

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2024.04.005

圆柱滚子轴承滚子对数修形优化研究*

吕海霆¹, 郭玉飞², 魏延刚^{1,3}, 许凯¹, 姚金池¹

(1. 大连科技学院 机械工程学院, 辽宁 大连 116052; 2. 瓦房店轴承集团有限责任公司,
辽宁 瓦房店 116300; 3. 大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028)

摘要: 为了提高轴承的疲劳寿命, 采用 Romax Designer 工程分析软件, 在充分考虑径向游隙和内外圈相对倾斜量(影响轴承寿命的主要因素)对修形效果影响的基础上, 对某大兆瓦风电机组齿轮箱输出轴轴承进行了对数修形优化分析。首先, 对国际标准 ISO/TS 16281 寿命计算方法进行了简要分析; 然后, 对不同径向游隙情况下对数修形的效果进行了分析; 最后, 对不同内外圈相对倾斜量情况下对数修形的效果进行了分析。研究结果表明: 以轴承最大接触应力最小为优化目标和以国际标准 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的轴承对数修形, 其最佳修形量不同, 相应的 ISO/TS 16281 寿命有很大不同; 在该轴承的具体条件下, 以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命长 2.39% ~ 10.63%; 以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比未修形的 ISO/TS 16281 寿命长 111.47% ~ 1054.88%, 建议以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标对轴承进行修形优化设计。该研究结果可为滚子类轴承的优化设计提供参考。

关键词: 圆柱轴承; 对数修形; 接触应力; 疲劳寿命; 径向游隙; 内外圈相对倾斜量; 国际标准 ISO/TS 16281

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2024)04-0604-09

Optimization of roller logarithmic modification for cylindrical roller bearings

LV Haiting¹, GUO Yufei², WEI Yangang^{1,3}, XU Kai¹, YAO Jinchi¹

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Science and Technology, Dalian 116052, China; 2. Wafangdian Bearing Group Co., Ltd., Wafangdian 116300, China; 3. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: In order to improve the fatigue life of bearings, Romax Designer engineering analysis software was used, fully considering the main factors affecting bearing life, such as radial clearance and relative inclination of inner and outer rings, to optimize the logarithmic modification of the output shaft bearing of a large MW wind turbine gearbox. Firstly, a brief analysis was conducted on the international standard ISO/TS 16281 life calculation method. Secondly, the effects of logarithmic modification under different radial clearances were analyzed. Finally, the effects of logarithmic modification under different relative inclinations of the inner and outer rings were analyzed. The research results indicate that, under the specific conditions of bearings, the optimal modification convex metric with the longest service life of ISO/TS 16281 as the optimization objective corresponds to a 2.39% ~ 10.63% longer service life of ISO/TS 16281 compared to the optimal modification convex metric with the minimum maximum contact stress as the optimization objective. Moreover, the optimal modified convex metric with the objective of maximizing the lifespan of ISO/TS 16281 corresponds to a lifespan of 111.47% ~ 1054.88% longer than the unmodified ISO/TS 16281. The optimal amount of logarithmic modification for bearings is different between the optimization objective of minimizing the maximum contact stress of bearings and the optimization objective of International Standard ISO/TS 16281 with the longest service life and the resulting differences of the corresponding ISO/TS 16281 service life are significant. It is recommended to optimize the design of bearings with the

收稿日期: 2023-08-21

基金项目: 辽宁省教育厅科学技术研究项目(LJKQZ20222330); 辽宁省新能源汽车轻量化铸件数字化设计及智能制造重点实验室资助项目(2022JH13/10200058)

作者简介: 吕海霆(1979-), 男, 山东日照人, 硕士, 教授, 主要从事机械传动方面的研究。E-mail: 173128627@qq.com

longest service life of ISO/TS 16281 as the optimization objective. The research results can provide guidance or reference for the optimization design of roller bearings.

Key words: roller bearings; logarithmic modification; contact stress; fatigue life; radial clearance; relative inclination of inner and outer rings; international standard ISO/TS 16281

0 引言

直母线滚子轴承的滚动体与滚道间的早期接触疲劳点蚀常常发生在滚子或滚道上靠近滚子端部的区域,这是因为直母线滚子轴承在受载后,其滚动体两端不可避免地存在边界应力集中,即所谓的“边缘效应”。“边缘效应”的产生使滚子和滚道上靠近滚子端部区域的应力大大超过滚子中部的应力值,使轴承的疲劳寿命大大降低。

为了克服这种“边缘效应”,国外学者 LUNDBERG G 等人^[1-7]进行了大量的理论分析和实验研究。早在 19 世纪 30 年代末,LUNDBERG G 就提出了母线修形的基本理论。至 20 世纪 60 年代,SKF 轴承公司进一步发展了滚子轴承的修形技术。

国内开始研究滚子轴承的修形理论和技术大约是在 1992 年前后^[8-12]。马家驹^[8]最先开展了滚子凸度设计研究,代风云^[9]介绍了国外提高圆柱滚子轴承寿命的途径。随后,陈晓阳等人^[10-12]也进行了对数型滚子凸度量和寿命关系的研究。在 2000 年之后,国内各大骨干轴承企业开始陆续引进了进口的滚子轴承超精研设备,工程技术人员和学者也发表了不少关于滚子类轴承修形理论和技术的论文^[13-21]。例如,魏延刚等人^[13-16,20-21]应用有限元法对偏载时滚子的非对称修形、圆柱滚子和圆锥滚子的对称修形和非对称修形等滚子类轴承相关修形理论和技术开展了研究。王彦伟等人^[17-19]也先后对圆锥滚子轴承的修形进行了研究。

可以说,目前我国轴承行业已经充分掌握了滚子类轴承的修形理论和技术,修形理论与技术都非常成熟;对数修形效果最佳,已成为滚动轴承界的共识。然而,关于滚子类轴承修形的优化设计还需要深入研究。以前由于计算手段的局限,滚子类轴承修形往往是以轴承的最大接触应力最小为优化目标,其理论根据为 LUNDBERG G^[1]提出的轴承寿命与应力的 7 次方成反比。随着“切片法”基本思想的出现,《滚动轴承常规载荷条件下轴承修正参考额定寿命计算方法:发展草案 ISO/TS 16281:2008》,即 Rolling Bearings-Methods for Calculating the Modified Reference Rating Life for Universally Loaded Bearings: Draft for Development DD ISO/TS 16281:2008^[22]给出的轴承修正参考额定寿命

