

第十四章 轴承

14.1 概述

1. 轴承的功用

- (1) 支承轴及轴上零件，保持轴的旋转精度；
- (2) 减少轴与支承之间的摩擦和磨损。

2. 轴承的分类

根据轴承中的摩擦性质不同，可把轴承分为滚动轴承和滑动轴承

- (1) 滚动轴承摩擦阻力小，起动容易、旋转精度高，润滑维护方便，在机器中得到更为广泛的应用。
- (2) 滑动轴承具有承载能力大、工作平稳可靠、噪声小、耐冲击、吸振、可以剖分等优点。

14.2 滑动轴承的结构和材料

14.2.1 滑动轴承的主要类型及结构

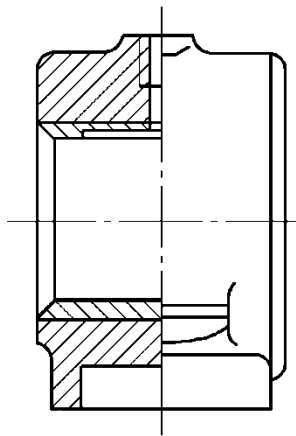
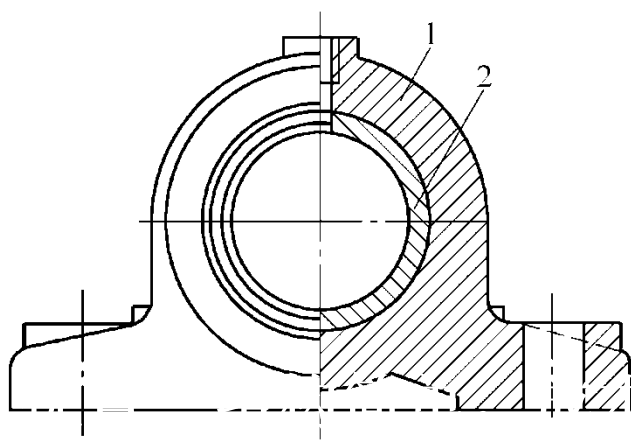
受载方向不同分：**向心滑动轴承**（径向滑动轴承）和**推力滑动轴承**（止推滑动轴承）。

