

3. 轴承配合

3.1 载荷的性质与轴承配合

轴承承受的载荷，按照载荷大小可分为轻载荷、常规载荷、重载荷，按照载荷的时间性变化可分为静载荷、变载荷、冲击载荷。另外，按照载荷方向又分为旋转载荷（也称圆周载荷），静止载荷（也称局部载荷）或变向载荷。

旋转载荷、静止载荷或者变向载荷，不是轴承承受的载荷本身的性质，而是相对一个轴承套圈观察到的载荷性质。在决定内、外圈的配合时，先要看其属于旋转载荷还是静止载荷，而后判断采用过盈配合，还是间隙配合。

旋转载荷指载荷方向相对套圈呈现连续性变化，而与套圈本身旋转还是静止无关。

静止载荷是指载荷方向始终朝着套圈一定部位，而与套圈本身静止还是旋转无关。

举例来说，当载荷方向对轴承保持不变，而内圈旋转、外圈静止之时，内圈承受旋转载荷，外圈则承受静止载荷。而在轴承载荷大部分为旋转所致不平衡载荷之时，即使内圈旋转、外圈静止不动，内圈也将承受静止载荷，外圈则将承受旋转载荷（参见表 1）。

有的运行条件并不如上述那么简单，除了重量引起的定向载荷以外，还有不平衡引起的载荷、振动引起的载荷、动力传递引起的载荷等等形成的联合载荷，其方向将会变化莫测。对于该套圈，或者是载荷方向很不规则而难以确定，或者就是旋转载荷与静止载荷反复出现的变向载荷。

承受旋转载荷的套圈，原则上要采用过盈配合。如果采用间隙配合，套圈就会在轴或轴承座的配合面发生打滑；在载荷较大时，就会损伤配合面或造成微动磨损。配合的松紧，应考虑即使在承受载荷、在运行中内圈与轴存在温差或者外圈与轴承座存在温差的情况下，也能保证过盈量。按照不同的运行条件，轴承内圈主要采用 k5、m5、n6 等，外圈主要采用 N7、P7 等。

至于大型轴承，有时为了免除装、拆困难，也采用将承受旋转载荷的套圈间隙配合的方法。此种情况下，轴要用硬质材料，表面精加工，润滑充足，最大限度地防止打滑造成的损害。

承受静止载荷的套圈，由于与轴或轴承座之间不存在打滑的条件，故而，采用间隙配合，或者过渡配合。其程度，应以运行条件要求的精度及套圈发生变形后，不致造成载荷分布范围过小而定。通常内圈采用 g6、h6、js5 (j5) 等，外圈采用 H7、JS7 (J7) 等。

对于变向载荷不能千篇一律，但内、外圈大都采用加过盈量的配合。

表 1 内圈的旋转载荷与静止载荷

内圈旋转载荷	(1) 载荷方向不变，内圈旋转，外圈静止 (2) 内圈静止，外圈旋转，载荷方向与外圈同样速度旋转（非均衡载荷等）
内圈静止载荷	(1) 外圈静止，内圈旋转，载荷方向与内圈同样速度旋转（非均衡载荷等） (2) 载荷方向不变，外圈旋转，内圈静止

3.2 在载荷条件下的所需过盈量

滚动轴承采用过盈配合时，载荷大小是一项重要因素。

由于内圈承受载荷而受到径向挤压，并会稍有扩张，故而，预加的过盈量将会减少，以往计算内圈因径向载荷而减少的过盈量 Δd_f 时，大多采用 Palmgren 推导的公式。

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_f &= 0.08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \quad (\text{N}) \\ &= 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

式中， Δd_f ：内圈因载荷而减少的过盈量 (mm)

- d ：公称内圈内径 (mm)
- B ：公称内圈宽度 (mm)
- F_r ：径向载荷 (N), {kgf}

因此，满足载荷所需的有效过盈量 Δd 必须大于公式 (1) 的计算值。在载荷较小 (约为 $0.2C_{or}$ 以下， C_{or} 为额定静载荷，一般用途大都属于此类载荷条件) 的情况下该过盈量足够，但在载荷极大，接近 C_{or} 的特殊条件下，将出现过盈量不足。

在径向载荷超过 $0.2C_{or}$ 一类重载的情况下，所需的过盈量则应采用曾田 (见《轴承》岩波版) 推导的公式 (2)

$$\left. \begin{aligned} \Delta d &\geq 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \quad (\text{N}) \\ &\geq 0.2 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

式中， Δd ：满足载荷所需的有效过盈量

(mm)

B ：公称内圈宽度 (mm)

F_r ：径向载荷 (N), {kgf}

NSK 对 NU219 进行了蠕变试验，结果也证明所需过盈量与轴承载荷 (发生蠕变的极限载荷) 呈线性关系，与公式 (2) 的直线十分吻合。

图 1 是 NU219 采用公式 (1)、(2) 的比较，按公式 (1) 给出的过盈量，承受 $0.25C_{or}$ 以上的重载时，即会因过盈量不足而发生蠕变。在载荷较大时，应采用公式 (2) 计算所需过盈量。届时，应当注意不要使配合引起的圆周应力过大。

计算举例

设 NU219 中， $B=32(\text{mm})$ ，
 $F_r=98\ 100\text{N}$, {10 000kgf}，则，
 $C_{or}=183\ 000\text{N}$, {18 600kgf}

