

第三章 有杆泵采油

有杆泵采油包括游梁式抽油机有杆泵采油和地面驱动螺杆泵采油。两者都是用抽油杆将地面动力传递给井下泵。前者是将抽油机悬点的往复运动通过抽油杆传递给井下柱塞泵；后者是将井口驱动头的旋转运动通过抽油杆传递给井下螺杆泵。本章只讲授目前矿场普遍采用的游梁式抽油机并有杆泵采油。

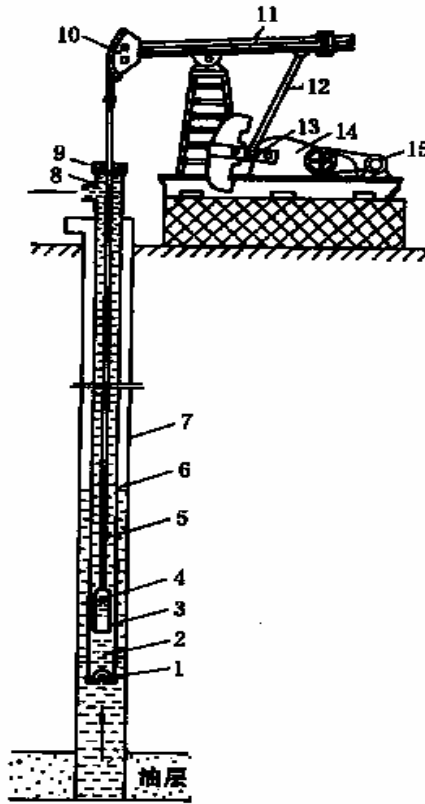


图3-1 抽油装置示意图

1—吸入凡尔；2—泵筒；3—柱塞；4—排出凡尔；5—抽油杆；6—油管；7—套管；8—三通；
9—盘根盒；10—驴头；11—游梁；12—连杆；13—曲柄；14—减速箱；15—动力机(电动机)

3.1 抽油装置及泵的工作原理

3.1.1 抽油装置

抽油装置是指由抽油机、抽油杆及抽油泵所组成的抽油系统。图3-1所示为游梁式抽油装置工作示意图。用油管6把深井泵的泵筒2下到井内液面以下，在泵筒下部装有

只能向上打开的吸入凡尔(固定凡尔)1。用直径16~25 mm的抽油杆柱5把柱塞3从油管内下入泵筒。柱塞上装有只能向上打开的排出凡尔(游动凡尔)4。最上面与抽油杆相联接的杆称光杆，它穿过三通8和盘根盒9悬挂在驴头10上。借助于抽油机的曲柄连杆机构13和12的作用，把动力机15(电动机或天然气发动机)的旋转运动变为光杆的往复运动，用抽油杆柱带动深井泵的柱塞进行抽油。

(1)抽油机

抽油机是有杆深井泵采油的主要地面设备。游梁式抽油机主要由游梁-连杆-曲柄机构、减速箱、动力设备和辅助装置等四大部分组成。工作时，动力机将高速旋转运动通过皮带和减速箱传给曲柄轴，带动曲柄作低速旋转。曲柄通过连杆经横梁带动游梁作上下摆动。挂在驴头上的悬绳器便带动抽油杆柱作往复运动。

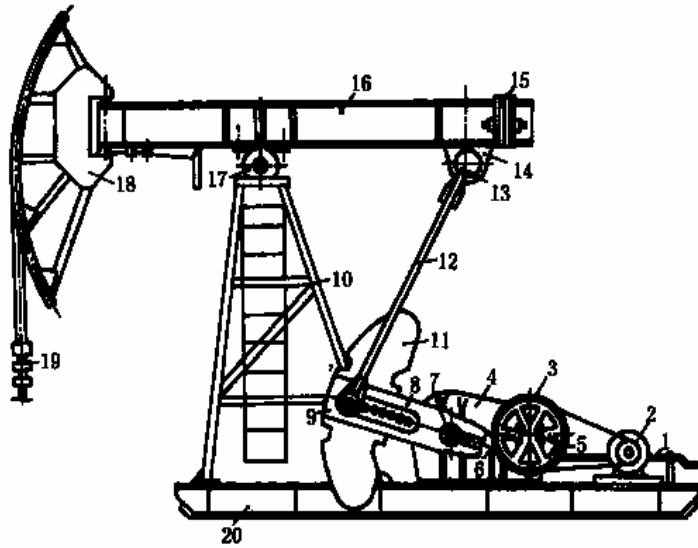


图3-2 抽油机结构简图

- 1—刹车装置;2—电动机;3—减速箱皮带轮;4—减速箱;5—输入轴;6—中间轴;
7—输出轴;8—曲柄;9—连杆轴;10—支架;11—曲柄平衡块;12—连杆;13—横梁轴;
14—横梁;15—游梁平衡块;16—游梁;17—支架;18—驴头;19—悬绳器;20—底座

游梁式抽油机按结构可分为：普通式(图3-2)和前置式(图3-3)。两者的主要组成部分相同，只是游梁和连杆的连接位置不同。普通式多采用机械平衡，支架在驴头和曲柄连杆之间，其上、下冲程的时间相等。前置式多采用气动平衡，且多为重型长冲程抽油机。前置式的上冲程曲柄转角为195°，下冲程为165°，使上冲程较下冲程慢。这种抽油机曲柄旋转方向与普通型相反，当驴头在右侧时，曲柄顺时针转动。

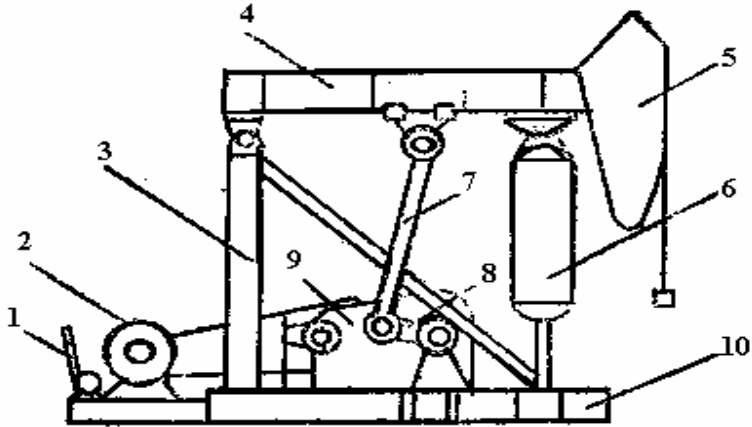


图3-3 前置式气动平衡抽油机结构简图

1—刹车;2—电动机;3—支架;4—游梁;5—驴头;6—气平衡活塞缸;7—连杆;
8—曲柄;9—减速箱;10—底座

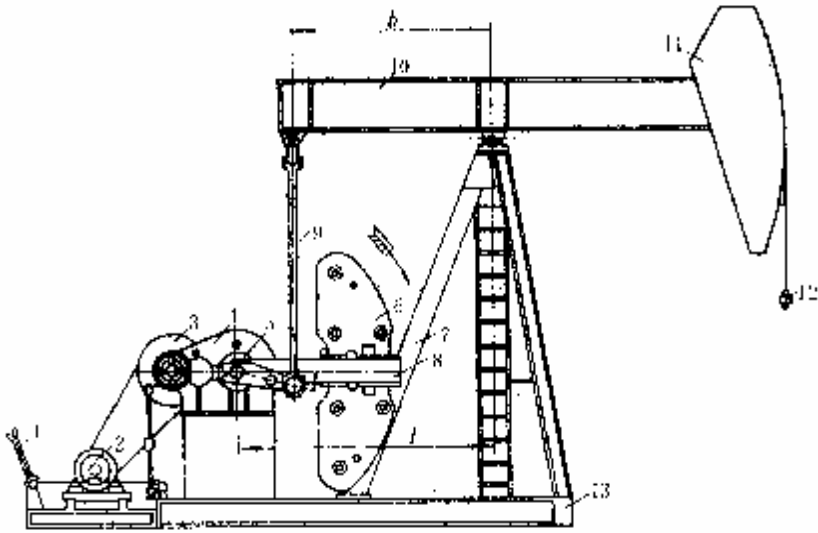


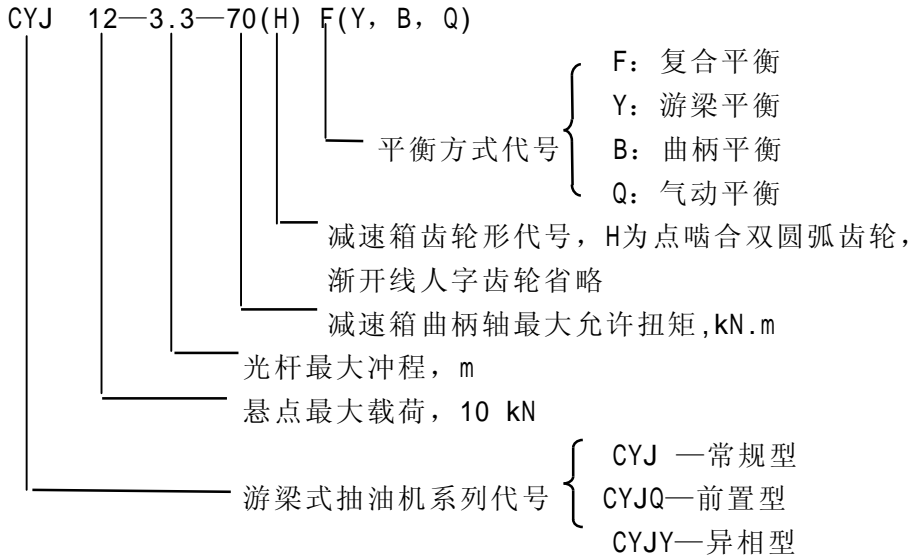
图3-4 异相型游梁式抽油

1—刹车装置;2—动力机;3—减速箱皮带轮;4—减速箱;5—输出轴;
6—平衡重;7—支架;8—曲柄;9—连杆;10—游梁;11—驴头;
12—悬绳器;13—底座

为了节能和加大冲程,又出现了多种变型的游梁式抽油机,如异相型游梁式抽油机(图3-4)。异相型游梁式抽油机又称曲柄偏置式游梁抽油机,其平衡重中心线与曲柄中心线有一相位角,使峰值扭矩降低,使上冲程较下冲程慢。当驴头在右侧时,曲柄

顺时针转动。

我国已制定了游梁式抽油机系列标准,其型号表示方法如下:



(2)抽油泵

抽油泵是抽油的井下设备。它所抽汲的液体中含有砂、蜡、气、水及腐蚀性物质,又在数百米到上千米的井下工作,有的井泵内压力会高达20 MPa以上。所以,它的工作环境复杂,条件恶劣,而泵工作的好坏又直接影响到油井产量。因此,抽油泵一般应满足下列要求:

- 结构简单,强度高,质量好,连接部分密封可靠;
- 制造材料耐磨和抗腐蚀性好,使用寿命长;
- 规格类型能满足油井排液量的需要,适应性强;
- 便于起下;
- 在结构上应考虑防砂、防气,并带有必要的辅助设备。

抽油泵主要由工作筒(外筒和衬套)、柱塞及游动凡尔(排出凡尔)和固定凡尔(吸入凡尔)组成。按照抽油泵在油管中的固定方式,抽油泵可分为管式泵和杆式泵。

1)管式泵

图3-5a为普通管式泵的结构示意图。其特点是把外筒和衬套在地面组装好接在油管下部先下入井内,然后投入固定凡尔,最后把柱塞接在抽油杆柱下端下入泵内。检泵打捞固定凡尔时,通常采用两种方式:一种是利用柱塞下端的卡扣或丝扣起抽油杆柱时将固定凡尔捞出;另一种是柱塞下部无打捞装置,在起出抽油杆柱和柱塞后,用绞车、钢丝绳下入专门的打捞工具将固定凡尔捞出。目前大多数用管式泵的抽油井是在起抽油杆及柱塞时打开装在油管下部的井下泄油器,而不用捞固定凡尔。

管式泵的结构简单、成本低,在相同油管直径下允许下入的泵径较杆式泵大,因而排量。但检泵时必须起出油管,修井工作量大,故适用于下泵深度不很大,产量

较高的油井。

2) 杆式泵

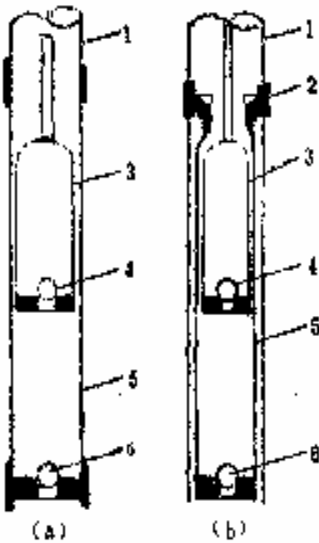


图3-5 抽油泵示意图

a—管式泵;b—杆式泵

1—油管;2—锁紧卡;3—柱塞

4—游动凡尔;5—工作筒;6—固定凡尔

图3-5b为普通杆式泵的结构示意图。

其特点是整个泵在地面组装好后接在抽油杆柱的下端整体通过油管下入井内,由预先装在油管预定深度(下泵深度)上的卡簧固定在油管上,检泵时不需要起油管。所以,杆式泵检泵方便,但结构复杂,制造成本高,在相同油管直径下允许下入的泵径比管式泵小。杆式泵适用于下泵深度大、产量较小的油井。当前国内使用的是带环状槽的金属柱塞。金属柱塞及衬套的加工要求高,制造不便,且易磨损。为了便于加工和保证质量,衬套分段做成长300 cm(或150 cm),然后组装在泵筒内,但使用时易发生衬套错位。为此,我国同时使用整筒泵,整筒泵没有衬套,柱塞与泵筒直接配合。近些年来随着新型密封材料的出现,国内外都在研制密封性能好、抗油耐磨的软柱塞(如橡胶皮碗、聚酰胺68及尼龙1010等材料做的“皮碗”),可以不用衬套,即软柱塞无衬套泵。这种泵的泵筒和

柱塞的机加工要求低,易制造,皮碗磨损后,只需起出柱塞更换皮碗,而柱塞体仍可继续使用。主要问题是选择适合油井条件的抗油、耐磨、耐温、密封性能好的皮碗材料和设计合理的“皮碗”结构。

3.1.2 泵的工作原理

(1) 泵的抽汲过程

1) 上冲程

抽油杆柱带着柱塞向上运动(图3-6a)。活塞上的游动凡尔受管内液柱压力而关闭。此时,泵内(柱塞下面的)压力降低,固定凡尔在环形空间液柱压力(沉没压力)与泵内压力之差的作用下被打开。如果油管内已充满液体,在井口将排出相当于柱塞冲程长度的一段液体。

所以,上冲程是泵内吸入液体、井口排出液体的过程。造成泵吸入的条件是泵内压力(吸入压力)低于沉没压力。

2) 下冲程

抽油杆柱带着柱塞向下运动(图3-6b)。固定凡尔一开始就关闭,泵内压力增高到大于柱塞以上液柱压力时,游动凡尔被顶开,柱塞下部的液体通过游动凡尔进入柱塞上部,使泵排出液体。由于有相当于冲程长度的一段光杆从井外进入油管,将排挤出相当于这段光杆体积的液体。

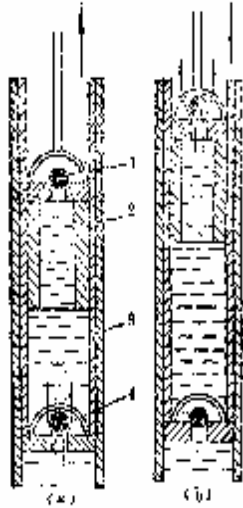


图 3-6 泵的工作原理图

a—上冲程; b—下冲程

1—排出凡尔;2—柱塞;3—衬套;4—吸入凡尔

所以,下冲程是泵向油管内排液的过程。造成泵排出液体的条件是泵内压力(排出压力)高于柱塞以上的液柱压力。

柱塞上下抽汲一次为一个冲程,在一个冲程内完成进油与排油的过程。光杆从上死点到下死点的距离称为光杆冲程长度。简称光杆冲程。

2) 泵的理论排量

泵的工作过程是由三个基本环节所组成,即柱塞在泵内让出容积,井内液体进泵和从泵内排出井内液体。在理想情况下,活塞上、下一次进入和排出的液体体积都等于柱塞让出的体积 V :

$$V = f_p S$$

式中 f_p —柱塞截面积, m^2 , $f_p = \pi D^2 / 4$; D —泵径, m ; S —光杆冲程, m 。

每分钟的排量 V_m : $V_m = f_p S N$

式中 N —冲数, $1/min$ 或 rpm 。

每日排量: $Q_t = 1440 f_p S N$

式中 Q_t —泵的理论排量, m^3/d 。

3.2 抽油机运动规律及悬点载荷

3.2.1 抽油机悬点运动规律

掌握抽油机悬点的位移、速度和加速度的变化规律是研究抽油装置动力学,进行抽油设计和分析其工作状态的基础。为了正确地使用抽油装置,首先必须了解其运动规律。

游梁式抽油机是以游梁支点和曲柄轴中心的连线做固定杆,以曲柄、连杆和游梁后臂为三个活动杆所构成的四连杆机构(图3-7)。为了便于一般分析,可简化为简谐运

动和曲柄滑块机构分别进行研究。

(1) 简化为简谐运动时悬点运动规律

若 $r/l \approx 0$ 及 $r/b \approx 0$ ，即认为曲柄半径 r 比连杆长度 l 和游梁后臂 b 小得很多，以致它与 l 和 b 的比值可以忽略。此时，游梁和连杆的连接点 B 的运动可看做简谐运动，即认为 B 点的运动规律和 D 点做圆运动时在垂直中心线上的投影 (C 点) 的运动规律相同。则 B 点经过 t 时间 (曲柄转过 ϕ 角) 时位移 S_B 为：

$$S_B = r(1 - \cos \phi) = r(1 - \cos \omega t) \quad (3-1)$$

式中 ϕ —曲柄转角，rad；

ω —曲柄角速度，rad/s；

t —时间，s。

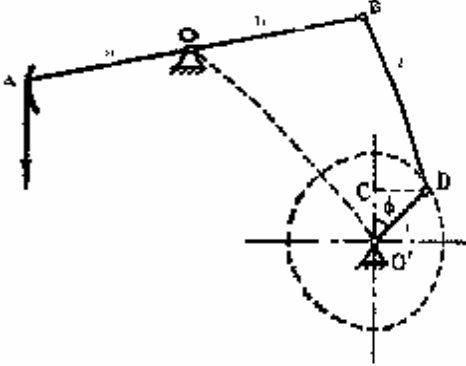


图3-7 抽油机四连杆机构简

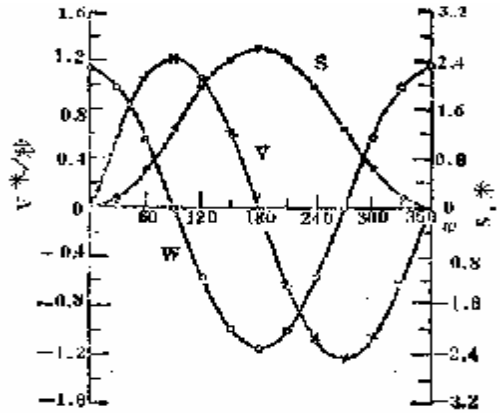


图3-8 简谐运动时悬点位移、速度、加速度曲线
(CYJ5-2712, $S=2.7$, $N=9$)

●—位移曲线；×—速度曲线；○—加速曲线

以下死点为坐标零点，向上为坐标正方向，则悬点 A 的位移 S_A 为：

$$S_A = \frac{a}{b} S_B = \frac{a}{b} r(1 - \cos \omega t) \quad (3-2)$$

A 点的速度为

$$V_A = \frac{dS_A}{dt} = \frac{a}{b} \omega r \sin \omega t \quad (3-3)$$

A 点的加速度为

$$W_A = \frac{dV_A}{dt} = \frac{a}{b} \omega^2 r \cos \omega t \quad (3-4)$$

图3-8是由式 (3-2)、(3-3) 和 (3-4) 计算得的悬点位移、速度和加速度随 f 角的变化

曲线。

由图3-8看出：抽油机在一个冲程中，悬点的速度和加速度不仅大小在变化，而且方向也要发生改变。在上下死点处 ($f=0^\circ, 180^\circ$) 速度为零，加速度的绝对值为最大，其值：

$$W_{\max} = \frac{a}{b} \omega^2 r \quad (3-5)$$

在上、下冲程的中点 ($\phi=90^\circ, 270^\circ$) 加速度为零，速度的绝对值最大，其值：

$$V_{\max} = \frac{a}{b} \omega^2 r \quad (3-6)$$

(2) 简化为曲柄滑块机构时悬点运动规律

实际抽油机的 r/l 值是不可忽略的，特别是冲程长度较大时，忽略后会引起很大误差。为此，取 r 与 l 的比值为有限值，即 $0 < r/l < 1/4$ ，并把B点绕游梁支点的弧线运动近似地看做直线运动，则可把抽油机的运动简化为图3-9所示的曲柄滑块运动。

