

钻柱涡动时弯扭组合交变应力下的强度计算*

张小柯 狄勤丰

(上海大学·上海市应用数学和力学研究所)

张小柯等. 钻柱涡动时弯扭组合交变应力下的强度计算. 天然气工业, 2004; 24(7): 49~51

摘 要 石油钻柱的失效 80% 以上都为疲劳破坏, 这与钻柱在弯曲和扭转组合下的交变应力有关。文章结合钻柱疲劳破坏的基本特征和有关实验数据, 得到了钻柱在钻井液腐蚀条件下的持久极限应力近似计算公式。利用复合交变应力强度计算理论, 考虑钻柱涡动及轴向载荷的影响, 建立了钻柱复合交变应力下的动态强度条件, 并给出了计算实例。结果表明, 静态条件下安全系数满足设计要求的钻柱, 一旦动态条件下的疲劳强度不够, 就会发生失效。文中所建模型对于钻柱设计时的强度校核、在役钻柱的安全评估以及失效钻柱的事故分析具有实际的指导意义。

主题词 钻柱 失效 交变应力 持久极限 疲劳强度 循环特征值

疲劳是钻柱失效的最主要形式。据有关资料报道, 钻柱的失效大约有 50% 是由于疲劳引起的。据波斯湾地区钻柱失效的统计, 在 3 年时间内, 累计每钻进进尺 1981.2 m, 就有一起与疲劳有关的失效。石油管材研究所对近几年钻杆失效分析事例的统计, 有 80% 以上属于疲劳或与疲劳有关的失效^[1]。

塔里木油田对 2002 年 39 次刺漏钻杆统计分析后的试验结果表明: 刺漏钻杆的各项力学指标并没有低于设计要求, 但却都过早失效。究其原因, 钻柱在实际工作状态下是受到复杂的交变应力的作用, 但钻杆设计时的强度校核标准大都是以静应力为基础的, 实践表明, 交变应力引起的失效与静应力完全不同: 在交变应力作用下, 虽然应力低于屈服极限, 但长期反复之后, 钻柱也会出现裂纹、刺漏, 甚至突然断裂。这种现象称为疲劳失效。因而, 开展对钻柱疲劳失效的研究就显得尤为重要。本文以工程力学中的复合交变应力理论为基础, 在考虑了钻柱自转、涡动、轴向载荷以及应力循环特征的基础上, 建立了钻柱在弯扭交变应力作用下的疲劳强度条件, 并得到了钻柱持久极限应力的近似计算公式, 对提高钻柱的安全性能、减少钻柱的疲劳破坏具有一定的指导意义。

钻柱上的应力分析

1. 钻柱上的最大剪应力

钻柱在实际工作状态下, 常处于弯曲和扭转的联合作用下, 在钻井过程中加于钻柱上的扭矩难于测量时, 可用下式近似计算^[2]:

$$T = 9.674 \frac{p}{n} \quad (1)$$

式中: T 为作用于钻柱上的扭矩, $N \cdot m$; n 为钻柱的转速, r/min ; p 为使钻柱旋转所用的功率, W 。

因而作用于钻柱上的最大剪应力:

$$\tau_{\max} = \frac{154.784p}{n\pi d_o^3(1-\alpha^4)} \quad (2)$$

其中: $\alpha = d_i/d_o$; d_o 为钻柱外径, mm ; d_i 为钻柱内径, mm 。

2. 钻柱上的最大弯曲应力

钻柱在正常钻进时, 在压力、拉力、离心力和扭矩的联合作用下, 其不仅绕自身轴线自转, 而且同时绕井眼轴线进行公转, 并且常常伴随着反向涡动, 章扬烈^[3] 在一定的假设条件下, 得出了钻柱在自转和反向涡动并有轴向载荷情况下的最大弯曲应力:

$$\sigma_{\max} = \frac{\gamma AR \omega_o^2 L^2 (1 + 1.032B)}{8g(I/c)} \quad (3)$$

* 本文得到上海市重点学科建设项目 (Shanghai Key Subject Program) 资助。

作者简介: 张小柯, 1980 年生; 2002 年毕业于兰州理工大学, 同年考入上海大学上海市应用数学和力学研究所攻读硕士学位。地址: (200072) 上海市延长路 149 号。电话: (021) 56333256。

