

# 滚针轴承



# 1 额定负荷与寿命

## 1-1 轴承的寿命

轴承即使在适当的负荷以及正常的安装、润滑条件下使用，轨道环与滚动体也要不断地反复承受一定的应力。该应力集中到浅表层部位，经过一定时间后，会在局部表面产生鳞片状的破损形态。这种现象称为疲劳剥落（剥离）。

轴承在正常使用过程中，由于受应力反复作用发生疲劳剥落而无法继续使用时，我们将其称为达到轴承的“寿命”。一般情况下，以在轨道面上产生疲劳剥落为止的轴承的总转数来定义轴承寿命。但是，由于材料的疲劳极限具有分散性，因此，将平均寿命作为轴承寿命的基准来实际选择轴承，并非恰当的做法。而将对于大部分轴承都有保证的寿命（基本额定寿命）值作为标准来选择轴承才是实用的方法。

轴承由于烧熔、磨损、缺损、咬死等原因而无法继续使用的现象，是由于使用环境、条件、轴承的选定方法等原因而导致的“故障”，因此需要将其与轴承寿命区别对待。

## 1-2 基本额定寿命

轴承的基本额定寿命定义如下：将一批相同的轴承在同一条件下分别运行，其中 90% 的轴承未出现由于滚动疲劳所造成的疲劳剥落现象的总转数。

若以某固定转速运转时，也可以采用总旋转时间来表示基本额定寿命。

## 1-3 基本额定动负荷

理论上可以使轴承基本额定寿命达到 100 万转的恒定静止径向负荷称为基本额定动负荷。

## 1-4 当量动负荷

径向当量动负荷

径向当量动负荷是指一种假想负荷，该假想负荷作用到轴承中心，可获得与轴承上同时承受径向负荷与轴向负荷时相同的寿命。

滚针轴承为径向受力结构，只承受径向负荷，径向当量动负荷可直接使用径向负荷。

## 1-5 轴承寿命计算公式

轴承的基本额定寿命、基本额定动负荷、当量动负荷之间的关系如下。

$$L_{10} = (C_r / P_r)^p \dots \dots \dots (1.1)$$

$L_{10}$  : 基本额定寿命  $10^6$  rev.

$C_r$  : 基本额定动负荷 N

$P_r$  : 径向当量动负荷 N

$p$  : 球轴承  $p = 3$ , 滚针轴承  $p = 10/3$

如已知每分钟的转数，则基本额定寿命能以以下总旋转时间表示：

$$L_h = 10^6 L_{10} / 60n = 500 f_h^p \dots \dots \dots (1.2)$$

$$f_h = f_n C_r / P_r \dots \dots \dots (1.3)$$

$$f_n = (33.3 / n)^{1/p} \dots \dots \dots (1.4)$$

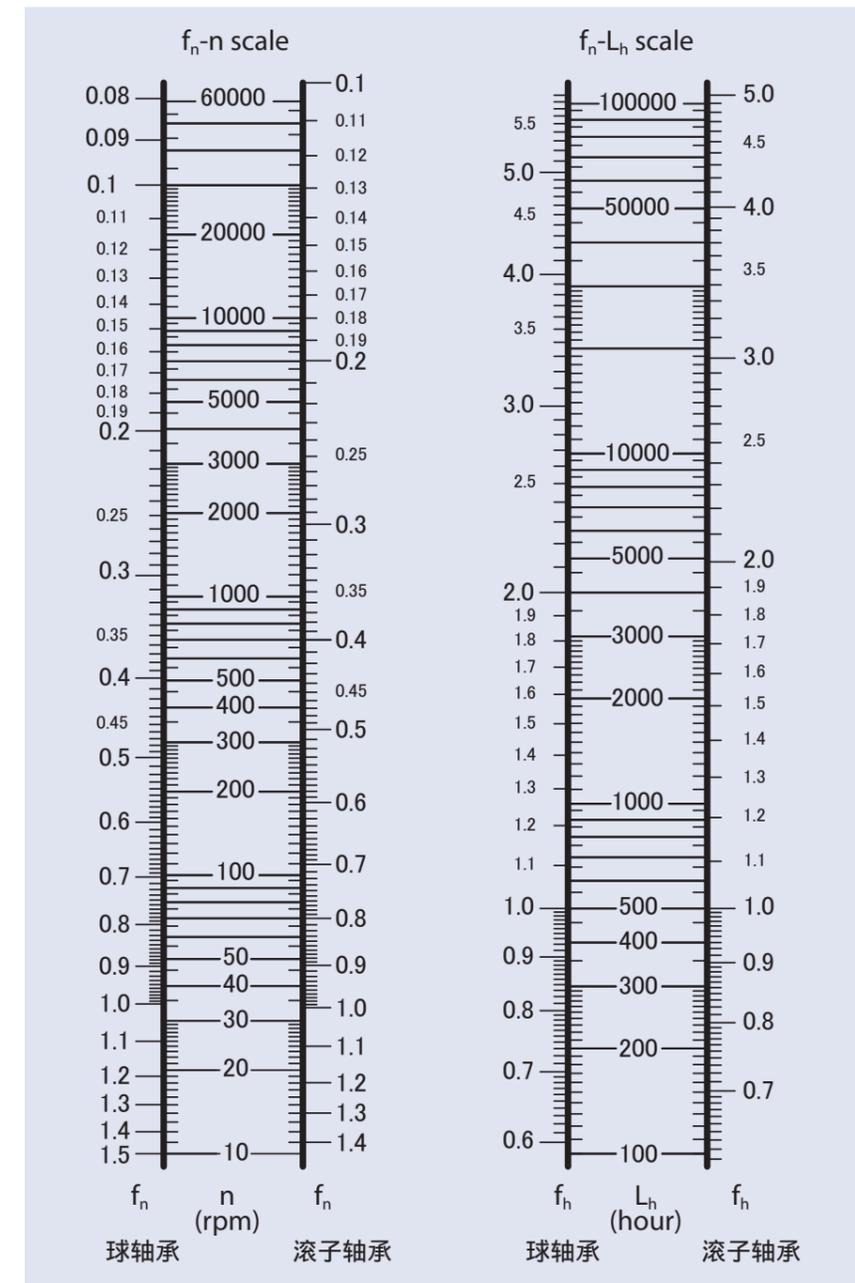
$L_h$  : 用小时数表示的基本额定寿命 h

$n$  : 每分钟转数 rpm

$f_h$  : 寿命系数

$f_n$  : 速度系数

## 基本额定寿命尺度



## 1-6 使用条件与轴承的寿命系数

### 使用设备与必需寿命

选择轴承时,需要根据机械及使用条件设定必需寿命时间。必需寿命主要依据使用机械的耐久期间及运行时的可靠度来确定。一般情况下,标准的必需寿命时间如表 1 所示。

表 1 使用条件与必需寿命系数 (参考)

使用条件	寿命系数 $f_h$				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
短时间或间歇使用时	家用电器 电动工具	农业机械 办公设备			
仅是短时间或间歇使用但要求可靠运转的机械	医疗设备 计量仪器	家用空调 建筑机械 起重机	升降机	起重机	
不连续运转但需长时间运转		小型电机 普通齿轮装置 木工机械 汽车	机床 工厂通用电机 破碎机	重要的齿轮装置 橡胶塑料用压延机 印刷机	
每天 8 小时以上连续运转		压延机 自动扶梯 输送机 离心分离机	空调设备 大型电机 压缩泵	矿山提升机 压机	制浆、造纸机
24 小时连续无故障运转					自来水设备 发电设备

## 1-7 修正额定寿命

上述基本寿命计算公式可靠度为 90%,适用于一般常用的轴承材料、普通加工质量以及在常规条件下运行的轴承。但在要求可靠度达 90% 以上、特殊的轴承特性及特殊的使用条件时,要使用修正系数  $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$ ,由下式计算出修正额定寿命。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots (1.5)$$

$L_{na}$  : 修正额定寿命  $10^6$  rev

$a_1$  : 可靠度系数

$a_2$  : 轴承特性系数

$a_3$  : 使用条件系数

### 1-7-1 可靠度系数

#### 可靠度系数 $a_1$

是相对于破坏概率为  $n\%$  时可靠度为  $(100-n)\%$  的寿命修正系数。可靠度系数  $a_1$  的数值如表 2 所示。

表 2 可靠度系数  $a_1$

可靠度 (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0.62
96	$L_4$	0.53
97	$L_3$	0.44
98	$L_2$	0.33
99	$L_1$	0.21

### 1-7-2 轴承特性系数

#### 轴承特性系数 $a_2$

轴承材料的种类、质量、制造工艺比较特殊时,与寿命相关的特性就会发生变化,因此,采用轴承特性系数  $a_2$  来进行修正。对于标准的材料及制造方法采用  $a_2 = 1$ ,但由于轴承材料的高品质化及制造技术的进步,在采用经过特殊改良的材料、制造方法时,可以用  $a_2 > 1$  计算。

### 1-7-3 使用条件系数

#### 使用条件系数 $a_3$

是修正轴承的使用条件尤其是润滑条件对轴承寿命影响的系数。轴承的寿命是反复受应力作用的表层部位的疲劳现象。因此,在滚动体与轨道表面之间通过油膜进行完全隔离,在表面损伤可以忽略的良好的润滑条件下,  $a_3 = 1$ 。在润滑油粘度较低等润滑条件不良或滚动体的线速度特别慢时,  $a_3 < 1$ 。

相反,润滑条件特别好时,可以取  $a_3 > 1$  的值。一般情况下,  $a_3 < 1$  时,不能将轴承特性系数  $a_2$  设定为超出 1 的数值。

## 1-8 根据温度、硬度对基本额定动负荷进行的修正

### 1-8-1 温度系数

轴承的使用温度要由材质、结构来确定,通过进行特殊的耐热处理后,可以在 150°C 以上使用。但是,由于允许接触应力逐渐减小,基本额定动负荷也会降低。考虑到温度上升时的基本额定动负荷通过下式求出。

$$C_1 = f_1 C_r \dots\dots\dots (1.6)$$

- $C_1$  : 考虑了温度上升的基本额定动负荷 N
- $f_1$  : 温度系数 (参照图 1)
- $C_r$  : 基本额定动负荷 N

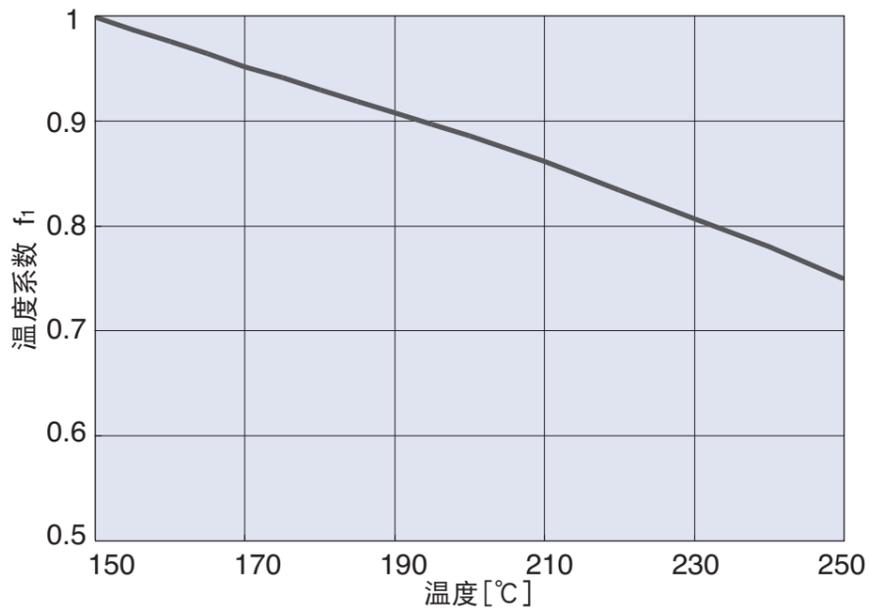


图 1

### 1-8-2 硬度系数

将轴或轴承箱作为轨道面代替轴承内圈或外圈使用时,轨道面的表面硬度需要达到 HRC58 ~ 64。表面硬度低于 HRC58 时,基本额定动负荷会降低。考虑了表面硬度的基本额定动负荷通过下式求出。

$$C_2 = f_2 C_r \dots\dots\dots (1.7)$$

- $C_2$  : 考虑了硬度的基本额定动负荷 N
- $f_2$  : 硬度系数 (参照图 2)
- $C_r$  : 基本额定动负荷 N

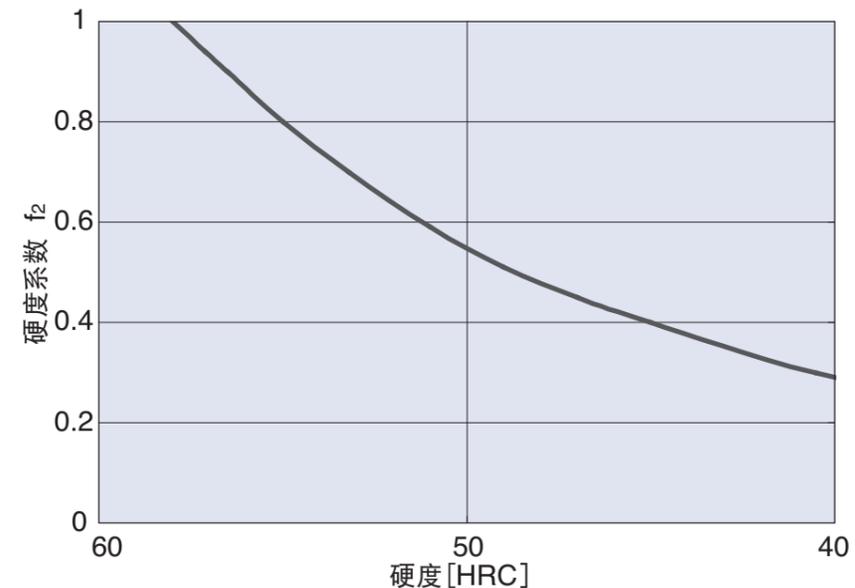


图 2

### 1-9 基本额定静负荷

基本额定静负荷规定如下:在承受最大负荷的滚动体与轨道接触部位的中央区域,达到下表所示的接触应力时所对应的静负荷。由接触应力导致产生的轨道体与轨道的总永久变形量,约为滚动体直径的 0.0001 倍。

