



中华人民共和国国家标准

GB/T 4662—2012/ISO 76:2006
代替 GB/T 4662—2003

滚动轴承 额定静载荷

Rolling bearings—Static load ratings

(ISO 76:2006, IDT)

2012-11-05 发布

2013-03-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
滚 动 轴 承 额 定 静 载 荷

GB/T 4662—2012/ISO 76:2006

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100013)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)64275323 发行中心:(010)51780235

读者服务部:(010)68523946

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 1 字数 26 千字
2013年3月第一版 2013年3月第一次印刷

*

书号: 155066·1-46180 定价 18.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68510107

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 4662—2003《滚动轴承 额定静载荷》，与 GB/T 4662—2003 相比，主要技术变化如下：

- 修改了“范围”(见第 1 章,2003 年版的第 1 章)；
- 增加了规范性引用文件(见第 2 章)；
- 增加了“静安全系数”的术语和定义(见第 3 章)；
- 增加了符号“ S_0 ”并修改了部分符号(见第 4 章,2003 年版的第 3 章)；
- 增加了 $\alpha = 5^\circ$ 和 $\alpha = 10^\circ$ 的载荷系数 X_0 、 Y_0 的值(见表 2,2003 年版的表 2)；
- 增加了对公式(7)和公式(11)的说明[见公式(7)和公式(11)的注]；
- 增加了对 ISO/TR 10657:1991 的引用(见 5.1.1、6.1)；
- 增加了对“静安全系数”的要求(见第 9 章)。

本标准使用翻译法等同采用 ISO 76:2006《滚动轴承 额定静载荷》。

与本标准中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

- GB/T 6930—2002 滚动轴承 词汇(ISO 5593:1997, IDT)
- GB/T 7811—2007 滚动轴承 参数符号(ISO 15241:2001, IDT)

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(SAC/TC 98)归口。

本标准起草单位：洛阳轴承研究所有限公司。

本标准主要起草人：马素青。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 4662—1984、GB/T 4662—1993、GB/T 4662—2003。

引 言

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

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轴承所产生的变形是否允许的话,这往往是不现实的,因此需要用其他方法来确定所选轴承是否适用。

经验表明,轴承在大多数的应用场合中,最大载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,而不致于对轴承以后的运转产生有害影响。因此,将引起如此大小永久变形量的当量静载荷规定为轴承的额定静载荷。

实验表明,基本额定静载荷可以认为是在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生下列计算接触应力所对应的载荷:

- 4 600 MPa¹⁾ 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。

基本额定静载荷的计算公式和系数均以这些接触应力为基础。

根据对运转平稳性和摩擦要求的不同,以及实际接触表面的几何形状,允许的当量静载荷可选择小于、等于或大于额定静载荷。缺乏这方面经验的轴承用户应向轴承制造厂咨询。

1) 1 bar=0.1 MPa=10⁵ Pa; 1 MPa =1 N/mm²。

滚动轴承 额定静载荷

1 范围

本标准规定了滚动轴承基本额定静载荷和当量静载荷的计算方法。本标准适用于尺寸范围符合有关国家标准规定、采用常用优质淬硬轴承钢、按照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。

本标准不适用于由于使用条件或(和)轴承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,如若按本标准计算,则不能得到满意的结果。同样,本标准也不适用于由于使用条件引起轴承中载荷偏离正常分布的场合,例如倾斜、预紧或过大的游隙、表面进行过处理或涂敷等。如果出现这些情况,用户应与轴承制造厂协商如何计算当量静载荷。

本标准还不适用于滚动体直接在轴或轴承座表面上运转的结构,除非这些表面在各方面均与其所代替的轴承套圈滚道表面相当。

对于双列向心轴承和双向推力轴承,如若参照本标准,则应假定其结构具有对称性。

此外,本标准也适用于在重载荷条件下静安全系数的确定。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

ISO 5593 滚动轴承 词汇(Rolling bearings—Vocabulary)

ISO 15241 滚动轴承 参数符号(Rolling bearings—Symbols for quantities)

ISO/TR 10657:1991 对 ISO 76 的注释(Explanatory notes on ISO 76)

3 术语和定义

ISO 5593 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

静载荷 static load

轴承套圈或垫圈彼此相对转速为零时,作用在轴承上的载荷。

3.2

径向基本额定静载荷 basic static radial load rating

在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生下列计算接触应力所对应的径向静载荷:

——4 600 MPa 调心球轴承;

——4 200 MPa 其他类型的向心球轴承;

——4 000 MPa 向心滚子轴承。

注 1: 对于单列角接触球轴承,径向额定静载荷是指引起轴承套圈相互间纯径向位移的载荷的径向分量。

注 2: 在静载荷条件下,这些接触应力系指引起滚动体与滚道产生总永久变形量约为滚动体直径的 0.000 1 倍时的应力。

3.3

轴向基本额定静载荷 basic static axial load rating

在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生下列计算接触应力所对应的中心轴向静载荷:

- 4 200 MPa 推力球轴承；
- 4 000 MPa 推力滚子轴承。

注：在静载荷条件下，这些接触应力系指引起滚动体与滚道产生总永久变形量约为滚动体直径的 0.000 1 倍时的应力。

3.4

径向当量静载荷 **static equivalent radial load**

系指在最大载荷滚动体与滚道接触中心处产生与实际载荷条件下相同接触应力的径向静载荷。

3.5

轴向当量静载荷 **static equivalent axial load**

系指在最大载荷滚动体与滚道接触中心处产生与实际载荷条件下相同接触应力的中心轴向静载荷。

3.6

静安全系数 **static safety factor**

基本额定静载荷与当量静载荷之比。表示阻止滚动体和滚道上产生不允许的永久变形的安全裕度。

3.7

滚子直径 **roller diameter**

对于对称滚子，〈用于额定载荷计算的〉滚子直径系指通过滚子长度中部的径向平面内的理论直径。

注 1：对于圆锥滚子，滚子直径取滚子大端和小端假想的理论尖角处直径的平均值。

注 2：对于非对称球面滚子，滚子直径近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道接触点处的直径。

3.8

滚子有效长度 **effective roller length**

滚子有效长度系指滚子与滚道在最短接触处的最大理论接触长度〈用于额定载荷计算的〉。

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，两者中择其小者。

3.9

公称接触角 **nominal contact angle**

垂直于轴承轴线的平面（径向平面）与通过轴承套圈或垫圈向滚动体传递力的合力名义作用线之间的夹角。

注：对于非对称球面滚子轴承，与无挡边滚道的接触决定了公称接触角。

3.10

球组节圆直径 **pitch diameter of a ball set**

包容轴承一球中心的圆的直径。

3.11

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

在轴承一球滚子的中部，贯穿滚子轴线的圆的直径。

4 符号

ISO 15241 给出的以及下列符号适用于本文件。

C_{0a} ：轴向基本额定静载荷，N

C_{0r} ：径向基本额定静载荷，N

D_{pw} ：球组或滚子组节圆直径，mm

D_w ：球公称直径，mm

D_{we} :用于额定载荷计算的滚子直径,mm

F_a :轴承轴向载荷=(轴承实际载荷的轴向分量),N

F_r :轴承径向载荷=(轴承实际载荷的径向分量),N

f_0 :基本额定静载荷的计算系数

i :滚动体的列数

L_{we} :用于额定载荷计算的滚子有效长度,mm

P_{0a} :轴向当量静载荷,N

P_{0r} :径向当量静载荷,N

S_0 :静安全系数

X_0 :径向载荷系数,N

Y_0 :轴向载荷系数,N

Z :单列轴承中的滚动体数;每列滚动体数相同的多列轴承中的每列滚动体数

α :公称接触角,(°)

5 向心球轴承

5.1 径向基本额定静载荷

5.1.1 单一轴承的径向基本额定静载荷

向心球轴承的径向基本额定静载荷按式(1)计算:

$$C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(1)$$

公式(1)中的 f_0 值由表 1 给出。

公式(1)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。

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。在后一种情况下,应采用相应减小的 f_0 值,减小的 f_0 值由 ISO/TR 10657:1991 中公式(3-18)计算得出。

5.1.2 轴承组的径向基本额定静载荷

5.1.2.1 两套单列径向接触球轴承作为一个整体运转

两套相同的单列径向接触球轴承并列安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向基本额定静载荷时,应按一套单列径向接触球轴承额定静载荷的两倍来考虑。

5.1.2.2 单列角接触球轴承“背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列角接触球轴承以“背对背”或“面对面”配置,并列安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向基本额定静载荷时,应按一套单列角接触球轴承额定静载荷的两倍来考虑。

