# 大口径望远镜主镜位置控制系统设计

# 郭鹏飞\*,李玉霞,李剑锋,张斌,吴小霞

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 为了满足 4 m 大口径望远镜镜面成像对主镜位置的高精度需求,介绍了采用电机驱动浮动液压支撑方式的 主镜位置控制系统设计方法。介绍了主镜位置控制系统的构成并建立了各结构的数学模型;基于线性扩张观测器 和一阶动态滑模控制方法,设计了主镜位置控制器;对该控制系统进行了仿真验证。结果显示:在俯仰轴以 1 (°)•s<sup>-1</sup>的速度匀速运动的情况下,每个支撑区域的跟踪误差最大值小于 0.5  $\mu$ m;在俯仰轴正弦引导情况下,跟踪 误差最大值为 1  $\mu$ m,明显优于传统的比例积分控制的 13  $\mu$ m 跟踪误差,满足 4 m 望远镜主镜位置控制系统的设计 要求。该研究为大口径望远镜主镜位置控制系统设计提供了一定的参考。 关键词 测量;大口径望远镜;主镜;位置控制;动态滑模控制;自抗扰控制

中图分类号 TP391.8; TP743 文献标志码 A

doi: 10.3788/AOS202040.2212002

## Design of Primary-Mirror Position Control System in Large Telescope

Guo Pengfei\*, Li Yuxia, Li Jianfeng, Zhang Bin, Wu Xiaoxia

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

Abstract A design method of a primary-mirror position control system based on motor-driven hydraulic support is proposed to meet the high precision requirements of the primary mirror position in mirror imaging of a 4 m large telescope. Firstly, the composition of the primary-mirror position control system is introduced, and the mathematical model of each structure is established. Furthermore, a primary-mirror position controller is designed based on the first-order dynamic sliding mode control and a linearly extended observer. Finally, the system is simulated. The results show that the maximum tracking error of each support area is less than 0.5  $\mu$ m when the tilt axis moves at a uniform speed of 1 (°) • s<sup>-1</sup>. Besides, in the case of sinusoidal guidance of the tilt axis, the maximum tracking error is 1  $\mu$ m, which is better than the tracking error (13  $\mu$ m) of the traditional proportional-integral control. The results satisfy the design requirements of the proposed system in the 4 m large telescope, providing a reference for the design of a primary-mirror position control system in a large telescope.

Key words measurement; large telescope; primary mirror; position control; dynamic sliding mode control; autodisturbance rejection control

OCIS codes 120.4570; 130.6622; 130.6750; 220.4830

# 1 引 言

随着空间目标观测要求的提高,望远镜的口径 越来越大<sup>[1]</sup>。对于口径大于4m的望远镜,传统的 机械式支撑方式难以满足镜面成像的需求,主动光 学技术已经成为大口径望远镜的必备技术<sup>[2-3]</sup>。国 外很多大型望远镜都采用了主动光学技术,主动光 学系统包括以液压被动支撑为主的主镜位置控制系 统和采用机电式力促动器或者气压力促动器的面形 控制系统<sup>[4-6]</sup>。液压支撑具有支撑刚度大和动态性 能好的优点,成为大型望远镜支撑的主要选择,液压 支撑望远镜包括欧洲南方天文台 VLT(Very Large Telescope)、美国国家太阳天文台 4 m DKIST (Daniel K. Inouye Solar Telescope)、美国军方 4 m AEOS(Advanced Electro Optical System)等望远 镜<sup>[7-11]</sup>。但是,国内关于液压支撑的主镜位置控制 系统设计的研究较少,还处在相关技术的实验验证 阶段。文献[12]对基于液压支撑的主镜位置控制理 论进行了研究,并在 1.23 m 口径的碳化硅(SiC)主 镜上进行了测试,验证了基于液压支撑的主镜位置 控制的可行性。文献[13-14]推导了基于液压支撑 的主镜位置的系统模型并对控制系统进行了设计,

收稿日期: 2020-05-18; 修回日期: 2020-06-30; 录用日期: 2020-07-24

基金项目:国家自然科学基金(11703025)

\* E-mail: guopf\_ciomp@sina.com

在 1.23 m 口径的 SiC 主镜上进行了测试。但是控 制系统过程设计中忽略了重力变化等外部扰动对系 统的影响。而重力变化引起的支撑变形是对主镜位 置保持影响的重要因素之一,需要将该影响引入到 控制系统设计之中。

