

doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2016.03.004

储能式平稳换向采油系统悬点载荷与效率建模

孟宏君, 王占林, 焦宗夏

(北京航空航天大学大学 自动化科学与电气工程学院, 100191 北京)

摘 要:为解决油田抽油系统开采原油效率低、能耗大等问题,以抽油机系统为研究对象,建立抽油机动力学模型与效率模型,并利用该数学模型计算出该抽油机悬点载荷示功图与效率,进而提出一种新的动力系统传动方案,即利用弹簧组存储抽油系统减速换向惯性能量,抽油系统换向后加速启动时能量释放。结果显示:加入弹簧储能装置的电动机减小了电机工作状态转换之间的冲击,大幅节省系统能量消耗。本设计的抽油系统弹簧储能装置能够显著减小电机扭矩波动,缩短启动时间,减小电机发热,延长电机寿命。对比传统往复式抽油机有明显的改善,节能率达到10.46%。

关键词: 抽油系统; 弹簧储能; 轻载启动; 高效; 节能

中图分类号: TE933 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2016)03-0020-06

Modeling of rod load and efficiency in energy storage steady reversal pumping unit systems

MENG Hongjun, WANG Zhanlin, JIAO Zongxia

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, 100191 Beijing, China)

Abstract: In order to solve oilfield pumping system with the following disadvantages: low efficiency of crude exploitation, high energy consumption, etc. Kinetic and efficiency model of pumping system has been established to calculate the pumping rod load and efficiency. A new power system transmission solution has been proposed, which use spring group to store pumping system deceleration inertial energy. Spring group releases energy when pumping system changes direction. Adding spring energy storage device reduces the impact of electrical motors' working status switch, and saves system energy consumption substantially. Spring energy-storage device designed in this paper can reduce motor torque ripple, short start-up time, and reduce motor heating, extend motor life. Compared with traditional reciprocating pumping unit, the new-designed oil-pumping system has great improvement, the energy saving rate reaches 10.46%.

Keywords: pumping system; energy storage; soft start; high efficiency; energy saving

随着油田开采程度的不断增大,利用地层本身能量来举升原油的自喷式采油方法逐渐被利用机械设备将原油举升到地面的人工举升方法所取代^[1]。在油田生产中,机械举升设备是主要的耗能设备,据统计,我国机械采油系统的年耗电量已经超过了注水系统,成为油田生产的第一耗能大户^[2]。油田所利用的机械采油系统,85%以上为有杆抽油系统,主要由抽油机、抽油杆和抽油泵所组成^[3]。游梁式抽

油机是油田广泛使用的传统抽油设备,通常由交流异步电动机通过减速箱,连接四连杆机构带动抽油杆,驱动井下抽油泵做上下往复运动,把井下的石油送到地面上来^[4]。由于其结构简单、可靠性高、维修方便等优点,深受使用者喜爱。但是游梁式抽油机也存在运行效率低,消耗电量大的缺陷,据统计其效率约为15%~20%^[5]。随着各类新型传动装置的应用,各种无游梁式抽油机亦出现在各油田的生产井上,其匀速直线运动的模式和长冲程及节能的特点^[6],使其使用规模不断扩大;但传动链的可靠性及寿命制约了无游梁式抽油机的进一步发展。因此,怎样将游梁式抽油机高可靠性和长寿命的传动装置与无游梁式抽油机的匀速直线运动模式和长冲程及节能的特点结合起来,形成一种新型的采油系

收稿日期: 2014-07-30.

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51235002).

作者简介: 孟宏君(1983—),男,博士;

王占林(1934—),男,教授,博士生导师;

焦宗夏(1963—),男,教授,博士生导师.

通信作者: 孟宏君, mengzju@163.com.