式中:

$$B = \frac{(\omega_p + \omega_r)^2 / \omega_{ial}^2}{|1 - [(\omega_p + \omega_r)^2 / \omega_{ial}^2]| \pm (PL^2 / \pi EI)} \quad (4)$$

式(4)中,受拉取“+”(中和点以上),受压取“-”(中和点以下)。

式(3)、(4)中各变量含义如下:A为钻柱的横截面积, m^2 ; γ 为钻柱单位体积的重度, N/m^3 ; g 为重力加速度, m/s^2 ; ω_p 为钻柱反向涡动角频率, rad/s ; P 为轴向作用力, N ; E 为杨氏弹性模量, Pa ; I/c 为钻柱的断面模数, m^3 ; ω_r 为钻柱的自转角频率(角速度), rad/s ; L 为所研究钻柱的长度, m ; R 为井壁与接头间的单面环隙, m ; I 为钻柱横截面积的惯性矩, m^4 ; ω_{ial} 为钻柱在自转和反向涡动并有轴向载荷时的固有横振角频率, rad/s 。

对称循环弯扭交变应力作用下的强度条件

郑州机械研究所和浙江大学曾对几种钢样进行了弯扭复合疲劳试验研究,结果表明,在对称循环和非对称循环下钢样均符合椭圆方程⁽⁴⁾。在同步的弯扭组合对称循环交变应力作用下,钻柱的弯曲正应力 σ 和扭转剪应力 τ 满足下列椭圆方程⁽⁵⁾:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1 \quad (5)$$

式中: $\sigma'_{-1} = \frac{\epsilon_\sigma \beta}{\kappa_\sigma} \sigma_{-1}$; $\tau'_{-1} = \frac{\epsilon_\tau \beta}{\kappa_\tau} \tau_{-1}$; σ 为钻柱的弯曲正应力, MPa ; τ 为钻柱的扭转剪应力, MPa ; ϵ_σ 为弯曲应力尺寸系数; ϵ_τ 为扭转应力尺寸系数; κ_σ 为有效弯曲应力集中系数; κ_τ 为有效扭转应力集中系数; β 为表面质量系数; σ_{-1} 、 τ_{-1} 分别为单一的弯曲及扭转对称循环持久极限, MPa 。

结合国内外所做的钻杆疲劳持久极限实验^(6,7)及 Buch A.⁽⁸⁾所推荐的空气中合金钢持久极限的近似计算公式,作者得出钻杆在井下腐蚀条件下单一对称循环持久极限的近似计算式,其远小于在空气中的持久极限,见公式(6)。式(6)与文献[6,7]中的试验数据均有很好的符合率。

$$\sigma_{-1} = 0.1275\sigma_b + 10.5 \quad (6)$$

式中: σ_b 为钻柱的抗拉强度, MPa 。

文献[4]给出了扭转对称循环持久极限的近似表达式: $\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1}$

显然,在由式(5)决定的椭圆是不引起疲劳失效的范围。在弯扭交变应力下,钻柱钻进时的最大弯曲正应力为 σ_{max} , 最大扭转剪应力为 τ_{max} 。如设想把两部分应力扩大 n 倍(n 为规定的复合安全系数),则

由 $n\sigma_{max}$ 和 $n\tau_{max}$ 决定的点应落在椭圆内部(或者最多落在椭圆上):

$$\left[\frac{n\sigma_{max}}{\sigma'_{-1}}\right]^2 + \left[\frac{n\tau_{max}}{\tau'_{-1}}\right]^2 \leq 1 \quad (7)$$

因而钻柱在对称循环弯扭交变应力下的疲劳强度条件为:

$$n_\sigma = \frac{\sigma'_{-1} \tau'_{-1}}{\sqrt{\sigma'_{-1}{}^2 \tau_{max}^2 + \tau'_{-1}{}^2 \sigma_{max}^2}} \geq n \quad (8)$$

补充静强度条件:

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} \geq n_\sigma \quad (9)$$

$$\frac{\tau_s}{\tau_{max}} \geq n_\tau \quad (10)$$

式中: n_σ 、 n_τ 分别为弯曲和扭转静载安全系数; σ_s 、 τ_s 分别为钻柱的弯曲和扭转屈服强度, MPa 。

由于通常情况下: $\sigma_s > \sigma'_{-1}$, $\tau_s > \tau'_{-1}$, $n_\sigma < n$, $n_\tau < n$,而在式(7)成立的条件下, $\frac{\sigma'_{-1}}{\sigma_{max}} \geq n$, $\frac{\tau'_{-1}}{\tau_{max}} \geq n$ 显然成立,因而式(9)和式(10)在式(8)成立时便自动成立,故式(8)便是钻柱涡动时复合交变应力下的疲劳强度条件。

把 σ'_{-1} 、 τ'_{-1} 、 τ_{max} 、 σ_{max} 等代入式(8)可得到钻柱具体的疲劳强度条件:

$$n_\sigma = \frac{C\beta^2\epsilon_\sigma\epsilon_\tau}{\sqrt{\kappa_\tau^2 \left[\frac{154.784p}{n\pi d_o^3(1-a^4)} \right]^2 + \kappa_\sigma^2 \sigma_{max}^2}} \geq n \quad (11)$$

式中: $C = (0.0957\sigma_b + 23.5)(0.0685\sigma_b + 2.4)$, σ_{max} 见式(3),其中相应的参数可随工况改变,便可得到单一反转、无轴向力等多种工况条件下的疲劳强度条件。

不对称循环弯扭交变应力作用下的强度条件

在实际钻进时,钻柱的应力实际上处于不对称循环状态,在某一循环特征值 γ 下,钻柱的弯曲许用持久极限应力为⁽⁹⁾:

$$\sigma_\gamma = \frac{2\sigma'_{+1}\sigma'_{-1}}{(1-\gamma)\sigma'_{+1} + (1+\gamma)\sigma'_{-1}} \quad (12)$$

由第三强度理论,并结合上式,可推得钻柱的扭转疲劳极限应力具有类似的计算公式:

$$\tau_\gamma = \frac{2\tau'_{+1}\tau'_{-1}}{(1-\gamma)\tau'_{+1} + (1+\gamma)\tau'_{-1}} \quad (13)$$

此时, σ'_{-1} 、 τ'_{-1} 分别转变为: $\sigma'_{-1} = \frac{\epsilon_\sigma \beta}{\kappa_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m$ 和

$$\tau'_{-1} = \frac{\epsilon_\tau \beta}{\kappa_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m$$

式中: r 为非对称应力循环特征值; σ_m 、 τ_m 为平均应力; σ_a 、 τ_a 为应力幅; ψ_σ 、 ψ_τ 为材料对应力循环不对称性的敏感系数; σ'_{+1} 、 τ'_{+1} 为不变载荷许用应力, 与材料屈服极限和静载安全系数有关。由此, 与式(9)类同, 可建立如下的强度条件:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_r \tau_r}{\sqrt{\sigma_r^2 \tau_{\max}^2 + \tau_r^2 \sigma_{\max}^2}} \geq n \quad (14)$$

即

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_r \tau_r}{\sqrt{\sigma_r^2 \left[\frac{154.784 p}{n \pi d_o^3 (1-\alpha^4)} \right]^2 + \tau_r^2 \sigma_{\max}^2}} \geq n \quad (15)$$

其中 $\sigma_r = \frac{2\sigma'_{+1}(\epsilon_\sigma \beta \sigma_a / \kappa_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m)}{(1-r)\sigma'_{+1} + (1+r)(\epsilon_\sigma \beta \sigma_a / \kappa_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m)}$, $\tau_r = \frac{2\tau'_{+1}(\epsilon_\tau \beta \tau_a / \kappa_\tau + \psi_\tau \tau_m)}{(1-r)\tau'_{+1} + (1+r)(\epsilon_\tau \beta \tau_a / \kappa_\tau + \psi_\tau \tau_m)}$, σ_{\max} 见式(3)。

对称循环时, 把 $r = -1$, $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = \sigma_{-1}$ (由 Goodman, Geber, Soderberg 三个经验公式^[10] 均可得出) 代入式(15)中, 便可得到对称循环弯扭交变应力作用下的疲劳强度条件(11)。

