



中国机械工程
China Mechanical Engineering
ISSN 1004-132X, CN 42-1294/TH

《中国机械工程》网络首发论文

题目：高刚度空间套筒展开机构级间锁紧技术研究
作者：关英俊，张铭起，逯焕泉，杨会生，孙宝玉
收稿日期：2024-06-16
网络首发日期：2024-10-30
引用格式：关英俊，张铭起，逯焕泉，杨会生，孙宝玉. 高刚度空间套筒展开机构级间锁紧技术研究[J/OL]. 中国机械工程.
<https://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20241030.1127.004>



网络首发：在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认：纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

高刚度空间套筒展开机构级间锁紧技术研究

关英俊¹ 张铭起¹ 逯焕泉¹ 杨会生² 孙宝玉^{1*}

(1. 长春工业大学机电工程学院, 长春, 130012)

(2. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春, 130033)

摘要：针对目前套筒机构应用于分体式空间望远镜展开中难于实现高刚度锁紧的问题，本文提出一种用于长焦距甚大口径空间望远镜次镜套筒式支撑的展开机构级间锁紧方案。首先，通过建立胀紧瓣与套筒内壁的接触模型，探究了锁紧过程中胀紧瓣与套筒间法向接触情况以及载荷分布规律；其次采用伯努利-欧拉梁理论对胀紧瓣与套筒接触的法向接触力进行分析，得出级间锁紧力与设计间隙、锁紧作用点之间的规律，并通过有限元方法进行验证；然后利用帕姆格林近似公式对驱动环斜面上升量进行分析，得出了驱动环斜面设计参数，通过有限元手段对驱动环斜面上升量取圆整数时级间锁紧力进行了分析，得到了锁紧力的数值及分布规律；最后，搭建了锁紧机构实验样机，实验测试结果表明，滚动柱能够平稳地滚动到位，胀紧瓣的锁紧力符合预期，验证了该套筒锁紧机构方案的可行性。

关键词：展开机构；套筒锁紧；无源锁紧；高刚度；挠度变形

中国分类号：TH122

Research on inter-stage locking technology for high stiffness space sleeve deployment mechanism

GUAN Yingjun¹ ZHANG Mingqi¹ LU Huanquan¹ YANG Huisheng² SUN Baoyu^{1*}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Technology, Chongchun, 130012)

(2. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, 130033)

Abstract: In response to the difficulty of achieving high stiffness locking in the application of sleeve mechanisms in the deployment of split type space telescopes, this paper proposes an inter stage locking scheme for the secondary mirror sleeve support of long focal length and large aperture space telescopes. Firstly, by establishing a contact model between the expansion valve and the inner wall of the sleeve, the normal contact and load distribution between the expansion valve and the sleeve during the locking process were investigated; Secondly, the Bernoulli Euler beam theory is used to analyze the normal contact force between the expansion valve and the sleeve, and the law between the inter stage locking force and the design clearance and locking action point is obtained, which is verified through finite element method; Then, the Palmgreen Formula was used to analyze the rise of the inclined plane of the driving ring, and the design parameters of the inclined plane of the driving ring were obtained. The inter stage locking force was analyzed using finite element method when the circular value of the inclined plane rise of the driving ring was taken, and the numerical value and distribution law of the locking force were obtained; Finally, an experimental prototype of the locking mechanism was constructed, the experimental test results show that the rolling column can smoothly roll into place, and the locking force of the expansion valve meets the expectations, verifying the feasibility of the sleeve locking mechanism scheme

Key words: Deployment mechanism; Sleeve locking; Passive locking; High stiffness; Deflection deformation

0 引言

大口径反射镜收集光线的能力更强, 容易发现更暗更小的星体, 所以空间望远镜越来越趋向于甚大口径的设计。在 21 世纪初, 欧洲南方天文台研制成由 4 架口径均为 8.2m 的甚大口径地基望远镜组成的阵列, 其聚光本领相当于口径 16m 的镜面。受地球大气湍流和昼夜交替等因素影响, 地基天文望远镜无法发挥其最佳性能, 因此在太空中建造甚大口径天基望远镜成为人们重点关注和研究的前沿技术。

天基甚大口径空间望远镜一般由镜面系统、遮阳装置、运载系统等组成。在镜面系统中, 主要包括主镜及其支撑机构、次镜及其支撑机构等。对于主镜, 由于制造工艺的限制, 口径超过 4m 的整体式反射镜很难发射入轨, 且成本巨大, 目前主要采取镜面拼接的分体式反射镜。由于主镜、次镜间距离较大, 受制于运载器的规模, 必须将外形超出运载器包络的次镜机构进行折叠, 运送到预定轨道后在轨展开。如果次镜支撑机构展开后的刚度、位置精度达不到初始设计要求, 将会导致整体机构抖动、图像模糊, 会严重影响成像质量^[1-4], 所以针对次镜展开支撑机构的锁紧研究一直是甚大口径空间望远镜研究的重点, 本文以次镜支撑展开机构为载体进行研究。

空间望远镜次镜支撑展开机构的展开形式主要有连杆式^[5-6]、桁架式^[7]、带弹簧式^[8]、盘绕式^[9]、套筒式^[10]等。与其他常见展开机构相比, 筒式伸展臂具有展开精度高、关节少、展开过程稳定且结构简单的特点, 适合作为甚大口径空间望远镜的基本结构。

但是目前套筒级间的锁紧方式难以实现无缝隙锁紧。套筒级间主要有弹簧销、绳轮以及扭簧摆杆等锁定方式。套筒级间弹簧销锁紧^[11]技术较为成熟, 美国 NORTHROB GRUMMAN 公司、哈工大均有所研究。弹簧销完成锁定后, 套筒要克服较大的力将弹簧销拉出销孔, 套筒才能恢复到收缩状态。为了克服收拢难这个问题, Dornier 公司、姜强等^[11-12]对此工作进行研究, 发展出弹簧销-斜面解锁、特制解锁机构等新锁紧方式, 解决了套筒收拢困难的问题, 但是套筒级间、弹簧销与销孔间仍存在间隙, 加工制造仍较为困难。后来, 发展出绳轮^[13]展开式套筒展开机构, 套筒展开后, 线缆可提供预紧力, 该方式在一定程度上可以提高套筒的整体刚度。但是, 绳轮展开机构中的滚轮一般布置在两级套筒接触处, 会导致两级套筒间直径相差过大, 不利于多级套筒展开。

