

SPACECRAFT ENVIRONMENT ENGINEERING 中文核心期刊 中国科技核心期刊

星冕仪制冷机黏弹性隔振平台的非线性振动建模分析

张宏 刘宝禄 许明明 窦江培

Nonlinear vibration modeling analysis of viscoelastic vibration isolation platform for a cryocooler of the coronagraph

ZHANG Hong, LIU Baolu, XU Mingming, DOU Jiangpei

在线阅读 View online: https://doi.org/10.12126/see.2023046

您可能感兴趣的其他文章 Articles you may be interested in https://www.seejournal.cn

E-mail: htqhjgc@126.com

Tel: (010)68116407, 68116408, 68116544

星冕仪制冷机黏弹性隔振平台的 非线性振动建模分析

张 宏^{1,2,3}, 刘宝禄^{1,2}, 许明明^{1,2*}, 窦江培^{1,2} (1.中国科学院 南京天文光学技术研究所,南京 210042;

2. 中国科学院 天文光学技术重点实验室,南京 210042;

3. 中国科学院大学 天文与空间科学学院,北京 100049)

摘要:中国空间站巡天望远镜(CSST)中的星冕仪模块能够实现系外行星直接成像,然而在轨运行 期间其运动模块会产生微振动扰动而导致图像质量下降。文章针对航天载荷常用隔振系统进行非线性建 模分析,针对黏弹性材料的 Kelvin-Voigt 模型进行非线性扩展,通过三阶谐波平衡法对本构方程求解。 以微分形式建立了非线性 Kelvin-Voigt 模型的振动运动方程,对类似的设计假设以及工程应用提供了理 论依据;模型分析结果表明,扩展后的非线性实体模型有效补充了非线弹性的微振动隔振系统设计理 论,有助于提高工程设计的数据精度。

关键词:星冕仪;巡天望远镜;非线性振动;Kelvin-Voigt 模型

中图分类号: O32; V447 文献标志码: A 文章编号: 1673-1379(2023)04-0349-07 **DOI:** 10.12126/see.2023046

Nonlinear vibration modeling analysis of viscoelastic vibration isolation platform for a cryocooler of the coronagraph

ZHANG Hong^{1,2,3}, LIU Baolu^{1,2}, XU Mingming^{1,2*}, DOU Jiangpei^{1,2}

(1. Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042, China;

2. CAS Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042, China;

3. School of Astronomy and Space Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Direct imaging of exoplanets can be achieved with the coronagraph module of the China Space Station Telescope (CSST). However, its motion module will generate micro-vibration disturbances during orbital operation, resulting in a decrease in the image quality of the coronagraph. In this paper, the nonlinear modeling analysis on the commonly-used vibration isolation system for spacecraft loads was carried out. The nonlinear expansion of Kelvin-Voigt model for viscoelastic materials was conducted. The constitutive equation was solved using the third-order harmonic balance method. The vibration equation of nonlinear Kelvin-Voigt model was constructed in differential forms, providing a theoretical foundation for analogous design assumptions and engineering applications. The model analysis show that the expanded nonlinear solid model effectively supplements the design theory of nonlinear elastic micro-vibration isolation system, which is conductive to enhance the engineering data accuracy.

Keywords: coronagraph; CSST; nonlinear vibration; Kelvin-Voigt model

收稿日期: 2023-02-25; 修回日期: 2023-07-30

基金项目:中国载人航天工程巡天空间望远镜专项科学研究(编号: CMS-CST-2021365 A11)

引用格式:张宏,刘宝禄,许明明,等.星冕仪制冷机黏弹性隔振平台的非线性振动建模分析[J]. 航天器环境工程,2023,40(4):349-355

ZHANG H, LIU B L, XU M M, et al. Nonlinear vibration modeling analysis of viscoelastic vibration isolation platform for a cryocooler of the coronagraph[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2023, 40(4): 349-355

0 引言

太阳系外生命及系外行星的探测一直都是国际天文学领域研究的热点之一^[1-3]。星冕仪作为系外行星直接成像的关键部件之一^[4],其稳定性要求极高,因为如需探测到距离观测仪器 10 pc 处的类地行星系统,则角分辨率需达 0.1″,也就是说,星冕仪模块目标成像对比度将高达 10⁻⁸ 及以上。提高星冕仪光学稳定性的方式主要有主动光学矫正、热控和微振动抑制 3 种。本文主要论及微振动抑制。

