

微型球轴承 设计方法

—— 轴承设计主导文件

1982

前 言

本设计方法是对一九六七年微型轴承联合设计会议上编制的“微型球轴承设计方法”的修改和补充。

十多年来,原“设计方法”对我国微型轴承的发展起了积极作用。近几年来,随着国内、外尖端科学的发展,我国微型轴承的出口,其产品结构、品种、数量都需要迅速发展,其性能和质量要求也越来越高。为了适应这种发展和要求,我们对原“设计方法”进行了修改和补充,编制了这本近期较为完善、合理的新“微型球轴承设计方法”。

本设计方法从八〇年初调研,组织起草小组,召开起草预备会议,讨论确定起草原则、基本内容、起草程序。八〇年九月在无锡召开起草会议,编制本设计方法草稿,成稿后随发至全国各有关轴承厂、所,请他们校核、审查,广泛听取意见。于八一年十月在上海小型轴承厂所在地安徽省旌德县召开“微型轴承设计方法”审定会议。通过审查,全体代表一致通过了本“微型球轴承设计方法”,并肯定了本设计方法可以作为我国目前微型球轴承设计的主导性文件。

本设计方法确定:①以民品为主,适当考虑在特殊条件下的设计方法;②尽量满足出口的需要;③修改并补充原“0.6”类设计方法,并尽量增加全国近几年来轴承发展中新的类型、结构;④尽量考虑标准化、通用化;⑤适当推荐引用国际上较成熟的理论验算公式及示例等五项原则。

鉴于上述五项原则,本设计方法的特点:

1. 总结了各有关轴承厂在设计、试验和生产中的实践经验,对原“设计方法”中所定的不合适参数及个别验算公式进行了修改。

2. 本设计方法中基本上包括了各轴承厂试验和生产中所涉及的类型及结构型式。

3. 对某些无外形尺寸、公差标准的轴承,本设计方法推荐现有的国外标准或国内有关厂的外形尺寸、公差作参考。

4. 适当增加性能验算部份,其计算公式是推荐引用国际上较成熟的理论计算公式。

5. 对某些不够成熟的轴承结构型式,本设计方法中推荐了几种方案,以供参考。

6. 对于常用的计算数据、代号、材料及材料标准等附在附录内,便于设计人员查阅。

7. 本设计方法在总结国内、外经验的基础上,考虑了微型轴承今后发展趋向,仍以“0.6”类型轴承的基本结构型式为重点,补充了:①“不可拆卸防尘盖轴承”;②“带密封圈轴承”;③“实体冠形保持架轴承”;④“外球面单列向心球轴承”;⑤“满球单列向心球轴承”;⑥“双列向心球轴承”;⑦“车制或冲压外圈针尖轴承”。增加了“向心球面球轴承”和“关节轴承”两个类型的设计方法。

8. 推荐了“额定静负荷”、“额定动负荷”、“变形和刚性”、“摩擦力矩”、“润滑油膜”、“极限转速”等理论计算公式,并附有计算示例。

本设计方法由上海微型轴承厂查全、王长根;哈尔滨轴承厂石凤兰;虹山轴承厂何成康;无锡微型轴承厂许遗生;上海机械配件技术研究所贺元林、严夏利;洛阳轴承研究所金银木、顾顺兴等同志组成起草小组,进行起草工作。审稿会议以后听取了各有关轴承厂在审稿会议上提出的审定意见,最后由查全、王长根、顾顺兴、金银木等作再次修改、补充,主编成册。他们对我国各有关轴承厂十多年来提供的实践经验和宝贵意见进行了耐心细致的汇总和编制工作。由于时间

仓促，水平有限，不妥和谬误之处，惠恳今后从事微型球轴承设计、制造、试验和应用工作的同志加予指正，便以进一步充实、完善。

本设计方法由洛阳轴承研究所总工程师朱赋卫、万长森审阅。

本设计方法不宜为轴承用户作验收轴承之依据。

顺此，对于在编制过程中曾给予大力协助过的单位和个人谨表示衷心感谢！

一 般 规 定

1. 轴承及其零件的基本尺寸及旋转精度的允差应符合国家标准、部标准的相应规定,不注明在图纸上。凡上述标准未作规定的类型或有特殊要求的轴承及其零件则需将其特殊要求在图纸上注明或规定在补充技术条件中。

