

# 考虑钻柱运动状态的疲劳寿命预测研究\*

林元华<sup>1,2</sup> 邹波<sup>1</sup> 张建兵<sup>1</sup> 施太和<sup>1</sup> 李润方<sup>2</sup> 巫才文<sup>3</sup>

(1. 西南石油学院石油管力学和环境行为重点实验室 2. 重庆大学机械传动国家重点实验室

3. 四川石油管理局川中油气公司)

林元华等. 考虑钻柱运动状态的疲劳寿命预测研究. 天然气工业, 2004; 24(5): 57~60

**摘 要** 石油钻柱在钻进过程中, 工作环境恶劣, 在井位、地质条件及钻进参数等综合因素的影响下, 不仅承受着由交变载荷引起的应力突变, 还承受着钻具涡动和振动引起的巨大冲击载荷。钻柱在井下既自转又反转, 尤其在斜井或大环空井中时, 偏心反转和工作载荷产生的较大交变弯曲应力常造成钻柱疲劳破坏。为此, 文章在用动力学观点初步分析了钻柱失效机理的基础上, 应用断裂力学等相关知识, 对钻柱进行了三轴应力分析, 并提出了考虑钻柱进动与反进动的疲劳寿命计算模型。该模型能反映运动状态对寿命的影响, 可用于无裂纹钻杆和有裂纹钻杆疲劳寿命预测, 计算结果对钻柱的合理使用及预防钻柱失效有较好的指导意义。

**主题词** 钻柱 疲劳寿命 失效机理 研究

石油钻柱在钻进过程中, 工作环境恶劣, 在井径、地质条件及钻进参数等综合因素的影响下, 不仅承受着由交变载荷引起的应力突变, 还承受着钻具涡动和振动引起的巨大冲击载荷, 其主要失效形式为疲劳失效<sup>[1]</sup>。现场调查表明, 国外 14% 的油气井都不同程度地发生过钻柱井下断裂事故, 而平均每起事故的直接经济损失高达 \$106000<sup>[2]</sup>。我国各地油气田每年也至少发生钻柱疲劳断裂事故 500 起, 总共直接经济损失在 4000 万元以上<sup>[3]</sup>。仅四川川东地区在 1996~1997 年间就发生了 303 次钻具失效事故, 约占中国石油天然气总公司的 1/5~1/6, 损失相当惊人<sup>[4]</sup>。某油田在发生多次钻具井下断裂事故后, 课题组对钻具每一类失效案例进行了统计分析。综合这些失效案例并分析得到钻具失效统计规律: 钻具失效形式以公扣、母扣断裂、脱扣及刺漏为主, 其失效原因与钻具纵横弯曲、质量偏心、横向振动、弯曲应力集中, 钻具与井壁接触的摩擦力激发的反进动等运动学及动力学因素有关。因此, 有必要用动力学观点来分析钻具失效及预测钻柱疲劳寿命, 从而更好地预防和减少钻柱井下断裂事故。

目前, 国内外学者在这方面都做了较多的研究

工作, 其中典型的是: B. A. Dale 认为裂纹扩展导致钻柱疲劳失效的原因除了与金属材质有关外, 还与应力突变、腐蚀、微裂纹扩张、摩擦、划痕等加速初始疲劳裂纹扩展的因素有关<sup>[2]</sup>; J. A. Howard 介绍了一种对钻柱累积疲劳损伤及裂纹扩展进行研究的方法, 并就如何确定疲劳检测及钻柱更新的周期等进行了科学的论述<sup>[5]</sup>; 在全尺寸疲劳试验结果及井场数据的基础上, A. Baryshnikov 等人认为引起疲劳失效的原因包括制造因素和钻井工艺因素, 并提出了计算钻杆和钻具接头疲劳寿命的方法<sup>[1]</sup>; 此外, 吴江提出了一种计算钻柱危险部位弯曲应力及寿命的模型<sup>[6]</sup>。该模型考虑钻柱运动状态的疲劳, 以鲁宾斯基理论为基础, 建立钻柱弯曲模型, 并求得钻柱的危险部位弯曲应力, 然后结合 S—N 曲线预测钻柱疲劳寿命。本文是在前人研究基础上, 应用断裂力学等相关知识, 对钻柱受力进行了分析, 计算出危险点处的等效应力, 对钻杆的疲劳寿命预测进行了研究。

