

文章编号 1004-924X(2012)01-0038-07

主动光学系统力促动器的设计和测试

张丽敏*, 张 斌, 杨 飞, 明 名

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘要:设计了一套用于控制薄镜面主镜面形的力促动器,并进行了实验测试。分析了常用的可以实现高精度、高稳定性的力促动器结构形式;结合实际情况和目前薄镜面主动光学实验系统的要求,设计了由步进电机驱动谐波减速器、精密丝杠传动,S型 Loadcell 反馈输出力变化的力促动器结构。最后,通过开环和闭环实验对结构进行了测试。实验结果表明,该力促动器行程为0~10 mm,输出力为-100~100 N,精度优于0.05 N,满足大行程、高精度微量输出和高稳定性要求,可以应用于主动光学支撑系统,同时也适用于其他精密调整结构。

关键词:望远镜;主动光学;力促动器;微量输出

中图分类号:TH751 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122001.0038

Design and test of force actuator in active optical system

ZHANG Li-min*, ZHANG Bin, YANG Fei, MING Ming

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences,
Changchun 130033, China)

* Corresponding author, E-mail: zhangtqx@163.com

Abstract: A set of force actuator was designed and tested for the active support system with a thin primary mirror to control the mirror surface error all the time. Conventional mechanisms for the force actuator with high accuracy and fine stability in engineering applications were studied. Then, based on the requirements of actuality and implementation in the thin primary mirror experiment system, a set of force actuator was designed and calculated in detail. A stepper motor integrated with a harmonic reducer was used to actuate the mechanism and precision screw to transmit, and an S-type Loadcell was taken as the force sensor to realize the feedback of force output. Finally, the mechanism was tested to validate the design feasibility through the opened loop and closed loop controls. Experimental results indicate that travel range of the force actuator is 0-10 mm, force range is -100-100 N and the accuracy is better than 0.05 N, which satisfies the demands of the force actuator for long range, high accuracy, fine output and stability. The actuator can be used in the support system of active optics, and is also a useful mechanism to other fine-tune structures.

Key words: telescope; active optics; force actuator; tiny output

收稿日期:2011-01-20;修订日期:2011-02-27.

基金项目:中科院第三期创新工程资助项目

1 引 言

随着现代天文技术的不断发展,对成像能力的要求越来越高,望远镜的口径也随之越来越大。传统的主镜由于其质量、造价以及支撑难度等的急剧增加已经不能满足要求,因此在望远镜的研制过程中发展了主动光学技术并逐渐成熟,薄镜面主动光学就是其中的一部分。在薄镜面主动光学中,薄主镜是主动光学系统中的一个重要组成部分。力促动器是校正镜面的执行机构,输出量为支撑的作用力,它的排列数量、分布情况和装卡定位方式等因素影响镜面面形的控制和校正能力^[1],主要用于实现支撑反射镜的重力、校正风载等外力和加工误差对面形的影响^[2]。

力促动器要求能够实现极微弱的输出量的改变,而且精度高。当外界条件变化时输出量应该保持恒定,不受外界条件的影响。另外,力促动器还具有运动平滑、线性度好、重复性高和响应速度快等特点^[3]。

常见的结构形式有:(1)电机+配重块+杠杆。如日本 8 m SUBARU 望远镜通过电机调节配重块在杠杆的位置实现主动支撑^[4];(2)电机+滚珠丝杠+弹簧,如 4.1 m SOAR 望远镜采用的力促动器,它通过步进电机/谐波减速箱驱动螺母丝杠实现输出力的变化,使输出力达到 ± 440 N,力输出精度为 0.13 N^[5];(3)压力式支撑,包括液压支撑和气压支撑,如美国 3.67 m AEOS 使用的是 84 点主动支撑,促动器为液压和丝杠的组合结构^[6],3.5 m APO 为 78 点气压支撑,分 3 个区域控制^[7]。目前,随着技术的发展国内也开始使用压电陶瓷驱动的新型力促动器。

