

球和 滚子轴承

P. S. 霍顿 著

前 言

人类在几百年前就知道滚动轴承的基本概念，但是那时在应用上受到限制。只是利用滚动树干或类似的办法来运搬笨重物体。因为那时还没有现代的轴承制造设备。一个典型的例子就是在兴建金字塔时所使用的滚杠。工业的发展直接导致各种类型的滚动轴承的出色应用。因为随着工业发展，人们迫切希望改善所用的材料，改进各种元件的尺寸和几何精度以及表面光洁度。很自然，为了使每个零部件都能在最小的摩擦下灵活运转。必须使滚动元件——球或滚子的滚动方向的横截面尽可能接近真圆。只要满足于此条件，那么轴承滚动体就其轴向横截面而言可以设计成为球面的、圆柱的或圆锥的等。要求滚动表面有精确的圆度，没有任何不精确性，并由轴和轴壳给予良好的支承。

多年以来，人们在以下三方面做了许多努力。首先是能满足使用条件的钢材选择。因为大多数的滚动轴承是在室温下工作的，所以要找到一种能经受大气条件的作用，经热处理后其表面坚硬耐磨，能承受重载荷而不变形，经久耐用抗疲劳强度高并能获得极高的表面光洁度等的合金。其次是对轴承在一个广泛的使用范围内——各种载荷和速度下，其表面和次表面所产生的应力有深刻的理解。第三是润滑问题。在某种场合采用什么润滑剂，哪种润滑方法最好，以及油膜被破坏的时间和原因。许多年来一直到目前都是在不断地进行试验。然而，我们必须认识到滚动轴承技术的进展是和工程的其他方面，冶金和化学所取得的发展分不开的。

涉及滚动轴承制造和使用的资料是由作者在担任一家滚动轴承公司的工厂经理时积累起来的。而一般的工程经验是在有关各方面工作时所获得的。并不断阅读了大量的有关滚动轴承和一般工程学的书籍。因此，在参考文献中不可能一一注明。

P. S. 霍 顿

BALL AND ROLLER BEARINGS

P.S.HOUGHTON

CE,M,I,Mech,E,M,I.B.F.

ISBN: 085334 598 8

WITH 65 TABLES AND 154 ILLUSTRATIONS

© APPLIED SCIENCE PUBLISHERS LTD 1976

APPLIED SCIENCE PUBLISHERS LTD
LONDON

参加翻译的有：

王化龙、贺国梁、陈文俊、杨世平、王淑荣、
张开鉴、王汉梁、韩韵霞、夏香泉、唐 实、
林力田、胡国轩、熊梦发、孙义鏊、杨子宽。

校 对：魏伯坪

技术校对：蔣炳文

在翻译过程中，得到了哈尔滨轴承厂付总工程师姜金由同志的热心指导。

目 录

第一章 滚动轴承	1
第二章 轴承分类	6
第三章 滚动轴承材料	33
第四章 标准化与检查	42
第五章 滚动轴承的配合	55
第六章 摩擦和润滑	75
第七章 润滑方法	95
第八章 赫兹数据	107
第九章 斯垂贝克实验数据	124
第十章 古德曼实验——滚子轴承数据	145
第十一章 轴承元件的相对运动，力的分析和载荷	155
第十二章 影响承载能力的因素	202
第十三章 计算寿命和轴承负载能力	224
第十四章 一般设计数据	258
第十五章 滚动轴承的应用	322
参考文献	402
索引	407

第一章 滚动轴承

设计要求

当设计工程设备的任何一个零件时，其基本要求是制造要经济而且要使其在整机中所占空间为最小，同时应能以最小的能量消耗满足使用要求。目前的滚动轴承设计满足了这些要求。

历史背景

用树干作为滚子来搬运沉重的物体大概是最古老的方法。这就像现代机械安装工人用铁管或钢管滚动搬运重型机械一样。随着时间的推移和逐步改进，出现了车轮和车轴，把带有辐条的轮子安装到台架上用来移动平台，再栓上绳索用来搬运大块石头或花岗石。在北极地区，雪橇的滑行部分上复盖有冰层。据说大约在公元前41年至公元前12年间就有了推力球轴承。这些年里，在滚动轴承的制造上有了比较稳定的改进，这样才有今天的高效率。