为了消除外部扰动对系统的影响,本文采用了 线性扩张观测器对系统状态进行观测与补偿,增强 了系统的抗外部干扰能力,并结合一阶动态滑模控 制,提出了一种动态滑模自抗扰控制器。首先,推导 了各结构的数学模型,包括支撑变形模型,然后基于 线性扩张观测器和一阶动态滑模控制方法设计了主 镜位置控制器,最后通过仿真以及实验对本文所设 计的主镜位置控制系统进行了验证。

## 2 系统分析与建模

4 m 望远镜主镜采用液压被动支撑,其中包括 54 个轴向支撑和 24 个侧向支撑,将轴向支撑分为 3 个区域,侧向支撑分为 2 个区域,同一区域的液压 缸相互连接,每个液压缸输出的支撑力相同,该区域 总的支撑力为各个液压支撑力的和,如图 1 所示。 该液压支撑系统具有两个主要功能:1)在任意俯仰 角度下支撑主镜重量并提供支撑刚度;2)在望远镜 工作过程中,保持主镜相对主镜室的位置不变。

为了保持主镜相对主镜室的位置不变,本文采



图 1 轴向液压支撑原理图 Fig. 1 Principle diagram of axially hydraulic support

用了永磁同步电机对主镜位置进行调节。通过控制 永磁同步电机的转动控制丝杠杆的收缩或者伸长, 以改变伺服缸油腔的油液,从而改变液压缸下腔油 压,使得整个区域的支撑力和位置发生改变。液压 缸上腔与蓄能器连通,从而保证液压缸上腔油压在 小范围内变化,如图2所示。轴向支撑的3个区域 与侧向支撑的2个区域是相互独立的,而且二者的 设计方法相同,只是所受重力的表达式不同,因此本 文对侧向支撑的一个区域进行建模与控制系统设计。



#### 图 2 单个液压分区系统组成

Fig. 2 System composition of each hydraulic zone

#### 2.1 液压模型

#### 根据液压缸输入油液连续方程可得

$$\begin{cases} -A_{1} \frac{dx_{i}}{dt} + \frac{V_{c1} - A_{1}x_{i}}{K} \frac{dp_{1}}{dt} = -q_{1} \\ A_{2} \frac{dx_{o}}{dt} + \frac{V_{c2} + A_{2}x_{o}}{K} \frac{dp_{2}}{dt} = q_{1} \\ -A_{2} \frac{dx_{o}}{dt} + \frac{V_{c3} - A_{2}x_{o}}{K} \frac{dp_{3}}{dt} = -q_{3} \\ \frac{dV_{4}}{dt} + \frac{V_{4}}{K} \frac{dp_{4}}{dt} = q_{3} \end{cases}$$
(1)

式中:t 为时间; $x_i$  为丝杠杆伸缩的距离; $x_a$  为液压 缸上下腔移动的距离; $q_1$  为伺服缸液体流量变化;  $q_3$  为液压缸液体流量变化;K 是油液体积弹性模 量; $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_3$  和  $p_4$  分别为伺服缸油压、液压缸下 腔油压、液压缸上腔油压和蓄能器油压; $V_{e1}$ 、 $V_{e2}$ 、 $V_{e3}$ 和  $V_4$  分别为伺服缸油液体积、液压缸下腔油液体 积、液压缸上腔油液体积和蓄能器油液体积; $A_1$  为 伺服缸油腔截面积; $A_2$  为等效液压缸油腔截面积。 对于气囊式蓄能器,其气体变化过程可以看作

2212002-2

是一个等温的变化过程[15],则有

$$P_{a}V_{a} = c_{\rm const}, \qquad (2)$$

式中: $c_{const}$ 为固定常量; $P_a$ 为气体绝对压力; $V_a$ 为 气体体积。对(2)式求导可得

$$P_{a0} \frac{dV_{a}}{dt} + V_{a0} \frac{dP_{a}}{dt} = 0, \qquad (3)$$

式中: P<sub>a0</sub>为初始气体压力; V<sub>a0</sub>为初始气体体积。

同时有

$$\frac{\mathrm{d}V_4}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}V_a}{\mathrm{d}t} = 0\,.\tag{4}$$

根据液压系统连通关系,有

$$\begin{cases} p_1 = p_2 \\ p_3 = p_4 = p_a \end{cases}$$
(5)

