

文章编号 1004-924X(2018)10-2493-11

应用于空间大型光机结构中的黏滞液体阻尼器

夏明一^{1,2}, 秦超¹, 申军立¹, 吴清文¹, 徐振邦^{1*}

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所

空间机器人工程中心空间机器人系统创新研究室, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要:针对大型光机结构的结构特性,为抑制宽频噪声对结构指向稳定度及精度的影响,设计了一种可以在全频段提供高阻尼低轴向刚度的液体阻尼器。首先,对液体阻尼器的参数设计理论进行了分析;其次,通过微振动一体化集成仿真分析了引入液体阻尼器对整机的影响,由分析结果可知,在内外框架之间安装阻尼器,可以达到抑制宽频噪声的目的,一般情况下光轴指向精度(Line of Sight)可以改善 50%以上,同时对结构特性改变较小;最后,设计了测试系统,对阻尼器参数的特性进行了实验研究,可知该液体阻尼器的阻尼系数随频率升高降低,在低频时可以达到 $18\,574\text{ N}\cdot\text{s/m}$, 300 Hz 时阻尼系数在 $300\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 以上,轴向刚度约为 $28\,659\text{ N/m}$,随频率变化基本保持不变。结果表明:试验测试结果与仿真结果相符,液体阻尼器的刚度及阻尼参数的设计都达到了技术要求,根据仿真与试验的分析验证了阻尼器对大型光机结构振动抑制的有效性。

关键词:微振动;光轴指向精度;液体阻尼器;有限元分析

中图分类号:TH122 文献标识码:A doi:10.3788/OPE.20182610.2493

Viscous damper for use in large optomechanical structures

XIA Ming-yi^{1,2}, QIN Chao¹, SHEN Jun-li¹, WU Qing-wen¹, XU Zhen-bang^{1*}

(1. Innovation Lab of Space Robot System, Space Robotics Engineering Center, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

*Corresponding author, E-mail: xuzhenbang@gmail.com

Abstract: Considering large optomechanical structures, a fluid damper was designed with high damping and low axial stiffness in the full frequency range to reduce the width of frequency noise. Firstly, the theory of parameter design for a liquid damper was reviewed. Secondly, the characteristics of the fluid damper were verified using the finite element method, in addition to its influence on the entire structure. The simulation results indicated that the use of a liquid damper could effectively increase the structural damping of a spacecraft without affecting its mechanical characteristics. Moreover, it was shown that the line of sight of an optomechanical structure can be improved by more than 50% generally. The test system used to study the characteristics of the design parameters of the dampers

收稿日期:2018-01-08;修订日期:2018-03-23.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 11672290)

was designed as part of this investigation. It was determined that the damping of the liquid damper decreased with an increase in frequency. A coefficient of more than $300 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ was obtained at 300 Hz, while the change of the stiffness with frequency remained approximately the same. These results indicate that the experimental data are consistent with the simulation results, and the design of the stiffness and damping properties of liquid dampers satisfied the requirements. In summary, the effectiveness of liquid dampers on vibration suppression of large optomechanical structures was verified based on simulation and test results.

Key words: micro-vibration; Line of Sight(LOS); liquid dampers; finite element analysis

1 引言

随着中国空间探索能力的进步,中国大型光机结构的研制已经提上了日程。对于大型空间结构而言,为了保证光路的指向精度及稳定度,调整机构的精度已无法保证,空间微振动的抑制这个困难且不可忽视的问题也愈加受到重视^[1-3]。而本文涉及到大型光机结构,由于其更大的口径、幅值更高的扰振源输出以及更全面的观测模式,其光轴指向精度(Line of Sight, LOS)对微振动会更加敏感。因此,微振动抑制已经成为大型光机结构研制的重要攻关内容^[4-6]。

国外很早就认识到微振动对天文观测的影响,并进行了相应的研究。在振动抑制技术方面,目前主要采用的技术包括主动减振技术、被动隔振技术以及阻尼减振技术。其中,主动减振技术通过在结构中安装主动调谐质量阻尼减振器来增加敏感模态的阻尼,削弱模态共振峰,从而减小振动量级;阻尼减振技术是通过约束阻尼层等措施增加结构阻尼,提高振动响应衰减速度^[7]。被动隔振技术是目前空间光学载荷减振领域应用最广的振动抑制技术,具有可靠性高、隔振效果明显等优点。特别是针对于幅值较小频率覆盖率较大的微振动而言,被动隔振技术效果更好,可靠性更高。美国 Honeywell 公司为哈勃太空望远镜研制了一种被动式液体阻尼隔振器,用来隔离调姿飞轮和其他载荷。该阻尼器隔振频率为 1.5 Hz,最大幅值衰减发生在 50 Hz 处,衰减值为 60 dB。这是最早将粘滞液体隔振器应用于太空的光学遥感器,也是采用液体隔振器进行隔振的成功典范^[8]。在国内上海卫星工程研究所的刘兴天等设计了一种松弛型液体阻尼隔振器用于卫星遥感器的振动抑制,建立了松弛型液体阻尼隔振模型,在

