

DOI: 10.3901/JME.2021.19.128

高速板带轧机四列滚动轴承非均匀接触力学性能及修形优化研究*

吝水林 孙建亮 彭 艳

(燕山大学国家冷轧板带装备及工艺工程技术研究中心 秦皇岛 066004)

摘要: 针对高速板带轧机四列滚子轴承在偏载运行下滚子-滚道非均匀接触力学性能及滚子修形优化进行研究。建立了滚子-滚道接触力学模型,模拟了其偏载运行下的接触力学性能。提出滚子接触应力均匀分布原则,采用非对称对数曲线对四列滚子母线修形优化。研究表明:偏载轧制导致四列滚子承载分布严重不均,以某冷轧机四列滚子轴承为例,载荷分布偏差较常规轧制增加20%,列间接触应力差接近200 MPa,单列滚子轴线方向接触应力差接近60 MPa。接触应力差随修形量 k_3 差值减小而减小,当 k_3 差值减小到一定程度时,接触应力差反而变大,最终修形曲线优化参数为 $k_1=1.3$, $k_2=1$, $k_3=0.014-0.011$ 。研究为延长轴承使用寿命、保证轧机安全稳定运行提供理论依据,具有重要工程意义。

关键词: 四列滚子轴承; 偏载效应; 接触力学; 仿真模拟; 修形优化

中图分类号: TG133.33

Research on Non-uniform Contact Mechanical Properties and Modification Optimization of Four-row Rolling Bearings in High Speed Strip Mill

LIN Shuilin SUN Jianliang PENG Yan

(National Engineering Research Center for Equipment and Technology of Cold Rolled Strip, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: The non-uniform mechanical properties of roller-raceway contact and the optimization of rolling element modification of four-row roller bearings for high speed strip mill under the misaligned loads operation are studied. The roller-raceway contact mechanics model is established, and the contact mechanics performance under the misaligned loads operation is simulated. The principle of uniform distribution of roller contact stress is proposed, and an asymmetric logarithmic curve is used to optimize the shape modification of the four-row roller bus. The research results show that misaligned loads cause serious uneven distribution of the rolling loads. A four-row roller bearing of a cold rolling mill is used as the research object, the loads distribution deviation is 20% higher than that of conventional rolling, and the contact stress difference between the rows is close to 200 MPa, the contact stress difference in the axial direction of a single row of rollers is close to 60 MPa. The contact stress difference decreases as the modification amount k_3 difference decreases, when the k_3 value decreases to a certain extent, the contact stress difference increases instead, the final optimization parameters of the modified curve are $k_1=1.3$, $k_2=1$, and $k_3=0.014-0.011$. Theoretical foundations for prolonging the life of bearings and ensuring the stable operation of the rolling mill are provided.

Key words: four-row roller bearing; misaligned loading effect; contact mechanics; simulation; modification optimization

0 前言

四列滚子轴承因承载能力大、安装方便等特点

广泛应用于重型旋转机械,作为轧机装备的关键零部件,其性能和质量是保证轧机稳定运行的前提。该类轴承不具备自动调心功能,装配时采取行车吊装轴承箱,起落不稳定,极易形成不对中问题,加上辊系刚度偏差、来料楔形、非对称轧制等因素导致该类轴承经常在偏载工况下运行,一方面导致滚子重载端过度磨损剥落,出现早期失效,缩短服役

* 国家重点研发计划(2017YFB0304103)、国家自然科学基金(52075473)和河北省教育厅高等学校科技计划重点项目(ZD2018203)资助项目。
20201101 收到初稿,20210420 收到修改稿

寿命, 另一方面致使轴承接触刚度改变, 影响自身和整机振动形态、轴承载荷和板形解析精度。针对上述问题采用了多种方法, 如应用自动偏转适应的弧面垫块, 采用圆弧、对数曲线、指数曲线对滚子或滚道曲线进行对称修形处理, 均取得一定效果, 但轧机多列滚子轴承单位承载压力为一般轴承的 2~5 倍, 滚子两端接触应力相差很大, 加上轧制环境恶劣, 重载端滚子边缘接触应力高峰依旧存在, 传统修形方法已无法满足需求。

针对各种应用领域及工况条件, 研究者们从拟静/动力学模型^[1-4]、动力学模型^[5-7]率先开展滚动轴承力学特性和服役状态研究, 而接触力学作为轴承力学性能分析的基础, 一直是接触分析中的难点和热点, 滚子-滚道间边界非线性接触问题更加凸显了这一特点。1886 年 HERTZ^[8]提出两个弹性固体之间的接触理论, 但该理论假设两弹性体在相互挤压过程中只存在弹性变形, 而真实的内部问题与假设理论不尽相同, 有较大局限性。随后, HARRIS^[9]提出“切片法”, 考虑不同母线形式下滚子与滚道接触及内部变形和转角变化情况。除此之外, 研究者们总结出需要确定滚子与滚道的弹性接触变形和接触应力^[10-14], 才能进一步确定接触负荷和接触微区受力状态^[15-16]。针对轴承发生偏斜后滚子-滚道间接触问题, MEVEL^[17]提出基于非 Hertz 数值计算方法, 发现偏斜下非 Hertz 数值计算方法更精确, 毛月新等^[18]建立偏斜下滚子与套圈接触模型, 分析了偏载量、滚子长径比、载荷对接触性能的影响。

有限元分析技术的迅速崛起为轴承接触分析进一步发展提供了有力抓手。王思明等^[19]在不考虑支撑结构刚度情况下根据受力和变形关系推导出变桨轴承沟道上载荷分布计算公式, 推导出变桨轴承在某一负游隙时具有较好力学性能。刘光明等^[20]采用 ANSYS/LS-DYNA 有限元软件, 建立包含支承销轴、轴承座组件、轧辊和轧件的四辊轧机三维实体同步耦合有限元分析模型, 通过对比和分析咬入阶段、稳定轧制阶段和抛钢阶段各列滚子受力情况, 得到轧制过程中轴承载荷分布规律。王兴东等^[21]利用有限元分析软件建立低速重载轴承全模型, 分析了滚子与沟道间接触应力、内外圈应力与应变, 为分析轴承沟道疲劳寿命应力计算奠定基础。SINGH 等^[22]使用显式动力学有限元软件包 LS-DYNA, 数值求解了带有外滚道缺陷的滚动轴承动态非线性有限元模型。

