

文章编号: 0253-2697(2005)02-0100-04

抽油杆柱与油管偏磨机理及偏磨点位置预测

杨海滨^{1,2} 狄勤丰³ 王文昌³

(1. 中国石油大学 山东东营 257061; 2. 江苏石油勘探局科技处 江苏扬州 225009; 3. 上海大学上海市应用数学和力学研究所 上海 200072)

摘要: 结合油田生产实际,对抽油杆柱与油管系统的磨损介质类型和磨损机理进行了分析,建立了抽油杆三维力学综合分析模型,利用 Visual Basic 6.0 语言和 Matlab 6.0 语言开发了相应的仿真分析软件系统,并进行了三维井眼轨迹对抽油杆柱受力变形的影响研究。利用该软件系统,可以确定抽油杆柱与油管严重偏磨点的位置。使用新型抗摩擦接箍,可使定向井抽油杆柱偏磨的程度大幅度下降,从而节省修井时间并提高油井寿命。

关键词: 三维井眼轨迹; 抽油杆柱; 油管; 偏磨; 断脱; 动力学模型

中图分类号: TE833.2 **文献标识码:** A

Prediction of serious abrasion position and mechanism of uneven abrasion between sucker rod string and tubing

YANG Hai-bin^{1,2} DI Qin-feng³ WANG Wen-chang³

(1. China University of Petroleum, Dongying 257061, China; 2. Jiangsu Petroleum Exploration Bureau, Yangzhou 225009, China; 3. Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: Based on the practical situation of oilfield, the medium type and mechanism of abrasion between sucker rod string and tubing were analyzed. A 3D mechanics calculation model for analyzing sucker rod string was established. The relative software was programmed with VB 6.0 and Matlab 6.0 language. The influence of 3D wellbore trajectory on the stress and deformation of sucker rod string was studied with this software. The serious abrasion position can also be predicted with this software. By using new anti-abrasion joint in the serious abrasive position, the degree of uneven abrasion between sucker rod string and tubing can be largely decreased. The new anti-abrasion joint can prolong the production life of oil well and save the time of well workover.

Key words: 3D wellbore trajectory; sucker rod string; tubing; uneven abrasion; break-off; dynamics model

对于抽油杆柱与油管偏磨问题,许多研究人员都进行了深入研究^[1~6],其研究重点主要包括抽油杆组合、抽油杆材质、抽油杆结构、悬绳的旋向、地面参数配合、井下流体特征等方面。随着定向井的增多,抽油杆的偏磨与断脱问题越来越突出。例如长庆安塞油田 1996 年的检泵次数为 1111 次,其中抽油杆断脱占 7.0%。在 1997 年,检泵次数急剧增至 2414 次,其中抽油杆断脱上升至 9.4%。这种现象的出现与井眼轨迹的复杂性有关。笔者对抽油杆柱与油管偏磨机理和三维受力变形进行分析,进而探讨抽油杆严重偏磨点位置的预测方法。

1 抽油杆接箍与油管的偏磨机理

抽油杆柱与油管偏磨首先发生在抽油杆接箍、扶正器与油管之间。抽油杆接箍为 45 号碳钢,油管为低碳锰钢,扶正器为一种硬质尼龙。抽油杆接箍与油管之间的磨损主要有以下原因:

(1) 机械磨损 由于井身质量原因(井斜、挠曲)以及抽油杆在轴向载荷作用下的弯曲,造成抽油杆接箍与油管直接接触,在抽油杆上、下往复运动过程中产生机械磨损。

(2) 磨料磨损 油管内充满了流体,这种来自地层的流体含有不同性质的岩屑。这些岩屑的存在使得抽油杆接箍与油管之间的磨损成为磨料磨损。

(3) 化学腐蚀 井眼中的流体往往含有 H₂S、Cl⁻、CO₂ 和细菌等对油管和接箍有化学腐蚀作用。

(4) 综合效应 机械磨损、磨料磨损、化学腐蚀同时存在于抽油杆接箍与油管的磨损过程中,而且温度及酸性环境可以为磨损提供很好的条件,这些都可使接箍与油管之间的磨损量加大。

