

砂轮修整器动静态特性分析及结构优化研究

doi:10.20269/j.cnki.1674-7100.2026.2007

崔梦辉¹ 张功学¹

曹少强²

1. 陕西科技大学

机电工程学院

陕西 西安 710021

2. 秦川机床工具集团股份公司

陕西 宝鸡 721009

摘要: 为保障包装机械核心部件的加工精度、提升砂轮修整器性能,采用SolidWorks构建砂轮修整器三维模型,并将模型导入ANSYS Workbench开展刚度与模态分析。通过定义边界条件、材料属性、约束载荷及网格划分完成仿真设置,并采用分块兰索斯法进行模态求解,获取修整器在受力状态下的变形、应力、应变及振动特性。基于仿真数据识别出修整器中较薄弱的结构,并针对薄弱结构进行结构优化设计。结果显示,优化后修整器结构变形下降11.9%,应力降低19%。修整器结构改进是有效的,提升了修整器的刚度与整体性能。

关键词: 砂轮修整器; 结构刚度; 模态分析; 结构优化

中图分类号: TH12 **文献标志码:** A

文章编号: 1674-7100(2026)02-0049-08

引文格式: 崔梦辉, 张功学, 曹少强. 砂轮修整器动静态特性分析及结构优化研究 [J]. 包装学报, 2026, 18(2): 49-56.

1 研究背景

砂轮修整器是精密磨削工艺中的核心装置,其性能直接影响工件的加工精度、砂轮使用寿命及整体加工效率。在持续磨削作业中,砂轮表面会出现磨粒磨损、气孔堵塞等现象,导致其切削能力衰减,进而引起加工质量波动与生产效率下降^[1]。通过精确修整砂轮轮廓并恢复磨粒锐度,能够有效维持砂轮的切削性能,保障加工过程的稳定性与重复精度。而随着现代磨齿技术向高速、高精度、智能化、复合化及绿色化方向不断发展,对配套修整器提出了更为严格的技术要求。作为磨齿机关键功能模块,当前修整器主要采用金刚石笔或单滚轮结构,其在持续磨削过程中需承受动态磨削力载荷,长期循环应力易导致结构刚度退化,进而影响修整精度与设备可靠性。具体而言,

若修整器刚度不足,在砂轮反作用力下易发生弹性变形,导致修整后的砂轮轮廓偏离理论形状,可能造成修整进给不稳定,使砂轮表面微观凹凸增多,工件表面粗糙度恶化。同时,局部应力集中也会加速修整器的磨损,造成砂轮过度修整或局部损伤,从而降低砂轮使用寿命。

针对修整器这类复杂结构系统,学者们提出了多项具有工程应用价值的技术创新。在模态参数识别研究中,殷红等^[2]构建了VMD-SSI联合分析方法。通过改进层数自适应选择机制,结合奇异值分解技术对信号进行预处理,显著提升了模态参数的提取效率。夏遵平等^[3]针对旋转机械振动需求,建立了基于谱峭度特征的模态识别体系,其核心创新在于开发了谐频成分的智能识别与滤除算法,有效解决了传统方法因谐频干扰导致的模态混淆问题。在加工振动监测方