计算推荐方法采用了“切片法”的基本思想,引入了切片模型来计算任意滚子的任意切片的弹性变形,这样就使得滚子类轴承疲劳寿命的计算包括了母线类型的影响因素。也就是说,滚子与套圈接触的母线类型对疲劳寿命的影响可直接计算,从而使得滚子类轴承的修形可以以轴承的疲劳寿命最长为优化目标进行优化设计。

虽然,轴承的最大接触应力越小,轴承的疲劳寿命越长;但是以轴承的最大接触应力最小为优化目标和以轴承的疲劳寿命最长为优化目标所求得的最佳修形量是否相同,这还需要进一步研究。为此,笔者拟采用 Romax Designer 工程分析软件,根据 ISO/TS 16281:2008 的计算方法,对某大兆瓦风电机组齿轮箱输出轴圆柱滚子轴承的对数修形优化进行较深入的研究。

笔者应用 Romax Designer 工程分析软件分析多个工况,即多组轴承工作径向游隙情况下,多组内外圈相对倾斜量情况下,以及不同修形量时的轴承载荷分布、接触应力、滚动体修形效果和疲劳寿命;累计计算 60 多个方案。在此,为了节省篇幅,仅给出额定载荷工况下的几组典型计算结果来探讨不同径向游隙、不同内外圈相对倾斜量情况下滚子的修形效果,并比较以轴承的最大接触应力最小为优化目标和以轴承的疲劳寿命最长为优化目标所求得的最佳修形量,为滚子类轴承的修形优化设计提供参考。

1 DD ISO/TS 16281:2008 圆柱滚子轴承修正参考额定寿命简析

文献[22]的引言如下:

“自 1990 年发布 ISO 281 以来,已经获得了关于来污染、润滑、安装内部应力、硬化应力、材料疲劳载荷极限等对轴承寿命的影响的更多知识。因此,现在可以在寿命计算中更全面地考虑影响轴承寿命的因素。

ISO 281:2007 提供了一种方法,在计算轴承的修正额定寿命时,以一致的方式将这一新知识付诸实践。然而,ISO 281:2007 中给出的计算方法不能考虑倾斜或错位对轴承寿命的影响,以及运行期间轴承游隙对寿命的影响。本技术规范描述了一种先进的计算方法,该方法还可以考虑这些影响,从而为估算污染和其

他因素的影响提供最准确的支持。”

也就是说,ISO/TS 16281:2008 不仅考虑了国际标准滚动轴承—额定动载荷和额定寿命 ISO 281:2007,即 Rolling Bearings-Dynamic Load Ratings and Rating Life;International Standard ISO 281:2007(E)^[23]中涵盖的各因素,还考虑了轴承套圈相对偏斜、轴承工作游隙和其他影响轴承内部载荷分布的因素等。另外,文献[22]的特点还在于更为准确地计算了轴承内部载荷分布情况,特别是对滚子类轴承,引入了切片模型来计算任意滚子的任意切片弹性变形。

圆柱滚子轴承修正参考额定寿命的计算公式如下^[22]:

$$L_{nmr} = a_1 \left\{ \sum_{k=1}^{n_s} \left[a_{ISO} \left(\frac{e_c C_{ur}}{P_{ks}}, \kappa \right) \right]^{-9/8} \left[\left(\frac{q_{kci}}{q_{kei}} \right)^{-9/2} + \left(\frac{q_{kce}}{q_{kee}} \right)^{-9/2} \right] \right\}^{-8/9} \quad (1)$$

式中: P_{ks} 为轴承层 k 的当量动载荷; L_{nmr} 为轴承修正参考额定寿命; a_1 为可靠性寿命修正系数; e_c 为润滑剂污染系数; κ 为黏度比; q_{kci}, q_{kce} 为内圈和外圈轴承层的基本额定动载荷; q_{kei}, q_{kee} 为内圈和外圈的 k 层切片上的当量动载荷; C_{ur} 为疲劳载荷极限; a_{ISO} 为寿命修正系数。

P_{ks} 表达式如下^[22]:

$$P_{ks} = 0.323Z(\cos\alpha) n_s \left\{ \left[Q_{kei}^{9/2} + \left(1.038 \frac{Q_{ci}}{Q_{ce}} \right)^{9/2} Q_{kee}^{9/2} \right] / \left[1 + \left(1.038 \frac{Q_{ci}}{Q_{ce}} \right)^{9/2} \right] \right\}^{2/9} \quad (2)$$

式中: Q_{ci}, Q_{ce} 为内圈和外圈的基本额定动态载荷,分别由 q_{kci}, q_{kce} 求和而得; Q_{ei}, Q_{ee} 为内圈和外圈滚道当量动载荷,分别由 q_{kei} 和 q_{kee} 求和而得。

其中:各参数的物理意义可参见文献[22]和文献[23]。通过对文献[22]和文献[23]的分析可知,ISO/TS 16281:2008 给出圆柱滚子轴承修正参考额定寿命 L_{nmr} 是可靠性寿命修正系数 a_1 的线性函数;是润滑剂污染系数 e_c 和黏度比 κ 、内圈和外圈轴承层的基本额定动载荷 q_{kci} 和 q_{kce} (或者内圈和外圈的基本额定动态载荷 Q_{ci} 和 Q_{ce})、内圈和外圈的 k 层切片上的当量动载荷 q_{kei} 和 q_{kee} (或者内圈滚道当量动载荷 Q_{ei} 和外圈滚道当量动载荷 Q_{ee})、轴承层 k 的当量动载荷 P_{ks} 、疲劳载荷极限 C_{ur} 和寿命修正系数 a_{ISO} 的非线性复杂函数。而且 $a_1, \kappa, e_c, q_{kci}$ 和 q_{kce} 以及 C_{ur} 和 a_{ISO} 越大; P_{ks}, q_{kei} 和 q_{kee} 越小;则修正参考额定寿命 L_{nmr} 越长。

