

文章编号: 0253-2697(2016)04-0516-07 DOI:10.7623/syxb201604011

超深井钻具接头极限工作扭矩图版及其应用

狄勤丰¹ 陈 锋^{1,2} 李 宁³ 王明杰¹ 王文昌¹ 刘树林²

(1. 上海大学上海市应用数学和力学研究所 上海 200072; 2. 上海大学机械工程博士后流动站 上海 200072;
3. 中国石油塔里木油田公司 新疆库尔勒 841000)

摘要:在深井、超深井中,钻具接头由于要承受较大的轴向拉力作用,其抗扭性能受到很大的限制;同时,由于井下情况复杂钻柱遇卡现象时有发生,而顶驱设备的出现使得大轴向力解卡作业时旋转钻柱成为可能,此时钻具接头承受很大的轴向载荷和扭矩联合作用,可能处于极为危险的状态,因此快速准确地确定不同轴向拉力条件下钻具接头的抗扭性能是保障作业安全的关键。API 标准中虽提供了拉、扭耦合条件下钻具接头极限载荷的确定方法,但由于基于很多假设性条件,所得结果与实际情况间存在较大误差,特别是在深井、超深井等复杂钻井作业中,这种误差更大。基于钻具接头的三维弹塑性有限元分析,分别计算了 3 种主流规格钻具接头在不同轴向拉伸载荷条件下的极限工作扭矩,通过对计算结果的多项式拟合,得到钻具接头的极限工作扭矩计算公式,并绘制出钻具接头的极限工作扭矩图版,形成实际工况下的钻具接头极限工作扭矩快速确定方法。

关键词:超深井;钻具接头;极限工作扭矩;三维有限元分析;预测图版

中图分类号:TE28

文献标识码:A

Ultimate working torque chart of tool joints in ultra deep wells and its application

Di Qinfeng¹ Chen Feng^{1,2} Li Ning³ Wang Mingjie¹ Wang Wenchang¹ Liu Shulin²

(1. Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200072, China;

2. Postdoctoral Research Station of Mechanical Engineering, Shanghai University, Shanghai 200072, China;

3. PetroChina Tarim Oilfield Company, Xinjiang Korla 841000, China)

Abstract:In deep and ultra deep wells, the torsional property of tool joint is highly limited by large axial tensile. Moreover, stuck are frequently encountered during drilling due to complex down-hole situation, while it is possible to twist drill string when using top drive equipment for unstuck operation with larger axial force. In the meantime, tool joints undergo the combined effect of axial load and torque, which may lead to an extreme danger. Therefore, to rapidly determine the torsional property of tool joint under different axial tensile is a key to ensure safety operation. Although API RP 7G provides the method for determining the ultimate load of tool joint under tensile and rotary coupling conditions, a great error exists between the results and the fact due to many hypothetical conditions. Such error may become greater particularly in complex drillings of deep and ultra deep wells. Based on the 3D elasto-plastic finite element analysis of tool joint in this study, the ultimate working torques of three main tool joints were calculated under different axial tensile load conditions. The calculation equations of ultimate working torque were obtained through polynomial fitting of the calculated results, and charts were developed for the ultimate working torque of tool joints, thus establishing a method to rapidly determine the ultimate working torque of tool joint under the actual working conditions.

Key words:ultra deep well; tool joint; ultimate working torque; 3D finite element analysis; predicting chart

引用:狄勤丰,陈锋,李宁,王明杰,王文昌,刘树林.超深井钻具接头极限工作扭矩图版及其应用[J].石油学报,2016,37(4):516-522.

Cite:Di Qinfeng,Chen Feng,Li Ning,Wang Mingjie,Wang Wenchang,Liu Shulin.Ultimate working torque chart of tool joints in ultra deep well and its application[J].Acta Petrolei Sinica,2016,37(4):516-522.

钻具接头是整个钻柱的薄弱环节,根据钻具失效事故统计分析,65%的失效事故发生在钻具接头^[1]。随着浅层油气资源的日益减少,深井、超深井的数量逐

年增加,在这些井中钻具接头受到较大的轴向拉力作用,其抗扭性能受到较大的限制,不合适的拉、扭耦合作用容易导致接头失效。同时,复杂的井下情况使得

基金项目:国家自然科学基金项目(No. U1663205, No. 51174130)、上海市重点学科建设项目(S30106)、上海市优秀学术带头人项目(12XD1402500)、上海市部分地方院校能力建设项目(12160500200)、上海市力学在能源工程中的应用重点实验室开放基金项目(ORF-201602)和上海市教育委员会(高峰学科建设项目)资助。

第一作者:狄勤丰,男,1963年8月生,1984年获华东石油学院钻井工程专业学士学位,1997年获西南石油学院油气井工程专业博士学位,现为上海大学教授、博士生导师,主要从事石油工程技术和力学问题的研究。Email: qinfengd@sina.com

通信作者:王文昌,男,1982年5月生,2003年获兰州大学理论力学专业学士学位,2011年获上海大学工程力学专业博士学位,现为上海大学讲师,主要从事石油工程中的管柱力学问题研究。Email: wangwenchang1982@163.com

