DOI: 10. 3969 / j. issn. 1009-9492. 2022. 05. 003

周頔、董得义、王连强、等. 用于反射镜加工的液压支撑单元刚度特性研究[J]. 机电工程技术、2022、51 (05): 10-15.

# 用于反射镜加工的液压支撑单元刚度特性研究\*

周頔1, 董得义1\*, 王连强1, 胡海飞1, 关英俊2, 江昱含2, 李伟1, 3, 高明辉1

(1.中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033; 2.长春工业大学 机电工程学院, 长春 130012; 3.中国科学院 光学系统先进制造技术重点实验室, 长春 130033)

摘要:为实现大口径望远镜的高精度成像,加工过程中需对主镜进行轴向支撑以及侧向支撑,而液压多点支撑作为一种轴向支撑方式,其优势在于可很好地卸载反射镜的重力及磨头带来的加工压力的同时,也方便调整反射镜的姿态。设计了一种万向球铰式液压支撑单元,通过理论推导,得出滚动膜片的结构参数和工作介质液体特性是影响轴向刚度的主要因素。进一步通过搭建液压支撑单元的轴向刚度测试平台,对液压支撑单元的密封性、刚度和刚度分散性进行了测试。结果显示在一定时间内,液压回路的压强变化很小,并在20 min后压强趋于稳定。并从初始压强、气泡含量以及下压速度3个方面测试了影响液压支撑单元轴向刚度及分散性的实验,测试结果显示初始压强提高可提高支撑单元的轴向刚度并降低轴向刚度分散性;当下压速度为0.4 mm/min时,轴向刚度最高,其分散性最小;初始气泡含量越高,支撑单元的轴向刚度越低,两者关系近似反比例函数。提出了一些提高支撑单元的刚度及降低刚度分散性的措施,对卸载反射镜加工及使用中反射镜的支撑单元结构设计提供了一定的参考意义。

关键词:液压支撑单元;轴向刚度;刚度分散性

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1009-9492 (2022) 05-0010-06

# Research on Stiffness Characteristics of Hydraulic Support Unit for Mirror Machining

Zhou Di¹, Dong Deyi¹<sup>™</sup>, Wang Lianqiang¹, Hu Haifei¹, Guan Yingjun², Jiang Yuhan², Li Wei¹,³, Gao Minghui¹

- (1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
  - 2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130012, China;
- 3. Key Laboratory of advanced manufacturing technology of optical system, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

Abstract: In order to achieve high-precision imaging of large-diameter telescopes, the main mirror needs to be axially supported and laterally supported during processing. As an axial support method, hydraulic multi-point support has the advantage of being able to unload the mirror well. At the same time, it is convenient to adjust the posture of the mirror while the processing pressure brought by gravity and grinding head. A universal spherical hinge hydraulic support unit was designed. Through theoretical derivation, it was concluded that the structural parameters of the rolling diaphragm and the liquid properties of the working medium were the main factors affecting the axial stiffness. Furthermore, by building the axial stiffness test platform of the hydraulic support unit, the tightness, stiffness and stiffness dispersion of the hydraulic support unit were tested. The results show that within a certain period of time, the pressure change of the hydraulic circuit is small, and the pressure tends to stabilize after 20 minutes. And the experiments that affect the axial stiffness and dispersion of the hydraulic support unit are tested from the initial pressure, the bubble content and the pressing speed. The test results show that the increase of the initial pressure can improve the axial stiffness of the support unit and reduce the axial stiffness dispersion. When the pressing speed is 0.4 mm/min, the axial stiffness is the highest, and its dispersion is the smallest. Additionally, the higher the initial bubble content, the lower the axial stiffness of the support element. And the relationship between the two is approximately an inverse proportional function. Some measures to improve the stiffness of the support unit and reduce the stiffness dispersion is proposed, which provides a certain reference for the unloading mirror processing and the support unit structure design of the mirror in use.

