

用于主动光学的气体力促动器设计

余正洋^{1 2 3}, 李国平^{1 2}

Pneumatic force actuator design for active optics

YU Zheng-yang^{1 2 3}, LI Guo-ping^{1 2}

(1. 中国科学院 国家天文台南京天文光学技术研究所, 江苏 南京 210042;

2. 中国科学院 天文光学技术重点实验室, 江苏 南京 210042; 3. 中国科学院 研究生院, 北京 100049)

摘 要: 鉴于气体促动系统简单、经济并具有快速反应的特点, 设计了一种用于主动光学的无摩擦线性气体力促动器结构, 以及相应的高频高精度电磁比例调压阀, 并做了仿真分析和实验验证, 结果表明比例阀调压的气体力促动器输出力在 ± 100 N 范围内精度可达 0.05 N, PID 控制的力促动频率达到 0.5 Hz 以上。

关键词: 光学望远镜; 主动光学; 力促动器; 气体; 比例阀

中图分类号: P111.2; TH138 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2011)09-0080-06

前言

主动光学是指在大型光学望远镜的观测过程中, 要求不断检测镜面因重力、风力、温度等外部载荷因素而发生的变形, 通过安装在主镜背后的主动力促动器系统来实时矫正镜面变形, 以保证较好的成像质量而采用的一种波面矫正技术^[1]。1989 年第一架完整的主动光学望远镜—欧洲南方天文台(ESO) 3.5 m 的新技术望远镜(NTT) 在智利的拉塞拉天文台投入使用^[2], 随后建造的更大口径的望远镜均采用了主动光学技术, 大口径的望远镜需要在主镜背后安装更多精确更高、频率更高的力促动来及时矫正面形, 如表 1 所示。

表 1 不同口径望远镜力促动器的数量^[3]

镜面直径(m)	轴向促动器	侧向促动器
3.5	40	16 (18)
6.5	104	58 (64)
8.0	150 - 192	96 - 108
8.4	160	104 (110)

用于主动光学的力促动器要求加力范围 ± 100 N, 精度 0.05 N, 促动器尺寸应足够小, 保证在镜面后能

缩小空间和方便机床的整体布局。

参考文献:

[1] 卢光贤. 机床液压传动与控制(第 1 版) [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1984.

安装、拆装、维修方便, 而且线性度要好, 便于电的控制。目前实用的力促动器主要包括四类, 它们分别是:

- (1) 气动(滚动隔膜气缸);
- (2) 电动机机械式(滚动丝杠和弹簧);
- (3) 压电机机械式(压电单元和机械缩放);
- (4) 压电液压式(压电单元和液压缩放)。

Citterio 等人(1998) 为 Columbus Project 对这 4 种实用的促动器做了比较, 滚珠丝杠式力促动器^[4]机械结构较复杂, 受机械惯性和驱动电机(步进电机)的影响, 工作频率一般很难达到 1 Hz 以上。压电式的力促动具有精度高、频率高的优点, 但是难以克服高发热和低行程的缺点, 而气体力促动器具有结构简单、经济以及可实现 10 Hz 高频促动的特点, 并且力传递效率在这四种促动器当中也是最高的, 另外, 气体力促动器可由单一动力源气泵提供动力, 它可独立于望远镜镜室之外, 在要求大量应用力促动器的场合具有无可替代的优势。由 UKATC 研究的气体力促动器主动支撑系

收稿日期: 2011-03-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10833004)

作者简介: 余正洋(1987—) 男, 安徽安庆人, 硕士研究生, 主要从事精密机械与仪器、望远镜新型气体力促动器研究工作。

[2] 戴曙. 金属切削机床设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

[3] 成大先. 机械设计手册(第 5 版) [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.

