

考虑滚子修形的盾构机主轴承疲劳寿命计算

张思颖

(中国铁建重工集团股份有限公司, 长沙 410110)

摘要:【目的】针对盾构机用三排滚子结构主轴承, 建立一种考虑滚子修形的疲劳寿命计算方法, 为确定滚子修形方式和程度提供指导。【方法】首先, 通过几何分析, 建立滚子-滚道接触变形与内圈整体轴向、径向位移的数学关系, 基于Palmgren经验公式和内圈受力平衡方程, 构建主轴承载荷分布模型, 求解得到各滚子载荷; 其次, 对滚子沿素线方向进行等距切片, 利用有限长线接触理论建立修形滚子与滚道的弹性接触模型, 获取各切片处的接触应力; 最后, 依据ISO/TS 16281标准, 分别计算对应于套圈基本额定动载荷和当量动载荷的滚子切片载荷, 进而计算主轴承的疲劳寿命。【结果】结果表明, 滚子修形凸度量显著影响主轴承疲劳寿命; 随着凸度量的增大, 疲劳寿命呈现先增大后减小的趋势, 存在一个最优修形凸度量使主轴承疲劳寿命达到最大值。

关键词: 主轴承; 载荷分布; 接触应力; 滚子修形; 疲劳寿命; 数值计算

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.022

0 引言

盾构机是一种集机、光、电、液等多学科为一体的大型隧道施工装备, 能够同时完成隧道开挖、支护、出渣、导向等工厂化作业^[1-2], 被称为“工程机械之王”, 广泛应用于隧道、煤矿、地铁等大型工程建设^{[3]267-268}。其主轴承采用三排圆柱滚子结构, 是盾构机最关键的核心部件, 一旦损坏则无法更换, 导致盾构机报废、工程停机, 造成巨大的经济损失。因此, 为保证主轴承正常运转, 设计阶段的受力分析和疲劳寿命估算显得尤为重要。

国内外学者在轴承疲劳寿命分析方面开展了大量研究。张金辉等^{[4]76-77}给出一种考虑滚子轮廓的三排圆柱滚子轴承载荷分布计算方法, 可基于套圈滚道切片的基本额定动载荷和当量动载荷计算三排圆柱滚子轴承疲劳寿命。李云峰等^{[5]27}针对风电机组双支撑圆锥滚子轴承, 建立了轴承载荷分布的5自由度力学分析模型, 并利用滚道边缘应力集中修正函数计算当量滚子切片载荷, 进而准确计算轴承疲劳寿命。于春来等^[6]提出一种三排圆柱滚子轴承在径向、轴向载荷和倾覆力矩联合作用下疲劳寿命的计算方法, 由套圈的额定滚子载荷和当量滚子载荷计算出

各个滚道的疲劳寿命, 最终求出整个轴承的疲劳寿命。GLODEŽ等^[7]对比分析了各种计算轴承疲劳寿命的方法, 得出“应力-寿命法是计算滚动轴承疲劳寿命较为有效的方法”的结论。

上述关于三排圆柱滚子轴承疲劳寿命的研究, 大部分使用Lundberg-Palmgren寿命计算式(简称L-P寿命理论)来计算轴承疲劳寿命, 未考虑滚子修形对轴承疲劳寿命的影响。另外, L-P寿命理论也没有考虑滚子的寿命计算, 而是把滚子的疲劳失效包括在滚道的寿命计算当中, 强化了滚道的失效预期, 这样计算出来的寿命往往明显小于真实滚道寿命^[8]。张金辉等^{[4]78-79}虽然考虑了滚子修形来计算载荷分布, 但疲劳寿命依然基于L-P寿命理论。李云峰等^{[5]28-30}提出的寿命计算方法不能直接应用于盾构机主轴承, 风电机组双支撑圆锥滚子轴承与盾构机主轴承在结构上有很大差异性。

本文针对盾构机用主轴承, 建立载荷分布和考虑滚子修形影响的接触应力计算模型, 根据ISO/TS 16281标准计算出对应于套圈基本额定动载荷的滚子切片载荷和对应于套圈当量动载荷的滚子切片载荷, 进而准确计算出主轴承疲劳寿命。本文方法为定量分析滚子修形对盾构机主轴承疲劳寿命的影响提供

收稿日期: 2024-09-27 修回日期: 2024-12-23

基金项目: 湖南省先进制造业“揭榜挂帅”项目(2022GXGG004)

作者简介: 张思颖, 男, 1993年生, 江西南昌人, 硕士, 工程师; 主要研究方向为机械结构优化设计; sixbar@foxmail.com。

引用格式: 张思颖. 考虑滚子修形的盾构机主轴承疲劳寿命计算[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 193-199.

ZHANG Siying. Calculation of fatigue life of tunnel boring machine's main bearing considering roller profile modification[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 193-199.



