

考虑动载荷的钻杆接头剩余寿命分析*

刘泰辰^{1**} 李斌¹ 于富盛¹ 苏明²

(¹ 西南石油大学机电工程学院, 成都, 610000)(² 中国石油西南油气田分公司安全环保与技术监督研究院, 成都, 610000)

摘要 由于深井、超深井的钻井环境及钻具组合较为复杂, 导致井下振动载荷加剧, 会引发钻杆接头疲劳裂纹扩展失效, 钻杆提前报废。针对上述问题本文开展如下研究: 建立钻杆接头动力学计算模型, 分析钻杆接头在井下所受的轴向力、扭矩及弯矩; 建立钻杆接头有限元分析模型, 判断钻杆接头受力是否满足材料强度要求; 建立钻杆接头裂纹扩展模型, 分析接头的剩余寿命。得出结论: 通过与室内实验对比, 证明建立的动力学计算模型有效, 计算出在目标环境下, 钻杆接头所承载荷值分别为 13.11 kN 轴向力、35 kN·m 扭矩(含上扣扭矩)及 0.75 kN·m 弯矩; 通过复合载荷分析, 内外螺纹接头所承受的最大 Mises 应力为 551.2 MPa、323.2 MPa, 符合材料强度要求; 钻杆接头螺纹萌生的裂纹以张开型裂纹为主, 其深度对于裂纹扩展的影响要大于其长度; 当前工况下, 裂纹的最小扩展尺寸为 3×2 mm, 该尺寸下的剩余寿命为 126820 次。

关键词 钻杆接头, 动力学计算, 有限元分析, 裂纹扩展分析

DOI: 10.19636/j.cnki.cjasm42-1250/o3.2025.001

0 引言

钻杆是钻井工程中使用最多的工具, 其质量的好坏及寿命的长短将直接影响钻井工程效率。据统计, 每年国内各大油田发生的钻杆失效事件大于 500 起, 其中钻杆接头疲劳断裂失效为主要原因, 其失效过程都是因为井下的振动载荷引起钻杆螺纹接头萌生裂纹, 随后经过疲劳扩展, 直至疲劳断裂^[1,2]。且由于深井、超深井使用随钻扩眼技术, 导致钻杆振动加剧, 更增加钻杆接头断裂失效事故的数量^[3]。

对于钻杆螺纹接头的寿命问题, 国内外学者进行了大量的研究: 许杰等^[4] 对钻杆接头刺漏的原因进行了分析, 建立了考虑轴向振动的接头寿命预测模型; 郭王恒等^[5] 对钻杆接头进行疲劳寿命分析, 发现调整钻井参数能够减轻振动, 延长钻杆接头寿命; 赵金兰等^[6] 分析发现, 井下环境对钻杆接头的腐蚀会加速裂纹的萌生, 导致接头寿命降低; 黄本生等^[7] 研究发现, 在井下环境中, 接头表面的损伤会加速接头

的疲劳断裂; 王志寰等^[8] 对弯曲井段钻杆接头螺纹进行了 CAE 分析, 对弯曲井段接头螺纹的失效原因进行了分析总结; 郝连长林^[9] 为了抵抗井下扭转震动对于接头寿命的影响, 设计了一种超高抗扭接头螺纹, 该螺纹的抗扭性能比 API 螺纹结构提高了 50%; 刘强等^[10] 设计了一种特锥螺纹, 能够增加螺纹疲劳寿命; 邝献任等^[11] 对使用了扩眼器钻具组合的接头螺纹断裂情况进行了分析总结; 李胜伟等^[12] 发现钻井液腐蚀会使 S135 钻杆接头加速疲劳裂纹断裂。

国内外学者对于螺纹接头的寿命研究主要为改变结构以延长使用寿命或改变使用环境以延长使用寿命, 并没有考虑含缺陷下的钻杆剩余寿命问题。且学者们在研究时, 往往使用理论计算出的载荷进行钻杆螺纹单体的强度分析和寿命计算, 并没有考虑钻杆螺纹在整个钻具组合中的受力情况及因井下振动所引起的载荷波动情况。针对上述问题, 本文对含裂纹缺陷的 S135 钻杆接头进行剩余寿命分析, 利用

* 油气钻井井技术国家工程研究中心科学研究基金项目“随钻扩眼器管柱动力学分析及振动抑制研究”(F2023239)资助。

2025-01-06 收到修改稿, 2025-01-13 网络首发。

** 通讯作者。 E-mail: 3808555135@qq.com.

全井钻柱动力学计算模型,考虑钻具组合与井眼轨迹,模拟因破岩所引起井下振动情况,确定钻杆接头在井下所载荷;根据载荷进行接头强度分析,最后对接头产生裂纹的位置进行裂纹扩展分析,判断钻杆接头的剩余寿命。

1 钻杆接头动力学模型建立

1.1 多体结构离散

在进行全井钻柱动力学的分析时,采用铁木辛柯梁来定义相邻构件间的剪切变形及转动惯量.将从顶驱到钻头间的全井钻杆及钻具沿井眼轨迹方向布置为多个铁木辛柯梁单元组成的离散化全井钻柱.在钻柱梁上的任一单元,如图 1 所示,都有 2 个节点 i 和 j ,每个节点上有 6 个自由度,梁单元总计 12 个自由度,其中 6 个位移自由度和 6 个旋转自由度,即分别代表着沿 x 、 y 、 z 方向的位移和扭转.因梁单元具有 12 个自由度,因此位移方程可以表征为:

$$\{\delta_e\} = \{u_i, \theta_{yi}, u_j, \theta_{yj}, v_i, -\theta_{xi}, v_j, -\theta_{xj}, w_i, w_j, \theta_{zi}, \theta_{zj}\}^T \quad (1)$$

