

考虑尺寸效应的大型轴承疲劳寿命分析

罗忠^{1,2,3}, 杨曜嘉^{1,2}, 郑思佳^{1,2}, 周吉来^{1,2}

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819; 3. 东北大学 佛山研究生创新学院, 广东 佛山 528312)

摘要: 针对大型轴承疲劳寿命分析过程中尺寸效应的问题,对大型轴承进行疲劳寿命分析并深入研究了尺寸效应所产生的影响规律. 通过建立接触载荷计算模型,确定接触力分布情况,结合 Lundberg-Palmgren 理论,计算出不同尺寸下大型轴承的疲劳寿命,分析得到了滚珠个数与直径耦合关系以及滚道中心圆直径等参数对大型轴承疲劳寿命的影响并讨论了大型轴承在疲劳寿命方面的尺寸效应,为大型轴承的设计与选用提供了参考. 研究表明:减小沟曲率系数、增大接触角和滚道中心圆直径可延长大型轴承的使用寿命,滚珠直径的变化对大型轴承寿命的影响要大于滚道中心圆直径变化对其寿命的影响,且接触角的增大会增强尺寸效应,而沟曲率系数的增大则会削弱这一效应.

关键词: 大型轴承; 尺寸效应; 疲劳寿命; 接触载荷; 模型建立

中图分类号: TP 20 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2024)12-1751-08

Analysis of Fatigue Life of Slewing Bearings Considering Size Effect

LUO Zhong^{1,2,3}, YANG Yao-jia^{1,2}, ZHENG Si-jia^{1,2}, ZHOU Ji-lai^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 3. Foshan Graduate Innovation School, Northeastern University, Foshan 528312, China. Corresponding author: LUO Zhong, E-mail: zhluo@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Aiming at the problem of size effect in the process of fatigue life analysis of slewing bearings, the fatigue life analysis of slewing bearings is carried out and the influencing law of size effect is studied in depth. By establishing the contact load calculation model and determining the contact force distribution, combined with the Lundberg-Palmgren theory, the fatigue life of slewing bearings with different sizes is calculated. The coupling relationship between ball number and diameter, the influence of raceway center circle diameter and other parameters on the fatigue life of slewing bearings are analyzed, and the size effect of slewing bearings on the fatigue life is discussed, which provides reference for the design and selection of slewing bearings. The results show that reducing the groove curvature coefficient, increasing the contact angle and the raceway center circle diameter can increase the service life of slewing bearings. The influence of ball diameter change on the service life of slewing bearings is greater than that of the change of the raceway center circle diameter, and the increase of contact angle will enhance the size effect, while the increase of groove curvature coefficient will weaken the effect.

Key words: slewing bearing; size effect; fatigue life; contact load; modelling

大型轴承是风力发电机、风力涡轮机、盾构机等旋转机械设备中的重要组成部分,可以同时承受轴向载荷、径向载荷和倾覆力矩的作用,因

其结构形式与普通轴承不同且常处于低速(低于 10 r/min)重载的工况下^[1],所以很多传统普通轴承理论不再适用于大型轴承. 由于所受载荷大和

收稿日期: 2023-07-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(12272089, U1908217); 广东省基础与应用基础研究基金重点项目(2020B1515120015).

作者简介: 罗忠(1978-),男,内蒙古集宁人,东北大学教授,博士生导师.

工作条件恶劣等原因,大型轴承在工作过程中可能发生各种故障,而一旦发生故障设备整体将无法运行,因此大型轴承需要具有很高的安全性与可靠性^[2].同时相较于普通轴承,大型轴承具有尺寸大、不易实验、实验成本更高等问题.这些对于大型轴承性能的需求与存在的问题使得大型轴承前期的设计与选型尤为重要,其中对其疲劳寿命的预估是关键的一环,分析其中的影响因素以及深入考虑尺寸效应所带来的影响规律对大型轴承的设计以及通过尺寸效应的研究尝试解决大型轴承实验难的问题具有重要的意义.尺寸效应是指在不同尺寸下,物体所呈现特性发生变化的现象,在这里旨在分析不同尺寸大型轴承的疲劳寿命,研究它们之间存在的变化规律.

近年来随着大型轴承的使用范围越来越广泛,众多学者也分别从大型轴承的载荷分布、承载能力、疲劳寿命等方面进行研究. Smolnicki 等^[3]提出了超元素的方法来建立大型轴承的有限元模型,并通过此方法来确定轴承内部载荷的分布. Daidié 等^[4]对大型轴承三维有限元建模进行了简化,通过建立非线性弹簧单元、8个刚性梁单元与4个壳单元的模型来简化滚珠与滚道之间的接触且分析了不同参数对其承载能力的影响. Liu 等^[5]运用非线性弹簧模拟滚珠与滚道之间的接触,通过有限元仿真计算得到了单排四点接触球轴承的载荷分布并通过试验进行验证. Pathuvoth 等^[6]考虑了椭圆截断对大型轴承承载能力的影响,并通过椭圆截断形成的应力来确定大型轴承的静承载能力,在此基础上进行了解析仿真. Göncz 等^[7]提出了大型三排滚子回转轴承动载荷能力的计算方法.

