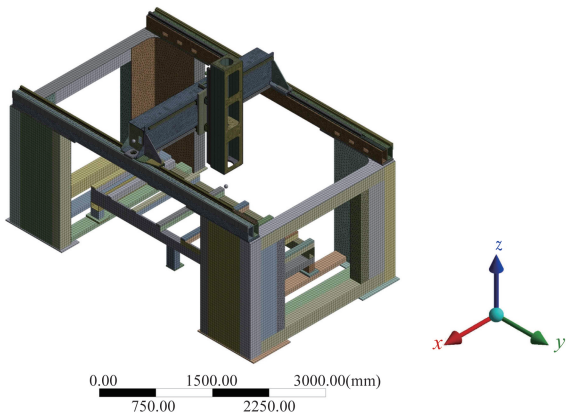


图 3　网格划分模型

Fig. 3　Finite element mesh model

表 2　整机及关键部件单元尺寸和网格数

Tab. 2　Cell size and grid number of the whole machine and key components

机床关键部件	单元尺寸/mm	网格数/个
整机	—	572 280
底座、工作台	40	110 559
横梁	20	605 20
滑枕(含托板)	10	453 91
导轨、滑块	10	151 122
导向梁	20	204 688

2　整机静动态特性分析

2.1　载荷约束与边界条件设置

本机床采用龙门式布局，横梁组件沿床身导向梁实现 Y 向进给，滑枕组件沿横梁实现 X 向进给；当横梁组件处于床身导向梁跨距中点、滑枕组件处于横梁跨距中点时，结构自重引发的静挠度达到峰值，同时 X、Y 轴以最大加速度启停时，整机结构的变形与应力水平达到峰值，因此将该位置与运动状态作为本次动静态特性分析的基准工况。根据企业提供的电机型号参数，X、Y 轴电机的最大远程力均为 3 240 N，分别施加在横梁和导向梁处，如图 4 所示。对于滑枕、横梁、机床底座等焊接成型结构及其焊接连接部位，部件间无相对运

动,采用绑定接触(Bonded)进行模拟。机床滑块与导轨在工作过程中需始终保持贴合,不允许发生法向分离,因此选用无分离接触(No Separation)。而通过螺栓紧固的连接结构,结合面在正常工况下无滑移与分离,同样采用绑定接触(Bonded)。整机则通过底座的地脚螺栓与地面连接,故对底座底面添加固定约束[13]。

2.2 整机静态分析

基于上述预设边界条件,运用 ANSYS Workbench 平台开展静力学仿真分析,得到整机系统变形与应力分布的结果。生成相应的可视化结果如图 5 所示。总变形最大值为 0.09 mm,变形主要集中在横梁跨距中间段、滑枕末端等远离固定约束的跨距式、悬臂式结构部位。其中横梁作为整机核心承载部件,是连接导向梁与主轴切削系统的关键环节,其位移变形直接传递至主轴末端,是进一步优化改进的重点。最大应力值约为 19.358 MPa,出现在横梁与两侧导向梁连接的滑块结合面处,远低于材料屈服强度或许用极限。观察应力分布情况,整机应力无大范围的高应力区,说明整机结构强度满足设计与加工工况要求,不存在强度失效风险。

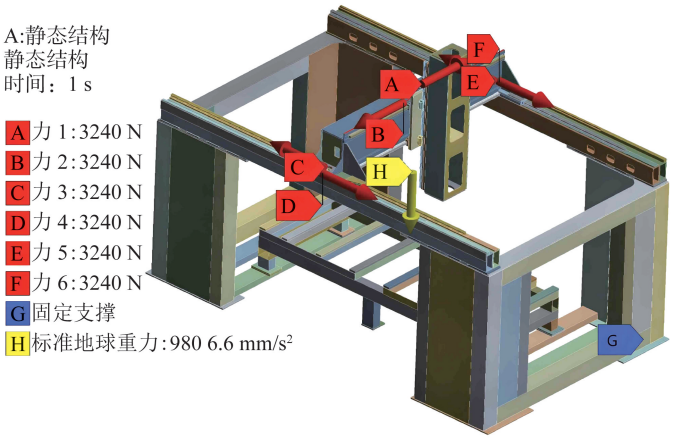
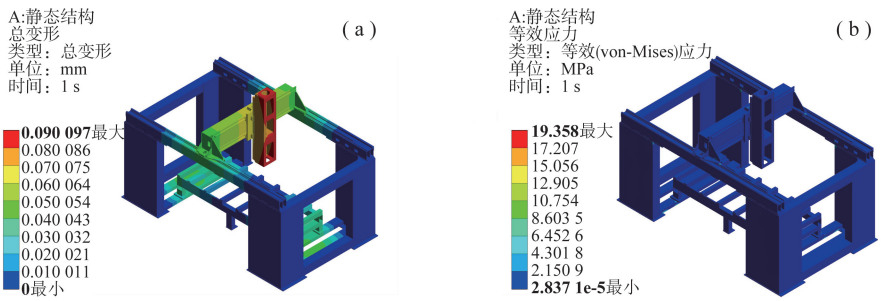


