

5 滚动轴承内部的载荷分布及位移

5.1 滚动轴承内部的载荷分布

试想以径向载荷 F_r ，轴向载荷 F_a 加于接触角为 α 的单列轴承（角接触球轴承、圆锥滚子轴承等）的情况，既会因 F_a 与 F_r 之差使承载区发生变化，造成滚道局部承受载荷，或者造成整个滚道圆周承受载荷。载荷的大小由承载率 ε 表示。当滚道圆周局部承载时， ε 为承载区在纵轴上的投影长与滚道直径的比，此时 $\varepsilon \leq 1$ （见图 1）。

相反，当滚道全周承载时，则为：

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max} - \delta_{\min}} \geq 1$$

式中，

δ_{\max} ：承受最大载荷的滚动体总弹性位移量

δ_{\min} ：承受最小载荷的滚动体总弹性位移量

轴承任一滚动体承受的载荷 $Q(\psi)$ 都与其接触面上的弹性位移 $\delta(\psi)$ 的 t 次方成正比。所以设 $\psi = 0$ 时的最大滚动体载荷为 Q_{\max} ，弹性位移量为 δ_{\max} ，则：

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left(\frac{\delta(\psi)}{\delta_{\max}}\right)^t \dots\dots\dots(1)$$

$t=1.5$ （点接触）， $t=1.1$ （线接触）

最大滚动体载荷 Q_{\max} 与径向载荷 F_r ，轴向载荷 F_a 之间存在如下关系。

$$F_r = J_r Z Q_{\max} \cos \alpha \dots\dots\dots(2)$$

$$F_a = J_a Z Q_{\max} \sin \alpha \dots\dots\dots(3)$$

式中， Z 是滚动体数。 J_r 与 J_a 是按点接触或线接触方式分别由 (1) 推导的，与 ε 值对应的 J_r 、 J_a 值见表 1。当 $\varepsilon=0.5$ 即半圆周承受载荷时， F_a 与 F_r 的关系由表 1 得：

$$F_a = 1.216 F_r \tan \alpha \text{（点接触）}$$

$$F_a = 1.260 F_r \tan \alpha \text{（线接触）}$$

向心轴承的基本额定载荷，在此状态下的意义不可忽视。

当轴承的游隙 $\Delta=0$ 时， $\varepsilon=0.5$ ， J_r 值由表 1 选出带入式 (2)，则为：

$$Q_{\max} = 4.37 \frac{F_r}{Z \cos \alpha} \text{（点接触）} \dots\dots(4)$$

$$Q_{\max} = 4.08 \frac{F_r}{Z \cos \alpha} \text{（线接触）} \dots\dots(5)$$

当轴承仅承受轴向载荷时， $F_r=0$ ， $\varepsilon=\infty$ ， $J_a=1$ ，带入式 (3)，则为式 (6)。

$$Q = Q_{\max} = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots(6)$$

此时，所有滚动体均承受相等的载荷。对游隙为零的单列深沟球轴承施加单一径向载荷时，

$$Q_{\max} = 4.37 \frac{F_r}{Z} \dots\dots\dots(7)$$

对带游隙的轴承 ($\Delta > 0$) 施加径向载荷时， $\varepsilon < 0.5$ ，最大滚动体载荷按式 (7) 变大。外圈采用间隙配合时，外圈的变形又会使承载区缩小。一般来说，轴承都有游隙，实际使用的关系以式 (8) 代替式 (7)。

$$Q_{\max} = 5 \frac{F_r}{Z} \dots\dots\dots(8)$$

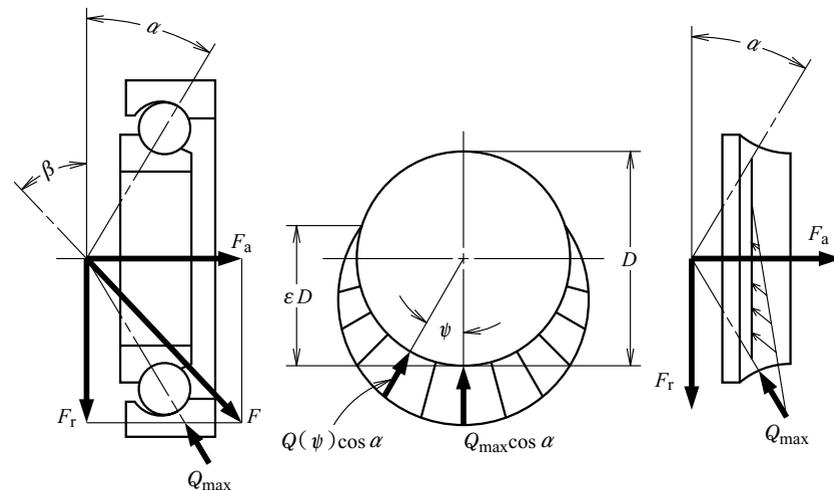


图 1

表 1 单列轴承的 J_r 、 J_a 值

ε	点接触			线接触		
	$\frac{F_r \tan \alpha}{F_a}$	J_r	J_a	$\frac{F_r \tan \alpha}{F_a}$	J_r	J_a
0	1	0	0	1	0	0
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1	0	0	1

5.2 向心球轴承的游隙与承载率

带有径向游隙时的载荷分布与不带径向游隙时的载荷分布是不同的。

当任意方向的载荷施加于轴承时，假如内、外圈会保持相互平行的状态移动，设偏离内、外圈中心位置的相对位移，轴向为 δ_a ，径向为 δ_r ，且，径向游隙为 Δ_r ，则在图 1 中，位于角度 ψ 的滚动体弹性位移量 $\delta(\psi)$ 在接触角 α 不变时，即如式 (1)。

$$\delta(\psi) = \delta_r \cos \psi \cos \alpha + \delta_a \sin \alpha - \frac{\Delta_r}{2} \cos \alpha \dots (1)$$

故而， $\psi = 0$ 时的最大位移量 δ_{\max} 为：

$$\delta_{\max} = \delta_r \cos \alpha + \delta_a \sin \alpha - \frac{\Delta_r}{2} \cos \alpha \dots (2)$$

由式 (1)、(2) 得：

$$\delta(\psi) = \delta_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right\} \dots (3)$$

此时， ε 可按式 (4) 表示：

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\max}}{2 \delta_r \cos \alpha} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\delta_a \tan \alpha - \frac{\Delta_r}{2}}{\delta_r} \right\} \dots (4)$$

鉴于轴向并无相对位移的情况 ($\delta_a = 0$)，则式 (2)、(4) 分别变为：

$$\delta_{\max} = \left(\delta_r - \frac{\Delta_r}{2} \right) \cos \alpha \dots (2)'$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\Delta_r}{2 \delta_r} \right) \dots (4)'$$

$$\therefore \delta_{\max} = \frac{\varepsilon}{1 - 2\varepsilon} \Delta_r \cos \alpha \dots (5)$$

另外，由赫兹公式得：

$$\delta_{\max} = c \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D_w^{1/3}} \dots (6)$$

而且，最大滚动体载荷 Q_{\max} 为：

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{J_r Z \cos \alpha} \dots (7)$$

将式 (5)、(7) 代入式 (6) 整理以后，就可得出表示径向游隙、径向载荷与承载率的关系式 (8)。

$$\Delta_r = \left(\frac{1 - 2\varepsilon}{\varepsilon} J_r^{-2/3} \right) c \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3} D_w^{-1/3} \cos^{-5/3} \alpha \dots (8)$$

式中， Δ_r ：径向游隙 (mm)

ε ：承载率

J_r ：径向积分 (111 页, 表 1)

c ：赫兹弹性常数

F_r ：径向载荷 (N), {kgf}

Z ：球数

D_w ：球直径 (mm)

α ：接触角 (°)

图 2 是球轴承 6208 按式 (8) 的关系表示之例。

设径向游隙为 $20 \mu\text{m}$ ，加载 $F_r = \frac{C_r}{10} = 2\,910 \text{ N}$, {297 kgf} 时，由图 2 得承载率 $\varepsilon = 0.36 \rightarrow J_r = 0.203$ (按 111 页表 1 的关系)，此时最大滚动体载荷 Q_{\max} 即为：

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{J_r Z \cos \alpha} = \frac{2\,910}{0.203 \times 9} = 1\,590 \text{ N},$$