Key words: hydraulic support unit; axial stiffness; stiffness dispersion

# 0 引言

对于液压多点支撑的系统<sup>[1-4]</sup>而言,提高加工的面形精度可由两种方式保证:一是提高单个液压支撑单元的轴向刚度;二是降低多个液压支撑单元的刚度分散性。

为实现单个液压支撑单元轴向刚度的提高,长春光机所的李剑峰[5-6]从理论层面分别分析了影响液压单元的结构参数以及由于残留空气影响导致轴向支撑刚度的变化;长春光机所的罗才君[7-8]利用 AMESim 液压仿真软件构建

**基金项目**: 国家自然科学基金项目(编号: 11873007); 国家自然科学基金项目(编号: 62175234)

收稿日期: 2022-03-03

液压系统模型,分析了液压系统中油液气泡含量、管道 内径和长度3种因素的影响,得出0.1%的油液气泡含 量、8 mm内径的管道以及最优管道连接方式可有效提高 液压刚度和响应特性;浙江大学的娄海洋[9]对比了多种 提高弹性模量的方案,最后提出用真空除气的方式可有 效提高油液弹性模量,进一步提高支撑单元的轴向刚度。 理想情况下, 多个液压支撑单元由于互相连通, 基于连 通器原理,可实现相同支撑力的输出[5],但实际使用时, 由于各个支撑单元以及连接管道存在细微差异,导致刚 度存在分散性,降低了反射镜面形精度,为解决这个问 题,因此长春工业大学的习兴华[10-11]建立了关于支撑力、 刚度以及支撑位置分级布局优化的算法,为获得更高面 形精度的反射镜提供了一种解决办法。目前对于液压支 撑单元刚度及分散性的研究更多是基于理论或仿真层面, 构建的理论或仿真模型与实际应用稍有差异, 因此本文 设计并加工了一种液压球铰式支撑单元, 拟从实验的角 度,通过控制变量法,分析影响刚度及分散性的因素, 给出一定的解决办法。

本文针对某反射镜研制任务,设计了一种液压万向球铰式支撑单元,指标要求反射镜材料为微晶玻璃,口径500 mm,反射面为球面,曲率为3000 mm,9点支撑,分为内圈3点和外圈6点,内圈分布圆直径为180 mm,外圈分布圆直径为420 mm,要求支撑单元轴向调节距离为5~10 mm,直径尺寸限制在65 mm,高度尺寸为55 mm。

# 1 指标分析

对反射镜进行三维建模,赋予微晶材料,可测量出该反射镜的质量,首先假设每个支撑单元的支撑力为均等的,将反射镜的重量平均分配给9个相同的液压支撑单元支撑,平均一个液压支撑单元的支撑力为16.63 N,应用Patran有限元软件进行建模,并对每个支撑点位置施加16.63 N的支撑力,如图1所示,通过静力学仿真分析,可得到反射镜在9点支撑下的面形,如图2所示,此时的反射镜面形的PV值为43.20 nm,RMS值为9.49 nm。

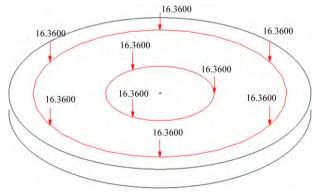


图1 反射镜9点等力支撑的仿真条件

Fig.1 Simulation conditions for 9-point isodynamic support of the mirror

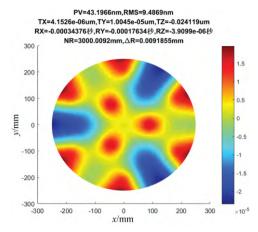


图 2 反射镜 9点等力支撑的面形结果

Fig.2 Surface shape result of mirror 9-point isodynamic support

考虑到镜体为球面镜,其重量在整个底面并不是均匀分布的,但对于同一直径的分布圆各点的重量应该一致,因此分布于外圆的6个支撑单元支撑力相等,分布于内圆的3个支撑单元支撑力相等,以求镜面面型的RMS最小值作为目标函数,约束条件为内圆3个支撑单元的支撑力之和等于反射镜的重力,通过优化迭代,找到最优的结果,即当内圆3个支撑点支撑力为15.63 N、外圆6个支撑点支撑力为17.02 N时,反射镜的面形RMS值最小,此时反射镜面形的PV值为41.49 nm,RMS值为8.89 nm,该结果优于9点等力支撑,如图3所示。