5.1.2.3 串联配置

两套或多套相同的单列径向接触球轴承或两套或多套相同的单列角接触球轴承以“串联”配置,并列安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,该轴承组的径向基本额定静载荷等于轴承套数乘以一套单列轴承的径向基本额定动载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布,轴承应正确制造和安装。

表 1 球轴承的 f_0 值

$\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$	f_0 系数		
	向心球轴承		推力球轴承
	径向接触和角接触球轴承	调心球轴承	
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：此表基于 Hertz 点接触公式，取弹性模量 = 2.07×10^5 MPa，泊松比为 0.3。对于向心球轴承，假定其载荷分布中最大承载球的载荷为 $\frac{5 F_r}{Z \cos\alpha}$ ；对于推力球轴承，假定其载荷分布中最大承载球的载荷为 $\frac{F_a}{Z \sin\alpha}$ 。对于

$\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}}$ 的中间值，其 f_0 值可用线性内插法求得。

5.2 径向当量静载荷

5.2.1 单套轴承的径向当量静载荷

向心球轴承的径向当量静载荷取下列式(2)、式(3)计算值的较大者:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (2)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots (3)$$

公式中的 X_0 和 Y_0 值见表 2。这些系数适用于滚道沟曲率半径符合 5.1.1 规定的轴承。对于其他的滚道沟曲率半径,其 X_0 和 Y_0 值可通过 ISO/TR 10657:1991 计算求得。

表 2 中未给出的中接触角的 Y_0 值可通过线性内插法求得。

5.2.2 轴承组的径向当量静载荷

5.2.2.1 单列角接触球轴承“背对背”或“面对面”配置

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,计算其径向当量静载荷时, X_0 和 Y_0 应按一套双列角接触轴承来考虑, F_r 和 F_a 值按作用在该轴承组上的总载荷计算。

5.2.2.2 串联配置

两套或多套相同的单列径向接触球轴承或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,计算其径向当量静载荷时,采用单列轴承的 X_0 和 Y_0 值, F_r 和 F_a 值按作用在该轴承组上的总载荷计算。

表 2 向心球轴承的 X_0 和 Y_0 值

轴承类型	单列轴承		双列轴承	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
径向接触球轴承 ^a	0.6	0.5	0.6	0.5
角接触球轴承 $\alpha =$	5°	0.5	1	1.04
	10°	0.5	1	1
	15°	0.5	1	0.92
	20°	0.5	1	0.84
	25°	0.5	1	0.76
	30°	0.5	1	0.66
	35°	0.5	1	0.58
	40°	0.5	1	0.52
	45°	0.5	1	0.44
调心球轴承 $\alpha \neq 0^\circ$	0.5	$0.22\cot\alpha$	1	$0.44\cot\alpha$

^a 允许的 F_a/C_{0r} 最大值取决于轴承设计(内部游隙和沟道深度)。

6 推力球轴承

6.1 轴向基本额定静载荷

单向或双向推力球轴承的轴向基本额定静载荷按式(4)计算:

$$C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin\alpha \dots\dots\dots(4)$$

式中:

f_0 ——由表 1 给出;

Z ——在一个方向上承受载荷的球数。

该公式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。在后一种情况下,应采用相应减小的 f_0 值,减小的 f_0 值由 ISO/TR 10657:1991 中的公式(3-30)计算得出。

6.2 轴向当量静载荷

$\alpha \neq 90^\circ$ 的推力球轴承,其轴向当量静载荷按式(5)计算:

$$P_{0a} = 2.3 F_r \tan\alpha + F_a \dots\dots\dots(5)$$

对于双向轴承,该公式适用于所有的 F_r/F_a 值。

对于单向轴承,当 $F_r/F_a \leq 0.44 \cot\alpha$ 时,该公式能给出满意的结果;当 F_r/F_a 增大至 $0.67 \cot\alpha$ 时,公式(5)仍可给出满意的 P_{0a} 值,但可靠性低。

$\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承,只能承受轴向载荷。此类轴承的轴向当量静载荷按式(6)计算:

$$P_{0a} = F_a \dots\dots\dots(6)$$

7 向心滚子轴承

7.1 径向基本额定静载荷

7.1.1 单套轴承的径向基本额定静载荷

向心滚子轴承的径向基本额定静载荷按式(7)计算:

$$C_{0r} = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos\alpha}{D_{pw}} \right) i Z L_{we} D_{we} \cos\alpha \dots\dots\dots(7)$$