1. 向心滑动轴承

1) 整体式向心滑动轴承

特点：结构简单，成本低廉。

缺点：轴瓦磨损造成间隙无法调整。



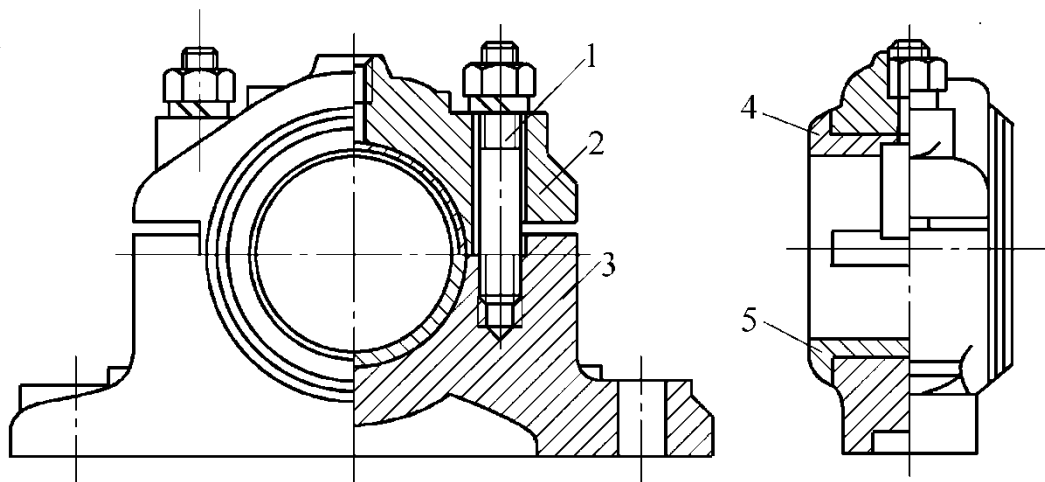
1—轴承座

2—轴瓦

2) 剖分式向心滑动轴承

特点：结构复杂、可以调整磨损而造成的间隙、装拆方便。

应用：需调整间隙、重型轴及经常装拆的场合。



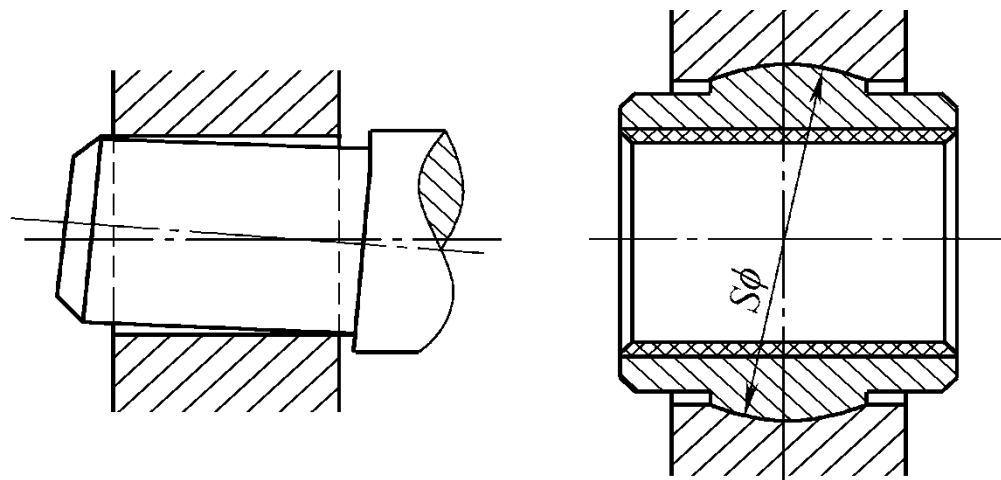
1—螺柱 2—轴承盖 3—轴承座 4—上轴瓦 5—下轴瓦

剖分式向心滑动轴承

3) 调心式向心滑动轴承

特点：轴瓦能自动调整位置，以适应轴的偏斜。

应用：主要用于轴的刚度较小，轴承宽度较大的场合。



调心式滑动轴承

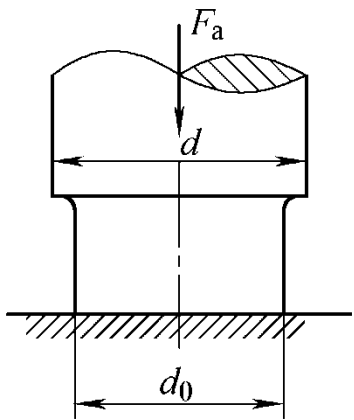
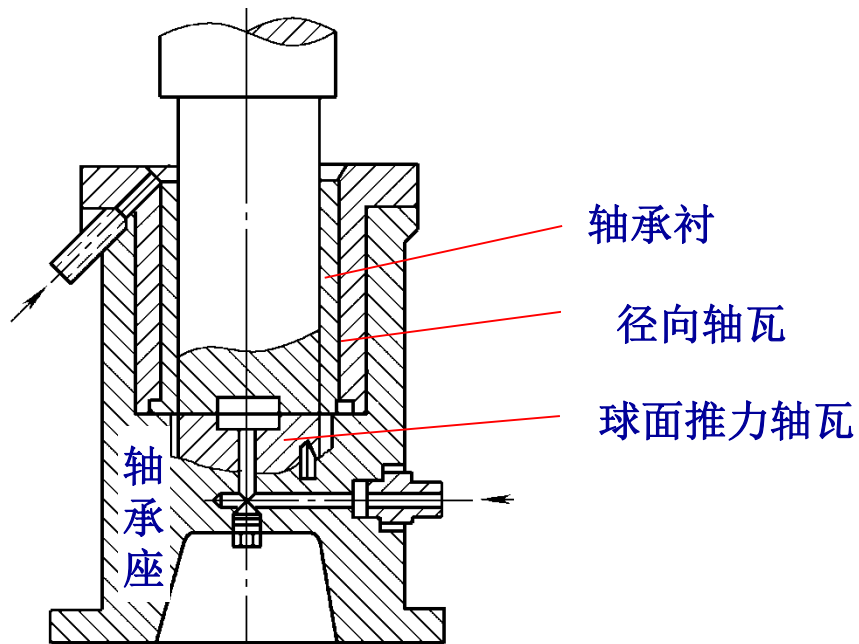
2. 推力滑动轴承

实心式：端面受力，润滑效果差

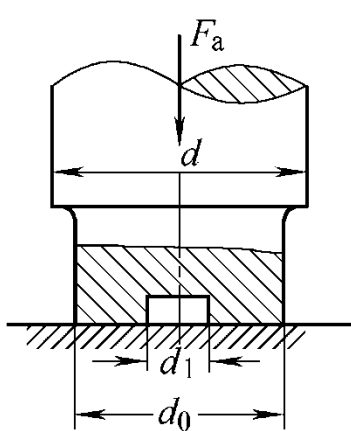
空心式：空心端面止推轴颈

单环式： 环形止推轴颈，用于轻载
 的场合

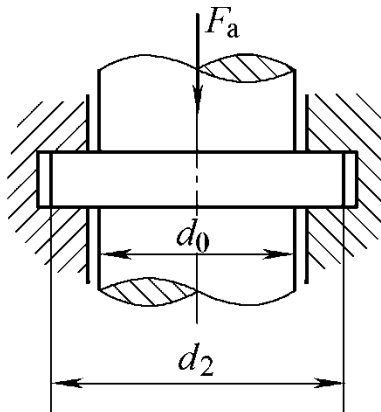
多环式：多环形止推轴颈，可承受较大的载荷



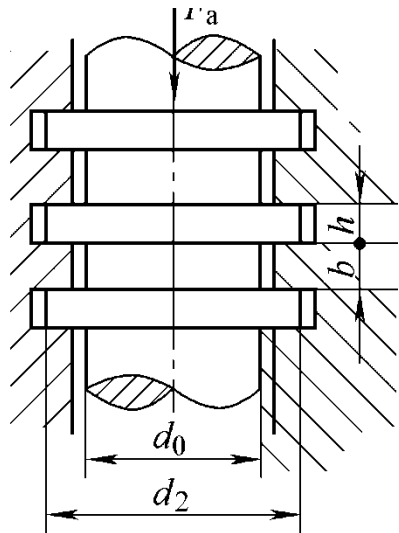
实心式



空心式



单环式

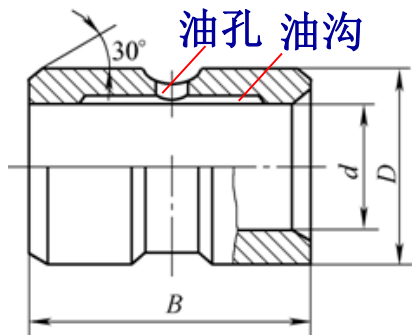


多环式

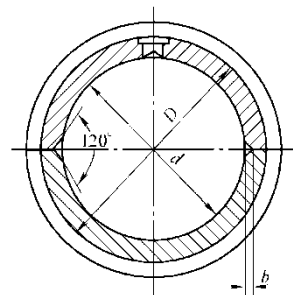
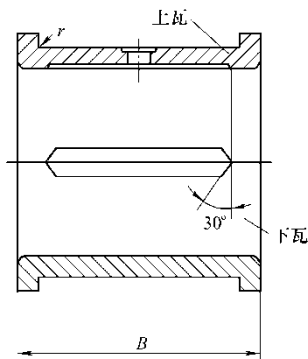
14.2.2 轴瓦的结构及轴承材料