A点的位移：

$$S_A = X_B \frac{a}{b} = r[1 - \cos\phi] + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}) \frac{a}{b}$$

为了便于用求导来得到A点的速度和加速度，可将该式进一步简化，取其实用上足够准确的近似式。将上式所含 $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}$ 按二项式定理展开，取其前两项可得：

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi} \approx 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2\phi}{2}$$

于是A点位移公式可简化为：

$$S_A = r(1 - \cos\phi + \frac{\lambda}{2} \sin^2\phi) \frac{a}{b} \quad (3-7)$$

A点的速度：

$$V_A = \frac{dS_A}{dt} = \omega r(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi) \frac{a}{b} \quad (3-8)$$

A点加速度：

$$W_A = \frac{dV_A}{dt} = \omega^2 r(\cos\phi + \lambda \cos 2\phi) \frac{a}{b} \quad (3-9)$$

悬点冲程(最大位移)：

$$S = \frac{a}{b} 2r \quad (3-10)$$

为了确定悬点最大加速度，令 $dW_A/d\phi=0$ ，可得加速度的极值在 $\phi=0^\circ$ 和 $\phi=180^\circ$ 处，即在上下死点处，其值为：

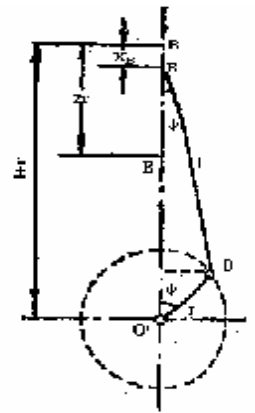


图 3-9 曲柄滑块机构简图

$$W_{\max}^{\phi=0^\circ} = \omega^2 r(1+\lambda) \frac{a}{b} = \frac{S}{2} \omega^2 (1 + \frac{r}{l}) \quad (3-11)$$

$$W_{\max}^{\phi=180^\circ} = \omega^2 r(-1+\lambda) \frac{a}{b} = -\frac{S}{2} \omega^2 (1 - \frac{r}{l}) \quad (3-11a)$$

把简化为简谐运动和曲柄滑块机构时悬点位移、速度和加速度公式及随 ϕ 角的变化曲线进行比较后发现，尽管同一 ϕ 角下的数值不同，但其变化趋势是类似的。后者的速度变化为一被“歪曲”的正弦曲线，加速度变化为一被“歪曲”的余弦曲线。在下死点的最大加速度较前者大 λ 倍；在上死点的最大加速度较前者小 λ 倍。

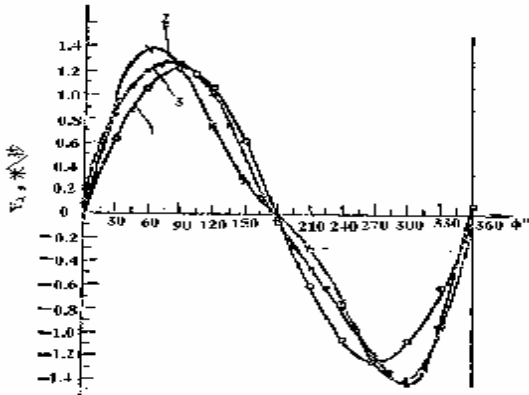


图3-10 悬点速度变化曲线
(CYJ5-2.7-12HB; S=2.7; n=9)

1—按简谐运动计算；2—精确计算；
3—按曲柄滑块机构计算

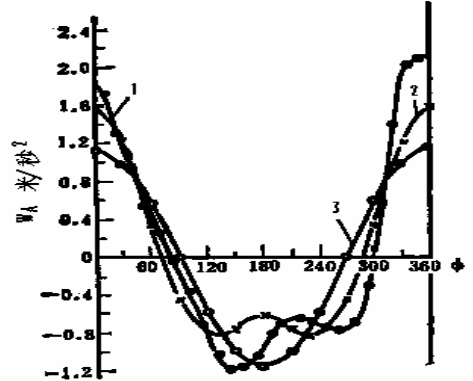


图3-11 悬点加速度变化曲线
(CYJ5-2.7-12HB; S=2.7; n=9)

1—精确计算；2—按曲柄滑块机构
计算；3—按简谐运动计算

上述简化为曲柄滑块机构后的研究结果可用于一般计算和分析。但做精确的分析计算和抽油机结构设计时，则必须按四连杆机构来研究抽油机的实际运动规律。可用图解法或根据解析式用计算机来精确计算每种抽油机的位移、速度和加速度。图3-10和图3-11为CYJ5-2712抽油机(S=2.7m, n=9 SPM)按不同方法计算的悬点速度和加速度曲线。

3.2.2 抽油机悬点载荷计算

抽油机在不同抽汲参数下工作时，悬点所承受的载荷是选择抽油设备和分析设备工作状况的重要依据。为此，必须了解悬点承受哪些载荷和怎样计算这些载荷。

(1) 悬点所承受的载荷

1) 静载荷

① 抽油杆柱载荷

驴头在上下运动时，带着抽油杆柱作往复运动，所以，抽油杆重力始终作用在驴头上。但在下冲程中，游动凡尔打开后，油管内液体的浮力作用在抽油杆柱上。所以，下冲程中作用在悬点上的抽油杆柱的重力减去液体的浮力，即它在液体中的重力作用在悬点上的载荷。而在上冲程中，游动凡尔关闭，抽油杆柱不受管内液体浮力的作用。所以，上冲程中作用在悬点的抽油杆柱载荷为杆柱在空气中的重力。

上冲程作用在悬点的抽油杆载荷：

$$W_r = f_r \rho_s g L = q_r g L \quad (3-12)$$

式中 W_r —抽油杆柱在空气中的重力，N；

g —重力加速度， m/s^2 ；

f_r —抽油杆截面积， m^2 ；

ρ_s —抽油杆材料(钢)的密度， $\rho_s = 7850 \text{ kg/m}^3$ ；

L —抽油杆柱长度，m；

q_r —每米抽油杆柱的质量， kg/m 。

下冲程作用在悬点上的抽油杆柱载荷：

$$W'_r = f_r L (\rho_s - \rho_l) g = q'_r L g$$

$$q'_r = q_r (\rho_s - \rho_l) / \rho_s = q_r b \quad (3-13)$$

式中 W'_r —下冲程作用在悬点上的抽油杆柱载荷，N；

b —考虑抽油杆柱受液体浮力的失重系数， $b = (\rho_s - \rho_l) / \rho_s$ ；

ρ_l —抽汲液体的密度， kg/m^3 。

为了便于计算，表3-1中列出了不同尺寸的抽油杆在空气中的质量

表3-1 每米抽油杆的质量

直径 d , mm	截面积 f_r , cm^2	空气中每米抽油杆质量 q_r , kg/m
16	2.00	1.64
19	2.85	2.30
22	3.80	3.07
25	3.91	3.17

②作用在柱塞上的液柱载荷

在上冲程中，由于游动凡尔关闭，作用在柱塞上的液柱引起的悬点载荷为：

$$W_i = (f_p - f_r)L\rho_i g \quad (3-14)$$

式中 W_i —作用在柱塞上的液柱载荷, N;

f_p —柱塞截面积, m^2 ;

在下冲程中, 由于游动凡尔打开, 液柱载荷通过固定凡尔作用在油管上, 而不作用在悬点上。

抽汲含水原油时, 抽油杆和液柱载荷计算中所用的液体密度应采用混合液的密度。可按下式来近似计算:

$$\rho_{mi} = f_w \rho_w + (1 - f_w) \rho_o \quad (3-15)$$

式中 ρ_{mi} —油水混合液密度, kg/m^3 ;

ρ_o —原油密度, kg/m^3 ;

ρ_w —水的密度;

f_w —原油含水率, 小数。

③ 沉没压力(泵口压力)对悬点载荷的影响

上冲程中, 在沉没压力作用下, 井内液体克服泵的入口设备的阻力进入泵内, 此时液流所具有的压力叫吸入压力。此压力作用在柱塞底部而产生向上的载荷 P_i

$$P_i = p_i f_p = (p_n - \Delta p_i) f_p \quad (3-16)$$

式中 P_i —吸入压力 p_i 作用在活塞上产生的载荷, N;

p_i —吸入压力, Pa;

f_p —柱塞截面积, m^2 ;

p_n —沉没压力, Pa;

Δp_i —液流通过泵的入口设备产生的压力降, Pa。

通过吸入凡尔产生的压力降可根据公式(3-27)计算。

下冲程中, 吸入凡尔关闭, 沉没压力对悬点载荷没有影响。

④ 井口回压对悬点载荷的影响

液流在地面管线中的流动阻力所造成的井口回压对悬点将产生附加的载荷。其性质与油管内液体产生的载荷相同。上冲程中增加悬点载荷; 下冲程中减小抽油杆柱载荷。

$$P_{hu} = p_h(f_p - f_r) \quad (3-17)$$

$$P_{hd} = p_h f_r \quad (3-18)$$

式中 P_{hu} —井口回压在上冲程中造成的悬点载荷, N;
 P_{hd} —井口回压在下冲程中引起的悬点载荷, N;
 p_h —井口回压, Pa;

f_p 、 f_r —柱塞及抽油杆的截面积, m^2 。

由于沉没压力和井口回压在上冲程中造成的悬点载荷方向相反, 可以相互抵消一部分, 所以, 在一般近似计算中可以忽略这两项。

2) 动载荷

① 惯性载荷

抽油机运转时, 驴头带着抽油杆柱和液柱做变速运动, 因而产生抽油杆柱和液柱的惯性力。如果忽略抽油杆柱和液柱的弹性影响, 则可以认为抽油杆柱和液柱各点的运动规律和悬点完全一致。所以, 产生的惯性力除与抽油杆柱和液柱的质量有关外, 还与悬点加速度的大小成正比, 其方向与加速度方向相反。

抽油杆柱的惯性力 I_r 为:

$$I_r = \frac{W_r}{g} W_A \quad (3-19)$$

液柱的惯性力 I_l 为:

$$I_l = \frac{W_l}{g} W_A \varepsilon \quad (3-20)$$

式中 ε —考虑油管过流断面变化引起液柱加速度变化的系数。

$$\varepsilon = \frac{f_p - f_r}{f_{ff} - f_r}$$

f_{ff} —油管的流通断面面积。

由图3-11可看出, 悬点加速度在上、下冲程中, 大小和方向是变化的。因而, 作用在悬点的惯性载荷的大小和方向也将随悬点加速度而变化。因假定向上作为坐标的正方向, 所以加速度为正时, 加速度方向向上; 加速度为负时, 加速度方向向下。上冲程中, 前半冲程加速度为正, 即加速度向上, 则惯性力向下, 从而增加悬点载荷; 后半冲程中加速度为负, 即加速度向下, 则惯性力向上, 从而减小悬点载荷。在下冲程中, 情况刚刚好相反, 前半冲程惯性力向上, 减小悬点载荷; 后半冲程惯性力向下, 将增大悬点载荷。

如果把抽油机悬点的运动近似地用曲柄滑块机构的运动来表示, 在 $r/l < 1/4$ 的条件下, 根据公式(3-11)和(3-11a), 最大加速度将发生在上、下死点处, 其值为:

$$W_{\phi=0^\circ}^{\max} = \frac{S}{2} \omega^2 (1 + \frac{r}{l})$$

$$W_{\phi=180^\circ}^{\max} = -\frac{S}{2} \omega^2 (1 - \frac{r}{l})$$

将上、下死点处的加速度值代入公式(3-19)和(3-20)便可求得抽油杆柱和液柱的最大惯性力。

上冲程中抽油杆柱引起的悬点最大惯性载荷 I_{ru} 为：

$$I_{ru} = \frac{W_r S}{g} \frac{\omega^2 (1 + \frac{r}{l})}{2}$$

$$= \frac{W_r S}{g} \frac{(\frac{\pi N}{30})^2 (1 + \frac{r}{l})}{2} = W_r \frac{SN^2}{1790} (1 + \frac{r}{l}) \quad (3-21)$$

取 $r/l=1/4$ 时，

$$I_{ru} = W_r \frac{SN^2}{1440} \quad (3-21a)$$

下冲程中抽油杆柱引起的悬点最大惯性载荷 I_{rd} 为：

$$I_{rd} = -\frac{W_r S}{g} \frac{\omega^2 (1 - \frac{r}{l})}{2} = -W_r \frac{SN^2}{1790} (1 - \frac{r}{l}) \quad (3-22)$$

上冲程中液柱引起的悬点最大惯性载荷 I_{lu} 为：

$$I_{lu} = \frac{W_l S}{g} \frac{\omega^2 (1 + \frac{r}{l})}{2} \epsilon = W_l \frac{SN^2}{1790} (1 + \frac{r}{l}) \epsilon \quad (3-23)$$

下冲程中液柱不随悬点运动，因而没有液柱惯性载荷。

上冲程中悬点最大惯性载荷 I_u 为：

$$I_u = I_{ru} + I_{lu}$$

下冲程中悬点最大惯性载荷 I_d 为：

$$I_d = I_{rd}$$

实际上由于抽油杆柱和液柱的弹性，抽油杆柱和液柱各点的运动与悬点的运动并不一致。所以，上述按悬点最大加速度计算的惯性载荷将大于实际数值。在液柱中含气比较大和冲数比较小的情况下，计算悬点最大载荷时，可忽略液柱引起的惯性载荷。

③ 振动载荷

抽油杆柱本身为一弹性体，由于抽油杆柱作变速运动和液柱载荷周期性地作用于抽油杆柱，从而引起抽油杆柱的弹性振动，它所产生的振动载荷亦作用于悬点上。其数值与抽油杆柱的长度、载荷变化周期及抽油机结构有关。有关振动载荷的计算问题，将在考虑抽油杆柱弹性时最大载荷的计算方法中介绍。

3) 摩擦载荷

抽油机工作时，作用在悬点上的摩擦载荷受以下五部分影响。

a. 抽油杆柱与油管的摩擦力：在直井内通常不超过抽油杆重量的1.5%；

b. 柱塞与衬套之间的摩擦力：当泵径不超过70mm，其值小于1717N；

c. 液柱与抽油杆柱之间的摩擦力：除与抽油杆柱的长度和运动速度有关外，主要取决于液体的粘度；

d. 液柱与油管之间的摩擦力：除与液流速度有关外，主要取决于液体的粘度；

e. 液体通过游动凡尔的摩擦力：除与凡尔结构有关外，主要取决于液体粘度和液流速度。

上冲程中作用在悬点上的摩擦载荷是受a、b及d三项影响，其方向向下，故增加悬点载荷。下冲程中作用在悬点上的摩擦载荷是受a、b、c及e四项影响，其方向向上，故减小悬点载荷。

在直井中，无论稠油还是稀油，油管与抽油杆柱、柱塞与衬套之间的摩擦力数值都不大，均可忽略。但在稠油井内，液体摩擦所引起的摩擦载荷则是不可忽略的。为了便于研究我国高粘度抽油井的生产特点，下面就与液体摩擦有关的摩擦载荷计算方法做一简介。

①抽油杆柱与液柱之间的摩擦力

抽油杆柱与液柱间的摩擦发生在下冲程，摩擦力方向向上，是稠油井内抽油杆下行遇阻的主要原因。阻力的大小随抽油杆柱的下行速度而变化，其最大值可由下面的近似公式来确定。

$$F_f = 2\pi\mu L \left[\frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1)\ln m - (m^2 - 1)} \right] V_{\max} \quad (3-24)$$

式中 F_f —抽油杆柱与液柱之间的摩擦力，N；

L —抽油杆柱长度，m；

μ —井内液体粘度，Pa·s；

m —油管内径与抽油杆直径比， $m = \frac{d_i}{d_r}$ ；

d_i —油管内径；

d_r —抽油杆直径；

V_{\max} —抽油杆柱最大下行速度，m/s。

V_{\max} 可按悬点最大运动速度来计算，计算时采用下面的近似公式(把悬点看做简谐运动)

$$V_{\max} = \frac{S}{2}\omega = \frac{\pi SN}{60}$$

式中 ω —曲柄角速度， $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ 。

由公式(3-24)看出，决定 F_f 的主要因素是井内液体的粘度及抽油杆柱的运动速度。所以，在抽汲高粘度液体时，不能采用快速抽汲方式，否则将因下行阻力过大抽油杆柱无法正常下行。上述 F_f 的计算中尚未考虑抽油杆接箍的附加阻力，通常采用实验资料确定附加阻力。

②液柱与油管间的摩擦力

上冲程时，游动凡尔关闭，油管内的液柱随抽油杆柱和柱塞上行，液柱与油管间发生相对运动而引起的摩擦力的方向向下，故增大悬点载荷。根据高粘度抽油井现场

资料(示功图)的分析, 下冲程液柱与抽油杆柱间的摩擦力 F_{f1} 约为上冲程中油管与液柱间摩擦力 F_{f2} 的1.3倍。因此, 可根据由式(3-24)计算得的 F_{f2} 来估算 F_{f1} 即:

$$F_{f1} = \frac{F_{f2}}{1.3} \quad (3-25)$$

如果按作用在柱塞上的液体压力计算液柱载荷时, 已经考虑抽汲液体在油管中的流动阻力, 则不单独计算 F_{f1} 。

③液体通过游动凡尔产生的阻力

在高粘度大产量井内, 液体通过游动凡尔产生的阻力往往是造成抽油杆柱下部弯曲的主要原因, 对悬点载荷也会造成不可忽略的影响。

液流通过游动凡尔时产生压头损失可由下式计算:

$$h = \frac{1}{\xi^2} \frac{V_f^2}{2g} = \frac{1}{\xi^2} \frac{f_p^2 V_p^2}{f_o^2 2g} \quad (3-26)$$

式中 h —压头损失, m;

V_f —液体通过凡尔孔的流速, m/s;

g —重力加速度, m/s²;

f_p —柱塞载面积, m²;

f_o —凡尔孔截面积, m²;

V_p —柱塞运动速度, m/s;

ξ —由实验确定的凡尔流量系数, 对于常用的标准型凡尔可查图3-12。

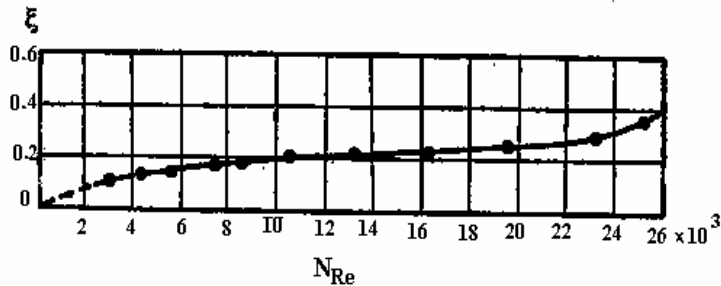


图3-12 标准型凡尔的流量系数

图中 $N_{Re} = \frac{d_o V_f}{\nu}$

式中 N_{Re} —雷诺数;

d_o —凡尔孔径, m;

V_f —液流速度，m/s；

ν —液体运动粘度， m^2/s 。

在抽汲过程中，通过凡尔的液流速度随柱塞运动速度而变。如果把柱塞运动速度看作简谐运动，即：

$$V_p(t) = \frac{S}{2} \omega \sin \omega t$$

则柱塞最大运动速度为：

$$V_p = \frac{S}{2} \omega$$

式中 S —光杆冲程，不考虑抽油杆柱的弹性变形时，即为柱塞冲程；

ω —曲柄角速度， $\omega = \frac{\pi N}{30}$ 。

将 V_p 代入式(3-26)，得：

$$h = \frac{1}{729} \frac{1}{\xi^2} \frac{f_p^2 (SN)^2}{f_o^2 g} \quad (3-27)$$

由于液流通过游动凡尔的压头损失而产生的柱塞下行阻力为：

$$F_v = \rho_l h f_p g = \frac{1}{7.29 \times 10^2} \frac{\rho_l f_p^3}{\xi^2 f_o^2} (SN)^2 \quad (3-28)$$

