

# 煤层气井有杆泵设备泵阀运动规律和开启条件

刘新福<sup>1</sup>, 慕耀光<sup>1</sup>, 吴建军<sup>1</sup>, 郭本广<sup>2</sup>, 孟尚志<sup>2</sup>

(1. 中国石油大学(华东)机电工程学院, 山东 青岛 266555; 2. 中联煤层气有限责任公司, 北京 100011)

**摘 要:**在分析固定阀开启压差的基础上,建立了泵阀运动规律的数学模型和开启条件的计算模型,并利用仿真分析,获得泵阀在不同工况下的运动规律、水力损失和临界淹没度。结果表明:临界淹没度的存在可很好地解释低淹没度下泵阀不能顺利开启和井口间歇式出水现象;冲程和冲次的增大,使阀球升程增加,利于井液入泵;同时使速度变化加快,提高井液流速和携煤粉能力,但容易造成阀球“抖动”现象,降低泵效;固定阀阀球在开启瞬间的加速度和水力损失较大,二者幅值波动的频率较快并在短时间内迅速变小,最后趋向稳定;临界淹没度和水力损失随泵型和冲次的增加而增大,依据水力损失最大值可得到 38 mm 和 44 mm 泵的临界淹没度通常在 3~5 m。

**关键词:**煤层气井;有杆泵;泵阀;低淹没度;开启条件

中图分类号:P634.32 文献标志码:A

## The kinetic characteristic and opening condition of fixed valve for sucker rod pump in CBM wells

LIU Xin-fu<sup>1</sup>, QI Yao-guang<sup>1</sup>, WU Jian-jun<sup>1</sup>, GUO Ben-guang<sup>2</sup>, MENG Shang-zhi<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266555, China; 2. China United Coalbed Methane Company Limited Beijing 100011, China)

**Abstract:** The mathematic models of kinematic law and opening condition were developed based on the opening pressure drop of fixed valve. The kinematic relation, hydraulic loss and critical submergence depth of fixed valve under different working condition were obtained with the realistic model. The results show that the critical submergence depth in the wellbore can reveal the phenomenon of the valve shutting down and intermittent water flow at the wellhead. An increased stroke and pumping speed results to an increased displacement of the valve ball and variation of initial velocity. And it is beneficial for the well liquid to go into the valve, enhances the ability to carrying coal dust, and makes the valve tremble and decline the pump efficiency. The instantaneous acceleration and hydraulic loss of the fixed valve are large, the frequencies of oscillation are high, and become low during the stroke. The critical submergence depth and hydraulic loss increase due to the size of pump and pumping speed. And based on the maximum hydraulic loss, the critical submergence depth can be obtained within 3~5 m for the pump of 38 mm and 44 mm.

**Key words:** CBM well; sucker rod pump; fixed valve; low submergence depth; opening condition

我国目前投产的煤层气井主要采用有杆泵设备进行排采,它是由抽油机、杆管和抽油泵为主的有杆抽吸系统实现的<sup>[1-2]</sup>。系统总结鄂尔多斯韩城区块“十一五”现场测试结果,煤层气井自身井浅、淹没度较低<sup>[3-4]</sup>,稳定生产期间仅有数米至十几米,相对于

油井几百米的淹没度来说非常的低。煤层气井较低的淹没度,一方面增大了生产压差<sup>[5]</sup>,利于气体的解吸;另一方面却不利于抽油泵的正常工作,泵最低的淹没度即油管外液柱对泵入口处最低压力要求能够克服泵吸入口流动阻力<sup>[6]</sup>,泵阀才能够顺利开启。

收稿日期:2011-05-27 责任编辑:韩晋平

基金项目:国家科技重大专项资助项目(2011ZX05062-004);国家自然科学基金资助项目(51174224);中国石油大学研究生创新工程资助项目(CXZD11-09)

