

JXN

轴承故障诊断手册



捷希尼精工株式会社

CAT.NO.B2021HC.1 Printed in China

目录

滚动轴承的结构与型式	1-13
1-1 结构.....	1
1-2 型式.....	1
轴承尺寸的选择	14-41
2-1 轴承的寿命.....	14
2-2 轴承寿命的计算.....	14
2-3 轴承负荷的计算.....	22
2-4 当量动负荷.....	28
2-5 基本额定静负荷与当量静负荷.....	32
2-6 圆柱滚子轴承的允许轴向负荷.....	34
2-7 应用计算实例.....	36
轴承的使用	42-53
3-1 使用注意事项.....	43
3-2 轴承的保管.....	43
3-3 轴承的安装.....	43
3-4 试运转检查.....	48
3-5 轴承的拆卸.....	50
3-6 轴承的保管检查.....	52
3-7 轴承的故障识别方法.....	53
轴承损伤示例	54-59

1-1 结构

滚动轴承(以下简称轴承)一般由套圈(内圈、外圈)或滚道圈与滚动体、保持架所构成(图1-1)。

内圈与外圈之间装有若干个滚动体,由保持架使其保持一定的间隔以免互相接触,从而进行圆滑的滚动。

轴承按滚动体的列数,可以分为单列、双列和多列(三列、四列等)几类。

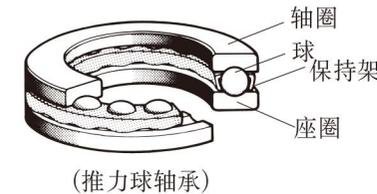
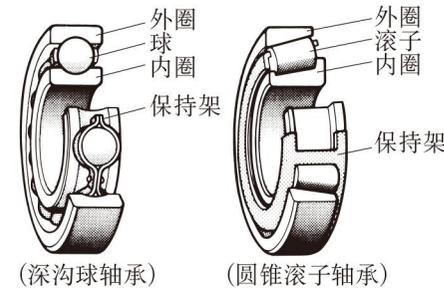


图1-1 结构示例

1) 套圈(内圈、外圈)与滚道圈

套圈上滚动体滚动的部分称做滚道,其表面称做滚道面。球轴承套圈的滚道又称做沟道。

一般来说,套圈中的内圈和外圈分别与轴和外壳配合。

推力轴承的套圈称做滚道圈,内圈和外圈分别称做轴圈和座圈。

2) 滚动体

滚动体分为球和滚子两大类,滚子根据其形状又有各种型式。

- 球
 - ▣ 圆柱滚子 ($L_W \leq 3D_W$)※
 - ▬ 长圆柱滚子 ($3D_W \leq L_W \leq 10D_W, D_W > 6 \text{ mm}$)※
 - ▬ 滚针 ($3D_W \leq L_W \leq 10D_W, D_W \leq 6 \text{ mm}$)※
 - ▣ 圆锥滚子(圆台形)
 - ▣ 凸面滚子(鼓形)
- ※ (L_W : 滚子长度, mm)
(D_W : 滚子直径, mm)

3) 保持架

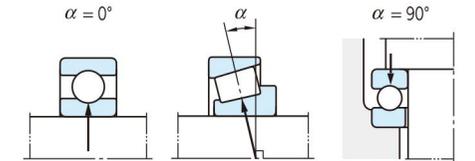
保持架将滚动体部分包围,使其在圆周方向保持一定的间隔。

保持架有冲压保持架、切制保持架、成形保持架和销式保持架等。

与无保持架的满装型球(滚子)轴承相比,带保持架轴承摩擦阻力较小,适合高速旋转。

1-2 型式

轴承承受负荷时作用于套圈(滚道圈)与滚动体之间的负荷方向与垂直于轴承中心线的平面所形成的角度称做接触角,用 α 表示。



轴承按接触角(α)的不同,主要分为以下两大类:

- 向心轴承 ($0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$)
 -主要承受径向负荷
- 推力轴承 ($45^\circ < \alpha \leq 90^\circ$)
 -主要承受轴向负荷

滚动轴承的分类参照图1-2,各种型式的特点如表1-1~表1-12所示。

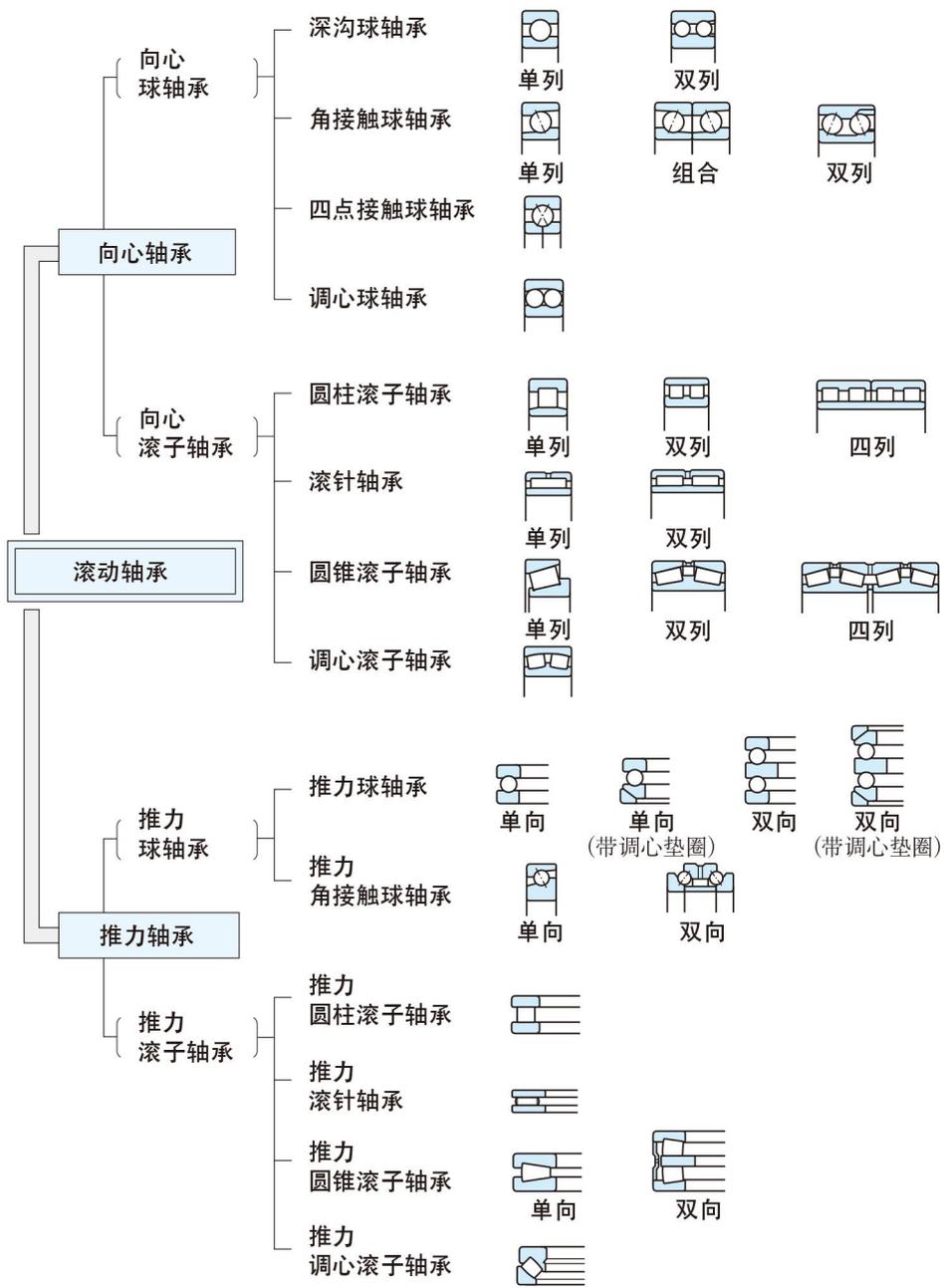


图1-2(1) 滚动轴承的分类

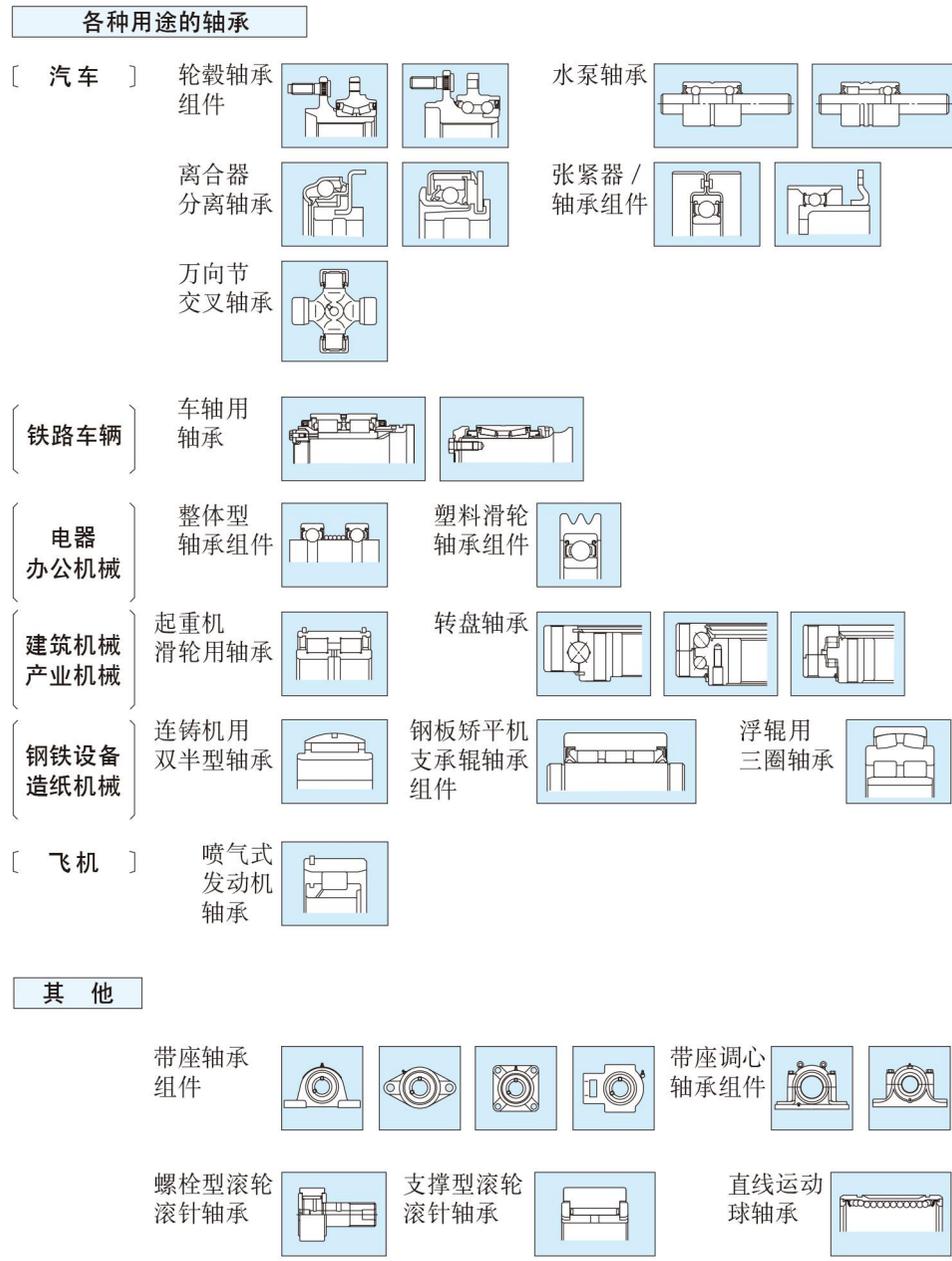


图1-2(2) 滚动轴承的分类



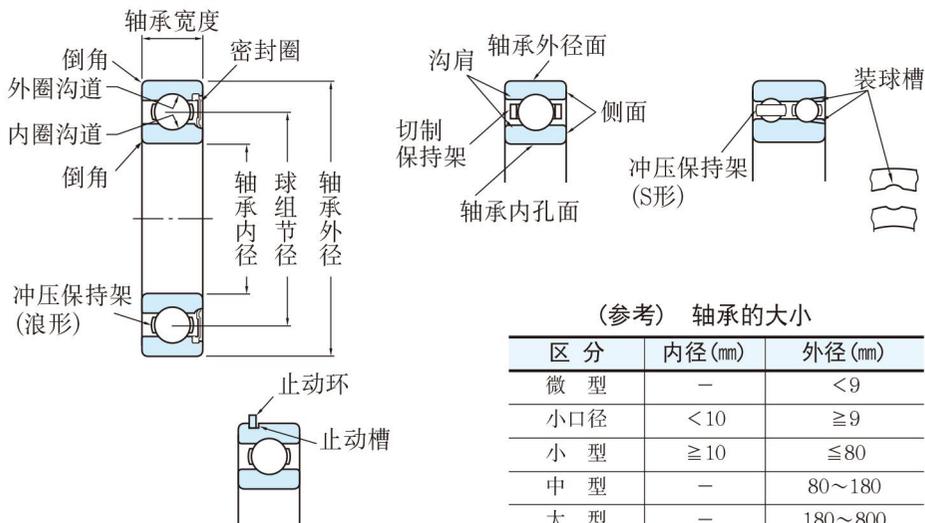
表1-1 深沟球轴承

单 列							双 列
开放型	带防尘盖	带非接触式密封圈	带接触式密封圈	带超轻接触式密封圈	带止动环	带凸缘	
680, 690, 6800, 6900, 16000	ZZ	2RU	2RS, 2RK	2RD	NR		4200, 4300
600, 620, 630, (ML) ...微型·小口径球轴承							
6000, 6200, 6300, 6400							

- 最具代表性的滚动轴承，用途广泛。
- 可承受径向负荷与双向轴向负荷。
- 适用于高速旋转及要求低噪音、低振动的场合。
- 带钢板防尘盖或橡胶密封圈的密封型轴承内预先充填了适量的润滑脂。
- 外圈带止动环或凸缘的轴承，即容易轴向定位，又便于安装在外壳。
- 双列深沟球轴承在两侧沟道的内、外圈各设有一处装球槽，不适合承受轴向负荷。

〔主要适用保持架〕 钢板冲压保持架(浪形、冠形...单列；S形...双列)、铜合金或酚醛树脂切制保持架、合成树脂成形保持架

〔主要用途〕 汽车：后轮、变速箱、电器装置
 电器：通用电动机、家用电器
 其他：仪表、内燃机、建筑机械、铁路车辆、装运机械、农业机械、各种产业机械



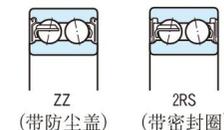
(参考) 轴承的大小

区分	内径(mm)	外径(mm)
微型	-	<9
小口径	<10	≥9
小型	≥10	≤80
中型	-	80~180
大型	-	180~800
超大型	-	>800

表1-2 角接触球轴承

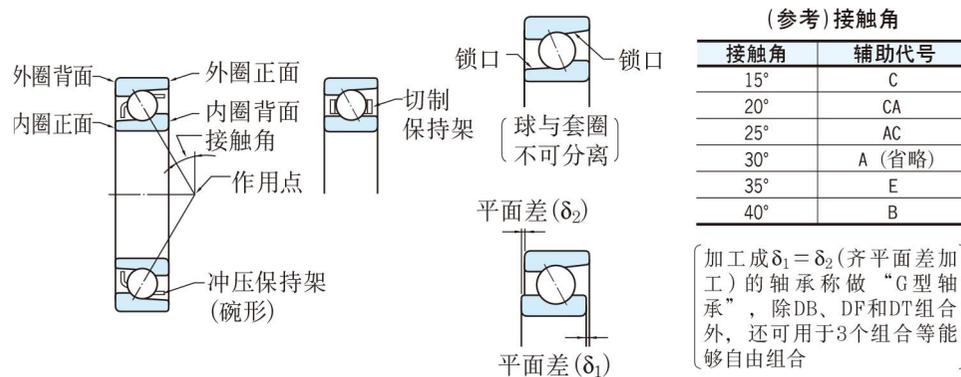
单 列	组 合			双 列			
		高速型 HAR	背面组合 DB	正面组合 DF	串联组合 DT		
(带冲压保持架)	(带切制保持架)					(有装球槽)	
7000, 7200, 7300, 7400 ... 接触角30°						3200	5200
7000B, 7200B, 7300B, 7400B ... 40°						3300	5300
7900C, 7000C, 7200C, 7300C } ... 15°						接触角32° 接触角24°	
HAR900C, HAR000C							

- 套圈与球之间有接触角，标准接触角为15°、30°和40°。
〔接触角越大轴向负荷能力也越大、接触角越小越适合高速旋转〕
- 单列轴承可承受径向负荷与单向轴向负荷。
- DB、DF组合及双列轴承可承受径向负荷与双向轴向负荷。DT组合用于单向轴向负荷较大，单个轴承的额定负荷不足的情况。
- 适合高速的HAR型轴承的球径小、球数多，大多用于机床主轴。
- 角接触球轴承适合高速·高精度旋转。
- 结构为背面组合的两个单列角接触球轴承共用内圈与外圈。无装球槽轴承可承受径向负荷与双向轴向负荷，有装球槽轴承可承受径向负荷与单向轴向负荷。
- 无装球槽轴承也有密封型