收稿日期: 2025-07-02

作者简介: 崔梦辉, 男, 硕士生, 主要研究方向为砂轮修整器结构, E-mail: cuimenghui1@qq.com

通信作者: 张功学, 男, 教授, 博士, 主要从事机床动静刚度、机床动力学及减振技术研究,

E-mail: zhanggx@sust.edu.cn

面, 秦潮^[4]采用时频协同分析方法, 能够精确分离切削信号中的周期谐波成分, 在提取铣削振动特征中展现出优异的工程实用性。XuL J. 等^[5]基于电主轴系统的结构特点, 建立了相应的有限元模型。胡世军等^[6]通过静力学、模态及谐振响应分析机床发现, 横梁是决定加工中心性能的核心部件, 并据此将其作为拓扑优化的主要对象。陈玉立等^[7]运用 Jones 理论和 Newton-Raphson 迭代算法, 仿真分析了角接触球轴承的结构参数、转速及预紧力对轴承生热量的影响。结果表明, 结构参数的影响最为显著, 为复杂工况下轴承的优化设计提供了参考。黄毅^[8]通过改善主轴材料并调整气密封压力值, 不仅解决了主轴回转精度差的问题, 还有效避免了因主轴内部存在漏油导致的轴承失效问题, 使主轴使用寿命提升至少 1 倍。Miao J. W. 等^[9]应用线结构光视觉技术, 将齿轮轴径向跳动与方向的测量集于一体, 为实现该参数的高效在线测量提供了解决方案。Pei Y. C. 等^[10]提出了一种基于激光位移传感器的齿轮径向跳动测量方法, 并通过数值模拟与试验验证了其工程适用性。D. Fedorynenko 等^[11]基于传递矩阵法和转子动力学理论, 对主轴-轴承综合模型进行分析。研究表明, 前轴承轴颈的弯曲刚度和主轴的前端伸长量是影响系统刚度的主要因素。Li D. H. 等^[12]结合 Timoshenko 梁理论与 Jones 模型, 构建了电主轴动力学模型, 并运用遗传算法优化轴承位置, 以提升主轴刚度与整体性能。付应海等^[13]借助 ANSYS Workbench 平台构建了重型装备与储运装置的三维模型、离散化模型及接触模型。通过调控刚度参数, 优化了储运装置各承载部位的力分配状态, 进而提升了钢架节点受力的合理性。此外, 通过集成传感器和实时监测系统, 砂轮修整器可动态调整砂轮表面, 减少因砂轮磨损引起的尺寸偏差或毛刺。例如, 河南汇力自动化科技有限公司的封膜包装装置通过夹持机构固定砂轮片组, 防止其在传送过程中倒塌, 并高精度修整确保砂轮几何一致性, 提升了包装合格率^[14]。崔功卓等^[15]运用 ANSYS Workbench 对分拣机架进行模态分析后, 通过加厚支撑脚提升其刚度, 并进一步采用 Design Xplorer 模块的响应面优化设计, 在增强翻转结构刚度的同时实现了轻量化。另外, 设备将进一步整合砂轮修整、质量检测与包装模块, 例如在完成砂轮修整后, 通过激光扫描生成三维模型, 并将相关数据同步至包装系统, 自动匹配定制化包装方案(如防震结构或真空封膜)^[16]。因此, 对修整器进行有限元分析具

有重要意义。

综上, 本研究基于仿真分析结果, 系统性优化修整器的综合性能。具体而言, 通过拓扑优化方法对固定电机座进行轻量化设计, 以在保证结构强度的前提下去除冗余材料, 实现多重技术效益: 1) 提升结构刚度以改善动态性能。2) 降低整体质量以减小惯性力。3) 提高固有频率以规避共振风险。4) 改善应力分布以延长服役寿命。上述集成化的优化策略, 为开发高性价比的修整器产品提供了可靠的技术支撑。

2 砂轮修整器结构刚度

2.1 有限元模型的建立

运用 SolidWorks 软件完成了砂轮修整装置的三维数字化建模。该模型涵盖了后部防护罩、滑动导轨组件、前部壳体、驱动电机支架、动力电机和修整滚轮等部件。然后, 将简化后的模型转换为兼容格式, 并导入 ANSYS Workbench 软件中进行后续分析。在网格划分过程中, 对修整器各个零件分配相应的属性, 包括单元类型与材料特性。然而, 修整器结构复杂, 存在大量的螺栓、倒角、圆角等细节特征^[17], 影响网格划分, 降低了有限元模型构建的效率。因此, 在模型构建过程中需遵循一般原则以获取合适的网格稀疏度, 即在保证计算准确度的前提下, 尽可能平衡网格复杂度和保真度, 确保网格能够准确反映修整器的结构特征, 同时避免因网格过密而导致运算效率下降。在具体实施中, 修整器后方施加固定约束, 滚轮上施加相应载荷, 采用四面体单元对整流罩结构进行划分, 轴类和滚轮采用较为密集的单元尺寸(6 mm), 壳体结构采用较为稀疏的单元尺寸(15 mm), 网格划分如图 1 所示。

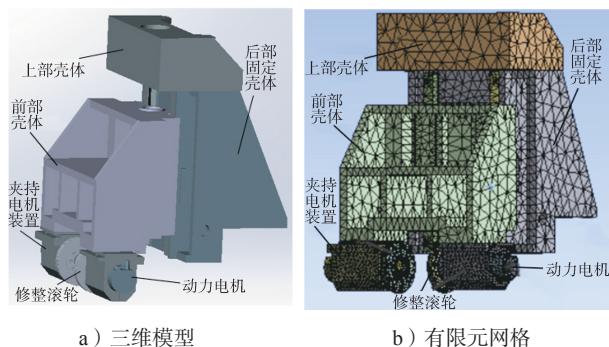


图 1 修整器三维模型图与有限元网格图

Fig. 1 3D model and finite element mesh diagrams of grinding wheel dresser

为合理简化力学模型, 在修整器结构设计中采用了不同材料的组合: 修整器壳体选用灰铸铁 HT250, 轴类零件采用 45 钢材, 滚轮则使用金刚砂材料。相关材料的物理参数详见表 1。

