

## 高功率激光装置中长悬臂靶架结构稳定性研究

何媛琦<sup>1,2</sup>, 朱健强<sup>1\*</sup><sup>1</sup>中国科学院上海光学精密机械研究所高功率激光物理联合实验室, 上海 201800;<sup>2</sup>中国科学院大学材料与光电研究中心, 北京 100049

**摘要** 在高功率激光装置冷冻靶系统中, 靶架的细长悬臂梁结构对冷冻靶内部振源有着较大的振动响应, 从而会影响装置的束靶耦合精度。针对该问题, 研究了长悬臂梁的附加式减振结构, 在不增加整体外形尺寸和质量的前提下, 通过增加悬臂梁支撑点的方式增大结构比刚度, 从而优化其振动响应特性。以美国国家点火装置(NIF)中的靶架作为研究设计主体, 通过建立数学模型明确了响应函数的主要、次要影响参数; 利用 ANSYS 有限元模拟的方法确定了重要工程参数的取值范围; 通过自主搭建的实验台模拟了不同工况下的振源并对减振靶架进行测试, 最佳方案中的振幅优化率为 91.7%, 冲击收敛时间优化率为 77.1%, 固有频率达到 183 Hz, 证明了所设计的减振结构对长悬臂梁的振动响应特性有较好的优化作用。

**关键词** 激光器; 结构设计; 振动控制; 有限元法; 参数优化; 冷冻靶; 高功率激光装置

中图分类号 TB535.1; TH122 文献标志码 A

DOI: 10.3788/CJL220947

## 1 引言

大型化、精密化高功率激光驱动装置对束靶耦合精度提出了较高的要求<sup>[1-2]</sup>, 束靶耦合精度分解为光束指向性和靶的稳定性两个部分。其中, 靶的稳定性主要由送靶系统在靶丸处的振动响应特性决定。神光 II 升级装置中即将增加的冷冻靶系统内部包含无法避免的振源<sup>[3-7]</sup>, 送靶系统的长悬臂结构会产生较大的振动响应变形, 从而影响束靶耦合精度。对冷冻靶结构稳定性进行优化设计, 进而提高束靶耦合精度是非常有必要的。本文着眼于冷冻靶架这一细长悬臂梁结构进行了稳定性优化研究。

国内外配置冷冻靶系统的高功率激光装置有 OMEGA 装置<sup>[8]</sup>、美国国家点火装置(NIF)<sup>[9]</sup>、法国兆焦耳(LMJ)装置<sup>[10-11]</sup>等。增加的冷冻靶系统以 NIF<sup>[12-14]</sup>作为参考进行设计, 本文将以 NIF 冷冻靶架作为设计主体。NIF 中的冷冻靶架有较好的温度稳定性<sup>[15]</sup>, 其构型应该尽量保留; 但这一构型本质是悬端有集中质量的悬臂梁结构, 稳定性指标差, 在内部振源开启和关闭时悬端响应变形分别为 30  $\mu\text{m}$  和 3  $\mu\text{m}$ <sup>[3, 16]</sup>, 振幅相差 10 倍。悬臂梁振动控制的常用方法有主动控制和结构优化两种。主动控制方案存在附加电路, 在靶室内强磁场环境中极有可能失效, 故在激光装置环境中可靠性及适用性较差; 通过结构优化设计无源减振结构能够避免低温强磁场干扰, 但 LMJ 装置中单一修

改结构长径的方式<sup>[17-19]</sup>对响应特性的优化效果有限<sup>[20]</sup>。

基于无源减振结构的适用性, 本文提出了一种新的靶架结构稳定优化设计方案, 通过附加多组钢丝阻尼减振组件的方式为悬臂梁增加支撑点, 从而增加结构比刚度, 在靶架主体构型不变的前提下, 优化了振动响应特性; 同时结构阻尼可调性保证了振性能与振源频率匹配, 实现了靶架振动能量最大限度的主动衰减。利用欧拉-伯努利模型分析了减振结构中影响振动响应函数的主要、次要参数; 在 ANSYS 有限元软件中设计了两种工况振源下的仿真实验, 获得了靶架对应工程参数的优化取值范围及参数变化对控制效果的影响趋势; 最后设计了模拟实验, 在模拟不同工况振源的实验台上对减振靶架的优化效果进行测试, 利用非接触式激光测振仪测量了靶架悬端的振动响应, 验证了减振结构对靶架振动响应特性有较好的优化作用。

## 2 减振结构设计

## 2.1 振源分析

根据 NIF 的点火工作流程<sup>[16]</sup>, 可以得到靶架在两种工况下的振源: 1) 振源 1, 在靶定位及束靶对准过程中出现, 主要为制冷机运行振源<sup>[21]</sup>, 具体参数如表 1 所示, 其中 PSD 为功率谱密度; 2) 振源 2, 低温护罩开启时产生的冲击振动, 暂无具体参数。两者以加速度形式作用于靶架基座。

收稿日期: 2022-06-07; 修回日期: 2022-06-26; 录用日期: 2022-07-08; 网络首发日期: 2022-07-18

通信作者: \*jqzhu@mail.shcnc.ac.cn

表 1 制冷机运行振源参数

Table 1 Parameters of refrigerator operating vibration source

Frequency / Hz	1	3	4	5	7	9	20-100
PSD displacement / (m · Hz <sup>-1/2</sup> )	1.0 × 10 <sup>-6</sup>	1.4 × 10 <sup>-6</sup>	4.0 × 10 <sup>-6</sup>	4.0 × 10 <sup>-6</sup>	8.0 × 10 <sup>-7</sup>	5.0 × 10 <sup>-7</sup>	8.0 × 10 <sup>-8</sup>

### 2.2 减振结构设计

以 NIF 中的冷冻靶架作为减振靶架的主体形状,如图 1 所示,由于减振结构需要满足大跨度及轻质的条件,设计了减振组件绕靶架轴线对称布置的附加减振结构。减振靶架的初步设计如图 2 所示,减振组件主要由结构 A、B 及钢丝、阻尼组成。结构 A 的位置、钢丝的选用及预紧力需要通过仿真实验进行确定。

结构 A 的位置须限制在基座到压板范围内。减振结构原理是通过控制振动响应特性较差的主茎部分来提高悬端位置的稳定性;硅臂为双层复合结构,固有频率接近 200 Hz,有减振及精确定位的作用,同时厚度

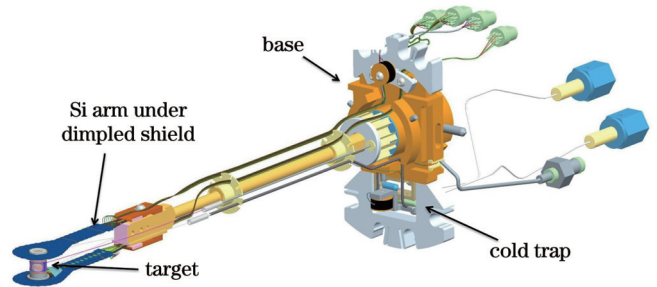


图 1 NIF 冷冻靶架结构图

Fig. 1 Structural diagram of NIF cryogenic target assembly

较薄,无法承担载荷。综上,安装结构 A 的位置被限制在硅臂以前。

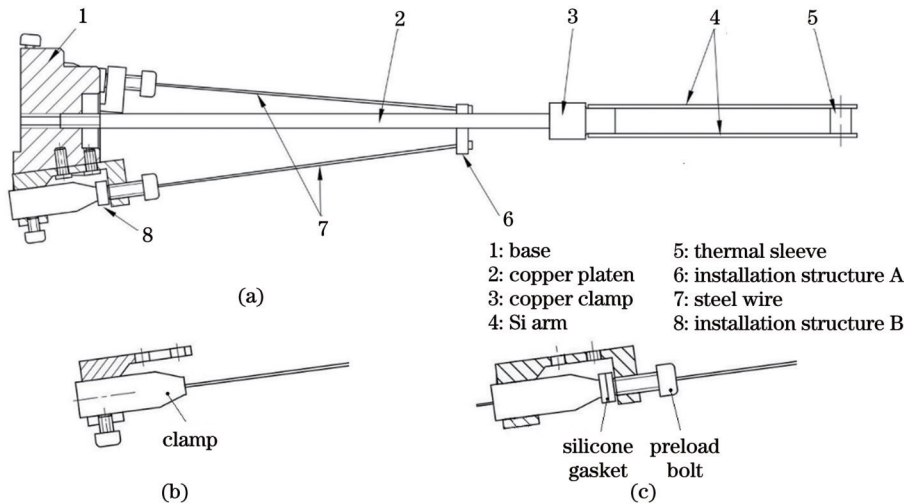


图 2 减振靶架的初步设计。(a)装配图;(b)方案 1;(c)方案 2

Fig. 2 Preliminary design of damping target assembly. (a) Assembly drawing; (b) scheme 1; (c) scheme 2

