



中华人民共和国国家标准

GB/T 6391—1995
idt ISO 281:1990

滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life

1995-12-14 发布

1996-08-01 实施

国家技术监督局 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
滚动轴承 额定动载荷和额定寿命
GB/T 6391—1995

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045
电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
版权专有 不得翻印

开本 880×1230 1/16 印张 1½ 字数 30 千字
1996年7月第一版 1996年7月第一次印刷
印数 1—3 000

书号:155066·1-12807 定价 9.00 元

标 目 292—08

前 言

本标准是等同采用 ISO 281:1990《滚动轴承——额定动载荷和额定寿命》对 GB 6391—86《滚动轴承 额定动负荷和额定寿命的计算方法》进行修订的。

本标准与 GB 6391—86 相比,主要是在基本额定动载荷的计算公式中增加了 b_m 系数,因此,标准中相应增加了定义和符号,某些定义也作了修改。

本标准中的“当代常用的优质淬硬钢”系指真空脱气钢。

本标准在生效之日起,同时代替 GB 6391—86。

本标准的附录 A 是提示的附录。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由全国滚动轴承标准化技术委员会归口。

本标准起草单位:机械工业部洛阳轴承研究所。

本标准起草人:陈 原。

本标准于 1986 年首次发布。

ISO 前言

国际标准 ISO 281 由 ISO/TC4(滚动轴承技术委员会)制定。

ISO 281 的第一版代替 ISO 281-1:1977 的第一版,并作为 ISO 281-1:1977 的技术修订版。

ISO 281 的附录仅用于查询。

引 言

对于每一特定的使用场合都通过大量的轴承试验来验证所选用轴承的适用性常常是不切合实际的。然而寿命(见 3.1 中定义)是适用性的一种主要表现形式,因此可以认为,可靠的寿命计算可以恰当和方便地替代试验。本标准的目的是为寿命计算提供必要的依据。

鉴于目前的技术水平,本标准尚不能对特殊的轴承性能和工作条件规定寿命修正系数的具体数值。因此,这些系数值必须根据经验确定,通常要与轴承制造厂家商议。

随着特殊轴承类型和材料的发展,或根据新的资料,本标准尚需不时进行修订。

目次

前言	I
ISO 前言	I
引言	II
1 范围	1
2 引用标准	1
3 定义	1
4 符号	2
5 向心球轴承	3
6 推力球轴承	7
7 向心滚子轴承	9
8 推力滚子轴承	11
9 修正额定寿命	14
附录 A(提示的附录) 参考文献	16

滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

GB/T 6391—1995
idt ISO 281:1990
代替 GB 6391—86

Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life

1 范围

本标准规定的滚动轴承基本额定动载荷的计算方法,适用于国家标准规定的轴承尺寸范围,以当代常用的优质淬硬钢,按良好的加工方法制造,且滚动接触表面的形状基本上为常规设计的滚动轴承。

本标准还规定了基本额定寿命的计算方法,该寿命是与90%的可靠度、常用材料和加工质量以及常规的运转条件相关的寿命。此外,本标准还规定了考虑不同的可靠度、特殊的轴承性能和具体的工作条件,借助寿命修正系数计算修正额定寿命的方法。

对于轴承的使用条件或轴承结构设计可造成滚动体与套圈滚道的接触区出现明显截断的情况,根据本标准进行计算是得不到满意结果的。例如,有装填槽的深沟球轴承,当轴承在使用中承受载荷时,装填槽伸入到球与滚道的接触区,不修正计算结果是不适用的。

对于可引起轴承中非正常载荷分布的使用条件,如倾斜、轴承座或轴变形,滚动体的离心力或具有其他高速效应,以及向心轴承的预紧或过大的游隙,根据本标准进行计算同样也得不到满意的结果。一旦有理由确认出现这样的情况,用户应向制造厂家咨询并对当量载荷与寿命作出估算。

本标准对于滚动体直接在轴上或轴承座表面工作的设计是不适用的,除非其表面各个方面均与轴承套圈(或垫圈)滚道相当方可替代。

本标准中的双列向心轴承和双向推力轴承,均假定为对称结构。

有关各类轴承的其他限制条件,在有关条款中说明。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 4662—93 滚动轴承 额定静负荷