作者简介:刘新福(1983—),男,山东威海人,博士研究生。Tel:0546-8391271, E-mail: updoctor@126.com

确定临界沉没度与设置合理沉没度是目前煤层气井排采的技术难题,对保证泵正常工作具有重要意义。

目前对阀球运动规律的研究尚少。Rowlan 等<sup>[7-8]</sup>通过测量井筒中动液面的位置、油管外液柱的密度以及泵效,获得泵吸入口处的压力并给出泵正常工作的合理沉没度。林日亿等<sup>[9]</sup>通过分析泵效对机采效率的影响以及影响泵效的因素,给出沉没度和其他抽吸参数的优化设计方法。但是,这些方法研究的对象是油井几百米的较高沉没度,而且并没有给出泵阀顺利开启所需的沉没度条件。为此,笔者研究了泵阀的运动规律和水力损失,并利用仿真分析,得到泵阀在不同工况下的临界沉没度。

## 1 泵阀运动规律的数学模型

### 1.1 泵阀开启压差的计算模型

泵阀的开启和关闭对泵正常工作有着重要的影响,确定合理泵阀压差是建立泵阀运动模型的基础。泵阀的开启压差取决于阀座口的结构形式,目前煤层气井有杆泵设备阀座口(密封部分)主要以不完全研合阀口结构为主<sup>[10]</sup>,阀球所受到的井液作用力  $F$  的计算式为

$$F = 4\pi \int_{0.5d_2}^{0.5d_1} \frac{p_D - p_U}{d_2 - d_1} (r - 0.5d_1) r dr + 2\pi \int_{0.5d_2}^{0.5d_1} p_D r dr + 0.25\pi d_1^2 p_D - 0.25\pi d_2^2 p_U \quad (1)$$

由此,泵阀启闭时井液对阀球的作用力为

$$F = 0.262(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)(p_D - p_U) \quad (2)$$

式中,  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $p_U$ 、 $p_D$  分别为阀球下端承压面直径(mm)、阀球上端承压面直径(mm)、研合密封弦以上阀球所受的液体压力(MPa)和研合密封弦以下阀球所受的液体压力(MPa)。

依据式(2),在忽略阀球惯性力的情况下,有杆泵设备泵阀的开启压差  $\Delta p$  为

$$\Delta p = p_D - p_U = \frac{3.82G}{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2} \quad (3)$$

式中,  $G$  为泵阀阀球的重力, N。

### 1.2 固定阀阀球运动规律计算模型

为了便于研究抽油泵固定阀阀球的运动规律,需作适当的假设:①进泵井液各点处的压力<sup>[11]</sup>与密度相等;②忽略进泵井液在泵筒内流动的摩阻损失,抽油泵固定阀的典型结构如图 1 所示。图 1 中,  $h_s$ 、 $r_s$  和  $r_{su}$  分别为任意时刻  $t$  的阀球升程(m)、固定阀座孔半径(m)和固定阀座孔研合宽度的最大半径(m)。

根据井液流动连续方程,时刻  $t$  抽油泵泵筒内的井液质量  $m_t$  为

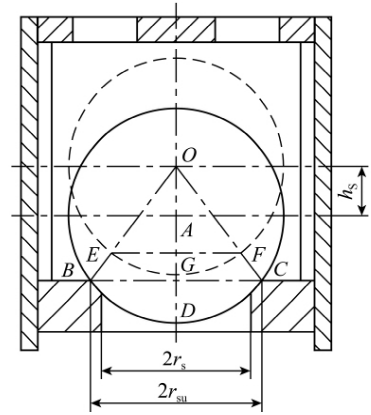


图 1 杆泵固定阀结构

Fig. 1 Structure of fixed valve for sucker rod pump

$$m_t = \rho(A_p S_0 + A_p x_p - V_s) \quad (4)$$

$dt$  时刻后,抽油泵柱塞位移的增量为  $dx_p$ ,泵筒压力增量为  $dp$ ,井液密度增量为  $d\rho$ ,容积体积增量为  $dV_s$ ,由此得到泵筒内增加的井液质量  $dm$  为

$$dm \approx (A_p S_0 + A_p x_p - V_s) d\rho - dV_s \rho + dx_p A_p \rho \quad (5)$$