2. 标准系列轴承的装配倒角的类型及座标尺寸应符合国家标准的规定。

非标准系列轴承的装配倒角可按国家标准进行选取。装配倒角及非装配倒角座标尺寸的允差应符合本设计方法附录表4的规定。

3. 轴承零件表面光洁度等级应符合国家标准及部标准的相应规定,图纸上只标注加工符号,不标注光洁度等级,如不能采用国家标准及部标准相应规定时,其光洁度等级应标注在图纸上或规定在补充技术条件中。

4. 单列向心球轴承的径向或轴向游隙,应符合部标准JB2781-79或补充技术条件的相应规定,不标注在图纸上。

可分离型角接触球轴承的径向游隙按套圈滚道及钢球尺寸用计算法确定,应符合技术条件等相应规定,不标注在图纸上。

不可分离型角接触球轴承的配套径向游隙应标注在图纸上。

5. 轴承零件的打印应符合部标准的规定。

6. 轴承零件用已定型材料其牌号及制造技术条件或化学成份标准代号按本设计方法附录表5的规定并在图纸上注明。

如有特殊要求时,可规定在补充技术条件中。

7. 用主要材料(GCr15、9Cr18、QBe2.0)制造的轴承零件热处理硬度按本设计方法附录表7的规定,并标注在图纸上。

当需要特殊处理时,应将热处理种类及硬度标注在图纸上或补充技术条件中。

8. 轴承及零件的净重应标注在图纸上,总图和零件图上的重量必须一致,重量以克为单位,标注精确度按本设计方法附录表9的规定。

9. 凡本设计方法未包括的其他规定,可参考其他有关参考文件。

目 录

一 般 规 定

第一部份: 设计方法

I. 向心球轴承设计方法	5
一、开式单列向心球轴承的设计	5
(一)滚动体球的设计	5
(二)套圈的设计	6
(三)浪形带爪保持架的设计	7
(四)冠形保持架的设计	12
A. 冲压冠形保持架	12
B. 实体冠形保持架	16
二、带防尘盖向心球轴承设计	17
(一)带可卸式防尘盖轴承的设计	17
(二)固定式防尘盖轴承的设计	31
三、密封向心球轴承的设计	34
(一)冲压接触式	48
(二)非接触式	51
四、外圈带止推挡边的单列向心球轴承的设计	55
(一)外圈带止推挡边部分的设计	55
五、外球面单列向心球轴承的设计	62
(一)结构	62
(二)几何尺寸	62
六、带装球口的满球单列向心球轴承的设计	62
(一)结构	62
(二)设计计算	65
七、双列向心球轴承的设计	67
II. 角接触球轴承设计方法	78
一、单列角接触球轴承的设计	78
(一)钢球直径 D_w 的决定	78
(二)钢球中心圆直径 P 的决定	78
(三)钢球数 Z 的决定	80
(四)套圈的设计	80
(五)保持架的设计	85

(六)带防尘盖的单列角接触球轴承的设计	90
(七)外圈带止推挡边的单列角接触球轴承的设计	90
(八)配套(计算)径向游隙及装配高的计算	90
二、针尖轴承设计方法	107
(一)无底孔车制外圈针尖轴承球面滚道内部尺寸	107
(二)有底孔车制外圈圆弧滚道针尖轴承内部尺寸	108
(三)无底孔冲压外圈针尖轴承内部尺寸	109
(四)有底孔冲压外圈针尖轴承内部尺寸	110
III. 向心球面球轴承的设计	117
(一)双列带保持架的向心球面球轴承几何参数的设计	117
(二)满球的单列、双列向心球面球轴承的几何参数的设计	119
IV. 关节轴承的设计	127
(一)几何参数的计算	127

