

## 基于角接触球轴承的小型经纬仪方位轴倾斜误差修正

李翔宇<sup>1,2</sup>, 彭 勃<sup>1,2</sup>, 江 波<sup>1</sup>, 阮 萍<sup>1</sup>

(1. 中国科学院西安光学精密机械研究所, 陕西 西安 710119;  
2. 中国科学院大学, 北京 100049)

**摘 要:** 基于角接触球轴承的小型经纬仪方位轴系设计往往参照相似模型进行估算和类比, 该方法可提高设计效率, 且设计轴系具备较好工程实施性, 但这种基于经验的设计往往不是最佳设计, 具有优化改进空间。针对某小型经纬仪的方位轴系, 从方位轴倾斜误差修正角度出发, 基于物理模型确定了轴系优化参数, 利用有限元分析方法对轴承外压圈设计参数进行了优化, 同时通过方位轴倾斜误差理论建模对轴承配合间隙设计参数值选择进行了分析, 并在偏载吊装条件下对该小型经纬仪优化前后的二轴差进行检测。结果表明, 优化前经纬仪二轴差约为 20", 优化后经纬仪二轴差最大约为 6", 优化后方位轴倾斜误差明显小于优化前, 进而验证了所述优化方法的合理性和有效性。

**关键词:** 光电经纬仪; 方位轴系; 有限元分析; 轴系误差

**中图分类号:** TH745      **文献标志码:** A      **DOI:** 10.3788/IRLA20210172

## Tilt error correction of minitype theodolite's vertical shaft based on angular contact ball bearings

Li Xiangyu<sup>1,2</sup>, Peng Bo<sup>1,2</sup>, Jiang Bo<sup>1</sup>, Ruan Ping<sup>1</sup>

(1. Xi'an Institute of Optics and Precision Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Xi'an 710119, China;  
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** The design of minitype theodolite's vertical shaft which based on angular contact ball bearings usually refer to similar model for estimation and analogy. This method can effectively improve the design efficiency as well as endowing the vertical shaft a better engineering practicability. However, these experience-based designs hardly reach the best options, hence leaves room for optimizing and improvements. The vertical shaft of a small theodolite was studied from tilt error correction. The shaft optimization parameters were determined based on the physical model. Then the design parameters of bearing outer end ring were optimized by using finite element analysis. At the same time, the selection of bearing fit clearance's design parameter values were analyzed through tilt error theoretical modeling. Meanwhile, the biaxial perpendicularity errors of this small theodolite with and without optimizing were both detected after partial load hoisting. The result shows that the biaxial perpendicularity error of optimized theodolite is lower with an approximate value of 6", compared unoptimized theodolite with an approximate value of 20". Tilt error of the rear vertical shaft is less than that before optimizing. The rationality and effectiveness of this optimization method mentioned are verified.

**Key words:** photoelectric theodolite; vertical shaft; finite element analysis; axis error

收稿日期:2021-03-16; 修订日期:2021-04-26

基金项目:国家自然科学基金(61805275); 中国科学院“西部之光”人才培养引进计划(XAB2017B27)

作者简介:李翔宇,男,博士生,主要从事光学精密仪器结构设计的研究。

导师简介:阮萍,女,研究员,博士生导师,主要从事光学工程、光学遥感仪器、光学精密仪器结构设计方面的研究。

## 0 引言

光电经纬仪是利用光电技术进行实时跟踪测量的经纬仪,被广泛应用于飞行目标的各项运动参数测试<sup>[1]</sup>。其中,经纬仪方位轴系用于搭载水平轴系和光学负载等部件,并基于驱动指令完成经纬仪在水平面内的旋转,实现目标的跟踪和目标方位角的测量,是经纬仪的基础和主要承载部件<sup>[2-5]</sup>。

小型经纬仪方位轴系一般采用一对背对背角接触球轴承的结构形式<sup>[6-7]</sup>,该结构形式具有较好的轴向、径向承载和轴系抗倾覆能力,且轴系零件少、体积小、重量轻,符合现代靶场光学测量领域中经纬仪设备小型化、轻量化的发展需求。由于该类型的方位轴系结构形式简单,传统的设计理念往往是参照相似模型进行估算和类比,该方法可提高设计效率,且设计轴系具备较好工程实施性,但这种基于经验的设计往往不是最佳设计,具有优化改进空间。

某些基于经验设计的小型经纬仪在搬运过程中受吊装偏载时,方位轴会产生倾斜误差,并造成经纬仪二轴差变化,进而影响到经纬仪的测量精度。虽方位轴倾斜误差可通过调平机构和倾斜量测量机构修正到允许误差内,且变化的二轴差可以通过瞄准北极星或平行光管的方法测出,但基于经验设计的方位轴系所存在的这一问题并未解决,严重影响设备的使用效果。

基于上述情况,文中基于方位轴系物理模型,从方位轴倾斜误差修正角度出发,针对轴承外压圈、轴承配合间隙分别利用有限元分析方法和方位轴倾斜误差理论建模对方位轴系进行优化设计,并通过经纬仪二轴差的检测对优化前后的方位轴倾斜误差进行对比,验证优化方法的合理性和有效性。

## 1 基于角接触球轴承的方位轴系设计

基于角接触球轴承的方位轴系,其结构主要由主轴、轴承座、一对背对背角接触球轴承、轴承外压圈(或轴承端盖)、轴承内压圈(或轴承挡圈)和压紧螺钉组成,如图 1 所示。其中,角接触球轴承背对背装入轴承座,主轴穿入两轴承内孔,在主轴下端利用两个轴承内压圈与主轴的螺纹配合将角接触球轴承内圈压紧,同时完成背对背角接触球轴承的预紧力施加。

在轴承座上端面利用压紧螺钉安装轴承外压圈,通过轴承外压圈法兰将轴承外压圈压紧<sup>[8-9]</sup>。在保证零件加工精度、轴承自身精度及装配工艺良好的情况下,利用轴承内压圈完成预紧后的方位轴系具有良好的回转精度。同时,通过轴承外压圈法兰施加在轴承外圈的压紧力可保证整个方位轴系足够稳定,在受外界吊装偏载作用时不产生方位轴倾斜。