在轨航天载荷的微振动抑制技术主要有主动 隔振、被动隔振、主被动混合隔振以及半主动隔振 技术,其中,被动隔振技术因无需外部能源,在空间 任务中能有效压缩载荷质量,且具有可靠性高、稳 定性强的优点,故应用较为普遍。目前工程上常用 的被动隔振系统物理模型通常为弹簧与阻尼元件 的并联组合^[5-7],其与黏弹性材料的 Kelvin-Voigt 本 构模型一致,能够在一定程度上反映隔振器的动力 学特性,有助于对隔振系统进行理论分析。然而, 随着空间载荷的指向精度要求越来越高,对于隔振 系统的要求愈发严苛,相关研究从传统的线性隔振 系统纷纷转向非线性的振动设计领域^[8],并大量使 用黏弹性阻尼材料^[9]以及记忆合金^[10]等新型材料 进行微振动抑制。例如:邹元杰等[11] 设计了用于大 型环形天线的黏弹性阻尼器和金属橡胶阻尼器,试 验结果表明被动隔振方案下振动幅值分别下降了 78.7% 和 66%; 庞世伟等^[12] 针对高分辨率遥感卫星 设计了黏弹性隔振方案,隔振器在轨工作正常,满 足各项功能指标要求; Uchida 等^[13] 研究了超弹性 合金在航天器微振动隔离器中的应用,并研制了支 柱式隔离器,结果表明其在室温下满足传递率要 求。考虑到在诸如黏弹性材料的非线性领域中继续 使用线性的振动模型可能会使得研究数据精度下 降,因此需要拓展传统的线性物理模型以适应非线 性的微振动隔振理论研究。

本文基于中国空间站巡天望远镜(CSST)星冕 仪制冷机振动模块,对传统的黏弹性材料弹簧--阻 尼并联模型进行非线性扩展,假设模型所含弹簧元 件提供三阶多项式的弹性恢复力,通过改变外界激 励条件,研究扩展后的模型在受迫振动时的动力学 行为,旨在提高黏弹性隔振平台的设计精度,进一 步理解空间制冷机隔振器的微振动特性,为愈发复 杂的微振动隔振设计提供新思路。

1 隔振器物理模型

通常,CSST 星冕仪制冷机产生的微振动经连 接螺栓传递至间隔结构,隔振器即安装于连接螺栓 上(如图 1 所示)。该隔振系统由上平台及基座组 成,制冷机刚性安装于上平台,上平台与基座中间 由4组隔振单元连接,隔振单元垂直高度为 H。假 设平台以及制冷机是总质量为 m 的刚体,则4 组隔 振单元的质量远小于 m,故不考虑隔振单元的质 量。P-xyz 为原点固定于上平台质心的定坐标系,即 该坐标系不随上平台的移动而改变; B-xyz 为实验 室定参考坐标系。系统内所有坐标系及旋转角都遵 循右手法则。



Fig. 1 Schematic diagram of vibration isolation for a spaceborne cryocooler model

由于所采用的隔振器为硅橡胶材质,故作黏弹 性材料假设,物理模型如图2所示,用单自由度运 动方程来离散连续系统。



图 2 隔振系统物理模型示意

Fig. 2 Schematic diagram of the physical model of the vibration isolation system

该线性固体黏弹性材料的本构方程为

$$\sigma = E\varepsilon + \mu \frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}t},\tag{1}$$

式中: σ 为应力; E为弹簧的弹性模量; ε 为应变; μ 为阻尼的黏度参数;t为时间。

2 硅橡胶隔振器准静态试验分析

硅橡胶具有良好的隔振、耐高温及耐低温等特性,因此常被用于空间载荷的隔振系统。使用试验机测试单个硅橡胶隔振垫在不同压缩载荷下的变形(如图3所示),其中,压缩载荷采用位移方法控制,直到位移达到-5mm。测试得到的载荷-变形曲线如图4所示,可观察到非线性荷载位移特征。





图 4 硅橡胶隔振垫位移--负载特性曲线

Fig. 4 Load-displacement characteristic curve of a silicone rubber isolator

橡胶材料属于一种高分子材料,其分子微观结构是由卷曲的长分子链铰接形成的结构。当受到外界载荷拉伸时,卷曲的长分子链逐渐伸直,从宏观上看,这种长分子链的伸直可以表现为尺寸高达几倍的大变形;当外界拉伸载荷消失后,伸直的长分子链又可以恢复原状^[14]。因此,与传统圆柱螺旋弹簧相比,硅橡胶隔振器呈现出明显的非线性特征。