图 4 整机载荷与约束

Fig. 4 Entire machine loads and constraints



注:(a) 静力分析位移云图;(b) 静力分析应力云图。

图 5 整机静态特性图

Fig. 5 Static characteristic diagram of the whole machine

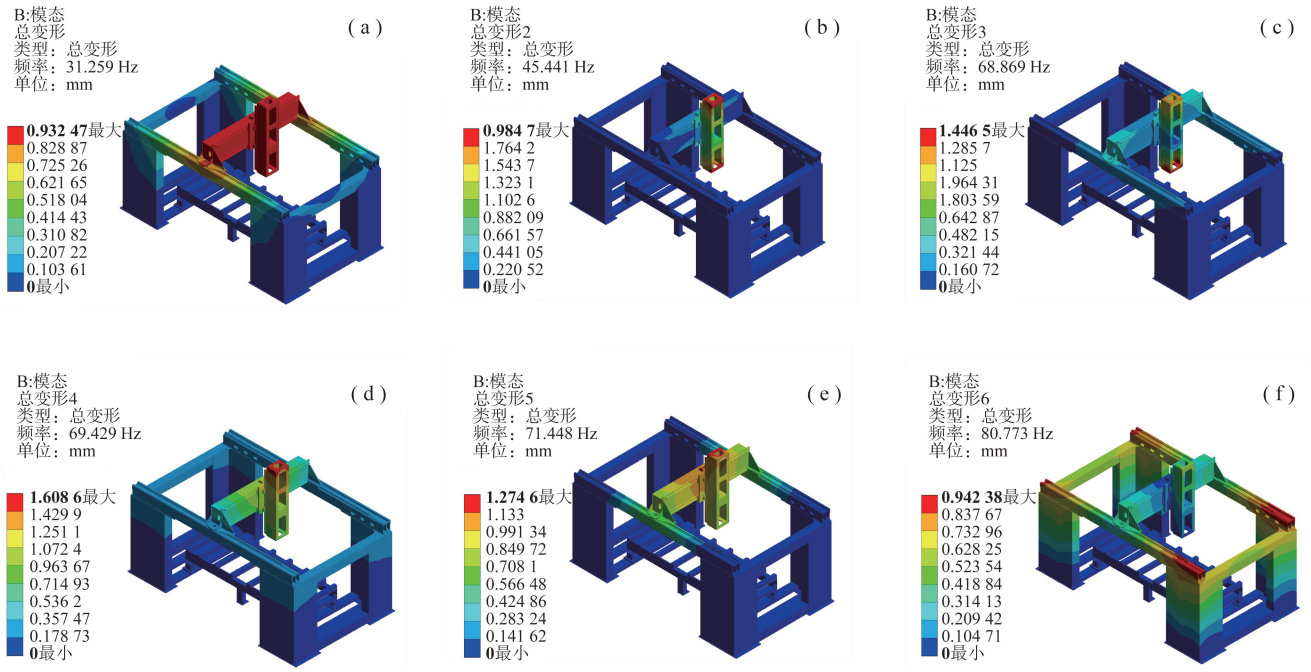
2.3 模态分析

模态分析作为结构动力学研究的重要组成部分,在评估机床动态性能方面发挥着核心作用。前五阶模态都是以横梁为振动主体,其典型振型分布见图 6 所示。第一阶模态是横梁沿 X 轴方向简谐摆动,第二阶模态是横梁竖直平面内弯曲变形,伴有滑枕俯仰运动。第三到第五阶模态是横梁与滑枕的各种复合响应,包括扭转、横向和垂直振动等,其中变形最大的区域就是横梁和滑枕。第六阶模态是底座绕自身轴线扭转振动。根据表中固有频率数值的对比可知,横梁和滑枕是薄弱环节。该结论同第 2.2 节静态力学分析的结果是一致的。

表 3 前 6 阶固有频率和振型

Tab. 3 First six natural frequencies and mode shapes

阶数	固有频率/Hz	振型特征
1	31.259	横梁带动底座沿 X 方向左右摆动
2	45.441	横梁带动滑枕绕 X 方向俯仰摆动
3	68.869	横梁与滑枕绕 Y 轴偏摆扭转
4	69.429	横梁与滑枕沿 Y 轴前后摆动
5	71.448	横梁与滑枕沿 Z 轴上下振动
6	80.773	底座绕 Z 轴偏摆扭转



注：(a) 第 1 阶振型；(b) 第 2 阶振型；(c) 第 3 阶振型；(d) 第 4 阶振型；(e) 第 5 阶振型；(f) 第 6 阶振型。

图 6　整机动态特性图

Fig. 6　Dynamic characteristics of the complete machine

3　整机薄弱环节定位

本文借助串联刚性场理论[14]，构建多层级的机床结构系统模型，以剖析核心薄弱环节。由于各类机床在结构特性上存在差异，可通过分解方式将其视作由多个链式子系统的复合串联系统。在此体系中，机床各部件被定义为系统的功能单元，并基于其对总体刚度贡献率的量化分析，建立部件刚度与系统综合刚度间的映射关系。结合位移占比及刚度突变拐点等关键参数的统计结果，识别出薄弱部件，从而为提升机床整体性能提供优化依据[15]。