100 Hz 衰减率超过了 95%^[9];中国空间技术研究院的王杰等也设计了一种液体阻尼隔振器,采用机械阻抗等效的方法建模,并通过不同的测试手段对其模型进行了验证^[10];张尧使用被动隔振支杆组成隔振平台对金字塔形控制力矩陀螺组进行了微振动隔离,并评价了隔振装置对星体姿态稳定度的改善作用^[11]。通过多年的研究,涉及到液体阻尼隔振器的设计已经越来越成熟,但其应用范围仍局限于被动隔振的角度^[12-15]。本文涉及到的大型光机结构质量大、结构复杂,振源较多,模态非常密集。通过对整机微振动一体化仿真计算可知宽频噪声对结构稳定度的影响占了主导地位,针对此种情况,一种提高全频段的结构阻尼的振动抑制措施是必要的。

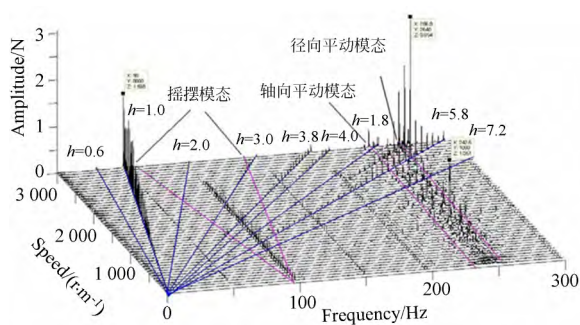
为解决以上难题,本文设计了一种可以在全频段提供高阻尼低轴向刚度的液体阻尼器。通过建模对阻尼器的参数设计进行了详细的分析;并通过有限元方法分析了液体阻尼器的本身特性,以及在整机中不同工况不同条件下安装液体阻尼器对结构及精度的相关影响;最后设计了相应的测试系统对阻尼器进行了实验研究,以验证本文设计的阻尼器及仿真分析的有效性。

2 阻尼器参数设计

2.1 设计原理

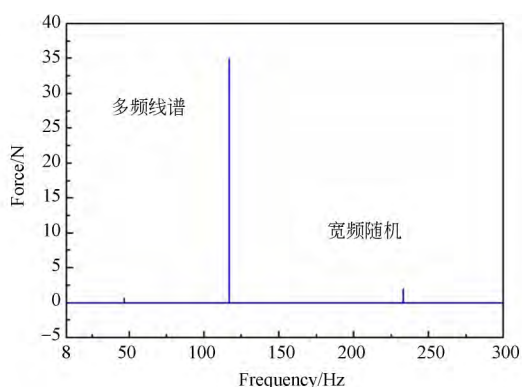
航天器是一个复杂的系统,为了能够完成各种科学研究的任务,需要多个系统协调工作,为此将引入多个扰振源,如控制力矩陀螺、动量轮、制冷机、中继天线以及快门等等,这些振动振幅较小,频率分布较宽,振动形式主要体现为谐波与随机振动的合成,其中控制力矩陀螺与动量轮等调姿设备扰振力与转速有关,典型的动量轮扰振力分布如图 1 所示,谐波线谱往往峰值较高,对光机

结构的精度影响较大^[16],特别是本文涉及到的大型光机结构,其质量较大、模态密集(在 0~600 Hz 内,存在 10 000 阶以上模态),峰值较高多频线谱对 LOS 的影响有限,宽频噪声幅值虽然很低,但对精度影响显著,通过仿真计算,其贡献最高可占 80% 以上(8~300 Hz)。因此为了降低宽频噪声对精度的影响,需要耗散噪声的能量,而在振动抑制领域内,耗散能量就意味着提高结构阻尼,能够在全频段提供合适的结构阻尼将是大型光机结构微振动抑制的关键。



(a) 扰振力瀑布图

(a) Waterfall curve of disturbance



(b) 扰振力切片图

(b) Slice figure of disturbance

图 1 动量轮扰振力测试曲线

Fig. 1 Test curve of momentum wheel

本文中的大型光机结构整体分为内外框架,影响光路指向的主要元件固定在内框架上,如主镜、次镜、三镜以及快摆镜等,外框架主要由桁架、复合材料板及后端模块等构成并与遮光罩相连。为了减小外框架对内框架的影响以及考虑到其他原因,整体形式为内外框架仅底端固定在同一基底,与卫星平台相连,具体结构示意图可参照图 10。在不影响这种整体设计的力学特性的同时提

高结构的阻尼,因此本文需要一种具有较低的轴向刚度,较高的横向刚度以及可以提供适当阻尼的液体阻尼器。

图 2 为本文设计液体阻尼器剖面图,形式为间隙式,由中间轴及套筒法兰形成阻尼液通过的间隙。由于腔体的总体积不变,在上下柔节发生相对振动时,其内部腔体会沿着上下腔体之间的间隙流动,产生阻尼,阻尼大小是由腔体的尺寸及阻尼液的属性决定的;轴向刚度由波纹管及弹簧片提供,同时弹簧片也为阻尼器提供了较大的横向刚度,避免了阻尼器在受到横向力时产生较大变形,造成机理上的破坏。