{163 kgf}。

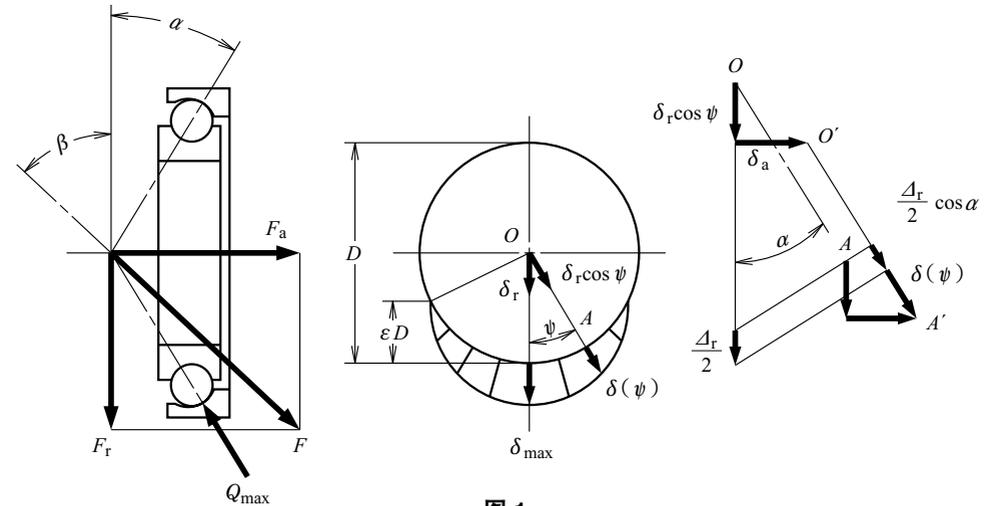


图 1

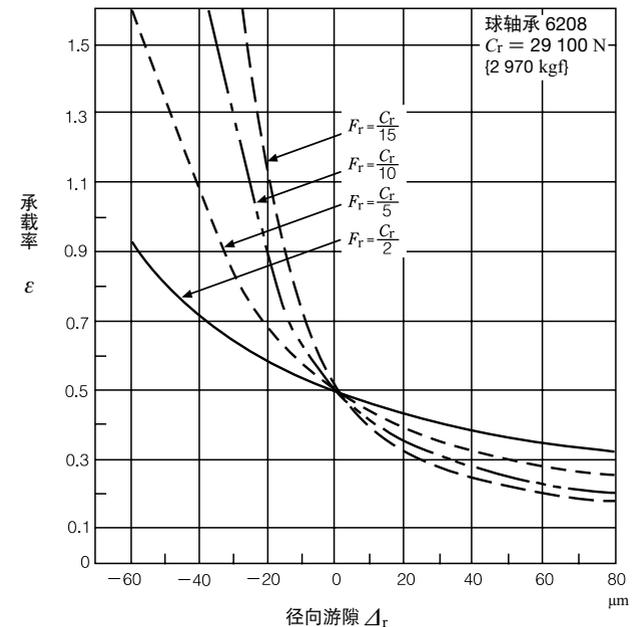


图 2

5.3 径向游隙与最大滚动体载荷

试对深沟球轴承施加径向载荷，当径向内部游隙 $\Delta_r=0$ 时，承载率 $\varepsilon=0.5$ ；当 $\Delta_r>0$ （带有游隙）时， $\varepsilon<0.5$ ；当 $\Delta_r<0$ 时， $\varepsilon>0.5$ （图1）。

径向载荷越大，游隙引起的承载率变化越小（见 5.2 之图 2）。

只要了解径向游隙与承载率的关系，就可以由此查清径向游隙与寿命的关系，以及径向游隙与最大滚动体载荷的关系等。

最大滚动体载荷 Q_{max} 如式 (1) 所示。

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r Z c \cos \alpha} \dots\dots\dots(1)$$

式中， F_r ：径向载荷 (N)[kgf]

J_r ：径向积分

Z ：球粒数

α ：接触角 (°)

J_r 由承载率 ε 决定（见 5.1 表 1），而承载率 ε 如 5.2 所述，则由径向载荷与径向游隙决定。

试以深沟球轴承 6208 为例，其径向游隙与最大滚动体载荷的关系如图 2 所示。由图 2 可知，最大滚动体载荷，随着径向游隙增加与承载区缩小而增大。由于径向游隙略呈负值时，承载区变宽，故而最大滚动体载荷变得最小。若游隙变得更小，负值游隙引起各滚动体的压缩载荷增大，最大滚动体载荷也将急剧增大。

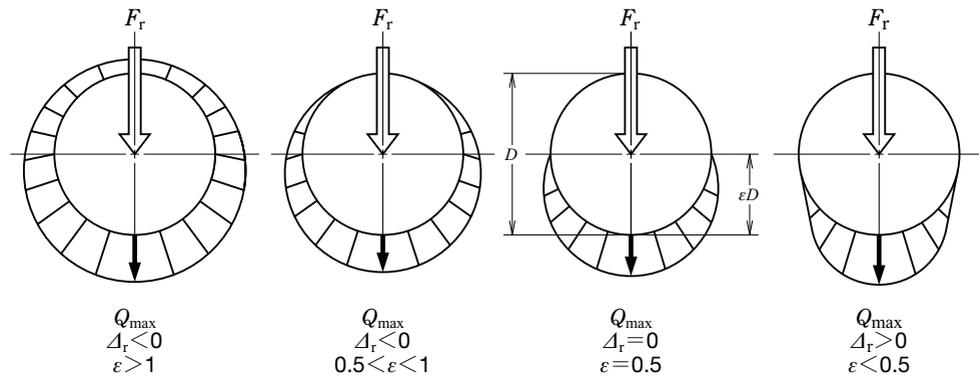


图 1 径向游隙与载荷分布

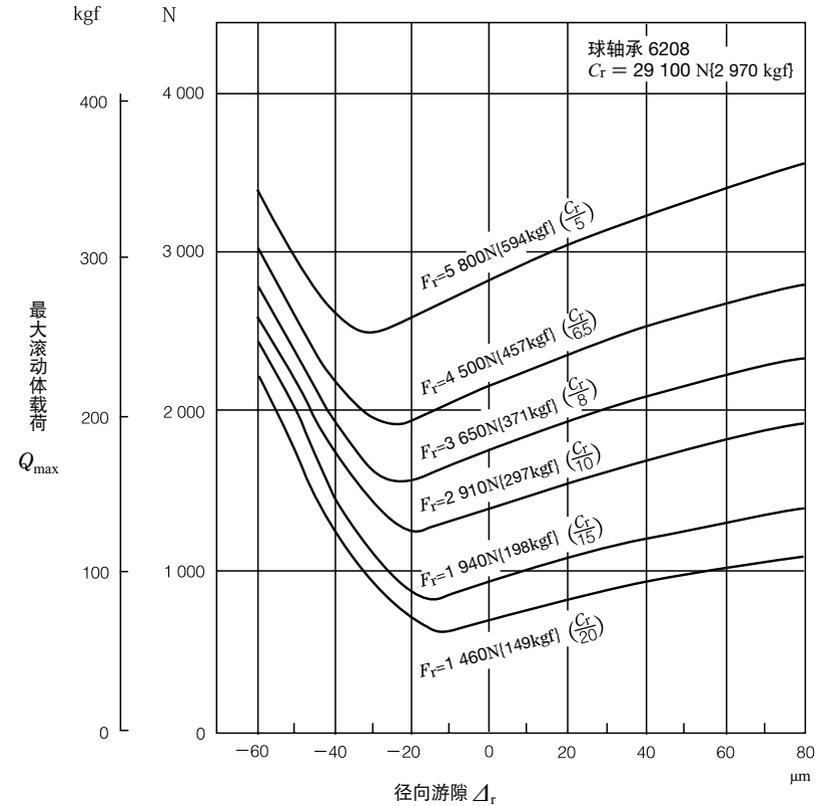


图 2 径向游隙与最大滚动体载荷

5.4 球轴承承受单一径向载荷时的接触应力与接触区域

球轴承中滚动体与套圈接触的问题，是赫兹理论的典型性应用问题，已经证明理论与实验非常吻合。而且，它还成为阐述球轴承寿命与摩擦等的基础。

通常，内圈沟道与球的接触要比外圈沟道与球的接触更为严重，进而观察走痕（滚动接触痕迹）时，由于内圈沟道比外圈沟道容易，故而就选择了深沟球轴承中内圈沟道与球的接触区宽度与载荷的关系。

球与内圈沟道在空载时，相互发生点接触，而当承受载荷时，便会产生弹性变形，形成在椭圆面上接触的情况（见图1）。

当球轴承承受载荷时，设球与沟道接触区椭圆面上的最大接触应力为 P_{max} ，接触区椭圆的长轴为 $2a$ ，短轴为 $2b$ ，则由赫兹公式可导出下式：

$$P_{max} = \frac{1.5}{\pi} \left\{ \frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) \right\}^{-2/3} \frac{1}{\mu\nu} (\Sigma\rho)^{2/3} Q^{1/3}$$

$$= \frac{A_1}{\mu\nu} (\Sigma\rho)^{2/3} Q^{1/3}$$

(MPa), {kgf/mm²}(1)

式中，常数 A_1 : 858.....(N) 时，
: 187.....{kgf} 时

$$2a = \mu \left\{ \frac{24(1 - \frac{1}{m^2})Q}{E\Sigma\rho} \right\}^{1/3}$$

$$= A_2 \mu \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{1/3} \text{ (mm)} \text{(2)}$$

式中，常数 A_2 : 0.0472.....(N) 时，
: 0.101.....{kgf} 时

$$2b = \nu \left\{ \frac{24(1 - \frac{1}{m^2})Q}{E\Sigma\rho} \right\}^{1/3}$$

$$= A_2 \nu \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{1/3} \text{ (mm)} \text{(3)}$$

式中， E : 弹性模量 (钢制 208 000 MPa),
{21 200 kgf/mm²}

m : 泊松常数 (钢制 $m = 10/3$)

Q : 滚动体载荷 (N), {kgf}

$\Sigma\rho$: 主曲率总和

向心球轴承为：

$$\Sigma\rho = \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right) \text{(4)}$$

(符号，上为内圈下为外圈)

式中， D_w : 球直径 (mm)
 f : 沟道半径与球径比
 γ : $D_w \cos \alpha / D_{pw}$
 D_{pw} : 球节圆直径 (mm)
 α : 接触角 (°)

