ICS 21.100.20
J 11

中华人民共和国国家标准

GB/T 6391—2003/ISO 281:1990
代替 GB/T 6391—1995

滚动轴承　额定动载荷和额定寿命

Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life

(ISO 281:1990,IDT)

2003-11-25 发布　　2004-06-01 实施

中华人民共和国
国家质量监督检验检疫总局　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—2003/ISO 281:1990
*
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:68523946 68517548
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
*
开本 880×1230 1/16 印张 1¼ 字数 35 千字
2004年3月第一版 2004年3月第一次印刷
印数 1—2 000
*
书号:155066·1-20447
网址 www.bzcbs.com

版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533

前　言

本标准等同采用 ISO 281:1990《滚动轴承　额定动载荷和额定寿命》,包括其修正案 ISO 281:1990/Amd.1:2000 和 ISO 281:1990/Amd.2:2000。

本标准代替 GB/T 6391—1995《滚动轴承　额定动载荷和额定寿命》。

为了便于使用,本标准做了下列编辑性修改:

——“本国际标准”一词改为“本标准”;

——删除了国际标准的目次和前言;

——用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;

——将国际标准的修正案并入文本中,这种经改动的内容用垂直双线(‖)标识在它们所涉及的条款的页边空白处。

本标准与 GB/T 6391—1995 相比,主要变化如下:

——对“范围”一章中的内容进行了调整(1995 年版和本版的第 1 章及本版的引言),并对第 1 章的第 1、第 2 段文字略微进行了修改(1995 年版和本版第 1 章的第 1、第 2 段);

——修改了符号 b_m 的名称(1995 年版和本版的第 4 章);

——增加了部分符号(见第 4 章用双线(‖)标识的符号);

——修改了外球面轴承的 b_m 值(1995 年版和本版的表 1);

——全面修改了“修正额定寿命”一章(1995 年版和本版的第 9 章);

——增加了资料性附录“计算可靠度寿命修正系数 a_1 的公式”(见附录 B)。

本标准的附录 A 和附录 B 为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国滚动轴承标准化技术委员会(CSBTS/TC98)归口。

本标准起草单位:洛阳轴承研究所。

本标准主要起草人:李飞雪。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

——GB/T 6391—1986、GB/T 6391—1995。

引　言

对于每一特定应用场合所选用的轴承，若都通过大量的轴承试验来确定其是否适用，通常是不现实的。然而寿命(见 3.1 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轴承性能和运转条件寿命修正系数的具体数值作出规定。因此，这些系数值应根据经验确定，通常应与轴承制造厂家商议。

对于由使用条件或内部结构造成滚动体与套圈滚道的接触区出现明显截断的轴承，根据本标准进行计算则不能得到满意的结果。例如，有装填槽的沟型球轴承，当轴承在使用中承受载荷时，装填槽伸入到球与沟道的接触区，其计算结果不进行修正是不适用的。

对于由使用条件，如倾斜、轴承座或轴变形、滚动体的离心力或其他高速效应、以及向心轴承中的预载荷或过大的游隙，引起轴承中载荷非正常分布的轴承，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当量载荷和寿命的推荐值和估算值。

随着特殊轴承类型和材料的发展，或根据有关它们的新资料，本标准尚需不时地进行修订。

关于本标准所列公式和系数推导的详细背景资料参见 ISO/TR 8646。

滚动轴承　额定动载荷和额定寿命

1　范围

本标准规定了滚动轴承基本额定动载荷的计算方法，它适用于尺寸范围符合有关国家标准规定、采用当代常用高质量淬硬轴承钢，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、常用高质量材料和良好加工质量以及常规运转条件相关的寿命。此外，本标准还规定了考虑不同可靠度、特殊轴承性能和特定运转条件，利用寿命修正系数计算修正额定寿命的方法。

本标准不适用于滚动体直接在轴或轴承座表面上运转的结构，除非该表面在各方面均与轴承套圈(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，在相关条款中说明。

2　规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准，然而，鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本标准。

GB/T 4662—2003　滚动轴承　额定静载荷(ISO 76:1987,IDT)

GB/T 6930—2002　滚动轴承　词汇(ISO 5593:1997,IDT)