〔主要适用保持架〕 钢板冲压保持架(碗形...单列；S形、冠形...双列)、铜合金或酚醛树脂切制保持架、合成树脂成形保持架

〔主要用途〕 单列：机床主轴、高频电动机、燃气轮机、离心分离机、小型汽车前轮、差速器小齿轮轴
 双列：油泵、罗茨鼓风机、空气压缩机、各类变速箱、燃料喷射泵、印刷机械



(参考) 接触角

接触角	辅助代号
15°	C
20°	CA
25°	AC
30°	A (省略)
35°	E
40°	B

〔加工成 $\delta_1 = \delta_2$ (齐平面差加工)的轴承称做“G型轴承”，除DB、DF和DT组合外，还可用于3个组合等能够自由组合〕



表1-3 四点接触球轴承

整体型	双半内圈型	双半外圈型
—	6200BI 6300BI	(6200BO) (6300BO)

- 可承受径向负荷与双向轴向负荷。
- 单个轴承可代替正面组合或背面组合的角接触球轴承。
- 适用于承受纯轴向负荷或轴向负荷成分较大的合成负荷。
- 该类轴承承受任何方向的轴向负荷时都能形成其中的一个接触角(α)，因此套圈与球总在任一接触线上的两点接触。

〔主要适用保持架〕 铜合金切制保持架

〔主要用途〕 摩托车变速装置、摩托车驱动轴小齿轮侧、汽车转向器及变速箱等。

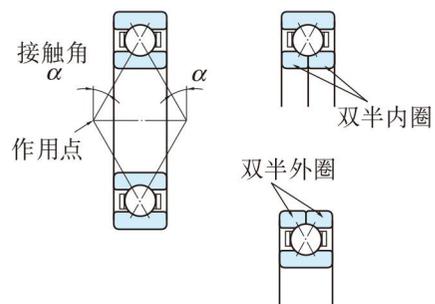


表1-4 自动调心球轴承

圆柱孔型	圆锥孔型	带密封
120, 130 1200, 1300 2200, 2300	K 锥度1:12 11200, 11300 ...内圈加宽型	2RS 2300 2RS

- 外圈滚道呈球面，具有调心性，因此可自动调整轴及外壳挠曲及不同心度等引起的轴心异常。
- 内圈锥孔的轴承使用紧固件时，便于安装至轴上。

钢板冲压保持架 { 菊形...12, 13, 22...2RS, 23...2RS
葵形...22, 23

适用于木工机械、纺织机械的传动轴以及轴台等。

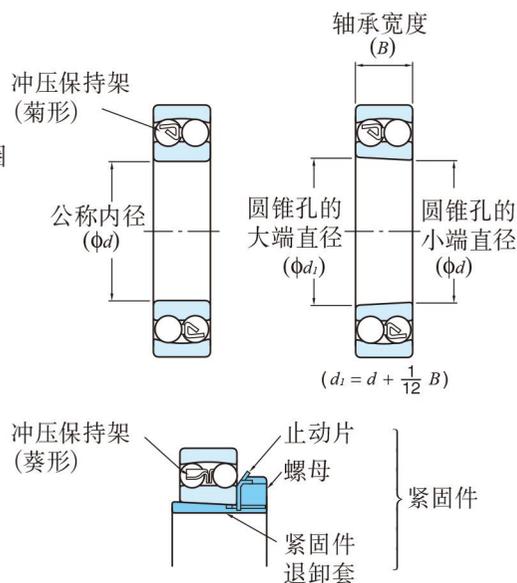


表1-5 圆柱滚子轴承

单 列						双 列		四 列
								主要用于 轧机辊颈
NU	NJ	NUP	N	NF	NH	NN	NNU	
NU1000, NU200 (R), NU2200 (R), NU3200,	NU200 (R), NU2200 (R), NU3200,	NU300 (R), NU2300 (R), NU3300	N	NF	NH	(圆柱孔) NNU4900 NN3000	(圆锥孔) NNU4900K NN3000K	(FC), (4CR)

- 圆柱滚子与滚道呈线接触，径向负荷能力大，即适合承受重负荷与冲击负荷，也适合高速旋转。
- NJ型及NF型可承受一定程度的单向轴向负荷，NUP型及NH型可承受一定程度的双向轴向负荷。
- N型及NU型可轴向移动，能适应因热膨胀或安装误差引起的轴与外壳相对位置的变化，最适合用作自由端轴承。
- 内圈或外圈可分离，便于装拆。
- NN型及NNU型抗径向负荷刚性强，大多用于机床主轴。

〔主要适用保持架〕 钢板冲压保持架(Z形)、铜合金切制保持架、销式保持架、合成树脂成形保持架

〔主要用途〕 中型及大型电动机、牵引电动机、发电机、内燃机、燃气轮机、机床主轴、减速装置、装运机械、各类产业机械。

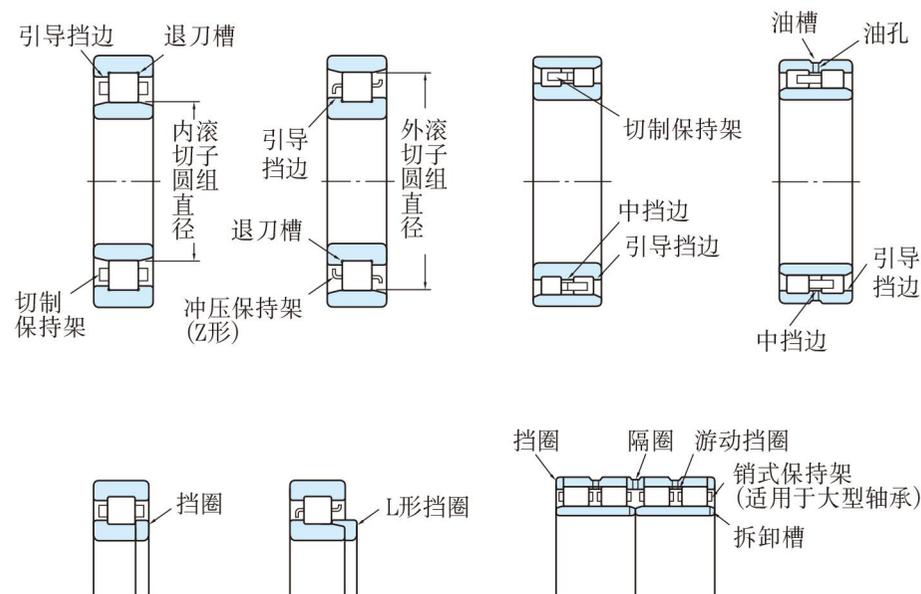




表1-6 实体型滚针轴承

单 列			双 列	
有内圈	无内圈	带密封圈	有内圈	无内圈
NA4800 NA4900 NA6900 (NKJ, NKJS)	RNA4800 RNA4900 RNA6900 (NK, NKS, HJ)	NA49002RS — (HJ.2RS)	NA6900 ($d \geq 32$)	RNA6900 ($F_w \geq 40$)

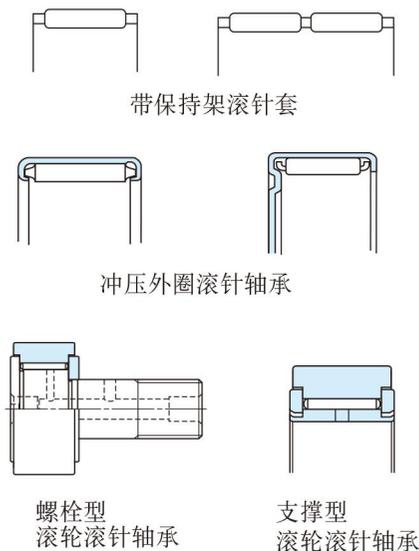
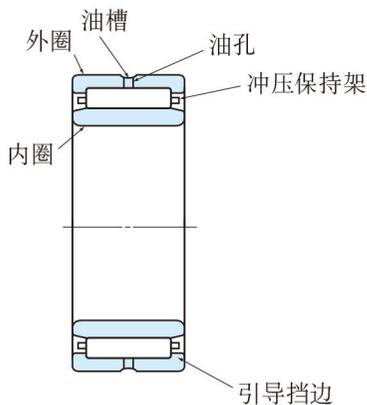
■ 有内圈轴承的基本结构与NU型圆柱滚子轴承相同，但由于采用滚针，体积可以缩小，并且也可承受大的径向负荷。

■ 无内圈轴承要把具有合适精度和硬度的轴面作为滚道面使用。

〔主要适用保持架〕 钢板冲压保持架

〔主要用途〕 汽车发动机、变速箱、泵、挖土机履带轮、提升机、桥式起重机、压缩机

(参考) 滚针轴承除实体型外，还有其他多种型式。详细请参考轴承尺寸表滚针轴承页和另外发行的专用目录《滚针轴承》CAT NO. B2018。



所谓滚轮滚针轴承，是指将旋转运动转换成直线运动、或对直线运动进行支承的一类轴承。螺栓型适用于悬臂支承，支撑型则适用于简支支承

表1-7 圆锥滚子轴承

单 列			双 列		四 列
	带凸缘		外向型(TDO型)	内向型(TDI型)	〔主要用于〕 轧机辊颈
(小锥角)	(中锥角)	(大锥角)	46200	45200	37200
32900JR	30200JR	30200CR	46200A	45300	47200
32000JR	32200JR	32200CR	46300	(45T)	47300
33000JR	33200JR	30300CR	46300A		(47T)
33100JR	30300JR	32300CR	(46T)		(4TR)
	32300JR				

- 该类轴承装有圆台形滚子，滚子由内圈大挡边导向。
- 设计上使得内圈和外圈滚道面以及滚子滚道面的各圆锥面的顶点在轴承中心线上一点重合。
- 单列轴承可承受径向负荷与单向轴向负荷，双列轴承可承受径向负荷与双向轴向负荷。
- 适用于承受重负荷与冲击负荷。

- 按接触角(α)的不同，分为小锥角、中锥角和大锥角三种型式，接触角越大轴向负荷能力也越大。
- 外圈与内圈组件(内圈与滚子和保持架组件)可分离，便于装拆。
- 后缀辅助代号“J”或“JR”的轴承具有国际互换性。
- 该类轴承还多采用英制系列。

〔主要适用保持架〕 钢板冲压保持架、合成树脂成形保持架、销式保持架

〔主要用途〕 汽车：前轮、后轮、变速箱、差速器小齿轮轴。其他：机床主轴、建筑机械、大型农业机械、铁路车辆齿轮减速装置、轧机辊颈及减速装置

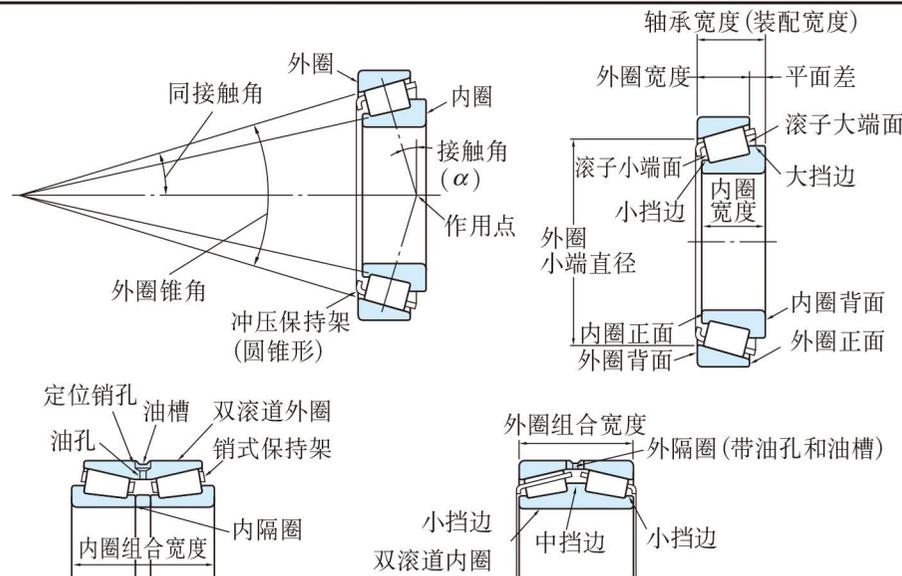


表1-8 调心滚子轴承

圆 柱 孔		圆 锥 孔	
非对称凸面滚子	对 称 凸 面 滚 子		
R、RR型	RH、RHR型	RHA型	K或K30
23900R, 23000R (RH, RHA), 24000R (RH, RHA),	23100R (RH, RHA), 24100R (RH, RHA),	22200R (RH, RHA), 23200R (RH, RHA),	21300R (RH), 22300R (RH, RHA)

- 该类轴承在球面滚道外圈与双滚道内圈之间装有鼓形凸面滚子，按内部结构的不同(参照下图)，分为R(RR)、RH(RHR)和RHA三种型式。
- 由于外圈滚道的圆弧中心与轴承中心一致，因此具有调心性能，可自动调整因轴或外壳的挠曲或不同心引起的轴心偏移。
- 可承受径向负荷与双向轴向负荷。特别是径向负荷能力大，适用于承受重负荷与冲击负荷。
- 圆锥孔轴承通过使用紧固件或拆卸套可便于轴上的装拆。
圆锥孔有以下两种(锥度)：
· 1:30(辅助代号：K30)……适用于240、241系列
· 1:12(辅助代号：K)……适用于其他系列
- 外圈上可开设油孔、油槽和定位销孔(一个)。内圈上也可开设油孔和油槽。

[主要适用保持架] 铜合金切削保持架、钢板冲压保持架、销式保持架

[主要用途] 造纸机械、减速装置、铁路车辆车轴、轧机齿轮箱座、轧机辊子、破碎机、振动筛、印刷机械、木工机械、各类产业用减速机、带座调心轴承

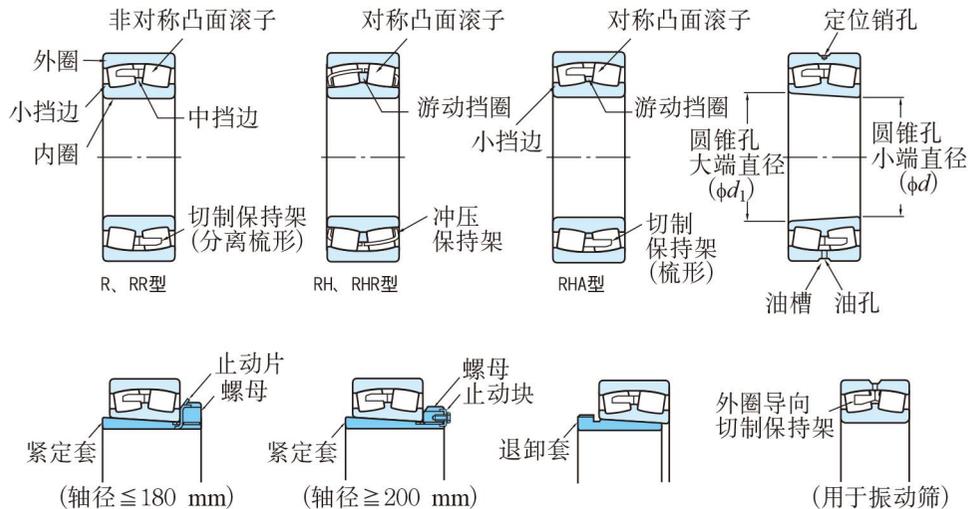


表1-9 推力球轴承

单 向			双 向		
平面座圈型	调心座圈型	带调心垫圈	平面座圈型	调心座圈型	带调心垫圈
51100	—	—	—	—	—
51200	53200	53200U	52200	54200	54200U
51300	53300	53300U	52300	54300	54300U
51400	53400	53400U	52400	54400	54400U

- 由带滚道的垫圈形滚道圈与球组件构成。
- 单向轴承可承受单向轴向负荷，双向轴承可承受双向轴向负荷。(二者均不可承受径向负荷)
- 座圈的安装面呈球面的轴承具有调心性能，可以减少安装误差的影响。
- 与轴配合的滚道圈称做轴圈，与外壳配合的滚道圈称做座圈。
双向轴承则由中圈与轴配合。

[主要适用保持架] 钢板冲压保持架、铜合金或酚醛树脂切削保持架、合成树脂成形保持架

[主要用途] 汽车中心销、机床主轴

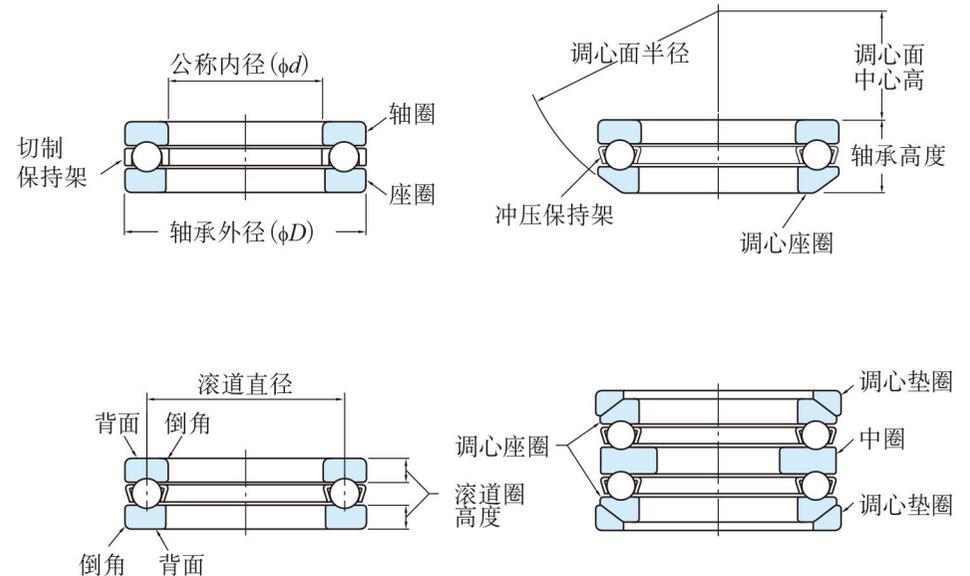




表1-10 推力圆柱滚子轴承

单 向
(811,812,NTHA)