统已经成功的应用在 MMT^[6] ,Gemini^[5,6] ,LBT^[5] 等望远镜上 ,并也将用于正在建造的 GMT 和 GSMT 等望远镜。气体力促动器基本结构包括气缸、比例气压阀、力解耦器、压力和力传感器等^[6-9]。我国在建造完 LAMOST 之后 ,正在紧密的预研大口径的光学望远镜 CF-GT ,这就的需要安装大量高精度的力促动器 ,气体促动器的研究将具有广阔的前景和一定的现实意义。

1 气体力促动模型

气体伺服系统广泛的应用在了气动机器人系统 ,非球面镜面成型以及隔振系统中 ,气体具有其一系列的优点 ,包括可压缩性 ,高能量-质量比、低发热、非磁性、高速响应、低摩擦以及廉价、简单、环保、安全并且容易投入工作 ,但同时也由于气体的高压缩性和高非线性 ,以及气体的延时效应而使气体在位移和力驱动中取得较高的精度和带宽非常困难 ,实验研究表明 ,气体驱动在 20 Hz 以下具有非常好的动态响应^[10]。如何对气体建立更完整的热力学和流体运动方程 ,并设计高精度的比例阀对气体驱动系统至关重要。

典型的气动伺服系统包括气动执行结构(气缸) ,控制机构(调压阀) ,导气管以及位移、压力或力传感器^[11] ,如图 1 所示 ,负载运动方程为:

$$\begin{aligned} (M_L + M_p) \ddot{x} + \beta \dot{x} + F_f + F_L \\ = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_a A_r \end{aligned} \quad (1)$$

其中 p_a 是外部大气压; A_r 是活塞杆横截面积。对于单个气腔 ,气体流速非常大 ,整个气体交换过程可视为绝热过程。内部的气压与质量流量和体积变化关系为:

$$\dot{p} = \frac{RT}{V} (a_{in} \dot{m}_{in} - a_{out} \dot{m}_{out}) - \alpha \frac{p}{V} \dot{V} \quad (2)$$

其中 α ρ_{in} ρ_{out} 视实际的热传递过程在 1 和 k 之间取值 ,对于空气 $k = 1.4$,质量流量由气压阀控制。系统达到稳定状态时 ,忽略摩擦力的影响 ,气体驱动力输出为:

$$p_L = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_a A_r \quad (3)$$

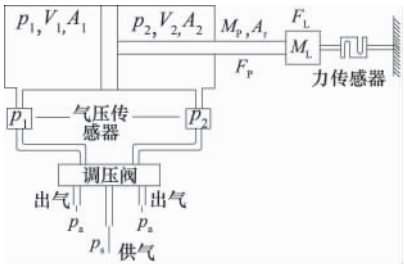


图 1 气体驱动系统

2 气体力促动器设计

以应用于光学望远镜主动光学为目标 ,本文对气体力促动器的气缸、调压阀以及解耦器三大部分分别进行了设计并作了仿真分析计算。

2.1 力促动器参数设置

气体在低压条件下 ,流速并不快 ,难以实现 10 Hz 的控制要求 ,而高压气体精确控制的难度又大大增加 ,在能实现 10 Hz 驱动的前提下 ,要求气体的压强尽可能的低 ,整个气体力促动器的技术要求如表 2 所示。

表 2 气体促动器参数表

项目	要求
驱动力输出	± 100 N
驱动力精度	0.05 N
驱动位移输出	< ± 5 mm
气源气压	150 kPa
促动器工作气压	60 - 95 kPa
调压阀工作频率	> 60 Hz
力解耦器解耦位移	> 5 mm

2.2 执行结构设计—双腔对置气缸

传统气缸的活塞与气缸壁之间采用的是橡胶密封圈进行密封 ,运动时摩擦阻力的影响会引入很大的非线性误差 ,粘滑现象会导致运动的不连续 ,难以满足超高精度的气体力驱动要求。为了减小摩擦力的影响 ,可以使用石墨活塞 ,或者采用一种滚动膜片式气缸^[15] ,它在活塞和气缸壁之间滚动夹布橡胶连接 ,并采用低摩擦的线性滚珠轴承导向 ,这样可以极大地减小摩擦力的影响并避免活塞部分的粘滞运动 ,使输出力的大小与两个气腔内的气压差成正比关系。我们采用某公司厚度为 0.4 mm 的滚动膜片 ,设计并制作了无摩擦的气动执行结构 ,为了保证气压作用面积相当以及控制方案的对称性 ,设计了对称的双出杆式结构 ,还设计了气腔体积调整旋钮 ,以调节安装后活塞位置偏离中心线而导致的气腔体积不等的情况 ,如图 2 所示。气缸输出轴允许产生 6 mm 的位移 ,额定工作气压低于 0.8 MPa。



