

高速立式五轴加工中心滑枕结构与优化

张健, 霍凤伟, 滕海龙

(营口理工学院 机械与动力工程学院, 辽宁 营口 115014)

[摘要] 以高速立式五轴加工中心滑枕为研究对象, 阐述了其初始结构设计原理, 并基于静动态分析理论, 采用有限元分析方法针对其进行静态和模态分析, 为了进一步提高其动态特性, 利用拓扑优化方法对滑枕结构进行轻量化设计, 并对优化前后结构做对比分析。最终优化后的滑枕质量减轻了31%, 一阶固有频率增长了22.4%。既提升了机床滑枕部件的动态性能, 又实现了滑枕部件的轻量化设计。该方法为该类机床其他关键零部件及至整机优化设计奠定了基础。

[关键词] 高速立式五轴加工中心; 滑枕; 轻量化设计; 拓扑优化; 动态特性

[中图分类号] TG659 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1003-8884(2024)01-0041-09

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2024.01.007

0 引言

当前, 现代工业科技的飞速发展, 航空航天、模具、医疗器械等行业五轴加工中心应用越来越广, 尤其是近些年机床高速度、高精度趋势更为明显。为了满足高性能的加工需求, 要求机床的基础大件和移动部件具备较好的静态和动态特性。而作为高速立式五轴联动加工中心的滑枕部件是重要的移动部件, 其本身的质量和静动态特性对整机有较大影响。另外, 近年来节能降耗日益成为各行业普遍关注和亟待解决的问题, 为了降低能耗, 机床结构的轻量化设计成为主流。因此开展针对高速五轴加工中心滑枕部件的静动态性能及其轻量化结构设计与分析、优化技术研究, 具有非常重要的意义。

近些年来, 一些科研人员陆续开始对数控机床零部件的静动态特性进行研究, 以此来提高数控机床的性能。如胡世军等^[1]通过建立球面车磨床主轴箱体的三维模型, 利用有限元分析软件对其进行

模态分析, 以此为基础再对主轴箱进行以一阶固有频率最大化为目标的拓扑优化, 得到改进方案。范中廷等^[2]利用三维建模和有限元分析软件分别对数控落地铣镗床主轴箱进行建模和模态分析, 分析主轴箱的自振频率和振型, 有效预估箱体的振动特性。在此基础上, 对主轴箱进行外形尺寸优化, 以提高主轴箱的基频, 增强主轴箱的抗振性能。石云等^[3]针对高速加工中心主轴箱动态特性优化设计过程, 进行方法探究。首先建立主轴箱三维模型, 然后借助有限元分析软件 Ansys Workbench 进行优化分析。在保证主轴箱质量减轻7.23%的情况下, 主轴箱的动态特性有所提高。陈敏等^[4]对龙门加工中心滑枕进行有限元分析, 采用结构拓扑优化方法对龙门加工中心的滑枕进行优化设计, 获得优化的滑枕结构。结果表明该方法有效提高滑枕结构刚度, 减小滑枕结构变形量。谢军等^[5]应用 SolidWorks 建立主轴箱的三维模型, 利用 ANSYS Workbench 软件对其在典型工况下进行静动态特性分析。根据主轴箱静动态特性分析结果可对主轴箱结构进行优化设计。根据拓扑优化结果以及实际工作情况, 对主轴箱结构进行改进。分析结果表明静刚度得到提高, 达到优化目的。田国富等^[6]建立了数控铣齿机有限元模型, 并进行了典型载荷工况下的静态分析和动态分析。分析薄弱部件为滑枕, 通过折衷规划法对滑枕拓扑优化, 构建滑枕的概念模型, 最终在保证静动态性能基本不变的前提下实现滑枕

[收稿日期] 2023-10-03

[第一作者] 张健(1979—), 男, 辽宁海城人, 副教授, 硕士, 主要从事数控机床数字化设计与制造技术研究工作。

[基金项目] 辽宁省科学技术计划项目(2022-YKLH-14); 营口理工学院引进人才科研启动经费项目(YJRC202024); 营口理工学院创新团队支持计划资助项目

[引用格式] 张健, 霍凤伟, 滕海龙. 高速立式五轴加工中心滑枕结构与优化[J]. 有色设备, 2024, 38(1): 41-49.

