

文章编号:1002-2082 (2021) 01-0016-07

# 一种光电载荷非线性隔振装置的研究

袁屹杰, 纪 明, 张卫国, 王 谭, 施道云, 王马强

(西安应用光学研究所, 陕西 西安 710065)

**摘要:** 针对光电载荷对隔振性能的需求, 提出一种采用菱形连杆机构作为负刚度组件, 具有高静、低动刚度特点的非线性隔振器(简称菱形 HSLDS 隔振器)。采用静力学分析方法, 建立了隔振器数学模型, 研究了刚度参数设定以及非线性调节方法; 利用谐波平衡法(HBM)求解动力学方程, 分析了各参数对隔振性能的影响关系; 采用动力学仿真软件 ADAMS 及实物样机对理论模型与结论进行了验证。测试结果表明: 菱形 HSLDS 隔振器具有较方便的参数调整能力, 零位刚度及刚度非线性可通过拉簧参数与连杆参数进行设定、优化, 隔振的刚度非线性优化程度受主隔振器阻尼以及零位刚度参数影响。相比于传统线性隔振器, 菱形 HSLDS 具有显著的非线性隔振优势, 可较好地满足光电载荷隔振需求。

**关键词:** 光电载荷; 非线性隔振; 菱形负刚度机构

中图分类号: TN202; TH113.1

文献标志码: A

DOI: [10.5768/JAO202142.0101003](https://doi.org/10.5768/JAO202142.0101003)

## Research on nonlinear vibration isolation device for electro-optic payload

YUAN Yijie, JI Ming, ZHANG Weiguo, WANG Tan, SHI Daoyun, WANG Maqiang

(Xi'an Institute of Applied Optics, Xi'an 710065, China)

**Abstract:** In order to meet the requirements of electro-optic payload on vibration isolation performance, a high static stiffness and low dynamic stiffness nonlinear vibration isolator with rhombus linkage mechanism as negative stiffness component (rhombus HSLDS vibration isolator) was proposed. The mathematical model of vibration isolator was established by statics analysis method, and stiffness parameter setting and nonlinear adjustment methods were studied; the harmonic balance method (HBM) was used to solve the kinetic equation, and influence of parameters on the vibration isolation performance was analyzed; the theoretical model and conclusions were verified by kinetic simulation software ADAMS and prototype. The test results show that the rhombus HSLDS vibration isolator has convenient parameter adjustment capability, and the zero-position stiffness and stiffness nonlinearity can be set and optimized by parameters of tension spring and linkage. And the optimization effect of vibration isolation caused by stiffness nonlinearity is affected by the damping of main vibration isolator and zero-position stiffness parameter. Compared with traditional linear vibration isolator, the rhombus HSLDS vibration isolator has significant advantage of nonlinear vibration isolation and can better meet the needs of electro-optic payload vibration isolation requirements.

**Key words:** electro-optic payload; nonlinear vibration isolation; rhombus negative stiffness mechanism

## 引言

光电载荷是现代作战平台的重要信息感知及精确导引设备, 光轴稳定性是决定载荷整体性能的关键指标<sup>[1]</sup>。工程中通常采用隔振技术隔离外界扰动以及优化伺服系统提升光轴稳定性<sup>[2]</sup>。为

了获得更好的系统性能, 伺服稳定技术已经得到了长足发展, 开发了如二级稳定<sup>[3]</sup>等技术方案, 但同时也推高了系统的复杂度及成本, 限制了先进伺服技术的应用范围。隔振技术发展则相对缓慢, 主要受限于隔振器的自身特性, 如: 只能有效

收稿日期: 2020-10-25; 修回日期: 2020-11-30

基金项目: 装备预研兵器工业联合基金项目 (6141B010118)

作者简介: 袁屹杰 (1981-), 男, 博士研究生, 研究员, 主要从事光电系统开发及隔振技术研究

隔离频率大于 $\sqrt{2}$ 倍自身谐振频率的扰动, 难以适应振动频率较低的场合; 隔振器的刚性参数无法灵活设定, 制约了隔振器振动环境适应性。对于低成本光电载荷方案, 隔振能力已成为影响系统性能的主要因素。