在经典串联单自由度弹簧系统中，当 n 根弹簧按序排列时，其等效刚度系数 K 可依据下述递归关系进行推导分析[14]

$$\begin{cases}\dfrac{1}{K}=\dfrac{1}{K_1}+\dfrac{1}{K_2}+\dfrac{1}{K_3}+\cdots+\dfrac{1}{K_n},\\ K<K_i(i=1,2,\cdots,n),\end{cases}\tag{1}$$

式中 K_i 为第 i 个弹簧的单体刚度。公式(1)可以理解为：在串联系统中，整体刚度主要受各单元中最弱刚度单元的制约。为提高系统的综合刚度表现，应重点关注并改进具有最低刚度属性的关键单元。这一原理可进一步提炼为：增强系统刚度的关键在于精准定位影响系统整体刚度的核心部件并进行优化与改善。对于本文机床而言，考虑到底座通过固定连接方式与地面相接，其内部结构可被分解为多级串联关系：底座-导向梁-横梁-滑枕托板-滑枕。

为了厘清各部件在整机静刚度中的贡献占比，可沿各支链依次分析各个部件对系统刚度的影响，进而确定制约整机静刚度的最主要部件。在 ANSYS Workbench 平台静力学分析模块中，从与地基固连的底座开始，沿整机载荷传递路径向主轴末端，依次对串联刚度链上的单个部件进行刚体化处理(将材料的弹性模量设置为无穷大)，其余材料参数设置、网格划分方式、载荷与约束条件均与上文一致。全程以滑枕末端与电主轴法兰的配合定位安装面为固定测量基准。同时，根据将各部件刚体化后系统的支链末端定向位移变形量，绘制支链末端位移变化曲线如图 7 所示。该曲线的斜率可直观反映各部件对整体串联刚度链静态刚度性能的影响程度：斜率绝对值越大，表明该部件刚体化前后，支链系统末端位移的变化幅度越显著，即该部件是主导系统刚度特性、制约整机静刚度提升的核心因素，也即为该串联刚度链中的最薄弱环节。

从图 7 中可以观察出，Z 方向的最大变形量为 78.54 μm，远大于 Y 方向的最大变形量 29.525 μm 和 X

方向的最大变形量 4.676 3 μm,是整机刚度最薄弱的方向。这一方面是因为 Z 向为重力载荷的作用方向,滑枕与电主轴系统构成典型悬臂式布局;另一方面,Z 向的载荷传递路径为整机串联刚度链中最长,从固定约束端的底座,经导向梁、横梁、滑枕托板最终传递至滑枕末端,串联刚度链 5 个环节的 Z 向弹性变形全部叠加至主轴末端。基于单个部件分析,滑枕托板和滑枕对该系统刚度的影响相对较小,横梁、底座和导向梁在刚体化处理前后变形差异最为显著,特别是在横梁刚体化后,主轴末端在 X、Y 和 Z 三个坐标方向上的形变变化范围最大。因此,横梁是整条串联刚度链中最薄弱的环节,是后续结构优化、静动态特性同步提升的核心对象。

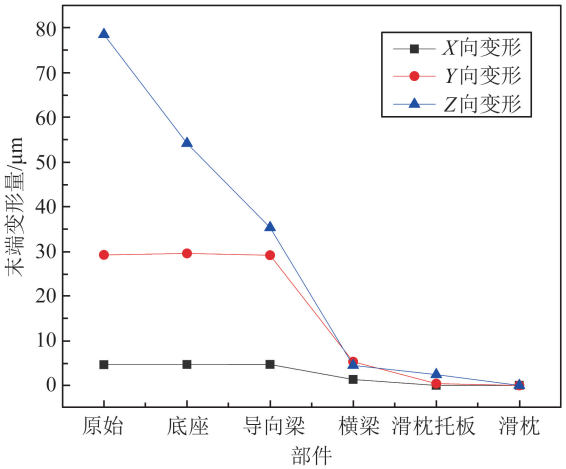


图 7 支链末端位移变化曲线图

Fig. 7 Displacement variation curve of the branch chain end

4 横梁结构优化

横梁通过筋板结构强化支撑性能,该结构在仅增加有限重量的情况下,能显著提高横梁的静态与动态性能指标。该类结构在横梁整体架构中具有核心功能,其排布方式与参数设置对横梁整体力学特性具有关键影响。

4.1 实验设计

在选择设计变量时,需要系统评估以及综合权衡各类影响因素,本文以壁厚、筋板厚度和开孔尺寸为设计变量。为保证横梁的整体结构不发生变化的情况下,仅对各个设计变量进行局部的改变。具体设计变量的空间布局如图 8 所示。

