

游梁式抽油机传动系统的扭转振动与传动效率

邢明明, 董世民

(燕山大学机械工程系, 河北秦皇岛 066004)

摘要:以游梁式抽油机皮带减速箱传动系统为研究对象,综合考虑皮带与减速箱传动系统的弹性,建立游梁式抽油机皮带减速箱传动系统有阻尼多自由度扭转受迫振动的力学与数学模型及各振动元件参数的计算模型;以传动系统扭转振动仿真结果为基础,建立皮带减速箱及皮带瞬时传动效率的仿真模型。分析影响皮带减速箱传动效率的因素。仿真结果表明:传动系统的扭转振动对系统的运动规律与动态参数有显著影响;系统瞬时传动效率并非常数,受曲柄扭矩影响较大,特别是在正负扭矩换向点附近瞬时效率显著降低;传动系统的扭转振动降低了皮带减速箱的传动效率。皮带减速箱平均传动效率的仿真结果为 70% ~ 82%,与实际测试结果吻合。

关键词:抽油机; 传动系统; 多自由度; 扭转振动; 传动效率

中图分类号: TE 933

文献标志码: A

Torsion vibration and transmission efficiency for transmission system in beam pumping unit

XING Ming-ming, DONG Shi-min

(School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: Taking account of the elasticity of belt and gearbox transmission system, the mechanical and mathematical models of damping and multi-degree of freedom torsion vibration system were established for the case of the belt and gearbox transmission system of beam pumping unit. The computing models of the oscillatory components were developed. The instantaneous efficiency of the belt and gearbox system was established on the basis of the simulation result of the torsion vibration. The affecting factors of the efficiency of the belt and gearbox system were analyzed. The simulation results show that the motion law and dynamic parameters of the system are significantly influenced by the torsional vibration of the driving systems. The instantaneous transmission efficiency of system is not a constant, which is influenced by the load torque. The instantaneous efficiency decreases significantly particularly in the area where the direction of load torque changes under the action of bi-directional alternating load. The efficiency of the belt and gearbox transmission system is reduced by the torsional vibration of the driving system. The simulated mean transmission efficiencies of the belt and gearbox transmission system are from 70% to 82%, which agree well with the test results.

Key words: pumping unit; transmission system; multi-degree of freedom; torsion vibration; transmission efficiency

游梁式抽油系统的节能降耗一直是国内外专家学者关注的重点。进行系统参数的动态仿真、实现参数最优化组合是提高有杆抽油系统的系统效率、降低能量损耗的有效方法^[1-5]。以系统动态仿真为基础的抽油机井节能仿真优化技术已经广泛应用于油田实践^[6-10]。游梁式抽油机井动态仿真模型包括^[5-7];游梁式抽油机地面装置动力学仿真模型和井下杆管液

柱耦合振动仿真模型。目前在研究游梁式抽油系统地面装置的动力学时,未考虑地面传动系统的弹性,将游梁式抽油系统地面装置简化为单自由度的等效曲柄,建立了电动机转子或曲柄瞬时运动规律的仿真模型^[5-7]。根据曲柄运动规律的仿真结果,可以进一步分析抽油机各运动部件的运动规律^[1,8-10]。皮带减速箱平均运行效率的计算机仿真结果约为 85%^[9],

收稿日期:2013-05-12

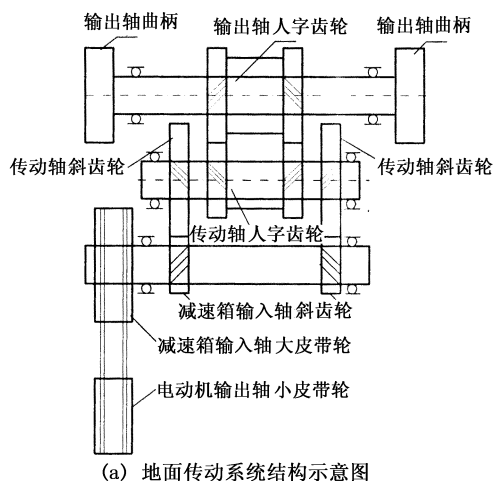
基金项目:国家自然科学基金项目(50974108;51174175)