统,便成为本研究的重点。

1 系统的组成及工作原理

传统往复直线运动的无游梁式抽油机在加速启动和减速停止时存在较大的问题,不仅对电机输出扭矩造成冲击,而且浪费系统制动时的惯性能量,由于抽油机的惯性在制动和起动时需要电机提供制动动能和起动能。现将抽油机部件换向时的动能作为一种动力源,使其对另一个机械系统做功,同时将另一个机械系统吸收和储存的能量在适当的时刻反输回直线运动的抽油机辅助电机反向加速,这将产生一个能量合理利用的技术方案;根据上述思路,研究了各种机械储能系统,本文采用弹簧的弹力势能储能的技术方案。

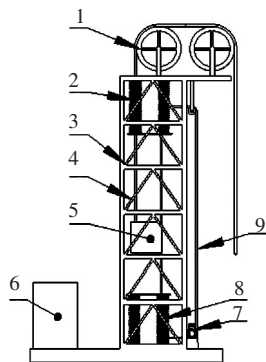
1.1 弹簧式能量存储系统

系统组成如图1所示。弹簧组2和8分别安装在抽油机架3的上下部,交流变频电动机与减速箱7安装在抽油机下部,机架上下部安装有链轮,链条9装在链轮上,链条9的一段与平衡铁固定,当电机通过减速箱带动链轮转动,其上的链条则带动平衡铁运动;当抽油机运行在上冲程时,平衡铁沿着垂直于地面的轨迹向下运动,抽油杆通过钢丝绳4与平衡铁相连接,钢丝绳缠绕在滚筒上,当平衡铁上下运动,带动抽油杆上下运动,当平衡铁接触到下部弹簧组8并且向下压缩弹簧组时,平衡铁对下部弹簧组做功,下部弹簧组储存弹力势能。直到平衡铁运动到抽油机下死点后电动机反转运动,此时抽油机运行在下冲程,下弹簧组的弹力势能对平衡铁5做功,这样利用弹簧组弹性势能帮助电机反向加速。然后,平衡铁脱离下弹簧组,抽油机系统匀速直线运动,当平衡铁接触到上部弹簧组2并且向上压缩弹簧组时,上部弹簧组2储存弹力势能。直到平衡铁运行到上死点,电机反转运动,上弹簧组的弹力势能对平衡铁做功,这样同理利用弹簧组弹性势能帮助电机反向加速。然后,平衡铁脱离下弹簧组,抽油机系统匀速直线运动,抽油机按以上规律循环往复运动,电控系统柜6控制抽油机换向,加减速与匀速直线运动。

1.2 抽油机速度曲线

传统的往复直线运动抽油机速度曲线为梯形^[7],如图2所示,抽油机在启动与停止时间段内,加速度曲线为恒值 a ,在匀加速时间段内为零,如图3所示。这样的抽油机在上下冲程时间段内,由 a 突然变为0,存在冲击,使抽油机系统的寿命大大减小。然而本系统利用弹簧系统,将传统抽油机的速度转变为正弦曲线,因为弹簧推动负载运动曲线为正弦

曲线,这样抽油机在启动与停止时便不存在冲击,因为加速度由 a 平稳过渡到0,避免了冲击,从而提高了抽油机系统的寿命,抽油机加速度曲线如图3所示。



1—滚筒;2—上部弹簧组;3—机架;4—皮带;5—平衡铁;6—电控系统柜;7—交流变频电动机与减速箱;8—下部弹簧组;9—链条

图1 抽油机结构组成

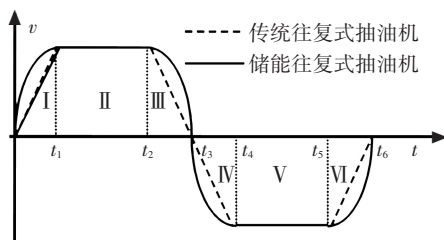


图2 抽油机速度曲线

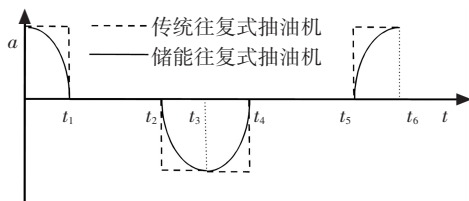


图3 抽油机加速度曲线

2 电机输出力建模

将抽油机主要的运动部件提取出来,如图1所示,上端为摩擦轮,其上绕有钢丝绳,钢丝绳右端连接抽油杆悬点,左端连接平衡铁,抽油机上下部安装有弹簧组,上冲程时,右端载荷为抽油杆载荷与石油液柱载荷,下冲程时,右端载荷为抽油杆载荷,石油液柱载荷为零。平衡铁与弹簧系统的力学模型如图4所示。

