

航空儀表裝配工藝學

(下 冊)

方佩敏 編

北 京 航 空 學 院

1964.3

目 錄

第十一章 旋轉支承系統的裝配

§ 1. 概 述	1
§ 2. 对支承系统的要求及影响因素	2
§ 3. 滑动支承系统的装配	6
§ 4. 滚动支承系统的装配	8

第十二章 航空減速器裝配

§ 1. 概 述	15
§ 2. 对减速器的要求	18
§ 3. 齿轮组件的装配	19
§ 4. 减速器本体的加工	19
§ 5. 总装调整	20
§ 6. 减速器的试验	24

第十三章 气动液压元件裝配工藝

§ 1. 概 述	27
§ 2. 无密封连接物的活动连接部件的装配	29
§ 3. 具有弹性密封物的活动连接部件的装配	36

第十四章 導磁体和導电元件裝配

§ 1. 导磁体概述	41
§ 2. 导磁体的热处理	42
§ 3. 迭片的绝缘处理	44
§ 4. 铁心的装配	47
§ 5. 铁心装配精度分析	49
§ 6. 换向器制造概述	50
§ 7. 换向片和绝缘片的制造	52
§ 8. 换向器初装和压力	53
§ 9. 塑料换向器的塑压	54
§ 10. 换向器的机械加工、耳环挂锡、检验和超速试验	56
§ 11. 其他导电元件的制造	57

第十五章 电机裝配

§ 1. 电机装配的典型工艺路线	60
§ 2. 对支承系统的要求及其影响	63

§ 3.	对电磁系统的要求及其影响	64
§ 4.	影响电动机工作性能的因素及试验	66
§ 5.	影响同步器性能的因素及试验	67
第十六章 电位计制造工艺		
§ 1.	环行线性电位计的装配路线及要求	70
§ 2.	电位计的制造工艺及影响精度的因素	71
§ 3.	保证电位计精度的方法	79
第十七章 陀螺仪表的装配与调整		
§ 1.	概 述	83
§ 2.	航空陀螺地平仪的调整	85
§ 3.	航空陀螺方向仪的调整	91
§ 4.	航空陀螺转弯指示器的调整	95
§ 5.	浮子式陀螺仪的装配与调整	98
第十八章 电气仪表的装配与调整		
§ 1.	概 述	104
§ 2.	传感器的装配与调整	105
§ 3.	指示器的装配	108
§ 4.	指示器的调整	110
第十九章 膜盒式仪表装配与调整		
§ 1.	概 述	119
§ 2.	轴组合装配	120
§ 3.	机构架组合件装配	123
§ 4.	机构的装配与调整	124
§ 5.	机构的调整	126
§ 6.	膜盒仪表的总装配	131
第二十章 产品试验		
§ 1.	概 述	133
§ 2.	典型的试验方法	134

第十一章 旋轉支承系統的裝配

§ 1 概 述

航空仪表及自动器中，有旋转的或在一定角度范围内旋转的结构部分。旋转支承系统用来保持这些部分绕一定轴线的转动。

支承系统主要由轴、轴承和本体组成，另外，还包括一些调整零件（如调轴向间隙用的零件，及固定零件）。

支承系统在很大程度上影响仪表的精度、灵敏度和寿命。因此，提高旋转支承的质量，就能有效地改善仪表的性能。

支承质量与零件制造精度及装配质量有密切关系。另外，支承的结构亦有很大的影响，优良的结构，要求零件的加工精度较低，装配过程亦比较简单，但仍能保证产品有良好的性能。

支承系统的分类：

1. 按摩擦性质分类

1) 滑动支承：仪表中采用的滑动支承有：圆柱支承；有的就是直接在支承板上加工出来的圆柱孔，有的是镶在支承板上的宝石孔(如图 11—1 所示)；圆锥支承(图 11—2)；球面支承(图 11—3)。

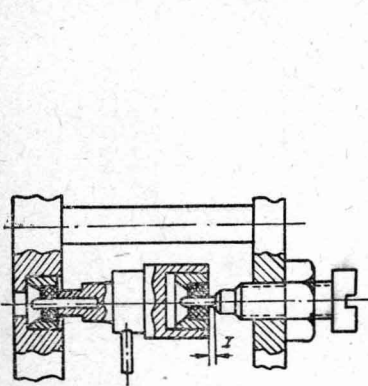


图 11—1

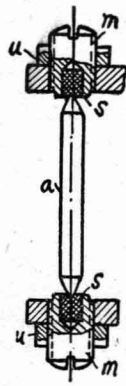


图 11—2

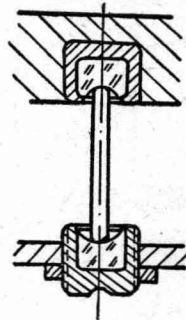


图 11—3

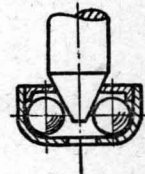
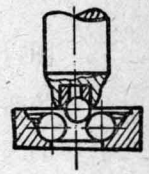