表 1 材料物理参数

Table 1 Physical parameters of materials

部件	材料	材料物理参数		
		弹性模量 E /GPa	泊松比 μ	密度 ρ /(kg·m ⁻³)
壳体	HT250	140	0.25	7200
轴类	45 钢	200	0.30	7800
滚轮	金刚砂	650	0.15	3200

2.2 砂轮修整器静态特性

通过设置砂轮修整器边界条件、材料属性、约

束载荷和网格划分单元, 得到了砂轮修整器在受力状态下的变形、应变及应力分布图, 如图 2 所示。由图 2a 可知, 修整器的最大变形量为 0.000 492 31 mm, 且变形集中出现在两个滚轮及固定电机座区域。这种分布特征可能主要由以下两方面原因导致: 一是砂轮对滚轮施加的反作用力; 二是滚轮直径过大导致的刚度不足。图 2b 和图 2c 为修整器的应变应力分布图。结果显示, 最大应变达到 1.3732×10^{-6} , 最大应力达到 0.371 75 MPa, 且高应力区集中分布在电机与砂轮接触部位以及前壳体区域, 主要源于修整器自重引起的载荷分布。基于上述分析, 后续将对修整器滚轮结构、电机座连接方式及自重分布进行系统性优化。

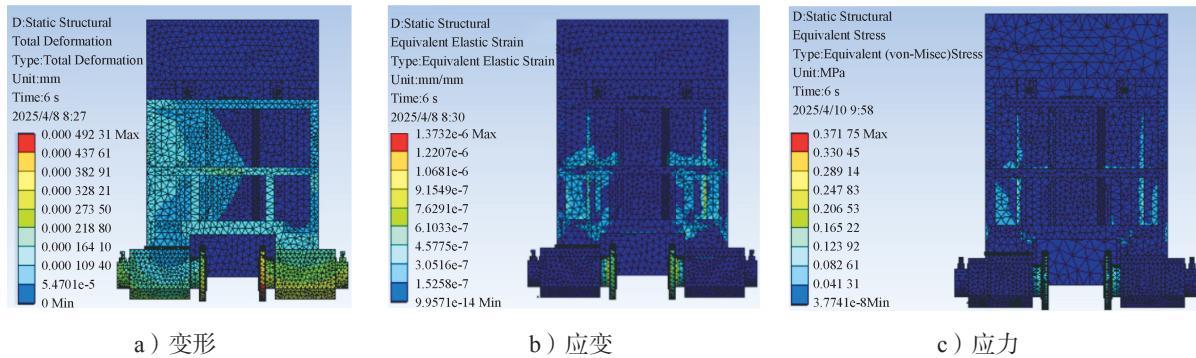


图 2 修整器的变形、应变及应力仿真图
Fig. 2 Deformation, strain, stress diagram of dresser

2.3 砂轮修整器刚度测试

实验装置如图 3 所示, 主要包括: 磨齿机砂轮修整器、用于施加载荷的拉力器、传递负载的铁丝以及测量形变的千分表(精度为 0.001 mm)。3 次独立试验的测量数据如表 2 所示, 其平均刚度分别为 193.20, 194.61, 194.22 N/μm。总的平均刚度为 194.01 N/μm, 与前一节仿真分析得到的值(203 N/μm)较为接近。



图 3 砂轮修整器刚度测试
Fig. 3 Experimental stiffness test

表 2 修整器刚度测试数据

Table 2 Dresser stiffness experimental tests

测试次数	力/N	变形/μm	刚度/(N·μm ⁻¹)	平均刚度/(N·μm ⁻¹)
第 1 次	100	0.51	196.10	193.20
	200	1.06	188.68	
	300	1.54	194.81	
第 2 次	100	0.52	192.31	194.61
	200	1.03	194.17	
	300	1.52	197.34	
第 3 次	100	0.51	196.10	194.22
	200	1.05	190.48	
	300	1.53	196.08	

3 修整器模态分析

模态分析方法^[18]在工程结构等领域具有广泛且重要的应用价值, 其种类及适用场景与计算特点如表 3 所示, 核心优势在于可精确获取结构的固有频率以及对应的振型^[19-20]。由于砂轮修整器属于大型复杂