结构轻量化。

本文以高速立式五轴加工中心滑枕为研究对象,首先进行滑枕部件初始设计,然后利用有限元方法对滑枕进行结构静态和模态分析,进而采用拓扑优化方法针对初始滑枕结构进行轻量化设计,并对优化前后结构性能做对比分析。

1 滑枕部件初始设计

1.1 滑枕初始设计原理

1.1.1 主轴主要技术参数

本次设计的机床主轴采用电主轴,其主要技术参数如表1所示。

表1 主轴主要技术参数表

项目	技术参数
最高转速/($r \cdot \min^{-1}$)	18 000
额定功率/kW	25
额定扭矩/Nm	低速绕组:91.7、高速绕组:50.8
主轴重量/kg	51
刀柄型号	HSK-A63

1.1.2 滑枕初始几何尺寸计算

本次设计的滑枕是近似方形截面滑枕,内部安装电主轴,首先由主轴的最大处直径为250 mm,可以得知滑枕长和宽的尺寸必须要比250 mm大。再由主轴的长度768 mm,主轴安装在滑枕里的长度为633 mm,由此可以得出滑枕高度尺寸必须要大于633 mm。其次根据滑枕结构可知滑枕后面要竖直安装滚动导轨的2根直线导轨,每条导轨上安装2个滑块,滑块都是成对使用,共4个滑块,直线导轨的轨长=导轨有效行程+滑块长度×滑块个数+滑块跨距。根据机床的具体工作及参数要求,查阅相关资料,由此可初步将滑枕的高度尺寸定为1 000 mm。滑枕长宽的尺寸=滑块水平中心距+导轨的宽度+尺寸余量=350 mm。

1.2 滑枕部件初始结构设计

滑枕内部安装电主轴,滑枕后部安装滚动导轨的直线导轨,与滑枕后面的滑鞍部件实现连接。在滑枕后部的中间位置要安装一个用来安装滚珠丝杠螺母的螺母座,丝杠螺母要固定在座内。通过交流伺服电动机带动滚珠丝杠旋转,从而使丝杠螺母副带动滑枕实现z轴方向的上下移动。滑枕作为机床

基础大件之一,从形体上看,可看作空间板系结构,内部应布置纵向的竖筋和横向的环形筋,初步设计时,内部的筋板选择均匀排布。

滑枕初始设计三维模型如图1所示。

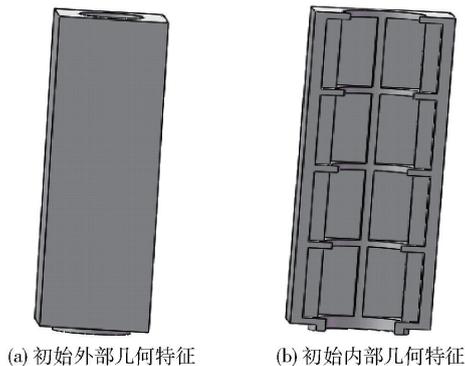


图1 滑枕初始三维模型

2 滑枕部件静动态分析

2.1 静动态分析理论基础

2.1.1 静力学分析基础

对于五轴加工中心这种大型复杂工程结构,一般采用有限元方法^[7]进行静力学分析。通过对整个结构进行离散化,划分为若干单元,单元之间通过节点相连。采用有关的力学原理建立单元平衡方程,求得单元内节点位移与节点力之间的关系矩阵。然后将各单元的刚度矩阵集成为总体刚度矩阵,并将各单元的节点力向量集成为总的力向量,求得整体力平衡方程:

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{q} \quad (1)$$

式中: \mathbf{K} 为整体结构的刚度矩阵; \mathbf{F} 为整体总节点载荷列阵; \mathbf{q} 为所有节点的位移列阵。

在求解之前,需要分析求解对象的边界约束条件,并对力平衡方程进行适当修正。最后求得各节点的位移,进而根据位移计算单元的应力和应变。

2.1.2 动力学分析基础

动力学分析是研究结构优化的基础之一,由于滑枕的结构较为复杂,不能用解析法求其振动模态,而只能借助于有限元方法,根据有限元法建立滑枕的动力学运动平衡方程:

$$\mathbf{M}\mathbf{s}'' + \mathbf{C}\mathbf{s}' + \mathbf{K}\mathbf{s} = \mathbf{F}(t) \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; \mathbf{s} 为位移矢量; $\mathbf{F}(t)$ 为力矢量; \mathbf{s}' 为速度矢量; \mathbf{s}'' 为加速度矢量。

模态分析是求解结构的固有频率和振型参数固有模态,与外部载荷情况无关。因为机床滑枕结构的阻尼很小,对结构的固有频率和振型参数影响很弱。因此,可以对阻尼忽略不计,则简化为无阻尼自由振动。无阻尼模态分析是经典的特征值问题,其自由振动微分方程如下所示:

$$Ms'' + Ks = 0 \quad (3)$$

其特征方程为:

$$(K - \omega^2 M)s_0 = 0 \quad (4)$$

式中: ω 为系统的振动频率,由此得到结构的振动频率方程为:

$$K - \omega^2 M = 0 \quad (5)$$

解得的 $\omega_i (i = 1, 2, 3 \dots m)$ 及 $\{s_0^i\} (i = 1, 2, 3 \dots m)$ 即为系统的固有频率和振型。