免费获取

了依据, 对提高盾构机主轴承寿命和可靠性具有重要意义。

1 轴承几何模型建立

在主轴承所受载荷中, 轴向力和倾覆力矩由主推滚子和辅推滚子承受, 径向载荷由径向滚子承受。计算时可近似认为: 主轴承内、外圈均为刚体; 同一滚道上滚子大小相等; 内外滚道间相互平行, 受力后只在滚子与滚道接触处产生弹性变形。

1.1 变形协调条件

假设主轴承外圈固定, 内圈在轴向力 F_a 和倾覆力矩 M_k 作用下产生轴向位移量 δ_a 、角位移量 θ , 滚子的分布圆直径为 D_{pwi} ($i = 1, 2$), 如图1所示。

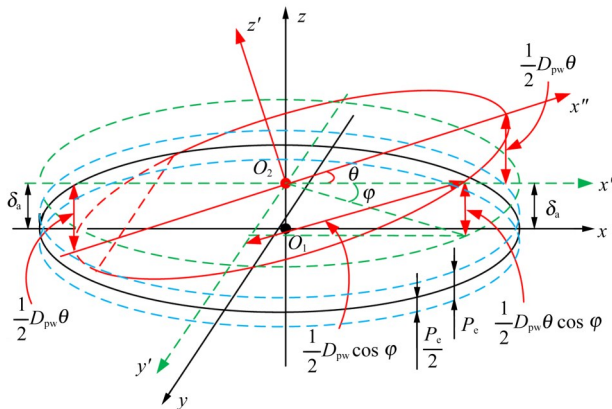


图1 轴承内圈轴向位移示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the axial displacement of the bearing inner ring

设主推滚道上受载最大滚子的分布角度为 0° , 则分布角为 ϕ_{1k} 处的主推滚子弹性变量 $\delta_{\phi_{1k}}$ 为

$$\delta_{\phi_{1k}} = 0.5D_{pw1}\theta \cos \phi_{1k} + \delta_a - 0.5G_a \quad (1)$$

式中, D_{pw1} 为主推滚子分布圆直径; G_a 为轴向游隙; $\phi_{1k} = 2\pi(k-1)/Z_1$; $k = 1, 2, \dots, Z_1$, 其中, Z_1 为主推滚子的数量。

同理, 辅推滚子在分布角 ϕ_{2k} 处的辅推滚子弹性变量 $\delta_{\phi_{2k}}$ 为

$$\delta_{\phi_{2k}} = 0.5D_{pw2}\theta \cos \phi_{2k} - \delta_a - 0.5G_a \quad (2)$$

式中, D_{pw2} 为辅推滚子分布圆直径; $\phi_{2k} = 2\pi(k-1)/Z_2$; $k = 1, 2, \dots, Z_2$, 其中, Z_2 为辅推滚子的数量。

内圈在径向力 F_r 作用下产生位移量 δ_r , 图2为轴承内圈的径向位移示意图。设径向滚道上受载最大滚子的分布角度为 0° , 则分布角为 ϕ_{3k} 处的径向滚子弹性变量 $\delta_{\phi_{3k}}$ 为

$$\delta_{\phi_{3k}} = \delta_r \cos \phi_{3k} - 0.5G_r \quad (3)$$

式中, $\phi_{3k} = 2\pi(k-1)/Z_3$; $k = 1, 2, \dots, Z_3$, 其中, Z_3 为径向滚子的数量; G_r 为径向游隙。

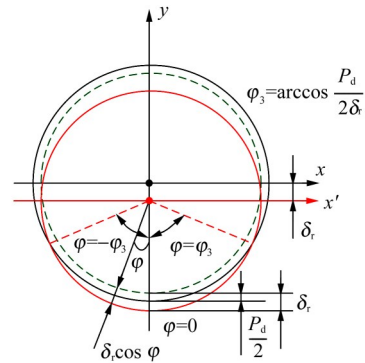


图2 轴承内圈径向位移示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the radial displacement of the bearing inner ring

1.2 滚子载荷与弹性变形的关系

线接触问题中的滚子载荷与弹性变形的关系常采用 Palmgren 给出的经验公式^[9]进行计算, 该公式给出的滚子载荷 P 与弹性变形 δ 之间的关系为

$$P = \begin{cases} K \delta^{10/9}, & \delta > 0 \\ 0, & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中, $K = 3.81 \cdot 10^{-10/9} E'^{-1} L_{we}^{8/9}$, 其中, E' 为综合弹性模量, $E' = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}$, v_1, v_2 分别为滚子、滚道材料的泊松比, E_1, E_2 分别为滚子、滚道材料的弹性模量, L_{we} 为滚道长度。若滚子和滚道均取常规轴承钢材料, 即 $E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^5$ MPa, $v_1 = v_2 = 0.3$, 则 $K = 8.06 \times 10^4 L_{we}^{8/9}$ 。

