

11.5 蜗轮受力计算

蜗轮是交叉轴齿轮的一种，它能在很小的空间获得很大的减速比。其啮合点的受力，可按表 1 计算。

另外，表 1 中的符号如下：

i : 齿数比 ($i = \frac{Z_2}{Z_w}$)

η : 蜗轮传动效率

$$\left[\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \psi)} \right]$$

γ : 升角 ($\gamma = \tan^{-1} \frac{d_{p2}}{id_{p1}}$)

ψ : 摩擦角 ψ 可按 $V_R = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60} \times 10^{-3}$

使用图 1 所示数值求得。

当滑动速度 $V_R < 0.2\text{m/s}$ 时用 $\psi = 8^\circ$,

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

α_n : 齿法向压力角

α_a : 轴端面压力角

Z_w : 蜗杆齿条数

Z_2 : 蜗轮齿数

下注 1 : 蜗杆 (主动齿轮)

2 : 蜗轮 (从动齿轮)

蜗轮啮合点作用力的方向，按蜗杆齿的旋向及旋转方向，分为图 2.1 ~ 图 2.4 所示 4 种。

加于轴承的载荷，可以按照蜗轮啮合点上各个分力的大小及方向，采用与 11.1 正齿轮、斜齿轮、人字齿轮的受力计算同样的方法计算。

表 1

力	蜗 杆	蜗 轮
切向力 P	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots(\text{N})$ $\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$	$\frac{9\,550\,000Hi\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots(\text{N})$ $\frac{974\,000Hi\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$
轴向力 T	$\frac{9\,550\,000H\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots(\text{N})$ $\frac{974\,000H\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots(\text{N})$ $\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots\{\text{kgf}\}$
分离力 S	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots(\text{N}), \{\text{kgf}\}$	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots(\text{N}), \{\text{kgf}\}$

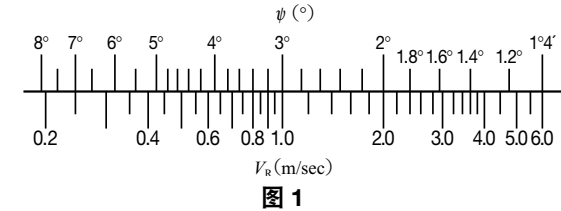


图 1

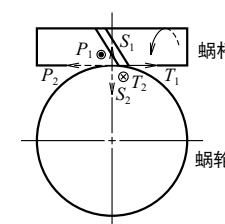


图 2.1 右旋蜗杆

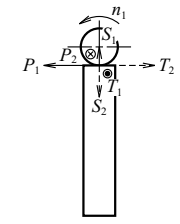


图 2.2 右旋蜗杆 (蜗杆旋转与图 2.1 方向相反)

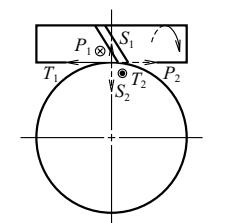


图 2.3 左旋蜗杆

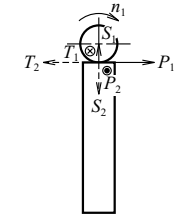


图 2.4 左旋蜗杆 (蜗杆旋转与图 2.3 方向相反)

● 与纸面垂直向上
 ⊗ 与纸面垂直向下

12. 其他

12.1 有关滚动轴承的 JIS (日本工业标准)

滚动轴承是重要的机械零部件，由于各种机械都在使用，故而，在国际上已由ISO(国际标准化组织)纳入标准化轨道。世界各国也都有涉及滚动轴承的标准，诸如DIN(德国)、ANSI(美国)、BS(英国)等等。

日本在1965年将以前涉及滚动轴承的JIS纳入体系，加以完善。后来，又与ISO标准接轨，结合生产、销售的实际情况等逐一作了修订。

日本生产的轴承基本上都执行JIS，也有BAS(日本轴承工业会标准)。

涉及轴承的JIS，如表1所示。

表 1 有关滚动轴承的 JIS

No.	标准分类	标准代号	标准名称
1	总则	B 1511	滚动轴承总则
2	通用标准	B 0005	制图 - 滚动轴承
3		B 0104	- 第 1 部：基本简略图示方法 - 第 2 部：专项简略图示方法
4		B 0124	滚动轴承专业词汇
5		B 1512	滚动轴承计量单位代号
6		B 1513	滚动轴承主要尺寸
7		B 1514	滚动轴承的公称代号
8		B 1515	滚动轴承 - 公差 - 第 1 部：向心轴承 - 第 2 部：推力轴承 - 第 3 部：倒角尺寸最大值
9		B 1516	滚动轴承 - 公差 - 第 1 部：用语及定义 - 第 2 部：检验的原则及方法
10		B 1517	滚动轴承的表示
11		B 1518	滚动轴承的包装
12		B 1519	滚动轴承额定动载荷及额定寿命的计算方法
13		B 1520	滚动轴承额定静载荷的计算方法
14		B 1548	滚动轴承的径向内部游隙
15		B 1566	滚动轴承噪声水平测量方法
16		G 4805	滚动轴承有关安装尺寸及配合 高碳铬轴承钢材
17		专项标准	B 1521
18	B 1522		角接触球滚针
19	B 1523		调心球轴承
20	B 1532		推力球轴承
21	B 1533		圆柱滚子轴承
22	B 1534		圆锥滚子轴承
23	B 1535		调心滚子轴承
24	B 1536		滚动轴承 - 滚针轴承主要尺寸及公差 - 第 1 部：48、49 及 69 尺寸系列 - 第 2 部：无内圈冲压外圈 - 第 3 部：带向心保持架的滚针轴承 - 第 4 部：带推力保持架的滚针轴承及推力垫圈 - 第 5 部：滚轮滚针
25	B 1539		推力球面滚子轴承
26	B 1557		滚动轴承单元
27	B 1558	滚动轴承单元专用球轴承	
28	零部件标准	B 1501	球轴承专用钢球
29		B 1506	滚动轴承 - 滚子
30		B 1509	滚动轴承 - 带止动环的向心轴承 - 尺寸和精度
31	附件标准	B 1551	滚动轴承专用立式轴承座
32		B 1552	滚动轴承 - 衬套、紧定套及拆卸套
33		B 1554	滚动轴承 - 锁紧螺母、锁紧垫圈及挡块
34		B 1559	滚动轴承单元专用轴承座
35	参考标准	K 2220	润滑脂

12.2 内、外圈与滚动体接触部位的永久变形量

当二个物体接触之时，其接触面的某一部位一旦承受超过材料弹性极限载荷，该部位就会产生局部性永久变形。由于轴承滚动面与滚道面经过极其精密加工，而且是非常坚硬的表面，但在微观上不是完全无缺的表面，故而，真正的接触面积远比表现接触面积小得惊人，最初接触的局部，例如粗糙突起的尖角等承受较小的载荷，便会造成长久变形。这种微观性永久变形对轴承的性能基本上没有影响，仅仅滚道面的反光起了变化（出现滚动痕迹）。

然而，如果载荷增大，永久变形量也会增加，最终会在宏观上清晰可辨。图 1 是其示意，就是说，在球轴承发生点接触时，载荷小时会按赫兹理论，弹性变形量与载荷 Q 的 p 次方（球轴承 $p = 2/3$ ，滚子轴承 $p = 0.9$ ）成正比，但载荷加大，永久变形量增加，偏离弹性位移理论值的幅度就会加大。

