

# 面向激光跟踪仪宽频隔振器的理论分析及试验评价\*

刘海平<sup>1)2)†</sup> 张世乘<sup>1)</sup> 门玲鸽<sup>1)3)</sup> 何振强<sup>3)</sup>

1) (北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

2) (北京科技大学顺德研究生院, 佛山 528300)

3) (中国科学院高能物理研究所, 北京 100049)

(2022 年 2 月 21 日收到; 2022 年 4 月 4 日收到修改稿)

高能同步辐射光源施工现场, 采用激光跟踪仪对高能光源磁铁设备标定、预准直和隧道测量时, 激光跟踪仪受周边环境振动影响较大, 并严重危害其测量精度. 为了有效地控制环境振动的影响, 提出一种面向激光跟踪仪的宽频隔振器, 并安装在激光跟踪仪三角支架的支腿位置, 在保证隔振性能的同时兼具较好的承载能力. 针对上述系统, 建立等效单自由度非线性动力学微分方程, 采用复变量-平均法获得宽频隔振器的稳态响应解, 并应用数值有限元方法验证理论模型及计算结果的正确性. 在此基础上, 采用谐波平衡法分析非线性系统的稳定性, 并考虑关键设计参数  $K_3$  对其隔振性能的影响. 结合实际工作环境, 选择部分典型工况 (包括: 长时间静压, 垂向冲击激励和横向位移激励) 进行实测, 评估宽频隔振器的静态稳定性和振动控制效果. 结果表明, 长时间静压后, 激光跟踪仪最大沉降位移约  $2 \times 10^{-5}$  m; 不同动态载荷作用下, 宽频隔振器对激光跟踪仪振动响应幅值的衰减率最高可达 97%, 且有效隔振频带较宽; 满足所有技术指标要求.

**关键词:** 激光跟踪仪, 宽频隔振器, 高能同步辐射光源, 振动控制

**PACS:** 07.10.Fq, 33.20.Tp, 43.40.Ga, 43.40.Tm

**DOI:** 10.7498/aps.71.20220307

## 1 引言

激光跟踪仪是一种高精度的大尺寸测量设备, 主要应用在高能粒子加速器设备安装、精密位姿动态测量及天线馈源动态运动等精密工程测量领域. 我国在建的大科学装置——高能同步辐射光源, 通过布设环形控制网, 可令电子在闭合轨道中作平滑运动, 并沿轨道切线方向产生同步光<sup>[1,2]</sup>, 为保证设备安装精度及控制网轨道高度的平滑性, 需要使用激光跟踪仪对控制网和设备元件进行变形监测. 同时, 为了保证可以实施长时间精准定位, 还需要保

证激光跟踪仪安装支架的稳定性, 即: 静态变形量不能太大. 由于环状轨道切线方向为直伸狭长结构, 激光跟踪仪需要从隧道一端到另一端依次测量隧道范围内所有控制点坐标<sup>[3]</sup>, 且隧道中不同位置处由施工过程中产生的振动噪声会经狭窄空间结构反射, 严重影响激光跟踪仪的测量精度. 另外, 通过分析国内外光源地基振动试验结果发现, 低频振动对激光跟踪仪的测量精度影响较大, 甚至导致系统内部零部件损坏<sup>[4,5]</sup>. 综上, 结合激光跟踪仪结构特点及使用环境, 研制一种具备宽频带高稳定性的减隔振装置, 成为解决上述问题的可行途径之一.

目前, 针对激光跟踪仪的减隔振设计鲜有报道;

\* 广东省基础与应用基础研究基金 (批准号: 2021B1515120049)、佛山市科技创新专项资金产学研合作项目 (批准号: BK22BE021) 和北京市科技计划课题 (批准号: Z191100005619011) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: liuhaiping@ustb.edu.cn

常规的方法是通过数据处理方式修正受环境影响产生的数据偏差;但是,相比实际结果仍然存在较显著的误差<sup>[6]</sup>.因此,需要尽量避免由工作环境振动(如:搬运设备、人员走动等)对激光跟踪仪实测数据造成的随机误差.

为了便于指导设计,本文采用类比的方法,选择高精度光电设备的减隔振研究现状进行文献调研.光电设备的振动控制属于一类典型的工程应用问题,现有的控制方案主要包括:被动控制、主动控制和主被动混合控制.其中,无论是主动控制<sup>[7-10]</sup>,还是主被动混合控制<sup>[11-13]</sup>均因其需要外部输入能量、系统复杂、结构可靠性及控制算法稳定性要求较高而未能实现在工程领域的广泛应用.

在被动控制方面,Chen等<sup>[14]</sup>为有效地抑制星上飞轮输出微振动对光学传感器成像质量的影响,提出一种粘弹阻尼材料构成的飞轮隔振器;通过理论分析与试验验证表明,光学传感器的成像误差得到显著降低.姜伟伟等<sup>[15]</sup>针对机载宽频带、大幅值的随机振动,提出采用三向等刚度的碗式橡胶-金属减振器通过八点支撑方式安装,数值仿真和试验研究表明,该隔振方案对中高频段机载光电设备的振动响应控制效果较好.杜言鲁等<sup>[16]</sup>从实际出发,考虑载机和光电平台之间线振动和角振动的耦合关系,建立考虑线运动和角运动的安装线性减振器的机载光电平台两自由度耦合系统模型.利用所建模型,通过参数分析为进一步优化线性减振器设计方案提供参考.为了避免常规橡胶减振器环境适应性差、尺寸体积较大等显著缺点,郑凤翥等<sup>[17]</sup>针对光电设备的需求提出一种外置型金属减振器;研究表明,在保证光电设备稳定精度的同时该减振器有助于实现系统的轻小型化.Qi等<sup>[18]</sup>提出一类新型的柔性隔振结构用于改善光电瞄准系统的振动问题,通过数值仿真和试验研究表明该设计方案隔振效果良好.众所周知,常规线性隔振器受制于静态承载变形不能过大的约束,隔振频率难以实现低频宽带特征.为了改善上述问题,科研人员提出准零刚度(又称“高静低动”)隔振器的概念,其工作原理主要通过将正负刚度元件组合应用,可在保证静态承载能力不削弱的条件下,显著减小隔振系统动刚度实现拓宽其有效隔振频带的目标.利用上述原理,Dong等<sup>[19]</sup>提出一种面向机载光电系统的并联式准零刚度隔振平台,并采用谐波平衡法针对所建立的理论模型重点研究摩擦阻尼和输入激励对其

减隔振性能的影响.杜宁等<sup>[20]</sup>为减小光电设备在低频范围内的动态响应为目标,提出一种平行四边形机构与正刚度弹簧并联的水平准零刚度隔振装置,计算结果表明其低频振动控制效果显著.Carrella等<sup>[21]</sup>通过两个斜置螺旋弹簧构建负刚度元件;然后,与竖直正刚度螺旋弹簧并联实现“高静低动”的宽频隔振效果.另外,众多研究中提出可实现准零刚度隔振效果的隔振器方案还包括:斜置薄片梁<sup>[22-24]</sup>、屈曲板<sup>[25,26]</sup>、永磁弹簧+橡胶隔振<sup>[27]</sup>和组合永磁体<sup>[28]</sup>等.虽然,准零刚度隔振器具备高静态稳定、宽频动态隔振的显著优点;但是,受制于其强非线性特征,减隔振性能受初始设计参数和输入激励的影响较大,不利于工程应用.