作者简介:邢明明(1984-),男,博士研究生,从事采油系统动态仿真与运行优化研究。E-mail:xingmingming2009@126.com。

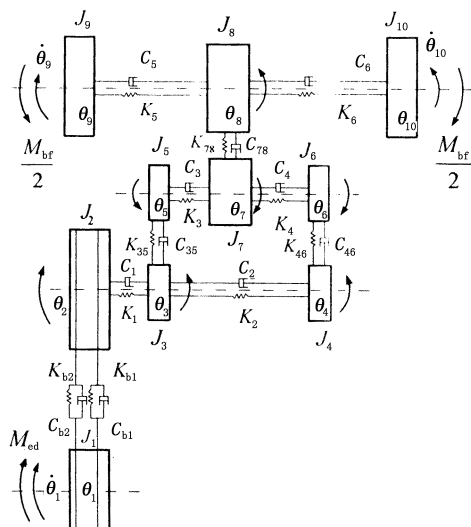
而实际皮带减速箱的平均传动效率仅为 68.47% ~ 82%, 可见取皮带减速箱的传动效率为常数会直接影响仿真精度。为此, 笔者以游梁式抽油机皮带减速箱传动系统为研究对象, 考虑皮带减速箱传动系统的弹性, 建立皮带减速箱传动系统扭转振动的仿真模型, 以完善游梁式抽油机地面装置的动力学仿真模型, 提高抽油机井动态参数的仿真精度。

1 传动系统的力学与数学模型

游梁式抽油系统的地面装置由电动机、皮带减速箱传动系统与曲柄摇杆换向机构组成。图 1 为抽



(a) 地面传动系统结构示意图



(b) 地面装置扭转振动的力学模型

图 1 抽油机地面传动系统力学模型

Fig. 1 Mechanical model of surface transmission system for beam pumping unit

油机地面传动系统力学模型。为便于研究, 做如下假设和简化: ①不考虑各传动轴支撑部分的弹性变形; ②将皮带简化为无质量的抗拉弹簧; ③只考虑减速箱传动系统的扭转振动, 不考虑各传动轴的横向

振动; ④齿轮轮齿为线弹性体, 考虑轮齿弯曲对传动系统扭转刚度的影响; ⑤不考虑齿面啮合误差对齿轮系统的内部激励; ⑥带轮与齿轮体为刚性体, 并将各个带轮、齿轮简化为刚性圆盘, 其轴向位置位于带轮、齿轮的轴向对称面处; ⑦将相邻两圆盘之间的轴段简化为无质量的抗扭弹簧, 并将该轴段的转动惯量简化到相邻圆盘上; ⑧曲柄轴净扭矩 M_{bf} 均匀地分配到两个曲柄上。

建立图 1(b) 所示的传动系统扭转振动的力学模型。

图中, J_i 为各构件等效转动惯量; K_{b1} 、 K_{b2} 分别为皮带的紧边和松边等效拉伸刚度; C_{b1} 、 C_{b2} 分别为皮带的紧边和松边等效阻尼; K_i 、 C_i 分别为传动轴等效扭转刚度及等效阻尼; K_{ij} 、 C_{ij} 分别为齿轮副的啮合刚度及啮合阻尼; θ_i 为各圆盘的转角; M_{bf} 为曲柄轴净扭矩 (曲柄轴处的等效阻力矩); M_{ed} 为电动机输出轴扭矩 (小皮带轮处的等效驱动力矩)。