轴承种类	接触应力 (MPa)
滚子轴承	4000

## 1-10 当量静负荷

轴承上同时承受径向负荷与轴向负荷时，在滚动体与轨道面的接触面上产生最大接触应力，将能够产生与此相同的接触应力的作用于轴承中心的假想负荷称为当量静负荷。

由于滚针轴承为径向受力结构，只承受径向负荷，当量静负荷可直接使用径向负荷。

$$P_{Or} = F_r \dots\dots\dots (1.8)$$

$P_{Or}$  : 径向当量静负荷 N

## 1-11 静态安全系数

一般情况下，当量静负荷的允许限度可以认为是基本额定静负荷，但由于轴承的使用条件各不相同，在实际使用时，考虑到安全性，应设定其限度。静态安全系数  $f_s$  按下式 (1.9) 求出，一般数值如表 3 所示。

$$f_s = \frac{C_{Or}}{P_{Or}} \dots\dots\dots (1.9)$$

$f_s$  : 安全系数

$C_{Or}$  : 基本额定静负荷 N

表 3 静态安全系数

轴承的使用条件	$f_s$
要求高旋转精度时 受到冲击负荷时	$\geq 3$
要求普通的旋转精度时	$\geq 1.5$
普通旋转精度下低速旋转时	$\geq 1$

## 1-12 允许转速

轴承的旋转速度不断上升，则轴承温度会由于内部产生的摩擦热的作用而逐渐升高，从而导致产生烧熔等损伤。将能够长时间安全运转的极限旋转速度称为允许转速。

允许转速视轴承的型号、大小、轴承负荷、润滑方法、径向间隙而不同，是会产生某种限度以上的发热而可持续运转的经验值。

# 2 轴承负荷

## 2-1 负荷系数

在实际机械上，由于振动、冲击等原因，通常情况下，实际承受的负荷要比理论上的轴负荷大。求实际负荷时，请采用表 4 所示的负荷系数，计算出作用于轴系上的负荷。

$$K = f_w \cdot K_c \dots\dots\dots (2.1)$$

$K$  : 作用于轴系上的实际负荷 N

$K_c$  : 理论计算值 N

$f_w$  : 负荷系数 (表 4)

表 4 负荷系数

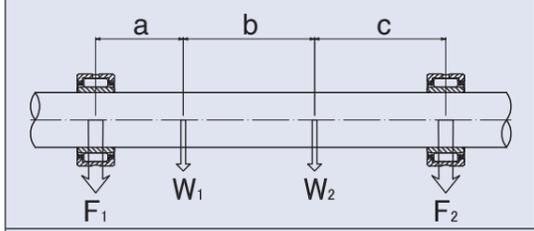
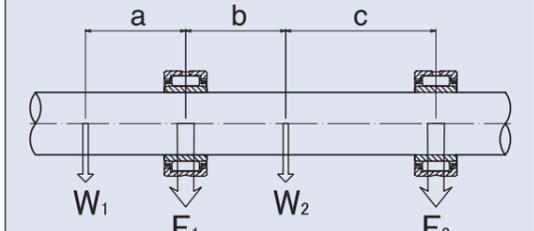
负荷的程度	示例	$f_w$
无冲击、平滑运行的情况	空调机、计量器、办公设备	1 ~ 1.2
普通运行的情况	减速机、车辆、造纸机械	1.2 ~ 1.5
伴随有振动、冲击负荷运行时	压延机、建筑机械、粉碎机	1.5 ~ 3

## 2-2 负荷分配

轴承的负荷分配

为了将作用到轴系上的负荷分配到轴承上，将轴系看作通过轴承支持的简支梁来计算。表 5 中列举了负荷分配的计算示例。

表 5 负荷分配的计算示例

示例	计算负荷
	$F_1 = \frac{W_1(b+c) + W_2c}{a+b+c}$ $F_2 = \frac{W_1a + W_2(a+b)}{a+b+c}$
	$F_1 = \frac{W_1(a+b+c) + W_2c}{b+c}$ $F_2 = \frac{W_2b - W_1a}{b+c}$

## 2-3 传动负荷

### 皮带或链条传动时的负荷

通过皮带或链条传递动力时,作用于皮带轮或链轮上的力可通过下式求出。

$$T = 9550P/N \dots\dots\dots (2.2)$$

$$F_t = 2000 \cdot T/d \dots\dots\dots (2.3)$$

- $T$  : 作用于皮带轮或链轮上的转矩 N·m
- $F_t$  : 皮带或链条的有效传动力 N
- $P$  : 传动动力 kW
- $N$  : 每分钟转速 rpm
- $d$  : 皮带轮或链轮的有效直径 mm

皮带传动的情况下,皮带轮轴上所承受的负荷  $F_r$  是皮带的有效传动力  $F_t$  乘以表 6 中所示皮带系数  $f_b$  求出的数值。

$$F_r = f_b F_t \dots\dots\dots (2.4)$$

表 6 皮带系数

皮带的种类	$f_b$
V型皮带	2 ~ 2.5
扁平皮带 (带张紧器)	2.5 ~ 3
扁平皮带 (不带张紧器)	4 ~ 5

链条传动时,相当于  $f_b$  的链条系数取 1.2 ~ 1.5,与皮带传动同样,由式 (2.4) 求出链轮轴所承受的负荷。

### 齿轮传动时的负荷

通过齿轮传递动力时,作用于齿轮上的力分为径向负荷与轴向负荷,负荷的方向、比例视齿轮类型而不同。因此,不同齿轮的计算方法也不同。在最简单的直齿轮的情况下,负荷方向仅为径向负荷,按下式求出。

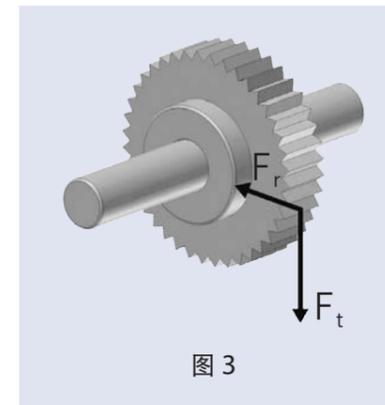
$$T = 9550P/N \dots\dots\dots (2.5)$$

$$F_t = 2000 \cdot T/d \dots\dots\dots (2.6)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \dots\dots\dots (2.7)$$

$$F_c = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \dots\dots\dots (2.8)$$

- $T$  : 作用于齿轮上的转矩 N·m
- $F_t$  : 齿轮切线方向的力 N
- $F_r$  : 齿轮径向力 N
- $F_c$  : 垂直作用于齿轮上的合成力 N
- $P$  : 传动动力 kW
- $N$  : 每分钟转数 rpm
- $d$  : 驱动齿轮的节圆直径 mm
- $\alpha$  : 齿轮的压力角



除通过上述计算式 (2.5) ~ (2.8) 求出的理论负荷外,由于齿轮类型、精加工的精度不同,所受振动、冲击的程度也不同,因此,将理论负荷乘以表 7 中的齿轮系数  $f_z$  所得数值作为实际负荷。

$$F = f_z F_c \dots\dots\dots (2.9)$$

表 7 齿轮系数

齿轮种类	$f_z$
精密齿轮 (节距误差、形状误差均在 0.02mm 以下)	1.05 ~ 1.1
普通机械加工齿轮 (节距误差、形状误差均在 0.02 ~ 0.1mm)	1.1 ~ 1.3

## 平均负荷

轴承上所承受的负荷并非恒定负荷,而是按各种周期变动的情况下,为了使轴承达到相同的寿命,应采用换算所得的平均负荷  $F_m$ 。

### (1) 负荷按阶梯状变化时

轴承受到负荷  $F_1, F_2, \dots, F_n$  作用,此时的旋转速度及动作时间分别为  $n_1, n_2, \dots, n_n, t_1, t_2, \dots, t_n$ ,则平均负荷  $F_m$  通过算式 (2.10) 来表示。

$$F_m = [(F_1^{10/3} \cdot n_1 t_1 + F_2^{10/3} \cdot n_2 t_2 + \dots + F_n^{10/3} \cdot n_n t_n) / (n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n)]^{3/10} \dots \dots \dots (2.10)$$

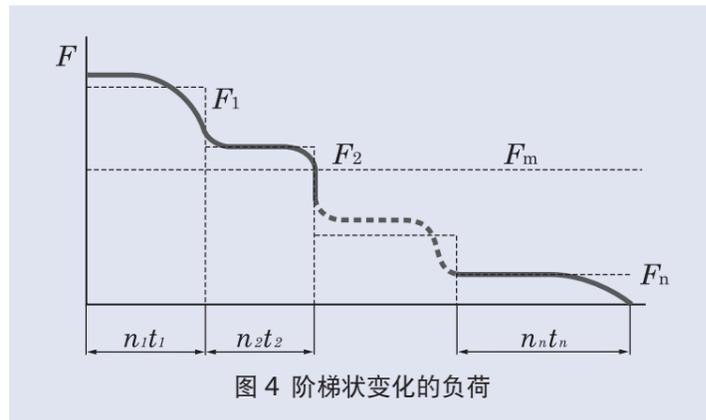


图4 阶梯状变化的负荷

### (2) 负荷连续变化时

当负荷可以用周期  $t_0$  对时间  $t$  的函数  $F(t)$  来表示时,平均负荷通过算式 (2.11) 来表示。

$$F_m = \left[ \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^{10/3} dt \right]^{3/10} \dots \dots \dots (2.11)$$

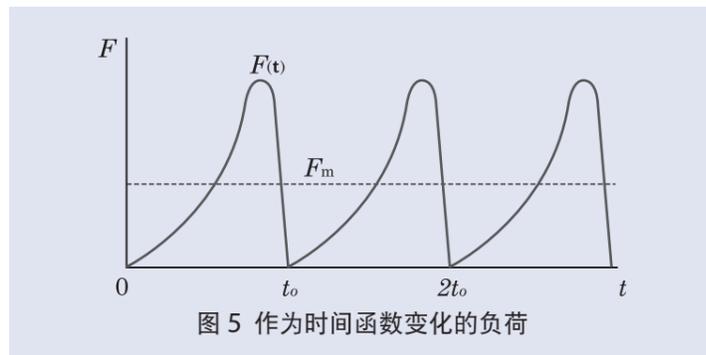


图5 作为时间函数变化的负荷

### (3) 负荷大致呈线性变化时

平均负荷  $F_m$  可近似地通过算式 (2.12) 来表示。

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \dots \dots \dots (2.12)$$

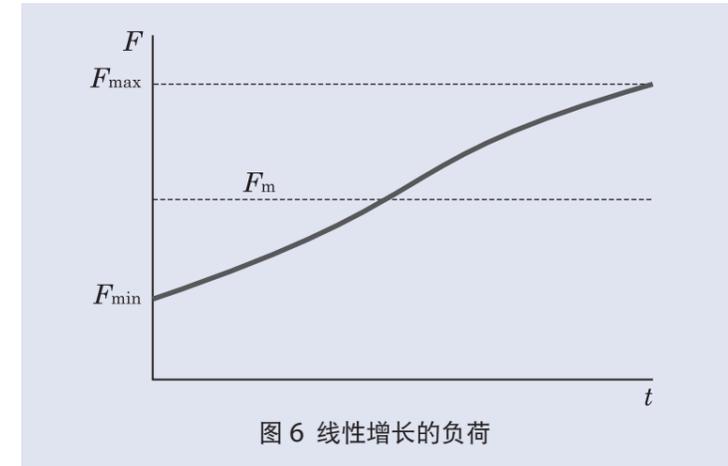


图6 线性增长的负荷

### (4) 负荷以正弦波方式变化时

平均负荷  $F_m$  可近似地通过算式 (2.13) 及 (2.14) 来表示。

$$(a): F_m = 0.75 F_{max} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$(b): F_m = 0.65 F_{max} \dots \dots \dots (2.14)$$