优点和缺点

选择滚动轴承时，应参照下列情况：

优点：

1. 在低速或中速下起动摩擦力矩小；
2. 自动调心轴承可适应稍有不同心的情况；
3. 标准化使轴承的尺寸和类型的范围广泛；
4. 维修和润滑费用低；
5. 往往用一套轴承就能同时承受轴向和径向载荷；
6. 可以设计得很紧凑；
7. 滚动轴承可以作为一个完整的部件来出售；
8. 易于更换，轴或轴壳很少损坏；

9. 可以从制造厂和标准化部门得到足够的资料说明；
10. 使用清洁；
11. 如选用得当，长期可靠；
12. 在已知载荷和速度的情况下可以相当精确地估计出滚动轴承的寿命。

缺点：

1. 原始费用较高；
2. 可能突然出现故障；
3. 在高速情况下滚动轴承摩擦系数可能比滑动轴承高；
4. 滚动轴承的零件一般说来不能完全互换；
5. 在宽度比滑动轴承窄的情况下，滚动轴承的外径要比承载量相当的滑动轴承要大。

整体结构

大多数滚动轴承的结构如图1.1那样，有两个淬硬的钢制套圈和由保持架分隔开的一定数量的球或滚子。有时为了装配方便把套圈做成两半的。在某些情况下，可以使滚动体直接装在淬硬的轴上或是经过热处理，具有耐磨的表面的轴壳，或两者都可以。

保持架

保持架保持和控制滚动体并保证滚动体之间有适当间隔。保持架不承受任何载荷，但是它受到因加速度而产生的惯性力和由高速引起的离心力以及冲击的作用。保持架的另一个作用是当两个套圈被拆除时或拿掉其中一个套圈时，仍可使这组滚动体不致散掉。在实践中，保持架可以像图1.1所示那样地由滚动体来引导。

这时它不与滚道的两个表面相接确。也可以由内圈的外径或外圈的内径来引导，这样一来它就控制了由于高速旋转而产生的离心力的影响。当轴承被设计成“满球”时，也可以不用保持架。保持架可以用金属或塑料做的隔离物来代替。

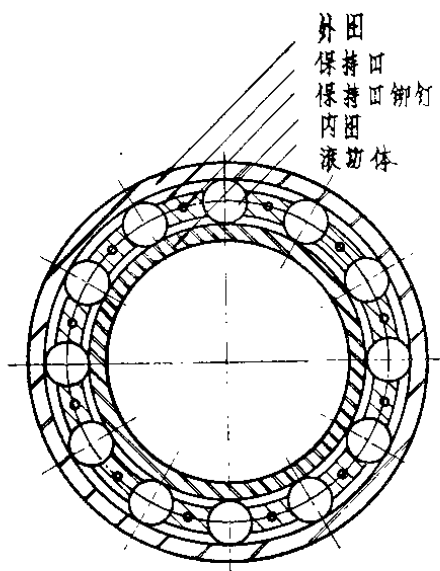


图 1.1 滚动体引导的轴承截面图

滚 动 体

滚动体的滚动圆周面应当有理想的圆度。滚动体在垂直于旋转方向上的形状和长度应适应使用要求和制造条件。球面滚子是最常用的一种，由于这种滚子具有对称的几何形状，因而在一个静止的水平面上处于平衡状态。然而，只要给一个非常轻微的外力，它就向这个力的作用方向移动。

在垂直于其滚动轴线方向的横截面为圆形的圆柱滚子。它的长度通常是等于或稍大于其直径。按通常的说法，把这种滚子称为“短圆柱滚子”。这些滚子的一般比例是：从 $l = d$ 到 $l = 1.4d$ 。在某些情况

下，滚子的长度可增加到该滚子直径的8倍。一个好的保持架应能控制滚子，收拢在内圈滚道周围，保持滚子在一条线上。

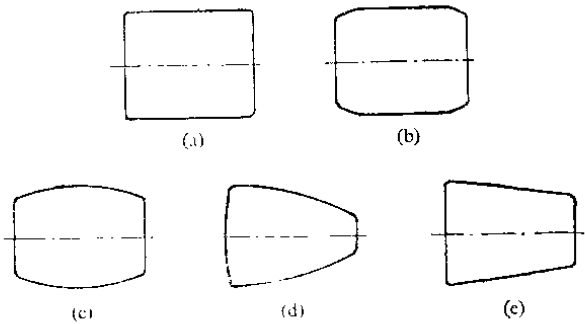


图 1.2 滚动体的一些标准形状

(a) 圆柱滚子；(b) 带有避免边缘负荷的大倒角圆柱滚子；
(c) 对称球面滚子；(d) 非对称球面滚子；(e) 圆锥滚子
滚子倒角应当圆滑以防止应力集中。

图1.2所示是常用滚子的形状。为了避免边缘负荷可以把滚子做成在整个长度上凸起的，或者做成中间凸起，其长度占整个滚子长度1/3的带凸度滚子。凸起的目的是消除危险的边缘负荷