综上,本文提出充分利用弹性薄片梁非线性特征构建准零刚度隔振特征,结合环形切槽阻尼支撑结构构建高稳定宽频隔振器,以有效地解决常规准零刚度隔振器稳定性差的问题.根据所提出隔振器结构方案建立等效力学模型,并与激光跟踪仪构建耦合系统动力学模型,针对其动态响应特征和振动控制效果进行理论分析和数值仿真.在此基础上,将激光跟踪仪的加速度频响作为评价指标,开展试验验证并获得不同激励条件对应安装宽频隔振器前后激光跟踪仪的动态响应,利用实测数据全面验证本文所建理论模型及分析结论的正确性.相关研究成果可为宽频隔振器的推广应用奠定理论和技术基础.

## 2 宽频隔振器介绍

宽频隔振器采用“高静低动”原理实现宽频隔振的目标;具体结构主要由薄片梁、转接件、基座、底座和环形切槽阻尼支撑结构组成,实物照片如图1所示.可见,薄片梁一端与基座连接固定在底座上,另一端采用螺钉与转接件连接,具体结构参数详见表1.

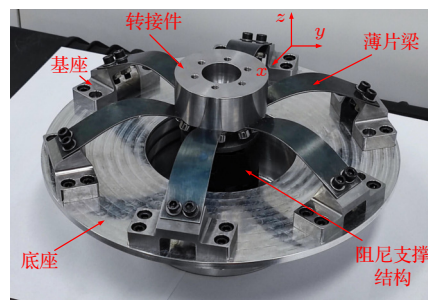


图1 宽频隔振器实物照片

Fig. 1. Photo of isolator with broadband characteristic.

表 1 薄片梁的设计参数

Table 1. Designing parameters of thin sheet beam.

名称	符号	数值
总长度	$L$	70 mm
初始角度	$\theta_1$	$26^\circ$
端点角度	$\theta_2$	$-25^\circ$
弹性模量	$E$	208 GPa
厚度	$d$	1 mm
初始宽度	$w$	24 mm

根据现场使用要求, 宽频隔振器主要用于抑制大科学装置施工现场宽频环境振动对激光跟踪仪工作性能的影响; 而且, 要求插入宽频隔振器后, 激光跟踪仪和三角支架组合体的静态刚度不发生显著变化且三个坐标轴方向的长时间 (一般不少于 5 h) 静压变形量不大于  $\pm 5 \times 10^{-5}$  m.

首先, 结合弹性薄片梁的结构参数建立有限元网格模型, 采用静力学分析模块计算得到单根薄片梁的力-位移曲线, 如图 2 所示. 由图 2 可见, 单根薄片梁初始变形时, 对应力-位移曲线斜率为负, 即: 结构呈现负刚度特征.

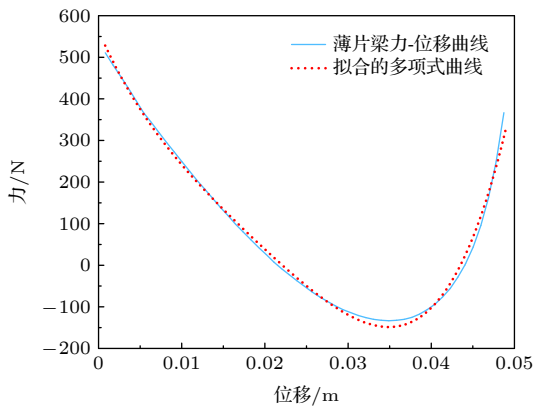


图 2 薄片梁的力-位移曲线

Fig. 2. Force-displacement curves of thin sheet beam.

### 3 宽频隔振器的力学模型

#### 3.1 动力学建模

结合第 2 节给出的宽频隔振器结构方案, 考虑激光跟踪仪的安装支架采用三点支撑方案, 为了简化计算, 仅考虑激光跟踪仪和安装支架组合体沿垂直方向的主振特征, 分析单个宽频隔振器的振动控制效果, 建立相应的单自由度等效力学模型, 如图 3 所示. 其中,  $F'$  表示宽频隔振器的等效非线性弹性

恢复力,  $\delta$  表示初始位置到静态平衡位置的位移,  $c$  表示等效阻尼.

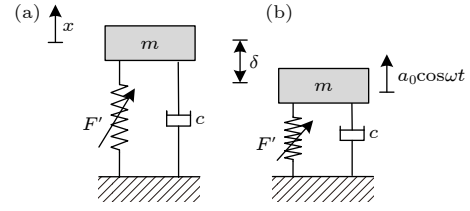


图 3 宽频隔振器的等效力学模型 (a) 未受载状态; (b) 静态平衡状态

Fig. 3. Equivalent mechanical model of isolator with broadband characteristic: (a) unloaded state; (b) static equilibrium state.

根据图 2 给出的薄片梁力-位移曲线, 利用数值分析工具 MATLAB 采用四次多项式拟合, 获得其等效弹性力表达式:

$$F = 563.6 - 45600x + 1881000x^2 - 62500000x^3 + 839200000x^4, \quad (1)$$

式中,  $F$  为弹性恢复力;  $x$  为端部垂向位移.

根据拟合结果可知相比设计曲线, 拟合曲线最大误差约为 5%, 一致性较好, 满足要求.

实际中, 宽频隔振器分别安装在激光跟踪仪三角支架的支腿位置, 如图 4 所示. 假设, 单个宽频隔振器支承质量为  $m$ , 其中,  $m = M/3$ ,  $M$  为激光跟踪仪和三角支架总质量约 165 kg; 每个宽频隔振器包括六个薄片梁, 环形切槽阻尼支撑结构刚度为  $k'$ ; 进而, 可以获得宽频隔振器对应非线性弹性恢复力  $F'$ :

$$F' = 6F + k'x. \quad (2)$$

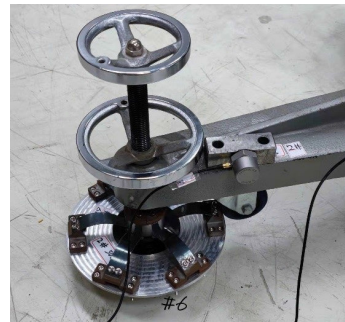


图 4 宽频隔振器的安装位置

Fig. 4. Installation position of isolator with broadband characteristic.

根据牛顿第二定理, 得到简谐激励条件下隔振系统的动力学微分方程:



$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + F' - mg = ma_0 \cos \omega t, \quad (3)$$

式中,  $m$  为单个宽频隔振器的支承质量;  $\omega$  为激励圆频率;  $a_0$  为激励幅值.