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

所需过盈量由公式 (2) 得

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

与图 1 吻合。

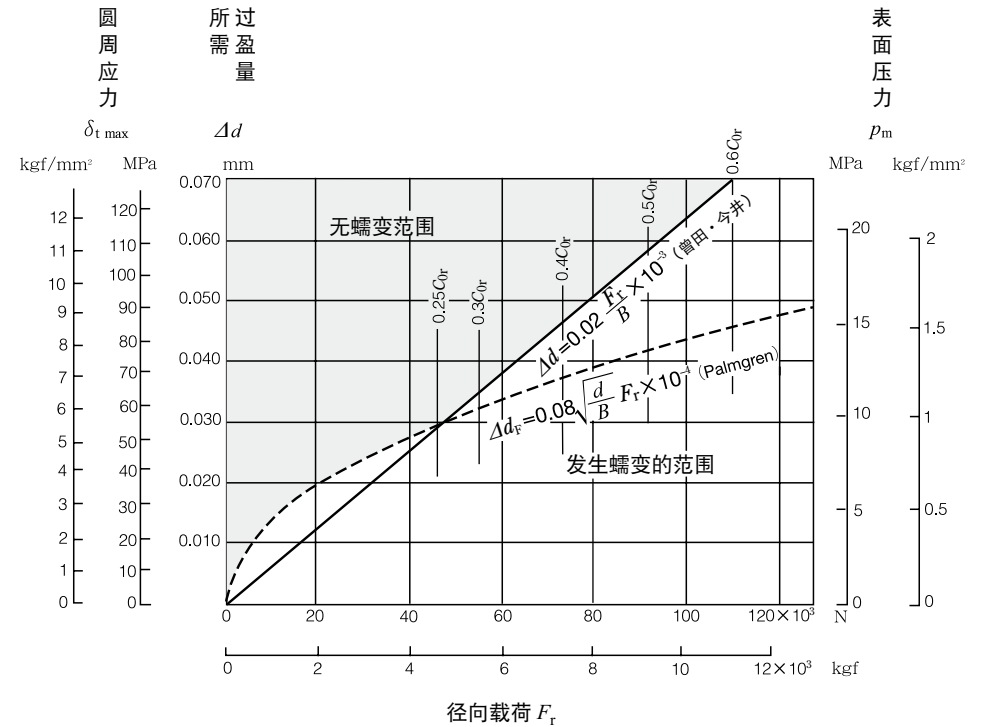


图 1 配合中的载荷与所需过盈量

3.3 温升引起的过盈量变化 (铝质轴承座、塑料轴承座)

为了减轻设备重量并便于批量生产，滚动轴承专用轴承座常采用铝基轻合金或塑料（聚缩醛树脂）。

在轴承座采用非铁材料时，因其与轴承（外圈）的线膨胀系数不同，故而，当轴承在运行中温度升高时，外圈配合面的间隙或过盈变动量将与常温状态不同。塑料的线膨胀系数很大，其变化尤为明显。

温升引起的外圈配合面间隙或过盈量变动量 ΔD_T 以式 (1) 表示。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) D \quad (\text{mm}) \dots (1)$$

式中， ΔD_T ：温升引起的配合面间隙或过盈变动量

α_1 ：轴承座的线膨胀系数 (1/°C)

ΔT_1 ：靠近配合面的轴承座温升 (°C)

α_2 ：轴承外圈的线膨胀系数

...轴承钢为：

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

ΔT_2 ：靠近配合面的外圈温升 (°C)

D ：公称轴承外径 (mm)

轴承座的温升与外圈的温升一般不同，假设在配合面上两者近似相等 ($\Delta T_1 \approx \Delta T_2 = \Delta T$)，则式 (1) 可变为式 (2)。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \cdot D \quad (\text{mm}) \dots (2)$$

式中， ΔT ：外圈及轴承座在配合面的温升 (°C)

轴承座为铝制时 ($\alpha_1 = 23.7 \times 10^{-6}$)，式 (2) 的关系示意如图 1。

塑料轴承座比较常用的材料是聚缩醛树脂。塑料的线膨胀系数随温度变化并具有方向性，聚缩醛树脂成形品约为 9×10^{-5} 。设 $\alpha_1 = 9 \times 10^{-5}$ 则式 (2) 的关系即如图 2 所示。