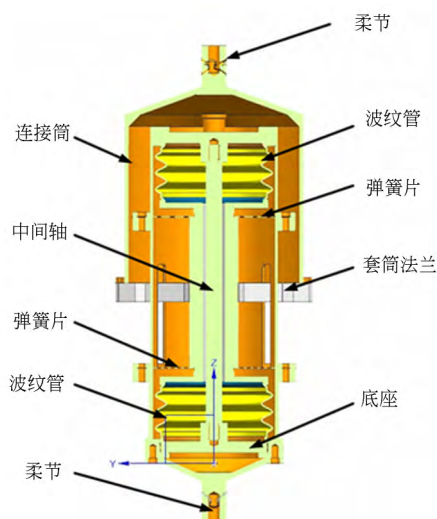


图 2 阻尼器工程装配图

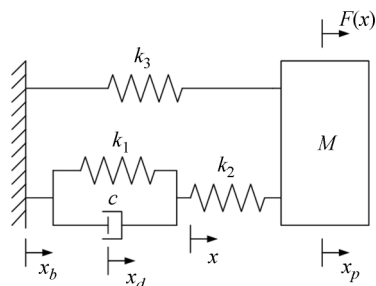
Fig. 2 Assembly diagram of damper

图 3(a)为液体阻尼器的力学模型,其中阻尼系数 c 与刚度系数 k_1 并联,其整体与刚度系数 k_2 串联,然后与刚度系数 k_3 并联。其中 c 由内芯阻尼液的流动提供, k_1 为波纹管的轴向刚度, k_2 代表阻尼器的内芯刚度, k_3 代表外筒刚度及弹簧片刚度的串联,在串联环节外筒及内芯刚度要远远大于弹簧片及波纹管的刚度,在设计时可以忽略不计,所以力学模型可以简化如图 3(b),其中 k_t 为弹簧片轴向刚度与内芯并联, k_b 为波纹管刚度,由于并联关系,液体阻尼器的轴向刚度:

$$k = k_t + k_b, \quad (1)$$

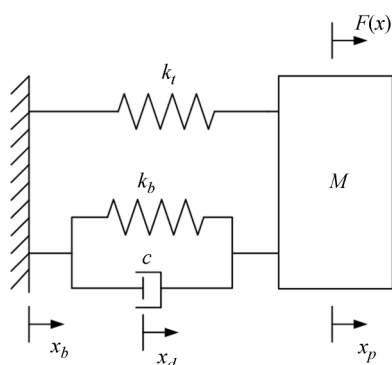
阻尼 c 完全由内芯阻尼液的流动产生,在设计上可以分别考虑。根据大型光机设备的技术要求,阻尼器阻尼指标需达到 16 000 N·s/m(低频)~

300 N·s/m(高频)、轴向刚度值需小于 30 000 N/m,以避免对内外框架的相对运动造成影响。



(a) 原始模型

(a) Original model



(b) 简化模型

(b) Simplified model

图 3 液体阻尼器参数模型

Fig. 3 Parameter model of damper

2.2 阻尼系数计算

本文液体阻尼器内部通过中间轴贯穿上下,与法兰套筒形成阻尼液流动的间隙,其结构形式可以成为间隙式液体阻尼器,假设其内部阻尼液不可压缩,同时阻尼液在流动时受黏滞力控制,没有横向脉动,为层流流动,且质量可以忽略不计,如图 4 为流体微元体的受力分析示意。

在此基础上本文通过幂律流体的相关理论进行推导,可以建立流体单元的 y 向平衡方程:

$$\frac{dp}{dy} = \frac{d\tau}{dz}, \quad (2)$$

式中: p 为压强,沿 y 向积分为常数:

$$\frac{dp}{dy} = \frac{\Delta p}{l}, \quad (3)$$

其中 Δp 为平板间流体两端压力差,对式(2)积分可以得到:

$$\tau = \frac{\Delta p}{l} z. \quad (4)$$

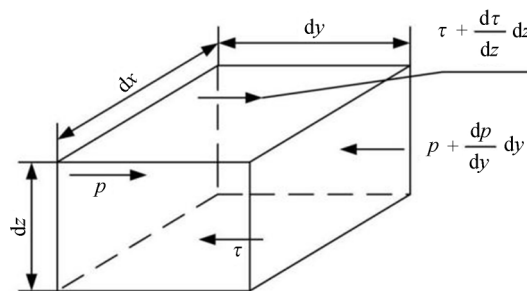


图 4 单元体受力分析示意图

Fig. 4 Force diagram of element

由于流体相对于 Oxy 的对称性,所以在对称面及平板面的剪应力分别为:

$$\tau_0 = 0 \quad (z=0), \quad (5)$$

$$\tau_w = \frac{\Delta p h}{2l} \quad \left(z = \pm \frac{h}{2}\right), \quad (6)$$

即:

$$z = \frac{\tau h}{2\tau_w}. \quad (7)$$

非时变非牛顿流体的本构方程为:

$$\gamma = \frac{du}{dz} = f(\tau). \quad (8)$$

积分可得速度分布为:

$$u = \int_{|z|}^{h/2} f(\tau) dz. \quad (9)$$

所以可得流过两平板流体的流量:

$$Q = 2 \int_0^{h/2} u b dz = 2b \int_0^{h/2} f(\tau) z dz = \frac{bh^2}{2\tau_w^2} \int_0^{\tau_w} f(\tau) \tau d\tau = \frac{mbh^{\frac{2m+1}{2m}}}{2(2m+1)} \cdot \left(\frac{\Delta p}{2kl}\right)^{1/m}. \quad (10)$$

另外对于圆柱环形间隙流动可看成近似的平板流动,如图 5 所示,则:

$$dQ = \frac{mbh^{\frac{2m+1}{2m}}}{2(2m+1)} \cdot \left(\frac{\Delta p}{2kl}\right)^{1/m} \cdot R d\theta. \quad (11)$$

