

⑫
70-77

滚动轴承的冲压轴承座研究*

THE STUDY OF ANTIFRICTION BEARINGS STAMPING PILLOW BOLOCK

余方勤

Yu Fangqin

(重庆大学机械工程二系)

TH133.33

摘要 运用测试、分析、计算、模拟实验等方法论证用冲压轴承座替代铸造轴承座的条件,分析冲压轴承座对轴承工作游隙、配合性能、轴承寿命的影响,得到不同工况下冲压轴承座的实用参数。

关键词 滚动轴承;冲压轴承座;铸造轴承座;配合类型;轴承寿命

中国图书资料分类法分类号 TH133.33;TH222;TG386.32

ABSTRACT The conditions that the stamping pillow block replaces the founding pillow block is discussed with testing,analyzing,computing and simulative experimenting. In addition,the stamping pillow block's effects on the working internal clearance,the fitting characters and the bearings' durability are analyzed. And finally,the practical parameters of the stamping pillow block are obtained in different working conditions.

KEY WORDS antifriction bearing/stamping pillow block; founding pillow block; fits kind; bearing durability

0 引 言

滚动轴承是精密元件,要求与它相配合的轴承座具有相应的精度,在带式输送机等运输机械上,为保证轴承座与轴承的配合精度及使用性能,传统的方法是采用笨重的铸造与机械加工轴承座。

为减轻输送机的结构重量,提高承载能力,改善起动性能,降低动力消耗,减小维修费用,我们在输送机的托辊上采用薄壁的冲压加工轴承座替代厚壁的铸铁轴承座。此项目技术经济效益显著。以DT带式输送机89型托辊为例。冲压轴承座每件重量不及铸造轴承座的1/3,托辊部件总重量因而减轻了25%。冲压轴承座的单件成本只为铸铁轴承座的58%,按年生产能力为15万件的工厂计,仅此一项全厂便可增加利润10万元。此外,冲压加工还具有生产率高,生产周期短等优点。

本文从测试、计算分析、模拟实验等方面论述采用冲压轴承座替代铸铁轴承座的条件,

* 收文日期 1991-12-25

设计各种不同工况下的冲压轴承座,验证其配合性质。

1 轴承工作游隙计算

1.1 基本力学关系

输送机托辊中滚动轴承、轴承座及心轴的位置关系如图1,图2为轴承座的结构。轴承外圈与轴承座、轴承内圈与心轴由于过盈量形成的配合,可视为均匀受内(外)压的圆筒,应力应变作轴对称问题处理,计算时忽略轴承座底孔及法兰的影响。内(外)受压圆筒径向应力 σ_r 、切向应力 σ_θ 、径向位移 v 的拉梅方程^[1]。