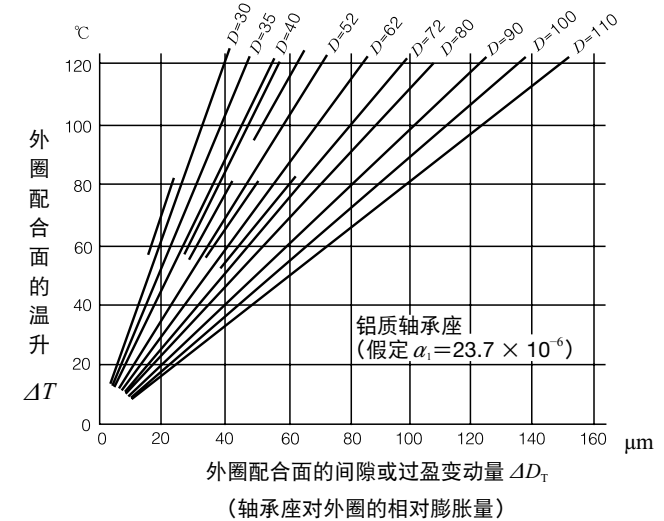


图 1 铝质轴承座的情况

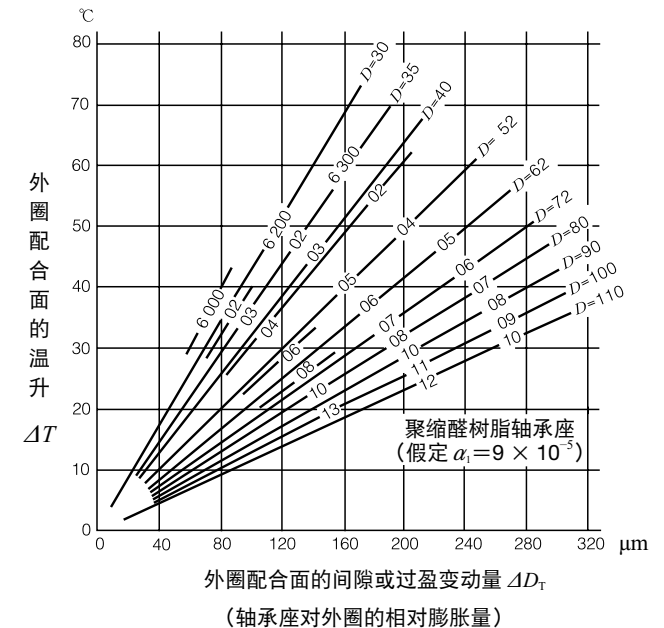


图 2 聚缩醛树脂轴承座的情况

3.4 轴承配合的计算

就安装滚动轴承而言，留有间隙的配合（间隙配合）比加了过盈量的配合（过盈配合）更加容易。

然而，配合面留有间隙或者过盈量过小时，在轴承承载条件下，配合面会发生蠕变，造成表面划伤或者磨损，故应给以足够的过盈量。

最为常见的承载条件，是载荷方向单一不变，内圈（即轴）旋转，外圈静止不动的情况，称为内圈旋转载荷或外圈静止载荷。也就是内圈承受圆周载荷，外圈承受局部载荷的情况。

也有外圈承受圆周载荷（外圈旋转载荷），内圈承受局部载荷的情况，比如汽车的车轮就是一例。

总之，在套圈承受局部载荷时，过盈量没有问题，而应当加大过盈量的是承受圆周载荷的套圈。

在承受源于旋转体失衡与振动等变向载荷时，过盈量大小按圆周载荷考虑。其值可参考轴承厂家的产品样本等所列出的轴与轴承座孔允差。

当配合面过盈安装时，套圈虽会变形，产生应力，但其计算可按照承受均匀内外压力的厚壁圆环处理，有关轴承内、外圈配合计算的情况见表 1。

另外，轴与轴承座的弹性模量及泊松常数，可按同样方法求得。

不过，在进行配合时，我们能够确定的只是测量的名义过盈量，还必须找出有效过盈量（表中 Δd 、 ΔD 为有效过盈量）。由于有效过盈量还与配合所致轴承内部游隙减少量有关，故名义过盈量与有效过盈量的关系颇为重要。有效过盈量小于名义过盈量的情况，主要是配合造成表面压伤所致。

名义过盈量 Δd_a 与有效过盈量 Δd 的关系不尽相同，虚拟表面粗糙度的计算公式与试验结果略有差异，但一般公称内径为 d 的轴承都可利用下列公式。

$$\text{磨制轴 } \Delta d = \frac{d}{d+2} \Delta d_a$$

$$\text{车制轴 } \Delta d = \frac{d}{d+3} \Delta d_a$$

与轴承内部游隙有关的滚道胀缩，可以直接采用滚道直径，不必刻意采用使截面积相等的平均外径（或平均内径）。

表 1 轴承配合计算

区分	内圈与轴	外圈与轴承座
表面应力 p_m (MPa){kgf/mm ² }	空心轴时 $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s - 1}{m_s E_s} - \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + 2 \left[\frac{k_0^2}{E_i (1 - k_0^2)} + \frac{1}{E_i (1 - k^2)} \right]}$ 实心轴时 $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s - 1}{m_s E_s} - \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + \frac{2}{E_i (1 - k^2)}}$	$p_m = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\left[\frac{m_e - 1}{m_e E_e} - \frac{m_h - 1}{m_h E_h} \right] + 2 \left[\frac{h^2}{E_e (1 - h^2)} + \frac{1}{E_h (1 - h_0^2)} \right]}$
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 }	内圈内径配合面圆周方向的应力最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{1 + k^2}{1 - k^2}$	外圈内径面圆周方向的应力最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{2}{1 - h^2}$
符号	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 = 内圈弹性模量 = 208 000 MPa, {21 200 kgf/mm ² } E_s = 轴弹性模量 m_i = 内圈泊松常数 = 3.33 m_s = 轴泊松常数	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 $h = D_e/D, h_0 = D/D_0$ E_e = 外圈弹性模量 = 208 000 MPa, {21 200 kgf/mm ² } E_h = 轴承座弹性模量 m_e = 外圈泊松常数 = 3.33 m_h = 轴承座泊松常数

3.5 配合面的表面压力与最大应力

滚动轴承要想充分发挥它的功能，就必须得到适宜的配合。通常内圈（轴圈）采用过盈配合，外圈（座圈）采用间隙配合。在选择配合时，先要弄清下列问题，诸如载荷大小、轴承与轴及轴承座的温差、轴与轴承座的材料、加工精度、壁厚、轴承装拆方法等等。

在某些使用条件下，当过盈量不足时，会造成套圈松动、蠕变、微动磨损、发热等。如果过盈量太大，又会造成套圈开裂。过盈量的大小，只要采用轴承产品样本等所列轴及轴承座孔尺寸，一般就不会出现问题。

要了解配合面的表面压力与应力，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 3.4 节“轴承配合的计算”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表面压力与最大应力绘制成图（参见图 2，图 3）。

图 2 按照轴径表示各个公差带内，轴与轴承内径的容许偏差决定的过盈量按平均值计算时的表面压力 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 3 表示过盈量最大时的表面压力 p_m 与当时的最大应力 $\sigma_{t \max}$ 。

图 3 在各种配合公差条件下，研究 $\sigma_{t \max}$ 是否有超差的情况时，十分便利。淬火轴承钢的拉伸强度约为 1 570~1 960 MPa{160~200 kgf/mm²}，但保证配合产生的最大应力不超过 127 MPa{13 kgf/mm²} 最为稳妥。