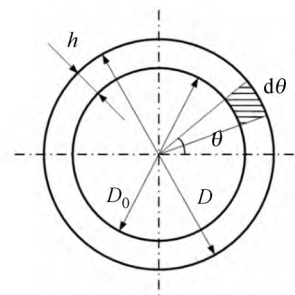


图 5 圆柱环形间隙流动示意图

Fig. 5 Flow diagram of annulus

积分可得:

$$Q = \frac{m\pi h^{\frac{2m+1}{m}}(D+D_0)}{4(2m+1)} \left(\frac{\Delta p}{2kl} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (12)$$

其中: D 为中间孔直径, D_0 为中间轴直径, l 为间隙长度, 则两端的压差:

$$\Delta p = 2kl \left[\frac{4(2m+1)}{m\pi(D+D_0)} \right]^m \cdot \frac{Q^m}{h^{\frac{2m+1}{m}}}. \quad (13)$$

两端产生相对运动时, $\Delta p = F/A$, $Q = A \cdot v$, 其中 F 为流体的阻尼力, A 为两端的有效面积, v 为两端运动的速度。于是, 流体流动的阻尼力:

$$F = \frac{kl\pi d^2}{2h^{\frac{2m+1}{m}}} \left[\frac{(2m+1)d^2}{m(D+D_0)} \right]^m \cdot v^m, \quad (14)$$

式中 d 为油腔直径。若将式(14)表示为:

$$F = c \cdot v^m, \quad (15)$$

则阻尼系数:

$$c = \frac{kl\pi d^2}{2h^{\frac{2m+1}{m}}} \left[\frac{(2m+1)d^2}{m(D+D_0)} \right]^m. \quad (16)$$

由式(16)可知, 该阻尼器阻尼液的运动黏度 k 名义值 $1.499 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 牛顿指数 m 名义值为 0.97 , 带入各参数 c 等于 $15\,867 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$, 该公式计算得到的是阻尼器在低频下的阻尼值。随着频率升高, 由于阻尼液的可压缩性(液体内部会存在气泡), 中间部分的阻尼液几乎不流动, 液体流动产生的阻尼值会大幅下降, 为此本文设计的液体阻尼器与隔振器(主要是松弛型液体阻尼器)相比, 在结构上增加了弹簧片去掉了副波纹管, 在提高横向刚度的同时避免了副波纹管在高频振动的隔振作用, 提高了频频振动下的阻尼值^[17]。

2.3 轴向刚度计算

由式(1)可知液体阻尼器轴向刚度由弹簧片及波纹管并联提供, 总轴向刚度为弹簧片与波纹管轴向刚度之和。本文用波纹管采用冲压方式成型的薄形中空膜片精密焊接制成, 试验样件如图6所示, 样机轴向刚度为 $20\,000 \text{ N}/\text{m}$, 在内部储存阻尼液, 漏率为 $1.0 \times 10^{-12} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$; 弹簧片采用多孔结构, 轴向刚度低横向刚度, 通过有限元仿真设计孔型及厚度, 保证其各向刚度满足设计要求, 单体轴向刚度为 $5\,000 \text{ N}/\text{m}$, 材料为镀铜合金, 图7为弹簧片的有限元模型。

将设计得到的波纹管及弹簧片的有限元模型安装在阻尼器整机进行有限元仿真可以得到液体阻尼器各性能参数的仿真值, 作为实际加工及装配的重要依据。图8为液体阻尼器有限模型及模态结果。其中, 轴向刚度 $30\,581 \text{ N}/\text{m}$, 在两端约

束时, 一阶模态振型为横向摇摆, 频率为 309 Hz , 需要带入整机进一步分析液体阻尼器在振动抑制及发射力学等方面的影响。



图6 波纹管样机实物图

Fig. 6 Physical map of bellow

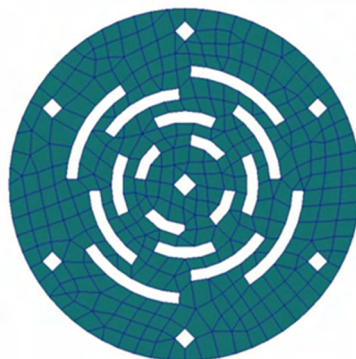


图7 弹簧片有限元模型图

Fig. 7 Finite element model of spring

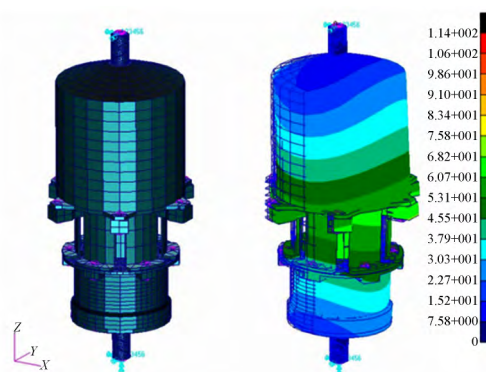


图8 隔振器有限元模型及一阶模态振型云图

Fig. 8 Finite element model and first mode cloud map

3 整机仿真分析

为了使液体阻尼器发挥作用,根据其工作原理需在相对振动位移较大处安装阻尼器才能提供合适的阻尼,而对于大型光机结构而言最有效的位置就是内外框架之间,通过仿真结果,其余可实现的位置对振动抑制的影响较小,同时安装阻尼减振器前后对大型光机结构的发射力学及热匹配等特性是否造成影响也是一个关键的因素。