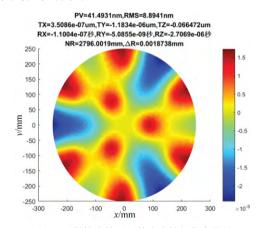


图 3 反射镜内外圈不等力支撑的仿真结果

Fig.3 Simulation results of unequal support on the inner and outer rings of the mirror

## 2 液压单元结构设计及工作原理

根据指标中的尺寸限制,设计了一种单通道的液压球铰支撑单元,其剖面图如图4所示,该支撑单元由顶部的球铰机构、多个法兰端盖、滚动膜片、橡胶垫片、活塞、缸体以及内卡直通接头组成,设计的重点有三:(1)保证支撑单元的密封性;(2)保持活动部件的滚动性能;(3)减小磨头对支撑单元中柔性部件的损坏。其

中密封性能主要由滚动膜片的环形胶条、法兰端盖的凹槽、橡胶垫片、以及内卡直通密封连接件保证,活动部件的滚动性能主要由对滚动膜片选用合适的橡胶材料及对膜片的滚动部分进行手动卷积实现,避免柔性部件的损坏由支撑单元顶部的万向球铰实现。

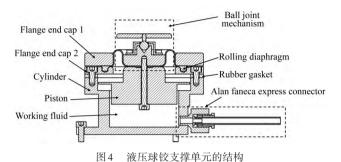


Fig.4 The structure of the hydraulic ball joint support unit

这种支撑单元在实际工作时,由法兰端盖、滚动膜片、活塞以及缸体组成密封腔体,当外界的蠕动泵正转,支撑单元从内卡直通接头处开始进液体,液体将顶起活塞,由于滚动膜片以及缸体的限制,活塞连同上部的万向球铰机构将沿轴向方向上升,对反射镜提供支撑力,根据文献[12],这种单杠型支撑单元的特点在于只具有轴向刚度,利于对单一自由度进行控制。

# 3 液压单元轴向刚度理论推导

液压支撑单元打开进油口并充入液体,将反射镜顶起一定高度并达到静平衡后,此时对液压支撑单元进行轴向的受力分析。如图 5 所示,设液压单元内部液体静平衡时的压强为P,包含活塞在内的活动组件的总质量为m,受到的重力为G,滚动膜片的张力为F,反射镜对单个支撑单元的作用力为 $F_0$ ,支撑单元内部压力总和为F,定义轴向方向竖直向上为正方向,那么此时的液压支撑单元的受力平衡方程为:



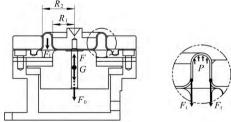


图 5 液压支撑单元轴向受力分析 Fig.5 Axial force analysis of hydraulic support unit

图 5 中, $R_1$ 为滚动膜片的内圈半径; $R_2$ 为滚动膜片的外圈半径;t为滚动膜片的厚度。由于膜片的卷积宽度 ( $R_2$ - $R_1$ )与膜片厚度 t 相比较大,并假设膜片张力  $F_1$ 引起的横截面拉应力沿厚度 t 方向均匀分布,根据参考文献[5],

作用在曲面上某方向的总压力等于受压面在该方向上的 投影面积与压强的乘积,那么膜片张力 $F_i$ 、活动组件的 重力G以及支撑单元内部压力总和F分别为:

$$F_1 = \pi (R_2^2 - R_1^2) P \tag{2}$$

$$G = mg (3)$$

$$F = \pi R_2^2 P \tag{4}$$

根据式(1)~(4),可推导出反射镜对单个支撑单元的作用力 $F_0$ 为:

$$F_0 = \pi R_1^2 P - mg \tag{5}$$

液压支撑单元的轴向刚度S定义为单位输出力与单位缸盖轴向位移的比值,即:

$$S = \frac{\mathrm{d}F_0}{\mathrm{d}s} \tag{6}$$

当液压支撑单元的结构参数确定后,单位输出力由式(5)推导得出:

$$dF_{0} = \pi R_{1}^{2} dP = -\pi R_{1}^{2} K \frac{dV}{V}$$
 (7)