为了避免上述问题, 北京航空航天大学、哈尔滨工业大学等又发展出了一种新的锁紧方式, 即杆式锁紧机构^[14-15]。杆式锁紧机构虽然可以在一定程度上实现套筒级间的无缝隙锁紧, 但是杆机构设计较为复杂, 筒内空间占用较多, 整体的可靠性较低, 不利于长距离展开。

目前, 虽然国内外对于套筒级间锁紧问题提出了几种锁紧方案, 但是对于套筒级间高精度、高刚度锁紧问题, 仍缺乏良好的解决方案。所以, 本文提出一种用于长焦距甚大口径空间望远镜次镜套筒式支撑的展开机构级间高刚度无缝隙锁紧方案。

1 套筒级间锁紧机构设计与分析

1.1 套筒锁紧机构及其工作原理

空间套筒展开机构如图 1 所示。该展开机构由各级套筒、胀紧环、导向环、驱动环、滚动柱、限位环等零件组成。初级套筒固定在机架上, 由展开动力源带动二、三级套筒做展开运动, 二级胀紧环与初级限位环接触后, 二级驱动环与二级导向环、二级胀紧环脱离接触, 动力源带动二级驱动环仍做展开运动, 此时二级滚动柱在驱动环环面由低到高滚动(胀紧环为圆台状), 此时二级胀紧环发生形变, 从而实现初级套筒与二级套筒的无间隙配合。二、三级套筒之间锁紧原理与一、二级套筒锁紧原理相同。

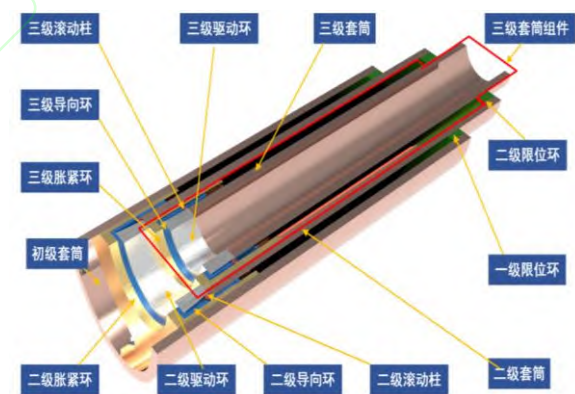


图 1 空间套筒展开机构示意图

Fig.1 Space sleeve deployment mechanism diagram

套筒级间锁紧机构设计如图 2 所示, 主要由套筒、胀紧环、导向环、驱动环及若干滚动柱组成。驱动环套接于导向环内部, 导向环套接于胀紧环内部, 胀紧环套接于套筒内部, 彼此间隙配合。滚动柱的圆柱面一部分与驱动环外侧接触, 一部分与胀紧环内侧接触, 其两端面由导向环进行限位。

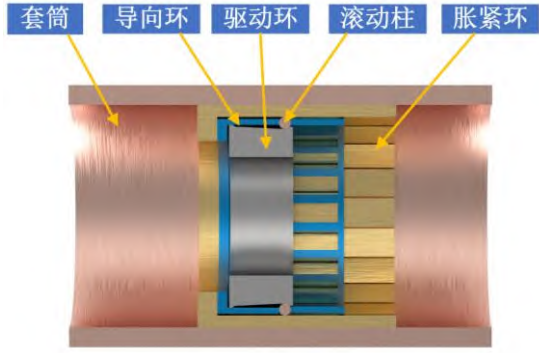


图2 锁紧机构剖视图

Fig.2 Sectioned view of locking mechanism

驱动环向右运动，滚动柱在驱动环作用下向右滚动，由于驱动环是一个圆台状结构，其具有一定的倾斜角度，这就导致滚动体径向有一定的位移，从而胀紧环上的胀紧瓣发生挠度变化，实现胀紧环与套筒无缝隙接触。内层套筒与胀紧环固连，可实现内外套筒的无缝隙接触，从而实现高刚度锁紧。此锁紧装置简单、可靠，与弹簧销、绳轮等锁紧方式相比，套筒展开后避免了级间间隙无法消除、展开可靠性差的缺点，本文所提出的结构方案属于一种无源锁紧方法，该结构实现了有源锁紧的效果，可消除锁紧间隙，实现结构刚化，确保套筒展开后的结构刚度。本机构中不需要导向装置，结构简单，可靠性高，且具有套筒直径差小，系统展折比大的优点。

1.2 胀紧瓣-套筒接触长度及接触载荷分布

锁紧时胀紧瓣与套筒的接触情况如图3所示。

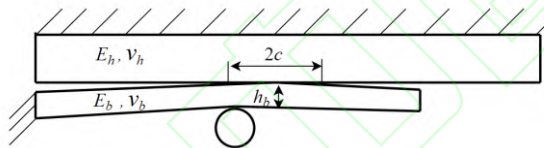


图3 接触状况

Fig.3 Contact condition

由于胀紧瓣与套筒之间的接触可视作退缩接触，即薄板一点受力，薄板与厚板之间并非完全接触，二者接触的长度与薄板的厚度相关，与该点处的受力无关。退缩接触理论公式^[16]如式(1)所示。胀紧瓣与套筒的间隙、滚动柱的作用位置均不影响接触的长度。接触长度记为 $2c$ ， c 由式(1)确定。

$$(c/h_b)^3 = 1.845 \left(\frac{1-v_h^2}{E_h} / \frac{1-v_b^2}{E_b} \right) \quad (1)$$