针对传统隔振器的局限性, 研究者提出了非线性隔振方案, 主要特点是: 采用正、负刚度机构并联组成非线性隔振器, 具备“高静态刚度、低动态刚度”(HSLDS)特征, 甚至可以实现“准零刚度”(QZS)状态<sup>[4]</sup>, 具有优良的隔振性能, 已经成为行业研究热点。目前, 已开发出了多种形式的HSLDS隔振器: 负刚度器件为弹簧或采用弹簧、连杆-滑块机构形式的隔振器<sup>[5-7]</sup>, 以及采用屈曲欧拉杆作为负刚度器件的隔振器<sup>[8-9]</sup>。上述两类隔振器主要的刚度非线性调整环节为负刚度机构弹性器件参数; 而负刚度机构为曲面、弹簧、滚子构型的隔振器<sup>[10-12]</sup>, 负刚度机构包含类剪叉结构(scissor-like structure)的隔振器<sup>[13-15]</sup>, 除具备弹性器件调节参数外, 还具有较好的几何非线性调节能力。

研究<sup>[16-17]</sup>表明, 合理地增加隔振器非线性调节环节可以较方便地提升隔振性能。现有的隔振器构型存在非线性调节环节较少或结构尺寸较大的问题, 且目前还没有将HSLDS隔振器应用于光电载荷的报道。针对上述情况, 本文结合光电载荷应用环境特点, 提出了一种基于菱形连杆负刚度机构且兼具无角位移特性的HSLDS隔振装置, 具备非线性调整环节丰富、尺寸相对较小的特点。本文通过数学建模及动力学方程求解, 分析了菱形HSLDS隔振器的刚度参数调节以及隔振优化方法, 并采用仿真软件以及实物样机进行验证, 为优化光电载荷隔振性能提供一种可行的解决方案。

## 1 隔振器建模及分析

### 1.1 隔振器建模

菱形HSLDS隔振器方案如图1所示, 在传统振动基座、载荷平台以及4个主隔振器的基础上, 设置4组菱形负刚度机构。菱形负刚度机构中一组呈对角关系的铰接轴分别连接振动基座与载荷平台, 另一对铰接轴连接拉簧, 拉簧处于拉伸状态时, 菱形连杆机构具备负刚度特性。受4组菱形负刚度机构的约束, 载荷平台仅能沿垂直于载荷平台面的方向直线运动, 实现无角位移隔振。

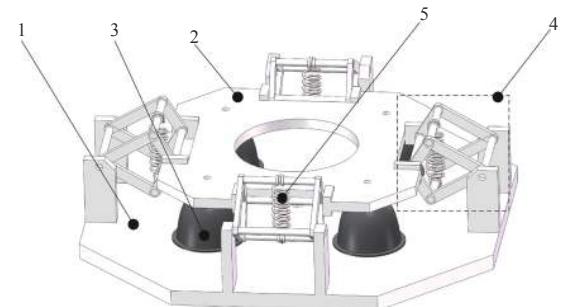


图1 菱形HSLDS隔振器模型

Fig. 1 Rhombus HSLDS vibration isolator model

为方便建模, 利用隔振器对称特点对结构进行简化处理, 如图2所示。以振动基座与载荷平台间负刚度机构支点的水平距离 $L$ 为基准尺寸, 令:  $\overline{AB} = aL$ 、 $\overline{BC} = bL$ 、 $H = hL$ ;  $H = 0$ 时, 隔振器处于平衡位置, 此时拉簧拉伸量为 $cL$ 。为简化分析, 令 $a > b$ 。设主隔振器的刚度为 $K_p$ 、阻尼系数为 $C_p$ , 拉簧的刚度为 $K_n = eK_p$ 。

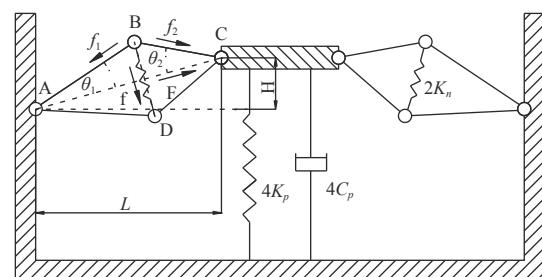


图2 隔振器原理图

Fig. 2 Schematic diagram of vibration isolator

拉簧对B点的力为 $f$ , 沿两杆的分力分别为 $f_1$ 、 $f_2$ , 沿 $\overline{AC}$ 方向产生的合力为 $F$ 。依据受力关系, 有:

$$\begin{aligned} f_1 \cos \theta_1 - f_2 \cos \theta_2 &= 0 \\ f_1 \sin \theta_1 + f_2 \sin \theta_2 &= f \end{aligned} \quad (1)$$

