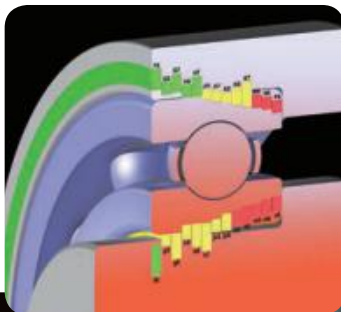
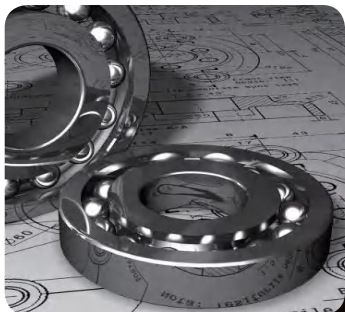


技术解说



A 部分

技术解说

1. 滚动轴承的类型与特点	A 005
2. 轴承的选型	A 019
3. 轴承的配置	A 025
4. 轴承尺寸的选择	A 030
5. 转速	A 097
6. 轴承的外形尺寸与代号	A 103
7. 轴承的尺寸精度及旋转精度	A 125
8. 轴承的配合与游隙	A 153
9. 轴承的预紧	A 191
10. 轴承的摩擦	A 215
11. 润滑	A 227
12. 轴承材料	A 243
13. 轴与轴承座的设计	A 269



1. 滚动轴承的类型与特点

- 1.1 设计与分类 A 006
- 1.2 滚动轴承的特点 A 006
- 1.3 轴承大小分类 A 013
- 1.4 接触角与轴承类型 A 016
- 1.5 轴承载荷类型 A 017

1. 滚动轴承的类型与特点

1.1 设计与分类

滚动轴承（以下也称轴承）通常由套圈、滚动体及保持架构成。按其承受载荷的方向可分为向心轴承和推力轴承。另外，还可按滚动体的种类，分为球轴承和滚子轴承，也可根据其形状或特定用途进行分类。

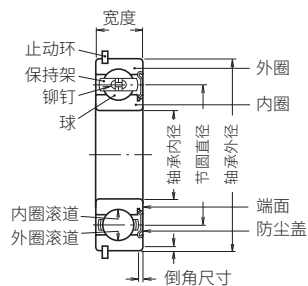
典型结构类型的轴承各部位名称如图 1.1 所示。常规滚动轴承分类，参考下页图 1.2 (A008~A009页)。

1.2 滚动轴承的特点

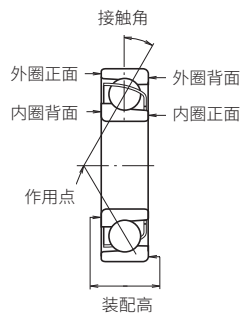
滚动轴承与滑动轴承相比，具有下列特点：

- (1) 启动摩擦小，且启动力矩与旋转力矩之差也较小。
- (2) 由于在国际上已实现标准化、规格化，所以具有互换性，能够互换使用。
- (3) 简化了轴承外围的结构，便于保养、检查。
- (4) 一般可以同时或单独承受径向载荷和轴向载荷。
- (5) 温度使用范围比较广泛。
- (6) 为了提高刚度，即使在负游隙预紧状态下也可以使用。

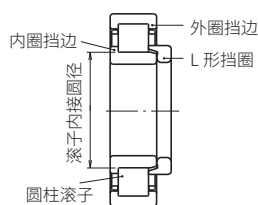
此外，滚动轴承的每种结构都各有特点，典型滚动轴承的特点如 A010 ~A013 页以及表 1.1 (A014 ~A015 页) 所示。



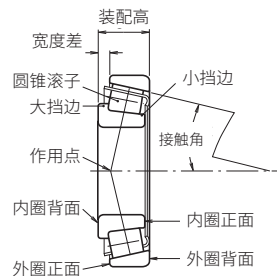
单列深沟球轴承



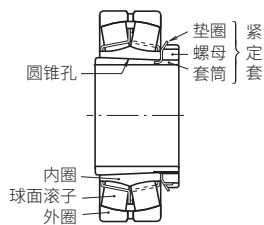
单列角接触球轴承



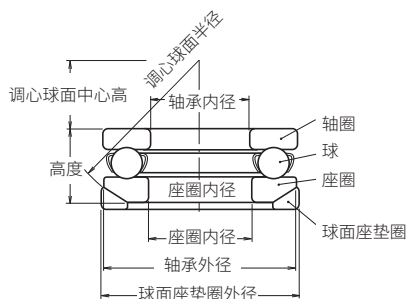
圆柱滚子轴承



圆锥滚子轴承



调心滚子轴承



单向推力球轴承

图1.1 轴承各部件名称

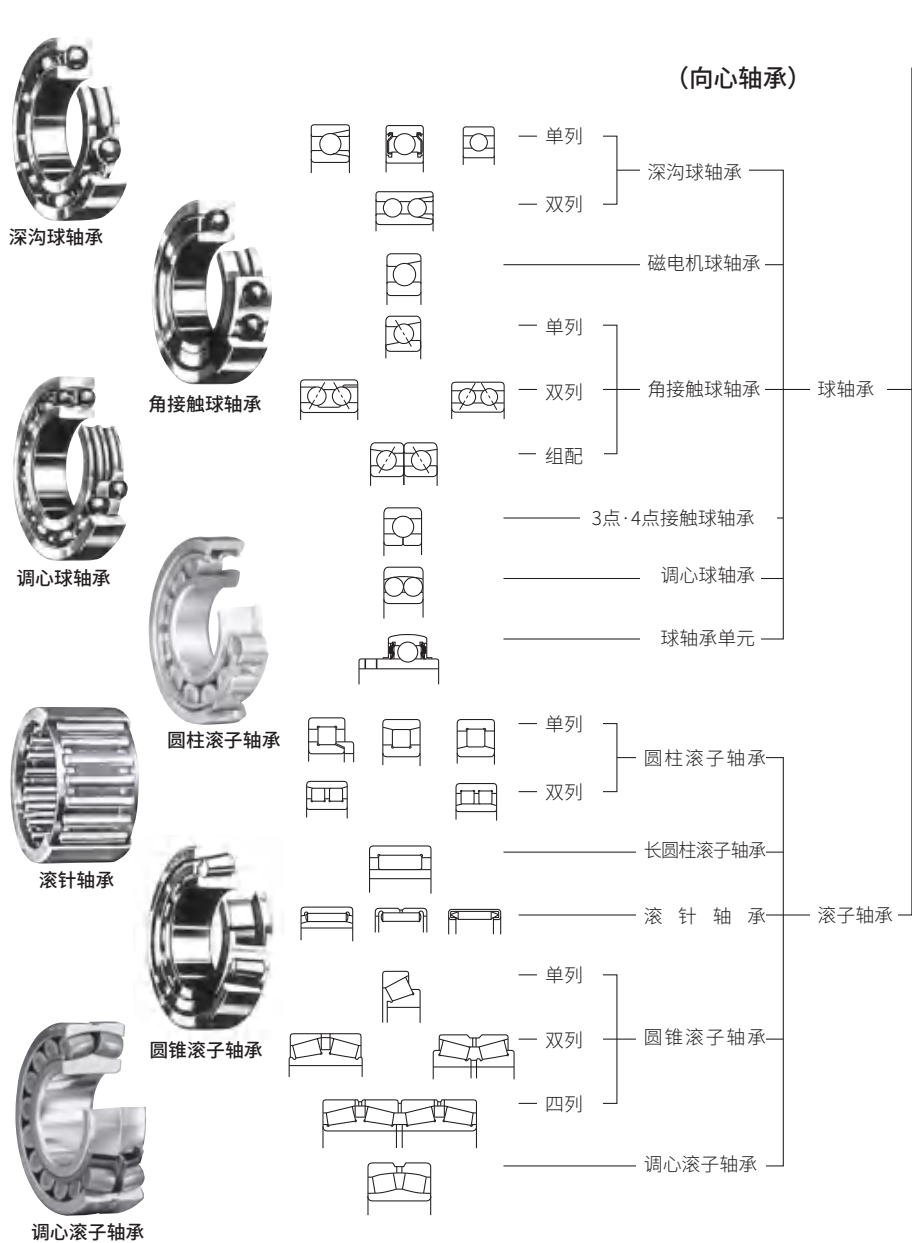
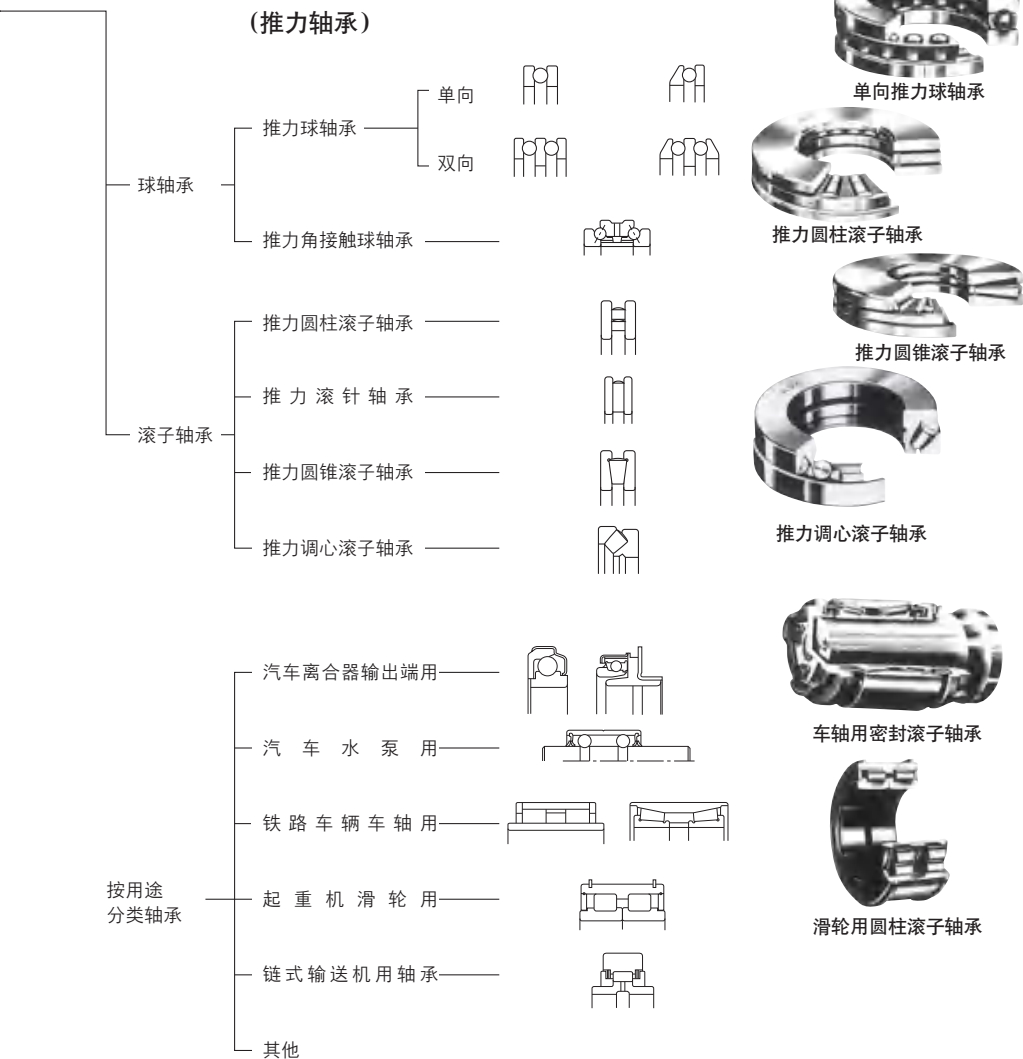
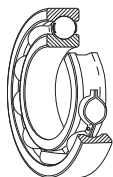


图1.2



单列深沟球轴承

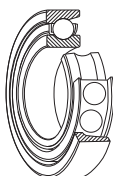


单列深沟球轴承，是滚动轴承中最典型的一种结构类型，用途广泛。位于内、外圈上的沟道，其截面半径略大于球半径呈圆弧形。除承受径向载荷外，还可承受双向的轴向载荷。摩擦力矩小，最适用于有高速运转、低噪音、低振动要求的用途。

该类型轴承，除开式结构外，还有带钢板防尘盖的轴承、带橡胶密封圈的轴承、或者外圈外径面上带有止动环的轴承。

一般采用钢板冲压保持架。

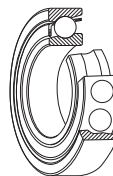
磁电机球轴承



磁电机球轴承的内圈沟道比深沟球轴承略浅，无挡肩侧的外圈内径起源于外圈沟底，呈圆柱面形状。所以，外圈为可分离结构，轴承安装方便。通常将2套轴承对向配置使用。这种轴承为内径在4~20mm的小型轴承。主要应用在小型发电机、陀螺仪、计量仪器等。

一般采用铜合金冲压保持架。

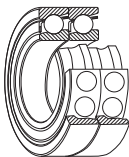
单列角接触球轴承



这种类型的轴承，可承受径向载荷和单向的轴向载荷。球与内圈·外圈形成15°、25°、30°或40°的接触角。其接触角越大，轴向载荷的承受能力越大。接触角越小，越有利于高速旋转。通常将2套轴承对向配置，调整内部游隙后使用。

一般采用钢板冲压保持架。但对于接触角小于30°的高精度轴承，主要使用聚酰胺成形保持架。

成对双联轴承

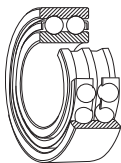


将2套向心轴承组合成对使用的轴承称为成对双联轴承。通常，角接触球轴承之间或者圆锥滚子轴承之间组合为成对双联轴承使用较多。成对双联的种类，有外圈正面接触构成的面对面组合（DF型），外圈背面接触构成的背对背组合（DB型），以及同向并列构成的串联组合（DT型）。

DF型及DB型的成对双联轴承可承受径向载荷及两个方向的轴向载荷，DT型主要使用在单一方向有较大轴向载荷时的用途。

双列角接触球轴承

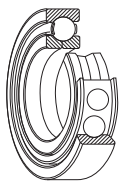
双列角接触球轴承是将两个单列角接触球轴承外圈背对背组合，内外圈自成一体的轴承结构，因此具有双向轴向载荷的承载能力。



四点接触球轴承

四点接触球轴承，是在中心轴的垂直平面内将内圈分隔为2个部分，是内圈·外圈可分离型的单列角接触球轴承。一套轴承可承受双向的轴向载荷。球与内圈·外圈的接触角为 35° ，具有较高的轴向载荷能力。可与面对面或背对背组合的角接触球轴承互换。

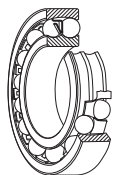
一般使用铜合金车削保持架。



调心球轴承

内圈有两列沟道，外圈沟道呈球面，球面的曲率中心与轴承中心一致。内圈、球及保持架相对外圈可自由倾斜。可自动调整轴及轴承座加工或安装误差所产生的轴心偏差。

另外，也有内圈为锥孔的轴承类型，搭配紧定套安装使用。



圆柱滚子轴承

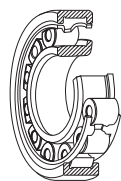
该类轴承是一种圆柱滚子与滚道为线接触的轴承。其具有较高的承载能力，主要承受径向载荷，由于滚动体与滚道挡边面的摩擦小，适用于高速运转。

根据套圈有无挡边，有NU、NJ、NUP、N、NF等单列轴承以及NNU、NN型的双列轴承类型。

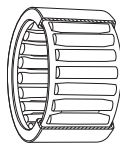
圆柱滚子轴承的所有结构类型，内圈、外圈均可分离。

内圈或者外圈无挡边的圆柱滚子轴承，其内圈和外圈可在轴向上相对移动，常作为自由端轴承使用。内圈或外圈任一个有双挡边，另一个有单挡边的圆柱滚子轴承，可承受一定程度的单向轴向载荷。双列圆柱滚子轴承，针对径向载荷的刚度高，主要使用在机床主轴。

圆柱滚子轴承主要使用钢板冲压保持架或铜合金车削保持架，也有一部分使用聚酰胺成形保持架。



滚针轴承

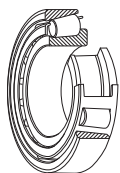


滚针轴承，由于组装有多个长度约为直径3~10倍的细长滚针（滚子），轴承外径针对滚针轴承的内接圆直径的比例较小，具有相对较大的径向承载能力。

滚针轴承，有外圈由特殊合金钢冲压制成的冲压外圈滚针轴承类型，套圈为车削制成的实体滚针轴承类型，无内外圈的滚针和保持架组件等类型。也按照是否有内圈，有无保持架等进行区分。

带保持架的滚针轴承，主要使用钢板冲压保持架。

圆锥滚子轴承



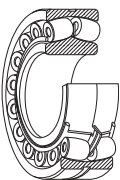
圆锥滚子轴承滚动体为圆锥形滚子，由内圈的大挡边引导。具有较高承受径向载荷和单向的轴向载荷的能力。有增大滚子尺寸，增加滚子个数的HR高承载系列轴承。

与角接触球轴承一样，一般将两套轴承成对使用，通过调整内圈或外圈间轴向间隙，可得到合适的游隙。轴承为分离型结构，内圈·外圈可分别安装。

按照接触角大小可分为普通锥角、中锥角和大锥角类型。根据滚子列数，也有双列或四列圆锥滚子轴承。

一般使用钢板冲压保持架。

调心滚子轴承



调心滚子轴承，是在内圈的2列滚道和球面结构的外圈滚道之间，装入鼓形滚子的轴承。外圈滚道面的曲率中心与轴承中心一致，和调心球轴承同样具有调心性。在轴或轴承座出现挠曲或轴心不一致时，可自动调整，避免异常受力。

调心滚子轴承可承受径向载荷和两个方向的轴向载荷。具有较大的径向承载能力，适用于承受重载，冲击载荷等用途。

内圈内径面为锥孔的轴承，不仅可直接安装在圆锥轴上，也可使用紧定套或拆卸套安装在圆柱轴上。

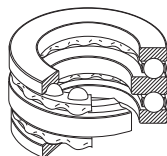
保持架使用钢板冲压保持架，铜合金车削保持架等。

单向推力球轴承



单向推力球轴承，由带沟道的座圈形套圈和装了球的保持架构成。安装在轴上的套圈称为轴圈，安装在轴承座内的套圈称为座圈。双向推力球轴承将中圈安装在轴上使用。

双向推力球轴承



单向推力球轴承，可承受单向的轴向载荷，双向轴承可承受两个方向的轴向载荷。

为了降低安装误差的影响，也有座圈上带球面座垫圈的推力球轴承。

小型轴承主要使用钢板冲压保持架，大型轴承则采用车削保持架。

推力调心滚子轴承



推力调心滚子轴承是将鼓形滚子倾斜配置的推力轴承。座圈滚道为球面形状，具有调心性。具有较大的轴向承载能力，在承受轴向载荷的同时，也可承受一定的径向载荷。

一般使用钢板冲压保持架或铜合金车削保持架。

1.3 轴承大小分类

根据滚动轴承大小，可按照下表尺寸进行分类。

分类	公称轴承内径	公称轴承外径
微型轴承	—	9mm以下
小径轴承	10mm以下	9mm以上
小型轴承	10mm以上	到80mm
中型轴承	—	80mm~到180mm
大型轴承	—	180mm~到800mm
超大型轴承	—	大于800mm

表1.1 滚动轴承的

轴承类型		深沟球轴承	磁电机球轴承	角接触球轴承	双列角接触球轴承	成对双联角接触球轴承	四点接触球轴承	调心球轴承	圆柱滚子轴承	双列圆柱滚子轴承	单挡边圆柱滚子轴承
特征											
承载能力	径向载荷										
	轴向载荷										
	合成载荷										
高速运转											
高精度											
低声矩											
刚度											
内圈·外圈可倾斜性											
调心功能								☆			
内圈·外圈可分离性			☆				☆		☆	☆	☆
用于固定端		☆			☆	☆	☆	☆			
用于自由端		★			★	★	★	★	☆	☆	
内圈锥孔								☆		☆	
备注			2套成对使用	接触角为15°、25°、30°、40°。2套成对，调整游隙。		还有DF组合、DT组合，但不能在自由端使用	接触角35°		包含N型	包含NNU型	包含NF型
参考页		C005 C053	C005 C050	C072	C072 C106	C072	C072 C108	C114	C124	C124 C158	C124

 极佳
  很好
  可用
  尚可
 × 不可
 ← 仅限单向
 ↔ 双向
 ☆ 可适用 ★ 可适用，确保轴承配合面允许轴的伸缩。

类型与特点

带挡圈 圆柱 滚子轴承	滚针轴承	圆锥 滚子轴承	双列·多列 圆锥 滚子轴承	调心 滚子轴承	推力 球轴承	带球面座 垫圈的推 力球轴承	双向推力 角接触 球轴承	推力圆柱 滚子轴承	推力圆锥 滚子轴承	推力调心 滚子轴承	参考页
											—
	×										—
	×				×	×	×	×	×	○	—
					○	×		○	○	○	A022 A098
											A023 A126 A151
											A023
											A023 A192
	○		○		×		×	×	×		A022 轴承类型
				☆		☆				☆	A022
☆	☆	☆	☆		☆	☆	☆	☆	☆	☆	A023 A024
☆			☆	☆							A026~ A029
	☆		★	★							A026~ A029
				☆							A150 B008 B012
包含 NUP型		2套成对 使用，调 整游隙。	还有KH 型，KV 型，都 不能在自由 端使用。					包含推 力滚针 轴承		采用油 润滑	
C124	C341	C182	C182 C246	C258	C296	C296	—	C314	C322	C332	

1.4 接触角与轴承类型

轴承承载时，滚动体和内圈滚道接触部位与外圈滚道接触部位形成的直线与轴承旋转轴的垂直面的夹角称为接触角(α)。根据接触角的大小，分为向心轴承和推力轴承。

图 1.3 表示轴承接触角与载荷方向的关系。

- 向心轴承 α ：0~45°

(主要承受径向载荷)
- 推力轴承 α ：45~90°

(主要承受轴向载荷)

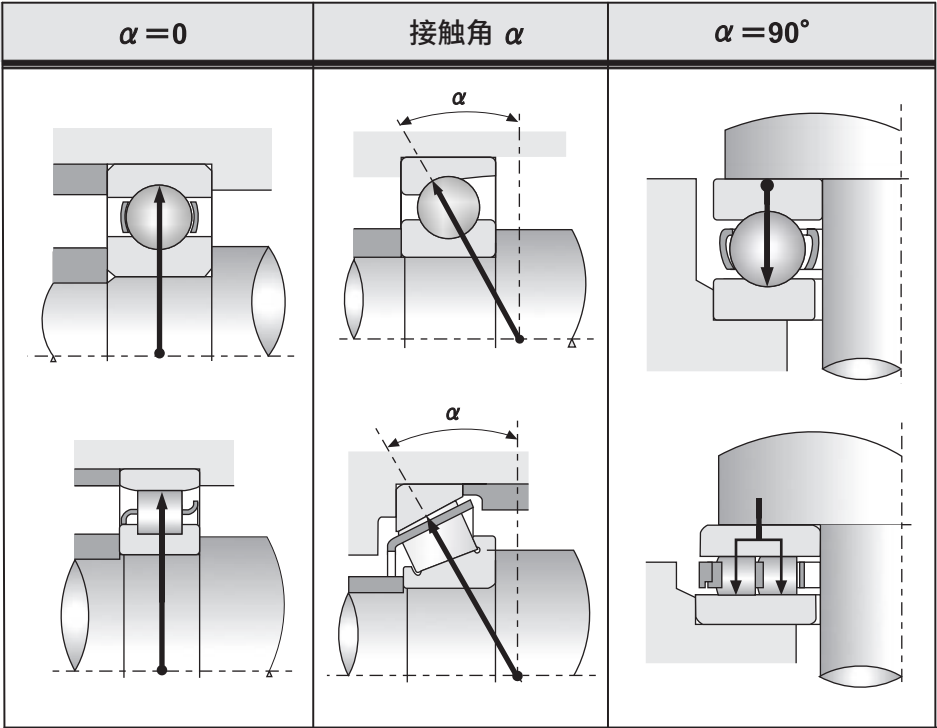


图1.3 接触角 α

1.5 轴承载荷类型

以深沟球轴承为例，滚动轴承承受的载荷类型如图1.4所示。

- (a) 径向载荷
- (b) 轴向载荷
- (c) 合成载荷
- (d) 力矩载荷

根据载荷的类型和大小，选择最合适的轴承类型。

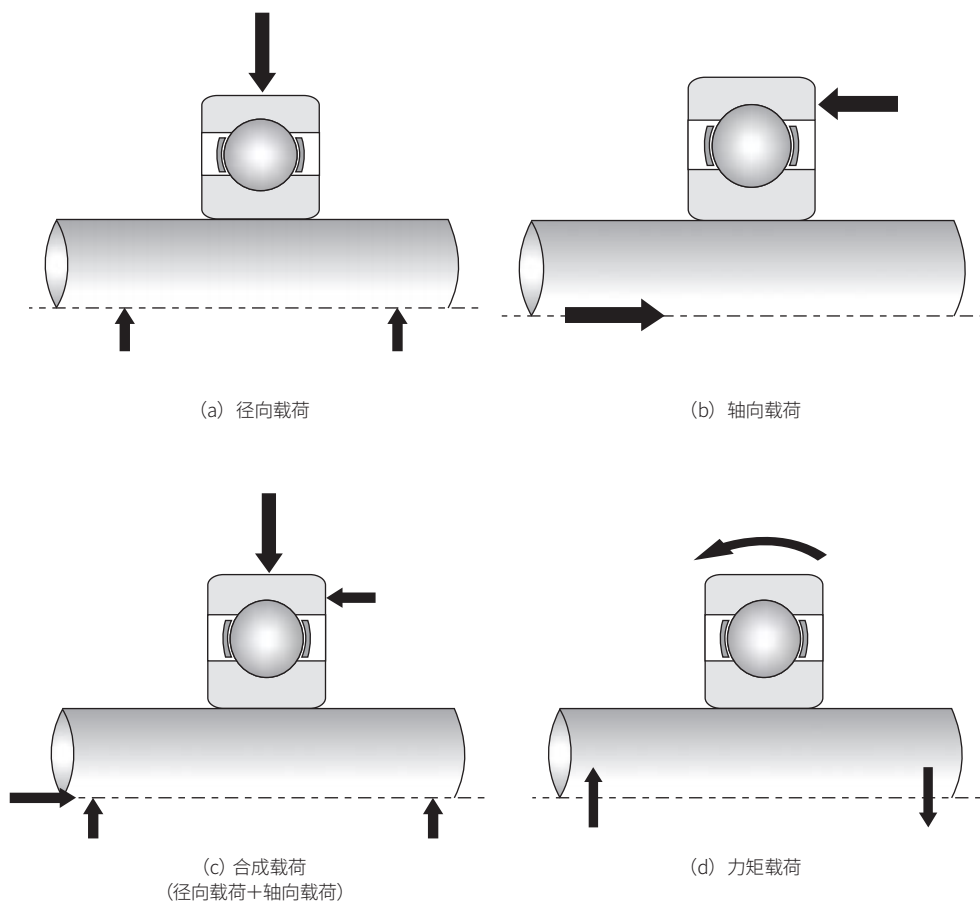


图1.4 载荷类型

Comparison Between Each Bearing Fatigue Life

NSK



2. 轴承的选型

2.1 滚动轴承选型	A 020
2.2 安装空间与轴承类型	A 022
2.3 载荷与轴承类型	A 022
2.4 额定转速与轴承类型	A 022
2.5 内·外圈的倾斜与轴承类型	A 022
2.6 刚度与轴承类型	A 023
2.7 噪音·力矩与轴承类型	A 023
2.8 旋转精度与轴承类型	A 023
2.9 安装·拆卸与轴承类型	A 023

2. 轴承的选型

2.1 滚动轴承选型

针对使用滚动轴承的各类机械设备，器具等，随着市场的要求日趋严苛，对轴承的要求性能也日趋多样化。为了能从众多轴承类型、尺寸中选择最适合的轴承，需要从各个角度充分研究。

在轴承选型时，通常，从轴系出发，需要考虑轴承的配置方式，安装·拆卸的容易程度，安装轴承的空间，尺寸，流通性等，可大致确定轴承类型。

其次，根据机械设备的设计寿命与轴承的各项耐久性结果进行对比，确定轴承的尺寸。

在轴承选型时，往往只考虑轴承的疲劳寿命，

由润滑脂老化而引起的润滑脂寿命缩短、磨损、噪声等问题也需要充分考虑。另外，还要根据不同用途，对精度、游隙、保持架的类型、润滑脂等，内部规格进行特别考虑后，选择合适轴承。

然而，轴承选型并无固定流程，针对轴承的要求性能，实际上也优先考虑最关键因素。在新的设备或特定的使用条件·环境条件下进行轴承选型时，请咨询NSK。

一般轴承的选型参考实例，其选型过程如图2.1所示。

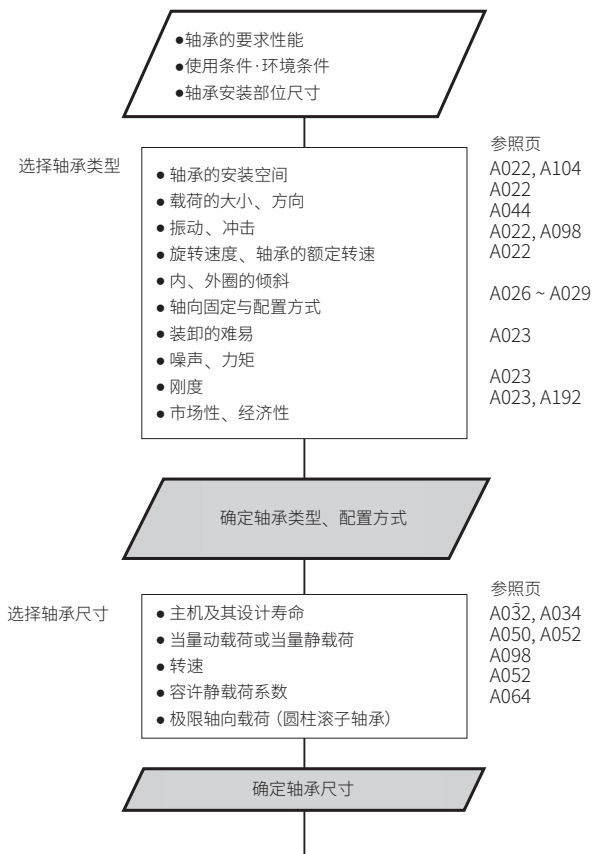
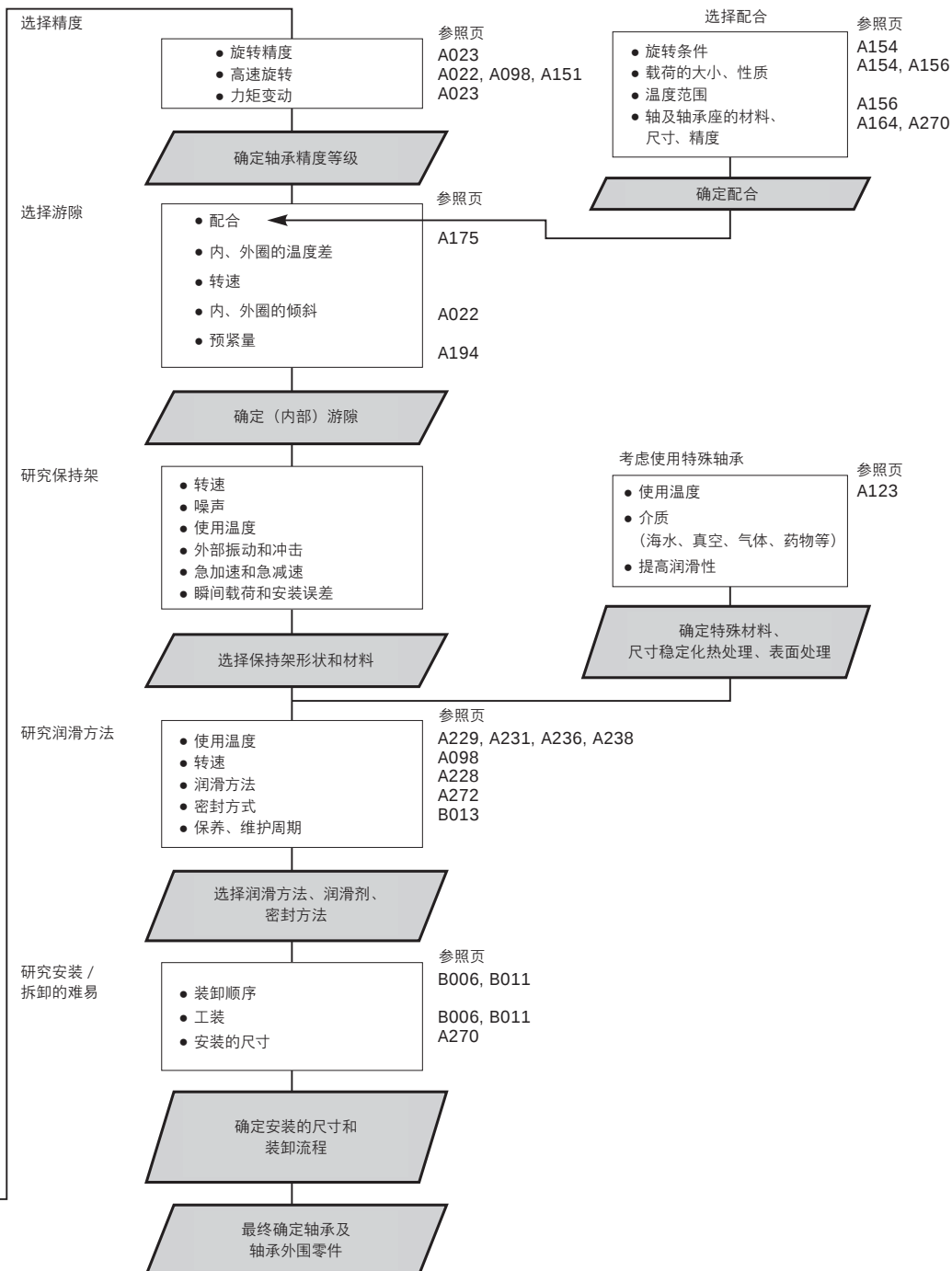


图2.1 滚动轴承选型流程图



2.2 安装空间与轴承类型

由于允许用于滚动轴承与其外围的设计空间有限，必须在其限度内，选择轴承类型、尺寸。机械设计多首先确定轴径，所以大多以轴承内径为基准进行选型。滚动轴承有许多尺寸系列和结构形式已实现标准化，可以从中选择最合适的轴承类型。图 2.2 所示为向心轴承的尺寸系列及其相应的轴承类型。

2.3 载荷与轴承类型

如图 2.3 所示，轴承的轴向承载能力与径向载荷密切相关（参见 A032 页），具体视轴承设计而定。从图中可以清晰看出，当比较同一尺寸系列的轴承时，滚子轴承比球轴承的承载能力更大，且更适用于有冲击载荷的工况。

2.4 额定转速与轴承类型

滚动轴承所允许的额定转速，除轴承类型外，还因保持架形式、材料、轴承载荷、润滑方法、冷却状态等而异。就一般的油浴润滑情况下，按额定转速由大到小顺序排列轴承类型，大致如图 2.4 所示。

2.5 内·外圈的倾斜与轴承类型

因负荷引起的轴挠曲、轴或轴承座精度不良、安装误差等会使轴承内圈与外圈之间产生轴承允许的倾斜角，因轴承类型、使用条件而异，通常小于 0.0012 弧度 (4°)。

预料到内、外圈会有大的倾斜时，则选择调心球轴承、调心滚子轴承、带座外球面球轴承等具有调心功能的轴承类型（图 2.5、图 2.6）。

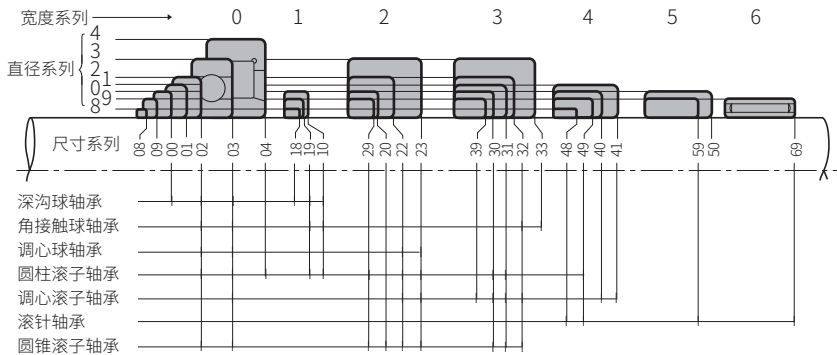


图 2.2 向心轴承的尺寸系列和结构形式

轴承类型	径向载荷能力				轴向载荷能力			
	1	2	3	4	1	2	3	4
单列深沟球轴承	1	2	3	4	1	2	3	4
单列角接触球轴承	1	2	3	4	1	2	3	4
圆柱滚子 ⁽¹⁾ 轴承	1	2	3	4	1	2	3	4
圆锥滚子轴承	1	2	3	4	1	2	3	4
调心滚子轴承	1	2	3	4	1	2	3	4

注 (1) 带挡边圆柱滚子轴承具有一定程度的轴向承载能力

图 2.3 轴承承载能力对比

轴承结构	额定转速的比较比例				
	1	4	7	10	13
深沟球轴承	1	4	7	10	13
角接触球轴承	1	4	7	10	13
圆柱滚子轴承	1	4	7	10	13
滚针轴承	1	4	7	10	13
圆锥滚子轴承	1	4	7	10	13
调心滚子轴承	1	4	7	10	13
推力球轴承	1	4	7	10	13

备注
—— 油浴润滑的情况
- - - 对轴承及轴承外围采取高速对策时

图 2.4 轴承额定转速对比

各类轴承所容许的倾斜角见轴承尺寸表。

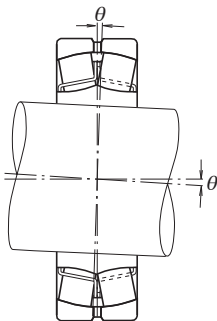


图2.5 调心滚子轴承的容许倾斜角

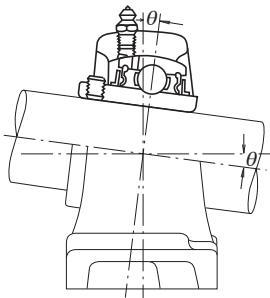


图2.6 带座外球面球轴承的容许倾斜角

2.6 刚度与轴承类型

滚动轴承承受载荷后，滚动体与滚道的接触部分会产生弹性变形。轴承的刚度，取决于轴承载荷与内、外圈及滚动体的弹性变形量之比。机床主轴等必须提高轴和轴承的刚度。所以多选用承载后变形比球轴承小的滚子轴承。通过预紧，使轴承处于负游隙状态，可提高轴承的刚度。该方法适用于角接触球轴承，圆锥滚子轴承等。

2.7 噪音·力矩与轴承类型

滚动轴承采用精密加工技术制造，噪音和力矩小。深沟球轴承、圆柱滚子轴承等，根据其用途规定有噪音等级；高精度微型球轴承，对启动力矩做了规定。如电动机、计量仪器之类要求低噪音、低力矩的仪器适合使用深沟球轴承。

2.8 旋转精度与轴承类型

为满足机床主轴等要求旋转体跳动精度高、增压机之类要求转速高的性能要求，应选用精度等级5级、4级、2级等高精度轴承。

滚动轴承的旋转精度，不同项目均有不同的相关规定。类型不同，规定的等级也不同。按轴承类型不同分别与规定的最高旋转精度，内圈的径向跳动比较如图 2.7 所示。

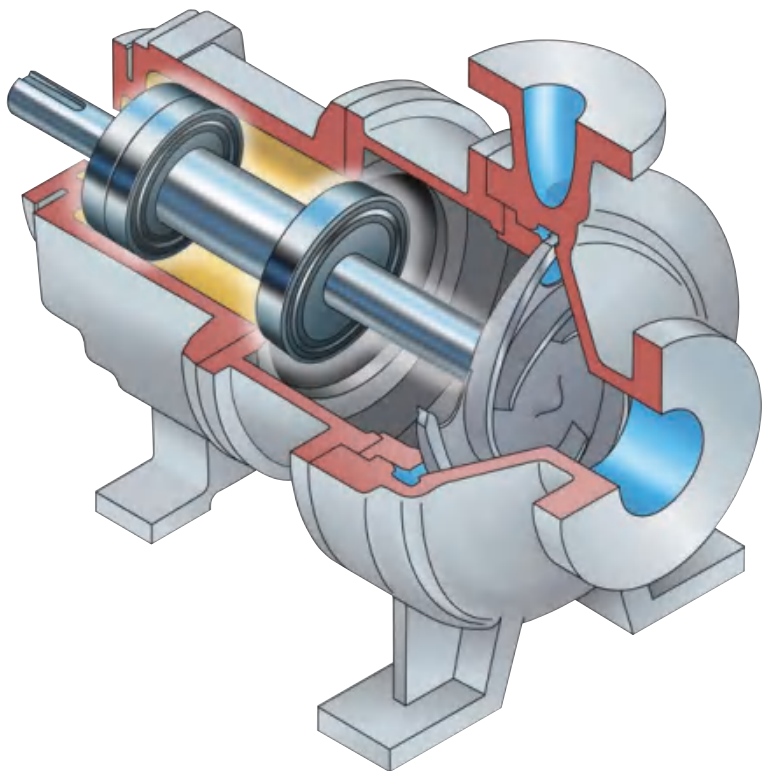
因而，要求高旋转精度时多选用深沟球轴承、角接触球轴承或圆柱滚子轴承等。

2.9 安装·拆卸与轴承类型

圆柱滚子轴承、滚针轴承、圆锥滚子轴承等内圈和外圈为可以分离的结构形式，便于安装和拆卸。在需要定期检查或轴承的拆卸、安装比较频繁的情况下，上述结构形式的轴承比较适用。锥孔调心球轴承、调心滚子轴承（小型）等使用衬套，比较容易拆卸和安装。

轴承结构	规定的最高精度	内圈径向跳动的容许值的比例				
		1	2	3	4	5
深沟球轴承	2 级	→				
向心推力球轴承	2 级	→				
圆柱滚子轴承	2 级	→				
圆锥滚子轴承	4 级	→				
调心滚子轴承	0 级	→	→	→	→	→

图2.7 各类轴承内圈径向跳动的容许值



3. 轴承的配置

3.1 固定端轴承与自由端轴承 A 026

3.2 轴承配置举例 A 027

3. 轴承的配置

通常，轴由2套滚动轴承进行支承。在选择轴承配置方式时，须考虑以下因素：

- (1) 因温度变化而引起的轴的膨胀、收缩。
- (2) 轴承安装·拆卸时的难易程度。
- (3) 因轴的挠曲、安装误差而造成内·外圈的倾斜。
- (4) 包括轴承的整体刚度与预紧方法。
- (5) 在最合适的位置上承受并传导载荷。

3.1 固定端轴承与自由端轴承

在配置的轴承中，将其中一套作为固定端轴承，用于确定轴向位置固定使用。固定端要选择可同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承类型。

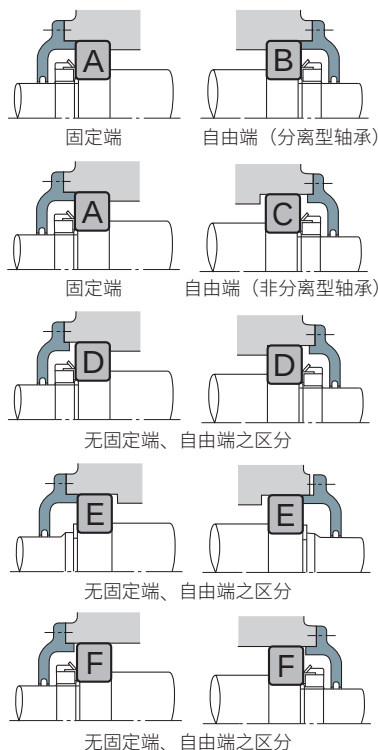
除固定端轴承之外，用于仅承受径向载荷的为自由端轴承，用于吸收因温度变化导致的轴的膨胀和收缩，也可用于轴向安装位置的调整。

如不考虑因温度变化引起的轴的伸缩，轴承可能会承受异常的轴向载荷，发生早期损坏。

作为自由端轴承，内外圈可分离、可进行轴承移动的圆柱滚子轴承（NU、N型等）、向心滚针轴承等较为适合，采用这类轴承时，也易于安装和拆卸。

将非分离型轴承用于自由端时，一般外圈和轴承座采用间隙配合，与轴承一起吸收轴在运转中产生的膨胀。另外，也可通过内圈和轴的配合面采用间隙配合进行吸收。

在轴承间距短，轴的伸缩影响可忽略不计的情况下，可将仅能承受一个方向轴向载荷的角接触球轴承、圆锥滚子轴承2套成对使用。安装之后的使用两套对置的角接触球轴承或圆锥滚子轴承。安装后的轴向游隙（轴向移动量），通过轴端螺母或垫片进行调整。



轴承 A

- 深沟球轴承
- 成对双联角接触球轴承
- 双列角接触球轴承
- 调心球轴承
- 带挡边圆柱滚子轴承（NH、NUP型）
- 双列圆锥滚子轴承
- 调心滚子轴承

轴承 B

- 圆柱滚子轴承（NU、N型）
- 滚针轴承（NA型等）

轴承 C⁽¹⁾

- 深沟球轴承
- 成对双联角接触球轴承（背对背）
- 双列角接触球轴承
- 调心球轴承
- 双列圆锥滚子轴承（KBE型）
- 调心滚子轴承

轴承 D, E⁽²⁾

- 角接触球轴承
- 圆锥滚子轴承
- 磁电机球轴承
- 圆柱滚子轴承（NJ、NF型）

轴承 F

- 深沟球轴承
- 调心球轴承
- 调心滚子轴承

注：(1) 图例表示为外圈外径面吸收轴的伸缩，也有通过内圈面进行吸收的结构类型。

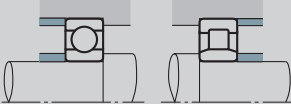
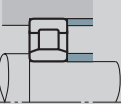
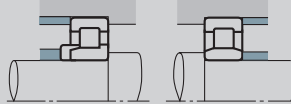
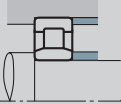
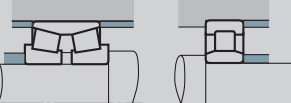
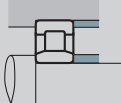
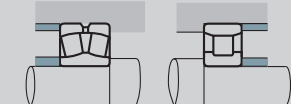
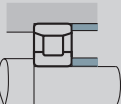
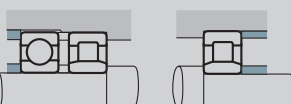
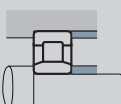
(2) 各种轴承类型，均采用2套成对使用。

图3.1 轴承的配置和轴承类型

自由端、固定端的区分，轴承配置及轴承类型如图3.1所示。

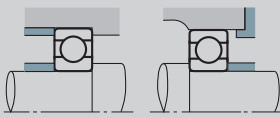
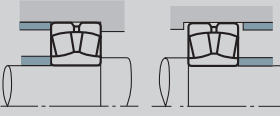
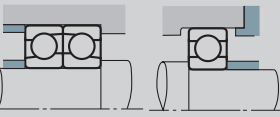
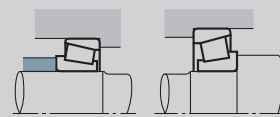
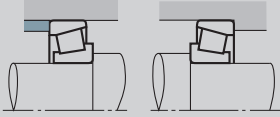
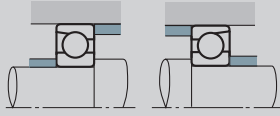
3.2 轴承配置举例
考虑了轴系预紧/刚度、轴的伸缩、安装误差等的实际轴承配置典型实例，如表3.1所示。

表3.1 典型的轴承配置及应用举例

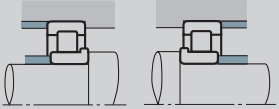
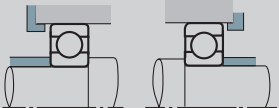
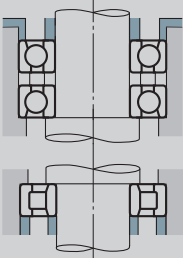
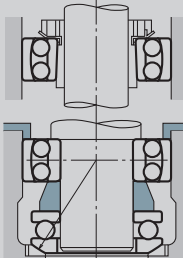
轴承配置		简述	应用举例
固定端	自由端		
		○ 常见配置方式，即使轴发生伸缩，轴承也不会承受异常轴向载荷。 ○ 适用于安装误差小，高速应用。	中型电动机、鼓风机等
		○ 可承受重载荷、冲击载荷，也能承受一定程度的轴向载荷。 ○ 圆柱滚子轴承，各种结构都是分离型，适用于内、外圈均需要过盈配合的用途。	铁道车辆用牵引电机等
		○ 适用于载荷较大的应用。 ○ 为保证固定端轴承刚度，所以采用背对背安装方式。 ○ 要求轴、轴承座精度好，安装误差小。	冶金用输送辊、车床主轴等
		○ 适用于轴向载荷不大时，内、外圈均需要过盈配合的应用。	造纸机械研光辊、内燃机车车轴等
		○ 适用于高速旋转、径向载荷较大，也承受有一定轴向载荷的应用。 ○ 在深沟球轴承的外径面和轴承座内孔之间预设间隙，避免承受径向载荷。	内燃机车变速装置等

接下页

表3.1 典型的轴承配置及应用举例(续)

轴承配置		简述	应用举例
固定端	自由端		
		○ 最为常见的配置。 ○ 除径向载荷外，还可以承受一定程度的轴向载荷。	双吸入式离心泵、汽车变速箱等。
		○ 有安装误差、轴挠曲时的最优配置。 ○ 多用于载荷大的一般机械、工业设备等。	减速机 炼铁厂冶金用输送辊车行走车轮等。
		○ 适用于承受较大双向轴向载荷的应用。 ○ 可使用双列角接触球轴承来替代成对双联角接触球轴承。	蜗轮蜗杆减速器等。
无固定端、自由端区分		简述	应用举例
 背对背安装  面对面安装		○ 可以承受重载荷、冲击载荷，是一种广泛使用的配置方式。 ○ 背对背安装，特别适用于轴承间距小、力矩载荷大的应用。 ○ 面对面安装，在内圈为过盈配合时容易安装，且能允许一定的安装误差。 ○ 在预紧状态下使用时，在调整游隙时需特别注意预紧力的大小。	汽车差速器小齿轮轴、汽车前桥和后桥、蜗轮减速器等
 背对背安装		○ 用于径向载荷不大、轴向载荷相对较大的高速应用。 ○ 适用于通过施加预紧、提高轴刚度的应用。 ○ 承受力矩载荷时，背对背安装比正面安装有利。	磨床的砂轮轴等。

接下页

无固定端、自由端区分	简述	应用举例
 NJ+NJ安装	○ 耐重载荷、冲击载荷。 ○ 也可应用在内、外圈均需过盈配合时 ○ 要注意在运转中轴向游隙不可过小 ○ 也可采用 NF+NF 安装	工程机械终端减速装置等。
	○ 也有在单侧轴承外圈端面使用弹簧的应用。	小型电动机、小型减速器、小型泵等。
立轴应用	简述	应用举例
	○ 成对双联角接触球轴承位于固定端。 ○ 圆柱滚子轴承位于自由端。	立式电动机等。
	○ 使调心座圈的球面中心与调心球轴承的中心一致。 ○ 上部轴承位于自由端。	立式开布机（纺织机）等。

4. 轴承尺寸的选择

4.1 轴承的寿命	A 032
4.1.1 滚动疲劳寿命与基本额定寿命	A 032
4.2 基本额定动载荷与疲劳寿命	A 032
4.2.1 基本额定动载荷	A 032
4.2.2 使用机械与设计寿命	A 034
4.2.3 根据基本额定动载荷选择轴承尺寸	A 035
4.2.4 根据温度修正基本额定动载荷	A 035
4.2.5 修正基本额定寿命	A 037
4.2.6 多套轴承总体的寿命计算	A 038
4.2.7 NSK新寿命计算公式	A 040
4.2.8 NSK Micro-UT TM 高精度寿命预测技术	A 042
4.3 轴承载荷的计算	A 044
4.3.1 载荷系数	A 044
4.3.2 皮带或链条传动时的轴承载荷	A 044
4.3.3 齿轮传动时的轴承载荷	A 045
4.3.4 轴承载荷分配	A 045
4.3.5 载荷、转速变化时的平均载荷	A 046
4.3.6 旋转载荷与静载荷的联合载荷	A 048
4.4 当量动载荷	A 050
4.4.1 当量动载荷的计算	A 050
4.4.2 角接触球轴承及圆锥滚子轴承的轴向载荷分力	A 051
4.5 基本额定静载荷与当量静载荷	A 052
4.5.1 基本额定静载荷	A 052
4.5.2 当量静载荷	A 052
4.5.3 极限静载荷系数	A 052

4.6 轴承计算举例	A 054
4.7 轴承类型与极限轴向载荷	A 058
4.7.1 向心球轴承接触角的变化与极限轴向载荷	A 058
(1) 轴向载荷引起的接触角变化	A 058
(2) 深沟球轴承的极限轴向载荷	A 062
4.7.2 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷	A 064
4.8 技术数据	A 066
4.8.1 疲劳寿命与可靠性	A 066
4.8.2 径向游隙与疲劳寿命	A 068
4.8.3 深沟球轴承内、外圈倾斜与疲劳寿命	A 070
4.8.4 圆柱滚子轴承内、外圈倾斜与疲劳寿命	A 072
4.8.5 油膜参数与滚动疲劳寿命	A 074
4.8.6 EHL油膜参数计算简图	A 076
(1) 油膜参数	A 076
(2) 油膜参数计算简图	A 076
(3) 供油不足及剪切发热的影响	A 080
4.8.7 齿轮的载荷计算	A 082
(1) 正齿轮、斜齿轮与人字齿轮的载荷计算	A 082
(2) 直齿锥齿轮的载荷计算	A 086
(3) 螺旋锥齿轮的载荷计算	A 088
(4) 双曲线齿轮的载荷计算	A 090
(5) 蜗轮的载荷计算	A 094

4. 轴承尺寸的选择

4.1 轴承的寿命

滚动轴承的要求性能因用途而异，并须在规定的期间内保持稳定。即使正确使用轴承，经过一段时间后，也会发生噪音·振动增加、因磨损导致的精度下降，润滑脂劣化、滚动面疲劳剥落而无法继续使用。到达轴承无法使用时的时间为广义的轴承寿命，根据原因分别被称为噪音寿命、磨损寿命、润滑脂寿命、滚动疲劳寿命等。

除了上述寿命外，还有导致轴承无法继续使用的各类现象，诸如：咬粘、断裂·破损、套圈的擦伤、保持架或密封的损坏等。

这些问题称为故障，与寿命存在本质差异，不可混为一谈，大多由轴承选型不当、轴、座孔与周边设计或制造不良、不正确的安装或维护保养不当引起。

4.1.1 滚动疲劳寿命与基本额定寿命

滚动轴承承受载荷运转时，因内外圈的滚道面及滚动体的滚动面承受持续的循环应力，使材料发生疲劳，在滚道面或滚动面上出现了被称为“剥落”的鱼鳞状损伤（图4.1）。把截止出现剥落时的总转数称为滚动疲劳寿命，也称作狭义的寿命。

轴承的疲劳寿命，即使类型、尺寸、材料、热处理、加工工艺均相同，大量轴承在同一条件下运转，也存在相当大离散性（图4.2）。

这是因为材料疲劳本质就具有离散性，因此，将这种疲劳寿命的离散性，作为统计现象处理，使用下面定义的基本额定寿命。

将一组同一型号的轴承，在相同条件下运转，其中90%的轴承不出现滚动疲劳引起的剥落时的总转数定义基本额定寿命。当转速恒定时，多采用总运转时间来表示基本额定寿命。

在讨论轴承寿命时，虽然常考虑疲劳寿命，根据轴承要求性能，也应结合各项使用极限综合考虑。比如，可大致计算出脂润滑轴承的润滑脂寿命（11.润滑A228页）。噪音寿命、磨损寿命根据用途不同，使用极限标准各不相同，多采用经验来判断。

4.2 基本额定动载荷与疲劳寿命

4.2.1 基本额定动载荷

表示滚动轴承承载能力的基本额定动载荷，是指内圈旋转、外圈静止的条件下，基本额定寿命达到100万转（ 10^6 转）时，方向和大小不变的载荷。

向心轴承的基本额定载荷被定义为方向及大小恒定的中心径向载荷，而推力轴承的基本额定载荷被定义为与中心轴方向一致，大小恒定的轴向载荷。在轴承尺寸表中，向心轴承的额定动载荷记为 C_r ，推力轴承的额定动载荷则记为 C_{a0} 。

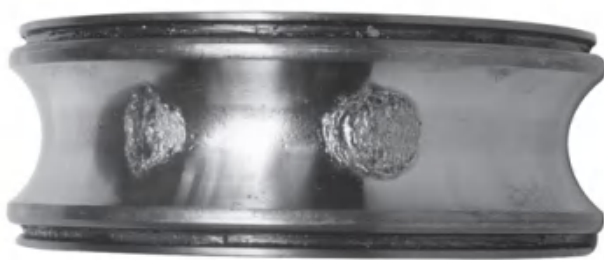


图4.1 剥落示例

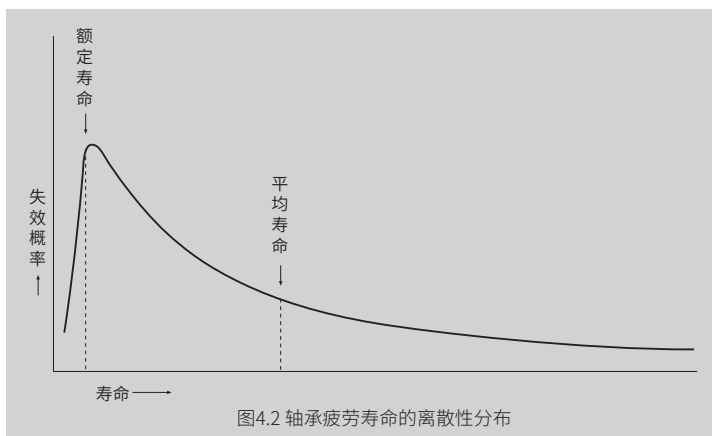


图4.2 轴承疲劳寿命的离散性分布

4.2.2 使用机械与设计寿命

选择轴承时，随意延长轴承疲劳寿命，直接提高轴承尺寸，并不经济。此外，轴的强度、刚度、安装尺寸，也有不能只以寿命为判断基准的应用。

各种设备使用的轴承，根据使用条件也有目标设计寿命，根据应用设备不同，经验性的疲劳寿命系数参考（表4.1，表4.2）。

表4.1 疲劳寿命系数 f_h 与应用设备实例

运行周期	疲劳寿命系数 f_h				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
不常使用或仅短时间使用	· 家用吸尘器、洗衣机等小型电器 · 手持电动工具	· 农业机械			
偶尔使用，但要求确保运转正常		· 家用取暖器和空调的电机 · 工程机械	· 传送带 · 电梯缆绳滑轮		
间歇性较长时间运行	· 轧机辊颈	· 小型电动机 · 甲板起重机 · 一般货物起重机 · 齿轮座 · 轿车	· 工厂电机 · 机床 · 传动装置 · 振动筛 · 碎矿机	· 起重机滑轮 · 压缩机 · 关键传动装置	
间歇性每天八小时以上运行		· 自动扶梯	· 离心分离机 · 空调设备 · 风机 · 木工机械 · 大型电机 · 铁路车辆的轴箱	· 矿用起重机 · 冲床飞轮 · 轨道牵引电机 · 机车轴箱	· 造纸机械
持续使用且要求确保运转正常					· 水厂泵 · 电站设备 · 矿井排水泵

表4.2 轴承的基本额定寿命、疲劳寿命系数与转速系数

寿命参数	球轴承	滚子轴承
基本额定寿命	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 500 f_h^3$	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 500 f_h^{\frac{10}{3}}$
疲劳寿命系数	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
转速系数	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{\frac{1}{3}} = (0.03 n)^{-\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{\frac{3}{10}} = (0.03 n)^{-\frac{3}{10}}$

n, f_n ……图4.3（参见 A036 页），附表12（参见 E018页）
 L_h, f_h ……图4.4（参见 A036 页），附表13（参见 E019页）

4.2.3 根据基本额定动载荷选择轴承尺寸

轴承载荷与基本额定寿命之间存在如下关系：

$$\text{球轴承} \quad L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\text{滚子轴承} \quad L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (4.2)$$

式中, L : 基本额定寿命 (10^6 转)

P : 轴承载荷 (当量动载荷) (N), {kgf}
(参见 A50 页)

C : 基本额定动载荷 (N), {kgf}
 向心轴承的 C 用 C_r 表示
 推力轴承的 C 用 C_a 表示

轴承转速恒定时, 其疲劳寿命用时间表示比较方便。汽车及其他车辆等一般以行车里程表示轴承的疲劳寿命。

设轴承的基本额定寿命为 L_h (h)、转速为 n (min^{-1})、疲劳寿命系数为 f_h 、速度系数为 f_n , 则可以得出表 4.2 的关系。

在已知轴承载荷 P 及转速 n , 确定机械设计寿命疲劳系数 f_h 的情况下, 轴承所需要的基本额定动载荷 C , 可用下列公式求出。

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (4.3)$$

然后, 应从轴承尺寸表中, 选择符合 C 值的轴承。

4.2.4 根据温度修正基本额定动载荷

在高温下使用滚动轴承时, 轴承钢的硬度会下降。因此, 由材料物理属性决定的基本额定动载荷也会降低。所以, 应使用以下公式对较高温度的基本额定动载荷进行修正：

$$C_t = f_t \cdot C \dots\dots\dots (4.4)$$

式中, C_t : 根据使用温度修正后的基本额定动载荷 (N), {kgf}

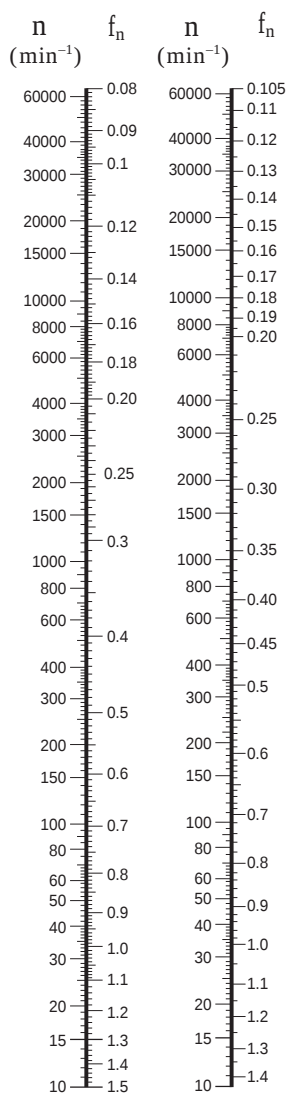
f_t : 温度系数 (参见表 4.3)

C : 温度调整前的基本额定动载荷 (N), {kgf}

在 120°C 以上的高温条件下使用大型轴承时, 必须采取特殊尺寸稳定化热处理, 以防止其尺寸变化过大。经过该特殊尺寸稳定化热处理后, 轴承的基本额定动载荷可能低于轴承尺寸表中所列的基本额定动载荷。

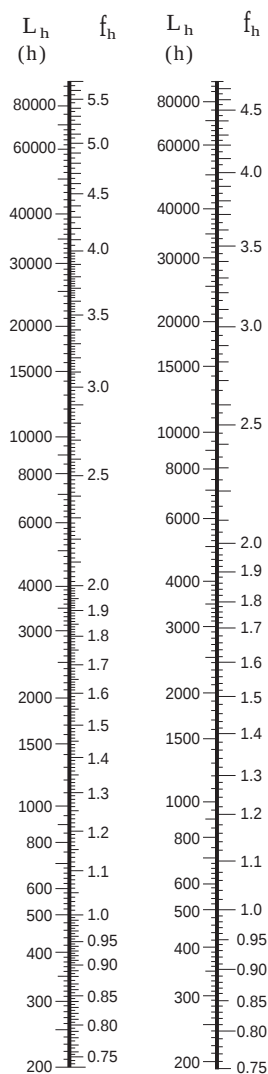
表4.3 温度系数 f_t

轴承温度 $^\circ\text{C}$	125	150	175	200	250
温度系数 f_t	1.00	1.00	0.95	0.90	0.75



球轴承

滚子轴承



球轴承

滚子轴承

图4.3 轴承转速与转速系数

图4.4 疲劳寿命系数与疲劳寿命

4.2.5 修正基本额定寿命

如前所述，计算基本额定寿命的基本公式可表示为：

$$\text{球轴承 } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (4.5)$$

$$\text{滚子轴承 } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (4.6)$$

L_{10} 是统计可靠性为 90% 的基本额定寿命。有时要求可靠性超过 90%，具体视轴承所使用的机械而定。随着近年来轴承材料的改进，其疲劳寿命也得到了显著延长。此外，弹性流体润滑理论的发展表明：滚道与滚动体接触区域的润滑膜厚度对轴承的寿命有着很大的影响。要想将该等改进因素反映到疲劳寿命计算中，可使用下列修正系数修正基本额定寿命：

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots (4.7)$$

式中， L_{na} ：考虑了可靠性、材料改进、润滑条件等因素的修正后疲劳寿命。

L_{10} ：可靠性为 90% 的基本额定寿命。

a_1 ：可靠性的寿命修正系数

a_2 ：轴承特性的寿命修正系数

a_3 ：工况的寿命修正系数

可靠性超过 90% 的 a_1 值见表 4.4。

轴承特性的寿命修正系数 a_2 用于反映轴承钢的改进。

NSK 全部采用真空脱气轴承钢材，且 NSK 测试表明相较于以前的材料，该材料能够大幅延长轴承的寿命。轴承尺寸表中所列的基本额定动载荷 C_r 和 C_a ，是考虑了材料及制造技术改进所延长寿命后计算得出的值。因此，使用公式 (4.7) 推算寿命时，可假设 $a_2 > 1$ 。

工况寿命修正系数 a_3 用于修正多个系数，尤其是润滑系数。如果内外圈之间没有倾斜，且轴承接触区域的润滑膜厚度充足时，可以设 $a_3 > 1$ ；但下列情况中， $a_3 < 1$ ：

- 滚道与滚动体之间接触区域的润滑剂粘度低
- 滚动体的线速度很低
- 轴承温度高
- 润滑剂中混入了水分或异物
- 内外圈之间倾斜过大

由于仍有很多未知因素，因此，难以为具体工况确定合适的 a_3 值。并且，轴承特性系数 a_2 也受工况影响。所以可以将 a_2 和 a_3 结合 ($a_2 \times a_3$) 作为一个数值而非独立系数来处理。这时，在常规润滑和工况下，($a_2 \times a_3$) 应设为等于 1。然而，在润滑剂粘度过低时，可将该值降至最低 0.2。

如果轴承没有倾斜，且使用了高粘度润滑剂确保有足够的流体油膜厚度时，($a_2 \times a_3$) 值可设为 2。

根据基本额定动载荷选择轴承时，最好根据用途选择可靠系数 a_1 ，以及基于以往同种机械的润滑条件、温度条件、安装状态等经验确定的 C/P 或 f_h 值。

基本额定寿命公式 (4.1)、(4.2)、(4.5) 和 (4.6) 能够为一系列轴承载荷计算提供符合要求的结果。然而，载荷过大时，可能导致滚动体与滚道的接触点产生有害的塑性变形。当向心轴承的 P_r 超过 C_{0r} （基本额定静载荷）或 $0.5 C_r$ （以两者中较小者为准）时，或者推力轴承的 P_a 超过 $0.5 C_a$ 时，请咨询 NSK 确定基本额定疲劳寿命公式的适用性。

表 4.4 可靠性系数 a_1

可靠性(%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1.00	0.64	0.55	0.47	0.37	0.25

4.2.6 多套轴承总体的寿命计算

当同一台机械上使用了多个滚动轴承时, 如果已知作用于每个轴承的载荷, 就可以确定各轴承的疲劳寿命。然而, 一般来说, 只要任何一部分的轴承出现故障, 机器便无法运行。因此, 一些情况下, 可能需要了解一台机械上所使用的多套轴承的疲劳寿命。

不同轴承的疲劳寿命有着很大的差别, 且我们的疲劳寿命计算公式

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ 适用于 } 90\% \text{ 寿命 (也称额定疲劳寿命,}$$

是多个相同轴承在相同条件下90%可达到的总转数或总时间)。

换言之, 单个轴承的疲劳寿命计算值, 具有90%的概率。由于包含多个轴承的轴承组在特定周期内的耐久概率是单个轴承在相同周期内耐久概率值的乘积, 因此, 轴承组的额定疲劳寿命并不单单取决于各轴承中额定疲劳寿命最短的一个。实际上, 轴承组的寿命要远远小于组中额定疲劳寿命最短的轴承。

假设各轴承的额定疲劳寿命分别为 L_1 、 L_2 、 L_3 ……整个轴承组的额定疲劳寿命为 L , 可得到下列公式:

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots \dots \dots (4.8)$$

式中, $e=1.1$ (球轴承和滚子轴承均适用)

使用图4.5, 可以简便求出公式(4.8)中的 L 值。

在 L_1 标尺上取公式(4.8)的 L_1 值, 在 L_2 标尺上取 L_2 值, 将两个值用一条直线连起来, 然后读取该直线与 L 标尺交叉点所对应的值。以此, 可以确定

$$\frac{1}{L_A^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e}$$

的 L_A 值。在 L_1 标尺上取 L_A 值, 在 L_2 标尺上取 L_3 值, 将两个值用一条直线连起来, 然后读取该直线与 L 标尺交叉点所对应的值。

以此, 可以确定

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e}$$

的 L 值。

举例

设汽车前轮计算得到的轴承疲劳寿命值如下:

内侧轴承为 280 000 km

外侧轴承为 320 000 km

然后, 可以根据图4.5确定车轮的轴承疲劳寿命为160 000 km。

确定右轮的轴承疲劳寿命后, 左轮的轴承疲劳寿命与之相同。因此, 前轮轴承组的疲劳寿命为85 000 km。

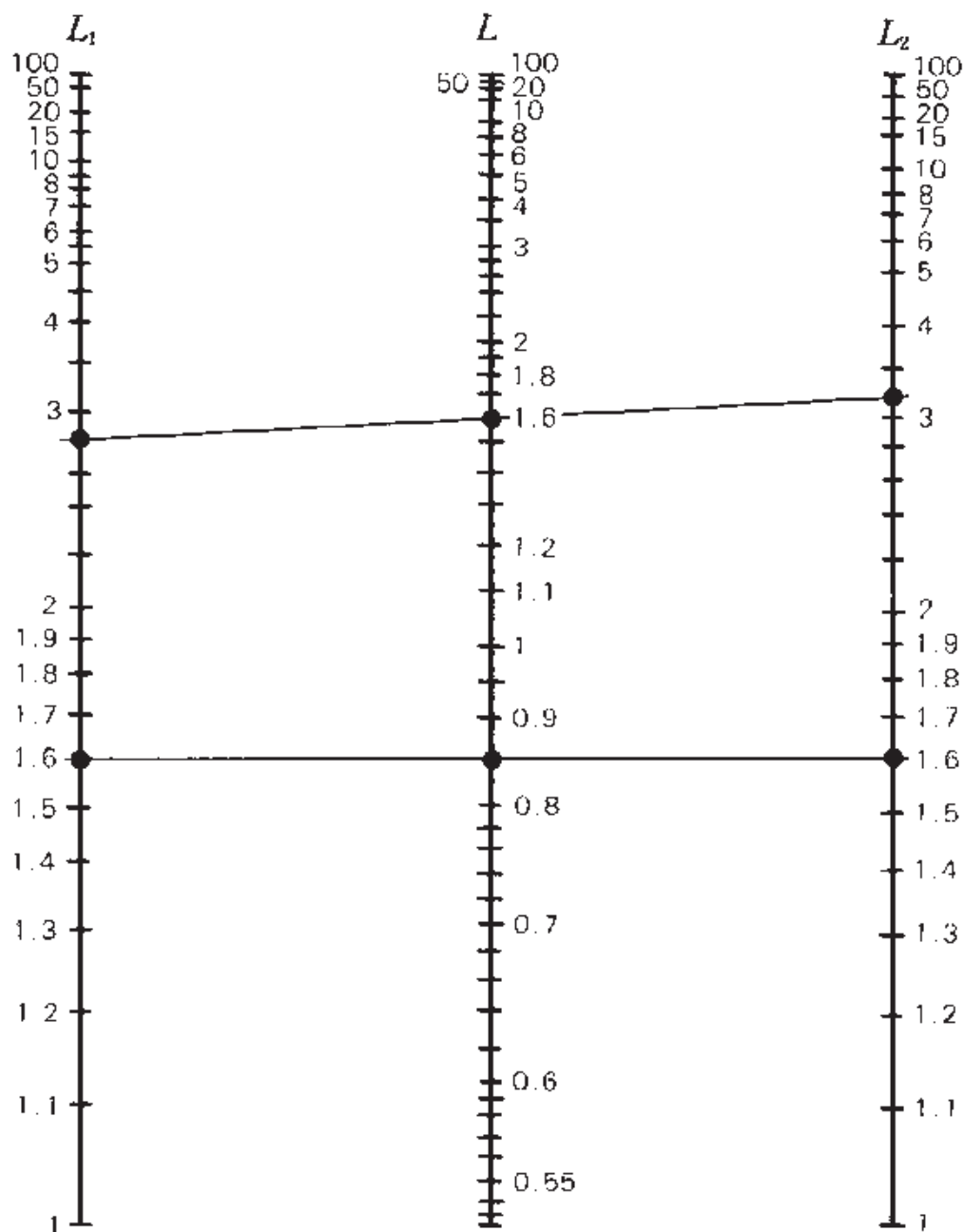


图4.5 寿命计算图表

4.2.7 NSK新寿命计算公式

近年来，轴承技术取得了快速的发展，尤其是在尺寸精度和材料清洁度方面。因此，相较于传统ISO寿命计算公式求得的寿命，如今的轴承在清洁的环境能够拥有更长的滚动疲劳寿命。寿命得以延长，一部分原因在于诸如润滑清洁度和过滤等轴承相关技术领域取得了重大进步。

传统的寿命计算公式基于 G. Lundberg 和 A. Palmgren 的理论（以下简称“L-P理论”），只涉及内部起点型剥落。在该现象中，首先由于动态剪切应力在滚动面下方产生最初的裂纹，然后以裂纹为起点发展到表面的剥落。

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{\tau_0^c \cdot V^e \cdot N}{Z_0^h} \dots\dots\dots (4.9)$$

NSK 的新寿命计算公式所依据的理论认为滚动疲劳寿命是同时发生的内部起点型剥落和表面起点型剥落共同作用的总和。

新寿命计算公式的构成

(1) 内部起点型剥落

滚动轴承出现内部起点型剥落的前提条件是滚动体与滚道在清洁润滑条件下通过足量和连续性油膜进行接触。

图 4.6 绘制了各试验条件下的 L_{10} 寿命，其中纵轴和横轴分别表示最大表面接触压力 ($P_{\max}$) 和所施加重复应力的次数。

在图中， L_{10} 理论线是使用传统寿命计算公式得到的理论线。随着最大表面接触应力下降，实际寿命线越来越偏离使用传统理论计算得到的线，且趋向寿命更长的方向。该偏离表明存在疲劳极限载荷 P_u ，低于该值将不会产生滚动疲劳。针对内部起点型剥落，根据L-P理论引入疲劳极限载荷后的计算公式（4.9）。

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_0)^c}{Z_0^h} dV \dots\dots\dots (4.9)$$

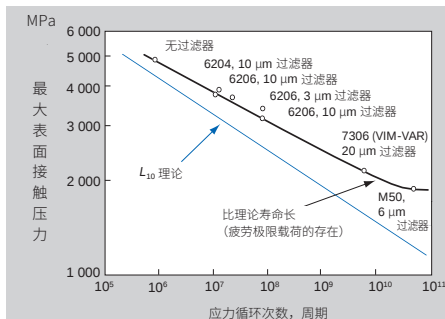


图 4.6 清洁润滑条件下的寿命试验结果

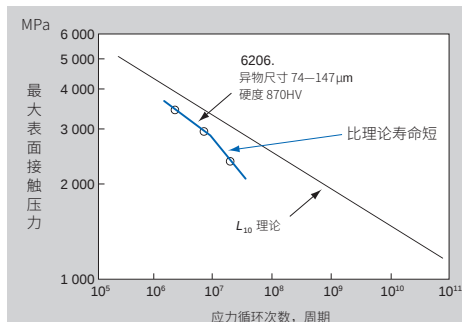


图 4.7 润滑剂污染条件下的寿命试验结果

(2) 表面起点型剥落

在实际轴承使用中，润滑剂常常受到诸如金属屑、毛刺、铸砂等异物的污染。

异物颗粒混入润滑剂后，滚动体会将颗粒压到滚道上，从而在滚道和滚动体的表面产生压痕。在压痕的边缘会出现应力集中，产生细裂纹，并逐渐发展成滚道和滚动体的剥落现象。

如图 4.7 所示，在最大表面应力较低且润滑剂受污染的条件下，轴承的实际寿命要短于传统计算寿命。实际的寿命线偏离使用寿命理论计算得到的线，且趋向寿命更短的方向。结果表明，在润滑剂受污染的情况下，随着最大表面接触应力的下降，实际寿命相比理论寿命进一步缩短。

表4.5 污染系数 a_c 的值

	非常清洁	清洁	普通	受污染	重度污染
a_c 系数	1	0.8	0.5	0.4~0.1	0.05
适用标准	10 μm 过滤器	10~30 μm 过滤器	30-100 μm 过滤器	大于 100 μm 过滤器 或无过滤器（油浴、 循环润滑等）	无过滤器，存 在很多细颗粒
应用实例	密封润滑脂润 滑轴承，用于 电器和信息技 术设备等	密封润滑脂润滑轴承，用于电机； 密封润滑脂轴承，用于铁路轴箱、 机床等	常规应用 汽车轮毂单元 轴承等	汽车变速箱用轴承、 工业齿轮箱用轴承、 工程机械用轴承等	—

因此，NSK新寿命计算公式考虑到了（图4.6）清洁环境和低载荷区域中寿命测试结果的趋势。根据该等结果可得出新寿命公式的函数为 $(P \cdot P_u)/C$ ，其受润滑参数确定的具体润滑条件影响。此外，据推测，不同类型和形状异物颗粒的作用受既存轴承载荷和润滑条件的影响很大，该关系可以表示为载荷参数的函数。新寿命计算公式的关系由 $(P \cdot P_u)/C \cdot 1/a_c$ 定义。

根据以上这一概念，可得出表面起点型剥落的计算公式，具体如下：

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^c \int_v \frac{(\tau - \tau_0)^c}{Z_o^h} dV \times \left\{ \frac{1}{f(a_c, a_L)} - 1 \right\} \dots (4.10)$$

(3) 污染系数 a_c 的计算

润滑清洁度相关的污染系数见表4.5。对球轴承和滚子轴承进行测试，结果表明：在润滑脂润滑和清洁过滤的情况下，轴承的寿命比受污染条件下计算得到的寿命要长数倍。但如果异物的硬度超过 Hv350，硬度就会成为影响因素之一，滚道上会出现压痕。这些压痕产生的疲劳损坏会在短时间内发展成剥落。对受杂质污染条件下的球轴承和滚子轴承进行测试，结果表明其寿命仅为传统计算寿命的 1/3 ~ 1/10。

根据该等测试结果，NSK 新寿命理论的污染系数 a_c 可分为五个等级。

(4) 新寿命计算公式 L_{able}

下述新寿命计算公式结合了内部起点型剥落和表面起点型剥落：

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{Z_o^h} dV \times \left\{ \frac{1}{f(a_c, a_L)} \right\} \dots\dots\dots (4.11)$$

$$L_{\text{able}} = a_1 \cdot a_{\text{NSK}} \cdot L_{10} \dots\dots\dots (4.12)$$

寿命修正系数 a_{NSK}

寿命修正系数 a_{NSK} 是润滑参数 $(P - P_u)/C \cdot 1/a_c$ 的函数，如下所示：

$$a_{\text{NSK}} \propto F \left(\frac{P - P_u}{C} \cdot \frac{1}{a_c}, a_L \right) \dots\dots\dots (4.13)$$

NSK新寿命理论通过修正污染系数 a_c 将材料和热处理改进对寿命的延长作用纳入考量。由于润滑参数 a_L 会基于润滑剂和工作温度随油膜形成的程度而变化，因此该理论还使用了粘度比 k ($k = n/n_1$ ，其中 n 为运动粘度， n_1 为必要粘度)。该理论表明润滑条件越好 (k 值越高)，轴承的寿命就越长。