球面形是用于自动调心滚子轴承的，还有非对称形球面滚子。圆锥滚子用于各种形式的圆锥滚子轴承，而且圆锥滚子也可以制成中间凸起的带凸度的滚子。

滚动体的控制

在通常情况下，轴承应有保持架以控制滚动体穿过载荷区和非载荷区时的位置。

球体要比园柱体容易控制，而“满球”（无保持架）球轴承的滚动体在运转时可能产生强烈的推挤现象。如滚子不能加以控制，就容易产生歪斜，因而使与其配合的零件严重损坏。

是否需要保持架，应考虑下列因素：

- （1）要承受的载荷；
- （2）滚动体的形状；
- （3）滚道截面形状；
- （4）有无引导挡边；
- （5）作用于滚动体和滚道上的应力。

几 何 形 状

虽然滚动轴承的设计图是简单的。而它的几何关系却是很复杂的。当径向球轴承承受径向负荷时，其运转条件是简单的，单一的。如果条件改变，并包括了推力负荷，那么轴承的间隙就是一个很重要的问题。只要作出一系列力的作用图，并仔细研究后，就能看出这种改变所带来的影响。然而有一些看起来影响不大的变化，在实际上却往往使轴承大大超负荷。而且使轴承的寿命大为缩短。当滚动体通过载荷区域顶点时产生一系列迅速加强到最大值的冲击负荷，又同样地迅速减少到零。

符 号 说 明

- d 滚动体的直径
- l 滚动体的长度

第二章 轴 承 类 型

主 要 类 别

径向滚动轴承分成两大类：（1）点接触的球轴承；（2）在两滚道上与圆柱滚子成直线接触的滚子轴承。

接触角和向心球轴承

当向心轴承承受径向负荷时，从滚动体的接触点穿过滚动体中心的直线与轴承旋转轴线成 90° 角。通常向心球轴承都有一个小的径向间隙（ C_d ），因而有如图2.1所示的微小轴向游隙。径向间隙由下式得出：

$$C_d = D_{ot} - (D_{it} + 2d) \quad (2.1)$$

而产生轴向游隙的两个滚道中心间的距离由下式得出：

$$A = r_i + r_o - d \quad (2.2)$$

两个滚道半径与球直径的关系是：

$$r_i/d = f_i \text{ 和 } r_o/d = f_o$$

而且

$$B = f_i + f_o - 1 = \text{轴承总的曲率} \quad (2.3)$$

所以

$$A = (f_i + f_o - 1) d = Bd \quad (2.4)$$

当两滚道在轴向的位移为最大时，从两滚道接触点穿过滚动体中心的直线与垂直于轴承旋转轴线间产生一个角 α ，这个角度被称作接触角。

角接触轴承（斜接轴承）标准的角接触轴承如图11.4所示那样，一直线从两滚道接触点穿过滚动体中心相交于轴承旋转轴线上。为了使两个套圈保持其位置，应当有径向和轴向联合载荷。

在一般情况下，对于角接触轴承来说每套轴承有三个接触角。

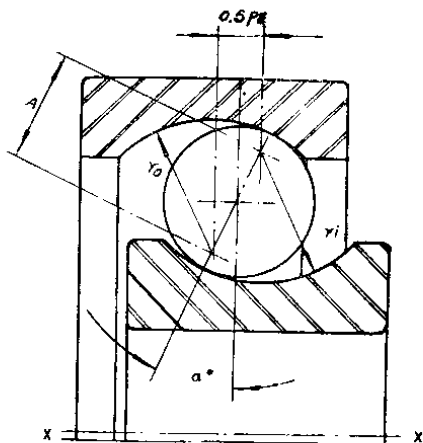


图 2.1 向心球轴承的自由接触角，未安装时，其接触角 $=\alpha^0$ ，xx是轴承旋转轴线， r_o =外面滚道半径， r_i =内面滚道半径， P_E =轴向游隙。