此外,轴承径向游隙、内外圈相对倾斜(或者说错

位)和滚动元件修形通过内圈和外圈的 k 层切片上的当量动载荷 q_{kci} 和 q_{kce} (或者内圈滚道当量动载荷 Q_{ei} 和外圈 Q_{ee} 滚道当量动载荷)、轴承层 k 的当量动载荷 P_{ks}, C_{ur} 和寿命修正系数 a_{ISO} 影响修正参考额定寿命 L_{nmr} 。

2 不同径向游隙情况下对数修形

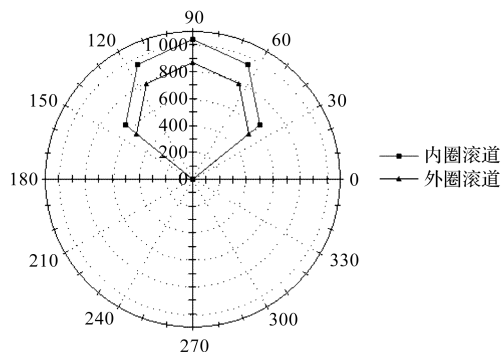
此处以某大兆瓦风电机组齿轮箱高速输出轴轴承为例。该轴承为圆柱滚子轴承,其基本代号为 NU2332,基本参数为:轴承内径 160 mm,轴承外径 340 mm,轴承宽度 114 mm,滚子数目 14,滚子直径 40 mm,滚子长度 65 mm,内圈滚道直径 228 mm,外圈滚道直径 308 mm。

所研究的轴承滚动体和内、外圈的弹性模量取 205 GPa,泊松比取 0.3,热膨胀系数取 $12 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ 。

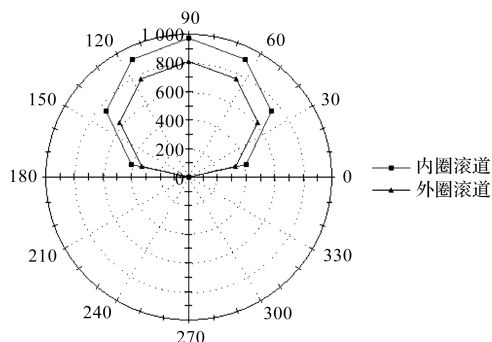
首先,笔者介绍轴承径向载荷为额定载荷 65 kN,滚子和内、外圈的接触轮廓均为直母线(即滚子和内、外圈滚道均未修形),轴承内圈相对外圈倾斜量 γ 为 0.175 6 mrad,轴承工作时的径向游隙 s 分别为 0.027 4 mm、0 mm 和 -0.027 4 mm 时,轴承载荷分布、接触应力和 ISO/TS 16281 的寿命情况。

在载荷一定的情况下,由于滚动轴承的内部载荷分布主要取决于轴承的径向游隙,而轴承内外圈相对倾斜和对数修形虽然对轴承承载的滚子数目影响不大,但是影响其接触应力的分布;同时,计算结果也表明,在所设定的轴承内外圈相对倾斜量情况下,无论是否修形,在 65 kN 的径向载荷作用下,轴承工作径向游隙 s 为 0.027 4 mm、0 mm 和 -0.027 4 mm 时,参预承载的滚子数目分别为 5、7 和 14。因此,在不同内外圈相对倾斜量情况下,无论是否修形,轴承的滚子与套圈滚道接触力分布图和最大接触应力图都相似,只是具体数值不同^[24];而 Romax Designer 采用沿套圈滚道周向分布图(也称雷达图)来表达滚道接触力分布和最大接触应力分布。

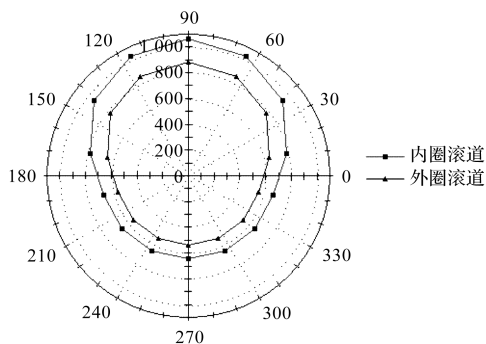
套圈滚道最大接触应力分布图如图 1 所示。



(a) $\gamma=0.175 6 \text{ mrad}, s=0.027 4 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$



(b) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=0 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$

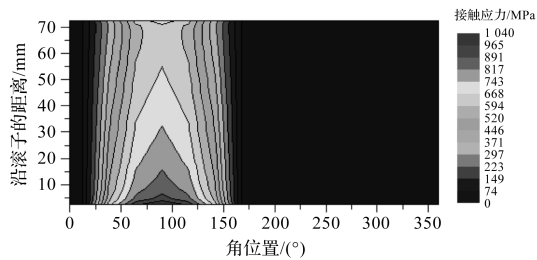


(c) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=-0.0274 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$

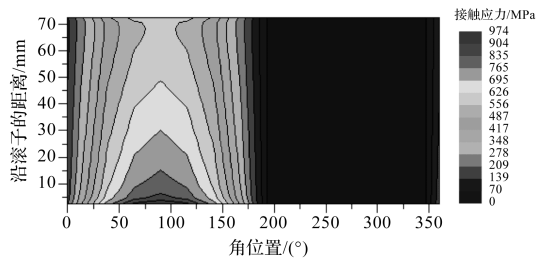
图 1 沿周向接触应力分布图

Fig. 1 Distribution of circumferential contact stress

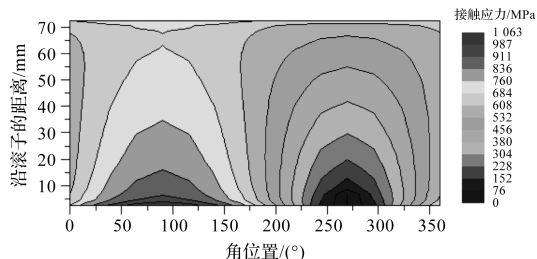
滚子与内圈滚道间接触应力云图如图 2 所示。



(a) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=0.0274 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$