根据 Lagrange 方程, 可以建立图 1(b) 所示的游梁式抽油机皮带减速箱传动系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + K_{b1} R_1 (\theta_1 R_1 - \theta_2 R_2) - K_{b2} R_1 (\theta_2 R_2 - \theta_1 R_1) + C_{b1} R_1 (\dot{\theta}_1 R_1 - \dot{\theta}_2 R_2) - C_{b2} R_1 (\dot{\theta}_2 R_2 - \dot{\theta}_1 R_1) - M_{ed} = 0, \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - K_{b1} R_2 (\theta_1 R_1 - \theta_2 R_2) + K_{b2} R_2 (\theta_2 R_2 - \theta_1 R_1) - C_{b1} R_2 (\dot{\theta}_1 R_1 - \dot{\theta}_2 R_2) + C_{b2} R_2 (\dot{\theta}_2 R_2 - \dot{\theta}_1 R_1) + K_1 (\theta_2 - \theta_3) + C_1 (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) = 0, \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + K_1 (\theta_3 - \theta_2) + C_1 (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + K_2 (\theta_3 - \theta_4) + C_2 (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + F_{d35} r_{b3} = 0, \\ J_4 \ddot{\theta}_4 + K_2 (\theta_4 - \theta_3) + C_2 (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + F_{d46} r_{b4} = 0, \\ J_5 \ddot{\theta}_5 + K_3 (\theta_5 - \theta_7) + C_3 (\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_7) - F_{d35} r_{b5} = 0, \\ J_6 \ddot{\theta}_6 + K_4 (\theta_6 - \theta_7) + C_4 (\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_7) - F_{d46} r_{b6} = 0, \\ J_7 \ddot{\theta}_7 + K_3 (\theta_7 - \theta_5) + C_3 (\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_5) + K_4 (\theta_7 - \theta_6) + C_4 (\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_6) + F_{d78} r_{b7} = 0, \\ J_8 \ddot{\theta}_8 + K_5 (\theta_8 - \theta_9) + C_5 (\dot{\theta}_8 - \dot{\theta}_9) + K_6 (\theta_8 - \theta_{10}) + C_6 (\dot{\theta}_8 - \dot{\theta}_{10}) - F_{d78} r_{b8} = 0, \\ J_9 \ddot{\theta}_9 + K_5 (\theta_9 - \theta_8) + C_5 (\dot{\theta}_9 - \dot{\theta}_8) + M_{bf}/2 = 0, \\ J_{10} \ddot{\theta}_{10} + K_6 (\theta_{10} - \theta_8) + C_6 (\dot{\theta}_{10} - \dot{\theta}_8) + M_{bf}/2 = 0. \end{cases}$$

其中 F_{dij} 表示为

$$\begin{cases} F_{d35} = K_{35} (\theta_3 r_{b3} - \theta_5 r_{b5}) + C_{35} (\dot{\theta}_3 r_{b3} - \dot{\theta}_5 r_{b5}), \\ F_{d46} = K_{46} (\theta_4 r_{b4} - \theta_6 r_{b6}) + C_{46} (\dot{\theta}_4 r_{b4} - \dot{\theta}_6 r_{b6}), \\ F_{d78} = K_{78} (\theta_7 r_{b7} - \theta_8 r_{b8}) + C_{78} (\dot{\theta}_7 r_{b7} - \dot{\theta}_8 r_{b8}). \end{cases} \quad (1)$$

式中, r_{bi} 为各齿轮或齿轮轴的齿根圆半径, m; F_{dij} 为轮齿的动态啮合力, N。

其中

$$\begin{cases} \delta_H = \frac{0.5793F_L}{E_g b} \left[\ln \left(\frac{E_g b h_1 h_2}{0.5793F_L} \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} \right) - 0.4286 \right], \\ \delta_{Ti} = \frac{F_L \cos^2 \theta}{E_g b} \left[12 \int_0^{y_L} \frac{(y_L - y)^2}{8x^3} dy + \right. \\ \left. (3 + \tan^2 \theta) \int_0^{y_L} \frac{1}{2x} dy \right], \\ \delta_{Ai} = \frac{F_L \cos^2 \theta}{E_g b} \left[5.214(y_L^2/s_L)^2 + 1.04y_L/s_L + \right. \\ \left. 1.39(1 + \tan^2 \theta) + 0.4485 \tan^4 \theta \right]. \end{cases}$$

式中, F_L 为轮齿啮合法向分配载荷, N; δ_H 为轮齿接触变形, m; δ_{Ti} 为轮齿弯曲及根部剪切引起的变形, m; δ_{Ai} 为轮齿弹性变形, m; E_g 为轮齿材料弹性模量, Pa; b 为齿轮齿宽, m; ρ 为齿廓曲线曲率半径, m; h_i 、 y_L 、 s_L 、 θ 为齿轮几何尺寸; x 、 y 为齿廓曲线坐标。