根据(1)式和(5)式并略去高阶小量,可得

$$A_{2} \frac{dx_{o}}{dt} - A_{1} \frac{dx_{i}}{dt} = \frac{A_{1}x_{i} - A_{2}x_{o} - V_{c1} - V_{c2}}{K} \frac{dp_{1}}{dt} \approx \frac{-(V_{c1} + V_{c2})}{K} \frac{dp_{1}}{dt} = \frac{-V}{K} \frac{dp_{1}}{dt}_{o}.$$
 (6)

根据(1)式、(3)~(5)式,可得

$$A_{2} \frac{\mathrm{d}x_{\circ}}{\mathrm{d}t} = \frac{V_{a0}}{p_{a0}} \frac{\mathrm{d}p_{3}}{\mathrm{d}t} + \frac{V_{4} + V_{c3} - A_{2}x_{\circ}}{K} \frac{\mathrm{d}p_{3}}{\mathrm{d}t} \,.$$
(7)

由于蓄能器工作压力为  $0.5 \sim 0.7 \text{ MPa}, p_{a0}$ 的数 量级远小于油液体积弹性模量 K,因此可得

$$A_2 \frac{\mathrm{d}x_{\,\mathrm{o}}}{\mathrm{d}t} \approx \frac{V_{\,\mathrm{a0}}}{p_{\,\mathrm{a0}}} \frac{\mathrm{d}p_{\,\mathrm{3}}}{\mathrm{d}t} \,. \tag{8}$$

液压缸动力平衡方程为

$$m_{c}\ddot{x}_{o} + B\dot{x}_{o} = A_{2}(p_{2} - p_{3}) - G_{c}\cos\varphi - F_{1},$$
(9)

式中: 表示一阶导数, 无表示二阶导数(下同);  $m_e$ 为主镜质量; B 为黏性阻尼系数;  $G_e$  为主镜所受重 力;  $\varphi$  为望远镜俯仰角;  $F_1$  为负载力。 根据(6)~(9)式并忽略高阶小项,可以得到从 体积调节单元位移(X<sub>i</sub>)到液压缸位移(X<sub>o</sub>)的传递 函数为

$$\frac{X_{\circ}}{X_{i}} = \frac{A_{1}/A_{2}}{\frac{m_{c}V}{A_{2}^{2}K}s^{2} + \frac{BV}{A_{2}^{2}K}s + 1}$$
(10)

#### 2.2 永磁同步电机与丝杠模型

对于采用  $i_d = 0(i_d \ hd)$  轴电流)控制策略的表 面式 PMSM(permanent magnet synchronous motor), 其数学模型为

$$\begin{cases} \dot{i}_{q} = -\frac{R}{L}i_{q} - k_{e}\omega + \frac{u_{q}}{L} \\ \dot{\omega} = \frac{k_{t}}{J}i_{q} - \frac{T_{d}}{J} \\ \dot{\theta} = \omega \end{cases}, \qquad (11)$$

式中: $i_q$ 为q轴电流; $u_q$ 为q轴电压;R为电机电 阻;L为电机电感; $\theta$ 为转子机械角位置; $\omega$ 为转子 机械角速度;J为负载等效转动惯量; $k_t$ 为电机的 力矩常数; $k_e$ 为反电动势系数; $T_d$ 为负载力矩。

根据丝杠扭矩公式以及位移角度关系,有

$$\begin{cases} T_{\rm d} = \frac{p_1 A_1}{2\pi\eta} \\ x_{\rm i} = \frac{\theta l}{2\pi} \end{cases}, \tag{12}$$

式中: $T_{d}$ 为丝杠输出的扭矩; $\eta$ 为效率系数;l为丝杠导程。

## 3 控制系统设计

主镜位置控制系统如图 3 所示,由线性扩张状态观测器(ESO)、滑模控制器(DSMC)、电机位置控制回路和液压系统组成。电机位置控制回路的输入 是编码器绝对位置,输出为丝杠杆伸缩的距离。电



图 3 控制系统框图 Fig. 3 Block diagram of control system

2212002-3

机位置控制回路包含了电机的电流环、速度环和位置环,设计好之后,电机位置控制回路相当于一阶惯性环节。令  $y = x_0$ ,  $u = x_1$ ,则系统状态方程(10)式可写成

$$\ddot{y} = -a_1 \dot{y} - a_0 y + (b_0 + \Delta b) u - \frac{G_c}{m_c} \cos \varphi - \frac{F_1}{m_c} + \omega_d, \qquad (13)$$

式中: $a_1 = \frac{B}{m_c}; a_0 = \frac{A_2^2 K}{m_c V}; b_0 = \frac{A_1 A_2 K}{m_c V}; \Delta b$  为电机