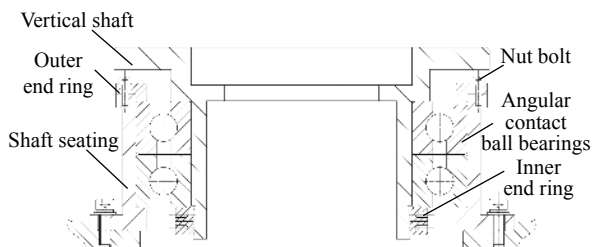


图 1 基于角接触球轴承的方位轴系

Fig.1 Vertical shaft based on angular contact ball bearings

轴承外压圈设计时,需在轴向和径向配合端面留有一定的间隙,并通过压紧螺钉安装轴承外压圈时轴承外压圈的弹性变形对轴承外圈施加压紧力。同时,轴承外压圈的法兰变形还不能与轴承座产生干涉。如图 2 所示,轴承外压圈轴向端面配合间隙为  $a$ ,轴承外压圈径向端面配合间隙为  $b$ 。

该轴系设计时,轴承和主轴、轴承和轴承座配合的内外圆柱面具有一定的圆度、同心度、粗糙度和配合要求。对于小型经纬仪,该类轴系的轴承配合内外圆柱面一般采用过渡配合中的小间隙配合,以方便后期的装调<sup>[10]</sup>。如图 2 所示,轴承和主轴配合间隙为  $c$ ,轴承和轴承座配合间隙为  $e$ 。

该轴系方位轴轴线的稳定不仅与轴承外压圈轴向端面配合间隙  $a$ 、轴承外压圈径向端面配合间隙  $b$ 、

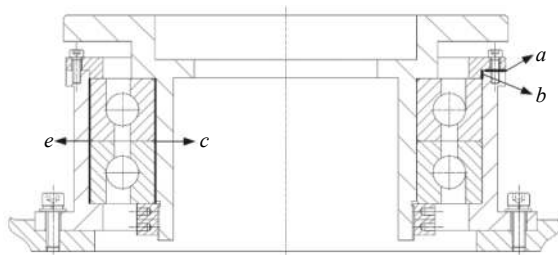


图 2 方位轴系间隙设计

Fig.2 Gap design of vertical shaft

轴承和主轴配合间隙 $c$ 、轴承和轴承座配合间隙 $e$ 这四项设计参数密切相关,还与轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量等因素相关。

文中基于某小型经纬仪的方位轴系展开优化,并从基于方位轴物理模型的轴线倾斜误差修正角度重点讨论轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数

量,以及轴承外压圈轴向端面配合间隙 $a$ 、轴承外压圈径向端面配合间隙 $b$ 、轴承和主轴配合间隙 $c$ 、轴承和轴承座配合间隙 $e$ 四项相关设计参数的选择。该型号经纬仪方位轴系选用 NSK 公司的 7020CDB/P4 配对角接触球轴承,所选轴承参数如表 1 所示。

表 1 轴承参数

Tab.1 Parameters of bearing

Radial clearance/mm	These load/kN		Pre-load/N	Axial runout/mm	Radial runout/mm
	Static	Dynamic			
-0.01- -0.003	154	122	540	0.006	0.006

## 2 轴承外压圈的优化设计

### 2.1 基于经验的轴承外压圈设计

依据所选角接触球轴承,按以往经验类比设计,将轴承外压圈材料选为 2A12/T4 材质,压紧螺钉选择 6 个 12.9 级 M3 内六角螺钉均布安装,轴承外压圈轴向端面配合间隙 $a=0.08$  mm,轴承外压圈径向端面配合间隙 $b=0.2$  mm,轴承和主轴配合间隙 $c=0.02$  mm,轴承和轴承座配合间隙 $e=0.02$  mm。

利用理论模型和有限元分析方法对该设计结果进行分析,具体如下所示。

#### 2.1.1 单个压紧螺钉的理论压紧力建模

如图 3 所示,以单个压紧螺钉为研究对象,建立其压紧力矩与压紧力的数学模型,计算压紧螺钉的理论压紧力。

螺钉对应的压紧力矩关系,如公式 (1) 所示:

$$T = T_1 + T_2 \quad (1)$$

式中:  $T$  为力矩扳手所施加的额定力矩,单位  $N \cdot m$ ;  $T_1$  为螺纹接触部分的螺纹摩擦力矩,单位  $N \cdot m$ ;  $T_2$  为螺钉头部压紧时的承压面摩擦力矩,单位  $N \cdot m$ 。

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \tan(\psi + \rho_v) \cdot \frac{d_2}{2} \quad (2)$$

式中:  $F_t$  为螺纹副之间的圆周力,单位  $N$ ;  $F_0$  为螺钉压紧力,有  $F_0 = 2F_t$ ,单位  $N$ ;  $d_2$  为螺纹中径,单位  $m$ ;  $\psi$  为螺纹中径升角,单位  $rad$ ;  $\rho_v$  为当量摩擦角,单位  $rad$ 。

公式中的  $\psi$ 、 $\rho_v$  对应的计算公式如公式 (3) 和公式 (4) 所示:

$$\psi = \arctan(P/(\pi d_2)) \quad (3)$$

$$\rho_v = \arctan\mu/\cos(\alpha/2) \quad (4)$$

式中:  $P$  为螺距,单位  $m$ ;  $\alpha$  为牙形角,单位  $^\circ$ ;  $\mu$  为螺钉与被连接件承压面间的摩擦系数。

螺钉头部压紧时的承压面力矩  $T_2$  对应的公式如公式 (5) 所示:

$$T_2 = \mu F_0 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \quad (5)$$

式中:  $D_1$  为螺钉与被连接件承压面外径,单位  $m$ ;  $d_0$  为

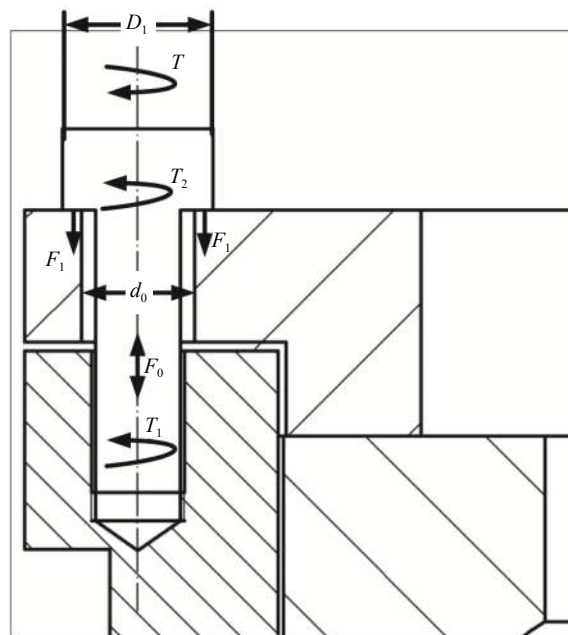


图 3 单个压紧螺钉的理论压紧力模型

Fig.3 Theoretical pressing force model of single nut bolt

螺钉与被连接件承压面内径,单位 m。

结合以上各式,可得:

$$T = \frac{1}{2} \left[ \frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho_v) + \frac{2\mu}{3d} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F_0 d = k_t F_0 d \quad (6)$$

