

1-4-2019

Analysis and Optimization of MR Damper Based on Parallel of Positive and Negative Stiffness

Yanbin Liu

1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; ;2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing, Henan Province, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

Yawei Wang

1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; ;

Jianhai Han

1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; ;2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing, Henan Province, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Analysis and Optimization of MR Damper Based on Parallel of Positive and Negative Stiffness

Abstract

Abstract: For purpose of reducing broadband vibration of precision machine tool from environment, a MR damper with squeeze mode was designed based on parallel of positive and negative stiffness. First, according to fluid continuity equation and momentum equation, the LPM (Lumped Parameter Model) was set up. Then, using two-way fluid-solid coupled nonlinear FEA (Finite Element Analysis), the flow field distribution was discussed for revealing flow characteristics of damper. Based on the LPM, the dynamic stiffness and displacement transfer rate, as well as the high-low frequency decoupling theory, were studied. Finally, multi-objective genetic algorithm was used to carry out the optimization of damper structure, and the selection strategy of Pareto optimal set was analyzed. This research offers a theoretical guidance for design and application of semi-active damper in the field of precision vibration isolation.

Keywords

precision vibration isolation, parallel of positive and negative stiffness, fluid-solid coupled FEA, multi-objective genetic algorithm

Recommended Citation

Liu Yanbin, Wang Yawei, Han Jianhai. Analysis and Optimization of MR Damper Based on Parallel of Positive and Negative Stiffness[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(10): 3965-3975.

正负刚度并联的磁流变隔振器性能分析及优化

刘延斌^{1,2}, 王亚威¹, 韩建海^{1,2}

(1. 河南科技大学机电工程学院, 河南 洛阳 471003; 2. 河南科技大学机械装备先进制造河南省协同创新中心, 河南 洛阳 471003)

摘要: 针对精密机床在工作中所受到的外界宽频扰动问题, 提出一种正负刚度并联的挤压式磁流变隔振器。基于流体连续性方程和动量方程建立了隔振器的集总参数模型。采用流固耦合数值模拟的方法对隔振器内部液体的流场分布特性进行深入探讨, 揭示了隔振器的流场工作机理。依据所建立的集总参数模型, 对隔振器的动刚度和位移传递率进行仿真研究, 阐明了隔振器的高、低频刚度解耦特性。运用多目标遗传算法对隔振器的结构进行优化设计, 并对 Pareto 解集的综合优选进行分析。该成果可为半主动式精密机床隔振器的设计和应用提供借鉴。

关键词: 精密隔振; 正负刚度并联; 流固耦合数值模拟; 多目标遗传算法

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2018) 10-3965-11

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201810044

Analysis and Optimization of MR Damper Based on Parallel of Positive and Negative Stiffness

Liu Yanbin^{1,2}, Wang Yawei¹, Han Jianhai^{1,2}

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing, Henan Province, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: For purpose of reducing broadband vibration of precision machine tool from environment, a MR damper with squeeze mode was designed based on parallel of positive and negative stiffness. First, according to fluid continuity equation and momentum equation, the LPM (Lumped Parameter Model) was set up. Then, using two-way fluid-solid coupled nonlinear FEA (Finite Element Analysis), the flow field distribution was discussed for revealing flow characteristics of damper. Based on the LPM, the dynamic stiffness and displacement transfer rate, as well as the high-low frequency decoupling theory, were studied. Finally, multi-objective genetic algorithm was used to carry out the optimization of damper structure, and the selection strategy of Pareto optimal set was analyzed. This research offers a theoretical guidance for design and application of semi-active damper in the field of precision vibration isolation.

Keywords: precision vibration isolation; parallel of positive and negative stiffness; fluid-solid coupled FEA; multi-objective genetic algorithm

引言

随着科学技术的迅猛发展, 航天航空、光学工业、集成电路等行业已进入精密、超精密时代,

其加工机床对环境振动极为敏感, 隔振要求极为苛刻^[1]。目前精密机床隔振器主要分为主动式、半主动式和被动式, 其中半主动式隔振器不仅能够有效衰减隔振系统在固有频率附近的结构共振, 还具有较好的中、高频隔振性能, 同时相比主动式隔振器有着功耗低、经济性好、稳定性强等优点, 因此成为隔振装置研究的热点。

基于磁流变液的半主动式隔振器具有响应速



收稿日期: 2016-09-08 修回日期: 2016-12-23;
基金项目: 河南省科技攻关项目(162102210050);
作者简介: 刘延斌(1971-), 男, 吉林德惠, 博士, 教授, 研究方向为精密隔振、机器人控制及系统仿真; 王亚威(1991-), 男, 河南郑州, 硕士生, 研究方向为精密隔振。

<http://www.china-simulation.com>

• 3965 •

度快、输出阻尼大、阻尼调节范围广等特点^[2-3],使其在精密机床隔振的研究中有着重要价值。但面对目前频段较宽的外界扰动和苛刻的精度要求,磁流变隔振器所存在的高频刚度硬化现象严重影响了其在精密机床隔振中的使用,同时,磁流变隔振器的结构参数复杂,不同参数的选取也将直接影响其宽频隔振性能。

左曙光等^[4]针对磁流变隔振器的高频刚度硬化特性提出了修正的高频模型,并通过参数优化来提高隔振器的高频隔振特性;Brigley等^[5]对磁流变隔振器内部液体的流动特性进行分析,指出液体惯性力的作用是导致高频时动态硬化现象产生的原因;Nguyen等^[6]通过采用磁流变液挤压-流动复合工作模式来改善磁流变隔振器的高频隔振效果。上述文献对磁流变隔振器所存在的高频刚度硬化现象进行了深层的探索,并提出了相应的解决方法,但这些方法多是对现有结构的优化,未能从根本上提出有效的结构改进方案。

