

doi: 10.3788/gzxb20164508.0822001

环形线负载驱动变曲率反射镜技术

解晓蓬, 赵惠, 李创, 樊学武, 任国瑞, 柴文义, 许亮, 苏宇

(中科院西安光学精密机械研究所 空间光学应用研究室, 西安 710119)

摘 要:从薄板弹性理论出发,对可实现曲率变化的环形线负载驱动模型进行分析,给出了基于该模型的大镜厚比变曲率反射镜的形变方程.以较小的驱动力实现较大的中心形变为目标,利用 MATLAB 软件对不同反射镜厚度、驱动环半径下的反射镜形变情况进行模拟计算,结果表明,反射镜厚度范围在 2~4 mm 之间、驱动环半径数值在反射镜有效半径 1/2 处最佳.以此为依据,设计并研制了口径为 100 mm、厚度为 3 mm 的铍青铜环形线负载驱动变曲率反射镜结构及原型样片,给出了变曲率反射镜整体结构前 10 阶的振动模态分析结果.完成装配后,反射镜原型样片的面形精度接近 $\lambda/30$ (λ 为波长).对该结构进行极限曲率变化和面形精度保持的验证实验,通过对变曲率反射镜结构进行改进,环形线负载驱动能够实现超过 30 个波长 (632.8 nm) 的中心形变,且面形精度的变化与反射镜中心矢高的变化呈弱相关.

关键词:光学变焦;无运动部件变焦;变曲率反射镜;环形线负载驱动;薄板弹性理论;有限元分析

中图分类号:O439

文献标识码:A

文章编号:1004-4213(2016)08-0822001-10

Annular Force Based on Variable Curvature Mirror Technique

XIE Xiao-peng, ZHAO Hui, LI Chuang, FAN Xue-wu, REN Guo-rui,

CHAI Wen-yi, XU Liang, SU Yu

(Space Optics Lab, Xi'an Institute of Optics and Precision Mechanics of CAS, Xi'an 710119, China)

Abstract: Based on the elasticity theory of thin plates, the basic analysis on annular line load model and deflection equations based on this model was given. Aiming to generate a large saggitus variation using a smaller force, mathematical analysis on different mirror thickness and actuate ring radius was done by using MATLAB, the corresponding optimal value is 2~4 mm and 1/2 mirror's clear radius. One QeB variable curvature mirror prototype, whose diameter and thickness is 100 mm and 3 mm respectively was designed, fabricated and the whole structure's first ten vibration mode analysis was given. The surface accuracy of the assembled prototype is nearly $\lambda/30$. Finally, the capability in altering curvature and maintaining surface figure accuracy was tested experimentally. By improving the variable curvature mirror structure, the QeB variable curvature mirror could provide a saggitus more than 30 wavelengths (632.8 nm) and the degradation of surface figure accuracy is weakly correlated to the variation of radius of curvature.

Key words: Optical zooming; Zooming without macroscopic moving elements; Variable curvature mirror; Annular force based actuation; Elasticity theory of thin plates; Finite element analysis

OCIS Codes: 220.4610; 220.4830; 220.4840; 350.4600

0 引言

由几何光学理论可知^[1],改变系统的焦距有 3 种

方法:改变元件之间的间隔,改变元件所能提供的光焦度,或者同时改变两者.常规光学元件受镜面材料特性和制造工艺的限制,只能提供固定的光焦度,所以传统

基金项目:国家自然科学基金(Nos.61107008,61105017,61203372)和国家高技术研究发展计划资助

第一作者:解晓蓬(1989-),女,博士研究生,主要研究方向为变曲率反射镜技术. Email:xiexiaopeng324@163.com

导师:李创(1970-),男,研究员,博士,主要研究方向为空间相机结构设计和空间光学技术. Email:lichuang@opt.ac.cn

通讯作者:赵惠(1981-),男,副研究员,博士,主要研究方向为光学成像技术及图像处理技术. Email:zhaohui@opt.ac.cn

收稿日期:2016-01-21;录用日期:2016-04-08

<http://www.photon.ac.cn>

变焦技术只能依靠光学元件或组件之间的相对运动实现变焦,然而,运动部件的存在,不仅限制了光学变焦技术在对空间、能耗、稳定性等方面要求严格或封闭的系统中的应用,而且也不利于实现高速变焦。因此,近年来,在没有运动部件的条件下实现系统焦距改变,即无运动部件变焦技术逐渐受到关注,并且成为研究的热点之一,该技术主要应用于望远镜系统成像^[2-4]、摄影测绘成像^[5-6]、手机等移动电子设备的成像^[7]以及实验室变焦成像试验的验证^[8]。

无运动部件变焦技术的关键在于能够改变自身曲率半径的主动光学元件—变曲率反射镜(Variable Curvature Mirror, VCM)。变曲率反射镜的原型最早可以追溯到1973年耶路撒冷希伯来大学研制的口径为50 mm、厚度为3 mm的不锈钢变曲率反射镜^[9]。自此以后,国内外许多科研机构都开展了变曲率反射镜技术研究,但绝大多数研究都致力于解决高能固体激光器由热透镜效应带来的输出光束品质下降问题^[10-15],将其应用于光学成像则是全新的尝试。由于激光器的工作波段较长(比如典型的1 054 nm),所以对反射镜的面形精度要求不高,相关研究中所关注的重点在于反射镜是否能够提供足够大的中心形变,以补偿热透镜效应产生的离焦和球差。然而,在应用于光学成像时,对变曲率反射镜的初始面形精度及形变过程中的面形精度保持要求大大提高,成为了制约基于变曲率反射镜的无运动部件变焦成像技术投入实际应用的瓶颈之一,随着反射镜口径和径厚比的增加,这一问题将变得更加凸显。美国Sandia国家实验室联合海军实验室,在2006年首先研制了两块口径为25.4 mm、厚度分别为1 mm和3.2 mm的变曲率反射镜,前者在极限18.4 μm 中心形变以内,其面形精度均方根(Root-Mean-Squares, RMS)可保持在 $\lambda/30$ 左右(λ 为波长),后者在极限1.87 μm 中心形变以内,其面形精度RMS可优于 $\lambda/50$ ^[10];2013年,利用碳纤维复合材料研制了口径为202 mm、厚度为1.79 mm的变曲率反射镜,当曲率从2 000 mm变化到2 010 mm时(对应于形变12.7 μm),其面形精度在经过校正之后仅能达到0.237 λ ^[16]。因此,在提升反射镜中心形变的过程中,如何保持面形精度使其达到高品质成像要求成为了要重点突破的问题之一。

