

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.043

基于有限元的大转矩主轴箱轻量化仿真分析

姜昂

(通用技术集团机床工程研究院有限公司沈阳分公司, 辽宁 沈阳 110142)

摘 要:机床主轴箱的动静态特性优劣对机床整体精度具有重要影响。以数控卧式铣镗床侧向开口的主轴箱为研究对象,应用 SolidWorks 软件对主轴箱典型工况下的动静态特性进行分析;应用 Simulation 中的拓扑优化模块对主轴箱进行优化。对比优化前后的分析结果可知:主轴箱开口处是受力薄弱区域,优化后的主轴箱总质量降低了 3.68%,最大变形量从 0.059 mm 降至 0.051 mm;最大应力从 18.4 MPa 降至 13.81 MPa,各阶振动频率均有所增加,振动幅度也有所改善,可有效避免共振。

关键词:数控卧式铣镗床;主轴箱;动静态特性分析;轻量化

中图分类号:TH122 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)01-0206-06

Simulation Analysis of High Torque Headstock Lightweight Based on Finite Element Method

JIANG Ang

(General Technology Group Machine Tool Engineering Research Institute Co., Ltd., Shenyang Branch, Shenyang 110142, China)

Abstract: As the advantage and disadvantage of dynamic and static characteristics of machine headstock have an important influence on the overall accuracy of machine tool, taking the lateral opening headstock of NC horizontal milling and boring machine as the research object, analyzes the dynamic and static characteristics of headstock under typical working conditions by SolidWorks software, and applies the topology optimization module in Simulation to optimize the headstock. The analysis results of before and after optimization show that the headstock opening is a weak area, the improved headstock mass is reduced by 3.68%, the maximum deformation is reduced from 0.059 mm to 0.051 mm. The maximum stress also increases from 18.4 MPa to 13.81 MPa, the vibration frequency of each order increases, and the amplitude of vibration improves as well, which avoids resonance effectively.

Keywords: lateral opening headstock of NC horizontal milling and boring machine; headstock; analysis of dynamic and static characteristics; lightweight

0 引言

传统的数控卧式铣镗床主轴行程普遍较短,转矩较小,对于深孔加工的零件及大切削量的铣削加工,此类设备却无法fe足。沈阳机床结合行业需求,开发了一款全新的方滑枕刨台类数控卧式铣镗床。主轴箱是整个机床设计的核心部件,其性能的优劣对于加工工件的精度及质量至关重要,因而要有足够的刚度及强度^[1-3]。以往的设计方法只是借助人fe的经验来布置箱体的筋腔及壁厚,设计偏保守,箱体质量及框架往往偏大,因而需要借助现代设计方法并结合实际切削工况共同优化产品结构,以降低因质量带来的磨损和能耗。原有的数控卧式铣镗床为无方滑枕结构,主

轴箱均为一体框架式结构,整体刚性较好,综合性能稳定,但结构空间冗余较大,质量较沉,封闭式箱体结构如图 1 所示。因此,基于以往的设计经验并结合结构特点,在加入大尺寸矩形花键轴传动结构时,将主轴箱设计为半封闭开放式,该结构型式具有主轴输出转矩大,结构紧凑,加工效率高,维修方便等显著特点。半封闭式箱体结构如图 2 所示。

为保证主轴箱体从封闭腔变为半封闭腔的整体刚性(图 2),使结构设计达到最优化,本文应用 SolidWorks 软件的 Simulation 界面对半封闭开放式主轴箱体进行静力学及模态分析,并结合拓扑优化模块对主轴箱结构进行优化,减轻了主轴箱质量,提高了主轴箱的刚度及频率,机床的抗振性