- 由垫圈形滚道圈(轴圈、座圈)与圆柱滚子·保持架组件构成。
由于圆柱滚子的滚动面采用凸面加工,滚子与滚道面间的压力分布可变得均衡。
- 可承受单向轴向负荷。
- 轴向负荷能力大,轴向刚性也强。

〔主要适用保持架〕 铜合金切制保持架

〔主要用途〕 石油钻机、钢铁设备

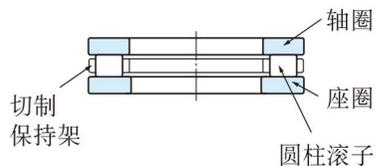


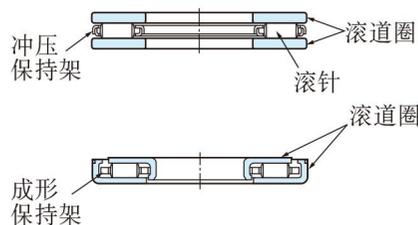
表1-11 推力滚针轴承

分离型	非分离型
(AXK,FNT,NTA)	(FNTKF)

- 分离型轴承由滚道圈与带保持架滚针盘构成,可与冲压加工的薄型滚道圈(AS)或切制加工的厚型滚道圈。(LS,WS,811,GS,811)任意组合。
- 非分离型轴承是由精密冲压加工的滚道圈与带保持架滚针盘构成的整体型轴承。
- 可承受单向轴向负荷。
- 该类轴承占用空间小,有利于机械的紧凑设计。
- 大多仅采用带保持架滚针盘,而把轴及外壳的安装面作为滚道面使用

钢板冲压保持架、合成树脂成形保持架

汽车、耕耘机、机床等的变速箱



〔备注〕 滚道圈在JIS中称为推力垫圈或轨道盘。

表1-12 推力圆锥滚子轴承

单 向	双 向
(T) (THR)	(2THR)

- 该类轴承装有圆台形滚子,滚子(大端为球面)由滚道圈(轴圈、座圈)挡边准确导向。
- 设计上使轴圈和座圈滚道面以及滚子滚动面的各圆锥面顶点在轴承中心线上一点重合。
- 单向轴承可承受单向轴向负荷,双向轴承可承受双向轴向负荷。
- 双向轴承由中圈与轴配合,但由于采用间隙配合,因此必须用轴套等使中圈轴向定位。

〔主要适用保持架〕 铜合金切制保持架

〔主要用途〕 单向:起重机吊钩、石油钻杆接头
双向:轧机辊颈

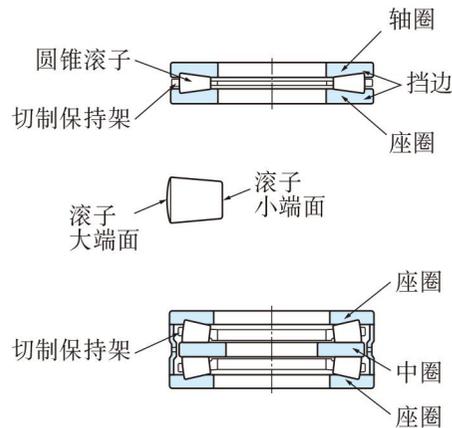


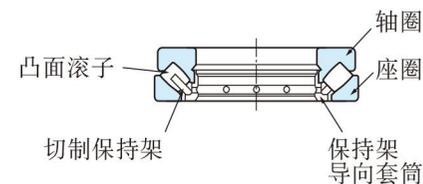
表1-13 推力调心滚子轴承

29200 29300 29400

- 该类轴承将鼓形凸面滚子倾斜排列,由于座圈滚道面呈球面,因此具有调心性能,可允许轴有若干倾斜。
- 轴向负荷能力非常大,在承受轴向负荷的同时还可承受若干径向负荷。
- 使用时一般采用油润滑。

铜合金切制保持架

水力发电机、立式电动机、船舶螺旋桨轴、轧机轧制螺杆减速机、塔吊、碾煤机、挤压机、成形机





2-1 轴承的寿命

轴承在承受负荷旋转时，由于套圈滚道面及滚动体滚道面不断地受到交变负荷的作用，即使使用条件正常，也会因材料疲劳使得滚道面或滚动面出现鱼鳞状损伤（称做剥离或剥落）

出现这种滚动疲劳损伤之前的总转数称做轴承的“（疲劳）寿命”。

即使轴承的结构、尺寸、材料、加工方法等完全相同并在同样条件下旋转时，轴承的（疲劳）寿命仍会出现较大的差异。

这是因为材料疲劳本身具有离散性，应从统计的角度来考虑轴承的寿命。

于是规定，一批相同的轴承各在同样条件下旋转时，其中90%的轴承不出现滚动疲劳损伤的总转数称做“轴承的基本额定寿命”（即可靠性为90%的寿命）。

在以固定转速旋转时，也可用总旋转时间表示。

但在实际工作时，还会出现滚动疲劳损伤以外的损伤现象（如磨损、烧伤、蠕变、磨蚀、压痕、断裂等）

这些损伤可通过做好轴承的选择、安装和润滑等加以避免。

2-2 轴承寿命的计算

2-2-1 基本额定动负荷 C

基本额定动负荷体现轴承耐滚动疲劳的能力（即负荷能力），是指某大小和方向一定的纯径向负荷（对于向心轴承）或中心轴向负荷（对于推力轴承），在内圈旋转外圈固定（或内圈固定外圈旋转）的条件下，该负荷下的基本额定寿命可达100万转。

向心轴承与推力轴承的基本额定动负荷分别称做径向基本额定动负荷（ C_r ）与轴向基本额定动负荷（ C_a ），其数值载于轴承尺寸表。

2-2-2 基本额定寿命 L_{10}

轴承的基本额定寿命 L_{10} 是指，轴承内部采用标准设计，使用 JIS 规定的或与之相当的轴承专用钢材，经过较高的生产质量制造出来的轴承，在一般使用条件下使用时的可靠性为 90% 的寿命。轴承的基本额定动负荷，动等价负荷及基本额定寿命之间的关系可以表示为式 (2-1)。

而该寿命计算公式不以下两种情况为对象：在非常大的负荷条件下（ P 超过基本额定静负荷 C_0 和 $0.5C$ 中的任一值时）所造成滚道面和滚动体的接触面发生塑性形变等影响、相反由于负荷条件小而造成轨道与滚动体之间的接触面的滑动等影响时。

如果可能存在这些情况时，请与 JXN 商议。

轴承以固定转速旋转时，用时间表示寿命更为方便，如式 (2-2) 所示。

此外，对于铁路车辆或汽车等用行驶距离 (km) 表示寿命较多，如式 (2-3) 所示。

$$\text{(总转数)} \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (2-1)$$

$$\text{(时 间)} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (2-2)$$

$$\text{(行驶距离)} \quad L_{10s} = \pi D L_{10} \dots\dots\dots (2-3)$$

这里，

L_{10} : 基本额定寿命, 10^6 转

L_{10h} : 基本额定寿命, h

L_{10s} : 基本额定寿命, km

P : 当量动负荷, N

C : 基本额定动负荷, N

n : 转速, min^{-1}

p : 指数 球轴承 $\dots\dots\dots p = 3$
滚子轴承 $\dots\dots\dots p = 10/3$

D : 车轮或轮胎直径, mm

因此，作为轴承的使用条件，设当量动负荷为 P ，转速为 n ，则满足设计寿命所需要的轴承基本额定动负荷 C 可由式 (2-4) 计算。

从轴承尺寸表中选出满足 C 值的轴承，

即可确定轴承的尺寸。

机械要求的轴承寿命请参考 A31 页表 5.5。

$$C = P \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p} \dots\dots\dots (2-4)$$

〔参考〕

用寿命系数 (f_h) 和速度系数 (f_n) 表示的计算式如下：

$$L_{10h} = 500 f_h^p \dots\dots\dots (2-5)$$

寿命系数：

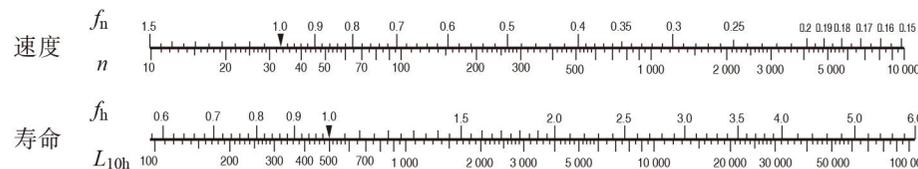
$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots\dots\dots (2-6)$$

速度系数：

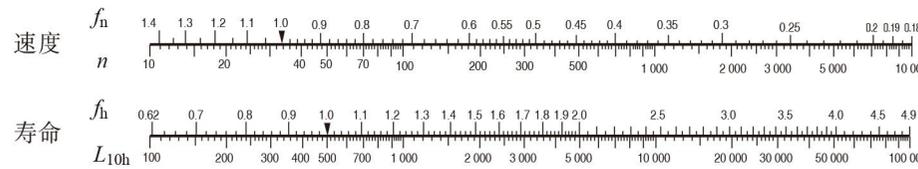
$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{1/p} = (0.03n)^{-1/p} \dots\dots\dots (2-7)$$

利用计算图表〔参考图〕可简易求得 f_h 、 f_n 和 L_{10h} 。

球轴承



滚子轴承



〔参考图〕 转速 (n) 与速度系数 (f_n) 以及寿命系数 (f_h) 与寿命 (L_{10h}) 的关系



2-2-3 基本额定动负荷的温度修正与轴承的尺寸稳定处理

轴承在高温下使用时，材料组织会发生变化、硬度降低，从而基本额定动负荷将比常温下使用时减小。材料组织一旦发生变化，即使温度恢复到常温也不会复原。

因此，在高温下使用时，必须对轴承尺寸表中的基本额定动负荷做温度修正，即乘以表5-1的温度系数。

表2-1 温度系数

轴承温度, °C	125	150	175	200	250
温度系数	1	1	0.95	0.9	0.75

对于长时间在 120 °C 以上温度下使用的轴承，只做一般热处理时尺寸变化会很大，因此必须进行尺寸稳定处理。

尺寸稳定处理代号与使用温度范围如表5-2所示。

但经尺寸稳定处理的轴承硬度降低，有时基本额定动负荷会减小。

表2-2 尺寸稳定处理

尺寸稳定处理代号	使用温度范围
S0	100 °C 超过 150 °C 以下
S1	150 °C 超过 200 °C 以下
S2	200 °C 超过 250 °C 以下

2-2-4 修正额定寿命 L_{nm}

滚珠轴承的寿命在二十世纪六十年代被规格化为基本额定寿命，但在实际应用中，往往会受润滑状态、使用环境等影响而使实际寿命与基本额定寿命之间存在较大差距。因此，为了使通过计算得到的寿命接近实际寿命，大约在二十世纪八十年代，作为修正额定寿命，探讨了轴承特性系数 a_2 (轴承材料、制造工序、设计等与寿命有关的特性发生变化时的修正系数)、使用条件系数 a_3 (考虑直接影响轴承寿命的润滑等使用条件的修正系数) 或根据两者之间的相互依存关系得出的 a_{23} 系数等基本额定寿命中需要考虑的概念。以前，这些系数由各轴承制造商自行采取对策，2007年在ISO 281中规格化为修正额定寿命，2013年，为了实现与ISO的相容性而对JIS B 1518作了修改。

式(2-1)表示的基本额定寿命 (L_{10}) 是在内部设计、材料、生产质量等均为标准的滚珠轴承中，一般使用条件下的可靠性为 90% 的 (疲劳) 寿命。JIS B 1518 : 2013在ISO 281 : 2007的基础上，为了进一步获得各种运转条件下的正确的轴承寿命，考虑了不同可靠性、及作为系统方法各要素的变化和相互作用等影响、作为轴承内部附加应力的润滑状态、润滑剂的污染及疲劳极限载荷 C_u (参考(2) b) 等的基础上，对计算方法作了规定。采用考虑了以上因素的寿命修正系数 a_{ISO} 的寿命被称为修正额定寿命 L_{nm} ，可由式(2-8)计算。

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} \dots \dots \dots (5-8)$$

这里，

L_{nm} : 修正额定寿命, 10⁶转

对90%及90%以上的可靠性、疲劳极限载荷、特殊轴承特性、润滑剂的污染、特殊运转条件的任意一种或多种进行过修正的额定寿命。

L_{10} : 基本额定寿命, 10⁶转 (可靠性为90%)

a_1 : 可靠性系数……参照(1)项

a_{ISO} : 寿命修正系数…参照(2)项

[备注] 按可靠性高于 90% 的 L_{nm} 选择轴承尺寸时，应特别注意轴与外壳的强度

(1) 可靠性系数 a_1

可靠性是指“使一组相同的轴承在同一条件下运转时，期望达到或超过某一特定寿命的轴承的个数占总个数的比例”，计算可靠性不低于90% (即失效率不高于10%) 的修正额定寿命时， a_1 的值如表5-3所示。

表2-3 可靠性系数 a_1

可靠性, %	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0.64
96	L_{4m}	0.55
97	L_{3m}	0.47
98	L_{2m}	0.37
99	L_{1m}	0.25
99.2	$L_{0.8m}$	0.22
99.4	$L_{0.6m}$	0.19
99.6	$L_{0.4m}$	0.16
99.8	$L_{0.2m}$	0.12
99.9	$L_{0.1m}$	0.093
99.92	$L_{0.08m}$	0.087
99.94	$L_{0.06m}$	0.080
99.95	$L_{0.05m}$	0.077

(表2-3 引用 JIS B 1518:2013)

(2) 寿命修正系数 a_{ISO}

a) 系统方法

对轴承寿命产生影响的各种因素之间存在相互依存的关系。在修正寿命计算的系统方法中，这是一种计算寿命修正系数 a_{ISO} 的实用性方法 (参照图2-1)。寿命修正系数 a_{ISO} 通过式 (2-9) 计算，各种轴承形式 (径向球轴承、径向滚柱轴承、推力球轴承、推力滚柱轴承) 按以下线图计算。(参照图2-2 2-3 2-4 2-5)

而在实际应用中，寿命修正系数 $a_{ISO} \leq 50$ 。

$$a_{ISO} = f \left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa \right) \dots \dots \dots (2-9)$$

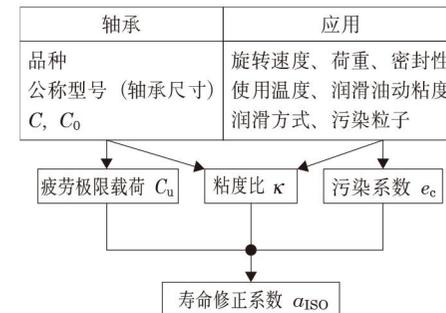


图2-1 系统方法

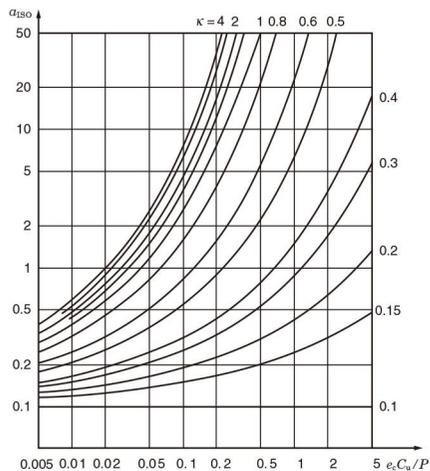


图2-2 寿命修正系数 α_{ISO} (径向球轴承)

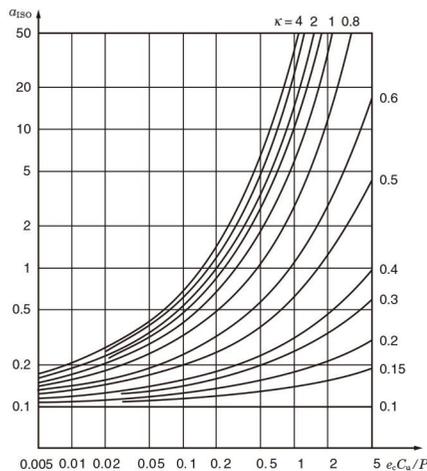


图2-3 寿命修正系数 α_{ISO} (径向滚子轴承)

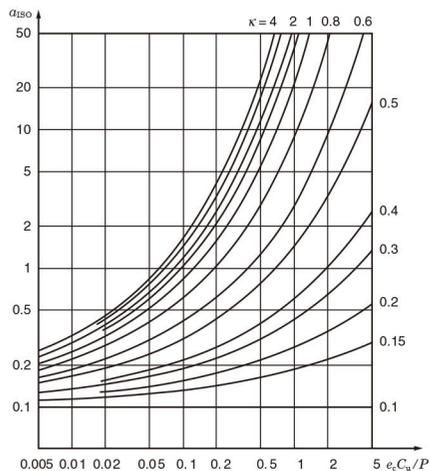


图2-4 寿命修正系数 α_{ISO} (推力球轴承)

