

大口径光学主镜气液支承

姚 俊 杰

随着光学仪器口径的增大,主镜的尺寸加大,其重量将与尺寸的三次方成比例地增加。若满足主镜的定位精度高,镜面变形小的要求,沿用已有的纯机械支承,将引起机构臃肿,增加仪器本身的重量和惯量,对提高仪器的性能指标不利。因此为制造大口径的望远系统,解决好主镜支承的问题就显得十分重要,本文提出了主镜支承的新方案。

本方案中在主镜的轴向,采用在主镜镜面上边缘三点定位,在主镜下部用气力支承。气力将随主镜处于不同角度而自动调节平衡,以保持良好的定位和最小的镜面变形。在主镜的径向,采用在主镜中心定位,在主镜侧边缘用液力支承,此力同样随主镜处于不同角度而自动调节平衡,以保持良好的径向定位和最小的镜面变形。通过实验证明对气力支承的关键部件气阀的设计取得了较好结果,实验证明这一方案是满足设计指标要求的。

一、有关参数及技术要求

主镜尺寸: 直径 $D_0 = 1200$ 毫米

通光口径 $D = 1100$ 毫米

抛物面顶点曲率半径

$R_0 = 3600$ 毫米

厚度 $H = 180$ 毫米

主镜材料: 牌号 K_4

线膨胀系数 $\alpha = 4.9 \times 10^{-6}$

比重 $r = 2.5$ 克/厘米³

主镜定位精度要求: 轴向精度 ± 5 微米

径向精度 ± 20 微米

主镜镜面变形不大于 $1/4$ 波长。

二、主镜气力底支承

支承结构及实验装置示于图1,主镜由底部气室的气力支承。气室分成外气室(2)和内气室(3),每个气室的浮力由与之联通的气阀(4)上的平衡重块(5)产生。气室的浮力通过传力支点(6)传至主镜,将主镜浮起与定位支点(1)接触。定位支点(1)三个都与主镜接触时主镜定位指示灯亮。在气室上装有安全阀,当压力超过允许值时安全阀被打开,气体外溢。在气路中有微压计以示气体压力,在气阀体上装有微动开关,当气量少到一定值时电路通,贮气罐中电磁阀打开向气室内充气。气室内气体增加后气阀重块(5)被抬起,电路断路充气停止。传力支点共84点分布情况见简图1

底支承的作用是支承主镜重量的轴向分力。

$$P_o = W \sin \lambda$$

P_o —主镜轴向分力

W —主镜重量

λ —主镜光轴与水平面的夹角

(一) 实验目的

1. 验证气力(垫)支承原理是否可行。
2. 通过实验找出能满足技术要求在工程上合理可行的结构。
3. 测定新方案的受力情况及有关参数以确定支承力的精度。

(二) 实验

1. 各种结构形式气阀的特性实验

此方案中关键部件是气阀，它的作用是：控制支承力的大小，并补偿由于气体压力变化而引起气体体积的变化。气阀的特性决定支承力的精度。我们对四种结构形式的气阀做了比较实验，经过分析确定重点进行以波纹管式气阀控制的支承实验。这种气阀的静力特性可表示如下：

$$p = \frac{W_F}{S_F} \sin \lambda \pm f \frac{W_F}{S_F} \cos \lambda + \varphi(h)$$

$$\frac{V_0}{S_F} \left(\frac{p_0}{p} - 1 \right) \dots \dots \dots (1)$$

p —气阀产生的压力 公斤/厘米²

W_F —气阀重块的重量 公斤

S_F —气阀的截面积 厘米²

f —轴承摩擦系数

h —橡胶波纹管的高度 厘米

$\varphi(h)$ —波纹管在不同 h 时的压力 公

斤/厘米²

V_0 —气体的初始体积 ($\lambda = 90^\circ$ 时) 厘米³

p_0 —气体的初始压力 公斤/厘米²

第一项力是我们需要的，它是 λ 的正弦函数。第二、三项力引起误差应使之尽量减小，为此设计了滚动导轨和橡胶波纹管。为了补偿气体体积的变化要求波纹管柱向有一定刚度，在压力减小时仍保持原形状。轴向刚度要小，当气体体积膨时引起附加力要小。因此设计成波纹管的结构是合适的，为减少轴向刚度在结构上加多了波纹数 ($n=15$) 减少了厚度 ($\delta=0.7$ 毫米) 并选用低弹性模数的橡胶材料。这样就比较成功地解决了这一关键部件。各种气阀情况比较见表 1，结构见图 2，力学特性见图 3，图 4。实验结果表明波纹管式气阀的力学特性与要求值最接近。