GB 6930—86 滚动轴承 词汇

3 定义

本标准采用下列定义。

3.1 寿命

一套滚动轴承,其中一个套圈(或垫圈)或滚动体的材料出现第一个疲劳扩展迹象之前,一个套圈(或垫圈)相对另一个套圈(或垫圈)的转数。

3.2 可靠度(即轴承寿命的可靠度)

一组在同一条件下运转的、近于相同的滚动轴承所期望达到或超过规定寿命的百分率。

单个滚动轴承的可靠度为该轴承达到或超过规定寿命的概率。

3.3 基本额定寿命

对于一套滚动轴承或一组在同一条件下运转的、近于相同的滚动轴承,该寿命是与90%的可靠度、常用的材料和加工质量以及常规的运转条件相关的寿命。

3.4 修正额定寿命

考虑所要求的可靠性水平、特殊的轴承性能和具体的工作条件,而对基本额定寿命进行修正所得到的额定寿命。

3.5 径向基本额定动载荷

系指一套滚动轴承假想能承受的恒定径向载荷,在这一载荷作用下的基本额定寿命为一百万转。对于单列角接触轴承,该载荷系指引起轴承套圈相互间产生纯径向位移的载荷的径向分量。

3.6 轴向基本额定动载荷

系指假想地作用于滚动轴承的恒定的中心轴向载荷,在该载荷作用下滚动轴承的基本额定寿命为一百万转。

3.7 径向当量动载荷

系指一恒定的径向载荷,在该载荷作用下,滚动轴承具有与实际载荷作用下相同的寿命。

3.8 轴向当量动载荷

系指一恒定的中心轴向载荷,在这一载荷作用下,滚动轴承具有与实际载荷作用下相同的寿命。

3.9 额定载荷计算中用的滚子直径

滚子中部的直径。

注:对于圆锥滚子取滚子大端面和小端面理论尖角处直径的平均值。对于非对称外凸滚子近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道间接触点处滚子的直径。

3.10 额定载荷计算中用的滚子长度

滚子与接触长度最短的滚道间的理论最大接触长度。

注:正常情况下,或者取滚子理论尖角之间的距离减去滚子倒角,或者取不包括磨削越程槽的滚道宽度,择其小者。

3.11 公称接触角

垂直于轴承轴线的平面与轴承套圈与滚动体之间作用力的合力作用线之间的夹角。

3.12 球组节圆直径

通过轴承中一球中心的圆直径。

3.13 滚子组节圆直径

通过轴承中一列滚子中部并与滚子轴心线相交的圆直径。

3.14 常规运转条件

可以假定这种工作条件为:轴承正确安装,无外来物侵入,充分地润滑,按常规加载,工作温度不过高或过低,以及不以特别高或特别低的速度运转。

4 符号

C_r : 径向基本额定动载荷, N

C_a : 轴向基本额定动载荷, N

C_{or} : 径向基本额定静载荷¹⁾, N

C_{oa} : 轴向基本额定静载荷¹⁾, N

D_w : 球直径, mm

D_{we} : 额定载荷计算中用的滚子直径, mm

D_{pw} : 球组或滚子组的节圆直径, mm

F_r : 轴承径向载荷 = 实际轴承载荷的径向分量, N

1) 有关定义、计算方法和数值见 GB/T 4662—93(ISO 76:1987)。

- F_a : 轴承轴向载荷=实际轴承载荷的轴向分量, N
 L_{10} : 基本额定寿命, 百万转
 L_{na} : 修正额定寿命, 百万转
 L_{we} : 额定载荷计算中用的滚子长度, mm
 P_r : 径向当量动载荷, N
 P_a : 轴向当量动载荷, N
 X : 径向动载荷系数
 Y : 轴向动载荷系数
 Z : 单列轴承中的球或滚子数。每列球或滚子数相同的多列轴承中每列球或滚子数
 a_1 : 可靠性寿命修正系数(见 9.3)
 a_2 : 特殊的轴承性能寿命修正系数(见 9.4)
 a_3 : 运转条件的寿命修正系数(见 9.5)
 b_m : 当代常用材料和加工质量的额定系数, 该值随轴承类型和设计不同而异
 e : 适用于各种 X 和 Y 系数值的 F_a/F_r 的极限值
 f_c : 与轴承零件的几何形状、制造精度和材料有关的系数
 f_o : 与轴承零件的几何形状和应力水平有关的系数¹⁾
 i : 轴承中球或滚子的列数
 α : 轴承的公称接触角, (°)

