

基于Stewart平台的有效载荷低阶模态振动抑制

孔永芳, 黄海, 李琪

引用本文:

孔永芳, 黄海, 李琪. 基于Stewart平台的有效载荷低阶模态振动抑制[J]. *光学精密工程*, 2020, 28(11): 2507–2516.

KONG Yong-fang, HUANG Hai, LI Qi. Vibration suppression for payload low-order modes using a Stewart platform[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(11): 2507–2516.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.37188/OPE.20202811.2507>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

星载飞轮双状态隔离用变刚度摩擦阻尼器

Variable stiffness friction damper for dual-state isolation of flywheel on satellite

光学精密工程. 2020, 28(7): 1539–1545 <https://doi.org/10.37188/OPE.20202807.1539>

高速精密定位平台振动误差补偿

Vibration error compensation of high speed and high precision positioning platform

光学精密工程. 2015, 23(10z): 328–334 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152313.0328>

星载轻型柔性碳纤维伸杆设计

Design of light flexible carbon fiber boom for satellite

光学精密工程. 2017, 25(12z): 59–66 <https://doi.org/10.3788/OPE.20172514.0059>

基于机器视觉和改进PID的压电柔性机械臂振动控制

Piezoelectric flexible manipulator vibration control based on machine vision and improved PID

光学精密工程. 2020, 28(1): 141–150 <https://doi.org/10.3788/OPE.20202801.0141>

空间光学载荷六维隔振系统的设计

Design of six dimensional vibration isolation system for space optical payload

光学精密工程. 2015, 23(5): 1347–1357 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152305.1347>

文章编号 1004-924X(2020)11-2507-10

基于 Stewart 平台的有效载荷低阶模态振动抑制

孔永芳^{1*}, 黄 海², 李 琪¹

(1. 上海航天控制技术研究所, 上海 201109;

2. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘要:针对空间精密有效载荷低阶模态振动抑制问题,提出了一种采用基于经典的两参数隔振器和柔性 Stewart 平台设计的有效载荷主被动隔振平台进行主动控制的策略。该策略的核心思想是在有效载荷隔振平台中施加 Skyhook 阻尼和陷波器相结合的主动控制来进一步改善传统平台的振动衰减能力。首先,对已研制的有效载荷隔振平台样机进行了简单介绍,并建立了微重力环境中有效载荷的理论刚体动力学模型,用于装置的隔振性能评估和控制器设计;然后,给出了控制器设计;最后,通过实验验证了组合控制的有效性。实验结果表明:在仅使用 Skyhook 控制的传统隔振平台样机中,上平板 17.4 Hz 和 34.8 Hz 附近的柔性模态仍然易被激起,造成隔振平台沿竖直方向振动传递率幅频特性曲线在这两处频率附近有明显的共振峰;而组合控制成功地使相应的峰值分别下降了约 12.2 dB 和 10.19 dB。所提出的策略能够提高对航天器本体扰动的减缓水平,极大程度地减弱目标柔性模态频率附近的干扰,实现高性能抑振。

关键词:空间精密有效载荷;振动抑制;Stewart 平台;Skyhook 阻尼;陷波器

中图分类号: TB535 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20202811.2507

Vibration suppression for payload low-order modes using a Stewart platform

KONG Yong-fang^{1*}, HUANG Hai², LI Qi¹

(1. *Shanghai Aerospace Control Technology Institute, Shanghai 201109, China;*

2. *School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, China)*

** Corresponding author, E-mail: kyf1990@126.com*

Abstract: In this study, an active control approach was applied using active and passive payload vibration isolation platforms to suppress the vibration induced by low-order modes of space precision payloads. This system was designed based on the classical two-parameter isolator and the soft Stewart platform. A Skyhook damper was combined with a notch filter control in the vibration isolation system to improve the vibration attenuation capability of the conventional platform. First, the developed laboratory-scale vibration isolation platform for the space payload was developed, and a theoretical rigid-body dynamic model of the payload in the space microgravity environment was established to assess the isolation performance of the apparatus and to design the controllers. Next, the controllers were designed. Finally, the effectiveness of the combined control was verified experimentally. The experimental results showed that in the conventional vibration isolation platform

收稿日期:2020-07-16;修订日期:2020-08-10.

基金项目:上海航天技术研究院职工创新创业基金资助项目(No. 2020115)

controlled using only the Skyhook damper, the flexible modes of the upper plate near 17.4 and 34.8 Hz were excited easily, which generated resonances near these frequencies in the vibration transmissibility curve of the vibration isolation platform along the vertical direction. The combined control successfully reduced the corresponding amplitudes by approximately 12.2 and 10.19 dB, respectively. The proposed method can be used to enhance the mitigation of disturbances from the spacecraft bus and to significantly reduce the interference near the target flexible modal frequencies, thus achieving high-performance vibration suppression.

Key words: space precision payloads; vibration suppression; Stewart platform; Skyhook damper; notch filter

1 引言

随着航天技术的发展,对有效载荷指向精度和稳定度的要求越来越严格。即将发射的詹姆斯韦伯太空望远镜(James Webb Space Telescope, JWST)的指向性能要求满足用均方根(Root Mean Square, RMS)^[1]表示的光轴(Line-of-sight, LOS)角误差小于几个毫角秒^[2]。正在进行概念研究的大型紫外-光学-红外(Large UV-Optical-Infrared, LUVOIR)测量仪,更是要求 RMS LOS 稳定度处于亚毫角秒量级^[3]。

然而,航天器在轨运行期间,会受到多种不可避免的振动。比如,目前大多数航天器姿态控制中采用的反作用轮组件,由于其转子的静态和动态不平衡以及轴承的非理想特性等原因成为星上扰动的主要来源^[4]。此外,太阳能电池阵列对日定向所需的驱动机构、某些仪器散热所需的制冷机、太阳光压和温度梯度等也会引起扰动^[5]。这些干扰会降低星上精密设备的性能,需要采用振动控制的技术进行减缓。另一方面,空间任务的需要驱使许多部件(例如太阳能电池阵列、天线、空间望远镜等)越来越大型化和轻量化,这些部件呈现出高柔度、低刚度、弱阻尼等特点,易在扰动下产生振动,而且结构的低模态也影响着指向性能。

一般而言,星上的振动源主要存在于航天器本体中。最具应用前景的扰动减缓方法是提供高水平的振动隔离,阻止本体产生的振动传递到精密有效载荷上^[2]。近几年来,多种控制策略与方法被提出,并被研究用于航天器微振动隔离控制^[6-9]。在有效载荷和航天器本体之间安装基于柔性 Stewart 平台的六自由度隔振装置^[10-12],实

