几何缺陷结构对钻具螺纹强度与疲劳寿命影响分析

芦 烨 丁宇奇* 雷紫煌 吕奇霖 李智超 李康健
东北石油大学机械科学与工程学院,大庆,163318

摘要:以某双台肩钻具连接螺纹为研究对象,考虑缺陷结构对螺纹力学性能的影响,建立了能有效模拟上扣扭矩和复杂接触状态的钻具连接螺纹轴对称等效模型,开展了弯曲井段下螺纹结构的强度与疲劳寿命分析。计算结果表明:在给定上扣扭矩、内外压力、轴向载荷和弯矩的作用下,螺纹最大应力发生在内外螺纹啮合的第一圈齿根位置,经强度评定和疲劳分析,螺纹结构能够满足工程需求。当螺纹结构产生缺陷后,其最大等效应力总是出现在缺陷底部位置;缺陷位置距离外螺纹第一圈齿根越近,等效应力增幅越大,缺陷位置对等效应力的影响由大到小依次为首圈齿根、首圈齿廓根部、首圈齿廓中部。随着缺陷深度的增大,螺纹整体应力逐渐增大,当缺陷深度增至2.3 mm时,最大应力增大50.1%,疲劳寿命降低94.8%;随着缺陷宽度的增大,螺纹整体应力逐渐减小,但相较于无缺陷螺纹结构,宽度为1.6 mm时,最大应力仍然增大了34%,疲劳寿命降低了75.2%。

关键词:钻具连接螺纹;轴对称等效模型;缺陷;强度;疲劳寿命
中图分类号:TE921
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.09.024 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Effect of Geometric Defect Structures on Strength and Fatigue Life of Drill Tool Threads

LU Ye DING Yuqi* LEI Zihuang LYU Qilin LI Zhichao LI Kangjian
School of Mechanical Science and Engineering, Northeast Petroleum University, Daqing, Heilongjiang, 163318

Abstract: A double-shoulder drill tool connecting thread was selected as the research object. Considering the influence of defective structures on the mechanics properties of threads, an axially symmetric equivalent model of the drill tool connecting thread was established, which may effectively simulate make-up torque and complex contact states. Through this model, the strength and fatigue life analyses of the thread structure were conducted in curved well sections. The calculation results indicate that under the action of given make-up torque, internal and external pressure, axial load, and bending moment, the maximum stress of the thread is generated at the root of the first engaged thread of the internal and external threads. After strength evaluations and fatigue analyses, it is confirmed that the thread structure may meet engineering requirements. When defects are formed in the thread structure, the maximum equivalent stress is always concentrated at the bottom of the defect. The closer the defect is to the root of the first thread of the external thread, the more significant the increase in equivalent stress. The influence of defect position on equivalent stress ranks in descending order as follows: root of the first thread, root of the first thread profile, and middle of the first thread profile. With the increase of defect depth, the overall stress of the thread increases gradually. When the defect depth reaches 2.3 mm, the maximum stress is increased by 50.1%, and the fatigue life is reduced by 94.8%. As the defect width increases, the overall stress of the thread decreases gradually. However, compared with the non-defective thread structure, when the width is 1.6 mm, the maximum stress is still increased by 34%, and the fatigue life is reduced by 75.2%.

Key words: drill tool connecting threads; axially symmetric equivalent model; defect; strength; fatigue life

0 引言

钻具连接螺纹作为整个钻柱系统最薄弱的环节,在钻井作业进程中,因难以抵御井下复合载荷而导致的失效事故频繁出现[1-3]。受加工工艺缺陷、磕碰损伤、交变应力作用等因素影响,钻具结构不可避免地产生几何缺陷,在复合载荷的交替叠加作用下,极易在连接螺纹的应力集中区域产生周期性应力波动,进而诱发缺陷位置的疲劳断裂[4-6]。鉴于此,针对含有缺陷结构连接螺纹展开

收稿日期:2025-08-18
基金项目:中国博士后科学基金(2024M760850)

精准强度评定和疲劳寿命分析就显得至关重要。

为了分析连接螺纹应力分布状态，国内外学者采用有限元法对套管、油管、钻具等连接螺纹进行了数值模拟，取得了大量成果。CHEN等[7]、SHAHANI等[8]通过在螺纹齿啮合面和扭矩台肩接触面施加一定的过盈量以模拟接头上扣的方法，得出最大齿载荷集中在主台肩侧的前三对或最远离主台肩的两对啮合齿上。张震等[9]分析了API NC38单台肩和双台肩螺纹在复合载荷下的力学特性，发现两种结构的最大应力均出现在第一啮合螺纹牙根部。狄勤丰等[10]、陈锋[11]运用三维弹塑性有限元分析方法分析了超深井钻井过程中承受复合载荷作用的应力分布状态，给出了适用于钻井现场施工的钻具接头极限工作扭矩图版。丁宇奇等[12]通过对开窗侧钻过程钻柱连接螺纹强度与密封性能的影响分析，研究了不同材料和不同公差配合下连接螺纹的应力和密封性能。众多学者在螺纹结构强度分析中取得重要进展，但工程实践表明，满足静强度钻具接头在井下交变载荷长期作用下，仍频发疲劳断裂事故，为此，学者们针对交变载荷下螺纹接头的疲劳失效机制展开了深入研究。van WITTENBERGHE等[13-15]基于有限元分析方法和疲劳试验，对提高钻具接头疲劳性能的方法进行了较为深入的研究，提出了可以通过优化螺纹结构几何形状来提高疲劳寿命的方法。刘强等[16]以螺杆钻具壳体连接螺纹为基础，设计出了一种特锥连接螺纹，分析了不同组合载荷条件下的疲劳寿命。谢士远等[17]对上扣后套管螺纹在多轴交变载荷作用下的应力、应变进行了分析，并运用von Mises屈服准则的寿命评估法，得出螺纹疲劳寿命随内压力增大呈递减趋势的结论。尹茂等[18]对含不同几何参数裂纹的钻杆模型进行数值仿真及疲劳寿命预测分析，得出了裂纹深度对于疲劳寿命的影响要大于其长度的结论。

综上所述，学者们对油气井连接螺纹的应力强度和疲劳性能进行了大量研究，但此类研究多是聚焦于某一类或某两类特定的组合载荷条件，且关于带有初始缺陷连接螺纹的分析也少有提及。为此，本文以某油气井双台肩钻具螺纹为对象，综合考虑缺陷结构几何参数的影响，开展弯曲井段下连接螺纹的力学性能分析。

1　钻具连接螺纹疲劳寿命理论计算方法

1.1　钻具螺纹力学模型分析

本文以某一双台肩钻具连接螺纹为研究对象，弯曲井段连接螺纹承受上扣扭矩T、钻井液浮力和钻具主体自重的合成轴向载荷F_z、钻具内流体介质压力p_i和套管内流体介质压力p_o、以及由井眼斜率引发的弯矩M的作用，由此产生了剪切应力、轴向应力、径向挤压应力和弯曲应力等各项应力。弯曲井段连接螺纹井下状态如图1所示，连接螺纹结构尺寸如图2所示。

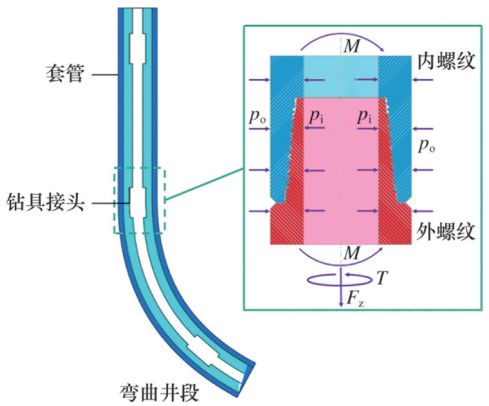


图1　弯曲井段螺纹井下状态示意图

Fig.1　Schematic diagram of the downhole state of threads in curved well sections

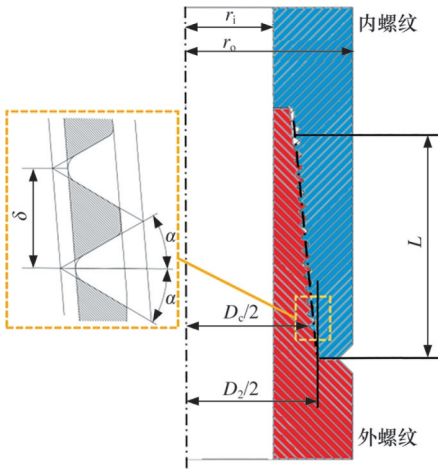


图2　钻具螺纹结构尺寸示意图

Fig.2　Schematic diagram of the structural dimensions of drill tool threads

弯曲井段下螺纹齿根位置轴向应力σ_z由轴向载荷F_z、上扣扭矩T共同作用产生[19]，可表达为

$$\sigma_z=\frac{F_z}{A}\pm\frac{T}{0.2d_m(1+\mu\cot\alpha)A}K_c \tag{1}$$

式中：σ_z为螺纹齿根位置轴向应力，MPa；A为螺纹齿根位置截面积，mm^2；d_m为齿根位置中径，mm；μ为摩擦因数；α为螺纹牙型半角，(°)；K_c为载荷分布系数。