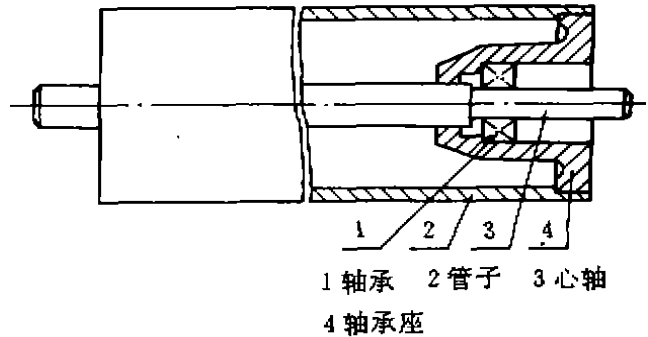


图1 轴承座装配简图

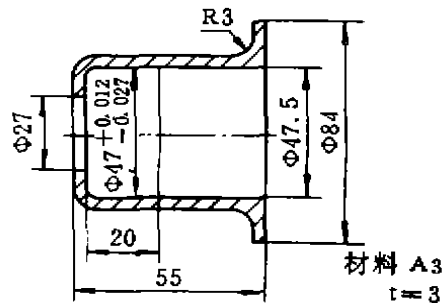


图2 轴承座

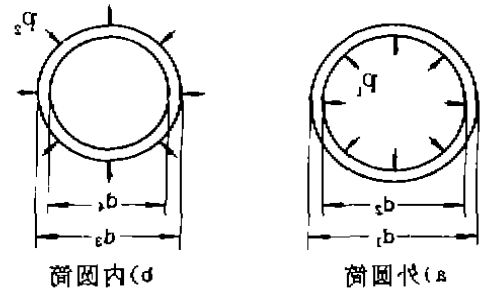


图3 内(外)受压圆筒

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{a^2 b^2 (p_2 - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p_2 b^2}{b^2 - a^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{a^2 b^2 (p_2 - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p_2 b^2}{b^2 - a^2} \\ v &= -\frac{1}{E} \frac{a^2 b^2 (p_2 - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1 + \nu}{r} + \frac{1}{E} \frac{(p_1 a^2 - p_2 b^2)}{b^2 - a^2} (1 - \nu) r \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

对于外圆筒 $p_2 = 0$ (图 3a), 取 $b = \frac{d_1}{2}$, $a = \frac{d_2}{2}$, 外径伸张量

$$\Delta d_1 = \frac{2 p_1}{E} \frac{d_1 d_2^2}{d_1^2 - d_2^2} \quad (2)$$

对内圆筒 $p_1 = 0$ (图 3b), 同理可得内径的收缩量

$$\Delta d_4 = -\frac{2 p_2}{E'} \frac{d_3^2 d_4}{d_3^2 - d_4^2} \quad (3)$$

接触面上的均布压力 p ($p = p_1$ 或 $p = p_2$) 由内外圆筒变形协调边界条件求出

$$p = \Delta d / d_2 \left[\frac{d_1^2 (1 + \nu) (d_3^2 (1 - \nu))}{E (d_1^2 - d_2^2)} + \frac{d_4^2 (1 + \nu') + d_3^2 (1 - \nu')}{E' (d_3^2 - d_4^2)} \right] \quad (4)$$

式中 E, E', ν, ν' 分别为外、内圆筒的弹性模量及泊松比。

1.2 轴承工作游隙计算

工作游隙是滚动轴承重要的工作性能参数。本文工作游隙计算采用文献[2]的方法。工作游隙包含(1)轴承原始游隙 C_0 , 以及(2)轴承内圈与心轴配合引起内圈滚道沿径向的伸张量 Δd_1 与(3)轴承外圈与壳体配合引起外圈滚道沿径向的收缩量 Δd_4 , 这两者产生的径向游隙的变化量。外载荷有使游隙增加的趋势, 计算时予以忽略(偏于安全)。于是工作游隙记为

$$C_{op} = C_0 - \Delta d_1 - \Delta d_4 \quad (5)$$

计算原始数据列于表1^[3]。

Δd_1 计算 取 $d_1 = 27 \text{ mm}$, $d_2 = 20 \text{ mm}$, 轴承的 $E = 21 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.3$, 心轴的 $E' = 24 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.28$ 。由(4)式和(2)式便可得到配合面上均布压力 p_{\max}, p_{\min} 及内圈径向伸张量 $\Delta d_{1\max}, \Delta d_{1\min}$ (表2)。

Δd_4 计算 取 $d_3 = 47 \text{ mm}$, $d_4 = 41 \text{ mm}$, 轴承座的 $E = 20 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ 。此时轴承外圈应换成 E', ν' , 计算结果见表2。

表 1 轴承座、轴承及心轴尺寸(mm)

	外径	内径	滚道沟底直径
轴承座	53	47±0.011	
204轴承外圈	47°-0.011	40°-0.15	42°-0.20
204轴承内圈	28°-0.10	20°-0.12	25°-0.10
心轴直径	20±0.008		

表 2 轴承内圈(d_1)、外圈(d_4)径向变形量

	Δd_{\max} (mm)	Δd_{\min} (mm)	p_{\max} (N/mm ²)	p_{\min} (N/mm ²)	$\Delta d_{1\max}$ (mm)	$\Delta d_{1\min}$ (mm)	$\Delta d_{4\max}$ (mm)	$\Delta d_{4\min}$ (mm)
d_1	0.04	-0.022	9.35	0	2.9	0		
d_4	0.027	-0.023	7.48	0			-12.2	0