(1) 当轴承承受轻负荷时，并且设计的接触角还未受静配合的影响时，这一角度用 α 来表示。

(2) 当安装轴承采用静配合时，随内圈滚道直径 $\Delta i C_d$ 的加大，设计接触角也就改变。但是，尽管在最大的变化下，其载荷也是极轻微的——或许没有载荷。则用 α^0 来表示，而且

$$\alpha^0 = \frac{0.5A - 0.25C_d}{0.5C_d}$$

$$\text{或 } \alpha^0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{C_d}{2A} \right)$$

考虑到静配合：

$$\alpha^0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{C_d + \frac{\Delta i C}{2A}}{2A} \right) \quad (2.5)$$

由径向间隙决定的轴向游隙——在没有载荷的情况下，内圈对外

圈的最大轴向位移，这时轴向游隙是用 P_E 来表示，那么

$$0.5P_E = A \sin \alpha^0$$

或

$$P_E = 2A \sin \alpha^0. \quad (2.6)$$

因为接触点总要产生曲挠，所以当轴承承受负荷时实际轴向游隙总是比原先测得的大。

(3) 当轴承有载荷时，合成的接触角的符号为 α_1 。

现有的，用球或滚子的滚动轴承可分类如下：

- (1) 接触角为零的向心轴承；
- (2) 接触角为 90° 的推力轴承；
- (3) 接触角在 30° 以下的斜接轴承；
- (4) 接触角小于 90° 的推力轴承。

轴向游隙，双列斜接球轴承 双列角接触球轴承的轴向游隙可以由下式得出：

$$P_{\Sigma} = 2A \sin \alpha^0 - 2 [A^2 - (A \cos \alpha^0 + 0.5Cd)^2]^{0.5}$$

圆柱滚子轴承 从按为球轴承所规定的意义上来说，它没有轴向游隙。

圆锥滚子轴承 由于它有感生轴向负荷，所以不会产生轴向游隙。

球面滚子轴承 自动调心球面滚子轴承通常被设计成具有很小的径向间隙，而且

$$Cd = 2 [R_o - (R_i + d)]$$

$$R_o \cos \beta = (R_o - 0.5Cd) \cos \alpha$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{Cd}{2R_o} \right) \cos \alpha$$

所以轴向游隙：

$$P_{\Sigma} = 2R_o (\sin \beta - \sin \alpha) + Cd \sin \alpha$$

式中 α ——轴承的设计接触角。

单列球轴承

当深沟球轴承(图2.2)承受径向负荷时其接触角是零。假如同时承受径向和轴向两种负荷，两个套圈的接触角是不同的，在这种情

况下纯滚动是不可能的。

滚道半径 多年来经验表明，对于内外圈沟道来说公称半径取 $0.52d \sim 0.54d$ ，既可以照顾到载荷能力也可以照顾到对低摩擦系数及最小轴向游隙的要求，这是最佳数值。轴承设计条件把深沟型轴承的沟深限制在 $0.167d$ 内，而轴承环最薄的地方则大约为 $0.33d$ 。

球的数量 球数 (N_e) ——即在不变形的情况下 (图2.3)，一套轴承所能装入的球数，由下式给出：

$$N_e = 0.5Z + 1$$

式中 Z ——能适应于滚动体节圆的滚动体数量，而且球的装配 摆放角在 $180^\circ \sim 210^\circ$ 之间，

$$\Phi = 2 (Z - 1) \sin^{-1} \frac{d}{D_p}$$

式中 D_p = 滚动体节圆直径。

球轴承的装配步骤示如图2.4到2.7。

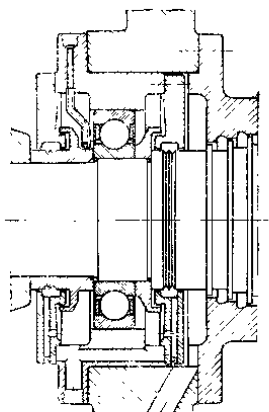


图 2.2 单列深沟球轴承，经可压缩机用非定位轴承，用于高速运转的6220型，重投注油润滑。(SKF轴承公司)