Lundberg 等^[8]利用 Weibull 理论分析滚动轴承疲劳失效的原因,通过对疲劳寿命的分析,提出了 Lundberg-Palmgren (L-P) 寿命理论,该理论阐释了基本额定动载荷、当量动载荷与轴承疲劳寿命的关系. Ioannides 等^[9]提出了 Ioannides-Harris 理论,探究了疲劳极限应力对与寿命的影响,并通过数值计算与试验验证,证明了该理论的正确性. Glodež 等^[10]提出了一种确定大型轴承静容量和疲劳寿命的计算模型,计算了大型轴承的静容量并比较了计算轴承疲劳寿命的不同方法.黄龙艺等^[11]建立了风电偏航轴承的整体有限元模型求解得到了滚珠与滚道之间接触力的分布情况,并建立了局部等效接触模型分析了不同参数下轴承的疲劳寿命. He 等^[12]对比分析了小

样本试验、有限元仿真以及当量载荷经验公式结合 L-P 理论预估大型轴承疲劳寿命的方法,并明确了3种方法各自的优点.

综上,许多学者采用有限元仿真或结合经验公式的方法对大型轴承载荷分布、承载能力以及疲劳寿命进行分析研究,但上述方法不能高效且全面地分析各参数变化产生的影响,而在疲劳寿命方面,目前关于大型轴承尺寸效应的研究尚少.

针对以上问题,建立了大型轴承接触载荷计算模型,结合 Lundberg-Palmgren 理论 (L-P 理论),计算大型轴承疲劳寿命,除考虑常见参数对大型轴承疲劳寿命的影响之外,还考虑了滚珠个数与滚珠直径耦合关系、滚道中心圆直径对其疲劳寿命的影响.同时计算不同尺寸大型轴承的疲劳寿命,从而分析其尺寸效应.

1 大型轴承接触载荷模型建立

1.1 大型轴承结构特点

大型轴承的结构与常用轴承不同,常见的大型轴承类型主要分为单排4点接触球式、双排异径球式、交叉滚子式以及三排滚柱式.研究考虑大型轴承尺寸变化所带来的影响,所以根据现行标准^[13]分别选取了5个不同尺寸的单排四点接触球式大型轴承作为研究对象,其结构示意图如图1所示,结构为单排4点接触球式.表1为010.40.1000大型轴承(简称轴承1)的结构参数.表2为考虑尺寸效应各轴承的主要结构参数.

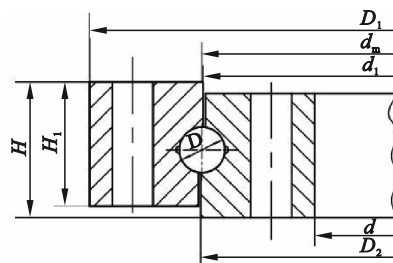


图1 单排4点接触球式轴承结构示意图

Fig. 1 Structure of the single-row four-point contact slewing bearing

根据设计原则^[14],滚珠直径与滚珠个数之间需要满足以下关系:

$$KDZ \leq \pi D_L \quad (1)$$

其中: K 是有关回转支承保持架的系数, $K=1.01+1.9/D$; D 为滚珠直径; Z 为滚珠个数; D_L 为滚道中心

圆直径.

表 1 010.40.1000 大型轴承主要参数

Table 1 Parameters of 010.40.1000 slewing bearings

| | | mm | |
|------------|-------|---------------|-------|
| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
| 公称直径 D_1 | 1 122 | 总高 H | 100 |
| 公称内径 d | 878 | 内外圈高度 H_1 | 90 |
| 内圈外径 D_2 | 1 001 | 滚道中心圆直径 d_m | 1 000 |
| 外圈内径 d_1 | 998 | 滚珠直径 D | 40 |

表 2 不同尺寸大型轴承主要参数

Table 2 Parameters of slewing bearings with different sizes

| | | mm | | | |
|----|-------------|------|---------|-------|------|
| 序号 | 基本型号 | 滚珠直径 | 滚道中心圆直径 | 公称外径 | 公称内径 |
| 1 | 010.40.1000 | 40 | 1 000 | 1 122 | 878 |
| 2 | 010.30.1000 | 30 | 1 000 | 1 122 | 878 |
| 3 | 010.30.500 | 30 | 500 | 602 | 398 |
| 4 | 010.20.250 | 20 | 250 | 330 | 170 |
| 5 | 010.20.200 | 20 | 200 | 280 | 120 |

1.2 接触载荷模型建立

单排 4 点接触大型轴承在无外部载荷作用下的几何关系如图 2 所示,其中 $C_{id}, C_{ed}, C_{iu}, C_{eu}$ 分别为 4 个滚道的沟曲率中心,滚道与滚珠之间的接触发生在两个相对的沟曲率中心之间,因此区别于常用轴承一组接触对的特点,该类型 4 点接触球式大型轴承具有两组接触对,接触模型建立过程中应包含两组接触对的分析.根据图 2 可知,两个对角的滚道沟曲率中心的初始距离 A 为

$$A = (f_i + f_e - 1) D. \quad (2)$$

其中: f_i, f_e 分别为内、外圈沟曲率系数,通常取值范围为 0.51~0.56,其表达式为 $f = \frac{R}{D}$, R 为滚道曲率半径.图 2 中 α_0 为初始接触角.