另外，常规轴承的总永久变形量 δ_q ，约 1/3 发生在滚动体，约 2/3 发生在套圈上。

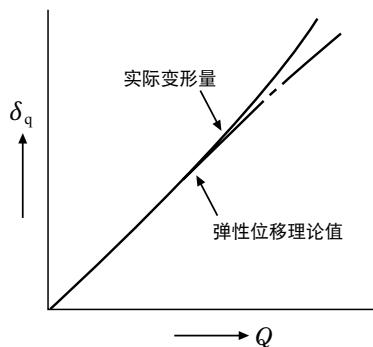


图 1

12.2.1 球轴承

永久变形量 δ_q 也以载荷 Q 的关系表示，其关系由 A. Palmgren 对球轴承的式 (1) 表示。

$$\delta_q = 1.30 \times 10^{-7} \frac{Q^2}{D_w} (\rho_{I1} + \rho_{II1})(\rho_{I2} + \rho_{II2}) \quad (N) \quad \left. \begin{aligned} &= 1.25 \times 10^{-5} \frac{Q^2}{D_w} (\rho_{I1} + \rho_{II1})(\rho_{I2} + \rho_{II2}) \\ &\quad \{kgf\} \end{aligned} \right\} \quad (mm) \dots \dots \dots (1)$$

式中，

- δ_q : 滚动体与套圈的总永久变形量 (mm)
- Q : 滚动体载荷 (N) {kgf}
- D_w : 滚动体直径 (mm)
- ρ_{I1} 、 ρ_{I2} 及 ρ_{II1} 、 ρ_{II2} : 物体 I 与 II 接触点主曲率半径的倒数 (1/mm)

式 (1) 按 δ_q 与 Q 的关系式表示得式 (2)

$$\delta_q = K \cdot Q^2 \quad (N) \quad \left. \begin{aligned} &= 96.2K \cdot Q^2 \quad \{kgf\} \end{aligned} \right\} \quad (mm) \dots \dots \dots (2)$$

常数 K 值，按轴承系列与内径代号分列于表 1。 K_i 为内圈与滚动体的接触常数， K_e 为外圈与滚动体的接触常数。

表 1 深沟球轴承的常数 K 值

轴承内径代号	轴承系列 60		轴承系列 62		轴承系列 63	
	K_i	K_e	K_i	K_e	K_i	K_e
	$\times 10^{-10}$	$\times 10^{-10}$	$\times 10^{-10}$	$\times 10^{-10}$	$\times 10^{-10}$	$\times 10^{-10}$
00	2.10	4.12	2.01	2.16	0.220	0.808
01	2.03	1.25	0.376	1.13	0.157	0.449
02	1.94	2.21	0.358	1.16	0.145	0.469
03	1.89	2.24	0.236	0.792	0.107	0.353
04	0.279	0.975	0.139	0.481	0.0808	0.226
05	0.270	0.997	0.133	0.494	0.0597	0.218
06	0.180	0.703	0.0747	0.237	0.0379	0.119
07	0.127	0.511	0.0460	0.178	0.0255	0.0968
08	0.417	0.311	0.129	0.0864	0.0206	0.0692
09	0.312	0.234	0.127	0.0875	0.0436	0.0270
10	0.308	0.236	0.104	0.0720	0.0333	0.0207
11	0.187	0.140	0.0728	0.0501	0.0262	0.0162
12	0.185	0.141	0.0547	0.0377	0.0208	0.0218
13	0.183	0.142	0.0469	0.0326	0.0169	0.0105
14	0.119	0.0914	0.0407	0.0283	0.0138	0.00863
15	0.118	0.0920	0.0402	0.0286	0.0117	0.00733
16	0.0814	0.0624	0.0309	0.0218	0.00982	0.00616
17	0.0808	0.0628	0.0243	0.0170	0.00832	0.00523
18	0.0581	0.0446	0.0194	0.0136	0.00710	0.00447
19	0.0576	0.0449	0.0158	0.0110	0.00611	0.00386
20	0.0574	0.0450	0.0130	0.00900	0.00465	0.00292
22	0.0296	0.0225	0.00928	0.00639	0.00326	0.00203
24	0.0293	0.0227	0.00783	0.00544	0.00320	0.00205
26	0.0229	0.0178	0.00666	0.00467	0.00255	0.00164
28	0.0227	0.0179	0.00656	0.00472	0.00209	0.00134
30	0.0181	0.0143	0.00647	0.00477	0.00205	0.00136

深沟球轴承 62 系列 δ_q 与 Q 关系一例如图 2 所示。

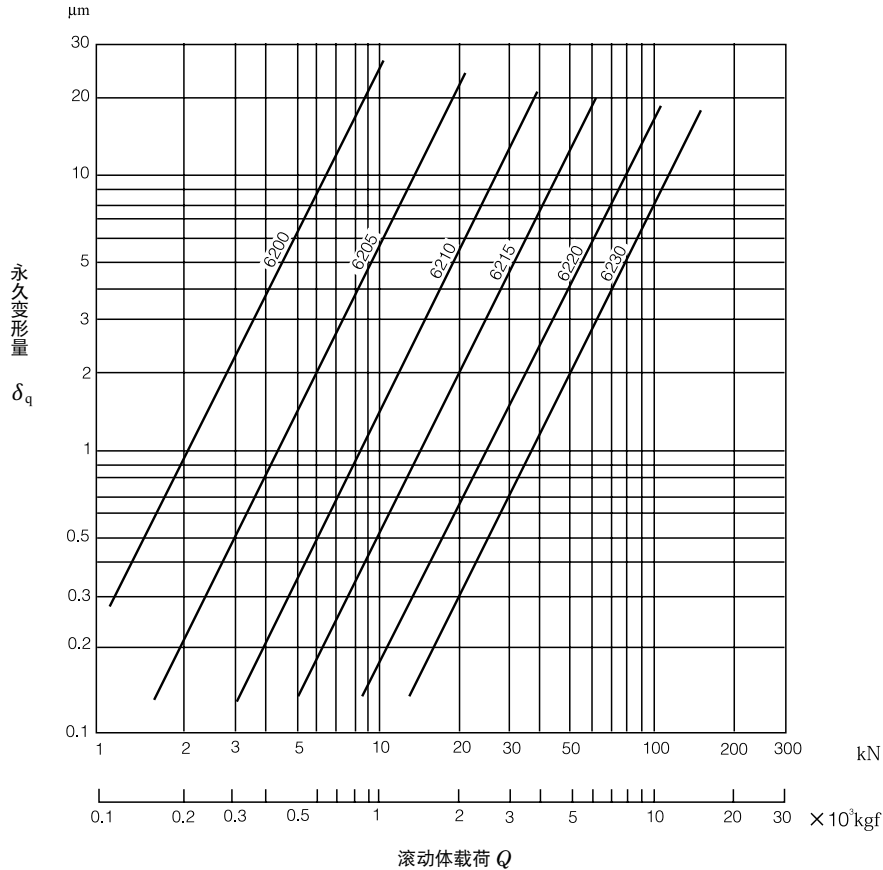


图 2 滚动体载荷与永久变形量

12.2.2 滚子轴承

滚子轴承的滚动体与套圈的永久变形量 δ_q 与载荷 Q 的关系，与球轴承同样，可按 A. Palmgren 得出式 (3)。

$$\left. \begin{aligned} \delta_q &= 2.12 \times 10^{-11} \cdot \frac{1}{\sqrt{D_w}} \cdot \left(\frac{Q}{L_{we}}\right)^3 \cdot (\rho_1 + \rho_{II})^{3/2} \quad \text{(N)} \\ &= 2.00 \times 10^{-8} \cdot \frac{1}{\sqrt{D_w}} \cdot \left(\frac{Q}{L_{we}}\right)^3 \cdot (\rho_1 + \rho_{II})^{3/2} \quad \text{(mm)} \end{aligned} \right\} \text{.....(3)}$$