## 钻柱动力学分析

钻柱动力学的一个主要研究对象是钻柱振动,

\* 本成果受国家自然科学基金资助(项目编号: 59804009), 同时也为中国石油天然气集团公司“九五”应用基础研究项目“钻柱动力学研究与现场应用”中的部分内容(项目编号: 970409-01)。

作者简介: 林元华, 1971 年生, 1999 年毕业于西南石油学院油气井工程专业, 获博士学位, 现为西南石油学院石油工程系副教授, 重庆大学机械传动国家重点实验室博士后研究人员; 主要从事石油管、石油钻井工艺方面的科研和教学工作。地址: (610500) 四川省成都市新都区。电话: (028) 83032796。

它包括纵振、横振和扭振,三类振动的耦合常使钻柱工作状况更加恶劣,在钻柱转动的作用下,有很多因素与其振源有关,最常见的有以下几类振源<sup>[8]</sup>:钻头与地层的相互作用;钻柱质量偏心;钻柱的弹性弯曲变形;钻柱刚性的降低;钻柱转速与涡动;泥浆泵与稳定器。它们和其它几何性质将在转动过程中引起等于或倍于转动频率的激振,而当其激振频率与钻柱固有频率相当时,钻柱将产生较大的变形,从而过早失效。钻杆的反转运动对钻柱失效影响也较大,它除了引起弯曲疲劳破坏外,一个重要的后果就是因长时间的反转既弯曲又敲击,容易使螺纹振松,引起冲蚀,最终造成脱扣和刺扣。有反转运动的钻杆,由于中间杆体接触井壁,使弯曲应力在体内变得比较均匀,故那些应力集中比较突出的部位,比如加厚段过渡区就是损坏率高的部位了。另外,扶正器之间的钻铤反转时也是两种频率(自转与反角频率),它和单根钻杆的运动和受力相类似,所以钻铤螺纹等应力集中严重的部位容易损坏,这也是钻柱失效大都发生在钻杆的过渡带和钻铤螺纹连接处的直接原因。

## 钻柱受力分析

### 1. 轴向应力

钻柱的轴向应力主要受大钩载荷、钻柱自重及钻压的影响,其危险截面的轴向应力为<sup>[7]</sup>:

$$\sigma_z = \frac{F - ql}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \times 10^{-6}$$

式中: $\sigma_z$ 为轴向应力,MPa; $F$ 为大钩载荷,N; $q$ 为单位长度钻杆的有效重量,N/m; $l$ 为危险点至井口长度,m; $D$ 为钻柱外径,m; $d$ 为钻柱内径,m。

### 2. 剪切应力

钻柱受扭矩作用,在钻柱外壁的扭转剪应力最大<sup>[7]</sup>,即:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{\frac{\pi D^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]} \times 10^{-6}$$

式中: $\tau_{\max}$ 为最大扭转剪应力,MPa; $T$ 为扭矩,N·m,由钻柱摩阻计算提供; $D$ 、 $d$ 意义同上。

### 3. 径向应力与周向应力

采用拉梅(Lame)公式可计算由内外压引起的径向应力与周向应力<sup>[9]</sup>:

$$\sigma_r = \frac{D^2 p_o - d^2 p_i}{D^2 - d^2} - \frac{d^2 D^2 (p_o - p_i)}{(D^2 - d^2) r^2}$$

$$\sigma_t = \frac{D^2 p_o - d^2 p_i}{D^2 - d^2} + \frac{d^2 D^2 (p_o - p_i)}{(D^2 - d^2) r^2}$$

式中: $\sigma_r$ 为径向应力,MPa; $\sigma_t$ 为周向应力,MPa; $p_i$ 为截面处内压力,MPa; $p_o$ 为截面处外压力,MPa; $r$ 为危险点距中心距离,(取钻柱外半径)m; $D$ 、 $d$ 意义同上。