h_b 为胀紧瓣厚度； E_b 为胀紧瓣材料弹性模量； E_h 为套筒材料弹性模量； v_b 为胀紧瓣材料泊松比；

v_h 为套筒材料泊松比。 c 为半接触宽度。

分别对胀紧瓣不同厚度范围(2~4mm)、滚动柱锁紧位置(25~45mm)、胀紧瓣及套筒间隙(0.1~0.4mm)等设计参数进行仿真分析后，导出各个接触点不同分析步的载荷数值(随着锁紧的进行，接触部分会逐渐向胀紧瓣约束端运动，不同分析步载荷，表示该边界条件下接触部分运动过程中的载荷分布变化情况)，以胀紧瓣高度3mm，间隙0.4mm、作用点距离约束端40mm时为例，每个横坐标节点标号之间距离为0.02mm绘制胀紧瓣与套筒3个分析步的接触载荷分布如图4所示，可以发现胀紧瓣与套筒间接触载荷分布规律相同。

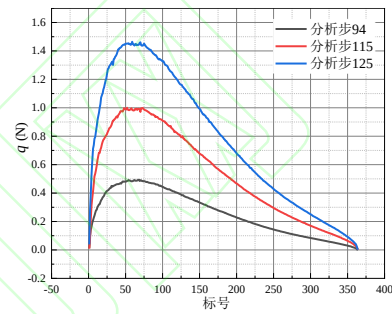


图4 胀紧瓣与套筒接触载荷分布

Fig.4 The contact load distribution between the expansion valve and the sleeve

由图4分析可知，不同分析步的载荷同时出现及消失，说明胀紧瓣与套筒之间，会达到接触长度为 $2c$ 的稳定接触状态(利用每个标号间的距离为0.02mm，可以计算出接触长度)，符合退缩接触理论。为了便于分析计算，对载荷分布形式进行分析归纳可知，载荷分布情况可简化为图5状态，可由式(2)表示。其中，接触长度记为 a_2 ，如式(3)所示，载荷约在 $0.175a_2$ 处达到峰值。

$$q(x) = \begin{cases} -\frac{q_0 x + 0.35 q_0 a_2 - q_0 a_1}{0.525 a_2} & a_1 < x < a_1 + 0.175 a_2 \\ \frac{x - a_1 - a_2}{0.825 a_2} q_0 & a_1 + 0.175 a_2 < x < a_1 + a_2 \end{cases} \quad (2)$$

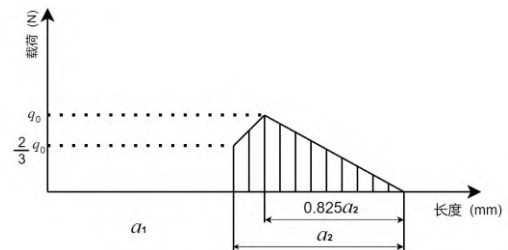


图5 载荷分布图

Fig.5 Load distribution

$$a_2 = 2c = 2h_b \sqrt{1.845 \left(\frac{1-v_h^2}{E_h} / \frac{1-v_b^2}{E_b} \right)} \quad (3)$$

总载荷可表示为

$$F = \frac{67}{120} q_0 a_2 \quad (4)$$

1.3 锁紧力计算

锁紧机构的锁紧力与多个锁紧参数有关, 包括胀紧瓣厚度、宽度、锁紧力作用点以及胀紧瓣与套筒之间的间隙等。为深入探究各参数对锁紧力的影响规律, 本文采用伯努利-欧拉梁理论建立胀紧瓣与套筒壁接触的力学模型, 解析计算出各设计参数与法向接触力之间的解析表达式, 可为锁紧机构的设计分析提供理论指导。

锁紧状态下, 胀紧瓣与套筒自由端部分存在非接触区域, 该区域对接触力无影响, 故不需考虑。图 6 为锁紧时, 胀紧瓣与套筒接触一侧的区域划分。

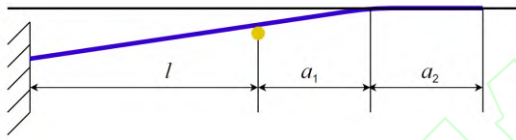


图 6 区域划分

Fig.6 Regional division

图 7 为胀紧瓣总受力模型, B 点处的强制位移量等于胀紧瓣与套筒间隙设计量。

应用叠加原理, 可以分解为 B 点处向上的位移, 以及 B 点简支且 DC 段存在非均布载荷两种情况分析。

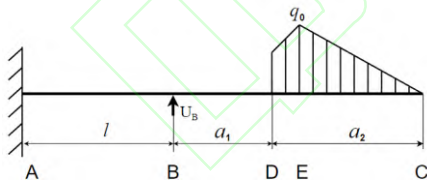


图 7 总受力模型

Fig.7 Total force model

对于 B 点简支且 DC 段存在非均布载荷的情况, 根据叠加法由 B 点再进行拆分处理, 拆分结果如图 8 所示。

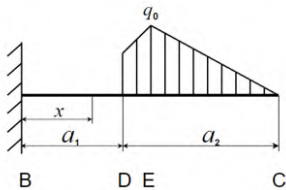


图 8 BD 区域挠曲变形

Fig.8 Deflection deformation of BD region

在 $0 < x < a_1$, x_1 为等效载荷力至 B 点的距离。由上述载荷分布规律可知, 其挠度控制方程为

$$EIw = \frac{1}{6} Fx^3 - \frac{1}{2} Fx_1x^2 + C_1x + C_2 \quad (5)$$

在 $x=0$ 时, $w=0$, $w'=0$

$$w = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} Fx^3 - \frac{1}{2} Fx_1x^2 \right) \quad (6)$$

当 $x = a_1$ 时

$$w = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} Fa_1^3 - \frac{1}{2} Fx_1a_1^2 \right) \quad (7)$$

$$\theta = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} Fa_1^2 - Fx_1a_1 \right) \quad (8)$$