式中,  $A_p$  和  $S_0$  分别为泵筒截面积( $m^2$ )和泵防冲距容积转换成  $A_p$  时的高度(m);  $V_s$  为阀隙、阀球与阀座间的体积,其计算式为

$$V_s = \frac{2\pi r_s^3}{3} \frac{h_s + (r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5}}{\sqrt{r_s^2 + h_s^2 + 2h_s(r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5}}} + \frac{\pi}{3} r_{su}^2 h_s - \frac{2\pi}{3} r_s^2 (r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5} \quad (6)$$

$dt$  时间内,流经阀隙进入泵内的井液质量为

$$dm' = \sqrt{2}\mu A_{xs} \varepsilon_s \rho_s^{0.5} |p_s - p|^{0.5} dt \quad (7)$$

式中,  $p_s$  为入泵前井液压力, MPa;  $\mu$  为流量系数;  $\rho_s$  为入泵前井液密度,  $kg/m^3$ ;  $\varepsilon_s$  为系数( $p_s - p \geq 0$  时,  $\varepsilon_s = 1$ ;  $p_s - p < 0$  时,  $\varepsilon_s = -1$ );  $A_{xs}$  为阀隙过流面积,其计算式为

$$A_{xs} = \pi r_{su} \frac{2(r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5} + h_s}{\sqrt{r_s^2 + h_s^2 + 2h_s(r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5}}} h_s \quad (8)$$

泵筒内井液质量的增量  $dm$  等于通过阀隙流入泵内的井液质量  $dm'$ 。泵筒压力  $p$  与密度  $\rho$  之间具有一定的函数关系,即  $\rho = F(p)$ , 则有

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\sqrt{2}\mu A_{xs} \varepsilon_s \rho_s^{0.5} |p_s - p|^{0.5}}{A_p(S_0 + x_p) - V_s} \frac{dp}{d\rho} + \frac{\rho}{A_p(S_0 + x_p) - V_s} \left( \frac{dV_s}{dt} - A_p \frac{dx_p}{dt} \right) \frac{d\rho}{d\rho} \quad (9)$$

固定阀中阀球的运动看作是沿阀座中心线的直线运动,根据泵阀的平衡条件,可建立固定阀阀球运动的微分方程。

$$\frac{d^2 h_s}{dt^2} = \frac{A_{VS}}{m_s} (p_s - p) \quad (10)$$

式中  $m_s$  为阀球质量, kg;  $A_{VS}$  为固定阀的工作面积, 其计算公式为

$$A_{VS} = \frac{\pi}{3} r_{su}^2 + \frac{2\pi}{3} \frac{r_{su}^2 r_s^3}{r_s^2 + h_s^2 + 2h_s(r_s^2 - r_{su}^2)^{0.5}} \quad (11)$$

由此, 依据井液连续流动方程, 可得到固定阀阀球运动的常微分方程组, 即

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = \frac{\sqrt{2}\mu L_{XS} x_2 \varepsilon_S \rho_S^{0.5} |p_s - p|^{0.5}}{A_p(S_0 + x_p) - V_S} \frac{dx_1}{dp} + \\ \frac{\rho(A_{VS} x_3 - A_p dx_p/dt)}{A_p(S_0 + x_p) - V_S} \frac{dx_1}{dp} \\ \frac{dx_2}{dt} = x_3 \\ \frac{dx_3}{dt} = \frac{A_{VS}}{m_s} (p_s - x_1) \end{cases} \quad (12)$$

其中, 该模型的边界条件为

$$\begin{cases} x_1|_{t=0} = p_{0S} \\ x_2|_{t=0} = 0 \\ x_3|_{t=0} = 0 \end{cases}$$

式中  $x_1$ 、 $x_2$  和  $x_3$  分别为泵筒内井液的压力 (MPa)、泵阀升程 (m) 和泵阀的运动速度 (m/s);  $p_{0S}$  为固定阀开启时泵内的压力, MPa。

首先, 利用式 (3) 建立泵阀开启的压强关系; 然后, 依据固定阀阀球运动的微分方程组, 建立泵阀运动规律的数学模型; 最后, 利用模型的边界条件进行数值求解, 便可得到抽油泵泵阀的运动规律。

## 2 泵阀开启条件的计算模型

### 2.1 固定阀水力损失的确定

泵阀的计算包括两个方面: 一是流经阀隙的水力损失<sup>[12]</sup>; 二是惯性的压头损失。假设井筒中井液的流动处于稳定状态, 可建立固定阀阿道尔夫的精确微分方程。另外, 考虑阀球的惯性力作用后, 便可得到其受力平衡方程式为

$$\psi h_{wv} \rho A_{VS} g = m_s g + m_s a_v \quad (13)$$

其中  $h_{wv}$  和  $\psi$  分别为阀球阻力损失 (m) 和阀球受力系数。依据式 (10), 阀球加速度  $a_v$  的计算式为

$$a_v = \frac{d^2 h_s}{dt^2} = \frac{A_{VS}}{m_s} (p_s - p) \quad (14)$$

由此, 固定阀的水力损失  $K_R$  为

$$K_R = \frac{m_s g + A_{VS} (p_s - p)}{\psi \rho g A_{VS}} \quad (15)$$

内井液运动的惯性而消耗的能量。流道中井液的推动作用使得阀球向上运动, 设井液加速度为  $a'$ , 阀球升高  $dh$ , 则克服阀球的惯性所消耗的能量为

$$dW_1 = m_s a' dh \quad (16)$$

同时, 井液也移动了  $dh$ , 为克服井液的惯性所消耗的能量为

$$dW_2 = \frac{G' a' dh}{g} = \rho A_{VS} a' dh^2 \quad (17)$$

其中,  $G'$  为阀座中移动井液的自重。由此, 体积  $A_{VS} dh$  的井液克服惯性作用所消耗的总能量为

$$dW = dW_1 + dW_2 = \left( \frac{G}{g} + \frac{G'}{g} \right) a' dh \approx \frac{G}{g} a' dh \quad (18)$$

依据式 (16) 中的井液加速度  $a'$ , 可得到泵阀流的连续方程为

$$A_{VS} v_B = Av \quad (19)$$

其中  $v_B$  为井液流速, m/s;  $A$  为柱塞截面积;  $v$  为柱塞速度。式 (19) 两端对时间进行一次微分, 则有

$$a' = \frac{A}{A_{VS}} \frac{dv}{dt} \quad (20)$$

单位质量液体克服惯性力所消耗的能量为惯性压头损失, 以  $K_I$  表示, 则

$$K_I = \frac{dW}{\rho A_{VS} g dh} \approx \frac{Ga'}{g^2 \rho A_{VS}} \quad (21)$$

惯性压头损失  $K_I$  主要受冲次及阀座过流面积的影响, 通常以其最大值  $K_{I\max}$  进行计算, 即

$$K_{I\max} = \frac{19.74 m_s AS}{\rho A_{VS}^2 T^2 g} \quad (22)$$

式中  $S$  和  $T$  分别为悬点冲程长度 (m) 和一个冲程的周期 (s)。

求解固定阀球的运动微分方程, 可得到泵阀的运动规律, 包括阀球的升程、速度和加速度变化, 在此基础上, 建立固定阀水力损失的数学模型。

### 2.2 临界沉没度的确定

在煤层气井排采实际中, 有杆抽油泵的沉没度通常为常规油井的几十分之一, 甚至更低, 对泵阀的开启提出了更高要求。为此, 需要确定泵阀顺利开启并能够完全打开所需要的最低沉没度, 即临界沉没度, 以便保证排采中泵的正常工。

在上冲程时抽油泵固定阀打开, 泵阀主要受到泵筒内液体压力、泵入口处压力、阀球的惯性力和液体的惯性力<sup>[13]</sup>作用。由此, 泵阀的水力损失为

$$K = K_R + K_{I\max} \quad (23)$$

泵阀的临界沉没度主要由水力损失  $K$ 、泵内余隙高度  $h_A$ 、柱塞有效冲程长度  $S_V$  组成, 则有

$$h = h_A + S_Y + K \quad (24)$$

### 3 泵阀运动规律的仿真分析

#### 3.1 基本参数

为了揭示泵阀运动规律和开启条件,以鄂尔多斯盆地韩城区块煤层气井 WL1-001 的排采参数为依据进行仿真分析,该井完井和压裂后,连续排采 2 a 以上,积累了丰富的基础资料,其生产参数取值为:油管外径为 73.02 mm,套管外径为 177.8 mm,泵径为 38 mm,泵阀余隙为 0.6 mm,排液量为 10 m<sup>3</sup>/d,井口套压为 0.5 MPa,沉没压力为 0.794 MPa,抽油泵出口压力为 6.1 MPa,泵阀开启压差为 3 kPa。

#### 3.2 仿真结果与分析

对上述数学模型进行数值求解,可得到不同工况下泵阀的运动规律和瞬时开启所要求的条件。

图 2(a) 中,固定阀阀球的位移变化近似为正弦规律。随冲程和冲次的增大,阀球的升程高度增加,图中冲程由 1.5 m 增大到 3.0 m 时,泵阀的升程由 8.5 mm 上升到 14.2 mm,这有利于低沉没度情况下,井液进入泵中,从而提高泵的充满系数和泵效。

由图 2(b) 可知,阀球的初始速度变化较大,使得其加速度的变化较快。而且增大冲程和冲次会使阀球的初始速度变化进一步变大且加速度的变化加快,这有利于提高井液进泵的流速,提高井液携带煤粉的能力。但是,速度变化过快,会减小阀球和阀罩的使用寿命,加上泵筒内压差变化较大,容易造成阀球出现“抖动”现象,从而降低泵效。

图 3(a) 为上冲程中固定阀的加速度随开启时间的变化曲线。可以看出,固定阀的阀球在刚开启瞬间,存在有很大的加速度,而且加速度幅值波动的频率较快。由于开启瞬间阀球上下压差的巨大变化以及开启过程中的阻力的影响,使幅值在短时间内迅速变小,并趋向平缓。图中阀球在泵阀开启的 0.015 s 内,其加速度迅速增大至 9.4 m/s<sup>2</sup>,并以周期函数的形式进行波动,周期约为 0.003 5 s。0.015 0 s 后,加速度迅速减小,并趋向稳定,直至减小为 0。

利用泵阀开启条件的数学模型,进行数值求解,得到固定阀的水力损失和泵阀开启的临界沉没度。图 3(b) 为上冲程中固定阀的水力损失随开启时间的变化曲线,可以看出,泵阀在开启瞬间,固定阀的水力损失很大,并且幅值波动的频率较快,波动在短时间内迅速减小,然后趋向平缓。图 3(b) 中水力损失在泵阀开启瞬间达到最大值(1.069 m),然后以周期函数的形式进行波动。0.015 s 后,水力损失的值迅速减小,并逐渐趋向稳定值(0.589 m)。在此基础上,

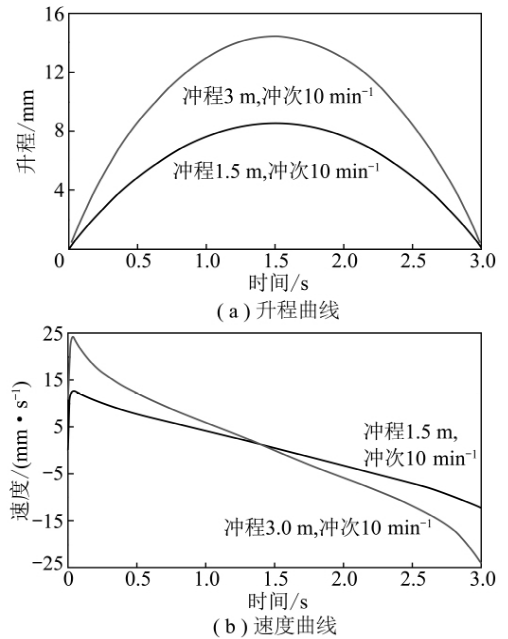


图 2 上冲程固定阀阀球的运动曲线

Fig. 2 The kinematic relation of fixed valve on upstroke

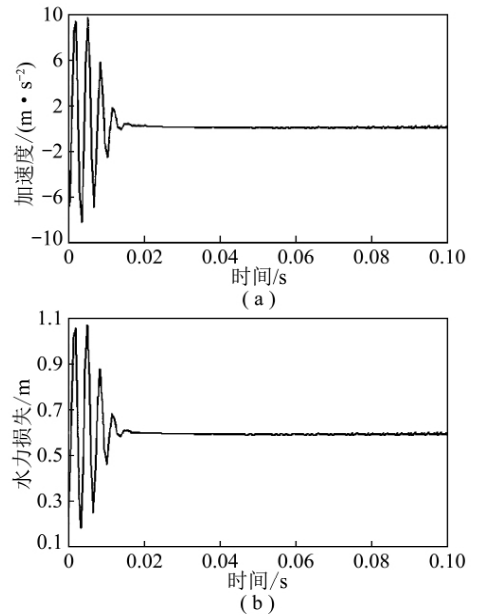


图 3 上冲程中固定阀的瞬间加速度和瞬间水力损失变化曲线

Fig. 3 The instantaneous acceleration and the instantaneous hydraulic loss of the fixed valve during upstroke

结合式(24),可得该型泵在此种工况下,开启泵阀所需的临界沉没度(3.169 m)。

依据模型的求解结果及其分析,可以得到不同泵径、冲次和冲程时泵阀开启所需的临界沉没度。以韩城地区常用泵型 38 mm 和 44 mm,冲程 1.5 m 为例,进行分析,得到不同冲次时的临界沉没度(表 1)。

从表 1 中可以看出,相同泵型和冲程的情况下,临界沉没度随冲次的增大而稍微增大,冲次变化对临

界淹没度的影响较小,对于 38 mm 的泵,冲次由  $4 \text{ min}^{-1}$  调整为  $10 \text{ min}^{-1}$  时,临界淹没度仅由 3.155 m 增大到 3.169 m。相同冲程和冲次的情况下,临界淹没度随着泵型的增大而增大,38 mm 和 44 mm 泵的固定阀球大小相同,阀结构尺寸相同,由此 44 mm 泵固定阀的水力损失较大。

表 1 不同冲次时开启泵阀的临界淹没度

Table 1 The critical submergence depth for the different pump diameters and pumping speeds

泵径/ mm	冲次/ ( $\text{min}^{-1}$ )	临界淹没 度/m	泵径/ mm	冲次/ ( $\text{min}^{-1}$ )	临界淹没 度/m
38	4	3.155	44	4	3.157
38	6	3.156	44	6	3.158
38	8	3.163	44	8	3.165
38	10	3.169	44	10	3.227

依据仿真分析的结果,可以得出煤层气排采井主要的两种泵型(38 mm 和 44 mm)的临界淹没度,分别为 3.169 m 和 3.227 m。

## 4 结 论

(1) 低淹没度下泵阀的开启与泵的结构(阀球大小、质量等)有关,现场出现泵阀不能顺利开启或完全打开的问题是由煤层气井淹没度较低和泵内混有气体使得泵阀开启压力较大造成的。

(2) 不同工况下,38 mm 和 44 mm 泵的临界淹没度通常介于 3~5 m,这与煤层气井实际生产动态一致,由此可以解释,稳定生产后,泵阀淹没度低于临界淹没度时,井口出现“间歇式出水”现象。

(3) 冲程和冲次的增大,使得阀球升程高度增加和速度变化加快,提高了井液进泵速度和携煤粉能力,但速度变化过快,会出现阀球“抖动”现象,降低泵效。泵阀开启瞬间的加速度和水力损失幅值波动频率较快,短时间内迅速变小后趋向平缓。

(4) 冲程相同时,临界淹没度和水力损失随泵型和冲次的增大而增大。以最大的水力损失作为泵阀开启的最低条件,可得到泵的临界淹没度。

## 参考文献:

[1] Hirschfeldt C M, Ruiz R. Selection criteria for artificial lift system based on the mechanical limits: case study of Golfo San Jorge Basin [A]. Proceedings of the Annual Technical Conference and Exhibition [C]. SPE 124737 2009: 1-14.

[2] 刘新福, 慕耀光, 李延祥, 等. 煤层气井有杆泵排采设备设计计算方法[J]. 煤炭学报 2010 35(10): 1685-1691.  
Liu Xinfu, Qi Yaoguang, Li Yanxiang, et al. Design calculation of sucker rod pumps in coalbed methane wells [J]. Journal of China Coal Society 2010 35(10): 1685-1691.

[3] Vicki A H, Paul S S. A guide to coalbed methane operations [M]. Alabama, Birmingham: Gas Research Institute 2002: 601-612.

[4] 刘新福, 慕耀光, 刘春花, 等. 气水两相煤层气井井底流压预测方法[J]. 石油学报 2010 31(6): 998-1003.  
Liu Xinfu, Qi Yaoguang, Liu Chunhua, et al. Prediction of flowing bottomhole pressures for two-phase coalbed methane wells [J]. Acta Petrolei Sinica 2010 31(6): 998-1003.

[5] Clarkson C R, Jordan C L, Gierhart R R, et al. Production data analysis of CBM wells [A]. Proceedings of Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium [C]. SPE 107705 2007: 1-17.

[6] 陈德春, 薛建泉, 廖建贵. 抽油泵合理沉没压力的确定方法[J]. 石油钻采工艺 2003 25(5): 75-77.  
Chen Dechun, Xue Jianquan, Liao Jianguai. Method to determine the reasonable submergence pressure of sucker rod pumps [J]. Oil Drilling & Production Technology 2003 25(5): 75-77.

[7] Rowlan O L, Podio A L, McCoy J N. Pump intake pressure determined from fluid levels, dynamometers and valve test measurements [A]. Proceedings of the Canadian International Petroleum Conference [C]. CIPC 2009-170 2009: 1-13.

[8] Podio A L, McCoy J N. Total well management [A]. Proceedings of the Production and Operations Symposium [C]. SPE 67273, 2001: 1-14.

[9] 林日亿, 孙茂盛, 张邵东, 等. 有杆抽油泵淹没度的优化设计方法[J]. 石油大学学报 2005 29(4): 87-90.  
Lin Riyi, Sun Maosheng, Zhang Shaodong, et al. Optimization design method to determine submergence depth of sucker rod pump [J]. Journal of the University of Petroleum 2005 29(4): 87-90.

[10] 李俊杰, 隋德生. 抽油泵阀开启压差的计算方法[J]. 石油机械 1998 26(7): 42-44.  
Li Junjie, Sui Desheng. Method for calculation pressure drop over valve of sucker rod pump [J]. China Petroleum Machinery, 1998, 26(7): 42-44.

[11] 杨华勇, 马吉恩, 徐兵. 轴向柱塞泵流体噪声的研究现状[J]. 机械工程学报 2009 45(8): 71-79.  
Yang Huayong, Ma Ji'en, Xu Bing. Research status of axial pump fluid-borne noise [J]. Journal of Mechanical Engineering 2009 45(8): 71-79.

[12] Gabor T. Ways to obtain optimum power efficiency of artificial lift installations [A]. Proceedings of the Oil and Gas India Conference and Exhibition [C]. SPE 126544 2010: 101-111.

[13] Khasanov M M, Krasnov V A, Khabibullin A A, et al. New method for fluid level depression test interpretation based on modern multi-phase flow calculation techniques [A]. Proceedings of the Annual Conference and Exhibition [C]. SPE 129562 2010: 1-10.