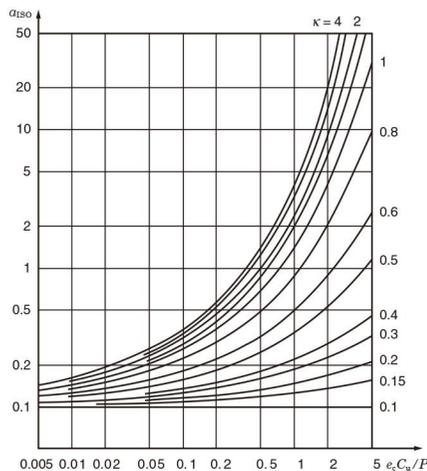


图2-5 寿命修正系数 α_{ISO} (推力滚子轴承)

(图2-2~2-5 引用JIS B 1518:2013)

b) 疲劳极限负荷 C_u

采用规定钢材或同等质量的合金钢时，如果润滑条件、润滑剂的清洁度及其他运转条件良好，那么在某负荷条件以下时，疲劳寿命将是无限的。在普通高质量材料及较高生产质量的轴承中，约1.5 GPa的轨道面和转动体的接触应力时成为疲劳极限应力。材料质量及/或生产质量较低时，疲劳极限应力也会降低。

疲劳极限负荷 C_u 是指“轨道的最大负荷接触部的疲劳极限应力，轴承承受的负荷”，对轴承形式、大小、材料等有影响。

另外，关于特殊轴承等本产品目录中未记载的轴承的疲劳极限负荷，请与JXN商议。

c) 污染系数 e_c

被污染的润滑剂固体颗粒粘付到轨道面和转动体上时，轨道面及/或转动体可能会产生压痕。因为这些压痕的存在，使局部应力增加，寿命缩短。这种润滑剂的污染引起的寿命缩短可以作为污染系数 e_c 根据污染水平计算。

这里，表中的 D_{pw} 为间距直径，简单表示为 $D_{pw} = (D+d)/2$ 。

另外，关于特殊润滑条件及详细内容的探讨等，请与JXN商议。

表2-4 污染系数 e_c 的值

污 染 等 级	e_c	
	$D_{pw} < 100 \text{ mm}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ mm}$
极高的清洁度：颗粒直径与润滑剂的油膜厚度相当，实验室等级 的环境	1	1
较高清洁度：用极细的滤网过滤过的油，封入标准润滑脂的轴承及密封轴承	0.8-0.6	0.9-0.8
标准清洁度：用细的滤网过滤过的油，封入标准润滑脂的轴承及密封轴承	0.6-0.5	0.8-0.6
轻度污染状态：润滑剂少量污染	0.5-0.3	0.6-0.4
普通污染状态：无密封、使用较粗滤网、研磨粉及周边颗粒易于入侵的环境	0.3-0.1	0.4-0.2
重度污染状态：严重污染的周边环境，且轴承的密封性不充分的状况	0.1-0	0.1-0
极度污染状态	0	0

(表2-4 引用 JIS B 1518 : 2013)

d) 粘滞比 κ

润滑剂在滚动接触面上形成一层油膜，使轨道和转动体分离。润滑剂的油膜状态用运转时的动粘度 ν 与基准动粘度 ν_1 之比，即粘滞比 κ 表示，通过式 (5-10) 计算。

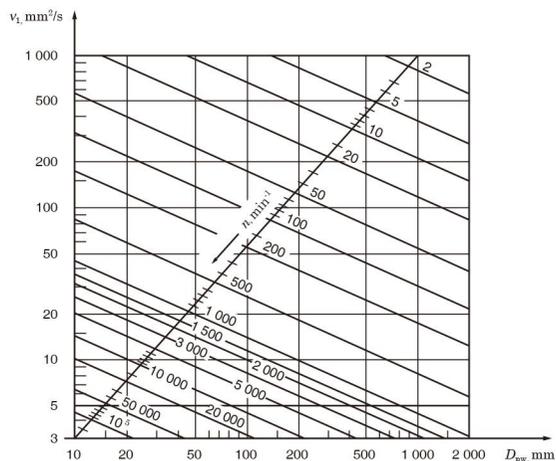
$\kappa > 4$ 或 $\kappa = 4$ 或 $\kappa < 0.1$ 的情况除外。

另外，使用润滑脂润滑或含有极压添加剂的润滑剂等时，请与JXN商议。

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \dots\dots\dots (2-10)$$

ν ：运转时的动粘度、运转温度下的润滑剂的粘度。

ν_1 ：由基准动粘度、轴承速度及节圆直径 D_{pw} 决定 (参照图2-6)



(图 2-6 JIS B 1518:2013 引用)

图 5-6 基准动粘度 v_1

2-2-5 多个轴承的系统寿命

在使用两个以上轴承的装置中，多数情况下一个轴承损坏，也会导致整个装置丧失功能。

将使用的全体轴承看成一个轴承系统时，该轴承系统的额定寿命可由下式计算。

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots \quad (2-11)$$

这里，

L ：整个轴承系统的额定寿命

L_1 、 L_2 、 L_3 ……：各轴承的额定寿命

e ：常数

球轴承…… $e = 10/9$

滚子轴承…… $e = 9/8$

(混合使用时取平均值)

[例]

考虑一根由两个滚子轴承支承的轴。设一个轴承的额定寿命为50 000小时，另一个轴承为30 000小时，由式(2-9)，这根轴上整个轴承系统的额定寿命如下。

$$\frac{1}{L^{9/8}} = \frac{1}{50\,000^{9/8}} + \frac{1}{30\,000^{9/8}}$$

$$L \approx 20\,000 \text{ h}$$

就是说，整个轴承系统的额定寿命比单个轴承中最短的额定寿命还短。

这个结论极为重要，对使用两个以上轴承的装置，如需考虑整个轴承系统的寿命时，必须加以注意。

2-2-6 机械要求的轴承寿命

过度延长轴承寿命未必经济，最好是根据使用条件设定机械要求的轴承寿命。

表2-5为机械要求的轴承寿命的经验数据，供参考。

表2-5 机械要求的轴承寿命(参考)

使用条件	机械种类	要求的轴承寿命(时间, h)
短时间或间断运转	家用电器·电动工具、农业机械、卷扬机	4 000 ~ 8 000
不常使用 但要求运转可靠	家用空调、建筑机械、皮带机、电梯	8 000 ~ 12 000
不连续但长时间运转	轧机辊颈、小型电动机、起重机	8 000 ~ 12 000
	通用电动机、一般齿轮装置	12 000 ~ 20 000
	机床、振动筛、破碎机	20 000 ~ 30 000
	压缩机、泵、重要齿轮装置	40 000 ~ 60 000
每天8小时以上常时运转 或连续长时间运转	自动扶梯	12 000 ~ 20 000
	离心分离机、空调设备、鼓风机、木工机械、铁路车辆车轴	20 000 ~ 30 000
	大型电动机、矿山提升机、铁路车辆主电动机、机车车轴	40 000 ~ 60 000
	造纸机械	100 000 ~ 200 000
24小时连续无故障运转	自来水设备、发电站设备、矿山排水设备	100 000 ~ 200 000



2-3 轴承负荷的计算

作用于轴承的负荷有轴承支承物的重力、齿轮或皮带等的传递动力以及机械运转时产生的负荷等。

由于轴承负荷大多变化不定、而且变化的程度或大小难以确定，所以通过简单的计算确定轴承负荷几乎不可能。

因此，轴承负荷的计算一般采用理论计算值乘以经验系数的方法。

2-3-1 负荷系数

作用于轴承的径向负荷或轴向负荷虽然可以按照一般的力学方法计算，但由于机械振动或冲击等原因，作用于轴承的实际负荷往往比计算值大，因此，计算时一般将理论计算值再乘以一个与机械振动或冲击有关的负荷系数，如下式所示。

$$F = f_w \times F_c \dots\dots\dots (2-12)$$

这里，

- F : 实际负荷, N
- F_c : 理论负荷, N
- f_w : 负荷系数(表2-6)

表2-6 负荷系数 f_w

使用条件	用 例	f_w
几乎无振动或冲击	电动机 机床 仪表	1.0 ~ 1.2
一般运转 (有轻微冲击)	铁路车辆 汽车 造纸机械 鼓风机 压缩机 农业机械	1.2 ~ 2.0
有强烈振动或冲击	轧机 粉碎机 建筑机械 振动筛	2.0 ~ 3.0

2-3-2 皮带或链传动时的负荷

皮带传动时作用于皮带轮轴的理论负荷可通过计算皮带有效传动力求得。

但在计算实际负荷时，还需要将理论负荷乘以上述负荷系数 (f_w) 以及一个与皮带张力有关的皮带系数 (f_b)。

另外，链传动时也需要乘以一个相当于皮带系数的链系数，如式(2-13)所示。

$$F_b = \frac{2M}{D_p} \cdot f_w \cdot f_b$$

$$= \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} \cdot f_w \cdot f_b \dots\dots\dots (2-13)$$

这里，

- F_b : 皮带轮轴或链轮轴的实际负荷, N
- M : 皮带轮或链轮的扭矩, mN·m
- W : 传递功率, kW
- D_p : 皮带轮或链轮节圆直径, mm
- n : 转速, min^{-1}
- f_w : 负荷系数(表2-6)
- f_b : 皮带(链)系数(表2-7)

表2-7 皮带(链)系数 f_b

皮 带 种 类	f_b
同步皮带(带齿皮带)	1.3 ~ 2.0
三角皮带	2.0 ~ 2.5
平皮带(带张紧轮)	2.5 ~ 3.0
平皮带	4.0 ~ 5.0
链	1.2 ~ 1.5

2-3-3 齿轮传动时的负荷

(1) 作用于齿轮的负荷与齿轮系数

齿轮传动时作用于齿轮的理论负荷有切向负荷(K_t)、径向负荷(K_r)和轴向负荷(K_a)，根据齿轮的传动力和齿轮种类，可分别用力学方法进行计算(2)项①②③)。

但在计算实际负荷时，还需要将理论负荷乘以负荷系数(f_w ...表5-6)以及一个与齿轮精度有关的齿轮系数(f_g ...表5-8)。

表2-8 齿轮系数 f_g

齿 轮 种 类	f_g
精密齿轮 (齿距误差、齿形误差均小于0.02 mm)	1.0~1.1
一般齿轮 (齿距误差、齿形误差均小于0.1 mm)	1.1~1.3

(2) 齿轮负荷的计算

① 切向负荷(切向力) K_t

(正齿轮、斜齿轮、人字齿轮、直齿伞齿轮、螺旋伞齿轮)

$$K_t = \frac{2M}{D_p} = \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} \dots\dots (5-14)$$

在①~③中，

K_t : 齿轮的切向负荷	N
K_r : 齿轮的径向负荷	N
K_a : 齿轮的轴向负荷	N
M : 齿轮的扭矩	mN · m
D_p : 齿轮节圆直径	mm
W : 传递功率	kW
n : 转速	min ⁻¹
α : 齿轮压力角	deg
β : 齿轮螺旋角	deg
δ : 伞齿轮节圆锥角	deg

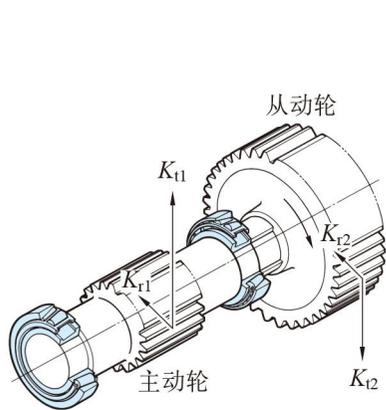


图2-7 作用于正齿轮的负荷

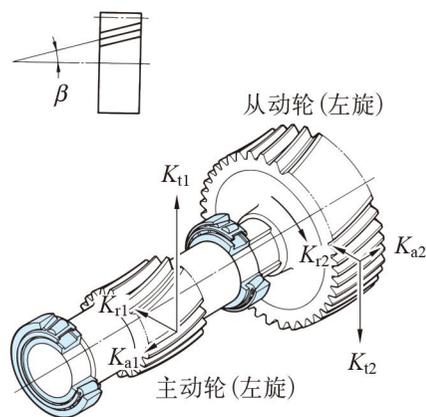


图2-8 作用于斜齿轮的负荷

	② 径向负荷(分离力) K_r	③ 轴向负荷(轴向力) K_a
正 齿 轮	$K_r = K_t \tan \alpha \dots\dots (2-15)$	0
斜 齿 轮	$K_r = K_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots (2-16)$	$K_a = K_t \tan \beta \dots\dots (2-22)$
人 字 齿 轮	$K_r = K_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots (2-17)$	0
直齿 ¹⁾ 伞齿轮	主动轮 $K_{r1} = K_t \tan \alpha \cos \delta_1 \dots\dots (2-18)$	$K_{a1} = K_t \tan \alpha \sin \delta_1 \dots\dots (2-23)$
	从动轮 $K_{r2} = K_t \tan \alpha \cos \delta_2 \dots\dots (2-19)$	$K_{a2} = K_t \tan \alpha \sin \delta_2 \dots\dots (2-24)$
螺旋 ^{1,2)} 伞齿轮	主动轮 $K_{r1} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1) \dots\dots (2-20)$	$K_{a1} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1) \dots\dots (2-25)$
	从动轮 $K_{r2} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta_2 \mp \sin \beta \sin \delta_2) \dots\dots (2-21)$	$K_{a2} = \frac{K_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta \cos \delta_2) \dots\dots (2-26)$

[注] 1) 附件1表示主动轮的齿轮, 附件2表示从动轮的齿轮。
2) 正负号区别 { 上边用于: 右旋顺时针方向旋转, 或左旋逆时针方向旋转。
 { 下边用于: 右旋逆时针方向旋转, 或左旋顺时针方向旋转。
[备注] 旋转方向是指从节圆锥顶点的反面观察的方向。

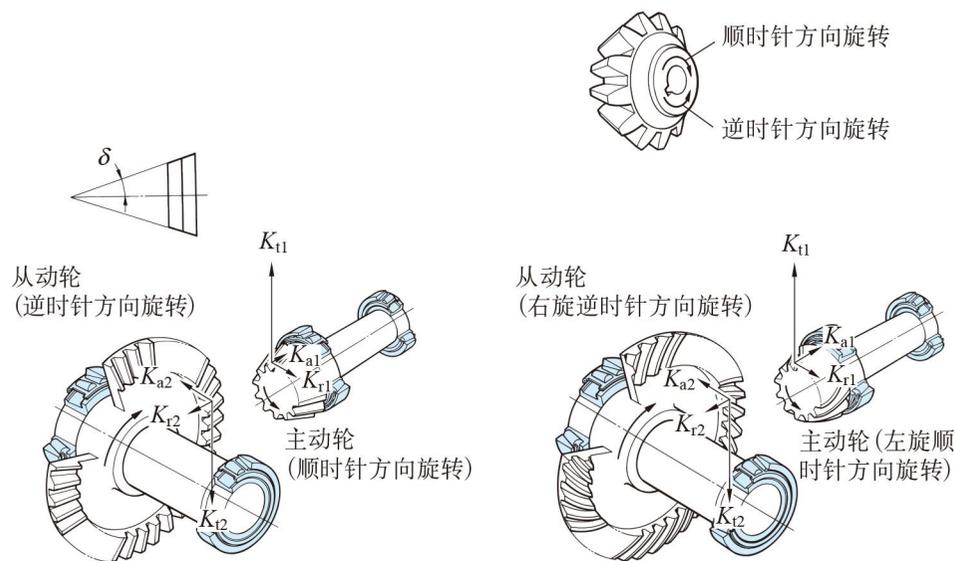


图2-9 作用于直齿伞齿轮的负荷

图2-10 作用于螺旋伞齿轮的负荷



2-3-4 对轴承的负荷分配

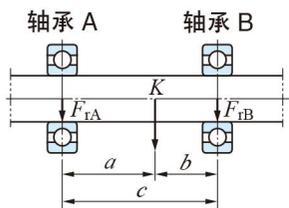
〔备注〕

例3~例5的轴承均作用有外部(齿轮)轴向负荷(K_a)以及承受径向负荷时产生的轴向分力。

为了将作用于轴系的负荷分配给各支承轴承,可先求出各负荷的径向分力,然后按分力方向求出其矢量和。

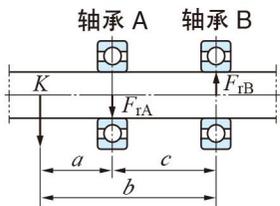
径向负荷的分配举例如下:

例1 基本 (1)



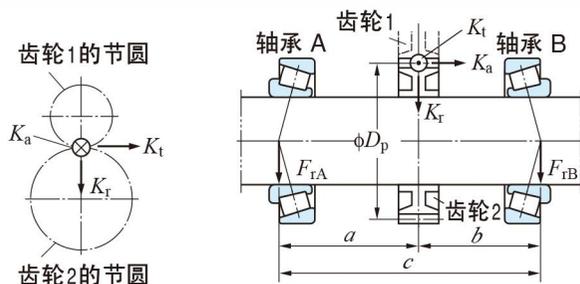
$$F_{rA} = \frac{b}{c} K$$
$$F_{rB} = \frac{a}{c} K \quad \dots\dots\dots (2-27)$$

例2 基本 (2)



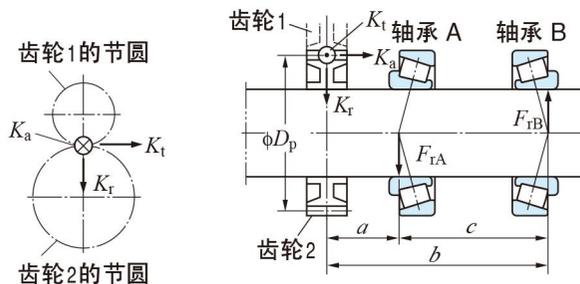
$$F_{rA} = \frac{b}{c} K$$
$$F_{rB} = \frac{a}{c} K \quad \dots\dots\dots (5-28)$$