对实验数据进行多项式函数拟合,迭代次数 13次,达到 10⁻⁹的 Chi-sqr 的容差值, 拟合收敛。其 负载与形变的关系为 $y=a_0+a_1x+a_2x^2+a_3x^3+\cdots$,其 中: $a_0=0.8$, $a_1=-24.7$, $a_2=177.8$, $a_3=-329$ 。

与线性振动方程相比,非线性的弹性力关系更 适宜建立振动控制方程。

3 非线性振动建模

考虑到材料模型的非线性,对式(1)加以扩展,

以导出非线性阻尼的表达式。图 5 为一个扩展的非 线性实体模型,其中弹簧是非线性的,故将其命名 为非线性实体模型。非线性弹簧表示系统的刚度是 非线性的,提供弹性力 k₁x+k₂x²+k₃x³,其中:k₁ 是弹 簧的线性刚度;k₂ 是二次刚度系数;k₃ 是立方刚度 系数;x 是质量块的动态位移。



图 5 Kelvin-Voigt 模型与非线性实体模型 Fig. 5 Kelvin-Voigt model and nonlinear solid model

图 5 中受迫系统的动态响应 x(t) 可视为周期 振动。杨氏模量 E 可以被视为应变的非线性函数。 对于图中的单自由度系统,式(1)可以转化为

$$F = k_1 x + k_2 x^2 + k_3 x^3 + \tau \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} (k_1 x + k_2 x^2 + k_3 x^3), \qquad (2)$$

式中: *τ*=µ/E 为黏弹性松弛时间常数; *x* 是描述质量 位移的坐标。本构方程 (2) 是一个常微分方程, 它 给出了施加在质量上的黏弹性动力 *F*(*t*)。

系统的运动微分方程为

$$m\ddot{x} + F(t) = \tilde{f}\sin(\omega t + \phi), \qquad (3)$$

式中:m 表示模块的质量; \tilde{f} 为激励力的振幅; ω 为激励频率; ϕ 为相位角。

对于周期激励,通过谐波平衡法可得 x 的前三 阶表达形式如下:

 $x(t) = a_0 + a_1 \sin(\omega t) + a_2 \cos(2\omega t) + a_3 \sin(3\omega t) + \cdots$ (4)

由于位移分量并非全部同相,所以不再可能对 弹性力和阻尼力进行简单解释,故在此引入所有项 同相的简化表达式。同时,式(2)的解有如下形式: $F(t)=f_0+f_{1s}\sin(\omega t)+f_{1c}\cos(\omega t)+f_{2s}\sin(2\omega t)+$

 $f_{2c}\cos(2\omega t) + f_{3s}\sin(3\omega t) + f_{3c}\cos(3\omega t) + \dots$ (5)

式 (4) 和式 (5) 中, *a*₀, *a*₁, *a*₂, *f*₀, *f*_{1s}, *f*_{1c}, …皆为待确定系数。

忽略式 (3) 与式 (4) 中激励频率高于三次的亚 谐波与超谐波, 将式 (4) 和 (5) 代入式 (2), 则对于 式 (2) 的零阶项, 有代数方程

而与 cos(ωt) 相乘的项为

$$f_{1c} = \tau \omega [k_1 a_1 + k_2 (2a_0 a_1 - a_1 a_2 + a_2 a_3) + \frac{3}{4} k_3 (4a_0^2 a_1 + a_1^3 - 4a_0 a_1 a_2 + 2a_1 a_2^2 - a_1^2 a_3 + 4a_0 a_2 a_3 - a_2^2 a_3 + 2a_1 a_3^2)]_{\circ}$$
(8)

式 (7) 给出了系统的弹性响应, 它是与 *x* 同相的机械力。式 (8) 给出了系统的阻尼力, 与频率相关, 相对于位移 *x* 具有相位差。同理可得出二阶与三阶对应的项:

$$f_{2s} = \tau \omega [-2k_1a_2 + k_2(a_1^2 - 4a_0a_2 - 2a_1a_3) + 3k_3(a_0a_1^2 - 2a_0^2a_2 - a_1^2a_2 - a_2^3/2 - 2a_0a_1a_3 + a_1a_2a_3 - a_2a_3^2)];$$

$$f_{2c} = k_1a_2 + \frac{1}{2}k_2(-a_1^2 + 4a_0a_2 + 2a_1a_3) + \frac{3}{4}k_3(-2a_0a_1^2 + 4a_0^2a_2 + 2a_1^2a_2 + a_2^2 + 4a_0a_1a_3 - 2a_1a_2a_3 + 2a_2a_3^2);$$

