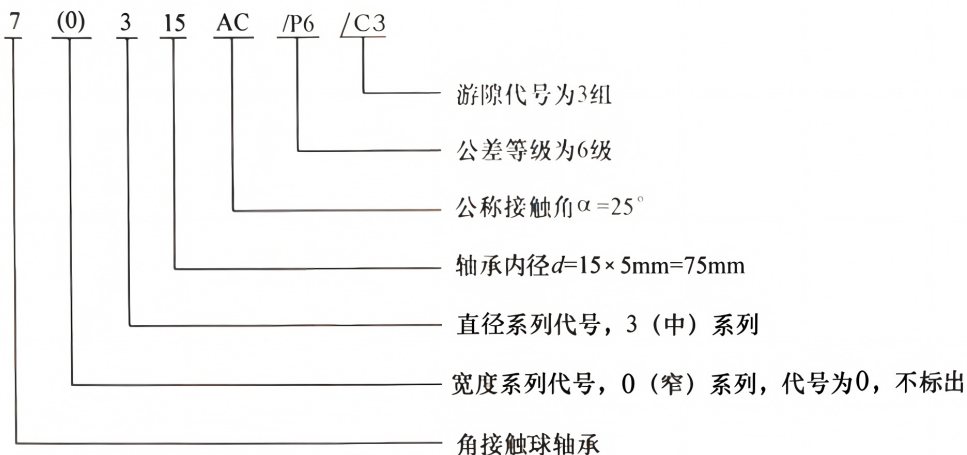




实际应用的滚动轴承类型是很多的，相应的轴承代号也比较复杂。以上仅对轴承代号中最基本、最常用的部分作了介绍，熟悉了这部分代号，就可以识别和查选常用的轴承。关于滚动轴承代号的详细说明可查阅 GB/T 272—2017。

例 9-2 试说明滚动轴承代号 7315AC/P6/C3 的含义。

解：



9.6 滚动轴承的选择和应用

9.6.1 滚动轴承的失效形式和计算准则

1. 滚动轴承的失效形式

(1) 疲劳点蚀 滚动轴承工作时，作用在轴上的力通过轴承内圈、滚动体、外圈传到基座上，由于滚动体与内、外圈之间存在着相对运动，所以滚动体与内、外圈滚道的接触表面产生脉动循环规律变化的接触应力。当应力循环次数达到一定值后，在滚动体或内、外圈滚道的工作面上就会出现金属剥落的疲劳点蚀现象，致使轴承失去工作能力。

(2) 塑性变形 当轴承不转动、转速很低 ($n \leq 10 \text{ r/min}$) 或间歇摆动时，一般不会产生疲劳点蚀，但在很大的静载荷或冲击载荷的作用下，轴承滚道或滚动体工作面上的局部应力会超过材料的屈服强度而产生塑性变形，从而使轴承在运转中产生剧烈振动和噪声，导致轴承不能正常工作。对于转速很低或重载、大冲击条件下工作的滚动轴承，塑性变形为其主要失效形式。

滚动轴承除以上两种失效形式外，还有使用维护和保养不当或润滑密封不良等引起的磨损，以及元件断裂、锈蚀、化学腐蚀等失效形式。

2. 滚动轴承的计算准则

在确定滚动轴承尺寸时，应针对其主要失效形式进行必要的计算。对于一般运转的滚动轴承，其滚动体和滚道发生疲劳点蚀是其主要失效形式，因而主要是进行寿命计算，必要时再做静强度校核。对于不转动、低速或摆动的滚动轴承，局部塑性变形是其主要失效形式，因而主要进行静强度计算。对于其他失效形式，可通过正确的润滑和密封、正确的操作和维护来解决。



9.6.2 滚动轴承的尺寸选择

同类型的滚动轴承，尺寸越大，承载能力越强。如果载荷一定，则轴承尺寸越大，使用寿命越长。所以，滚动轴承的尺寸选择就是根据载荷的大小、方向、性质以及对其使用寿命的要求等条件，通过计算，选择尺寸合适的轴承。

1. 滚动轴承的寿命计算

(1) 轴承寿命 滚动轴承中任一滚动体或内、外圈滚道出现疲劳点蚀前所经历的总转数，或在某一转速下的工作小时数称为轴承寿命。

(2) 基本额定寿命 一批同型号的轴承，即使在相同的工作条件下运转，各个轴承的寿命也是不同的，最高寿命与最低寿命可相差几倍，甚至几十倍，单个轴承的具体寿命很难预测。因此，轴承寿命计算中常用基本额定寿命作为计算的依据。

基本额定寿命是指一批相同型号的轴承，在相同的工作条件下，其中 90% 的轴承不发生疲劳点蚀时相应的总转数，或在一定转速下的工作小时数，用符号 L 或 L_h 表示，单位为 $10^6 r$ ，或以 h 为单位。就单个轴承而言，能够达到或超过此寿命的概率为 90%。