结构 B 位于靶架基座上,与中心轴距离 20 mm,有两种设计方案:1)方案 1,如图 2(b)所示,仅使用多捻多股钢丝进行控制,结构阻尼是拉伸时钢丝内部的摩擦耗能,特点是组件质量小;2)方案 2,如图 2(c)所示,采用多片硅橡胶圆片阻尼材料与钢丝串联的方式,可提供的阻尼较大,且可以通过增减垫片数量来调整阻尼参数,保证减振效果与振源频率匹配,振源能量能够最大限度地主动衰减。靶架主体结构参数如表 2 所示。

### 2.3 减振靶架的响应函数

将减振靶架简化为带有弹簧阻尼支撑的等截面梁,分为  $n$  个等长段,将弹簧阻尼支撑设置在第  $i$  段和第  $i+1$  段连接处,如图 3 所示。梁的第  $i$  段的抗弯刚度为  $E_{EL, i}$ ,密度为  $\rho$ ,截面积为  $S_i$ 。不受外力条件下第  $i$  段的欧拉-伯努利横向振动微分方程为

表 2 靶架主体结构参数

Table 2 Main structure parameters of target assembly

Project	Section size	Length	Material
Base	$\phi 40$ mm	24 mm	Pure copper
Copper platen	$\phi 4$ mm	124.5 mm	Pure copper
Copper clamp	6 mm × 8 mm	22 mm	Pure copper
Si arm	6 mm × 1 mm	63.5 mm	Si
Thermal sleeve	$\phi 6$ mm	7 mm	Au and Al

$$E_{EL, i} \frac{\partial^4 y_i}{\partial x_i^4} dx + \rho S_i \frac{\partial^2 y_i}{\partial t^2} dx = 0, i = 1, 2, \dots, n, (1)$$

式中: $y_i$  为第  $i$  段横向振动表达式; $x_i$  为第  $i$  段在靶架长度方向上的坐标; $t$  为时间。

在弹簧阻尼支撑位置有连续边界条件为

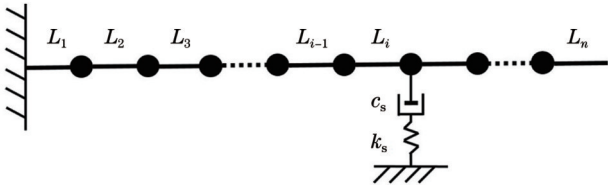


图 3 带有弹簧阻尼支撑的连续梁模型

Fig. 3 Continuous beam model with spring damping support

$$\begin{cases} Y_i(L_i) = Y_{i+1}(0) \\ Y_i'(L_i) = Y_{i+1}'(0) \\ Y_i''(L_i) = Y_{i+1}''(0) \\ Y_i'''(L_i) - \frac{k_s c_s \omega}{k_s + c_s \omega} Y_i(L_i) = Y_{i+1}'''(0) \end{cases}, \quad (2)$$

式中： $k_s$  为支撑结构刚度； $c_s$  为支撑结构阻尼； $\omega$  为靶架固有频率； $L_i$  为弹簧阻尼支撑点到靶架根部固定位置的距离； $Y_i$  为第  $i$  段固有振型。

左端固定约束边界条件为

$$Y_1(0) = Y_1'(0) = 0. \quad (3)$$

右端自由边界条件为

$$Y_n''(L_n) = Y_n'''(L_n) = 0. \quad (4)$$

将式(2)~(4)代入式(1)中,根据振动力学及线性代数齐次方程理论确定 8 个系数的关系式,最后整理出的结构振型矩阵为

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & u_i & 0 & u_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cos(u_i L_i) & \sin(u_i L_i) & \cosh(u_i L_i) & \sinh(u_i L_i) & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -u_i \sin(u_i L_i) & u_i \cos(u_i L_i) & u_i \sinh(u_i L_i) & u_i \cosh(u_i L_i) & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -u_i^2 \cos(u_i L_i) & -u_i^2 \sin(u_i L_i) & u_i^2 \cosh(u_i L_i) & u_i^2 \sinh(u_i L_i) & 0 & 0 & -1 & 0 \\ A_1 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -u_n^2 \cos(u_n L_n) & -u_n^2 \sin(u_n L_n) & u_n^2 \cosh(u_n L_n) & u_n^2 \sinh(u_n L_n) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & u_n^3 \sin(u_n L_n) & -u_n^3 \cos(u_n L_n) & u_n^3 \sinh(u_n L_n) & u_n^3 \cosh(u_n L_n) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} & C_{41} & C_{1n} & C_{2n} & C_{3n} & C_{4n} \end{pmatrix}^T = 0, \quad (5)$$

式中： $C_{11} \sim C_{41}$  和  $C_{1n} \sim C_{4n}$  为振型常数系数； $k$  为无量纲刚度系数， $k = \frac{k_s L^3}{E_{El, i}}$ ； $c$  为无量纲阻尼系数， $c = \frac{c_s L^3}{E_{El, i}}$ ； $A_1 = u_i^3 \sin(u_i L_i) - \frac{kc\omega}{k + c\omega} \cos(u_i L_i)$ ； $A_2 = -u_i^3 \cos(u_i L_i) - \frac{kc\omega}{k + c\omega} \sin(u_i L_i)$ ； $A_3 = u_i^3 \sinh(u_i L_i) - \frac{kc\omega}{k + c\omega} \cosh(u_i L_i)$ ； $A_4 = u_i^3 \cosh(u_i L_i) - \frac{kc\omega}{k + c\omega} \sinh(u_i L_i)$ ； $u_i^4 = \frac{-\omega^2 \rho S_i}{E_{El, i}}$ ；T 表示转置。

式(5)是悬臂梁在加入弹簧阻尼支撑点后的响应矩阵,可以看出响应表达式与  $L_i$  高度相关。 $L_i$  将在仿真实验中作为主要研究参数。支撑点刚度  $k_s$ 、阻尼  $c_s$  为次要影响参数。

### 2.4 减振结构的耦合刚度

支撑点刚度  $k_s$  在实际结构中由对称的钢丝耦合而成,减振结构简图如图 4 所示,在  $AB_1$ 、 $AB_2$  处安装预紧力为  $F_0$  的钢丝绳,其仅提供轴向拉力, $OB_1$  和  $OB_2$  的长度均为 20 mm。在 A 点施加恒力  $P$  使结构在对称平衡位置处产生微小位移  $\Delta x$ ,通过受力平衡及结构刚度定义可粗略估算结构刚度  $k_s$  为

$$k_s = P / \Delta x, \quad (6)$$

$$F_2 \sin \beta_2 + P = F_1 \sin \beta_1, \quad (7)$$

$$U_j - U_0 = \frac{F_j U_0}{E_s Q}, \quad j = 1, 2, \quad (8)$$

$$U_j = \sqrt{(20 \pm \Delta x)^2 + L_i^2}, \quad j = 1, 2, \quad (9)$$

式中： $F_j$  为变形后  $AB_1$ 、 $AB_2$  处的拉力； $\beta_1$ 、 $\beta_2$  为对应夹角； $U_j$  为变形后的钢丝长度； $U_0$  为无预紧力时的钢丝原长； $E_s$  为钢丝弹性模量,其数值与钢丝截面积  $Q$  相关。

