

## 椭圆速率拖动的抽油杆应力特征分析

段志刚<sup>1</sup>, 王 志<sup>1</sup>, 司志梅<sup>1</sup>, 陈勇殿<sup>2</sup>, 丁 燕<sup>3</sup>

(1. 中国石化江苏油田分公司石油工程技术研究院, 江苏 扬州 225009; 2. 中国石化江苏油田分公司采油一厂, 江苏 真武 225265;  
3. 中国石化江苏油田分公司勘探开发部, 江苏 扬州 225009)

**摘要:** 柔性控制技术作为新兴技术, 可以根据系统需要提供相应的驱动功控制, 由此可以最大限度提高系统的能源利用率。在常规采油过程中, 由于启动所需要的扭矩较大, 因此配置的电机功率也会相应增大, 在正常生产时, 会出现供电设备输出的功率与用电负荷不成比例、导致能耗浪费的现象。本案例通过椭圆速率驱动代替圆驱动的方式来解决这一问题, 并对椭圆速率驱动下的抽油杆工作行为及螺纹连接处的应力特征进行了分析, 对其可行性和相对于常规圆速率驱动的优越性进行了评估, 并通过在江苏油田 W5-3 井的成功应用, 证明了该方案的优越性。

**关键词:** 采油; 柔性控制技术; 抽油杆; 椭圆驱动; 应力

**中图分类号:** TE933 **文献标志码:** A

## Analysis of stress characteristics of sucker rod dragged by elliptical speed

DUAN Zhigang<sup>1</sup>, WANG Zhi<sup>1</sup>, SI Zhimei<sup>1</sup>, Chen Yongdian<sup>2</sup>, Ding Yan<sup>3</sup>

(1. Petroleum Engineering Technology Research Institute of Jiangsu Oilfield Company, SINOPEC, Yangzhou 225009, China;  
2. No.1 Oil Production Plant of Jiangsu Oilfield, SINOPEC, Zhenwu 225265, China; 3. Exploration and Development Department of Jiangsu Oilfield, SINOPEC, Yangzhou 225009, China)

**Abstract:** As an emerging technology, flexible control technology can provide corresponding drive power control according to the needs of the system, thereby maximizing the energy efficiency of the system. In the conventional oil production process, the power of the configured motor will also be increased accordingly due to the large torque required for starting. During normal production, the power output of the power supply equipment will be out of proportion to the electrical load, resulting in a waste of energy consumption. This case uses an elliptical velocity drive instead of a circular drive to solve this problem. The working behavior of sucker rods under elliptical velocity drive and the stress characteristics of threaded connections are analyzed, and its feasibility and the superiority relative to conventional circular velocity drive are evaluated. The successful application in well W5-3 of Jiangsu Oilfield has proved the superiority of the scheme.

**Key words:** oil recovery; flexible control technology; sucker rod; elliptical drive; stress

游梁式抽油机结构简单、工作性能可靠, 在机械采油方面得到广泛应用<sup>[1]</sup>。但由于其上下往复运动的特点, 使得驱动电机及其传动部件在工作过程中受到周期性的循环交变载荷, 并且驱动功和产能之间缺少必要的适应和匹配环节, 由此造成供电设备输出的功率与用电负荷不成比例, 导致能耗浪费现象产生<sup>[2]</sup>。针对这一问题, 建立了抽油机的动力学模型和运动学模型, 结合边界约束条件和物模试验, 从众多的控制曲线中, 优选了椭圆速率拖动的柔性控制方案。计算机仿真计算结果表明, 椭圆速率拖动的柔性控制方案, 抽油杆的使用寿命能提高15%。

椭圆速率方案的设计是当抽油机的悬点处于上死点或者下死点时刻时, 曲柄的椭圆速率最小; 当抽油机悬点处于行程中间时, 悬点速度就最大, 并且在椭圆速率驱动下, 曲柄的转动速度发生了变化, 暂时设计的冲次是3 r/min, 并且根据圆速率驱动时的曲柄转速, 推算出椭圆速率驱动下的最大转速与最小转速, 为悬点运动分析提供椭圆速率的运动方程。