表 1

各种型式气阀的比较

比较项目 气阀型式	结构 (见简图)	力的特性 $p = \varphi(\lambda)$	摩擦力的影响	变形力的影响	结构上实现的难易	力与理想情况的误差	$\frac{\varphi(\lambda)p_0 \sin \lambda}{p_0}$
活塞式	2—1	图 3	$\lambda = 0$ 时大	无	不易稳定	图 4	7.3~14.8%
液柱式	2—3	图 3	液体摩擦	无	$\lambda \leq 0$ 时液体外溢	图 4	3.4~8.4% 28%
薄橡皮囊式	2—2	略	复杂	复杂	易		
波纹管式	2—4	图 3	较小	有	较易	图 4	3.6%

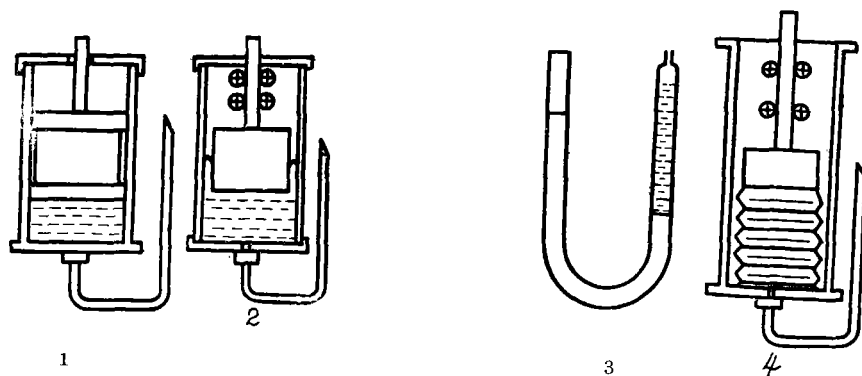


图 2 气阀结构示意图

1. 活塞式 2. 皮囊式 3. 液柱式 4. 波纹管式

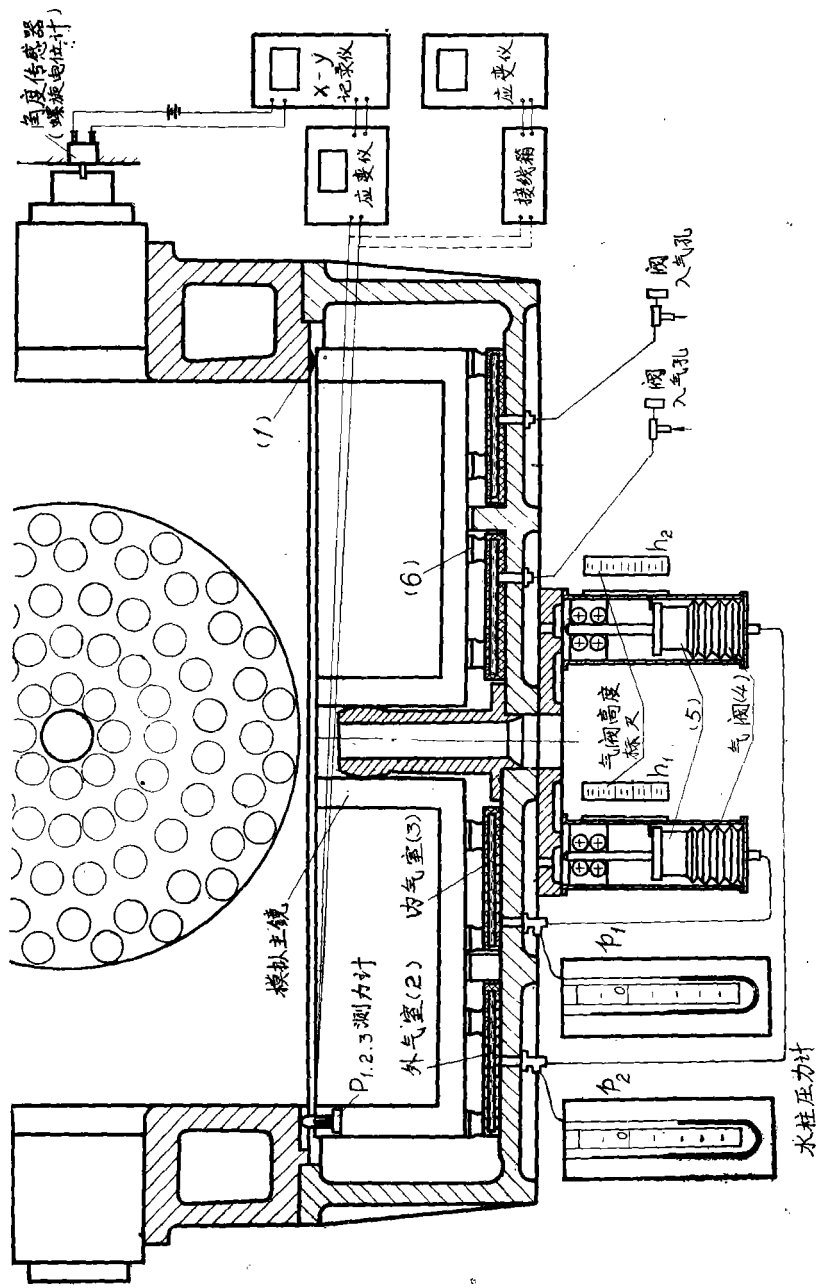


图1 气垫支承结构及实验装置示意图

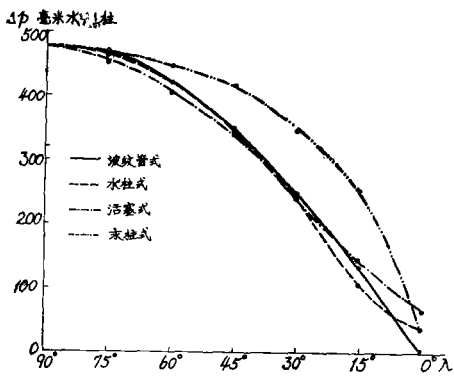


图3 各种气阀的压力曲线

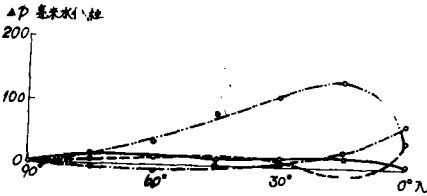


图4 各种气阀压力曲线与正弦曲线之差值

2. 气垫实验各部件的相对误差见表2

和图5, 图6。

表2

	产生误差的部件	相对误差	注	
1	气 阀	3.6%	图5	
2	气阀与气室联接, 气阀转动, 气室与主镜不动	内	5.4%	图5
		外	5%	图5
3	气阀与气室联接, 气阀, 气室, 主镜同时转动。	内	7.9%	图6
		外	9.1%	图6

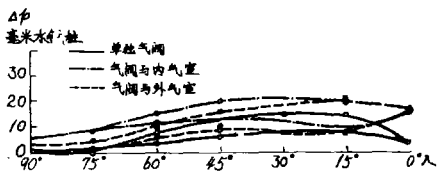


图5 气阀和气室压力变化曲线与正弦曲线之差值主镜不转动气阀转动

