

斯贝发动机轴承制造技术资料

№126

滚动轴承分析

(下 册)

洛阳轴承研究所

一九七八年六月

第九章 轴承的形变	1
第一节 符号一览表	1
第二节 概述	2
第三节 刚性套圈的轴承形变	2
第四节 轴承的刚度	6
一 予加负荷	7
一 轴向予加负荷	7
二 径向予加负荷	16
三 达到等阻性的予加负荷	19
第六节 球轴承的极限推力负荷	21
一 概述	21
二 钢球挤坏挡边的推力负荷	21
三 产生过大接触应力的推力负荷	
第七节 结语	29
参考文献	24
第十章 轴和轴承系统	30
第一节 符号一览表	30
第二节 概述	31
第三节 静定(简单)系统	32
第四节 静不定系统	37
一 双轴承系统	37
二 三轴承系统	50
三 多轴承系统	57
第五节 结语	61
参考文献	62

第十一章	永久变形	63
第一节	符号一览表	63
第二节	概述	64
第三节	永久变形的计标	64
第四节	轴承的静负荷容量	68
第五节	当量静负荷	71
第六节	轴承零件的压溃	73
第七节	许可静负荷	73
第八节	结语	75
参考文献		75
第十二章	滚动轴承的润滑机理	76
第一节	符号一览表	76
第二节	概述	78
第三节	流体动力润滑	79
一	雷诺方程	79
二	油膜厚度	83
三	压力分布	84
四	压力和摩擦力	85
第四节	粘度随压力的变化	90
第五节	弹性流体动力润滑	92
一	接触表面的变形	92
二	压力和应力分布	97
三	最小油膜厚度	101
四	弹性流体动力接触中的各种力	104
第六节	高速滚子轴承的打滑	106
第七节	非牛顿流润滑剂	113
第八节	结语	116
参考文献		117

第十三章	滚动轴承的疲劳	120
第一节	符号一览表	120
第二节	概述	124
第三节	疲劳寿命的离散性	127
第四节	Weibull 分布	127
第五节	滚动接触的额定动负荷和寿命	138
第六节	滚动轴承的疲劳寿命	147
一	点接触向心轴承	147
二	点接触推力轴承	
三	线接触向心轴承	175
四	线接触推力轴承	
五	兼具点、线接触的向心滚子轴承	185
六	兼具点、线接触的推力滚子轴承	194
第七节	负荷分布对疲劳寿命的影响	195
一	间隙	195
二	柔性支承轴承	197
三	高速运转	203
四	轴线不同心度	206
第八节	润滑对疲劳寿命的影响	210
第九节	变负荷时的疲劳寿命	212
第十节	摇摆运动轴承的疲劳寿命	222
第十一节	滑动对疲劳寿命的影响	224
第十二节	Weibull 分布的误差	225
第十三节	钢材成分对疲劳寿命的影响	229
第十四节	结语	232
参考文献		233
第十四章	滚动轴承的摩擦	236
第一节	符号一览表	236
第二节	概述	238

第三节	滚动时的弹性滞后.....	238
第四节	滚动和变形.....	239
第五节	滑动摩擦.....	240
一	几何分析.....	240
二	滑动和变形.....	244
三	滑动摩擦力和摩擦力矩.....	246
一	球轴承.....	246
二	滚子轴承.....	259
第六节	微量滑移.....	263
第七节	蠕变.....	267
第八节	轴承的摩擦力矩.....	268
一	外加负荷引起的摩擦力矩.....	268
二	粘性摩擦力矩.....	269
三	总摩擦力矩.....	271
第九节	结语.....	274
参考文献	274
第十五章	滚动轴承的温度.....	276
第一节	符号一览表.....	276
第二节	概述.....	277
第三节	热的产生.....	278
第四节	热的传递.....	283
一	热传递的方式.....	283
二	热传导.....	283
三	热对流.....	283
四	热幅射.....	285
第五节	热流的分析.....	286
一	方程组.....	286
二	方程的解.....	289

第六节	高温时的考虑.....	297
一	特种润滑剂和特种钢.....	297
二	散热.....	298
第七节	结语.....	303
参考文献	304

第九章 轴承的形变

第一节 符号一览表

符号	说 明	单 位
a	投形接触椭圆的长半轴	吋
b	投形接触椭圆的外半轴	吋
d ₁	挡边直径	吋
D	钢球或滚子直径	吋
F	作用力	磅
K	负荷—形变常量	
L	滚子有效长度	吋
M	力矩负荷	吋—磅
Q	滚动体负荷	磅
φ	轴承刚度	磅/吋
Z	每列滚动体数目	
α	接触角	弧度, °
γ	$D \cdot \cos \alpha / d_m$	
δ	形变或接触变形	吋
δ'	形变率	吋/磅
θ	挡边角	弧度, °
Σρ	曲率之和	吋 ⁻¹
∅	角度	弧度, °

附 标

a	指轴向
i	指内圈滚边
n	指滚动体负荷的作用方向
o	指外圈滚边
p	指予加负荷

符号	说	明	单 位
r	指径向		
R	指滚动体		
1	指轴承 1		
2	指轴承 2		

第二节 概 述

在第五章里，曾经提出一种计算滚边与滚动体之间弹性接触变形（或称赫兹变形）的方法。对于刚性支承套圈轴承，它的弹性变形是一个与作用力方向或设计者特殊考虑的方向上最大弹性接触变形有关的量。因为最大弹性接触变形与滚动体负荷有关，所以，在计算轴承形变以前，必须首先分析发生在轴承内下的负荷分布情况。前百第六章和第八章已经分别就承受静负荷和动负荷的滚动轴承，介绍了估计各滚动体之间负荷分布的方法。

此外，在第六章和第八章里，分析负荷分布的方法是从一般性的轴承受力情况（同时受径向、推力和力矩负荷作用）推导得出的，其中利用了 δ_r , δ_a 和 θ 三个变量，事实上，这几个变量就是主要的轴承形变的量。这些形变正是我们这一章要研究的对象，在计算系统的稳定性时，对其它元件的动态负荷，以及很多应用场合下系统的运转精度，也可以作为主要的判则。

第三节 刚性套圈的轴承形变

利用第六章和第八章的各种结果，可以计算由径向和推力的联合负荷所产生的滚动体最大负荷 Q_{\max} 。 Q_{\max} 是和 $\delta_{o_{\max}}$ 或 $\delta_{i_{\max}}$ 相伴而生的， $\delta_{o_{\max}}$ 或 $\delta_{i_{\max}}$ 分别在外圈或内圈滚边的接触线上测量。由方程 (6.4) 可以看出

$$\delta_{o\max} = \left(\frac{Q_{o\max}}{K_o} \right)^{1/n} \quad (9.1)$$

$$\delta_{i\max} = \left(\frac{Q_{i\max}}{K_i} \right)^{1/n} \quad (9.2)$$

在上百两个方程中，对于球轴承 $n=1.5$ ，对于滚子轴承 $n=1.11$ 。于是，由图 8.2，轴承的径向形变即为：

$$\delta_r = [(f_i - 0.5)D + \delta_{i\max}] \cos \alpha_i + [(f_o - 0.5)D + \delta_{o\max}] \cos \alpha_o - BD \cos \alpha^\circ \quad (9.3)$$

或

$$\delta_r = (f_i - 0.5)D (\cos \alpha_i - \cos \alpha^\circ) + (f_o - 0.5)D (\cos \alpha_o - \cos \alpha^\circ) + \delta_{i\max} \cos \alpha_i + \delta_{o\max} \cos \alpha_o \quad (9.4)$$

同理，给出轴向形变：

$$\delta_a = (f_i - 0.5)D (\sin \alpha_i - \sin \alpha^\circ) + (f_o - 0.5)D (\sin \alpha_o - \sin \alpha^\circ) + \delta_{i\max} \sin \alpha_i + \delta_{o\max} \sin \alpha_o$$

$Q_{o\max}$ 包括了离心力的影响。

Palmgren(9.1)对一些特定的受力情况，给出了一系列计标轴承形变的公式，以代替我们上百这些比较严密的计标轴承形变的方法。例如，对于承受径向负荷，仅有径向形变的低、中速向心球轴承和向心推力球轴承，即： $\delta_a=0$ ，于是：

$$\delta_r = 1.58 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cos \alpha} \quad (9.6)$$

对于自动调心球轴承：

$$\delta_r = 2.53 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D^{\frac{1}{2}} \cos \alpha} \quad (9.7)$$

对于在一个滚边上是点接触，在另一个滚边上是线接触的低、中速向心滚子轴承

$$\delta_r = 4.33 \times 10^{-6} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{l^{\frac{1}{2}} \cos \alpha} \quad (9.8)$$

对于在两个滚边上都是线接触的向心滚子轴承，

$$\delta_r = 8.71 \times 10^{-7} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cos \alpha} \quad (9.9)$$

由上百各种公式标出的形变值，应该再加上适当的径向间隙以及因轴承坐刚性不佳所引起的种种形变。

在纯推力负荷作用下，也即 $\delta_r = 0$ 时的轴向形变，对于向心推力球轴承，为

$$\delta_a = 1.58 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D^{\frac{1}{2}} \sin \alpha} \quad (9.10)$$

对于自动调心球轴承

$$\delta_a = 2.53 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D^{\frac{1}{2}} \sin \alpha} \quad (9.11)$$

对于推力球轴承

$$\delta_a = 1.9 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D^{\frac{1}{2}} \sin \alpha} \quad (9.12)$$

对于承受轴向负荷的向心球轴承，在应用方程(9.10)以前，应该首先计算出轴承的接触角 α 。

对于在一个滚边上是点接触，在另一个滚边上是线接触的滚子轴承，

$$\delta_a = 4.33 \times 10^{-6} \frac{Q_{\max}^{\frac{3}{4}}}{l^{\frac{1}{2}} \sin \alpha} \quad (9.13)$$

对于在两个滚边上都是线接触的滚子轴承

$$\delta_a = 8.71 \times 10^{-7} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha} \quad (9.14)$$

例 9.1 试求例 6.4 中 209 向心滚子轴承的轴承径向形变。并将所得结果与例 6.3 中假设直径间隙为 0.0016" 时所得的 δ_{\max} 进行比较。

解

$$Q_{\max} = 357.1 \text{ 磅} \quad \text{例 6.4}$$

$$l = 0.3780 \text{ 吋} \quad \text{例 2.7}$$

$$\delta_r = 8.71 \times 10^{-7} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cos \alpha} \quad (9.9)$$

$$= 8.71 \times 10^{-7} \frac{(357.1)^{0.9}}{(0.3780)^{0.8} \times \cos(0^\circ)} = 0.000375 \text{ 吋}$$

轴的总位移为

$$\delta_{\max} = \delta_r + \frac{P_d}{2}$$

$$= 0.000375 \text{ 吋} + 0.0008 \text{ 吋} = 0.001175 \text{ 吋}$$

由例 6.3, $\delta_{\max} = 0.00128 \text{ 吋}$

例 9.2 试求例 8.1 中 218 向心推力球轴承在 10000 磅推力负荷时的轴向形变。并将计算结果与图 8.8 的数据加以比较。

解

$$Z = 16 \quad \text{例 6.5}$$

$$\alpha^\circ = 40^\circ \quad \text{例 2.3}$$

$$D = 0.875 \text{ 吋} \quad \text{例 2.3}$$

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad (6.26)$$

$$= \frac{10000}{16 \times \sin(40^\circ)} = 972.8 \text{ 磅}$$

$$\delta_a = 1.58 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D^{\frac{1}{3}} \sin \alpha} \quad (9.10)$$

$$= 1.58 \times 10^{-5} \frac{(972.8)^{\frac{2}{3}}}{(0.875)^{\frac{1}{3}} \sin(40^\circ)} = 0.00252 \text{ 吋}$$

由图 8.8 可见，在低速时，上述数值是 δ_a 的一个令人满意的估计；在高速时， δ_a 将略小于上述估计。

第四节 轴承的刚度

对于油膜轴承来说，一个常用的设计参数是刚度，规定为：

$$\varphi = \frac{dF}{d\delta} \quad (9.15)$$

或者说，刚度 φ 是轴承形变对作用力变化率的倒数。要计算具体的滚动轴承在给定受力形式下的刚度，则必须首先确定各个滚动体之间的负荷分布，然后再把滚动体的最大负荷与作用力相比。对于具有名义

间隙的单列向心球轴承，这个计算并不困难。此时

$$Q_{\max} = \frac{5Fr}{Z \cos \alpha} \quad (6.24)$$

将上述 Q_{\max} 值代入方程 (9.6)，便得：

$$\delta_r = \frac{4.62 \times 10^{-5} Fr^{\frac{2}{3}}}{Z^{\frac{2}{3}} D^{\frac{1}{3}} \cos^{\frac{5}{3}} \alpha} \quad (9.16)$$

根据刚度的定义 (9.15)，由方程 (9.16)，轴承刚度即为

$$\varphi = 4.77 \times 10^6 \cdot Z \cdot D^{1/3} \cos^{3/2} \alpha \delta_r^{1/2} \quad (9.17)$$

由方程 (9.17) 可以知道，球轴承的刚度是一个非线性关系，因为它与径向形变的平方根成正比。就这个概念来说，球轴承和一般的弹簧不同，弹簧的形变是与负荷成线性关系的。滚子轴承也有类似的情况，负荷随形变按 0.9 次幂变化，而刚度则与形变的 0.1 次幂成反比。很多计算问题中，都可以把滚子轴承的形变当作和负荷成线性关系，这样就可以采用不变的刚度，而简化计算。由此可能引起小的误差，所要求的解的精确度取决于该近似值是否有效。

第五节 予加负荷

一、轴向予加负荷

球轴承的形变与负荷关系的典型曲线如图 9.1 所示。从这个图上可以看出，随着负荷的逐渐加大，形变的增长率逐渐减小。因此，从轴承在负荷作用下产生形变这一点来说，使轴承在负荷—形变曲线的“膝下”以上工作（即在曲线比较平坦的下分工作—译者），这是有利的。对于向心推力球轴承，通过轴向予加负荷的方法，可以实现这一条件。如图 9.2 所示，通常的方法就是在两套轴承相借的端面上磨去一定量，然后同时把轴承在轴上成对安装。图 9.3 表示予加负荷的轴承组在轴上同时进行轴向紧固定位前、后的情况。图 9.4 的曲线

则表示球轴承在予加负荷以后，使负荷—形变特性得到了改善。

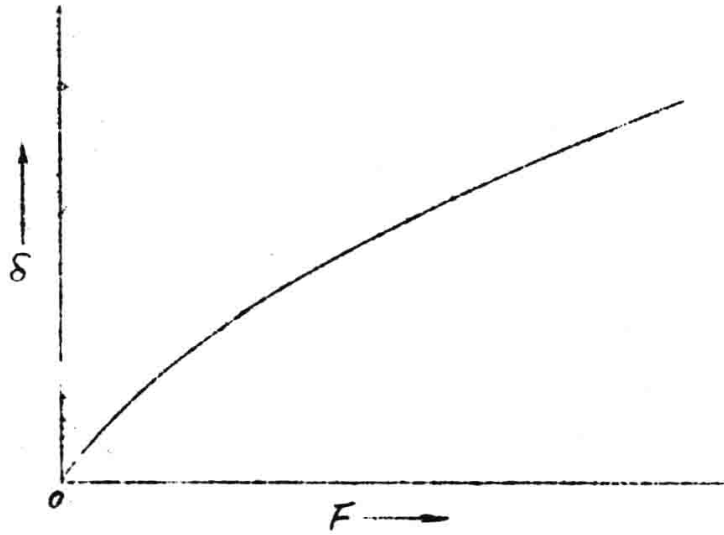


图 9.1 球轴承的负荷—形变特性

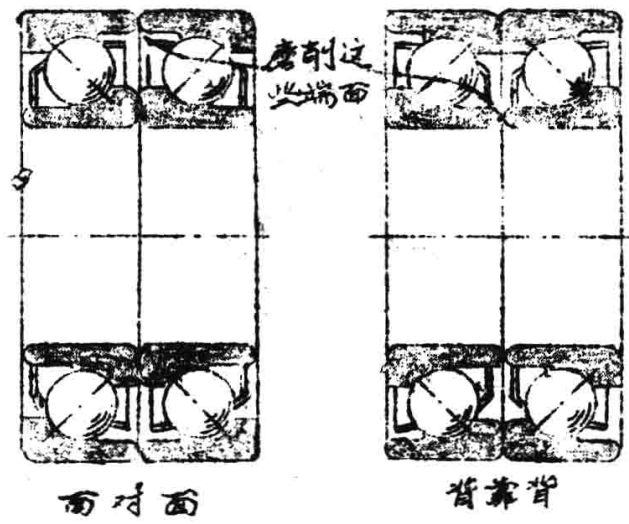


图 9.2 双联成对的向心推力球轴承
左：面对面
右：背靠背

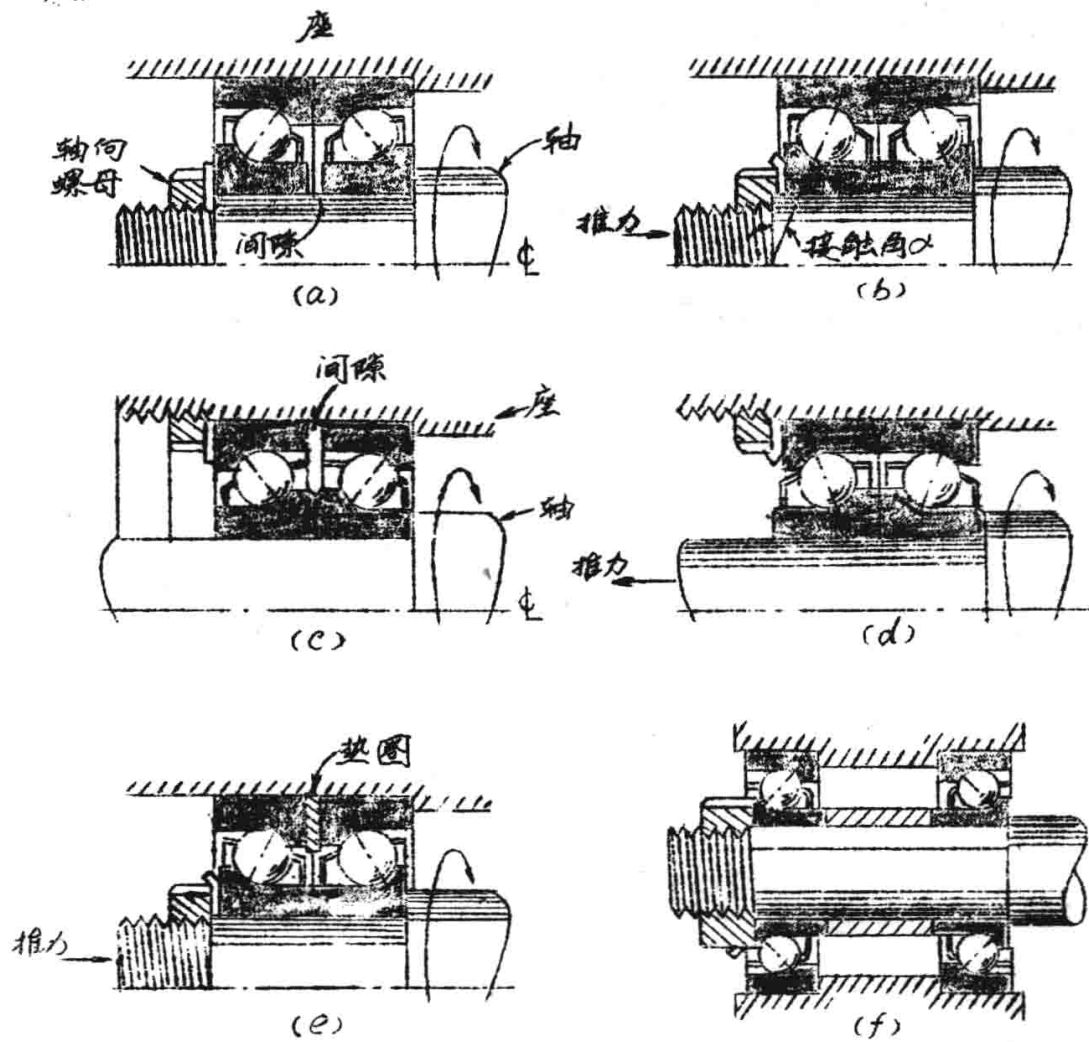


图 9.3 (a)背对背式双联成对向心推力球轴承受轴向予加负荷前的情形。两个内圈的相借端面经过磨削，以保证一定的轴向间隙。(b) (a)图中的两套轴承，在拧紧轴向螺母，消除间隙后的情形。两侧轴承的接触角都已增大。(c)面对面式双联成对向心推力球轴承受轴向予加负荷前的情形。现在是两个外圈的相借端面经过磨削，以保证所需的间隙。(d)(c)图中的两套轴承，在拧紧轴向螺母后的情形。在予加负荷的作用下，内交的二接触角均已变大。(e)两套标准宽度轴承之间加一垫圈，以代替磨削两个外圈的相借端面。(f)两套轴承之间加上精密的隔套，内隔套的长度略外于外隔套长度，而自动保证正确的予加负荷。

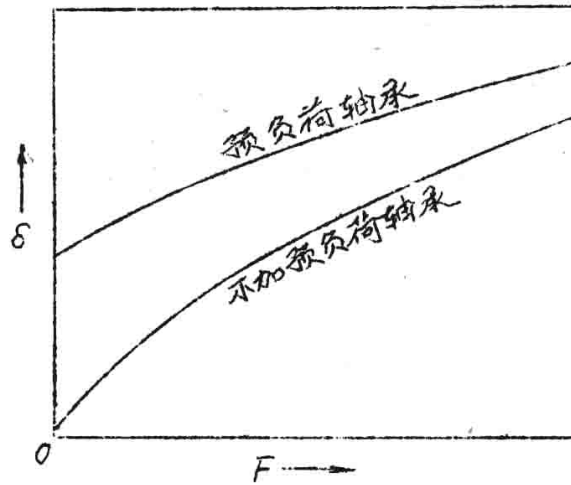


图 9.4 球轴承的负荷—形变特性。随着负荷的增加，形变的增长率下降，因此，予加负荷（上凸的曲线）可以减小在附加负荷作用下的轴承形变。

假定有两套相同的向心推力球轴承，背对背或面对面地安装在轴上，如图 9.5 所示，并由某一紧定装置同时被拉紧。由于予加负荷 F_p 的作用，每套轴承都产生一定的轴向形变 δ_p ，而轴则受到推力负荷 F_a 的作用。也正因为这个推力负荷的影响，轴承又产生一轴向形变 δ_a 。在这种情况下，轴承 1 的轴向总形变是

$$\delta_1 = \delta_p + \delta_a \quad (9.18)$$

而轴承 2 则是

$$\delta_2 = \delta_p - \delta_a, \quad \delta_p > \delta_a$$

或

$$\delta_2 = 0 \quad \delta_p \leq \delta_a \quad (9.19)$$

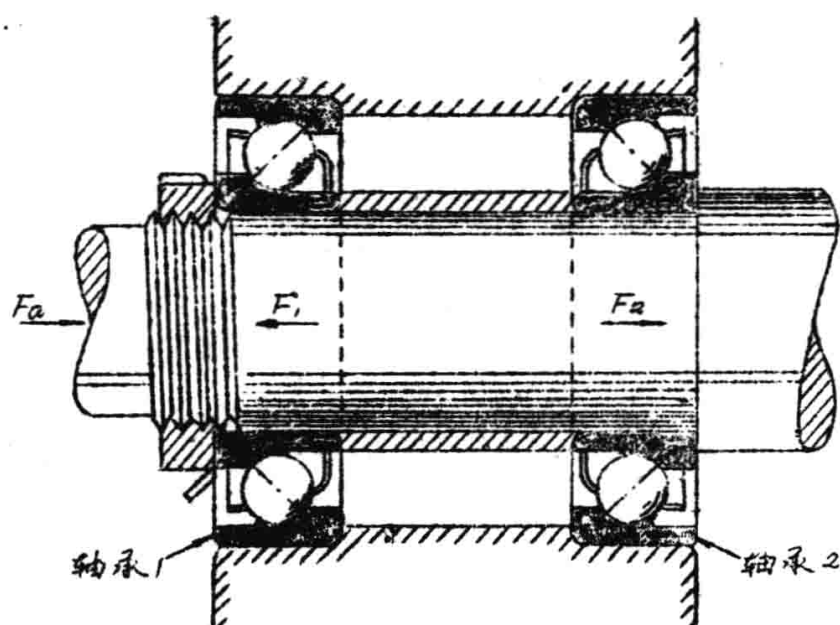


图 9.5 一组予加负荷的双联成对球轴承，承受轴向内负荷 F_a 的作用。由于轴承 1 的予加负荷与负荷 F_a 相加，而轴承 2 则要减去 F_a ，因此，合成形变的计算就复杂了。

在这两个轴承内的总负荷等于作用的推力负荷：

$$F_a = F_1 - F_2 \quad (9.20)$$

对我们现在的问题，可以只考虑作用在轴承上的中心负荷，因此，由方程 (6.33)：

$$\frac{F_a}{Z D^2 K} = \sin \alpha_1 \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_1} - 1 \right)^{1.5} - \sin \alpha_2 \left(\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_2} - 1 \right)^{1.5} \quad (9.21)$$

合并方程 (9.18) 和 (9.19)，得：

$$\delta_1 + \delta_2 = 2\delta_p \quad (9.22)$$

将方程 (9.18) 中的 δ_1 和方程 (9.19) 中的 δ_2 代入方程 (6.36)，便有