2.2 滑枕静态分析

2.2.1 有限元分析准备

1) 模型简化处理。由于滑枕部件内部结构比较复杂,为了使求解的速度能够更快,在分析前就很有必要对模型的一些非必要特征进行简化处理。

2) 材料属性参数。滑枕为铸件,材料采用的是灰铸铁 HT300。其材料属性杨氏模量: 1.57×10^5 MPa,泊松比:0.27,密度: 7.25×10^3 kg/m³。

3) 网格划分。网格的划分一定根据三维实体模型的尺寸以及结构选择具体的方法,网格划分的质量也决定了分析的精度是否准确。在划分时对网格进行全局控制,将网格尺寸设置为 20 mm。网格划分结果如图 2 所示。



图 2 滑枕网格划分结果

4) 约束情况

滑枕后部的 2 根导轨与滑枕一起沿着滑鞍上的滑块做 z 轴的上下快速移动,因此对 2 根直线导轨表面 x 向与 y 向的自由度进行限制;后部安装滚珠

丝杠螺母的部分要约束其 z 向的位移。

5) 载荷计算

滑枕受到的载荷主要为自身重力和主轴的重力以及加工工件时的切削力。

自身重力方向沿滑枕质心竖直向下,在 ANSYS 软件中当定义完滑枕的材料属性后,重力可直接加载;主轴的重力沿着法兰面竖直向下,已知电主轴的质量为 51 kg,由 $G = mg$ (m 为主轴质量, g 为常数,这里取 9.8),可得出电主轴的重力 $G = 499.8$ N。

高速五轴数控机床的加工方式是以铣削为主,此次分析只考虑重铣削加工的情况,对滑枕部件在进行铣削加工时所受切削力情况进行分析计算。在滑枕内,圆周方向的最大切削力可看作施加在安装主轴法兰座的圆形环面上的力,前文提及的最大主轴扭矩为 91.7 Nm,该机床最大刀具直径 ≤ 150 mm,则根据经验,铣削时所选用铣刀的直径为 100 mm,根据公式(6):

$$T = FR \quad (6)$$

式中: T 为扭矩; R 为刀具半径。

由此可计算出圆周方向最大的铣削力为:

$$F = F_c = T/R = 1\ 830\ \text{N}$$

又已知机床的铣削条件为端铣削,铣削方式为对称铣削。则根据公式(7)、(8)、(9):

进给力:

$$F_f = (0.3 - 0.4) F_c \quad (7)$$

垂直进给力:

$$F_{fn} = (0.85 - 0.95) F_c \quad (8)$$

横向进给力:

$$F_e = (0.5 - 0.55) F_c \quad (9)$$

可计算出:

$$F_f = 732\ \text{N}$$

$$F_{fn} = 1\ 739\ \text{N}$$

$$F_e = 1\ 007\ \text{N}$$

将以上三个力分别对应分解到 x 、 y 、 z 三个方向上,即:

$$F_x = 1\ 007\ \text{N}$$

$$F_y = 732\ \text{N}$$

$$F_z = 1\ 739\ \text{N}$$

滑枕在工作过程中可以沿着 z 轴上下滑动,当滑枕滑动到 z 轴负向最大行程处,滑枕就会形成悬臂梁结构,这时滑枕的受力情况是最恶劣的,因此定义数控机床在此位置加工时为极限位