5 向心球轴承

5.1 径向基本额定动载荷

向心球轴承的基本额定动载荷 C_r 为:

若 $D_w \leq 25.4$ mm

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$$

若 $D_w > 25.4$ mm

$$C_r = 3.647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}$$

b_m 值列于表 1, f_c 值列于表 2。表中数值适用于内圈滚道沟曲率半径不大于 $0.52D_w$ 、外圈滚道沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的径向和角接触沟型球轴承以及内圈滚道沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的调心球轴承。

用更小的滚道沟曲率半径并不一定能提高轴承的承载能力, 但沟曲率半径大于上述值时, 承载能力将会降低。

表 1 向心球轴承的 b_m 值

轴 承 类 型	b_m
径向接触和角接触沟型球轴承以及调心球轴承(有装填槽和外球面轴承除外)	1.3
有装填槽的轴承	1.1
外球面轴承	1

5.1.1 轴承组配

5.1.1.1 两套相同的单列径向接触沟型球轴承并排安装在同一轴上, 组成一个整体(成对安装), 这一

1) 有关定义、计算方法和数值见 GB/T 4662—93(ISO 76:1987)。

轴承组的径向基本额定载荷按一套双列径向接触轴承计算。

5.1.1.2 两套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上,“背对背”或“面对面”组成一个整体(成对安装),这一轴承组的径向基本额定载荷按一套双列角接触轴承计算。

5.1.1.3 两套或多套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上,“串联”组成一个整体(成对安装或成组安装),制造精度和安装精度均能保证均匀的载荷分布,该轴承组的径向基本额定载荷等于轴承套数的 0.7 次幂乘以单列轴承的径向基本额定载荷。

5.1.1.4 如果由于某些技术上的原因,可以将轴承组视为若干套彼此可单独更换的单列轴承,则 5.1.1.3 的规定不适用。

5.2 径向当量动载荷

向心球轴承,在不变的径向和轴向载荷作用下,径向当量动载荷 P_r 为:

$$P_r = XF_r + YF_a$$

X 和 Y 的值列于表 3。

5.2.1 轴承组配

5.2.1.1 两套相同的单列角接触球轴承并排安装在同一轴上,“背对背”或“面对面”地组成为一个整体(成对安装),该轴承组的径向当量载荷按一套双列角接触轴承计算。

5.2.1.2 两套或多套相同的单列球轴承并排安装在同一轴上,“串联”组成一个整体(成对安装或成组安装),计算径向当量载荷时用单列轴承的 X 和 Y 值。“相对轴向载荷”(见表 3)按 $i=1$ 和一套轴承的 F_a 和 C_{or} 值确定(计算整个轴承组的当量载荷时仍应按轴承组的总载荷 F_r 和 F_a 来考虑)。

5.3 基本额定寿命

5.3.1 向心球轴承的基本额定寿命 L_{10} 为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3$$

C_r 和 P_r 的值按 5.1 和 5.2 计算。

该寿命公式也适用于估算 5.1.1 所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命。其额定载荷 C_r 按整个轴承组计算,当量载荷 P_r 按作用于该轴承组的总载荷计算,所用的 X 和 Y 值按 5.2.1.2 的规定。

表 2 向心球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w \cos \alpha^{1)}}{D_{pw}}$	单列径向接触沟型球轴承、单列和双列角接触沟型球轴承	双列径向接触沟型球轴承	单列和双列调心球轴承	可分离单列径向接触球轴承(磁电机轴承)
0.01	29.1	27.5	9.9	9.4
0.02	35.8	33.9	12.4	11.7
0.03	40.3	38.2	14.3	13.4
0.04	43.8	41.5	15.9	14.9
0.05	46.7	44.2	17.3	16.2
0.06	49.1	46.5	18.6	17.4
0.07	51.1	48.4	19.9	18.5
0.08	52.8	50	21.1	19.5
0.09	54.3	51.4	22.3	20.6
0.1	55.5	52.6	23.4	21.5
0.11	56.6	53.6	24.5	22.5
0.12	57.5	54.5	25.6	23.4
0.13	58.2	55.2	26.6	24.4
0.14	58.8	55.7	27.7	25.3
0.15	59.3	56.1	28.7	26.2

