

基于红外连续变焦机构尺寸链构建与公差设计

梁娟峰, 陈 硕, 范 翔, 阚博涵
(中国电子科技集团第十一研究所, 北京 100015)

摘要:在产品结构设计中,沿袭已有产品或者凭借已有经验是一种普遍存在的现象,红外热像仪连续变焦机构光轴跳动超差一直是业内的难题,而其跳动量的大小直接影响着系统的性能指标。本文以导杆式两组元联动连续变焦机构为例,首先从装配角度分析影响连续变焦机构光轴跳动的因素,然后通过分析关联尺寸,依据尺寸链原理,构建了层次清晰、合理正确的装配尺寸链模型,再通过光机参数转化,确定尺寸链中封闭环的公差,最后依据公差设计原理,对尺寸链中各个组成环进行公差分配,并通过公差分析的方式,核算封闭环的极限偏差,确保各组成环的公差设计正确、无误。

关键词:尺寸链;连续变焦;光轴跳动;公差设计

中图分类号:TN216;TH74 **文献标识码:**A **DOI:**10.3969/j.issn.1001-5078.2024.08.011

Construction of dimension chain and tolerance design based on infrared continuous zoom mechanism

LIANG Juan-feng, CHEN Shuo, FAN Xiang, KAN Bo-han
(The 11th Institute of CETC, Beijing 100015, China)

Abstract:In the product structure design, along the existing products or by virtue of the existing experience is a common phenomenon, infrared thermal imaging camera continuous zoom mechanism optical axis jump overrun has been the industry's problem, and the size of its jump directly affects the system's performance indicators. In this paper, Taking the guide rod two-component linkage continuous zoom mechanism as an example, the factors affecting the runout of the optical axis of the continuous zoom mechanism are firstly analyzed from the perspective of assembly, and then a clear, reasonable and correct assembly dimension chain model is constructed based on the principle of dimension chain by analyzing the associated dimensions. Then, through the transformation of optical machine parameters, the tolerance of the closed ring in the dimensional chain is determined. Finally, based on the principle of tolerance design, the tolerance of each component ring in the dimensional chain is assigned, and the limit deviation of the closed ring is accounted for by means of tolerance analysis, so as to ensure that the tolerance design of each component ring is correct and error-free.

Keywords: dimension chain; continuous zoom; optical axis jumping; tolerance design

1 引言

连续变焦机构是红外热像仪的重要组成部分^[1],光学透镜通过结构的机械运动沿特定轨迹联

动,从而实现光学系统焦距在某一范围连续变化,在这个过程中光轴随着机械结构的移动始终在跳动,光轴跳动量的大小直接影响着系统的性能指标,而

光轴跳动超差也一直是业内的难题,之前有大量前辈、学者从各个方面研究分析,以解决光轴跳动超差的问题,例如,王春阳^[2]通过 TRIZ 理论、运动学和有限元方法相结合,研究了红外连续变焦镜头光轴一致性的问题,陈志斌等^[3]人从系统初始参数优化,变倍组与补偿组的凸轮曲线优化,动态软件补偿等方面,研究了变焦过程中光轴漂移的问题;上述研究在不同方面进行了非常有价值的探索,尽管如此,笔者通过研究发现,在红外热像仪应用尺寸链原理,分析解决问题方面研究较少,而尺寸链^[4]的引入,可以为连续变焦机构解决光轴跳动超差找到一条切实可行的路径。

红外热像仪连续变焦机构^[5]包含零(部)件较多,每个零(部)件都有专属的安装和定位尺寸,同时又与别的零(部)件之间产生尺寸联系,本文以导杆式两组元联动连续变焦机构为例,利用尺寸链原理^[4]将独立的尺寸关联起来,从而分析各零件尺寸之间的相互复杂关系。

2 光轴跳动机理分析

如图 1 所示,导杆式两组元联动连续变焦机构^[5]主要由主框架、变倍镜框、补偿镜框等机械加工件,导杆、轴承等标准件,以及变倍镜、补偿镜等光学元件组成,下面从装配角度分析影响连续变焦机构光轴跳动的因素。

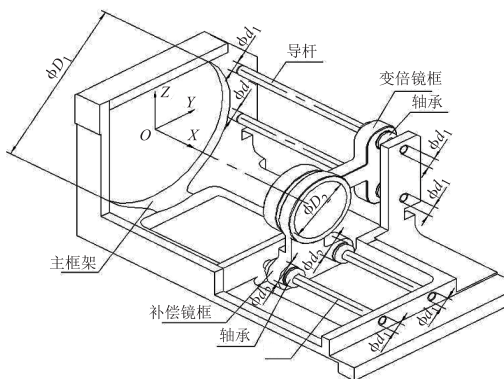


图 1 导杆式两组元联动连续变焦机构结构示意图

Fig. 1 Structural diagram of guide rod type two-component linkage continuous zoom mechanism