作者简介:姜昂(1987—),男,黑龙江齐齐哈尔人,高级工程师,硕士,研究方向为机床结构优化设计、自动线机床设计,15542172512@163.com。

及刚性得到提升,为方滑枕刨台类大型机床半封闭式主轴箱设计提供了理论依据和实践参考。

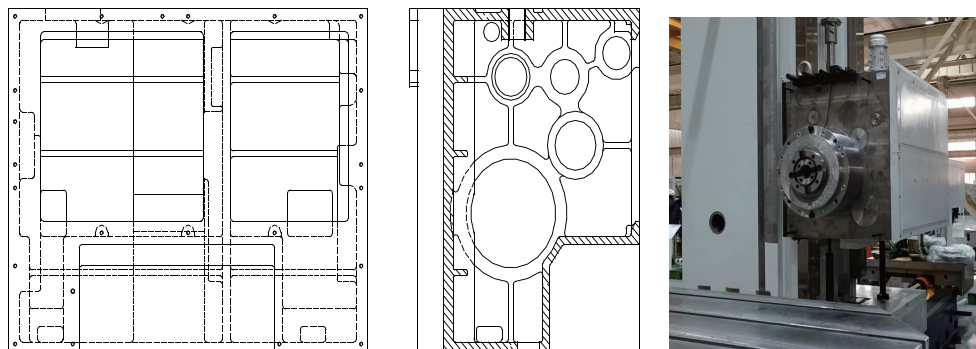


图1 封闭式主轴箱体结构图及实物图

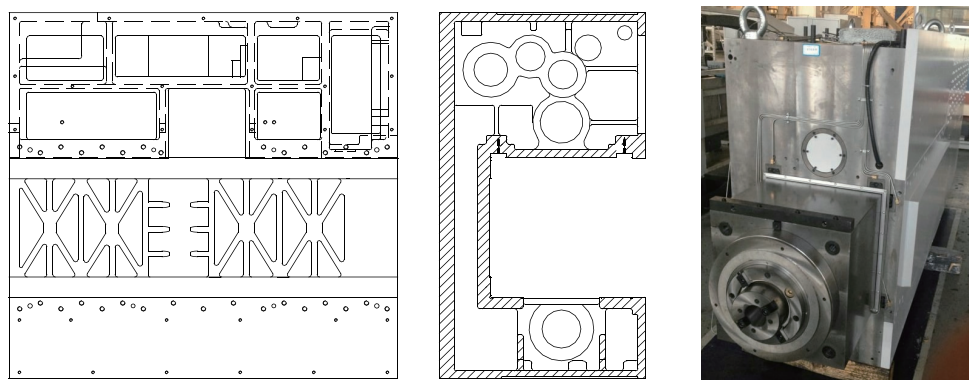


图2 半封闭式主轴箱体结构图及实物图

1 模型建立

主轴箱材质选用 HT300, 密度 $\rho = 7\,300\text{ kg/m}^3$, 泊松比 $\mu = 0.25$, 弹性模量 $E = 1.3 \times 10^{11}\text{ Pa}$ 。网格质量的好坏对于计算的精确性极为重要^[4]。因此,为了保证计算的准确性,提高在倒角、螺纹孔、退刀槽等较小处特征的网格质量以及一些高度弯曲位置的网格质量,划分网格时选择基于曲率的网格,共 91 279 个节点,54 239 个单元。

2 静力学分析

2.1 主轴箱受力计算

在实际切削加工中,主轴箱的受力情况比较复杂,结合数控卧式铣镗床的切削工况及生产加工经验得知,重切削对箱体的应力及变形影响较大。铣削状态下的切削力经验计算公式为

$$F_c = (c_p \cdot a_p^{0.86} \cdot f_z^{0.74} \cdot B \cdot z \cdot K \cdot K_1 \cdot 10) / d_0^{0.86} \quad (1)$$

式中: c_p 为工件材料对切削力的影响系数; a_p 为切削深度, mm; f_z 为每齿进给量, mm; B 为切削宽度, mm; z 为铣刀齿数; d_0 为铣刀直径, mm; K 为刀具

前角对切削力的影响系数; K_1 为切削速度对切削力的影响系数^[5-6]。

选用硬质合金刀具, 刀具的主偏角为 45° , 切削工件材料为 HT250。代入相关参数可得: 切削力 $F_c = (50 \cdot 6^{0.86} \cdot 0.1^{0.74} \cdot 120 \cdot 12 \cdot 1.2 \cdot 0.96 \cdot 10) / 200^{0.86} = 7\,398\text{ N}$, 径向切削力 $F_r = 5\,230\text{ N}$, 轴向切削力 $F_a = 5\,230\text{ N}$ 。