并有:

$$F = 2f_2 \cos \theta_2 \quad (2)$$

依据几何关系可解得:

$$F = \frac{f \left[ (1+h)^2 - (a^2 - b^2)^2 \right]}{(1+h^2) \sqrt{4b^2(1+h^2) - (b^2 - a^2 + 1+h^2)^2}} \quad (3)$$

C点偏离平衡位置 $H$ 后, 拉簧长度变化为 $\Delta L$ , 其中:

$$\Delta = \sqrt{\frac{4b^2(1+h^2) - (b^2 - a^2 + 1+h^2)^2}{1+h^2} - \frac{4b^2 - (b^2 - a^2 + 1)^2}{1+h^2}} \quad (4)$$

对应的弹性力为

$$f = 2(c + \Delta) L K_n \quad (5)$$

$F$  在振动方向的作用力为

$$F_n = \frac{Fh}{\sqrt{1+h^2}} \quad (6)$$

由(3)式、(5)式和(6)式联立得到菱形负刚度机构沿平台振动方向的弹性力,结合主隔振器弹性力因素,隔振装置的等效弹性力幅值为

$$F_k = 4 \left\{ 1 - \frac{e(c+\Delta)[(1+h^2)^2 - (a^2 - b^2)^2]}{(1+h^2)^{1.5} \sqrt{4b^2(1+h^2) - (b^2 - a^2 + 1+h^2)^2}} \right\} h L K_p \quad (7)$$

## 1.2 参数分析

依据  $\bar{K} = d(F_k/LK_p)/dh$  可得隔振器的无量纲等效刚度(简称等效刚度),等效刚度的表达式较为繁琐,此处予以忽略。令  $\bar{k}$  为零位刚度系数(简称零位刚度),即:  $\bar{k} = \bar{K}|_{h=0}/(4K_p)$ , 其中  $\bar{K}|_{h=0}$  为平衡位置处的等效刚度。依据  $\bar{k}$  表达式的相关性,平衡位置处负刚度机构拉簧无量纲拉伸量  $c$  表示为

$$c = \frac{(1-\bar{k}) \sqrt{4b^2 - (b^2 - a^2 + 1)^2}}{e \left[ 1 - (a^2 - b^2)^2 \right]} \quad (8)$$

由(7)式可知,连杆参数对隔振器刚度非线性特征具有影响。为便于分析,引入杆长差  $\rho = a - b$ 。限定  $\bar{k} = 0.5$ ,  $e = 1.5$ , 以不同  $a$ 、 $\rho$  数值配组,得到隔振器等效刚度非线性趋势图,如图 3 所示。从图 3 可知,连杆长度相等时,杆长越长,平衡位置处等效刚度变化趋势越小,即低刚度区域越宽(见图 3 中 5、1);连杆不等长且杆长  $a$  较小时,  $\rho$  越大, 低刚度区域越窄(见图 3 中 5、6);  $a$  较大时,随着  $\rho$  增大,低刚度区域呈现出先变窄后变宽的趋势(见图 3 中 1、2、3、4)。

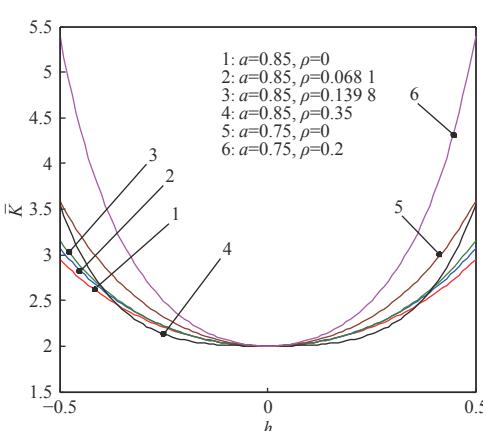


图 3 隔振器等效刚度图

Fig. 3 Equivalent stiffness diagram of vibration isolator

因此,利用连杆参数进行非线性调节时存在以下指标:低刚度区域宽度受杆长差影响,变化趋势开始发生改变时的杆长  $a$  记为杆长临界值  $a_c$ ;低刚度区域宽度变化趋势存在改变时,低刚度区域宽度为最窄时杆长差临界值  $\rho_c$ ;低刚度区域宽度开始大于对应等杆长机构(杆长均为  $a$ )时,杆长差临界值为  $\rho_e$ 。上述临界值可通过刚度曲线在平衡位置处的曲率作为参数求取。受限于篇幅,本文不对相关临界值的求解方法展开分析。