螺纹齿根位置剪切应力由上扣扭矩T和弯矩M引起的剪切横向力共同作用，上扣扭矩产生的剪切应力τ_t和弯矩横向力产生的剪切应力τ_b为

$$\left.\begin{aligned}\tau_t&=TD_c/(2J)\\ \tau_b&=VS/(I\delta)\\ J&=\pi(r_o^4-r_i^4)/2\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：D_c为螺纹齿根截面直径，mm；J为极惯性矩，mm^4；r_o为钻具连接螺纹外半径，mm；r_i为钻具连接螺纹内半径，mm；V为与弯矩M分布相关剪切力，N；S为齿根位置截面静矩，mm^3；I为齿根截面对于中性轴的惯性矩，mm^4；δ为齿根厚度，mm。

螺纹齿根位置总剪切应力τ需矢量叠加扭矩和弯矩引起剪切应力分量，可表达为

$$\tau=\sqrt{\tau_t^2+\tau_b^2} \tag{3}$$

由内外压引起的螺纹齿根位置径向应力σ_r与周向应力σ_t可采用拉梅(Lame)公式计算：

$$\left.\begin{aligned}\sigma_r&=\frac{r_i^2r_o^2(p_o-p_i)}{(r_o^2-r_i^2)r_c^2}-\frac{r_o^2p_o-r_i^2p_i}{r_o^2-r_i^2}\\\sigma_t&=\frac{r_o^2p_o+r_i^2p_i}{r_o^2-r_i^2}-\frac{r_i^2r_o^2(p_o-p_i)}{(r_o^2-r_i^2)r_c^2}\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

式中：r_c为齿根到中性轴的距离，mm。

危险齿根弯曲应力σ_b由井眼弯曲引起的附加弯矩M产生，可表达为

$$\sigma_b=Mr_c/I \tag{5}$$

式中：σ_b为齿根弯曲应力，MPa。

将式(1)～式(5)代入下式即可计算齿根危险位置等效应力σ_M：

$$\sigma_M=\{\frac{1}{2}[(\sigma_z+\sigma_b-\sigma_r)^2+(\sigma_r-\sigma_t)^2+(\sigma_t-\sigma_z-\sigma_b)^2+6\tau^2]\}^{\frac{1}{2}} \tag{6}$$

1.2 连接螺纹疲劳寿命预测

在钻井过程中，由于钻头破岩、钻柱振动等因素的周期性变化，钻具所承受的载荷也呈明显的周期性波动。波动载荷主要以钻头位置的钻压变化体现，实际钻压F'可以表示为

$$F'=F+\Delta F\sin\omega t \tag{7}$$

式中：F为理论钻压，N；ΔF为波动钻压，N；ω为钻头钻进角速度，rad/s；t为钻进时间，s。

波动钻压载荷作用下，危险齿根等效应力随载荷的波动呈周期性变化，交变载荷的一次循环中齿根位置等效应力随钻进时间变化如图3所示。

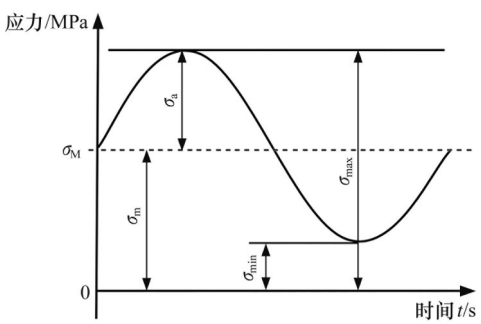


图3 齿根位置等效应力随钻进时间变化曲线

Fig.3 Curve of equivalent stress at the tooth root position varying with drilling time

连接螺纹齿根位置平均应力σ_m和交变应力幅值σ_a，可根据应力变化曲线中的拐点数据求得：

$$\left.\begin{aligned}\sigma_m&=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2\\\sigma_a&=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

式中：σ_{max}、σ_{min}分别为一次循环周期中的应力最大值和最小值MPa。

当螺纹等效应力σ_M未超过材料屈服强度σ_s时，根据Goodman修正公式可求得当量交变应力σ_{eq}：

$$\sigma_{eq}=\sigma_a/(1-\sigma_m/\sigma_s) \tag{9}$$

然后可根据疲劳寿命曲线进一步求出循环次数[20]，即疲劳寿命。

当螺纹产生缺陷后，局部位置的等效应力数值会超过材料屈服强度，此时假设屈服后材料线性硬化，切线模量为E_t(小于弹性模量E)，则螺纹总等效应变为

$$\varepsilon_{total}=\frac{\sigma_s}{E}+\frac{\sigma_M-\sigma_s}{E_t} \tag{10}$$

螺纹的塑性应变ε_{pl}需根据总应变ε_{total}和弹性应变ε_{el}数值大小求得：

$$\varepsilon_{pl}=\varepsilon_{total}-\varepsilon_{el}=\frac{\sigma_M-\sigma_s}{E_t} \tag{11}$$

总应变幅值$\Delta\varepsilon/2$由弹性应变幅值$\Delta\varepsilon_{el}/2$和塑性应变幅值$\Delta\varepsilon_{pl}/2$组成：

$$\Delta\varepsilon/2=\Delta\varepsilon_{el}/2+\Delta\varepsilon_{pl}/2 \tag{12}$$

计算应变-疲劳寿命时引入考虑平均应力影响的Morrow修正模型，将弹性应变与平均应力关联即可得到弹性应变与疲劳寿命计算公式[17]：

$$\Delta\varepsilon_{el}/2=\sigma_f'(1-\sigma_m/\sigma_u)(2N_f)^b/E \tag{13}$$

式中：σ_f'为疲劳强度系数，MPa；b为疲劳强度指数，对钻具一般取为-0.081；σ_u为材料抗拉强度，MPa；N_f为疲劳寿命。

基于Coffin-Manson方程的塑性应变与疲劳寿命计算方法如下[21]：

$$\Delta\varepsilon_{pl}/2=\varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{14}$$

式中：ε_f'为疲劳延性系数；c为疲劳延性指数，对钻具一般取为-0.6。

将式(13)和式(14)代入到式(12)中，得到Morrow修正模型下的连接螺纹疲劳寿命方程：

$$\Delta\varepsilon/2=\sigma_f'(1-\frac{\sigma_m}{\sigma_u})(2N_f)^b/E+\varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{15}$$

考虑到钻具螺纹的复杂结构与载荷作用形式，以及采用式(15)需要多次迭代计算求解N_f，本文主要采用数值模拟计算手段对钻具螺纹应力及疲劳寿命进行计算。

2 复合载荷下钻具螺纹力学性能数值分析

2.1 有限元模型的建立

本文选取双台肩NC50连接螺纹为研究对

象，接头材料为TC4钛合金钢，弹性模量E=110 GPa，切线模量E_t=41 GPa，泊松比μ=0.33，材料屈服强度σ_s=900 MPa，极限抗拉强度为σ_u=1100 MPa。连接螺纹外半径r_o=84.15 mm，内径r_i=44.45 mm，齿根到中性轴距离r_c=62.504 mm，齿根厚度δ=6.35 mm，螺纹有效长度L=114.3 mm，基面中径D=128.0592 mm。根据钻具的结构特点和载荷特性，选择一段钻具接箍为研究对象，包括外螺纹、内螺纹和部分钻柱，扣型为V-0.038R，采用ANSYS软件建立连接螺纹有限元模型如图4所示。内外螺纹采用四节点Plane182单元进行网格划分，内外螺纹齿及台肩的接触面采用目标单元TARGE169和接触单元CONTA172进行模拟，主台肩接触面设置初始过盈配合。

