

8 滚动轴承的结构形式与极限轴向载荷

8.1 向心球轴承接触角的变化与极限轴向载荷

8.1.1 轴向载荷引起的接触角变化

当轴向载荷施加于向心球轴承时，滚动体与滚道均产生弹性变形，使接触角增大，接触区域增大。在产生发热、咬粘（俗称烧伤）等情况时，拆卸轴承，通过观察滚动痕迹，了解轴承在工作中接触角的变化，来判断是否施加了异常轴向载荷。

轴承的轴向载荷 F_a 和滚动体载荷 Q 与接触角 α 之间，存在如下关系（见 6.4 节 <156 页> 式 (3)、(4)、(5)）。

$$F_a = Z Q \sin \alpha$$

$$= K Z D_w^2 \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \cdot \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(1)$$

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

$$h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{r_e + r_1 - D_w}$$

通过观察滚道，确定式 (2) 中变量 δ_a ，求出与接触角相当的 α 值，将 δ_a 、 α 代入式 (1)，便可推算出轴承的轴向载荷 F_a 。

依据轴承设计参数，由轴向载荷近似求出接触角 α 。

单列向心球轴承基本额定静载荷 C_{0r} 如式 (3) 所示：

$$C_{0r} = f_0 Z D_w^2 \cos \alpha_0 \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中， f_0 ：由轴承滚道和滚动体形状以及适宜的应力水平决定的系数。

由式 (1)、(3) 可得式 (4)

$$\frac{f_0}{C_{0r}} F_a = A F_a$$

$$= K \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha_0} \quad \dots\dots\dots(4)$$

K ：由轴承材料、设计形式决定的常数

即，确定 h ，由式 (2) 求出 α ，再将该 h 与 α 代入式 (4)，便可求得 $A F_a$ 。

利用这一关系，按角接触球轴承的内径代号，逐一将 A 值列于表 1， $A F_a$ 与 α 的关系见图 1。

例题 1

试计算纯轴向载荷 $F_a = 35.0\text{kN}$ （基本额定静载荷的 50%）加于角接触球轴承 7215C 时，接触角的变化。

由表 1 得 $A = 0.212$ ，由图 1 得

$$A F_a = 0.212 \times 35.0 = 7.42, \quad \alpha \approx 26^\circ$$

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° 。

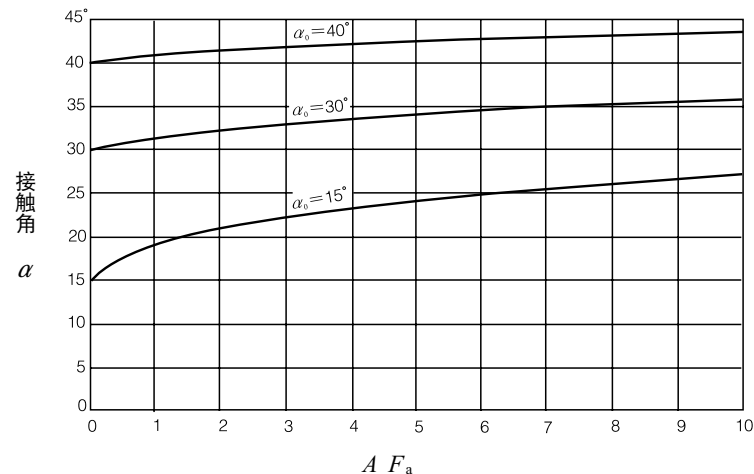


图 1 角接触球轴承承受轴向载荷引起的接触角变化

表 1 角接触球轴承的常数 A

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，深沟球轴承 $A F_a$ 与 α 的关系如图 2 所示， A 值见表 2。

例 题 2

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

由 4.6 节（99 页 - 图 3）可得原始接触角为 10° 。由表 2 可得 $A = 0.303$ ，由图 2 可得 $A F_a = 0.303 \times 24.75 \approx 7.5$ ， $\alpha \approx 24^\circ$ 。

