

www.newmaker.com

中华人民共和国国家标准

滚动轴承 额定静负荷

Rolling bearings—Static load ratings

GB/T 4662—93

代替 GB 4662—84

本标准等效采用国际标准 ISO 76—1987《滚动轴承 额定静负荷》。

1 主题内容与适用范围

本标准规定了在相应的国家标准中所列尺寸范围内的滚动轴承,在用优质淬硬钢按照良好工艺进行制造,且基本上按照常规设计的滚动接触表面形状的基础上,其额定静负荷和当量静负荷的计算方法。

本标准不适用于由于使用条件或(和)轴承内部设计使滚动体和套圈滚道接触区被截断相当一部分的轴承,若按本标准计算,将不能得到满意的效果。同时,本标准也不适用于由于使用条件而使轴承中负荷分布偏离正常分布的场合,例如倾斜、预紧或过大的游隙等。如果出现这些情况,用户可与轴承制造厂协商如何计算当量静负荷。

本标准还不适用于滚动体直接在轴或轴承表面上运转的情况,除非这些表面的质量在各方面均与被其代替的轴承套圈滚道表面质量相当。

对于双列向心轴承和双向推力轴承,参照本标准时,则假定其结构具有对称性。

2 定义

2.1 静负荷:当套圈间相对转速为零时作用在轴承上的负荷。

2.2 径向额定静负荷, C_{or} :在最大负荷滚动体与滚道接触中心处引起与下列计算接触应力相当的径向静负荷。

- 4 600 MPa 调心球轴承
- 4 200 MPa 所有其他的向心球轴承
- 4 000 MPa 所有的向心滚子轴承

对于单列角接触球轴承,其径向额定静负荷是指使轴承套圈间仅产生相对纯径向位移的负荷的径向分量。

2.3 轴向额定静负荷, C_{oa} :在最大负荷滚动体与滚道接触中心处引起与下列计算接触应力相当的中心轴向静负荷。

- 4 200 MPa 推力球轴承
- 4 000 MPa 所有推力滚子轴承

2.4 径向当量静负荷, P_{or} :是指在最大负荷滚动体与滚道接触中心处,引起与实际负荷条件下相同接触应力的径向静负荷。

2.5 轴向当量静负荷, P_{oa} :是指在最大负荷滚动体与滚道接触中心处,引起与实际负荷条件下相同接触应力的中心轴向静负荷。

2.6 滚子直径(用于额定负荷的计算), D_{we} :是指滚子中部的直径。

注:对于圆锥滚子,此直径等于滚子大端和小端的理论(尖角处)直径的平均值。

对于非对称的凸状滚子,此直径为无负荷时滚子与无挡边滚道接触点处的滚子直径。

滚子长度(用于额定负荷的计算), L_{we} :为滚子与接触长度最短的滚道之间的理论最大长度。

注:通常,或取滚子理论尖角之间的距离减去滚子二倍倒角,或取去掉越程槽的滚道宽度,两者中取其较小者。

2.8 公称接触角, α :为垂直于轴承轴心线的平面和由一个轴承套圈传到滚动体上的合力作用线之间的夹角。

2.9 节圆直径, D_{pw}

2.9.1 球组的节圆直径,为通过轴承中一系列球中心的圆的直径。

2.9.2 滚子组的节圆直径:为在轴承中一系列滚子的中部与滚子轴线相切的圆的直径。

3 符号

C_{or} ——径向额定静负荷,N;

C_{oa} ——轴向额定静负荷,N;

D_{pw} ——球或滚子组节圆直径,mm;

D_w ——球直径,mm;

D_{we} ——用于计算额定负荷的滚子直径,mm;

L_{we} ——用于计算额定负荷的滚子长度,mm;

F_r ——轴承径向负荷即轴承实际负荷的径向分量,N;

F_a ——轴承轴向负荷即轴承实际负荷的轴向分量,N;

P_{or} ——径向当量静负荷,N;

P_{oa} ——轴向当量静负荷,N;

X_o ——径向负荷系数;

Y_o ——轴向负荷系数;

