大口径望远镜阻尼调制技术

赵勇志[1],安其昌[1,2],韩西达[1]

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;
2. 中国科学院大学,北京 100049)

摘 要:针对大口径望远镜由于自身尺度的增加以及钢桁架结构所带来的阻尼不足的情况,开展了大口径望远镜阻尼调制技术的研究,提出了一种基于动力学模型的调制质量阻尼器的设计方法。首先分析了现有的大口径望远镜的阻尼调制策略,选择了使用专门的阻尼调制器的解决方案;之后,研究了建立系统动力学缩减模型以及基于该模型的动力学检测方法,为阻尼调制器的设计打下基础。最后,设计了适应某大口径望远镜主镜模态的调制质量阻尼器。为验证文中的正确性,针对一阶固有频率为 172 Hz 实验系统进行了阻尼调制实验,使用调制质量阻尼器后,该频率所对应的响应有明显的下降。同时,对于用于验证的大口径望远镜,计算得到其 141 Hz 的主镜模态对应的调制质量阻尼器质量为 7.015 kg。刚度为 5.506 N/mm。提出了一种基于动力学模型的调制质量阻尼器的设计方法。分析了现有大口径望远镜的阻尼调制策略,选择了使用专门阻尼调制器的解决方案,不仅可指导下一代望远镜的建设工作,还可以对现有设备进行有效的升级。

关键词:大口径望远镜; 频响函数; 动力学减缩; 调制质量阻尼器

中图分类号:TH751 **文献标志码**:A **DOI**:10.3788/IRLA201746.0818006

Tuned damping technique for large telescope

Zhao Yongzhi[1], An Qichang[1,2], Han Xida[1]

(1. 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)

Abstract: To comprise the light damping performance of the large aperture telescope due to the growing dimension and usage of steel truss, the tuned damping technique was discussed here and a quick approach of Tuned Mass Damping (TMD) would be presented. First and foremost, after being compared with traditional damping strategy, the special damping instrument was chosen as the solution. And then, using dynamic integration method, the simplified model was built to describe the fundamental motion of a large telescope under test. Lastly, according to this large telescope, the TMD was designed to suppress the shifting of the main mirror. Additionally, a testing system with first order natural frequency of 172 Hz was experimented, the response corresponding to frequency was declined after adding the TMD and the TMD for main mirror whose first natural frequency at 14 Hz in the large telescope was designed as 7.015 kg in mass and 5.506 N/mm in stiffness. Hence, a design method based on dynamical model deducing was

收稿日期:2016-12-05; **修订日期**:2017-01-05

基金项目:国家自然科学基金(11403023)

作者简介:赵勇志(1979-),男,副研究员,博士,主要从事大型望远镜结构设计方面的研究。Email:13504314756@126.com

investigated. Considering the current large telescope damping targets, the TMD was chosen to tune the dynamical response of large telescope. TMD not only contributes to construction of next generation large telescope, but also is a convenient method to update the old ones.

Key words: large telescope; frequency response function; dynamic integration; tuned mass damping

0 引 言

依靠主动光学以及自适应光学技术，现代大口径望远镜可拥有强于传统望远镜的 10 倍甚至 100倍的观测能力。随着望远镜口径的加大,其主镜的质量与尺寸都随之大幅增加。由于现代大口径望远镜多由钢结构组成,本身材料能量耗散水平较低,可是,桁架结构的大量使用、互相连接的单元数增多,导致系统的阻尼调制性能下降。

当大口径望远镜的阻尼调制性能不足时，在外界交变载荷下,由于动力放大效应,其响应可能大于重力变形数倍,同时衰减也相对较慢。此时,无论是高精度的指向运动还是超长时间的集光积分都无法实现[1-3]。

对单镜大口径望远镜而言，其主镜与镜室之间可形成封闭力系,对外部扰动的抵抗能力相对较强,以 VLT、VST 及 VLTI 为例，如果扰动的幅值较大,将不再进行观测，主要依靠防护机构保护镜体不受破坏;如果幅值较小,可利用自身结构阻尼抵抗外界扰动。上述策略最大的问题在于抵御的扰动范围较窄:由于机械振动、风载以及惯性运动所带来的扰动往往具有不同的频率特性,仅考虑极端情况,显然不能满足实际使用的需要。