为了便于计算, 定义中间变量  $u = x - \delta$ , 代入 (3) 式, 化简得到:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} + c \frac{du}{dt} + k_1 u + k_2 u^2 + k_3 u^3 + k_4 u^4 = ma_0 \cos \omega t, \quad (4)$$

式中,  $u$  为相对位移;  $k_1, k_2, k_3, k_4$  分别为非线性弹性恢复力对应的线性刚度、平方刚度、立方刚度和高次刚度项. 为了便于求解, 引入如下无量纲化参数:

$$X = \frac{u}{H_2}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m}}, \quad \tau = \omega_n t, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_n},$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}, \quad A_0 = \frac{ma_0}{H_2\omega_n^2},$$

式中,  $H_2$  为环形切槽阻尼支撑结构的总高度,  $\omega_n$  为隔振系统固有频率.

通过变换, 得到:

$$K_2 = \frac{k_2 H_2}{k_1}, \quad K_3 = \frac{k_3 H_2^2}{k_1}, \quad K_4 = \frac{k_4 H_2^3}{k_1}.$$

化简 (4) 式, 可得:

$$\ddot{X} + 2\zeta \dot{X} + X + K_2 X^2 + K_3 X^3 + K_4 X^4 = A_0 \cos \Omega \tau. \quad (5)$$

### 3.2 稳态响应

根据所建理论模型, 本部分采用复变量-平均法求解其稳态响应. 首先, 定义复变量:

$$\varphi e^{i\Omega\tau} = \dot{X} + i\Omega X, \quad \varphi^* e^{-i\Omega\tau} = \dot{X} - i\Omega X. \quad (6)$$

将 (6) 式代入 (5) 式, 可得:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} [\dot{\varphi} e^{i\Omega\tau} + i\Omega (\varphi e^{i\Omega\tau} - \varphi^* e^{-i\Omega\tau})] \\ & + 2\zeta \frac{1}{2} (\varphi e^{i\Omega\tau} + \varphi^* e^{-i\Omega\tau}) \\ & - \frac{i}{2\Omega} (\varphi e^{i\Omega\tau} - \varphi^* e^{-i\Omega\tau}) \\ & + K_2 \left[ -\frac{i}{2\Omega} (\varphi e^{i\Omega\tau} - \varphi^* e^{-i\Omega\tau}) \right]^2 \\ & + K_3 \left[ -\frac{i}{2\Omega} (\varphi e^{i\Omega\tau} - \varphi^* e^{-i\Omega\tau}) \right]^3 \\ & + K_4 \left[ -\frac{i}{2\Omega} (\varphi e^{i\Omega\tau} - \varphi^* e^{-i\Omega\tau}) \right]^4 = \frac{A_0}{2}. \end{aligned}$$

整理, 可得:

$$\dot{\varphi} + i\Omega\varphi + 2\zeta\varphi - \frac{i}{\Omega}\varphi - i\frac{3K_3}{4\Omega^3}|\varphi|^2\varphi = A_0. \quad (7)$$

引入时间变量函数  $a$  和  $b$ , 令:

$$\varphi = a + ib, \quad \dot{\varphi} = \dot{a} + i\dot{b}, \quad (8)$$

式中,  $a$  和  $b$  分别为变量  $\varphi$  的实部和虚部. 将 (8) 式代入 (7) 式, 可得:

$$\begin{cases} \dot{a} = A_0 + \Omega b - 2\zeta a - \frac{1}{\Omega} b - \frac{3K_3}{4\Omega^3} b (a^2 + b^2), \\ \dot{b} = -\Omega a - 2b\zeta + \frac{1}{\Omega} a + \frac{3K_3}{4\Omega^3} a (a^2 + b^2). \end{cases} \quad (9)$$

令  $\dot{a} = 0, \dot{b} = 0$ , 通过求解非线性代数方程, 得到主振系稳态响应幅值<sup>[29]</sup>:

$$X = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{\Omega}. \quad (10)$$

## 4 计算结果分析及验证

### 4.1 结果分析及数值验证

为验证所建理论模型及稳态解的正确性, 本部分采用数值有限元方法进行验证. 其中, 宽频隔振器各部分结构的材料参数详见表 2. 模型中, 将环形切槽阻尼支撑结构等效为弹簧单元, 薄片梁则采用壳单元表示, 宽频隔振器支承质量采用集中质点表示. 考虑重力场的影响, 沿垂向施加单位加速度重力场. 通过谐响应分析获得典型位置的加速度传递率曲线, 如图 5 所示. 为了便于对比, 图上还给出理论计算结果. 从图 5 中可以看出, 采用复变量-平均法得到的稳态响应解与数值有限元方法所得结果吻合良好, 证明所建理论模型及计算结果正确有效.

表 2 宽频隔振器材料参数表

Table 2. Material parameters of isolator with broadband characteristic.

名称	薄片梁	转接件
材料	60 Si <sub>2</sub> CrVA	10 F
密度/(kg·m <sup>3</sup> )	7850	7990
泊松比	0.3	0.24
弹性模量/Pa	2.1×10 <sup>11</sup>	1.96×10 <sup>11</sup>

### 4.2 稳定性分析

宽频隔振器利用弹性薄片梁结构非线性特征实现宽频隔振效果, 故属于一类典型的非线性系

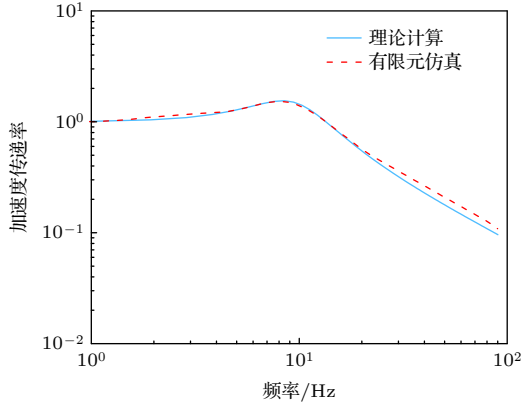


图5 宽频隔振器加速度传递率曲线

Fig. 5. Acceleration transmissibility curves of isolator with broadband characteristic.

统; 因此, 有必要针对其动态响应的稳定性展开讨论. 本部分采用谐波平衡法对其稳定性进行分析. 假设隔振系统的稳态解为:

$$X = X_0 \cos(\Omega\tau + \theta), \quad (11)$$

式中,  $X_0$  为位移幅值;  $\Omega$  为圆频率;  $\theta$  为相位角.