在磁流变隔振器参数设计方面,廖昌荣等^[7]利用双粘度本构模型分析了挤压式磁流变隔振器的圆盘挤压力随电流的变化关系;Alan sternberg等^[8]基于Navier-stokes方程提出一种可用于磁流变隔振器设计的多场耦合模型;Mazlan等^[9]探讨了挤压式磁流变隔振器的磁场强度随电流大小和工作间隙的变化规律。以上文献对磁流变隔振器的设计提供了重要的依据,但这些研究多是从磁场方面对隔振器的输出阻尼力进行设计,考虑到的结构参数较少,设计目标单一,无法实现隔振器在较宽频段内的最优隔振性能。

本文针对精密机床的宽频隔振问题,提出一种基于正负刚度并联结构的挤压式磁流变隔振器,根据流体力学和机械动力学相关理论,建立隔振器的集总参数模型,并通过双向流固耦合的数值模拟揭示该隔振器的流场分布特性和工作机理。基于所建立的数学模型,对隔振器的动刚度和振动传递率进行仿真分析。最后采用多目标遗传算法对隔振器的结构参数进行优化设计,实现隔振器在宽频隔振时

的良好性能。

1 隔振器的结构和工作原理

基于正负刚度并联的挤压式磁流变隔振器的结构如图1所示,首先,该装置将能产生负刚度的碟形弹簧和具有正刚度的橡胶主簧并联,通过调节螺母使碟形弹簧在隔振器工作平衡位置附近呈现负刚度,进而在保证系统支撑刚度的前提下有效降低系统的运动刚度,实现动静刚度解耦、降低系统固有频率之目的。

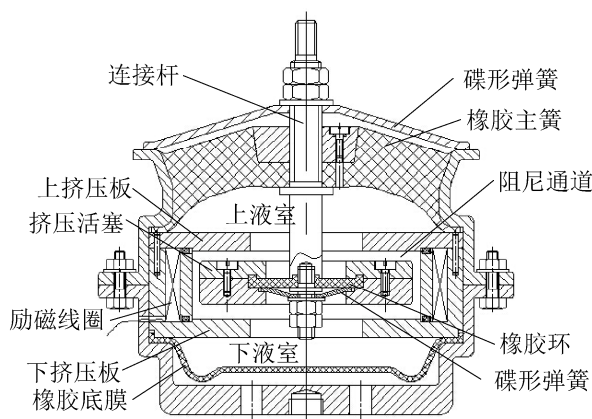


图1 正负刚度并联的挤压式磁流变隔振器结构示意图
Fig. 1 Framework of MR damper with squeeze mode

其次,在连接杆和活塞之间设置由碟形弹簧和具有正刚度的柔性橡胶环并联而成的结构,通过调节螺母使碟形弹簧产生负刚度,进而在保证活塞支撑刚度的前提下实现连接杆和活塞之间连接刚度的可调性,有效降低从连接杆到活塞的高频振动传递率,达到减小系统高频刚度之目的。

除此之外,在隔振器的封闭腔中充填了磁流变液,这种智能材料在磁场作用下能够瞬间从牛顿流体转变为剪切屈服应力较高的粘塑性体,这种转变连续、可逆,而且功耗低,一般仅为数十瓦。磁流变液采用挤压工作模式,可有效增加隔振器在微幅振动时阻尼力的可调范围。

可见该装置具有动静刚度解耦、高低频刚度解耦、高频阻尼低、低频阻尼可调范围大的特点,这为实现微幅、宽频隔振奠定了基础。

2 隔振器的集总参数模型建立

基于正负刚度并联的挤压式磁流变隔振器是一个液-固耦合的复杂系统, 精确建模难度很大, 因此建立合理、简化的集总参数模型, 对隔振器的设计具有重要意义。在建立模型之前, 先做如下假设: (1) 忽略温度对磁流变液性能的影响; (2) 磁流变液具有不可压缩性; (3) 上、下液室内的液体压力为均匀分布。

图 2 为隔振器的力学模型, 其下端固定、上端施加激励, 且活塞初始时刻处于上、下挤压板的中间位置。其中 $x_d(t)$ 为外界位移激励, $F_d(t)$ 为相应的作用力, $x_p(t)$ 为外界激励引起的活塞振动位移, 以上参数均取向下为正方向。

根据不可压缩流体的连续性方程可得

$$\dot{p}_u = (A_u \dot{x}_d - Q) k_{vu} \quad (1)$$

$$\dot{p}_d = Q k_{vd} \quad (2)$$

式中, p_u 为上液室压强(表压), p_d 为下液室压强(表压), Q 为阻尼通道内液体的体积流量, k_{vu} 为上液室的体积刚度, k_{vd} 为下液室的体积刚度, A_u 为橡胶主簧等效活塞面积。由于隔振器内部液体主要依靠橡胶主簧的泵压作用在上、下液室之间流动, 橡胶底膜只起到体积补偿作用, 因此 k_{vd} 的值相比 k_{vu} 较小, 计算时可认为下液室压强 $p_d=0$ 。

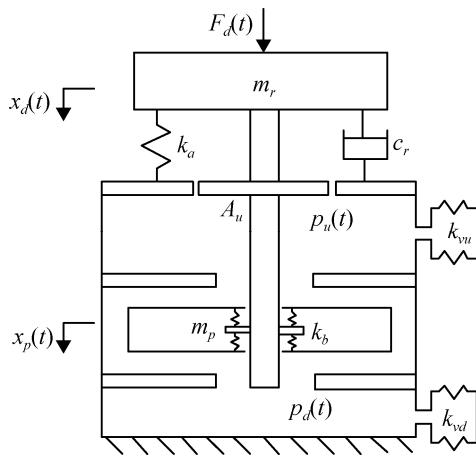


图 2 隔振器力学模型

Fig. 2 Mechanical model of damper

阻尼通道内流体的动量方程可写为

$$p_u - p_d = I\dot{Q} + BQ \quad (3)$$

式中, I 和 B 分别为阻尼通道内液体的惯性系数和阻尼系数。

由挤压式隔振器的工作机理可知, 阻尼通道内的液体存在挤压和流动两种工作模式。其中液体挤压工作模式存在于活塞上、下面与挤压板之间的通道内, 此部分通道可称为挤压通道; 液体流动工作模式存在于活塞侧面与缸体之间的通道内, 此部分通道可称为流动通道。