图 4.9 和 4.10 显示了修正系数 a_{NSK} 作为新寿命计算公式一函数的图解。此外，新寿命计算公式还分别考虑了球轴承和滚子轴承的点接触和线接触。

代号含义

S ： N 次的应力循环后，未发生剥落的概率， N ：应力循环次数， τ ：内部应力， τ_u ：疲劳极限内部应力， V ：体积应力， Z_o ：最大剪切应力发生深度， a_c ：污染度系数， a_L ：润滑系数（粘度比 k 的函数）， P ：轴承载荷， P_u ：疲劳极限载荷， C ：基本额定动载荷， e ， c ， h ：常数

新寿命计算公式 L_{able} 使用的可靠性系数 a_1

可靠性 (%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

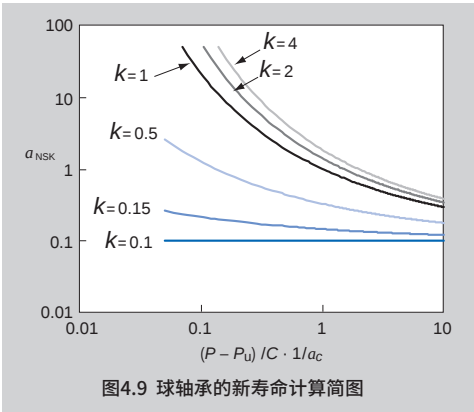


图4.9 球轴承的新寿命计算简图

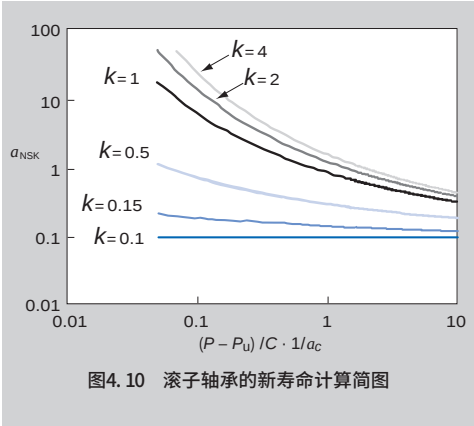


图4.10 滚子轴承的新寿命计算简图

使用 NSK 计算工具，请访问我们的网址：
<https://www.nsk.com.cn>

4.2.8 NSK Micro-UT™高精度寿命预测技术

NSK 首创材料评价技术 :Micro-UT™

如第A250页所示，NSK一直采用高可靠性、高清洁度钢材作为NSK轴承材料，并且开发了独有的材料清洁度评价技术（极值统计法等），从1990年开始应用于滚动轴承钢的评价并致力于维持高品质。然而，以非金属夹杂物为起点的疲劳剥落寿命的预测依然是个难题。此外，世界上没有能够检测出作为损伤起点的微米级尺寸夹杂物且能够应用于工业的检测技术。NSK针对上述课题，开发了NSK独有的超声波探伤技术，将其命名为Micro-UT，并进行实际运用。如图4.10 (a) 所示，使用Micro-UT能够在短时间内检测出尺寸低于100μm的夹杂物的大小和数量，获得高可靠度的统计分布数据。NSK通过独有的技术进行数据分析处理，并作为品质保证工具进行使用，以确保在世界范围内生产高可靠度的轴承。另外，本技术还用于NSK轴承的高可靠度的数值化（寿命预测）。

高精度寿命预测技术

通过采用高清洁度钢材，虽然能够延长滚动轴承的疲劳剥落寿命，但迄今为止未能通过计算式来高精度预测该寿命。对此，NSK运用Micro-UT技术，获取内部夹杂物的尺寸和数量，并运用该数据成功开发了疲劳剥落寿命的预测技术。

疲劳寿命主要受【力】、【材料清洁度】、【材料强度】三个因素影响。NSK根据以上参数建立了寿命理论公式（4.14），应用Micro-UT技术得到的材料清洁度数据，建立了一种精确预测NSK轴承疲劳剥落寿命的技术。

$$L = A \left[\frac{\tau}{\Delta K_{II} - \Delta K_{th}} \right]^B \left(\frac{C}{P} \right)^P \dots\dots\dots (4.14)$$

这里，A和B为实验常量， τ 为内部应力。 ΔK_{II} 是由缺陷尺寸和应力决定的参数，可根据非金属夹杂物的大小和剪切应力求出。

图4.10(b) 表示根据Micro-UT得到的夹杂物分布数据和式(4.14) 综合得到的预测寿命，与耐久试验得到的实际寿命的数据对比。经过验证，NSK轴承寿命远高于ISO寿命计算值，并且可以准测的预测。

NSK轴承基本额定动载荷C虽然是根据ISO281:2007规定计算，但为了充分应用上述技术所证明的高可靠性，必须对系数进行修正。采用严格挑选的高质量材料及生产技术所制造的NSK轴承的基本额定动载荷，依据该技术进行修正，可在本样本PartC部分及敝司官方网站上确认。

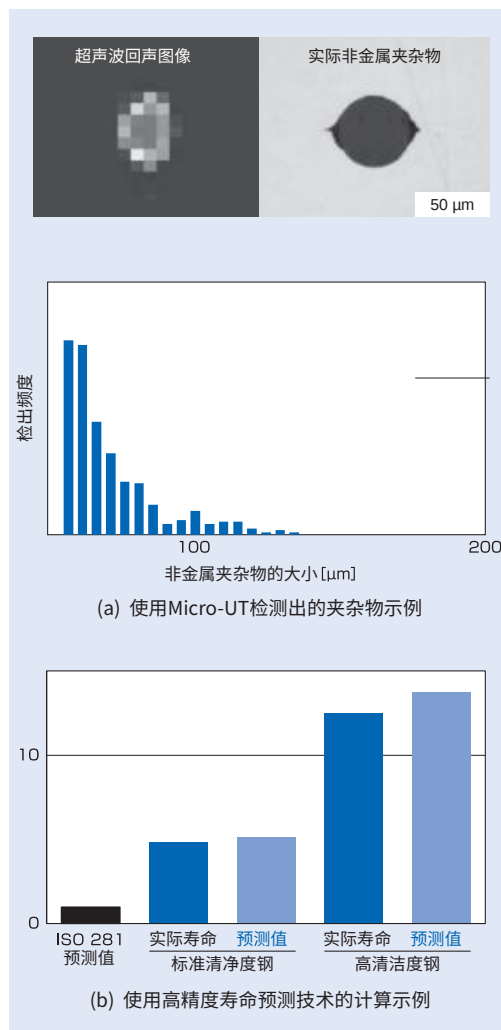


图 4.10 使用 Micro-UT 得到的数据与寿命预测结果示例

4.3 轴承载荷的计算

作用于轴承的载荷通常包括轴承支撑物体的重量、旋转体自重、齿轮和皮带的传动力以及机械运转产生的载荷等。这些载荷,有的可以进行理论计算,而有的却很难估算。因此,需根据经验得出的数据对估算值进行修正。

4.3.1 载荷系数

虽然可以通过计算求出径向载荷或轴向载荷,但由于机械运转过程中存在振动和冲击,实际作用于轴承的载荷往往比计算得到的载荷要大。其实际载荷值可以用以下公式求出:

$$\left. \begin{aligned} F_r &= f_w \cdot F_{rc} \\ F_a &= f_w \cdot F_{ac} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.15)$$

式中, F_r, F_a : 轴承承受的载荷(N), {kgf}

F_{rc}, F_{ac} : 理论计算得出的载荷(N), {kgf}

f_w : 载荷系数

载荷系数 f_w , 以表 4.6 所示数值为基准。

表4.6 载荷系数 f_w 的数值

运转条件	典型应用	f_w
平稳运转、无冲击	电机、机床、空调机	1 ~ 1.2
常规运转	鼓风机、压缩机、电梯、起重机、造纸机械	1.2 ~ 1.5
有振动、冲击的运转	工程机械、破碎机械、振动筛、轧钢机	1.5 ~ 3

4.3.2 皮带或链条传动时的轴承载荷

用皮带或链条传递动力时, 作用于皮带轮、链轮的力可由以下公式求出:

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000 \frac{H}{n} \dots\dots (N \cdot mm) \\ &= 974\,000 \frac{H}{n} \dots\dots \{kgf \cdot mm\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.16)$$

$$P_k = M / r \dots\dots\dots (4.17)$$

式中, M : 作用于皮带轮或链轮的力矩 (N · mm), {kgf · mm}

P_k : 皮带或链条传递的有效力 (N), {kgf}

H : 传动力 (kW)

n : 转速 (min⁻¹)

r : 皮带轮或链轮的有效半径 (mm)

计算皮带轮轴所承受的载荷时, 必须考虑皮带的张力。因此, 皮带传动的情况下, 作用于皮带轮轴上的实际载荷 K_b , 由有效传动力乘以代表皮带张力的皮带系数 f_b 求得。不同类型皮带的皮带系数 f_b 值见表 4.7。

$$K_b = f_b \cdot P_k \dots\dots\dots (4.18)$$

在链条传动条件下, f_b 对应的数值应为 1.25 ~ 1.5。

表4.7 皮带系数 f_b 的数值

皮带类型	f_b
带齿皮带	1.3 ~ 2
三角皮带	2 ~ 2.5
平皮带 (带张紧轮)	2.5 ~ 3
平皮带	4 ~ 5

4.3.3 齿轮传动时的轴承载荷

采用齿轮传动时，根据所使用齿轮类型的不同，作用于齿轮的载荷也各不相同。以最简单的正齿轮为例，其载荷计算如下：

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000H / n \cdots (\text{N} \cdot \text{mm}) \\ &= 974\,000H / n \cdots \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \end{aligned} \right\} \cdots (4.19)$$

$$P_k = M / r \cdots (4.20)$$

$$S_k = P_k \tan \theta \cdots (4.21)$$

$$K_c = \sqrt{P_k^2 + S_k^2} = P_k \sec \theta \cdots (4.22)$$

式中， M ：作用于齿轮的力矩 (N·mm), {kgf·mm}

P_k ：齿轮切线方向力 (N), {kgf}

S_k ：齿轮径向力 (N), {kgf}

K_c ：作用于齿轮的合力 (N), {kgf}

H ：传动力 (kW)

n ：转速 (min^{-1})

r ：传动齿轮节圆半径 (mm)

θ ：压力角

除了如上求得的理论载荷之外，还须用理论载荷乘以齿轮系数 f_g ，将振动和冲击（取决于齿轮加工的精度）纳入考量。

f_g 值一般应采用表4.8中的数值。当齿轮运行伴随其他来源的振动时，则用载荷系数乘以齿轮系数求出实际载荷。

表4.8 齿轮系数 f_g 的数值

齿轮精加工精度	f_g
精密磨削齿轮	1 ~ 1.1
普通切削齿轮	1.1 ~ 1.3

4.3.4 轴承载荷分配

在图4.11和图4.12 所示的简单例子中，作用于轴承I及轴承II的径向载荷均可以按下列公式求出：

$$F_{C1} = \frac{b}{c} K \cdots (4.23)$$

$$F_{C2} = \frac{a}{c} K \cdots (4.24)$$

式中， F_{C1} ：作用于轴承I的径向载荷 (N), {kgf}

F_{C2} ：作用于轴承II的径向载荷 (N), {kgf}

K ：作用于轴上的载荷 (N), {kgf}

当同时施加这些载荷时，首先可以求出各自的径向载荷，然后可以根据载荷方向计算出向量和。

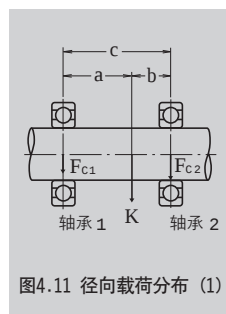


图4.11 径向载荷分布 (1)

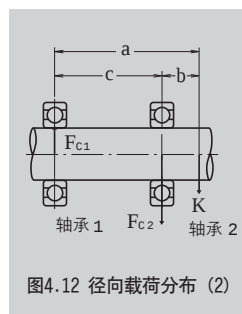


图4.12 径向载荷分布 (2)

4.3.5 载荷、转速变化时的平均载荷

当作用于轴承上的载荷不断变化时, 应计算出能得到与承受变载荷时相同寿命的平均载荷。

(1) 载荷与转速之关系呈阶段性变化时 (图4.13)

载荷 F_1 : 转速 n_1 ; 工作时间 t_1

载荷 F_2 : 转速 n_2 ; 工作时间 t_2

⋮ ⋮ ⋮

载荷 F_n : 转速 n_n ; 工作时间 t_n

然后, 使用以下公式求出平均载荷 F_m 的值:

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \cdots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \cdots + n_n t_n}} \quad (4.25)$$

式中, F_m : 变载荷的平均值(N), {kgf}

$p = 3$ 球轴承

$p = 10/3$ 滚子轴承

平均转速 n_m 可通过以下公式求出:

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \cdots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n} \quad (4.26)$$

(2) 载荷近似线性变化时(图4.14), 可通过以下公式求出平均载荷:

$$F_m \doteq \frac{1}{3} (F_{\min} + 2F_{\max}) \quad (4.27)$$

式中, $F_{\min}$: 变载荷的最小值 (N), {kgf}

$F_{\max}$: 变载荷的最大值 (N), {kgf}

(3) 载荷呈正弦曲线变化时 (图4.15), 可通过以下公式求出平均载荷 F_m :

图4.15 (a)

$$F_m \doteq 0.65 F_{\max} \quad (4.28)$$

图4.15 (b)

$$F_m \doteq 0.75 F_{\max} \quad (4.29)$$

(4) 兼有旋转载荷和静载荷时 (图4.16)

F_R : 旋转载荷 (N), {kgf}

F_S : 静载荷 (N), {kgf}

平均载荷 F_m 的近似值可通过下列公式求出:

a) $F_R \geq F_S$ 时,

$$F_m \doteq F_R + 0.3F_S + 0.2\frac{F_S^2}{F_R} \quad (4.30)$$

b) $F_R < F_S$ 时,

$$F_m \doteq F_S + 0.3F_R + 0.2\frac{F_R^2}{F_S} \quad (4.31)$$

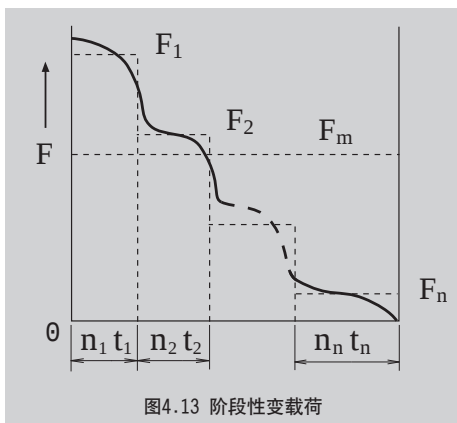
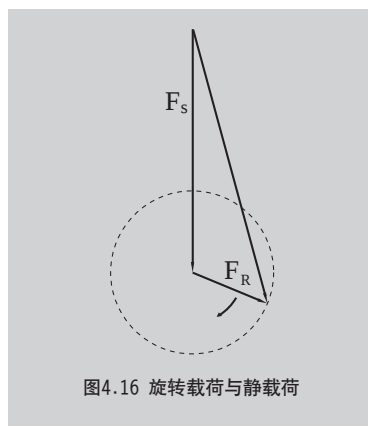
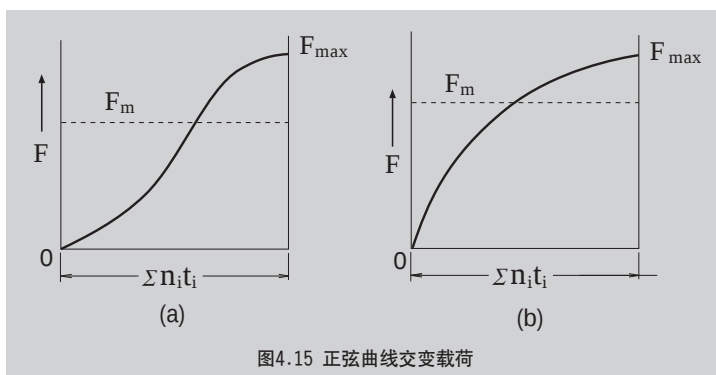
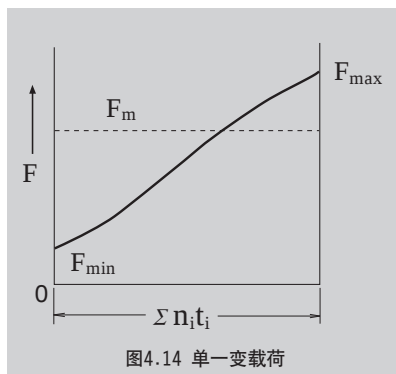


图4.13 阶段性变载荷



4.3.6 旋转载荷与静载荷的联合载荷

通常,滚动轴承会受到旋转载荷、静载荷以及变载荷的作用。特定情况下,由不平衡重量或振动重量引起的旋转载荷及由重力或动力传动引起的静载荷会同时作用。由旋转载荷和静载荷引起的变载荷合成为平均有效载荷可通过以下方法计算得出。合成载荷分为两类:分类标准取决于旋转载荷与静载荷的大小,如图 4.17 所示。

也就是说,如果旋转载荷大于静载荷,则合成载荷变为运行载荷,其大小变化如图 4.17(a) 所示。如果旋转载荷小于静载荷,则合成载荷变成摆动载荷,其大小变化如图 4.17(b) 所示。

在两种情况下,合成载荷 F 都可以通过以下公式表示:

$$F = \sqrt{F_R^2 + F_S^2 - 2F_R F_S \cos \theta} \quad (4.32)$$

式中, F_R : 旋转载荷(N), {kgf}

F_S : 静载荷 (N), {kgf}

θ : 旋转载荷与静载荷的夹角

可以通过载荷公式(4.33)和(4.34)得出 F 的近似值,该等公式根据 F_R 和 F_S 的大小呈正弦变化,即,在 $F_R \gg F_S$ 或 $F_R \ll F_S$ 时, $F_R + F_S$ 都为最大载荷 $F_{\max}$,而 $|F_R - F_S|$ 都为最小载荷 $F_{\min}$ 。

$$F_R \gg F_S, F = F_R - F_S \cos \theta \quad (4.33)$$

$$F_R \ll F_S, F = F_S - F_R \cos \theta \quad (4.34)$$

当 $F_R = F_S$ 时,可通过(4.35)和(4.36)公式求得 F 的近似值。

$F_R > F_S$,

$$F = F_R - F_S + 2F_S \sin \frac{\theta}{2} \quad (4.35)$$

$F_R < F_S$,

$$F = F_S - F_R + 2F_R \sin \frac{\theta}{2} \quad (4.36)$$

公式 (4.32)、(4.33)、(4.35) 和 (4.36) 的曲线如图 2 所示。

载荷变化的平均值 F_m 可通过公式(4.33)和(4.34)或公式(4.35)和(4.36)表示,也可以通过公式(4.37)和(4.38)或公式(4.39)和(4.40)分别表示。

$$F_m = F_{\min} + 0.65 (F_{\max} - F_{\min})$$

$$F_R \geq F_S, F_m = F_R + 0.3F_S \quad (4.37)$$

$$F_R \leq F_S, F_m = F_S + 0.3F_R \quad (4.38)$$

$$F_m = F_{\min} + 0.75 (F_{\max} - F_{\min})$$

$$F_R \geq F_S, F_m = F_R + 0.5F_S \quad (4.39)$$

$$F_R \leq F_S, F_m = F_S + 0.5F_R \quad (4.40)$$

一般来说,由于 F 值存在于公式(4.37)、(4.38)、(4.39)和(4.40)中,公式(4.37)和(4.38)以及公式(4.39)和(4.40)的第二项的系数 0.3 或 0.5 可假设根据 F_S/F_R 或 F_R/F_S 进行线性变化。然后,可以采用以下公式表示该等系数:

$$0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}, 0 \leq \frac{F_S}{F_R} \leq 1$$

$$\text{或 } 0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}, 0 \leq \frac{F_R}{F_S} \leq 1$$

相应的, F_m 可通过以下公式表示:

$$F_R \geq F_S,$$

$$F_m = F_R + (0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}) F_S$$

$$= F_R + 0.3F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad (4.41)$$

$$F_R \leq F_S,$$

$$F_m = F_S + (0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}) F_R$$

$$= F_S + 0.3F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \quad (4.42)$$

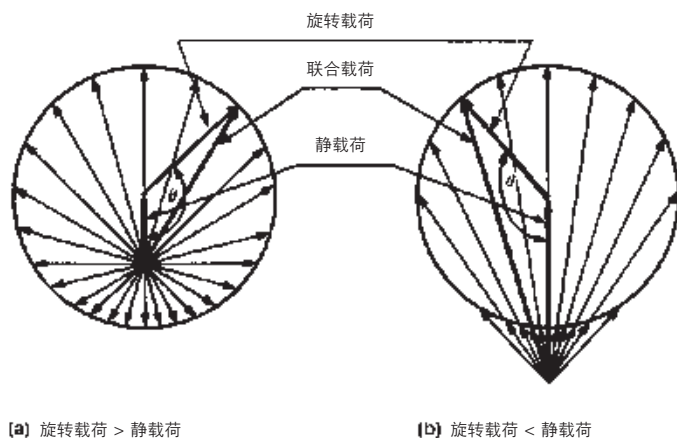


图4.17 旋转载荷与静载荷的联合载荷

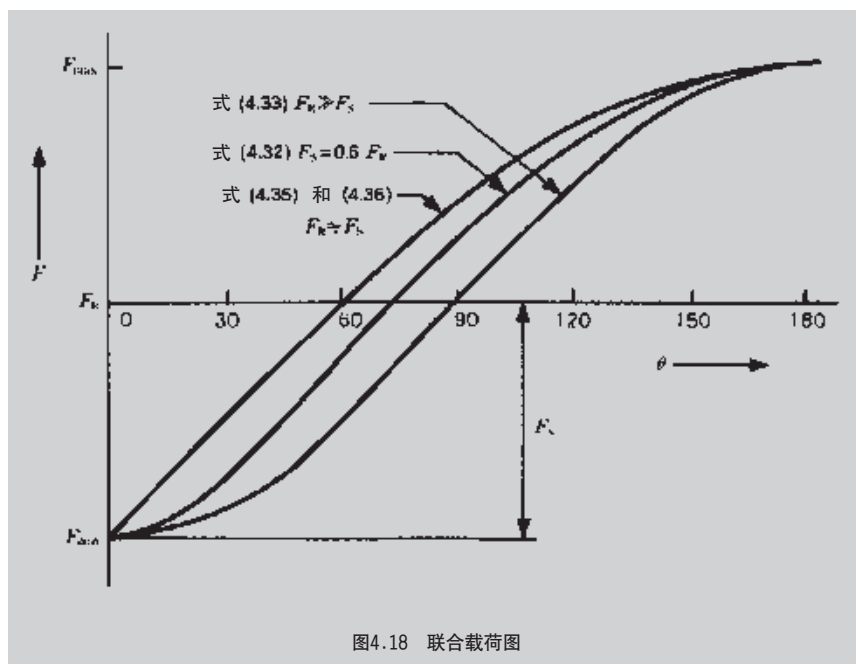


图4.18 联合载荷图

4.4 当量动载荷

通常情况下，作用于轴承的载荷仅为单一径向载荷或单一轴向载荷。不过，大多数情况下，是这两种载荷组成的联合载荷。其方向、大小上也会改变。在此类情况下，实际作用于轴承的载荷不能直接用于轴承寿命的计算。所以，就要假想一个能保证与轴承在实际载荷和旋转条件下取得同等寿命、大小恒定且通过轴承中心的载荷。这种假想载荷叫做当量动载荷。

4.4.1 当量动载荷的计算

向心轴承的当量动载荷，可通过以下公式求出：

$$P = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (4.43)$$

式中， P ：当量动载荷(N)，{kgf}

F_r ：径向载荷(N)，{kgf}

F_a ：轴向载荷(N)，{kgf}

X ：径向载荷系数

Y ：轴向载荷系数

X 及 Y 值列于轴承尺寸表中。 $\alpha=0^\circ$ 的向心滚子轴承的当量动载荷为

$$P = F_r$$

一般来说，推力球轴承不能承受径向载荷。但是，推力调心滚子轴承却能够承受一定的径向载荷。

这种情况下的当量动载荷，可通过以下公式求出：

$$P = F_a + 1.2 F_r \dots\dots\dots (4.44)$$

式中， $\frac{F_r}{F_a} \leq 0.55$

4.4.2 角接触球轴承及圆锥滚子轴承的轴向分力

如图 4.19 所示，角接触球轴承及圆锥滚子轴承载荷的作用点是接触线的延长线与轴中心线的交点，作用点位置记载在轴承尺寸表中。

当向此类轴承施加径向载荷时，便会产生轴向分力。所以，为了平衡这一分力，便将两套同一类型的轴承采用面对面或背对背的方式成对使用。此时，轴向分力可通过以下公式求出。

$$F_{ai} = \frac{0.6}{Y} F_r \dots\dots\dots (4.45)$$

式中， F_{ai} ：轴向分力(N)，{kgf}
 F_r ：径向载荷 (N)，{kgf}
 Y ：轴向载荷系数

轴承I和轴承II分别承受径向载荷 F_{rI} 和 F_{rII} （图 4.20），同时承受图中箭头方向表示的外部轴向载荷 F_{ae} 。轴向载荷系数分别记为 Y_I 、 Y_{II} ，径向载荷系数记为 X ，可通过以下公式求出当量动载荷 P_I 、 P_{II} ：

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} \geq \frac{0.6}{Y_I} F_{rI} \text{ 时}$$

$$P_I = X F_{rI} + Y_I \left(F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} \right) \dots\dots\dots (4.46)$$

$$P_{II} = F_{rII}$$

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} < \frac{0.6}{Y_I} F_{rI} \text{ 时}$$

$$P_I = F_{rI}$$

$$P_{II} = X F_{rII} + Y_{II} \left(\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} - F_{ae} \right) \dots\dots\dots (4.47)$$

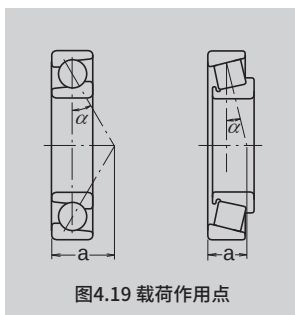


图4.19 载荷作用点

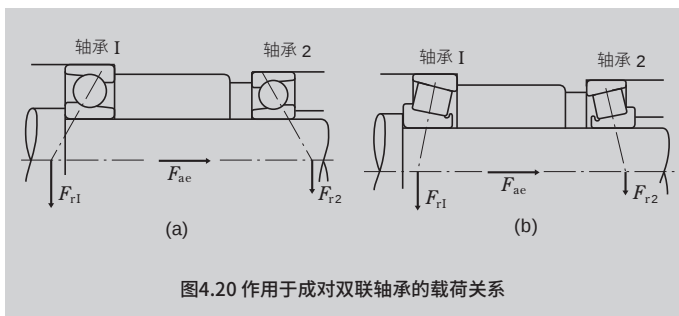


图4.20 作用于成对双联轴承的载荷关系

4.5 基本额定静载荷与当量静载荷

4.5.1 基本额定静载荷

当滚动轴承承受过大载荷或瞬间过大冲击载荷时，滚动体和滚道表面会产生局部的永久变形。该变形量，随着载荷的增加也随之增大，当超过一定限度时，便会影响轴承的平稳旋转。

所谓基本额定静载荷，是在承受最大应力的滚动体与滚道表面之间的接触区域产生下列计算接触应力的静载荷。

调心球轴承	4 600 MPa {469 kgf/mm ² }
其它球轴承	4 200 MPa {428 kgf/mm ² }
滚子轴承	4 000 MPa {408 kgf/mm ² }

在承受接触应力最大的接触区域内，滚动体与滚道的永久变形量之和大约是滚动体直径的0.0001倍。基本额定静载荷C₀在轴承尺寸表中：用于向心轴承记为C_{0r}，用于推力轴承列为C_{0a}。

4.5.2 当量静载荷

所谓当量静载荷，是指轴承静止（包含极低速转动、低速振动）条件下，在承受最大载荷的滚动体和滚道表面接触区域产生与实际载荷条件产生的最大接触应力相同的假想载荷。向心轴承采用通过轴承中心的径向静载荷作为当量静载荷，推力轴承则采用与中心轴方向一致的轴向静载荷作为当量静载荷。

(a) 向心轴承的当量静载荷

向心轴承的当量静载荷采用以下两个公式所求得数值中较大的数值。

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \dots\dots\dots (4.47)$$

$$P_o = F_r \dots\dots\dots (4.48)$$

式中， P_o: 当量静载荷(N), {kgf}
F_r: 径向载荷(N), {kgf}
F_a: 轴向载荷(N), {kgf}
X_o: 径向静载荷系数
Y_o: 轴向静载荷系数

(b) 推力轴承的当量静载荷

$$P_o = X_o F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \dots\dots\dots (4.49)$$

式中， P_o: 当量静载荷(N), {kgf}
α: 接触角

当 F_a < X_o F_r 时，此式的准确度下降。
公式(4.47)和(4.49)的 X_o和Y_o值列于轴承尺寸表中。
α = 90° 的推力滚子轴承的当量静载荷为 P_o = F_a

4.5.3 极限静载荷系数

轴承所允许的当量静载荷，根据基本额定静载荷及其应用和使用条件而异。

针对基本额定静载荷进行安全性考量的静载荷系数f_s，可由公式(4.50) 求出，一般推荐的f_s见表4.9。

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \dots\dots\dots (4.50)$$

式中， C_o: 基本额定静载荷(N), {kgf}
P_o: 当量静载荷(N), {kgf}
推力调心滚子轴承的 f_s 值应大于4。

表4.9 极限静载荷系数 f_s 的值

运转条件	f _s 的下限	
	球轴承	滚子轴承
低噪应用	2	3
受到振动和冲击 载荷作用的轴承	1.5	3
常规运行条件	1	1.5

4.6 轴承计算举例

(例 1)

试求当径向载荷 $F_r=2\,500\text{ N}$, {255kgf}、转速 $n=900\text{ min}^{-1}$ 时, 单列深沟球轴承 **6208** 的疲劳寿命系数 f_h 。

6208 的基本额定动载荷 C_r 为 $29\,100\text{ N}$, {2970kgf} (轴承尺寸表, C024 页)。由于轴承仅承受径向载荷, 所以当量动载荷 P 可通过以下公式求出:

$$P = F_r = 2\,500\text{ N}, \{255\text{kgf}\}$$

当转速 $n=900\text{ min}^{-1}$ 时, 根据表 4.2 (A034 页) 中的公式或图 4.3 (A036 页) 求出速度系数 f_n 的值。

$$f_n = 0.333$$

此时, 可以通过以下公式求出疲劳寿命系数 f_h 的值:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29\,100}{2\,500} = 3.88$$

此值适用于常用的工业应用、空调设备等。根据表 4.2 的公式或图 4.4 (A036 页), 其大约相当于 29 000 小时的使用寿命。

(例 2)

选择可以满足以下条件的内径为 50 mm、外径小于 100 mm 的单列深沟球轴承:

径向载荷 $F_r=3\,000\text{ N}$, {306kgf}

转速 $n=1900\text{ min}^{-1}$

基本额定寿命 $L_h \geq 10\,000\text{ h}$

对于额定疲劳寿命超过 10 000 小时的球轴承, 其疲劳寿命系数 f_h 为 $f_h \geq 2.72$ 。

因为 $f_n = 0.26$, $P = F_r = 3\,000\text{ N}$, {306kgf}

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.26 \times \frac{C_r}{3\,000} \geq 2.72$$

因此, $C_r \geq 2.72 \times \frac{3\,000}{0.26} = 31\,380\text{ N}$, {3200kgf}

根据 C026 页轴承尺寸表所列数据, 应选择 **6210** 作为满足上述条件的轴承。

(例 3)

按 (例 1) 的条件, 再加上轴向载荷 $F_a=1\,000\text{ N}$, {102kgf}, 求出 C_r/P 或疲劳寿命系数。

单列深沟球轴承 **6208** 承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 时, 应按照以下步骤求出当量动载荷 P 。

从单列深沟球轴承尺寸表上部的附表中, 求出由 $f_o F_a / C_{or}$ 大小决定的径向载荷系数 X 、轴向载荷系数 Y 及常数 e 。

球轴承 **6208** 的基本额定静载荷 C_{or} 为 $17\,900\text{ N}$, {1820kgf} (C024 页)。

$$f_o F_a / C_{or} = 14.0 \times 1\,000 / 17\,900 = 0.782$$

$$e \doteq 0.26$$

且 $F_a / F_r = 1\,000 / 2\,500 = 0.4 > e$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.67 \text{ (Y 值采用线性插值法得到)}$$

因此, 当量动载荷 P 为

$$\begin{aligned} P &= XF_r + YF_a \\ &= 0.56 \times 2\,500 + 1.67 \times 1\,000 \end{aligned}$$

$$= 3\,070\text{ N}, \{313\text{kgf}\}$$

$$\frac{C_r}{P} = \frac{29\,100}{3\,070} = 9.48$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29\,100}{3\,070} = 3.16$$

对于球轴承, 此 f_h 值大约相当于 15 800 小时。

(例 4)

从 231 系列调心滚子轴承中选择一个能满足以下条件的轴承:

径向载荷 $F_r=45\,000\text{ N}$

轴向载荷 $F_a=8\,000\text{ N}$

转速 $n=500\text{ min}^{-1}$

基本额定寿命 $L_h \geq 30\,000\text{ h}$

根据图 4.4 (A036 页) 可知, 使 $L_h \geq 30\,000\text{ h}$ 的疲劳寿命系数 f_h 值大于 3.45。

调心滚子轴承的当量动载荷 P

在 $F_a / F_r \leq e$ 时为

$$P = XF_r + YX_a = F_r + Y_3 F_a$$

在 $F_a / F_r > e$ 时为

$$P = XF_r + YF_a = 0.67 F_r + Y_2 F_a$$

$$F_a / F_r = 8\,000 / 45\,000 = 0.18$$

由轴承尺寸表可知, e 值在 231 系列轴承中约为 0.3, Y_3 值约为 2.2 :

因此, $P = XF_r + YF_a = F_r + Y_3 F_a$

$$= 45\,000 + 2.2 \times 8\,000$$

$$= 62\,600 \text{ N}$$

通过疲劳寿命系数 f_h , 可求出基本额定载荷:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.444 \times \frac{C_r}{62\,600} \geq 3.45$$

所以, $C_r \geq 490\,000 \text{ N}$

在满足此 C_r 值的 231 系列调心滚子轴承中, 最小的轴承是 **23126CE4**

($C_r = 505\,000 \text{ N}$)

确定轴承之后, 将 Y_3 值代入式中, 求出 P 值。

$$P = F_r + Y_3 F_a = 45\,000 + 2.4 \times 8\,000$$

$$= 64\,200 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \left(f_n \frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 500 \left(0.444 \times \frac{505\,000}{64\,200} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 500 \times 3.49^{\frac{10}{3}} \approx 32\,000 \text{ h} \end{aligned}$$

(例 5)

设圆锥滚子轴承 **HR30305DJ** 和 **HR30206J** 如图 4.21 所示, 背对背安装使用, 外圈背面之间的距离为 50 mm。

如图 4.21 所示, 除了径向载荷 $F_r = 5\,500 \text{ N}$, {561 kgf} 之外, 还有轴向载荷 $F_{ae} = 2\,000 \text{ N}$, {204 kgf} 作用于 **HR30305DJ** 时, 求各轴承的基本额定寿命。转速为 600 min^{-1} 。

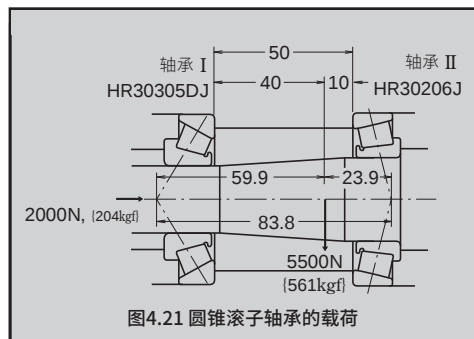


图4.21 圆锥滚子轴承的载荷

为了将径向载荷 F_r 分配到轴承 I 和 II 上, 必须找到圆锥滚子轴承的有效载荷中心。可从轴承尺寸表中, 获取轴承 I 和轴承 II 的有效载荷中心 a , 再得到径向载荷的相对位置 F_r 以及有效载荷中心。结果将如图 4.21 所示。因此, 可通过下列公式求出轴承 I (**HR30305DJ**) 和 II (**HR30206J**) 所承受的径向载荷:

$$F_{rI} = 5\,500 \times \frac{23.9}{83.8} = 1\,569 \text{ N, } \{160 \text{ kgf}\}$$

$$F_{rII} = 5\,500 \times \frac{59.9}{83.8} = 3\,931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\}$$

根据轴承尺寸表中的数据, 可以得到下列数值:

轴承	基本 额定动载荷 C_r (N) {kgf}	轴向载荷 系数 Y_1	常数 e
轴承 I (HR30305DJ)	38 000 {3 900}	$Y_1 = 0.73$	0.83
轴承 II (HR30206J)	43 000 {4 400}	$Y_2 = 1.6$	0.38

径向载荷作用于圆锥滚子轴承时, 便会产生轴向分力。所以, 在求当量动径向载荷时, 必须考虑该分力 (参见 A051 页的 4.4.2 章节)。

■轴承尺寸的选择

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} = 2\,000 + \frac{0.6}{1.6} \times 3\,931$$

$$= 3\,474\text{N}, \{354\text{kgf}\}$$

$$\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} = \frac{0.6}{0.73} \times 1\,569 = 1\,290\text{N}, \{132\text{kgf}\}$$

因此,在该轴承配置中,轴向载荷 $F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII}$ 作用于轴承 I,而非轴承 II。

在轴承 I 中

$$F_{rI} = 1\,569\text{N}, \{160\text{kgf}\}$$

$$F_{aI} = 3\,474\text{N}, \{354\text{kgf}\}$$

因为 $F_{aI} / F_{rI} = 2.2 > e = 0.83$

$$\text{当量动载荷 } P_I = XF_{rI} + Y_I F_{aI}$$

$$= 0.4 \times 1\,569 + 0.73 \times 3\,474$$

$$= 3\,164\text{N}, \{323\text{kgf}\}$$

$$\text{疲劳寿命系数 } f_h = f_n \frac{C_r}{P_I}$$

$$= \frac{0.42 \times 38\,000}{3\,164} = 5.04$$

额定疲劳寿命 $L_h = 500 \times 5.04^{\frac{10}{3}} = 109\,750\text{h}$
在轴承 II 中

因为 $F_{rII} = 3\,931\text{N}, \{401\text{kgf}\}, F_{aII} = 0$

所以,当量动载荷

$$P_{II} = F_{rII} = 3\,931\text{N}, \{401\text{kgf}\}$$

疲劳寿命系数

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_{II}} = \frac{0.42 \times 43\,000}{3\,931} = 4.59$$

额定疲劳寿命 $L_h = 500 \times 4.59^{\frac{10}{3}} = 80\,400\text{h}$ 。

备注 关于面对面配置 (DF型), 请联系 NSK。

在本应用中,由于预期会出现重载荷、冲击载荷和轴挠曲,所以选择调心滚子轴承更为合适。

以下为满足上述尺寸要求的调心滚子轴承 (参见C284页)。

d	D	B	轴承型号	基本额定动载荷 C_r (N)	常数 e	系数 Y_3
300	420	90	23960 CAE4	1 540 000	0.19	3.5
	460	118	23060 CAE4	2 400 000	0.24	2.8
	460	160	24060 CAE4	2 890 000	0.32	2.1
	500	160	23160 CAE4	3 350 000	0.31	2.2
	500	200	24160 CAE4	3 900 000	0.38	1.8

因为 $F_a / F_r = 0.20 < e$

当量动载荷 P 为

$$P = F_r + Y_3 F_a$$

从表 4.1 中的疲劳寿命系数 f_h 和应用实例 (参见 A034 页) 来看, f_h 在 3~5 之间为合适值。

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = \frac{0.444 C_r}{F_r + Y_3 F_a} = 3 \sim 5$$

设 $Y_3=2.1$, 则可求得所需基本额定动载荷 C_r 为

$$C_r = \frac{(F_r + Y_3 F_a) \times (3 \sim 5)}{0.444}$$

$$= \frac{(245\,000 + 2.1 \times 49\,000) \times (3 \sim 5)}{0.444}$$

$$= 2\,350\,000 \sim 3\,900\,000 \text{ N}$$

符合条件的轴承是 **23060CAE4**、**24060CAE4**、**23160CAE4** 和 **24160CAE4**。

(例 6)

按下列条件选择减速机用轴承:

使用条件

径向载荷 $F_r = 245\,000\text{N}$

轴向载荷 $F_a = 49\,000\text{N}$

转速 $n = 500\text{min}^{-1}$

尺寸限制

轴径: 300mm

轴承座内径: 小于 500mm

4.7 轴承类型与极限轴向载荷

4.7.1 向心球轴承接触角的变化与极限轴向载荷

(1) 轴向载荷引起的接触角变化

当轴向载荷作用于向心球轴承时, 滚动体和滚道便会产生弹性变形导致接触角变大, 走痕变宽。当产生发热或咬粘的现象时, 应拆除轴承检查滚动痕迹, 以确定运行过程中接触角是否发生了变化。通过此方法, 可推测是否承受异常的轴向载荷。

受到载荷作用后, 可以在轴承的轴向载荷 F_a 、滚动体载荷 Q 和接触角 α 之间建立如下的关系 (参见9.6.2中的公式(9.8)、(9.9)和(9.10))。

$$\begin{aligned} F_a &= Z Q \sin \alpha \\ &= K Z D_w^2 \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (4.51)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\sin \alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \quad (4.52)$$

$$h = \frac{\delta_a}{m_0} - \frac{\delta_a}{r_e + r_i - D_w}$$

即, δ_a 是公式(4.52)中的变量, 通过观察滚道可得, 随后可求得与接触角相当的值 α 。因此, δ_a 和 α 被代入公式(4.51)中来求得作用在轴承上的轴向载荷 F_a 。由于这种情况下, 需要知道轴承的规格才能进行计算, 因此, 可以根据轴向载荷得出大致的接触角 α 值。单列向心球轴承的基本额定静载荷 C_{0r} 可通过公式(4.53)求出。

$$C_{0r} = f_0 Z D_w^2 \cos \alpha_0 \quad (4.53)$$

式中, f_0 : 由轴承组件形状和适宜应力水平决定的系数

公式(4.54)由公式(4.51)和(4.53)决定:

$$\begin{aligned} \frac{f_0}{C_{0r}} F_a &= A F_a \\ &= K \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha_0} \end{aligned} \quad (4.54)$$

式中, K : 由轴承材料和设计决定的常数

换言之, “ h ”为假设值, 而 α 则由公式(4.52)决定。然后, 将“ h ”和 α 代入公式(4.54), 得出 $A F_a$ 的值。该关系用于表示角接触球轴承不同内径代号下的 A 值, 详见表4.14。

例1

计算当纯轴向载荷 $F_a=35.0$ kN (基本额定静载荷的50%) 作用于角接触球轴承7215C时, 接触角的变化。

根据表4.10可知 $A=0.212$

则 $A F_a = 0.212 \times 35.0 = 7.42$

根据图4.22可得 $\alpha \approx 26^\circ$ 。

因此, 初期接触角为 15° 的角接触球轴承在承受轴向载荷后, 接触角变为 26° 。

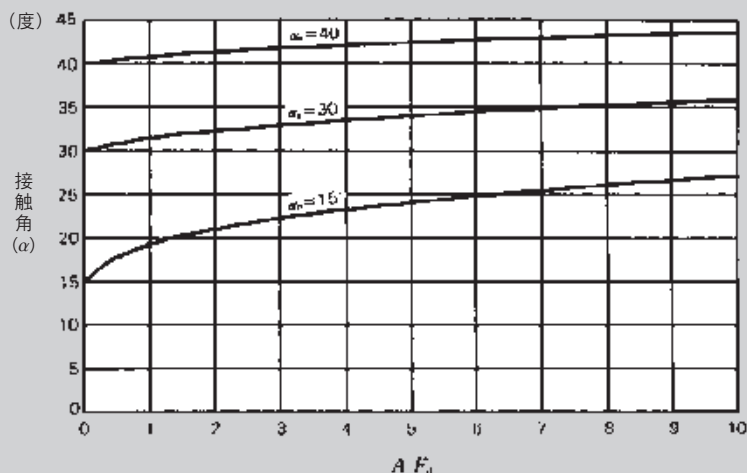


图4.22 轴向载荷作用下角接触球轴承的接触角变化

表4.10 角接触球轴承的常数A值

单位：kN⁻¹

轴承 内径代号	轴承系列70			轴承系列72			轴承系列73		
	15°	30°	40°	15°	30°	40°	15°	30°	40°
05	1.97	2.05	2.31	1.26	1.41	1.59	0.838	0.850	0.961
06	1.45	1.51	1.83	0.878	0.979	1.11	0.642	0.651	0.736
07	1.10	1.15	1.38	0.699	0.719	0.813	0.517	0.528	0.597
08	0.966	1.02	1.22	0.562	0.582	0.658	0.414	0.423	0.478
09	0.799	0.842	1.01	0.494	0.511	0.578	0.309	0.316	0.357
10	0.715	0.757	0.901	0.458	0.477	0.540	0.259	0.265	0.300
11	0.540	0.571	0.681	0.362	0.377	0.426	0.221	0.226	0.255
12	0.512	0.542	0.645	0.293	0.305	0.345	0.191	0.195	0.220
13	0.463	0.493	0.584	0.248	0.260	0.294	0.166	0.170	0.192
14	0.365	0.388	0.460	0.226	0.237	0.268	0.146	0.149	0.169
15	0.348	0.370	—	0.212	0.237	0.268	0.129	0.132	0.149
16	0.284	0.302	0.358	0.190	0.199	0.225	0.115	0.118	0.133
17	0.271	0.288	0.341	0.162	0.169	0.192	0.103	0.106	0.120
18	0.228	0.242	0.287	0.140	0.146	0.165	0.0934	0.0955	0.108
19	0.217	0.242	0.273	0.130	0.136	0.153	0.0847	0.0866	0.0979
20	0.207	0.231	0.261	0.115	0.119	0.134	0.0647	0.0722	0.0816

同样地, 深沟球轴承 $A F_a$ 与 α 关系如图 4.23 所示, A 值见表 4.11。

例 2

当纯轴向载荷 $F_a=24.75$ kN (基本额定静载荷的 50%) 作用于深沟球轴承 6215 时, 可计算出接触角的变化。此时, 径向游隙取标准游隙的中值 (0.020 mm)。

由表 4.11 可得 $A=0.303$

从而 $A F_a=0.303 \times 24.75 \div 7.5$

根据图 4.22 可得 $\alpha \div 24^\circ$

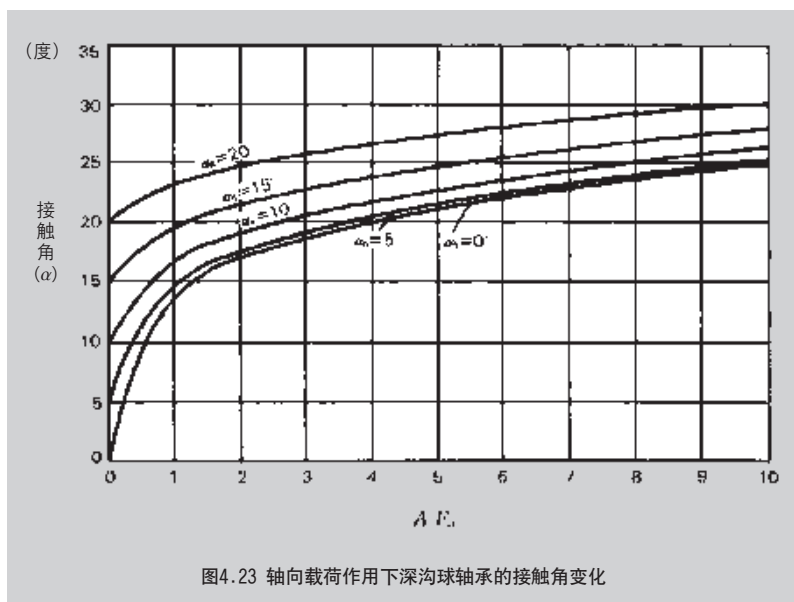


图4.23 轴向载荷作用下深沟球轴承的接触角变化

表4.11 深沟球轴承的常数 A 值单位: kN^{-1}

轴承 内径代号	轴承系列62				
	0°	5°	10°	15°	20°
05	1.76	1.77	1.79	1.83	1.88
06	1.22	1.23	1.24	1.27	1.30
07	0.900	0.903	0.914	0.932	0.958
08	0.784	0.787	0.796	0.811	0.834
09	0.705	0.708	0.716	0.730	0.751
10	0.620	0.622	0.630	0.642	0.660
11	0.490	0.492	0.497	0.507	0.521
12	0.397	0.398	0.403	0.411	0.422
13	0.360	0.361	0.365	0.373	0.383
14	0.328	0.329	0.333	0.340	0.349
15	0.298	0.299	0.303	0.309	0.317
16	0.276	0.277	0.280	0.285	0.293
17	0.235	0.236	0.238	0.243	0.250
18	0.202	0.203	0.206	0.210	0.215
19	0.176	0.177	0.179	0.183	0.188
20	0.155	0.156	0.157	0.160	0.165

(2) 深沟球轴承的极限轴向载荷

此处所指极限轴向载荷，是指向心球轴承在承受轴向载荷时，由于接触角发生变化，球与滚道之间的接触椭圆爬越沟道挡肩的极限载荷。它与利用基本额定静载荷 C_0 和径系数 Y_0 当量静载荷 P_0 的不同。还需注意，即使轴承的轴向载荷低于 P_0 的极限值，接触椭圆也可能爬越挡肩。

向心球轴承的极限轴向载荷 $F_{a \max}$ 可通过以下公式求得。承受轴向载荷 F_a 时的接触角 α 由公式 (4.51) 的右项和公式 (4.52) 求出，而 Q 则可通过以下公式求得：

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$$

图4.24 的 θ 也可以通过以下公式求得：

$$2a = A_2 \mu \left(\frac{Q}{\Sigma p} \right)^{1/3}$$

$$\therefore \theta \approx \frac{a}{r}$$

因此，极限轴向载荷即最大轴向载荷，可由下式求得。

$$\gamma \geq \alpha + \theta$$

由于必须知道轴承的内部参数才可求得其极限轴向载荷，故而，将深沟球轴承的极限轴向载荷计算结果列于图4.25。

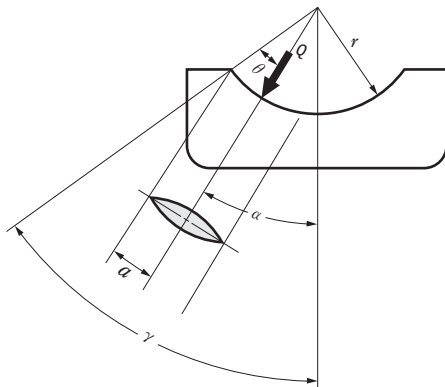
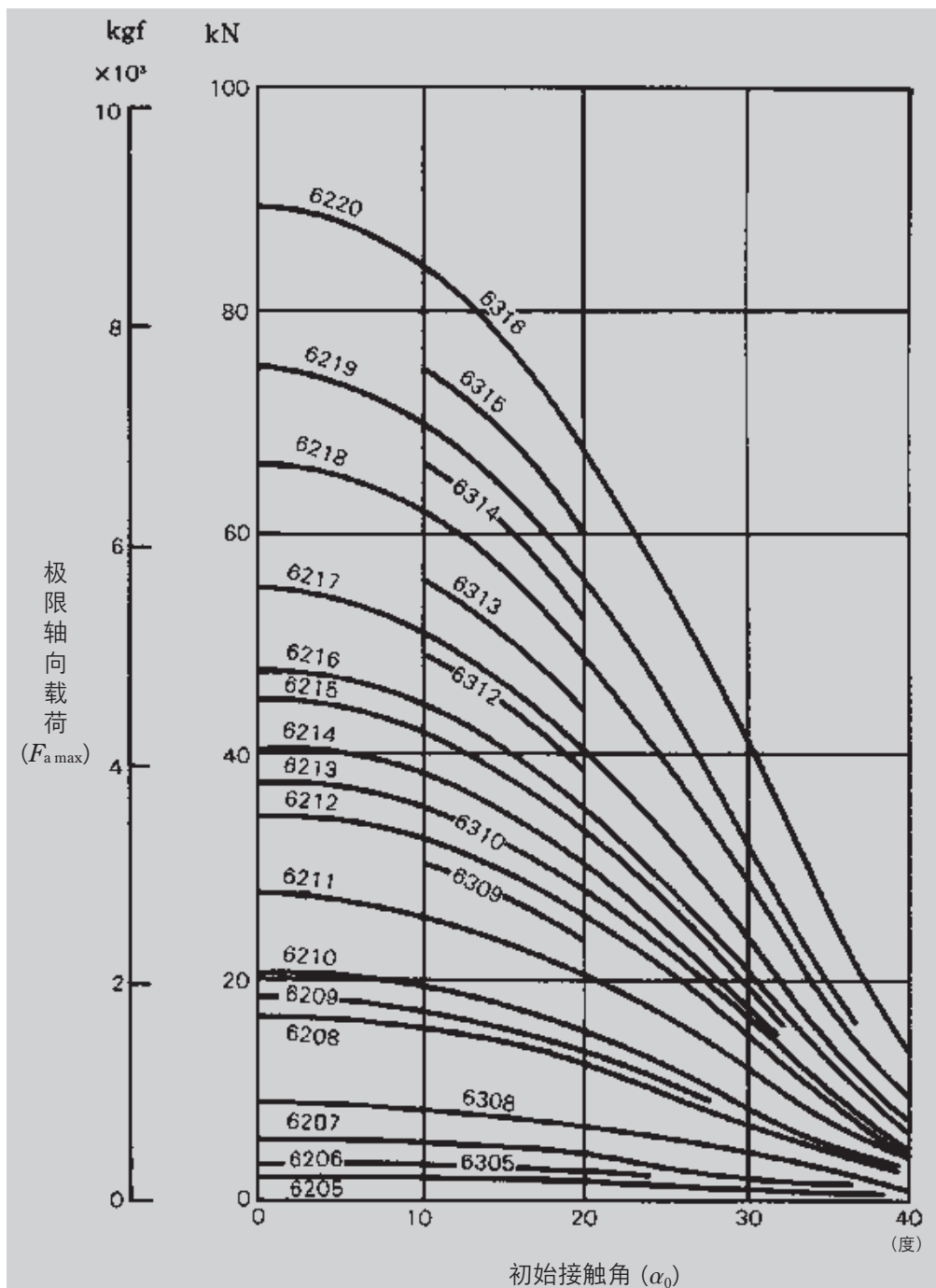


图4.24



4.7.2 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷

带挡边圆柱滚子轴承在旋转过程中, 内外圈都可能承受一定程度的轴向载荷。轴向承载能力受到滚子端面与挡边之间滑动面发热、咬粘及挡边强度等因素的制约。

直径系列为3的圆柱滚子轴承在使用脂润滑或油润滑情况下连续承载, 其极限轴向载荷 (考虑了滚子端面与挡边之间的发热), 如图4.26所示。

脂润滑 (试验公式)

$$C_A=9.8f\left\{\frac{900\left(k\cdot d\right)^2}{n+1\,500}-0.023\times\left(k\cdot d\right)^{2.5}\right\}\text{(N)}$$
$$=f\left\{\frac{900\left(k\cdot d\right)^2}{n+1\,500}-0.023\times\left(k\cdot d\right)^{2.5}\right\}\text{(kgf)}$$
..... (4.55)

油润滑 (试验公式)

$$C_A=9.8f\left\{\frac{490\left(k\cdot d\right)^2}{n+1\,000}-0.000135\times\left(k\cdot d\right)^{3.4}\right\}\text{(N)}$$
$$=f\left\{\frac{490\left(k\cdot d\right)^2}{n+1\,000}-0.000135\times\left(k\cdot d\right)^{3.4}\right\}\text{(kgf)}$$
..... (4.56)

式中, C_A: 极限轴向载荷 (N), {kgf}
 d: 轴承内径 (mm)
 n: 轴承转速 (min⁻¹)
 f: 载荷系数
 k: 尺寸系数

在公式(4.55)和(4.56)中未考虑挡边强度。需要考虑挡边强度时, 请咨询NSK。

为了保证圆柱滚子轴承具有稳定的承载能力, 还要考虑轴承及其周围配合部件情况。

- 必须施加径向载荷, 且径向载荷应大于或等于轴向载荷的2.5倍。
- 须使滚子端面与挡边之间润滑良好。
- 须使用极压性高的润滑剂。
- 须进行充分的磨合运转。
- 须保持良好的轴承安装精度。
- 径向游隙不宜过大。

但在下列条件下, 需要对每个轴承的润滑, 冷却方式等进行逐一确认。下述条件下, 请联系NSK。

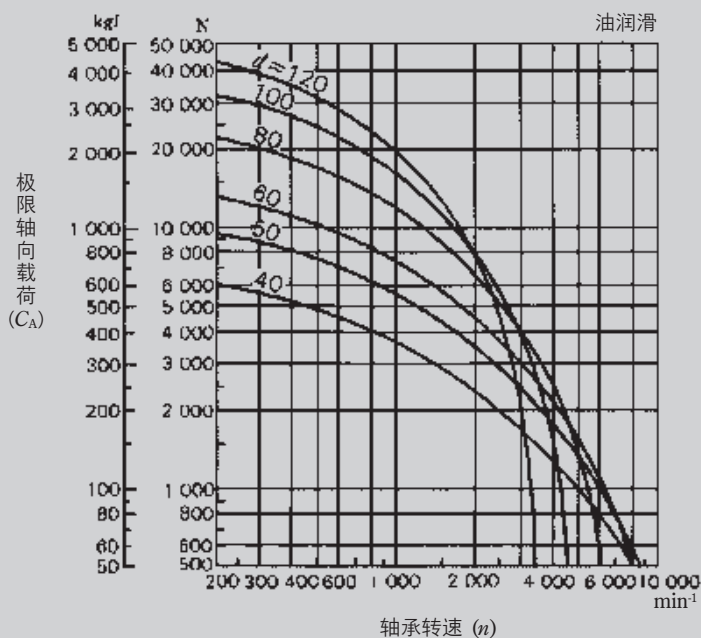
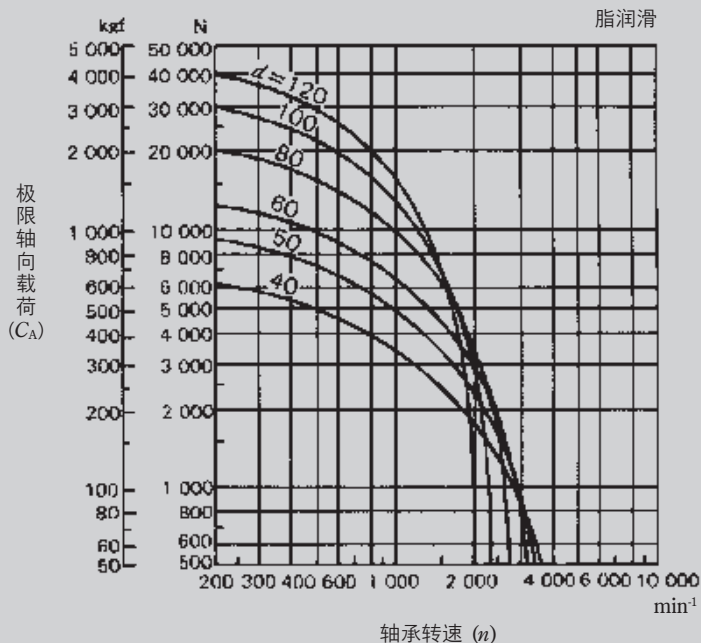
- 轴承转速不到200min⁻¹时
- 超过极限转速50%时
- 公称轴承内径超过200mm大型圆柱滚子轴承时

f: 载荷系数

	f 值
连续承载	1
间歇承载	2
短时间承载	3

k: 尺寸系数

	K 值
轴承直径系列 2	0.75
轴承直径系列 3	1
轴承直径系列 4	1.2



直径系列3的轴承 ($k=1.0$) 持续载荷 ($f=1$)

图4.26 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷

4.8 技术数据

4.8.1 疲劳寿命与可靠性

诸如飞机卫星火箭等设备，任何零部件故障都可能导致整机损伤且难以修复，此类场合就对各个零部件的可靠性提出了极高的要求。可靠性这一概念正逐渐在耐久消费品领域普及，并可应用于机械设备的有效预防性维修中。

滚动轴承的额定疲劳寿命指一组同类轴承在相同工况下分别运行时，其中 90% 的轴承未发生材料滚动疲劳导致的损伤而持续旋转的总转数或以恒定转速旋转的总时间。此时可靠性定义为 90%。换言之，疲劳寿命通常都采用 90% 可靠性定义。另外，还有其他描述寿命的方法。例如，平均值就常被用来描述人类的寿命。然而，如果将平均寿命用在轴承上，那么，太多轴承都会在达到平均值前便失效。从另一个方面来说，如果将较低值或最小值作为标准，那么太多轴承的寿命又都会远超过该设定值。从这个观点来看，选择 90% 的值是出于惯例。其实，本来可以采取统计学上常用的 95% 作为基准。不过，之所以根据经验选择较为宽松的 90% 可靠性作为轴承的标准却有其实用和经济方面的考量。然而，如今，飞机、电脑和通信系统等应用并不采用 90% 可靠性，一些情况下，甚至会要求 99% 或 99.9% 的可靠性。

图 4.27 显示了一组相同的轴承在相同条件下运行时的疲劳寿命分布情况。可使用韦氏方程描述 10%~60% 失效概率（剩余概率 90%~40%）范围内的疲劳寿命分布。如图 4.28 所示，当失效概率

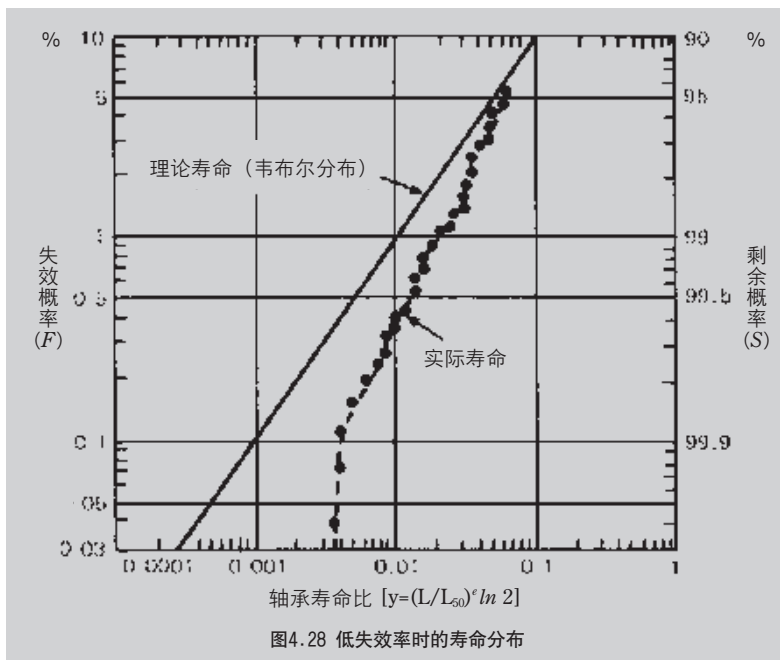
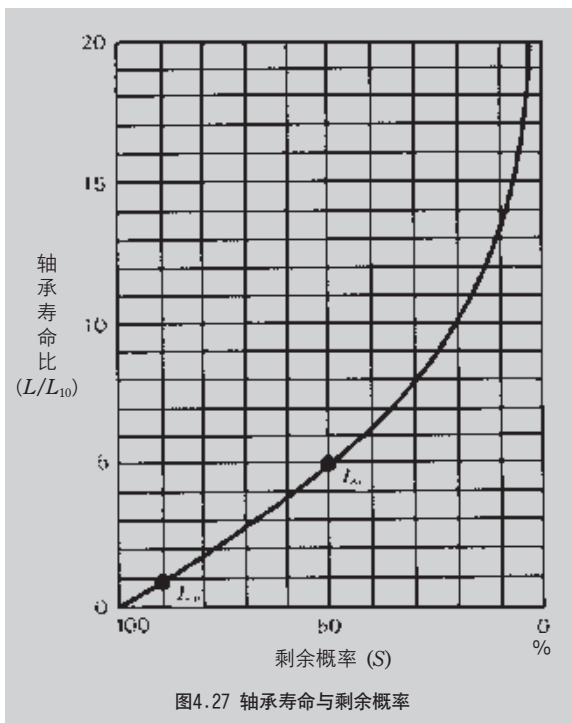
低于 10% 时（剩余概率≥ 90%），滚动疲劳寿命要长于韦布尔分布的理论曲线。这是基于对大量不同型号轴承进行寿命实验和数据分析得到的结论。

由此考虑故障率≤ 10% 的轴承寿命时（例如，95% 寿命或 98% 寿命），则使用下表所示的可靠性系数 a_1 确定寿命。假设额定疲劳寿命 L_{10} 为 10 000 小时的某一轴承，计算其可靠度为 98% 时的寿命 L_2 ，可求得该寿命为 $L_2=0.33 \times L_{10}=3\ 300$ 小时。通过此方法，可以将轴承寿命的可靠性与设备所要求的可靠性程度以及全面检修和检查的难易程度相匹配。

表4.12 可靠性系数

可靠性, %	90	95	96	97	98	99
寿命, L	L_{10} 额定寿命	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
可靠性系数, a_1	1	0.64	0.55	0.47	0.37	0.25

除了滚动疲劳，诸如润滑、磨损、噪音和精度等因素也影响着轴承的耐久性。因此，这些因素也必须考虑。不过，这些耐久极限值随应用场合和条件的不同而不同。



4.8.2 径向游隙与疲劳寿命

如产品样本所示, 滚动轴承的疲劳寿命计算公式为公式 (4.57):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (4.57)$$

式中, L : 额定疲劳寿命 (10^6 转)
 C : 基本额定动载荷 (N), {kgf}
 P : 当量动载荷 (N), {kgf}
 p : 指数 球轴承 $p=3$,

$$\text{滚子轴承 } p = \frac{10}{3}$$

此式中, 计算向心轴承额定疲劳寿命的前提是, 轴承内部载荷分布处于承载率 $\varepsilon=0.5$ 的状态下 (如图 4.29 所示)。

当轴承内部游隙为零时, 得到的承载率 $\varepsilon=0.5$ 。从该意义上来说, 常规的疲劳寿命计算需在游隙为零时求值。将径向游隙的作用纳入考量后, 可通过以下公式求得轴承的疲劳寿命。可以在轴承径向游隙 Δ_r 和载荷系数 ε 的函数 $f(\varepsilon)$ 之间建立公式 (4.58) 和 (4.59):

$$\left. \begin{aligned} f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.00044 \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.002 \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3}} \dots\dots\dots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.58)$$

深沟球轴承

圆柱滚子轴承

$$\left. \begin{aligned} f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.000077 \left(\frac{F_r}{Z \cdot i} \right)^{0.9}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.0006 \left(\frac{F_r}{Z \cdot i} \right)^{0.9}} \dots\dots\dots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \dots\dots (4.59)$$

式中, Δ_r : 径向游隙 (mm)
 F_r : 径向载荷 (N), {kgf}
 Z : 滚动体个数
 i : 滚动体的列数
 D_w : 球径 (mm)
 L_{we} : 有效滚子长度 (mm)
 L_ε : 游隙为 Δ_r 时的寿命
 L : 游隙为零的寿命, 由公式 (4.57) 求得

如表 4.13 所示, 径向内部游隙为 Δ_r 时, 也可以得到载荷系数 ε 和 $f(\varepsilon)$ 之间的关系, 以及寿命比 L_ε/L_0 。

图 4.30 所示为以 6208 和 NU208 为例得出的径向游隙和轴承疲劳寿命之间的关系。

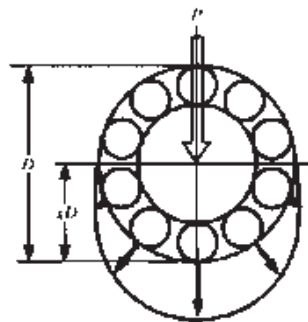
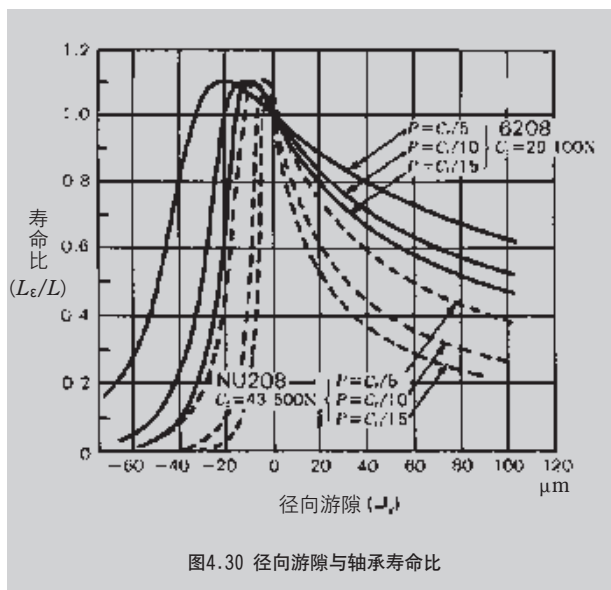


图4.29 $\varepsilon=0.5$ 时的载荷分布

表4.13 ε 与 $f(\varepsilon)$, L_e/L

ε	深沟球轴承		圆柱滚子轴承	
	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_e}{L}$	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_e}{L}$
0.1	33.713	0.294	51.315	0.220
0.2	10.221	0.546	14.500	0.469
0.3	4.045	0.737	5.539	0.691
0.4	1.408	0.889	1.887	0.870
0.5	0	1.0	0	1.0
0.6	- 0.859	1.069	- 1.133	1.075
0.7	- 1.438	1.098	- 1.897	1.096
0.8	- 1.862	1.094	- 2.455	1.065
0.9	- 2.195	1.041	- 2.929	0.968
1.0	- 2.489	0.948	- 3.453	0.805
1.25	- 3.207	0.605	- 4.934	0.378
1.5	- 3.877	0.371	- 6.387	0.196
1.67	- 4.283	0.276	- 7.335	0.133
1.8	- 4.596	0.221	- 8.082	0.100
2.0	- 5.052	0.159	- 9.187	0.067
2.5	- 6.114	0.078	- 11.904	0.029
3	- 7.092	0.043	- 14.570	0.015
4	- 8.874	0.017	- 19.721	0.005
5	- 10.489	0.008	- 24.903	0.002
10	- 17.148	0.001	- 48.395	0.0002



4.8.3 深沟球轴承内、外圈倾斜与疲劳寿命

滚动轴承有着极高的加工精度，并且，为了保持该精度，必须要保证所装轴及轴承座的加工精度和安装精度。然而，在实际使用过程中，轴承周围部件的加工精度有限，且轴在外部载荷作用下发生挠曲时会使轴承内外圈发生倾斜。

深沟球轴承根据运转时的游隙、载荷不同，容许的倾斜角一般在 $0.0006 \sim 0.003 \text{ rad} (2' \sim 10')$ 。

本节将介绍内/外圈偏差与疲劳寿命之间的关系。我们从 62 和 63 系列深沟球轴承中选择了四个不同尺寸的轴承作为例子。

设无倾斜的疲劳寿命为 $L_{\theta=0}$ ，有倾斜的疲劳寿命为 L_{θ} 。通过 $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ 求得倾斜对疲劳寿命的影响。结果见图 4.31~4.34。

为了能代表一般情况下的运行条件，分别将径向载荷 $F_r \text{ (N) [kgf]}$ 和轴向载荷 $F_a \text{ (N) [kgf]}$ 设为

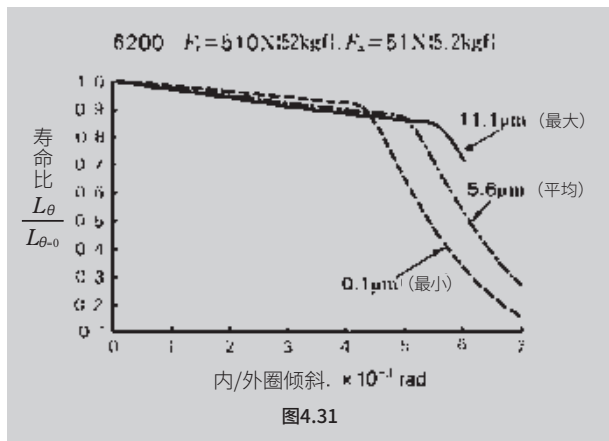
约是轴承额定动载荷 $C_r \text{ (N) [kgf]}$ 的 10%（标准载荷）和 1%（轻预载荷），并用作计算的载荷条件。采用标准径向游隙，轴配合设为 j5。另外，还将因内圈膨胀导致内部游隙减小这一因素纳入了考量。

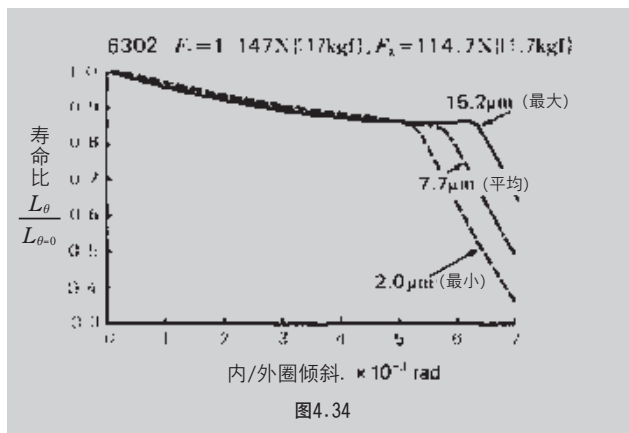
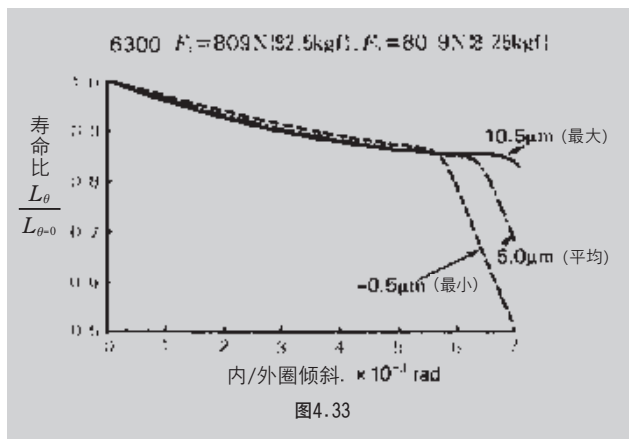
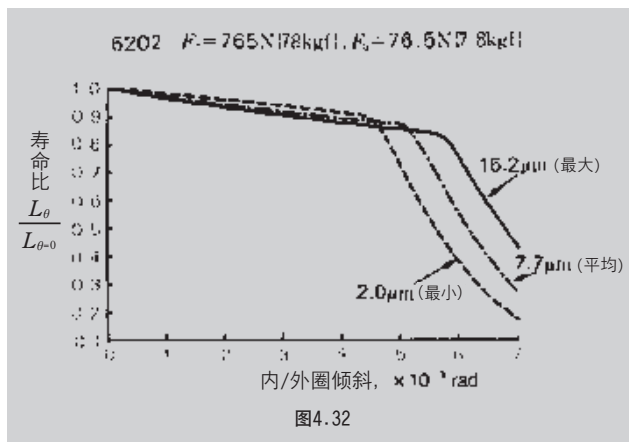
此外，假设运转过程内外圈温差为 5°C 计算最大、最小、平均有效游隙时的 $L_{\theta}/L_{\theta=0}$ 。

如图 4.31~4.34 所示，当倾斜范围在 $0.0006 \sim 0.003 \text{ rad} (2' \sim 10')$ 之间时，疲劳寿命下降 5%~10% 或更少，因此，影响不大。

然而，如图所示，当倾斜超过一定限度时，疲劳寿命便会快速下降。因此，需要在这方面加以注意。

如图所示，游隙较小时，微小倾斜几乎无影响，便不会出现很大影响。但当倾斜增加时，疲劳寿命便会显著降低。正如之前所提到的，使用轴承时需要尽可能降低安装误差。





4.8.4 圆柱滚子轴承内、外圈倾斜与疲劳寿命

当滚动轴承支撑的轴发生变形或轴肩精度不良时，轴承的内外圈之间便会出现倾斜，从而缩短疲劳寿命。疲劳寿命的缩短程度除了受轴承类型和内部设计的影响，还因使用时的径向内部游隙和载荷大小而异。

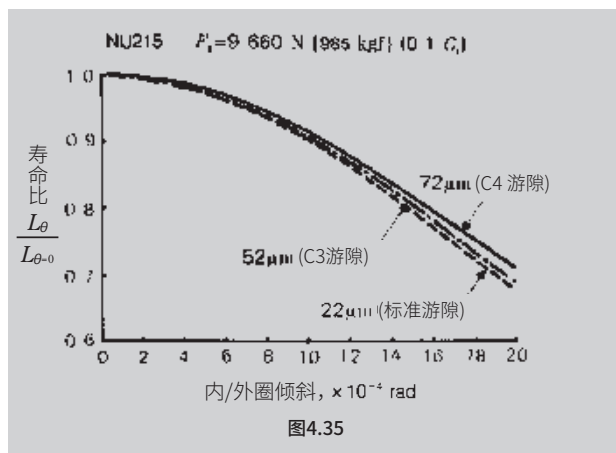
采用标准设计的圆柱滚子轴承NU215、NU315，其内、外圈倾斜与疲劳寿命之间的关系如图4.35~4.38所示。

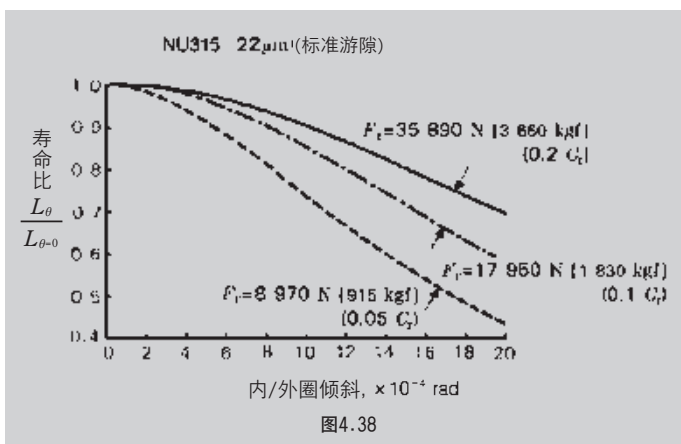
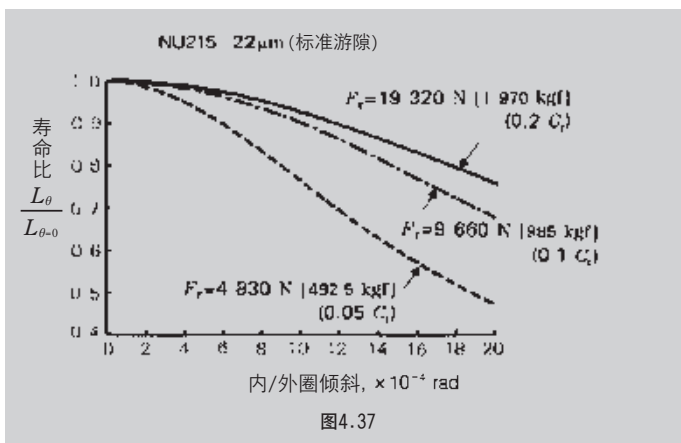
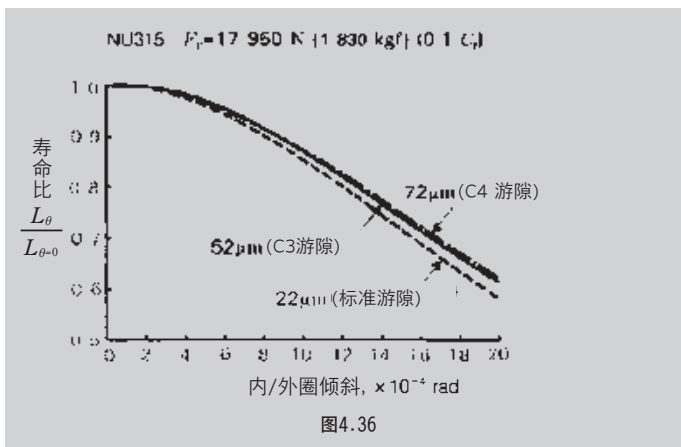
在这些图中，横轴表示为内/外圈的倾斜(rad)，纵轴表示疲劳寿命比 $L_{\theta} / L_{\theta=0}$ 。无倾斜的疲劳寿命为 $L_{\theta=0}$ ，有倾斜的疲劳寿命为 L_{θ} 。