以 Keck、TMT 为首的大口径拼接望远镜，主要依靠调节子镜刚体位置的促动器系统来吸收扰动所带来的响应。由 492 块子镜所构成的 TMT 主镜系统(TMT M1S),采用与促动器耦合的阻尼结构,主要由杠杆、弹簧以及阻尼器组成,该结构便于统一建模、分析、制造以及调试,但对一般系统而言,尤其是被动支撑系统,将支撑结构与阻尼系统相互耦合,意味着将会面临结构过于复杂、单件成本难以控制等问题，该技术路线在单镜以及合成孔径望远镜的工程实践之中存在着诸多限制[4-9]。

随着科学技术的发展，之前投入建设的望远镜难以避免需要面对新的功能要求以及与之配套的技术指标,专门的阻尼调制系统,具有移植性好、通用性强的优点。不仅可以指导新一代地基大口径望远镜的设计,也可实现对现有设备的改造升级,对不同的技术要求具有较好的适应性。

目前阻尼调制技术中,应用最广泛的就是“调制质量阻尼”(Tuned Mass Damping,TMD) 技术。其最先于 1977 年应用在美国波士顿的一栋超高建筑之中。基本原理为一个“动力吸振器”,通过与主结构的相互作用，将主结构的振动转移并利用自身的阻尼系统耗散。随着调制阻尼技术的发展,各种主动与半主动阻尼技术也竞相发展,其中比较常见的有“主动调制质量阻尼”技术,以及“半主动阻尼”技术。主动阻尼技术主要依靠阻尼系统内部作用力，产生与主结构相反的运动来抑制主结构响应，半主动阻尼依靠电-液耦合系统,通过变换系统参数,实现对不同载荷的自适应控制。另一方面,除了传统使用的接触式调制阻尼器以外，非接触式的阻尼调制方法也被用于工程实践，其中音圈电机作为一款非接触磁力推动元件,已经开始用于主动隔振。但是,各种新式的阻尼方法不可避免地会导致系统复杂程度增加,在可使用 TMD 的情况下,应尽可能使用 TMD[10-11]。

高保真的动力学模型是进行高精度控制的出发点,同时又是进行地震、风载等极端工况仿真的必备前提。因此,对大口径望远镜进行动力学标校的必要性也越来越突出。一般来说,使用全部的模态信息,获得的响应完全准确，但系统的动力学行为基本由低阶模态决定，对高阶模态的计算会大为浪费计算资源,故对模型进行简化十分必要。

2 m 口径的大型空基望远镜 SOFIA,利用加速度计以及陀螺仪获得的响应结果并结合有限元模型,得到系统的高保真简化模型，用于系统像面抖动的估计与抑制。

文中基于系统的动力学缩减模型，提出了一种确定 TMD 参数的方法,即在对系统动力学参数进行估计后，确定 TMD 参数。实验验证方面，首先对 TMD 的动力学特性进行测试并针对一台米级口径

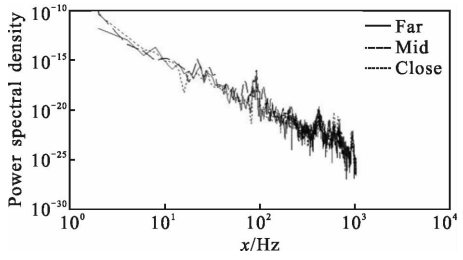
的望远镜,建立动力学模型并确定了其 TMD 参数。

1 动力学减缩

系统动力学参数的确定需要利用加速度计进行模态实验,加速度计为 LMS 公司模态测量系统所配套的 333B32 单向加速度传感器以及 356A16 三自由度加速度传感器。其与结构件的连接方式为蜂蜡连接。