变曲率反射镜多采用基于力驱动的环形线负载驱动机制,即通过推力环和支撑环的组合结构来实现曲率变化。然而,已有的研究鲜有提及环形线负载驱动机制产生的根源,同时并未对环形驱动力施加在哪里做出明确探讨。本文以薄板弹性理论^[17-18]及Roark应力应变定律^[19]为基础,首先给出了环形线负载驱动曲率变化模型产生的根源,之后通过分析基于该物理模型的反射镜形变方程得出了“较小驱动力产生较大中心

形变”所对应的驱动环半径最优数值,最后研制了口径为100 mm、厚度为3 mm 铍青铜 QeB 反射镜原型样品,并获得了超过 30λ 的中心形变效果且得到了面形精度随中心形变呈弱相关的结论。

1 环形线负载驱动实现曲率变化的力学根源

较大口径/大径厚比变曲率反射镜可以被当作圆形薄板,同时由于讨论的变曲率反射镜所提供的中心形变远小于其中心厚度,所以从薄板弹性理论出发进行分析可得到如图1所示的环形线负载驱动曲率变化的产生根源^[17-19]。

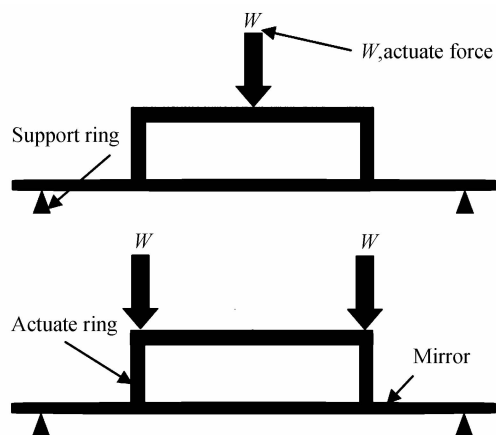


图1 环形线负载驱动曲率变化模型

Fig. 1 Model of curvature varies with annular line load

$Z(r)$ 表示反射镜薄板光学表面在极坐标系($r-\theta$)下的起伏情况。对于恒定厚度为 t 的反射镜来说,其各个位置的刚度 $D=Et^3/[12(1-\nu^2)]$ 都是一致的,其中 E 和 ν 分别代表反射镜材料的弹性模量和泊松比。当对反射镜施加3种可能的外部驱动力时,其面形形变 $Z(r)$ 都可以由双拉普拉斯 Poisson 公式($\nabla^2 \nabla^2 Z=0$)的通解所表示,即

$$Z(r) = B_{20} + C_{20} \ln r + D_{20} r^2 + E_{20} r^2 \ln r \quad (1)$$

这3种可能的不同类型的外部驱动力分别为:1)在反射镜的中心直接施加点状驱动力;2)在与反射镜同心的圆环上施加均匀分布的环状驱动力;3)在反射镜的边缘位置对其施加弯曲力矩。纯粹的曲率变化意味着式(1)中除 D_{20} 以外,其他的系数都为0或者与 D_{20} 相比小得多的可以忽略不计。如果以反射镜的顶点中心作为形变坐标系的原点,那么式(1)中的 B_{20} 就等于0,此时, C_{20} 和 E_{20} 存在与否与所采用的外部驱动力的类型紧密相关。如果存在一种驱动方式使 C_{20} 和 E_{20} 等于0或者忽略不计,那么反射镜的形变就将仅仅产生曲率变化 D_{20} 这一种模式。

在已知反射镜形变公式 $Z(r)$ 的前提下,单位长度径向剪力,即剪切应力可表达为

$$Q_r = -D \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dZ}{dr} \right) \right) = -4E_{20} D \frac{1}{r} \quad (2)$$

可以看到,剪切应力的表达式仅与反射镜形变公式中的 E_{20} 项有关. 这就表明,如果反射镜在外力驱动下发生形变时,能够不产生或者产生很小的剪切应力,那么此时 E_{20} 就近似为 0. 当采用上述 3 种外部驱动方式中的点状驱动或同心圆环状驱动方式时,随着反射镜的形变,施加在其表面的驱动力必将分解为沿表面法线方向的正压力和沿垂直法线方向的切平面上的剪力,而且随着外部驱动力的增大,与反射镜表面相切的剪力也将逐渐增大,从而导致剪应力的增大而无法消除形变公式中 E_{20} 项的影响. 因此,只有在反射镜的边缘位置对其施加弯曲力矩时才能避免剪切应力的产生,从而消除 E_{20} 项的影响.

根据薄板弹性理论,当反射镜薄板被仅仅施加弯曲力矩时(此时式(1)描述的反射镜形变公式中的系数 B_{20} 和 E_{20} 均等于 0),径向单位长度弯曲力矩可表示为

$$M_r = D \left(\frac{d^2 Z}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dZ}{dr} \right) = D \left[2(1+\nu) D_{20} - (1-\nu) c_{20} \frac{1}{r^2} \right] \quad (3)$$

在一个更加通用的假设下,即当半径为 a 的圆盘中心存在一个半径为 b 的孔洞时, C_{20} 和 D_{20} 就能够由传导到内孔边缘的弯曲力矩 $M_r(b)$ 和传导到薄板外圈边缘的弯曲力矩 $M_r(a)$ 决定,即

$$\begin{cases} C_{20} = \frac{1}{1-\nu} \frac{a^2 b^2 [M_r(a) - M_r(b)]}{(a^2 - b^2) D} \\ D_{20} = \frac{1}{2(1+\nu)} \frac{a^2 M_r(a) - b^2 M_r(b)}{(a^2 - b^2) D} \end{cases} \quad (4)$$

由于所讨论的反射镜圆盘没有中心孔洞,所以其半径 b 等于 0,由式(4)可知, C_{20} 也等于 0. 因此,综合式(2)~(4)可知,仅仅对反射镜的边缘施加弯曲力矩,就能够使 C_{20} 以及 E_{20} 均等于 0,而与曲率变化相对应的系数 D_{20} 可以被表示为

$$D_{20} = \frac{1}{2(1+\nu)} \frac{M_r(a)}{D} = 6(1-\nu) \frac{M_r(a)}{Et^3}$$

此时,表面形变 $Z(r)$ 就能够被具体化为

$$Z(r) \approx 6(1-\nu) \frac{M_r(a)}{Et^3} r^2 \quad (5)$$

可以看到,只有在反射镜的边缘仅仅施加弯曲力矩时,反射镜才能够产生纯粹的曲率变化,然而这种方式不具备物理上的可实现性,因为力矩是由力和力臂联合产生的,很难完全消除形变过程中剪切应力对曲率变化模式的破坏. 所以,才利用如图 1 所示推力环支撑环环形线负载结构,通过内外环产生的轴向驱动力之间的差异来产生与弯曲扭矩等效的效果,这就是环形线负载结构实现曲率变化在材料力学中的根本原因.

2 环形线负载驱动实现曲率变化的物理模型及优化设计

根据 Roark 应力应变定律^[19],在反射镜圆盘处于简支状态下时,图 1 中环形线负载驱动实现曲率变化的方式可以抽象成如图 2 的模型.