式中:  $d$  为螺钉外径,单位 m;  $k_t$  为拧紧力矩系数,将不同螺钉直径  $d$  时的  $d_2$ 、 $d_0$ 、 $D_1$ 、 $\psi$  值,代入  $k_t$  式进行计算,并取  $\rho_v = \arctan 0.15$ , 平均可得  $k_t \approx 0.2$ 。

对应的螺钉压紧力计算公式,如下式所示。

$$F_0 = T / k_t d \quad (7)$$

M3 螺钉的力矩扳手所施加额定力矩  $T = 1.35 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 根据公式 (7) 可计算出 M3 螺钉压紧力  $F_0 = 2\,250 \text{ N}$ 。

### 2.1.2 优化前的模型有限元分析

利用有限元软件对基于经验设计的轴承外压圈支撑压紧模型进行分析,模型如图 4 所示。

轴承外压圈采用 2A12/T4 材质,轴承座和压紧螺钉为 45 钢材质,轴承 I 外圈和轴承 II 外圈为轴承钢材质。各材料属性如表 2~表 4 所示。

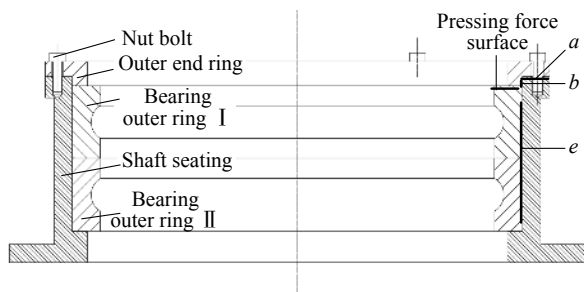


图 4 轴承外压圈支撑压紧模型

Fig.4 Pressing model of bearing outer ring

- A Bolt pretension: 2 250. N
- B Bolt pretension 2: 2 250. N
- C Bolt pretension 3: 2 250. N
- D Bolt pretension 4: 2 250. N
- E Bolt pretension 5: 2 250. N
- F Bolt pretension 6: 2 250. N
- G Fixed support

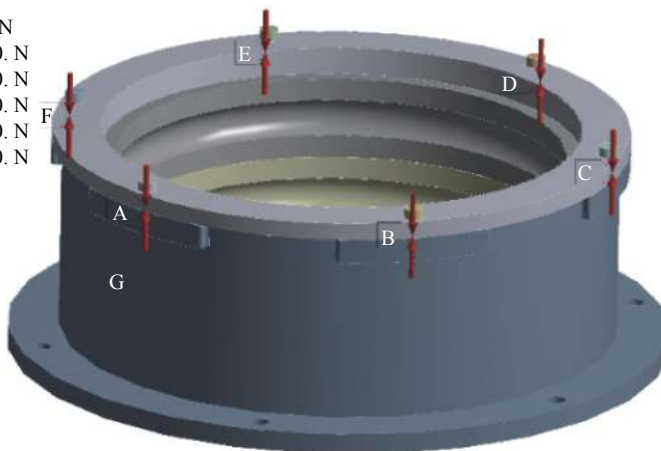


图 5 边界条件和螺钉压紧力施加

Fig.5 Boundary conditions and nut bolts' pressing force

表 2 2A12/T4 材料属性

Tab.2 Material parameters of 2A12/T4

Elastic modulus/GPa	Ratio of poisson, $\mu$	Density/kg·m <sup>-3</sup>
68	0.33	2770

表 3 45 钢材料属性

Tab.3 Material parameters of 45

Elastic modulus/GPa	Ratio of poisson, $\mu$	Density/kg·m <sup>-3</sup>
209	0.269	7890

表 4 GCr15 轴承钢材料属性

Tab.4 Material parameters of GCr15

Elastic modulus/GPa	Ratio of poisson, $\mu$	Density/kg·m <sup>-3</sup>
219	0.3	7830

如图 5 所示,均布的 6 个 12.9 级 M3 内六角螺钉压紧力  $F_0$  施加在有限元模型中,并对轴承座底部进行固定约束。

从图 6 和图 7 的计算结果可以看出,该模型得到的轴承外圈压紧力  $F_y = 7\,919.7 \text{ N} < 6 \times 2\,250 \text{ N}$ 。由于螺钉压紧力的作用使轴承外压圈边缘局部范围内有大于  $a=0.08 \text{ mm}$  的变形量 (0.0886 mm),轴承外压圈边缘与轴承座局部发生贴合接触而导致 6 个均布螺钉压紧力并没有完全转化成轴承外圈压紧力。