收稿日期: 2019-11-20; 改回日期: 2020-01-20。

第一作者简介: 段志刚(1978—), 高级工程师, 现从事地面工程技术研究。E-mail: duanzg.jsyt@sinopec.com。

## 1 运动参数选择

根据现场常规生产工况,建立基于虚拟样机特征的抽油机模型<sup>[3]</sup>,并综合分析在椭圆速率和圆速率拖动下的悬点运动规律。通过在曲柄处施加圆和椭圆速率,得到悬点的位移、速度和加速度变化的曲线<sup>[4]</sup>。基于此曲线,得到两种速率驱动下的上行程和下行程的上死点、下死点、最大加速度、最大速度时刻的加速度值,用于计算该时刻的惯性载荷,并为后续的抽油杆整体受力分析提供依据。其中两种驱动下位移随时间曲线如图1所示。

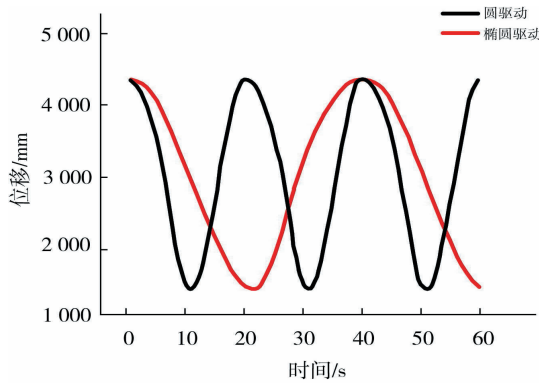


图1 两种驱动下的位移与时间曲线

## 2 斜井下抽油杆的应力特征分析

### 2.1 抽油杆受力分析

抽油杆是整个抽油系统的关键连接环节,抽油杆在上下往复运动中会承受许多类型的载荷,长期工作容易产生破坏。因此,对抽油杆在椭圆速率驱动下的应力变化情况进行评价,结合实际抽油杆受力情况开展抽油杆的应力分析。由于斜井在不同井斜段受力不同,所以将选取斜井的三个阶段(垂直段、最大井斜段、狗腿位置)<sup>[5]</sup>,分别对在圆速率驱动和椭圆速率驱动下的抽油杆进行受力分析<sup>[6]</sup>。抽油杆上下冲程的载荷如图2所示。

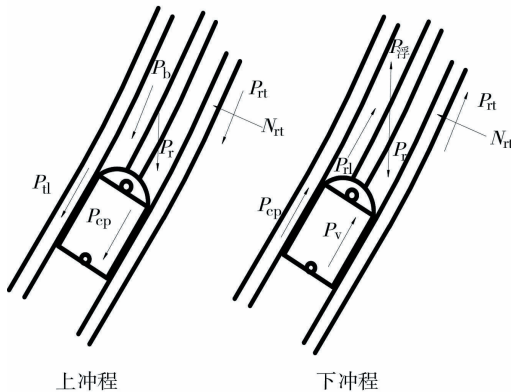


图2 斜井抽油杆受力分析

抽油杆在上冲程时受到主要载荷及计算公式如下<sup>[7]</sup>:

$$\begin{cases} P_r = P_r \cos \alpha \\ P_b = \rho_l g h (f_p - f_r) \\ P_{\text{惯上}} = \frac{P_r + \varepsilon P_b a}{g} \\ P_{\text{f1}} = \frac{P_{\text{f1}}}{1.3} \\ P_{\text{f2}} = f N_t \\ P_{\text{cp}} = 0.94 \frac{D_p}{\delta} - 140 \end{cases} \quad (1)$$

式中, $P_r$ 为抽油杆柱轴向上的重力分力,N; $P_b$ 为抽油杆柱的重力,N; $\alpha$ 为井斜角, $^\circ$ ; $P_b$ 为液柱载荷,N; $\rho_l$ 为油水混合液的密度, $\text{kg/m}^3$ ; $h$ 为竖直下泵深度,m; $f_p$ 为柱塞截面积, $\text{mm}^2$ ; $f_r$ 为与柱塞相连的抽油杆截面积, $\text{mm}^2$ ; $P_{\text{惯上}}$ 为上冲程时的惯性载荷,N; $\varepsilon$ 为考虑油管过流断面变化引起的液柱加速度变化系数; $a$ 为抽油杆柱运行时的加速度, $\text{m/s}^2$ ; $P_{\text{f1}}$ 为液柱与油管之间的摩擦力,N; $P_{\text{f2}}$ 为液柱与抽油杆柱之间的摩擦力,N; $P_{\text{cp}}$ 为抽油杆柱与油管之间的摩擦力,N; $f$ 为抽油杆柱与油管之间的摩擦系数; $N_t$ 为抽油杆柱与油管之间的挤压力,N; $P_{\text{cp}}$ 为柱塞与衬套之间的摩擦力,N; $D_p$ 为柱塞的直径,mm; $\delta$ 为柱塞与衬套的间隙,mm。