结构,包含多轴联动机构和金刚石滚轮修整头等组件,其有限元模型通常具有数十万至百万量级的自由度。为此,采用分块兰索斯法对修整器进行模态求解,可一次性提取多个相邻模态(如前10~20阶模态),显著提高计算效率。

表3 模态分析方法对比
Table 3 Comparison of modal analysis methods

模态分析方法	适用场景	计算特点
子空间迭代法	中小规模	迭代逼近求解,内存占用较低
分块兰索斯法	大型复杂规模	采用兰索斯算法,计算效率高
缩减法	高自由度规模	自主缩减,计算速度快
非对称法	非对称系统	适用质量或刚度矩阵非对称系统
阻尼法	需考虑阻尼的系统	可求解复模态
快速动力法	超大规模	内含优化算法,适于初步分析
QR阻尼法	需高精度求解的阻尼系统	基于QR分解算法

在对修整器进行模态分析时,需先设置关键计算

参数,包括模态阶数(通常取6~10阶)和收敛容差(建议设为0.5%)^[21]。实践表明,仅分析前6阶模态已足够评估系统动态特性,主要原因在于低阶模态(尤其1~3阶)对结构振动响应起主导作用,高阶模态的振动能量占比通常不足5%。为降低外部激励对修整器动态性能的干扰,应确保激励频率显著低于其一阶固有频率。图4展示了修整器前6阶固有频率对应的振型。其变形方向与修整器进给运动的Z轴和X轴方向一致,表明当前结构在动态性能上存在不足。针对该问题,可采取以下改进措施:一是优化修整器结构设计以提高系统整体刚度。二是在满足功率需求的前提下,选用额定转速较低的电机型号。模态分析结果显示,修整器的前6阶固有频率分别为203.53,268.14,319.69,383.93,488.47,609.02 Hz。各阶模态下的变形主要集中于修整器夹持装置与修整主轴,表明该部分结构的刚度较为薄弱。后续可通过针对性地优化夹持装置的结构设计,有效提升修整器的整体刚度。