表 3 不同配合下的游隙计算

	M7	P7	K6	M5	N6	P5
轴承座内径(mm)	47±0.025	47±0.011	47±0.008	47±0.008	47±0.002	47±0.002
p_{\max} (N/mm ²)	6.9	11.63	7.48	9.41	11.63	18
p_{\min} (N/mm ²)	0	1.66	0	0	0	4.15
$\Delta d_{1\max}$ (μm)	11.3	19	12.2	15.4	19	29.4
$\Delta d_{1\min}$ (μm)	0	2.7	0	0	0	6.8
$\Delta d_{4\max}$ (μm)	14.2	21.9	15.1	18.3	21.9	32.3
$\Delta d_{4\min}$ (μm)	0	2.7	0	0	0	6.8
$C_{op\max}$ (μm)	9.8	2.1	8.9	5.7	2.1	8.3
$C_{op\min}$ (μm)	-4.2*	-11.9	-5.1	-8.3	-11.9	-22.3

* 表中负值为游隙过盈

改变轴承座与轴承外圈的配合性质,过盈量按轴承座的 $M7$ 、 $P7$ 、 $K8$ 、 $N8$ 、 $P8$ 取值,作上述类似的 Δd_1 及 Δd_2 计算,其结果一并列入表3内。表中工作游隙的 C_{pmax} 及 C_{pmin} 由(5)式与轴承样本 C_0 的边界值算。

1.3 计算结果考查

按轴承寿命最大值理论*,轴承工作时的游隙应接近于零,即 $C_{op} \approx 0$,同时顾及冲压加工的经济性,由表3可知,在各种精度配合的轴承座中,较为合理的是 $M8$ 及 $N8$ 。

2 冲压轴承座配合性能模拟实验

用棒料经过切削加工得到的轴承座(图2),作材料为08F的冲压轴承座配合性能模拟实验。物理条件两者相差甚微,相似系数 $C \approx 1$ 。几何条件中两者的尺寸及精度完全相同($\Phi 47K8$), $C=1$ 。由于板材轧制的方向性,力学条件两者略有差异。

2.1 实验方法

深沟球轴承径向游隙的测量有多种方法,本文采用 JISB1515的方法*。图4为测量原理,测量载荷为23 N,支点间距为140 mm。

2.2 游隙测量

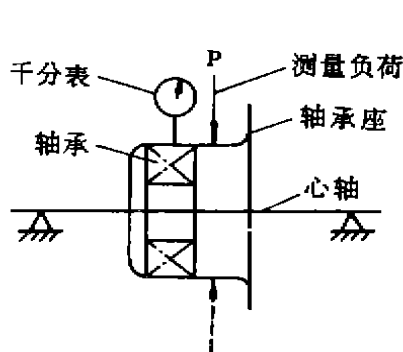


图4 游隙测量

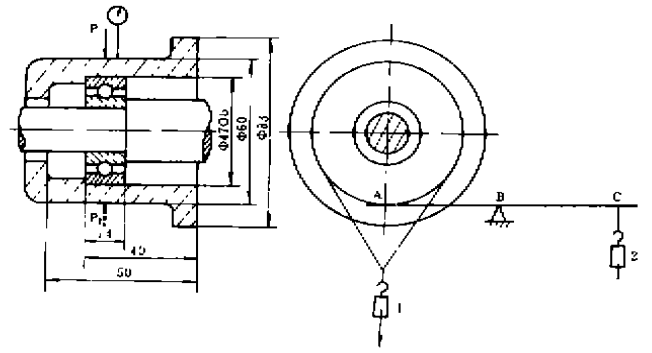


图5 装配游隙测量装置

原始游隙 C_0 , 测量结果列于表4。装配游隙 C_f , 先在材料试验机上将整个轴承平稳地压入轴承座内, 再按图5配置测量装置, 测量结果见表4。

表4 原始游隙及装配游隙测量

测量点	原始游隙 x_i ($C_0, \mu m$)	装配游隙 x_i ($C_f, \mu m$)	测量载荷 (N)
N^0 1	27	8	23
2	14	8	
3	18	10	
4	12		
$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$	18	8.7	
$C_0 = C'_0 - 4 - 2$		$C_f = C'_f - 4 - 2$	