对 DE 段 ($a_1 < x < a_1 + 0.175a_2$) 进行分析, 如图 9 所示,

图 9 所示,

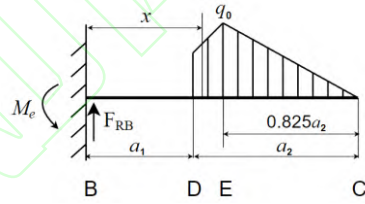


图 9 DE 区域挠曲变形

Fig.9 Deflection deformation of DE region

由受力分析可知, 在任一截面上的弯矩 $M(x)$

由三部分组成, 支座反力 F_{RB} , M_e 对 x 截面的弯矩及分布载荷对 x 截面的弯矩 M_3 。三部分弯矩叠加得到 $M(x)$, 如式 (9) 所示。

$$M(x) = M_1 + M_2 + M_3 \quad (9)$$

其中, 支座反力 F_{RB} 对 x 截面的弯矩记为 M_1 ,

M_1 可由式 (10) 表示。

$$M_1 = F_{RB}x = Fx \quad (10)$$

其中, F 为总载荷, M_e 对 x 截面的弯矩记为

M_2 , M_2 可由式 (11) 进行表示。

$$M_2 = M_e = -Fx_1 \quad (11)$$

其中, 非均布载荷对 x 截面的弯矩记为 M_3 。非

均布载荷 ($a_1 < x < a_1 + 0.175a_2$) 对 x 截面的弯

矩可由式 (12) 表示

$$M_3 = -\frac{(x-a_1)^2 q x}{3.15a_2} - (x-a_1)^2 \times \frac{(1.05qa_2 - qa_1)}{3.15a_2} \quad (12)$$

弯矩与挠度二阶导之间的关系如式 (13) 所示。

$$EIw'' = M(x) \quad (13)$$

对式 (13) 进行积分, 可得转角及挠度控制方程, 如式 (14)、式 (15) 所示。

$$EIw' = \frac{1}{2}Fx^2 - Fx_1x - \frac{q_0}{3.15a_2} \left(\frac{1}{4}x^4 + \frac{1}{2}a_1^2x^2 - \frac{2}{3}a_1x^3 \right) - \frac{(1.05q_0a_2 - q_0a_1)(x-a_1)^2}{3.15a_2} + C_1 \quad (14)$$

$$EIw = \frac{1}{6}Fx^3 - \frac{1}{2}Fx_1x^2 - \frac{q_0}{3.15a_2} \left(\frac{1}{20}x^5 + \frac{1}{6}a_1^2x^3 - \frac{1}{6}a_1x^4 \right) - \frac{(1.05q_0a_2 - q_0a_1)(x-a_1)^4}{3.15a_2 \cdot 12} + C_1x + C_2 \quad (15)$$

根据连续性条件当 $x = a_1$ 时, 其挠度及转角

可由式 (7)、式 (8) 表示。式 (7)、式 (8) 分别代入式 (14)、(15), 可求得 C_1 及 C_2 的值。由此, 可得到挠度方程式 (16)。

$$w_{\text{不均}} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6}Fx^3 - \frac{1}{2}Fx_1x^2 - \frac{q_0}{3.15a_2} \left(\frac{1}{20}x^5 + \frac{1}{6}a_1^2x^3 - \frac{1}{6}a_1x^4 \right) - \frac{(1.05q_0a_2 - q_0a_1)(x-a_1)^4}{3.15a_2 \cdot 12} \right) \times \frac{(x-a_1)^4}{12} + \frac{5a_1^4q_0}{189a_2}x + \frac{2a_1^5q_0}{189a_2} \quad (16)$$

刚化 BC 段, 对滚柱前一部分进行分析, 受力如图 10 所示。

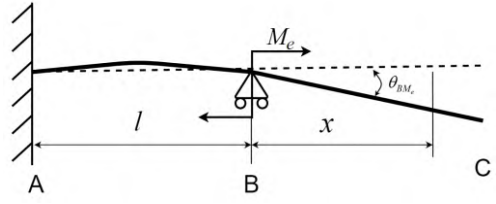


图 10 BC 区域挠度变形

Fig.10 Deflection deformation of BC region

由扭矩 M_e 产生的 B 点处挠角 θ_{BMe} 为

$$\theta_{BMe} = -\frac{M_e l}{3EI} \quad (17)$$

由 M_e 导致的 BC 段下降的距离可以表示为

$$w_{Me} = -\frac{M_e l}{3EI} x \quad (18)$$

如图 11, B 点滚柱上升导致 BC 段发生挠度变化,

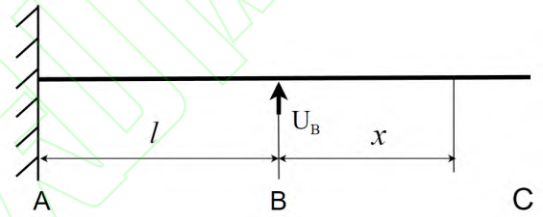


图 11 BC 区域挠度变形

Fig.11 Deflection deformation of BC region

B 点位移与外力的关系可以表示为

$$U_B = \frac{F_B l^3}{3EI} \quad (19)$$

支持力 F_B 可以表示为

$$F_B = \frac{3EIU_B}{l^3} \quad (20)$$

其中

$$I = \frac{bh_b^3}{12} \quad (21)$$

由 B 点上升导致的 BC 段的挠度变化

$$w_{B上} = \frac{F_B l^2}{2EI} x + U_B \quad (22)$$

综上可得 BE 处的挠度变化与载荷的关系。

$$W = w_{\text{不均}} + w_{Me} + w_{B上} \quad (23)$$

此挠度实际上等于胀紧瓣与套筒壁之间的间隙 Δ 。

$$W = \Delta \quad (24)$$

$$x = a_1 + 0.175a_2 \quad (25)$$

取力的等效作用点 $x_1 = 0.245a_2 + a_1$,

由此可得,在宽度为 b 时,其接触力值为

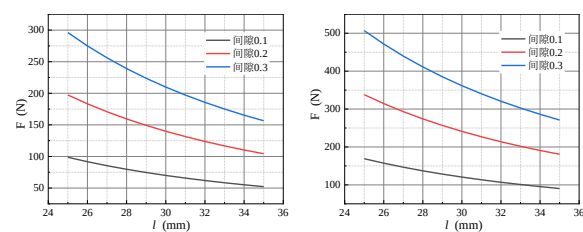
$$F = b \cdot \frac{3EI \left(\frac{F_B l^2 x}{2EI} + w_{B\perp} - \Delta \right)}{x_1 l x - 3D} \quad (26)$$