长期以来, 国内外学者通过研究滚子母线修形技术来改善滚子与滚道接触应力分布, 取得一系列

成果。LUNDBERG^[23]最早提出对数修形理论, 保证滚子与套圈滚道间接触应力分布均匀, 但该修形曲线在滚子端部不连续导致制造困难。JOHNS 等^[24]在其基础上改进以获得连续对数曲线, 然而很难获得均匀的接触应力分布。URATA^[25]提出两个或多个圆弧组合的母线修形方式, 消除了边缘应力, 但不能改善偏载效应。CUI 等^[26]提出一种新型对数母线修形模型, 该模型考虑三个设计参数, 可用于重载荷倾覆力矩工况。魏延刚^[27]对偏载下接触应力进行分析, 基于结果提出非对称修形方法。李云峰等^[28]对交叉圆柱滚子轴承修形技术开展研究, 分析偏载工况下滚子修形的最优凸度量。陈晓阳等^[29]建立了偏斜下滚子相对滚道力学接触模型, 以减少最大接触应力为目标, 以滚子修形量为设计参数获得了偏斜条件下轴承滚子修形设计方法。顾鑫鑫^[30]完成了圆柱滚子轴承在偏载下的力学建模, 提出了偏载下的刚度计算方法, 研制了刚度测试实验台, 明确了偏载对轴承接触刚度性能及疲劳寿命的影响机理等。

现有研究从接触力学模型、性能和仿真分析、滚子修形等方面做了大量工作, 对于轧机四列滚子轴承在偏载轧制运行下的接触力学性能及重载端接触应力高峰的研究尚未见到报道。由于实验本身限制, 通过力学建模和有限元法研究轧机四列滚子轴承在偏载轧制下的接触力学性能, 基于有限元结果提出采用滚子接触应力均布原则对滚子传统修形曲线进行优化, 消除接触应力高峰。

1 轴承系统接触力学建模

1.1 弹性接触区和最大接触应力模型

图 1 为弹性半空间内均布载荷分布, q 为作用在圆柱体半空间的均布载荷, R_1 和 R_2 分别为两个圆柱体半径^[8]。由 Hertz 线接触理论可知, 在 q 的作用下, 两圆柱体中心轴线相互趋近, 在接触界面产生宽度为 $2a$ 的接触区, 如图 2 所示, P 为均布载荷下最大接触应力, a 为接触界面半宽度, 表达式如式(1)和式(2)所示。实际运行中, 滚子与内外滚道接触会产生上下两个接触区, 如图 3 所示, 假设最大接触应力为 P_1 和 P_2 、接触半宽度为 a_1 和 a_2 , 其表达式与式(1)和式(2)通用。

$$P = \frac{2Q}{\pi al} = \sqrt{\frac{E'Q}{\pi lR}} \quad (1)$$

$$a = \sqrt{\frac{4RQ}{\pi lE'}} \quad (2)$$

式中, Q 为接触总载荷; l 为两接触区域有效接触长度; $Q=ql$ 。 R 为等效半径; $1/R=1/R_1+1/R_2$ 。 R_1 和 R_2 分别为两接触圆柱体半径; E' 为等效弹性模量; ν_1 和 ν_2 分别为两圆柱体泊松比; E_1 和 E_2 分别为两圆柱体弹性模量; $1/E'=(1-\nu_1^2)/E_1+(1-\nu_2^2)/E_2$ 。

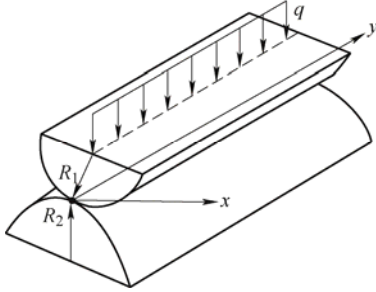


图1 弹性半空间均布载荷分布

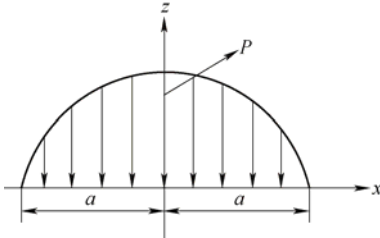


图2 接触界面放大图

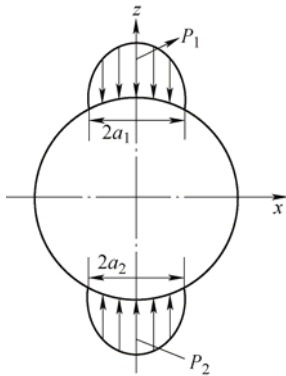


图3 半椭圆接触示意图

1.2 接触载荷与弹性趋近量关系

弹性趋近量即为滚子与内外圈接触时的弹性变形量,图3中滚子与内外圈的弹性趋近量通过 Hertz 理论基本方程无法求解,大多数情况下难以找到闭合形式的理论解,采用修正 Palmgren 经验公式,考虑了滚子与滚道直径以及曲率凹凸性,弹性趋近量表示为^[31]

$$\delta = 4.83 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.74} D_w^{0.1}} (1 \pm k)^{0.1} \quad (3)$$

式中, D_w 为滚子直径; D_r 为滚道直径; $k = D_w / D_r$, “ \pm ”分别适用于内、外滚道接触。

由式(3)得,圆柱滚子与内、外滚道弹性趋近量分别为

$$\delta_n = 4.83 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.74} D_w^{0.1}} (1+k)^{0.1} = H_n Q^{0.9} \quad (4)$$

$$\delta_w = 4.83 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.74} D_w^{0.1}} (1+k)^{0.1} = H_w Q^{0.9} \quad (5)$$