同上冲程时,抽油杆在下冲程时受到主要载荷及计算公式如下:

$$\begin{cases} P_r = P_r \cos \alpha \\ P_{\text{浮}} = \frac{\rho_l}{\rho_r} P_r \\ P_{\text{惯下}} = \frac{P_r a}{g} \\ P_v = \frac{1}{729} \frac{\rho_l}{\xi^2} \frac{f_v^3}{f_0^2} (sn)^2 \\ P_{\text{f1}} = \frac{2\pi\mu l v_{\text{max}}}{\frac{m^2+1}{m^2-1} \ln m - 1} \\ P_{\text{f2}} = f N_t \\ P_{\text{cp}} = 0.94 \frac{D_p}{\delta} - 140 \end{cases} \quad (2)$$

式中, $P_{\text{浮}}$ 为抽油杆柱所受浮力,N; $\rho_r$ 为抽油杆用钢的密度, $\text{kg/m}^3$ ; $P_{\text{惯下}}$ 为下冲程时的惯性载荷,N; $P_v$ 为液体通过游动阀的阻力,N; $\xi$ 为由实验测定的阀流量系数; $f_0$ 为阀空截面积, $\text{mm}^2$ ; $s$ 为冲程,m; $n$ 为冲次, $\text{min}^{-1}$ ; $\mu$ 为井内液体的黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ; $l$ 为微元段杆柱的长度,m; $v_{\text{max}}$ 为杆柱的最大下行速度, $\text{m/s}$ ; $m$ 为油

管内径与抽油杆直径之比。

2.2 工况参数设计及计算

江苏油田W5-3井生产参数:C级抽油杆油杆,直径为19 mm,油液的密度为800 kg/m<sup>3</sup>,动力黏度为50 mPa·s,油管直径为73 mm,抽油泵泵径为38 mm。油井最大井斜角35°,井深1 763 m,下泵深度为1 600 m,其大致井眼轨迹如图3。

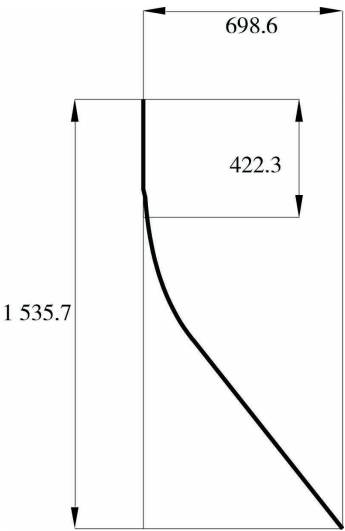


图3 斜井井眼轨迹

2.3 第一级抽油杆静力学分析和应力分析

根据工况对抽油杆尺寸和应力计算公式:

$$\sigma=\frac{P}{\frac{\pi}{4}d^2} \tag{3}$$

式中, $\sigma$ 为杆柱所受应力,MPa; $P$ 为杆柱所受载荷,N; $d$ 为杆柱直径,mm。

对第一级抽油杆进行有限元应力分析,根据已知的材料参数(见表1)建立抽油杆模型,对第一级抽油杆的边界条件进行设定,进行静力学分析和应力分析<sup>[8]</sup>(见表2)。

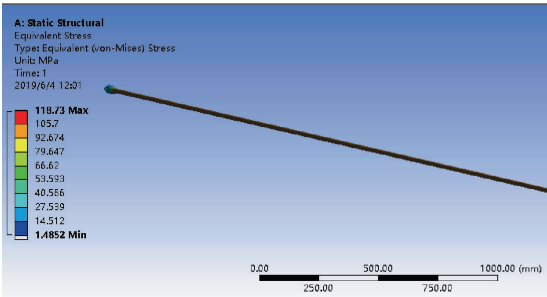
表1 第一级抽油杆材料参数

材料密度 / (kg·m <sup>-3</sup> )	泊松比	抗拉强度 / MPa	屈服强度 / MPa	对称循环疲劳 强度 /MPa
7 850	0.3	735	825	214.33