第二部份: 性能及其验算

I. 轴承变形和运动	139
II. 额定静负荷	149
一、径向额定静负荷	149
二、径向当量静负荷	149
III. 额定动负荷	152
一、径向额定动负荷	152
二、径向当量动负荷	158
三、额定寿命	160
IV. 变形与刚性	162
一、单列向心球轴承受径向负荷下的径向变形	162
二、角接触球轴承承受轴向负荷下的轴向变形	165
三、角接触球轴承在承受径向和轴向联合负荷下的变形	166
四、轴向刚性	168
V. 摩擦力矩	171
一、在具体主机使用条件下, 轴承摩擦力矩的计算	171
二、单个轴承在仪器上的检查	173
VI. 润滑油膜	176
一、角接触轴承油膜厚度的计算	176
二、轴承油膜厚度的估算	184
VII. 极限转速	187
一、微型轴承极限转速	187
二、不同轴承结构型式、保持架型式和不同润滑方法下的轴承允许转速	187
VIII. 轴承零件重量计算	189

第三部份：附 录

一、图纸上轴承零件的代号	193
二、钢球重量与套圈沟曲率半径及允差	194
三、保持架兜孔半径(直径)及允差	195
四、圆周相邻二个滚动体中心间的中心角 ($180^\circ/Z$)及其正弦值	197
五、套圈倒角的坐标尺寸及其允差	197
六、轴承零件常用材料及其材料标准	198
七、制造冲压件钢带和钢带厚度及允许偏差	200
八、主要材料制造的轴承零件热处理后硬度值	200
九、轴承零件打字体高度	201
十、图纸上重量标注的精确度	201
十一、单列球面球轴承外型尺寸	202
十二、轻和重负荷单列球面轴承外型尺寸	204
十三、精密单列球面球轴承外型尺寸	206
十四、重负荷双列球面球轴承外型尺寸	208
十五、双列球面球轴承外型尺寸	210
十六、AB ₄ -184有关内容	211
十七、参考资料	213

符 号

D_w	钢球直径
H	剖面高度
P	钢球中心圆直径
d_m	轴承平均直径
D	轴承外径
d	轴承内径
b	套圈宽度
Z	钢球数
φ	填球角
R	沟曲率半径
R_o	外圈沟曲率半径
R_i	内圈沟曲率半径
d_1	内圈沟直径
D_1	外圈沟直径
H_w	外圈壁厚
H_N	内圈壁厚
a	沟位置 (a_w —外圈, a_N —内圈)
d_2	内圈挡边直径
D_2	外圈挡边直径
r	装配倒角
$r_2(e_2), r_6(e_6)$	非装配倒角
h_w	打印平面有效宽度
D_E	打印中心圆直径
S	保持架带材厚度
b_c	保持架宽度
d_c	保持架内径
D_c	保持架外径
P_c	保持架中心圆直径

D_{cw}	保持架弯爪直径
K_c	保持架兜窝的深度
R_c	保持架兜窝内球面半径
ε	保持架在轴承内产生的径向位移值
C	相邻两球兜中心间距离
L	保持架弯爪长度
L_1	弯爪根部宽度
r_1	弯爪小头圆弧半径
h_F	球兜翻边高度
Δ_c	保持架球兜直径
H_c	保持架冠顶至球兜中心间距离
g_A	轴向游隙
H_L	外圈防尘盖槽宽
H_e	内圈防尘盖槽宽
Δ_k	冠形保持架兜孔开口宽度
l	装球口长度
S_L	相邻两球兜间的梁宽
a_c	兜孔高度
T_c	保持架锁口宽度
H_f	防尘盖高度
S_H	防尘盖材料厚度
h_e	外圈弹簧圈最大槽宽
j	外圈防尘槽尖口宽度
e_t	弹簧圈压扁厚度
d_ϕ	弹簧圈钢丝直径
β	防尘盖槽角
D_3	外圈防尘槽直径
d_3	内圈防尘槽直径
H_{w1}	外圈另一防尘槽位置
H_{N1}	内圈另一防尘槽位置
D_H	防尘盖外径
d_H	防尘盖内径
r_k	防尘盖弯曲圆弧半径