式中: K为液体的体积模量; V为液压支撑单元的液体工作体积。

由于滚动膜片材料为 NBR 橡胶,具有一定弹性,在 顶起反射镜过程中将被拉伸一定长度,设膜片可拉伸部 分总长为 *l*,膜片拉伸量为 d*l*,那么液压支撑单元的液体 工作体积变化量 d*V* 如下:

$$dV = \pi R_1^2 ds - \pi R_2 \left( R_2 - R_1 \right) \left( \frac{ds + dl}{2} \right)$$
 (8)

根据材料力学可知, 膜片伸长量 dl 为:

$$dl = \frac{Cl}{2Et} dp \tag{9}$$

式中: E为膜片弹性模量; t为膜片厚度。

综合式  $(6) \sim (9)$ , 液压支撑单元的轴向刚度 S 可推导为:

$$S = \frac{\pi^2 R_1^2 (2R_1 - R_2) (R_1 + R_2)}{\pi R_2 (R_2 - R_1)^2 l / 2Et - 2V / K}$$
 (10)

由式(10)可知,液压支撑单元的轴向刚度与支撑单元本身的结构参数有关,如滚动膜片内外圈的半径、厚度以及膜片材料的弹性模量,此外也与充入液体的体积模量和工作体积有关。

为进一步探究具体应用中影响支撑单元刚度的因素,接下来通过搭建实验平台,通过控制变量法,分析每种可能的因素对支撑单元刚度的影响。

#### 4 刚度特性实验

除结构性因素之外,影响液压支撑单元刚度的因素 主要有液体的初始工作压强、液压回路中气泡含量、液 压回路的密封性以及压头对支撑单元的下压速度,整体

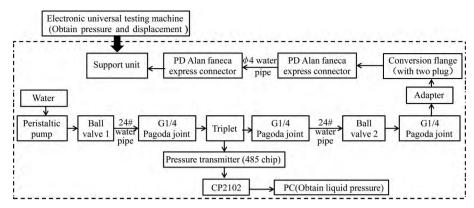


图 6 液压回路的各部件连接

Fig.6 The connection of various components of the hydraulic circuit

实验思路是先通过测试每种因素对单个液压支撑单元刚度的影响,再通过将多个支撑单元联组的方式,测量每种因素对支撑单元刚度分散性的影响。

#### 4.1 搭建实验平台

根据图 6 搭建实验平台,本次实验介质选择用水,需要注意的是,为了避免气泡对支撑刚度的影响,支撑单元在组装时选择在水中进行,整个液压回路各连接处需做好密封,如螺纹连接处均缠绕生胶带后再拧紧,开孔处则采用 O 型密封圈进行密封。支撑单元的轴向调节距离为 8 mm,工作直径 65 mm,轴向刚度 55 mm,滚动膜片的内圈半径为 11.5 mm,滚动膜片的外圈半径为 17 mm,滚动膜片的厚度为 1 mm,球铰顶盖半径 14 mm。

选用DDL10电子万能试验机,力测量精度和变形测量精度均为示值的±0.5%,对电子万能试验机进行参数设置,为保证测试效果,下压的速度尽可能小,设置压头下降速度为0.05 mm/min,压头回程为10 mm/min;为防止在记录数据过程中压头出现空行程(即压头接触到支撑单元顶盖但存在一定间隙的情况),设置调节间隙预负荷为1 N;整个支撑单元的滚动膜片行程为8 mm,为防止支撑单元损坏,设定行程保护,压头下降位移最大不超过4 mm;压头对支撑单元施加的力从1 N开始,直至增加到设定值结束。如图7所示,将支撑单元的顶盖