由式(6)~(9)可以看出,支撑点刚度  $k_s$  与  $L_i$ 、钢丝截

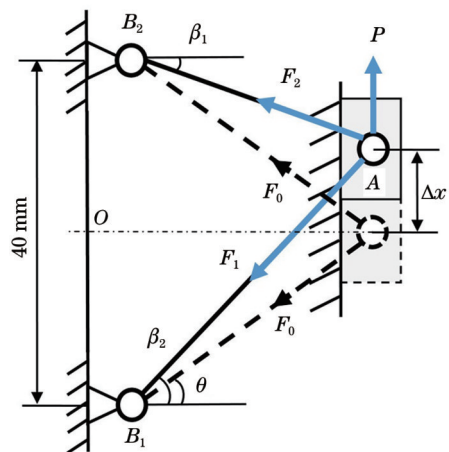


图 4 减振结构简图

Fig. 4 Schematic of damping structure

面积  $Q$  (即钢丝直径  $D$ ) 相关,数值大小与预紧力  $F_0$  无关。

## 3 参数仿真与优化

减振结构优化原则为:尽量提高固有频率;在保证振幅尽量小的情况下,减小冲击收敛时间;长悬臂结构的自由端质量越小越好,在前两项数值相差不大的情



况下,将减振靶架质量进行折中取值。

根据式(8),在 ANSYS 有限元仿真软件中对减振结构中的  $L_i$ 、钢丝直径  $D$  进行参数优化取值。在实际环境中,重力会造成靶架向下弯曲变形,通过配比钢丝预紧力  $F_0$  的数值,保证每根钢丝都处于张紧状态。利用全局阻尼系数研究支撑点阻尼  $c_s$  对靶架振动响应特性的影响。为了保证后续模拟实验的可行性,在仿真及模拟实验中靶架均为钢材料。振源 1 通过随机振动模块加载表 1 所示的载荷进行仿真;振源 2 通过瞬态响应模块加载持续时间为 0.02 s 的 0.5 N 冲击力载荷进行仿真。

### 3.1 减振结构的参数优化

#### 3.1.1 减振组件的排布方式

基于附加结构应尽量轻质且对称分布的原则,设计了 3-Y 型、3-倒 Y 型及 4-X 型三种排布方式,并不加减振组件的原靶架进行对比,如图 5 所示。预设上部钢丝预紧力为 5 N,下部钢丝预紧力为 2 N,在同等约束条件下各结构固有频率如表 3 所示,3 型、4 型对固有频率的优化效果相差不大,基于质量尽量小的要求

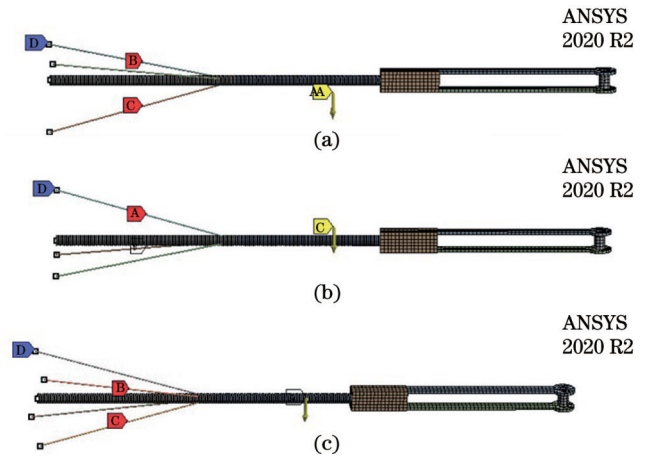


图 5 减振组件排布示意图。(a)3-Y 型;(b)3-倒 Y 型;(c)4-X 型  
Fig. 5 Schematics of arrangement of vibration damping components. (a) 3-Y type; (b) 3-inverted Y type; (c) 4-X type

选择 3 型排布方式。通过受力分析可知,相对于倒 Y 型,Y 型排布中三根钢丝的内应力更平均。从使用寿命角度考虑,减振组件采用 3-Y 型排布方式。

表 3 不同减振靶架的固有频率

Table 3 Natural frequencies of different damping target assemblies

Type of vibration damping component	First natural frequency /Hz	Second natural frequency /Hz
Original target assembly without vibration damping component	57.3	57.9
3-Y type	88.2	90.5
3-inverted Y type	88.2	90.5
4-X type	91.4	94.0

#### 3.1.2 钢丝直径及长度

图 5 中每根钢丝张力在 10 N 以下,直径为 0.5 mm 的实用钢丝绳的合理载荷在 5.3 kg 以上,所以直径在 0.5 mm 以上的钢丝均适用于此结构。考虑安装便利性和质量增加问题,本文限定钢丝直径范围为 0.6~1.6 mm;根据设定的靶架实际结构,  $L_i$  设置在 70~120 mm 范围内;预设轴线上方两根钢丝的预紧力为 5 N,下方钢丝预紧力为 2 N。

分别以结构固有频率、振源 1 下的悬端振动响应变形值、每根钢丝质量为输出量进行仿真,得到的高线图如图 6 所示。根据 NIF 的  $\pm 3 \mu\text{m}$  稳定性指标,图 6(a)中响应变形为 0.007 mm 及以下时等高线对应的钢丝直径  $D$ 、 $L_i$  范围能够满足稳定性要求。可以看到,响应变形的最大、最小值相差一个数量级,基本趋势为  $L_i$  和  $D$  增加,响应变形变小;但在  $L_i$  为 110~120 mm、 $D$  为 1.0~1.6 mm 时,响应变形相反会增大。根据振源 1 的频率范围,当靶架固有频率在 120 Hz 以上时即可对振源 1 进行隔离。如图 6(b)所示,可以看到,在 120 Hz 等高线以上范围内,固有频率随  $L_i$  和  $D$  的增大而均匀增大。从图 6(c)可以算出,当  $L_i$  取最大值 120 mm 时,减振结构的钢丝总质量比  $L_i$  取最小值时

至多多出 9 g,此时可以通过修改压板结构来获得结构 A;当  $L_i$  没有取最大值时,必须在靶架中部单独设计强度足够大的结构 A,三维建模计算中结构 A 的质量至少为 5 g。由此得出结论: $L_i$  设置为 120 mm 时能有效减少减振结构总质量,避免在梁结构中部增加集中质量点,保证了靶架有较好的振动响应特性。综合以上分析, $L_i$  设置为 120 mm,直径范围缩小为 0.6~1.4 mm。

修改有限元模型中的  $L_i$  值,直径  $D$  取 0.6~1.4 mm,悬端响应变形的仿真结果如图 7 所示,变形幅值在 0.6~0.8 mm 直径范围内均匀下降,直径  $D$  大于 0.8 mm 后变形幅值出现振荡上升趋势。推测产生这一现象的原因是,随着直径的增加,支撑点刚度增大,但减振结构自身振动能量也增大,直径  $D$  大于 0.8 mm 的减振结构与靶架主体振动的耦合效果开始变明显,最终产生了振幅振荡式上升的现象。为了证明振荡趋势和最佳控制点的真实存在,验证并取得最佳振动控制效果,选取 0.8、1.0、1.2 mm 进行研究,如图 7 中三标记点所示,三点分别对应平稳下降区的最低点、振荡区某一峰值及振荡区某一谷值。