式中 F_v —液面通过游动凡尔所产生的柱塞下行阻力，N；

ρ_l —液体密度， kg/m^3 。

其余符号同前。

4) 抽油过程中产生的其它载荷

一般情况下，抽油杆柱载荷、作用在柱塞上的液柱载荷及惯性载荷是构成悬点载荷的三项基本载荷。在稠油井内的摩擦载荷及大沉没度的井沉没压力对载荷的影响都是不可忽略的。

除上述各种载荷外，在抽油进程中尚有其它一些载荷，如在低沉没度井内，由于泵的充满程度差，会发生柱塞与泵内液面的撞击，将产生较大冲击载荷，从而影响悬点载荷。各种原因产生的撞击，虽然可能会造成很大的悬点载荷，是抽油中的不利因素，但在进行设计计算时尚无法预计。故在计算悬点载荷时都不考虑。

(2) 悬点最大和最小载荷

1) 计算悬点最大和最小载荷的一般公式

根据前面对悬点所承受的各种载荷的分析，抽油机工作时，上、下冲程中悬点载荷的组成是不同的。最大载荷将发生在上冲程，最小载荷发生在下冲程中，其值如下：

$$P_{\max} = W_r + W_l + I_u + P_{hu} + F_u + P_v - P_i \quad (3-29)$$

$$P_{\min} = W'_r + I_d - P_{hd} - F_d - P_v \quad (3-30)$$

式中 P_{\max} 、 P_{\min} —悬点最大和最小载荷；

W_r 、 W'_r —上、下冲程中作用在悬点上的抽油杆柱载荷；

W_l —作用在柱塞上的液柱载荷；

P_{hu} 、 P_{hd} —上、下冲程中井口回压造成的悬点载荷；

F_u 、 F_d —上、下冲程中的最大摩擦载荷；

P_v —振动载荷；

P_i —上冲程中吸入压力作用在活塞上产生的载荷。

如前所述，在下泵深度及沉没度不很大，井口回压及冲数不甚高的稀油直井内，在计算最大和最小载荷时，通常可以忽略 P_i 、 F 、 P_f 、 P_h 及液柱惯性载荷。此时，根据公式 (3-29)、(3-12)、(3-14)、及 (3-21) 可得：

$$\begin{aligned} P_{\max} &= W_r + W_l + I_{ru} \\ &= (q_r L + (f_p - f_r) L \rho_l) g + \frac{W_r S N^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) \end{aligned}$$

展开上式，并令：

$$\begin{aligned} W'_r &= (q_r L - f_r L \rho_l) g \\ W'_l &= f_p L \rho_l g \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{则} \quad P_{\max} &= W_r + W_l + \frac{W_r S N^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) \\ &= W'_r + W'_l + \frac{W_r S N^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) \end{aligned} \quad (3-31)$$

如果取 $r/l=1/4$ ，则

$$P_{\max} = W'_r + W'_l + \frac{W_r S N^2}{1440} \quad (3-31a)$$

根据公式 (3-30)、(3-13) 及 (3-22) 可得：

$$\begin{aligned} P_{\min} &= W'_r + I_{rd} \\ &= q'_r L g - W_r \frac{S N^2}{1790} \left(1 - \frac{r}{l}\right) \end{aligned} \quad (3-32)$$

2) 考虑抽油杆柱弹性时悬点最大载荷的计算

前面在考虑抽油杆柱的动载荷时，忽略了抽油杆柱的弹性，把它当作刚体来计算其惯性力。实际上，抽油杆柱是弹性体，在抽油过程中必然会发生不同程度的弹性振动。下面介绍考虑抽油杆柱弹性时计算其动载荷的一种简化的理论方法。

抽油机从上冲程开始到液柱载荷加载完毕(即所谓“初变形期”)之后，抽油杆柱带着活塞随悬点做变速运动。在此过程中，除了液柱和抽油杆柱产生的静载荷之外，还会在抽油杆柱上引起动载荷。这种动载荷可以认为由两部分组成：初变形期末抽油杆柱运动引起的自由纵振产生的振动载荷和抽油杆柱做变速运动所产生的惯性载荷。由于抽汲液体一般都具有较大的弹性，而且液柱质量并没有集中作用在柱塞上；另外，根据实测井下泵的示功图及利用实测光杆载荷由计算机计算得到的井下泵的示功图表

明：除大泵、高含水、浅井外，液柱一般都不会在柱塞上(即抽油杆下端)产生明显的动载荷。因此，下面讨论中忽略了液柱对抽油杆柱动载荷的影响。

①抽油杆柱自由纵振产生的振动载荷

在初变形期末激发起的抽油杆的纵向振动可用下面的微分方程为描述

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3-33)$$

式中 u —抽油杆柱任一截面的弹性位移(方向向上)；

x —自悬点到抽油杆柱任意截面的距离(方向向下)；

a —弹性波在抽油杆柱中的传播速度，等于抽油杆中的声速；

t —从初变形期算起的时间。

如果坐标原点选在悬点上，该问题便成为求解一端固定、一端自由的细长杆的自由纵振问题。

$$\text{初始条件 } u|_{t=0} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = -V \frac{x}{L}$$

$$\text{边界条件 } u|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0$$

式中 V —初变形期末抽油杆柱下端(柱塞)对悬点的相对运动速度(油管下端固定时，为初变形期末的悬点运动速度)；

L —抽油杆柱的长度

用分离变量法在上述初始和边界条件下获得方程的解为：

$$u(x,t) = \frac{-8V}{\omega_0 \pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^n} \sin(2n+1)\omega_0 t \sin \frac{2n+1}{2} \frac{\pi x}{L} \quad (3-34)$$

式中 ω_0 —自由振动的圆频率， $\omega_0 = \frac{\pi a}{2L}$ 。

抽油杆柱的自由纵振在悬点上引起的振动载荷 F_v 为：

$$\begin{aligned} F_v &= -E f_r \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} \\ &= \frac{8E f_r V}{\pi^2 a} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^2} \sin(2n+1)\omega_0 t \end{aligned} \quad (3-35)$$

式中 f_r —抽油杆截面积；

E —钢的弹性模量。

由上式可看出，悬点的的振动载荷是 $\omega_0 t$ 的周期函数，周期为 2π 。 $F_v = f(\omega_0 t)$ 随 $\omega_0 t$ 的变化如图3-13所示。

由上述可知，初变形期末激发的抽油杆柱的自由纵振在悬点引起的振动载荷的振幅(即振动载荷的最大值)为：

$$F_{v\max} = \frac{E f_r V}{a} \quad (3-36)$$

最大振动载荷发生在处 $\omega_0 t = \frac{\pi}{2}, \frac{5}{2}\pi, \dots$ ，实际上由于存在阻尼，振动将会随时间衰减，

故最大振动载荷发生在 $\omega_0 t = \frac{\pi}{2}$ 处，即

$$t_m = \frac{\pi}{2\omega_0} = \frac{L}{a} \quad (3-37)$$

式中 t_m —出现最大振动载荷的时间。

②抽油杆柱的惯性载荷

初变形期之后抽油杆柱随悬点做变速运动，必然会由于强迫运动而在抽油杆柱内产生附加的动载荷。为了使问题简化，把强迫运动产生的动载荷只考虑为抽油杆柱随悬点做加速度运动而产生的惯性载荷。惯性载荷的大小取决于抽油杆柱的质量、悬点加速度及其在杆柱上的分布。悬点加速度的变化决定于抽油机的几何结构。实际抽油机的悬点运动规律接近于简谐运动，一般国产抽油机上、

下冲程悬点运动不对称，而上冲程较接近于简谐运动。因此，可近似地把悬点运动看做为简谐运动。这样，就可根据下面介绍的方法来确定抽油杆柱的惯性载荷。

简化为简谐运动时，悬点加速度为：

$$a_0 = \frac{S}{2} \omega^2 \cos \omega t' \quad (3-38)$$

式中 a_0 —悬点加速度；

S —冲程；

ω —曲柄角速度；

t' —从上冲程开始算起的时间。

抽油杆柱距悬点 x 处的加速度 a_x 为：

$$a_x = \frac{S}{2} \omega^2 \cos \omega \left(t' - \frac{x}{a} \right) \quad (3-39)$$

式中 a —应力波在抽油杆柱中的传播速度。

在 x 处单元体上的惯性力 dF_i 将为：

$$dF_i = \frac{q_r}{2} S \omega^2 \cos \omega \left(t' - \frac{x}{a} \right) dx \quad (3-40)$$

式中 q_r —单位长度抽油杆柱的质量，kg/m。

对式(3-40)进行积分就可得任一时间作用在整个抽油杆柱L上的总惯性力 F_i ：

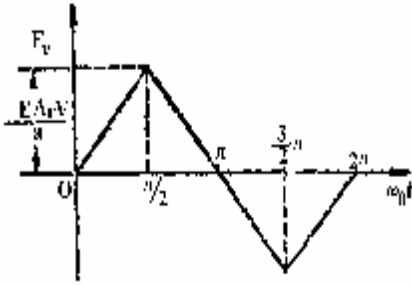


图 3-13 F_v 随 $\omega_0 t$ 的变化

$$\begin{aligned}
 F_i &= \int_0^L \frac{q_r S W^2}{2} \cos \omega(t' - \frac{x}{a}) dx \\
 &= \frac{E f_r S}{a} \frac{S}{2} \omega \left[\sin \omega t' - \sin \omega(t' - \frac{L}{a}) \right]
 \end{aligned} \tag{3-41}$$

由式(3-41)看出：抽油杆柱的惯性力并不正比于加速度的瞬时值，而是正比于在 $\frac{L}{a}$ 期间悬点速度的增量。当 $\omega t' < \frac{\pi}{2} + \frac{\omega L}{2a}$ 时，抽油杆柱的惯性力随 t' 而减小；当 $\omega t' = \frac{\pi}{2} + \frac{\omega L}{2a}$ 时，抽油杆柱的惯性力等于零；当 $\omega t' > \frac{\pi}{2} + \frac{\omega L}{2a}$ 时，惯性力改变方向，其绝对值随 t' 增大。

③悬点最大载荷

初变形期后，悬点载荷 P 是抽油杆柱载荷、液柱载荷、及惯性载荷叠加而成，即

$$\begin{aligned}
 P &= W_r' + W_l' + F_v + F_i \\
 &= W_r' + W_l' + \frac{8E f_r V}{a \pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^2} \sin(2n+1)\omega_0 t + \frac{E f_r S}{a} \frac{S}{2} \omega [\sin \omega(t_0+t) - \sin \omega(t_0+t - \frac{L}{a})]
 \end{aligned} \tag{3-42}$$

式中 t_0 —初变形期经历的时间， $t' = t_0 + t$ 。

如前所述， W_r' 、 W_l' 不随时间变化， F_v 随时间周期性变化 F_i 在 $\omega(t_0+t) < \frac{\pi}{2} + \frac{\omega L}{2a}$ 时随 t 而减小。取最大振动载荷出现的时间 $t_m = \frac{L}{a}$ 为悬点出现最大载荷的时间。将 $t = t_m$ 代入式(3-42)就可得到计算悬点最大载荷 P_{\max} 的公式：

$$P_{\max} = W_r' + W_l' + \frac{E f_r V}{a} + \frac{E f_r S}{a} \times \frac{S}{2} \omega [\sin \omega(t_0 + \frac{L}{a}) - \sin \omega t_0] \tag{3-43}$$

a. 油管下端固定

在油管下端固定的情况下，初变形期末柱塞对悬点的相对运动速度等于悬点运动速度，即

$$V = V_{\lambda_r} = \frac{S}{2} \omega \sin \alpha_{\lambda_r} \tag{3-44}$$

式中 V_{λ_r} —油管下端固定时，初变形期末的悬点速度；

α_{λ_r} —油管下端固定时，初变形期末的曲柄转角， $\alpha_{\lambda_r} = \omega t_0$ 。

将式(3-44)代入式(3-43)可得油管下端固定时悬点最大载荷的计算公式：

$$P_{\max} = W_r' + W_l' + \frac{E f_r S}{a} \frac{S}{2} \omega \sin(\alpha_{\lambda_r} + \frac{\omega L}{a}) \tag{3-43a}$$

由于油管下端锚定时初变形期末悬点位移等于抽油杆柱在液柱载荷作用下的静伸长 λ_r ，

故

$$\lambda_r = \frac{S}{2} (1 - \cos \alpha_{\lambda_r}) \tag{3-45}$$

则

$$\alpha_{\lambda_r} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2\lambda_r}{S} \right) \quad (3-45a)$$

考虑到下冲程末由于杆柱的惯性载荷，使抽油杆已经预先加载，初变形期使抽油杆伸长的力为 $(W'_t - F_{i0})$ 。根据虎克定律：

$$\lambda_r = \frac{(W'_t - F_{i0})L}{Ef_r} \quad (3-46a)$$

式中 F_{i0} —上冲程开始时 ($t'=0$) 抽油杆柱的惯性力，由式 (3-41) 得：

$$F_{i0} = \frac{Ef_r S}{a} \frac{\omega \sin(\omega \frac{L}{a})}{2} \quad (3-41a)$$

b. 油管下端未固定

在油管下端未固定的情况下，由于初变形期油管和抽油杆柱都处于变形过程之中，从而延缓了加载过程，延长了初变形期经历的时间。初变形期末悬点位移等于抽油杆柱和油管静变形之和，即

$$\lambda = \lambda_t + \lambda_r = \frac{S}{2} (1 - \cos \alpha_\lambda)$$

$$\text{则：} \quad \alpha_\lambda = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2\lambda}{S} \right) \quad (3-45b)$$

$$\lambda = \lambda_r + \frac{W'_t L}{Ef_r}$$

式中 λ_t —油管在液柱载荷作用下的静伸长；

α_λ —油管下端未固定时，初变形期末的曲柄转角；

f_r —油管金属部分的截面积。

油管下端未固定时，初变形期末悬点运动速度：

$$V_\lambda = \frac{S}{2} \omega \sin \alpha_\lambda$$

油管下端未固定时，初变形期末柱塞对悬点的相对运动速度将小于悬点运动速度，并且

$$V = \psi V_\lambda = \psi \frac{S}{2} \omega \sin \alpha_\lambda \quad (3-47)$$

式中 ψ —变形分布系数， $\psi = \frac{f_r}{f_r + f_t}$

令 $\omega t_0 = \alpha_\lambda$ ，连同式 (3-47) 代入式 (3-44) 就得到油管下端未固定时计算最大载荷的公式：

$$P_{\max} = W'_r + W'_t + \frac{Ef_r S \omega}{a} \left[\sin \left(\alpha_\lambda + \frac{\omega L}{a} \right) - (1 - \psi) \sin \alpha_\lambda \right] \quad (3-43b)$$

对比公式 (3-43a) 和 (3-43b) 可以看出，油管下端未固定时，计算最大载荷的公式要比下端固定时的公式复杂些。为了简化计算，油管下端未固定时，亦可采用公式 (3-43a) 来进行近似计算。一般情况下，两个公式计算得到的动载荷之差不超过 10%，

而最大载荷之差则小于3%，所以，油管下端未固定时，也可采用计算简便公式(3-43a)来计算最大载荷。

3) 计算悬点最大载荷的其它公式

抽油杆在井下工作时，受力情况是相当复杂的，所有用来计算悬点最大载荷的公式都只能得到近似的结果。现将国内外所用的一些比较简便的公式列在下面，供计算时参考。

$$\text{公式 I} \quad P_{\max}^I = (W_r + W_i') \left(1 + \frac{SN}{137} \right)$$

$$\text{公式 II} \quad P_{\max}^{II} = (W_r + W_i') \left(1 + \frac{SN^2}{1790} \right)$$

$$\text{公式 III} \quad P_{\max}^{III} = W_i' + W_r \left[b + \frac{SN^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l} \right) \right]$$

$$\text{公式 IV} \quad P_{\max}^{IV} = W_i + W_r \left(1 + \frac{SN^2}{1790} \right)$$

$$\text{公式 V} \quad P_{\max}^V = (W_r + W_i) \left(1 + \frac{SN^2}{1790} \right)$$

公式 I 可用于一般井深及低冲数油井。

公式 III 是我们前面所推导出的式(3-31)的另一种表达形式，本质上是完全相同的。

公式 II、IV 和 V 都是把悬点运动简化为简谐运动，取 $r/l=0$ 。公式 IV 只考虑了抽油杆产生的惯性载荷，公式 II 和 V 同时考虑了抽油杆柱和液柱的惯性载荷。考虑到摩擦力的影响，在公式 II 和 I 中的液柱载荷采用 W_i' (即作用在柱塞整个截面积上的液柱载荷)，而公式 V 中采用 W_i (即作用在柱塞环形面积 $f_p - f_r$ 上的液柱载荷)。所以，公式 V 的计算结果较公式 II 小。采用哪种公式应根据本油田的具体情况，通过与实测结果的对比来选用。

3.3 抽油机平衡、扭矩与功率计算

3.3.1 抽油机平衡计算

如果抽油机没有平衡块，当电动机带动抽油机运转时，由于上冲程中悬点承受着最大载荷，所以电动机必须做很大的功才能使驴头上行；而下冲程中，抽油杆在其自重作用下克服浮力下行，这时电动机不仅不需要对外做功，反而接受外来的能量做负功。这就造成了抽油机在上下冲程中的不平衡。

不平衡造成的后果是：**a.** 上冲程中电动机承受着极大的负荷，下冲程中抽油机反而带着电动机运转，从而造成功率的浪费，降低电动机的效率和寿命；**b.** 由于负荷极不均匀，会使抽油机发生激烈振动，而影响抽油装置的寿命；**c.** 会破坏曲柄旋转速度的均匀性，而影响抽油杆和泵的正常工。因此，抽油机必须采用平衡装置。

(1)平衡原理

抽油机之所以不平衡，是因为上下冲程中悬点载荷不同，造成电动机在上下冲程中所做的功不相等。要使抽油机在平衡条件下运转，就应使电动机在上下冲程中都做正功；在下冲程中把能量储存起来；在上冲程中利用储存的能量来帮助电动机做功。下面我们用一个最简单的机械平衡方式，来说明这种可能性和达到平衡的基本条件。

在抽油机后梁上加一重物，在下冲程中让抽油杆自重和电动机一起对重物做功，则

$$A_w = A_d + A_{md}$$

式中 A_w —下冲程中抽油杆自重和马达对重物所做的功，即重物储存的功；

A_d —抽油杆柱对重物所做的功，即悬点在下冲程中做的功；

A_{md} —电动机在下冲程中对重物做的功，即电动机在下冲程中做的功。

由上式可得

$$A_{md} = A_w - A_d$$

在上冲程中，将重物储存的能量释放出来和电动机一起对悬点做功，则

$$A_u = A_w + A_{mu}, A_{mu} = A_u - A_w$$

式中 A_u —上冲程悬点做的功；

A_{mu} —上冲程电动机做的功。

要使抽油机平衡，应该让电动机在上下冲程中做的功相等，即

$$A_{md} = A_{mu}$$

所以， $A_w - A_d = A_u - A_w$

为了达到平衡，在下冲程需要对重物作的功和上冲程中需要重物释放的能量为：

$$A_w = \frac{A_u + A_d}{2} \quad (3-48)$$

上式说明：为了使抽油机平衡运转，在下冲程中需要储存的能量应该是悬点在上下冲程中所做功之和的一半。式(3-48)是进行平衡计算的基本公式。

(2)平衡方式

为了把下冲程中抽油杆自重做的功和电动机输出的能量储存起来，可以采用不同的平衡方式。目前采用的有气动平衡和机械平衡。

1)气动平衡

下冲程中通过游梁带动的活塞压缩气包中的气体，把下冲程中作的功储存成为气体的压缩能。

上冲程中被压缩的气体膨胀，将储存的压缩能转换成膨胀能帮助电动机做功。

气动平衡多用于大型抽油机。这种平衡方式不仅可以大量节约钢材，而且可以改

善抽油机的受力情况，但平衡系统的加工制造质量要求高。

2) 机械平衡

在下冲程中，以增加平衡重块的位能来储存能量；在上冲程中平衡重降低位能，来帮助电动机做功。机械平衡有三种方式。

①游梁平衡：在游梁尾部加平衡重，适用于小型抽油机。

②曲柄平衡(旋转平衡)：平衡重加在曲柄上。这种平衡方式便于调节平衡，并且可避免在游梁上造成过大的惯性力，适用于大型抽油机。

③复合平衡(混合平衡)：在游梁尾部和曲柄上都有平衡重，是上述两种方式的组合，多用于中型抽油机。

(3) 平衡计算

由公式(3-48)可知抽油机平衡条件是在一个抽汲循环中，重物在下冲程中储存的能量或上冲程中帮助电动机所做的功，应等于上冲程和下冲程悬点做功之和的一半。

上冲程中悬点所做的功：

$$A_u = (W'_r + W'_l)S$$

下冲程中悬点所做的功：

$$A_d = W_r S$$

由于惯性载荷在上冲程和下冲程中所做的总功等于零，所以在 A_u 和 A_d 中没有考虑惯性力。

将 A_u 及 A_d 代入式(3-48)得：

$$\begin{aligned} A_w &= \frac{A_u + A_d}{2} \\ &= \frac{(W'_r + W'_l)S + W_r S}{2} = (W'_r + \frac{W'_l}{2})S \end{aligned} \quad (3-49)$$

