文章编号:1673-5005(2011)05-0120-05

地面驱动螺杆泵负载扭矩波动机制

杨永华[1,2], 郑学成[3]

(1. 中国石油大学 石油工程学院,北京 102249; 2. 大庆油田公司 质量节能部,黑龙江 大庆 163412;
3. 大庆油田公司 采油工程研究院,黑龙江 大庆 163453)

摘要:地面驱动螺杆泵采油技术在大庆油田深井、三元复合驱油井应用时,负载扭矩出现大幅度周期波动,出现系统杆断、脱胶等问题,免修期很短。建立螺杆泵系统黏滑物理模型,推导黏滑发生的临界速度,提出防治措施并分析现场实施效果。研究表明:螺杆泵负载扭矩波动是由于金属转子和橡胶定子静摩擦系数明显大于动摩擦系数或者在动摩擦系数随时间的变化率在某个转速下为负值时,系统在恒定驱动扭矩及转速下产生的一种黏滑现象;螺杆泵系统黏滑现象对现场设备危害大,可以通过降低黏滑发生的临界速度解决。

关键词:螺杆泵; 扭矩波动; 摩擦; 黏滑; 机制

中图分类号:TE 933.3 **文献标志码**:A doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2011.05.022

Oscillation mechanism of ground drive screw pump load torque

YANG Yong-hua[1,2], ZHENG Xue-cheng[3]

(1. *College of Petroleum Engineering in China University of Petroleum*, *Beijing* 102249, *China*;
2. *Quality Management & Energy Conservation Department*, *Daqing Oilfield Limited Company*, *Daqing* 163412, *China*;
3. *Oil Production Technology Institute*, *Daqing Oilfield Limited Company*, *Daqing* 163453, *China*)

Abstract: The ground drive screw pump systems used in deep wells and ASP flooding wells suffered from severe torque oscillation and resulted in the rod and pump stator earlier fatigues and lower running lives in Daqing Oilfield. A model of stick-slip phenomenon of the pump system was developed and critical speed was derived. The precautions of the stick-slip phenomenon and the trial results were also given. The results show that when the static friction coefficient of the metal rotor and rubber stator of a pump is greater than its dynamic sliding friction coefficient or the rate of the dynamic sliding friction coefficient change is negative, stick-slip phenomenon may be induced in the screw pump system with the constant driving torque and rotation. The stick-slip phenomenon of pump screw system has a large damage to on-site equipment. It can be solved by reducing the critical stick-slip speed.

Key words: screw pump; torque oscillation; friction; stick-slip; mechanism

地面驱动螺杆泵采油技术具有一次性投资低、现场维护方便和节能高效的特点,应用规模逐年扩大。目前,大庆油田现场应用近 7 000 口井,平均检泵周期 560 d。近年来,螺杆泵采油技术逐渐在化学驱区块及外围深井推广应用,由于举升介质发生了变化,螺杆泵采油系统的负载特性也呈现出与水驱区块不同的规律。例如在大庆油田水驱区块应用时,螺杆泵采油系统负载扭矩平稳,没有波动,而当该系统在三元复合驱区块及外围深井应用时,负载扭矩就出现大幅度周期性波动,电流、功率也随之周期性变化。螺杆泵地面驱动系统的恒速输出变成了周期波动速度输出,螺杆泵定子、抽油杆柱和地面驱动系统承受交变载荷,致使系统出现定子脱胶、杆断、地面驱动设备损坏等问题,影响油井的正常生产,限制了螺杆泵采油技术在化学驱区块和深井的推广应用[1-2]。由于螺杆泵结构、工作特性复杂,定子橡胶部件特性对工况环境和加载速度(时间)敏感,尚没有完善的理论或者经验公式对其摩擦负载特性进行描述[3-8]。为此,笔者通过大量室内模拟试验和理论分析建立螺杆泵负载扭矩波动物理模型,