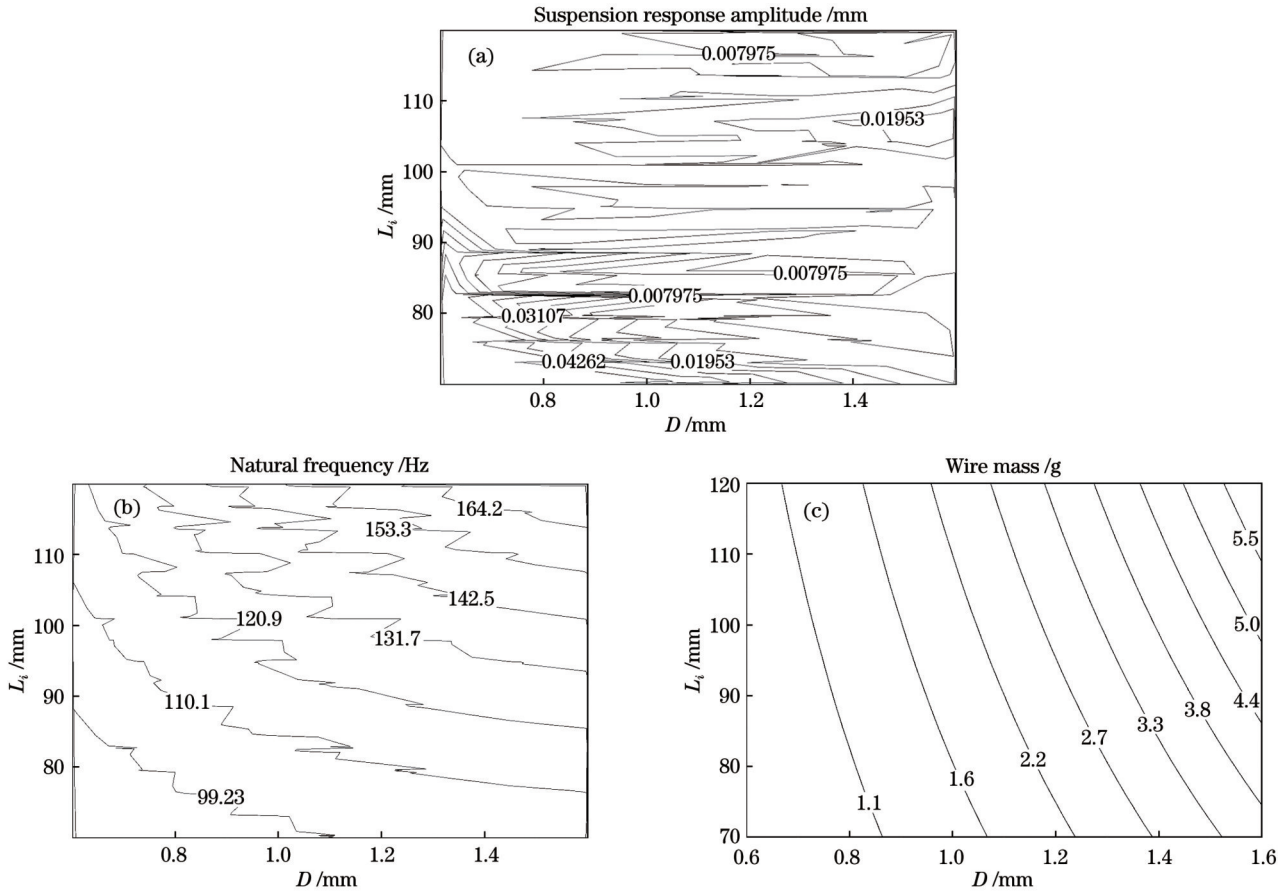


图 6 钢丝仿真结果的等高线图。(a)悬端响应变形;(b)固有频率;(c)钢丝质量

Fig. 6 Contour diagrams for simulation results of wires. (a) Suspension response deformation; (b) natural frequency; (c) wire mass

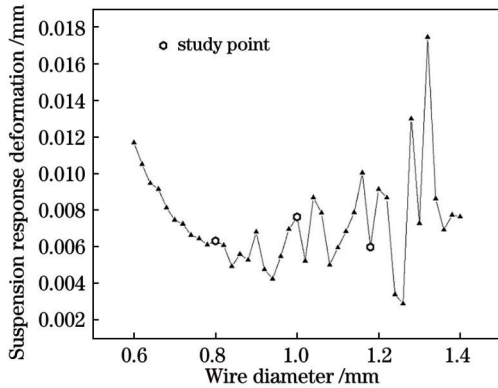


图 7 悬端响应变形随直径的变化趋势

Fig. 7 Response deformation of suspension end versus diameter

### 3.1.3 上下预紧力取值

支撑点刚度  $k_s$  数值与预紧力  $F_0$  无关,但实际环境中自重会导致靶架向下弯曲,需要利用上下钢丝预紧力配比补偿这一挠度误差。通过修改钢丝热条件模拟轴线上部两钢丝拉力逐渐增大、下部钢丝从松弛状态到逐渐被拉紧的过程。钢丝直径为 0.8 mm 时的仿真结果如图 8 所示。可以看出,下方钢丝拉紧后,预紧力增大对固有频率没有影响[图 8(a)]。图 8(b)中的空心圆点为靶架静力变形为零时的最佳预紧力差值点,其位于固有频率稳定范围内。钢丝直径为其他数

值时预紧力的变化趋势与钢丝直径为 0.8 mm 时相同,最终最佳预紧力差值为 1.55 N(钢丝直径为 0.8 mm)、1.57 N(钢丝直径为 1.0 mm)和 1.6 N(钢丝直径为 1.2 mm)。为了后续模拟实验操作的方便,所有尺寸钢丝的预紧力差值均取 1.6 N,上部钢丝预紧力数值为 2.6 N,下部钢丝为 1.0 N。

### 3.1.4 阻尼系数

工程经验中阻尼材料对冲击振动有较好的隔离效果,为了验证减振结构中加入少量阻尼对冲击收敛时间也能有明显的优化效果,在 ANSYS 仿真中通过修改全局阻尼比进行验证。ANSYS 软件无法为结构中的某一部分单独设置阻尼,故通过修改全局阻尼系数来模拟更改支撑点阻尼的过程。设置钢丝直径为 0.8 mm,载荷为 0.5 N 冲击力,持续时间为 0.02 s,从工程计算中一般刚性结构的阻尼比经验值 0.01 开始,设置间隔为 0.01 的 5 组仿真实验,结果如表 4 所示,证明了通过增加较少的阻尼,冲击时间能够减小 25% 以上,优化效果明显,同时改变阻尼对振幅的影响较小(10%)。在后续仿真实验中,模拟结构 1 取较小全局阻尼系数 0.02,结构 2 取 0.05。

最终确定各参数范围:1)  $L_i$  为 120 mm;2) 钢丝直径采用 0.8、1.0、1.2 mm;3) 轴线上部两根钢丝的预紧力均为 2.6 N,下方一根钢丝的预紧力为 1.0 N;4) 仿真

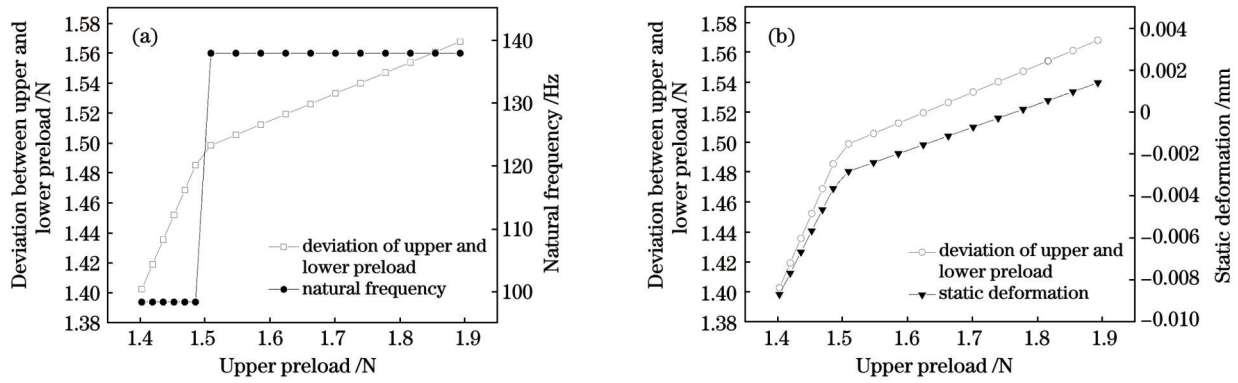


图 8 钢丝直径为 0.8 mm 时的仿真结果。(a)固有频率;(b)静态变形

Fig. 8 Simulation results when wire diameter is 0.8 mm . (a) Natural frequency; (b) static deformation