图 2 促动器气缸执行器

虽然滚动膜片的使用避免了摩擦力的影响,但是夹布橡胶本身的非线性被引入到系统中,为了验证这部分的影响,对气缸进行了有限元建模分析,忽略了直线导向轴承的摩擦力影响,夹布橡胶膜片部分采用了超弹性 Mooney-Rivlin 模型进行分析计算,分析结果表明,轴向输出力与气腔内的气压差具有非常好的线性关系,橡胶非线性变形以及与金属壁之间的静摩擦力对输出的影响不超过 0.32%。如图 3 所示,气缸活塞固有频率为 34 Hz,工作在 10 Hz 的高频促动时,需要外加入阻尼使系统在最短时间内达到稳定状态,在望远镜主镜的总体静态支撑中,加入特殊形状的钢丝绳阻尼器,振动时钢丝绳之间的摩擦力具有非常好的阻尼效果,如图 4 分析显示促动器稳定时间不超过 80 ms。

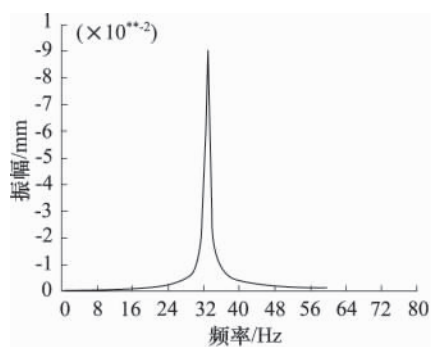


图3 气缸谐振响应分析

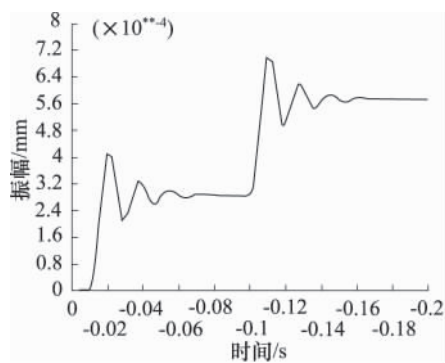


图4 气缸阻尼振动分析

2.3 调压阀设计

2.3.1 调压阀可行性方案

调压阀是整个气体促动系统中最关键的部件,它直接影响着促动器的精度和驱动频率。由于很难设计一个调压阀既能精确并大范围的控制气压,又具有 60 Hz 以上的高频控制能力,解决的办法就是设计一个气体一直流动的调压阀,通过阀体中流动的气流形成的气压场提供所需要的精密气压^[18],然后就可以容易地通过一些机械驱动结构改变气压场中的压力分布,达到精密控制气压的目的,喷嘴挡板型和射流型调压阀

可以满足这种要求。

喷嘴挡板结构多用于伺服阀的先导级结构中,具有高精度可高频驱动并且结构简单的优点而被广泛的应用在气动位移和力控制系统中,用喷嘴阀控制的气动导轨定位精度已达到了 50 nm^[12,16],其气压控制原理如图 5 所示。

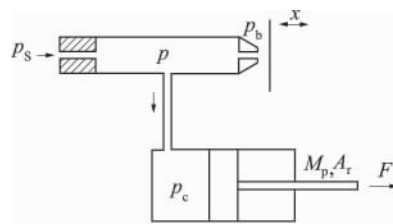
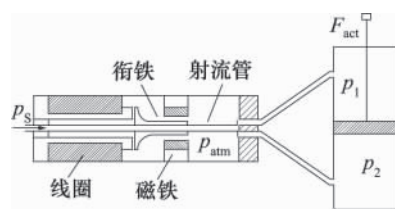