## 2 动力学分析

### 2.1 动力学分析方法

本文研究隔振器的绝对位移传递性能。隔振器动力学模型为

$$m\ddot{H} + \bar{C}_p \dot{H} + F_k = -m\ddot{X}_i \quad (15)$$

式中:  $m$  为负载质量;  $X_i$  为施加于振动基座的位移扰动,表达式为  $X_i = L_i \cos(\omega t)$ ;  $\bar{C}_p = 4C_p$ 。

令  $\tau = \omega_n t$ , 对(15)式转换求导变量,并进行长度无量纲化,得到:

$$h'' + 2\bar{\xi}h' + \bar{F} = -x_i'' \quad (16)$$

式中:  $\omega_n = \sqrt{\frac{K_p}{m}}$ ;  $\bar{K}_p = 4K_p$ ;  $\bar{\xi} = \bar{C}_p/2\sqrt{\bar{K}_p m}$ ;  
 $x_i = l_i \cos(\Omega\tau)$ ;  $\Omega = \frac{\omega}{\omega_n}$ ;  $l_i = \frac{L_i}{L}$ ;  
 $\bar{F} = \left\{ 1 - \frac{e(c+\Delta)[(1+h^2)^2 - (a^2 - b^2)^2]}{(1+h^2)^{1.5} \sqrt{4b^2(1+h^2) - (b^2 - a^2 + 1+h^2)^2}} \right\} h$ 。

为便于分析,将弹性力参数  $\bar{F}$  在  $h = 0$  附近进行泰勒级数展开,为兼顾精度,  $\bar{F}$  取值至泰勒级数五次方项,近似值表达式为

$$\bar{F} \approx \frac{1}{6} A_3 h^3 + \frac{1}{120} A_5 h^5 \quad (17)$$

式中:  $A_3 = \left. \frac{\partial^3 \bar{F}}{\partial h^3} \right|_{h=0}$ ;  $A_5 = \left. \frac{\partial^5 \bar{F}}{\partial h^5} \right|_{h=0}$ 。

非线性隔振中存在多阶响应,在主谐振峰值处起主要影响的是一阶谐波频率,近似分析中高阶谐波量的作用可以忽略<sup>[18]</sup>。本文基于一阶谐波量,采用谐波平衡法(HBM)对动力学方程进行求解。设载荷平台无量纲相对位移表达式为  $h = l_o \cos(\Omega\tau + \varphi)$ , 其中  $l_o$  为无量纲振幅,  $\varphi$  为相位角。

令:

$$A = \frac{1}{8} A_3 l_o^3 + \frac{1}{192} A_5 l_o^5 - l_o \Omega^2$$

$$B = -2\xi l_o \Omega$$

则存在幅频关系:

$$\begin{cases} A^2 + B^2 = (l_i \Omega^2)^2 \\ \cos \varphi = \frac{A}{l_i \Omega^2} \end{cases} \quad (18)$$

隔振器绝对位移传递率为<sup>[6]</sup>

$$T = \frac{\sqrt{l_i^2 + l_o^2 + 2l_i l_o \cos \varphi}}{l_i}$$

## 2.2 分析算例

从上述建模中可知, 影响隔振装置性能的主要参数有:  $\tilde{k}$ 、 $e$ 、 $\xi$ 以及 $a$ 、 $\rho$ 。采用表 1 中的基础参数进行分析。

表 1 动力学分析基础参数

Table 1 Basic parameters by kinetic analysis

杆长参数	$l_i$
rod1: $a=0.85, \rho=0$	
rod2: $a=0.85, \rho=0.15$	
rod3: $a=0.85, \rho=0.35$	0.08
rod4: $a=0.7, \rho=0$	
rod5: $a=0.7, \rho=0.1$	
rod6: $a=0.7, \rho=0.2$	