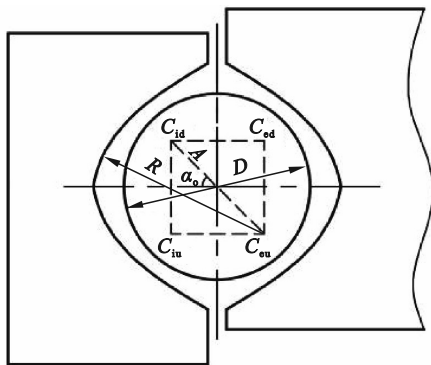


图 2 初始状态下大型轴承几何关系图

Fig. 2 Diagram of slewing bearing geometry in the initial state

在建立接触载荷模型前,假设大型轴承受组合载荷作用,如图 3 所示,即轴向力 F_a , 径向力 F_r 以及倾覆力矩 M . 并在组合载荷下产生轴向位移 δ_a , 径向位移 δ_r 以及角位移 θ . 首先对其中一组接触对进行分析,可得内沟曲率中心与外沟曲率中心的轴向距离与径向距离分别为

$$D_a = A \sin \alpha_0 + \delta_a + R_i \theta \cos \psi, \quad (3)$$

$$D_r = A \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi. \quad (4)$$

其中: ψ 为位置角; R_i 为内圈沟曲率中心的轨迹半径,表达式为

$$R_i = 0.5d_m + (f_i - 0.5)D \cos \alpha_0. \quad (5)$$

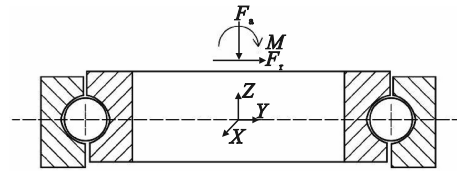


图 3 大型轴承受载示意图

Fig. 3 Diagram of load on the slewing bearing

受外载后接触对 1 中内沟曲率中心与外沟曲率中心的距离为

$$A_{1\psi} = \left[(A \sin \alpha_0 + \delta_a + R_i \theta \cos \psi)^2 + (A \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi)^2 \right]^{1/2}. \quad (6)$$

接触对 2 中内沟曲率中心与外沟曲率中心的距离为

$$A_{2\psi} = \left[(A \sin \alpha_0 - \delta_a - R_i \theta \cos \psi)^2 + (A \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi)^2 \right]^{1/2}. \quad (7)$$

在组合外载荷作用下,不仅内沟曲率中心的位置发生了改变,滚珠与滚道的接触角也会发生相应的变化,两组接触对的工作接触角分别为

$$\sin \alpha_{1\psi} = \frac{A \sin \alpha_0 + \delta_a + R_i \theta \cos \psi}{A_{1\psi}}, \quad (8)$$

$$\sin \alpha_{2\psi} = \frac{A \sin \alpha_0 - \delta_a - R_i \theta \cos \psi}{A_{2\psi}}. \quad (9)$$

根据赫兹接触理论^[15],由接触变形导致的滚珠与滚道之间的接触力为

$$Q = K_n \delta^{1.5}. \quad (10)$$

其中: K_n 为赫兹接触刚度; δ 为变形量.

根据上述推导,可以建立在组合外载荷下大型轴承的接触载荷模型如式(11)所示.利用牛顿迭代法求解该模型,得到轴向位移 δ_a , 径向位移 δ_r 以及角位移 θ 的解,再结合式(10)可以求解得到接触力的值,从而得到接触力的分布情况.

$$\left. \begin{aligned} F_a - \sum_{\psi=0}^{\psi=2\pi} (Q_{1\psi} \sin \alpha_{1\psi} - Q_{2\psi} \sin \alpha_{2\psi}) &= 0, \\ F_r - \sum_{\psi=0}^{\psi=2\pi} (Q_{1\psi} \cos \alpha_{1\psi} - Q_{2\psi} \cos \alpha_{2\psi}) \cos \psi &= 0, \\ M - 0.5d_m \sum_{\psi=0}^{\psi=2\pi} (Q_{1\psi} \sin \alpha_{1\psi} - Q_{2\psi} \sin \alpha_{2\psi}) \cos \psi &= 0. \end{aligned} \right\} (11)$$

大型轴承接触载荷可用经验公式来求解,经验公式为式(12)^[16].将所建立的接触载荷模型与经验公式进行算例对比,对型号为010.40.1000的大型轴承施加500 kN·m的倾覆力矩,两者接触力结果对比如图4所示.

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} + \frac{2F_r \cos \varphi}{Z \cos \alpha_0} + \frac{4M \cos \varphi}{ZD_L \sin \alpha_0}. \quad (12)$$

其中: Q 为滚珠与滚道之间的接触力; φ 为滚珠的位置角,角度的余弦值取绝对值进行计算.