本文首先对各类力促动器结构形式进行比较,然后根据项目需求对其进行设计,并分析了机构存在的误差,最后对设计的力促动器进行了实验验证。

2 设计方案

力促动器在薄镜面主动光学技术中作为定位支撑和控制机构,必须具有高精度的性能。常见结构形式优缺点比较如下:

配重块式结构所产生的浮力正好随镜面的高

度角呈正弦变化,所以这种结构一般不需要附加调节机构,但是需要考虑配重块对整个主镜系统大小、结构模态、方位俯仰驱动和轴承等的影响,摩擦力是杠杆结构误差的主要问题。

压力式支撑需要压力调节器保证压力随镜面高度角的正弦变化,结构和控制都比较复杂。对于液压结构,液体的泄漏会对周围的元器件尤其是主镜造成污染。

压电陶瓷驱动力促动器刚度大、精度高,但是行程小,只有十几到几十微米,微小的剪切力都会导致结构的破坏,而且工作电压达到几十甚至上百伏,价格也比较贵。

电机+丝杠结构,此类促动器结构简单,影响刚度的主要因素是丝杠螺母刚度和电机连接刚度。在薄镜面主动光学望远镜中,应用此种结构形式的力促动器已有成功的范例。

系统上基于步进/直流电机驱动的力促动器系统包括机械传动机构、驱动控制系统和力传感器三大部分。机械传动结构主要由减速器、联轴节、螺母丝杠、导向装置等组成。电机作为执行机构,主要提供旋转扭力,通过联轴节驱动减速器带动精密丝杠转动,丝杠将旋转运动转换为螺母的直线运动,它将产生直线方向的拉力或者压力。驱动控制系统包括步进/直流电机、驱动器、电机控制卡和控制软件。将采集到的力信号和设定值比较,经控制算法校正,输出控制信号给电机驱动板,控制电机的正反转,以达到需要的输出力。Loadcell^[8]作为测力传感器,将力转换为电压信号,进而输入给弱信号放大电路处理。图 1 为力促动器系统示意图。

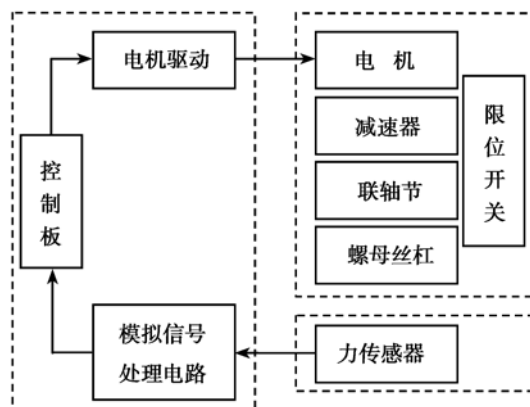


图 1 电机驱动力促动器系统示意图

Fig. 1 Diagram of force actuator by motor

3 力促动器设计

基于项目要求设计了一套步进电机驱动力促动器,促动器的基本设计指标见表 1。

表 1 促动器设计指标
Tab. 1 Design specification

名称	技术指标
输出力/N	±100
力精度/N	0.05
行程/mm	10

力促动器设计时需要考虑的问题:

(1) 轴向和径向的解耦,主要原因是力促动器没有垂直安装,反射镜及支撑结构的热变形或机械变形;

(2) 推拉能力;

(3) 结构刚度和稳定性;

(4) 输出检测元件,其精度、稳定性和刚度等会对校正结果产生影响。

3.1 轴承支撑

回转轴的轴向定位精度取决于固定端轴承的轴向游隙大小,因此用一对角接触球轴承组成固定端的轴向定位精度比一套深沟球轴承高。角接触球轴承采用精密微型轴承,尺寸为 15 mm × 6 mm × 5 mm,两端带有防尘盖,需要预紧以增加支撑的刚性、减小振动和噪声等。对于串联配对的角接触球轴承所需的最小负荷为 $F_{am} = k_a \frac{C_0}{1\ 000} \left[\frac{nd_m}{100\ 000} \right]^2$,其中 F_{am} 为预载荷, k_a 为最小轴向负荷系统, C_0 为轴承的额定静负荷轴向力(kN), n 为转速(r/min), d_m 为轴承平均直径(mm)^[9]。在本结构中,设计有预紧修磨垫,在装配前,需要对轴承和相关尺寸详细测量,以确定修磨垫的最终厚度。