例3 齿轮负荷的分配(1)



$$F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{b}{c} K_t\right)^2 + \left(\frac{b}{c} K_r - \frac{D_p}{2c} K_a\right)^2} \quad \dots\dots\dots (2-29)$$
$$F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{a}{c} K_t\right)^2 + \left(\frac{a}{c} K_r + \frac{D_p}{2c} K_a\right)^2}$$

例4 齿轮负荷的分配(2)

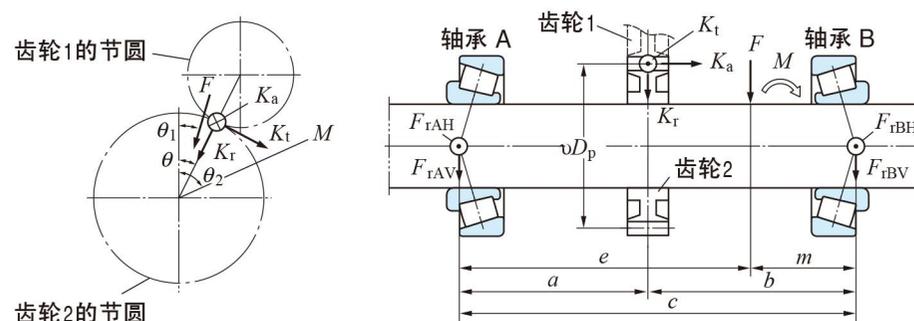


$$F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{b}{c} K_t\right)^2 + \left(\frac{b}{c} K_r - \frac{D_p}{2c} K_a\right)^2} \quad \dots\dots\dots (2-30)$$
$$F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{a}{c} K_t\right)^2 + \left(\frac{a}{c} K_r - \frac{D_p}{2c} K_a\right)^2}$$

(在例1~例5中)

F_{rA} : 轴承 A 的径向负荷	N	D_p : 齿轮节圆直径	mm
F_{rB} : 轴承 B 的径向负荷	N	\odot : 表示负荷方向(对纸面垂直向上)	
K : 轴系的径向负荷	N	\otimes : 表示负荷方向(对纸面垂直向下)	
K_t, K_r, K_a : 齿轮负荷	N		

例5 齿轮负荷与其他负荷同时作用



(齿轮1与齿轮2的啮合角为 θ , 外部负荷的力 F 与力矩 M 的作用角分别为 θ_1 与 θ_2)

●垂直方向(平行于纸面)的径向分力

$$F_{rAV} = \frac{b}{c} (K_r \cos \theta + K_t \sin \theta) - \frac{D_p}{2c} K_a \cos \theta + \frac{m}{c} F \cos \theta_1 - \frac{M}{c} \cos \theta_2$$
$$F_{rBV} = \frac{a}{c} (K_r \cos \theta + K_t \sin \theta) + \frac{D_p}{2c} K_a \cos \theta + \frac{e}{c} F \cos \theta_1 + \frac{M}{c} \cos \theta_2$$

●水平方向(垂直于纸面)的径向分力

$$F_{rAH} = \frac{b}{c} (K_r \sin \theta - K_t \cos \theta) - \frac{D_p}{2c} K_a \sin \theta + \frac{m}{c} F \sin \theta_1 - \frac{M}{c} \sin \theta_2$$
$$F_{rBH} = \frac{a}{c} (K_r \sin \theta - K_t \cos \theta) + \frac{D_p}{2c} K_a \sin \theta + \frac{e}{c} F \sin \theta_1 + \frac{M}{c} \sin \theta_2$$

■合成径向负荷

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAV}^2 + F_{rAH}^2} \quad \dots\dots\dots (2-31)$$
$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBV}^2 + F_{rBH}^2}$$

(θ, F 和 M 均为0时, 结果与例3相同)

2-4 当量动负荷

轴承大多承受径向负荷与轴向负荷的合成负荷，而且负荷条件多种多样，如大小发生变化等。

因此，不可能将轴承的实际负荷直接与基本额定动负荷进行比较。

于是，则采用将实际负荷换算成通过轴承中心且大小和方向一定的假想负荷来进行分析比较，在该假想负荷下，轴承具有与实际负荷和转速下相同的寿命。

这样换算的假想负荷称做当量动负荷，用 P 表示。

2-4-1 当量动负荷的计算

承受大小和方向一定的合成负荷的向心轴承与推力轴承 ($\alpha \neq 90^\circ$) 的当量动负荷可由下式计算。

$$P = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (2-32)$$

这里，

P ：当量动负荷，N

对于向心轴承，表示为
 P_r ：径向当量动负荷
 对于推力轴承，表示为
 P_a ：轴向当量动负荷

F_r ：径向负荷，N
 F_a ：轴向负荷，N
 X ：径向负荷系数
 Y ：轴向负荷系数

(负荷系数 X 与 Y 载于轴承尺寸表)

■ 对于单列向心轴承，当 $F_a/F_r \leq e$ 时，取 $X=1$ 、 $Y=0$ 。

因此，当量动负荷 $P_r = F_r$

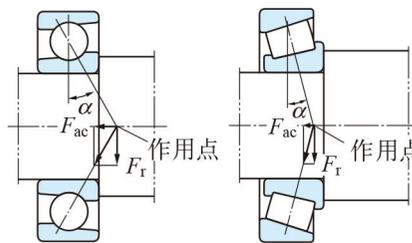
(e 表示 F_a/F_r 的界限值，载于轴承尺寸表)

■ 对于单列角接触球轴承及圆锥滚子轴承，如图2-11所示，由于承受径向负荷时会产生轴向分力 (F_{ac})，因此一般将两个轴承正面或背面配置使用。

轴向分力可由下式计算。

$$F_{ac} = \frac{F_r}{2Y} \dots\dots\dots (2-33)$$

这类轴承承受径向负荷与外部轴向负荷 (K_a) 时的当量动负荷计算方法如表 2-9 所示。



【作用点位置尺寸载于轴承尺寸表】

图2-11 轴向分力

■ 接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承只承受轴向负荷，因此，当量动负荷 $P_a = F_a$

■ 推力调心滚子轴承的当量动负荷由下式计算

$$P_a = F_a + 1.2F_r \dots\dots\dots (2-34)$$

这里， $F_r/F_a \leq 0.55$

表2-9 两个单列角接触球轴承或圆锥滚子轴承正面或背面配置时的当量动负荷的计算

轴 承 配 置		负 荷 条 件	轴承区分	轴 向 负 荷	当 量 动 负 荷
背 面 配 置	正 面 配 置				
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a \geq \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	轴承 A	$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a$	$P_A = XF_{rA} + Y_A \left(\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a \right)$ $P_A < F_{rA}$ 时，取 $P_A = F_{rA}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a < \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	轴承 B	-	$P_B = F_{rB}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a < \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	轴承 A	-	$P_A = F_{rA}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} + K_a < \frac{F_{rA}}{2Y_A}$	轴承 B	$\frac{F_{rA}}{2Y_A} - K_a$	$P_B = XF_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2Y_A} - K_a \right)$ $P_B < F_{rB}$ 时，取 $P_B = F_{rB}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} \leq \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	轴承 A	-	$P_A = F_{rA}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} \leq \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	轴承 B	$\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	$P_B = XF_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a \right)$ $P_B < F_{rB}$ 时，取 $P_B = F_{rB}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} > \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	轴承 A	$\frac{F_{rB}}{2Y_B} - K_a$	$P_A = XF_{rA} + Y_A \left(\frac{F_{rB}}{2Y_B} - K_a \right)$ $P_A < F_{rA}$ 时，取 $P_A = F_{rA}$
		$\frac{F_{rB}}{2Y_B} > \frac{F_{rA}}{2Y_A} + K_a$	轴承 B	-	$P_B = F_{rB}$

【备注】 1. 适用于运转时内部游隙及预紧力为0的场合。
 2. 径向负荷与上图箭头方向相反时也为正。



2-4-2 负荷变化时的平均当量动负荷

轴承承受大小或方向变化的负荷时，需要计算使轴承具有与实际变化条件下相同寿命的平均当量动负荷。

各种变化条件下的平均当量动负荷 P_m 的计算方法如(1)~(4)所示。

另如(5)所示，静止负荷与旋转负荷同时作用时的平均当量动负荷可由式(5-39)计算。

(1) 阶梯变化	(2) 单调变化	(3) 正弦变化	(4) 正弦变化(正弦曲线的1/4周期)
$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p n_1 t_1 + P_2^p n_2 t_2 + \dots + P_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \dots\dots (5-35)$	$P_m = \frac{P_{\min} + 2 P_{\max}}{3} \dots\dots (5-36)$	$P_m = 0.68 P_{\max} \dots\dots (5-37)$	$P_m = 0.75 P_{\max} \dots\dots (5-38)$

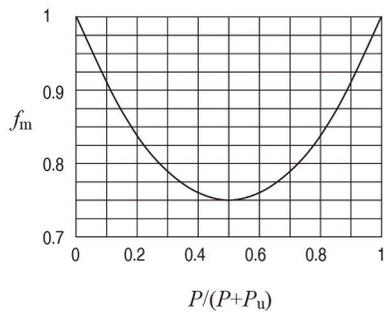
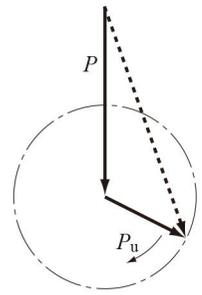
(5) 静止负荷与旋转负荷同时作用

在(1)~(4)中,

- P_m : 平均当量动负荷, N
- P_1 : 转速 n_1 下,作用时间为 t_1 的当量动负荷, N
- P_2 : 转速 n_2 下,作用时间为 t_2 的当量动负荷, N
- ⋮
- P_n : 转速为 n_n ,作用时间为 t_n 的当量动负荷, N
- P_{\min} : 最小当量动负荷, N
- P_{\max} : 最大当量动负荷, N
- $\sum n_i t_i$: $t_1 + t_2 + \dots + t_n$ 时间内的总转数
- p : 指数
- 球轴承 $p = 3$
- 滚子轴承 $p = 10/3$

(参考)平均转速 n_m 可由下式计算

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$$



$$P_m = f_m (P + P_u) \dots\dots (5-39)$$

图2-12 系数 f_m

- 这里,
- P_m : 平均当量动负荷, N
- f_m : 系数(图5-12)
- P : 静止负荷, N
- P_u : 旋转负荷, N



2-5 基本额定静负荷与当量静负荷

2-5-1 基本额定静负荷

轴承承受过大的静负荷或在极低转速下承受冲击负荷时，滚动体与滚道的接触面会产生局部永久变形。其变形量随负荷增大而增大，超过一定限度的话，将会影响正常旋转。

基本额定静负荷是指使承受最大负荷的滚动体与滚道的接触面中央产生以下计算接触应力的静负荷。

- 调心球轴承……4 600 MPa
- 其他球轴承……4 200 MPa
- 滚子轴承……4 000 MPa

在这些接触应力下产生的滚动体与滚道的永久变形总量约为滚动体直径的0.0001倍。

向心轴承与推力轴承的基本额定静负荷分别称做径向基本额定静负荷与轴向基本额定静负荷，用 C_{0r} 与 C_{0a} 表示，其数值载于轴承尺寸表。

2-5-2 当量静负荷

当量静负荷是指一种假想负荷，当轴承静止或转速极低时，该假想负荷下承受最大负荷的滚动体与滚道的接触面中央产生与实际负荷条件下相同的接触应力。

向心轴承与推力轴承的当量静负荷分别采用通过轴承中心的径向负荷与通过轴承中心线的轴向负荷。

当量静负荷可由下式计算。

〔向心轴承〕……由以下两式计算，取其中的较大值

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (2-40)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots (2-41)$$

〔推力轴承〕

($\alpha \neq 90^\circ$)

$$P_{0a} = X_0 F_r + F_a \dots\dots\dots (2-42)$$

(但 $F_a < X_0 F_r$ 时，准确性降低)

($\alpha = 90^\circ$)

$$P_{0a} = F_a \dots\dots\dots (2-43)$$

这里，

P_{0r} : 径向当量静负荷，N

P_{0a} : 轴向当量静负荷，N

F_r : 径向负荷，N

F_a : 轴向负荷，N

X_0 : 径向静负荷系数

Y_0 : 轴向静负荷系数

(静负荷系数 X_0 与 Y_0 载于轴承尺寸表)

2-5-3 安全系数

轴承的允许当量静负荷取决于轴承的基本额定静负荷。但随着对轴承性能要求以及轴承的使用条件有所不同，由上述永久变形量(局部凹陷量)决定的轴承使用极限会发生变化。

因此，为了分析基本额定静负荷的安全度，根据经验制定了安全系数。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \dots\dots\dots (2-44)$$

这里，

f_s : 安全系数(表5-10)

C_0 : 基本额定静负荷，N

P_0 : 当量静负荷，N

表2-10 安全系数 f_s

使用条件	f_s (最小)		
	球轴承	滚子轴承	
一般旋转	旋转精度要求高	2	3
	一般使用条件	1	1.5
	有冲击负荷	1.5	3
不常旋转 (有时摆动)	一般使用条件	0.5	1
	冲击负荷或非均匀负荷	1	2

〔备注〕对于推力调心滚子轴承取 $f_s \geq 4$ 。



2-6 圆柱滚子轴承的允许轴向负荷

圆柱滚子轴承的内圈与外圈均带挡边或挡圈时，在承受径向负荷的同时还可承受一定程度的轴向负荷。这时的轴向负荷能力取决于滚子的端面状况、挡边的负荷能力、润滑条件和转速等因素。

虽然对特殊用途轴承可设计使其达到大的轴向负荷能力，但一般来说，允许轴向负荷可由以下经验式计算。

$$F_{ap} = 9.8 f_a \cdot f_b \cdot f_p \cdot d_m^2 \dots\dots\dots (5-45)$$

这里，

F_{ap} : 最大允许轴向负荷, N

f_a : 负荷条件相关系数 (表5-11)

f_b : 直径系列相关系数 (表5-12)

f_p : 挡边允许面压相关系数 (图5-13)

d_m : 轴承内径 d 与外径 D 的算术平均值

$$\left(\frac{d+D}{2} \right) \text{ mm}$$

表2-11 负荷条件相关系数 f_a

区 分	f_a
连续 负 荷	1
间 断 负 荷	2
瞬 时 负 荷	3

表2-12 直径系列相关系数 f_b

区 分	f_b
直径系列 9	0.6
直径系列 0	0.7
直径系列 2	0.8
直径系列 3	1
直径系列 4	1.2

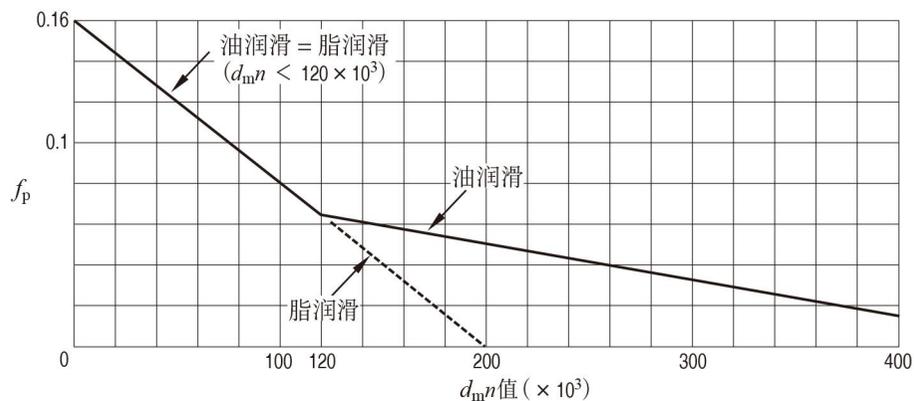
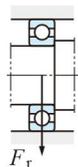
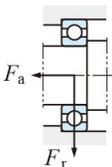


图2-13 挡边允许面压相关系数 f_p 与 $d_m n$ 值的关系 (n : 转速, min^{-1})



2-7 应用计算示例

〔例1〕 轴承寿命(时间)的计算	〔例2〕 可靠性为96%的轴承寿命(时间)的计算
<p>(条件)</p> <p>深沟球轴承 6308</p> <p>径向负荷 $F_r = 3\,500\text{ N}$</p> <p>无轴向负荷 ($F_a = 0$)</p> <p>转速 $n = 800\text{ min}^{-1}$</p> 	<p>(条件)</p> <p>深沟球轴承 6308</p> <p>径向负荷 $F_r = 3\,500\text{ N}$</p> <p>轴向负荷 $F_a = 1\,000\text{ N}$</p> <p>转速 $n = 800\text{ min}^{-1}$</p> 
<p>①从轴承尺寸表查得径向基本额定动负荷(C_r)</p> $C_r = 50.9\text{ kN}$ <p>②由式(2.32)计算径向当量动负荷(P_r)</p> $P_r = F_r = 3\,500\text{ N}$ <p>③由式(2.2)计算轴承的基本额定寿命(L_{10h})</p> $L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$ $= \frac{10^6}{60 \times 800} \times \left(\frac{50.9 \times 10^3}{3\,500}\right)^3 \approx 64\,100\text{ h}$	<p>①从轴承尺寸表</p> <ul style="list-style-type: none"> 查得径向基本额定动(静)负荷(C_r、C_{0r})和系数(f_0) $C_r = 50.9\text{ kN} \quad f_0 = 13.2$ $C_{0r} = 24.0\text{ kN}$ <ul style="list-style-type: none"> 根据 $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ 的比值用插值法计算 e 值并与 F_a / F_r 比较, 求出负荷系数 X 与 Y $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{13.2 \times 1\,000}{24.0 \times 10^3} = 0.550$ $e = 0.22 + (0.26 - 0.22) \times \frac{(0.550 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)}$ $= 0.24$ $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1\,000}{3\,500} = 0.29 > e$ <p>因此,</p> $X = 0.56$ $Y = 1.99 - (1.99 - 1.71) \times \frac{(0.550 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)}$ $= 1.82$ <p>②由式(2.32)计算径向当量动负荷(P_r)</p> $P_r = XF_r + YF_a$ $= (0.56 \times 3\,500) + (1.82 \times 1\,000) = 3\,780\text{ N}$ <p>③由式(2.2)计算可靠性为96%的寿命(L_{10h})</p> $L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$ $= \frac{10^6}{60 \times 800} \times \left(\frac{50.9 \times 10^3}{3\,780}\right)^3 \approx 50\,900\text{ h}$

〔例3〕 例2条件下的 a_{ISO} 系数的计算

(条件)

油润滑
(采用细密过滤器过滤后的油)

运转温度 70°C

可靠性96%

④ 润滑油的选择

根据轴承尺寸表, 得到间距直径 $D_{pw} = (40 + 90) / 2 = 65$.

$$d_{nm} = 65 \times 800 = 52\,000.$$

⑤ a_{ISO} 系数的计算

因为运转温度为 70°C ,

从图A得到 $v_1 = 21.7\text{ mm}^2/\text{s}$

$$k = v / v_1 = 20 / 21.7 = 0.92$$

油采用细密过滤器过滤, 因此从表5-4得到 e_c 为0.5~0.6.