3　定义

GB/T 6930—2002 确立的以及下列定义适用于本标准。

3.1

寿命　life

单个滚动轴承的寿命系指轴承的一个套圈(或垫圈)或滚动体材料上出现第一个疲劳扩展迹象之前，轴承的一个套圈(或垫圈)相对另一个套圈(或垫圈)旋转的转数。

3.2

可靠度(属轴承寿命范畴)　reliability

系指一组在相同条件下运转、近于相同的滚动轴承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　basic rating life

对于单个滚动轴承或一组在相同条件下运转、近于相同的滚动轴承，其寿命是与90%的可靠度、当代常用材料和加工质量以及常规运转条件相关的寿命。

3.4

修正额定寿命　adjusted rating life

考虑所期望的可靠度水平、特殊的轴承性能和特定的运转条件，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　basic dynamic radial load rating

系指一套滚动轴承理论上所能承受的恒定的径向载荷。在该载荷作用下，轴承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　basic dynamic axial load rating

系指一套滚动轴承理论上所能承受的恒定的中心轴向载荷。在该载荷作用下，轴承的基本额定寿命为一百万转。

3.7

径向当量动载荷　dynamic equivalent radial load

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条件下相同的寿命。

3.8

轴向当量动载荷　dynamic equivalent axial load

系指一恒定的中心轴向载荷，在该载荷作用下，滚动轴承具有与实际载荷条件下相同的寿命。

3.9

用于额定载荷计算的滚子直径　roller diameter applicable in the calculation of load ratings

系指滚子中部的直径。

注：对于圆锥滚子，取滚子大端和小端理论尖角处直径的平均值。

对于非对称凸球面滚子，近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道接触点处的直径。

3.10

用于额定载荷计算的滚子长度　roller length applicable in the calculation of load ratings

滚子与滚道在最短接触处的理论接触长度。

注：通常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长度，择其小者。

3.11

公称接触角　nominal contact angle

垂直于轴承轴线的平面与通过轴承套圈向滚动体传递力的合力作用线之间的夹角。

3.12

球组节圆直径　pitch diameter of a ball set

包容轴承一列球的中心的圆的直径。

3.13

滚子组节圆直径　pitch diameter of a roller set

在轴承一列滚子的中部，贯穿滚子轴线的圆的直径。

3.14

常规运转条件　conventional operating conditions

可以假定这种运转条件为：轴承正确安装、无外来物侵入、充分润滑、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_{0r}——径向基本额定静载荷[1)]，N；

C_{0a}——轴向基本额定静载荷[1)]，N；

D_w——球直径，mm；

D_{we}——用于额定载荷计算的滚子直径，mm；

D_{pw}——球组或滚子组节圆直径，mm；

F_r——轴承径向载荷＝轴承实际载荷的径向分量，N；

F_a——轴承轴向载荷＝轴承实际载荷的轴向分量，N；

L_{10}——基本额定寿命，百万转；

L_{na}——(1995 年版的标准中定义的)修正额定寿命，百万转；

L_{nm}——修正额定寿命，百万转；

L_{we}——用于额定载荷计算的滚子长度，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的每列球或滚子数；

b_m——当代常用高质量淬硬轴承钢和良好加工方法的额定系数，该值随轴承类型和设计不同而异；

e——适用于不同 X 和 Y 系数值的 F_a/F_r 的极限值，韦布尔指数；

f_c——与轴承零件几何形状、制造精度及材料有关的系数；

f_0——与轴承零件几何形状及应力水平有关的系数[1)]；

i——轴承中球或滚子的列数；

α——轴承公称接触角，(°)；

α_{xyz}——根据 9.4 规定的系统方法所确定的寿命修正系数；

α_1——可靠性寿命修正系数；

α_2、α_3、α_4、α_5、α_m——根据 9.3 和 9.4.2，各种不同影响因素下相互关联的寿命修正系数；

n——失效概率，%；

S——可靠度(幸存概率)，%，在 100～0 范围内；

κ——黏度比＝ν/ν_1；

Λ——油膜参数，油膜厚度与综合表面粗糙度之比；

ν——工作温度下，润滑剂的实际黏度，mm^2/s；

ν_1——为达到充分润滑，工作温度下所要求的黏度，mm^2/s；

σ——用于疲劳判据的实际应力，MPa；

σ_u——用于疲劳判据的耐久应力极限，MPa。

5 向心球轴承

5.1 径向基本额定动载荷

径向接触和角接触球轴承的基本额定动载荷 C_r 为：

$D_w \leqslant 25.4$ mm 时，　　$C_r = b_m f_c (i\cos\alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$