现多个方向上大于某转折频率后的宽频范围内的振动隔离,可以较为有效地减弱航天器平台的机械振动对空间精密有效载荷性能的影响。柔性 Stewart 平台的“柔性”体现在其较低的支撑刚度上,典型的实现形式是在各支腿中安装软弹簧,从而具备较低的转折频率。也有基于 Stewart 型有效载荷隔振平台对有效载荷上携带的制冷机等设备引起的振动开展抑制研究^[13-14]。但是,航天器上柔性空间结构的低阶模态仍有可能被激起,使得所关心频带内的振动衰减效果达不到预期要求。为了进一步确保有效载荷的性能符合要求,需要对柔性空间结构采取可行的振动抑制措施。主动控制能获得良好的减振效果^[15-16]。针对航天器上柔性机械臂运动过程中的振动抑制问题, Li 等^[17]提出了 Stewart 型主动基座振动控制的策略以及输入成型技术和自抗扰技术相结合的混合控制器,并通过仿真验证了控制方案的有效性。

如今,将主动元件添加到 Stewart 平台中来实施主动控制已是比较成熟的技术。研究者们采用的控制方法多种多样。其中一种经典的主动阻尼方式为绝对速度负反馈,即 Skyhook 阻尼。它只需简单地调节控制增益就能实现对单阶模态共振峰的有效抑制,已经被广泛地应用于实践中。比如,对于容易设计的传统两参数隔振器,存在隔振器模态引起的共振峰,如果依靠增加并联被动阻尼来减小该模态的共振响应就会牺牲系统高频的隔振性能,而添加 Skyhook 主动阻尼后,则可以在不降低高频隔振能力的情况下有效地限制低频隔振器模态造成的共振峰。此外, Lee 等^[18]通过在反作用轮隔振器组件中添加简单的陷波器主动控制实现了存在航天器结构模态的频带内的隔离性能改善。于是,针对有效载荷自身结构低阶模态的振动抑制问题,本文基于简单设计的原则,

考虑在普通柔性 Stewart 型有效载荷隔振平台中加入 Skyhook 阻尼和陷波器相结合的主动控制来充分抑制目标柔性模态频率附近的干扰,进一步改善仅使用 Skyhook 控制的原隔振平台的振动衰减能力。该隔振平台的作动杆采用典型的音圈电机并联软弹簧的形式,构成一个两参数隔振器。隔振器模态引起的共振利用 Skyhook 主动阻尼进行缓解。再添加陷波器形成组合控制,增强对有效载荷低阶模态振动的抑制作用。利用已研制的实验室级隔振平台开展研究。通过实验来验证所提出策略的有效性。

2 隔振平台的描述与动力学建模

2.1 六自由度主被动隔振平台

图 1 为已研制的一个基于 Stewart 平台的有效载荷六自由度主被动隔振平台样机。它是由六根可轴向伸缩的作动杆连接刚性的上、下平板而组成的。

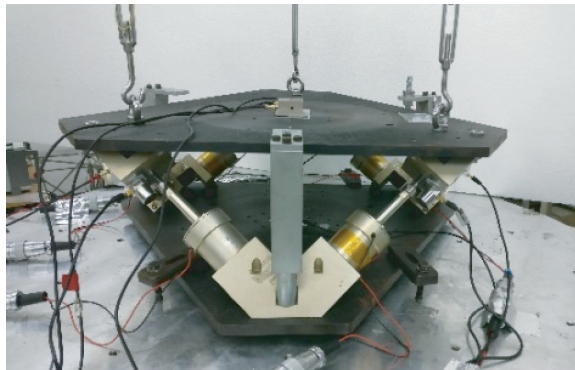


图 1 隔振平台实验样机

Fig. 1 Lab scale vibration isolator

得益于星上隔振平台小范围运动的特性,已研制的 Stewart 平台采用了适合分散控制的 Cubic 构型^[19]。六根作动杆也设计成相同的,从而最大限度地减少机械设计工作量,简化控制系统设计和实现。

对于实际的有效载荷隔振装置,上、下平板并不是必需的,可将六根作动杆通过一定的机械接口直接安装在有效载荷和航天器本体之间。上平板代表有效载荷,下平板代表航天器本体。采用如图 2 所示的坐标系来研究该隔振系统。 $\{U\}$ 为惯性参考坐标系, $\{P\}$ 和 $\{B\}$ 分别为固连在上、下

平板的本地坐标系,它们的原点位于各自的质心处, Z 轴垂直板面向上。 $\{P\}$ 和 $\{B\}$ 也分别称为有效载荷坐标系和基座坐标系。为简化运动学和动力学分析,令 $\{P\}$ 和 $\{B\}$ 的 OXZ 平面位于平台的对称面,并且它们的坐标轴均相互对齐。在布局设计中,考虑到有效载荷通常是具有高度对称性的,确保 $\{P\}$ 几乎与主轴系一致,这样,有效载荷在该本体坐标系中的惯性矩阵可近似认为是对角阵,对角元素与主惯性力矩近似相等,可以进一步简化动力学分析与控制器设计。

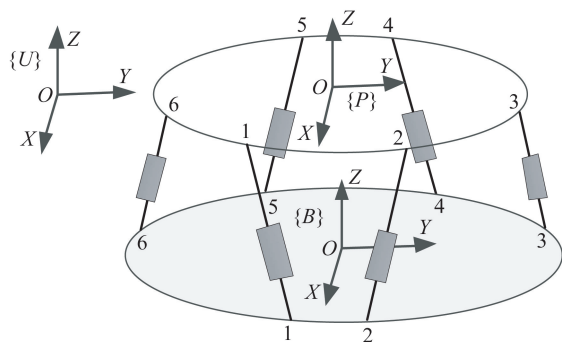


图 2 隔振系统的坐标系

Fig. 2 Coordinate frame of the proposed system

图 3 给出了所设计作动杆中的关键部件。作动杆的基本结构遵循 Preumont 等人^[11]给出的设计。这里,膜簧具有低轴向刚度,从而起到软弹簧的作用,可以产生回复力,令有效载荷在远低于隔振器模态的低频段跟踪基座的运动,并为系统提供高频段有效的被动振动隔离。