1.3 受力平衡方程

图3为主推滚子的载荷分布图。主推滚子的轴向合力 F_1 为

$$F_1 = \sum_{k=1}^{Z_1} K_1 \delta_{\phi_{1k}}^{10/9} \quad (5)$$

式中, K_1 为主推滚子的载荷变形常数。

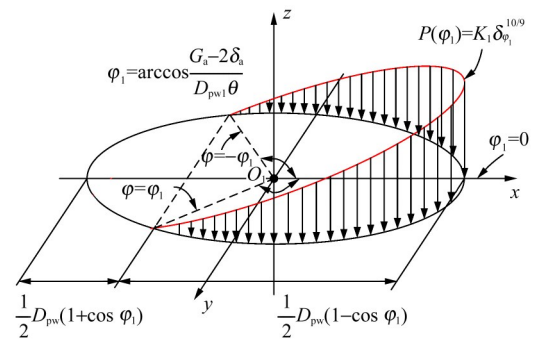


图3 主推滚子载荷分布

Fig. 3 Load distribution of the main thrust roller

图4为辅推滚子的载荷分布图。辅推滚子的轴向合力 F_2 为

$$F_2 = \sum_{k=1}^{Z_2} K_2 \delta_{\phi_{2k}}^{10/9} \quad (6)$$

式中, K_2 为辅推滚子的载荷变形常数。

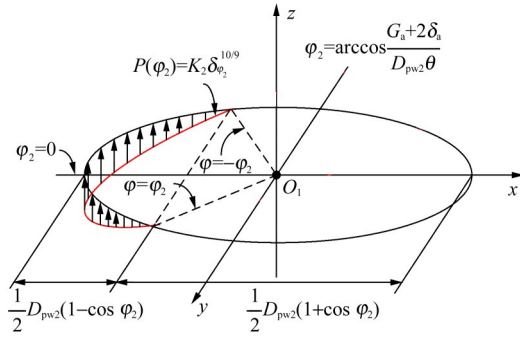


图4 辅推滚子载荷分布

Fig. 4 Load distribution of the auxiliary thrust roller

图5为径向滚子的载荷分布图。为使轴承内圈静力平衡，外加的径向载荷 F_r 一定等于滚子各载荷径向分力之和，即

$$F_r = \sum_{k=1}^{Z_1} K_3 \delta_{\phi_{3k}}^{10/9} \cos \phi_{3k} \quad (7)$$

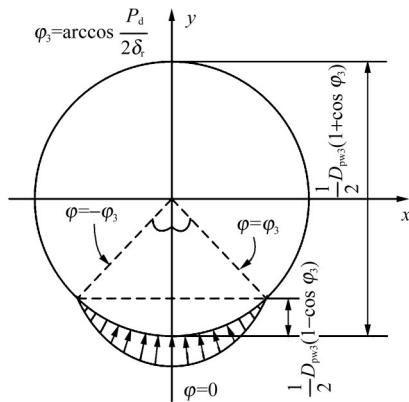


图5 径向滚子载荷分布

Fig. 5 Load distribution of the radial roller

轴承滚子和内圈构成的隔离体在轴向力 F_a 、径向力 F_r 、倾覆力矩 M_k 的作用下处于平衡状态，平衡方程为

$$F_a = F_1 - F_2 = \sum_{k=1}^{Z_1} K_1 \delta_{\phi_{1k}}^{10/9} - \sum_{k=1}^{Z_2} K_2 \delta_{\phi_{2k}}^{10/9} \quad (8)$$

$$M_k = M_1 + M_2 = \sum_{k=1}^{Z_1} 0.5 D_{pw1} K_1 \delta_{\phi_{1k}}^{10/9} \cos \phi_{1k} + \sum_{k=1}^{Z_2} 0.5 D_{pw2} K_2 \delta_{\phi_{2k}}^{10/9} \cos \phi_{2k} \quad (9)$$

$$F_r = \sum_{k=1}^{Z_3} K_3 \delta_{\phi_{3k}}^{10/9} \cos \phi_{3k} \quad (10)$$

式(8)、式(9)构成了以内圈位移量 δ_a 、 δ_r 、 θ 为未知量的非线性方程组。当轴承结构设计参数和外部载荷确定时，运用 Newton-Raphson 法求解该非线性方程组，并根据式(1)~式(4)可计算出各滚子与滚道之间的接触载荷。

2 接触应力计算

有限长线接触理论是一种能够在考虑滚子修形条件下，计算滚子与滚道间接触应力的方法^[10-11]。

有限长二维接触问题的一般方程为

$$\frac{1}{\pi E'} \iint_S \frac{P(x, y) dx dy}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} = \delta - z(x', y') \quad (11)$$

$$\iint_S P(x, y) dx dy = F \quad (12)$$

式中， $P(x, y)$ 为接触应力分布函数； S 为实际接触区域的大小； δ 为发生弹性变形时，两物体的弹性趋近量； (x, y) 、 (x', y') 为接触区域两点处的坐标； $z(x', y')$ 为点 (x', y') 处两接触表面间的初始距离； F 为滚子所承受的载荷。