如图4所示为储能式弹簧新型抽油机力学模型,根据该传统抽油机速度图2所示,求出各个阶段(I, II, III, IV, V, VI)电机输出力,弹簧受力等参数。

2.1 上冲程阶段(I)

平衡铁受力为

$$m_p g + F_{s_1} + F_j - F_1 = m_p a_1.$$

其中: m_p 为平衡铁质量; g 为重力加速度; n 为抽油机各个阶段 ($n = 1, 2, \dots, 6$); F_j 为减速箱输出力; F_1 为平衡铁所受向上的拉力; F_{s_n} 为弹簧所给平衡铁施加的力 ($n = 1, 2, \dots, 6$); a_n 为新型抽油机系统加速度 ($n = 1, 2, \dots, 6$).

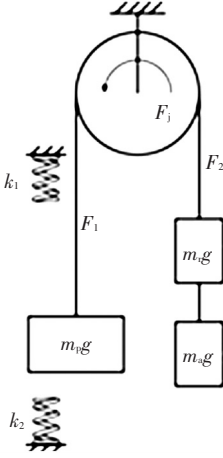


图 4 平衡铁与弹簧系统的力学模型

抽油杆与石油液柱受力为

$$F_2 - f_2 - (m_1 + m_2)g = (m_1 + m_2)a_1.$$

式中: m_1 为抽油杆质量; m_2 为液柱质量; F_2 为抽油杆与液柱载荷所受向上的拉力; f_2 为抽油杆与油液摩擦力. 其中 $F_1 = F_2$, $F_d = F_j + J \frac{a_1}{r} + f_1$, 则

$$F_d = (m_1 + m_2)g - m_p g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_1 - F_{s_1}.$$

式中: F_d 为电动机输出力; r 为减速箱输出轴半径; J 为系统总转动惯量; f_1 为电动机与减速箱摩擦力.

若 $F_{s_1} = (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_1$, 则

$$F_d = (m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2, \\ (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_1 = k_1(A_1 - S_1).$$

式中: k_1 为上弹簧的刚度; A_n 为弹簧的总压缩量 ($n = 1, 2, \dots, 6$); S_n 为配重铁走过的位移 ($n = 1, 2, \dots, 6$).

若 $v_1 = A_1 \omega_1 \sin \omega_1 t$, v_1 为正弦运动, 而弹簧运动曲线也为正弦, 利用这一特性可以使抽油机换向变为正弦运动, 如图 2 所示, 则

$$S_1 = A_1 - A_1 \cos \omega_1 t, a_1 = A_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t,$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 g}{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}},$$

$$t_1 = \frac{1}{4f} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}{k_1}}, \\ V_{1\max} = A_1 \sqrt{\frac{k_1 g}{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}}.$$

式中: ω_n 为抽油机系统角速度 ($n = 1, 2, \dots, 6$); v_n 为抽油机系统速度 ($n = 1, 2, \dots, 6$); t_n 为抽油机换向时间 ($n = 1, 3, 4, 6$).