μ, ν 以式 (5) 的 $\cos \tau$ 为参数，参见图 2。

$$\cos \tau = \frac{\frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}}{4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}} \text{(5)}$$

(符号，上为内圈下为外圈)

设径向载荷 F_r 加于球轴承时产生的最大滚动体载荷为 Q_{max} ，球数为 Z ， F_r 与 Q_{max} 在实用中可以式 (6) 表示。

$$Q_{max} = 5 \frac{F_r}{Z} \text{(6)}$$

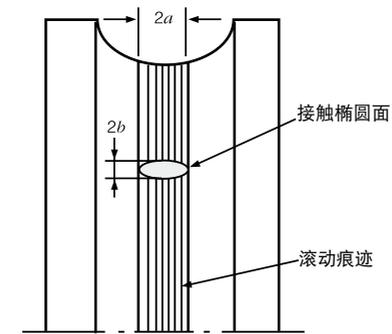


图 1 内圈沟道的走痕 (滚动接触痕迹)

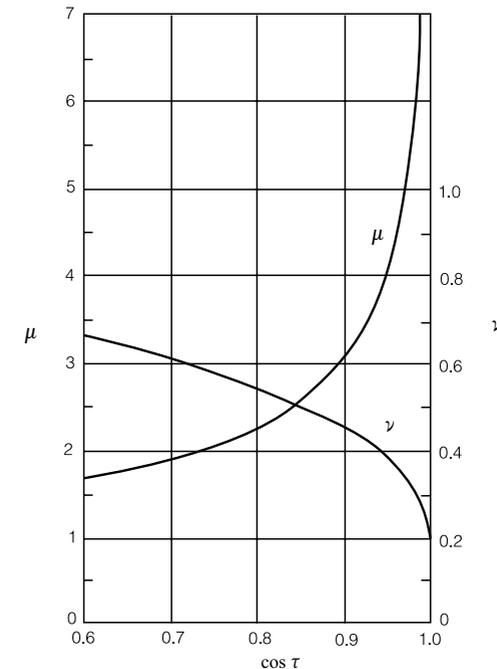


图 2 与 $\cos \tau$ 相对的 μ 、 ν 值

故而，将式 (4)、(6) 代入式 (1)、(2)、(3)，则可变为：

$$\left. \begin{aligned} P_{\max} &= K_1 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{MPa}) \\ &= 0.218K_1 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf/mm}^2\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

$$\left. \begin{aligned} 2a &= K_2 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{N}) \\ &= 2.14K_2 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots\dots(8)$$

$$\left. \begin{aligned} 2b &= K_3 \cdot F_r^{1/3} \quad (\text{N}) \\ &= 2.14K_3 \cdot F_r^{1/3} \quad \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots\dots(9)$$

常数 $K_1 \sim K_3$ ，按轴承代号列于表 1。

通常，球轴承的沟道表面都产生图 1 所示 $2a$ 宽度的滚动体走痕（接触痕迹），故而，可以由沟道内产生的这一痕迹反过来推测轴承载荷。这样，便可判断出除了设计时已经预测的载荷之外，是否还承受了某种异常载荷。

例 题

试计算深沟球轴承 6210 承受单一径向载荷 $F_r = 3\,500\text{ N}$ （基本额定动载荷的 10%）时的最大接触应力 P_{\max} 及球与内圈沟道的接触宽度 $2a$ 、 $2b$ 。

由表 1 的 $K_1 \sim K_3$ 值，可以如下求出。

$$P_{\max} = K_1 \cdot F_r^{1/3} = 143 \times 3\,500^{1/3} = 2\,170(\text{MPa})$$

$$2a = K_2 \cdot F_r^{1/3} = 0.258 \times 3\,500^{1/3} = 3.92(\text{mm})$$

$$2b = K_3 \cdot F_r^{1/3} = 0.026 \times 3\,500^{1/3} = 0.39(\text{mm})$$

表 1 深沟球轴承

轴承内径 代 号	轴承系列 60		
	K_1	K_2	K_3
00	324	0.215	0.020
01	305	0.205	0.019
02	287	0.196	0.019
03	274	0.189	0.018
04	191	0.332	0.017
05	181	0.320	0.016
06	160	0.326	0.017
07	148	0.342	0.017
08	182	0.205	0.021
09	166	0.206	0.021
10	161	0.201	0.021
11	148	0.219	0.023
12	144	0.214	0.022
13	140	0.209	0.022
14	130	0.224	0.023
15	127	0.219	0.023
16	120	0.235	0.024
17	117	0.229	0.024
18	111	0.244	0.025
19	108	0.238	0.025
20	108	0.238	0.025
21	102	0.243	0.026
22	98.2	0.268	0.028
24	95.3	0.261	0.027
26	88.1	0.263	0.028
28	85.9	0.257	0.027
30	81.8	0.264	0.028

常数 K_1 、 K_2 、 K_3 值

轴承系列 62			轴承系列 63		
K_1	K_2	K_3	K_1	K_2	K_3
303	0.205	0.019	215	0.404	0.018
226	0.352	0.017	200	0.423	0.019
211	0.336	0.017	184	0.401	0.019
193	0.356	0.017	171	0.415	0.019
172	0.382	0.018	161	0.431	0.020
162	0.367	0.018	142	0.426	0.020
143	0.395	0.019	129	0.450	0.021
128	0.420	0.020	118	0.474	0.021
157	0.262	0.026	112	0.469	0.023
150	0.252	0.025	129	0.308	0.030
143	0.258	0.026	122	0.318	0.031
133	0.269	0.027	116	0.327	0.032
124	0.275	0.028	110	0.336	0.032
120	0.280	0.028	105	0.344	0.033
116	0.284	0.029	100	0.352	0.034
112	0.275	0.028	96.5	0.356	0.035
109	0.293	0.030	92.8	0.364	0.035
104	0.302	0.031	89.4	0.371	0.036
98.7	0.310	0.031	86.3	0.377	0.037
94.3	0.318	0.032	83.4	0.384	0.037
90.3	0.325	0.033	78.6	0.394	0.038
87.2	0.329	0.033	76.7	0.400	0.039
83.9	0.336	0.034	72.7	0.412	0.040
80.7	0.343	0.035	72.0	0.411	0.040
77.8	0.349	0.035	68.5	0.422	0.041
77.2	0.348	0.036	65.5	0.431	0.042
74.3	0.337	0.035	62.5	0.414	0.041

5.5 滚子轴承承受单一径向载荷时的接触应力与接触区域

按照赫兹理论二枚圆柱与轴平行相接时的接触面压力 P_{max} 及接触区域内的接触宽度 $2b$ (图1), 可由式(1)、(2)求出。

$$P_{max} = \sqrt{\frac{E \cdot \Sigma \rho \cdot Q}{2 \pi (1 - \frac{1}{m^2}) L_{we}}} = A_1 \sqrt{\frac{\Sigma \rho \cdot Q}{L_{we}}} \quad \text{(MPa), \{kgf/mm}^2\}} \quad \text{.....(1)}$$

常数 A_1 : 191...{N} 时,
: 60.9...{kgf} 时

$$2b = \sqrt{\frac{32(1 - \frac{1}{m^2}) Q}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho \cdot L_{we}}} = A_2 \sqrt{\frac{Q}{\Sigma \rho \cdot L_{we}}} \quad \text{(mm)} \quad \text{.....(2)}$$

常数 A_2 : 0.00668...{N} 时,
: 0.0209...{kgf} 时

式中, E : 弹性模量 (钢制 208 000 MPa),
{21 200 kgf/mm²}

m : 泊松常数 (钢制) $m=10/3$

$\Sigma \rho$: 两圆柱的曲率和 (mm⁻¹)

$$\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{11}$$

ρ_{11} : 圆柱 I (滚子) 的曲率 (mm⁻¹)

$$\rho_{11} = 1/D_w/2 = 2/D_w$$

ρ_{11} : 圆柱 II (滚道) 的曲率 (mm⁻¹)

$$\rho_{11} = 1/D_i/2 = 2/D_i$$

$$\text{或 } -1/D_e/2 = -2/D_e$$

D_i 为内圈滚道直径

D_e 为外圈滚道直径

Q : 加于两圆柱的法向载荷 (N), {kgf}

L_{we} : 两圆柱的有效长度 (mm)

对向心滚子轴承施加径向载荷 F_r 时, 最大滚动体载荷 Q_{max} 在实用中以式(3)表示。

$$Q_{max} = \frac{4.6 F_r}{i Z \cos \alpha} \quad \text{(N), \{kgf\}} \quad \text{.....(3)}$$

式中, i : 滚子列数

Z : 每 1 列的滚子数

α : 接触角 (°)

这样, 最大接触应力 P_{max} 及承受最大载荷的滚子与滚道在接触区内的接触宽度 $2b$ 即为式(4)、(5)。

$$\left. \begin{aligned} P_{max} &= K_1 \sqrt{F_r} \quad \text{(MPa)} \\ &= 0.319 K_1 \sqrt{F_r} \quad \text{\{kgf/mm}^2\}} \end{aligned} \right\} \text{.....(4)}$$

$$\left. \begin{aligned} 2b &= K_2 \sqrt{F_r} \quad \text{(N)} \\ &= 3.13 K_2 \sqrt{F_r} \quad \text{\{kgf\}} \end{aligned} \right\} \text{.....(5)}$$