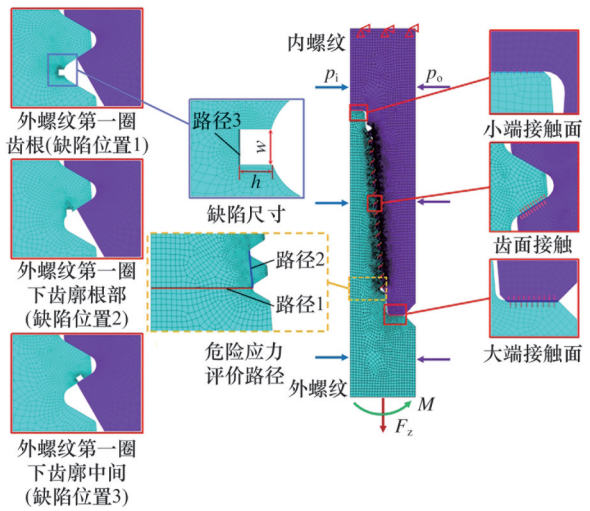


图4　内外螺纹有限元模型

Fig.4　Finite element model of internal and external threads

根据图1连接螺纹井下受力状态，对有限元模型施加载荷方式为：通过调整内外螺纹大端面接触的初始过盈量模拟上扣扭矩；外螺纹下端面施加轴向载荷F_z；内壁面施加流体介质压力内压p_i，外壁面施加外压p_o，外螺纹下端面施加弯矩载荷M；内螺纹上端面施加位移限制约束。为描述外螺纹齿根危险位置的应力变化，定义一条通过最大应力值点沿螺纹壁厚方向的路径1，和一条经过危险齿厚方向的路径2；而对带有缺陷结构的螺纹则特别定义一条通过缺陷底部两端点的路径3。由JB 4732—1995标准可知，钻具连接螺纹结构危险路径的应力强度评价条件为：①一次局部薄膜应力$\sigma_2<1.5[\sigma]^t$；②一次加二次应力$\sigma_4<3[\sigma]^t$。其中，$[\sigma]^t$为螺纹材料许用应力强度，$[\sigma]^t=\sigma_s/n$，n为安全系数。

2.2　基于轴对称等效模型螺纹扭矩模拟计算方法

为了对连接螺纹上扣扭矩状态进行准确描述，本文采用在主台肩接触位置设置过盈接触的方式模拟上扣扭矩载荷。在模拟阶段，分别建立双台肩连接螺纹的二维等效和三维有限元模型，给定三维模型上扣扭矩载荷T=39.93 kN·m，经多次迭代运算，当主台肩接触面初始过盈量设定为0.1105 mm时，等效模型的应力数值与三维模型的等效应力数值趋于相近，主台肩接触压力数值也呈现相似态势。上扣扭矩作用下，不同模型外螺纹等效应力分布如图5所示，主台肩接触压力分布如图6所示，外螺纹应力数据如表1所示。

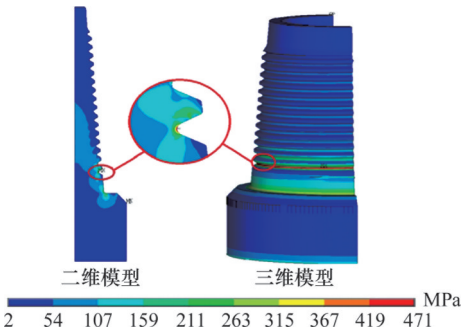


图5　上扣状态外螺纹等效应力分布图

Fig.5　Equivalent stress distribution diagram of external threads in make-up state

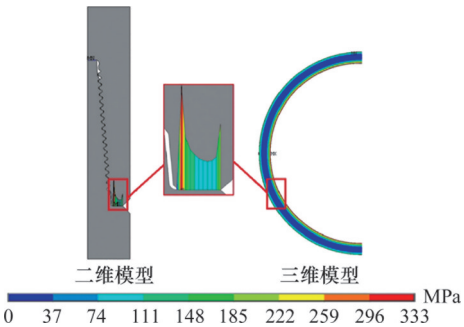


图6　上扣状态主台肩接触压力分布图

Fig.6　Contact pressure distribution diagram of the main shoulder in make-up state

表1　不同模型上扣状态外螺纹应力

Tab.1　External thread stress in make-up state for different models

		三维模型	二维模型	相对误差/%
整体等效应力	数值/MPa	465	471	1.3
	发生位置	主台肩第一圈齿根	主台肩第一圈齿根	
主台肩接触压力/MPa		332	333	0.3

由图5、图6和表1可以看出，在施加相同的上扣扭矩载荷39.93 kN后，不同维度有限元模型等效应力和主台肩接触压力分布规律相同，最大等效应力出现在靠近主台肩侧的第一圈齿根位

置，次大应力值发生在主台肩圆角位置；三维模型最大等效应力为465 MPa，二维模型最大等效应力为471 MPa，相对误差为1.3%。主台肩面接触压力分布规律也保持一致，最大接触压力发生位置为靠近接触面内侧的位置处，接触面中间位置的接触压力较小，在靠近外侧的圆环位置接触压力又有小幅度的上升，三维模型主台肩最大接触压力332 MPa，二维模型最大接触压力约为333 MPa，相对误差为0.3%。整体等效应力和主台肩接触压力误差范围均保持在2%以内，可见可以通过二维模型来描述三维模型的应力分布状态，即可用过盈配合的方式来模拟上扣扭矩状态。

2.3 弯曲井段钻具连接螺纹强度评价分析

根据1.1节弯曲井段下钻具连接螺纹受力分析，给定上扣扭矩 T=39.93 kN·m，内压 p_i=20 MPa、外压 p_o=20 MPa，轴向载荷 F_z=885 kN，弯矩载荷 M=1.157 kN·m，经有限元分析计算，螺纹整体等效应力如图7所示，内外螺纹沿母线方向等效应力分布如图8所示，螺纹等效应力分布数据如表2所示。

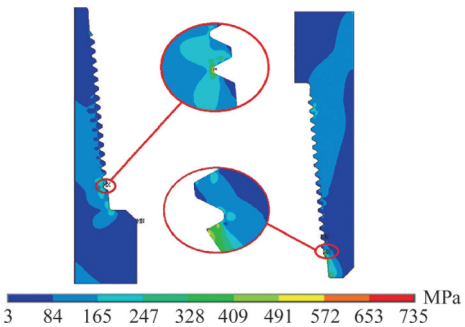


图7 螺纹整体等效应力分布图

Fig.7 Overall equivalent stress distribution diagram of threads

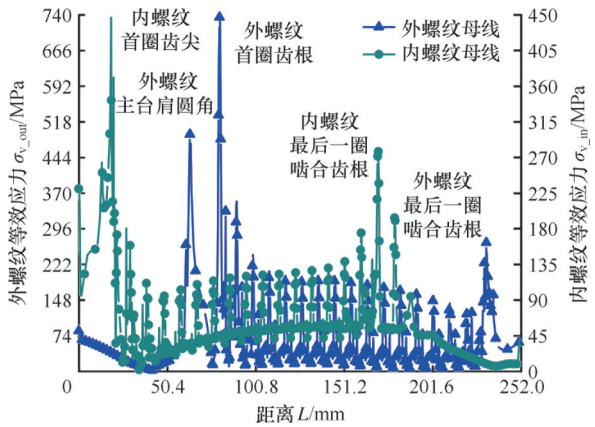


图8 螺纹沿母线方向等效应力

Fig.8 Equivalent stress of threads along the generatrix direction

由图7、图8和表2可以看出，外螺纹等效应力范围为3～735 MPa，最大等效应力发生在主台肩侧第一圈齿根处，次大应力值发生在主台肩侧圆角处，在靠近副台肩的内外螺纹完整齿啮合的收尾位置也有小幅度的应力集中；内螺纹等效应力范围为3～447 MPa，最大应力值发生在与外螺纹啮合的第一圈齿尖位置，次大应力值发生在靠近副台肩侧的最后一圈啮合齿根处。连接螺纹在弯曲井段承受复合载荷作用时，载荷传递具有显著的非均匀性。外螺纹主台肩侧第一圈齿根处和内螺纹第一圈齿尖位置作为载荷传递的“起始端”，承担了大部分初始载荷，导致应力集中现象明显。在弯矩载荷的挤压作用下，内外螺纹前三圈齿和最后三圈齿面间的相互作用更加明显，进而造成局部位置的应力集中现象。

表2 无缺陷螺纹等效应力

Tab.2 Equivalent stress for non-defective threads

	第一圈齿根	主台肩圆角	应力范围
外螺纹等效应力/MPa	735	476	3～735
	第一圈齿尖	最后一圈齿底	应力范围
内螺纹等效应力/MPa	448	323	3～447

由于在内外螺纹的啮合过程中，由外螺纹承担主要载荷，首圈齿根位置应力集中现象较为明显，故对螺纹路径1和2进行应力线性化评定，结果如表3所示。

表3 外螺纹危险路径应力线性化评定

Tab.3 Linearization evaluation of stress on dangerous path of external thread

	应力类别	应力值/MPa	$[\sigma]^t$/MPa	强度条件/MPa	强度评定
路径1	一次局部薄膜应力 σ_2	79	450	$\sigma_2<1.5[\sigma]^t=675$	安全
	一次加二次应力 σ_4	123		$\sigma_4<3[\sigma]^t=1350$	
路径2	一次局部薄膜应力 σ_2	238		$\sigma_2<1.5[\sigma]^t=675$	
	一次加二次应力 σ_4	396		$\sigma_4<3[\sigma]^t=1350$	