钻柱遇卡现象时有发生,而借助于顶驱设备,使得现场解卡作业时,在上提钻柱(轴向载荷很大)的同时旋转钻柱成为可能,此时钻具接头承受可能接近强度极限的轴向载荷和扭矩联合作用,这使得钻具接头的安全性面临严峻挑战。因此,快速准确地确定不同轴向拉力条件下,特别是大轴向载荷条件下钻具接头的抗扭性能是保障作业安全的关键。

API标准中虽提供了标准钻具接头的抗扭强度计算公式^[2],但在涉及轴向拉力、弯矩等复杂载荷工况时采用了诸多力学假设,且基于线性假设形成极限扭矩图版,难以反映真实工况条件下井下钻具接头的抗扭强度,实际使用中常常出现工作扭矩尚在标定扭矩极限内,钻具接头却已发生失效的情况。

实验方法是钻具接头性能评估的可靠方法,然而由于实验条件所限,目前实验装备在对钻具接头进行应力应变特征分析时通常只能考虑上扣、拉伸和内压作用^[3,4],复杂载荷很难施加,特别是扭矩与轴向载荷、弯曲载荷的复合作用很难模拟,因此无法评估钻具接头的极限工作扭矩。

目前大部分研究人员普遍采用二维轴对称有限元模型对钻具接头的受力特征进行分析^[5-7],以评价其使用性能。然而,二维轴对称模型忽略了螺纹的螺旋升角,难以评价上扣扭矩、弯矩、扭矩耦合工况条件下钻具接头的受力特征^[8],因此也难以反映实际工作环境下的钻具接头的极限工作扭矩。

实际上,钻具接头结构特征复杂,且承受上扣扭矩、轴向拉力、弯矩和工作扭矩等复杂载荷的作用,其受力行为具有三维弹塑性特征。因此,不论是API公式还是现有的二维有限元分析,都不能充分反映钻具接头真实应力分布特征,也就无法得出符合实际工况的钻具接头极限工作扭矩。

近年来,有限元计算方法和计算机资源的不断发展使得螺纹接头的三维计算成为可能。国内外一些专家学者在螺纹接头力学特性的三维计算上做了一些探讨。祝效华等^[9]指出,二维有限元模型无法准确表征螺纹接头的受力特征,特别是在弯矩等非对称载荷作用下,其讨论了弯矩载荷作用下各螺纹参量对接头应力分布的影响规律,对减少套管连接螺纹失效具有重

要的工程价值;Fukuoka、Shahani、刘巨保等^[10-12]建立了包含螺纹牙的螺旋升角的三维模型,发现螺纹牙的螺旋升角对接头的受力特征有重要的影响,但是所用材料模型均为弹性材料,难以评估接头的极限载荷,此外三维计算需要占用较长时间,无法满足对实际作业的指导。为此,需要建立钻具接头的极限工作扭矩图版并形成快速确定方法,从而可以快速确定实际复杂载荷工况下钻具接头的极限工作扭矩,以更好地指导生产作业。

笔者根据钻具接头三维弹塑性有限元分析,分别计算不同轴向拉伸载荷条件下钻具接头的极限工作扭矩,通过对计算结果的多项式拟合,得到钻具接头极限工作扭矩计算公式,并绘制出钻具接头极限工作扭矩图版,形成实际工况下的钻具接头工作扭矩快速确定方法。其对认清钻具接头的载荷极限、指导钻具接头的选用、快速确定实际工况下可以选用的最大安全工作扭矩、确保钻井作业安全具有十分重要的意义。

1 钻具接头三维弹塑性有限元模型

1.1 控制方程

应用虚功原理,基于拉格朗日描述的钻具接头单元控制方程为^[13,14]:

$$\iiint_V \mathbf{K} \delta \mathbf{G} dV = \iint_A \mathbf{F} \delta \mathbf{u} dA \quad (1)$$

Green应变张量 \mathbf{G} 采用增量形式可得:

$$\delta \mathbf{G} = \mathbf{B} \delta \mathbf{u}_e \quad (2)$$

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{N} \delta \mathbf{u}_e \quad (3)$$

考虑到节点位移变分的任意性,对所有单元的控制方程进行组合,得到钻具接头的有限元控制方程:

$$\sum \mathbf{c}^T \iiint_V \mathbf{B}^T \mathbf{K} dV = \sum \mathbf{c}^T \iint_A \mathbf{N}^T \mathbf{F} dA \quad (4)$$

求解控制方程式(4),得到各节点的位移,根据几何方程可得单元的应变,然后根据材料的本构关系,即可计算出单元应力。

1.2 有限元模型

分别建立API标准钻具接头NC50、5 1/2"FH和非标钻具接头NC52的三维弹塑性有限元模型,其尺寸参数如表1所示。

表1 钻具接头尺寸参数

Table 1 Dimension parameters of the tool joints

丝扣连接型式	接头外径/mm	母接头内径/mm	公接头内径/mm	公接头长度/mm	扣型
NC50	168.3	88.9	69.8	114.3	V-0.038R
5 1/2" FH	184.0	88.9	88.9	254.0	V-0.065
NC52	172.0	100.0	88.9	203.2	V-0.038R