根据文献[10-12]的相关研究, 式(3)中的惯性系数 I 可视为由两部分组成, 即对应挤压通道内液体的惯性系数 I_{sq} 和对应流动通道内液体的惯性系数 I_f ; 同理, 其阻尼系数 B 也可视为由两部分组成, 即对应挤压通道内液体的阻尼系数 B_{sq} 和对应流动通道内液体的阻尼系数 B_f 。则有

$$\begin{cases} I = I_{sq} + I_f \\ B = B_{sq} + B_f \end{cases} \quad (4)$$

式中, I_{sq} 和 B_{sq} 与挤压通道结构参数相关, 同时还应考虑活塞位移和液体磁流变效应对其造成的影响; I_f 和 B_f 只与流动通道结构参数相关。

各系数计算方法为

$$I_{sq} = \rho \frac{l_{sq}}{\pi(R_s + R_p)(h + x_p)}, \quad I_f = \rho \frac{l_f}{A_f}$$

$$B_{sq} = \frac{3\pi(R_p^3 - R_s^3)}{4Q(h + x_p)} \tau(H), \quad B_f = \frac{12\mu l_f}{\gamma d_f^3}$$

式中, l_{sq} 为挤压通道有效工作长度, l_f 为流动通道有效工作长度, R_s 为挤压板中心孔半径, R_p 为活塞半径, A_f 为流动通道截面积, h 为活塞与挤压板之间距离, ρ 为磁流变液密度, μ 为磁流变液零场粘度, $\tau(H)$ 为由磁场强度 H 所决定的磁流变液屈服应力, 在零磁场状态下其值为零, γ 为流动通道周长, d_f 为流动通道宽度。

橡胶主簧部分的力平衡方程可写为

$$m_r \ddot{x}_d + c_r \dot{x}_d + k_a x_d + p_u A_u + k_b (x_d - x_p) = F_d \quad (5)$$

式中, m_r 为橡胶主簧和连接杆的等效质量, c_r 为橡胶主簧的阻尼系数, k_a 为主簧系统(橡胶主簧与碟形弹簧并联结构)的等效刚度, k_b 活塞系统(橡胶环

与碟形弹簧并联结构)的等效刚度。由于本文的正负刚度并联结构采用橡胶材料和碟形弹簧并联的方式,其等效刚度 k_a 和 k_b 具有较强的非线性,但在微幅振动条件下该非线性的影响可以忽略,因此,可将并联结构在工作平衡位置处的刚度值视为 k_a 和 k_b 。

活塞结构的运动微分方程可写为

$$m_p \ddot{x}_p - k_b (x_d - x_p) + c_s \dot{x}_p + F_{MR} = 0 \quad (6)$$

式中, m_p 为活塞质量, c_s 为流体粘性阻尼系数, F_{MR} 为磁场强度所决定的库伦阻尼力。

根据文献[13-14]的相关研究, c_s 和 F_{MR} 可表示为

$$c_s = \frac{3\pi\mu(R_p^2 - R_s^2)^2}{2(h + x_p)^3}$$

$$F_{MR} = \frac{4\pi(R_p^3 - R_s^3)}{3(h + x_p)} \tau(H) \text{sign}(\dot{x}_p)$$

联合式(1)-(6)即为基于正负刚度并联的挤压式磁流变隔振器集总参数模型。

3 隔振器流场特性的数值模拟

基于隔振器集总参数模型虽然可以预测和分析隔振器及隔振系统的部分动态性能,但对于具有分布性特征(如液体压力、流速等)的参数无法求解和分析。为此,本文利用有限元分析软件 Adina, 基于流体动网格技术建立隔振器完整的有限元分析模型,对隔振器的流场分布特性进行双向流固耦合的仿真分析。

3.1 基于 ALE 动网格的流固耦合模型建立

所建立的隔振器模型如图 3 所示,其中固体和流体模型均采用四节点单元进行网格划分,固体模型中橡胶主簧、橡胶底膜和橡胶环均采用 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型进行材料定义,取橡胶材料参数 C_1 为 370 MPa, C_2 为 62 MPa; 液体模型则采用 K-Epsilon RNG 湍流模型。隔振器具体的结构和材料参数如表 1 所示。

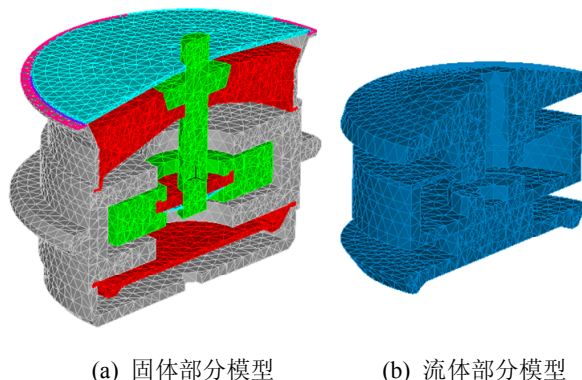


图 3 隔振器有限元模型

Fig. 3 FEM of damper

表 1 隔振器的结构和材料参数

Tab. 1 Structure and material parameters of damper

结构和材料参数	数值
挤压通道有效长度 l_{sq}/m	0.04
流动通道有效长度 l_f/m	0.01
活塞半径 R_p/m	0.08
挤压板中心孔半径 R_s/m	0.04
流动通道截面积 A_f/m^2	1.01×10^{-2}
挤压通道高度 h/m	0.005
磁流变液密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	3 000
磁流变液零场粘度 $\mu/(Pa \cdot s)$	0.1
流动通道周长	0.57
流动通道宽度 d_f/m	0.009
橡胶密度 $\rho_r/(kg \cdot m^{-3})$	1 200
橡胶主簧和连接杆质量之和 m_r/kg	3.17
活塞质量 m_p/kg	4.76

有限元模型中边界条件定义为:橡胶主簧与液体之间的接触面、活塞部分与液体之间的接触面、橡胶底膜与液体之间的接触面均定义为流固耦合面;固体模型中缸体和挤压板的刚度相对较大,其变形可以忽略,因此可将流体与挤压板的接触面及流体与缸体内壁的接触面定义为刚性不可滑移壁面。