要严格估算的话取 $e_c = 0.5$.

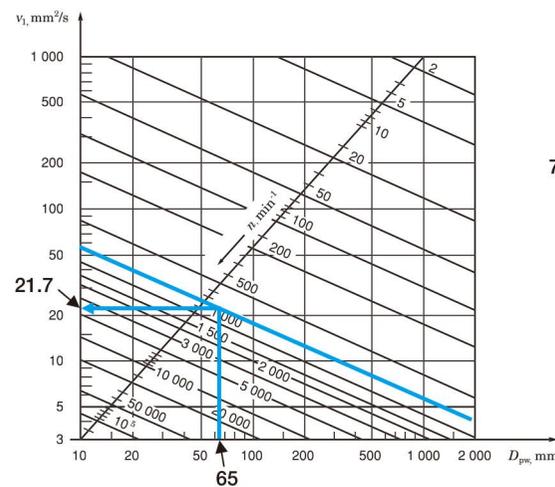
$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = \frac{0.5 \times 1\,850}{3\,780} = 0.24$$

因此, 根据图B得到

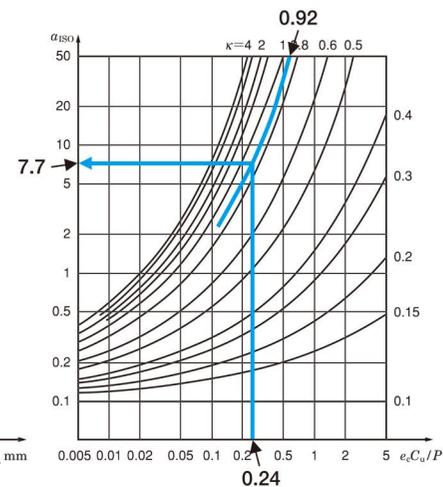
$$a_{ISO} = 7.7$$

⑥ 通过式(2-8) 计算可靠性为96%时的寿命 L_{nm} 。根据表5-3, 得到 $a_1 = 0.55$ 。

$$L_{4m} = a_1 a_{ISO} L_{10} = 0.55 \times 7.7 \times 50\,900 \approx 216\,000\text{ h}$$



图A



图B

a_{ISO} 系数的计算也可以在网页上进行。

〔例4〕 轴承寿命(总转数)的计算

(条件)
圆锥滚子轴承
轴承A 30207 JR
轴承B 30209 JR
径向负荷 $F_{rA} = 5\,200\text{ N}$
 $F_{rB} = 6\,800\text{ N}$
轴向负荷 $K_a = 1\,600\text{ N}$

①从轴承尺寸表查得下列参数

	径向基本额定动负荷 (C_r)	e	X^1	Y^1
轴承A	68.8 kN	0.37	0.4	1.60
轴承B	83.9 kN	0.40	0.4	1.48

[注] 1) 表示 $F_a / F_r > e$ 时的值。
 $F_a / F_r \leq e$ 时, $X = 1$ 、 $Y = 0$

②考虑到圆锥滚子轴承在承受径向负荷时会产生轴向分力, 因此需要计算作用于轴系的轴向负荷(式2-33、表2-9)

$$\frac{F_{rA}}{2 Y_A} + K_a = \frac{5\,200}{2 \times 1.60} + 1\,600 = 3\,225\text{ N}$$

$$\frac{F_{rB}}{2 Y_B} = \frac{6\,800}{2 \times 1.48} = 2\,297\text{ N}$$

因此, 作用于轴承B的轴向负荷为 $(\frac{F_{rA}}{2 Y_A} + K_a)$

③由表2-9计算径向当量动负荷(P_r)

$$P_{rA} = F_{rA} = 5\,200\text{ N}$$

$$P_{rB} = X F_{rB} + Y_B \left(\frac{F_{rA}}{2 Y_A} + K_a \right)$$

$$= 0.4 \times 6\,800 + 1.48 \times 3\,225 = 7\,493\text{ N}$$

④由式(2-1)计算各轴承的基本额定寿命(L_{10})

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{rA}}{P_{rA}} \right)^{10/3} = \left(\frac{68.8 \times 10^3}{5\,200} \right)^{10/3}$$

$$\approx 5\,480 \times 10^6 \text{ 转}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{rB}}{P_{rB}} \right)^{10/3} = \left(\frac{83.9 \times 10^3}{7\,493} \right)^{10/3}$$

$$\approx 3\,140 \times 10^6 \text{ 转}$$

〔例5〕 轴承尺寸的选择

(条件)
深沟球轴承 62系列
要求轴承寿命(时间)
10 000 h以上
径向负荷 $F_r = 2\,000\text{ N}$
轴向负荷 $F_a = 300\text{ N}$
转速 $n = 1\,600\text{ min}^{-1}$

①初步计算径向当量动负荷(P_r)
 $F_a / F_r = 300 / 2\,000 = 0.15$, 小于轴承尺寸表中的任何 e 值, 因此可认为
 $P_r = F_r = 2\,000\text{ N}$

②由式(2-4)计算所需的径向基本额定动负荷(C_r)

$$C_r = P_r \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$= 2\,000 \times \left(10\,000 \times \frac{60 \times 1\,600}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$= 19\,730\text{ N}$$

③从轴承尺寸表可选择 $C_r \geq 19\,730\text{ N}$ 、内径25 mm的62系列轴承6205R

④计算6205R的 e 值, 验算①的径向当量动负荷6205R的 C_{0r} 为9.3 kN、 f_0 为12.8, 于是

$$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{12.8 \times 300}{9.3 \times 10^3} = 0.413$$

再用插值法计算 e 值,

$$e = 0.22 + (0.26 - 0.22) \times \frac{(0.413 - 0.345)}{(0.689 - 0.345)}$$

$$= 0.23$$

由于 $F_a / F_r = 0.15 < e$, 可知 $P_r = F_r$ 是合适的

〔例6〕 轴承尺寸的选择

(条件)
深沟球轴承 63系列
要求轴承寿命(时间)
15 000 h以上
径向负荷 $F_r = 4\,000\text{ N}$
轴向负荷 $F_a = 2\,400\text{ N}$
转速 $n = 1\,000\text{ min}^{-1}$

①初步计算径向当量动负荷(P_r)
 $F_a / F_r = 2\,400 / 4\,000 = 0.6$, 远大于轴承尺寸表中的 e 值, 可知当量动负荷受到轴向负荷的影响。
因此, 假定 $X = 0.56$ 、 $Y = 1.6$ (Y 的平均值), 由式(2-32)

$$P_r = X F_r + Y F_a = 0.56 \times 4\,000 + 1.6 \times 2\,400$$

$$= 6\,080\text{ N}$$

②由式(2-4)计算所需的径向基本额定动负荷(C_r)

$$C_r = P_r \left(L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right)^{1/p}$$

$$= 6\,080 \times \left(15\,000 \times \frac{60 \times 1\,000}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$= 58\,700\text{ N}$$

③从轴承尺寸表可选择 $C_r \geq 58\,700\text{ N}$ 、内径45 mm的63系列轴承6309

④计算6309的 e 值, 验算径向当量动负荷与基本额定寿命

$$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{13.3 \times 2\,400}{29.5 \times 10^3} = 1.082,$$

用插值法得到 $e = 0.283$ 、 $Y = 1.54$
由于 $F_a / F_r = 0.6 > e$, 因此

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

$$= 0.56 \times 4\,000 + 1.54 \times 2\,400 = 5\,940\text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$= \frac{10^6}{60 \times 1\,000} \times \left(\frac{61.1 \times 10^3}{5\,940} \right)^3 \approx 18\,100\text{ h}$$

⑤用同样方法可计算出6308的基本额定寿命为 $L_{10h} \approx 11\,500\text{ h}$, 未达到条件要求的轴承寿命

〔例7〕 圆柱滚子轴承允许轴向负荷的计算

(条件)
单列圆柱滚子轴承 NUP 310
转速 $n = 1\,500\text{ min}^{-1}$
油润滑
承受间断轴向负荷

①根据轴承尺寸表的尺寸参数求得NUP310的 d_m

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{50 + 110}{2} = 80\text{ mm}$$

②计算式(2-45)中的各系数。
由表5-11, 负荷条件相关系数 $f_a = 2$
由表5-12, 直径系列相关系数 $f_b = 1$
由图5-13, 对于 $d_m n = 80 \times 1\,500 = 120 \times 10^3$, 挡边允许面压相关系数 $f_p = 0.062$

③由式(2-45)计算允许轴向负荷 F_{ap}

$$F_{ap} = 9.8 f_a \cdot f_b \cdot f_p \cdot d_m^2$$

$$= 9.8 \times 2 \times 1 \times 0.062 \times 80^2$$

$$\approx 7\,780\text{ N}$$



【例8】用于正齿轮轴轴承寿命(时间)的计算

(条件)

圆锥滚子轴承

轴承 A 32309 JR

轴承 B 32310 JR

齿轮种类: 正齿轮(一般机械加工)

齿轮压力角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 20^\circ$

齿轮节圆直径 $D_{p1} = 360 \text{ mm}$

$D_{p2} = 180 \text{ mm}$

传递功率 $W = 150 \text{ kW}$

转速 $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

负荷条件: 有冲击

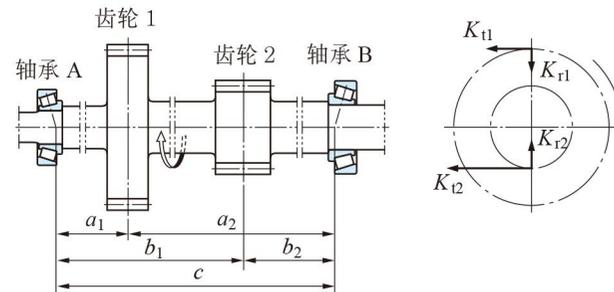
安装位置 $a_1 = 95 \text{ mm}$

$a_2 = 265 \text{ mm}$

$b_1 = 245 \text{ mm}$

$b_2 = 115 \text{ mm}$

$c = 360 \text{ mm}$



①由式(2-14)、(2-15)计算作用于齿轮的理论负荷(切向负荷 K_t 、径向负荷 K_r)

[齿轮1]

$$K_{t1} = \frac{19.1 \times 10^6 W}{D_p n} = \frac{19.1 \times 10^6 \times 150}{360 \times 1000} = 7958 \text{ N}$$

$$K_{r1} = K_{t1} \tan \alpha_1 = 2896 \text{ N}$$

[齿轮2]

$$K_{t2} = \frac{19.1 \times 10^6 \times 150}{180 \times 1000} = 15917 \text{ N}$$

$$K_{r2} = K_{t2} \tan \alpha_2 = 5793 \text{ N}$$

②计算作用于轴承的径向负荷。

由表2-6, 取负荷系数 $f_w = 1.5$

由表2-8, 取齿轮系数 $f_g = 1.2$

[轴承A]

●由 K_{t1} 、 K_{r1} 产生的负荷为

$$K_{rA} = f_w f_g \left(\frac{a_2}{c} K_{t1} + \frac{b_2}{c} K_{r1} \right) = 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{265}{360} \times 7958 + \frac{115}{360} \times 2896 \right) = 19697 \text{ N}$$

●由 K_{t2} 、 K_{r2} 产生的负荷为

$$K_{rA} = f_w f_g \left(\frac{a_1}{c} K_{t2} - \frac{b_1}{c} K_{r2} \right) = 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{95}{360} \times 15917 - \frac{245}{360} \times 5793 \right) = 506 \text{ N}$$

●作用于轴承 A 的径向负荷 F_{rA} 即为 K_{rA} 与 K_{rA} 的合成负荷

$$F_{rA} = \sqrt{K_{tA}^2 + K_{rA}^2} = \sqrt{19697^2 + 506^2} = 19703 \text{ N}$$

[轴承B]

●由 K_{t1} 、 K_{r1} 产生的负荷为

$$K_{rB} = f_w f_g \left(\frac{a_1}{c} K_{t1} + \frac{b_1}{c} K_{r1} \right) = 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{95}{360} \times 7958 + \frac{245}{360} \times 2896 \right) = 23278 \text{ N}$$

●由 K_{t2} 、 K_{r2} 产生的负荷为

$$K_{rB} = f_w f_g \left(\frac{a_2}{c} K_{t2} - \frac{b_2}{c} K_{r2} \right) = 1.5 \times 1.2 \times \left(\frac{265}{360} \times 15917 - \frac{115}{360} \times 5793 \right) = -5721 \text{ N}$$

●作用于轴承 B 的径向负荷 F_{rB} 可用与轴承 A 同样的方法求得

$$F_{rB} = \sqrt{K_{tB}^2 + K_{rB}^2} = \sqrt{23278^2 + (-5721)^2} = 23971 \text{ N}$$

③从轴承尺寸表查得下列参数

	径向基本额定动负荷 (C_r)	e	$X^{(1)}$	$Y^{(1)}$
轴承 A	183 kN	0.35	0.4	1.74
轴承 B	221 kN			

[注] 1) 表示 $F_a / F_r > e$ 时的值。

$F_a / F_r \leq e$ 时, $X = 1$ 、 $Y = 0$

④即使不受外部轴向负荷的作用, 由于圆锥滚子轴承在承受径向负荷时会产生轴向分力, 因此仍需计算轴向负荷(式2-33、表2-9)

$$\frac{F_{rB}}{2 Y_B} = \frac{23971}{2 \times 1.74} > \frac{F_{rA}}{2 Y_A} = \frac{19703}{2 \times 1.74}$$

因此, 轴承 B 的轴向分力 ($F_{rB} / 2 Y_B$) 作为该轴系的轴向负荷作用于轴承 A

⑤在表2-9中令 $K_a = 0$, 计算径向当量动负荷

$$P_{rA} = X F_{rA} + Y_A \frac{F_{rB}}{2 Y_B} = 0.4 \times 19703 + 1.74 \times \frac{23971}{2 \times 1.74}$$

$$= 19867 \text{ N}$$

$$P_{rB} = F_{rB} = 23971 \text{ N}$$

⑥由式(2-2)计算轴承的基本额定寿命

[轴承A]

$$L_{10hA} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{rA}}{P_{rA}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 1000} \times \left(\frac{183 \times 10^3}{19867} \right)^{10/3} \approx 27300 \text{ h}$$

[轴承B]

$$L_{10hB} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{rB}}{P_{rB}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \times 1000} \times \left(\frac{221 \times 10^3}{23971} \right)^{10/3} \approx 27400 \text{ h}$$

参 考

由式(2-11), 双轴承系统的额定寿命

$$L_{10hs} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10hA}^e} + \frac{1}{L_{10hB}^e} \right)^{1/e}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{27300^{9/8}} + \frac{1}{27400^{9/8}} \right)^{8/9}} \approx 14800 \text{ h}$$

JXN BEARINGS

3-1 使用注意事项

与一般机械零件相比，滚动轴承精度较高，因此使用时也应相对小心仔细。

- 1) 保持轴承及其周围的清洁
- 2) 作业时仔细认真使用时应小心谨慎
若使用时粗心大意给轴承以强烈冲击，会使轴承出现伤痕、压痕、断裂等损伤
- 3) 使用合适的工具
- 4) 注意轴承的防锈
避免在潮湿场所使用。为不使轴承沾上汗水，使用时应戴手套
- 5) 使用者应熟悉轴承
- 6) 制定轴承作业规范
 - 轴承的保管
 - 轴承及其安装位置周围的清洗
 - 安装位置尺寸与加工状况的检验
 - 安装作业
 - 安装后的检查
 - 拆卸作业
 - 维护保养(定期检查)
 - 润滑剂的补充