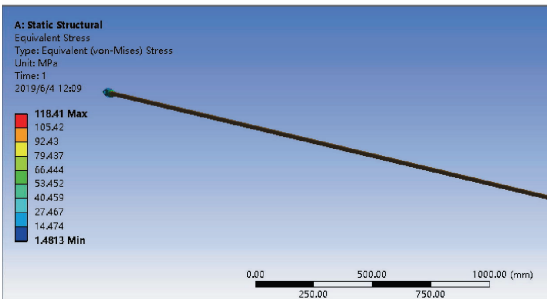
表2 第一级抽油杆两种驱动下不同时刻载荷和应力

计算时刻	圆速率驱动		椭圆速率驱动	
	载荷 /N	抽油杆应力 / MPa	载荷 /N	抽油杆应力 / MPa
上行程上死点时刻	43 597.2	153.8	43 560.2	153.6
上行程下死点时刻	44 806.8	158	44 545.5	157.1
上行程最大速度时刻	43 968.4	155.1	43 906.7	154.9

在最小拉载荷下,对第一级抽油杆进行应力分析。可见:椭圆速率的驱动下,抽油杆的最小应力减小0.301%;抽油杆杆体段的应力分布均匀。在关键时刻点处,相对于圆速率驱动,椭圆速率驱动下抽油杆所受的应力和载荷都更小(见图4)。



a 圆速率驱动



b 椭圆速率驱动

图4 最小拉载荷作用下抽油杆应力云图

2.4 最大井斜处抽油杆载荷计算和应力分析

求解最大井斜处的应力问题,需要首先求解抽油杆的中性点在上下行程时的位置,计算其附近所受载荷:

$$P_r'=P_v+P_{cp}+P_{rt}+P_{rt}+P_{浮}+P_{惯} \tag{4}$$

根据最大井斜时井深及抽油杆截面数据,计算得到在圆速率和椭圆速率驱动下最大井斜处惯性载荷和抽油杆载荷,进而计算抽油杆的应力。

在最大井斜处,抽油杆在上冲程受到与轴向成一定角度的重力作用,在下冲程受到与轴向成一定角度的重力与浮力的作用,所以抽油杆会承受一个弯曲载荷。其力学模型如图5所示:

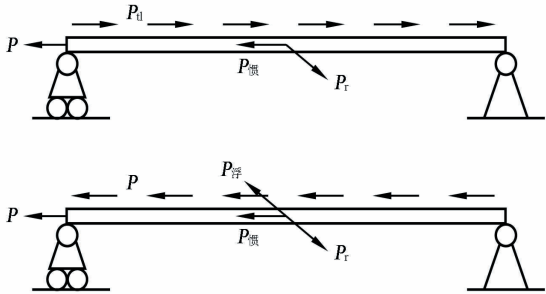


图5 最大井斜处抽油杆受力分析

为使数据更加全面,选取下行程几个关键时刻进行计算分析(见表3)。

表3 最大井斜处两种驱动下关键时刻载荷和应力

计算时刻	圆速率驱动		椭圆速率驱动	
	载荷 /N	抽油杆应力 / MPa	载荷 /N	抽油杆应力 / MPa
下行程上死点	-10.43	133.837	-8.7	133.77
下行程下死点	1.26	133.804	0.19	133.800 7
下行程加速最大加速度	-10.43	133.837	-11.17	133.761
下行程减速最大加速度	1.66	133.806	0.19	138.800 7
下行程最大速度	-6.6	133.823	-5.8	133.78