在轴承外压圈与轴承 I 外圈接触的部分有 +0.0387 mm 的变形量,说明该区域由于螺钉压紧力的作用而向上翘变,变形沿 Y 向正方向。

将轴承外压圈的变形云图放大 10 倍,如图 8 所

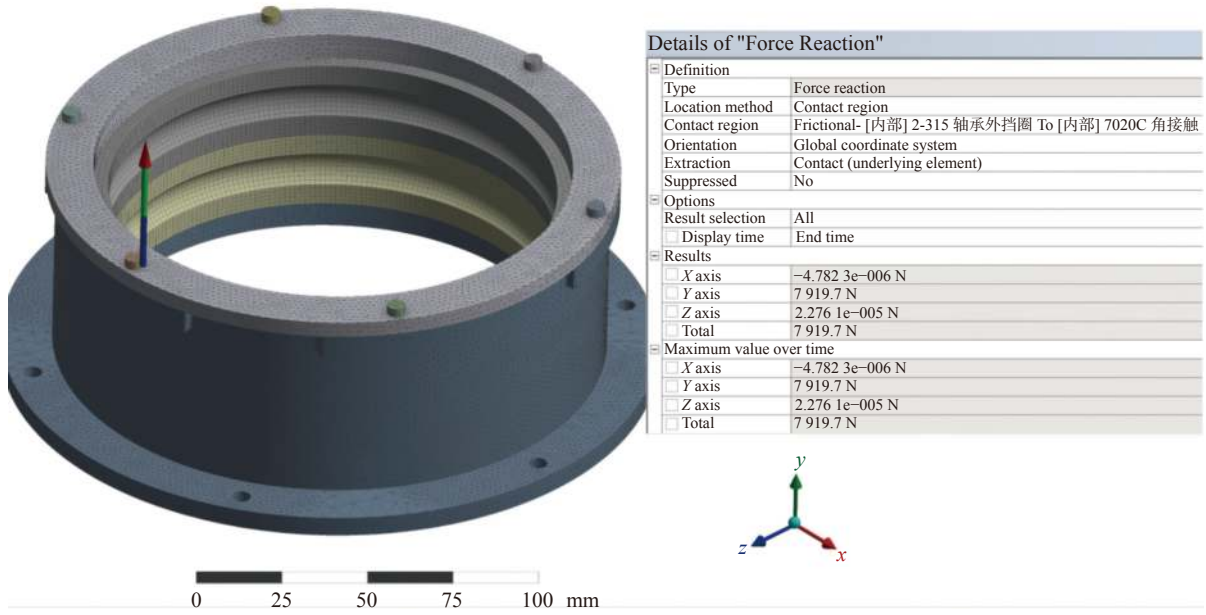


图 6 轴承外圈压紧力  $F_y$

Fig.6 Pressing force of bearing outer ring  $F_y$

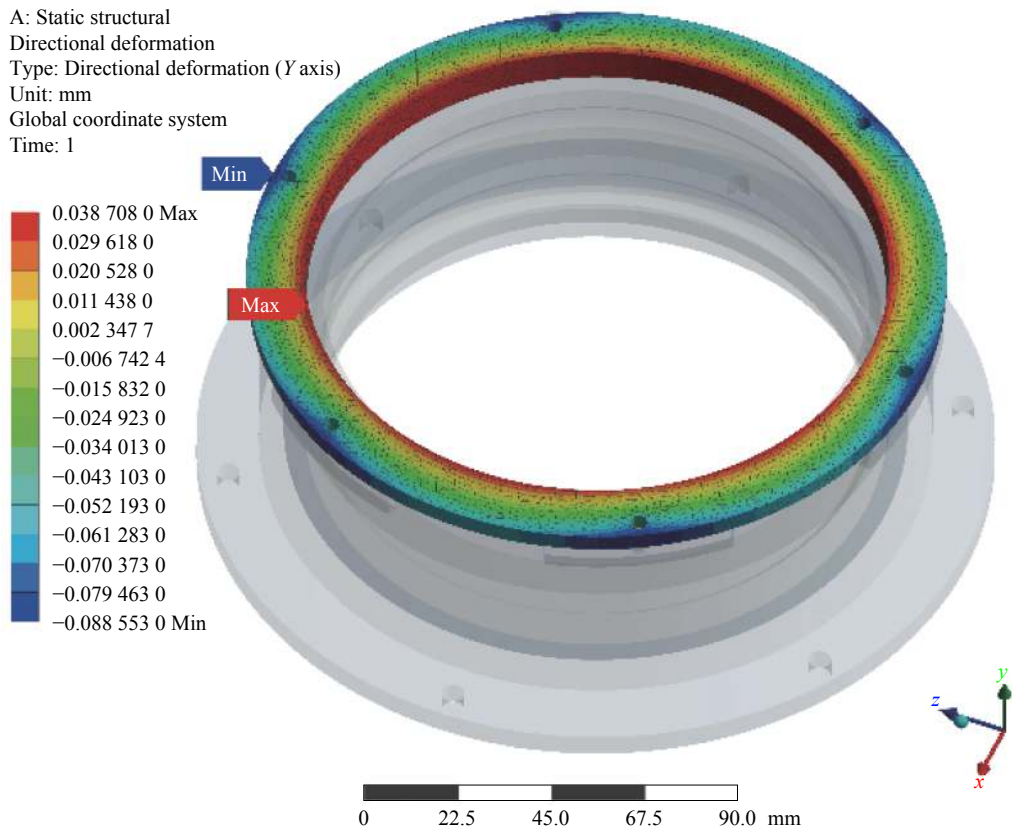


图 7 轴承外圈变形云图

Fig.7 Deformed cloud diagram of outer end ring

示。可以看出,由于轴承外压圈边缘与轴承座局部发生接触,以及轴承外压圈与轴承 I 外圈接触,两位置

处的反作用力使轴承外压圈截面变形绕零件的  $O$  点向两个方向展开。且轴承外压圈内侧的直角位置变

形量 $\Delta_L=0.015\text{ mm}$ , 远小于 $b/2$ 值, 说明该法兰区域在轴承外压圈压紧过程中不会与轴承座产生干涉。

计算轴承 I 外圈滚道的变形量, 如图 9 所示。提取与钢球组接触的轴承 I 外圈某一滚道线变形量, 移除滚道本身的刚性位移, 得到外圈滚道的弹性变形量

$$\Delta_G = 5.19e^{-4} - 0.8e^{-4} = 0.439\text{ }\mu\text{m} \quad (8)$$

相比于  $0.006\text{ mm}$  的外圈面轴向跳动和外圈径向跳动, 滚道变形量对轴系精度的影响可忽略不计。



图 8 10 倍放大后的轴承外压圈变形云图

Fig.8 Deformed cloud diagram of outer end ring ( $\times 10$ )