依据设定,  $\tilde{k}=1$ 时, 隔振装置不具备负刚度环节, 为线性隔振器;  $\tilde{k} \in [0, 1)$ 时为 HSLDS 隔振器; 当  $\tilde{k}=0$ 时, 隔振装置为 QZS 隔振器。刚度参数  $\tilde{k}$ 、 $e$  对隔振影响结果如图 4 所示(采用表 1 中 rod1 参数,  $\xi=0.08$ )。图 4 纵坐标  $T$  为绝对位移传递率。由图 4 可知, 随着  $\tilde{k}$  值降低, 位移传递率峰值及其对应的频率均减小, 全频段位移传递率均呈下降趋势。同时,  $e$  较小的传递率曲线峰值及其频率值均小于  $e$  较大的对应参数, 但差异不大。

隔振性能综合影响因素分析结果如图 5 所示。分析时取  $e=1.5$ , 数据组 A 中  $\tilde{k}=0.1, \xi=0.08$ ; 数据组 B 中  $\tilde{k}=0.5, \xi=0.08$ ; 数据组 C 中  $\tilde{k}=0.5, \xi=0.15$ 。图 5 中沿箭头方向依次为: ① rod6、rod5、rod4、rod1、rod2、rod3; ② rod6、rod5、rod4、rod2、rod1、rod3。由图 5 中数据组 B 可知, 杆长临界值  $a_c=0.7909$ , 较长杆  $a=0.7$ , 随着杆长差  $\rho$  增加, 位移传递率峰值及其对应的频率均增大, 隔振性能呈现恶化趋势(见图 5 中①和②的 rod6、rod5、rod4)。较长杆  $a=0.85$ , 存在  $\rho_e=0.1398$ , rod2 中  $\rho > \rho_e$ , 但

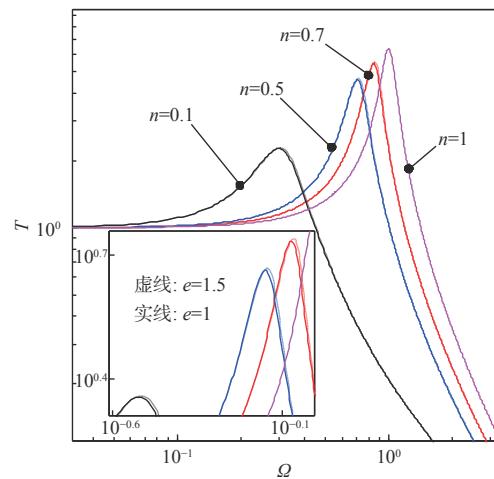


图 4 零位刚度及刚度比对隔振的影响

Fig. 4 Influence of zero-point stiffness coefficient and stiffness ratio on vibration isolation

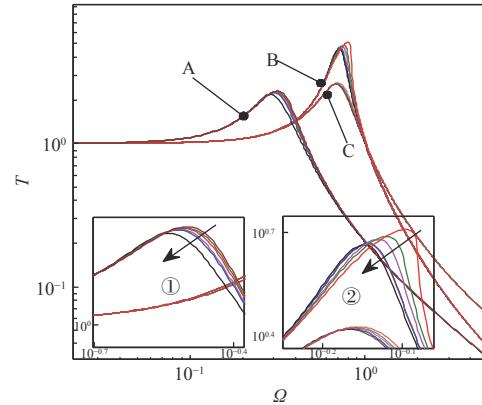


图 5 隔振性能综合影响因素分析

Fig. 5 Analysis of comprehensive influencing factors of vibration isolation performance

对应的传递率曲线峰值及其频率值仍大于 rod1 对应的传递率曲线, 需要进一步增加  $\rho$ , 当达到 rod3 时, 才能实现隔振优化(见图 5 中②)。分析其原因是, 上述临界值是依据刚度曲线在平衡点附近的变化趋势求取的, 相对运动幅值超过平衡点一定距离后,  $\rho=\rho_e$  对应的等效刚度增加幅度逐渐大于  $\rho=0$  对应的等效刚度增加幅度(见图 3 中 1 和 3), 导致两者传递率特性产生差异。