再对最大井斜处的抽油杆进行最大压载荷下的应力分析。可见在最大井斜处的下行程,在椭圆速率驱动下抽油杆所受的应力和载荷更小(见图6)。

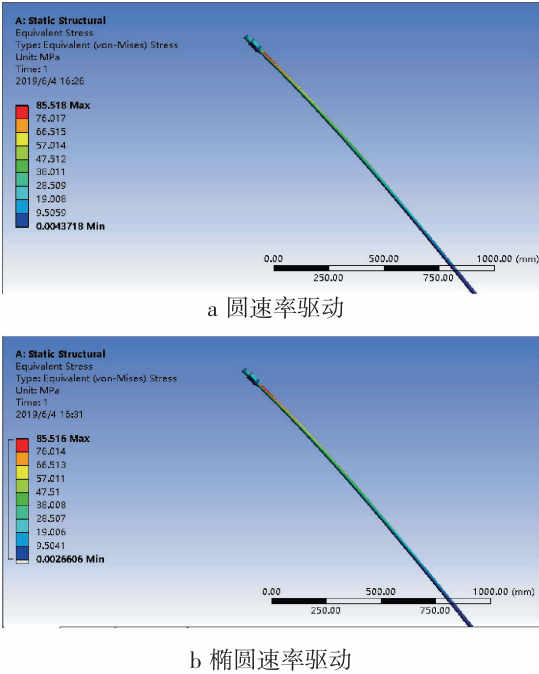


图6 最大压载荷作用下抽油杆应力

2.5 狗腿处抽油杆载荷计算和应力分析

斜井的井身轨迹是一条弯曲的曲线<sup>[9]</sup>。油管在斜井的拐点处一定会发生弯曲变形,抽油杆柱在油管内也会发生弯曲变形,与油管接触并产生摩擦,两者间产生一个正压力<sup>[10]</sup> (见图7)。

油管对抽油杆的正压力为:

$$N=P\sin\alpha \tag{5}$$

其中, $N$ 为正压力, $N;P$ 为抽油杆重力, $N;\alpha$ 为井斜角, $(^\circ)$ 。取该段平均井斜角为 $12.34^\circ$ ,分析在最小载荷作用下圆速率和椭圆速率驱动下抽油杆的应力。可见,抽油杆在狗腿处承受着弯曲载荷,其最大应力

出现在抽油杆两端;在椭圆速率驱动下,抽油杆的最大应力减小(见图8)。

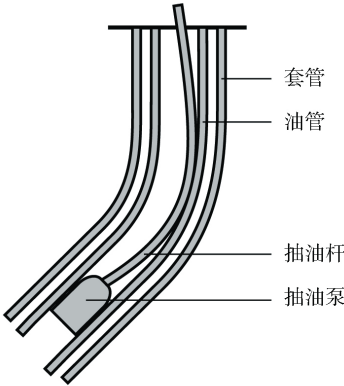


图7 狗腿处抽油杆弯曲状态

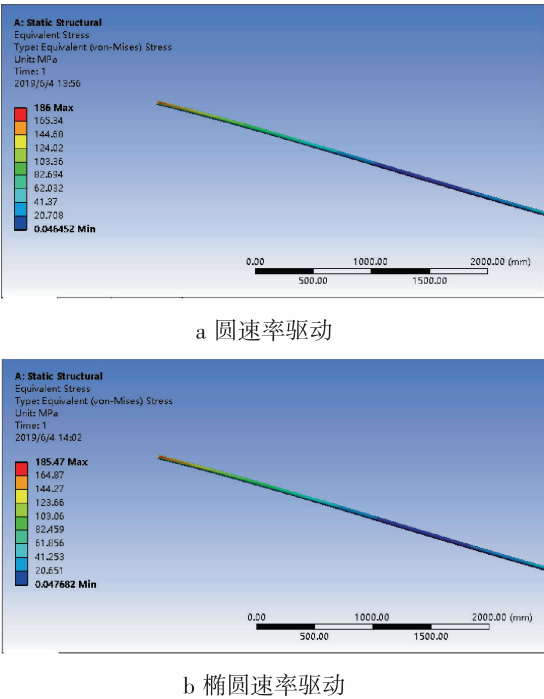


图8 最小载荷作用下抽油杆应力

3 抽油杆螺纹强度计算和应力分析

首先通过螺纹预紧力公式和选取API上的推荐扭矩值,求得螺纹连接的预紧力值,并根据计算出的载荷可以得到抽油杆在不同时刻的螺纹连接强度<sup>[11]</sup>,由此计算在两种驱动下三种抽油杆的螺纹连接应力<sup>[12]</sup>,计算公式如下:

$$\begin{cases} M=\left[\frac{d_2}{2}\text{tg}(\alpha+\varphi_r)+\frac{1}{3}f\frac{D_0^3-d^3}{D_0^2-d^2}\right]P' \\ P_0=P'+C_1P/(C_1+C_2) \\ \sigma_{\max}=\frac{1.3P_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \end{cases} \tag{6}$$



