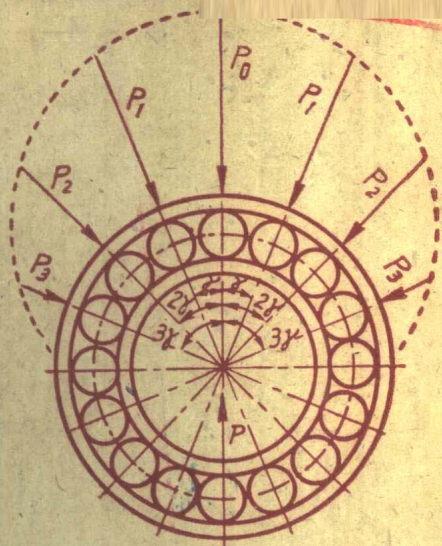


239989



И. М. 西 沃 利 年 科 著

仪表活动系统支承

34



机 械 工 业 出 版 社

仪 表 活 动 系 统 支 承

И. М. 西沃柯年科著

吳西果、曹元寿译

刘兴中校



机 械 工 业 出 版 社

1959

000000

內 容 簡 介

本書闡述了在靜態和動態下工作的旋轉運動儀表支承強度的計算、摩擦力矩的計算，以及有關選擇尽可能減小支承摩擦的適當支承參數的問題。書中附有儀表活動系統各類支承的典型基本結構圖。

本書可作為儀表製造廠和研究所的設計單位與實驗室的工程技術人員工作的指南，也可作為儀表製造專科學校學生的教材。

И. М. Сивоконенко 著 Опоры подвижных систем приборов (Судпромгиз 1952 年)

* * *

NO. 2772

1959 年 4 月第一版 1959 年 4 月第一版第一次印刷

787×1092 $1/25$ 字數 121 千字 印張 $6\frac{3}{25}$ 0,001—4,050 冊

機械工業出版社(北京阜成門外百萬莊)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 號 定價 (11) 1.00 元

目 录

序言	5
第一章 仪表活动系统支承的分类	9
第二章 圆柱支承	14
可转动轴颈支承	14
可转动轴颈支承的结构	14
圆柱支承的计算	19
固定轴颈支承	42
第三章 圆锥形支承	45
圆锥形工作表面的支承	45
圆锥形工作表面支承的结构	45
圆锥形工作表面支承的计算	47
顶针支承	48
顶针支承的结构	48
顶针支承的计算	51
第四章 球面支承	54
球形工作表面的支承	54
球形工作表面支承的结构	54
球形工作表面支承的计算	56
尖轴支承	58
尖轴支承的结构	58
尖轴支承内的作用力	61
尖轴支承的摩擦力矩	64
尖轴支承强度的计算	72
方框的弹性对尖轴撞击轴垫时产生的应力的影响	80
在动的条件下工作的尖轴支承的计算方法	84
容许应力的选择	83
第五章 滚动摩擦支承	90
滚珠或滚棒支承	90
滚珠或滚棒支承的结构	90
无保持架轴承的几何尺寸	96
滚珠轴承的摩擦	99

滚珠轴承强度和耐磨性的计算	114
刀刃支承	121
刀刃支承的结构	121
刀刃支承的计算	127
第六章 弹性摩擦支承	130
弹性摩擦支承的结构	130
弹性摩擦支承的计算	133
第七章 气压支承	139
第八章 减小支承摩擦力矩的方法	143
在摩擦表面之间注入润滑油	143
支承在振动状态下工作	149
轴承对轴颈的强迫运动	149
参考文献	155

序 言

在苏联,完成各种复杂工作的仪表的生产正在不断地發展着。

最近几年,仪表制造工业預計将有更进一步的發展。

仪表制造业的發展給科学研究部門和工业企业部門的工作人員提出了重要的任务:拟定各种类型仪表的計算方法与結構形式,以及拟定个别的和各类仪表通用的組合件及零件的計算方法与結構形式。

目前,由于技术的突飞猛进,对仪表提出了新的和更严格的要求;而这些要求只有在精密計算和实验研究的基础上才能得到滿足。

仪表已被多数技术部門采用,而且多半是在非常恶劣的条件下使用的(在振动和抖动以及最大加速度高达 100 g 以上的条件下和低温下工作等)。

尽管仪表的使用条件愈来愈坏,但在仪表准确度方面却提出了更高的要求。制造在恶劣的使用条件下能良好工作的仪表,需要对仪表各个組合件进行强度計算,而較高的准确度又要求尽量减小仪表的摩擦。