图5 喷嘴阀气压控制系统原理图

喷嘴阀结构简单,由喷嘴和挡板二部分组成。稳压气源 p_s 通过节流孔供气,在喷嘴前部的管道内产生一个气压场,气体一部分通过喷嘴结构流出,一部分通过中间位置的小孔与控制气腔进行气体的流入和流出交换。当挡板完全关闭喷嘴时,喷嘴背压与气源气压 p_s 相等,此时控制气压 $p_c = p_s$ 。当挡板离开较远完全打开喷嘴时,喷嘴处于无限制状态,背压 p_b 达到最小值,此时控制气压 p_c 也达到最小,这个最小值与喷嘴挡板的几何形状有关。通过改变喷嘴和挡板之间的距离 x ,就可以改变喷嘴气流流出时的气阻,调整喷嘴背压 p_b ,从而控制气腔中的气压 $p(p_c)$,气压控制精度完全由喷嘴的结构和挡板的驱动精度所决定,挡板结构直接控制气腔的气压,可以获得较高地控制精度和频率。

射流阀和喷嘴阀相似,也是通过高速气体的气流而产生气压场,控制促动器气缸内的气压,多用于射流管伺服阀的先导级结构中,图 6 是用射流阀控制的气动力促动结构模型。

图6 射流阀控制气动力促动器概念图^[14]

气动促动器由一个连接到气缸的射流阀控制,射流阀主要由一对永磁铁和带有两个线圈的射流管以及带有两个相同气流孔的导气板组成^[14]。当上下两个线圈有电流通过时,在电磁力的作用下带动射流管发生上下的偏转运动,导引高速气流分别喷向连接到气缸两个气腔的气流孔,改变活塞两侧的气压,气压差

产生力的输出。驱动电流频率可达 1 kHz 以上,射流管的工作频率可达 700 Hz 以上,远远高于促动器的工作频率。

2.3.2 比例调压阀设计

为了能同时差动的控制气缸两个气室的气压,以及满足对气体力促动器 10 Hz 以及万分之五以上气压控制精度的要求,用喷嘴挡板原理^[13]设计了一种喷嘴阀,阀体几何尺寸为 40 × 40 × 86 (mm³),如图 7 所示。



图 7 喷嘴调压阀

为了避免传统电磁力矩电机磁滞的影响,采用了驱动精度更高动子质量更小的音圈电机直接驱动挡板结构,加入特殊磁液优化电机磁场,并带入粘滞阻尼效果。选用的音圈电机峰值推力为 22 N,持续驱动力 6.7 N,行程为 9.8 mm,可以实现对喷嘴背压 100 kPa 以上的气压控制,理论上控制气压与输入电流成正比关系,调压阀工作频率超过 200 Hz。

气体驱动时气流波动的影响制约着更高精度的气压控制,气源气流的波动直接导致控制气压的不稳定,为此采用的音圈电机用力的方式间接控制挡板的位移,内置的弹簧机构可使挡板随着气源气流的波动而产生微小的位移变形,抵消一部分的气流波动对控制气压的影响,分析表明,内置的弹簧和音圈电机驱动机构可减小 20% 的气压波动。

2.3.3 比例调压阀分析

为了验证设计的调压阀控制气压的线性性,在 ansys 9.0 中用 fluid142 单元对通过比例阀的空气气流作了流体分析。在气源气压为 150 kPa 的情况下,控制气压 p_c 与挡板背压 p_b 的关系如图 8 所示:

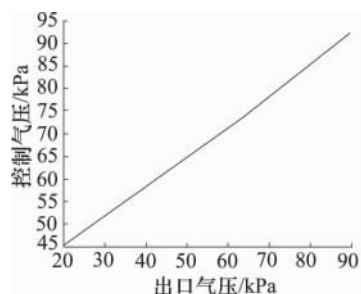


图 8 控制气压与喷嘴出口挡板背压关系图

控制气压在 45 ~ 95 kPa 范围内非线性度为 3.08%, 优于万分之五,忽略音圈电机磁场的非线性,控制气压与驱动电流的关系为:

$$p_c = \frac{1.49 k_m}{C_1 g \pi g D^2 / 4} g i - 47.80 \text{ kPa} \quad (4)$$

其中 C_1 是一个与喷嘴挡板结构有关的常量,可以通过实验测量得到^[17], k_m 是音圈电机的力常数, D 是喷嘴直径, i 是驱动电流,控制气压与音圈电机的驱动电流成正比关系。

2.4 力解耦器设计

单个执行器气缸工作时只能产生单一轴向力的输出和轴向位移,光学望远镜观测时,需要平衡镜面因空间任意方向外载荷的影响,为了能够实现空间三维促动,需要将三个力促动器进行组合使用,促动器输出轴末端的支撑点会发生空间任意方向的位移,而气缸的输出轴只能发生轴向位移输出,为此需要设计一个球径向解耦装置,使促动器在只有轴向力输出时,还能同时发生空间任意径向的位移变形,如图 9 所示。这种结构允许终端轴在 xy 平面内发生 6 mm 以下的位移,实现径向位移以及空间力矩的解耦。这样工作时,单个气缸只有轴向的力被输出,径向不受力的作用,可以实现促动器末端空间任意位置的位移变形,并且解耦器的加入,可补偿部分加工安装等带来的径向误差。

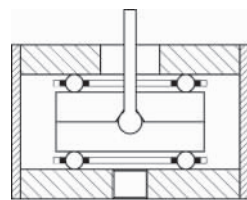


图 9 力解耦器

2.5 双促动器“驱动盲区”现象

如图 10 所示为一对成 45°角组合使用的双气缸促动器,每个气缸配备一对调压阀,分别调节二个气腔的气压,调压阀进气口设置气压传感器,反馈调节气源气压,保证气流的稳定性。气缸输出轴连接解耦器,通过力传感器加力至望远镜主镜背部,力传感器信号反馈至控制电路,从而控制调压阀改变气缸中的气体压强。双气缸促动器可以实现空间二维平面内的力驱动,通过特殊的位置布置,可以用双缸促动器代替三缸促动器,实现三维驱动功能。双气缸组合使用时二维平面内的驱动力分布如图 11 所示:



图 10 一对成 45°角组合使用的力促动器

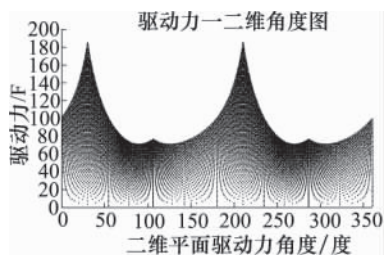
图 11 二维平面驱动力—二维平面角度图
(每个单气缸加力范围为 -100 ~ 100 N, 步长 2 N)

图 11 是单个气缸加力步长为 2 N 时,进行仿真的合力离散分布图,从图中可知,在双气缸促动器的二维平面内,驱动合力可达到最大值 184.8 N,在 100°和 280°附近,驱动合力最大值约为 80 N,均小于 100 N。从图中的离散点分布密度可以看出,双气缸促动器成 45°角组合使用时,驱动力在 60 N 以上时具有很好的力分辨力,单步长为 2 N 的双气缸组合甚至可取得优于 2 N 分辨力的合力。驱动力在 60 N 以下,特别是 20 N 以下时,驱动力的分辨力随着驱动力的减小而大大降低,尤其在合力平面夹角为 0°右侧、180°二侧和 360°左侧区域时,甚至不能形成微小力的驱动,我们把这种情况称之为“驱动盲区”,这是成 45°角的两个分力矢量合成所无法避免的问题。由此可见,在空间二维双气缸组合驱动中,在合力要求较大的情况下,会具有相对较高的精度;反正在合力要求较小的情况下,在一些特殊的角度范围内,驱动力精度会大大降低。