(b) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=0 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$



(c) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=-0.0274 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$

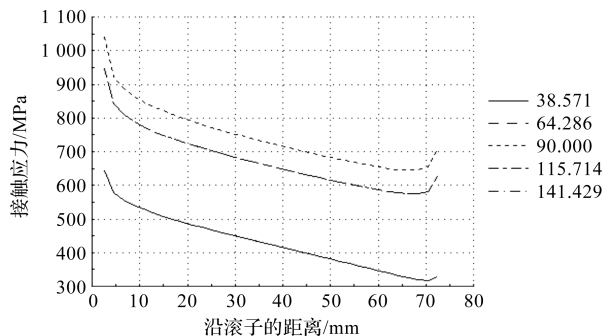
图 2 滚子与内圈滚道间接触应力云图

Fig. 2 Contact stress contour between roller and inner ring raceway

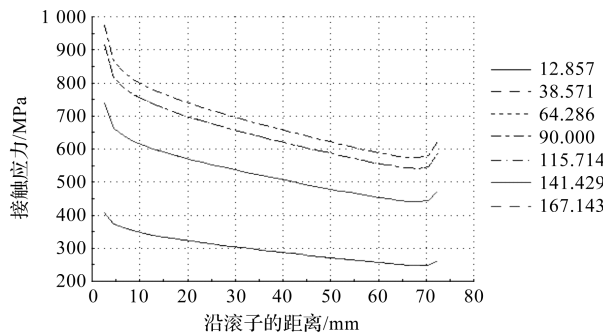
然而,滚子与套圈滚道接触应力沿滚子轴向和沿套圈滚道周向的分布,以及滚子与套圈滚道最大接触应力沿滚子母线的分布,不仅与轴承工作径向游隙有关,而且还与内外圈相对倾斜量和修形量相关。

图 2 中, Romax Designer 用在滚子轴向和滚子位置角构成的平面上的接触应力云图表达接触应力沿子轴向和套圈滚道周向的分布。

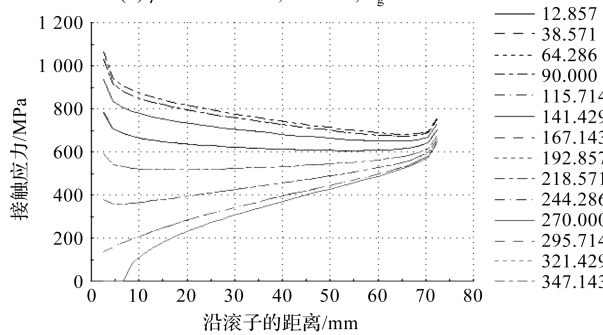
滚子与内圈滚道接触应力沿滚子接触母线分布曲线如图 3 所示。



(a) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=0.0274 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$



(b) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=0 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$



(c) $\gamma=0.1756 \text{ mrad}, s=-0.0274 \text{ mm}, L_g=0 \text{ mm}$

图 3 滚子与内圈滚道接触应力沿滚子接触母线分布曲线

Fig. 3 Distribution curve of contact stress between roller and inner race raceway along the roller contact busbar

由于滚子与内圈滚道间的最大接触应力大于滚子与外圈滚道间的最大接触应力,因此,在此仅给出未修形时滚子与内圈滚道间的触应力云图(见图 2)和最大接触应力沿滚子母线分布曲线图(见图 3)。

对数修形影响滚子与滚道接触应力沿滚子轴向和

沿滚道周向的分布和滚子与滚道最大接触应力沿滚子母线的分布,而滚子与滚道最大接触应力沿滚子母线分布曲线图更能形象地反映修形效果。

为节省篇幅,笔者在此仅给出一组修形滚子与内圈滚道间最大接触应力沿滚子母线的分布曲线图,如图 4 所示。

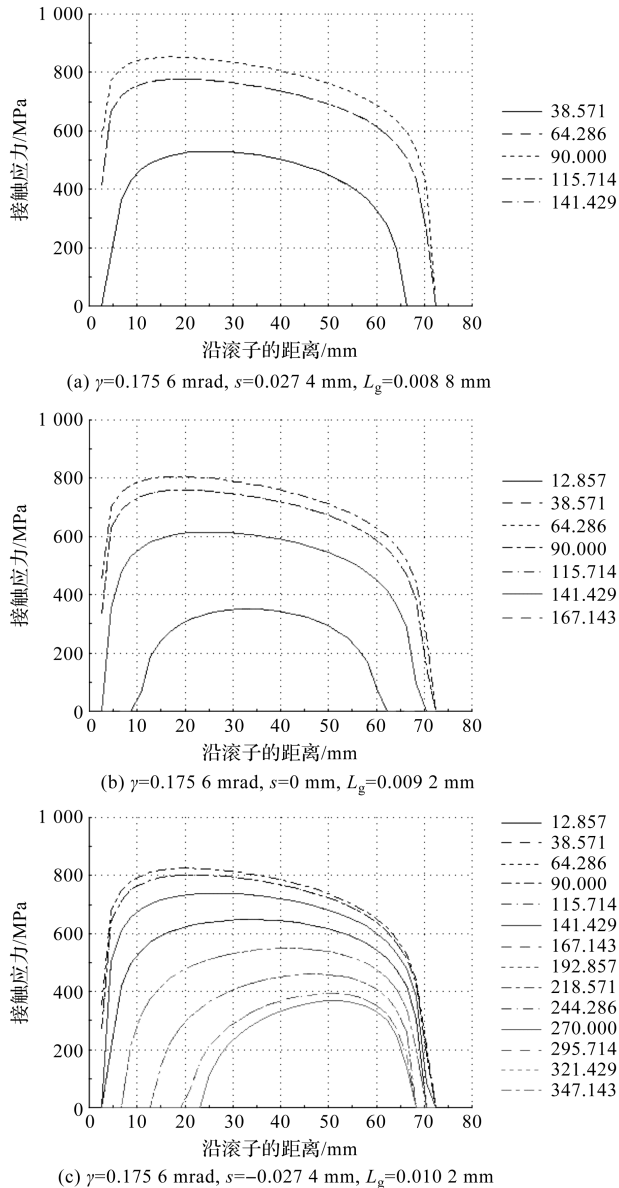


图 4 滚子与内圈滚道接触应力沿滚子接触母线分布曲线图

Fig. 4 Distribution curve of contact stress between roller and inner race raceway along the roller contact busbar