图 11—4



灌入式滚珠轴承

2) 滚动支承：仪表中采用的滚动支承有：灌入式滚珠轴承(图 11—4)；径向单排或双排滚珠轴承(图 11—5)；径向止推滚珠轴承(图 11—6)。

3) 空气或液体支承。

4) 其它支承：如弹性支承，电磁支承，液压动力支承等。

2. 根据转动速度分：

1) 高速支承：如陀螺马达的支承及高速微电机支承等。

2) 低速支承：如陀螺仪表的灵敏支承及仪表指示器的活动部分的支承等。

下面讨论在航空仪表中应用最广的滑动和滚动支承系统的装配问题。

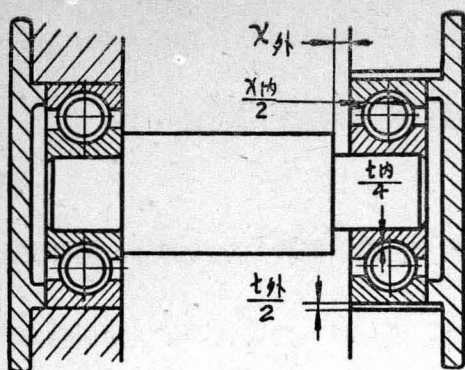


图11—5 单排径向滚珠轴承

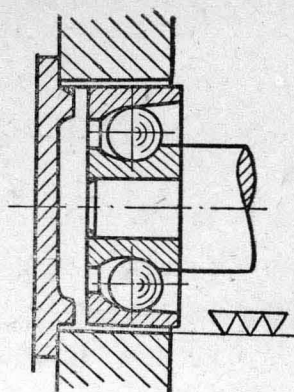


图11—6 径向止推滚珠轴承

§ 2 对支承系统的要求及影响因素

1. 同心度

支承的不同心度引起旋转轴线位置倾斜。

不同心度还引起支承的工作表面相互倾斜（图11—7），工作面间的间隙不均匀分布，有的地方间隙过小（甚至产生公盈），使摩擦增大，甚至卡死。

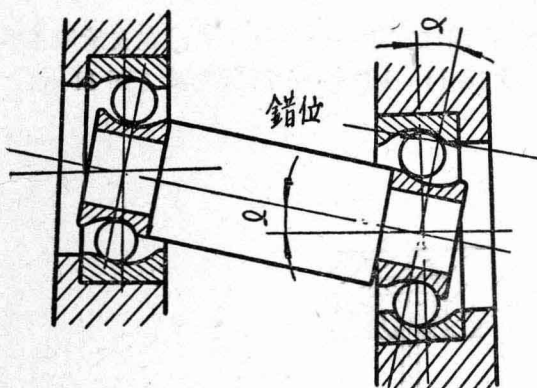


图11—7 不同心度引起轴线倾斜

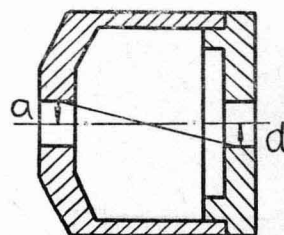


图11—8 整体加工保证同心度

支承的同心度取决于轴的两轴颈的同心度，轴承组件的同心度及本体上孔的同心度，以及配合中的间隙。

1) 整体（装配后）加工（图11—8）。

此方法能达较高的精度。在两孔相隔较远，孔径较小的情况下，不能用镗刀从一面来加工出要求同心的两孔，此时须用专用夹具及设备。

2) 零（组）件分别加工。

靠各零件同心度（图11—9中 a 、 b 表面及 c 、 d 表面的同心度）来保证要求的支承面（ a 、 d ）的同心度。

此方法加工用通用的设备及夹具，但能达精度较整体加工者低。

在此两方法中，配合表面（ b 、 c ）间的间隙也影响同心度。为减少它的影响，在装配时，常用选配的方法，

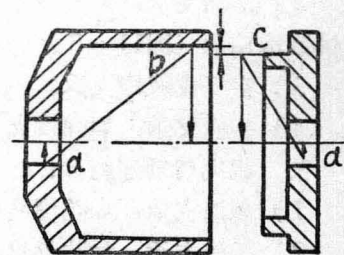


图11—9 用零件同心度保证支承同心度

来保证要求的配合间隙。

3) 零(组)件分别加工靠直线尺寸链来保证要求的同心度(图11—10)。

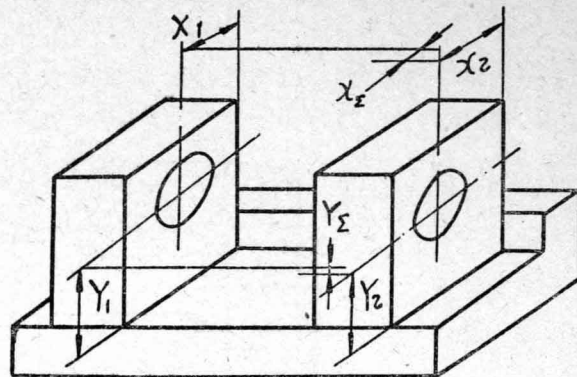


图11—10 靠零件直线尺寸保证支承同心度

由于一般机床能保证的直线尺寸的精度不高，所以此方法能保证的同心度很低。

4) 零(组)件分别加工，靠装配调整保证要求的精度(图11—11)。

要保证两孔的同心度，须保证两孔在 x 、 y 方向的线性的相对位置及两孔轴线绕 x 、 y 的角向位置。

用心棒调整，只能保证两个方向(图11—11 x 、 y)的位置精度，而另两位置(角向位置)仍须靠零件加工(零件1、2上孔相对端面的垂直度及零件3两端面的平行度)来保证。

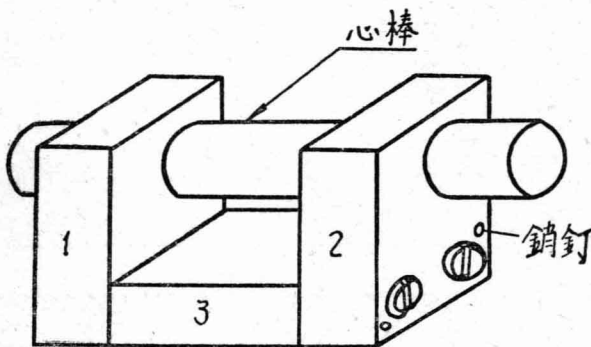


图11—11 调整保证同心度

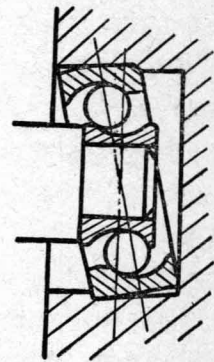


图11—12 压合轴承倾斜

由于不能消除孔——心棒间的间隙，不能保证心棒与孔的均匀接触，也由于用螺钉固定时零件(1、2)可能移动，因此调整法不能获得高的精度。另外，心棒调整是相当花费时间的工序，应尽量避免使用此种方法来保证要求的精度。