接触总径向位移为

$$\delta = \delta_n + \delta_w = (H_n + H_w) Q^{0.9} = H Q^{0.9} \quad (6)$$

式中, $H = \frac{4.83 \times 10^{-5}}{l^{0.74} D_w^{0.1}} [(1+k)^{0.1} + (1-k)^{0.1}]$, H 为柔度系数,式(6)转换为

$$Q = K \delta^{1.11} \quad (7)$$

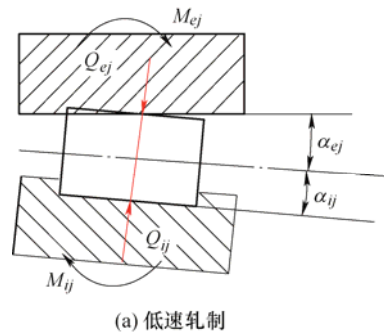
式中, $K = 6.24 \times 10^4 l^{0.82} D_w^{0.11} [(1+k)^{0.1} + (1-k)^{0.1}]^{-1.11}$, 轧机轴承中, $k < 0.2$, $(1+k)^{0.1} < 1.018 \approx 1$, $(1-k)^{0.1} > 0.987 \approx 1$, 由于轧机轴承尺寸大可以忽略滚道主曲率,而认为滚子是夹在两个半空间中, $\delta_n = \delta_w = 0.5\delta$, 系数 K 可简化为 $K = 2.89 \times 10^4 l^{0.82} D_w^{0.11}$ 。

1.3 多列轴承偏载下接触载荷分布

圆柱滚子轴承在偏载轧制下载荷和力矩分布如图4所示,第 j 个滚子承受的径向总载荷 Q_j 和力矩总载荷 M_j 以及第 j 个滚子的第 k 个切片单元承受的径向载荷 q_{jk} 和力矩载荷 M_{jk} 分别为

$$\begin{cases} Q_j = \sum_{k=1}^n q_{jk} \\ M_j = \sum_{k=1}^n M_{jk} \\ q_{jk} = A_{jk} P_{0jk} k = \frac{1}{2} \pi a_{jk} 2 h_{jk} P_{0jk} = \pi a_{jk} h_{jk} P_{0jk} \\ M_{jk} = q_{jk} (y_{jk} - y_{jc}) \end{cases} \quad (8)$$

式中, a_{jk} 、 h_{jk} 、 P_{0jk} 分别为第 j 个滚子的第 k 个切片单元的接触半宽度、接触半长和最大接触应力; y_{jk} 为第 j 个滚子的第 k 个切片单元中心坐标; y_{jc} 为第 j 个滚子中心坐标。



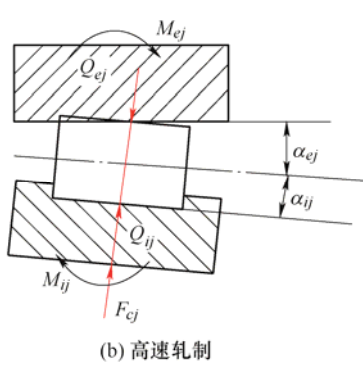


图 4 滚子与滚道的载荷平衡

低速轧制时, 内圈外滚道-滚子的接触载荷近似等于外圈内滚道-滚子的接触载荷, 可得平衡方程为

$$\begin{cases} Q_{ij} = Q_{ej} = Q_j \\ M_{ij} = M_{ej} = M_j \end{cases} \quad (9)$$

高速轧制时, 需考虑离心力因素, 内圈外滚道-滚子接触载荷高于外圈内滚道-滚子的接触载荷, 可得平衡方程为

$$\begin{cases} Q_{ij} + F_{cj} = Q_{ej} \\ Q_{ij} = Q_j \\ M_{ij} = M_{ej} = M_j \end{cases} \quad (10)$$

由以上分析, 确定第 \$j\$ 个滚子每个切片单元中心处最大接触应力、接触半宽, 第 \$j\$ 个滚子承受的径向载荷 \$Q_j\$、力矩载荷 \$M_j\$ 也就确定, 偏载工况下滚子与滚道接触基本方程为

$$\begin{cases} \pi \sum_{k=1}^n a_{jk} h_{jk} p_{0jk} = Q_j \\ \pi \sum_{k=1}^n a_{jk} h_{jk} p_{0jk} (y_{jk} - y_{jc}) = M_j \\ \frac{1}{\pi E'} \sum_{k=1}^n D_{mk} p_{0jk} = \delta_{ijk} - z_k \quad k=1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (11)$$

轴承系统位于整个轧机系统中, 需满足整体力学平衡方程, 可用 Newton-Raphson 迭代法对上述方程进行求解。

2 接触力学有限元分析

2.1 有限元建模及网格划分

有限元分析建模既要如实反映轴承实际结构的重要力学特性, 又要采用较少单元及简单单元形态。除 Hertz 弹性接触理论假设, 还有如下假设: ① 轴承各部件为各向同性材料, 不考虑渗碳、热处理工艺对其弹性模量、泊松比影响; ② 保持架不影响轴承径向承载, 略去保持架, 替换为滚子间弹性约束; ③ 所选轴承为组合式套圈, 建模时直接作为整体零

件; ④ 忽略倒圆角、油孔等局部建模; ⑤ 整体模型中间对称, 为方便计算, 只建立一半模型。图 5a 为整体三维有限元模型。

整体采用 8 节点四面体单元和 8 节点六面体单元耦合, 滚子与滚道接触区域网格细分, 规则体采用 8 节点六面体单元, 非规则体采用 8 节点四面体单元。单元数量 176 933, 节点数 506 146。采用柔体-柔体的点-面接触类型定义内外滚道与滚子之间接触。图 5b 为整体网格划分, 图 5c 为滚子网格划分。