式中, L_{we} : 滚子有效长度 (mm)

ρ_1 、 ρ_{II} : 物体 I 与 II 接触点主曲率半径的倒数 (1/mm)

其它计量符号, 与 12.2.1 的式 (1) 相同。

式 (3) 用 δ_q 与 Q 的关系式表示, 则得式 (4)。

$$\left. \begin{aligned} \delta_q &= K \cdot Q^3 \quad \text{(N)} \\ &= 943K \cdot Q^3 \quad \text{(kgf)} \end{aligned} \right\} \text{(mm)} \text{.....(4)}$$

常数 K 值, 按轴承公称代号, 分列于表 2。

K_i 为内圈与滚动体的接触常数, K_e 为外圈与滚动体的接触常数。

圆柱滚子轴承 NU2 系列 δ_q 与 Q 的关系一例如图 3 所示。

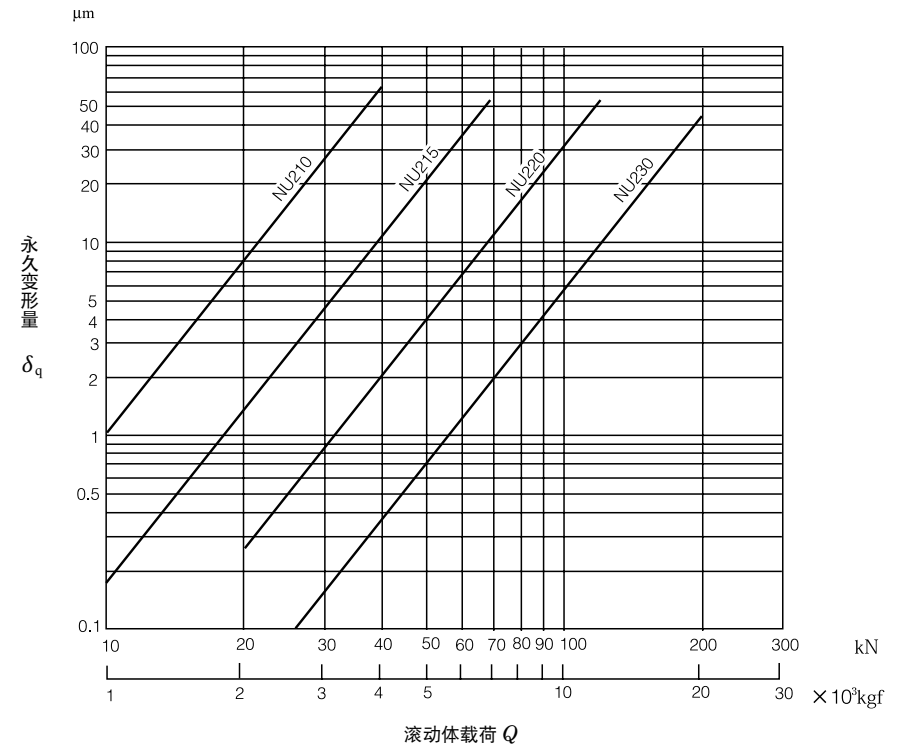


图 3 滚动体载荷与永久变形量

表 2 圆柱滚子轴承常数 K 值

轴承系列 NU2			轴承系列 NU3			轴承系列 NU4		
公称代号	K_i	K_c	公称代号	K_i	K_c	公称代号	K_i	K_c
	$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$		$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$		$\times 10^{-16}$	$\times 10^{-16}$
NU205W	113	67.5	NU305W	20.4	10.9	NU405W	4.69	2.28
NU206W	50.7	30.9	NU306W	11.3	6.32	NU406W	2.09	1.01
NU207W	19.1	11.4	NU307W	6.83	3.81	NU407W	1.61	0.821
NU208W	10.8	6.53	NU308W	4.24	2.43	NU408W	0.835	0.418
NU209W	10.6	6.64	NU309W	1.92	1.07	NU409W	0.607	0.312
NU210W	10.4	6.74	NU310W	1.51	0.856	NU410W	0.373	0.191
NU211W	6.23	4.06	NU311W	0.786	0.435	NU411W	0.363	0.194
NU212W	3.93	2.57	NU312W	0.575	0.323	NU412W	0.220	0.116
NU213W	2.58	1.69	NU313W	0.460	0.262	NU413W	0.173	0.0926
NU214W	2.54	1.70	NU314W	0.347	0.200	NU414W	0.0954	0.0509
NU215W	1.74	1.15	NU315W	0.211	0.120	NU415W	0.0651	0.0342
NU216W	1.38	0.915	NU316W	0.207	0.121	NU416W	0.0455	0.0237
NU217W	0.976	0.648	NU317W	0.132	0.0761	NU417W	0.0349	0.0178
NU218W	0.530	0.343	NU318W	0.112	0.0650	NU418W	0.0251	0.0130
NU219W	0.426	0.277	NU319W	0.0903	0.0529	NU419W	0.0245	0.0132
NU220W	0.324	0.210	NU320W	0.0611	0.0357	NU420W	0.0182	0.00972
NU221W	0.249	0.162	NU321W	0.0428	0.0247	NU421W	0.0137	0.00729
NU222W	0.156	0.0995	NU322W	0.0325	0.0187	NU422W	0.0104	0.00559
NU224W	0.123	0.0800	NU324W	0.0176	0.00992	NU424W	0.00611	0.00323
NU226W	0.121	0.0810	NU326W	0.0132	0.00750	NU426W	0.00353	0.00185
NU228W	0.0836	0.0559	NU328W	0.0100	0.00576	NU428W	0.00303	0.00161
NU230W	0.0565	0.0378	NU330W	0.00832	0.00484	NU430W	0.00296	0.00163

12.3 滚动体的自转与公转速度

当滚动体在套圈之间无滑动地旋转时，在内圈滚道上滚动的距离与外圈滚道上滚动的距离相等，由此可以求出内、外圈转速 n_i 、 n_e 与滚动体自转速度 n_a 的关系。

而滚动体的公转速度，可以由内圈滚道线速度与外圈滚道线速度（通常内、外圈之一静止不动）的算术平均值求得。

滚动体自转与公转的关系如式 (1) ~ (4) 所示。

自转速度

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

自转线速度

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

公转速度（保持架转速）

$$n_c = \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \quad (\text{r/min}) \dots \dots \dots (3)$$

公转线速度（滚动体节圆直径上的保持架线速度）

$$v_c = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} \left[\left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \right] \quad (\text{m/s}) \dots \dots \dots (4)$$

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 (r/min)
 n_i ：内圈转速 (r/min)

$0 \leq \alpha < 90^\circ$ 及 $\alpha = 90^\circ$ ，内圈旋转 ($n_e = 0$)、外圈旋转 ($n_i = 0$) 时，滚动体的自转、公转如表 1 所示。

例如表 2 是球轴承 6210、6310 内圈旋转的滚动体自转速度 n_a 、公转速度 n_c 。

表 1 滚动体自转速度 n_a 、

接 触 角	自转·公转速度
$0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$	n_a (r/min)
	v_a (m/s)
	n_c (r/min)
	v_c (m/s)
$\alpha = 90^\circ$	n_a (r/min)
	v_a (m/s)
	n_c (r/min)
	v_c (m/s)