注:公式(7)是建立在与表 1 注中给出的弹性模量、泊松比和滚动体载荷分布相同的基础上给出的。

7.1.2 轴承组的径向基本额定静载荷

7.1.2.1 “背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列向心滚子轴承以“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静载荷时应按一套单列轴承额定静载荷的两倍来考虑。

7.1.2.2 串联配置

两套或多套相同的单列向心滚子轴承以“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,该轴承组的径向基本额定静载荷等于轴承套数乘以一套单列轴承的径向基本额定静载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布,轴承应正确制造和安装。

7.2 径向当量静载荷

7.2.1 单套轴承的径向当量静载荷

对于 $\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承,其径向当量静载荷取式(8)和式(9)计算值的较大者:

$$P_{or} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (8)$$

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

式(8)中的 X_0 和 Y_0 值由表 3 给出。

表 3 $\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承的 X_0 和 Y_0 值

轴承类型	X_0	Y_0
单列	0.5	$0.22 \cot \alpha$
双列	1	$0.44 \cot \alpha$

对于 $\alpha = 0^\circ$ 且仅承受径向载荷的向心滚子轴承,其径向当量静载荷按式(10)计算:

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

$\alpha = 0^\circ$ 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, $\alpha = 0^\circ$ 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咨询有关当量静载荷的推荐值。

7.2.2 轴承组的径向当量静载荷

7.2.2.1 单列角接触滚子轴承“背对背”或“面对面”配置

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,计算其径向当量静载荷时, X_0 和 Y_0 应按双列轴承的值, F_r 和 F_a 按作用在该轴承组上的总载荷来考虑。

7.2.2.2 串联配置

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,计算其径向当量静载荷时, X_0 和 Y_0 采用单列轴承的值, F_r 和 F_a 按作用在该轴承组上的总载荷来考虑。

8 推力滚子轴承

8.1 轴向基本额定静载荷

8.1.1 单向和双向轴承的轴向基本额定静载荷

单向和双向推力滚子轴承的轴向基本额定静载荷按式(11)计算:

$$C_{0a} = 220 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) ZL_{we} D_{we} \sin \alpha \dots\dots\dots (11)$$

式中:

Z ——同一方向上承受载荷的滚子数。

当滚子长度不同时, ZL_{we} 应按 3.8 的规定, 为同一方向上承受载荷的所有滚子的长度总和。

注: 公式(11)是建立在与表 1 注中给出的弹性模量、泊松比和滚动体载荷分布相同的基础上给出的。

8.1.2 串联配置轴承的轴向基本额定静载荷

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, 该轴承组的轴向基本额定静载荷等于轴承套数乘以一套单向轴承的轴向基本额定静载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布, 轴承应正确制造和安装。

8.2 轴向当量静载荷

8.2.1 单向和双向轴承的轴向当量静载荷

$\alpha \neq 90^\circ$ 的推力滚子轴承, 其轴向当量静载荷按式(12)计算:

$$P_{0a} = 2.3 F_r \tan \alpha + F_a \quad \dots\dots\dots(12)$$

对于双向轴承, 式(12)适用于所有的 F_r/F_a 值。

对于单向轴承, 当 $F_r/F_a \leq 0.44 \cot \alpha$ 时, 式(12)能给出满意的结果; 当 F_r/F_a 增大至 $0.67 \cot \alpha$ 时, 式(12)仍可给出满意的 P_{0a} 值, 但可靠性低。

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

$$P_{0a} = F_a \quad \dots\dots\dots(13)$$

8.2.2 串联配置轴承的轴向当量静载荷

两套或多套相同的推力滚子轴承以“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, 计算其轴向当量静载荷时, F_r 和 F_a 按作用在该轴承组上的总载荷来考虑。

9 静安全系数

9.1 总则

重载条件下所用的轴承首先应检验其适用性, 以保证其基本额定静载荷是充足的, 这时可借助于静安全系数 S_0 。 S_0 由式(14)、式(15)确定:

$$S_0 = C_{0r}/P_{0r} \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$S_0 = C_{0a}/P_{0a} \quad \dots\dots\dots(15)$$