主轴箱采用重锤平衡方式, 装配后主轴箱的总质量为 $6\,200\text{ kg}$, 为重锤平衡主轴箱质量的 90%, 每一个链条受到主轴箱拉力为 $27\,900\text{ N}$, 进给电机通过滚珠丝杠带动主轴箱垂直方向移动, 滚珠丝杠螺母受到主轴箱拉力 $6\,200\text{ N}$, 滑枕与主轴箱间的基准导轨采用滑动导轨, 接触形式为铁-塑相结合方式, 另一侧采用 1:100 镶条配磨调整。切削时, 滑枕伸出 500 mm , 主轴伸出 400 mm , 按力学平衡关系计算可得到各导轨面受力值: $F_{\text{up}} = 7\,292\text{ N}$, $F_{\text{down}} = 30\,083\text{ N}$, $F_{\text{left}} = 16\,666\text{ N}$, $F_{\text{right}} = 7\,083\text{ N}$ 。

2.2 静力学分析

应用 Simulation 界面的静力学分析, 在主轴箱

体与侧盖板之间采用螺栓联结,主轴箱与立柱导轨结合处、滚动体与导轨里面接触处施加固定约束,按力学计算结果在受力部位施加载荷,得到主轴箱的位移及应力云图如图3—图4所示。

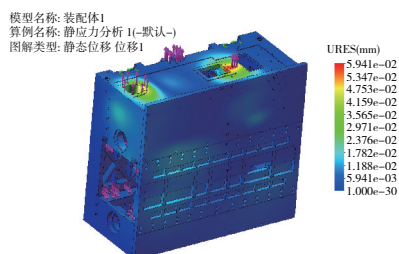


图3 位移云图

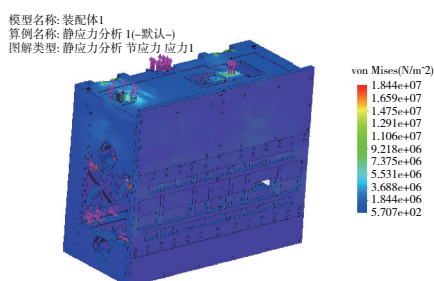


图4 应力云图

由图3和图4可以看出,主轴箱的最大应力及最大变形出现在链条与箱体联结处,最大变形量为0.059 mm,最大应力值18.4 MPa,设计时需考虑将此处铸件壁厚加厚。主轴箱与滑枕侧面前端镶条接触区变形量也较大,变形量约在0.016 mm,说明侧盖板与箱体联结部位相对薄弱,如果该变形量累积到主轴上,变形值会更大,因此开口箱体此处需要优化。

3 动态特性分析

模态分析的目的是为了得到系统的固有属性,包括固有频率及相应的振型,而固有频率和振型又是分析动态特性的重要依据,因此模态分析十分必要。根据多个自由度振动系统的运动学微分方程为

$$\mathbf{M}\{\ddot{x}\} + \mathbf{C}\{\dot{x}\} + \mathbf{K}\{x\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为系统的质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为系统的阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为系统的刚度矩阵; x 、 $F(t)$ 分别为节点位移、载荷。利用有限元法对此方程进行求解,评估系统的动态特性^[7]。

根据上述模态理论求出振动系统的固有频率和振型。当弹性体动力基本方程中的激振力 $F(t)=0$,即不受外力作用时,可得到系统的自由

振动方程为

$$\mathbf{M}\{\ddot{x}\} + \mathbf{C}\{\dot{x}\} + \mathbf{K}\{x\} = 0 \quad (3)$$

由于阻尼对结构的固有频率和振型影响不大,因此可通过无阻尼自由振动模型来求解主轴箱的固有频率和振型。具体方程为

$$\mathbf{M}\{\ddot{x}\} + \mathbf{K}\{x\} = 0 \quad (4)$$

解的表达式为

$$x_i = X_i \sin(\omega t + \alpha) \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (5)$$