与压头尽可能同轴放置,保证下压的力始终作用于支撑单元的轴线上,启动电子万能试验机,压头下降,直至接机,压头下降,直至接触液压支撑单元,当力传感器反馈的读数增长至1N时停止压头下降,完成对液压支撑单元的预加载过程。



图 7 预加载前的液压支撑单元实物 Fig. 7 Physical picture of hydraulic sup port unit before preloading

根据第1章指标分析部分,对反射镜进行重力卸载时,仿真计算的支撑单元提供的支撑力最大值为17 N,统一选用16~18 N区间压力变化量与变形量的比值计算轴向刚度。

# 4.2 密封性实验

为保证实验效果,需要首先对液压支撑单元进行密封性测试。蠕动泵选用雷弗公司BT103S调速型蠕动泵,转速精度误差小于±0.2%;压力变送器选用力夫公司SN-CT500,精度0.25%。利用蠕动泵对液压支撑单元加压,至3~4倍使用压强(约100 kPa),并关闭球阀1,维持数分钟,观察液压回路中压力变送器的示数变化,实验结果如表1所示,可以看到0~20 min压强下降了0.6%,20 min以后维持稳定状态。进一步利用压力试验机对支撑单元施加17 N载荷,记录下压前压力变送器示数为99.4 kPa,下压后压强稳定在100.3 kPa,压头复位30 s后压强为99.95 kPa。分析得出,每次下压后对支撑单元的压强会产生约0.55%的波动,但对整体压强的影响不大。在后续实验过程中,为了尽可能保持初始压强,在利用蠕动泵加载至对应压强并稳定后,关闭球阀1和2,减少液压回路中可能泄漏的连接点。

表 1 液压回路的压强随时间的变化

Tab.1 Variation of hydraulic circuit pressure with time

时间 /min	压强 /kPa	时间 /min	压强 /kPa
0	100	15	99.5
5	99.8	20	99.4
10	99.6	25	99.4

# 4.3 初始压强对单个支撑单元轴向刚度影响

通过对指标的分析,可知单个支撑单元的负载不超过17 N,因此对同一个支撑单元进行多次不同初始压强的压缩实验,负载从0 N加载至17 N,结果如图8所示。结论是当初始压强较低时(对应28 kPa),随着负载不断

提高,负载与变形量的曲线存在拐点,拐点之后,支撑单元不能继续稳压,意味着当支撑单元初始压强为28 kPa时,实际可支撑的负载不超过10 N;当初始压强提高至50 kPa,当负载从0 N加载至17 N过程中,支撑单元的加载曲线接近一条直线,继续提高初始压强至70 kPa,支撑单元的加载曲线线性度更高。

进一步,负载从0N加载至30N,支撑单元的初始 压强分别设定为50kPa、70kPa、90kPa、119kPa以及 140kPa,通过提取压力加载曲线16~18N之间的负载与 变形量数据,通过线性拟合,得到轴向刚度值,其结果 由图9所示,分析可知,初始压强越高,支撑单元的轴 向刚度越高,但由于蠕动泵对支撑单元的加压存在上限, 因此在保证密封性的前提下,支撑单元尽可能保证高的初 始压强以获得较高的轴向刚度,提高反射镜的加工面形。

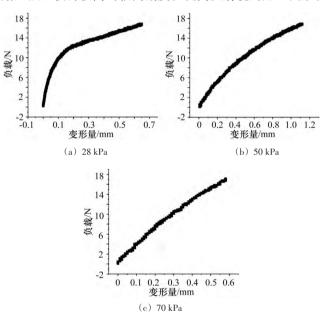


图 8 不同初始压强下液压支撑单元的压力加载曲线 Fig. 8 The pressure loading curves of the hydraulic support unit under different initial pressure

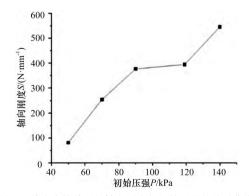


图 9 单个支撑单元的轴向刚度与初始压强的关系曲线 Fig. 9 The relationship between the axial stiffness of a single support element and the initial pressure