$D_w > 25.4$ mm 时，　　$C_r = 3.647 b_m f_c (i\cos\alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}$

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 $0.53D_w$ 的径向接触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

1) 其定义、计算方法和数值见 GB/T 4662—2003。

调心球轴承。

采用更小的滚道曲率半径未必能提高轴承的承载能力，但采用大于上述值的沟曲率半径，则会降低承载能力。

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(有装填槽的轴承和外球面轴承除外)	1.3
有装填槽的轴承	1.1
外球面轴承	1.3

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，作为一个整体(成对安装)运转，计算其径向基本额定载荷时，应按一套双列径向接触轴承来考虑。

5.1.1.2　两套相同的单列角接触球轴承以“背对背”或“面对面”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装)运转，计算其径向基本额定载荷时，应按一套双列角接触轴承来考虑。

5.1.1.3　两套或多套相同的单列角接触球轴承以“串联”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装或成组安装)运转，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载荷等于轴承套数的 0.7 次幂乘以一套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，轴承组被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

向心球轴承在恒定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、Y 值列入表 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以“背对背”或“面对面”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装)运转，计算其径向当量载荷时，应按一套双列角接触轴承来考虑。

5.2.1.2　两套或多套相同的单列球轴承以“串联”配置，并排安装在同一轴上，作为一整体(成对安装或成组安装)运转，计算其径向当量载荷时，采用单列轴承的 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_{0r} 值确定(即使 F_r 和 F_a 为计算整个轴承组当量载荷时用的总载荷)。

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 5.1.1 所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命估算。此时，额定载荷 C_r 按整个轴承组计算，当量载荷 P_r 按作用于该轴承组上的总载荷计算，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

$\frac{D_w\cos\alpha}{D_{pw}}$ [a]	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	分离型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
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	39.9	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

[a] 对于$\frac{D_w\cos\alpha}{D_{pw}}$的中间值,其 f_c 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[a,b]		单列轴承				双列轴承				e
			$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r}>e$		$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r}>e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
径向接触沟型球轴承	$\frac{f_0F_a}{C_{0r}}$[c]	$\frac{F_a}{iZD_w^2}$									
	0.172	0.172				2.3				2.3	0.19
	0.345	0.345				1.99				1.99	0.22
	0.689	0.689				1.71				1.71	0.26
	1.03	1.03				1.55				1.55	0.28
	1.38	1.38	1	0	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45	0.3
	2.07	2.07				1.31				1.31	0.34
	3.45	3.45				1.15				1.15	0.38
	5.17	5.17				1.04				1.04	0.42
	6.89	6.89				1				1	0.44
角接触沟型球轴承	$\frac{f_0iF_a}{C_{0r}}$[c]	$\frac{F_a}{ZD_w^2}$									
$\alpha=5°$	0.173	0.172						2.78		3.74	0.23
	0.346	0.345						2.4		3.23	0.26
	0.692	0.689			此类轴承的 X、Y 和 e 值用单列径向接触沟型球轴承的值			2.07		2.78	0.3
	1.04	1.03						1.87		2.52	0.34
	1.38	1.38	1	0			1	1.75	0.78	2.36	0.36
	2.08	2.07						1.58		2.13	0.4
	3.46	3.45						1.39		1.87	0.45
	5.19	5.17						1.26		1.69	0.5
	6.92	6.89						1.21		1.63	0.52
$\alpha=10°$	0.175	0.172				1.88		2.18		3.06	0.29
	0.35	0.345				1.71		1.98		2.78	0.32
	0.7	0.689				1.52		1.76		2.47	0.36
	1.05	1.03				1.41		1.63		2.29	0.38
	1.4	1.38	1	0	0.46	1.34	1	1.55	0.75	2.18	0.4
	2.1	2.07				1.23		1.42		2	0.44
	3.50	3.45				1.1		1.27		1.79	0.49
	5.25	5.17				1.01		1.17		1.64	0.54
	7	6.89				1		1.16		1.63	0.54
$\alpha=15°$	0.178	0.172				1.47		1.65		2.39	0.38
	0.357	0.345				1.4		1.57		2.28	0.4
	0.714	0.689				1.3		1.46		2.11	0.43
	1.07	1.03				1.23		1.38		2	0.46
	1.43	1.38	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93	0.47
	2.14	2.07				1.12		1.26		1.82	0.5
	3.57	3.45				1.02		1.14		1.66	0.55
	5.35	5.17				1		1.12		1.63	0.56
	7.14	6.89				1		1.12		1.63	0.56
$\alpha=20°$	—	—	1	0	0.43	1	1	1.09	0.7	1.63	0.57
$\alpha=25°$	—	—			0.41	0.87		0.92	0.67	1.41	0.68
$\alpha=30°$	—	—			0.39	0.76		0.78	0.63	1.24	0.8
$\alpha=35°$	—	—			0.37	0.66		0.66	0.6	1.07	0.95
$\alpha=40°$	—	—			0.35	0.57		0.55	0,57	0.93	1.14
$\alpha=45°$	—	—			0.33	0.5		0.47	0.54	0.81	1.34
调心球轴承			1	0	0.4	0.4cotα	1	0.42cotα	0.65	0.65cotα	1.5tanα
分离型单列径向接触球轴承(磁电机轴承)			1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	0.2