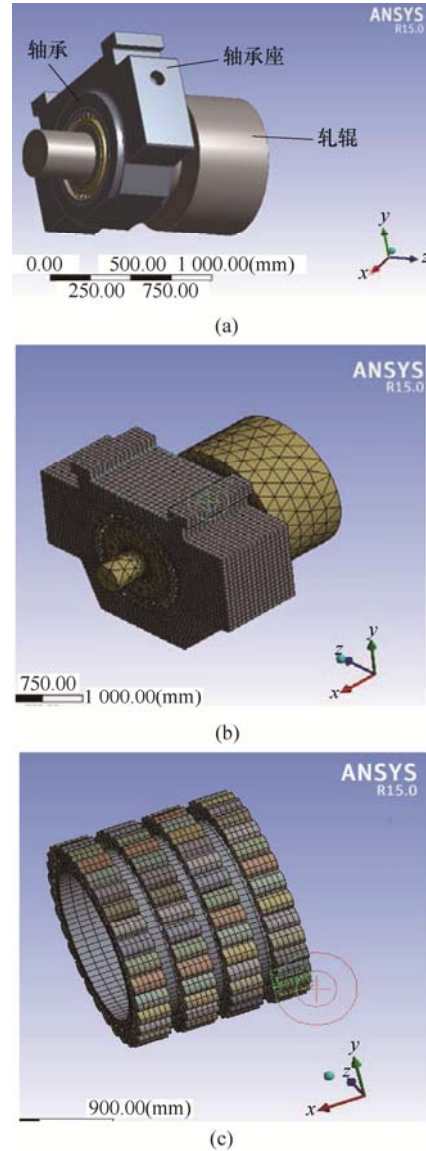


图 5 有限元分析模型

2.2 边界与载荷设定

添加约束: ① 轴承座施加 \$x\$、\$y\$ 方向约束, 使其只能沿 \$z\$ 方向平移; ② 半轧辊模型关于中间界面对称设置; ③ 忽略保持架, 对滚子进行相关弹性约束; ④ 轧辊中间与轧件接触部分被设置为 \$y\$ 方向固定约束。添加载荷: 对于轧辊-轴承-轴承座整体来说, 其受到的外力是轴承座处的压入力和轧辊处的

接触压力。在轴承座的上端面施加垂直向下的轧制力，轧辊辊身与轧件接触处近似设置成一段接触线 y 方向固定约束。

2.3 计算参数

计算模型使用轴承样本型号为 FCD P84 120 440 四列圆柱滚子轴承，该轴承是轧机中常见的支承辊四列圆柱滚子轴承，具体结构参数及材料参数见表 1 与表 2，选取轧制力为 7 000 kN。

表 1 轴承 FCD P84 120 440 结构参数

结构参数	数值
外径/mm	600
内径/mm	420
列数	4
滚子数	4×31
滚子直径/mm	40
滚子长度/mm	90

表 2 模型材料参数设置

零件	材料
内圈	GCr15
外圈	GCr15
滚子	GCr15
轴承座	ZG270-500
轧辊	9Cr3Mo

2.4 结果分析与讨论

轧辊-轴承-轴承座整体三维 mises 应力分布结果如图 6 所示。轴承座和轧辊整体应力较小，滚子与内外圈接触部分应力较大，最大应力值约为 232 MPa。下面将从轴承周向、轴向载荷分布以及单独滚子表面接触应力分布对接触应力问题进行分析。

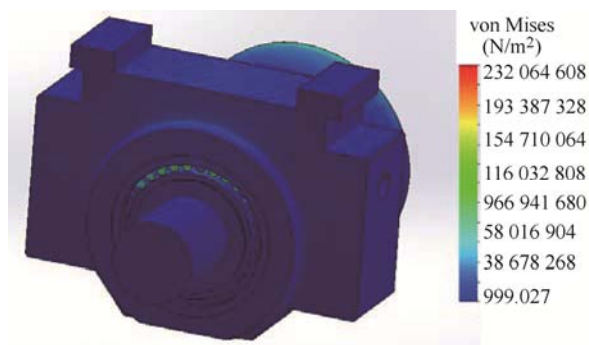


图 6 整体应力分布

四列滚子应力分布无论是轴向还是周向都不均匀。在一周滚子当中，起承载作用的滚子不足一半，靠下部分滚子起不到承载作用。滚子与内圈接触应力略大于与外圈接触应力。对后续的滚子母线修形优化需计算最大接触应力和总接触力分布规律，研究滚子与内圈之间的接触问题即可。

将应力分析结果进行界面裁剪，得到中间剖面

应力分布云图，如图 7 所示。右侧方向为外侧，左侧方向为辊身侧。四列滚子发生轴向运动趋势，使其端部应力集中，且每列滚子载荷分布不均。图 8 为不同列滚子应力结果提取，表示每列滚子承载能力。第 4 列滚子承受载荷最大，占到总载荷的 40%，表明轧制过程中存在较严重的偏载现象，第 1 列滚子承受载荷其次。中间两列滚子承载最小且比例相近。

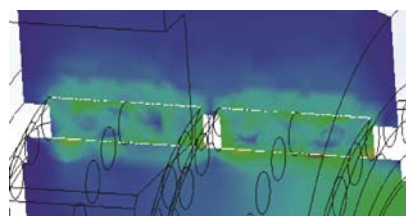


图 7 轴向截面应力分布

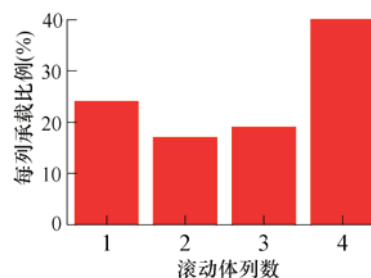


图 8 各列滚子承载分布比例

图 9 为各滚子应力分布曲面图，从 X 轴起始端到末端的四列三维曲面，分别代表第 1~4 列滚子接触应力。在轧制力作用下，两侧滚子载荷偏大，中间两列载荷偏小，第 4 列接触应力大于第 1 列。每列滚子载荷分布沿圆周方向呈“M”形。与先前分析结果一致。第 2、3 列滚子最大接触应力虽小于第 1、4 列，但其位于圆周方向中部的接触应力却略大于第 1、4 列同位置滚子应力，第 2、3 列接触应力在圆周方向上更加均匀，滚子在滚动时，载荷变化平缓，寿命高于其他两列。