另外，如图 1 所示，还列出了采用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。

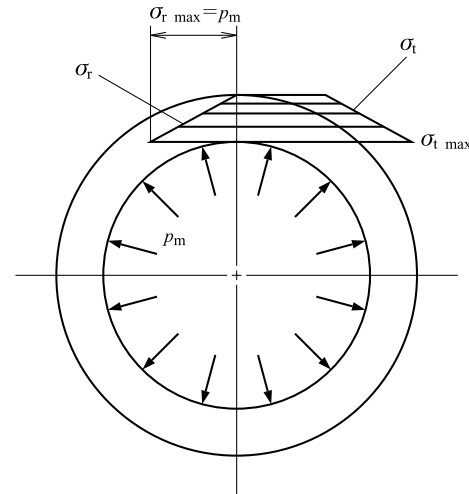


图 1 圆周方向应力 σ_t 与半径应力 σ_r 的分布

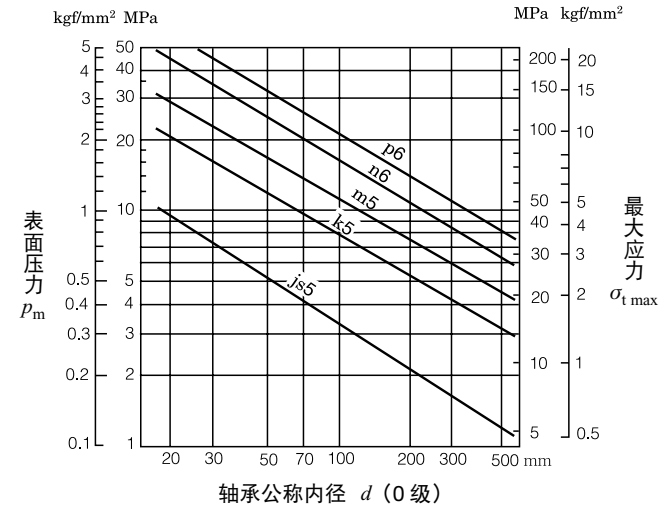


图 2 各个配合的平均过盈量引起的表面压力 p_m 与最大应力 $\sigma_{t \max}$

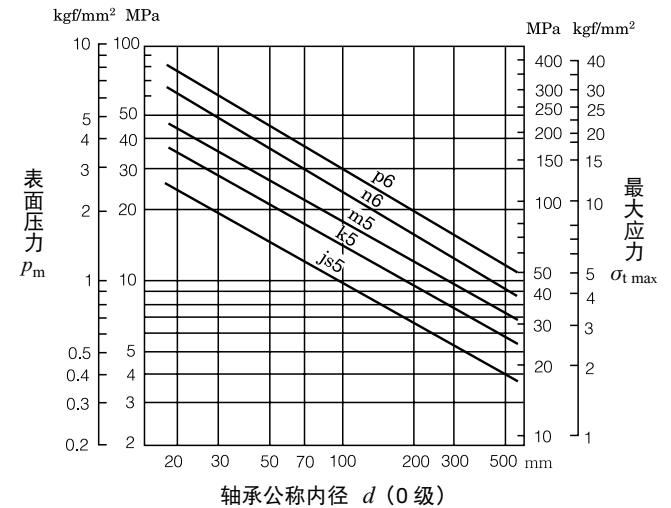


图 3 各个配合的最大过盈量引起的表面压力 p_m 与最大应力 $\sigma_{t \max}$

3.6 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时，其压入力可由厚壁圆环的配合理论求得。压入力（拉拔力）取决于配合面的表面压力与摩擦系数。

将内圈压装于轴上时，其压入力（或拉拔力） K 表示如公式(1)

$$K = \mu p_m \pi d B \text{ (N), \{kgf\}} \dots\dots\dots(1)$$

式中， μ ：配合面的摩擦系数

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = 0.12 \text{ (将内圈压上圆柱轴, 外圈} \\ \text{压进轴承座孔时)} \\ \mu = 0.18 \text{ (由圆柱轴上拔出内圈, 由} \\ \text{轴承座孔内拔出外圈时)} \end{array} \right.$$

p_m ：表面压力 (MPa), {kgf/mm²}

例如内圈，表面压力 p_m 可由 3.4 节表 1 求出。

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

d ：轴径 (mm)

B ：轴承公称宽度 (mm)

Δd ：有效过盈量 (mm)

E ：钢的弹性模量 (MPa), {kgf/mm²}

$$E = 208\,000 \text{ MPa, \{21\,200 kgf/mm}^2\}}$$

k ：内圈壁厚比

$$k = d/D_1$$

D_1 ：内圈滚道直径 (mm)

k_0 ：空心轴的壁厚比

$$k_0 = d_0/d$$

d_0 ：空心轴的内径 (mm)

实心轴时： $\because d_0=0 \therefore k_0=0$ 。

k 值因轴承结构类型与尺寸系列而异，约为 $k = 0.7 \sim 0.9$ 。

今设 $k = 0.8$ ，计算实心轴时，式(1)变为

$$\left. \begin{array}{l} K = 118\,000\mu \Delta d B \text{ (N)} \\ = 12\,000\mu \Delta d B \text{ \{kgf\}} \end{array} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

式(2)以线条图像表示，如图 1。

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 2）。

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 1、图 2 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）。

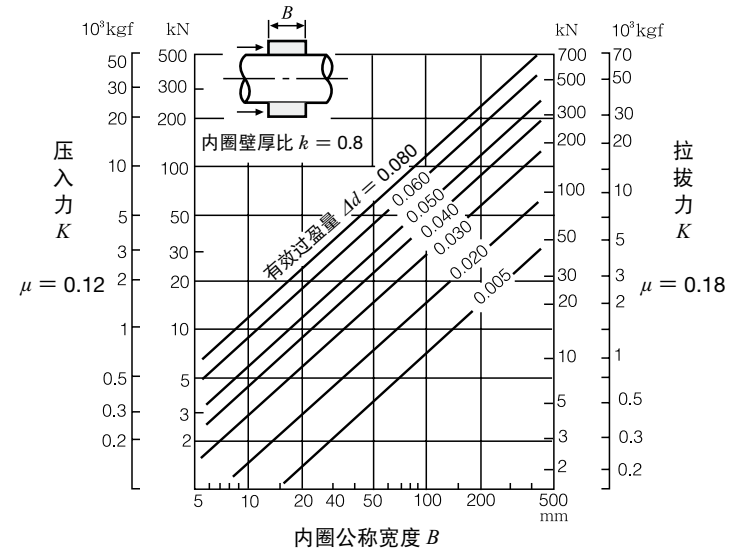


图 1 内圈的压入力与拉拔力

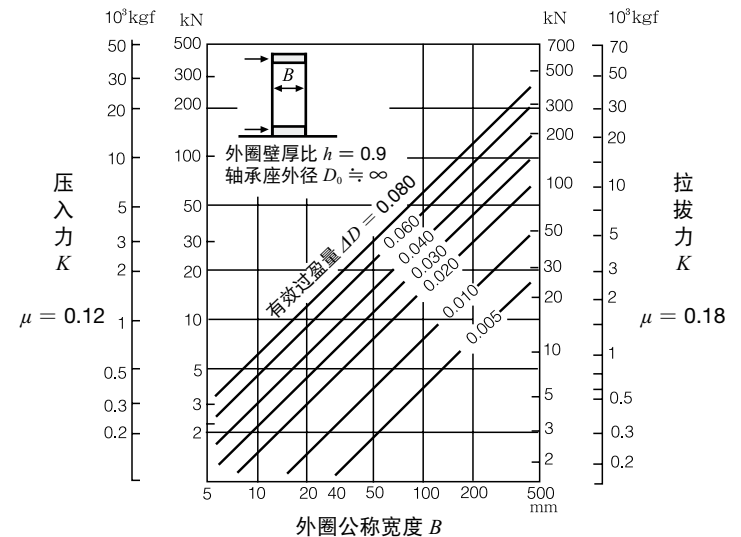


图 2 外圈的压入力与拉拔力

3.7 滚动轴承内、外径的公差

在 JIS 中，对于滚动轴承的内径、外径以及宽度的尺寸精度（公差及最大允许值）作了规定。对于与轴、轴承座有配合关系的内孔表面及外圈外径面的尺寸，在以往的 JIS 中，内孔表面与外圈外径面各个面的平均直径 d_m 、 D_m 采用上下限公差。并且，对内径 d 及外径 D 的上下限公差作了规定。但是，对于内、外径圆度、圆柱度的形状偏差并未明确规定，而是以公司标准中规定了 d_m 、 D_m 及 d 、 D 的最大、最小极限值，来控制椭圆或圆柱度误差。