表 4 变全局阻尼下的仿真结果

Table 4 Simulation results under variable global damping

Global damping coefficient	Maximum response deformation of suspension end / (10 <sup>-3</sup> mm)	Convergence time / s	Optimization efficiency / %
0.01	5.62	2.73	-
0.02	6.36	2.03	25.6
0.03	5.99	1.68	38.5
0.04	5.75	1.49	45.4
0.05	6.09	1.28	53.1

实验中方案 1 的全局阻尼比设为 0.02, 方案 2 的全局阻尼比设为 0.05。

### 3.2 仿真结果

按照优化参数修改仿真模型, 再次进行随机振动和瞬态响应计算, 将仿真结果与原靶架结果进行对比, 结果如表 5、6 所示, 响应振幅变化趋势均与图 7 中的振

荡变化趋势相符, 收敛时间与钢丝直径没有明显关系。方案 1、2 中的振幅优化率在 90% 左右, 方案 1 中的收敛时间优化率为 27%, 方案 2 中的收敛时间优化率在 55% 左右。根据优化参数结果修改图 2 中的压板作为结构 A, 利用带凹槽的圆台形楔块、套筒楔块和螺栓将钢丝固定, 如图 9 所示。

表 5 方案 1 中靶架与原靶架的振动响应特性对比

Table 5 Comparison of vibration response characteristics between original target assembly and target assembly in scheme 1

Target assembly	Natural frequency /Hz	Response deformation under vibration source 1 /m	Response deformation optimization rate /%	Convergence time under vibration source 2 /s	Convergence time optimization rate /%
Original target assembly	57	$9.64 \times 10^{-5}$	-	2.86	-
Target assembly with wire diameter of 0.8 mm	138	$6.36 \times 10^{-6}$	93.4	2.05	28.3
Target assembly with wire diameter of 1.0 mm	153	$7.68 \times 10^{-6}$	92.0	2.11	26.2
Target assembly with wire diameter of 1.2 mm	163	$4.20 \times 10^{-6}$	95.6	2.09	26.9

表 6 方案 2 中靶架与原靶架的振动响应特性对比

Table 6 Comparison of vibration response characteristics between original target assembly and target assembly in scheme 2

Target assembly	Natural frequency / Hz	Response deformation in vibration source 1 /m	Response deformation optimization rate /%	Convergence time under vibration source 2 /s	Convergence time optimization rate /%
Original target assembly	57.3	$9.64 \times 10^{-5}$	-	2.86	-
Target assembly with wire diameter of 0.8 mm	138.0	$6.09 \times 10^{-6}$	93.7	1.28	55.2
Target assembly with wire diameter of 1.0 mm	153.0	$9.89 \times 10^{-6}$	89.7	1.26	55.9
Target assembly with wire diameter of 1.2 mm	163.0	$5.54 \times 10^{-6}$	94.3	1.28	55.2



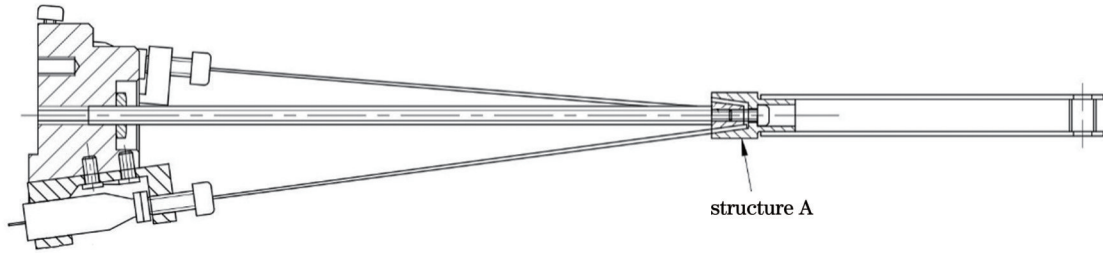


图 9 减振靶架的最终结构

Fig. 9 Final structure of damping target assembly

## 4 实验与结果

为验证上述结论,本文设计搭建了模拟两种工况振源的实验台,制作了 1:1 尺寸的减振靶架模型并将其安装在实验台上,激励实验台模拟振源 1 的随机振动和振源 2 的冲击载荷,测试了减振靶架悬端的振动响应变形幅值、冲击收敛时间及固有频率。

### 4.1 实验设计

#### 4.1.1 模拟振源

为了使模拟实验更贴近实际情况,专门搭建了偏心电机薄板实验台,模拟周期振动振源 1,利用激光测振仪对开机振源进行测量,测得的 PSD 位移结果如图 10 所示。

对于振源 2 造成的冲击载荷,采用重物从固定高度落下冲击实验台的方式进行模拟。

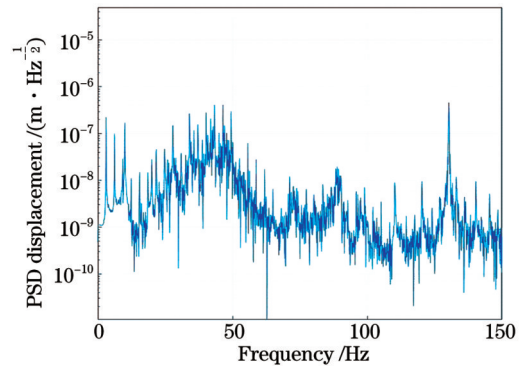


图 10 振源 1 下实验台的 PSD 位移

Fig. 10 PSD displacement of test bench under vibration source 1

#### 4.1.2 实验对象及测量方法

依照图 9 制作减振靶架模型,使用干涉仪对悬端振动响应进行非接触式测量,搭建完成后模拟实验测试环境,如图 11 所示。

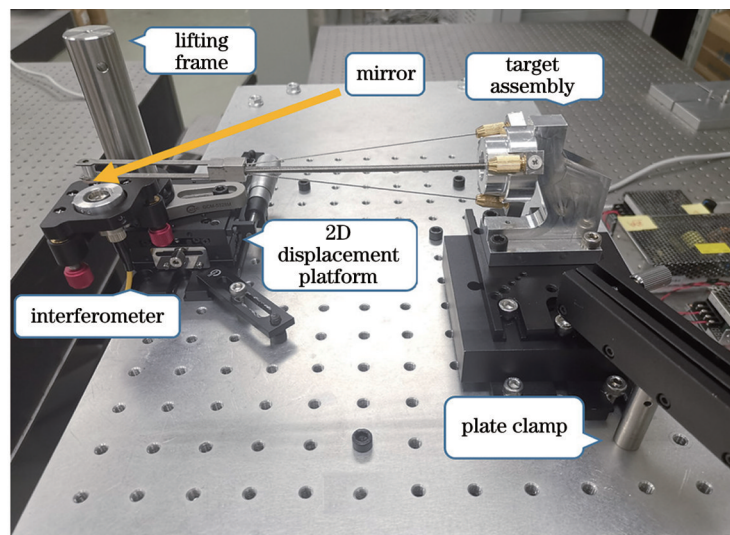


图 11 实验台布置

Fig. 11 Layout of test bench

### 4.2 实验结果与分析

#### 4.2.1 方案 1 结果与分析

振源 1 下原靶架及方案 1 中靶架的最佳测量结果如图 12 所示,振源 2 下的测量结果如图 13 所示,全部测量结果如表 7 所示。响应变形均在  $1.5 \mu\text{m}$  以下,直径 1.0 mm 对应的响应变形最大,直径 0.8 mm 对应的响应变形居中,直径 1.2 mm 对应的响应变形最小,证

明了仿真中钢丝直径增大导致振幅振荡式增大的现象真实存在,且振荡区中控制效果最佳的钢丝尺寸可以通过配比实验确定具体数值;减振靶架在振源 1 频域中的峰值相较原靶架更分散,如图 12(b)、(d)所示,原靶架 34 Hz 主峰对应的幅值减小了两个数量级,证明减振结构能够有效抑制 50 Hz 以下的响应;固有频率基本符合仿真结果;与仿真结果不同的是模拟实验中