[a] 允许的最大值取决于轴承设计(游隙和沟道深度)。可根据已知条件采用第 1 栏或第 2 栏的值。

[b] 对于相对轴向载荷或接触角的中间值,其 X、Y 和 e 值可由线性内插法求得。

[c] f_0 的值见 GB/T 4662—2003。

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，载荷过大会在球与沟道的接触处产生有害的塑性变形。因此，当 $P_r>C_{0r}$ 或 $P_r>0.5C_r$ 时，用户应向轴承制造厂查询，以确定该寿命公式的适用性。

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：

$D_w \leqslant 25.4$ mm、$\alpha=90°$时，　　$C_a=b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8}$

$D_w \leqslant 25.4$ mm、$\alpha\neq 90°$时，　　$C_a=b_m f_c (\cos\alpha)^{0.7} \tan\alpha Z^{2/3} D_w^{1.8}$

$D_w > 25.4$ mm、$\alpha=90°$时，　　$C_a=3.647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.4}$

$D_w > 25.4$ mm、$\alpha\neq 90°$时，　　$C_a=3.647 b_m f_c (\cos\alpha)^{0.7} \tan\alpha Z^{2/3} D_w^{1.4}$

式中：

Z——同一方向上承受载荷的球数；

$b_m=1.3$。

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。采用更小的滚道沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力，但采用大于上述值的沟曲率半径，则会降低承载能力。

6.1.2 双列或多列轴承

承受同一方向载荷的双列或多列推力球轴承的轴向基本额定动载荷 C_a 为：

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

球数为 Z_1、Z_2、…、Z_n 的各列的额定载荷 C_{a1}、C_{a2}、…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

$\alpha\neq 90°$的推力球轴承，在恒定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 值列于表 5。

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

$$P_a = F_a$$

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，载荷过大会在球与沟道的接触处产生有害的塑性变形。因此，当 $P_a>0.5C_a$ 时，用户应向轴承制造厂查询，以确定该寿命公式的适用性。

表 4　推力球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w}{D_{pw}}$ [a]	f_c	$\frac{D_w\cos\alpha}{D_{pw}}$ [a]	f_c		
	$\alpha=90°$		$\alpha=45°$ [b]	$\alpha=60°$	$\alpha=75°$
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		
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				

a　对于 $\frac{D_w}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_w\cos\alpha}{D_{pw}}$ 或接触角非表中所列值时，其 f_c 值可用线性内插法求得。

b　对于 $\alpha>45°$ 的推力轴承，$\alpha=45°$ 的值可用于 α 在 45°和 60°之间的内插计算。

表 5　推力球轴承的 X 和 Y 值

α[a]	单向轴承[b]		双向轴承				e
	$\frac{F_a}{F_r}>e$		$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r}>e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45°[c]	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
80°	2.43		5.86	0.52	2.43		7.09
85°	4.8		11.75	0.51	4.8		14.29
$\alpha\neq 90°$	$1.25\tan\alpha\left(1-\frac{2}{3}\sin\alpha\right)$	1	$\frac{20}{13}\tan\alpha\left(1-\frac{1}{3}\sin\alpha\right)$	$\frac{10}{13}\left(1-\frac{1}{3}\sin\alpha\right)$	$1.25\tan\alpha\left(1-\frac{2}{3}\sin\alpha\right)$	1	$1.25\tan\alpha$

a　对于 α 的中间值，X、Y 和 e 的值由线性内插法求得。

b　$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$ 不适用于单向轴承。

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

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：

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

b_m 值列于表 6，f_c 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受载最大的滚子与滚道的接触区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严重的应力集中，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点接触的中心、线接触的两端、滚子未被精确引导的轴承以及滚子长度大于 2.5 倍滚子直径的轴承中。