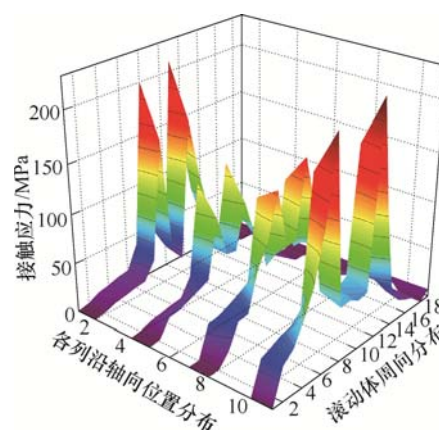


图 9 滚子载荷分布曲面

图 10 为第四列中最大承载滚子轴向接触应力分布, 滚子沿其轴线方向与内圈接触应力变化近似呈线性, 但在末端有一个应力突变, 应力集中明显。轴向两侧接触应力差接近 60 MPa。图 11 为滚子纵向界面应力分布, 接触应力在内圈接触区明显大于其他区域且向内延伸。变换成为等应力线图如图 12 所示, 清晰地显示了应力线变化。

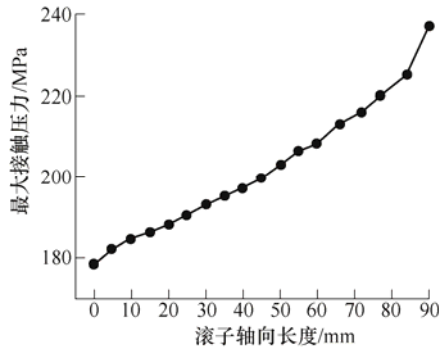


图 10 最大承载滚子接触应力分布

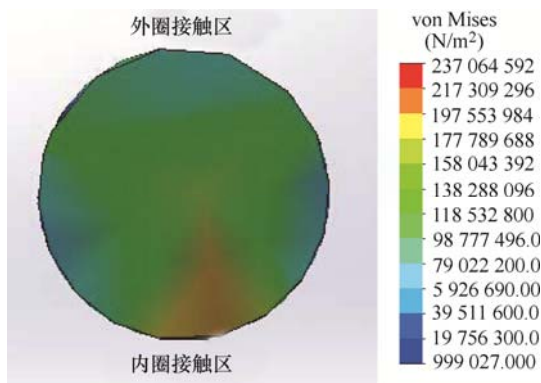


图 11 滚子纵向界面接触应力分布

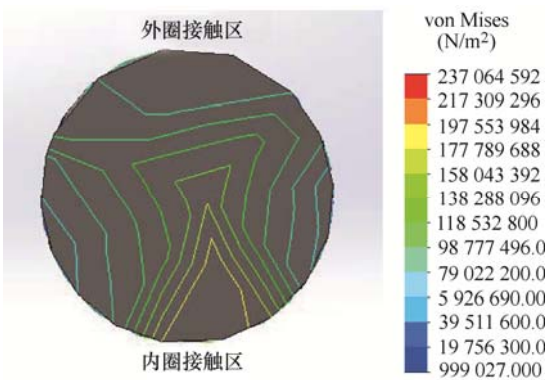


图 12 滚子表面 mises 应力场

3 非对称对数曲线修形优化

通过第 2 节分析可知, 滚子接触应力在偏载轧制下沿其自身轴线方向分布不均, 偏载效应会加重滚子边缘接触应力高峰。使得滚子易发生意外失效,

从而导致轧辊轴承失效。因此对滚子曲线进行修形优化是缓解滚子局部应力集中的重要方法。但是轧辊轴承内部滚子两端接触应力相差很大, 且滚子边缘接触应力高峰很难用对称修形消除, 因此提出一种非对称对数曲线修形优化方法, 满足滚子在偏载工况下的接触应力均匀分布。

以普通对称修形曲线为初始曲线, 根据滚子两端载荷不同分别以初始曲线凸度附近值为初始域取值, 得到若干条近似设计曲线。选择滚子接触应力最小和轴向载荷分布均匀为评定指标。将得到的若干条设计曲线带入三维模型中, 利用有限元法得到滚子应力分布。对比分析每条曲线的应力结果, 选择效果最好的曲线形式作为最后优化结果。

3.1 对数曲线修形理论

LUNDBERG 首先提出基于对数曲线的修形曲线形状, 能够有效缓解边部应力集中。在滚子加工实践中也证实这种方法效果良好, 基本公式如下

$$\begin{cases} T(x) = 2 \cdot \frac{1-v^2}{\pi E} \cdot \frac{Q}{l} \cdot \ln \frac{1}{1-(2x/l)^2} & (-l/2 < x < l/2) \\ T(x) = 2 \cdot \frac{1-v^2}{\pi E} \cdot \frac{Q}{l} \cdot [1.193 + \ln(l/b)] & (x = \pm l/2) \end{cases} \quad (12)$$

上述公式进行数学求导给出的理论计算曲线在其端点不连续, 曲线修形会在末端存在应力突变, 仍然存在应力集中。为解决上述问题且在实践中获得较好的效果, JOHNS 等对以上曲线进行了优化, 得到新结果如下^[32]

$$T(x) = 2 \cdot \frac{1-v^2}{\pi E} \cdot \frac{Q}{l} \cdot \ln \frac{1}{1-(1-0.606 \cdot 6b/l)(2x/l)^2} \quad (13)$$

用该对数曲线作为滚子母线能够降低端部应力集中问题, 但并不能完全消除。尤其对于轧辊轴承来说, 滚子承受载荷过大, 边缘效应明显。加大滚子母线凸度可以避免大载荷下边部应力集中, 但是凸度增大, 滚子与内、外圈有效接触长度会减小, 降低轴承承载能力。因此, 需要对上式添加系数用来修正曲线对滚子凸度的影响、平衡凸度和曲线线型。本文拟采用的优化曲线基础为 FUJIWARA 等根据这种思想推导出的新型曲线^[33]

$$T(x) = A \ln \frac{1}{1 - \left[1 - \exp\left(-\frac{k_3}{A}\right) \right] \left(\frac{x-e}{k_2 e} + 1 \right)^2} \quad (14)$$

式中, $T(x)$ 为 x 方向上母线线型; Q 为轴承所受载荷; v 为滚子泊松比; E 为滚子弹性模量; e 为滚子与轴承实际接触长度一半; A 为设计系数, $A = k_1 Q(1-v^2)/\pi E e$; k_1 为外载荷系数; k_2 为修形比例系数; k_3 为滚