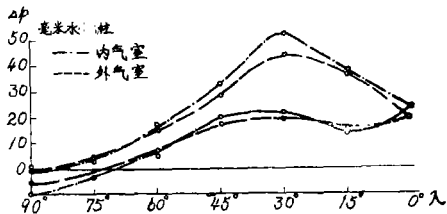


图6 气室压力变化曲线与正弦曲线之差值主镜与气阀同时转动。

3. 系统实验, 按实际使用情况进行, 测定了以下参数 (装置参见图1)

- $p_{内} - \lambda$ $p_{内}$, $p_{外}$ — 内外气室压力
- $p_{外} - \lambda$ $h_{内}$, $h_{外}$ — 内外气阀高度
- $h_{内} - \lambda$ i — 主镜前支承力
- $h_{外} - \lambda$
- $\Sigma P_{i=1,2,3} - \lambda$

对上述参数既进行了多次的静态测定, 也用 X—Y 记录仪进行了动态测定。其典型结果见图7—1, 图7—2。

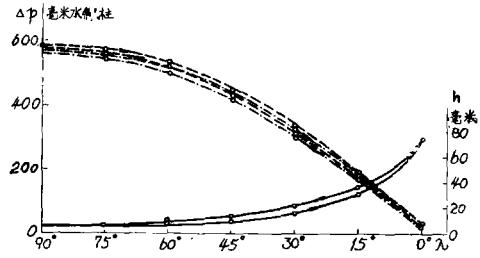


图7—1 内外气室压力, 气阀高度变化曲线



图7—2 主镜前承受力曲线

4. 前支承受力情况分析

$$\Sigma P = \left\{ S_{内} \left[\frac{W_{F内}}{S_F} \sin \lambda \pm f \frac{W_{F内}}{S_F} \cos \lambda + \varphi (h_{内}) \frac{V_{0内}}{S_F} (\csc \lambda - 1) \right] + S_{外} \left[\frac{W_{F外}}{S_F} \sin \lambda \pm f \frac{W_{F外}}{S_F} \cos \lambda + \varphi (h_{外}) \frac{V_{0外}}{S_F} (\csc \lambda - 1) \right] - [W \sin \lambda + \Delta W F \cos \lambda] \right\} \dots \dots \dots (2)$$