其中 Δ 及 D 值如式 (27)、式 (28)

$$\begin{aligned} D = & \frac{1}{6} x^3 - \frac{1}{2} x_1 x^2 - \frac{120}{211.05 a_2^2} \\ & \times \left(\frac{1}{20} x^5 + \frac{1}{6} a_1^2 x^3 - \frac{1}{6} a_1 x^4 \right) \\ & - \frac{120 \times (1.05 a_2 - a_1) \cdot (x - a_1)^4}{211.05 a_2^2 \cdot 12} \\ & + \frac{200 a_1^4}{4221 a_2^2} x + \frac{80 a_1^5}{4221 a_2^2} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \Delta = & \frac{F_B l^2}{2EI} x + w_{B\perp} - \frac{M_e l}{3EI} x \\ & + \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} F x^3 - \frac{1}{2} F x_1 x^2 \right. \\ & \left. - \frac{q_0}{3.15 a_2} \cdot \left(\frac{1}{20} x^5 + \frac{1}{6} a_1^2 x^3 - \frac{1}{6} a_1 x^4 \right) \right. \\ & \left. - \frac{(1.05 q_0 a_2 - q_0 a_1) \cdot (x - a_1)^4}{3.15 a_2 \cdot 12} \right. \\ & \left. + \frac{5 a_1^4 q_0}{189 a_2} x + \frac{2 a_1^5 q_0}{189 a_2} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

式中 F 为胀紧瓣与套筒壁之间的法向接触力,在 Matlab 中编程绘制式 (26) 中的法向接触力曲线,如图 12 所示。图 12 (a) 为胀紧瓣宽度 $b=1\text{mm}$,胀紧瓣高度 h 取 3mm ,材料为合金钢(弹性模量 $E=210000\text{MPa}$,泊松比 $\nu=0.28$),胀紧瓣与套筒间隙 Δ 分别取 0.1mm 、 0.2mm 、 0.3mm 时,胀紧瓣与套筒间的法向接触力 F 值随滚动柱作用位置 l 距胀紧瓣约束端距离)的变化情况。图 12 (b) 为胀紧瓣宽度 $b=1\text{mm}$ 、高度为 4mm 时,胀紧瓣与套筒间的法向接触力 F 值随滚动柱作用位置 l 的变化情况。另外,由仿真分析得到,胀紧瓣高度为 3mm 时,对应 $a_1=1.2\text{mm}$,胀紧瓣高度为 4mm 时,对应 $a_1=1.8\text{mm}$ 。



(a) 高度3mm

(b) 高度4mm

(a) The height equals

(b) The height equals

3mm

4mm

图 12 法向接触力变化情况

Fig.12 normal contact force variation

为了验证理论推导结果的准确性,创建套筒与胀紧瓣有限元模型进行验证。其边界条件与网格划分如图 13 所示。套筒上端、胀紧瓣左端完全固定,胀紧瓣与套筒接触处的网格尺寸为 0.02mm 。网格属性为四节点双线性平面应变四边形单元,非协调模式。模型参数如表 1 所示。仿真结果中法向接触力 F 与接触点的上升量 w 的变化情况如图 14 所示。

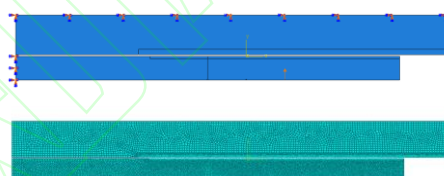


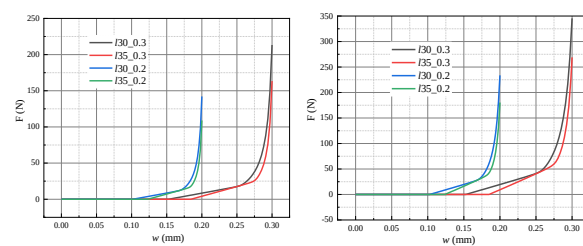
图 13 套筒与胀紧瓣有限元模型

Fig.13 Finite element model of sleeve and expansion disc

表 1 锁紧模型参数表

Tab.1 Lock model parameter table

胀紧瓣高度 /mm	滚动柱的最终作用点 /mm	胀紧瓣-外套筒间隙 /mm
3	30、35	0.2
3	30、35	0.3
4	30、35	0.2
4	30、35	0.3



(a) $h=3\text{mm}$

(b) $h=4\text{mm}$

(a) The height equals

(b) The height equals

3mm

4mm

图 14 法向接触力 F 随上升高度 w 的变化趋势图

Fig.14 Trend chart of normal contact force F with increasing height w

图中 l 后面的数字代表强制位移作用点位置, 横杠后面的数字代表胀紧瓣与套筒的设计间隙, 也是强制位移上升的距离。将理论值与仿真结果进行比较, 如表 2 所示。

表 2 接触力理论值 F 与有限元仿真值比较Tab.2 Comparison between theoretical contact force value F and finite element simulation value

高度	作用位置 -间隙	F 理论值 /N	F 仿真值 /N	误差绝对值 (%)
3	/30-0.3	214.5	208.3	2.9
3	/35-0.3	159.7	165.4	3.6
3	/30-0.2	143.0	137.2	4.1
3	/35-0.2	106.5	110.1	3.4
4	/30-0.3	350.5	343.5	2.0
4	/35-0.3	262.1	272.0	4.5
4	/30-0.2	236.4	230.6	2.4
4	/35-0.2	174.7	180.3	3.0