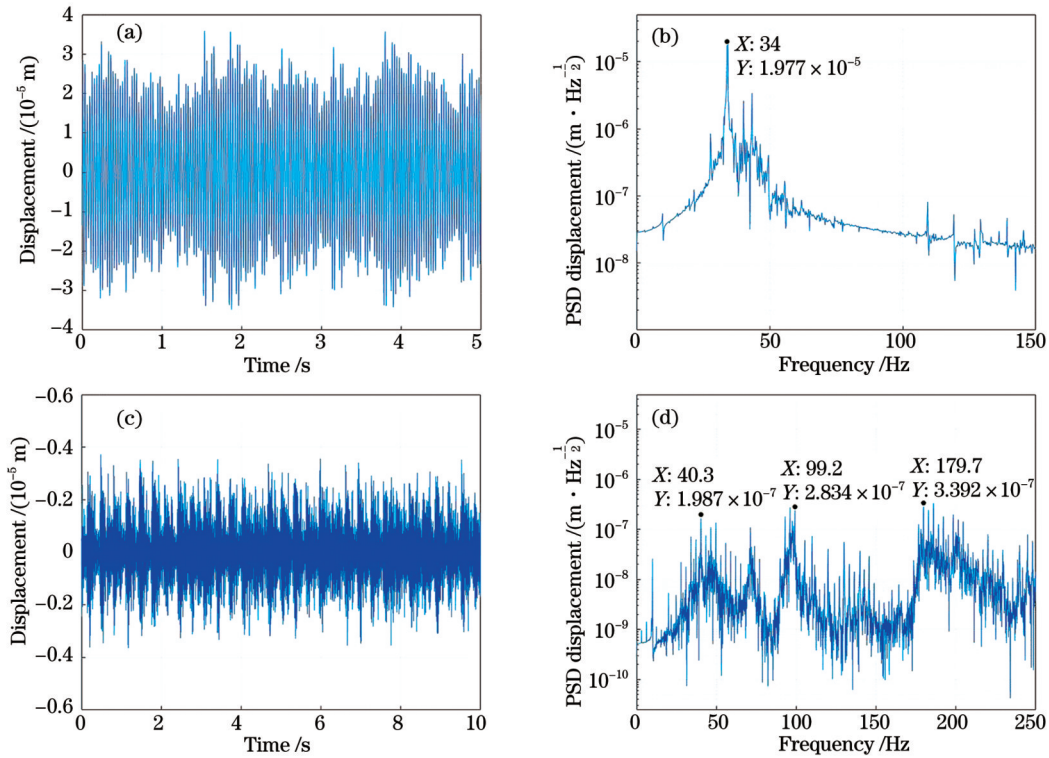


图 12 振源 1 下的测量结果。(a)原靶架时域结果;(b)原靶架频域结果;(c)方案 1 中钢丝直径为 1.2 mm 时的时域结果;(d)方案 1 中钢丝直径为 1.2 mm 时的频域结果

Fig. 12 Measurement results under vibration source 1. (a) Time domain result of original target assembly; (b) frequency domain result of original target assembly; (c) time domain result in scheme 1 when wire diameter is 1.2 mm; (d) frequency domain result in scheme 1 when wire diameter is 1.2 mm

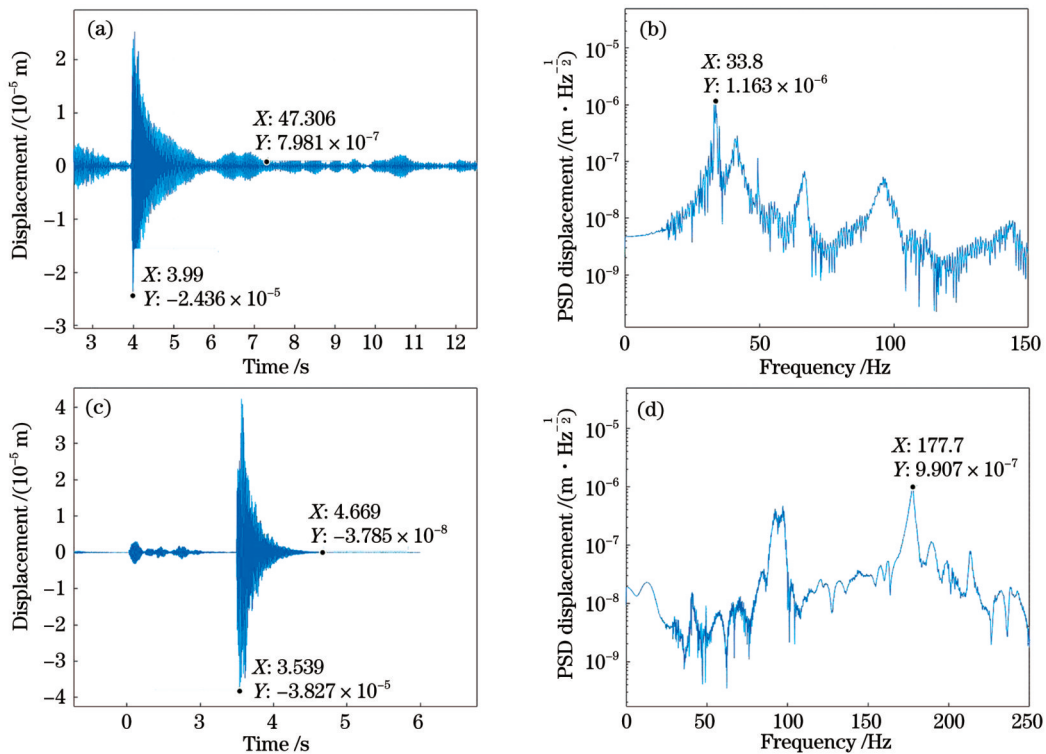


图 13 振源 2 下的测量结果。(a)原靶架时域结果;(b)原靶架频域结果;(c)方案 1 中钢丝直径为 1.2 mm 时的时域结果;(d)方案 1 中钢丝直径为 1.2 mm 时的频域结果

Fig. 13 Measurement results under vibration source 2. (a) Time domain result of original target assembly; (b) frequency domain result of original target assembly; (c) time domain result in scheme 1 when wire diameter is 1.2 mm; (d) frequency domain result in scheme 1 when wire diameter is 1.2 mm



表 7 方案 1 中靶架与原靶架的测量结果

Table 7 Measurement results of target assembly in scheme 1 and original target assembly

Target assembly	Vibration source 1		Convergence time under vibration source 2 / s	Natural frequency / Hz
	Root mean square value of deformation / m	Response frequency / Hz		
Original target assembly	$1.67 \times 10^{-5}$	34	3.32	33.8
Target assembly with wire diameter of 0.8 mm	$1.37 \times 10^{-6}$	110, 185	2.45	113.0
Target assembly with wire diameter of 1.0 mm	$1.71 \times 10^{-6}$	130, 216	1.24	120.0
Target assembly with wire diameter of 1.2 mm	$1.04 \times 10^{-6}$	99, 180	1.13	178.0

的收敛时间随钢丝直径的增大而减小。方案 1 中的最佳振幅优化率为 93.8%，收敛时间优化率为 66.0%，固有频率为 178 Hz。

#### 4.2.2 方案 2 结果与分析

选取方案 1 中效果较好的 0.8 mm、1.2 mm 直径钢丝组装方案 2，每组组件附加两片 1 mm 厚度的硅橡胶片，最佳测量结果如图 14 所示。从表 8 可看出方案 2 中

的响应变形值较方案 1 更大。推测原因如下：在理论模型中改变阻尼参数不影响支撑点其他参数，但实际减振结构中串联阻尼垫片在一定程度上减小了支撑刚度，导致振幅增大；响应主频率、固有频率基本与方案 1 相同；方案 2 中的冲击收敛时间也出现了随钢丝直径的增大而减小的现象。方案 2 中的最佳振幅优化率为 91.7%，收敛时间优化率为 77.1%，固有频率为 183 Hz。