Z ——单列轴承中滚动体数量,每列滚动体数相同的多列轴承中每列滚动体的数量;

f_o ——取决于轴承零件的几何形状和应力水平的系数;

i ——轴承中滚动体的列数;

α ——轴承的公称接触角,度。

4 向心球轴承

4.1 径向额定静负荷

向心球轴承的径向额定静负荷按(1)式计算:

$$C_{or} = f_o i Z D_w^2 \cos \alpha \dots\dots\dots (1)$$

式中的 f_o 值由表1给出。

该公式适用于下列情况:

对于深沟和角接触球轴承,内圈沟曲率半径不大于 $0.52 D_w$;外圈沟曲率半径不大于 $0.53 D_w$ 。

对于调心球轴承,内圈沟曲率半径不大于 $0.53 D_w$ 。

使用小于上述值的沟曲率半径的轴承,不一定增加其负荷能力,但使用大于上述值的沟曲率半径的轴承,则可能降低其负荷能力。对于后者的情况,应使用适当减小的 f_o 值。

4.1.1 轴承组合

4.1.1.1 对于两套相同的单列深沟球轴承或角接触球轴承以“背对背”或“面对面”排列安装(成对安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,其径向额定静负荷为一套单列轴承额定静负荷的两倍。

4.1.1.2 对于两套或两套以上相同的单列深沟或角接触球轴承以“串联”排列安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,如经适当的制造和安装使得负荷均布,则其径向额定静负荷为一套单列轴承的额定静负荷乘以轴承数量。

表 1 球轴承 f 值

$D_w \cos \alpha$	f 系数			
	D_{pw}	深沟和角接触球轴承	调心球轴承	推力球轴承
0		14.7	1.9	61.6
0.01		14.9	2	60.8
0.02		15.1	2	59.9
0.03		15.3	2.1	59.1
0.04		15.5	2.1	58.3
0.05		15.7	2.1	57.5
0.06		15.9	2.2	56.7
0.07		16.1	2.2	55.9
0.08		16.3	2.3	55.1
0.09		16.5	2.3	54.3
0.1		16.4	2.4	53.5
0.11		16.1	2.4	52.7
0.12		15.9	2.4	51.9
0.13		15.6	2.5	51.2
0.14		15.4	2.5	50.4
0.15		15.2	2.6	49.6
0.16		14.9	2.6	48.8
0.17		14.7	2.7	48
0.18		14.4	2.7	47.3
0.19		14.2	2.8	46.5
0.2		14	2.8	45.7
0.21		13.7	2.8	45
0.22		13.5	2.9	44.2
0.23		13.2	2.9	43.5
0.24		13	3	42.7
0.25		12.8	3	41.9
0.26		12.5	3.1	41.2
0.27		12.3	3.1	40.5
0.28		12.1	3.2	39.7
0.29		11.8	3.2	39
0.3		11.6	3.3	38.2
0.31		11.4	3.3	37.5
0.32		11.2	3.4	36.8
0.33		10.9	3.4	36
0.34		10.7	3.5	35.3
0.35		10.5	3.5	34.6
0.36		10.3	3.6	
0.37		10	3.6	
0.38		9.8	3.7	
0.39		9.6	3.8	
0.4		9.4	3.8	

注：此表是基于 Hertz 点接触公式，取弹性模数 $= 2.07 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊桑比为 0.3。假设向心球轴承中负荷分布的最大球负荷为 $5 \frac{F_r}{Z \cos \alpha}$ ，推力球轴承为 $\frac{F_a}{Z \sin \alpha}$ ，对于 $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值，其 f 值可用线性插入法求取。