3-2 轴承的保管

轴承在出厂时均涂有适量的防锈油并用防锈纸包装，只要该包装不被破坏，轴承的质量将得到保证。

但长期存放时，以在湿度低于65%、温度为20℃左右的条件下，存放在高于地面30cm的架子上为宜。

另外，保管场所应避免直射阳光或与寒冷的墙壁接触。

3-3 轴承的安装

3-3-1 安装前注意事项

1) 轴承的准备

由于轴承经防锈处理并加以包装，因此不到临安装前不要打开包装。

另外，轴承上涂布的防锈油具有良好的润滑性能，对于一般用途的轴承或充填润滑脂的轴承，可不必清洗直接使用。

但对于仪表轴承或高转速轴承，应用清洁的清洗油将防锈油洗去。这时轴承容易生锈，不可长时间放置。

2) 轴与外壳的检验

清洗轴与外壳，确认无伤痕或机械加工留下的毛刺。外壳内绝对不得留有研磨剂(SiC、Al₂O₃等)、型砂、切屑等。

其次检验轴及外壳的尺寸、形状和加工精度是否与图纸相符合。

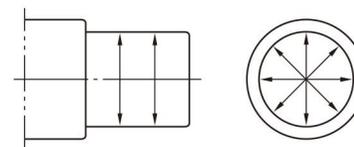


图 3-1 轴径的测定位置

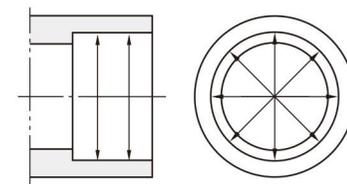


图 3-2 外壳孔径的测定位置

如图 3-1 和图 3-2 所示，分几处测定轴径及外壳孔径。还要认真检验轴及外壳的圆角尺寸及挡肩的垂直度。

安装轴承前，在检验合格的轴及外壳的各配合面涂布机械油。

3-3-2 轴承的安装方法

轴承的安装方法根据轴承型式及配合条件而有所不同。

由于一般多为轴旋转，因此内圈与外圈可分别采用过盈配合与间隙配合，而外

圈旋转时，则外圈采用过盈配合。

采用过盈配合时的轴承安装方法主要有以下几种，详细如表 3-1 ~ 表 3-3 所示。

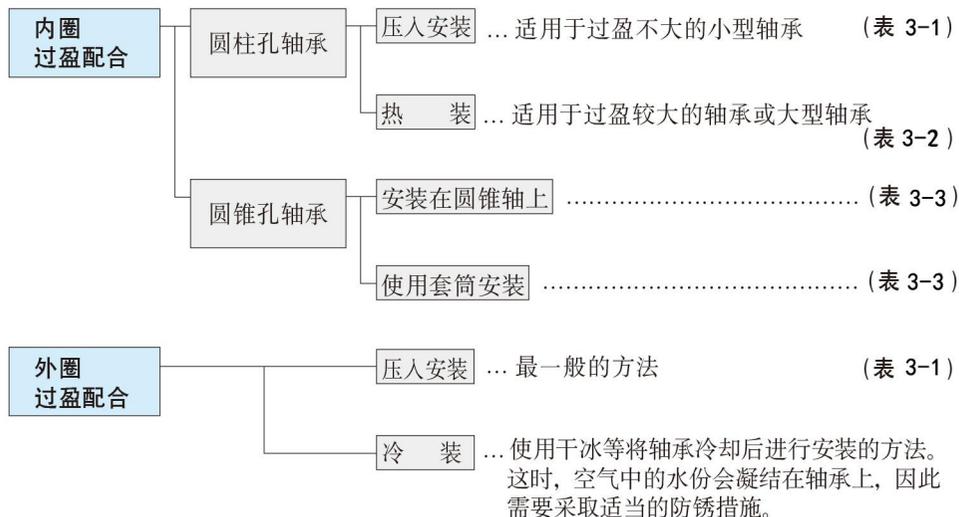
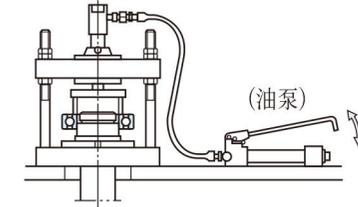
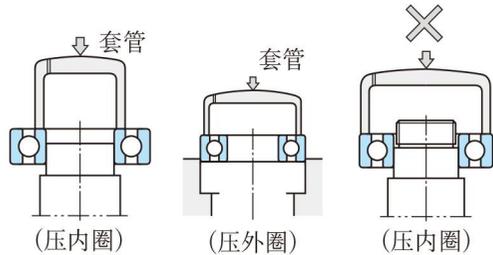
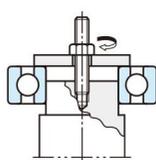
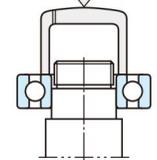
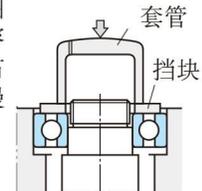


表 3-1 圆柱孔轴承的压入安装

压入方法	解 说
 <p>(a) 利用压力机 (最普遍的方法)</p>	<p>■ 不论采用哪种方法，为使轴承受力均匀，可借用套管慢慢地压入，如下图所示。不得在压内圈时用套管顶住外圈，或在压外圈时用套管顶住内圈。</p>  <p>(压内圈) (压外圈) (压内圈)</p>
 <p>(b) 利用螺栓与螺母 (轴端须有螺孔)</p>	
 <p>(c) 利用手锤 (不得已的方法)</p>	
	<p>■ 非分离型轴承的内圈与外圈均为过盈配合时，压入时容易损伤滚动体，因此可如右图所示，利用套管和挡块慢慢地压入，不得用手锤敲打。</p>  <p>(同时压内圈与外圈时)</p>

参 考 轴承压入或拔出时所需的力

轴承内圈压入或拔出时所需的力因过盈及轴的加工精度而有所不同，可用下式估算。

$$(实心轴) K_a = 9.8 f_k \cdot \Delta_{def} \cdot B \left(1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right) \times 10^3 \dots\dots\dots (3-1)$$

$$(中空轴) K_a = 9.8 f_k \cdot \Delta_{def} \cdot B \frac{\left(1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right) \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2} \right)}{\left(1 - \frac{d_0^2}{D_1^2} \right)} \times 10^3 \dots\dots\dots (3-2)$$

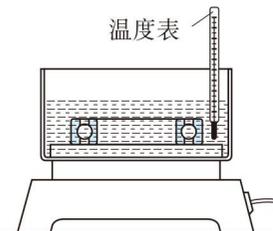
在式(3-1)和式(3-2)中，

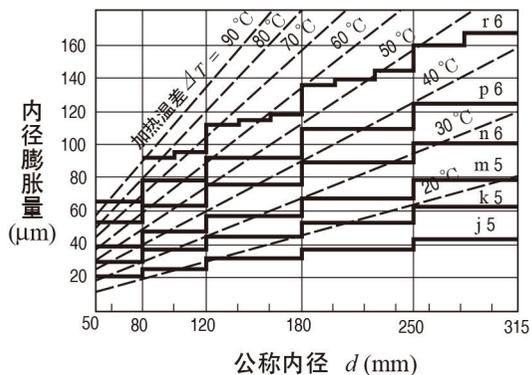
- K_a : 压入或拔出时所需的力, N
- Δ_{def} : 有效过盈, mm
- f_k : 阻力系数
- 轴与内圈摩擦的相关系数参照右表
- B : 内圈公称宽度, mm
- d : 公称内径, mm
- D_1 : 内圈平均外径, mm
- d_0 : 中空轴内径, mm

阻力系数 f_k

条 件	f_k
· 将轴承压入圆柱轴	4
· 将轴承从圆柱轴拔出	6
· 将轴承压入圆锥轴或圆锥套筒	5.5
· 将轴承从圆锥轴或圆锥套筒拔出	4.5
· 将圆锥套筒压入轴与轴承之间	10
· 将圆锥套筒从轴与轴承之间拔出	11

表 3-2 圆柱孔轴承的热套安装

热装方法	解 说
 <p>(a) 利用油浴加热</p>	<p>■将轴承在油中加热使其膨胀后再安装在轴上的热装方法可使轴承避免承受不必要的外力，可在短时间内完成安装作业。</p>  <p>(注意事项)</p> <ul style="list-style-type: none"> ●加热至 120 °C 以上时，轴承的硬度会降低，一般加热温度不应超过 100 °C。 ●加热温度可根据轴承的大小及过盈参考图15-3来确定。 ●不得使轴承接触油槽底部。为此，可使用金属网架或吊挂器具。 ●热装后的轴承在冷却时轴向要收缩，为防止内圈与轴肩之间出现间隙，可用螺母等将轴承紧贴轴肩。 <p>■用感应加热装置将轴承加热使其膨胀后再安装在轴上的热装方法不使用火或油，而是用电在短时间内将轴承均匀加热，作业既清洁效率又高。</p> <p>〔装置内设有励磁线圈，通电后在电磁感应作用下有电流通过轴承，靠轴承自身电阻而发热。〕</p>
 <p>(b) 利用感应加热装置</p>	



〔备注〕

1. 粗实线表示常温下轴承 (0级精度) 与轴 (r6、p6、n6、m5、k5、j5) 的最大过盈量。
2. 因此，只要按“内径膨胀量”大于最大过盈量确定加热温度即可。

〔例如，将内径 90 mm 的 0 级精度轴承安装在 m5 的轴上时，为使内径膨胀量大于此时的最大过盈量 48 μm，由图可知，加热至室温 +40 °C 即可。但实际上，考虑到安装时的温度下降，可将加热温度再提高 20 ~ 30 °C。〕

表 3-3 圆锥孔轴承的安装

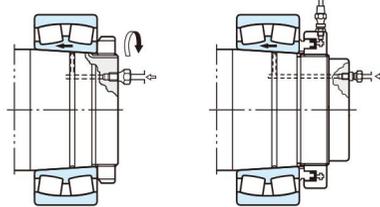
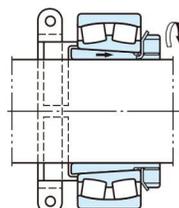
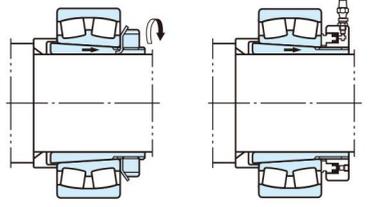
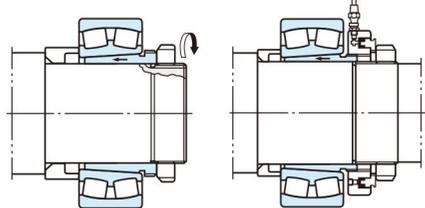
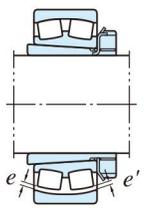
安装方法	解 说
 <p>①利用螺母 ②利用油压螺母</p> <p>(a) 圆锥轴上的安装</p>	<p>■将轴承直接安装在圆锥轴上时，如果能在轴上开设油孔和油槽，将高压油注入轴与轴承配合面 (注油式)，则可减小配合面上的摩擦和螺母的紧固扭矩。</p> <p>■利用紧固件或拆卸套安装时，如果没有轴肩但需要正确定位的话，可用夹钳定位轴承。</p>  <p>(利用夹钳定位轴承)</p> <p>■大多用螺母将轴承推入，用专用扳手紧固即可。另外也有用油压螺母推入的方法。</p>  <p>专用扳手</p> <p>■调心滚子轴承的推入量以表 3-4 为基准，边安装边同时测定径向内部游隙减少量。</p> <p>内部游隙减少量用隙尺测定。测定时，使滚子处于正确位置，将隙尺插进滚子与外圈之间即可，但应使两列的游隙值基本相等 ($e \div e'$)。测定值随测定位置而有所不同，因此，宜选几处测定后计算其平均值。</p> <p>■对于调心球轴承，安装时留出便于外圈调心的游隙即可。</p>
 <p>①利用螺母 ②利用油压螺母</p> <p>(b) 利用紧固件安装</p>	
 <p>①利用螺母 ②利用油压螺母</p> <p>(c) 利用拆卸套安装</p>	
 <p>(d) 内部游隙的测定</p>	

表 3-4 圆锥孔调心滚子轴承的安装(轴向推入量)

公称内径 d mm		径向内部游隙 减少量 μm		轴向推入量 mm				所需最小残余游隙 μm		
				锥度 1:12		锥度 1:30		CN游隙	C3游隙	C4游隙
超过	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大			
24	30	15	20	0.27	0.35	-	-	10	20	35
30	40	20	25	0.32	0.4	-	-	15	25	40
40	50	25	35	0.4	0.5	-	-	20	30	45
50	65	30	40	0.45	0.6	-	-	25	35	55
65	80	35	50	0.55	0.75	-	-	35	40	70
80	100	40	55	0.65	0.85	-	-	40	50	85
100	120	55	70	0.85	1.05	2.15	2.65	45	65	100
120	140	65	90	1.0	1.2	2.5	3.0	55	80	110
140	160	75	100	1.1	1.35	2.75	3.4	55	90	130
160	180	80	110	1.2	1.5	3.0	3.8	60	100	150
180	200	90	120	1.4	1.7	3.5	4.3	70	110	170
200	225	100	130	1.55	1.85	3.85	4.6	80	120	190
225	250	110	140	1.7	2.05	4.25	5.1	90	130	210
250	280	120	160	1.8	2.3	4.5	5.75	100	140	230
280	315	130	180	2.0	2.5	5.0	6.25	110	150	250
315	355	150	200	2.3	2.8	5.75	7.0	120	170	270
355	400	170	220	2.5	3.1	6.25	7.75	130	190	300
400	450	190	240	2.8	3.4	7.0	8.5	140	210	330
450	500	210	270	3.1	3.8	7.75	9.5	160	230	360
500	560	240	310	3.5	4.3	8.75	10.8	170	260	370
560	630	260	350	3.9	4.8	9.75	12.0	200	300	410
630	710	300	390	4.3	5.3	10.8	13.3	210	320	460
710	800	340	430	4.8	6.0	12.0	15.0	230	370	530
800	900	370	500	5.3	6.7	13.3	16.8	270	410	570
900	1000	410	550	5.9	7.4	14.8	18.5	300	450	640

[备注]上表中的径向内部游隙减少量为 CN 游隙轴承安装在实心轴上时的数值, C3 游隙的轴承可取上表中的最大值作为估值。

3-4 试运转检查

为检查轴承是否安装正确, 安装结束后要进行试运转检查。

对于小型机械, 可先用手盘动, 检查轴承的旋转灵活性, 如无以下异常现象, 再进行动力运转检查。

- 卡住…原因: 异物侵入、滚动部分有伤痕等。
- 扭矩过大…原因: 密封装置的摩擦、游隙过小、安装误差等。
- 扭矩不均衡…原因: 安装不正确、安装误差等。

对于无法用手盘动的大型机械, 可在无负荷状态下启动后立即切断动力, 进行惯性运转。在确认无异常振动或异音、属正常旋转后, 再进入动力运转。

进入动力运转时, 应先以低速无负荷启动, 逐渐达到规定的运转条件。动力运转检查主要是根据音响、温升和振动进行

判断, 如出现表 3-5 和表 3-6 所示的异常现象时, 应立即查明原因。有时还必须将轴承拆下进行检查。

表 3-5 异音及其原因和对策

异音的种类		推测原因	对 策
有周期性	伤痕音(类似打铆钉声) 锈蚀音(类似打铆钉声) 压痕音(类似闷响警报声)	滚道面的伤痕 滚道面的锈蚀 滚道面的压痕	改进安装方法、清洗方法、防锈方法, 更换轴承
	剥离音(类似手锤敲击声)	滚道面的剥离	更换轴承
无周期性	杂质音(嘎嗒嘎嗒声)	异物侵入	改进清洗方法与密封装置, 使用清洁的润滑剂, 更换轴承
	配合音(骨碌骨碌声或类似手锤敲击声)	配合不良、轴承游隙过大	分析轴承的配合、游隙和预紧力, 提高安装精度
	伤痕音、锈蚀音、剥离声	滚动体的伤痕、锈蚀、剥离	更换轴承
	碾轧音(在冬季或低温时, 脂润滑的圆柱滚子轴承易发生)	原因属润滑不良时要对润滑剂进行分析, 但一般对轴承没有不良影响, 可以继续使用。	
其他	异常大的金属声	异常负荷、安装不良、润滑剂不合适或不足	分析轴承配合及内部游隙、调整预紧力, 改进轴及外壳的加工精度与安装精度, 改进密封装置, 补充润滑剂, 选用合适润滑剂

表 3-6 异常温升的原因和对策

推测原因	对 策
润滑剂过多	选用适量的、稠度高的润滑剂
润滑剂不足	补充润滑剂
润滑剂不合适	选用合适的润滑剂
异常负荷	分析轴承配合及内部游隙、调整预紧力
安装不良(摩擦过大)	改进轴及外壳的加工精度与安装精度, 分析轴承配合, 改进密封装置