1. 轴瓦的结构

分类：整体式和剖分式



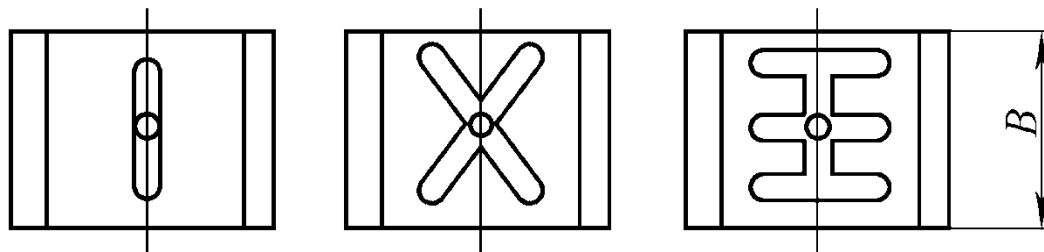
整体式轴瓦



剖分式轴瓦

油孔和油沟设置原则

- (1) 为了便于润滑油的引入，油孔和油沟应开在非承载区。
- (2) 为了防止漏油，油沟与轴瓦的端面应保持一定的距离。



2. 轴承的材料

轴承的材料是指轴瓦和轴承衬的材料。

常用的轴承材料：

(1) 轴承合金

优点：可塑性好、减摩性、磨合性好和抗胶合能力强。

应用：重载、中高速场合。

(2) 青铜、铅青铜、铝青铜和黄铜。

优点：强度较高、减摩性、耐磨性、导热性好。

应用：中速及重载场合。

(3) 铸铁

优点：铸铁中的石墨具有润滑作用，具有减摩性和耐磨性。

应用：低速、轻载和不受冲击载荷的场合。

(4) 其他材料

非金属材料，适用于某些有特殊要求（如无润滑条件）和工作条件恶劣（如污水处理等）的场合。

14.3 滑滑剂和润滑装置

14.3.1 润滑剂的选择

1) 润滑油

应用最广，按粘度选择润滑油的品种

2) 润滑脂

具有不易流失的优点，用在低速、带有冲击和不便经常加油的场合

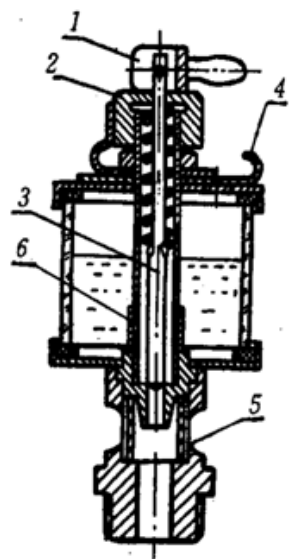
3) 固体润滑剂

用在重载、低速、高温、低温及产品不得受污染及不便加润滑剂的场合

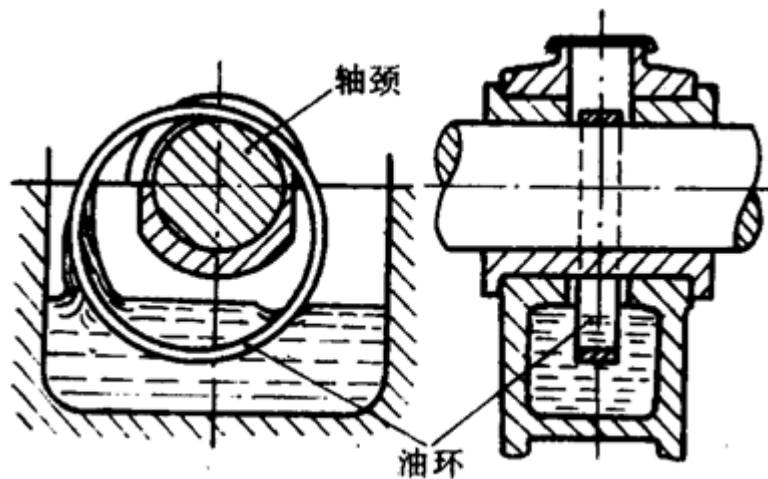
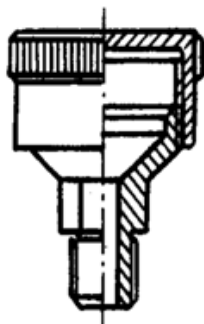
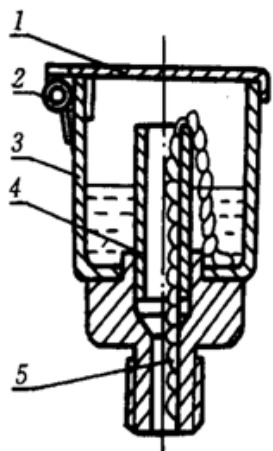
14.3.2 润滑装置