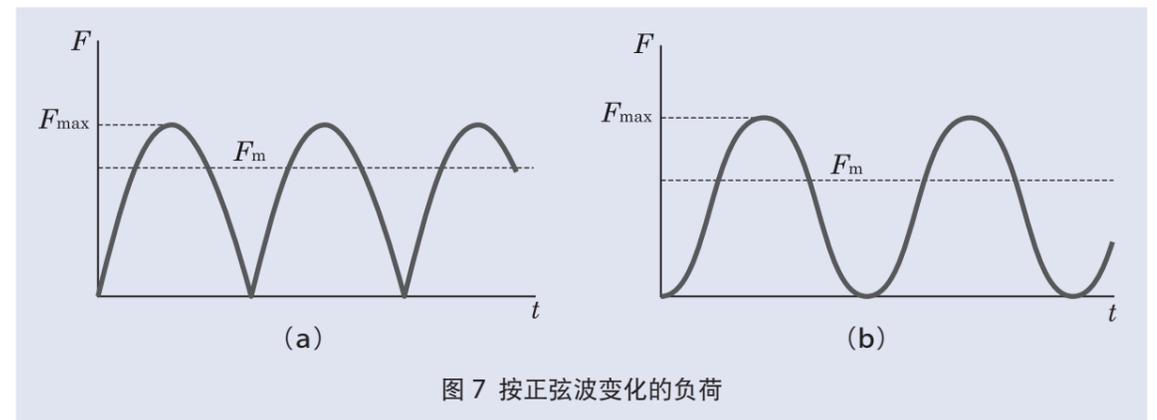


图7 按正弦波变化的负荷

### 3 轴承的精度

#### 3-1 精度

轴承的尺寸精度、形状及旋转精度在 ISO 标准及 JIS B 1514 (滚动轴承的公差) 中有所规定。滚针轴承的精度等级按照从 0 级开始逐渐增高的顺序被定为 0 级、6 级、5 级及 4 级等四个等级。当要求旋转精度、高速旋转时,采用 5 级或 4 级的高精度轴承,但在一般用途中几乎都使用 0 级。

表 8 内圈的精度 单位 :  $\mu\text{m}$

d 轴承公称内径 (mm)	$\Delta_{dmp}$ 单一平面平均内径偏差				$V_{dsp}$ 单一平面内径变动量				$V_{dmp}$ 单一平面平均内径变动量				$K_{ia}$ 内圈的径向振摆				$S_d$ 内圈的横向振摆		$\Delta_{Bs}$ 实测内圈宽度偏差		$V_{Bs}$ 内圈宽度变动量				d 轴承公称内径 (mm)
	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	5 级	4 级	0 级, 6 级	5 级, 4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	
超过 到	上 下	上 下	上 下	上 下	最大				最大				最大				最大		上 下	上 下	最大				超过 到
2.5 <sup>1)</sup> 10	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	10	9	5	4	6	5	3	2	10	6	4	2.5	7	3	0 -120	0 -40	15	15	5	2.5	2.5 <sup>1)</sup> 10
10 18	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	10	9	5	4	6	5	3	2	10	7	4	2.5	7	3	0 -120	0 -80	20	20	5	2.5	10 18
18 30	0 -10	0 -8	0 -6	0 -5	13	10	6	5	8	6	3	2.5	13	8	4	3	8	4	0 -120	0 -120	20	20	5	2.5	18 30
30 50	0 -12	0 -10	0 -8	0 -6	15	13	8	6	9	8	4	3	15	10	5	4	8	4	0 -120	0 -120	20	20	5	3	30 50
50 80	0 -15	0 -12	0 -9	0 -7	19	15	9	7	11	9	5	3.5	20	10	5	4	8	5	0 -150	0 -150	25	25	6	4	50 80
80 120	0 -20	0 -15	0 -10	0 -8	25	19	10	8	15	11	5	4	25	13	6	5	9	5	0 -200	0 -200	25	25	7	4	80 120
120 150	0 -25	0 -18	0 -13	0 -10	31	23	13	10	19	14	7	5	30	18	8	6	10	6	0 -250	0 -250	30	30	8	5	120 150
150 180	0 -25	0 -18	0 -13	0 -10	31	23	13	10	19	14	7	5	30	18	8	6	10	6	0 -250	0 -250	30	30	8	5	150 180
180 250	0 -30	0 -22	0 -15	0 -12	38	28	15	12	23	17	8	6	40	20	10	8	11	7	0 -300	0 -300	30	30	10	6	180 250
250 315	0 -35	0 -25	0 -18	—	44	31	18	—	26	19	9	—	50	25	13	—	13	—	0 -350	0 -350	35	35	13	—	250 315

\* 1) 2.5mm 包含在此尺寸分类中。

表 9 外圈的精度 单位 :  $\mu\text{m}$

D 轴承公称外径 (mm)	$\Delta_{Dmp}$ 单一平面平均外径偏差				$V_{Dsp}$ 单一平面外径变动量				$V_{Dmp}$ 单一平面平均外径变动量				$K_{ea}$ 外圈的径向振摆				$S_D$ 外径面的垂直度		$\Delta_{Cs}$ 实测外圈宽度偏差		$V_{Cs}$ 外圈宽度变动量				D 轴承公称外径 (mm)
	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	0 级	6 级	5 级	4 级	5 级	4 级	0 级, 6 级, 5 级, 4 级	0 级	6 级	5 级	4 级		
超过 到	上 下	上 下	上 下	上 下	最大				最大				最大				最大		上 下	最大				超过 到	
2.5 <sup>2)</sup> 6	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	10	9	5	4	6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	根据同一轴承的轴承公称内径的 $\Delta_{Bs}$ 的公差来决定。	根据同一轴承的轴承公称内径的 $V_{Bs}$ 的公差来决定。	5	2.5	2.5 <sup>2)</sup> 6		
6 18	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	10	9	5	4	6	5	3	2	15	8	5	3	8	4			5	2.5	6 18		
18 30	0 -9	0 -8	0 -6	0 -5	12	10	6	5	7	6	3	2.5	15	9	6	4	8	4			5	2.5	18 30		
30 50	0 -11	0 -9	0 -7	0 -6	14	11	7	6	8	7	4	3	20	10	7	5	8	4			5	2.5	30 50		
50 80	0 -13	0 -11	0 -9	0 -7	16	14	9	7	10	8	5	3.5	25	13	8	5	8	4			6	3	50 80		
80 120	0 -15	0 -13	0 -10	0 -8	19	16	10	8	11	10	5	4	35	18	10	6	9	5			8	4	80 120		
120 150	0 -18	0 -15	0 -11	0 -9	23	19	11	9	14	11	6	5	40	20	11	7	10	5			8	5	120 150		
150 180	0 -25	0 -18	0 -13	0 -10	31	23	13	10	19	14	7	5	45	23	13	8	10	5			8	5	150 180		
180 250	0 -30	0 -20	0 -15	0 -11	38	25	15	11	23	15	8	6	50	25	15	10	11	7			10	7	180 250		
250 315	0 -35	0 -25	0 -18	0 -13	44	31	18	13	26	19	9	7	60	30	18	11	13	8			11	7	250 315		

\* 2) 2.5mm 包含在此尺寸分类中。

表 10 倒角尺寸的允许极限值

单位 :mm

$r_{s \min}$	d 轴承公称内径		径向	轴向
	超过	到		
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1
	40	—	0.8	1
0.6	—	40	1	2
	40	—	1.3	2
1	—	50	1.5	3
	50	—	1.9	3
1.1	—	120	2	3.5
	120	—	2.5	4
1.5	—	120	2.3	4
	120	—	3	5
2	—	80	3	4.5
	80	220	3.5	5
	220	—	3.8	6
2.1	—	280	4	6.5
	280	—	4.5	7
2.5	—	100	3.8	6
	100	280	4.5	6
	280	—	5	7
3	—	280	5	8
	280	—	5.5	8
4	—	—	6.5	9

\* 未规定倒角表面的确切形状,但在轴向平面内,该轮廓不可超出与内圈侧面与轴承内径面、或外圈侧面与轴承外径面相切的半径为  $r_{s \min}$  的假想圆弧之外。(参考图示)

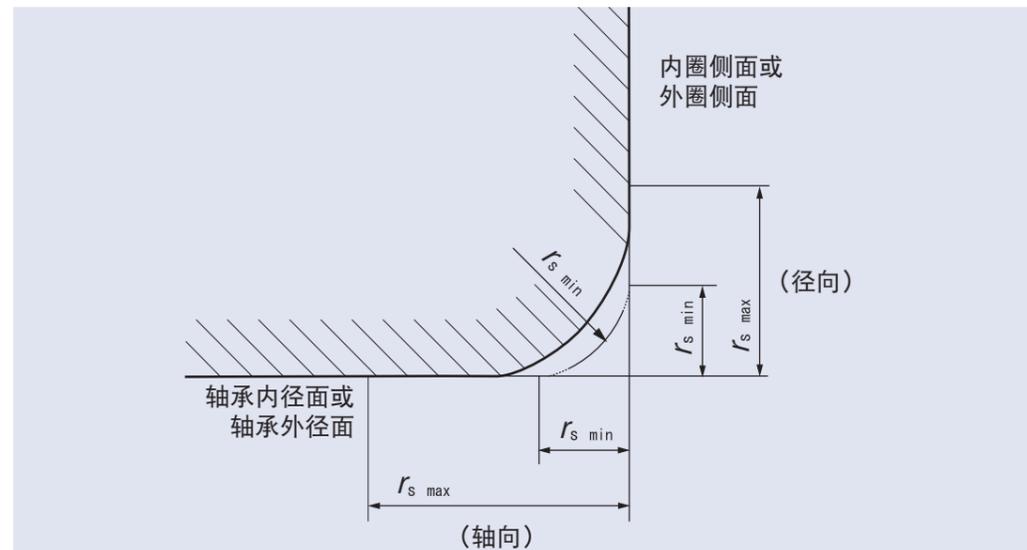


表 11 滚子内切圆直径最小值公差

单位 : $\mu\text{m}$

$F_w$ (mm) 内切圆直径		$\Delta F_{w \min}$ 偏差 滚子内切圆直径最小直径偏差	
超过	到	上限	下限
3	6	+18	+10
6	10	+22	+13
10	18	+27	+16
18	30	+33	+20
30	50	+41	+25
50	80	+49	+30
80	120	+58	+36
120	180	+68	+43
180	250	+79	+50
250	315	+88	+56

\* 圆筒直径定义为,当采用圆筒代替轴承内圈时,至少在一个径向方向上,轴承的径向游隙为零时的圆筒直径。

### 3-2 测量方法

#### 轴承内径的测量方法

表 12 轴承内径

精度的种类与定义	
$d_{mp}$ 单一平面平均内径	同一径向平面内, 实测内径的最大值与最小值的算术平均值。 $d_{mp} = \frac{d_{sp\ max} + d_{sp\ min}}{2}$ $d_{sp}$ : 特定径向平面内的实测内径。
$\Delta_{dmp}$ 单一平面平均内径偏差	单一平面平均内径与公称内径之差。 $\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$ $d$ : 轴承公称内径
$V_{dsp}$ 单一平面内径变动量	同一径向平面内, 实测内径的最大值与最小值之差。 $V_{dsp} = d_{sp\ max} - d_{sp\ min}$
$V_{dmp}$ 单一平面平均内径变动量	基本定义为在具有圆筒状内径面的各条轨道环中, 单一平面平均内径的最大值与最小值之差。 $V_{dmp} = d_{mp\ max} - d_{mp\ min}$
$\Delta_{ds}$ 实测内径偏差	实测内径与公称内径之差。 $\Delta_{ds} = d_s - d$ $d_s$ : 与实测内径面和径向平面的交线相切的两条平行直线之间的距离。

轴承内径的测量方法

用适当的块规或标准环规, 将指示计的指针对准基准点。

在测量范围内的同一实测径向平面内, 改变角度, 测量出最大实测内径 ( $d_{sp\ max}$ ) 及最小实测内径 ( $d_{sp\ min}$ ) 并记录下来。请在若干个径向平面内改变角度, 反复测量并记录, 确定最大实测内径 ( $d_{s\ max}$ ) 及最小实测内径 ( $d_{s\ min}$ )。

表 13 测量范围界限 单位 :mm

$r_{s\ min}$		a
超过	到	
-	0.6	$r_{s\ max} + 0.5$
0.6	-	$1.2 \times r_{s\ max}$

#### 轴承外径的测量方法

表 14 轴承外径

精度的种类与定义	
$D_{mp}$ 单一平面平均外径	同一径向平面内, 实测外径的最大值与最小值的算术平均值。 $D_{mp} = \frac{D_{sp\ max} + D_{sp\ min}}{2}$ $D_{sp}$ : 特定径向平面内的实测外径。
$\Delta_{Dmp}$ 单一平面平均外径偏差	基本上是指在圆筒状外径面的单一平面平均外径与公称外径之差。 $\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D$ $D$ : 轴承公称外径
$V_{Dsp}$ 单一平面外径变动量	同一径向平面内, 实测外径的最大值与最小值之差。 $V_{Dsp} = D_{sp\ max} - D_{sp\ min}$
$V_{Dmp}$ 单一平面平均外径变动量	基本定义为在具有圆筒状外径面的各条轨道环中, 单一平面平均外径的最大值与最小值之差。 $V_{Dmp} = D_{mp\ max} - D_{mp\ min}$
$\Delta_{Ds}$ 实测外径偏差	基本定义为圆筒状外径面的实测外径与公称外径之差 $\Delta_{Ds} = D_s - D$ $D_s$ : 与实测外径面和径向平面的交线相切的两条平行直线之间的距离。

轴承外径的测量方法

用适当的块规或标准环规, 将指示计的指针对准基准点。在测量范围内的同一实测径向平面内, 改变角度, 测量出最大实测外径 ( $D_{sp\ max}$ ) 及最小实测外径 ( $D_{sp\ min}$ ) 并记录下来。请在若干个径向平面内改变角度, 反复测量并记录, 确定最大实测外径 ( $D_{s\ max}$ ) 及最小实测外径 ( $D_{s\ min}$ )。

## 滚动体组的实测内切圆直径的测量

表 15 滚动体组实测内切圆直径的测量

精度的种类与定义	
$F_{ws}$ 滚动体的实测内切圆直径	无内圈的径向轴承中,与滚动体的内切圆和径向平面的交线相切的两条平行直线之间的距离。
$F_{ws\ min}$ 滚动体的最小实测内切圆直径	无内圈的径向轴承中,滚动体的实测内切圆直径的最小值。 * 滚动体最小实测内径是指至少在一个径向方向上,径向游隙为零的圆筒直径。