### 4. 弯曲应力

当钻柱在井内以转盘转速顺时针绕自身轴线旋转时,由于离心力的作用,除钻柱上部和下部很短一段由于钻柱本身刚性没有贴至井壁外,钻杆柱各接头均贴向井壁,在钻柱与井壁间摩擦力 $F$ 作用下,整个弯曲钻柱将以一定的速度按反时针方向绕井眼轴线旋转<sup>[10]</sup>。弯曲应力的大小主要由反转转速决定,而自转对弯曲应力的影响主要是使其弯曲频率增加(因弯曲应力频率近于正、反转转速之和)。因此,钻柱的弯曲应力实际上是多支点(钻杆接头)自激横振沿钻柱传播而引起的。有关受纵向力的单根钻杆在既有自转又有反转工况下的受力与变形如图1。

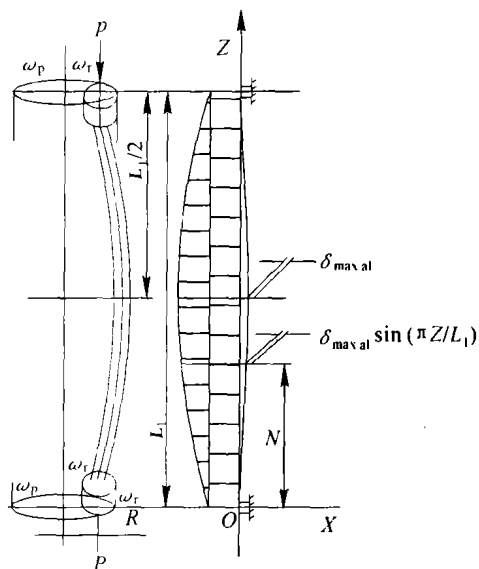


图1 受纵向力的单根钻杆在自转和反转工况下的受力与变形

#### (1) 钻柱正、反角速度关系

$$\omega_p = [D/(D_w - D)]\omega_r = \beta\omega_r \text{ 或 } n_p = [D/(D_w - D)]n_r = \beta n_r, \beta = D/(D_w - D) = D/2R$$

#### (2) 最大弯曲应力

考虑钻柱进动对弯曲应力的影响后,弯曲应力由两部分组成,第一项表示单纯以半径 $R$ 进行偏心反转产生的应力,第二项则反映杆件在自激横振下产生受迫振动而引起的弯曲应力<sup>[10]</sup>。弯曲应力计算公式中当 $p$ 受拉时取“+”,受压时取“-”。

$$\sigma_{\max al} = \frac{QAR\omega_p^2 L_1^2}{8g(I/c)} \left\{ 1 + 1.032 \frac{(\omega_p + \omega_r)^2 / \omega_{al}^2}{1 - [(\omega_p + \omega_r)^2 / \omega_{al}^2] \pm (\rho L_1^2 / \pi^2 EI)} \right\}$$

$$\text{其中: } \omega_{al} = \frac{\omega_p + \omega_r}{\sqrt{1 + (\rho L_1^2 / \pi^2 EI)}}$$

$$I/c = \pi D^3 (1 - \theta^4) / 32,$$

$$\theta = d/D$$

式中:  $\sigma_{\max al}$  为钻柱最大弯曲应力, MPa;  $D_w$  为井眼直径, m;  $R$  为钻柱贴井壁反转时的回转半径, m;  $\omega_p$  为钻柱的反转角速度, rad/s;  $\omega_r$  为钻柱的自转角速度, rad/s;  $\beta$  为钻柱的直径与双面环隙的比值。  $Q$  为钻柱单位体积的重度, N/m<sup>3</sup>;  $A$  为钻柱的横截面积, m<sup>2</sup>;  $L_1$  为单根钻柱长度, m;  $g$  为重力加速度, m/s<sup>2</sup>;  $I$

为钻柱截面惯性矩, m<sup>4</sup>;  $E$  为杨氏弹性模数, Pa;  $p$  为钻压, N;  $I/c$  为钻柱的断面模数, m<sup>3</sup>;  $D$ 、 $d$  意义同上。

### 5. 应力的合成

在无裂纹小变形情况下, 应用米泽斯等效应力计算应力的合成<sup>[9]</sup>, 考虑三轴应力下的钻柱受力满足第四强度理论, 因此令:

$$\sigma_{l\max} = \sigma_z + \sigma_{\max al},$$

$$\sigma_{l\min} = \sigma_z - \sigma_{\max al},$$

$$\sigma_2 = \sigma_r, \sigma_3 = \sigma_t$$

则米泽斯(Mises)等效应力为:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_z + \sigma_{\max al} - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z - \sigma_{\max al})^2]}$$

$$\sigma_{eq\min} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_z - \sigma_{\max al} - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z + \sigma_{\max al})^2]}$$