由理论值与仿真值可知, 该锁紧模型可以产生较大的锁紧力, 仿真结果与理论推导误差在 5% 以下, 说明了理论推导结果的准确性。

1.4 驱动环斜面上升量计算

将非均布力作为集中力考虑。受力如图 15 所示。

根据力偶平衡, 可得

$$F_{B1} = F + F \frac{l_1}{l} \quad (29)$$

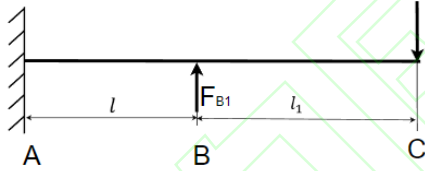


图 15 载荷情况

Fig.15 Load condition

由上式可以得到在平衡条件下 F_{B1} 的值, 该条件下胀紧瓣并没有上升, C 点需要向上移动一定的距离, 则对应于 B 点需要上升 w , 对应的支持力为 F_{B2} 。B 点的支持力 F'_B 为

$$F'_B = F_{B1} + F_{B2} = F + F \frac{l_1}{l} + \frac{3EIw}{l^3} \quad (30)$$

由帕姆格林近似公式, 可得两平面间的趋近量与外载荷的近似理论公式表达, 如式 (31) 所示

$$\delta_D = 7.62 \times \left(\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \right)^{0.9} \frac{F_B'^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (31)$$

其中, l 为圆柱长度。根据帕姆格林经验公式可以计算出面与面之间的趋近量。则 $\delta_D + \Delta$ 即为

驱动环表面的上升量。帕姆格林近似公式属于线性弹性阶段的公式, 该式适合计算抗力较小的阶段。

2 驱动环圆整参数下接触力仿真分析

根据圆柱与平面的接触特性, 计算出的斜面上升量数值, 在加工上难以精确保证。现对驱动环斜面上升量取圆整数值, 通过有限元仿真对锁紧接触力加以补充。

仿真参数如表 3 所示。模型的边界条件如图 16 所示, 套筒上表面、胀紧瓣左端固定, 对驱动环施加向上的强制位移。

为避免仿真过程中的沙漏现象, 网格划分较细, 接触处网格密度设置为 0.02mm , 网格属性为四节点双线性平面应变四边形单元, 非协调模式。

表 3 仿真参数表

Tab.3 Simulation parameter table

胀紧瓣高度/mm	设计间隙/mm	驱动环斜面上升量/mm	作用点位置/mm
2	0.1	0.1	30、45、60
2	0.2	0.2	30、45、60
2	0.3	0.3	30、45、60
3	0.1	0.1	30、45、60
3	0.2	0.2	30、45、60
3	0.3	0.3	30、45、60

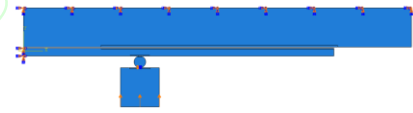
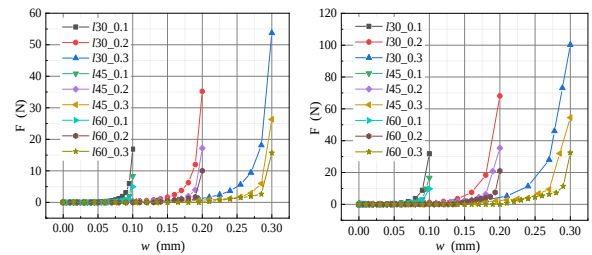


图 16 边界条件

Fig.16 Boundary condition

仿真结果如图 17 所示,

(a) $h=2\text{mm}$ (b) $h=3\text{mm}$

(a) The height equals

(b) The height equals

2mm

3mm

图 17 胀紧瓣与套筒之间接触力仿真结果

Fig.17 Simulation results of contact force between expansion disc and sleeve

图 17 为不同壁厚, 不同锁紧位置、不同间隙情况下的胀紧瓣与套筒法向接触力的数值大小的情况。可以发现, 在较小间隙情况下, 壁厚越大,

胀紧瓣与套筒间的间隙越大, 胀紧瓣与套筒间的法向接触力越大。

3 套筒锁紧机构锁紧实验验证

实验目的是观察滚动柱滚动情况, 测试套筒锁紧情况。但由于对锁紧时接触力难以直接测量, 所以本实验采取测量锁紧拉力的方式间接验证锁紧时的接触力。无源锁紧实验系统包括锁紧部分, 工作台以及控制系统。锁紧部分由驱动块、滚柱、胀紧瓣, 套筒组成。工作台由直线轴承、连接块、压块、支撑、导向轴、连接块、导轨滑块组以及螺栓螺母、垫片、长螺母等零件组成。控制系统由直线减速电机、57 步进电机、拉力传感器、数字变送器、数据传输线、上位机软件、电机驱动器、电机控制器、电路、线缆、插接件以及电路板等组成。锁紧实验装配模型如图 18 所示。