图4.35和图4.36所示为在恒定载荷（轴承基本额定载荷的10%）作用下，内部游隙分别为标准游隙、C3游隙、C4游隙时的情况。图4.37和图4.38则是在恒定游隙（标准游隙）时，载荷分别为5% C_r 、10% C_r 、20% C_r 时的情况。

另外，此处采用的游隙是在配合为 m5/H7、内外圈温差为 5℃ 时有效游隙的中值。

对于其他圆柱滚子轴承，其疲劳寿命比随游隙和载荷变化的趋势与此一致，但寿命比值却因轴承系列和尺寸而异，其中，22和23系列的轴承寿命缩短很快。





4.8.5 油膜参数与滚动疲劳寿命

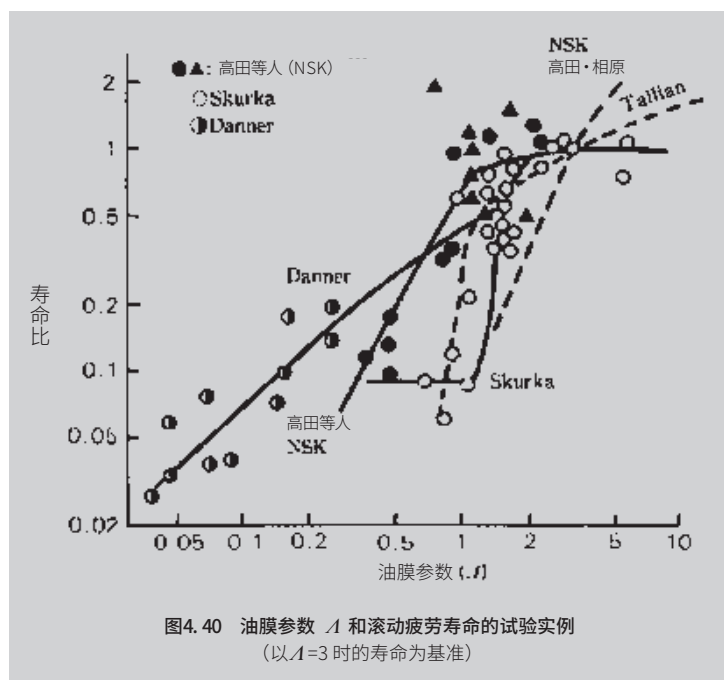
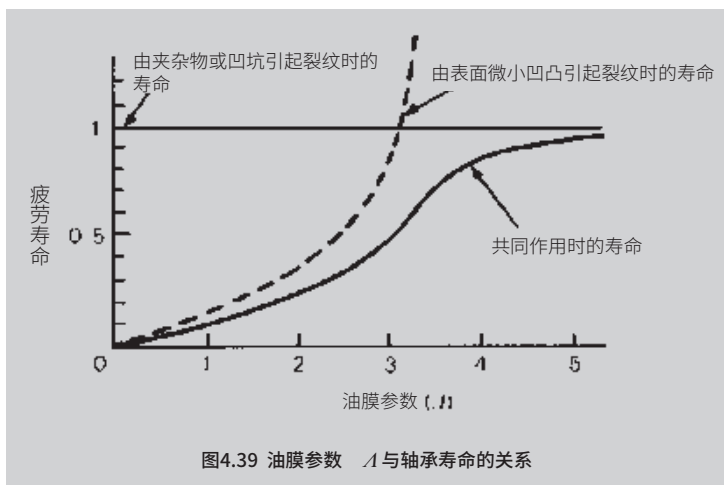
大量实验和经验都表明，滚动轴承的滚动疲劳寿命与润滑情况有着密切的关系。

滚动疲劳寿命为轴承的滚道或滚动面在循环应力作用下材料出现疲劳，表面发生局部剥落之前的总转数。成为剥落的起点，通常与非金属夹杂物或空洞等材料内部组织不均匀，滚道面、滚动面的微小突起接触后产生的极小的微观裂纹或，表面伤痕、压痕等材料表面微观缺陷有关。前者引起的剥落称为内部起点型剥落，而后者则称为表面起点型剥落。

滚动接触表面的润滑状态好坏可由形成的油膜厚度与表面粗糙度之间的比值构成的油膜参数(Λ)来表示。 Λ 越大，润滑效果越好。当 Λ 数值较大时（一般约为3），就不易发生由接触表面极小突起间的接触导致的表面起点型剥落。如果表面没有缺陷（瑕疵、压痕等），轴承的寿命主要由内部起点型剥落决定。另一方面， Λ 数值减小时容易出现表面起点型剥落，轴承寿命也严重缩短。两者间的关系，参考图4.39。

NSK在 $\Lambda=0.3\sim 3$ 范围内，改变润滑剂、轴承材料（如图4.40中的●和▲），对迄今为止相关实验报告进行归纳，得出图4.40所示结果。可以看出， $\Lambda \approx 1$ 附近，轴承寿命快速缩短，而在 $\Lambda=3\sim 4$ 附近，寿命变化率则较为平缓。 $\Lambda \leq 0.5$ 时，寿命约为1/10或更低。这是出现严重表面起点型剥落的结果。

因此，建议通过改善润滑条件增大油膜参数（理想值为3以上），延长滚动轴承的疲劳寿命。



4.8.6 EHL油膜参数计算简图

滚动轴承的润滑可通过弹性流体动力润滑(EHL)理论来予以解释,下面介绍EHL理论相关参数中最重要的油膜参数(油膜-表面粗糙度比)。

(1) 油膜参数

轴承滚道表面和滚动面非虽十分光滑,但在微观上,却呈现细微的凹凸不平。EHL油膜厚度与表面粗糙密切相关,故而,抛开表面粗糙度,便无法谈及润滑效果。在平均油膜厚度相同的条件下,两种不同的表面粗糙度会产生不同的润滑效果。一种是通过油膜完全分离两个表面(图4.41(a))。另一种则是在表面突起处发生直接接触(图4.41(b))。润滑效果下降以及表面损伤便是由于图(b)这类情况产生的。符号 λ 表示油膜厚度与表面粗糙度之比,其在EHL的研究和应用中被广泛采用。

$$\lambda = h/\sigma \quad (4.60)$$

式中, h : EHL油膜厚度

σ : 联合粗糙度($\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$)

σ_1, σ_2 : 每个接触表面的均方根(rms)粗糙值

油膜参数与油膜形成关系如图4.42所示。根据润滑程度可分为三个区域。

(2) 油膜参数计算简图

计算简图采用了Dowson-Higginson最小油膜厚度公式:

$$H_{\min} = 2.65 \frac{G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}} \quad (4.61)$$

此处油膜厚度是指内圈在承受最大滚动体载荷(此时油膜厚度最小)时的数值。

通过代入转速项(R)、粘度(A)、载荷项(F)以及轴承参数项(J),可得到公式(4.62)。其中, t 为常数。

$$\lambda = t \cdot R \cdot A \cdot F \cdot J \quad (4.62)$$

R 和 A 可以是与轴承无关的量。设载荷 P 在98 N {10 kgf}~98 kN {10 tf}之间, F 正相关于 $P^{-0.13}$,即实际载荷大致取决于轴承尺寸,不过变化幅度控制在20%~30%之间。因此,便将 F 与轴承参数项(J)这两项合并起来[$F=F(J)$]。所以,传统的公式(4.62)便可变成如下所示:

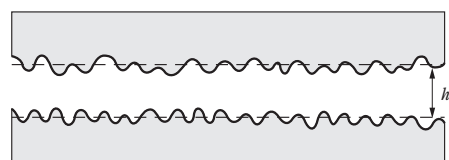
$$\lambda = T \cdot R \cdot A \cdot D \quad (4.63)$$

式中, T : 取决于轴承结构类型的系数

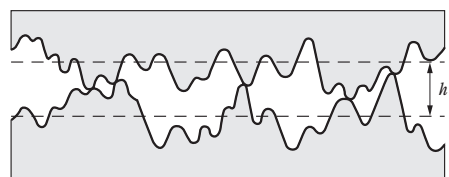
R : 转速相关系数

A : 粘度相关系数(粘度等级 α : Alpha)

D : 轴承尺寸相关系数



(a) 表面粗糙度小



(b) 表面粗糙度大

图4.41 油膜厚度与表面粗糙度

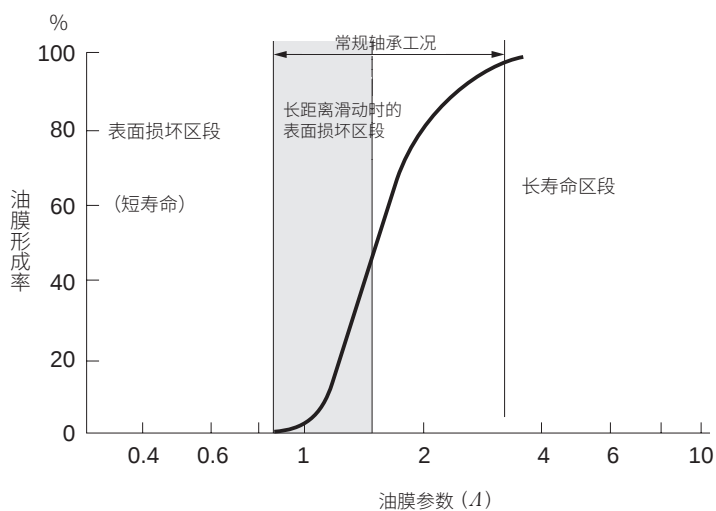


图4.42 油膜参数与油膜形成关系对轴承的影响

EHL诸多相关量中最为重要的油膜参数 A 可以采用以下简略式求得。当 A 值变小时, 滚动轴承的疲劳寿命也会相应缩短。

在公式 $A = T \cdot R \cdot A \cdot D$ 中, 所涉及项包括代表油粘度 η_0 (mPa·s, {cp}) 的 A 、代表速度 n (min^{-1}) 的 R , 以及代表轴承内径 d (mm) 的 D 。计算步骤如下。

- (i) 根据轴承类型确定 T 值 (表4.14)。
- (ii) 根据图4.43确定 n (min^{-1}) 对应的 R 值。
- (iii) 根据图4.44由绝对粘度 (mPa·s, {cp}) 与润滑油种类确定 A 值。

因通常采用运动粘度 ν_0 (mm^2/s , {cSt}), 故可按下式换算:

$$\eta_0 = \rho \cdot \nu_0 \quad (4.64)$$

ρ 为密度 (g/cm^3), 可使用如下所示的近似值:

矿物油	$\rho = 0.85$
硅油	$\rho = 1.0$
二酯油	$\rho = 0.9$

当不确定矿物油是环烷基还是石蜡基时, 可用图4.44中所示的石蜡基曲线。

(iv) 根据图4.45中的直径系列和内径 d (mm) 确定 D 值。

(v) 将得到的上述值作为油膜参数。

表4.14 T 值

轴承类型	T 值
球轴承	1.5
圆柱滚子轴承	1.0
圆锥滚子轴承	1.1
调心滚子轴承	0.8

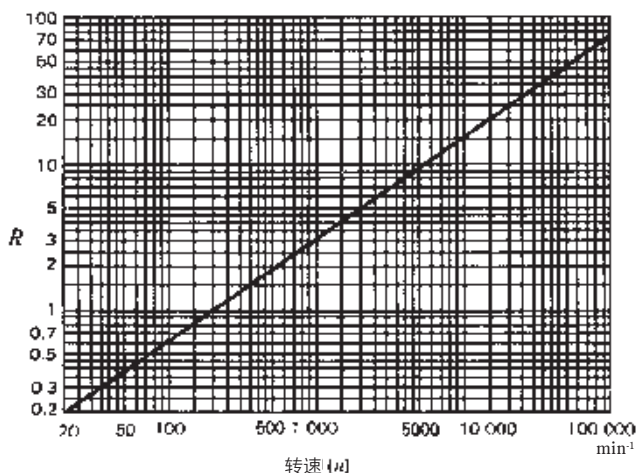


图4.43 转速项系数(R)

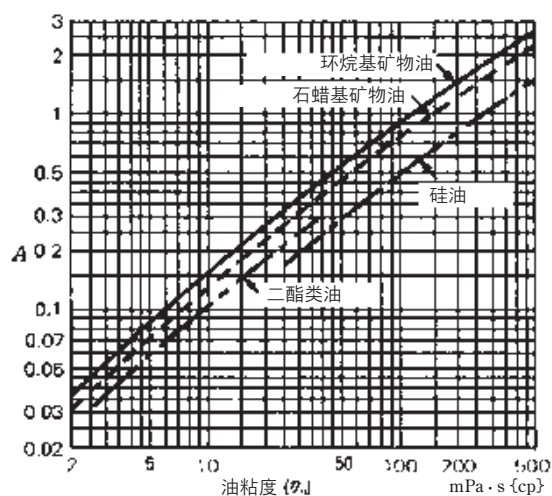


图4.44 润滑剂粘度相关项系数(A)

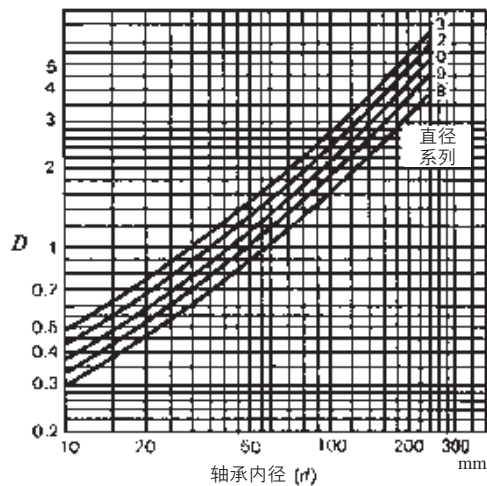


图4.45 轴承参数相关项系数(D)

EHL油膜参数的计算举例如下。

(例1)

设深沟球轴承6312使用石蜡矿物油($\eta_0=30$ mPa·s, {cp}), 转速为 $n=1\ 000\text{ min}^{-1}$, 确定油膜参数。

(解)

根据轴承样本可知 $d=60\text{ mm}$, $D=130\text{ mm}$ 。

根据表4.14可知 $T=1.5$

根据图4.43可知 $R=3.0$

根据图4.44可知 $A=0.31$

根据图4.45可知 $D=1.76$

因此, $\lambda=2.5$

(例2)

设圆柱滚子轴承NU240使用石蜡矿物油($\eta_0=10$ mPa·s, {cp}), 转速为 $n=2\ 500\text{ min}^{-1}$, 确定油膜参数。

(解)

根据轴承样本可知 $d=200\text{ mm}$, $D=360\text{ mm}$ 。

根据表4.14可知 $T=1.0$

根据图4.43可知 $R=5.7$

根据图4.44可知 $A=0.13$

根据图4.45可知 $D=4.8$

因此, $\lambda=3.6$

(3) 供油不足及剪切发热的影响

前文所述的油膜参数是以接触区域边缘充满润滑油和边缘处温度恒定为前提条件求出的。然而实际的使用和润滑条件可能并不能满足以上前提。

供油不足便属于这种情况。此时, 实际的油膜参数可能要小于公式(4.63)求得值。如果限制供油量便可能会出现供油不足的情况。这种情况下, 需将油膜参数调整为公式(4.63)所得值的50%~70%。

其二, 在高速运转过程中由于接触区承受过大剪切应力, 导致局部油温升高, 油黏度下降, 使油膜参数小于等温理论值。Murch和Wilson便对剪切发热的影响进行了分析, 并为油膜参数建立了折减系数。图4.46所示为使用粘度和速度(滚动体节圆直径 D_{pw} x每分钟转速 n 作为参数)的近似计算。将上节中得到的油膜参数乘以折减系数 Hi , 便可得到考虑剪切发热因素后的油膜参数。

即,

$$\lambda = Hi \cdot T \cdot R \cdot A \cdot D \dots\dots\dots (4.65)$$

需注意轴承内径和外径的平均值可以用作滚动体组的节圆直径 D_{pw} (d_m)。

(例1)计算条件包括 $d_m n = 9.5 \times 10^4$ 、 $\eta_0 = 30$ mPa·s, {cp}, 从图4.46可知 Hi 近似为1, 几乎没有受到剪切发热的影响。

(例2的)条件包括 $d_m n = 7 \times 10^5$ 、 $\eta_0 = 10$ mPa·s, {cp}, 而 $Hi=0.76$, 意味着油膜参数减小了约25%。相应地, λ 的值实际为2.7, 而非3.6。

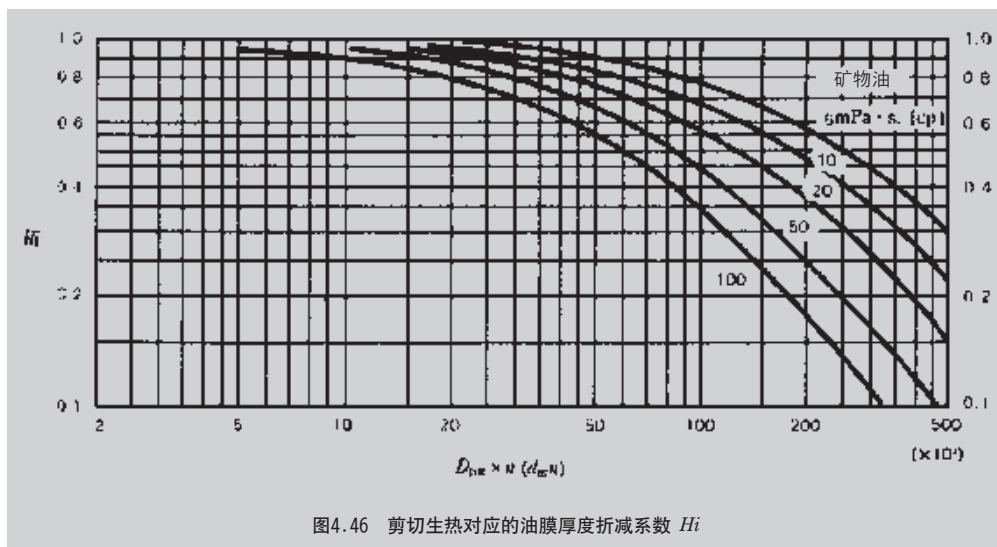


图4.46 剪切生热对应的油膜厚度折减系数 H_i

4.8.7 齿轮的载荷计算

(1) 正齿轮、斜齿轮与人字齿轮的载荷计算

齿轮和滚动轴承这两个机械组件之间有着极其紧密的联系。机械中广泛使用的齿轮装置几乎总是与轴承配套使用。用于齿轮装置的轴承的额定寿命计算和选型基于齿轮啮合点的受力状况。

齿轮啮合点的载荷可通过下列公式求出：

正齿轮：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots(\text{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1=S_2=P_1\tan\alpha$$

作用于从动齿轮的力 P_2 和 S_2 分别与 P_1 和 S_1 相同, 但方向相反。

斜齿轮：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots(\text{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1=S_2=\frac{P_1\tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

$$T_1=T_2=P_1\tan\beta$$

作用于从动齿轮的力的 P_2 、 S_2 和 T_2 分别与 P_1 、 S_1 和 T_1 相同, 但方向相反。

人字齿轮：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots(\text{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}\dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1=S_2=\frac{P_1\tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

式中, P ：切向力(N), {kgf}

S ：径向力(N), {kgf}

T ：轴向力(N), {kgf}

H ：传动力(kW)

n ：转速(min⁻¹)

d_p ：节圆直径(mm)

α ：齿轮压力角

α_n ：齿轮法向压力角

β ：齿轮螺旋角

下标1: 主动齿轮

下标2: 从动齿轮

对于人字齿轮, 因为斜齿轮的轴向力会互相抵消, 因此, 只有切向力和径向力在作用。关于切向力、径向力和轴向力的方向, 请参考图 4.47 和图 4.48。

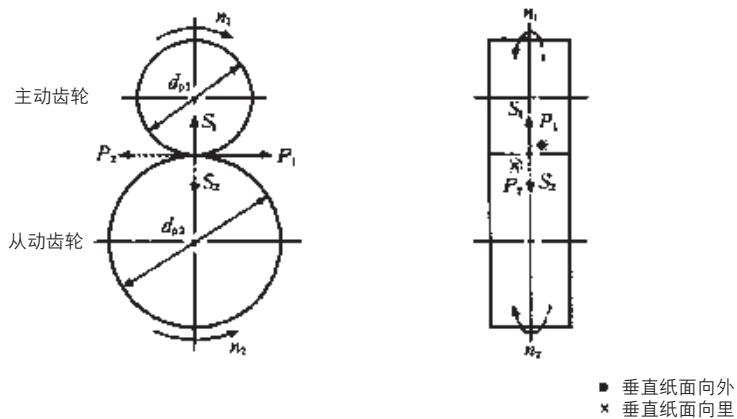


图4.47 正齿轮

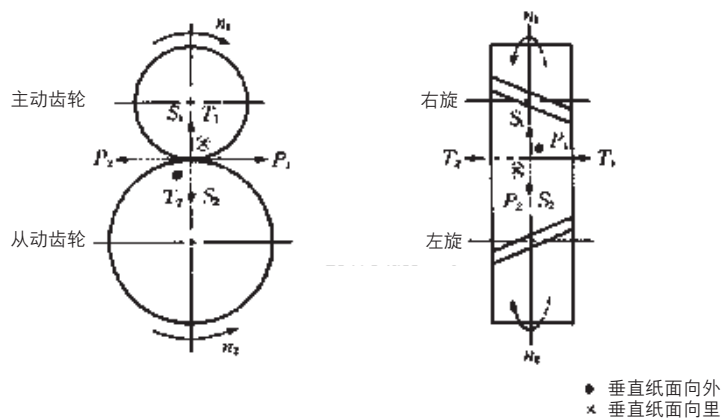


图4.48 斜齿轮

斜齿轮的轴向力方向视齿轮转动方向、齿轮旋向以及是主动齿轮还是从动齿轮而异，方向如下：

轴承所承受的力通过以下公式求出：

切向力：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000}{n_1} \frac{H}{\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000}{n_2} \frac{H}{\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (\text{N})$$

$$= \frac{974\,000}{n_1} \frac{H}{\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000}{n_2} \frac{H}{\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$$

$$\text{径向力} : S_1 = S_2 = P_1 \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\text{轴向力} : T_1 = T_2 = P_1 \cdot \tan \beta$$

轴承 C、D 也可用同样方法求出。

表4.15

载荷分类	轴承 A	轴承 B
径向载荷	来自 P_1 $P_A = \frac{b}{a+b} P_1 \quad \otimes$	$P_B = \frac{a}{a+b} P_1 \quad \otimes$
	来自 S_1 $S_A = \frac{b}{a+b} S_1 \quad \uparrow$	$S_B = \frac{a}{a+b} S_1 \quad \uparrow$
	来自 T_1 $U_A = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \quad \uparrow$	$U_B = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \quad \downarrow$
合成径向载荷	$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A + U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$
轴向载荷	$F_a = T_1 \quad \leftarrow$	

载荷方向见图 4.49 中左图所示。

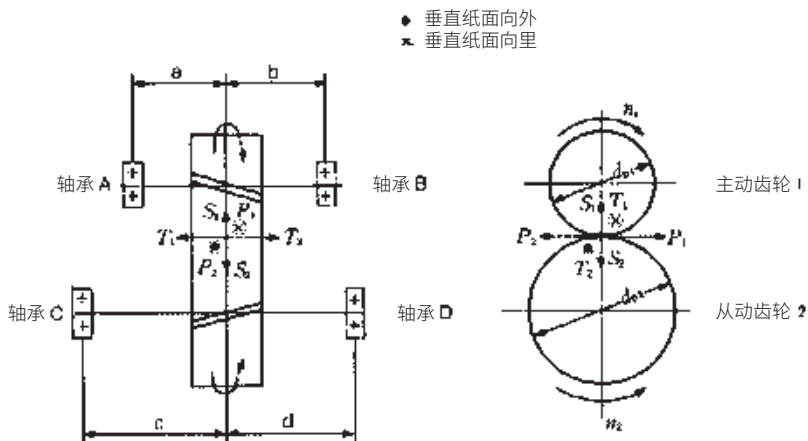


图4.49

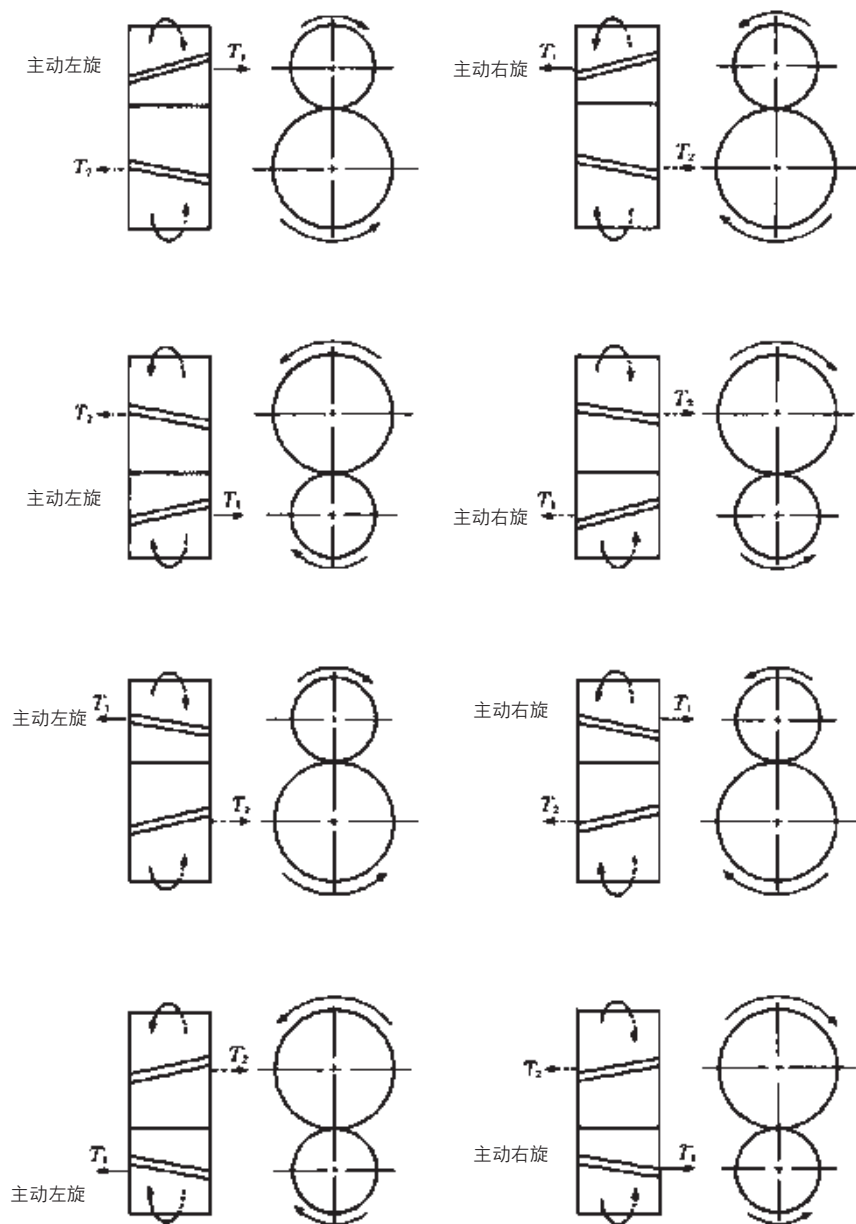


图4.50 轴向力方向

(2) 直齿锥齿轮的载荷计算

直齿锥齿轮的啮合点所承受的载荷可通过以下公式求出：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\dots\dots\dots(\text{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$$

$$D_{m1}=d_{p1}-w\sin\delta_1$$

$$D_{m2}=d_{p2}-w\sin\delta_2$$

$$S_1=P_1\tan\alpha_n\cos\delta_1$$

$$S_2=P_2\tan\alpha_n\cos\delta_2$$

$$T_1=P_1\tan\alpha_n\cos\delta_1$$

$$T_2=P_2\tan\alpha_n\cos\delta_2$$

式中， D_m ：平均节圆直径(mm)

d_p ：节圆直径(mm)

w ：齿轮宽度(节线长度)(mm)

α_n ：齿轮法向压力角

δ ：节圆锥角

一般来说， $\delta_1+\delta_2=90^\circ$ 。在这种情况下， S_1 和 T_2 (或 S_2 和 T_1)大小相同，但方向相反。 δ 的 S/P 和 T/P 见图4.53。施加在轴承上的载荷可通过如下所示的方法求出。

表4.16

■ 垂直纸面向外
 ✕ 垂直纸面向里

载荷分类		轴承A	轴承B	轴承C	轴承D
径向载荷	来自 P	$P_A=\frac{b}{a}P_1$ ●	$P_B=\frac{a+b}{a}P_1$ ⊗	$P_C=\frac{d}{c+d}P_2$ ●	$P_D=\frac{c}{c+d}P_2$ ●
	来自 S	$S_A=\frac{b}{a}S_1$ ↓	$S_B=\frac{a+b}{a}S_1$ ↑	$S_C=\frac{d}{c+d}S_2$ →	$S_D=\frac{c}{c+d}S_2$ →
	来自 T	$U_A=\frac{D_{m1}}{2\cdot a}T_1$ ↑	$U_B=\frac{D_{m1}}{2\cdot a}T_1$ ↓	$U_C=\frac{D_{m2}}{2(c+d)}T_2$ ←	$U_D=\frac{D_{m2}}{2(c+d)}T_2$ →
合成径向载荷		$F_{rA}=\sqrt{P_A^2+(S_A-U_A)^2}$	$F_{rB}=\sqrt{P_B^2+(S_B-U_B)^2}$	$F_{rC}=\sqrt{P_C^2+(S_C-U_C)^2}$	$F_{rD}=\sqrt{P_D^2+(S_D+U_D)^2}$
轴向载荷		$F_a=T_1$ ←		$F_a=T_2$ ↓	

载荷方向见图4.52所示。

主动齿轮
(从大端侧看为逆时针)

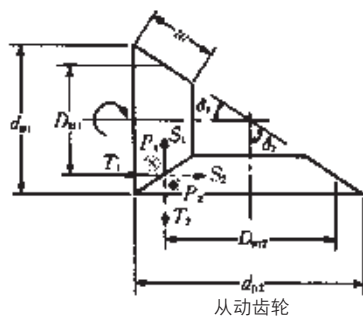


图4.51

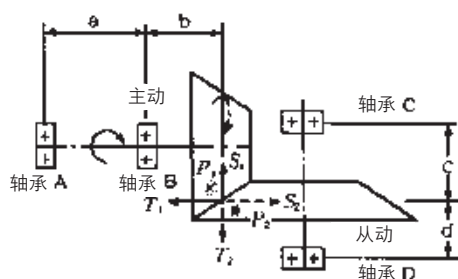


图4.52

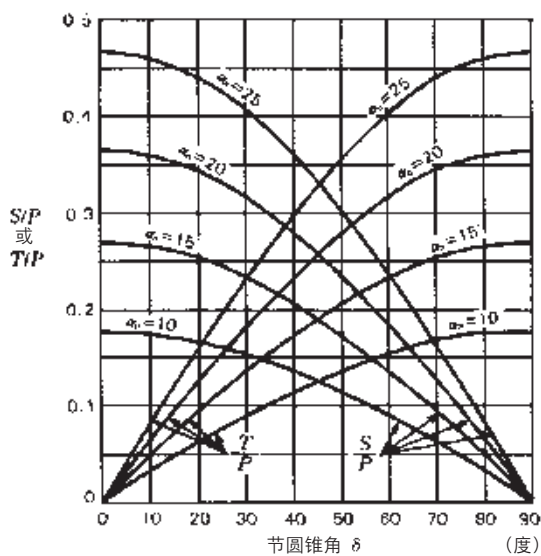


图4.53

(3) 螺旋锥齿轮的载荷计算

对于螺旋锥齿轮而言，其啮合点所承受载荷的大小和方向因运转方向和齿轮扭转方向而异。从齿轮的对面来看，运行方向要么是顺时针，要么是逆时针(图 4.54)。齿轮扭转方向分类如图 4.55 所示。齿轮啮合点所承受的力可通过下列公式求出：

$$P_1=P_2=\frac{9\,550\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{9\,550\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\dots\dots\dots(\text{N})$$

$$=\frac{974\,000H}{n_1\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)}=\frac{974\,000H}{n_2\left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}\dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$$

式中， α_n ：齿轮法向压力角

β ：齿螺旋角

δ ：节圆锥角

w ：齿轮宽度 (mm)

D_m ：平均节圆直径 (mm)

d_p ：节圆直径 (mm)

但是

$$D_{m1}=d_{p1}-w\sin\delta_1$$

$$D_{m2}=d_{p2}-w\sin\delta_2$$

根据运行方向和齿轮扭转方向，可通过以下公式求出径向力 S 和轴向力 T ：

右旋顺时针或左旋逆时针

主动齿轮

径向力

$$S_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_1+\sin\beta\sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_1-\sin\beta\cos\delta_1)$$

从动齿轮

径向力

$$S_2=-\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_2-\sin\beta\sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_2+\sin\beta\cos\delta_2)$$

主动齿轮

径向力

$$S_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_1-\sin\beta\sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_1+\sin\beta\cos\delta_1)$$

从动齿轮

径向力

$$S_2=\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\cos\delta_2+\sin\beta\sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2=-\frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha_n\sin\delta_2-\sin\beta\cos\delta_2)$$

计算结果如果为正，表明载荷作用的方向是背离啮合点；如果结果为负，则表明载荷作用的方向是指向啮合点。

一般来说， $\delta_1+\delta_2=90^\circ$ 。在这种情况下， T_1 和 S_2 (S_1 和 T_2) 大小相同，但方向相反。轴承所承受的载荷可通过 4.8.7 (2) 节《作用于直齿锥齿轮上的载荷计算》中所介绍的方法求得。

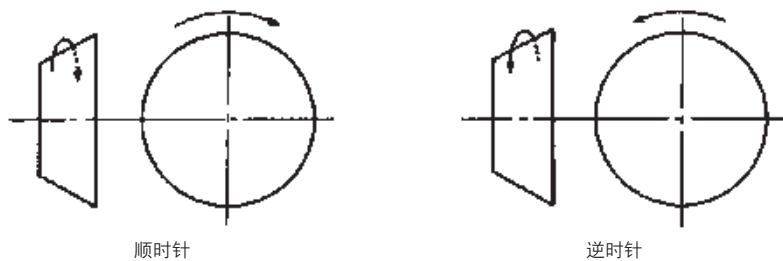


图4.54

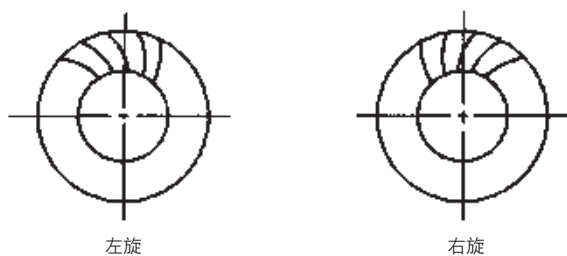


图4.55

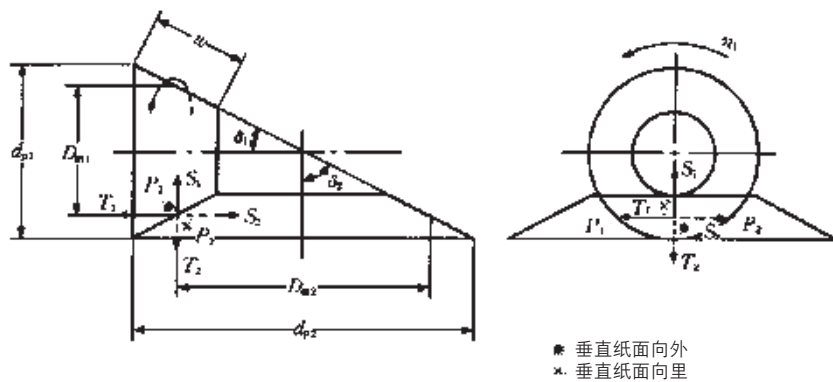


图4.56

(4) 双曲线齿轮的载荷计算

作用于双曲线齿轮啮合点的力可通过下列公式求出：

$$P_1 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2} \right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots (\text{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2} \right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$$

$$P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2} \right)} \dots\dots\dots (\text{N})$$

$$= \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2} \right)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$$

$$D_{m1} = D_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}$$

$$D_{m2} = d_{p2} - w_2 \sin\delta_2$$

式中， α_n ：齿轮法向压力角

β ：螺旋角

δ ：节圆锥角

w ：齿轮宽度(mm)

D_m ：平均节圆直径(mm)

d_p ：节圆直径(mm)

z ：齿数

根据运转方向和齿螺旋方向，可通过以下公式求出径向力 S 和轴向力 T ：

右旋逆时针或左旋顺时针

主动齿轮

径向力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

从动齿轮

径向力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 + \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

右旋逆时针或左旋顺时针

主动齿轮

径向力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

从动齿轮

径向力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 + \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 - \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

计算结果如果为正，表明载荷作用的方向是背离啮合点；如果结果为负，则表明载荷作用的方向是指向啮合点。

关于运转方向和齿轮扭转方向，请参考 4.8.7 (3)，螺旋锥齿轮的载荷计算。轴承所承受的载荷可通过 4.8.7 (2)，直齿锥齿轮的载荷计算中所介绍的方法求得。

下一个计算简图用于确定径向力 S 和轴向力 T 的近似值和方向。

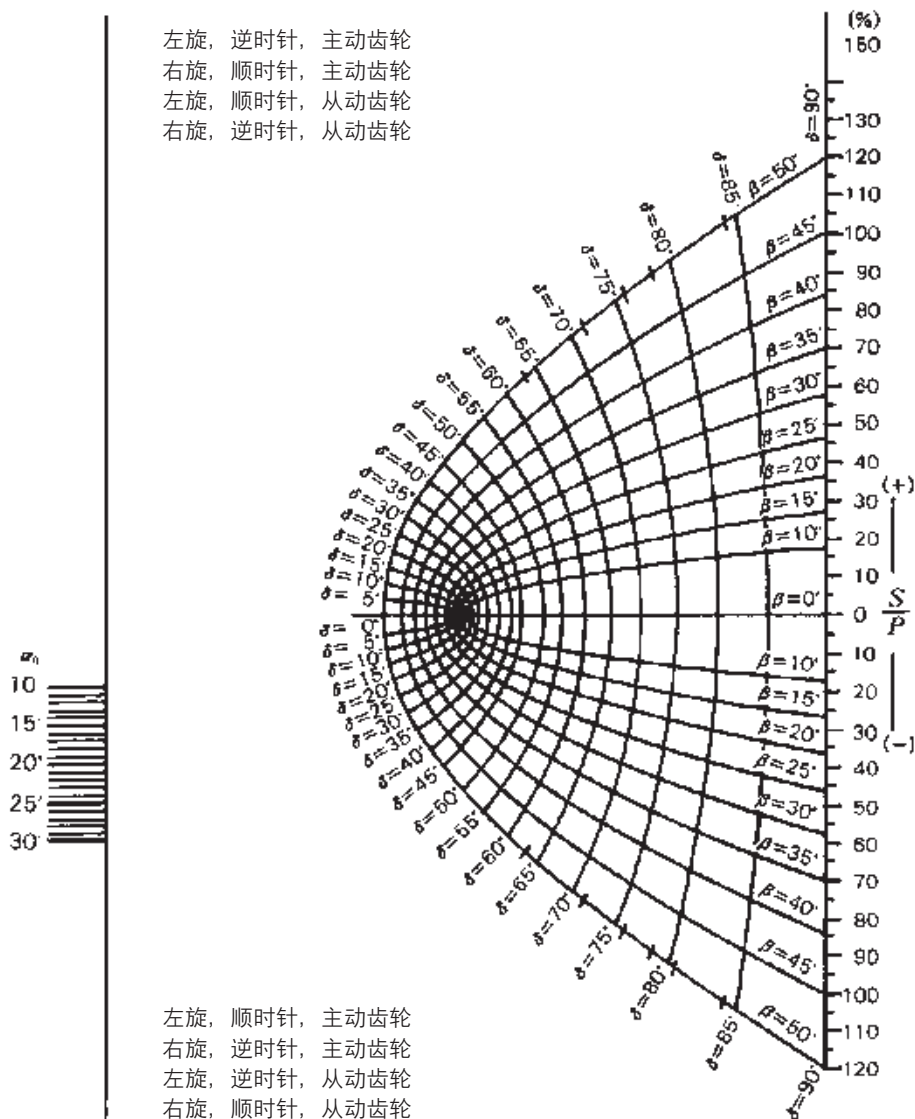
[使用方法]

确定径向力 S 值的方法如下所示。 T 值也可以用同样方法确定。

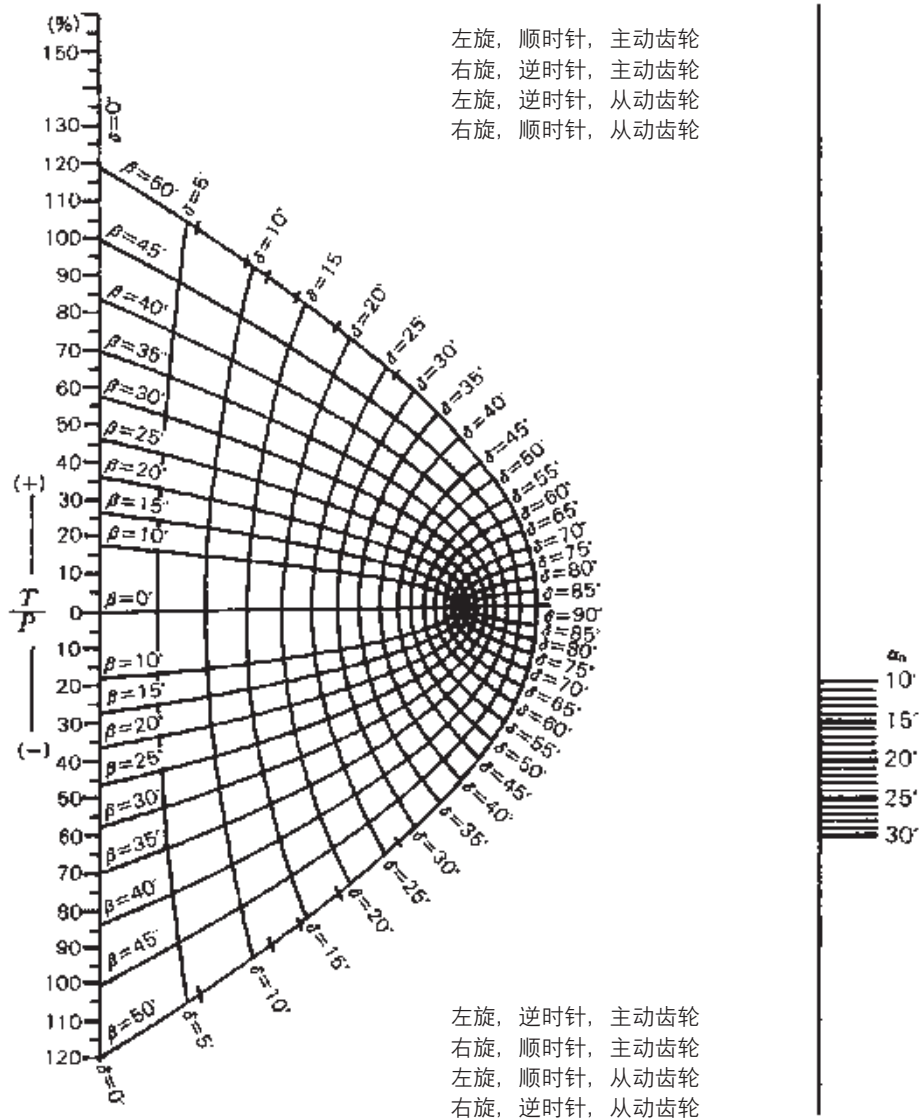
1. 在图左侧的纵坐标上取齿轮法向压力角 α_n 。

2. 确定节圆锥角 δ 和扭转角 β 的交叉点。根据旋转方向和齿螺旋方向确定该点在 $\beta=0$ 的上方或下方。

3. 划一条直线将这两点连接起来，读取该线与右侧纵坐标交叉点所在的读数。该读数以百分比形式给出了径向力 S 与切向力 P 的比值 (S/P , %)。



径向力 S 的计算简图



(5) 蜗轮蜗杆的载荷计算

蜗轮蜗杆机构是交叉轴齿轮的一种, 占用较小的空间即可实现高转速比。蜗轮啮合点所承受的载荷可通过表4.17所示公式求得。表4.17的符号如下:

i : 齿数比 $\left(i = \frac{Z_2}{Z_1} \right)$

η : 蜗轮传动效率 $\left[\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \psi)} \right]$

γ : 导程角 $\left(\gamma = \tan^{-1} \frac{d_{p2}}{id_{p1}} \right)$

ψ : 用于摩擦角, 通过图4.57中所使用的公式

$$V_R = \frac{\pi d_{p1} n_1}{\cos \gamma} \times \frac{10^{-3}}{60}$$

求得。

当 $V_R \leq 0.2 \text{ m/s}$ 时, $\psi = 8^\circ$ 。

当 $V_R > 6 \text{ m/s}$, $\psi = 1^\circ 4'$ 。

α_n : 齿轮法向压力角

α_a : 轴端压力角

Z_w : 蜗杆头数

Z_2 : 蜗轮的齿数

下标1: 主动蜗杆

下标2: 从动蜗轮

对于蜗轮蜗杆机构来说, 根据蜗杆旋转方向及齿螺旋方向, 啮合点有如下所示四种作用组合。

可按照4.8.7 (1)节《正齿轮、斜齿轮与人字齿轮的载荷计算》表4.15中的方法, 根据蜗轮啮合点各分力的大小和方向求得轴承所承受的载荷。

表4.17

力	蜗杆	蜗轮
切向力 P	$\frac{9\,550\,000}{n_1} \frac{H}{\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (\text{N})$ $\frac{974\,000}{n_1} \frac{H}{\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$	$\frac{9\,550\,000}{n_1} \frac{H i \eta}{\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (\text{N})$ $\frac{974\,000}{n_1} \frac{H i \eta}{\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$
轴向力 T	$\frac{9\,550\,000}{n_1} \frac{H i \eta}{\left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (\text{N})$ $\frac{974\,000 H i \eta}{n_1 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$	$\frac{9\,550\,000}{n_1} \frac{H}{\left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (\text{N})$ $\frac{974\,000 H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\}$
径向力 S	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (\text{N}), \{\text{kgf}\}$	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (\text{N}), \{\text{kgf}\}$

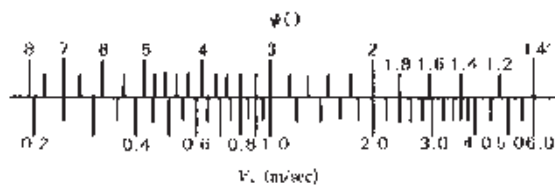
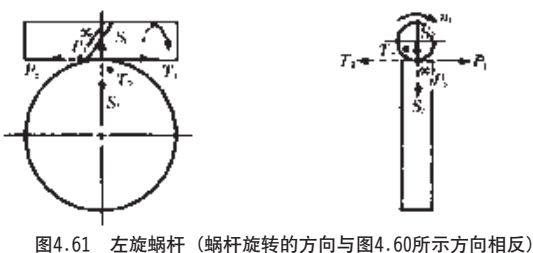
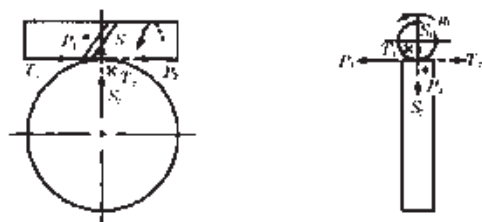
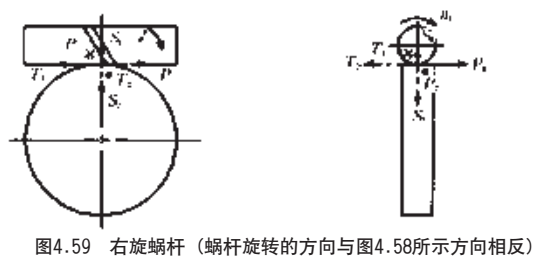
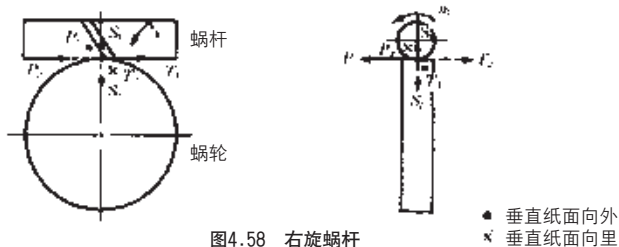
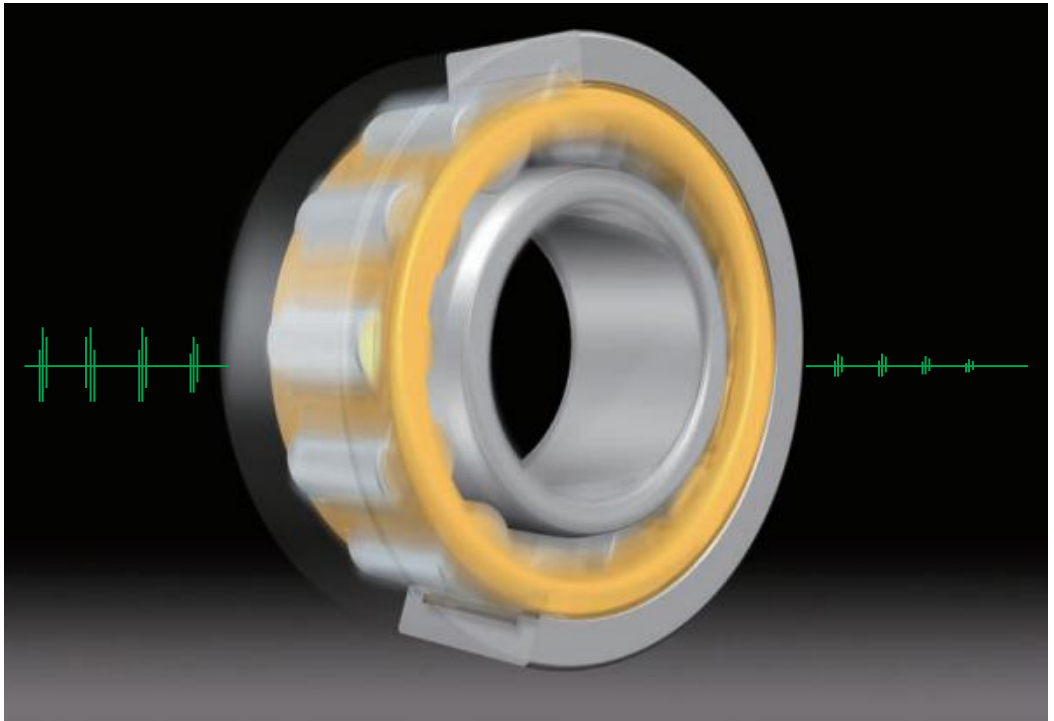


图4.57





5. 转速

- 5.1 额定转速(脂润滑/油润滑) A 098
 - 5.1.1 额定转速的修正(脂润滑/油润滑) A 098
 - 5.1.2 接触式橡胶密封球轴承的额定转速
(脂润滑/油润滑) A 099
- 5.2 热参考转速 A 099
- 5.3 机械极限转速 A 099
- 5.4 技术数据 A 100
 - 5.4.1 滚动体的自转与公转速度 A 100

5. 转速

本目录中，NSK 使用了四种转速定义，如表 5.1 所示。

表5.1 转速概述

转速	概述	适用 润滑方法
额定转速（脂润滑）	脂润滑条件下，根据经验得出的额定转速	脂润滑
额定转速（油润滑）	油浴润滑条件下，根据经验得出的额定转速	油浴润滑
热参考转速 ⁽¹⁾	根据ISO 15312定义的参考条件，轴承所产生的热量与轴及轴承座所散热量之间达成平衡时的旋转速度，是表示轴承在高速运转下的适用性的标准之一	油浴润滑 以ISO 15312中列出的参考条件为准
机械极限转速 ⁽¹⁾	理想润滑、散热和温度条件下可达到的机械和运动学极限转速	为适应高速运行，优化设计，良好管控的强制循环供油方法等

注 (1) 仅单列圆柱滚子轴承和调心滚子轴承的表格内列有热参考转速和机械极限转速。

5.1 额定转速（脂润滑/油润滑）

轴承运行过程中，速度越高，因摩擦导致的轴承温度也越高。额定转速根据经验得出，是轴承能够保持持续运行，且不会产生过多热量或因咬粘而失效的最大转速。因此，轴承的额定转速因诸如轴承结构和尺寸、保持架结构和材料、载荷、润滑方法，以及包括轴承外围设计在内的散热方法而异。

轴承尺寸表内的脂润滑额定转速和油润滑额定转速适用于标准设计轴承在普通载荷条件下 ($C/P \geq 12$ 且 $F_a/F_r \leq 0.2$) 运转的工况。轴承尺寸表中所列的油润滑额定转速是指采用油浴润滑时的额定转速。

一些类型的润滑剂虽然可能在其他方面性能非常好，但却不适用于高速运行。当转速超过轴承尺寸表中所列脂润滑额定转速或油润滑额定转速的 70% 时，需选择高速运行性能优良的润滑脂或润滑油。

(参考)

表 11.2 润滑脂的性能 (A236 和 A237 页)

表 11.5 根据轴承工况选择润滑剂举例 (A239 页)

表 11.6 润滑脂的牌号和性能 (A240 和 A241 页)

5.1.1 额定转速的修正（脂润滑/油润滑）

当轴承载荷 P 超过基本额定载荷 C 的 8%，或者轴向载荷 F_a 超过径向载荷 F_r 的 7% 时，需要将轴承尺寸表中所列的额定转速值乘以图 5.1 和 5.2 所示的修正系数，以修正脂润滑与油润滑的额定转速。

当所要求的转速超过脂润滑或油润滑的额定

转速时，必须对轴承的精度等级、内部游隙、保持架结构及材料、润滑等进行充分研究，以便选出要求转速的轴承。润滑方式方面，须采取强制循环润滑油、喷射润滑、油雾润滑或油气润滑等等。将所有这些条件都纳入考虑后，可通过将轴承尺寸表内所列的油润滑额定转速乘以表 5.2 内所示的修正系数获得修正后的最大容许转速。关于高速应用，关于高速应用，请咨询NSK。

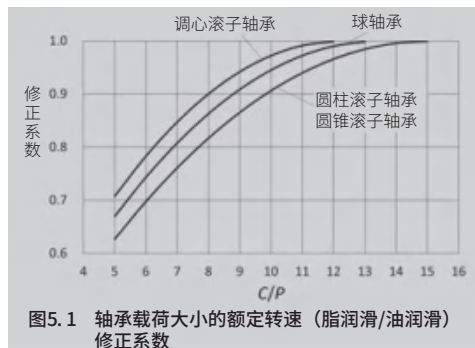


图5.1 轴承载荷大小的额定转速（脂润滑/油润滑）修正系数

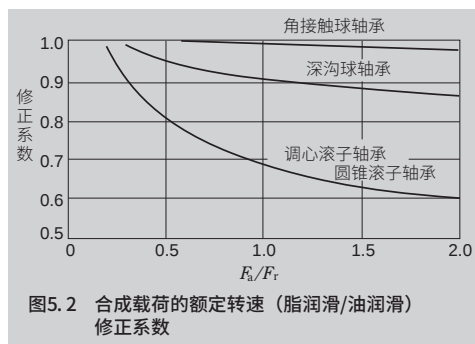


图5.2 合成载荷的额定转速（脂润滑/油润滑）修正系数

表5.2 高速应用的额定转速修正系数

轴承类型	修正系数
圆柱滚子轴承（单列）	2
滚针轴承（大宽度除外）	2
圆锥滚子轴承	2
调心滚子轴承	1.5
深沟球轴承	2.5
角接触球轴承（成对双联轴承除外）	1.5

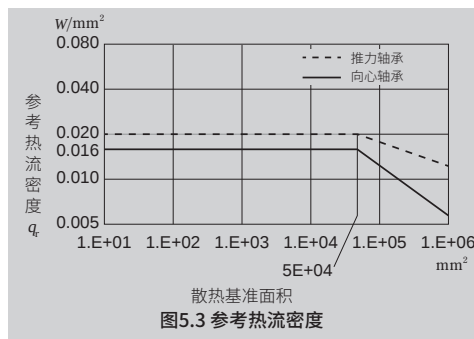


图5.3 参考热流密度

5.1.2 接触式橡胶密封球轴承的额定转速 脂润滑 / 油润滑

密封球轴承中，接触式橡胶密封（DDU型）的最大允许转速主要由密封唇的滑动速度决定。额定转速值见轴承尺寸表。

5.2 热参考转速

热参考转速是根据 ISO 15312 定义的参考条件，轴承所产生的热量与轴及轴承座所散热量之间达成平衡时的旋转速度，是表示轴承在高速运转下的适用性的标准之一。

以下便是 ISO 15312 定义的参考条件。

- 外圈固定，内圈旋转
- 环境温度 20°C
- 轴承外圈温度 70°C
- 向心轴承载荷 0.05 C_{0r}
- 油浴润滑
- 润滑剂 ISO VG32（向心轴承）
- 普通游隙

轴承座和轴的散热情况可见图 5.3。图 5.3 中， A_r (mm²) 为散热基准表面积。在 ISO 的定义中， A_r 为轴承内圈内表面和外圈外表面的总面积（向心轴承），而 q_r (W/mm²) 则为热流密度。通过轴承座表面积 (A_r) 乘以热流密度 (q_r) 计算得出散热量。

5.3 机械极限转速

机械极限转速是轴承在理想的润滑、散热和温度条件下（如高速运行条件配备设计良好且受控的强制循环油润滑）可以达到的机械和运动学极限转速。

标准设计轴承的机械极限转速是在载荷 $C/P = 12$ 的情况下，考虑轴承各单元之间的滑动，冲击力，离心力，回转矩等设计计算的。

该样本中，根据轴承类型列入了额定转速（脂润滑/油润滑）。热参考转速、机械极限转速仅列入在单列圆柱滚子轴承，调心滚子轴承尺寸表中。

5.4 技术数据

5.4.1 滚动体的自转与公转速度

当滚动体在轴承套圈之间纯滚动时，滚动体在内圈滚道上滚动的距离与外圈滚道上滚动的距离相等。这一事实使得内外圈的滚动速度 n_i 、 n_e ，以及滚动体的转数 n_a 之间能够建立一种关系。

滚动体的旋转速度可由内外圈滚道圆周速度的算术平均求得（一般情况下，内圈和外圈中任一圈为静止状态）。滚动体的自转和公转关系可通过公式 (5.1) 至 (5.4) 表示。

自转数

$$n_a = \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (5.1)$$

自转周速度

$$v_a = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{m/s}) \quad (5.2)$$

公转数（保持架转数）

$$n_c = \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (5.3)$$

公转周速度

（滚动体节圆直径上的保持架转速）

$$v_c = \frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} \left[\left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \right] \quad (\text{m/s}) \quad (5.4)$$

式中， D_{pw} ：滚动体节圆直径 (mm)

D_w ：滚动体直径 (mm)

α ：接触角 (°)

n_e ：外圈转速 (min^{-1})

n_i ：内圈转速 (min^{-1})

$0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$ 和 $\alpha = 90^\circ$ 时，滚动体内圈旋转数量 ($n_e=0$) 和外圈旋转数量 ($n_i=0$) 分别见表 5.3。

作为例子，表 5.4 显示了球轴承 6210 和 6310 内圈旋转时滚动体的转数 n_a 和 n_c 。

接触角	旋转速度
$0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$	n_a (min^{-1})
	v_a (m/s)
	n_c (min^{-1})
	v_c (m/s)
$\alpha = 90^\circ$	n_a (min^{-1})
	v_a (m/s)
	n_c (min^{-1})
	v_c (m/s)

表 5.4 球轴承 6210 和 6310 的 n_a 和 n_c

球轴承	γ	n_a	n_c
6210	0.181	$-2.67n_i$	$0.41n_i$
6310	0.232	$-2.04n_i$	$0.38n_i$

备注 $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$

表 5.3 滚动体的自转数 n_a 、自转周速度 v_a 、公转数 n_c 和公转周速度 v_c

	内圈旋转 ($n_e=0$)	外圈旋转 ($n_i=0$)
	$-\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_i}{2} \cdot \cos \alpha$	$\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_e}{2} \cdot \cos \alpha$
	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	$(1-\gamma) \frac{n_i}{2}$	$(1+\gamma) \frac{n_e}{2}$
	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	
	$-\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_i}{2}$	$\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_e}{2}$
	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	$\frac{n_i}{2}$	$\frac{n_e}{2}$
	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	

参考 1. $\pm$ ：“+”号表示顺时针旋转，而“-”号表示逆时针旋转。

2. $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ ($0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$), $\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}}$ ($\alpha = 90^\circ$)



6. 轴承的外形尺寸与代号

6.1 外形尺寸与止动环槽的尺寸	A 104
6.1.1 外形尺寸	A 104
6.1.2 止动环槽及止动环的尺寸	A 104
6.2 轴承代号方法	A 120

6. 轴承的外形尺寸与代号

6.1 外形尺寸与止动环槽 的尺寸

6.1.1 外形尺寸

图 6.1~6.5 所示的滚动轴承的外形尺寸定义了其几何结构。其中包括轴承公称内径 d 、轴承外径 D 、宽度 B 、轴承公称宽度（或装配高度） T 、倒角尺寸 r 等。当将轴承安装在轴或轴承座上时，需知道所有这些尺寸。国际标准（ISO15）对外形尺寸均有规定，并且JIS B 1512（滚动轴承的外形尺寸）也与其保持一致。

向心轴承、圆锥滚子轴承及推力轴承的外形尺寸和尺寸系列，如表 6.1~6.3（A106 ~A115 页）。

这些外形尺寸表格中列出了规定内径的各个内径代号，以及每个直径系列和尺寸系列的各个外形尺寸。我们可以提供大量的系列数量，但并不是所有都可以在市面上出售，因此，未来我们会添加更多的项目。每个轴承尺寸表（6.1~6.3）的顶部都是代表性的轴承类型和系列代号（参考 A121 页表 6.5 轴承系列代号）。

图 6.6 和 6.7 所示分别为不同系列分类的向心轴承和推力轴承的截面尺寸（圆锥滚子轴承除外）。

6.1.2 止动环槽及止动环的尺寸

ISO 464 规定了轴承外表面止动环槽的尺寸。此外，它还规定了止动环的尺寸和精度。表 6.4 中列出了直径系列 8、9、0、2、3 和 4 轴承止动环槽和止动环的尺寸（A116~A119 页）。

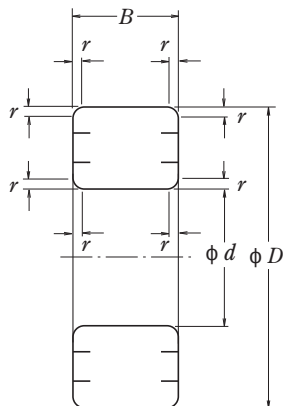
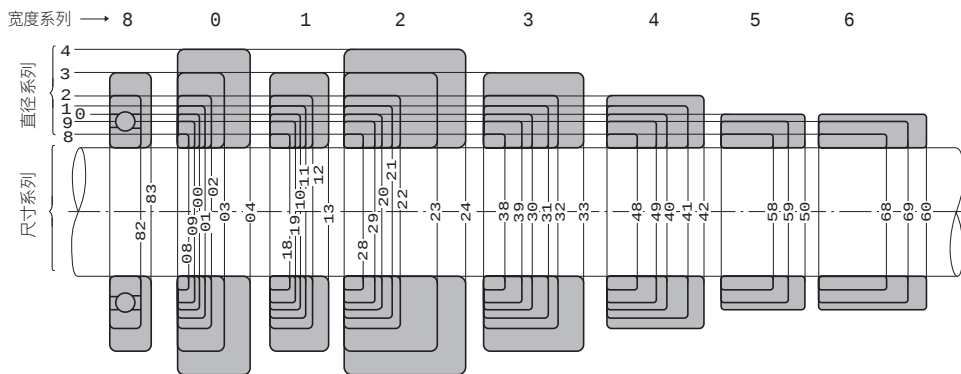


图 6.1 向心球轴承和向心滚子轴承



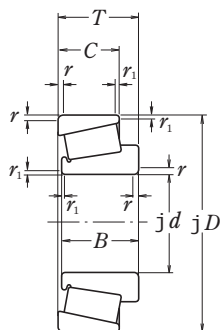


图 6.2 圆锥滚子轴承

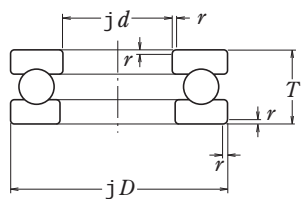


图 6.3 单向推力球轴承

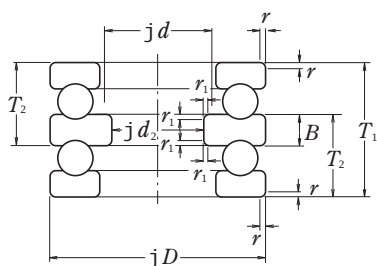


图 6.4 双向推力球轴承

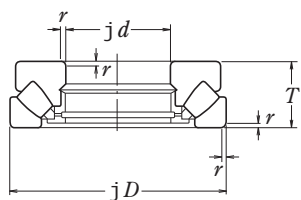


图 6.5 推力调心滚子轴承

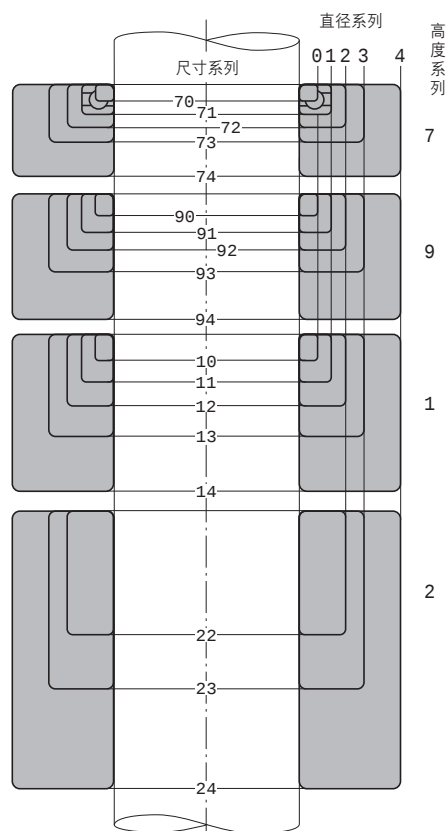


图 6.7 推力轴承截面尺寸系列的差异
(直径系列 5 除外)

表6.1 向心轴承的外形尺寸 (圆锥滚子轴承除外) — 1 —

		单位: mm																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
		直径系列7										直径系列8										直径系列9										直径系列10																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
内 径 代 号	d	尺寸系列					尺寸系列					尺寸系列					尺寸系列					尺寸系列					尺寸系列					尺寸系列																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
		B					B					B					B					B					B					B					B																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
		17	27	37	17-37	r (最小)	08	18	28	38	48	58	68	08-68	r (最小)	09	19	29	39	49	59	69	09-69	10-10	20	30	40	50	60	00-60	r (最小)	01	11	21	31	41	51	61	01-61	02	12	22	32	42	52	62	02-62	03	13	23	33	43	53	63	03-63	04	14	24	34	44	54	64	04-64	05	15	25	35	45	55	65	05-65	06	16	26	36	46	56	66	06-66	07	17	27	37	47	57	67	07-67	08	18	28	38	48	58	68	08-68	09	19	29	39	49	59	69	09-69	10-10	20	30	40	50	60	00-60	r (最小)	11	21	31	41	51	61	11-61	12	22	32	42	52	62	12-62	13	23	33	43	53	63	13-63	14	24	34	44	54	64	14-64	15	25	35	45	55	65	15-65	16	26	36	46	56	66	16-66	17	27	37	47	57	67	17-67	18	28	38	48	58	68	18-68	19	29	39	49	59	69	19-69	20-20	30	40	50	60	20-60	r (最小)	21	31	41	51	61	21-61	22	32	42	52	62	22-62	23	33	43	53	63	23-63	24	34	44	54	64	24-64	25	35	45	55	65	25-65	26	36	46	56	66	26-66	27	37	47	57	67	27-67	28	38	48	58	68	28-68	29	39	49	59	69	29-69	30-30	40	50	60	30-60	r (最小)	31	41	51	61	31-61	32	42	52	62	32-62	33	43	53	63	33-63	34	44	54	64	34-64	35	45	55	65	35-65	36	46	56	66	36-66	37	47	57	67	37-67	38	48	58	68	38-68	39	49	59	69	39-69	40-40	50	60	40-60	r (最小)	41	51	61	41-61	42	52	62	42-62	43	53	63	43-63	44	54	64	44-64	45	55	65	45-65	46	56	66	46-66	47	57	67	47-67	48	58	68	48-68	49	59	69	49-69	50-50	60	50-60	r (最小)	51	61	51-61	52	62	52-62	53	63	53-63	54	64	54-64	55	65	55-65	56	66	56-66	57	67	57-67	58	68	58-68	59	69	59-69	60-60	60	60-60	r (最小)	61	71	81	91	61-91	62	72	82	92	62-92	63	73	83	93	63-93	64	74	84	94	64-94	65	75	85	95	65-95	66	76	86	96	66-96	67	77	87	97	67-97	68	78	88	98	68-98	69	79	89	99	69-99	70-70	70	70-70	r (最小)	71	81	91	71-91	72	82	92	72-92	73	83	93	73-93	74	84	94	74-94	75	85	95	75-95	76	86	96	76-96	77	87	97	77-97	78	88	98	78-98	79	89	99	79-99	80-80	80	80-80	r (最小)	81	91	81-91	82	92	82-92	83	93	83-93	84	94	84-94	85	95	85-95	86	96	86-96	87	97	87-97	88	98	88-98	89	99	89-99	90-90	90	90-90	r (最小)	91	101	91-101	92	102	92-102	93	103	93-103	94	104	94-104	95	105	95-105	96	106	96-106	97	107	97-107	98	108	98-108	99	109	99-109	100-100	100	100-100	r (最小)	101	111	101-111	102	112	102-112	103	113	103-113	104	114	104-114	105	115	105-115	106	116	106-116	107	117	107-117	108	118	108-118	109	119	109-119	110-110	110	110-110	r (最小)	111	121	111-121	112	122	112-122	113	123	113-123	114	124	114-124	115	125	115-125	116	126	116-126	117	127	117-127	118	128	118-128	119	129	119-129	120-120	120	120-120	r (最小)	121	131	121-131	122	132	122-132	123	133	123-133	124	134	124-134	125	135	125-135	126	136	126-136	127	137	127-137	128	138	128-138	129	139	129-139	130-130	130	130-130	r (最小)	131	141	131-141	132	142	132-142	133	143	133-143	134	144	134-144	135	145	135-145	136	146	136-146	137	147	137-147	138	148	138-148	139	149	139-149	140-140	140	140-140	r (最小)	141	151	141-151	142	152	142-152	143	153	143-153	144	154	144-154	145	155	145-155	146	156	146-156	147	157	147-157	148	158	148-158	149	159	149-159	150-150	150	150-150	r (最小)	151	161	151-161	152	162	152-162	153	163	153-163	154	164	154-164	155	165	155-165	156	166	156-166	157	167	157-167	158	168	158-168	159	169	159-169	160-160	160	160-160	r (最小)	161	171	161-171	162	172	162-172	163	173	163-173	164	174	164-174	165	175	165-175	166	176	166-176	167	177	167-177	168	178	168-178	169	179	169-179	170-170	170	170-170	r (最小)	171	181	171-181	172	182	172-182	173	183	173-183	174	184	174-184	175	185	175-185	176	186	176-186	177	187	177-187	178	188	178-188	179	189	179-189	180-180	180	180-180	r (最小)	181	191	181-191	182	192	182-192	183	193	183-193	184	194	184-194	185	195	185-195	186	196	186-196	187	197	187-197	188	198	188-198	189	199	189-199	190-190	190	190-190	r (最小)	191	201	191-201	192	202	192-202	193	203	193-203	194	204	194-204	195	205	195-205	196	206	196-206	197	207	197-207	198	208	198-208	199	209	199-209	200-200	200	200-200	r (最小)	201	211	201-211	202	212	202-212	203	213	203-213	204	214	204-214	205	215	205-215	206	216	206-216	207	217	207-217	208	218	208-218	209	219	209-219	210-210	210	210-210	r (最小)	211	221	211-221	212	222	212-222	213	223	213-223	214	224	214-224	215	225	215-225	216	226	216-226	217	227	217-227	218	228	218-228	219	229	219-229	220-220	220	220-220	r (最小)	221	231	221-231	222	232	222-232	223	233	223-233	224	234	224-234	225	235	225-235	226	236	226-236	227	237	227-237	228	238	228-238	229	239	229-239	230-230	230	230-230	r (最小)	231	241	231-241	232	242	232-242	233	243	233-243	234	244	234-244	235	245	235-245	236	246	236-246	237	247	237-247	238	248	238-248	239	249	239-249	240-240	240	240-240	r (最小)	241	251	241-251	242	252	242-252	243	253	243-253	244	254	244-254	245	255	245-255	246	256	246-256	247	257	247-257	248	258	248-258	249	259	249-259	250-250	250	250-250	r (最小)	251	261	251-261	252	262	252-262	253	263	253-263	254	264	254-264	255	265	255-265	256	266	256-266	257	267	257-267	258	268	258-268	259	269	259-269	260-260	260	260-260	r (最小)	261	271	261-271	262	272	262-272	263	273	263-273	264	274	264-274	265	275	265-275	266	276	266-276	267	277	267-277	268	278	268-278	269	279	269-279	270-270	270	270-270	r (最小)	271	281	271-281	272	282	272-282	273	283	273-283	274	284	274-284	275	285	275-285	276	286	276-286	277	287	277-287	278	288	278-288	279	289	279-289	280-280	280	280-280	r (最小)	281	291	281-291	282	292	282-292	283	293	283-293	284	294	284-294	285	295	285-295	286	296	286-296	287	297	287-297	288	298	288-298	289	299	289-299	290-290	290	290-290	r (最小)	291	301	291-301	292	302	292-302	293	303	293-303	294	304	294-304	295	305	295-305	296	306	296-306	297	307	297-307	298	308	298-308	299	309	299-309	300-300	300	300-300	r (最小)	301	311	301-311	302	312	302-312	303	313	303-313	304	314	304-314	305	315	305-315	306	316	306-316	307	317	307-317	308	318	308-318	309	319	309-319	310-310	310	310-310	r (最小)	311	321	311-321	312	322	312-322	313	323	313-323	314	324	314-324	315	325	315-325	316	326	316-326	317	327	317-327	318	328	318-328	319	329	319-329	320-320	320	320-320	r (最小)	321	331	321-331	322	332	322-332	323	333	323-333	324	334	324-334	325	335	325-335	326	336	326-336	327	337	327-337	328	338	328-338	329	339	329-339	330-330	330	330-330	r (最小)	331	341	331-341	332	342	332-342	333	343	333-343	334	344	334-344	335	345	335-345	336	346	336-346	337	347	337-347	338	348	338-348	339	349	339-349	340-340	340	340-340	r (最小)	341	351	341-351	342	352	342-352	343	353	343-353	344	354	344-354	345	355	345-355	346	356	346-356	347	357	347-357	348	358	348-358	349	359	349-359	350-350	350	350-350	r (最小)	351	361	351-361	352	362	352-362	353	363	353-363	354	364	354-364	355	365	355-365	356	366	356-366	357	367	357-367	358	368	358-368	359	369	359-369	360-360	360	360-360	r (最小)	361	371	361-371	362	372	362-372	363	373	363-373	364	374	364-374	365	375	365-375	366	376	366-376	367	377	367-377	368	378	368-378	369	379	369-379	370-370	370	370-370	r (最小)	371	381	371-381	372	382	372-382	373	383	373-383	374	384	374-384	375	385	375-385	376	386	376-386	377	387	377-387	378	388	378-388	379	389	379-389	380-380	380	380-380	r (最小)	381

表6.1 向心轴承的外形尺寸 (圆锥滚子轴承除外) — 2 —

单位: mm															
内 径 代 号	d	直径系列1						直径系列2						直径系列4	
		尺寸系列			尺寸系列			尺寸系列			尺寸系列				
		B			B			B			B				
		01	11	21	31	41	01	11~41	尺寸系列	尺寸系列	尺寸系列	尺寸系列	尺寸系列		
		r (最小)						D	r (最小)			r (最小)			
		82	02	12	22	32	42		82	03	13	23	33	04~24	
— 1	0.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
— 1	1.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
— 2	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
— 3	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
4	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
5	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
6	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
8	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
9	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
00	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
01	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
02	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
03	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
04	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
05	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
06	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
07	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
08	35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
09	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
10	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
11	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
12	60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
13	65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
14	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
15	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
16	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
17	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
18	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
19	95	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
20	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

21	105	175	22	33	42	56	69	1.1	2	190	27	36	—	50	65.1	85	1.5	2.1	225	37	49	53	77	87.3	2.1	3	260	60	100	4	
22	110	180	22	33	42	66	80	1.5	2	200	28	38	—	53	69.8	90	1.5	2.1	240	42	50	57	86	92.1	3	3	280	65	108	4	
24	120	200	25	38	48	62	80	2	2.1	215	40	42	40	58	76	95	—	2.1	260	44	55	62	106	3	3	310	72	118	5		
26	130	210	25	38	48	64	80	1.5	2	230	—	40	46	64	80	100	—	3	280	48	58	66	93	112	3	4	340	78	128	5	
28	140	225	27	40	50	68	85	1.5	2.1	250	—	42	50	68	88	109	—	3	300	50	62	70	102	118	4	4	360	82	132	5	
30	150	250	31	46	60	80	100	2	2.1	270	—	45	54	73	96	118	—	3	320	—	65	75	108	128	—	4	380	85	138	5	
32	160	270	34	51	66	86	109	2	2.1	290	—	48	58	80	104	128	—	3	340	—	68	79	114	136	—	4	400	88	142	5	
34	170	280	34	51	66	88	109	2	2.1	310	—	52	62	86	110	140	—	4	360	—	72	84	120	140	—	4	420	92	145	5	
36	180	300	37	56	72	96	118	2.1	3	320	—	52	62	86	112	140	—	4	380	—	75	88	126	150	—	4	440	95	150	6	
38	190	320	42	60	78	104	128	3	3	340	—	55	65	92	120	150	—	4	400	—	78	92	132	155	—	5	460	98	155	6	
40	200	340	44	65	82	112	140	3	3	360	—	58	70	98	128	160	—	4	420	—	80	97	138	165	—	5	480	102	160	6	
42	220	370	48	69	88	120	150	3	4	400	—	65	78	108	144	180	—	4	460	—	88	106	145	180	—	5	540	115	180	6	
44	240	400	50	74	95	128	160	4	4	440	—	72	85	120	160	200	—	4	500	—	95	114	155	195	—	5	580	122	190	6	
46	260	440	57	82	106	146	180	4	4	480	—	80	90	130	174	218	—	5	540	—	102	123	165	206	—	6	620	132	206	7.5	
56	280	460	57	82	106	146	180	4	5	500	—	80	90	130	176	218	—	5	580	—	108	132	175	224	—	6	670	140	224	7.5	
60	300	500	63	90	118	160	200	5	5	540	—	85	98	140	192	243	—	5	620	—	109	140	185	236	—	7.5	710	150	236	7.5	
64	320	540	71	100	128	176	218	5	5	580	—	92	105	150	208	258	—	5	670	—	112	155	200	258	—	7.5	750	155	250	9.5	
68	340	580	78	106	140	190	243	5	5	620	—	92	118	165	224	280	—	6	710	—	118	165	212	272	—	7.5	800	165	265	9.5	
72	360	600	78	106	140	192	243	5	5	650	—	95	122	170	232	290	—	6	750	—	125	170	224	290	—	7.5	850	180	290	9.5	
76	380	620	78	106	140	194	243	5	5	680	—	95	132	175	240	300	—	6	780	—	128	175	230	300	—	7.5	900	190	300	9.5	
80	400	650	80	112	145	200	250	6	6	720	—	103	140	185	256	315	—	6	820	—	136	185	243	308	—	7.5	950	200	315	12	
84	420	700	88	122	165	224	280	6	6	760	—	109	150	195	272	335	—	7.5	850	—	136	190	250	315	—	9.5	980	206	325	12	
88	440	720	88	122	165	226	280	6	6	790	—	112	155	200	280	345	—	7.5	900	—	145	200	265	345	—	9.5	1030	212	335	12	
92	460	760	95	132	175	240	300	6	7.5	830	—	118	165	212	296	365	—	7.5	950	—	155	212	280	365	—	9.5	1060	218	345	12	
96	480	790	100	136	180	248	308	6	7.5	870	—	125	170	224	310	388	—	7.5	980	—	160	218	290	375	—	9.5	1120	230	365	15	
500	500	830	106	145	190	264	325	7.5	7.5	920	—	136	185	243	338	412	—	7.5	1030	—	170	230	300	388	—	12	1150	236	375	15	
530	530	870	109	160	195	272	335	7.5	7.5	980	—	145	200	258	355	450	—	9.5	1090	—	180	243	325	412	—	12	1220	250	400	15	
560	560	920	115	160	206	280	355	7.5	7.5	1030	—	150	206	272	365	475	—	9.5	1150	—	190	258	335	438	—	12	1280	258	412	15	
600	600	980	122	170	218	300	375	7.5	7.5	1090	—	155	212	280	388	488	—	9.5	1220	—	200	272	355	462	—	15	1360	272	438	15	
630	630	1030	128	175	230	315	400	7.5	7.5	1150	—	165	230	300	412	515	—	12	1280	—	206	280	375	488	—	15	1420	280	450	15	
670	670	1090	136	185	243	336	412	7.5	7.5	1220	—	175	243	315	438	545	—	12	1360	—	218	300	400	515	—	15	1500	290	475	15	
710	710	1150	140	195	250	345	438	9.5	9.5	1280	—	180	250	325	450	560	—	12	1420	—	224	325	438	560	—	15	—	—	—	—	
750	750	1220	150	206	272	365	475	9.5	9.5	1360	—	195	265	345	475	615	—	15	1500	—	236	325	438	560	—	15	—	—	—	—	
800	800	1280	155	212	272	375	475	9.5	9.5	1420	—	200	272	355	488	615	—	15	1600	—	258	355	462	600	—	15	—	—	—	—	
850	850	1360	165	224	290	400	500	12	12	1500	—	206	280	375	515	650	—	15	1700	—	272	375	488	630	—	19	—	—	—	—	
900	900	1420	165	230	300	412	515	12	12	1580	—	218	300	388	515	670	—	15	1780	—	280	388	500	650	—	19	—	—	—	—	
950	950	1500	175	243	315	438	545	12	12	1660	—	230	315	412	530	710	—	15	1850	—	290	400	515	670	—	19	—	—	—	—	
1000	1000	1580	185	258	335	462	580	12	12	1750	—	243	330	425	560	750	—	15	1950	—	300	412	545	710	—	19	—	—	—	—	
1060	1060	1660	190	265	345	475	600	12	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1120	1120	1750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1180	1180	1850	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1250	1250	1950	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1320	1320	2060	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1400	1400	2180	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1500	1500	2300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