对于给定的抽油杆柱与油管系统来说,磨料磨损、化学腐蚀可归纳于工作环境的影响。在整个磨损过程中,机械磨损是最关键的因素;而机械磨损的影响因素包括井眼轨迹的形状、抽油杆柱的结构以及工作参数

基金项目: 国家自然科学基金项目(No. 50174047)和中国石油化工集团公司重点科技项目“三维井眼抽油杆系统力学分析与检测研究”(No. P04059)资助。

作者简介: 杨海滨,男,1959 年 7 月生,1981 年毕业于大庆石油学院钻井专业,现为江苏石油勘探局科技处处长,教授级高工,中国石油大学(华东)在读博士。E-mail: yanghb@jococo.com.cn

的配合。可以说,在给定井眼轨迹和工作参数下抽油杆柱的受力变形特征是最关键的因素。

2 抽油杆柱三维受力变形分析

2.1 三维弯曲井眼的几何描述

实际井眼轨迹是一条空间曲线,可以用空间直角坐标系来描述^[6]。以井口 P 为原点,建立 P_{xyz} 直角坐标系。用 i, j, k 分别表示沿 x, y 和 z 坐标轴的单位矢量。井眼轴线上的任一点 $O(x, y, z)$ 在三维空间的几何位置可用矢径 r_0 来描述,其表达式为

$$r_0(s) = x_0(s) i + y_0(s) j + z_0(s) k \quad (1)$$

相应的空间几何关系式为

$$\begin{cases} \frac{dx_0}{ds} = \sin \theta \cos \alpha \\ \frac{dy_0}{ds} = \sin \theta \sin \alpha \\ \frac{dz_0}{ds} = \cos \theta \end{cases} \quad (2)$$

相应井眼轨迹曲线的曲率 k_0 和挠率 T_0 表达式分别为

$$k_0^2 = \frac{d^2}{ds^2} + \sin^2 \theta \frac{d^2}{ds^2} \quad (3)$$

$$k_0^2 T_0 = \sin \theta \frac{d}{ds} \frac{d^2}{ds^2} - \frac{d}{ds} \frac{d^2}{ds^2} + \cos \theta \left[2 \frac{d}{ds} \left(\frac{d}{ds} \right)^2 + \sin^2 \theta \left(\frac{d}{ds} \right)^3 \right] \quad (4)$$

式中 θ 和 α 分别表示井斜角和方位角,rad; s 为井眼弧长,m。

2.2 三维弯曲井眼中抽油杆柱轴线形状描述

对于中和点以上抽油杆柱,通常情况下,因抽油杆上装有若干个尼龙刮蜡扶正器,抽油杆柱与油管之间并不直接接触,一般可近似认为中和点以上抽油杆柱轴线、油管轴线与井眼轴线平行。而对于中和点以下抽油杆柱,在抽油杆上行程中,整个液柱的重量作用在活塞上,抽油杆在很大的张力作用下被拉直;在抽油杆下行程中,中和点至柱塞段抽油杆受扭矩和粘滞摩阻及活塞力的联合作用,可能发生局部屈曲失稳。由于油管和扶正器对其屈曲半径的限制作用,使得抽油杆的这种屈曲形状表现为正弦屈曲或不等螺距螺旋弹簧状连续弯曲。所以在生产过程中,中和点以下的抽油杆发生失稳弯曲,抽油杆轴线与油管轴线不一致,由其主法线、副法线和切线 3 个方向的合位移来确定动力学行为。