基于分块网格划分方法对钻具接头进行网格划分,以 API 标准钻具接头 NC50 为例,其有限元网格划分情况如图 1 所示。螺纹部分采用细密的网格,以保证计算精度;其他区域采用相对稀疏的网格,以控制计算规模。在公扣端面建立分布(Distributing)形式的节点耦合,以施加外载荷;在母扣端面建立运动(Kinematic)形式的节点耦合,以施加约束。

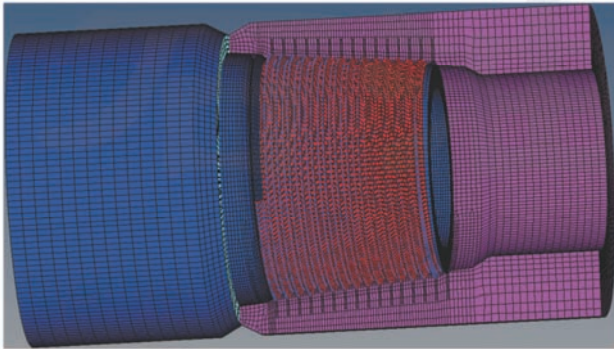


图 1 钻具接头三维有限元模型

Fig. 1 Three-dimensional finite element model of tool joints

在螺纹啮合区域和台肩啮合区域定义接触,以模拟外载荷作用下公扣、母扣啮合面上的相互作用。采用罚函数法求解接触啮合问题,根据虚位移原理^[15]:

$$W_c|_{t+\Delta t} = \iint_{S_{t+\Delta t}} \{-\alpha_N [u_N^{(1)} - u_N^{(2)} + l^* |_{t}] [\delta u_N^{(1)} - \delta u_N^{(2)}] - \alpha_T \cdot [u_T^{(1)} - u_T^{(2)}] [\delta u_T^{(1)} - \delta u_T^{(2)}]\} |_{t+\Delta t} dS \quad (5)$$

理论上罚参数 α 越大,计算精度越高,但在接触问题中罚参数 α 的大小受到严格限制。这是由于:①罚参数 α 越大,显式解法的临界时间步长就会越小(罚函数法的力学解释是在应约束的位移自由度之间加上了刚硬的弹簧,因此提高了系统特别是接触区域的刚度,使得系统的临界时间步长减小),从而增加计算量。②罚参数 α 过大,可能导致计算过程的不稳定,这是由于接触力的大小与 α 成比例。当两个物体接触时,接触力过大,可能使相互接触的两个物体的相对运动发生虚假的反向,从而使计算在接触和分离之间反复变化。文中取 $\alpha = \gamma K_c$ 。应用库仑摩擦模型,此时接触界面上的接触力可表达为:

$$p_N^{(1)}|_{t+\Delta t} = -p_N^{(2)}|_{t+\Delta t} = -\alpha_N [u_N^{(1)} - u_N^{(2)} + l^* |_{t}] = -\alpha_N l^* |_{t+\Delta t} \quad (6)$$

$$p_T^{(1)}|_{t+\Delta t} = -p_T^{(2)}|_{t+\Delta t} = -\alpha_T \cdot [u_T^{(1)} - u_T^{(2)}] = \mu_s \alpha_N \cdot [u_N^{(1)} - u_N^{(2)} + l^* |_{t}] \quad (7)$$

将式(6)、式(7)代入式(5),可得:

$$W_c|_{t+\Delta t} = -\iint_{S_{t+\Delta t}} \alpha_N [u_N^{(1)} - u_N^{(2)} + l^* |_{t}] \cdot \{[\delta u_N^{(1)} - \delta u_N^{(2)}] - \mu_s [\delta u_T^{(1)} - \delta u_T^{(2)}]\} |_{t+\Delta t} dS \quad (8)$$

1.3 材料的力学特性

通过钻具接头标准试样拉伸试验可得材料的名义应力-名义应变关系曲线,利用如下计算公式,可将其转化为 Abaqus 塑性计算中所需的真实应力、塑性应变^[16]:

$$\epsilon = \ln(1 + \epsilon_{nom}) \quad (9)$$

$$\sigma = \sigma_{nom} (1 + \epsilon_{nom}) \quad (10)$$

$$\epsilon_{pl} = \epsilon_t - \epsilon_{el} = \epsilon_t - \sigma/E \quad (11)$$

根据试验数据,得到所用材料弹性模量为 2.06×10^5 MPa,泊松比为 0.29,屈服极限为 893 MPa,强度极限为 1020.6 MPa,对应的真实应力-塑性应变关系如表 2 所示。考虑到含 40%~60%重量锌粉末的螺纹脂的影响,配合面间(包括螺纹啮合面和台肩面啮合面)的摩擦系数取 0.08^[2]。

表 2 真实应力-塑性应变关系

Table 2 Relationship between true stress and plastic strain

真实应力/ MPa	塑性应变	真实应力/ MPa	塑性应变	真实应力/ MPa	塑性应变
827.4	0.00000	907.1	0.00251	1035.4	0.04007
845.2	0.00010	927.3	0.00519	1061.5	0.05041
855.3	0.00023	944.6	0.01033	1082.9	0.06065
861.4	0.00032	961.0	0.01523	1099.8	0.07082
875.6	0.00069	976.5	0.02008	1110.5	0.08000
888.1	0.00119	1009.3	0.03059	1117.2	0.09095