2.2 上冲程阶段(II)

平衡铁受力 $F_1 = m_p g + F_j$, 抽油杆与石油液柱受力

$$F_2 = (m_1 + m_2)g + f_2.$$

其中 $F_1 = F_2$, $F_d = F_j + f_1$, 则

$$F_d = (m_1 + m_2)g - m_p g + f_1 + f_2, \\ V_2 = V_{1\max}.$$

2.3 上冲程阶段(III)

平衡铁受力 $m_p g + F_j - F_{s_2} - F_1 = m_p a_3$, 抽油杆与石油液柱受力

$$F_2 - f_2 - (m_1 + m_2)g = (m_1 + m_2)a_3.$$

其中: $F_1 = F_2$, $F_d = F_j + J \frac{a_3}{r} + f_1$, 则

$$F_d = (m_1 + m_2)g - m_p g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_3 + F_{s_2}.$$

若 $F_{s_2} = (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_3$, 则

$$F_d = (m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2, \\ (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a_1 = k_2(A_3 - S_3).$$

式中 k_2 为下弹簧的刚度.

若 $v_3 = A_3 \omega_3 \cos \omega_3 t$, 则 $S_3 = A_3 \sin \omega_3 t$,

$$a_3 = -A_3 \omega_3^2 \cos \omega_3 t,$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{k_2 g}{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}},$$

$$t_3 = \frac{1}{4f} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}{k_2}},$$

$$V_{3\max} = A_3 \sqrt{\frac{k_2 g}{m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r}}}.$$

下冲程阶段建模分析方法相同, 上下冲程总行程.

上冲程: $S_s = A_1 + A_3 + V_{1\max} t_2$.

下冲程: $S_x = A_4 + A_6 + V_{4\max} t_5$.

其中: $A_1 = A_6$, $A_3 = A_4$.

3 抽油机的悬点载荷分析

抽油机的悬点载荷是其工作能力的重要参数之一,也是设计和选择使用抽油机系统的主要根据。

3.1 悬点静载荷^[7]

$$P_{js} = (m_1 + m_2)g,$$
$$P_{jx} = m_1g.$$

式中: P_{js} 为上冲程静载荷; P_{jx} 为下冲程静载荷。

3.2 悬点动载荷

$$\varepsilon = \frac{N_z - N_1}{N_g - N_1}.$$

式中: N_z 为泵柱塞截面积; N_g 为油管过流断面的面积。

$$P_{gs} = (m_1 + m_2\varepsilon)a_n,$$
$$P_{gx} = m_1a_n.$$

式中: P_{gs} 为上冲程惯性载荷; P_{gx} 为下冲程惯性载荷。

对抽油杆柱来说,伸长的大小为

$$\lambda_1 = \frac{m_2gL}{EN_1}.$$

式中: E 为钢材的弹性模数, $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, N_1 为抽油杆的横截面积。

对油管柱来说^[8],油管柱缩短的长度为

$$\lambda_2 = \frac{m_2gL}{EN_2}.$$

式中 N_2 为油套管壁的横截面积。

λ_g 惯性缩短长度为

$$\lambda_g = \frac{P_{gs}L}{2EN_1} + \frac{P_{gx}L}{2EN_1} = \frac{L}{2EN_1}(P_{gs} + P_{gx}).$$

泵的有效长度为

$$S_x = S - \lambda + \lambda_g = S - \lambda_1 - \lambda_2 + \lambda_g.$$

式中 S 为悬点从下死点到上死点抽油机的冲程长度。

3.3 振动载荷

抽油杆柱是弹性体,可看成一根长弹簧。以悬点为坐标原点,可将整个杆柱的振动问题简化成一端固定,一端自由的细长杆的纵向振动问题^[9]。在静变形结束瞬间即发起的杆柱的纵向振动,可用波动方程来描述为

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}.$$

初始条件: $u|_{t=0} = 0, \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = -V \frac{x}{L}.$

边界条件: $u|_{x=0} = 0, \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=L} = 0.$

通过计算杆柱纵向振动在悬点上引起的振动载

荷为

$$F_v = \frac{8EN_1V}{\pi^2C} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^2} \sin(2n+1)\omega_0 t.$$

式中: $V = \frac{\lambda_1 + \lambda_2 - \lambda_g}{0.5S} v_{nmax}, t_{max} = \frac{\pi}{2\omega_0} = \frac{L}{C}, u$ 为杆柱任一截面的弹性位移; C 为弹性纵波在杆柱中的传播速度. ω_0 为自由振动的圆频率. 由此,振动载荷是 $\omega_0 t$ 的周期函数,周期为 2π . 最大振动载荷发生在 $\omega_0 t = 0.5\pi, 2.5\pi, \dots$ 处. 由于油井存在各种阻力,振动的振幅在冲程进行中逐渐变小,因此最大值发生在 0.5π 处^[10].