滑动轴承的给油方法多种多样，有针阀式油杯、A型弹簧盖油杯、润滑脂用油杯等。

油环润滑，在轴颈上套一油环，油环下部浸入油池中，当轴颈旋转时，靠摩擦力带动油环旋转，把油引入轴承。



间歇润滑装置



油环润滑

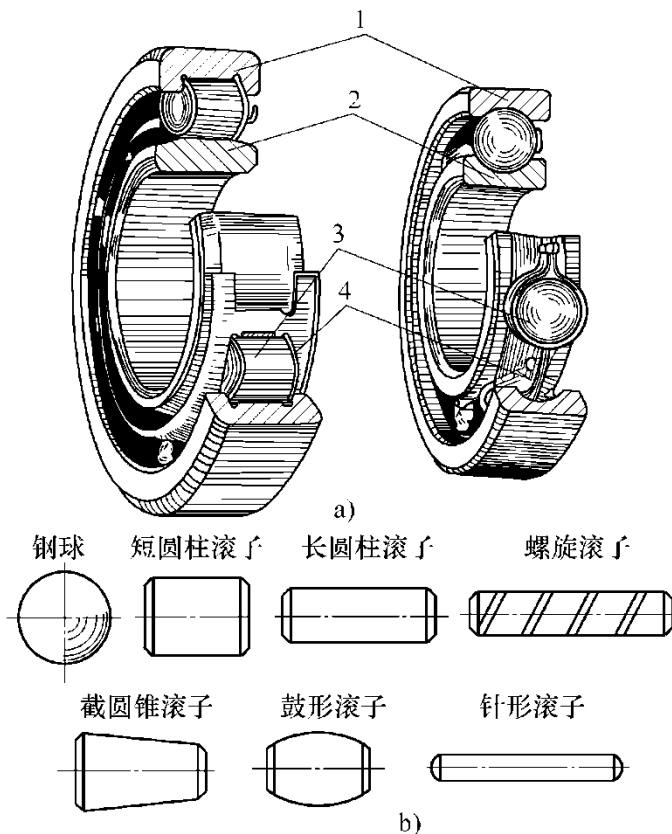
14.4 滚动轴承的结构、类型和代号

14.4.1 滚动轴承的结构

滚动轴承是一种标准部件，它依靠内部元件间的滚动接触来支承轴及转动零件（如齿轮等）工作。

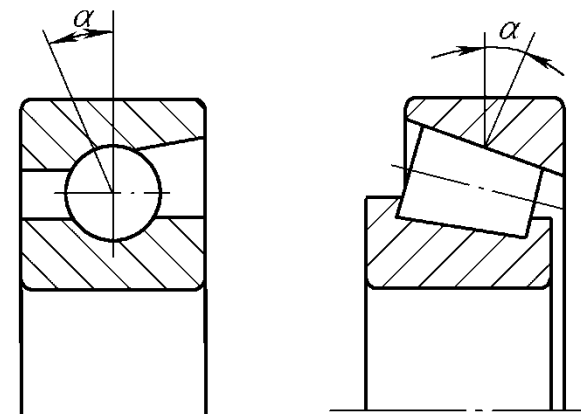
滚动轴承的构造及常见的滚动体的基本类型：

1-外圈、2-内圈、3-滚动体、
4-保持架



14.4.2 滚动轴承的类型和特点

接触角：滚动体与外圈滚道接触处的公法线与轴承径向平面间的夹角 α 。接触角越大，轴承承受轴向载荷的能力越大。



1. 按轴承所能承受的载荷方向分类：

(1) **向心轴承：**只能承受或主要承受径向载荷，其接触角 α 为 $0^\circ \sim 45^\circ$ 。

(2) **推力轴承：**只能承受或主要承受轴向载荷，其接触角 α 为 $45^\circ \sim 90^\circ$ 。

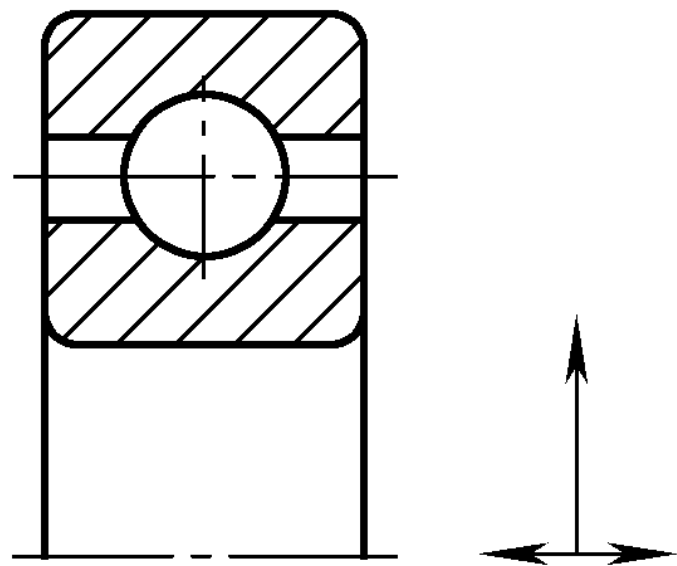
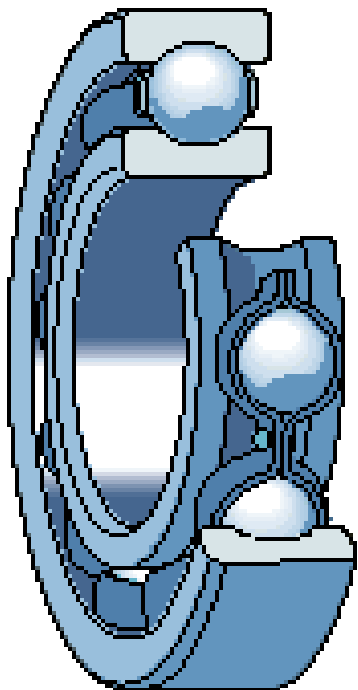
2. 按滚动体分类

(1) **球轴承：**以球为滚动体

(2) **滚子轴承：**以滚子为滚动体

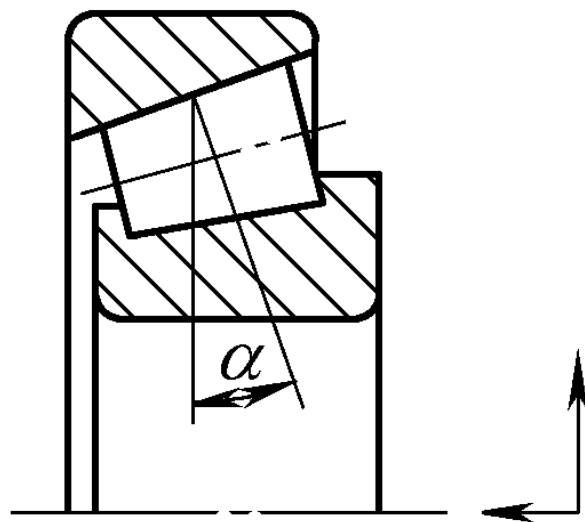
深沟球轴承（代号6000）

主要承受径向载荷，同时可承受少量的双向轴向载荷，极限转速高，允许角偏差 $8' \sim 16'$ 。在高转速且载荷不大时，可替代推力球轴承承受纯轴向载荷。



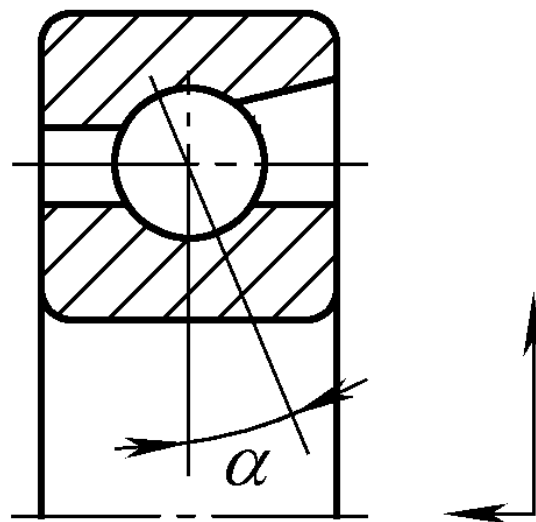
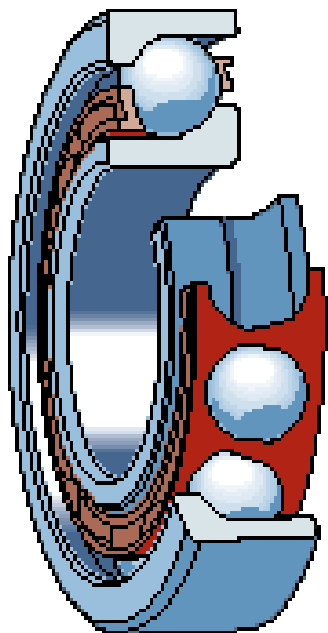
圆锥滚子轴承（代号3000）

