

交叉滚子轴承的疲劳寿命分析

张 钢, 殷庆振, 阮 娟, 张 雪, 刘 莹
(上海大学 轴承研究所, 上海 200072)

摘要: 针对交叉滚子轴承的特点, 建立了交叉滚子轴承寿命计算模型, 研究了不同结构参数和载荷参数对轴承疲劳寿命的影响规律, 总结出了提高轴承疲劳寿命的方法和措施, 为交叉滚子轴承使用寿命的预测及结构设计提供了理论依据。

关键词: 交叉滚子轴承; 额定动载荷; 寿命分析

中图分类号: TH133. 33 **文献标志码:** B **文章编号:** 1000-3762(2010)10-0037-03

Analysis on Fatigue Life for Crossed Roller Bearings

ZHANG Gang, YIN Qing-zhen, RUAN Juan, ZHANG Xue, LIU Ying
(Bearing Research Institute Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: According to the characteristics of crossed roller bearings, the fatigue life calculation model of the bearings is established, the influence law of different structural parameters and load parameters on the bearing fatigue life are researched, and the methods and measures to improve the fatigue life for the bearings are summed up. It provides an effective basis for life prediction and structural design of crossed roller bearings.

Key words: crossed roller bearing; dynamic load rating; life analysis

目前, 国内对交叉滚子轴承的疲劳寿命研究还处于空白, 因此, 通过修正和改进圆柱滚子轴承疲劳寿命的计算方法, 建立交叉滚子轴承疲劳寿命计算模型及其影响因素具有一定的意义^[1]。

1 疲劳寿命计算模型

线接触圆柱滚子轴承额定寿命计算式为^[2]:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (1)$$

式中: n 为轴承工作转速, r/min ; C 为轴承基本额定动载荷, N ; P_c 为当量动载荷, N ; L_h 为以工作小时数计的轴承额定寿命。

在工程应用上, 交叉滚子轴承也有近似的寿命计算公式, 下面是某国外著名轴承公司计算交叉滚子轴承的寿命时用的计算公式^[3]:

$$L_{10} = \left(\frac{f_t C}{f_w P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (2)$$

式中: L_{10} 为轴承额定寿命; f_t 为温度系数(图 1); f_w

为冲击载荷系数(参考表 1)。

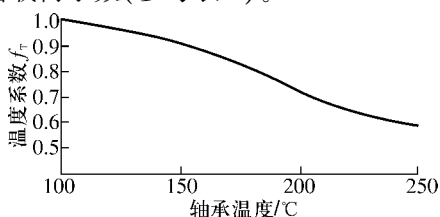


图 1 温度系数

表 1 冲击载荷系数

| 运行状态 | f_w |
|------------|---------|
| 运行平稳, 不受冲击 | 1~1.2 |
| 正常运行, 稍受冲击 | 1.2~1.5 |
| 运行中受到严重冲击 | 1.5~3 |

交叉滚子轴承额定动载荷最终为^[4]:

$$C_d = 207\lambda \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/105} \right]^{2/3} \right\}^{-2/9} \cdot \frac{\gamma^{2/9} (1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} (\cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_w^{29/27} \quad (3)$$

交叉滚子轴承的当量动载荷 P_c 为^[2]:

$$P_c = X \left(F_r + \frac{2M}{D_{pw}} \right) + YF_a \quad (4)$$

式中: $\gamma = D_w \cos \alpha / D_{pw}$; D_w 为滚子直径; l 为滚子长

度; Z 为滚子个数; D_{pw} 为滚子组节圆直径; α 为接触角; F_r 为径向载荷; F_a 为轴向载荷; M 为力矩载荷; X 、 Y 分别为径向、轴向动载荷系数(表 2)。

表 2 径向和轴向动载荷系数

| | | |
|--|------|------|
| | X | Y |
| $\frac{F_a}{F_r + 2M/D_{pw}} \leq 1.5$ | 1 | 0.45 |
| $\frac{F_a}{F_r + 2M/D_{pw}} > 1.5$ | 0.67 | 0.67 |