备注 本表所列倒角尺寸不一定适用于下述情况:

- (a) 禁止动环槽外圈止动环槽一侧的角。
- (b) 薄壁圆柱滚子轴承套圈无挡边一侧的角。
- (c) 角接触球轴承套圈正面的角。
- (d) 圆锥孔轴承内圈的角。

表6.2 圆锥滚子轴承的

圆锥滚子轴承		329										320 X				330				331							
内径代号	d	直径系列9										直径系列0										直径系列1					
		尺寸系列29							倒角尺寸			尺寸系列20				尺寸系列30			倒角尺寸		尺寸系列31				倒角尺寸		
		I			II				内圈	外圈	尺寸系列20			尺寸系列30			内圈	外圈	尺寸系列31			内圈	外圈				
		D	B	C	T	B	C	T	r (最小)	D							B	C				T	B	C	T	r (最小)	D
00 01 02	10 12 15	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	28 32 32	11 12 —	— — —	11 12 13	14 14 13	— — 13	— — 14	— — 13	— — 0.3	— — 0.3	— — 0.3	— — 0.3	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
03 04 /22	17 20 22	— 37 40	— 11 —	— — —	— 11.6 —	12 12 12	9 9 12	12 12 12	— 0.3 0.3	— 0.3 0.3	35 42 44	13 15 15	— 12 11.5	13 15 15	15 17 —	— — —	15 17 —	— — —	— 0.6 0.6	— 0.6 0.6	— 0.6 0.6	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
05 /28 06	25 28 30	42 45 47	11 — 11	— — —	11.6 — 11.6	12 12 12	9 9 9	12 12 12	— 0.3 0.3	— 0.3 0.3	47 52 55	15 16 17	11.5 12 13	15 16 17	17 16 20	— — 16	14 — 16	17 17 20	— — 20	— 0.6 1	— 0.6 1	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
32 07 08	32 35 40	52 55 62	— 13 14	— 13 —	— 14 15	15 14 15	10 11.5 12	14 14 15	0.6 0.6 0.6	0.6 0.6 0.6	58 62 68	17 18 19	13 14 14.5	17 18 19	— 21 22	— 17 18	21 17 22	21 21 22	— 1 1	— 1 1	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
09 10 11	45 50 55	68 72 80	14 14 16	— — —	15 15 17	15 15 17	12 12 14	15 15 17	0.6 0.6 1	0.6 0.6 1	75 80 90	20 20 23	15.5 15.5 17.5	20 20 23	24 24 27	19 20 21	24 24 27	24 24 24	1 1 1.5	1 1 1.5	80 85 95	26 26 30	20.5 20 23	26 26 30	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	
12 13 14	60 65 70	85 90 100	16 16 19	— — —	17 17 20	17 17 20	14 14 16	17 17 20	1 1 1	1 1 1	95 100 110	23 23 25	17.5 17.5 23	23 23 25	27 27 31	21 21 25.5	27 27 31	27 27 31	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	100 110 120	30 34 37	23 26.5 29	30 34 37	1.5 1.5 2	1.5 1.5 1.5	
15 16 17	75 80 85	105 110 120	19 19 22	— — —	20 20 23	20 20 23	16 16 18	20 20 23	1 1 1.5	1 1 1.5	115 125 130	25 29 29	19 22 22	25 29 29	31 36 36	25.5 29.5 29.5	31 36 36	31 36 36	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	125 130 140	37 37 41	29 29 32	37 37 41	2 2 2.5	1.5 1.5 2	
18 19 20	90 95 100	125 130 140	22 22 24	— — —	23 23 25	23 23 25	18 18 20	23 23 25	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	140 145 150	32 32 32	24 24 32	32 32 32	39 39 39	32.5 32.5 32.5	39 39 39	39 39 39	2 2 2	1.5 1.5 1.5	150 160 165	45 49 52	35 38 40	45 49 52	2.5 2.5 2.5	2 2 2	
21 22 24	105 110 120	145 150 165	24 24 27	— — —	25 25 29	25 25 29	20 20 23	25 25 29	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	160 170 180	35 38 38	26 29 29	35 38 38	43 37 48	34 37 38	43 37 48	43 39 48	2.5 2.5 2.5	2 2 2	175 180 200	56 56 62	44 43 48	56 56 62	2.5 2.5 2.5	2 2 2	
26 28 30	130 140 150	180 190 210	30 30 36	— — —	32 32 38	32 32 38	25 25 30	32 32 38	2 2.5 2.5	1.5 1.5 2	200 210 225	45 48 48	34 36 36	45 46 48	55 56 59	43 44 46	55 56 59	2.5 2.5 3	2 2 2.5	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
32 34 36	160 170 180	220 230 250	36 36 42	— — —	38 38 45	38 38 45	30 30 34	38 38 45	2.5 2.5 2.5	2 2 2	240 260 280	51 57 64	38 43 48	51 57 64	— — —	— — —	— — —	3 3 3	2.5 2.5 2.5	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
38 40 44	190 200 220	260 280 300	42 48 48	— — —	45 51 51	45 51 51	34 39 39	45 51 51	2.5 3 3	2 2.5 2.5	290 310 340	64 70 76	48 53 76	64 70 76	— — —	— — —	— — —	3 3 4	2.5 2.5 3	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
48 52 56	240 260 280	320 360 380	48 — —	— — —	51 — —	51 — —	39 48 48	51 63.5 63.5	3 3 3	2.5 2.5 2.5	360 400 420	76 87 87	57 65 65	76 87 87	— — —	— — —	— — —	— 4 5	3 4 4	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
60 64 68 72	300 320 340 360	420 440 460 480	— — — —	— — — —	76 76 76 76	57 57 57 57	76 76 76 76	4 4 4 4	3 3 3 3	— — — —	460 480 — —	100 100 — —	74 74 — —	100 100 — —	— — — —	— — — —	— — — —	5 5 — —	4 4 — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —		

- 备注 1. 此表以外的轴承系列，也在ISO中有规定。
 2. 在直径系列9的尺寸系列中，分类I是旧标准规定的尺寸，分类II是ISO新规定的尺寸。
 未加区分的，则以ISO规定的尺寸(D、B、C、T)为准。
 3. 所列的倒角尺寸是ISO规定的最小允许尺寸，不适用于正面的角。

外形尺寸

单位: mm

302				322				332				303或303D				313			323				圆锥滚子轴承			
直径系列2												直径系列3												d	内径代号	
D	尺寸系列02			尺寸系列22			尺寸系列32			倒角尺寸 内圈 外圈		D	尺寸系列03				尺寸系列13			尺寸系列23			倒角尺寸 内圈 外圈			
	B	C	T	B	C	T	B	C	T	r (最小)	B		C	C ⁽¹⁾	T	B	C	T	B	C	T	r (最小)				
30 32 35	9 10 11	— 9 10	9.7 10.75 11.75	14 14 14	— 14.75 —	— — —	— — —	— — —	— — —	0.6 0.6 0.6	0.6 0.6 0.6	35 37 42	11 12 13	— — 11	— 11.9 12.9	— — —	— — —	— — —	17 17 17	— — 14	17.9 17.9 18.25	0.6 1 1	0.6 1 1			
40 47 50	12 14 14	11 12 12	13.25 15.25 15.25	16 18 18	14 15 15	17.25 19.25 19.25	— — —	— — —	— — —	1 1 1	1 1 1	47 52 56	14 15 16	12 13 14	— — —	15.25 16.25 17.25	— — —	— — —	— — —	19 21 21	16 18 18	20.25 22.25 22.25	1 1.5 1.5	1 1.5 1.5		
52 58 62	15 16 16	13 14 14	16.25 17.25 17.25	18 19 20	15 16 17	19.25 20.25 21.25	22 24 25	18 19 19.5	22 24 25	1 1 1	1 1 1	62 68 72	17 18 19	15 15 16	13 14 14	18.25 19.75 20.75	— — —	— — —	— — —	24 24 27	20 20 23	25.25 25.75 28.75	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5		
65 72 80	17 17 18	15 15 16	18.25 18.25 19.75	21 23 23	18 19 19	22.25 24.25 24.75	26 28 32	20.5 22 25	26 28 32	1 1.5 1.5	1 1.5 1.5	75 80 90	20 21 23	17 18 20	15 15 17	21.75 22.75 25.25	— — —	— — —	— — —	28 31 33	24 25 27	29.75 32.75 35.25	1.5 2 2	1.5 1.5 1.5		
85 90 100	19 20 21	16 17 18	20.75 21.75 22.75	23 23 25	19 21 21	24.75 24.75 26.75	32 32 35	25 24.5 35	32 32 35	1.5 1.5 1.5	1.5 1.5 1.5	100 110 120	25 27 29	22 23 23	18 19 21	27.25 29.25 31.5	— — —	— — —	— — —	36 40 43	30 33 35	38.25 42.25 45.5	2 2.5 2.5	1.5 2 11		
110 120 125	22 23 24	19 20 21	23.75 24.75 26.25	28 31 31	24 27 27	29.75 32.75 33.25	38 41 41	29 32 32	38 41 41	2 2 2	1.5 1.5 1.5	130 140 150	31 33 35	26 28 30	22 23 25	33.5 36 38	— — —	— — —	— — —	46 48 51	37 39 42	48.5 51 54	3 3 3	2.5 2.5 2.5		
130 140 150	25 26 28	22 22 24	27.25 28.25 30.5	31 33 36	27 28 30	33.25 35.25 38.5	41 46 49	31 35 37	41 46 49	2 2.5 2.5	1.5 2 2	160 170 180	37 39 41	31 33 34	26 27 28	40 42.5 44.5	— — —	— — —	— — —	55 58 60	45 48 49	58 61.5 63.5	3 3 4	2.5 2.5 3		
160 170 180	30 32 34	26 27 29	32.5 34.5 37	40 43 46	34 37 39	42.5 45.5 49	55 58 63	42 44 48	55 58 63	2.5 3 3	2.5 2.5 2.5	190 200 215	43 45 47	36 38 39	30 32 —	46.5 49.5 51.5	— — —	— — 35	— — 56.5	64 67 73	53 55 60	67.5 71.5 77.5	4 4 4	3 3 3		
190 200 215	36 38 40	30 32 34	39 41 43.5	50 53 58	43 50 50	53 56 61.5	62 68 —	58 68 —	68 73 —	3 3 3	2.5 2.5 2.5	225 240 260	49 50 55	41 42 46	— — —	53.5 54.5 59.5	53 57 62	36 38 42	68 68 68	77 83 86	63 65 69	81.5 84.5 90.5	4 4 4	3 3 3		
230 250 270	40 42 45	34 36 38	43.75 45.75 49	64 68 73	54 58 60	67.75 71.75 77	— — —	— — —	4 4 4	3 3 3	— — —	280 300 320	58 62 65	49 53 55	— — —	63.75 67.75 72	66 70 75	44 47 50	72 77 82	93 102 108	78 85 90	98.75 107.75 114	5 5 5	4 4 4		
290 310 320	48 52 52	40 43 45	52 57 57	80 86 87	67 71 71	84 91 91	— — —	— — —	4 5 5	3 4 4	— — —	340 360 380	68 72 75	58 62 64	— — —	75 80 83	79 84 88	— 92 97	87 100 97	114 120 126	95 100 106	121 127 134	5 5 5	4 4 4		
340 360 400	55 58 65	46 48 54	60 64 72	92 98 108	75 82 108	97 104 114	— — —	— — —	5 5 5	4 4 4	— — —	400 420 460	78 80 88	65 67 73	— — —	86 89 97	92 97 106	— 107 107	101 107 117	132 138 145	109 115 122	140 146 154	6 6 6	5 5 5		
440 480 500	72 80 80	60 67 67	79 89 89	120 130 130	100 106 106	127 137 137	— — —	— — —	5 6 6	4 5 5	— — —	500 540 580	95 102 108	80 85 90	— — —	97 113 119	114 123 132	— — —	125 135 145	155 165 175	132 136 145	165 176 187	6 6 6	5 6 6		
540 580 —	85 92 —	71 75 —	96 104 —	140 150 —	115 125 —	149 159 —	— — —	— — —	6 6 —	5 5 —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —		
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—</								

表6.3 推力轴承（平面座圈型）的

推力球轴承										511						512	522				
推力调心滚子轴承														292							
内 径 代 号	<i>d</i>	直径系列0					直径系列1					直径系列2									
		<i>D</i>	尺寸系列			<i>r</i> (最小)	<i>D</i>	尺寸系列			<i>r</i> (最小)	<i>D</i>	尺寸系列					<i>r</i> (最小)	<i>r_n</i> (最小)		
			70	90	10			71	91	11			72	92	12	22	22				
																	中圈				
																	<i>d</i> ₂			<i>B</i>	
		<i>T</i>					<i>T</i>					<i>T</i>									
4	4	12	4	—	6	0.3	—	—	—	—	16	6	—	8	—	—	—	0.3	—		
6	6	16	5	—	7	0.3	—	—	—	—	20	6	—	9	—	—	—	0.3	—		
8	8	18	5	—	7	0.3	—	—	—	—	22	6	—	9	—	—	—	0.3	—		
00	10	20	5	—	7	0.3	24	6	—	9	0.3	26	7	—	11	—	—	—	0.6	—	
01	12	22	5	—	7	0.3	26	6	—	9	0.3	28	7	—	11	—	—	—	0.6	—	
02	15	26	5	—	7	0.3	28	6	—	9	0.3	32	8	—	12	22	10	5	0.6	0.3	
03	17	28	5	—	7	0.3	30	6	—	9	0.3	35	8	—	12	—	—	—	0.6	—	
04	20	32	6	—	8	0.3	35	7	—	10	0.3	40	9	—	14	26	15	6	0.6	0.3	
05	25	37	6	—	8	0.3	42	8	—	11	0.6	47	10	—	15	28	20	7	0.6	0.3	
06	30	42	6	—	8	0.3	47	8	—	11	0.6	52	10	—	16	29	25	7	0.6	0.3	
07	35	47	6	—	8	0.3	52	8	—	12	0.6	62	12	—	18	34	30	8	1	0.3	
08	40	52	6	—	9	0.3	60	9	—	13	0.6	68	13	—	19	36	30	9	1	0.6	
09	45	60	7	—	10	0.3	65	9	—	14	0.6	73	13	—	20	37	35	9	1	0.6	
10	50	65	7	—	10	0.3	70	9	—	14	0.6	78	13	—	22	39	40	9	1	0.6	
11	55	70	7	—	10	0.3	78	10	—	16	0.6	90	16	21	25	45	45	10	1	0.6	
12	60	75	7	—	10	0.3	85	11	—	17	1	95	16	21	26	46	50	10	1	0.6	
13	65	80	7	—	10	0.3	90	11	—	18	1	100	16	21	27	47	55	10	1	0.6	
14	70	85	7	—	10	0.3	95	11	—	18	1	105	16	21	27	47	55	10	1	1	
15	75	90	7	—	10	0.3	100	11	—	19	1	110	16	21	27	47	60	10	1	1	
16	80	95	7	—	10	0.3	105	11	—	19	1	115	16	21	28	48	65	10	1	1	
17	85	100	7	—	10	0.3	110	11	—	19	1	125	18	24	31	55	70	12	1	1	
18	90	105	7	—	10	0.3	120	14	—	22	1	135	20	27	35	62	75	14	1.1	1	
20	100	120	9	—	14	0.6	135	16	21	25	1	150	23	30	38	67	85	15	1.1	1	
22	110	130	9	—	14	0.6	145	16	21	25	1	160	23	30	38	67	95	15	1.1	1	
24	120	140	9	—	14	0.6	155	16	21	25	1	170	23	30	39	68	100	15	1.1	1.1	
26	130	150	9	—	14	0.6	170	18	24	30	1	190	27	36	45	80	110	18	1.5	1.1	
28	140	160	9	—	14	0.6	180	18	24	31	1	200	27	36	46	81	120	18	1.5	1.1	
30	150	170	9	—	14	0.6	190	18	24	31	1	215	29	39	50	89	130	20	1.5	1.1	
32	160	180	9	—	14	0.6	200	18	24	31	1	225	29	39	51	90	140	20	1.5	1.1	
34	170	190	9	—	14	0.6	215	20	27	34	1.1	240	32	42	55	97	150	21	1.5	1.1	
36	180	200	9	—	14	0.6	225	20	27	34	1.1	250	32	42	56	98	150	21	1.5	2	
38	190	215	11	—	17	1	240	23	30	37	1.1	270	36	48	62	109	160	24	2	2	
40	200	225	11	—	17	1	250	23	30	37	1.1	280	36	48	62	109	170	24	2	2	
44	220	250	14	—	22	1	270	23	30	37	1.1	300	36	48	63	110	190	24	2	2	
48	240	270	14	—	22	1	300	27	36	45	1.5	340	45	60	78	—	—	—	2.1	—	
52	260	290	14	—	22	1	320	27	36	45	1.5	360	45	60	79	—	—	—	2.1	—	
56	280	310	14	—	22	1	350	32	42	53	1.5	380	45	60	80	—	—	—	2.1	—	
60	300	340	18	24	30	1	380	36	48	62	2	420	54	73	95	—	—	—	3	—	
64	320	360	18	24	30	1	400	36	48	63	2	440	54	73	95	—	—	—	3	—	

备注 1. 尺寸系列 22、23 及 24 是双列轴承。
2. 省略了轴圈、中圈的最大容许外径及座圈的最小容许内径（请参见推力轴承尺寸表）。

表6.3 推力轴承（平面座圈型）的

推力球轴承										511						512	522								
推力调心滚子轴承														292											
内 径 代 号	<i>d</i>	直径系列0					直径系列1					直径系列2													
		<i>D</i>	尺寸系列			<i>r</i> (最小)	<i>D</i>	尺寸系列			<i>r</i> (最小)	<i>D</i>	尺寸系列					<i>r</i> (最小)	<i>r_n</i> (最小)						
			70	90	10			71	91	11			72	92	12	22	22								
			<i>T</i>					<i>T</i>					<i>T</i>							中圈					
																				<i>d</i> ₂	<i>B</i>				
68 72 76	340 360 380	380 400 420	18 18 18	24 24 24	30 30 30	1 1 1	420 440 460	36 36 36	48 48 48	64 65 65	2 2 2	460 500 520	54 63 63	73 85 85	96 110 112	— — —	— — —	— — —	3 4 4	— — —					
80 84 88	400 420 440	440 460 480	18 18 18	24 24 24	30 30 30	1 1 1	480 500 540	36 36 45	48 48 60	65 65 80	2 2 2.1	540 580 600	63 73 73	85 95 95	112 130 130	— — —	— — —	— — —	4 5 5	— — —					
92 96 /500	460 480 500	500 520 540	18 18 18	24 24 24	30 30 30	1 1 1	560 580 600	45 45 45	60 60 60	80 80 80	2.1 2.1 2.1	620 650 670	73 78 78	95 103 103	130 135 135	— — —	— — —	— — —	5 5 5	— — —					
/530 /560 /600	530 560 600	580 610 650	23 23 23	30 30 30	38 38 38	1.1 1.1 1.1	640 670 710	50 50 50	67 67 67	85 85 85	3 3 3	710 750 800	82 85 90	109 115 122	140 150 160	— — —	— — —	— — —	5 5 5	— — —					
/630 /670 /710	630 670 710	680 730 780	23 27 32	30 36 42	38 45 53	1.1 1.5 1.5	750 800 850	54 58 63	73 78 85	95 105 112	3 4 4	850 900 950	100 103 109	132 140 145	175 180 190	— — —	— — —	— — —	6 6 6	— — —					
/750 /800 /850	750 800 850	820 870 920	32 32 32	42 42 42	53 53 53	1.5 1.5 1.5	900 950 1000	67 67 67	90 90 90	120 120 120	4 4 4	1000 1060 1120	112 118 122	150 155 160	195 205 212	— — —	— — —	— — —	6 7.5 7.5	— — —					
/900 /950 /1000	900 950 1000	980 1030 1090	36 36 41	48 48 54	63 63 70	2 2 2.1	1060 1120 1180	73 78 82	95 103 109	130 135 140	5 5 5	1180 1250 1320	125 136 145	170 180 190	220 236 250	— — —	— — —	— — —	7.5 7.5 9.5	— — —					
/1060 /1120 /1180	1060 1120 1180	1150 1220 1280	41 45 45	54 60 60	70 80 80	2.1 2.1 2.1	1250 1320 1400	85 90 100	115 122 132	150 160 175	5 5 6	1400 1460 1520	155 — —	206 206 206	265 — —	— — —	— — —	— — —	9.5 9.5 9.5	— — —					
/1250 /1320 /1400	1250 1320 1400	1360 1440 1520	50 — —	67 — —	85 95 95	3 3 3	1460 1540 1630	— — —	— — —	175 175 180	6 6 6	1610 1700 1790	— — —	216 228 234	— — —	— — —	— — —	— — —	9.5 9.5 12	— — —					
/1500 /1600 /1700	1500 1600 1700	1630 1730 1840	— — —	— — —	105 105 112	4 4 4	1750 1850 1970	— — —	— — —	195 195 212	6 6 7.5	1920 2040 2160	— — —	252 264 276	— — —	— — —	— — —	— — —	12 15 15	— — —					
/1800 /1900 /2000	1800 1900 2000	1950 2060 2160	— — —	— — —	120 130 130	4 5 5	2080 2180 2300	— — —	— — —	220 220 236	7.5 7.5 7.5	2280 — —	— — —	288 — —	— — —	— — —	— — —	— — —	15 — —	— — —					
/2120 /2240 /2360 /2500	2120 2240 2360 2500	2300 2430 2550 2700	— — — —	— — — —	140 150 150 160	5 5 5 5	2430 2570 2700 2850	— — — —	— — — —	243 258 265 272	7.5 9.5 9.5 9.5	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —					

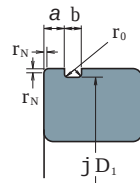
备注 1. 尺寸系列 22、23 及 24 是双列轴承。
2. 省略了轴圈、中圈的最大容许外径及座圈的最小容许内径（请参见推力轴承尺寸表）。

外形尺寸 — 2 —

单位: mm

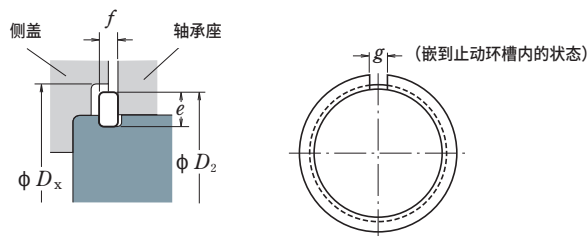
			513	523								514	524									推力球轴承			
		293									294											推力调心滚子轴承			
直径系列3										直径系列4										直径系列5				d	内径代号
D	尺寸系列						r (最小)	ri (最小)	D	尺寸系列						r (最小)	ri (最小)	D	尺寸系列		r (最小)				
	73	93	13	23	23					74	94	14	24	24					95						
	T				中国					T				中国					T						
540	90	122	160	—	—	—	5	—	620	125	170	220	—	—	—	7.5	—	750	243	12	340	68			
560	90	122	160	—	—	—	5	—	640	125	170	220	—	—	—	7.5	—	780	250	12	360	72			
600	100	132	175	—	—	—	6	—	670	132	175	224	—	—	—	7.5	—	820	265	12	380	76			
620	100	132	175	—	—	—	6	—	710	140	185	243	—	—	—	7.5	—	850	272	12	400	80			
660	103	140	180	—	—	—	6	—	730	140	185	243	—	—	—	7.5	—	900	290	15	420	84			
680	109	145	190	—	—	—	6	—	780	155	206	265	—	—	—	9.5	—	950	308	15	440	88			
710	112	150	195	—	—	—	6	—	800	155	206	265	—	—	—	9.5	—	980	315	15	460	92			
730	112	150	195	—	—	—	6	—	850	165	224	290	—	—	—	9.5	—	1000	315	15	480	96			
750	112	150	195	—	—	—	6	—	870	165	224	290	—	—	—	9.5	—	1060	335	15	500	/500			
800	122	160	212	—	—	—	7.5	—	920	175	236	308	—	—	—	9.5	—	1090	335	15	530	/530			
850	132	175	224	—	—	—	7.5	—	980	190	250	335	—	—	—	12	—	1150	355	15	560	/560			
900	136	180	236	—	—	—	7.5	—	1030	195	258	335	—	—	—	12	—	1220	375	15	600	/600			
950	145	190	250	—	—	—	9.5	—	1090	206	280	365	—	—	—	12	—	1280	388	15	630	/630			
1000	150	200	258	—	—	—	9.5	—	1150	218	290	375	—	—	—	15	—	1320	388	15	670	/670			
1060	160	212	272	—	—	—	9.5	—	1220	230	308	400	—	—	—	15	—	1400	412	15	710	/710			
1120	165	224	290	—	—	—	9.5	—	1280	236	315	412	—	—	—	15	—	—	—	—	750	/750			
1180	170	230	300	—	—	—	9.5	—	1360	250	335	438	—	—	—	15	—	—	—	—	800	/800			
1250	180	243	315	—	—	—	12	—	1440	—	354	—	—	—	—	15	—	—	—	—	850	/850			
1320	190	250	335	—	—	—	12	—	1520	—	372	—	—	—	—	15	—	—	—	—	900	/900			
1400	200	272	355	—	—	—	12	—	1600	—	390	—	—	—	—	15	—	—	—	—	950	/950			
1460	—	276	—	—	—	—	12	—	1670	—	402	—	—	—	—	15	—	—	—	—	1000	/1000			
1540	—	288	—	—	—	—	15	—	1770	—	426	—	—	—	—	15	—	—	—	—	1060	/1060			
1630	—	306	—	—	—	—	15	—	1860	—	444	—	—	—	—	15	—	—	—	—	1120	/1120			
1710	—	318	—	—	—	—	15	—	1950	—	462	—	—	—	—	19	—	—	—	—	1180	/1180			
1800	—	330	—	—	—	—	19	—	2050	—	480	—	—	—	—	19	—	—	—	—	1250	/1250			
1900	—	348	—	—	—	—	19	—	2160	—	505	—	—	—	—	19	—	—	—	—	1320	/1320			
2000	—	360	—	—	—	—	19	—	2280	—	530	—	—	—	—	19	—	—	—	—	1400	/1400			
2140	—	384	—	—	—	—	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1500	/1500			
2270	—	402	—	—	—	—	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1600	/1600			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1700	/1700			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1800	/1800			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1900	/1900			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2000	/2000			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2120	/2120			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2240	/2240			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2360	/2360			
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2500	/2500			

表6.4 止动环槽及止动环的尺寸 — (1) 尺寸系列18和19的轴承



适用 轴承		止动环槽									
d		D	止动环槽径		止动环槽位置				止动环槽宽度		槽底圆角 半径 r_0
					a						
			D_1		轴承的尺寸系列						
18					19						
尺寸系列		最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	
—	10	22	20.8	20.5	—	—	1.05	0.9	1.05	0.8	0.2
—	12	24	22.8	22.5	—	—	1.05	0.9	1.05	0.8	0.2
—	15	28	26.7	26.4	—	—	1.3	1.15	1.2	0.95	0.25
—	17	30	28.7	28.4	—	—	1.3	1.15	1.2	0.95	0.25
20	—	32	30.7	30.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
22	—	34	32.7	32.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
25	20	37	35.7	35.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
—	22	39	37.7	37.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
28	—	40	38.7	38.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
30	25	42	40.7	40.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
32	—	44	42.7	42.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	28	45	43.7	43.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
35	30	47	45.7	45.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
40	32	52	50.7	50.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
—	35	55	53.7	53.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
45	—	58	56.7	56.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	40	62	60.7	60.3	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
50	—	65	63.7	63.3	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	45	68	66.7	66.3	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
55	50	72	70.7	70.3	1.7	1.55	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
60	—	78	76.2	75.8	1.7	1.55	—	—	1.6	1.3	0.4
—	55	80	77.9	77.5	—	—	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
65	60	85	82.9	82.5	1.7	1.55	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
70	65	90	87.9	87.5	1.7	1.55	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
75	—	95	92.9	92.5	1.7	1.55	—	—	1.6	1.3	0.4
80	70	100	97.9	97.5	1.7	1.55	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
—	75	105	102.6	102.1	—	—	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
85	80	110	107.6	107.1	2.1	1.9	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
90	—	115	112.6	112.1	2.1	1.9	—	—	1.6	1.3	0.4
95	85	120	117.6	117.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
100	90	125	122.6	122.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
105	95	130	127.6	127.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
110	100	140	137.6	137.1	2.5	2.3	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
—	105	145	142.6	142.1	—	—	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
120	110	150	147.6	147.1	2.5	2.3	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
130	120	165	161.8	161.3	3.3	3.1	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
140	—	175	171.8	171.3	3.3	3.1	—	—	2.2	1.9	0.6
—	130	180	176.8	176.3	—	—	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
150	140	190	186.8	186.3	3.3	3.1	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
160	—	200	196.8	196.3	3.3	3.1	—	—	2.2	1.9	0.6

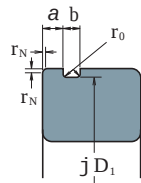
备注 外圈止动环槽侧倒角尺寸 r_N 的最小容许值如下：
尺寸系列 18：外径 $\leq 78\text{mm}$ 的，使用 0.3mm 倒角。
所有其他超过 78mm 的，使用 0.5mm 倒角。
尺寸系列 19：外径 $\leq 24\text{mm}$ 的，使用 0.2mm 倒角。
 $\leq 47\text{mm}$ 的，使用 0.3mm 倒角。
所有其他超过 47mm 的，使用 0.5mm 倒角（不过， 68mm 外径需使用 0.3mm 倒角，这一点不同于 ISO 15 的标准规定）。



单位: mm

止动环							侧盖
止动环代号	截面高度		厚度		嵌到止动环槽内的状态 (参考)		台阶内径 (参考)
	e		f		缺口宽度 g	止动环 外径 D_2	D_X
	最大	最小	最大	最小	约	最大	最小
NR 1022	2.0	1.85	0.7	0.6	2	24.8	25.5
NR 1024	2.0	1.85	0.7	0.6	2	26.8	27.5
NR 1028	2.05	1.9	0.85	0.75	3	30.8	31.5
NR 1030	2.05	1.9	0.85	0.75	3	32.8	33.5
NR 1032	2.05	1.9	0.85	0.75	3	34.8	35.5
NR 1034	2.05	1.9	0.85	0.75	3	36.8	37.5
NR 1037	2.05	1.9	0.85	0.75	3	39.8	40.5
NR 1039	2.05	1.9	0.85	0.75	3	41.8	42.5
NR 1040	2.05	1.9	0.85	0.75	3	42.8	43.5
NR 1042	2.05	1.9	0.85	0.75	3	44.8	45.5
NR 1044	2.05	1.9	0.85	0.75	4	46.8	47.5
NR 1045	2.05	1.9	0.85	0.75	4	47.8	48.5
NR 1047	2.05	1.9	0.85	0.75	4	49.8	50.5
NR 1052	2.05	1.9	0.85	0.75	4	54.8	55.5
NR 1055	2.05	1.9	0.85	0.75	4	57.8	58.5
NR 1058	2.05	1.9	0.85	0.75	4	60.8	61.5
NR 1062	2.05	1.9	0.85	0.75	4	64.8	65.5
NR 1065	2.05	1.9	0.85	0.75	4	67.8	68.5
NR 1068	2.05	1.9	0.85	0.75	5	70.8	72
NR 1072	2.05	1.9	0.85	0.75	5	74.8	76
NR 1078	3.25	3.1	1.12	1.02	5	82.7	84
NR 1080	3.25	3.1	1.12	1.02	5	84.4	86
NR 1085	3.25	3.1	1.12	1.02	5	89.4	91
NR 1090	3.25	3.1	1.12	1.02	5	94.4	96
NR 1095	3.25	3.1	1.12	1.02	5	99.4	101
NR 1100	3.25	3.1	1.12	1.02	5	104.4	106
NR 1105	4.04	3.89	1.12	1.02	5	110.7	112
NR 1110	4.04	3.89	1.12	1.02	5	115.7	117
NR 1115	4.04	3.89	1.12	1.02	5	120.7	122
NR 1120	4.04	3.89	1.12	1.02	7	125.7	127
NR 1125	4.04	3.89	1.12	1.02	7	130.7	132
NR 1130	4.04	3.89	1.12	1.02	7	135.7	137
NR 1140	4.04	3.89	1.7	1.6	7	145.7	147
NR 1145	4.04	3.89	1.7	1.6	7	150.7	152
NR 1150	4.04	3.89	1.7	1.6	7	155.7	157
NR 1165	4.85	4.7	1.7	1.6	7	171.5	173
NR 1175	4.85	4.7	1.7	1.6	10	181.5	183
NR 1180	4.85	4.7	1.7	1.6	10	186.5	188
NR 1190	4.85	4.7	1.7	1.6	10	196.5	198
NR 1200	4.85	4.7	1.7	1.6	10	206.5	208

表6.4 止动环槽及止动环的尺寸 — (2) 0、2、3、4直径系列的轴承

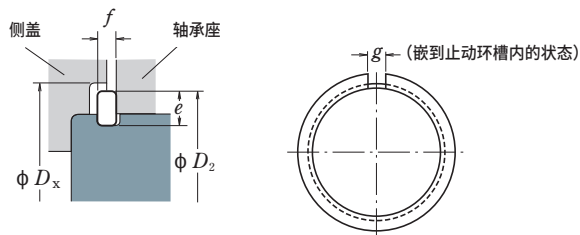


适用轴承				止动环槽									
d				D	止动环槽径 D ₁		止动环槽位置 a				止动环槽宽度 b		槽底圆 角半径 r ₀
							轴承的直径系列						
直径系列					0		2, 3, 4		最大	最小	最大	最小	
0	2	3	4		最大	最小	最大	最小					
10	—	—	—		26	24.5	24.25	1.35	1.19	—	—	1.17	
12	—	—	—	28	26.5	26.25	1.35	1.19	—	—	1.17	0.87	0.2
—	10	9	8	30	28.17	27.91	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
15	12	—	9	32	30.15	29.9	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
17	15	10	—	35	33.17	32.92	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
—	—	12	10	37	34.77	34.52	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
—	17	—	—	40	38.1	37.85	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
20	—	15	12	42	39.75	39.5	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
22	—	—	—	44	41.75	41.5	2.06	1.9	—	—	1.65	1.35	0.4
25	20	17	—	47	44.6	44.35	2.06	1.9	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
—	22	—	—	50	47.6	47.35	—	—	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
28	25	20	15	52	49.73	49.48	2.06	1.9	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
30	—	—	—	55	52.6	52.35	2.08	1.88	—	—	1.65	1.35	0.4
—	—	22	—	56	53.6	53.35	—	—	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
32	28	—	—	58	55.6	55.35	2.08	1.88	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
35	30	25	17	62	59.61	59.11	2.08	1.88	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	32	—	—	65	62.6	62.1	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
40	—	28	—	68	64.82	64.31	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	35	30	20	72	68.81	68.3	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
45	—	32	—	75	71.83	71.32	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
50	40	35	25	80	76.81	76.3	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	45	—	—	85	81.81	81.31	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
55	50	40	30	90	86.79	86.28	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
60	—	—	—	95	91.82	91.31	2.87	2.67	—	—	3	2.7	0.6
65	55	45	35	100	96.8	96.29	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
70	60	50	40	110	106.81	106.3	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
75	—	—	—	115	111.81	111.3	2.87	2.67	—	—	3	2.7	0.6
—	65	55	45	120	115.21	114.71	—	—	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
80	70	—	—	125	120.22	119.71	2.87	2.67	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
85	75	60	50	130	125.22	124.71	2.87	2.67	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
90	80	65	55	140	135.23	134.72	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
95	—	—	—	145	140.23	139.73	3.71	3.45	—	—	3.4	3.1	0.6
100	85	70	60	150	145.24	144.73	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
105	90	75	65	160	155.22	154.71	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
110	95	80	—	170	163.65	163.14	3.71	3.45	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
120	100	85	70	180	173.66	173.15	3.71	3.45	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
—	105	90	75	190	183.64	183.13	—	—	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
130	110	95	80	200	193.65	193.14	5.69	5.44	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6

注 (1) ISO 中未规定此止动环及适用轴承的止动环槽。

备注 1. 该止动环槽尺寸，不适用尺寸系列 00、82 及 83 的轴承。

2. 外圈的止动环槽侧倒角尺寸 r_N 的最小容许值设为 0.5mm。但是，直径系列 0 的公称轴承外径 35mm 以下的则设为 0.3mm。



单位: mm

止动环代号	截面高度		厚度		嵌到止动环槽内的状态 (参考)		侧盖
	e		f		缺口宽度 g	止动环 外径 D ₂	台阶内径 (参考) D _x
	最大	最小	最大	最小	约	最大	最小
NR 26 ⁽¹⁾	2.06	1.91	0.84	0.74	3	28.7	29.4
NR 28 ⁽¹⁾	2.06	1.91	0.84	0.74	3	30.7	31.4
NR 30	3.25	3.1	1.12	1.02	3	34.7	35.5
NR 32	3.25	3.1	1.12	1.02	3	36.7	37.5
NR 35	3.25	3.1	1.12	1.02	3	39.7	40.5
NR 37	3.25	3.1	1.12	1.02	3	41.3	42
NR 40	3.25	3.1	1.12	1.02	3	44.6	45.5
NR 42	3.25	3.1	1.12	1.02	3	46.3	47
NR 44	3.25	3.1	1.12	1.02	3	48.3	49
NR 47	4.04	3.89	1.12	1.02	4	52.7	53.5
NR 50	4.04	3.89	1.12	1.02	4	55.7	56.5
NR 52	4.04	3.89	1.12	1.02	4	57.9	58.5
NR 55	4.04	3.89	1.12	1.02	4	60.7	61.5
NR 56	4.04	3.89	1.12	1.02	4	61.7	62.5
NR 58	4.04	3.89	1.12	1.02	4	63.7	64.5
NR 62	4.04	3.89	1.7	1.6	4	67.7	68.5
NR 65	4.04	3.89	1.7	1.6	4	70.7	71.5
NR 68	4.85	4.7	1.7	1.6	5	74.6	76
NR 72	4.85	4.7	1.7	1.6	5	78.6	80
NR 75	4.85	4.7	1.7	1.6	5	81.6	83
NR 80	4.85	4.7	1.7	1.6	5	86.6	88
NR 85	4.85	4.7	1.7	1.6	5	91.6	93
NR 90	4.85	4.7	2.46	2.36	5	96.5	98
NR 95	4.85	4.7	2.46	2.36	5	101.6	103
NR 100	4.85	4.7	2.46	2.36	5	106.5	108
NR 110	4.85	4.7	2.46	2.36	5	116.6	118
NR 115	4.85	4.7	2.46	2.36	5	121.6	123
NR 120	7.21	7.06	2.82	2.72	7	129.7	131.5
NR 125	7.21	7.06	2.82	2.72	7	134.7	136.5
NR 130	7.21	7.06	2.82	2.72	7	139.7	141.5
NR 140	7.21	7.06	2.82	2.72	7	149.7	152
NR 145	7.21	7.06	2.82	2.72	7	154.7	157
NR 150	7.21	7.06	2.82	2.72	7	159.7	162
NR 160	7.21	7.06	2.82	2.72	7	169.7	172
NR 170	9.6	9.45	3.1	3	10	182.9	185
NR 180	9.6	9.45	3.1	3	10	192.9	195
NR 190	9.6	9.45	3.1	3	10	202.9	205
NR 200	9.6	9.45	3.1	3	10	212.9	215

6.2 轴承代号方法

轴承代号是表示轴承类型、外形尺寸、旋转精度、内部游隙及其他相关规格的字母数字组合。由基本代号和补充代号组成。一般采用的轴承外形尺寸，多是以ISO的规定为准。并且，这些标准轴承的代号在JIS B 1513（滚动轴承的代号方法）中都有相应规定。

为了详细区分轴承规格，NSK同时也使用了JIS以外的补充代号。

构成轴承代号的基本代号中，表示轴承类型、宽度和直径的轴承系列代号如表6.5所示。

基本代号、辅助符号以及常见代号和符号的意义见表6.6（A122~A123页）。

另外，接触角代号以及其他补充代号按照左到右的顺序列出。

作为参考，轴承代号举例如下：

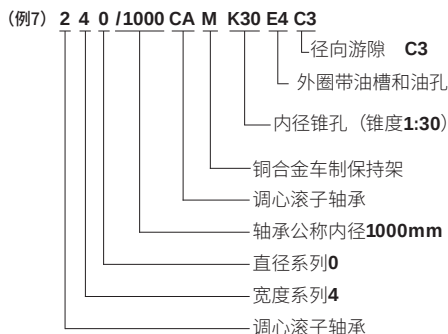
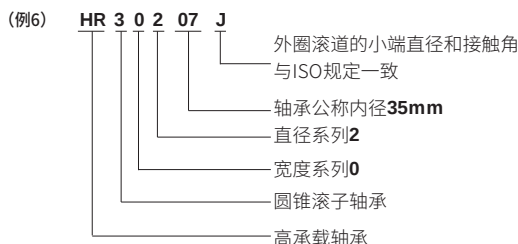
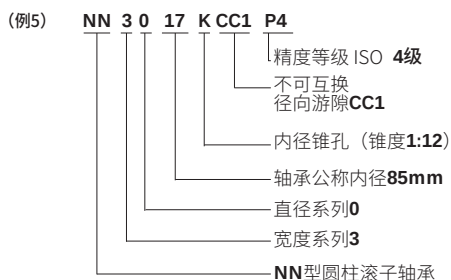
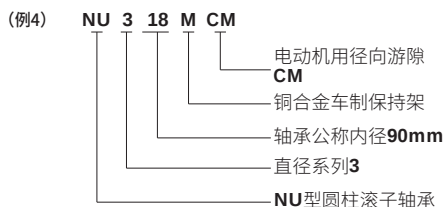
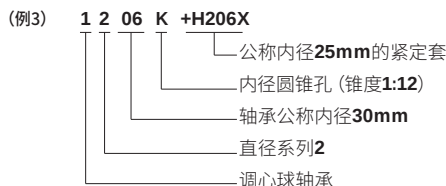
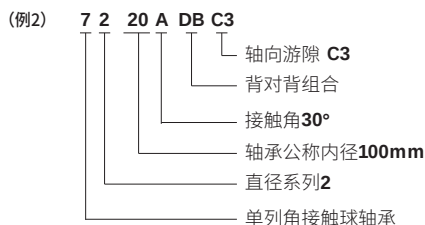
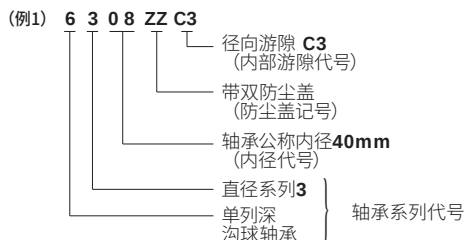


表6.5 轴承系列代号

轴承类型	轴承系列代号	类型代号	尺寸系列代号		轴承类型	轴承系列代号	类型代号	尺寸系列代号	
			宽度系列代号	直径系列代号				宽度系列或高度系列代号	直径系列代号
单列深沟球轴承	68	6	(1)	8	双列圆柱滚子轴承	NNU49	NNU	4	9
	69	6	(1)	9		NN30	NN	3	0
	60	6	(1)	0	滚针轴承	NA48	NA	4	8
	62	6	(0)	2		NA49	NA	4	9
	63	6	(0)	3		NA59	NA	5	9
单列角接触球轴承	79	7	(1)	9		NA69	NA	6	9
	70	7	(1)	0	圆锥滚子轴承	329	3	2	9
	72	7	(0)	2		320	3	2	0
	73	7	(0)	3		330	3	3	0
调心球轴承	12	1	(0)	2		331	3	3	1
	13	1	(0)	3		302	3	0	2
	22	(1)	2	2		322	3	2	2
	23	(1)	2	3		332	3	3	2
单列圆柱滚子轴承	NU10	NU	1	0		303	3	0	3
	NU2	NU	(0)	2		323	3	2	3
	NU22	NU	2	2	调心滚子轴承	230	2	3	0
	NU3	NU	(0)	3		231	2	3	1
	NU23	NU	2	3		222	2	2	2
	NU4	NU	(0)	4		232	2	3	2
	NJ2	NJ	(0)	2		213⁽¹⁾	2	0	3
	NJ22	NJ	2	2		223	2	2	3
	NJ3	NJ	(0)	3	平底座圈型推力球轴承	511	5	1	1
	NJ23	NJ	2	3		512	5	1	2
	NJ4	NJ	(0)	4		513	5	1	3
	NUP2	NUP	(0)	2		514	5	1	4
	NUP22	NUP	2	2		522	5	2	2
	NUP3	NUP	(0)	3	推力调心滚子轴承	523	5	2	3
	NUP23	NUP	2	3		524	5	2	4
	NUP4	NUP	(0)	4		292	2	9	2
	N10	N	1	0		293	2	9	3
	N2	N	(0)	2		294	2	9	4
	N3	N	(0)	3					
	N4	N	(0)	4					
	NF2	NF	(0)	2					
	NF3	NF	(0)	3					
	NF4	NF	(0)	4					

注 (1) 轴承系列代号213, 实际应该是203, 但习惯性使用213。
 备注 省略了宽度代号栏中以()表示的宽度代号。

表6.6 轴承代号的

基本代号														
轴承系列代号 ⁽¹⁾		内径代号		接触角代号		内部代号		材料代号		保持架代号		外观		
												密封圈、防尘盖代号		
代号	内容	代号	内容	代号	内容	代号	内容	代号	内容	代号	内容	代号	内容	
68	单列深沟球轴承	1	内径 1mm		(角接触球轴承)	A	内部设计与标准不同的	g	套圈、滚动体是渗碳钢	M	铜合金车制保持架	Z	} 一侧钢板防尘盖	
69		2	2									ZS		
60		3	3	A	标准接触角 30°	J	圆锥滚子轴承的外圈滚道的小端径、角度、外圈宽度与 ISO 355 规定一致					ZZ	} 两侧钢板防尘盖	
:		:	:									ZZS		
70	单列角接触球轴承	:	:											
72		:	:											
73		9	9	A5	标准接触角 25°			h	套圈、滚动体是不锈钢	W	钢板冲压保持架			
:		00	10											
12	调心球轴承	01	12	B	标准接触角 40°									
13		02	15									DU	一侧接触橡胶密封圈	
22		03	17							T	合成树脂保持架			
:														
NU10	圆柱滚子轴承			C	标准接触角 15°		(高承载) 轴承							
NJ 2		/22	22									DDU	两侧接触橡胶密封圈	
N 3		/28	28											
NN 30		/32	32							V	无保持架			
:						C	} 调心滚子轴承							
NA48	滚针轴承					CA							V	一侧非接触橡胶密封圈
NA49		04 ⁽³⁾	20			CD								
NA69		05	25											
:		06	30	省略	接触角 17° 以下	EA								
320	圆锥滚子轴承 ⁽²⁾	:	:											
322		:	:											
323		:	:											
:		88	440	C	接触角 约20°	E	圆柱滚子轴承					VV	两侧非接触橡胶密封圈	
230	调心滚子轴承	92	460											
222		96	480											
223		/500	500	D	接触角 约28°	E	推力调心滚子轴承							
:														
511	平面座圈型推力球轴承	/530	530											
512		/560	560			EA	角接触球轴承							
513		:	:											
:														
292	推力调心滚子轴承	/2 360	2 360											
293		/2 500	2 500											
294														
:														
HR ⁽⁴⁾ 高承载圆锥滚子轴承及其他														
代号符合JIS®的规定						NSK代号						NSK代号		
标于轴承上												不标于轴承上		

- 注 (1) 轴承系列代号根据表6.5。
 (2) 有关ISO新系列圆锥滚子轴承的基本代号, 请参考C182页。
 (3) 从内径代号04至96, 内径代号的5倍则为内径尺寸 (mm) (除双向推力球轴承)。
 (4) HR是在轴承系列代号前的NSK轴承代号。

内容和构成

补充代号																	
代号		配置形式 代号	内部游隙代号 预紧代号		精度等级代号		特殊规格代号		隔圈或套筒代号		润滑脂代号						
套圈形状代号																	
代号	内容	代号	内容	代号	内容 (径向游隙)	代号	内容	代号	内容	代号	内容	代号	内容				
K	内圈内径 锥孔 (锥 度1:12)	DB	背对背 配置	C1	小于C2游隙	省略	ISO 0级	X26	尺寸 稳定化 处理的 轴承 使用温度限 150 °C以下	+K	轴承 (带外隔圈)	AS2	SHELL ALVANIA GREASE S2				
K30	内圈内径 锥孔 (锥 度1:30)	DF	面对面 配置	C2	小于CN游隙	P6	ISO 6级			+L	轴承 (带内隔圈)	ENS	ENS GREASE				
				C3	大于CN游隙	P6X	ISO 6X级			+KL	轴承 (带内外 隔圈)	NS7	NS HI-LUBE				
				C4	大于C3游隙	P5	ISO 5级					PS2	MULTEMP PS No. 2				
C5	大于C4游隙			X28	使用温度限 200 °C以下												
E	套圈上有 切口或有 油孔							P4	ISO 4级			H	紧定套的 结构代号				
									P2						ISO 2级		
					E4	外径面带油 槽, 外圈带 油孔				(ABMA (7) 圆锥 滚子轴承)					X29	使用温度限 250 °C以下	
CC1	用于非互 换性圆柱 滚子轴 承	S11							调心滚子 轴承								
	CC2												小于CC游隙	CLASS 4			
	CC			普通游隙	CLASS 2												
CC3	大于CC游隙			CLASS 3													
CC4	大于CC3游隙					CLASS 0											
CC5	大于CC4游隙						CLASS 00										
N	外圈外径带 止动环槽							(角接触球轴承) (预紧)	尺寸稳定 化处理 使用温度 限200 °C 以下								
											MC1	小于MC2游隙	L 型平挡圈 的结构代号				
												MC2				小于MC3游隙	
MC3	普通游隙																
MC4	大于MC3游隙																
MC5	大于MC4游隙																
MC6	大于MC5游隙																
NR	外圈外径带 止动环槽和 止动环										CM	电机用深沟球轴承 的游隙					
												CT CM			电机用圆柱滚子轴承 的游隙		
														EL L M H	超轻预紧 轻预紧 中度预紧 重度预紧		
一部分与 JIS®相同		与JIS®相同			NSK代号 一部分与JIS®/ BAS®相同						与JIS®相同	NSK代号, 一部分与JIS®相同					
一般标于轴承上											不标于轴承上						

注 (5) JIS: 日本工业标准。
(6) BAS: 日本轴承工业协会标准。
(7) ABMA: 美国轴承制造商协会。



7. 轴承的尺寸精度及旋转精度

7.1 轴承精度的规定 A 126

7.2 精度等级的选择 A 151

7.轴承的尺寸精度及旋转精度

7.1 轴承精度的规定

有关滚动轴承外形尺寸的公差、公差值及旋转精度，在ISO492/199/582（滚动轴承的精度）中均有规定。公差及公差值，分别遵循以下项目规定。

轴承精度等级，除ISO 普通精度0级以外，随着精度增高，有6X级(圆锥滚子轴承)、6级、5级、4级和2级，其中2级为ISO中的最高精度等级。表7.1列出了不同轴承类型及其适用的精度等级。

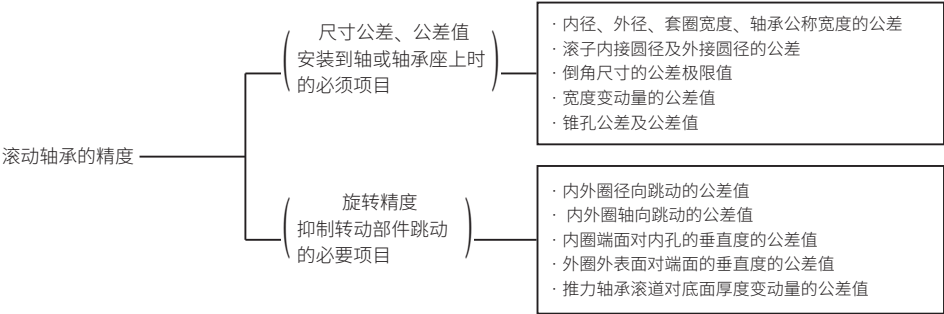


表7.1 轴承类型及其适用精度等级

轴承型式		适用精度等级					适用表	参照页	
深沟球轴承		0 级	6 级	5 级	4 级	2 级	表 7.2	A128 ~A131	
角接触球轴承		0 级	6 级	5 级	4 级	2 级			
调心球轴承		0 级	6 级相当	5 级相当	—	—			
圆柱滚子轴承		0 级	6 级	5 级	4 级	2 级			
滚针轴承		0 级	6 级	5 级	4 级	—			
调心滚子轴承		0 级	6 级	5 级	—	—			
圆锥滚子轴承	公制系列	0 级 6X 级	—	5 级	4 级	—	表 7.3	A132 ~A135	
	英制系列	ANSI/ABMA CLASS 4	ANSI / ABMA CLASS 2	ANSI / ABMA CLASS 3	ANSI / ABMA CLASS 0	ANSI / ABMA CLASS 00	表 7.4	A136 ~A137	
磁电机球轴承		0 级相当	6 级相当	5 级相当	—	—	表 7.5	A138 ~A139	
推力球轴承		0 级	6 级	5 级	4 级	—	表 7.6	A140 ~A142	
推力圆锥滚子轴承		0 级	—	—	—	—	表 7.7	A143 ~A144	
推力调心滚子轴承		0 级	—	—	—	—	表 7.8	A145	
比较等级 (参考)	JIS ⁽¹⁾		0 级	6 级	5 级	4 级	2 级	—	—
	DIN ⁽²⁾		P0	P6	P5	P4	P2	—	—
	ANSI / ABMA ⁽³⁾	球轴承	ABEC 1	ABEC 3	ABEC 5 (CLASS 5P)	ABEC 7 (CLASS 7P)	ABEC 9 (CLASS 9P)	表 7.2 (表 7.9)	A128 ~A131 (A146 ~A147)
		滚子轴承	RBEC 1	RBEC 3	RBEC 5	—	—		
		圆锥滚子轴承	CLASS4	CLASS 2	CLASS 3	CLASS 0	CLASS 00	(表 7.4)	(A136 ~137)
	GB/T ⁽⁴⁾		0 级	6 级	5 级	4 级	2 级	—	—

注 (1) 日本工业标准 (2) 德国标准化协会 (3) 美国国家标准学会 / 美国轴承制造商协会 (4) 中国国家标准
备注 倒角尺寸的公差极限值依据表 7.10 (A148 和 A149 页)，圆锥孔的公差及公差值依据表 7.11 (A150 和 A151 页)。

(参考) 旋转精度的图示含义及测量方法，如图 7.1 所示。在 ISO 5593、JIS B 0104 (滚动轴承术语)，JIS B 1515 (滚动轴承测量方法) 等均有详细描述。

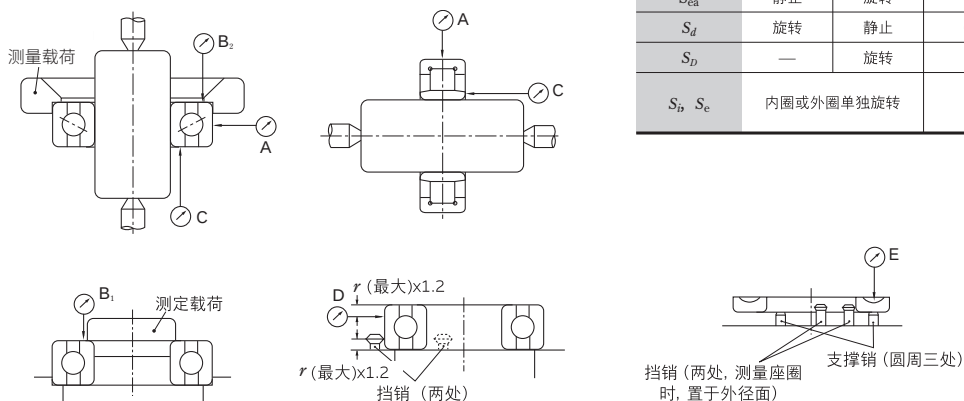


图 7.1 旋转精度的测量方法 (概略)

附表

旋转精度	内圈	外圈	指示器
K_{ia}	旋转	静止	A
K_{ea}	静止	旋转	A
S_{ia}	旋转	静止	B ₁
S_{ea}	静止	旋转	B ₂
S_d	旋转	静止	C
S_D	—	旋转	D
S_i, S_e	内圈或外圈单独旋转		E

外形尺寸与旋转精度用符号

d	轴承公称内径	D	轴承公称外径
Δ_{ds}	单一内径偏差	Δ_{Ds}	单一外径偏差
Δ_{dmp}	单一平面平均内径偏差	Δ_{Dmp}	单一平面平均外径偏差
V_{dp}	单一平面内径变动量	V_{Dp}	单一平面外径变动量
V_{dmp}	平均内径变动量	V_{Dmp}	平均外径变动量
B	内圈公称宽度	C	外圈公称宽度
Δ_{Bs}	内圈单一宽度偏差	Δ_{Cs}	外圈单一宽度偏差
V_{Bs}	内圈宽度变动量	V_{Cs}	外圈宽度变动量
K_{ia}	内圈径向跳动	K_{ea}	外圈径向跳动
S_d	内圈端面对内孔的垂直度	S_D	外圈外表面对端面的垂直度
S_{ia}	内圈轴向跳动	S_{ea}	外圈轴向跳动
S_i, S_e	推力轴承轴圈或中圈及座圈滚道对底面的厚度变动量		
T	轴承公称宽度		
Δ_{Ts}	轴承实际宽度偏差		

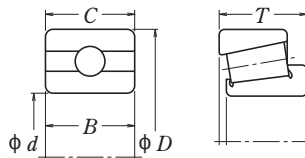


表7.2 向心轴承(圆锥滚子轴承外)

表7.2.1 内圈公差、公差值及

轴承公称内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 $\Delta d_{mp}^{(2)}$					单一内径偏差 $\Delta d_s^{(2)}$	
		0级	6级	5级	4级	2级	4级	2级
							直径系列	
							0, 1, 2, 3, 4	
超过	到	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下
0.6 ⁽¹⁾	2.5	0 - 8	0 - 7	0 - 5	0 - 4	0 -2.5	0 - 4	0 -2.5
2.5	10	0 - 8	0 - 7	0 - 5	0 - 4	0 -2.5	0 - 4	0 -2.5
10	18	0 - 8	0 - 7	0 - 5	0 - 4	0 -2.5	0 - 4	0 -2.5
18	30	0 - 10	0 - 8	0 - 6	0 - 5	0 -2.5	0 - 5	0 -2.5
30	50	0 - 12	0 -10	0 - 8	0 - 6	0 -2.5	0 - 6	0 -2.5
50	80	0 - 15	0 -12	0 - 9	0 - 7	0 -4	0 - 7	0 -4
80	120	0 - 20	0 -15	0 -10	0 - 8	0 -5	0 - 8	0 -5
120	150	0 - 25	0 -18	0 -13	0 -10	0 -7	0 -10	0 -7
150	180	0 - 25	0 -18	0 -13	0 -10	0 -7	0 -10	0 -7
180	250	0 - 30	0 -22	0 -15	0 -12	0 -8	0 -12	0 -8
250	315	0 - 35	0 -25	0 -18	- -	- -	- -	- -
315	400	0 - 40	0 -30	0 -23	- -	- -	- -	- -
400	500	0 - 45	0 -35	- -	- -	- -	- -	- -
500	630	0 - 50	0 -40	- -	- -	- -	- -	- -
630	800	0 - 75	- -	- -	- -	- -	- -	- -
800	1 000	0 -100	- -	- -	- -	- -	- -	- -
1 000	1 250	0 -125	- -	- -	- -	- -	- -	- -
1 250	1 600	0 -160	- -	- -	- -	- -	- -	- -
1 600	2 000	0 -200	- -	- -	- -	- -	- -	- -

内圈(或外圈)单一宽度偏差 ΔB_s (或 ΔC_s) ⁽³⁾								内圈(或外圈)宽度变动量 V_{B_s} (或 V_{C_s})				
单体轴承				组合轴承 ⁽⁴⁾				内圈(或外圈) ⁽⁵⁾		内圈		
0 级	6 级	5 级	4 级 2 级	0 级 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾	6 级 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾	5 级 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾	4 级 ⁽⁴⁾ 2 级 ⁽⁴⁾	0 级	6 级	5 级	4 级	2 级
上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	最大	最大	最大	最大	最大
0 -40	0 -40	0 -40	0 -40	- -	- -	0 -250	0 -250	12	12	5	2.5	1.5
0 -120	0 -120	0 -40	0 -40	0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	15	15	5	2.5	1.5
0 -120	0 -120	0 -80	0 -80	0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	20	20	5	2.5	1.5
0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	20	20	5	2.5	1.5
0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	20	20	5	3	1.5
0 -150	0 -150	0 -150	0 -150	0 -380	0 -380	0 -250	0 -250	25	25	6	4	1.5
0 -200	0 -200	0 -200	0 -200	0 -380	0 -380	0 -380	0 -380	25	25	7	4	2.5
0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	0 -500	0 -500	0 -380	0 -380	30	30	8	5	2.5
0 -250	0 -250	0 -250	0 -250	0 -500	0 -500	0 -380	0 -380	30	30	8	5	4
0 -300	0 -300	0 -300	0 -300	0 -500	0 -500	0 -500	0 -500	30	30	10	6	5
0 -350	0 -350	0 -350	- -	0 -500	0 -500	0 -500	- -	35	35	13	- -	- -
0 -400	0 -400	0 -400	- -	0 -630	0 -630	0 -630	- -	40	40	15	- -	- -
0 -450	0 -450	- -	- -	- -	- -	- -	- -	50	45	- -	- -	- -
0 -500	0 -500	- -	- -	- -	- -	- -	- -	60	50	- -	- -	- -
0 -750	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	70	- -	- -	- -	- -
0 -1 000	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	80	- -	- -	- -	- -
0 -1 250	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	100	- -	- -	- -	- -
0 -1 600	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	120	- -	- -	- -	- -
0 -2 000	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	140	- -	- -	- -	- -

- 注
- (1) 0.6 mm 包括在这个尺寸中。
 - (2) 适用于圆柱孔轴承。
 - (3) 外圈的宽度尺寸差及宽度不同,依据同样轴承的内圈值。5 级、4 级及 2 级的外圈的宽度的不同,依据表 7.2.2。
 - (4) 适用于成对或成组安装时单个轴承的内、外圈。
 - (5) 适用于 $d \geq 50$ mm 的锥孔内圈。
 - (6) 适用于深沟球轴承、角接触球轴承等球轴承。

公差及公差值

外圈宽度公差、公差值

单一平面内径变动量 $V_{dsp}^{(2)}$											平均内径变动量 $V_{dmp}^{(2)}$					
0级			6级			5级		4级		2级	0级	6级	5级	4级	2级	
直径系列			直径系列			直径系列		直径系列		直径系列						
9	0, 1	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	9	0,1,2,3,4	9	0,1,2,3,4	0,1,2,3,4						
最大			最大			最大		最大		最大	最大	最大	最大	最大	最大	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
13	10	8	10	8	6	6	5	5	4	2.5	8	6	3	2.5	1.5	
15	12	9	13	10	8	8	6	6	5	2.5	9	8	4	3	1.5	
19	19	11	15	15	9	9	7	7	5	4	11	9	5	3.5	2	
25	25	15	19	19	11	10	8	8	6	5	15	11	5	4	2.5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
38	38	23	28	28	17	15	12	12	9	8	23	17	8	6	4	
44	44	26	31	31	19	18	14	—	—	—	26	19	9	—	—	
50	50	30	38	38	23	23	18	—	—	—	30	23	12	—	—	
56	56	34	44	44	26	—	—	—	—	—	34	26	—	—	—	
63	63	38	50	50	30	—	—	—	—	—	38	30	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

单位: μm

内圈径向跳动 K_{ia}					内圈端面对内孔的垂直度 S_d			内圈轴向跳动 $S_{ia}^{(6)}$			轴承公称内径 d (mm)	
0级	6级	5级	4级	2级	5级	4级	2级	5级	4级	2级		
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	超过	到
10	5	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0.6 ⁽¹⁾	2.5
10	6	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	2.5	10
10	7	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	10	18
13	8	4	3	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	18	30
15	10	5	4	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	30	50
20	10	5	4	2.5	8	5	1.5	8	5	2.5	50	80
25	13	6	5	2.5	9	5	2.5	9	5	2.5	80	120
30	18	8	6	2.5	10	6	2.5	10	7	2.5	120	150
30	18	8	6	5	10	6	4	10	7	5	150	180
40	20	10	8	5	11	7	5	13	8	5	180	250
50	25	13	—	—	13	—	—	15	—	—	250	315
60	30	15	—	—	15	—	—	20	—	—	315	400
65	35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	500
70	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	500	630
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	630	800
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	800	1 000
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 000	1 250
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 250	1 600
140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 600	2 000

- 备注 1. 本表所规定的圆柱孔, 轴承内径的上偏差, 不适用于套圈端面的倒角尺寸 r (最大) 1.2 倍距离以内的范围。
 2. 根据 ABMA Std 20-1996: ABEC1-RBEC1、ABEC3-RBEC3、ABEC5-RBEC5、ABEC7-RBEC7 及 ABEC9-RBEC9 分别相当于 0 级、6 级、5 级、4 级及 2 级。

表7.2 向心轴承（圆锥滚子轴承外）

表7.2.2 外圈公差、

轴承公称 外径 D (mm)		单一平面平均外径偏差 ΔDmp						单一外径偏差 ΔDs			
		0级	6级	5级	4级	2级	4级		2级		
							直径系列				
							0, 1, 2, 3, 4				
超过	到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
2.5 ⁽¹⁾	6	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 4	0	- 2.5
6	18	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 2.5	0	- 2.5
18	30	0	- 9	0	- 8	0	- 6	0	- 4	0	- 4
30	50	0	- 11	0	- 9	0	- 7	0	- 4	0	- 4
50	80	0	- 13	0	- 11	0	- 9	0	- 4	0	- 4
80	120	0	- 15	0	- 13	0	- 10	0	- 5	0	- 5
120	150	0	- 18	0	- 15	0	- 11	0	- 5	0	- 5
150	180	0	- 25	0	- 18	0	- 13	0	- 7	0	- 7
180	250	0	- 30	0	- 20	0	- 15	0	- 8	0	- 8
250	315	0	- 35	0	- 25	0	- 18	0	- 8	0	- 8
315	400	0	- 40	0	- 28	0	- 20	0	- 10	0	- 10
400	500	0	- 45	0	- 33	0	- 23	-	-	-	-
500	630	0	- 50	0	- 38	0	- 28	-	-	-	-
630	800	0	- 75	0	- 45	0	- 35	-	-	-	-
800	1 000	0	- 100	0	- 60	-	-	-	-	-	-
1 000	1 250	0	- 125	-	-	-	-	-	-	-	-
1 250	1 600	0	- 160	-	-	-	-	-	-	-	-
1 600	2 000	0	- 200	-	-	-	-	-	-	-	-
2 000	2 500	0	- 250	-	-	-	-	-	-	-	-

- 注
- (1) 2.5mm包括在这个尺寸中。
 - (2) 仅适用于未安装止动环的情况。
 - (3) 适用于深沟球轴承、角接触球轴承等球轴承。
 - (4) 不适用于带法兰轴承
 - (5) 0级及6级轴承的外圈宽度变动量见表7.2.1。

- 备注
- 1. 本表所规定的轴承外径的下偏差，不适用于从套圈端面的倒角尺寸 r （最大）1.2 倍距离以内的范围。
 - 2. 根据ABMAStd20-1996：ABEC1·RBEC1、ABEC3·RBEC3、ABEC5·RBEC5、ABEC7·RBEC7及 ABEC9·RBEC9 分别相当于 0 级、6 级、5 级、4 级及 2 级。

的公差及公差值 及公差值

单一平面外径变动量 $V_{Dp}^{(2)}$													平均外径变动量 $V_{Dmp}^{(2)}$					
0级				6级				5级		4级		2级	0级	6级	5级	4级	2级	
开放型		防尘盖 密封圈		开放型		防尘盖 密封圈		开放型		开放型		开放型						
直径系列				直径系列				直径系列		直径系列		直径系列						
9	0, 1	2, 3, 4	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	0, 1, 2, 3, 4	9	0, 1, 2, 3, 4	9	0, 1, 2, 3, 4	0, 1, 2, 3, 4						
最大				最大				最大		最大		最大	最大	最大	最大	最大		
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
12	9	7	12	10	8	6	10	6	5	5	4	4	7	6	3	2.5	2	
14	11	8	16	11	9	7	13	7	5	6	5	4	8	7	4	3	2	
16	13	10	20	14	11	8	16	9	7	7	5	4	10	8	5	3.5	2	
19	19	11	26	16	16	10	20	10	8	8	6	5	11	10	5	4	2.5	
23	23	14	30	19	19	11	25	11	8	9	7	5	14	11	6	5	2.5	
31	31	19	38	23	23	14	30	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
38	38	23	—	25	25	15	—	15	11	11	8	8	23	15	8	6	4	
44	44	26	—	31	31	19	—	18	14	13	10	8	26	19	9	7	4	
50	50	30	—	35	35	21	—	20	15	15	11	10	30	21	10	8	5	
56	56	34	—	41	41	25	—	23	17	—	—	—	34	25	12	—	—	
63	63	38	—	48	48	29	—	28	21	—	—	—	38	29	14	—	—	
94	94	55	—	56	56	34	—	35	26	—	—	—	55	34	18	—	—	
125	125	75	—	75	75	45	—	—	—	—	—	—	75	45	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

单位: μm

外圈径向跳动 K_{ea}					外圈外表面 对端面的垂直度 $S_D^{(4)}$			外圈轴向跳动 $S_{ea}^{(3)(4)}$			外圈宽度变动量 $V_{Cs}^{(5)}$			轴承公称外径 D (mm)	
0级	6级	5级	4级	2级	5级	4级	2级	5级	4级	2级	5级	4级	2级		
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	超过	到
15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5	2.5 ⁽¹⁾	6
15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5	6	18
15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5	18	30
20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5	30	50
25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4	6	3	1.5	50	80
35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5	8	4	2.5	80	120
40	20	11	7	5	10	5	2.5	13	7	5	8	5	2.5	120	150
45	23	13	8	5	10	5	2.5	14	8	5	8	5	2.5	150	180
50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7	10	7	4	180	250
60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7	11	7	5	250	315
70	35	20	13	8	13	10	7	20	13	8	13	8	7	315	400
80	40	23	—	—	15	—	—	23	—	—	15	—	—	400	500
100	50	25	—	—	18	—	—	25	—	—	18	—	—	500	630
120	60	30	—	—	20	—	—	30	—	—	20	—	—	630	800
140	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	800	1 000
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 000	1 250
190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 250	1 600
220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 600	2 000
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 000	2 500

表7.3 公制系列 圆锥滚子轴承的公差及公差值

表7.3.1 内圈内径公差及旋转精度的公差值

轴承公称 内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δd_{mp}								单一内径偏差 Δd_s		单一平面内径变动量 Δd_p				平均内径变动量 V_{dmp}			
		0 级 6X 级		(6 级)		5 级		4 级		4 级		0 级 6X 级		(6 级)		5 级		4 级	
超过	到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
10 ⁽¹⁾	18	0	-12	0	-7	0	-7	0	-5	0	-5	12	7	5	4	9	5	5	4
18	30	0	-12	0	-8	0	-8	0	-6	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4
30	50	0	-12	0	-10	0	-10	0	-8	0	-8	12	10	8	6	9	8	5	4
50	80	0	-15	0	-12	0	-12	0	-9	0	-9	15	12	9	7	11	9	6	5
80	120	0	-20	0	-15	0	-15	0	-10	0	-10	20	15	11	8	15	11	8	5
120	180	0	-25	0	-18	0	-18	0	-13	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7
180	250	0	-30	0	-22	0	-22	0	-15	0	-15	30	22	17	11	23	16	11	8
250	315	0	-35	—	—	0	-25	0	-18	0	-18	35	—	19	12	26	—	13	9
315	400	0	-40	—	—	0	-30	—	—	—	—	40	—	23	—	30	—	15	—
400	500	0	-45	—	—	0	-35	—	—	—	—	45	—	28	—	34	—	17	—
500	630	0	-60	—	—	0	-40	—	—	—	—	60	—	35	—	40	—	20	—
630	800	0	-75	—	—	0	-50	—	—	—	—	75	—	45	—	45	—	25	—
800	1 000	0	-100	—	—	0	-60	—	—	—	—	100	—	60	—	55	—	30	—
1 000	1 250	0	-125	—	—	0	-75	—	—	—	—	125	—	75	—	65	—	37	—
1 250	1 600	0	-160	—	—	0	-90	—	—	—	—	160	—	90	—	80	—	45	—
1 600	2 000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	200	—	—	—	100	—	—	—

注⁽¹⁾ 10mm包括在这个尺寸中。

备注 1. 本表所规定的轴承内径的上偏差，不适用于从套圈端面的倒角尺寸 r （最大）1.2 倍距离以内的范围。
2. 公差及公差值的一部分，依据 NSK 规格。

表7.3.2 外圈外径公差及旋转精度的公差值

轴承公称 外径 D (mm)		单一平面平均外径偏差 ΔD_{mp}								单一外径偏差 ΔD_s		单一平面外径变动量 V_{Dsp}				平均外径变动量 V_{Dmp}			
		0 级 6X 级		(6 级)		5 级		4 级		4 级		0 级 6X 级		(6 级)		5 级		4 级	
超过	到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
18 ⁽¹⁾	30	0	-12	0	-8	0	-8	0	-6	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4
30	50	0	-14	0	-9	0	-9	0	-7	0	-7	14	9	7	5	11	7	5	5
50	80	0	-16	0	-11	0	-11	0	-9	0	-9	16	11	8	7	12	8	6	5
80	120	0	-18	0	-13	0	-13	0	-10	0	-10	18	13	10	8	14	10	7	5
120	150	0	-20	0	-15	0	-15	0	-11	0	-11	20	15	11	8	15	11	8	6
150	180	0	-25	0	-18	0	-18	0	-13	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7
180	250	0	-30	0	-20	0	-20	0	-15	0	-15	30	20	15	11	23	15	10	8
250	315	0	-35	0	-25	0	-25	0	-18	0	-18	35	25	19	14	26	19	13	9
315	400	0	-40	0	-28	0	-28	0	-20	0	-20	40	28	22	15	30	21	14	10
400	500	0	-45	—	—	0	-33	—	—	—	—	45	—	26	—	34	—	17	—
500	630	0	-50	—	—	0	-38	—	—	—	—	60	—	30	—	38	—	20	—
630	800	0	-75	—	—	0	-45	—	—	—	—	80	—	38	—	55	—	25	—
800	1 000	0	-100	—	—	0	-60	—	—	—	—	100	—	50	—	75	—	30	—
1 000	1 250	0	-125	—	—	0	-80	—	—	—	—	130	—	65	—	90	—	38	—
1 250	1 600	0	-160	—	—	0	-100	—	—	—	—	170	—	90	—	100	—	50	—
1 600	2 000	0	-200	—	—	0	-125	—	—	—	—	210	—	120	—	110	—	65	—
2 000	2 500	0	-250	—	—	—	—	—	—	—	—	265	—	—	—	120	—	—	—

注⁽¹⁾ 18mm包括在这个尺寸中。

⁽²⁾ 不适用于带法兰轴承。

备注 1. 本表所规定的轴承外径的下偏差，不适用于从套圈端面的倒角尺寸 r （最大）1.2 倍距离以内的范围。
2. 公差及公差值的一部分，依据 NSK 规格。

单位: μm

内圈径向跳动 K_{ia}				内圈端面对 内孔的垂直度 S_d		内圈轴 向跳动 S_{ia}
0 级 6X 级	(6 级)	5 级	4 级	5 级	4 级	4 级
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
15	7	5	3	7	3	3
18	8	5	3	8	4	4
20	10	6	4	8	4	4
25	10	7	4	8	5	4
30	13	8	5	9	5	5
35	18	11	6	10	6	7
50	20	13	8	11	7	8
60	—	13	9	13	8	9
70	—	15	—	15	—	—
80	—	20	—	17	—	—
90	—	25	—	20	—	—
100	—	30	—	25	—	—
115	—	37	—	30	—	—
130	—	45	—	40	—	—
150	—	55	—	50	—	—
170	—	—	—	—	—	—

单位: μm

外圈径向跳动 K_{ea}				外圈外表面对 端面的垂直度 S_D		外圈轴 向跳动 S_{ea}
0 级 6X 级	(6 级)	5 级	4 级	5 级	4 级	4 级
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
18	9	6	4	8	4	5
20	10	7	5	8	4	5
25	13	8	5	8	4	5
35	18	10	6	9	5	6
40	20	11	7	10	5	7
45	23	13	8	10	5	8
50	25	15	10	11	7	10
60	30	18	11	13	8	10
70	35	20	13	13	10	13
80	—	24	—	17	—	—
100	—	30	—	20	—	—
120	—	36	—	25	—	—
140	—	43	—	30	—	—
160	—	52	—	38	—	—
180	—	62	—	50	—	—
200	—	73	—	65	—	—
220	—	—	—	—	—	—