3.2 丝杠结构受力分析

系统要求最大输出力为 100 N,结构简单紧凑,因此选择滑动螺旋传动,螺距为 0.5 mm。但是反向时空回影响系统的精度和稳定性,需要进行消间隙处理。采用的消隙方法是将两个半螺母在轴向向同一方向靠近或相反方向背离,使沿着

半螺母作用的螺纹侧面方向的刚度很大。然而,当载荷超过预载力时,在背离螺纹的方向,弹簧的预载就作为螺母的轴向刚度,对系统的刚度和双向重复性有一定的影响,所以使用时需要控制动态载荷小于预载力。

预载弹簧使用碟形弹簧,单个弹簧的刚度为 911 N/mm,采用 14 个碟形弹簧直列组合,组合后刚度为 65 N/mm(参考)。装配时压缩 2 mm,即对两个半螺母施加预载 130 N。

当螺母组合向右移动时,对应所需电机转矩为

$$T = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} [F_{spring} \tan(\Psi + \rho) - (F_{spring} - F_{load}) \tan(\Psi - \rho)], \quad (1)$$

当螺母组合向左移动时,对应所需电机转矩为

$$T' = F' \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} [-F_{spring} \tan(\Psi - \rho) + (F_{spring} + F_{load}) \tan(\Psi + \rho)], \quad (2)$$

式(1)和(2)中:

d_2 为螺纹中径; Ψ 为螺纹升角, $\Psi = \arctan \frac{s}{\pi d_2} = 1.642^\circ$, s 为螺距; ρ 为摩擦角, $\rho = \arctan \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 4.735^\circ$, f 为螺纹表面滑动摩擦系数, α

为螺纹牙型角, F_{spring} 为弹簧预紧力, $F_{spring} = 130$ N;

T 和 T' 为双向电机输出转矩, $F_{load} = 0$ 时, $T = 53.95$ mN · m; $T' = 53.95$ mN · m; $F_{load} = 100$ N 时, $T = 40.45$ mN · m; $T' = 81.95$ mN · m; 选择电机/减速箱额定转矩约为 3 倍最大负载转矩,则额定转矩应大于 246 mN · m。

3.3 Load cell 力传感器

Load cell 力传感器种类很多,可以根据输出信号的类型或检测力的方式分类,根据输出信号可以分为液压、气压和电子等;根据检测方式又可分为弯曲、剪切、压缩、拉伸等。设计中使用的是基于应变片的高精度 S 型 Load cell。非线性 < 0.02%, 非重复性 < 0.01% FS (FS 为全量程), 滞后 < 0.02%。Load cell 的轴向刚度对整个主动光学控制有一定影响,因此在使用前需要对刚度和输出力/输出电压进行测量和标定,并在控制时

采取一定的措施。^[10]

3.4 机构误差分析

力促动器结构设计中选用的步进电机、谐波减速箱、丝杆等都存在传动误差,需详细分析。通过测试确定 Load cell 刚度约为 140 N/mm。

3.4.1 步进电机误差

使用的步进电机步距角为 1.8° ,减速器的减速比为 63。步进电机误差由整化误差和步距角误差两部分组成。折算到力输出端,两项综合误差 Δ_m 不超过 0.004 N。

3.4.2 减速器误差

谐波减速器的传动误差 $\leq 1'$,空回 $\leq 1'$ 。折算到输出端,误差 Δ_d 不超过 0.007 N。

3.4.3 丝杠误差

考虑螺距的累积变化,螺距误差及累积误差小于 0.01 mm,在消除空回的情况下,由此引起输出端误差 Δ_s 不超过 0.007 N。

综合以上分析,该力促动器机构 RMS 误差 Δ_e 为:

$$\Delta_e = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta_m}{3}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_d}{3}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_s}{3}\right)^2} = \pm 0.004 \text{ N.}$$