表 2 球轴承 6210、6310 的 n_a 及 n_c 值

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

自转线速度 v_a 、公转速度 n_c 及公转线速度 v_c

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

备注 1. 土符号顺时针方向旋转时为+，逆时针方向旋转时为-。

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

12.4 滚动轴承旋转速度与保持架滑动速度

滚动轴承的优点之一，是比滑动轴承的摩擦少。其理由是，滚动摩擦比滑动摩擦小。但是，在滚动轴承中，也有很多部位难免产生滑动摩擦。

它主要是，保持架与滚动体之间的滑动摩擦，保持架引导面的滑动摩擦，滚动体与滚道面之间弹性位移造成的滑动摩擦，滚子轴承挡边与滚子端面的滑动摩擦等等。

在高速轴承中，保持架与滚动体之间的滑动摩擦，保持架引导面的滑动摩擦问题最大，轴承的极限转速也会受这种滑动摩擦的制约。

在滑动轴承中，用PV值表示速度极限，滚动轴承的滑动部分也可同样看待。P是滚动体与保持架之间或保持架引导面的接触压力，在常规工况，对加于轴承的载荷影响不大。

V是滑动速度，故而，滚动轴承的速度极限通常可以只用滑动速度，换言之，就是以轴承的大小与转速大致表示。

以前，常用 $D_{pw} \times n$ ($d_m n$) 值作为轴承极限转速的参考值，它只表示轴承内部的滑动速度。

令内圈旋转，外圈不动，外圈引导保持架引导面的相对滑动速度 V_e ，由式(1)表示。

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3} (1 - \gamma) d_{e1} n_i$$

$$= K'_e n_i \text{ (m/s)} \dots \dots \dots (1)$$

式中， d_{e1} ：引导面直径(mm)

γ ：轴承内部结构参数

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

D_w ：滚动体直径(mm)

α ：轴承接触角(°)

D_{pw} (或 d_m)

：滚动体节圆直径(mm)

n_i ：内圈转速(r/min)

$$K'_e = \frac{\pi d_{e1}}{120 \times 10^3} (1 - \gamma)$$

深沟球轴承 62、63 系列及圆柱滚子轴承 NU2、NU3 系列常数 K'_e 值如表 2 所示。

另外，设内圈保持架的滑动速度为 V_i ，滚动体对保持架的最大滑动速度为 V_a ，则为下列关系。

$$V_i \doteq (1.15 \sim 1.18) V_e \text{ (直径系列 2 的轴承)}$$

$$\doteq (1.20 \sim 1.22) V_e \text{ (直径系列 3 的轴承)}$$

$$V_a \doteq (1.05 \sim 1.07) V_e \text{ (直径系列 2 的轴承)}$$

$$\doteq (1.07 \sim 1.09) V_e \text{ (直径系列 3 的轴承)}$$

深沟球轴承的计算实例

以 6210、6310 为例， $n_i' = 4500$ r/min 时， $D_{pw} \times n$ ($d_m n$) 及滑动速度如表 1 所示。

表 1

球轴承	$D_{pw} \times n$ $\times 10^4$	V_e (m/s) (外圈引导)	V_a (m/s)	V_i (m/s) (内圈引导)
6210	31.5	7.5	8.0	8.7
6310	36.9	8.5	9.1	10.3

备注：在式(1)中，如沟深为 h_e ，则：

$$d_{e1} = D_{pw} + D_w - 2h_e = D_{pw} \left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}} \right)$$

$$V_e = \frac{\pi}{120 \times 10^3} (1 - \gamma) \left(1 + \frac{D_w - 2h_e}{D_{pw}} \right) D_{pw} \cdot n$$

$$= K'_e \cdot D_{pw} \cdot n$$

按轴承决定的常数 K'_e 大致范围为：

$$K'_e = (0.23 \sim 0.245) \times 10^{-4}$$

表 2 球轴承 62、63 系列及滚子轴承 NU2、NU3 系列常数 K'_e 值

轴 承 内径代号	轴 承 系 列			
	62	63	NU2	NU3
	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$
00	48	49	—	—
01	50	52	—	—
02	59	66	—	—
03	67	74	—	—
04	77	81	79	84
05	92	103	92	102
06	110	121	110	123
07	125	133	126	136
08	142	149	144	155
09	155	171	157	171
10	168	189	172	189
11	184	201	189	206
12	206	218	208	224
13	221	235	226	259
14	233	252	239	261
15	249	270	251	278
16	264	287	270	298
17	281	305	288	314
18	298	323	304	333
19	316	340	323	352
20	334	366	341	376
21	350	379	361	392
22	368	406	378	416
24	400	441	408	449
26	430	475	441	486
28	470	511	478	523
30	510	551	515	559
32	550	585	551	599
34	585	615	588	635
36	607	655	615	670
38	642	695	651	707
40	682	725	689	747

12.5 滚动体的离心力

在常规运行工况下，与轴承承受的载荷相比，滚动体的离心力可以忽略不计，故而，在计算轴承寿命时，并不考虑滚动体的离心力。

然而，在高速且轴承载荷很小时，滚动体的离心力对寿命的影响则不容忽视。

在深沟球轴承与圆柱滚子轴承中，滚动体的离心力会使寿命缩短。在角接触球轴承中，相对于初期接触角，内圈接触角会加大，外圈接触角会减小，疲劳概率会相应变化。

暂不考虑离心力对寿命的影响，则在内圈旋转时，球轴承及滚子轴承滚动体的离心力计算公式分别如式(1)、式(2)所示。

球轴承

$$F_c = K_B n_i^2 \dots\dots\dots(1)$$

$$K_B = 5.580 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1 - \gamma)^2 \dots\dots(N)$$

$$= 0.569 \times 10^{-12} D_w^3 D_{pw} (1 - \gamma)^2 \dots\{kgf\}$$

滚子轴承

$$F_c = K_R n_i^2 \dots\dots\dots(2)$$

$$K_R = 8.385 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1 - \gamma)^2 \dots\dots(N)$$

$$= 0.855 \times 10^{-12} D_w^2 L_w D_{pw} (1 - \gamma)^2 \dots\{kgf\}$$

式中， D_w ：滚动体直径 (mm)
 D_{pw} ：滚动体节圆直径 (mm)
 γ ：轴承内部结构参数

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

α ：轴承接触角 (°)

L_w ：滚子长度 (mm)

n_i ：内圈转速 (r/min)

球轴承 62、63 系列及滚子轴承 NU2、NU3 系列。

K_B 、 $K_R (= K)$ 值见表 1。

表 1 球轴承 62、63 系列

轴 承 内径代号	轴承系列 62	
	K	
	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$
00	0.78	{ 0.08 }
01	1.37	{ 0.14 }
02	1.77	{ 0.18 }
03	2.94	{ 0.30 }
04	5.49	{ 0.56 }
05	6.86	{ 0.70 }
06	13.7	{ 1.4 }
07	25.5	{ 2.6 }
08	36.3	{ 3.7 }
09	41.2	{ 4.2 }
10	53.9	{ 5.5 }
11	84.3	{ 8.6 }
12	128	{ 13.1 }
13	161	{ 16.4 }
14	195	{ 19.9 }
15	213	{ 21.7 }
16	290	{ 29.6 }
17	391	{ 39.9 }
18	518	{ 52.8 }
19	672	{ 68.5 }
20	862	{ 87.9 }
21	1 079	{110 }
22	1 344	{137 }
24	1 736	{177 }
26	2 177	{222 }
28	2 442	{249 }
30	2 707	{276 }
32	2 962	{302 }
34	4 168	{425 }