2 钻具接头极限工作扭矩计算方法

利用 Abaqus 显式动力学技术实现对钻具接头控制方程的计算。在固有的时间尺度上分析模拟需要大量很小的时间增量,这需要通过提高加载速率,使相同的物理事件在较短的时间内发生。值得注意的是提高加载速率的同时,应保证惯性力的影响不显著。笔者通过控制动能不超过系统内能一定比例的方式确定合适的加载速度,选取加载时间为 0.1 s^[17]。以非标钻具接头 NC52 为例,阐述钻具接头极限工作扭矩计算方法。

2.1 上扣扭矩作用下 NC52 钻具接头三维应力特征

对 NC52 钻具接头施加 50.3 kN·m 的上扣扭矩,上扣完成后接头的 von Mises 应力分布云图如图 2 所示。由图 2 可见,在上扣扭矩作用下,钻具接头的 von Mises 应力分布很不均匀,台肩处应力集中较为明显。这说明在上扣扭矩作用下,台肩啮合面上存在较高的接触压力,这有利于接头密封,但同时也给台肩造成较大的负担。此外,靠近台肩的前几个螺纹牙应力水平也较高,是主要的承受区域。

2.2 轴向拉力作用下 NC52 钻具接头三维应力特征

对紧扣后的钻具接头施加 3000 kN 的轴向拉伸载荷,考察接头的力学特性。图 3(a)为轴向拉力施加曲

线,图 3(b)为轴向拉力施加过程中各啮合面上接触压力的变化情况。由图 3 可见,伴随着轴向拉力的施加,台肩上的接触压力逐步下降而螺纹牙上的接触压力渐渐上升,即轴向拉力加重了螺纹牙的承载负担,同时增加了台肩密封失效的风险^[18,19]。同时可以看到,台肩啮合面在 3 000 kN 的轴向拉力作用下并未脱开,仍然可以发挥一定的密封功能。

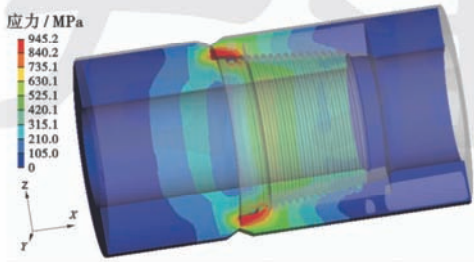
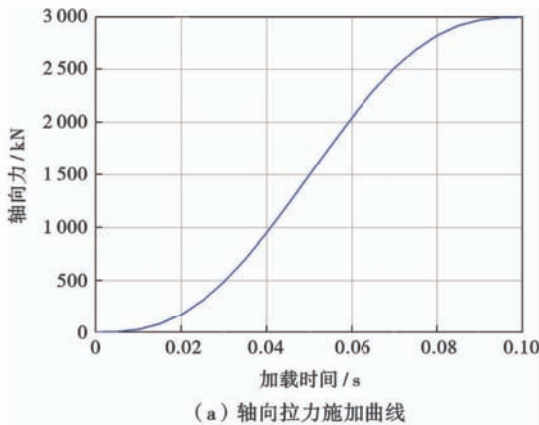
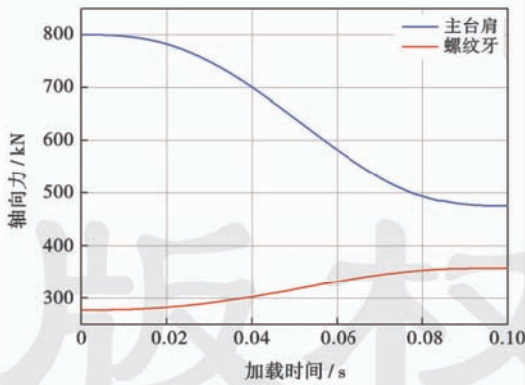


图 2 上扣扭矩作用下钻具接头 von Mises 应力分布
Fig. 2 The von Mises stress distribution over the tool joints under make-up torque



(a) 轴向拉力施加曲线



(b) 接触压力变化曲线

图 3 轴向拉力作用下钻具接头力学特性

Fig. 3 Mechanical characteristics of tool joints under axial tension

轴向拉力作用下钻具接头 von Mises 应力分布云图如图 4 所示。由图 4 可见,轴向拉力的作用减轻了台肩处的应力负担,这与上述接触压力的变化情况相

一致。同时,轴向拉力加重了螺纹牙的应力负担,特别是靠近台肩的前几个螺纹牙,应力集中较为严重,增加了粘扣失效的风险^[20]。

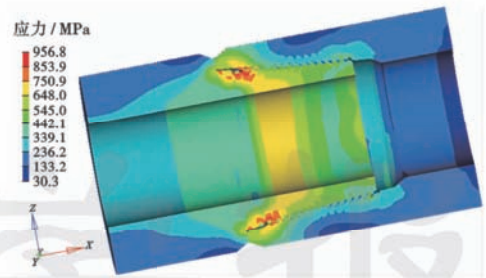


图 4 轴向拉力作用下钻具接头 von Mises 应力分布

Fig. 4 The von Mises stress distribution over the tool joints under axial tension