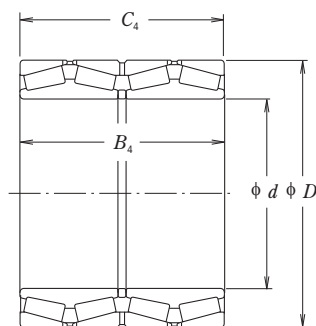
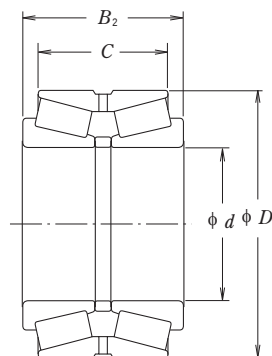
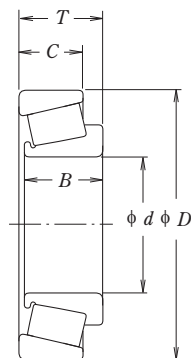
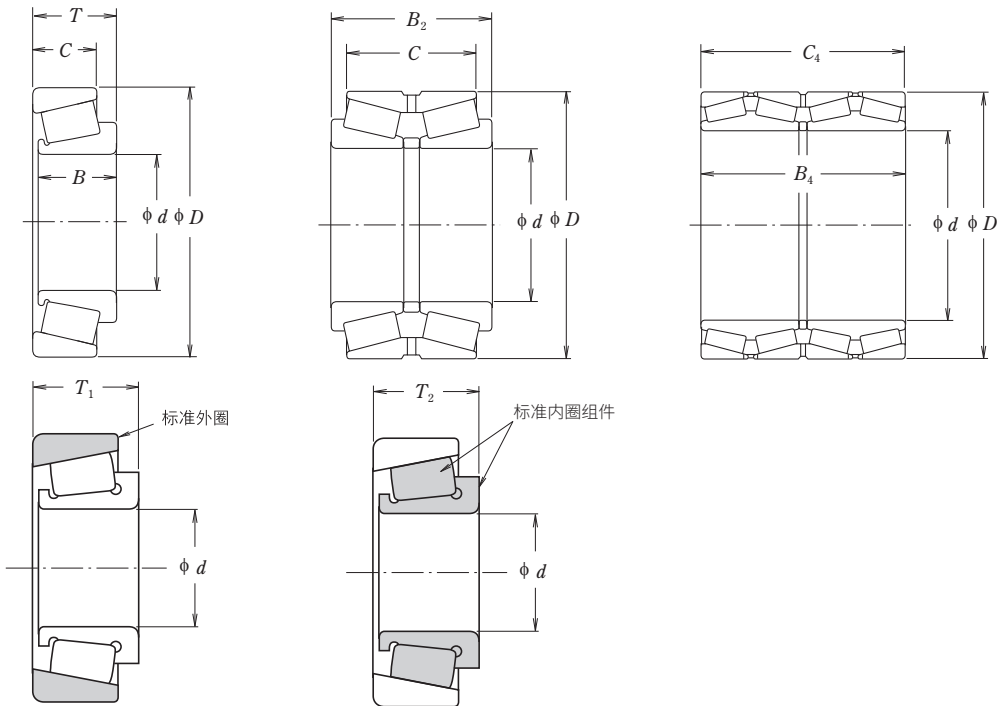


表7.3 公制系列 圆锥滚子
表7.3.3 套圈宽度、轴承

轴承公称 内径 d (mm)	内圈单一宽度偏差 ΔB_S						外圈单一宽度偏差 ΔC_S					
	0 级		6X 级		(6 级)		5 级		4 级		0 级	
	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
超过 到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
10 ⁽¹⁾ 18	0	-120	0	-50	0	-120	0	-200	0	-200	0	-120
18 30	0	-120	0	-50	0	-120	0	-200	0	-200	0	-120
30 50	0	-120	0	-50	0	-120	0	-240	0	-240	0	-120
50 80	0	-150	0	-50	0	-150	0	-300	0	-300	0	-150
80 120	0	-200	0	-50	0	-200	0	-400	0	-400	0	-200
120 180	0	-250	0	-50	0	-250	0	-500	0	-500	0	-250
180 250	0	-300	0	-50	0	-300	0	-600	0	-600	0	-300
250 315	0	-350	0	-50	—	—	0	-700	0	-700	0	-350
315 400	0	-400	0	-50	—	—	0	-800	—	—	0	-400
400 500	0	-450	0	-50	—	—	0	-900	—	—	0	-450
500 630	0	-500	—	—	—	—	0	-1 100	—	—	0	-500
630 800	0	-750	—	—	—	—	0	-1 600	—	—	0	-750
800 1 000	0	-1 000	—	—	—	—	0	-2 000	—	—	0	-1 000
1 000 1 250	0	-1 250	—	—	—	—	0	-2 000	—	—	0	-1 250
1 250 1 600	0	-1 600	—	—	—	—	0	-2 000	—	—	0	-1 600
1 600 2 000	0	-2 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注 (1) 10mm 包括在这个尺寸中。

备注 内圈组件的有效宽度 T_1 ，是指内圈组件与标准外圈组成轴承的组装宽度。
外圈的有效宽度 T_2 ，是指外圈与标准内圈组件组成的轴承的组装宽度。



轴承的公差及公差值 宽度及组合宽度的公差

单位: μm

轴承实际宽度偏差 ΔT_s						内圈组件实际有效宽度偏差 ΔT_{is}			
4 级	0 级	6X 级	(6 级)	5 级	4 级	0级	6X级	5级	4级
上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下
0 -200 0 -200 0 -240	+200 +200 +200	0 +100 0 0 +100 0 0 +100 0	+200 +200 +200	0 +200 -200 0 +200 -200 0 +200 -200	+200 -200 +200 -200 +200 -200	+100 0 +100 0 +100 0	+50 0 +50 0 +50 0	+100 -100 +100 -100 +100 -100	+100 -100 +100 -100 +100 -100
0 -300 0 -400 0 -500	+200 +200 +350	0 +100 0 -200 +100 0 -250 +150 0	+200 +200 +350	0 +200 -200 -200 +200 -200 -250 +350 -250	+200 -200 +200 -200 +350 -250	+100 0 +100 -100 +150 -150	+50 0 +50 0 +50 0	+100 -100 +100 -100 +150 -150	+100 -100 +100 -100 +150 -150
0 -600 0 -700 — —	+350 +350 +400	-250 +150 0 -250 +200 0 -400 +200 0	+350 -250 — — — —	+350 -250 +350 -250 +400 -400	+350 -250 +350 -250 — —	+150 -150 +150 -150 +200 -200	+50 0 +100 0 +100 0	+150 -150 +150 -150 +200 -200	+150 -150 +150 -150 — —
— — — — — —	+400 +500 +600	-400 — — -500 — — -600 — —	+200 0 — — — —	+400 -400 +500 -500 +600 -600	— — — — — —	+225 -225 — — — —	+100 0 — — — —	+225 -225 — — — —	— — — — — —
— — — — — — — —	+750 +900 +1 050 +1 200	-750 — — -900 — — -1 050 — — -1 200 — —	— — — — — — — —	+750 -750 +750 -750 +900 -900 — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —

单位: μm

外圈实际有效宽度偏差 ΔT_{2s}				轴承组合宽度偏差		轴承公称 内径 d (mm)
0级	6X级	5级	4级	ΔB_{2s}	$\Delta B_{4s}, \Delta C_{4s}$	
				双列轴承所有等级	四列轴承所有等级	
上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	超过 到
+100 0 +100 0 +100 0	+50 0 +50 0 +50 0	+100 -100 +100 -100 +100 -100	+100 -100 +100 -100 +100 -100	+200 -200 +200 -200 +200 -200	— — — — — —	10⁽¹⁾ 18 18 30 30 50
+100 0 +100 -100 +200 -100	+50 0 +50 0 +100 0	+100 -100 +100 -100 +200 -100	+100 -100 +100 -100 +200 -100	+300 -300 +300 -300 +400 -400	+300 -300 +400 -400 +500 -500	50 80 80 120 120 180
+200 -100 +200 -100 +200 -200	+100 0 +100 0 +100 0	+200 -100 +200 -100 +200 -200	+200 -100 +200 -100 — —	+450 -450 +550 -550 +600 -600	+600 -600 +700 -700 +800 -800	180 250 250 315 315 400
+225 -225 — — — —	+100 0 — — — —	+225 -225 — — — —	— — — — — —	+700 -700 +800 -800 +1 200 -1 200	+900 -900 +1 000 -1 000 +1 500 -1 500	400 500 500 630 630 800
— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	— — — — — — — —	+1 500 -1 500 +1 500 -1 500 +1 500 -1 500 — —	800 1 000 1 000 1 250 1 250 1 600 1 600 2 000

表7.4 英制系列 圆锥滚子轴承的公差及公差值

(“CLASS**” (为ANSI/ABMA公差等级) 公差等级请参考A126页的表7.1。)

表7.4.1 内圈内径公差

单位: μm

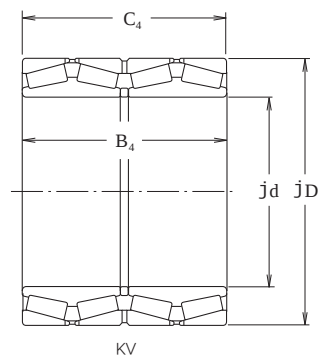
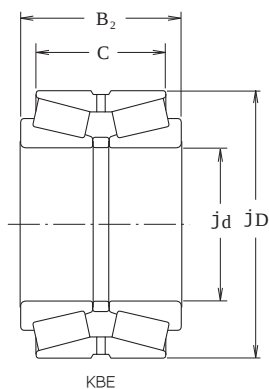
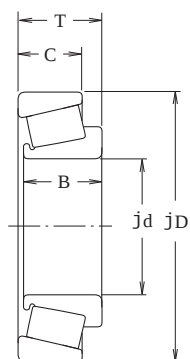
轴承公称内径 d				单一内径偏差 Δ_{ds}					
超过		到		CLASS 4, 2		CLASS 3, 0		CLASS 00	
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上	下	上	下	上	下
—	—	76.200	3.0000	+ 13	0	+13	0	+8	0
76.200	3.0000	266.700	10.5000	+ 25	0	+13	0	+8	0
266.700	10.5000	304.800	12.0000	+ 25	0	+13	0	—	—
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+ 51	0	+25	0	—	—
609.600	24.0000	914.400	36.0000	+ 76	0	+38	0	—	—
914.400	36.0000	1 219.200	48.0000	+102	0	+51	0	—	—
1 219.200	48.0000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

表7.4.2 外圈外径公差

轴承公称外径 D				单一外径偏差 Δ_{Ds}					
超过		到		CLASS 4, 2		CLASS 3, 0		CLASS 00	
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上	下	上	下	上	下
—	—	266.700	10.5000	+ 25	0	+13	0	+8	0
266.700	10.5000	304.800	12.0000	+ 25	0	+13	0	+8	0
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+ 51	0	+25	0	—	—
609.600	24.0000	914.400	36.0000	+ 76	0	+38	0	—	—
914.400	36.0000	1 219.200	48.0000	+102	0	+51	0	—	—
1 219.200	48.0000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

表7.4.3

轴承公称内径 d				单列轴承实际宽度偏差 ΔT_s									
超过		到		CLASS 4		CLASS 2		CLASS 3				CLASS 0, 00	
								$D \leq 508.000(\text{mm})$		$D > 508.000(\text{mm})$			
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下
— 101.600	— 4.0000	101.600 304.800	4.0000 12.0000	+203 +356	0 -254	+203 +203	0 0	+203 +203	-203 -203	+203 +203	-203 -203	+203 +203	-203 -203
304.800 609.600	12.0000 24.0000	609.600 —	24.0000 —	+381 +381	-381 -381	+381 —	-381 —	+203 +381	-203 -381	+381 +381	-381 -381	— —	— —



及内外圈径向跳动公差

单位: μm

K_{ia}, K_{ea}				
CLASS 4	CLASS 2	CLASS 3	CLASS 0	CLASS 00
最大	最大	最大	最大	最大
51 51 51	38 38 38	8 8 18	4 4 —	2 2 —
76 76 76	51 — —	51 76 76	— — —	— — —

轴承实际宽度及组合轴承宽度的公差

单位: μm

双列轴承 (KBE型) 组合宽度偏差 Δ_{B2s}						四列轴承 (KV型) 组合宽度偏差 $\Delta_{B4s}, \Delta_{C4s}$	
CLASS 4		CLASS 2		CLASS 3		CLASS 0,00	
				$D \leq 508.000 \text{ (mm)}$	$D > 508.000 \text{ (mm)}$		
上	下	上	下	上	下	上	下
+406 +711	0 -508	+406 +406	0 -203	+406 +406	-406 -406	+406 +406	-406 -406
+762 +762	-762 -762	+762 —	-762 —	+406 +762	-406 -762	— —	— —
						+1 524 +1 524	-1 524 -1 524
						+1 524 +1 524	-1 524 -1 524

表7.5 磁电机球轴承公差及公差值

表7.5.1 内圈公差、公差值和套圈宽度公差值及轴承宽度公差

轴承公称 内径 <i>d</i> (mm)		单一平面平均内径偏差 Δd_{mp}						单一平面内径变动量 V_{dsp}			平均内径变动量 V_{dmp}		
		0级相当		6级相当		5级相当		0级相当	6级相当	5级相当	0级相当	6级相当	5级相当
		上	下	上	下	上	下	最大	最大	最大	最大	最大	最大
超过	到												
2.5	10	0	−8	0	−7	0	−5	6	5	4	6	5	3
10	18	0	−8	0	−7	0	−5	6	5	4	6	5	3
18	30	0	−10	0	−8	0	−6	8	6	5	8	6	3

注 (1) 轴承外圈宽度偏差与宽度变动量取决于其内圈。
备注 本表所规定的轴承内径的上偏差，不适用于从套圈端面的倒角尺寸 *r*（最大）1.2 倍距离以内的范围。

表7.5.2 外圈的公差及公差值

轴承公称 外径 <i>D</i> (mm)		单一平面平均外径偏差 ΔD_{mp}									单一平面外径变动量 V_{Dp}					
		轴承系列E						轴承系列EN								
		0级相当		6级相当		5级相当		0级相当		6级相当		5级相当		0级相当	6级相当	5级相当
超过	到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大	最大	最大
6	18	+ 8	0	+7	0	+5	0	0	− 8	0	−7	0	−5	6	5	4
18	30	+ 9	0	+8	0	+6	0	0	− 9	0	−8	0	−6	7	6	5
30	50	+11	0	+9	0	+7	0	0	−11	0	−9	0	−7	8	7	5

备注 本表所规定的轴承外径的下偏差，不适用于从套圈端面的倒角尺寸 *r*（最大）1.2 倍距离以内的范围。

単位 μm											
内圈(或外圈)单一宽度偏差 Δ_{Bs} (或 Δ_{Cs}) ⁽¹⁾		内圈(或外圈)宽度变动量 V_{Bs} (或 V_{Cs}) ⁽¹⁾		轴承实际宽度偏差 ΔT_s		内圈径向跳动 K_{ia}			内圈端面对内孔的垂直度 S_d	内圈轴向跳动 S_{ia}	
0级相当 6级相当	5级相当	0级相当 6级相当	5级相当	0级相当	6级相当	5级相当	0级相当	6级相当	5级相当	5级相当	5级相当
上 下	上 下	最大	最大	上	下		最大	最大	最大	最大	最大
0 -120	0 -40	15	5	+120	-120		10	6	4	7	7
0 -120	0 -80	20	5	+120	-120		10	7	4	7	7
0 -120	0 -120	20	5	+120	-120		13	8	4	8	8

単位: μm

平均外径变动量 V_{Dmp}			外圈径向跳动 K_{ea}			外圈轴向跳动 S_{ea}	外圈外表面对端面的垂直度 S_D
0级相当	6级相当	5级相当	0级相当	6级相当	5级相当	5级相当	5级相当
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
6	5	3	15	8	5	8	8
7	6	3	15	9	6	8	8
8	7	4	20	10	7	8	8

表7.6 推力球轴承的公差及公差值
表7.6.1 轴圈内径的公差、公差值及旋转精度的公差值

单位: μm

轴承公称 内径 d 或 d_2 (mm)		单一平面平均内径偏差 Δd_{mp} 或 Δd_{2mp}				单一平面内径变动量 V_{dp} 或 V_{d2p}		轴圈或中圈及座圈滚道 对底面的厚度变动量 S_i 或 $S_e^{(1)}$			
		0级 6级 5级		4级		0级 6级 5级	4级	0级	6级	5级	4级
		上	下	上	下	最大	最大	最大	最大	最大	最大
—	18	0	— 8	0	— 7	6	5	10	5	3	2
18	30	0	— 10	0	— 8	8	6	10	5	3	2
30	50	0	— 12	0	— 10	9	8	10	6	3	2
50	80	0	— 15	0	— 12	11	9	10	7	4	3
80	120	0	— 20	0	— 15	15	11	15	8	4	3
120	180	0	— 25	0	— 18	19	14	15	9	5	4
180	250	0	— 30	0	— 22	23	17	20	10	5	4
250	315	0	— 35	0	— 25	26	19	25	13	7	5
315	400	0	— 40	0	— 30	30	23	30	15	7	5
400	500	0	— 45	0	— 35	34	26	30	18	9	6
500	630	0	— 50	0	— 40	38	30	35	21	11	7
630	800	0	— 75	0	— 50	—	—	40	25	13	8
800	1 000	0	— 100	—	—	—	—	45	30	15	—
1 000	1 250	0	— 125	—	—	—	—	50	35	18	—

注 (1) 双向轴承不依据 d_2 区分, 依据相同直径系列相同 D 的单向轴承 d 值。
另外, 座圈滚道的厚度变动量 S_e , 只适用于平底座圈型轴承。

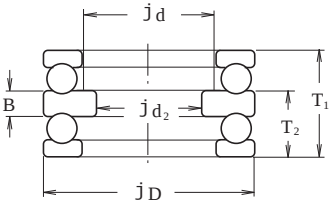
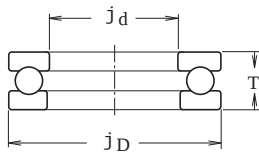


表7.6.2 座圈外径的公差、公差值及球面座垫圈外径的公差

单位: μm

公称外径或 球面座垫圈 公称外径 D 或 D_3 (mm)		单一平面平均外径偏差 Δ_{Dmp}						单一平面外径变动量 V_{Dp}		球面座垫圈外径偏差 $\Delta_{D_{3s}}$					
		平面座圈型				调心座圈型									
		0级	6级	5级	4级		0级	6级	0级 6级 5级	4级	0级	6级			
超过	到	上	下		上	下		上	下		最大	最大	上	下	
10 18 30	18 30 50	0	- 11		0	- 7		0	- 17		8	5	0	- 25	
		0	- 13		0	- 8		0	- 20		10	6	0	- 30	
		0	- 16		0	- 9		0	- 24		12	7	0	- 35	
50 80 120	80 120 180	0	- 19		0	-11		0	- 29		14	8	0	- 45	
		0	- 22		0	-13		0	- 33		17	10	0	- 60	
		0	- 25		0	-15		0	- 38		19	11	0	- 75	
180 250 315	250 315 400	0	- 30		0	-20		0	- 45		23	15	0	- 90	
		0	- 35		0	-25		0	- 53		26	19	0	-105	
		0	- 40		0	-28		0	- 60		30	21	0	-120	
400 500 630	500 630 800	0	- 45		0	-33		0	- 68		34	25	0	-135	
		0	- 50		0	-38		0	- 75		38	29	0	-180	
		0	- 75		0	-45		0	-113		55	34	0	-225	
800	1 000	0	-100		-	-		-	-		75	-	-	-	
1 000	1 250	0	-125		-	-		-	-		-	-	-	-	
1 250	1 600	0	-160		-	-		-	-		-	-	-	-	

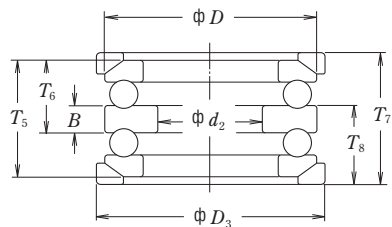
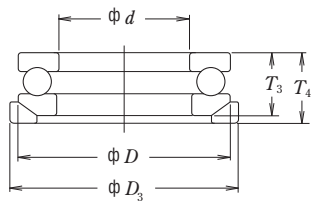


表7.6.3 推力球轴承的高度公差与中圈高度公差

单位: μm

轴承公称内径 $d^{(1)}$ (mm)		平面座圈型			调心座圈型			带球面座垫圈型				中圈 高度偏差 Δ_{Bs}			
		ΔT_{Ts} 或 ΔT_{2s}		ΔT_{1s}	ΔT_{3s} 或 ΔT_{6s}		ΔT_{5s}	ΔT_{4s} 或 ΔT_{8s}		ΔT_{7s}					
		0级、6级 5级、4级		0级、6级 5级、4级	0级 6级	0级 6级	0级 6级	0级 6级	0级 6级	0级、6级 5级、4级					
超过	到	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下		
-	30	0	- 75	+ 50	-150	0	- 75	+ 50	-150	+ 50	- 75	+150	-150	0	- 50
30	50	0	-100	+ 75	-200	0	-100	+ 75	-200	+ 50	-100	+175	-200	0	- 75
50	80	0	-125	+100	-250	0	-125	+100	-250	+ 75	-125	+250	-250	0	-100
80	120	0	-150	+125	-300	0	-150	+125	-300	+ 75	-150	+275	-300	0	-125
120	180	0	-175	+150	-350	0	-175	+150	-350	+100	-175	+350	-350	0	-150
180	250	0	-200	+175	-400	0	-200	+175	-400	+100	-200	+375	-400	0	-175
250	315	0	-225	+200	-450	0	-225	+200	-450	+125	-225	+450	-450	0	-200
315	400	0	-300	+250	-600	0	-300	+250	-600	+150	-275	+550	-550	0	-250

注 (1) 双向轴承依据相同直径系列相同 D 的单向轴承 d 值。

备注 本表中的 Δ_{Ts} 是下图所示相应高度 T 的偏差。

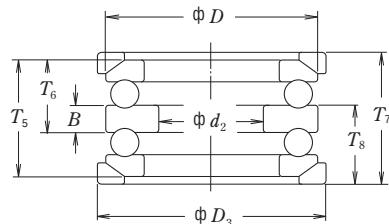
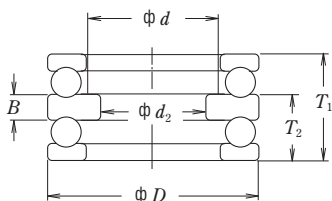
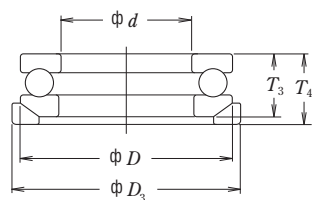
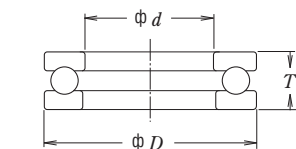


表7.7 推力圆锥滚子轴承的精度

表7.7.1 轴承内径公差和高度公差（公制系列 0级）

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δd_{mp}		轴承实际高度偏差 ΔT_s	
超过	到	上	下	上	下
80	120	0	-20	0	-150
120	180	0	-25	0	-175
180	250	0	-30	0	-200
250	315	0	-35	0	-225
315	400	0	-40	0	-300
400	500	0	-45	0	-350
500	630	0	-50	0	-450
630	800	0	-75	0	-550
800	1 000	0	-100	0	-700
1 000	1 250	0	-125	0	-900
1 250	1 600	0	-160	0	-1 200

表7.7.2

轴承外径公差（英制系列 0级）

单位: μm

轴承公称外径 D (mm)		单一平面平均外径偏差 ΔD_{mp}	
超过	到	上	下
180	250	0	-30
250	315	0	-35
315	400	0	-40
400	500	0	-45
500	630	0	-50
630	800	0	-75
800	1 000	0	-100
1 000	1 250	0	-125
1 250	1 600	0	-160
1 600	2 000	0	-200

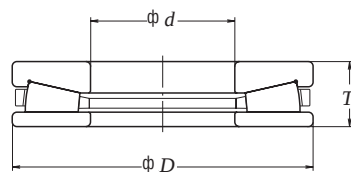
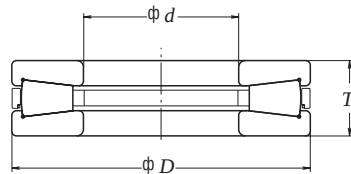


表7.7 推力圆锥滚子轴承的精度（NSK规格）

表7.7.3 轴承内径公差和高度公差（英制系列,Class4相当）

轴承公称内径				单一平面平均内径偏差		轴承实际高度偏差	
d				Δd_{mp}		ΔT_s	
超过		到					
(mm)	(英寸)	(mm)	(英寸)	上	下	上	下
—	—	304.800	12.0000	+25	0	+381	-381
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	+381	-381
609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	+381	-381
914.400	36.0000	1 219.200	48.0000	+102	0	+381	-381

表7.7.4 轴承外径的公差（英制系列,Class4相当）

轴承公称外径				单一平面平均外径偏差	
D				ΔD_{mp}	
超过		到		上	下
(mm)	(英寸)	(mm)	(英寸)		
—	—	304.800	12.0000	+25	0
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0
609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0
914.400	36.0000	1 219.200	48.0000	+102	0
1 219.200	48.0000	—	—	+127	0

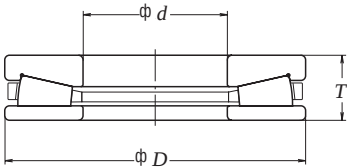
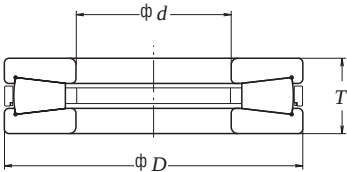


表7.8 推力调心滚子轴承的公差及公差值

表7.8.1 轴圈内径公差和高度公差(0级)

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δ_{dmp}		单一平面 内径变 动量 V_{dp}	参考		
					轴圈端面对内 孔的垂直度 S_d	轴承实际高度偏差 ΔT_s	
超过	到	上	下	最大	最大	上	下
50	80	0	-15	11	25	+150	-150
80	120	0	-20	15	25	+200	-200
120	180	0	-25	19	30	+250	-250
180	250	0	-30	23	30	+300	-300
250	315	0	-35	26	35	+350	-350
315	400	0	-40	30	40	+400	-400
400	500	0	-45	34	45	+450	-450

备注 本表所规定的轴承内径的上偏差, 不适用于从套圈端面的倒角尺寸 r (最大) 1.2 倍距离以内的范围。

表7.8.2 座圈的公差 (0级)

单位: μm

轴承公称外径 D (mm)		单一平面平均外径偏差 ΔD_{mp}	
		上	下
超过	到		
120	180	0	- 25
180	250	0	- 30
250	315	0	- 35
315	400	0	- 40
400	500	0	- 45
500	630	0	- 50
630	800	0	- 75
800	1 000	0	-100

备注 本表所规定的轴承外径的下偏差, 不适用于从套圈侧面至倒角尺寸 r (最大) 的 1.2 倍距离以内的范围。

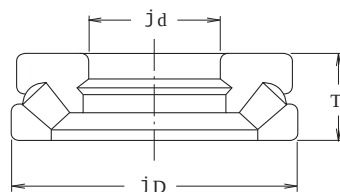


表7.9 仪器用球轴承的公差（英制系列）

CLASS 5P, CLASS 7P及CLASS 9P

(1) 内圈公差和外圈宽度公差

轴承公称 内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δ_{dmp}		单一内径偏差 Δ_{ds}		单一平面内径变动量 V_{dp}		平均内径变动量 V_{dmp}		内圈(或外圈) Δ_{Bs}			
		CLASS 5P CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P CLASS 7P	CLASS 9P	单体轴承			
										CLASS 5P CLASS 7P CLASS 9P			
超过	到	上	下	上	下	上	下	最大	最大	最大	最大	上	下
—	10	0	—5.1	0	—2.5	0	—2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	—25.4
10	18	0	—5.1	0	—2.5	0	—2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	—25.4
18	30	0	—5.1	0	—2.5	0	—2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	—25.4

注 (1) 适用于以 2 个组合来调整差幅的轴承。

备注 有关 CLASS 3P（英制）以及米制系列仪器用精密轴承的公差及公差值，请与 NSK 联系。

(2) 外圈公差

轴承公称 外径 D (mm)	单一平面平均外径偏差 Δ_{Dmp}		单一外径偏差 Δ_{Ds}				单一平面外径变动量 V_{Dp}			平均外径变动量 V_{Dmp}		
	CLASS 5P CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P CLASS 7P		CLASS 9P		CLASS 5P CLASS 7P		CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P
			开放型	防尘盖 密封圈型	开放型	开放型	开放型	密封圈 防尘盖型	开放型	开放型	密封圈 防尘盖型	开放型
超过 到	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	最大	最大	最大	最大	最大	最大
— 18	0 -5.1	0 -2.5	0 -5.1	+1 -6.1	0 -2.5	2.5 5.1	1.3	2.5	5.1	1.3		
18 30	0 -5.1	0 -3.8	0 -5.1	+1 -6.1	0 -3.8	2.5 5.1	2	2.5	5.1	2		
30 50	0 -5.1	0 -3.8	0 -5.1	+1 -6.1	0 -3.8	2.5 5.1	2	2.5	5.1	2		

注 (1) 适用于带止动挡边轴承的止动挡边宽度变动量。

(2) 适用于止动挡边背面。

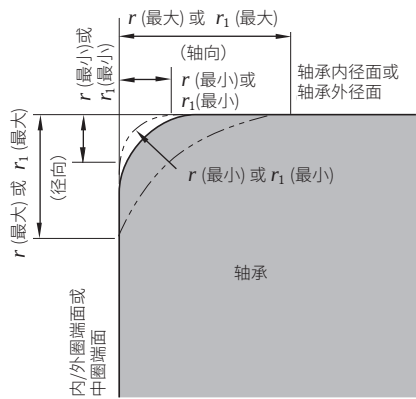
(ANSI/ABMA相当)

单位: μm

单一宽度偏差 (或 Δ_{Cs})		内圈宽度变动量 V_{Bs}			内圈径向跳动 K_{ia}			内圈轴向跳动 S_{ia}			内圈端面对内孔的垂直度 S_d		
组合 ⁽¹⁾		CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P
上	下	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	3.8	2.5	7.6	3.8	1.3	7.6	3.8	1.3

单位: μm

外圈宽度变动量 V_{Cs} ⁽¹⁾			外圈外表面对端面的垂直度 S_D			外圈径向跳动 K_{ea}			外圈轴向跳动 S_{ea}			止动挡边 外径偏差 Δ_{D1s}	止动挡边 宽度偏差 Δ_{C1s}	轴向 跳动 S_{eat} ⁽²⁾
CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P	CLASS 5P	CLASS 7P	CLASS 9P			
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	上	下	最大
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	3.8	1.3	7.6	5.1	1.3	0	-25.4	7.6
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	3.8	2.5	7.6	5.1	2.5	0	-25.4	7.6
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	5.1	2.5	7.6	5.1	2.5	0	-25.4	7.6



r 内/外圈倒角尺寸
 r_1 内/外圈（正面）倒角尺寸或推力球轴承中圈的倒角尺寸

备注 虽未规定倒角的表面形状。但轴向平面轮廓不能超出内圈或中圈端面 and 轴承内径面，或 与外圈端面和轴承外径面相接的半径 r (最小)或 r_1 (最小)的假想圆弧。

表7.10 倒角尺寸的容许极限值(用于公制系列轴承)

表7.10.1 向心轴承倒角尺寸的容许极限值
(圆锥滚子轴承除外)

单位: mm

内/外圈 最小容许 倒角尺寸 r (最大) 或 r_1 (最小)	轴承公称 内径 d		内/外圈最大容许 倒角尺寸 r (最大) 或 r_1 (最大)		参考
	超过	到	径向	轴向	轴或轴承座 圆角半径 r_a 最大
0.05 0.08 0.1	—	—	0.1	0.2	0.05
	—	—	0.16	0.3	0.08
	—	—	0.2	0.4	0.1
0.15 0.2	—	—	0.3	0.6	0.15
	—	—	0.5	0.8	0.2
0.3	—	40	0.6	1	0.3
	40	—	0.8	1	
0.6	—	40	1	2	0.6
	40	—	1.3	2	
1	—	50	1.5	3	1
	50	—	1.9	3	
1.1	—	120	2	3.5	1
	120	—	2.5	4	
1.5	—	120	2.3	4	1.5
	120	—	3	5	
2	—	80	3	4.5	2
	80	220	3.5	5	
	220	—	3.8	6	
2.1	—	280	4	6.5	2
	280	—	4.5	7	
2.5	—	100	3.8	6	2
	100	280	4.5	6	
	280	—	5	7	
3	—	280	5	8	2.5
	280	—	5.5	8	
4 5	—	—	6.5	9	3
	—	—	8	10	4
6 7.5 9.5	—	—	10	13	5
	—	—	12.5	17	6
	—	—	15	19	8
12 15 19	—	—	18	24	10
	—	—	21	30	12
	—	—	25	38	15

备注 轴承公称宽度尺寸2mm以下轴承的轴向方向
 r (最大) 值与径向方向值相同

表7.10.2 圆锥滚子轴承倒角尺寸的容许极限值

单位: mm

内/外圈 最小容许 倒角尺寸 r (最小)	轴承公称内径 或外径 ⁽¹⁾ d 或 D		内/外圈最大容许 倒角尺寸 r (最大)		参考
	超过	到	径向	轴向	轴或轴承座 圆角半径 r_a
					最大
0.15	—	—	0.3	0.6	0.15
0.3	— 40	40 —	0.7 0.9	1.4 1.6	0.3
0.6	— 40	40 —	1.1 1.3	1.7 2	0.6
1	— 50	50 —	1.6 1.9	2.5 3	1
1.5	— 120 250	120 250 —	2.3 2.8 3.5	3 3.5 4	1.5
2	— 120 250	120 250 —	2.8 3.5 4	4 4.5 5	2
2.5	— 120 250	120 250 —	3.5 4 4.5	5 5.5 6	2
3	— 120 250 400	120 250 400 —	4 4.5 5 5.5	5.5 6.5 7 7.5	2.5
4	— 120 250 400	120 250 400 —	5 5.5 6 6.5	7 7.5 8 8.5	3
5	— 180	180 —	6.5 7.5	8 9	4
6	— 180	180 —	7.5 9	10 11	5

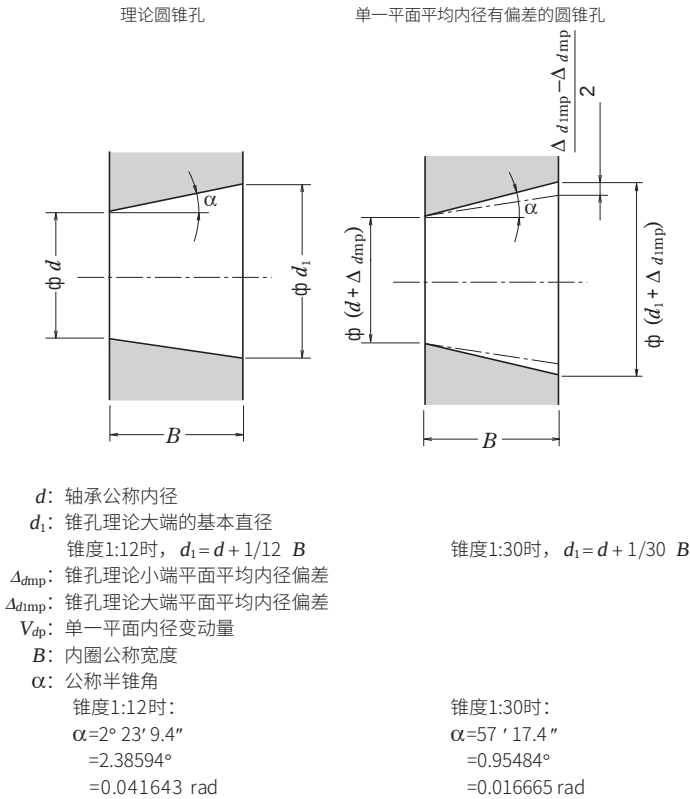
注 (1) 内圈根据 d 进行区分, 外圈根据 D 进行区分。

表7.10.3 推力轴承倒角尺寸的容许极限值

单位: mm

内圈 (或中圈) /外圈 最小容许倒角尺寸 r (最小)或 r_1 (最小)	内圈 (或中圈) /外圈 最大容许倒角尺寸 r (最大) 或 r_1 (最大)	参考
		轴或轴承座 圆角半径 r_a
	径向及轴向	最大
0.05	0.1	0.05
0.08	0.16	0.08
0.1	0.2	0.1
0.15	0.3	0.15
0.2	0.5	0.2
0.3	0.8	0.3
0.6	1.5	0.6
1	2.2	1
1.1	2.7	1
1.5	3.5	1.5
2	4	2
2.1	4.5	2
3	5.5	2.5
4	6.5	3
5	8	4
6	10	5
7.5	12.5	6
9.5	15	8
12	18	10
15	21	12
19	25	15

表 7.11 圆锥孔的公差和公差值 (0级)



锥度比1:12的锥孔

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		Δ_{dmp}		$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$		$V_{dp}^{(1)(2)}$
超过	到	上	下	上	下	最大
18	30	+33	0	+21	0	13
30	50	+39	0	+25	0	16
50	80	+46	0	+30	0	19
80	120	+54	0	+35	0	22
120	180	+63	0	+40	0	40
180	250	+72	0	+46	0	46
250	315	+81	0	+52	0	52
315	400	+89	0	+57	0	57
400	500	+97	0	+63	0	63
500	630	+110	0	+70	0	70
630	800	+125	0	+80	0	—
800	1 000	+140	0	+90	0	—
1 000	1 250	+165	0	+105	0	—
1 250	1 600	+195	0	+125	0	—

注 (1) 适用于锥孔任一单一径向平面。
(2) 不适用于直径系列7和8。

锥度比1:30的锥孔

单位：μm

轴承公称内径 <i>d</i> (mm)		Δ_{dmp}		$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$		$V_{dp}^{(1)(2)}$
超过	到	上	下	上	下	最大
80	120	+20	0	+35	0	22
120	180	+25	0	+40	0	40
180	250	+30	0	+46	0	46
250	315	+35	0	+52	0	52
315	400	+40	0	+57	0	57
400	500	+45	0	+63	0	63
500	630	+50	0	+70	0	70

注 (1) 适用于锥孔任一单一径向平面。
(2) 不适用于直径系列7和8。

备注 内径超过630mm的轴承，请咨询NSK。

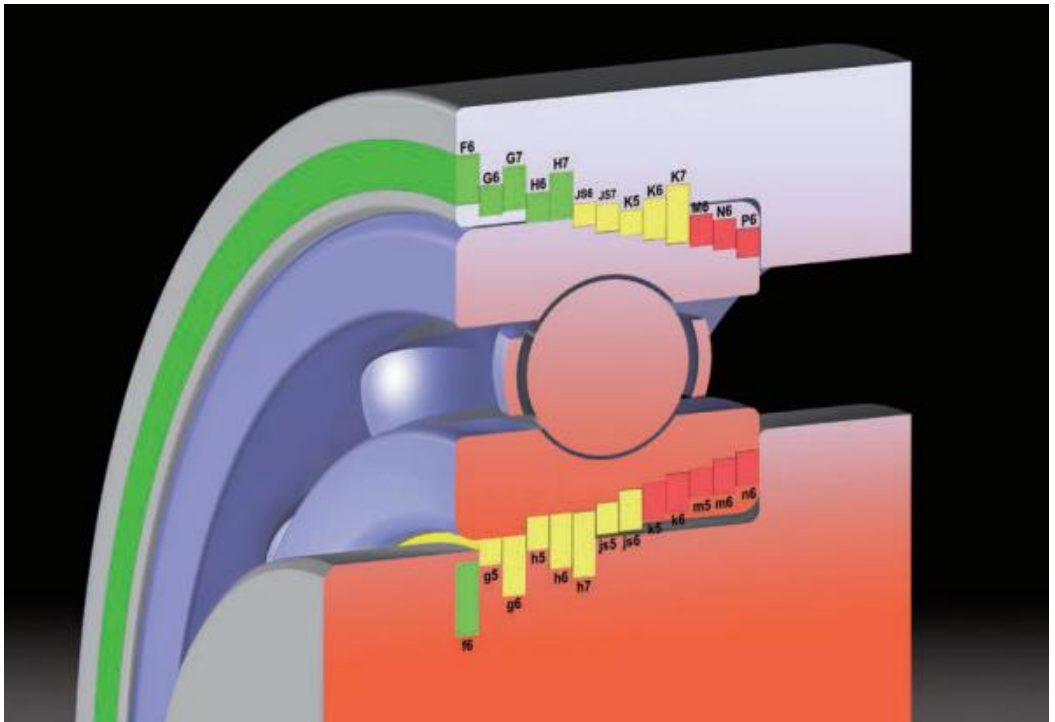
7.2 精度等级的选择

对于常规用途，0级精度通常可充分满足要求。
但是，对于下述条件及用途时，应选用5级、4级或更高精度的轴承。

作为参考，表7.12列出了根据轴承性能及使用条件的用途举例和精度等级的选用实例。

表7.12 高精度轴承的应用举例（参考）

性能要求，使用条件	用途举例	精度等级的选用实例
旋转部位跳动精度要求高的应用	VTR滚筒主轴	5级
	计算机磁盘主轴	5级，4级，2级
	机床主轴	5级，4级，2级
	转轮式印刷机	5级
	立式车床回转台	5级，4级
	冷轧支辊辊颈	4级以上
	抛物面天线旋转台	4级以上
轴承转速非常高的应用	牙科用主轴	CLASS 7P, CLASS 5P
	回旋仪	CLASS 7P, 4级
	高频主轴	CLASS 7P, 4级
	增压器	5级，4级
	离心分离机	5级，4级
	喷气式发动机主轴	4级以上
要求轴承摩擦以及摩擦力变动小的应用	陀螺仪	CLASS 7P, 4级
	自动同步机	CLASS 7P, CLASS 5P
	电位差仪	CLASS 7P



8. 轴承的配合与游隙

8.1 配合	A 154
8.1.1 配合的重要性	A 154
8.1.2 配合的选择	A 154
(1) 载荷的性质与配合	A 154
(2) 载荷大小与所需过盈量	A 154
(3) 轴承与轴、轴承座间因温度差产生的过盈量变化	A 156
(4) 有效过盈量和配合面的加工精度	A 156
(5) 配合产生的应力与套圈的膨胀和收缩	A 156
(6) 配合面的面压与最大应力	A 158
(7) 压入力与拉拔力	A 160
8.1.3 推荐配合	A 162
8.2 轴承内部游隙	A 168
8.2.1 内部游隙与规格值	A 168
8.2.2 轴承内部游隙的选择	A 174
(1) 配合引起的径向游隙减少量与安装游隙	A 174
(2) 内外圈温度差引起的径向内部游隙减少量及有效游隙	A 175
8.3 技术数据	A 176
8.3.1 滚动轴承的温升和尺寸变化	A 176
8.3.2 温升引起的过盈量变化（铝制轴承座、塑料轴承座）	A 178
8.3.3 安装游隙的计算	A 180
8.3.4 轴承配合引起的滚道直径变化（内圈的配合）	A 182
8.3.5 轴承配合引起的滚道直径变化（外圈的配合）	A 184
8.3.6 成对双联圆锥滚子轴承内部游隙的测量方法（宽度差法）	A 186
8.3.7 安装圆锥滚子轴承时的内部游隙调整方法	A 188

8. 轴承的配合与游隙

8.1 配合

8.1.1 配合的重要性

滚动轴承以较小过盈量安装至轴上后，内圈在承载状态下旋转，内圈与轴之间会产生圆周方向的有害滑动。

被称作“蠕变”（creep）的套圈的滑动现象，是在配合面过盈量不足的情况下，由于载荷点向圆周方向移动，导致套圈相对轴或轴承座，沿圆周方向发生位置偏移的现象。蠕变一旦出现，配合面明显磨损，易对轴或轴承座造成损伤。并且，磨损粉末会侵入轴承内部，导致异常发热、振动等问题。

因此，一般在轴承的配合上，给予承受载荷旋转的套圈合适的过盈量，将套圈固定在轴或轴承座上，对防止运转中发生蠕变尤为重要。仅在轴向方向上紧固轴承无法完全避免蠕变问题。通常无需对只承受静止载荷的套圈设定过盈量。

此外，也有根据使用条件，轴承安装、拆卸的难度，对内外圈不设定过盈配合的应用。此时，针对出现蠕变对配合表面造成损伤的问题，需特别考虑润滑及采取其他必要措施。

8.1.2 配合的选择

(1) 载荷的性质与配合

可以根据载荷和工况，参照表 8.1 选择合适的配合。

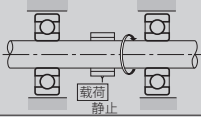
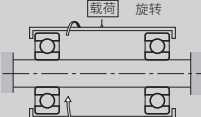
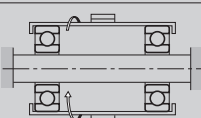
(2) 载荷大小与所需过盈量

承受径向载荷的后，内圈的实际过盈量会减小。过盈量的减小量，可按照下列公式计算得出。

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_F &= 0.08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \dots\dots\dots (N) \\ \Delta d_F &= 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \dots\dots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8.1)$$

式中， Δd_F ：内圈过盈减小量(mm)
 d ：轴承内径 (mm)
 B ：内圈公称宽度(mm)
 F_r ：径向载荷 (N), {kgf}

表8.1 载荷的性质和配合

载荷方向	旋转套圈		载荷条件	配合	
	内圈	外圈		内圈	外圈
	旋转	静止	内圈旋转 载荷 外圈静止 载荷	过盈配合	间隙配合
	静止	旋转			
	静止	旋转	外圈旋转 载荷 内圈静止 载荷	间隙配合	过盈配合
	旋转	静止			
载荷方向变动或不平衡载荷等载荷方向不定的载荷	旋转或静止	旋转或静止	载荷方向不定	过盈配合	过盈配合

因此，针对载荷必要的有效过盈量 Δd 应大于公式(8.1)计算得出的过盈量。

在承受径向载荷超过 $0.2 C_{0r}$ (基本额定静载荷)的重载荷条件下，将会出现过盈量不足问题，可利用公式(8.2) 求出必要的最小过盈量：

$$\left. \begin{aligned} \Delta d &\geq 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \dots\dots\dots (N) \\ \Delta d &\geq 0.2 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \dots\dots\dots \{kgf\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8.2)$$

式中， Δd :必要 的有效过盈量(mm)

F_r :径向载荷 (N), {kgf}

B :公称内圈宽度 (mm)

NSK 使用NU219 轴承进行的蠕变试验表明：必要的有效过盈量和轴承载荷（蠕变发生极限载荷）的关系为线性关系。与公式(8.2)的直线非常吻合。

图8.1中，针对NU219轴承，根据公式（8.1）和公式（8.2）的计算对比结果。根据公式（8.1） 计算出的过盈量，在承受 $0.25 C_{0r}$ 以上的重载时，因过盈量不足而发生蠕变。

在承受较大载荷时，应采用（8.2）来计算必要有效过盈量。同时，也应当注意避免因配合引起圆周应力过大问题。

计算实例

对于 NU219, $B=32$ (mm)，并设

$F_r=98\ 100$ N

$C_{0r}=183\ 000$ N

$$\frac{F_r}{C_{0r}} = \frac{98\ 100}{183\ 000} = 0.536 > 0.2$$

因此，使用公式 (8.2) 求出所需的有效过盈量。

$$\Delta d = 0.02 \times \frac{98\ 100}{32} \times 10^{-3} = 0.061 \text{ (mm)}$$

结果与图 8.1 一致。

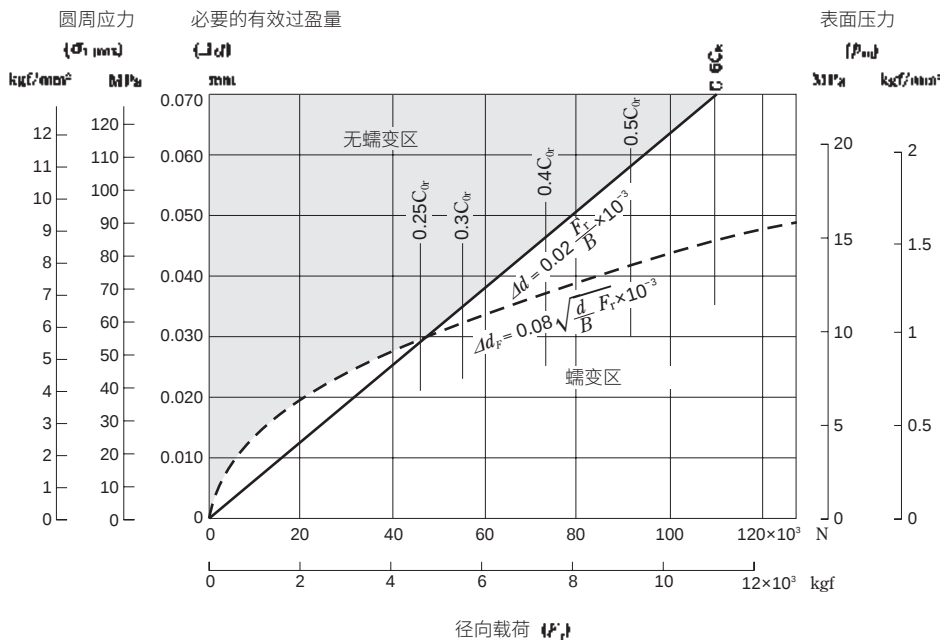


图8.1 配合中的载荷与必要的有效过盈量

(3) 轴承与轴、轴承座间因温度差产生的过盈量变化

轴承内圈配合面的过盈量，因运转过程中轴承温度上升而减小。设定轴承和轴承座之间的温差为 $\Delta T(^{\circ}\text{C})$ ，则轴冷却后，轴和内圈配合面的温差大致可假定为 $(0.1\sim 0.15)\Delta T$ 。因此，这个由于温差导致的内圈过盈量减少量 Δd_T 可用公式(8.3)求出：

$$\begin{aligned}\Delta d_T &= (0.10 \sim 0.15) \times \Delta T \cdot \alpha \cdot d \\ &\doteq 0.0015 \Delta T d \times 10^{-3} \dots\dots\dots(8.3)\end{aligned}$$

式中， Δd_T ：由于温度差导致的过盈量减少量(mm)

ΔT ：轴承内部和轴承座周边间的温度差 ($^{\circ}\text{C}$)

α 轴承钢的线膨胀系数 $=12.5 \times 10^{-6}$
($1/^{\circ}\text{C}$)

d ：轴承公称内径 (mm)

此外，在外圈和轴承座之间，由于温度差及膨胀系数的差异，有时轴承的温升反而会使过盈量增加。

(4) 有效过盈量和配合面的加工精度

配合表面的微小凹凸，会在配合安装时出现变化，所以实际有效过盈量会小于名义过盈量。名义过盈量的减少量根据配合表面的光洁程度而不同，一般有效过盈量可按照以下公式求出。

$$\text{磨削轴} \quad \Delta d = \frac{d}{d+2} \Delta d_a \dots\dots\dots(8.4)$$

$$\text{车削轴} \quad \Delta d = \frac{d}{d+3} \Delta d_a \dots\dots\dots(8.5)$$

式中， Δd ：有效过盈量 (mm)

Δd_a ：名义过盈量 (mm)

d ：轴承公称内径 (mm)

根据公式(8.4)和(8.5)可知，轴承内径约为30~150mm的有效过盈量大约是名义过盈量的95%左右。

(5) 配合产生的应力与套圈的膨胀和收缩

当安装在轴或轴承座上的轴承留有过多盈量时，套圈出现膨胀或收缩，从而产生应力。过盈量过大，可能会损坏轴承套圈。作为基准，最大过盈量应控制在约为轴径的7/10000以下较为安全。

配合面的面压、套圈的膨胀·收缩量以及圆周应力，可用表8.2中的公式求出。

表8.2 轴承配合计算

	内圈和轴	外圈和轴承座
面压 p_m (MPa) {kgf/mm ² }	空心轴 $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s-1}{m_s E_s} - \frac{m_i-1}{m_i E_i} \right] + 2 \left[\frac{k_0^2}{E_s(1-k_0^2)} + \frac{1}{E_i(1-k^2)} \right]}$ 实心轴 $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s-1}{m_s E_s} - \frac{m_i-1}{m_i E_i} \right] + \frac{2}{E_i(1-k^2)}}$	轴承座外径 $p_m = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\left[\frac{m_e-1}{m_e E_e} - \frac{m_h-1}{m_h E_h} \right] + 2 \left[\frac{h^2}{E_e(1-h^2)} + \frac{1}{E_h(1-h_e^2)} \right]}$
内圈滚道直径膨胀量 ΔD_i (mm) 外圈滚道直径收缩量 ΔD_e (mm)	$\Delta D_i = 2d \frac{p_m}{E_i} \frac{k}{1-k^2}$ $= \Delta d \cdot k \frac{1-k_0^2}{1-k^2 k_0^2} \quad (\text{空心轴})$ $= \Delta d \cdot k \quad (\text{实心轴})$	$\Delta D_e = 2D \frac{p_m}{E_e} \frac{h}{1-h^2}$ $= \Delta D \cdot h \frac{1-h_0^2}{1-h^2 h_0^2}$
最大应力 $\sigma_{t \max}$ (MPa) {kgf/mm ² }	内圈内径配合面的圆周应力最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{1+k^2}{1-k^2}$	外圈内径面的圆周应力最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{2}{1-h^2}$
符号含义	d : 轴径, 内圈内径 d_0 : 空心轴内径 D_i : 内圈滚道直径 $k = d/D_i$, $k_0 = d_0/d$ E_i : 内圈的弹性模量, 208 000 MPa {21 200 kgf/mm ² } E_s : 轴的弹性模量 m_i : 内圈的泊松数, 3.33 m_s : 轴的泊松数	D : 轴承座内径, 外圈外径 D_0 : 轴承座外径 D_e : 外圈滚道直径 $h = D_e/D$, $h_0 = D_0/D_0$ E_e : 外圈的弹性模量, 208 000 MPa {21 200 kgf/mm ² } E_h : 轴承座的弹性模量 m_e : 外圈的泊松比, 3.33 m_h : 轴承座的泊松比

(6) 配合面的面压与最大应力

滚动轴承要充分发挥它的功能，就必须得到合适的配合。通常转动的内圈（轴圈）采用过盈配合，静止外圈（座圈）采用间隙配合。在选择配合时，需要先考虑诸如：载荷大小、轴承与轴、轴承座间的温度差、轴与轴承座的材料、加工精度、肉厚、轴承安装及拆卸方法等。

针对使用条件，当过盈量不足时，会造成套圈松动、蠕变、微动磨损、发热等问题。如果过盈量太大，又可能造成套圈开裂。过盈量的大小，通常可参考轴承厂家样本内列出的轴及轴承座孔的尺寸，一般不会出现问題。

要想了解配合面的面压与应力，可以按照承受均匀内压或外压的厚壁圆环进行计算，其公式已在表8.2“轴承配合计算”中作了归纳。

为了更加简便易行，已将通常最感棘手的轴承内圈与钢制实心轴配合时的面压与最大应力绘制成图（参见图8.3，8.4）。

图 8.3 按照轴径表示各个公差带内，轴与轴承内径的尺寸偏差决定的过盈量按平均值计算时的面压 p_m 与当时的最大应力 $\sigma_{t \max}$ （内径配合面圆周应力达到最大）。

同样，图 8.4 表示过盈量最大时的面压 p_m 与其最大应力 $\sigma_{t \max}$

图 8.4 在各配合条件下，对于判断 $\sigma_{\max}$ 是否有超差十分便利。淬火轴承钢的拉伸强度约为 1570~1960MPa{160~200 kgf/mm²}，确保配合产生的最大应力不超过 127MPa{13 kgf/mm²} 较为稳妥。另外，表示过盈配合的内圈圆周应力 σ_t 与半径应力 σ_r 的分布情况请参考图 8.2。

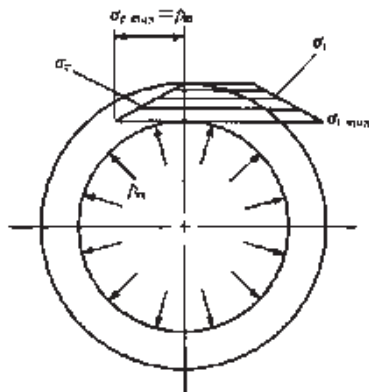


图8.2 周向应力 σ_t 和径向应力 σ_r 的分布

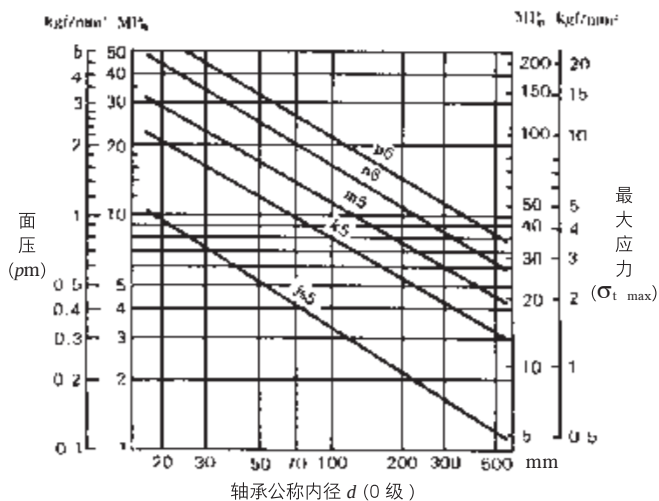


图8.3 各配合条件下平均过盈量引起的面压 p_m 与最大应力 $\sigma_{t \max}$

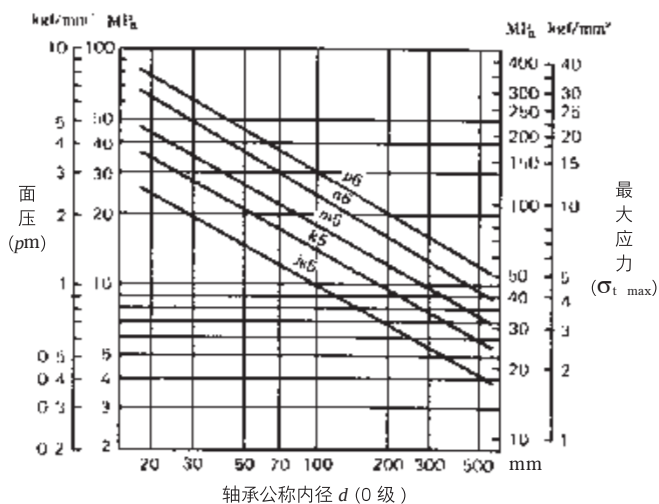


图8.4 各配合条件下最大过盈量引起的面压 p_m 与最大应力 $\sigma_{t \max}$

(7) 压入力与拉拔力

采用过盈配合将滚动轴承安装于轴或轴承座孔上时, 可使用厚壁圆柱理论求出所需压入力。

压入力(或拉拔力) 取决于于配合面接触面积, 面压和摩擦系数。

将内圈安装于轴上时, 可通过公式 (8.6) 求出压入力(或拉拔力) K 。

$$K = \mu p_m \pi d B \text{ (N)}, \text{ {kgf}} \dots\dots\dots(8.6)$$

式中, μ :配合面间的摩擦系数

$\mu=0.12$ (压入)

$\mu=0.18$ (拉拔)

p_m :面压 (MPa), {kgf/mm²}

例如, 可使用表 8.2 求出内圈面压。

$$p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta d}{d} \frac{(1-k^2)(1-k_0^2)}{1-k^2 k_0^2}$$

d :轴径 (mm)

B :轴承宽度 (mm)

Δd :有效过盈量 (mm)

E :钢的弹性模量 (MPa),

{kgf/mm²}

$E=208\,000$ MPa {21\,200 kgf/mm²}

k :内圈壁厚比

$k=d/D_i$

D_i :内圈滚道直径 (mm)

k_0 :空心轴厚度比

$k_0=d_0/d$

d_0 :空心轴的内径 (mm)

实心轴时, $d_0=0$, 所以, $k_0=0$ 。 k 值因轴承类型与尺寸系列而异, 约为0.7~0.9。假定 $k=0.8$, 计算实心轴时, 式 (8.6) 变为:

$$\left. \begin{aligned} K &= 118\,000 \mu \Delta d B \text{ (N)} \\ &= 12\,000 \mu \Delta d B \text{ {kgf}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8.7)$$

式 (8.7) 以线图表示, 如图 (8.5)。外圈与轴承座孔之间的压入力, 拉拔力也可同样求出 (参见图 8.6)。

在套圈与轴(或轴承座) 安装倾斜或者施加的作用力未在套圈圆周均匀分布时, 实际的压入力与拉拔力会比计算值大得多。所以, 由图 8.5、8.6 求得的压入力(拉拔力) 应视为 1 个参考值, 在设计拆卸工具等时, 应按从图中查出数据 5~6 倍的载荷考虑承载强度(刚度)。

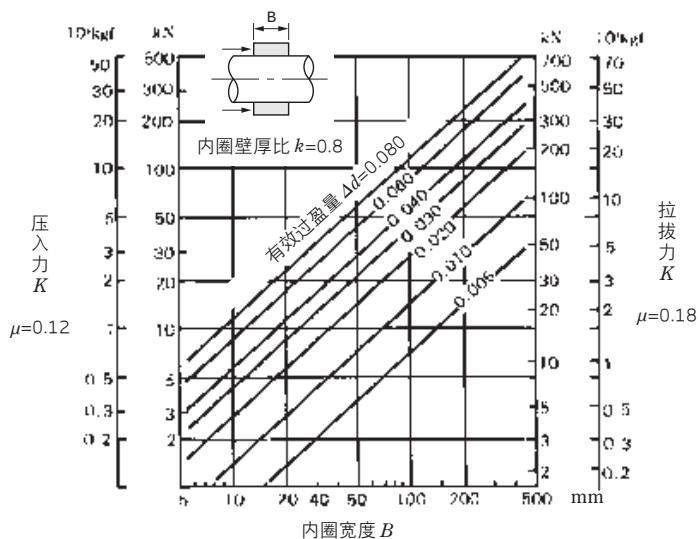


图8.5 内圈的压入力与拉拔力

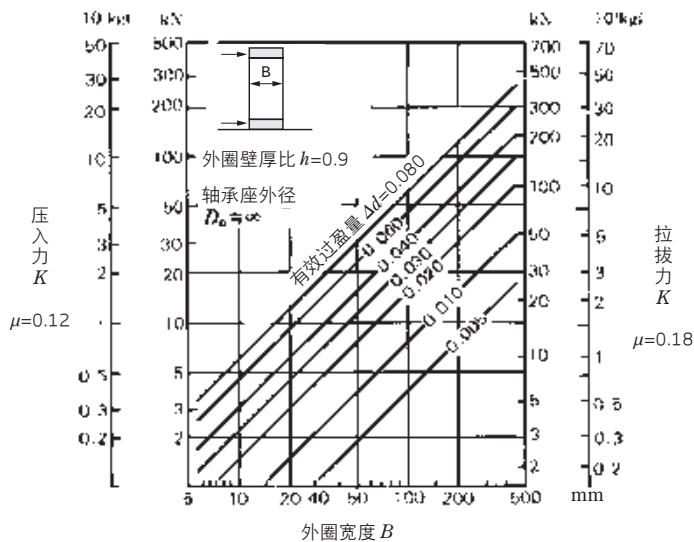


图8.6 外圈的压入力与拉拔力

8.1.3 推荐配合

如前所述，为选择合适的配合，要考虑轴承载荷的性质、大小、温度条件、轴承的安装、拆卸等诸多条件。

将轴承安装到薄壁轴承座、空心轴时，所需过盈量比常规更大。分体式轴承座，由于易使轴承外圈发生变形，当需要外圈为过盈配合使用时，尽量避免使用分体式轴承座。

另外，应用在振动大的工况时，内外圈都需采取过盈配合。

表8.3~8.8列出了一些最常见应用的推荐配合。如遇特殊情况，请咨询NSK。

此外，轴和轴承座的精度及粗糙度等，请参考13.1 章节（A270 页）。

表8.3 向心轴承(0级, 6X级, 6级) 与轴的配合

条件		应用实例 (参考)	轴径(mm)			轴的配合 公差	备注
			球轴承	圆柱滚子 轴承, 圆锥 滚子轴承	调心滚子轴承		
圆柱孔向心轴承							
外圈 旋转 载荷	需要内圈在轴上 容易移动	静止轴的车轮	所有尺寸			g6	要求精度时, 可采用g5,h5。 轴承尺寸较大时, 为使轴承容易移动, 也可采用f6。
	不需要内圈在 轴上容易移动	张紧轮 绳轮				h6	
内圈旋转 载荷或 不定方向 载荷	轻载荷、或变动载荷 (球轴承、圆锥滚子轴承: $0.05 C_r^{(1)}$ 调心滚子轴承: $0.06 C_r^{(1)}$ 以下的载荷)	家用电器、 泵、鼓风机、 搬运车辆、精 密机械、机床	18以下	—	—	js5	要求精度时,可采用5级精 度,轴承也应采用更高精 度产品。 另外,内径18mm以下高 精度球轴承,使用h5。
			18 ~ 100	40以下	—	js6(j6)	
			100 ~ 200	40 ~ 140	—	k6	
			—	140 ~ 200	—	m6	
	普通载荷 (球轴承: $0.05 \sim 0.12 C_r^{(1)}$ 圆柱滚子轴承、 圆锥滚子轴承: $0.05 \sim 0.11 C_r^{(1)}$ 调心滚子轴承: $0.06 \sim 0.13 C_r^{(1)}$ 的载荷)	一般轴承部分 中大型电机 ⁽²⁾ 涡轮增压、发动 机主轴承、 齿轮传动装置、 木工机械	18以下	—	—	js5~js6 (j5~j6)	单列圆锥滚子轴承及 单列角接触球轴承, 可以用k6、m6代用 k5、m5
			18 ~ 100	40以下	40以下	k5~k6	
			100 ~ 140	40 ~ 100	40 ~ 65	m5~m6	
			140 ~ 200	100 ~ 140	65 ~ 100	m6	
			200 ~ 280	140 ~ 200	100 ~ 140	n6	
			—	200 ~ 400	140 ~ 280	p6	
			—	—	280 ~ 500	r6	
			—	—	超过 500	r7	
	重载荷 (球轴承: $0.12 C_r^{(1)}$ 圆锥滚子轴承、圆锥 滚子轴承: $0.11 C_r^{(1)}$ 调心滚子轴承: $0.13 C_r^{(1)}$ 以上的载荷)	铁道车辆、 产业车辆、 电车的主电动机、 建筑机械、 粉碎机	—	50 ~ 140	50 ~ 100	n6	需采用CN游隙以上 的轴承
			—	140 ~ 200	100 ~ 140	p6	
			—	超过 200	140 ~ 200	r6	
			—	—	200 ~ 500	r7	
仅承受轴向载荷		各类轴承的 使用位置	所有尺寸			js6 (j6)	—
锥孔轴承和 带紧定套) 轴							
各类载荷	一般轴承应用、 铁道车辆	所有尺寸				h9/IT5 ⁽²⁾	IT5和IT7 (圆度、圆柱度等) 表示轴形状的偏差, 必须分别在 IT5和IT7公差内
	传动轴、木工 机械主轴					h10/IT7 ⁽²⁾	

注 (1) C_r 表示轴承的基本额定载荷。
(2) 标准公差等级 IT 请参见 E016 页的附表 11 。
(3) 对于内径为10~160mm的深沟球轴承以及内径为24~200mm的圆柱滚子轴承的电机用轴推荐配合, 请参照表8.14.1 和 8.14.2。

备注 本表仅适用于钢制实心轴。

表8.4 推力轴承与轴的配合

条件		应用举例	轴径(mm)	轴的配合 公差	备注
仅承受轴向载荷		车床主轴	所有尺寸	h6 或 js6 (j6)	—
合成载荷 (推力调心 滚子轴承)	内圈静止载荷	圆锥破碎机	所有尺寸	js6 (j6)	
	内圈旋转 载荷或不定 方向载荷	精制挤出机	200以下	k6	
			200 ~ 400	m6	
			超过 400	n6	

表8.5 向心轴承（0级、6X级、6级）与轴承座孔的配合

条件			应用举例(参考)	轴承座孔的配合公差	外圈的移动	备注
整体形轴承座	外圈旋转载荷	薄壁轴承座, 重载荷 大冲击载荷	起重机走行轮	P7	外圈不能向轴向方向移动	—
		普通载荷、重载荷	振动筛	N7		
		轻载荷或变动载荷	传送带轮 滑车 张紧轮	M7		
	不定方向载荷	大冲击载荷	机车的驱动电机			
整体形轴承座或分离式轴承座	内圈旋转载荷	普通载荷或轻载荷	泵、曲轴的主轴承、中、大型电机 ⁽¹⁾	K7	原则上, 外圈不能轴向移动	外圈无需向轴向移动
		普通载荷或轻载荷		JS7 (J7)	外圈可轴向移动	需要外圈轴向移动
		各类载荷	一般的轴承应用 铁道车辆的轴承箱	H7	外圈可容易向轴向移动	—
	轴和内圈为高温环境	普通载荷或轻载荷	带座轴承	H8		
		轴和内圈为高温环境	造纸烘干部	G7		
整体形轴承座	不定方向载荷	普通载荷或轻载荷, 尤其需要精密旋转时	磨床主轴后端球轴承 高速离心压缩机的自由端轴承	JS6 (J6)	外圈可轴向移动	—
		磨床主轴前段球轴承 高速离心压缩机的固定端轴承		K6	原则上, 外圈轴向固定	载荷大时, 适用于比K更大的过盈配合。尤其要求高精度时, 须根据用途采用更小的公差配合。
	内圈旋转载荷	变动载荷, 尤其需要精密旋转和高刚性时	机床主轴用圆柱滚子轴承	M6或N6	外圈固定于轴向方向	
		要求低噪音运转时	家用电器	H6	外圈可容易向轴向移动	—

注 (1) 关于电机用深沟球轴承和圆柱滚子轴承与轴承座孔的推荐配合, 请参照表8.14.1和8.14.2。

备注 1. 本表适用于铸铁或钢制轴承座。针对轻合金轴承座, 应采用比上表更大的过盈量。

2. 冲压外圈滚针轴承等特殊配合, 请参照各轴承尺寸表中的序文部分。

表8.6 推力轴承与轴承座孔的配合

条件		适用轴承	轴承座孔的配合公差	备注
仅承受轴向载荷		推力球轴承	游隙0.25mm以上	普通应用
			H8	有精度要求的应用
		推力调心滚子轴承 大锥角圆锥滚子轴承	外圈径向预留间隙	径向载荷由其他轴承承受时
合成载荷	外圈静止载荷	推力调心滚子轴承	H7或JS7(J7)	—
	外圈旋转载荷或不定方向载荷		K7	普通应用
			M7	径向载荷相对较大时

表8.7 英制系列圆锥滚子轴承与轴的配合

(1) 精度等级CLASS 4, CLASS 2的轴承

单位: μm

使用条件		轴承公称内径 <i>d</i>				单一内径偏差 Δ_{ds}		轴的尺寸公差		备注
		超过		到		上 下		上 下		
		(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4					
内圈 旋转 载荷	普通载荷	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 38	+ 25	对于 <i>d</i> ≤152.4 mm的轴承， 通常采用CN游隙以上的轴承
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+25	0	+ 64	+ 38	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	+127	+ 76	
	重载荷 冲击载荷 高速旋转	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 64	+ 38	一般使用游隙大于普通游隙 的轴承 ※平均过盈量，取0.0005 <i>d</i> 的数值。
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+25	0	※	※	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	※	※	
外圈 旋转 载荷	无冲击 普通载荷	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 13	0	内圈不进行轴向移动。 承受重载荷、冲击载荷时， 适用于上栏数据。
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+25	0	+ 25	0	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	+ 51	0	
	普通载荷	—		76.200	3.0000	+13	0	0	- 13	内圈可轴向移动。
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+25	0	0	- 25	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	0	- 51	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	0	- 76	

(2) 精度等级 CLASS 3, CLASS 0 ⁽¹⁾ 的轴承

单位: μm

使用条件		轴承公称内径 d				单一内径偏差 Δ_{ds}		轴的尺寸公差		备注
		超过		到		上 下		上 下		
		(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4					
内圈 旋转 载荷	精密机床 主轴	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 30	+18	—
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+13	0	+ 30	+18	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+ 64	+38	
	重载荷 冲击载荷 高速旋转	—		76.200	3.0000	+13	0	—	—	最小过盈量，取0.00025 <i>d</i> 左右的数值。
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+13	0	—	—	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	—	—	
外圈 旋转 载荷	精密机床 主轴	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 30	+18	—
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+13	0	+ 30	+18	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+ 64	+38	
	普通载荷	—		76.200	3.0000	+13	0	+ 30	+18	
		76.200	3.0000	304.800	12.0000	+13	0	+ 30	+18	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+ 64	+38	

注 (1) d 超过304.8 mm的轴承，没有CLASS 0级。

表8.8 英制系列圆锥滚子轴承与轴承座孔的配合

(1) 精度等级CLASS 4, CLASS 2的轴承

单位: μm

使用条件		轴承公称外径 D				单一外径偏差 Δ_{Ds}		轴承座内径 尺寸公差		备注
		超过		到						
		(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上	下	上	下	
内圈旋转载荷	用于自由端 或固定端	—	—	76.200	3.0000	+25	0	+ 76	+ 51	外圈容易向轴向移动
		76.200	3.0000	127.000	5.0000	+25	0	+ 76	+ 51	
		127.000	5.0000	304.800	12.0000	+25	0	+ 76	+ 51	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	+152	+102	
	外圈位置可 轴向移动	609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	+229	+152	
		—	—	76.200	3.0000	+25	0	+ 25	0	外圈可向轴向移动
		76.200	3.0000	127.000	5.0000	+25	0	+ 25	0	
		127.000	5.0000	304.800	12.0000	+25	0	+ 51	0	
	304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	+ 76	+ 25		
	外圈位置无法 轴向移动	609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	+127	+ 51	
		—	—	76.200	3.0000	+25	0	- 13	- 38	原则上，外圈轴向固定
		76.200	3.0000	127.000	5.0000	+25	0	- 25	- 51	
127.000		5.0000	304.800	12.0000	+25	0	- 25	- 51		
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	- 25	- 76			
外圈旋转载荷	609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	- 25	-102		
	—	—	76.200	3.0000	+25	0	- 13	- 38	外圈进行轴向固定	
	76.200	3.0000	127.000	5.0000	+25	0	- 25	- 51		
	127.000	5.0000	304.800	12.0000	+25	0	- 25	- 51		
304.800	12.0000	609.600	24.0000	+51	0	- 25	- 76			
普通载荷外圈 位置不可轴向 移动	609.600	24.0000	914.400	36.0000	+76	0	- 25	-102		

(2) 精度等级 CLASS 3, CLASS 0⁽¹⁾ 的轴承单位: μm

使用条件		轴承公称外径 D				单一外径偏差 Δ_{Ds}		轴承座内径 尺寸公差		备注
		超过		到						
		(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上	下	上	下	
内圈旋转载荷	用于自由端	—		152.400	6.0000	+13	0	+38	+25	外圈容易向轴向移动
		152.400	6.0000	304.800	12.0000	+13	0	+38	+25	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+64	+38	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+38	0	+89	+51	
	用于固定端	—		152.400	6.0000	+13	0	+25	+13	外圈可向轴向移动
		152.400	6.0000	304.800	12.0000	+13	0	+25	+13	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+51	+25	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+38	0	+76	+38	
	外圈位置可 轴向移动	—		152.400	6.0000	+13	0	+13	0	原则上，外圈轴向固定
		152.400	6.0000	304.800	12.0000	+13	0	+25	0	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	+25	0	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+38	0	+38	0	
	外圈位置不可 轴向移动	—		152.400	6.0000	+13	0	0	-13	外圈进行轴承固定
		152.400	6.0000	304.800	12.0000	+13	0	0	-25	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	0	-25	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+38	0	0	-38	
外圈旋转载荷	普通载荷外圈 位置不可轴向 移动	—		76.200	3.0000	+13	0	-13	-25	外圈进行轴向固定
		76.200	3.0000	152.400	6.0000	+13	0	-13	-25	
		152.400	6.0000	304.800	12.0000	+13	0	-13	-38	
		304.800	12.0000	609.600	24.0000	+25	0	-13	-38	
		609.600	24.0000	914.400	36.0000	+38	0	-13	-51	

注 (1) D 超过304.8 mm的轴承, 没有CLASS 0级。

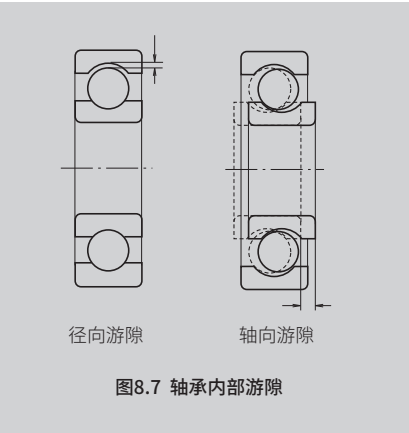
8.2 轴承内部游隙

8.2.1 内部游隙与规格值

滚动轴承运转过程中的内部游隙（称为游隙），对疲劳寿命、振动·噪声、发热等轴承性能影响很大。

因此，在确定轴承类型和尺寸后，探讨轴承内部游隙便是最为重要的项目之一。

所谓游隙，是指轴承内圈、外圈和滚动体间的活动量。也就是说，将内圈、外圈其中的任一个固定，另一个套圈上下或左右方向移动时的移动量。分别将径向方向的移动量称为径向内部游隙，轴向方向的移动量称为轴向游隙。（图8.7）



为获得稳定的测量数值，通常给轴承施加规定的测量载荷，进行游隙测量。因此，测量得到的游隙数值，仅考虑因测量载荷导致的弹性变形量，总是比理论内部游隙（向心轴承时，也称为几何游隙）大。

因此，理论内部游隙，可通过弹性变形导致的游隙增大量进行修正得到。滚子轴承，由于弹性变形量极小，通常忽略不计。

通常，安装前的轴承游隙，按照理论内部游隙的数量进行规定。

表8.9 根据轴承类型归纳列出内部游隙的适用表。

表8.9 轴承类型和径向内部游隙适用表			
轴承类型		表	参考页
深沟球轴承		8.10	A169
小型球轴承和微型球轴承		8.11	A169
磁电机球轴承		8.12	A169
调心球轴承		8.13	A170
深沟球轴承	电机用	8.14.1	A170
		8.14.2	A170
圆柱滚子轴承			
圆柱滚子轴承	圆柱孔轴承（互换性） 圆柱孔轴承（非互换性） 圆锥孔轴承（非互换性）	8.15	A171
调心滚子轴承	圆柱孔轴承 圆锥孔轴承	8.16	A172
双列及成对双联圆锥滚子轴承		8.17	A173
成对双联角接触球轴承 ⁽¹⁾		8.18	A174
四点接触球轴承 ⁽¹⁾		8.19	A174

注 （1）表示的是轴向游隙值。

表8.10 深沟球轴承的径向内部游隙

单位: μm

轴承公称 内径 d (mm)		游隙									
		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
仅 10		0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690
630	710	20	130	110	260	240	400	380	570	540	760
710	800	20	140	120	290	270	450	430	630	600	840

备注 作为测量游隙使用时, 需要使用下表中因测量载荷导致的径向游隙增大量进行修正。

对于C2 游隙的修正量, 最小游隙采用下表中较小的数值, 最大游隙采用下表中较大数值。

单位: μm

轴承公称 内径 d (mm)		测量载荷		径向游隙修正量					
				(N)		[kgf]		C2	CN
超过	到							C3	C4
10 (含)	18	24.5	{2.5}	3~4	4	4	4	4	4
18	50	49	{5}	4~5	5	6	6	6	6
50	280	147	{15}	6~8	8	9	9	9	9

备注 如果内径超过 280 mm, 请联系 NSK。

表8.11 小型球轴承和微型球轴承的径向内部游隙

单位: μm

游隙 代号	MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
	最小 最大	最小 最大	最小 最大	最小 最大	最小 最大	最小 最大
游隙	0 5	3 8	5 10	8 13	13 20	20 28

备注 1. 标准游隙为 MC3。
2. 作为测量游隙使用时, 加上下表中的修正量。

单位: μm

游隙 代号	MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
游隙 修正值	1	1	1	1	2	2

测量载荷如下:

微型球轴承*

2.5N {0.25kgf}

小型球轴承*

4.4N {0.45kgf}

*区分请参见 C054 页的表 1。

表8.12 磁电机球轴承的径向内部游隙

单位: μm

轴承公称 内径 d (mm)		轴承系列	游隙	
			最小	最大
超过	到			
2.5	30	EN	10	50
		E	30	60

表8.13 调心球轴承的径向内部游隙

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		圆柱孔轴承的游隙										锥孔轴承的游隙									
		C2		CN		C3		C4		C5		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	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
2.5	6	1	8	5	15	10	20	15	25	21	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	10	2	9	6	17	12	25	19	33	27	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	14	2	10	6	19	13	26	21	35	30	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	18	3	12	8	21	15	28	23	37	32	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	24	4	14	10	23	17	30	25	39	34	52	7	17	13	26	20	33	28	42	37	55
24	30	5	16	11	24	19	35	29	46	40	58	9	20	15	28	23	39	33	50	44	62
30	40	6	18	13	29	23	40	34	53	46	66	12	24	19	35	29	46	40	59	52	72
40	50	6	19	14	31	25	44	37	57	50	71	14	27	22	39	33	52	45	65	58	79
50	65	7	21	16	36	30	50	45	69	62	88	18	32	27	47	41	61	56	80	73	99
65	80	8	24	18	40	35	60	54	83	76	108	23	39	35	57	50	75	69	98	91	123
80	100	9	27	22	48	42	70	64	96	89	124	29	47	42	68	62	90	84	116	109	144
100	120	10	31	25	56	50	83	75	114	105	145	35	56	50	81	75	108	100	139	130	170
120	140	10	38	30	68	60	100	90	135	125	175	40	68	60	98	90	130	120	165	155	205
140	160	15	44	35	80	70	120	110	161	150	210	45	74	65	110	100	150	140	191	180	240