4.2 径向当量静负荷

向心球轴承的径向当量静负荷取下列(2)、(3)两式计算值的较大者：

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \dots\dots\dots (2)$$

$$P_{or} = F_r \dots\dots\dots (3)$$

系数 X_o 和 Y_o 的数值由表 2 给出。

表 2 向心球轴承的系数 X_o 和 Y_o 值

轴承类型	单列轴承		双列轴承	
	X_o	$Y_o^{2)}$	X_o	$Y_o^{2)}$
深沟球轴承 ¹⁾	0.6	0.5	0.6	0.5
角接触球轴承 $\alpha =$	15°	0.46	1	0.92
	20°	0.42	1	0.84
	25°	0.38	1	0.76
	30°	0.33	1	0.66
	35°	0.29	1	0.58
	40°	0.26	1	0.52
	45°	0.22	1	0.44
调心球轴承 $\alpha \neq 0^\circ$	0.5	$0.22 \cot \alpha$	1	$0.44 \cot \alpha$

注：1) 许可的 F_a/C_{or} 最大值与轴承设计(内部游隙和沟道深度)有关。

2) 对于中间接触角的 Y_o 值,用线性插入法求取。

4.2.1 轴承组合

4.2.1.1 对于两套相同的单列深沟或角接触球轴承以“背对背”或“面对面”排列安装(成对安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,计算其径向当量静负荷时用双列轴承的 X_o 和 Y_o 值,以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总负荷。

4.2.1.2 对于两套或两套以上相同的单列深沟或角接触球轴承以“串联”排列安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,计算其径向当量静负荷时取单列轴承的 X_o 和 Y_o 值,以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总负荷。

5 推力球轴承

5.1 轴向额定静负荷

单向或双向推力球轴承的轴向额定静负荷按(4)式计算：

$$C_{oa} = f_o Z D_w^2 \sin \alpha \dots\dots\dots (4)$$

式中 f_o 由表 1 给出, Z 为在一个方向上承受负荷的球数。

该式适用于沟曲率半径不大于 $0.54 D_w$ 的轴承。

使用小于上述值的沟曲率半径的轴承,不一定增加其负荷能力,但使用大于上述值的沟曲率半径的

轴承,则可能降低其负荷能力,对于后者,应使用适当减小的 f 值。

5.2 轴向当量静负荷

对于 $\alpha \neq 90^\circ$ 的推力球轴承,其轴向当量静负荷按(5)式计算:

$$P_{oa} = 2.3F_r \tan \alpha + F_a \quad \dots\dots\dots(5)$$

对于双向轴承,该公式适用于径向负荷与轴向负荷之比为任意值的情况。

对单向轴承,当 $F_r/F_a \leq 0.44 \cot \alpha$ 时,该公式是可靠的;当 F_r/F_a 大至 $0.67 \cot \alpha$ 时,该公式仍可给出满意的 P_{oa} 值,但不够保守。

$\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承,只能承受轴向负荷,此类轴承的轴向当量静负荷按(6)式计算:

$$P_{oa} = F_a \quad \dots\dots\dots(6)$$

6 向心滚子轴承

6.1 径向额定静负荷

向心滚子轴承的径向额定静负荷按(7)式计算:

$$C_{or} = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) i Z L_{we} D_{we} \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(7)$$

6.1.1 轴承组合

6.1.1.1 对于两套相同的单列滚子轴承以“背对背”或“面对面”排列安装(成对安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下,其径向额定静负荷为一套单列轴承额定静负荷的两倍。

6.1.1.2 对于两套或两套以上相同的单列滚子轴承,以“串联”排列安装(成对安装或成串安装),如经适当制造和安装使得负荷均布,则其径向额定静负荷为一套单列轴承的额定静负荷乘以轴承的数量。

6.2 径向当量静负荷

对于 $\alpha \neq 0^\circ$ 的滚子轴承,其径向当量静负荷取下列(8)、(9)两式计算值的较大者:

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$P_{or} = F_r \quad \dots\dots\dots(9)$$

式中的 X_o 和 Y_o 值由表 3 给出。

表 3 $\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承的 X_o 和 Y_o 值

轴承类型	X_o	Y_o
单列	0.5	$0.22 \cot \alpha$
双列	1	$0.44 \cot \alpha$

对于 $\alpha = 0^\circ$ 且仅承受径向负荷的向心滚子轴承,其径向当量静负荷由(10)式计算:

$$P_{\alpha} = F_r \dots\dots\dots (10)$$

注： $\alpha=0^\circ$ 的向心滚子轴承，其承受轴向负荷的能力随轴承设计和使用情况而有颇大的变化，故在轴承承受轴向负荷而 $\alpha=0^\circ$ 的情况下，轴承用户应与轴承制造厂协商其当量静负荷的计算方法。