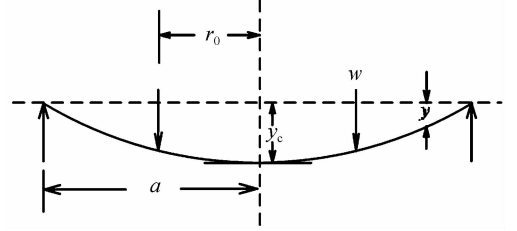


图 2 简支反射镜圆盘环形线负载驱动模型

Fig. 2 Annular line load model of circular plate with simply support

在图 2 中, a 代表圆盘下方支撑环的半径, r_0 则表示驱动环的半径, W 是单位长度上施加的驱动力的大小,即驱动力的线密度, y_c 表示的是反射镜的中心形变, y 表示反射镜上任意位置(半径 r 处)的形变量. 此时,反射镜的形变将以驱动环所处的位置作为分界线由两个部分组成.

1) $r < r_0$ 时

$$y(r) = y_c + \frac{M_c r^2}{2D(1+\nu)} \quad (6)$$

式中, $y_c = \frac{-\omega a^3}{2D} \left(\frac{L_9}{1+\nu} - 2L_3 \right)$; $M_c = \omega a L_9$, 代表驱动时圆盘中心所承受的力矩; L_3 和 L_9 是与 a/r_0 有关的载荷常量可表示为

$$L_3 = \frac{r_0}{4a} \left\{ \left[\left(\frac{r_0}{a} \right)^2 + 1 \right] \ln \frac{a}{r_0} + \left(\frac{r_0}{a} \right) - 1 \right\},$$

$$L_9 = \frac{r_0}{a} \left\{ \frac{1+\nu}{2} \ln \frac{a}{r_0} + \frac{1-\nu}{4} \left[1 - \left(\frac{r_0}{a} \right) \right] \right\}.$$

2) $r > r_0$ 时

$$y(r) = y_c + \frac{M_c r^2}{2D(1+\nu)} + \frac{-\omega r^3}{D} G_3 \quad (7)$$

式中, $G_3 = \frac{r_0}{4r} \left\{ \left[\left(\frac{r_0}{r} \right)^2 + 1 \right] \ln \frac{r}{r_0} + \left(\frac{r_0}{r} \right) - 1 \right\} \langle r - r_0 \rangle^0$

只有当 r_0/a 的比值大于 0.2 且小于 0.8 时,式(6)与式(7)才能适用. 式(6)与式(7)除了适用于曲率半径为无穷大的平面反射镜之外,也适用于大曲率半径球面反射镜. 由式(6)和式(7)可知,小于驱动环半径的区域其所对应的形变公式仅存在半径的二次方项,因此从理论上来说,只有在这个区域以内才能够实现较为理想的曲率半径的变化. 在超出驱动环覆盖的区域由于剪切应力的存在而导致其他形变模式叠加,且在越靠近反射镜边缘时,这种叠加影响对纯反射镜曲率的影响将更加显著. 因此,当采用环形线负载驱动反射镜实现曲率变化时,通常靠近边缘 20% 左右的区域将被

弃用,以此来近似获得较纯的曲率变化.

在无运动部件变焦成像中,较大的变倍比要求变曲率反射镜能够提供较大的中心形变.与此同时,为了降低对驱动器驱动能力的要求,要求在实现同等量级形变的时候所需的驱动力尽可能小.由环形线负载驱动式(6)和(7)可知,反射镜中心形变量 y_c 的大小与驱动环的半径 r_0 及驱动负载 w 的大小直接相关.假设变曲率反射镜的口径为 100 mm,厚度为 3 mm,那么考虑到边缘对反射镜纯曲率变化的影响,此时镜面有效口径选为 88 mm.以单晶硅材料($E=160$ GPa, $\nu=0.23$)为例,当支撑环半径 a 等于 44 mm,而驱动环半径取根据 $0.2 < r_0/a < 0.8$ 计算得到的位于区间 8.8~35.2 mm中的任意值时,就能够绘制出反射镜曲率变化的形态.由于 y_c 表达式中的 w 代表单位长度上驱动力的大小,所以在计算时需将施加的总力大小 W 通过 $W=2\pi r_0 w$ 转化成 w .这里,将驱动环施加的总驱动力 W 设定为 100 N,那么驱动环半径的值依次取 8.8 mm, 15.8 mm, 22.8 mm, 29.8 mm, 35.2 mm 时,驱动环半径与中心形变量之间的对应关系如图 3.

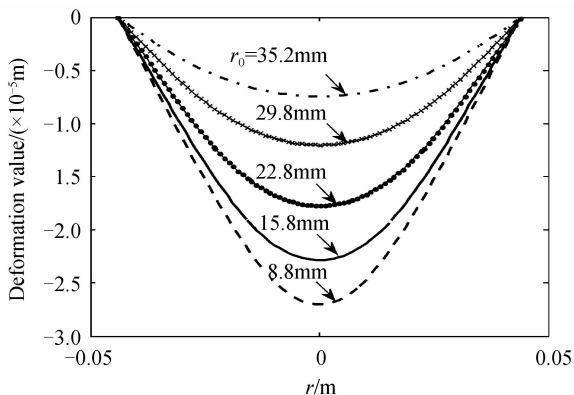


图 3 驱动环半径 r_0 取不同值时反射镜的形变曲线
Fig. 3 Curve of plate deformation with different actuation radius r_0

由图 3 可知,不同的驱动环半径对应的反射镜的形变面形在在驱动环半径以内都为严格的二次方抛物面形.很明显,随着驱动环半径增加,反射镜的中心形变量出现明显下降.当 r_0 为 8.8 mm 时,圆盘的中心形变量最大,约为 27 μm ;当 r_0 为 35.2 mm 时,中心形变量最小,约为 7 μm .单从形变量来看,当施加的总的驱动力大小既定时,驱动环半径的取值应该越小越好.但是,驱动环的半径如果太小,环形线负载驱动就有向单点直接接触反射镜驱动的趋势,而根据上述分析,类似单点驱动的机制无论在反射镜有效口径内的任何一个位置都无法实现理想的曲率变化.实际上,在面向具体应用时,中心形变量是设计优化的目标,既定的中心形变 y_c 受 w 和 r_0 具体组合的影响.因此,通过选定期望的中心形变,就可以据此在驱动力和驱动环半径之间做出优化.假定中心形变 y_c 分别等于 3 μm 、5 μm 、

10 μm 、15 μm 以及 20 μm ,图 4 给出了单晶硅反射镜曲率变化时中心形变与总驱动力之间的关系.