支承的同心度还取决于轴承的装配，即使各零(组)件(轴、本体、轴承)本身有很好的同心度，但如在压合轴承时有倾斜，则将引起支承工作面的相互倾斜(图11—12)。

2. 轴向与径向间隙

滑动轴承的轴、径向间隙是指轴颈与轴承的间隙。

滚动轴承的轴、径向间隙，存在于轴承内外。轴承内的间隙是指轴承内滚珠周围的间隙，轴承外的间隙是指轴承内，外圈与轴颈、孔间的间隙(见图11—5)。

1) 轴向间隙。

过大的轴向间隙使支承在加速度、振动作用下受冲击，破坏组件的静平衡（能在轴向间隙内活动的旋转体相当须平衡组件上的活动零件）。

对圆锥、球面滑动支承与滚动支承来说，大的（轴承内的）轴向间隙，也意味着大的（轴承内的）径向间隙。

对航空仪表滚动轴承支承的轴向间隙要求一般都较严。对陀螺仪表的要求更高，通常都小于轴承本身的间隙，也就是说轴承外的间隙可为零，而仅在轴承内留间隙。图11—13中， L_1 是二外圈滚道曲率中心间的距离， L_2 是二内圈滚道曲率中心间的距离。设轴承本身的轴向间隙为 δ_0 ，则：

a) 当 $L_1 = L_2$ 时，支承系统轴承内的轴向间隙 δ_x 等于滚珠轴承的轴向间隙（图11—13a），即 $\delta_x = \delta_0$ 。

b) 当 $L_1 > L_2$ （或 $L_2 > L_1$ ）时，轴承内的轴向间隙小于滚珠轴承的轴向间隙（图11—13b、c），亦即 $\delta_x < \delta_0$ 。

c) 当 $|L_1 - L_2| = \delta_0$ 时，轴向间隙等于零，即 $\delta_x = 0$ 。

因此，在这种要求较高的情况下，轴向间隙的调整实际上是用改变两轴承内圈或外圈曲率中心间的距离 L_2 或 L_1 的方法，将轴承本身的间隙 δ_0 降低到要求的数值 δ_x 。

但在实际情况下，轴承内、外圈相互倾斜，轴承内实有间隙减小（小于 δ_0 ），此时要求的轴向间隙，分别存在于轴承内、外。

支承系统的装配，在 20°C 进行，当在高、低温条件下工作时， L_1 、 L_2 均变化，间隙改变，调整轴向间隙时应预先考虑到这个变化。尤其在低温 -60°C 时，因与 $+20^\circ\text{C}$ 相差很大，间隙的改变也就很大。例如，要求 $\delta_x < \delta_0$ ，可以采用 $L_1 > L_2$ 或 $L_2 > L_1$ 两种方法来调整。设本体是铝的，轴是钢的，当温度由 $+20^\circ\text{C}$ 降至 -60°C 时， L_1 的收缩将大于 L_2 ，这时调轴向间隙应使 $L_1 > L_2$ 。如 $L_2 > L_1$ ，随着温度降低， $\Delta L = L_2 - L_1$ 值将增加，间隙将减少，甚至出现卡死的现象。为了补偿温度变化时的间隙变化，所

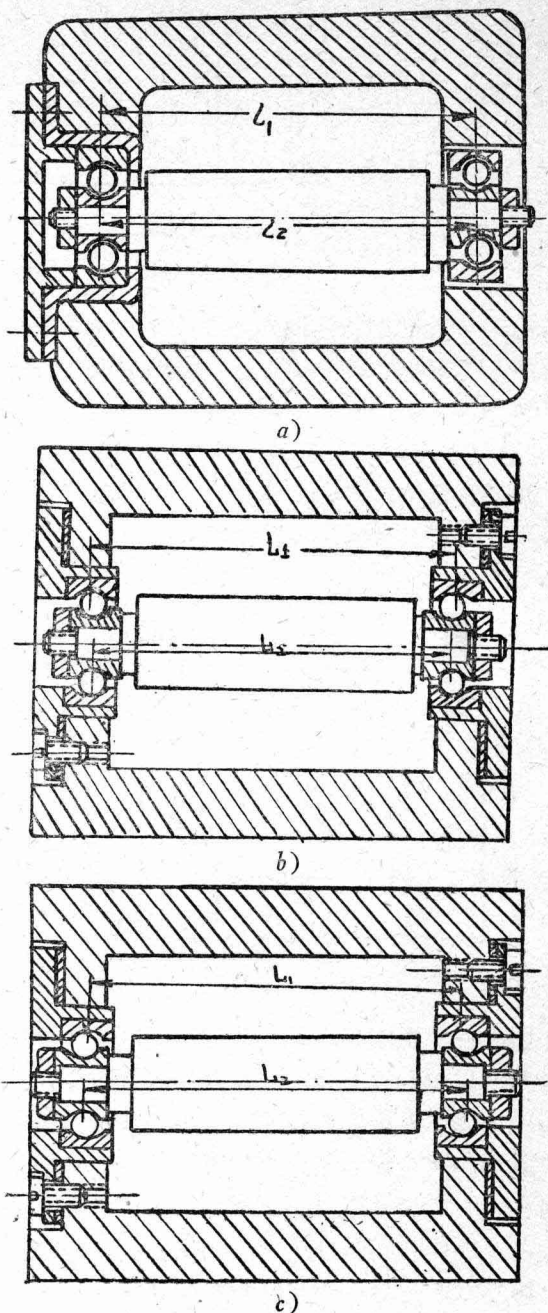


图11—13 轴向间隙调整

a) $L_1 = L_2$ b) $L_1 > L_2$ c) $L_1 < L_2$

以在常温时轴向间隙不能调至零。

由于轴向间隙的要求甚严，而尺寸链的组成环数又甚多，必须用补偿法才能保证，最常用的方法是垫片补偿或螺纹调整。

2) 径向间隙。

过大的径向间隙，使具有高速旋转部分的组件，容易产生振动。

过大的径向间隙，引起轴线与支承工作表面倾斜。

滑动轴承的径向间隙是指轴承与轴颈间的间隙，其大小取决于二者的直径之差及同心度。为保证宝石轴承支承的径向间隙，常用分组互换法。

滚动轴承内的间隙，影响摩擦，它的大小取决于：

a) 轴承本身的间隙。其大小取决于内、外环的滚道及滚珠三者之直径，且由于有几何形状误差，间隙的分布是不均的。

b) 轴承内、外圈的相对位置（图11—14）：轴向相对位置（由轴向间隙的调整决定）及有否倾斜（由同心度及轴承的压合决定）。倾斜使间隙分布不均。

c) 轴承外的径向间隙。当轴承的内、外圈与轴颈、孔采取公盈配合时，由于内、外圈均为薄壁衬套，产生变形，外圈的内径减小，内圈的外径增大，因此减少了径向间隙。由于轴承孔、轴颈不可避免有几何形状误差，与之压合的轴承外、内圈也将有类似的几何形状误差，造成间隙不均。为了减少这种不均匀性，也是为了减少压合时的倾斜，航空仪表中的轴承少用公盈配合，即使使用公盈配合，其公盈量也甚小。