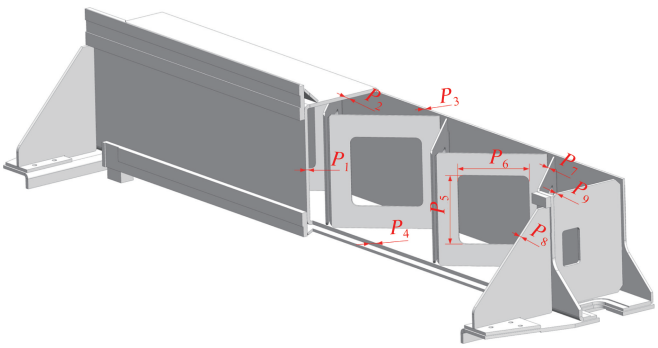


图 8 横梁参数布置图

Fig. 8 Parameter layout diagram of the crossbeam

本文以横梁结构优化为研究对象,对横梁结构进行了系统的分析,并建立了科学的设计变量和目标函数体系。选择后板厚度(P_1),上板厚度(P_2),前板厚度(P_3),下板厚度(P_4),夹层肋板矩形孔宽度(P_5),夹层肋板矩形孔长度(P_6),夹层肋板厚度(P_7),后肋板厚度(P_8),横梁两侧竖肋板厚度(P_9)为设计变量,并把横梁总质量(P_{10})、总变形量(P_{11})、平均等效应力(P_{12})设为评价目标函数。其数学模型如下

$$\begin{cases} \text{find } \boldsymbol{X}(x_i)=(P_1,P_2,P_3,P_4,P_5,P_6,P_7,P_8,P_9)^{\mathrm{T}}, \\ \min f_{\mathrm{m}}(x), \\ \min f_{\mathrm{d}}(x), \\ \min f_{\mathrm{s}}(x), \\ \text{s. t. } x_i^{\mathrm{L}} \leqslant x_i \leqslant x_i^{\mathrm{U}}, \end{cases} \tag{2}$$

式中 x_i($1 \leqslant i \leqslant 9$)为设计变量;$f_{\mathrm{m}}(x)$ 为横梁总质量;$f_{\mathrm{d}}(x)$ 为横梁最大静变形量;$f_{\mathrm{s}}(x)$ 为横梁平均等效应力;x_i^{L} 和 x_i^{U} 分别为各设计变量的上下限。为了提高数值模拟的效率以及保证计算过程的稳定性,以上各个变量都做±30%的离散化处理,具体的取值范围见表 4。根据最优空间填充法[16]得到的初始样本集结果见表 5。

表 4　横梁设计变量参数

Tab. 4　Design variables of the crossbeam

设计变量	初始值/mm	最小值/mm	最大值/mm
P_1	8	5.6	10.4
P_2	8	5.6	10.4
P_3	8	5.6	10.4
P_4	8	5.6	10.4
P_5	230	161	299
P_6	230	161	299
P_7	6	4.2	7.8
P_8	10	7	13
P_9	10	7	13

表 5　实验设计 147 个样本节选表

Tab. 5　Partial data of 147 samples in the experimental design

变量	P_1/mm	P_2/mm	P_3/mm	P_4/mm	P_5/mm	P_6/mm	P_7/mm	P_8/mm	P_9/mm	P_{10}/kg	P_{11}/mm	P_{12}/MPa
1	8.065 3	5.616 3	9.044 9	8.620 4	195.265 3	282.571 4	5.926 5	7.020 4	9.959 2	384.496 9	0.011 9	0.376 3
2	7.640 8	8.098 0	7.314 3	7.346 9	289.142 9	161.469 4	7.714 3	10.000 0	10.816 3	392.997 3	0.011 6	0.367 6
3	5.649 0	8.228 6	7.869 4	7.085 7	162.408 2	269.428 6	6.979 6	10.857 1	10.367 3	378.952 4	0.012 4	0.386 8
4	7.314 3	5.844 9	9.469 4	6.628 6	267.551 0	249.714 3	5.461 2	12.979 6	9.551 0	371.694 7	0.011 5	0.376 9
5	7.706 1	6.824 5	8.489 8	7.804 1	222.489 8	162.408 2	4.922 4	11.714 3	12.979 6	389.103 1	0.011 3	0.356 1
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
140	9.338 8	6.693 9	7.477 6	5.942 9	298.530 6	185.877 6	6.416 3	9.673 5	9.306 1	377.017 6	0.011 3	0.363 9
141	6.040 8	8.489 8	5.616 3	6.008 2	216.857 1	210.285 7	5.510 2	11.469 4	11.306 1	351.321 7	0.012 1	0.392 1
142	5.877 6	10.351 0	6.465 3	8.555 1	276.938 8	222.489 8	5.093 9	9.795 9	8.979 6	367.325 4	0.012 0	0.389 7
143	6.334 7	8.130 6	8.620 4	10.285 7	214.979 6	247.836 7	5.289 8	12.122 4	7.102 0	389.047 2	0.011 8	0.377 2
144	8.228 6	9.077 6	7.706 1	10.187 8	291.959 2	272.244 9	6.122 4	9.836 7	7.387 8	392.729 4	0.011 1	0.373 2
145	9.861 2	8.783 7	8.783 7	7.640 8	230.000 0	167.102 0	7.542 9	10.530 6	7.591 8	423.823 5	0.010 9	0.349 9
146	8.261 2	6.040 8	9.861 2	5.877 6	193.387 8	202.775 5	5.632 7	9.061 2	7.918 4	382.236 5	0.011 7	0.368 1
147	8.130 6	8.653 1	7.346 9	9.142 9	279.755 1	168.040 8	5.755 1	7.265 3	8.163 3	389.723 5	0.011 6	0.365 5