注:当 $F_r=0$ 和 $M=0$ 时, $X=0.67$; $Y=0.67$ 。

2 计算结果与分析

以精密减速器用的非标交叉滚子轴承 KBCB060-A 为例进行分析^[3], 该轴承主要参数见表 3^[9]。不考虑轴向载荷和力矩载荷, 轴承仅受径向载荷。编制 Matlab 程序, 计算轴承的结构设计参数和载荷参数对轴承疲劳寿命的影响。

表 3 KBCB060-A 交叉滚子轴承的主要参数

| 参数 | 数值 |
|----------------------------|--------|
| 外径 D/mm | 60 |
| 内径 d/mm | 24 |
| 滚子长度 l/mm | 3.6 |
| 滚子直径 D_w/mm | 4 |
| 滚子个数 Z /个 | 22 |
| 径向载荷 F_r/N | 1 000 |
| 转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$ | 1 000 |
| 径向游隙 G_r/mm | -0.005 |
| 滚子组节圆直径 D_{pw}/mm | 43.5 |

2.1 滚子个数对疲劳寿命影响

图 2 所示为轴承疲劳寿命随滚子个数的变化情况。由图可知: 当滚子数目较小 ($Z=15$) 时, 轴承的疲劳寿命非常低, 约 540 h。随着滚子数目的增加, 当为满装 ($Z=34$) 时, 轴承的承载能力增强, 轴承疲劳寿命也相应增加, 约为 3 879 h, 提高了约 7 倍。但滚子数目不能无限增加。而且从加工工艺和制造成本上看, 滚子数目的增加也会增加成本和制造、安装难度。

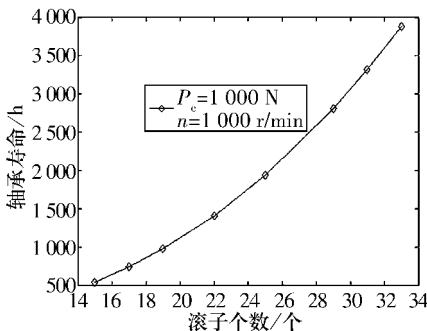


图 2 轴承疲劳寿命随滚子个数变化情况

2.2 载荷对疲劳寿命影响

图 3 所示为不同轴承转速下, 轴承疲劳寿命随载荷变化情况。由图可以得出:

(1) 随着外加载荷的增加, 轴承当量载荷增加, 轴承疲劳寿命下降。

(2) 轴承转速越高, 径向载荷对轴承寿命的影响越小。

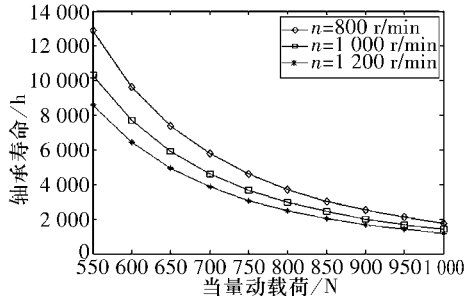


图 3 轴承疲劳寿命随载荷变化情况

2.3 转速对疲劳寿命影响

图 4 所示为不同径向载荷作用下, 轴承疲劳寿命随转速的变化情况。由图可以得出:

(1) 随着轴承转速增加, 轴承离心力增大, 轴承滚子与外圈接触应力增大, 轴承疲劳寿命下降。

(2) 在不同径向载荷作用时, 载荷越大, 转速对疲劳寿命的影响越小。

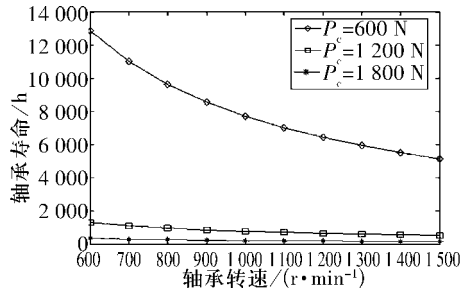


图 4 轴承疲劳寿命随转速变化情况

2.4 节圆直径对疲劳寿命的影响

图 5 所示为轴承疲劳寿命随轴承节圆直径变化情况。随着轴承节圆直径的增加, 轴承疲劳寿命不断减小。主要是因为随着轴承节圆直径的增大, 轴承离心力增大, 使得滚子与外圈接触应力增大, 导致轴承疲劳寿命下降。