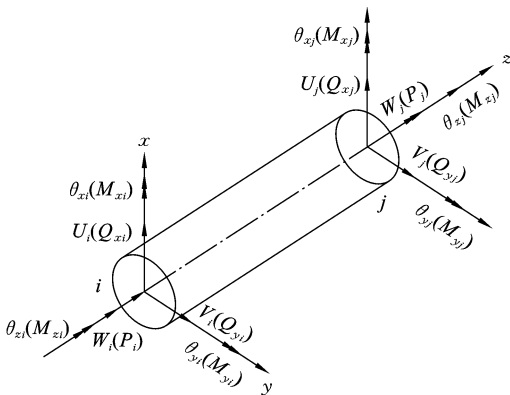


图 1 钻柱梁单元及自由度示意图

Fig. 1 Schematic diagram of drilling column beam elements and degrees of freedom

对时间求导得广义速度向量和广义加速度向量.为描述出梁单元在空间上的位移和扭转,可以通过多项式的形式进行表达:

$$\left. \begin{aligned} u(z, t) &= H(z, t)[A]\{u_1\} \\ v(z, t) &= H(z, t)[A]\{u_2\} \\ w(z, t) &= L(z, t)[B]\{u_3\} \\ \theta(z, t) &= L(z, t)[B]\{u_4\} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中,

$$\left. \begin{aligned} [A] &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -3/l^2 & -2/l & 3/l & -1/l \\ 2/l^2 & 1/l & -2/l^3 & 1/l^2 \end{bmatrix} \\ [B] &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1/l & 1/l \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

1.2 钻杆受力模型

钻杆在井下作业时会受到井壁给与的接触力(包括径向力、切向力及井壁摩擦力)和钻井液给与的粘滞力,在进行上述两个力的施加时,做出如下假设:将单根钻杆与井壁的接触力简化为三个点的接触(钻杆上下两个接头及钻杆质心);将钻井液的粘滞力施加在钻杆的质心上;在钻杆与井壁产生的摩擦力通过切向速度与轴向速度进行摩擦力分配。

在进行接触力分析时,假设钻杆与井壁为圆周接触,利用 IMPACT 函数进行求解。

(1) 径向力

将钻杆的横截面假设为半径为 r 的圆面,碰撞时,该圆冲向井壁产生弹性力 F_n 与压缩变形量 s ,此时两者的关系为:

$$s = (9F_n^2/16Er^2)^{1/3} \quad (4)$$

同时 F_n 为:

$$F_n = ks^n + ds \quad (5)$$

式中 d 碰撞阻尼参数, s 为碰撞时的相对速度.在碰撞阻尼模型中,碰撞会发生能量损失,所以根据能量守恒定律可知:

$$\Delta T = \frac{1}{2}ms^{(-)}(1 - e^2) \quad (6)$$

式中 ΔT 为损失的能量, m 为质量, $s^{(-)}$ 碰撞前的相对速度 e 为能量恢复系数.所以碰撞阻尼参数:

$$d = 3k(1 - e^2)/4s^{(-)} \quad (7)$$

所以径向力为:

$$\text{STEP} \begin{cases} F_n = 0 & (s \leq 0) \\ F_n = ks^n + a \cdot d^2(3 - 2d)s^n s & (0 < s < s_{\max}) \\ F_n = ks^n + \frac{3k(1 - e^2)}{4s^{(-)}}s^n s & (s \geq s_{\max}) \end{cases} \quad (8)$$

(2) 切向力

切向力是由摩擦力与粘滞力所组成,而这两个

力是由钻杆与井壁接触产生的径向力与相对速度所决定的.

(3) 摩擦力

进行摩擦力计算时,首先假设井壁的轴向摩擦系数与径向摩擦系数相同,所以钻杆所受的轴向与径向的摩擦力取决于其轴向速度与切向速度,所以有:

$$F_f = \mu \cdot F_n, \quad F_{f,a} = \frac{v_a}{V} \cdot F_f, \quad F_{f,t} = \frac{v_t}{V} \cdot F_f \tag{9}$$

式中, $F_f, F_{f,a}, F_{f,t}$ 为摩擦力, 径向摩擦力与切向摩擦力; V, v_a, v_t 为钻杆速度, 径向速度及切向速度; μ 为井壁摩擦系数.

钻杆是在钻井液的包裹下进行作业,所以钻井液的粘滞力会影响钻杆在井眼平面的横向振动及扭转振动轨迹,且钻杆在井眼中的轴向运动会因为钻井液产生升力或者阻力. 假设钻杆产生的升力小于阻力,且忽略升力对于钻杆的影响,粘滞力:

$$F_{vf} = \frac{\rho}{2} V_t^2 A C_D \tag{10}$$

式中: F_{vf} 为粘滞力; ρ 为钻井液密度; V_t 为钻杆横向速度; A 为钻杆横截面积; C_D 为钻井液阻尼系数.

2 S135 钻杆接头动力学受力分析

2.1 实验验证

为了验证第 1 节所建立的动力学计算方法的准确性,进行了室内验证实验,实验钻具组合为: $\varphi 222.5$ mm 钻头 + $\varphi 249$ mm 随钻扩眼器模型 + $\varphi 168$ mm 转换接头 + $\varphi 127$ mm 加重钻杆. 在钻头上与钻杆下方安装三向力传感器,来监测钻杆与钻头受力,实验现场如图 2 所示.

实验结束后提取钻杆实验轴向力与扭矩数据与动力学仿真数据进行对比分析,结果如图 3 所示. 通过数据分析后发现,实验的轴向力平均值为 3.40 kN,仿真轴向力平均值为 3.54 kN,平均值的误差为 4.0%,且变化趋势相近;实验的扭矩平均值为 0.119 kN·m 仿真轴向力平均值为 0.123 kN·m,平均值的误差为 3.3%,且变化趋势相近. 通过对轴向力与扭矩值得对比,证明建立的动力学计算方法有效,可以基于此方法进行钻杆接头的受力分析.