在建立响应面模型之前，为了分析各个设计变量对目标函数的影响机理以及它们的相对重要性，应该先做敏感性分析。经过系统的评价参数改变对输出性能指标产生的影响，找出重要的响应变量驱动因素，探明它们的动态变化规律。该环节可以准确测量出横梁结构尺寸优化主要影响因素，也可以提高研究效率、提高结论的科学性。敏感性分析结果见图 9。对 P_{10} 几何结构质量分析，P_1、P_2、P_3、P_4 呈正相关，其中 P_3 灵敏度绝对值最大，显著影响几何结构质量；参数 P_5 与 P_6 均与几何结构质量呈负相关，二者会对结构的整体质量产生一定的削弱影响。对 P_{11} 最大总变形量分析，P_7 呈正相关，其余均呈负相关，其中 P_1 的灵敏度绝对值最大，是降低横梁最大变形量的核心变量。对 P_{12} 等效应力

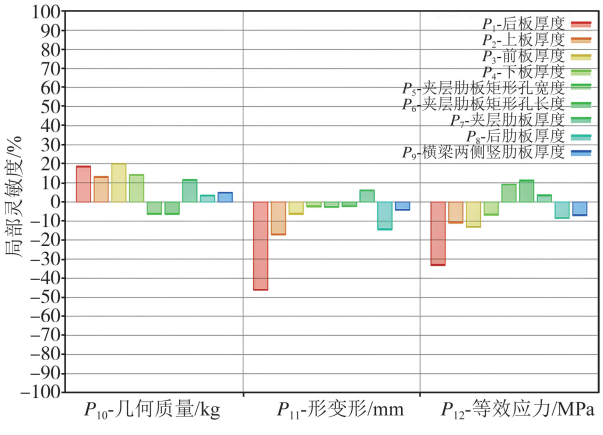


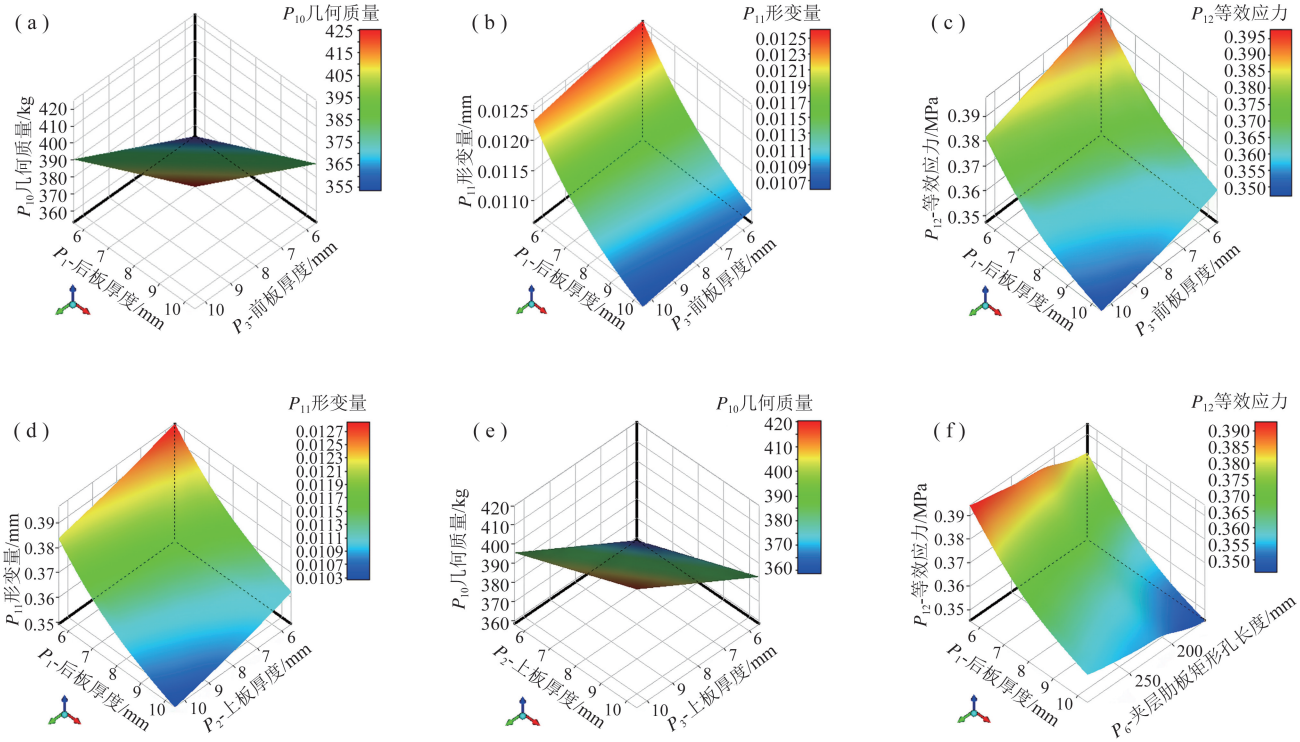
图 9　灵敏度响应图

Fig. 9　Sensitivity response graph

而言,P_1 的灵敏度绝对值最大,对结构强度的影响最为显著,增大其尺寸会显著降低横梁整体应力水平;P_2、P_3、P_5、P_6、P_8 为主要影响参数,随着尺寸增大,P_2、P_3、P_8 将提升结构强度,而 P_5、P_6 则导致强度下降。由此可见,P_1、P_2、P_3、P_5、P_6 是提升横梁刚度和强度的核心参数,其余参数可辅助实现小幅度减重并提升刚度。基于此,本文针对不同优化目标,分别选取对结果影响最显著的参数构建对应响应面,开展交互作用分析,核心参数的响应规律如图 9 所示。

4.2 响应曲面分析

响应面的拟合选择遗传聚合法[17],将最小化质量、总变形量、等效应力作为目标与约束。如图 10 所示



注:(a) P_1、P_3 对横梁质量的影响;(b) P_1、P_3 对横梁最大变形的影响;(c) P_1、P_3 对横梁等效应力的影响;(d) P_1、P_2 对横梁最大变形的影响;(e) P_2、P_3 对横梁质量的影响;(f) P_1、P_6 对横梁等效应力的影响。

图 10 响应曲面模型

Fig. 10 Response surface model