置加工工况。为此分析过程将从当滑枕处于极限加工位置开始,进行铣削加工时滑枕部件的静力学分析。

2.2.2 静态分析结果

滑枕部件经过有限元分析计算,得到的位移变形的结果,如图 3 所示。

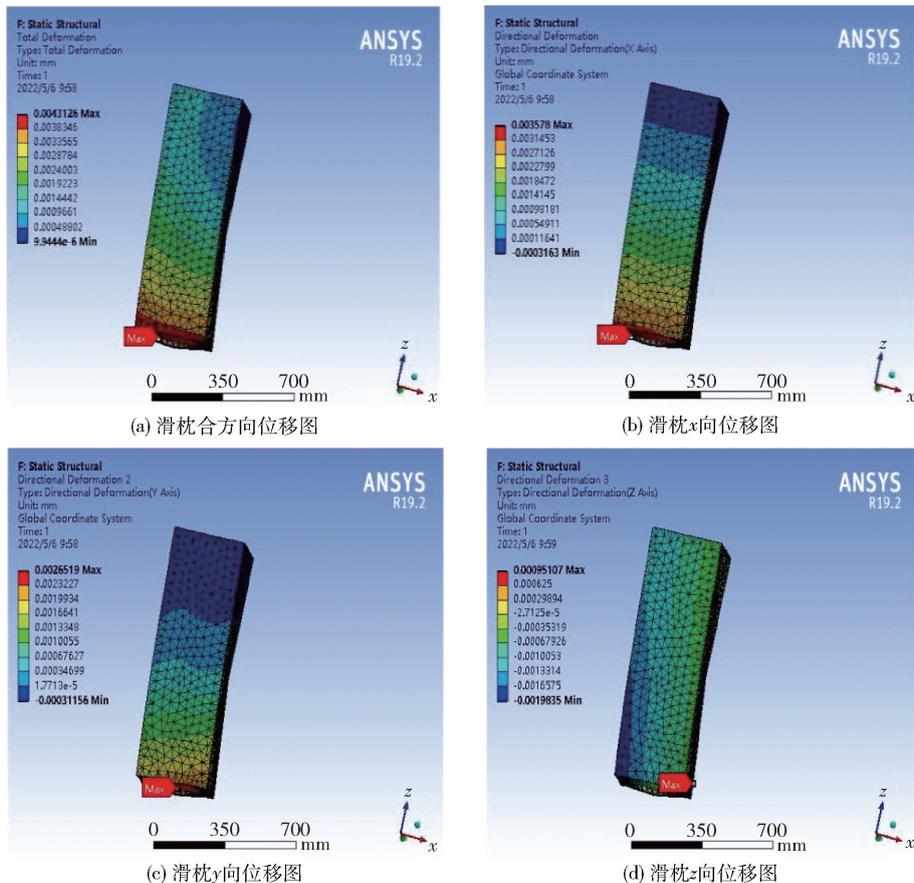


图 3 静态分析位移图

滑枕部件最大位移量汇总表如表 2 所示。

表 2 滑枕部件最大位移量汇总表

各方向变 形/mm	x 向最大 位移/mm	y 向最大 位移/mm	z 向最大 位移/mm	合方向最 大位移/mm
数值	0.003 6	0.002 7	0.001 0	0.004 3

由以上的分析结果可知,滑枕在极限加工位置的总体变形量是 0.004 3 mm,且变形发生在滑枕下部,此变形量完全满足机床加工精度的要求。同时在 x、y 向的位移量分别为 0.003 6 mm 和 0.002 7 mm,最大变形也发生在滑枕下部,变形数值相对于 z 向来说较大,可能由于在此时刻滑枕模型近似于悬臂梁结构,同时还受到了切削力的作用,从而引起了较大变形。而 z 轴的变形量较小,是由于滑枕的重力作用影响,抵消了一部分切削力引起的变形。

2.3 滑枕部件动态分析

为了满足高速五轴数控机床高速高效以及高质量的加工要求,要对机床部件进行静态分析和动态分析。因为机床在工作的过程中,所受的动载荷是时刻变化的,机床在受到这些外力的作用下,就会产生不同频率的振动,这些振动很可能对机床性能造成影响。因此,对机床部件进行动态分析就显得至关重要。

2.3.1 模态分析准备

模态分析前先定义材料属性,对网格进行划分,在这里网格定义为默认尺寸,在分析过程中所施加的约束条件与静力学分析时是一样的,不同的是不需要对模型施加外载荷,因为外载荷对于系统的固有频率是没有影响的。