7.1.1　轴承组配

7.1.1.1　两套相同的单列滚子轴承以“背对背”或“面对面”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装)运转，计算其径向基本额定动载荷时应按一套双列轴承来考虑。

7.1.1.2　如果由于某些技术上的原因，轴承组被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。

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(见 7.1)

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

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

7.1.1.3　两套或多套相同的单列滚子轴承以“串联”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装或成组安装)运转，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 次幂乘以一套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，轴承组被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

$\alpha\neq0°$的向心滚子轴承在恒定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 值列于表 8。

$\alpha=0°$的向心滚子轴承，只能承受径向载荷，其径向当量载荷为：

$$P_r = F_r$$

注：$\alpha=0°$的向心滚子轴承承受轴向载荷的能力与轴承设计和制造方法关系极大。因此，$\alpha=0°$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推荐值。

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以“背对背”或“面对面”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装)运转，计算其径向当量载荷时，根据 7.1.1，应按一套双列轴承来考虑，X 和 Y 值采用表 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	$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r}>e$		e
	X	Y	X	Y	
单列 $\alpha\neq0$	1	0	0.4	0.4cotα	1.5tanα
双列 $\alpha\neq0$	1	0.45cotα	0.67	0.67cotα	1.5tanα

7.2.1.2　两套或多套相同的单列角接触滚子轴承以“串联”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体(成对安装或成组安装)运转，计算其径向当量载荷时，采用表 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 所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命估算。此时，额定载荷 C_r 按整个轴承组计算，当量动载荷 P_r 按作用于轴承组上的总载荷计算，所用的 X、Y 值按 7.2.1 的规定。

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，载荷过大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 $P_r > 0.5C_r$ 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只与同一垫圈滚道接触，则此推力滚子轴承应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：

$\alpha = 90°$ 时，　　$C_a = b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$

$\alpha \neq 90°$ 时，　　$C_a = b_m f_c (L_{we}\cos\alpha)^{7/9} \tan\alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$

式中：

Z——同一方向上承受载荷的滚子数。

8.1.1.2 如果轴承轴线的同一侧装有若干个轴线重合的滚子，则可将这些滚子视为一个滚子，其长度 L_{we}（见 3.10）等于这几个滚子长度之和。

b_m 值列于表 9，f_c 值列于表 10。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受载最大的滚子与滚道的接触区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严重的应力集中，则应使用小于表 10 所列的 f_c 值。这样的应力集中必定发生在诸如名义点接触的中心、线接触的两端、滚子未被精确引导的轴承以及滚子长度大于 2.5 倍滚子直径的轴承中。

如果推力滚子轴承的内部几何参数使滚子与滚道接触区产生较大的滑动，例如：推力圆柱滚子轴承的滚子长度与滚子组节圆直径之比较大时，也应取较小的 f_c 值。

表 9 推力滚子轴承的 b_m 值

轴 承 类 型	b_m
推力圆柱滚子轴承和推力滚针轴承	1
推力圆锥滚子轴承	1.1
推力调心滚子轴承	1.15

8.1.2 双列或多列推力滚子轴承

承受同一方向载荷的双列或多列推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷 C_a 为：

$$C_a = (Z_1 L_{we1} + Z_2 L_{we2} + \cdots + Z_n L_{wen}) \times \left[\left(\frac{Z_1 L_{we1}}{C_{a1}}\right)^{9/2} + \left(\frac{Z_2 L_{we2}}{C_{a2}}\right)^{9/2} + \cdots + \left(\frac{Z_n L_{wen}}{C_{an}}\right)^{9/2}\right]^{-2/9}$$

滚子数为 Z_1、Z_2、…、Z_n、长度为 L_{we1}、L_{we2}、…、L_{wen} 的各列的额定载荷 C_{a1}、C_{a2}、…、C_{an}，按 8.1.1.1 中相应的单列轴承的公式计算。