当参数 P_1 与 P_3 的尺寸逐步提升时,横梁的整体结构质量会随之上升,同时结构的变形量会有所降低,结构内部的应力水平也会出现下降。从曲面倾斜程度上分析,P_3 对质量的影响程度强于 P_1,P_1 对刚度、强度的影响程度远强于 P_3。在交互作用上,曲面无明显弯曲或扭转,表明 P_1 与 P_3 对质量、总变形量、等效应力的影响无明显耦合效应,均为独立线性叠加。当 P_1 与 P_2 的尺寸不断增大时,横梁的最大总变形量会呈现出持续降低的趋势,这一变化能够有效增强结构的整体刚度。P_1 方向的曲面倾斜程度略大于 P_2,且曲面无明显弯曲,说明 P_1 对刚度的影响程度略强 P_2,二者为独立线性叠加。当 P_2 与 P_3 的参数值逐步增大时,结构的整体质量会不断提升。其中 P_3 对结构质量的影响程度要明显大于 P_2,且这两个参数之间不存在明显的耦合作用。在分析 P_1 与 P_6 对等效应力的响应面时可以发现:当 P_1 的尺寸处于较小水平时,若增大 P_6 的参数值,会导致等效应力的整体水平有所上升;当 P_1 尺寸足够大时,P_6 对应力的影响将会被削弱。P_1 与 P_6 之间存在一定的交互影响,但总体上 P_1 对应力的影响程度远强于 P_6。本文依据前面建立的横梁质量、最大总变形量和等效应力

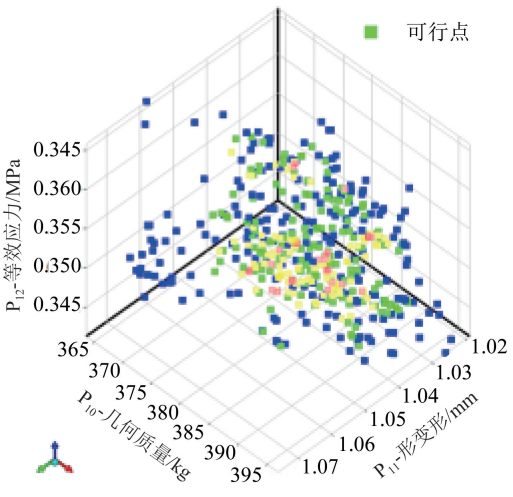


图 11 目标函数的 Pareto 图

Fig. 11 Pareto plot of objective functions

响应面模型用多目标遗传算法[18]进行优化设计分析。初始样本量定为 500 个，每次迭代新增样本量也定为 500 个，收敛标准选择相对误差小于 2%来作为停止标准，总迭代次数不能超过 40 次。经过系统的计算和筛选，在第 4 920 次评估后得到稳定的最优解集。通过数值模拟得到各个设计变量和目标函数的关系空间分布三维散点图（如图 11 所示），从候选解集中选取三个最优设计方案，具体数据见表 6。作为影响机床加工精度的关键承载体，横梁的总变形量成为核心研究对象。与原始值对比分析可得，第一组方案中，总变形量最小，质量和等效应力也有所改善，故确定第一组为最优解。因数据均带有小数点，故把优化后的数据进行圆整修正，经调整后最终尺寸，分别是 P_1：10.5 mm；P_2：10 mm；P_3：5.5 mm；P_4：6 mm；P_5：210 mm；P_6：235 mm；P_7：4 mm；P_8：13 mm；P_9：12 mm。在完成参数尺寸的圆整处理后，本文对横梁优化模型重新开展了建模分析。材料设置、网格划分、载荷与约束均与原始结构保持一致，并将优化结果与原始结构进行比对，如表 7 所示。通过优化，在质量减少了 1.75%、平均应力降低了 2.14%的同时，显著降低了最大总变形量，降低了 9.53%。