圆柱滚子轴承, 圆锥滚子轴承的常数 K_1 、 K_2 值, 按轴承代号列于表 1~表 6。 K_{1i} 、 K_{2i} 是滚子与内圈接触时的常数, K_{1e} 、 K_{2e} 是滚子与外圈接触时的常数。

例题

试求圆柱滚子轴承 NU210, 承受单一径向载荷 $F_r=4\ 800\text{ N}$ (基本额定动载荷的 10%) 时的最大接触应力 P_{max} 及滚子与滚道的接触宽度 $2b$ 。

由表 1 的 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} , 可如下求出。

在滚子与内圈的接触区内

$$P_{max} = K_{1i} \sqrt{F_r} = 17.0 \times \sqrt{4\ 800} = 1\ 180 \text{ (MPa)}$$

$$2b = K_{2i} \sqrt{F_r} = 2.55 \times 10^{-3} \times \sqrt{4\ 800} = 0.18 \text{ (mm)}$$

在滚子与外圈的接触区内

$$P_{max} = K_{1e} \sqrt{F_r} = 14.7 \times \sqrt{4\ 800} = 1\ 020 \text{ (MPa)}$$

$$2b = K_{2e} \sqrt{F_r} = 2.95 \times 10^{-3} \times \sqrt{4\ 800} = 0.20 \text{ (mm)}$$

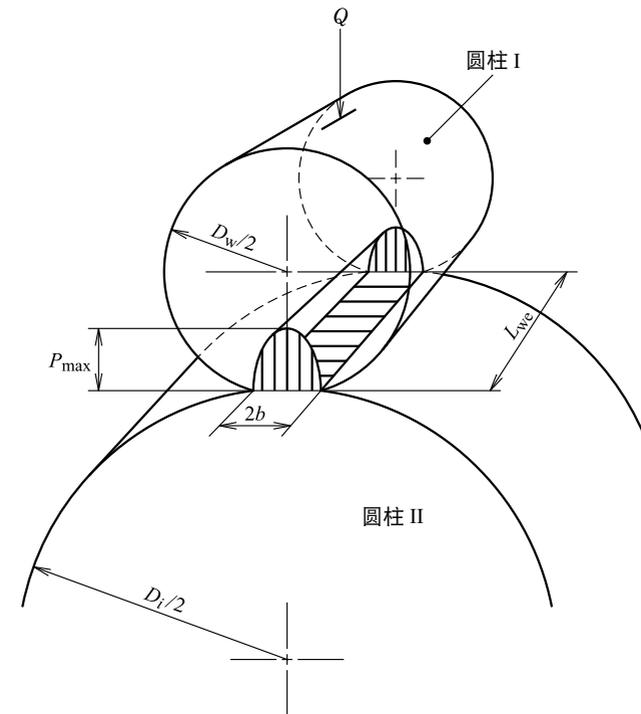


图 1 接触应力 P_{max} 及接触宽度 $2b$

表 1 圆柱滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU2				轴承代号	轴承系列 NU3			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU205W	30.6	25.8	2.90	3.44	NU305W	24.2	19.6	3.03	3.73
NU206W	26.1	22.2	2.87	3.39	NU306W	20.5	16.8	2.89	3.52
NU207W	21.6	18.2	2.83	3.36	NU307W	17.7	14.6	2.76	3.35
NU208W	18.5	15.7	2.70	3.20	NU308W	16.1	13.4	2.76	3.32
NU209W	17.7	15.2	2.63	3.07	NU309W	14.4	11.8	2.85	3.46
NU210W	17.0	14.7	2.55	2.95	NU310W	13.1	10.8	2.79	3.37
NU211W	15.4	13.3	2.54	2.93	NU311W	11.5	9.44	2.76	3.36
NU212W	14.0	12.2	2.53	2.92	NU312W	10.8	8.91	2.76	3.34
NU213W	12.5	10.8	2.44	2.82	NU313W	10.3	8.54	2.79	3.37
NU214W	12.4	10.9	2.45	2.81	NU314W	9.35	7.78	2.68	3.22
NU215W	11.5	10.1	2.44	2.80	NU315W	8.83	7.31	2.77	3.34
NU216W	11.0	9.57	2.49	2.86	NU316W	8.43	7.05	2.68	3.20
NU217W	10.2	8.94	2.48	2.85	NU317W	8.04	6.68	2.76	3.32
NU218W	9.10	7.87	2.45	2.84	NU318W	7.45	6.22	2.68	3.21
NU219W	8.98	7.77	2.56	2.96	NU319W	7.14	5.97	2.68	3.20
NU220W	8.23	7.13	2.47	2.85	NU320W	6.61	5.52	2.66	3.19
NU221W	7.82	6.78	2.47	2.85	NU321W	6.42	5.34	2.76	3.31
NU222W	7.36	6.34	2.53	2.93	NU322W	6.06	5.04	2.78	3.34
NU224W	7.02	6.08	2.53	2.92	NU324W	5.38	4.44	2.75	3.33
NU226W	6.76	5.91	2.46	2.82	NU326W	5.07	4.21	2.75	3.32
NU228W	6.27	5.48	2.47	2.83	NU328W	4.80	3.99	2.75	3.31
NU230W	5.80	5.07	2.47	2.83	NU330W	4.61	3.85	2.79	3.34

表 2 圆柱滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU4				轴承代号	轴承系列 NU22			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU405W	19.2	15.1	3.08	3.92	NU2205W	25.4	21.4	2.40	2.85
NU406W	16.4	12.9	3.06	3.90	NU2206W	21.1	17.9	2.32	2.73
NU407W	14.6	11.7	2.99	3.74	NU2207W	17.0	14.3	2.22	2.63
NU408W	12.9	10.2	2.96	3.73	NU2208W	15.4	13.0	2.25	2.66
NU409W	12.0	9.65	2.97	3.70	NU2209W	14.7	12.6	2.18	2.55
NU410W	10.9	8.73	2.98	3.73	NU2210W	14.1	12.3	2.12	2.45
NU411W	10.3	8.37	2.87	3.54	NU2211W	13.0	11.3	2.15	2.48
NU412W	9.35	7.56	2.85	3.52	NU2212W	11.3	9.79	2.04	2.35
NU413W	8.90	7.23	2.85	3.51	NU2213W	9.93	8.62	1.94	2.24
NU414W	7.90	6.41	2.86	3.52	NU2214W	9.88	8.64	1.95	2.23
NU415W	7.34	5.92	2.84	3.52	NU2215W	9.54	8.32	2.02	2.32
NU416W	6.84	5.50	2.82	3.51	NU2216W	8.90	7.76	2.02	2.31
NU417W	6.49	5.18	2.83	3.55	NU2217W	8.22	7.17	1.99	2.28
NU418W	6.07	4.87	2.83	3.53	NU2218W	7.46	6.45	2.01	2.33
NU419W	5.76	4.69	2.73	3.36	NU2219W	7.03	6.08	2.00	2.32
NU420W	5.44	4.41	2.72	3.35	NU2220W	6.82	5.90	2.05	2.36
NU421W	5.15	4.17	2.71	3.35	NU2221W	6.44	5.58	2.03	2.34
NU422W	4.87	3.95	2.71	3.34	NU2222W	5.96	5.14	2.05	2.38
NU424W	4.37	3.54	2.72	3.37	NU2224W	5.65	4.89	2.03	2.35
NU426W	3.92	3.16	2.71	3.36	NU2226W	5.28	4.61	1.92	2.20
NU428W	3.80	3.07	2.74	3.38	NU2228W	4.82	4.22	1.90	2.18
NU430W	2.97	2.97	2.65	3.23	NU2230W	4.55	3.98	1.93	2.21

表 3 圆柱滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 NU23				轴承代号	轴承系列 NN30			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
NU2305W	19.0	15.4	2.38	2.93	NN3005	31.3	27.3	2.36	2.72
NU2306W	17.0	14.0	2.41	2.93	NN3006	28.1	24.7	2.36	2.69
NU2307W	15.6	12.9	2.43	2.96	NN3007T	24.3	21.5	2.24	2.53
NU2308W	12.9	10.7	2.22	2.67	NN3008T	23.1	20.4	2.31	2.61
NU2309W	11.9	9.79	2.36	2.86	NN3009T	20.7	18.4	2.25	2.52
NU2310W	10.6	8.76	2.26	2.73	NN3010T	20.1	18.1	2.20	2.45
NU2311W	9.53	7.83	2.29	2.78	NN3011T	17.5	15.6	2.18	2.43
NU2312W	8.85	7.31	2.26	2.74	NN3012T	16.7	15.0	2.09	2.32
NU2313W	8.32	6.90	2.26	2.72	NN3013T	15.9	14.5	2.02	2.22
NU2314W	7.50	6.24	2.15	2.58	NN3014T	14.4	13.0	2.04	2.25
NU2315W	6.98	5.78	2.19	2.64	NN3015T	14.0	12.8	2.01	2.20
NU2316W	6.66	5.58	2.11	2.53	NN3016T	12.6	11.4	1.99	2.19
NU2317W	6.21	5.17	2.14	2.57	NN3017T	12.3	11.2	1.96	2.15
NU2318W	6.11	5.10	2.20	2.63	NN3018T	11.4	10.3	1.98	2.18
NU2319W	5.65	4.73	2.12	2.53	NN3019T	11.1	10.2	1.95	2.14
NU2320W	5.40	4.51	2.18	2.60	NN3020T	10.9	10.0	1.92	2.09
NU2321M	4.80	3.99	2.06	2.48	NN3021T	9.75	8.84	2.00	2.21
NU2322M	4.48	3.73	2.05	2.47	NN3022T	9.04	8.18	2.00	2.20
NU2324M	4.00	3.31	2.05	2.48	NN3024T	8.66	7.90	1.93	2.11
NU2326M	3.62	3.00	1.96	2.37	NN3026T	7.86	7.14	1.99	2.19
NU2328M	3.43	2.86	1.97	2.36	NN3028	7.55	6.90	1.92	2.11
NU2330M	3.24	2.70	1.96	2.34	NN3030	7.08	6.47	1.92	2.10