将 (11) 式代入 (5) 式, 考虑动态响应频率与激励频率的基础频率占主要部分<sup>[30]</sup>, 因此可略掉高次谐波项, 可得:

$$-2\zeta\Omega X_0 = mA_0 \sin\theta, \quad (12)$$

$$(1 - \Omega^2) X_0 + \frac{3}{4}K_3 X_0^3 = mA_0 \cos\theta. \quad (13)$$

联立 (11) 式和 (12) 式, 可得:

$$X_0^2 \Omega^4 + \left(4\zeta^2 X_0^2 - 2X_0^2 - \frac{3}{2}K_3 X_0^4\right) \Omega^2 + X_0^2 + \frac{3}{2}K_3 X_0^4 + \frac{9}{16}K_3^2 X_0^6 - m^2 A_0^2 = 0. \quad (14)$$

求解, 可得:

$$\Omega_{1,2} = \sqrt{1 - 2\zeta^2 + \frac{3}{4}\xi X_0^2 \pm \sqrt{4\zeta^4 - 4\zeta^2 - 3\xi\zeta^2 X_0^2 + \frac{m^2 A_0^2}{X_0^2}}}. \quad (15)$$

利用系统跳变频率可以得到该系统的不稳定响应区域. 由于在幅频曲线垂直切线位置出现稳定状态变化, 故, 令  $\frac{d\Omega}{ds_0} = 0$ , 并根据 (14) 式可确定稳态响应特征值. 进而, 导出稳定极限条件:

$$\Omega^4 + (4\zeta^2 - 2 - 3K_3 X_0^2) \Omega^2 + 1 + 3K_3 X_0^2 + \frac{27}{16}K_3^2 X_0^4 = 0. \quad (16)$$

根据上述计算结果得到宽频隔振器的非稳定区域, 如图 6 所示. 由图 6 可知, 红色阴影区域代表宽频隔振器的非稳定区域, 而隔振系统的加速度响应传递率曲线与非稳定区域未发生重叠; 因此, 宽频隔振器稳定.

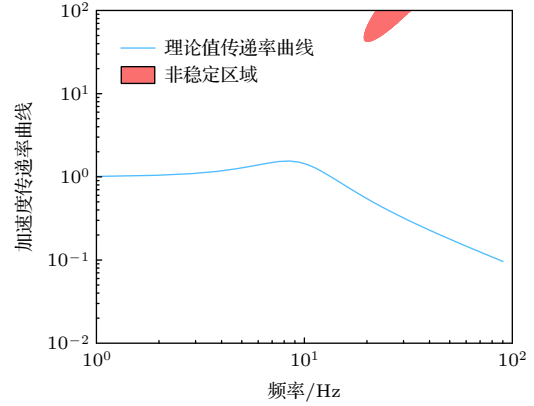


图6 宽频隔振器加速度传递率曲线

Fig. 6. Acceleration transmissibility curve of isolator with broadband characteristic.

### 4.3 非线性刚度的影响

根据 (9) 式可知, 宽频隔振系统的稳态响应仅与立方刚度  $K_3$  相关, 为充分分析其影响,  $K_3$  分别取值为 1, 10, 100 和 1000, 对应系统加速度传递率曲线, 如图 7 所示. 由图 7 可见, 随着  $K_3$  增大, 非线性隔振器系统加速度传递率曲线呈现刚度“渐硬”特征导致谐振频率增大; 且非线性特征越来越明显, 非稳定区域所包围阴影区域面积越来越大; 在谐振频率处, 响应幅值随着  $K_3$  取值增大而增大; 此外, 在低频和高温范围, 隔振系统的加速度传递

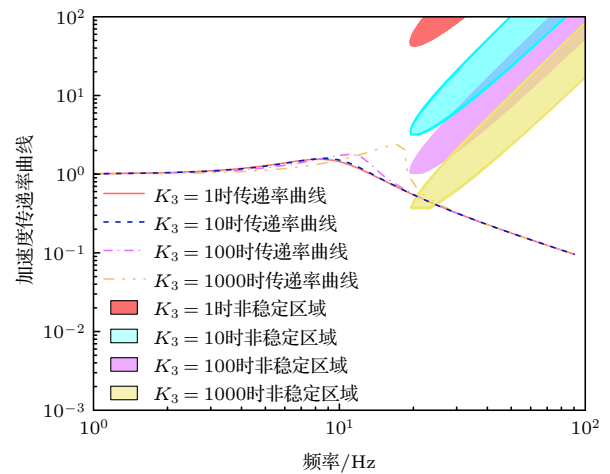
图7 不同  $K_3$  对应加速度传递率曲线

Fig. 7. Acceleration transmissibility curves for different  $K_3$ .

率未随  $K_3$  变化而发生变化. 根据机械振动原理, 理想条件下希望隔振器实现无谐振峰状态. 由图可知, 刚度取值较小时非线性特征不明显, 并且能够实现无谐振峰的振动抑制效果; 另外, 相应非稳定阴影区域面积最小.

5 长时间静压试验

大科学装置施工现场要求激光跟踪仪在每个工作周期内, 需保证至少 5 h 的稳定工作状态, 即: 安装隔振器后, 连续工作 5 h 及以上, 要求保证激光跟踪仪沿三个轴向的静态变形量不超过  $\pm 5 \times 10^{-5}$  m. 因此, 需要对安装宽频隔振器后的激光跟踪仪开展长时间静压试验, 分别开展 5h 及 15 h 两个工况的静压试验, 测试状态如图 8 所示. 对应不同工况实测激光跟踪仪的静态变形量, 如表 3 所列. 由表 3 可见, 5 h 静压试验最大变形量约为  $1.2 \times 10^{-5}$  m, 15 h 静压试验最大变形量约为  $5 \times 10^{-5}$  m, 静态最大承载量在允许误差范围内 (要求各轴向不大于  $\pm 5 \times 10^{-5}$  m), 满足现场使用要求.



图 8 宽频隔振器长时间静态力学试验照片  
Fig. 8. Photograph of long time static mechanical test of isolator with broadband characteristic.

表 3 长时间静压试验实测变形量  
Table 3. Deformation measured under long time compression condition.

		实测变形量/m	
测试工况		5 h	15 h
方向	X	$-1.2 \times 10^{-5}$	$1.6 \times 10^{-5}$
	Y	$6 \times 10^{-6}$	$-2.1 \times 10^{-5}$
	Z	$1.2 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-5}$

6 动力学试验

6.1 测试系统介绍

为验证所建模型及设计方法的有效性, 搭建地面测试系统包括: 宽频隔振器、数据采集仪、计算机、加速度传感器和激光跟踪仪等, 如图 9 所示. 另外, 图 9 中还给出各测点编号具体位置详见表 4, 各测点加速度传感器通过数据采集仪与计算机 1 连接, 计算机 2 与激光跟踪仪连接.

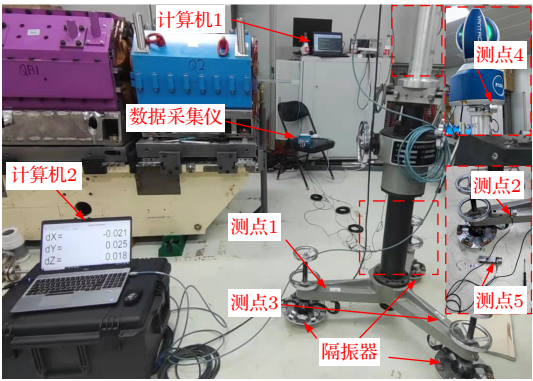


图 9 测试系统照片  
Fig. 9. Test System Photo.

为验证宽频隔振器对激光跟踪仪动态响应特性的控制效果, 分别采用两种激励方式模拟工作环境激励条件: 1) 激励条件一: 在测点 #3 附近, 采用 10 kg 钢块规律敲击地面, 以此模拟施工现场冲

表 4 试验工况表  
Table 4. Test conditions table.