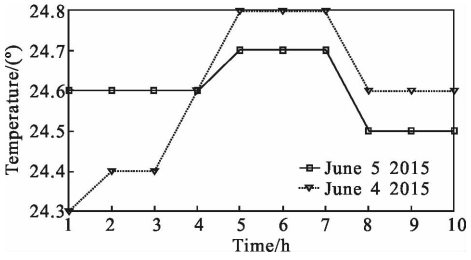
在实验之前需要采用声学标定的方法对加速度计进行标定。将传感器放置于距离扬声器 300、600、900 mm 的位置,播放同样的一段音频文件,采用频率 2048 Hz@22.6 ℃。功率谱是对信号进行频域分析的常用工具,可分析得到信号的频域特征。

从功率谱的峰值上可以得到系统的固有频率信息,由图 1(a)可得 10 Hz 之后,不同位置音频文件的功率谱具有相同的特征谱峰,可见在该区段内,加速度计的工作状况良好;对于加速度传感器,其标定区间为 22°~26°,在此区间内精度为 1.2%,故实际检测时,需对温度进行监测。温度曲线如图 1(b)所示,虽中午温度较高,但是也未超出说明书所要求的温度范围,故实验结果是可信的,误差范围为 1.2%。



(a) 加速度计标定曲线

(a) Curve of the accelerometer calibration



(b) 实验室温度记录

(b) Record of the temperature of the lab

图 1 传感器标定记录

Fig.1 Record of the sensor calibration

动力学缩减(简化)模型对于系统后续的响应估计,以及系统控制的设计都有重要的意义。同时,也是对加速度计安放位置的指导。具体来说,如果可以做到缩减模型节点所对应的自由度与实际安放的加速度计自由度完全相同,即在最大程度上表征系统的动力学行为。

由于主镜的最低阶模态为 400 Hz,故主镜在此次的实验中,主要表现为刚体位移,在极少数的情况下可能有像散出现,故主镜上采用四个三自由度加速度计;在镜室上采用三个三自由度加速度计。叉臂两端采用单自由度加速度传感器,与之相对应的是系统的减缩模型如图 2 所示。

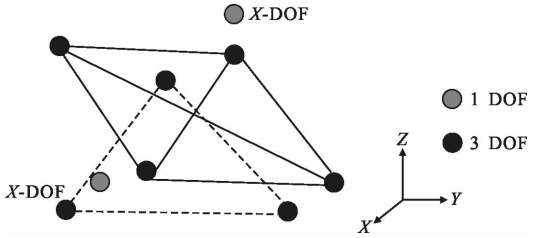


图 2 动力学减缩模型

Fig.2 Sketch of dynamic integration model

设定主镜光轴为 Z 轴,镜室内的基准面为 X–Y 平面。

2 模态实验

对某米级望远镜系统进行了模态实验,在叉臂左右两侧安放单自由度的加速度传感器,安放位置尽量位于叉臂与镜室等高的位置,以更好地符合之前的动力学减缩模型,如图 3 所示。

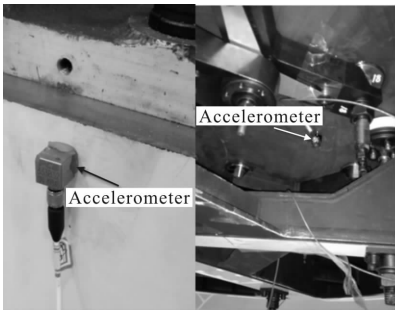


图 3 加速度计布置

Fig.3 Allocation of the accelerometers

确定频响函数式频域方法的基本数学模型。对于 N 自由度系统,其频响函数可有如下表达:

$$H=\sum_{r=1}^{N}\frac{1}{K_{er}[(1-\bar{\omega}_r^{-2})+(2\xi_r\bar{\omega}_r^{-2})j]} \tag{1}$$