式(14)应用于向心轴承, 式(15)应用于推力轴承。

当轴承处于变载状态下应根据寿命进行选择, 另外, 适当的核对基本额定静载荷也可检验轴承是否满足应用时的性能要求。

9.2 和 9.3 中给出各种工况及应用的 S_0 推荐值, 要求运转平稳、无振动, 其可适用于旋转轴承是基于经验得出的。

对于其他特殊的运行条件, 用户应向轴承制造厂咨询, 以确定可用 S_0 值的指导意见。

9.2 球轴承

球轴承的静安全系数 S_0 的推荐值见表 4。

表 4 球轴承的静安全系数 S_0 的推荐值

工作条件	S_0 min
运转条件平稳： 运转平稳、无振动、旋转精度高	2
运转条件正常： 运转平稳、无振动、正常旋转精度	1
承受冲击载荷条件： 显著的冲击载荷 ^a	1.5
^a 当载荷大小是未知的时， S_0 值至少取 1.5；当冲击载荷的大小可精确地得到时，可采用较小的 S_0 值。	

9.3 滚子轴承

滚子轴承的静安全系数 S_0 的推荐值见表 5。

表 5 滚子轴承的静安全系数 S_0 的推荐值

工作条件	S_0 min
运转条件平稳： 运转平稳、无振动、旋转精度高	3
运转条件正常： 运转平稳、无振动、正常旋转精度	1.5
承受冲击载荷条件： 显著的冲击载荷 ^a	3
对于推力球面滚子轴承在所有的工作条件下， S_0 的最小推荐值为 4。对于表面硬化的冲压外圈滚子轴承在所有的工作条件下， S_0 的最小推荐值为 3。	
^a 当载荷大小是未知的时， S_0 值至少取 3；当冲击载荷的大小可精确地得到时，可采用较小的 S_0 值。	

附录 A (资料性附录)

基本额定静载荷计算中的间断点

A.1 总则

按照本标准,用于计算向心和推力角接触球轴承基本额定静载荷 C_{0r} 和 C_{0a} 的系数略有不同。

因此,将一套接触角 $\alpha = 45^\circ$ 的轴承看作是向心轴承时 ($C_{0r} = C_{0a}/Y_0$) 和将其看作是推力轴承时,在轴向额定静载荷 C_{0a} 的计算中存在一个间断点。

本附录解释了额定载荷系数不同的原因,并说明了重新计算额定载荷的方法,以便在同一条件下进行正确比较。

A.2 符号

本标准第 4 章给出的以及下列符号适用于本附录。

C_{0aa} : 推力轴承 ($\alpha > 45^\circ$) 的修正轴向基本额定静载荷, N

C_{0ar} : 向心轴承 ($\alpha \leq 45^\circ$) 的修正轴向基本额定静载荷, N

r_e : 外圈沟曲率半径, mm

r_i : 内圈沟曲率半径, mm

A.3 计算向心和推力角接触球轴承基本额定静载荷时的不同系数

A.3.1 角接触向心球轴承

对于角接触向心球轴承,在 C_{0r} 的计算中,球和滚道之间的密合度根据 5.1.1 的要求为: $r_i/D_w \leq 0.52$ 和 $r_e/D_w \leq 0.53$ 。

A.3.2 角接触推力球轴承

对于角接触推力球轴承,在 C_{0a} 的计算中,球和滚道之间的密合度根据 6.1 的要求为: $r_i/D_w \leq 0.54$ 和 $r_e/D_w \leq 0.54$ 。

A.4 向心和推力角接触球轴承轴向基本额定静载荷修正值 C_{0ar} 和 C_{0aa} 的比较

A.4.1 总则

对于某些应用场合,接触角 $\alpha \leq 45^\circ$ 和 $\alpha > 45^\circ$ 的角接触球轴承具有相同的密合度,有时需要计算并比较其实际的轴向额定载荷。

基本额定静载荷 C_{0a} 和 C_{0r} 可根据本标准通过计算或从轴承制造厂提供的产品样本中得到。

但是,如 A.3 所述,对于向心和推力轴承,计算 C_{0a} 和 C_{0r} 时,采用了不同的密合度。如果需进行正确计算和比较,则应按相同的密合度重新计算 C_{0a} 和 C_{0r} ,算出修正的轴向基本额定静载荷 C_{0ar} 和 C_{0aa} 。