(1)在连续变焦过程中,主框架是固定不动的,变倍镜组件和补偿镜组件做相对运动实现焦距的连续变化,因此,分析红外热像仪连续变焦机构光轴跳动的问题,实质是分析固定轴与移动轴同轴度的问题,即分析主框架与变倍镜组件同轴度、主框架与补偿镜组件同轴度的问题;

(2)通过分析可以看出,主框架与变倍镜组件同轴度、主框架与补偿镜组件同轴度主要受变倍镜框、补偿镜框运行位置偏差的影响,然而变倍镜框、补偿镜框运行位置偏差主要受导杆的位置公差以及装配间隙的影响,此处的装配间隙主要包括,变倍镜框、补偿镜框与轴承的装配间隙,轴承与导杆的装配间隙,导杆与主框架 ϕd_1 孔的装配间隙;

(3)分析图 1 可以看出,主框架上 4 个 ϕd_1 孔决定了导杆的位置,沿 Y 方向上两个 ϕd_1 孔的同轴度和沿 Z 方向上两个 ϕd_1 孔的对称度,均影响导杆的位置偏差;

(4)光学镜片(变倍镜、补偿镜)在装配过程中,通过中心偏测量仪装入相应镜框中,其公差对光轴跳动的影响非常小,为了方便分析,可以将光学镜片与镜框视为一个整体进行分析;

(5)主框架 ϕD 孔自身的精度很高,其制造误差对光轴跳动的影响也非常小,可以忽略不计。

综上所述,影响光轴跳动的主要因素为:变倍镜框、补偿镜框与轴承的装配间隙、轴承与导杆的装配间隙、导杆与主框架 ϕd_1 孔的装配间隙、 ϕd_1 孔的同轴度、 ϕd_1 孔的对称度,这些因素累计在一起,最终导致主框架轴线与变倍镜框轴线或补偿镜框轴线的同轴度超差,从而引起光轴跳动超差。

3 尺寸链构建方法

连续变焦机构装配尺寸链是一个复杂的尺寸关系图,需要将复杂的问题简单化,因此,分别从主框架与变倍镜组件、主框架与补偿镜组件进行分析,建立尺寸链图。

3.1 主框架与变倍镜组件的尺寸链构建

如图 1 所示,主框架与变倍镜组件的线性尺寸关系可以分别投射到 Y、Z 两个平面,为了简化问题,分别从 Y、Z 两个方向建立尺寸链。

3.1.1 Y 方向装配尺寸链

尺寸链是零件加工或机器装配过程中由互相联系的尺寸按一定顺序首尾相接排列而成的封闭尺寸组^[6]。

建立尺寸链时,首先确定封闭环,图 1 中,主框架轴线与变倍镜框轴线的偏差为封闭环;然后确定组成环,其方法为取封闭环两端的零件为起点,沿 Y 方向,以装配基准面为线索找关联零件或

尺寸,直至找到同一基准零件或同一基准表面为止,具体哪些尺寸参与了尺寸链,上述光轴跳动机理分析已进行详细分析。另外,尺寸链中形位公差判别原则为:同轴度、对称度等上、下偏差对称分布的形位公差作为组成环,不论将其作为增环或是减环,其结果不受影响^[7]。因此,建立了如图2所示的装配尺寸链,该尺寸链中封闭环、各组成环的详细说明见表1。

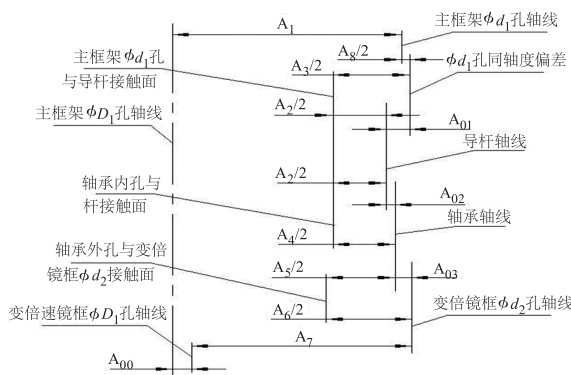


图2 Y方向装配尺寸链示意图

Fig. 2 Schematic diagram of assembly dimension chain in Y direction

表1 各组成环说明

Tab. 1 Description of each component ring

序号	尺寸链	说明
1	A_{00}	主框架轴线与变倍镜框轴线的偏差
2	A_7	变倍镜框 ϕD_2 孔与 ϕd_2 孔的孔间距
3	A_{03}	变倍镜框 ϕd_2 孔与轴承的间隙
4	$A_6/2$	变倍镜框 ϕd_2 孔的半径
5	$A_5/2$	轴承外径的半径
6	A_{02}	轴承与导杆的间隙
7	$A_4/2$	轴承内径的半径
8	$A_2/2$	导杆的半径
9	A_{01}	导杆与主框架 ϕd_1 的间隙
10	$A_3/2$	主框架 ϕd_1 孔的半径
11	A_8	主框架X方向上两个 ϕd_1 孔的同轴度
12	A_1	主框架 ϕD_1 孔与 ϕd_1 孔的孔间距