滚动体实测内切圆直径的测量

将标准规固定到基准面上。将轴承安装到标准规上,将指示计的测头在径向方向贴到轴承或环规外径面宽度的中央。在外圈上交互施加与指示计相同及相反方向的径向测量负荷,通过指示计测定外圈的移动量。此时的测量负荷如表 16 所示。

记录外圈的最大径向移动量。旋转轴承,在多个不同位置反复测量,确定最大实测内切圆直径 ( $F_{ws\ max}$ ) 及最小实测内切圆直径 ( $F_{ws\ min}$ )。

表 16 径向测量负荷

$F_w$ (mm)		测量负荷 (N)
超过	到	最小
-	30	50
30	50	60
50	80	70
80	-	80

## 实测内圈宽度 (或外圈宽度) 的测量

表 17 实测内圈宽度 (或外圈宽度) 的测量

精度的种类与定义	
$\Delta_{Bs}$ 实测内圈宽度偏差	实测内圈宽度与公称内圈宽度之差。 $\Delta_{Bs} = B_s - B$
$V_{Bs}$ 内圈宽度变动量	在各个内圈中,实测内圈宽度的最大值与最小值之差。 $V_{Bs} = B_{s\ max} - B_{s\ min}$
$\Delta_{Cs}$ 实测外圈宽度偏差	实测外圈宽度与公称外圈宽度之差。 $\Delta_{Cs} = C_s - C$
$V_{Cs}$ 外圈宽度变动量	在各个外圈中,实测外圈宽度的最大值与最小值之差。 $V_{Cs} = C_{s\ max} - C_{s\ min}$

实测内圈宽度 (或外圈宽度) 的测量

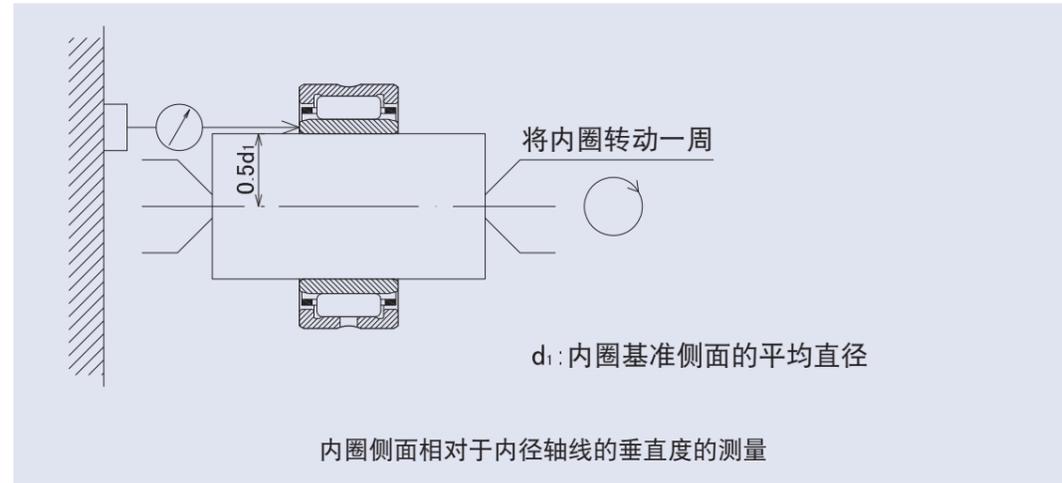
用适当的块规或标准规,以距基准侧面为标准的适当高度将指示计的指针对准基准点。

以相等高度,等间隔配置的三个固定式支撑来支撑其中内圈或外圈的基准侧面。将成 90 度配置的两个固定式支撑在径向方向上贴到内径面或外径面上,以获得内圈或外圈的旋转中心。将指示计的测头贴到与一个固定式支撑所在位置相反一侧的侧面。

旋转内圈或外圈,测量最大实测内圈或外圈宽度 ( $B_{s\ max}$  或  $C_{s\ max}$ ) 及最小实测内圈或外圈宽度 ( $B_{s\ min}$  或  $C_{s\ min}$ )。

### 内圈侧面相对于内径轴线的垂直度的测量 ( $S_d$ )

使用直径锥度比为 1:5000 的精密心轴, 将轴承安装到圆锥心轴上, 使用两个中心支撑以保证轴承正确旋转。在内圈基准侧面距心轴中心平均直径一半的位置, 将指示计的测头贴到内圈的基准侧面上, 转动内圈一周的同时, 读取指示计的读数。

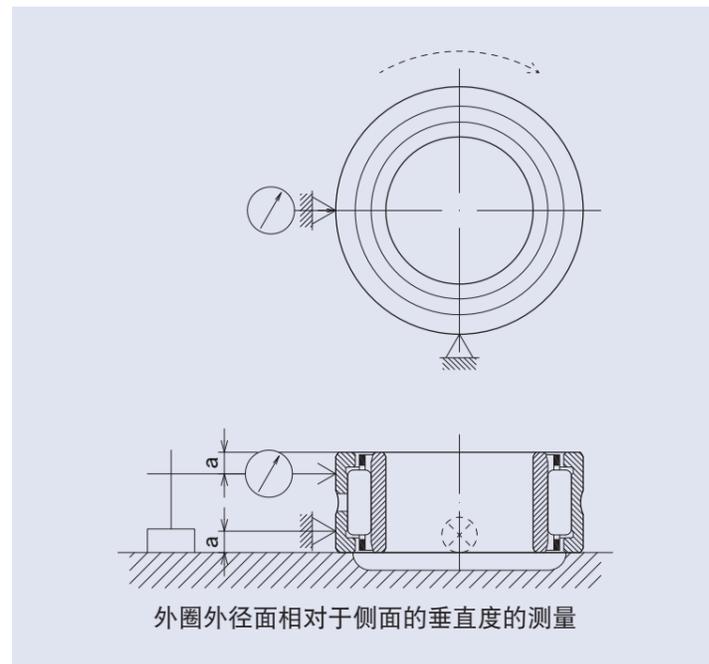


### 外圈外径面相对于侧面的垂直度的测量 ( $S_D$ )

将外圈的基准侧面放置于基准面上。使用组装轴承时, 请勿使内圈接触基准面。将成 90 度配置的两个固定式支撑贴到外圈的圆筒外径面上, 以获得外圈的旋转中心。

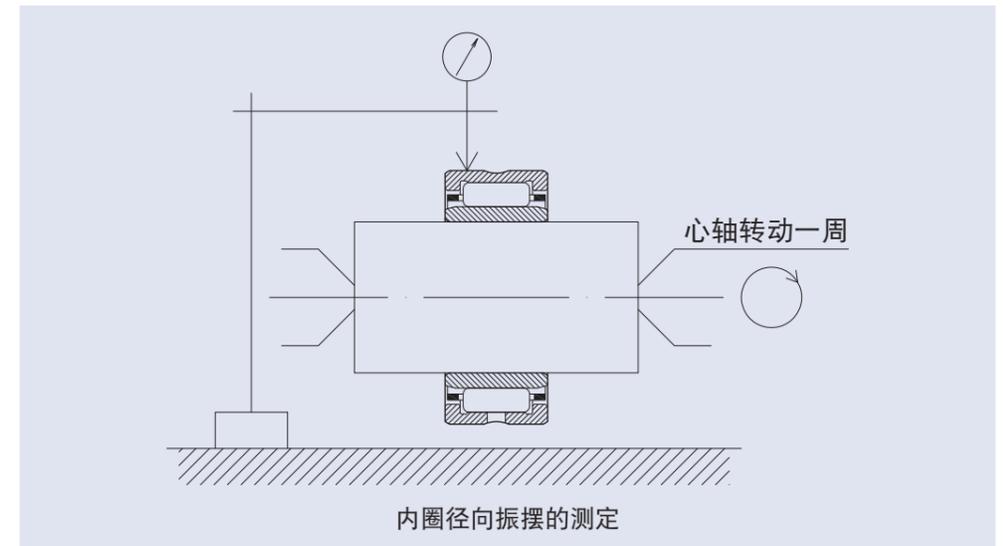
将指示计的测头贴到一个固定式支撑的正上方, 指示计的测头与两个固定式支撑应贴到测量范围的极限位置 (距外圈侧面的距离分别为最大允许倒角尺寸 1.2 倍的位置)。

转动外圈一周的同时, 读取指示计的数值。



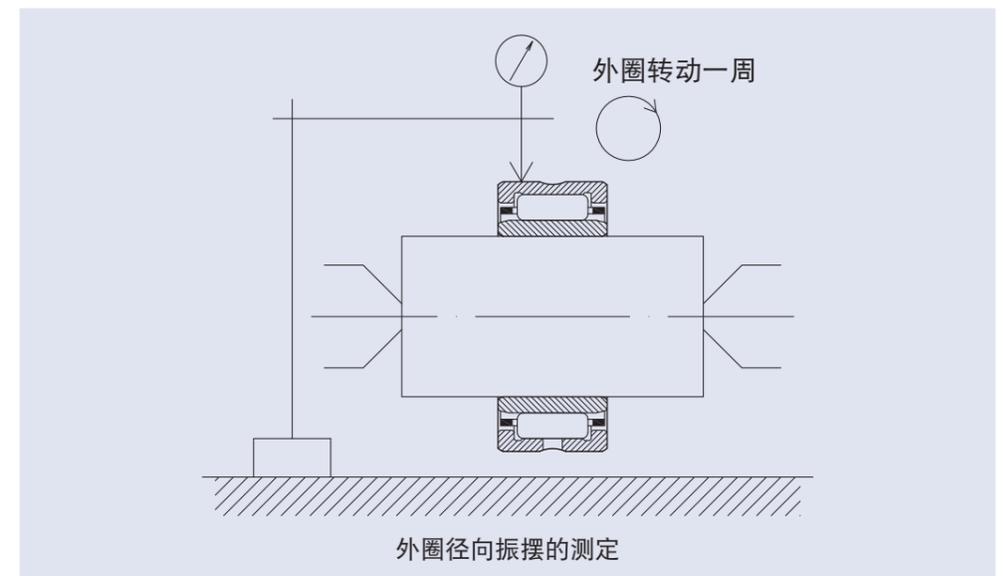
### 内圈径向跳动的测定 ( $K_{ia}$ )

使用直径锥度比约为 1:5000 的精密心轴, 将轴承安装到圆锥心轴上, 使用两个中心支撑以保证轴承正确旋转。将指示计的测头贴到与外圈轨道中央部位相对应的外圈外径表面。通过滚动体支撑外圈的自重, 以保持外圈不会转动。转动心轴一周的同时, 读取指示计的数值。



### 外圈径向跳动的测定 ( $K_{ea}$ )

使用直径锥度比约为 1:5000 的精密心轴, 将轴承安装到圆锥心轴上, 使用两个中心支撑以保证轴承正确旋转。将指示计的测头贴到与外圈轨道中央部位相对应的外圈外径表面。保持内圈不会转动。转动外圈一周的同时, 读取指示计的数值。



## 4 轴承内部间隙

### 4-1 轴承的径向内部间隙

所谓轴承径向内部间隙,即指轴承在未安装到轴或轴承箱上时,将其内圈或外圈的一方固定,在未固定一侧的轨道环上沿径向方向交互施加规定的测量负荷时产生的移动量。

测量负荷极小,其值在 JIS B 1515:2006 滚动轴承的测定方法中进行了规定。

带内圈的滚针轴承其径向内部间隙由 JIS B 1520:1995 (滚动轴承的径向内部间隙) 规定。表 18 所示的间隙从小到大划分为 C2、CN、C3、C4、C5, CN 适用于一般用途。

#### ■ 滚动轴承的径向内部间隙

表 18 径向轴承的内部间隙

分类	说明
C2	比普通间隙小的径向间隙
CN	普通径向间隙
C3、C4、C5	比普通间隙大的径向间隙

表 19 滚针轴承径向内部间隙的值

单位:  $\mu\text{m}$

d 轴承公称内径 (mm)		间隙分类									
		C2		CN		C3		C4		C5	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
-	10	0	25	20	45	35	60	50	75	-	-
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395

\* 对于此类轴承,将 C2、C3、C4 的公称号作为接尾符号 (CN 间隙除外) 表示。例) NA 4903 C2

### 4-2 轴承径向内部间隙的选择

#### 间隙的选择

滚针轴承运转状态中的径向内部间隙与初始径向内部间隙比较,一般会变小。这是由于运转状态中的内外圈温度差或配合所导致的,径向内部间隙会对轴承的寿命、振动、发热等造成较大影响。

一般情况下,径向内部间隙大时,振动会增大,径向内部间隙小则滚动体与轨道面间会因为承受过大的力而导致发热、寿命降低。

径向内部间隙应考虑这些因素,选择运转状态下的内部间隙仅略大于零的初始径向内部间隙。

对于一般的使用条件,通过在制作时选择 CN 级别的间隙值即可获得适当的径向内部间隙。

#### 配合造成的径向内部间隙的减少

给予过盈量,将轴承配合到轴或轴承箱上时,轨道环由于弹性变形作用,会产生膨胀或收缩,从而导致径向内部间隙的减小。

#### 内外圈温度差造成的径向内部间隙的减少

由于轴承旋转所产生的摩擦热,会通过轴、轴承箱释放到外部。一般使用状态下,从轴承箱散发的热量会比从轴散发的热量大,因此,与内圈相比,外圈的温度变低,内外圈的热膨胀量的差会使径向内部间隙减小。