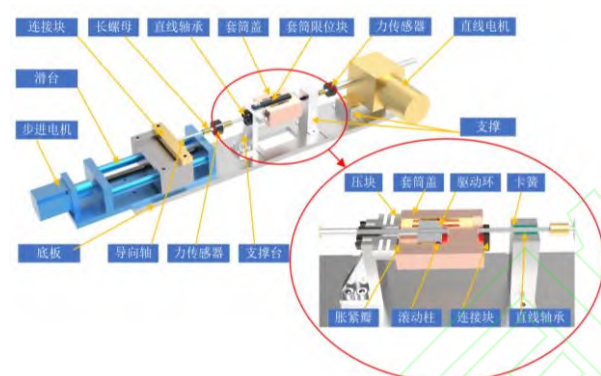


图 18 锁紧实验装配图

Fig.18 Locking test assembly drawing

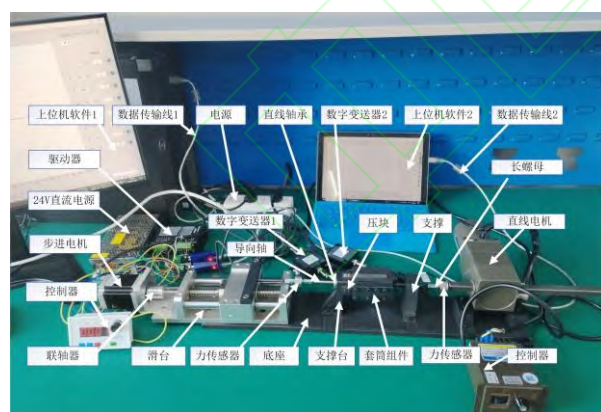
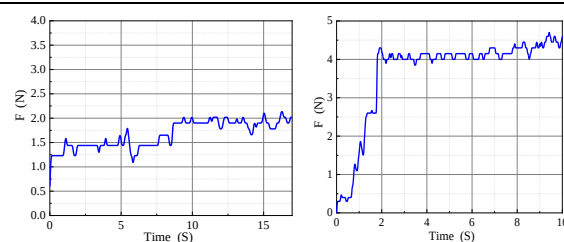


图 19 锁紧实验测试图

Fig.19 Locking test assembly drawing

锁紧实验测试现场, 如图 19 所示。未锁紧状态下, 驱动环的推力如图 20 (a) 所示, 驱动环的推力为 2N 左右, 未锁紧状态套筒端的拉力 (初始阻力 $F_{\text{阻力}}$) 如图 20 (b) 所示, 其拉力为 4N 左右, 说明装置的预紧及位置调整良好, 未出现偏载的状况, 力的传递路线在一条直线上。



(a) 未锁紧驱动环推力 (a) Drive ring thrust when not locked
(b) 未锁紧套筒拉力 (b) Sleeve tension when not locked

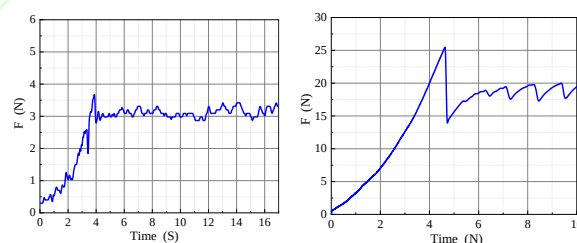
图 20 未锁紧状态下实验初始阻力

Fig.20 Initial experimental resistance in unlocked state

驱动环单侧上升量为 0.1mm, 胀紧瓣高度为 2mm 时, 滚动柱作用点距离胀紧瓣约束端 45mm, 驱动环的推力值如图 21 (a) 所示, 此时驱动环的推力在 3N 左右, 套筒所受拉力如图 21 (b) 所示, 套筒的最大拉力为 25N 左右。在套筒达到顶峰后, 套筒被拉动, 摩擦力迅速降低, 由于胀紧瓣与套筒间未润滑, 所以曲线中出现较多波折的情况。取胀紧瓣与套筒间摩擦系数为 0.15, 由接触力计算公式

$$F = \frac{f - F_{\text{阻力}}}{n\mu b} \quad (32)$$

其中, f 为摩擦力, n 为胀紧瓣个数, μ 为摩擦系数, b 为胀紧瓣宽度。经过计算其接触力为 7N 左右, 与仿真结果 9N 相近。

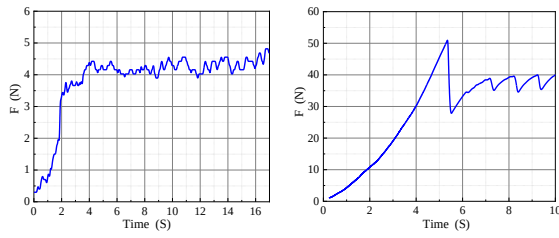


(a) 驱动环推力 (a) Driving ring thrust
(b) 套筒拉力 (b) Sleeve tension

图 21 锁紧状态 1 下的实验推力与拉力

Fig.21 Experimental thrust and tension under locked state 1

驱动环单侧上升量为 0.1mm, 胀紧瓣高度为 3mm 时, 驱动环的推力值如图 22 (a) 所示, 驱动环的推力在 4.5N 左右, 套筒所受拉力如图 22 (b) 所示, 套筒的最大拉力为 50N 左右。计算得单侧接触力为 15N 左右, 与仿真结果 18N 相近。

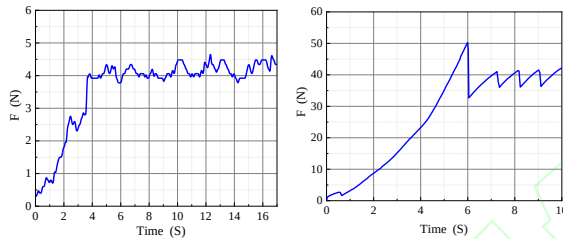


(a) 驱动环推力 (b) 套筒拉力
(a) Driving ring thrust (b) Sleeve tension

图 22 锁紧状态 2 下的实验推力与拉力

Fig.22 Experimental thrust and tension under locked state 2

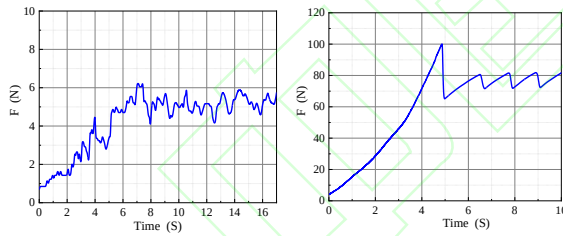
驱动环单侧上升量为 0.2mm, 胀紧瓣高度为 2mm 时, 提取传感器数值, 驱动环的推力值如图 23 (a) 所示, 驱动环的推力在 3N 左右, 套筒所受拉力如图 23 (b) 所示, 套筒的最大拉力为 50N 左右。单侧接触力为 15N 左右, 与同等条件下仿真结果 18N 相近。