收稿日期:2011-03-05

作者简介:杨永华(1972-),男(汉族),黑龙江大庆人,高级工程师,博士研究生,主要从事油气田开发和节能研究、管理工作。

得出产生负载扭矩(主要是摩擦扭矩)波动的影响因素和最低临界驱动速度公式,为解决负载扭矩波动问题提供理论依据。

1　螺杆泵黏滑物理模型

1.1　螺杆泵负载扭矩组成

采油螺杆泵工作负载扭矩主要包括两部分:转子的有功扭矩和摩擦扭矩。

1.1.1　转子的有功扭矩

螺杆泵工作时,螺杆—衬套副将机械能转换为液体能,在螺杆泵的吸入端和排出端的液体建立工作压差。若不考虑损失,则由能量转换关系得

$$2\pi M_1 = \Delta pq,$$

所以

$$M_1 = \Delta pq/(2\pi). \tag{1}$$

式中,M_1 为转子有功扭矩,N · m;q 为转子转动一周的理论排量,mL;Δp 为螺杆泵吸入端与排出端流体压差,MPa。

由式(1)可知转子的有功扭矩只与螺杆泵的工作压差和每转排量(由泵设计制造参数决定)有关,与井况条件、转速无关,即工作压差一定条件下转子的有功扭矩是恒定值,与转速、井液特性无关[9]。因此,对螺杆泵负载扭矩的研究主要是其摩擦扭矩的变化规律研究。

1.1.2　摩擦扭矩

摩擦扭矩包括定转子之间的、抽油杆柱与井液的、抽油杆柱与油管间的摩擦扭矩。后两者的摩擦扭矩与定转子之间的摩擦扭矩和有功扭矩相比很小,一般只在抽汲稠油时考虑[2]。

螺杆泵定、转子间由于是过盈配合工作,金属转子在橡胶定子内腔转动时必然会产生摩擦扭矩。螺杆泵定转子之间的摩擦扭矩 M 的理论公式为

$$M = k(\delta_0 + \delta_t) f d_z. \tag{2}$$

式中,M 为作用在转子上的摩擦扭矩,N · m;k 为螺杆泵定子橡胶刚度,与橡胶材料和硬度有关,N/m;δ_0 为螺杆泵初始过盈值,m;δ_t 为螺杆泵定子橡胶因温胀、溶胀而实际增加的过盈值,m;f 为定子橡胶与金属转子的摩擦系数,无量纲;d_z 为转子直径,m。

当螺杆泵定、转子间液体能够形成良好的流体润滑时,定转子被液膜分开,摩擦扭矩为液体间的摩擦扭矩,其值较小,它只与定转子液体润滑特性有关,可以通过室内试验测得。当定、转子之间液体不能够形成良好的流体润滑时,定转子摩擦副处于干摩擦或者边界摩擦状态,摩擦扭矩很大,这时定转子摩擦特性主要取决于二者刚度、过盈值、表面粗糙度、接触时间、运动速度和温度等因素[10-12]。

1.2　螺杆泵摩擦扭矩波动(黏滑)物理模型

1.2.1　模型描述

以单头螺杆泵为例,螺杆泵转子在定子中绕自身轴线以角速度 ω 自转的同时,其轴线绕定子中心以相同的角速度 ω 反转,每一截面的转子圆心速度以正弦曲线规律作直线运动。在泵的一个运动周期(一转)内,定转子啮合点处的滑动速度随接触位置而变化,定转子啮合点(接触位置)的运动关系可以看作由转子以其圆心速度直线滑动和转子啮合点绕自身轴线以角速度 ω 的自转合成[9]。定转子之间的摩擦扭矩由二者之间的滑动摩擦扭矩和滚动摩擦扭矩组成,由于摩擦副的滚动摩擦系数比滑动摩擦系数小 1 到 2 个数量级[12],可以忽略不计,即只考虑定转子之间的滑动摩擦。在分析螺杆泵定转子摩擦规律时做如下假设:(1)井下抽油杆柱像一根弹簧,杆柱质量集中于螺杆泵刚性转子上;(2)螺杆泵地面驱动装置输出转速不变;(3)杆柱与井液及油管之间的摩擦扭矩相对定转子摩擦扭矩忽略不计。

应用集中参数离散化的方法,建立了如图 1 所示的螺杆泵摩擦扭矩波动("黏滑")模型。其中 K 为抽油杆柱的等效扭转刚度,N · m/rad;J 为抽油杆柱的等效惯性矩,kg · m^2;抽油杆柱以恒定的角速度 ω_0 旋转, rad/s。

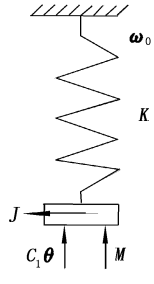

图 1　螺杆泵黏滑现象理论模型

Fig. 1　Stick-slip phenomenon model of screw pump

1.2.2　微分方程及临界速度

根据以上模型,可得到螺杆泵黏滑物理模型的微分方程为

$$J\ddot{\theta} + C_1\dot{\theta} + K(\theta - \omega_0 t) + M = 0, \tag{3}$$

其中

$$K = GI/L,\ I = \pi(d_{g0}^4 - d_{gi}^4)/32.$$

式中,θ 为转子 t 时间转过的实际角度,rad;C_1 为橡胶、井液等效黏性阻尼系数,N · m · s/rad;t 为时间,s;G 为抽油杆柱的剪切模量,Pa;I 为抽油杆柱的截面惯性矩,m^4;d_{g0}、d_{gi}为抽油杆的外、内直径, m;L