3.4 摩擦载荷

抽油杆柱与液柱之间的摩擦力. 抽油杆柱与液柱之间的摩擦发生在下冲程,是稠液井内抽油杆下行遇阻的主要原因,其最大值可由下面的近似公式来确定^[11]:

$$f_2 = f_s = 2\pi\mu_1 L \frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1)\ln m - (m^2 - 1)} v_{max}.$$

式中 m 为油管内径与抽油杆直径之比。

液体与油管之间的摩擦力. 液体与油管之间的摩擦力不直接作用于抽油杆的全长上,而是使柱塞向上运动时的液柱压力增加,由于下冲程时,油管内的液体流量很小,故液体与油管之间的摩擦力可以忽略不计^[12]. 上冲程时液体与油管之间的摩擦力计算式为 $f_2 = f_s = f_s/1.3$. 式中 μ_1 为油井液体粘度; $f_1 = c_1 F_d$ (c_1 为抽油机摩擦系数)。

4 效率分析

4.1 储能往复抽油机做功

上冲程做功:

$$Y_s = \int_0^{t_3} F_d dt = \int_0^{t_3} [(m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2] v_n dt = [(m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2] (A_1 + v_{1max} t_2 + A_2).$$

下冲程做功:

$$Y_x = \int_{t_3}^{t_6} F_d v dt = \int_{t_3}^{t_6} (m_p g - m_1 g + f_1 + f_2) v_n dt = (m_p g - m_1 g + f_1 + f_2) (A_2 + v_{4max} t_5 + A_1).$$

一个冲程做功为 $Y = Y_s + Y_x$. Y_s 为上冲程电机做功; Y_x 为下冲程电机做功; Y 为电机一个冲程做的功。

4.2 传统往复抽油机做功

下冲程电机输出力,在 t_1 时间内,有

$$F_d = (m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a'.$$

在 t_2 时间内,有

$$F_d = (m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2.$$

在 t_3 时间内,有

$$F_d = (m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a'_3.$$

上冲程时间段内的电机应当提供的功为^[13]

$$Y'_s = [(m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a'_1] \cdot \frac{1}{2}a'_1t_1^2 + [(m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2]v_1 \cdot t_2 + [(m_1 + m_2 - m_p)g + f_1 + f_2 + (m_1 + m_2 + m_p + \frac{J}{r})a'_3] \cdot (v_1t_3 + \frac{1}{2}a'_2t_3^2).$$

a'_n 为传统抽油机系统加速度($n = 1, 2, \dots, 6$).

下冲程电机输出力,在 t_4 时间内,有

$$F_d = (m_p - m_1)g + f_1 + f_2 + (\frac{J}{r} - m_1 - m_p)a'_4.$$

在 t_5 时间内,有

$$F_d = (m_p - m_1)g + f_1 + f_2.$$

在 t_6 时间内,有

$$F_d = (m_p - m_1)g + f_1 + f_2 + (\frac{J}{r} - m_p - m_1)a'_6.$$

下冲程时间段内的电机应当提供的功为

$$Y'_x = [(m_p - m_1)g + f_1 + f_2 + (\frac{J}{r} - m_p - m_1)a'_4] \cdot \frac{1}{2}a'_4t_4^2 + [(m_p - m_1)g + f_1 + f_2]v_4 \cdot t_5 + [(m_p - m_1)g + f_1 + f_2 + (\frac{J}{r} - m_p - m_1)a'_6] \cdot (v_4t_6 + \frac{1}{2}a'_6t_6^2).$$

一个冲程做功: $Y = Y'_s + Y'_x$.

系统效率仿真模型^[14]为

$$\eta = P_e / \overline{P_M}.$$

式中: η 为抽油机井系统效率; P_e 为系统的有效功率; $\overline{P_M}$ 为系统的平均输入功率,即电动机的平均输入功率.

4.3 系统有效功率

石油行业标准推荐的有效功率的计算公式为^[15]

$$N_e = \frac{QH\rho_m g}{86\,400}.$$

式中: ρ_m 为油水两相混合液密度; Q 为油井实际产液量; H 为有效举升高度, $H = H_d + \frac{(p_0 - p_c)}{\rho_m g} \times 10^{-3}$, H_d 为油井动液面深度, p_0 为井口油压, p_c 为井口套压.

$$Q = 1\,440 \times \frac{\pi}{4} D^2 S_x n \alpha,$$

$$\overline{P_M} = \frac{1}{T} Y \eta_d.$$

式中: D 为抽油泵柱塞直径; n 为悬点冲程次数; α 为泵效.

5 仿真计算

设 $L = 1\,000$ m, $H_d = 700$ m, $p_0 = 0.2$ MPa, $p_c = 0.22$ MPa, 抽油杆直径 $d_r = 22$ mm, $D = 56$ mm, 油管外径 $d_l = 77$ mm, 油管壁厚 $d_c = 3.96$ mm, $\rho_m = 956$ kg/m³, $S = 6$ m, $m_p = m_1 + \frac{1}{2}m_2$, $\mu_1 = 50$ mPa · s, $c_1 = 0.018$, $J = 2.543$ kg · m², $r = 0.24$ m, $A_1 = A_2 = 0.4$ m, $v_{1\max} = -v_{4\max} = 0.63$ m/s, $t_1 = t_3 = t_4 = t_6 = 1$ s, 沉没度在 $L_c = 300$ m 时, $\alpha = 70\%$ ^[16], 电机额定功率 30 kW, 电机效率为 90%.

根据以上数据画出新型抽油机悬点动载荷示功图,从图可以看出悬点动载荷与静载荷,几乎一致,在抽油机整个冲程过程中,不存在冲击,如图 5 所示. 传统抽油机在启动和停止时,电机输出扭矩存在突变,而新型抽油机不存在此缺陷,输出的是一条平直的直线,如图 6 所示.

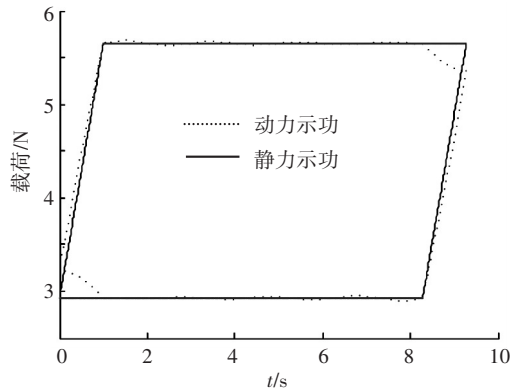


图 5 储能往复抽油机悬点载荷示功

弹簧储能系统,不仅可以改善电机扭矩,更重要的是可以把系统换向过程中浪费的能量储存起来,转换为抽油机启动时的动能,如此较传统塔式抽油机更加节能,如图 7 所示,节能率为 10.46%.