设 O 点处井眼轨迹曲线的法平面 $O n_0 b_0$ 截抽油杆柱轴线于 C 点(图 1),假定抽油杆柱在自重及轴力的联合作用下屈曲形状为正弦屈曲或不等螺距螺旋弹簧状连续弯曲,则 C 点相对 O 点的位置可由其偏离主法线

n_0 的偏转角 θ 和点 C 相对于油管的有效间隙 r 来确定。

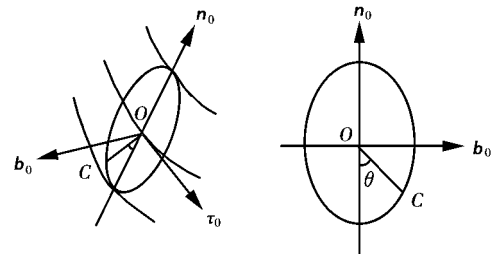


图 1 抽油杆柱的变形几何关系

Fig 1 Geometry of rod string deformation

在运动过程中,杆柱上任意点 C 在任意时刻 t 的几何位置 $r_c(s, t)$ 由其初始位置 $r_0(s)$ 和位移函数 $u(s, t)$ 来确定,其表达式为

$$r_c(s, t) = r_0(s) + u(s, t) c(s) + u(s, t) n_c(s) + u(s, t) b_c(s) \quad (5)$$

$$\frac{\partial r_c}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial t} c \quad (6)$$

相应的曲率 k_c 和挠率 T_c 计算式为

$$k_c = \frac{d^2 c}{ds^2} = \sqrt{\left[k_0^2 + r^2 \frac{d^2}{ds^2} + \left(\frac{d}{ds} \right)^4 \right]^{1/2}} \quad (7)$$

$$T_c = \frac{1}{k_c^2} \left[\frac{d^2 (r \cos \theta)}{ds^2} \frac{d^3 (r \sin \theta)}{ds^3} + \frac{d^2 (r \sin \theta)}{ds^2} \frac{d^3 (r \cos \theta)}{ds^3} \right] \quad (8)$$

式中 r 表示抽油杆柱相对于井眼的有效间隙,m; θ 表示偏转角,rad。

2.3 三维弯曲井眼中抽油杆柱系统动力学微分方程

在定向井和水平井中,抽油杆柱的动力学模型可视为有阻尼的弹性杆柱的纵向振动问题,受力分析如图 2 所示,其动力学方程可用微元体的动量定理和动

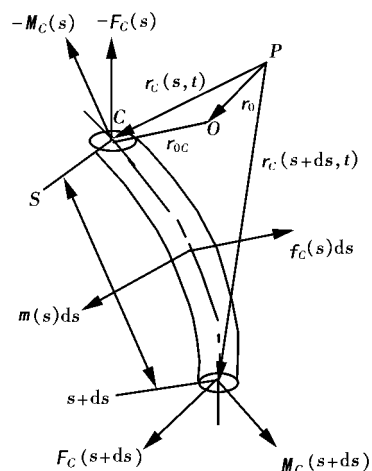


图 2 抽油杆柱微元体受力分析

Fig 2 Force acting on an element of rod string

量矩定理来描述^[6]。抽油杆柱在定向井、水平井中的动力学方程为

$$\begin{aligned}
 & A \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + \left[f \sqrt{N_n^2 + N_b^2} \left| \frac{\partial U}{\partial t} \right| + \right. \\
 & \quad \left. \mu_o \frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1) \ln m \cdot (m^2 - 1)} + \frac{8 \mu_i}{A_{ri}} \right] \frac{\partial U}{\partial t} \\
 & = EA \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + EI \left(\frac{\partial}{\partial l} k_c \right) k_c + q_e \cos \alpha + \\
 & \quad \frac{8 \mu_i}{A_{ri}} V_{mi} \cdot \mu_o \frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1) \ln m \cdot (m^2 - 1)} \left| \frac{\partial U}{\partial t} \right| \quad (9) \\
 & EI \frac{\partial^2 k_c}{\partial s^2} - EI k_c T_c - EA \frac{\partial U}{\partial s} k_c + q_e \frac{\sin \alpha}{k_o} \frac{d}{ds} = N_n \\
 & EI \frac{\partial (T_c)}{\partial s} k_c + 2 EI \frac{\partial (k_c)}{\partial s} T_c - q_e \frac{1}{k_o} \sin^2 \alpha \frac{d}{ds} = N_b \\
 & m = \left(\frac{A_T}{A_{ro}} \right)^{\frac{1}{2}}
 \end{aligned}$$