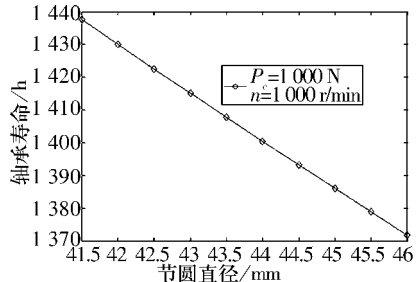


图 5 轴承疲劳寿命随节圆直径变化情况

6205轴承异常失效分析实例

吕永江, 俞炎江, 周文娟

(浙江新昌皮尔轴承有限公司, 浙江 新昌 312500)

摘要:通过常规金相检验,并结合清洁度检验分析了 6205轴承失效的原因。结果表明:该轴承由于工作在恶劣的环境中,且密封不当,致使其内部的润滑脂受到严重污染,导致轴承过早失效。

关键词:滚动轴承;失效;密封;润滑脂

中图分类号: TH133.33⁺1; TG115.21 **文献标志码:** B **文章编号:** 1000-3762(2010)09-0039-02

用户反馈 6205-ZZD 轴承在使用不到一天的时间,就出现噪声异常而失效。6205-ZZD 轴承安装使用在某型号的电动机上,其转速为 5 000 r/min。从失效轴承的表观情况来看,轴承、附件和润滑脂都已成黑色,清洗后发现轴承内、外圈沟道有小面积剥落,但钢球尚完好。现对其失效原因进行分析。

收稿日期: 2010-03-10; 修回日期: 2010-07-26

1 硬度和回火稳定性检验

如果套圈回火不足,使用过程中内部组织中的部分残余奥氏体会发生马氏体转变,这样轴承的体积就会发生变化。如果由此导致圆度变形,就会影响轴承的噪声。因此,有必要对失效套圈进行回火稳定性试验。回火温度为 160℃,时间 4 h。回火前、后的硬度测试结果如表 1 所示。

2.5 冲击载荷对疲劳寿命影响

冲击载荷系数 f_w 是反映不平衡、振动和冲击引起的载荷大小。

图 6 所示为轴承疲劳寿命随载荷系数变化情况,可以看出:随着冲击载荷系数增加,轴承受到的冲击载荷增大,轴承的受力状态越恶劣,轴承的疲劳寿命越短。

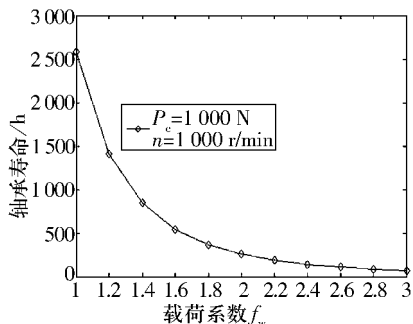


图 6 轴承疲劳寿命随冲击载荷系数变化情况

由于冲击载荷系数对轴承寿命的影响特别大,对于工作载荷变动较大、常需频繁启动的设备,为了准确获得轴承所受载荷,应采用实测手段监测轴承的实际载荷情况。

3 结束语

基于轴承疲劳寿命理论建立了交叉滚子轴承寿命计算模型,分析了不同结构参数和载荷参数对轴承疲劳寿命的影响规律,提出了提高轴承疲劳寿命的方法和措施,即降低轴承转速、减小径向载荷和轴承节圆直径、增加滚子个数、降低工况恶劣程度等。为结构优化设计提供理论了依据。

参考文献:

- [1] 王献锋,陈科,赖俊贤,等.滚动轴承寿命理论的发展[J].轴承,2002(9):36-40.
- [2] 杨洁,张晓东.滚动轴承寿命计算方法的分析与应用[J].石油机械,2004,32(5):27-29.
- [3] THK 轴承样本 A-85Q DB/OI.
- [4] 万长森.滚动轴承的分析方法[M].北京:机械工业出版社,1985.
- [5] 张钢,刘莹,刘汝卫,等.径向载荷作用下高速交叉滚子轴承的载荷分布[J].轴承,2010(4):7-10.
- [6] 刘莹.交叉滚子轴承的机理研究[D].上海:上海大学,2010.

(编辑:赵金库)