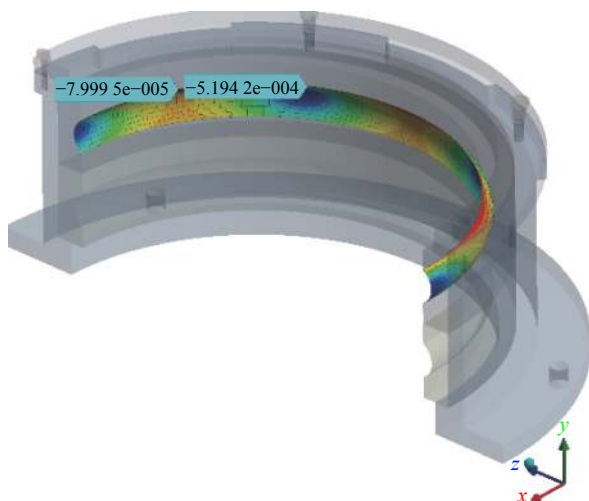


图 9 轴承 I 外圈滚道变形云图

Fig.9 Deformed cloud diagram of bearing outer ring I

从上述有限元分析结果, 可知: 与轴承外压圈相关的设计因素, 均可以在不影响轴系回转精度的条件下进行优化, 并进一步提高轴系稳定性, 降低方位轴系受外界吊装偏载作用而产生轴线倾斜的风险。

### 2.2 基于有限元分析的轴承外压圈优化设计

根据优化前的模型分析结果, 利用有限元方法对基于经验的轴承外压圈进行优化设计, 详细优化设计过程如图 10 所示。

图 11 为不同轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量下的 $F_y$ - $a$ 曲线图。从图中可以看出, 随

着参数 $a$ 值增大, 同等外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量下的轴承外圈压紧力 $F_y$ 呈近似线性增大。而在采用 45 钢压圈材料、6 个 M3 压紧螺钉和

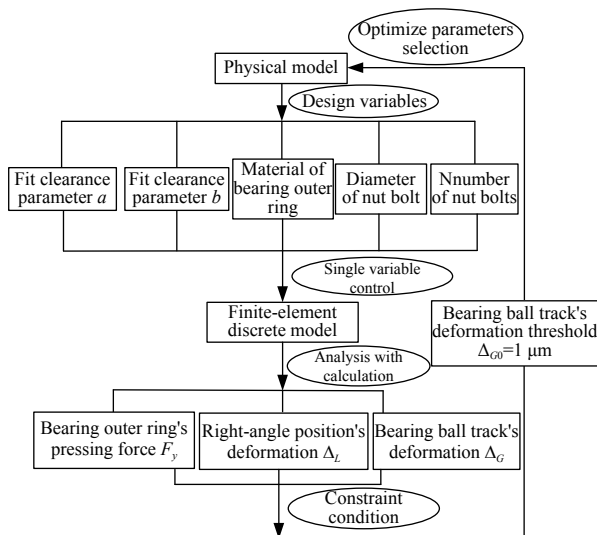
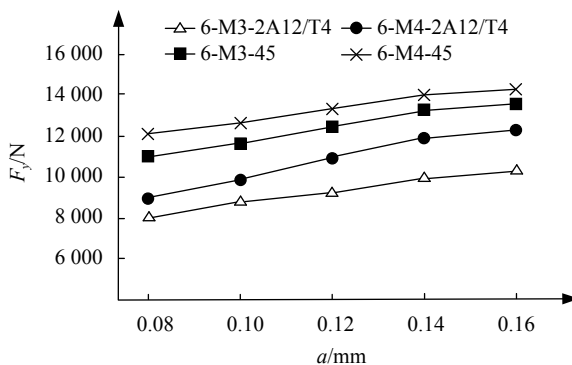
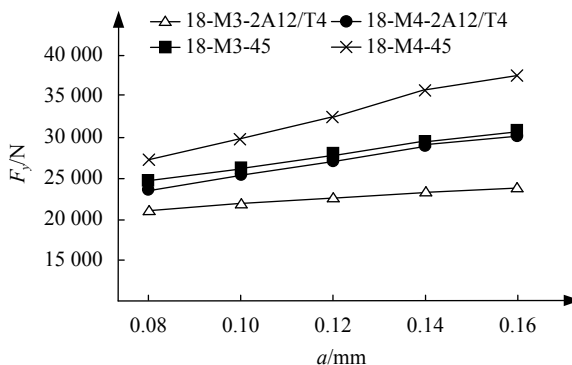


图 10 优化设计流程

Fig.10 Design optimization flow



(a) 6 个压紧螺钉时的轴承外圈压紧力  $F_y$  with 6 nut bolts



(b) 18 个压紧螺钉时的轴承外圈压紧力  $F_y$  with 18 nut bolts

图 11  $F_y$ - $a$ 关系曲线图

Fig.11 Relation between  $F_y$ - $a$

6 个 M4 压紧螺钉条件下, 参数  $a=0.16$  mm 时, 轴承外圈压紧力  $F_y$  与所施加理论压紧力相同, 此时轴承外圈边缘与轴承座已无贴合接触。

如图 12 所示, 为不同轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量下的  $\Delta_L$ - $a$  曲线图。

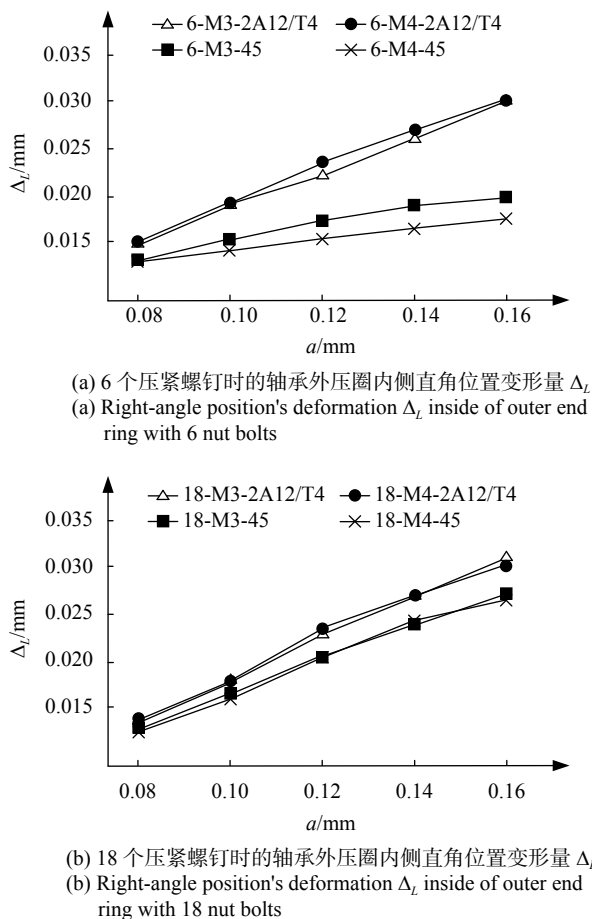


图 12  $\Delta_L$ - $a$  关系曲线图  
Fig.12 Relation between  $\Delta_L$ - $a$

从图中可以看出, 各参数条件下的  $\Delta_L$  值均远小于  $b/2$  值, 即轴承外压圈径向端面配合间隙的一半, 设计参数  $b$  基于以往经验类比设计合理, 同时也可依据分析结果赋予设计参数  $b$  其他合理数值。