表 4 圆锥滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 302				轴承代号	轴承系列 303			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
HR30205J	20.6	17.4	1.94	2.29	HR30305J	17.8	14.3	2.34	2.92
HR30206J	17.7	14.9	1.99	2.36	HR30306J	15.7	12.8	2.30	2.83
HR30207J	15.8	13.3	2.07	2.45	HR30307J	13.7	11.1	2.26	2.78
HR30208J	14.5	12.3	2.13	2.52	HR30308J	12.1	10.0	2.09	2.51
HR30209J	13.7	11.7	2.03	2.37	HR30309J	10.9	9.07	2.11	2.54
HR30210J	12.7	11.0	1.96	2.28	HR30310J	10.1	8.37	2.16	2.60
HR30211J	11.4	9.80	2.02	2.36	HR30311J	9.38	7.79	2.19	2.64
HR30212J	11.0	9.41	2.11	2.46	HR30312J	8.66	7.19	2.19	2.64
HR30213J	10.0	8.62	2.05	2.38	HR30313J	8.04	6.68	2.20	2.65
HR30214J	9.62	8.28	2.07	2.40	HR30314J	7.49	6.22	2.20	2.65
HR30215J	9.11	7.89	1.99	2.30	HR30315J	7.09	5.88	2.23	2.68
HR30216J	8.79	7.57	2.12	2.47	HR30316J	6.79	5.64	2.28	2.74
HR30217J	8.04	6.93	2.07	2.40	HR30317J	6.30	5.24	2.22	2.68
HR30218J	7.69	6.63	2.10	2.44	30318	6.42	5.34	2.41	2.89
HR30219J	7.27	6.26	2.11	2.45	30319	6.09	5.06	2.37	2.85
HR30220J	6.74	5.81	2.07	2.40	30320	5.84	4.86	2.43	2.92
HR30221J	6.36	5.48	2.06	2.39	30321	5.62	4.67	2.44	2.94
HR30222J	5.94	5.12	2.03	2.36	HR30322J	4.99	4.15	2.33	2.81
HR30224J	5.74	4.97	2.06	2.38	HR30324J	4.75	3.95	2.39	2.88
30226	5.83	5.07	2.23	2.57	30326	4.69	3.93	2.46	2.94
HR30228J	5.36	4.64	2.24	2.58	30328	4.47	3.75	2.50	2.98
30230	5.10	4.41	2.31	2.67	30330	4.15	3.48	2.50	2.98

表 5 圆锥滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 322				轴承代号	轴承系列 323			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
HR32205	18.5	15.6	1.72	2.04	HR32305J	15.0	12.0	1.93	2.40
HR32206J	15.7	13.2	1.76	2.08	HR32306J	12.9	10.5	1.86	2.28
HR32207J	13.3	11.2	1.73	2.05	HR32307J	11.5	9.38	1.87	2.30
HR32208J	12.8	10.8	1.88	2.22	HR32308J	10.1	8.38	1.71	2.06
HR32209J	12.0	10.3	1.79	2.09	HR32309J	9.22	7.65	1.75	2.11
HR32210J	11.7	10.0	1.80	2.08	HR32310J	8.26	6.86	1.73	2.08
HR32211J	10.4	8.90	1.83	2.14	HR32311J	7.62	6.33	1.74	2.10
HR32212J	9.43	8.08	1.80	2.10	HR32312J	7.13	5.92	1.77	2.13
HR32213J	9.64	7.40	1.82	2.13	HR32313J	6.62	5.50	1.78	2.15
HR32214J	8.58	7.39	1.84	2.14	HR32314J	6.21	5.16	1.79	2.16
HR32215J	8.28	7.18	1.81	2.09	HR32315J	5.80	4.81	1.79	2.15
HR32216J	7.70	6.63	1.86	2.15	HR32316J	5.46	4.54	1.80	2.16
HR32217J	7.38	6.36	1.90	2.21	HR32317J	5.26	4.36	1.83	2.20
HR32218J	6.56	5.65	1.80	2.09	HR32318J	5.00	4.15	1.83	2.20
HR32219J	6.14	5.29	1.78	2.07	32319	4.97	4.13	1.89	2.27
HR32220J	5.77	4.97	1.77	2.06	HR32320J	4.43	3.68	1.84	2.21
HR32221J	5.39	4.64	1.74	2.02	30321	4.36	3.62	1.88	2.27
HR32222J	5.12	4.41	1.75	2.03	HR32322J	4.03	3.35	1.87	2.25
HR32224J	4.82	4.18	1.72	1.98	HR32324J	3.75	3.11	1.87	2.25
32226	4.48	3.90	1.68	1.93	32326	3.59	3.01	1.89	2.26
HR32228J	4.02	3.48	1.67	1.93	32328	3.21	2.71	1.75	2.08
32230	4.06	3.55	1.74	1.99	32330	2.95	2.51	1.65	1.94

表 6 圆锥滚子轴承常数 K_{1i} 、 K_{1e} 、 K_{2i} 、 K_{2e} 值

轴承代号	轴承系列 303D				轴承代号	轴承系列 320			
	K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}		K_{1i}	K_{1e}	K_{2i}	K_{2e}
			$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$				$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$
30305D	22.0	18.4	2.42	2.91	HR32005XJ	21.1	18.4	1.58	1.82
30306D	19.0	15.8	2.48	2.98	HR32006XJ	18.2	15.9	1.61	1.85
HR30307DJ	14.8	12.4	2.18	2.62	HR32007XJ	16.4	14.4	1.57	1.79
HR30308DJ	13.0	10.8	2.18	2.61	HR32008XJ	14.4	12.7	1.48	1.67
HR30309DJ	11.9	9.94	2.22	2.66	HR32009XJ	13.3	11.8	1.47	1.65
HR30310DJ	10.8	9.02	2.21	2.65	HR32010XJ	13.0	11.6	1.45	1.62
HR30311DJ	10.0	8.37	2.22	2.66	HR32011XJ	11.3	10.0	1.46	1.64
HR30312DJ	9.33	7.79	2.26	2.71	HR32012XJ	10.8	9.69	1.41	1.57
HR30313DJ	8.66	7.23	2.27	2.71	HR32013XJ	10.6	9.57	1.39	1.54
HR30314DJ	8.20	6.85	2.28	2.74	HR32014XJ	9.68	8.70	1.44	1.60
HR30315DJ	7.83	6.54	2.34	2.80	HR32015XJ	9.32	8.43	1.39	1.54
HR30316DJ	7.37	6.15	2.33	2.80	HR32016XJ	8.15	7.35	1.36	1.51
HR30317DJ	6.93	5.79	2.34	2.80	HR32017XJ	8.00	7.25	1.34	1.48
HR30318DJ	6.96	5.81	2.48	2.98	HR32018XJ	7.36	6.64	1.37	1.52
HR30319DJ	6.34	5.30	2.37	2.84	HR32019XJ	7.22	6.54	1.35	1.50
—	—	—	—	—	HR32020XJ	7.10	6.45	1.34	1.47
—	—	—	—	—	HR32021XJ	6.61	5.99	1.36	1.50
—	—	—	—	—	HR32022XJ	6.19	5.59	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32024XJ	6.10	5.52	1.42	1.56
—	—	—	—	—	HR32026XJ	5.26	4.74	1.41	1.57
—	—	—	—	—	HR32028XJ	5.15	4.67	1.39	1.54
—	—	—	—	—	HR32030XJ	4.77	4.32	1.38	1.53

5.6 滚动接触痕迹与加载方法

5.6.1 球轴承

当轴承承载旋转时，其内、外圈滚道与滚动体都在接触部位产生很大的应力。例如，深沟球轴承承受约为轴承基本额定动载荷 C_r 10% 的径向载荷（标准载荷）时，其最大接触应力约为 2 000 MPa, {204 kgf/mm²}，滚子轴承约为 1 000 MPa, {102 kgf/mm²}。

由于轴承在如此高的接触应力下工作，滚动体与滚道的接触部分就会产生轻微弹性变形，还会视润滑情况产生磨损。因此，在轴承运行的滚道面上，就会看到承载区和空载区的不同反光。承载区反光变色的部分称为走痕（滚动接触痕迹），由此走痕便可了解滚动体与沟道的接触状态。

不同型号的轴承，其走痕也不相同。仔细观察，就能判断出承受单一径向载荷，或承受较大轴向载荷，或承受力矩载荷还是轴承座带有刚度极端不均匀等等。

当深沟球轴承采用内圈旋转载荷工作，承受单一径向载荷 F_r 时，在轴承的安装游隙 $\Delta_f > 0$ 的常规条件下，承载区 ψ 小于 180°（见图 1），内、外圈的走痕如图 2 所示。