为了模拟主簧系统的实际工作状态,在碟形弹簧与缸体的接触面之间定义接触组,允许碟形弹簧下底面相对缸体产生滑移;在碟形弹簧与连接杆的接触面之间定义面连接,模拟调节螺母对碟形弹簧的固定作用。活塞系统的定义方法与之相同,并在活塞与橡胶环接触面之间定义面连接,使活塞与橡

胶环相固定。

对于阻尼通道内的液体模型, 活塞与液体的相互作用将引起流固耦合面上节点的位移, 造成流场网格出现较大的变形, 采用传统网格定义可能导致网格的畸变而使计算中止, 因此, 应采用 Leader-Follower 法所定义的 ALE 动网格。

在连接杆顶部施加位移简谐激励, 采用 Composite 时间积分格式的瞬态分析法进行非线性双向流固耦合求解。

3.2 隔振器流场特性分析

基于数值模拟计算结果, 取隔振器在激振频率为 10 Hz 和 100 Hz 时的流场分布为例, 对挤压工作模式下的液体低频和高频特性进行对比分析。所获得的隔振器流场分布如图 4 所示, 其中隔振器模型都处于同一运动状态, 即连接杆向下运动至平衡位置处。

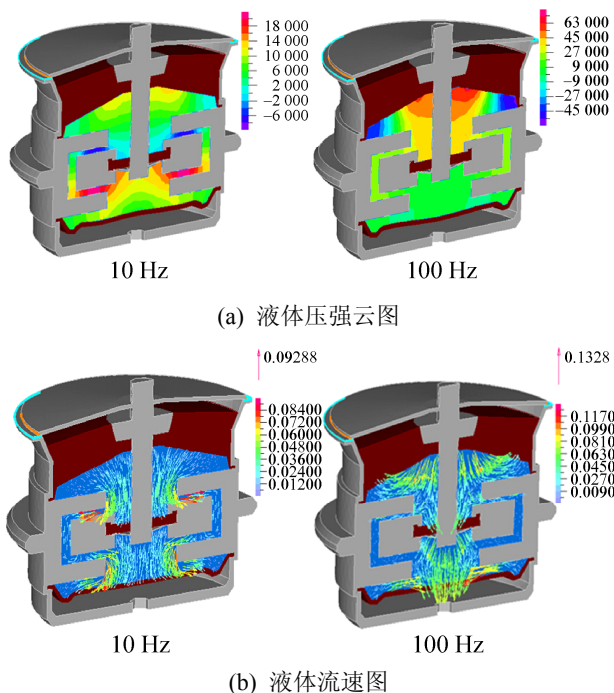


图 4 隔振器内部液体流场分布图
Fig. 4 Flow field distribution of MR damper

对比两种频率下的液体压强分布可知, 在 10 Hz 时, 隔振器上、下挤压通道内的液体压强差值较大, 其中受活塞挤压的液体压强较高, 液

体压强极大值也出现在此区域内; 而在 100 Hz 时, 隔振器挤压通道内的液体压强分布较为均匀, 液体压强值较低, 说明高频时活塞与液体的挤压作用较弱, 此时连接杆-活塞系统有着较小的位移传递率。

隔振器上液室液体的中心区域压强较高, 边缘处压强较低, 说明橡胶主簧与液体的挤压作用主要发生在中心环形区域内, 这与集总参数模型中将橡胶主簧等效为挤压活塞是相对应的; 隔振器下液室压强值始终近似为零, 说明在分析隔振器动特性时, 忽略下液室压强值的变化是可行的。

由隔振器在 10 Hz 和 100 Hz 时液体流速分布可知, 挤压工作模式的隔振器液体流动复杂, 阻尼通道内液体存在紊流、回流现象。

隔振器在低频和高频时的液体流速分布差异较大。在 10 Hz 时, 隔振器阻尼通道内的液体流动明显, 液体流速极值出现在上挤压通道内; 阻尼通道进出口附近由于孔口作用, 液体流线较为密集; 下挤压通道内的液体受活塞挤压作用显著, 其中部分液体经流动通道流向上液室。

在 100 Hz 时, 隔振器阻尼通道内液体几乎不流动, 上、下液室内的液体无交换, 此时上液室主要依靠活塞位移和橡胶主簧形变的顺让作用来弥补上液室体积变化。

4 隔振器动刚度及隔振性能分析

基于所建立的隔振器数学模型, 对其动刚度和位移传递率进行仿真分析。为了减少问题研究的复杂性, 以下只对隔振器处于零磁场状态下的动特性进行研究, 将磁流变液视为牛顿流体。

除表 1 中已给出的参数外, 计算中所需的其余关键参数均采用流固耦合有限元法进行辨识^[15-16], 具体参数及辨识结果如表 2 所示。

表2 基于有限元仿真的隔振器参数辨识

Tab. 2 Identification of damper parameters based on FEA

识别参数	数值
上液室体积刚度 $k_{vu}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-5})$	2.72×10^9
下液室体积刚度 $k_{vd}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-5})$	1.07×10^6
橡胶主簧等效活塞面积 A_u/m^2	1.13×10^{-2}
主簧系统等效刚度 $k_d/(\text{N}\cdot\text{m})$	2.14×10^4
活塞系统等效刚度 $k_b/(\text{N}\cdot\text{m})$	5.68×10^4
橡胶主簧刚度 $k_r/(\text{N}\cdot\text{m})$	2.01×10^5
橡胶主簧阻尼系数 $c_r/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	49.76