特雷斯卡(Tresca)等效应力为:

$$\sigma_{eq\max} = \sqrt{\sigma_{eq\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

$$\sigma_{eq\min} = \sqrt{\sigma_{eq\min}^2 + 3\tau_{\max}^2}$$

所以平均应力及应力幅为:

$$\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{eq\max} + \sigma_{eq\min})$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} (\sigma_{eq\max} - \sigma_{eq\min})$$

## 钻杆的疲劳寿命预测

### 1. Paris 公式

对于无裂纹的钻杆, 根据上述计算方法求出的应力幅并结合 S—N 曲线就可求得使用寿命。而对于有初始裂纹的钻杆, 先计算出不同裂纹的几何形状因子  $F_m$  和  $K_I$ , 再由文献<sup>[11]</sup>或由试验测定材料的断裂韧性  $K_{IC}$ , 并由无损探伤测定最大初始裂纹尺寸  $a_s$ <sup>[2,11]</sup>。据式(4)求得临界裂纹尺寸  $a_c$ , 只要  $K_{IC} \geq K_I$  便可由式(1)或(5)求出裂纹疲劳寿命。本文采用 Paris 公式  $da/dN = c(\Delta K)^m$  求取钻杆的疲劳寿命<sup>[2]</sup>, 变换后得:

$$N = \int_{a_s}^{a_c} \frac{da}{c(\Delta K)^m} \quad (1)$$

式中:  $N$  为应力循环次数;  $da$  为裂纹增量, m;  $a_s$  为初始裂纹尺寸, m;  $a_c$  为临界裂纹尺寸, m;  $\Delta K$  为应力强度因子变化幅, MPa  $\sqrt{m}$ ;  $c$ 、 $m$  为材料常数<sup>[11]</sup>。

### 2. 应力强度因子

疲劳破坏的主要原因是因钻杆在制造及使用过程中出现裂纹, 在一定使用条件下初始裂纹产生并扩展所致。应力强度因子是描述应力场和位移场的物理量, 是疲劳寿命计算的关键因素。应力强度因子的一般表达式为<sup>[12]</sup>。

$$K_I = F_m \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2)$$

式中:  $K_I$  为应力强度因子, MPa  $\sqrt{m}$  或 MN/m<sup>3/2</sup>;  $F_m$  为裂纹形状几何因子;  $\sigma$  为工作应力, MPa;  $a$  为裂纹扩展尺寸, m。

钻杆裂纹类型繁多, 包括表面半椭圆裂纹、表面线性裂纹、深埋椭圆形裂纹和深埋圆形裂纹等, 裂纹几何形状因子与裂纹形状、位置等因素都对裂纹形状几何因子有较大的影响。本文以表面线性裂纹为例, 讨论计算裂纹几何形状因子的方法, 其它裂纹可查阅文献<sup>[11]</sup>、<sup>[12]</sup>。

针对表面线性裂纹, 裂纹几何形状因子  $F_m$  可用下式计算:

$$F_m = 1 + 0.128(a_L/D_0) - 0.288(a_L/D_0)^2 + 1.525(a_L/D_0)^3 \quad (3)$$

式中:  $F_m$  为裂纹形状几何因子;  $a_L$  为线性裂纹半长, m;  $D_0$  为钻柱平均直径, m。

### 3. 应力强度因子变化幅及临界裂纹尺寸

$$\Delta K = F_m \Delta \sigma \sqrt{\pi a}; \quad a_c = \frac{K_{IC}^2}{F_m^2 \sigma^2 \pi} \quad (4)$$

式中:  $\Delta \sigma$  为最大应力与最小应力之差, MPa;  $K_{IC}$  为断裂韧性, MPa  $\sqrt{m}$ ; 其余意义同上。

## 4. 裂纹疲劳寿命预测

综合以上理论分析结果可得出计算带裂纹钻柱疲劳寿命的公式如下<sup>[13]</sup>:

$$N = (\alpha_c^{1-m/2} - \alpha_s^{1-m/2}) / c (F_m \Delta \sigma \sqrt{\pi})^m \left(1 - \frac{m}{2}\right) \quad (5)$$