一旦同时承受径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a ，承载区 ψ 就将扩大（见图 3）。当承受单一轴向载荷时，各滚动体均匀承载，内、外圈的承载区均为 $\psi = 360^\circ$ ，滚动痕迹朝轴向偏斜。

而对采用内圈旋转载荷的深沟球轴承或角接触球轴承施加轴向载荷并使内、外圈相对倾斜时，外圈上便会出现图 4 所示偏向一侧的倾斜滚动痕迹。当轴的挠度过大时，也会出现同样的倾斜滚动痕迹。

如此调查轴承在实际使用中的滚动痕迹，就能将其与设计时按照外力设想的滚动痕迹形状加以比较，查明是否对轴承施加了异常轴向载荷，安装误差是否过大等等。

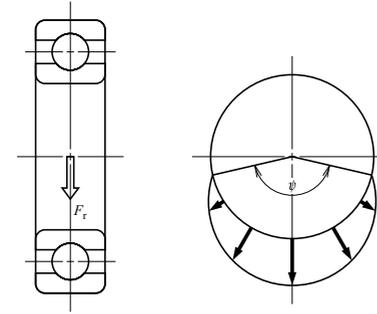


图 1 单一径向载荷的承载范围

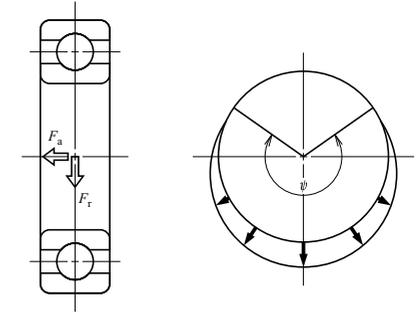


图 3 径向载荷+轴向载荷的承载范围

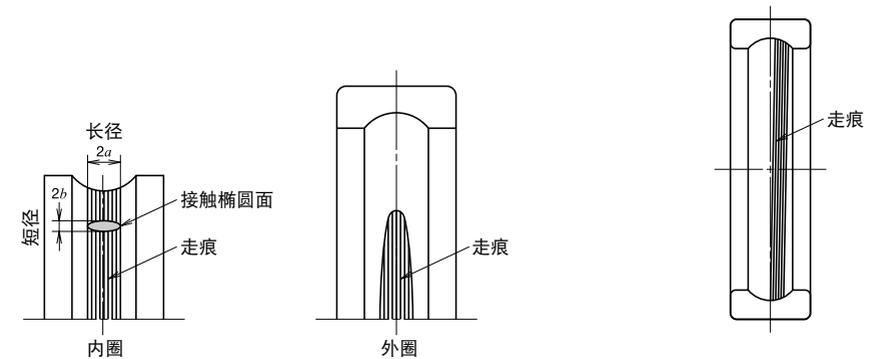


图 2 套圈上的走痕
(滚动接触痕迹)

图 4 外沟内的走痕
(滚动接触痕迹的偏斜)

5.6.2 滚子轴承

下面介绍滚子轴承的承载状态与滚动接触痕迹(走痕)。

通常,滚子轴承的滚子(或者滚道)如果没有凸度,即使内、外圈并未发生相对倾斜,滚子与滚道接触部位的端部也会形成应力集中(见图5(a)),呈现非常明显的滚动痕迹。端部应力过大,就会早期疲劳剥落,故要对滚子(或者滚道)施加凸度,来缓解应力(见图5(b))。即使带有凸度,一旦发生内、外圈相对倾斜,接触部位也会形成图5(c)所示的应力分布。

图6(a)表示对内圈旋转的圆柱滚子轴承施加径向载荷时,外圈滚道的走痕。内圈与外圈发生相对倾斜及轴的挠度过大时,如图6(b)所示滚道的走痕会在宽度方向呈现浓淡不均的情况。而且,在承载区的出入口,走痕显得倾斜了。

双列圆锥滚子轴承内圈旋转且仅承受径向载荷时,外圈的滚动痕迹如图7(a)所示;仅承受轴向载荷时,如图7(b)所示。另外,在内、外圈的相对倾斜较大时,承受径向载荷会在两侧滚道偏离 180° 的位置上,形成图7(c)所示滚动痕迹。

对可调角度约为 $1\sim 2.5^\circ$ 的调心滚子轴承施加径向载荷时,走痕会在左右滚道上趋于相同。仅承受轴向载荷时,则只在滚道单侧产生走痕。而在施加径向载荷与轴向载荷的联合载荷时,左右承载区则会出现相应的走痕差异。

因此,主要承受径向载荷的自由端调心滚子轴承,其走痕自然左右相同。当两侧宽度差异较大时,说明轴的热膨胀等因素产生的内部轴向载荷,并未能通过轴承的轴向移动来消除。

除了上述情况之外,滚道的走痕往往还要受到轴及轴承座的影响。对轴承外径面的接触情况或微动磨损以及滚道走痕的强弱进行比较,可以判断出轴及轴承座的形状缺陷或者刚度变化等情况。

通过观察滚道的走痕,常常会对防止轴承故障大有裨益。

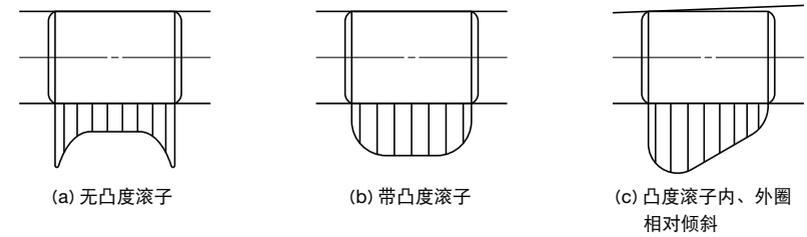


图5 圆柱滚子的应力分布

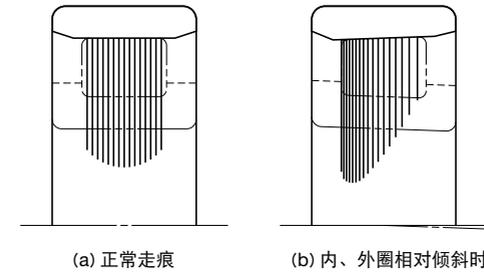


图6 圆柱滚子轴承外圈的走痕(滚动接触痕迹)

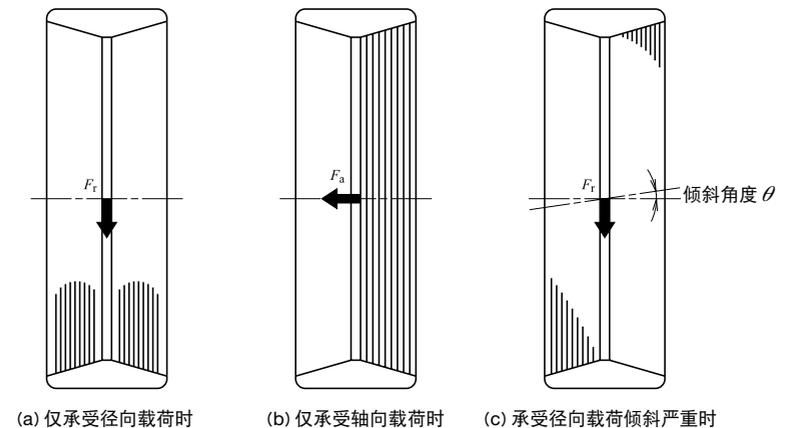


图7 双列圆锥滚子轴承外圈的走痕(滚动接触痕迹)

5.7 圆柱滚子轴承的径向载荷与径向位移

机床专用滚动轴承应具备的重要性能之一是，承受载荷时的位移要小，即刚度要高。

承受径向载荷，刚度要求高，且可供高速使用的轴承类型，就是双列圆柱滚子轴承，故而，机床主轴主要使用 NN30K、NNU49K 等系列轴承。

轴承对径向载荷的位移量，是随着轴承的内部游隙而发生变化的。但因机床主轴专用圆柱滚子轴承的安装游隙已调至几微米以下，故而，原则上可采用零游隙的计算方式。

圆柱滚子轴承的径向弹性位移量 δ_r ，如式 (1) 所示。

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= 0.000077 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} (N) \\ &= 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \{kgf\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots (1)$$

式中， Q_{\max} ：最大滚动体载荷 (N), {kgf}
 L_{we} ：滚子有效长度 (mm)

最大滚动体载荷 Q_{\max} 与径向载荷 F_r 的关系，在轴承内部游隙为零时为：

$$Q_{\max} = \frac{4.08}{iZ} F_r (N), \{kgf\} \dots\dots (2)$$

式中， i ：滚子列数 (双列轴承时 $i=2$)
 Z ：每列的滚子数
 F_r ：径向载荷 (N), {kgf}

故而，径向载荷 F_r 与径向位移 δ_r 的关系则以式 (2) 代入式 (1) 得出式 (3)。

式中，

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= K F_r^{0.9} (N) \\ &= 7.8K F_r^{0.9} \{kgf\} \end{aligned} \right\} (\text{mm}) \dots\dots (3)$$

$$K = \frac{0.000146}{Z^{0.9} L_{we}^{0.8}}$$

K 是按各种双列圆柱滚子轴承规定的常数，表 1 列出 NN30 系列轴承的 K 值。径向载荷 F_r 与径向位移 δ_r 的关系见图 1。

表 1 NN30 系列轴承常数 K 值

轴 承	K	轴 承	K	轴 承	K
	$\times 10^{-6}$		$\times 10^{-6}$		$\times 10^{-6}$
NN3005	3.31	NN3016T	1.34	NN3032	0.776
NN3006	3.04	NN3017T	1.30	NN3034	0.721
NN3007T	2.56	NN3018T	1.23	NN3036	0.681
NN3008T	2.52	NN3019T	1.19	NN3038	0.637
NN3009T	2.25	NN3020T	1.15	NN3040	0.642
NN3010T	2.16	NN3021T	1.10	NN3044	0.581
NN3011T	1.91	NN3022T	1.04	NN3048	0.544
NN3012T	1.76	NN3024T	0.966	NN3052	0.526
NN3013T	1.64	NN3026T	0.921	NN3056	0.492
NN3014T	1.53	NN3028	0.861	NN3060	0.474
NN3015T	1.47	NN3030	0.816	NN3064	0.444