## 5 配合

### 5-1 配合的目的

轴承“配合”的目的是, 根据需要, 在内圈与轴之间、外圈与轴承箱之间, 通过给予适当的“过盈量”来固定轴承。如果“配合”出现问题, 配合面间产生滑动, 就会产生由于配合面的异常磨损、磨粉等导致的异常发热、转动不良、振动以至出现烧熔等有害现象, 会使轴承发生破损或寿命缩短。因此, 必须根据使用用途选择适当的配合。

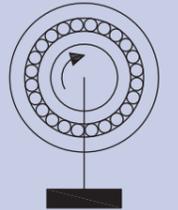
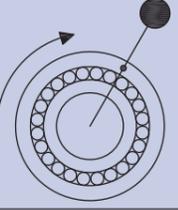
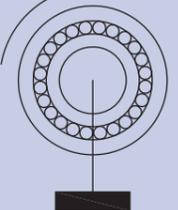
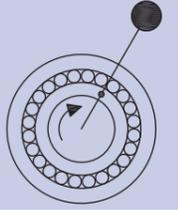
### 5-2 配合的选择

#### 配合的选择条件

确定轴承的“配合”时, 需要考虑使用中负荷的性质及大小、温度条件、旋转精度、轴及轴承箱的材质、精度等级以及壁厚、安装与拆卸的难易程度等因素。

一般情况下, 可根据负荷的性质、旋转条件选择使用表 20 中所示的“配合”。

表 20 径向负荷的性质与配合

轴承负荷的性质		配合		
		内圈	外圈	
内圈旋转负荷 外圈静止负荷		内圈: 旋转 外圈: 静止 负荷方向: 固定	过盈配合	间隙配合
		内圈: 静止 外圈: 旋转 负荷方向: 与外圈同时旋转		
外圈旋转负荷 内圈静止负荷		内圈: 静止 外圈: 旋转 负荷方向: 固定	间隙配合	过盈配合
		内圈: 旋转 外圈: 静止 负荷方向: 与内圈同时旋转		
方向不确定负荷	负荷方向变动、或存在不平衡负荷等负荷方向不固定时	内圈: 旋转或静止 外圈: 旋转或静止 负荷方向: 方向不能确定	过盈配合	过盈配合

### 配合的选择

选择“配合”时, 除需要考虑上述的负荷性质、旋转条件外, 还需要考量温度条件、轴及轴承箱的材质等条件。但是, 要掌握所有条件是很困难的, 因此, 多数情况下是将以前的经验、实践作为参考来确定“配合”。一般情况下采用的“配合”如表 21 及表 22 所示, 在无内圈滚针轴承中与轴的配合如表 23 所示。

表 21 滚针轴承与轴承箱孔的配合

条件	轴承孔箱的公差区域级别	
	普通及重负荷	部分式轴承箱普通负荷
外圈静止负荷	J7	H7
方向不确定负荷	轻负荷	J7
	普通负荷	K7
	重负荷及冲击负荷	M7
外圈旋转负荷	轻负荷	M7
	普通负荷	N7
	重负荷及冲击负荷	P7
轻负荷下高旋转精度	K6	

表 22 带内圈滚针轴承与轴的配合

条件	轴径 (mm)		公差区域级别	
	超过	到		
内圈旋转负荷或方向 不确定负荷	轻负荷	—	50	j5
		50	100	k5
	普通负荷	—	50	k5
		50	150	m5·m6
		150	—	m6·n6
		—	150	m6·n6
重负荷及冲击负荷	—	150	m6·n6	
	150	—	n6·p6	
内圈静止负荷	所有尺寸		g6	
	中低速旋转、轻负荷		h6	
	中低速旋转、普通负荷或重负荷 需要高旋转精度时		h5	

\* 轻负荷  $P_r \leq 0.06C_r$ , 普通负荷  $0.06C_r < P_r \leq 0.12C_r$ , 重负荷  $P_r > 0.12C_r$ ,  
 $P_r$ : 径向当量动负荷  $C_r$ : 基本额定动负荷

表 23 无内圈滚针轴承与轴的配合

内切圆公称直径 $F_w$ (mm)		径向内部间隙		
		比普通间隙小的间隙	普通间隙	比普通间隙大的间隙
超过	到	轴的公差区域级别		
—	65	k5	h5	g6
65	80	k5	h5	f6
80	160	k5	g5	f6
160	180	k5	g5	e6
180	200	j5	g5	e6
200	250	j5	f6	e6
250	315	h5	f6	e6

\* 轴承箱孔采用比 k7 紧的配合时, 应考虑安装后滚柱内切圆直径的收缩量, 减小轴径。



## 6 轴及轴承箱的设计

### 6-1 配合面的精度

滚针轴承与其他滚动轴承相比,由于轨道环为薄壁结构,安装轴承的轴、轴承如不进行正确设计、制作,将不能充分发挥轴承性能。通常使用条件下的轴及轴承箱的“配合”部分的尺寸精度与形状精度、表面粗糙度,以及相对于配合表面的轴肩部位的振摆公差等如表 26 所示。关于公差等级 IT 的数值,请参阅第 42 页的表 30。

表 26 轴及轴承箱的精度 (推荐)

项目	轴	轴承箱
圆度公差	IT3 ~ IT4	IT4 ~ IT5
圆柱度公差	IT3 ~ IT4	IT4 ~ IT5
轴肩振摆公差	IT3	IT3 ~ IT4
配合面粗糙度	0.8a	1.6a

### 6-2 轨道面的精度

为了使轴承的结构更加紧凑,滚针轴承可以将轴、轴承箱直接作为轨道面使用。此时,轴、轴承箱轨道面的精度、表面粗糙度有时会影响到轴承的寿命,导致轴承发生异常,因此,为了确保高旋转精度下的轴承寿命,轨道面的精度、表面粗糙度需要与轴承的轨道面精度具有同等级别。

轨道面的精度及表面粗糙度规格如表 27 所示。

表 27 轨道面的精度 (推荐)

项目	轴	轴承箱
圆度公差	IT3	IT3
圆柱度公差	IT3	IT3
轴肩振摆公差	IT3	IT3
表面粗糙度	0.2a	

### 6-3 轨道面的材料与热处理

将轴、轴承箱直接作为轨道面使用时,为了获得足够的负荷容量,表面硬度应达到 HRC58 ~ 64。请对表 28 所示的材料进行适当的热处理后进行使用。

表 28 轨道材料

钢种	代表例	规格
高碳铬轴承钢	SUJ2	JIS G 4805
机械结构用合金钢	SCM415 ~ 435	JIS G 4053
碳素工具钢	SK85	JIS G 4401
不锈钢	SUS440C	JIS G 4303

### 6-4 轴承的倾斜

由于外力作用使轴发生弯曲或存在安装误差时,若内圈与外圈之间出现倾斜,则会造成异常磨损、发热等现象,从而产生降低轴承使用寿命的不良影响。该倾斜度的允许量随轴承的型式、负荷、轴承内部间隙等的不同而不同,但一般情况下,建议允许量在 1/2000 及以下。

### 6-5 与轴承的安装尺寸

对于安装滚针轴承的轴及轴承箱尺寸 (图 8),在各轴承的尺寸表中有所记述。

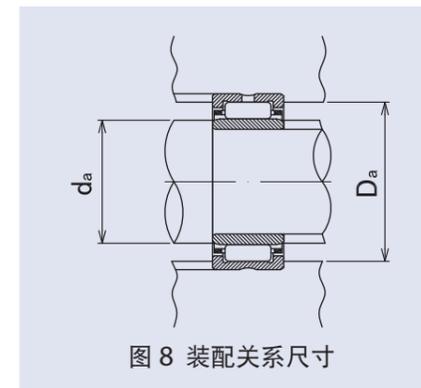


图 8 装配关系尺寸

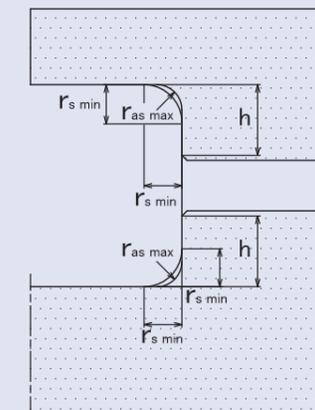
#### 轴及轴承箱转角处的圆角及轴肩高度

安装滚针轴承的轴及轴承箱转角处的圆角,最大允许半径 ( $r_{as\ max}$ ) 应与该轴承的最小允许倒角尺寸 ( $r_{s\ min}$ ) 相对应。

轴肩直径 ( $d_a$ ) 的最小值为轴承公称内径 ( $d$ ) 加上二倍轴肩高度 ( $h$ ) 所得的数值。另外,轴承箱轴肩直径 ( $D_a$ ) 的最大值为轴承外径 ( $D$ ) 减去二倍轴肩高度所得的数值。

表 29 轴、轴承箱转角处圆角的最大允许实测半径  $r_{as\ max}$  单位 :mm

$r_{s\ min}$ 最小允许实测倒角尺寸	$r_{as\ max}$ 轴、轴承箱的转角处圆角最大允许实测半径
0.1	0.1
0.15	0.15
0.2	0.2
0.3	0.3
0.4	0.4
0.6	0.6
1	1
1.1	1
1.5	1.5
2	2
2.1	2
2.5	2
3	2.5
4	3
5	4



轴肩高度、转角处圆角

## 7 润滑

### 7-1 润滑的目的

润滑轴承的主要目的是减小轴承滚动面、滑动面的摩擦及磨损,防止发生烧熔。具体来讲,进行润滑会达到以下效果。

- (1) 摩擦与磨损的减轻  
防止轨道环、滚动体、保持架相互间接触部分的直接接触。  
另外,可减少由于轨道面滑动所带来的摩擦及磨损。
- (2) 摩擦热的去除  
润滑油能带走轴承内部的摩擦热以及从外部传递的热量,从而防止轴承过热。
- (3) 轴承寿命的延长  
通过油膜将轨道环与滚动体的接触部分相分隔,可延长轴承使用寿命。
- (4) 防锈  
润滑剂的油膜抑制轴承内部及表面的氧化,可防止生锈。
- (5) 防尘  
润滑脂润滑时,充填的润滑脂可防止异物进入。

应采用与使用条件相适合的润滑方法,以充分发挥其效果,同时应选择优质的润滑剂,并适量使用,采用最适当的密封结构,防止异物从外部侵入及防止润滑剂泄漏。

### 7-2 脂润滑与油润滑的比较

#### 润滑方法

轴承的润滑方法分为脂润滑与油润滑两种。

脂润滑由于其密封装置的结构简单,并且一次充填后可运行较长时间,因此,在经济上具有显著优势,多数轴承都采用这种润滑方法。但是,脂润滑与油润滑相比,流动阻力大,因此,在轴承的冷却能力、高速旋转方面稍有逊色。

油润滑由于流动性好,因此冷却能力高,并且适用于高速旋转。但是,在设计时需要考虑密封结构及油的泄漏问题。

下表 31 对两者进行了比较,作为选择脂润滑与油润滑的指导方针。

表 31 脂润滑与油润滑的比较

项目	润滑方法	脂润滑	油润滑
润滑剂的更换		△	○
润滑性能		○	◎
冷却效果		×	○
密封结构		○	△
动力损失		△	○
保养		○	△
高速旋转		×	○

◎:非常有利 ○:有利 △:不太有利 ×:不利

表 30 公差等级 IT 相对于基准尺寸的数值

单位 : $\mu\text{m}$

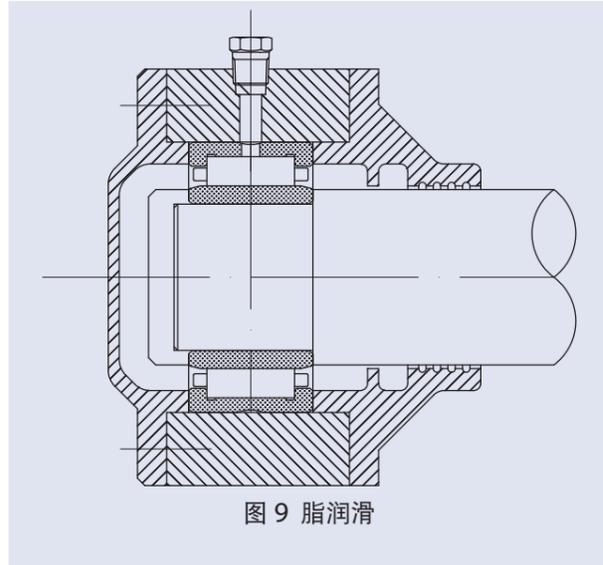
基准尺寸 (mm)		公差等级					
超过	到	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7
3	6	1.5	2.5	4	5	8	12
6	10	1.5	2.5	4	6	9	15
10	18	2	3	5	8	11	18
18	30	2.5	4	6	9	13	21
30	50	2.5	4	7	11	16	25
50	80	3	5	8	13	19	30
80	120	4	6	10	15	22	35
120	180	5	8	12	18	25	40
180	250	7	10	14	20	29	46
250	315	8	12	16	23	32	52

## 7-3 脂润滑

### 润滑脂填充量

润滑脂的适当填充量一般为轴承或轴承箱空间的 1/3 ~ 1/2。如润滑脂量过多,轴承内部的温度升高,会由于润滑脂软化导致泄露以及由于氧化而导致润滑性能的降低。在高速旋转时应特别注意。

图 9 是从带油孔的压环侧面补充润滑脂的例子。油孔在圆周上均匀配置,补充润滑脂的同时,进入轴承内部的部分可以进行旧润滑脂与新润滑脂的更换。但是,老化的润滑脂会存留到相反侧的空间中,需要定期拆下盖子进行清除。