图 13 为不同轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量下的  $\Delta_G$ - $a$  曲线图。

从图中可以看出, 随着参数  $a$  值及轴承外圈压紧力  $F_y$  的增大, 轴承 I 外圈滚道的变形量也呈现近似线性增大。而在轴承外压圈优化设计时, 参数  $a$  值、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量等因素并不是一味地增加就好, 仍需保证轴承精度及性能。因此, 为轴承滚道变

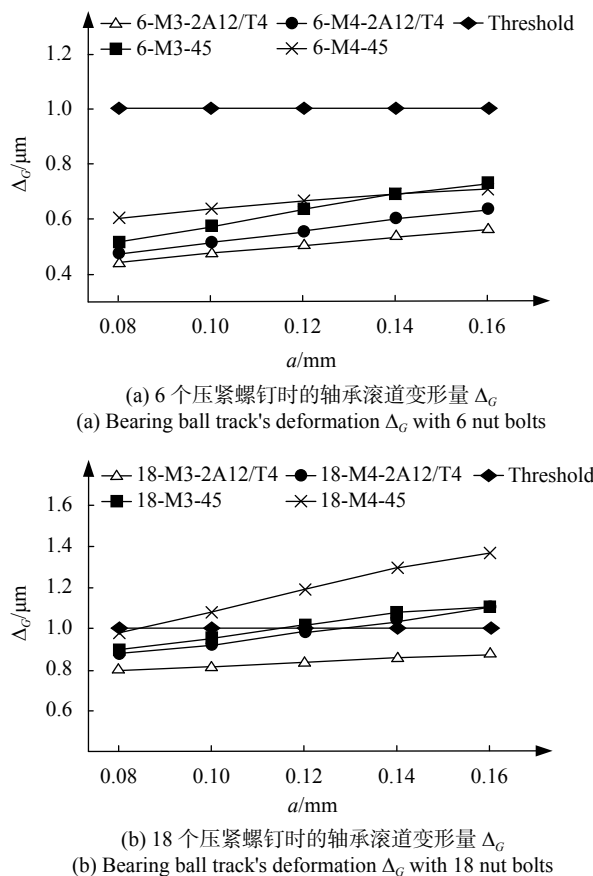


图 13  $\Delta_G$ - $a$  关系曲线图

Fig.13 Relation between  $\Delta_G$ - $a$

形量设定阈值  $\Delta_{G0} = 1 \mu\text{m}$ , 并需以此为条件进行设计参数优化选择。

### 3 轴承配合间隙的优化设计

#### 3.1 轴承配合间隙造成方位轴倾斜误差机理分析

理想情况下, 调整完方位轴倾斜误差和二轴差的设备, 其主轴的方位回转中心轴与俯仰轴系的俯仰回转中心轴可认为是垂直的, 如图 14 所示。

当轴承外压圈压紧力不足时, 由于配合间隙  $c$ 、 $e$  存在, 会使设备在搬运过程中因偏载产生主轴铅垂倾斜和轴承径向平移, 轴承 I 和轴承 II 不再同轴, 且轴承 I 和轴承 II 的回转轴也不再重合。而在轴承外压圈和轴承内压圈作用下, 轴承 I 和轴承 II 会在轴承座和主轴之间调整各自的回转轴线, 并趋于一个共同的回转轴, 即失稳后的回转中心轴。

此时方位回转中心轴与俯仰回转中心轴已不垂直, 对应角偏移量  $\theta$ , 并通过二轴差的形式在设备检测时反映出来, 如图 15 所示。

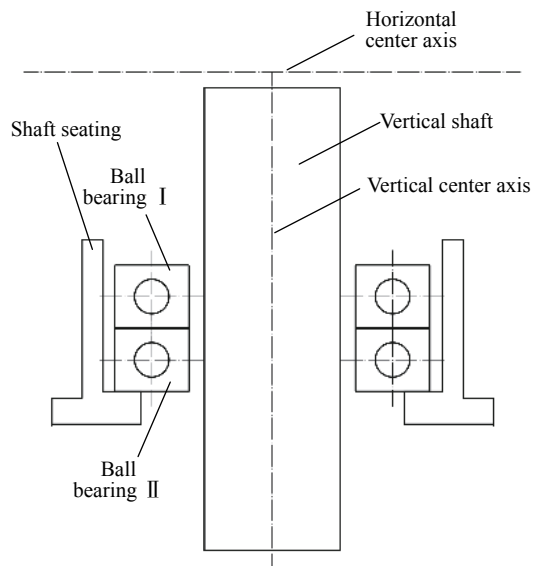


图 14 回转中心轴线初始状态

Fig.14 Initial state of rotation center axis

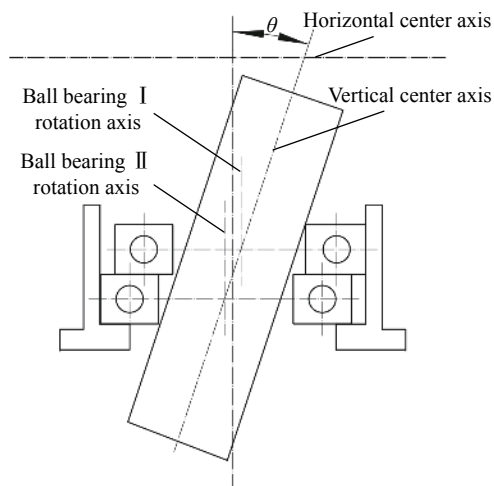


图 15 失稳后的轴系状态

Fig.15 State of shafting after instability

### 3.2 轴承配合间隙选择

理想状态下, 根据配合间隙  $c$ 、 $e$  的大小关系, 存在如图 16 所示的 3 种接触状态。

$c > e$  时, 轴承 I 和轴承 II 的 A、C 区域与主轴接触, 轴承 I 和轴承 II 径向平移至两侧与轴承座接触, 对应的角偏移量

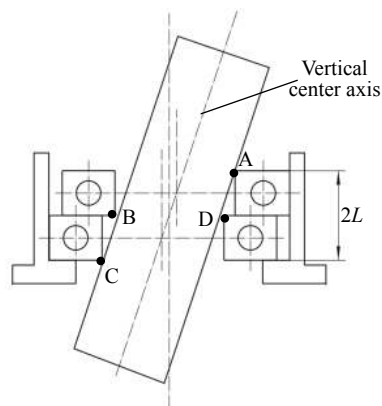
$$\theta = \arctan\left(\frac{c+e}{2L}\right) \approx \frac{c+e}{2L} \quad (9)$$

$c = e$  时, 轴承 I 和轴承 II 的 A、B、C、D 区域与主轴接触, 轴承 I 和轴承 II 径向平移至两侧与轴承座接

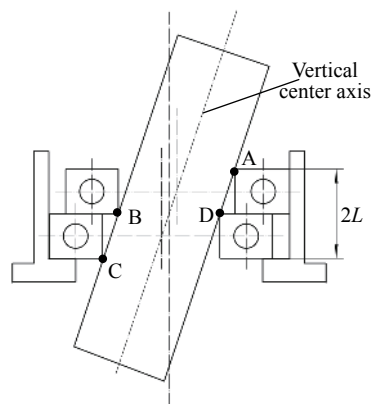
触, 对应的角偏移量

$$\theta = \arctan\left(\frac{c+e}{2L}\right) = \arctan\left(\frac{c}{L}\right) \approx \frac{c}{L} \quad (10)$$

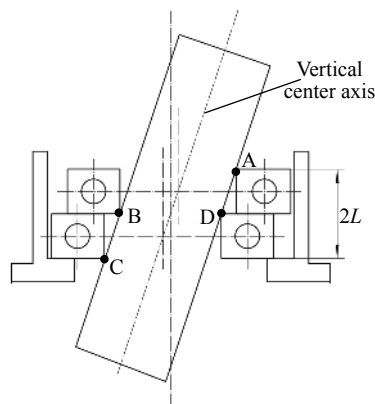
$c < e$  时, 轴承 I 和轴承 II 的 A、B、C、D 区域与主轴接触, 对应的角偏移量为:



(a)  $c > e$  时的接触状态  
(a) Contact condition with  $c > e$



(b)  $c = e$  时的接触状态  
(b) Contact condition with  $c = e$



(c)  $c < e$  时的接触状态  
(c) Contact condition with  $c < e$

图 16 理想状态下的 3 种接触状态

Fig.16 Three contact conditions under ideal conditions



$$\theta = \arctan\left(\frac{c}{L}\right) \approx \frac{c}{L} \quad (11)$$

从上述分析可知, 配合间隙  $c = e$  时, 因偏载造成的失稳轴系稳定性最好。且依据二轴差修正后的残差值  $\theta_c$  和轴承厚度  $L$ , 可推算配合间隙  $c$  值, 如公式 (12) 所示:

$$c \leq \theta_c \cdot L \quad (12)$$

#### 4 方位轴倾斜误差检测

如图 17 所示, 为测试方位轴轴线倾斜, 将磁性表座吸在抬杠上, 在主轴上连接形变平板, 增加打表力臂长度, 使微小位移放大到可监测量级。为保证测试条件的一致性, 形变平板上做监测点标记, 使每次打表都打在形变平板的监测点。

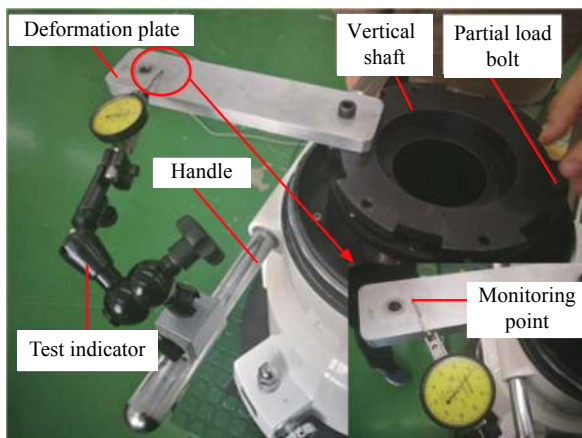


图 17 轴系施加倾覆力位移监测

Fig.17 Displacement monitoring of shaft with partial load

利用主轴螺钉孔在形变平板对侧安装单个 M8 偏载螺钉, 偏载螺钉下端顶在轴承外压圈上端面, 产生倾覆力。偏载螺钉拧紧力矩  $1.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 轴向压紧力  $875 \text{ N}$ , 理论倾覆力矩  $67.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 进而对轴系加载偏载, 观测表头跳动, 记录数据。然后, 松开偏载螺钉, 对轴系卸载, 记录表头数据。

对该方位轴系的原始设计状态 (状态 I)、消除轴承配合间隙状态 (状态 II) 和轴承外压圈优化状态 (状态 III) 下的表头跳动数据进行记录, 结果如表 5 所示。

为消除轴承配合间隙, 状态 II 在轴承座、主轴径向各打 8 个 M4 螺钉孔, 拧入平头紧定螺钉, 各紧定螺钉拧紧力矩为  $0.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 如图 18 所示。该处理仅限于验证轴承配合间隙对轴系稳定性的影响, 实际设计

表 5 不同状态时的监测点位移 (单位: mm)

Tab.5 Displacement of monitoring points with different conditions (Unit: mm)

Condition I		Condition II		Condition III	
Load	Unload	Load	Unload	Load	Unload
0.05	0.025	0.025	0	0.03	0.002