能同时承受较大的径向载荷和单向轴向载荷，极限转速中等，允许角偏差 $2'$ 。内外圈可分离，游隙可调，装拆方便，须成对使用。



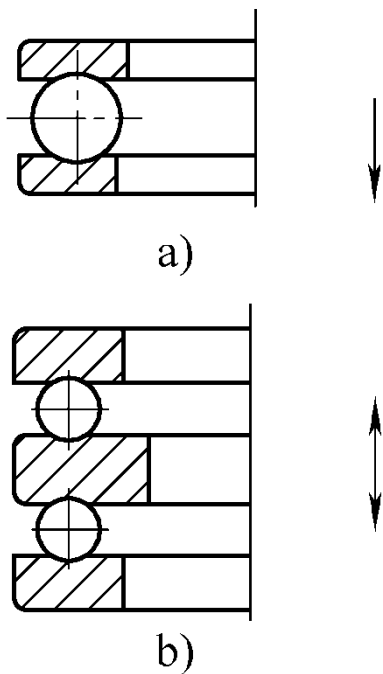
角接触球轴承（代号7000）

能同时承受较大的径向载荷和单向轴向载荷。极限转速较高，允许的角偏差 $2' \sim 10'$ 。公称接触角有 15° 、 25° 、 40° 三种，须成对使用。



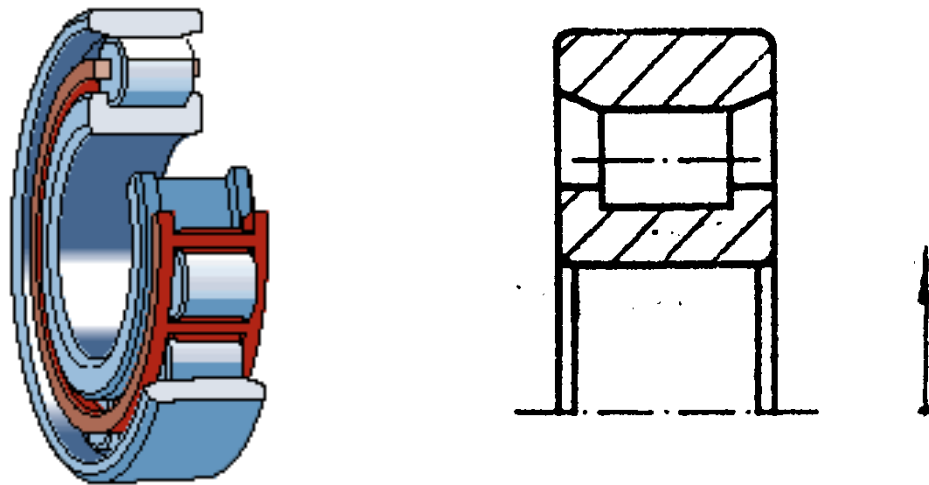
推力球轴承（代号5000）

只能承受单向或双向轴向载荷，且载荷作用线必须与轴线重合；高速时滚动体因离心力与保持架摩擦严重，故极限转速低；不允许角偏差。



圆柱滚子轴承（代号N000）

只能或主要承受径向载荷（很大），极限转速较高，允许角偏差 $2' \sim 4'$ ，内外圈可分离。



调心滚子轴承（代号2000）

能承受很大的径向载荷，同时可承受少量的双向轴向载荷。极限转速低。外圈滚道为球面，故能调心，允许角偏差 $0.5^\circ \sim 2^\circ$

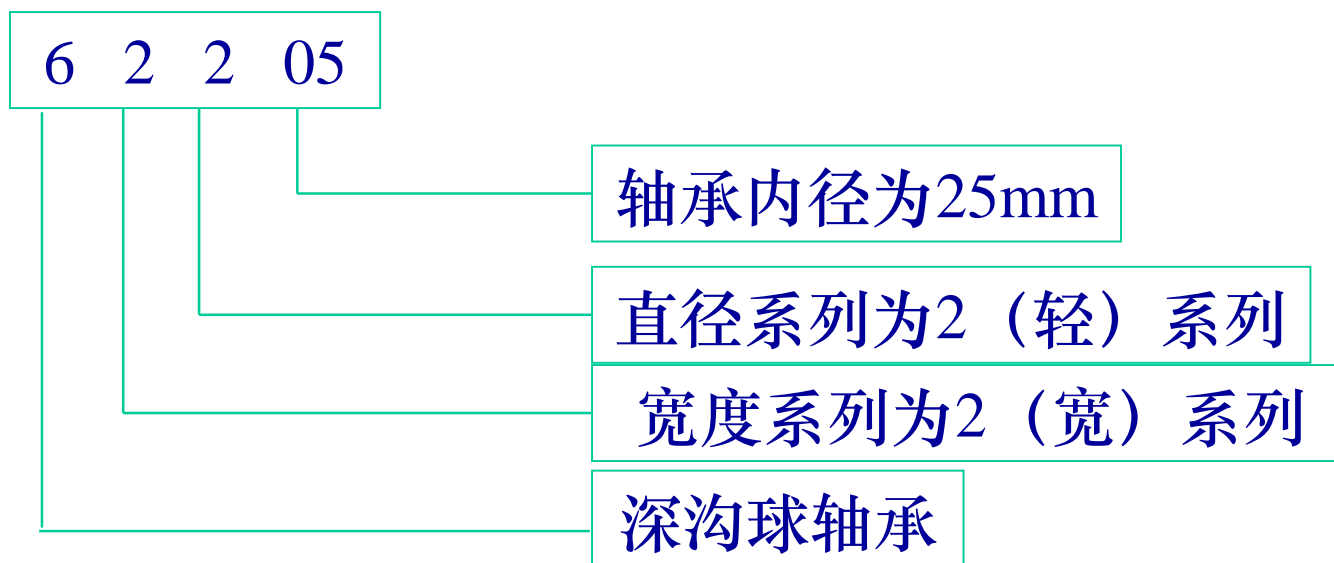
14.4.3 滚动轴承的代号

滚动轴承代号的构成

前置代号	基本代号					后置代号							
轴承分部件代号	五	四	三	二	一	内部结构代号	密封与防尘结构代号	保持架及其材料代号	特殊轴承材料代号	公差等级代号	游隙代号	多轴承配置代号	其他代号
	类型代号	尺寸系列代号		内径代号									
		宽度系列代号	直径系列代号										