$$f_{3s} = k_1a_3 + k_2(a_1a_2 + 2a_0a_3) + \frac{3}{4}k_3(-a_1^3/3 + 4a_0a_1a_2 - a_1a_2^2 + 4a_0^2a_3 + 2a_1^2a_3 + 2a_2^2a_3 + a_3^3);$$

$$f_{3c} = \tau \omega [3k_1a_3 + k_2(3a_1a_2 + 6a_0a_3) + \frac{3}{4}k_3(-a_1^3 + 12a_0a_1a_2 - 3a_1a_2^2 + 12a_0^2a_3 + 6a_1^2a_3 + 6a_2^2a_3 + 3a_3^3)].$$
(9)

将式 (6)~式 (9) 代入式 (3), 同时式 (3) 右端可 展开为*f* sin(*ω*t+*φ*) = *f*[sin(*ω*t) cos*φ*+cos(*ω*t) sin*φ*], 则 式 (3) 的零阶项如下:

$$k_{1}a_{0} + \frac{1}{2}k_{2}[2a_{0}^{2} + a_{1}^{2} + a_{2}^{2} + a_{3}^{2}] + \frac{3}{4}k_{3} \times \left[\frac{4}{3}a_{0}^{3} + 2a_{0}a_{1}^{2} + 2a_{0}a_{2}^{2} + 2a_{1}a_{2}a_{3} + 2a_{0}a_{3}^{2} - a_{1}^{2}a_{2}\right] = 0.$$
(10)

sin(wt)与cos(wt)的控制方程为

$$-ma_1\omega^2 + f_{1s} = \tilde{f}\cos\phi,$$

$$f_{1c} = \tilde{f}\sin\phi_{\circ}$$
(11)

同理可得二阶、三阶项的控制方程,通过这 6个控制方程,可找到未知参数*a*₀, *a*₁, *a*₂, *a*₃的数值解。 阻尼力可写为

)阻) 医力可与为

$$f_{1c}\cos(\omega t) = \tau\omega[k_{1}a_{1} + k_{2}(2a_{0}a_{1} - a_{1}a_{2} + a_{2}a_{3}) + \frac{3}{4}k_{3}(4a_{0}^{2}a_{1} + a_{1}^{3} - 4a_{0}a_{1}a_{2} + 2a_{1}a_{2}^{2} - a_{1}^{2}a_{3} + 4a_{0}a_{2}a_{3} - a_{2}^{2}a_{3} + 2a_{1}a_{3}^{2})]\cos(\omega t) = \tau\omega\left(k_{1}\frac{dx}{dt} + k_{2}\frac{dx^{2}}{dt} + k_{3}\frac{dx^{3}}{dt}\right) = \tau\omega[k_{1}\dot{x}(t) + 2x(t)k_{2}\dot{x}(t) + 3x(t)^{2}k_{3}\dot{x}(t)]. \quad (12)$$
弹性力可写为

$$f_{0} + f_{1s}\sin(\omega t) = k_{1}[a_{0} + a_{1}\sin(\omega t)] + \frac{1}{2}k_{2}[2a_{0}^{2} + a_{1}^{2} + a_{2}^{2} + a_{3}^{2} + (4a_{0}a_{1} - 2a_{1}a_{2} + 2a_{2}a_{3})\sin(\omega t)] + \frac{3}{4}k_{3}[\frac{4}{3}a_{0}^{3} + 2a_{0}a_{1}^{2} + 2a_{0}a_{2}^{2} + 2a_{1}a_{2}a_{3} + 2a_{0}a_{3}^{2} - a_{1}^{2}a_{2} + (4a_{0}^{2}a_{1} + a_{1}^{3} - 4a_{0}a_{1}a_{2} + 2a_{1}a_{2}^{2} - a_{1}^{2}a_{3} + 4a_{0}a_{2}a_{3} - a_{2}^{2}a_{3} + 2a_{1}a_{3}^{2})\sin(\omega t)] = k_{1}x + k_{2}x^{2} + k_{3}x^{3},$$
(13)