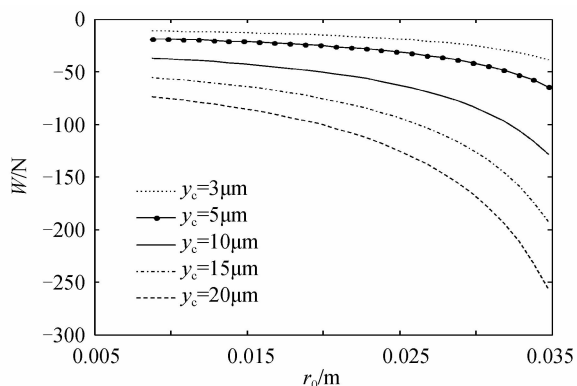
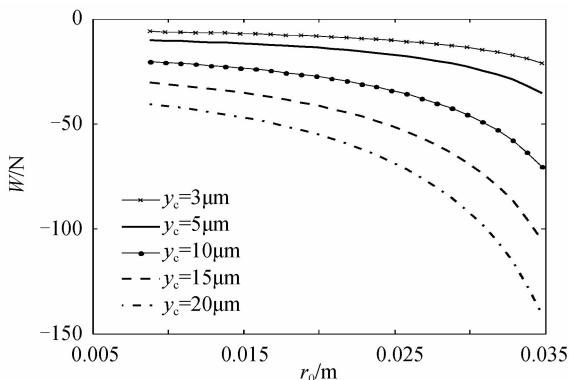


图 4 中心形变量 y_c 取固定值时驱动环半径 r_0 与总受力 W 关系曲线

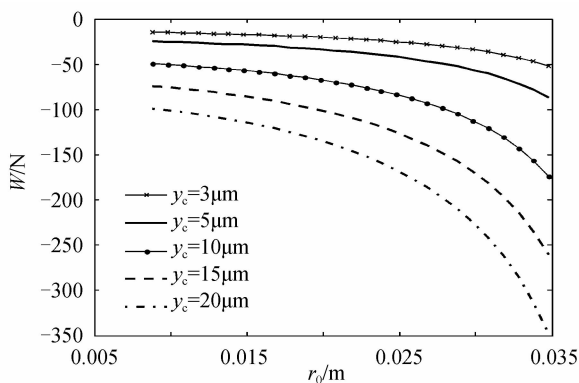
Fig. 4 Curve of r_0 and W under settled center deflection y_c

由图 4 可知,当驱动环半径超过 1/2 支撑环半径之后,形变所需要的驱动力将急剧增加,而当驱动环半径小于 1/2 支撑环半径时,达到相同中心形变所需的驱动力并没有太大变化.当所期望的形变量增大时,这种临界效应就变得更加显著.以中心形变量为 20 μm 为例,驱动环半径从 8.8 mm 增加到 22 mm 时,总驱动力 W 的大小从 70 N 增加到 100 N 左右,仅仅改变了 30 N,而从 22 mm 增加到 35.2 mm 时,总驱动力的大小从 100 N 增加到了 260 N 左右,改变了近 160 N.结合图 3 可知,过小的驱动环半径不利于产生理想的曲率变化,因此这里猜测,当驱动环的半径取为支撑环半径 1/2 的数值时,有可能实现“较小的驱动力实现较大的中心形变”这一目标.为了证明这一猜测具有统计归纳意义,选取其他的反射镜材——K9 玻璃和 AISI420 不锈钢,获得在想要达到的不同中心形变量下所需要驱动力的大小的曲线图,如图 5. K9 玻璃的形变参量: $E=88$ GPa, $\nu=0.215$; AISI420 不锈钢的形变参量: $E=215$ GPa, $\nu=0.305$.

由图 5 可知,K9 玻璃与 AISI420 不锈钢在不同中心形变下所需要的力的变化趋势与单晶硅的相同,只是由于每种材料本身的弹性属性不同而导致所需要的



(a) K9 glass



(b) AISI420 stainless steel

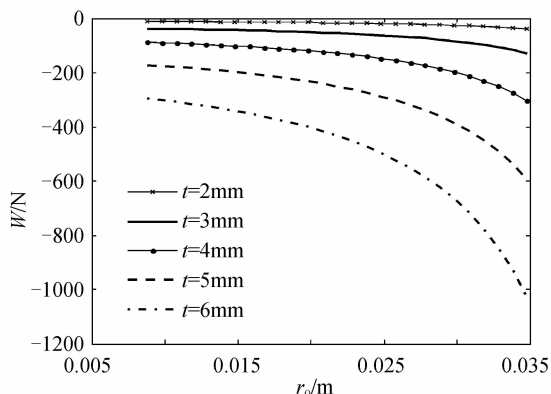
图5 K9玻璃和 AISI420 不锈钢在不同中心形变 y_c 下力 W 与驱动环半径 r_0 的关系曲线Fig. 5 Curve of r_0 and W under settled centre deflection

y_c of material K9 and AISI420 stainless steel

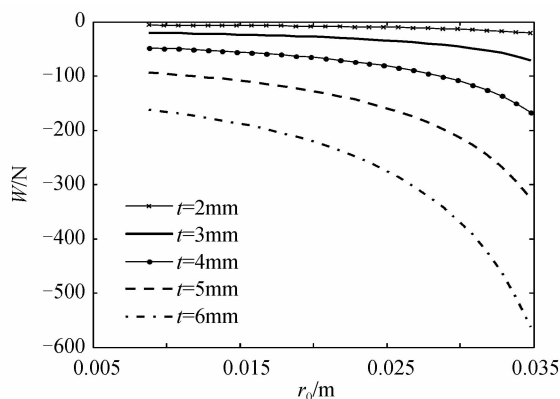
驱动力的绝对大小不同,从而证明,驱动环半径约等于 $1/2$ 的支撑环半径时能够实现以较小的驱动力产生较大的中心形变的效果具有普遍适用性。

除了驱动环的半径之外,反射镜的厚度也对驱动形变能力有着直接影响,按照与图4和图5类似的分析流程,这里取期望获得的中心形变量 y_c 的大小为 $10 \mu\text{m}$,令反射镜的厚度 t 分别为 2 mm 、 3 mm 、 4 mm 、 5 mm 、 6 mm ,并分别选取不同的反射镜材料,得出在反射镜材料不同、反射镜厚度不同的情况下,在要达到一定的中心形变量要求的前提下,需要对镜子施加的驱动力随驱动环半径 r_0 的变化趋势一致,同上,这里选取的反射镜材料依然为单晶硅、K9玻璃以及 AISI420 不锈钢,得出力的变化规律如图6。