表 2(完)

$\frac{D_w \cos \alpha^{1)}}{D_{pw}}$	单列径向接触沟型球轴承、单列和双列角接触沟型球轴承	双列径向接触沟型球轴承	单列和双列调心球轴承	可分离单列径向接触球轴承 (磁电机轴承)
0.16	59.6	56.5	29.7	27.1
0.17	59.8	56.7	30.7	27.9
0.18	59.9	56.8	31.7	28.8
0.19	60	56.8	32.6	29.7
0.2	59.9	56.8	33.5	30.5
0.21	59.8	56.6	34.4	31.3
0.22	59.6	56.5	35.2	32.1
0.23	59.3	56.2	36.1	32.9
0.24	59	55.9	36.8	33.7
0.25	58.6	55.5	37.5	34.5
0.26	58.2	55.1	38.2	35.2
0.27	57.7	54.6	38.8	35.9
0.28	57.1	54.1	39.4	36.6
0.29	56.6	53.6	36.9	37.2
0.3	56	53	40.3	37.8
0.31	55.3	52.4	40.6	38.4
0.32	54.6	51.8	40.9	38.9
0.33	53.9	51.1	41.1	39.4
0.34	53.2	50.4	41.2	39.8
0.35	52.4	49.7	41.3	40.1
0.36	51.7	48.9	41.3	40.4
0.37	50.9	48.2	41.2	40.7
0.38	50	47.4	41	40.8
0.39	49.2	46.6	40.7	40.9
0.4	48.4	45.8	40.4	40.9

1) 对于 $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值, f_e 值可由线性内插法求得。

表 3 向心球轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	“相对轴向载荷” ¹⁾²⁾	单列轴承				双列轴承				e
	$\frac{f_o F_a^{3)}}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{iZD_w^2}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
径向接触 沟型球轴承	0.172	0.172								0.19
	0.345	0.345								0.22
	0.689	0.689								0.26
	1.03	1.03								0.28
	1.38	1.38	1	0	0.56	1.45	1	0	0.56	0.3
	2.07	2.07				1.31				0.34
	3.45	3.45				1.15				0.38
	5.17	5.17				1.04				0.42
	6.89	6.89				1				0.44

表 3(完)

轴承类型	“相对轴向载荷” ¹⁾²⁾		单列轴承				双列轴承				e		
			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
角 接 触 沟 型 球 轴 承	$\frac{f_a F_a^{(3)}}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{ZD_w^2}$	1	0	此类轴承的 X, Y 和 e 值用单列 径向接触沟型 球轴承的值		1	0.78	0.78	0.78	0.23		
	0.173	0.172										2.78	3.74
	0.346	0.345										2.4	3.23
	0.692	0.689										2.07	2.78
	1.04	1.03										1.87	2.52
	1.38	1.38										1.75	2.36
	2.08	2.07										1.58	2.13
	3.46	3.45										1.39	1.87
	5.19	5.17										1.26	1.69
	6.92	6.89										1.21	1.63
	$\alpha=10^\circ$	0.175	0.172	1	0	0.46	1.88 1.71 1.52 1.41 1.34 1.23 1.1 1.01 1	1	0.75	0.75	0.29		
		0.35	0.345									2.18	3.06
		0.7	0.689									1.98	2.78
		1.05	1.03									1.76	2.47
		1.4	1.38									1.63	2.29
		2.1	2.07									1.55	2.18
		3.50	3.45									1.42	2
		5.25	5.17									1.27	1.79
		7	6.89									1.17	1.64
		1.16	1.63									1.63	0.54
	$\alpha=15^\circ$	0.178	0.172	1	0	0.44	1.47 1.4 1.3 1.23 1.19 1.12 1.02 1 1	1	0.72	0.72	0.38		
		0.357	0.345									1.65	2.39
		0.714	0.689									1.57	2.28
		1.07	1.03									1.46	2.11
		1.43	1.38									1.38	2
		2.14	2.07									1.34	1.93
		3.57	3.45									1.26	1.82
		5.35	5.17									1.14	1.66
		7.14	6.89									1.12	1.63
		1.12	1.63									1.63	0.56
	$\alpha=20^\circ$	—	—	1	0	0.43 0.41 0.39 0.37 0.35 0.33	1 0.87 0.76 0.66 0.57 0.5	1	0.7 0.67 0.63 0.6 0.57 0.54	0.7 0.67 0.63 0.6 0.57 0.54	1.63 1.41 1.24 1.07 0.93 0.81		
	$\alpha=25^\circ$	—	—									0.92	1.41
	$\alpha=30^\circ$	—	—									0.78	1.24
	$\alpha=35^\circ$	—	—									0.66	1.07
	$\alpha=40^\circ$	—	—									0.55	0.93
	$\alpha=45^\circ$	—	—									0.47	0.81
	调心球轴承			1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	
可分离单列径向接触球轴承(磁电机轴承)			1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	0.2		
1) 允许的最大值决定于轴承设计(游隙和滚道沟深度)。根据已知条件确定采用第一栏或第二栏的值。 2) 对于“相对轴向负荷”或接触角的中间值, X, Y 和 e 值可由线性内插法求得。 3) f_a 值参见 GB/T 4662—93(ISO 76:1987)。													