其中,刚度呈现出经典的线性、二次和三次项,与线 性黏弹性中获得的动态刚度一致。事实上,目前的 方法是将系统的非线性行为考虑在内的线性弹性 系数的扩展。

$$\frac{k_1}{m} = \omega_n^2, \quad \tau = \frac{2\zeta}{\omega_n}, \tag{14}$$

式中 ζ 是阻尼比。将式 (12) 和式 (13) 引入式 (3), 则有

$$\ddot{x} + \left(\omega_n^2 x + \frac{k_2}{m} x^2 + \frac{k_3}{m} x^3\right) + \frac{2\zeta\omega}{\omega_n} \left[k_1 \dot{x}(t) + 2x(t)k_2 \dot{x}(t) + 3x(t)^2 k_3 \dot{x}(t)\right] = \frac{\tilde{f}}{m} \sin(\omega t) \,. \tag{15}$$

式 (15) 是具有二次和三次非线性的单自由度 非线性系统对黏弹性行为的推广。涉及二阶时间导 数的项是惯性力; 第二项表示恒定刚度(具有线性、 二次和三次分量); 第三项与一阶时间导数相关, 表 示非线性阻尼; 等号右端为外部激励项。式 (15) 可直 接进行数值求解, 不必再利用谐波平衡法进行计算。

4 模型分析

根据硅橡胶隔振器准静态试验分析(如图 4 所示)可知,线性刚度应用于振动模型时省略了更高阶的弹性分量,显然与实际不符,会导致线性拟合黏弹性材料的载荷-变形特性出现极大偏差(如图 6 所示),数据分析精度下降。





Fig. 6 Linear fitting of the load-deformation of a silicone rubber isolator

扩展后的非线性实体模型主要适用于采用黏 弹性材料的微振动隔振系统。在黏弹性材料呈现较 强的非线性弹性行为时,二次及更高阶次的刚度分 量会对该模型的精度产生显著影响;然而更多的高 阶项意味着求解时的计算量大幅上升,会对数值求 解造成阻碍。因此,选用合适的阶数是平衡精度需 求与计算量的关键。

隔振器组件的阻尼特性可通过对硅橡胶隔振 垫施加循环应力得出。设计特定工装夹具,首先控 制压缩位移到-1 mm,随后释放,再施加拉伸负载 到1 mm,通过该位移控制方法循环 0.1 Hz 的准静 态载荷,结果如图 7 所示。



当黏弹性阻尼材料受到交变应力时,其应变滞 后于应力德尔塔相位角,从而产生滞后效应。单个 循环中拉伸–压缩变形模式下阻尼材料单位体积的 能量损失为 $\Delta W=\pi\gamma^2 E_1 \tan \delta=\pi\gamma^2 E_2$,其中: E_1 为储能 模量; E_2 为损耗模量; γ 为应变幅度。

一个循环中阻尼材料每单位体积的总应变能为 $W=(y^2E_1)/2$,因此,黏弹性阻尼材料的损耗因子可定义为 tan $\delta=\Delta W/(2\pi W)=2\zeta$,根据该式即可得出测试材料的阻尼比 ζ 。

为分析该动力学模型的动力学行为,将式(15) 用一阶方程组表示,即

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f \sin(\omega t) - \omega_n^2 (x + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3) - \\ c \omega \dot{x} (1 + 2\beta_2 x + 3\beta_3 x^2) \end{cases}$$
(16)

式中: $\beta_2 = k_2/k_1$; $\beta_3 = k_3/k_1$; $c = 2\zeta \omega_n m$; $f = \tilde{f}/m$ 。 本文取 $\omega_n^2 = 35$, $\beta_2 = 4$, $\beta_3 = 4$, m = 1, c = 0.24, f = 10, 使用 MatCont 软件分析该系统的运动特性。

图 8 为隔振系统随外部激励幅值 *f* 变化的相轨 迹曲线,可见系统在该条件下表现出复杂的运动行为。





图 9 为隔振系统随外部激励幅值 f 变化的幅频 曲线,可见:激励幅值的增加导致系统的振幅随之 增大。由图 9 可见特有的跳跃现象,即随着激励频 率增大,隔振系统的振幅沿幅频曲线变化:当达到 点 2 时,振幅则从点 2 跳跃至点 3;若激励频率 ω 逐渐减小,振幅从点 4 开始沿曲线的下半分支变化 至点 5 处; 再减小 ω, 振幅则从点 5 跃至点 6, 然后 沿曲线的上半分支向点 1。因此受迫振幅在点 2~3 的振动是不稳定的, 这说明外部激励幅值 f 对整个 系统影响很大。在实际隔振系统中, 应当尽量控制 激励振幅的大小, 从而保证系统的平稳运行或工作。





Fig. 9 The influence of external excitation amplitude on the vibration amplitude of the system