及滚子轴承 NU2、NU3 系列的常数 K 值

轴承系列 63		轴承系列 NU2		轴承系列 NU3	
K		K		K	
$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$
2.16	{ 0.22 }	—	—	—	—
3.14	{ 0.32 }	—	—	—	—
4.41	{ 0.45 }	—	—	—	—
6.67	{ 0.68 }	—	—	—	—
9.41	{ 0.96 }	5.00	{ 0.51 }	9.51	{ 0.97 }
15.7	{ 1.6 }	6.08	{ 0.62 }	16.7	{ 1.7 }
29.4	{ 3.0 }	11.8	{ 1.2 }	28.4	{ 2.9 }
47.1	{ 4.8 }	22.6	{ 2.3 }	41.2	{ 4.2 }
73.5	{ 77.5 }	35.3	{ 3.6 }	63.7	{ 6.5 }
129	{ 13.2 }	39.2	{ 4.0 }	109	{ 11.1 }
186	{ 19.0 }	43.1	{ 4.4 }	149	{ 15.2 }
251	{ 25.6 }	63.7	{ 6.5 }	234	{ 23.9 }
341	{ 34.8 }	91.2	{ 9.3 }	305	{ 31.1 }
455	{ 46.4 }	127	{ 12.9 }	391	{ 39.9 }
595	{ 60.7 }	135	{ 13.8 }	494	{ 50.4 }
765	{ 78.0 }	176	{ 17.9 }	693	{ 70.7 }
969	{ 98.8 }	233	{ 23.8 }	758	{ 77.3 }
1 216	{ 124 }	302	{ 30.8 }	1 020	{ 104 }
1 491	{ 152 }	448	{ 45.7 }	1 236	{ 126 }
1 824	{ 186 }	559	{ 57.0 }	1 471	{ 150 }
2 560	{ 261 }	689	{ 70.3 }	1 961	{ 200 }
3 011	{ 307 }	844	{ 86.1 }	2 501	{ 255 }
4 080	{ 416 }	1 167	{119 }	3 207	{ 327 }
4 570	{ 466 }	1 422	{145 }	4 884	{ 498 }
6 160	{ 628 }	1 569	{160 }	6 257	{ 638 }
8 140	{ 830 }	2 157	{220 }	7 904	{ 806 }
9 003	{ 918 }	2 903	{296 }	9 807	{1 000 }
11 572	{1 180 }	3 825	{390 }	10 787	{1 100 }
16 966	{1 730 }	4 952	{505 }	13 925	{1 420 }

备注 { } 的值为以 kgf 单位计算时的常数 K。

12.6 滚动轴承的温升与尺寸变化

滚动轴承是一种极其精密的机械零部件，因温度变化而导致的轴承尺寸精度变化不容忽视。

为此，轴承测试原则上定在 20 °C 进行，并且标准规定的尺寸也都是 20 °C 的数据。

温度变化引起的尺寸变化不仅影响尺寸精度，而且会造成运行中的轴承内部游隙变化与内、外圈过盈量变化。

而利用温差引起的尺寸变化进行热装，可使过盈量较大的配合零件的装配变得非常容易。

温升引起的尺寸变动量 Δl 如式 (1) 表示

$$\Delta l = \Delta T \alpha l \text{ (mm)} \dots \dots \dots (1)$$

式中， Δl : 尺寸变化量 (mm)

ΔT : 温升 (°C)

α : 轴承钢的线膨胀系数

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

l : 原有尺寸 (mm)

式 (1) 图解如图 1。

在下列场合，利用图 1 可以轻而易举地得到尺寸变化的参考值。

- (1) 考虑环境温度影响对测量值进行修正时；
- (2) 调查运行中的内、外圈温差引起轴承内部游隙变动时；
- (3) 热装时想要了解过盈量与加热温度的关系时；
- (4) 在配合面产生温差后，想要了解过盈量的变化时。

例 题

要将内径 110 mm 的内圈热装于配合公差段为 n6 的轴时，内圈应加热至多少度？

$\phi 110 \text{ n6}$ 的轴与内圈的过盈量最大为 0.065，为使内圈容易压至轴上，必须有 0.03 ~ 0.04 的游隙。故而，内圈膨胀量为 0.095 ~ 0.105。

今在图上求纵坐标 $\Delta l = 0.105$ ，横坐标 $l = 110$ 的交点，则 ΔT 位于 70 °C 与 80 °C 之间 ($\Delta T \approx 77^\circ\text{C}$)。所以，内圈加热温度为室温 + 80 °C 即可。

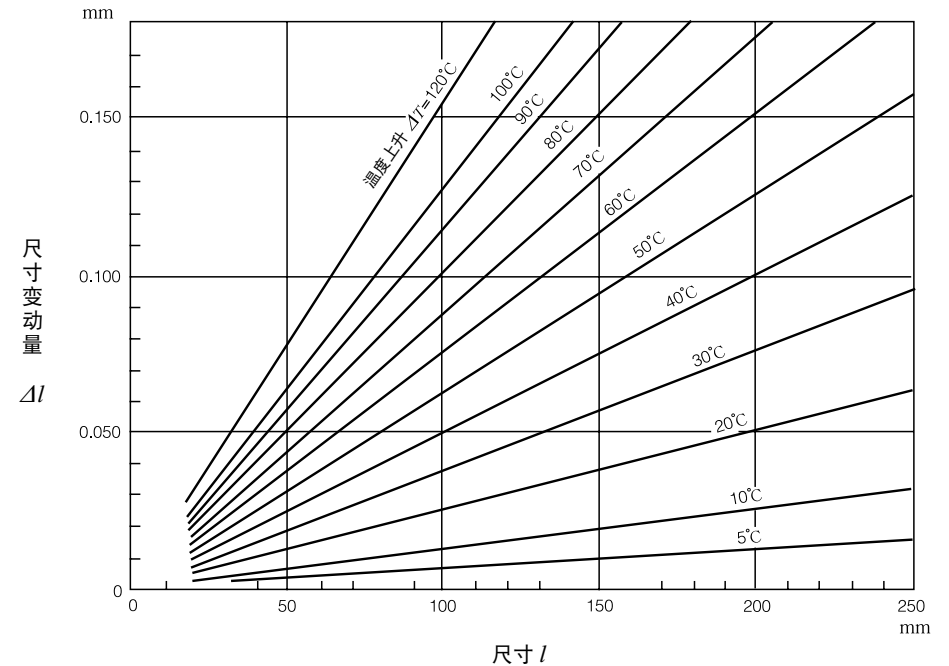


图 1 轴承钢的温升与尺寸变化

12.7 滚动轴承的容积与表观比重

设轴承内径为 d (mm)，外径为 D (mm)，宽度为 B (mm)，则轴承容积 V 可由下式表示。

$$V = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)B \times 10^{-3} \text{ (cm}^3\text{)} \dots\dots(1)$$

向心轴承主要尺寸系列的轴承容积如表 1 所示。

圆锥滚子轴承是按装配宽度 B 计算的数值。

设轴承质量为 W (kg)， $W/V = k$ 可视为表观比重， k 按轴承类型，基本为定值。

表 2 按尺寸系列表示向心轴承的 k 值。要计算非标轴承的质量时，只要算出轴承容积 V ，利用表 2 的表观比重 k ，即可得到大概的质量数据。

轴承内径代号	向心尺寸	
	10	30
00	3.6	5.4
01	4.0	6.0
02	5.4	7.9
03	7.4	10.3
04	12.9	17.1
05	14.9	20.0
06	21.7	31.7
07	28.8	41.1
08	35.6	50.0
09	45.2	65.0
10	49.0	70.5
11	71.7	104
12	76.7	111
13	81.6	118
14	113	170
15	119	179
16	159	239
17	175	270
18	217	334
19	226	348
20	236	362
21	298	469
22	369	594
24	396	649
26	598	945
28	632	1 020
30	773	1 240