由表3可知，在弯曲井段下钻具连接螺纹承受复合载荷的工况下，整个螺纹结构最危险的位置位于路径2外螺纹第一圈齿根位置，该位置一次局部薄膜应力为238 MPa，一次加二次应力数值为396 MPa，依据强度判别条件，强度评定结果为安全。第一圈齿根作为承载首圈，需承担弯曲载荷引起的切向剪切力和轴向拉伸力的叠加作用，导致局部薄膜应力显著升高。弯曲井段使钻具整体产生曲率变形，外螺纹第一圈齿根会因弯曲引起的轴向拉压应力集中，此处截面面积较小，使得弯曲应力在齿根表面达到最大值。

内外螺纹接触压力分布如图9所示，螺纹齿最大接触压力分布如图10所示，接触压力分布数据如表4所示。

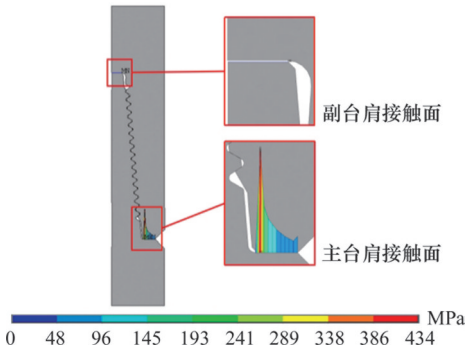


图9　螺纹主台肩接触压力分布图

Fig.9　Distribution diagram of contact pressure on thread main shoulder

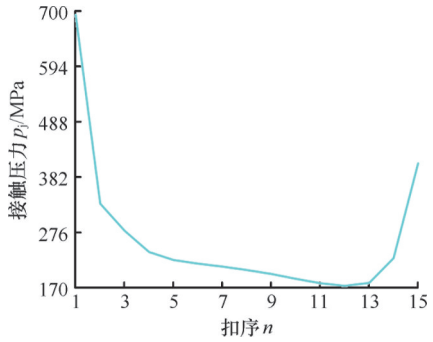


图10　螺纹齿面最大接触压力分布曲线

Fig.10　Distribution curve of maximum contact pressure on thread tooth surface

表4　钻具连接螺纹接触压力(无缺陷)

Tab.4　Contact pressure for drill tool connecting threads(non-detective threads)

主台肩接触压力				副台肩接触压力				
434 MPa				0				
牙序	1	2	3	4	5	6	7	8
螺纹牙最大接触压力/MPa	693	331	279	238	223	216	210	204
牙序	9	10	11	12	13	14	15	
螺纹牙最大接触压力/MPa	196	187	179	174	179	227	408	

由图9和表4可以看出，主台肩作为主要承载面，在弯曲井段复合载荷作用下，接触面内侧径向约束更强，导致接触压力集中，故而最大接触压力发生在靠近圆角的内侧位置处，大小为434 MPa；外侧因径向自由度较高，接触压力本应递减，但螺纹末端的倒角可能引发局部应力反射，导致压力小幅回升，接触压力在接触面中间偏外侧达到谷值78 MPa；对于副台肩位置，此时并未发生接触，不产生密封作用。由图10和表4可以看出，前三圈螺纹齿靠近主台肩，直接承接扭矩和轴向载荷的“初始传递”，应力路径短且刚度高，故承载比例大。螺纹齿最大接触压力发生在第一圈参与啮合的齿面位置，最大接触压力为693 MPa。螺纹齿面最大接触压力范围为174～692 MPa，前三圈作为主要承载区承受33%的载荷，最后三圈靠近螺纹末端，虽载荷传递路径较长，但受螺纹整体变形协调影响，仍需承担21%载荷，而中间圈因“弹性缓冲”作用承载较低，进而导致了两端大中间小的分布现象。

2.4　钻井工作过程连接螺纹疲劳寿命分析

依据实际钻井井段数据，当前计算井深下钻头破岩钻压 F=60 kN，转速为60 r/min[22]，在进行疲劳分析计算时取波动钻压载荷幅值 ΔF=0.5F，代入式(7)计算得钻压加载曲线。本文采用图11所示的光滑曲线进行加载，该曲线具有一阶、二阶导数光滑的性质，不会因加载速率不连续产生结果波动。

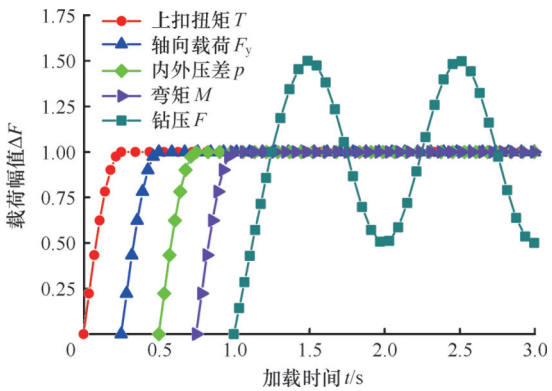


图11　载荷幅值加载曲线

Fig.11　Loading curve of load amplitude

在交变钻压载荷的作用下，钻进状态螺纹结构峰值等效应力和母线疲劳寿命分布如图12所示，沿母线方向疲劳寿命分布如图13所示，连接螺纹应力-寿命数据如表5所示。

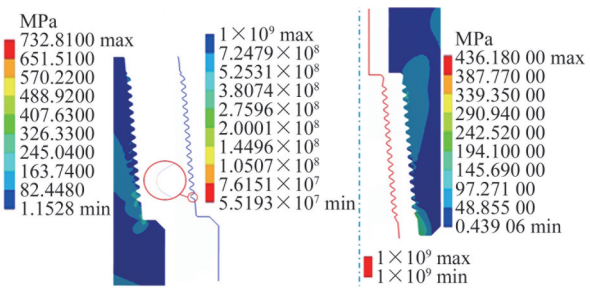


图12　峰值等效应力和母线疲劳寿命分布图

Fig.12　Distribution diagram of peak equivalent stress and generatrix fatigue life

由图12、图13和表5可以看出，交变钻压载荷下内外螺纹应力分布趋势保持不变，整体峰值等效应力小幅度下降，外螺纹峰值等效应力范围为719～733 MPa，内螺纹峰值等效应力范围为

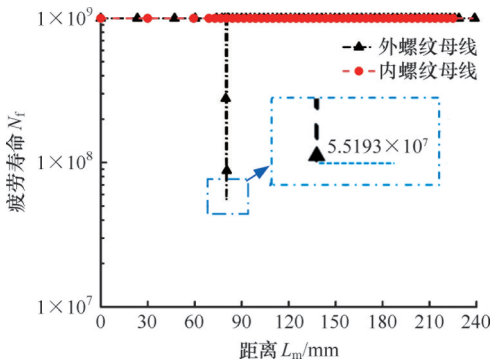


图13 沿母线方向疲劳寿命

Fig.13 Fatigue life along the generatrix direction

表5 连接螺纹应力-寿命

Tab.5 Stress-life for connecting threads

	最大应力 σ_{max}/MPa	最小应力 σ_{min}/MPa	发生位置	应力幅值 σ_a/MPa
外螺纹	732.81	718.91	首圈齿根	6.95
内螺纹	436.18	422.84	首圈齿尖	6.67
	平均应力 σ_m/MPa	疲劳位置	疲劳寿命	
外螺纹	725.86	首圈齿根	5.5193×10^7	
内螺纹	429.51		1×10^9	

423～436 MPa。由于应力集中主要发生在内外螺纹啮合的第一圈齿上，并且由其承受主要载荷，故只在外螺纹齿根位置的小部分区域产生应力集中，该位置自然成为螺纹的疲劳发生位置，疲劳寿命为 5.5193×10^7 次，在沿母线方向上，外螺纹90%以上的区域和内螺纹整个母线边界都位于无限寿命区。根据Goodman准则，高平均应力下若应力幅值不足，疲劳损伤累积速率较慢，该位置的疲劳寿命计算结果为 5.5193×10^7 次，能够满足深井钻井使用要求，表明结构在当前载荷条件下具有足够的疲劳可靠性。