表 6　多目标优化后的 3 组最优候选点

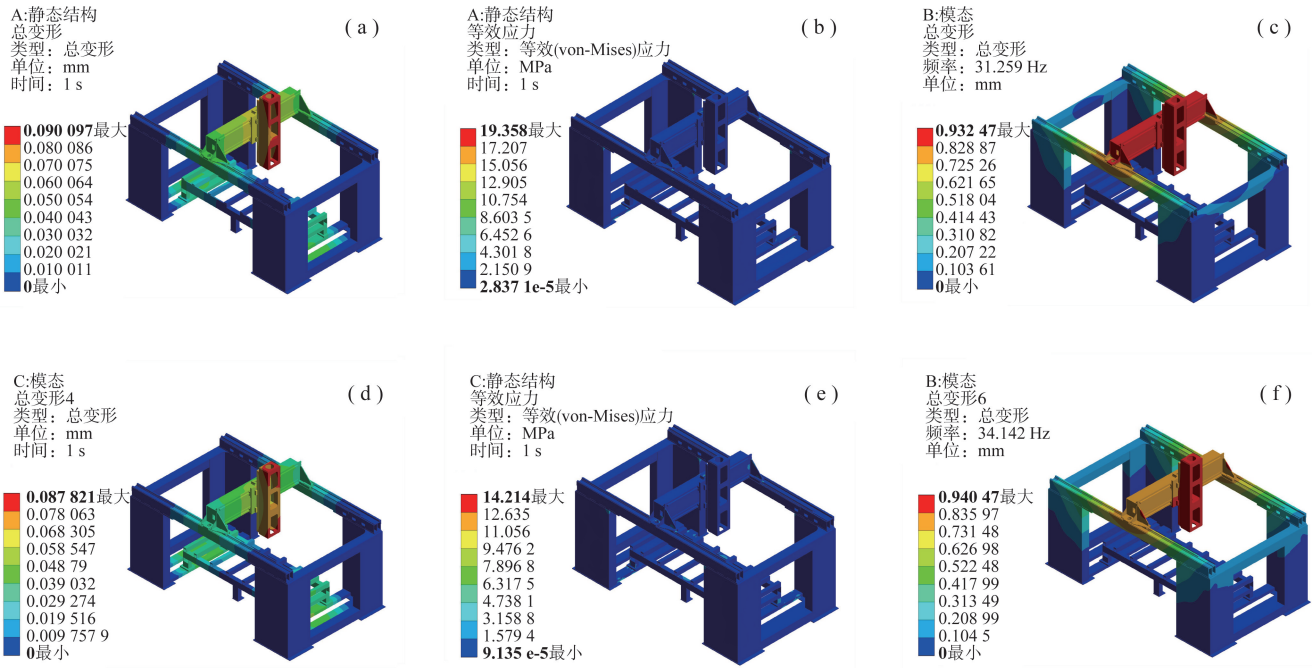
Tab. 6　Three optimal candidate schemes of multi-objective optimization

变量	P_1/mm	P_2/mm	P_3/mm	P_4/mm	P_5/mm	P_6/mm	P_7/mm	P_8/mm	P_9/mm	质量/kg	总变形量/mm	等效应力/MPa
原始组	8	8	8	8	230	230	6	10	10	389.39	0.011 338	0.359 79
第一组	10.389	10.020	5.683 6	6.164 1	209.18	237.41	4.226 2	12.848	11.814	385.07	0.010 292	0.351 53
第二组	10.163	9.467 6	5.662 3	5.722 4	178.52	205.79	4.243 1	12.779	11.369	380.77	0.010 458	0.348 70
第三组	10.211	9.895 7	5.945 3	6.203 2	247.96	163.19	4.293 7	12.748	12.496	389.21	0.010 350	0.346 87

表 7　横梁优化前后性能对比

Tab. 7　Performance comparison of crossbeam before and after optimization

性能指标	质量/kg	最大总变形/mm	平均应力/MPa
原始模型	389.39	0.011338	0.35979
优化模型	382.58	0.010257	0.35209
变化率	−1.75%	−9.53%	−2.14%



注：(a) 原始模型总变形；(b) 原始模型等效应力；(c) 原始模型第 1 阶振型；(d) 优化模型总变形；(e) 优化模型等效应力的影响；(b) 优化模型第 1 阶振型。