由于滚动轴承不允许有大的轴承外间隙，也不允许有大的公盈，要求很高，只能用分组、修配法才能保证。

3. 摩擦力矩

宝石支承的摩擦力矩主要取决于零件表面的加工质量，与间隙、同心度等也有关。

滚动轴承的摩擦力矩取决于：

1) 轴承本身的摩擦力矩；

2) 轴承的清洗与润滑；

3) 轴承内的间隙；

4) 滚珠轴承内、外圈的倾斜。此时滚珠在倾斜的轨道内运动，摩擦的情况比较复杂：不仅有滚动摩擦，还有滑动摩擦；滚珠不能沿着加工纹路运动；在高速支承系统中，滚珠与分珠圈组成一个高速旋转体，它由内圈带动旋转，其轴线应与内圈（或转子）重合，但由于内、外圈倾斜，这个高速旋转体的轴线也就倾斜，因此珠、圈间作用有附加的力和摩擦……其总的结果导致摩擦增加（见图11—15）。

由于轴承工作部分的表面情况（光洁度）不可能是完全均匀的，由于间隙不均；也由于内、外圈有倾斜，所以沿轴承圆周上各点的摩擦是不均的。另外，因为轴承内有间隙，因此不可能所有滚珠都同时工作，往往仅有2个滚珠同时工作。因此，作用在旋转轴上的摩擦力合成的结果，不是力偶，而是一个径向及一个力偶（图11—16）。

航空支承在高、低温与振动条件下，应能可靠工作，上

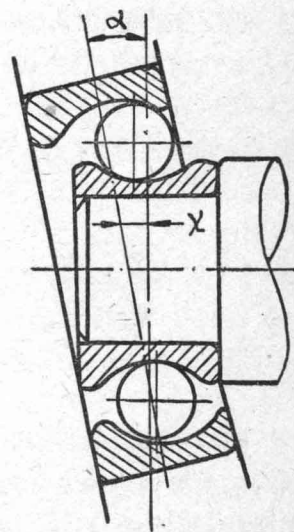


图11—14 轴承内、外圈的相对位置

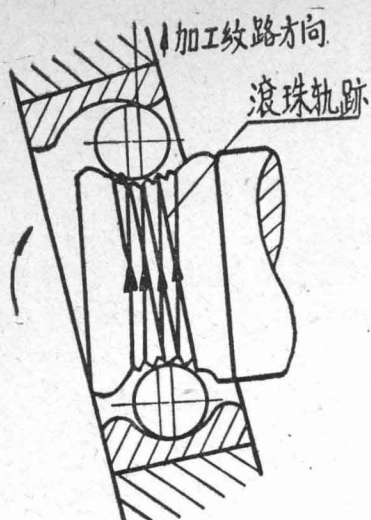


图11—15 轴承倾斜时珠滚的运动



图11—16 摩擦力不均匀分布

述的性能要求应能稳定不变。仪表在低温试验时最易出故障，其主要原因是低温时间隙改变与摩擦增加。

对高、低速轴承上述三要求均应保证。但高速支承的主要问题是振动问题，所以对间隙（径向）的要求更为严格。低速支承的主要问题是精度问题，所以对摩擦的要求更为严格。

§ 3 滑动支承系统的装配

航空仪表中，滑动支承系统主要应用于机械和电气指示仪表以及仪表的减速器中。

1. 顶尖支承系统的装配

仪表中采用的顶尖支承有圆锥与球面两种。圆锥顶尖支承在电气仪表中广泛应用。

顶尖支承是用宝石眼装入铜座或衬套而成（图11—17）。顶尖支承系统工作时摩擦面很小，因此较小的不同轴度对支承摩擦力矩影响不大。轴向间隙对支承系统工作质量的影响较大，要求较严，一般用螺纹零件来调整（图11—18），调好后，须经严格检验。由于有轴向间隙，旋转体能轴向移动，观测轴向移动的距离即知轴向间隙值。

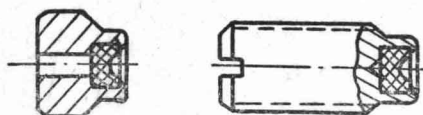


图11—17 顶尖支承组件

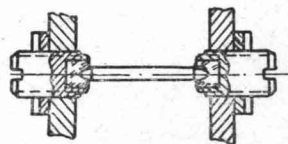


图11—18 顶尖支承轴向间隙的调整

图11—19所示为装有显微镜的轴向间隙测量仪的工作原理：测量时先将显微镜对旋转体6的被观测的边缘定好焦距。照明装置1将旋转体的边缘的影象反射在分度镜8上。弹簧2用杠杆将旋转体压向上轴承，当压下按钮4时，旋转体在自重的作用下下降至下轴承上，这样可以在分度镜上读出轴向间隙值。

图11—20所示为有投影机构的轴向间隙测量仪的简图。其工作原理与上述仪器相似，不过旋转体5是用电磁铁3自下向上移动。投影灯1，将旋转体边缘的影象经过光学系统7和镜片8反射在读数标尺4上。

