

## 前 言

本标准等同采用 ISO 76:1987《滚动轴承 额定静载荷》(英文版),包括其修正案 ISO 76:1987/Amd.1:1999《滚动轴承 额定静载荷 修正案 1:附录 A 基本额定静载荷计算中的间断点》(英文版)。

本标准代替 GB/T 4662—1993《滚动轴承 额定静载荷》。

为便于使用,本标准做了下列编辑性修改:

- “本国际标准”一词改为“本标准”;
- 用小数点符号“.”代替作为小数点的符号“,”;
- 删除了国际标准的前言;
- 把国际标准正文中的“0 引言”,移至标准正文前;
- 把国际标准的修正案并入文本中,作为本标准的附录 A,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;
- 附录 A 中用“本标准”代替修正案中的“ISO 76:1987”或“ISO 76”的提法。

本标准与 GB/T 4662—1993 相比主要变化如下:

- 按照 GB/T 1.1—2000 对标准编排格式进行了修改;
- 将原标准附录 A 的内容移至本标准引言中(1993 年版的附录 A,本版的引言);
- 2.2 和 2.3 增加了注解(见 2.2、2.3 的注解);
- 增加了术语的英文名称(见第 2 章);
- 增加了资料性附录“基本额定静载荷计算中的间断点”(见附录 A)。

本标准的附录 A 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/TC 98)归口。

本标准起草单位:洛阳轴承研究所。

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。

## 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,轴承在基本额定静载荷下,会在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生与下列计算接触应力相当的载荷:

- 4 600 MPa<sup>1)</sup> 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的要求以及实际接触表面的几何形状,允许的当量静载荷可以小于、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 MPa=1 N/mm<sup>2</sup>。

## 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、采用优质淬硬钢、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情况,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。

### 2 定义

下列定义适用于本标准。

#### 2.1

**静载荷 static load**

轴承套圈彼此相对转速为零时,作用在轴承上的载荷。

#### 2.2

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

$C_{0r}$

在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生与下列计算接触应力相当的径向静载荷。

——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。

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: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。

#### 2.3

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

$C_{0a}$

在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生与下列计算接触应力相当的中心轴向静载荷。

——4 200 MPa 推力球轴承;

——4 000 MPa 推力滚子轴承。

注: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。

#### 2.4

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

$P_{0r}$

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。

## 2.5

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

$P_{0a}$

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。

## 2.6

**滚子直径(用于额定载荷的计算)** roller diameter

$D_{we}$

系指滚子中部的直径。

注：对于圆锥滚子，此直径取滚子大端和小端理论尖角处直径的平均值。

对于非对称的凸球面滚子，近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道接触点处的滚子直径。

## 2.7

**滚子长度(用于额定载荷的计算)** roller length

$L_{we}$

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，或取不包括越程槽的滚道长度，两者中择其小者。

## 2.8

**公称接触角** nominal contact angle

$\alpha$

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。

## 2.9

**节圆直径** pitch diameter

$D_{pw}$

### 2.9.1

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

包容轴承一列球中心的圆的直径。

### 2.9.2

**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 符号

$C_{0r}$ ——径向基本额定静载荷，N；

$C_{0a}$ ——轴向基本额定静载荷，N；

$D_{pw}$ ——球组或滚子组节圆直径，mm；

$D_w$ ——球直径，mm；

$D_{we}$ ——用于额定载荷计算的滚子直径，mm；

$L_{we}$ ——用于额定载荷计算的滚子长度，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；

$P_{0r}$ ——径向当量静载荷，N；

$P_{0a}$ ——轴向当量静载荷，N；

$X_0$ ——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；

$f_0$ ——与轴承零件几何形状及应力水平有关的系数；

$i$ ——轴承中滚动体的列数；

$\alpha$ ——轴承公称接触角，(°)。

#### 4 向心球轴承

##### 4.1 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下式计算：

$$C_{0r} = f_0 i Z D_w^3 \cos \alpha$$

式中的  $f_0$  值由表 1 给出。

该公式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  $0.53D_w$  的调心球轴承。

采用小于上述值的滚道沟曲率半径，未必能提高轴承的承载能力，但采用大于上述值的滚道沟曲率半径，则会降低其承载能力，对于后者，应采用适当减小的  $f_0$  值。

##### 4.1.1 轴承组配

4.1.1.1 对于两套相同的单列径向接触或角接触沟型球轴承，以“背对背”或“面对面”配置，并排安装（成对安装）在同一轴上作为一个整体运转，其径向基本额定静载荷为一套单列轴承额定静载荷的两倍。

4.1.1.2 对于两套或两套以上相同的单列径向接触或角接触沟型球轴承，以“串联”配置，并排安装（成对安装或成组安装）在同一轴上作为一个整体运转，制造精度和安装精度均能保证载荷均匀分布，该轴承组的额定静载荷等于一套单列轴承的径向基本额定静载荷乘以轴承套数。