- ΣP_i — 前支承三点受力之总合
- $S_{内} S_{外}$ — 内外气室有效传力面积
- $W_{F内} W_{F外}$ — 内外气阀平衡块重量
- f — 滚动摩擦系数 取 0.006
- W — 包括主镜及气室以上的支点等重

物，合计 480 公斤

F—主镜内孔与中心轴间的滑动摩擦系数取 0.12。

$\varphi(h)$ —由实验曲线求得的公式确定。

按公式 (2) 将具体结构参数代入计算，其结果与实验情况相近见图 7—2，

(三) 实验结果讨论，

1. 气垫支承方案原理是可行的。
2. 对方案中的关键部件气阀，设计成波纹管形式是较好的，它对支承力的控制精度较高。
3. 本方案对支承力误差的控制可做到 $\pm 4\%$ 以内。
4. 在装调过程中，为使前支承受力变化最小，对内外气阀的平衡重块和初始高度 h_0 (当 $\lambda = 90^\circ$ 时) 进行了优选。结果使主镜前支承受力控制在 23 ± 17 公斤 (参见图 7—2)。

5. 按上述支承受力情况计算主镜镜面变形量，比指标要求的允许值要小一个数量级。

三、主镜液力侧支承

主镜侧支承结构如图 8 所示。平衡重力经过机械和液压两次放大后作用于主镜的侧面以支承主镜重量的侧向分力。在主镜上下

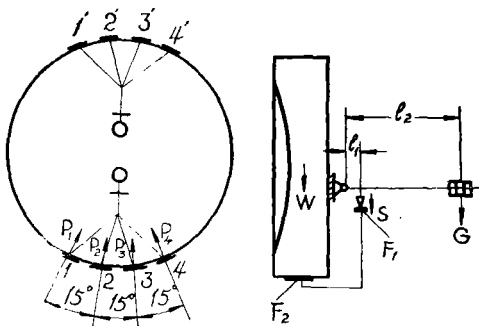


图 8 主镜侧支承示意图

W—主镜重量 G—平衡重 l_1, l_2 —杠杆臂长
S—由 G 引起在小活塞 F_1 处的位移
 F_1, F_2 —一活塞面积 $P_K (K = 1, 2, 3, 4)$ —一侧支承力

两侧各布置四个支承点，间距 15° 。由于采用了机液联合的办法增大了传力比，减轻了平衡重，对 480 公斤重的主镜所用的平衡重约 5 公斤。

主镜侧支承的作用是支承主镜重量的径向分力。

$$P_r = W \cos \lambda \quad P_r \text{—主镜径向分力}$$

对大口径主镜采用这种支承结构是初次尝试，我们对液压部分进行了实验。

(一) 实验目的

1. 试验各种结构因素对支承力 P_K 和小活塞位移量 S 的影响，以得出合理的结构。
2. 试验各种不同材料的密封膜片对 P_K 和 S 的影响以选择合适的膜片材料。
3. 测定此支承结构的受力情况及有关参数和支承力的精度。

(二) 实验

实验装置示意图见图 9。为了减少影响实验结果的因素，先进行一个小活塞与一个大活塞相联接的实验。这一实验用三种不同的结构，三种不同材料的膜片，分别进行。见图 10 表 3, 图 11 表 4。然后按实际使用情况，进行一个小活塞与四个大活塞相联的实验，见图 12 表 5。根据实验结果，主镜中心定位轴的受力情况如图 13 所示。

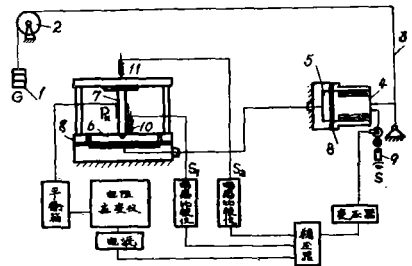


图 9 实验装置示意图

1. 砝码， 2. 滑轮， 3. 机械杠杆，
4. 小活塞， 5. 液压油， 6. 大活塞，
7. 测力计 8. 密封膜片， 9. 读数显微镜，
- 10, 11. 电感比较仪。

表 3

代号	结 构	误差范围△ (公斤)	最大摩 擦力 T (公斤)	传力比	
				设计值	实 测 平均值
1	小端橡皮膜	+2.4 -2.1	4.3	32.6	32.5
2	同上、刚性中心	+2.6 -2.7	4.8	33.7	34
3	小端铜片刚性中 心	+3.8 -3.3	6.9	38.6	34.7