在仪表使用过程中,作用在各零件上的力的增加,通常必然导致这些零件尺寸的增大。因而也增大了仪表活动关节的摩擦。如欲减小这种摩擦,可采用适当的材料,选择形状适宜的零件和式样合理的活动关节,以及利用能减小活动关节摩擦或减小作用于个别零件的力的特种装置。

只有設計师掌握了即便是各个零件与活动关节强度的近似計算及活动关节摩擦力的近似計算,所有这一切問題才能迎刃而解。

有了計算可以帮助設計师有把握地解决规定的任务,并根据所作的計算更合理地选择仪表組合件的基本結構。

轉動支承几乎是所有指示仪表的一个主要組合件。因而首先要求仪表支承在摩擦力矩較小的条件下，具有較高的强度，但絕大多數类型支承的工作表面因超应力所造成的损坏往往会显著增大摩擦力矩。

在仪表支承的計算和設計方面，俄国研究家和学者的优先地位是毋容爭辯的。

早在18世紀，俄国的天才机械專家И. И. 庫里宾創造了新型的仪表机构。他在这些机构里曾独創地設計了仪表的各个組合件，其中也包括有轉動用的支承。

Н. Е. 儒柯夫斯基，И. И. 彼得洛夫教授和С. А. 恰普雷金院士曾研究过一系列有关支承摩擦的計算問題和减小支承摩擦的方法。最初（1933年）从事仪表特种支承（尖軸支承）强度研究的是Н. Н. 拉祖莫夫斯基副教授，他在探求靜态和动态下工作的尖軸支承的强度方面曾作过很多研究。

1936年，‘精密工业’杂志刊登了И. И. 庫里布施教授的一篇題为“仪表的振动强度”的論文。这篇論文最先对尖軸支承的摩擦問題作了新的論述[●]，并且从理論上論証了在振动条件下工作的尖軸支承的計算。

偉大衛國战争之前，Л. С. 弗列依曼教授和Ф. М. 惹尔宾工程师在研究抖动和振动条件下应用的尖軸支承的强度問題上，曾进行了巨大的研究工作。与此同时，Н. Н. 拉祖莫夫斯基副教授完成了訂正“滚动原理”的重要著作。

同时必須指出，此外还有许多学者和生产工作者論述支承的計算，支承的制造工艺和材料的选择等問題的很多著作。

虽然关于仪表支承的著作十分丰富，但許多有关支承的結構与計算的問題迄今仍未获得解决。

● 某些外国著者（例如：A. Nylander, Instrument bearing friction General Electric Review № 7, 1946）曾多次抄襲过“滚动原理”，但他們們对该原理的真正著者却只字不提。

列入此類問題的有：潤滑油在某些儀表支承中的應用，支承最優配合材料的選擇，小型滾珠軸承的強度與摩擦的計算，以及與減小儀表支承摩擦有關問題等。

許多蘇聯學者正在集中精力力求在最近解決這些問題。

目前有關儀表零件的文獻[4, 7, 11, 16]在支承強度的計算及其摩擦力矩的計算方面注意不多，而過去出版的書籍也還沒有有一本充分闡明過如下的重要問題：在振動[●]和抖動條件下工作的支承的計算、盡量減小支承摩擦的相應參數的選擇及減小支承摩擦的特种裝置的採用等。某些書刊雖曾討論過一些直接與儀表支承的計算或設計有關的問題，但這些書刊卻又與儀表製造業毫無關聯，而且對廣大的儀表設計製造人員也很生疏。

本書作者試圖將現有的有關轉動儀表支承的計算資料加以系統整理，並對支承的計算提出一些新的方法。

書中援引的支承結構的資料未能包括實踐中所遇到的一切結構，而只提出了一些支承的基本典型結構，因為設計某一具體儀表時，這些典型結構是可以加以必要的改型的。

編寫此書時，作者特為設計師提供了一些設計儀表時所必需各種類型支承的強度計算法和摩擦力矩計算法。這將大有助於設計師有意識地選擇支承的某種參數和材料，及其最合理的結構。

作者將以感激的心情接受所有對本書的意見。

作者謹向M. O. 艾普施丹教授、M. H. 拉符魯興副教授、B. A. 吉雅康諾夫工程師和П. И. 布洛夫斯基副教授致以深切的謝意，他們校閱了全書，並且提出了許多寶貴的意見。

● Л. М. 馬里柯夫在他的著作中曾非常膚淺地涉及到這一問題，而他所提出的公式是頗難用來實際運算的。

第一章 仪表活动系统支承的分类

旋轉机构的所有支承均包括以下两个主要部分:

- 1) 旋轉部分或旋轉一定角度的轉动部分;
- 2) 使前一零件保持一定位置的固定部分。

根据上述主要部分之間的摩擦种类不同, 仪表支承可分为:

1. 滑动摩擦支承;
2. 滚动摩擦支承;
3. 彈性摩擦支承;
4. 純液体摩擦或純空气摩擦支承。

根据不同的結構原理, 可将上述每組支承分为若干分組。

滑动摩擦支承

圓柱支承: 1) 可轉动軸頸支承 (圖 1 a、b); 2) 固定軸頸支承 (圖 1 c)。

錐形支承: 1) 錐形工作表面的支承 (圖 1 d); 2) 頂針支承 (圖 1 e)。

球面支承: 1) 球形工作表面的支承 (圖 1 f); 2) 尖軸支承 (圖 1 g)。

滚动摩擦支承

滾珠或滾柱支承 (圖 1 h)。

刀刃支承 (圖 1 i)。

彈性摩擦支承

吊挂或拉撐 (圖 1 j)。

純液体摩擦或純空气摩擦支承

气压支承或液压支承 (圖 1 k)。

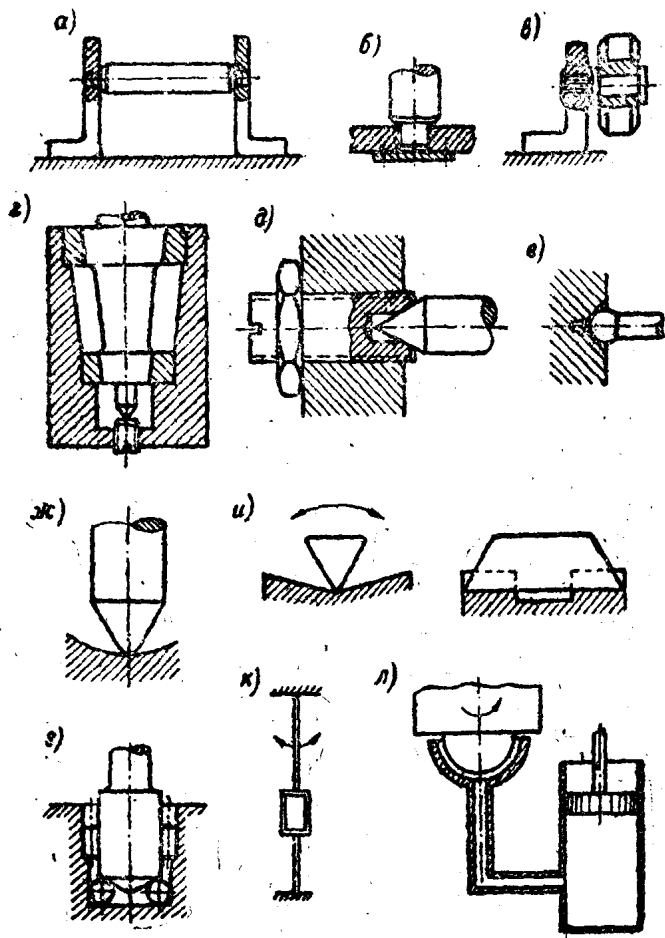


圖1 仪表支承的类型

选择支承类型的基本标准[16]是：导向准确度；摩擦力矩的大小；对温度变化的敏感度；容许负荷；工作表面的耐磨强度和工作后补偿此种磨损的能力；在振动和抖动条件下工作的稳定性；制造和装配的成本。

圆柱支承较之其他支承（圆锥形工作表面的支承除外）具有较大的接触表面和摩擦力矩。此类支承主要在负荷及旋转力矩都很大的条件下采用，同时也在抖动和振动条件下工作的仪表上。

应用。

圆柱支承的缺点是导向和定中心的准确度较差。在工作过程中，即便作表面稍有磨损和径向间隙略微增大时，这种准确度就会大大降低。

不过，圆柱支承在工作过程中，既使在振动和抖动情况下，磨损仍是较小的。

圆锥形工作表面的支承具有颇大的摩擦力矩和较高的定中心准确度，它能承受很大的负荷，而是一种耐磨较好的支承。

顶针支承，由于摩擦半径很小，而具有很小的摩擦力矩。但此类支承的接触表面很小，在负荷较大转速较高的情况下，由于工作表面将遭到较大的磨损，所以这类支承是不采用的。顶针支承的定中心准确度较高。

球形工作表面的支承是在活动系统除自转外，还需要在旋转轴线平面内转动一定角度的情况下采用。此类支承的摩擦力矩较圆柱支承略小一些。但由于工作接触表面很小，故此类支承不宜在负荷大、转速高的条件下应用，否则工作表面会受到剧烈的磨损。球形工作表面的支承能保持很高的定中心准确度。