位置控制回路带来的扰动;ω<sub>d</sub> 为外界位置扰动。

$$\diamondsuit f = -a_1 \dot{y} - a_0 y + \Delta bu - \frac{G_c}{m_c} \cos \varphi - \frac{F_1}{m_c} +$$

 $\omega_d$ ,则 f 代表了系统总的扰动。(13)式简写为

$$\ddot{y} = f + b_0 u_0 \tag{14}$$

将f作为一个被扩张的状态,则(14)式可改写为

$$\begin{cases}
\dot{y}_1 = y_2 \\
\dot{y}_2 = y_3 + b_0 u_0 \\
\dot{y}_3 = \dot{f}
\end{cases}$$
(15)

设计二阶扩张状态观测器对未知扰动 *f*进行 实时估计,其线性形式为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + L_1(y_1 - z_1) \\ \dot{z}_2 = z_3 + L_2(y_1 - z_1), \\ \dot{z}_3 = L_3(y_1 - z_1) \end{cases}$$
(16)

式中: $L_1$ , $L_2$ , $L_3$ 为观测器参数。为了简化问题的 分析,将观测器参数的选择转换为  $\omega_0$  的选择,令观 测器的所有极点都在 $-\omega_0$ <sup>[16]</sup>。那么可以确定

$$\begin{cases} L_1 = 3\omega_0 \\ L_2 = 3\omega_0^2 \\ L_2 = \omega_0^3 \end{cases}$$
(17)

引入控制量,即

$$u = (u_0 - z_3)/b_0, \qquad (18)$$

式中:u。为控制律输出。

## 将(18)式代入(14)式中可得

$$\ddot{y} = f - z_3 + u_0 \approx u_0 \,. \tag{19}$$

当选取合适的观测器参数时,可使  $z_3 \rightarrow f, z_2 \rightarrow y_2, z_1 \rightarrow y_1$ 。通过补偿系统扰动的影响,使原非线性系统转换为一个二阶积分系统。

为了进一步提高系统的鲁棒性,将一阶动态滑 模控制引入到状态反馈控制律设计中。普通滑模控 制的切换函数只依赖于系统的状态,不连续的开关 特性会引起系统的抖振。一阶动态滑模方法通过设 计新的切换函数,使该切换函数与系统控制输入有 关,将不连续项转移到控制的一阶导数中去,得到在 时间上本质连续的动态滑模控制律,有效地降低了 抖振<sup>[17]</sup>。

定义跟踪误差变量为

$$e = y_{c} - z_{1}, \qquad (20)$$

式中:シ。为输入位置指令。定义切换函数为

$$s = ce + du_0, \qquad (21)$$

式中:c d 为大于零的常数。采用指数趋近律,则有  $\dot{s} = \dot{ce} + d\dot{u}_0 = -\xi \operatorname{sgn}(s) - ks$ , (22)

式中: $\xi$ 为大于零的常量;k为大于零的常量;sgn(•)为符号函数。

由此可得动态滑模控制律为

$$\dot{u}_0 = \left[-\dot{ce} - \xi \operatorname{sgn}(s) - ks\right]/d_\circ \qquad (23)$$

定义李雅普诺夫函数为

$$V_s = \frac{1}{2}s^2, \qquad (24)$$

对(24)式求导,并将(22)式代入可得

$$\dot{V}_s = \dot{ss} = -\xi |s| - ks^2 \leqslant 0, \qquad (25)$$

满足系统稳定条件。

## 4 仿真分析

为了分析上述控制器 (DSMO-ADRC) 的性能 及作用效果,在 MATLAB 的 SIMULINK 环境下 建立了控制系统仿真模型。图 3 中系统由液压模 型、电机模型、线性扩张状态观测器、动态滑模控制 反馈和外部扰动组成。液压和电机模型参数为:  $m_c = 1600 \text{ kg}, B = 6.7 \times 10^7 \text{ N} \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})^{-1}, K = 5 \times$  $10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^2, A_1 = 2.46 \times 10^{-3} \text{ m}^2, A_2 = 5.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2, V$  $= 4.145 \times 10^{-4} \text{ m}^3, R = 5.3 \Omega, L = 0.0102 \text{ H}, J = 1.35$  $\times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, k_t = 0.59 \text{ N} \cdot \text{A}^{-1}$ 。在对比实验中,本 实验系统分别选用工程中经常采用的 PI 控制器和 ADRC 控制器<sup>[18]</sup>与 DSMO-ADRC 控制器进行了对 比分析。DSMO-ADRC 控制器的参数为:c = 8, k = $15, \xi = 2.7, d = 0.45$ 。