式中 l_{sc} 、 u 分别表示抽油杆柱变形前、后的弧长和弹性位移, m ; A 为抽油杆柱的横截面积, m^2 ; A_T 为油管的横截面积, m^2 ; A_{ri} 和 A_{ro} 分别表示抽油杆的内部横截面积, m^2 ; μ_o 表示抽油杆材料密度, kg/m^3 ; N_n 和 N_b 分别表示抽油杆柱微元体的主法线方向和副法线方向支反力, N ; f 为摩擦系数; E 和 I 分别表示弹性模量和截面惯矩; n 和 b 分别表示无因次正压力和无因次轴力; μ_o 和 μ_i 为抽油杆柱外、内流体的动力粘度, $Pa \cdot s$; q_e 为单位长度抽油杆柱的浮重, N/m ; V_{mi} 为抽油杆柱内流体的平均流速, m/s 。

2.4 三维井眼轨迹对抽油杆柱受力变形的影响

根据三维弯曲井眼中抽油杆柱系统三维力学综合分析模型, 研制了专用软件系统。利用该软件系统可以计算抽油杆柱轴线在一个作业冲程中承受的最大拉应力、最小拉应力、最大支反力、最大屈曲应力随井身变化的情况, 同时也可分析不同井眼曲率和挠率对这些载荷和应力的影响。在一个上、下运动周期过程中, 抽油杆各计算接点处的最大拉应力(或最大载荷)、最小拉应力(或最小载荷)、最大支反力和弯曲应力等随井眼轨迹的变化规律曲线见图 3, 反映了井眼轨迹变化对抽油杆受力变形的影响。抽油杆圆截面上应力在一个周期内的变化曲线见图 4。图 4 中给出了不同时间时抽油杆横截面上轴线及内、外母线处的应力值。当 3 条曲线重合时, 反映为具有较小的弯曲应力, 反之, 则弯曲应力较大。在一个周期内, 抽油杆截面在油管中的相对位置, 反映了抽油杆与油管的接触位置是否固定不变, 其与井眼的挠曲度和弯曲度存在密切关系, 是反映偏磨的一个关键参数。

用鼠标点击计算曲线上任一点, 软件自动标出对应的井眼轨迹位置, 显示出该点处的井深、井眼曲率、挠率、杆序。同时还可显示出相应的截面应力变化曲线和杆截面在油管中的相对位置。

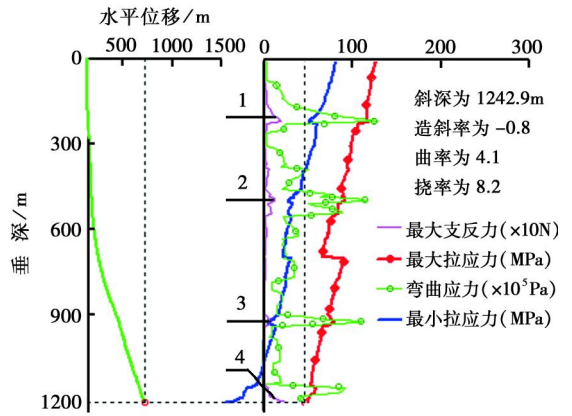
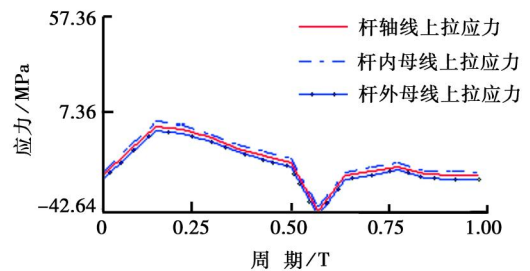
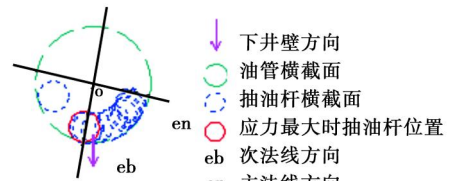