4.1 隔振器的动刚度分析

在微幅振动时, 由于活塞振动位移 x_p 相比挤压通道高度 h 较小, 计算中可将隔振器集总参数模型中的液体惯性系数 I_{sq} 、液体阻尼系数 B_{sq} 、粘性阻尼系数 c_s 进行简化, 即

$$I_{sq} \approx \rho \frac{l_{sq}}{\pi(R_s + R_p)h}, \quad B_{sq} \approx \frac{3\pi(R_p^3 - R_s^3)}{4Qh} \tau(H)$$

$$c_s \approx \frac{3\pi\mu(R_p^2 - R_s^2)^2}{2h^3}$$

基于图2的隔振器力学模型, 假设隔振器在测试状态下所受到的激振力为 $F_d(t)$, 引起的振动位移为 $x_d(t)$, 则该状态下隔振器的力学模型为

$$\begin{cases} \dot{p}_u = (A_u \dot{x}_d - Q)k_{vu} \\ \dot{p}_d = Qk_{vd} \\ p_u - p_d = (I_{sq} + I_f)\dot{Q} + (B_{sq} + B_f)Q \\ m_r \ddot{x}_d + c_r \dot{x}_d + k_d x_d + p_u A_u + k_b (x_d - x_p) = F_d \\ m_p \ddot{x}_p - k_b (x_d - x_p) + c_s \dot{x}_p + F_{MR} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

通过对式(7)进行 Laplace 变换, 并令 $s = j\omega$, 可求得 $F_d(j\omega)$ 与 $x_d(j\omega)$ 的比值即为隔振器的复刚度 $K(j\omega)$, 则

$$K(j\omega) = k_a + U(\omega) + k_b \frac{\omega^2(\omega^2 - \omega_p^2) + 4\zeta_p^2 \omega_p^2 \omega^2}{(\omega^2 - \omega_p^2)^2 + 4\zeta_p^2 \omega_p^2 \omega^2} - m_r \omega^2 + j\omega \left[c_r + V(\omega) + k_b \frac{2\zeta_p \omega_p^3}{(\omega^2 - \omega_p^2)^2 + 4\zeta_p^2 \omega_p^2 \omega^2} \right] \quad (8)$$

式中, $U(\omega) = A_u^2 k_{vu} \frac{\omega^2(\omega^2 - \omega_f^2) + 4\zeta_f^2 \omega_f^2 \omega^2}{(\omega^2 - \omega_f^2)^2 + 4\zeta_f^2 \omega_f^2 \omega^2}$

$$V(\omega) = A_u^2 k_{vu} \frac{2\zeta_f \omega_f^3}{(\omega^2 - \omega_f^2)^2 + 4\zeta_f^2 \omega_f^2 \omega^2}$$

$$\omega_f = \sqrt{\frac{k_{vu}}{I}}, \quad \zeta_f = \frac{B}{2\sqrt{k_{vu}I}}$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_b}{m_p}}, \quad \zeta_p = \frac{c_s}{2\sqrt{k_b m_p}}$$

为进行对比研究, 将主簧系统和活塞系统中提供负刚度的碟形弹簧去掉, 此时 k_a 与 k_r 、 $x_p(t)$ 与 $x_d(t)$ 相等, 同理可得其复刚度为

$$K^*(j\omega) = -(m_r + m_p)\omega^2 + U(\omega) + k_a + j\omega(c_r + c_s + V(\omega)) \quad (9)$$

定义复刚度的模为动刚度, 则由式(8)、(9)可分别获得这两种隔振器的动刚度为

$$\begin{cases} k = |K(j\omega)| \\ k^* = |K^*(j\omega)| \end{cases} \quad (10)$$

根据式(10)对这两种隔振器在零磁场时的动刚度进行仿真计算, 结果如图5所示。

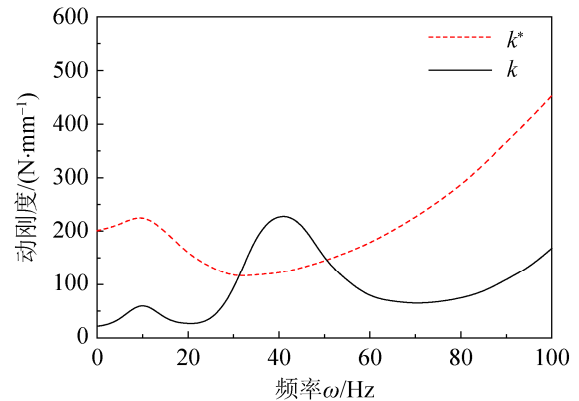


图5 隔振器动刚度曲线

Fig. 5 Dynamic stiffness curves of damper

由图可知, 通过引入碟形弹簧负刚度结构, 隔振器在1-30 Hz 频率范围内的动刚度得到明显降低, 在100 Hz 时, 隔振器的动刚度值减小了297.43 N/mm, 可见, 基于正负刚度并联结构能够有效降低系统的固有频率, 改善隔振器的高频刚度硬化现象, 具有良好的刚度解耦效果。

隔振器的动刚度曲线在40 Hz 附近产生第二峰值, 分析其原因为橡胶环结构的引入增加了连接

杆-活塞系统的自由度, 使得活塞在该频率下产生共振所致。

4.2 隔振器的位移传递率分析

基于图2的隔振器力学模型, 将其顶部的位移激励改为底部的地基扰动激励, 并在隔振器顶部添加质量为 M 的机床质量载荷, 从而建立隔振系统的力学模型。

假设地基扰动位移为 $x_b(t)$, 质量块振动位移为 $x_m(t)$ 。同样结合流体力学及机械动力学理论, 可得隔振系统的数学模型为

$$\begin{cases} \dot{p}_u = [A_u(\dot{x}_m - \dot{x}_b) - Q]k_{vu} \\ \dot{p}_d = Qk_{vd} \\ p_u - p_d = (I_{sq} + I_f)\dot{Q} + (B_{sq} + B_f)Q \\ M\ddot{x}_m + c_r(\dot{x}_m - \dot{x}_b) + k_a(x_m - x_b) + p_u A_u + \\ \quad k_b(x_m - x_p) = 0 \\ m_p\ddot{x}_p - k_b(x_m - x_p) + c_s(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + F_{MR} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