图 2 钻柱力学验证实验现场图

Fig. 2 Field diagram of drill string mechanics verification experiment

2.2 钻杆接头受力分析

为了探究真实井下环境中,钻杆受力情况,选取青海油田开特米里克地区某井的钻井情况进行分析计算. 该井钻井垂度 3682 m,井眼轨迹如图 4 所示,钻具组合如下: $\varphi 222.5$ mm 钻头 + $\varphi 168$ mm 双母 + $\varphi 168$ mm 浮阀 + $\varphi 168$ mm 转换接头 + $\varphi 249$ mm 随钻扩眼器 + $\varphi 168$ mm 转换接头 + $\varphi 165$ mm 无磁钻铤 + $\varphi 203$ mm 扶正器 + $\varphi 165$ mm 无磁钻铤 + $\varphi 168$ mm 转换接头 + $\varphi 127$ mm 加重钻杆 * 16 + $\varphi 159$ mm 随钻震击器 + $\varphi 127$ mm 加重钻杆 * 2 + $\varphi 127$ mm 钻杆 * 257.

本次研究的目标钻杆为震击器后的钻杆,其深度位于 2300 m 左右,钻井趋势斜向下,不承受较大弯矩,钻杆接头处计算结果如图 5~7 所示.

由图 5~7 可知:钻杆接头在钻进过程中承受的轴向力范围为 12.62~13.11 kN,平均值为 12.85 kN;钻杆接头在钻进过程中承受的扭矩范围为 1.11~1.62 kN·m,平均值为 1.29 kN·m;钻杆接头在钻进过程中承受的弯矩范围为 0.15~0.75 kN·m,平均值为 0.44 kN·m. 基于以上的计算结果,在进行接头强度分析时,对钻杆接头施加 13.11 kN 的轴向力,1.62 kN·m + 标准上扣扭矩值,以及 0.75 kN·m 的弯矩.

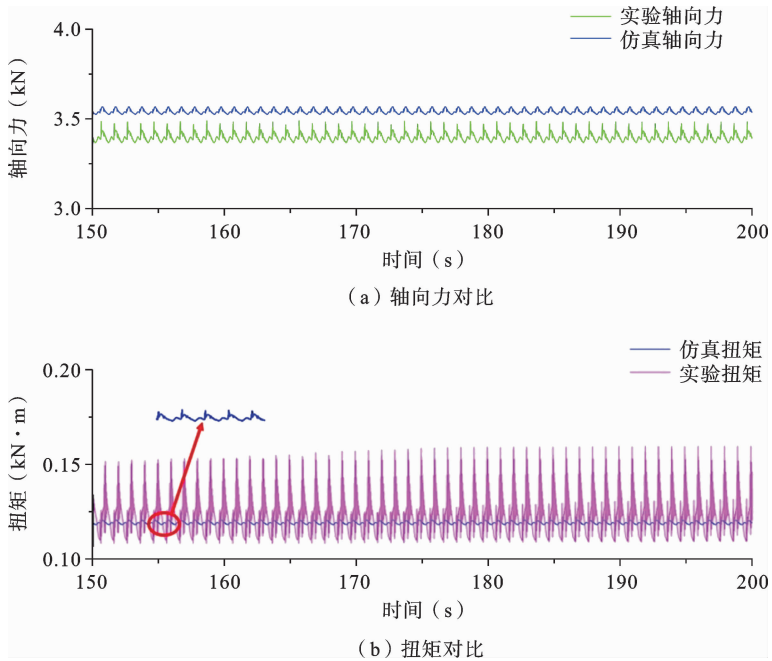


图 3 钻杆受力动力学仿真与实验结果对比图

Fig. 3 Comparison between simulation and experimental results of drill pipe force dynamics