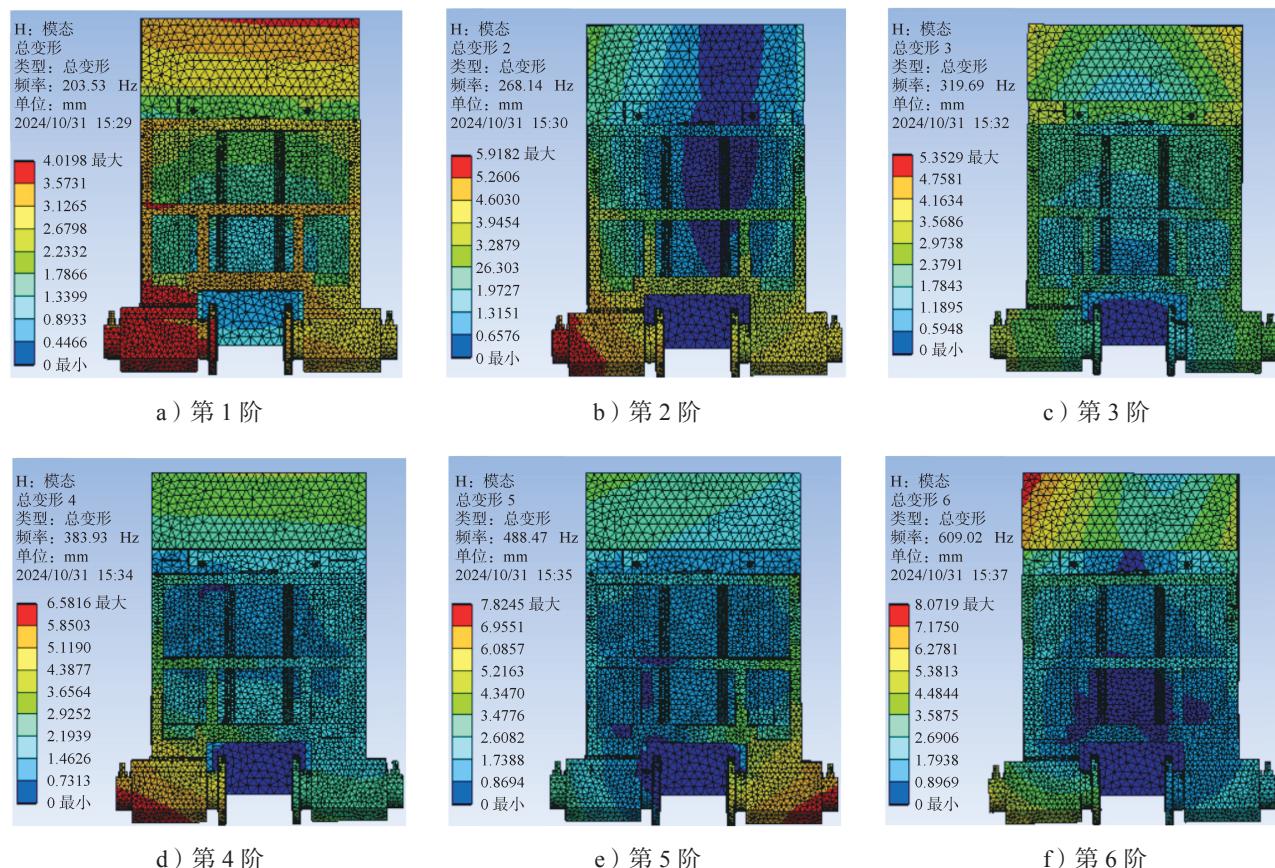


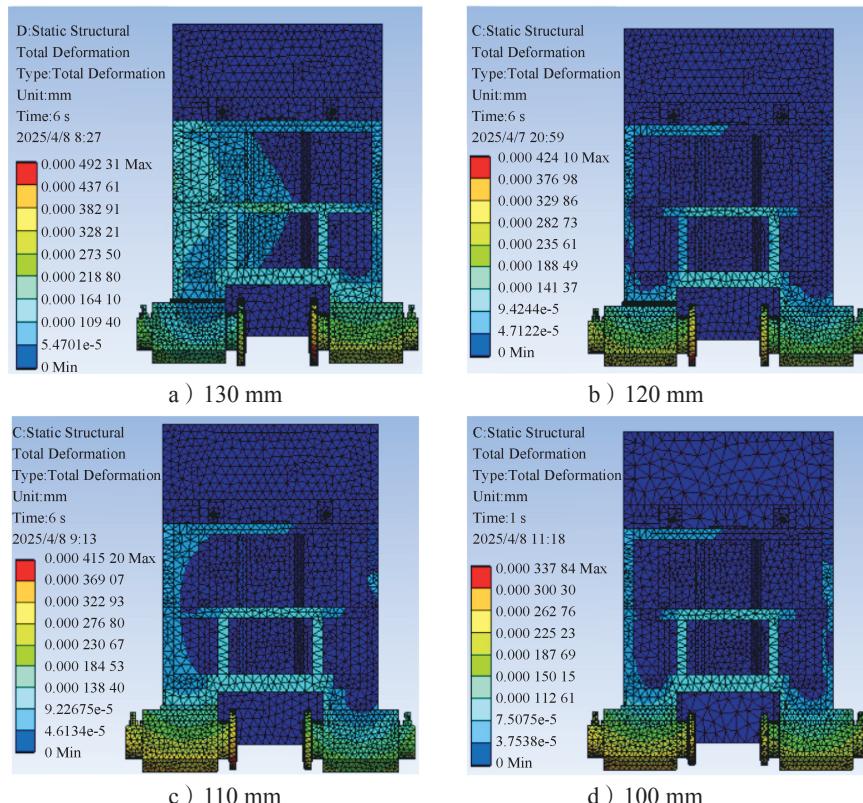
图4 修整器模态振型图
Fig. 4 Dresser mode shapes

当结构以某一阶固有频率(模态频率)进行无阻尼自由振动时, 其各个部位会呈现一种特定的、同步的振动形态, 这种描述各点相对位移大小和方向的形态, 即为该频率对应的振型。由表4可知, 修整器前6阶振型主要表现为: 第1阶绕Z轴上下摆动、第2阶绕X轴左右摆动、第3阶绕Y轴旋转、第4阶绕Z轴上下摆动、第5阶绕Y轴前后摆动、第6阶绕Y轴旋转。基于第1阶固有频率可得到修整器主轴的临界转速为12 211.8 r/min, 而实际工作转速为4 000 r/min, 远低于该临界值, 因此不会发生共振。

表4 修整器前6阶固有频率和振型

Table 4 First six orders of intrinsic frequencies and shapes of dresser

阶数	频率 /Hz	振型
第1阶	203.53	绕Z轴上下摆动
第2阶	268.14	绕X轴左右摆动
第3阶	319.69	绕Y轴旋转
第4阶	383.93	绕Z轴上下摆动
第5阶	488.47	绕Y轴前后摆动
第6阶	609.02	绕Y轴旋转