图 1、图 2 和图 3 分别是未修形 (修形量 $l_g = 0$ mm) 时的滚子与套圈滚道最大接触应力沿套圈滚道周向分布图、沿子轴向和套圈滚道周向分布的接触应力云图和滚子与内圈滚道间最大接触应力沿滚子母线分布曲线图。

图 4 是轴承工作径向游隙 s 为 0.027 4 mm、0 mm

和 -0.027 4 mm 时,所对应的以轴承的 ISO/TS 16281 疲劳寿命最长为优化目标,最优修形量时的最大接触应力沿滚子母线分布曲线图。

观察图 3 和图 4 中的每条曲线对应相应位置角处滚子的接触应力沿滚子接触母线的分布曲线可知:由于内圈相对外圈倾斜,使得接触应力沿滚子母线从一端到另一端由大变小,曲线是倾斜的;

此外,对比图 3 和图 4 可知:未修形的滚子两端的接触应力都存在明显的“边缘效应”,即滚子边缘处的应力集中导致滚子边缘的应力突然增加;优化修形消除了滚子两端接触应力的“边缘效应”,最大接触应力大大降低。

不同对凸度量对应的寿命及相关参数 (内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 0.027 4 mm) 如表 1 所示。

表 1 中,倒数第二行为以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的各参数与未修形时对应的各参数的相对差百分比;最后一行为以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的各参数与以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量对应的各参数的相对差百分比。

另外需要说明的是,除了内外圈相对倾量,随着修形量的增加而单调增加外,其他的量都不是单调变化,要么由大变小再由小变大,要么由小变大再由大变小。但是这些量在某个修形量的范围内可能表现为单调增加或单调减少。

此外,由上节 ISO/TS 16281:2008 圆柱滚子轴承修正参考额定寿命简析的分析可知:寿命修正系数 a_{ISO} 和疲劳载荷极限 C_w 越大,内圈滚道当量动载荷 Q_{ei} 和外圈滚道当量动载荷 Q_{ee} 越小,ISO/TS 16281:2008 寿命 L_{nmi} 越长。

还需要进行说明的是,内圈滚道当量动载荷 Q_{ei} 和外圈滚道当量动载荷 Q_{ee} 分别是由轴承内圈和外圈 k 层 (切片) 上的当量动载荷 q_{kei} 和 q_{kee} 求和的结果,Romax Designer 分析软件提供的计算结果没有 q_{kei} 和 q_{kee} ,而是给出内圈滚道当量动载荷 Q_{ei} 和外圈滚道当量动载荷 Q_{ee} ,所以表 1 中给出了 Q_{ei} 和 Q_{ee} 。

不同对凸度量对应的寿命及相关参数 (内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 0 mm) 如表 2 所示。

不同对凸度量对应的寿命及相关参数 (内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 -0.027 4 mm) 如表 3 所示。

表 1 不同对凸度量对应的寿命及相关参数(内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 0.027 4 mm)

Table 1 Lifespan and related parameters corresponding to different convex metrics (Relative inclination of inner and outer rings 0.175 6 mrad, radial clearance 0.027 4 mm)

序号	凸度量 L_g/mm	寿命 L_{nmr}/hrs	内外圈相对 倾斜量 $\gamma/mrad$	最大接触力 Q_{ni}/N	最大接触 应力 C_{pmaxi}/MPa	疲劳极限 载荷 C_{wr}/N	寿命修正 系数 a_{ISO}	内圈滚道当 量动载荷 Q_{ei}/N	外圈滚道当 量动载荷 Q_{ee}/N
1	0	12 829 000	0.175 59	22 707.30	1 039.61	164 100	8.498	15 754.9	16 684.1
2	0.004 4	42 870 000	0.175 95	23 026.10	854.87	194 370	23.589	15 054.4	15 805.3
3	0.006 1	48 504 000	0.176 16	23 104.90	847.66	206 370	27.73	15 199.4	15 953.9
4	0.007 9	52 393 000	0.176 39	23 150.5	850.20	219 570	31.804	15 428.5	16 198.8
5	0.008 8	53 658 000	0.176 55	23 153.2	852.85	226 130	33.676	15 557.2	16 338.9
6	0.010 6	51 865 000	0.176 92	23 191.8	860.61	234 530	35.067	15 848.9	16 651.6
	(L5-L1)/L1	318.26%	0.55%	1.96%	-17.96%	37.80%	296.28%	-1.25%	-2.07%
	(L5-L3)/L3	10.63%	0.22%	0.21%	0.61%	9.58%	21.44%	2.35%	2.41%

表 2 不同对凸度量对应的寿命及相关参数(内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 0 mm)

Table 2 Lifespan and related parameters corresponding to different convex metrics (Relative inclination of inner and outer rings 0.175 6 mrad, radial clearance 0 mm)

序号	凸度量 L_g/mm	寿命 L_{nmr} /hrs	内外圈相对 倾斜量 $\gamma/mrad$	最大接触力 Q_{ni}/N	最大接触 应力 C_{pmaxi}/MPa	疲劳极限 载荷 C_{wr}/N	寿命修正 系数 a_{ISO}	内圈滚道当 量动载荷 Q_{ei}/N	外圈滚道当 量动载荷 Q_{ee}/N
1	0	21 024 000	0.175 38	19 247.4	973.61	164 100	9.921	14 482.9	15 248.8
2	0.003 2	64 659 000	0.175 62	19 627.5	819.76	186 520	25.249	13 825.1	14 435.9
3	0.005 3	79 323 000	0.175 80	19 794.2	796.46	200 910	32.141	13 954.4	14 559.6
4	0.007 0	84 962 000	0.176 02	19 901.1	797.76	213 120	36.627	14 172	14 790.1
5	0.008 4	86 734 000	0.176 33	19 976.2	802.50	223 080	39.741	14 388.7	15 025.4
6	0.009 2	87 029 000	0.176 50	20 013.2	805.83	228 530	41.295	14 514.6	15 161.3
7	0.009 8	86 869 000	0.176 63	20 042.4	809.20	233 510	42.57	14 632.2	15 283
	(L6-L1)/L1	313.95%	0.64%	3.98%	-17.23%	39.26%	316.24%	0.22%	-0.57%
	(L6-L3)/L3	9.71%	0.40%	1.11%	1.18%	13.75%	28.48%	4.01%	4.13%