随着  $\tilde{k}$  增大, 在平衡点附近区域, 由杆长差产生的刚度变化幅值与零位刚度之比逐渐减小, 产生的隔振性能优化效果也逐渐减弱(见图 5 中①和②)。当阻尼比增加至一定数值时, 位移传递率曲线几乎重合, 由几何非线性所产生的隔振性能差异不再明显(见图 5 中数据组 C)。

### 3 测试验证

#### 3.1 仿真测试

采用 ADAMS 软件进行分析, 基础参数见表 2 所示。

表 2 仿真分析基础参数

Table 2 Basic parameters of simulation analysis

$L/\text{mm}$	$K_p/\text{N/m}$	$e$	$\xi$	$m/\text{kg}$
100	20	3.6	0.04	20

设定负刚度机构连杆长度分别为 70 mm 和 50 mm, 拉簧预紧力为 1103 N(对应  $\bar{k}=0.2$ )。位移垂直施加于载荷平台, 测量运动副对应点的受力, 得到的等效弹性力曲线与(7)式的结果吻合得很好, 如图 6 所示, 表明隔振器等效弹性力模型是正确的。

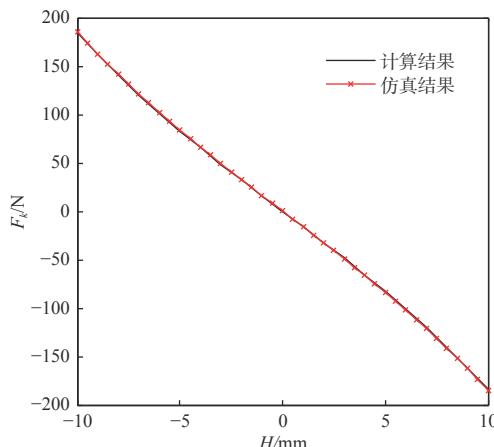


图 6 菱形 HSLDS 隔振器等效弹性力

Fig. 6 Equivalent elastic force of rhombus HSLDS vibration isolator

采用 ADAMS 进行隔振绝对位移传递率分析时, 将余弦位移扰动  $X_i$  垂直施加于振动基板, 以载荷平台绝对位移的均方根值<sup>[7]</sup>作为隔振位移输出。设  $\bar{k}=0.1$ ,  $L_i=5 \text{ mm}$ , 对不同杆长配组方案进行测试, 获得传递率曲线如图 7 所示。杆长等长情况下, 杆长较长时(图 7 中 C)隔振性能优于杆长较短(图 7 中 B); 杆长不等长情况下, 长杆较短时, 杆长差导致了隔振性能的恶化(图 7 中 A), 而长杆较长时, 杆长差对隔振性能产生优化作用(图 7 中 D)。结果趋势与理论分析结论一致。

#### 3.2 实物测试

实物样机基准尺寸  $L=70 \text{ mm}$ 、负刚度机构连杆长度分别为 60.3 mm、49.2 mm, 测试负载为 12 kg。在无负刚度机构, 仅主隔振器作用时, 加速度幅值为 1.4 g(后续分析均采用此参数)的实物扫频结果如图 8(a)所示。图 8 中谐振点频率为

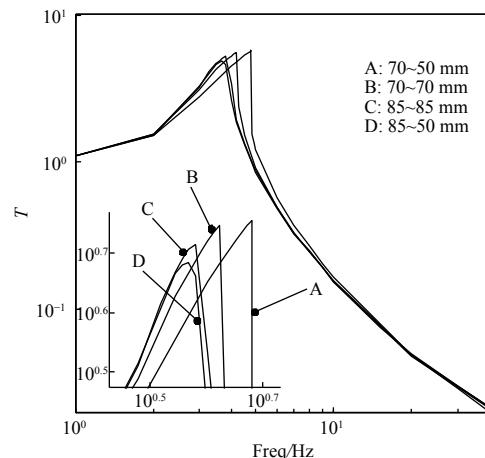


图 7 杆长参数对隔振性能的影响

Fig. 7 Influence of linkage-length parameters on vibration isolation performance

13.85 Hz、位移传递率为 6.79。由于阻尼参数测量较为困难, 可依据上述实测数据采用动力学分析方法对主隔振器的阻尼参数进行反演, 得到主隔振器的阻尼比  $\xi=0.08$ , 该阻尼参数条件下计算的位移传递率曲线如图 9 中 A 所示。依据该阻尼比参数及实测的负刚度机构拉簧参数为: 刚度  $K_n=88.2 \text{ N/mm}$ , 平衡位置处拉伸力为 789 N, 计算得到菱形 HSLDS 隔振器位移传递率曲线如图 9 中 B 所示, 其谐振点频率与传递率分别为 11.77 Hz、5.48, 与实测结果(12.12 Hz、4.94)吻合得较好, 如图 8(b)所示。表明理论模型合理, 据此推导出的结论也是可信的。