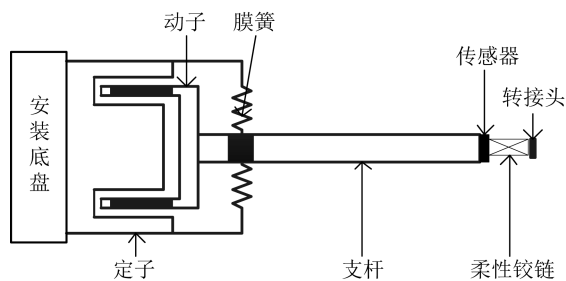


图 3 作动杆结构原理图

Fig. 3 Structure schematic diagram of the strut

2.2 动力学建模

依据隔振器的特性可知,隔振器的模态属于刚体模态。为了初步定量地评估有效载荷隔振装置的隔离性能,首先需要建立微重力环境中有效

载荷的理论刚体动力学模型。在这种情况下,有效载荷和航天器本体中心均被视为刚体。结合机械设计的结果,进一步对目标隔振器的建模和控制器设计提出以下两个假设:平台工作中的偏移量相对于整个平台尺寸是一个小量;系统中柔性部件的刚度在运动范围内保持不变。因为航天器本体产生的扰动属于微振动,扰动引起的位移的量级远远小于平台尺寸的量级,各弹性部件只有小范围内的变形且已被设计成在该运动范围内刚度系数保持不变,这两个假设是合理的。

利用牛顿欧拉法建立隔振器的理论动力学模型。首先对单个作动杆进行分析,参照文献[12],结合上述假设,并忽略比有效载荷质量小得多的作动杆运动部分质量和柔性铰链的刚度,得到简化的单杆隔振控制原理示意图如图 4 所示。

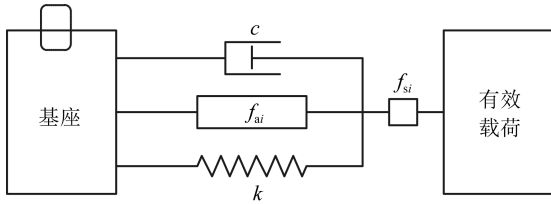


图 4 单杆隔振控制原理示意图

Fig. 4 Simplified functional schematic of a single strut

令 f_{si} 代表作动杆 i ($i=1,2,\dots,6$) 的输出力, f_{ai} 是作动器 i 输出的控制力, c 和 k 则分别是单个作动杆的等效阻尼和等效刚度, l_i 是作动杆 i 的伸长量。将六根作动杆的输出力写成单个向量形式得:

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{F}_a - \mathbf{C}\dot{\mathbf{L}} - \mathbf{K}\mathbf{L}, \quad (1)$$

其中: $\mathbf{F}_s = [f_{s1} f_{s2} \dots f_{s6}]^T$, $\mathbf{F}_a = [f_{a1} f_{a2} \dots f_{a6}]^T$, $\mathbf{L} = [l_1 l_2 \dots l_6]^T$, $\mathbf{C} = \text{diag}(c_1 c_2 \dots c_6)$, $\mathbf{K} = \text{diag}(k_1 k_2 \dots k_6)$ 。

然后采用如图 2 所示的参考坐标系进行整体分析。在初始时刻,令各坐标系的坐标轴均相互对齐,平台处于标称构型。

在坐标系 $\{B\}$ 中,假设 \mathbf{J}_P 为平台的力雅可比矩阵,关联各作动杆输出力到施加在有效载荷上的广义力,并参照文献[19-20],则有效载荷受到的来自六个作动杆输出力的广义力, \mathbf{Q}_P^B , 可以写为:

$$\mathbf{Q}_P^B = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_P^B \\ \mathbf{T}_P^B \end{bmatrix} = \mathbf{J}_P \mathbf{F}_s, \quad (2)$$

其中 $\mathbf{F}_P^B, \mathbf{T}_P^B$ 分别为六根作动杆对有效载荷的合力和合力矩在基座本体坐标系 $\{B\}$ 中的表示。利用描述坐标系 $\{B\}$ 在 $\{U\}$ 中的姿态的旋转矩阵 \mathbf{R}_U^B 进行坐标转换,可以得到这些力在惯性参考坐标系 $\{U\}$ 中的表示,分别写成 \mathbf{F}_P^U 和 \mathbf{T}_P^U 。

在惯性参考坐标系 $\{U\}$ 中进行动力学分析,并分别以有效载荷和基座的质心作为各自运动的基点,同时不考虑有效载荷上的那些少数的扰动源。假设有效载荷相对于其标称状态的位姿变化量为 $\mathbf{X}_P^U = [x_P^U \ y_P^U \ z_P^U \ \varphi_P^U \ \psi_P^U \ \theta_P^U]^T$, 类似地,定义基座中心刚体的位姿变化量为 $\mathbf{X}_B^U = [x_B^U \ y_B^U \ z_B^U \ \varphi_B^U \ \psi_B^U \ \theta_B^U]^T$ 。

根据虚功原理,结合式(2)可知, \mathbf{J}_P^T 为 \mathbf{J}_P 的转置,即熟知的速度雅可比矩阵,可以将作动杆的伸长速度 $\dot{\mathbf{L}}$ 与有效载荷在 $\{B\}$ 中的速度矢量 $\dot{\mathbf{X}}_P^B$ 关联起来。因为在本应用中平台的运动为小量,各雅可比矩阵都可以视为常值矩阵,所以各作动杆的伸长量可以近似为:

$$\mathbf{L} = \mathbf{J}_P^T \mathbf{X}_P^B = \mathbf{J}_P^T \hat{\mathbf{R}}_U^B (\mathbf{X}_P^U - \mathbf{X}_B^U), \quad (3)$$

其中: $\hat{\mathbf{R}}_U^B = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_U^B & \mathbf{O}_3 \\ \mathbf{O}_3 & \mathbf{R}_U^B \end{bmatrix}$, \mathbf{R}_U^B 是描述坐标系 $\{U\}$ 在 $\{B\}$ 中的姿态的旋转矩阵, \mathbf{O}_3 为 3×3 零矩阵。

微重力环境下,有效载荷质心运动的动力学方程在 $\{U\}$ 中可以表示为:

$$m_P \mathbf{E}_3 \ddot{\mathbf{r}}_P^U = \mathbf{F}_P^U, \quad (4)$$

其中: m_P 为有效载荷的质量, $\ddot{\mathbf{r}}_P^U = [\ddot{x}_P^U \ \ddot{y}_P^U \ \ddot{z}_P^U]^T$ 为惯性参考坐标系 $\{U\}$ 中有效载荷相对于其标称状态的加速度。