表 1 向心轴承的容积

单位：cm³

轴承（圆锥滚子轴承除外）				圆锥滚子轴承		
寸 系 列				尺 寸 系 列		
02	22	03	23	20	02	03
5.6	8.8	9.7	15.0	—	—	—
6.9	9.7	11.5	16.3	—	—	—
8.4	11.0	15.7	20.5	—	—	17.2
12.3	16.5	21.1	28.6	—	13.6	23.0
19.9	25.6	27.1	38.0	—	21.7	29.4
24.5	29.4	43.0	60.6	—	26.5	46.1
36.9	46.2	63.9	90.8	28.4	39.3	69.8
52.9	71.5	85.3	126	37.0	56.8	92.4
67.9	86.7	117	168	45.2	74.5	129
77.6	93.9	157	225	56.5	84.9	170
88.0	101	203	301	61.3	95.6	220
115	137	259	384	92	125	281
147	187	324	480	98	159	350
184	249	398	580	104	198	434
202	261	484	705	142	221	525
221	275	580	860	150	241	627
269	342	689	1 020	204	293	750
336	432	810	1 190	230	366	880
412	550	945	1 410	289	446	1 020
500	671	1 095	1 630	301	538	1 200
598	809	1 340	2 080	313	650	1 460
709	985	1 530	2 390	400	767	1 660
833	1 160	1 790	2 860	502	898	1 950
1 000	1 450	2 300	3 590	536	1 090	2 480
1 130	1 810	2 800	4 490	818	1 240	3 080
1 415	2 290	3 430	5 640	866	1 540	3 740
1 780	2 890	4 080	6 770	1 060	1 940	4 520

表 2 轴承类型与表观比重 (k)

轴承类型	主要轴承系列	表观比重 k
单列深沟球轴承（带冲压保持架）	60, 62, 63	5.3
NU 型圆柱滚子轴承	NU10, NU2, NU3	6.8
N 型圆柱滚子轴承	N10, N2, N3	6.5
圆锥滚子轴承	320, 302, 303	5.5
调心滚子轴承	230, 222, 223	6.4

12.8 圆锥滚子轴承保持架的突出量

圆锥滚子轴承的保持架，通常采用钢板冲压，由外圈侧面突出（见图1）。在设计轴承安装的周边结构时，关键是要保证保持架不接触轴承座、隔圈等零部件。而且，采用脂润滑时，要留出润滑油存放空间；采用油润滑时，要保证油流动顺畅等等，故而建议选用大于 JIS B 1566 “滚动轴承有关安装尺寸及配合” 以及轴承样本所载 S_a 、 S_b 的尺寸。

不过，由于轴向尺寸的局限等原因，而被迫按小于该尺寸设计时，应当按保持架相对外圈的最大突出量 δ_1 、 δ_2 （见表1）并尽量留出余量。再选定安装尺寸 S_a 、 S_b 。

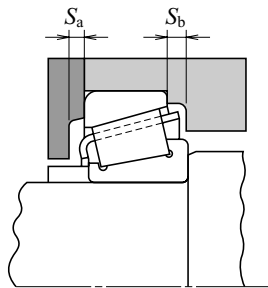
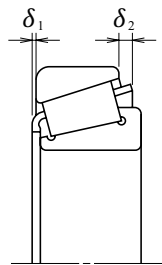


图1 保持架的突出量

图2 轴承有关安装尺寸

表1 圆锥滚子轴承保持架的突出量

单位：mm

轴承代号	轴承系列			
	HR 329 J		HR 320 XJ	
	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
02	—	—	—	—
03	—	—	—	—
04	—	—	1.5	2.9
/22	—	—	1.6	3.1
05	—	—	1.9	3.5
/28	—	—	1.9	3.5
06	—	—	2.0	3.1
/32	—	—	2.0	3.9
07	1.3	2.7	2.5	3.7
08	1.9	2.9	2.3	4.2
09	—	—	2.9	4.7
10	—	—	3.0	4.6
11	1.9	3.3	3.1	5.1
12	2.3	3.5	3.1	5.0
13	—	—	2.5	5.9
14	2.5	4.1	2.9	5.6
15	—	—	3.5	5.5
16	—	—	4.5	7.2
17	—	—	4.2	6.5
18	3.4	5.5	4.4	7.2
19	3.3	5.2	4.5	7.1
20	3.4	5.1	4.5	7.1

轴承代号	轴承系列															
	HR 330 J		HR 331 J		HR 302 J		HR 322 J		HR 332 J		HR 303 J		HR 303 DJ		HR 323 J	
	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	0.7	2.0	0.3	3.0	—	—	1.2	3.3	—	—	—	—	—
—	—	—	—	1.0	2.9	0.6	3.5	—	—	1.4	3.7	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.9	3.7	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	0.9	3.8	—	—	1.1	2.9	—	—	—	—	—
2.0	3.1	—	—	0.8	2.9	0.9	3.8	2.0	3.3	1.6	3.4	—	—	—	—	—
—	—	—	—	1.4	3.4	1.5	3.4	1.8	3.8	1.5	4.8	—	—	—	—	—
2.0	4.0	—	—	1.4	3.4	1.5	3.3	2.1	4.6	2.1	3.9	—	—	—	—	—
—	—	—	—	0.7	3.3	1.6	2.8	2.2	4.4	—	—	—	—	—	—	—
2.2	3.4	—	—	2.0	3.1	1.7	4.3	2.6	4.7	2.9	4.8	2.1	4.8	1.1	4.1	—
2.2	3.2	—	—	1.1	4.7	1.4	5.1	3.1	5.5	1.8	4.9	2.0	5.0	0.5	4.5	—
—	—	3.3	4.7	1.8	3.9	1.9	5.1	3.7	6.0	2.5	5.1	2.3	5.5	2.0	5.2	—
2.4	4.4	3.3	5.1	1.8	5.5	1.7	6.2	3.3	5.8	2.2	5.9	3.7	6.8	1.5	5.7	—
2.9	4.8	3.3	6.3	2.7	4.8	2.1	4.5	3.5	6.6	2.6	5.7	3.3	6.0	1.8	6.4	—
2.9	5.1	—	—	1.2	5.9	3.4	4.2	3.9	7.0	3.1	6.5	3.2	8.0	2.7	6.5	—
3.0	5.1	—	—	3.9	4.8	2.8	4.0	4.9	7.4	3.1	6.2	3.9	10.0	2.3	7.4	—
3.5	5.5	—	—	3.3	5.3	2.7	5.0	5.5	7.0	3.2	6.5	3.8	8.2	2.1	7.2	—
3.5	5.4	—	—	3.9	5.3	2.8	4.7	5.0	7.9	3.0	7.6	3.7	8.6	1.8	7.7	—
—	—	—	—	3.1	5.5	3.1	4.6	4.7	7.6	2.2	7.8	3.4	9.2	2.2	7.9	—
3.7	6.0	4.8	7.6	3.1	6.3	2.1	5.8	4.6	8.7	3.4	8.5	4.0	10.3	2.8	9.8	—
—	—	4.8	7.5	3.6	5.1	2.6	5.1	—	—	—	—	3.2	9.6	2.1	8.9	—
—	—	—	—	3.5	5.9	1.9	5.4	—	—	—	—	3.0	10.3	—	—	—
—	—	3.8	8.8	3.2	6.9	2.0	5.6	3.8	9.4	—	—	—	—	2.1	10.3	—

12.9 单个轴承套圈的固有振动频率

滚动轴承单个套圈的固有振动，主要有径向振动和轴向振动二种。其中，径向固有振动模式如图 1 所示。

这些模式的振动方向是径向，按照其在圆周的形状分为 1 次（椭圆模式）、2 次（三角模式）、3 次（4 角模式）、……多种模式。如图 1 所示，1 次模式的波腹（或波节）数为 4 个，变形后的波数为 2 个。2 次、3 次的波数分别为 3 个、4 个。