在物理上，由于接触应力 $P(x, y)$ 非负，所以，式(11)、式(12)还必须满足边界条件：

$$P(x, y) \geq 0 \quad (13)$$

如图6所示，将接触区域划分为 m 个条形单元，假定接触应力沿母线方向均匀分布，沿滚动方向按 Hertz 接触应力分布，有

$$P_j = P_{0j} \sqrt{1 - (x/a_j)^2} \quad (14)$$

式中， P_j 为第 j 个切片的接触应力； P_{0j} 为第 j 个切片中心的最大接触应力； a_j 为第 j 个切片的接触半宽，可表示为

$$a_j = \frac{2R}{E'} P_{0j} \quad (15)$$

式中， R 为滚子的公称半径。

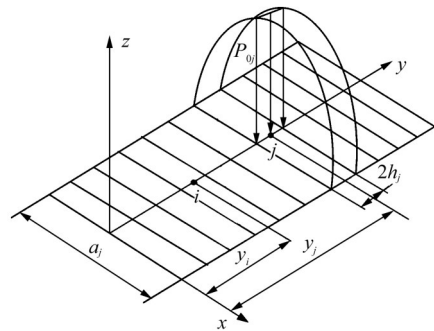


图6 条形单元示意图

Fig. 6 Schematic diagram of strip unit

式(14)、式(15)表明，只要确定每个条形单元的最大接触应力 P_{0j} ，就可以确定接触宽度，将二维接触问题转化为一维接触问题。

单元 j 上的应力在单元 i 中心处产生的位移为

$$w_{ij} = \frac{P_{0j}}{\pi E'} \int_{-a_j}^{a_j} \int_{y_j-h_j}^{y_j+h_j} \frac{\sqrt{1 - (x'/a_j)^2} dx' dy'}{\sqrt{x'^2 + (y_i - y_j - h_j)^2}} = \frac{P_{0j}}{\pi E'} D_{ij} \quad (16)$$

将 D_{ij} 对 y' 进行积分，可得

$$D_{ij} = \int_{-a_j}^{a_j} \sqrt{1 - (x'/a_j)^2} \ln \left[\frac{|y_i - y_j| + h_j + \sqrt{x'^2 + (y_i - y_j + h_j)^2}}{|y_i - y_j| - h_j + \sqrt{x'^2 + (y_i - y_j - h_j)^2}} \right] dx' \quad (17)$$

无法再对式(17)进行化简, 后续计算只能借助数值积分来完成。

因此, 式(12)、式(11)可分别写为

$$\pi \sum_{j=1}^m a_j h_j P_{0j} = F \quad (18)$$

$$\frac{1}{\pi E'} \sum_{j=1}^m D_{ij} P_{0j} = \delta - z_i(y_i), \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (19)$$

当 F 和 $z_i(y_i)$ 已知时, 式(18)、式(19)构成了以 $P_{0j} (j = 1, 2, \dots, m)$ 和 δ 共 $m+1$ 个未知数的 $m+1$ 阶线性方程组。

工程应用中通常需要对滚子素线进行修形。将式(19)中的滚子初始距离函数 $z_i(y_i)$ 设置为滚子修形函数, 表示滚子修形凸度对接触应力的影响, 并在公式前增加凸度系数 ξ , 用来调整滚子凸度的大小, 即

$$z(y) = 3.5 \times 10^{-4} \xi D_{we} \ln \left[\frac{1}{1 - (2y/L_{we})^2} \right] \quad (20)$$

式中, D_{we} 为滚道的分布圆直径。

3 疲劳寿命计算

根据 ISO 281 标准^[12]和 ISO/TS 16281 标准^[13], 将对应于套圈的基本额定动载荷的滚子载荷确定为额定滚子载荷, 额定滚子载荷取决于主轴承结构参数^{[3]270}; 将对应于套圈当量动载荷的滚子载荷确定为当量滚子载荷, 当量滚子载荷取决于轴承载荷分布计算和接触应力计算。

3.1 轴承滚道基本额定动载荷

在盾构机主轴承中, 滚子与滚道之间的接触类型属于线接触, 主推和辅推滚子的接触角为 90° , 径向滚子的接触角为 0° , 轴承滚道基本额定动载荷需要根据接触角的类型进行计算。

对于主推滚道和辅推滚道, 有

$$C_{ia} = b_m f_c L_{wei}^{7/9} Z_i^{3/4} D_{wei}^{29/27} \quad (21)$$

式中, $b_m = 1$; $f_c = 472.45388 \times 0.73 \times 0.85 \gamma_i^{2/9}$, $\gamma_i = \frac{D_{wei}}{D_{pwi}}$, $i = 1, 2$ 。

对于径向滚道, 有

$$C_r = b_m f_c (L_{we3} \cos \alpha)^{7/9} Z_3^{3/4} D_{we3}^{29/27} \quad (22)$$