有效载荷绕质心转动的动力学方程在本体坐标系 $\{P\}$ 中可以表示为:

$$\mathbf{I}_P \dot{\boldsymbol{\omega}}_P + \boldsymbol{\omega}_P \times \mathbf{I}_P \boldsymbol{\omega}_P = \mathbf{R}_U^P \mathbf{T}_P^U, \quad (5)$$

其中: $\mathbf{I}_P, \dot{\boldsymbol{\omega}}_P$ 和 $\boldsymbol{\omega}_P$ 分别为 $\{P\}$ 中有效载荷的惯性矩阵、角加速度和角速度, \mathbf{R}_U^P 是描述坐标系 $\{U\}$ 在 $\{P\}$ 中的姿态的旋转矩阵。

因为平台的运动速度(角速度)也是小量,使得其引起的高阶项能够被忽略。于是,式(5)可以改写为:

$$\mathbf{I}_P \dot{\boldsymbol{\omega}}_P = \mathbf{R}_U^P \mathbf{T}_P^U. \quad (6)$$

将式(6)投影到惯性参考坐标系 $\{U\}$ 中,可得:

$$\mathbf{R}_U^P \mathbf{I}_P \mathbf{R}_U^P \dot{\boldsymbol{\omega}}_P^U = \mathbf{T}_P^U, \quad (7)$$

其中: \mathbf{R}_U^P 是描述坐标系 $\{P\}$ 在 $\{U\}$ 中的姿态的旋

转矩阵, $\hat{\omega}_p^U$ 是在惯性参考坐标系 $\{U\}$ 中有效载荷相对于其标称状态的角加速度。

类似于参考文献[12]中的推导方式,联立式(1)~式(4)和式(7),在不考虑直接外扰力时,有效载荷矩阵形式的动力学方程可以写为:

$$\begin{aligned} M_p \ddot{X}_p^U &= \hat{R}_B^U J_p F_s = \\ & \hat{R}_B^U \{ J_p F_{ap}^T - \\ & J_p K J \hat{R}_U^B (X_p^U - X_B^U) - J_p C J \\ & [\hat{R}_B^B (\dot{X}_p^U - \dot{X}_B^U) - \hat{\omega}_B \times \hat{R}_B^U (X_p^U - X_B^U)] \}, \quad (8) \end{aligned}$$

其中: $M_p = \begin{bmatrix} m_p E_3 & O_3 \\ O_3 & R_{pI}^U J_p R_p^U \end{bmatrix}$, E_3 为 3×3 单位矩

阵, $\hat{R}_B^U = \begin{bmatrix} R_B^U & O_3 \\ O_3 & R_B^U \end{bmatrix}$, $\hat{\omega}_B = \begin{bmatrix} \omega_B & O_3 \\ O_3 & \omega_B \end{bmatrix}$, ω_B 为在本体坐标系 $\{B\}$ 中基座的角速度。

忽略被动阻尼,对式(8)两边进行拉氏变换,把与 X_p^U 相关的项放到等式左边,并代入单个作动杆的等效刚度 k ,可得隔振器在频域中的闭环刚体系统动力学模型:

$$\begin{aligned} (M_p s^2 + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B) X_p^U(s) = \\ \hat{R}_B^U J_p F_a(s) + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B X_B^U(s). \quad (9) \end{aligned}$$

3 控制器设计

3.1 Skyhook 阻尼

实际使用中, Skyhook 控制有两种常见的实现方式,即积分加速度反馈和积分力反馈(Integral Force Feedback, IFB)。它们分别用到了加速度传感器和力传感器。目前,隔振平台实验样机仅依靠加速度传感器来提供主动控制所需的信号。故选用加速度反馈进行控制。

如 2.1 中所述,所研制隔振平台的主动控制可采用分散控制策略,即对各作动杆施加独立的单输入单输出(Single-Input Single-Output, SISO)控制。此外,因为六根作动杆在设计时具有高度的一致性,所以各杆采用的控制算法可以是相同的。

对作动杆 i 施加 SISO 的积分绝对加速度负反馈控制,写成 Laplace 形式为:

$$f_{ai}(s) = -a_{si}(s)g/s, \quad (10)$$

其中: a_{si} 是作动杆 i 与有效载荷连接处的杆向绝对加速度响应, g 为控制增益系数。

利用速度雅可比矩阵的性质可知,各作动杆与有效载荷连接处的杆向绝对加速度组成的矢量

$a_s = [a_{s1} \cdots a_{s6}]^T$ 与有效载荷的绝对加速度矢量在 $\{B\}$ 中的表示, $\hat{R}_B^B \dot{X}_p^U$, 之间的关系近似满足:

$$a_s = J_p^T \hat{R}_U^B \dot{X}_p^U. \quad (11)$$

结合式(10),平台的控制力可以表示为:

$$F_a(s) = -g J_p^T \hat{R}_U^B X_p^U(s). \quad (12)$$

代入式(9),重新整理推导出隔振器闭环的位移传递关系:

$$\begin{aligned} (M_p s^2 + g \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B s + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B) X_p^U(s) = \\ k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B X_B^U(s). \quad (13) \end{aligned}$$

从系统的闭环特征值问题入手:

$$(M_p s^2 + g \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B s + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B) X_p^U(s) = 0. \quad (14)$$

将与 g 相关的项放到等式右边,整理得:

$$\begin{aligned} J_p^T \hat{R}_U^B X_p^U(s) = -g s J_p^T \hat{R}_U^B \\ (M_p s^2 + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B)^{-1} \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B X_p^U(s). \quad (15) \end{aligned}$$

因为 $J_p^T \hat{R}_U^B X_p^U(s)$ 是标量,故存在关系式:

$$s J_p^T \hat{R}_U^B (M_p s^2 + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B)^{-1} \hat{R}_B^U J_p = -\frac{1}{g}. \quad (16)$$

令 g 趋于无穷,可得:

$$s J_p^T \hat{R}_U^B (M_p s^2 + k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B)^{-1} \hat{R}_B^U J_p = 0. \quad (17)$$

该方程的解包含 $s=0$,由此可见,该系统在原点处有开环零点。

隔振器的刚体模态频率可以从 $g=0$ 时式(14)的特征根中求解得到,即满足:

$$|k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B - M_p \omega^2| = 0. \quad (18)$$