式中：K_{er} 为模态刚度，其中 $\bar{\omega}_r=\frac{\omega}{\omega_r}$，$\omega_r$ 为特征频率；ξ_r 为阻尼比。如果模态不密集的情况下，系统频响函数在局部（共振频率附近）表现形式与单自由极为相似。根据主导模态概念，在 r 阶模态，系统频响函数的实部与虚部表达式：

$$H_{lp}^{R}=\frac{1-\bar{\omega}_r^{2}}{K_{er}[(1-\bar{\omega}_r^{2})^2+(2\xi_r\bar{\omega}_r^{2})^2]}+H_r^{R}$$

$$H_{lp}^{I}=\frac{-2\xi_r\bar{\omega}_r}{K_{er}[(1-\bar{\omega}_r^{2})^2+(2\xi_r\bar{\omega}_r^{2})^2]}+H_r^{I} \tag{2}$$

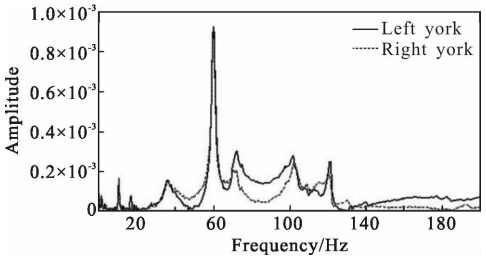
通过求极值可得：

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\bar{\omega}_r}H_{lp}^{I}=0\\&\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\bar{\omega}_r}H_{lp}^{R}=0\end{aligned}\right\}\Rightarrow\begin{cases}\bar{\omega}_r\approx 1\\ \bar{\omega}_r\approx 1\pm 2\xi_r\end{cases} \tag{3}$$

式中：$\xi_r=\frac{c_r}{2\sqrt{m_rk_r}}$；$\bar{\omega}_r=\frac{\omega}{\omega_r}$，$\omega_r=\omega_0$，$m_r$ 为所对应振型的模态质量，通过上述方法可以得到其共振频率与阻尼比。同时虚部与振型也有对应关系：

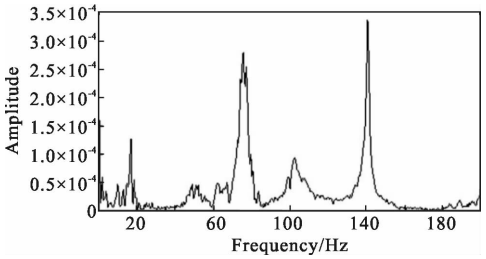
$$\{\phi_{lp}\}=-K_r2\xi_r\{H_{lp}^{I}(\omega_r)\} \tag{4}$$

望远镜叉臂的频响函数(Frequency Response Function, FRF)以及镜面的频响函数如图 4 所示。



(a) 叉臂频响函数

(a) FRF of the yoke



(b) 镜面频响函数

(b) FRF of the mirror

图 4 检测所得系统频响函数

Fig.4 Frequency response function under test

可得叉臂摆动模态为 60 Hz，其振型简单同时模态分离性也较好。为了从频响函数几个幅值峰中分辨出所需要镜面振型，需要结合频响函数的实部与虚部来判断，如图 5 所示。如果模态对应的模态为侧向刚体位移，镜面频响函数的虚部应该向同一方向弯曲，同时由于加速度计直接测量的是镜面，故阻尼比应该较小，故 100 Hz 处的峰值不需考虑。取镜面平移的特征频率为 141 Hz。

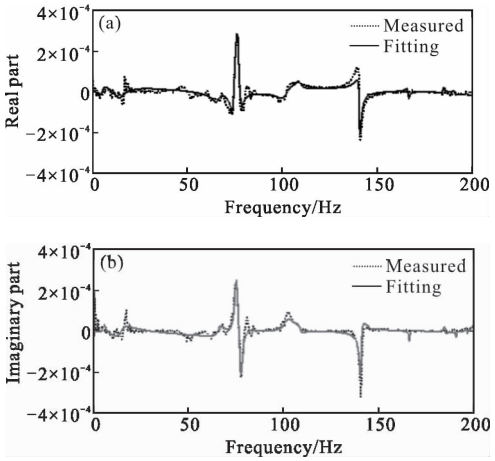


图 5 镜面频响函数的实部与虚部

Fig.5 Real and image part of the mirror FRF

为了交叉检验该实验结果，对于其侧向重力沉降进行了测量。其结果为 12 μm。根据公式：

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{G/M}{G/K}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta}} \tag{5}$$