在新版 JIS (1986 年 7 月 1 日修订的 JIS B 1514—1986 滚动轴承的精度) 中，规定各个单一径向平面的内径及外径的平均值 d_{mpI} 、 d_{mpII} …… 及 D_{mpI} 、 D_{mpII} 、……的偏差 Δ_{dmpI} 、 Δ_{dmpII} …… 及 Δ_{DmpI} 、 Δ_{DmpII} 、……必须控制在各自公差的上下限以内。

而且，在新版 JIS 中，还以最大值规定了相当于圆度的单一径向平面内的内径及外径变动量 V_{dp} 及 V_{Dp} ，相当于圆柱度的各单一径向平面的平均内径变动量 V_{dmp} ，平均外径变动量 V_{Dmp} 也按最大值进行控制。

表 1 等级 0 级

公称轴承内径 d (mm)		单一平面平均内径偏差 Δ_{dmp}	
超过	到	上	下
省略	省略	省略	省略
10	18	0	-8
18	30	0	-10
30	50	0	-12
50	80	0	-15
80	120	0	-20
120	180	0	-25
省略	省略	省略	省略

注 (1) 专为组合轴承制作各类套圈

(所有径向平面)

$$d_m = \frac{d_s(\text{最大}) + d_s(\text{最小})}{2}$$

$$= \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spII}(\text{最小})}{2}$$

(径向平面 I)

$$d_{mpI} = \frac{d_{spI}(\text{最大}) + d_{spI}(\text{最小})}{2}$$

$$\Delta_{dmpI} = d_{mpI} - d$$

$$V_{dpl} = d_{spI}(\text{最大}) - d_{spI}(\text{最小})$$

(3 个径向平面)

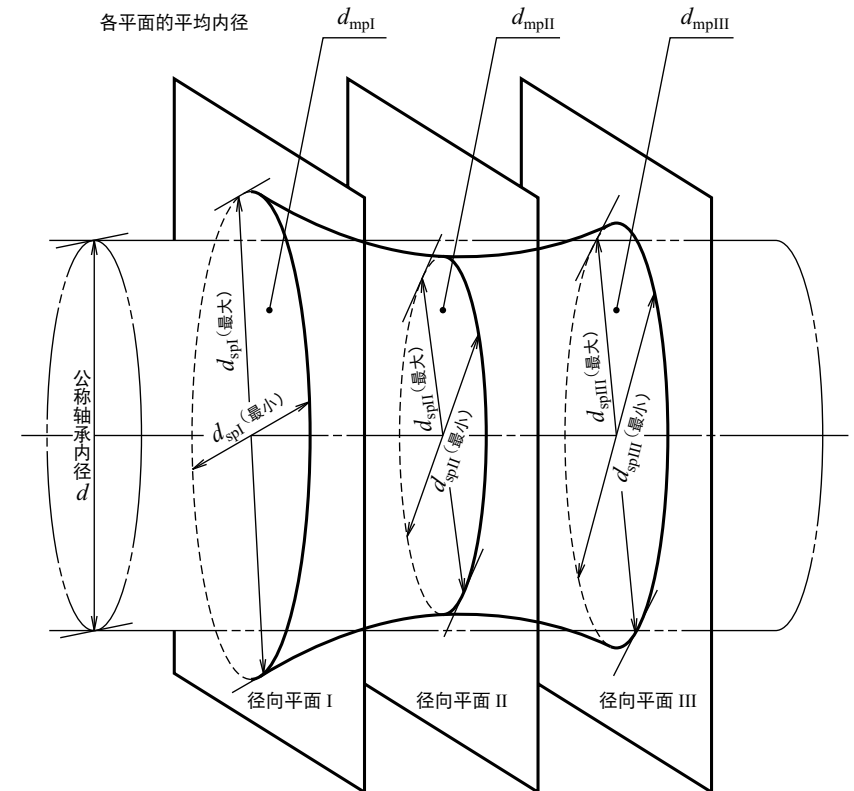
$$V_{dmp} = d_{mpI} - d_{mpII}$$

加注的 s，表示实测的 1 点；p 表示径向平面。

向心轴承（圆锥滚子轴承除外）内圈的公差及最大允许值

单位：μm

直径系列			单一平面平均内径变动量 V_{dmp}	内圈径向跳动 K_{ia}	单套轴承		联装轴承 (1)		内圈宽度变动量 V_{Bs}
7, 8, 9	0, 1	2, 3, 4			内圈或外圈单一宽度偏差 Δ_{Bs} (或 Δ_{Cs})				
单一径向平面内的内径变动量 V_{dp}			最大	最大	上		下		最大
最大					上	下	上	下	
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略
10	8	6	6	10	0	-120	0	-250	20
13	10	8	8	13	0	-120	0	-250	20
15	12	9	9	15	0	-120	0	-250	20
19	19	11	11	20	0	-150	0	-380	25
25	25	15	15	25	0	-200	0	-380	25
31	31	19	19	30	0	-250	0	-500	30
省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略	省略



3.8 轴承配合中的过盈量与间隙 (轴与内圈)

滚动轴承内径 d 及外径 D 的公差，已在 JIS B 1514 中作了规定。精度 0 级轴承的常用配合多为 js5 (j5)、k5、m5 等，而轴承座孔多用 H7、JS7 (J7) 等。如何针对不同情况选择配合，轴承厂家的产品样本已有说明。至于轴与内圈的配合，轴在各档公差带中的最大、最小过盈量，则如表