表 1 球轴承的  $f_0$  值

| $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pr}}$ | $f_0$ 系数      |       |       |
|----------------------------------|---------------|-------|-------|
|                                  | 向心球轴承         |       | 推力球轴承 |
|                                  | 径向接触和角接触沟型球轴承 | 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  |

表 1 (续)

| $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ | $f_0$ 系数      |       |       |
|----------------------------------|---------------|-------|-------|
|                                  | 向心球轴承         |       | 推力球轴承 |
|                                  | 径向接触和角接触沟型球轴承 | 调心球轴承 |       |
| 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  $E=2.07 \times 10^4$  MPa，泊桑比为 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  $5 \frac{F_r}{Z \cos \alpha}$ ；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。

## 4.2 径向当量静载荷

向心球轴承的径向当量静载荷取下列两式计算值的较大者：

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$P_{0r} = F_r$$

式中的  $X_0$  和  $Y_0$  值由表 2 给出。

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  |                    |
|-----------------------------|-----|-------|--------------------|-------|--------------------|
|                             |     | $X_0$ | $Y_0$              | $X_0$ | $Y_0$              |
| 径向接触沟型球轴承 <sup>a</sup>      |     | 0.6   | 0.5                | 0.6   | 0.5                |
| 角接触沟型球轴承 $\alpha$           | 15° | 0.5   | 0.46               | 1     | 0.92               |
|                             | 20° | 0.5   | 0.42               | 1     | 0.84               |
|                             | 25° | 0.5   | 0.38               | 1     | 0.76               |
|                             | 30° | 0.5   | 0.33               | 1     | 0.66               |
|                             | 35° | 0.5   | 0.29               | 1     | 0.58               |
|                             | 40° | 0.5   | 0.26               | 1     | 0.52               |
|                             | 45° | 0.5   | 0.22               | 1     | 0.44               |
| 调心球轴承 $\alpha \neq 0^\circ$ |     | 0.5   | $0.22 \cot \alpha$ | 1     | $0.44 \cot \alpha$ |

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

#### 4.2.1 轴承组配

4.2.1.1 对于两套相同的单列径向接触或角接触沟型球轴承,以“背对背”或“面对面”配置,并排安装(成对安装)在同一轴上作为一个整体运转,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 $F_a$ 值按作用在该轴承组上的总载荷计算。

4.2.1.2 对于两套或两套以上相同的单列径向接触或角接触沟型球轴承,以“串联”配置,并排安装(成对安装或成组安装)在同一轴上作为一个整体运转,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 $F_a$ 值按作用在该轴承组上的总载荷计算。

### 5 推力球轴承

#### 5.1 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下式计算:

$$C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin \alpha$$

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。

采用小于上述值的滚道沟曲率半径,未必能提高轴承的承载能力,但采用大于上述值的滚道沟曲率半径,则会降低其承载能力,对于后者,应采用适当减小的 $f_0$ 值。

#### 5.2 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下式计算:

$$P_{0a} = 2.3 F_r \tan \alpha + F_a$$

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,该公式是有效的;当 $F_r/F_a$ 增大至 $0.67 \cot \alpha$ 时,该公式仍可给出满意的 $P_{0a}$ 值,但不够保守。

$\alpha = 90^\circ$ 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下式计算:

$$P_{0a} = F_a$$

### 6 向心滚子轴承

#### 6.1 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下式计算:

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

#### 6.1.1 轴承组配

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”配置,并排安装(成对安装)在同一轴上作为一个整体运转,其径向基本额定静载荷为一套单列轴承额定静载荷的两倍。

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”配置,并排安装(成对安装或成组安装)在同一轴上作为一个整体运转,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静载荷等于一套单列轴承的径向基本额定静载荷乘以轴承套数。

#### 6.2 径向当量静载荷

对于 $\alpha \neq 0^\circ$ 的滚子轴承,其径向当量静载荷取下列两式计算值的较大者:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$P_{0r} = F_r$$

式中的 $X_0$ 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,其径向当量静载荷由下式计算:

$$P_{0r} = F_r$$

注:  $\alpha=0^\circ$  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查询有关当量静载荷的推荐值。

### 6.2.1 轴承组配

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”配置,并排安装(成对安装)在同一轴上作为一个整体运转,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计算。

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”配置,并排安装(成对安装或成串安装)在同一轴上作为一个整体运转,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计算。

## 7 推力滚子轴承

### 7.1 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下式计算:

$$C_{0r} = 220 \left( 1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) Z L_{we} D_{we} \sin \alpha$$

式中:

$Z$ ——同一方向上受载荷的滚子数。

当滚子长度不同时,  $Z L_{we}$  应按 2.7 的规定,为同一方向上受载荷的所有滚子的长度总和。

#### 7.1.1 轴承组配

对于两套或两套以上相同的单向推力滚子轴承,以“串联”配置,并排安装(成对安装或成组安装)在同一轴上作为一个整体运转,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静载荷等于一套单向轴承的轴向基本额定静载荷乘以轴承套数。