与同一垫圈滚道区域接触的滚子或部分滚子属于一列。

8.1.3 轴承组配

8.1.3.1 两套或多套相同的单向推力滚子轴承，以“串联”配置，并排安装在同一轴上，作为一个整体（成对安装或成组安装）运转，制造精度和安装精度均能保证载荷均匀分布，该轴承组的轴向基本额定动载荷等于轴承套数的 7/9 次幂乘以一套轴承的额定载荷。

8.1.3.2 如果由于某些技术上的原因，轴承组被视为若干套彼此可单独更换的单向轴承，则 8.1.3.1 的规定不适用。

8.2 轴向当量动载荷

$\alpha \neq 90°$的推力滚子轴承在恒定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 值列于表 11。

$\alpha = 90°$的推力滚子轴承，只能承受轴向载荷，此类轴承的轴向当量动载荷为：

$$P_a = F_a$$

8.3 基本额定寿命

8.3.1 推力滚子轴承的基本额定寿命 L_{10} 为：

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

C_a 和 P_a 的值按 8.1 和 8.2 计算。

该寿命公式也适用于 8.1.3 所述的两套或多套单向推力滚子轴承组成的轴承组的寿命估算。此时，额定载荷 C_a 按整个轴承组计算，当量载荷 P_a 按作用于轴承组上的总载荷计算，所用的 X 和 Y 值按 8.2 中单向轴承的值。

表 10 推力滚子轴承 f_c 的最大值（见 8.1.1.2）

$\frac{D_{we}}{D_{pw}}$ [a]	f_c	$\frac{D_{we}\cos\alpha}{D_{pw}}$ [a]	f_c		
	$\alpha=90°$		$\alpha=50°$ [b]	$\alpha=65°$ [c]	$\alpha=80°$ [d]
0.01	105.4	0.01	109.7	107.1	105.6
0.02	122.9	0.02	127.8	124.7	123
0.03	134.5	0.03	139.5	136.2	134.3
0.04	143.4	0.04	148.3	144.7	142.8
0.05	150.7	0.05	155.2	151.5	149.4
0.06	156.9	0.06	160.9	157	154.9
0.07	162.4	0.07	165.6	161.6	159.4
0.08	167.2	0.08	169.5	165.5	163.2
0.09	171.7	0.09	172.8	168.7	166.4
0.1	175.7	0.1	175.5	171.4	169
0.11	179.5	0.11	177.8	173.6	171.2
0.12	183	0.12	179.7	175.4	173
0.13	186.3	0.13	181.1	176.8	174.4
0.14	189.4	0.14	182.3	177.9	175.5
0.15	192.3	0.15	183.1	178.8	176.3
0.16	195.1	0.16	183.7	179.3	
0.17	197.7	0.17	184	179.6	
0.18	200.3	0.18	184.1	179.7	
0.19	202.7	0.19	184	179.6	

表 10（续）

$\frac{D_{we}}{D_{pw}}$ [a]	f_c	$\frac{D_{we}\cos\alpha}{D_{pw}}$ [a]	f_c		
	$\alpha=90°$		$\alpha=50°$ [b]	$\alpha=65°$ [c]	$\alpha=80°$ [d]
0.2	205	0.2	183.7	179.3	
0.21	207.2	0.21	183.2		
0.22	209.4	0.22	182.6		
0.23	211.5	0.23	181.8		
0.24	213.5	0.24	180.9		
0.25	215.4	0.25	179.8		
0.26	217.3	0.26	178.7		
0.27	219.1				
0.28	220.9				
0.29	222.7				
0.3	224.3				

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

b 用于 $45°<\alpha<60°$。

c 用于 $60°\leqslant\alpha<75°$。

d 用于 $75°\leqslant\alpha<90°$。

8.3.2 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，载荷过大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 $P_c>0.5C_r$ 时，用户应向轴承制造厂查询，以确定该寿命公式的适用性。