(3) 基本额定动载荷 滚动轴承的基本额定寿命 L 与所承受的载荷有关。滚动轴承标准中规定，轴承工作温度在 100°C 以下，基本额定寿命 $L = 1 \times 10^6 r$ 时，轴承所能承受的最大载荷称为基本额定动载荷，用符号 C 表示。基本额定动载荷代表了滚动轴承的承载能力，其值越大，承载能力越大。对于向心轴承是指纯径向载荷，用 C_r 表示；对于推力轴承是指中心轴向载荷，用 C_a 表示。换言之，在基本额定动载荷 C 的作用下，轴承可以工作 $10^6 r$ 而不失效，其可靠度为 90%。各种型号轴承的 C 值可在滚动轴承样本或设计手册中查得。

(4) 当量动载荷 轴承的基本额定动载荷 C 是在向心轴承只承受径向载荷，推力轴承只承受轴向载荷的特定条件下确定的。实际中，轴承往往承受径向载荷和轴向载荷的联合作用，因此，必须将实际载荷等效为一个假想的载荷，这个假想载荷称为当量动载荷，用符号 P 表示。在该载荷的作用下，轴承有与实际载荷作用下相同的寿命。其计算公式为

$$P = XF_r + YF_a \quad (9-5)$$

式中 F_r ——轴承所承受的径向载荷 (N)；

F_a ——轴承所承受的轴向载荷 (N)；

X 、 Y ——径向载荷系数和轴向载荷系数，见表 9-13。

表 9-13 轴承当量动载荷的 X 、 Y 值

轴承类型	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$	
			X	Y	X	Y
深沟球轴承	0.014	0.19	0.56	2.30	1	0
	0.028	0.22		1.99		
	0.056	0.26		1.71		
	0.084	0.28		1.55		
	0.11	0.30		1.45		
	0.17	0.34		1.31		
	0.28	0.38		1.165		



(续)

轴承类型		$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$	
				X	Y	X	Y
深沟球轴承		0.42	0.42	0.56	1.04	1	0
		0.56	0.44		1.00		
角接触球轴承	$\alpha = 15^\circ$	0.015	0.38	0.44	1.47	1	0
		0.029	0.40		1.40		
		0.058	0.43		1.30		
		0.087	0.46		1.23		
		0.12	0.47		1.19		
		0.17	0.50		1.12		
		0.29	0.55		1.02		
		0.44	0.56		1.00		
		0.58	0.56		1.00		
	$\alpha = 25^\circ$	—	0.68	0.41	0.87	1	0
	$\alpha = 40^\circ$	—	1.14	0.35	0.57	1	0
圆锥滚子轴承(单列)		—	$1.5 \tan \alpha$	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	0
调心球轴承(双列)		—	$1.5 \tan \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$

对于向心轴承, 式(9-5)中 X 、 Y 可由表 9-13 根据 $F_a/F_r > e$ 或 $F_a/F_r \leq e$ 查得。当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $X=1$ 、 $Y=0$, 说明 F_a 对当量动载荷的影响可以不计。其中 e 值列于轴承标准中, 其值与轴承类型和比值 F_a/C_0 有关 (C_0 是轴承的径向额定静载荷, 其值可由设计手册查得)。

对径向接触轴承 ($\alpha=0^\circ$)

$$P = F_r \quad (9-6)$$

对轴向接触轴承 ($\alpha=90^\circ$)

$$P = F_a \quad (9-7)$$

(5) 向心角接触轴承轴向载荷的计算 向心角接触轴承的结构特点是在滚动体和外滚道接触处存在着接触角 α 。当轴承在承受径向载荷 F_r 时, 作用在第 i 个滚动体上的法向力 Q_i 可分解为径向分力 R_i 和轴向分力 S_i , 如图 9-26 所示。各个滚动体上所受轴向分力的合力即为轴承的派生轴向力 S , 其值按表 9-14 所列公式计算, 其方向由轴承外圈的宽边指向窄边。

在实际使用中, 为了使派生轴向力得到平衡, 以免轴窜动, 通常向心角接触轴承都要成对使用, 如图 9-27 所示。图中表示了两种不同的安装方式: 两外圈窄边相对, 称为正装; 两外圈宽边相对, 称为反装。

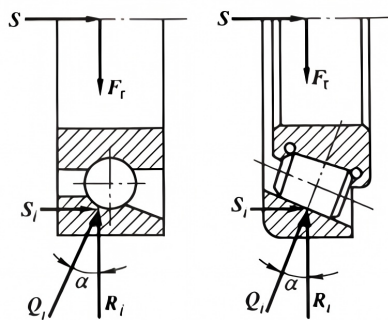


图 9-26 派生轴向力

表 9-14 向心角接触轴承的派生轴向力

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C ($\alpha = 15^\circ$)	70000AC ($\alpha = 25^\circ$)	70000B ($\alpha = 40^\circ$)
$S = F_a / (2Y)$	$S = eF_r$	$S = 0.68F_r$	$S = 1.14F_r$

注: 1. Y 是对应表 9-13 中 $F_a/F_r > e$ 的 Y 值。

2. e 值由表 9-13 查出。

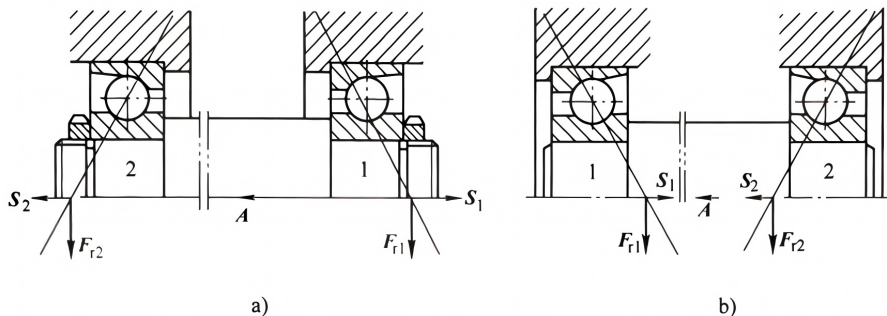


图 9-27 向心角接触球轴承的载荷分析

a) 反装 b) 正装

由于向心角接触轴承承受径向载荷会产生派生轴向力, 故在计算其当量动载荷时, 轴承的轴向载荷 F_a 并不完全由外界的轴向作用力 A 产生, 而是应该根据整个轴上的轴向载荷 (包括因径向载荷 F_r 产生的派生轴向力 S) 之间的平衡条件得出。下面来分析这个问题。

如图 9-27b 所示, 取轴和与其配合的轴承内圈为分离体, 如达到平衡时, 应满足

$$A + S_2 = S_1$$

按表 9-14 中的公式求得的 S_1 和 S_2 不满足上面的关系式时, 就会出现下面两种情况。

1) 当 $A + S_2 > S_1$ 时, 轴有向左窜动的趋势, 相当于轴承 1 被“压紧”, 轴承 2 被“放松”, 但实际上轴必须处于平衡位置 (即轴承座必然要通过轴承元件施加一个附加的轴向力来阻止轴的窜动), 所以被“压紧”的轴承 1 所受的总轴向力 F_{a1} 必须与 A 和 S_2 相平衡, 即

$$F_{a1} = A + S_2$$

而被“放松”的轴承 2 只受其本身派生的轴向力 S_2 , 即

$$F_{a2} = S_2$$

2) 当 $A + S_2 < S_1$ 时, 同理, 被“放松”的轴承 1 只受其本身派生的轴向力 S_1 , 既而被“压紧”的轴承 2 所受的总轴向力大小为

$$F_{a2} = S_1 - A$$

综上所述, 计算向心角接触轴承轴向载荷的方法可归纳为: 先通过派生轴向力与外加轴向载荷的计算和分析, 判定被“放松”或被“压紧”的轴承; 然后确定被“放松”轴承的轴向力等于其本身派生的轴向力, 被“压紧”轴承的轴向力等于除去本身派生的轴向力后其余各轴向力的代数和。

(6) 寿命计算 在实际应用中, 基本额定寿命常用给定转速下运转的小时数 L_h 表示。

当轴承型号一定时, 轴承寿命的计算公式为



$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_r C}{f_p P} \right)^{\epsilon} \quad (9-8)$$

式中 C ——基本额定动载荷 (N);

P ——当量动载荷 (N);

f_r ——温度系数 (见表 9-15), 考虑到工作温度对轴承承载能力的影响而引入的系数;

f_p ——载荷系数 (见表 9-16), 考虑到机器振动和冲击的影响而引入的系数;

ϵ ——寿命指数, 球轴承 $\epsilon=3$, 滚子轴承 $\epsilon=10/3$ 。

表 9-15 温度系数 f_r

轴承工作温度/℃	<120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_r	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60	0.50

表 9-16 载荷系数 f_p

载荷性质	载荷系数 f_p	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0~1.2	电动机、汽轮机、通风机、水泵
中等冲击	1.2~1.8	车辆、机床、起重机、冶金设备、内燃机
强烈冲击	1.8~3.0	破碎机、轧钢机、石油钻机、振动筛

轴承寿命计算后应满足

$$L_h > L'_h \quad (9-9)$$

式中, L'_h 是轴承的预期使用寿命 (h), 根据机械的使用情况给定 (通常可参照机器的大修期限取定), 推荐值可参考表 9-17。

表 9-17 轴承预期使用寿命 L'_h 的推荐值

机 器 类 别	预期使用寿命 L'_h /h
不经常使用的仪器或设备, 如闸门开闭装置等	300~3000
短期或间断使用的机械, 中断使用不会引起严重后果, 如手动机械等	3000~8000
间断使用的机械, 中断使用后果严重, 如发动机辅助设备、流水作业线自动传送装置、升降机、车间吊车、不常使用的机床等	8000~12000
每日工作 8h 的机械 (利用率不高), 如一般的齿轮传动、某些固定电动机等	12000~20000
每日工作 8h 的机械 (利用率较高), 如金属切削机床、连续使用的起重机、木材加工机械、印刷机械等	20000~30000
24h 连续工作的机械, 如矿山升降机、纺织机械、泵、电动机等	40000~60000
24h 连续工作的机械, 中断使用后果严重, 如纤维生产或造纸设备、发电站主电动机、矿井水泵、船舶螺旋桨轴等	100000~200000

当轴承型号未确定时, 在已知当量动载荷 P 和转速 n 的条件下, 根据设计要求选择轴承的预期使用寿命 L'_h , 并按下式计算出轴承满足预期使用寿命要求所具备的额定动载荷 C' 。

$$C' = \frac{f_p P}{f_r} \sqrt[6]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \quad (9-10)$$

根据 C' 值小于所选轴承 C 值的条件, 即可在轴承样本或设计手册中选择所需轴承的

型号。

2. 滚动轴承的静强度计算

对于不转动、极低速转动 ($n \leq 10 \text{ r/min}$) 或摆动的滚动轴承, 局部塑性变形是其主要失效形式, 因此, 设计时必须进行静强度计算。对于转速较高但承受重载或冲击载荷的轴承, 除必须进行寿命计算外, 还应进行静强度计算。

轴承标准中规定, 滚动轴承中受载最大的滚动体与滚道的接触中心处引起的计算接触应力达到一定值 (如对于滚子轴承为 4 GPa) 时的载荷, 称为轴承的基本额定静载荷, 用 C_0 表示。它是限制轴承塑性变形的极限载荷值。各种轴承的 C_0 值可在轴承手册中查得。

为限制滚动轴承中的塑性变形量, 应校核轴承承受静载荷的能力。滚动轴承的静强度校核公式为

$$C_0 \geq S_0 P_0 \quad (9-11)$$

式中 C_0 ——基本额定静载荷 (N);

S_0 ——安全系数, 其值可查相关机械设计手册;

P_0 ——当量静载荷 (N)。

当量静载荷 P_0 是一个假想的静载荷, 在该载荷的作用下, 承载最大的滚动体与滚道接触处的塑性变形量之和与实际复合载荷作用下所产生的塑性变形量之和相等。当量静载荷的计算公式为

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (9-12)$$

式中 F_r 、 F_a ——轴承所受的径向载荷和轴向载荷 (N);

X_0 、 Y_0 ——静径向系数和静轴向系数, 其值可查有关机械设计手册。

若由式 (9-12) 计算出的 $P_0 < F_r$, 则应取 $P_0 = F_r$ 。

例 9-3 某机械传动中的轴, 其两端轴颈直径均为 $d = 35 \text{ mm}$, 轴的转速 $n = 3000 \text{ r/min}$ 。根据工作条件拟采用一对正装的角接触球轴承, 如图 9-28 所示。已知轴承受载 $F_{r1} = 1000 \text{ N}$, $F_{r2} = 2100 \text{ N}$, 轴向外载荷 $A = 900 \text{ N}$, 运转过程中有轻微冲击, 要求预期使用寿命 $L'_h = 2000 \text{ h}$ 。试选择轴承型号。

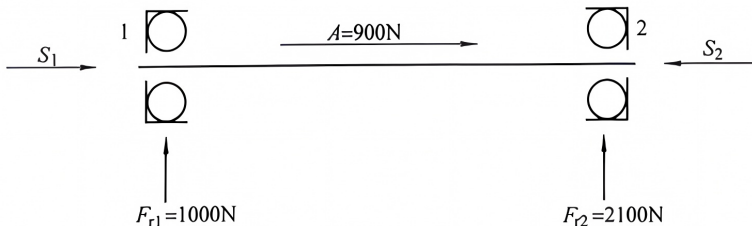


图 9-28 传动轴

解: (1) 计算两轴承的轴向力 F_{a1} 、 F_{a2} 要计算出 F_{a1} 、 F_{a2} , 就必须先求出派生轴向力, 但轴承型号未选出之前, 暂不知其接触角, 故用试算法, 暂定 $\alpha = 25^\circ$ 。由表 9-14 查 $\alpha = 25^\circ$ 角接触球轴承的派生轴向力为

$$S_1 = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 1000 \text{ N} = 680 \text{ N} \quad (\text{方向向右})$$

$$S_2 = 0.68 F_{r2} = 0.68 \times 2100 \text{ N} = 1428 \text{ N} \quad (\text{方向向左})$$

因为 $S_1 + A = (680 + 900) \text{ N} = 1580 \text{ N} > S_2$, 右端被压紧, 左端被放松

所以

$$F_{a1} = 680 \text{ N}, \quad F_{a2} = S_1 + A = 1580 \text{ N}$$



(2) 计算当量动载荷 由表 9-13 查得 $e=0.68$, 而

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{680}{1000} = 0.68 = e$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1580}{2100} = 0.752 > e$$

由表 9-13 查得 $X_1=1, Y_1=0; X_2=0.41, Y_2=0.87$ 。故当量动载荷为

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = (1 \times 1000 + 0 \times 680) \text{ N} = 1000 \text{ N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = (0.41 \times 2100 + 0.87 \times 1580) \text{ N} = 2236 \text{ N}$$

(3) 计算所需径向基本额定动载荷 C' 由于轴的结构要求两端选用同样型号的轴承, 故以受载最大的 P_2 一端作为计算依据。工作温度正常, 查表 9-15 得 $f_r=1$; 因有轻微冲击, 查表 9-16 取 $f_p=1.1$, 所以由式 (9-10) 得

$$C' = \frac{f_p P}{f_r} \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = \frac{1.1 \times 2236}{1} \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 3000 \times 2000}{10^6}} \text{ N} = 17500 \text{ N}$$

(4) 确定轴承型号 根据轴的直径 $d=35\text{mm}$ 及所求得的 C' 值, 由轴承样本或设计手册选轴承型号为 7207AC, 其基本额定动载荷 $C_r=22500\text{N}$, 大于 $C'=17500\text{N}$, 故适用。

9.6.3 滚动轴承的组合设计

为了保证滚动轴承在机器中正常工作, 不仅要正确地选用轴承的类型和尺寸 (型号), 而且还要进行合理的组合结构设计, 以解决轴承的固定、调整、配合与装拆, 以及润滑与密封等问题。

1. 滚动轴承的轴向固定

(1) 轴承内圈的轴向固定 内圈轴向固定的常用方法有如下几种。

1) 将轴用弹性挡圈嵌在轴的沟槽内, 主要用于承受轴向力不大及转速不高的深沟球轴承, 如图 9-29a 所示。

2) 用轴端挡圈固定, 用于在轴端切割螺纹有困难时, 可在高转速下承受大的轴向力, 如图 9-29b 所示。

3) 用圆螺母和止动垫圈固定, 主要用于轴承转速高、承受较大轴向力的情况, 如图 9-29c 所示。

4) 用紧定衬套、止动垫圈和圆螺母固定, 主要用于光轴上的、轴向力和转速都不大的、内圈为圆锥孔的轴承, 如图 9-30 所示。

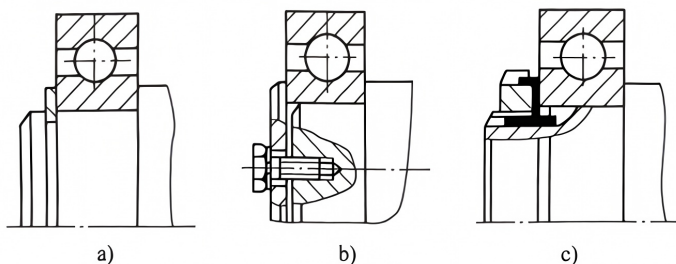


图 9-29 内圈轴向固定的常用方法

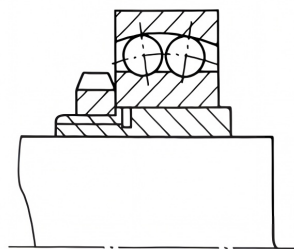


图 9-30 安装在紧定衬套上的轴承



内圈的另一端常以轴肩作为定位面，为了便于轴承拆卸，轴间的高度应低于轴承内圈的厚度。

(2) 轴承外圈的轴向固定 外圈轴向固定的常用方法有如下几种。

1) 嵌入外壳沟槽内的孔用弹簧挡圈固定，用于向心轴承，当轴向力不大且需要减少轴承装置的尺寸时，如图 9-31a 所示。

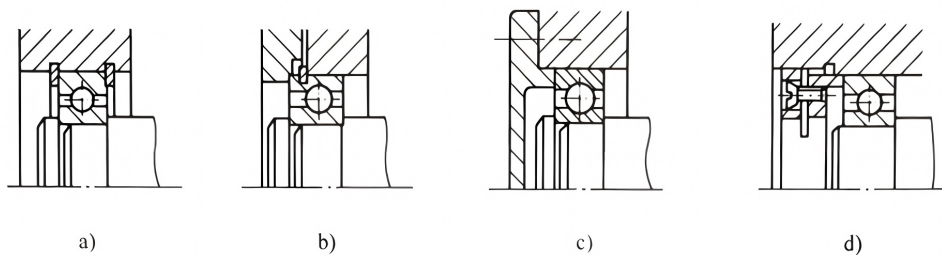


图 9-31 外圈轴向固定常用的方法

2) 用止动环嵌入轴承外圈的止动槽内固定，用于带有止动槽的深沟球轴承，当外壳不便设凸肩且外壳为剖分式结构时，如图 9-31b 所示。

3) 用轴承端盖固定，用于转速高及轴向力很大时的各类向心轴承、推力轴承和向心推力轴承，如图 9-31c 所示。

4) 用螺纹环固定，用于轴承转速高、轴向载荷大而不适于使用轴承端盖固定的情况，如图 9-31d 所示。

2. 滚动轴承支承的结构形式

一般来说，一根轴需要两个支点，每个支点可由一个或一个以上的轴承组成。合理的支承结构应考虑轴在机器中有确定的位置，防止轴向窜动以及轴受热膨胀后使轴承卡死等。滚动轴承常用的支承结构有三种基本形式。

(1) 双支点单向固定 如图 9-32 所示，两轴承均利用轴肩顶住内圈，端盖压住外圈，两端支承的轴承各限制轴一个方向的轴向移动，合在一起便限制了轴的双向移动。为了补偿轴的热伸长，对于径向接触轴承可在轴承盖与外圈端面之间留出 $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$ 的轴向补偿间隙；对于内部游隙可以调整的角接触轴承，在装配时将补偿间隙留在轴承内部。

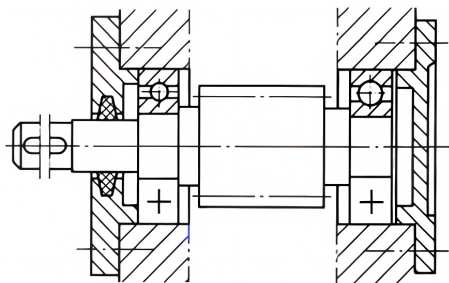


图 9-32 双支点单向固定支承

这种支承形式适用于温度变化不大或较短的轴（跨距 $L \leq 350 \text{ mm}$ ）。

(2) 单支点双向固定 如图 9-33 所示，一端支承处轴承限制了轴的双向轴向移动，为固定支承；而另一端支承处轴承的内圈做双向固定，外圈的两侧自由，故当轴受热膨胀伸长时，该支承处的轴承可以随轴颈沿轴向自由游动，即为游动支承。一般取承载较

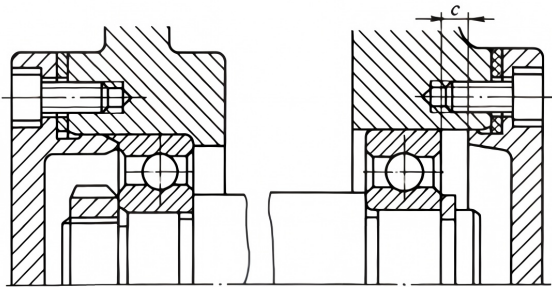


图 9-33 单支点双向固定支承



小的轴承作为游动支承。游动轴承外圈端面与轴承盖端面之间应留有足够大的间隙 c ，一般为 $3 \sim 8\text{mm}$ 。

这种支承形式适用于温度变化较大或较长的轴（跨距 $L > 350\text{mm}$ ）。

（3）两端游动支承 对于一对人字齿轮轴，由于人字齿轮本身的相互轴向限位作用，它们的轴承内、外圈的轴向固定应设计成只保证其中一根轴相对机座有固定的轴向位置，而另一根轴上的两个轴承都必须是游动的，以防齿轮卡死或人字齿的两侧受力不均匀。

3. 滚动轴承的预紧

为了提高轴承的旋转精度，增加轴承装置的刚性，减少机器工作时轴的振动，常采用预紧的滚动轴承。

所谓预紧，就是在安装时用某种方法给轴承一定的轴向压力，以消除其轴向间隙，并在滚动体和内、外圈接触处产生预变形。预紧后的轴承受到工作载荷时，其内、外圈的径向和轴向相对移动量要比未预紧的轴承小很多。

常用的预紧方法有：①夹紧一对正装圆锥滚子轴承的外圈来预紧，如图 9-34a 所示；②用弹簧预紧，可以得到稳定的预紧力，如图 9-34b 所示；③在一对轴承内、外圈之间分别放置长度不等的套筒来预紧，预紧力可由两套筒的长度差控制，如图 9-34c 所示；④夹紧一对磨窄的外圈来预紧，如图 9-34d 所示，反装时可磨窄内圈并夹紧。

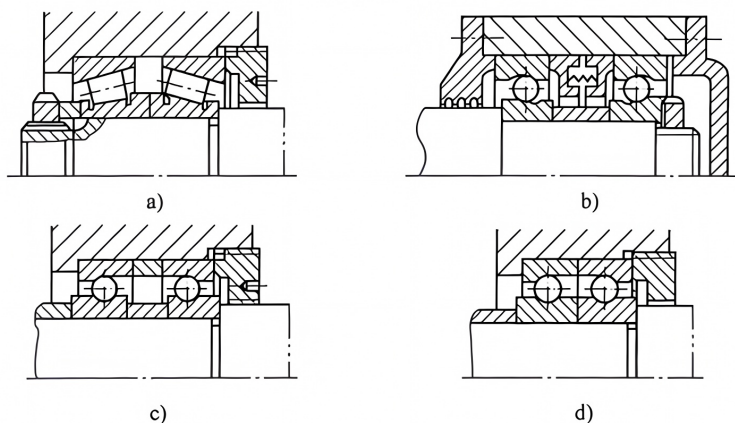


图 9-34 滚动轴承的预紧

4. 滚动轴承的配合

滚动轴承的配合是指内圈与轴颈、外圈与轴承座孔的配合。由于滚动轴承是标准件，故轴承内孔与轴的配合采用基孔制，轴承外径与轴承座孔的配合采用基轴制。国家标准规定，0、6、5、4、2 各公差等级的轴承内径和外径的公差带均为单向制，而且统一采用上偏差为零、下偏差为负值的分布。详细内容见有关标准。

轴承配合种类的选取，应根据轴承的类型和尺寸、载荷的大小和方向、载荷的性质和使用条件等情况来决定。一般来说，当工作载荷的方向不变时，转动圈应比不动圈的配合紧些。转速越高、载荷越大和振动越强烈，则应选用越紧的配合。经常装拆的轴承，要选间隙较小的间隙配合或过渡配合，以便装拆。对游动支承，轴承与机座孔间选间隙配合，如外圈承受旋转载荷，不宜采用间隙配合，可考虑选用圆柱滚子轴承。对于剖分式轴承座，外圈不宜采用过盈配合。

5. 滚动轴承的装拆

在进行轴承的组合设计时，必须考虑轴承的装拆，以保证在装拆的过程中不损坏轴承和其他零件。装拆力应沿圆周方向均匀地直接施加在被装拆的座圈端面上，不得通过滚动体来传递装拆力，否则将可能使滚道和滚动体受损，降低轴承的精度和使用寿命。

当轴承内圈与轴径过盈配合时，可采用压力机在内圈上加压将轴承压套到轴径上。对于大尺寸的轴承，可将轴承放入油中加热至 80~120℃ 后进行热装。

轴承的拆卸常用拆卸器进行，如图 9-35 所示。对于轴承外圈的拆卸，要借助外圈露出的端面 and 必要的拆卸空间（图 9-36a、b）或利用螺钉孔（图 9-36c）将其取出。

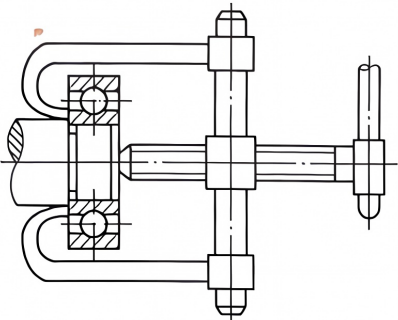


图 9-35 滚动轴承内圈的拆卸

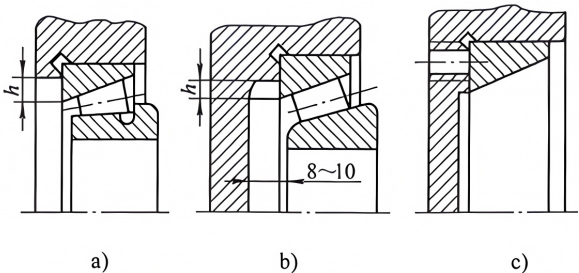


图 9-36 便于滚动轴承外圈拆卸的座孔结构

9.6.4 滚动轴承的润滑和密封

1. 滚动轴承的润滑

润滑对于滚动轴承具有重要意义，不仅可以减少摩擦和磨损，提高效率，延长轴承使用寿命，还起着散热、减小接触应力、吸收振动、防止锈蚀等作用。

滚动轴承常用的润滑方式有脂润滑和油润滑两类。选用哪一类润滑方式，这与轴承的速度有关，一般用滚动轴承的 dn 值（ d 为滚动轴承的内径，mm； n 为轴承转速，r/min）表示轴承的速度大小。表 9-18 为适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限，可作为选择润滑方式时的参考。

表 9-18 适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限 （单位： $10^4 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ ）

轴承类型	脂润滑	油润滑			
		油浴	滴油	循环油（喷油）	油雾
深沟球轴承	16	25	40	60	>60
调心球轴承	16	25	40		
角接触球轴承	16	25	40	60	>60
圆柱滚子轴承	12	25	40	60	>60
圆锥滚子轴承	10	16	23	30	
调心滚子轴承	8	12		25	
推力球轴承	4	6	12	15	

(1) 脂润滑 由于润滑脂是一种黏稠的凝胶状材料，故润滑膜强度高，能承受大的载荷，不易流失，容易密封，使用周期长。装填润滑脂时其填充量一般应为轴承内部容积的



1/3~1/2。脂润滑的缺点是只适用于较低的 dn 值。合适的润滑脂可按轴承工作温度、 dn 值在表 9-19 中选用。

表 9-19 滚动轴承润滑脂的选择

轴承工作温度 / $^{\circ}\text{C}$	dn 值 / ($\text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$)	使用环境	
		干燥	潮湿
0~40	>80000	2 号钙基脂, 2 号钠基脂	2 号钙基脂
	<80000	3 号钙基脂, 3 号钠基脂	3 号钙基脂
40~80	>80000	2 号钠基脂	3 号锂基脂
	<80000	3 号钠基脂	