特殊内径代号: 00、01、02、03分别表示内径为10mm、12mm、15mm、17mm

例题：说明下列轴承代号的含义。



7 (0) 3 15 AC /P6 /C₃

3组游隙

6级公差

接触角 $\alpha=25^\circ$

轴承内径为75mm

直径系列为3（中）系列

宽度系列为0（窄）系列，不标出

角接触球轴承

14.4.4 滚动轴承的类型选择

1. 轴承的载荷

球轴承---中小载荷；滚子轴承---较大的载荷。

推力轴承---纯轴向载荷；圆柱滚子轴承---纯径向载荷。

深沟球轴承 (F_a/F_r 小)，接触球轴承或圆锥滚子轴承 (F_a/F_r 大) -
--轴向和径向载荷

2. 轴承的转速

球轴承---转速高；滚子轴承---转速低。

3. 轴承的调心性能

调心球轴承---中心线与轴承座中心线不重合，或轴受力弯曲等。

4. 轴承的安装和拆卸

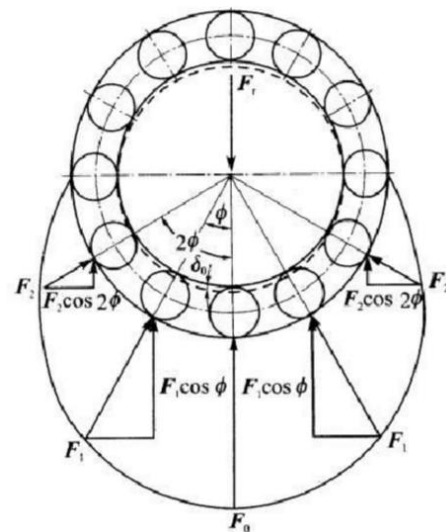
5. 经济性

14.5 滚动轴承的选择计算

14.5.1 滚动轴承的受力和失效形式

1. 轴承的受力分析

在轴向载荷 F_a 作用下，各滚动体所受的载荷是相同的；在径向载荷 F_r 作用下，滚动体在不同位置受力是不同的 → 滚动体或内外圈滚道上的确定部位，受脉动循环变化接触应力的作用。



2. 失效形式

(1) 疲劳点蚀(正常失效形式)

↑ 接触应力循环次数 → 疲劳点蚀

(2) 塑性变形

过大的静载荷或瞬间过大的冲击载荷，局部应力大于屈服极限

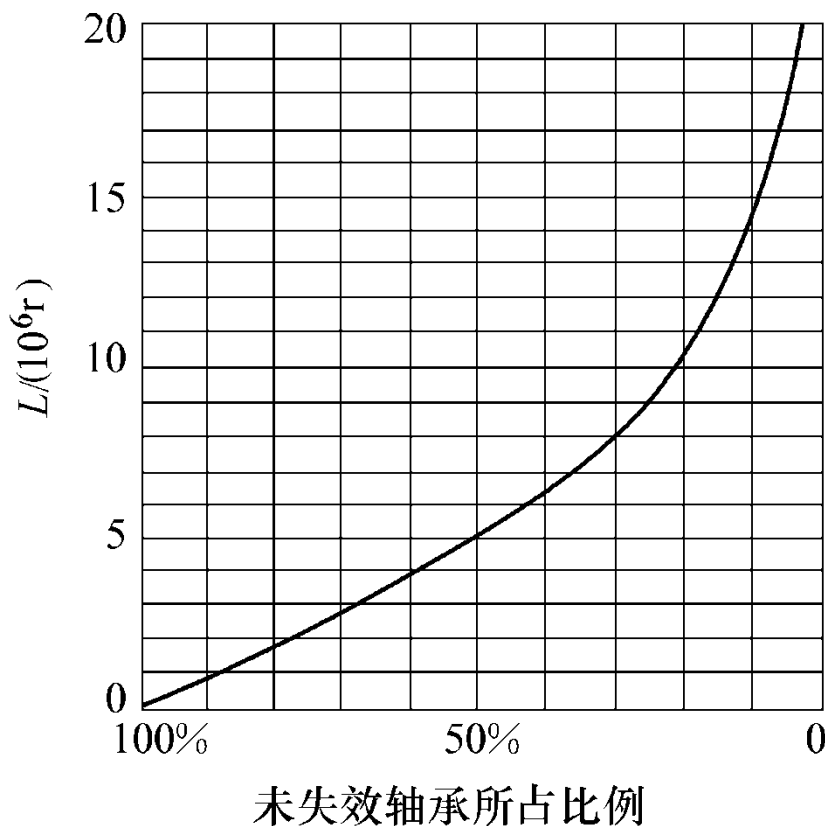
14.5.2 滚动轴承选择计算

1. 滚动轴承的基本额定寿命

轴承寿命：轴承的滚动体或套圈首次出现点蚀之前，轴承的转数 L 或相应的运转小时数 L_h

一批相同的轴承，即使在完全相同的条件运转，由于材料、热处理及工艺等原因，其寿命是不同的。

基本额定寿命 L_{10} ：同一型号的轴承，在相同的条件下运转，其中90%的轴承不发生疲劳点蚀所能达到的寿命。



2. 滚动轴承的基本额定动载荷

基本额定动载荷C：轴承的基本额定寿命恰好为 10^6 转时，轴承所能承受的载荷值。

基本额定动载荷表征了轴承的承载能力。对于**向心轴承**其指纯径向载荷，用 C_r 表示；对于**推力轴承**其指纯轴向载荷，用 C_a 表示。

3. 轴承的寿命计算

当 P （当量动载荷） $\neq C$ ，轴承寿命为：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon h$$

考虑工作温度和载荷性质对轴承寿命的影响，轴承寿命为：

其中： L_h —轴承寿命； ε —寿命指数，对于球轴承 $\varepsilon = 3$ ，滚子轴承 $\varepsilon = 10/3$ ； C —基本额定动载荷； P —当量动载荷； n —轴承转速； f_t —温度修正系数； f_p —载荷性质系数