图 3 157 号抽油杆受力特征

Fig 3 Stress features of 157th rod string



(a) 抽油杆柱圆截面上应力分布



(b) 抽油杆柱相对位置

图 4 157 号抽油杆柱应力分布

Fig 4 Stress distribution of 157th rod string

弯曲应力曲线和最大支反力曲线有几乎完全相同的变化趋势。在较光滑的井段, 其值均较小; 在井眼轨迹变化较大的地方, 波动幅度特别大; 随着井深的增加, 其幅值在逐渐减小。

由图 3 可见, 4 条曲线的变化具有共同的特征: 4 条曲线的波动几乎出现在同一井段; 弯曲应力和最大支反力增大时, 最大拉应力也增大, 最小拉应力减小。

由式(9)可以看出, 抽油杆柱上的轴向载荷、井眼曲率和挠率、杆柱浮重决定着支反力的大小。在中和点以上的抽油杆柱, 其支反力的大小取决于轴向载荷和井眼曲率的乘积; 在中和点以下的抽油杆柱, 其支反力的大小则取决于杆柱浮重在抽油杆柱法向上的分量和抽油杆柱正弦或螺旋屈曲的程度。所以, 抽油杆柱中和点以上的井眼结构对于抽油杆柱系统应力分布具有很大的影响。在井眼光滑段, 曲率和挠率值较小, 因而作用在抽油杆柱上的支反力就较小; 在井眼弯曲段, 曲率和挠率值较大, 井眼的弯曲幅度较大, 因而作用在抽油杆柱上的支反力就较大, 抽油杆柱的偏磨就严重。

3 偏磨点的预测

从图 3 中可以看出,在整个井眼剖面上,大部分情况下的支反力都较小,只有 4 个区间内的支反力较大(表 1)。图 3 给出杆序为 157 号抽油杆的受力情况。其所处位置的井眼曲率为 $4.1 \text{ } ^\circ/30\text{m}$, 挠率为 $8.2 \text{ } ^\circ/30\text{m}$, 杆柱已发生螺旋屈曲, 弯曲应力很大。由于失稳, 杆与管之间的接触力也较大。在一个周期内, 杆与管的接触位置变化较大。在该位置, 杆与管的磨损位置并不集中, 即磨损的可能性较大, 但偏磨可能较轻。

表 1 预测的严重偏磨点位置

Table 1 Possible serious uneven abrasion position

位置	杆序范围	最大支反力 / N	最大拉应力 / MPa	最小拉应力 / MPa	最大弯曲应力 / MPa	稳定状态
1	24 ~ 27	198.04	119.14	51.00	12.96	稳定
2	60 ~ 61	134.11	91.87	28.54	11.58	稳定
3	118 ~ 119	100.05	80.02	6.19	11.38	稳定
4	149 ~ 157	299.78	49.77	-42.64	93.14	149 ~ 152 号杆柱为正弦屈曲, 其他为螺旋屈曲

图 5 是对应位置 1 (杆序 26 号) 和 2 (杆序 60 号)