序号	工况	测点编号及位置
1	未安装隔振器, 钢块敲击地面	#1, #2, #3; 支架支腿位置
2	安装隔振器, 钢块敲击地面前后, 支架处响应	#1, #2, #3; 支架支腿位置
3	安装隔振器, 钢块敲击地面, 地面、支架及激光跟踪仪处响应	#2, #4, #5; 支架支腿、激光跟踪仪及地面垂向
4	安装隔振器, 钢块敲击地面, 激光跟踪仪处响应	#4; 激光跟踪仪安装面垂向
5	安装隔振器, 钢块敲击地面, 激光跟踪仪处响应	#4; 激光跟踪仪安装面水平向
6	安装隔振器, 水平推动激光跟踪仪处响应	#4; 激光跟踪仪安装面水平向

击设备的振动激励; 2) 激励条件二: 在激光跟踪仪工作期间, 在三角支架上部靠近激光跟踪仪安装面附近沿水平方向推动支架, 以此模拟施工过程中人员走动或者设备搬运过程中发生意外碰撞的情况. 具体测试工况详见表 4.

## 6.2 设计方法验证

为验证理论模型与设计方法的正确性, 将安装隔振器整体模型的理论推导结果、数值有限元仿真结果和测试数据进行对比, 计算结果如图 10 所示. 需要说明, 理论模型和数值有限元模型的适用范围不完全一致; 其中, 理论模型仅考虑隔振器沿垂直方向的运动, 设计频率对应系统第 1 阶模态固有频率; 有限元模型则考虑隔振器沿三个轴向的运动自由度; 模型中, 隔振器等效为由壳单元表示的薄片梁和弹簧单元表示的切槽阻尼支撑结构; 激光跟踪仪等效为集中质点; 支架等效为梁单元表示的弹性结构.

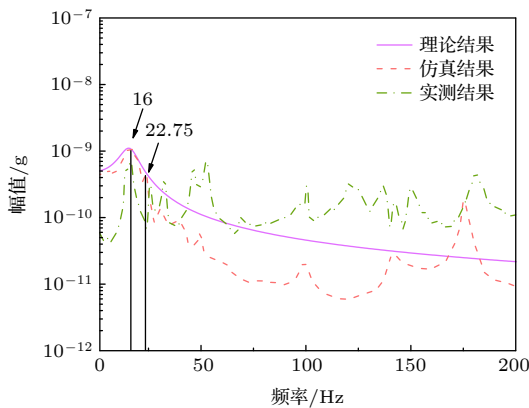


图 10 系统模型的理论、仿真及实测结果对比

Fig. 10. Comparison of theoretical, simulation and measured results of the overall model.

由图 10 可知, 各加速度频响曲线在频点约 16 Hz 处出现谐振峰且保持一致, 该频率正好对应系统的第 1 阶模态固有频率; 在大于 22.75 Hz 频率范围内, 有限元数值仿真和理论推导的计算结果曲线整体呈下降趋势; 考虑理论模型为单自由度系统, 仅考虑系统第 1 阶模态响应的影响; 故在高频范围, 对比有限元数值仿真和实测数据曲线, 在约 52.25, 100.75, 135.25 及 178 Hz 附近, 均呈现谐振峰. 在全频范围内, 理论模型、数值有限元模型和物理试验所得结果曲线在中低频范围变化规律一致性较好. 在高频范围, 受制于不同模型均进行不

同程度的简化, 导致模型所得高频响应特征误差较大.

## 6.3 频率响应特性 (激励条件一)

未安装宽频隔振器, 测试工况 1 对应激光跟踪仪三角支架支腿位置的加速度响应曲线 (测点编号 #1, #2, #3), 如图 11 所示. 由图 11 可见, 三个测点处的加速度频响幅值基本重合且全频段变化规律一致, 并且影响激光跟踪仪工作性能的动态响应主要集中在 100 Hz 以下低频范围. 其中, 两个较明显谐振峰值频率分别为 14.75 和 42.75 Hz. 结合数值有限元模型给出的模态分析结果参见表 5, 上述谐振峰值频率分别对应激光跟踪仪和三角支架组合体的第 1 阶和第 2 阶模态的固有频率, 计算误差不超过 3%. 但是, 随着频率增加, 从第四阶模态开始, 数值有限元模拟结果和实测数据误差达到 20% 以上. 显然, 上述现象的出现主要归因于有限元模型网格无法准确模拟高频高阶模态振动特征所致. 另外, 通过观测激光跟踪仪和三角支架组合体的模态分析结果, 表 5 中实测频率为 50.25 Hz 时, 对应组合体的模态振型以围绕  $x$  轴方向弯曲振动为主, 该模态频率对应图 11 测试数据中振幅最大处.

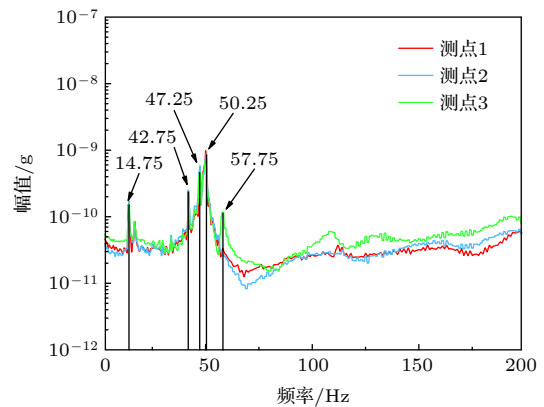


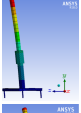
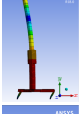
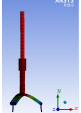
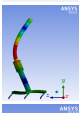
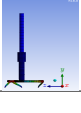
图 11 未安装宽频隔振器组合体的频响曲线 (工况 1)

Fig. 11. Frequency response curves of the assembly without broadband isolator (case 1).

图 12 和图 13 分别给出安装宽频隔振器, 测试工况 2 支架支腿处对应的频响曲线. 由图可以看出, 仅考虑施工环境背景噪声的影响, 不同测点位置的频响曲线变化规律基本一致; 受加工制造误差影响, 三角支架各支腿处的动态响应存在差异, 如图 12 所示. 考虑钢块敲击地面的影响, 测点 #3 处



表 5 模态固有频率对比及振型图  
Table 5. Natural frequencies and mode shapes.

模态阶数	固有频率/Hz			模态振型
	仿真结果	实测结果	误差	
1	14.31	14.75	3.0%	
2	41.91	42.75	2.0%	
3	60.50	47.25	3.3%	
4	86.99	50.25	21.9%	
5	88.66	57.75	34.9%	

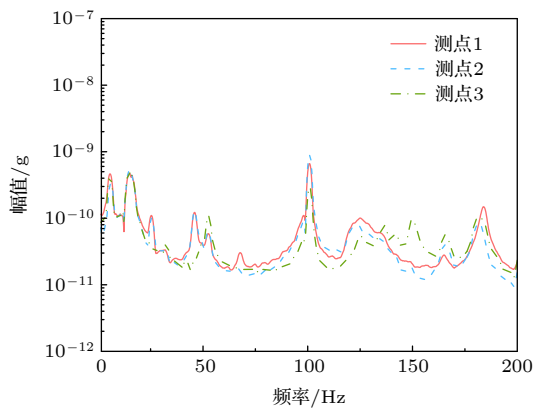


图 12 频响曲线 (工况 2)

Fig. 12. Frequency response curves (case 2).