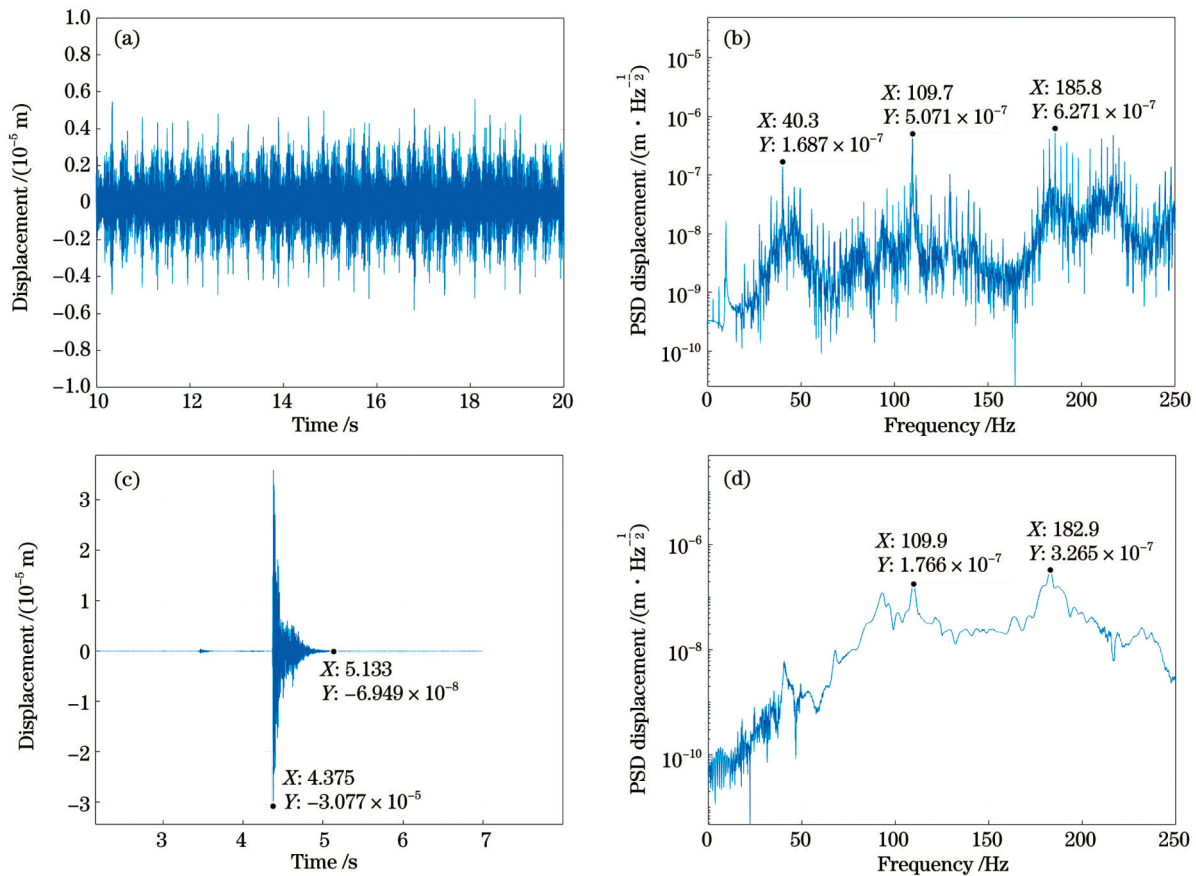


图 14 方案 2 中钢丝直径为 1.2 mm 时的测试结果。(a) 振源 1, 时域; (b) 振源 1, 频域; (c) 振源 2, 时域; (d) 振源 2, 频域

Fig. 14 Measurement results in scheme 2 when wire diameter is 1.2 mm. (a) Vibration source 1, time domain; (b) vibration source 1, frequency domain; (c) vibration source 2, time domain; (d) vibration source 2, frequency domain

将方案 1 与方案 2 中各自最佳测量结果进行对比：在响应变形幅值上，两者优化效果基本相同；在冲击收敛时间上，方案 2 比方案 1 的优化率大 11%；对于三维建模计算中减振靶架总质量，方案 2 相比方案 1 大 15 g，

对冷冻靶头部质量基本没有影响。综上，模拟实验结果基本符合仿真实验预期，证明了设计的减振结构对靶架振动响应特性有好的优化作用，在靶架相关后续设计中更推荐采用方案 2 中的阻尼可调减振结构。

表 8 方案 2 中靶架与原靶架的测量结果

Table 8 Measurement results of target assembly in scheme 2 and original target assembly

Target assembly	Vibration source 1		Convergence time under vibration source 2 / s	Natural frequency / Hz
	Root mean square value of deformation / m	Response frequency / Hz		
Original target assembly	$1.67 \times 10^{-5}$	34	3.32	33.8
Target assembly with wire diameter of 0.8 mm	$3.26 \times 10^{-6}$	109, 185	1.25	110.7
Target assembly with wire diameter of 1.2 mm	$1.38 \times 10^{-6}$	110, 186	0.76	183.0

## 5 结 论

对 NIF 中冷冻靶架这一长悬臂结构进行了结构稳定性优化设计,设计的附加减振结构改变了靶架的结构比刚度。附加的减振结构简洁,对冷冻靶头部质量没有明显影响,同时获得了较为理想的结构振动响应特性优化效果。建立对应的数学模型,将响应函数转化为与钢丝长度、直径、预紧力相关的表达式,利用 ANSYS 有限元软件对这几个未知量进行参数优化仿真,理论上获得的响应振幅优化率为 90%,收敛时间优化率为 55% 左右。依据仿真结果对减振组件进行了优化设计。设计并搭建了模拟两种工况的激振实验台,测得减振靶架在两种振源下的振幅最佳优化率为 91.7%,收敛时间最佳优化率为 77.1%,固有频率达到 183 Hz,基本符合仿真预期。实验证明了设计的结构对长悬臂靶架振动响应特性有好的优化效果,且方案 2 中的阻尼可调结构的总体控制效果更好。