2.3 极限工作扭矩的确定

在上扣扭矩和轴向拉力的基础上继续施加工作扭矩,图 5 所示为失效时刻钻具接头的 von Mises 应力分布云图,可见公扣近台肩的前几个螺纹牙处应力水平较高,是最危险的区域。图 6 为计算过程中工作扭矩变化曲线,可以发现,当工作扭矩加载到 50.28 kN·m 时,接头的预紧平衡状态被打破,接头不再能保持稳定的啮合状态,继续加载将导致工作扭矩出现波动,并体现为公扣、母扣啮合面在工作扭矩的作用下不断地由平衡→滑动→平衡→滑动到最终破坏的过程^[21]。波动过程中工作扭矩峰值情况如表 3 所示。为了反映接头的承载能力,取这组数据的有效值,即均方根值作为钻具接头在该工况条件下的极限工作扭矩。根据均方根的定义,计算出给定轴向力条件下该钻具接头的极限工作扭矩为 75.24 kN·m。

表 3 工作扭矩波动峰值

Table 3 Fluctuation amplitude of working torque

序号	波峰/(kN·m)	波谷/(kN·m)
1	82.33	69.73
2	86.68	61.07
3	85.66	61.20

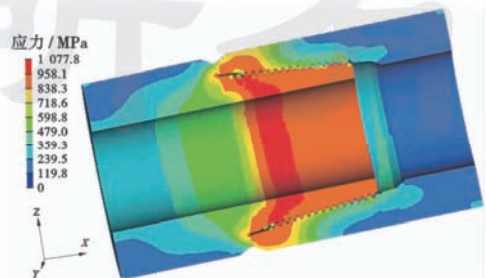


图 5 失效时刻钻具接头的 von Mises 应力分布

Fig. 5 The von Mises stress distribution over the tool joints in failure

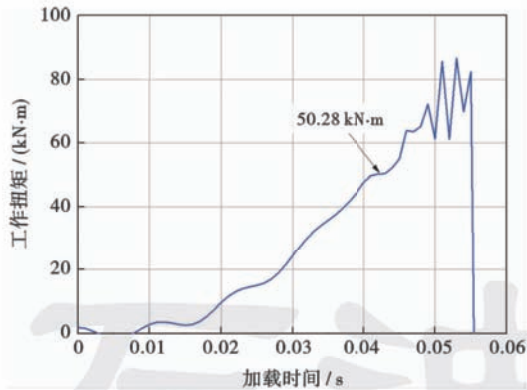


图6 工作扭矩加载曲线

Fig. 6 The loading curve of working torque

3 不同轴向拉力条件下钻具接头极限工作扭矩计算

基于上述方法,得到不同轴向拉力条件下 NC50、5 1/2" FH、NC52 这 3 种钻具接头的极限工作扭矩如表 4—表 6 所示。这里需要特别强调的是,3 种钻具接头所能承受的最大轴向拉力(对应于零扭矩)分别为 8 769.7 kN、9 913.6 kN 和 7 528.6 kN,而这一数值正是以往工程中关注的重点,其对应于不旋转钻柱解卡作业时的极限拉伸载荷。

表 4 不同轴向拉力条件下 NC50 钻具接头的极限工作扭矩
Table 4 Ultimate working torque of NC50 tool joint under various axial tensions

轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)	轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)
0	72.59	6 000	65.94
1 000	83.72	7 000	63.12
2 000	85.83	7 500	60.48
3 000	87.17	8 000	61.48
4 000	78.49	8 250	55.07
5 000	70.55	8 500	44.00

表 5 不同轴向拉力条件下 5 1/2" FH 钻具接头的极限工作扭矩

Table 5 Ultimate working torque of 5 1/2" FH tool joint under various axial tensions

轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)	轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)
0	125.17	6 000	88.63
1 000	119.54	7 000	83.68
2 000	118.29	8 000	77.58
3 000	115.04	8 500	72.94
4 000	105.10	9 000	68.92
5 000	93.84	9 500	53.06

表 6 不同轴向拉力条件下 NC52 钻具接头的极限工作扭矩

Table 6 Ultimate working torque of NC52 tool joint under various axial tensions

轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)	轴向拉力/ kN	极限工作扭矩/ (kN·m)
0	92.97	5 000	65.64
1 000	79.85	6 000	58.97
2 000	78.57	6 500	54.05
3 000	75.24	7 000	51.00
4 000	66.94	7 250	38.35

从结果中可以看出,随着轴向拉力的增加,5 1/2" FH、NC52 两种钻具接头的极限工作扭矩体现为减小趋势,而 NC50 则体现为先增加、后降低的趋势,具体规律见图 7(在回归过程中,参考了 API RP 7G 中有关安全系数的考虑^[2],取安全系数为 1.1)。图 7 中横坐标为钻具接头所承受的轴向拉伸载荷,纵坐标为轴向拉伸载荷作用下钻具接头的极限工作扭矩。可以发现,图 7 中曲线可以分为 2 段,体现出不同的变化特征,对应的计算模型见式(12)—式(14)。

(1) NC50 钻具接头:

$$M_{\min} = 4.20715 \times 10^{-10} T_x^3 - 5.38162 \times 10^{-6} T_x^2 + 1.56603 \times 10^{-2} T_x + 65.9398 \quad (T_x \leq 6818 \text{ kN})$$

$$M_{\min} = -7.21725 \times 10^{-8} T_x^3 + 1.52225 \times 10^{-3} T_x^2 - 10.697T_x + 25099.5 \quad (T_x > 6818 \text{ kN}) \quad (12)$$