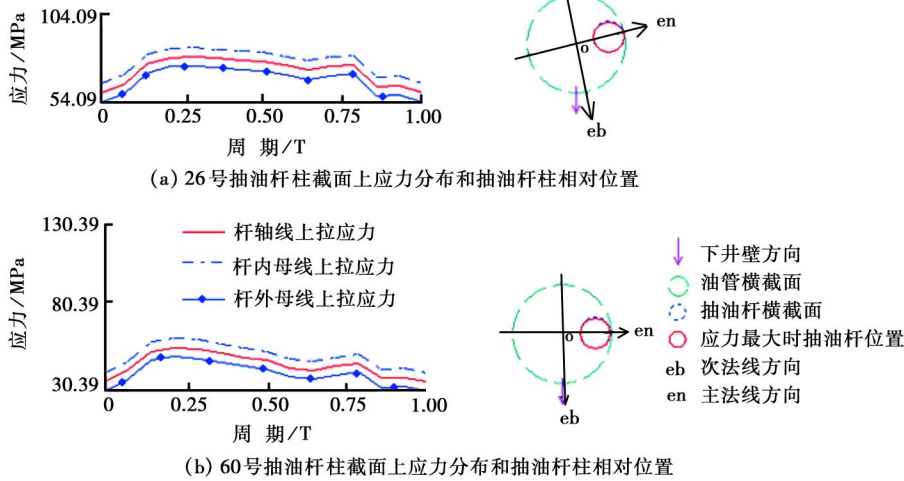


图 5 26 号抽油杆和 60 号抽油杆受力特征

Fig 5 Stress features of 26th and 60th rod strings

的计算结果。此处杆柱处于拉应力状态, 弯曲应力较大, 主要由井眼曲率造成的。在该点处, 抽油杆与油管的相对位置保持不变, 因而发生偏磨的可能性较大。

在本实例中有 4 个位置容易发生偏磨。位置 4 由杆柱失稳引起, 在 149 号与 157 号抽油杆上加扶正器可以减轻或消除这一点的早期磨损。但在其他 3 个位置, 则无法通过加扶正器的方式来解决偏磨问题, 只有采用防偏磨接箍或其他装置来防止偏磨。

在实际情况中, 由于套管和油管具有一定的刚度, 其在井眼内具有一定的“拉直效应”, 油管轴线轨迹往往比井眼轨迹光滑。上述预测的 4 个位置主要基于井眼轨迹, 因而预测结果偏于保守。

4 结论

(1) 井眼的曲率、挠率对抽油杆柱的悬点载荷、支反力、屈曲应力均有较大影响。

(2) 对于定向井, 在中和点以上抽油杆柱的支反力的大小取决于轴向载荷和井眼曲率的乘积, 而在中和点以下则取决于杆柱浮重在抽油杆柱轴线法向上的分量和抽油杆柱正弦或螺旋屈曲的程度。

(3) 在直井段, 杆柱承受较大的拉应力, 应力疲劳

为主要失效形式;

(4) 在杆柱受力中和点位置以上, 杆管接触位置集中, 井眼的曲率、挠率直接决定着抽油杆柱的寿命。尤其在狗腿度较大的井段, 事故率极高。

(5) 在杆柱受力中和点位置以下曲率、挠率较小的井段, 磨损失效或脱扣失效发生的概率大; 在曲率、挠率较大的井段, 井下事故表现为交变应力导致的疲劳断脱事故。

参考文献

- [1] Lubinski A, Blenkarn K A. Buckling of tubing in pumping wells, its effects and means for controlling it [J]. AIME, 1957, (210): 73-88.
- [2] Gibbs S G. A review of methods for design and analysis of rod pumping installation[R]. SPE9980, 1982:2731-2740.
- [3] Xu Jun. Design and analysis of deviated rod-pump[R]. SPE64523, 2000:1-5.
- [4] Lukasiewicz S A. Behavior of the sucker rod string in the inclined well[R]. SPE21665, 1991:313-321.
- [5] 李子丰, 李敬元, 马兴瑞, 等. 油气井杆柱动力学基本方程及应用[J]. 石油学报, 1999, 20(1): 87-90.
- [6] 高国华. 油井管柱的屈曲与分叉[M]. 北京: 石油工业出版社, 1996:79-87.

(收稿日期 2004-04-06 改回日期 2004-10-09)

(编辑 安民 黄小娟)