* 角田和雄, 滚动轴承工程学, 贵州省机械研究所情报室, 1980

2.3 测量值考查

扣除测量载荷造成的弹性趋近量 $4\text{ }\mu\text{m}$ 及心轴挠度实测值 $2\text{ }\mu\text{m}$, 本组 204 轴承原始游隙的测量值 $C_0 = 18 - 4 - 2 = 12\text{ }\mu\text{m}$, 此值在该轴承产品样本游隙 $10 \sim 20\text{ }\mu\text{m}$ 范围内, 测量值可靠。装配游隙测量值 $C_f = 8.7 - 4 - 2 = 2.7\text{ }\mu\text{m}$, 与计算值(表 3) 相同配合(K8) 的 $C_{\text{pmax}} = 8.9 \sim C_{\text{pmin}} = -5.1$ 相吻合。

3 冲压轴承座配合类型设计

托辊铸铁轴承座与轴承配合的理论计算及实验验证表明*, 该配合 G6(相当于新国标 M7) 符合轴承寿命最大值理论, 满足使用要求, 能支持冲压轴承座配合的选型。现对冲压轴承座可能的配合作如下设计。轴承座有 M7、N7、K8、M8、N8、P8 等类型与 204 轴承外圈形成各种配合。

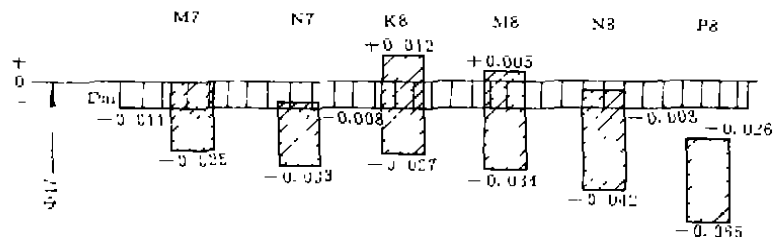


图6 轴承外圈与轴承座各种配合的公差带

托辊轴承外圈旋转, 承受循环负荷。内圈静止, 承受脉动负荷。负荷性质参数 $P_e/C = 0.145$, 属“正常负荷”性质。因而根据轴承游隙的计算(表 3), 配合公差带图(图 6), 轴承外圈配合后的间隙及过盈值(表 5), 得到如下关系:

(1) M7 配合中, 由于径向负荷引起过盈量的减小值 $\Delta d_f = 0.005$ 接近于平均过盈 $Y_{av} = -0.008$, 故在外圈为循环负荷的场合略嫌偏松。且 M7 所形成的工作游隙大于铸铁轴承座的合理工作游隙, 故在冲压轴承座上不宜采用。

(2) K8 配合出现的间隙最大($X = 0.023$), 而平均过盈又最小($Y_{av} = -0.002$), 不足以形成良好工作游隙, 这与前面冲压轴承座游隙计算及模拟测试导出的结论(接合面均布压力 p 偏小、工作游隙偏大)是一致的。因不能满足轴承的使用要求, 不予采用。

(3) M8 配合所形成的工作游隙 C_{op} (表 3) 最接近铸铁轴承座的合理 C_{op} , 但其平均过盈量较小, 此种配合有可能出现间隙, 使外圈与壳体间产生相对滑动, 故宜在轻负荷下使用。

(4) N8 配合出现间隙的可能性很小, 已接近小过盈配合。正好补偿冲压轴承的刚度比铸铁轴承座小的一面, 此种配合较符合托辊轴承这类正常负荷性质下循环负荷的场合。

冲压轴承座中与轴承内圈配合的心轴, 仍用已验证过的 gb(相当于新国标 m6)啊

* 余方勤, 手辊冲压轴承座结合性能与配合性能研究, 四川自贡运输机械总厂课题验收论文, 1986, 12, 1~21

表 5 204轴承外圈各种配合时的间隙及过盈(mm)

	M7	N7	K8	M8	N8	P8
最大间隙 X_{\max}	0.011	0.003	0.023	0.016	0.008	-0.015(过盈)
最大过盈 Y_{\max}	-0.025	-0.033	-0.027	-0.034	-0.042	-0.065
平均过盈 Y_{av}	-0.008	-0.015	-0.002	-0.009	-0.017	-0.025
配合公差 T_f	0.036	0.036	0.050	0.050	0.050	0.050

$$\Delta d_f = 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} = 0.25 \sqrt{\frac{41}{14}} \times 150 \times 10^{-3} = 0.005$$