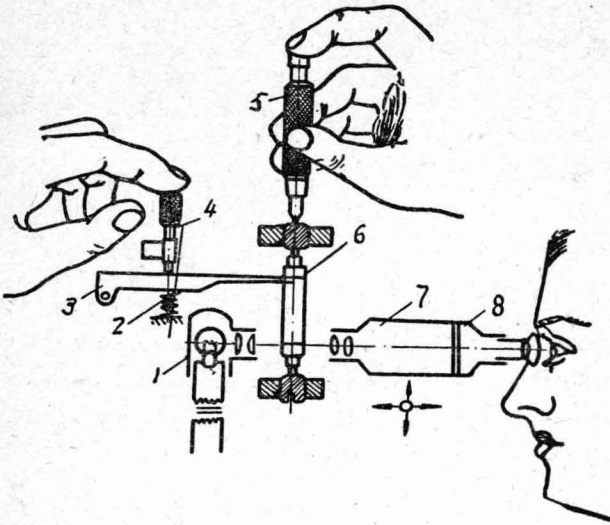


图11—19 轴向间隙的测量

1—光源；2—弹簧；3—杠杆；4—鉗头；
5—解锥；6—线框；7—目鏡；8—分度鏡。

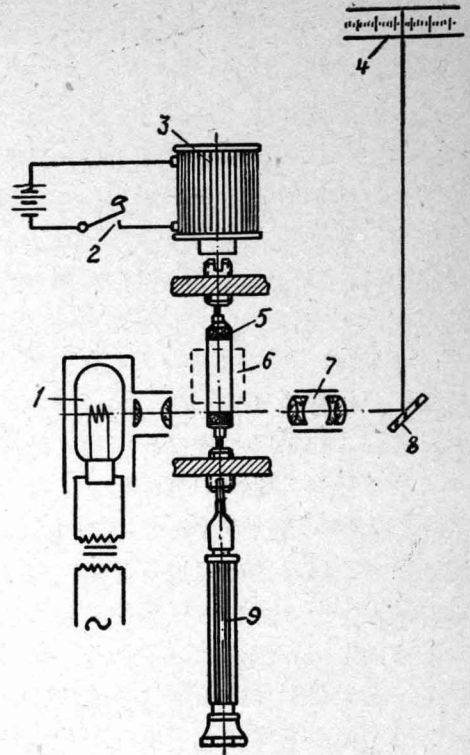


图11—20 轴向间隙的测定

2. 圆柱支承系统的装配

航空仪表中的圆柱支承，一般采用宝石支承。支承元件的结构形式如图11—21所示，可以是单独的宝石，也可以是宝石眼和铜座组成的宝石轴承座，以及带宝石眼的衬套或带宝石轴承的螺纹衬套等。

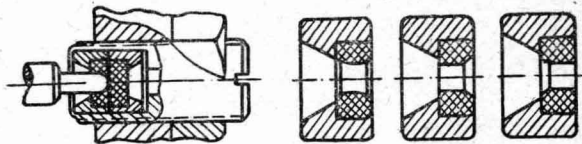


图11—21 圆柱支承组件

1) 宝石轴承座装配。

宝石轴承一般不直接装入仪表本体，而先将它装入铜座，它们之间采用第一类动配合然后用收口方法连接。宝石轴承所以不直接压入仪表本体，是因为其外径公差较大，不宜采用基孔制压配合（如用压配合，须按宝石外圆，铰每一配合孔，比较费事）；另外，直接压入仪表本体，还很容易将宝石轴承压碎。

宝石轴承座外圆按三级精度静配合加工，与本体上孔可直接进行压合连接，（若宝石轴承座与孔按第一类动配合装配，则须预先铰孔，再压合）、由于宝石轴承与铜座系采用第一类动配合然后用收口法连接，所以宝石轴承孔与铜座外圆（配合表面）的同心度较低。（但

仍能滿足膜盒仪表的要求)。如对轴承有较高的要求(例如用在浮子陀螺中),则須采取相应的措施,例如,可以轴承孔为基准加工外圆,来取得较高的同心度。

2) 轴承组件与本体的装配。宝石轴承铜座(或衬套)与仪表本体的连接可采用静配合或第一类动配合,然后冲点固紧。采用静配合时,要加一定的压力,通常用专用的压力机来加力,图11—22所示压力机,用定位销2来保证精确定心,压力通过弹簧10传到连杆上。这种压力机可以检查压合强度,开始时,在压缩弹簧所产生的力小于压合力的情况下,连杆4停留不动。转动手轮可调整弹簧压力,连杆4移动时,指标5所指值即压合力。

3) 径向及轴向间隙的保证。径向间隙通常采用分组选配的方法来保证,宝石轴承的内径尺寸可用图11—23所示的量规进行分组,将宝石轴承套在锥形轴尖5上,并将其推至靠外壳1的端面,从刻度上可读出宝石轴承的内径尺寸,按配合要求进行分组。或在装配时按轴颈尺寸进行选配。轴向间隙通常用调整法来保证。图11—24是两种调整轴向间隙的结构:a)是用移动左边衬套来调整轴向间隙;b)用调整螺纹衬套来调整轴向间隙。轴向间隙可用千分表测量(图11—25)。亦可用顶尖支承系统测量轴向间隙的仪器来进行测量。