表 11 推力滚子轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	$\frac{F_a}{F_r}\leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r}>e$		e
	X	Y	X	Y	
单向，$\alpha\neq90°$	—[a]	—[a]	$\tan\alpha$	1	$1.5\tan\alpha$
双向，$\alpha\neq90°$	$1.5\tan\alpha$	0.67	$\tan\alpha$	1	$1.5\tan\alpha$

a 不适用于单向轴承。

9 修正额定寿命

9.1 总则

通常，采用基本额定寿命 L_{10} 作为衡量轴承性能的准则就足以满足要求，该寿命是指 90%可靠度下的寿命。

然而，对于某些应用场合，或许要求计算更高可靠度下的寿命，同时，对于许多应用场合，还希望更精确、更完善地考虑轴承质量和运转条件对寿命的影响，修正额定寿命 L_{nm} 则满足了这一要求[n 表示失效概率，$(100-n)$表示幸存概率(也表示可靠度)]。

寿命 L_{nm}，即$(100-n)$%可靠度、特殊轴承性能和特定运转条件下的修正基本额定寿命，可以按下式计算：

$$L_{nm}=a_1a_{xyz}L_{10}$$

寿命修正系数 a_1 的值列于表 12。

9.2 可靠度寿命修正系数 a_1

表 12 可靠度寿命修正系数 a_1

可靠度 S	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0.62
96	L_{4m}	0.53
97	L_{3m}	0.44
98	L_{2m}	0.33
99	L_{1m}	0.21

表 12 中的值按韦布尔指数 $e=1.5$ 确定，也可以按其他的指数值计算 a_1（参见附录 B）。

9.3 寿命修正系数 a_{xyz}

考虑到材质和润滑对轴承寿命的影响，1986 年版的标准中引入了 a_2 和 a_3 系数，然而 a_2 和 a_3 是相互关联的，这一点已得到确认，因此，许多轴承制造厂采用一个合并系数 a_{23}。由于 a_{xyz} 系数的引入，合并系数 a_{23} 的范围已经扩展到包括其他相关影响因素。

这些相关影响因素可以表示为：

$$a_{xyz} = f(a_2, a_3, a_m)$$

当今技术的发展可以通过计算机应用理论与试验技术和实际经验的结合来确定 a_{xyz}。除了轴承类型，a_{xyz} 还包括以下影响因素：

——材料（如洁净度、硬度、表面结构、疲劳极限、温度响应）；

——润滑（如黏度、轴承转速、轴承尺寸、润滑剂类型、添加剂）；

——环境（如污染程度、湿度）；

——杂质颗粒（如硬度、尺寸、形状、材料）；

——套圈中内应力（如制造过程产生的、安装后套圈过盈产生的内应力）；

——安装（如装拆损伤、不同心）；

——轴承载荷。

9.4 寿命计算的系统方法

9.4.1 采用系统方法进行修正寿命计算

如果润滑条件、清洁度和其他运转条件理想的话，一定载荷下高质量的轴承能够达到无限长的寿命。当达到疲劳载荷极限时，对于常用轴承钢，其实际接触应力约为 1 500 MPa。

然而在许多应用场合，接触应力大于该值。此外，运转条件不良能进一步降低轴承寿命。

可将所有影响因素与作用应力和材料强度联系起来，如：

——压痕产生边缘应力；

——油膜厚度减小则增大接触区内滚道和滚动体之间的剪切应力；

——温升则降低材料的疲劳极限，即强度；

——内圈过盈配合产生环向应力。

轴承寿命的不同影响因素之间是相互关联的。因此，采用系统方法计算疲劳寿命是恰当的，在系统方法中将考虑由于相关系数的变化和相互作用对系统寿命的影响。

可采用图表或方程的形式将 a_{xyz} 表示为 σ_u/σ（耐久应力极限与实际应力之比）的函数，同时尽可能考虑到许多影响系数（见图 1）。

在给定的润滑条件下，如果实际应力 σ 降至耐久应力极限值 σ_u，当应用疲劳判据时，图 1 中的曲线也表明了 a_{xyz} 如何逐渐趋近于无限大。传统的轴承寿命计算是将正交剪切应力作为疲劳判据。因此，

图 1 中的曲线也是基于剪切耐久强度确定的。

制造厂应对 a_{xyz} 作为实际应力、耐久应力极限和运转条件的函数进行计算提出有关建议。a_{xyz} 中的 xyz 表示某一制造厂或组织可选择的字母数及其组合。