3 缺陷结构对螺纹结构力学性能的影响

经过第2节分析计算发现，螺纹结构最大等效应力发生在外螺纹第一圈齿根位置，在周期载荷的作用下，该位置亦是裂纹缺陷的主要萌生区域。因此本文选择在外螺纹最危险的第一圈齿附近设置缺陷（宽度 w=0.5 mm，深度 h=0.5 mm）进行分析，并通过改变缺陷的位置（外螺纹第一圈齿根、外螺纹第一圈下齿廓根部和外螺纹第一圈下齿廓中间位置）、深度（由0.1 mm至2.3 mm）和宽度（由0.1 mm至1.6 mm）研究缺陷结构对连接螺纹强度和疲劳性能的影响。

3.1 缺陷位置对螺纹力学性能的影响

以2.3节弯曲井段计算工况为例分析不同缺陷发生位置对于螺纹结构力学性能的影响，带有缺陷结构外螺纹的整体应力分布结果见图14，不同缺陷位置螺纹应力数据见表6。

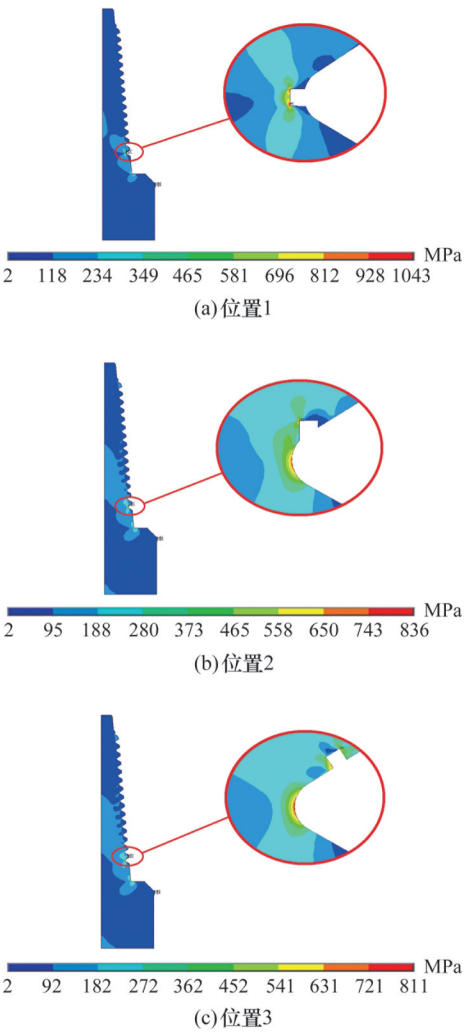


图14 含缺陷结构外螺纹整体应力分布图

Fig.14 Overall stress distribution diagram of external threads in defective structures

由图14和表6可以看出，当螺纹结构产生缺陷后，最大等效应力始终出现在缺陷位置底部，缺陷结构距离外螺纹第一圈齿根位置越近，等效应力增幅越大。对于缺陷位置1，首圈齿根本身就是螺纹结构的主要承载区，由于缺陷的存在导致齿根位置几何形状完整性被破坏，进而引起该位置应力集中现象最为明显，外螺纹等效应力相较于无缺陷螺纹结构增加了41.9%，而对于远离缺陷位置区域，应力数值则几乎保持不变。受接触面积减少影响，位置3处的缺陷使得内外螺纹第一圈齿形接触位置的接触压力大幅度增加，进而内螺纹齿尖位置等效应力增大60%。位置2处的缺陷使得外螺纹齿根位置等效应力增幅介于位置1和位置3之间，齿廓根部位置并不是螺纹结构的高应力集中区，由于缺陷的产生使得该位置发生几何形状突变，从而在缺陷尖部位置产生新的应

表6　不同缺陷位置螺纹应力

Tab.6　Thread stress at different defect positions

缺陷位置	整体			
	发生位置	数值/MPa	变化率/%	
无缺陷	首圈齿根	735		
位置1	缺陷底部	1043	41.9	
位置2	缺陷底部	836	13.7	
位置3	缺陷底部	811	10.3	
缺陷位置	外螺纹			
	首圈齿根应力/MPa	变化率/%	主台肩圆角应力/MPa	变化率/%
无缺陷	735		476	
位置1	1043	41.9	462	−2.9
位置2	715	−2.7	475	−0.2
位置3	739	−0.5	475	−0.2
缺陷位置	内螺纹			
	首圈齿尖应力/MPa	变化率/%	末圈齿底力/MPa	变化率/%
无缺陷	448		323	
位置1	415	−7.4	322	−0.3
位置2	426	−5.0	323	
位置3	715	60.0	323	

力集中源，位置2当前尺寸缺陷对内螺纹等效应力分布几乎不产生影响。缺陷结构并不改变螺纹整体等效应力分布趋势，首圈齿根位置仍然是整个螺纹结构的应力敏感区，该位置的缺陷会使得螺纹结构产生不可逆的塑性变形，由此可见发生在第一圈齿根位置的缺陷会对螺纹结构强度产生最大的影响。

为了对缺陷位置的螺纹结构强度进行评定，选取危险路径3进行线性化评定，应力评价结果如表7所示。

表7　危险路径3应力线性化评定

Tab.7　Stress linearization evaluation for dangerous path 3

位置	应力类别	应力值/MPa	$[\sigma]^t$/MPa	强度条件/MPa	应力强度评定
位置1	一次局部薄膜应力 σ_2	747	450	$\sigma_2<1.5[\sigma]^t=675$	不安全
	一次加二次应力 σ_4	816		$\sigma_4<3[\sigma]^t=1350$	安全
位置2	一次局部薄膜应力 σ_2	83		$\sigma_2<1.5[\sigma]^t=675$	
	一次加二次应力 σ_4	292		$\sigma_4<3[\sigma]^t=1350$	
位置3	一次局部薄膜应力 σ_2	114		$\sigma_2<1.5[\sigma]^t=675$	
	一次加二次应力 σ_4	254		$\sigma_4<3[\sigma]^t=1350$	

由表7可知，对于缺陷底部宽度方向的危险路径，缺陷位置1螺纹结构的危险路径的一次局部薄膜应力数值达到了747 MPa，依据强度判别条件认定此时螺纹结构为不安全；而对于位置2和3危险路径，其一次局部薄膜应力和一次加二次应力均满足强度评定条件，螺纹结构安全。在弯曲井段，钻具承受弯曲载荷，会对螺纹产生附加弯矩，此时，第一圈齿根处于弯曲应力的“高梯度区”，拉压应力叠加导致局部应力显著升高。由于螺纹结构第一圈齿承受最大载荷的特点，相较于发生在第一圈齿廓位置的缺陷，齿根位置的缺陷对螺纹应力过渡区的破坏最为明显，进而在该位置造成更大的应力集中，从而引起局部薄膜应力和一次加二次应力数值剧增。

3.2　缺陷深度对螺纹力学性能的影响

保持初始缺陷在位置1处，采用控制变量法保持缺陷宽度恒定为 $w=1$ mm，以步长0.1 mm将缺陷深度增至2.3 mm。不同缺陷深度下外螺纹的整体等效应力和强度评定应力分布见图15，螺纹等效应力数据和强度评定应力数据见表8。

由图15和表8可知，随着缺陷深度的不断增加，外螺纹最大等效应力和强度评定应力整体呈逐渐上升的趋势。当缺陷深度为0.1 mm时，外螺纹等效应力最大值为935 MPa，应力数值增大了27.2%，当缺陷深度增至2.3 mm时，缺陷底部最大等效应力增至1103 MPa，变化率为50.1%，超过材料抗拉强度，存在断裂风险。螺纹根部本身就是应力集中的区域，随着缺陷深度的增大，应力集中系数进一步增大，等效应力也随之增大。当缺陷深度达到1.8 mm时，螺纹的一次局部薄膜应力已经达到了676 MPa，螺纹结构强度评定结果为不安全，而随着缺陷深度的增加，一次局部薄膜应力和一次加二次应力数值还会进一步增大。缺陷深度越大，相当于在原本应力集中的基础上又增加了新的应力集中源，从而导致局部薄膜应力显著升高。

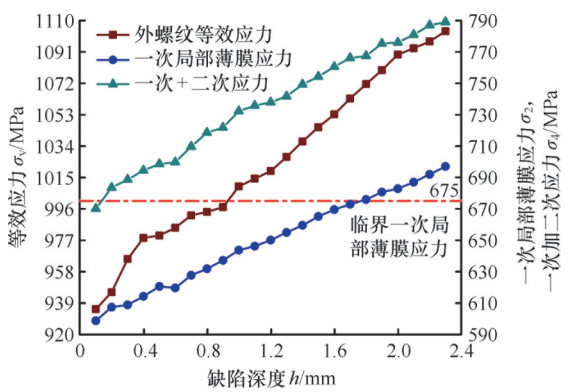


图15　不同缺陷深度外螺纹等效应力和强度评定曲线

Fig.15　Curves of equivalent stress and strength evaluation for external threads with different defect depths