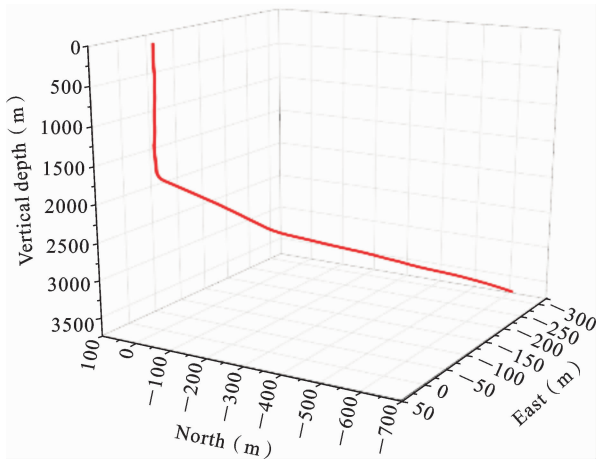


图 4 目标井井眼轨迹图

Fig. 4 Target well trajectory diagram

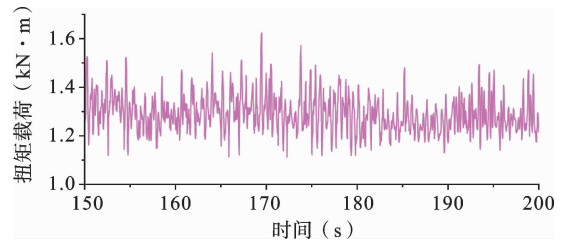


图 6 钻杆接头扭矩载荷

Fig. 6 Drill pipe joint torque load

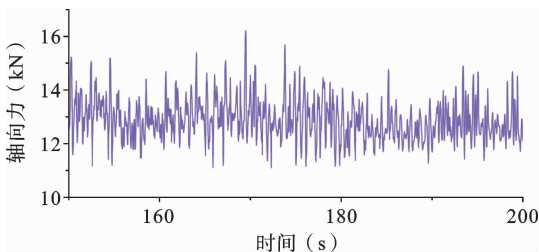


图 5 钻杆接头轴向力载荷

Fig. 5 Axial force load on drill pipe joint

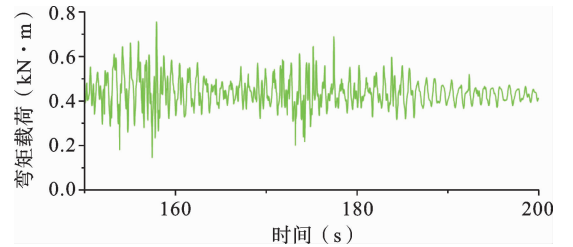


图 7 钻杆接头弯矩载荷

Fig. 7 Bending moment load of drill pipe joint

3 钻杆接头强度分析

基于第 2 节所获得接头受力情况,开展钻杆接头强度分析,获得钻杆接头结构受力情况.

3.1 钻杆接头有限元分析模型建立

本文分析的钻杆接头为 $\phi 127$ mm 钻杆螺纹接头,其扣型为 NC50,其中外螺纹长度 292 mm,内螺纹长度 254 mm,有效螺纹长度 117.48 mm,螺纹牙型为 V-0.038R,螺纹模型如图 8 所示:采用 C3D8R 网格对模型进行网格划分,外螺纹划分 408560 网

格,内螺纹划分 436160 网格,分析时模型下部固定,上部施加轴向力载荷与弯矩载荷,扭矩则通过螺纹间的过盈量来施加. 根据国标 GT /T228. 1-2010 《金属材料拉伸试验第 1 部分:室温试验方法》^[13]加工试棒,并利用 MTS809 试验系统完成 $\phi 127$ mm 钻杆螺纹接头材料拉伸实验,如图 9 所示,实验结果如表 1 所示. 对于钻杆接头的分析主要分 2 步: STEP1,接头上扣扭矩的分析,目的模拟接头真实安装条件;STEP2,接头工作载荷分析,通过施加动力学求出的峰值工作载荷,分析实际工况下的钻杆接头强度.

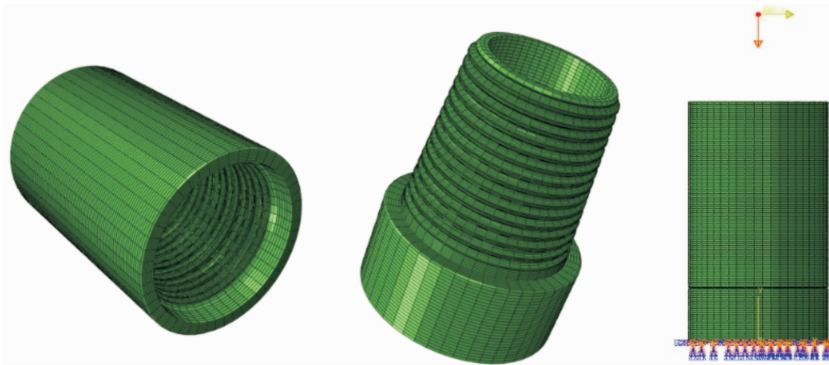


图 8 S135 钻杆螺纹接头模型图

Fig. 8 Model diagram of S135 drill pipe threaded joint

表 1 钻杆接头材料力学性能表

Table 1 Mechanical properties of drill pipe joint materials

抗拉强度 (MPa)	屈服强度 (MPa)	伸长率 (%)	弹性模量 (MPa)	泊松比
847	786	29	209568	0.28

3.2 上扣扭矩分析

根据《API RECOMMENDED PRACTICE 7G》^[14]的要求, $\phi 127$ mm S135 钻杆上扣扭矩值要求达到 24645ft·lb(33.41 kN·m). 同时动力学计算出的扭矩峰值为 1.62 kN·m,所以最终施加的上扣扭矩值为 35 kN·m,施加的上扣扭矩后的螺纹的 Mises 应力分布结果如图 10 所示,扭矩分布如图 11 所示.

螺纹所受的上扣扭矩主要由螺纹牙和台阶面所承担,通过图 11 可知该螺纹的最大上扣扭矩值加载

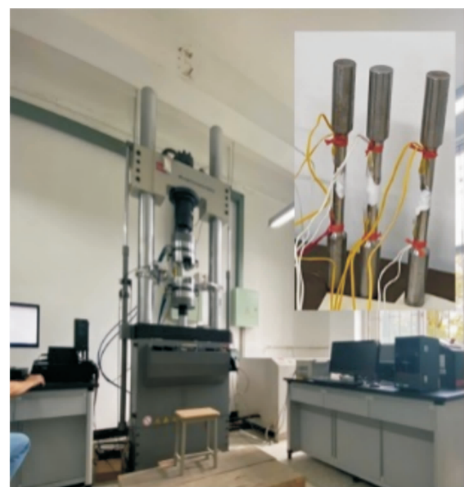


图 9 MTS809 试验系统及加工的试棒

Fig. 9 MTS809 test system and processed test bars

到 35.35 kN·m,达到工况要求,且台阶面承担了 51.5%的上扣扭矩. 通过图 10 可知,在上扣扭矩施

加后,公螺纹 Mises 应力主要集中在螺纹的第三个螺纹牙与台阶面间的区域,最大值为 137.2 MPa,且随着公螺纹远端逐渐降低.母螺纹最大 Mi-

ses 应力分布区域主要集中于台阶与前 2 个螺纹牙间,同样的随着远离台阶面,螺纹牙应力逐渐降低.