(1) 尺寸链优化

图2中的尺寸链体现了实际装配关系,较为复杂,通过分析发现,图2中的 $A_2/2$ 、 $A_3/2$ 、 A_{01} 为一个封闭的尺寸组,可以组成一个尺寸链, $A_2/2$ 、 $A_4/2$ 、 A_{02} 和 $A_5/2$ 、 $A_6/2$ 、 A_{03} 也可以分别组成一个尺寸链,因此,依据尺寸链“线路最短(环数最少)原则”^[6],可以将图2中的尺寸链优化为一级尺寸链和二级尺

寸链,如图3所示。

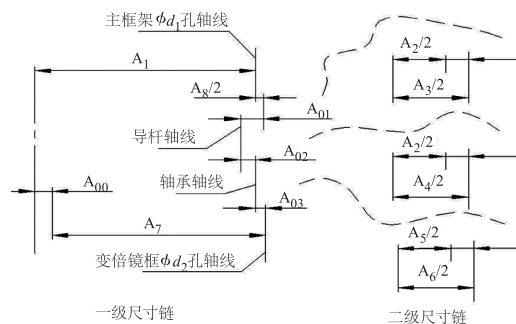


图3 Y方向优化后的装配尺寸链

Fig. 3 Assembly dimension chain after optimization in Y direction

(2) 确定封闭环、增环、减环

图3为尺寸链中套尺寸链, A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 在一级尺寸链中是组成环,在二级尺寸链中是封闭环。

一级尺寸链中 A_{00} 为封闭环, A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 A_7 、 $A_8/2$ 为组成环,当 A_{01} 、 A_7 增大时, A_{00} 会减小,所以 A_{01} 、 A_7 为减环;当 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 $A_8/2$ 增大, A_{01} 也会增大,所以 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 $A_8/2$ 为增环。

二级尺寸链中 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 分别为封闭环,当 $A_2/2$ 、 $A_5/2$ 分别增大,则 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 分别会减小,所以 $A_2/2$ 、 $A_5/2$ 分别为减环;当 $A_3/2$ 、 $A_4/2$ 、 $A_6/2$ 分别增大,则 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 分别会增大,所以 $A_3/2$ 、 $A_4/2$ 、 $A_6/2$ 分别为增环。

3.1.2 Z方向尺寸链

Z方向的分析方法同理于Y方向分析,主框架与变倍镜组件在Z方向的装配尺寸链如图4所示,优化后的装配尺寸链如图5所示。其中,一级尺寸链中 A_{00} 为封闭环, A_{05} 、 A_{06} 、 A_{10} 、 $A_9/2$ 为增环, A_{04} 、 A_{11} 为减环,二级尺寸链中 A_{04} 、 A_{05} 、 A_{06} 分别为封闭环, $A_{13}/2$ 、 $A_{14}/2$ 、 $A_{16}/2$ 分别为增环, $A_{12}/2$ 、 $A_{15}/2$ 分别为减环。

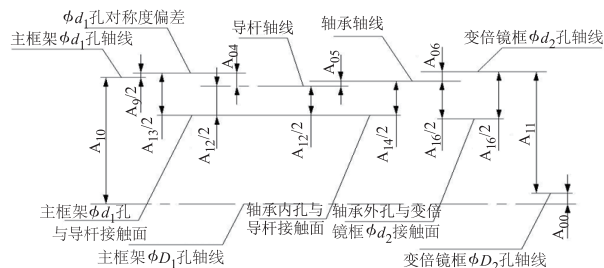


图4 Z方向装配尺寸链示意图

Fig. 4 Schematic diagram of Z-direction assembly dimension chain

3.2 主框架与补偿镜组件的尺寸链构建

主框架与补偿镜组件的尺寸链构建同理于3.1节所述,限于篇幅不再赘述。

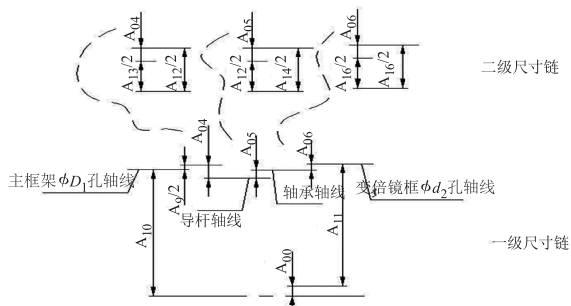


图5 Z方向优化后的装配尺寸链

Fig. 5 Assembly dimension chain optimized in Z direction

4 连续变焦机构数据转换

图3中封闭环 A_{00} 的尺寸公差由机械设计人员根据光学设计给出的光学参数转化而来,具体的计算公式为:

$$\Delta\Phi = \arctan \frac{\Delta t}{L} \quad (1)$$

式中, $\Delta\Phi$ 为光轴倾角,单位($^\circ$); Δt 为主框架轴线与变倍镜框轴线或补偿镜框轴线的偏差,单位 mm; L 为变倍镜框或补偿镜框运行的最大长度,单位 mm。