3 控制方案及实验结果

要实现对气压的精密控制并不容易,为此需要设置高精度的气压传感器进行反馈闭环的 PID 控制^[18,19],气动控制方案如图 12 所示。为了保证进入比例调压阀气流的气压具有较高精度并且足够的稳定,管路中除了所必须的安全阀、空气过滤器、干燥器外,需要在管路中设置一个体积足够大(视气体流量而定)的稳压室,气压传感器实时检测稳压室内的气压强度,信号反馈至气源控制系统,通过稳压室前端的电磁稳压阀进行反馈调整。气缸控制电路接受主机命令,通过控制比例调压阀调节促动器气缸内的气压以

达到力输出的目的,在促动器输出末端设置力传感器,提取力信号反馈至气缸控制电路,闭环调整气缸内的气压,气体力促动器实验装置如图 13 所示。

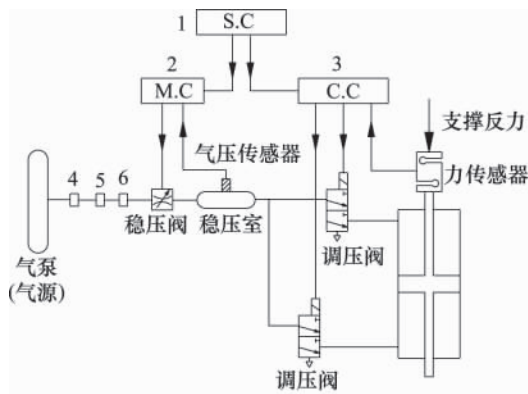
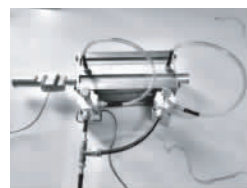
图 12 气压系统控制方案
1. 系统总体控制 2. 气源控制 3. 气缸控制电路
4. 空气过滤器 5. 干燥器 6. 安全阀

图 13 气体力促动器实验装置

在 Labview8.0 中采用 PID 算法进行了初步的实验,采样频率为 5 kHz,调压阀驱动频率为 50 Hz,图 14 所示是压力为 30 N 和 60 N 时的稳定精度,可见在 10 s 内,系统输出压力的稳定精度可达 0.05 N,达到设计要求。图 15 是输出压力变化时的跟踪曲线,稳定时间约为 1~2 s,这主要是由于气源直接由气泵提供,未加入稳压阀以及稳压室进行稳压,气流波动很大,随着调压阀输出气压的调节,气源的气压也会随之而改变,导致调节时间增大。

图 16 所示为 20 s 内,输出压力改变步长为 5 N 时,从 20 N 增大至 40 N,以及从 40 N 减小返回至 20 N 时的跟踪曲线,从图中可以看出,对于相同的 PI 参

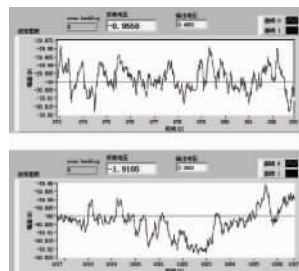


图 14 压力为 30 N(上)和 60 N(下)时 10 s 内的稳定精度(拉力为正值,压力为负值)

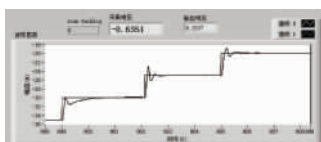


图 15 压力为 35 30 25 和 20 N 时的跟踪曲线
(拉力为正值 压力为负值)

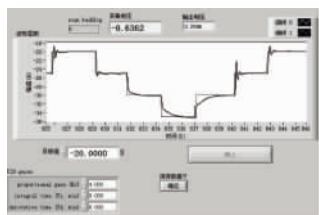


图 16 压力为 20 ~ 40 N 时力增大与减小的 PI 控制
跟踪曲线(拉力为正值 压力为负值)