(a) 驱动环推力 (b) 套筒拉力
(a) Driving ring thrust (b) Sleeve tension

图 23 锁紧状态 3 下的实验推力与拉力

Fig.23 Experimental thrust and tension under locked state 3



(a) 驱动环推力 (b) 套筒拉力
(a) Driving ring thrust (b) Sleeve tension

图 24 锁紧状态 4 下的实验推力与拉力

Fig.24 Experimental thrust and tension under locked state 4

驱动环单侧上升量为 0.2mm, 胀紧瓣高度为 3mm 时, 提取传感器数值, 驱动环的推力值如图 24 (a) 所示, 此时驱动环的推力在 4N 左右, 套筒所受拉力如图 24 (b) 所示, 套筒的最大拉力为 100N 左右。计算得单侧接触力为 32N 左右, 与仿真结果 35N 相近。

实验过程中, 滚动柱能够平稳的滚动到位, 驱动环的驱动力数值较小, 在一定范围内波动。胀紧瓣的锁紧力符合预期。实验证明, 该锁紧机构经过合理设计胀紧瓣数量、宽度, 以及驱动环

斜面上升量后, 能够以一个极小的推力, 实现两级套筒间的无缝隙高刚度锁紧, 该套筒锁紧机构原理正确可行。

4 结语

针对目前套筒机构应用于分体式空间望远镜的展开中难于实现高刚度锁紧的问题, 本文提出一种可用于长焦距甚大口径空间望远镜次镜支撑的套筒式展开机构级间锁紧方案。该方案能有效消除套筒展开机构级间间隙, 提高套筒式展开机构的展开刚度。

通过建立胀紧瓣与套筒接触模型, 探究了锁紧过程中胀紧瓣与套筒间法向接触情况以及载荷分布规律。采用伯努利-欧拉梁理论对胀紧瓣与套筒接触的法向接触力进行分析, 得出级间锁紧力与设计间隙、锁紧作用点之间的规律, 并通过有限元方法验证了设计的合理性。利用帕姆格林近似公式对驱动环斜面上升量进行分析, 得出了驱动环斜面设计参数; 通过有限元手段对驱动环斜面上升量取圆整数值时的级间锁紧力进行了分析, 得到了锁紧力的数值及分布规律。

搭建了锁紧机构实验样机, 实验验证了滚动锁紧原理。实验测试结果表明, 滚动柱能够平稳滚动到位, 胀紧瓣的锁紧力符合预期。合理设计锁紧机构中胀紧瓣数量、宽度, 以及驱动环斜面上升量等参数, 将能以一个极小的推力, 实现两级套筒间的无缝隙高刚度锁紧。

参考文献

- [1] Huisheng Yang, Xuejun Zhang, Zhilai Li, He Bao. Impact of random segment pose errors for deployable telescope and its tolerance allocation[J]. Optics Communications, 2020, 456: 124549-124549.
- [2] 张盈, 高阳, 尹思遥等. 太空望远镜测试与仿真技术综述[C]//第三十五届中国仿真大会论文集. 2023: 6.
- [3] 窦玉超, 姚建涛, 侯雨雷, 等. 65m 射电望远镜副面调整机构容错策略与工作空间边界识别[J]. 中国机械工程, 2014, 25(1): 17-22.
- [4] 裴少芳, 王启明, 唐晓强. 500m 口径球面射电望远镜馈源二次精调平台构型参数综合设计[J]. 中国机械工程, 2007, 18(19): 2273-2276.
- [5] LUVOIR Team. The LUVOIR mission concept study final report[R]. Washington: National Aeronautics and Space Administration, 2019.
- [6] HYLAN J E, Bolcar M R, Crooke J, et al. The large UVOpticalInfrared surveyor (LUVOIR) decadal mission concept study update[C]//2019 IEEE Aerospace Conference, 2019: 1-15.

- [7] Tianxiao X ,Xu H ,Xiaohui Z , et al.Multi-Source Data Fusion Method for the Truss Structure Stability Measurement of Space Telescope[J].Applied Sciences,2022,12(11):5562-5562.
- [8] BEHAR-LAFENTRE S. Active optics in deployable systems for future EO and science missions[R]: Cannes: Thales Alenia Space France SAS, 2020.
- [9] ARINK J W. Thermal-mechanical design of a baffle for the deployable space telescope[D]. Delft University of Technology, 2019.
- [10] AGASID E, ENNICO-SMITH K, RADEMACHER A. Collapsible spacetlescope (CST) for nanosatellite imaging and observation[C]//27th Annual AIAA/USU Conference on Small Satellites, 2013.
- [11] 杨钊. 循环驱动式空间套筒伸展臂的研究[D]. 中国航天科技集团公司第五研究院西安分院, 2018.
- [12] 姜强,咸奎成,王治易.空间可重复展收套筒式伸展机构技术[J].空间电子技术,2018,15(02):36-41+93.
- [13] 杨钊,肖勇,陈国辉,等. 空间套筒式伸展臂综述及新型伸展臂设计 [J]. 机械工程与自动化, 2019(1):128-130.
- [14] Xu, Kun. Design and analysis of a metamorphic mechanism cell for multistage orderly deployable/retractable mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 111: 85-98.
- [15] Zhao, Chong. Design and analysis of a cable-driven multistage orderly deployable/retractable space telescopic boom[J]. Advances in Mechanism and Machine Science, 2019.
- [16] K.L.JOHNSON 著, 徐秉业等译. 接触力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.

作者简介: 关英俊, 男, 1978 年生, 教授、博士生导师。研究方向为机械系统动力学与结构优化。

孙宝玉 (通信作者), 女, 1971 年生, 教授。研究方向为精密机械微驱动技术。