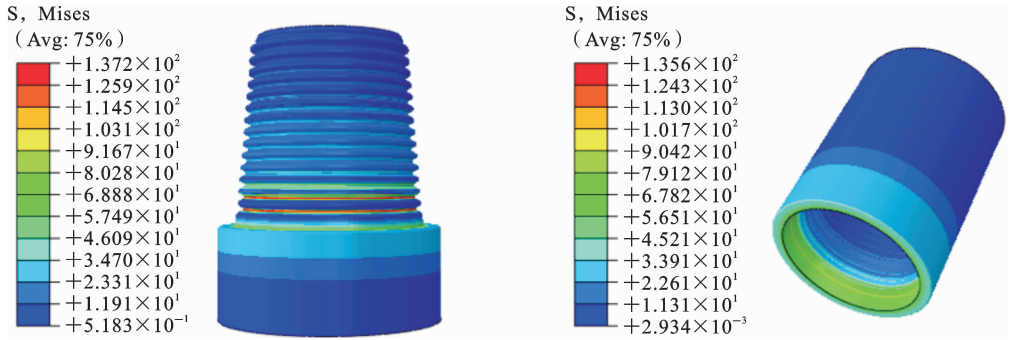


图 10 上扣扭矩作用下螺纹 Mises 应力分布

Fig. 10 Mises stress distribution of threads under the action of make-up torque

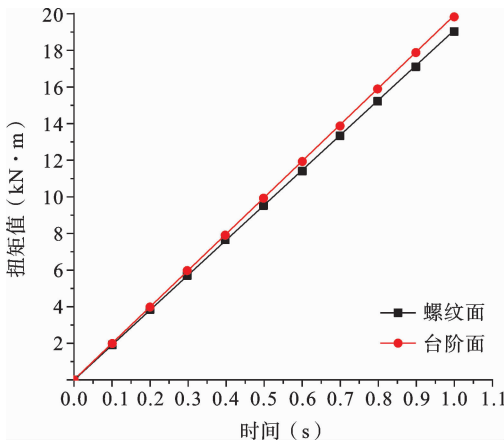


图 11 螺纹 Mises 上扣扭矩分布图

Fig. 11 Distribution of torque for threading Mises

3.3 上扣扭矩+拉弯载荷分析

通过 2.2 节的分析,总结出模拟真实井下环境时所需的载荷进行复合载荷情况下强度分析.分析时,在母螺纹的上表面施加 13.11 kN 的轴向力,在距离上端 1 m 出施加沿 X 正方向方向的 0.75 kN 的集中力,来模拟施加 0.75 kN·m 弯矩,其分析结果如图 12 所示.

由图 12 可知,在 35 kN·m 上扣扭矩、13.11 kN 轴向力及 0.75 kN 的载荷条件下,公螺纹最大受力为 551.2 MPa,出现在第一个螺纹牙上沿 X 正方向(施加弯矩,受压方向),且应力分布规律与单纯施加扭矩时的规律相似;母螺纹最大受力点出

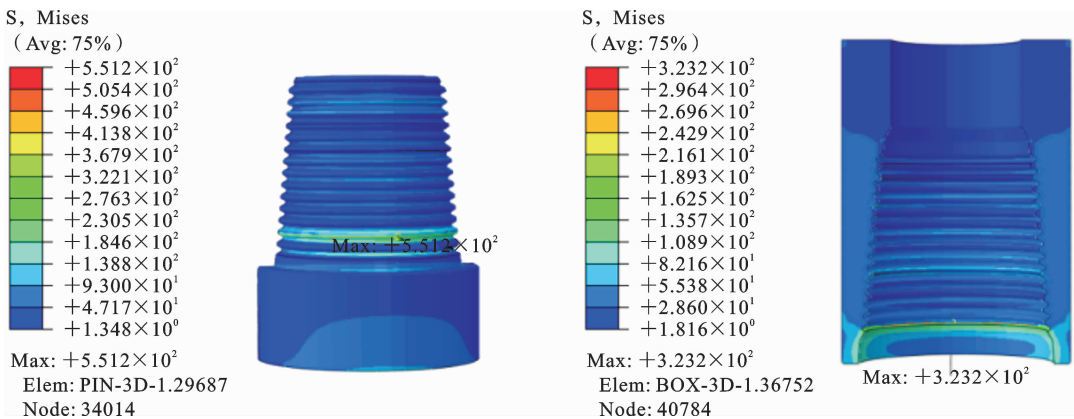


图 12 复合载荷作用下螺纹 Mises 应力分布

Fig. 12 Stress distribution of Mises threads under composite loading

现在沿 X 正方向(施加弯矩,受压方向)的第一个螺纹牙上,最大值为 323.2 MPa,且应力分布规律与单纯施加上下扣扭矩时的规律相似.综合分析后,在该工况下,螺纹受力均处于材料屈服强度内,螺纹较为安全.

4 钻杆接头裂纹扩展分析

根据上述分析,螺纹是符合安全使用标准,但实际的使用过程中,螺纹接头外表面仍然出现裂纹损伤.图 13 为钻杆内螺纹外表面裂纹实物图(打磨后).研究后发现,产生裂纹原因是钻井液的腐蚀及振动的双重作用下,导致钻杆的接头外表面,出现了微裂纹损伤,在交变载荷的影响下发生裂纹扩展.出现这种情况后,一般选择直接将钻杆报废,但实际上,只要没有损伤台阶面与螺纹结构,钻杆仍具备一定的使用寿命,所以本节对含裂纹缺陷的钻杆进行损伤容限分析,探究其剩余寿命.