3.1 液体阻尼器对整机 LOS 的影响

液体阻尼器的初步安装位置为内外框架间,本文均匀选取了上中下三层共 16 个安装位置,选取原则为根据模态分析结果,保证对个别单一模态不敏感,提高阻尼有效带宽。计算整机 LOS 时,液体阻尼器采用上节建立的有限元模型,阻尼系统通过 NASTRAN 中 BUSH 单元建立,阻尼系数为 $16\ 000\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ (低频) $\sim 300\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ (高频),如图 9 为液体阻尼器在整机中的安装示意图。

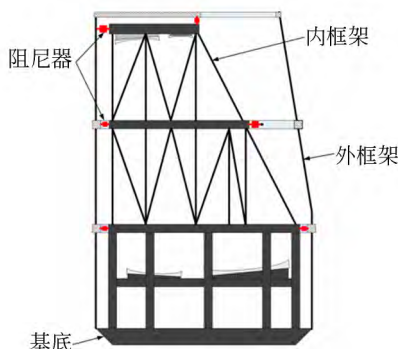


图 9 液体阻尼器有限元模型安装方式示意图
Fig. 9 Installation of dampers

大型光机结构的振源主要包括制冷机及卫星平台上的 CMG、中继天线、磁力矩器等,计算时将这些振源安装界面的扰振时域谱施加在其安装位置处。同时,光机结构根据工作模式的不同,需要分为不同工况进行分析,分析时结构设置为悬浮状态以模拟结构在轨的真实状态。如表 1 和表 2 统计了不同工况下安装阻尼器前后各振源对整机 LOS 值的影响。可以看出在安装阻尼器之后,光轴扰动明显地降低,有效地提高了结构的 LOS,而对比先后模型,仅仅是引入了较低的轴向刚度和阻尼值,刚度并不会对结果产生明显的影响,为了验证阻尼对结构的影响,本文保持阻尼器的刚

度不变通过改变阻尼器的阻尼值,结构 LOS 的计算结果是发生明显变化的,且随这阻尼的提高,LOS 是随之降低的。可见通过在结构内外框架之间安装阻尼器以提高结构阻尼达到耗散宽频噪声的措施是有效的。

表 1 安装阻尼器前后工况 1 光机结构 LOS 值统计表
Tab. 1 Statistical table of LOS in case 1

扰动源		安装前/($^{\circ}$)	安装后/($^{\circ}$)	改善率/%
光机结构	后端模块制冷机	0.005	0.002	58
	CMG	0.037	0.009 4	74
卫星平台	中继天线(无隔振)	0.009	0.004	56
	磁力矩器(无隔振)	$4.8\text{E-}4$	$1.6\text{E-}4$	67
	三浮陀螺(无隔振)	$5.4\text{E-}4$	$1.2\text{E-}4$	78

表 2 安装阻尼器前后工况 2 光机结构 LOS 值统计表
Tab. 2 Statistical table of LOS in case 2

扰动源		改善率/%
光机结构	后端模块制冷机	45
	CMG	67
卫星平台	中继天线驱动机构(无隔振)	16
	磁力矩器(无隔振)	57
	三浮陀螺(无隔振)	62
	太阳翼驱动机构(无隔振)	52

3.2 安装阻尼器对发射力学的影响

安装液体阻尼器有效地改善了结构的 LOS 值,外框架与内框架是分离的,通过阻尼器将内外框架连接,在增加了结构阻尼提高 LOS 值的同时,也会影响结构的刚度分布,外框架作为蒙皮的主要载体在发射力学条件下会产生较大振动,可能会对结构本身带来影响,例如是否会造成内外框架的干涉,加速度放大系数是否过大等。在此基础上本文分析了在单位正弦条件下安装阻尼器前后内外框架的相对位移、加速度、应力以及温度匹配等特性的变化。

阻尼器是以对称的方式均匀分布在内外框架之间,本文选取了内外框架随机分布的上中下 16 处位置的位移作为验证指标,绝对位移与相对位移是考虑到幅值与相位在不同时刻不同频率下的最大值,其中上中下均匀分布的 3 处位置统计结果见表 3~表 5 所示,其中编号 1 代表上端内外框架分离处,编号 2 代表内外框架中部,编号 3 代表内外框架底端(非内外框架底端连接处)。

表 3 安装阻尼器前后 X 向正弦激励下内外框架位移幅值表

Tab. 3 Amplitude of inner and outer frames under sine force of X-direction (mm)

编号	内框绝对位移			外框绝对位移			相对位移		
	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%
1	11.65	10.30	11.58	10.03	10.03	-0.02	6.63	2.65	60.04
2	10.01	9.98	0.27	10.01	10.01	0.02	3.66	1.69	53.66
3	9.93	9.92	0.12	9.99	9.99	0.03	2.61	1.49	42.98

表 4 安装阻尼器前后 Y 向正弦激励下内外框架位移幅值表

Tab. 4 The amplitude of inner and outer frames under sine force of Y-direction (mm)