对于轮齿啮合时的载荷分配及啮合处的轮齿变形具体计算方法见文献[12]、[13]。

当考虑流体阻尼时, 齿轮传动啮合阻尼为

$$C_{ij} = C_{1ij} + C_{2ij}. \quad (10)$$

轮齿的啮合阻尼计算公式^[13-14] 为

$$C_{1ij} = 2\zeta_g \sqrt{\frac{K_i J_i r_{bi} J_j r_{bj}}{J_i r_{bi}^4 + J_j r_{bj}^4}}. \quad (11)$$

式中, ζ_g 为轮齿啮合阻尼比。

考虑润滑油的影响, 齿轮传动流体阻尼^[13-16] 为

$$\begin{cases} C_{2ij} = \nu \sqrt{\zeta_{s1}^2 + \zeta_{s2}^2}, \\ \zeta_{si} = \frac{\pi}{24} \zeta_1 \zeta_2 \rho D_i. \end{cases} \quad (12)$$

式中, ζ_1 为附加质量系数; ζ_2 为摩擦系数(根据润滑油匹配试验数据求得); D_i 为相互啮合齿轮分度圆直径, m; ρ 为润滑油密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; ν 为润滑油运动黏度, m^2/s 。

1.3 转动惯量计算

根据能量守恒原理将游梁式抽油机地面传动装置中悬点到曲柄的所有运动部件的转动惯量和质量转化到曲柄处, 则等效转动惯量 $J_{9(10)}$ 为

$$J_{9(10)} = \sum J_{gi} \left(\frac{\omega_{gi}}{\theta_{9(10)}} \right)^2 + \sum m_{gi} \left(\frac{v_{gi}}{\theta_{9(10)}} \right)^2. \quad (13)$$

式中, J_{gi} 、 ω_{gi} 、 v_{gi} 分别为摇杆机构中各机构转动惯量、角速度和速度。

2 仿真模型

2.1 系 统

游梁式抽油系统动力学仿真模型包括: 描述皮

带减速箱传动系统扭转振动的二阶常微分方程组和抽油杆柱轴向振动的波动方程。该模型是一个动力耦合的混合数学模型。将皮带减速箱传动系统微分方程(1)所示的二阶常微分方程组进行降阶, 即简化为一阶常微分方程组, 应用龙格库塔法建立地面常微分方程组数值积分形式的数值仿真模型; 应用差分法建立抽油杆柱波动方程的数值仿真模型。并应用迭代法求解系统受迫振动响应, 具体解法见文献[8]。

2.2 传动效率

建立系统各节点瞬时效率仿真模型、分析有杆抽油系统效率影响因素是进行有杆抽油机井能耗节点优化、系统故障诊断、提高系统效率的基础。皮带减速箱瞬时传动效率和平均传动效率分别为 η_{bg} 、 η_A ; 皮带与减速箱的瞬时传动效率 η_b 、 η_g 的计算公式为

$$\begin{aligned} \eta_{bg} &= \frac{M_{bf} \dot{\theta}_9}{M_{ed} \dot{\theta}_1}, \\ \eta_b &= \frac{K_1(\theta_2 - \theta_3) \dot{\theta}_2 + C_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \dot{\theta}_2}{M_{ed} \dot{\theta}_1}, \\ \eta_g &= \frac{M_{bf} \dot{\theta}_9}{K_1(\theta_2 - \theta_3) \dot{\theta}_2 + C_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \dot{\theta}_2}, \\ \eta_A &= \frac{1}{T} \int_0^T \eta_{bg} dt. \end{aligned}$$