图 12　整机优化后静动态特性图

Fig. 12　Static and dynamic performance of the whole machine after optimization

4.3 整机优化前后对比

将完成优化后的横梁模型重新装配回整机并开展分析,本次分析的材料参数设置、网格划分方式、载荷与约束条件,均与优化前的整机分析设置保持一致。最终得到优化前后性能对比结果如图 12 所示,对应的具体性能参数对比详见表 8。对两组结果进行对比分析后可以发现,完成优化后的整机,其最大变形量下降了 2.53%,同时最大等效应力缩减了 26.57%;同时首阶固有频率提高 9.22%,整体性能明显改善。

表 8 整机优化前后性能对比

Tab. 8 Performance comparison of the complete system before and after optimization

性能指标	优化前	优化后	变化率/%
最大变形/mm	0.090 097	0.087 821	−2.53
最大应力/MPa	19.358	14.214	−26.57
一阶频率/Hz	31.259	34.142	+9.22

5 总结

(1) 完成整机静力学与前六阶模态分析,整机最大变形量为 0.09 mm,集中于横梁跨中与滑枕末端,最大等效应力 19.358 MPa,远低于材料许用应力,结构强度满足设计要求。(2) 基于串联刚度场理论,构建整机载荷传递刚度链,把横梁确定为影响整机刚度的核心薄弱环节,为后续结构优化提供了重要的参考依据。(3) 针对横梁部件,采用响应面法与多目标遗传算法结合的参数化优化方法,使横梁质量降低了 1.75%,并大幅降低总体变形量 9.53%。重新装配后,经优化后的整机各项关键性能指标也均得到改善:最大位移减少了 2.53%,最高等效应力下降了 26.57%,同时提升一阶固有频率 9.22%,有效实现了刚度增强、重量减轻与动态性能提升的综合目标。

参 考 文 献

[1] 张健, 周永胜, 张勃, 等. 基于改进神经网络的数控车床床身优化设计研究[J]. 制造技术与机床, 2026 (4): 171-177.
[2] 尹浇钦, 高自成, 李立君, 等. 双主轴卧式加工中心横梁结构综合优化设计[J]. 机床与液压, 2024, 52(14): 94-99.
[3] 王红艳, 谢金乘, 王俊峰, 等. 龙门铣床横梁静动态性能分析及尺寸优化[J]. 现代制造工程, 2023(11): 70-77.
[4] 张国辉, 何勇, 费胜巍, 等. 数控龙门铣床横梁静动态特性分析与优化[J]. 现代制造工程, 2021(3): 146-151.
[5] 张玥, 郑阳, 付世浩, 等. 水电设备加工用机床立柱优化设计[J]. 机械设计, 2024, 41(S2): 173-177.
[6] 周雪鹏, 戴玉红, 李珂, 等. 基于遗传算法的卧式加工中心阶梯轨式立柱的多目标优化[J]. 制造技术与机床, 2024(9): 97-104.
[7] 乔雪涛, 杨泽, 李放, 等. 摆线齿轮成形磨削机床立柱的多级优化研究[J]. 机械设计与制造, 2024(5): 166-172.
[8] 乔雪涛, 周世涛, 闫存富, 等. 基于灵敏度分析与响应面模型的机床主轴箱优化设计[J]. 机床与液压, 2024, 52(2): 107-113.
[9] 曹可可, 胡明洪, 赵祖喜, 等. 立式加工中心主轴箱性能分析与优化设计[J]. 机械制造, 2023, 61(12): 31-35.
[10] 陈淦兴, 林茂, 梁铭坚, 等. 电火花线切割机床工作台筋板结构优化设计[J]. 机械设计与研究, 2024, 40(3): 104-109.
[11] 王松明, 廖映华, 李磊, 等. 基于 CCD 的立式五轴机床滑枕多目标优化[J]. 制造技术与机床, 2023(11): 154-160.
[12] 吴翔. 基于刚度匹配的高速五轴龙门加工中心结构优化设计[D]. 南京:东南大学, 2020.
[13] 候宗仁. 龙门立式加工中心静动态性能分析及结构优化[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2025.
[14] 刘启伟, 张耀满, 林剑峰, 等. 数控机床串联刚度场及其应用研究[J]. 制造技术与机床, 2011(2): 29-32.
[15] 刘启伟, 王海滨, 朱春雨. 数控机床静刚度有限元分析[J]. 制造技术与机床, 2012(4): 71-75.
[16] 钟炳杰, 林昌, 黄智杰, 等. 基于响应面法的双头机床横梁多目标优化设计[J]. 机械设计与研究, 2025, 41(2): 227-233.
[17] 肖康利, 曾凡洋, 王柱, 等. 基于拓扑优化和响应面分析的 6030 龙门加工中心横梁轻量化设计[J]. 机电工程技术, 2023, 52(10): 316-320.
[18] Lin Z X, Tian W J, Zhang D W, et al. An optimized design method of 3-point support for precision horizontal machining center with T-shaped bed[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2022, 121(3): 1927-1943.

(责任编辑:刘庆松)