2.3.2 模态分析结果

对滑枕部件进行模态分析,得到滑枕部件的前

六阶固有频率,滑枕模态振型图如图4所示。

滑枕六阶模态频率与主振型描述如表3所示。

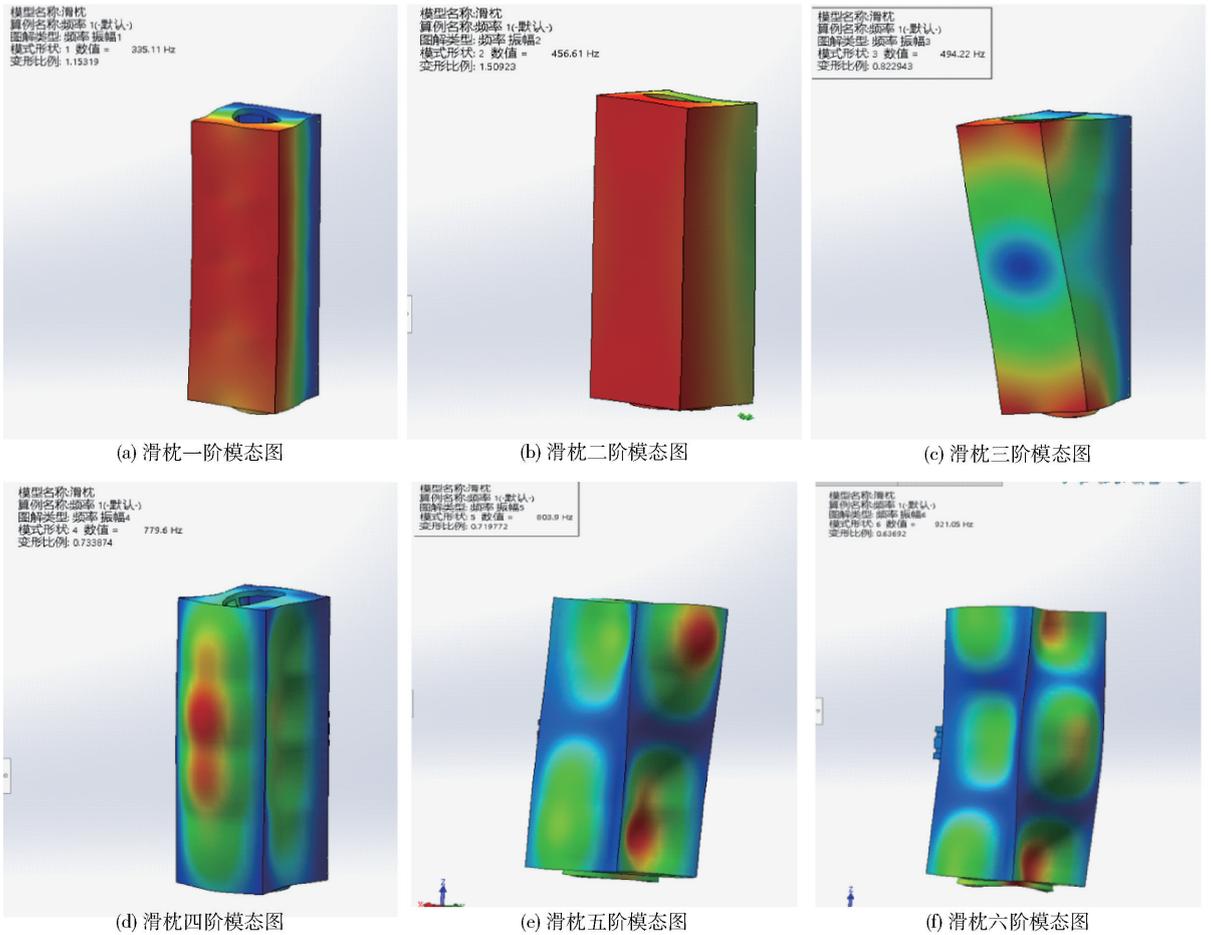


图4 滑枕模态振型图

表3 滑枕六阶模态汇总表

阶数	固有频率/Hz	主振型描述
1	335.11	滑枕底部沿 x 轴左右摆动
2	456.61	滑枕底部沿 z 轴上下摆动
3	494.22	滑枕整体绕 y 轴扭转振动
4	779.6	滑枕整体沿 z 向上下摆动
5	803.9	滑枕整体沿 x 向左右摆动
6	921.05	滑枕整体沿 y 向前后摆动

一阶固有频率是滑枕动态特性的重要参数。由 $n = 60f = 20\ 106.6\ \text{r/min}$, 可得引起滑枕共振的最低转速是 $20\ 106.6\ \text{r/min}$, 所选主轴的最高转速是 $18\ 000\ \text{r/min}$, $20\ 106.6\ \text{r/min}$ 大于 $18\ 000\ \text{r/min}$, 由此可见所设计的滑枕部件满足设计要求。

从前文式(5)可知,刚度与固有频率成正比,提高固有频率有助于提高结构刚度;同时,固有频率与

质量成反比,降低质量可以提高固有频率。为了提高机床的动态特性,需尽可能提高刚度与质量的比值,即提高刚度或降低质量,或二者兼顾。

3 滑枕部件拓扑优化

3.1 滑枕拓扑优化

拓扑优化是一种基于有限元分析的算法,是通过给予模型或部件一定的负载或约束条件及性能指标来对模型区域内的结构进行材料的分布选择性去除,即降低质量的一种结构优化的计算方法。

拓扑优化前应先设定优化的条件指标例如对部件的约束和负载及对部件的保留面和需要保留的部件体积进行设定。设定拓扑优化条件的负载与约束与静力分析相同,对部件进行优化处理,设置保留质量比率为50%,保留接触面。通过优化结果可以看出滑枕主体结构,透明区域是建议减少的材料,于是

将透明区域特意划分出来,对透明区域进行调整,使滑枕有更好的结构。优化结果的模型如图 5 所示。



图 5 滑枕拓扑优化结果

根据拓扑优化结果对模型结构进行多次迭代设计。一方面结合前文对滑枕部件的静力学分析结果,即滑枕部件各区域的所受应力情况和变形情况有选择性的去除材料。另一方面拓扑优化后的模型形状是不规则的,需考虑滑枕部件的铸造工艺性、加工工艺性和装配工艺性,对模型形状和尺寸进行再设计。滑枕拓扑优化再设计后的外部几何特征如图 6(a)所示;内部几何特征如图 6(b)所示。