可通过求解上式的广义特征值(固有频率)和特征向量(振动幅值)来求解主轴箱的固有频率和振型^[8-10]。

利用Simulation界面的频率分析监测主轴箱的各阶振动状态,施加与静力学分析相同的边界条件,得到主轴箱前5阶振型图,如图5所示。

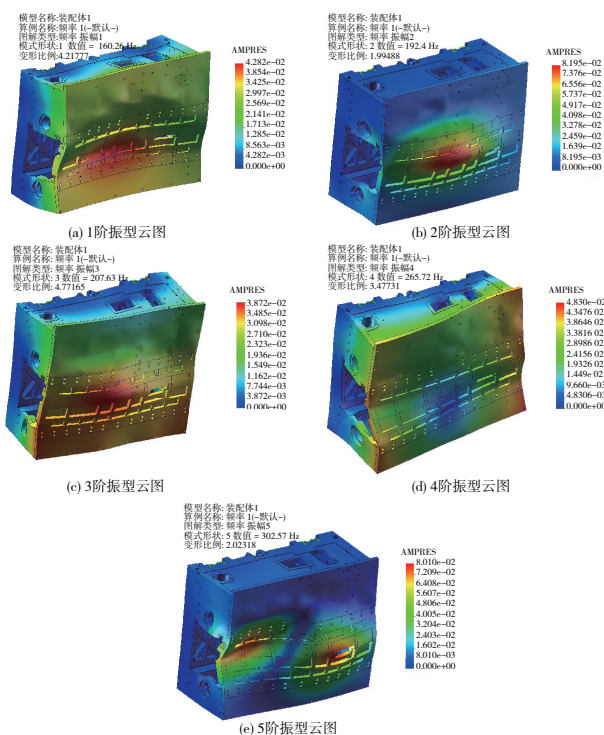


图5 优化前模态振型图

4 拓扑优化

结构的拓扑优化方法就是在给定的一个区域内,根据已知负载和支撑等约束条件,解决材料的分布问题,使结构的刚度达到最大或使输出应力、位移达到规定范围内的一种设计方法^[11-13]。目前,基于人工材料密度的拓扑优化方法被广泛应用,结合主轴箱加工时的切削状态,将最小刚度作为目标函数,以降低质量的30%作为约束条件,建立数学模型为:

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_{54\,329}]^T \quad (6)$$

$$\mathbf{C}_{\min} = \mathbf{U}^T \mathbf{k} \mathbf{U} = \sum_{i=1}^n (\mathbf{u}_i)^T \mathbf{k}_i \mathbf{u}_i \quad (7)$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} \mathbf{F} = \mathbf{K} \mathbf{U} \\ \mathbf{M} = f \mathbf{M}_0 = \sum_{i=1}^n x_i \mathbf{M}_i \leq \mathbf{M}^* \\ 0 < x_{\min} < x_i < x_{\max} \end{cases}$$

式中: $\mathbf{X}$ 为箱体离散单元的相对密度列阵; n 为离散后单元的总数; x_i 为第 i 个单元相对密度; $\mathbf{C}$ 为箱体总刚度; $\mathbf{F}$ 为切削时轴向力矢量; $\mathbf{U}$ 为箱体的位移列阵; $\mathbf{K}$ 为箱体总刚度矩阵; $\mathbf{u}_i$ 为单元位移矢量; $\mathbf{M}$ 为优化后的质量; f 为优化质量比; $\mathbf{M}_0$ 为箱体的初始质量; $\mathbf{M}_i$ 为优化后的箱体单元质量; $x_{\min}$ 为单元最小相对密度; $x_{\max}$ 为单元最大相对密度^[14]。

利用 Simulation 界面的拓扑分析进行计算, 经 25 次迭代计算, 最佳刚度及质量收敛曲线如图 6—图 7 所示(本刊黑白印刷, 相关疑问咨询作者)。质量云图如图 8 所示。