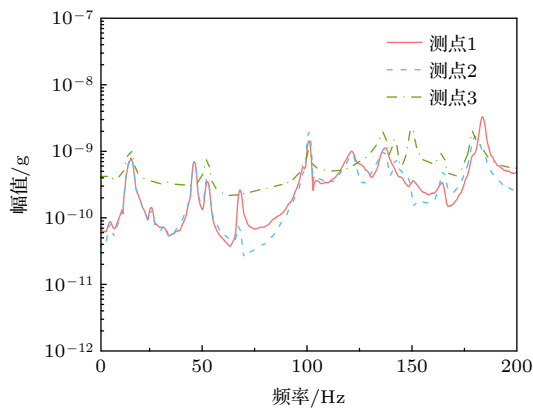


图 13 钢块敲击对应频响曲线 (工况 2)

Fig. 13. Frequency response curves under steel-block hit (case 2).

频响曲线幅值明显高于测点#1 和#2 处响应. 产生上述现象的原因在于: 钢块敲击位置距离测点#3 较近所致. 其中, 在高频范围 (约 100 Hz 以上频段), 安装宽频隔振器后组合体频响曲线呈现多个谐振峰.

为评价安装宽频隔振器对激光跟踪仪和三角支架组合体动态响应的控制效果, 将测点#2, #4 和#5 按照图 9 所示方式布置. 测试工况 3 中支架支腿、激光跟踪仪及地面垂向的加速度频响曲线, 如图 14 所示. 由图 14 可见, 激励位置在低频范围 (约 100 Hz 以下) 响应幅值较大; 随着频率增大, 频响幅值稳定在约  $10^{-9}$  g. 安装隔振器后, 支架安装面在低频范围 (约 100 Hz 以下) 的频响幅值被有效抑制, 但在高频范围约 100.75, 120.5, 137, 142.5 及 180 Hz 等频点的频响峰值均高于激励位置的频响幅值. 产生上述现象主要原因安装隔振器组合体的耦合共振所致. 由图 14 可以看到, 在分析频率范围内激光跟踪仪安装面频响幅值均小于激励位置的频响幅值; 但是, 在约 25.5 及 32.75 Hz 处的频响幅值较大, 原因在于受激光跟踪仪开机工作时产生的扰振频率影响所致.

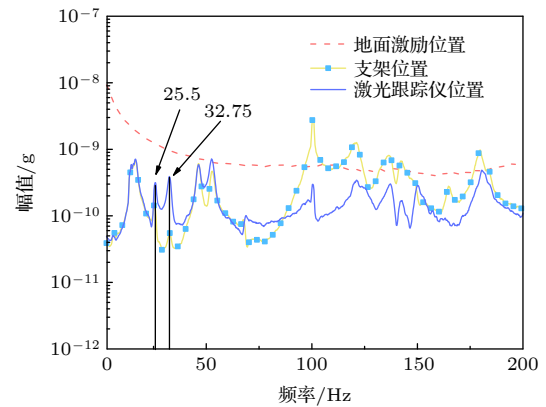


图 14 安装宽频隔振器, 不同位置加速度频响曲线 (工况 3)

Fig. 14. Acceleration frequency response curves with broadband isolators at different locations (case 3).

测试工况 4, 安装宽频隔振器前后, 激光跟踪仪安装面的加速度频响曲线, 如图 15 所示. 由图 15 可见, 未安装宽频隔振器, 在整个测试频率范围内激光跟踪仪安装面的频响幅值较大; 其中, 峰值频率约为 49.75 Hz 对应幅值约为  $3.74 \times 10^{-9}$  g; 安装宽频隔振器后, 激光跟踪仪安装面在 49.75 Hz 频点的谐振峰值由  $3.74 \times 10^{-9}$  g 降低至约  $7.19 \times 10^{-10}$  g, 加速度衰减率约为 81%. 受宽频隔振器影响, 在整



个测试频率范围内, 激光跟踪仪安装面的加速度频响幅值均得到不同程度的衰减. 综上, 宽频隔振器能够在较宽的频率范围内对激光跟踪仪安装面的垂向振动响应实现有效抑制.

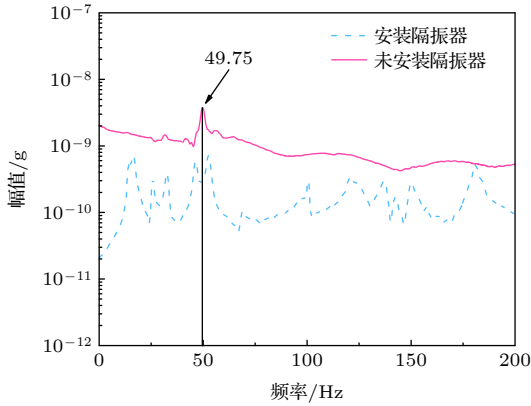


图 15 安装宽频隔振器前后, 激光跟踪仪安装面垂向加速度频响曲线 (工况 4)

Fig. 15. Vertical acceleration frequency response curves of laser tracker's mounting position with and without broadband isolators (case 4).

在相同激励工况下, 实测安装宽频隔振器前后, 测试工况 5 中激光跟踪仪安装面沿水平方向的动态响应, 如图 16 所示. 由图 16 可以发现: 与未安装宽频隔振器相比, 在 100 Hz 以下低频范围宽频隔振器可以有效控制激光跟踪仪沿水平方向的动态响应. 其中, 在激光跟踪仪基频 (约 25.5 Hz) 以下频段, 安装宽频隔振器前后, 加速度衰减率最高可达约 97%; 而基频以上频段, 加速度衰减率最高可达约 88%. 另外, 安装宽频隔振系统实测频响曲

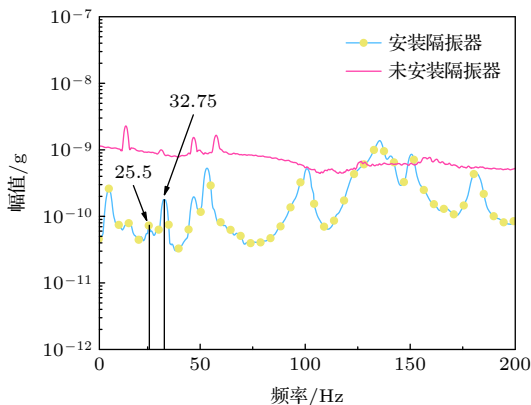


图 16 安装宽频隔振器前后, 激光跟踪仪安装面水平向加速度频响曲线 (工况 5)

Fig. 16. Acceleration frequency response curve of laser tracker's mounting position with and without broadband isolators along horizontal direction (case 5).

线在约 130 Hz 处与系统在频率附近的弯扭振动模态耦合 (参见图 17), 故导致安装隔振器后整个系统在水平方向发生共振, 导致该处响应被放大.