在两种不同密合度下重新计算可借助式(A.1)~式(A.4)来完成——向心轴承和推力轴承的密合度分别规定在 A.3.1 和 A.3.2 中。

额定载荷的比较主要应用于轴承承受的载荷主要为轴向载荷,因此,本附录给出了轴向基本额定静载荷的比较。

假设接触角 α 与轴向载荷无关,恒定不变,那么就意味着具有小接触角、承受重载的轴承,其计算精度将降低。

A. 4.2 具有向心轴承密合度的角接触球轴承

$(r_i/D_w \leq 0.52$ 和 $r_e/D_w \leq 0.53)$

$$C_{0ar} = C_{0r}/Y_0 \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

$$C_{0aa} = 1.43C_{0a} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

A. 4.3 具有推力轴承密合度的角接触球轴承

$(r_i/D_w \leq 0.54$ 和 $r_e/D_w \leq 0.54)$

$$C_{0ar} = 0.7C_{0r}/Y_0 \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

$$C_{0aa} = C_{0a} \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

A. 5 实例

A. 5.1 $\alpha = 45^\circ$ 的角接触球轴承

将 $\alpha = 45^\circ$ 的单列角接触球轴承分别看作是向心轴承和推力轴承时,比较其修正轴向基本额定静载荷。

所选的轴承 $(D_w \cos\alpha)/D_{pw} = 0.16, i = 1$,该轴承具有向心轴承的密合度。

作为向心轴承时:

C_{0r} 的计算是根据公式(1)计算,即: $C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos\alpha$

根据表1,查得 $f_0 = 14.9$;根据表2,查得 $Y_0 = 0.22$

代入公式(1),得: $C_{0r} = 14.9 \times Z \times D_w^2 \times \cos 45^\circ = 10.54 Z D_w^2$

将 C_{0r} 和 Y_0 值代入公式(A.1),得:

$$C_{0ar} = 10.54 \times Z \times D_w^2 / 0.22 = 47.9 Z D_w^2$$

作为推力轴承时:

C_{0a} 的计算是根据公式(4)计算,即: $C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin\alpha$,然后再代入公式(A.2)计算得出。

根据表1,查得 $f_0 = 48.8$

代入公式,得: $C_{0aa} = 14.3 \times 48.8 \times Z \times D_w^2 \times \sin 45^\circ = 49.3 Z D_w^2$

这些计算显示的基本额定静载荷值 $C_{0ar} \approx C_{0aa}$,证实没有间断点存在。

A. 5.2 $\alpha = 40^\circ$ 的角接触球轴承

计算接触角 $\alpha = 40^\circ$ 的单列角接触球轴承的修正轴向基本额定静载荷 C_{0ar} 时,假定轴承具有推力轴承密合度, $D_w/D_{pw} = 0.091$,球径 $D_w = 7.5$ mm,球滚道数 $Z = 1$,球数 $Z = 27$ 。

根据表1,查得 $f_0 = 16.1$,计算出: $(D_w \cos 40^\circ)/D_{pw} = 0.091 \times \cos 40^\circ = 0.07$

根据表2,查得 $Y_0 = 0.26$,代入公式(1),得:

$$C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos\alpha = 16.1 \times 27 \times 7.5^2 \times \cos 40^\circ = 18\ 731$$

注:这个额定载荷值是建立在向心轴承密合度基础上得出的。

根据公式(A. 3),得:

$$C_{0ar} = 0.7 \times 18\,731 / 0.26 = 50\,430$$

$$C_{0ar} = 50\,400 \text{ N}$$

A. 5.3 $\alpha = 60^\circ$ 的角接触球轴承

计算接触角 $\alpha = 60^\circ$ 的单列角接触球轴承的修正轴向基本额定静载荷 C_{0ar} 时,假定轴承具有推力轴承密合度, $D_w/D_{pw} = 0.091$, 球径 $D_w = 7.5 \text{ mm}$, 球滚道数 $Z = 1$, 球数 $Z = 27$ 。

根据表 1, 查得 $f_0 = 57.82$, 计算出: $(D_w \cos 60^\circ) / D_{pw} = 0.091 \times \cos 60^\circ = 0.046$

代入公式(4),得:

$$C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin \alpha = 57.82 \times 27 \times 7.5^2 \times \sin 60^\circ = 76\,049$$

注: 这个额定载荷值是建立在推力轴承密合度基础上得出的。

根据公式(A. 4),得:

$$C_{0aa} = C_{0a} = 76\,049$$

$$C_{0aa} = 76\,000 \text{ N}$$



GB/T 4662-2012

版权专有 侵权必究

*

书号:155066 · 1-46180

定价: 18.00 元