4 冲压轴承座塑性变形判别

轴承座壁厚 $t = 3 \text{ mm}$ 较薄, 处于受内压的厚、薄壁圆筒过渡区。现考查轴承座进入塑性状态的极限应力。在拉梅方程中令 $p_2 = 0, p_1 = p$, 则

$$\sigma_r = \frac{pa^2}{b^2 - a^2} - \frac{pa^2b^2}{(b^2 - a^2)r^2} \quad \sigma_\theta = \frac{pa^2}{b^2 - a^2} + \frac{pa^2b^2}{(b^2 - a^2)r^2}$$

轴承座沿轴线的长度较短, 作平面应力问题处理。将 σ_r 及 σ_θ 代入 Mises 屈服条件 $(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 = 2\sigma_0^2$ 中, 整理后得内壁开始屈服时的内压

$$[p] = \frac{(b^2 - a^2)\sigma_0}{[3b^4 + (1 - 2\nu)^2a^4]^{\frac{1}{2}}}$$

将冲压轴承座的 $a = 47 \text{ mm}, b = 53 \text{ mm}, \sigma_0 = 180 \text{ N/mm}^2, \nu = 0.28$ 代入得

$$[p] = \frac{(53^2 - 47^2) \times 180}{[3 \times 53^4 + (1 - 2 \times 0.28)^2 \times 47^4]^{\frac{1}{2}}} = 22.2 \text{ N/mm}^2$$

在轴承座可能的各种配合中, 配合面上的均布压力以 P8 为最大(见表 3), 即 $p_{\max} = 18 \text{ N/mm}^2$, 而 $p_{\max} < [p]$, 故安全, 冲压轴承座不会因过盈配合而塑性变形。

5 各种配合下的轴承寿命

轴承寿命一般情况下指滚动疲劳寿命。按周知的 Lundberg-Palmgren 滚动轴承寿命理论, 球轴承的额定寿命为 $L = (C/P)^3$ 。不难导出, 轴承的滚动体最大负 Q_{\max} 与 L 亦有三次方的反比关系, 而轴承游隙又是影响 Q_{\max} 的重要参数。冲压轴承座与轴承配合后具有不同的游隙和 Q_{\max} 值, 即具有不同的轴承寿命。

各种游隙时的轴承寿命, 可用各自游隙为零时的相对值 L'/L 来表示^[4]

$$\frac{L'}{L} = \left[\frac{J_1(0.5)J_r(T)}{J_r(0.5)J_1(T)} \right]^{\epsilon}$$

式中 L' 为工作游隙为 Cop 时的额定寿命; L 为工作游隙 Cop = 0 时的额定寿命; $J_r(0.5)$ 及 $J_r(T)$ 为负荷分布积分; $J_1(0.5)$ 及 $J_1(T)$ 为平均滚动体负荷积分; ϵ 为寿命指数, 对球轴承 $\epsilon = 3$ 。

$J_r(T), J_1(T)$ 中变量 T 为深沟球轴承的负荷分布参数, 它与游隙的关系为

$T = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\text{Cop}}{2\delta_{\max} + \text{Cop}} \right)$, 其中 $\delta_{\max} = KQ_{\max}^{2/3}$ 是滚动体与内、外圈滚道间最大滚动体负荷处总的弹性变形量。 T 中含有两个未知量 Cop 和 δ_{\max} , 需用试算法逐步逼近求得。计算程序参见

文献[4],计算结果列于表6。

计算原始数据^[5] 轴承型号 204, 钢球直径 $D_p = 7.5 \text{ mm}$, 输送物料的最大容重为 2.5 tf/m^3 , 槽形托辊组中间托辊允许载荷为 2700 N 。

表6 冲压轴承座、铸铁轴承座(M7)的轴承寿命

	M7	P7	K8	M8	N8	P8
Cop(mm)	0.0109	0.0027	0.0127	0.0099	0.0063	-0.004(0)
T	0.3863	0.4642	0.3727	0.3940	0.4252	0.5676
$J_r(0.5)$			0.5626			
$J_1(0.5)$			0.2288			
$J_r(T)$	0.2088	0.2231	0.2060	0.2104	0.2163	0.2375
$J_1(T)$	0.5374	0.5548	0.5340	0.5394	0.5465	0.5748
$Q_{\max}(\text{N})$	808	756.4	819.2	802	780.2	710.5
$Q_1(\text{N})$	395	428.4	387.5	400	414.1	454
$Q_2(\text{N})$	0	0	0	0	0	29.2
$\varphi_0(^{\circ})$	76.8	85.9	75.3	77.8	81.4	97.8
$\varphi_1(^{\circ})$			45			
$\varphi_2(^{\circ})$			90			
L'/L	0.87	0.97	0.85	0.88	0.92	1