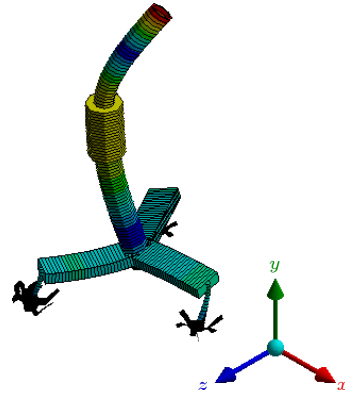


图 17 高频模态振型

Fig. 17. Modal shape in higher frequency region.

#### 6.4 时域响应特性 (激励条件二)

针对激励条件二进行测试, 评价宽频隔振器的有效性. 实测结果, 如图 18 所示, 安装宽频隔振器后, 组合体经过 2.94 s 可完全恢复稳定状态; 同时, 观察计算机 2 监测的激光跟踪仪实时位置偏差监测数据, 三个轴向瞬时误差均不大于  $\pm 5 \times 10^{-5}$  m, 满足要求.

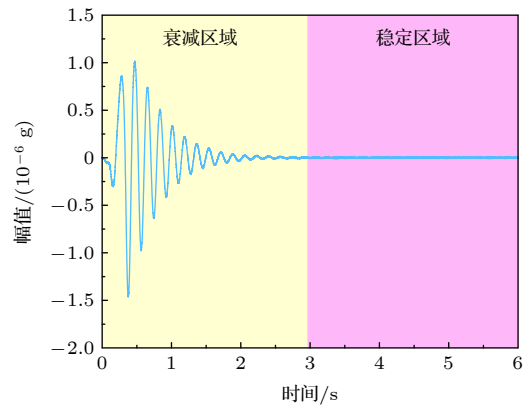


图 18 时域加速度响应曲线

Fig. 18. Acceleration response curve in time domain.

## 7 结 论

本文针对大科学装置施工现场环境激励条件复杂, 为了保证施工进度和监测精度, 面向激光跟踪仪提出一种宽频隔振器. 通过建立安装宽频隔振器的力学模型, 基于复变量平均法对动力学方程进行理论推导并得到单机状态下的频响曲线; 并采用

谐波平衡法分析上述宽频隔振系统的稳定性;进而,选择讨论典型非线性刚度  $K_3$  对宽频隔振器隔振性能的影响.然后,采用数值有限元方法验证所建理论模型及分析结果的正确性.最后,分别开展长时间静压试验和动力学实验,全面回答宽频隔振器所建模型及分析结论的正确性,结合全文研究内容可以得到以下结论:

1) 采用含薄片梁及环形切槽阻尼支撑结构的宽频隔振器,能够满足激光跟踪仪静态承载状态微变形要求;

2) 受施工环境冲击载荷激励,宽频隔振器可使激光跟踪仪原有的振动幅值衰减 81% 以上;

3) 考虑偶发碰撞激励,安装宽频隔振器可以使组合体在约 2.95 s 内迅速恢复稳定;同时,呈现较好的隔振性能;

4) 在激光跟踪仪基频以下频段,安装隔振器前后可使组合系统振动衰减率最高达到约 97%;基频以上频段,安装隔振系统前后组合系统振动衰减率最高可达约 88%.

综上,本文提出的宽频隔振器可有效抑制激光跟踪仪受复杂激励条件的动态响应,相关方法及技术可以推广应用于高精度光电探测技术、车载光电设备及精密机械设备,并具有一定指导意义.

## 参考文献

- [1] Luo T, He X Y, Wang S Y, Wang W, Li X, Huang Q Q, He Z Q, Ke Z Y, Ma N, Wang T, Liang J, Li B, Men L L, Wang X L, Dong L 2021 *Geomatics Inf. Sci. Wuhan Univ.* DOI: 10.13203/j.whugis20200718 (in Chinese) [罗涛, 何晓业, 汪昭义, 王巍, 李笑, 黄晴晴, 何振强, 柯志勇, 马娜, 王铜, 梁静, 李波, 门铃鸽, 王小龙, 董岚 2021 武汉大学学报(信息科学版) DOI: 10.13203/j.whugis20200718]
- [2] Jiao Y, Duan Z, Guo Y, Ji D, Li X, Peng Y, Qin Q, Qiu J, Tian S, Wang J 2016 *Phys. Procedia* **84** 40
- [3] Li G Y, Fan B X 2017 *Acta Geod. Cartogr. Sin.* **46** 10 (in Chinese) [李广云, 范百兴 2017 测绘学报 **46** 10]
- [4] Kristiansen P, Horbach J, Döhrmann R, Heuer J 2015 *J. Synchrotron Radiat.* **22** 4
- [5] Omidalizarandi M, Kargoll B, Paffenholz J A, Paffenholz J A, Neumann I 2018 *Adv. Mech. Eng.* **10** 119
- [6] Xu Y M, Zheng Q, Guan X 2020 *J. Geomat.* **45** 812 (in Chinese) [徐亚明, 郑琪, 管啸 2020 测绘地理信息 **45** 812]
- [7] Bronowicki A J, Abhyankar N S, Griffin S F 1999 *Smart Mater. Struct.* **8** 740
- [8] Davis L, Hyland D, Yen G, Dask A 1999 *Smart Mater. Struct.* **8** 753
- [9] Vaillon L, Petitjean B, Frapard B, Lebihan D 1999 *Smart Mater. Struct.* **8** 781
- [10] Vaillon L, Sanctorem B, Sperandei J, Defendini A, Griseri G, Alberti M V 2002 *Proc. 5th ESA Int. Conf. Spacecr. Guid Italy, Frascati, October*
- [11] Onoda J, Minesugi K 1996 *AIAA J.* **34** 207
- [12] Onoda J, Minesugi K 1994 *J. Spacecraft Rockets* **31** 67
- [13] Onoda J, Minesugi K 1996 *AIAA J.* **34** 355
- [14] Chen S B, Xuan M, Xin J, Liu Y, Gu S, Li J, Zhang L 2020 *Int. J. Mech. Sci.* **179** 105592
- [15] Jiang W W, Xu Z Z, Ren G 2014 *Noise Vibr. Control* **34** 186 (in Chinese) [姜伟伟, 徐治洲, 任戈 2014 噪声与振动控制 **34** 186]
- [16] Du Y L, Ding Y L, Xu Y S, Nie P 2015 *Chin. Mech. Eng.* **26** 2880 (in Chinese) [杜言鲁, 丁亚林, 许永森, 聂品 2015 中国机械工程 **26** 2880]
- [17] Zheng F Z, Ning F, Wang P Q, Huo L Y, Zhao Z C 2018 *J. Appl. Opt.* **39** 453 (in Chinese) [郑凤翥, 宁飞, 王培群, 霍丽辉, 赵志草 2018 应用光学 **39** 453]
- [18] Qi Y, Wang H L, Xu Q Q, Du Y L, Shao X Z, Yang H 2021 *Optik* **242** 167016
- [19] Dong G, Ma C, Y Luo 2020 *Int. J. Appl. Electromagnet. Mech.* **64** 315
- [20] Du N, Hu M Y, Bi Y, Zhu Q S 2017 *J. Vibr. Shock* **36** 184 (in Chinese) [杜宁, 胡明勇, 毕勇, 朱庆生 2017 振动与冲击 **36** 184]
- [21] Carrella A, Brennan M J, Waters T P 2007 *J. Sound Vibr.* **301** 678
- [22] Takamori A 2002 *Ph. D. Dissertation* (Tokyo: University of Tokyo)
- [23] Stochino A, Abbot B, Aso Y, Barton M, Bertolini A, Boschi V, Coyne D, DeSalvo R, Galli C, Huang Y M 2007 *Nucl. Instrum. Methods Phys. Res., Sect. A* **598** 737
- [24] Yao J, Wu K, Guo M, Wang G, Wang L 2019 *IEEE Trans. Instrum. Meas.* **99** 1
- [25] Xu D L, Yu Q P, Zhou J X, Bishop S R 2013 *J. Sound Vibr.* **332** 3377
- [26] Xu D L, Zhang Y Y, Zhou J X, Lou J J 2013 *J. Vibr. Control* **20** 2314
- [27] Li Q, Xu D F, Li L, Wei S Y 2019 *J. Vibr. Shock* **38** 100 (in Chinese) [李强, 徐登峰, 李林, 魏绍炎 2019 振动与冲击 **38** 100]
- [28] Yan B, Ma H X, Han R X, Wang K, Wu C Y 2019 *J. Mech. Eng.* **55** 169 (in Chinese) [严博, 马洪业, 韩瑞祥, 王珂, 武传宇 2019 机械工程学报 **55** 169]
- [29] Sun M, Chen J 2018 *Math Probl Eng.* **2018** 5693618
- [30] Liu H P, Shen D S, Zhao P P 2021 *J. Vibr. Eng.* **34** 490 (in Chinese) [刘海平, 申大山, 赵鹏鹏 2021 振动工程学报 **34** 490]