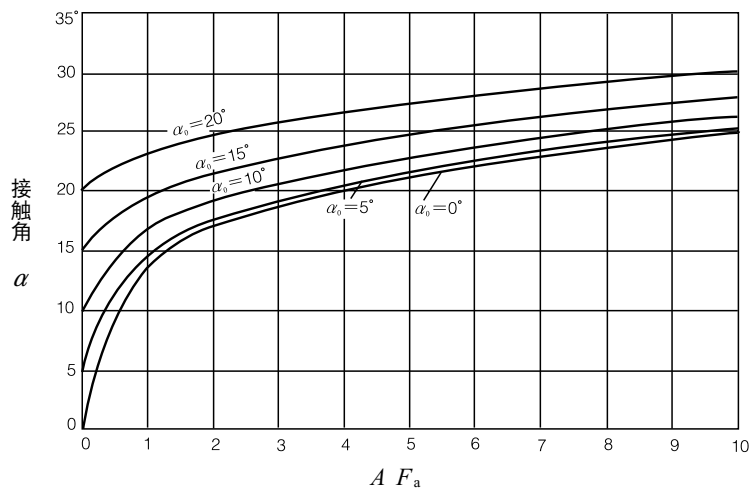


图 2 深沟球轴承承受轴向载荷后，接触角的变化

表 2 深沟球轴承的常数 A 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	0.23	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

8.1.2 深沟球轴承的极限轴向载荷

本节所谓极限轴向载荷，是指向心球轴承承受轴向载荷时，由于接触角发生变化，球与沟道的接触椭圆边缘正好达到沟肩时的载荷。它与利用轴向静载荷系数 Y_0 求出的当量静载荷 P_0 的极限值不同，此极限值由基本额定静载荷 C_{0r} 决定。而且，需要注意的是，即使轴承的轴向载荷小于 P_0 的极限值，接触椭圆也可能爬越沟道挡边。