子两端修形量。

当 k_1 在 1~4 范围内变化时, 其值越大则修形曲线凸度量越大, 对应两端应力集中减少而中间增大, 当 k_1 大于 4 时, 其值变化对两侧修形量影响不大。 k_2 表示滚子修形部分长度占总母线长度的大小, 修形区域越大则 k_2 越大, 本文对整个母线进行修形, k_2 取值为 1, 作为优化设计常数。滚子两端修形量 k_3 值越大, 相应边部应力越平均, 但会减少滚子有效接触长度, 相反, 则不能充分缓解边部应力集中。本文中滚子两端接触应力差大, 两端修形量不同。各参量几何意义如图 13 所示。

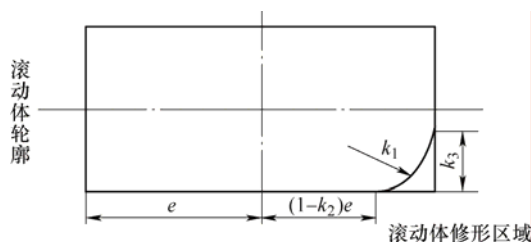


图 13 各参量几何意义

3.2 非对称修形曲线优化设计

首先确定设计变量, 即式(14)中引入的三个参量 k_1 , k_2 , k_3 , 其中 k_2 为设计常数 1。

$$X = (k_1, k_2, k_3) \quad (15)$$

目标函数: 选用表征接触应力均布情况的滚子母线方向上有限单元点的接触应力方差作为目标函数。方差值越小, 滚子接触应力分布越均匀, 整条母线不会出现应力差, 滚子承载能力最大, 寿命最长。

$$P_s = f(k_1, k_2, k_3) = \frac{\sum_{i=1}^n \|p_i - \bar{p}\|^2}{n} \quad (16)$$

式中, P_s 为接触应力方差; f 为目标函数; P_i 为滚子母线方向上 i 节点接触应力; \bar{p} 为滚子母线方向上节点平均接触应力。

边界条件: ① 滚子最大接触应力约为 230 MPa, 优化之后滚子接触应力小于该值; ② 滚子有效接触长度, 保证滚子 70% 承载区域; ③ 滚子有效弹性趋近量, 确保滚子接触刚度及强度。综合以上分析, 边界条件为

$$\begin{cases} P \leq 230 \text{ MPa} \\ 2e \geq 0.7 l \\ \delta \leq 20 \text{ } \mu\text{m} \end{cases} \quad (17)$$

综上所述, 可得对称情况下滚子修形曲线优化选取以下方程

$$\begin{cases} \min f(X) & X \in E \\ g_i(X) \leq 0 & i=1, 2, 3 \\ X = [x_1, x_2, x_3]^T \end{cases} \quad (18)$$

选取遗传算法求取上述方程最优解, 在 Matlab 中设置种群个体数目为 40, 交叉概率为 0.8, 迭代次数为 40 次。利用 Matlab 中的 GA 工具箱进行求解, 在对称设计情况下, 滚子修形曲线最优解为 $X = [1.3, 1, 0.012]^T$ 。

在非对称修形曲线设计中, k_1 和 k_2 值选取与对称情况的修形曲线参数相一致, 而 k_3 的取值则在得到的最优值附近选取。载荷大的一端 k_3 值要略大于载荷小的一端, 以便平衡两端载荷。选取 k_3 在滚子两端的值进行计算求解。

表 3~5 为滚子接触应力随两端修形量 k_3 值变化的求解结果, 表中呈现出相同的规律: ① 当滚子两端修形量即 k_3 差值较大时, 接触应力差随着 k_3 差值减小而减小; ② 当 k_3 差值小于 0.003 时, 接触应力差反而随着 k_3 差值减小而变大。滚子两端修形量差值太大, 会导致两侧修形过量, 两侧的有效接触长度减少, 应力反而更加集中, 滚子中部较难起到支承作用。当 k_3 差值小于 0.003 时, 随着差值越来越小, 两端修形形状差别越小, 不能起到明显的非对称修形效果, 会导致滚子两端应力值较高, 滚子中部也难以起到支承作用。

表 3 $k_3=0.016$ 时滚子接触应力

k_3/mm	最大接触应力 /MPa	最小接触应力 /MPa	接触应力差 /MPa
0.016~0.009	236.3	189.3	47
0.016~0.010	229.5	194.6	34.9
0.016~0.011	221.8	196.5	25.3
0.016~0.012	217.5	193.8	23.7
0.016~0.013	214.1	197.2	16.9
0.016~0.014	216.5	187.9	28.6
0.016~0.015	219.7	182.2	37.5

表 4 $k_3=0.015$ 时滚子接触应力

k_3/mm	最大接触应力 /MPa	最小接触应力 /MPa	接触应力差 /MPa
0.015~0.009	221.2	185.3	35.9
0.015~0.010	211.8	187.6	24.2
0.015~0.011	204.2	189.5	14.7
0.015~0.012	202.9	187.6	15.3
0.015~0.013	209.1	186.3	22.8
0.015~0.014	214.9	183.2	31.7

表 5 $k_3=0.014$ 时滚子接触应力

k_3/mm	最大接触应力 /MPa	最小接触应力 /MPa	接触应力差 /MPa
0.014~0.009	227.1	198.2	28.9
0.014~0.010	208.6	187.3	21.3
0.014~0.011	198.1	185.8	12.3
0.014~0.012	210.8	190.4	20.4
0.014~0.013	218.4	195.6	22.8

滚子两端不同修形量下的最大接触应力如图 14 所示,随着滚子一端修形量确定,最大接触应力随着另一端修形量的增加呈现出先降低后升高的变化趋势,当另一端修形量为 0.009 mm 时,三条曲线的最大接触应力均达到顶峰,由图可以看出一端修形量为 0.014 mm,另一端修形量为 0.011 mm 时,最大接触应力最小。

滚子两端不同修形量下的接触应力差如图 15 所示,由图可知,接触应力差呈现出与最大接触应力相似的变化规律,当一端修形量为 0.009 mm 时,接触应力差最大,滚子两端无法同时均匀承载,一端修形量为 0.014 mm,另一端修形量为 0.011 mm 时,接触应力差最小,有效接触长度最长,载荷分布更加均匀。