#### 7.2 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下式计算:

$$P_{0a} = 2.3 F_a \tan \alpha + F_r$$

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,该公式是有效的;当  $F_r/F_a$  增大至  $0.67\cot\alpha$  时,该公式仍可给出满意的  $P_{0a}$  值,但不够保守。

$\alpha=90^\circ$  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下式计算:

$$P_{0a} = F_a$$

#### 7.2.1 轴承组配

对于两套或两套以上相同的推力滚子轴承,以“串联”配置,并排安装(成对安装或成组安装)在同一轴上作为一个整体运转,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计算。

## 附录 A

## (资料性附录)

## 基本额定静载荷计算中的间断点

## A.1 向心和推力角接触球轴承基本额定静载荷计算中的间断点

按照本标准正文,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比较。

## A.2 符号

本标准正文中给出的符号以及下列符号适用于本附录。

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

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

$r_i$ ——内圈沟曲率半径, mm;

$r_e$ ——外圈沟曲率半径, mm。

## A.3 计算向心和推力角接触球轴承额定静载荷时的不同系数

对于角接触推力球轴承,在  $C_{0a}$  的计算中,球和滚道的密合度为:  $r_i/D_w \leq 0.54$  和  $r_e/D_w \leq 0.54$ ;

对于角接触向心球轴承,在  $C_{0r}$  的计算中,球和滚道的密合度为:  $r_i/D_w \leq 0.52$  和  $r_e/D_w \leq 0.53$ 。

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  $C_{0nr}$  和  $C_{0na}$  的比较

对于某些应用场合,要求接触角  $\alpha \leq 45^\circ$  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  $C_{0r}$  可根据本标准正文通过计算或从轴承产品样本中得到。

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  $C_{0nr}$  和  $C_{0na}$ 。

在两种不同密合度下重新进行计算可借助公式(A.1)~公式(A.4)来完成——向心轴承和推力轴承的密合度按标准正文的规定。

只需比较轴向额定载荷,因为这是最方便的。

假设接触角  $\alpha$  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.4.1 角接触向心轴承( $r_i/D_w \leq 0.52$  和  $r_e/D_w \leq 0.53$ )

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

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

A.4.2 角接触推力轴承( $r_i/D_w \leq 0.54$  和  $r_e/D_w \leq 0.54$ )

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

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

## A.5 举例

A.5.1  $\alpha=45^\circ$  的轴承

将  $\alpha=45^\circ$  的角接触球轴承分别看作是向心轴承和推力轴承,比较其修正轴向基本额定静载荷。假设所选轴承  $(D_w \cos \alpha)/D_{pw}=0.16$ ,该轴承具有向心轴承的密合度。

根据表 1,查得  $f_0=14.9$ ;代入 4.1 给出的公式  $C_{0r}=K f_0 \cos \alpha$ ,得:

$$C_{0r} = K \times 14.9 \times \cos 45^\circ = 10.54 K$$

$K$  是常数,它所包括的全部参数对于向心和推力轴承是一样的。

根据表 2,查得  $Y_0=0.22$

将  $C_{0r}$  和  $Y_0$  代入公式(A.1),得:

$$C_{0ar} = 10.54 \times K / 0.22 = 47.9 K$$

根据表 1,查得  $f_0=48.8$ ,代入 5.1 给出的公式  $C_{0r}=K f_0 \sin \alpha$ ,再根据公式(A.2),得:

$$C_{0as} = 1.43 \times K \times 48.8 \times \sin 45^\circ = 49.3 K$$

重新计算基本额定静载荷后,  $C_{0ar} \approx C_{0as}$ ,表示不再存在间断点。

A.5.2  $\alpha=40^\circ$  和  $\alpha=60^\circ$  两种角接触球轴承的轴向基本额定静载荷

计算  $\alpha=40^\circ$  和  $\alpha=60^\circ$  两种角接触球轴承的轴向基本额定静载荷时,假定这两种轴承具有相同的推力轴承密合度,  $D_w/D_{pw}=0.091$ ,球径  $D_w=7.5$  mm,球数  $Z=27$ 。

对于  $\alpha=40^\circ$  的轴承,  $(D_w \cos 40^\circ)/D_{pw}=0.091 \times \cos 40^\circ=0.07$

根据表 1,查得  $f_0=16.1$ ;根据表 2,查得  $Y_0=0.26$ 。

代入 4.1 给出的公式,得:

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

根据公式(A.3)得:

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

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

对于  $\alpha=60^\circ$  的轴承,  $(D_w \cos 60^\circ)/D_{pw}=0.91 \times \cos 60^\circ=0.046$ ;根据表 1,查得  $f_0=57.82$ 。

代入 5.1 给出的公式,得:

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

根据公式(A.4),得:

$$C_{0as} = 76\,049 \text{ N}$$

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