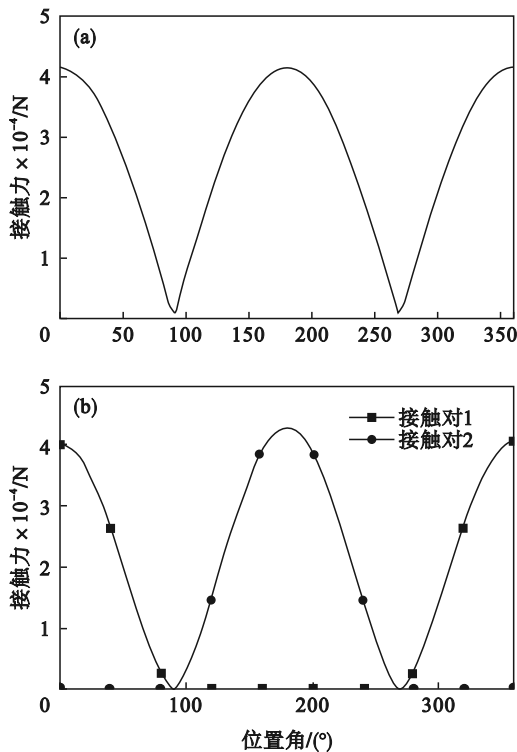


图4 大型轴承接触力分布图

Fig. 4 Contact force distribution diagram of slewing bearing

(a)—经验公式结果;(b)—计算模型结果.

根据图4可得,两者的变化趋势几乎一致,经验公式的最大值为41 595 N,计算模型所得最大值为43 121 N,误差为3.67%,在可接受范围内,验证了计算模型的有效性,并且计算模型得到的结果更清晰地表明了大型轴承内部两组接触对接触力的分布情况.

2 大型轴承疲劳寿命计算方法

大型轴承的疲劳寿命基于L-P理论进行计算,其中对于工作在适当转速下具有刚性支承的球轴承的疲劳寿命(L_{10})计算表达式为

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_{ca}} \right)^3. \quad (13)$$

其中: C_a 为基本额定动载荷; P_{ca} 为当量动载荷.

基本额定动载荷 C_a 表示轴承在运行条件下的承载能力.根据ISO 281给出的轴承疲劳寿命的计算准则,轴承基本额定动载荷的表达式因滚珠直径大小的不同而有所不同.

当 $D \leq 25.4$ mm时:

$$C_a = f_{cm} (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} D^{1.8} \tan \alpha. \quad (14)$$

当 $D > 25.4$ mm时:

$$C_a = 3.647 f_{cm} (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} D^{1.4} \tan \alpha. \quad (15)$$

其中 f_{cm} 为材料系数,其值与接触角 α 和 γ 的值有关,可通过查表^[16]得到, $\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m}$; i 为排数.

当量动载荷 P_{ca} 是一个假定的具有恒定方向和大小的载荷,表示轴承在运行过程中承受负荷的大小,其目的是在轴承疲劳寿命相同的情况下用均匀受力去等效实际受力.ISO 281中有两个关于 P_{ca} 计算的表达式,一个是经验公式,另一个是包含接触力的表达式,如式(16)所示,该公式相较于经验公式能更全面地分析各参数对 P_{ca} 的影响,因此采用式(16)结合所建接触载荷计算模型式(11)来求解 P_{ca} .

$$P_{ca} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^{j=z} Q_j^3 \right)^{1/3} Z \sin \alpha. \quad (16)$$

同时与文献[12]进行对比验证,相同工况下计算所得 $L_{10}=8\ 763\ 600$,与表3文献实验结果进行对比,得到误差为4.50%,说明了ISO 281用于分析大型轴承的疲劳寿命的合理性以及所建计算模型的有效性.

表3 文献[12]中的数据
Table 3 Data in reference[12]

| 参数 | 理论计算值 | 实验值 | FE-SAFE仿真值 |
|----|-----------|-----------|------------|
| 圈数 | 8 821 000 | 8 386 560 | 7 533 600 |
| 误差 | 5.18% | 0% | 10.17% |

3 大型轴承疲劳寿命结果分析

通过确定大型轴承滚珠与滚道之间的几何关系建立其接触载荷模型,在此基础上根据 L-P 理论计算出大型轴承的疲劳寿命.考虑滚珠直径与滚珠个数耦合关系、接触角、沟曲率系数以及滚道中心圆直径对大型轴承疲劳寿命的影响,通过对比不同尺寸下大型轴承的疲劳寿命得出相关尺寸效应的结论.

3.1 滚珠直径与个数对大型轴承疲劳寿命的影响

当滚珠个数不发生改变,在符合轴承设计准则的情况下改变滚珠直径的大小,会改变大型轴承的疲劳寿命,反之亦然.图 5 给出了大型轴承 2,3 额定动载荷与疲劳寿命随滚珠直径的变化曲线.可以看出滚珠直径的增大会增加大型轴承的疲劳寿命,且对于不同型号的大型轴承影响趋势一样.