## 参 考 文 献

- [1] 林尊琪. 激光核聚变的发展(邀请论文)[J]. 中国激光, 2010, 37(9): 2202-2207.  
Lin Z Q. Progress of laser fusion (invited paper)[J]. Chinese Journal of Lasers, 2010, 37(9): 2202-2207.
- [2] 袁巨龙, 张飞虎, 戴一帆, 等. 超精密加工领域科学技术发展研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(15): 161-177.  
Yuan J L, Zhang F H, Dai Y F, et al. Development research of science and technologies in ultra-precision machining field[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(15): 161-177.
- [3] Parham T, Koziemiński B, Atkinson D, et al. Cryogenic target system for hydrogen layering[J]. Fusion Science and Technology, 2016, 69(1): 407-419.
- [4] Haid B J, Malsbury T N, Gibson C R, et al. Measurement of total condensation on a shrouded cryogenic surface using a single quartz crystal microbalance[J]. Fusion Science and Technology, 2009, 55(3): 276-282.
- [5] Burkhart S C, Bliss E, di Nicola P, et al. National Ignition Facility system alignment[J]. Applied Optics, 2011, 50(8): 1136-1157.
- [6] 朱健强, 陈绍和, 郑玉霞, 等. 神光 II 激光装置研制[J]. 中国激光, 2019, 46(1): 100002.  
Zhu J Q, Chen S H, Zheng Y X, et al. Review on development of Shenguang-II laser facility[J]. Chinese Journal of Lasers, 2019, 46(1): 100002.
- [7] Cui W H, Zhu J Q, Liu Z G, et al. Optomechanical coupling active control for improving beam pointing accuracy of the spatial filter in PW laser facility[J]. Applied Sciences, 2021, 11(11): 5017.
- [8] Okishev A V, Boni R, Millecchia M, et al. Unique high-bandwidth UV fiber delivery system for the OMEGA diagnostics applications[J]. IEEE Journal of Selected Topics in Quantum Electronics, 2001, 7(3): 471-474.
- [9] Moses E. Overview of the National Ignition Facility[C] // 8th International Conference on Tritium Science & Technology, September 16-21, 2007, Rochester, NY, United States. Livermore: Lawrence Livermore National Lab, 2007.
- [10] Miquel J L, Lion C, Vivini P. The laser mega-joule: LMJ & PETAL status and program overview[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2016, 688: 012067.
- [11] Luttmann M, Denis V, Gendeau P, et al. Overview of LMJ alignment to target chamber center and very first results[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2016, 717: 012106.
- [12] Alger E T, Dzenitis E G, Mapoles E R, et al. Experimental D-T ice-layering target assembly[J]. Fusion Science and Technology, 2009, 55(3): 269-275.
- [13] Bhandarkar S, Teslich N, Haid B, et al. Importance of limiting hohlraum leaks at cryogenic temperatures on NIF targets[J]. High Power Laser Science and Engineering, 2017, 5(3): 44-51.
- [14] Yang H, Du K, Lei H L, et al. Mechanical design and analysis of an indirect-drive cryogenic target[J]. Journal of Fusion Energy, 2016, 35(4): 673-682.
- [15] Gibson C R, Atkinson D P, Baltz J A, et al. Design of the NIF cryogenic target system[J]. Fusion Science and Technology, 2009, 55(3): 233-236.
- [16] Malsbury T N, Atkinson D, Brugman V, et al. Fabrication and test of the NIF cryogenic target system[J]. Annual of the British School at Athens, 2010, 10(16): 144-147.
- [17] Chatain D, Périn J P, Bonnay P, et al. Cryogenic systems for inertial fusion energy[J]. Laser and Particle Beams, 2008, 26(4): 517-523.
- [18] Marc-Aurèle L, Lucie R, Olivier R. Last developments on LMJ cryogenic target fabrication[EB/OL]. (2019-04-12) [2019-04-12]. <https://www.lle.rochester.edu/media/publications/presentations/documents/tfab19/session5/Lagache.pdf>.
- [19] Perin J P. Cryogenic systems for LMJ cryotarget and HiPER application[J]. Laser and Particle Beams, 2010, 28(1): 203-208.
- [20] Manzagol J, Paquignon G, Brisset D, et al. Evolution and progress of the cryogenic target shroud remover prototypes developed for the LMJ facility[J]. Fusion Science and Technology, 2011, 59(1): 159-165.
- [21] Tomaru T, Suzuki T, Haruyama T, et al. Vibration analysis of cryocoolers[J]. Cryogenics, 2004, 44(5): 309-317.

# Study on Structural Stability of Long Cantilever Target Assembly in High Power Laser Facility

He Yuanqi<sup>1,2</sup>, Zhu Jianqiang<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Key Laboratory of High Power Laser and Physics, Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China;

<sup>2</sup>Center of Materials Science and Optoelectronics Engineering, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

## Abstract

**Objective** High-power laser facilities require a high-precision beam-target coupling, and one of its important error sources is the stability of the target system. There are inevitable internal vibration sources in a cryogenic target system that cause the vibration response of the slender cantilever structure, thus reducing the stability of the target system. The cryogenic target assembly is a slender cantilever-beam structure located at the head of the target system. Therefore, the stability of the suspension end of the target assembly significantly affects the accuracy of the beam-target coupling. There are two common methods of vibration control for cantilever beams, namely, active control and structural optimization. The active control method requires additional control circuits and driving mechanisms that can easily fail and have poor reliability in the low temperature and strong magnetic field environment of the vacuum target chamber. The latest Laser Megajoule (LMJ) device adopts the structural optimization method of reducing the length-to-diameter ratio of the target assembly. However, this method increases the mass of the cryogenic target head, and the stability optimization effect of the target system is not obvious. Compared to the less reliable active control method, the structural optimization method is worth further discussion. The structure specific-stiffness of the target assembly is improved, and the vibration response characteristics are optimized without changing the shape and mass of the original target cantilever beam. This method can effectively improve the stability of the target assembly and provide a reference for the design of target assemblies in future high-power laser facilities.

**Methods** The National Ignition Facility (NIF) cryogenic target system is used as a reference. First, the vibration source is analyzed using relevant literature, and a 1 : 1 target assembly model is built according to the data. The preliminary scheme design establishes a damping structure consisting of multiple sets of tensioning wires that contains two damping structure forms. In this scheme, a steel wire with an elastic damping property is attached to the middle of the cantilever beam of the target assembly, and the middle supporting point of the target assembly is added to change the vibration response characteristics of the target assembly. According to the design, the support for the spring damping Bernoulli-Euler equation of the cantilever beam is set up, the modal matrix is sorted based on the theory of mechanics of materials to establish formulas for calculating the stiffness of tensile steel wire vibration components, and the target assembly response function of the installation position of the vibration reduction component, diameter of the wire section, and three key research series damping size parameters are determined. The three theoretical parameters correspond to five parameters in an actual engineering structure: the number of components, installation position, diameter of the steel wire, value of the preload, and damping. ANSYS finite element analysis software simulates and optimizes these five structural parameters. The optimal value is used to design the vibration damping target assembly in detail, and a model of the assembly is constructed and assembled (Fig. 9). Two vibration sources can be accurately simulated: 1) an eccentric mass block and a direct current (DC) motor can simulate the vibration source of a refrigerator operation, and 2) a fixed track and heavy objects are used as the source of impact vibration when the insulation cover is opened. To characterize the optimization effect for the response amplitude and impact convergence time of the damping structure, the vibration damping target assembly with different parameters and design schemes is tested on a vibration test bench.

**Results and Discussions** In the simulation, the total mass of the target assembly, natural frequency, and amplitude control effect are considered comprehensively (Fig. 6), and the installation position of the vibration damping structure is finally determined at the pressure plate. After the installation position is determined, the influence of the steel-wire diameter is simulated. We find that when the diameter is less than 0.8 mm, the vibration amplitude of the suspension end of the target assembly decreases uniformly as the diameter increases. When the diameter is greater than 0.8 mm, the vibration amplitude increases with the increase in diameter in an oscillatory manner (Fig. 7). This may be because when the diameter increases, the energy generated by the vibration of the vibration damping component also increases. When the critical point of 0.8 mm is reached, the vibration coupling effect between the vibration damping component and target assembly becomes evident, and the final amplitude increases in an oscillatory manner. The lowest point in the 0.8 mm diameter stationary zone, the point with a large amplitude in the 1.0 mm diameter oscillation zone, and the point with a small amplitude in the 1.2 mm diameter oscillation zone are selected for simulation. The theoretical optimal optimization rate of the damping target assembly is obtained as follows: the amplitude is 90% and the impact convergence time is 55% (Table 6). In the simulation experiment, the variation trend of the amplitude control effect of the two vibration damping structures agrees with the



simulation results in Fig. 6, which proves that an oscillation zone exists and the minimum amplitude point of the oscillation zone can be realized by customizing the overall mass ratio of the steel wire. The optimal optimization rate of the damping target assembly measured in the simulation experiment is as follows: the amplitude optimization rate is 91.7% and the impact convergence time optimization rate is 77.1% (Table 8 and Fig. 13). Comparisons show that the integrated control effect of the designed series structure of the steel wire and damping material is superior (Tables 7 and 8).

**Conclusions** In this study, a structural stability optimization design of the long cantilever structure of a cryogenic target assembly in the NIF is carried out, and a vibration-damping structure in the form of a vibration-damping component is designed according to the characteristics of lightweight and adjustable damping. Mathematical modeling shows that the control effect of the damping structure is mainly related to the installation position, diameter of the steel wire, and series damping. After the simulation experiment, the parameters are optimized, and the initial structural design is modified. In the simulation experiment, the experimental data on the vibration response characteristics of the target assembly are consistent with the simulation results. The results prove that the optimal control point of the damping structure in the oscillation region is achievable. The existing simulation experiments achieve the amplitude optimization rate of 91.7% and the impact convergence time optimization rate of 77.1%. Experiments show that the vibration-damping structure designed in this study has a good optimization effect on the vibration response amplitude and convergence time, and the wire and damping material series design scheme has a better comprehensive effect.

**Key words** lasers; structural design; vibration control; finite element method; parameter optimization; cryogenic target; high power laser facility