图 13 钻杆母螺纹外表面裂纹图

Fig. 13 Crack diagram on the outer surface of the drill pipe female thread

4.1 裂纹扩展模型建立及验证

对裂纹的疲劳扩展分析采用 Paris 裂纹扩展理论^[15,16],其核心观点是利用应力强度因子 K 值来判断裂纹扩展的状态, ΔK_{th} , K_{IC} 分别为材料的门槛值与断裂韧度.认为只有应力强度因子大于门槛值,小于断裂韧度值时,裂纹才会发生疲劳裂纹扩展,复合 paris 公式,公式如下:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \tag{11}$$

式中: a 为裂纹长度, N 为载荷循环次数, C 、 m 为材料参数(实验获得), ΔK 为应力强度因子变化值.

根据国标《金属材料 疲劳试验 疲劳裂纹扩展方法 GB/T6398-2017》^[17]进行疲劳裂纹扩展速率实验,实验时预制裂纹 2 mm,以应力比 $R=0.1$ 频率 10 Hz、最大载荷 10 kN 进行实验,裂纹扩展至 40 mm 时,停止实验,得 $C=3.2 \times 10^{-12}$, $m=3.4$.图 14 所示为疲劳裂纹扩展实验数据与仿真裂纹扩展数据对比图,试验与仿真结果一致性较强.

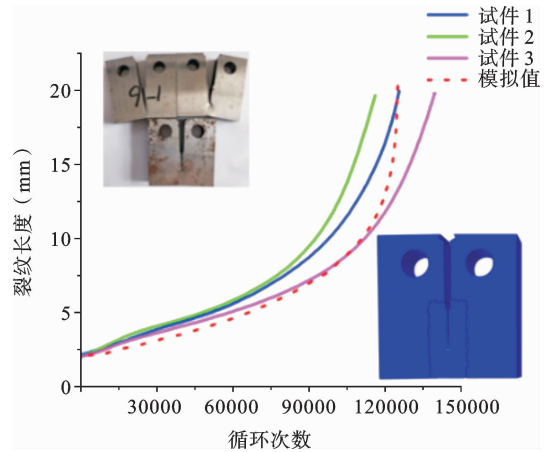


图 14 实验数据与仿真数据对比图

Fig. 14 Comparison between experimental data and simulation data

4.2 钻杆接头疲劳裂纹扩展及剩余寿命分析

4.2.1 裂纹前缘分析

根据图 13 所述,外表面裂纹一般起始于内螺纹外表处,所以结合强度分析结果,在内螺纹外表受压面应力最大点插入半椭圆型裂纹,裂纹中心位置离上台面 4 mm,裂纹尺寸为 2×1.5 mm,如图 15 所示.相关的裂纹扩展参数如表 2 所示.

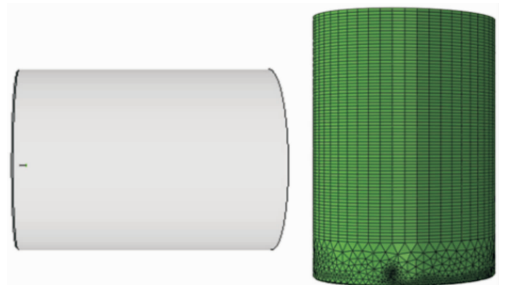


图 15 插入裂纹的位置上及重新划分的网格截图

Fig. 15 Screenshot of the location of the crack insertion and the re-divided grid

表 2 裂纹扩展材料参数

Table 2 Material parameters for crack propagation

C	m	门槛值 (MPa×mm ^{0.5})	断裂韧性 (MPa×mm ^{0.5})
3.2×10^{-12}	3.4	165	4130

根据 3.3 节的工况条件进行载荷加载,利用 M-积分来计算应力强度因子,得到裂纹前缘应力强度因子的分布曲线如图 16 所示, K_I 最大值为 392.71 MPa×mm^{0.5}, K_{II} 最大值为 9.3897 MPa×mm^{0.5}, K_{III} 的最大值为 6.1157 MPa×mm^{0.5}且 K_I 的值远大于 K_{II} 和 K_{III} 的值(K_{II} 和 K_{III} 的最大值分别为 K_I 最大值的 2.4% 和 1.6%,),由此可以得到,在钻杆接头螺纹裂纹扩展过程中 I 型应力强度因子占主导地位,裂纹在扩展过程中主要表现为张开型裂纹。

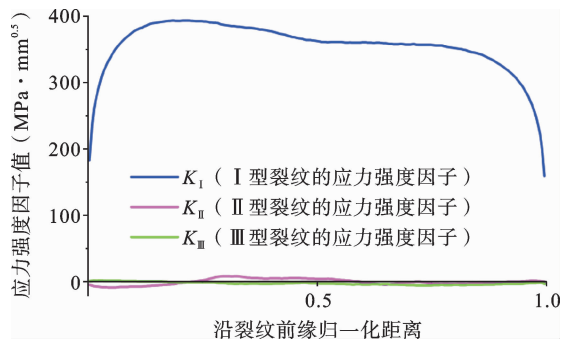


图 16 裂纹前缘应力三种强度因子对比图

Fig. 16 Comparison of three intensity factors for stress at the leading edge of cracks

4.2.2 裂纹尺寸对于裂纹扩展的影响

根据 Paris 公式,只有当应力强度因子值大于门槛值时,才会发生扩展,所以确定发生疲劳扩展时的裂纹尺寸,对于剩余寿命的判断是非常重要的.裂纹的主要结构参数为裂纹的长度与深度,因为裂纹类型为半椭圆型裂纹,以半长轴 a 代表裂纹的长度,短轴 b 代表裂纹的深度,进行裂纹尺寸分析,结果如表 3 所示.可知当前工况条件下:裂纹发生疲劳扩展的最小尺寸为 $a=1.5\text{ mm}, b=2\text{ mm}$;通过对尺寸分析后发现,初始裂纹的深度对于裂纹的扩展影响要大于裂纹的长度,且在发现初始裂纹的深度大于 2 mm 或长度大于 10 mm,就要注意此时裂纹已经