5.3.2 该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是载荷过重会在球与滚道的接触处产生有害的塑性变形。所以当 P_r 大于 C_a 或 $0.5C_r$ 时,用户则应向轴承制造厂查询寿命公式的适用情况。

6 推力球轴承

6.1 轴向基本额定动载荷

6.1.1 单列轴承

单列、单向或双向推力球轴承的轴向基本额定动载荷 C_a 为:

若 $D_w \leq 25.4 \text{ mm}$, $\alpha = 90^\circ$,

$C_a = b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8};$

若 $D_w \leq 25.4 \text{ mm}$, $\alpha \neq 90^\circ$,

$C_a = b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.8};$

若 $D_w > 25.4 \text{ mm}$, $\alpha = 90^\circ$,

$C_a = 3.647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.4};$

若 $D_w > 25.4 \text{ mm}$, $\alpha \neq 90^\circ$,

$C_a = 3.647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.4},$

Z 为一个方向承受载荷的球数, $b_m = 1.3$

f_c 值列于表 4,适用于滚道沟曲率半径不大于 $0.54D_w$ 的轴承。用更小的滚道沟曲率半径并不一定能提高轴承的承载能力,但沟曲率半径大于上述值时,承载能力将会降低。

表 4 推力球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w^{1.1}}{D_{pw}}$	$\frac{f_c}{\alpha=90^\circ}$	$\frac{D_w \cos \alpha^{1.1}}{D_{pw}}$	f_c		
			$\alpha=45^\circ \text{ }^{2)}$	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0.01	36.7	0.01	42.1	39.2	37.3
0.02	45.2	0.02	51.7	48.1	45.9
0.03	51.1	0.03	58.2	54.2	51.7
0.04	55.7	0.04	63.3	58.9	56.1
0.05	59.5	0.05	67.3	62.6	59.7
0.06	62.9	0.06	70.7	65.8	62.7
0.07	65.8	0.07	73.5	68.4	65.2
0.08	68.5	0.08	75.9	70.7	67.3
0.09	71	0.09	78	72.6	69.2
0.1	73.3	0.1	79.7	74.2	70.7
0.11	75.4	0.11	81.1	75.5	
0.12	77.4	0.12	82.3	76.6	
0.13	79.3	0.13	83.3	77.5	
0.14	81.1	0.14	84.1	78.3	
0.15	82.7	0.15	84.7	78.8	
0.16	84.4	0.16	85.1	79.2	
0.17	85.9	0.17	85.4	79.5	
0.18	87.4	0.18	85.5	79.6	
0.19	88.8	0.19	85.5	79.6	
0.2	90.2	0.2	85.4	79.5	
0.21	91.5	0.21	85.2		
0.22	92.8	0.22	84.9		

表 4(完)