D_{CH}	防尘盖外弯曲直径
d_{CH}	防尘盖内弯曲直径
h_k	有效打印宽度
D_k	打印中心圆直径
h	打印字体高度
M	弹簧圈自由状态下的开口尺寸
h_l	内圈防尘槽宽
h_L	外圈防尘盖挡边宽度
h_f	防尘盖内翻边高度
β_l	防尘盖斜角
D_{HK}	防尘盖打字中心圆直径
D_s	卷边式防尘盖开口槽底径
Z_H	卷边式防尘盖开口槽槽数
h_H	(供模具设计用)
D_g	(供模具设计用)
θ_H	卷边式防尘盖开口槽槽角
d_h	卷边式防尘盖卷边内径
H_m	外圈密封槽宽度
G_m	外圈密封槽外挡口宽度
h_M	橡胶密封圈厚度
h_j	紧圈厚度
D_m	密封槽外径
D'_m	密封槽外口直径
h_m	内圈密封槽槽深(或槽宽)
d_{md}	内圈密封槽底径
D_M	橡胶密封圈外径
d_M	橡胶密封圈内径
D_j	紧圈外径
T_j	紧圈开口宽度
α_j	紧圈装卸角
d_j	紧圈内径
α_m	外圈密封槽槽角
g_m	内圈密封槽外挡口宽度

d'_m	内圈密封槽锁口外径
h'_M	裙边宽度
h'_j	密封圈筋件凸厚
D_r	外圈止推挡边直径
b_r	止推挡边宽度
S_c	总圆周间隙
R_z	装球口半径
θ	装球斜角
a_{o1}	双列向心球轴承外沟沟位
a_{o2}	双列向心球轴承内沟沟位
K_{o1}	双列向心球轴承外沟沟距
K_{o2}	双列向心球轴承内沟沟距
b_1	双列向心球轴承内圈宽度
b_0	双列向心球轴承外圈宽度
α	轴承公称接触角
T	轴承装配高
t	套圈锁口高度
e	钢球与套圈沟道接触椭圆最外直径与挡边间的最小距离
Δ_c	实体保持架兜孔直径
ϕ_c	梅形保持架兜窝内球面直径
a_c	保持架兜窝位置
g	配套计算径向游隙
θ_q	球面球轴承所允许的内、外圈轴线最大倾斜角

I. 向心球轴承设计方法

一、开式单列向心球轴承的设计

1. 本设计方法主要适用于一般使用条件下内径 $d < 10\text{mm}$ 的开式单列向心球轴承, 对某些特殊使用条件下的该类轴承也推荐部分设计方法。

2. 轴承的基本尺寸按 GB 276-64、GB 273-64、GB 273/1—。

3. 轴承基本结构型式见图1、图6、图8、图10。

4. 轴承精度按 GB 307-77 以及 JB 2781-79, 或另按专门规定。

(一) 滚动体球的设计

球一般用轴承钢 GCr15、不锈钢 9Cr18 制造, 也可用铍青铜 QBe2.0 等防磁材料及其它耐高温等特殊性能材料制造。

1. 钢球直径 D_w 按剖面高度 H 选定如下:

$$D_w = KH \quad (1)$$

式中: $H = \frac{D-d}{2}$

$K = 0.53$ 为优先选用值(允许范围为 $0.45 \sim 0.60$)。

D_w 的计算精确度为 0.001mm 。按(1)式计算出 D_w 后, 应从附录表(1)中选出最接近计算值的常用标准直径钢球。

2. 球中心圆直径 P :

在一般情况下,

$$P = d_m \quad (2)$$

式中: 轴承平均直径 $d_m = \frac{D+d}{2}$

P 的计算精确度为 0.01mm 。

3. 球数 Z :

$$Z = \frac{\varphi}{2 \sin^{-1} D_w / P} + 1 \quad (3)$$

在按(3)式计算时, 取 $P = d_m$ 以及 $\varphi \leq 186^\circ$, 因为这样在装配上不会有特别困难。为了使球数 Z 获得整数并控制 $\varphi \leq 186^\circ$ 允许钢球中心圆直径 P 与轴承平均直径 d_m 可以不相等。

