

高性能隔振器结构优化与振动响应分析

王小冬

(辽宁光明隔振技术有限公司, 辽宁 辽阳 111000)

摘要 针对精密制造装备对隔振性能的高要求, 本文系统研究了隔振器的结构优化设计与振动响应特性。通过优化材料选择、几何参数和支撑方式, 提升隔振器的隔振效率和承载能力。建立隔振器的动力学模型和有限元模型, 分析结构参数对固有频率、振动传递率的影响规律。结果表明, 合理的结构优化可使隔振器在低频段获得更好的隔振效果, 同时保持足够的承载刚度。研究成果旨在为高性能隔振器的工程设计提供理论参考。

关键词 隔振器; 结构优化; 振动响应; 有限元分析; 传递率

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2097-3365.2026.18.002

0 引言

隔振技术是精密制造装备振动控制的关键手段, 随着现代制造业对加工精度要求持续提高, 设备振动对加工质量的影响变得日益凸显, 通过结构优化设计能够有效改善隔振器动态特性, 拓宽隔振器的隔振频带范围^[1]。本文基于有限元分析方法系统研究隔振器材料选择、几何参数和支撑方式优化, 建立动力学模型分析隔振器振动响应规律, 为高性能隔振器的工程应用提供理论支撑和设计方法。

1 隔振器结构设计与优化

1.1 材料选择与优化

隔振器的材料特性对其动态性能起着直接决定作用: 橡胶类材料凭借良好弹性和阻尼特性, 成为隔振器的核心材料。氯丁橡胶因具有优异的耐候性和耐油性, 适用于恶劣工况环境; 天然橡胶弹性模量较低, 能提供较大变形能力, 适合低频隔振; 硅橡胶在宽温度范围内可保持稳定性能, 适用于温度变化显著的场合。材料的损耗因子作为衡量阻尼特性的关键指标, 氯丁橡胶的损耗因子通常在 0.15 ~ 0.25 范围内, 能有效消耗振动能量、抑制共振峰值。金属骨架材料的选择需兼顾强度与重量: 不锈钢具有高强度和耐腐蚀性, 适用于承载较大的隔振系统; 铝合金质量轻且加工性好, 可降低隔振器附加质量, 提高系统固有频率调节范围。

材料优化的核心在于实现刚度与阻尼的平衡配置: 过高刚度会使固有频率上升, 缩小隔振频带; 过低刚度则会影响承载能力和系统稳定性。通过调整橡胶硬

度(在邵氏硬度 40 ~ 70 度范围内选择)和金属骨架厚度, 可在满足承载要求的前提下优化动态特性。材料的非线性特性在大变形工况下表现尤为显著: 橡胶材料的应力-应变关系呈现明显非线性, 需采用超弹性本构模型(Mooney-Rivlin 模型或 Yeoh 模型)进行准确描述。材料参数的确定需通过单轴拉伸、压缩和剪切试验获取, 以确保有限元分析的准确性^[2]。

1.2 几何参数设计与优化

隔振器的几何参数是影响其动态特性的关键要素。对于圆柱形橡胶隔振器而言, 形状系数 S 定义为承载面积与自由表面积之比, 即 $S=D/(4H)$, 其中 D 代表直径, H 代表高度。形状系数会直接影响隔振器的压缩刚度: 形状系数越大, 压缩刚度越高, 但剪切柔度会随之增加。对于承受竖向载荷为主的隔振系统, 形状系数通常需控制在 0.3 ~ 0.6 范围内, 以保证足够的承载能力与良好的剪切柔性。

橡胶层的厚度设计需综合考虑静态压缩量与动态刚度。静态压缩量一般需控制在橡胶自由高度的 10% ~ 15%, 预压缩状态能够提高隔振器在动态载荷下的稳定性; 但过大的预压缩会使橡胶进入非线性区域, 导致动态刚度急剧增加。壁厚的优化需通过有限元分析, 确保在最大工作载荷下橡胶的最大应变不超过材料的许用应变(通常为 15% ~ 20%), 以避免疲劳破坏。

表 1 列出了不同几何参数对隔振器性能的影响规律。从表中可见: 增大直径可提高承载能力, 但会增加径向尺寸; 增加橡胶层数可降低单层应变、提高疲劳寿命, 但会增加轴向高度。多层叠加结构在高承载、低频隔振场合具有明显优势——通过金属隔板将橡胶

作者简介: 王小冬(1990-), 男, 本科, 工程师, 研究方向: 机械设计。

表 1 几何参数对隔振器性能的影响

几何参数	参数增大的影响	优化建议
直径 D	承载能力提高, 压缩刚度增大	根据载荷需求确定, 通常 50 ~ 200 mm
高度 H	压缩刚度降低, 剪切变形增大	形状系数 S 控制在 0.3 ~ 0.6
橡胶层数	单层应变减小, 疲劳寿命提高	高载荷工况采用 3 ~ 5 层叠加
壁厚 t	径向刚度提高, 质量增加	保证强度前提下尽量减薄, 6 ~ 12 mm

分为多层, 可在保持较大总高度的同时控制单层橡胶的形状系数, 进而实现刚度与阻尼的优化配置。

几何形状优化可以采用锥形或变截面的设计方式: 锥形隔振器的刚度沿高度方向逐渐变化, 能够实现渐进式的刚度特性, 进而有效抑制高阶模态; 变截面设计则通过局部减薄或加厚来调节应力分布, 以避免应力集中。

参数化优化方法需结合有限元分析进行: 以最小振动传递率作为目标函数, 几何尺寸作为设计变量, 通过响应面法或遗传算法寻找最优参数组合^[3]。

1.3 支撑方式设计

支撑方式对隔振器工作状态与隔振效果有显著影响^[4]。单点支撑结构简单但承载能力有限, 多点分布式支撑则能分散载荷、提高系统稳定性。对于大型设备, 通常采用四点或六点对称布置方案, 通过调节各隔振器的预压缩量实现载荷均匀分配。

安装预紧力的控制是支撑设计的关键要点: 适当预紧力可使橡胶处于预压缩状态, 提高接触刚度, 避免在动态载荷下出现分离; 但预紧力过大会显著提高系统整体刚度, 使固有频率上移, 缩小隔振频带范围。预紧力的确定需通过有限元分析, 选择使传递率峰值最低、且固有频率满足隔振要求的预紧力值。

支撑角度的优化可改善隔振器在多向激励下的性能表现。对于同时承受竖向和水平向振动的设备, 可采用倾斜安装方式, 使隔振器主轴与合成载荷方向一致, 从而充分发挥橡胶的剪切变形能力。角度优化通常控制在 10 ~ 30 度范围内。此外, 基础板与连接板的刚度应足够大, 以避免因自身变形影响隔振器的工作状态。

2 振动响应分析

2.1 动力学模型建立

隔振系统的动力学建模是分析振动响应的基础。单自由度模型将隔振系统简化为质量—弹簧—阻尼系统, 适用于主导模态分析。系统的运动方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

式 (1) 中, m 为被隔振设备的质量, c 为隔振器

的阻尼系数, k 为隔振器的刚度, $F(t)$ 为激励力。系统的固有频率 f_n 和阻尼比 ζ 分别为:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3)$$

固有频率是隔振设计的关键参数。为实现有效隔振, 激励频率应大于固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍。对于转速为 3 000 r/min 的旋转设备, 激励频率为 50 Hz, 隔振器的固有频率应低于 35 Hz。阻尼比的选择需权衡共振抑制和高频隔振。阻尼比过小会导致共振峰值过高, 阻尼比过大则在高频段削弱隔振效果。在工程中, 阻尼比通常控制在 0.1 ~ 0.2 范围内。

多自由度模型可描述隔振系统的耦合振动。对于六点支撑的隔振系统, 需建立六自由度模型, 考虑三个平动自由度和三个转动自由度的耦合。系统的运动方程表示为矩阵形式:

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = F(t) \quad (4)$$

式 (4) 中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, $\{X\}$ 为位移向量。模态分析可通过求解特征值问题获得系统的各阶固有频率和振型, 为结构优化提供依据。

2.2 有限元模型构建

有限元建模需准确描述隔振器的复杂几何和材料非线性。橡胶部分采用超弹性材料模型, 常用的 Mooney-Rivlin 模型的应变能函数为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (5)$$

式 (5) 中, C_{10} 和 C_{01} 为材料常数, I_1 和 I_2 为应变不变量。材料常数通过单轴拉伸试验拟合获得, 对于邵氏硬度 60 度的氯丁橡胶, 典型值为 $C_{10}=0.5$ MPa, $C_{01}=0.1$ MPa。金属骨架采用线弹性模型, 不锈钢的弹性模量为 200 GPa, 泊松比为 0.3。

网格划分策略直接影响计算精度。橡胶部分采用二阶六面体单元, 在接触区域和大变形区域进行网格加密, 单元尺寸控制在 1 ~ 2 mm。金属部分采用较粗网格, 单元尺寸 5 ~ 10 mm。接触面采用绑定接触或摩擦接触, 摩擦系数取 0.3 ~ 0.5。

边界条件的设置需模拟实际安装状态。底部金属板固定约束,模拟与基础的连接;顶部施加均布压力,模拟设备重量。预紧力通过螺栓预紧功能或位移载荷实现预压缩。动态分析采用模态叠加法或直接积分法,前者适用于线性小变形分析,计算效率高;后者适用于大变形和材料非线性分析^[5]。

2.3 振动特性分析

模态分析揭示隔振系统的固有振动特性。一阶模态通常为垂直方向的平动振型,对应最低固有频率,是隔振设计的控制模态。二阶、三阶模态可能为水平向平动或转动振型,固有频率通常高于一阶模态1.5~2倍。模态密集度反映系统的振动复杂性,相邻模态频率间隔过小时,容易发生模态耦合,影响隔振效果。通过优化支撑点布置和隔振器刚度分配,可调节模态分布,避免低阶模态密集。

谐响应分析计算系统在简谐激励下的稳态响应。频率响应函数描述输出位移(或加速度)与输入激励的比值随频率的变化关系。传递率定义为输出力幅值与输入力幅值之比:

$$T(\omega) = \frac{1 + (2\zeta r)^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (6)$$

式(6)中, $r = \omega/\omega_n$ 为频率比, ω 为激励频率, ω_n 为固有频率。当 $r > \sqrt{2}$ 时,传递率小于1,系统进入隔振区。传递率曲线在共振频率处出现峰值,峰值大小由阻尼比控制。通过参数扫描分析,研究刚度、阻尼、质量比等参数对传递率曲线的影响,可指导结构优化。

瞬态响应分析是用来计算系统在冲击或者瞬态载荷作用下的动态响应情况的,对于承受冲击载荷的隔振系统而言,需要评估其最大位移以及最大加速度,以此确保不超过设备和隔振器的许用数值,时域响应分析能够揭示系统的动态稳定性和衰减特性,衰减时间和超调量属于评价隔振性能的重要指标,隔振器的非线性特性在大幅值激励的情况下尤为显著,刚度软化或者硬化现象会改变系统的频率响应,需要通过非线性瞬态分析来进行评估。

3 应用实例

以某精密磨床的隔振系统作为典型应用案例,这台磨床主轴转速处于1 500~3 000 r/min范围,对应激励频率在25~50 Hz之间,整机质量达到800 kg。采用四点对称布置的方案来安排隔振器,每个隔振器承载的重量为200 kg。根据隔振频带的具体要求,设计隔振系统的固有频率为15 Hz。选用的氯丁橡胶隔振器直径为120 mm,高度为60 mm,形状系数是0.5,采用

三层叠加的结构形式。通过有限元优化的方法,确定每层橡胶的厚度为18 mm,金属隔板的厚度为5 mm。

优化前后的性能对比结果显示,结构优化对隔振性能起到了有效改善作用。表2详细列出了关键参数的具体变化情况。优化后的固有频率从18 Hz降低到了15 Hz,从而扩大了隔振频带,一阶模态的阻尼比从0.08提升至0.12,使得共振峰值有所降低,在工作频率的范围之内,振动传递率平均降低了15%。优化措施包含调整橡胶层厚度分配、增加边缘倒角以减少应力集中、优化预紧力控制等方面。在实际应用过程中,磨床基础的振动加速度从优化前的0.8 m/s²降低到了0.5 m/s²,能够满足精密加工的相关要求。

表2 优化前后性能对比

性能指标	优化前	优化后	改善幅度
一阶固有频率(Hz)	18	15	降低16.7%
阻尼比	0.08	0.12	提高50%
共振峰值传递率	6.2	4.1	降低33.9%
工作频段平均传递率	0.42	0.36	降低14.3%
最大应变(%)	18	14	降低22.2%

4 结束语

本文系统研究了高性能隔振器的结构优化设计与振动响应分析方法。通过材料优化、几何参数优化和支撑方式优化,可显著提升隔振器的隔振效率和承载能力。有限元分析方法能够准确预测隔振器的动态特性,为结构优化提供依据。工程应用验证表明,优化后的隔振器在精密设备中取得良好效果。未来研究可进一步结合智能材料与主动控制技术,探索自适应隔振器的设计方法,以应对更复杂的多频段振动环境,实现更宽频域内的高效隔振目标。

参考文献:

- [1] 祁伟栋,徐尧,郑俊.船舶设备隔振器应用及发展综述[J].机电设备,2025,42(05):17-23.
- [2] 周锋,赵佳敏,马宁,等.面向整星隔振系统的电磁流变材料及器件研究进展[J].航天制造技术,2025(02):18-34.
- [3] 刘海平,王哲,周诗坤,等.面向海水泵的宽频环状超结构隔振器力学设计及试验[J].机械强度,2025,47(09):190-196.
- [4] 杨仙娥,刘学广.基于Stewart隔振平台的振动主动控制方法研究进展[J].振动与冲击,2025,44(10):323-338.
- [5] 林成辉,廖松泉,张泉,等.基于电涡流阻尼的四参数隔振器建模与隔振性能[J].上海大学学报(自然科学版),2025,31(02):316-328.