编号	内框绝对位移			外框绝对位移			相对位移		
	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%
1	14.85	16.36	-10.1	36.72	24.45	33.41	28.47	2.41	91.54
2	10.68	12.67	-18.6	30.11	15.85	47.36	13.87	4.64	66.52
3	10.53	10.51	0.22	20.30	10.70	47.29	12.53	2.84	77.31

表 5 安装阻尼器前后 Z 向正弦激励下内外框架位移幅值表

Tab. 5 The amplitude of inner and outer frames under sine force of Z-direction (mm)

编号	内框绝对位移			外框绝对位移			相对位移		
	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%	无阻尼	有阻尼	衰减率/%
1	19.53	17.22	11.83	44.89	16.67	62.86	17.98	4.00	77.73
2	15.80	10.34	34.54	30.36	11.11	63.41	20.52	3.49	82.98
3	13.44	10.34	23.04	17.57	10.62	39.53	9.13	2.80	69.28

可见,安装阻尼减振器后,内外框架相对位移是明显趋于降低,这是由于安装阻尼器后,较低轴向刚度仍是对内外框架间的相对扰动起到了有限的改善作用;但内框架在安装阻尼减振器后个别位置绝对位移会略有升高,相应的外框架对应位置绝对位移明显降低,存在着内框架被外框架带动的趋势,这也是不可避免的,但相对于精度指标而言,这是在合理范围内的。同时通过正弦扫频得到的传递函数可以看出,在内外框架间安装阻尼器后,由于结构阻尼的提高,内外框架间的相对

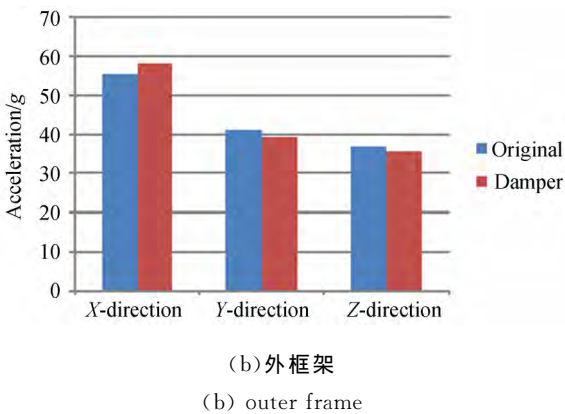
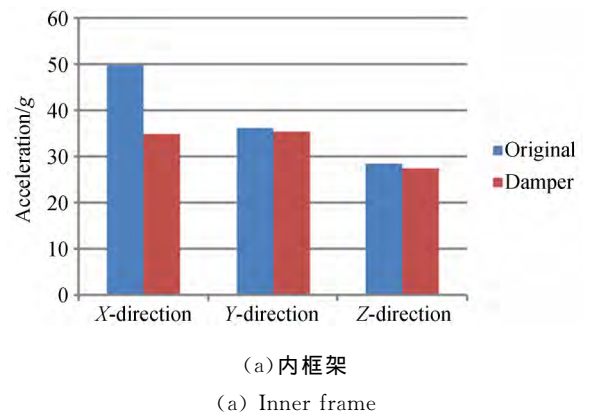


图 10 内外框架最大加速度统计柱状图

Fig. 10 Maximum acceleration of inner and outer frames under sine force of different directions

位移会明显降低,共振峰数量明显减少,有效地降低了结构共振,达到了提高精度的目的。

为了验证安装阻尼器前后对内外框架最大加速度的影响。计算了发射正弦条件下的安装阻尼减振器前后不同方向激励下内外框架的加速度分布,统计结果如图 10。在结构内外框架安装阻尼减振器前后,在 Y、Z 方向正弦条件下内外框架最

大加速度整体趋势变小;在 X 方向正弦条件下,内框架最大加速度变小,外框架最大加速度变大,这种现象只能根据结构特点具体分析,并没有明显的规律。但从整体上来看安装阻尼减振器后,由于计算模型结构阻尼取为 0.03,引入阻尼器相对于整体结构而言,阻尼器引入的阻尼并不会对整体结构的加速度特性产生过大的影响。其余如应力、温度场等方面的对机构的影响都与加速度的分析结果类似。综合以上因素,通过仿真分析的结果,在内外框架之间安装液体阻尼器提高了结构阻尼,达到了抑制宽频噪声的目的,同时对结构特性改变较小,个别指标趋于改善,这也是与理论分析相符的。

4 试 验

试验主要包括刚度及阻尼的检测。阻尼器的轴向刚度主要由弹簧片与波纹管提供;阻尼由波纹管内部的阻尼液流动产生,注油后阻尼器实物如图 11 所示。



图 11 液体阻尼器实物图
Fig. 11 Physical map of damper

对于液体阻尼器而言,最常用的参数检测方法就是迟滞环法。迟滞环法原理如图 12,横轴代表位移,纵轴代表轴向力,由于轴向刚度的作用,测试迟滞环与横轴会存在角度 θ ,与等效刚度的关系如式(17)。