表8.14 电机用轴承的径向内部游隙

表8.14.1 电机用深沟球轴承

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		游隙		备注	
		CM		推荐配合	
超过	到	最小	最大	轴	轴承座孔
10 (含)	18	4	11	js5 (j5)	H6、H7 ⁽¹⁾ 或 JS6、JS7 (J6, J7) ⁽²⁾
18	30	5	12	k5	
30	50	9	17		
50	80	12	22		
80	100	18	30	m5	
100	120	18	30		
120	160	24	38		

注 (1) 适用于外圈要求轴向移动时。
(2) 适用于无需外圈轴向移动时。
备注 因测量载荷而产生的径向游隙增大量, 与表8.10备注的CN游隙修正量相同。

表8.14.2 电机用圆柱滚子轴承

单位: μm

轴承公称内径 d (mm)		游隙				备注	
		互换性 CT		非互换性 CM		推荐配合	
超过	到	最小	最大	最小	最大	轴	轴承座孔
24	40	15	35	15	30	k5	JS6、JS7 (J6, J7) ⁽¹⁾ 或 K6, K7 ⁽²⁾
40	50	20	40	20	35	m5	
50	65	25	45	25	40		
65	80	30	50	30	45		
80	100	35	60	35	55		
100	120	35	65	35	60		
120	140	40	70	40	65	n6	
140	160	50	85	50	80		
160	180	60	95	60	90		
180	200	65	105	65	100		

注 (1) 适用于外圈要求轴向移动时。
(2) 适用于无需外圈轴向移动时。

表8.15 圆柱滚子轴承、实体滚针轴承的径向内部游隙

单位: μm

轴承公称 内径 d (mm)	圆柱孔轴承的互换性游隙										圆柱孔轴承的非互换性游隙										
	C2		CN		C3		C4		C5		CC1	CC2	CC ⁽¹⁾		CC3		CC4		CC5		
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	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	5	15	10	20	20	30	35	45	55	
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95	5	15	10	25	25	35	40	50	60	
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105	5	15	12	25	25	40	45	55	55	
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125	5	18	15	30	30	45	50	65	65	
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140	5	20	15	35	35	50	55	75	75	
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165	10	25	20	40	40	60	70	90	90	
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190	10	30	25	45	45	70	80	105	105	
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220	10	30	25	50	50	80	95	120	120	
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245	10	35	30	60	60	90	105	135	135	
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275	10	35	35	65	65	100	115	150	150	
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300	10	40	35	75	75	110	125	165	165	
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330	15	45	40	80	80	120	140	180	180	
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365	15	50	45	90	90	135	155	200	200	
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395	15	50	50	100	100	150	170	215	215	
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440	20	55	55	110	110	165	185	240	240	
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485	20	60	60	120	120	180	205	265	265	
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535	20	65	65	135	135	200	225	295	295	
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600	25	75	75	150	150	225	255	330	330	
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665	25	85	85	170	170	255	285	370	370	
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735	25	95	95	190	190	285	315	410	410	

注 (1) CC是圆柱滚子轴承、实体滚针轴承的非互换性游隙的代号。

单位: μm

轴承公称 内径 <i>d</i> (mm)		圆锥孔轴承的非互换性游隙															
		CC9 ⁽¹⁾		CC0		CC1		CC2		CC ⁽²⁾		CC3		CC4		CC5	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
10	24	5	10	—	—	10	20	20	30	35	45	45	55	55	65	75	85
24	30	5	10	8	15	10	25	25	35	40	50	50	60	60	70	80	95
30	40	5	12	8	15	12	25	25	40	45	55	55	70	70	80	95	110
40	50	5	15	10	20	15	30	30	45	50	65	65	80	80	95	110	125
50	65	5	15	10	20	15	35	35	50	55	75	75	90	90	110	130	150
65	80	10	20	15	30	20	40	40	60	70	90	90	110	110	130	150	170
80	100	10	25	20	35	25	45	45	70	80	105	105	125	125	150	180	205
100	120	10	25	20	35	25	50	50	80	95	120	120	145	145	170	205	230
120	140	15	30	25	40	30	60	60	90	105	135	135	160	160	190	230	260
140	160	15	35	30	50	35	65	65	100	115	150	150	180	180	215	260	295
160	180	15	35	30	50	35	75	75	110	125	165	165	200	200	240	285	320
180	200	20	40	30	50	40	80	80	120	140	180	180	220	220	260	315	355
200	225	20	45	35	60	45	90	90	135	155	200	200	240	240	285	350	395
225	250	25	50	40	65	50	100	100	150	170	215	215	265	265	315	380	430
250	280	25	55	40	70	55	110	110	165	185	240	240	295	295	350	420	475
280	315	30	60	—	—	60	120	120	180	205	265	265	325	325	385	470	530
315	355	30	65	—	—	65	135	135	200	225	295	295	360	360	430	520	585
355	400	35	75	—	—	75	150	150	225	255	330	330	405	405	480	585	660
400	450	40	85	—	—	85	170	170	255	285	370	370	455	455	540	650	735
450	500	45	95	—	—	95	190	190	285	315	410	410	505	505	600	720	815

注 (1) 游隙CC9, 适用于ISO 精度等级的5级、4级的锥孔圆柱滚子轴承。

(2) CC是圆柱滚子轴承、实体滚针轴承的非互换性游隙的代号。

表8.16 调心滚子轴承的径向内部游隙

单位: μm

轴承公称 内径 d (mm)		圆柱孔轴承的游隙										普通锥孔轴承的游隙									
		C2		CN		C3		C4		C5		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	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
24	30	15	25	25	40	40	55	55	75	75	95	20	30	30	40	40	55	55	75	75	95
30	40	15	30	30	45	45	60	60	80	80	100	25	35	35	50	50	65	65	85	85	105
40	50	20	35	35	55	55	75	75	100	100	125	30	45	45	60	60	80	80	100	100	130
50	65	20	40	40	65	65	90	90	120	120	150	40	55	55	75	75	95	95	120	120	160
65	80	30	50	50	80	80	110	110	145	145	180	50	70	70	95	95	120	120	150	150	200
80	100	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225	55	80	80	110	110	140	140	180	180	230
100	120	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260	65	100	100	135	135	170	170	220	220	280
120	140	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300	80	120	120	160	160	200	200	260	260	330
140	160	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350	90	130	130	180	180	230	230	300	300	380
160	180	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390	100	140	140	200	200	260	260	340	340	430
180	200	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430	110	160	160	220	220	290	290	370	370	470
200	225	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470	120	180	180	250	250	320	320	410	410	520
225	250	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520	140	200	200	270	270	350	350	450	450	570
250	280	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570	150	220	220	300	300	390	390	490	490	620
280	315	110	190	190	280	280	370	370	500	500	630	170	240	240	330	330	430	430	540	540	680
315	355	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690	190	270	270	360	360	470	470	590	590	740
355	400	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750	210	300	300	400	400	520	520	650	650	820
400	450	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820	230	330	330	440	440	570	570	720	720	910
450	500	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900	260	370	370	490	490	630	630	790	790	1 000
500	560	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1 000	290	410	410	540	540	680	680	870	870	1 100
560	630	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1 100	320	460	460	600	600	760	760	980	980	1 230
630	710	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1 190	350	510	510	670	670	850	850	1 090	1 090	1 360
710	800	210	390	390	580	580	770	770	1 010	1 010	1 300	390	570	570	750	750	960	960	1 220	1 220	1 500
800	900	230	430	430	650	650	860	860	1 120	1 120	1 440	440	640	640	840	840	1 070	1 070	1 370	1 370	1 690
900	1 000	260	480	480	710	710	930	930	1 220	1 220	1 570	490	710	710	930	930	1 190	1 190	1 520	1 520	1 860
1 000	1 120	290	530	530	780	780	1 020	1 020	1 330	—	—	530	770	770	1 030	1 030	1 300	1 300	1 670	—	—
1 120	1 250	320	580	580	860	860	1 120	1 120	1 460	—	—	570	830	830	1 120	1 120	1 420	1 420	1 830	—	—
1 250	1 400	350	640	640	950	950	1 240	1 240	1 620	—	—	620	910	910	1 230	1 230	1 560	1 560	2 000	—	—

表8.17 双列及成对双联圆锥滚子轴承的径向内部游隙

单位: μm

圆柱孔 圆锥孔 轴承公称内径 d (mm)		游隙											
		C1		C2		CN		C3		C4		C5	
		—		C1		C2		CN		C3		C4	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	18	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
18	24	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
24	30	0	10	10	20	20	30	40	50	50	60	70	80
30	40	0	12	12	25	25	40	45	60	60	75	80	95
40	50	0	15	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110
50	65	0	15	15	35	35	55	60	80	80	100	110	130
65	80	0	20	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150
80	100	0	25	25	50	50	75	80	105	105	130	155	180
100	120	5	30	30	55	55	80	90	115	120	145	180	210
120	140	5	35	35	65	65	95	100	130	135	165	200	230
140	160	10	40	40	70	70	100	110	140	150	180	220	260
160	180	10	45	45	80	80	115	125	160	165	200	250	290
180	200	10	50	50	90	90	130	140	180	180	220	280	320
200	225	20	60	60	100	100	140	150	190	200	240	300	340
225	250	20	65	65	110	110	155	165	210	220	270	330	380
250	280	20	70	70	120	120	170	180	230	240	290	370	420
280	315	30	80	80	130	130	180	190	240	260	310	410	460
315	355	30	80	80	130	140	190	210	260	290	350	450	510
355	400	40	90	90	140	150	200	220	280	330	390	510	570
400	450	45	95	95	145	170	220	250	310	370	430	560	620
450	500	50	100	100	150	190	240	280	340	410	470	620	680
500	560	60	110	110	160	210	260	310	380	450	520	700	770
560	630	70	120	120	170	230	290	350	420	500	570	780	850
630	710	80	130	130	180	260	310	390	470	560	640	870	950
710	800	90	140	150	200	290	340	430	510	630	710	980	1 060
800	900	100	150	160	210	320	370	480	570	700	790	1 100	1 200
900	1 000	120	170	180	230	360	410	540	630	780	870	1 200	1 300
1 000	1 120	130	190	200	260	400	460	600	700	—	—	—	—
1 120	1 250	150	210	220	280	450	510	670	770	—	—	—	—
1 250	1 400	170	240	250	320	500	570	750	870	—	—	—	—

备注 轴向内部游隙 $\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \doteq \frac{1.5}{e} \Delta_r$

式中, Δ_r : 径向游隙

α : 接触角

e : 常数 (见轴承尺寸表)

表8.18 成对双联角接触球轴承的轴向内部游隙（测量游隙）

单位：μm

轴承公称内径 <i>d</i> (mm)		轴向游隙									
		接触角30°						接触角40°			
		CN		C3		C4		CN		C3	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	9	29	29	49	49	69	6	26	26	46
10	18	10	30	30	50	50	70	7	27	27	47
18	24	19	39	39	59	59	79	13	33	33	53
24	30	20	40	40	60	60	80	14	34	34	54
30	40	26	46	46	66	66	86	19	39	39	59
40	50	29	49	49	69	69	89	21	41	41	61
50	65	35	60	60	85	85	110	25	50	50	75
65	80	38	63	63	88	88	115	27	52	52	77
80	100	49	74	74	99	99	125	35	60	60	85
100	120	72	97	97	120	120	145	52	77	77	100
120	140	85	115	115	145	145	175	63	93	93	125
140	160	90	120	120	150	150	180	66	96	96	125
160	180	95	125	125	155	155	185	68	98	98	130
180	200	110	140	140	170	170	200	80	110	110	140

备注 本表适用于精度等级0级及6级的轴承，关于5级以上的轴承及接触角15°、25°轴承的轴向游隙，请与NSK联系。

表8.19 4点接触球轴承的轴向内部游隙（测量游隙）

单位：μm

轴承公称内径 <i>d</i> (mm)		轴向内部游隙							
		C2		CN		C3		C4	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
10	18	15	55	45	85	75	125	115	165
18	40	26	66	56	106	96	146	136	186
40	60	36	86	76	126	116	166	156	206
60	80	46	96	86	136	126	176	166	226
80	100	56	106	96	156	136	196	186	246
100	140	66	126	116	176	156	216	206	266
140	180	76	156	136	196	176	246	226	296
180	220	96	176	156	226	206	276	256	326
220	260	115	196	175	245	225	305	285	365
260	300	135	215	195	275	255	335	315	395
300	350	155	235	215	305	275	365	345	425
350	400	175	265	245	335	315	405	385	475
400	500	205	305	285	385	355	455	435	525

8.2.2 轴承内部游隙的选择

在各表所示的内部游隙中，将CN游隙值作为适用于一般的使用条件进行定义，以CN游隙为基准，比CN更小的游隙范围，按照C2，C1的顺序取更小的数值，比CN游隙更大的范围，按照C3，C4，C5的顺序取更大的数值。

一般使用条件，是指内圈转速低于额定转速50%、载荷低于普通载荷($P \leq 0.1C_r$)，且轴承与轴采取过盈配合的应用。

为了降低电机的噪音，轴承径向游隙范围要尽可能的小，并且，电机用深沟球轴承及圆柱滚子轴承的径向游隙数值也采用了更小的游隙值。（参考表8.14.1和8.14.2）。

轴承的内部游隙受配合和运转时温度条件影响发生变化，滚子轴承的径向内部游隙的变化情况请参考（图8.8）。

(1) 配合引起的径向游隙减少量与安装游隙

当内圈或外圈与轴或轴承座采用过盈配合时，轴承套圈的膨胀或收缩会导致径向内部游隙减少。减少量随轴承类型、尺寸、轴及轴承座的形状、尺寸而异，大约是过盈量的70~90%（参考A156和A157页8.1.2节的“配合”（5）部分）。从理论内部游隙 Δ_0 中减去该减少量，得到的结果称为安装游隙 Δ_f 。

(2) 内外圈温度差引起的径向内部游隙减少量及有效游隙

轴承旋转产生的摩擦热，通过轴及轴承座散去。一般轴承座比轴的散热条件要好，外圈温度低，内圈及滚动体的温度通常要比外圈高5~10℃。另外，当中空轴内通入热蒸汽，从轴向轴受传导热量时，或高速运行时，内外圈的的温度差更大。径向游隙会因内外圈温度差导致的热膨胀而减少。减少量可通过以下公式求出：

$$\delta_t \doteq \alpha \Delta_t D_e \dots\dots\dots (8.8)$$

式中, δ_t : 内外圈温度差引起的径向游隙减少量(mm)

α : 轴承钢的线性膨胀系数 $\doteq 12.5 \times 10^{-6} (1/^\circ\text{C})$

Δ_t : 内外圈温度差(℃)

D_e : 外圈滚道直径 (mm)

球轴承

$$D_e \doteq \frac{1}{5} (4D+d) \dots\dots\dots (8.9)$$

滚子轴承

$$D_e \doteq \frac{1}{4} (3D+d) \dots\dots\dots (8.10)$$

从安装游隙中减去 δ_t 后得到的游隙称为有效游隙 Δ 。理论上，该有效游隙略为负值时，轴承的疲劳寿命最长。但实际使用时，比较难以达到这种理想状态，一旦出现过大的负游隙值，将显著缩短轴承疲劳寿命。一般情况下，应使有效游隙略比0大为目标来选择游隙。

将单列角接触球轴承、圆锥滚子轴承成对使用时，除需要预紧使用的情况外，应保留一些有效游隙。将两套单侧带挡边的圆柱滚子轴承成对使用时，需要考虑运转中轴的膨胀，提前预设合适的轴向游隙。

表8.20中列出了，普通（CN）游隙以外的选择实例。如遇特殊应用，请咨询NSK。

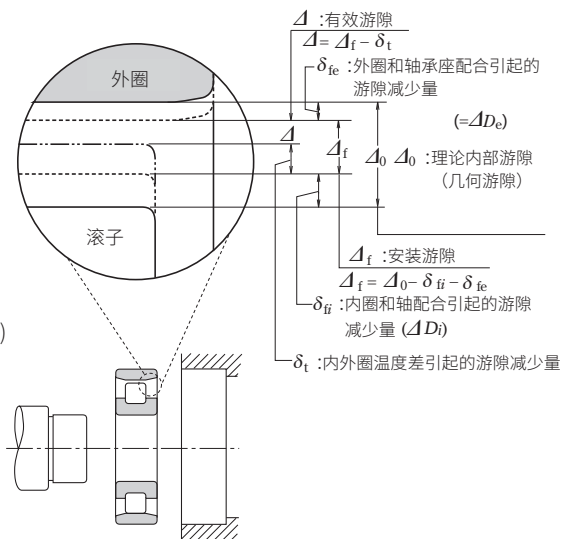


图 8.8 轴承径向内部游隙的变化

表8.20 普通（CN）游隙以外的选择举例

工况	用途举例	轴承游隙举例
轴挠曲较大时	汽车浮动后轮	C5或同等水平
中空轴内通过热蒸汽， 辊身被加热时	造纸烘缸部位 轧机辊道辊	C3、C4 C3
冲击、振动大的应用， 内圈、外圈均采用过盈 配合的应用	铁道用牵引电机 振动筛 液压联轴节 拖拉机末端减速器	C4 C3、C4 C4 C4
内外圈均采用间隙配合	轧机轧辊部位	C2或同等水平
严格控制旋转时的振动、 噪声时	小型电机 (特殊规格)	C1、C2、CM
控制轴的跳动，组装后 调整游隙时	车床主轴	CC9、CC1

8.3 技术数据

8.3.1 滚动轴承的温升和尺寸变化

滚动轴承是极精密的机械元件，因此，不能忽视因温度引起的尺寸精度变化。为此，关于轴承精度测量，原则上应在20℃条件下进行，并且规格内展示的尺寸也是在20℃时的数值。

温度变化引起的尺寸变化不仅影响尺寸精度，还会在运转时影响轴承的内部游隙，以及引起内圈和轴、外圈和轴承座孔之间的过盈量变化。

另外，还可以利用温度差引起的尺寸变化的特点，对较大过盈量的零部件进行热装作业，降低安装难度。

温升导致的尺寸变化 Δl ，可通过以下公式(8.11)表示：

$$\Delta l = \Delta T \alpha l \text{ (mm)} \quad \text{..... (8.11)}$$

式中， Δl ：尺寸变化量 (mm)

ΔT ：温升 (°C)

α ：轴承钢线性膨胀系数

$\alpha=12.5 \times 10^{-6} \text{ (1/°C)}$

l ：原始尺寸 (mm)

公式(8.11)用图表示，如图8.9所示。
在下例实例中，可利用图8.9，快速获得尺寸变化的大致范围。

- (1) 根据环境温度修正尺寸测量结果时
- (2) 确定因运转中内外圈温度差引起的轴承内部游隙变化时
- (3) 确定热装时过盈量和加热温度的关系时
- (4) 确定配合面温度差引起的过盈量的变化时

举例

如果要将内径为110mm的内圈热装至n6公差轴上时，需将内圈加热到多少度？

直径为110mm的n6轴和内圈之间过盈量的最大值为0.065mm。为便于将内圈撞到轴上，需要预留0.03~0.04mm的，所以，内圈膨胀量为0.095~0.105mm。

可根据纵轴 $\Delta l=0.105$ 和横轴 $l=110$ 在图上确定一个交点。 ΔT 大致处于70℃和80℃温度范围内，($\Delta T \div 77^\circ\text{C}$)。因此，可以将内圈加热温度设定为室温+80℃为宜。

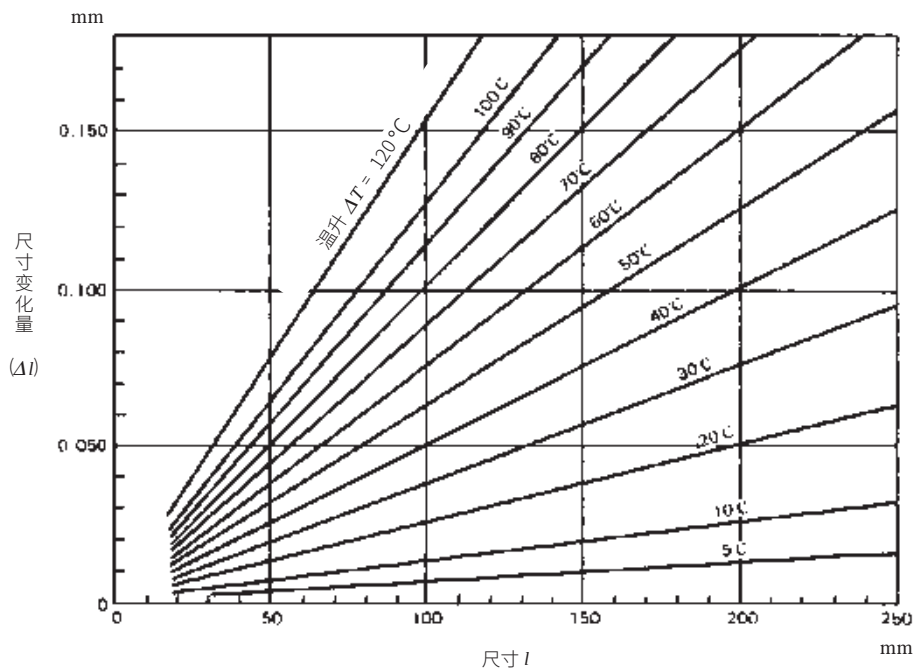


图8.9 轴承钢的温升和尺寸变化

8.3.2 温升引起的过盈量变化 (铝制轴承座、塑料轴承座)

为获得设备整体轻量化,提高量产性,滚动轴承用轴承座也经常采用铝制轻合金,塑料(树脂)材料。

如果轴承座使用了非铁材料,由于与轴承(外圈)的线膨胀系数不同,运转过程中由于存在温升,外圈的过盈量/游隙将与常温时出现明显差异,尤其使用线膨胀系数更大的塑料材料时,该变化将尤为显著。

轴承外圈配合面因升温引起的游隙或过盈量变化量 ΔD_T 可使用以下公式表示:

$$\Delta D_T = (\alpha_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) D \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (8.12)$$

式中, ΔD_T : 温差引起的配合面间隙或过盈量变化量

α_1 : 轴承座的线膨胀系数(1/°C)

ΔT_1 : 配合面位置的轴承座温升(°C)

α_2 : 轴承外圈的线性膨胀系数轴承钢

..... $\alpha_2 = 12.5 \times 10^{-6}$ (1/°C)

ΔT_2 : 配合面位置的外圈温升(°C)

D : 公称轴承外径 (mm)

轴承座温升和外圈的温升一般稍有不同,我们假设两者在配合面位置近似相等,

($\Delta T_1 \doteq \Delta T_2 = \Delta T$) , 公式(8.13) 变为:

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \cdot D \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (8.13)$$

式中, ΔT : 配合面位置的外圈和轴承座温升 (°C)

对于铝制轴承座 ($\alpha_1 = 23.7 \times 10^{-6}$), 公式 (8.13) 可以图表方式表示在图 8.10 中。

在各类塑料材料中,聚缩醛树脂是常用的轴承座材料。塑料的线性膨胀系数不尽相同或具有方向性。聚缩醛树脂成形品的系数约为 9×10^{-5} 。此时,公式(8.13)可按照图8.11表示。

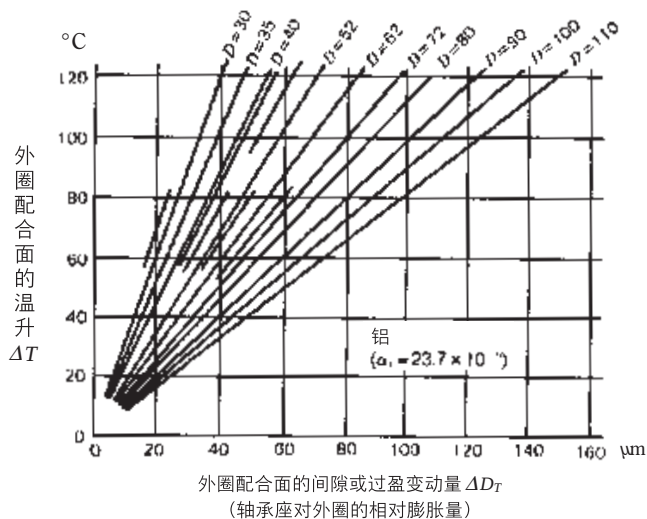


图8.10 铝质轴承座

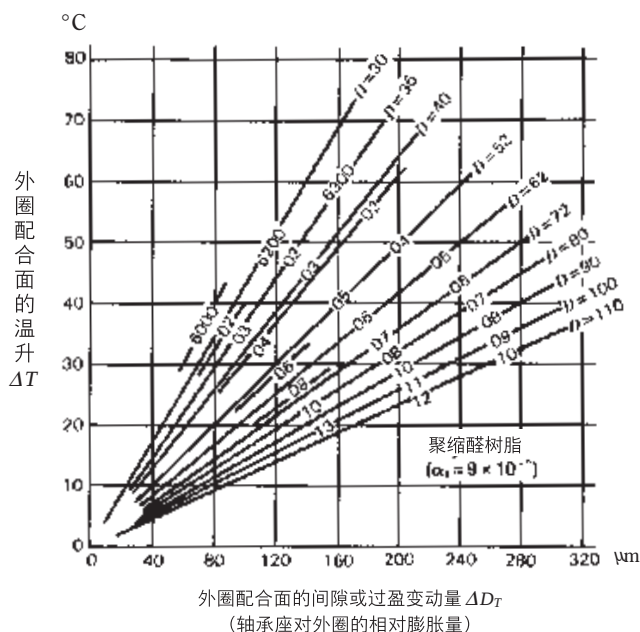


图8.11 聚缩醛树脂轴承座

8.3.3 安装游隙的计算

在8.2.2章节中，我们讨论了不同类型的内部轴承游隙，本节中，我们将进一步说明计算安装游隙的方法。

当内圈紧配合装到轴上，或外圈紧配合装入轴承座后，因套圈的膨胀或收缩导致径向内部游隙减少。一般情况下，轴承多采用内圈旋转，内圈和轴之间采用过盈配合，外圈和轴承座之间采用间隙配合，因此，一般只考虑内圈过盈量的影响。

下文中，将单列深沟球轴承6310作为实例，轴公差设定为k5，轴承座定为H7时，过盈配合仅作用于内圈。

轴径、轴承内径和径向游隙分别为正态分布，假定不良率为0.3%，配合后游隙（安装游隙）的平均值(m_{Af})和标准差(σ_{Af})可按照下列公式进行计算。单位均为毫米(mm)。

$$\sigma_s = \frac{R_s/2}{3} = 0.0018$$

$$\sigma_i = \frac{R_i/2}{3} = 0.0020$$

$$\sigma_{A0} = \frac{R_{A0}/2}{3} = 0.0028$$

$$\sigma_{Af}^2 = \sigma_s^2 + \sigma_i^2$$

$$m_{Af} = m_{A0} - \lambda_{\gamma_i} (m_s - m_i) = 0.0035$$

$$\sigma_{Af} = \sqrt{\sigma_{A0}^2 + \lambda_{\gamma_i}^2 \sigma_i^2} = 0.0035$$

式中， σ_s ：轴径的标准偏差

σ_i ：轴承内径的标准偏差

σ_f ：过盈量的标准偏差

σ_{A0} ：径向游隙的标准偏差（安装前）

σ_{Af} ：安装游隙的标准偏差（安装后）

m_s ：轴径的平均值 ($\phi 50 + 0.008$)

m_i ：轴承内径的平均值 ($\phi 50 - 0.006$)

m_{A0} ：径向游隙的平均值（安装前）(0.014)

m_{Af} ：安装游隙的平均值（安装后）

R_s ：轴公差 (0.011)

R_i ：轴承内径公差 (0.012)

R_{A0} ：径向游隙的范围（安装前）(0.017)

λ_{γ_i} ：名义过盈量引起的内圈滚道直径膨胀率
(根据图 8.12 可知为 0.75)

另外，名义过盈量造成的游隙减少量平均值用 $\lambda_{\gamma_i} (m_m - m_i)$ 表示。

以安装游隙（安装后的游隙）的散差分布在 99.7% 以内，求 (R_{Af}) 的范围。

$$R_{Af} = m_{Af} \pm 3\sigma_{Af} = +0.014 \sim -0.007$$

换言之，安装游隙平均值 (m_{Af}) 为 +0.0035，对于轴承来说，范围为 -0.007 ~ +0.014。

单位：mm

轴径	$\phi 50$	+0.013 +0.002
轴承内径, (d)	$\phi 50$	0 - 0.012
径向内部游隙 (A_0)		0.006 ~ 0.023 ⁽¹⁾

注 (1) 普通游隙值

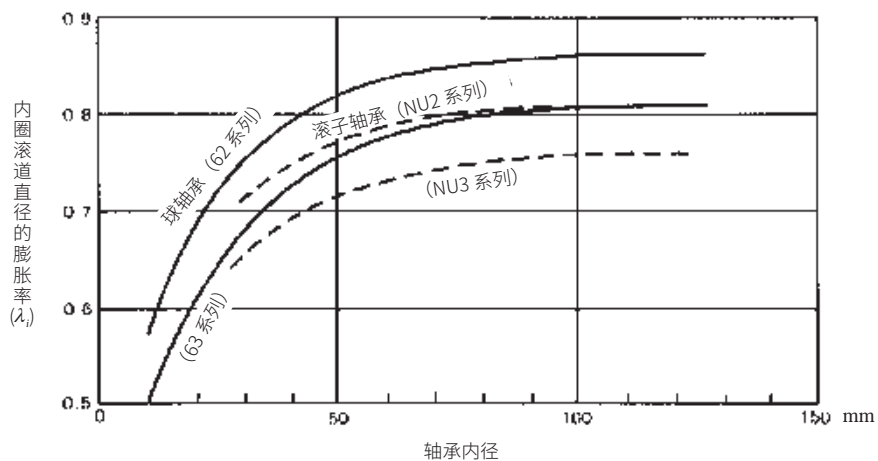


图8.12 名义过盈量造成的内圈滚道直径膨胀率 (λ_i)

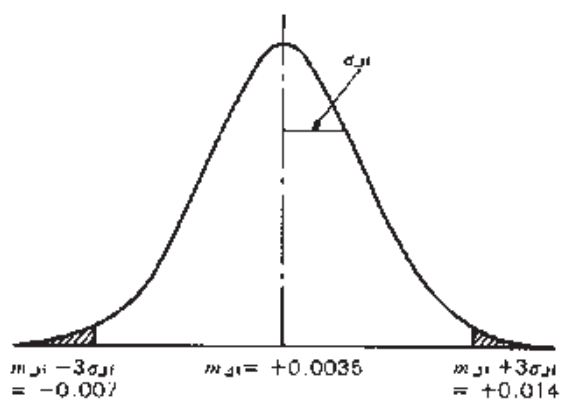


图8.13 安装游隙分布示意图

8.3.4 轴承配合引起的滚道直径变化

(内圈的配合)

确定轴承的径向内部游隙时，必须探讨的项目之一则是配合引起的径向游隙量。轴与内圈，轴承座孔与外圈均采用配合时，则内圈膨胀，外圈被压缩。

套圈膨胀量、收缩量的计算方法之前已在8.1.2 (5)节中介绍过了，计算内滚道膨胀量

(ΔD_i) 则使用公式(8.14)：

$$\Delta D_i = \Delta d k \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \dots\dots\dots (8.14)$$

式中， Δd ：有效过盈量 (mm)

k ：内圈内径与滚道直径之比； $k = d/D_i$

k_0 ：空心轴内外径之比； $k_0 = d_0/D_i$

d ：内圈内径（轴径）(mm)

D_i ：内圈滚道直径 (mm)

d_0 ：空心轴的内径 (mm)

图 8.14 将公式 (8.14) 转化为更清晰的线图。

图8.14的纵轴表示内圈滚道直径膨胀量与过盈量的比值。横轴是空心轴内外径之比(k_0)，并将轴承内径和内圈滚道的直径之比(k)作为其参数。

一般情况下，配合引起的径向游隙减少量是按照约为过盈的80%计算，这是实心轴的情况。对于空心轴，根据内径与外径的比值不同，过盈量对滚道径的影响程度随之变化。80%的数值，为内圈内径与内圈滚道的比值，根据轴承类型、大小、直径系列而异。

上述情况，用单列深沟球轴承和圆柱滚子轴承来说明，表示为图8.15和图8.16。

图8.14中的线图，仅适用于轴的材料为钢制时。

以安装在空心轴上的6220球轴承为例，（轴径 $d=100$ mm，轴的内径 $d_0=65$ mm），配合为m5时，计算出径向游隙减少量。6220的内径与滚道直径的比值 k 在图8.15中为0.87。轴的内外径比值用 k_0 表示，则 $k_0=d_0/d=0.65$ ，从图8.14可知，滚道直径的膨胀率约为73%。

假定过盈量在m5时平均值为30 μ m，则滚道直径的膨胀量，即配合引起的径向游隙减少量为0.73 $\times$ 30=22 μ m。

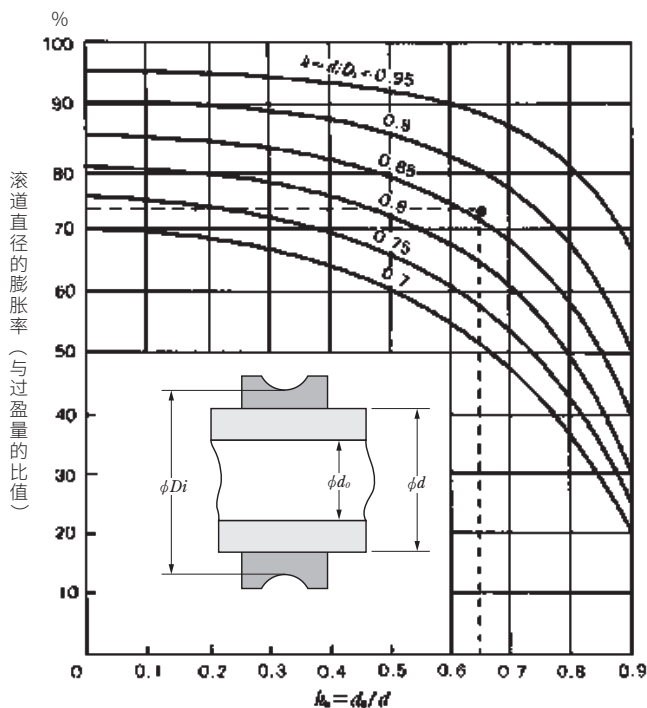


图8.14 配合引起的滚道直径膨胀（钢制轴与内圈的配合）

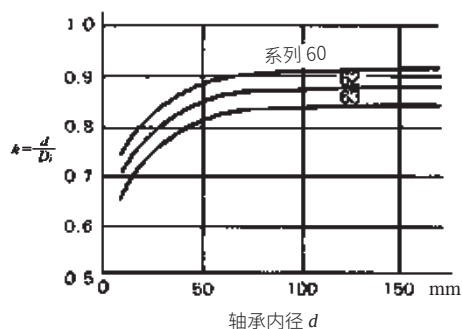


图8.15 深沟球轴承内圈内径与滚道直径的比值

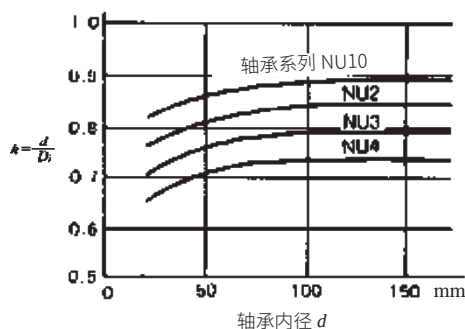


图8.16 圆柱滚子轴承内圈内径与滚道直径的比值

8.3.5 轴承配合引起的滚道直径变化 (外圈的配合)

8.3.4已对轴承内圈配合引起的滚道直径变化进行说明,接下来继续对外圈配合引起的外圈滚道收缩进行阐述。

当轴承承受内圈旋转载荷(外圈静止载荷)时,内圈采用过盈配合,外圈采用过渡配合或间隙配合;但当外圈承受旋转载荷(内圈静止载荷)或者不定方向载荷时,外圈必须采用过盈配合。与内圈过盈配合时一样,外圈也会出现因配合引起径向游隙减少的问题。

然而,施加外圈的过盈量受应力、安装上的制约,并没有内圈施加的过盈量那么多。而且,与内圈旋转载荷相比,外圈承受旋转载荷、不定方向载荷的实际应用案例较少,也很少考虑外圈过盈量导致径向游隙减少的问题。

外圈滚道直径的收缩量 ΔD_e 可通过公式(8.15)求出:

$$\Delta D_e = \Delta D \cdot h \frac{1-h_0^2}{1-h^2 h_0^2} \dots\dots\dots(8.15)$$

式中, ΔD : 有效过盈量 (mm)

h : 外圈滚道直径和外径之比, $h=D_e/D$

h_0 : 轴承座内·外径之比, $h_0=D/D_0$

D : 轴承外径(轴承座孔径) (mm)

D_e : 外圈滚道直径 (mm)

D_0 : 轴承座外径 (mm)

图 8.17将以上公式转化为线图。

纵轴是外圈滚道收缩量与过盈量的比值。横轴是轴承座的内孔直径与外径的比值 h_0 。并将外圈的滚道直径与外径的比值 h 从0.7~0.95(0.05间隔)绘制成线图。 h 的数值根据轴承类型、大小、直径系列而异。

上述情况,用单列深沟球轴承和圆柱滚子轴承来说明,表示为图8.18和图8.19。

外圈承受旋转外圈的实例,诸如汽车前轮,张紧轮,输送带,滑轮系统等。

例如:假设6207球轴承,安装到N7配合的钢制轴承座内,求出径向游隙的减少量。

设轴承座的外径 $D_0=95$,轴承外径 $D=72$ 。根据图8.18可知, $h=0.9$ 。由于 $h_0=D/D_0=0.76$,所以根据线图8.18可知,滚道直径收缩率为71%。取N7过盈量的平均值为 $18\mu\text{m}$,则外圈滚道直径的收缩量,即径向游隙减少量为 $0.71 \times 18 \div 13\mu\text{m}$ 。

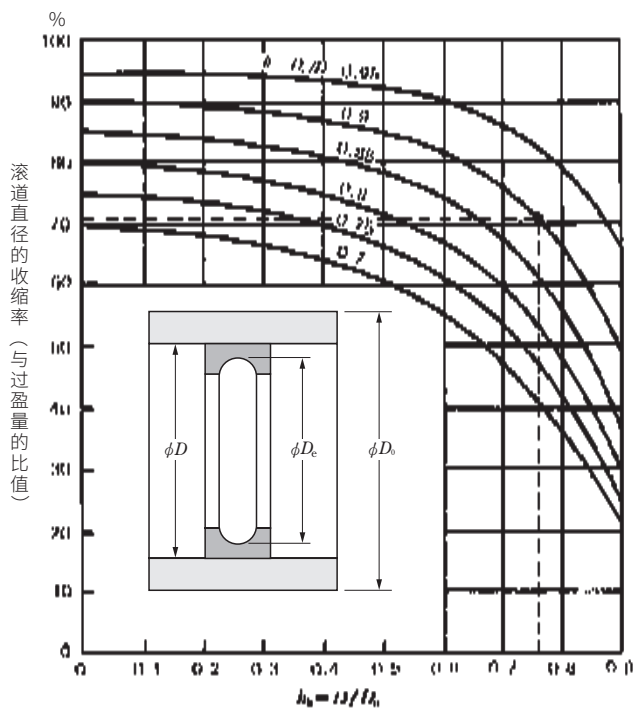


图8.17 过盈配合引起的滚道直径收缩
(钢制轴承座与外圈的配合)

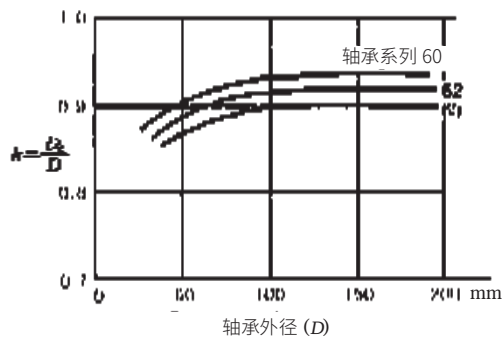


图8.18 深沟球轴承外圈沟道直径与外径的比值

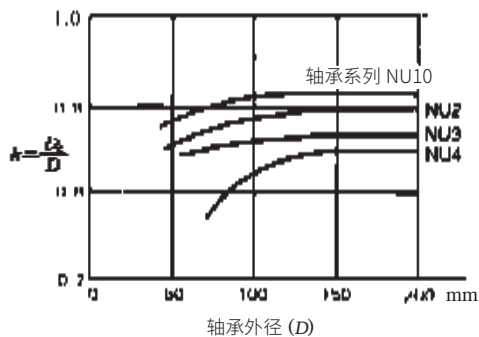


图8.19 圆柱滚子轴承外圈滚道直径与外径的比值

8.3.6 成对双联圆锥滚子轴承内部游隙的测量方法（宽度差法）

成对双联圆锥滚子轴承有，背靠背（DB型）和面对面（DF型）（见图8.20和图8.21）两种配置方式，各有特点，可自成一组单独使用，也可与其他轴承配合，可以作为固定端或自由端成对使用。对于DB配置的成对双联圆锥滚子轴承，由于因保持架凸出外圈背面，需带上外隔圈（图8.20中的K隔圈）防止保持架之间出现接触。内圈也可以配上合适宽度的内隔圈（图8.20中的L隔圈），以保证轴承内部游隙。如图8.21，DF配置轴承也可带K隔圈使用。

通常情况下，采用此类轴承时，需要考虑运行中的发热量，需要预留合适的游隙使用。需要提高支撑刚性时，通常施加预紧使用。

为安装得到合适的游隙或预紧（负游隙），需要对隔圈的尺寸进行调整。

下面，将介绍DB配置的游隙测量方法。

(1)如图8.22所示，将轴承A放置在测量平台上，旋转轴承外圈（10圈以上）使滚子姿态稳定后，测量宽度差 $f_A = T_A - B_{A0}$ 。

(2)接下来，如图8.23所示，使用相同的方法测量轴承B的宽度差 $f_B = T_B - B_{B0}$ 。

(3)然后，如图8.24所示，测量K和L隔圈的宽度尺寸。

根据测量结果，结合图8.22~图8.24中的代号含义，成对双联圆锥滚子轴承的轴向游隙 Δ_a 可按照公式8.16求出。

$$\Delta_a = (L - K) - (f_A + f_B) \quad \text{.....(8.16)}$$

例如：针对成对双联圆锥滚子轴承HR32232JDB+KLR10AC3，为确认轴承实际游隙是否符合规格，首先，查询8.17可知，C3游隙的规格范围为 $\Delta_r = 110 \sim 140 \mu\text{m}$ 。

为了将规格值与通过宽度差法得到结果进行对比，采用公式(8.17)换算为轴向游隙 Δ_a ：

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e} \quad \text{.....(8.17)}$$

式中， e ：轴承代号决定的常数（参照综合样本尺寸表）

由尺寸表中C205页，查到 $e=0.44$ ，则：

$$\begin{aligned} \Delta_a &= (110 \sim 140) \times \frac{1.5}{e} \\ &\approx 380 \sim 480 \mu\text{m} \end{aligned}$$

根据公式（8.16）宽度差法得到的轴向游隙 Δ_a ，只要在上述范围之内，就可以确认轴承游隙为C3。

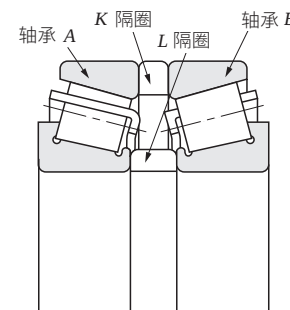


图8.20 DB配置

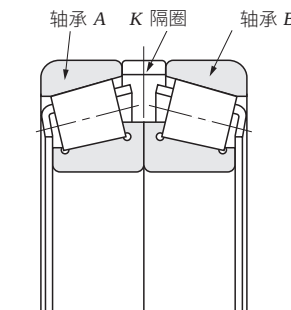


图8.21 DF配置

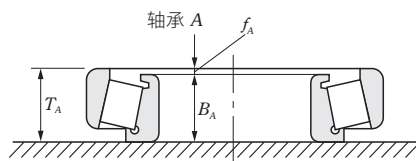


图8.22

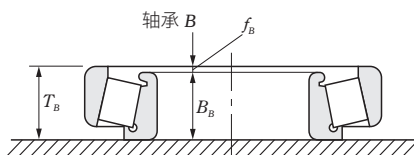


图8.23

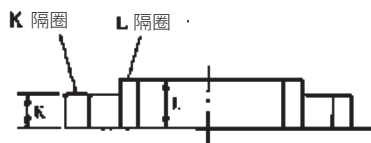


图8.24

8.3.7 安装圆锥滚子轴承时的内部游隙调整方法

单列圆锥滚子轴承，常采用2套成对形式，通过调整轴向游隙使用。成对使用的形式，有背靠背（DB型）和面对面（DF型）。

背对背配置的游隙调整是通过轴螺母或轴端螺栓紧固的方式进行。图8.25表示的为通过轴端螺栓调整游隙的实例。本例中，锁紧端内圈与轴需设定为间隙配合，确保内圈可在轴上自由移动。

面对面配置，在轴向压紧外圈的压盖与轴承座之间加入合适的垫片，可调整至规定的游隙（图8.26）。此时，锁紧端的轴承外圈与轴承座需要设定为间隙配合，确保轴承外圈可进行轴向移动。若设计成在压盖内装入外圈的结构形式（图8.27），则外圈无需设定为间隙配合，安装及拆卸均比较便利。

从理论上讲，轴承运转时的游隙略为负值时，疲劳寿命最长，但如果负的游隙继续增大，则疲劳寿命急剧缩短的同时，轴承发热量也快速增大。所以，通常将轴承运转时的游隙设定为略比0大的正游隙为宜。此时，根据轴承运转时的内·外圈的温度差引起游隙的减少量，轴与轴承座的轴向方向热膨胀的差值，可求出安装后的轴承游隙。

在实际应用上，多采用表8.17中的C1或C2游隙。

另外，径向游隙 Δ_r 和轴向游隙 Δ_a 之间的关系如下：

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e}$$

式中， α ：接触角

e ：轴承代号决定的常数

（参照综合样本尺寸表）

机床主轴，汽车主减速机等部位使用的圆锥滚子轴承，为提高旋转精度、轴承刚度，都采用负游隙。此类使用方法称为预紧法，它可分为定位预紧和定压预紧。一般常采用定位预紧。

定位预紧，为获得合适的预紧量，有采用提前调整游隙的双联轴承方法，也有通过调整螺母锁紧量或调整垫片的方式，得到合适的预紧量的方法。

定压预紧，是通过弹簧、液压等手段，给轴承施加合适的预紧的方法。

下面介绍一些预紧方法的实例。

图8.28中，汽车主减速机中小齿轮的轴承，可通过内隔圈和垫片进行预紧调整。大齿轮的轴承，可通过外圈的压紧螺钉的锁紧扭矩来控制预紧量。

图8.29中，卡车的后轮，为通过轴螺母对内圈进行轴向锁紧，施加预紧的实例。此时，通过测量轴承的启动摩擦力矩来管理预紧。

图8.30中，为车床主轴的实例，通过轴螺母的锁紧来调整预紧。

图8.31中，为根据预紧弹簧的预紧力和变形量的关系，通过弹簧的变形量调整预紧的定压预紧方式。

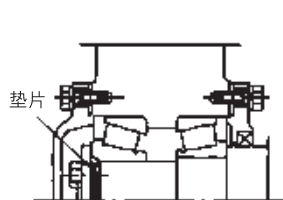


图8.25 内圈调整游隙的DB配置

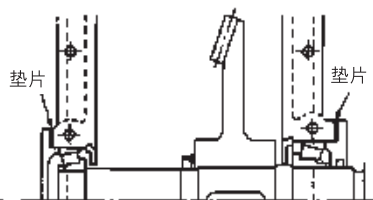


图8.26 外圈调整游隙的DF配置



图8.27 在压盖内装入外圈的游隙调整实例

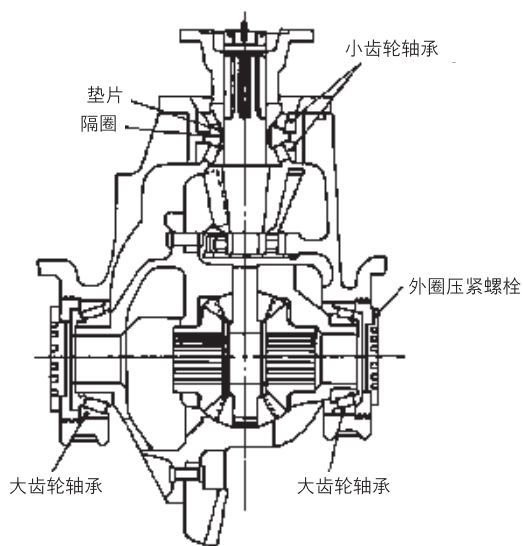


图8.28 汽车主减速机

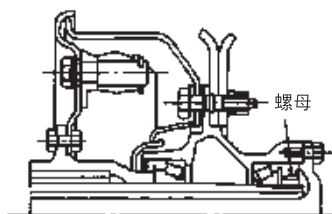


图8.29 卡车后轮

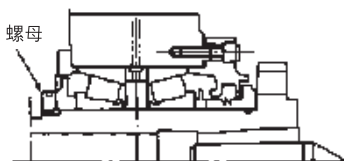


图8.30 车床主轴

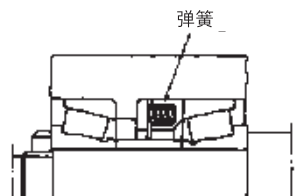
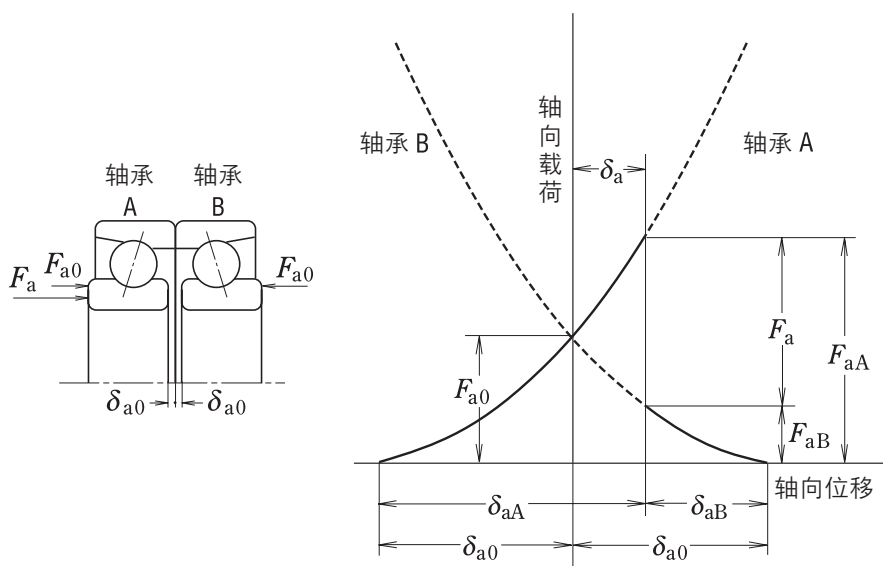


图8.31 通过弹簧施加加压预紧



9. 轴承的预紧

9.1 预紧的目的	A 192
9.2 预紧方法	A 192
9.2.1 定位预紧	A 192
9.2.2 定压预紧	A 192
9.3 预紧与刚度	A 192
9.3.1 定位预紧与刚度	A 192
9.3.2 定压预紧与刚度	A 193
9.4 预紧方法与预紧量的选择	A 193
9.4.1 预紧方法的对比	A 193
9.5 预紧量	A 194
9.5.1 成对双联角接触球轴承的平均预紧力	A 194
9.5.2 推力球轴承的预紧力	A 198
9.5.3 推力调心滚子轴承的预紧力	A 198
9.6 技术数据	A 200
9.6.1 定位预紧后轴承的载荷与位移	A 200
9.6.2 单列向心球轴承的轴向位移	A 208
9.6.3 圆锥滚子轴承的轴向位移	A 212

9. 轴承的预紧

滚动轴承，实际运转时，大多都在内部有适当的内部游隙条件下使用。根据目的不同，也有在安装时使轴承内部成为负游隙，预先使轴承产生内部应力的状态下使用的实例，该使用方法称为预紧。

如角接触球轴承或圆锥滚子轴承可以进行游隙调整的轴承，通常将两套成对使用。

9.1 预紧的目的

预紧的主要目的及典型应用举例如下所示：

- (1) 使轴在径向及轴向精确定位的同时，保证轴的旋转精度。
 - 机床主轴用轴承、测量仪器用轴承等。
- (2) 提高轴承的刚度
 - 机床主轴用轴承、汽车差速器小齿轮用轴承。
- (3) 防止轴向振动及共振引起的异音。
 - 小型电机用轴承等。
- (4) 抑制滚动体的自旋滑动、公转滑动及自转滑动。
 - 高速角接触球轴承、推力球轴承等。
- (5) 保持滚动体在套圈内的正确位置。
 - 推力球轴承、推力调心滚子轴承（用在水平轴上时）。

9.2 预紧方法

9.2.1 定位预紧

定位预紧，是指两个轴承间的轴向相对位置，在使用过程中不发生变化的预紧方法，有下列使用方法。

- (1) 将事先调整过宽度差（参见A007页图1.1）或轴向游隙的配对轴承锁紧后使用。
- (2) 采用调整过尺寸的隔圈和垫片给与预紧。（图9.1）。
- (3) 利用可调整轴向游隙的紧固螺栓或螺母施加预紧。此时，为得到合适的预紧，要同时测量启动力矩进行调整。

9.2.2 定压预紧

定压预紧，是一种利用螺旋弹簧或碟形弹簧对轴承施加合适预紧的方法。在使用中，即使轴承相对位置发生变化，预紧力也大致保持不变（图9.2）。

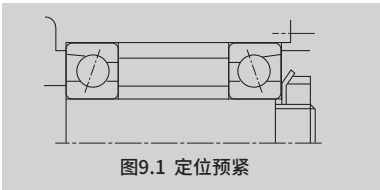


图9.1 定位预紧

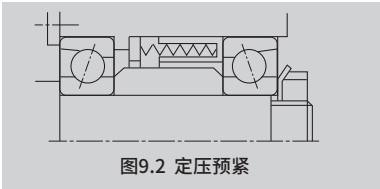


图9.2 定压预紧

9.3 预紧与刚度

9.3.1 定位预紧与刚度

将图9.3所示成对双联轴承的内圈进行轴向锁紧，轴承A及轴承B的位移量各为 δ_{a0} ，内圈之间的轴向游隙 $2\delta_{a0}$ 消失。此时，2个轴承均承受预紧力 F_{a0} 的作用。被预紧的轴承，按照下图所示，承受外部轴向载荷 F_a 时的轴承刚度，也就是载荷和位移的关系用线图表示为图9.4。

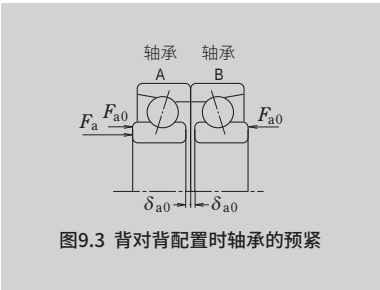


图9.3 背对背配置时轴承的预紧

9.3.2 定压预紧与刚度

图9.5是定压预紧后轴承的预紧线图。预紧弹簧的刚度与轴承的刚度相比通常很小，所以弹簧的位移曲线约与水平轴平行。因此，定压预紧的刚度大致与承受预紧 F_{a0} 预紧力的单体轴承的刚度大致相同。

定位预紧以及定压预紧后的轴承与单体轴承的刚度对比，如图9.6所示。

9.4 预紧方法与预紧量的选择

9.4.1 预紧方法的比较

图9.6所示为两种预紧方法的刚度对比，定位预紧和定压预紧的区别如下。

- (1) 在预紧力相同时，定位预紧的刚度更高，即定位预紧轴承，承受外部载荷引起的变形量更小。
- (2) 定位预紧在运转中，轴与轴承座的温度差引起的轴向伸长量的差异，内外圈温度差引起的径向热膨胀量的差异，以及载荷引起的位移等影响，都会使预紧发生变化。

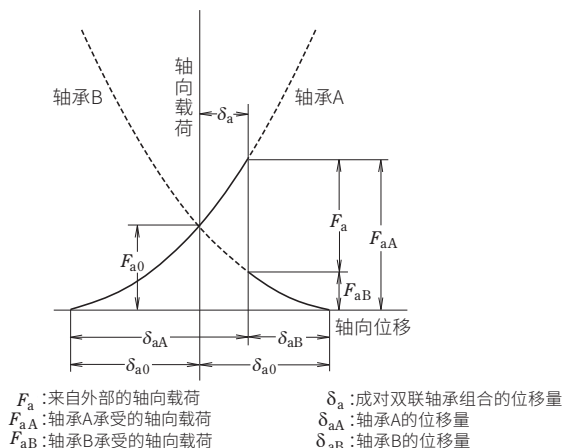


图9.4 定位预紧的预紧线图

定压预紧时，由于轴的伸缩引起的弹簧载荷的变化很小，所以，可忽略预紧的变化量。

因此，如果是以提高刚度为目的，适合采用定位预紧；高速旋转、需要抑制轴向振动、或水平轴采用推力轴承时，适合采用定压预紧。

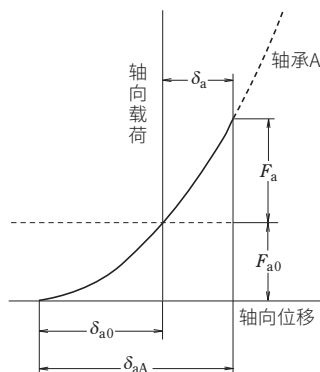


图9.5 定压预紧的预紧线图

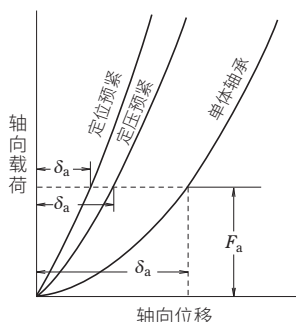


图9.6 预紧方法的刚度对比

9.5 预紧量

如果预紧量超过必要限度，将会导致异常发热，摩擦力矩增大，疲劳寿命下降等问题，所以，需要根据使用工况、预紧目的选择合适的预紧量。

9.5.1 双联角接触球轴承的平均预紧载荷

角接触球轴承广泛用于磨床、铣床、高速车床等主轴。NSK根据用户用途，将预紧分为微预紧(EL)、轻预紧(L)、中预紧(M)以及重预紧(H)四个等级，应用于DB和DF配置轴承时，其轴向游隙（预紧）分别用代号EL、L、M和H表示。

接触角为15°的双联角接触球轴承广泛应用在机床主轴，其平均预紧力和轴向游隙（测量值）的平均值见表9.3~9.5。

测量轴向游隙时采用的测量载荷见表9.1。

为确保预紧，在机床主轴及其他用途中使用的ISO5级及以上等级的高精度双联轴承，对轴向游隙进行了相关规定。

轴与内圈、轴承座孔与外圈的配合，参见表9.2列出的目标值。

轴承座孔与外圈的配合，轴承作为固定端使用时，取目标游隙的下限，作为自由端使用时取目标游隙的上限。

选择预紧量时，磨床主轴或加工中心主轴轴承通常采用EL微预紧或L轻预紧，要求刚度较高的车床主轴轴承通常采用M中预紧。

采用过盈配合时，轴承的预紧力大于表9.3~9.5所示值。由于预紧力过大，可能导致温度上升、咬粘等问题，需注意配合的选取。

当 $D_{pw} \times n$ （ $d_m n$ 值）超过 50×10^4 高速运行时，应谨慎选择预紧，此时，请咨询NSK。

表9.1 轴向游隙的测量载荷

轴承公称外径 <i>D</i> (mm)		测量载荷
超过	到	(N)
10*	50	24.5
50	120	49
120	200	98
200	—	196

*10 mm包含在范围内。

表 9.2 配合的目标值

单位：μm

内径 <i>d</i> 或外径 <i>D</i> (mm)		轴与 内圈	轴承座孔 与外圈
超过	到	目标过盈量	目标间隙
—	18	0~2	—
18	30	0~2.5	2~ 6
30	50	0~2.5	2~ 6
50	80	0~3	3~ 8
80	120	0~4	3~ 9
120	150	—	4~12
150	180	—	4~12
180	250	—	5~15

表9.3 79C系列轴承的预紧力与轴向游隙的平均值

轴承 代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙
	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)
7900C	7	5	16	2	29	-1	58	-6
7901C	8.6	4	16	2	41	-3	77	-8
7902C	12	3	25	0	47	-4	104	-11
7903C	11	3	25	0	56	-5	119	-12
7904C	20	1	42	-3	80	-8	152	-15
7905C	19	1	37	-2	99	-9	203	-17
7906C	25	0	46	-3	95	-8	204	-16
7907C	33	2	67	-2	149	-9	297	-18
7908C	41	1	78	-3	196	-12	384	-22
7909C	49	0	104	-5	192	-11	391	-21
7910C	49	0	95	-4	240	-13	499	-24
7911C	60	-1	111	-5	296	-15	593	-26
7912C	60	-1	113	-5	305	-15	581	-25
7913C	74	-2	151	-7	348	-16	690	-27
7914C	101	-4	205	-10	503	-22	1 004	-36
7915C	103	-4	190	-9	489	-21	997	-35
7916C	104	-4	195	-9	503	-21	986	-34
7917C	138	-6	307	-14	629	-25	1 281	-41
7918C	153	-3	289	-9	740	-23	1 488	-39
7919C	154	-3	294	-9	800	-24	1 588	-40
7920C	191	-5	387	-13	905	-28	1 790	-46

备注 轴向游隙栏内的数值为测量值。

表9.4 70C系列轴承的预紧力与轴向游隙的平均值

轴承 代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙
	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)
7000C	13	3	25	0	49	-5	96	-12
7001C	13	3	25	0	57	-6	120	-14
7002C	12	3	29	-1	66	-7	147	-16
7003C	15	2	30	-1	69	-7	156	-16
7004C	25	0	49	-4	119	-12	244	-22
7005C	30	-1	58	-5	148	-14	292	-24
7006C	41	1	75	-3	195	-13	386	-24
7007C	58	-1	121	-7	251	-16	493	-28
7008C	58	-1	114	-6	291	-17	594	-30
7009C	80	-3	144	-8	338	-19	695	-33
7010C	70	-2	152	-8	388	-20	791	-34
7011C	95	-4	200	-11	479	-24	971	-40
7012C	96	-4	189	-10	526	-25	1 092	-42
7013C	130	-6	260	-13	537	-24	1 062	-39
7014C	148	-7	285	-14	732	-30	1 460	-48
7015C	151	-7	294	-14	796	-31	1 573	-49
7016C	202	-6	382	-14	921	-31	1 880	-52
7017C	205	-6	393	-14	995	-32	1 956	-52
7018C	247	-8	502	-18	1 187	-37	2 373	-60
7019C	275	-9	549	-19	1 188	-36	2 348	-58
7020C	282	-9	534	-18	1 278	-37	2 572	-60

备注 轴向游隙栏内的数值为测量值。

表9.5 72C系列轴承的预紧力与轴向游隙的平均值

轴承 代号	微预紧 EL		轻预紧 L		中预紧 M		重预紧 H	
	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙	预紧力	轴向 游隙
	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)	(N)	(μm)
7200C	13	3	29	-1	68	-8	150	-18
7201C	20	1	39	-3	99	-12	197	-22
7202C	20	1	40	-3	97	-11	199	-21
7203C	25	0	46	-4	146	-16	296	-28
7204C	35	-2	68	-7	196	-20	384	-33
7205C	42	1	82	-4	193	-14	402	-27
7206C	57	-1	114	-7	292	-20	591	-35
7207C	75	-3	151	-10	385	-25	794	-43
7208C	98	-5	202	-13	501	-29	985	-47
7209C	123	-7	254	-16	534	-30	1 067	-49
7210C	127	-7	248	-15	590	-31	1 171	-50
7211C	142	-8	289	-17	788	-38	1 554	-60
7212C	190	-11	397	-22	928	-42	1 878	-67
7213C	219	-12	448	-23	1 069	-44	2 175	-70
7214C	243	-9	484	-20	1 164	-42	2 368	-69
7215C	270	-10	530	-21	1 224	-42	2 445	-68
7216C	305	-12	595	-24	1 367	-47	2 752	-76
7217C	355	-14	697	-27	1 658	-53	3 358	-85
7218C	384	-15	771	-29	1 865	-57	3 713	-90
7219C	448	-18	876	-33	2 081	-63	4 153	-99
7220C	503	-20	984	-36	2 337	-68	4 700	-107

备注 轴向游隙栏内的数值为测量值。

9.5.2 推力球轴承的预紧力

当推力球轴承以比较高的速度旋转时，钢球容易产生回转滑移。为避免发生回转滑移，需施加的最小必要轴向载荷可按照公式(9.1)和(9.2)求出，取计算结果中较大的数值。

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{100} \left(\frac{n}{N_{\max}} \right)^2 \dots\dots\dots (9.1)$$

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots (9.2)$$

式中： $F_{a \min}$ ：最小必要轴向载荷(N)，{kgf}
 n ：转速(min⁻¹)
 C_{0a} ：基本轴向额定静载荷(N)，{kgf}
 $N_{\max}$ ：额定转速（油润滑）(min⁻¹)

9.5.3 推力调心滚子轴承的预紧力

推力调心滚子轴承在使用时，可能出现因滚子与外圈滚道面产生打滑，而导致擦伤等损伤，为防止出现此类损伤，需施加的最小必要轴向载荷 $F_{a \min}$ 可按照下式求出。

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots (9.3)$$

9.6 技术数据

9.6.1 定位预紧后轴承的载荷与位移

将两套（或多套）相同的球轴承或圆锥滚子轴承作为1组成套使用时的轴承，称为配对轴承。配对轴承最常用的类型是单列角接触球轴承，主要适用于机床主轴等要求高刚度、轴承承载后位移量小的应用。

2套成对使用时，有背对背配置、面对面配置、串联配置等三种形式，配置代号分别为DB、DF、和DT（图9.7）。

DB及DF可承受双向的轴向载荷。由于DB配置比DF配置的作用点距离更大，多使用在承受力矩载荷的应用。DT配置只能承受单向的轴向重载荷，可以使2套轴承均匀承受轴向载荷，故常用在承受单向轴向载荷较大的应用。

DB配置及DF配置轴承中，可提前对预紧进行调整并根据预紧情况，可将内、外圈的径向及轴向位移量控制在必要范围内。但仅DT配置形式无法实现预紧。

预紧力的大小，如图9.9~9.11所示，可通过改变轴承内部的间隙 δ_{a0} 进行调整。预紧分为四个等级：微预紧(EL)、轻预紧(L)、中预紧(M)和重预紧(H)。因此，在需要严格控制轴的跳动与载荷引起的位移时，通常采用DB、DF轴承配置方式。

3列配对时也有3种，代号分别按照DBD、DFD、DTD表示（图9.8）。此外也有采用4列配对，5列配对形式。

采用预紧方式的配对轴承的使用实例较多，但预紧力的大小，对轴承运转后的温升、启动力矩、旋转力矩、噪音、甚至轴承寿命带来严重影响，故必须选择合适的预紧，避免施加过大预紧带来的问题。

单列角接触球轴承承受轴向载荷 F_a 时，其轴向位移量 δ_a 可用下式求得：

$$\delta_a = c F_a^{2/3} \dots\dots\dots (9.4)$$

式中， c ：由轴承类型和尺寸决定的常数。

图9.9为2列DB配置，图9.10和图9.11为3列DBD配对的预紧线图。

对图9.9中配对轴承内圈轴向锁紧后，A列、B列轴承分别出现的位移为 δ_{a0A} 及 δ_{a0B} ，内圈间的间隙 δ_{a0} 为零。此时，对配对轴承上施加了预紧力 F_{a0}

当外部轴向载荷 F_a 作用于配对轴承的A列时，A列轴承进一步产生 δ_{a1} 的位移，B列轴承则减少等量的位移，A列、B列轴承的位移分别为： $\delta_{aA} = \delta_{a0A} + \delta_{a1}$ ， $\delta_{aB} = \delta_{a0B} - \delta_{a1}$ 。即，作用在A列轴承的载荷为 $(F_{a0} + F_a - F_{a1})$ ，B列侧轴承上的力则为 $(F_{a0} - F_{a1})$ 。

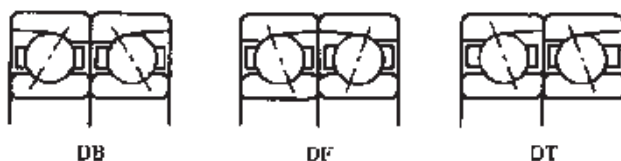


图9.7 2列配对轴承

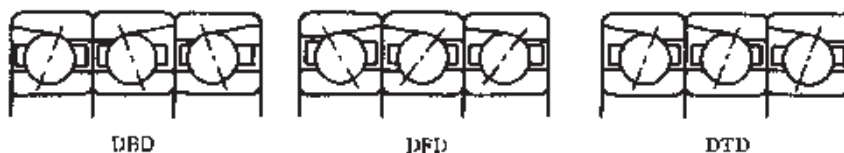


图9.8 3列配对轴承

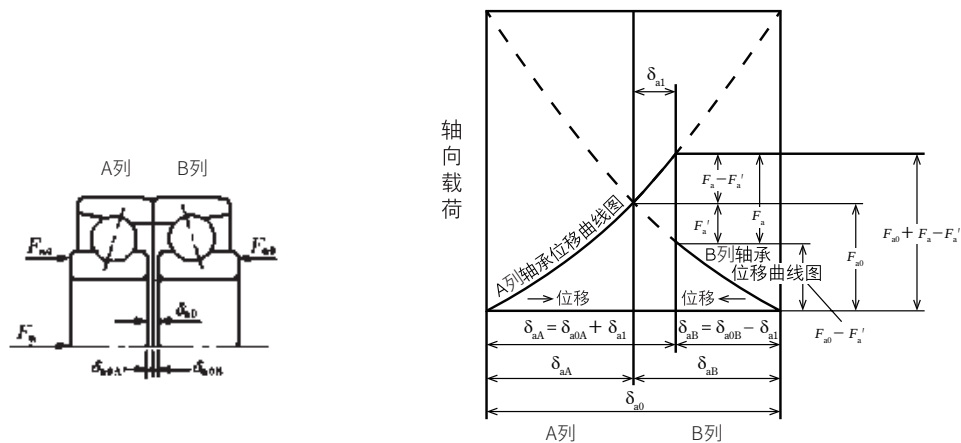


图9.9 2列DB配置轴承的预紧线图

预紧时，A列需要寿命以及速度条件下，要有承受轴向载荷（ $F_{a0}+F_a-F_a'$ ）的承载能力。轴向游隙 δ_{a0} 见9.5.1中表9.3~9.5（A195~A197页）。

图9.10中，当外部轴向载荷 F_a 施加于轴承AA列时，AA列、B列轴承的轴向载荷及位移见表9.6。

图9.11中，当外部轴向载荷 F_a 施加于轴承A列时，A列、BB列轴承的轴向载荷及位移见表9.7。

在不同预紧力下，7018C、7018A 2列DB配置及3列DBD配对轴承的轴向载荷与轴向位移的关系表示为图9.12~9.17。

表9.6

方向	位移	轴向载荷
AA列	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F_a'$
B列	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F_a'$

表9.7

方向	位移	轴向载荷
A列	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F_a'$
BB列	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F_a'$

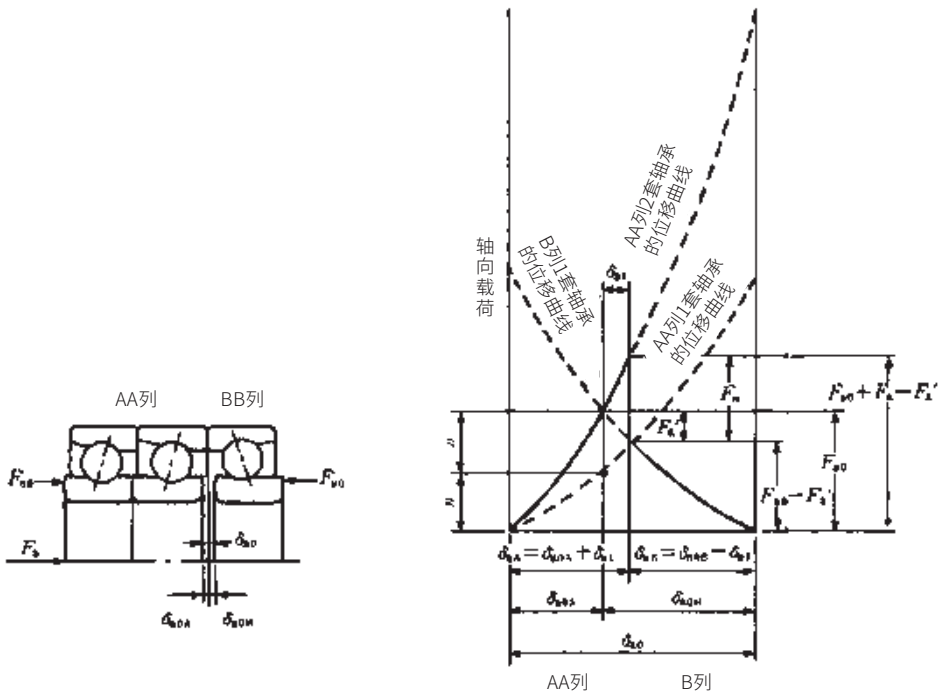


表9.10 3列DBD配对轴承的预紧线图
(轴向载荷作用于AA列时)

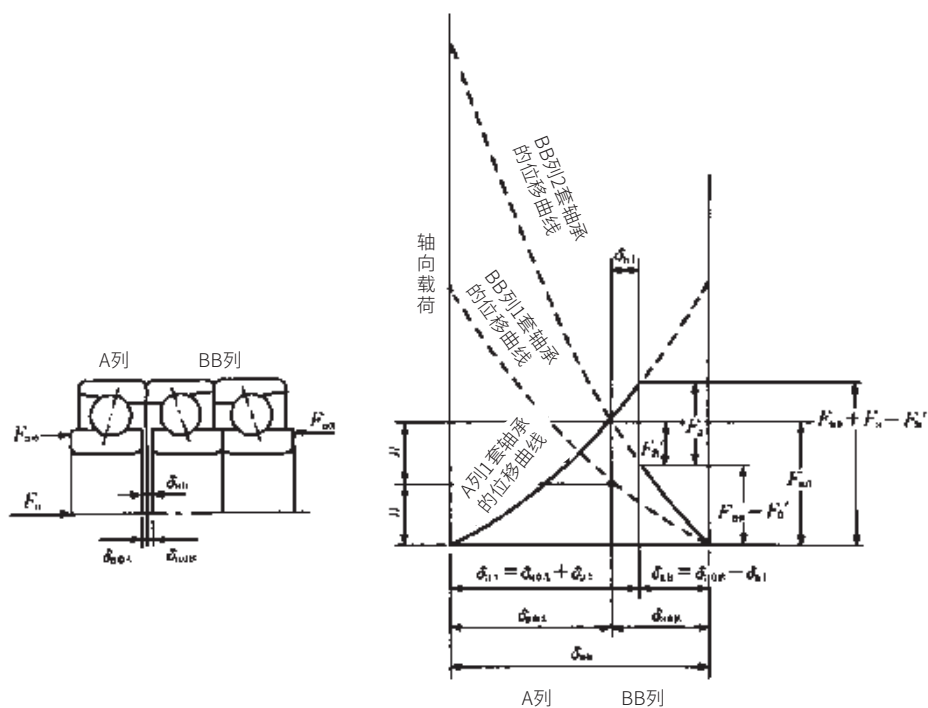


表9.11 3列DBD配对轴承的预紧线图
(轴向载荷作用于A列时)