### 润滑脂

润滑脂是液态润滑剂(基油)与能使润滑剂凝固的增稠剂加热混合形成的半固体物质。

表 32 润滑脂的种类与特性(参考)

名称	锂润滑脂			钠润滑脂	混合基润滑脂	铝润滑脂	非皂基润滑脂	
	矿物油	双酯型合成油	硅油	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	合成油
增稠剂	Li 皂			Na 皂	Ca + Na 皂 Ca + Li 皂	Al 皂	膨润土、脲等	
滴点 °C	170 ~ 190	170 ~ 190	200 ~ 250	150 ~ 180	150 ~ 180	70 ~ 90	250 及以上	250 及以上
使用温度范围 °C	-25 ~ +120	-50 ~ +120	-50 ~ +160	-20 ~ +120	-20 ~ +120	-10 ~ +80	-10 ~ +130	-50 ~ +200
机械稳定性	优	良	良	优~良	优~良	良~中	良	良
耐压性	良	良	中	良	优~良	良	良	良
耐水性	良	良	良	良~中	良~中	良	良	良
用途	用途最广。 为万能型的滚动轴承用润滑脂。	低温特性、 耐磨性优良。	适用于高温及低温环境。  油膜强度低,不适用于高负荷用途。	会由于水份的混入而发生乳化。  高温特性比较优良。	耐水性、机械稳定性优良。  适用于会受到振动的轴承。	粘接性优良。  适用于会受到振动的轴承。	可在从低温到高温的较广的温度范围内使用。通过基油与增稠剂的适当组合,可呈现出耐热性、耐寒性、耐药性等优良特性。属于万能型滚动轴承用润滑脂。	

\* 使用温度范围为一般特性值,非保证值。

#### ① 基油

润滑脂的基油有矿物油和合成油。

合成油主要采用双酯型合成油和硅油。

润滑脂的性能主要取决于基油的粘性,一般低粘度精油适用于低温环境、高速旋转,高粘度基油适用于高温环境、高负荷。

#### ② 增稠剂

增稠剂是用来使润滑脂保持在半固体状态的材料。增稠剂的种类影响最高使用温度、耐水性、机械稳定性。

大多采用金属皂基作为增稠剂的材料。除此之外,还有滴点高、耐热性优良的脲系增稠剂和容易被水乳化、耐水性差的钠皂系增稠剂。

### ③ 稠度

稠度是表示润滑脂流动特性的数值。ASTM 锥入度越大, 润滑脂流动性越强。表 33 列出了典型的稠度与使用条件的关系。

表 33 润滑脂的稠度与使用条件

NLGI 稠度号	ASTM 锥入度 (1/10mm)	使用条件
0	355 ~ 385	集中供油用 摇动用
1	310 ~ 340	
2	265 ~ 295	一般用
3	220 ~ 250	一般用、高温用
4	175 ~ 205	用润滑脂密封时

### ④ 添加剂

为提高润滑脂性能使用各种添加剂。润滑脂在长期无供油情况下使用时, 应选择添加有抗氧化剂、防腐剂的润滑脂。

在冲击负荷、高负荷的使用条件下, 应选择添加有极压添加剂的润滑脂。

### ⑤ 不同种类润滑脂的混合

一般不同种类的润滑脂不可混合使用。如混合了不同种类的润滑脂会产生稠度变化, 而且添加剂不同, 有时也会相互造成不良影响。

表 34 润滑脂的品牌 (仅作参考)

分类	品牌	厂商	增稠剂或皂基	稠度	滴点 °C	使用温度范围 °C	备注
通用	爱万利 润滑脂 S1	昭和 SHELL 石油公司	Li	323	180	-35 ~ 120	通用
	爱万利 润滑脂 S2	昭和 SHELL 石油公司	Li	283	181	-25 ~ 120	通用
	爱万利 润滑脂 S3	昭和 SHELL 石油公司	Li	242	182	-20 ~ 135	通用
使用温度 范围广	Fomblin 润滑脂 RT-15	SOLVAY SOLEXIS 公司	氟系	NO. 2	300 及以上	-20 ~ 250	高温用
	Fomblin 润滑脂 Y-VAC1	SOLVAY SOLEXIS 公司	氟系	NO. 1	300 及以上	-20 ~ 250	高真空用 (软)
	Fomblin 润滑脂 Y-VAC2	SOLVAY SOLEXIS 公司	氟系	NO. 2	300 及以上	-20 ~ 250	高真空用 (普通)
	Fomblin 润滑脂 Y-VAC3	SOLVAY SOLEXIS 公司	氟系	NO. 3	300 及以上	-20 ~ 250	高真空用 (稍硬)
低温用	Multemp PS No. 2	协同油脂 公司	Li	NO. 2	190	-50 ~ 130	低温用
其他	LOR#101	OIL CENTER RESEARCH 公司	氟系	295	198	-40 ~ 188	耐磨耗性、耐负荷性、 耐水性、耐药性优良。
	HP300	道康宁公司	氟系	280	无	-65 ~ 250	耐负荷性、耐油性、耐 溶剂性、耐药性
	BARRIERTA SUPER IS/V	NOK KLUBER 公司	氟系	No. 2	无	-35 ~ 260	高真空用
	BARRIER T IEL/ V	NOK KLUBER 公司	氟系	No. 2	无	-65 ~ 200	高真空用
	ISO FLEX TOPAS NB 52	NOK KLUBER 公司	钡复合皂	No. 2	240 及以上	-50 ~ 150	耐热性、耐负荷性、耐 水性、高速性优良。
	DEMNUM L-200	大金公司	氟系	280	无	-60 ~ 300	高温稳定性
	DEMNUM L-65	大金公司	氟系	280	无	-70 ~ 200	高温稳定性
	G1/3 润滑脂	ORELUBE 公司	非皂基 (有 机粘土)	No. 2	无	-23 ~ 180	高温高负荷用
	Shell Cassida Grease RLS2	昭和 SHELL 石油公司	铝复合皂	No. 2	240 及以上	-30 ~ 120	耐水性、氧化稳定性、 机械稳定性优良。
	Super Lube item number 82329	汉高公司	氟系	No. 2	无	-42 ~ 232	极压、高温
	Castrol Mi- crocote 296	嘉实多公司	氟系	No. 2	256	-50 ~ 204	热稳定性、低挥发性、 剪切稳定性、高真空 用

## 7-4 油润滑

油润滑与脂润滑相比,更适用于高速旋转,冷却效果优良。适用于希望将轴承产生的热以及加到轴承上的热量释放到外部的情况。

### ① 油浴润滑

油浴润滑是中低速使用中最普遍的油润滑方法。需要设置油表来对油量进行适当控制。由油杯注入的油被轴、螺母等旋转部件形成的风压打成油雾,充满轴承箱润滑所有部件。油量以油面高度达到轴承最下位针状滚柱中心附近位置为适当。轴承箱形状设计应尽量减少油面高度变化。

### ② 油滴润滑

油滴润滑是指油杯滴下的油撞击到轴、螺母等旋转体上,呈雾状充满到轴承箱来进行润滑的方法,由于滴下的油会带走摩擦热量,因此冷却效果更优,广泛用于高速且中等程度负荷的部位。油滴的量随轴承的形式、转速等不同而不同,一般情况下为每分钟几滴。

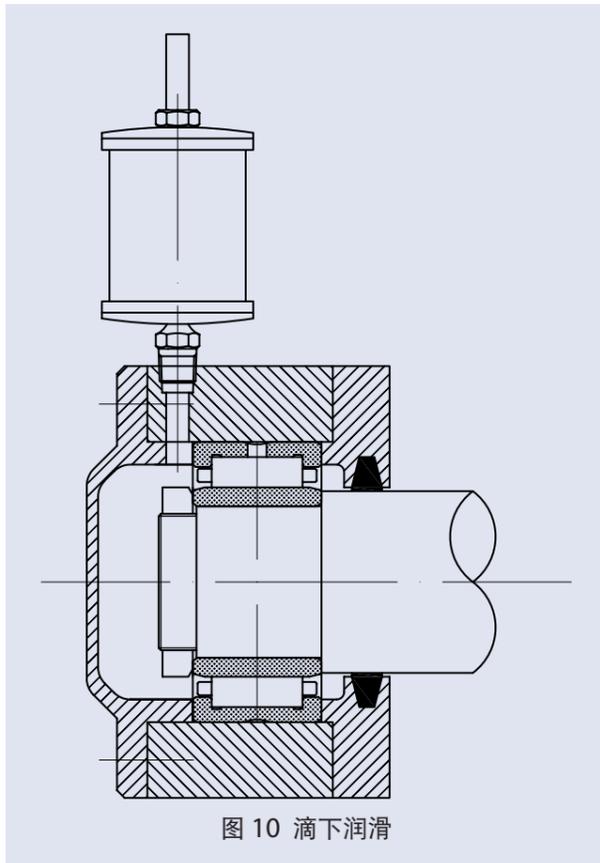


图 10 滴下润滑

### ③ 飞溅润滑

利用齿轮、圆板的旋转使油飞溅,通过飞沫来润滑轴承的方法。与油浴润滑不同之处是轴承不直接浸入到油中,可用于转速相对更高的高速旋转。

### ④ 循环润滑

用于润滑位置多、自动供油较为经济,或以轴承的冷却为目的的情况下。是可以通过在供油系统中设置冷却器、过滤器来保持润滑油的冷却、清洁的润滑方法。如图 11 所示,润滑油的入口与出口设置在轴承的正反面,为了充分地进行排油,应尽可能加大排油口尺寸或进行强制排油,这一点很重要。

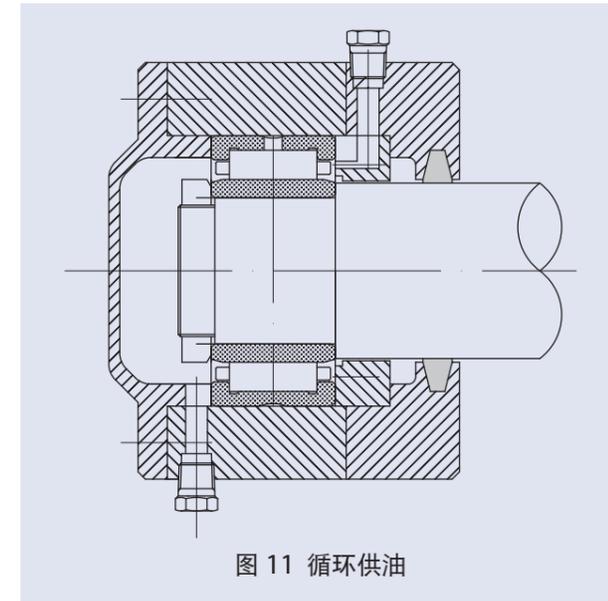


图 11 循环供油

## 润滑油

轴承的润滑油使用主轴油、机油、透平油等精制的矿物油或合成油。另外,根据使用用途的不同,应按要求选择添加抗氧化剂、极压添加剂、清洁剂等助剂。

选择润滑油时,选用在运转温度下具有适当粘度的油品非常重要。粘度过低,则油膜形成不充分,会导致磨损、烧熔。另一方面,如粘度过高,则会由于粘性阻力导致发热或造成动力损失。一般情况下,高负荷使用高粘度、高转速使用低粘度的润滑油。

## 8 轴承的使用

### 8-1 注意事项

轴承是非常精密的零件。使用时请考虑周密、慎重使用。使用时的注意事项如下：

#### ① 保持轴承及其周边位置的清洁

如垃圾、灰尘等异物进入轴承内部会对旋转状态及其寿命带来有害影响。在轴承及其周边安装的零件、作业工具、润滑剂、清洗油、作业环境等应始终保持清洁。

#### ② 小心使用

轴承在使用过程中，如发生掉落等使其受到冲击的情况，则会在轨道面或滚动体上产生伤痕、压痕。这会导致轴承的异常，因此，在使用轴承时请小心操作。

#### ③ 使用适当的作业工具

进行安装与拆卸时，请使用与轴承形式相适合的工具。

#### ④ 轴承的防锈

轴承上涂有防锈剂，但如果直接用手操作时，手上的汗液会导致轴承生锈。需要注意在操作时应尽量可能戴手套，或在空手操作时，采取在手上涂抹矿物油等措施。

### 8-2 安装

#### 准备

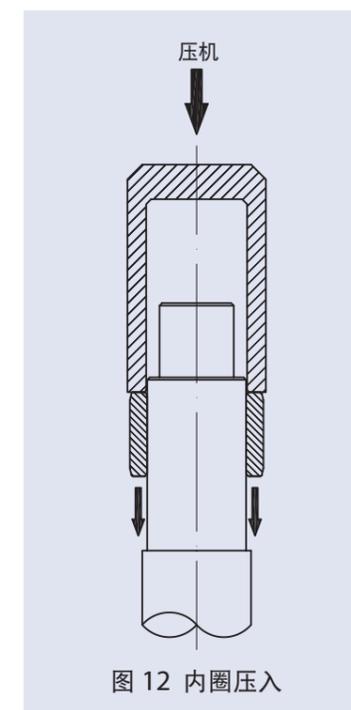
轴承的安装作业请在清洁干燥的场所进行。另外，作业前，应去除安装工具上的污垢，并确认轴及轴承箱零件的尺寸精度、形状精度、粗糙度等均在设计允许公差范围内。