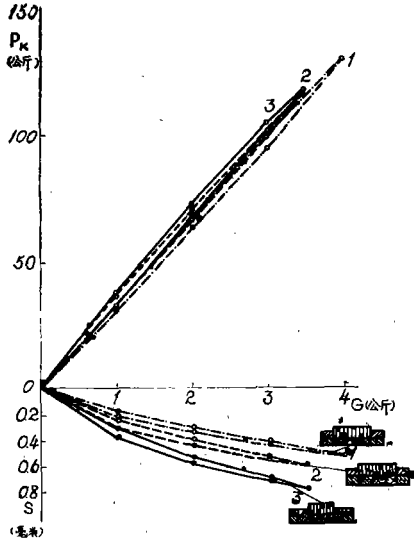


图10 各种结构的液力支承特性曲线

表 4

序 号	膜片材料		误差范围 △(公斤)	最大摩 擦力 T (公斤)	小端最 大位移 毫米	平均传 力比 i
	小 端	大 端				
1	橡 皮	橡 皮	+3.5 -9	5.6	1.5	25.8
2	塑 料	橡 皮	+2 -2	2.7	2	28.5
3	塑 料	塑 料	+1 -2.6	2	0.9	35
4	塑 料	金 属	+3 -4	4.7	1.3	30.7

表 5

传力比 i		误差范围 (△公斤)	最大摩擦 力 T (公 斤)	小端最大 位移 S (毫米)
设计值	实 平 均 值			
130	116.9	+39.6 -35.9	48.6	2.29

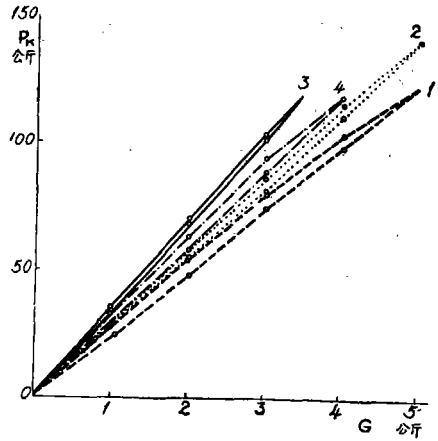


图11 不同膜片材料的特性曲线

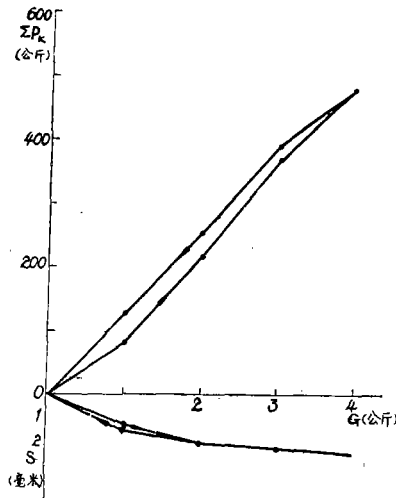


图12 侧支承特性曲线

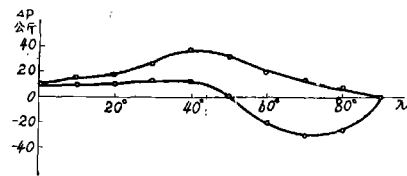


图13 主镜中心定位轴受力情况

四、结 语

1. 上述实验证明这种大口徑光学主镜支承的新方案，气力支承精度可以控制在

$\pm 5\%$ 以内。液力侧支承力的精度可以控制在 ± 10 以内。这种方案可以满足主镜的高定位精度和小镜面变形的要求。

2. 上述气液支承与机械支承比较, 这种方案便于多点支承, 在本方案中底支承为84点(图1), 侧支承上下各为四点。这是减少光学主镜镜面变形的有效措施, 特别是随着主镜口径的加大, 这一优点将会进一步得到体现。我们对本方案做了进一步的验证, 在 $\phi 1200$ 光学主镜上做了镜面变形实验。结果证明镜面变形满足指标要求。

3. 与机械支承相比这种支承的另一特点是易于得到较大的传力比, 这一点也将随着主镜重量的增加而体现出优越性。我们设计的具体结构, 力的放大倍数都大于80。因此对0.5吨左右的主镜, 支承的平衡重仅5~6公斤。

4. 一个原理在工程上付诸实现, 需要工程技术人员解决一系列应用中的实际问题, 我们经过几年的工作, 做了设计和实验, 现把这一工作做一简要介绍, 希望对发展我国大口径光学装备能有所启示。