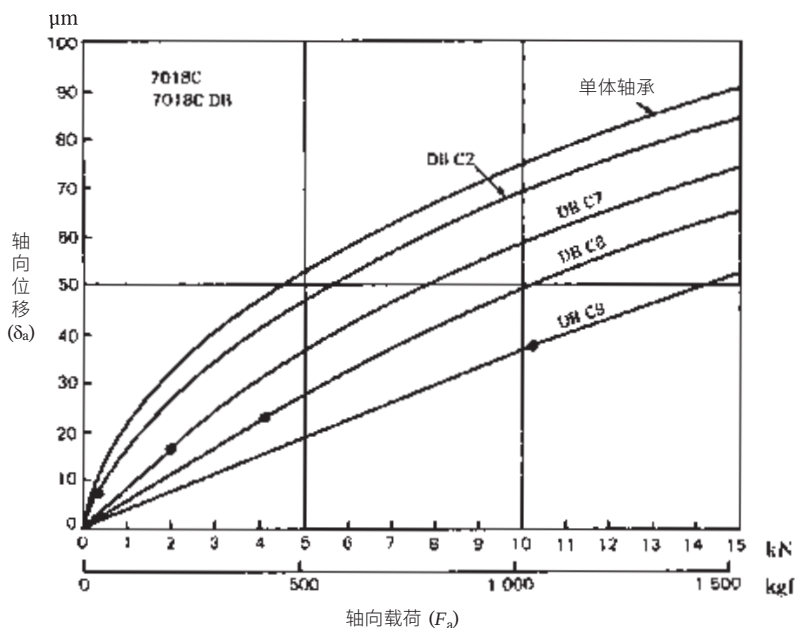


图9.12

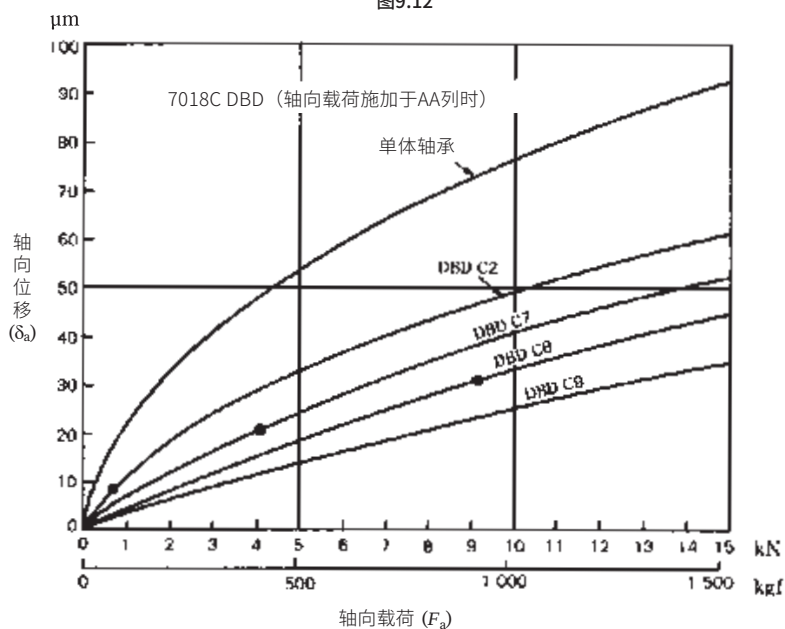


图9.13

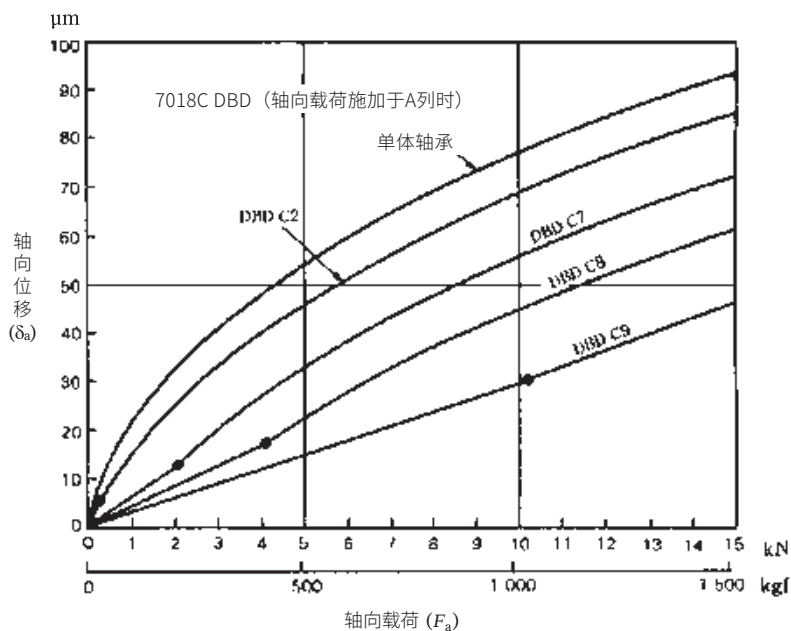


图9.14

备注 轴向载荷——位移曲线上的 (●) 标志表示预紧量消失的位置。
当轴向载荷比它更大时，对侧轴承将不承受载荷。

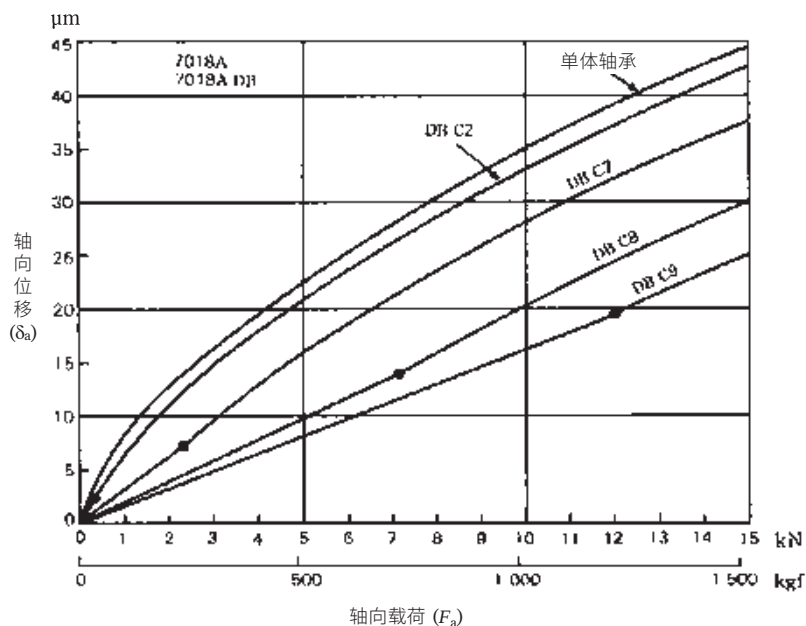


图9.15

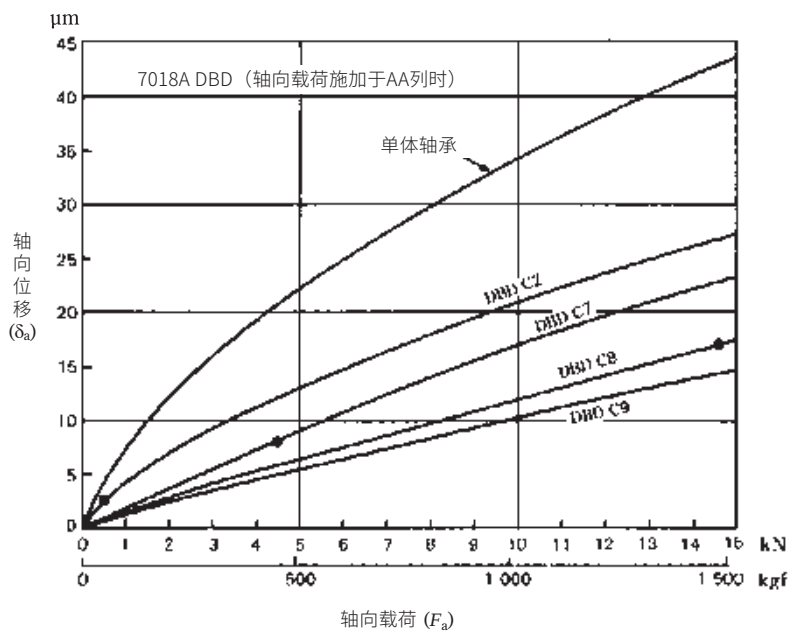


图9.16

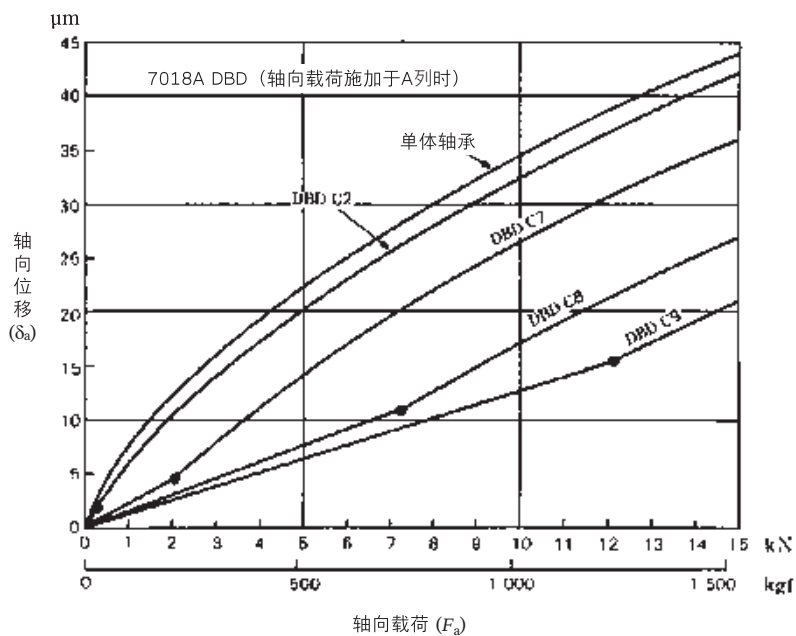


图9.17

备注 轴向载荷—位移曲线上的(●)标志表示预紧量消失的位置。
当轴向载荷比它更大时，对侧轴承将不承受载荷。

9.6.2 单列向心球轴承的轴向位移

当轴向载荷 F_a 作用于接触角为 α_0 的向心轴承时, 内圈沿轴向产生位移 δ_a , 内圈滚道半径中心 O_i 也会移动至 O'_i , 此时, 接触角变为 α , 如图9.18所示。设滚道和球在滚动体载荷 Q 方向的弹性变形量为 δ_N , 则由图9.18可得式(9.5)。

$$(m_0 + \delta_N)^2 = (m_0 \cdot \sin \alpha_0 + \delta_a)^2 + (m_0 \cdot \cos \alpha_0)^2$$

$$\therefore \delta_N = m_0 \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + \frac{\delta_a}{m_0})^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\} \quad \dots\dots\dots (9.5)$$

滚动体载荷 Q 和弹性变形量 δ_N 之间的关系如下式所示。

$$Q = K_N \cdot \delta_N^{3/2} \quad \dots\dots\dots (9.6)$$

式中, K_N : 由轴承材料、形状和尺寸决定的常数

$\therefore$ 代入以下关系式

$$m_0 = \left(\frac{r_e}{D_w} + \frac{r_i}{D_w} - 1 \right) D_w = B \cdot D_w$$

由式(9.5)及式(9.6)可得:

$$Q = K_N (B \cdot D_w)^{3/2} \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2}$$

$$\text{式中: } h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{B \cdot D_w}$$

设 $K_N = K \cdot \frac{\sqrt{D_w}}{B^{3/2}}$, 则

$$Q = K \cdot D_w^2 \left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \quad \dots\dots\dots (9.7)$$

另外, 由图9.19可得轴承轴向载荷与滚动体载荷的关系式(9.8):

$$F_a = Z \cdot Q \cdot \sin \alpha \quad \dots\dots\dots (9.8)$$

再由图9.18可得:

$$(m_0 + \delta_N) \sin \alpha = m_0 \sin \alpha_0 + \delta_a$$

$$\therefore \sin \alpha = \frac{m_0 \sin \alpha_0 + \delta_a}{m_0 + \delta_N} = \frac{\sin \alpha_0 + h}{1 + \frac{\delta_N}{m_0}}$$

将式(9.5)代入, 则

$$\sin \alpha = \frac{\sin \alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \quad \dots\dots\dots (9.9)$$

将式(9.7)及(9.9)代入式(9.8), 即可求出轴承轴向载荷 F_a 与轴向位移 δ_a 的关系。

$$F_a = K \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \frac{\left\{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \times (\sin \alpha_0 + h)}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}} \quad \dots\dots\dots (9.10)$$

式中, K : 由轴承材料和设计决定的常数

D_w : 钢球直径

Z : 钢球个数

α_0 : 初期接触角

(单列深沟球轴承, 可由C012页

式(5)求出)

但是, 实际轴向位移会因轴、轴承座的材料、壁厚及配合等安装条件而不尽相同。因此, 有关此类装配条件下的轴向位移, 请咨询NSK。

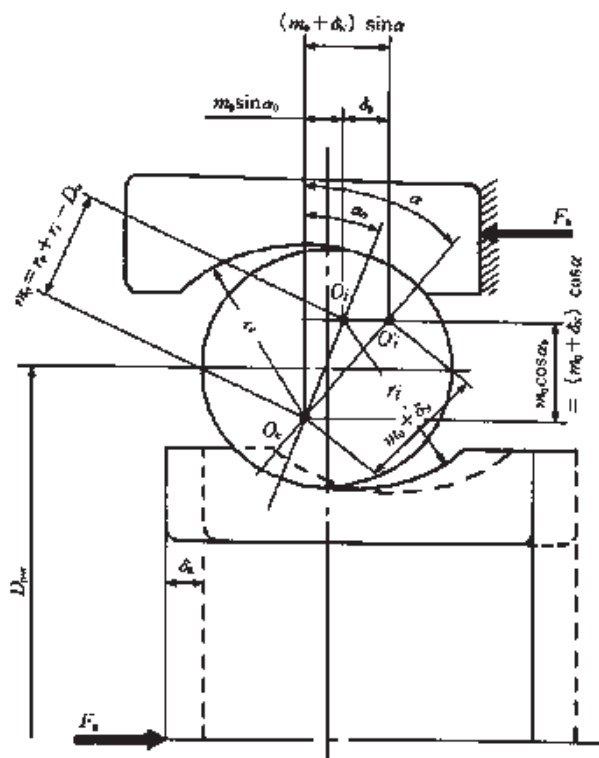


图9.18

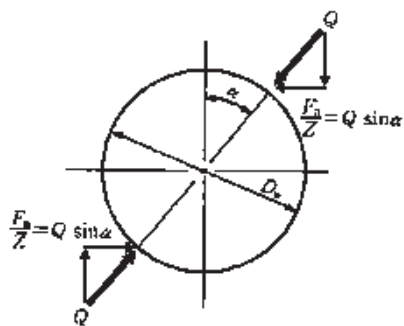


图9.19

图9.20表示单列深沟球轴承6210及6310初期接触角分别为 $\alpha_0=0^\circ$ 、 10° 、 15° 时, 轴向载荷与轴向位移的关系。初期接触角 α_0 越大, 轴承的轴向刚度就越高, 6210与6310承受相同轴向载荷时的轴向位移量的差也就越小。初期接触角 α_0 取决于沟道曲率半径和径向游隙。

图9.21表示72系列角接触球轴承在初期接触角分别为 15° (C)、 30° (A)、 40° (B)时, 轴向载荷与轴向位移的关系。

由于角接触球轴承的初期接触角较大, 70系列、73系列与72系列的接触角、内径代号相同时, 数值基本相同。

角接触球轴承为了控制旋转精度、减小承受外加载荷时的弹性变形量, 大都采用配对轴承的形式, 并施加预紧使用。

为了将承受外部载荷时的弹性变形量控制在必要限度以内, 需了解载荷与变形的关系特性。载荷与位移之间的关系可用式(9.10)表示为 $F_a \propto \delta_a^{3/2}$ 或 $\delta_a \propto F_a^{2/3}$ 。即, 轴向位移 δ_a 与轴向载荷 F_a 的2/3次方成正比。轴向载荷的指数小于1, 即随着轴向载荷的增加, 轴向位移的增长幅度变小(图9.21)。

这就是通过施加预紧来抑制变形(位移)的依据。

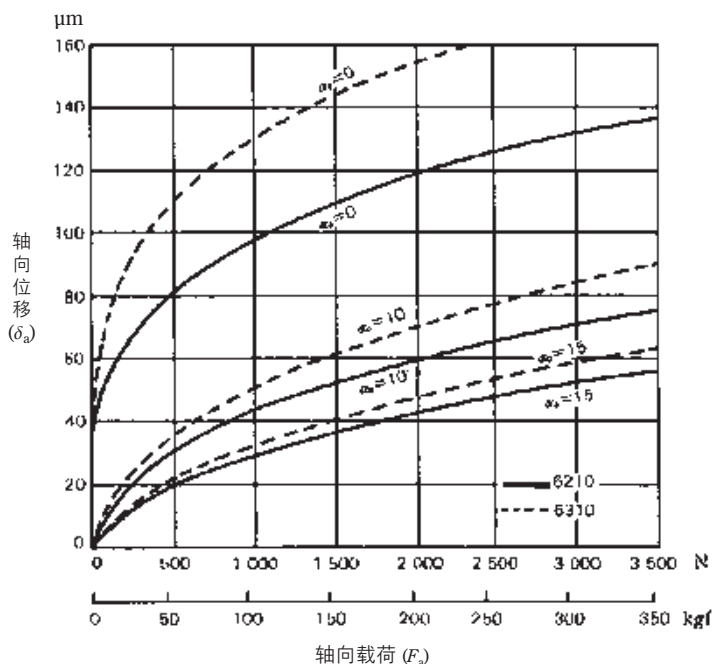


图9.20 深沟球轴承的轴向载荷与轴向位移

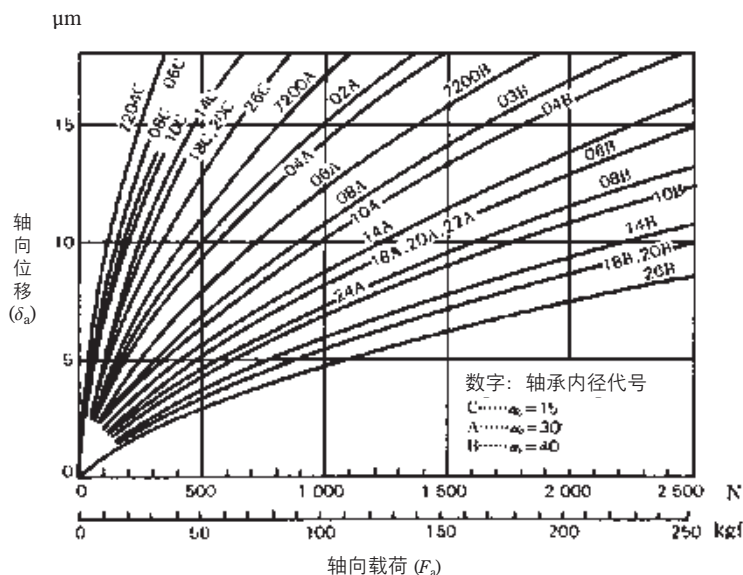


图9.21 角接触球轴承的轴向载荷与轴向位移

9.6.3 圆锥滚子轴承的轴向位移

圆锥滚子轴承与角接触球轴承一样，通常也采用2套成对使用。其操作与角接触球轴承相同。

例如，机床主轴用轴承及汽车差速器小齿轮用轴承等，为了提高轴的刚度，均施加预紧使用。

了解轴向载荷与轴向位移的关系对施加预紧使用轴承极其重要。圆锥滚子轴承本身的轴向位移来说，Palmgren的实验公式(9.11)计算值与实测值基本吻合。

但是，实际轴向位移会因轴、轴承座的材料、壁厚及轴承配合等条件而不尽相同。有关此类安装条件下的轴向位移，请咨询NSK。

$$\left. \begin{aligned} \delta_a &= \frac{0.000077}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (N) \\ &= \frac{0.0006}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad \{kgf\} \end{aligned} \right\} \dots\dots(9.11)$$

式中， δ_a ：内外圈轴向位移(mm)

α ：接触角.....外圈锥角的1/2(°)
(见图9.22)

Q ：滚动体载荷(N)，{kgf}

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin\alpha}$$

L_{we} ：滚子有效长度(mm)

F_a ：轴向载荷(N)，{kgf}

Z ：滚子数

式(9.11)可由式(9.12)表示：

$$\delta_a = K_a \cdot F_a^{0.9} \dots\dots\dots(9.12)$$

其中：

$$\begin{aligned} K_a &= \frac{0.000077}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots\dots(N) \\ &= \frac{0.0006}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots\dots\{kgf\} \end{aligned}$$

式中， K_a ：轴承内部设计决定的常数。

圆锥滚子轴承的轴向载荷与轴向位移的关系作成线图后，见图9.23。

圆锥滚子轴承的轴向位移量与轴向载荷的0.9次方成正比，而球轴承则与其2/3次方成正比，因此，通过施加预紧抑制位移的效果，球轴承要优于圆锥滚子轴承。

圆锥滚子轴承，如果盲目地增大预紧，可能造成发热、咬粘、轴承寿命缩短等问题，应特别注意。

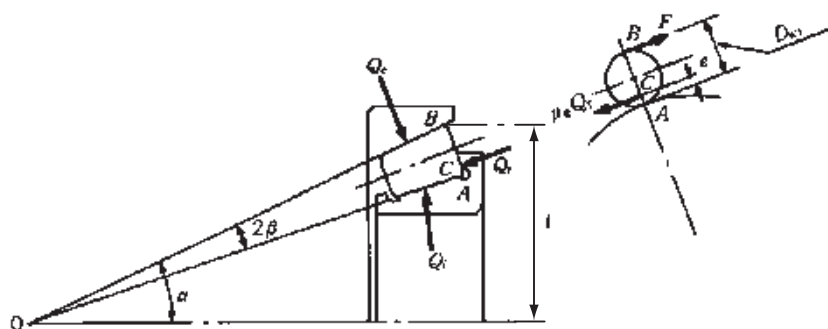


图9.22

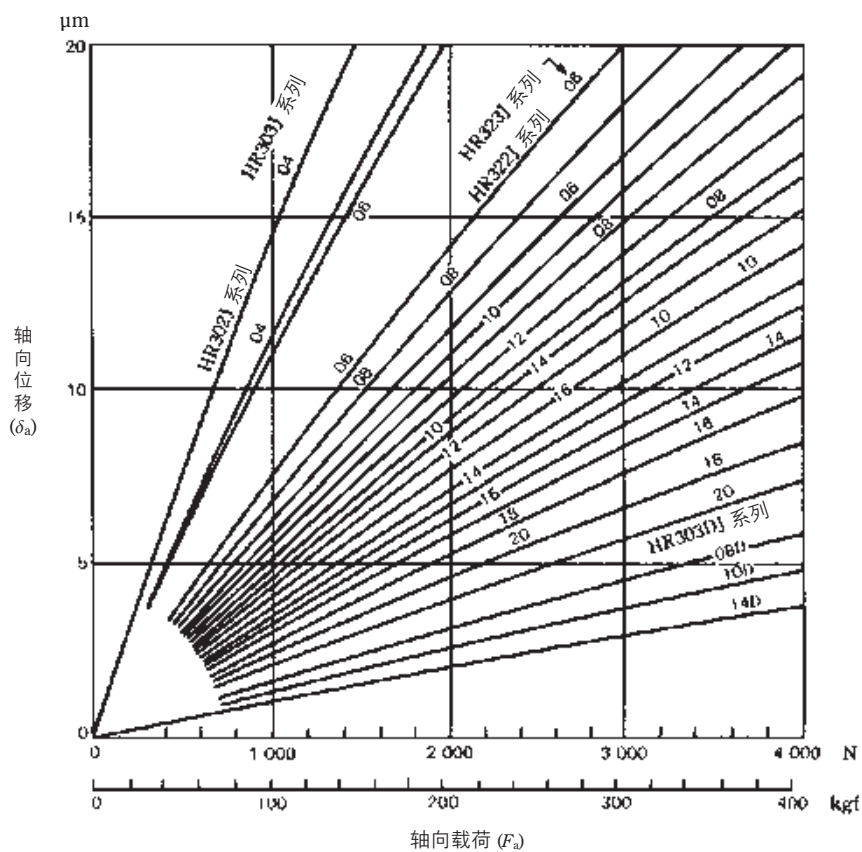
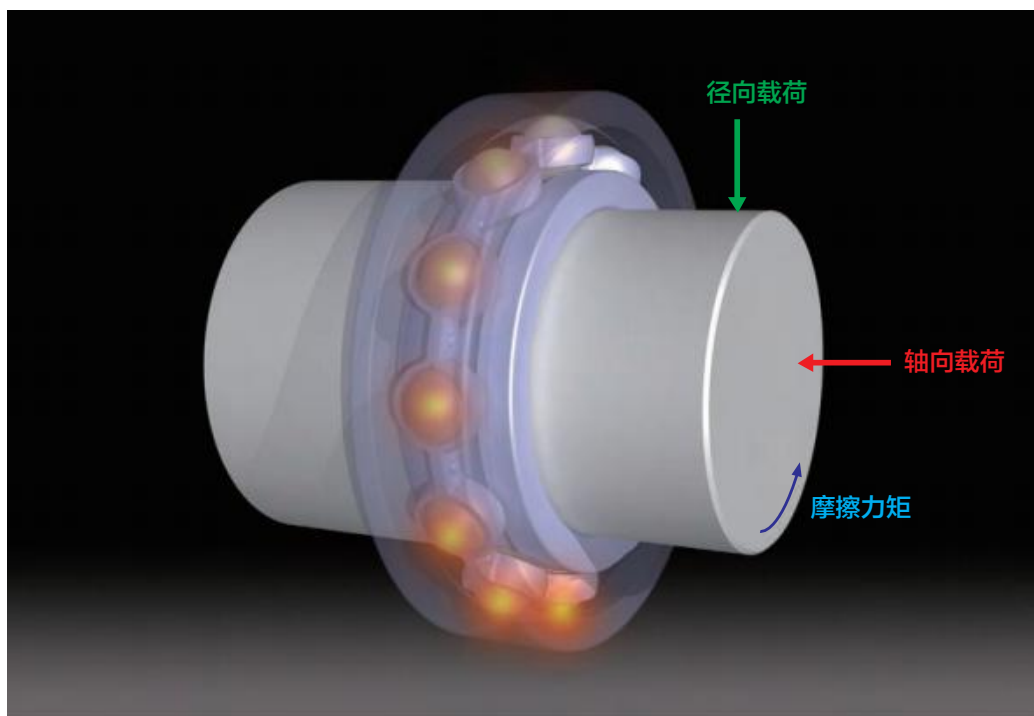


图9.23 圆锥滚子轴承的轴向载荷与轴向位移



10. 轴承的摩擦

10.1 动摩擦系数	A 216
10.1.1 轴承类型及其动摩擦系数 μ	A 216
10.2 动力矩的计算公式	A 216
10.3 技术数据	A 216
10.3.1 角接触球轴承的预紧与启动力矩	A 216
10.3.2 高速球轴承旋转力矩的计算公式	A 218
10.3.3 圆锥滚子轴承的预紧与启动力矩	A 220
10.3.4 圆锥滚子轴承旋转力矩的计算公式	A 222

10. 轴承的摩擦

10.1 动摩擦系数

10.1.1 轴承类型及其动摩擦系数 μ

$$\mu = \frac{M}{P \cdot \frac{d}{2}} \dots\dots\dots (10.1)$$

M：动摩擦力矩 (N·mm)，{kgf·mm}
P：轴承载荷 (当量动载荷) (N)，{kgf}
d：轴径，内圈内径 (mm)

表10.1 动摩擦系数

轴承类型	μ 的近似值
深沟球轴承	0.0013
角接触球轴承	0.0015
调心球轴承	0.0010
推力球轴承	0.0011
圆柱滚子轴承	0.0010
圆锥滚子轴承	0.0022
调心滚子轴承	0.0028
带保持架滚针轴承	0.0015
满装滚针轴承	0.0025
推力调心滚子轴承	0.0028

10.2 动力矩的计算公式

轴承动力矩
(发热)

$M=M_i+M_e$

载荷项 (由轴承类型和载荷决定)

$M_i=f_i F d_m$

式中， f_i ：由轴承类型和载荷决定的系数
 F ：载荷
 d_m ：轴承节圆直径

转速项 (由润滑油粘度、油量和转速决定)

$M_e=f_0(v_0 n)^{2/3} d_m^3$

式中， f_0 ：由轴承类型和润滑方法决定的系数
 v_0 ：油的运动粘度
 n ：转速

10.3 技术数据

10.3.1 角接触球轴承的预紧与启动力矩

角接触球轴承与圆锥滚子轴承一样，一般不单独使用，而是2套成对或2套以上配对使用。

对于背靠背配置、面对面配置，施加预紧可以调整轴承的刚度，其预紧可分为：微预紧(EL)、轻预紧(L)、中预紧(M)、重预紧(H)。增大预紧时，轴承摩擦力矩也会增大。

角接触球轴承的启动力矩，球与内、外圈接触面的自旋滑动摩擦产生的力矩占大部分。自旋滑动引起的产生的启动力矩M，按照式(10.2)表示为：

$$M=M_s \cdot Z \sin \alpha \text{ (N} \cdot \text{mm)}, \{ \text{kgf} \cdot \text{mm} \} \dots\dots\dots (10.2)$$

式中， M_s ：以接触角 α 的轴为中心的自旋滑动摩擦

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s \cdot Q \cdot a \cdot E(k) \text{ (N} \cdot \text{mm)}, \{ \text{kgf} \cdot \text{mm} \}$$

μ_s ：接触面的滑动摩擦系数
 Q ：滚动体载荷(N)，{kgf}
 a ：接触椭圆的长轴半径 (mm)

$$E(k) : \text{以 } k = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$$

为参数的第2类完全椭圆积分
 b ：接触椭圆的短轴半径 (mm)
 Z ：球数
 α ：接触角(°)

接触角为15°的角接触球轴承的实验结果与将 $\mu_s=0.15$ 代入式(10.2)的计算结果十分吻合。图10.1为70C及72C系列轴承摩擦力矩的计算结果。

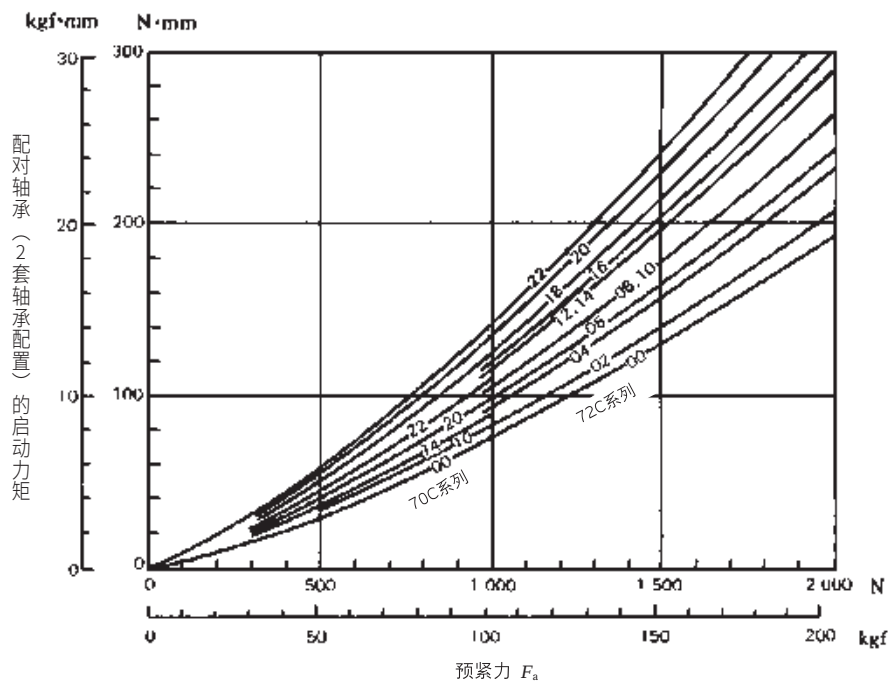


图10.1 角接触球轴承 ($\alpha=15^\circ$) 背靠背或面对面配置的预紧力与启动力矩

10.3.2 高速球轴承旋转力矩的计算公式

下面介绍高速球轴承采用喷射润滑，在轴向载荷作用下的旋转力矩的计算公式。该公式以内径为10~30mm角接触球轴承的实验结果为依据，同时也适用于尺寸更大的轴承。

旋转力矩*M*可按以下公式 (10.3) 以载荷项*M_f*与速度项*M_v*之和求出：

$$M=M_f+M_v \text{ (N} \cdot \text{mm)}, \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \dots\dots\dots(10.3)$$

载荷项*M_f*是与流体摩擦以外的速度无关的摩擦项目，根据实验结果用公式 (10.4) 表示。

$$\left. \begin{aligned} M_f &= 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \text{ (N} \cdot \text{mm)} \\ &= 1.06 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(10.4)$$

式中，*D_{pw}*：滚动体节圆直径 (mm)

F_a：轴向载荷(N)，{kgf}

速度项*M_v*为流体摩擦项，受转速影响，用式 (10.5)表示。

$$\begin{aligned} M_v &= 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \text{ (N} \cdot \text{mm)} \\ &= 3.54 \times 10^{-11} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \\ &\dots\dots\dots(10.5) \end{aligned}$$

式中，*n_i*：内圈旋转速度 (min⁻¹)

Z_B：在外圈温度下润滑油的绝对粘度

(mPa·s)，{cp}

Q：供油量(kg/min)

粘度及供油量的影响指数*a*与*b*，随转速变化，用式(10.6)、(10.7)表示为：

$$a=24 n_i^{-0.37} \dots\dots\dots(10.6)$$

$$b=4 \times 10^{-9} n_i^{1.6}+0.03 \dots\dots\dots(10.7)$$

图10.2表示为高速球轴承旋转力矩的测量结果实例。根据公式的计算值与实际测量结果的对比用图10.3表示。

另外，当接触角超过30°时，自旋滑动摩擦的影响将增大，按此公式计算的旋转力矩会稍小一些。

例题

试求高速角接触球轴承20BNT02 (φ20 x φ47 x 14) 在下列条件下使用时的旋转力矩。

n_i=70 000 min⁻¹

F_a=590 N, {60 kgf}

喷射润滑油的粘度: 10 mPa·s {10 cp}

供油量: 1.5 kg/min

由公式 (10.4)：

$$\begin{aligned} M_f &= 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \\ &= 0.672 \times 10^{-3} \times 33.5^{0.7} \times 590^{1.2} \\ &= 16.6 \text{ (N} \cdot \text{mm)} \\ M_f &= 1.06 \times 10^{-3} \times 33.5^{0.7} \times 60^{1.2} \\ &= 1.7 \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \end{aligned}$$

由公式 (10.6) 及 (10.7)：

$$\begin{aligned} a &= 24 n_i^{-0.37} \\ &= 24 \times 70\,000^{-0.37} = 0.39 \\ b &= 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \\ &= 4 \times 10^{-9} \times 70\,000^{1.6} + 0.03 = 0.26 \end{aligned}$$

由公式 (10.5)：

$$\begin{aligned} M_v &= 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \\ &= 3.47 \times 10^{-10} \times 33.5^3 \times 70\,000^{1.4} \times 10^{0.39} \times 1.5^{0.26} \\ &= 216 \text{ (N} \cdot \text{mm)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_v &= 3.54 \times 10^{-11} \times 33.5^3 \times 70\,000^{1.4} \times 10^{0.39} \times 1.5^{0.26} \\ &= 22.0 \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \end{aligned}$$

$$M=M_f+M_v=16.6+216=232.6 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

$$M=M_f+M_v=1.7+22=23.7 \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\}$$

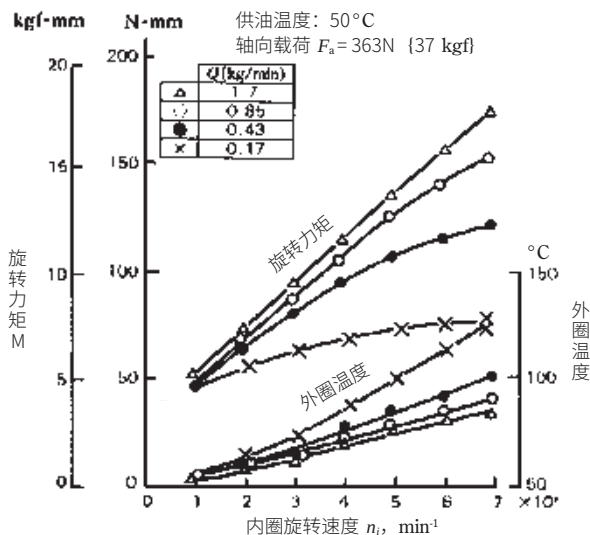


图10.2 实测举例

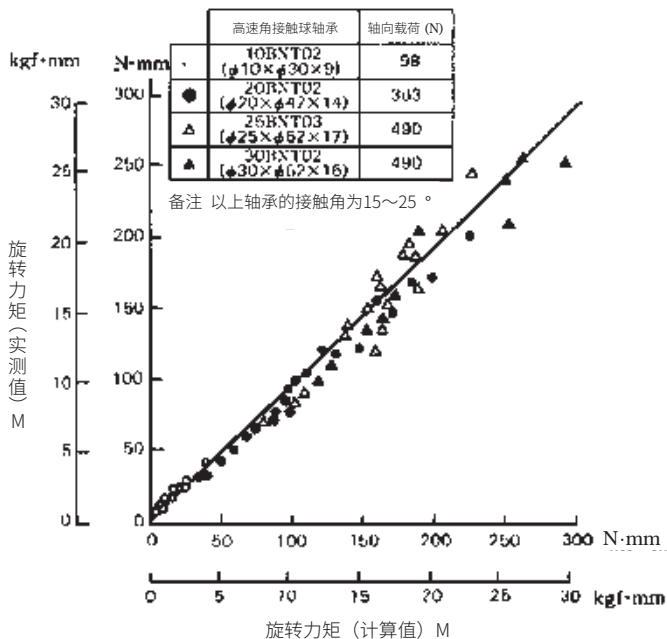


图10.3 实测值与计算值的对比

10.3.3 圆锥滚子轴承的预紧与启动力矩

圆锥滚子轴承受轴向载荷 F_a 时, 滚子部位力的平衡, 可按照公式(10.8)、(10.9)及(10.10)表示为:

$$Q_e = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots(10.8)$$

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots(10.9)$$

$$Q_i = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots(10.10)$$

式中, Q_e : 外圈作用于滚动体的载荷 (N), {kgf}

Q_i : 内圈作用于滚动体的载荷 (N), {kgf}

Q_i : 内圈大挡边作用于滚动体的载荷, (N), {kgf} (令 $Q_i \perp Q_i$)

Z : 滚子数

α : 接触角 = 外圈锥角的 1/2 (°)

β : 滚子圆锥角的 1/2 (°)

D_{w1} : 滚子大端直径 (mm) (图10.4)

e : 滚子端面与挡边之间的接触位置 (图10.4)

如图10.4所示, 当轴承外圈上施加圆周切向力 F 时, 滚子朝该切向力方向滚动, 接触点 C 产生与滚子旋转瞬时中心 A 相关的启动力矩 $e \mu_e Q_i$ 。

所以, 摩擦力矩的平衡关系为

$$D_{w1} F = e \mu_e Q_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}, \text{ {kgf} \cdot \text{mm}} \dots\dots\dots(10.11)$$

式中, μ_e : 内圈大挡边与滚子端面的摩擦系数

一套轴承的启动力矩 M 如式(10.12)所示:

$$\begin{aligned} M &= F Z l \\ &= \frac{e \mu_e l \sin 2\beta}{D_{w1} \sin \alpha} F_a \\ &\quad \text{(N} \cdot \text{mm)}, \text{ {kgf} \cdot \text{mm}} \dots\dots\dots(10.12) \end{aligned}$$

因为 $D_{w1} = 2 \overline{OB} \sin \beta$, 且 $l = \overline{OB} \sin \alpha$ 。

将其代入公式(10.12), 则

$$M = e \mu_e \cos \beta F_a \text{ (N} \cdot \text{mm)}, \text{ {kgf} \cdot \text{mm}} \dots\dots\dots(10.13)$$

此启动力矩 M 是只考虑了滚子端面与内圈大端挡边的滑动摩擦阻力而求出的。因为圆锥滚子轴承在载荷达到或超过一定程度(相当于预紧量)时, 滚子端面与内圈大挡边之间的滑动摩擦阻力对于轴承的启动力矩起决定性作用, 其他因素对启动力矩的影响可以忽略不计。在式 (10.12) 中, e 与 β 是由轴承设计决定的参数。因此, 假设 μ_e 值, 就可以计算出启动力矩。

μ_e 与 e 值具有明确的离散性, 即使同一型号的轴承, 其启动力矩也都不相同。 e 的具体数值, 如果按照设计值使用时, 多个试验实例说明, 若按照平均值 $\mu_e = 0.20$ 来计算, 就能估算出轴承启动力矩的平均值。

各系列圆锥滚子轴承的计算结果如图10.5所示。

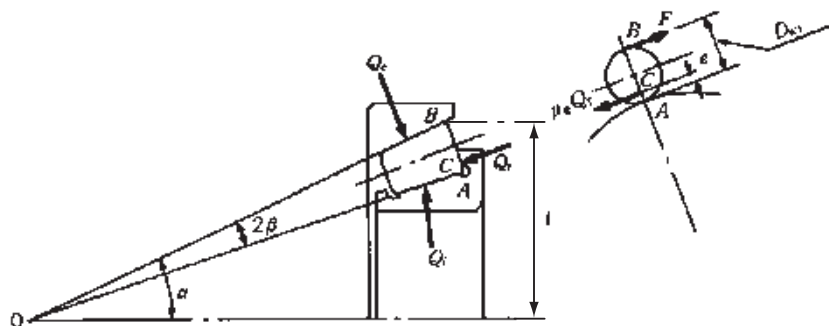


图10.4

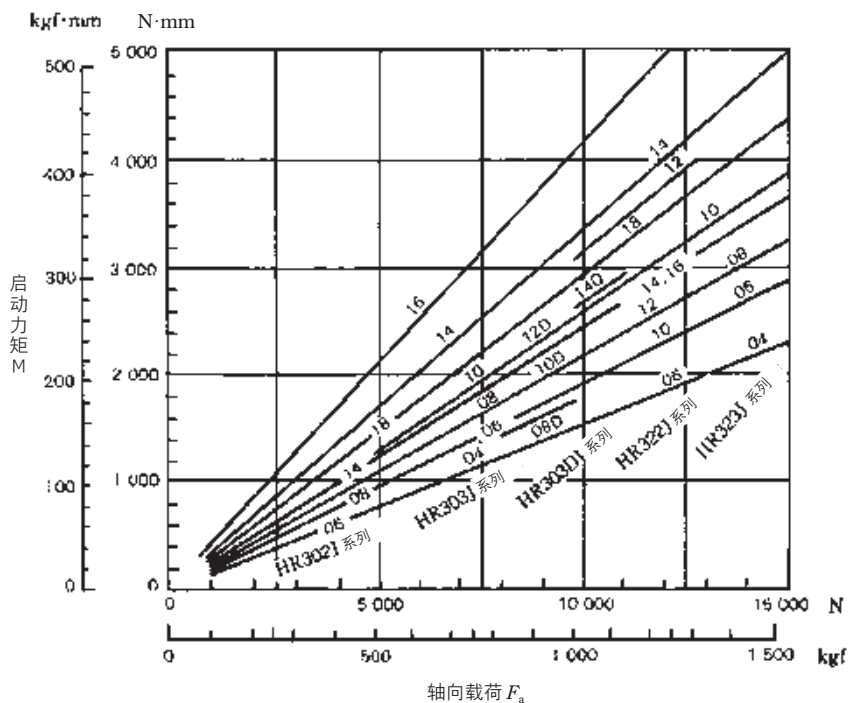


图10.5 圆锥滚子轴承的轴向载荷与启动力矩

10.3.4 圆锥滚子轴承旋转力矩的计算公式

圆锥滚子轴承在承受轴向载荷时,其旋转力矩的计算公式,主要基于下列两种摩擦来解析。

- (1) 滚子与内/外圈滚道面的滚动阻力(摩擦)——弹性滞后与 EHL 粘性滚动阻力
- (2) 内圈挡边与滚子端面之间的滑动摩擦

圆锥滚子轴承承受轴向载荷 F_a 时,根据受力平衡,滚子的受力如图 10.6 所示。

$$Q_e \approx Q_i = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad \text{.....(10.14)}$$

$$Q_t = \frac{F_a \sin 2\beta}{Z \sin \alpha} \quad \text{.....(10.15)}$$

式中, Q_e : 外圈作用于滚动体的载荷

Q_i : 内圈作用于滚动体的载荷

Q_t : 内圈大挡边作用于滚动体的载荷

Z : 滚子数

α : 接触角(外圈锥角的1/2)

β : 滚子圆锥角的1/2

为了简化,采用滚子中心直径 D_w 建立模型,如图10.7所示。

式中, M_r, M_e : 滚动阻力(力矩)

F_{sl}, F_{sc}, F_{sf} : 滑动摩擦

R_i, R_e : 内、外圈滚道面中心半径

e : 滚子端面与挡边的接触高度

在图10.7中,假设滚子的滑动摩擦力与力矩趋于平衡,则得下列公式:

$$F_{sc} - F_{sf} = F_{sf} \quad \text{.....(10.16)}$$

$$M_r + M_e = \frac{D_w}{2} F_{sc} + \frac{D_w}{2} F_{sl} + \left(\frac{D_w}{2} - e \right) F_{sf} \quad \text{.....(10.17)}$$

利用式(10.16)及(10.17)计算得出内、外圈作用于单个滚子的旋转力矩,再乘以滚子数 Z ,即得到轴承的旋转力矩 M :

$$\begin{aligned} M &= Z (R_e F_{sc} - M_e) \\ &= \frac{Z}{D_w} (R_e M_r + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \\ &= M_R + M_S \end{aligned}$$

即, M 由滚道面产生的摩擦力矩 M_R 和挡边面产生的摩擦力矩 M_S 组成。其中, M_R 与 M_S 分别为滚动摩擦力矩和滑动摩擦力矩。

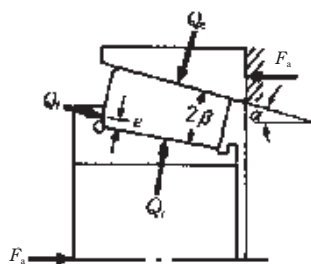


图10.6 滚子受力分析图

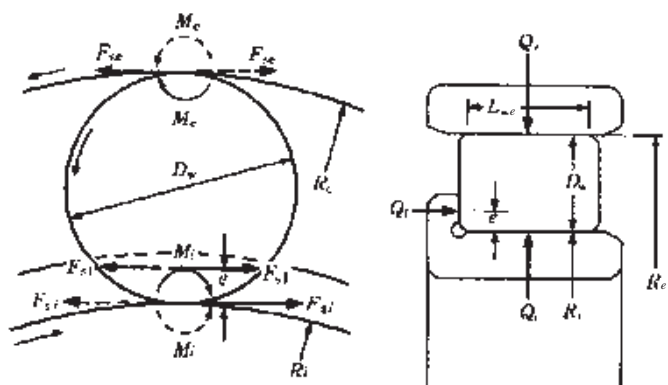


图10.7 摩擦发生部位的模型

圆锥滚子轴承的旋转力矩 M 可以用滚道面产生的滚动摩擦力矩 M_R 与挡边面产生的滑动摩擦力矩 M_S 来表示。

$$M = M_R + M_S = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \dots\dots\dots (10.18)$$

挡边面产生的滑动摩擦力矩 M_S

M_S 中的 F_{sf} 是由滑动产生的切向力，故而，使用动摩擦系数 μ ，这里 $F_{sf} = \mu Q_{io}$ 再换成轴向载荷 F_a ，可得如下公式：

$$M_S = e \mu \cos \beta F_a \dots\dots\dots (10.19)$$

这与启动力矩的公式形式相同，但 μ 不是常数，会随旋转条件及磨合情况而减小。因此，公式 (10.19) 可表示为：

$$M_S = e \mu_0 \cos \beta F_a f' (A, t, \sigma) \dots\dots\dots (10.20)$$

式中， μ_0 约等于 0.2，且 $f' (A, t, \sigma)$ 是随磨合情况及油膜形成而减少的函数，启动时为 1。

滚道面产生的滚动摩擦力矩 M_R

滚道面产生的滚动摩擦，几乎都是油的粘性阻力（EHL 滚动阻力），相当于公式 (10.18) 中的 M_i 与 M_e 。虽有理论计算公式，但需要依据实验结果进行修正，下面是含有修正项的推导公式：

$$M_{i, e} = \left[f(w) \left(\frac{1}{1 + 0.29 L^{0.78}} \right) \frac{4.318}{\alpha_0} (G \cdot U)^{0.658} W^{0.0126} R^2 L_{we} \right]_{i, e} \dots\dots\dots (10.21)$$

$$f(w) = \left(\frac{k F_a}{E' D_w L_{we} Z \sin \alpha} \right)^{0.3} \dots\dots\dots (10.22)$$

故而，由公式 (10.21)、(10.22) 可得 M_R ：

$$M_R = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e)$$

轴承旋转力矩 M

如上所述，圆锥滚子轴承的旋转力矩 M 可由公式 (10.23) 表示

$$M = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + e \mu_0 \cos \beta F_a f' (A, t, \sigma) \dots\dots\dots (10.23)$$

图 10.8、10.9 中，公式 (10.23) 的计算值与实测值十分吻合，使得精确估算旋转力矩成为可能。如有需求，请联系 NSK。

[符号说明]

- G, W, U : EHL 无量纲参数
- L : 热载荷系数
- a_0 : 润滑油粘度的压力系数
- R : 等效半径
- k : 常数
- E' : 等效弹性模量
- a : 接触角 (外圈锥角的 1/2)
- R_i, R_e : 内、外圈滚道面中心半径
- β : 滚子锥角的 1/2
- i, e : 分别表示内、外圈
- L_{we} : 滚子有效长度

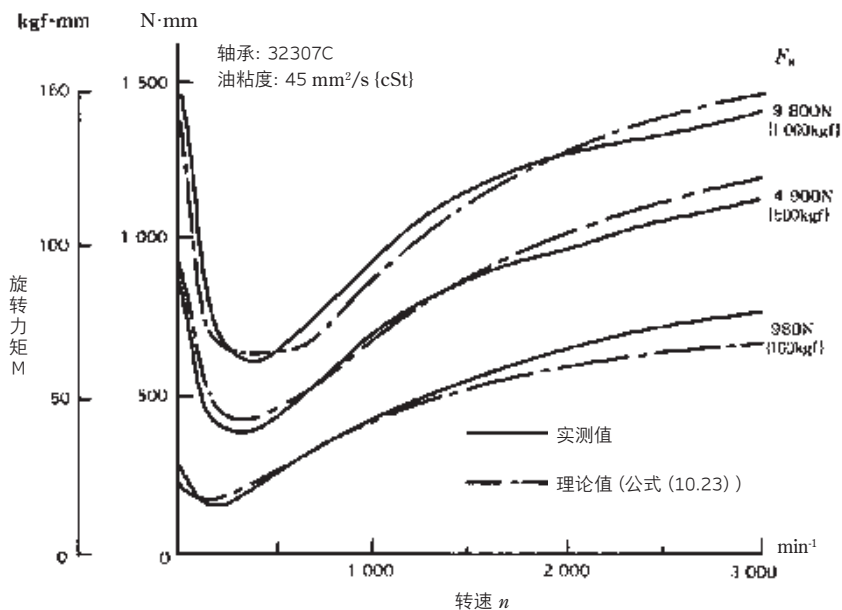


图10.8 理论值与实测值的对比

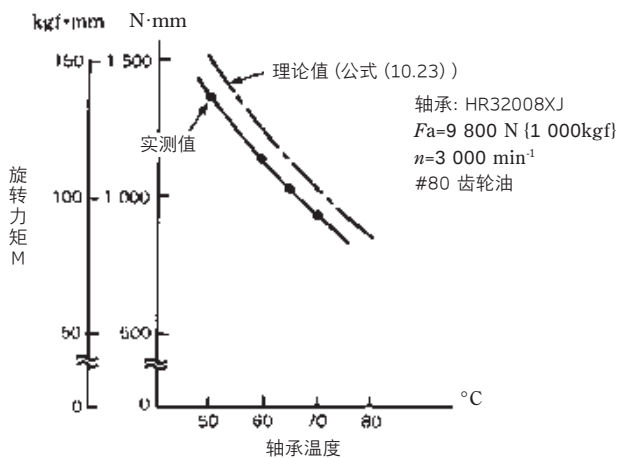


图10.9 粘度变化与旋转力矩



11. 润滑

11.1 润滑的目的	A 228
11.2 润滑的方法	A 228
11.2.1 脂润滑	A 228
(1) 润滑脂的填充量	A 228
(2) 润滑脂的补充	A 229
(3) 润滑脂的补充间隔	A 229
(4) 密封球轴承的润滑脂寿命	A 231
11.2.2 油润滑	A 232
(1) 油浴法	A 232
(2) 滴注供油法	A 232
(3) 飞溅式供油法	A 232
(4) 循环供油法	A 233
(5) 喷射供油法	A 234
(6) 喷雾供油法	A 235
(7) 油气供油法	A 235
11.3 润滑剂	A 236
11.3.1 润滑脂	A 236
(1) 基础油	A 236
(2) 增稠剂	A 236
(3) 添加剂	A 236
(4) 稠度	A 236
(5) 不同润滑脂的混用	A 238
11.3.2 润滑油	A 238
11.4 技术数据	A 240
11.4.1 润滑脂的牌号与性能	A 240

11. 润滑

11.1 润滑的目的

滚动轴承润滑的目的是减少轴承内部的摩擦及磨损，防止烧伤问题出现。其润滑的主要作用如下：

(1) 减少摩擦及磨损

在轴承的套圈、滚动体及保持架之间的接触部位，防止金属接触，减少摩擦及磨损。

(2) 延长疲劳寿命

轴承的滚动疲劳寿命，当滚动接触面有充分润滑油膜时，能延长疲劳寿命。相反，若润滑油粘度低，润滑油膜厚度不足时，轴承的疲劳寿命则会显著缩短。

(3) 摩擦热的排出与冷却

循环供油法可将摩擦产生的热量或从外部传来的热量，通过油进行排出、冷却，以防止轴承过热以及润滑油劣化。

(4) 其他

润滑也能防止异物侵入轴承内部，同时兼具防锈及耐腐蚀的效果。

11.2 润滑的方法

轴承的润滑方法可以大致分为脂润滑和油润滑。为了充分发挥轴承性能，可以根据特定应用和工况选择最合适的润滑方法。

仅考虑润滑效果，油润滑的效果更好。但脂润滑也具有简化轴承周边结构的特点。脂润滑和油润滑的主要对比，见表11.1。

表11.1 脂润滑与油润滑的对比

项目	脂润滑	油润滑
轴承座结构与密封	可以简化结构	可能较复杂、需注意维护保养
转速	额定转速是油润滑的65%~80%	可用于高速旋转
冷却作用	无	可使用强制循环供油法有效排出热量
流动性	不好	非常好
润滑剂的更换	较麻烦	比较简单
杂质过滤	困难	容易
泄漏导致的外部污染	由泄漏造成的污染少	不适用于要求无润滑油污染的状况

11.2.1 脂润滑

(1) 润滑脂的填充量

轴承座内合适的润滑脂填充量，根据轴承转速，轴承座结构，空间容积、润滑脂牌号，环境温度而异。对于对控制温升要求极高的机床主轴用轴承而言，只需填充少量润滑脂。普通轴承所需润滑脂量参考如下。

首先，轴承内部需充分填充润滑脂，也须充分填充至保持架引导面。然后，根据转速，可按以下标准向轴承座内除去轴及轴承以外的空间容积内填充润滑脂：

- 1/2~2/3...低于额定转速的50%旋转时。
- 1/3~1/2...高于额定转速的50%旋转时。

(2) 润滑脂的补充

一般情况下，填充一次润滑脂后可以长时间无需补充。但根据运转条件，也有需要时常补充或更换润滑脂的工况。因此，轴承座的设计也须考虑润滑脂的补充。

补充间隔短时，要在轴承座的适当位置设计补给和排出通道，使劣化的润滑脂得以替换为新的润滑脂。比如：可以将润滑脂补给端的轴承座内空间分割为若干润滑脂扇形隔断，使仅在一个隔断内填充的润滑脂流入到轴承内部。轴承内部挤出的润滑脂，可通过润滑脂阀口向外排出（图11.1）。不使用润滑脂阀口时，应使排出端的轴承座内空间尽可能大，旧的润滑脂可存在此处，定期拆下端盖取出。

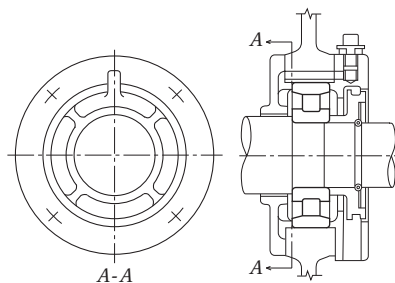


图11.1 润滑脂扇形隔断及润滑脂阀口的应用实例

(3) 润滑脂的补充间隔

即使是优质润滑脂，经过一段时间使用后，也会因劣化导致润滑性能降低，故要定期补充润滑脂。

润滑脂的补充间隔基准，按照运转时间表示为图11.2(1)和(2)。图11.2(1)和(2)中表数据，适用于优质锂皂矿物油润滑脂、轴承温度70°C，以及标准载荷（球轴承： $P/C=0.09$ ，圆柱滚子轴承，圆锥滚子轴承： $P/C=0.08$ ，调心滚子轴承： $P/C=0.10$ ）时的工况。

· 温度

轴承温度高于70°C时，轴承的温度每升高15°C，润滑脂补充间隔就要减半。

· 润滑脂

尤其是对于球轴承而言，可根据所使用的润滑脂类型延长补充间隔。（比如，采用优质锂皂合成油润滑脂时，可将图11.2(1)中补充间隔延长至约2倍。

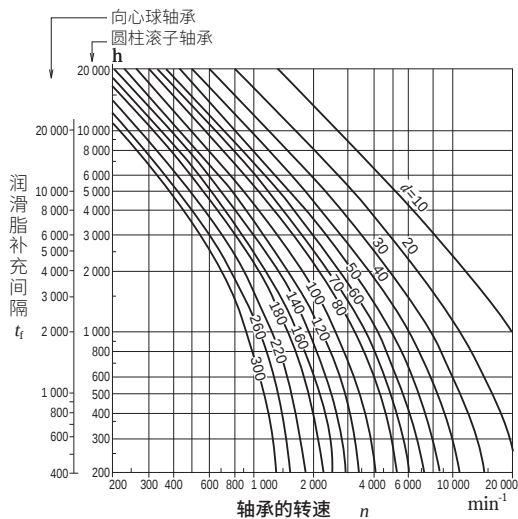
另外，当轴承温度低于70°C时，则适合采用锂皂矿物油润滑脂或锂皂合成油润滑脂。）具体请咨询NSK。

· 载荷

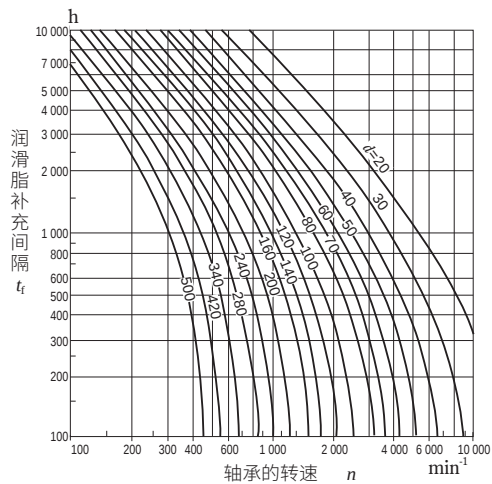
根据载荷大小，补充间隔也随之改变。

具体参考图11.2 (3)。

当 P/C 超过0.16时，请咨询NSK。



(1) 向心球轴承，圆柱滚子轴承



(2) 圆锥滚子轴承，调心滚子轴承

(3) 载荷系数

P/C	球轴承	≤0.05	0.09	0.12	0.15
	圆柱滚子轴承	≤0.05	0.08	0.11	0.13
	圆锥滚子轴承				
	调心滚子轴承	≤0.06	0.10	0.13	0.16
系数		1.5	1	0.65	0.45

图11.2 润滑脂的补充间隔

(4) 密封球轴承的润滑脂寿命

单列深沟球内部填充润滑脂后，带密封或防尘盖的深沟球轴承的润滑脂寿命，可按照式(11.1)、(11.2)或图11.3推算出润滑脂寿命：

$$\log t = 6.54 - 2.6 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0.025 - 0.012 \frac{n}{N_{\max}}\right) T \dots\dots\dots(11.1)$$

(优质润滑脂⁽²⁾)

$$\log t = 6.12 - 1.4 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0.018 - 0.006 \frac{n}{N_{\max}}\right) T \dots\dots\dots(11.2)$$

式中， t ：平均润滑脂寿命(h)

n ：转速(min^{-1})

$N_{\max}$ ：脂润滑的额定转速(min^{-1})

(轴承尺寸表中的ZZ型、W型的数值。)

T ：轴承的运转温度($^{\circ}\text{C}$)

公式(11.1)、(11.2)及图11.3适用于以下条件：

(a) 轴承的转速 n

$$0.25 \leq \frac{n}{N_{\max}} \leq 1$$

$$\frac{n}{N_{\max}} < 0.25 \text{ 时, 设 } \frac{n}{N_{\max}} = 0.25$$

(b) 轴承的运转温度 T

通用润滑脂⁽¹⁾

$$70^{\circ}\text{C} \leq T \leq 110^{\circ}\text{C}$$

优质润滑脂⁽²⁾

$$70^{\circ}\text{C} \leq T \leq 130^{\circ}\text{C}$$

$T < 70^{\circ}\text{C}$ 时, 设 $T = 70^{\circ}\text{C}$

(c) 轴承载荷

轴承载荷约为基本额定动载荷 C_r 的1/10左右或以下。

- 注 (1) 常在 $-10^{\circ}\text{C} \sim 110^{\circ}\text{C}$ 左右使用的矿物油润滑脂(比如：锂皂基润滑脂)。
- (2) 可在 $-40^{\circ}\text{C} \sim 130^{\circ}\text{C}$ 左右更宽温度范围使用的合成油润滑脂。

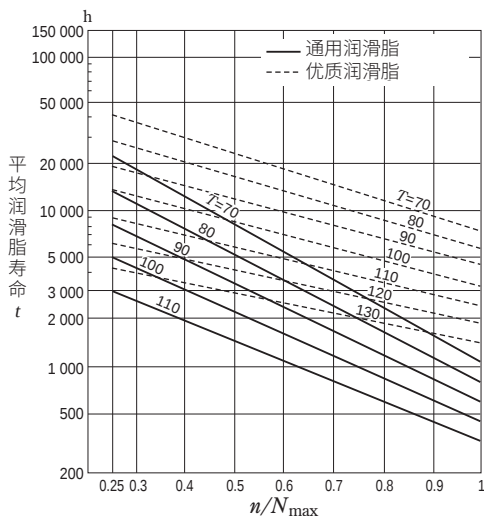


图11.3 密封球轴承的润滑脂寿命

11.2.2 油润滑

(1) 油浴法

油浴法，为中低速工况常用的润滑方法。原则上油位高度需设置在最下端滚动体中心位置。为便于确认油位高度，最好安装油位表。（图11.4）。

(2) 滴注供油法

滴注供油法多用于转速较高的小型球轴承。如图 11.5 所示，油贮藏在可视注油器中，滴油的速度可通过顶部的螺丝来调节。

(3) 飞溅式供油法

飞溅式供油，是不直接将轴承浸入油中，而利用周围的齿轮或旋转体转动时产生的飞沫来润滑的方法。

广泛用于汽车的变速箱、差速器中。图 11.6 所示为减速齿轮的应用实例。

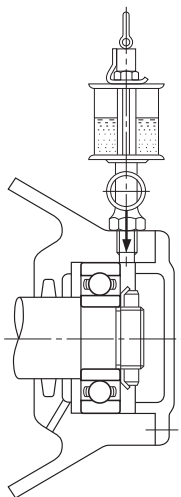


图11.5 滴注供油法

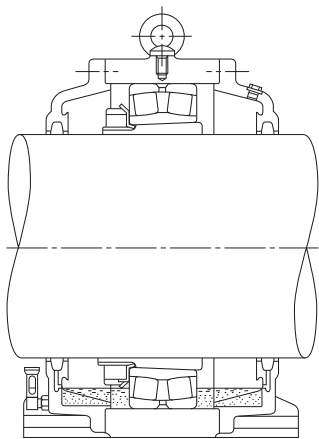


图11.4 油浴法

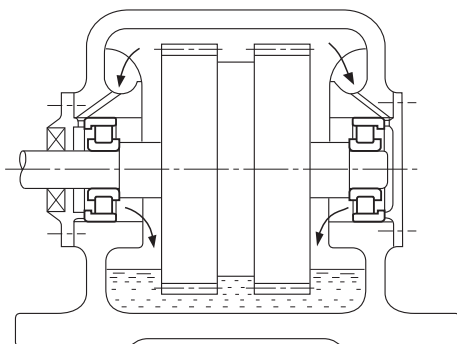


图11.6 飞溅式供油法

(4) 循环供油法

对于高速下需要用油对轴承进行冷却，或轴承周围温度很高时，多采用循环供油。如图11.7(a)所示，油从右侧的管路供入，达到一定油位后，通过左侧的排油管流出。

图11.7(b),(c)中未进行储油，直接通过排油管流到储油罐内。油品冷却后再通过泵及过滤器供油。

为避免油在轴承座内积存过多，排油管要比供油管更粗。

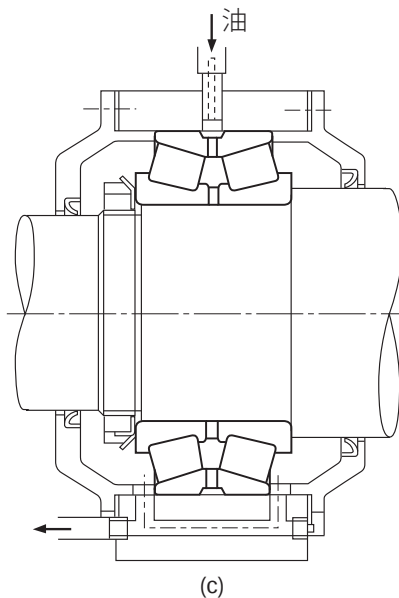
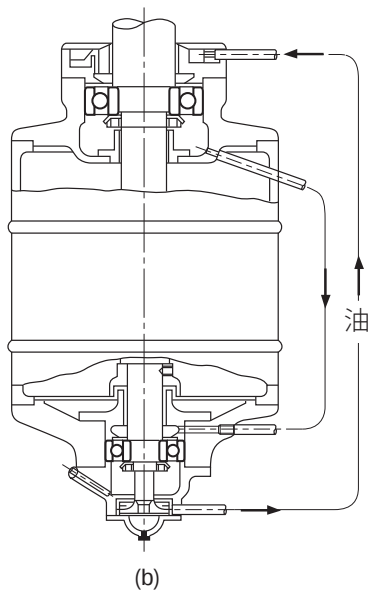
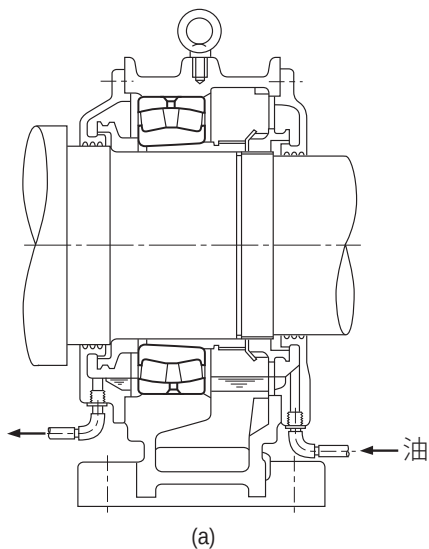


图11.7 循环供油法

(5) 喷射供油法

喷射供油法，多用于超高速轴承，比如，喷气式发动机， d_{mn} （滚动体节圆直径mm X 转速）值超过100万时轴承用的润滑方式。从1个或多个喷嘴部位喷射润滑油，并贯穿轴承内部。

图 11.8 为常用的喷射供油实例。对着内圈和保持架引导面喷油。高速运行时，轴承周边的空气也与轴承一起旋转，形成气墙。所以，润滑油从喷嘴喷出的速度，要超过内圈内径面（也是保持架引导面）线速度的20%。

对于同一油量，喷嘴数量越多，冷却就越均匀，效果也越好。为降低润滑油的搅拌阻力，确保内部热量有效排出，需要考虑采用更大排油口进行强制排油。

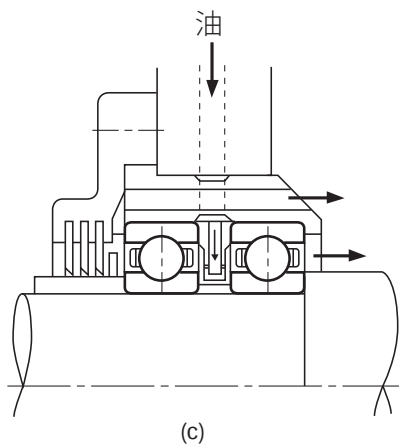
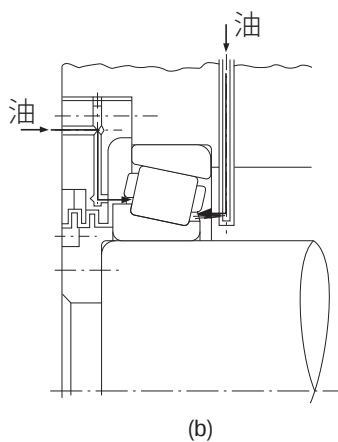
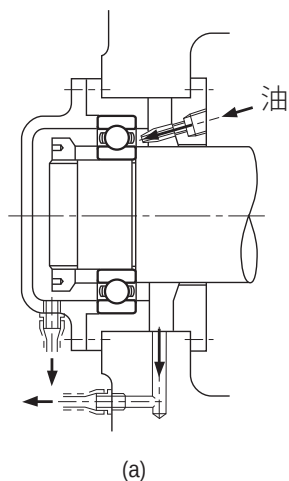


图11.8 喷射供油法

(6) 喷雾供油法

喷雾供油法，也叫油雾润滑，是将润滑油雾化后，喷射到轴承上的润滑方法。由于具有：

- (a) 所需润滑油量少，搅拌阻力小，适用于高速旋转。
- (b) 漏油少，所以对设备及产品污染小。
- (c) 可连续供应新的润滑油，能够延长轴承寿命。

等特点，喷雾供油法多用于机床高速主轴、高速泵、轧钢机轧辊用轴承等（图11.9）。

关于大型轴承的喷雾供油法，请咨询NSK。

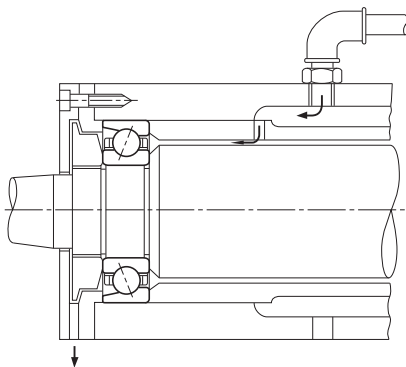


图11.9 喷雾供油法

(7) 油气供油法

油气供油，是用定量活塞间歇地将微量润滑油喷出，通过油气混合器在压缩空气中将润滑油连续引出并形成连续流动供给轴承的润滑方法。

油气供油法由于具有：

- (a) 供油量少且可以定量管理，能够控制最合适油量，发热少，适用于高速运行。
- (b) 连续地微量供油，轴承温度稳定。润滑油沿着润滑油管内壁流动，对周边环境污染少。

(c) 持续供应新的润滑油，无须担心油的劣化。

(d) 主轴内部持续运送压缩空气，内部压强高，外部粉尘及切屑等不易侵入。

等特点，多用于机床主轴及其它高速应用（图11.10）。

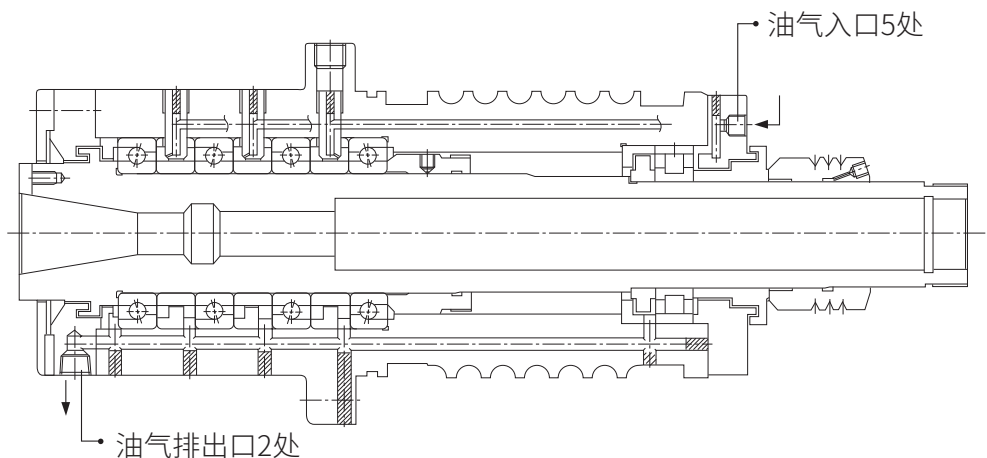


图11.10 油气供油法

11.3 润滑剂

11.3.1 润滑脂

润滑脂是由基础油、增稠剂及添加剂制成的半固态润滑剂。润滑脂的主要种类和一般特性，见表11.2。

即使是同一种类的润滑脂，牌号不同性能也有极大差异，需要特别留意。

(1) 基础油

润滑脂的基础油，有使用矿物油、硅酮油或二酯油等合成油。润滑脂的润滑性能主要取决于基础油的润滑性能，在选择润滑油时，同样也需重视基础油粘度。一般低粘度基础油更适用于高速、低温应用，而高粘度基础油更适用于高温及重载荷的工况。

但增稠剂也会影响润滑性能，因此，选取标准不同于润滑油。此外，酯基润滑脂可能会导致丙烯酸橡胶材料膨胀，硅基润滑脂会导致硅基材料膨胀，使用时需特别留意。

(2) 增稠剂

润滑脂的增稠剂，除使用各种金属皂基、硅胶、皂土等无机增稠剂外，还使用尿素、氟基化合物等耐热有机增稠剂。

增稠剂的种类和润滑脂的滴点关系密切。一般，滴点⁽¹⁾高的润滑脂使用温度上限也较高。然而，即使使用了高滴点增稠剂，其基础油耐热性低时，其使用温度上限也会降低。

润滑脂的耐水性取决于增稠剂的耐水性。钠皂基润滑脂或含钠皂的混合皂基润滑脂，在有水或高湿度条件下会发生乳化，不适用。此外，还要关注尿基润滑脂可能导致的氟基材料劣化问题。

注 (1) 润滑脂滴点指在规定小容器内，加热润滑脂至流动状态，滴下时的温度。

名称 (通称)	锂基润滑脂		
	锂皂基		
	矿物油	二酯油、多元酯油	硅酮油
	性能		
滴点℃	170~195	170~195	200~210
使用温度范围℃	-20~+110	-50~+130	-50~+160
容许转速 % ⁽¹⁾	70	100	60
机械稳定性	良	良	良
耐压性	中	中	弱
耐水性	良	良	良
防锈性	良	良	劣
备注	滚动轴承广泛应用的润滑脂	低温、摩擦特性优良，适用于小型电机和仪器用小型轴承。但要留意绝缘清漆可能导致的锈蚀问题	主要用于高温工况，不适用于高速、低速、重载荷条件及滑动接触多的轴承（滚子轴承等）

注 (1) 针对轴承尺寸表中脂润滑额定转速的使用极限，用%表示。

(3) 添加剂

润滑脂中，根据需要，通常添加了抗氧化剂、防锈剂、极压添加剂等。

尤其在承受重载或冲击载荷条件时，建议采用带有极压添加剂，长期不进行润滑脂补充时，应采用含有抗氧化剂的润滑脂。

(4) 稠度

稠度是表示润滑脂“软硬程度”的数值，表示使用中润滑脂的流动性指标。

表11.3中表示稠度等级、稠度与使用工况的常见关系。

表11.2 润滑脂的特性

	钠基润滑脂 (长纤维润滑脂)	钙基润滑脂 (杯滑脂)	混合基润滑脂	复合基润滑脂 (复合润滑脂)	无皂基润滑脂 (无皂润滑脂)	
	钠皂基	钙皂基	钠+钙皂基、 锂+钙皂基等	钙复合皂基、 铝复合皂基、 锂复合皂基、 等	尿素、皂土、碳黑、氟化物、 耐热性有机化合物等	
	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	矿物油	合成油（酯油、多元 酯油、合成烃油、硅 酮油、氟基油）
	170~210 -20~+130 70 良 中 劣 劣~良	70~90 -20~+60 40 劣 弱 良 良	160~190 -20~+80 70 良 中~强 钠皂基润 滑脂为劣 中~良	180~300 -20~+130 70 良 中~强 良 中~良	> 230 -10~+130 70 良 中 良 劣~良	> 230 < +220 40~100 良 中 良 劣~良
	有长纤维状和短 纤维状。长纤维 的润滑脂不适用于 高速工况。在多 水，高温条件 使用时，需要特 别留意	高粘度的矿物油 为基础油，使用 极压添加剂的润 滑脂耐压型高	常用于滚子轴承 和大型球轴承	极压性，机械稳 定性高	矿物油为基础油的润滑脂，多用于 中、高温工况。以合成油为基础 油的润滑脂，多用于低温或高 温工况。以硅酮油与氟基油为基 础油的润滑脂，可能防锈性或静 音性不佳	

备注 不同牌号的润滑脂性能的差异很大。

表11.3 润滑脂的稠度和使用条件

稠度等级	0	1	2	3	4
稠度 ⁽¹⁾ 1/10 mm	355~385	310~340	265~295	220~250	175~205
使用条件（用途）	· 集中供脂用 · 易发生微动 磨损时	· 集中供脂用 · 易发生微动 磨损时 · 低温用	· 一般应用 · 密封球轴承用	· 一般应用 · 密封球轴承用 · 高温用	· 高温用 · 脂润滑密封用

注 (1) 稠度：规定重量的圆锥体侵入润滑脂的深度，单位为1/10 mm。数值越大，润滑脂越软。

(5) 不同润滑脂的混用

原则上，不同牌号的润滑脂不能混用。混用含有不同种类增稠剂的润滑脂可能破坏润滑脂结构，影响润滑性能。

另外，即使含有同类增稠剂的润滑脂，也有可能因不同添加剂，造成不良影响。

11.3.2 润滑油

滚动轴承使用的润滑油，通常采用承载能力强，抗氧化稳定性好，及防锈性优异的精炼矿物油或合成油。选择润滑油时，关键在于根据运行温度选择合适粘度的润滑油。若粘度过低，油膜形成不充分，可能造成异常磨损、咬粘问题。相反，若粘度过高，过大的粘性阻力会导致发热，增大动力损耗。通常轴承转速和载荷也显著影响油膜形成。

通常，转速高时使用低粘度油，承受载荷越大，轴承尺寸变大时，使用更高粘度的润滑油。表11.4中列出了一般工况运行时轴承温度条件下的润滑油粘度参考值。

作为参考，图11.11展示了润滑油温度和粘度的关系，表11.5则列出了润滑油的选择举例。

表11.4 轴承类型与润滑油所需粘度

轴承类型	运转时的动粘度
球轴承、圆柱滚子轴承	13mm ² /s以上
圆锥滚子轴承、调心滚子轴承	20mm ² /s以上
推力调心滚子轴承	32mm ² /s以上

备注 1 mm²/s=1cst (厘斯)

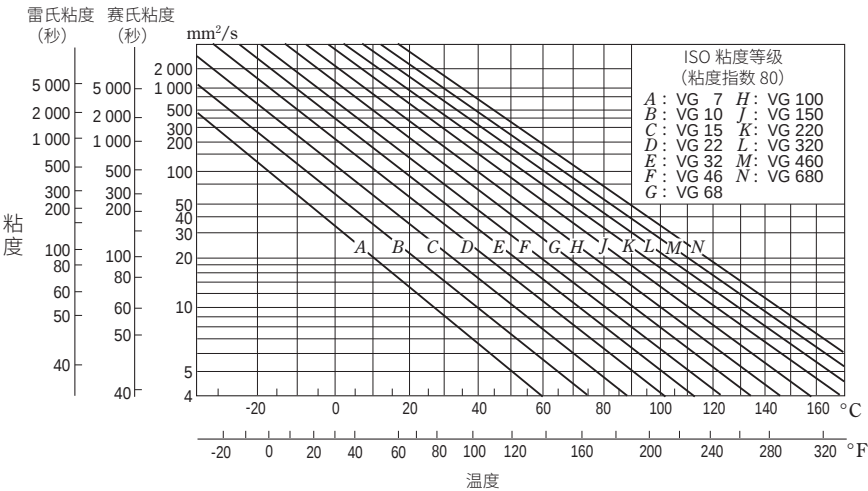


图11.11 润滑油的粘度和温度关系

油的更换周期

油的更换周期，因使用工况、油量而异。

当运行温度低于50°C且粉尘较少时，润滑油可以约一年更换一次即可。然而，当油温达到100°C时，则至少要每3个月更换一次润滑油。

在有水分侵入，油浴润滑条件下异物混入时，必须缩短更换周期。

与润滑脂相同，牌号不同的润滑油，禁止混用。

表11.5 润滑油的选择举例

运转温度	转速	轻载荷或普通载荷	重载荷或冲击载荷
-30~ 0°C	额定转速以下	ISO VG 15, 22, 32 (制冷机油)	-
0~ 50°C	额定转速 50% 以下	ISO VG 32, 46, 68 (轴承油, 涡轮机油)	ISO VG 46, 68, 100 (轴承油, 涡轮机油)
	额定转速 50% ~100%	ISO VG 15, 22, 32 (轴承油, 涡轮机油)	ISO VG 22, 32, 46 (轴承油, 涡轮机油)
	额定转速以上	ISO VG 10, 15, 22 (轴承油)	-
50~ 80°C	额定转速 50% 以下	ISO VG 100, 150, 220 (轴承油)	ISO VG 150, 220, 320 (轴承油)
	额定转速 50% ~100%	ISO VG 46, 68, 100 (轴承油, 涡轮机油)	ISO VG 68, 100, 150 (轴承油, 涡轮机油)
	额定转速以上	ISO VG 32, 46, 68 (轴承油, 涡轮机油)	-
80~110°C	额定转速 50% 以下	ISO VG 320, 460 (轴承油)	ISO VG 460, 680 (轴承油, 齿轮油)
	额定转速 50% ~100%	ISO VG 150, 220 (轴承油)	ISO VG 220, 320 (轴承油)
	额定转速以上	ISO VG 68, 100 (轴承油, 涡轮机油)	-

- 备注**
1. 额定转速使用轴承尺寸表中油润滑的数值。
 2. 参考制冷机油 (JIS K 2211)、轴承油 (JIS K 2239)、涡轮机油 (JIS K 2213)、齿轮油 (JIS K 2219)。
 3. 若运转温度靠近上表左栏所列温度范围的高温区时，则选择高粘度油。
 4. 运转温度低于-30°C或高于110°C时，请咨询NSK。