进入疲劳扩展区。

表 3 裂纹尺寸对裂纹扩展影响结果表

Table 3 Results of the influence of crack size on crack growth

a (mm)	b (mm)	ΔK_{min} (MPa×mm ^{0.5})	ΔK_{th} (MPa×mm ^{0.5})	结果
5	1	187.65	165	扩展
4	1	/	165	不扩展
4	2	215.79	165	扩展
3	1	/	165	不扩展
3	2	197.03	165	扩展
2	1	/	165	不扩展
2	2	194.56	165	扩展
1.5	1	/	165	不扩展
1.5	2	195.9	165	扩展
1	1	/	165	不扩展
1	2	/	165	不扩展

4.2.3 钻杆接头剩余寿命分析

由 4.2.2 节分析可知,是钻杆接头发生疲劳裂纹扩展的最小尺寸为 $a=1.5\text{ mm}, b=2\text{ mm}$,以该尺寸作为初始裂纹尺寸进行剩余寿命分析,裂纹扩展路径及载荷循环次如图 17 所示,载荷循环 126820 次后裂纹扩展经过台阶面,如图 18 所示,根据螺纹结构,此时已经可以判断螺纹已经失效;当载荷 127045 次后,螺纹将会穿透接头螺纹。

3 结论

本文取得的主要结论如下:

(1) 利用铁木辛柯梁单元,建立了考虑钻杆接头与井壁间的接触力及与钻井液间粘滞力的动力学计算模型,通过室内破岩实验的验证,计算模型的轴向力计算结果与扭矩结果的误差值分别为 4.0% 与 3.3%,证明计算模型有效。

(2) 利用计算模型、室内金属拉伸实验及有限元分析软件,对钻杆接头螺纹进行强度分析,在轴向力载荷、扭矩载荷及弯矩载荷的复合作用下,接头公

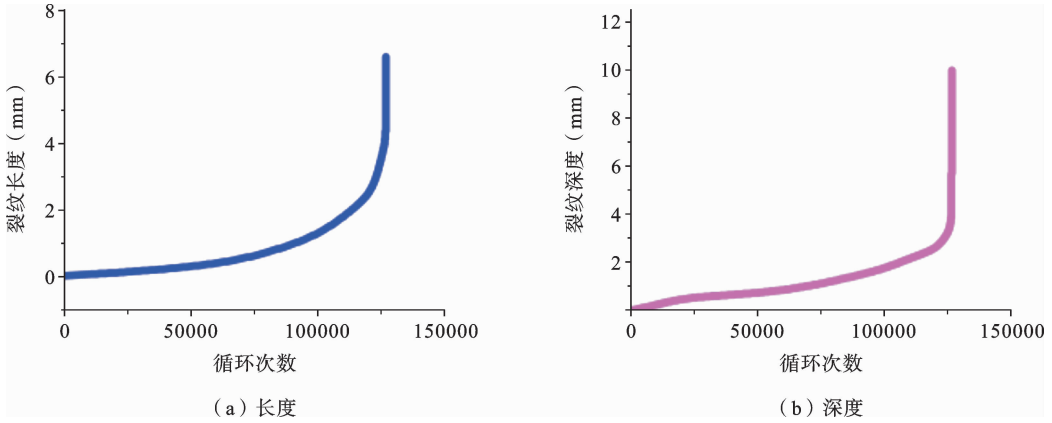


图 17 载荷循环次数与裂纹尺寸关系图

Fig. 17 Relationship between load cycle times and crack size



图 18 裂纹扩展过程图

Fig. 18 Crack propagation process diagram

母螺纹的最大 Mises 应力为 551.2 MPa、323.2 MPa,符合材料强度要求。

(3) 根据 Paris 公式及《金属材料 疲劳试验 疲劳裂纹扩展方法 GB/T6398-2017》建立并验证钻杆接头疲劳裂纹扩展方法的有效性,通过计算得出,钻杆接头的裂纹以张开型裂纹为主,裂纹深度对于裂纹扩展的影响要大与裂纹的长度。

(4) 在本文的载荷工况下,S135 钻杆接头的发生裂纹扩展的最小裂纹尺寸为 3×2 mm,此时裂纹将在载荷循环 126820 次后破坏台阶面,127045 次后穿透钻杆。

参考文献

[1] 秦长毅,蒋家华,蒋存民,等. 高性能钻杆研发及应用进展[J]. 石油管材与仪器, 2017, 3(1): 9-13. (Qin C Y, Jiang J H, Jiang C M, et al. Progress in research

and application of high performance drilling rods[J]. Petroleum Pipe and Instrument, 2017, 3(1): 9-13. (in Chinese))

[2] 董亮亮. 抗弯钻杆接头螺纹及弯曲疲劳行为研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2015. (Dong L L. Research on the Thread and Bending Fatigue Behavior of Anti-bending Drill Pipe Joints[D]. Chengdu: Southwest University of Petroleum, 2015. (in Chinese))

[3] 侯福祥,史东铠,张燕萍,等. 钻具组合对扩眼器振动的影响[J]. 石油矿场机械, 2022, 51(04): 1-11. (Hou F X, Shi D K, Zhang Y P, et al. The influence of drilling tool combinations on the vibration of reamers [J]. Petroleum Mining Machinery, 2022, 51(04): 1-11. (in Chinese))

[4] 许杰,林海,霍宏博,等. 渤海深井钻杆刺漏分析及疲劳寿命预测[J]. 钻采工艺, 2018, 41(6): 23-26. (Xu J, Lin H, Huo H B, et al. Analysis of drilling pipe penetration and fatigue life prediction in deep wells in