下面就来讨论在不同平衡方式下，采用多大的平衡力才能使下冲程中存储的能量，或上冲程中平衡重所做的功等于 $(W'_r + W'_l/2)S$ 。

1) 复合平衡

如图 3-14 所示。达到平衡所需要的平衡半径公式：

$$R = (W'_r + W'_l) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{cb}} - \frac{c}{b} \frac{X_{uc}}{W_{cb}} - \frac{c}{b} \frac{W_b}{W_{cb}} r - R_c \frac{W_c}{W_{cb}} \quad (3-50)$$

$$\text{或} \quad R = (W'_r + W'_l) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{cb}} - (X_{uc} + W_b) \frac{c}{b} \frac{r}{W_{cb}} - R_c \frac{W_c}{W_{cb}} \quad (3-50a)$$

式中 R —曲柄平衡块重心到曲柄轴的距离，称平衡半径；

W_{cb} —曲柄平衡块总重；

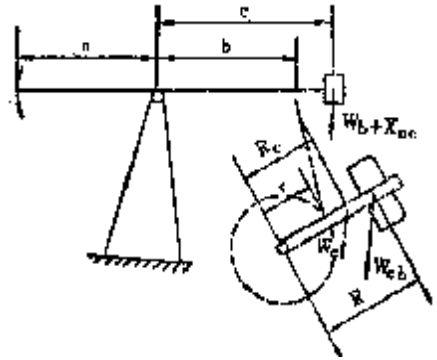


图 3-14 复合平衡

R_c —曲柄本身的重心到曲柄之距离；

W_c —曲柄自重(两块)；

r —曲柄销至曲柄之距离，称曲柄半径，取决于采用的悬点冲程；

X_{ub} —抽油机本身的不平衡值，是折算到尾轴承处的附加平衡力。

W_b —游梁平衡块重。

2) 曲柄平衡

如图 3-15 所示。达到平衡所需要的平衡半径的计算公式：

$$R = (W_r' + W_l' / 2) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{cb}} - r \frac{X_{ub}}{W_{cb}} - R_c \frac{W_c}{W_{cb}} \quad (3-51)$$

曲柄平衡通常是通过改变平衡半径 R 来调节平衡。

3) 游梁平衡

如图 3-16 所示。达到平衡所需要的游梁平衡块重：

$$W_b = (W_r' + \frac{W_l'}{2}) \frac{a}{c} - X_{uc} \quad (3-52a)$$

式中 X_{uc} —抽油杆本身的不平衡值，是折算到游梁平衡块重心位置的附加平衡力，可查生产厂提供的说明书。

上面介绍的只是以上、下冲程中电动机做的功相等作为平衡标准进行计算的方法。在实际工作中都不便于按此标准检验和调整平衡。为此，在检验和调整平衡时，大多采用上、下冲程的扭矩或电流峰值相等作为平衡条件。

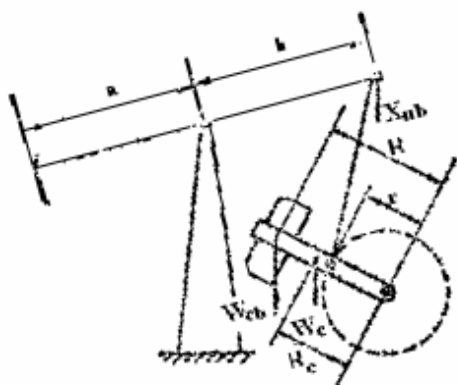


图 3-15 曲柄平衡

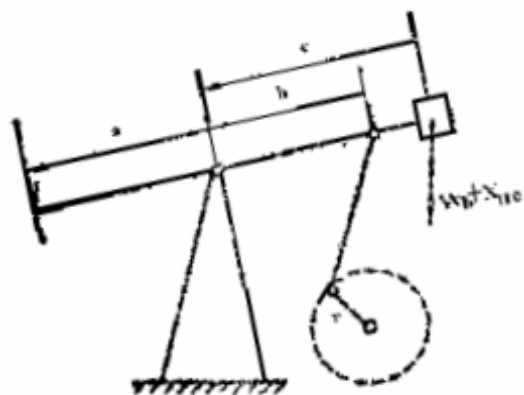


图 3-16 游梁平衡

(4) 抽油机平衡检验方法

工作时始终处于平衡状态的抽油机是没有的。因为生产过程中油层情况、油井情况及油井工作制度的改变都会破坏抽油机原来的平衡。因而在油井生产过程中要定期检查和及时调整抽油机的平衡。通常采用两种方法来检验抽油机的平衡。

1) 测量驴头上、下冲程的时间

抽油机在平衡条件下工作时上冲程和下冲程所用的时间是相同的。如果上冲程快，下冲程慢，说明平衡过量，则应减小平衡重或平衡半径 R ；反之，则应增加平衡重或平衡半径。

2) 测量上、下冲程中的电流

抽油机在平衡条件下工作时上、下冲程的电流峰值应相等。如果上冲程的电流峰值大于下冲程的电流峰值 ($I_u > I_d$)，说明平衡不够，应增加平衡重量或增大平衡半径 R ；反之，则应减小平衡重量或平衡半径 R 。

3.3.2 曲柄轴扭矩计算及分析

抽油机工作时，由悬点载荷及平衡重在曲柄轴(减速箱输出轴)上造成的扭矩与电动机输给曲柄的扭矩相平衡。因此，通过悬点载荷及平衡来计算曲柄轴扭矩，不仅可以检查减速箱是否在超扭矩条件下工作，而且可以用来检查和计算电动机功率及功率利用情况。

一定型号的抽油机所配减速箱都有允许的最大扭矩。在一定条件下它既限制着油井生产时所采用的最大抽油参数 (f_p 、 S 、 N 及 L_p)，同时又限制着为了保证大参数生产所需要的电动机功率。在生产中既不能只看悬点最大载荷，而任意采用大参数生产，也不能单纯根据大参数抽汲的需要，而随意使用大功率电动机。例如，对于5型抽油机，一般选用的电动机功率最大不要超过20~22千瓦，如果选用28或30千瓦的电动机，则会出现两种情况：一是电动机过大，而功率利用不充分(电动机效率和功率因素都低)；或者电动机在满载条件下工作，但抽油机必然在超载荷或超扭矩的条件下工作。因此，了解抽油机运转过程中产生的最大扭矩是分析抽油设备工作状况的一项重要内容。

(1) 计算扭矩的基本公式

抽油过程中减速箱输出轴(曲柄轴)的扭矩 M 等于曲柄半径与作用在曲柄销处的切线力 T 的乘积，即

$$M = rT \quad (3-53)$$

只要确定出曲柄销处的切线力 T 就可算出曲柄轴扭矩 M 。复合平衡抽油机曲柄销所受的力如图3-17所示。图中， F_p 为曲柄销所受的连杆拉力(与连杆力大小相等方向相反)； W'_c 为折算至曲柄半径 r 处的平衡重：

$$W'_c = \frac{W_{cb}R + W_c R_c}{r} \quad (3-54)$$

式中 W_{cb} —曲柄平衡块总重；
 W_c —曲柄重；
 R —曲柄平衡半径，即从曲柄轴心至平衡块重心之距离；
 R_c —曲柄重心半径，即曲柄轴心至曲柄重心之距离。
 对曲柄轴中心 O' 取力矩平衡可得：

$$Tr + W_c' r \sin \phi = F_p r \sin \alpha$$

由上式解得

$$T = F_p \sin \alpha - W_c' \sin \phi \quad (3-55)$$

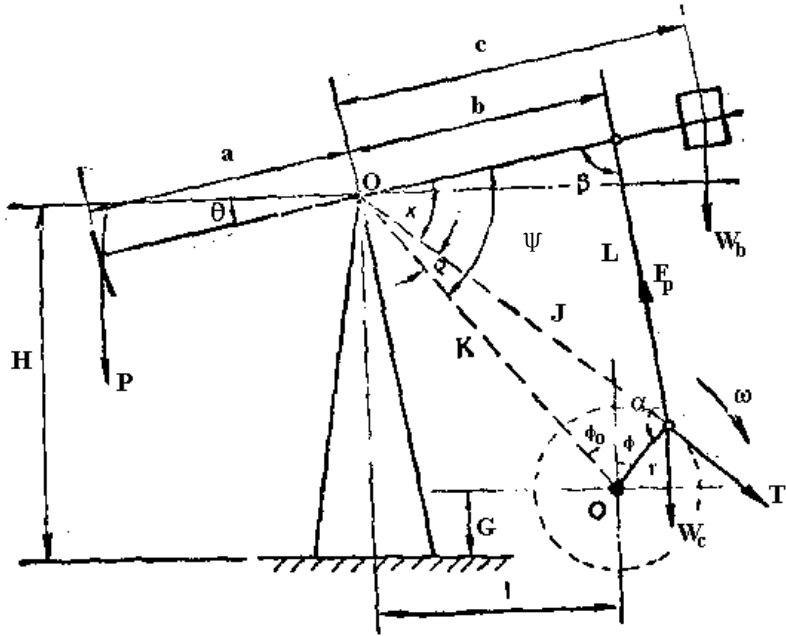


图3-17 抽油机几何尺寸与曲销受力图

将式(3-55)代入式(3-53)就可求得复合平衡抽油机的扭矩计算公式：

$$M_{com} = \left[\frac{a}{b} P - \frac{c}{b} W_b \left(\cos \theta - \frac{c}{a} \frac{a_A}{g} \right) \right] \frac{r \sin \alpha}{\sin \beta} - W_c' r \sin \phi \quad (3-56)$$

式中 P —悬点载荷；
 a 、 b —游梁前臂和后臂的长度；
 c —游梁平衡重心至游梁支点 O 的距离；
 W_b —游梁平衡重；
 a_A —悬点加速度；
 g —重力加速度；

θ —从水平位算起的游梁摆角；

β —游梁后臂与连杆之夹角。

曲柄平衡抽油机， $W_b=0$ ，则

$$M_{cr} = \frac{a}{b} P \frac{r \sin \alpha}{\sin \beta} - W_c' r \sin \phi \quad (3-56a)$$

游梁平衡抽油机， $W_c' \approx 0$ ，则

$$M_{wb} = \left[\frac{a}{b} P - \frac{c}{b} W_b (\cos \theta - \frac{c}{a} \frac{a_A}{g}) \right] \frac{r \sin \alpha}{\sin \beta} \quad (3-56b)$$

上述公式从理论上讲是计算抽油机扭矩的精确公式(其中尚未考虑抽油机的结构不平衡、游梁连杆系统的惯性影响及传动效率)。但是，由于其中包括了与抽油机几何特性有关的参数： θ 、 α 、 β 及悬点加速度 a_A 。这些参数又随曲柄转角 ϕ 而变，因此，这些公式还难于直接用于实际计算。

对于某一型号的抽油机，其几何尺寸是一定的，故可根据几何关系预先计算出不同 ϕ 角下 α 、 β 的值，并做适当的简化就可利用上面的公式计算扭矩。

对于曲柄平衡的抽油机，公式(3-56a)中的第一项表示悬点载荷 P 在曲柄上造成的扭矩 M_p ，称油井负荷扭矩：

$$M_p = \frac{a}{b} \frac{r \sin \alpha}{\sin \beta} P \quad (3-57)$$

把式(3-57)中的乘积 $\frac{a}{b} \frac{r \sin \alpha}{\sin \beta}$ 称扭矩因数，用 \overline{TF} 表示：

$$\overline{TF} = \frac{a}{b} r \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (3-58)$$

则公式(3-57)可写成

$$M_p = \overline{TF} P \quad (3-57a)$$

所以，扭矩因数也就是悬点载荷在曲柄轴上造成的扭矩 M_p 与悬点载荷 P 的比值，即

$$\overline{TF} = \frac{M_p}{P}$$

由于 α 和 β 随 ϕ 而变化，故 \overline{TF} 也是 ϕ 的函数。

只要对各种抽油机预先计算出每种冲程下的扭矩因数 \overline{TF} ，就可以很容易利用实测悬点载荷(示功图)由公式(3-56a)计算曲柄轴扭矩。

公式(3-56a)中的第二项 $W_c' r \sin \phi$ 表示曲柄及其平衡重在曲柄轴上造成的扭矩 M_c ，称曲柄平衡扭矩：

$$M_c = W'_c r \sin f = (W_{cb} R + W_c R_c) \sin f \quad (3-59)$$

曲柄轴上的净扭矩M为悬点载荷P造成的扭矩 M_p 与曲柄平衡重造成的扭矩 M_c 之差，即

$$M = M_p - M_c = \overline{TF} \cdot P - M_{c \max} \sin f \quad (3-60)$$

式中 $M_{c \max}$ 一曲柄最大平衡扭矩，即曲柄处于水平位置 ($f = 90^\circ$ 和 270°) 时曲柄平衡重造成的扭矩 $M_{c \max} = W_{cb} R + W_c R_c$ 。

当考虑抽油机本身的结构不平衡性时，公式(3-56)可写成：

$$M_{com} = \left[\frac{a}{b} P - \left(\frac{c}{b} W_b + \frac{a}{b} B \right) \cos q - \frac{c}{a} \frac{c}{b} \frac{W_b}{g} a_A \right] \frac{r \sin a}{\sin b} - W'_c r \sin f \quad (3-61)$$

式中B为抽油机结构不平衡值，等于连杆与曲柄销脱开时，为了保持游梁处于水平位置而需要加在光杆上的力。此力向下时B取正值；向上时取负值。B值可以实测，也可以根据抽油机部件质量计算。

由于计算扭矩的公式中考虑游梁摆角 θ 的影响和游梁平衡重的惯性力矩，因而无法直接得到用扭矩因数计算扭矩的简单公式。为了简化计算，可忽略上述两项的影响(计算误差，一般不超过10%，扭矩峰值的误差小于5%)。

对复合平衡抽油机：

$$M_{com} = \overline{TF} \left[P - \left(B + \frac{c}{a} W_b \right) \right] - M_{c \max} \sin f \quad (3-61a)$$

对曲柄平衡抽油机：

$$M_{cr} = \overline{TF} (P - B) - M_{c \max} \sin f \quad (3-61b)$$

对游梁平衡抽油机：

$$M_{wb} = \overline{TF} \left[P - \left(B + \frac{c}{a} W_b \right) \right] \quad (3-61c)$$

(2) 扭矩因数计算

对于具体型号的抽油机，只要确定不同 ϕ 角下的 α 和 β 值就可利用式(3-61)计算出每一种冲程下的扭矩因数。

根据图3-17，对 b 、 J 及连杆 L 和 J 、 K 及曲柄半径 r 构成的两个三角形分别应用余弦定理可得：

$$b = \cos^{-1} \frac{b^2 + L^2 - k^2 - r^2 + 2kr \cos(f + f_0)}{2bL} \quad (3-62)$$

式中 β —游梁后臂 b 与连杆 L 之间的夹角 ($\beta < 180^\circ$, 故 $\sin\beta$ 总为正值);

L —连杆有效长度(横梁轴中心到曲柄销中心的距离);

k —曲柄轴中心到游梁轴中心的距离;

ϕ —观察时井口在左侧, 从12点钟位置算起, 曲柄按顺时针方向旋转的转角;

f_0 — K 和12点钟位置的夹角;

$$f_0 = \tan^{-1} \left(\frac{I}{H - G} \right)$$

I —游梁轴中心到曲柄轴中心的水平距离;

H —游梁轴中心到底盘底部的距离;

由上述两个三角形的角度关系可得:

$$a = 360^\circ - [b + y + (f + f_0)] \quad (3-63)$$

式中 α —连杆 L 和曲柄 r 之夹角, 按顺时针方向算起, 从 r 到 L ;

ψ — b 和 L 之间的夹角, $\psi = \kappa + \rho$;

κ — b 和 L 之间的夹角, $\kappa = \sin^{-1} \left(\frac{L \sin \beta}{J} \right)$;

J —曲柄销中心到游梁轴承中心之间的距离, $J = (L^2 + b^2 - 2Lb \cos \beta)^{1/2}$;

ρ — J 和 K 之间的夹角。

$$r = \sin^{-1} \left[\frac{r \sin(f + f_0)}{J} \right] \quad (3-64)$$

当 $(f + f_0)$ 在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 时, ρ 为正值, 在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 时, ρ 为负值。

当 α 在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 时, $\sin\alpha$ 为负值, 则计算得的 \overline{TF} 为负, 说明此时悬点载荷造成的扭矩改变了方向。

(3) 悬点位移与曲柄转角的关系

由扭矩因数及实测悬点载荷, 就可以绘制扭矩曲线, 以便确定最大扭矩及进行扭矩分析。由于实测示功图只是表示了悬点位移和载荷的关系, 而绘制扭矩曲线时需要

找到不同 ϕ 角时的载荷。因此，需要找到位移与 ϕ 角的关系。比较简便的方法是从下死点算起，以冲程的百分数表示位移。

$$\overline{PR} = \frac{\Psi_b - \Psi}{\Psi_b - \Psi_t} \quad (3-65)$$

式中 Ψ_b —驴头在下死点位置时的 Ψ 角，

$$\Psi_b = \cos^{-1} \frac{b^2 + k^2 - (L+r)^2}{2bk}$$

Ψ_t —驴头在上死点位置 Ψ 时的角，

$$\Psi_t = \cos^{-1} \frac{b^2 + k^2 - (L-r)^2}{2bk}$$

Ψ —随 ϕ 角而变的 b 和 K 之间的夹角，在计算扭矩因数时已经计算出。

已经有用来计算 \overline{TF} 及 \overline{PR} 的计算机程序。有些抽油机制造厂在抽油机使用说明中也提供 \overline{TF} 及 \overline{PR} 值。由于计算机的广泛应用，已经很少采用手工来计算和绘制扭矩曲线了。通常是利用计算机预先算出各型抽油机在不同冲程情况的扭矩因数 \overline{TF} ，存于磁盘中，

计算某口井的扭矩曲线时，只要输入不同 ϕ 角下的悬点载荷，抽油机型号及使用的冲程、平衡块数和平衡半径（或使用的最大平衡扭矩），便可用预先编好的简便程序直接调用相应的 \overline{TF} ，并计算和绘出扭矩曲线。目前已普遍采用抽油机井诊断仪，可同时采集悬点的载荷和位移，从而大大地简化了扭矩曲线的计算。图3-18为濮1-3井的扭矩曲线。