11.4 技术数据
11.4.1 润滑脂的牌号与性能

表11.6 润滑脂的牌号

牌号	增稠剂	基础油	
EA3 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
EA5 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
EA6 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
EA7 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
EA9 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
ENS GREASE	尿素 ⁽³⁾	多羟酯油 ⁽⁴⁾	
ECE GREASE	锂	聚α烯烃油	
DOW CORNING (R) SH 44 M GREASE	锂	硅酮油 ⁽⁵⁾	
NS HI-LUBE	锂	酯油+二酯油 ⁽⁴⁾	
LG2 GREASE	锂	聚α烯烃油 + 矿物油	
LGU GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
EMALUBE 8030	尿素 ⁽³⁾	矿物油	
KP1 GREASE	聚四氟乙烯	全氟聚醚油	
SHELL ALVANIA GREASE S2	锂	矿物油	
SHELL ALVANIA GREASE S3	锂	矿物油	
SHELL SUNLIGHT GREASE 2	锂	矿物油	
WPH GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
NIGLUBE RSH	钠络合物	二醇油	
PALMAX RBG	锂络合物	矿物油	
MULTEMP PS No.2	锂	聚α烯烃油 + 二酯油	
MOLYKOTE(R) FS-3451GREASE	聚四氟乙烯	氟硅油	
UME GREASE	尿素 ⁽³⁾	矿物油	
RW1 GREASE	尿素 ⁽³⁾	矿物油	
HA1 GREASE	尿素 ⁽³⁾	醚油	
HA2 GREASE	尿素 ⁽³⁾	醚 + 聚α烯烃油	
KLUBERSYNTH HB 72-52	尿素 ⁽³⁾	酯油	
NOXLUB KF0921	聚四氟乙烯	全氟聚醚油	
ECH GREASE	炭黑	全氟聚醚油	
FWG GREASE	尿素 ⁽³⁾	矿物油 + 聚α烯烃油	
HT1 GREASE	尿素 ⁽³⁾	聚α烯烃油	
ARAPEN RB320	锂钙	矿物油	
SHELL GADUSRAIL S4 HIGH SPEED EUFR	锂	矿物油	

注 (1) 若趋于温度范围的上限或下限时，或在真空等特殊工况使用时，请咨询NSK。
(2) 短时间运转或冷却较好时，若有恰当的润滑脂补充，可超过使用极限。
(3) 脲基润滑脂可能导致氟基材料劣化。
(4) 酯基润滑脂可能导致丙烯酸橡胶材料膨胀。
(5) 硅基润滑脂可能导致硅基材料膨胀。

与性能参考表

滴点 (°C)	稠度	使用温度范围 ⁽¹⁾ (°C)	耐压性	额定转速的使用 极限 ⁽²⁾ (%)
≥260	230	-40~+150	中	100
≥260	251	-40~+160	良	60
≥260	220	-40~+160	中	70
≥260	243	-40~+160	中	100
≥260	314	-40~+140	中	100
≥260	264	-40~+160	劣	100
≥260	235	-10~+120	劣	100
210	260	-30~+130	劣	60
192	250	-40~+130	劣	100
201	199	-20~+ 70	劣	100
≥260	201	-40~+120	中	70
≥260	280	0~+130	良	60
不适用	290	-30~+200	中	60
181	275	-10~+110	中	70
182	242	-10~+110	中	70
200	274	-10~+110	中	70
259	240	-40~+150	中	70
≥260	270	-20~+140	中	60
216	300	-10~+130	良	70
190	275	-50~+110	劣	100
不适用	285	0~+180	中	70
≥260	272	-10~+130	中	70
≥260	300	-10~+130	中	70
≥260	290	-40~+160	中	70
≥260	295	-30~+170	中	70
250	295	-30~+160	中	70
不适用	280	-40~+200	中	70
不适用	205	-30~+260	中	60
≥260	268	-30~+150	中	70
≥260	236	-40~+150	中	100
177	305	-10~+ 80	中	70
188	266	-10~+110	中	100



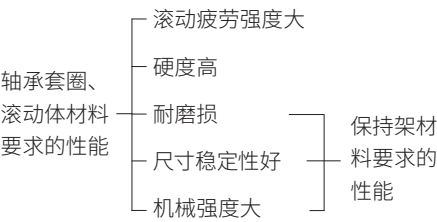
12. 轴承材料

12.1 轴承套圈及滚动体材料	A 244
12.2 保持架材料	A 245
12.3 滚动轴承及轴·轴承座材料特性	A 246
12.4 技术数据	A 248
12.4.1 各国滚动轴承专用钢材标准对照	A 248
12.4.2 长寿命轴承钢 (NSK Z钢)	A 250
12.4.3 轴承钢的尺寸稳定性	A 252
12.4.4 疲劳解析	A 254
(1) 疲劳度测定	A 254
(2) 表面疲劳与内部疲劳	A 256
12.4.5 Hi-TF轴承与Super-TF轴承	A 258
(1) 基于长寿命技术的Hi-TF轴承和Super-TF轴承	A 258
(2) TF技术	A 258
(3) Hi-TF轴承与Super-TF轴承的材料特性	A 259
(4) 异物混入润滑条件下的寿命	A 260
(5) 清洁润滑条件下的寿命	A 260
(6) 边界润滑条件下的寿命	A 261
(7) 耐磨性和抗咬粘性	A 261
(8) 高温耐久性	A 261
12.4.6 轴承材料中代表性聚合物的物理特性	A 262
12.4.7 尼龙保持架材料的特性	A 264
12.4.8 保持架用耐热树脂材料	A 266

12. 轴承材料

滚动轴承的套圈和滚动体，承受较高的循环接触应力的同时，也伴有滑动实现滚动接触。保持架，与套圈和滚动体或其中之一滑动接触的同时，持续承受拉应力，压应力。

因此，轴承套圈、滚动体及保持架所使用的材料应具有以下性能：



此外，也要考虑易加工性。根据用途，也有要求耐冲击性，耐高温，耐腐蚀等性能。

12.1 轴承套圈及滚动体材料

轴承套圈及滚动体通常使用高碳铬轴承钢（表 12.1）。大部分 NSK 轴承采用表 12.1 所示 JIS 钢种中的 SUJ2，大型轴承一般使用 SUJ3。SUJ2 的化学成分与美国 AISI 52100、德国 DIN 100 Cr6、以及英国 BS 535A99 的规定大致相同。

轴承需要承受较大的冲击载荷时，常使用铬钢、铬钼钢、镍铬钼钢等。该等钢在渗碳至合适深度并具备足够的表面硬度，因此比普通的渗碳轴承钢具有更好的耐冲击性。一般渗碳轴承钢的化学成分，如表 12.2 所示。

表12.1 高碳铬轴承钢的化学成分（主要成分）

规格	牌号	化学成分(%)						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4805	SUJ 2	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50以下	0.025以下	0.025以下	1.30~1.60	0.08以下
	SUJ 3	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.025以下	0.025以下	0.90~1.20	0.08以下
	SUJ 4	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50以下	0.025以下	0.025以下	1.30~1.60	0.10~0.25
	SUJ 5	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.025以下	0.015以下	0.90~1.20	0.10~0.25
ASTM A 295	52100	0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	0.025以下	0.015以下	1.35~1.60	0.10以下

表12.2 渗碳轴承钢的化学成分（主要成分）

规格	牌号	化学成分 (%)							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
JIS G 4052	SCr 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.030以下	0.030以下	0.25以下	0.85~1.25	—
	SCM 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.030以下	0.030以下	0.25以下	0.85~1.25	0.15~0.35
	SNCM 220 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.030以下	0.030以下	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30
	SNCM 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	0.030以下	0.030以下	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30
JIS G 4053	SNCM 815	0.12~0.18	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030以下	0.030以下	4.00~4.50	0.70~1.00	0.15~0.30
ASTM A 534	8620 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.025以下	0.015以下	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25
	4320 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	0.025以下	0.015以下	1.55~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30
	9310 H	0.07~0.13	0.15~0.35	0.40~0.70	0.025以下	0.015以下	2.95~3.55	1.00~1.40	0.08~0.15

表12.3 高温轴承高速钢的化学成分（主要成分）

规格	牌号	化学成分 (%)											
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Ni	Cu	Co	W
AISI	M50	0.77~0.85	0.25以下	0.35以下	0.015以下	0.015以下	3.75~4.25	4.00~4.50	0.90~1.10	0.10以下	0.10以下	0.25以下	0.25以下

NSK使用的是经真空脱气处理的高纯度，含氧量低的轴承钢，施加热处理改善强度后，可显著提高轴承的滚动疲劳寿命。

针对特殊用途，也有使用具有优良耐热性的高速轴承钢，耐蚀性好的不锈钢。相关钢材的化学成分，见表12.3和表12.4。

12.2 保持架材料

冲压保持架常使用表12.5中的低碳钢。根据用途，有时也使用黄铜，不锈钢材料。车削保持架，常使用表12.6中的黄铜材料，表12.5中的碳素钢材料。此外，也有使用合成树脂材料（参考12.4.6～12.4.8章节）。

表12.4 滚动轴承用不锈钢的化学成分 主要成分)

规格	牌号	化学成分 (%)						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4303	SUS 440 C	0.95~1.20	1.00以下	1.00以下	0.040以下	0.030以下	16.00~18.00	0.75以下
SAE J 405	51440 C	0.95~1.20	1.00以下	1.00以下	0.040以下	0.030以下	16.00~18.00	0.75以下

表12.5 保持架用钢板及碳钢的化学成分 主要成分)

分类	规格	牌号	化学成分 (%)				
			C	Si	Mn	P	S
冲压保持架用钢板	JIS G 3141	SPCC	0.12以下	—	0.50以下	0.04以下	0.045以下
	BAS 361	SPB 2	0.13~0.20	0.30以下	0.25~0.60	0.03以下	0.030以下
	JIS G 3311	S 50 CM	0.47~0.53	0.15~0.35	0.60~0.90	0.03以下	0.035以下
车制保持架用碳钢	JIS G 4051	S 25 C	0.22~0.28	0.15~0.35	0.30~0.60	0.03以下	0.035以下

备注 表中的BAS为日本轴承工业协会标准。

表12.6 车削保持架用黄铜材料的化学成分 (主要成分)

规格	牌号	化学成分 (%)								
		Cu	Zn	Mn	Fe	Al	Sn	Ni	杂质	
									Pb	Si
JIS H 5120	CAC301 (HBsC 1)	55.0~60.0	33.0~42.0	0.1~1.5	0.5~1.5	0.5~1.5	1.0以下	1.0以下	0.4以下	0.1以下
JIS H 3250	C 6782	56.0~60.5	剩余部分	0.5~2.5	0.1~1.0	0.2~2.0	—	—	0.5以下	—

备注 也使用将HBsC1改良过的材料。

12.3 滚动轴承以及轴·轴承座材料的特性

滚动轴承必须能够承受重载、能高速运转，且经久耐用。要充分发挥轴承性能，也要了解轴·轴承座的材料特性。

作为参考，轴承及轴·轴承座使用的典型材料的物理和机械特性，见表12.7。

用途	材料	热处理
轴承	SUJ2	淬火、回火
	SUJ2	球化退火
	SCr420	淬火、低温回火
	SAE4320 (SNCM420)	淬火、低温回火
	SNCM815	淬火、低温回火
	SUS440C	淬火、低温回火
	SPCC	退火
	S25C	退火
	CAC301 (HB-C1)	—
轴	S45C	淬火，650 °C回火
	SCr430	淬火，520 ~ 620 °C急冷
	SCr440	淬火，520 ~ 620 °C急冷
	SCM420	淬火，150 ~ 200 °C空冷
	SNCM439	淬火，650 °C回火
	SC46	正火
	SUS420J2	1038°C油冷，400°C空冷
轴承座	FC200	铸造
	FCD400	铸造
	A1100	退火
	AC4C	铸造
	ADC10	铸造
	SUS304	退火

注 * JIS规格值或参考值。
**一般以洛氏HRC硬度来表示，为便于对比，
备注 SUJ2和 SCr420的比例极限，分别为

表12.7 滚动轴承及轴·轴承座材料的物理和机械特性

	密度 g/cm³	比热 KJ/(kg·K)	导热性 W/(m·K)	电阻率 μΩ·cm	线膨胀 系数 (0~100℃) ×10 ⁻⁶ /℃	杨氏模量 MPa {kgf/mm²}	屈服点 MPa {kgf/mm²}	抗拉强度 MPa {kgf/mm²}	伸长率 %	硬度 HB	备注
	7.83	0.47	46	22	12.5	208 000 {21 200}	1 370 {140}	1 570 ~1 960 {160 ~200}	0.5以下	650~ 740	高碳铬 轴承钢2种
	7.86				11.9		420 {43}	647 {66}	27	180	
	7.83		48	21	12.8		882 {90}	1 225 {125}	15	370	铬钢
			44	20	11.7		902 {92}	1 009 {103}	16	**293 ~375	镍铬钼钢
	7.89		40	35	—		—	*1 080 {110}(以上)	*12(以上)	*311 ~375	
	7.68	0.46	24	60	10.1	200 000 {20 400}	1 860 {190}	1 960 {200}	—	**580	马氏体 不锈钢
	7.86	0.47	59	15	11.6	206 000 {21 000}	—	*275 {28}(以上)	*32(以上)	—	冷轧钢板
		0.48	50	17	11.8		323 {33}	431 {44}	33	120	机械结构用 碳钢
	8.5	0.38	123	6.2	19.1	103 000 {10 500}	—	*431 {44}(以上)	*20(以上)	—	超强黄铜铸件
	7.83	0.48	47	18	12.8	207 000 {21 100}	440 {45}	735 {75}	25	217	机械结构用 碳钢
				22	12.5	208 000 {21 100}	*637 {65}(以上)	*784 {80}(以上)	*18(以上)	*229 ~293	铬钢
			45	23			*784 {80}(以上)	*930 {95}(以上)	*13(以上)	*269 ~331	
		0.47	48	21	12.8	207 000 {21 100}	—	*930 {95}(以上)	*14(以上)	*262 ~352	铬钼钢
			38	30	11.3		920 {94}	1 030 {105}	18	320	镍铬钼钢
	—	—	—	—	—	206 000 {21 000}	294 {30}	520 {53}	27	143	低碳铸钢
	7.75	0.46	22	55	10.4	200 000 {20 400}	1 440 {147}	1 650 {168}	10	400	马氏体 不锈钢
	7.3	0.50	43	—		98 000 {10 000}	—	*200 {20}(以上)	—	*217以下	灰口铸铁
	7.0	0.48	20	—	11.7	169 000 {17 200}	*250 {26}(以上)	*400 {41}(以上)	*12(以上)	*201以下	球墨铸铁
	2.69	0.90	222	3.0	23.7	70 600 {7 200}	34 {3.5}	78 {8}	35	—	工业用纯铝
	2.68	0.88	151	4.2	21.5	72 000 {7 350}	88 {9}	167 {17}	7	—	砂型铸造用 铝合金
	2.74	0.96	96	7.5	22.0	71 000 {7 240}	167 {17}	323 {33}	4	—	压铸用 铝合金
	8.03	0.50	15	72	15.7~ 16.8	193 000 {19 700}	245 {25}	588 {60}	60	150	奥氏体 不锈钢

换算为布氏硬度。

833MPa (85kgf/mm²) 和 440MPa (45kgf/mm²)。

12.4 技术数据

12.4.1 各国滚动轴承专用钢材标准对照

作为重要的机械零部件，滚动轴承的尺寸系列已经实现国际标准化，轴承使用的材料在ISO 683/17（热处理钢、合金钢及易切削钢/第17部分球轴承及滚子轴承专用钢材）中均有规定。但在各国的标准化体系中，虽已对轴承钢材料进行标准化，但也有厂家在此基础上进行自主改良。

近年以来，随着轴承产品的国际化进程不断推进，相关钢材牌号的规格对照需求也日益增多。因此，将针对具有代表性的轴承用钢，对其规格对照情况、差异点及特性进行说明。（见表12.8、表12.9）

表12.8

JIS G 4805	ASTM	其他主要 国家标准
SUJ1 —	— 51100	— —
SUJ2 — — — —	— A 295-89 52100 — — —	— — 100Cr6 (DIN) 100C6 (NF) 535A99 (BS)
SUJ3 — —	— A 485-03 Grade1 A 485-03 Grade2	— — —
SUJ4	—	—
SUJ5 —	— A 485-03 Grade3	— —

注 *1:P≤0.025, S≤0.025
备注 ASTM：美国材料试验协会规格

JIS G 4052 G 4053	ASTM A 534-90	
		C
SCr420H —	— 5120H	0.17~0.23 0.17~0.23
SCM420H —	— 4118H	0.17~0.23 0.17~0.23
SNCM220H —	— 8620H	0.17~0.23 0.17~0.23
SNCM420H —	— 4320H	0.17~0.23 0.17~0.23
SNCM815 —	— 9310H	0.12~0.18 0.07~0.13

注 *2:P≤0.030, S≤0.030 *3:P≤0.025, S≤0.015

高碳铬轴承钢的各国规格对照与化学成分

	化学成分(%)						用途	备注
	C	Si	Mn	Cr	Mo	其他		
	0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	0.90~1.20	—	*1	一般不常使用	标准范围稍有差异，但属同一钢种
	0.98~1.10	0.15~0.35	0.25~0.45	0.90~1.15	≤0.10	*1		
	0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	—	*1	轴承钢中的典型钢种，在小型~中型等所有轴承均有使用。	标准范围稍有差异，但属同一钢种
	0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	1.35~1.60	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015		
	0.90~1.05	0.15~0.35	0.25~0.40	1.40~1.65	—	—		
	0.95~1.10	0.15~0.35	0.20~0.40	1.35~1.60	≤0.08	P≤0.030 S≤0.025		
	0.95~1.10	0.10~0.35	0.40~0.70	1.20~1.60	—	*1		
	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	—	*1	大型轴承用	SUJ3与Grade1虽属同一钢种，但Grade2的淬透性比SUJ3好
	0.90~1.05	0.45~0.75	0.90~1.20	0.90~1.20	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015		
	0.85~1.00	0.50~0.80	1.40~1.70	1.40~1.80	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015		
	0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	0.10~0.25	*1	极少使用	淬透性比SUJ2好
	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	0.10~0.25	*1	超大、壁厚型轴承使用	Grade3等同于SUJ5，但Grade3的淬透性比SUJ5好
	0.95~1.10	0.15~0.35	0.65~0.90	1.10~1.50	0.20~0.30	P≤0.025 S≤0.015		

DIN: 德国标准, NF: 法国标准, BS: 英国标准

表12.9 渗碳轴承钢的JIS, ASTM规格对照与化学成分

	化学成分(%)						用途	备注
	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	其他		
	0.15~0.35	0.55~0.95	≤0.25	0.85~1.25	—	*2	小型轴承用	属于类似钢种
	0.15~0.35	0.60~1.00	—	0.60~1.00	—	*3		
	0.15~0.35	0.55~0.95	≤0.25	0.85~1.25	0.15~0.35	*2	小型轴承用	虽为类似钢种，但4118H淬透性比SCM420H差
	0.15~0.35	0.60~1.00	—	0.30~0.70	0.08~0.15	*3		
	0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30	*2	小型轴承用	标准范围稍有差异，但属同一钢种
	0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25	*3		
	0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30	*2	中型轴承用	标准范围稍有差异，但属同一钢种
	0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30	*3		
	0.15~0.35	0.30~0.60	4.00~4.50	0.70~1.00	0.15~0.30	*2	大型轴承用	属于类似钢种
	0.15~0.35	0.40~0.70	2.95~3.55	1.00~1.45	0.08~0.15	*3		

12.4.2 长寿命轴承钢（NSK Z钢）

众所周知，滚动轴承所用高碳铬轴承钢 (SUJ2, SAE52100) 的滚动疲劳寿命很大程度上受非金属夹杂物影响。

非金属夹杂物大致分为三类：硫化物类、氧化物类及氮化物类。大量寿命试验表明氧化物类非金属夹杂物对滚动疲劳寿命的危害较大。

图 12.1 表示氧化物类非金属夹杂物含量的物理参数（含氧量）与寿命的关系。
为降低氧化物类非金属夹杂物的含量，通过显著减少 Ti、S 等杂质，尽可能控制钢中的含氧量，得到的长寿命钢材称为 Z 钢。

Z 钢是 NSK 根据大量寿命试验数据，与钢厂联手改进炼钢设备、炼钢条件而取得的成果。图12.2展示了钢种含氧量的变化情况。

图 12.2 中的钢样寿命试验结果见图 12.3。随着钢中的含氧量降低，寿命呈现延长趋势，优质 Z 钢的寿命达到了传统脱气钢的 1.8 倍。

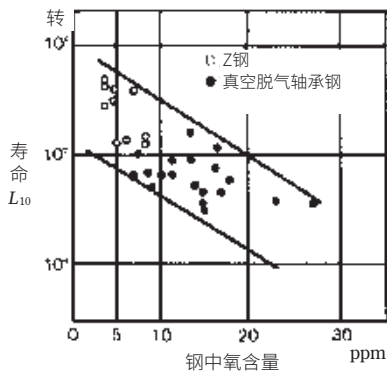


图12.1 轴承钢中含氧量与寿命的关系

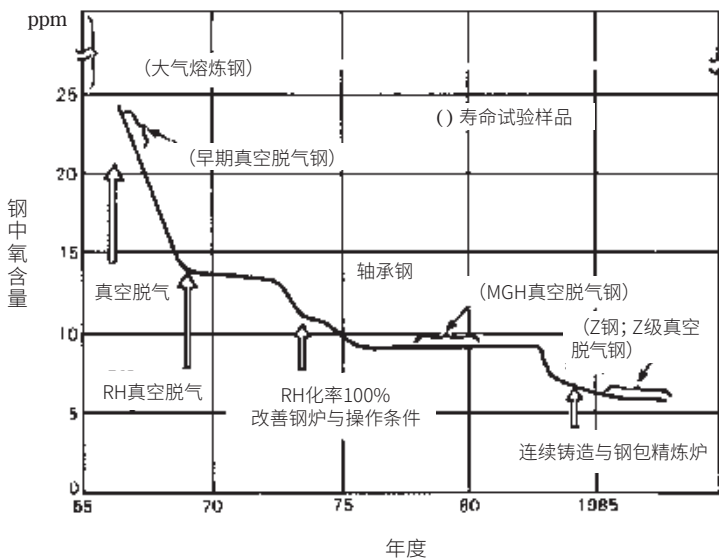
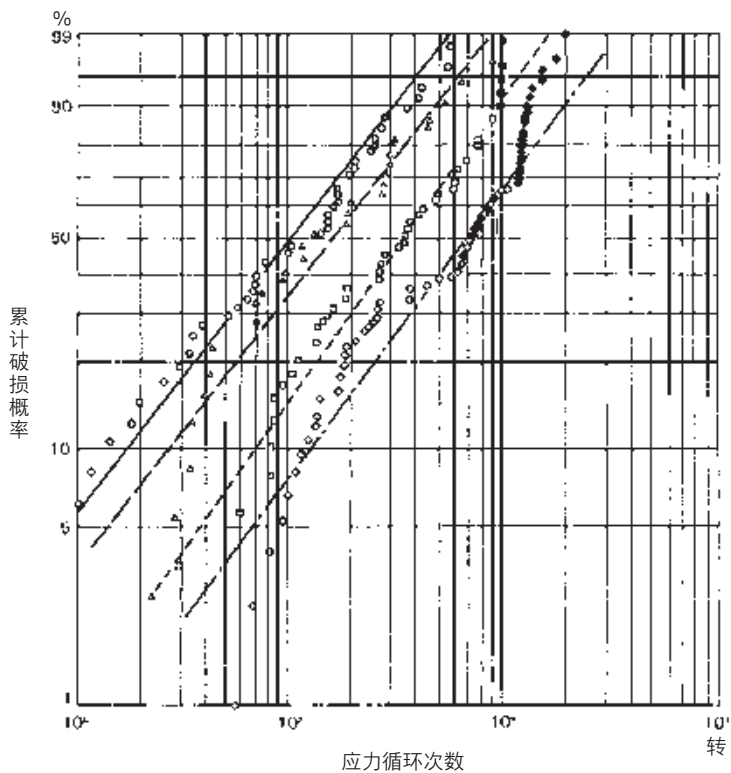


图12.2 NSK轴承钢中含氧量的变化



分类	试验数量	破损数量	韦布尔斜率	L_{10}	L_{50}
○ 大气熔炼钢	44	44	1.02	1.67×10^6	1.06×10^7
△ 真空脱气钢	30	30	1.10	2.82×10^6	1.55×10^7
□ MGH真空脱气钢	46	41	1.16	6.92×10^6	3.47×10^7
◇ Z钢	70	39	1.11	1.26×10^7	6.89×10^7

备注 图中标有■◆的轴承尚未结束试验。

图12.3 轴承钢推力寿命试验结果

12.4.3 轴承钢的尺寸稳定性

滚动轴承的尺寸在使用中随时间发生变化，称为时效变形。时效变形会引起内圈膨胀，轴与内圈之间的过盈量减少，可能造成轴承内圈蠕变。

轴与内圈发生相对滑动，蠕变明显时，轴承可能由发热升级为咬粘，可导致设备整体发生重大损坏。因此，根据使用条件，需要采取必要措施应对失效变形。

轴承之所以发生时效变形，是由于热处理后钢中残余奥氏体发生分解，伴随着相变，轴承逐渐膨胀起来。

因此，轴承的尺寸稳定性根据轴承热处理时的回火温度和轴承工作温度的不同而不同。回火温度越高，轴承的尺寸稳定性越好；而轴承的工作温度越高，残余奥氏体分解趋势越强。

图12.4所示为温度对轴承尺寸稳定性的影响。右图以对轴直径的百分比罗列了各公差段内的轴与内圈的过盈量。由图12.4可知，轴承温度越高，对轴承尺寸稳定性越不利。可以预料到，在此工况下，轴与常规轴承内圈的过盈量会逐渐变小。所以，须使用经过尺寸稳定化处理的轴承，防止配合面松动。

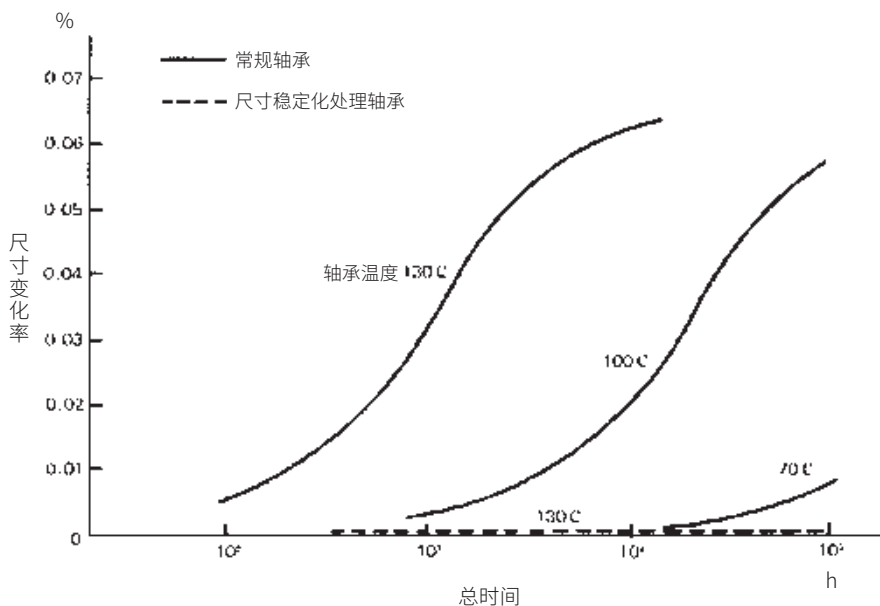
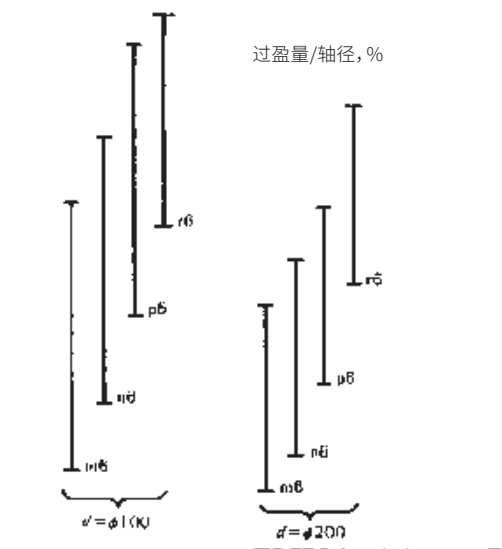


图12.4 轴承温度与尺寸变化率

轴承温度较高时，内圈可能会发生蠕变风险，故，在轴承选型时应提前咨询NSK。



12.4.4 疲劳解析

要想预测滚动轴承的疲劳寿命，判断剩余寿命，就需了解所有的轴承疲劳破坏现象，而在实现预测和判断之前需要花费一定的时间。然而，由于滚动疲劳是在接触点的压应力下发生的疲劳，要达到破损将发生极大的材料变化。也就是说，虽然在早期就会产生裂纹的缺陷型表面损伤中，滚道会受到劣化影响，但除了材质变化的积累快于裂纹发展的情况后，通过检测材质变化，就有可能推定轴承的疲劳寿命。

(1) 疲劳度测定

轴承的疲劳过程，可通过采用 X 光测量滚道面的残余应力、衍射线半高宽、残余奥氏体量的变化来掌握。

这些数值随着疲劳加剧会出现图 12.5 所示的变化。由于残余应力会在疲劳初期增大并趋近饱和值，故而，可用于检测轻微疲劳。但在疲劳度较大的区段里，衍射线半高宽与残余奥氏体量的变化则与疲劳度的加剧有一定的关联。将这些 X 光的测试值归纳为一个参数（疲劳度指数），就找到了与轴承耐久试验时间的关系。

NSK 使用多套球轴承、圆锥滚子轴承及圆柱滚子轴承在各种载荷条件、润滑条件之下，进行了耐久试验并积累了测量数据。同时，还对实际工况的轴承反复进行了测量。

图 12.6 是这些数据的归纳。由于数据反应了疲劳现象的复杂性，所以比较离散。不过，由于疲劳度指数与耐久试验时间或使用时间存在关联性。在允许存在一定误差的情况下，可以对疲劳度作出量化判断。

图 12.6 所示的“内部疲劳”是指由内部剪切应力引起疲劳的情况。“表面疲劳”是指由于润滑油被污染或油膜断裂而使表面疲劳早于内部疲劳发生，且比后者更为严重的情况。

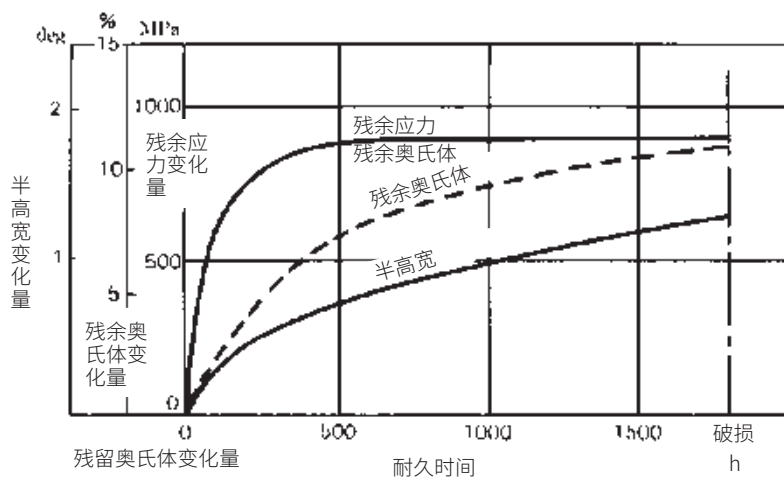


图12.5 X射线测量值的变化

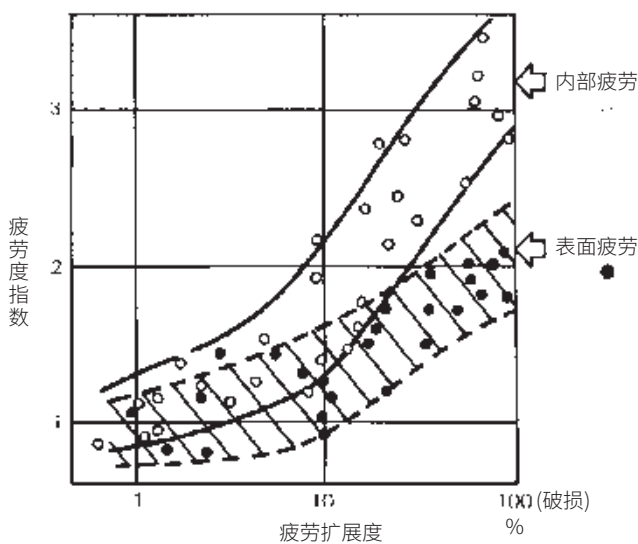


图12.6 疲劳扩展度与疲劳度指数

(2) 表面疲劳与内部疲劳

由于滚动轴承具有十分光滑的超精加工面，能形成较好的润滑条件。长期以来，认为滚道面次表层的内部剪切应力决定轴承的破损。

滚动接触造成的剪切应力，在表层下一定深度处达到最大，导致该位置最先出现裂纹（导致破损）。已经证实，当滚道因这种内部疲劳而发生破损时，沿深度方向测量疲劳度指数，结果如图12.7的球轴承示例所示，疲劳度指数随剪切应力的理论计算值升高而增大。

图12.7所示的疲劳度曲线大都是润滑条件良好，滚动接触点上存在足够厚的油膜的情况。轴承样本中所列的基本额定动载荷，是根据轴承因这种内部疲劳而发生破损时的数据予以定义的。

图12.8所示是在油膜形成不足的润滑条件下，进行耐久试验的圆柱滚子轴承实例。可以看出，在达到计算寿命之前，表面疲劳度早已经加剧了。在该试验中，早在内部疲劳度加剧以前，轴承就已全部破损。轴承由于此种表面疲劳而发生破损，大都归因于润滑条件，诸如润滑剂粘度过低，导致油膜形成不足；润滑剂中混进异物或者水分等。

当然，表面疲劳引起的轴承破损，是在内部疲劳所致破损之前发生的。在众多机械设备所使用的轴承中，容易引起表面疲劳的工况较多。早在决定轴承自然寿命的内部疲劳引起破损以前，就因表面疲劳而破损的事例较多。

对机械设备实际使用的轴承进行疲劳分析发现，绝大多数不是内部疲劳类型，而是呈现图12.8中所示的表面疲劳形式。

因此掌握了实际使用的轴承疲劳度分布，不仅能够了解轴承剩余寿命，而且还能获得润滑条件、载荷条件等方面的有用信息。

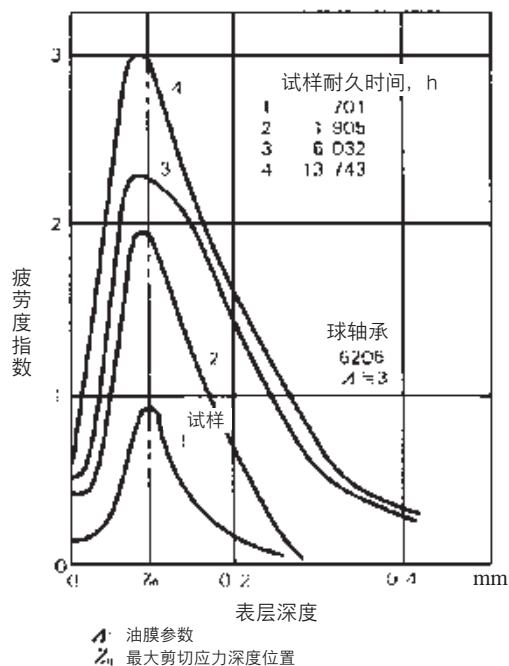


图12.7 内部疲劳的演变过程

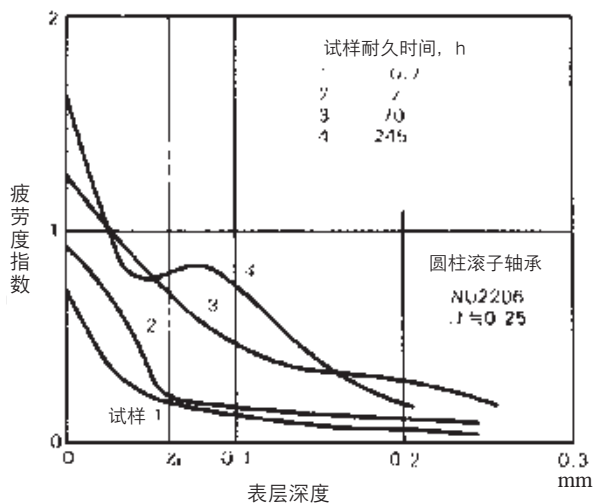


图12.8 表面疲劳的演变过程

12.4.5 Hi-TF 轴承与 Super-TF 轴承

(1) 基于长寿命技术的 Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承

承为延长轴承使用寿命，NSK一直致力于分析轴承疲劳的机理，并对材料、热处理工艺和工况等各方面进行了研究和开发。将延长轴承寿命所采取的一系列举措，整理至图12.9。Hi-TF轴承和Super-TF轴承主要在异物侵入工况下易发生表面起点型剥落时作为长寿命技术应用。

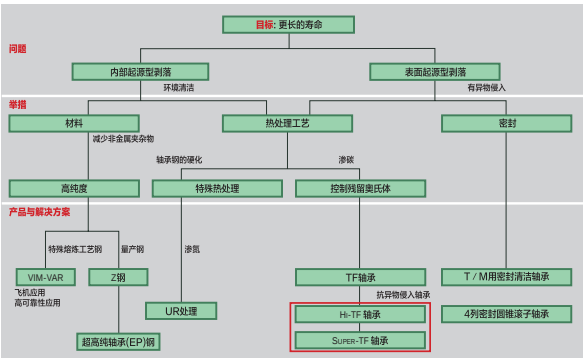


图12.9 长寿命化技术的主要应用

(2) TF 技术

轴承的使用环境，大体可分为清洁环境及有异物侵入的环境。而 NSK 独自研发的热处理工艺就是针对在有异物侵入的环境下的轴承长寿命化技术即 TF 技术，异物侵入导致的压痕往往就是表面剥落的起源。如图12.10 所示，应力会集中在这些压痕周围，并最终导致表面起源型剥落。压痕周围的应力集中可用公式 $[P/P_0 \propto (r/c)^{-0.24}]$ 表示，式中，“ r ”为压痕边缘处的半径，“ $2c$ ”是压痕边缘间的宽度。“ r/c ”值越大，应力集中越小，轴承的使用寿命也就越长。

NSK 在世界上率先研究了可减小应力集中的材料技术。如图12.11所示，研究表明增加残余奥氏体量可有效减小应力集中。NSK为了优化轴承材料中残余奥氏体量而开发出了一种独特的热处理工艺——TF 技术。

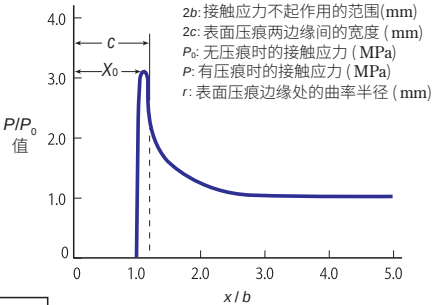
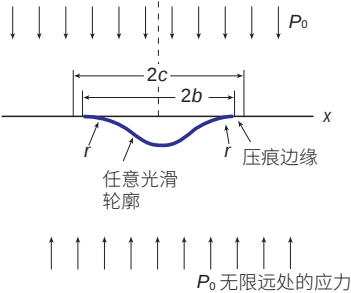


图12.10 表面压痕周围的应力集中

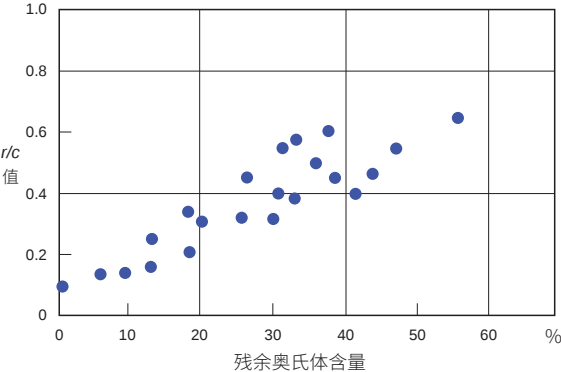


图12.11 r/c 值与残余奥氏体量的关系

(3) Hi-TF 轴承与 Super-TF 轴承的材料特性

NSK 开发的 Hi-TF 轴承以及 Super-TF 轴承系列具有比 TF 轴承更长的寿命。正如我们所看到的，实现异物侵入条件下轴承长寿命的方法便是减少压痕边缘位置的应力集中。为了增大 r/c 值，可以从材料技术和热处理技术两方面出发来研制同时含有较多残余奥氏体又具有高硬度的材料。然而，残余奥氏体本身较软，能够降低轴承材料的硬度。为了满足提高轴承材料硬度以及增加残余奥氏体量这两个看似矛盾的需求，我们决定采用一种能促进碳化物和氮化物在轴承材料内均衡分布的技术。

出于这一目的，NSK 研发出了一种新型钢，其中加入了适量可促进碳化物形成所需元素，并开发出了全球首个碳氮共渗热处理方法，强制析出细小的碳化物和氮化物。Hi-TF 轴承采用了一种新型钢，其中添加了特定量的铬。Super-TF 轴承采用了一种添加了特定量的铬和钼的新型钢。图 12.12 和 12.13 所示分别为 Super-TF 轴承和普通渗碳钢轴承结构中碳化物分布结果分析图。显然，Super-TF 轴承含有更多的细小碳化物和氮化物颗粒。图 12.14 表明形成的更细碳化物和碳氮化物颗粒使得 Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的硬度和残留奥氏体量都高于 TF 轴承。因此，Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的 r/c 值也就更大（图 12.15）。

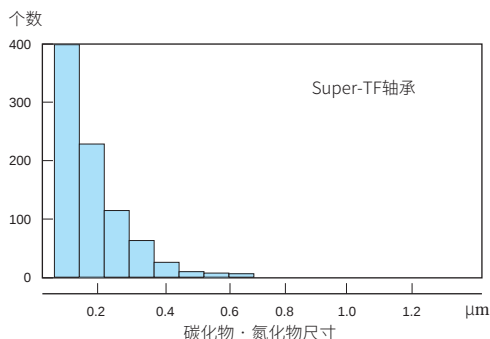


图12.12 Super-TF轴承内碳化物和碳氮化物颗粒尺寸分布

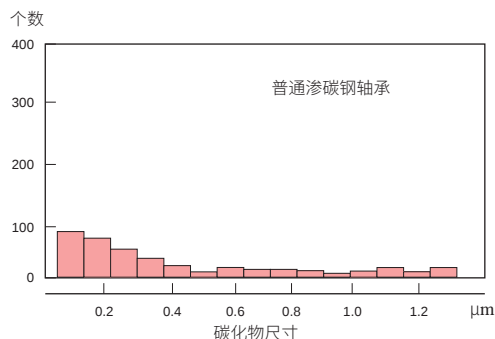


图12.13 普通渗碳钢轴承内碳化物颗粒尺寸分布

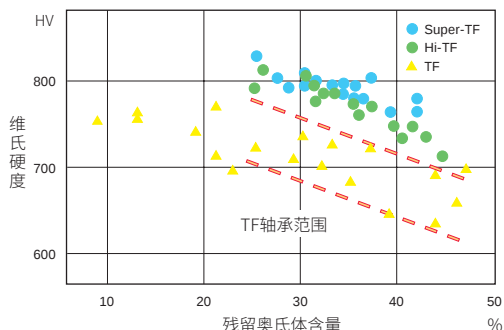


图12.14 材料硬度和残留奥氏体含量的关系

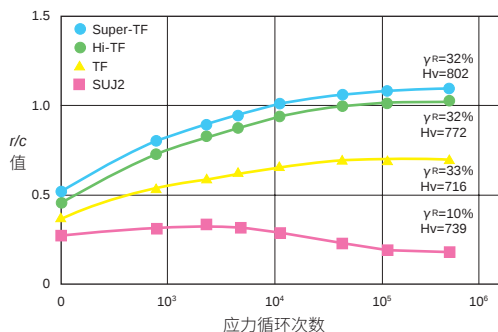


图12.15 重复应力下 r/c 值的变化

(4) 异物混入润滑条件下的寿命

表 12.10 与图 12.17 显示的是 NSK 圆锥滚子轴承 L44649/10 在异物侵入润滑条件下进行寿命试验的结果。设此类普通渗碳钢轴承的寿命为 1，则 TF、Hi-TF 和 Super-TF 轴承的 L_{10} 寿命分别为 4.5、7.1 及 10.2 (表 12.10)。因此，Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的寿命分别是普通渗碳钢轴承的 7 倍多和 10 倍多。轴承寿命一般会受到使用条件以及润滑剂污染度的影响。如果润滑剂受到污染，轴承寿命可能降至样本寿命的 1/5。

在异物混入润滑条件下，施加长寿命对策后，Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的使用寿命首次超过现有产品样本记载寿命。

普通渗碳钢	TF	Hi-TF	Super-TF
1	4.5	7.1	10.2

表12.10 圆锥滚子轴承L44649/10的使用寿命对比

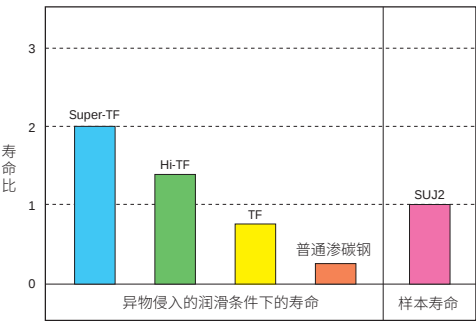


图12.16 异物混入润滑条件下的寿命对比

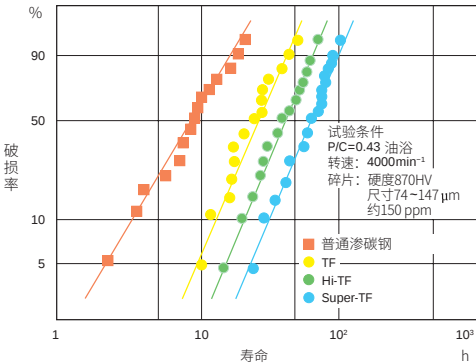


图12.17 L44649/10轴承在异物侵入的润滑条件下的寿命

(5) 清洁润滑条件下的寿命

图 12.18 所示为深沟球轴承 6206 在清洁润滑条件下的寿命试验结果。在清洁润滑条件下，Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的寿命要稍长于 SUJ2 轴承。清洁润滑条件下轴承寿命的最重要影响因素为钢材的清净度，清净度越高的材料，寿命才能越长。

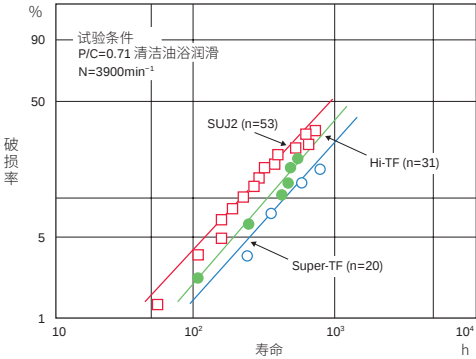


图12.18 6206轴承在清洁润滑条件下的寿命试验

(6) 边界润滑条件下的寿命

在 EHL 油膜形成不足的边界润滑条件下，会发生金属与金属直接接触的情况，从而缩短轴承寿命。图 12.19 所示为在代表油膜厚度与表面粗糙度之比的油膜参数 Λ 很小的情况下 ($\Lambda=0.3$) 进行寿命试验的结果。当 Λ 值非常小时，就会出现微小剥皮的损伤（如图 12.20 所示），但由于 Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承减小了接触区域突出部位的应力集中，因此使得其寿命分别约为普通渗碳钢轴承的 4.7 倍和 5.5 倍。

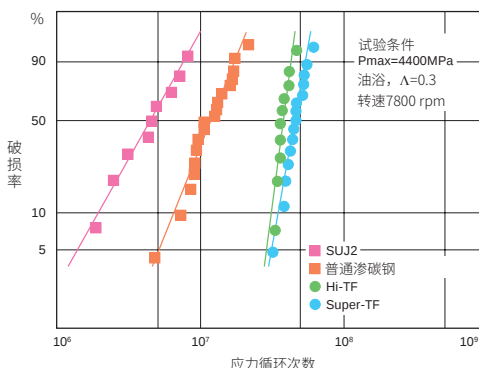


图12.19 边界润滑条件下的寿命试验

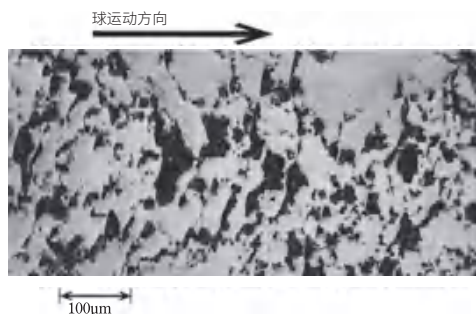


图12.20 剥皮损伤

(7) 耐磨性和抗咬粘性

增加轴承材料中细小碳化物和氮化物含量的目的除了延长轴承在异物侵入润滑条件下的寿命外，另一目的便是提高轴承的耐磨损性和抗咬粘性。图 12.21 所示为 Sawin 型磨损试验的结果，显示了不同轴承材料的相对磨损程度及咬粘限值。试验表明 Hi-TF 轴承以及 Super-TF 轴承的耐磨损性优于 SUJ2 钢轴承和 TF 轴承。Hi-TF 轴承和 Super-TF 轴承的抗咬粘性也要比 SUJ2 钢轴承和 TF 轴承分别高出 20% 和 40%。

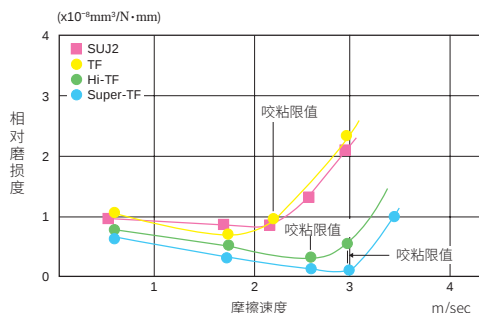


图12.21 耐磨性对比

(8) 高温耐久性

图 12.22 所示为球轴承 6206 在 160℃ 清洁润滑条件下进行寿命试验的结果。试验结果表明 Super-TF 轴承（高温回火品）的使用寿命约为 SUJ2X26 轴承的 4 倍。

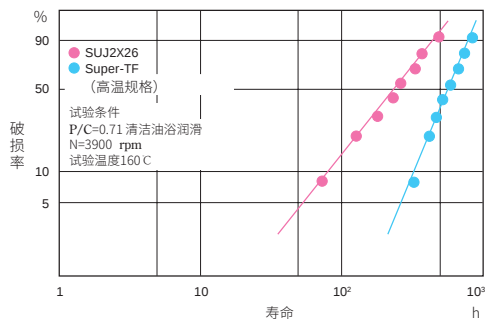


图12.22 6206在高温清洁润滑条件下的寿命试验

12.4.6 轴承材料中代表性聚合物的物理特性

基于质轻、易成形、耐蚀性强等优点，高分子材料广泛用于保持架等轴承零部件。高分子材料可以单独使用，但通常会添加各种功能性填料形成复合材料。复合材料经过改性，可以具备独特的性能。因此，可以将其设计用作轴承材料。例如，填料可用于改善诸如低摩擦、低磨损、不粘滑、极限 PV 值高、不擦伤配合材料、机械性能、耐热性等特性。

表 12.11 列出了代表性轴承用聚合物的特性。

塑料	弹性模量 (GPa) ⁽¹⁾
聚乙烯 HDPE UHMWPE	0.115 0.5
聚酰胺 尼龙6 尼龙66	2.5 3.0
尼龙11	1.25
聚四氟乙烯 PTFE	0.40
聚丁烯对酞酸脂 PBT	2.7
聚缩醛 POM 均聚物 共聚物	3.2 2.9
聚醚砜 PES	2.46
聚砜 PSf	2.5
多芳基树脂 (芳族聚酯)	1.3 3.0
聚苯基砜化物 PPS (GF 40%)	4.2
聚醚醚酮 PEEK	1.7
聚间苯异酞 酰胺	10 (纤维) 7.7 (成形品)
聚丙烯苯六酞亚胺 (芳香族聚酞亚胺) PI	3 (薄膜) 2.5~3.2 (成形品)
聚酞亚二胺 PAI	4.7
聚醚酞亚胺 (芳香族聚酞亚胺) PI	3.6
聚胺顺丁烯二酸	—

注 (1) $\text{GPa} \approx 10^4 \text{ kgf/cm}^2 = 10^2 \text{ kgf/mm}^2$
(2) 热变形温度栏中有“/”斜线标记。
(3) 参考值

表12.11 代表性聚合物的特性

	强度 GPa ⁽¹⁾	密度 g/cm ³	比弹性 模量 ×10 ⁴ mm	比强度 ×10 ⁴ mm	熔点 °C	玻璃化 转变温度 °C	热变形 温度 °C ⁽²⁾	连续使用 温度 °C	备注
	0.03 0.025	0.96 0.94	12.6 53.2	3.3 2.7	132 136	-20 -20	75/50 75/50	— —	蠕变大，韧性大， 易软化
	0.07 0.08	1.13 1.14	221.2 263.2	6.2 7.0	215 264	50 60	150/57 180/60	80~120 80~120	吸水性强， 韧性大
	0.04	1.04	120.2	3.8	180	—	150/55	低于尼龙6 或66	吸水性弱
	0.028	2.16	18.5	1.3	327	115	120/—	260	蠕变大，可烧结， 低摩擦，低凝结， 具有惰性，在290°C 条件下仍保持稳定
	0.06	1.31	206.1	4.6	225	30	230/215	155	
	0.07 0.06	1.42 1.41	225.3 205.7	4.9 4.3	175 165	-13 —	170/120 155/110	— 104	硬度高，韧性大， 吸水性弱
	0.086	1.37	179.6	6.3	—	225	210/203	180	工作温度可达200°C， 化学性能稳定
	0.07	1.24	201.6	5.6	—	190	181/175	150	
	0.07 0.075	1.35 1.40	96.3 214.3	5.2 5.4	350 350	— —	293 293	300 260~300	具有惰性，硬度高， 用作 PTFE 填料在高 达320°C温度下仍能 保持稳定
	0.14	1.64	256.1	8.5	275	94	>260	220	360°C时， 发生热硬化
	0.093	1.30	130.8	7.2	335	144	152	240	
	0.7 0.18	1.38 1.33	724.6 579	50.7 13.5	375 415 (分解)	>230 >230	280 280	220 220	阻燃，耐热纤维
	0.17	1.43	203	7.0	热分解	417 分解	360/250	300 ⁽³⁾	在高达350°C的惰 性气体中不发生变化
	0.1	1.43	203	7.0	热分解	417 分解	360/250	260	轴承工作温度可高 达300°C。可烧结， 不熔化（成形品）
	0.2	1.41	333.3	14.2	—	280	260	210	作为粘结剂、涂料， 工作温度可高达 290°C。改进了聚 酰亚胺的熔化成形 性
	0.107	1.27	240.9	—	—	215	210/200	170	改进了聚酰亚胺的 熔化成形性
	0.35	1.6	—	21.9	—	—	330 ⁽³⁾	260	

则“/”左侧的数值适用于451 kPa，其余为1.82 MPa时之值。

12.4.7 尼龙保持架材料的特性

如今，各类轴承中，金属保持架正日益被塑料保持架所取代。塑料保持架的优势可总结如下：

- (1) 重量轻，适用于高速旋转
- (2) 自润滑，低磨损。使用塑料保持架通常不会因磨损而产生粉末，因此能够保持高度清洁的内部环境。
- (3) 低噪音、适用于需要静音的环境
- (4) 高度耐腐蚀，不生锈
- (5) 抗冲击性强，在大力矩载荷条件下仍有较好的耐久性
- (6) 即使形状复杂的保持架，也可轻松成型，确保了选择的灵活性。因此，能够获得更好的保持架性能。

相较于金属保持架，塑料保持架的劣势在于耐热性较差，工作温度范围较窄（通常最高 120°C）。而且塑料保持架对某些化学品较为敏感，使用时也需要适当注意。聚酰胺树脂是一种代表性的塑料保持架材料。其中，尼龙 66 凭借良好的耐热性和机械性能而得到广泛应用。

聚酰胺树脂的分子链中包含能结合氢元素的酰胺键，可以根据浓度和氢键键合状态调节机械性能和吸水性。尼龙 66 的高吸水性（图 12.23）会导致尺寸变化或刚度降低，因此一般被视为缺点。但从另一方面来看，当要求保持架对滚动体具有足够的抱紧量时，吸水性则有助于提升弹性，防止保持架在轴承装配过程中发生损坏。该特性同时也提升了材料的韧性，能在使用中发挥有效的减震作用。从这个角度来看，所谓的缺点在特定条件下也可转化为优点。

在尼龙中加入少量纤维后，其强度和耐热性可以得到显著提升。因此，可以按照保持架的类型和应用，使用玻璃纤维来增强材料。为了保证保持架在轴承装配过程中的形变，通常使用相对少量的玻璃纤维来增强保持架。（表 12.12）

尼龙 66 在柔性工况下具有非常优越的性能，并且其作为一种主要的塑料保持架材料有着广泛的用途。然而，它在恶劣条件下（接触到高温油等）通常会出现急剧劣化的现象。因此，在实际使用该材料时须充分注意。

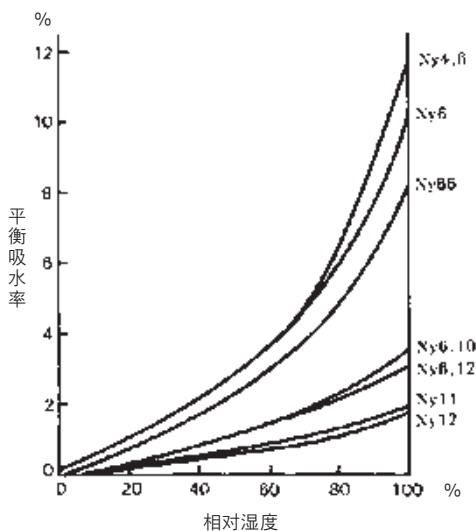


图12.23 各种尼龙的平衡吸水率和相对湿度

举例说明，表 12.13 列举了各类尼龙 66 材料的耐久性在不同工况下降至初始值一半所需的时间。材料在油中的劣化情况视油的类别而定，在含有极压添加剂的油中劣化显著。已知硫类极压添加剂比磷类极压添加剂更易加速劣化，而且，温度越高，劣化越严重。

另外，在润滑脂或大气之中，材料劣化速度比在油中要慢。而且，在玻璃纤维增强材料中，玻璃纤维的增强效果能够抑制材料劣化引起的强度下降，从而延长耐久时间。

表12.12 纤维增强尼龙保持架使用实例

	轴承类型	主要用途举例	保持架材料
球轴承	微型球轴承	VCR, IC 冷却风扇	尼龙66 (玻璃纤维含量：0~10%)
	深沟球轴承	交流发电机、空调机风扇电机	
	角接触球轴承	电磁离合器、汽车车轮	
滚子轴承	滚针轴承	汽车变速箱	尼龙66 (玻璃纤维含量：10~25%)
	圆锥滚子轴承	汽车车轮	
	ET型圆柱滚子轴承	通用	
	H型调心滚子轴承	通用	

表12.13 尼龙 66 树脂的环境耐性

环境	温度 ℃	玻璃 含量	物理性能值降低一半所需的时间, h				备注
			500	1000	1500	2000	
油	齿轮油	120 0 D	→	→	→	→	含极压 添加剂
		140 0 A D	→	→	→	→	
	合成润 滑油	100 A	→	→	→	→	含极压 添加剂
		120 A	→	→	→	→	
		130 0 A C	→	→	→	→	
		150 0 B D	→	→	→	→	
	液压油	80 0 D	→	→	→	→	含极压 添加剂
		120 0 D	→	→	→	→	
		150 0 D	→	→	→	→	
	ATF油	120 0 D	→	→	→	→	
		140 0 A D	→	→	→	→	
	机油	120 0 D	→	→	→	→	
润滑脂		80 0 D	→	→	→	→	
		120 0 D	→	→	→	→	
		130 A D	→	→	→	→	
大气		160 0 A C	→	→	→	→	
		180 0 B	→	→	→	→	

玻璃纤维含量：A<B<C<D

12.4.8 保持架用耐热树脂材料

如今，聚酰胺树脂已在中度运行工况下显示出优异性能，再加上其价格较为低廉，因此被大量用作保持架材料。不过，在 120℃ 或更高温度条件下连续工作，长时间或间歇性接触含极压添加剂的油类或酸类的条件下，则会出现长期材料劣化或老化，带来实际的问题。

用于超过 150℃ 的高温环境或接触腐蚀性化学品等严酷工况的轴承保持架时，应使用超强工程塑料。虽然超强工程塑料拥有良好的耐热性、耐化学性、高温刚度、机械强度等材料特性，但保持架要求的一些特性，诸如成形及轴承装配时所需要的韧性、焊接强度、抗疲劳性等却还存在不足。并且，材料价格也比较高昂。表 12.14 列出了可注塑成形的代表性超强工程塑料的评价情况。

在表 12.14 所列的材料中，支链聚苯硫醚 (PPS) 树脂已得到广泛的使用，但因韧性差、脆性大，在成形时不能硬从模具中拉出，故而，保持架设计存在局限。而且，轴承装配过程中，存在保持架爪、过梁、环或凸缘易折断的问题，PPS 不太适合作保持架材料。

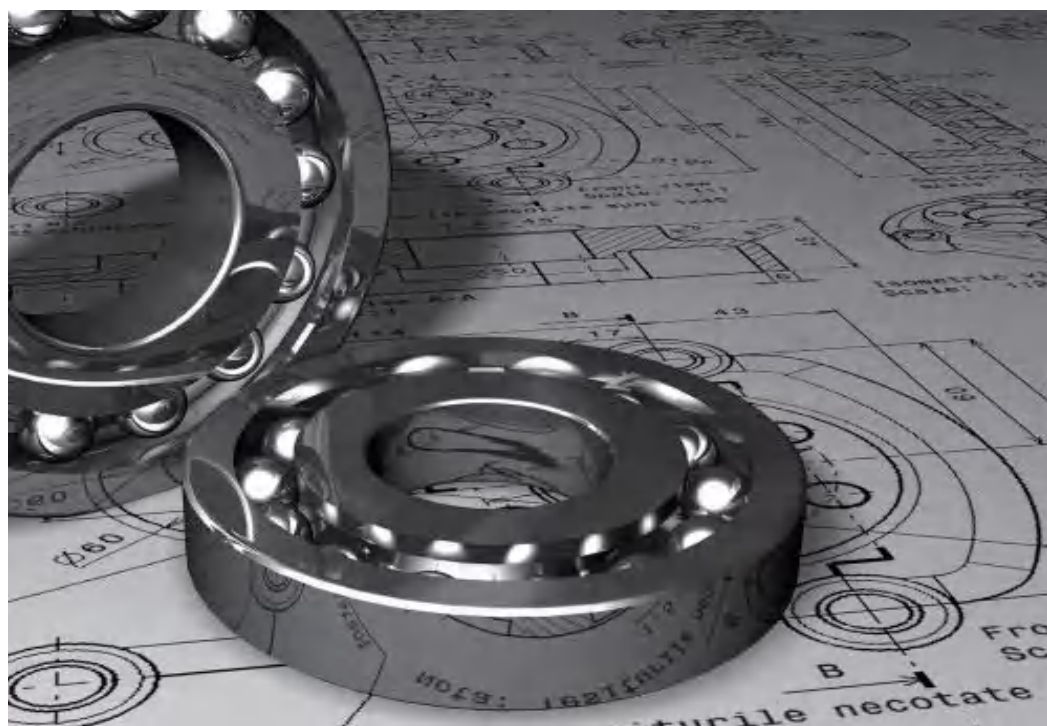
另一方面，NSK 研发的耐热塑料保持架采用由分子链聚合而成的直链高分子体制作而成。该分子链实质上已不含支链或交联，因而，其韧性高于前者(支链 PPS)。这种直链 PPS 不仅具有优异的耐热、耐油、耐化学性，且具有良好的机械特性，如卡扣装卸性(保持架的一项重要特性)及高温刚度。

NSK 还改进了直链 PPS 脱模困难及结晶迟缓等缺点，使其成为一种适合作保持架的材料。直链 PPS 在满足耐热保持架性能的基础上，还具有较高的性价比。

分类	聚醚砜 (PES)
树脂	非晶态树脂
连续使用温度	180℃
物理特性	● 韧性差 (要注意保持架形状设计) ● 焊接强度低 ● 抗疲劳性差
环境特性	● 有吸水性 (尺寸稳定性差) ● 抗老化性良好 ● 抗应力断裂性差
材料价格 (优势排序)	3
保持架应用性	● 性能方面问题较多 ● 材料价格偏高

表12.14 代表性保持架用超强工程塑料材料的特性

	聚醚酰亚胺 (PEI)	聚酰亚胺 (PAI)	聚醚醚酮 (PEEK)	支链聚苯基 硫化物(PPS)	直链聚苯基 硫化物(L-PPS)
	非晶态树脂	非晶态树脂	结晶树脂	结晶树脂	结晶树脂
	170°C	210°C	240°C	220°C	220°C
	● 韧性差 ● 焊接强度差 ● 抗疲劳性差	● 脆性大 (成形时不能硬 从模具中拉出) ● 使用前进行特殊 热处理 ● 热处理后实现高 刚性	● 具有优异的韧 性、耐磨性和 耐疲劳性 ● 焊接强度差	● 具有优异的 机械特性 ● 韧性稍差	● 具有优异的机械 特性 ● 韧性良好 ● 尺寸稳定性良好 (无吸水性)
	● 抗老化性良好 ● 抗应力断裂性差	● 环境适应性良好	● 环境适应性良好	● 环境适应性良好	● 环境适应性良好 (不受大多数化学 品的影响。在含 极压添加剂的高 温油中也不会发 生劣化)
	2	5	4	1	1
	● 性能方面问题 较多 ● 材料价格偏高	● 性能良好 ● 材料价格和成形 价格较高(用于 特殊应用)	● 性能优异 ● 材料价格偏高 (用于特殊应用)	● 韧性差 ● 性价比不高	● 性价比合理 (用于一般应用)



13. 轴与轴承座的设计

13.1 轴·轴承座的精度和粗糙度	A 270
-------------------------	-------

13.2 轴承的安装尺寸	A 270
--------------------	-------

13.3 密封装置	A 272
-----------------	-------

13.3.1 非接触式密封装置	A 272
-----------------------	-------

(1) 油槽	A 272
--------------	-------

(2) 甩油环 (Slinger)	A 273
-------------------------	-------

(3) 迷宫密封	A 273
----------------	-------

13.3.2 接触式密封装置	A 274
----------------------	-------

(1) 油封	A 274
--------------	-------

(2) 毛毡密封圈	A 275
-----------------	-------

13. 轴与轴承座的设计

13.1 轴·轴承座的精度和粗糙度

轴、轴承座精度不良的情况下，轴承的使用性能将受到影响。比如，安装部位的轴肩精度不良，会导致轴承内、外圈倾斜。这时，即使在一般载荷条件下，也会形成边缘应力，从而缩短轴承的疲劳寿命，更严重的还会导致保持架的破损和咬粘等损伤。另外，为了提供稳固的轴承支撑，轴承座需具备一定的刚度，轴承座刚度高有利于改善轴承实际运行时的噪声、载荷分布等。

在一般工况下，配合面只要精车、精镗即可。但是，运转时对振动和音响要求严格或载荷条件苛刻时，则需采用精磨加工。

两套以上轴承组合安装在整体式轴承座内时，轴承座配合面尽量设计成通孔，以便同轴镗孔时，可以一次操作完成。剖分式轴承座易发生薄壁外圈变形，加工时需注意。

一般工况下，轴和轴承座的精度与粗糙度见表13.1。

表13.1 轴、轴承座的精度与粗糙度

项目	轴承的等级	轴	轴承座
圆度公差	0级, 6级	$\frac{IT3}{2} \sim \frac{IT4}{2}$	$\frac{IT4}{2} \sim \frac{IT5}{2}$
	5级, 4级	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$
圆柱度公差	0级, 6级	$\frac{IT3}{2} \sim \frac{IT4}{2}$	$\frac{IT4}{2} \sim \frac{IT5}{2}$
	5级, 4级	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$
挡肩的跳动公差	0级, 6级	IT3	IT3~IT4
	5级, 4级	IT3	IT3
配合面的粗糙度 R_a	小型轴承	0.8	1.6
	大型轴承	1.6	3.2

备注 此表属一般半径法推荐值，按照轴承精度选定基本公差 IT 等级。有关 IT 数值，请参见附表 11 (E016 页)。采用过盈配合将外圈安装于轴承座孔上或将薄壁轴承安装于轴或轴承座上时，由于对轴承滚道面有直接影响，故需进一步提高轴和轴承座的精度。

13.2 轴承的安装尺寸

与轴承端面接触的轴肩或轴承座挡肩必须与轴线垂直 (参照表 13.1)。另外，为了避免轴承座孔与保持架相接触，圆锥滚子轴承需要加工与轴承外径面平行的正面挡肩尺寸。

再者，轴及轴承座的圆角不得接触轴承倒角。因此，圆角半径 r_a 的值不能大于轴承倒角尺寸 r 或 r_1 的最小值。

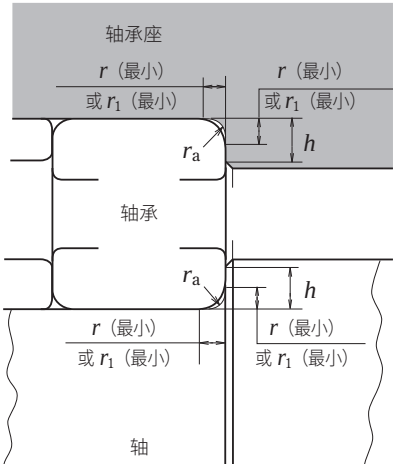


图13.1 向心轴承的倒角尺寸与轴及轴承座的圆角半径，以及挡肩高度

向心轴承的轴肩及轴承座挡肩的高度，应保证与套圈端面充分接触。并且便于安放拆卸工具。其最小值依据表 13.2。

轴承的安装尺寸，已考虑到了此挡肩直径，列于轴承尺寸表中。特别是承受轴向载荷的圆锥滚子轴承，圆柱滚子轴承，其挡肩尺寸和强度必须足以支撑挡边部位。

h 及 r_a 的值，轴或轴承座的圆角，参见图 13.2 (a)。图 13.2 (b) 精车轴时退刀槽的尺寸，一般参考表 13.3 的数值。

表13.2 轴及轴承座圆角半径及相应
向心轴承的挡肩高度（公制）

单位: mm

内圈或外圈的倒角尺寸	轴或轴承座		
	圆角半径	挡肩高度 h (最小)	
		深沟球轴承 ⁽¹⁾ 调心球轴承 圆柱滚子轴承 ⁽¹⁾ 无内圈有保持架 实体滚针轴承	角接触球轴承 圆锥滚子轴承 调心滚子轴承
r (最小) 或 r_1 (最小)	r_a (最大)		
0.05	0.05	0.2	—
0.08	0.08	0.3	—
0.1	0.1	0.4	—
0.15	0.15	0.6	—
0.2	0.2	0.8	—
0.3	0.3	1	1.25
0.6	0.6	2	2.5
1	1	2.5	3
1.1	1	3.25	3.5
1.5	1.5	4	4.5
2	2	4.5	5
2.1	2	5.5	6
2.5	2	—	6
3	2.5	6.5	7
4	3	8	9
5	4	10	11
6	5	13	14
7.5	6	16	18
9.5	8	20	22
12	10	24	27
15	12	29	32
19	15	38	42

注 (1)承受轴向载荷时,挡肩高度要大于表中数值。
(2)承受大的轴向载荷的轴承,挡肩高度要大于所列值。

备注 1. 此圆角半径也适用于推力轴承。
2. 轴承尺寸表中列出的是挡肩直径,而非挡肩高度。

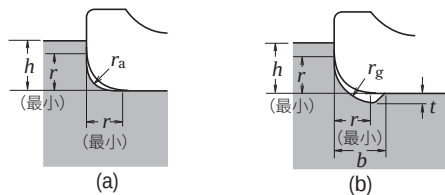


图13.2 倒角尺寸、圆角半径

表13.3 精车轴的退刀槽尺寸

单位: mm

内圈及外圈的 倒角尺寸 r (最小) 或 r_1 (最小)	退刀槽的尺寸		
	t	r_g	b
1	0.2	1.3	2
1.1	0.3	1.5	2.4
1.5	0.4	2	3.2
2	0.5	2.5	4
2.1	0.5	2.5	4
2.5	0.5	2.5	4
3	0.5	3	4.7
4	0.5	4	5.9
5	0.6	5	7.4
6	0.6	6	8.6
7.5	0.6	7	10

对推力轴承而言，套圈支撑面的垂直度及接触面积需得到保证。轴承座孔挡肩直径 D_a ，取小于球的节圆直径尺寸（图 13.3）。建议推力滚子轴承以整个滚子接触长度的边界点来确定相应轴及轴承座的挡肩尺寸（图 13.4）。

挡肩直径 d_a 及 D_a ，按轴承形式，分别记载于轴承尺寸中。

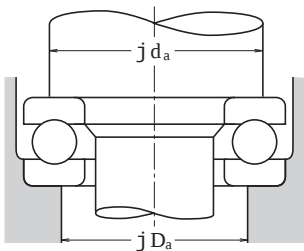


图13.3 推力球轴承支撑面直径

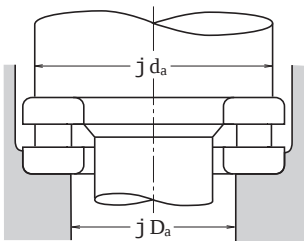


图13.4 推力滚子轴承支撑面直径

13.3 密封装置

为保证轴承的使用寿命，有必要使用密封装置来防止外部灰尘、水分、金属粉末等有害物质侵入轴承内部，以及防止轴承内润滑脂的泄露等。轴承运转时，密封装置必须能够避免其本身的异常磨损及咬粘等损伤，且便于拆装。实际使用过程中有必要根据具体用途并结合润滑方式来选择合适的密封装置。

13.3.1 非接触式密封装置

作为不与轴相接触，也没有摩擦部位的密封装置，有油槽、甩油环、迷宫密封等结构。利用离心力、小间隙达到密封的目的。

(1) 油槽

油槽的结构，是利用轴与轴承座孔之间的小间隙以及该处的几道槽，达到密封作用（图 13.5 (a), (b)）。

除低速情况外，仅靠油槽防止润滑剂泄露的效果不大。所以，多与甩油环迷宫密封并用（图 13.5 (c)）。在油槽中装入稠度约 200 的润滑剂，也能起一定的防尘作用。

轴和轴承座之间的间隙越小，密封效果越好。运转中二者不可接触。要采用表 13.4 所示的数值。

油槽的槽，宽度约为 3~5 mm，深度约为 4~5 mm。油槽道数，在仅靠槽密封时，要 3 道以上。

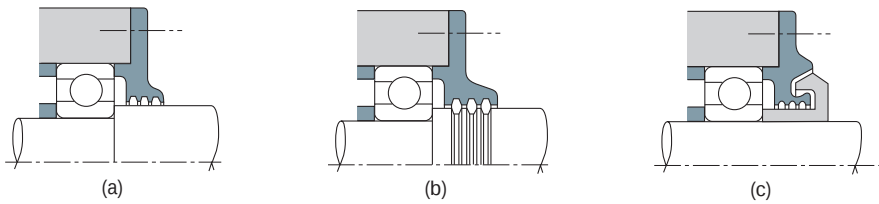


图13.5 油槽的举例

(2) 甩油环(Slinger)

利用安装在轴上的旋转体的离心力，使之起到防水、防尘的作用的密封结构。如图 13.6 (a)，(b) 所示，在轴承座内侧放置的甩油环，以防止漏油为主要目的，用于灰尘较少的环境。图 13.6 (c)，(d) 以甩油环的离心力防止外部灰尘及水分侵入。

表13.4 油槽结构的轴与轴承座的间隙

单位: mm

轴公称直径	径向间隙
50以下	0.25~0.4
50~200	0.5 ~1.5

(3) 迷宫密封

迷宫密封是一种在轴与轴承座之间，带有小间隙的凹凸组合的密封结构。特别适用于防止高速轴漏油。

因易于安装，多使用图 13.7 (a) 的结构。图 13.7 (b)，(c) 的密封性良好，但是要求轴承座或外罩是剖分式或组装式。径向及轴向的迷宫密封间隙，一般如表 13.5 所示。

表13.5 迷宫密封的间隙

单位: mm

轴公称直径	迷宫密封间隙	
	径向	轴向
50以下	0.25~0.4	1~2
50~200	0.5 ~1.5	2~5

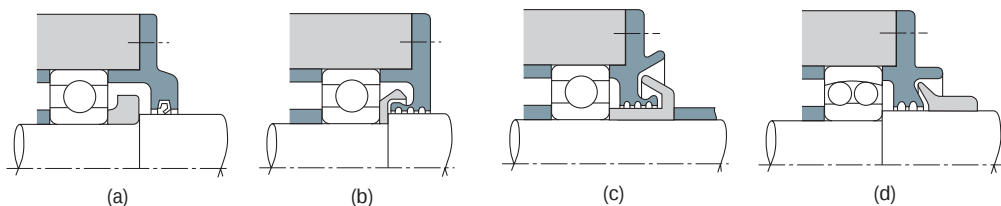


图13.6 甩油环的举例

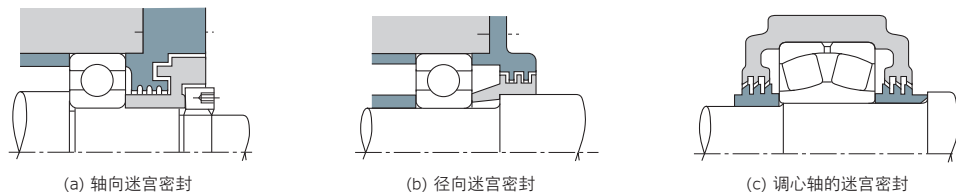


图13.7 迷宫密封的举例

13.3.2 接触式密封装置

接触式密封装置通过轴和密封装置间实际接触形成密封作用。该密封装置可以使用合成橡胶、合成树脂、毛毡等材料制成。其中，带有合成橡胶密封唇的油封最为普遍。

(1) 油封

多类油封可用于防止润滑剂泄漏以及防止灰尘、水分及其他异物侵入轴承（图 13.8 和 13.9）。

在日本，油封的类型和尺寸大多均已实现标准化（参考 JIS B 2402）。为了保持合适的压力，多嵌入周向弹簧。所以，油封一定程度上可以随轴的偏心及挠曲而运动。

密封唇的材料通常使用合成橡胶，包括腈、丙烯酸酯、硅、氟的合成橡胶。另外，也会使用四氟化乙烯。每种材料允许温度的上限，按上述顺序增高。

一旦密封唇与轴之间没有油膜，则易引起过热、

磨损等问题。所以，在安装时，须在密封圈上涂一些润滑剂。并且，轴承座内的润滑剂从滑动面微微渗出是最为理想。但需注意，酯基润滑剂会造成丙烯酸橡胶材料膨胀。此外，低苯胺点矿物油、硅基润滑脂和硅基油会导致硅基材料膨胀。此外，脲基润滑脂会导致氟基材料劣化。

油封的允许线速度，因轴承类型、轴表面的加工精度、密封液体种类、温度条件、轴的偏心程度各异。使用温度范围由密封唇的材料决定。条件良好情况下的允许线速度和温度见表 13.6。

当油封用于线速度大或高压的情况时，轴的接触表面必须采用精密加工，且轴的偏心度也要小于 0.02~0.05 mm。

另外，为了提高耐磨损性，轴的接触表面需采用热处理或硬质镀铬，使其硬度超过 HRC40。如果可能，建议硬度超过 HRC55。

根据轴的线速度要求的滑动部表面粗糙度的基准，见表 13.7。

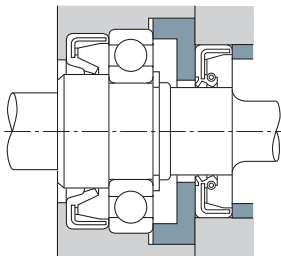


图13.8 油封使用举例(1)

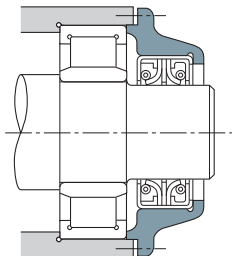


图13.9 油封使用举例(2)

表13.6 油封的允许线速度和温度范围

密封圈材料		允许线速度 (m/sec)	使用温度 范围(°C) ⁽¹⁾
合成橡胶	丁腈橡胶	16以下	-25~+100
	丙烯酸酯橡胶	25以下	-15~+130
	硅橡胶	32以下	-70~+200
	含氟橡胶	32以下	-30~+200
四氟乙烯树脂		15以下	-50~+220

注（1）短时间运转时，可将温度上限提高 20℃ 左右。

表13.7 轴的线速度和滑动部位的粗糙度

线速度 (m/s)	粗糙度 R _a (μm)
5以下	0.8
5~10	0.4
10以上	0.2

(2) 毛毡密封圈

毛毡密封圈是用于传动轴等装置最简单也是最常见的密封结构之一。

但是，油润滑时不可避免会漏油、泄露。所

以，这类密封只用于脂润滑，主要是防止灰尘和其他杂质侵入。毛毡密封圈也不适用于线速度大于4m/s的工况，此时，应根据应用选择合适的合成橡胶密封圈。