3 仿真实例及其分析

仿真计算的基本参数为: 电动机额定功率 $P_H = 55$

kW, 额定转速 $n_H = 807 \text{ r/min}$, 同步转速 $n_0 = 1000 \text{ r/min}$; 皮带长度 $L = 4 \text{ m}$, 单根皮带线密度 $\rho = 0.37 \text{ kg/m}$; 皮带根数 $z = 4$; 单根皮带横截面积 $A = 1.55 \times 10^{-4} \text{ m}^2$; 摩擦系数 $\mu = 0.6$; 小皮带轮直径 $D_1 = 0.3 \text{ m}$; 小皮带轮转动惯量 $J_1 = 0.073 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 大皮带轮直径 $D_2 = 0.9 \text{ m}$; 大皮带轮转动惯量 $J_2 = 1.13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 第一根传动轴半径及长度为 $R_{23} = 0.05694 \text{ m}$, $R_{34} = 0.06175 \text{ m}$, $L_{23} = 0.342 \text{ m}$, $L_{34} = 0.536 \text{ m}$; 第二根传动轴半径及长度为 $R_{57}(R_{67}) = 0.0885 \text{ m}$, $L_{57}(L_{67}) = 0.278 \text{ m}$; 第三根传动轴半径及长度 $R_{89}(R_{810}) = 0.11937 \text{ m}$, $L_{89}(L_{910}) = 1.205 \text{ m}$; 第一根传动轴上的齿轮齿数 $z_3(z_4) = 1$, 模数 $m_{n3}(m_{n4}) = 0.006 \text{ m}$, 齿宽 $b_3(b_4) = 0.159 \text{ m}$, 齿厚 $S_3(S_4) = 0.0096 \text{ m}$, 轮齿悬臂长度 $l_3(l_4) = 0.009 \text{ m}$, 齿根圆半径 $r_3(r_4) = 0.062 \text{ m}$, 转动惯量 $J_3(J_4) = 0.25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 第二根传动轴上的齿轮齿数 $z_5(z_6) = 100$, $z_7 = 19$, 模数 $m_{n5}(m_{n6}) = 0.006 \text{ m}$, $m_{n7} = 0.009 \text{ m}$, 齿宽 $b_5(b_6) = 0.159 \text{ m}$, $b_7 = 0.238 \text{ m}$, 齿厚 $S_5(S_6) = 0.0096 \text{ m}$, $S_7 = 0.0144 \text{ m}$, 轮齿悬臂长度 $l_5(l_6) = 0.00816 \text{ m}$, $l_7 =$

0.013 5 m,齿根圆半径 $r_5(r_6) = 0.326$ m, $r_7 = 0.091$ m,转动惯量 $J_5(J_6) = 0.75$ kg · m², $J_7 = 2.75$ kg · m²;第三根传动轴上齿轮齿数 $z_8 = 102$,模数 $m_{n8} = 0.009$ m,齿宽 $b_8 = 0.238$ m,齿厚 $S_8 = 0.0144$ m,轮齿悬臂长度 $l_8 = 0.01224$ m,齿根圆半径 $r_8 = 0.490$ m,转动惯量 $J_8 = 2.75$ kg · m²;抽油机机构尺寸 $R_{cyj} = 0.971\,772\,1$ m, $P_{cyj} = 2.602\,525$ m, $C_{cyj} = 2$ m, $K_{cyj} = 3.197\,813$ m, $A_{cyj} = 2.5$ m, $I_{cyj} = 1.861\,722$ m。