这些刚体模态频率 ω_i 均属于系统的开环极点。参照文献[11]可知,随着 g 的增大,每阶刚体模态的两条根轨迹均落在负实轴平面内,由此证明了控制算法的稳定性,并在负实轴上相交,然后分别沿着负实轴终止于原点和负无穷远。通过调节控制算法的增益系数 g 可以有效地改变隔振系统刚体模态的阻尼比 ξ_i ,从而改变刚体模态引起的振动传递率曲线共振峰的幅值。这里,只要 g 足够大,隔振器各阶刚体模态的阻尼理论上都能调整到不小于临界阻尼的 0.707,可以实现振动传递率幅频特性曲线基本没有刚体模态引起的共振峰。当考虑实际柔性铰链的残余刚度 K_e 时,分析类似,上述结论依然成立。

假设 Φ 为系统的正则化刚体模态矩阵,可以将有效载荷质量/惯性矩阵转换成 6×6 单位阵, $\Phi^T M_p \Phi = E_6$, 并满足方程 $\Phi^T k \hat{R}_B^U J_p J_p^T \hat{R}_U^B \Phi =$

$\text{diag}(\omega_i^2)$ 。于是,利用 Φ 可以将式(14)转换成模态坐标下的方程,其特征值问题简化为一组解耦的方程:

$$s^2 + g\omega_i^2 s/k + \omega_i^2 = 0, (i=1, 2, \dots, 6). \quad (19)$$

作动杆的等效刚度 k 近似为膜簧的轴向刚度,结合系统各项已知参数,利用式(18)就可以确定隔振器的刚体模态。再以刚体模态阻尼比不小于 0.707 为目标,根据式(19)求解得控制系统所需的反馈增益系数 g 。

3.2 陷波器设计

借鉴文献[18]中使用的方法,考虑针对需要抑制的柔性模态频率,设计陷波器反馈回路添加到有效载荷隔振平台的主动控制中,使相应模态振动得到大幅衰减,进一步改善隔振能力。

用于隔振系统反馈控制回路的陷波器传递函数可以表示为^[18]:

$$G_{\text{notch}}(s) = K \frac{s^2 + 2\xi_1 \omega_0 s + \omega_0^2}{s^2 + 2\xi_2 \omega_0 s + \omega_0^2}, \quad (20)$$

其中: K 为陷波器增益, ω_0 为陷波频率,阻尼比 ξ_1 和 ξ_2 是决定陷波器带宽和幅值的重要参数。为尽量减少功耗的增加和相角变化对其他频率处的不利影响, K 应取小值。

在隔振平台中,最直接的陷波器设计思想就是基于分散控制策略,利用各作动杆上的传递力作为反馈控制信号,以目标柔性模态频率为陷波频率,通过加强与输出力方向相反的控制力,来大幅度地削减频率接近有效载荷柔性模态频率的传递力,实现模态振动抑制。于是,可以采用力传感器来测量陷波器回路的反馈信号。为满足以少量传感器实现主动控制的期望,隔振器刚体模态的抑制优先选择 IFF 法,假设所有作动杆的陷波器是相同的,则控制力可写为:

$$\mathbf{F}_a(s) = (-g/s - G_{\text{notch}}) \mathbf{F}_s(s). \quad (21)$$

基于刚性上平板的理论分析,初步说明这种主动控制设计获得隔振平台在特定频率处的振动传递凹陷的可能性。联立式(8),式(9)和式(21),视各坐标系之间的旋转矩阵为单位阵,推导出闭环振动传递关系:

$$\mathbf{X}_P^U(s) = k \mathbf{J}_P \mathbf{J}_P^T [(1 + G_{\text{notch}}) \mathbf{M}_{PS} + g \mathbf{M}_{PS} + k \mathbf{J}_P \mathbf{J}_P^T]^{-1} \mathbf{X}_B^U(s). \quad (22)$$

显然, G_{notch} 在陷波频率处的高峰值可以使六自由度方向的振动传递率均出现凹陷。因此,当阻尼比参数 $\xi_1 > \xi_2$ 时,所设计主动控制能用于目

标柔性模态振动抑制。

通过分析根轨迹考查陷波器参数对闭环控制稳定性的影响。采用与式(16)相同的推导方式,得到关系式:

$$s^2 \frac{s^2 + 2\xi_1 \omega_0 s + \omega_0^2}{s^2 + 2\xi_2 \omega_0 s + \omega_0^2} \mathbf{J}_P^T \hat{\mathbf{R}}_B^U \\ (\mathbf{M}_{PS} s^2 + g \mathbf{M}_{PS} + k \hat{\mathbf{R}}_B^U \mathbf{J}_P \mathbf{J}_P^T \hat{\mathbf{R}}_B^U)^{-1} \hat{\mathbf{R}}_B^U \mathbf{J}_P^{-T} = -\frac{1}{K}. \quad (23)$$

由此可知,陷波器引入的开环零点和开环极点的位置分别由 ξ_1 和 ξ_2 决定。隔振器的刚体模态设计得小于有效载荷的柔性模态,且陷波器设计时需选取 ω_0 靠近目标柔性模态频率, $\xi_1 > \xi_2$, 且均为正数,于是,随着 K 的增大,每阶刚体模态的两条根轨迹均有向着正实轴方向移动的趋势,最后终止于零点。如参考文献[18]给出的示例,刚体模态的根轨迹很可能穿过虚轴落在正实轴平面内,造成系统的不稳定。因此, K 要根据陷波器参数进行确定,宜选取小值,保证系统的稳定性。

如果仅使用各作动杆的加速度传感器来进行阻尼和陷波控制,则取控制律为:

$$\mathbf{F}_a(s) = (-g/s - G_{\text{notch}} \mathbf{J}_P^{-1} \mathbf{M}_P \mathbf{J}_P^{-T}) \mathbf{J}_P^T \hat{\mathbf{R}}_B^U \mathbf{X}_P^U(s) s^2. \quad (24)$$

与力反馈中的不同,该陷波器的陷波频率宜设置得稍小于目标柔性模态频率。实际上,如参考文献[19]所示,相比于力传感器测量反馈信号的情况,加速度反馈中与柔性模态对应的开环零极点的间距更大。在 K 和 ξ_2 保持尽量小的前提下,令陷波频率往前移,靠近零点些,用陷波器的幅值弥补零点附近的下凹,使提供有效柔性模态振动抑制的频率范围可更多地涵盖振动传递率幅值受柔性模态影响出现明显增大的区域,从而获得较好的隔振性能改善效果。