(2) 5 1/2" FH 钻具接头:

$$M_{\min} = 1.64124 \times 10^{-10} T_x^3 - 2.03899 \times 10^{-6} T_x^2 + 4.10111 \times 10^{-4} T_x + 112.571 \quad (T_x \leq 7273 \text{ kN})$$

$$M_{\min} = -2.67339 \times 10^{-8} T_x^3 + 6.16536 \times 10^{-4} T_x^2 - 4.74324T_x + 12240.3 \quad (T_x > 7273 \text{ kN}) \quad (13)$$

(3) NC52 钻具接头:

$$M_{\max} = -2.74024 \times 10^{-10} T_x^3 + 2.53311 \times 10^{-6} T_x^2 - 1.11904 \times 10^{-2} T_x + 83.5715 \quad (T_x \leq 5455 \text{ kN})$$

$$M_{\max} = -3.47643 \times 10^{-8} T_x^3 + 5.95640 \times 10^{-4} T_x^2 - 3.40451T_x + 6543.46 \quad (T_x > 5455 \text{ kN}) \quad (14)$$

按照 API RP 7G 中对钻具接头抗扭极限的定义,不同轴向拉力条件下 NC50 钻具接头的极限工作扭矩如图 7(a)中的黑色直线所示。对比可见,当轴向拉力较小时,本文所得极限工作扭矩比 API 极限工作扭矩更小(仅适合 NC50 钻具接头),这是由于轴向拉力较小时,工作扭矩的作用将使得母扣台肩处首先发生失效,而 API 极限工作扭矩以公扣基面处为危险截面计算而得。轴向拉力的作用使得台肩啮合面上的预紧力降低、甚至使台肩发生分离,而工作扭矩的作用可以使分离的台肩重新发生接触,因此当轴向力介于

1 116.76~6 699.66 kN 之间时,接头能承担比 API 标准中所述更大的扭矩。API 标准中没有给出轴向力大于 6 699.66 kN 时的情况,事实上当轴向拉力过大时,钻具接头的抗扭极限随着轴向拉力的增大而快速下降。

图 7(a)中,浅蓝色虚线是在极限工作扭矩曲线的基础上再引入安全系数值 1.2 所得。可以发现,在 3 500~5 500 kN 轴向力范围内,其与 API 极限工作扭矩很接近。这里定义浅蓝色虚线为推荐工作扭矩曲线。

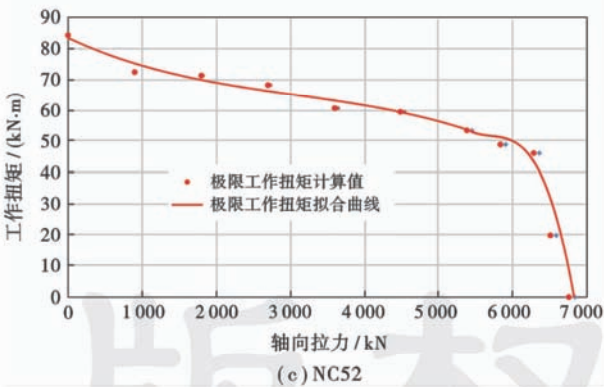
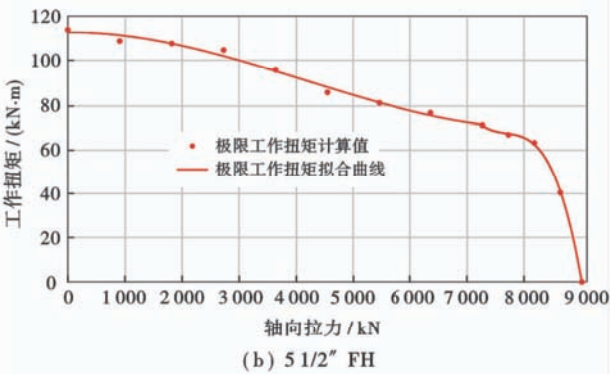
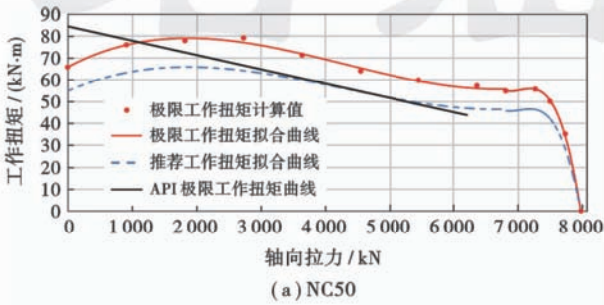


图 7 钻具接头极限工作扭矩图版

Fig. 7 The diagram of ultimate working torque for tool joints

采用以上方法,可界定出工作安全区、警报区和不安全区,从而得到各钻具接头工作扭矩推荐图版,如图 8 所示。其中绿色区域为工作安全区,黄色区域为工作警报区,红色区域为不安全区。当给定轴向拉伸载荷时,就可根据该图版确定出对应的工作扭矩。推荐的做法是尽可能使实际工作扭矩落在图版中的绿色区域。