最后确定 D_w 、 Z 、和 P 时, 考虑到下列原则(1)式中 K 值允许范围为 $0.45 \sim 0.60$ 。

(1) 尽可能获得最大的额定动负荷容量。

(2) 应最大限度的通用化和标准化, 尤其是基本尺寸相同或相近的轴承应尽可能采用相同的钢球、球数、和保持架。

(3) 应考虑保持架的强度。

(4) 带防尘盖轴承防尘盖部分的尺寸安排。

(5) 标准直径钢球的选用。

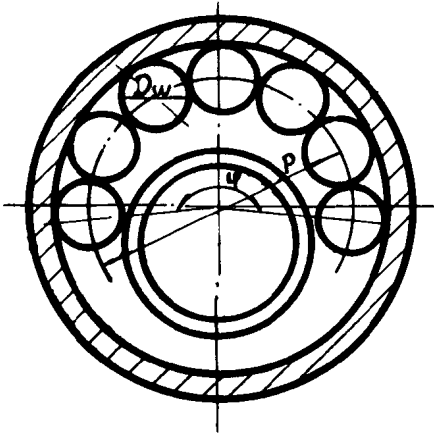
- (6) 填球角 φ 的组合合理性。
 (7) 满足最小摩擦力矩和减少振动的要求。
 (二) 套圈的设计

套圈一般用轴承钢GCr15, 不锈钢9Cr18制造, 也可用铍青铜QBe2.0防磁材料及其它耐高温等特殊性能材料制造。

套圈结构型式见图1、图2、图3。

1. 沟曲率半径R的选定:

沟曲率半径R的大小是影响轴承负荷容量、寿命、刚性、摩擦力矩以及径、轴向游隙和接触角之间关系的重要参数。例如沟曲率半径R增大, 则负荷容量减小, 寿命缩短, 力矩减小; 沟曲率半径R变小, 则相反, 因此, 沟曲率半径大小原则上应根据轴承主要使用性能要求来选定。本设计方法推荐以下常用沟曲率半径R:



$$\left. \begin{array}{l} \text{球径较小(如 } D_w \leq 1.588\text{mm)时, } R = 0.57 D_w \\ \text{球径较大(如 } D_w > 1.588\text{mm)时, } R = 0.53 D_w \\ \text{摩擦力矩要求较小: } R = 0.55 D_w \\ \text{负荷较大及有轴向紧游隙要求时: } R = 0.505 D_w \end{array} \right\} (4)$$

R的计算精确度为0.01mm, 其允差规定为 $D_w \leq 1.588\text{mm}$ 时为+0.02mm, $D_w > 1.588\text{mm}$ 时为+0.03mm。当轴承的内、外圈采用相同的沟曲率半径($R_o = R_i$), 标准尺寸钢球所采用的沟曲率半径及允差已标准化, 见附录表(1)。

2. 沟直径按下式计算:

内圈沟直径:

$$d_i = P - D_w \quad (5)$$

外圈沟直径:

$$D_o = P + D_w \quad (6)$$

d_i 及 D_o 的计算精确度为0.001mm, 其允差统一规定为 $\pm 0.025\text{mm}$ 。

d_i 及 D_o 计算出后必须满足下列不等式:

$$H_w \geq 0.2\text{mm} \text{ 及 } H_N \geq 0.2\text{mm}$$

式中: H_w ——外圈壁厚; $H_w = (D - D_o) / 2$

H_N ——内圈壁厚; $H_N = (d_i - d) / 2$

当不能满足时, 必须重新选定P或 D_w 。

3. 沟位置a(沟中心至套圈基准面的距离)按下式计算:

$$a = \frac{b}{2} \quad (7)$$

式中: b——套圈宽度 正常情况下, $a_w = a_N = a$

a的计算精确度为0.01mm, 内外圈的沟位置取为相等。

a的允差按表1规定:

表 1 mm

轴 承 内 径 d	$d \leq 3$	$3 < d < 10$
a的允差	± 0.02	± 0.03

4. 套圈挡边直径按下式计算:

外圈挡边直径:

$$D_2 = D_1 - KD_w \quad (8)$$

内圈挡边直径:

$$d_2 = d_1 + KD_w \quad (9)$$

系数K按表2规定。

d_2 和 D_2 的计算精度为0.01mm, 其允差见表2:

表 2

球直径 D_w mm	$D_w < 1.588$ mm	$D_w \geq 1.588$ mm
K	≥ 0.25	0.2~0.3
D_2 的允差 mm	+0.03	+0.05
d_2 的允差 mm	-0.03	-0.03

当轴承轴向负荷较大时, 应按轴承变形计算在轴向变形下挡边高度 $D_1 - D_2$ 和 $d_2 - d_1$ 是否足够, 如不能满足, 则改变挡边高度系数K, 重新选定 D_2 及 d_2 , 或改变沟曲率半径R。

5. 非装配倒角尺寸 r_2 (或 e_2)的大小及其允差, 根据装配倒角r的大小按规定附录表(4)选取。

6. 打印尺寸根据下式计算:

套圈通常为外圈进行机械打印。

打印平面有效宽度:

$$h_w = \frac{(D - 2r_{max}) - (D_{2max} + 2r_{2max})}{2} \quad (10)$$

打印中心圆直径:

$$D_E = \frac{(D - 2r_{max}) + (D_{2max} + 2r_{2max})}{2} \quad (11)$$

h_w 及 D_E 的计算精确度为0.1mm。

打字体高度根据 h_w 按附录表(8)选取。

(三)浪形带爪保持架的设计

浪形保持架材料一般用不锈钢带1Cr18Ni9、1Cr18Ni9Ti、3Cr13及黄铜带H62、H68制造。

浪形带爪保持架的结构型式见图1、图4、图5。

1. 保持架带材厚度S的决定:

(1) 采用黄铜带时S先按下式计算:

$$S = 0.065D_w + q \quad (12)$$

系数q按表3规定:

表 3 mm

D _w	超 过		1	2.5
	到	1	2.5	5
q		0.1	0.15	0.2

按(12)计算后的S应按附录表(6)选用最接近计算值的标准厚度。

(2) 采用不锈钢带时其厚度一般选为黄铜带厚度的80%，然后按规定附录表(6)选用最接近的标准厚度。

2. 保持架宽度b_c(弯爪长度不计在内)按下式计算:

$$b_c = (0.45 - 0.53) D_w \quad (13)$$

括号中系数尽量取大值。

b_c的计算精确度为0.1mm。

3. 保持架内径d_c及外径D_c按下式计算:

$$d_c = P_c - b_c \quad (14)$$

$$D_c = P_c + b_c \quad (15)$$

式中: P_c——保持架中心圆直径P_c=P

d_c, D_c的计算精确度为0.1mm

P_c的计算精确度为0.01mm

其允差按表4的规定:

表 4 mm

d _c 、D _c 、及P _c	超 过		6
	到	6	30
允 差	d _c	+0.05	+0.1
	D _c	-0.05	-0.1
	P _c	±0.025	±0.025

4. 弯爪直径D_{cw}:

$$D_{cw} = D_c + 0.1$$

允差+0.05

5. 保持架兜窝的深度K_c按下式计算:

$$K_c = 0.5 D_w + f_1 \quad (16)$$

K_c的计算精确度为0.01mm, 其允差按表5规定。

6. 保持架兜窝内球面半径R_c按下式计算:

$$R_c = K_c + f_2 \quad (17)$$

系数f₂及R_c允差见表5。

表 5 mm

D _w	超 过		2.5
	到	2.5	6
f ₁		0.02	0.03
f ₂		0.03	0.05
K _c 的允差		+0.03	+0.05
R _c 的允差		+0.03	+0.05

按上列公式计算所得保持架尺寸b_c、R_c、K_c值必然使保持架在轴承内产生径向位移，其径向位移值ε可按式计算：

$$\epsilon_{内} = \sqrt{\left(R_c - \frac{D_w}{2}\right)^2 - (R_c - K_c)^2} \quad (I)$$