在负荷不大，定中心准确度低，转速小的情况下，需要支承产生很小的摩擦力矩时，采用尖轴支承。此类支承利用减小摩擦半径的方法，获得很小的摩擦力矩。

尖轴支承的磨损很大，在振动条下工作时尤为显著。尖轴支承的导向准确度和定中心准确度均不甚高，这是由于支承中有径向和轴向间隙的缘故，而这些间隙却又是防止活动系统在温度变化时产生阻滞现象所必需的。

滚珠或滚柱支承目前主要在转速高，旋转力矩和负荷大的情况下采用。此类支承较之其它支承具有如下许多优点：摩擦力矩小；对温度剧烈变化的反应不显著；能承受很大的负荷；工作过程中的磨损小。此类支承的导向准确度和定中心准确度均高，并且能在振动负荷下很好地工作。

随着尺寸很小的滚珠轴承的出现，在运动速度和旋转力矩不大，而支承的摩擦由于其尺寸很小必须减小的仪表里也开始采用滚珠支承。

刀刀支承仅用于带有轻微摆动的活动系统上。此类支承由于摩擦力矩小，工作中磨损不大，所以能承受较大的负荷。

弹性摩擦支承在活动系统重量很大，但旋转力矩很小的仪表上采用。此类支承实际上并不产生任何摩擦力矩。它的导向准确度不高，但能在振动条件下很好地工作。此类支承特别适用于摆动的零件。

气压或液压支承主要用于活动系统重量很大，但要求摩擦最小的仪表上。

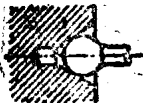
上述各类支承的导向准确度和摩擦力矩等如表1〔16〕所示。从导向准确度和摩擦力矩等方面来看，所有的支承可划分为四种等级（I、II、III、IV），其最高级用数字I表示，最低级用IV表示。

表1 支承性能比较表

支承类型	导向 准确度	摩擦力矩	对温度变 化的非敏 感度	容许负荷	耐磨强度	在振动和 抖动条件 下工作的 稳定性	制造成本 ①
	II—III	III—IV	III	I	II—III	II	I—II
	I	IV	IV	I	II	I—II	III
	I	II—III	II	IV	IV	III	I

① 最低的制造成本用罗马数字I表示。

(續)

支承类型	导向准确 度	摩擦力矩	对温度变化的非敏 感 度	容許負荷	耐磨强度	在振动和抖动条件下工作的 稳定性	制造成本
	I	II—III	II	III	III—IV	III	II
	IV	II	II	IV	IV	IV	III
	I	I—II	I	I	I	I	IV
	III	I	I	II	I	IV	III
	III—IV	—	I	II	I	II	II
	III	I	II—I	I	I	—	IV

第二章 圓柱支承

可轉動軸頸支承

此类支承帶有在軸承內轉動的軸頸。軸承通常就是座板或零件上的孔，或者是固定在座板或零件上的特种軸套。

可轉動軸頸支承的結構

軸頸的結構 圖2所示为仪表制造业所采用的軸頸的結構。

如果軸頸的尺寸大于1公厘，則这种軸頸通常与轉軸制成一个整体（圖2a）。軸頸根部的軸肩用来防止軸頸产生軸向位移，并承受軸向力；端面的倒角能稍許減輕摩擦，并保存支承表面的潤滑油。

如欲减小在軸向力作用下的摩擦力臂，可用圓根軸頸，而不用軸肩作为承受軸向力的支承表面。

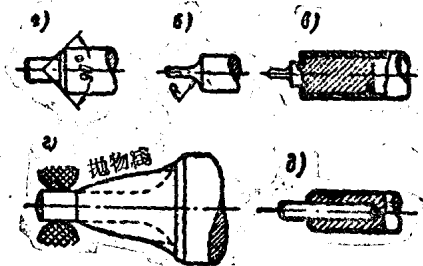


圖2. 軸頸的結構

如軸頸的直徑小于1公厘，为了增加軸頸的强度，一般將軸頸与轉軸的过渡部分制成弧形，而在軸頸圓根上墊上軸墊（圖2b）。

有时，將軸頸弧形部分以外的直徑减小（圖2c），从而形成一道凹坑，以便儲存潤滑油。

此类軸頸的最小直徑为0.1~0.07公厘。

为了增加在振动和抖动条件下工作的仪表軸頸的强度，軸頸可按拋物綫形加工（圖2d）。这样，軸頸的强度将比圓柱形軸頸

提高十倍左右。

直徑為 0.15~0.5 公厘的軸頸，可採用圖 2 a 所示的結構。這種結構很便於製造。軸頸用 OBC 號鋼絲或鈦鎢合金絲製造。在支承工作中鈦鎢合金絲不被氧化，因此能大大降低支承的磨損。