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon h$$

在轴承设计计算时，若已知载荷 P 、转速 n 和轴承的设计寿命 L'_h ，则轴承的基本额定动载荷为：

$$C = \frac{f_p P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L'_h \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad N$$

4. 轴承当量动载荷计算

轴承的实际受载情况与轴承寿命实验时的情况是不同的。所以，在计算轴承寿命时，须将轴承受到的实际载荷等效转化为与基本额定动载荷 C 相当的载荷，即当量动载荷，用 P 表示。

对于仅能承受纯径向力的轴承

$$P = F_r$$

对于仅能承受纯轴向力的轴承

$$P = F_a$$

对于能同时承受径向力和轴向力的轴承

$$P = XF_r + YF_a$$

F_r —轴承受到的径向载荷；

F_a —轴承受到的轴向载荷；

X —径向载荷系数；

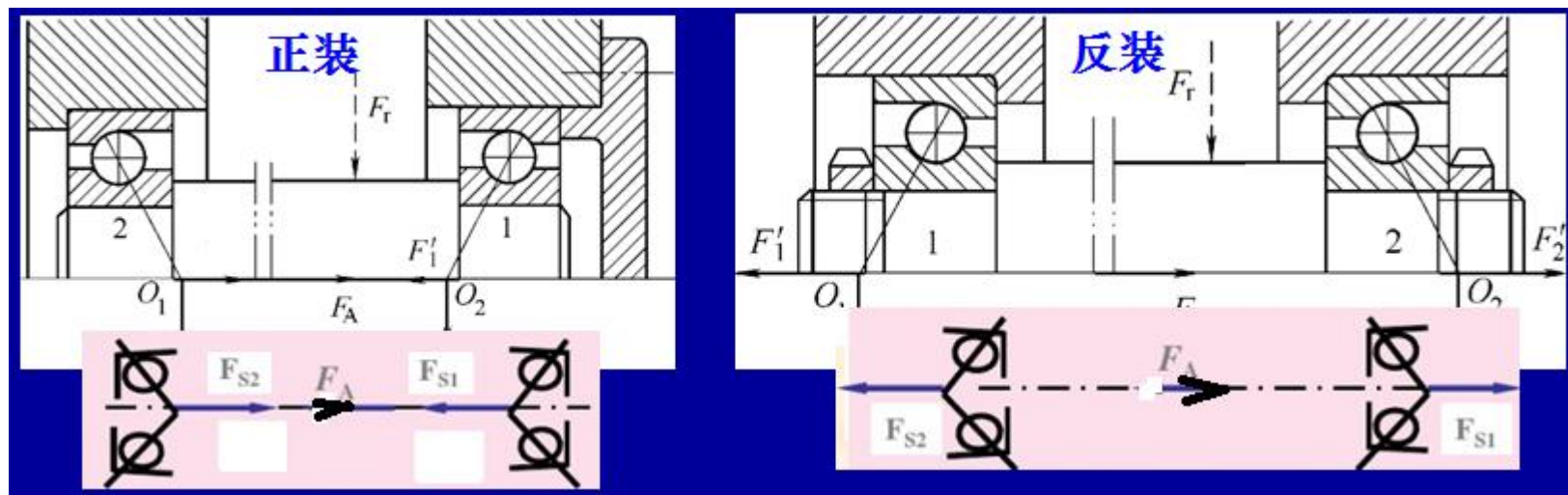
Y —轴向载荷系数。

5. 角接触向心轴承的轴向载荷

在设计中，为了使角接触轴承的内部轴向力得到平衡，这种轴承须成对使用。其安装方式有两种：

正装-面对面安装：两轴承外圈的窄边相对，即内部轴向力指向相对

反装-背靠背安装：两轴承外圈的宽边相对，即内部轴向力指向向背

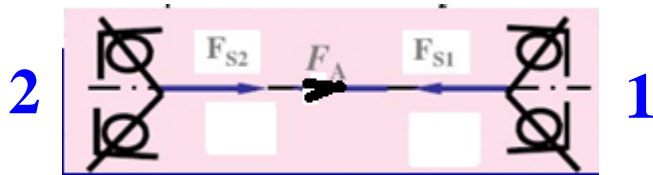


F_{r1} 、 F_{r2} —轴承1、2受到的径向力；

F_{s1} 、 F_{s2} —轴承1、2受到的内部轴向力；

F_A —轴承的轴向外载荷。 O_1 、 O_2 —轴承1、2的压力中心。

计算轴向力的“放松压紧法”



1) 假设 $F_{s2} + F_A > F_{s1}$, 则轴有右移动的趋势, 右端轴承1被压紧, 左端轴承2松开。

轴承1 (紧端) 轴向载荷: $F_{a1} = F_{s2} + F_A$;

轴承2 (松端) 轴向载荷: $F_{a2} = F_{s2}$

2) 假设 $F_{s2} + F_A < F_{s1}$, 则轴有左移动的趋势, 左端轴承2被压紧, 右端轴承1松开。

轴承2 (紧端) 轴向载荷: $F_{a2} = F_{s1} - F_A$

轴承1 (松端) 轴向载荷: $F_{a1} = F_{s1}$

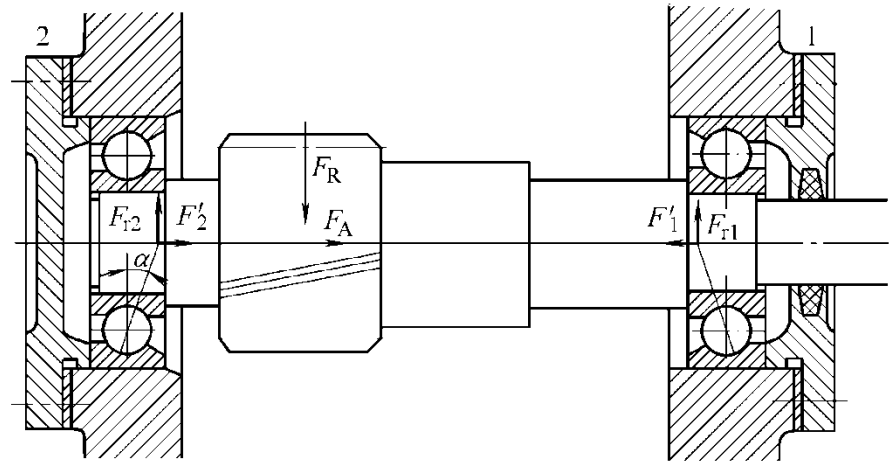
结论: 松端轴承的轴向载荷等于它本身的内部轴向力; 紧端轴承的轴向载荷等于轴向外力与松端轴承内部轴向力的代数和。

例题: 如图, 一对角接触球轴承正装, 已知轴颈 $d=40\text{mm}$, 轴承的径向载荷 $F_{r1}=1000\text{N}$ 、 $F_{r2}=2060\text{N}$, 轴向外载荷 $F_A=880\text{N}$, 转速 $n=5000\text{r/min}$, 运转中受中等冲击, 预期寿命 $L'_h=2000\text{h}$ 。试选择轴承的型号。

解: 1) 计算轴承的轴向力

计算内部轴向力

参照轴承标准, 暂选接触角为 25° 的角接触球轴承, 则内部轴向力为:



$$F'_1 = 0.68F_{r1} = 0.68 \times 1000\text{N} = 680\text{N}$$

$$F'_2 = 0.68F_{r2} = 0.68 \times 2060\text{N} = 1400\text{N}$$

计算轴向力的合力

$$F'_2 + F_A - F'_1 = (1400 + 880 - 680)\text{N} = 1600\text{N} > 0$$

轴右窜, 轴承
1压紧, 2放松

计算轴承的轴向力

$$F_{a2} = F'_2 = 1400\text{N} \quad F_{a1} = F'_2 + F_A = (1400 + 880)\text{N} = 2280\text{N}$$

2) 计算轴承的当量动载荷。由载荷系数表查得 $e=0.68$ ，而

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2280}{1000} = 2.28 > e = 0.68 \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1400}{2060} = 0.68 = e$$

查得 $X_1=0.41$, $Y_1=0.87$; $X_2=1$, $Y_2=0$ 。当量动载荷为

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 1000 + 0.87 \times 2280 = 2394\text{N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 2060 + 0 \times 1400 = 2060\text{N}$$

3) 计算所需的当量动载荷。查得 $f_t=1$, $f_p=1.5$, 按 P_1 计算有

$$C = \frac{f_p P_1}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L'_h \right)^{1/\varepsilon} = \frac{1.5 \times 2394}{1} \left(\frac{60 \times 5000}{10^6} \times 2000 \right)^{1/3} \text{N} = 30209\text{N}$$

4) 选择轴承型号。按 $d=40\text{mm}$ 和 C 值，由手册选取7208AC，
 $C_r = 35200\text{N} > 30209\text{N}$ ，故适用。

14.6 滚动轴承的润滑与密封

14.6.1 滚动轴承的润滑

1. 润滑剂的选择：

(1) **润滑脂**：不易流失，便于密封，不易造成污染，使用周期长。轴承 dn 值在 $(1.5\sim 2)\times 10^5\text{mm}\cdot\text{r}/\text{min}$ 范围时采用，其填充量不宜超过轴承孔隙的 $1/3\sim 1/2$ ，过多会引起轴承发热。

(2) **润滑油**：

轴承 dn 值大于 $2\times 10^5\text{mm}\cdot\text{r}/\text{min}$ 或 dn 值不大但脂润滑不能满足要求时采用。润滑油的粘度可按 dn 值及工作温度确定。

2. 润滑方式的选择：

按照轴承类型与 dn 值查表选择。

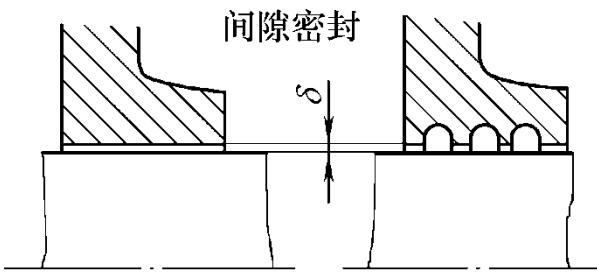
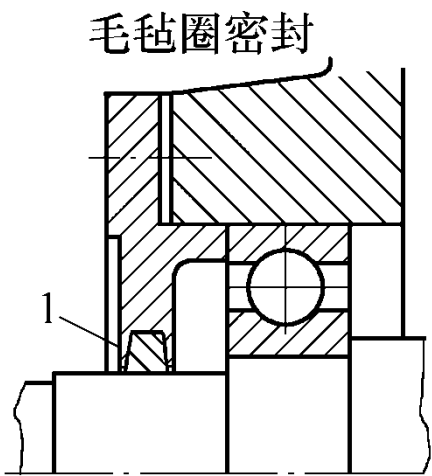
14.6.2 滚动轴承的密封

1. 接触式密封

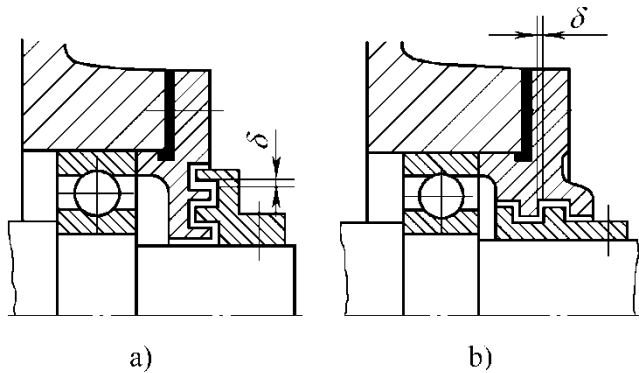
密封方法：毛毡圈密封、密封圈密封

2. 非接触式密封

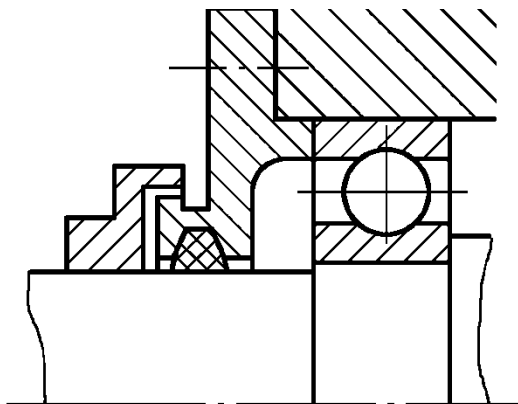
密封方法：间隙密封、迷宫式密封、组合式密封



间隙密封



迷宫式密封



组合式密封