当中仍以配合间隙  $c$ 、 $e$  的优化设计为准, 不在轴系径向作用平头紧定螺钉来处理轴承配合间隙。

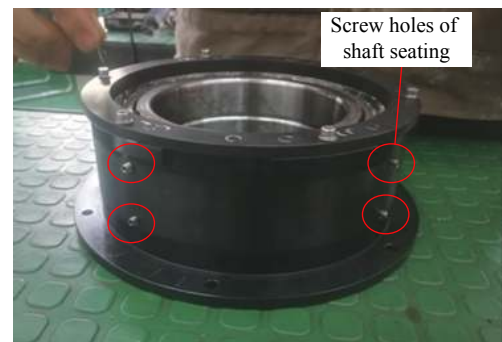


图 18 状态 II, 轴承配合间隙消除

Fig.18 Elimination of bearing clearance under Condition II

轴承外压圈优化状态 (状态 III), 压圈材质选择 45 钢、压紧螺钉大小 M3、压紧螺钉数量 18, 轴承外压圈轴向端面配合间隙  $a=0.12 \text{ mm}$ , 参数  $b$ 、 $c$ 、和  $e$  与状态 I 一致。

对于状态 I、状态 II 和状态 III 的方位轴系, 在经纬仪完整安装并调整完二轴差后, 利用吊装机构进行相同状态下的偏载吊装, 偏载力通过吊绳作用在俯仰轴的 U 型架上, 并对吊装后的 3 种状态经纬仪进行二轴差检测, 并复测一次。因吊装偏载力通过吊绳作用在 U 型架上, 而俯仰轴系本身安装在 U 型架上与其作为一个整体, 因此虽二轴差是俯仰轴与方位轴的相互耦合作用结果, 但俯仰轴自身倾斜误差在试验中是

恒定的,二轴差检测结果实际反映方位轴倾斜误差。偏载吊装示意如图 19 所示,二轴差检测结果如表 6 所示。

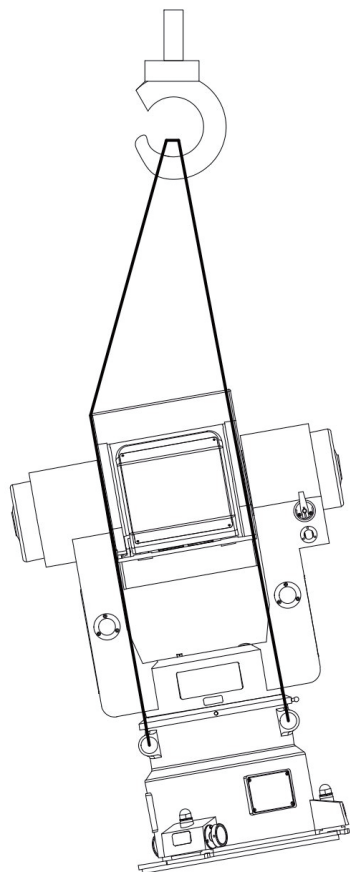


图 19 偏载吊装示意

Fig.19 Hoisting under partial load

表 6 经纬仪二轴差 (单位: ("))

Tab.6 Biaxial perpendicularity error(Unit: ("))

Condition I		Condition II		Condition III	
Test 1	Test 2	Test 1	Test 2	Test 1	Test 2
-19	-20.5	+2.7	+1.9	+4.8	+6.1

方位轴系监测点位移检测和经纬仪二轴差检测结果显示,优化设计后的 2 种状态下方位轴系稳定性明显优于优化前。优化前经纬仪二轴差约为 20", 优化后经纬仪二轴差最差状态下约为 6"。

## 5 结论

文中基于方位轴系物理模型,从轴线倾斜误差修正角度出发,对利用角接触球轴承的小型经纬仪方位

轴系进行优化设计。

(1) 利用有限元分析方法,对轴承外压圈进行了优化设计。在保证轴承滚道弹性变形满足要求,且轴承外压圈法兰区域不与轴承座产生干涉的前提下,可合理选择轴承外压圈材料、压紧螺钉大小、压紧螺钉数量,以及轴承外压圈轴向端面配合间隙、轴承外压圈径向端面配合间隙,提高方位轴轴线受外界吊装偏载作用时的稳定性。

(2) 通过方位轴倾斜误差理论建模,阐述了轴承配合间隙造成方位轴倾斜误差的机理,并对轴承配合间隙选择进行了分析。在保证二轴差修正后的残差值满足指标前提下,依据残差指标与轴承尺寸,可进行轴承和主轴配合间隙、轴承和轴承座配合间隙的合理选择,使方位轴系具有更好的稳定性。

(3) 在偏载吊装条件下,优化前经纬仪二轴差约为 20", 优化后经纬仪二轴差最大约为 6", 方位轴倾斜误差得到明显修正,证明了轴承外压圈和轴承配合间隙的优化过程合理有效,可为基于角接触球轴承的小型经纬仪方位轴系提供设计参考,减少了基于经验设计的盲目性。

## 参考文献:

- [1] He Zhao cai, Hu Baoan. Photoelectric Measurement[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2002. (in Chinese)
- [2] Yu Funan, Xu Shuyan. Shafting design for precise two-dimensional turntable applied to  $\Phi 300$  mm plane mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(5): 1075-1082. (in Chinese)
- [3] Wang Huai, Dai Shuang, Wu Xiaoxia. Shafting structure design in a 600 mm thin mirror active optics telescope [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2015, 44(4): 1260-1266. (in Chinese)
- [4] Li Hui, Shen Xiangheng. New shafting error simulating method of photoelectric theodolite [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2008, 37(2): 334-337. (in Chinese)
- [5] Wang Tao, San Xiaogang, Gao Shijie, et al. Dynamic characteristics of vertical shaft system of photoelectric turntable [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2018, 48(4): 1099-1105. (in Chinese)
- [6] Wang Tao, Tang Jie, Cong Junfeng. Design of theodolite's pitching-shaft based on the standard bearing [J]. *Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural*

- Science Edition*), 2011, 34(3): 39-41. (in Chinese)
- [7] Wang Tao, Tang Jie, Song Liwei. Optimization design of theodolite's vertical shaft [J]. *Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2010, 33(3): 14-16. (in Chinese)
- [8] Lei Chenghua, Wang Shouyin. Optimization design of theodolite's vertical shaft [J]. *Journal of Engineering Design*, 2008, 15(4): 278-282. (in Chinese)
- [9] Zou Ji, San Xiaogang, Li Yaobin, et al. Dynamic characteristics study of opto-electronic theodolite turntable [J]. *Laser & Infrared*, 2019, 49(1): 93-98. (in Chinese)
- [10] Song Chunyang. The design of precision shaft system on high precision total station[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2017. (in Chinese)