$$k = \tan \theta, \quad (17)$$

$$c = \frac{S}{\pi \omega A^2}. \quad (18)$$

由于轴向刚度引起的弹性力是不消耗能量

的,所以由椭圆的面积 S 可以得到等效阻尼系数 c 的表达式(18)^[18]。

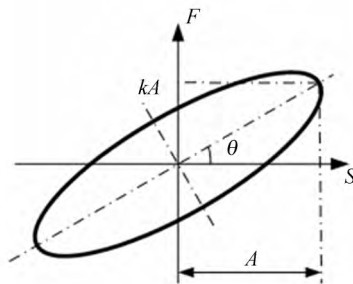


图 12 迟滞阻尼环曲线
Fig. 12 Damping ring curve



图 13 测试系统实物图
Fig. 13 Physical map of test system

测试系统如图 13,主要包括力传感器、激光位移传感器、加速度传感器、被测件、测试工装、激振器及其控制系统、数据采集与分析系统等。在阻尼环试验过程中,激振器通过其控制系统输出正弦扰振力,经过串联式力传感器(PCB-208C03,分辨率:0.02N-rms,灵敏度:2.248 mV/N,量程:2.224 kN)施加到被测件液体阻尼器顶部柔节,其顶端位移通过非接触式激光位移传感器(optoNCDT-2300LL,分辨率:0.03 μm -20 kHz,绝对误差: $\leq \pm 0.03\%$ FS,量程:2 mm)采集。测试过程中力传感器与位移传感器的力信号与位移信号汇入数据采集与分析系统,经数据处理得到该频率下力与位移之间的迟滞环曲线。调整激励频率后,重复上述步骤,即可得到各频率下的迟滞环曲线。图 14 所示为测试得到的低频及高频激励下的迟滞环曲线,通过其面积可见阻尼系数变化明显。不同频率激励下等效阻尼系数汇总见图 15。

由图 15 可知随着激励频率上升,阻尼明显降低,刚度有所上升,这是液体阻尼的特点,高频时振动位移较小,由于阻尼液内部气体的存在,导致液体具有可压缩性,振动输入时,中间一段液体无法产生流动,导致阻尼大幅度下降,同时液体也提

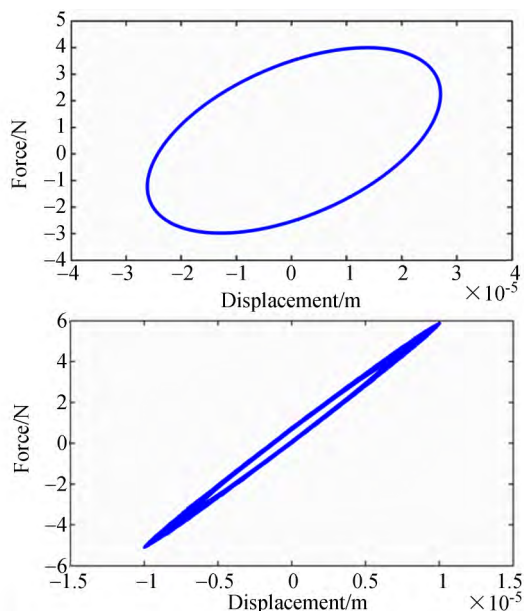


图 14 不同频率激励下测试迟滞环测试曲线

Fig. 14 Measured damping rings under exciting forces of different frequency

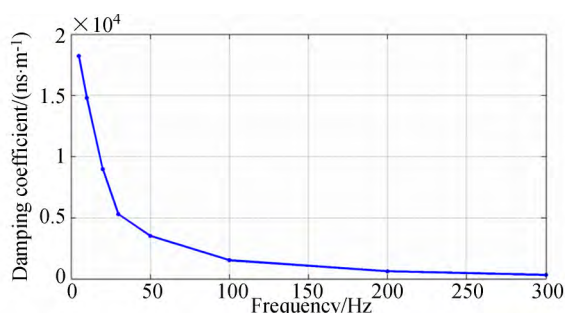


图 15 阻尼系数测试结果拟合曲线

Fig. 15 Curve of damping coefficient

供了部分刚度,导致刚度有所上升,这中现象在松弛型液体阻尼器中更加明显^[19]。对于本文中的液体阻尼器,由实验结果可知:低频时阻尼系数为

18 574 N · s/m,在 300 Hz 时仍可达到 314 N · s/m,这是满足设计要求的;轴向刚度在低频时为 28 659 N/m,随频率升高而升高但幅度较小,满足小于 30 000 N/m 的设计目标,同时通过两端柔节锁死的锤击试验,液体阻尼器的一阶基频为 310 Hz,与有限元仿真结果符合,该实验结果保证了一体化集成仿真的有效性。

5 结 论

大型光机结构由于质量大、结构复杂、振源较多,模态分布非常密集。为了达到严格的振动抑制指标,本文设计了一种被动式黏滞液体阻尼器,安装在内外框架之间,用以提高全频段的结构阻尼,达到耗散宽频噪声能量的目的,并对其进行了理论分析与试验研究,结果表明:

(1)在大型光机机构内外框架之间安装本文设计的液体阻尼器,可以有效地提高全频段结构阻尼,提高了不同工况下光机结构的光轴指向精度,改善率在 50% 以上,达到了振动抑制的目的;

(2)在发射力学条件下,在内外框架之间安装液体阻尼器可以有效地降低内外框架之间的相对位移,对发射力学条件及温度分布条件下的加速度、应力等指标影响较小,满足预期要求;

(3)试验测试结果与仿真设计值相符,液体阻尼器的刚度及阻尼特性的设计都达到了最初的设计的要求,阻尼系数为 18 574 N · s/m(低频)~314 N · s/m(高频),轴向刚度全频段小于 30 000 N/m,保证了微振动一体化集成仿真的有效性;

以上结论对于大型光机结构的振动抑制的进一步研究、微振动一体化集成仿真分析及液体阻尼器的设计等方面工作积累了经验。

参考文献:

- [1] ADDARIN D, AGLIETTI G S, REMEDIA M. Experimental and numerical investigation of coupled microvibration dynamics for satellite reaction wheels[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 386: 225-241.
- [2] 韩春杨, 徐振邦, 吴清文, 等. 大型光学载荷次镜调整机构优化设计及误差分配[J]. *光学精密工程*, 2016, 24(5): 1093-1103.