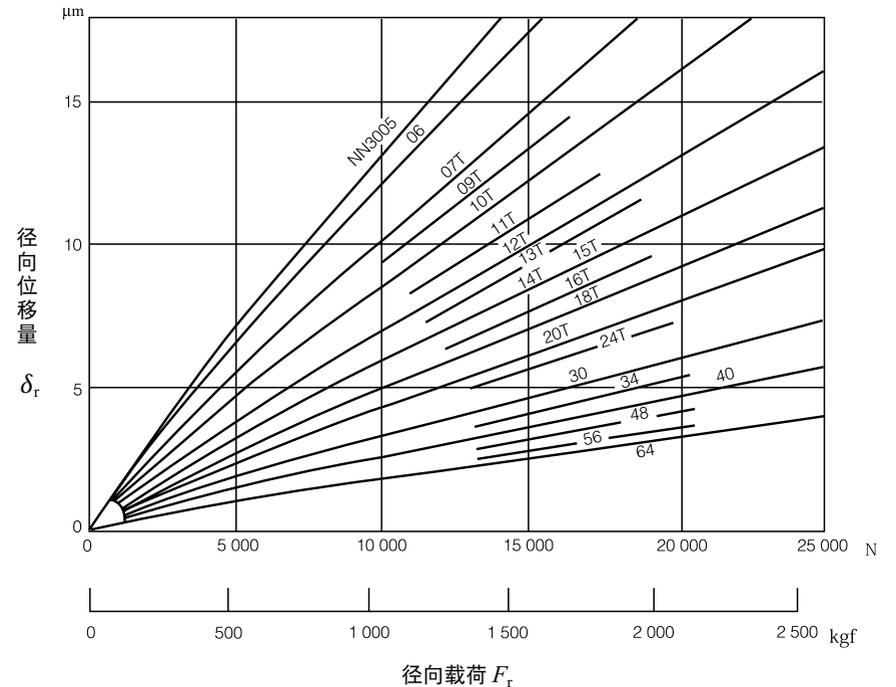


图 1

5.8 深沟球轴承内、外圈的倾斜角度，最大滚动体载荷及力矩

5.8.1 内、外圈的倾斜角度与最大滚动体载荷

深沟球轴承由于轴倾斜或者安装误差等原因，有时要在内、外圈倾斜的状态下工作。求出内、外圈倾斜角度 θ 与最大滚动体载荷 Q_{max} 的关系，就可通过设定某个数值计算出工作时的极限倾斜角度。

沟道为标准沟半径时， θ 与 Q_{max} (图 1) 的关系如式 (1) 所示。

$$Q_{max} = K D_w^2 \left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \quad (N)\{kgf\} \dots \dots \dots (1)$$

式中， K ：取决于轴承材料、设计的常数

深沟球轴承为
 $K=712(N-制)$
 $K=72.7\{kgf-制\}$

- Q_{max} ：最大滚动体载荷 (N), {kgf}
- D_w ：球直径 (mm)
- R_i ：由轴心至内圈沟曲率中心的距离 (mm)
- m_0 ： $r_i + r_e - D_w$
- r_i, r_e ：分别为内外圈沟曲率半径 (mm)
- θ ：内、外圈的倾斜角度 (rad)
- α_0 ：初期接触角 (°)

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{\Delta_r}{2m_0}$$

Δ_r ：径向内部游隙 (mm)

深沟球轴承 6208，在改变径向内部游隙 Δ_r 后， θ 与 Q_{max} 的关系如图 2 所示。

当施加相当于基本额定静载荷 C_{0r} 的径向载荷 17 800 N, {1 820 kgf} 及相当于基本额定动载荷 C_r 的载荷 29 100 N, {2 970 kgf} 时， Q_{max} 按照 5.1 项，式 (8) 计算如下：

5.1 项，式 (8) 计算如下：

$$F_r = C_{0r} \text{ 时 } Q_{max} = 9\,915 \text{ N, } \{1\,011 \text{ kgf}\}$$

$$F_r = C_r \text{ 时 } Q_{max} = 16\,167 \text{ N, } \{1\,650 \text{ kgf}\}$$

当轴承工作时，内、外圈的极限倾斜角度 θ ，因受运行条件等的左右，不可一概而论，但以 Q_{max} 约为 C_{0r} 时的 20%， $Q_{max} = 2\,000 \text{ N, } \{204 \text{ kgf}\}$ ，则由图 2 可得径向内部游隙

$$\Delta_r = 0 \text{ 时 } \theta = 18'$$

$$\Delta_r = 0.050 \text{ mm 时 } \theta = 24.5'$$

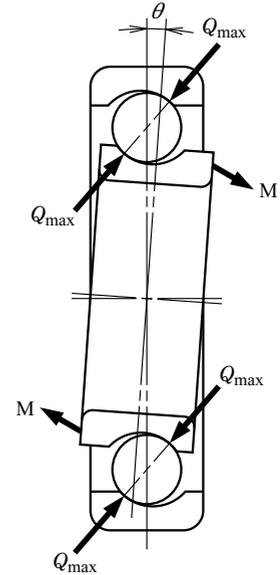


图 1

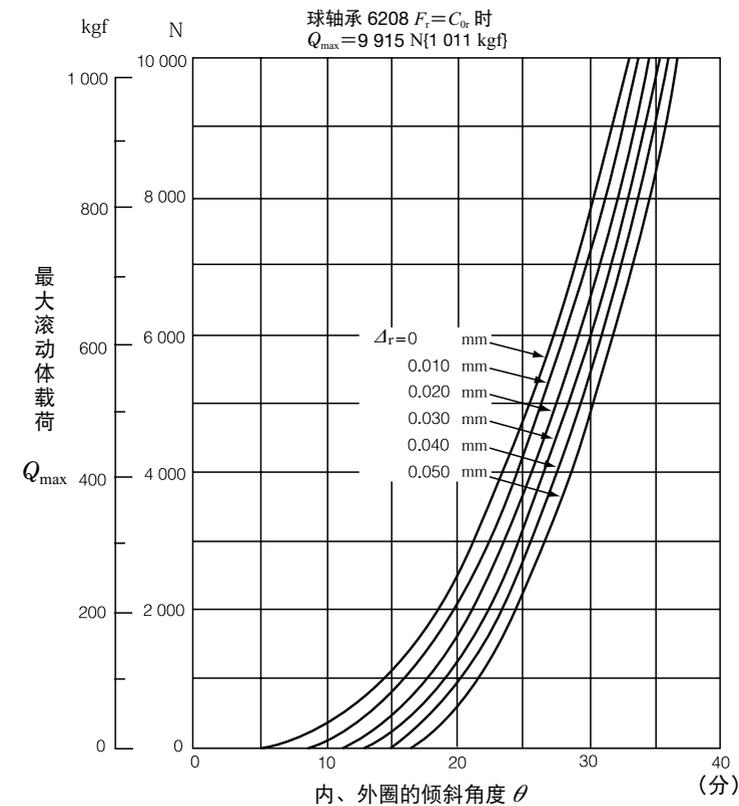


图 2 内、外圈的倾斜角度与最大滚动体载荷

5.8.2 内、外圈的倾斜角度与力矩

如果以与承受最大滚动体载荷的滚动体位置形成的角度 ψ (见图 3) 表示各个滚动体的位置, 则在标准沟道半径时, 滚动体载荷 $Q(\psi)$ 便可参照式 (1) 用式 (2) 表示。

$$Q(\psi) = K D_w^2 \left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2}$$

(N), {kgf}.....(2)

由此 $Q(\psi)$ 值派生的内、外圈相对倾斜力矩 $M(\psi)$, 如下所示。

$$M(\psi) = \frac{D_{pw}}{2} \cos \psi Q(\psi) \sin \alpha(\psi)$$

式中, D_{pw} : 球节圆直径 (mm)

$\alpha(\psi)$ 是滚动体在 ψ 位置的接触角, 可由下式求出。

$$\sin \alpha(\psi) = \frac{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right) \cos \psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0}}$$

由于轴承上形成的力矩 M 可以按这些滚动体载荷产生的力矩之和计算, 故而, 内、外圈倾斜角度 θ 与力矩 M 的关系可以式 (3) 表示。

$$M = \sum_{\psi=0}^{2\pi} \frac{D_{pw}}{2} \cos \psi Q(\psi) \sin \alpha(\psi)$$

$$= \frac{K D_{pw} D_w^2}{2} \sum \frac{\left\{ \sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right) \cos^2 \psi}{\sqrt{\left(\frac{R_i}{m_0} \theta\right)^2 \cos^2 \psi + \cos^2 \alpha_0}}$$

(mN · m), {kgf/mm}.....(3)