单个套圈的径向频率，式 (1) 按薄壁圆弧棒理论计算，与实测值十分吻合。

$$f_{RiN} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eg}{\gamma} \frac{I_x}{AR^4}} \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}} \quad (\text{Hz}) \dots (1)$$

式中， f_{RiN} ：单个套圈的径向 i 次固有频率 (Hz)

- E ：弹性模量 (MPa), {kgf/mm²}
- γ ：比重 (N/mm³), {kgf/mm³}
- g ：重力加速度 (mm/s²)
- n ：各模式的变形波数 ($i + 1$)
- I_x ：中轴线上的套圈截面 2 次力矩 (mm⁴)
- A ：套圈的截面积 (mm²)
- R ：套圈中轴线半径 (mm)

进行式 (1) 计算，需要套圈截面 2 次力矩等数据，截面形状复杂的套圈很难取得准确数据。

因此，想要了解向心球轴承外圈大致的径向固有频率时，用式 (2) 即可。利用由轴承内径、外径及截面形状决定的常数，可以很容易地求出固有频率。

$$f_{RiN} = 9.41 \times 10^5 \frac{K(D-d)}{\{D - K(D-d)\}^2} \times \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}} \quad (\text{Hz}) \dots (2)$$

- 式中， d ：轴承内径 (mm)
- D ：轴承外径 (mm)
- K ：由截面形状决定的常数
- $K = 0.125$ (带密封槽的外圈)
- $K = 0.150$ (开式外圈)

另一主要振动模式，是轴向振动。这一模式的振动方向是轴向，其 1~3 次模式如图 2 所示。该图是侧视图，与径向振动模式同样，1 次、2 次、3 次模式的变形波数分别为 2 个、3 个、4 个。

单个套圈的轴向固有频率，可以采用谷口远藤的近似公式 (3)。该公式是将“圆弧棒理论”与“圆筒壳不扩散理论”结合而得出的。

$$f_{AiN} = \frac{\frac{\sqrt{3}}{6\pi} n(n^2 - 1)\rho}{\sqrt{(1-\nu^2) \left\{ \left(\frac{\rho}{\kappa} \right)^2 \frac{n^2(n^2+1)\rho^2+3}{n^2\rho^2+6(1-\nu)} + n^2 + \lambda \right\}}} \times \frac{1}{R} \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} \quad (\text{Hz}) \dots (3)$$

$$\kappa = H/2R$$

$$\rho = B/2R$$

$$\lambda = \frac{1 + \nu}{2 - 1.26\sigma(1 - \sigma^4/12)}$$

$$\sigma = \min\left(\frac{\kappa}{\rho}, \frac{\rho}{\kappa}\right)$$

式中， f_{AiN} ：单个套圈的轴向 i 次固有频率 (Hz)

- E ：弹性模量 (MPa), {kgf/mm²}
- γ ：比重 (N/mm³), {kgf/mm³}
- g ：重力加速度 (mm/s²)
- n ：各模式的变形波数 ($i + 1$)
- R ：套圈中轴线半径 (mm)
- H ：套圈厚度 (mm)
- B ：套圈宽度 (mm)
- ν ：泊松比

此式的截面形状是长方形的，换成轴承套圈的低次模式也与实测值十分吻合。

但因这一计算比较烦琐，如果想大概了解轴承外圈的轴向固有频率时，可采用式 (4)。由轴承内径、外径、宽度尺寸及外圈截面形状决定的数据求出。

$$f_{AiN} = \frac{9.41 \times 10^5 n(n^2 - 1) R_0^2}{B \sqrt{\frac{0.91}{H_0^2} \cdot \frac{n^2(n^2 + 1) R_0^2 + 3}{n^2 R_0^2 + 4.2} + n^2 + \frac{1.3}{2 - 1.26 H_0 + 0.105 H_0^5}}} \quad (\text{Hz}) \dots (4)$$

式中， $R_0 = B/\{D - K(D - d)\}$
 $H_0 = K(D - d)/B$

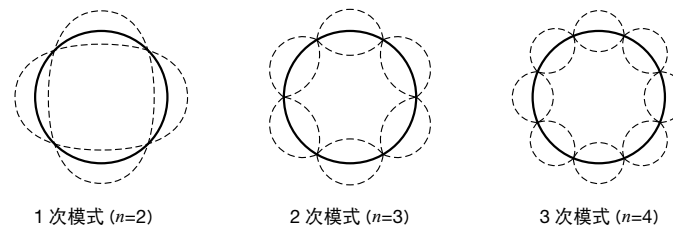


图 1 径向 1~3 次振动模式

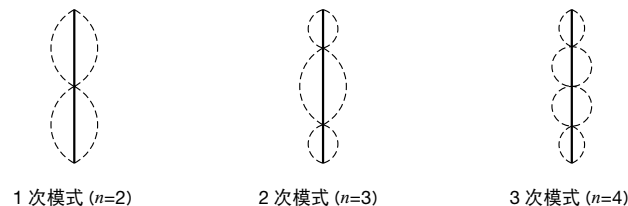


图 2 轴向 1~3 次振动模式

12.10 滚动轴承的振动与噪声

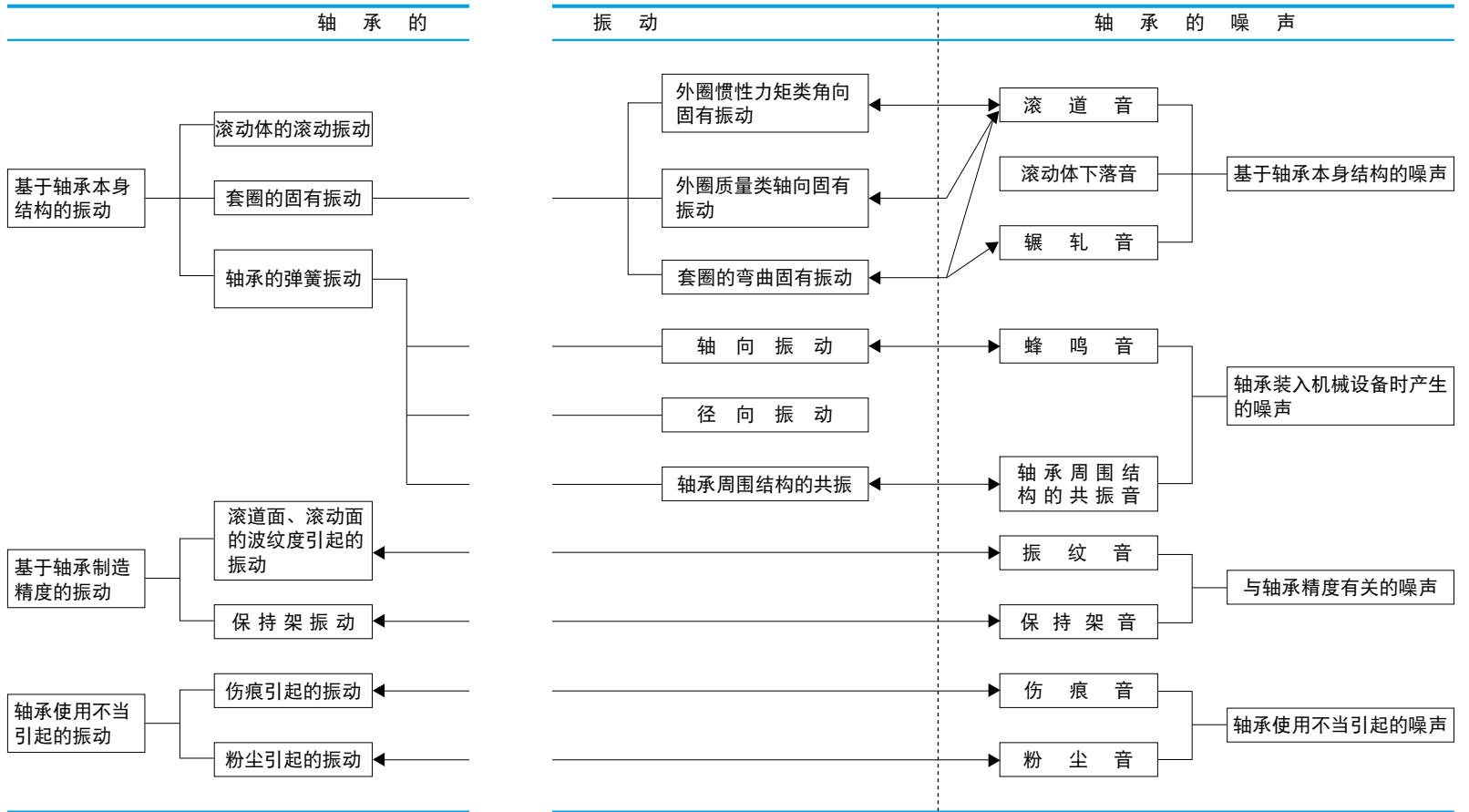
滚动轴承所产生的振动与噪声多种多样，其典型分类方法见表 1。表 1 将轴承的振动与噪声大致分为两类，即采用当代先进加工技术仍无法消除的振动与噪声和除此之外，由其它原因引起的振动与噪声。每一类又可详细地分为几个小类，各类之间并没有绝对的界限，即轴承的结构性振动与噪声也会受轴承精度的影响。反之，即使是与精度有关的振动，也会受到轴承外围结构的影响，并非单纯提高轴承精度便能彻底消除。