4 实验验证

为了说明在有效载荷隔振平台中使用 Skyhook 与陷波器相结合的主动控制对载荷低阶柔性模态振动抑制的有效性,将基于图 1 所示的隔振平台样机搭建实验系统开展研究,分析振动隔离特性和柔性模态振动抑制效果。

空间微重力环境的模拟通过悬吊系统实现。悬吊系统包括支架和悬吊弹簧。利用在圆周方向

上均匀分布的 3 根相同的悬吊弹簧卸载上平板的重力影响。每根悬吊弹簧自重大概为 0.172 kg, 刚度约为 200 N/m。理论分析表明该弹簧在 17 Hz 附近会出现轴向的自振基频, 这可视作载荷侧的柔性模态。它影响着平台的隔振性能, 特别是竖直方向的。

控制系统主要由传感器、信号处理器、实时控制器、驱动器和配套的电源及连接线路等部分组成。为了消除传感器的零漂, 在控制回路中引入高通滤波器。

激励系统采用多自由度微激励系统^[21]。激励装置的台面与隔振样机的下平板通过压板固连。

在各作动杆的上端位置, 沿杆方向安装了加速度传感器。基于这些加速度信号, 结合式(11)可以求得刚性较好的上平板质心处六自由度方向的加速度响应。下平板受到的加速度激励信号则由安装在其上的加速度传感器直接测量或经简单解算得到。坐标系的定义如图 2, 隔振效果通过上、下平板相干方向加速度之间的比值(振动传递率)来衡量。

图 5 给出了实验装置原理图。整套实验装置包括上述的六大部分, 即隔振平台、负载、悬吊系统、控制系统、激励系统和数据采集系统。

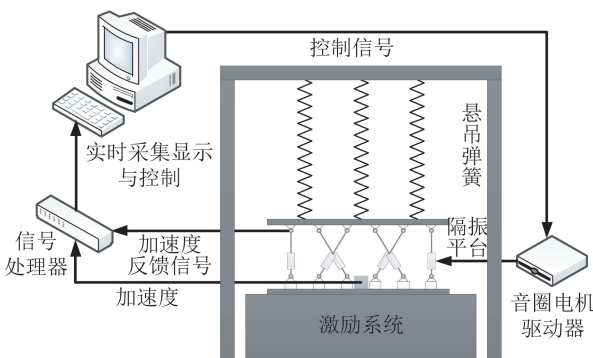


图 5 实验装置原理图

Fig. 5 Schematic diagram of the experimental setup

设置采样频率为 2 kHz。对下平板施加沿 Z 向的扫频扰动激励, 基于无控的实验结果, 确定影响隔振性能的主要柔性模态频率。根据测试结果分析得到, 在 1~50 Hz 频段内, 没有主动控制的情况下隔振平台沿 Z 向的振动传递率幅频特性曲线如图 6 所示。

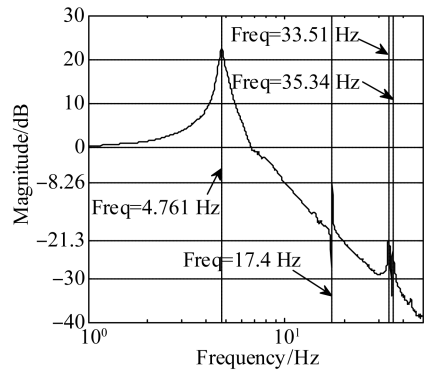


图 6 无控实验沿 Z 向振动传递率幅频特性曲线

Fig. 6 Transmissibility in Z-axis direction with open-loop control in experiment

结合 3.1 中的理论分析和系统参数可知, 图 6 中振动传递率曲线在 4.761 Hz 处的共振响应是隔振平台沿 Z 向的刚体模态引起的。实际膜簧的轴向刚度约为 9 579.5 N/m, 故采用增益 400 的积分加速度反馈控制可以有效地抑制该刚体模态的引起的 Z 向振动传递率曲线的共振峰。

图中 17.4 Hz 和 34.8 Hz 附近也有明显的峰值, 它们是由于悬吊弹簧的前两阶自振模态被激起而产生的。这两处频率即为影响该平台隔振性能的主要柔性模态频率。此外, 曲线还表明上述柔性模态引入的开环零点间距较小。隔振平台中采用 Skyhook 控制对这样的模态几乎起不了阻尼抑制作用。考虑针对悬吊弹簧的前两阶自振模态频率分别设计一个陷波器, 再串联起来用于载荷侧低阶柔性模态振动抑制。

首先, 初步拟定各作动杆陷波器回路的传递函数, 建立陷波器模块添加到隔振平台样机的仿真模型中, 考查所设计陷波器实现的振动传递率曲线凹陷效果, 调整增益和阻尼比参数, 直到满足期望的要求。

取各作动杆陷波器回路的传递函数为:

$$G_{\text{notch}} = 0.03 \frac{s^2 + 700s + 11\ 600}{s^2 + 10s + 11\ 600} + 0.04 \frac{s^2 + 1\ 400s + 45\ 600}{s^2 + 20s + 45\ 600} \quad (25)$$

结合式(24)创建控制模块。在该陷波器和增益 400 积分加速度反馈控制的共同作用下, 仿真得到隔振平台沿 Z 向的振动传递率幅频特性曲线如图 7 中的粗实线所示。图 7 中的粗虚线代表其他条件均相同但无陷波器的振动传递率曲线。

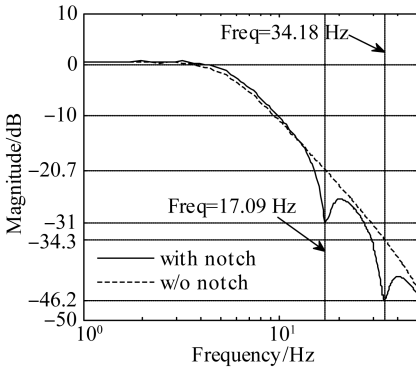


图 7 有无陷波器仿真沿 Z 向振动传递率幅频特性曲线
Fig. 7 Transmissibility in Z-axis direction with and without notch filter in simulation

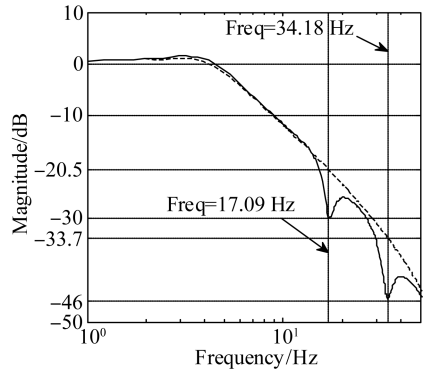


图 9 有无陷波器仿真绕 Y 向振动传递率幅频特性曲线
Fig. 9 Transmissibility about Y-axis direction with and without notch filter in simulation