给定 1 mm 的位置阶跃指令,DSMO-ADRC 控 制器、ADRC 控制器和 PI 控制器的响应曲线如 图 4(a)所示。由图 4(a)可以看出,DSMO-ADRC 具有较快的响应。在 t=2 s 时对电机施加  $T_d=$ 10 N•m的负载力矩,相同的外部扰动下 PI 控制器 产生了较大的位置波动,最大波动值为 0.026 mm; ADRC 控制器的最大位置波动较小;DSMO-ADRC 控制器的最大位置波动最小,其值为 0.0025 mm。 给定 1 mm 的位置阶跃指令,同时在液压部分施加 外部扰动,DSMO-ADRC 控制器、ADRC 控制器和 PI 控制器的响应如图 4(b)所示。由图 4(b)可以看 出,PI 控制器受到周期扰动的影响,位置偏差为周期扰动曲线,而外部周期扰动对 DSMO-ADRC 控制器和 ADRC 控制器的影响较小。





(b) external disturbance

以上仿真结果表明:DSMO-ADRC 控制器可以 快速达到给定位置,并且对外部扰动等具有较强的 补偿能力。

# 5 **实验结果**

图 5(a)为未使用主镜位置控制系统情况下,俯仰轴从 87°转动到 0°时主镜位置随俯仰角变化的曲线。俯仰角角度发生变化时,作用在轴向和侧向支 撑上的重力也就发生改变,作用在侧向支撑上的重 力与俯仰角呈余弦变化,作用在轴向支撑上的重 力与俯仰角呈定弦变化,这种重力变化导致了支撑变 形,从而使主镜位置发生变化。轴向位置传感器 (LVDT1~LVDT3)的最大位置偏差的绝对值为 100  $\mu$ m,侧向位置传感器(LVDT4、LVDT5)的最大 位置偏差的绝对值为 600  $\mu$ m。而系统对主镜位置 的误差要求为小于 20  $\mu$ m,由此可以看出,重力变 化引起的支撑变形对主镜位置控制的影响很大。 同时可以看出主镜的轴向支撑刚度比侧向支撑刚 度大。侧向位置传感器的测量值曲线基本一致, 说明侧向支撑两个区域的刚度比较一致。

俯仰轴以1(°)•s<sup>-1</sup>的速度从87°匀速转动到 10°,使用主镜位置控制系统情况下的位置测量曲线 如图5(b)所示,从图中可以看出,轴向传感器和侧向 传感器测量的数据偏差值都不大,最大位置偏差在



图 5 主镜位置误差曲线。(a)无控制;(b)有控制

Fig. 5 Position error curves of primary mirror. (a) Without controlling; (b) with controlling

0.5 μm 以内,主镜位置轴向和侧向的位置保持得很好。
图 6 给出了俯仰轴正弦引导曲线和俯仰角速度
曲线,图 7 给出了采用 DSMO-ADRC 控制器和传统比例积分控制器的侧向 LVDT 误差曲线。由图 6
可知,俯仰角以 55°为初始位置,在 45°~65°之间做
正弦运动,俯仰角变化速度最大值为 3 (°)•s<sup>-1</sup>,最

小值为-3(°)•s<sup>-1</sup>。由图 7 可以看出,采用传统比 例控制器时,侧向 LVDT 偏差比较大,最大达到了 13  $\mu$ m,位置偏差与俯仰角速度相关。采用 DSMO-ADRC 控制器时,侧向 LVDT 变化不大,位置偏差 最大值为 1  $\mu$ m,这说明 DSMO-ADRC 对重力变化 等系统扰动进行了补偿,提高了系统的精度。



图 6 俯仰角角度与速度

Fig. 6 Tilt angle and tilt angle velocity





### 6 结 论

在大型望远镜主镜位置控制系统组成的基础 上,推导了各结构的模型;为了减小重力变化等系统 扰动,提出了一种一阶动态滑模自抗扰控制器。该 控制器结合了滑模控制与自抗扰控制的优点,能有 效抑制外部扰动对系统的影响,并具有较强的鲁棒 性。在大型望远镜主镜位置控制系统上进行了实验 研究,实验结果表明,在俯仰轴以1(°)•s<sup>-1</sup>的速度 进行匀速运动的情况下,每个支撑区域的跟踪误差 最大值小于 0.5  $\mu$ m;在俯仰轴正弦引导情况下,跟 踪误差最大值为 1  $\mu$ m,明显优于传统的比例积分控 制器。上述结果满足 4 m 口径望远镜主镜位置控 制系统的设计要求,为大型望远镜主镜位置控制提 供了一种技术解决方案。