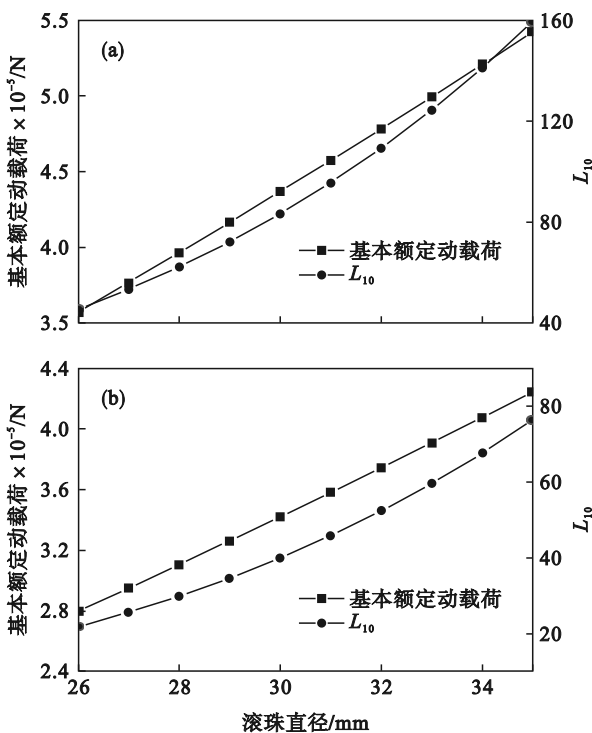


图 5 滚道直径对不同型号大型轴承疲劳寿命的影响
Fig. 5 Effect of ball diameter on the fatigue life of slewing bearings of different sizes
(a)—轴承 2; (b)—轴承 3.

由表 2 可知,轴承 2 与轴承 3 滚珠直径相同,轴承 2 的滚道中心圆直径为轴承 3 的两倍,选轴承 2,3 滚珠直径为 35 mm 时进行对比,两者疲劳寿命的值分别为 84.64, 41.83, 通过数据可知滚珠直径相同,滚道中心圆直径增大,大型轴承的寿

命也相应增加.

只考虑滚珠直径或滚珠个数的变化时,很容易得出无论是滚珠直径的增大还是滚珠个数的增加都会使大型轴承的承载能力增强,疲劳寿命增加.

但对于它们之间耦合关系对轴承疲劳寿命影响的研究却很少,为探究它们之间的耦合关系,根据滚珠直径与个数之间的约束条件式(1),对轴承 1~4 选取滚珠直径与滚珠个数的多组对应值进行结果对比分析.表 4~表 7 为轴承 1~4 所取的 6 组滚珠直径与个数相应的值.

表 4 轴承 1 滚珠直径与个数取值
Table 4 Diameter and ball number of bearing 1

| | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|----|----|
| 组数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 滚珠直径/mm | 38 | 40 | 42 | 44 | 46 | 48 |
| 滚珠个数 | 77 | 74 | 70 | 67 | 64 | 62 |

表 5 轴承 2 滚珠直径与个数取值
Table 5 Diameter and ball number of bearing 2

| | | | | | | |
|---------|-----|----|----|----|----|----|
| 组数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 滚珠直径/mm | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 |
| 滚珠个数 | 100 | 97 | 94 | 91 | 89 | 86 |

表 6 轴承 3 滚珠直径与个数取值
Table 6 Diameter and ball number of bearing 3

| | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|----|----|
| 组数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 滚珠直径/mm | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 |
| 滚珠个数 | 50 | 48 | 47 | 45 | 44 | 43 |

表 7 轴承 4 滚珠直径与个数取值
Table 7 Diameter and ball number of bearing 4

| | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|----|----|
| 组数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 滚珠直径/mm | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| 滚珠个数 | 37 | 35 | 33 | 32 | 31 | 30 |

图 6 为表 4~表 7 数据对应的基本额定动载荷及疲劳寿命结果.从表 4~表 7 可知,随着组数的增加,滚珠直径取值增加而滚珠个数减小.从图 6 中可以看出,随着组数的增加,轴承的疲劳寿命整体呈上升趋势,这也表明滚珠直径对于轴承寿命的影响要大于滚珠个数对轴承寿命的影响.

大型轴承长时间运行过程中滚珠与滚道之间的接触是导致其损伤失效甚至故障的主要原因,所以对于不同尺寸大型轴承尺寸效应的研究,更多考虑的是与滚珠、滚道接触相关的参数,通过分析这些参数来反映大型轴承整体尺寸效应的情况.