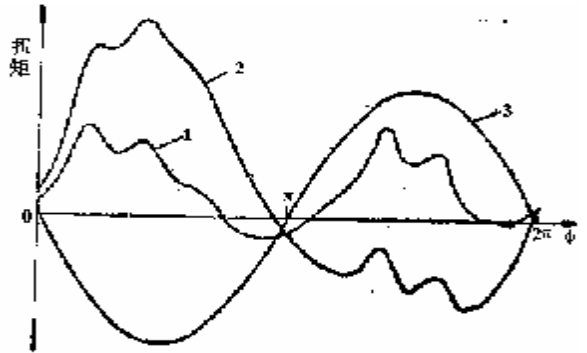


图 3-18 濮 1-3 井扭矩曲线

1—净扭矩；2—油井负荷扭矩；3—曲柄平衡扭矩

(4) 扭矩曲线的应用
由于悬点载荷和平衡造成的扭矩与电动机输给曲柄轴的扭矩相平衡。因此，扭矩曲线除了用来确定最大扭矩和检查是否超扭矩之外，还可以检查抽油机的平衡状况和进行平衡计算，确定电动机输出的功率，检查功率利用情况及利用均方根扭矩选择电动机功率。

1) 检查是否超扭矩及判断是否发生“背面冲突”

由扭矩曲线可直接得到上、下冲程中的高峰扭矩值，因而，可根据减速箱允许的最大扭矩 M_{\max} 来检查减速箱是否超扭矩工作。

当扭矩曲线出现负扭矩时，说明减速箱的主动轮变为从动轮。如果负扭矩值较大，

将发生齿轮啮合面的“背面冲击”，从而降低齿轮寿命。“背面冲击”通常发生在不平衡或轻载荷的井上。在悬点载荷突然发生很大变化时，也会出现严重“背面冲击”。

2) 判断及计算平衡

抽油机平衡是为了使电动机的负载尽可能地达到均匀。如前所述，在抽油设计中，一般都是以上、下冲程中电动机做的功相等作为平衡标准来计算平衡。在检验平衡和进行调整平衡的计算时，通常是以上、下冲程高峰扭矩相等为标准，即

$$M_{u\max} = M_{d\max}$$

如果 $M_{u\max} > M_{d\max}$ ，则上重下轻，说明平衡不够，需要增大平衡扭矩；反之，则说明平衡过重，需要减小平衡扭矩。复合平衡和曲柄平衡抽油机，通常采用改变平衡半径 R 的方法来调节平衡扭矩。只有在调整 R 还不能满足要求的情况下，才改变平衡重块数。

对上、下冲程高峰扭矩不等的抽油井，为使其达到平衡，首先要计算需要的曲柄最大平衡扭矩：

$$M_{c\max} = \frac{\overline{TF}_u [P_u - (B + \frac{C}{a} w_b)] - \overline{TF}_d [P_d - (B + \frac{C}{a} w_b)]}{\sin\phi_u - \sin\phi_d} \quad (3-66)$$

式中 ϕ_u 、 ϕ_d —上、下冲程高峰扭矩所对应的曲柄转角；

P_u 、 P_d —与 ϕ_u 和 ϕ_d 对应的悬点载荷；

\overline{TF}_u 、 \overline{TF}_d —与 ϕ_u 和 ϕ_d 相对应的扭矩因数；

相应的平衡半径为：

$$R = \frac{M_{c\max} - W_c R_c}{W_{cb}} \quad (3-66a)$$

为了简化计算，可根据上、下冲程中扭矩曲线峰值差来计算平衡半径的调整值 ΔR ：

$$\Delta R = \frac{M_{u\max} - M_{d\max}}{W_{cb} (\sin\phi_u - \sin\phi_d)} \quad (3-66b)$$

ΔR 为正时，将平衡块位置向外移动；为负时，则向内移动。

将上述计算结果代入扭矩计算公式，就可计算出调整后，在平衡条件下的扭矩曲线。应该注意，当上、下冲程的高峰扭矩差别很大时，按上述方法调整后的扭矩高峰位置可能发生改变，从而不能保证调后上、下冲程的高峰扭矩完全相等。这只保证在原有峰值位置上的扭矩相等。此时，为了使其完全相等，可根据新的曲线峰值重新进行计算。

在实际生产中，油井情况的某些变化都会改变抽油井的平衡状况，不可能经常保持上、下冲程扭矩峰值完全相等。那么，上、下冲程扭矩峰值差在多大范围内，抽油机仍能保持良好的平衡状况，而不需要调整平衡呢？对实际油井调整平衡前后的扭矩

曲线的统计分析结果表明：只要 $\frac{M_{\text{小}}}{M_{\text{大}}} \geq 0.8$ ，抽油机就能保持良好的平衡状况，尽管 $M_{u\text{max}} \neq M_{d\text{max}}$ ，但不需要调整平衡。计算结果表明，在此情况下继续调平衡将没有多大实际意义。 $M_{\text{大}}$ 和 $M_{\text{小}}$ 分别为 $M_{u\text{max}}$ 和 $M_{d\text{max}}$ 中的较大者和较小者。在实际工作中只要 $M_{\text{小}}/M_{\text{大}} \geq 0.8$ 就可以认为抽油机是平衡的。

3) 功率分析

减速箱输出的瞬时功率等于瞬时扭矩与曲柄角速度的乘积，即

$$N(\phi) = M(\phi)\omega \quad (3-67)$$

一个冲程中的平均功率即为：

$$N_r = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} N(\phi) d\phi = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M(\phi)\omega d\phi \quad (3-68)$$

根据式(3-68)就可利用扭矩曲线求得减速箱的平均输出功率。由于根据悬点载荷计算扭矩时，忽略了从悬点到曲柄的传动效率。所以，根据扭矩曲线得到的功率也就是光杆功率。

如果将用式(3-68)计算的功率除以抽油机效率(从悬点到电动机轴的传动效率)就可得到电动机输出的平均功率。如果测得给电动机输入的功率还可进一步算得电动机效率。所以，用扭矩曲线进行功率分析是对整个抽油装置进行功率和效率分析的重要组成部分。80年代以来，与计算机诊断技术相配合，已形成了一整套功率测试和计算机分析系统。

(5) 最大扭矩计算公式

虽然扭矩曲线是目前用来确定扭矩的最准确的方法，但绘制扭矩曲线计算比较繁杂。在选择抽油设备和预测新抽汲参数下的最大扭矩时，通常因不能预先测得示功图(或悬点载荷)，也就无法绘制扭矩曲线。因此，在抽油技术设计和一般分析中大多采用直接计算的方法。下面就分别介绍两种比较常用的计算公式。

1) 计算最大扭矩的近似公式

$$M_{\text{max}} = \frac{S}{4}(P_{\text{max}} - P_{\text{min}}) \quad (3-69)$$

式中 P_{max} 、 P_{min} —悬点最大和最小载荷。

该式是把抽油机悬点运动简化为简谐运动(即 $r/b=1$, $r/l=0$)，并忽略抽油机系统的惯性和游梁摆角的影响，并认为最大峰值扭矩发生在曲柄转角为 90° 时得出的近似公式。在这些简化条件下，利用公式(3-56)就可得到：

$$M = \left[\frac{a}{b}(P-B) \frac{c}{b} W_b \right] r \sin\phi - W'_c \sin\phi$$

因为， $r = \frac{S}{2} \cdot \frac{b}{a}$ 和 $W'_c = (W_{cb}R + W_cR_c)/r$ ，代入上式，并加以整理，则得

$$M = \frac{S}{2} \left[P - \left(B + \frac{c}{a} W_b + \frac{b}{a} \frac{W_{cb} R + R_c W_c}{r} \right) \right] \sin \phi$$

$$\text{令 } C_e = B + \frac{c}{a} W_b + \frac{b}{a} (W_{cb} R + W_c R_c) / r \quad (3-70)$$

$$\text{则 } M = \frac{S}{2} (P - C_e) \sin \phi \quad (3-71)$$

式(3-70)计算出的 C_e 值实际上是抽油机结构不平衡及平衡重在悬点产生的平衡力。它表示了被实际平衡掉的悬点载荷值。因此称为有效平衡值。

为了保持抽油机在平衡条件下工作，必须通过调整平衡半径或平衡重，使 C_e 值等于悬点最大、最小载荷之和的二分之一，即

$$C_{er} = (P_{\max} + P_{\min}) / 2 \quad (3-70a)$$

C_{er} 是保持抽油机平衡所需要有效平衡值。在平衡条件下， $C_{er} = C_e$ 。

一般可近似地认为，最大扭矩与最大载荷出现在同一曲柄位置。由式(3-71)看出，当 $\phi = 90^\circ$ 或 270° 并且不考虑悬点载荷 P 的变化时， M 值为最大。所以，将 $P = P_{\max}$ 及 $\sin \phi = 1$ 和式(3-70a)代入式(3-71)后，可得

$$M_{\max I} = \frac{S}{2} (P_{\max} - C_e) = \frac{S}{4} (P_{\max} - P_{\min})$$

2) 计算最大扭矩的经验公式

$$M_{\max II} = 300S + 0.236S(P_{\max} - P_{\min}) \quad (3-72)$$

式中均采用N、m单位。

该式是苏联拉玛扎诺夫(P. A. ПАМАЗАНОВ)于1957年提出来的。它是根据类似于式(3-69)的近似公式和拉比诺维奇(A. M. РАБИНОВИЧ)的精确公式，利用一批实测示功图，分别计算了曲柄销处的切线力后，进行回归分析所得的公式。

国内外的实践都证明用上述两个公式计算的结果普遍偏低。我们用80条扭矩曲线的峰值进行对比的结果表明：约有50%多的计算结果比曲线峰值低10%以上；最大偏差接近-50%，平均偏差约为11.0%。苏联文献中也指出，拉玛扎诺夫公式，对56 mm以上的泵，其结果可能偏低20~25%。美国在使用近似公式时，往往乘以1.05作为运动修正系数。由于上述公式计算十分简便，在国外还没有同样简便而又更精确的公式来代替，所以，目前国外还在使用这些公式。我们根据国内油井扭矩曲线的峰值，也建立了类似的经验公式：

$$M_{\max III} = 1800S + 0.202S(P_{\max} - P_{\min}) \quad (3-73)$$

式中均采用N、m单位。初步检验的结果表明，式(3-73)要比式(3-71)和(3-72)准确。但还有待于在试用中用更广泛的资料进行检验和完善。

3.3.3 电动机选择和功率计算

虽然国外有些油田用天然气发动机作抽油机动力，但大多数抽油井则以电动机作为动力。因此，在抽油井较多的油田上，用于抽油的电能消耗量很大。抽油装置的电动机的选择，一方面关系到电能的利用效率；另一方面将关系到能否充分发挥抽油设备和油层生产能力的问题。

游梁式抽油装置的特点是：

- a. 负荷是脉冲的，而且变化大；
- b. 启动条件困难，要求有大的启动转矩；
- c. 所用的电动机功率不太大，一般不超过60千瓦，小的只有几千瓦，但总的数量大；
- d. 在露天工作，要求电动机维护简单、工作可靠。

所以，抽油机所用电动机都是封闭式鼠笼型异步电动机。它的构造简单、坚固、易于维修。目前国产抽油机所选配电动机大多是高启动转矩系列的三相异步封闭式鼠笼型电动机。

电动机的选择除了确定适合于抽油机工作特点的类型之外，还要确定适合各型抽油机工作能力的电动机的容量(即功率)。

电动机功率与传到减速箱从动轴(曲柄轴)上的扭矩的关系式为：

$$M = 9549 \frac{N_r \eta}{n} = 9549 \frac{N_r \eta i}{n_m} \quad (3-74)$$

式中 M —传至曲柄轴上的扭矩， N.m；

N_r —电动机功率， kW；

n —曲柄轴转数(冲数)， rpm；

η —传动效率， $\eta = \eta_1 \times \eta_2$ ，

η_1 —皮带转动效率；

η_2 —减速箱传动效率；

n_m —电动机转数， rpm；

i —总传动比， $i = i_1 \times i_2$ ， i_1 —减速箱传动比， $i_2 = D/d$ ；

D —减速箱皮带轮直径；

d —电动机皮带轮直径。

由式(3-74)就可得到根据曲柄轴上的扭矩确定所需要的电动机功率的计算公式：

$$N_r = \frac{Mn}{9549\eta} \quad (3-75)$$

由式(3-75)看出：抽油机工作时，实际在曲柄轴上所产生的扭矩和冲数决定着需要的电动机功率。但是曲柄扭矩在整个工作过程中是变化的，而只在上、下冲程的某一瞬时达到最大值。

在变负荷条件下，电动机的选择就不能根据瞬时最大扭矩来计算。否则电动机在

大部分时间不能满载工作，其效率和功率因数都不高，电能的利用就不充分。在变负荷条件下，电动机选择的一般方法是根据负载电流或扭矩的变化规律，按均方根求出等值电流或等值扭矩来计算，则：

$$N_r = \frac{M_e N}{9549h} \quad (3-75a)$$

式中 N_r —需要的电动机功率(即需要选用的电动机额定功率)，kW；

N —冲数，spm；

η —传动效率，小数；

M_e —曲柄轴上的等值扭矩。

所谓等值扭矩，就是用一个不变化的固定扭矩代替变化的实际扭矩，使其电动机的发热条件相同，则此固定扭矩即为实际变化的扭矩的等值扭矩。它用计算得的扭矩曲线或测得的瞬时的扭矩来计算：

$$M_e = \sqrt{\frac{\sum (M_i^2 \Delta\phi_i)}{\sum \Delta\phi}} \quad (3-76)$$

式中 M_i —瞬时扭矩(随曲柄转角 ϕ 而变)；

ϕ —曲柄转角。

计算时取的间隔 $\Delta\phi$ 越小，则计算越准确。

对抽油机来讲，等值扭矩与最大扭矩之间有一定关系，当抽油机的运动近似地看作简谐运动，而使扭矩呈正弦规律变化时，

$$M_e \approx 0.707M_{\max}$$

实际曲柄连杆机构的理论扭矩变化规律与正弦曲线不同。根据对实际井扭矩曲线，进行回归分析的结果，最大扭矩与等值扭矩的关系大体上为：

$$M_e \approx 0.54M_{\max}$$

由理论分析和一些实际资料的初步计算结果，并考虑到不平衡等因素，实际计算时，建议采用下式：

$$M_e = 0.6M_{\max} \quad (3-77)$$

将式(3-77)代入(3-75)，可得：

$$N_r = \frac{0.6M_{\max} N}{9549h} \quad (3-78)$$

如果取 $\eta=0.9$ ，则：

$$N_r = \frac{M_{\max} N}{14388} \quad (3-78a)$$

由于实际扭矩变化规律的复杂性，要合理选择电动机功率是比较困难的，式(3-78)只是用于近似分析和计算的简便公式。在国外曾提出了各种各样的半经验性公式，有

的计算比较复杂，也有的比较简便，但有些计算结果却相差很大。下面介绍一种计算比较简便而又有代表性的一种。

$$N_r = 0.0409pD^2SNr_lL\left(\frac{1-h_p h_u}{h_p h_u} + h\right)K \times 10^{-3} \quad (3-79)$$

式中 N_r —电动机额定功率，kW；

D —泵径，m；

S —光杆冲程，m；

n —冲数，spm；

ρ_l —抽汲液体密度， kg/m^3 ；

L —动液面深度(有效举升高度)，m；

η —泵效；

η_p —泵的举升效率，一般为0.85~0.95，可取0.9；

η_u —抽油机效率，一般为0.80~0.85，可取0.82；

K —形状系数，与平衡状况有关，为1.2~3.4，平衡时取1.2，严重不平衡时取3.4。

取 $\eta_p=0.9, \eta_u=0.82$ ，则上式可简化为：

$$N_r = 0.0409pD^2SNr_lL(0.355+h)K \times 10^{-3} \quad (3-79a)$$

$$N_r = 0.1136 \times 10^{-6} Q_l r_l L(0.355+h)K \quad (3-79b)$$

式中 Q_l —理论排量， m^3/d 。

其余符号同前。

应该指出的是计算出电动机功率后，在具体选型号时，还应注意电动机的转数与皮带轮直径和冲数的配合，以及考虑电动机的超载能力和起动特性。

在分析功率利用情况及确定需要的功率时，通常采用水力功率及光杆功率。

水力功率是指在一定时间内将一定量的液体提升一定距离所需要的功率，可用下式计算：

$$HP_H = \frac{QLg}{86400} = \frac{Q_l \rho_l Lg}{86400} \eta \quad (3-80)$$

式中 HP_H —水力功率，kW；

Q_l —油井日产量，t/d；

Q —泵的理论排量, m^3/d ;

ρ_l —抽汲液体的密度, kg/m^3 ;

η —泵效;

L —有效提升高度, 即动液面深度, m 。

光杆功率就是通过光杆来提升液体和克服井下损耗所需要的功率。

要准确地计算光杆功率, 必须根据实测示功图:

$$HP_{PR} = \frac{ASNC \times 100}{l \times 60 \times 1000} \quad (3-81)$$

式中 HR_{PR} —光杆功率, kW 。

A —示功图载荷线包围的面积, cm^2 ;

N —冲数, spm ;

S —光杆冲程, m ;

l —示长度, mm ;

C —动力仪力比, N/mm 。

式(3-81)算得的光杆功率为平均功率。如前所述, 根据示功图绘制扭矩曲线, 亦可准确地求得光杆平均功率。

下面的公式可近似地计算光杆功率:

$$HP_{PR} = \frac{W'_l SN}{60 \times 1000} \quad (3-82)$$

式中 W'_l —按柱塞截面积计算的液柱载荷, N ;

S —光杆冲程, m ;

N —冲数, spm 。

公式(3-82)是以不考虑抽油杆柱和油管柱弹性变形的理论示功图为基础。这里近似地认为, 它的面积与考虑变形和惯性载荷后的理论示功图的面积是相等的, 并忽略了摩擦载荷的影响。显然, 对于油稠摩擦载荷大的井, 计算结果将会偏小。

根据油井产量按公式(3-80)计算得的水力功率, 是实际做功的有效功率, 它小于光杆功率。它们之差反映了井下摩擦、杆柱振动和惯性, 以及泵外漏失等因素引起的功率损失。而光杆功率除以抽油机效率(除严重的低负荷运转外, 一般可取0.8)即可求得需要电动机输出的平均功率。

3.4 泵效计算

在抽油井生产过程中, 实际产量 Q 一般都比理论产量 Q 要低, 两者的比值叫泵效,

用 h 表示, 即:

$$h=Q/Q_0 \quad (3-83)$$

在正常情况下，若泵效为0.7~0.8，就认为泵的工作是良好的。而有些带喷井的泵效接近或大于1。矿场实践表明，平均泵效大都低于0.7，甚至有的油井泵效低于0.3。影响泵效的因素很多，但从深井泵工作的三个基本环节(柱塞让出体积，液体进泵和从泵内排出液体)来看，可归结为以下三个方面。

a. 抽油杆柱和油管柱的弹性伸缩 根据深井泵工作特点，抽油杆柱和油管柱在工作过程中因承受着交变载荷而发生弹性伸缩，使柱塞冲程 S_p 小于光杆冲程 S ，所以减小了柱塞让出的体积。

b. 气体和充不满的影响 当泵内吸入气液混合物后，气体占据了柱塞让出的部分空间，或者当泵的排量大于油层供油能力时液体来不及进入泵内，都会使进入泵内的液量减少。

c. 漏失影响 柱塞与衬套的间隙及凡尔和其它连接部件间的漏失都会使实际排量减少。只要保证泵的制造质量和装配质量，在下泵后一定时期内，漏失的影响是不大的。但当液体有腐蚀性或含砂时，将会由于对泵的腐蚀和磨损使漏失迅速增加。泵内结蜡和沉砂都会使凡尔关闭不严，甚至被卡而严重破坏泵的工作。在这些情况下，除改善泵的结构、提高泵的抗磨蚀性能外，主要是采取防砂及防蜡措施，以及定期检泵来维持泵的正常工。

实际产液量可写为：

$$Q=1440\eta_f S N \quad (3-84)$$

从上述三方面出发，泵效的一般表达式可写为：

$$\eta=\eta_\lambda \cdot \beta \cdot \eta_L \cdot \eta_B \quad (3-85)$$

式中 $\eta_\lambda = \frac{S_p}{S}$ —考虑抽油杆柱和油管柱弹性伸缩后的柱塞冲程与光杆冲程之比，表示杆、管弹性伸缩对泵效的影响；

$\beta = \frac{V_{液}}{V_{活}}$ —进入泵内的液体体积与柱塞让出的泵内体积之比，表示泵的充满程度；

η_L —表示泵漏失对泵效影响的漏失系数；

$\eta_B = \frac{1}{B_i}$ —由于泵效是以地面产出液的体积计算， η_B 则是考虑地面原油脱气引起体积收缩对泵效计算的影响， B_i 为吸入条件下被抽汲液体的体积系数。