图5 不同滚轮直径下修整器变形情况
Fig. 5 Deformation of dresser with different roller diameters

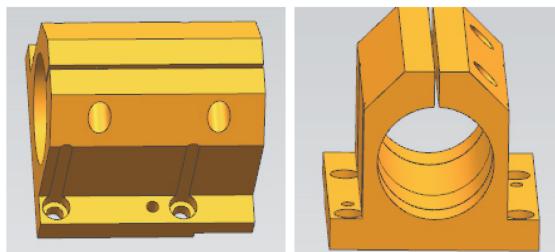
4 修整器结构优化

在对修整器进行系统性分析后, 结合其静态力学性能、动态模态特性及实际功能需求, 在维持总体架构不变的基础上, 对已识别的刚度薄弱环节开展定向结构强化。基于滚轮系统刚度与直径参数的关联研究, 现提出下述具体优化方案。

1) 适当调整滚轮的直径, 滚轮的直径通常在60~150 mm范围内选取^[22-23]。在满足功能要求的前提下, 适当减小滚轮直径可有效降低其工作变形, 从而提升整体刚度性能。图5显示了滚轮直径从130 mm逐步减小至100 mm时修整器的变化规律。当滚轮直径为130 mm时, 修整器最大变形量为0.000 492 31 mm(见图5a); 滚轮直径减至120 mm时, 修整器变形量为0.000 424 1 mm(见图5b), 降幅约13.9%; 滚轮直径继续减至110 mm时, 修整器变形量为0.000 415 2 mm(见图5c), 降幅约2.1%; 滚轮直径降至100 mm时变形量达最小值0.000 337 84 mm(见图5d), 降幅约18.6%。尽管修整器变形量随滚轮直径减小呈单调递减趋势, 但130 mm的滚轮直径在工程中具有综合优势, 其适中的接触弧长有利于均

匀分散修整力,降低砂轮损伤(实测显示,较直径60 mm的滚轮,直径130 mm的滚轮修整后砂轮粗糙度 R_a 降低约20%),并在磨损与惯性间取得更好平衡,使用寿命提升约1倍;同时,较长的接触弧长使单位面积修整力下降,有助于减少砂轮表面微裂纹产生风险,且无需大幅提高主轴功率。因此,本研究最终选用130 mm作为滚轮直径。

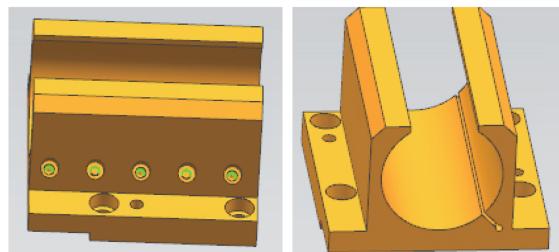
2)重新设计固定电机座的夹持装置(见图6),减少修整电机与夹具的接触面积以降低磨损,并在侧面增设螺栓孔以增强对电机的紧固作用,有效抑制其工作振动。同时,对夹持装置实施轻量化设计,减轻整体结构重量,进一步降低修整电机在运行中的变形。



a) 优化前

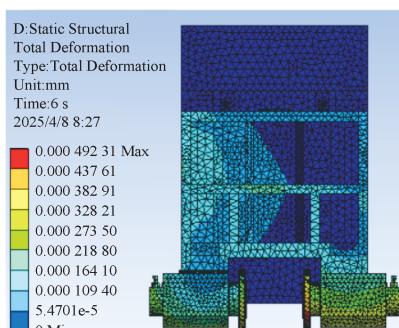
在相同载荷条件下,优化后的夹持装置使修整器整体最大变形量从0.000 492 31 mm降至0.000 433 8 mm,降幅达11.9%(见图7a~b)。该结果证明,上述结构优化措施显著提升了修整器的整体刚度。

对电机座夹持装置优化前后的应变分布进行比较(见图7c~d)。结果表明,优化前修整器最大应变为 1.3732×10^{-6} ,优化后应变降至 1.1645×10^{-6} ,降幅约15%。电机座夹持装置优化前后的最大应力分布如图7e~f所示。其优化前最大应力为0.371 75 MPa,优化后应力降至0.300 73 MPa,降幅约19%。应变与应力水平的显著下降,验证了夹持装置结构优化的有效性。