## 算例分析

根据以上理论所编写的计算机程序,输入以下实例数据后,用钻柱 20 到 200 r/min 的循环便可快速求出有裂纹和无裂纹钻柱的疲劳寿命。井深 3000 m,危险点深度 1000 m,扭矩 6000 N·m,内压 15 MPa,外压 12 MPa,井径为 215.9 mm。最大井斜角 30°,增斜后井斜角 43°,造斜率 9°/30 m。大钩载荷 1070 kN,钻压 200 kN。采用 Ø127.0 mm 钻杆,外径 0.127 m,内径 0.1014 m,单位钻杆重量 373.28 N/m。杨氏模量  $E = 206 \times 10^9$  Pa,线性裂纹尺寸为 1 mm,材料常数  $c = 6.14 \times 10^{-14}$ ,  $m = 3.16$ ,断裂韧性  $K_{IC} = 98.9$  MPa  $\sqrt{m}$ 。

## 结 论

全国各油气田经常发生钻柱疲劳断裂事故,造成重大的经济损失。本文在对钻柱失效机理进行动力学分析的基础上,考虑了钻柱涡动对其弯曲应力的影响,得到了钻柱钻速与弯曲交变应力的关系。以此为基础,建立了考虑钻柱涡动的钻柱疲劳寿命模型,得到了钻柱转速与疲劳寿命的关系,从动态角度揭示了钻柱失效机理。该模型反映了钻具的实际运动状况与疲劳寿命的关系,揭示了在大尺寸、高转速井眼中钻井时钻具失效发生的较多的原因。

(上接第 56 页)

(4)沁水煤层气田的地貌条件,煤储层的物性决定了多分支水平井钻井技术是我国煤层气勘探开发走向产业化的首选开发方案之一,是中国煤层气开发今后相当长时间内不断研究试验的重要课题。

## 参 考 文 献

1 王同亮,孙清德等.钻井技术新进展.北京:中国石油集团

## 参 考 文 献

- 1 Baryshnikov A, Calderoni A, Ligrone A, Ferrara P. A new approach to the analysis of drillstring fatigue behavior. SPE 30524
- 2 Dale B A. An experimental investigation of fatigue crack growth in drillstring tubulars. SPE 15559
- 3 李鹤林,冯耀荣.石油钻柱失效分析及预防措施.石油机械,1990;18(8):38~44
- 4 杨自林,游华江,蹇宗承.钻具失效事故的原因分析及对策.天然气工业,2000;20(3):57~59
- 5 Howard J A, Halbert M E, Arthur Lubinski. Systematic tracking of fatigue and crack growth to optimize drillstring reliability. SPE/IADC 25775
- 6 Jiang Wu. Drill-pipe bending and fatigue in rotary drilling of horizontal wells. SPE 37353
- 7 赵国珍,龚伟安.钻井力学基础.北京:石油工业出版社,1988:101~118
- 8 苏华,张学鸿,王惠德.钻柱力学发展综述之三:钻柱动力学.大庆石油学院学报,1994;18(3):49~50
- 9 殷绥域.弹塑性力学.武汉:中国地质大学出版社,1990:23~34
- 10 章扬烈.钻柱运动学与动力学.北京:石油工业出版社,2001:30~46
- 11 徐灏.新编机械设计手册(下).北京:机械工业出版社,1995:1206~1213
- 12 中国航空研究院.应力强度因子手册.北京:科学出版社,1981:325~337
- 13 高庆.工程断裂力学.重庆:重庆大学出版社,1986:29~40

(收稿日期 2003-12-16 编辑 钟水清)

经济技术研究中心,2003

- 2 黄洪春等.煤层气钻井工程技术研究.见:第四届全国煤层气学术研讨会论文集,2003:220~228
- 3 《钻井手册(甲方)》编写组.钻井手册.北京:石油工业出版社,1990
- 4 赵庆波等.沁水盆地南部斜坡带沁水煤层气田樊庄区块探明储量报告.中国石油天然气股份有限公司,2000:9

(收稿日期 2003-10-15 编辑 黄君权)