请在安装前打开轴承的包装。脂润滑方式下，请勿清洗轴承，而应直接填充润滑脂。油润滑方式下，一般也无需清洗，但如要求高精度以及考虑润滑油与防锈剂混合会损坏润滑功能时，请在用清洗油充分去除油分后再进行安装。

#### 安装方法

##### ① 压入安装

过盈量小的中小型轴承的安装，由于压入力小，一般直接在常温下用压机压入。此时，使用图 12 所示的压入工具，在轴承侧面均等加力，小心压入。作业时，在配合面涂抹粘度高的油可以减小配合面的摩擦。



##### ② 热配合安装

热配合广泛用于过盈量大及大型轴承的安装中。对于外圈是将轴承箱、对于轴是将内圈用腐蚀性小的纯矿物油等进行加热，使内径膨胀安装到轴上的方法。加热温度务必控制在 120℃ 以下。安装后，由于内圈也会在轴向产生收缩，因此，要将内圈推到轴肩上并紧密贴合，以使内圈与轴肩之间没有间隙，直至冷却完成。

### 8-3 运转检查

轴承安装后,为确认安装是否正确,请进行运转检查。在安装不良的情况下,如果不进行运转检查就在规定的转速下进行动力运转,可能存在由于轴承的损伤、润滑不良等原因导致发生烧熔的危险。轴承在安装后,应采取手动方式使轴或轴承箱转动,确认有无异常情况,并确认轴承在每一个阶段下的运转情况,从无负荷、低速旋转到在规定的旋转速度、负荷条件下的运转情况,以确认无异常。

在进行运转检查中,一般异常事项与主要原因如下。

#### ① 手动运转检查

- 旋转转矩不均匀……安装不良
- 声音异常……轨道面的压痕、伤痕、垃圾或杂物
- 转矩过大……间隙过小

#### ② 动力运转检查

- 声音异常、振动……轨道面的压痕、伤痕、垃圾或杂物、间隙过大
- 温度异常……润滑不良、安装不良、间隙过小

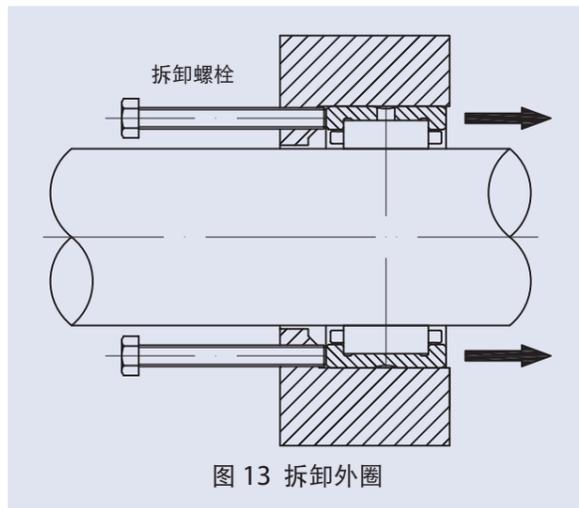
### 8-4 拆卸

轴承的拆卸在定期机械维修或发生故障时进行,但拆下的轴承再次使用时或进行不良状况的调查时,与安装过程同样需注意不要损伤轴承及其它零件。

请根据轴承的形式、配合条件选择适当的拆卸方法。尤其是采用过盈配合时,拆卸作业比较困难,因此,在轴承周围结构的设计阶段就应考虑到拆卸作业。

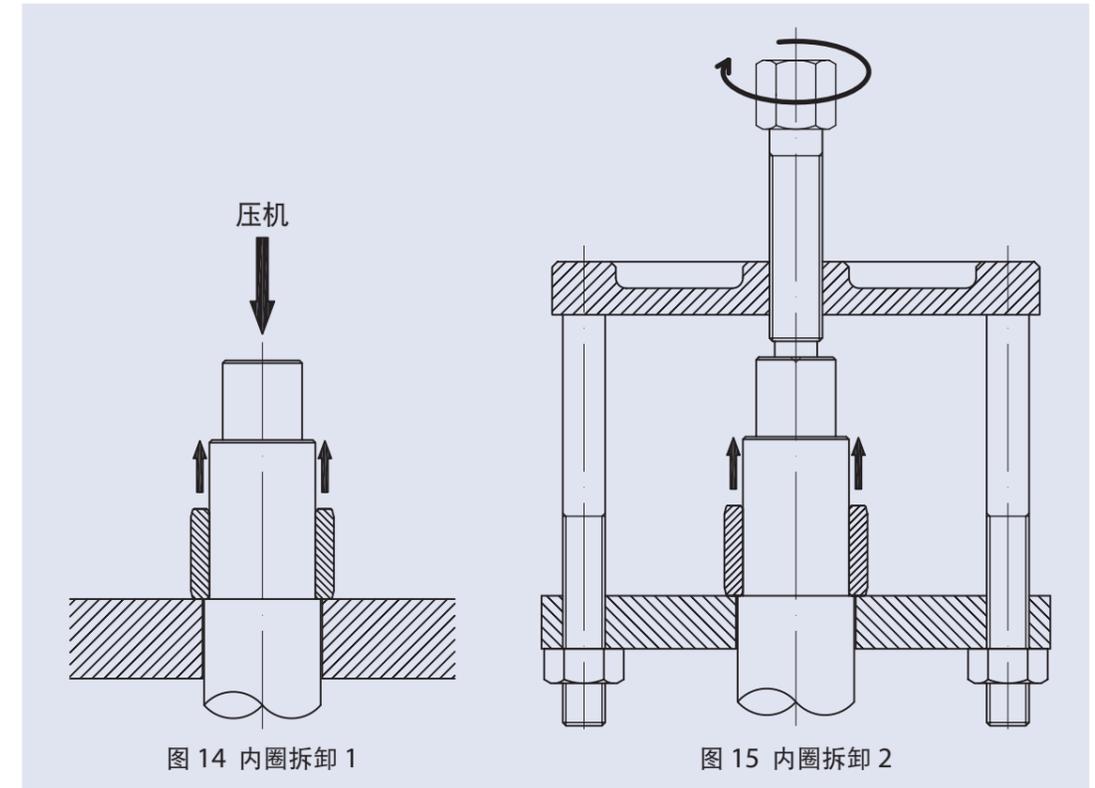
#### 外圈的拆卸

为了拆除采用过盈配合的外圈,如图 13 所示,应在轴承箱圆周上的几个位置安装拆卸外圈用的拆卸螺栓,并通过均衡地拧紧螺钉,退押外圈将其拆下。



#### 内圈的拆卸

内圈在拆卸时,采用压机(图 14)抽出是最简单的方法,但也可以使用根据轴承尺寸而制作的专用拆卸工具(图 15)。



### 8-5 维护与保养

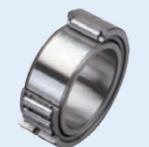
为了充分发挥轴承的性能,使轴承能够长时间使用,定期进行维护、保养是十分重要的,这样还可以尽早发现轴承的异常情况。在运转过程中,需要检查的事项有:轴承的温度、运转声音、振动、润滑剂的状态等,从这些调查结果来判断润滑剂的补充、零件的更换时间。

# 车制型 滚针轴承



车制型滚针轴承 (NA、NK、NA..UU)

种类与公称型号

型号	适用轴径	特点	公称型号
 RNA48,49,59,69	φ7 ~ φ175	车制型滚针轴承 外圈带挡边 无内圈 无密封圈 * 双列: RNA69 ( $F_w \geq \phi 37$ )	RNA ↓ 类型代号 49 ↓ 尺寸代号 10 ↓ 内径代号 P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)
 NK	φ5 ~ φ110	车制型滚针轴承 轻负荷型 外圈带挡边 无内圈 无密封圈 (轴径 ( $F_w$ ) 小于等于 10mm 的不带油孔与油槽)	NK ↓ 类型代号 40 / 20 ↓ ↓ 外圈宽度 内接圆直径 P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)
 NA48,49,59,69	φ5 ~ φ160	车制型滚针轴承 外圈带挡边 带内圈 无密封圈 * 双列: NA69 (轴径 $\geq \phi 32$ )	NA ↓ 类型代号 49 ↓ 尺寸代号 10 ↓ 内径代号 C3 ↓ 间隙标记 (C3 间隙) (标准: 无标记, CN 间隙) P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)
 NKI	φ5 ~ φ100	车制型滚针轴承 轻负荷型 外圈带挡边 带内圈 无密封圈 (轴径小于等于 8mm 的不带油孔与油槽)	NKI ↓ 类型代号 35 / 20 ↓ ↓ 内径尺寸 外圈宽度 C3 ↓ 间隙标记 (C3 间隙) (标准: 无标记, CN 间隙) P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)
 RNA49,69..UU	φ14 ~ φ58	车制型滚针轴承 外圈带挡边 无内圈 带密封圈 * 双列: RNA69 ( $F_w \geq \phi 42$ )	RNA ↓ 类型代号 49 ↓ 尺寸代号 10 ↓ 内径代号 UU ↓ UU: 带密封圈 P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)
 NA49,69..UU	φ10 ~ φ50	车制型滚针轴承 外圈带挡边 带内圈 带密封圈 * 双列: NA69 (轴径 $\geq \phi 35$ )	NA ↓ 类型代号 49 ↓ 尺寸代号 10 ↓ 内径代号 UU ↓ UU: 带密封圈 C3 ↓ 间隙标记 (C3 间隙) (标准: 无标记, CN 间隙) P6 ↓ 精度等级 (6 级) (标准: 无标记, 0 级)

## 结构与特点

车制型滚针轴承由安装在车制外圈内的保持架与滚针构成，同时具备高刚度和高精度。高刚度的外圈，使轴承能用于轻型合金等制成的轴承箱。

此外，较小的滚针直径和轴承厚度，能在支撑较高的径向负荷的同时，结构更紧凑，节省空间。

车制型滚针轴承有带内圈型和无内圈型。轴面能直接作为轨道面使用。

### 无内圈型

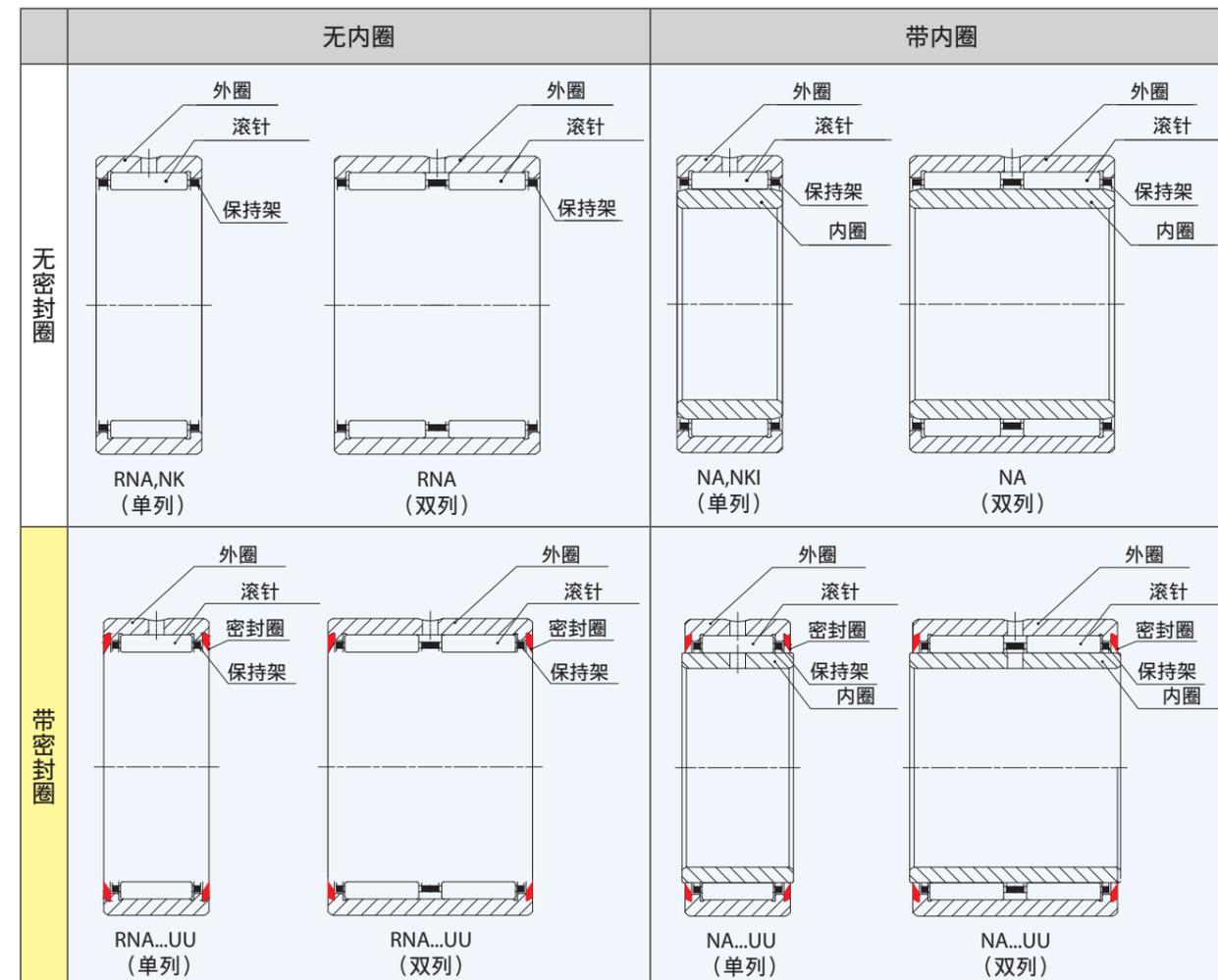
这里直接将轴作为车制型滚针轴承的轨道面使用，请参阅 6-2 轨道面的精度和 6-3 轨道面的材料与热处理。

