

轧机用四列圆锥滚子轴承偏斜角的研究

邱军鹏¹, 舒寅清¹, 邓效忠¹, 文鉴恒², 满维伟¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003; 2 成都重型轴承研究所, 成都 610031)

摘要:针对轧机轴承的偏斜角在其设计及应用中的重要性,以单列圆锥滚子轴承在额定动载荷作用下、偏斜角为 2 时求得的接触应力和接触变形为已知条件,应用 Hertz 理论,提出求解轧机用重型四列圆锥滚子轴承偏斜角的方法,为轧机轴承的设计提供了理论依据。

关键词:四列圆锥滚子轴承; 轧机轴承; 偏斜角; 接触应力

中图分类号: TH133. 33; TG333. 17 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000 - 3762(2007) 04 - 0012 - 04

Research on Deflection Angle of Four - row Tapered Rolling Bearing for Rolling Mill

Q U Jun - peng¹, SHU Yin - qing¹, DENG Xiao - zhong¹, WEN Jian - heng², MAN Wei - wei¹

(1. Electromechanical Engineering College, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. Chengdu Heavy - Duty Bearing Research Institute, Chengdu 610031, China)

Abstract: The deflection angle of tapered roller bearings is one of the most important parameters in design and application of rolling mill bearings. Under the basic dynamic radial load rating, the contact stress and strain are worked out for a single row tapered roller bearing with deflection angle of 2°. Taking the results as known conditions and applying Hertz theory, a method is put forward for solution of deflection angle of four - row tapered roller bearings.

Key words: four - row tapered roller bearing; rolling mill bearing; deflection angle; contact stress

现代轧机轴承,其理论设计主要是通过使用多列滚动体均匀受载来提高轧机轴承承载能力^[1]。但在实际使用中如受轧机支承系统的刚度、轴承的制造误差、轴承座的安装精度,特别是现代轧制工艺改进后,各种轧制力、弯辊力、轴向力等的综合影响,导致内、外圈轴线相互倾斜,这种偏斜是轴承内部载荷分布不均的主要因素,也是影响轴承使用可靠性和使用寿命的主要因素之一。

多列轴承已经广泛应用于冶金、纺机和矿山等重型机械中,在这些轴承的使用中,通常轴承的安装距离大,如果不知道轴承的偏斜角,就会影响到安装时轴承的同轴度等。因此,计算重型四列圆

锥滚子轴承偏斜角可为这些行业中的轴承设计提供理论依据。

1 四列圆锥滚子轴承表面接触应力及接触变形量

无限长柱体之间的理想线接触情况在实际问题中是不存在的。对于圆锥滚子轴承,滚子带有一定的锥度,问题将变得更复杂,因此在应用 Hertz 理论求解时,采用切片法。以单列圆锥滚子轴承在额定动载荷作用下,偏斜角为 2 时求得的接触应力作为四列圆锥滚子轴承的极限应力,再求出四列圆锥滚子轴承的偏斜角。

假设条件:(1)不考虑轴承游隙和轴向力的影响;(2)轴承套圈整体为刚体,允许滚道局部变形;(3)轴承处于理想润滑状态。

1.1 单列圆锥滚子轴承表面接触应力及接触变形量

1.1.1 法向接触载荷 Q 的确定

收稿日期:2006 - 09 - 14;修回日期:2006 - 11 - 15

基金项目:洛阳市计划项目(040563)

作者简介:邱军鹏(1980 -),女,研究生。

E - mail: ruo_yun@163.com.

轴承在径向载荷 F_r 作用下, 根据滚子的受力分析, 可以得出最大载荷滚动体与内外滚道及大挡边间的法向接触载荷为

$$Q_{\max} = Q_e = \frac{4.08F_r}{Z \cos \psi} \quad (1)$$

$$Q_i = Q_e \sin \frac{\cos \psi_f + \cot \psi \sin \psi_f}{\sin(\psi_i + \psi_f)} \quad (2)$$

轴承中各滚动体载荷为

$$Q(\psi_j) = Q_{\max} [1 - \frac{1}{T} (1 - \cos \psi_j)]^{1.1} \quad (3)$$

式中: i, e 分别表示内、外滚道; f 表示引导挡边; ψ 为接触角; Q_e, Q_i 分别为滚子与外、内滚道间的法向接触载荷; ψ_j 为滚子位置角; T 为载荷分布范围参数, 轴承在纯径向力作用下时, $T=0.5$ 。