# Theoretical analysis and experimental evaluation of vibration isolation system with broadband characteristic for laser tracker\*

Liu Hai-Ping<sup>1)2)†</sup> Zhang Shi-Cheng<sup>1)</sup> Men Ling-Ling<sup>1)3)</sup> He Zhen-Qiang<sup>3)</sup>

1) (*School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China*)

2) (*Shunde Graduate School, University of Science and Technology Beijing, Foshan 528300, China*)

3) (*Institute of High Energy Physics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

( Received 21 February 2022; revised manuscript received 4 April 2022 )

## Abstract

High-energy synchrotron radiation source, as a large scientific device, is under construction in Beijing, China. This device is one of the fourth-generation synchrotron radiation sources with the highest brightness in the world. It will provide an important support platform for basic science and engineering science. As a kind of high-precision large-scale measurement equipment, laser tracker is used mainly in high-energy particle accelerator equipment installation, precision poses dynamic measurement and antenna feed dynamic motion precision engineering measurement field. At the construction site of high energy synchrotron radiation source, the laser tracker is often used to calibrate and pre-collimate the high energy source magnet equipment and carry on the tunnel measurement. However, the laser tracker is easily affected by the vibration of the surrounding environment, and the adverse vibration seriously affects its measurement accuracy and even causes the equipment to damage. In order to effectively control the influence of environmental vibration and ensure good static bearing capacity, a broadband vibration isolator for laser tracker is proposed. It is installed in the leg position of the triangular bracket of the laser tracker, which ensures the vibration isolation performance and good bearing capacity. For the above system, the equivalent single freedom nonlinear dynamic differential equation is established, and the steady-state response solution of the broadband isolator is obtained by using the complex variable-average method. The numerical finite element method is used to verify the correctness of the theoretical model and corresponding calculation results. On this basis, the stability of a nonlinear system is analyzed by harmonic balance method, and the influence of key designing parameter  $K_3$  on vibration isolation performance is considered. Combined with the complexity of the actual working environment of laser tracker, a variety of typical working conditions are set up for test, including long time static pressure test, vertical impact excitation and lateral displacement excitation tests, to evaluate the static stability and vibration control effect of broadband isolator. The experimental results show that the maximum static displacement of the laser tracker is about  $2 \times 10^{-5}$  m under static pressure in a long time, and the maximum static load is within the allowable error range. When the occasional impacting is triggered, the installation of broadband isolator can make the combination quickly restore stability in about 2.95 s, exhibiting better vibration isolation performance. Under different dynamic loads, by comparing the acceleration frequency response curves of the laser tracker with and without the isolator, in the frequency band below the fundamental frequency of the laser tracker, the attenuation rate of the combined system can be up to about 97% with and without the vibration isolator. In the frequency band above the fundamental frequency, the attenuation rate of the combined system with and without the vibration isolation system can reach up to about 88%, and the effective vibration isolation frequency band is extended. The broadband vibration isolator meets all technical requirements.

**Keywords:** laser tracker, vibration isolation system with broadband characteristic, high energy photon source, vibration control

**PACS:** 07.10.Fq, 33.20.Tp, 43.40.Ga, 43.40.Tm

**DOI:** 10.7498/aps.71.20220307

\* Project supported by the Guangdong Basic and Applied Basic Research Foundation, China (Grant No. 2021B1515120049), the Foshan Science and Technology Innovation Funds for Industry University Cooperation Project (Grant No. BK22BE021), and the Beijing Science and Technology Project, China (Grant No. Z191100005619011).

† Corresponding author. E-mail: [liuhaiping@ustb.edu.cn](mailto:liuhaiping@ustb.edu.cn)



## 面向激光跟踪仪宽频隔振器的理论分析及试验评价

刘海平 张世乘 门玲鸽 何振强

### Theoretical analysis and experimental evaluation of vibration isolation system with broadband characteristic for laser tracker

Liu Hai-Ping Zhang Shi-Cheng Men Ling-Ling He Zhen-Qiang

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 71, 160701 (2022) DOI: 10.7498/aps.71.20220307

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.71.20220307>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn>

---

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### 基于滑模鲁棒算法的超低频主动隔振系统

Ultra-low frequency active vibration control for cold atom gravimeter based on sliding-mode robust algorithm

物理学报. 2018, 67(2): 020702 <https://doi.org/10.7498/aps.67.20171884>

#### 双稳态结构中的1/2次谐波共振及其对隔振特性的影响

1/2 sub-harmonic resonance in bistable structure and its effect on vibration isolation characteristics

物理学报. 2020, 69(6): 064301 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20191082>

#### 可移动三维主动减振系统及其在原子干涉重力仪上的应用

A mobile three-dimensional active vibration isolator and its application to cold atom interferometry

物理学报. 2019, 68(18): 183301 <https://doi.org/10.7498/aps.68.20190443>

#### 基于2-2型压电复合材料的新型宽频带径向振动超声换能器

A new broadband radial vibration ultrasonic transducer based on 2-2 piezoelectric composite material

物理学报. 2021, 70(1): 017701 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20201352>

#### 一种准零刚度声学超材料板的低频宽频带隔声行为

Broadband low-frequency sound insulation performance of quasi-zero stiffness local resonant acoustic metamaterial plate

物理学报. 2021, 70(24): 244302 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20211203>

#### 固定相位振动噪声对绝对重力测量的影响

Effect of vibration noise with fixed phase on absolute gravimetry applying vibration isolator

物理学报. 2021, 70(21): 219101 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20210884>