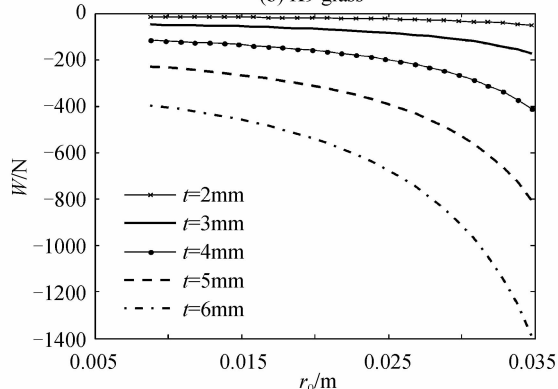
由图6可知,不同厚度、不同材料下反射镜以产生相同的形变量为前提条件时,驱动环半径与所需驱动力之间的变化规律是相同的,随着厚度的增加,达到一定的形变量所需力的大小都呈增加趋势,只是由于不同材料弹性模量、泊松比不同导致所需力的大小不同,并且当反射镜厚度大于 4 mm 后,3种材料要达到 $10 \mu\text{m}$ 的中心形变量,所需力的大小均急剧增大,此外,



(a) Si



(b) K9 glass



(c) AISI420 stainless steel

图6 不同材料在不同厚度下中心形变量达到 $10 \mu\text{m}$ 力随驱动环半径 r_0 的变化曲线Fig. 6 Force change curve under $10 \mu\text{m}$ center deflection of different materials' varied thickness with the change of r_0

对图6也同样给出了与图5相同的分析结果,即当驱动环半径等于 $1/2$ 支撑环半径时,能够在形变量与所需的驱动力之间找到平衡。

因此,从式(6)与式(7)给出的环形先线负载驱动物理模型出发,综合考虑驱动器的驱动能力以及形变大小等因素,为了能达到较高的中心形变量,产生良好的抛物面形,不损失较多的力,且不因过大的驱动力而对镜子产生损坏,在反射镜口径为 100 mm ,有效口径为 88 mm 的前提下,驱动环半径应选在支撑环半径的 $1/2$ 左右,同时反射镜的厚度取 $2 \sim 4 \text{ mm}$ 之间。

3 反射镜结构设计、样片研制及试验

3.1 环形线负载驱动变曲率反射镜结构设计

根据对曲率变化模型的优化结果,驱动环半径近似等于 22 mm ,反射镜厚度取 3 mm ,反射镜的镜面材料采用铍青铜 QeB,而且为了增加曲率变化的流畅性,所有与反射镜接触的位置,包括压圈、驱动环以及支撑结构和超薄板簧等都采用了与反射镜同质的材料,而铍青铜是一种广泛应用于仪器仪表中的合金材料,具有适中的弹性模量和泊松比,能够满足利用适中的驱动力产生较大中心形变的要求,并且表面易于抛光到

高准确度光学镜面要求。

由图 1 可知, 环形线负载驱动机理可以通过两种物理方式实现. 在第一种方式中, 驱动环的一面是空的, 另外一面是实体的, 通过在驱动环实体一面的中心施加单点驱动力, 之后通过驱动环环壁均匀传导到反射镜上; 在第二种方式中, 驱动环的两面都是空的, 有限数量的驱动力均匀分布在驱动环上并通过环壁将驱动力传导到反射镜上. 两种驱动方式在本质上是等价的, 但是在驱动器驱动能力一定的情况下, 第二种方式可以产生更大的中心形变. 但是, 无论采用哪种物理实现方式, 环形线负载驱动在实现曲率变化的时候存在固有缺陷.

由于环形线负载驱动从机理上要求反射镜镜面的边缘处于简支, 即近似无约束状态, 同时反射镜与驱动环之间以及与支撑结构之间都能够相对滑动, 所以在实体结构中, 通常以反射镜与驱动环及支撑结构之间的相互独立来满足这一约束. 然而, 曲率半径的变化会使反射镜沿镜面方向产生收缩, 从而导致反射镜与镜筒之间出现空隙. 此时, 如果驱动环与反射镜、镜筒整体结构之间不是严格共轴, 那么就会产生非均匀施力 (当利用多点驱动产生更大的形变时, 不严格共轴所带来的影响会更严重), 反射镜极有可能会沿着与光轴垂直的面侧向滑动而在不同的位置受到镜筒不均匀挤压, 这就会进一步恶化不共轴带来的施力不均现象, 从而很难实现形变过程中的面形精度保持. 实际上, 由于加工工艺以及装配过程中存在误差, 这种现象是很难避免的, 而文献中也仅仅给出了结构设计上处于经验的考虑. 在这里, 在同时考虑产生较大形变以及克服上述制约解决面形精度保持这一问题的因素的基础上, 采用图 1 的第二种环形线负载结构实现曲率的变化 (如图 7), 同时引入一种特殊的结构设计来对反射镜形变过程中的位置稳定性进行控制, 以此在一定程度上缓解非均匀施力对反射镜镜面的破坏, 如图 8.

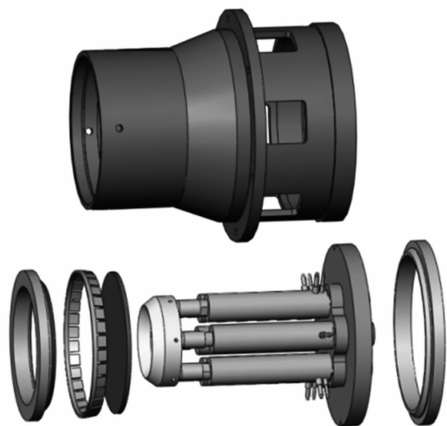


图 7 多点驱动环形线负载驱动曲率变化结构设计
Fig. 7 Variable curvature mirror structure of multi-point annular line load

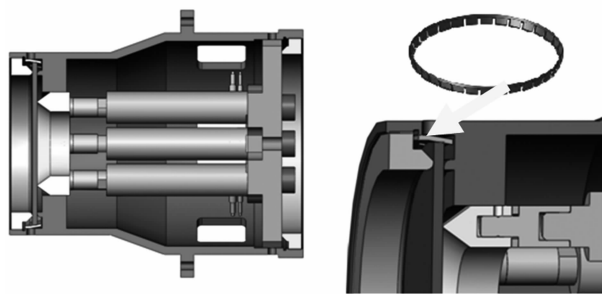


图 8 整体结构细节及超薄圆锥状弹性板簧结构的引入
Fig. 8 Details and introduction of conical ultra-thin spring structure