为抽油杆柱的长度,m。

1.2.2.1 稳定匀速运动

当螺杆泵转子在定子中以恒定角速度运转时,转子的运动是稳定的,没有“黏滑”现象发生,角加速度为0,此时的摩擦扭矩也是稳定的 M_s,它不因转子转动的位置而变化。

$$\dot{\theta}=\dot{\theta}_s=\omega_0,\ \ddot{\theta}=\ddot{\theta}_s=0.$$

由式(1)可得转子在定子中以恒定角速度运转时的角度 θ_s 稳态值为

$$\theta_s=\omega_0 t-(M_s+c_1\omega_0)/K. \tag{4}$$

1.2.2.2 不稳定运动

当螺杆泵转子在定子中不连续转动时,即转子不以恒定角速度运转时,发生“黏滑”现象,转子转过的瞬时角度 θ 将偏离其稳态值 θ_s,设偏离量为 β,则得

$$\begin{cases}\theta=\theta_s+\beta,\\ \dot{\theta}=\dot{\theta}_s+\dot{\beta}=\omega_0+\dot{\beta},\\ M=M_s+\Delta M.\end{cases} \tag{5}$$

将式(5)代入式(3),并考虑到式(4)可得

$$J\ddot{\beta}+C_1\dot{\beta}+K\beta+\Delta M=0. \tag{6}$$

式(6)就是取 θ_s 为系统平衡位置时的转子振动方程。ΔM 为启动转子或者打破转子黏滞停止状态所需的额外扭矩,由式(2)可以得出,ΔM 等于转子静摩擦扭矩和滑动摩擦扭矩之差,难以确定,可以近似认为与角速度变化量 $\dot{\beta}$ 成正比,设比例关系为 C_2,则式(6)变为

$$J\ddot{\beta}+(C_1+C_2)\dot{\beta}+K\beta=0. \tag{7}$$

根据螺杆泵定转子系统的组成,工况式(7)可分为3种情况:

(1)如果 $c_1>|c_2|_{\max}$,则 $(c_1+c_2)>0$,阻尼系数之和为正,外界输入的能量全部消耗于传动系统的阻尼和定转子间的摩擦,系统中的任何扰动,经过一段时间过渡过程都会衰减掉,转子的旋转运动将是稳定的,不发生“黏滑”现象,c_1+c_2 的大小决定过渡过程的长短。

(2)如果 $c_1>|c_2|_{\min}$,则 $(c_1+c_2)<0$,阻尼系数之和为负,外界输入的能量大于传动系统的阻尼和定转子间的摩擦,系统中任何微小的扰动都会使转子的振动变化量越来越大,最后形成自激振动,因而转子的旋转运动将是不稳定的,出现时停时转的“黏滑”现象,c_1+c_2 的大小决定转、停的时间。

(3)如果 $|c_2|_{\max}>c_1>|c_2|_{\min}$,则在某一时刻 $(c_1+c_2)=0$,阻尼系数之和为零,输入的能量与消耗的能量相等,系统相当于无阻尼的自由振动,因而出现时慢时快的“黏滑”现象,c_2 值决定速度的均匀性。

当传动系统的等效黏性阻尼系数 c_1 很小时,“黏滑”现象是否出现主要取决于反映系统摩擦特性的阻尼系数 c_2。很明显,当 $c_2<0$ 时就会出现“黏滑”现象,即摩擦阻力具有随滑动速度增加而下降的特性时就会出现“黏滑”现象。此外静、动摩擦之差 ΔM 对临界驱动速度与运动均匀性有直接影响,是决定是否出现“黏滑”现象的重要因素。ΔM 越小,临界驱动速度越低,运动均匀性较好,不易出现“黏滑”现象,转子运动越易趋于稳定。