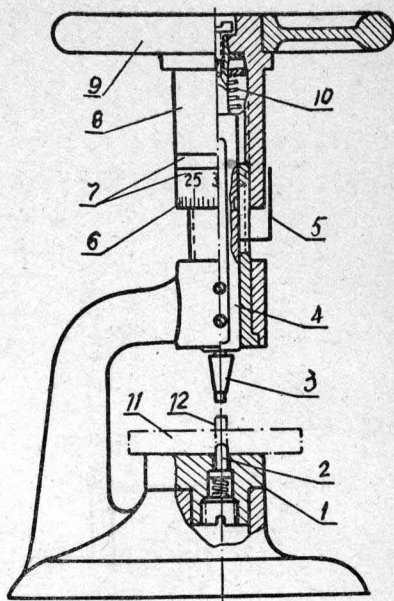


图11—22 压轴承于本体的夹具

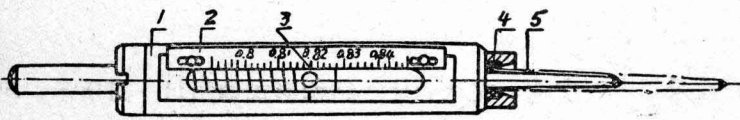


图11—23 滑动轴承分组的工具

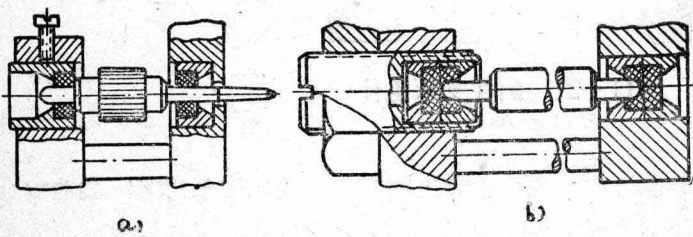


图11—24 调整轴向间隙的方法
a)移动衬套; b)螺纹调整。

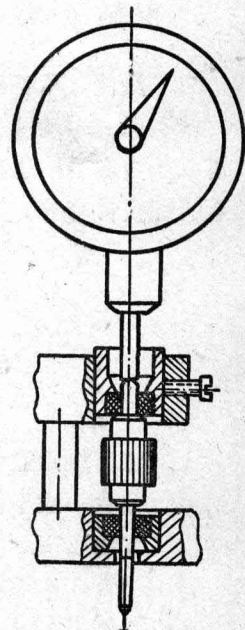


图11—25 测轴向间隙

§ 4 滚动支承系统的装配

1. 滚珠轴承按装前的检验

由于航空仪表支承系统的某些特殊要求，滚珠轴承装入支承系统之前要检验测定一些技术参数，这些参数主要是滚动轴承内、外直径；轴承的径向和轴向间隙；轴承的摩擦力矩等。

在检测之前，轴承要用汽油清洗。

滚珠轴承的径向间隙用千分表在图11—26所示的夹具上测量，测量径向间隙时，使轴承内圈固定，推动轴承外圈，顶动千分表触脚，指示出径向间隙之值。

滚珠轴承轴向间隙测量的基本原理与径向间隙相同，图11—27所示是用固定轴承外圈，推动轴承内圈的方法来测定轴向间隙的夹具。

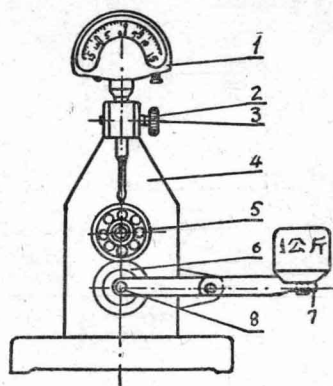


图11—26 滚珠轴承径向间隙的测量

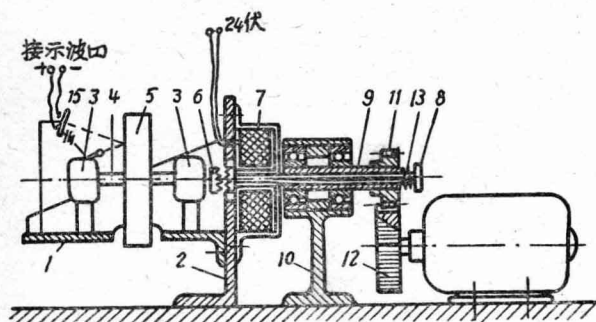


图11—28 惯性法测摩擦

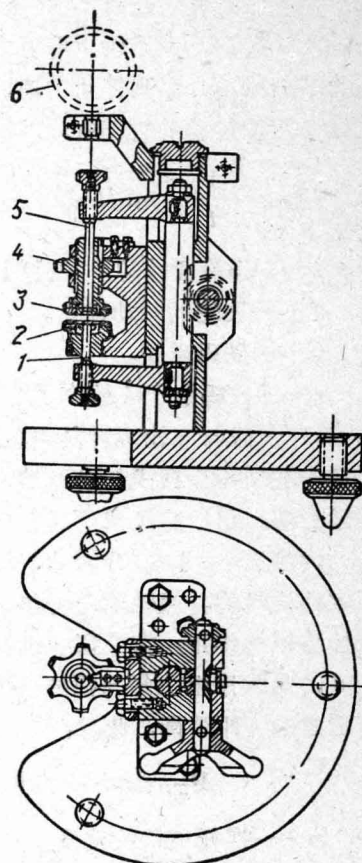


图11—27 滚珠轴承轴向间隙的测量

轴承摩擦力矩的测定。不同类型的滚珠轴承测定摩擦力矩的方法有所不同。在仪表中工作状态不同的滚珠轴承，要求用不同的方法测定其摩擦力矩。如高速工作的轴承要求测定动态摩擦力矩，而起动状态工作的灵敏轴承（如陀螺仪表万向支架支承及同步指示器支承用的轴承）则要求测定其静态（起动）摩擦力矩。以下介绍几种测定摩擦力矩的方法。

图11—28所示是一种用惯性法测量滚珠轴承高速工作时摩擦力矩的仪器。其工作原理如下。固定在底座2上的支架1上装有支承3，支承3中装有被试验的滚珠轴承，飞轮5固定于轴4上，轴4用被试验轴承支承，轴承外圈用专用螺帽固紧在支承3上（图中未表明）。轴4的一端装有离合器接头6，在底座2的另一边装有电磁铁线圈7，铁心8的一端装有离合器的另一个接头，铁心的另一端套上轴套9，轴套用两个滚珠轴承支承在支架10上轴套末

端的齿轮11由马达通过齿轮12带动。当接通线圈7时，铁心8被吸入，末端的离合器接头与轴4上的接头合上。因此当马达工作时就带动飞轮5转动。飞轮达到所需转数后，断开线圈电源。离合器接头脱开，飞轮5在惯性作用下转动。用如下方法测量转数：将飞轮端面一半涂黑，另一半磨光，光源14通过飞轮端面反射到硒光电管。由于飞轮端面一半涂黑，因此，每转一周光电管发出一个电脉冲，这个电脉冲输入示波器，在示波带上记录下飞轮惯性旋转过程的转数。以一定的周期记录飞轮“瞬时”转速（实际上是很短时间内的平均转速）根据转速变化可以求出轴承摩擦力矩之值。

图11—29是用惯性测定滚珠轴承摩擦力矩的仪器。它是利用砝码下垂所作之功，带动飞轮转动，由于轴承摩擦力矩，使其转速渐渐减小，直到停止转动，摩擦力矩之值与飞轮转动的时间有如下关系：

$$M_{TP} = \frac{1}{t} \sqrt{4\pi JGr}$$

其中 t ——飞轮惯性转动的时间。
 J ——飞轮的转动惯量。
 G ——砝码重量。
 r ——砝码加于飞轮上力的作用线与飞轮旋转轴线之距。

图11—30所示为摆式起动摩擦力矩测量仪的示意图。用马达经减速器带动被试验轴承的内圈以1—2转/分转动，轴承外圈上固定摆杆机构。当轴承慢慢起动时，由于摩擦力矩的作用，带动摆杆机构偏转一角度 θ ，此时摩擦力矩与摆杆机构重心偏离所造成的力矩平衡，此时：

$$M_{TP} = ml \cdot \sin\theta$$

其中 m ——摆杆机构的重量。
 l ——摆杆机构重心到转轴中心的距离。

图11—31所示是扭线式测量起动摩擦力矩的仪器，工作时慢慢平稳地转动旋鈕，转角增加时，扭线所受的扭矩加大，当其达到滚珠轴承摩擦力矩之值时，如再继续转动旋鈕，配重盘就会转动，因此，旋转到开始带动配重盘转动的角度，就代表滚珠轴承的静态（起动）摩擦力矩。