表8 不同缺陷深度下螺纹等效应力和强度评定应力数据表

Tab.8 Data table of equivalent stress and strength evaluation stress of threads under different defect depths

缺陷深度/mm	最大应力			一次局部薄膜应力 σ_2/MPa	一次加二次应力 σ_4/MPa	强度评定
	发生位置	数值/MPa	变化率/%			
无缺陷	外螺纹首圈齿根	735				
0.1	缺陷底部	935	27.2	599	670	安全
0.5		979	33.2	621	699	安全
1.0		1010	37.4	644	732	安全
1.5		1045	38.4	665	754	安全
1.8		1062	44.5	676	768	不安全
2.0		1068	45.3	683	776	不安全
2.3		1103	50.1	697	789	不安全

3.3 缺陷宽度对螺纹力学性能的影响

保持缺陷深度 h=1 mm恒定，以步长0.1 mm扩展缺陷宽度至1.6 mm。不同缺陷宽度下外螺纹的整体等效应力和强度评定应力分布如图16所示，螺纹等效应力数据和强度评定应力数据如表9所示。

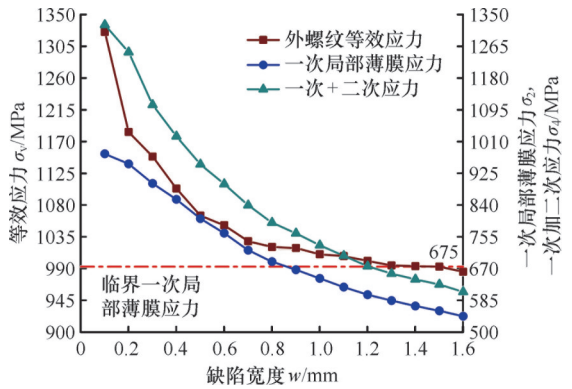


图16 不同缺陷深度外螺纹等效应力和强度评定曲线

Fig.16 Curves of equivalent stress and strength evaluation for external threads with different defect widths

由图16和表9可知，当缺陷宽度较小时，在缺陷处会产生极高的应力集中，小宽度的缺陷往往对应着较大的应力集中系数，这种高应力集中会使局部区域的应力迅速超过材料的屈服强度或抗拉强度，从而导致螺纹结构在较小的载荷下就发生失效，可能表现为裂纹快速扩展直至断裂。当缺陷宽度在0.4 mm以下时，外螺纹缺陷底部位置的最大等效应力均已经超过材料抗拉强度，螺纹存在断裂风险。随着缺陷宽度的增大，应力集中效应反而会有所减弱，当缺陷宽度达到一定程度后，应力分布会相对更均匀一些。这是因为较大的缺陷使得应力有更多的空间进行重新分布，形成一个较大的“缓冲区域”，所以螺纹结构在一定载荷下可能不会立即失效。而当缺陷宽度处于0.8 mm以上时，危险路径3的一次局部薄膜应力强度评定结果认定结构此时安全。

表9 不同缺陷宽度下螺纹等效应力和强度评定应力

Tab.9 Equivalent stress and strength evaluation stress of threads under different defect widths

缺陷宽度/mm	最大应力			一次局部薄膜应力 σ_2/MPa	一次加二次应力 σ_4/MPa	强度评定
	发生位置	数值/MPa	变化率/%			
无缺陷	外螺纹首圈齿根	735				安全
0.1	缺陷底部	1325	80.3	977	1322	不安全
0.4		1102	44.5	855	1024	
0.8		1021	38.9	688	793	
1.0		1010	37.4	644	732	安全
1.3		995	35.4	584	656	
1.6		985	34.0	543	608	

4 波动钻压对缺陷钻具疲劳寿命影响分析

4.1 缺陷位置对连接螺纹疲劳寿命的影响

在弯曲井段载荷条件计算的基础上引入交变钻压载荷，不同缺陷位置应力-应变-疲劳寿命数据如表10所示。

由表10可以看出，在交变钻压载荷作用下，相较于无缺陷螺纹结构，螺纹最大等效应力均有所降低。疲劳寿命直接与螺纹结构受载过程中的平均应力和应力幅值相关，当前载荷条件下，连接螺纹应力变化幅值保持一个相对较低的水平，越靠近应力集中源区域的位置，结构平均应力越大，

表10 不同缺陷结构位置应力-应变-疲劳寿命

Tab.10 Stress-strain-fatigue life at different defect structure positions

缺陷位置	峰值等效应力 σ_{max}/MPa	应力幅值 σ_{ah}/MPa	峰值弹性应变 ε_{elmax}	弹性应变幅值 $\Delta\varepsilon_{el}$	峰值塑性应变 ε_{plmax}	塑性应变幅值 $\Delta\varepsilon_{pl}$	疲劳位置	疲劳寿命	降低率/%
无缺陷	732.81	6.95	6.6619×10^{-3}	6.3182×10^{-5}			外螺纹首圈齿根	5.5193×10^{7}	
位置1	1023.90	6.70	1.0608×10^{-2}	2.1301×10^{-2}	3.3856×10^{-2}	1.9281×10^{-4}	缺陷底部	6.6241×10^{6}	88.0
位置2	817.60	6.58	7.4327×10^{-3}	5.9818×10^{-5}				2.1444×10^{7}	61.1
位置3	798.13	5.67	7.2557×10^{-3}	5.1545×10^{-5}				2.8913×10^{7}	47.6

疲劳寿命降幅越大。当缺陷发生在位置1处时，螺纹已发生不可逆的塑性变形，疲劳寿命降幅最大达88%；发生在位置2和位置3处的缺陷未使螺纹齿根产生塑性变形，依据与外螺纹第一圈齿根位置距离的远近，螺纹疲劳寿命降幅仍保持在47.6%以上。可见，外螺纹第一圈齿根位置的缺陷会对螺纹的疲劳寿命产生最大的影响。

4.2　缺陷深度对连接螺纹疲劳寿命的影响

交变钻压载荷下得到不同缺陷深度下钻具螺纹等效应变-疲劳寿命分布曲线见图17，不同缺陷深度等效应变-疲劳寿命数据见表11。

由图17和表11可以看出，随着缺陷深度的增加，连接螺纹的峰值弹塑性应变以及幅值呈逐渐上升的趋势，而疲劳寿命却呈逐渐下降的趋势，疲劳发生位置不变，总是出现在外螺纹的缺陷底部。螺纹根部本身就是关键承载区域，无缺陷时就已经存在较大的应力集中现象，缺陷深度增加使得螺纹根部截面突然收缩，承载能力线性下降，塑性变形逐渐累积，循环载荷下极易引发裂纹拓展速率加快，进而引起疲劳寿命的大幅降低。当缺陷初始深度为0.1 mm时，连接螺纹的疲劳寿命为1.1585×10^{7}次，降幅达68.4%左右；当缺陷深度达到2.3 mm时，此时连接螺纹疲劳寿命仅为2.8884×10^{6}次，降幅达94.8%，依据钻头钻进的频率，此时连接螺纹已无法满足中深井工程应用要求。

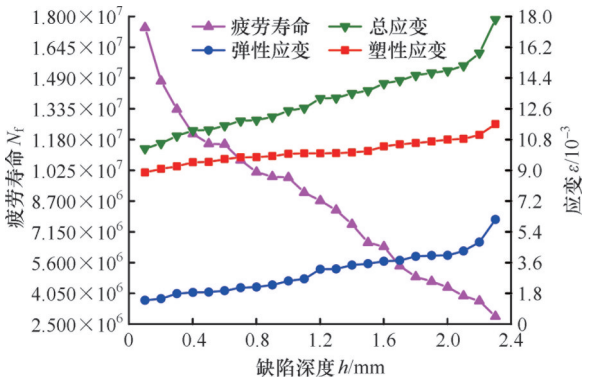


图17　等效应变-疲劳寿命随缺陷深度变化曲线

Fig.17　Curves of equivalent strain-fatigue life varying with defect depth

表11　不同缺陷深度等效应变-疲劳寿命数据汇总表

Tab.11　Summary table of equivalent strain-fatigue life data at different defect depths