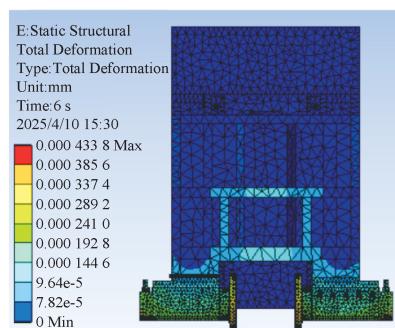


b) 优化后

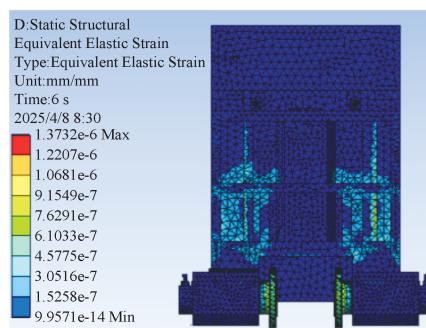
图6 夹持装置结构优化前后
Fig. 6 The clamping device structure before and after optimization



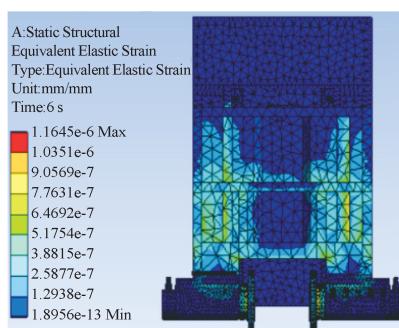
a) 优化前变形



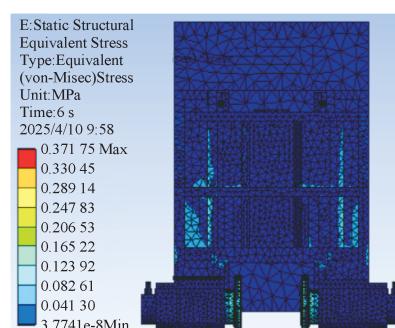
b) 优化后变形



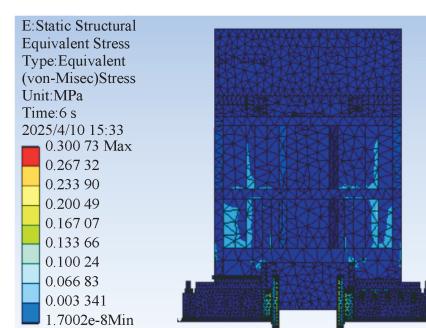
c) 优化前应变



d) 优化后应变



e) 优化前应力



f) 优化后应力

图7 夹持装置优化前后变形、应变及应力对比

Fig. 7 Comparison of deformation, strain and stress before and after clamping device optimization

5 结语

本研究基于 ANSYS 软件对数控成形砂轮修整器进行结构刚度与模态特性分析, 得到以下结论。

1) 在自重载荷的作用下, 修整器的最大变形为 0.000 492 31 mm, 最大应力为 0.371 75 MPa, 且变形与应力集中分布于两个滚轮及固定电机座区域, 其中电机与砂轮接触部位和前壳体为应力集中区。3 次刚度试验结果显示, 仿真值与实测值误差处于合理范围内, 验证了有限元模型的有效性。

2) 模态分析提取的前 6 阶振型显示, 修整器变形主要集中于修整电机夹持装置, 表明该部位为结构动态薄弱环节。为此, 从两方面开展了结构优化: 一是调整滚轮直径; 二是重新设计固定电机座的夹持装置。优化后, 修整器整体变形较原结构下降 11.9%, 最大应力降低 19%, 显著提升了结构刚度与整体性能。

本研究为高精度砂轮修整器的开发提供了理论与技术支持。未来可向集成化、智能化方向发展, 例如在修整后通过激光扫描获取砂轮三维数据, 同步驱动定制化包装; 结合精密传感与智能算法实现磨损监测与自动修整触发, 修整后砂轮直接进入自动化包装线, 从而提升整体生产效率。

参考文献:

- [1] 蔡 颂, 张 阳, 龙赛琼, 等. 激光修整金刚石砂轮研究进展 [J]. 包装学报, 2021, 13(6): 1-9.
- [2] 殷 红, 董康立, 彭珍瑞. 基于 VMD-SSI 的结构模态参数识别 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(10): 81-91.
- [3] 夏遵平, 王 彤. 基于谱峭度的谐波模态检测方法 [J]. 工程力学, 2013, 30(12): 255-258, 266.
- [4] 秦 潮. 周期切削激励下的数控机床模态参数辨识方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2018.
- [5] XU L J, ZHENG X H, ZHANG J J, et al. Vibration Characteristics of Unbalance Response for Motorized Spindle System[J]. Procedia Engineering, 2017, 174: 331-340.
- [6] 胡世军, 顾海鹏. 基于机床整机有限元分析的横梁的轻量化设计 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2020(11): 139-143.
- [7] 陈玉立, 许 涛, 高 琛, 等. 结构参数影响的角接触球轴承接触特性及生热分析 [J]. 轻工机械, 2024, 42(1): 57-63.
- [8] 黄 肖. 高精度工具磨床电主轴精度超差的原因及解决措施 [J]. 制造技术与机床, 2024(2): 179-183.
- [9] MIAO J W, TAN Q C, WANG S, et al. A Vision Measurement Method for the Gear Shaft Radial Runout with Line Structured Light[J]. IEEE Access, 2021, 9: 5097-5104.
- [10] PEI Y C, XIE H L, TAN Q C. A Non-Contact High Precision Measuring Method for the Radial Runout of Cylindrical Gear Tooth Profile[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 138: 106543.
- [11] FEDORYNENKO D, KIRIGAYA R, NAKAO Y. Dynamic Characteristics of Spindle with Water-Lubricated Hydrostatic Bearings for Ultra-Precision Machine Tools[J]. Precision Engineering, 2020, 63: 187-196.
- [12] LI D H, CAO H R, XI S T, et al. Design Optimization of Motorized Spindle Bearing Locations Based on Dynamic Model and Genetic Algorithm[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2017, 41(5): 787-803.
- [13] 付应海, 唐文评, 石 勇, 等. 超静定储运装置仿真分析及结构优化 [J]. 包装学报, 2025, 17(1): 40-46.
- [14] 王大为, 王瑞光, 谭艳平, 等. 一种砂轮自动包装装置: CN209582032U[P]. 2019-11-05.
- [15] 崔功卓, 巩 雪, 李 泽, 等. 导向滚轮式快递分拣系统设计与仿真优化 [J]. 包装学报, 2025, 17(2): 55-61.
- [16] 杜 松. 一种砂轮开槽修整机: CN222493641U[P]. 2025-02-18.
- [17] 张炳生, 张 曙. 机床的动态性能及其优化 (上) [J]. 机械设计与制造工程, 2017, 46(1): 1-10.
- [18] 龙 凯, 李志尊. ANSYS 2022 有限元分析从入门到精通: 微课视频版 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2022: 132-135.
- [19] 党鹏飞, 马德宝. 航空发动机叶盘轴系统固有特性分析 [J]. 沈阳化工大学学报, 2023, 37(6): 529-532.
- [20] 罗俊鹏, 杨开科, 徐振源, 等. 考虑固有频率最大化的快速反射镜结构系统拓扑优化设计 [J]. 机械设计, 2023, 40(S2): 104-108.
- [21] 高志斌, 张建军, 张 利, 等. 轴承磨床砂轮修整器的有限元模态分析 [J]. 轴承, 2003, (10): 13-15.

- [22] 李继贤, 张飞虎. 成形砂轮修整技术研究现状 [J]. 机械工程师, 2006(10): 19-22.
- [23] 李耀东, 刘静文, 李欣泽, 等. 一种基于 CAD 轮廓的砂轮修整轨迹规划方法 [J]. 制造技术与机床, 2021(3): 40-43.
- (责任编辑: 廖带莲)

Analysis of Dynamic and Static Characteristics and Structural Optimization of Grinding Wheel Dresser

CUI Menghui¹, ZHANG Gongxue¹, CAO Shaoqiang²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an 710021, China;
2. Qinchuan Machine Tool Co., Ltd., Baoji Shaanxi 721009, China)

Abstract: In order to ensure the processing accuracy of the core components of packaging machinery and improve the performance of the grinding wheel dresser, a three-dimensional model of the wheel dresser is constructed in SolidWorks and imported into ANSYS Workbench to carry out stiffness and modal analysis. The simulation settings are completed by defining the boundary conditions, material properties, constraint loads and mesh division, and the Block Lanczos method is adopted for modal solution to obtain the deformation, stress, strain and vibration characteristics of the dresser under the stress state. Based on the simulation data, the weak structures of the dresser are identified, and the structural optimization design is carried out for the weak structures. The results show that the deformation of the dresser structure is reduced by 11.9% and the stress is reduced by 19% after the optimization. This study verifies the effectiveness of the structural improvement and improves the stiffness and overall performance of the dresser.

Keywords: grinding wheel dresser; structural stiffness; modal analysis; structural optimization