图11—32所示气压式摩擦力矩测量仪，在立柱上装有被试验轴承，轴承上支有负荷的横梁，梁的一端有一风标，承受喷嘴喷出的气流作用，吹动横梁的气压可用压力计测出，此

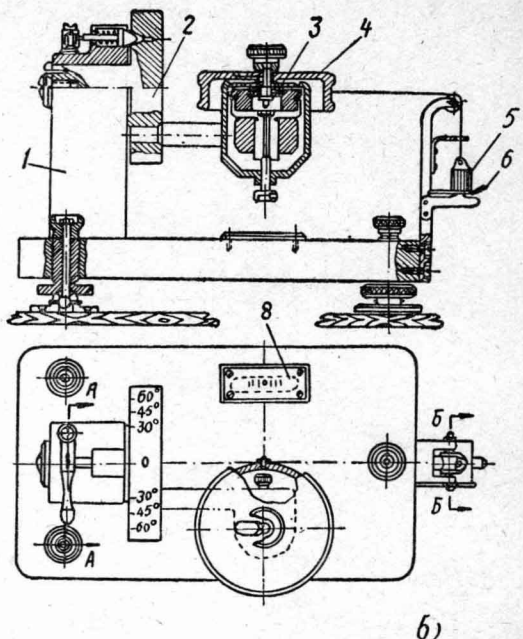


图11—29 惯性法测摩擦

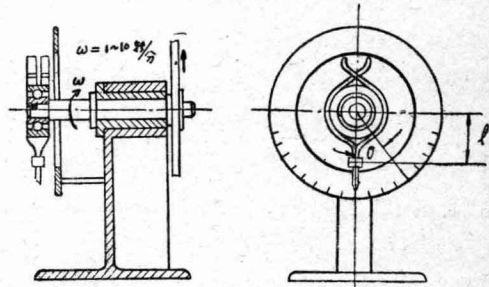


图11—30 摆式起动摩擦力矩测量仪

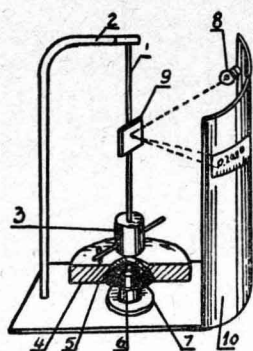


图11—31 扭线式起动摩擦力矩测量仪

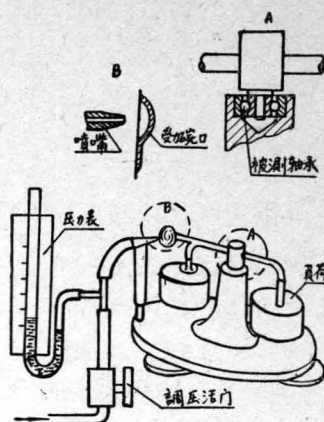


图11—32 气动式摩擦力矩测量仪

压力值相应表示轴承的摩擦力矩。为了测定滚道上不同点的摩擦力矩，立柱可绕其本身轴线转位。

2. 滚珠轴承内、外圈与轴、孔的配合。

轴承与轴、孔的配合，严重地影响产品质量。陀螺仪马达与内、外环支承装配的好坏常常是决定产品能否出厂的因素。

1) 轴承公差。航空仪表中使用的滚珠轴承一般是C级（超精密级）、A级（精密级），亦有用H级（普通级）、II级（较高级）和B级（高级）的。其内外径公差如表11—1所示。

滚珠轴承内、外径的公差

表11—1

C、A 级				H、II、B 级			
内 径		外 径		内 径		外 径	
尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)
- 6	- 2 - 8	~18	- 2 - 6	~ 6	0 - 10	~18	0 - 9
大于 6 ~10	- 2 - 8	大于18~30	- 2 - 7	大于 6 ~10	0 - 10	大于18~20	0 - 9
大于10~18	- 2 - 8	大于30~50	- 2 - 8	大于10~18	0 - 10	大于30~50	0 - 11

2) 轴、孔加工公差。按1、2级精度。一般来说与C、A级轴承配合的轴颈和巢孔按一级精度；而与H、II、B级轴承配合时，则按2级精度制造，其公差列于表11—2。

与滚珠轴承配合的轴颈和巢孔的制造公差 (表11—2)

C、A 级				H、II、B 级			
轴 颈		孔		轴 颈		孔	
尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)	尺 寸 (毫米)	容 差 (微米)
~ 6	5	~18	11—12	~ 6	8	~18	19
大于 6~10	6~7	大于18~30	13—14	大于 6~10	10	大于18~30	22~24
大于10~18	8~9	大于30~50	15—16	大于10~18	12	大于30~50	25~28

3) 配合公差与保证方法。

低速支承的内、外圈的配合，一般用 1.2 级精度的小间隙（由零到几微米）配合。为保证小的摩擦，有时在常温调整，留有一定保证间隙，保证低温时仍无公盈。

高速支承的轴承内圈是小公盈配合，不准有间隙。因为如存在间隙，内圈将在轴上转动，影响动平衡。外圈，考虑轴向间隙的调整及温度补偿，一般用小间隙配合。高速支承的配合公差要求较严，一般小于 10 微米。更严一些时，要求配合公差为 4 微米。为保证此要求，最好用分组互换法。例如，一些陀螺马达上用的 A23Y 轴承，其内、外径公差均为 8 微米，须分四组。而轴、孔的加工公差也应为 8 微米，也分四组。

在仪表厂内常用就地修配法来保证要求的配合，这往往是因为条件的限制，由于测量不准确，预先分好组的组件的配合往往不能满足要求，而不得不采用就地修配法。

此外，当轴与本体都是整体的时候，很难完全进行分组互换。因为轴有两个轴颈须分组，而本体上有两孔须分组。如按两轴颈尺寸分组装上两个轴承内圈，那末只能再按一个轴承外圈分组选装本体，而另一个轴承外圈的配合就无法保证。这时就不得不修配此轴承孔，以满足配合要求。要避免这种修配，必须改变结构。

在工厂常用砂纸打磨的方法来修轴颈。方法虽然简便，但不易保证几何形状精度要求。

修配孔的方法较多：在工厂应用的有：抛、研、铰、冷挤等。抛光的方法虽然简单，但造成孔的几何形状误差甚大。研磨工具比较简单，但较脏，对仪表不利。铰用在铝、铜零件上较好。铰钢孔较差，因为刀具易磨损，不易保证光度。冷挤是较新的方法，无铰的这些缺点。（图 11—33 冷挤工具）。

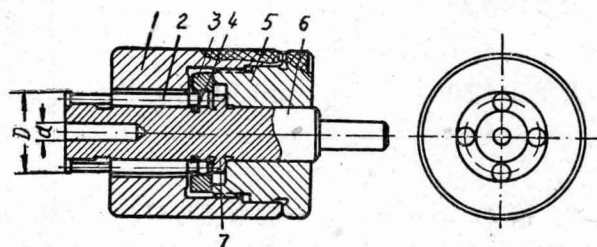


图11—33 冷挤工具

应尽量避免使用修配法，设法用分组互换来代替修配。

在小批生产时，宁愿按轴承尺寸来加工孔、轴零件，而不希望在装配车间进行修配，因为不易保证要求的相互位置，几何形状及光洁度。为了解决这个问题，目前在生产中应用这样的专用机床，它能按轴承的尺寸加工轴、孔，保证其与轴承的尺寸差仅1—2微米。