1 所示。样本推荐的配合通常以平均过盈量为目标值，所以，轴或轴承座应以公差的中心值为目标进行加工。

表 1 轴与

公称尺寸分段 (mm)	轴承 (0 级) 单一平面内径偏差 Δ_{dmp}		轴公差带内													
			f6		g5		g6		h5		h6		js5		j5	
			间	隙	间	隙	间	隙	间	隙	间	隙	间	隙	间	隙
超过 到	上	下	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
3 6	0	-8	18	2	9	4	12	4	5	8	8	8	—	—	—	—
6 10	0	-8	22	5	11	3	14	3	6	8	9	8	3	11	2	12
10 18	0	-8	27	8	14	2	17	2	8	8	11	8	4	12	3	13
18 30	0	-10	33	10	16	3	20	3	9	10	13	10	4.5	14.5	4	15
30 50	0	-12	41	13	20	3	25	3	11	12	16	12	5.5	17.5	5	18
50 65	0	-15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6.5	21.5	7	21
65 80	0	-15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6.5	21.5	7	21
80 100	0	-20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7.5	27.5	9	26
100 120	0	-20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7.5	27.5	9	26
120 140	0	-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
140 160	0	-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
160 180	0	-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
180 200	0	-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
200 225	0	-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
225 250	0	-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
250 280	0	-35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11.5	46.5	16	42
280 315	0	-35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11.5	46.5	16	42
315 355	0	-40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12.5	52.5	18	47
355 400	0	-40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12.5	52.5	18	47
400 450	0	-45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13.5	58.5	20	52
450 500	0	-45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13.5	58.5	20	52

备注 1. 当轴与内圈配合会产生的应力过大时，其数值省略。
2. 推荐以 js 公差带取代 j 公差带

内圈配合中的过盈量与间隙

单位：μm

各档的过盈量与间隙												公称尺寸分段 (mm)		
js6		j6		k5	k6	m5	m6	n6	p6	r6				
间	隙	间	隙	过盈量	过盈量	过盈量	过盈量	过盈量	过盈量	过盈量				
最大	最大	最大	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	超过 到
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3 6
4.5	12.5	2	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6 10
5.5	13.5	3	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10 18
6.5	16.5	4	19	2	21	2	25	—	—	—	—	—	—	18 30
8	20	5	23	2	25	2	30	9	32	9	37	—	—	30 50
9.5	24.5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	—	—	50 65
9.5	24.5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	20	54	65 80
11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	80 100
11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	100 120
12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	120 140
12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	140 160
12.5	37.5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	160 180
14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	180 200
14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	200 225
14.5	44.5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	225 250
16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	250 280
16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	280 315
16	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	315 355
18	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	355 400
20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	400 450
20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	450 500

3.9 轴承配合中的过盈量与间隙 (轴承座孔与外圈)

轴承座孔与外圈配合中的最大、最小值如表 1 所示。与内圈通常都采用过盈配合相反，外圈往往采用间隙配合或者过渡配合。由表 1 可知，在 J6~N7 的区段内，轴承座孔按最大尺寸与最小尺寸的轴承外圈组合，就会产生间隙；轴承座孔按最小尺寸与最大尺寸的轴承外圈组合，就会产生过盈量，即所谓过渡配合。

如果施加于轴承的是内圈旋转载荷，那么，外圈不妨采用间隙配合（通常多用 H7）。但是，当载荷方向对外圈旋转或者发生变动时，也尽量要采用过盈配合。届时，可以根据载荷条件，酌情选择完全过盈配合或者选择表示目标过盈量的过渡配合。

表 1 轴承座孔与

公称尺寸 分段 (mm)	轴承 (0 级) 单一平面 外径偏差 ΔD_{mp}	轴承座孔公差带内													
		G7		H6		H7		H8		J6		JS6		J7	
		间 隙	间 隙	间 隙	间 隙	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量		
超过 到	上 下	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 最小	最大 最小	最大 最小		
6 10	0 -8	28 5	17 0	23 0	30 0	13 4	12.5 4.5	16 7							
10 18	0 -8	32 6	19 0	26 0	35 0	14 5	13.5 5.5	18 8							
18 30	0 -9	37 7	22 0	30 0	42 0	17 5	15.5 6.5	21 9							
30 50	0 -11	45 9	27 0	36 0	50 0	21 6	19 8	25 11							
50 80	0 -13	53 10	32 0	43 0	59 0	26 6	22.5 9.5	31 12							
80 120	0 -15	62 12	37 0	50 0	69 0	31 6	26 11	37 13							
120 150	0 -18	72 14	43 0	58 0	81 0	36 7	30.5 12.5	44 14							
150 180	0 -25	79 14	50 0	65 0	88 0	43 7	37.5 12.5	51 14							
180 250	0 -30	91 15	59 0	76 0	102 0	52 7	44.5 14.5	60 16							
250 315	0 -35	104 17	67 0	87 0	116 0	60 7	51 16	71 16							
315 400	0 -40	115 18	76 0	97 0	129 0	69 7	58 18	79 18							
400 500	0 -45	128 20	85 0	108 0	142 0	78 7	65 20	88 20							
500 630	0 -50	142 22	94 0	120 0	160 0	— —	72 22	— —							
630 800	0 -75	179 24	125 0	155 0	200 0	— —	100 25	— —							
800 1 000	0 -100	216 26	156 0	190 0	240 0	— —	128 28	— —							

注 () 表示过盈量的最小值
备注 建议以 JS 公差带代替 J 公差带

外圈配合中的过盈量与间隙

单位：μm

各段的过盈量与间隙																		公称尺寸 分段 (mm)	
JS7		K6		K7		M6		M7		N6		N7		P6		P7			
间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量	间 隙	过盈量		
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	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	最小 最大	最小 最大	最小 最大	最小 最大		
15 7	10 7	13 10	5 12	8 15	1 16	4 19	4 21	1 24	6 10										
17 9	10 9	14 12	4 15	8 18	1(1) 20	3 23	7 26	3 29	10 18										
19 10	11 11	15 15	5 17	9 21	2(1) 24	2 28	9 31	5 35	18 30										
23 12	14 13	18 18	7 20	11 25	1(1) 28	3 33	10 37	6 42	30 50										
28 15	17 15	22 21	8 24	13 30	1(1) 33	4 39	13 45	8 51	50 80										
32 17	19 18	25 25	9 28	15 35	1(1) 38	5 45	15 52	9 59	80 120										
38 20	22 21	30 28	10 33	18 40	2(1) 45	6 52	18 61	10 68	120 150										
45 20	29 21	37 28	17 33	25 40	5 45	13 52	11 61	3 68	150 180										
53 23	35 24	43 33	22 37	30 46	8 51	16 60	11 70	3 79	180 250										
61 26	40 27	51 36	26 41	35 52	10 57	21 66	12 79	1 88	250 315										
68 28	47 29	57 40	30 46	40 57	14 62	24 73	11 87	1 98	315 400										
76 31	53 32	63 45	35 50	45 63	18 67	28 80	10 95	0 108	400 500										
85 35	50 44	50 70	24 70	24 96	6 88	6 114	28 122	28 148	500 630										
115 40	75 50	75 80	45 80	45 110	25 100	25 130	13 138	13 168	630 800										
145 45	100 56	100 90	66 90	66 124	44 112	44 146	0 156	0 190	800 1 000										