分析结果显示,凭借陷波器的能力,沿 Z 向的振动传递率在 17.09 Hz 和 34.18 Hz 附近一定宽度频率范围内分别实现最大约 10.3 dB 和 11.9 dB 的凹陷,这两处凹陷足以消除隔振平台实验样机载荷侧低阶柔性模态对 Z 向隔振性能带来的明显的不利影响。故可将式(25)确定为实验用的陷波器回路传递函数。

事实上,所设计的陷波器控制模块可以使隔振平台其余自由度方向的振动传递率在陷波频率处产生基本同等程度的凹陷。以沿 X 向和绕 Y 向为例,有无陷波器仿真得到的振动传递率幅频特性曲线分别如图 8 和图 9 所示。类似地可以发现,在添加如式(25)给出的陷波器后,在 17.09 Hz 和 34.18 Hz 处,沿 X 向振动传递率各降低了大约 9.4 dB 和 11.7 dB,绕 Y 向的各降低了大约 9.5 dB 和 12.3 dB。由此可见,引入的陷波器有利于全部自由度方向的隔振性能改善。

定下陷波器传递函数后,进行隔振平台样机有无陷波器的主动控制实验。图 10 和图 11 分别给出了扫平激励实验得到的沿 Z 向和沿 X 向的振动传递率幅频特性曲线。

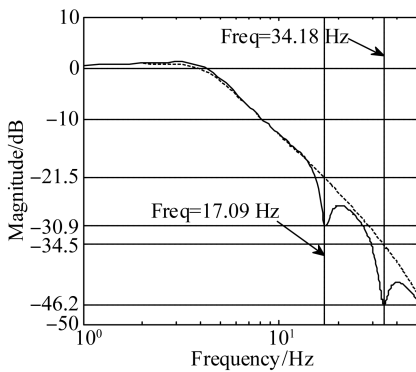


图 8 有无陷波器仿真沿 X 向振动传递率幅频特性曲线
Fig. 8 Transmissibility in X-axis direction with and without notch filter in simulation

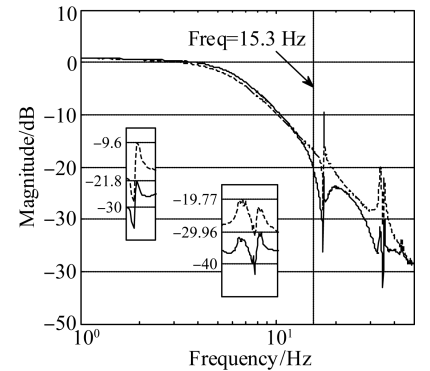


图 10 有无陷波器实验沿 Z 向振动传递率幅频特性曲线
Fig. 10 Transmissibility in Z-axis direction with and without notch filter in experiment

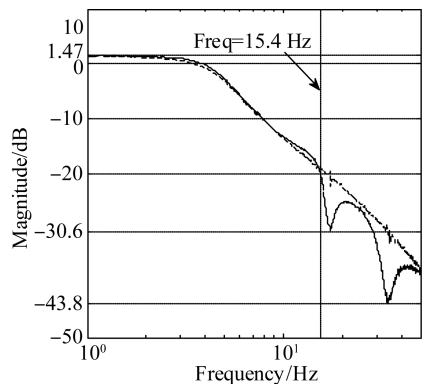


图 11 有无陷波器实验沿 X 向振动传递率幅频特性曲线
Fig. 11 Transmissibility in X-axis direction with and without notch filter in experiment

比较图 10 和图 6 可知,施加增益 400 的积分加速度反馈控制后,沿 Z 向的振动传递率在 4.761 Hz 处的共振峰几乎被完全抑制。

进一步分析可知,与仅使用增益 400 积分加速度反馈控制的情况相比,陷波器的作用成功地抵消了 17.4 Hz 和 34.8 Hz 附近的柔性模态对隔振平台振动传递率幅频特性曲线的不利影响,并使这两处模态引起的沿 Z 向振动传递率峰值分别下降了约 12.2 dB 和 10.19 dB。在 Skyhook 和陷波器相结合的主动控制下,沿 Z 向和 X 向的振动衰减从 15.4 Hz 开始均不小于 20 dB。

此外,还进行了下平板 Z 轴方向单频激励下的实验,来直接评估 34.8 Hz 附近柔性模态振动的抑制效果。从无控,到施加增益为 400 的积分加速度反馈控制,再到结合了陷波器回路的主动控制,三种情况下得到的 33.63 Hz 和 35.25 Hz 单频正弦信号激励时上平板沿 Z 向加速度响应的 FFT 结果分别如图 12 和图 13 所示。

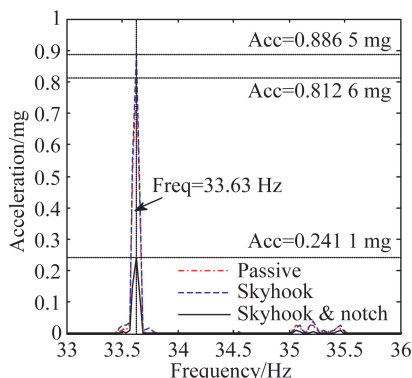


图 12 33.63 Hz 激励下三种情况的上平板沿 Z 向加速度响应比较

Fig. 12 Comparison of Z-direction acceleration responses of upper plate in the three cases under 33.63 Hz excitation

图 12 表明,在 33.63 Hz 处,组合控制的上平板 Z 向加速度响应幅值比 Skyhook 控制的降低了约 72.8%,陷波器实现了 Z 向约 11.3 dB 的振

动抑制效果。同样地,从图 13 中分析可知,在 35.25 Hz 处,陷波器实现了 Z 向约 9.94 dB 的振动抑制。于是,通过增加的陷波器获得了平均约 10.6 dB 的上平板侧第二处柔性模态主要振动的抑制。