下面举例说明,当变倍镜组件光学设计者给出的光学参数 Φ 不大于 $3'$,变倍镜框运行的最大长度 L 为 104 mm 时,将这些数据代入公式(1),即 $3' = \arctan \frac{\Delta t}{104}$,反推得到 $\Delta t = 10^4 \times \tan 3'$,计算得出 $\Delta t = 0.09$ mm, Δt 的计算值即为图3中封闭环 A_{00} 的值,即封闭环 $A_{00} = 0.09$ mm。

同理,当光学设计者给出补偿镜组件光学参数为不大于 $2'$,补偿镜框运行最大长度为 74 mm 时,可计算出主框架轴线与补偿镜框轴线的偏差为 0.043 mm。

5 应用尺寸链进行公差设计

将光学参数转换成封闭环 A_{00} 后,依据公差设计原理^[8],对各个组成环进行公差设计,由于图3中各个组成环尺寸相差不大,因此采用等公差法进行公差分配^[8]。公差分配是已知封闭环,求各组成环,等公差法^[3]是先假定各组成环的公差都相等,并求出其平均公差 T_{av} ,然后再根据各环的加工难易程度及尺寸大小来做适当的调整,最后确定每个环的公差 T_i ;确定 T_i 后再依据“人体原则”^[4]确定各组成环的极限偏差,各组成环极限偏差的设计结果不是唯一的,其合理性必须通过公差分析计算进行校核、验

证;公差分析是已知各组成环,求封闭环,下面以变倍镜组件 Y 、 Z 两个方向上的尺寸公差设计为例进行说明。

5.1 变倍镜组件 Y 方向尺寸公差设计

5.1.1 确定各组成环的公差

(1) 计算平均公差 T_{av}

直线尺寸链极值算法的公差计算方法为:

$$T_0 = \sum_{i=1}^{n-1} T_i \quad (2)$$

式中, T_0 为封闭环的公差; T_i 为各组成环的公差。

公式(2)可以简单总结为,封闭环的公差等于各组成环公差之和^[4]。

在图3中,一级尺寸链封闭环 A_{00} 的公差等于组成环 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 A_7 、 $A_8/2$ 的公差之和,封闭环 A_{00} 的公差用 T_{00} 表示,组成环 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 A_7 、 $A_8/2$ 的公差分别用 T_{01} 、 T_{02} 、 T_{03} 、 T_1 、 T_7 、 $\frac{1}{2}T_8$ 表示,代

入公式(2),即 $T_{00} = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_1 + T_7 + \frac{1}{2}T_8$,

其中 A_{00} 的公差值 T_{00} 上文已计算出来为 0.09 mm,由于等公差法各组成环公差 T_{01} 、 T_{02} 、 T_{03} 、 T_1 、 T_7 、 $\frac{1}{2}T_8$ 值相等,因此, T_{01} 、 T_{02} 、 T_{03} 、 T_1 、 T_7 、 $\frac{1}{2}T_8$ 的平均公差 $T_{av} = 1/6T_0 = 0.015$ mm;

(2) 调整各组成环公差

确定各组成环平均公差 T_{av} 后,需要根据各环的加工难易程度及尺寸大小来做适当的调整,确定各组成环最终的公差值。

1) T_{02} 为导杆与轴承的间隙,导杆与轴承均为标准件,其公差是确定值,以导杆公差为 0.005 mm、轴承内径公差为 0.008 mm 进行计算为例,代入公式

(2)中,即 $T_{02} = \frac{1}{2}T_2 + \frac{1}{2}T_4$,通过计算可得到 $T_{02} = 0.0065$ mm。

2) T_{01} 为导杆与主框架 ϕd_1 的间隙, ϕd_1 孔取 6 级加工精度,以 $\phi 5$ 孔为例,查公差数值表 (GB/T1800.0-2009),其公差值为 0.008 mm,导杆作为标准件,其公差是固定的,以 T_2 公差为 0.005 mm 为例,代入公式(2)中,即 $T_{01} = \frac{1}{2}T_2 + \frac{1}{2}T_3$,通过计算可得到 $T_{01} = 0.0065$ mm。