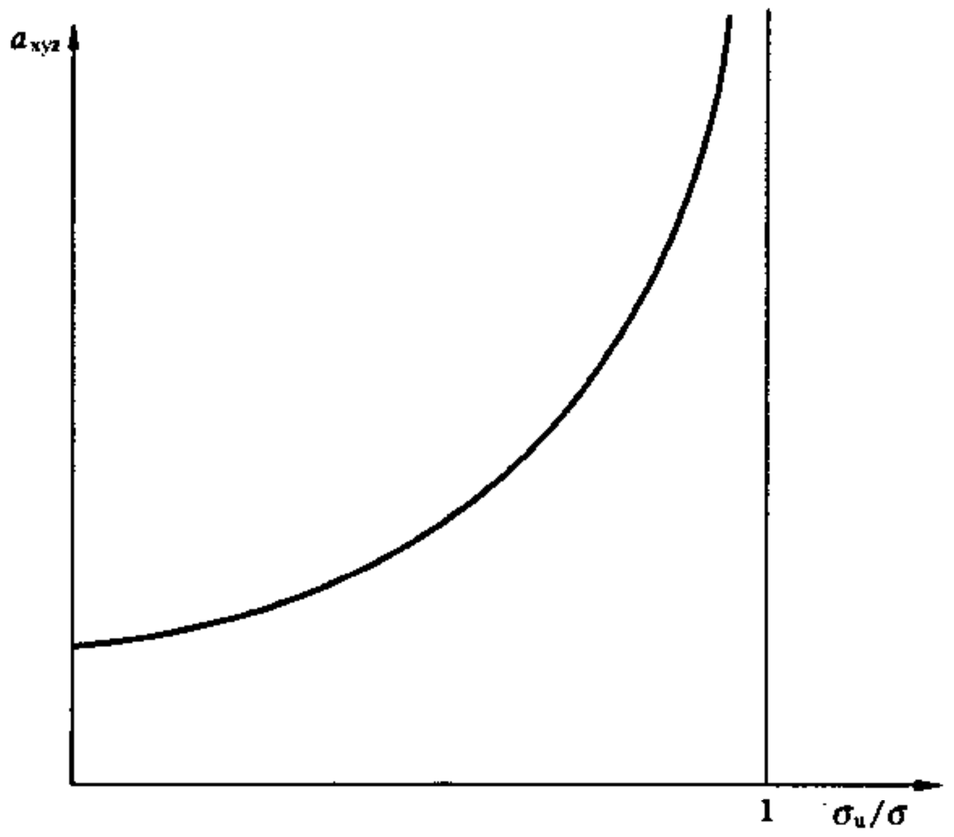


图 1 寿命修正系数 a_{xyz}

润滑条件可用以下两种参数中的任何一种表示：

——黏度比 $\kappa=\nu/\nu_1$，定义为工作温度下油的实际黏度 ν 与充分润滑所要求的黏度 ν_1 之比；

——油膜参数 Λ，定义为油膜厚度与两接触表面的表面粗糙度的均方根之比。

κ 和 Λ 是衡量润滑油隔离金属接触面程度的两个参数。

9.4.2 利用多系数进行修正寿命计算

作为系统方法的一个特例，可借助多个系数来计算 a_{xyz}，例如：

$$a_{xyz} = a_2 a_3 a_4 a_5 \cdots$$

于是，疲劳寿命就可以按 1995 年版的标准中的公式进行计算。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}$$

或更一般地讲，用 a_{xyz} 表示为

$$a_{xyz} = a_2 a_3 a_m$$

a_m 系数包括了 1995 年版的标准中未计入的环境变量。然而，为满足系统方法的要求，重要的是理解这样的事实，即寿命影响系数是相互关联的，运转条件的任何改变均会影响 9.4.2 三个公式中的所有系数。

附 录 A
（资料性附录）
参 考 文 献

ISO/TR 8646:1985 ISO 281-1:1977 的注释。

附 录 B
（资料性附录）
计算可靠度寿命修正系数 a_1 的公式

本标准表 12 中的寿命修正系数 a_1 借助公式(B.1)计算：

$$a_1 = \left(\frac{\ln \frac{100}{S}}{\ln \frac{100}{90}} \right)^{\frac{1}{e}} \qquad \cdots\cdots (B.1)$$

表 12 按韦布尔指数 $e=1.5$ 计算了不同可靠度(幸存概率)S 下的 a_1 值。

公式(B.1)也可以计算其他韦布尔指数下的 a_1 系数。

版权专有 侵权必究

书号:155066・1-20447