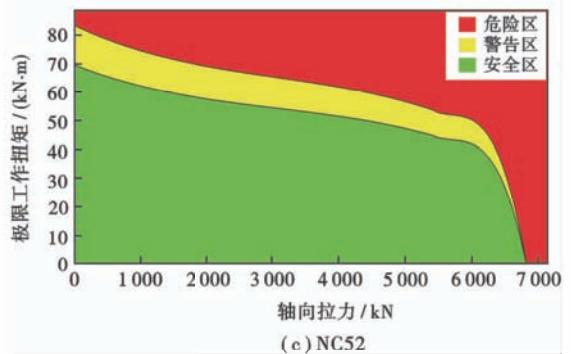
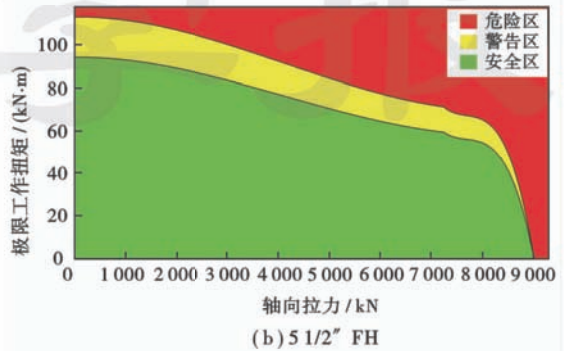
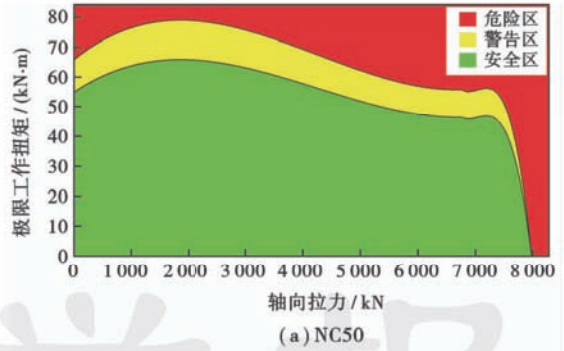


图 8 钻具接头工作扭矩推荐图版

Fig. 8 The recommended diagram of working torque for tool joints

4 结 论

(1) 轴向拉力对钻具接头抗扭极限有较大的影响,实际钻井作业中应予以考虑,特别是轴向拉力较大时更应该加以重视。通过计算可得到不同轴向拉伸载荷条件下钻具接头极限工作扭矩图版曲线,对现场工作扭矩的确定具有重要的指导意义。推荐的做法是尽可能使实际工作扭矩落在图版中的绿色区域。

(2) 上扣扭矩作用下,钻具接头的 von Mises 应力分布很不均匀,台肩处应力集中较为明显。此外,靠近台肩的前几个螺纹牙应力水平也较高,是主要的承载区域。轴向拉力的作用将在一定程度上缓解台肩处的应力水平,但会提高螺纹牙处的应力水平,特别是靠近台肩的前几个螺纹牙的应力水平更大。

(3) 当工作扭矩达到临界值时接头的预紧平衡状态被打破,工作扭矩不再能继续光滑地加载,加载过程表现出不稳定的波动状态,引发接头失效的风险。

(4) 本文方法具有很好的通用性,可用于确定各种规格型号钻具接头在不同轴向拉伸载荷条件下的极限工作扭矩。需要强调的是,本文中图版仅适合井眼曲率为零的状态。

符号注释: \mathbf{K} —Kirchhoff 应力张量, MPa; \mathbf{G} —Green 应变张量; \mathbf{F} —单元表面上的力载荷矢量, N; $\delta\mathbf{u}$ —虚位移, m; V —初始构型中体积, m^3 ; A —初始构型中表面积, m^2 ; \mathbf{B} —单元应变矩阵; \mathbf{u}_e —一节点位移, m; \mathbf{N} —单元形函数; \mathbf{c}^T —单元节点位移扩阶到结构系统节点位移的 Boolean 矩阵; $\mathbf{u}_N^{(m)}$, $\mathbf{u}_T^{(m)}$ —接触点法向增量位移和切向增量位移, m, 上标(1), (2)分别表示两个接触体; l^* —增量步结束时刻接触体的相对位移量, m; α_N , α_T —法向罚参数和切向罚参数; ϵ_{nom} —名义应变; σ_{nom} —名义应力, MPa; ϵ —真实应变; σ —真实应力, MPa; ϵ_{pl} —真实塑性应变; ϵ_t —真实总应变; ϵ_{el} —真实弹性应变; E —弹性模量, MPa; K_c —接触单元的刚度; r —缩放因子; t —时间, s; W_c —接触力在接触面上产生的虚功, J; \mathbf{p}_N , \mathbf{p}_T —分别为法向、切向接触力, N; S —接触面积, mm^2 ; μ_s —动摩擦系数; M_{max} —极限工作扭矩, $\text{kN}\cdot\text{m}$; T_x —轴向拉力, kN。