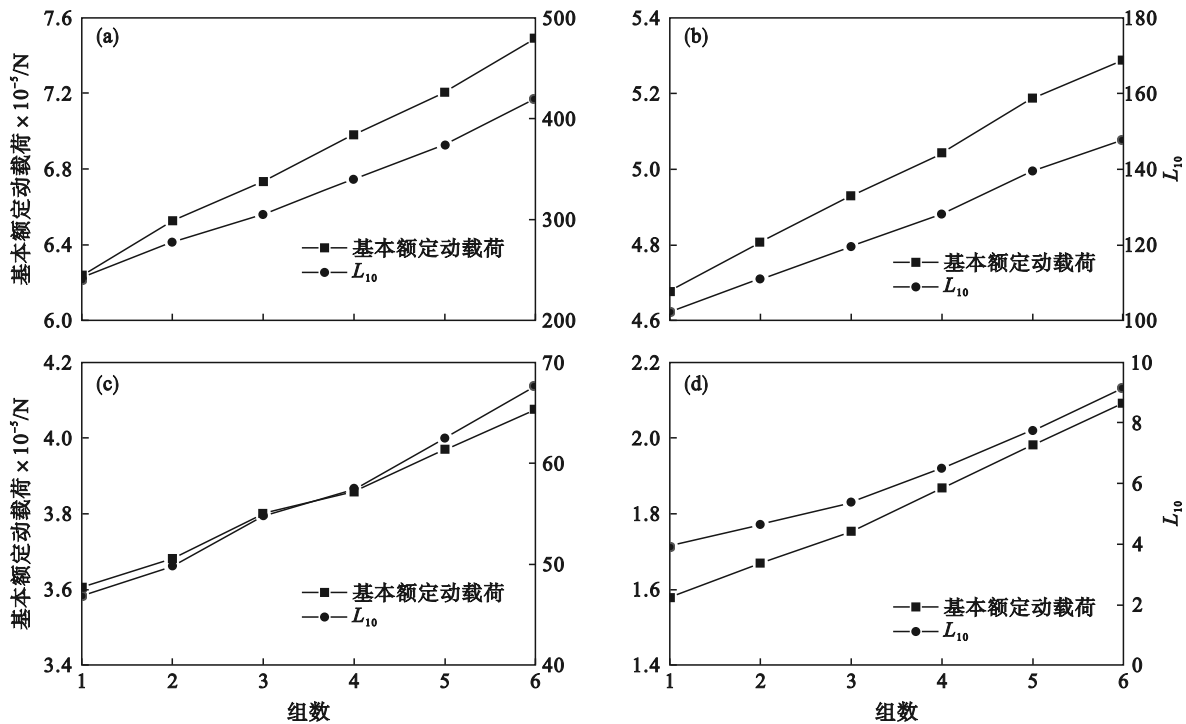


图6 滚珠直径与个数耦合对疲劳寿命的影响

Fig. 6 Effect of coupling the diameter and number of balls on the fatigue life

(a)—轴承1; (b)—轴承2; (c)—轴承3; (d)—轴承4.

轴承 1, 2, 3 第一组的疲劳寿命值分别为 242.54, 102.38, 46.88, 轴承 1 与 2, 轴承 2 与 3 之间的疲劳寿命差值分别为 140.16, 55.50, 后两者相比较前两者疲劳寿命的差值下降了 60.40%. 结合表 2 中这三者的尺寸数据可知, 轴承 2 与轴承 1 的滚道中心圆直径相同, 滚珠直径为其四分之三, 轴承 2 与轴承 3 的滚珠直径相同, 但滚道中心圆直径为其两倍, 对比这三者的数据可以得出, 滚珠直径的增大对于大型轴承疲劳寿命的影响要大于滚道中心圆直径增大对其的影响.

根据表 2 可知, 轴承 1 的滚珠直径为轴承 4 的两倍, 滚道中心圆直径为其 4 倍, 从图中可以看出, 当两者都增加时, 轴承的疲劳寿命有非常明显的增加, 因此同时增大滚珠直径与滚道中心圆直径可以使得提升大型轴承疲劳寿命的效果更加明显.

3.2 接触角对大型轴承疲劳寿命的影响

当接触角发生变化, 大型轴承的疲劳寿命也会随之发生改变. 分析轴承 1 初始接触角从 30° 变化到 60° 时基本额定动载荷以及疲劳寿命的变化, 如图 7 所示.

从图 7 中可以看出, 随着初始接触角增加, 大型轴承的基本额定动载荷增大, 大型轴承的疲劳寿命也相应增加, 但如果接触角过量增大, 滚动体会出现向滚动边缘靠近的情况, 这时将出现椭

圆截断现象, 使得滚道实际受力高于理论计算应力, 造成滚道边缘压溃, 而导致大型轴承失效, 因此应适量增大接触角, 以增加轴承寿命.

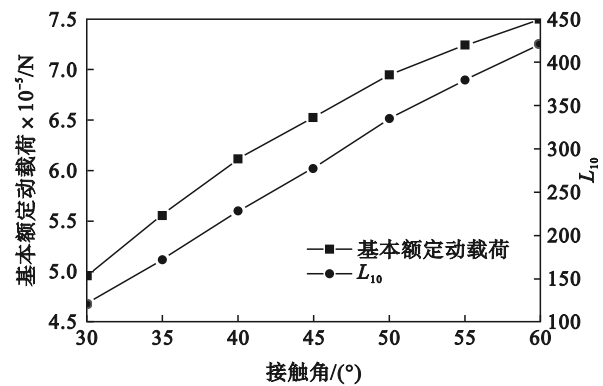


图7 初始接触角对大型轴承疲劳寿命的影响

Fig. 7 Effect of initial contact angle on the fatigue life of slewing bearings

图 8 为接触角变化下不同尺寸大型轴承的疲劳寿命. 从图中可知, 接触角的变化对不同尺寸下的大型轴承疲劳寿命的影响趋势同轴承 1 一致, 都是随着接触角的增大而增加.