开始驱动时($t=0$),杆柱弹簧处于自由状态,设经过时间 t_1 后,作用于转子上的扭矩正好等于定子的静摩擦扭矩 M_s,转子处于即将运动状态的瞬间,转子角度、角速度和角加速度都为0,可得静摩擦扭矩 $M_{sta}=K\omega t_0$。转子在转动瞬间,静摩擦扭矩转变为动摩擦扭矩 M_{dyn},转子获得一个角加速度。此时式(7)满足边界条件

$$\begin{cases}\beta|_{t_1=0}=0,\\ \dot{\beta}|_{t_1=0}=-\omega_0,\\ \ddot{\beta}|_{t_1=0}=\Delta M/J=(M_{sta}-M_{dyn})/J.\end{cases} \tag{8}$$

当系统阻尼很小时,系统有阻尼时的频率 ω_d 近似等于系统固有频率 ω_n,$\omega_d\approx\omega_n=\sqrt{K/J}$。

令 $\zeta=(c_1+c_2)/2\sqrt{KJ}$,$D=\Delta M/(\omega_0\sqrt{KJ})$,考虑到 ζ 远远小于1,ζ^2 项可以省略,可求得

$$\dot{\beta}\approx\omega_0\exp(-\xi\omega_n t_1)[\cos(\omega_d t_1)+(\xi-D)\sin(\omega_d t_1)]. \tag{9}$$

从式(9)可以看到,当 $\exp(-\xi\omega_n t_1)[\cos\omega_n t_1+(\xi-D)\sin\omega_n t_1]<1$ 时,则转子的振动角速度将逐步衰减到零,不会发生黏滑现象。所以式(9)等于 ω_0 就是螺杆泵转子在定子中产生黏滑现象(不连续运转)的条件。令

$$\exp(-\xi\omega_n t_1)[\cos(\omega_n t_1)+(\xi-D)\sin(\omega_n t_1)]=1.$$

取 $D_c\approx\sqrt{4\pi\xi}$,可求得螺杆泵产生黏滑现象的临界角速度为

$$\omega_c=\frac{\Delta M}{\sqrt{4\pi\xi KJ}}=\frac{k(\delta_0+\delta_t)(F_{sta}-F_{dyn})d_z}{\sqrt{4\pi\xi KJ}}. \tag{10}$$

式中,D_c 为工程计算时取的近似值;F_{sta}、F_{dyn} 分别为螺杆泵转子的静摩擦系数和动摩擦系数。

当 $\omega>\omega_c$ 时,转子的角速度将逐渐趋近于驱动速度 ω 而不会出现不连续运转。当 $\omega\leqslant\omega_c$ 时,转子的速度将在某个时刻等于零,即出现不连续运转现象。因此,要避免负载扭矩波动现象,转子的驱动速度须大于临界速度,但是转子的实际驱动速度受传

动系统及泵自身材料特性约束,速度一般控制在 500 r/min 以下,常用工作转速一般在(60 ~ 150) r/min。因此,为避免螺杆泵系统出现黏滑问题,可以从降低系统临界角速度来解决,即可以通过增加系统刚度、减少螺杆泵定转子初始过盈量和橡胶温胀量、溶胀量、降低摩擦系数之差来降低临界角速度。

1.3　螺杆泵黏滑过程机制分析

由于定子橡胶是一种黏弹性工程材料,橡胶在弹性范围内的形变同时包含弹性和黏性两种形变,在定转子摩擦副中橡胶会出现明显的弹性滞后效应[10-13],即橡胶形变随时间的变化落后于应力随时间的变化,在泵工作过程中当橡胶上一次形变还未完全恢复时,下一次应力已经产生。

螺杆泵工作时,转子在定子共轭型线上滑动接触,实现相邻腔室密封承压,接触位置处橡胶受到切向载荷的作用变形,使其分子链向滑动方向拉伸,摩擦力逐渐增大,弹性能被储存;当作用在该点分子链上的切向应力达到分子链的极限强度时,摩擦力达到最大值,分子链断裂;断裂后的分子链急速回到原来位置,瞬时接触处的橡胶在剪切应力超过摩擦力时被释放(其储存的部分弹性能被释放),摩擦力也随之下降到最小值,转子跳跃到下一个定子橡胶接触点进行啮合接触。随后此过程又在另一个新的接触点上发生,如此反复进行,摩擦力也就随时间发生周期性锯齿波动变化。定转子摩擦力周期性锯齿波动变化的同时使转子发生振动,产生振荡摩擦力,从而导致转子的摩擦扭矩相应地发生周期性波动。