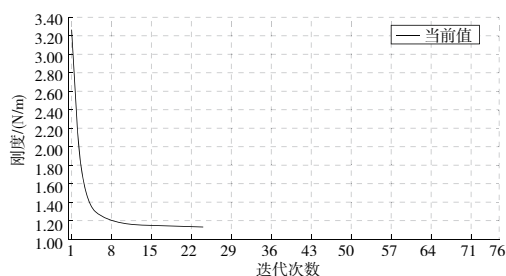


图6 优化前最佳刚度收敛曲线

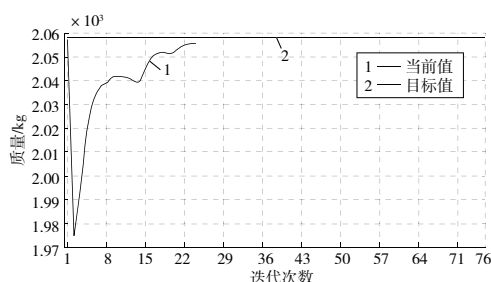


图7 优化前最佳质量收敛曲线

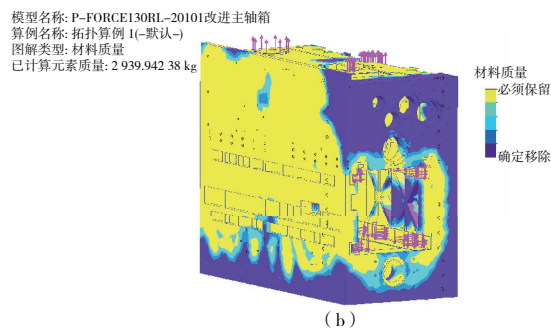
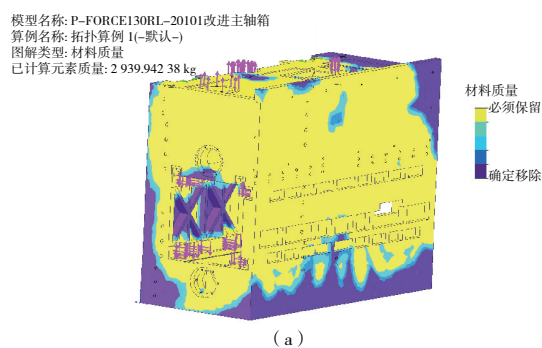


图8 优化前拓朴质量云图

从图 8 可以看出, 主轴箱整体的安全系数较高, 刚性较好, 在主轴箱体四角、侧面导轨加强筋、下侧盖板及传动支撑轴端面的颜色较深, 说明这些部位对于箱体的性能影响较小, 可以进行优化。为减小传动过程中的振动对传动链刚度的影响, 支撑轴端面可不进行优化, 导轨处的加强筋板设计较为保守, 可作为优化的主要对象。

基于拓扑优化的结果, 将导轨侧面米字型加强筋板从箱体中切除, 并将箱体四角的壁厚由 50 mm 降至 30 mm, 下侧盖板大面积去除材料。同时结合前面静力学分析结果, 将链条结合处的铸件壁厚由 25 mm 增加至 35 mm。主轴箱拓扑优化后相比优化前总刚度有所增大, 增大量约为 0.02, 且优化后的箱体总质量由 2 055 kg 降至 1 982 kg, 迭代后最佳刚度及质量收敛曲线如图 9—图 10 所示。优化后的拓朴质量云图如图 11 所示。

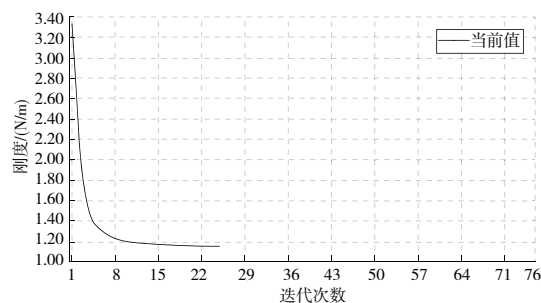


图9 优化后最佳刚度收敛曲线

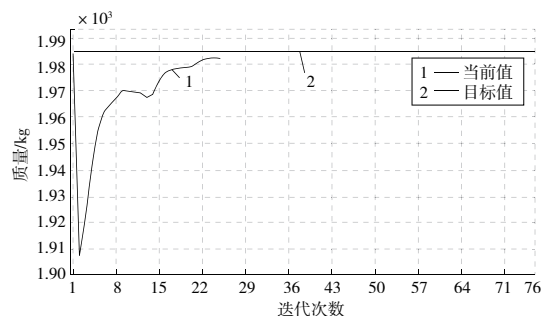
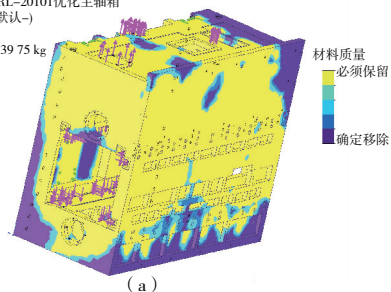