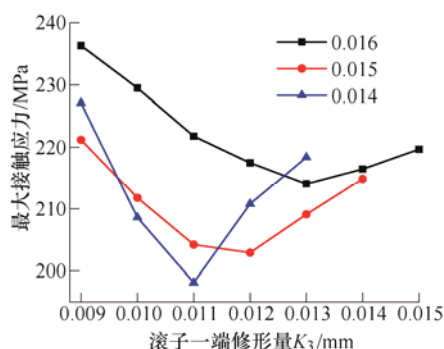


图 14 最大接触应力变化规律

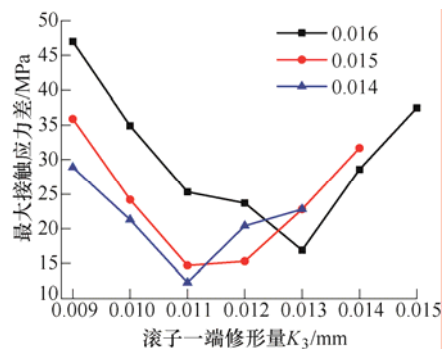


图 15 接触应力差变化规律

由上述分析可知,轴承最大承载滚子两端修形量 k_3 值取 0.014 mm 和 0.011 mm 时,滚子轴向方向接触应力分布相对平缓,图 16 为最大接触应力

滚子修形前后两端接触的应力分布对比,修形后的滚子在轴向方向上接触应力均匀,最大接触应力不超过 200 MPa。图 17 为修形后的各滚子接触应力分布曲面,对比图 9 中修形前各滚子应力分布,滚子边缘接触应力高峰消失,各列承载分布更加均匀。

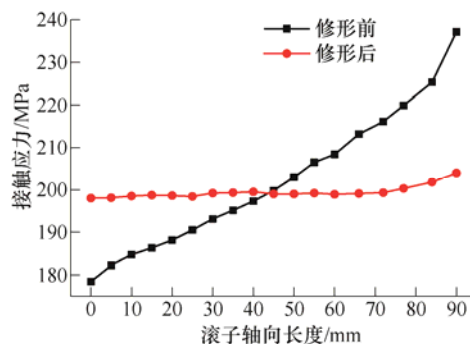


图 16 滚子轴向接触应力分布

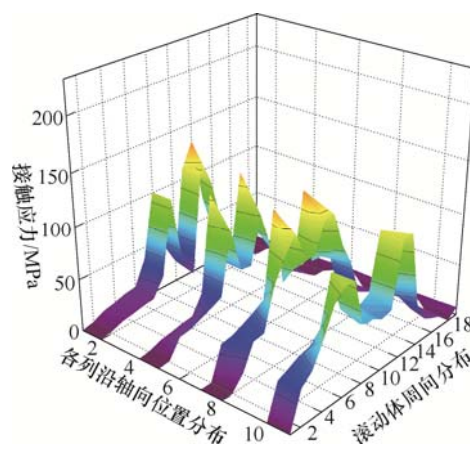


图 17 滚子载荷分布曲面

综上,滚子修形曲线在不对称设计下,两侧修形曲线凸度量分别选择 0.014 mm 和 0.011 mm 较为合适,虽然两端接触应力值还是有差异,但是滚子整体接触应力更为平均,从图 17 的分布曲面可看出,接触端应力高峰基本消失,最终滚子母线修形曲线优化参数为 $k_1=1.3$, $k_2=1$, $k_3=0.014\sim0.011$ 。

4 结论

本文针对装配不对中、辊系刚度偏差、来料楔形、非对称轧制等因素引起的四列滚子轴承偏载运行行为,利用有限元方法研究了滚子-滚道接触力学性能,提出滚子接触应力轴向均匀分布原则,采用非对称对数曲线对滚子母线进行修形优化,消除重载端接触应力高峰,均布轧制负荷。研究为改进多列滚子轴承设计、避免局部过度磨损和早期失效等方面提供重要理论依据。主要结论包括:

(1) 四列滚子承载不均,靠近辊身侧滚子承受

载荷最大,列间接触应力差接近 200 MPa,滚子沿轴线方向接触应力近似呈线性分布,最大接触应力差接近 60 MPa,端部发生突变,有明显应力集中。

(2) 滚子在周向随机装配,只有一侧承载,且滚子与内圈接触应力明显大于与外圈接触应力,整体呈“M”形分布。

(3) 采用滚子轴向接触应力均布原则进行修形优化,最终滚子母线修形曲线优化参数为 $k_1 = 1.3$, $k_2 = 1$, $k_3 = 0.014 \sim 0.011$,能够有效缓解滚子的重载端接触应力高峰,优化后在轴向方向接触应力分布均匀,取得了明显效果。