軸頸的材料也可採用淬火硬度達 $R_c = 50 \sim 55$ 的 Y8A 和 Y10A 號鋼，以及熱處理到規定硬度的不銹鋼和 35、45、50、60 號鋼。

因為圓柱支承的軸頸和軸承的結合一般為三級或二級精度的轉配合，所以軸頸的製造公差亦應按 ГОСТ 規定的各種配合加以選擇。

軸頸和軸承的表面光潔度有着重要的意義；表面光潔度愈高，支承的摩擦愈小，軸頸和軸承表層的強度也愈高。

影響滑動摩擦系數的因素不僅為表面光潔度，而兩結合表面上加工痕迹的相互位置（例如，加工刀紋的方向）亦有影響。技術科學博士 П. Е. 季雅琴科的研究證明：軸頸和軸承表面上加工痕迹的方向一致時，摩擦系數可達最大值；但是，如果痕迹間有近 90° 的角度或結合表面痕迹的方向紊亂時，摩擦系數將為最小值 [8]。

軸頸和軸承孔的表面光潔度通常為 ГОСТ 2789-51 所規定的 9~11 級。

軸承的結構 儀表製造業所採用的軸承多半不可拆卸。儀表的結構往往是這樣的：轉軸軸頸可以插入不可拆卸的軸承內。

如果支托轉軸零件材料不符合對軸承材料所提出的要求，或該零件材料的厚度過小時，則須鑲嵌軸套。

圖 3 a 與 b 所示為直接做在座板壁上的軸承結構。

圖 3 b 所示系利用座板的材料，預先沖孔然後以沖緣的方法制成的軸套。

圖 4 a, b, c, d 所示是在座板上固定軸套的情形。

為了減小支承的摩擦，軸承和軸頸不應用同一材料制成。

鋼軸頸宜採用黃銅、磷青銅、鈹青銅、德銀和其他合金制成

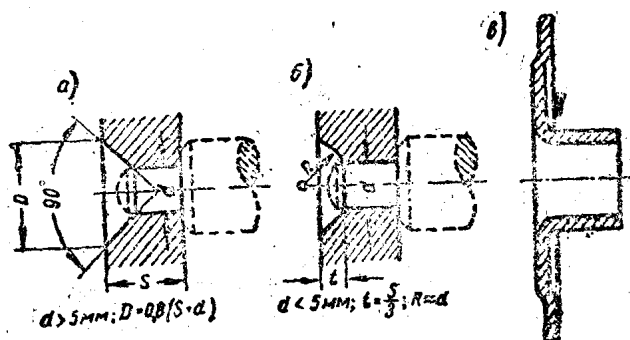


圖3 軸承的結構

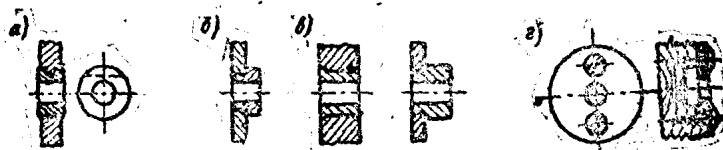


圖4 軸套在座板上的固定

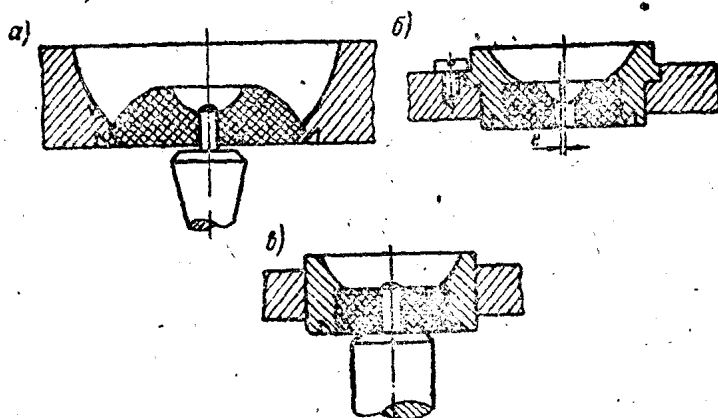


圖5 寶石軸承的固定

的軸套。

如果軸頸和軸承接觸面的單位壓力過大，而必須減小支承摩擦和盡量減小支承磨損時，製造軸承的材料可選用比軸頸更為堅硬的材料：如，淬火鋼；天然寶石和人造寶石（人造瑪瑙、青玉