固定激励幅值,初始值取 x₁=0, x₂=0,外部激励 频率变化对系统的影响如图 10 所示,可见:随着外 部激励频率的逐渐增大,全部相轨迹渐进趋于一条 封闭曲线;而当激励频率继续增大时,轨迹线逐渐 退化为以原点为中心的圆。这表明系统有着稳态的 周期运动。





图 10 外部 微励 频 平利 系统相 机 的 影响

Fig. 10 The influence of external excitation frequency on the phase track of the system

5 结束语

本文以中国空间站巡天望远镜(CSST)星冕仪 制冷机的被动隔振系统为研究对象,通过在标准线 性固体材料中引入弹性力获得了单自由度的非线 性振动模型,从而对 Kelvin 模型进行了扩展,并从 中导出非线性阻尼;然后以微分形式获得了扩展后 的几何非线性 Kelvin 模型振动运动方程。该模型 能够补充现如今常用隔振系统的振动理论所涉及 的非线性项内容,适用于非线弹性明显的结构假设。

下一步研究将考虑在理论分析的基础上进行 更全面的实验以及优化设计,通过设计新的非线性 振动试验装置来验证该模型的精确度。

参考文献(References)

- ZHU Y T, DOU J P, ZHANG X, et al. Portable adaptive optics for exoplanet imaging[J]. Research in Astronomy and Astrophysics, 2021, 21(4): 34-42
- [2] DOU J, REN D. Phase quantization study of spatial light modulator for extreme high-contrast imaging[J]. The Astrophysical Journal, 2016, 832(1): 84
- [3] ZHU J, ZHANG H, LIANG E S, et al. Exoplanets in the Antarctic sky: IV Dual-band photometry of variables

found by the CSTAR-II commissioning survey at the

North sky[J]. The Astronomical Journal, 2020, 159(4): 172 [4] 窦江培,朱永田,任德清.太阳系外行星的研究现状[J]. 自然杂志, 2014, 36(2): 124-128

DOU J P, ZHU Y T, REN D Q. Current research status of exoplanets[J]. Chinese Journal of Nature, 2014, 36(2): 124-128

- [5] WEI H, XUN Y, CAI J, et al. Vibration reduction in a pulse tube-cooled high purity germanium detector[J]. Applied Sciences, 2022, 12(4): 1827
- [6] CHEN S, XUAN M, XIN J, et al. Design and experiment of dual micro-vibration isolation system for optical satellite flywheel[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2020, 179: 105592
- [7] XU C, XU Z D, HUANG X H, et al. Modeling and analysis of a viscoelastic micro-vibration isolation and mitigation platform for spacecraft[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(18): 4337-4352
- [8] AMABILI M. Derivation of nonlinear damping from viscoelasticity in case of nonlinear vibrations[J]. Nonlinear Dynamics, 2019, 97(3): 1785-1797
- [9] KWON S C, JO M S, KO D H, et al. Viscoelastic multilayered blade-type passive vibration isolation system for a spaceborne cryogenic cooler[J]. Cryogenics, 2020,

105: 102982

- [10] 渠磊, 闫泽红, 饶智祥, 等. 形状记忆合金在航空航天领域的应用研究综述[J]. 航空动力学报, 2022, 38(10): 1-15
 QU L, YAN Z H, RAO Z X, et al. Review on shape memory alloys ' application in field of aerospace[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 38(10): 1-15
- [11] 邹元杰, 葛东明, 刘绍奎, 等. 航天器大型天线振动控制 方案及其试验验证[J]. 航天器工程, 2018, 27(3): 135-139 ZOU Y J, GE D M, LIU S K, et al. Vibration control scheme and its experimental verification for large spacecraft antenna[J]. Spacecraft Engineering, 2018, 27(3): 135-139
- [12] 庞世伟, 潘腾, 范立佳, 等. 一种微振动隔振设计与验证[J]. 强度与环境, 2016, 43(5): 17-23
 PANG S W, PAN T, FAN L J, et al. Design and verification of micro-vibration isolator for a satellite[J]. Structure & Environment Engineering, 2016, 43(5): 17-23
- [13] UCHIDA H, MIZUTANI T, YASUDA S, et al. Microvibration isolation system with superelastic alloy for space applications[C]//AIAA SCITECH 2022 Forum, 2022: 1462. doi: 10.2514/6.2022-1462
- [14] 张文正. 几类轴对称超弹性橡胶结构的有限变形分析 [D]. 大连: 大连理工大学, 2013

(编辑:许京媛)