式中, K 是取决于轴承材料、设计的常数, 对深沟球轴承 6208 改变游隙后计算的结果如图 4 所示。另外, 最大滚动体载荷 Q_{max} 按 2 000 N, {204 kgf} 控制时的轴承许用力矩由图 2(135 页) 得出径向内部游隙为:

$\Delta_r = 0$ 时 $\theta = 18'$
 $M = 60 \text{ N} \cdot \text{m} \{6.2 \text{ kgf} \cdot \text{m}\}$
 $\Delta_r = 0.050 \text{ mm}$ 时 $\theta = 24.5'$
 $M = 70 \text{ N} \cdot \text{m} \{7.1 \text{ kgf} \cdot \text{m}\}$

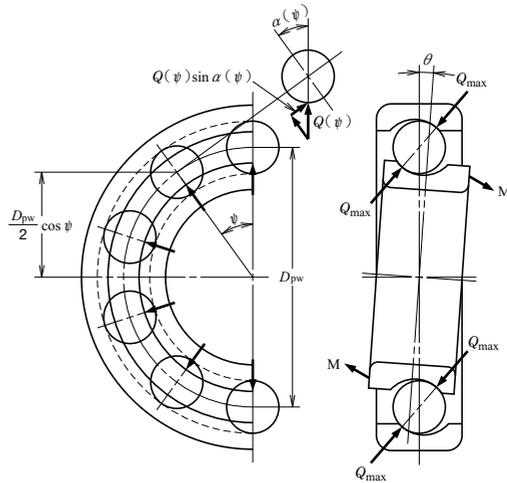


图 3

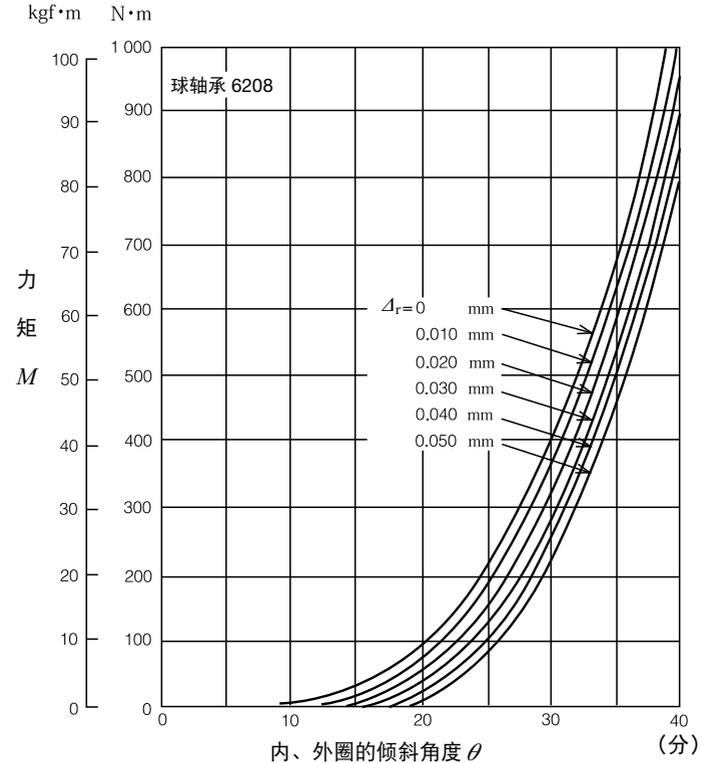


图 4 内、外圈的倾斜角度与力矩

5.9 单向推力轴承偏心承载导致的载荷分布

当单一轴向载荷 F_a 施加于接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的单向推力轴承时，各滚动体将会承受均匀载荷 Q ：

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

式中， Z ：滚动体数

对 $\alpha = 90^\circ$ 的单向推力轴承施加偏心载荷 F_a 时，如图 1 所示。

在图 1 中，承受最大载荷的滚动体总弹性位移量 δ_{\max} 与任一滚动体的总弹性位移量 $\delta(\psi)$ ，可由下式求出。

$$\delta_{\max} = \delta_T + \frac{\theta D_{pw}}{2} \dots\dots\dots(1)$$

$$\delta(\psi) = \delta_T + \frac{\theta D_{pw}}{2} \cos \psi \dots\dots\dots(2)$$

由式 (1)、(2) 得：

$$\delta(\psi) = \delta_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right\} \dots\dots\dots(3)$$

式中，

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2\delta_T}{\theta D_{pw}} \right) \dots\dots\dots(4)$$

轴承任一滚动体承受的载荷 $Q(\psi)$ ，都与该接触面弹性位移 $\delta(\psi)$ 的 t 次方成正比。故而，设 $\psi = 0$ 时的最大滚动体载荷为 Q_{\max} ，弹性位移为 δ_{\max} ，则：

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left\{ \frac{\delta(\psi)}{\delta_{\max}} \right\}^t \dots\dots\dots(5)$$

$t = 1.5$ (点接触)， $t = 1.1$ (线接触)

由式 (3)、(5) 得

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{\max}} = \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^t \dots\dots\dots(6)$$

由于施加于轴承的偏心载荷 F_a 等于各滚动体载荷的总和，故而，设滚动体数为 Z ，则

$$\begin{aligned} F_a &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q(\psi) \\ &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^t \\ &= Q_{\max} Z J_A \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

在图 1 中， $\psi = 90^\circ$ 的轴力矩 M 为：

$$\begin{aligned} M &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q(\psi) \frac{D_{pw}}{2} \cos \psi \\ &= \sum_{\psi=0}^{2\pi} Q_{\max} \frac{D_{pw}}{2} \left\{ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^t \cos \psi \\ &= Q_{\max} Z \frac{D_{pw}}{2} J_R \dots\dots\dots(8) \end{aligned}$$

J_A 、 J_R 分别按点接触，线接触由式 (7)、(8) 推导而来，与 ε 值相应的 J_R 、 J_A 值如表 1 所示。

例题

试对单向推力球轴承 51130X($\phi 150 \times \phi 190 \times 31$) 距轴承中心 80 mm 处施加轴向载荷 10 000 N, {1 020 kgf}，求最大滚动体载荷。

$$e = 80 \quad D_{pw} \doteq \frac{1}{2} (150 + 190) = 170$$

$$\frac{2e}{D_{pw}} = \frac{2 \times 80}{170} = 0.941$$

$$Z = 32$$

由表 1 知道 $2e/D_{pw} = 0.941$ 时， $J_A = 0.157$ ，故而，式 (7) 可变形为：

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= \frac{F_a}{Z J_A} = \frac{10\,000}{32 \times 0.157} = 1\,990 \text{ (N)} \\ &= \frac{1\,020}{32 \times 0.157} = 203 \text{ {kgf}} \end{aligned}$$

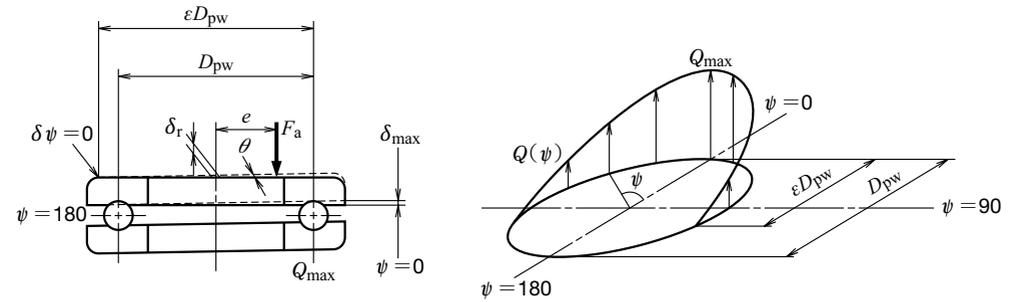


图 1

表 1 单向轴承的 J_R 、 J_A 值

ε	点接触			线接触		
	$\frac{2e/D_{pw}}{2M/D_{pw}F_a}$	J_R	J_A	$\frac{2e/D_{pw}}{2M/D_{pw}F_a}$	J_R	J_A
0	1.0000	1/3	1/3	1.0000	1/3	1/3
0.1	0.9663	0.1156	0.1196	0.9613	0.1268	0.1319
0.2	0.9318	0.1590	0.1707	0.9215	0.1737	0.1885
0.3	0.8964	0.1892	0.2110	0.8805	0.2055	0.2334
0.4	0.8601	0.2117	0.2462	0.8380	0.2286	0.2728
0.5	0.8225	0.2288	0.2782	0.7939	0.2453	0.3090
0.6	0.7835	0.2416	0.3084	0.7480	0.2568	0.3433
0.7	0.7427	0.2505	0.3374	0.6999	0.2636	0.3766
0.8	0.6995	0.2559	0.3658	0.6486	0.2658	0.4098
0.9	0.6529	0.2576	0.3945	0.5920	0.2628	0.4439
1.0	0.6000	0.2546	0.4244	0.5238	0.2523	0.4817
1.25	0.4338	0.2289	0.5044	0.3598	0.2078	0.5775
1.67	0.3088	0.1871	0.6060	0.2340	0.1589	0.6790
2.5	0.1850	0.1339	0.7240	0.1372	0.1075	0.7837
5.0	0.0831	0.0711	0.8558	0.0611	0.0544	0.8909
∞	0	0	1.0000	0	0	1.0000

e ：轴承中心距承载点的距离

D_{pw} ：滚动体节圆直径