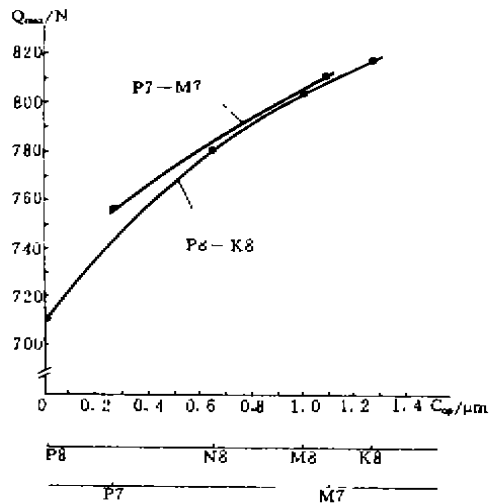


图7 Q_{\max} -Cop 曲线

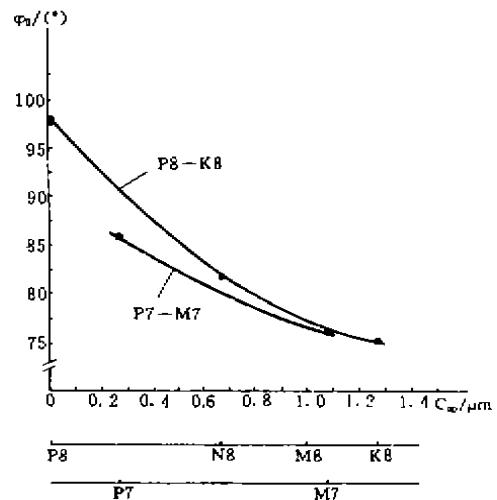


图8 φ_0 -Cop 曲线

计算结果考查。轴承的最大滚动体负荷 Q_{\max} 随配合顺序 $K8 \sim P8$ 依次降低(图7), 而滚动体负荷分布角 φ_0 则依次增加(图8), 即滚动体负荷的峰值减少, 参与负荷的滚动体数量增加。故冲压轴承座的 $M8$ 、 $N8$ 配合优于铸铁轴承座的 $M7$ 配合。同时, $M8$ 及 $N8$ 配合时较小的滚动接触压力将降低最大剪应力的幅值, 故冲压轴承座 $M8$ 及 $N8$ 配合时的寿命 L'/L 略高于铸铁轴承座。

6 结 论

1) 冲压轴承座与轴承配合的轴承工作游隙及配合面性能(均布压力), 模拟实验值与理

论计算值吻合,模拟可行,力学模型与计算方法正确。

2) 冲压轴承座各种配合中,与铸铁轴承座配合性质等效的配合为 M8、N8。M8可用于轻负荷场合,N8适用于外圈为循环负荷这类典型的托辊轴承。

3) 铸铁轴承座合理的配合 M7,由于冲压轴承座的约束效应差,不宜移植采用。

4) 冲压轴承座 M8、N8配合时的轴承滚动体负荷峰值低,负荷区域大,轴承寿命略高于铸铁轴承座。

本文研究对象是 DT 型带式输送机的轴承与轴承座,其结论可推广应用到类似工况的一般设备上。

冲压轴承座的尺寸及形状精度会对轴承的其它性能(如振动、噪声等)产生影响,对输送机这类普通精度轴承的影响程度,将是以后的研究课题。

测试工作得到重庆大学公差实验室的协助,轴承配合类型设计得到杨兴骏老师的指导,成文过程中承蒙张存惠老师提出宝贵意见,一并表示谢意。

参 考 文 献

- 1 钱伟长,叶开源. 弹性力学. 北京:人民教育出版社,1956
- 2 王树梅等. 滚动轴承工作游隙的计算方法. 轴承,1984,2:1~8
- 3 轴承手册编写组. 轴承手册. 北京:石油工业出版社,1982
- 4 刘泽九,贺士基. 滚动轴承的额定负荷与寿命. 北京:机械工业出版社,1982
- 5 杨复兴. 胶带输送机结构原理与计算(上). 北京:煤炭工业出版社,1983