(2) 油润滑 在高速高温的条件下, 脂润滑不能满足要求时, 可采用油润滑。油润滑黏度的选择可参考图 9-37, 根据轴承工作温度和 dn 值选择润滑油应具有黏度值, 然后根据黏度从有关手册中选定相应的润滑油牌号。

2. 滚动轴承的密封

轴承的密封装置是为了防止灰尘、水、酸气和其他杂物进入轴承, 并阻止润滑剂流失而设置的。滚动轴承密封方法的选择与润滑剂的种类、工作环境、温度、密封表面的圆周速度有关。密封装置可分为接触式及非接触式两大类, 它们的密封形式、适用范围和性能可参见表 9-20。

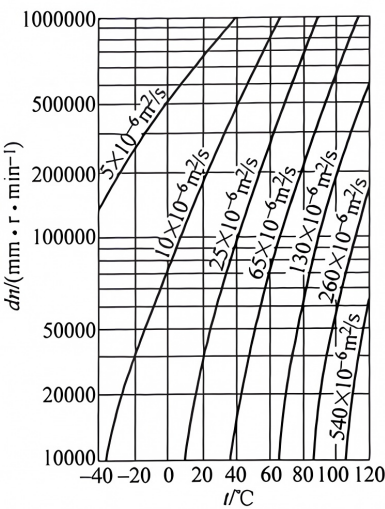


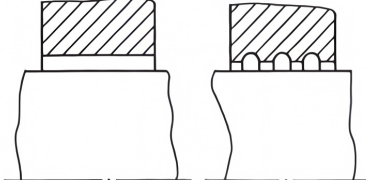
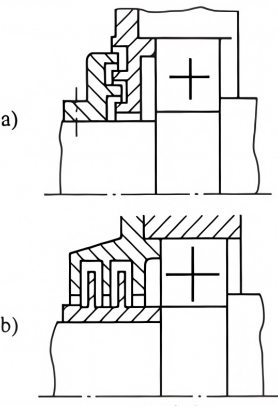
图 9-37 油润滑黏度的选择

表 9-20 常用的滚动轴承密封形式

密封类型	图 形	适用场合	说 明
接触式密封	 毛毡圈密封	脂润滑。要求环境清洁, 轴颈圆周速度 v 不大于 $4 \sim 5 \text{ m/s}$, 工作温度不超过 90°C	矩形断面的毛毡圈被安装在梯形槽内, 它对轴产生一定的压力而起到密封作用
	 唇形圈密封	脂或油润滑。轴颈圆周速度 $v < 7 \text{ m/s}$, 工作温度范围为 $40 \sim 100^{\circ}\text{C}$	唇形密封圈用皮革、塑料或耐油橡胶制成, 有的具有金属骨架, 有的没有骨架, 是标准件, 单向密封



(续)

密封类型	图 形	适 用 场 合	说 明
非接触式密封	 间隙密封	脂润滑, 干燥清洁环境	靠轴与盖间的细小环形间隙密封, 间隙越小越长, 效果越好, 间隙 δ 取 $0.1 \sim 0.3\text{mm}$
	 迷宫式密封	脂润滑或油润滑, 工作温度不高于密封用脂的滴点, 密封效果可靠	将旋转件与静止件之间的间隙做成迷宫(曲路)的形式, 在间隙中填充润滑油或润滑脂以加强密封效果。迷宫式密封分径向、轴向两种: 图 a 为径向曲路, 顶隙 δ 不大于 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$; 图 b 为轴向曲路, 因考虑到轴要伸长, 间隙应取大些, 同时轴承端盖应采用两半形式的

9.7 滑动轴承概述

9.7.1 两摩擦表面的摩擦状态

滑动轴承的承载能力与载荷的性质、轴承的材料以及轴和轴承两表面之间的摩擦状态有关。两表面之间的摩擦状态可分为以下四类。

1. 干摩擦状态

轴颈与轴承间没有任何润滑剂存在, 两金属表面直接接触, 因而摩擦磨损大, 造成温度急剧升高, 甚至烧毁轴瓦。这种状况一般是由使用、维护不当所造成, 应尽量避免。

2. 液体摩擦状态

轴颈与轴承两表面间有充足的润滑油, 在一定条件下, 两表面间形成薄薄的一层压力油膜将两金属表面完全隔开 (图 9-38a), 这时相对运动引起的摩擦阻力只是润滑油分子之间的内摩擦力, 因此摩擦因数很小, 一般仅为 $0.001 \sim 0.008$ 。

3. 边界摩擦状态

轴颈与轴承两表面间的润滑油分子牢固地吸附在金属表面上, 形成极薄的一层边界油膜 (小于 $1\mu\text{m}$), 它不足以将两表面完全分隔开, 当两摩擦面做相对运动时, 仍有部分凸起的金属表面直接接触, 发生摩擦 (图 9-38b)。但是, 由于有边界油膜的存在, 使摩擦、磨损大大减轻, 此时摩擦因数一般为 $0.1 \sim 0.3$ 。