表中的箭头表示振动与噪声的关系。一般来说，振动与噪声存在因果关系，因此，有时轴承的振动与噪声可不作区分。但在一般使用条件下，将 1kHz 左右作为两者的区别界线，即将到 1kHz 作为振动，1kHz 以上作为噪声来处理。

表 1 中列出的典型的振动与噪声的原因已基本查明，在实际使用中已较少出现。但随着近年来轴承运行工况发生变化，又出现了新型振动与噪声，其中低温工况下的异常噪声尤为多见，它们大多是由轴承内部的摩擦引起的。

若要防止或要减少以上所述的各种异响，最重要的是要明确研究对象，即捕捉到所要研究的振动或噪声。目前，便携式录音设备已非常普及，可在发生问题时，先将振动或噪声记录下来。

表 1 滚动轴承振动与噪声的关系



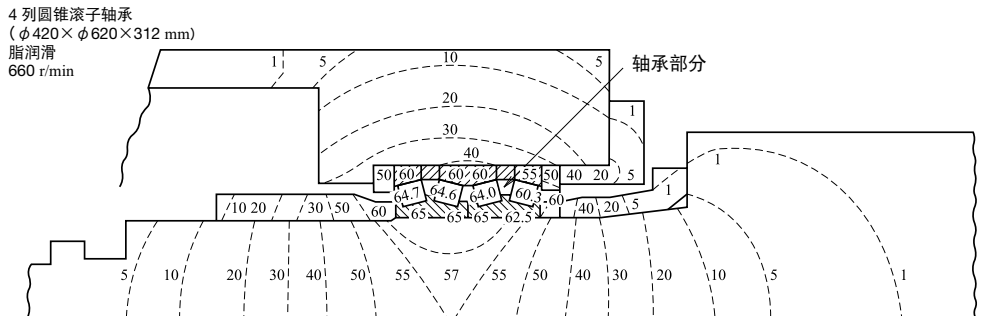
12.11 FEM 在滚动轴承系统设计中的应用

在机械设计阶段选择滚动轴承时，往往要探讨轴及轴承座的尺寸、精度、材料等以及轴承外围的机械结构与环境的动态、热影响等问题。

例如，机械中轴承的实际载荷分配、寿命预测，不同材料搭配等的热变形差异引起的过载及蠕变问题或者轴承的温升与温度分布的判断等等。

NSK 采用 FEM（有限元法）对此类轴及轴承系统进行分析研讨，完成轴承优化设计。

本节以热传导为例，介绍 FEM 的实际应用。图 1 是轴与轴承座外表面采用水冷，并考虑轴承热阻与配合件热阻，计算轧机轴承常规状态下温度分布的例子。



图中的数字表示由环境温度引起温升 (°C)

图 1 轧机中间轧辊温度分布计算实例

分析弄清了温升导致轴承内部游隙的减少量及轴与内圈配合后的游隙增加量等。图 2 是计算车床主轴支撑台在开始旋转后，随着时间推移出现的温度分布变化之例。

图 3 是计算其中轴承主要部位温度变化之例。从此例可以推测，旋转开始以后，轴承预载荷立刻增大，约 10 分钟后已达最大值。

在使用 FEM 对轴承系统进行热量分析时，系统所产生的热量及外部环境条件往往很难确定。为了更加有效地应用 FEM，NSK 大量积累 FEM 分析数据，不断提高分析技术。

2 套圆锥滚子轴承支承
(φ124×φ183×40 mm)
强制循环供油
1 000 r/min

1...1(°C)
2...2.5
3...5
4...10
5...15
6...20
7...22.5
温升水平

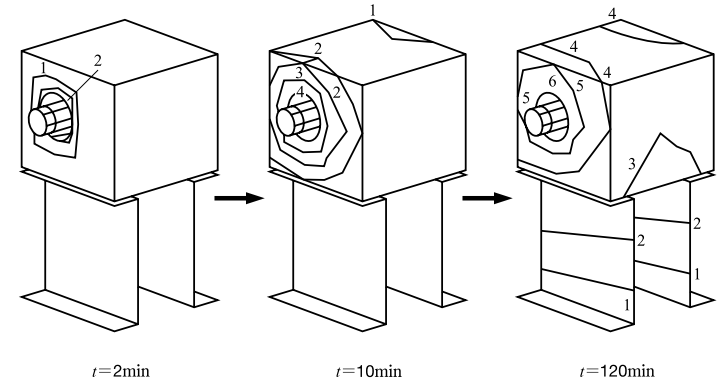


图 2 车床主轴支撑台温升的计算实例

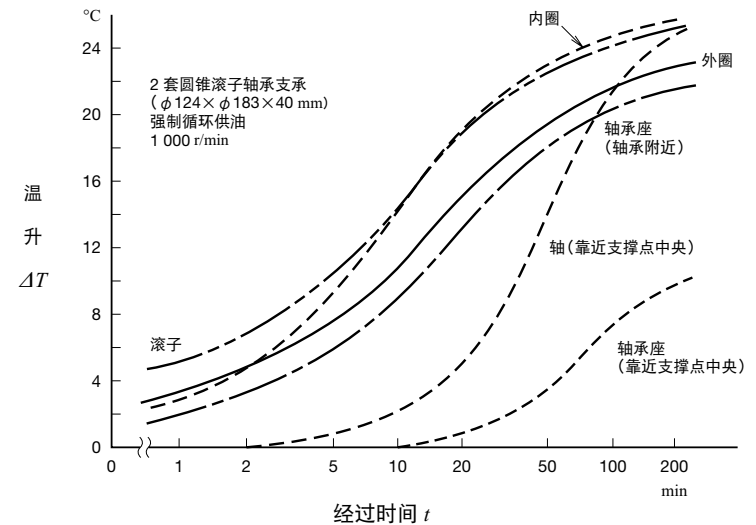


图 3 轴承系统温升计算实例