可以得到频率为 143 Hz，与模态测试得到的 141 Hz 十分接近。故可验证之前检测方案的合理性以及分析结果的正确性。

3 调制质量阻尼

在研究如何将TMD 应用于大口径望远镜之前，需要对调制质量阻尼系统进行初步的理解与测试。在此使用的 TMD 包含质量、刚度以及阻尼环节。选取一边完全固定的铝板并且附加质量所构成的悬臂梁系统作为验证实验系统。在此使用的 TMD 阻尼方式为空气阻尼十分符合大口径望远镜的使用要求，不仅可以为系统提供阻尼，也不会对系统造成污染。附加 TMD 如图 6 所示。在实验中使用的是 LMS 公司的 333B32 单自由度的加速度计，利用锤击法测量系统的点对点频响函数。

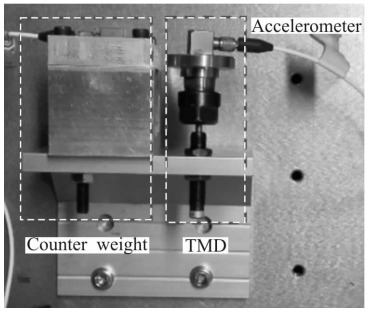


图 6 使用 TMD 的实验装置图

Fig.6 Sketch of testing set-up with TMD

由图 7 可得该系统的一阶模态频率为 172 Hz，使用 TMD 之后，该频率所对应的响应有明显的下降。

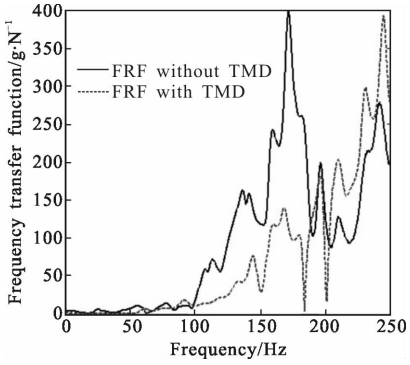


图 7 使用以及未使用 TMD 的频响函数对比图

Fig.7 Frequency response function with and without TMD

4 调制阻尼参数计算

根据公式(1)，可得模态质量计算方法：

$$H^{\mathrm{IMAGE}}=\frac{-1}{2k_{\mathrm{main}}\xi_{\mathrm{main}}}=\frac{-1}{2m_{\mathrm{main}}\omega_0^{\ 2}\xi_{\mathrm{main}}}$$

$$m_{\mathrm{main}}=\frac{-1}{2H^{\mathrm{IMAGE}}\omega_0^{\ 2}\xi_{\mathrm{main}}} \tag{6}$$

对于以加速度为输出的情况，可得 $m_{\mathrm{main}}=\frac{-1}{2H^{\mathrm{IMAGE}}\xi_{\mathrm{main}}}$。

在实际的设计过程中，首先要考虑所针对的振型，在条件受限的情况下，将 TMD 的阻尼调制能力用于对光学成像能力影响大的振型，可以尽可能地提高其效率。具体的设计过程可以被称为"敏感性"分析，在此仅作定性的分析。第 3 节的实验中，主要考虑了两种模态，分别是叉臂与镜面的运动。直观地考虑，镜面的行为更加直接地影响光学指标的实现，故选择研究主镜所对应的模态。实际上，对具体的系统而言，三镜组件以及次镜桁架的运动，在不同评价指标下，影响可能更加突出，具体的结果可由光学仿真软件得出。

质量是 TMD 所需要考虑的第二个因素，TMD 设计时所考虑质量为模态质量，即以该阶振型为主要响应时所参与的质量。一般来说，TMD 的质量与所对应模态质量的质量比取 u=0.05。