由表 2 以及前述可知轴承 1, 2, 3 滚珠直径及滚道中心圆直径的尺寸关系, 对比这三者的数据, 并以接触角 35° 为例, 可知轴承 1 与 2 之间疲劳寿命之差的绝对值为 104.62, 大于轴承 2 与 3 之间的差值 37.26. 其他接触角处也可以得到同样

的结果,说明滚珠直径的增大对大型轴承疲劳寿命的影响要大于滚道中心圆直径的增大,这与前面讨论的结果是一致的.

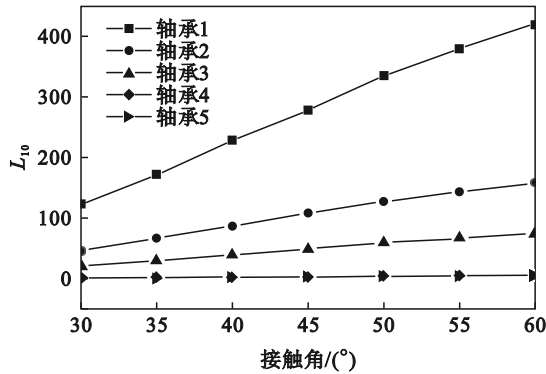


图 8 接触角变化对不同尺寸大型轴承疲劳寿命的影响
Fig. 8 Effect of contact angle change on the fatigue life of slewing bearings with different sizes

同时通过对比轴承 4, 5 也可以看出,滚珠直径不变,改变滚道中心圆直径为原来的五分之四时,整体对疲劳寿命的影响并不显著.接触角 40° 时,轴承 1 与 2, 轴承 2 与 3 之间疲劳寿命的差值分别为 140.70, 47.66. 对比接触角 35° 时的差值,轴承 1 与 2, 轴承 2 与 3 的疲劳寿命差值分别增加了 34.49%, 27.91%, 因此可以得出随着接触角的增大,差值也在逐渐增大. 在其他接触角处亦可得到同样的趋势,说明接触角的增大会增强滚珠直径及滚道中心圆直径变化对大型轴承疲劳寿命的影响.

因此,在选择或设计大型轴承的过程中要延长疲劳寿命,更有效的方式是在合理的范围内增大其滚珠直径并适当增大接触角.

3.3 沟曲率系数对大型轴承疲劳寿命的影响

改变沟曲率系数会使材料系数 f_{cm} 发生改变,进而改变基本额定动载荷的值,从而使得大型轴承的疲劳寿命发生变化. 图 9 为沟曲率系数从 0.51 增加至 0.54 过程中,轴承 1 基本额定动载荷与疲劳寿命的变化曲线.

从图 9 中可以看出,大型轴承基本额定动载荷与疲劳寿命的值都随着沟曲率系数的增大而显著减小,且基本额定动载荷减小的速度要快于疲劳寿命减小的速度. 由此可知,适当减小沟曲率系数可以延长大型轴承的寿命.

图 10 为沟曲率系数变化下不同尺寸大型轴承的疲劳寿命. 从图中可知,沟曲率系数的增大对于不同尺寸轴承的疲劳寿命的影响都呈下降趋势.

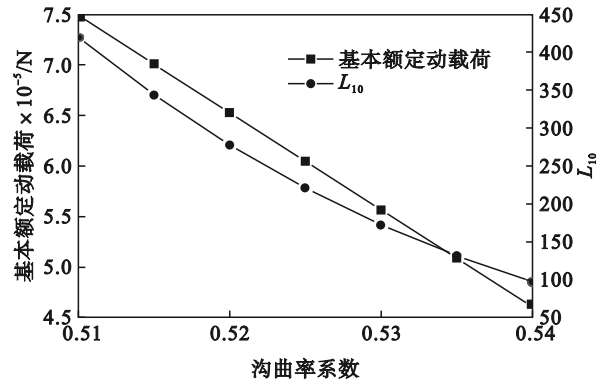


图 9 沟曲率系数对大型轴承疲劳寿命的影响
Fig. 9 Effect of groove curvature coefficient on the fatigue life of slewing bearings

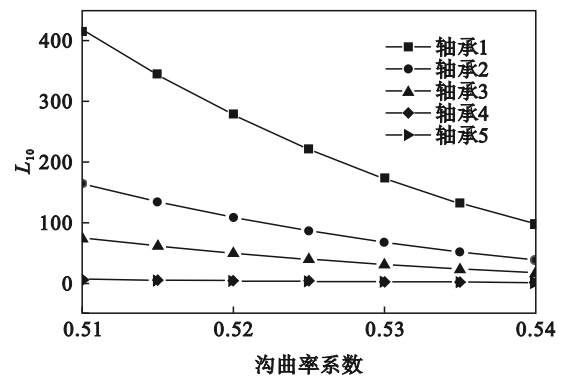


图 10 沟曲率系数对不同尺寸大型轴承疲劳寿命的影响
Fig. 10 Effect of groove curvature coefficient on the fatigue life of slewing bearings with different sizes

根据前述与表 2 可得轴承 1, 2, 3 的尺寸关系,以沟曲率系数为 0.52 为例,从图 10 中可知轴承 1, 2, 3 的疲劳寿命值分别为 277.90, 108.80, 49.81, 对比轴承 1, 2, 3 的数据可以得到,相同沟曲率系数下,轴承 2 与 3 疲劳寿命的差值相较轴承 1 与 2 疲劳寿命的差值下降了 65.12%, 因此通过结合其尺寸关系再次验证,滚珠直径的增大对大型轴承疲劳寿命的影响要大于滚道中心圆直径的增大带来的影响.