3.10 过盈量的散差 (轴与内圈)

滚动轴承的安装游隙, 可以由轴承径向内部游隙减去滚道因内、外圈配合而产生的胀缩量求得。

在计算安装游隙时, 通常假定轴承的径向游隙及配合的有关尺寸 (轴径、内圈内径、轴承座孔内径、外圈外径) 均呈正态分布于各公差段内, 可计算出过盈量与安装游隙的散差。今设轴径与内圈内径为同样合格率的正态分布, 那么, 其配合的过盈量以与轴径或内圈内径合格率相同的概率代入式中, 则得区段 (散差) R 如下。

$$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2} \dots\dots\dots(1)$$

式中, R_s : 轴径公差 (标准值范围)

R_i : 内圈内径公差 (标准值范围)

0 级向心轴承内圈内径 d 的尺寸允差与 5 级轴、6 级轴配合中的过盈量平均值与散差 (R) 如表 1 所示。

表 1 轴与内圈

公称尺寸分段 (mm)		轴承 (0 级) 单一平面平均内径偏差法		与 5 级过盈量		
超过	到	上	下	h5	js5	j5
—	3	0	-8	2	4	4
3	6	0	-8	1.5	4	4.5
6	10	0	-8	1	4	5
10	18	0	-8	0	4	5
18	30	0	-10	0.5	5	5.5
30	50	0	-12	0.5	6	6.5
50	65	0	-15	1	7.5	7
65	80	0	-15	1	7.5	7
80	100	0	-20	2.5	10	8.5
100	120	0	-20	2.5	10	8.5
120	140	0	-25	3.5	12.5	10.5
140	160	0	-25	3.5	12.5	10.5
160	180	0	-25	3.5	12.5	10.5
180	200	0	-30	5	15	12
200	225	0	-30	5	15	12
225	250	0	-30	5	15	12
250	280	0	-35	6	17.5	13
280	315	0	-35	6	17.5	13
315	355	0	-40	7.5	20	14.5
355	400	0	-40	7.5	20	14.5
400	450	0	-45	9	22.5	16

配合中的过盈量平均值与散差

单位: μm

轴的配合			与 6 级轴的配合										
平均值		过盈量散差	过盈量平均值 (°)										过盈量散差
k5	m5	$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$	h6	js6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	$R = \sqrt{R_s^2 + R_i^2}$		
6	8	± 4.5	1	4	5	7	9	11	13	17	± 5		
7.5	10.5	± 4.5	0	4	6	9	12	16	20	23	± 5.5		
8	13	± 5	-0.5	4	6.5	9.5	14.5	18.5	23.5	27.5	± 6		
9	15	± 5.5	-1.5	4	6.5	10.5	16.5	21.5	27.5	32.5	± 7		
11.5	17.5	± 6.5	-1.5	5	7.5	13.5	19.5	26.5	33.5	39.5	± 8		
13.5	20.5	± 8	-2	6	9	16	23	31	40	48	± 10		
16	25	± 10	-2	7.5	10	19	28	37	49	58	± 12		
16	25	± 10	-2	7.5	10	19	28	37	49	60	± 12		
20.5	30.5	± 12.5	-1	10	12	24	34	44	58	72	± 15		
20.5	30.5	± 12.5	-1	10	12	24	34	44	58	75	± 15		
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	88	± 17.5		
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	90	± 17.5		
24.5	36.5	± 15.5	0	12.5	14	28	40	52	68	93	± 17.5		
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	106.5	± 21		
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	109.5	± 21		
29	42	± 18	0.5	15	16.5	33.5	46.5	60.5	79.5	113.5	± 21		
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	127.5	± 23.5		
33	49	± 21	1.5	17.5	17.5	37.5	53.5	67.5	89.5	131.5	± 23.5		
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	146	± 27		
36.5	53.5	± 23.5	2	20	20	42	59	75	100	152	± 27		
41	59	± 26	2.5	22.5	22.5	47.5	65.5	82.5	110.5	168.5	± 30		

注 (°) 过盈量的平均值为负值时, 表示间隙配合。

3.11 过盈量的散差 (轴承座孔与外圈)

上节介绍了轴与内圈配合中的过盈量散差, 表 1 则是轴承座与外圈配合中的过盈量散差。表中的过盈量散差 R 可由下式求得:

$$R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2} \dots\dots\dots(1)$$

式中, R_e : 外圈外径公差 (标准值范围)
 R_H : 轴承座孔直径公差 (标准值范围)

而且, 它遵循了一种特性 (散差的相加性), 即 2 个以上呈正态分布的数值之和, 仍然呈现正态分布。

0 级向心轴承与轴承座 6 级孔、7 级孔配合中的平均值与散差 R 如表 1 所示。

散差的叠加性, 在计算安装游隙或组装达到公差要求的零件时予测总体散差等中广受应用。

表 1 轴承座孔

公称尺寸 分段 (mm)	轴承 (0 级) 单一平面平均 外径偏差法	与 6 级				
		过盈量的				
超过	到	上	下	H6	J6	JS6
3	6	0	-8	-8	-5	-4
6	10	0	-8	-8.5	-4.5	-4
10	18	0	-8	-9.5	-4.5	-4
18	30	0	-9	-11	-6	-4.5
30	50	0	-11	-13.5	-7.5	-5.5
50	80	0	-13	-16	-10	-6.5
80	120	0	-15	-18.5	-12.5	-7.5
120	150	0	-18	-21.5	-14.5	-9
150	180	0	-25	-25	-18	-12.5
180	250	0	-30	-29.5	-22.5	-15
250	315	0	-35	-33.5	-26.5	-17.5
315	400	0	-40	-38	-31	-20
400	500	0	-45	-42.5	-35.5	-22.5
500	630	0	-50	-47	—	-25
630	800	0	-75	-62.5	—	-37.5
800	1 000	0	-100	-78	—	-50