向心球轴承的极限轴向载荷 $F_{a \max}$ 可由下式求出。

由 8.1.1 式 (1) 右端与式 (2)，可得承载 F_a 时的接触角 α ， Q 由下式求得。

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

另外，图 1 的 θ 可由 5.4 节式 (2) 求出。

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

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

故而，极限轴向载荷即最大轴向载荷，可以由下式求出。

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

在计算中，如果不了解轴承内部参数，就无法求出极限轴向载荷，故而，将深沟球轴承的极限轴向载荷计算结果列于图 2。

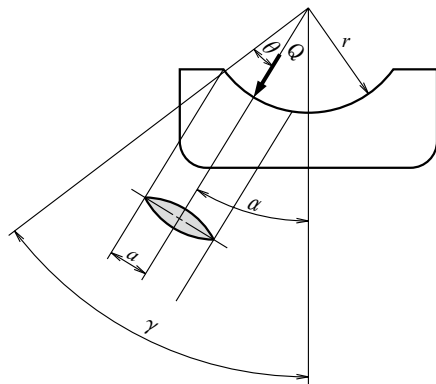


图 1

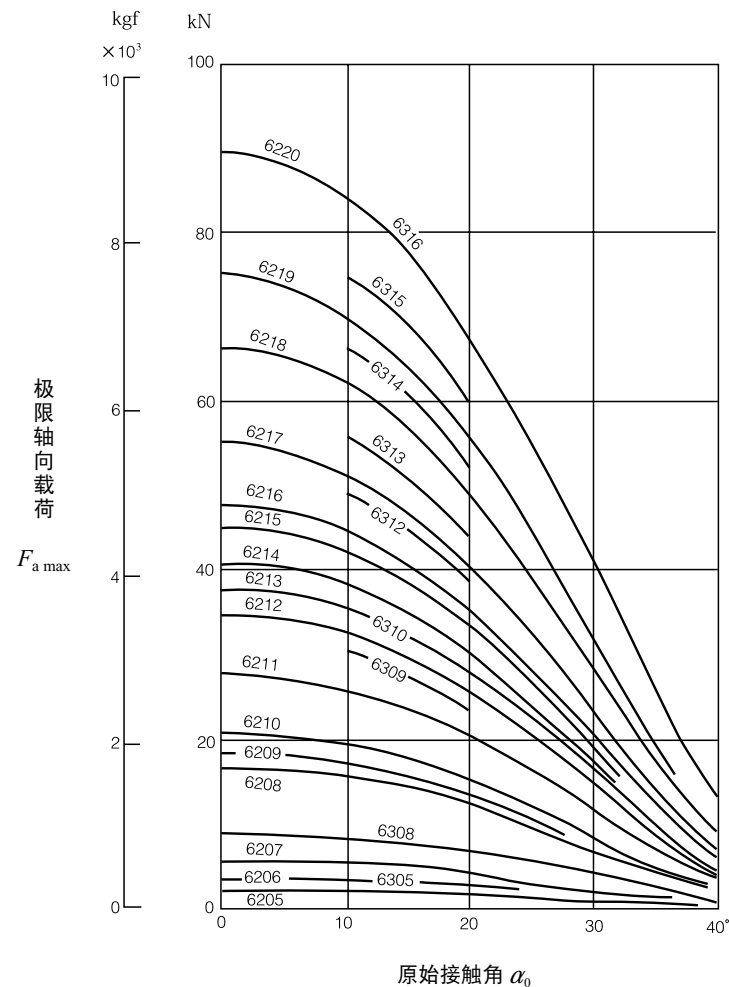


图 2 深沟球轴承的极限轴向载荷

8.2 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷

内、外圈均带挡边或平挡圈的圆柱滚子轴承，在承受径向载荷的同时，还可以承受一定的轴向载荷。

其极限轴向载荷受到滚子端面与挡边面滑动发热，咬粘（俗称烧伤）等因素的制约。

直径系列为 3 的圆柱滚子轴承采用脂润滑或油润滑，连续承载时的极限轴向载荷如图 1 所示。

脂润滑（实验式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ {kgf}}$$

.....(1)

油润滑（实验式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ {kgf}}$$

.....(2)

式中， C_A : 极限轴向载荷 (N), {kgf}
 d : 轴承公称内径 (mm)
 n : 轴承转速 (r/min)

另外，为了保证圆柱滚子轴承具有稳定的轴向承载能力，还要考虑轴承及其周围的情况：

- 承受轴向载荷时，必须承受径向载荷；
- 滚子端面与挡边面之间必须有充足的润滑剂；
- 应使用极压性高的润滑剂；
- 应充分进行磨合运转；
- 轴承具有高安装精度；
- 径向游隙不宜过大。

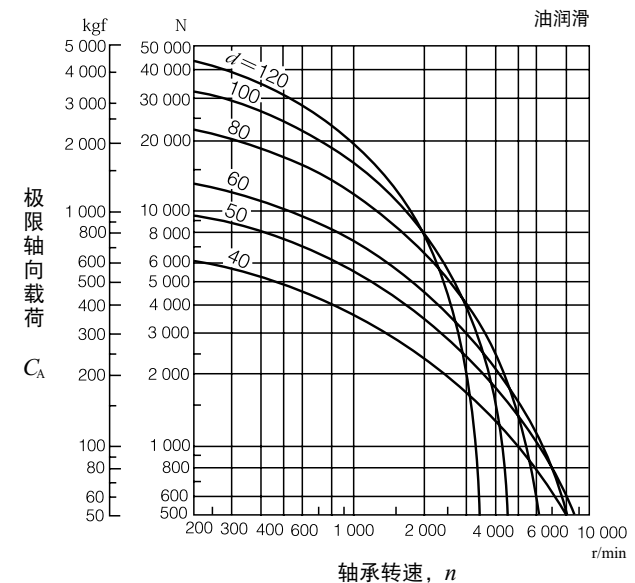
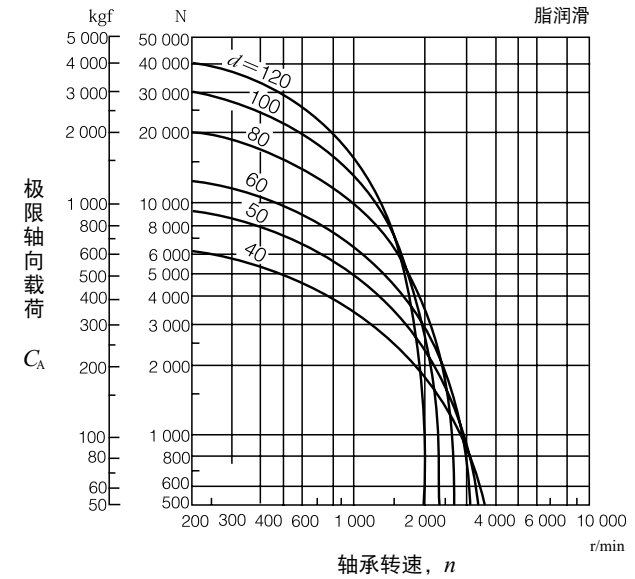
另外，轴承转速极低或高于极限转速的 50 %，以及轴承内径超过 200 mm 的圆柱滚子轴承，要对润滑、冷却等逐项详细研究。届时，请向 NSK 咨询。

f : 承载系数

分类	f 值
连续承载时	1
间歇承载时	2
短时间承载时	3

k : 尺寸系数

分类	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 ($k = 1.0$) 连续承载时 ($f = 1$)

图 1 圆柱滚子轴承的极限轴向载荷