- Bohai[J]. *Drilling and Production Technology*, 2018, 41 (6): 23-26. (in Chinese))
- [5] 郭王恒, 吴百川. 极限工况下钻杆接头疲劳分析[J]. *机械制造*, 2020, 58(3): 41-45. (Guo W H, Wu B C. Fatigue analysis of drill pipe joints under extreme working conditions[J]. *Mechanical Manufacturing*, 2020, 58 (3): 41-45. (in Chinese))
- [6] 赵金兰, 李京川, 瞿婷婷, 等. 某 S135 钻杆管体断裂失效原因分析[J]. *焊管*, 2018, 41(11): 48-54. (Zhao J L, Li J C, Qu T T, et al. Analysis of Failure Causes of S135 Drill Pipe Body Fracture[J]. *Welded Pipe*, 2018, 41 (11): 48-54. (in Chinese))
- [7] 黄本生, 陈想, 陈勇彬, 等. 石油钻杆材料 G105 在不同条件下的疲劳断裂[J]. *材料工程*, 2016, 44(2): 107-114. (Huang B S, Chen X, Chen Y B, et al. Fatigue fracture of petroleum drill pipe material G105 under different conditions[J]. *Materials Engineering*, 2016, 44 (2): 107-114. (in Chinese))
- [8] 王志寰, 李成兵, 赵明建, 等. 井眼弯曲段 API 油套管长圆螺纹力学分析及仿真[J]. *塑性工程学报*, 2019, 26(2): 317-323. (Wang Z H, Li C B, Zhao M J, et al. Mechanical analysis and simulation of API oil casing long circular threads in wellbore bending section [J]. *Journal of Plastic Engineering*, 2019, 26 (2): 317-323. (in Chinese))
- [9] 赫连长林. 超高抗扭钻杆接头螺纹研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2015. (Helian C L. Research on the Threads of Ultra-high Anti-torsion Drill Pipe Joints [D]. Chengdu: Southwest University of Petroleum, 2015. (in Chinese))
- [10] 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 (04): 190-198. (Liu Q, Liu Y M, Yang C L. Fatigue resistance of connecting threads of new screw drilling tools[J]. *Journal of Plastic Engineering*, 2021, 28 (04): 190-198. (in Chinese))
- [11] 邝献任, 邢星, 闫湃. 某井随钻扩眼器接头外螺纹断裂原因分析[J]. *石油管材与仪器*, 2022, 8 (02): 48-53. (Kuang X R, Xing X, Yan P. Analysis of the causes of external thread fracture in the joint of a drilling while expanding tool in a certain well[J]. *Petroleum Pipes and Instruments*, 2022, 8 (02): 48-53. (in Chinese))
- [12] 李胜伟, 何辽原, 陈树鹏. 钻杆接头螺纹断裂失效分析[J]. *中国石油和化工标准与质量*, 2020, 40 (16): 51-52. (Li S W, He L Y, Chen S P. Failure analysis of thread fracture in drill pipe joints[J]. *Chinese Petroleum and Chemical Standards and Quality*, 2020, 40 (16): 51-52. (in Chinese))
- [13] GB/T 228.1-2010, 金属材料 拉伸试验 第1部分: 室温试验方法[S]. (GB/T 228.1-2010, *Metallic Materials - Tensile Testing - Part 1: Room Temperature Test Method*[S]. (in Chinese))
- [14] API RECOMMENDED PRACTICE 7G-2 SECOND EDITION, OCTOBER 2020.
- [15] Paris P, Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1963, 85(4): 528-533.
- [16] 张亚军, 张欣耀, 张云浩. 金属材料疲劳裂纹扩展速率不同模型应用分析[J]. *材料开发与应用*, 2021, 36(2): 88-92. (Zhang Y J, Zhang X Y, Zhang Y H. Application analysis of different models for fatigue crack propagation rates in metal materials[J]. *Materials Development and Application*, 2021, 36 (2): 88-92. (in Chinese))
- [17] GB/T 6398-2017, 金属材料 疲劳试验 疲劳裂纹扩展方法[S]. (GB/T 6398-2017, *Fatigue Testing of Metallic Materials-Fatigue Crack Propagation Method* [S]. (in Chinese))

Remaining Life Analysis of Drill Pipe Joints Considering Dynamic Loads

Taichen Liu¹ Bin Li¹ Fusheng Yu¹ Ming Su²

(¹*School of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest University of Petroleum, Chengdu, 610000*)

(²*Institute of Safety Environmental Protection and Technical Supervision,
Southwest Oil & Gas Field Company, Chengdu, 610000*)

Abstract The drilling environment and drill string assembly in deep and ultra-deep wells are complex, leading to increased vibration loads that can cause fatigue and crack propagation in drill pipe joints, resulting in premature scrapping. This paper addresses these issues through several research steps. First, a dynamic calculation model for drill pipe joints is developed to analyze the axial force, torque, and bending moment on the joints beneath the well. Next, a finite element analysis model is constructed to assess whether the forces on the joints meet material strength requirements. Additionally, a crack propagation model is established to evaluate the remaining service life of the joints. The findings are as follows: The dynamic calculation model is validated against laboratory experiments. In the target environment, drill pipe joints are subjected to an axial force of 13.11 kN, a torque of 35 kN · m (including make-up torque), and a bending moment of 0.75 kN · m. The analysis of composite loads reveals maximum von Mises stresses of 551.2 MPa for internal thread joints and 323.2 MPa for external thread joints, both of which satisfy material strength requirements. Furthermore, cracks in the threads of drill pipe joints are primarily opening cracks, with depth significantly influencing crack propagation more than length. Under current operating conditions, a minimum crack propagation size of 3×2 mm corresponds to a remaining service life of 126,820 cycles.

Key words drill pipe joints, dynamic calculations, finite element analysis, crack propagation analysis