## 4.4 气泡含量对单个支撑单元轴向刚度影响

根据理论推导[13-14],气泡对含量越高,支撑单元轴向刚度越低,本文通过实验的方式对该结论进行定性的验证,通过装配过程中将支撑单元停留于水面之上的时间长短作为气泡含量高低的判断依据,停留于水面之上一个单位的时间对应一个单位的气泡含量,负载从0N加载至20N,初始压强设置为70kPa,通过线性拟合计算出16~18N之间支撑单元对应的轴向刚度,轴向刚度随气泡含量的变化曲线如图10所示,可以看到,轴向刚度随气泡含量的提高,不断降低,两者近似反比例函数关系。

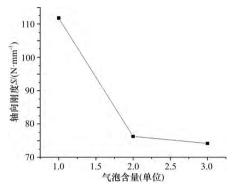


图 10 支撑单元轴向刚度与气泡含量的变化曲线 Fig. 10 Variation curve of support element axial stiffness and bubble content

#### 4.5 下压速度对单个支撑单元轴向刚度影响

初始设置的下压速度为 0.5 mm/min,通过观察实验数据发现,由于下压速度较快,导致采样的数据点较少,存在下压速度与力和位移传感器的采样频率匹配问题,因此设定初始压强为 70 kPa,负载从 0 N加载至 30 N,下压速度从 0.1 mm/min增加至 0.5 mm/min,同样取 16~18 N区间的数据拟合出轴向刚度,其变化曲线如图 11 所示,由图可知,轴向刚度并不是与下压速度呈线性相关的,而是存在一个局部最大值,即 0.4 mm/min,说明该下压速度可以和传感器的采样频率匹配,效果最好。

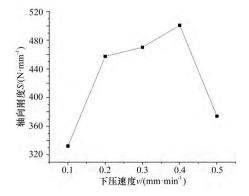


图 11 轴向刚度 S与下压速度 v 的关系曲线 Fig. 11 The relationship curve between the axial stiffness S and the pressing speed v

# 4.6 影响刚度分散性的因素

在实际应用时,内圈3个支撑单元和外圈6个支撑 单元分别共用一个液压回路,理想情况下,同一个液压 回路中压强应处处相等,因此内圈3个支撑单元提供相 等的支撑力,外圈6个支撑单元提供相等的支撑力,轴 向刚度理论上相等,但根据文献[15],管道效应的存在 影响支撑单元的轴向刚度,例如管径的大小、管道的长 度或者液体的介质等,根据本文前面的结论,初始压强 和下降速度也影响联组中支撑单元的轴向刚度,进一步 影响支撑单元的刚度分散性。与刚度一致性相反,定义 同一个液压回路中多个支撑单元的轴向刚度存在差异的 特性为刚度分散性。通过搭建实验平台,将3个同批加 工的液压支撑单元通过一个转接件连接, 共用同一个液 压管路进水,通过控制变量法,分别测试初始压强和下 降速度两种因素对支撑单元刚度分散性进行实验分析, 并计算刚度分散度, 定义多个支撑单元轴向刚度的标准 差σ为刚度分散度:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \left(S_i - \overline{S}\right)^2}{n-1}} \tag{11}$$

式中:  $S_i$ 为第i个支撑单元的轴向刚度;  $\bar{S}$ 为n个支撑单元的平均刚度。

如图 12 所示,通过 3 个支撑单元的联组测试,得出了轴向刚度分散度  $\sigma$ 与下压速度 V之间的关系,由图可知,下压速度对轴向刚度分散度的影响并不是线性相关的,当下压速度为 0.4 mm/min 时,由于下压速度和采样频率匹配,测得的轴向刚度误差更小,因此对应的轴向刚度分散度也相应最小。

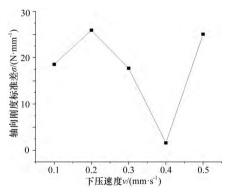


图 12 轴向刚度分散度  $\sigma$ 与下压速度 v 的关系曲线 Fig. 12 The relationship between the axial stiffness dispersion  $\sigma$  and the pressing speed v