表 3 不同对凸度量对应的寿命及相关参数(内外圈相对倾斜 0.175 6 mrad,工作径向游隙 -0.027 4 mm)

Table 3 Lifespan and related parameters corresponding to different convex metrics (Relative inclination of inner and outer rings 0.175 6 mrad, radial clearance -0.027 4 mm)

序号	凸度量 L_g/mm	寿命 L_{nmr} /hrs	内外圈相对 倾斜量 $\gamma/mrad$	最大接触力 Q_{ni}/N	最大接触 应力 C_{pmaxi}/MPa	疲劳极限 载荷 C_{wr}/N	寿命修正 系数 a_{ISO}	内圈滚道当 量动载荷 Q_{ei}/N	外圈滚道当 量动载荷 Q_{ee}/N
1	0	3 862 300	0.167 44	24 377.1	1 063.41	164 100	6.212	19 714	20 386
2	0.005 3	19 984 000	0.170 41	22 210.5	832.26	200 910	18.932	17 280.6	17 760
3	0.007 0	24 610 000	0.171 32	21 720.4	824.62	213 120	22.51	17 129	17 608.5
4	0.008 8	29 509 000	0.172 35	21 260.8	822.54	226 130	26.506	17 049.5	17 548.9
5	0.010 6	31 917 000	0.173 41	20 880.7	824.97	234 530	28.738	17 058.4	17 572.4
6	0.014 3	27 264 000	0.175 11	20 220.8	831.91	227 290	24.756	17 093.2	17 621.3
	(L5-L1)/L1	726.37%	3.57%	-14.34%	-22.42%	42.92%	362.62%	-13.47%	-13.80%
	(L5-L4)/L4	8.16%	0.62%	-1.79%	0.30%	3.71%	8.42%	0.05%	0.13%

由表 1、表 2 和表 3 可见:以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量 L_g 分别为 0.008 8 mm、0.009 2 mm 和 0.010 6 mm,以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量 L_g 分别为 0.006 1 mm、0.005 3 mm 和 0.008 8 mm。

与未修形的寿命相比,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的寿命分别长

318.26%、313.95% 和 726.37%;对应的最大接触应力比未修形的分别小 17.96%、17.23% 和 22.42%。

以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命分别长 10.63%、9.71% 和 8.16%;而以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度

量对应的最大接触应力比以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量对应的最大接触应力分别仅大 0.61%、1.18% 和 0.30%。

由此可见,在不同的径向游隙下,以轴承的疲劳寿命最长为优化目标和以轴承的最大接触应力最小为优化目标所求得的最佳修形量都不同。虽然,相应的最大接触应力相差都很小,但是相应的疲劳寿命相差都较大。

因此,对数修形时应当以轴承的 ISO/TS 16281 疲劳寿命最长为优化目标。

表 4 不同对凸度量对应的寿命及相关参数(工作径向游隙 0.027 4 mm,内外圈相对倾斜 0.041 8 mrad)

Table 4 Lifespan and related parameters corresponding to different convex metrics (Radial clearance 0.027 4 mm, relative inclination of inner and outer rings 0.041 8 mrad)

序号	凸度量 L_g/mm	寿命 L_{nmr} /hrs	内外圈相对 倾斜量 γ/mrad	最大接触 力 Q_{ni}/N	最大接触 应力 C_{pmaxi}/MPa	疲劳极限 载荷 C_w/N	寿命修正 系数 a_{ISO}	内圈滚道当 量动载荷 Q_{ei}/N	外圈滚道当 量动载荷 Q_{ee}/N
1	0	37 091 000	0.041 834	22 702.9	924.33	164 100	16.545	14 285.4	14 992
2	0.002 3	71 396 000	0.041 843	22 890.3	808.97	180 260	29.319	13 998.6	14 633.1
3	0.003 2	76 606 000	0.041 845	22 957.6	778.05	186 520	32.008	14 059.1	14 697.6
4	0.004 4	78 438 000	0.041 857	23 035.4	782.20	194 370	34.198	14 208.6	14 863.4
5	0.005 3	78 322 000	0.041 879	23 085.6	789.22	200 910	35.709	14 367.3	15 039.9
6	0.006 1	77 620 000	0.041 881	23 117.6	795.66	206 370	36.852	14 512.8	15 200.5
	(I4-L1)/L1	111.47%	0.05%	1.46%	-15.38%	18.45%	106.70%	-0.54%	-0.86%
	(I4-L3)/L3	2.39%	0.03%	0.34%	0.53%	4.21%	6.84%	1.06%	1.13%

不同对凸度量对应的寿命及相关参数(工作径向游隙 0.027 4 mm,内外圈相对倾斜 0.534 6 mrad)如表 5 所示。

表 5 不同对凸度量对应的寿命及相关参数(工作径向游隙 0.027 4 mm,内外圈相对倾斜 0.534 6 mrad)

Table 5 Lifespan and related parameters corresponding to different convex metrics (Radial clearance 0.027 4 mm, relative inclination of inner and outer rings 0.534 6 mrad)