轴承的音响检查一般可使用听音棒, 但也可使用通过测定声音振动以检查有无异常的装置, 或使用通过测定声能进行检查的异常诊断装置。

轴承的温度检查一般可根据外壳温度进行推测, 但利用油孔等直接测定轴承外圈的温度则最为准确。

轴承的温度从运转开始逐渐上升, 如无异常, 1~2小时后达到稳定状态。

当出现急剧温升或异常高温时, 可认为是出现了某种故障。

3-5 轴承的拆卸

轴承拆卸时，应考虑拆下后的利用方法。拆下的轴承作报废处理时，可尽量采用简便的方法。

需重新使用或需查明故障原因时，应与安装时同样小心，注意不要损伤轴承及其零部件。

尤其是过盈配合的轴承，拆卸时容易造成损伤，因此在设计时就应考虑到如何拆卸。有时可以设计制作专用的拆卸工具。

另外，拆卸之前如在实物上标明轴承的方向和位置，将有利于查明故障原因。

拆卸方法

过盈配合的轴承需重新使用或需查明故障原因时的拆卸方法如表 3-7 ~ 表 3-9 所示。

表 3-7 圆柱孔轴承的拆卸

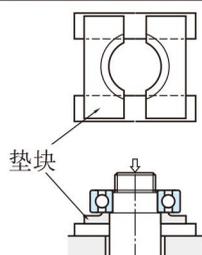
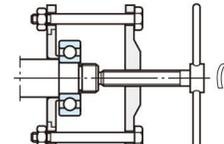
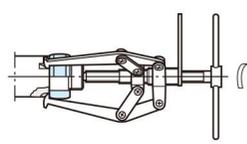
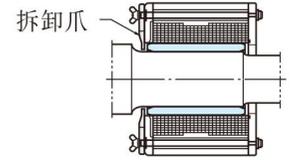
内圈的拆卸方法	解说
 <p>(a) 利用压力机</p>	<ul style="list-style-type: none"> 拆卸非分离型轴承时，应尽量避免使滚动体承受外力。 如图 (a) 所示，利用压力机拆卸最为简便。这时为使内圈受力可使用垫块等。
 <p>(b) 利用拆卸器</p>	<ul style="list-style-type: none"> 图 (b) 与图 (c) 的方法需利用专用的拆卸器，拆卸时要使拆卸爪牢固地钩住内圈侧面。
 <p>(c) 利用拆卸器</p>	
 <p>(d) 利用感应加热装置</p>	<ul style="list-style-type: none"> 图 (d) 为感应加热方法。该方法能在短时间内使内圈加热、膨胀，适用于 NU 型、NJ 型圆柱滚子轴承内圈的安装与拆卸。

表 3-8 圆锥孔轴承的拆卸

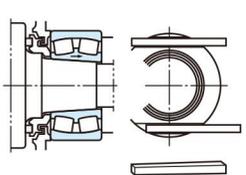
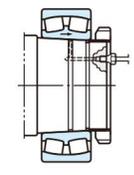
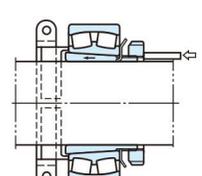
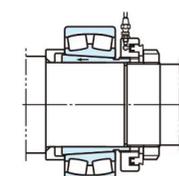
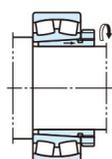
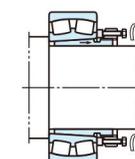
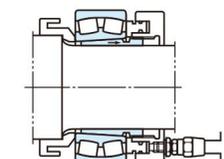
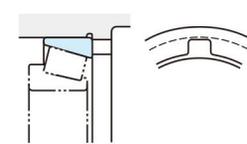
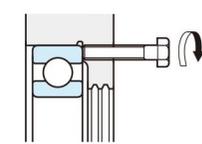
内圈的拆卸方法	解说
 <p>(a) 利用楔子</p>	<ul style="list-style-type: none"> 图 (a) 是在迷宫密封的背面切口内打入楔子、图 (b) 是将高压油注入配合面进行拆卸的方法。两种方法均有可能使轴承突然退出，因此可设置挡件(如螺母等)。 拆卸带紧固件的轴承时，可如图 (c) 所示，用夹钳使轴承固定后松开螺母敲出紧定套(多用于小型轴承)，或采用图 (d) 所示的利用油压螺母的方法。 对于带退卸套的小型轴承，如图 (e) 所示，紧固螺母即可使轴承退出。大型轴承则如图 (f) 所示，在螺母上开几个螺孔，拧进螺栓即可使轴承退出。 另还有图 (g) 所示的利用油压螺母的方法。
 <p>(b) 利用油压</p>	
 <p>(c) 利用夹钳</p>	
 <p>(d) 利用油压螺母</p>	
 <p>(e) 利用螺母</p>	
 <p>(f) 利用螺栓</p>	
 <p>(g) 利用油压螺母</p>	

表 3-9 外圈的拆卸

外圈的拆卸方法	解说
 <p>(a) 利用拆卸切口</p>	<ul style="list-style-type: none"> 为拆卸过盈配合的外圈，可在外壳孔肩设切口或螺孔。
 <p>(b) 利用拆卸螺孔和螺栓</p>	



3-6 轴承的保养检查

为了充分发挥并长期保持轴承应有的性能，必须切实地做好定期保养和检查。

通过适当的定期保养检查，做到早期发现故障，防事故于未然，对提高生产率和经济性十分重要。

3-6-1 清洗

将轴承拆下检查时，先用拍照等方法做好外观记录。

此外，对润滑剂做采样用以确认润滑剂的残余量和调查，然后再对轴承进行清洗。

- 轴承的清洗分粗洗和精洗进行，可在清洗用的容器底部放上金属网架。
- 粗洗时，在油中用刷子等清除残余润滑脂或粘着物。但注意此时若在油中转动轴承，会因异物等造成滚动面损伤。
- 精洗时，应慢慢在清洗油里转动轴承，务必仔细小心。

通常使用的清洗剂为中性不含水柴油或煤油，根据需要有时也使用温性碱液等。但不论使用哪种清洗剂，都要经常过滤保持清洁。

清洗后，立即在轴承上涂布防锈油或防锈脂。

3-6-2 检查及判断

为了判断拆下的轴承能否重新使用，应着重检查其尺寸公差、旋转精度、内部游隙以及配合面、滚道面、滚动面、保持架和密封圈等。

对于检查结果，应由惯用轴承或精通轴承者进行判断。

判断的标准根据机械性能和重要度以及检查周期等而有所不同。如有以下损伤，则轴承不得重新使用，必须更换。

- 轴承零部件的断裂和缺口
- 滚道面和滚动面的剥离
- 其他如“16.轴承损伤示例”所示损伤(严重时)。

3-7 轴承的故障识别方法

不通过拆卸检查即可识别或预测运转中的轴承有无故障，对提高生产率和经济性是十分重要的。

主要的识别方法如下。

1) 通过运转音进行识别

通过运转音进行识别要求有丰富的经验，需经充分训练才能达到识别轴承音与非轴承音，因此，应尽量由专人来进行这项工作。

用听音器或听音棒贴在外壳上可清楚地听到轴承的运转音。

2) 通过工作温度进行识别

该方法属比较识别法，仅限用在运转状态变化不大的场合。为此，必须对温度进行连续记录。

出现故障时，温度不仅会升高，还会出现不规则变化。

该方法与运转音识别方法兼用为宜。

3) 通过润滑剂状态进行识别

对润滑剂采样分析，通过其污浊程度，是否混入异物或金属粉末等进行判断。

该方法对不能近距离观察的轴承或大型轴承尤为有效。

表 1 轴承的损伤及其原因和对策

类型	损伤示例	损伤现象	原因	对策
① 剥离 (Flaking)	 <p>剥离是指因材料滚动疲劳引起的滚道面及滚动面表层部分出现的鱼鳞状剥落。 产生这种现象时，可认为轴承已达到寿命。但在早期出现时，则可能是由于出现了某种故障，必须查明原因并采取对策</p> <p>〔参考〕点蚀 (Pitting) 因材料滚动疲劳引起的损伤还有点蚀，是指在滚道面出现的深度约为 0.1 mm 的微孔</p>	出现早期剥离	<ul style="list-style-type: none"> 轴承内部游隙过小 润滑剂不合适或不足 负荷过大 锈蚀 	<ul style="list-style-type: none"> 选择合适的轴承内部游隙 重新选择润滑方式和润滑剂
		向心轴承滚道的一侧出现剥离	<ul style="list-style-type: none"> 有异常轴向负荷 	<ul style="list-style-type: none"> 自由端轴承的外圈与外壳之间选择间隙配合
		滚道圆周方向的对称位置出现剥离	<ul style="list-style-type: none"> 外壳的圆度不良 	<ul style="list-style-type: none"> 提高外壳孔的加工精度 (特别是对于双半型外壳, 应注意保证精度)
		向心球轴承中, 斜对于滚道面出现剥离	<ul style="list-style-type: none"> 安装不良 轴的挠曲 轴或外壳的精度不良 	<ul style="list-style-type: none"> 正确定心 加大轴承内部游隙 修正轴或外壳挡肩端面的垂直度
		滚子轴承中, 滚道面及滚动体端面附近出现剥离	<ul style="list-style-type: none"> 安装时有强烈冲击 圆柱滚子轴承或圆锥滚子轴承安装时的损伤 停止运转期间的锈蚀 	<ul style="list-style-type: none"> 改进安装作业方法 长期停止运转时进行防锈处理
② 断裂、缺口 (Cracking) (Chipping)		外圈或内圈断裂	<ul style="list-style-type: none"> 过盈过大 轴或外壳的圆角过大 冲击负荷过大 剥离或烧伤的发展 	<ul style="list-style-type: none"> 选择合适的配合 使轴或外壳的圆角半径小于轴承倒角尺寸 重新设定负荷条件
		滚动体断裂	<ul style="list-style-type: none"> 冲击负荷过大 剥离的发展 	<ul style="list-style-type: none"> 改进安装作业方法和使用方法 重新设定负荷条件
		挡边出现缺口	<ul style="list-style-type: none"> 安装时敲击挡边 轴向冲击负荷过大 	<ul style="list-style-type: none"> 改进安装作业方法 重新设定负荷条件
③ 压痕、撞伤 (Brinelling) (Nicks)	 <p>(压痕)</p> <ul style="list-style-type: none"> 压痕是指轴承在静止或低转速状态下承受大负荷时，因塑性变形引起的滚道面及滚动体接触面上出现的凹痕，或者是指因异物侵入引起的滚动面上出现的小凹痕 撞伤是指用手锤等敲击轴承时在敲击部位留下的凹坑 	滚道面与滚动面出现压痕	<ul style="list-style-type: none"> 有异物侵入 	<ul style="list-style-type: none"> 清洗轴承周边 改进密封装置
		滚道面出现与滚动体间隔相等间距的压痕(布氏压痕)	<ul style="list-style-type: none"> 安装时有冲击 静止时负荷过大 	<ul style="list-style-type: none"> 改进安装作业方法 改进机械的使用方法
		滚道面与滚动面出现撞伤	<ul style="list-style-type: none"> 使用不当 	<ul style="list-style-type: none"> 改进安装作业方法和使用方法

表 1(2) 轴承的损伤及其原因和对策

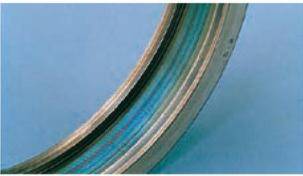
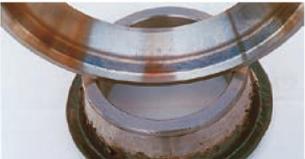
类型	损伤示例	损伤现象	原因	对策	
④ 毛面、变色 (Pear Skin) (Discoloration)	 <p>(A-6720) (变色)</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 毛面是指在有较多异物侵入时出现大面积微小压痕的现象。其特点是滚动面变得发暗、毛糙，严重的情况会因发热而变色。 · 变色是指因润滑剂烤焦或旋转发热使轴承表面带上颜色的现象。一般不包括生锈或腐蚀引起的变色。 	<ul style="list-style-type: none"> · 有较多微小异物侵入 	<ul style="list-style-type: none"> · 清洗轴承周边 · 改进密封装置 	
			<ul style="list-style-type: none"> · 滚道面、滚动面、挡边面或保持架导向面出现变色 	<ul style="list-style-type: none"> · 轴承内部游隙过小 · 润滑剂不合适或不足 · 润滑剂老化或变质 	<ul style="list-style-type: none"> · 选择合适的轴承内部游隙 · 重新选择润滑方式和润滑剂
⑤ 划伤、卡伤 (Scratch) (Scuffing)	 <p>(A-6459) (卡伤)</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 划伤是指因滑动接触引起的沿滑动方向、较浅的伤痕且从外观上看伤痕内无溶敷的表面伤痕。 · 卡伤是指因受到大的接触压力及相当高的温度影响，出现的表面有局部溶敷的伤痕。一般可认为卡伤即为严重的划伤。 	<ul style="list-style-type: none"> · 初期润滑不足 · 使用不当 	<ul style="list-style-type: none"> · 安装时在滚道面及滚动面涂布润滑剂 · 改进安装作业方法 	
			<ul style="list-style-type: none"> · 挡边面与滚子端面出现卡伤 	<ul style="list-style-type: none"> · 润滑剂不合适或不足 · 安装不良 · 轴向负荷过大 	<ul style="list-style-type: none"> · 重新选择润滑方式和润滑剂 · 改变轴承的安装位置
⑥ 擦伤 (Smearing)	 <p>(A-6640)</p>	<p>擦伤是指在滚动面上出现集中微小烧伤的现象。</p> <p>擦伤是因摩擦产生的高温使表面局部溶解，因此表面一般相当毛糙。</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 滚道面及滚动面出现擦伤 	<ul style="list-style-type: none"> · 润滑剂不合适或不足 · 滚动体滑动 <p>〔滚动体自转不正常，与滚道面之间产生滑动时，会破坏润滑油膜〕</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 重新选择润滑方式和润滑剂 · 设定合适的预紧力
⑦ 锈蚀、腐蚀 (Rust) (Corrosion)	 <p>(A-7130)</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 锈蚀是指因化学作用在表面出现的氧化物、氢氧化物或碳酸盐皮膜。 · 腐蚀是指因酸碱溶液在表面产生化学反应(化合或电化学反应)出现的氧化及溶解现象。 <p>〔润滑剂中的添加剂所含的硫黄或氯化物在高温分解时容易造成腐蚀。〕</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 轴承表面的一部分或全部出现锈蚀 	<ul style="list-style-type: none"> · 保管不当 · 空气中水分的结露 	<ul style="list-style-type: none"> · 改善轴承保管状态 · 改进密封装置 · 长期停止运转时进行防锈处理
			<ul style="list-style-type: none"> · 滚道面出现与滚动体间隔相等间距的锈蚀 	<ul style="list-style-type: none"> · 有水或腐蚀性物质侵入 	<ul style="list-style-type: none"> · 改进密封装置
⑧ 电蚀 (Electric Pitting)	 <p>(A-6652)</p>	<p>电蚀是指当旋转中的轴承内部有电流通过时，经过滚动接触面的极薄油膜产生电火花，使表面局部溶解，出现类似点蚀的损伤。用放大镜观察电蚀部位，可以看到如同火山口形状的凹坑，从而可知产生电火花时发生了溶解。</p> <p>电蚀会使滚动面变成洗衣搓板状。</p>	<ul style="list-style-type: none"> · 滚道面及滚动面出现点蚀状或洗衣搓板状损伤 	<ul style="list-style-type: none"> · 电流通过时产生电火花 	<ul style="list-style-type: none"> · 设置旁路使电流不通过轴承 · 轴承实行绝缘

表 1(3) 轴承的损伤及其原因和对策

类型	损伤示例	损伤现象	原因	对策
9 磨损 (Wear)	 <p>(A-4719)</p> <p>磨损大多出现在滚子端面与挡边面、保持架兜面、保持架与套圈导向面等滑动摩擦面上，与材料疲劳无直接关系。 但因异物侵入或腐蚀引起的磨损不仅限于滑动面，在滚动面也会出现。</p>	摩擦面出现磨损 (滚子端面和挡边面、保持架兜面等)	· 润滑剂不合适或不足	· 重新选择润滑方式和润滑剂 · 改进密封装置 · 清洗轴承周边
		滚道面及滚动面出现磨损	· 有异物侵入 · 润滑剂不合适或不足	
10 磨蚀 (Fretting)	 <p>(A-6649)</p> <p>磨蚀是指轴承在静止时受到振动或微小振动出现磨损的现象，其特点是出现铁锈色磨粉。 滚道面出现磨蚀时，其损伤现象类似布氏压痕，因此也称做“疑似布氏压痕”。</p>	配合面出现铁锈色磨粉 (磨蚀)	· 过盈不足	· 加大过盈 · 配合面涂布润滑剂 · 改进轴及外壳的固定方法 · 对轴承施加预紧
		滚道面出现与滚动体间隔相等间距的压痕状磨蚀 (疑似布氏压痕)	· 轴承静止时有振动或摆动	
11 蠕变 (Creep)	 <p>(A-6647)</p> <p>蠕变是指运转时出现的套圈与轴或外壳的相对移动的现象。</p>	配合面出现因滑动引起的磨损、变色、卡伤	· 过盈不足 · 套筒紧固不足	· 加大过盈 · 适当地紧固套筒
12 保持架破损 (Damage to cages)	 <p>(A-6455)</p> <p>由于保持架硬度低，在受到外力作用或与其他零部件接触时易出现伤痕或变形，有时甚至发展到出现缺口或断裂。 出现严重伤痕时还会带有变形，使保持架精度降低，给滚动体运转造成不良影响。</p>	保持架出现伤痕、变形、缺口、断裂和异常磨损等。 铆钉出现松动、折断	· 振动、冲击、力矩过大 · 润滑剂不合适或不足 · 安装不良(呈倾斜状态) · 安装时的撞伤	· 重新设定负荷条件 · 重新选择润滑方式和润滑剂 · 减小安装误差 · 更换保持架型式 · 改进安装作业方法
13 烧伤 (Seizing)	 <p>(A-6679)</p> <p>是指因某种原因使轴承出现异常发热的现象。</p>	出现因轴承发热引起的变色、变形、溶敷	· 轴承内部游隙过小 · 润滑剂不合适或不足 · 负荷过大 · 其他轴承损伤的发展	· 选择合适的轴承内部游隙 · 重新选择润滑方式和润滑剂 · 重新选择轴承型式 · 早期发现轴承损伤