2　螺杆泵黏滑现象现场验证

螺杆泵采油出现负载扭矩波动时(黏滑现象),在井口处间隔一定时间就可以感觉到井下传来的类似地震时的异常震动声。以海拉尔油田贝 12-B52-51 井为例进行说明。

贝 12-B52-51 井在 2006-08-09 至 2006-09-22 期间采用 GLB75-50 螺杆泵生产,泵挂深度为 1 815 m,转速为 120 r/min,日产液量为 6 t/d,动液面为 1 400 m,工作电流波动范围为 13 ~ 15 A,扭矩波动范围为 50 ~ 438 N · m,平均每 30 s 波动一次,呈现出比较明显的规律性,井口地面能够明显感受到井下传来的震感。抽油杆采用全新 H 级 Φ25 mm 高强杆,在井下工作 45 d 后发生断裂。

图 2 为应用大庆油田采油工程研究院研制的扭矩、轴向力和转速三参数测试仪测得的该井的扭矩数据。扭矩数据由装于井口光杆处固定式传感器测得,数据采集频率每秒 30 次,测试精度 0.5 级。

由图 2 可以看出,负载扭矩曲线呈现锯齿状,锯齿扭矩曲线上升线为黏滞阶段,经历的时间较长,驱动扭矩逐渐增加超过静摩擦扭矩,转子在定子中黏滞不动到突然加速运动;锯齿扭矩下降线为滑行阶段,经历的时间很短,驱动扭矩随着摩擦扭矩减小而迅速减小进入下一个黏滞过程。分析该现象产生的原因是由于螺杆泵工作后不能够形成良好润滑液膜(边界润滑状态或者干摩擦状态),其摩擦扭矩经锯齿波动后不会逐渐衰减,反而会继续周期出现,其波动周期和振幅并不恒定。

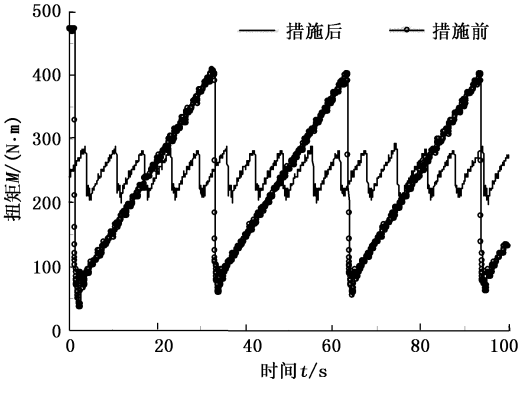

图 2　螺杆泵井措施前后负载扭矩对比

Fig. 2　Torgue comparison of single-lobe screw pump before and after treatments

实验室测得定子橡胶静摩擦系数为 1.2,滑动摩擦系数为 0.43,静、动摩擦扭矩之差为 194 N · m,1 815 m H 级 Φ25 mm 高强杆等效质量为 7 200 kg,等效惯性矩为 0.562 5 kg · m^2,系统等效扭转刚度为 0.89 N · m/rad,系统阻尼比为 0.1。利用公式(11)可计算得到该井发生黏滑现象的临界驱动速度为 244.6 rad/s(2 337 r/min)。由于受采油螺杆泵驱动速度 500 r/min 的限制,通过提高螺杆泵驱动速度来避免系统出现黏滑现象是不现实的,只有降低发生黏滑现象的临界驱动速度才能够有效解决问题。

3　减轻或消除螺杆泵黏滑现象的方法

首先,避免螺杆泵定转子工作在干摩擦或者边界摩擦区域,使其在流体润滑区域工作,这样不仅减小了摩擦扭矩,而且还可减少二者的磨损。由于举升液体性质的多样性,有些液体能够为定转子摩擦副提供良好的流体润滑,有些液体则不能形成良好润滑。因此应根据举升液体性质及工况合理选择螺杆泵定转子材料、表面化学改性或者对定转子摩擦

面结构参数进行改进,使摩擦表面能够形成良好液体润滑。

另外,消除螺杆泵黏滑现象,需要降低螺杆泵运动副发生黏滑的临界速度。螺杆泵实际驱动速度大于临界速度就可以消除螺杆泵负载扭矩波动问题。由临界速度公式可知,通过减小螺杆泵定转子过盈量、静动摩擦系数之差可以降低黏滑问题发生的临界速度。