为了对影响泵效的因素进行定量计算和分析，下面分别讨论活塞冲程、充满系数及漏失的计算。

3.4.1 柱塞冲程

一般情况下,柱塞冲程小于光杆冲程,它是造成泵效小于1的重要因素。抽油杆柱和油管柱的弹性伸缩愈大,柱塞冲程与光杆冲程的差别也愈大,泵效就愈低。抽油杆柱所受的载荷不同,则伸缩变形的大小不同。如前所述,抽油杆柱所承受的载荷主要有:抽油杆柱及液柱载荷(总称静载荷);抽油杆柱和液柱的惯性载荷及抽油杆柱的振动载荷(总称动载荷)。下面就分别研究在这些载荷作用下引起的抽油杆柱及油管的弹性变形,以及对柱塞冲程的影响。

(1) 静载荷作用下的柱塞冲程

由于作用在柱塞上的液柱载荷在上、下冲程中交替地分别由油管转移到抽油杆柱和由抽油杆柱转移到油管,从而引起杆柱和管柱交替地增载和减载,使杆柱和管柱发生交替地伸长和缩短,如图3-19所示。

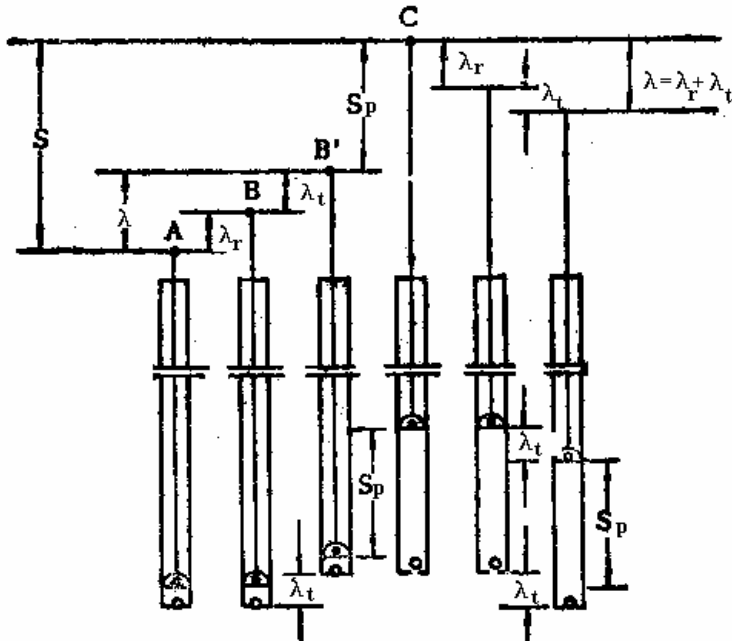


图3-19 抽油杆和油管弹性伸缩示意图

A—下死点;C—上死点;B'—上冲程中柱塞与泵筒开始发生相对位移时的悬点位置

当驴头开始上行时,游动凡尔关闭,液柱载荷作用在柱塞上,使抽油杆发生弹性伸长。因此,柱塞尚未发生移动时,悬点已从位置A移到位置B,这一段距离即为抽油杆柱的伸长 λ_r 。

当悬点位置从B移至B'时,正是油管由于卸去载荷要缩短一段距离 λ_t 的过程。此时,柱塞与泵筒之间没有相对位移。这段缩短距离使悬点增加了一段无效位移,即从位置B

移到位置 B' 。所以，吸入凡尔仍然是关闭的。

当驴头从位置 B' 移到位置 C 时，柱塞才开始与泵筒发生相对位移，吸入凡尔开始打开吸入液体，一直到上死点 C 。由此看出：柱塞有效移动距离（柱塞冲程） S_p ，比光杆冲程 S 小 λ ，而 $\lambda = \lambda_r + \lambda_t$ 。

下冲程开始时，吸入凡尔立即关闭，液柱载荷由抽油杆柱逐渐移到油管上，使抽油杆缩短 λ_r ，而油管伸长 λ_t 。此时，只有驴头下行 $\lambda = \lambda_r + \lambda_t$ 距离之后，柱塞才开始与泵筒发生相对位移。因此，下冲程中柱塞冲程仍然比光杆冲程小 λ 值。

抽油杆柱和油管柱的自重伸长在泵工作的整个过程中是不变的，因此，它们不会影响柱塞冲程。

由此，柱塞冲程

$$S_p = S - (\lambda_r + \lambda_t) = S - \lambda \quad (3-86)$$

λ 称为冲程损失。

由于液柱载荷引起的冲程损失使泵效降低的数值 η'_k 为：

$$\eta'_k = \frac{S - S_p}{S} = \frac{\lambda}{S} \quad (3-87)$$

λ 值可根据虎克定律来计算：

$$\lambda = \frac{W'_t L}{E} \left(\frac{1}{f_r} + \frac{1}{f_t} \right) = \frac{f_p \rho_l L_f g}{E} \left(\frac{L}{f_r} + \frac{L}{f_t} \right) \quad (3-88)$$

如果为多级抽油杆，则：

$$I = \frac{f_p r_l L_f g}{E} \left(\frac{L}{f_t} + \sum_{i=1}^m \frac{L_i}{f_{ri}} \right) \quad (3-89)$$

式中 λ —冲程损失，m；

W'_t —考虑沉浸度影响后的液柱载荷，为上、下冲程中静载荷之差，N；

$$W'_t = (p_z - p_i) \cdot f_p \approx \rho_l \cdot L_f \cdot g \cdot f_p$$

p_z —泵的排出压力，Pa；

p_i —泵的吸入压力，Pa；

f_p 、 f_r 、 f_t —柱塞、抽油杆及油管金属截面积， m^2 ；

L —抽油杆柱总长度，m；

ρ_l —液体密度， kg/m^3 ；

E —钢的弹性模数， 2.06×10^{11} Pa；

L_f —动液面深度, m;

m —抽油杆柱级数;

L_i —第 i 级抽油杆的长度, m;

f_{ri} —第 i 级抽油杆的截面积, m^2 。

由上述公式可看出: 柱塞截面积愈大, 泵下得愈深, 则冲程损失愈大。为了减小液柱载荷及冲程损失, 提高泵效, 通常不能选用过大的泵, 特别是深井中总是选用直径较小的泵。当泵径超过某—限度(引起的 $\lambda \geq S/2$) 之后, 泵的实际排量不但不会因增大泵径而增加, 反而会减小。当 $\lambda \geq S$ 时, 则活塞冲程等于零, 使泵的实际排量等于零。

(2) 考虑惯性载荷后柱塞冲程的计算

当悬点上升到上死点时, 速度趋于零, 但抽油杆柱有向下的(负的)最大加速度和向上的最大惯性载荷, 使抽油杆柱减载而缩短。所以, 悬点到达上死点后, 抽油杆在惯性力的作用下还会带着柱塞继续上行, 使柱塞比静载变形时向上多移动一段距离 I' 。当悬点下行到下死点后, 抽油杆的惯性力向下, 使抽油杆柱伸长, 柱塞又比静载变形时向下多移动一段距离 I'' 。因此, 由于惯性载荷作用, 使柱塞冲程比只有静载变形时要增加 I_i :

$$\lambda_i = \lambda' + \lambda'' \quad (3-90)$$

式中 λ_i —由于惯性载荷的作用, 使柱塞冲程增加的数值。

根据虎克定律

$$\lambda' = \frac{I_{rd}L}{2f_r E} = \frac{W_r S N^2 L}{2 \times 1790 \times f_r E} \left(1 - \frac{r}{l}\right)$$
$$\lambda'' = \frac{I_{rd}L}{2f_r E} = \frac{W_r S N^2 L}{2 \times 1790 \times f_r E} \left(1 + \frac{r}{l}\right)$$

由于抽油杆柱上各点所承受的惯性力不同, 计算中近似取其平均值, 即取悬点惯性载荷的一半。

将 λ' 及 λ'' 代入式 (3-90), 得:

$$\lambda_i = \frac{W_r S N^2 L}{1790 f_r E} \quad (3-90a)$$

考虑静载荷和惯性载荷后的柱塞冲程为:

$$S_p = S - \lambda + \lambda_i = S \left(1 + \frac{W_r N^2 L}{1790 f_r E}\right) - \lambda \quad (3-91)$$

式 (3-91) 亦可写成:

$$S_p = S \left(1 + \frac{\mu^2}{2}\right) - \lambda \quad (3-91a)$$

$\mu = \omega L/a$ 。所用符号同前。

尽管惯性载荷引起的抽油杆柱的变形使柱塞冲程增大，有利于提高泵效。但增加惯性载荷会使悬点最大载荷增加，最小载荷减小，使抽油杆受力条件变坏。所以，通常并不用增加惯性载荷(快速抽汲)的办法来增加柱塞冲程。

(3) 抽油杆柱的振动对柱塞冲程的影响

根据前面的分析，液柱载荷周期性地作用在抽油杆柱上。在上冲程静变形结束后，液柱开始随抽油杆柱做变速运动，于是引起抽油杆柱的振动。在下冲程静变形结束后，也会发生类似现象。由于抽油杆柱本身的振动而产生的附加载荷，使抽油杆柱在运动过程中发生周期性的伸长和缩短，从而影响泵效。如果在上冲程末抽油杆柱本身的振动恰好使抽油杆发生缩短时，将使柱塞有效冲程增加。相反，则减小柱塞冲程。抽油杆柱本身振动的振幅愈大，则上述变化愈明显。根据理论分析和实验表明：抽油杆柱本身振动的相位在上下冲程中几乎是对称的，即如果上冲程末抽油杆柱伸长，则下冲程末抽油杆柱缩短；反之亦然。因此，不论上冲程还是下冲程，抽油杆振动引起的伸缩对柱塞冲程的影响都是一致，即要增加都增加，要减小都减小。至于究竟是增加还是减小，将取决于抽油杆柱自由振动与悬点摆动引起的强迫振动的相位配合。因此，对于深井，在一定的冲程冲数范围内，增加冲数时，由于振动的影响，泵的排量增加不多，甚至不增加。这样，对于一定范围内的深井，有一个配合的不利区域。在此范围内，由于抽油杆柱本身的振动，将减小柱塞冲程，如附录A图3-52所示。考虑振动影响后计算柱塞有效冲程的计算见附录A API RP 11L方法。

3.4.2 泵的充满程度

多数油田在深井泵开采期，都是在井底流压低于饱和压力下生产，即使在高于饱和压力下生产，泵口压力也低于饱和压力。因此，在抽汲时总是气液两相同时进泵，气体进泵必然减少进入泵内的液体量而降低泵效。当气体影响严重时，可能发生“气锁”，即在抽汲时由于气体在泵内压缩和膨胀，吸入和排出凡尔无法打开，出现抽不出油的现象。

通常采用充满系数 β 来表示气体的影响程度：

$$\beta = \frac{V'_i}{V_p} \quad (3-92)$$

式中 V_p —上冲程活塞让出的容积；

V'_i —每冲程吸入泵内的液体体积。

充满系数 β 表示了泵在工作过程中被液体充满的程度。 β 愈高，则泵效愈高。泵的充满系数与泵内气液比和泵的结构有关。下面就利用图3-20来研究它们的关系。

由图3-20可看出：

$$V_p + V_s = V_g + V_l$$

用R表示泵内气液比，即 $R = V_g / V_l$ ，则 $V_g = RV_l$ 。那么

$$V_p + V_s = RV_l + V_l$$

由上式可得：
$$V_l = \frac{V_p + V_s}{1 + R}$$

由图3-20看出：
$$V_l' = V_l - V_s$$

则

$$V_l' = \frac{V_p + V_s}{1 + R} - V_s$$

将 V_l' 代入式(3-92)，得：

$$\beta = \frac{V_l'}{V_p} = \frac{V_p + V_s}{(1 + R)V_p} - \frac{V_s}{V_p}$$

令 $K = V_s / V_p$ —余隙比，则

$$\beta = \frac{1 + K}{1 + R} - K = \frac{1 - KR}{1 + R} \quad (3-93)$$

分析式(3-93)可得出如下结论：

a. K值越小， β 值就越大。因 $K = V_s / V_p$ ，所以，要减小K值，可使 V_s 尽可能小和增大柱塞冲程以提高 V_p 。因此，在保证柱塞不撞击固定凡尔的情况下，尽量减小防冲距，以减小余隙。

b. R愈小， β 就越大。为了降低进入泵内的气液比，可增加泵的沉没深度，使原油中的自由气更多的溶于油中。也可以使用气锚，使气体在泵外分离，以防止和减少气体进泵。

如果忽略余隙，即 $V_s = 0$ 时， $K = 0$ ，则公式(3-94)变为：

$$\beta = \frac{1}{1 + R} \quad (3-94)$$

$$R = \frac{(R_p - R_s)(1 - f_w)}{P_i + 0.1}$$

式中 R_p —地面生产气油比， m^3/m^3 ；

R_s —泵内溶解气油比， $R_s = P_i \cdot \alpha$ m^3/m^3 ；

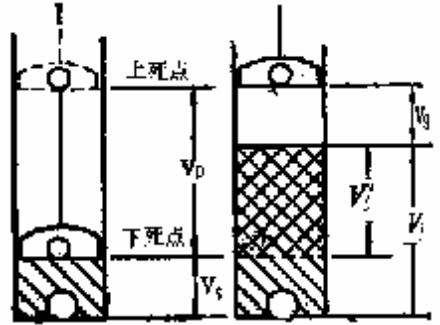


图3-20 气体对冲满程度的影响

V_l 、 V_g —活塞在上死点位置时，

泵内液、气体积；

V_l' —吸入泵内的液体体积；

V_p —活塞让出的容积；

V_s —活塞在下死点时，吸入凡尔与排出凡尔间的泵筒容积(称余隙容积)

α —溶解系数, $\text{m}^3/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$;

P_i —沉没压力, MPa;

f_w —体积含水率, 小数。

若油层能量低, 或原油粘度大使泵吸入时阻力很大, 往往活塞移动快, 供油跟不上, 油还未来得及充满泵筒, 而活塞已开始下行, 出现所谓充不满现象, 从而降低泵效。对于这种情况, 一般可加深泵挂增大沉没度, 或选用合理的抽汲参数, 以适应油层的供油能力。对于稠油, 可采取降粘措施。

3.4.3 泵的漏失

影响泵效的漏失包括:

a. 排出部分漏失 柱塞与衬套的间隙漏失、游动凡尔漏失, 都会使从泵内排出的液量减少。

b. 吸入部分漏失 固定凡尔漏失会减少进入泵内的液量。

c. 其它部分的漏失 尽管泵正常工作, 由于油管丝扣、泵的连接部分及泄油器不严都会因漏失而降低泵效。

由于磨损、砂蜡卡及腐蚀所产生的漏失很难计算, 可根据示功图来分析漏失的严重程度。新泵正常工作时的漏失量, 一般可根据试泵时所测的漏失量来估算。亦可根据下式来计算和分析漏失量与抽汲参数之间的关系。

静止条件下

$$q_1 = \frac{\pi D e^3 g \Delta H}{12 \nu l} \quad (3-95)$$

式中 q_1 —静止条件下的间隙漏失量, m^3/s ;

D —泵径, m;

ν —液体运动粘度, m^2/s ;

l —柱塞长度, m;

ΔH —柱塞两端的液柱压差, m;

g —重力加速度, m/s^2 ;

e —柱塞与泵筒的径向间隙, m。

当活塞向上运动时往上带的液量为:

$$q_2 = \frac{1}{2} \pi D e V_p \quad (3-96)$$

式中 q_2 —柱塞运动向上带的液量, m^3/s ;

V_p —柱塞运动速度, m/s 。

柱塞向上运动时的漏失量为 q ：

$$q = q_1 - q_2 = \frac{\pi D e^3 g}{12\nu} \cdot \frac{\Delta H}{l} - \frac{1}{2} \pi D e V_p \quad (3-97)$$

因柱塞下行时，柱塞与衬套间不存在漏失，故在整个冲程中的总漏失量为 $q/2$ 。

由公式(3-97)可看出：低粘度深井中的漏失量大；提高泵的配合等级可减少漏失量；快速抽汲可减少漏失量。

在抽汲过程中，因为磨损，间隙 e 是个变值，是时间的函数，故漏失量将随时间而增加。

如果只考虑柱塞间隙漏失，则漏失系数：

$$\eta_L = 1 - \frac{B_s q}{\eta_n \beta Q} \quad (3-98)$$

利用活塞冲程 S_p 、充满系数 β 和漏失量 q 的计算式，就可以建立泵效与抽油杆长度、杆径、泵径、冲程、冲数、气油比、含水、液体密度、溶解系数、沉没压力…等参数的理论关系式，不仅可以用于抽油技术设计，并且可以用它来研究不同条件下，抽汲参数对泵效的影响。

3.4.4 提高泵效的措施

泵效的高低是反映抽油设备利用效率和管理水平的一个重要指标。前面只就泵本身的工作进行了分析，谈到了相应的措施。泵效同油层条件有相当密切的关系。因此，提高泵效的一个重要方面是要从油层着手，保证油层有足够的供液能力。

实践证明：对于注水开发而采用抽油开采的油田，加强注水是保证油井高产量、高泵效生产的根本措施；在一定的油层条件下，使泵的工作同油层条件相适应是保证高泵效的前提。

下面简要介绍为了提高泵效在井筒方面应采取的一般措施。

1) 选择合理的工作方式

当抽油机已选定，并且设备能力足够大时，在保证产量的前提下，应以获得最高泵效为基本出发点来调整参数。在保证 f_p 、 S 、 N 的乘积不变(即理论排量一定)时，

可任意调整三个参数。但 f_p 、 S 、 N 组合不同时，冲程损失不同。一般是先用大冲程和较小的泵径，这样，既可减小气体对泵效的影响又可降低悬点载荷。对于油比较稠的井，一般采用大泵、大冲程、小冲数；而对于连喷带抽的井则选用大冲数快速抽汲，以增强诱喷作用。深井抽汲时， S 和 N 的选择一定要避开 S 和 N 的不利配合区。如图3-52中， F_0/SK_r 为0.05~0.1时， N/N_0 在0.275~0.35的范围内柱塞有效冲程将由于冲数增

加而下降，而当 $N/N_0 > 0.35$ 以后随着冲数的增加柱塞冲程将明显增加，而有利于提高泵效。

当油井产量不限时，应在设备条件允许的前提下，以获得尽可能大的产量为基础来提高泵效。

f_p 、 S 、 N 的具体数值，除用计算方法初步确定外，可以通过生产试验来确定。

先选择不同的参数组合分别进行生产，然后根据每组参数，在产量稳定的条件下，所取得的各项资料进行综合分析，最后选出在保证强度条件下的高产量、高泵效的参数组合。

2) 确定合理沉没度，以降低泵口气液比，减少进泵气量，从而提高泵的充满程度。

3) 改善泵的结构，提高泵的抗磨、抗腐蚀性能，采取防砂、防腐蚀、防蜡及定期检泵等措施。

4) 使用油管锚减少冲程损失

如前所述，冲程损失是由于静载变化，引起抽油杆柱和油管柱的弹性伸缩造成的。如果用油管锚将油管下端固定，则可消除油管伸缩，从而可以减少冲程损失。深井中将油管下部锚定可消除由于内压引起的油管螺旋弯曲，从而消除因此而降低的活塞冲程。

5) 合理利用气体能量及减少气体影响

气体对抽油井生产的影响随油井条件不同而不同。对刚由自喷转为抽油的井，初期尚有一定的自喷能力，可合理控制套管气，利用气体能量来举油，使油井连喷带抽，从而提高油井产量和泵效。实践证明：对于一些不带喷的抽油井合理控制套管气，可起到稳定液面和产量的作用，并可减少因脱气而引起的原油粘度的增加。

对于一般含气的抽油井，要提高泵的充满系数就必须降低进泵气油比，其措施之一是适当增加沉没度，以减少泵吸入口处的自由气量。但要增大沉没度，就必须增加下泵深度。因此，用增大沉没度提高泵效的措放总是受到某些条件的限制。