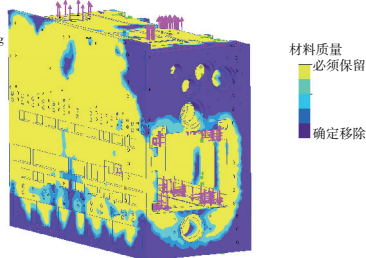
图10 优化后最佳质量收敛曲线

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 拓扑算例 1(-默认-)
图解类型: 材料质量
已计算元素质量: 2 835.239 75 kg



(a)

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 拓扑算例 1(-默认-)
图解类型: 材料质量
已计算元素质量: 2 835.239 75 kg



(b)

图 11 优化后拓扑质量云图

图 11 显示, 主轴箱整体密度分布比较均匀, 核心受力区域密度已达到最优结果, 导轨加强筋部位通过去除材料已达到优化理想值, 四角边缘铸件厚度减薄后, 已达到优化目标, 下侧盖板减重方窗优化效果明显。

在相同工况下, 对优化后的主轴箱进行静力学及模态分析。其应力、位移如图 12—图 14 所示。

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 静应力分析 1(-默认-)
图解类型: 静态位移 位移1

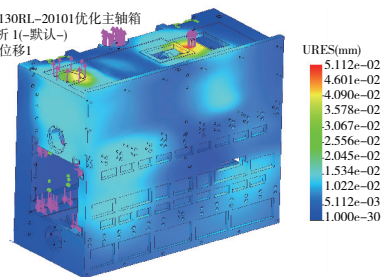


图 12 优化后位移云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 静应力分析 1(-默认-)
图解类型: 静应力分析 应力1

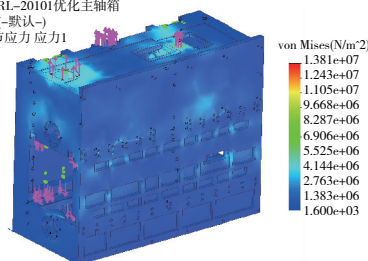
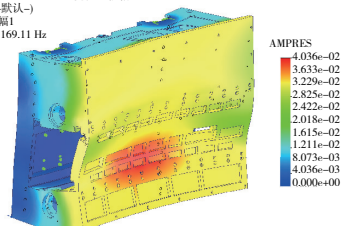


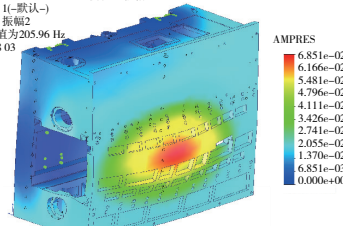
图 13 优化后应力云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 频率 1(-默认-)
图解类型: 频率 振幅1
模式形状: 1 数值为 169.11 Hz
变形比例: 4.305 97



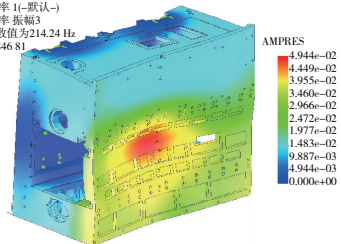
(a) 优化后1阶振型云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 频率 1(-默认-)
图解类型: 频率 振幅2
模式形状: 2 数值为 205.96 Hz
变形比例: 2.438 03



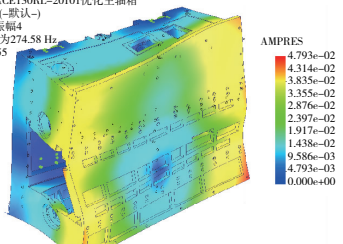
(b) 优化后2阶振型云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 频率 1(-默认-)
图解类型: 频率 振幅3
模式形状: 3 数值为 214.24 Hz
变形比例: 3.846 81



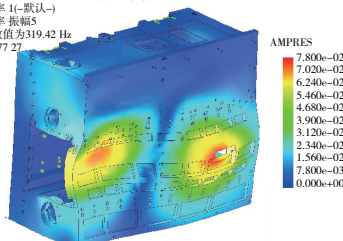
(c) 优化后3阶振型云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 频率 1(-默认-)
图解类型: 频率 振幅4
模式形状: 4 数值为 274.58 Hz
变形比例: 3.501 55