#### 参考文献

[1] Deng Y T, Li H W, Wang J L, et al. Main axes AC servo control system for 2 m telescope[J]. Optics and Precision Engineering, 2017, 25(1): 163-171.
邓永停,李洪文,王建立,等. 2 m 望远镜主轴交流伺

**服控制系统设计[J]. 光学 精密工程**, 2017, 25(1): 163-171.

- [2] Bely P Y. The design and construction of large optical telescopes[M]. New York: Springer, 2003.
- [3] Wang J L, Liu X Y. Concept and development of smart optics[J]. Chinese Optics, 2013, 6(4): 437-448.

王建立, 刘欣悦. 智能光学的概念及发展[J]. 中国光 学, 2013, 6(4): 437-448.

- [4] Salas L, Gutiérrez L, Pedrayes M H, et al. Active primary mirror support for the 21-m telescope at the San Pedro Mártir Observatory[J]. Applied Optics, 1997, 36(16): 3708-3716.
- [5] Schipani P, Capaccioli M, D'Orsi S, et al. The VST active primary mirror support system[J]. Proceedings of SPIE, 2010, 7739: 773931.
- [6] Wu X X, Li J F, Song S M, et al. Active support system for 4 m SiC lightweight primary mirror[J]. Optics and Precision Engineering, 2014, 22 (9): 2451-2457.

吴小霞,李剑锋,宋淑梅,等.4 m SiC 轻量化主镜的 主动支撑系统[J]. 光学 精密工程,2014,22(9): 2451-2457.

- [7] Lousberg G P, Moreau V, Schumacher J M, et al. Design and analysis of an active optics system for a 4-m telescope mirror combining hydraulic and pneumatic supports[J]. Proceedings of SPIE, 2015, 9626: 962624.
- [8] Stepp L M, Huang E, Cho M K. Gemini primary mirror support system[J]. Proceedings of SPIE, 1994, 2199: 223-238.
- [9] Kimbrell J E, Greenwald D. AEOS 3.67-m telescope primary mirror active control system[J]. Proceedings of SPIE, 1998, 3352: 400-411.
- [10] Schipani P, Magrin D, Noethe L, et al. The active optics system of the VST: concepts and results[J]. Proceedings of SPIE, 2012, 8444: 84444Z.
- [11] Molfese C, Schipani P, Capaccioli M, et al. VST primary mirror active optics electronics[J]. Proceedings of SPIE, 2008, 7019: 701927.
- [12] Li J F, Wu X X, Li Y X, et al. Position control technology of large aperture mirror based on hydraulic support[J]. Optics and Precision Engineering, 2017, 25(10): 2599-2606.

李剑锋,吴小霞,李玉霞,等.基于液压支撑的大口 径主镜稳像技术[J].光学精密工程,2017,25(10): 2599-2606.

[13] Li Y X, Zhang B, Li J F, et al. Design and tests of multi-motors hydromantic position control system of primary mirror based on large telescope [C] // 2018 IEEE International Conference on Mechatronics and

2212002-6

Automation (ICMA), August 5-8, 2018, Changchun, China. New York: IEEE Press, 2018: 2209-2214.

- [14] Peng X B, Gong G F, Yang H Y, et al. Novel electro-hydraulic position control system for primary mirror supporting system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(5): 1-15.
- [15] Quan L X. Research on the bag accymulator's basic theory and experiment based on pipaline effect[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2005: 14-24.
  权凌霄. 基于管路效应的皮囊式蓄能器数学模型与实验研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2005: 14-24.
- [16] Gao Z Q. On the foundation of active disturbance rejection control[J]. Control Theory & Applications, 2013, 30(12): 1498-1510.

高志强. 自抗扰控制思想探究[J]. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1498-1510.

- Pieper J K. First order dynamic sliding mode control
   [C] // Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No. 98CH36171), December 18, 1998, Tampa, FL, USA. New York: IEEE Press, 1998: 2415-2420.
- [18] Wang S, Li H W, Meng H R, et al. Active disturbance rejection controller for speed-loop in telescope servo system[J]. Optics and Precision Engineering, 2011, 19(10): 2442-2449.
  王帅,李洪文,孟浩然,等.光电望远镜伺服系统速度

**环的自抗扰控制[J]. 光学 精密工程**, 2011, 19(10): 2442-2449.