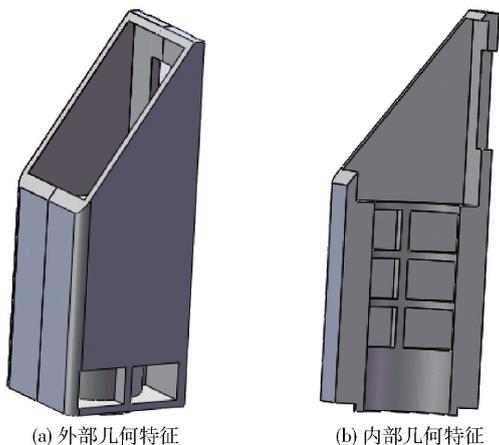


图 6 滑枕拓扑优化再设计的三维图

3.2 滑枕优化后分析与对比

对优化后的滑枕在优化前同样的工况下进行静力学分析和模态分析,分析出其变形量及固有频率,看是否满足设计要求,并与优化前的滑枕相比较,分析结果如下。

网格划分结果如图 7 所示、变形量分析结果如图 8 所示。

优化滑枕部件位移量如表 4 所示。

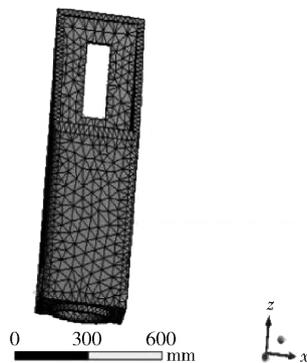


图 7 优化滑枕网格划分

表 4 滑枕部件优化后位移量总表

各方向变 形/mm	x 向最大 位移/mm	y 向最大 位移/mm	z 向最大 位移/mm	合方向最 大位移/mm
数值	0.004 4	0.003 5	0.001 5	0.005 8

由分析结果可知优化滑枕在极限位置加工工况下变形规律与优化前相同,总体相对大的变形也是出现在部件下部位置,合方向最大位移量是 0.005 8 mm,同样也满足加床加工精度要求。滑枕优化后模态分析结果如图 9 所示。

滑枕优化后六阶模态频率与主振型描述汇总如表 5 所示。

表 5 滑枕优化后六阶模态汇总表

阶数	固有频率/Hz	主振型描述
1	410.17	滑枕底部沿 x 轴左右摆动
2	494.52	滑枕底部沿 z 轴上下摆动
3	519.04	滑枕整体绕 y 轴扭转振动
4	528.72	滑枕整体沿 z 向上下摆动
5	671.95	滑枕整体沿 x 向左右摆动
6	922.27	滑枕整体沿 y 向前后摆动

优化后的滑枕一阶固有频率为 410.17 Hz,引起其共振的最低转速也远远大于主轴转速,由此可见也满足设计要求。滑枕未优化前与优化后结果比较,如表 6 所示。

由上表可知,优化后的滑枕质量减轻了 103 kg,减少了 31%;一阶固有频率增长了 75.06 Hz,增长了 22.4%;通过拓扑优化,提升了固有频率,改善了机床滑枕部件的动态性能,而且实现了滑枕部件的轻量化设计,节省了原材料。