$\frac{D_w^{1)}}{D_{pw}}$	$\frac{f_c}{\alpha=90^\circ}$	$\frac{D_w \cos \alpha^{1)}}{D_{pw}}$	f_c		
			$\alpha=45^\circ$ 2)	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0.23	94.1	0.23	84.5		
0.24	95.3	0.24	84		
0.25	96.4	0.25	83.4		
0.26	97.6	0.26	82.8		
0.27	98.7	0.27	82		
0.28	99.8	0.28	81.3		
0.29	100.8	0.29	80.4		
0.3	101.9	0.3	79.6		
0.31	102.9				
0.32	103.9				
0.33	104.8				
0.34	105.8				
0.35	106.7				
1) 对于 $\frac{D_w}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ 或接触角不是表中所列值时, f_c 值可用内插法求得。					
2) 对于 $\alpha > 45^\circ$ 的推力轴承, $\alpha = 45^\circ$ 的值可用于 α 在 45° 和 60° 之间的内插计算。					

6.1.2 双列或多列轴承

双列或多列推力球轴承,承受同一方向载荷时的轴向基本额定动载荷 C_a 为:

$$C_a = (Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n) \times \left[\left(\frac{Z_1}{C_{a1}} \right)^{10/3} + \left(\frac{Z_2}{C_{a2}} \right)^{10/3} + \dots + \left(\frac{Z_n}{C_{an}} \right)^{10/3} \right]^{-3/10}$$

球数 $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$ 所对应的各列的额定载荷 $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$,按 6.1.1 中相应的单列轴承的公式计算。

6.2 轴向当量动载荷

$\alpha \neq 90^\circ$ 的推力球轴承,在恒定不变的径向和轴向载荷作用下的轴向当量动载荷 P_a 为:

$$P_a = XF_r + YF_a$$

X 和 Y 的值列于表 5。

$\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承,只能承受轴向载荷。此类轴承的当量动载荷为:

$$P_a = F_a$$

表 5 推力球轴承的 X 和 Y 值

$\alpha^{1)}$	单向轴承 ²⁾		双向轴承				e
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45° ³⁾	0.66		1.18	0.59	0.66		1.25
50°	0.73		1.37	0.57	0.73		1.49
55°	0.81		1.6	0.56	0.81		1.79
60°	0.92		1.9	0.55	0.92		2.17
65°	1.06	1	2.3	0.54	1.06	1	2.68
70°	1.28		2.9	0.53	1.28		3.43
75°	1.66		3.89	0.52	1.66		4.67

表 5(完)

$\alpha^{1)}$	单向轴承 ²⁾		双向轴承				e
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
80°	2.43		5.86	0.52	2.43		7.09
85°	4.8		11.75	0.51	4.8		14.29
$\alpha \neq 90^\circ$	$1.25 \tan \alpha \times$ $(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha)$	1	$\frac{20}{13} \tan \alpha \times$ $(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha)$	$\frac{10}{13} \times$ $(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha)$	$1.25 \tan \alpha \times$ $(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha)$	1	$1.25 \tan \alpha$

1) 对于 α 的中间值, X, Y 和 e 的值由线性内插法求得。

2) $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 不适用于单向轴承。

3) 对于 $\alpha > 45^\circ$ 的推力轴承, $\alpha = 45^\circ$ 的值可用于 α 在 45° 和 50° 之间的内插计算。

6.3 基本额定寿命

6.3.1 推力球轴承的基本额定寿命 L_{10} 为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^3$$

C_a 和 P_a 的值按 6.1 和 6.2 计算。

6.3.2 该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是, 载荷过重会在球与滚道的接触处产生有害的塑性变形。所以, 当 P_a 超过 $0.5C_a$ 时, 用户则应向轴承制造厂查询寿命公式的适用情况。

7 向心滚子轴承

7.1 径向基本额定动载荷

向心滚子轴承的径向基本额定动载荷 C_r 为:

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$$

b_m 的值列于表 6。 f_c 的值列于表 7。表中所列的均为最大值, 仅适用于在轴承载荷作用下材料应力沿最大载荷滚子与滚道接触线大致均匀分布的滚子轴承。

如果在载荷作用下, 滚子与滚道接触的某些部分出现应力集中, 则应使用小于表 7 所列的 f_c 值。这样的应力集中必定发生在, 诸如, 名义上点接触的中心, 线接触的两端, 滚子无精确引导的轴承以及滚子长度大于滚子直径 2.5 倍的轴承中。

表 6 向心滚子轴承的 b_m 值

轴承类型	b_m
圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承和机制套圈的滚针轴承	1.1
冲压外圈滚针轴承	1
调心滚子轴承	1.15