针对贝 12-B52-51 井现场出现的黏滑现象,2007 年 7 月在该井进行了减轻螺杆泵黏滑问题的现场试验。主要措施:采用耐温、耐溶胀的新型定子橡胶,并且根据现场工况下定子橡胶温溶胀变化规律优化设计了螺杆泵型线和过盈量等参数,目的是改善螺杆泵定转子润滑条件、减小螺杆泵定转子过盈量和静动摩擦系数之差,从而降低系统黏滑发生的临界速度。泵型、泵挂深度、管柱杆柱、转速等工艺参数与 2006 年 8 月前期试验的螺杆泵井相同。该井采取措施后的扭矩曲线见图 2(2008 年 10 月份测试数据,连续工作 470 d 后)。扭矩波动范围为 210 ~ 280 N · m,平均每 7 s 波动一次,日产液量为 7.4 t/d,动液面为 1 510 m,工作电流波动范围为 13.5 ~ 14.1 A,井口没有震感,应用效果良好。该井和其他后续 50 多口井的现场试验表明,上述措施可以有效地解决螺杆泵系统在深井和三元复合驱井中所出现的黏滑问题。

4 结 论

(1)螺杆泵金属转子和橡胶定子组成的摩擦运动副由于配合参数、工况条件的不同而处于不同的摩擦状态,当其静摩擦系数明显大于动摩擦系数或者动摩擦系数随时间的变化率在某个速度下为负值时,螺杆泵系统可能会发生黏滑现象。

(2)螺杆泵系统黏滑现象对现场设备危害大,可以通过降低黏滑发生的临界速度加以解决。

参考文献:

[1] 郑学成. 螺杆泵采油技术在海拉尔油田深井应用研究[J]. 石油机械,2010,38(10):63-65.
ZHENG Xue-cheng. Research on the application of the screw pump oil production technology to the deep well in Hailaer Oilfield[J]. China Petroleum Machinery,2010,38(10):63-65.

[2] 韩修庭,王秀玲,焦振强. 螺杆泵采油原理及应用[M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,1998:54-67.

[3] 张嗣伟. 橡胶磨损原理[M]. 北京:石油工业出版社,1998:10-28.

[4] 杨兆春,徐风信,张嗣伟. 橡胶摩擦磨损过程中振动现象的研究[J]. 润滑与密封,2000,147(6):17-18.
YANG Zhao-chun, XU Feng-xin, ZHANG Si-wei. Studies of vibration of rubber during friction and wear[J]. Lubrication Engineering, 2000,147(6):17-18.

[5] 吕仁国,李同生. 载荷对丁睛橡胶摩擦学特性的影响[J]. 润滑与密封,2001,148(6):29-30.
LÜ Ren-guo, LI Tong-sheng. Effect of load on tribological behavior of NBR[J]. Lubrication Engineering,2001,148(6):29-30.

[6] 吕仁国,李同生,黄新武. 不同速度下丁腈橡胶摩擦特性[J]. 合成橡胶工业,2002,25(2):101-103.
LÜ Ren-guo, LI Tong-sheng, HUANG Xin-wu. Study on tribological behavior of NBR under variable velocity[J]. China Synthetic Rubber Industry, 2002,25(2):101-103.

[7] 陈国定,徐华,虞烈. 基于粗糙接触理论的橡胶-金属摩擦副的摩擦分析[J]. 西安交通大学学报,2002,36(3):322-324.
CHEN Guo-ding, XU Hua, YU Lie. Friction analysis of elastomer-metal pair based on rough contact theory[J]. Journal of Xi'an Transportation University,2002,36(3):322-324.

[8] 柳琼俊, 张嗣伟. 边界润滑条件下丁睛橡胶-金属摩损机制的研究[J]. 摩擦学学报,1998,18(3):204-208.
LIU Qiong-jun,ZHANG Si-wei. Study on mechanisms of wear of metal by nitrible rubber under boundary lubrication condition[J]. Tribology,1998,18(3):204-208.

[9] 师国臣. 采油螺杆泵工作特性分析及其配套技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学机电工程学院,2002.
SHI Guo-chen. The performance analysis and the matching technology research of progressive cavity pump[D]. Harbin: School of Mechatronics Engineering in Harbin Industry University, 2002.

[10] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 2 版. 北京:清华大学出版社,2003.

[11] B. 布尚. 摩擦学导论[M]. 葛世荣,译. 北京:机械工业出版社,2007:94-181.

[12] 克拉盖尔斯基 N B. 摩擦、磨损与润滑手册[M]. 余梦生,吴永伟,译. 北京:机械工业出版社,1986.

[13] 特雷劳尔 L R G. 橡胶弹性物理学[M]. 王梦蛟,王培国,薛广智,译. 北京:化学工业出版社,1982:107-132.

(编辑 沈玉英)