参考文献

- [1] 李斌, 杨智春, 于哲峰. 钻柱接头扣型改进设计的有限元分析[J]. 机械强度, 2006, 28(5): 721-724.
Li Bin, Yang Zhichun, Yu Zhefeng. Finite element analysis of improving designs for a drill string joint[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(5): 721-724.
- [2] API. API RP 7G: recommended practice for drill stem design and operating limits[S]. 16th ed. [S. l.]: API, 1998.
- [3] 林元华, 张林, 罗增, 等. 双台肩钻具螺纹接头的力学性能分析及测试[J]. 机械设计与研究, 2010, 26(3): 61-63.
Lin Yuanhua, Zhang Lin, Luo Zeng, et al. The mechanical property analysis and test of the srew joint of drilling tool with double shoulder[J]. Machine Design and Research, 2010, 26(3): 61-63.
- [4] 李再均, 鲜奇庵, 张兴超, 等. 双台肩钻具接头台肩距离的数值模拟和力学测试[J]. 石油矿场机械, 2012, 41(4): 47-52.
Li Zaijun, Xian Qibiao, Zhang Xingchao, et al. Numerical simulation and mechanical property test of double shoulder tool joint[J]. Oil Field Equipment, 2012, 41(4): 47-52.
- [5] Takano J, Yamaguchi M, Kunishige H. Development of premium connection "KSBEAR" for withstanding high compression, high external pressure, and severe bending[R]. Kawasaki Steel Technical Report 47, 2002.
- [6] 高连新, 金焯, 史交齐. 圆螺纹套管接头应力分布规律研究[J]. 机械强度, 2004, 26(1): 42-48.
Gao Lianxin, Jin Ye, Shi Jiaoqi. Study on stress distribution at round casing thread connections [J]. Journal of Mechanical Strength, 2004, 26(1): 42-48.
- [7] Yuan Guangjie, Yao Zhenqiang, Wang Qinghua, et al. Numerical and experimental distribution of temperature and stress fields in API round threaded connection[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(8): 1275-1284.
- [8] 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.
- [9] 祝效华, 董亮亮, 董华, 等. 拉弯复合载荷作用下的 API 短圆套管螺纹力学行为[J]. 石油学报, 2013, 34(1): 157-163.
Zhu Xiaohua, Dong Liangliang, Tong Hua, et al. Mechanical behaviors of short-round thread of the API casing under combined load of stretching and bending moment[J]. Acta Petrolei Sinica, 2013, 34(1): 157-163.
- [10] Fukuoka T, Nomura M. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2008, 130(1): 011204.
- [11] 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.
- [12] 刘巨保, 丁宇奇, 韩礼红. 基于三维有限元模型的钻具连接螺纹上扣扭矩影响分析[J]. 石油矿场机械, 2009, 38(3): 28-32.
Liu Jubao, Ding Yuqi, Han Lihong. Impact analysis of make-up torque of drill connecting thread based on 3-D finite element model[J]. Oil Field Equipment, 2009, 38(3): 28-32.
- [13] 孟永强. 基于 ABAQUS 的风挡鸟撞有限元分析及试验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
Meng Yongqiang. FEA of bird-impact on aircraft wind-shield based on ABAQUS and experiment study[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.
- [14] 祝效华, 张智, 常学军, 等. 复杂结构井磨损套管连接螺纹的三维力学行为[J]. 石油学报, 2015, 36(6): 748-753.
Zhu Xiaohua, Zhang Zhi, Chang Xuejun, et al. Three-dimensional mechanical behavior of worn casing connecting thread in complex structural well [J]. Acta Petrolei Sinica, 2015, 36(6): 748-753.
- [15] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
Wang Xucheng. Finite element method [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003.
- [16] 庄茁, 由小川, 廖建辉, 等. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 191.
Zhuang Zhuo, You Xiaochuan, Liao Jianhui, et al. Finite element analysis and applications based on ABAQUS [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009: 191.
- [17] 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, 2004.
- [18] 陈锋, 狄勤丰, 王文昌, 等. 基于密封性能要求的超深井钻柱极限提升力的确定[J]. 石油学报, 2013, 34(6): 1176-1180.
Chen Feng, Di Qinfeng, Wang Wenchang, et al. Determination of ultimate lifting capacity of drill string for ultra-deep wells based on sealing performance of tool joint [J]. Acta Petrolei Sinica, 2013, 34(6): 1176-1180.
- [19] 许志倩, 闫相祺, 杨秀娟, 等. 微观泄漏机理在非 API 套管接头密封性能评估中的应用[J]. 石油学报, 2014, 35(5): 963-971.
Xu Zhiqian, Yan Xiangzhen, Yang Xiujian, et al. Application of micro-leakage mechanism for evaluating the sealing performance of non-API casing connections [J]. Acta Petrolei Sinica, 2014, 35(5): 963-971.
- [20] 陈锋, 狄勤丰, 王文昌, 等. 双台肩钻杆丝扣粘扣失效的力学机制探究[J]. 应用力学学报, 2012, 29(6): 730-734.
Chen Feng, Di Qinfeng, Wang Wenchang, et al. The mechanism of the galling for double shoulder drill pipe joint [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2012, 29(6): 730-734.
- [21] Chen Feng, Di Qinfeng, Li Ning, et al. Determination of operating load limits for rotary shouldered connections with three-dimensional finite element analysis [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2015, 133: 622-632.