数 在不同大小的力调节时,以及力增大和减小的过程 稳定时间都是不一样的 这主要是由于调压阀中的高速流动气体是个变阻尼系统 在不同力值范围和增大减小过程中时,需要有不同的 PID 参数才能使系统最快的达到稳定状态,形成所谓的自适应 PID 调节。

4 结论

(1) 设计了用于主动光学镜面变形的气体式力促动器装置,以及关键控制部件高频精密调压阀,分析表明这是高线性的系统;

(2) 力促动器输出力在 ± 100 N 范围内精度可达 0.05 N, PID 控制的力促动频率达到 0.5 Hz 以上;

(3) 为了获得更高频率的力促动,需要对输出力各个值进行试验,获得最优的 PID 参数,用插值的方法制做 PID 参数表,以便进行自适应的 PID 控制。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] Franza, F, Wilson R. N. Status of the european southern observatory new technology telescope projet [J]. Proceedings of SPIE, 1982, 332: 90-101.
- [3] J. M. Hill. Mirror support system for large honeycomb mirrors II/R [R]. LBT Project Technical Memo, UA-95-02, 1995.
- [4] 姚正秋,王跃飞,李国平,周放.双向线性精密力促动器[P].中国专利:CN101276051,2008-10-01.
- [5] L. Miflietta-P. Gray, W. Gallieni-C. Del Vecchio. The final design of the Large binocular telescope M1 mirror cells [J].

Proceedings of SPIE, 1996, 2871: 301-313.

- [6] H. M. Martin, B. Cuerden, L. R. Dettmann, et al. Active optics and force optimization for the first 8.4 m LBT mirror [J]. Proceedings of SPIE, 2004, 5489: 826-837.
- [7] P. M. Gray, J. M. Hill, W. B. Davison, et al. Support of large borosilicate honeycomb mirrors [J]. Proceedings of SPIE, 1994, 2199: 691-702.
- [8] West, Steve C, et al. Toward first light for the 6.5-m MMT [J]. Proceedings of SPIE, 1997, 2871: 38-48.
- [9] Martin, Hubert M, Callahan, et al. Active supports and force optimization for the MMT primary mirror [J]. Proceedings of SPIE, 1998, 3352: 412-423.
- [10] Richer, E, Hurmuzlu, Y. A high performance pneumatic force actuator system: Part I—Nonlinear mathematical model [J]. ASME J. Dyn. Syst. Meas. Control, 1999, 122: 416-425.
- [11] Richer, E, Hurmuzlu, Y. A high performance pneumatic force actuator system: Part II—nonlinear controller design [J]. ASME J. Dyn. Syst. Meas. Control, 2000, 122(3): 426-435.
- [12] Kenji Kawashima, Chongho Youn, Toshiharu Kagawa. Development of a nozzle-flapper-type servo valve using a slit structure [J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(5): 573-578.
- [13] D. Ben-Dov, S. E. Salcudean. A force-controlled pneumatic actuator [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1995, 11(6): 906-911.
- [14] P. D. Henri, J. M. Hollerbach. An analytical and experimental investigation of a Jet Pie controlled electropneumatic Actuator [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1994, 14(4): 300-306.
- [15] J. M. Hill, P. Salinari. The Large binocular telescope project [J]. Proceedings of SPIE, 2002, 4837: 140-153.
- [16] Kenji Kawashima, Toshinori Fujita. Next-generation actuators leading breakthroughs [M]. London: Springer, 2010.
- [17] Wang, T, Cai, M, Kawashima, K, Kagawa, T. Model of a nozzle-flapper type pneumatic servo valve including the influence of flow force [J]. International Journal on Fluid Power, 2005, 6: 33-43.
- [18] B. Mack, D. Harman, S. Atkinson, et al. A progress report on the design of the 8 m aperture Optical/Infrared Telescope [J]. Astrophysics and Space Science, 1989, 160: 111-118.
- [19] Maclean, John F. Gemini primary mirror control system: design, Implementation, and experience [J]. Proceedings of SPIE, 2000, 4009: 276-287.