参 考 文 献

- [1] JONES A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Trans ASME, 1960, 82(2): 309.
- [2] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements [M]. Berlin: Springer-Verlag, 1984.
- [3] HARRIS T A, AARONSON S F. An analytical investigation of cylindrical roller bearings having annular rollers[J]. ASLE Transactions, 1967, 10(3): 235-242.
- [4] HARRIS T A. Ball motion in thrust-loaded, angular contact bearings with coulomb friction[J]. Journal of Tribology, 1971, 93(1): 32-38.
- [5] GUPTA P K. Dynamics of rolling-element bearings-part I: cylindrical roller bearing analysis[J]. Journal of Tribology, 1979, 101(3): 293-302.
- [6] GUPTA P K. Dynamics of rolling-element bearings-part III: ball bearing analysis[J]. Journal of lubrication technology, 1979, 101(3): 312-318.
- [7] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
DENG Sier, JIA Qunyi, XUE Jinxue. Rolling bearing design principle[M]. Beijing: China Standard Press, 2014.
- [8] HERTZ H. On the contact of elastic solids and on hardness[C]. Miscellaneous Papers, London: MacMillan, 1886.
- [9] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley and Sons, 1984.
- [10] JONES A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings[J]. Journal of Basic Engineer, 1959, 81: 1-12.
- [11] PANDIYARAJAN R, STARVIN M S, GANESH K C. Contact stress distribution of large diameter ball bearing using hertzian elliptical contact theory theory[J]. Procedia Engineering, 2012, 38(4): 264-269.
- [12] LOSTADO R, MARTINEZ R F, DONALD B. Determination of the contact stresses in double-row tapered roller bearings using the finite element method, experimental analysis and analytical models[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(11): 4645-4656.
- [13] 吝水林, 孙建亮, 彭艳. 偏载状态下轧机轴承接触力学模型研究[J]. 工程力学, 2021, 38(1): 231-240.
LIN Shuilin, SUN Jianliang, PENG Yan. Research on contact mechanics model of rolling mill bearing under misligned loads[J]. Engineering Mechanics, 2021, 38(1): 231-240.
- [14] 查浩, 任尊松, 徐宁. 高速动车组轴箱轴承滚道载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(4): 135-142.
CHA Hao, REN Zunsong, XU Ning. Research on load characteristics of axle box bearing raceway of high-speed EMU[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(4): 135-142.
- [15] KUNC R, PREBIL I. Numerical determination of carrying capacity of large rolling bearings[J]. Journal of Materials Processing Technical, 2004, 155-156(1): 1696-1703.
- [16] 史修江, 王黎钦. 基于拟动力学的航空发动机主轴滚子轴承热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 86-92.
SHI Xiujiang, WANG Liqin. TEHL analysis of aero-engine mainshaft roller bearing based on quasi-dynamics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 86-92.
- [17] MEVEL B. Numerical methods in bearing roller tilt analysis[J]. Tribology Transactions, 2016, 59(6): 1081-1088.
- [19] 毛月新, 沈雪瑾, 陈晓阳, 等. 偏载滚子轴承的接触应力分布计算及其滚子凸度设计[J]. 中国机械工程, 2009, 20(16): 1918-1922.
MAO Yuexin, SHEN Xuejin, CHEN Xiaoyang, et al. Calculation of contact stress distribution and roller crown design of eccentrically loaded roller bearings[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(16): 1918-1922.
- [19] 王思明, 罗继伟, 许明恒. 风力发电机变桨轴承力学分析[J]. 中国工程机械学报, 2011, 9(1): 73-76.
WANG Siming, LUO Jiwei, XU Mingheng. Mechanical analysis of pitch bearing of wind turbines[J]. Chinese Journal of Engineering Machinery, 2011, 9(1): 73-76.
- [20] 刘光明, 陈曦, 李月. 四辊轧机轴承载荷分布及辊系弹性变形[J]. 塑性工程学报, 2016, 23(1): 73-78.
LIU Guangming, CHEN Xi, LI Yue. Four-high rolling mill bearing load distribution and roll system elastic deformation[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2016, 23(1): 73-78.
- [21] 王兴东, 董元龙, 刘源洞. 低速重载轴承的有限元分析及研究[J]. 武汉科技大学学报(自然科学版), 2008, 31(1): 104-107.

- WANG Xingdong, DONG Yuanlong, LIU Yuandong. Finite element analysis and research on low-speed and heavy-duty bearings[J]. Journal of Wuhan Science and Technology Humanities (Natural Science Edition), 2008, 31(1): 104-107.
- [22] SINGH S, KOPKE U, HOWARD C et al. Analyses of contact forces and vibration response for a defective rolling element bearing using an explicit dynamics finite element model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(21): 5356-5377.
- [23] LUNDBERG G. Elastic contact between two semi-infinite bodies[J]. Forschung auf den Gebiete des Ingenieurwesen, 1939(5): 201-211.
- [24] JOHNS P, GOHAR R. Roller bearings under radial and eccentric loads[J]. Tribology International, 1981, 14(3): 131-136.
- [25] URATA S. Investigation of optimum crowing profile of cylindrical roller bearings part 2[J]. Fujikoshi Engineering Review, 2000, 56(S1): 14-23.
- [26] CUI Li, HE Yafei. A new logarithmic profile model and optimization design of cylindrical roller bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2015, 67(5): 489-508.
- [27] 魏延刚. 圆柱滚子轴承滚子修形技术的研究[J]. 润滑与密封, 2003(3): 16-18.
- WEI Yangang, Research on roller shape modification technology of cylindrical roller bearings[J]. Lubrication & Sealing, 2003(3): 16-18.
- [28] 李云峰, 程亚兵. 交叉圆柱滚子转盘轴承的滚子偏载分析与修形[J]. 机械工程学报, 2015, 51(1): 161-166.
- LI Yunfeng, CHENG Yabing. Analysis and modification of roller eccentric load of crossed cylindrical roller slewing bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1): 161-166.
- [29] 陈晓阳, 周越, 沈雪瑾, 等. 偏歪斜滚子摩擦副的接触应力分析及凸度设计[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2015, 43(6): 77-83.
- CHEN Xiaoyang, ZHOU Yue, SHEN Xuejin, et al. Contact stress analysis and crown design of skewed roller friction pair[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2015(6): 77-83.
- [30] 顾鑫鑫. 偏载工况下圆柱滚子轴承力学性能及修形优化研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- GU Xinxin. Research on the mechanical properties and modification optimization of cylindrical roller bearings under misligned loads[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [31] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- LUO Jiwei, LUO Tianyu. Analysis, calculation and application of rolling bearings [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2009.
- [32] JOHNS P M, GOHAR R. Roller bearings under radial and eccentric loads[J]. Tribology International, 1981, 14(3): 131-136.
- [33] FUJIWARA H, KAWASE T. Logarithmic profiles of rollers in roller bearings and optimization of the profiles[J]. Proceedings of the JSME C, 2006, 72(9): 3022-3029.

作者简介: 吝水林, 男, 1991 年出生, 博士研究生。主要研究方向为轴承动力学建模及故障诊断技术。

E-mail: ysu735748@163.com

孙建亮(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。研究方向为先进成形及热处理技术, 设备和产品智能在线监测、诊断和调控。

E-mail: sunjianliang@ysu.edu.cn

彭艳, 男, 1971 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。研究方向为轧机稳健控制、轧机系统智能化、金属构件疲劳与延寿。

E-mail: pengyan@ysu.edu.cn