根据第三节的测量结果，镜面所安装的 TMD 质量可由下式得到：

$m_{\mathrm{TMD}}=\mu m_{\mathrm{main}}$=7.015 kg，其模态测试得到的频率为 141 Hz，为了对该模态进行阻尼调制，系统刚度为 k_{TMD}=5.506 N/mm。在实际的应用中，使用多个标准件通过串并联来得到，可大幅地降低成本。

5 结 论

文中首先建立可以表征系统的动力学减缩模型，之后根据该模型进行模态定标实验，建立系统简化模型。针对该系统位于 141 Hz 的主镜模态设计了 TMD 阻尼调制系统。质量为 7.015 kg，刚度为 5.506 N/mm。利用文中的方法，可以指导下一代大口径望远镜的阻尼调制设计，同时可实现以较低成本实现现有设备的改造升级。

参考文献：

[1] MacMartin D G, Thompson P, Colavita M M, et al. Dynamic analysis of the active-controlled segmented mirror of the Thirty Meter Telescope [J]. ***IEEE Trans Control Sys Tech***, 2013, 22: 58-68.

[2] Deng Yongting, Li Hongwen, Wang Jianli. Overview of AC servo control system for the large telescope [J]. ***Chinese Optics***, 2015, 8(6): 895-908. (in Chinese)
邓永停, 李洪文, 王建立. 大型望远镜交流伺服控制系统综述[J]. 中国光学, 2015, 8(6): 895-908.

[3] Lv Chao, Sun Anxin, Che Ying, et al. Random vibration and fatigue analysis of off-axis reflective optical system structures [J]. ***Optics and Precision Engineering***, 2016, 24 (7): 1661-1668. (in Chinese)
吕超, 孙安信, 车英, 等. 离轴反射式光学系统结构随机振动响应与疲劳分析 [J]. 光学 精密工程, 2016, 24(7): 1661-1668.

[4] Frank W Kan, Daniel W Eggers. Wind vibration analyses of Giant Magellan Telescope[C]//SPIE, 2006, 6271: 62710Q.

[5] Li Lin, Wang Dong, Yang Hongbo, et al. Optimization

design of flexible and damping support structure of space camera [J]. ***Optics and Precision Engineering***, 2016, 24(7): 1677-1684. (in Chinese)
李林, 王栋, 杨洪波, 等. 空间相机柔性减振支撑结构的优化设计[J]. 光学 精密工程, 2016, 24(7): 1677-1684.

[6] Sun Hui, Li Zhiqiang, Zhang Jianhua, et al. Target localization with intersection measurement for airborne electro-optical platform[J]. ***Chinese Optics***, 2015, 8(6): 988-996. (in Chinese)
孙辉, 李志强, 张建华, 等. 机载光电平台目标交会定位[J]. 中国光学, 2015, 8(6): 988-996.

[7] Sébastien Poupar, Pierre Haguenauer, Jaime Alonso, et al. VLTI -UT vibrations effort and performances [C]//SPIE, 2014, 9145: 91452M.

[8] Ford V, Carter C, Delrez C. Jitter studies for the secondary and tertiary mirror systems on the thirty meter telescope[C]// SPIE, 2014, 9151(2): 1-15.

[9] Yang Fei, Liu Guojun, Zhao Hongchao, et al. Stiffness allocation and analysis of TMT M3S [J]. ***Optics and Precision Engineering***, 2016, 24(1): 152-159. (in Chinese)
杨飞, 刘国军, 赵宏超, 等. 30 m 望远镜三镜系统刚度分配与分析[J]. 光学 精密工程, 2016, 24(1): 152-159.

[10] Keas P, Guerra J, Brewster R, et al. SOFIA telescope modal survey test and test-model correlation[C]//SPIE, 2010, 7738: 77380K.

[11] Maly J, Glaese R, Keas P. Damping SOFIA: passive and active damping for the stratospheric observatory for infrared astronomy[C]//SPIE, 2001, 4331: 60.