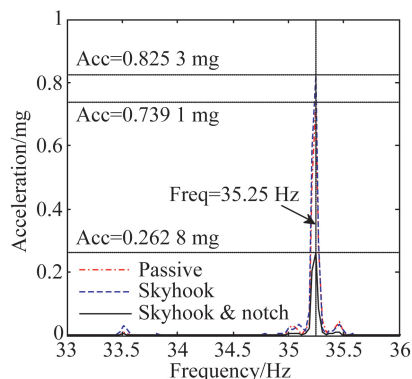


图 13 35.25 Hz 激励下三种情况的上平板沿 Z 向加速度响应比较

Fig. 13 Comparison of Z-direction acceleration responses of upper plate in the three cases under 35.25 Hz excitation

5 结 论

本文针对本身存在十几或几十赫兹一阶模态的有效载荷,提出了在普通的两参数 Stewart 型有效载荷隔振平台中添加 Skyhook 阻尼和陷波器相结合的控制策略,使易激起的有效载荷低阶柔性模态振动得到大幅衰减。该方案具有技术较为成熟且易实现的优点。建立了平台的动力学模型,阐明了控制原理,设计了控制器。通过基于隔振平台样机的实验证明了在 Skyhook 主动阻尼的基础上增加陷波器反馈回路后,上平板 17.4 Hz 和 34.8 Hz 附近的易被激起的柔性模态振动均得到了有效抑制,并且这两处模态引起的竖直方向振动传递率峰值分别下降了约 12.2 dB 和 10.19 dB。

参考文献:

[1] PILINSKI E, LEE A. Pointing-stability performance of Cassini spacecraft [J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2009, 46(5): 1007-1015.
 [2] BRONOWICKI AJ. Vibration isolator for large space telescopes [J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2006, 43(1): 45-53.

[3] DEWELL L, TAJDARAN K, DELL R, *et al.*. Dynamic stability with the disturbance-free payload architecture as applied to the Large UV Optical Infrared (LUVOIR) Mission [C]. *Proceedings of SPIE 10398*, Bellingham, WA: SPIE, 2017, 103980B.
 [4] PEDREIRO N. Next generation space telescope pointing stability [C]. *AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit*, Reston,

- VA: AIAA, 2000-4543.
- [5] ANDERSON E H, EVERT M E, GLAESE R M, *et al.*. Satellite ultraquiet isolation technology experiment (SUITE): electromechanical subsystems [C]. *Proceedings of SPIE* 3674, Bellingham, WA: SPIE, 1999: 308-328.
- [6] LIU C, JING X, DALEY S, *et al.*. Recent advances in micro-vibration isolation [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015: 56-80.
- [7] 杨剑锋, 徐振邦, 刘宏伟, 等. 光学有效载荷在轨隔振器的设计 [J]. *光学精密工程*, 2014, 22(12): 3294-3309.
- YANG J F, XU ZH B, LIU H W, *et al.*. Design of vibration isolator for optical payload on orbit [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(12): 3294-3309. (in Chinese)
- [8] 刘兴天, 孔祥森, 申军烽, 等. 卫星遥感器微振动隔离用液体阻尼隔振器 [J]. *光学精密工程*, 2017, 25(9): 2448-2453.
- LIU X T, KONG X S, SHEN J F, *et al.*. Vibration isolator with relaxation type damping for micro-vibration isolation from satellite remote sensors [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(9): 2448-2453. (in Chinese)
- [9] KONG Y F, HUANG H. Performance enhancement of disturbance-free payload with a novel design of architecture and control [J]. *Acta Astronautica*, 2019, 159: 238-249.
- [10] THAYER D, CAMPBELL M, VAGNERS J. Six-axis vibration isolation system using soft actuators and multiple sensors [J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2002, 39(2): 206-212.
- [11] PREUMONT A, HORODINCA M, ROMANESCU I, *et al.*. A six-axis single-stage active vibration isolator based on Stewart platform [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 300: 644-661.
- [12] KONG Y F, HUANG H. Vibration isolation and dual-stage actuation pointing system for space precision payloads [J]. *Acta Astronautica*, 2018, 143: 183-192.
- [13] COBB R G, SULLIVAN J M, DAS A, *et al.*. Vibration isolation and suppression system for precision payloads in space [J]. *Smart Materials and Structures*, 1999, 8(6): 798-812.
- [14] 王嘉铭, 孔永芳, 黄海. 基于 Stewart 平台的隔振与抑振协同控制研究 [J]. *振动与冲击*, 2019, 38(7): 186-194.
- WANG J M, KONG Y F, HUANG H. Cooperative control for vibration isolation and suppression based on Stewart platform [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(7): 186-194. (in Chinese)
- [15] 金珊, 郭延宁, 李传江. 挠性空间结构振动的独立模态空间最优控制方法 [J]. *飞控与探测*, 2019, 2(5): 25-32.
- JIN S, GUO Y N, LI CH J. Independent modal space optimal control method for vibration of flexible space structures [J]. *Flight Control and Detection*, 2019, 2(5): 25-32. (in Chinese)
- [16] 朱东方, 刘付成, 黄静, 等. 一种柔性可展桁架结构的主动振动抑制技术 [J]. *飞控与探测*, 2019, 2(5): 33-40.
- ZHU D F, LIU F CH, HUANG J, *et al.*. Active vibration suppression technology of flexible deployable truss structures [J]. *Flight Control and Detection*, 2019, 2(5): 33-40. (in Chinese)
- [17] LI W P, LUO B, HUANG H. Active vibration control of flexible joint manipulator using input shaping and adaptive parameter auto disturbance rejection controller [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 363: 97-125.
- [18] LEE D, PARK G, HAN J. Hybrid isolation of micro vibrations induced by reaction wheels [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 363: 1-17.
- [19] AHMED ABU HANIEH. *Active Isolation and Damping of Vibrations Via Stewart Platform* [D]. Bruxelles: University of Libre de Bruxelles, 2003.
- [20] PITTENS K, PODHORODESHI R. A family of Stewart platforms with optimal dexterity [J]. *Journal of Robotic Systems*, 1993, 10(4): 463-479.
- [21] ZHENG Y, ZHOU Z C, HUANG H. A multi-frequency MIMO control method for the 6DOF micro-vibration exciting system [J]. *Acta Astronautica*, 2020, 170: 552-569.

作者简介:



孔永芳(1990—),女,浙江绍兴人,博士,2013年、2019年于北京航空航天大学分别获得学士、博士学位,主要从事结构动力学与振动被动控制方面的研究。E-mail: kyf1990@126.com



黄海(1963—),男,浙江湖州人,博士,教授,1983年、1986年、1990年于北京航空航天大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事航天飞行器新概念、结构与多学科优化、智能结构与控制及相关工程领域的应用研究。E-mail: hhuang@buaa.edu.cn