缺陷深度/mm	峰值总应变 ε_{total}	峰值弹性应变 ε_{elmax}	弹性应变幅值 $\Delta\varepsilon_{el}$	峰值塑性应变 ε_{plmax}	塑性应变幅值 $\Delta\varepsilon_{pl}$	疲劳位置	疲劳寿命	降低率/%
无缺陷	6.6619×10^{-3}	6.6619×10^{-3}	6.3182×10^{-5}			外螺纹首圈齿根	5.5193×10^{7}	
0.1	1.0270×10^{-2}	8.8721×10^{-3}	8.1753×10^{-5}	1.3983×10^{-3}	1.2552×10^{-4}	缺陷底部	1.7442×10^{7}	68.4
0.5	1.1359×10^{-2}	9.4884×10^{-3}	9.8704×10^{-5}	1.8702×10^{-3}	1.4081×10^{-4}		1.1585×10^{7}	79.0
1.0	1.2493×10^{-2}	9.9662×10^{-3}	9.9505×10^{-5}	2.5271×10^{-3}	1.7591×10^{-4}		9.8881×10^{6}	82.1
1.5	1.3666×10^{-2}	1.0133×10^{-2}	1.1382×10^{-4}	3.5325×10^{-3}	1.8002×10^{-4}		6.6124×10^{6}	88.0
1.8	1.4565×10^{-2}	1.0602×10^{-2}	1.1674×10^{-4}	3.9627×10^{-3}	1.8811×10^{-4}		4.8885×10^{6}	91.1
2.0	1.4822×10^{-2}	1.0801×10^{-2}	1.2553×10^{-4}	4.0212×10^{-3}	1.9090×10^{-4}		4.3606×10^{6}	92.1
2.3	1.7829×10^{-2}	1.1703×10^{-2}	1.3352×10^{-4}	6.1261×10^{-3}	2.1381×10^{-4}		2.8884×10^{6}	94.8

4.3　缺陷宽度对连接螺纹疲劳寿命的影响

交变载荷下得到不同缺陷宽度下钻具螺纹等效应变-疲劳寿命分布曲线见图18，不同缺陷宽度等效应变-疲劳寿命数据如表12所示。

由图18和表12可以看出，随着缺陷深度的增加，连接螺纹的应力集中区域从“点源”扩展为“面源”，载荷可通过缺陷两侧的螺纹材料分担，减少了对螺纹齿承载能力的“切割效应”，使载荷分布更接近无缺陷状态，进而导致连接螺纹的峰值弹塑性应变以及幅值总是呈逐渐下降的趋势，疲劳寿命却呈逐渐上升的趋势，疲劳发生位置仍然不变，总是出现在外螺纹的缺陷底部。当缺陷初始宽度为0.1 mm时，连接螺纹的疲劳寿命为7.1784×10^{5}次，降幅达98.7%。过于细小的狭缝型缺陷会大幅降低螺纹的疲劳寿命甚至导致螺纹结构的失效，随着缺陷宽度的增加，

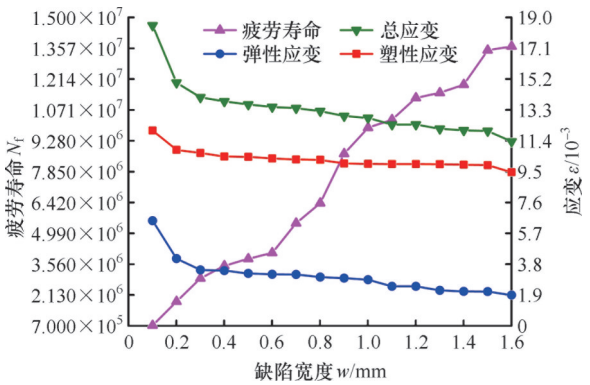


图18　等效应力-疲劳寿命随缺陷宽度变化曲线

Fig.18　Curves of equivalent stress-fatigue life varying with defect width

表12 不同缺陷宽度等效应变-疲劳寿命数据汇总表

Tab.12 Summary table of equivalent strain-fatigue life data at different defect widths

缺陷宽度/mm	总应变ε_{total}	峰值弹性应变ε_{elmax}	弹性应变幅值$\Delta\varepsilon_{el}$	峰值塑性应变ε_{plmax}	塑性应变幅值$\Delta\varepsilon_{pl}$	疲劳位置	疲劳寿命	降低率/%
无缺陷	6.6619×10^{-3}	6.6619×10^{-3}	6.3182×10^{-5}			外螺纹首圈齿根	5.5193×10^{7}	
0.1	1.8506×10^{-2}	1.2031×10^{-2}	1.1154×10^{-4}	6.4752×10^{-3}	1.1604×10^{-4}	缺陷底部	7.1784×10^{5}	98.7
0.4	1.3827×10^{-2}	1.0429×10^{-2}	1.1350×10^{-4}	3.3977×10^{-3}	1.5242×10^{-4}		3.4801×10^{6}	93.1
0.8	1.3237×10^{-2}	1.0233×10^{-2}	1.1856×10^{-4}	3.0041×10^{-3}	1.5736×10^{-4}		6.3923×10^{6}	88.4
1.0	1.2494×10^{-2}	9.9666×10^{-2}	9.9542×10^{-5}	2.5271×10^{-3}	2.0578×10^{-4}		9.8906×10^{6}	82.1
1.3	1.2139×10^{-2}	9.9605×10^{-2}	9.2589×10^{-5}	2.1781×10^{-3}	2.0968×10^{-4}		1.0906×10^{7}	80.2
1.6	1.1355×10^{-2}	9.4615×10^{-2}	8.6766×10^{-5}	1.8932×10^{-3}	2.7901×10^{-4}		1.3663×10^{7}	75.2

螺纹的弹塑性应变数值和应变幅值有了明显的降低。当缺陷宽度增至1.6 mm时，连接螺纹疲劳寿命为1.3663×10^{7}次，降幅仅为75.2%。

5 结论

1)采用在主台肩接触面设置初始过盈量的方法对连接螺纹上扣扭矩状态进行模拟，建立了考虑复杂接触状态的钻具连接螺纹二维轴对称有限元模型，通过对比三维模型与二维模型的整体等效应力和主台肩接触压力分布情况，发现其分布规律保持一致，误差保持在2%以内，说明可以用过盈配合的方式来准确模拟上扣扭矩状态。

2)缺陷的产生会使外螺纹整体应力有所增大，越靠近首圈齿根位置的缺陷会导致螺纹的等效应力增幅越大，影响由大到小依次为首圈齿根、首圈齿廓根部、首圈齿廓中间；随着缺陷深度的增加，螺纹整体等效应力逐渐增加，相较于无缺陷螺纹结构，最大等效应力增幅为50.1%；随着缺陷深度的增加，等效应力反而呈逐渐降低的趋势，相较于无缺陷螺纹结构，最小等效应力增幅为34%。

3)发生在首圈齿根位置的缺陷对疲劳寿命的降低影响最大，最大降幅达88%。随着缺陷深度的增加，疲劳寿命逐渐降低，当缺陷深度为2.3 mm时，疲劳寿命降幅达到了94.8%；随着缺陷宽度的增加，疲劳寿命逐渐增高，当缺陷宽度为1.6 mm时，疲劳寿命降幅减小到了75.2%。

参考文献：

[1] 李斌，苏明，费根胜，等. 螺杆钻具壳体连接螺纹结构性能分析与优化[J]. 应用力学学报，2020，37(6)：2617-2624.
LI Bin，SU Ming，FEI Gensheng，et al. Performance Analysis and Optimization of Connecting Thread Structure of Screw Drilling Tool Shell[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics，2020，37(6)：2617-2624.

[2] ZHANG Ying，LIAN Zhanghua，WEI Chenxin，et al. Research on Damage Progression of Drill String Material Based on the Extended Finite Element Method[J]. Science Progress，2021，104(3)：368504211042258.

[3] 胡小波. 双台肩钻杆螺纹应用现状及互换使用分析[J]. 焊管，2021，44(9)：53-57.
HU Xiaobo. Analysis of Double Shoulder Drill Pipe Thread Application and Exchange Use[J]. Welded Pipe and Tube，2021，44(9)：53-57.

[4] DONG Liangliang，ZHU Xiaohua，YANG Desheng. Study on Mechanical Behaviors of Double Shoulder Drill Pipe Joint Thread[J]. Petroleum，2019，5(1)：102-112.

[5] WANG Yu，QIAN Chengyuan，KONG Lingrong，et al. Design Optimization for the Thin-walled Joint Thread of a Coring Tool Used for Deep Boreholes[J]. Applied Sciences，2020，10(8)：2669.

[6] 焦文鸿，高连新，鲁喜宁. 一种新型钻杆螺纹设计及应力分析[J]. 石油机械，2012，40(6)：17-21.
JIAO Wenhong，GAO Lianxin，LU Xining. Design of a New Tool Joint Thread and Its Stress Analysis[J]. China Petroleum Machinery，2012，40(6)：17-21.

[7] CHEN Shoujun，LI Qiang，ZHANG Yi，et al. Finite Element Analysis of Tooth Load Distribution on P-110S Conic Threaded Connections[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping，2011，88(2/3)：88-93.