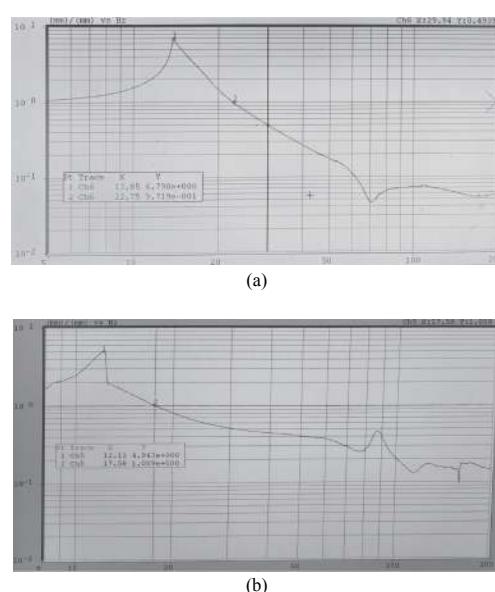


图 8 隔振传递率实验测试曲线

Fig. 8 Experimental curve of vibration isolation transmissibility

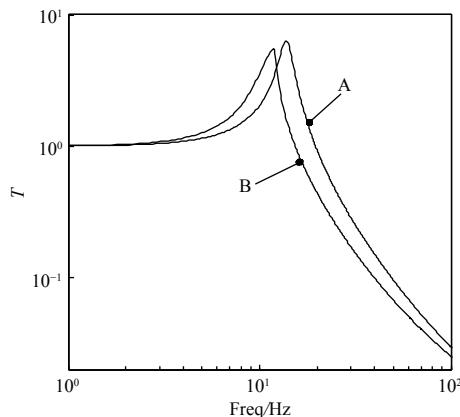


图 9 隔振传递率计算曲线

Fig. 9 Calculation curve of vibration isolation transmissibility

此外,计算结果与实验结果还存在一定差异性。表现为:1)菱形HSLDS隔振器实测传递率曲线体现出渐硬特征,并存在跳跃现象(见图8(b)),对应的理论计算位移传递率曲线仅具有渐硬特征,而无跳跃现象(见图9中B);2)菱形HSLDS隔振器实测位移传递率曲线高频部分的衰减幅度显著低于对应的理论计算位移传递率曲线。分析其原因,前者与主隔振器实物的弱非线性以及理论模型未考虑负刚度机构质量有关,后者是由于理论模型未考虑负刚度机构铰接副摩擦力的影响。为使理论模型更符合实际情况,有必要对相关影响因素开展进一步研究。

#### 4 结论

菱形HSLDS隔振器可通过配置拉簧参数与负刚度机构几何参数对隔振性能进行优化。在工程应用中,优先选择较小的零位刚度可以显著地提升动态隔振性能。在零位刚度一定的情况下,还可通过增加杆长或满足相关临界值条件时增加杆长差进行隔振性能优化,但当零位刚度较大时,由杆长差参数产生的优化效果将减弱。在利用负刚度机构几何参数进行隔振优化时还需要考虑主隔振器阻尼的影响,当阻尼较大时优化效果将不明显。零位刚度一定时,降低负刚度机构弹簧的刚度也可优化隔振性能,但效果不显著。