1.1.2 仅额定动载荷 C_r 作用时滚子的最大接触应力及变形量

线接触 Hertz 应力公式为

$$\text{接触半宽 } b = \sqrt{\frac{4Q}{L_{we}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) J^{1/2}} \quad (4)$$

$$\text{最大接触压应力 } p_{\max} = \frac{2Q}{bL_{we}} \quad (5)$$

Palmgren 给出了线接触时的接触变形量为^[2-3]

$$= 1.36 \times \left[\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) Q \right]^{0.9} / L_{we}^{0.8} \quad (6)$$

式中: ψ 为滚子与滚道接触处的曲率之和; L_{we} 为滚子的有效长度; Q 为滚子与滚道的接触载荷; E 为材料的弹性模量; μ 为泊松比。

$$c = [R^2 - \left(\frac{L_w}{2}\right)^2]^{1/2} - \left\{ R^2 - \left[\frac{L_w}{2} + \frac{L_{we} - L_w}{2} - \left(-\frac{1}{2}\right)w\right]^2 \right\}^{1/2}, 0 \quad \left(-\frac{1}{2}\right)w \quad \frac{L_{we} - L_w}{2}$$

$$c = 0, \frac{L_{we} - L_w}{2} \quad \left(-\frac{1}{2}\right)w \quad \frac{L_{we} + L_w}{2} \quad (8)$$

$$c = [R^2 - \left(\frac{L_w}{2}\right)^2]^{1/2} - \left\{ R^2 - \left[\left(-\frac{1}{2}\right)w - \frac{L_{we}}{2}\right]^2 \right\}^{1/2}, \frac{L_{we} + L_w}{2} \quad \left(-\frac{1}{2}\right)w \quad L_{we}$$

滚子的第 j 个切片的分布载荷为

$$q_j = \frac{[j \pm \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2}\right)w \cos \psi_j - c]^{1.1}}{1.24 \times 10^{-5} (mv)^{0.11}} \quad (9)$$

式中: n 为角位置 ψ_j 处滚子的切片数, 当 $\psi_j = 0$ 时, 该滚动体为最大载荷滚动体; Q 为理想载荷作用下 (没有偏斜或没有滚子倾斜) 的接触变形。由 Hertz 公式计算出该滚动体在轴线偏斜时每一切片上的最大接触压应力 $p_{1\max}, p_{2\max}, \dots, p_{n\max}$, 并进行比较得出最大接触压应力 p_{\max} 。

可以计算得出单列圆锥滚子轴承只在径向载荷 $F_r = C_r$ 作用下的最大接触应力 p_{\max} 和接触变形量 j_0 。

1.1.3 径向载荷作用下偏斜角 $\psi = 2$ 时滚子的最大接触应力及变形量

运用切片法对其进行计算^[2]。对于圆锥滚子轴承, 是按沿素线方向把滚子划分为 n 个切片, 切片宽度为 w 。则滚子在位置角 ψ_j 处的有效偏斜是

$$\left| \frac{1}{2} \cos \psi_j \right| \quad (0 \leq \psi_j \leq \psi)$$

因此, 由图 1 可知位置角 ψ_j 处的滚子的第 j 个切片的接触变形是

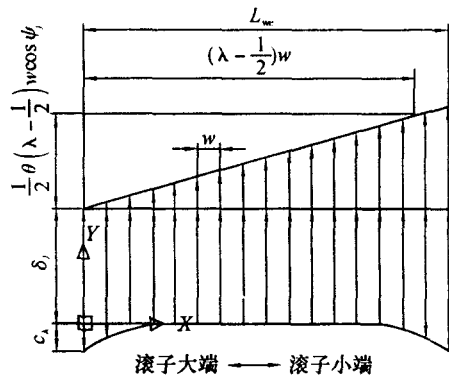


图 1 径向载荷下, 有偏斜和凸度时产生的滚子位移分量

$$j_j = j \pm \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2}\right)w \cos \psi_j - c \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (7)$$

式中: j_j 为理想载荷作用下 (没有偏斜或没有滚子倾斜) 滚子的接触变形; c 为第 j 个切片的半径修正量, 由滚子长度 L_w 、滚子有效长度 L_{we} 和凸度半径 R 共同决定。

1.2 四列圆锥滚子轴承的偏斜角

1.2.1 四列圆锥滚子轴承仅在径向载荷 F_r 作用下的位移

对于四列圆锥滚子轴承, 从轴承损坏的实际情况可知, 多数靠近机身的一列滚子受载最大^[4], 也最先损坏, 因此, 可以只对这一列进行分析计算。

最大滚动体载荷

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{Z \cos \psi} \frac{1}{J_r} \quad (10)$$