利用 3 个支撑单元进行联组测试,为检测轴向刚度分散度  $\sigma$  与初始压强的关系,利用蠕动泵进行 4 次实验,分别加载至 50 kPa、70 kPa、100 kPa和 120 kPa。得到的压缩加载曲线 16~18 N区间段的数据进行线性拟合,求出的轴向刚度分散度  $\sigma$  与初始压强的变化曲线如图 13 所

示,可以得出,当初始压强提高时,轴向刚度分散度 σ 也进一步降低,意味着实际应用时,对单个支撑单元尽可能保证一个高的初始压强,不仅可保持一个较高的轴线刚度,对多个支撑单元来说,其轴向刚度的差异值也会降低,有利于得到一个较好的加工面形。

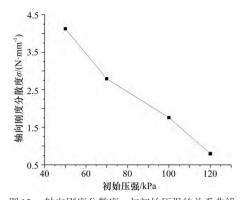


图 13 轴向刚度分散度 σ 与初始压强的关系曲线 Fig. 13 The relationship curve of axial stiffness dispersion σ and initial pressure

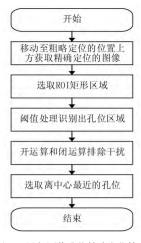
#### 5 结束语

文中针对液压支撑单元的刚度及其分散性进行了探究,根据指标的工况,设计了一种万向球铰式液压支撑单元,首先根据理论推导,求出该种支撑单元的轴向刚度表达式,得出轴向刚度与支撑单元本身的结构特性以及充入液体的特性有关,进一步搭建了测试刚度实验平台,通过定性的密封性测试,确定了搭建的液压系统维持压强的稳定性可满足使用要求,并对影响轴向刚度的多个因素进行了测试,结果显示,当初始压强越高、初始气泡含量越低以及下压速度与传感器采样频率匹配时,轴向刚度越高;初始压强的提高也可进一步降低轴向刚度的分散度,下压速度为0.4 mm/min时,轴向刚度分散度最低。本文对反射镜加工中液压支撑单元的设计及轴向刚度测试提供了一定的参考意义。

#### 参考文献:

- Yoder P, Vukobratovich D. Opto-Mechanical Systems Design [M]. CRC Press, 2005.
- [2] Yellowhair J, Su P, Novak M, et al. Fabrication and testing of large flats[J]. Proc. of SPIE, 2007, 6671:667107-15.
- [3] West S C, Nagel R H, Harvey D A, et al. Progress at the Vatican Advanced Technology Telescope[C]// SPIE,2009,2871:74–85.
- [4] Martin H M, Allen R G, Burge J H, et al. Fabrication of mirrors for the Magellan Telescopes and the Large Binocular Telescope [J]. Proc. of SPIE, 2003:609-618.
- [5] Li Jianfeng. Research on the Design of Cylinder Used as the Primary Mirror Support of Telescope[J]. Journal of Changchun University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2013.

(下转第122页)



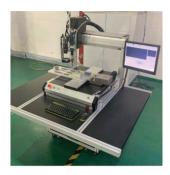


图 6 局部图像孔位精确定位算法

图 7 机器视觉锁付装配系统实物

#### 6 设备调试

根据设备设计方案,制作出机器视觉锁付装配系统 并投入生产使用,设备实物如图7所示。试验证明,机 器视觉锁付装配系统满足小家电产品自动装配的功能要 求,能够精确地完成螺丝孔自动识别、定位、锁付以及 充电性能检测,可适用于多种小家电产品。与传统的自 动锁付装配系统相比,该设备能够精确实现多种不同产 品复杂螺丝孔的精确定位,无须人工录入螺丝孔坐标信 息,极大地提高了螺丝锁付的生产效率。

### 7 结束语

通过分析现有小家电产品人工螺丝锁付工艺的局限性,制定了面向小家电产品的机器视觉锁付装配系统的总体方案,详细设计了机器视觉锁付装配机的机械结构、运动控制系统、机器系统软硬件和识别算法,从而实现复杂形状的小家电产品螺丝孔位自动识别、定位、锁付

和充电性能检测。经现场应用表明,机器视觉锁付装配系统能够精确识别螺丝孔位,螺丝锁付最快速度可达38个/min,螺孔对位精度可达0.1 mm。

#### 参考文献:

- [1] 王德会. 基于机器视觉的自动螺丝锁付装备及定位方法的研究[D]. 广州:华南理工大学,2014.
- [2] 张大鹏. 基于机器视觉的自动锁螺丝机控制系统研发[D]. 天津:河北工业大学,2014.
- [3] 葛旋,钟佩思,吕晓东,等.基于机器视觉的螺栓智能装配系统 [J].制造业自动化,2014(18):150-153.
- [4] 杜婷婷. 机器视觉技术在电器工业中的应用[J]. 制造业自动化, 2011, 33(14):101-104.
- [5] 朱萃. 基于机器视觉的微小型组件精密测量与装配[D]. 大连: 大连理工大学, 2010.
- [6] 韩冰. 基于机器视觉的发动机活塞装配防错检测技术研究 [D]. 济南:山东大学,2009.
- [7] 李颖, 谭立新, 张文凯,等. 基于PC和运动控制卡的开放式运动控制系统[J]. 仪表技术, 2007(4):43-44.
- [8] 栾梦云.基于机器视觉的电路板测点自动定位系统设计[D]. 南京:东南大学,2017.
- [9] 胡诗尧. 注塑件外观缺陷小样本视觉检测方法与实现[D]. 武汉:华中科技大学,2019.

#### 作者简介:

郑卓韬(1986-),男,大学本科,工程师,研究领域为轻工机械、自动化,已发表论文2篇。

陈新辉(1971-),男,硕士,正高级工程师,研究领域为轻工机械装备,已发表论文7篇。

纪秀林(1975-),男,教授、博士生导师,研究领域为表面技术与摩擦学,涉及表面改性技术、激光加工、增材制造等,已发表论文50余篇。 (编辑: 7 少华)

- [6] Li Jianfeng, Research and Design of Cylinder Used as the Primary Mirror Support of Telescope[J]. Journal of Changchun University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2014.
- [7] Luo C J, Yang H B, Xiao Xia W U, et al. Performance Optimization Analysis of Primary Mirror Hydraulic Support System[J]. Computer Simulation, 2016.
- [8] Luo C J. 4m SiC primary mirror hydraulic support system optimization design [D]. Beijin: University of Chinese Academy of Sciences, 2015.
- [9] Lou H Y. Influence of bulk-modulus of oil on dynamic performance of primary mirror hydraulic supporting system[D]. Zhejiang:Zhejiang University, 2017.
- [10] Xi X H. Hierarchical layout optimization of surface-support coupling system for ultra-large aperture mirror [D]. Changchun: Changchun University of Technology, 2020.
- [11] Xi X H, Zhang C J, Hu H F, et al. Layout-stiffness-correction force joint optimization of support system for ultra-large thin meniscus mirror [J]. Opto-Electronic Engineering, 2020, 47(8):8.

- [12] Hu H F. Research on Design and Test of the Multi-point Hybrid Support Structures for Insitu Optical Fabrication and Test of Large Optics[D]. Jilin:Jilin University, 2020.
- [13] Hu H, Luo X, Liu Z, et al. Designing a hydraulic support system for large monolithic mirror's precise insitu testing-polishing iteration[J]. Optics Express, 2019, 27(3):3746.
- [14] Haifei H U, Hongwei Z, Zhenyu L, et al. Hydrostatic support system for in-situ optical testing of a 4 m aperture SiC mirror[J]. Guangxue Jingmi Gongcheng/Optics and Precision Engineering, 2017.
- [15] Peng W B. Research on key technology for primary mirror hydraulic supporting system[D]. Zhejiang: Zhejiang University, 2016.

第一作者简介:周 頔(1994-),男,研究实习员,研究领域为于望远镜的光机结构设计。

**※通讯作者简介:**董得义(1979-),男,研究员,研究领域为 大型反射镜研制。 (编辑:王智圣)