菱形HSLDS隔振器具备优良的刚度非线性调节能力,可以较好地满足光电载荷隔振应用需求,并且还可应用于其他有类似高隔振需求的场合,具有较高的工程应用价值。

#### 参考文献:

- [1] WEI Wei. The research of optical axis stabilization of the airborne photoelectric platform[D]: Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, 2015. 魏伟. 高精度机载光电平台视轴稳定技术研究[D]. 长春: 长春光学精密机械与物理研究所, 2015.
- [2] WANG Rijun. Study on image stabilization technology for the payload of mUAV[D]: Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, 2015. 王日俊. 多旋翼无人飞行器载荷稳像技术研究[D]. 长春: 长春光学精密机械与物理研究所, 2015.
- [3] XU Qingqing, JI Ming, LEI Feilin, et al. Performance analysis and test of opto-electronic two-level stabilization system[J]. Journal of Applied Optics, 2014, 35(1): 17-21. 胥青青, 纪明, 雷霏霖, 等. 光电稳瞄二级稳定系统性能分析及测试[J]. 应用光学, 2014, 35(1): 17-21.
- [4] XU Jian. Advances of research on vibration control[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2015, 36(4): 547-565. 徐鉴. 振动控制研究进展综述[J]. 力学季刊, 2015, 36(4): 547-565.
- [5] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 301(3): 678-689.
- [6] THANH D L, KYOUNG K A. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(26): 6311-6355.
- [7] LAN Shuang, YANG Xiaoxiang. Design, analysis and simulation of a novel quasi-zero stiffness vibration system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(3): 515-521. 蓝双, 杨晓翔. 新型准零刚度系统的设计、分析与仿真[J]. 机械强度, 2018, 40(3): 515-521.
- [8] LIU X T, HUANG X C, HUA H X. On the characteristics of a quasi-zero stiffness isolator using Euler buckled beam as negative stiffness corrector[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(14): 3359-3376.
- [9] WANG Yunfeng, LI Bo, WANG Litong. Micro-vibration isolation performance of a clamped-clamped buckled beam quasi-zero-stiffness isolator[J]. Journal of Vibra-

- tion and Shock, 2018, 37(15): 124-129.
- 王云峰, 李博, 王利桐. 两端固支屈曲梁准零刚度隔振器的微振动隔振性能分析 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(15): 124-129.
- [10] HAN Junshu, SUN Jinggong, MENG Lingshuai. Design and characteristics analysis of a nonlinear vibration isolator using a curved surface-spring-roller mechanism as negative stiffness element [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(3): 170-178.
- 韩俊淑, 孙景工, 孟令帅. 一种曲面-弹簧-滚子机构的非线性隔振器特性分析 [J]. 振动与冲击, 2019, 38(3): 170-178.
- [11] ZHOU J X, WANG X L, XU D L, et al. Nonlinear dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with cam-roller-spring mechanisms [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 346(13): 53-68.
- [12] SONG Chunfang, XU Longlong, LIU Yanqi. The force transmissibility of a quasi-zero stiffness isolation system with horizontal nonlinear springs [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2019, 36(2): 356-363.
- 宋春芳, 徐龙龙, 刘彦琦. 含水平非线性弹簧的准零刚度隔振系统的力传递率研究 [J]. 应用力学学报, 2019, 36(2): 356-363.
- [13] SUN X, JING X. Multi-direction vibration isolation with quasi-zero stiffness by employing geometrical nonlinearity [J]. Mech. Syst. Signal Process, 2015, 62/63: 149-163.
- [14] LAN Shuang, YANG Xiaoxiang. Design and dynamics simulation of a scissor-type quasi-zero stiffness vibration isolator [J]. Machine Design and Research, 2017, 33(2): 20-24.
- 蓝双, 杨晓翔. 剪叉式准零刚度隔振器的设计及其动力学仿真 [J]. 机械设计与研究, 2017, 33(2): 20-24.
- [15] BIAN J, JING X J. Nonlinear passive damping of the X-shaped structure: EURODYN 2017: X International Conference on Structural Dynamics, Rome, September 10-13, 2017[C]. Amsterdam: Elsevier, 2017.
- [16] LIU C C, JING X J, CHEN Z B. Band stop vibration suppression using a passive X-shape structured lever-type isolation system [J]. Mech. Syst. Signal Process, 2016, 68/69(2): 342-353.
- [17] LU Z Q, YANG T J, BRENNAN M J, et al. On the performance of a two stage vibration isolation system which has geometrically nonlinear stiffness [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2014, 136(6): 064501.
- [18] KOVACIC I, BRENNAN M J, WATERS T P. A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 315(3): 700-711.