[8] SHAHANI A R，SHARIFI S M H. Contact Stress Analysis and Calculation of Stress Concentration Factors at the Tool Joint of a Drill Pipe[J]. Materials & Design，2009，30(9)：3615-3621.

[9] 张震，刘庆龙，易先中，等. 弯曲井段钻杆接头螺纹力学性能分析及结构优化[J]. 塑性工程学报，2023，30(4)：209-222.
ZHANG Zhen，LIU Qinglong，YI Xianzhong，et al. Mechanical Property Analysis and Structure Optimization of Drill Pipe Joint Thread in Curved Section[J]. Journal of Plasticity Engineering，2023，30(4)：209-222.

[10] 狄勤丰，陈锋，王文昌，等. 双台肩钻杆接头三维力学分析[J]. 石油学报，2012，33(5)：871-877.
DI Qinfeng，CHEN Feng，WANG Wenchang，et al. Three-dimensional Mechanical Analysis of the Double-shouldered Tool Joint[J]. Acta Petrolei Sinica，2012，33(5)：871-877.

[11] 陈锋. 复杂载荷条件下钻具接头三维应力特征分析[D]. 上海：上海大学，2014.
CHEN Feng. Three-dimensional Stress Analysis of Tool Joints under Complex Loads[D]. Shanghai：Shanghai University，2014.

[12] 丁宇奇，李康健，范清泉，等. 开窗侧钻对钻柱螺纹应力与密封性能的影响分析[J]. 石油钻探技术，2024，52(4)：75-86.
DING Yuqi，LI Kangjian，FAN Qingquan，et al. Effect of Window Sidetrack Drilling on Thread Stress and Sealing Performance of Drill Strings[J]. Petroleum Drilling Techniques，2024，52(4)：75-86.

[13] Van WITTENBERGHE J，De PAUW J，De BAETS P，

et al. Fatigue Investigation of Threaded Pipe Connections [J]. International Journal Sustainable Construction & Design, 2010, 1(1): 182-189.
[14] Van WITTENBERGHE J, De BAETS P, De WAELE W, et al. Design Characteristics That Improve the Fatigue Life of Threaded Pipe Connections[J]. International Journal Sustainable Construction & Design, 2011, 2(2): 334-341.
[15] Van WITTENBERGHE J, De PAUW J, De BAETS P, et al. Experimental Determination of the Fatigue Life of Modified Threaded Pipe Couplings[J]. Procedia Engineering, 2010, 2(1): 1849-1858.
[16] 刘强，刘轶溟，杨春雷. 新型螺杆钻具连接螺纹抗疲劳性能[J]. 塑性工程学报，2021，28(4)：190-198.
LIU Qiang, LIU Yiming, YANG Chunlei. Anti Fatigue Performance of Connecting Thread of New Type Positive Displacement Motor[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2021, 28(4): 190-198.
[17] 谢士远，赵朝阳，关志刚，等. 多轴交变载荷下套管长圆螺纹疲劳失效分析及寿命预测[J]. 特种油气藏，2021，28(3)：168-174.
XIE Shiyuan, ZHAO Chaoyang, GUAN Zhigang, et al. Fatigue Failure Analysis and Fatigue Life Prediction of the Long round Thread of the Casing under Multi-axial Alternate Load[J]. Special Oil & Gas Reservoirs, 2021, 28(3): 168-174.
[18] 尹茂，周井玲，许波兵. 含损伤裂纹的钻杆断裂与疲劳分析[J]. 煤矿机械，2020，41(12)：85-87.
YIN Mao, ZHOU Jingling, XU Bobing. Fracture and Fatigue Analysis of Drill Pipe with Damage Crack[J]. Coal Mine Machinery, 2020, 41(12): 85-87.
[19] 张德平，骆发前，林元华，等. 钻柱疲劳寿命预测研究[J]. 断块油气田，2006，13(3)：57-60.
ZHANG Deping, LUO Faqian, LIN Yuanhua, et al. Research on Fatigue Life Prediction of Drill String[J]. Fault-Block Oil & Gas Field, 2006, 13(3): 57-60.
[20] 李方坡，王勇. 钻杆疲劳寿命预测技术的研究现状与展望[J]. 材料导报，2015，29(11)：88-91.
LI Fangpo, WANG Yong. Review on the Drill Pipe's Fatigue Life Prediction Technology[J]. Materials Reports, 2015, 29(11): 88-91.
[21] 王新虎，王坤，常昊，等. 连续油管应变疲劳寿命预测[J]. 石油管材与仪器，2024，10(2)：31-35.
WANG Xinhu, WANG Kun, CHANG Hao, et al. Strain Fatigue Life Prediction of Coiled Tubing[J]. Petroleum Tubular Goods & Instruments, 2024, 10(2): 31-35.
[22] 陈伟林，陈霖，何璟彬. 表层套管钻井钻头结构设计与力学分析[J]. 内江科技，2023，44(8)：23-24.
CHEN Weilin, CHEN Lin, HE Jingbin. Structural Design and Mechanical Analysis of Surface Casing Drilling Bit[J]. Neijiang Technology, 2023, 44(8): 23-24.

（编辑　王旻玥）

作者简介：芦　烨，女，1985年生，讲师。研究方向为杆管柱连接螺纹强度平度与优化分析。E-mail：luye_nepu@163.com。
丁宇奇*（通信作者），男，1982年生，教授、博士研究生导师。研究方向为杆管柱连接螺纹强度平度与优化分析。E-mail：jslx2004@163.com。

本文引用格式：
芦烨，丁宇奇，雷紫煌，等. 几何缺陷结构对钻具螺纹强度与疲劳寿命影响分析[J]. 中国机械工程，2026，37(9)：2314-2325.
LU Ye, DING Yuqi, LEI Zihuang, et al. Effect of Geometric Defect Structures on Strength and Fatigue Life of Drill Tool Threads [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(9): 2314-2325.

（上接第2313页）

[11] WANG Ji, SUO Laichun, GUAN Lili, et al. Analytical Study on Mechanism of Electrolysis and Plasma Polishing [J]. Advanced Materials Research, 2012, 472/473/474/475: 350-353.
[12] 陈扬建，易军，王宗伟，等. 电解质等离子体抛光的多物理场耦合仿真及实验研究[J]. 机械工程学报，2025，61(1)：360-370.
CHEN Yangjian, YI Jun, WANG Zongwei, et al. Multiphysical Field Coupling Simulation and Experimental Research on Electrolyte Plasma Polishing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(1): 360-370.
[13] 邹永纯，王树棋，陈国梁，等. 304钢等离子体电解抛光工艺与其表面结构性能研究[J]. 表面技术，2023，52(6)：51-60.
ZOU Yongchun, WANG Shuqi, CHEN Guoliang, et al. Process, Surface Structure and Properties of 304 Steel by Plasma Electrolytic Polishing [J]. Surface Technology, 2023, 52(6): 51-60.
[14] QUITZKE S, KRÖNING O, SAFRANCHIK D, et al. Design and Setup of a Jet-based Technology for Localized Small Scale Plasma Electrolytic Polishing[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2022, 75: 1123-1133.
[15] KRANHOLD C, KRÖNING O, SCHULZE H P, et al. Investigation of Stable Boundary Conditions for the Jet-electrolytic Plasma Polishing (Jet-ePP) [J]. Procedia CIRP, 2020, 95: 987-992.
[16] KAI S, KUNIEDA M. Study on Effect of Assist Gas in Electrolyte Jet Machining[J]. Journal of the Japan Society of Electrical Machining Engineers, 2013, 47(115): 97-103.
[17] JAIN V K, LAL G K, KANETKAR Y. Stray Current Attack and Stagnation Zones in Electrochemical Drilling[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2005, 26(5/6): 527-536.
[18] 王玉峰，杨勇，刘云峰，等. 大深径比小孔激光与管电极电解同步复合加工技术[J]. 航空制造技术，2025，68(1)：64-72.
WANG Yufeng, YANG Yong, LIU Yunfeng, et al. Fabrication of High-aspect-ratio Small Holes by Laser and Shaped Tube Electrochemical Machining[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2025, 68(1): 64-72.

（编辑　王旻玥）

作者简介：易　军*（通信作者），男，1987年生，博士、副教授。研究方向为复杂曲面零件高效精密加工。E-mail：yj_hnust@163.com。

本文引用格式：
易军，陈洪峰，苗长春，等. TC4钛合金射流电解质等离子体微加工流场仿真与实验研究[J]. 中国机械工程，2026，37(9)：2305-2313.
YI Jun, CHEN Hongfeng, MIAO Changchun, et al. Flow Field Simulation and Experimental Study of Jet Electrolyte Plasma Micro-machining on TC4 Titanium Alloy[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(9): 2305-2313.