高含气抽油井减少气体对泵工作影响的有效措施是在泵的入口处安装气锚(井下油气分离器)，将油流中的自由气在进泵前分离出来，通过油套管环形空间排到地面。

气锚作为井下油气分离装置，基本分离原理是建立在油气密度差的基础上。为了更有效地利用油气密度差，使油气分离得更完善，曾设计了各种不同结构的气锚。其中最典型的是利用“回流效应”的简单气锚(图3-21a)及带封隔器的井下分离器(图3-21b)。另外，还有一种把“回流效应”与离心分离作用相结合的螺旋式井下分离器。

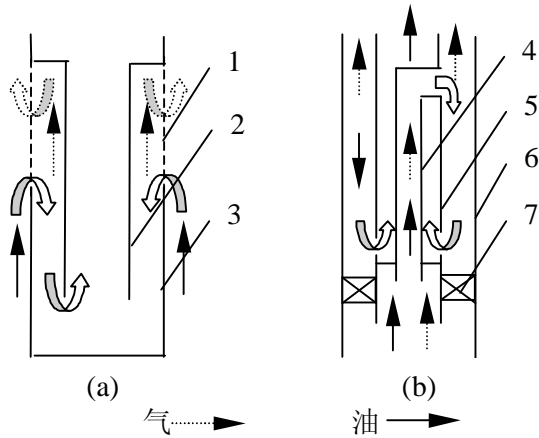


图3-21 井下气液分离装置

a 简单气锚 b 井下分离器

1—孔眼；2—吸入管；3—外筒 4—中心管；5—外筒；6—套管；7—封隔器

3.5 有杆抽油系统设计

3.5.1 抽油杆强度计算及杆柱设计

(1) 抽油杆的受力特征及强度计算方法

抽油杆的选择主要包括确定抽油杆柱的长度、直径、组合及材料。下泵深度确定后，抽油杆柱的长度就定了。为了保证抽油杆安全工作，必须根据材料及强度来确定其直径。

抽油杆柱工作时承受着交变负荷，因此，在抽油杆内产生了由 σ_{\max} 到 σ_{\min} 的非对称循环应力：

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_r}; \quad \sigma_{\min} = \frac{P_{\min}}{f_r}$$

当计算抽油杆柱顶部的最大和最小应力时， P_{\max} 和 P_{\min} 可用前面所介绍的公式计算或用动力仪测得的数值。

在交变负荷作用下，抽油杆柱往往是由于疲劳而发生破坏，而不是在最大拉应力下破坏。因为，如果在最大拉应力下发生破坏，那么抽油杆的断裂事故，将主要应该发生在拉应力最大的上部，但是矿场使用抽油杆的实践表明：在上部、中部和下部都有断裂。因此，抽油杆柱必须根据疲劳强度来进行计算。

1) И. А 奥金格公式

根据研究，在非对称循环应力下的抽油杆强度条件为：

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma_c \tag{3-99}$$

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K}$$

式中 σ_{-1} —对称循环疲劳极限应力；

$[\sigma_{-1}]$ —许用应力；

K —安全系数；

σ_c —折算应力。

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_a \sigma_{\max}}$$

式中 σ_a —循环应力的应力幅

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2f_r}$$

不同材料的抽油杆的许用应力见表3-2。

表3-2 不同材料的抽油杆的许用应力

抽油杆材料	普通碳钢	镍铬钢、铬钼钢	镍钼钢
许用应力, N/mm ²	70	90	100~120

利用前面介绍的悬点载荷公式和上述强度公式，就可进行一定抽汲条件下的抽油杆强度校核和确定抽油杆最大下入深度。

对于深井，为了节约钢材，减小悬点载荷，或增加抽油杆的下入深度，从等强度原则出发，通常都采用上部直径大，下部直径小的多级组合抽油杆柱，如：25mm与22mm；22mm与19mm的二级组合杆柱；或25mm，22mm和19mm的三级杆柱等。

在确定抽油杆柱组合时，应该注意在活塞下行时，由于活塞与衬套的摩擦及液体通过游动凡尔的阻力，往往会使抽油杆柱下部发生纵向弯曲，产生弯曲应力。因此，有时下部抽油杆，采用一段直径较大的抽油杆(或加重抽油杆)。采用下部加重杆柱，一方面可提高刚度和增加强度；另一方面使这部分杆柱重量能够克服活塞下行阻力，以减小弯曲。

为了安全而合理地使用抽油杆，可参考采油技术手册中不同抽油杆下泵的最大深度表来选择抽油杆柱，或者用专门的抽油杆柱计算图来选择具体条件下的抽油杆尺寸及组合。

上面介绍的仅仅是根据苏联И. А 奥金格的疲劳强度公式进行抽油杆柱设计的方法，对于循环应力下的疲劳破坏，还有其它强度公式和相应的抽油杆柱设计方法。

2)修正古德曼图

目前国内多采用美国石油学会(API)推荐的方法，即用修正古德曼图(图3-22)来进行抽油杆强度校核和杆柱设计。

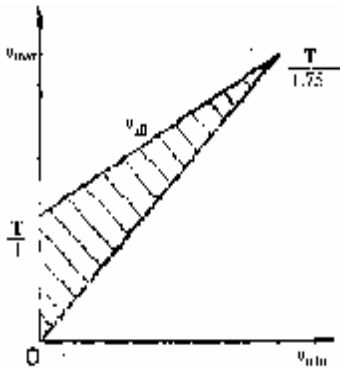


图 3-29 修正古德曼图

修正古德曼图的纵坐标为抽油杆柱的最大应力 σ_{max} ，横坐标为最小应力 σ_{min} 。图中的阴影区为疲劳安全区，抽油杆柱的应力点落在该区内时，抽油杆柱将不会发生疲劳破坏。根据修正古德曼图，抽油杆柱的许用最大应力的计算公式为：

$$\sigma_{all} = \left(\frac{T}{4} + 0.5625\sigma_{min} \right) \overline{SF} \quad (3-100)$$

式中 σ_{all} —抽油杆许用最大应力；

T —抽油杆最小抗张强度；

σ_{min} —抽油杆最小应力；

\overline{SF} —使用系数，考虑到流体腐蚀性等因素而附加的系数(小于或等于1.0)。使用时可参考表3-3来选值。

因素而附加的系数(小于或等于1.0)。使用时可参考表3-3来选值。

表3-3 抽油杆的使用系数

使用介质	API D级杆	API C级杆
无腐蚀性	1.00	1.00
矿化水	0.90	0.65
含硫化氢	0.70	0.50

要保证抽油杆柱不发生疲劳破坏，抽油杆的最大应力不应超过式(3-100)计算出的许用最大应力 σ_{all} ，即

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{all} \quad (3-101)$$

将最大、最小载荷公式代入式(3-100)和(3-101)，就可得计算抽油杆强度所允许的悬点最大载荷的公式。进而可确定在一定抽汲参数和设备下抽油杆的允许下入深度；或者在一定下泵深度下，使抽油杆不超载的 f_p 、 S 、 N 的组合。

由式(3-100)可看出，抽油杆的许用应力不仅与杆的材料及抽汲流体的腐蚀性有关，而且与所受的最小应力有关，也就是说，修正古德图 and 式(3-100)给出的是许用应力范围。所以，在抽油杆柱设计及应力分析中常采用应力范围比 \overline{PL} ，即

$$\overline{PL} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{\sigma_{all} - \sigma_{min}} \times 100\% \quad (3-102)$$

式中 $\sigma_{all} - \sigma_{min}$ —许用应力范围；

$\sigma_{max} - \sigma_{min}$ —抽油杆的应力范围。

合理的抽油杆组合比例不仅应保证各级抽油杆的 $\overline{PL} < 100\%$ ，而且各级杆的 \overline{PL} 值应该比较接近。同时，为了有效地使用抽油杆， \overline{PL} 还应保持较高的数值。

(2) 抽油杆柱设计方法

对于钢杆杆柱设计，一般采用等强度原则，即各级杆柱顶端面的应力范围比或折算应力相等。下面以等应力范围比 \overline{PL} 为例说明在不采用加重杆时的杆柱设计。抽油杆柱设计步骤如下：

①首先选定抽油杆的材料确定抗张强度，并在0.8~1的范围内确定设计许用最大应力范围比 $[\overline{PL}]$ 。

②首先根据现场实际情况确定最小杆径 d_{\min} ，第一级(最下一级)杆径 $d_1=d_{\min}$ ，泵深 L 为杆柱长度 $L_1, L_1=L$ 。

③将杆柱分为小段 ΔL_1 ，计算各小段顶端面的应力范围比 $\overline{PL}_{1i}(i=1,2,\dots,n_1)$ 。若 $\overline{PL}_{1n_1}<[\overline{PL}]$ ，则停止杆柱设计，杆柱为单级杆；若 $\overline{PL}_{11}>[\overline{PL}]$ ，说明此杆强度不够，需换大杆重新设计；若 $\overline{PL}_{1k_1}<[\overline{PL}]$ 且 $\overline{PL}_{1(k_1+1)}>[\overline{PL}](1<k_1<n_1)$ 则可内插求得对应顶端面应力范围比为 $[\overline{PL}]$ 的第一级杆长度 L_1 。

④将 d_1 增加3mm(我国抽油杆尺寸系列的直径差)作为第二级杆 d_2 ，若 $d_2>[d_{\max}]$ ，则停止杆柱设计，说明此组抽汲参数太大，超应力范围比；若 $d_2\leq[d_{\max}]$ ，则可取剩余长度为第二级杆 $L_2=L-L_1$ 。同上将 L_2 分为多个小段 ΔL_2 ，计算各小段顶端的应力范围比 $\overline{PL}_{2i}(i=1,2,\dots,n_2)$ ，若 $\overline{PL}_{2n_2}<[\overline{PL}]$ 且 $|\overline{PL}_{1n_1}-\overline{PL}_{2n_2}|\leq\varepsilon$ ，则停止杆柱设计，杆柱为两级杆；若 $\overline{PL}_{2n_2}<[\overline{PL}]$ 且 $|\overline{PL}_{1n_1}-\overline{PL}_{2n_2}|>\varepsilon$ ，则可减小 $[\overline{PL}]$ ，重新设计杆柱，直到 $|\overline{PL}_{1n_1}-\overline{PL}_{2n_2}|\leq\varepsilon$ 为止；若 $\overline{PL}_{2k_2}<[\overline{PL}]$ 且 $\overline{PL}_{2(k_2+1)}>[\overline{PL}](1<k_2<n_2)$ ，则可内插求得对应顶端面应力范围比为 $[\overline{PL}]$ 的第二级杆长度 L_2 。

⑤将 d_2 增加3mm作为第三级杆径 d_3 ，设计方法同第二级杆柱。

一般最小杆径取19mm，最大杆径取 $d_{\max}=25\text{mm}$ ， ε 为两级抽油杆顶端面应力范围比的最大允许差值，一般 $\varepsilon=0.05, \Delta L<50\sim 100\text{m}$ ，深井多采用三级或四级杆柱。

抽汲一般粘度的液体时，每级杆柱上的应力范围比随长度为单调函数，故在求对应顶端面为 $[\overline{PL}]$ 的杆柱长度时可采用二分法或黄金分割法。

3.5.2 有杆抽油井生产系统设计

有杆抽油系统包括油层、井筒流动、机—杆—泵和地面出油管线到油气分离器。有杆抽油系统设计主要是选择机、杆、泵、管以及抽汲参数，并预测其工况指标，使整个系统高效率、安全工作。

(1) 设计原则

以油藏供液能力为依据，以油藏与抽油设备的协调为基础，最大限度的发挥设备和油藏潜力，使抽油系统高效安全工作。

(2) 设计内容

对刚转为有杆泵抽油的井和少量需调整抽油机机型的有杆抽油的井可初选抽油机机型。对大部分有杆抽油油井，抽油机不变，为已知。对于某一抽油机型号，设计内容有：

泵型、泵径、冲程、冲次、泵深及相应的杆柱组合和材料，并预测相应抽汲参数下的工况指标，包括：载荷、应力、扭矩、功率、产量及电耗等。

(3) 需要的基础数据

井深，套管直径，油藏压力，油藏温度；

油、气、水密度，油饱和压力，地面脱气原油粘度；

含水率，套压，油压，生产气油比，设计前油井的产量、流压(或动液面和泵深，或产液指数)。

(4)设计方法

有杆抽油系统设计方法可分为给定产量和不限定产量两种设计。

1)不限定产量

实际上是在一定的设备条件下，寻求发挥设备最大潜力的抽油设计方案，其设计步骤如下：

①计算IPR曲线及最大产量 Q_{\max} ；

②取稍小于 Q_{\max} 的产量作为初设产量 Q' ；

③由IPR曲线计算初设产量 Q' 对应的井底流压；

④以井底流压为起始点应用多相管流公式计算井筒中的压力分布及相应的充满系数，直到压力低于保证最低沉没度的压力为止；

⑤由 $\beta \sim P$ 曲线选定充满系数及泵吸入口压力，即可确定出下泵深度；

⑥初设抽油杆直径从井口回压 P_n 向下进行杆—管环空多相流计算，确定液柱载荷；

⑦给定泵径和初定泵效，确定冲程 S 和冲数 N ；

⑧进行杆柱设计，若下泵深度过大而超应力则减小 Q' 转入③；

⑨根据设计出的杆柱重新计算泵效及相应的产量 Q'' ；

⑩若 $\left| \frac{Q' - Q''}{Q'} \right| > \varepsilon$ ，则以 $(Q'' + Q')/2$ 作为新设计产量 Q' 转入③；

⑪进行扭矩、功率、电耗等计算，并检查工况指标是否超过设备的额定值，如超过额值，则再减小 Q' 转入③；

⑫设计结束。

如果更换抽油机型号后，按上述步骤，仍可完成发挥该型抽油机潜力以获得最大产量的设计方案。

2)给定产量

这是根据油井配产任务给定产量的条件下，寻求为完成规定产量使抽油系统在高效率下工作的抽油方案。其核心是确定合理的抽汲参数。设计步骤与不限定产量的主要不同点是：

①以规定的产量作为设计产量，不再先假定产量；

②进行杆柱设计时，若杆柱超应力时 Q' ，应选高强度杆或重新确定能满足规定的抽汲参数组合(主要是 D_p 、 S 、 N)，若最后仍无法满足，则停止设计，说明配产不合理，有杆抽油方式无法实现配产任务；

③如果抽油机超扭矩和超载荷，则可更换大型抽油机，重新进行设计；

④能够基本满足规定产量的抽汲参数可能会有多种组合，则应以系统的效率高，能耗低作为抽汲参数的选择依据。

3.5.3 钢杆—玻璃钢杆组合杆柱抽油技术

玻璃钢抽油杆是用玻璃纤维丝扎束后浸入树脂溶液中，再轧成玻璃纤维杆。它具有重量轻、弹性好和耐腐蚀等优点，因而可减少设备投资、节省能源和增加下泵深度，合理的设计杆柱组合和抽汲参数可实现超冲程，适用于抽汲腐蚀介质。但因价格贵、不能承受轴向压缩载荷和高温（>93.3℃），而且报废杆不能溶化回收利用，因而在一定程度上限制了它的使用范围。

(1) 玻璃钢—钢抽油杆柱设计

1) 悬点载荷的计算

玻璃钢—钢抽油杆柱设计与普通全钢抽油设计一样，悬点载荷的计算也有三类方法。第一类采用简化公式法；第二类采用抽油系统预测技术，即用一维带阻尼的波动方程作为描述杆柱动态的基本微分方程，以地面光杆位移和泵示功图作为上下边界条件，并给出玻璃钢杆和钢杆的衔接条件，解方程可得地面和井下示功图；第三类是沿用 API RP 11L 的方法，只是混合杆柱的弹性模量及固有频率与全钢杆的计算方法不同。

采用 API 推荐方法时假定抽油杆柱相当于由两种密度和弹性系数不同的弹簧组成。混合抽油杆柱与钢杆的区别仅是两个系统的总钢度和总密度不同。因此，混合抽油杆柱的工作特性也可由 API 推荐方法所给出的无量纲参数的关系曲线求出，但混合抽油杆柱的 N'_0 、 N_0 、 K_r 的计算方法不同。

① 计算混合抽油杆柱的平均密度

$$\rho_r = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i A_i \rho_i)}{\sum_{i=1}^n (L_i A_i)} \quad (3-103)$$

式中 L_i, A_i, ρ_i —分别为第 i 级杆的长度，截面积和密度。

② 混合抽油杆柱的弹性模量

$$E_r = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{A_i}{R_i}\right) \sum_{i=1}^n \left(\frac{R_i}{A_i E_i}\right)} \quad (3-104)$$

式中 $R_i = L_i / L$

L —全杆长度，m。

③ 混合杆柱固有频率 N'_0 的计算

求解三级混合抽油杆固有频率因子 F'_c 的三角方程：

$$\frac{A_2 E_2 a_1}{A_1 E_1 a_2} \text{tg}(c_1 F'_c) \text{tg}(c_2 F'_c) + \frac{A_3 E_3 a_1}{A_1 E_1 a_3} \text{tg}(c_1 F'_c) \text{tg}(c_3 F'_c) + \frac{A_3 E_3 a_2}{A_2 E_2 a_3} \text{tg}(c_2 F'_c) \text{tg}(c_3 F'_c) = 1 \quad (3-105)$$

对二级组合抽油杆柱 $A_3 = L_3 = 0$ ，则计算 F'_c 的三角方程变为：

$$\frac{A_2 E_2 a_1}{A_1 E_1 a_2} \text{tg}(c_1 F'_c) \text{tg}(c_2 F'_c) = 1 \quad (3-105a)$$

式中 $c_i = \frac{\pi a R_i}{2 a_i}$

$$a_i = \sqrt{\frac{E_i}{\rho_i}} \quad (i=1, 2, 3)$$

E_i —第 i 级杆的弹性模量；

a_i —第 i 级杆中的应力传播速度。

当 $E_1=E_2=E_3$ 且 $a_1=a_2=a_3$ 时，上式适用于全钢多级抽油杆柱固有频率因子的计算。混合抽油杆的固有频率：

$$N'_o = \frac{74676F'_c}{L} \quad (3-106)$$

④混合杆柱的弹簧系数 K_r

$$K_r = \frac{A_r E_r}{L} \quad (3-107)$$

式中 $A_r = \sum_{i=1}^n (A_i R_i)$

利用混合杆柱的 N/N'_o 及 F_o/SK_r 可查 API RP 11L (见附录 A) 的无因次曲线从而计算出悬点载荷、扭矩等技术指标。

2) 混合杆柱的设计方法

玻璃钢杆不能承受压应力，因此在下部都必须使用钢杆，以承受压缩载荷。在满足抽油杆强度的条件下，以柱塞冲程最大为目标选择玻璃钢杆—钢杆比例。合适的玻璃钢—钢杆长度比例易实现柱塞的超行程。

(2) 玻璃钢杆抽油特点及系统设计需要考虑的特殊问题

1) 阻尼对 S_p/S 的影响

超冲程与冲数 N 同杆柱自由振动频率 N'_o 的比值及阻尼等因素有关。把玻璃钢杆与钢杆组成的混合杆柱简化为弹簧与质量块组成的机械振动系统，其不同阻尼条件下冲程比与频率比的关系如图 3-23 所示，当 $N/N'_o=1$ 时将产生共振。从图 3-23 中可以看出，无量纲阻尼因子越小，冲程比 S_p/S 越大，因此低粘度的井易实现超冲程。

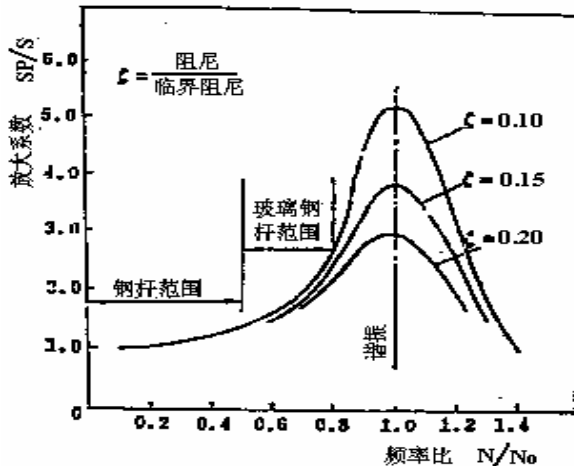


图 3-23 机械谐振对柱塞冲程长度的影响

2) 玻璃钢杆柱的 S_p/S 与 N/N'_0 、 F_0/SK_r 的关系曲线

由于玻璃钢杆 (FRP) 的弹性很大, 在同样的液柱载荷下, 其 F_0/SK_r 值会比钢杆柱大得多。H.A. TRIPP 计算的 $S_p/S \sim N/N'_0$ 、 F_0/SK_r 关系曲线如图 3-24。