序号	凸度量 L_g/mm	寿命 L_{nmr} /hrs	内外圈相对 倾斜量 γ/mrad	最大接触 力 Q_{ni}/N	最大接触 应力 C_{pmaxi}/MPa	疲劳极限 载荷 C_w/N	寿命修正 系数 a_{ISO}	内圈滚道当 量动载荷 Q_{ei}/N	外圈滚道当 量动载荷 Q_{ee}/N
1	0	1 045 300	0.534 64	22 468.6	1 304.88	164 100	2.995	22 677.7	24 443.9
2	0.007 0	7 835 900	0.541 12	22 794.5	1 031.77	213 120	11.418	19 189.2	20 301.3
3	0.008 8	10 309 000	0.542 75	22 871.1	1 009.57	226 130	14.222	18 930.8	20 004
4	0.010 6	12 072 000	0.544 34	22 940.9	997.79	234 530	16.248	18 815.1	19 876.7
5	0.014 3	11 469 000	0.547 20	23 025.8	987.23	227 290	15.45	18 819.8	19 873
6	0.021 7	8 938 900	0.552 41	23 074.8	987.86	212 950	12.764	19 099.2	20 134.9
7	0.032 0	5 618 700	0.557 22	23 135.1	1 005.12	194 620	9.268	19 800.8	20 872.5
	(I4-L1)/L1	1054.88%	1.81%	2.10%	-23.53%	42.92%	442.50%	-17.03%	-18.68%
	(I4-L5)/L5	5.26%	-0.52%	-0.37%	1.07%	3.19%	5.17%	-0.02%	0.02%

由表 4、表 2 和表 5 可见,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量 L_g 分别为 0.004 4 mm、0.008 8 mm 和 0.010 6 mm,以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量 L_g 分别为 0.003 2 mm、0.006 1 mm 和 0.014 3 mm。

以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的寿命比未修形的寿命分别长

3 不同内外圈相对倾斜情况下对数修形

为了研究内外圈相对倾斜对轴承寿命和修形效果的影响,笔者在此分析轴承工作径向游隙 s 为 0.027 4 mm,轴承内外圈相对倾斜量分别为 0.041 8 mrad、0.175 6 mrad 和 0.534 6 mrad 时,几组修形凸度量所对应的 ISO/TS 16281 寿命以及与寿命相关的主要参数。

不同对凸度量对应的寿命及相关参数(工作径向游隙 0.027 4 mm,内外圈相对倾斜 0.041 8 mrad)如表 4 所示。

111.47%、318.26% 和 1 054.88%;对应的最大接触应力比未修形的分别小 15.38%、17.96% 和 23.53%。

以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命分别长 2.39%、10.63% 和 5.26%;而以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最优修形凸度

量对应的最大接触应力比以最大接触应力最小为优化目标的最优修形凸度量对应的最大接触应力分别仅大0.53%、0.61%和1.07%。

由此可见,在轴承内外圈相对倾斜量不同的情况下,以轴承的疲劳寿命最长为优化目标和以轴承的最大接触应力最小为优化目标所求得的最佳修形量都不同。虽然,相应的最大接触应力相差都很小,但是相应的疲劳寿命相差都较大。

因此,对数修形时应当以轴承的 ISO/TS 16281 疲劳寿命最长为优化目标。

4 结束语

笔者采用 Romax Designer 工程分析软件,对某大兆瓦风电机组齿轮箱输出轴轴承在不同径向游隙、不同内外圈相对倾斜量情况下,不同滚子对数修形凸度量时的轴承载荷分布、最大接触应力、轴承疲劳寿命以及与寿命相关的性能参数进行了大量的计算,并对最佳对数修形凸度量进行了分析,从中得到如下结论:

1)在不同的径向游隙下,以轴承疲劳寿命最长为优化目标和以轴承最大接触应力最小为优化目标所求得的最佳修形量都不同,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命长很多,而以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力稍微大一点点。

在笔者所研究轴承的具体条件下,内外圈相对倾斜0.175 6 mrad,轴承工作径向游隙分别为0.027 4 mm、0 mm和-0.027 4 mm时,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命分别长10.63%、9.71%和8.16%;而以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力分别仅增加0.61%、1.18%和0.30%;

2)在不同的轴承内外圈相对倾斜量下,对数修形效果与在不同的径向游隙下的相似。在笔者所研究轴承的具体条件下,轴承工作径向游隙为0.027 4 mm,轴承内外圈相对倾斜量分别为0.041 8 mrad、0.175 6 mrad和0.534 6 mrad时,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度

量对应的 ISO/TS 16281 寿命分别长2.39%、10.63%和5.26%;而以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力比以最大接触应力最小为优化目标的最佳修形凸度量对应的最大接触应力分别仅增加0.53%、0.61%和1.07%;

3)滚子类轴承对数修形时应当以轴承的 ISO/TS 16281 疲劳寿命最长为优化目标。

在笔者所研究轴承的具体条件下,内外圈相对倾斜0.175 6 mrad,轴承工作径向游隙分别为0.027 4 mm、0 mm和-0.027 4 mm时,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比未修形的 ISO/TS 16281 寿命分别长318.26%、313.95%和726.37%;轴承工作径向游隙为0.027 4 mm,轴承内外圈相对倾斜量分别为0.041 8 mrad、0.175 6 mrad和0.534 6 mrad时,以 ISO/TS 16281 寿命最长为优化目标的最佳修形凸度量对应的 ISO/TS 16281 寿命比未修形的 ISO/TS 16281 寿命分别长111.47%、318.26%和1054.88%;

4)计算圆柱滚子轴承的疲劳寿命时一定要考虑径向游隙、轴承内外圈相对倾斜和轴承修形的综合影响;对轴承进行修形优化时,也应当考虑径向游隙、轴承内外圈相对倾斜对修形效果的影响。

笔者目前的研究结果可为滚子类轴承的优化设计提供指导或参考。在以后的工作中,笔者将寻求与相关企业进行合作,以对上述研究结果进行相关的实验验证。

参考文献 (References):

- [1] LUNDBERG G, PALMGREN A. Dynamic capacity of rolling bearings [J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16(2):165-172.
- [2] HARTNETT M J. The analysis of contact stresses in rolling element bearings [J]. Transaction of ASME. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(1):105-109.
- [3] KANNEL J W, HARTNETT M J. Theoretical and experimental evaluation of edge stresses under severe edge loads [J]. ASLE Transaction, 1983, 26(1):25-30.
- [4] DE-MUL J, KALKER J, FREDRIKSSON R. The contact between arbitrary curved bodies of finite dimension [J]. Transaction of ASME. Journal of Tribology, 1986, 108(1):140-148.
- [5] CHIU Y P, HARTNETT M J. A numerical solution for the contact problem involving bodies with cylindrical surface considering cylinder effect [J]. Transaction of ASME. Journal of Tribology, 1987, 109(7):479-486.
- [6] REUSNER H. The logarithmic Roller profile-the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings

- [J]. Ball Bearing Journal, 1987, 230; 2-10.
- [7] HANSON M T, KEER L M. Mechanics of edge effects on frictionless contacts[J]. International Journal of Solids and Structures, 1995, 32(3-4): 391-405.
- [8] 马家驹. 滚子凸度设计[J]. 轴承, 1992, 1(1): 11-15.
MA Jia-ju. Roller convexity design [J]. Bearing, 1992, 1(1): 11-15.
- [9] 代风云译. 提高圆柱滚子轴承寿命的途径[J]. 国外轴承, 1992, 2(2): 1-4.
Translated by DAI Feng-yun. The way to improve the life of cylindrical roller bearings [J]. Foreign Journal of Bearings, 1992, 2(2): 1-4.
- [10] 陈晓阳, 马家驹. 对数凸型滚针凸度量的新方法[J]. 摩擦学学报, 1993, 13(1): 25-32.
CHEN Xiao-yang, MA Jia-ju. A new numerical evation of crown drop for a needle with lundberg's profile [J]. Tribology, 1993, 13(1): 25-32.
- [11] 陈晓阳, 马家驹. 对数型滚子凸度量设计中的几个问题[J]. 轴承, 1994, 11(11): 1-4.
CHEN Xiao-yang, MA Jia-ju. Several problems in the design of logarithmic roller convexity metric [J]. Bearing, 1994, 11(11): 1-4.
- [12] 魏敏. 圆柱滚子工作表面廓型对其接触疲劳寿命的影响[J]. 轴承, 1996, 5(5): 35-38.
WEI Min. The influence of the working surface profile of cylindrical rollers on their contact fatigue life [J]. Bearings, 1996, 5(5): 35-38.
- [13] 魏延刚, 江亲瑜, 葛宰林. 高速客车轴箱轴承的偏载分析及轴承滚子非对称修 [J]. 润滑与密封, 2002, 27(2): 9-11.
WEI Yan-gang, JIANG Qin-yu, GE Zai-lin. Finite element analysis of cylindrical rollers under nonuniform load used in shaft boxes bearings of high-speed vehicles and unsymmetric modification of the roller bearings [J]. Lubrication and Sealing, 2002, 27(2): 9-11.
- [14] 魏延刚. 圆柱滚子轴承滚动体修形技术的研究[J]. 润滑与密封, 2003, 157(3): 16-22.
WEI Yan-gang. Research on the crowned rollers of cylindrical roller bearings [J]. Lubrication and Sealing, 2003, 157(3): 16-22.
- [15] 魏延刚, 江亲瑜. 圆柱滚子轴承的非对称修形[J]. 机械设计, 2003, 20(5): 17-19.
WEI Yan-gang, JIANG Qin-yu. Unsymmetric shape modification of cylindrical roller bearings [J]. Mechanical Design, 2003, 20(5): 17-19.
- [16] 魏延刚, 马文. 圆柱滚子轴承滚子凸度量的有限元分析[J]. 轴承, 2004, 4(4): 1-4.
WEI Yan-gang, MA Wen. Finite element analysis on the crowning of roller cylindrical roller bearings [J]. Bearing, 2004, 4(4): 1-4.
- [17] 王彦伟. 圆锥滚子轴承接触分析[J]. 华中科技大学学报, 2007, 35(9): 19-21.
WANG Yan-wei. Analysis of the contacts of tapered roller bearings [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2007, 35(9): 19-21.
- [18] 曲国杰. 圆锥滚子轴承滚动体的凸度分析[J]. 哈尔滨轴承, 2008, 29(3): 1-3.
QU Guo-jie. Convexity analysis of rollers for tapered roller bearings [J]. Journal of Harbin Bearing, 2008, 29(3): 1-3.
- [19] 王建军. 圆锥滚子轴承滚子凸度的优化分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2012, 26(2): 46-48.
WANG Jian-jun. Optimization analysis on roller crown of tapered roller bearing [J]. Journal of Hubei Automotive Industry Institute, 2012, 26(2): 46-48.
- [20] 魏延刚, 董超. 高速列车轴箱圆锥滚子轴承滚子的对数修形[J]. 大连交通大学学报, 2014, 35(5): 34-37.
WEI Yan-gang, DONG Chao. Study on the logarithmic crowned roller of tapered roller bearings of high-speed train journal box [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2014, 35(5): 34-37.
- [21] 魏延刚, 许凯, 董超. 高速列车轴箱圆锥滚子轴承滚动体对称修形研究[J]. 大连交通大学学报, 2016, 37(3): 44-48.
WEI Yan-gang, XU Kai, DONG Chao. Research on symmetrical modification of tapered roller bearing of high speed train journal box [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2016, 37(3): 44-48.
- [22] Rolling Bearings-methods for Calculating the Modified Reference Rating Life for Universally Loaded Bearings; Draft for Development DD ISO/TS 16281: 2008 [S]. 1st ed. Published in Switzerland, 2008-06-15.
- [23] Rolling Bearings-dynamic Load Ratings and Rating Life; International Standard ISO 281: 2007 (E) [S]. 2nd Edition. Published in Switzerland, 2007-02-15.
- [24] 杨霞, 王先正, 赵春江, 等. 大型球面滚子轴承优化设计[J]. 机械设计, 2022, 39(7): 104-110.
YANG Xia, WANG Xian-zheng, ZHAO Chun-jiang, et al. Optimization design of large spherical roller bearings [J]. Journal of Machine Design, 2022, 39(7): 104-110.

本文引用格式:

吕海霆, 郭玉飞, 魏延刚, 等. 圆柱滚子轴承滚子对数修形优化研究[J]. 机电工程, 2024, 41(4): 604-612.

LV Haiting, GUO Yufei, WEI Yangang, et al. Optimization of roller logarithmic modification for cylindrical roller bearings [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024, 41(4): 604-612.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>