由于机构的传动误差、摩擦和弹性变形等的影响,实际误差很难达到理论计算值。此外,构件之间还存在间隙误差。从以上分析结果来看,设计过程已经为各种误差预留了一定的余量,从而有利于满足系统指标的要求。

力促动器结构见图 2。

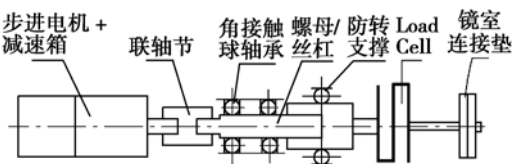


图 2 力促动器结构示意图

Fig. 2 Diagram of assembly of actuator

4 力促动器测试

为了满足实际需求,要求力促动器具有良好的开环特性,输出力具有很高的精度和稳定性,因此对所设计的力促动器进行了各种测试,包括开环特性测试和闭环特性测试。

开环特性主要包括力分辨率和线性度,闭环特性主要包括阶跃响应和抗干扰能力。

测试系统包括力促动器、力传感器、电压放大器、AD 转换器、C8051F020 控制器、步进电机驱动器等。力传感器的输出信号为差分电压信号 ($-20 \text{ mV} \sim 20 \text{ mV}$),该电压信号经电压放大器放大 125 倍后通过 AD 转换器进行转换,测试系统结构如图 3 和图 4 所示。

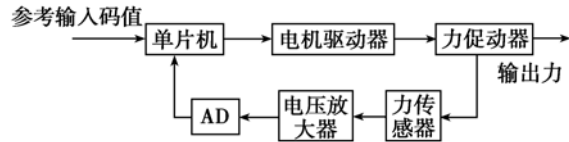


图 3 测试系统组成框图

Fig. 3 Schematic of test system

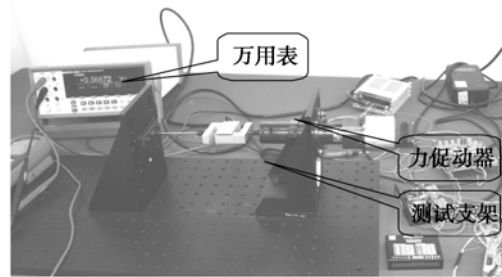


图 4 力促动器实验

Fig. 4 Test of force actuator

4.1 开环测试

4.1.1 力分辨率测试

力分辨率是指力促动器所能提供的输出力的最小变化值,也就是步进电机运行一步,力促动器输出力的变化量。

根据理论分析,步进电机运行 1 步,力促动器的输出力值变化非常小,为了减小测量误差、提高测量精度,测试力分辨率时采用了多步运行取平均值。使电机运行 1 000 步,测量输出力的变化值 ΔF ,则力分辨率等于“ $\Delta F/1\ 000$ ”,测试曲线如图 5 所示。在从 100 N 到 -100 N 的过程,均值为 0.535 mN,标准差为 0.04 mN;在从 -100 N 到 100 N 的过程,均值为 0.524 mN,标准差为 0.035 mN。

4.1.2 线性度测试

电机以一定开环速度运行,测试 load cell 输出力的变化,以此来分析系统输出的线性。以不同的运行速度进行了全量程 ($-100 \text{ N} \sim 100 \text{ N}$) 测试,测试曲线见图 6。由图 6 可见,在测试范围内,系统输出是线性的。



图 5 双向平均分辨率

Fig. 5 Bidirectional average resolution of actuator

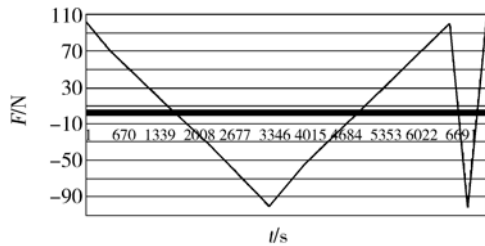


图 6 开环线性度测试

Fig. 6 Linearity curve at open loop

4.2 闭环测试

4.2.1 闭环阶跃响应

在限速(最大速度为 5 000 step/s)的情况下, 9.8 N 阶跃响应时间, 拉力状态约为 4.2 s, 压力状态约为 4.6 s; 阶跃响应无超调。闭环压力曲线如图 7 所示。