### 带内圈型

若轴无法达到规定的硬度、精度或粗糙度，推荐使用带内圈型的轴承。内圈经过热处理和磨削精加工，达到作为轨道面规定的硬度、精度和粗糙度，可以直接使用。

## 带密封圈型

NA49UU 和 NA69UU 两侧都安装了密封圈。合成橡胶的密封圈具有防止润滑脂泄漏和灰尘等异物进入的功能。



# 分离型 滚针轴承





# 复合型 滚针轴承



# 复合型滚针轴承 (NKX..(Z), NKXI..(Z))

## 种类与公称型号

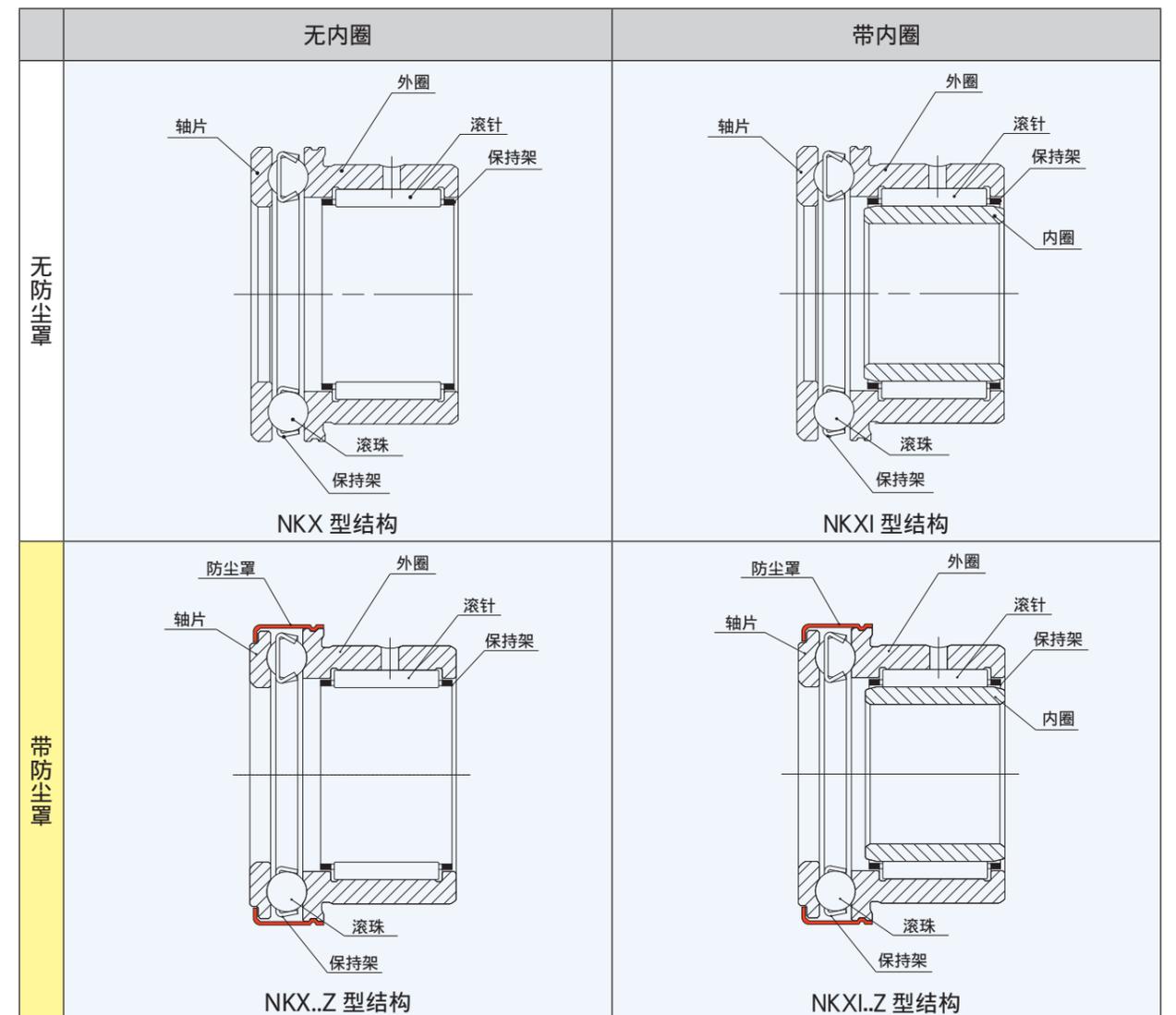
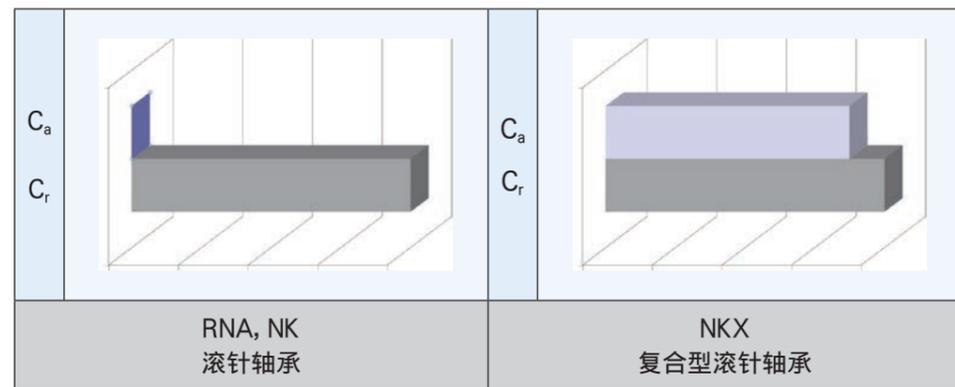
型号	适用轴径	特点	公称型号
 NKX..(Z)	φ10 ~ φ70	车制复合型轴承 向心轴承: 滚针轴承 推力轴承: 球轴承 外圈带有挡边 无内圈	<p><b>NKX</b> ↓ 类型代号</p> <p><b>30</b> ↓ 内接圆直径</p> <p><b>Z</b> ↓ Z: 带防尘罩 无标记: 无防尘罩</p>
 NKXI..(Z)	φ7 ~ φ60	车制复合型轴承 向心轴承: 滚针轴承 推力轴承: 球轴承 外圈带有挡边 带内圈	<p><b>NKXI</b> ↓ 类型代号</p> <p><b>25</b> ↓ 内径尺寸</p> <p><b>Z</b> ↓ Z: 带防尘罩 无标记: 无防尘罩</p> <p><b>C3</b> ↓ 间隙标记 (C3 间隙) (标准: 无标记, CN 间隙)</p>

## 结构与特点

复合型滚针轴承由向心滚针轴承和推力球轴承复合而成,使其可以同时承受径向和轴向的负荷。

复合型滚针轴承的这种紧凑结构,便于设计更为简洁小型的设备。

另外,带防尘罩的复合型滚针轴承使推力轴承与滚针轴承成为整体并使其更易于装卸。防尘罩还可以防止添加润滑剂时由于离心力导致的飞溅。



## 精度规格

关于复合型滚针轴承的径向部分的精度请参考3-1。表1为推力轴承部分的精度。

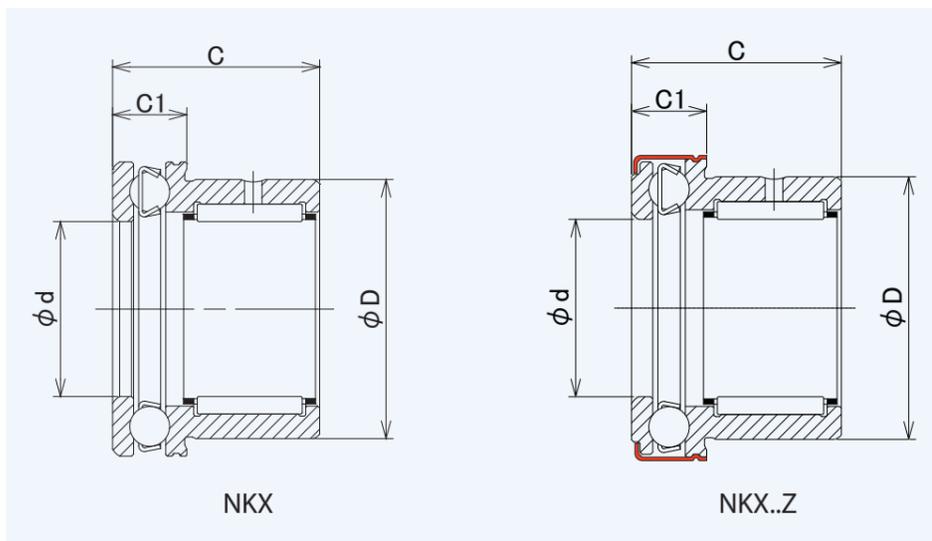
表 1 推力轴承精度 单位：μm

公称型号	内圈		外圈			内圈 / 外圈			
	$\Delta_{dmp}$ 单一平面平均 内径偏差		$V_{dsp}$ 单一平面内 径变动	$\Delta_{Dmp}$ 单一平面平均内径 偏差		$V_{Dsp}$ 单一平面内 径变动	$Si/Se$ 轨道厚度变动量		
	上限	下限	最大	上限	下限	最大	0级	6级	5级
NKX10 ~ 15(Z) NKXI7 ~ 12(Z)	0	-8	6	0	-11	8	10	5	3
NKX17 ~ 30(Z) NKXI14 ~ 25(Z)	0	-10	8	0	-13	10	10	5	3
NKX35 ~ 50(Z) NKXI30 ~ 45(Z)	0	-12	9	0	-16	12	10	6	3
NKX60 ~ 70(Z) NKXI50 ~ 60(Z)	0	-15	11	0	-19	14	10	7	4

表 2 为组装后轴承的精度。

表 2 组装后轴承精度 单位：mm

d	D	C	C1
E7 (配合精度)	h5 (配合精度)	最大 0 最小 -0.25	最大 0 最小 -0.2



## 径向内部间隙

表 3 为带内圈的复合型滚针轴承 (NKXI) 的径向内部间隙。

表 3 径向内部间隙 单位：μm

公称型号	径向内部间隙	
	最小	最大
NKXI 7 ~ 25	20	45
NKXI 30 ~ 40	25	50
NKXI 45 ~ 50	30	60
NKXI 60	40	70
NKXI 70	40	75

## 配合

轴和轴承箱的配合推荐按表 4 进行。

表 4 推荐配合 单位：μm

轴公差		轴承箱公差
无内圈	带内圈	
h5 k5	k5	K6, M6

## 润滑

关于复合型滚针轴承的向心轴承和推力轴承的润滑，请参考第 7 章润滑。不论是否带防尘罩，推力轴承部分在出厂前都已加入润滑脂。

## 额定寿命

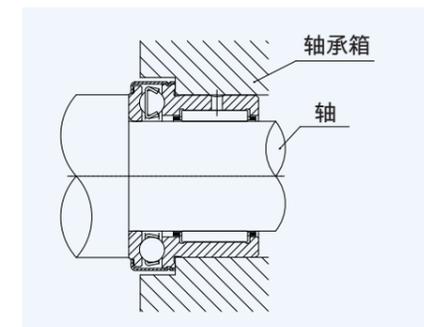
请根据第 1 章额定负荷与寿命部分来分别计算向心滚针轴承和推力球轴承的额定寿命。

$$L = \left[ \left( \frac{1}{L_s} \right)^{3/2} + \left( \frac{1}{L_r} \right)^{3/2} \right]^{-2/3} \dots\dots\dots (0.0)$$

- $L$  : 复合型滚针轴承的额定寿命 10<sup>6</sup> rev.
- $L_r$  : 向心滚针轴承的额定寿命 10<sup>6</sup> rev.
- $L_s$  : 推力球轴承的额定寿命 10<sup>6</sup> rev.

## 安装

下图为复合型滚针轴承的安装示例。推力轴承部分的轴承箱与外圈的挡边 (NKX(I)) 或者防尘罩 (NKX(I)..Z) 之间的间隙应不小于 0.5mm。



# 内圈



## 内圈 (IR, IRZ)

### 种类与公称型号

型号	适用轴径	特点	公称型号
 IR	φ5 ~ φ160	内圈 (无油孔)	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <u>IR</u> ↓ 类型代号           </div> <div style="text-align: center;"> <u>25</u> ↓ 内径尺寸           </div> <div style="text-align: center;"> <u>30</u> ↓ 外径           </div> <div style="text-align: center;"> <u>17</u> ↓ 宽度           </div> </div>
 IRZ	φ10 ~ φ50	内圈 (带油孔)	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <u>IRZ</u> ↓ 类型代号           </div> <div style="text-align: center;"> <u>25</u> ↓ 内径尺寸           </div> <div style="text-align: center;"> <u>30</u> ↓ 外径           </div> <div style="text-align: center;"> <u>18</u> ↓ 宽度           </div> </div>

### 结构与特点

滚针轴承使用的轴一般在作为轨道面使用之前会经过热处理和研磨加工。然而对于硬度或粗糙度没有达到标准的轴,可以使用内圈。

内圈经过了热处理之后会进行高精度研磨加工。断面经过倒角加工,方便插入轴承的同时也避免了对密封圈的损害。根据使用条件,可以选择带油孔和无油孔的内圈。

轴在轴向有大量移动或轴承外侧有密封圈时,推荐使用宽内圈。

内圈也可以作为衬套使用。