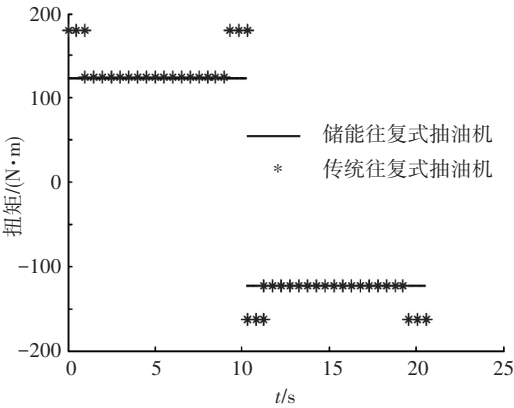


图6 传统往复抽油机与储能往复抽油机电机扭矩

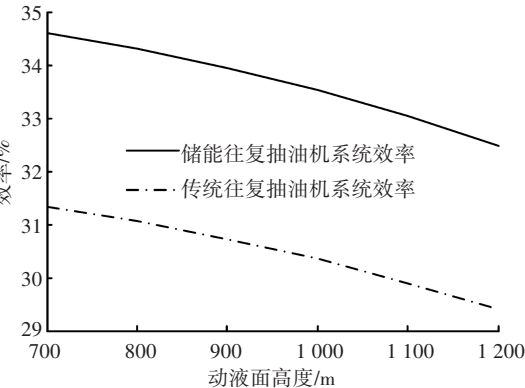


图7 传统往复抽油机与储能往复抽油机系统效率

6 结 论

1)在抽油机之外另外配置了一套可靠的机械储能系统,将抽油机停止时部件的动能通过转换储存起来;抽油机启动时再将储存的能量对配重铁做功,转换成配重铁的动能,节省能量,提高了系统效率。

2)在配备了能量回收系统后,使抽油机轻载启动,减小启动电流,进而保护电机。

3)给出了新型抽油机悬点动载荷示功图,从图中可以看出悬点动载荷与静载荷,在抽油机整个冲程过程中几乎一致,减小振动与惯性能量的比例。

4)将传统抽油机速度转变为正弦曲线,使得抽油机在启动与停止时不存在冲击,因为加速度由 a 平稳过渡到 0,避免了冲击,提高了抽油机系统的寿命。

参考文献

[1] 董世民.抽油机井动态参数的计算机仿真与系统优化[M].北京:石油工业出版社,2003.

[2] XU Peng, XU Shijin, YIN Hongwei. Application of self-organizing competitive neural network in fault diagnosis of suck rod pumping system [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2007, 58(1):43-45.

[3] 陈培毅.基于抽油机实测电功率的悬点示功图仿真与工况诊断[D].秦皇岛:燕山大学,2013.

[4] FIRU L S, CHELU T, PETRE C M. A modern approach to the optimum design of sucker-rod pumping system [C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition 2003. Colorado: SPE, 2003: 1-9.

[5] 王晓远,查宏民,陈益广,等.基于变频技术的新型抽油机节能控制器[J].石油机械,2005,33(8): 33-42.

[6] LI Xiaopeng, TIAN Ku, LI Chunhua, et al. Linear electromagnetic oil pumping unit based on the principle of coil gun [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2009, 45(1): 357-350.

[7] 董世民.抽油机设计计算与计算机实现[M].北京:石油工业出版社,1994.

[8] 李子丰,李敬元,马兴瑞,等.油气井杆管柱动力学基本方程及应用[J].石油学报,1999,20(1): 87-90.

[9] GIBBS S G. Predicting the behavior of sucker rod pumping systems[J]. JPT, 1963, 14(7): 116-121.

[10] 牛文杰,刘新福,綦耀光,等.煤层气井有杆排采系统悬点动载荷计算[J].煤田地质与勘探,2011,39(1): 24-27.

[11] 陈宏星.基于 MATLAB 和 AHP 的电机换向抽油机方案评价与决策研究[D].扬州:扬州大学,2005.

[12] LIU Xinfu, QI Yaoguang. A modern approach to the selection of sucker rod pumping systems in CBM wells [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2011, 76(3): 100-108.

[13] 王建萍.直线电机抽油机系统优化研究[D].扬州:扬州大学,2006.

[14] 姚春东.提高抽油机井系统效率的计算机仿真分析[J].石油学报,2005,26(4): 106-110,114.

[15] 机械采油系统效率测试计算方法:SY/T5266—1996[S].北京:石油工业出版社,1996.

[16] 吴雪琴.有杆抽油系统能耗与节能技术研究[D].荆州:长江大学,2012.

(编辑 魏希柱)