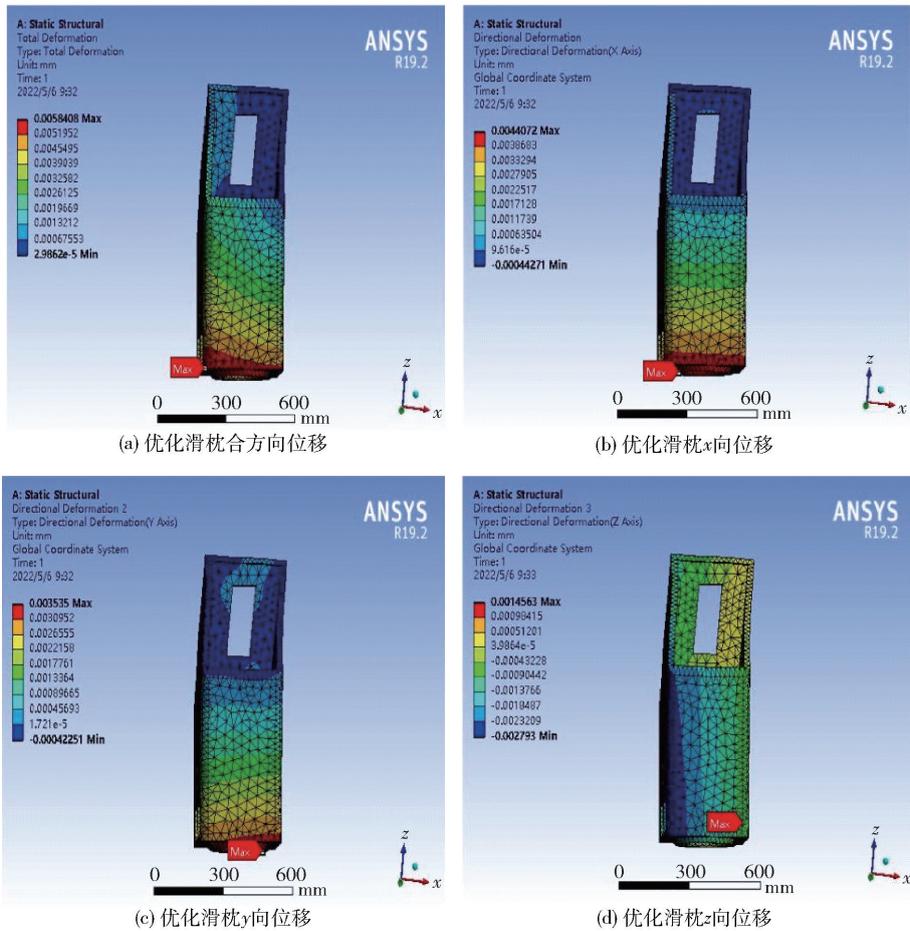


图8 滑枕优化后静态分析位移

表6 滑枕部件优化前后结果比较汇总表

滑枕	质量/kg	一阶固有频率/Hz
优化前	332	335.11
优化后	229	410.17
差值	-103	+75.06
	-31% (幅度)	+22.4% (幅度)

4 结语

本文以高速立式五轴加工中心滑枕为研究对象,从滑枕部件初始设计、静动态分析、滑枕拓扑优化以及优化前后分析与对比等进行了较为全面的研究,得到如下结论。

1) 阐述了立式五轴加工中心滑枕结构设计原理,包括初始几何尺寸计算和部件结构组成要素设计2个方面。

2) 基于静动态分析理论,采用有限元分析方法

针对滑枕初始结构进行静态和模态分析,静态分析各方向变形量完全满足机床加工精度的要求,而模态分析计算的固有频率也大于机床主轴的激振频率。采用的方法也适用于机床其他零部件的静动态分析。

3) 由固有频率计算公式得知,为了提高机床的动态特性,需尽可能提高刚度与质量的比值,即提高刚度或降低质量,或二者兼顾。进而采用拓扑优化方法对滑枕结构进一步轻量化设计,并对优化前后结构做对比分析。最终优化后的滑枕质量减轻了31%,一阶固有频率增长了22.4%。既提升了机床滑枕部件的动态性能,又实现了滑枕部件的轻量化设计。该方法为高速立式五轴加工中心其他关键零部件及整机优化设计奠定了基础。

[参考文献]

- [1] 胡世军,梁东旭,张代录,等. 基于 ANSYS 的主轴箱体模态分析及拓扑优化[J]. 机械制造,2012,50(11): 6-9.
- [2] 范中廷,武美萍,施健. 大型落地铣镗床主轴箱模态分析