式中： Z 为四列圆锥滚子轴承每列的滚子数目； α 为四列圆锥滚子轴承的接触角； J_r 为四列圆锥滚子轴承载荷分布积分。

可以根据单列和双列轴承推导载荷分布积分 J_r 的方法^[5]，在 $T=0.5$ 时，得出四列轴承的载荷分布积分 $J_r=0.9812$ ，则最大滚动体载荷为

$$Q_{\max} = \frac{1.02F_r}{Z \cos \alpha} \quad (11)$$

由 (3) 式计算得这一列各个滚动体载荷，再由 Palmgren 公式计算得出四列圆锥滚子轴承的接触变形量 δ 。

1.2.2 偏斜角的计算

在计算偏斜角时，可以先假定给 α 一个初值，设四列圆锥滚子轴承偏斜角的角顶点在轴承中心线上，如图 2 所示。利用几何关系可得

$$\alpha = \arctan \frac{OA \times \tan \alpha_0}{AB}$$

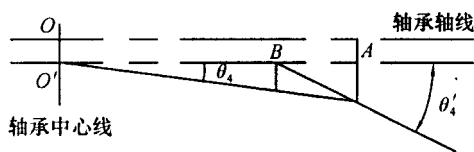


图 2 求解偏斜角的几何示意图

并求出最大压应力 p_{\max} ，当 $p_{\max} = p_{\max}$ 时，所得出的 α 即为四列圆锥滚子轴承的极限偏斜角。点 A 为变形最大点在轴线上的最大投影；点 B 为滚子中心在轴线上的投影；点 O 为轴承中心。

以上计算过程可编制计算机程序求解，流程图如图 3 所示。

2 实例计算

$L_{we} = 42.5 \text{ mm}$, $L_w = 32.22 \text{ mm}$, $R = 5.647.953 \text{ mm}$, $\mu = 1.91$, $n = 1000$ ，额定动载荷为 $C_r = 2700 \text{ kN}$ ，根据计算机程序求得四列圆锥滚子轴承分别在不同载荷作用时的偏斜角 α ，计算结果如表 1 所示。图 4 为 $0.6C_r$ 作用下， $\mu = 0.5$ 时滚子长度方向上的应力分布。

表 1 不同载荷下四列圆锥滚子轴承的偏斜角

载荷 / N	C_r	$0.6C_r$	$0.5C_r$	$0.4C_r$	$0.3C_r$	$0.2C_r$	
偏斜角 / (°)		0.5888	1.0598	1.1833	1.3075	1.4346	1.5667

表 1 所列出的偏斜角为相应载荷下的极限偏斜角。一般四列圆锥滚子轴承的偏斜角不大于 1° ^[6]，因此建议极限偏斜角取值范围为 $0.5888 \sim 1^\circ$ ，载荷越大，取值越小。

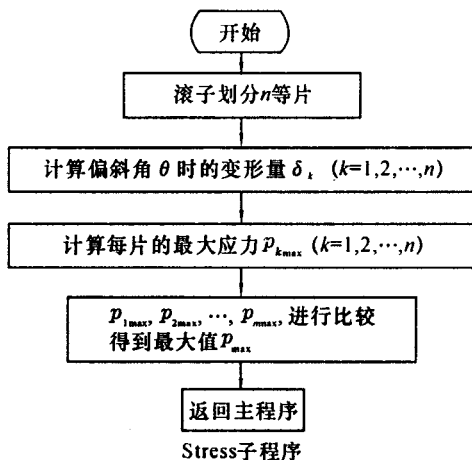
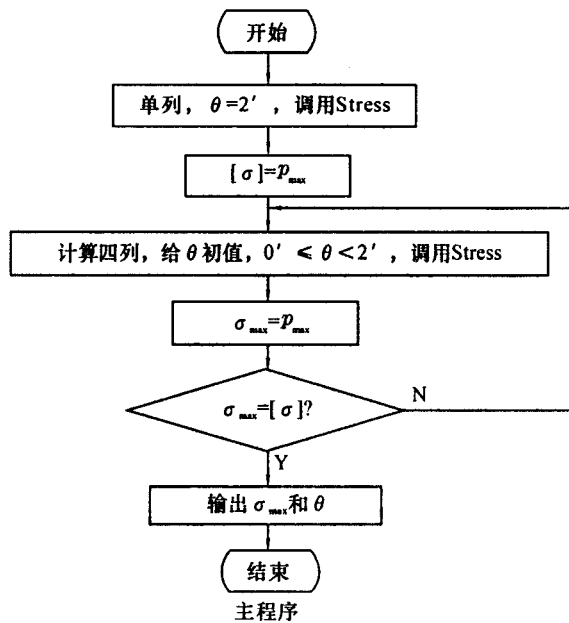