通过图中数据可得在沟曲率系数分别为 0.51, 0.52 时,轴承 1 与 2 疲劳寿命之间的差值分别为 254.97, 169.07, 轴承 3 与 4 之间的差值分别为 88.94, 58.98, 可以得出随着沟曲率系数的增大,差值在逐渐减小. 计算其他沟曲率系数处的值进行对比亦可得到此趋势,说明沟曲率系数的增大会削弱滚珠直径以及滚道中心圆直径变化对大型轴承疲劳寿命的影响.

通过对比轴承 4, 5 也可以看出,滚珠直径不变,改变滚道中心圆直径为原来的五分之四时,

轴承的疲劳寿命变化并不显著,且此时沟曲率系数的改变也对寿命的影响不大.

4 结 论

1) 为提高大型轴承的疲劳寿命,在进行大型轴承设计与选用时应考虑适当增大初始接触角,适当减小沟曲率系数.

2) 在滚珠直径与个数耦合方面,滚珠直径的增大对大型轴承疲劳寿命的影响程度大于相对应滚珠个数减小对其的影响程度.

3) 大型轴承在疲劳寿命方面的尺寸效应通过内部的参数体现,通过对比分析 5 种不同型号大型轴承,得出大型轴承滚道直径的变化对其寿命的影响要大于其滚道中心圆直径对其寿命的影响.接触角的增大会增强尺寸效应,而沟曲率系数的增大则会削弱这一效应.

参考文献:

- [1] Kunc R, Preibil I. Numerical determination of carrying capacity of large rolling bearings [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2004, 155/156: 1696-1703.
- [2] 金燕, 刘少军. 基于人工神经网络的航空轴承疲劳可靠性分析 [J]. *东北大学学报 (自然科学版)*, 2018, 39(6): 850-855.
(Jin Yan, Liu Shao-jun. Fatigue reliability analysis of aviation bearings based on ANN [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2018, 39(6): 850-855.)
- [3] Smolnicki T, Rusiński E. Superelement-based modeling of load distribution in large-size slewing bearings [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(4): 459-463.
- [4] Daidié A, Chaib Z, Ghosn A. 3D simplified finite elements analysis of load and contact angle in a slewing ball bearing [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(8): 082601.
- [5] Liu R, Wang H, Pang B T, et al. Load distribution calculation of a four-point-contact slewing bearing and its experimental verification [J]. *Experimental Techniques*, 2018, 42: 243-252.
- [6] Pathuvoth D, Sekhar A S. Static capacity of slewing bearings considering ellipse truncation [J]. *Tribology International*, 2022, 173: 107595.
- [7] Göncz P, Drobne M, Glodež S. Computational model for determination of dynamic load capacity of large three-row roller slewing bearings [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2013, 32: 44-53.
- [8] Lundberg G, Palmgren A. Dynamic capacity of rolling bearings [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1949, 16(2): 165-172.
- [9] Ioannides E, Harris T A. A new fatigue life model for rolling bearings [J]. *Journal of Tribology*, 1985, 107(3): 367-377.
- [10] Glodež S, Flašker J. Computational model for calculation of static capacity and lifetime of large slewing bearing's raceway [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 47: 16-30.
- [11] 黄龙艺, 刘宇祺, 王华, 等. 风电偏航轴承接触力分布与疲劳寿命分析 [J]. *润滑与密封*, 2022, 47(1): 159-166.
(Huang Long-yi, Liu Yu-qi, Wang Hua, et al. Contact force distribution and fatigue life analysis of yaw bearings in wind generator [J]. *Lubrication Engineering*, 2022, 47(1): 159-166.)
- [12] He P Y, Hong R J, Wang H, et al. Fatigue life analysis of slewing bearings in wind turbines [J]. *International Journal of Fatigue*, 2018, 111: 233-242.
- [13] 工业和信息化部/国家能源局. 回转支承: JB/T 2300—2018 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
(Ministry of Industry and Information Technology/ National Energy Administration. Slewing bearing: JB/T 2300—2018 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2018.)
- [14] 张迅雷, 邵凤常, 曹诚梓. 角接触球轴承额定动载荷与刚度双目标函数优化设计 [J]. *轴承*, 1995(7): 2-4.
(Zhang Xun-lei, Shao Feng-chang, Cao Cheng-zi. Angular contact ball bearings are rated for dynamic load with stiffness double objective function optimization design [J]. *Bearing*, 1995(7): 2-4.)
- [15] Harris T A, Kotzalas M N. Essential concepts of bearing technology [M]. Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [16] Harris T, Rumbarger J, Butterfield C. Wind turbine design guideline DG03: yaw and pitch rolling bearing life [R]. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2009.