3. 滚珠轴承的润滑

润滑的作用是在座圈、滚珠、分珠圈间形成油膜，减小摩擦；使负荷分布均匀；散热；减振；防锈等。

装配时加润滑油的量要合适，太少时不能起其应有的作用。太多时亦会增加摩擦，造成低温时的阻滞。有实验证明，当仪表轴承中的滑油量为2—4滚珠体积时，最为合适。

4. 轴向间隙的调整

仪表中规定的轴向间隙都不大。一般陀螺仪中的就更小，约在0.02~0.08毫米范围，较新的陀螺仪中还要求有公盈的（预应力的）必须用调整法才能保证。调整的方法主要有两类。

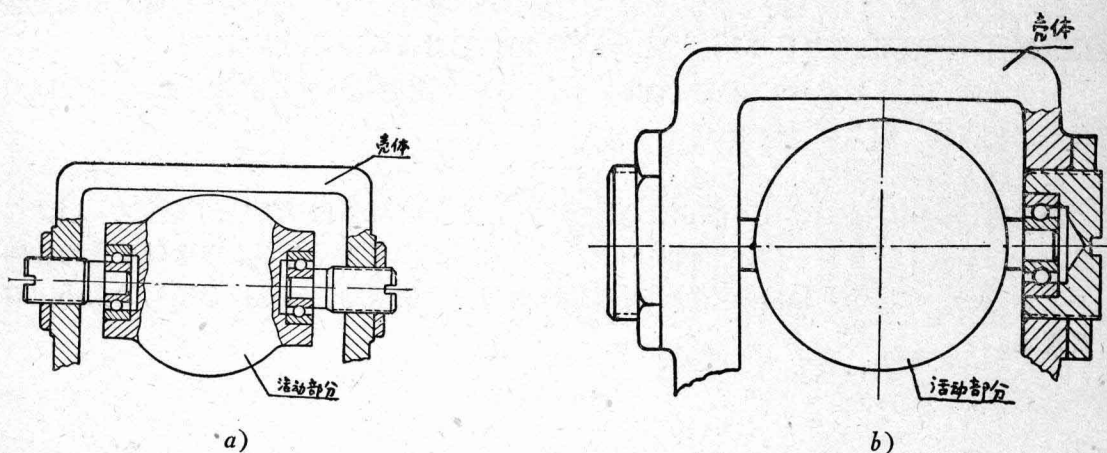


图11—34 螺纹调整

1) 螺纹调整。如图11—34所示，此种结构的缺点是不易保证要求的同心度。所以改进为如图11—35的结构，此时螺纹的偏心及间隙不影响支承的同心度，但其端面仍有可能使轴承倾斜，所以又改进为如图11—36的结构。

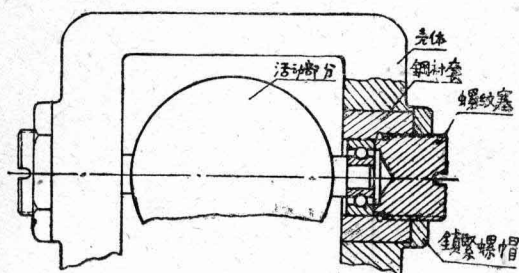


图11—35 螺纹调整

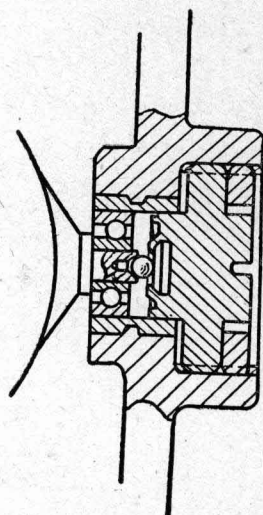


图11—36 螺纹调整

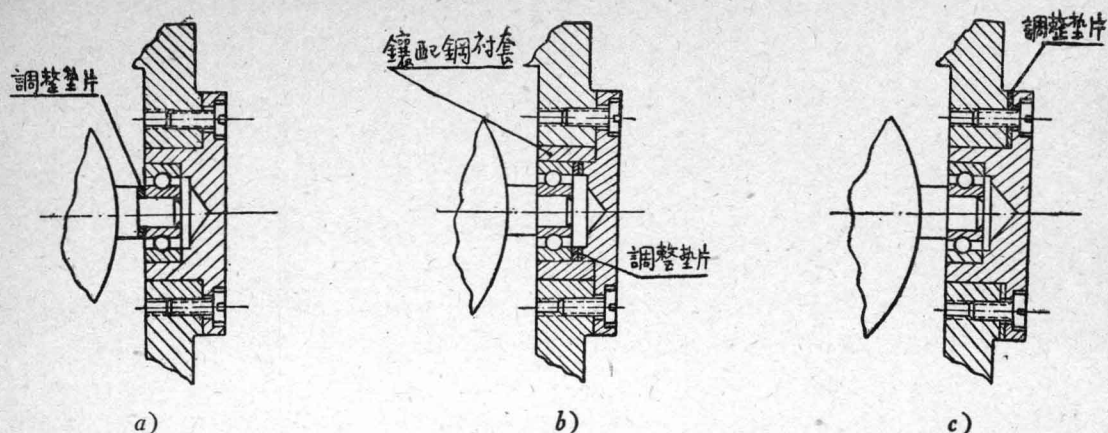


图 11—37

2) 垫片调整, 如图 11—37 a, b 所示, 所用垫片甚小, 其二端面不平行度及毛刺会造成轴承倾斜, 所以用如图 11—37 c 的设计较好, 因垫片对轴承倾斜的影响较小。

调整轴向间隙须考虑到它以后的变化情况, 工厂常根据低温时间隙的变化, 调整间隙 (在常温时进行) 在上或下偏差。

5. 轴向间隙的测量

滚动轴承轴向间隙的测量方法与滑动轴承相似, 也是将两个相互活动的构件之一固紧在夹具上, 用千分表测量另一构件沿轴向的活动量。对于某些采用径向止推滚珠轴承的弹性间隙的支承系统, 在测量其轴向间隙时, 对所加轴向力 (为使活动件移动所必须) 的大小, 有严格规定。