式中, $M$ 为上扣扭矩, $N \cdot mm$ ;  $d_2$ 为螺纹中径, $mm$ ;  $\alpha$ 为螺纹升角, $^\circ$ ;  $\varphi$ 为当量摩擦角, $^\circ$ ;  $f$ 为推承面摩擦系数;  $D_0$ 、 $d$ 分别为推承面外、内径, $mm$ ;  $P'$ 为初始预紧力, $N$ ;  $P_0$ 为抽油杆螺纹处承受的载荷, $N$ ;  $C_1$ 、 $C_2$ 分别为外螺纹接头与接箍刚度;  $P$ 为抽油杆柱所受外载荷, $N$ ;  $\sigma_{max}$ 为螺栓危险截面的最大拉应力, $MPa$ ;  $d_1$ 为螺纹小径, $mm$ 。

在最小拉载荷下进行抽油杆螺纹应力分析<sup>[13-14]</sup>(见图9)。对比可见,在椭圆速率驱动下,螺纹的最大应力变化和最小应力变化几乎为0,说明在该位置处,抽油杆在下行程受到的轴向载荷变化可以忽略不计,即椭圆速率对螺纹应力没有影响,在普通工况下椭圆速率驱动的可行性得到验证<sup>[15]</sup>。



a 圆速率驱动



b 椭圆速率驱动

图9 最小拉载荷作用下的螺纹应力

## 4 结论

(1)通过两种驱动方式的研究,显示椭圆速率驱动有其特有的规律,可以改善传统圆速率驱动的不足。

(2)相比较于圆速率,椭圆速率驱动很大程度上提升了抽油机的效率;在上下死点时刻的加速度更小,换向更加平稳。

(3)通过对螺纹强度的计算对比,证实椭圆速率驱动可以适应普通的工况。

(4)应力分析对比显示,相对于传统圆速率驱动,椭圆速率驱动具有更广泛的适应性。

### 参考文献:

- [1] 陈见成. 抽油机井柔性控制智能优化技术研究[D]. 北京:中国石油大学,2016.
- [2] 南振江. 摆动导杆式抽油机优化设计及其性能分析研究[D]. 陕西:西安石油大学,2018.
- [3] FENG Ding, TU Yiliu, ZHU Hongwu, et al. Research on pick-up feature of ESP recording charts based on bitmap images[J]. Petroleum Science, 2005, 2(3): 5-10.
- [4] 艾志久, 于兴军, 刘春全, 等. 基于Pro/E的抽油机运动学分析[J]. 石油机械, 2006, 34(9): 36-38.
- [5] 张怀文. 斜井抽油杆柱力学分析与计算[J]. 新疆石油科技, 2001, 11(2): 40-43.
- [6] 谷勇, 王云川, 何岩峰. 抽油杆力学模型有限元分析方法及应用[J]. 内蒙古石油化工, 2008, 34(13): 114-117.
- [7] 高鹏. H级抽油杆柱力学特性及其设计方法研究[D]. 陕西:西安石油大学, 2014.
- [8] 李思源. 抽油杆的应力分析[J]. 石油矿场机械, 1984, (4): 23-29, 67.
- [9] 李向东. 加强技术管理, 提高油井防偏磨治理水平[J]. 今日科苑, 2010, (4): 63-63.
- [10] 王宝栋, 段庆全, 刘啸奔, 等. N80油管接箍螺纹联接的应力分析与失效评估 [J]. 中国安全生产科学技术, 2017, 13(5): 56-60.
- [11] 徐骏, 侯大方. 斜井抽油杆柱的力学分析与设计[J]. 江汉石油学院学报, 1993, (2): 70-76.
- [12] 王殿科. 抽油杆脱扣原因及脱扣部位的分布规律[J]. 石油机械, 1994, 22(10): 26-32, 63.
- [13] 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.
- [14] 秦庆忠. 抽油杆成形及疲劳损伤仿真研究[D]. 黑龙江:大庆石油学院, 2010.
- [15] OZBAYOGLU M E, OMURLU C. Analysis of the effect of eccentricity on the flow characteristics of annular flow of non-Newtonian fluids using finite-element method [J]. Society of Petroleum Engineers Journal, 2006.

(编辑 韩 枫)