3.1 系统动态特性

用单自由度等效曲柄仿真模型^[8-9]和本文所建立的多自由扭转振动仿真模型进行对比仿真计算。图 3 给出了曲柄瞬时转速、扭矩、悬点示功图与皮带

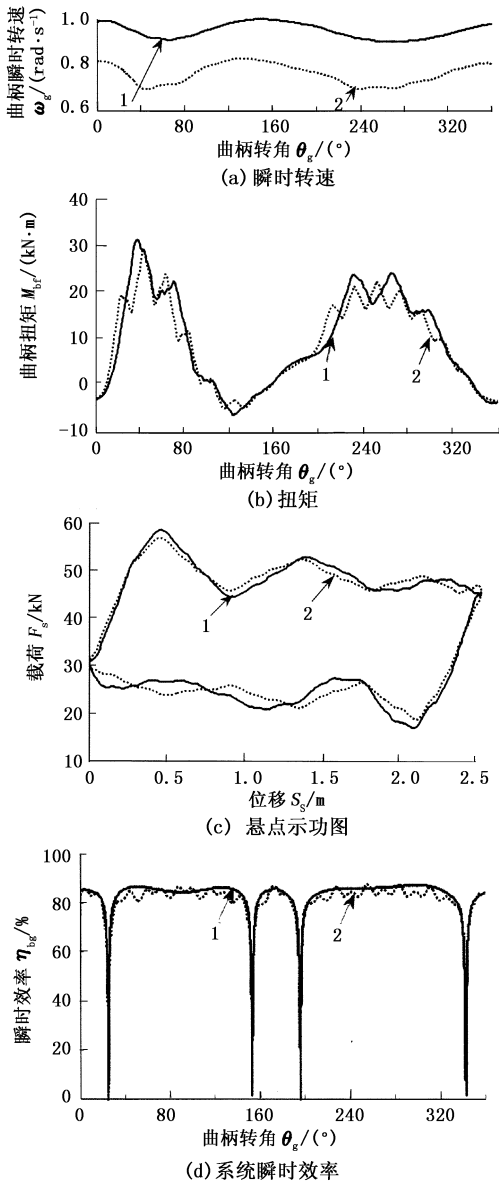


图 3 系统动态参数仿真结果对比曲线
Fig.3 Curves of comparison of dynamic parameters
减速箱瞬时传动效率的变化曲线(图中,箭头 1 指

向单自由度等效曲柄模型仿真结果,箭头 2 指向多自由度扭转振动仿真结果)。

3.2 瞬时传动效率及影响因素分析

皮带减速箱瞬时传动效率仿真结果如图 4 所示。

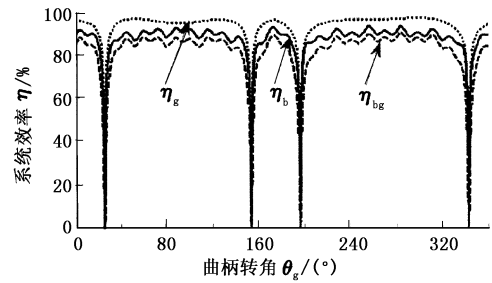


图 4 瞬时传动效率变化规律
Fig.4 Change rules of instantaneous efficiency of each node

图 5 给出了皮带减速箱平均传动效率随皮带预紧力、曲柄轴最大扭矩的变化规律。

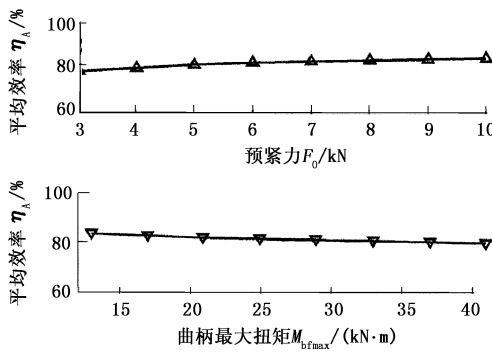


图 5 系统平均传动效率随皮带预紧力、曲柄最大负载扭矩变化规律
Fig.5 Change of average transmission efficiency of system with initial tension of belt and maximum load torque of crank

由图 5 可知:①当皮带未打滑时,预紧力越大,皮带减速箱传动系统的平均传动效率越大;②皮带减速箱传动系统平均传动效率受负载扭矩最大值影响,曲柄扭矩最大值越大,平均传动效率越小。

4 结 论

(1) 考虑地面传动装置的弹性时,曲柄扭矩、曲柄角速度波动明显,皮带减速箱瞬时传动效率不为常数,在进行游梁式抽油机地面传动装置动态仿真分析时,设定皮带减速箱传动效率为常数是合理的。

(2) 多自由度弹性系统扭转振动降低了系统传动效率,与减速箱传动系统扭转振动相比,皮带传动系统扭转振动对地面传动系统传动效率影响较大,

进行多自由度弹性系统仿真分析是必要的。

(3) 当负载扭矩幅值较小、皮带预紧力较大时,游梁式抽油机地面传动装置的传动效率较高;为此在油田实际操作中可通过合理配置抽汲参数降低负载扭矩幅值,增大皮带预紧力提高系统效率。