6.2.1 轴承组合

6.2.1.1 对于两套相同的单列角接触滚子轴承以“背对背”或“面对面”排列安装(成对安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下，计算其径向当量静负荷时应取双列轴承的 X_r 和 Y_r 值，以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总负荷。

6.2.1.2 对于两套或两套以上相同的单列角接触滚子轴承以“串联”排列安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下，计算其径向当量静负荷时应取单列轴承的 X_r 和 Y_r 值，以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总负荷。

7 推力滚子轴承

7.1 轴向额定静负荷

单向和双向推力滚子轴承的轴向额定静负荷按(11)式计算：

$$C_{\alpha} = 220 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) Z L_{we} D_{we} \sin \alpha \dots\dots\dots (11)$$

式中 Z 为一个方向上承受负荷的滚子数。

当滚子方向不同时， $Z L_{we}$ 应取 2.7 条规定的在一个方向上承受负荷的所有滚子长度的总和。

7.1.1 轴承组合

对于两套或两套以上相同的单向推力滚子轴承以“串联”排列安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下，如经适当制造和安装使得负荷均布，则其轴向额定静负荷为一套单向轴承的额定静负荷乘以轴承数量。

7.2 轴向当量静负荷

对于 $\alpha \neq 90^\circ$ 的推力滚子轴承，其轴向当量静负荷按(12)式计算：

$$P_{\alpha} = 2.3 F_r \tan \alpha + F_a \dots\dots\dots (12)$$

对于双向轴承，该公式适用于径向负荷与轴向负荷之比为任意值的情况。

对于单向轴承，当 $F_r/F_a \leq 0.44 \cot \alpha$ 时，该公式是可靠的；当 F_r/F_a 大至 $0.67 \cot \alpha$ 时，此式可给出满意的 P_{α} 值，但不够保守。

$\alpha=90^\circ$ 的推力滚子轴承，只能承受轴向负荷。这类轴承的当量静负荷按(13)式计算：

$$P_{\alpha} = F_a \dots\dots\dots (13)$$

7.2.1 轴承组合

对于两套或两套以上的推力滚子轴承以“串联”排列安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个支承整体运转情况下，计算其轴向当量静负荷时，以 F_r 和 F_a 为作用在该支承上的总负荷。

附录 A

ISO 76—1987《滚动轴承 额定静负荷》的引言

(参考件)

滚动轴承在中等以上静负荷作用下,其滚动体和滚道上将产生永久变形,该变形量随负荷的增加而增大。

在特定的应用场合,以轴承的使用条件进行试验来确定其允许的变形,往往是不现实的,因此需要用其他方法来确定所选轴承是否适用。

经验表明,大多数轴承应用场合,在最大负荷滚动体和滚道接触中心处,可以允许有滚动体直径 0.000 1 倍的总永久变形量,而对轴承以后的运转并无有害影响。因此,将引起如此大小永久变形量的当量静负荷规定为轴承的额定静负荷。

实验表明,轴承在基本额定静负荷下,将在最大负荷滚动体和滚道接触中心处引起与下列应力水平相当的计算接触应力。

- 4 600 MPa 调心球轴承
- 4 200 MPa 所有其他的球轴承
- 4 000 MPa 所有滚子轴承

基本额定静负荷的计算公式和系数都以此接触应力为基础。

根据运转平稳性和摩擦的要求以及实际接触表面的几何形状,许可的当量静负荷可以小于、等于或大于额定静负荷。轴承用户无这方面经验时可与轴承制造厂协商。

附加说明:

本标准由中华人民共和国机械电子工业部提出。

本标准由机械电子工业部洛阳轴承研究所归口并起草。

本标准起草人马素青、王鹤生。

本标准于 1984 年首次发布。