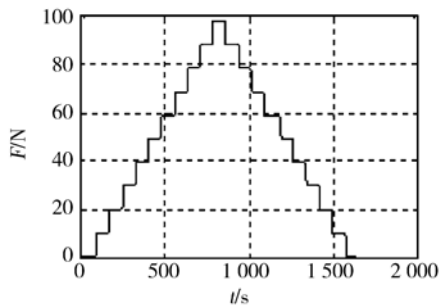
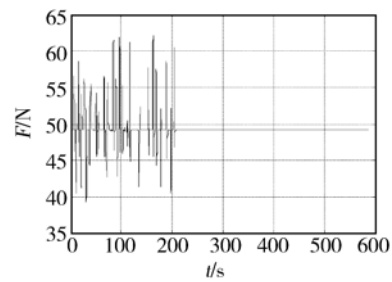


图 7 压力闭环曲线图

Fig. 7 Pressure curve of test at closed loop

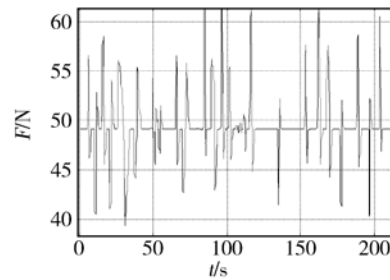
4.2.2 抗干扰能力

当力促动器的输出力稳定时, 对其施加外力进行干扰。图 8 所示是压力为 49 N 时的抗干扰试验结果。从力变化曲线可以看出, 闭环控制时力促动器能够有效克服外界干扰, 使输出力保持稳定。



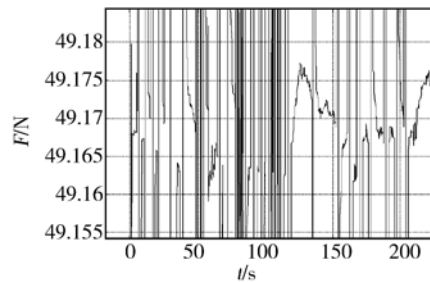
(a) 初始段不断施加干扰

(a) Disturbed curve



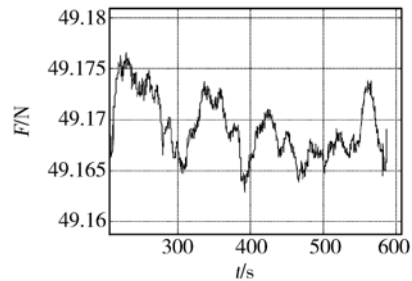
(b) 施加干扰放大图之一

(b) Magnified disturbed curve



(c) 施加干扰放大图之二

(c) More clear disturbed curve



(d) 停止施加干扰的状态

(d) Curve when disturb is inexistent

图 8 抗干扰测试

Fig. 8 Experiments of disturbance

系统的测试结果总结见表2。

表2 测试结果
Tab.2 Result of test

测试指标	数值
输出力范围	± 100 N
行程	10 mm
稳态误差	$\Delta F(\text{拉}) < 0.04$ N $\Delta F(\text{压}) < 0.05$ N
响应速度	9.8 N 阶跃响应时间小于 5 s
平均力分辨率	< 1 mN
动态控制精度	$< \pm 0.08$ N

参考文献:

- [1] 于洋,曹根瑞.主动光学反射镜面型的校正能力及其优化设计[J].北京理工大学学报,2003,23(2):229-233.
YU Y, CAO G R. A study on the corrective capability and optimization of active mirrors[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2003, 23(2):229-233.
- [2] 苏定强,崔向群.主动光学——新一代大望远镜的关键技术[J].天文学进展,1999,17(1):1-14.
SU D Q, CUI X Q. Active optics- key technology of the new generation telescopes [J]. *Progress in Astronomy*, 1999,17(1):1-14. (in Chinese)
- [3] 程景全.天文望远镜原理和设计[M].北京:中国科学技术出版社,2002.
CHENG J X. *Principles of Astronomical Telescope Design* [M]. Beijing: Chinese Science & Technology Press, 2002. (in Chinese)
- [4] MASANORI L, KEIICHI K. Primary mirror support system for the SUBARU telescope[J]. *SPIE*, 1994,2199:762-772.
- [5] CONRAD N, ZOLCINSKI-COUET M C, MICHAEL K. The active primary mirror system for the SOAR

5 结 论

本文根据薄镜面主动光学高精度高稳定性的要求,设计了一套步进电机驱动、精密螺母丝杠传动的力促动器。实验结果表明,力促动器闭环控制精度优于 0.05 N,而且稳定性好,可以满足正在研制的薄镜面主动光学实验系统的应用需求。此外,也可以应用于需要精密调整的光机系统中。

telescope[J]. *SPIE*, 2004,5489:870-880.

- [6] JAMES E K, DAVID Gr. AEOS 3.67 m telescope primary mirror active control system[J]. *SPIE*, 1998, 3352:400-411.
- [7] YORKE J, Br, JON D. Improvements to the Apache Point 3.5 meter primary mirror support system. *SPIE*, 1998,3351:172-177.
- [8] 李国平,毛新利.一种微位移促动器的设计和检测[J].光学精密工程,2005,13(3):332;338.
LI G P, MAO X L. Design and test of a micro-displacement actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(3):332;338. (in Chinese)
- [9] 刘泽九.滚动轴承应用手册[M].北京:机械工业出版社,2006.
LIU Z J. *Application Manual of Rolling Bearing* [M]. Beijing: China Machine Press, 2006. (in Chinese)
- [10] 李宏状,林旭东,刘欣悦,等.400 mm 薄镜面主动光学实验系统[J].光学精密工程,2009,17(9):2077;2077-2083.
LI H Z, LIN X D, LIU X Y, *et al.*. Experiment system of 400 mm thin-mirror active optics [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(9):2077;2076-2083. (in Chinese)

作者简介:



张丽敏(1981—),女,山西朔州人,博士,副研究员,2008年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要从事精密机械方面的研究。E-mail: zhangtqx@163.com



杨飞(1982—),男,湖北天门人,硕士,助理研究员,2009年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位,主要从事光学仪器机构设计方面的研究。E-mail: yangflying@163.com



张斌(1981—),男,吉林长春人,2000年于大连理工大学获得学士学位,2010年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要从事望远镜精密跟踪技术的研究。E-mail: zhbdt@yahoo.com.cn



明名(1983—),湖南临澧人,硕士,助理研究员,2007年于大连理工大学获得硕士学位,主要从事光学系统设计、检测和装调。E-mail: mingm1118@yahoo.com.cn

●下期预告

用于异形孔精密加工 GMA 线性化迟滞建模与控制

张雷, 邬义杰, 刘孝亮, 王彬

(浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室 现代制造工程研究所, 浙江 杭州 310027)

根据超磁致伸缩构件精密加工异形孔刀具轨迹特点,采用纯延时环节串联线性化模型,建立高频驱动下驱动电流与输出微位移的迟滞非线性动态模型。通过一定频率下驱动电流与输出位移的相关辨识,获得系统纯延时环节的补偿参数,并建立驱动电流与无相位差输出位移的线性化模型。当实时控制时,通过迟滞非线性模型的直接逆模型补偿,使位移输出与异形孔的理想刀具轨迹一致。经实验验证,直接逆模型的开环控制误差最大值为 $2.7\ \mu\text{m}$,最大相对误差 10%。进一步采用微位移信号反馈的闭环控制,实验误差最大值为 $1.2\ \mu\text{m}$,最大相对误差 7%,提高了控制的精度。