表 7 向心滚子轴承 f_c 的最大值

$\frac{D_{we} \cos \alpha^{1)}}{D_{pw}}$	f_c
0.01	52.1
0.02	60.8
0.03	66.5
0.04	70.7
0.05	74.1
0.06	76.9
0.07	79.2
0.08	81.2
0.09	82.8
0.1	84.2
0.11	85.4
0.12	86.4
0.13	87.1
0.14	87.7
0.15	88.2
0.16	88.5
0.17	88.7
0.18	88.8
0.19	88.8
0.2	88.7
0.21	88.5
0.22	88.2
0.23	87.9
0.24	87.5
0.25	87
0.26	86.4
0.27	85.8
0.28	85.2
0.29	84.5
0.3	83.8

1) 对于 $\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值, f_c 值可由线性内插法求得。

7.1.1 轴承组配

7.1.1.1 两套相同的单列滚子轴承并排安装在同一轴上,“背对背”或“面对面”地组成为一个整体(成对安装),该轴承组的径向基本额定动载荷按一套双列轴承计算。

7.1.1.2 如果由于某些技术上的原因,可以将轴承组视为两套彼此可单独更换的轴承,则 7.1.1.1 的规定不适用。

7.1.1.3 两套或多套相同的单列滚子轴承并排安装在同一轴上,“串联”组成为一个整体(成对安装或成组安装),制造精度和安装精度均能保证载荷均匀分布,该轴承组的径向基本额定动载荷等于轴承套数的 $7/9$ 次幂乘以单列轴承的径向基本额定载荷。

7.1.1.4 如果由于某些技术上的原因,可以将轴承组视为若干套彼此可单独更换的单列轴承,则 7.1.1.3 的规定不适用。

7.2 径向当量动载荷

$\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承在恒定不变的径向和轴向载荷作用下的径向当量动载荷 P_r 为:

$$P_r = XF_r + YF_a$$

X 和 Y 的值列于表 8。

$\alpha = 0^\circ$ 的向心滚子轴承, 只承受径向载荷时的径向当量载荷为:

$$P_r = F_r$$

注: $\alpha = 0^\circ$ 的向心滚子轴承承受轴向载荷能力与轴承的设计和制造关系极大。因而, $\alpha = 0^\circ$ 的向心滚子轴承在承受轴向载荷时, 轴承用户应向轴承制造厂查询有关当量载荷和寿命的估算值。

7.2.1 轴承组配

7.2.1.1 两套相同的单列角接触滚子轴承并排安装在同一轴上, “背对背”或“面对面”地组成一个整体(成对安装), 计算径向当量载荷时, 根据 7.1.1 按一套双列轴承来考虑, X 和 Y 用表 8 中双列轴承的值。

表 8 向心滚子轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
单列 $\alpha \neq 0$	1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$
双列 $\alpha \neq 0$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$

7.2.1.2 两套或多套相同的单列角接触滚子轴承并排安装在同一轴上, “串联”组成一个整体(成对安装或成组安装), 计算径向当量载荷时, 用表 8 中单列轴承的 X 和 Y 值。

7.3 基本额定寿命

7.3.1 向心滚子轴承的基本额定寿命 L_{10} 为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3}$$

C_r 和 P_r 的值按 7.1 和 7.2 计算。

该寿命公式也适用于 7.1.1 中所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组寿命的估算。此时, 额定载荷 C_r 按整个轴承组计算, 当量动载荷 P_r 按作用于轴承组的总载荷计算, 所用的 X, Y 值按 7.2.1。

7.3.2 该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是载荷过重会使滚子与滚道接触的某些部分产生有害的塑性变形。因此, 当 P_r 超过 $0.5C_r$ 时, 用户应向轴承制造厂查询, 以确定该寿命公式的适用性。

8 推力滚子轴承

8.1 轴向基本额定动载荷

8.1.1 单列轴承

8.1.1.1 如果承受同一方向载荷的全部滚子与同一垫圈滚道接触, 这一推力滚子轴承按一套单列轴承来考虑。

单列、单向或双向推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷 C_a 为:

若 $\alpha = 90^\circ$

$$C_a = b_m f_c L_{we}^{1/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$$

若 $\alpha \neq 90^\circ$

$$C_a = b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{1/9} \tan \alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$$

Z 为一个方向上承受载荷的滚子数。