参考文献:

- [1] 姚春东. 提高抽油机井系统效率有效途径的计算机仿真分析[J]. 石油学报, 2005, 26(4): 106-110.
YAO Chun-dong. Computer simulation for enhancing system efficiency of rod pumping well[J]. Acta Petrolei Sinica, 2005, 26(4): 106-110.
- [2] 冯国强, 谢雄, 韩歧清, 等. 抽油机井系统动态实时分析模型[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2010, 34(4): 84-88.
FENG Guo-qiang, XIE Xiong, HAN Qi-qing, et al. Real time analysis model of rod-pumped well system performance[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2010, 34(4): 84-88.
- [3] 林日亿, 孙茂盛, 张邵东, 等. 有杆抽油泵沉没度的优化设计方法[J]. 石油大学学报: 自然科学版, 2005, 29(4): 87-90.
LIN Ri-yi, SUN Mao-sheng, ZHANG Shao-dong, et al. Optimization design method to determine submergence depth of sucker rod pump[J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 2005, 29(4): 87-90.
- [4] 狄勤丰, 王文昌, 胡以宝, 等. 定向井抽油杆柱空间形态的计算方法[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2011, 35(3): 72-75.
DI Qin-feng, WANG Wen-chang, HU Yi-bao, et al. Calculation method of sucker rod strings space configuration in directional well[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2011, 35(3): 72-75.
- [5] 王凯. 定向井有杆抽油泵系统诊断模型的建立[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2010, 34(2): 130-135.
WANG Kai. Modeling method for fault diagnosis to sucker rod pumping system in directional well[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2010, 34(2): 130-135.
- [6] 董世民, 马德坤, 李学丰. 游梁式抽油系统动态参数仿真的综合数学模型[J]. 石油机械, 2001(6): 46-48.
DONG Shi-min, MA De-kun, LI Xue-feng. A comprehensive mathematical model for simulation of dynamic parameters of beam pumping system[J]. China Petroleum Machinery, 2001(6): 46-48.
- [7] 吴晓东, 李兆文, 郜云飞, 等. 抽油机井系统数学仿真技术[J]. 石油学报, 2000, 21(5): 95-98.
WU Xiao-dong, LI Zhao-wen, GAO Yun-fei, et al. Digital simulation technique of rod pumping system[J]. Acta Petrolei Sinica, 2000, 21(5): 95-98.
- [8] 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: 52-72.
- [9] 董世民, 李海琴. 抽油机井系统效率极限值的仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(13): 3533-3537.
DONG Shi-min, LI Hai-qin. Simulating maximum of system efficiency of rod pumping wells [J]. Journal of System Simulating, 2008, 20(13): 3533-3537.
- [10] XU Jin-chao, LI Ju-hui, CHEN Jian, et al. Research on power saving positive torque and constant power pumping unit and tracking technique system[J]. Procedia Engineering, 2012(29): 1034-1041.
- [11] 罗善明, 余以道, 郭迎福, 等. 带传动理论与新型带传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006: 62-78.
- [12] 邵忍平. 机械系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 244-258.
- [13] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996: 154-188.
- [14] ANDERSSON A, VEDMAR L. A dynamic model to determine vibrations in involute helical gears[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003(260): 195-212.
- [15] 綦耀光. 二级分流式双圆弧齿轮减速箱结构特性对其振动性能的影响[J]. 石油大学学报: 自然科学版, 1998, 22(6): 68-73.
QI Yao-guang. Effects of structure parameters on the vibration behaviors of reducing box with two stage split flow Novikov gears of double circular arc tooth profiles [J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of Natural Science), 1998, 22(6): 68-73.
- [16] 曹宇光, 张士华, 刘海超, 等. 大型开式齿轮损伤强度数值模拟分析[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2012, 36(5): 129-135.
CAO Yu-guang, ZHANG Shi-hua, LIU Hai-chao, et al. Numerical simulation analysis of damages on strength of large-scale open gears [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2012, 36(5): 129-135.

(编辑 沈玉英)