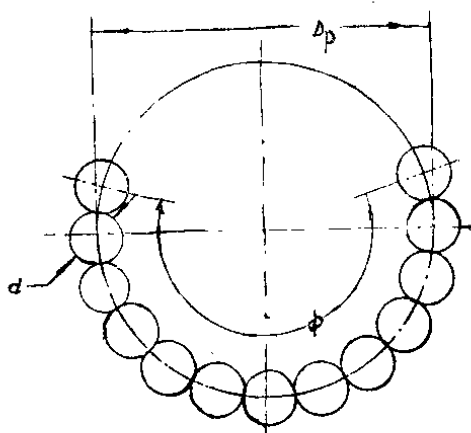


图 2.3 深沟球轴承装球角

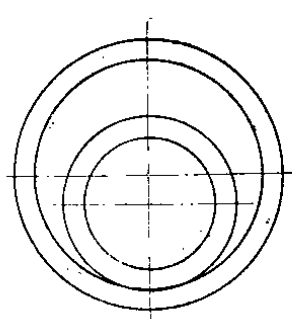


图 2.4

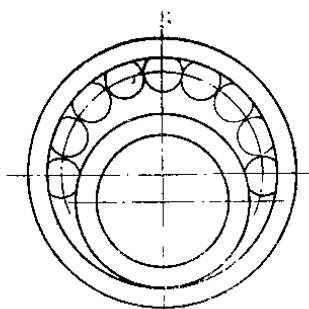


图 2.5

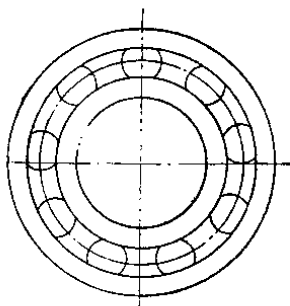


图 2.6

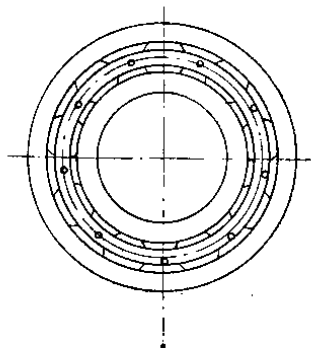


图 2.7

图 2.4~2.7 球轴承装配阶段图

图2.4: 内外圈偏心置放; 图2.5: 把滚动体放在两个圈中间; 图2.6: 装保持架前的滚动体位置; 图2.7: 保持架和滚动体在内外圈之间装好。

径向间隙 (C_d)

对向心球轴承来说, 其径向间隙的大小很重要, 因为它,

- (1) 加大轴向移动量;
- (2) 减少径向载荷能力并且加大顶点负荷;
- (3) 加大轴向负荷;
- (4) 降低运转温度;
- (5) 加大套圈的轴向相对移动;

(6) 可使许可的不同轴度加大, 大约可偏离轴承旋转轴线的垂线两侧各 0.5° 而不致使其载荷能力大大降低。

带装球口的单列向心球轴承

当单列向心球轴承在一个端面上有装球口时, 就可装入更多的球, 但由于有装球口就降低了承载能力。因此, 没有这个装球口的深沟轴承的用处较大。

为了能在两套圈之间多装两、三个球，可把套圈在热油中加热，然后将球轻轻压入。

分离型磁电机球轴承

磁电机轴承内圈与深沟球轴承内圈相类似，钢球装入于保持架中，而且与内圈松散地保持在一起。外圈是一侧有沟形档边而另一侧则没有。这样，外圈就可以套装在带有保持架的滚动体上。

单列向心推力球轴承

通过套圈传递到滚动体的力形成一个角度，这个角度是根据特定用途来选择的，其变化范围列于表13.6，按公式(12.1)可用到 60° 。接触角小于 30° 的轴承，一般被认为是径向的，而大于 30° 的被认为是推力的、

轴承可以设计成外圈不可分离式，如标准的向心球轴承。或者像磁电机轴承那样，具有可分离式的外圈。外圈为可分离式轴承的优点是：装、卸容易。

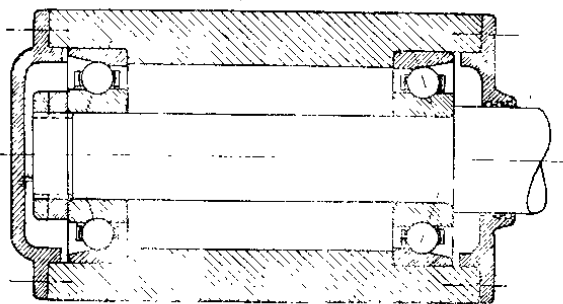


图 2.8 成对安装在轴上的单列向心球轴承。这种安排使得沿轴线具有最大的负载能力。左侧的轴承有一个浮动的内圈——因而是非定位轴承。（RHP轴承公司）