注 (°) 过盈量的平均值为负值时, 表示间隙配合。

与外圈配合中的过盈量平均值与散差

单位: μm

孔的配合					与 7 级孔的配合								
平均值 (°)				过盈量散差	过盈量的平均值 (°)								过盈量散差
K6	M6	N6	P6	$R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2}$	H7	J7	JS7	K7	M7	N7	P7	$R = \sqrt{R_e^2 + R_H^2}$	
-2	1	5	9	± 5.5	-10	-4	-4	-1	2	6	10	± 7	
-1.5	3.5	7.5	12.5	± 6	-11.5	-4.5	-4	-1.5	3.5	7.5	12.5	± 8.5	
-0.5	5.5	10.5	16.5	± 7	-13	-5	-4	-1	5	10	16	± 10	
0	6	13	20	± 8	-15	-6	-4.5	0	6	13	20	± 11.5	
-0.5	6.5	14.5	23.5	± 9.5	-18	-7	-5.5	0	7	15	24	± 13.5	
-1	8	17	29	± 11.5	-21.5	-9.5	-6.5	-0.5	8.5	17.5	29.5	± 16.5	
-0.5	9.5	19.5	33.5	± 13.5	-25	-12	-7.5	0	10	20	34	± 19	
-0.5	11.5	23.5	39.5	± 15.5	-29	-15	-9	-1	11	23	39	± 22	
-4	8	20	36	± 17.5	-32.5	-18.5	-12.5	-4.5	7.5	19.5	35.5	± 23.5	
-5.5	7.5	21.5	40.5	± 21	-38	-22	-15	-5	8	22	41	± 27.5	
-6.5	7.5	23.5	45.5	± 23.5	-43.5	-27.5	-17.5	-7.5	8.5	22.5	44.5	± 31.5	
-9	8	24	49	± 27	-48.5	-30.5	-20	-8.5	8.5	24.5	49.5	± 35	
-10.5	7.5	24.5	52.5	± 30	-54	-34	-22.5	-9	9	26	54	± 38.5	
-3	23	41	75	± 33.5	-60	—	-25	10	36	54	88	± 43	
-12.5	17.5	37.5	75.5	± 45	-77.5	—	-37.5	2.5	32.5	52.5	90.5	± 55	
-22	12	34	78	± 57.5	-95	—	-50	-5	29	51	95	± 67	

3.12 轧机专用四列圆锥滚子轴承的配合 (米制系列)

轧机包含轧辊、减速机、齿轮座、轧制机构、辊道辊等部件，分别使用大小、类型各异的轴承。就其工作条件及重要性而言，轧辊轴承最受关注，而且各类问题也时有发生。

滚动轴承内、外圈的配合，原则上按载荷方向旋转的套圈采用过盈配合。轧辊轴承也不违背这一原则，在配合上当然应对承载旋转的内圈采用过盈配合。

但是，由于轧辊要在短时间内频繁更换，故而，轧辊与轴承的装拆必须轻而易举。由于这种实际需要，而使轧辊与轴承的配合略为宽松，以便轴承装拆。此举在另一方面必然会使承受较大载荷的轧辊轴承内圈产生边缘滑移，导致轧辊磨损与咬粘。为此，特将配合面留出足够间隙，保证配合面润滑油膜完整连续，并在配合面上涂极压润滑剂。

在采用宽松配合时，可以采用表 1 所示轧辊偏差值。由轴承内径偏差可知，其配合间隙要比常用轴承配合游隙大得多。

轴承外圈与轧辊座孔（轴承座孔）的配合也与一般不同，可按表 2 选择。

即使轧辊与轴承内径保持表 1 所示间隙，一旦配合面沾有铁粉等磨粒或垃圾，配合面就会发生损伤，应予以注意。

虽然如上所述，轧辊轴承被迫采用间隙配合，但在轧辊更换周期较长时，当然还是采用紧配合为好。

有的轧机给轧辊施以锥度，采用液压方式装拆轴承。

此外，还有很多轧机采用轧辊专用四列圆柱滚子轴承，将内圈紧紧地装在轧辊上。此种情况下，采用感应加热式内圈装拆装置，将使内圈装拆变得容易。

表 1 轴承内径与轧辊的配合

单位：μm

公称轴承内径 d (mm)		单一平面平均 内径偏差 Δd_{mp}		辊径偏差		配合间隙		轧辊磨损极限
超过	到	上	下	上	下	最小	最大	
50	80	0	-15	-90	-125	75	125	250
80	120	0	-20	-120	-150	100	150	300
120	180	0	-25	-150	-175	125	175	350
180	250	0	-30	-175	-200	145	200	400
250	315	0	-35	-210	-250	175	250	500
315	400	0	-40	-240	-300	200	300	600
400	500	0	-45	-245	-300	200	300	600
500	630	0	-50	-250	-300	200	300	600
630	800	0	-75	-325	-400	250	400	800
800	1 000	0	-100	-375	-450	275	450	900
1 000	1 250	0	-125	-475	-500	300	500	1 000
1 250	1 600	0	-160	-510	-600	350	600	1 200

表 2 轴承外径与轴承座孔内径的配合

单位：μm

公称轴承外径 D (mm)		单一平面平均 外径偏差 ΔD_{mp}		轴承座孔内径偏差		配合间隙		轴承座孔内径 磨损极限 椭圆极限
超过	到	上	下	上	下	最小	最大	
120	150	0	-18	+57	+25	25	75	150
150	180	0	-25	+100	+50	50	125	250
180	250	0	-30	+120	+50	50	150	300
250	315	0	-35	+115	+50	50	150	300
315	400	0	-40	+110	+50	50	150	300
400	500	0	-45	+105	+50	50	150	300
500	630	0	-50	+100	+50	50	150	300
630	800	0	-75	+150	+75	75	225	450
800	1 000	0	-100	+150	+75	75	250	500
1 000	1 250	0	-125	+175	+100	100	300	600
1 250	1 600	0	-160	+215	+125	125	375	750
1 600	2 000	0	-200	+250	+150	150	450	900