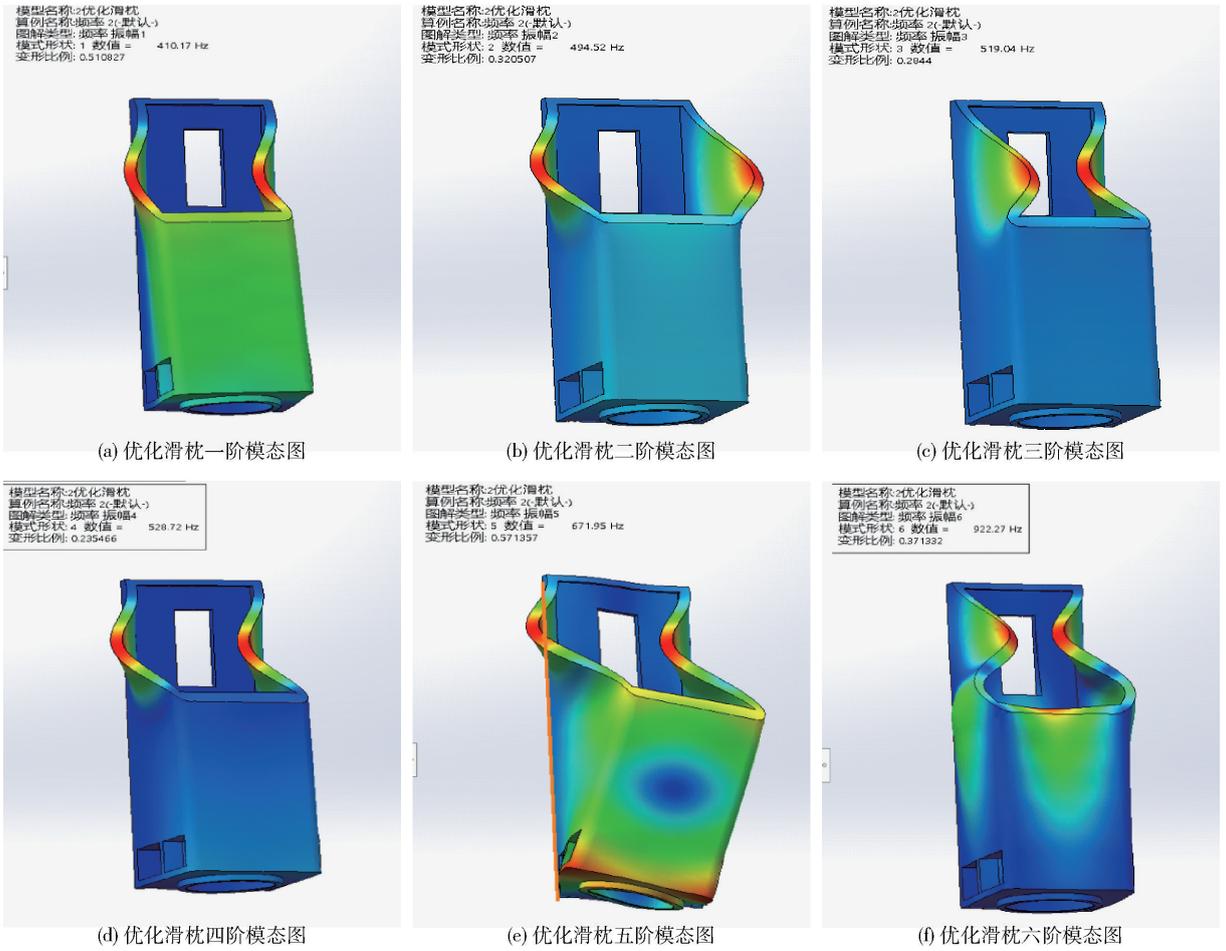


图9 滑枕优化后模态振型图

与动态特性优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014 (2): 121 - 124 + 128.

- [3] 石云, 韩涛. 基于拓扑优化的高速加工中心主轴箱动态特性优化设计[J]. 金属加工, 2016(14): 57 - 59.
- [4] 陈敏, 毛璐瑶, 施维, 等. 基于结构拓扑优化的龙门加工中心滑枕优化设计[J]. 机电工程技术, 2018, 47(9): 73 - 74 + 21.

- [5] 谢军, 廖映华, 廖川. 立式加工中心主轴箱静态特性分析及拓扑优化[J]. 机床与液压, 2020, 48(23): 166 - 170.
- [6] 田国富, 张开. WT700 数控铣齿机滑枕的结构优化[J]. 航空制造技术. 2021, 64(20): 88 - 91.
- [7] 张鄂, 张帆, 艾尼. 现代设计理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2019.

Design and optimization of ram structure for high-speed vertical five axis machining center

ZHANG Jian, HUO Fengwei, TENG Hailong

Abstract: Taking the high-speed vertical five axis machining center ram as the research object, the initial structural design principle was elaborated. Then, based on the theory of static and dynamic analysis, finite element analysis was used to conduct static and modal analysis on it. In order to further

improve its dynamic characteristics, topology optimization method was used for lightweight design of the ram structure, and a comparative analysis was conducted on the structure before and after optimization. After the final optimization, the mass of the ram was reduced by 31%, and the first-order natural frequency increased by 22.4%. This study not only improves the dynamic performance of the machine tool ram components, but also achieves lightweight design of the ram components. This method lays the foundation for the optimization design of other key components and the whole machine of this type of machine tool.

Key words: high-speed vertical five axis machining center; ram; lightweight design; topology optimization; dynamic performance ▲

(上接第 35 页)

Study on magnetic particle grinding device with permanent magnet alternating field and experiments

YAN Yuhang, WANG Qingyang, WANG Huijiang, AN Linbai, WANG Benyu,
HAN Yuyang, JIANG Jiaqi, DING Yunlong, HAN Bing

Abstract: In order to improve the effect of planar magnetic abrasive finishing, the change of magnetic field is enhanced to make the abrasive roll and renew. In this paper, a magnetic particle grinding device with permanent magnet alternating field was designed. The device uses the alternating magnetic field generated by the permanent magnet alternating pole for magnetic particle grinding processing. Software was used to simulate the permanent magnet alternating magnetic field and observe the change of magnetic induction intensity in the grinding area. During the grinding experiment, SUS304 stainless steel plate was used as workpiece, grinding time is 30 min, magnetic abrasive particle size is 80 mesh, the spindle speed is 150 r/min, 200 r/min and 250 r/min. Surface morphology and roughness of the workpiece before and after grinding were compared by using ultra depth microscope and stylus roughness measuring instrument. By comparison, it can be concluded that surface morphology of SUS304 stainless steel plate is gradually improved, nearly all the texture and pits were removed. Surface roughness is reduced from the original 0.329 μm to 0.069 μm , and the effect of finishing is achieved. Usage of permanent magnet alternating magnetic field magnetic particle grinding device can speed up the renewal of magnetic particles, and make the grinding track more complicated, thus improving the grinding effect and grinding efficiency.

Key words: magnetic particle grinding; permanent magnet alternating magnetic field; SUS304 stainless steel; surface roughness; grinding device; simulation; finishing ▲