式中, $b_m = 1.1$; $f_c = 551.13373 \times 0.377 \times 0.83 \times \frac{\gamma_3^{2/9} (1 - \gamma_3^{2/9})^{29/27}}{(1 + \gamma_3^{2/9})^{1/4}} \times \{1 + [1.04 (\frac{1 - \gamma_3^{2/9}}{1 + \gamma_3^{2/9}})^{143/108}]^{9/2}\}^{-2/9}$;

$$\gamma_3 = \frac{D_{we3}}{D_{pw3}} \circ$$

3.2 对应于轴承滚道基本额定动载荷的滚子载荷

对于主推和辅推滚道的旋转和静止套圈, 有

$$Q_{ia,c} = \frac{1}{0.73} \times \frac{C_{ia}}{Z} \times 2^{2/9}, \quad i = 1, 2 \quad (23)$$

对于径向滚道的旋转和静止套圈, 有

$$Q_{ru,c} = \frac{1}{0.83} \times \frac{C_r}{0.378Z \cos \alpha} \times \{1 + [1.038 (\frac{1 - \gamma_3}{1 + \gamma_3})^{143/108}]^{9/2}\}^{2/9} \quad (24)$$

$$Q_{rv,c} = \frac{1}{0.83} \times \frac{C_r}{0.364Z \cos \alpha} \times \{1 + [1.038 (\frac{1 - \gamma_3}{1 + \gamma_3})^{143/108}]^{-9/2}\}^{2/9} \quad (25)$$

3.3 对应于套圈基本额定动载荷的滚子切片载荷

对于主推和辅推滚道的旋转和静止套圈, 有

$$q_{ia,c} = Q_{ia,c} (\frac{1}{m})^{7/9}, \quad i = 1, 2 \quad (26)$$

式中, m 为滚子切片的数量。

对于径向滚道的旋转和静止套圈, 有

$$q_{ru,c} = Q_{ru,c} (\frac{1}{m})^{7/9} \quad (27)$$

$$q_{rv,c} = Q_{rv,c} (\frac{1}{m})^{7/9} \quad (28)$$

3.4 对应于滚子端部的滚道边缘应力修正函数

根据滚子切片载荷和接触应力计算滚道边缘应力修正函数。对于主推和辅推滚道, 有

$$f_{ia}[k,j] = [(\frac{P_{ia,kj}}{271})^2 D_{wei} (1 - \gamma_i) \frac{L_{wei}}{m}] / q_{ia,kj} \quad (29)$$

式中, $P_{ia,kj}$ 为第 k 个滚子的第 j 个切片与套圈的接触应力; $q_{ia,kj}$ 为第 k 个滚子的第 j 个切片与套圈的接触载荷; $i = 1, 2$ 。

对于径向旋转滚道, 有

$$f_{ru}[k,j] = [(\frac{P_{ru,kj}}{271})^2 D_{we3} (1 - \gamma_i) \frac{L_{we3}}{m}] / q_{ru,kj} \quad (30)$$

对于径向静止滚道, 有

$$f_{rv}[k,j] = [(\frac{P_{rv,kj}}{271})^2 D_{we3} (1 + \gamma_i) \frac{L_{we3}}{m}] / q_{rv,kj} \quad (31)$$

式中, $P_{ru,kj}$ 、 $P_{rv,kj}$ 分别为第 k 个径向滚子的第 j 个切片与旋转、静止套圈的接触应力; $q_{ru,kj}$ 为第 k 个径向滚子的第 j 个切片与套圈的接触载荷。

3.5 对应于套圈当量动载荷的滚子切片载荷

滚子当量动载荷定义为在一均匀分布滚子载荷作用下, 套圈寿命与实际载荷分布情况下套圈寿命相同^[14-17]。对于主推和辅推滚道, 旋转套圈当量动载荷的滚子切片载荷为

$$q_{ia, k} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ia}[k, j] q_{ia, kj})^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (32)$$

静止套圈当量动载荷的滚子切片载荷为

$$q_{iav, k} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ia}[k, j] q_{ia, kj})^{4.5} \right]^{\frac{1}{4.5}} \quad (33)$$

对于径向滚道，旋转套圈当量动载荷的滚子切片载荷为

$$q_{ra, k} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ra}[k, j] q_{ra, kj})^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (34)$$

静止套圈当量动载荷的滚子切片载荷为

$$q_{rav, k} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ra}[k, j] q_{ra, kj})^{4.5} \right]^{\frac{1}{4.5}} \quad (35)$$

滚子切片载荷中包含了边缘应力修正函数，说明在主轴承疲劳寿命计算中考虑了边缘应力集中的影响。

3.6 基本疲劳寿命

在一般工况条件下，盾构机主轴承的基本疲劳寿命可表示为

$$L_{10} = \left\{ \sum_{k=1}^m \left[\left(\frac{q_{1a, c}}{q_{1av, k}} \right)^{-9/2} + \left(\frac{q_{2a, c}}{q_{2av, k}} \right)^{-9/2} + \left(\frac{q_{ra, c}}{q_{rav, k}} \right)^{-9/2} + \left(\frac{q_{rv, c}}{q_{rv, k}} \right)^{-9/2} \right] \right\}^{-8/9} \quad (36)$$

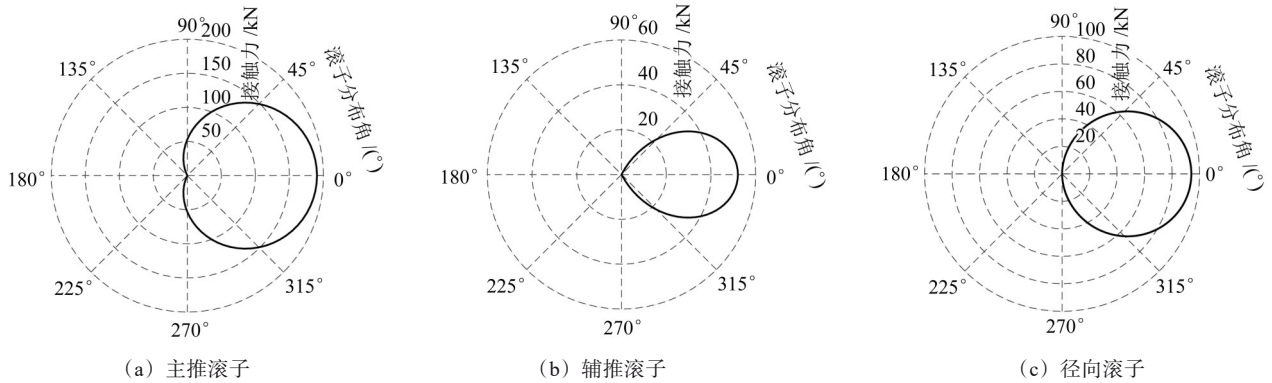


图7 主轴承载荷分布

Fig. 7 Load distribution of the main bearing

4.2 接触应力计算

通过载荷分布计算，得到每个滚子的接触载荷后，再利用式(18)~式(20)计算每个滚子的接触应力分布，结果如图8所示。可以看出，主推滚子最大接触应力为1 381 MPa；辅推滚子最大接触应力为1 108 MPa；径向滚子最大接触应力为1 444 MPa。随着载荷的增大，滚子接触应力的分布逐渐均匀，两端没有出现应力集中。说明采用式(20)进行滚子修形可以提高滚子承受重载的能力。

4.3 轴承基本参考疲劳寿命随滚子凸度的影响

当主推、辅推、径向滚子的凸度系数ξ从0到2变化时，主轴承疲劳寿命的变化情况如图9所示。可

4 计算实例

以某盾构机主轴承为研究对象，轴承结构参数如表1所示。所受外部载荷为：轴向力 $F_a=15\,500\text{ kN}$ ，倾覆力矩 $M_k=23\,600\text{ kN}\cdot\text{m}$ ，径向力 $F_r=5\,160\text{ kN}$ 。凸度系数ξ设置为1。

表1 轴承结构参数

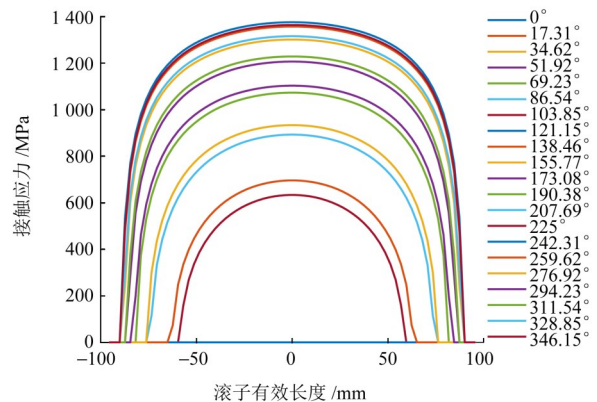
Tab. 1 Structural parameters of the bearing

滚道类别	分布圆直径/mm	滚子长度/mm	滚子直径/mm	滚子圆角半径/mm	滚子数量
主推	4 568	110	100	2	100×2
辅推	4 378	60	60	2	145
径向	4 236	75	50	1.5	210

4.1 载荷分布计算

根据式(8)~式(10)构成的主轴承3自由度力学模型，计算内圈位移量 δ_a 、 δ_r 、 θ ；再根据式(1)~式(4)计算得到滚子与内外圈之间的接触载荷，如图7所示。主推滚子受载分布角为 235° ，受载最大主推滚子所受载荷为 190.5 kN ；辅推滚子受载分布角为 130° ，受载最大辅推滚子所受载荷为 52.2 kN ；径向滚子受载分布角为 178° ，受载最大径向滚子所受载荷为 94 kN 。

以看出：



(a) 主推滚子

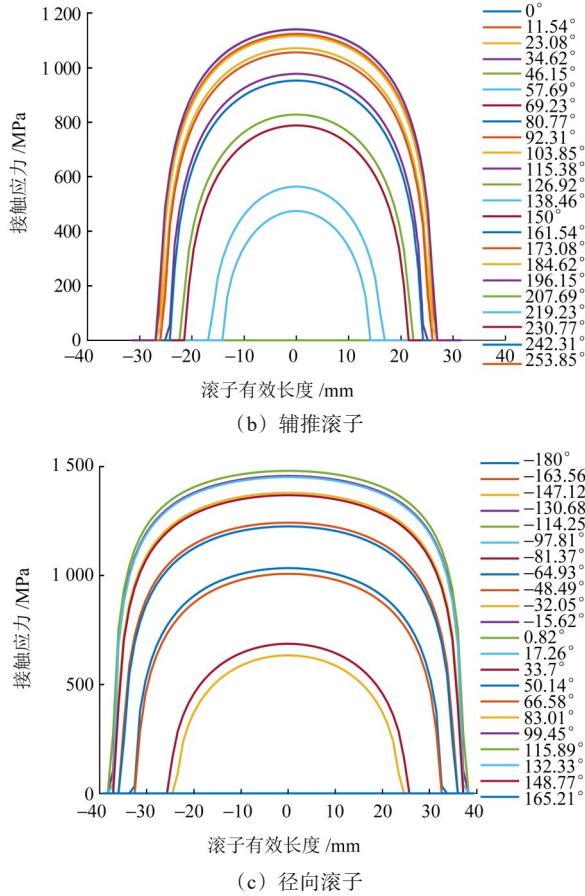


图8 主轴承接触应力分布

Fig. 8 Contact stress distribution of the main bearing

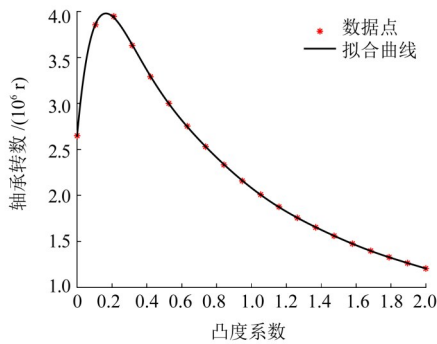


图9 凸度系数对主轴承疲劳寿命的影响

Fig. 9 Influence of crowning coefficient on fatigue life of the main bearing

1) 主轴承直母线无修形时, 主轴承疲劳寿命为 2.65×10^6 r; 轴承采用对数修形时, 轴承疲劳寿命最高可达 4.00×10^6 r。说明滚子修形可以显著改善轴承疲劳寿命。

2) 主轴承寿命随着凸度系数的增大呈现先急剧增大再缓慢减小的变化趋势, 并在 $\xi=0.17$ 时, 达到最大值。主要原因为当 $\xi < 0.17$ 时, 随着凸度系数的增大, 滚子边缘应力集中的现象得到改善, 主轴承寿命得到提高; 当 $\xi > 0.17$ 时, 随着凸度系数的增大, 滚子接触区域的有效接触长度减小, 接触应力开始向中部集中, 主轴承疲劳寿命降低。

5 结论

建立了盾构机主轴承3自由度力学模型, 运用有限长线接触理论计算滚子接触应力, 并根据 ISO/TS 16281 标准中的滚道边缘应力修正函数, 计算了滚子修形条件下的轴承疲劳寿命, 得出以下结论:

1) 滚子修形凸度量会显著影响主轴承疲劳寿命。主轴承疲劳寿命随着凸度系数的增大, 呈现先增大后减小的趋势。

2) 凸度系数 $\xi = 0.17$ 时, 主轴承可以取得最佳疲劳寿命。

3) 建立了一套可以有效评估主轴承滚子修形程度的计算方法, 可为滚子修形设计及分析滚子修形对盾构机主轴承疲劳寿命的影响提供指导。

参 考 文 献

[1] 张远昭, 邱俊, 毛范海. 考虑修形、游隙的三排滚子轴承承载分析模型[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(2): 5-9.
ZHANG Yuanzhao, QIU Jun, MAO Fanhai. Load capacity analysis model of three-row roller bearings considering profile and clearance[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2022, 51(2): 5-9.

[2] 贾现召, 马冀恒, 孟一雯. 基于 DesignLife 的风电主轴用三排圆柱滚子轴承疲劳寿命计算[J]. 轴承, 2018(12): 5-8.
JIA Xianzhao, MA Jiheng, MENG Yiwen. Calculation on fatigue life of three row cylindrical roller bearings for main shaft in wind turbines based on DesignLife[J]. Bearing, 2018(12): 5-8.

[3] 李云峰, 张澎悦. 三排滚子转盘轴承的校核计算方法[J]. 中国机械工程, 2018, 29(3): 267-272.
LI Yunfeng, ZHANG Pengyue. Checking calculation method of three-row roller slewing bearings[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(3): 267-272.

[4] 张金辉, 袁久明, 刘登. 考虑滚子轮廓的三排滚子轴承载荷分布及寿命计算[J]. 工程机械, 2023, 54(3): 76-81.
ZHANG Jinhui, YUAN Jiuming, LIU Deng. Load distribution and life calculation of three-row roller bearing considering roller profile [J]. Construction Machinery and Equipment, 2023, 54(3): 76-81.

[5] 李云峰, 范雨晴, 王高峰, 等. 风电主轴双支承圆锥滚子轴承疲劳寿命计算[J]. 轴承, 2023(6): 26-35.
LI Yunfeng, FAN Yuqing, WANG Gaofeng, et al. Fatigue life calculation of tapered roller bearings for doubly supporting wind turbine main shaft[J]. Bearing, 2023(6): 26-35.

[6] 于春来, 刘洪海, 郭云飞. 三排圆柱滚子转盘轴承寿命计算[J]. 轴承, 2011(8): 7-8.
YU Chunlai, LIU Honghai, GUO Yunfei. Life calculation of three-row cylindrical roller turntable bearing[J]. Bearing, 2011(8): 7-8.

[7] GLODEŽ S, POTOČNIK R, FLAŠKER J. Computational model for calculation of static capacity and lifetime of large slewing bear-

- ing's raceway [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 47: 16-30.
- [8] 葛浩田. 盾构主轴轴承结构优化设计与可靠性计算[D]. 大连:大连理工大学, 2023:5-6.
GE Haotian. Structural optimization design and reliability calculation of shield main bearing[D]. Dalian:Dalian University of Technology, 2023:5-6.
- [9] ZHU X T, PAN J Z, CHEN C H, et al. Effect of ultrasonic rolling on surface microstructure and contact fatigue life of carburized bearing steel [J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2023, 32(10):4737-4748.
- [10] 张思颖, 刘华, 陈浩林. 基于有限长线接触的圆柱滚子接触应力分析[J]. 铁道建筑技术, 2023(5):31-34.
ZHANG Siying, LIU Hua, CHEN Haolin. Contact stress analysis of cylindrical roller based on finite length line contact [J]. Railway Construction Technology, 2023(5):31-34.
- [11] 王爱林, 王庆九, 汪久根. 滚子偏斜对圆锥滚子与内圈接触的影响[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(1):56-59.
WANG Ailin, WANG Qingjiu, WANG Jiugen. Effects of misalignment in tapered roller bearings on contact between roller and inner ring [J]. Machine Design & Research, 2012, 28(1):56-59.
- [12] International Organization for Standardization. Rolling bearings-dynamic load ratings and rating life: ISO 281:2007 [S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2007:19-20.
- [13] International Organization for Standardization. Rolling bearings-methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings: ISO/TS 16281:2008 [S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2008:12-13.
- [14] 崔立, 何亚飞, 蔡池兰. 圆柱滚子轴承凸度设计及其对疲劳寿命影响[J]. 机械设计与研究, 2015, 31(5):67-70.
CUI Li, HE Yafei, CAI Chilan. Study on profile design of cylinder roller bearing and its effect on fatigue life [J]. Machine Design & Research, 2015, 31(5):67-70.
- [15] 王会杰, 邱明, 李军星, 等. 考虑错位角的角接触球轴承极限承载能力研究[J]. 机械传动, 2023, 47(9):123-128.
WANG Huijie, QIU Ming, LI Junxing, et al. Research on ultimate bearing capacity of angular contact ball bearings considering misalignment angles [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(9):123-128.
- [16] 李朋飞. 滚动轴承的可靠性及寿命预测方法研究[D]. 沈阳:沈阳理工大学, 2023:1-38.
LI Pengfei. Research on reliability and life prediction method of rolling bearing [D]. Shenyang:Shenyang Ligong University, 2023:1-38.
- [17] 马明明, 刘晓玲, 田效永, 等. 圆柱滚子轴承中偏歪斜滚子的修形设计[J]. 机械传动, 2017, 41(3):68-73.
MA Mingming, LIU Xiaoling, TIAN Xiaoyong, et al. Profile modification for tilting coupled with skew roller in cylindrical roller bearing [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(3):68-73.

Calculation of fatigue life of tunnel boring machine's main bearing considering roller profile modification

ZHANG Siying

(China Railway Construction Heavy Industry Co., Ltd., Changsha 410110, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the main bearing with three-row roller structure for shield tunneling machines, a fatigue life calculation method considering roller profile modification was established to provide guidance for determining the modification method and degree. [Methods] Firstly, through geometric analysis, the mathematical relation between roller-raceway contact deformation and the overall axial and radial displacements of the inner ring was established. Based on Palmgren's empirical formula and the force equilibrium equations of the inner ring, a load distribution model was constructed and solved to obtain the load on each roller. Secondly, the rollers were sliced equidistantly along the generatrix direction. An elastic contact model between the modified roller and the raceway was established using finite line contact theory to obtain the contact stress at each slice. Finally, according to ISO/TS 16281 standard, the roller slice loads corresponding to the basic rated dynamic load and the equivalent dynamic load of the ring were calculated respectively to determine the fatigue life of the main bearing. [Results] The results show that the roller modification convexity significantly affects the fatigue life of the main bearing. With the increase of convexity, the fatigue life increases first and then decreases, indicating the existence of an optimal convexity that maximizes the fatigue life.

Key words: Main bearing; Load distribution; Contact stress; Roller profile modification; Fatigue life; Numerical calculation

(编辑: 李立)