结构与加工及装配过程密切相关. 由图 7 可知, 驱动器在与驱动环及其支撑底盘稳定连接之后就形成了一体化的驱动部件, 与反射镜及镜筒组成了变曲率反射镜结构的主体部件. 如图 8, 在进行结构设计时, 考虑到反射镜形变过程中可能出现的侧向移动问题, 这里引入了一种锥形环状超薄板簧结构. 板簧的厚度仅为 1 mm, 由分立的众多齿片构成, 从而在弹性与刚性之间寻求平衡. 初始状态时, 反射镜在前置压圈的作用下对板簧产生微小的压迫, 压迫产生的反作用力不至于使反射镜在完成整体结构的装配之后其面形产生大的变化. 当驱动环缓慢地对反射镜背部施加驱动力时, 由于反射镜沿镜面收缩, 所以板簧所受到的压迫逐渐释放, 且与反射镜始终保持接触状态, 从而实现了形变过程中的反射镜位置稳定. 形变过程中反射镜位置的稳定只是实现面形精度保持的第一步, 尽量减少非均匀驱动的影响同样关键. 即便通过对心加工使变曲率反射镜三大主体部件实现较高准确度的共轴要求, 驱动器外形结构以及驱动准确度的差异对均匀驱动有着重要影响. 由图 8 可知, 驱动部件中驱动环的头部与支撑底盘之间应该保持严格平行, 并且各个驱动器的轴也应该相互平行. 否则, 一旦各驱动器之间不能做到相互平行, 那么不均匀驱动就会由此产生, 而且随着驱动力的增大, 这种非均匀施力对面形精度的破坏就会更加显著. 进行结构设计的时候, 压圈与反射镜接触的位置以及反射镜的支撑座都倒成圆角, 并且对反射镜边缘进行研磨处理, 此外, 反射镜与压圈、镜座、板簧等接触位置都要求进行高准确度研磨抛光, 达到优于 $0.3 \mu\text{m}$ 的平面度, 以保证形变的平滑, 从而为进一步减少形变过程中的非均匀施力的产生提供可能.

锥形环状板簧的引入在提升反射镜形变过程中的空间位置稳定性方面能够起到一定的作用, 但是反射镜与支撑结构之间的相互独立也意味着这种器件对振动的影响可能会比较敏感. 为此, 利用有限元软件对图 8 的变曲率反射镜整体结构进行了模态分析, 其中除反射镜以外的部件都可以用钢的特性 (密度 7850 kg/

m^3 ,弹性模量 196 GPa,泊松比 0.29)予以模拟.有限元模型及模态分析结果如图 9,给出了 1 阶、2 阶以及 10 阶振型图,对应的完整的从 1 阶到 10 阶的分析数据如表 1.

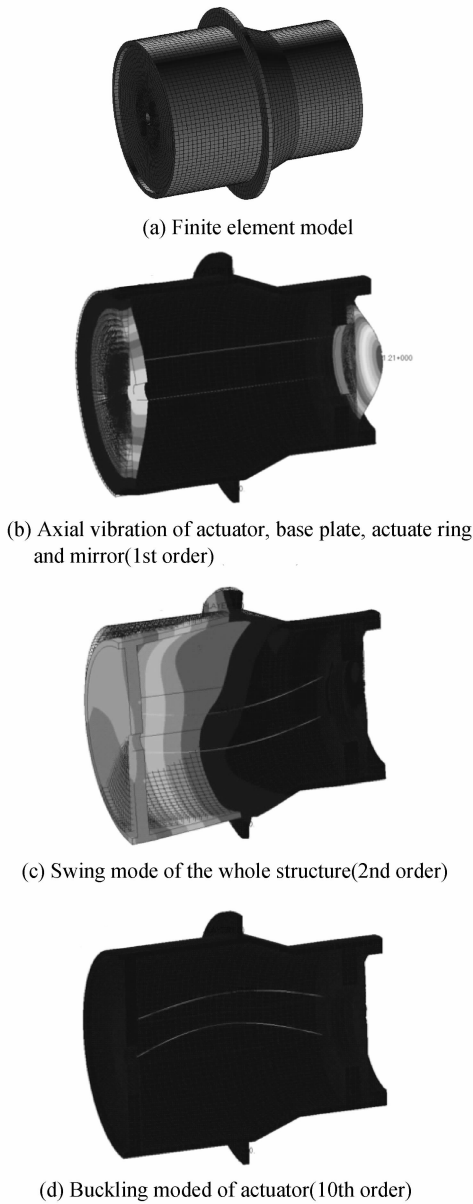


图 9 变曲率反射镜整体结构模态分析(前 10 阶)
Fig.9 Mode analysis of the whole variable curvature mirror structure (first 10 orders)

由模态分析结果可知,结构基频大于 1 000 Hz,刚度较大,能够承受一定的振动.然而,整体结构在光轴方向刚度最差,这是由于反射镜为薄壁盘形结构并且反射镜边缘与支撑结构相互分离,所以在光轴方向刚度较低.因此,在振动环境中,应采取一定的措施对图

8 的结构进行固定加强.

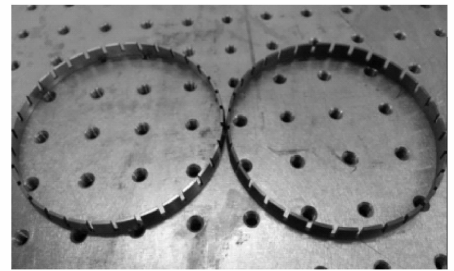
表 1 变曲率反射镜整体结构模态分析

Table 1 Mode analysis of the whole variable curvature mirror structure

Order	Inherent frequency/Hz	Mode of vibration
1	1126.6	Axial vibration of actuator, base plate, actuate ring and mirror
2	1795.1	Swing of the whole structure
3	1795.1	Swing of the whole structure
4	2150.8	Buckling of actuator
5	2150.8	Buckling of actuator
6	2153.6	Buckling of actuator
7	2155.2	Buckling of actuator
8	2188.8	Buckling of actuator
9	2188.8	Buckling of actuator
10	2209.0	Buckling of actuator

3.2 环形线负载驱动变曲率反射镜实物样片研制

与图 7 和图 8 对应的环形线负载驱动变曲率反射镜结构部件及整体装配效果如图 10、图 11.



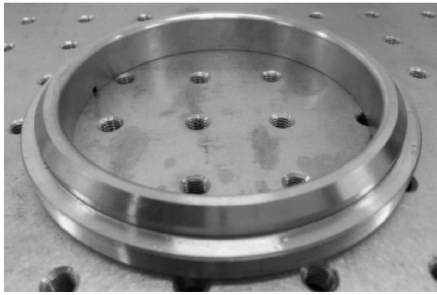
(a) Slat type circular conical surface ultra-thin spring