图 3 计算流程图

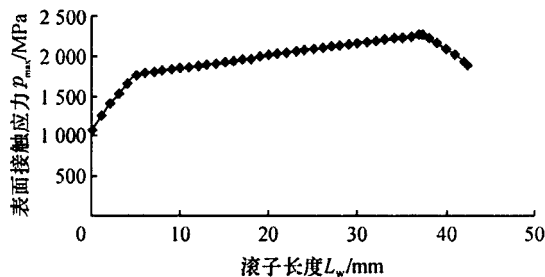


图 4 滚子长度方向应力分布图 ($0.6C_r$, $\mu = 0.5$)

从图 4 可以看出，对于圆弧修正线滚子，最大应力点在滚子凸度圆弧与滚子直素线连接处，显然偏斜角的存在引起了更大的应力集中，这也是导致轴承过早损坏的主要原因之一。

◀工艺与装备▶

上罗拉轴承的等游隙装配

闫建伟

(山西榆次经纬纺机股份有限公司 榆次分公司棉纺专件部,山西 榆次 030601)

摘要:分析了游隙对上罗拉轴承的影响,提出了轴承的游隙标准。通过对上罗拉轴承装配前芯轴和外壳分组的分析,提出了详细的分组装配方案,解决了上罗拉轴承使用中存在的磨损不均匀,芯轴和外壳两沟底径一致性差的问题。

关键词:罗拉轴承;游隙;装配;误差

中图分类号: TH133. 33; TS103. 812

文献标志码: B

文章编号: 1000 - 3762(2007)04 - 0015 - 03

游隙是保证上罗拉轴承正常使用的关键技术指标。上罗拉轴承(简称轴承)一直存在着磨损不均匀、芯轴和外壳两沟底径一致性差的弊病。现在一些纺纱厂单纯追求紧游隙,就是想避免轴承两头游隙不一致而带来的问题;但是轴承游隙偏小,滚道中含油脂量就会少,磨损产生的金属微粒就越难随油的蠕动排除,润滑性能变差,轴承就容易早期磨损。另外,铝衬套胶辊在棉纺厂的使用越来越广泛,铝衬套胶管内孔与轴承外壳是过盈配合,若轴承径向游隙过小,压套时极易造成轴承“卡死”现象,因此,要想解决芯轴和外壳两沟底径一致性差的问题,单纯地收紧游隙并不是解决问题的根本手段。

针对上述情况,提出了一种理想的新型等游隙上罗拉轴承,以期解决上述问题。

收稿日期:2006 - 12 - 25;修回日期:2007 - 01 - 17

作者简介:闫建伟,男,工程师。

E - mail: yanjianweiyanjianwei@yahoo.com.cn

3 结束语

本文分析结果为提高轧机轴承的承载能力和寿命提供了依据。在计算出四列圆锥滚子轴承的极限偏斜角的具体值后,就可以根据这个值来进行轧机轴承设计,对于轧机轴承设计和生产具有一定的指导意义。

参考文献:

[1] 赵宏伟,王振华,陈步权.多列滚动轴承的偏载与机构分析[J].轴承,2001(12):1-4.

1 轴承的游隙标准

等游隙实际上是指给定上罗拉轴承径向游隙差值尽可能小的一个范围。我厂给出的轴承游隙标准是:普通上罗拉轴承的径向游隙为 $0.003 \sim 0.015$ mm,而紧密纺上罗拉轴承的径向游隙为 $0.006 \sim 0.020$ mm。此标准是根据我厂生产的实际情况而提出的。普通上罗拉轴承如图1所示。

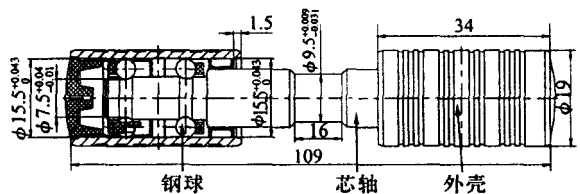


图1 普通上罗拉轴承简图

2 轴承的等游隙装配

2.1 轴承芯轴和外壳分组

上罗拉轴承产品质量的关键在于产品装配的

- [2] Harris T A. 滚动轴承分析 [M]. 罗继伟,译. 1997.
- [3] 罗继伟,张俊杰.圆锥滚子接触应力数值求解[J].轴承,2004(9):1-3.
- [4] 李明,申光宪.大型四列圆锥滚动轴承载荷特性边界元法解析[J].燕山大学学报,2004,3(2):183-186.
- [5] 余俊.滚动轴承计算[M].北京:高等教育出版社,1993:30-46.
- [6] 文鉴恒.提高板材轧机轴承寿命的途径[J].轴承,2002(6):41-44.

(编辑:温朝杰)