对式(11)进行 Laplace 变换, 并令 $s = j\omega$ 可得 $x_m(j\omega)$ 与 $x_b(j\omega)$ 的比值为

$$\frac{x_m(j\omega)}{x_b(j\omega)} = \frac{k_a + \frac{k_b c_s^2 \omega^2}{(k_a - m_p \omega^2)^2 + c_s^2 \omega^2} + \frac{k_a k_b (k_a - m_p \omega^2)}{(k_a - m_p \omega^2)^2 + c_s^2 \omega^2}}{-M\omega^2 + k_a + k_b - \frac{k_a k_b (k_a - m_p \omega^2)}{(k_a - m_p \omega^2)^2 + c_s^2 \omega^2}} \rightarrow \frac{U(\omega) + j\omega \left[c_r + \frac{k_a c_s (k_a - m_p \omega^2)}{(k_a - m_p \omega^2)^2 + c_s^2 \omega^2} + V(\omega) \right]}{U(\omega) + j\omega \left[c_r + \frac{-k_a k_b c_s}{(k_a - m_p \omega^2)^2 + c_s^2 \omega^2} + V(\omega) \right]} \quad (12)$$

由式(12)可得隔振系统的位移传递率为 $T = |x_m(j\omega) / x_b(j\omega)|$

对隔振系统在质量载荷 $M=80$ kg 时的数学模型进行仿真分析, 同时基于所建立的流固耦合有限元模型, 对隔振系统的位移传递率进行非线性数值模拟, 其结果作为对比。

隔振系统的位移传递率曲线如图6所示。由基于数学模型的仿真结果可知, 隔振系统的有效隔振

区间为 7~100 Hz, 低频共振频率在 4 Hz 附近, 满足宽频隔振要求; 在 100 Hz 时, 隔振系统的位移传递率达到 -34.27 dB, 隔振器具有较好的高频隔振效果。

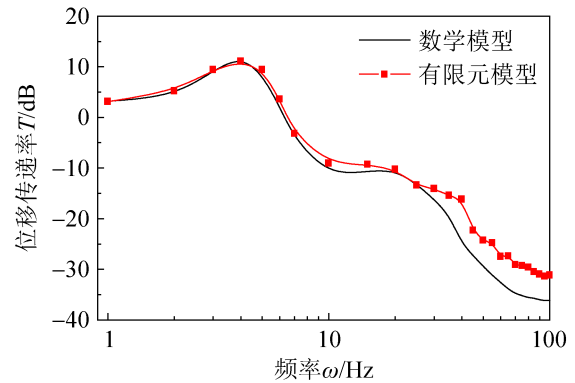


图6 隔振系统位移传递率曲线
Fig. 6 Displacement transfer rate curves of damper system

对比有限元数值模拟结果与数学模型的仿真结果, 可知, 两者的位移传递率曲线在低频段内吻合良好, 其走势和峰值频率基本一致; 在高频区, 采用数学模型所计算出的位移传递率要低于有限元计算结果, 这是由于所建立的隔振器数学模型中, 忽略了阻尼通道内液体流动时的惯性力作用, 同时对阻尼通道内的液体阻尼系数和液体惯性系数进行了线性化处理所致。

数学模型仿真结果与流固耦合数值模拟结果的基本趋势是一致的, 证明所建立的隔振器数学模型是可靠的、合理的, 可用于后续优化分析。

5 隔振器的优化

针对精密机床的宽频隔振要求, 隔振器应在隔振区间内保持较低的动刚度, 从而实现较小的位移传递率。因此, 本文将以动刚度和位移传递率作为优化对象, 同时考虑到磁场强度对隔振器阻尼力可调性的影响, 采用多目标遗传算法(MOGA)对隔振器的结构参数进行优化设计。

5.1 优化设计

(1) 约束条件

基于磁流变液的半主动隔振器主要通过调节励磁线圈电流的大小来改变挤压通道内的磁场强度,从而达到对隔振器阻尼力的能控性。在磁路结构设计时,为充分发挥磁流变效应对隔振系统在低频段内振动的衰减效果,应避免挤压通道内的磁流变液先于挤压板达到磁饱和,以此实现隔振器输出阻尼力的可调范围最大化。

由电磁理论可知,磁路设计需满足约束条件

$$B_f S_{sq} \leq B_b S_b$$

式中, B_f 和 B_b 分别为磁流变液和挤压板的磁饱和强度, S_{sq} 为活塞与挤压板之间的有效挤压面积, S_b 为挤压板的截面积。

(2) 优化变量

对于采用挤压工作模式的磁流变隔振器,阻尼通道部分和活塞部分的结构参数是影响隔振器动特性的关键因素,同时考虑到橡胶环与碟形弹簧所组成的并联结构的刚度可调性,最终确定优化变量为

$$X = (R_p, R_s, h, m_p, k_b)$$

各变量的取值范围如表3所示。

表3 优化变量的取值范围
Tab. 3 Range of optimization variables

优化变量	取值范围
活塞半径 R_p/m	0.06–0.1
挤压板中心孔半径 R_s/m	0.02–0.06
挤压通道高度 h/m	0.003–0.006
活塞质量 m_p/kg	3–5
活塞系统等效刚度 $k_b/(N \cdot m)$	10^4 – 10^5

(3) 优化目标

通过集总参数模型所获得的动刚度及位移传递率曲线反映了隔振器在工作频率范围内的动态特性,因此,两条曲线与坐标横轴之间所围成区域的面积可作为衡量隔振器宽频隔振效果的量化标准。所确立的优化目标为

$$\begin{cases} \min P(X) = \int k(\omega) d\omega \\ \min Q(X) = \int T(\omega) d\omega \end{cases}$$

基于优化软件 modeFRONTIER 平台,采用多目标遗传算法实现对隔振器的结构参数优化。

5.2 优化结果及分析

图7为优化完成后所获得的 $P(X)$ 与 $Q(X)$ 值的散点图,可以看出,其中 Pareto 前沿面已十分清晰。对于 Pareto 前沿而言,动刚度和位移传递率这两个优化目标是矛盾的,一个目标的提高必定要以牺牲另一个目标性能为代价。

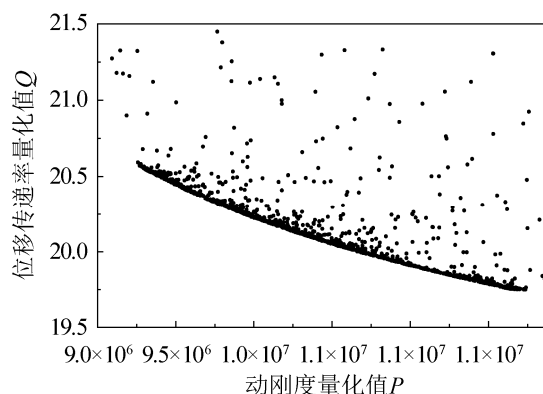


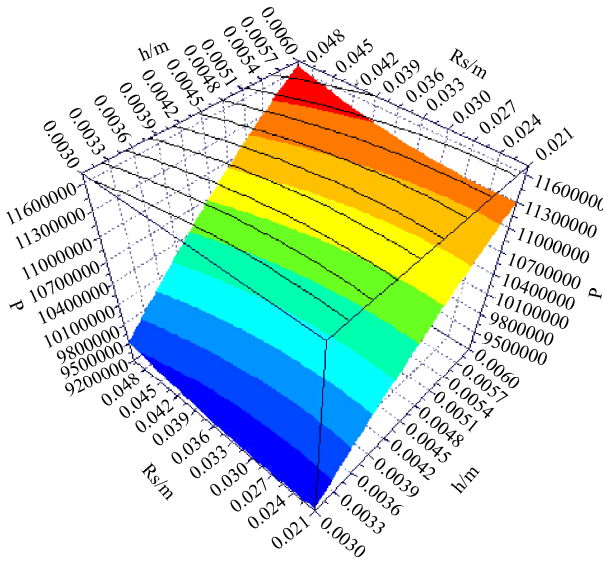
图7 Pareto 前沿面的分布
Fig. 7 Solution distribution of Pareto

图7中共有364个Pareto最优解,且各解之间无法进行简单的优劣比较。为了实现Pareto解的综合优选,需进一步分析各变量对优化目标的影响,从而选取隔振器最终的结构参数。本文通过采用方差分析法^[17]获得各变量对优化目标的影响度,结果表明:变量 h 对目标函数 $P(X)$ 和 $Q(X)$ 的影响度达到70%,依次递减为变量 R_s , 剩余三个变量则都低于1%。因此,应将挤压通道高度 h 和挤压板中心孔半径 R_s 作为决定隔振器最终结构参数的首要标准。

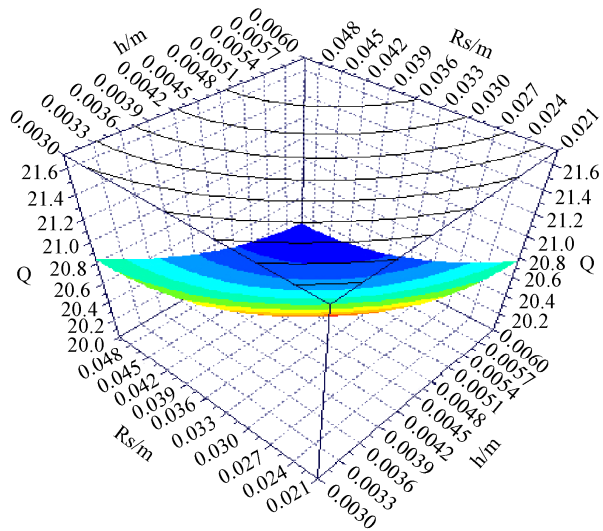
采用响应面法(response surface mode, RSM)所获得的响应量 P 和 Q 的响应面模型如图8所示,不难看出,随挤压通道高度 h 和挤压板中心孔半径 R_s 的增大,动刚度的量化值 P 随之增大,位移传递率的量化值 Q 则减小,但相比较之下,变量 h 的改变对 P 和 Q 的影响更为显著。

对于挤压式磁流变隔振器而言,挤压通道的高

度 h 决定了其有效工作行程的大小, 在面对大振幅的外界扰动时, 较小的 h 可能造成活塞与挤压板发生碰撞, 导致隔振器的损坏。但 h 的增大会使磁路中的气隙增加, 由于气隙具有较大的磁阻, 这将引起隔振器的耗能增大。



(a) 变量 h 和 R_s 对动刚度量化值的影响



(b) 变量 h 和 R_s 对位移传递率量化值的影响

图 8 优化目标 P 和 Q 的响应面模型

Fig. 8 RSM of optimization variables P and Q

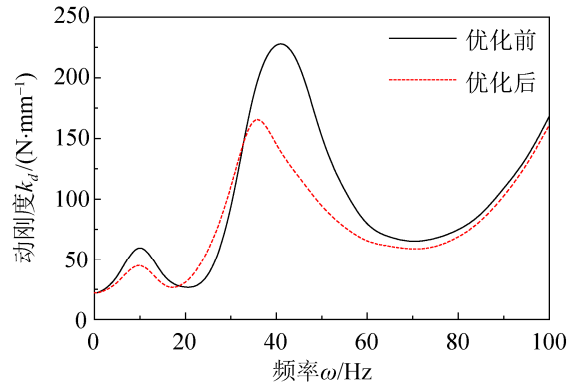
综合隔振器的结构和性能要求, 最终从 Pareto 解集中选取最优解, 其中各变量的取值如表 4 所示。

表 4 最优解中各变量的取值

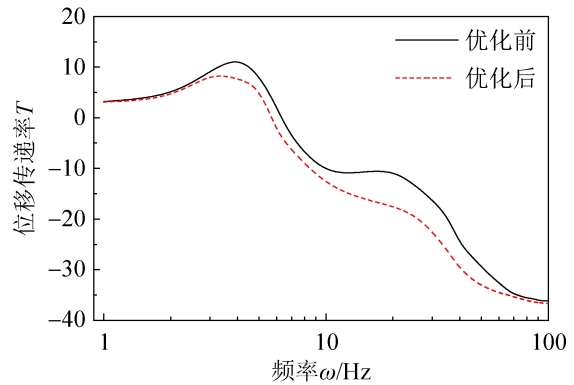
Tab. 4 Optimum value of variables

变量	R_p/m	R_s/m	h/m	m_p/kg	$k_b/N\cdot m$
取值	0.098	0.047	0.0043	5.27	1.01×10^4

优化前、后的隔振器动刚度和位移传递率的对比曲线如图 9 所示, 可以看出, 优化后的隔振器动刚度在低频区的峰值下降了 26.53%, 且峰值频率有所向前推移; 在 40 Hz 附近, 隔振器的第二峰值得到明显降低, 下降了 52.47 N/mm, 对应频率降低了 7 Hz; 对于 80–100 Hz 的高频段内, 动刚度的减小不明显。



(a) 动刚度曲线



(b) 位移传递率曲线

图 9 隔振器动特性优化前、后对比

Fig. 9 Comparison of dynamic characteristics before and after optimization

对比优化前、后的位移传递率可知, 隔振系统在低频处的共振峰值下降了 4.35 dB, 隔振器的低频隔振特性得到改善; 有效隔振区间增大了 1 Hz, 且在隔振区间内的位移传递率有所降低, 隔振器具

有更好的宽频隔振性能。

6 结论

(1) 橡胶主簧与碟形弹簧并联结构在保证隔振器支撑刚度的前提下能够有效降低系统的运动刚度, 实现良好的动、静刚度解耦; 橡胶环与碟形弹簧并联结构能够有效降低系统的高频动刚度, 改善液阻隔振器的高频刚度硬化现象。

(2) 基于隔振器数学模型及非线性流固耦合数值模拟技术, 对隔振器的位移传递率进行仿真分析和对比, 两种方法所获得结果具有较好的一致性, 表明基于流体力学和机械动力学所建立的集总参数模型是准确的、可靠的。

(3) 以隔振器动刚度和位移传递率为目标的优化结果表明: 挤压通道高度是影响隔振器动特性的关键因素; 通过对隔振器结构参数的优化, 可显著提高其宽频隔振效果, 这对隔振器的设计具有重要意义。

(4) 主簧系统和活塞系统的正负刚度并联结构相互独立且可调, 有利于该挤压式磁流变隔振器的工程实际应用和调校。

参考文献:

- [1] 于梅. 精密仪器环境振动测量和评价方法的研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(8): 214-216.
Yu Mei. Research Review on Measurement and Evaluation Methods of Environmental Vibration of Precision Instruments [J]. Journal of Vibration and Shock (S1000-3835), 2010, 29(8): 214-216.
- [2] 李锐, 陈伟民, 廖昌荣, 等. 发动机磁流变悬置隔振模糊控制与仿真 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21(4): 944-953.
Li Rui, Chen Weimin, Liao Changrong, *et al.* Fuzzy Control and Simulation of Engine Isolation via Magnetorheological Mounts [J]. Journal of System and Simulation (S1004-731X), 2009, 21(4): 944-953.
- [3] J H Koo, F D Goncalves, M Ahmadian. A Comprehensive Analysis of the Response Time of MR Dampers [J]. Smart Materials and Structures (S0964-1726), 2006, 15(2): 351-358.
- [4] 左曙光, 毛钰, 吴旭东, 等. 磁流变减振器高频硬化特性建模及优化 [J]. 振动与冲击, 2016, 35(10): 120-125.
Zuo Shuguang, Mao Yue, Wu Xudong, *et al.* Modelling and Optimization of High Frequency Hardening Characteristics of Magneto Rheological Damper [J]. Journal of Vibration and Shock (S1000-3835), 2016, 35(10): 120-125.)
- [5] M Brigley, Y T Choi, N M Wereley, *et al.* Magnetorheological Isolators Using Multiple Fluid Modes [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures (S1045-389X), 2007, 18(12): 1144-1148.
- [6] T M Nguyen, C Ciocanel, M H Elahinia. A Squeeze-Flow Mode Magnetorheological Mount: Design, Modeling, and Experimental Evaluation [J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME (S1048-9002), 2012, 134(2): 021013.
- [7] 廖昌荣, 骆静, 李锐, 等. 基于圆盘挤压模式的磁流变液阻尼器特性分析 [J]. 中国公路学报, 2010, 23(4): 107-112.
Liao Changrong, Luo Jing, Li Rui, *et al.* Characteristic Analysis for Magnetorheological Fluid Damper Based on Disk Squeeze Mode [J]. China Journal of Highway and Transport (S1001-7372), 2010, 23(4): 107-112.
- [8] Alan Sternberg, Rene Zemp, Juan Carlos de la Llera. Multiphysics Behavior of a Magneto-rheological Damper and Experimental Validation [J]. Engineering Structures (S0141-0296), 2014, 69: 194-205.
- [9] S A Mazlan, A Issa, H A Chowdhury, *et al.* Magnetic Circuit Design for the Squeeze Mode Experiment on Magnetorheological Fluids [J]. Material and Design (S0261-3069), 2009, 30(6): 1985-1993.
- [10] W J Jung, W B Jeong, S R Hong. Vibration Control of a Flexible Beam Structure Using Squeeze-Mode ER Mount [J]. Journal of Sound and Vibration (S0022-460X), 2004, 273(1-2): 185-199.
- [11] 于聪. 基于挤压模式的磁流变悬置结构设计与动特性分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
Yu Cong. Structure Design and Dynamic Characteristics Analysis of Squeeze Mode Magneto-Rheological Mount [D]. Chongqing, China: Chongqing University, 2013.
- [12] S R Hong, S B Choi, D Y Lee. Comparison of Vibration Control Performance Between Flow and Squeeze Mode ER Mounts: Experimental Work [J]. Journal of Sound and Vibration (S0022-460X), 2006, 291(3-5): 740-748.
- [13] S R Hong, S B Choi, M S Han. Vibration Control of a Frame Structure Using Electro-rheological Fluid Mounts [J]. International Journal of Mechanical Sciences (S0020-7403), 2002, 44(10): 2027-2045.