- HAN CH Y, XU ZH B, WU Q W, *et al.*. Optimization design and error distribution for secondary mirror adjusting mechanism of large optical payload [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(5): 1093-1103. (in Chinese)
- [3] LI L, TAN L Y, KONG L, *et al.*. The influence of flywheel micro vibration on space camera and vibration suppression [J]. *Mechanical Systems and*

- Signal Processing*, 2018, 100: 360-370.
- [4] KIM D K. Micro-vibration model and parameter estimation method of a reaction wheel assembly[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(18): 4214-4231.
- [5] WANG Z Y, ZOU Y J, JIAO A C, *et al.*. The jitter measurement and analysis for a remote sensing satellite platform[J]. *Spacecraft Environ Eng*, 3(32) (2015): 278 - 285.
- [6] MASTERSON R A, MILLER D W, GROGAN R L. Development and validation of reaction wheel disturbance models: empirical model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(3): 575-598.
- [7] DAVIS L P, CUNNINGHAM D, BICOS A S, *et al.*. Adaptable passive viscous damper: an adaptable D-StrutTM[A]. 1994 North American Conference on Smart Structures and Materials[C]. *International Society for Optics and Photonics*, 1994: 47-58.
- [8] DAVIS P, CUNNINGHAM D, HARRELL J. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system[A]. 35th AIAA SDM Conference[C]. *Hilton Head, South Carolina*, 1994: 1-11.
- [9] 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)
- [10] 王杰, 赵寿根, 吴大方, 等. 一种基于黏性流体介质的微振动隔振器机理研究[J]. *振动工程学报*, 2015, 2(4): 237-347.
- WANG J, ZHAO SH G, WU D F, *et al.*. The mechanism study of a micro-vibration isolator based on viscous fluid[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2015, 2(4): 237-347. (in Chinese)
- [11] 张尧, 徐世杰. 星上光学有效载荷的两级隔振研究[J]. *航空学报*, 2012, 33(9): 1634-1654.
- ZHANG Y, XU SH J. Dual-stage passive vibration isolation system of optical payloads for high resolution remote sensing satellite[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2012, 33(9): 1643-1654. (in Chinese)
- [12] VAILLON L, PHILIPPE C. Passive and active microvibration control for very high pointing accuracy space system [J]. *Smart Materials and Structures*, 1999, 8(6): 719-728.
- [13] BOYD J, HYDE T T, OSTERBERG D, *et al.*. Performance of a launch and on-orbit isolator [C]. *SPIE's 8th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials. International Society for Optics and Photonics*, 2001: 433-440.
- [14] ZHANG Y, XU S J. Vibration isolation platform for control moment gyroscopes on satellites[J]. *Journal of Aerospace engineering*, 2012, 25(4): 641-652.
- [15] SULLIVAN J M, GOODING J C, IDLE M K, *et al.*. Performance testing for an active/passive vibration isolation and steering system[R]. AIAA-1996-1210-CP. Reston: AIAA, 1996.
- [16] 李林, 王栋, 徐婧, 等. 飞轮组件微振动对高分辨率光学卫星光轴的影响[J]. *光学 精密工程*, 2016, 24(10): 2515-2522.
- LI L, WANG D, XU J, *et al.*. Influence of micro-vibration of flywheel components on optical axis of high resolution optical satellite[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(10): 2515-2522. (in Chinese)
- [17] 陈涛. 空间用粘滞液体阻尼隔振器研究[D]. 中国科学院大学, 2016.
- CHEN T. *Research of Viscous Fluid Damping Isolator Used in Space*[D]. Beijing: Graduate University of the Chinese Academy of Sciences, 2016. (in Chinese)
- [18] OH H U, IZAWA K, TANIWAKI. Development of variable-damping isolator using bio-metal fiber for reaction wheel vibration isolation[J]. *Smart materials and Structures*, 2005, 14(5): 928-933.
- [19] 王杰, 赵寿根, 吴大方, 等. 微振动隔振器动态系数

的测试方法[J]. 航空学报, 2014,35(2): 454-460.

WANG J, ZHAO SH G, WU D F, *et al.*. A Test Method of Dynamic Damping Coefficient of Micro-vi-

bration Isolators[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*. 2014,35(2): 454-460. (in Chinese)

作者简介:



夏明一(1988—),男,吉林松原人,助理研究员,博士研究生,2011、2014 年于北京航空航天大学获得学士学位、硕士学位,主要从事结构动力学及振动主动控制、结构强度、飞行器设计。E-mail: xiamingyi0619@126.com

导师简介:



徐振邦(1982—),男,内蒙古通辽人,研究员,2005 年、2010 年于中国科技大学分别获得学士学位、博士学位,主要从事振动控制、空间遥感的力学分析研究。E-mail: xuzhenbang@gmail.com