(d) 优化后4阶振型云图

模型名称: P-FORCE130RL-20101优化主轴箱
算例名称: 频率 1(-默认-)
图解类型: 频率 振幅5
模式形状: 5 数值为 319.42 Hz
变形比例: 2.077 27



(e) 优化后5阶振型云图

图 14 优化后的模态振型图

优化前后的模态频率及振型结果对比如表1—表2所示。

表1 优化前后模态频率对比表

模态阶数	优化前固有频率值/Hz	优化后固有频率值/Hz	频率增加百分比/%	振型特征
1	160.26	169.11	5.52	主轴箱侧面沿y方向上下摆动
2	192.40	205.96	7.05	主轴箱侧面沿x方向左右摆动
3	207.63	214.24	3.18	主轴箱侧面沿z方向前后摆动
4	265.72	274.58	3.33	主轴箱侧面绕x方向扭动
5	302.57	319.42	5.57	主轴箱侧面绕y方向扭动

表2 优化前后振幅对比表 单位:mm

模态阶数	优化前总振幅	优化后总振幅
1	0.043	0.040
2	0.082	0.069
3	0.039	0.049
4	0.048	0.048
5	0.080	0.078

表1结果表明,优化后的各阶固有频率有所增加,各阶振动特征主要集中在侧盖板处,前3阶振型表现为主轴箱体侧面的摆动,第4、第5阶振型为主轴箱侧面的扭曲,振型特征说明开口式主轴箱此处是敏感薄弱部位,在设计时需要重点考虑。表2结果表明,除第3阶模态振动总幅度略有升高外,优化后的其余阶数的振动总幅度降低,说明优化后的主轴箱体结构合理。

5 结语

通过对方滑枕类数控卧式铣镗床开口式主轴箱的动静态特性分析,得到了动静态特性云图,为箱体结构设计提供了理论依据,同时根据拓扑优化结果对主轴箱进行了二次设计,优化后的主轴箱总质量降低了3.68%,最大变形量从0.059 mm

降至0.051 mm,最大应力也从18.4 MPa降至13.81 MPa,前5阶振动频率均有所增加,振动幅度也有所改善,可有效避免共振。研究结果提高了主轴箱的动静态特性,可减少盲目设计对材料造成的浪费,充分发挥材料的利用率,对于开口式主轴箱设计具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 舒雨,张伟,魏晓庆,等. 铸造式和焊接式主轴箱体的动态特性对比分析[J]. 制造技术与机床, 2020(2): 147-152.
- [2] 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.
- [3] 武小惟,薄瑞峰,任鑫,等. TBT-ML500 深孔钻床主轴箱的结构优化[J]. 机械设计与制造工程, 2021, 50(5): 29-32.
- [4] 机械设计手册编委会. 机械设计手册. 第1卷. 常用资料[M]. 3版. 北京:机械工业出版社, 2004.
- [5] 陆剑中,孙家宁. 金属切削原理与刀具[M]. 5版. 北京:机械工业出版社, 2011.
- [6] 王先逵. 机械加工工艺手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2010.
- [7] 张义民. 机械振动[M]. 北京:清华大学出版社, 2007.
- [8] 吴石,刘涛瑞,刘献礼,等. 基于Kriging预测模型的五轴机床动态特性场分析[J]. 振动·测试与诊断, 2022, 42(1): 68-75, 195.
- [9] 贾超凡,朱昱,倪红军,等. 数控机床主轴静态特性分析与优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019(8): 12-15.
- [10] 吴玉厚,任宇航,王卿源. HTM125 车铣复合加工中心主轴箱的动力学特性[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2015, 31(2): 328-334.
- [11] 周克民. 结构拓扑优化的一些基本概念和研究方法[J]. 力学与实践, 2018, 40(3): 245-252.
- [12] 刘志强,王明强. 应用拓扑优化理论进行结构概念设计[J]. 机械与电子, 2005, 23(10): 27-29.
- [13] 董莉,吴晓明. 基于变密度法的多材料与结构一体拓扑优化研究[J]. 机电工程, 2020, 37(9): 1109-1114.
- [14] 袁清珂,罗嗣和,窦玮. 多轴主轴箱特性分析及拓扑优化[J]. 机床与液压, 2013, 41(11): 140-142, 182.

收稿日期:2023-02-06