3) T_{03} 为轴承与变倍镜框 ϕd_2 孔的间隙,同样的, ϕd_2 孔取 6 级加工精度,以 $\phi 10$ 孔为例,查公差

数值表(GB/T1800.0 - 2009),其公差值为0.009 mm,轴承作为标准件,其公差是固定的,以 T_2 公差为0.009 mm为例,代入公式(2)中,即 $T_{03} = \frac{1}{2}T_5 + \frac{1}{2}T_6$,通过计算可得到 $T_{03} = 0.009$ mm。

4) T_8 为主框架 X 方向上两个 ϕd_1 孔的同轴度,由于 $\frac{1}{2}T_8 = T_{av} = 0.015$ mm,则 $T_8 = 0.03$ mm,即同轴

度为0.03 mm,符合其加工难易程度,不需要做调整。

5) T_1 、 T_7 为两孔间距,平均公差0.015 mm 加工难度较大,需要调整,可调整的量为 $T_{00} - T_{01} - T_{02} - T_{03} - T_8/2 = 0.052$ mm,平均分配给 T_1 、 T_7 ,因此, $T_1 = T_7 = 0.026$ mm。

通过上述的分析,二级尺寸链中各组成环的公差值如表2所示,一级尺寸链中各组成环的公差值如表3所示。

表2 二级尺寸链中各组成环公差值

Tab.2 Tolerance values of each component ring in the secondary dimension chain

序号	尺寸链	公差	说明	公差值/mm	备注
1	A_2	T_2	导杆的直径	0.005	标准件
2	A_3	T_3	主框架 ϕd_1 孔的直径	0.008	6级精度
3	A_4	T_4	轴承内径的直径	0.008	标准件
4	A_5	T_5	轴承外径的直径	0.009	标准件
5	A_6	T_6	变倍镜框 ϕd_2 孔的直径	0.009	6级精度

表3 一级尺寸链中各组成环公差值

Tab.3 Tolerance values of each component ring in the first dimension chain

序号	尺寸链	公差	说明	公差值/mm	备注
1	A_{01}	T_{01}	导杆与主框架 ϕd_1 的间隙	0.0065	计算得出
2	A_{02}	T_{02}	轴承与导杆的间隙	0.0065	计算得出
3	A_{03}	T_{03}	变倍镜框 ϕd_2 孔与轴承的间隙	0.009	计算得出
4	A_1	T_1	主框架 ϕD_1 孔与 ϕd_1 孔的孔间距	0.026	调整
5	A_7	T_7	变倍镜框 ϕD_2 孔与 ϕd_2 孔的孔间距	0.026	调整
6	A_8	T_8	主框架沿 X 方向两个 ϕd_1 孔的同轴度	0.03	平均公差

5.1.2 确定各组成环的极限偏差

各组成环的极限偏差主要依据“人体原则”来确定,具体的,孔类尺寸的极限偏差按“偏差入体原则”配置,即孔类尺寸偏差按H配置^[9],因此, ϕd_1 孔的极限偏差可以为 $\phi 5_0^{+0.008}$ mm, ϕd_2 孔的极限偏差可以为 $\phi 10_0^{+0.009}$ mm;孔间距类尺

寸的极限偏差按“对称原则”配置^[9],因此,孔间距 A_1 的极限偏差为 $A_1 \pm 0.0095$ mm,孔间距 A_7 的极限偏差为 $A_7 \pm 0.0095$ mm;另外标准件的极限偏差按标准规定配置^[9],其极限偏差手册可以查到,图3中各组成环的极限偏差如表4所示。

表4 各组成环极限偏差

Tab.4 Limit deviation of each component ring

序号	尺寸链	公差	说明	极限偏差/mm	备注
1	A_1	T_1	主框架 ϕD_1 孔与 ϕd_1 孔的孔间距	± 0.013	调整
2	A_7	T_7	变倍镜框 ϕD_2 孔与 ϕd_2 孔的孔间距	± 0.013	调整
3	A_3	T_3	主框架 ϕd_1 孔的半径	$\phi 5 + 0.008_0$	6级精度
4	A_6	T_6	变倍镜框 ϕd_2 孔的半径	$\phi 10 + 0.009_0$	6级精度
5	A_8	T_8	主框架沿 X 方向两个 ϕd_1 孔的同轴度	0.03	
6	A_2	T_2	导杆的半径	$\phi 50_{-0.005}$	标准件
7	A_4	T_4	轴承内径的半径	$\phi 50_{-0.008}$	标准件
8	A_5	T_5	轴承外径的半径	$\phi 100_{-0.009}$	标准件

5.1.3 核算各组成环的极限偏差

计算出各组成环的极限偏差后,需要用公差分析的方法对各组成环的极限偏差进行核算,核算依据为:

$$ES_0 = \sum_{z=1}^m ES_z - \sum_{j=m+1}^{n-1} EI_j \quad (3)$$

$$EI_0 = \sum_{z=1}^m EI_z - \sum_{j=n+1}^{n-1} ES_j \quad (4)$$

式中, ES_0 为封闭环的上极限偏差; EI_0 为封闭环的下极限偏差; ES_z 为增环的上极限偏差; EI_j 为减环的下极限偏差; EI_z 为增环的下极限偏差; ES_j 为减环的上极限偏差。

对这个公式可以简单总结为,封闭环的上偏差等于各增环的上偏差之和减去各减环下偏差之和,封闭环的下偏差等于各增环的下偏差之和减去各减环上下偏差之和^[4]。因此,将 5.1.2 节中各组成环的极限偏差分别代入公式(3)和(4)中进行计算,计算结果与封闭环 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 、 A_{00} 的公差分别进行对比,小于或等于 A_{01} 、 A_{02} 、 A_{03} 、 A_{00} 公差,则可以证明各组成环的极限偏差设计正确、合理。下面对图 3 尺寸链进行核算。

(1) 二级尺寸链核算

在图 3 二级尺寸链中,封闭环 A_{01} 的上、下极限偏差分别用 ES_{01} 、 EI_{01} 表示,增环 $A_3/2$ 的上、下极限偏差分别用 $ES_3/2$ 、 $EI_3/2$ 表示,减环 $A_2/2$ 的上、下极限偏差分别用 $ES_2/2$ 、 $EI_2/2$ 表示,代入公式(3)和(4),即 $ES_{01} = ES_3/2 - EI_2/2 = 0.008/2 - (-0.005/2) = 0.0065 \text{ mm}$; $EI_{01} = EI_3/2 - ES_2/2 = 0 - 0 = 0 \text{ mm}$, 计算得出,封闭环 A_{01} 的极限偏差为 $A_{01} + 0.0065_0 \text{ mm}$,公差值为 0.0065 mm ,计算值与前文的 A_{01} 公差值相同,因此,组成环 $A_2/2$ 、 $A_3/2$ 的极限偏差设计符合封闭环 A_{01} 的公差要求。

同理,将封闭环 A_{02} 、增环 $A_4/2$ 、减环 $A_2/2$ 的上、下极限偏差代入公式(3)和(4),即 $ES_{02} = ES_4/2 - EI_2/2 = 0 - (-0.005/2) = 0.0025 \text{ mm}$; $EI_{02} = EI_4/2 - ES_2/2 = (-0.008/2) - 0 = -0.004 \text{ mm}$, 计算得出,封闭环 A_{02} 的极限偏差为 $A_{02} + 0.0025_{-0.004} \text{ mm}$,公差值为 0.065 mm ,计算值与前文的 A_{02} 公差值相同,因此,组成环 $A_4/2$ 、 $A_2/2$ 的极限偏差设计符合封闭环 A_{02} 的公差要求。

同理,将封闭环 A_{03} 、增环 $A_6/2$ 、减环 $A_5/2$ 的上、下极限偏差代入公式(3)和(4),即 $ES_{03} = ES_6/2 -$

$EI_5/2 = 0.009/2 - (-0.009/2) = 0.009 \text{ mm}$; $EI_{03} = EI_6/2 - ES_5/2 = 0 - 0 = 0 \text{ mm}$, 计算得出,封闭环 A_{03} 的极限偏差为 $A_{03} + 0.009_0 \text{ mm}$,公差值为 0.009 mm ,计算值与前文的 A_{03} 公差值相同,因此,组成环 $A_5/2$ 、 $A_6/2$ 的极限偏差符合封闭环 A_{03} 的公差要求。

(2) 一级尺寸链核算

在图 3 的一级尺寸链中,封闭环 A_{00} 的上、下极限偏差分别用 ES_{00} 、 EI_{00} 表示,增环 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 $A_8/2$ 的上、下极限偏差分别用 ES_{02} 、 EI_{02} 、 ES_{03} 、 EI_{03} 、 ES_1 、 EI_1 、 $ES_8/2$ 、 $EI_8/2$ 表示,减环 A_{01} 、 A_7 的上、下极限偏差分别用 ES_{01} 、 EI_{01} 、 ES_7 、 EI_7 表示,代入公式(3)和(4)中, $ES_{00} = (ES_{02} + ES_{03} + ES_1 + ES_8/2) - (EI_{01} + EI_7) = (0.0025 + 0.009 + 0.013 + 0.0075) - (0 - 0.013) = 0.0285 + 0.0095 = 0.045 \text{ mm}$, $EI_{00} = (EI_{02} + EI_{03} + EI_1 + EI_8/2) - (ES_{01} + ES_7) = (-0.004 + 0 - 0.013 - 0.0075) - (0.0065 + 0.013) = -0.044 \text{ mm}$, 计算得出,封闭环 A_{00} 的极限偏差为 $A_{00} + 0.0045_{-0.0044} \text{ mm}$,公差值为 0.089 mm ,这个计算值小于前文的 A_{00} 公差值 0.09 mm ,符合装配要求,因此,组成环 A_{02} 、 A_{03} 、 A_1 、 $A_8/2$ 、 A_{01} 、 A_7 的极限偏差设计符合封闭环 A_{00} 的公差要求。

上述核算结果表明,各组成环 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 、 A_5 、 A_6 、 A_7 、 A_8 的极限偏差设计均正确、合理、可行。

5.2 变倍镜组件 Z 方向尺寸公差设计

5.2.1 确定各组成环的极限偏差

同理可计算出,图 5 中各组成环 T_{04} 、 T_{05} 、 T_{06} 、 T_{10} 、 T_{11} 、 $\frac{1}{2}T_9$ 的平均公差 $T_{av} = 1/6T_0 = 0.015 \text{ mm}$; 确定各组成环平均公差 T_{av} 后,需要根据各环的加工难易程度及尺寸大小来做适当的调整,最终得到如表 5 所示的二级尺寸链各组成环公差,如表 6 所示的一级尺寸链各组成环公差和如表 7 所示的各组成环极限偏差。

5.2.2 核算封闭环

在图 5 的二级尺寸链中,将各组成环的上、下极限偏差分别代入公式(3)和(4)中,计算得出,封闭环 A_{04} 的极限偏差为 $A_{04} + 0.0065_0 \text{ mm}$,公差值为 0.0065 mm , A_{05} 的极限偏差为 $A_{05} + 0.0025_{-0.004} \text{ mm}$,公差值为 0.0065 mm , A_{06} 的极限偏差为 $A_{06} + 0.009_0 \text{ mm}$,公差值为 0.009 mm ,计算值均与前文的 A_{04} 、 A_{05} 、 A_{06} 公差值相同,因此,二级尺寸链中各组成环极限偏差均符合封闭环的公差及极限偏差要求。

表5 二级尺寸链中各组成环公差值

Tab.5 Tolerance values of each component ring in the secondary dimension chain

序号	尺寸链	公差	说明	公差值/mm	备注
1	A_{12}	T_{12}	导杆的直径	0.005	标准件
2	A_{13}	T_{13}	主框架 ϕd_1 孔的直径	0.008	6级精度
3	A_{14}	T_{14}	轴承内径的直径	0.008	标准件
4	A_{15}	T_{15}	轴承外径的直径	0.009	标准件
5	A_{16}	T_{16}	变倍镜框 ϕd_2 孔的直径	0.009	6级精度

表6 一级尺寸链中各组成环公差值

Tab.6 Tolerance values of each component ring in the first dimension chain

序号	尺寸链	公差	说明	公差值/mm	备注
1	A_{04}	T_{04}	导杆与主框架 ϕd_1 的间隙	0.0065	计算得出
2	A_{05}	T_{05}	轴承与导杆的间隙	0.0065	计算得出
3	A_{06}	T_{06}	变倍镜框 ϕd_2 孔与轴承的间隙	0.009	计算得出
4	A_{10}	T_{10}	主框架 ϕD_1 孔与 ϕd_1 孔的孔间距	0.03	调整
5	A_{11}	T_{11}	变倍镜框 ϕD_2 孔与 ϕd_2 孔的孔间距	0.03	调整
6	A_9	T_9	主框架沿 Y 方向两个 ϕd_1 孔的对称度	0.015	调整

表7 各组成环极限偏差

Tab.7 Limit deviation of each component ring

序号	尺寸链	公差	说明	极限偏差/mm	备注
1	A_{10}	T_{10}	主框架 ϕD_1 孔与 ϕd_1 孔的孔间距	± 0.015	调整
2	A_{11}	T_{11}	变倍镜框 ϕD_2 孔与 ϕd_2 孔的孔间距	± 0.015	调整
3	A_{13}	T_{13}	主框架 ϕd_1 孔的半径	$\phi 5 + 0.008_0$	6级精度
4	A_{16}	T_{16}	变倍镜框 ϕd_2 孔的半径	$\phi 10 + 0.009_0$	6级精度
5	A_9	T_9	主框架沿 Y 方向两个 ϕd_1 孔的对称度	± 0.0075	/
6	A_{12}	T_{12}	导杆的半径	$\phi 50_{-0.005}$	标准件
7	A_{14}	T_{14}	轴承内径的半径	$\phi 50_{-0.008}$	标准件
8	A_{15}	T_{15}	轴承外径的半径	$\phi 100_{-0.009}$	标准件

在图5的一级尺寸链中,将增环 A_{05} 、 A_{06} 、 A_{10} 、 $A_9/2$ 的上、下极限偏差和减环 A_{04} 、 A_{11} 的上、下极限偏差分别代入公式(3)和(4)中,计算得出, $ES_{00} = 0.045 \text{ mm}$, $EI_{00} = -0.044 \text{ mm}$, 公差 $T_{00} = ES_{00} - EI_{00} = 0.089 \text{ mm}$, 这个计算值也小于前文的 A_{00} 的公差值 0.09 mm , 符合装配要求, 因此, 一级尺寸链中各组成环的极限偏差也符合封闭环的极限偏差要求, 设计正确、合理, 各组成环极限偏差的设计结果并不唯一, 只要经过校核、验证, 结果在装配精度要求范围内即可。

5.3 小结

通过上述变倍镜组件从 Y、Z 两个方向的尺寸公差设计分析, 只要组成环 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 、 A_5 、 A_6 、 A_7 、 A_8 、 A_9 、 A_{10} 、 A_{11} 按照计算的尺寸进行加工、装配, 变倍

镜组件运行的定位精度和重复性精度就可满足光学设计者给出的变倍镜光轴倾角不大于 $3'$ 的要求, 同样的, 补偿镜组件也按此方法进行尺寸链建模、公差设计, 补偿镜组件也可以满足光学参数指标, 从而可以解决连续变焦机构光轴跳动超差的问题。

6 结论

本文以导杆式两组元联动连续变焦机构为例, 从光轴跳动机理分析、装配尺寸链构建、光机参数转化和结构公差设计四方面, 阐述了连续变焦机构结构公差设计的方法, 这种依托尺寸链原理, 将光学参数与线性尺寸连接在一起, 正确、合理计算尺寸链中各组成环参数, 确定尺寸精度的方法, 为连续变焦机构结构公差设计提供了可靠的理论依据和量化手段; 并且按照此方法对连续变焦机构进行公差设计,

可以使变焦镜组件、补偿镜组件运行的定位精度和重复性精度不大于光学系统指标,从而解决连续变焦机构光轴跳动超差的问题。

参考文献:

- [1] Li Sports, Qiu Zhen'an, Sun Shuwang, et al. Design and analysis of medium-wave infrared continuous zoom mechanism[J]. Electro-optic and Control, 2013, 175(1): 94 - 97. (in Chinese)
李运动, 仇振安, 孙树旺, 等. 中波红外连续变焦机构设计分析[J]. 电光与控制, 2013, 175(1): 94 - 97.
- [2] Wang Chunyang. Research on improving the optical axis consistency of infrared continuous zoom lens based on TRIZ[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2021. (in Chinese)
王春阳. 基于 TRIZ 改善红外连续变焦镜头光轴一致性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2021.
- [3] Chen Zhibin, Song Yan, Zhang Cao. Research on methods to reduce optical axis drift in continuous zoom infrared thermal imager[J]. Applied Optics, 2014, 202(2): 316 - 320. (in Chinese)
陈志斌, 宋岩, 张超. 减小连续变焦红外热像仪中光轴漂移的方法研究[J]. 应用光学, 2014, 202(2): 316 - 320.
- [4] Xu Maogong. Tolerance fit and technical measurement 4th edition[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2015. (in Chinese)
徐茂功. 公差配合与技术测量第4版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [5] Qiang zihao. Design of continuous zoom system with large zoom ratio for medium-wave infrared[D]. Xi'an: Xi'an Institute of Optics and Fine Mechanics, CAS, University of Chinese Academy of Sciences, 2019. (in Chinese)
强子豪. 大变倍比中波红外连续变焦系统设计[D]. 西安: 中国科学院大学, 中国科学院西安光学精密机械研究所, 2019.
- [6] Yang Haoxue. Interchangeability and technical measurement [M]. Xi'an: xidian university Press, 2006. (in Chinese)
杨好学. 互换性与技术测量[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2006.
- [7] Du Guanjiang, Xue Xiaoqiang. Discrimination and solution of form and position tolerance in dimension chain[J]. Mechanical Engineering and Automation, 2008, (12): 165. (in Chinese)
杜官将, 薛小强. 尺寸链中形位公差的判别与解算[J]. 机械工程与自动化, 2008, (12): 165.
- [8] Han Changzheng, Xiu Tieqi. Application of dimensional chain analysis and calculation in product precision design [J]. Journal of Liaoning Teachers College: Natural Science Edition, 2019, 81(1): 80 - 83. (in Chinese)
韩长征, 修铁奇. 尺寸链分析和计算在产品精度设计中的应用[J]. 辽宁师专学报: 自然科学版, 2019, 81(1): 80 - 83.
- [9] Li Yongxiang. Discussion on dimensional chain solution of positioning error[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2005, (7): 37 - 38. (in Chinese)
李永祥. 定位误差的尺寸链解法探讨[J]. 机械设计与制造, 2005, (7): 37 - 38.