(b) Connector between actuator and actuate ring



(c) Actuate ring



(d) Support ring

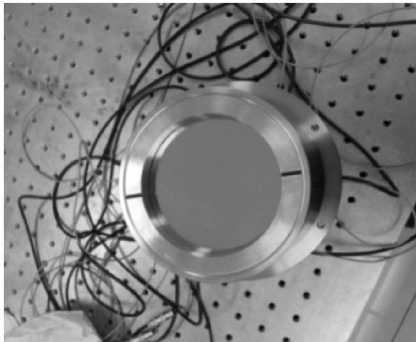


(b) Assembled actuate ring and six actuators



(c) The whole assembled structure

图 10 环形线负载驱动曲率变化结构部件
Fig. 10 Components of annular line load structure



(a) Beryllium bronze mirror

图 11 铍青铜反射镜的整体装配效果

Fig. 11 Assembled structure of beryllium bronze mirror
装配流程为:1)将推力环与驱动器及支撑基座连接,并通过三坐标系统的测量和调整来保证推力环顶部与基底的良好平行.此时,推力环驱动装置就成为了一个整体,可以作为单元部件直接放入反射镜镜筒中.2)将板形弹簧放入镜筒中,随后将反射镜通过压圈压入镜筒.在此过程中,由于板形弹簧的弹性及其与反射镜边缘之间的少量摩擦会导致反射镜镜面与镜筒通光表面不平行.3)将整个结构倒置(即反射镜表面朝下),之后将

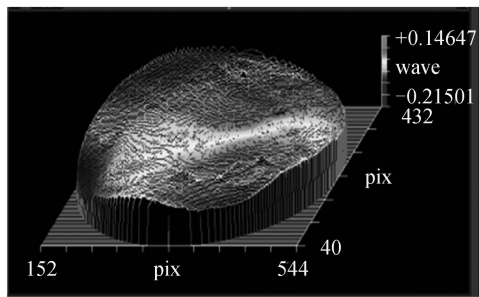
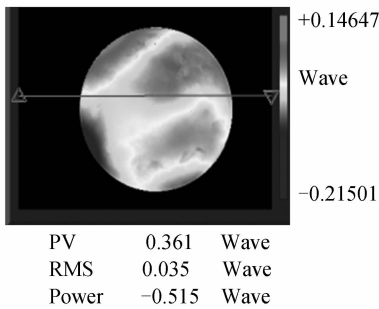


图 12 口径 100 mm、厚度 3 mm 铍青铜反射镜的初始加工面形精度

Fig. 12 The original surface precision of beryllium bronze mirror with 100 mm diameter, 3 mm thickness

推力环驱动器基底这个单元部件从上向下装入镜筒,同时采用锁紧螺钉控制推力环头部与反射镜镜面接触的力量,在实现有效预紧的同时也能够起到使反射镜重新与镜筒通光面平行的作用.在完成装配之后,变曲率反射镜原型样片的面形精度接近 $1/30\lambda$,如图 12.

3.3 环形线负载驱动变曲率反射镜极限曲率变化试验

利用图 10 的铍青铜变曲率反射镜原型样片就能够开展极限曲率变化的试验,并且借此评价形变过程中的面形精度保持能力.试验采用标准的基于 ZYGO 干涉仪的 Fiasu 法进行.令驱动器按照 $5\ \mu\text{m}$ 的步长逐渐地增加作用于反射镜背部的驱动力,并同步记录与每次形变对应的干涉仪测量结果中的 POWER 量、PV 量以及去除 POWER 量之后的 RMS 量,整个测量过程一直持续到干涉条纹超过干涉仪的分辨能力为止.图

13 给出了驱动器移动 $5\ \mu\text{m}$, $26\ \mu\text{m}$ 以及 $47\ \mu\text{m}$ 对应的形变测量结果,可以看到曲率变化的效果是非常明显的(极限中心形变已经超过 30λ),而且基本呈现旋转对称状态(随着驱动器位移的增大,驱动环与反射镜的背部之间初装不完善导致的预紧不足得到了有效补偿,所以驱动变得更加均匀),由此说明上述在进行结构设计中提到的改进措施的确能够提升反射镜曲率变化的效果.图 14 给出了与图 13 对应的驱动器不同位移量与面形精度保持(去除了 POWER 量后的 RMS)之间的关系.可以看到,随着驱动器的位移逐渐增大,与中心形变对应的 PV 量以及 POWER 量都急速增加,然而表征面形精度的去除了离焦 POWER 量后的 RMS 量的变化却相对缓慢.由此说明,本文研究的环形线负载驱动能够实现面形精度退化与中心形变的弱相关关系.然而,虽然面形精度的退化速度相对较慢,但是其

绝对数值很快就增加到了无法用于成像的程度. 要克服这个问题,除了继续提升反射镜的初始面形精度之外,还应该从驱动机理来寻求解决大形变过程中的高精度面形保持这一问题的根本方法,比如采用压力分布更加均匀的驱动方式以消除镜面过于集中的应力,改善反射镜及其与支撑结构之间的关系等等. 与此同时在图 13 中,还给出了利用有限元软件模拟的中心

矢高的变化与实际获得结果之间的比较. 由圈形点曲线与菱形点曲线的比较可知,两者之间存在一定的差距,这主要是由实际器件受限于部件加工准确度以及形变时的反向作用导致的微变形引起,所以实际产生的中心形变比有限元仿真要小. 因此,要将实测数据反馈到有限元模型的建立当中,对变曲率反射镜的整体模型进行修改完善,使以后的器件的实