算 例 分 析

取某一失效刺漏钻杆作为算例进行对称循环下的疲劳强度分析, 钻杆基本参数和计算及实验结果如表 1, 其它参数值可查阅文献[2, 4]和[5]。

表 1 计算参数及结果

材 料	井径(mm)	L(m)	R(mm)	E(GPa)	P(t)
SI35	202	9	20	210	1
$\gamma(N/m^3)$	$d_o(mm)$	$d_i(mm)$	$\omega_p(rad/s)$	$\omega_r(rad/s)$	$p(W)$
7800×9.8	127	108.620	16.820	13.711	452000
$\sigma_{-1}(MPa)$	$\tau_{-1}(MPa)$	$\sigma'_{-1}(MPa)$	$\tau'_{-1}(MPa)$	$\sigma_{\max}(MPa)$	$\sigma_{\max}(MPa)$
138.000	80.040	70.380	46.263	98.184	80.206
$\sigma_b(MPa)$	$\sigma_s(MPa)$	$\sigma'_b(MPa)$	$\sigma'_s(MPa)$	$n_{\sigma\tau}$	n
≥1000	931~1138	1089.7	1005.2	0.449	1.47

表 1 中, σ'_b 、 σ'_s 为钻杆失效后的实验值, σ_b 、 σ_s 为 API Spec 5D 规定的值。从表中可以看出, 失效钻杆的 σ'_b 、 σ'_s 并没有低于规定值, 并且 $\sigma_{\max} \ll \sigma_s$ ($\sigma_{\max} = 98.184 \text{ MPa} \ll \sigma_{s, \min} = 931 \text{ MPa}$, $n_\sigma = \sigma_{s, \min} / \sigma_{\max} = 9.48 \gg n = 1.47$), $\tau_{\max} \ll \tau_s$ ($T_{\max} = 14.99 \text{ kN} \cdot \text{m} \ll T_{s, \min} = 100.32 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $n_\tau = \tau_{s, \min} / \tau_{\max} = 6.69 \gg n = 1.47$), 实验和理论计算均说明钻杆的静强度满足,

但钻杆已经发生刺漏; 进行疲劳强度分析: $n_{\sigma\tau} = 0.449 < 1 < n$, 疲劳强度已不满足, 因而, 钻杆动态条件下的复合交变应力疲劳才是其失效的真正原因。

结 论

(1) 钻柱的疲劳破坏是石油钻井中最为常见的失效原因, 它与钻柱的材料、加工质量、工作状态等多种因素有关。研究钻柱的失效, 必须从钻柱动态复合应力出发, 才可能找出其真正失效的原因。

(2) 本文提出的钻柱持久极限应力的近似计算公式和钻柱在弯扭交变应力下定量分析的疲劳强度条件, 既可适用于钻柱单一工况下的疲劳强度分析, 也可适用于复杂工况下的疲劳强度分析。

(3) 本文模型既可对弯扭复合交变应力作用下(可由轴向载荷)涡动钻柱的疲劳强度、可靠性进行预测和评估, 提高钻柱设计的安全性, 也可用于失效钻柱的定量分析。

(4) 不对称循环弯扭交变应力作用下涡动钻柱的疲劳强度分析有待于进一步实验和计算。

参 考 文 献

- 1 李鹤林等著. 石油钻柱失效分析与预防. 北京: 石油工业出版社, 1999
- 2 《钻井手册(甲方)》编写组. 钻井手册. 北京: 石油工业出版社, 1990
- 3 章扬烈著. 钻柱运动学与动力学. 北京: 石油工业出版社, 2001
- 4 赵少汴, 王忠保编著. 抗疲劳设计. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 5 刘鸿文编. 材料力学(下册). 北京: 高等教育出版社, 1992
- 6 章扬烈. 一举多得的钻井技术措施—乳化钻井液的应用. 石油钻采工艺, 1981, 3(5): 52~59
- 7 Tsukano Y. Development of lightweight steel drillpipe with 165-ksi yield strength. IADC/SPE 19960(1990)
- 8 Buch A. Fatigue strength calculation. Brookfield: trans tech publications brookfield publishing Co., 1988
- 9 别辽耶夫 HM. 材料力学. 北京: 高等教育出版社, 1956
- 10 郑修麟编. 材料的力学性能. 西安: 西北工业大学出版社, 2000

(收稿日期 2003-12-26 编辑 钟水清)