设式(I)为保持架在窜动后之极限位置时，钢球与球兜的接触点在球兜孔内。

$$\epsilon_{边} = \frac{D_c - d_m}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_w}{2}\right)^2 - h^2} \quad (II)$$

式中：

$$h = \sqrt{R_c^2 - \left(\frac{D_c - d_m}{2}\right)^2 - (R_c - K_c)}$$

设式(II)为保持架在窜动后之极限位置时，钢球与球兜的接触点在球兜孔边缘位置。
在验算保持架径向窜动后之极限位置时，保持架是否碰内外套圈时应考虑如下关系式：

$$(D_c - d_m) / 2 \quad (III)$$

$$(d_m - d_c) / 2 \quad (IV)$$

若 $(D_c - d_m) / 2 - (d_m - d_c) / 2 > 0$

则用(I)式计算的ε_内来验算如下：

$$\frac{D_c - d_m}{2} - \left(\epsilon_{内} + \frac{\epsilon_{内} \times \frac{D_w}{2}}{R_c - \frac{D_w}{2}} \right) > 0 \quad (V)$$

如果>0，然后用下式来验算保持架在窜动后的极限位置是否碰内圈

$$\frac{d_{c \min} - d_{2 \max}}{2} - \epsilon_{内} > 0 \quad (VI)$$

则不碰内圈

$$\frac{d_{c \min} - d_{2 \max}}{2} - \epsilon_{内} < 0$$

则碰内圈

要重新考虑R_c、D_w、K_c。

若 $(D_c - d_m) / 2 - (d_m - d_c) / 2 < 0$

则用(I)得的ε_内代入下式

$$\frac{d_m - d_c}{2} - \left(\epsilon_{\text{内}} + \frac{\epsilon_{\text{内}} \times \frac{D_w}{2}}{R_c - \frac{D_w}{2}} \right) > 0 \quad (\text{VII})$$

如果 > 0 , 则用下式来验算保持架在窜动后的极限位置是否碰外圈

$$\frac{D_{2 \text{ min}} - D_{c \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{内}} > 0 \quad (\text{VIII})$$

则不碰外圈

$$\frac{D_{2 \text{ min}} - D_{c \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{内}} < 0$$

则碰外圈

要重新考虑 D_c , d_c , R_c , K_c , D_w 。

以上验算是假设保持架窜动后之极限位置时, 钢球与球兜孔的接触点在兜孔内。

如果按 (V) 式不能满足, 可用 (II) 式得的 $\epsilon_{\text{边}}$ 再来用 (VI) 式验算是否碰内圈。

即
$$\frac{d_{c \text{ min}} - d_{2 \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{边}} > 0$$

则不碰内圈

$$\frac{d_{c \text{ min}} - d_{2 \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{边}} < 0$$

则碰内圈

要重新考虑 R_c 、 D_w 、 K_c 或者 D_c 、 d_c 。

如果 (VII) 式不能满足, 可用下式得的 $\epsilon_{\text{外}}$ 来验算保持架在窜动后之极限位置(接触点在兜孔边缘)是否碰外圈。

$$\epsilon_{\text{外}} = \frac{d_m - d_c}{2} \sqrt{\left(\frac{D_w}{2}\right)^2 - h^2}$$

式中:

$$h = \sqrt{R_c^2 - \left(\frac{D_c - d_m}{2}\right)^2} - (R_c - K_c)$$

$$\frac{D_{2 \text{ min}} - D_{c \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{外}} > 0$$

则不碰外圈

$$\frac{D_{2 \text{ min}} - D_{c \text{ max}}}{2} - \epsilon_{\text{外}} < 0$$

则碰外圈

要重新考虑 D_c 、 d_c 或 R_c 、 K_c 、 D_w 。

以上各式中:

$$d_m = P_c$$

7. 相邻两球兜中心间距离 C 按下式计算:

$$C = P_c \cdot \sin 180^\circ / Z \quad (18)$$

C 的计算精确度为 0.01 mm , 其允差统一规定为 $\pm 0.025 \text{ mm}$ 。

8. 保持架弯爪长度 L 按下式计算: