

基于应变能的工作辊辊颈轴承段多轴疲劳寿命预测方法

靳凯¹ 秦晓峰¹ 王永¹ 瞿海霞² 李硕杰¹ 秦卓扬¹ 谢苇航¹ 马飞扬¹

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院, 太原 030002)

(2. 宝山钢铁股份有限公司中央研究院, 上海 201900)

摘要: 工作辊辊颈轴承段经常因轴承卡死等出现烧伤失效问题,现场通常采用增材制造的方式进行修复,对修复后的辊颈进行寿命预测是现场生产预估工作辊安全服役并进行检修的关键,但目前缺乏针对相关问题的研究。针对上述问题,对四辊轧机工作辊辊颈轴承段进行了应力分析和多轴寿命预测。基于西姆斯(SIMS)模型和影响函数法计算得到了轧制力和辊间应力,在轴承段取矩建立辊颈端力矩平衡方程,建立了辊颈轴承段弯曲应力模型。将变形抗力视为单位体积的塑性变形能,计算得到了变形区的轧制力矩,建立了辊颈轴承段扭转切应力模型。使用第一强度理论,联立弯曲应力和扭转切应力得到了等效应力。选用多轴疲劳模型,在证明模型计算精度的基础上,对辊颈轴承段进行了疲劳寿命预测,并与实际轧辊在生产线的服役寿命进行了对比。结果表明,该四辊轧机工作辊辊颈轴承段应力计算模型符合实际的辊颈应力状态,理论模型预测得到的服役寿命与实际服役寿命相比,误差小于20%,满足工程实际误差的要求。

关键词: 四辊轧机; 工作辊辊颈轴承段; 多轴疲劳; 寿命预测

中图分类号: TH12 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.04.001

0 引言

轧辊是使轧件产生塑性变形的轧制工具^[1],是生产带钢产品的四辊、六辊和二十辊轧机的核心部件,其运行状态不仅直接影响成品带钢的质量,更与轧制工序的经济效益密切相关。

在实际服役生产过程中,工作辊处于辊间接触应力、轧辊与带钢间接触应力、输入端的扭转切应力及机加工带来的残余应力等复杂应力的作用下^[2]。在正常生产中,更多地关注因接触应力引起的工作辊接触疲劳问题,而对于辊颈等部位的服役强度及服役情况关注较少。但实际运行中,由于轴承卡死、辊颈部位烧伤等问题时有发生,现场通常采用激光熔覆等增材修复方式对辊颈部位进行修复,所以如何合理评估和预测修复后工作辊辊颈轴承段的服役强度和寿命对保障现场安全生产具有重要的意义。

轧制生产中,轧辊接触点的次表面应力场为典型的多轴应力状态,多轴疲劳破坏是其主要的失效形式^[3]。为了预测机械部件在多轴循环加载下的疲劳寿命,各国科研工作者提出了大量的多轴疲劳寿命模型预测方法,主要分为三类:等效应力应变法^[4]、能量法^[5]和临界面法^[6]。这就需要选用合适的多轴疲劳准则来评估疲劳寿命。其中,临界面法根据加载过程中

裂纹形核和扩展的试验现象观察发展而来,有良好的寿命评估能力和明确的物理意义^[7],因此得到了广泛的应用。

本文结合某生产线四辊轧机的实际情况,以力学理论为基础,推导了四辊轧机辊颈轴承段的应力计算模型。在此基础上结合工作辊辊颈轴承段的应力状态和疲劳理论,选择临界面法,基于应变能的多轴疲劳寿命模型建立了四辊轧机工作辊辊颈轴承段的疲劳寿命预测模型,对现场修复后工作辊辊颈轴承段进行了服役寿命预测,保障了现场轧机的服役安全。

1 四辊轧机工作辊辊颈轴承段应力分析

四辊轧机轧制过程具有对称性,为降低模型的复杂程度,选用1/2模型进行分析^[8]。工作辊在辊系中的受力如图1所示。其中, $F(x)$ 为轧制过程中带钢与工作辊之间存在的轧制力,kN; $P(x)$ 为工作辊与支撑辊之间存在的辊间压力,MPa; F_b 为工作辊受到液压弯辊施加的弯辊力,kN。通过液压缸施加工作辊窜辊以更好地控制板形。

应力状态分析中需要重点关注辊颈服役性能的关键应力、应力水平及其循环特性。根据已有对辊系受力的有限元分析结果可知,辊颈部位的受力主要包含扭转切应力和弯曲引起的拉伸主应力,且切应力水

收稿日期: 2023-08-12 修回日期: 2023-09-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(51805355)

作者简介: 靳凯,男,1999年生,山西太原人,硕士研究生; 主要研究方向为轧辊全寿命服役关键技术; E-mail: 18135145963@163.com。

秦晓峰(通信作者),男,1987年生,山西吕梁人,博士,副教授; 主要研究方向为轧辊全寿命服役关键技术、疲劳强度; E-mail: qinxiaofeng@tyut.edu.cn。

引用格式: 靳凯,秦晓峰,王永,等. 基于应变能的工作辊辊颈轴承段多轴疲劳寿命预测方法[J]. 机械强度,2025,47(4):1-8.

JIN Kai, QIN Xiaofeng, WANG Yong, et al. Multi-axial fatigue life prediction method of working roll neck bearing section based on strain energy[J].

Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(4): 1-8.

平较低。因此,可根据强度理论,将切应力和弯曲引起的拉伸主应力等效换算为拉伸主应力。对弯曲产生的拉应力进行修正,作为疲劳性能测试和服役安全评估的关键应力,然后进行疲劳性能评价。

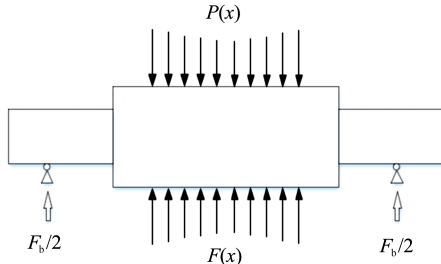


图1 工作辊受力分析简图

Fig. 1 Force analysis diagram of the work roll

现有的辊系弹性变形理论模型中,大都将作用于支承辊辊颈的左、右轧制力与作用于工作辊辊颈的左、右弯辊力作为集中载荷作用于辊颈处。实际轧制力与弯辊力是通过轴承作用于辊颈上的,轴承内圈与辊颈为面接触,两者过盈配合。可将内圈与辊颈视为一体,因此把辊颈所受面载荷处理为均布载荷更接近实际情况,辊颈受力为面载荷^[9]。根据图1所示的工作辊受力简化模型,对工作辊辊颈进行应力状态分析。

1.1 四辊轧机工作辊辊颈轴承段弯曲应力计算

1.1.1 四辊轧机轧制力模型

在来料规格基本稳定的情况下,轧机中轧辊所受的载荷主要由轧制特定产品所施加的轧制力决定^{[10]67-80}。目前热轧带钢轧制力计算模型中,西姆斯(SIMS)轧制力模型的应用最为广泛,其考虑在轧件没有凸度的情况下,忽略了张应力的影响^{[11]23}。本文基于SIMS模型进行分析。其模型表达式为

$$F = 1.15Bl_dQ_p\sigma \quad (1)$$

式中, F 为轧制力; B 为带钢宽度; l_d 为接触弧长; Q_p 为应力状态影响系数; σ 为材料的平均变形阻力。 l_d 、 Q_p 计算式分别为

$$l_d = \sqrt{R'\Delta h} \quad (2)$$

$$Q_p = \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}} \times \left(\frac{\pi}{2} \arctan \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}} - \sqrt{\frac{R'}{h}} \ln \frac{h_\gamma}{h} + \sqrt{\frac{R'}{4h}} \ln \frac{1}{1-\varepsilon} \right) - \frac{\pi}{4} \quad (3)$$

由 Hitchcock 公式得到更新后的压扁半径,为

$$R' = R \left(1 + \frac{K_w F}{\Delta h B} \right) \quad (4)$$

$$K_w = \frac{16(1-\nu^2)}{\pi E} \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{H} = \frac{H-h}{H} \quad (6)$$

$$h_\gamma = h + R'\gamma^2 \quad (7)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{h}{R'}} \tan \left[\frac{1}{2} \arctan \sqrt{\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}} + \frac{\pi}{8} \sqrt{\frac{h}{R'}} \ln(1-\varepsilon) \right] \quad (8)$$

$$H_m = \frac{1}{2}(H+h) \quad (9)$$

式中, R' 为考虑弹性压扁的轧辊半径; R 为轧辊初始半径; K_w 为 Hitchcock 常量; E 为工作辊的弹性模量; ε 为压下率; Δh 为压下量; ν 为工作辊的泊松比; H 、 h 分别为轧件的入口厚度、出口厚度; h_γ 为中性角处轧件的厚度; γ 为中性角; H_m 为轧件平均厚度。

利用SIMS模型计算轧制力时,需要求解考虑弹性压扁的轧辊半径,而计算考虑弹性压扁的轧辊半径又需要知道轧制力,解决这一问题采用迭代计算^{[11]24},收敛常数 μ 通常取值为0.001,其迭代计算流程如图2所示。

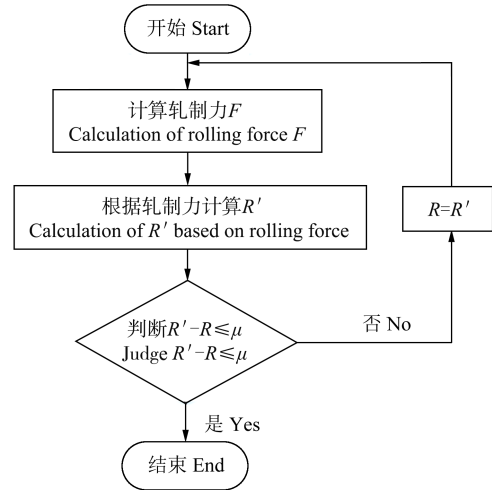


图2 考虑弹性压扁的轧辊半径迭代

Fig. 2 Roller radius iteration considering elastic flattening

1.1.2 四辊轧机工作辊辊颈轴承段弯矩模型

使用王国栋等^[12]基于弹性力学推导的轧辊压扁影响函数法对工作辊进行离散化,考虑窜辊的影响,图3为四辊轧机工作辊受力简图。

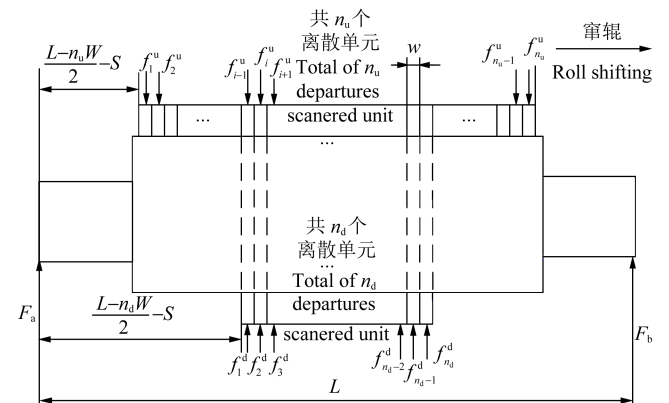


图3 四辊轧机工作辊受力简图

Fig. 3 Force diagram of the working roll of the four-high rolling mill

工作辊在轧制过程中的受力可以归结为以下几种受力:支承辊与工作辊的辊间分布压力 f_i^u 、工作辊与

轧件间的分布轧制力 f_j^d (即将SIMS模型计算得到的轧制力离散化)、工作辊左端和右端的轴承提供的支反力 F_a 与 F_b 。其中, f_i^u 经平滑指数法和割线法修正后呈“鞍形”分布,而在假设出口板型分布为平均分布的基础上, f_j^d 也为平均分布。 f_i^u 和 f_j^d 单位为kN/mm, F_a 与 F_b 单位为kN。支承辊与工作辊的辊间分布压力 f_i^u 计算流程图,如图4所示。

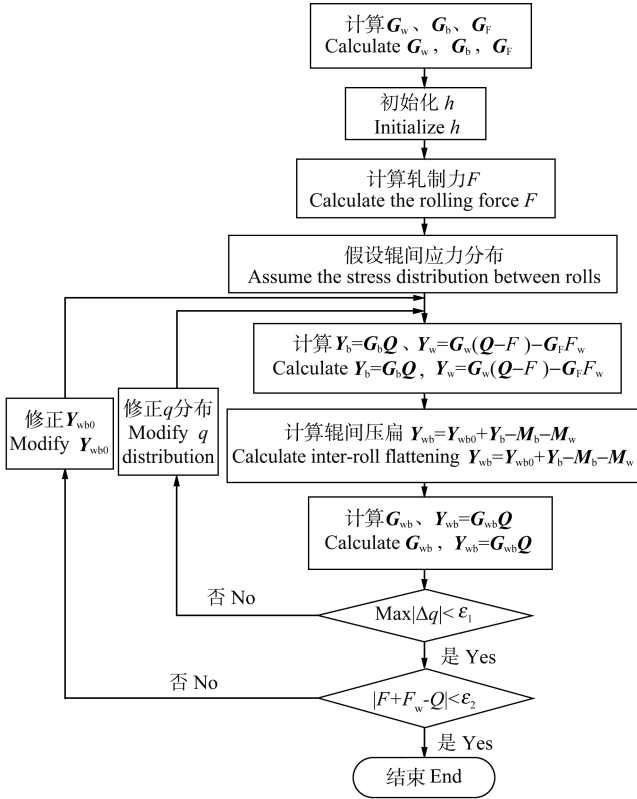


图 4 影响函数法计算辊间接触压力流程图

Fig. 4 Flow chart for calculating contact pressure between rolls by influence function method

按照文献[13]中的方法计算流程图中涉及的弹性变形矩阵。图4中, G_w 为切变模量; G_b 为支承辊弯曲影响函数矩阵; G_f 为工作辊弯辊力影响函数矩阵; Y_b 为支承辊挠度向量; Y_w 为工作辊弯曲挠度向量; Q 为辊间接触压力向量; F_w 为弯辊力; Y_{wb} 为辊间压扁量离散化后向量; Y_{wb0} 为轧辊中心处工作辊和支承辊之间的压扁量; Y_b 、 Y_w 分别为支承辊和工作辊弯曲变形向量; M_b 、 M_w 分别为支承辊和工作辊的凸度向量; G_{wb} 为辊间压扁影响函数; Δq 为辊间接触压力变化值; ε_1 为辊间单元间压力差值, 10^{-4} kN/mm; ε_2 为辊系受力平衡判断值,取值为 10^{-3} kN。

已知两端支撑间距离为 L ,窜辊行程量为 S ,每个单元宽度为 w ,支承辊与工作辊的辊间接触单元个数为 n_u ,工作辊与轧件间的接触单元个数为 n_d 。

1) 求解支反力。对力作用点取矩,即

$$F_a L + \sum_{j=1}^{n_d} f_j^d \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_d w}{2} - S \right) + (2j-1) \frac{w}{2} \right] = \sum_{i=1}^{n_u} f_i^u \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_u w}{2} - S \right) + (2i-1) \frac{w}{2} \right] \quad (10)$$

化简后,有

$$F_a = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{n_u} f_i^u \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_u w}{2} - S \right) + (2i-1) \frac{w}{2} \right] - \frac{1}{L} \sum_{j=1}^{n_d} f_j^d \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_d w}{2} - S \right) + (2j-1) \frac{w}{2} \right] \quad (11)$$

F_b 侧同理。

2) 弯矩分析。在分析弯矩时,由于轴承宽度相对于辊颈长度不可忽略,因此不能把轴承处的支反力视为点力,而应视为均布力。如图5所示,设轴承外端面到工作辊阶梯侧面的长度为 l_c ,单个轴承宽度为 b_0 ,以 F_a 侧阶梯侧面为例建立图5所示坐标系,分析 l_c 段。

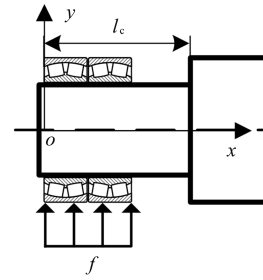


图 5 模型受力简图

Fig. 5 Model force diagram

此时有

$$f = \frac{F_a}{2b_0} \quad (12)$$

横截面位置在轴承总宽度范围内,如图6所示,以轴承端侧面向上为 y 轴正方向,支承端圆柱中心向右为 x 轴正方向建立直角坐标系。设横截面所在位置为 x_c ,当 $0 \leq x_c \leq 2b_0$ 时,以横截面左侧段为研究对象,弯矩计算式为

$$M = \int_0^{x_c} f l dl = \frac{F_a x_c^2}{4b_0} \quad (13)$$

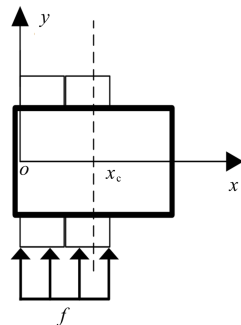


图 6 横截面位置在轴承内模型受力简图

Fig. 6 Force diagram of the cross section position in the bearing inner model

横截面位置在轴承总宽度范围外,如图7所示,以轴承端侧面向上为 y 轴正方向,支承端圆柱中心向右为 x 轴正方向建立直角坐标系。设横截面所在位置为 x_c ,则当 $2b_0 < x_c \leq l_c$ 时,以横截面左侧段为研究对象,弯矩计算式为

$$M = 2b_0 f(x_c - b_0) = F_a(x_c - b_0) \quad (14)$$

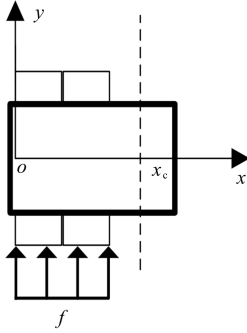


图7 横截面位置在轴承外模型受力简图

Fig. 7 Force diagram of the cross section position on the outer model of the bearing

综上所述, l_c 段上的弯矩为

$$M = \begin{cases} \frac{F_a x_c^2}{4b_0}, & 0 \leq x_c \leq 2b_0 \\ F_a(x_c - b_0), & 2b_0 < x_c \leq l_c \end{cases} \quad (15)$$

则可知, $M_{a_{\max}} = F_a(l_c - b_0)$ 在 $x_c = l_c$ 处取得。轴承段承受的最大弯矩 $M_{a_{\max}}^{\text{bearing}} = F_a b_0$,在 $x_c = 2b_0$ 处取得。

由于四辊受力的对称性, F_b 侧的分析与 F_a 侧镜像。可知,两侧的最大弯矩都在轴肩处取得,且其计算式为

$$M_{\max} = \frac{l_c - b_0}{L} \sum_{i=1}^{n_u} f_i^u \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_u w}{2} - S \right) + (2i - 1) \frac{w}{2} \right] - \frac{l_c - b_0}{L} \sum_{j=1}^{n_d} f_j^d \left[\left(\frac{L}{2} - \frac{n_d w}{2} - S \right) + (2j - 1) \frac{w}{2} \right] \quad (16)$$

1.1.3 求解四辊轧机工作辊辊颈轴承段弯曲应力最大弯曲应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \quad (17)$$

式中, W 为截面模量; d 为工作辊辊颈直径。

1.2 四辊轧机工作辊辊颈轴承段扭转切应力计算

引入轧制力功系数为

$$\lambda_F = \frac{\Delta h}{H_m} Q_P \quad (18)$$

此时轧制力公式可简化为

$$F = \frac{1.15Bl_d \sigma H_m \lambda_F}{\Delta h} \quad (19)$$

如果将变形抗力视为单位体积的塑性变形能,则

1.15 $\sigma(Bl_d H_m)$ 为变形区中总的塑性变形能, $F\Delta h$ 为轧制力功^[14]。此时轧制力矩模型公式可写为

$$M = 2F\varphi l_d \quad (20)$$

式中, φ 为力臂系数。热轧时, φ 在0.39~0.48。

辊颈轴承段的扭转切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_0} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (21)$$

式中, T 为输入转矩; W_0 为截面系数。

1.3 四辊轧机工作辊辊颈轴承段等效应力计算

在一定的变形条件下,当受力物体内一点的等效应力达到某一定值时,该点就开始进入塑性状态^[15]。等效应力考虑了第1、第2、第3应力,可以用来对疲劳、破坏等进行评价^[16],它用应力等值线来表示模型内部的应力分布情况。对于铸铁轧辊,选用第一强度理论,考察绝对值最大的主应力。

von Mises 应力公式为

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (22)$$

根据第一强度理论,第1、2、3主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (23)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (24)$$

$$\sigma_3 = 0 \quad (25)$$

基于前文对辊颈轴承段的应力分析,辊颈所受力的方向均为竖直方向,将式(17)、式(21)与第一强度理论公式联立,并代入式(22)中,化简得到等效应力为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (26)$$

2 辊颈轴承段服役寿命预测

根据已有的机械零部件疲劳寿命评估理论和发展趋势,对于寿命预测,可结合实际工况进行应力分析,编制工作载荷谱,确定合理的疲劳模型用于后续服役中的寿命预测。

2.1 基于应变能的多轴疲劳寿命模型

临界面法同时考虑了应力应变的大小及方向,更具有物理意义,也更接近真实情况^[17]。本文选择采用刘俭辉等^[18]的方法确定临界面,并基于应变能进行多轴疲劳寿命分析。

2.1.1 正应变能部分

现有的模型中大都考虑了平均正应力的影响,如现在已经被疲劳软件采用的莫罗(MORROW)模型^[19][式(27)]和Smith-Watson-Topper(SWT)模型^[20][式(28)],都考虑了平均正应力修正。

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (27)$$

$$\varepsilon_a \sigma_{\max} = \frac{\sigma'_f{}^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (28)$$

式中, ε_a 为正应变幅; σ'_f 为疲劳强度系数; σ_m 为平均正应力; N_f 为疲劳寿命; b 、 c 分别为疲劳强度指数和疲

劳延性指数; ε'_f 为疲劳延性系数。

平均应力对弹塑性阶段的影响是不一样的, 弹塑性阶段都需要平均应力修正, 但弹性阶段修正力度要大于塑性阶段, SWT 模型对平均正应力的修正没有考虑这一点。而 MORROW 模型平均应力修正模式恰好与 SWT 模型相反, 只进行了弹性阶段的修正, 与 SWT 模型互补^[21]。将 MORROW 模型代入 SWT 模型并整理得到正应变能疲劳表达式, 为

$$\varepsilon_a \sigma_a = \frac{\sigma_f'^2 - \sigma_f' \sigma_m + \sigma_m^2}{E} (2N_f)^{2b} + (\sigma_f' - \sigma_m) \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (29)$$

式中, σ_a 为正应力幅。

2.1.2 剪应变能部分

GLINKA 模型^[22]和 CHEN 模型^[23]综合考虑了关键平面上的正应力应变、剪应力应变的影响, 剪应变能部分基本公式可表示为

$$\gamma_a \tau_a = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b'} + \gamma_f' \tau_f' (2N_f)^{b'+c'} \quad (30)$$

考虑平均应力和正应力对单轴扭转疲劳的影响, 分别在弹塑性阶段引入平均剪应力, 在损伤参量中引入正应力修正参数^{[24]23-24}, 将式(30)修正为

$$\gamma_a \tau_a (1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_f'}) = \frac{(\tau_f' - \tau_m)^2}{G} (2N_f)^{2b'} + \gamma_f' (\tau_f' - \tau_m) (2N_f)^{b'+c'} \quad (31)$$

式中, $(1 + \sigma_m/\sigma_f')$ 为正应力修正参数; τ_f' 为剪切疲劳强度系数; b' 、 c' 分别为剪切疲劳强度指数和剪切疲劳延性指数; γ_f' 为剪切疲劳延性系数; G 为剪切模量; τ_a 为剪应力幅; τ_m 为平均剪应力。

2.1.3 多轴疲劳寿命模型推导

将正应变能部分和剪应变能部分结合, 得到

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \varepsilon_n \Delta \sigma_n}{4} + \frac{\Delta \gamma_{ns} \Delta \tau_{ns}}{4} (1 + \frac{\sigma_{n,m}}{\sigma_f'}) = \\ \frac{\sigma_f'^2 - \sigma_f' \sigma_{n,m} + \sigma_{n,m}^2}{E} (2N_f)^{2b} + (\sigma_f' - \\ \sigma_{n,m}) \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} + \frac{(\tau_f' - \tau_{n,m})^2}{G} (2N_f)^{2b'} + \\ \gamma_f' (\tau_f' - \tau_{n,m}) (2N_f)^{b'+c'} \end{aligned} \quad (32)$$

考虑到非比例强化效应及多轴作用, 引入参数修正非比例效应, 用临界面上的最大正应力而非平均应力来进行多轴效应的修正, 同时引入大于 1 的修正参数 P ^{[24]25-26} 对剪应变能进行修正, 公式可修正为

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \varepsilon_n \Delta \sigma_n}{4} + P \frac{\Delta \gamma_{ns} \Delta \tau_{ns}}{4} (1 + \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_f'}) = \\ \frac{\sigma_f'^2 - \sigma_f' \sigma_{n,m} + \sigma_{n,m}^2}{E} (2N_f)^{2b} + (\sigma_f' - \\ \sigma_{n,m}) \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} + \frac{(\tau_f' - \tau_{n,m})^2}{G} (2N_f)^{2b'} + \\ \gamma_f' (\tau_f' - \tau_{n,m}) (2N_f)^{b'+c'} \end{aligned} \quad (33)$$

式中, $\frac{\Delta \varepsilon_n}{2}$ 、 $\frac{\Delta \sigma_n}{2}$ 分别为临界面状态下的正应变幅和正应力幅; P 为剪应变能修正系数, 通常在 1.0~1.5; $\frac{\Delta \gamma_{ns}}{2}$ 、 $\frac{\Delta \tau_{ns}}{2}$ 分别为临界面上的剪应变幅和剪应力幅; $\sigma_{n,m}$ 为临界面上平均正应力; σ_f' 为疲劳强度系数; E 为弹性模量; N_f 为疲劳寿命; b 、 c 分别为疲劳强度指数和疲劳延性指数; ε'_f 为疲劳延性系数; τ_f' 为剪切疲劳强度系数; $\tau_{n,m}$ 为临界面上的平均剪应力; G 为剪切模量; γ_f' 为剪切疲劳延性系数。

2.2 多轴疲劳寿命模型验证

为进行上述多轴疲劳模型的验证, 参考引用文献[25]²³⁻²⁶中的疲劳拉伸试验参数和结果。

1) 疲劳数据处理。部分疲劳拉伸试验数据如表 1 所示。

表 1 部分疲劳拉伸试验数据
Tab. 1 Partial fatigue tensile test data

编号 Number	拉伸应力 Tensile stress σ_f /MPa	循环次数 Cycle times N
1	200	286 423
2	200	309 984
3	200	342 538
4	240	127 467
5	240	103 214
6	240	75 822
7	280	36 141
8	280	26 845
9	280	21 104

使用肖维勒准则确定数据中没有坏值后, 参考 GB/T 24176—2009^[26], 利用线性的数学模型分析 S-N 关系, 令 $s = \sigma_\tau$ 。

S-N 曲线表达式为

$$\lg N = 8.1488 - 0.0132s \quad (34)$$

拟合优度为

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (s_i - \hat{s}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (s_i - \bar{s})^2} = 0.7124 \quad (35)$$

式中, N 为循环次数; s_i 为拉伸应力; \hat{s}_i 为拟合 S-N 曲线后的应力值; \bar{s} 为平均应力。

2) 寿命对比。编写多轴疲劳模型的程序, 将文献[25]²³⁻²⁶中试验参数代入, 将程序计算结果填入表 2 中。现将试验数据和程序计算结果进行汇总作图并比较, 如图 8 所示。

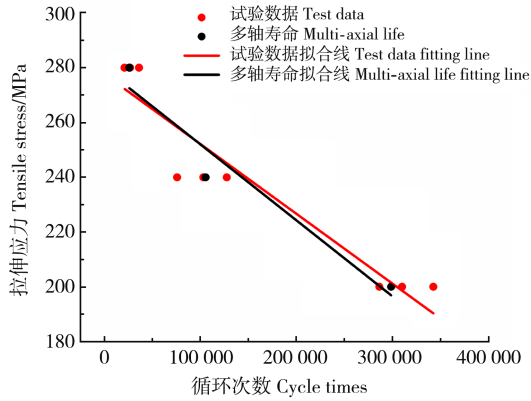


图8 循环次数对比

Fig. 8 Comparison of cycle times

由图8可知,在相同拉伸应力作用下,程序计算得到的数据点均处于试验数据点包裹之中,且两条拟合线相交。现利用S-N曲线计算中值寿命,与程序结果进行对比,并定义寿命误差 ψ ,如表2所示。

$$\psi = \left| \frac{N_1 - N_0}{N_0} \right| \times 100\% \quad (36)$$

表2 寿命对比

Tab. 2 Contrast of life

拉伸应力 Tensile stress σ_T /MPa	S-N中值寿命 S-N median life N_0	多轴疲劳寿命 Multi-axial fatigue life N_1	寿命误差 Life error $\psi/\%$
200	320 377	298 631	6.79
240	94 847	105 513	11.24
280	28 079	26 014	7.35

多轴疲劳模型计算寿命与试验材料S-N曲线中寿命值相比误差均在15%之内,满足工程实际要求,说明模型可用,有一定准确性和适用性。

3 现场工作辊颈轴承段寿命预测

3.1 应力谱的建立

以第1、第2节建立的应力模型和寿命预测模型为基础,参考文献[10]⁶⁷⁻⁸⁰中的方法建立应力谱,以板宽和压下率划分区间。本算例划分带钢规格宽度区间边界尺寸矩阵为 $W \in [800, 900, 1\ 000, 1\ 100, 1\ 200, 1\ 300, 1\ 400, 1\ 500, 1\ 600, 1\ 700, 1\ 800, 1\ 900]$,压下率区间边界尺寸矩阵为 $Y \in [0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7]$ 。区间按前述模型方法编号为 $W_i Y_j$ 。对计算流程编制程序,代入轧机基本参数,将计算结果填入表3中。

3.2 服役循环次数预测

已知轧制长度为 L_A ,则工作辊循环次数为

$$n_w = \frac{L_A}{\pi d_w} \quad (37)$$

式中, d_w 为工作辊直径。

故工作辊颈循环次数为

表3 某生产线四辊轧机工作辊颈轴承段应力谱

Tab. 3 Stress spectrum of the working roll neck bearing section of a four-high mill in a production line

区间 Interval	弯曲应力 Bending stress σ /MPa	扭转切应力 Torsional shear stress τ /MPa	等效应力 Equivalent stress σ_e /MPa
$W_1 Y_5$	66.064 6	4.411 3	66.504 5
$W_2 Y_5$	64.448 3	4.652 5	64.949 6
$W_3 Y_5$	65.020 1	5.075 7	65.611 2
$W_4 Y_5$	71.902 1	6.035 0	72.657 2
$W_5 Y_5$	66.847 2	6.350 6	67.745 2
$W_6 Y_5$	65.090 2	6.950 7	66.193 1
$W_7 Y_5$	67.724	7.696 1	69.022 1
$W_8 Y_5$	70.713	8.411 3	72.196 7
$W_9 Y_5$	71.265 8	8.689 3	72.836 1
$W_{10} Y_5$	71.017 8	9.202 9	72.782 9
$W_{11} Y_5$	72.464 4	9.805 2	74.425 9
$W_{12} Y_5$	76.008 6	10.161 6	78.017 7

$$n_{wk} = n_w = \frac{L_A}{\pi d_w} \quad (38)$$

基于式(38)和第2.1节中的循环次数计算方法,将计算结果填入表4中。

表4 循环次数计算

Tab. 4 Cycle times calculation

区间 Interval	辊颈循环次数 Roll neck cycle times n_{wk}	多轴疲劳寿命 Multiaxial fatigue life N_1	寿命误差 Life error $\psi/\%$
$W_1 Y_5$	26 516	22 868	13.76
$W_2 Y_5$	26 151	21 908	16.22
$W_3 Y_5$	25 299	23 351	7.70
$W_4 Y_5$	24 748	21 323	13.84
$W_5 Y_5$	24 915	25 965	4.22
$W_6 Y_5$	24 488	20 580	15.96
$W_7 Y_5$	23 563	24 366	3.41
$W_8 Y_5$	23 738	25 005	5.34
$W_9 Y_5$	21 517	23 236	7.99
$W_{10} Y_5$	21 572	18 699	13.32
$W_{11} Y_5$	21 845	23 357	6.92
$W_{12} Y_5$	23 587	21 563	8.58

由表4可知,本文第2节多轴疲劳模型循环次数预测与现场服役寿命相比误差均在20%以内,预测偏离程度很小,表现出了良好的稳定性、准确性和适用性。

4 结论

现场对于因轴承卡死等引起的辊颈轴承段失效问题通常采用增材制造方式进行修复,修复部位寿命

评估的研究对保障修复后轧辊的安全服役具有重要意义。为了更准确地评估辊颈轴承段修复后的服役强度和寿命,以四辊轧机辊系结构为例,推导了辊颈轴承段应力的计算模型,并使用多轴疲劳模型对修复轴承段进行了寿命预测,得出以下结论:

1) 基于力学理论知识,建立了四辊轧机工作辊辊颈轴承段弯曲应力、扭转切应力、等效应力的计算模型。

2) 通过试验数据确定了多轴疲劳寿命模型参数,结合试验数据对模型寿命预测的精度进行了验证。预测寿命与试验结果相对误差小于 20%,符合工程实际要求。

3) 以某生产线 F1 机架为例,基于实际生产数据,建立修复后工作辊辊颈轴承段的疲劳应力谱,结合多轴寿命预测模型对现场修复后工作辊辊颈轴承段的服役寿命进行了预测分析,为现场轧辊服役维护制度提供保障。

参考文献 (References)

- [1] 赵志国. 热轧过程中轧辊的温度场和应力场分析[D]. 秦皇岛:燕山大学,2011:1.
ZHAO Zhiguo. Analysis of temperature field and stress field of roll during hot rolling[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2011: 1. (In Chinese)
- [2] 何云斌. 激光熔覆再制造高速钢轧辊摩擦磨损及热疲劳损伤研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2023:1-3.
HE Yunbin. Research on friction and wear and thermal fatigue damage of laser cladding remanufacturing high speed steel roll[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2023: 1-3. (In Chinese)
- [3] 甘磊,吴昊,仲政. 基于能量法的多轴疲劳预测方法[J]. 固体力学学报,2019,40(3):260-268.
GAN Lei, WU Hao, ZHONG Zheng. Multiaxial fatigue prediction method based on energy method [J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2019, 40(3): 260-268. (In Chinese)
- [4] 赵丙峰,谢里阳,徐国梁,等. 多轴疲劳寿命预测方法[J]. 失效分析与预防,2017,12(5):323-330.
ZHAO Bingfeng, XIE Liyang, XU Guoliang, et al. Multiaxial fatigue life prediction method[J]. Failure Analysis and Prevention, 2017, 12(5): 323-330. (In Chinese)
- [5] LEE B L, KIM K S, NAM K M. Fatigue analysis under variable amplitude loading using an energy parameter[J]. International Journal of Fatigue, 2003, 25(7): 621-631.
- [6] 郝梦飞. 基于临界面-能量法的榫连结构低周多轴疲劳寿命预测[D]. 成都:电子科技大学,2020:10-13.
HAO Mengfei. Low cycle multiaxial fatigue life prediction of mortise-tenon structure based on critical plane-energy method[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2020: 10-13. (In Chinese)
- [7] 任重,秦仙蓉,张氢,等. 一种新的多轴疲劳寿命预测模型及其应
- 用[J]. 机械强度,2023,45(3):723-728.
REN Zhong, Qin Xianrong, ZHANG Qing, et al. A new multiaxial fatigue life prediction model and its application [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(3): 723-728. (In Chinese)
- [8] 刘光明,陈曦,李月,等. 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, et al. Load distribution of bearing and elastic deformation of roll system in four-high mill [J]. Journal of Plastic Engineering, 2016, 23(1): 73-78. (In Chinese)
- [9] 童云春. 辊颈受均布载荷的四辊轧机辊系变形探讨[D]. 武汉:武汉科技大学,2009:23-28.
TONG Yunchun. Discussion on roll deformation of four-high mill with uniform load on roll neck [D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2009: 23-28. (In Chinese)
- [10] 秦晓峰. 大型锻钢支承辊接触疲劳机理研究及修磨参数优化[D]. 沈阳:东北大学,2014:67-80.
QIN Xiaofeng. Research on contact fatigue mechanism of large forged steel backup roll and optimization of grinding parameters [D]. Shenyang: Northeast University, 2014: 67-80. (In Chinese)
- [11] 冯巩. 四辊轧机辊系中轧辊接触疲劳损伤模型研究[D]. 太原:太原理工大学,2022:22-24.
FENG Gong. Study on contact fatigue damage model of rolls in roll system of four-high mill [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2022: 22-24. (In Chinese)
- [12] 王国栋. 板形控制和板形理论[M]. 北京:冶金工业出版社,1986:225-286.
WANG Guodong. Flatness control and flatness theory [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1986: 225-286. (In Chinese)
- [13] 王国栋,张树堂. 四辊轧机轧辊弹性变形的矩阵计算法[J]. 重型机械,1982(8):9-18.
WANG Guodong, ZHANG Shutang. Matrix calculation method for elastic deformation of roll in four-high rolling mill [J]. Heavy Machinery, 1982(8): 9-18. (In Chinese)
- [14] 李维刚,谭树彬,李家波,等. 热连轧机轧制力和轧制力矩模型研究[J]. 东北大学学报(自然科学版),2011,32(5):622-625.
LI Weigang, TAN Shubin, LI Jiabo, et al. Research on rolling force and rolling torque model of hot strip mill [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science Edition), 2011, 32(5): 622-625. (In Chinese)
- [15] 王平,崔建忠. 金属塑性成形力学[M]. 北京:冶金工业出版社,2006:48-50.
WANG Ping, CUI Jianzhong. Plastic forming mechanics of metals [M]. Beijing: Metallurgical Industry Publisher, 2006: 48-50. (In Chinese)
- [16] 陈明祥. 弹塑性力学[M]. 北京:科学出版社,2010:3.
CHEN Mingxiang. Elastic-plastic mechanics [M]. Beijing: Science Press, 2010: 3. (In Chinese)
- [17] 孙森. 机翼结构多轴疲劳寿命预测方法研究[D]. 南昌:南昌航空大学,2016:16-17.
SUN Miao. Research on multiaxial fatigue life prediction method of wing structure [D]. Nanchang: Nanchang Aviation University, 2016: 16-17. (In Chinese)

- [18] 刘俭辉,赵贺,冉勇,等. 基于临界面理论的多轴等效应变疲劳寿命预估模型[J]. 中国机械工程,2022,33(15):1821-1827.
LIU Jianhui, ZHAO He, RAN Yong, et al. Multiaxial equivalent strain fatigue life prediction model based on critical surface theory [J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(15): 1821-1827. (In Chinese)
- [19] SONSINO C M. Influence of material's ductility and local deformation mode on multiaxial fatigue response[J]. International Journal of Fatigue, 2011, 33(8): 930-947.
- [20] SMITH R N, WATSON P, TOPPER T H. A stress strain function for the fatigue of metals[J]. Materials, 1970, 5: 767-778.
- [21] SAKANE M, ZHANG S, KIM T. Notch effect on multiaxial low cycle fatigue [J]. International Journal of Fatigue, 2011, 33 (8) : 959-968.
- [22] GLINKA G, SHEN G, PLUMTREE A. A multiaxial fatigue strainenergy density parameter related to the critical fracture plane [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1995, 18(1):37-46.
- [23] CHEN X, XU S, HUANG D. A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue life under non-proportional loading [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1999, 22(8): 679-686.
- [24] 尚德广,孙国芹,蔡能,等. 非比例加载GH416高温多轴疲劳行为研究[J]. 航空材料学报,2006,26(6):6-11.
SHANG Deguang, SUN Guoqin, CAI Neng, et al. Multiaxial fatigue behavior of non-proportionally loaded GH416 at elevated temperature[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2006, 26(6): 6-11. (In Chinese)
- [25] 孙楠楠. 多轴疲劳寿命模型及其在曲轴强度分析中的应用[D]. 济南:山东大学,2015:23-26.
SUN Nannan. Multiaxial fatigue life model and its application in crankshaft strength analysis [D]. Jinan: Shandong University, 2015:23-26. (In Chinese)
- [26] 全国标准化技术委员会. 金属材料 疲劳试验 数据统计方案与分析方法:GB/T 24176—2009[S]. 北京:中国标准出版社,2010:8-9.
National Technical Committee for Steel Standardization. Metallic materials—fatigue testing—statistical planning and analysis of data: GB/T 24176—2009 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2010:8-9. (In Chinese)

Multi-axial fatigue life prediction method of working roll neck bearing section based on strain energy

JIN Kai¹ QIN Xiaofeng¹ WANG Yong¹ QU Haixia² LI Shuojie¹ QIN Zhuoyang¹ XIE Weihang¹ MA Feiyang¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030002, China)

(2. Central Research Institute, Baoshan Iron and Steel Co., Ltd., Shanghai 201900, China)

Abstract: The bearing section of the work roll neck often suffers burnout failure due to bearing seizure, and additive manufacturing is usually used in the field to repair it. Life prediction of the repaired roll neck is the key to predict the safe service of the work roll in the field production and carry out overhaul, but there is a lack of research on the related issues. In view of the above problems, the stress analysis and multi-axis life prediction of the working roll neck bearing section of the four-high mill were carried out. Based on the SIMS model and the influence function method, the rolling force and the stress between the rolls were calculated. The moment balance equation of the roll neck end was established in the bearing section, and the bending stress model of the roll neck bearing section was established. The deformation resistance was regarded as the plastic deformation energy per unit volume to calculate the rolling torque in the deformation zone, and the torsional shear stress model of the roll neck bearing section was established. Using the first strength theory, the equivalent stress was obtained by combining the bending stress and the torsional shear stress. On the basis of proving the calculation accuracy of the model, the multi-axis fatigue model was used to predict the fatigue life of the roll neck bearing section, and compared with the service life of the actual roll in the production line. The results show that the stress calculation model of the working roll neck bearing section of the four-high mill is in line with the actual stress state of the roll neck. The error between the expected service life predicted by the theoretical model and the actual service life is less than 20%, which meets the actual engineering error requirements.

Key words: Four-high mill; Work roll neck bearing section; Multi-axis fatigue; Life prediction

Corresponding author: QIN Xiaofeng, E-mail: qinxiaofeng@tyut.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (51805355)

Received: 2023-08-12 Revised: 2023-09-19