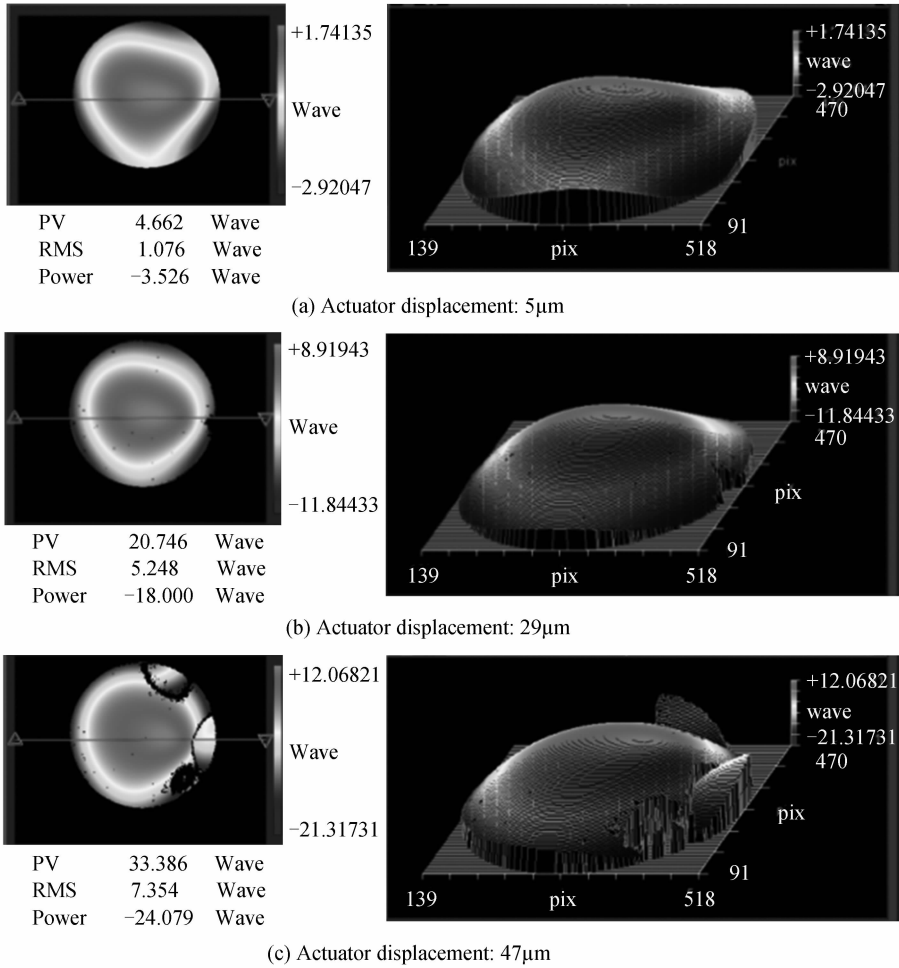


图 13 极限曲率变化的试验验证

Fig. 13 Verification of mirror's ultimate curvature radius change

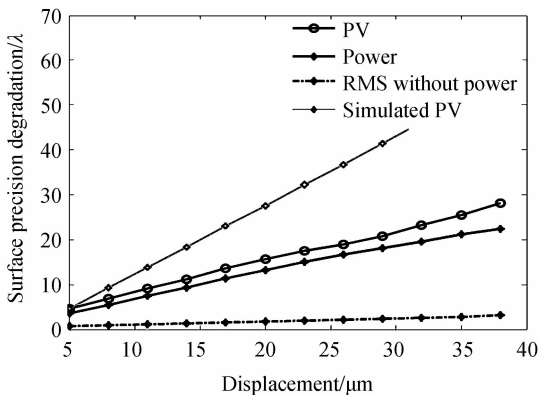


图 14 面形精度退化与中心形变之间的关系

Fig. 14 Curve between surface precision degradation and central deformation value

测数据与有限元仿真数据保持一致.

4 结论

本文设计并研制了用于无运动部件变焦的变曲率反射镜. 从薄板弹性理论出发,给出了环形线负载驱动之所以能够实现曲率变化的材料力学根源. 以较小的驱动力实现较大的中心形变作为优化目标,对环形线负载驱动曲率变化物理模型进行了优化,结果表明最优驱动环半径等于 1/2 支撑环半径,100 mm 口径反射镜最佳镜面厚度为 2~4 mm. 根据优化模型对变曲率反射镜的整体结构进行了设计,研制了实物样片,并进行了极限曲率变化的试验. 试验表明:铍青铜变曲率反射镜在环形线负载驱动的作用下,能够实现超过 30

个波长的中心形变,与此同时面形精度的退化也与中心形变量呈弱相关。尽管目前反射镜面形精度的绝对数值较高,满足不了成像的要求,但是后续通过对环形线负载驱动结构进行优化和改进,并提升反射镜的初始面形精度,可实现大形变状态下的高准确度面形保持。

参考文献

- [1] 李晓彤. 几何光学与光学设计[M]. 杭州:浙江大学出版社, 1997.
- [2] BARRY J R, JAMES B H, BURLESON T. All-reflective four-element zoom telescope: design and analysis[C]. SPIE, 1990, **1354**: 669-675.
- [3] WICK D V, MARTINEZ T Y, PAYNE D M, *et al.* Active optical zoom system[C]. SPIE, 2005, **5798**: 151-157.
- [4] BAGWELL B E, WICK D V, COWAN W D, *et al.* Active zoom imaging for operationally responsive space[C]. SPIE, 2007, **6467**: 64670D.
- [5] SEIDL K, RICHTER K, KNOBBE J, *et al.* Wide field-of-view all-reflective objectives designed for multispectral image acquisition in photogrammetric applications[C]. SPIE, 2011, **8172**: 817210.
- [6] SEIDL K, KNOBBE J, GRUGER H. Design of an all-reflective unobscured optical-power zooming objective [J]. *Applied Optics*, 2009, **48**(21): 4097-4107.
- [7] YU Hung-lin, YEN Liang-liu, GUO Dung-J. Optical zoom module based on two deformable mirrors for mobile device application[J]. *Applied Optics*, 2012, **51**(11): 1804-1810.
- [8] ZHAO Hui, FAN Xue-wu, ZOU Guang-yi, *et al.* Prototype design of an all-reflective non-coaxial optical zooming system for space camera application without moving elements based on deformable mirror[C]. SPIE, 2012, **8557**: 855713.
- [9] BIN N E, DOTHAN D F. Mirror with adjustable radius of curvature[J]. *The Review of Scientific Instruments*, 1973, **44**(4): 512-513.
- [10] SCHWARZ J, RAMSEY M, HEADLEY D, *et al.* Thermal lens compensation by convex deformation of a flat mirror with variable annular force[J]. *Applied Physics*, 2006, **B82**: 275-281.
- [11] GREINER U J, KLINGENBERG H H. Thermal lens correction of a diode-pumped Nd:YAG laser of high TEM₀₀ power by an adjustable-curvature mirror[J]. *Optics Letters*, 1994, **19**(16): 1207-1209.
- [12] APOLLONOV V V, VDOVIN G V, OSTROVSKAYA L M, *et al.* Active correction of a thermal lens in a solid-state laser. I. Metal mirror with a controlled curvature of the central region of the reflecting surface[J]. *Sov J Quantum Electron*, 1991, **21**(1): 116-117.
- [13] 清华大学. 一种调节反射镜曲率半径的装置: 中国, CN 102684055 A[P]. 2012-09-19.
- [14] 中国科学院大连化学物理研究所. 一种可变曲率反射镜装置: 中国, CN 102147524 A[P]. 2011-08-10.
- [15] FENG Zhi-qing, BAI Lan, ZHANG Zeng-bao, *et al.* Thermal deformation compensation of high-energy laser mirrors[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2010, **18**(8): 1781-1787.
冯志庆, 白兰, 张增宝, 等. 高能激光反射镜热变形补偿[J]. *光学精密工程*, 2010, **18**(8): 1781-1787.
- [16] JUNGWIRTH M E L, WILCOX C C, WICK D V, *et al.* Large-aperture active optical carbon fiber reinforced polymer mirror[C]. SPIE, 2013, **8725**: 87250W.
- [17] LEMAITRE G R. *Astronomical optics and elasticity theory* [M]. Germany: Springer, 2009.
- [18] TIMOSHENKO S P, KRIEGER S W. *Theory of plates and shells* [M]. 2nd edition. Singapore: McGraw-Hill Book Company, 1959.
- [19] YOUNG W C, BUDYNAS R G. *Roark's formulas for stress and strain* [M]. 7th edition, the United States of America: McGraw-Hill Companies, 2002, 487-488, 491-492.