由图 3-24 看出, F_0/SK_r 上升时, S_p/S 减小, 即增加液柱载荷会降低 FRP 杆柱的超冲程效应。

3) 实现混合杆柱超冲程的无因次参数范围

根据理论计算及现场资料的统计分析:

- ① 混合杆柱正常抽汲频率为杆柱自由振动频率的 50%~70% (即 $N/N'_0=0.5\sim 0.7$), 钢杆柱的典型抽汲频率的 $N/N'_0 < 0.4$ 。
- ② 钢杆正常抽汲时 $F_0/SK_r < 0.4$, 而混合杆柱经常 $F_0/SK_r > 0.5$ 。
- ③ 过长或过小直径的玻璃杆会使杆柱伸长过大, 从而限制柱塞的超冲程和产量。

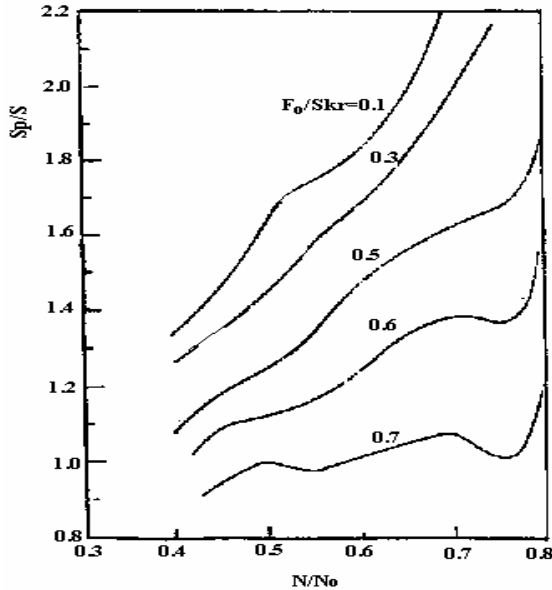


图 3-24 S_p/S 与 N/N'_0 、 F_0/SK_r 的关系曲线

4) 抽油泵筒长度

抽油泵筒长度的选择在玻璃钢—钢混合杆抽油系统设计中是十分重要的。柱塞与固定凡尔间距 (即防冲距) 过小会发生下碰; 上部间距过小则会上碰或脱出工作筒。故应根据玻璃钢—钢混合杆柱的柱塞超冲程的情况而确定抽油泵筒长度。

(4) 玻璃钢抽油杆使用中需要注意的问题

总的来讲, 需要根据油井产能及特点, 精心选井与设计。

- ① 稠油、高凝油、斜井、定向井、浅井 (<600m) 及弯曲井不宜采用;
- ② 充分了解油层供液能力, 要有足够的沉没度, 不能抽空;

- ③高冲数可以增大超冲程，但必须考虑凡尔阻力，防止液面撞击；
- ④正确地选择设计计算模型，合理地设计抽汲参数及杆柱组合比例，根据油井产能，以获得尽可能大的产量；
- ⑤设计中要进行必要的温度场计算，避免流体温度超过玻璃钢杆的允许使用温度而降低其寿命；
- ⑥玻璃钢杆具有较大的弹性，要注意泵筒长度选择及防冲距的确定；
- ⑦杆柱应力计算要使用制造厂提供的玻璃钢杆的应力范围图；
- ⑧合适的抽油机与混合杆组合更有助于实现超冲程；
- ⑨要进行技术经济论证，不是任何情况下玻璃钢杆柱的技术经济指标都优于钢抽油杆柱。

3.6 有杆抽油系统工况分析

油井生产分析的目的是了解油层生产能力和设备能力以及它们的工作状况，为进一步制定合理的技术措施提供依据，使设备能力与油层能力相适应，充分发挥油层潜力，并使设备在高效率下正常工作，以保证油井高产量、高泵效生产。为此，抽油井分析应包括如下内容。

- a. 了解油层生产能力及工作状况，分析是否已发挥了油层潜力，分析、判断油层不正常工作的原因；
- b. 了解设备能力及工作状况，分析设备是否适应油层生产能力，了解设备潜力，分析判断设备不正常的原因；
- c. 分析检查措施效果。

总起来说就是分析油层工作状况及设备工作状况，以及它们之间是否协调工作。

3.6.1 抽油井液面测试与分析

(1) 动液面、静液面及采油指数

静液面是关井后环形空间中液面恢复到静止(与地层压力相平衡)时的液面。可以用从井口算起的深度 L_s ，也可以用从油层中部算起的液面高度 H_s ，来表示其位置，如图3-25所示。与它相对应的井底压力也就是油藏压力。

动液面是油井生产时，油套环形空间的液面。可以用从井口算起的深度 L_f ，亦可用从油层中部算起的高度 H_f 来表示其位置。与它相对应的井底压力就是流压 P_f 。

与静液面和动液面之差(即 $\Delta H = H_s - H_f$) 相对应的压力差即为生产压差。

图3-25中 h_s 是沉没度，它表示泵沉没在动液面以下的深度，其大小应根据气油比的高低、原油进泵所需的压头大小来定。

与自喷不同的是抽油井一般都是通过液面的变化，来反应井底压力的变化。因此，抽油井的流动方程多采用下式来表示：

$$Q = K(H_s - H_f) = K(L_f - L_s) \quad (3-108)$$

式中 Q —油井产量, t/d;

H_s 、 L_s —静液面的高度及深度，m；

H_f 、 L_f —动液面的高度及深度，m；

K —采油指数， $t/(d \cdot m)$ 。

由式(3-108)可得：

$$K = \frac{Q}{L_f - L_s} = \frac{Q}{H_s - H_f} \quad (3-109)$$

由公式(3-109)可看出，与自喷井一样，采油指数 K 也表示单位生产压差下油井的日产量，只是用相应的液柱来表示压差。

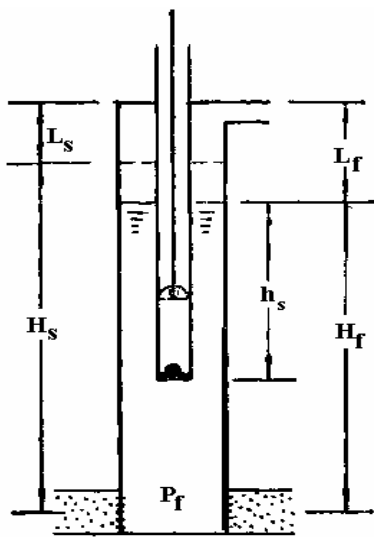


图3-25 静液面与动液面的位置

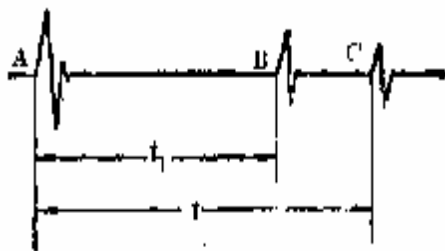


图3-26 声波反射曲线

在测量液面时，往往套管压力并不等于零，有时在1 MPa以上。这样，在不同套压下测得的液面并不直接反映井底压力的高低。为了消除套管压力的影响，便于对不同资料进行对比，我们在这里提出一个“折算液面”的概念，即把在一定套压下测得的液面折算成套管压力为零时的液面：

$$L_{fc} = L_f - \frac{p_c}{\bar{\rho}_o g} \times 10^6 \quad (3-110)$$

式中 L_{fc} —折算动液面深度，m；

L_f —在套压为 p_c 时测得的动液面深度，m；

p_c —测液面时的套管压力，MPa；

g —重力加速度， 9.81m/s^2 ；

$\bar{\rho}_o$ —环形空间原油密度， kg/m^3 。

对于多数井，静液面和动液面，往往是在不同的套管压力下测得的。因此，用公式(3-109)计算采油指数时，应采用折算液面。

(2)液面位置的测量

一般都是采用回声仪来测量抽油井的液面，利用声波在环形空间中的传播速度和测得的反射时间来计算其位置。

$$L=Vt/2 \quad (3-111)$$

式中 L —液面深度, m;

V —声波传播速度, m/s;

t —声波从井口到液面，然后再返回井口所需要的时间, s。

声波速度可以用不同的方法来确定。

1)有音标的井

为了确定音速，在测量井内应预先在油管上装一音标。音标位置应在液面以上。根据已知的音标深度 L_1 和测得的音标反射所需时间 t_1 就可确定间速 V ：

$$V=\frac{L_1}{t_1/2}$$

将 V 代入式(3-111)可得：

$$L=L_1\frac{t}{t_1} \quad (3-112)$$

图3-26为有音标的井内测得的典型声波反射曲线。A为井口炮响的记录点，B为声波从音标反射到达井口时的记录点，C为声波从液面反射达到井口的记录点。

2)无音标井

有些井预先没有下音标或无法下音标，因此就不能根据测液面的资料直接计算液面深度。在这种井内只要用计算的办法确定声波速度之后，利用测得的液面反射时间就可以由公式(3-111)计算出液面深度。

根据波动理论和声学原理，声波在气体中的传播速度为：

$$V=\sqrt{\frac{KP}{\rho}} \quad (3-113)$$

式中 V —声波速度, m/s;

K —绝热指数;

ρ —在压力 P 下的气体密度, kg/m³;

P —气体压力, Pa。

利用气体状态方程就可确定上式中的 ρ

$$PV=\frac{m}{\mu}ZRT$$

式中 P —压力, Pa;

V —气体体积, m³;

m —气体质量, kg;

μ —气体分子量, kg/mol;

T —气体绝对温度, K;

R —气体常数, 8.32kg·m²;

Z —气体压缩因子。

因为, $\rho=m/V$ 由上式可得:

$$\rho = \frac{\mu P}{ZRT} \quad (3-114)$$

将式(3-114)代入式(3-113), 得:

$$V = \sqrt{\frac{ZRTK}{\mu}} \quad (3-115)$$

对多组分的天然气, 其分子量 μ 应采用按组成百分数计算的加权平均分子量。

利用状态方程, 公式(3-115)可进一步简化为:

$$V = 16.95 \sqrt{\frac{T}{\rho_{go}} ZK} \quad (3-115a)$$

式中 ρ_{go} —天然气相对密度(标准状况下);

V —声波速度, m/s;

T —环形空间气体平均温度, K;

K —天然气绝热指数, 可取1.28~1.29;

Z —气体压缩因子, 在低压下, 一般可取1。

(3) 含水井油水界面及工作制度与含水的关系

含水井正常抽油时, 泵吸入口以上的套管环形空间流体不会发生流动。因此, 由于油水密度差而发生重力分异, 使泵吸入口以上的环形空间的液柱中不含水, 而在吸入口以下为油水混合物。故正常抽汲时油水界面稳定在泵的吸入口处(图3-27)。此时, 流动压力可近似地表示为:

$$P_f = [(H-L)\bar{\rho}_{lg}g + h_s\bar{\rho}_og] \times 10^{-6} + p_c \quad (3-116)$$

式中 P_f —流压, MPa;

H —油层中部深度, m;

L —泵挂深度, m;

h_s —沉没度, m;

g —重力加速度, 9.81m/s^2 ;

$\bar{\rho}_{lg}$ —井内液气混合物平均密度, kg/m^3 ;

$\bar{\rho}_o$ —吸入口以上环形空间油柱平均密度, kg/m^3 ;

p_c —套压, MPa。

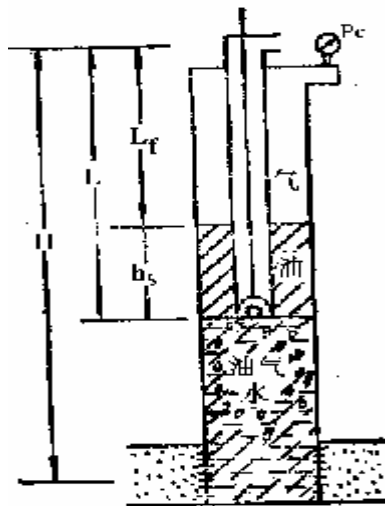


图 3-27 含水井的油水界面

对于低气油比含水油井，可采用在泵下加深尾管的方法来降低流压，以提高产量。对于低含水高气油比井(除带喷者外)，加深尾管会降低泵的充满系数，因为进入尾管后从油中分出的气体将全部进入泵内。

抽油井工作制度与含水的变化关系也随出水层的情形而有所不同。当油层和水层压力相同(或油水同层)时，油井含水不随工作制度而改变；当出油层压力高于出水层压力时，增大总采液量(降流压)，将引起油井含水量的上升；当水层压力高于油层压力时，加大总采液量，将使油井含水量下降。因此，在确定含水井工作制度时，对油水层压力相同及水层压力高于油层压力的井，从经济观点来讲，把产液量增大到设备允许的抽汲量是合理的。同样，也可利用油井在不同工作制度下产液量与含

水的变化情况来判断油水层的压力关系。例如，含水量随采液量的增加而下降时，则说明出水层压力高于出油层压力。在具体分析一口抽油井的含水随工作制度变化时，除了油水层压力的差别外，还要考虑油水层的采油(水)指数的不同所起的作用。

3.6.2 地面示功图分析

示功图是由载荷随位移的变化关系曲线所构成的封闭曲线图。表示悬点载荷与位移关系的示功图称为地面示功图或光杆示功图。在实际工作中是以实测地面示功图作为分析深井泵工作状态的主要依据。由于抽油井的情况较为复杂，在生产过程中，深井泵将受到制造质量，安装质量，以及砂、蜡、水、气、稠油和腐蚀等多种因素的影响，所以，实测示功图有时奇形怪状各不相同。为了能正确分析和解释示功图，常常需要以绘制理论示功图为基础。

(1) 理论示功图及其分析

1) 静载荷作用下的理论示功图

以悬点位移为横坐标，悬点载荷为纵坐标(图3-28)。

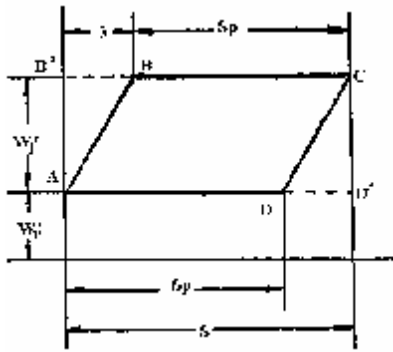


图 3-28 静载理论示功图

在下死点A处的悬点静载荷为 W'_s ，上冲程开始后液柱载荷 W'_l 逐渐加在柱塞上，并引起抽油杆柱和油管柱的变形，载荷加完后，停止变形 ($\lambda=B'B$)。从B点以后悬点以不变的静载荷 ($W'_s+W'_l$) 上行至上死点C。

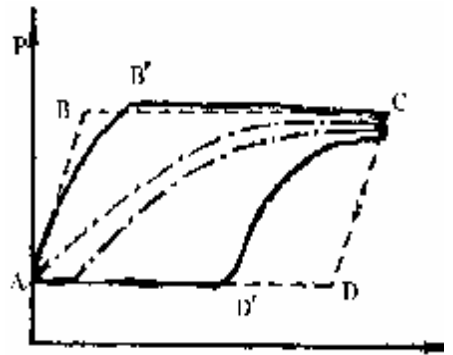
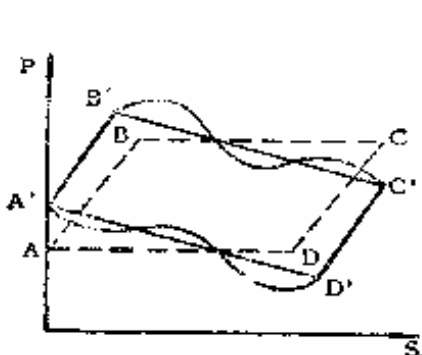
从上死点开始下行后，由于抽油杆柱和油管柱的弹性，液柱载荷 W'_l 是逐渐地由柱塞转移到油管上，故悬点逐渐卸载。在D点卸载完毕，悬点以固定的静载荷 W'_s 继续下行至A点。

这样，在静载荷作用下的悬点理论示功图为平行四边形ABCD。ABC为上冲程的静载荷变化线。AB为加载线，加载过程中，游动凡尔和固定凡尔同时处于关闭状态；由于在B点加载完毕，变形结束， $\lambda=B'B$ ，柱塞与泵筒开始发生相对位移，固定凡尔也就开始打开而吸入液体。故BC为吸入过程， $BC=S_p$ ， S_p 为泵的冲程，在此过程中游动凡尔处于关闭状态。由于在D点卸载完毕，变形结束， $D'D=\lambda$ ，柱塞开始与泵筒发生向下的相对位移，游动凡尔被顶开而开始排出液体。故DA为排出过程 $DA=S_p$ ，排出过程中固定凡尔处于关闭状态。

2) 考虑惯性载荷后的理论示功图

考虑惯性载荷时，是把惯性载荷叠加在静载荷上。如不考虑抽油杆柱和液柱的弹性对它们在光杆上引起的惯性载荷的影响，则作用在悬点上的惯性载荷的变化规律与悬点加速度的变化规律是一致的。在上冲程中，前半冲程有一个由大变小的向下作用的惯性载荷(增加悬点载荷)；后半冲程作用在悬点上的有一个由小变大的向上的惯性载荷(减小悬点载荷)。在下冲程中，前半冲程作用在悬点的有一个由大变小的向上的惯性载荷(减小悬点载荷)；后半冲程则是一个由小变大的向下作用(增加悬点载荷)的惯性载荷。因此，由于惯性载荷的影响使静载荷的理论示功图的平行四边形ABCD被扭歪成 $A'B'C'D'$ 。如图3-29所示。

考虑振动时，则把抽油杆振动引起的悬点载荷叠加在四边形 $A'B'C'D'$ 上。由于抽油杆柱的振动发生在粘性液体中，所以为阻尼振动。叠加之后在 $B'C'$ 线和 $D'A'$ 线上就



出现逐渐减弱的波浪线。

(2) 典型示功图分析

典型示功图是指某一因素的影响十分明显，其形状代表了该因素影响下的基本特征的示功图。虽然实际情况下，有多种因素影响示功图的形状，但总有其主要因素。所以，示功图的形状也就反映着主要因素影响下的特征。

下面就分析不同因素影响下的典型示功图。

1) 气体和充不满对示功图的影响

图3-30为有明显气体影响的典型示功图。

由于在下冲程末余隙内还残存一定数量的溶解气和压缩气，上冲程开始后泵内压力因气体的膨胀而不能很快降低，使吸入凡尔打开滞后(B' 点)，加载变慢。余隙越大，残存的气量越多，泵口压力越低，则吸入凡尔打开滞后得越多，即 BB' 线越长。

下冲程时，气体受压缩，泵内压力不能迅速提高，使排出凡尔滞后打开(D' 点)，卸载变慢(CD')。泵的余隙越大，进入泵内的气量越多，则 DD' 线越长，示功图的“刀把”越明显。

气体使泵效降低的数值可用下式近似地计算：

$$\eta'_s = \frac{DD'}{S}$$

而充满系数 β 为，

$$\beta = \frac{AD'}{AD}$$

当沉没度过小，供油不足，使液体不能充满工作筒时的示功图如图3-31所示。

充不满的图形特点是下冲程中悬点载荷不能立即减小，只有当柱塞遇到液面时，则迅速卸载。所以，卸载线较气体影响的卸载线(图3-30)上的凸形弧线 CD' 陡而直。有时，当柱塞碰到液面时，因振动载荷线会出现波浪。快速抽汲时往往因撞击液面而发生较大的冲击载荷使图形变形得很厉害。

2) 漏失对示功图的影响

① 排出部分的漏失

上冲程时，泵内压力降低，柱塞两端产生压差，使柱塞上面的液体经排出部分的不严密处(凡尔及柱塞与衬套的间隙)漏到柱塞下部的工作筒内，漏失速度随柱塞下面压力的减小而增大。由于漏失到柱塞下面的液体有向上的“顶托”作用，所以悬点载荷不能及时上升到最大值，使加载缓慢(图3-32)。随着悬点运动的加快，“顶托”作用相对减小，直到柱塞上行速度大于漏失速度的瞬间，悬点载荷达到最大静载荷(图3-32中的 B' 点)。

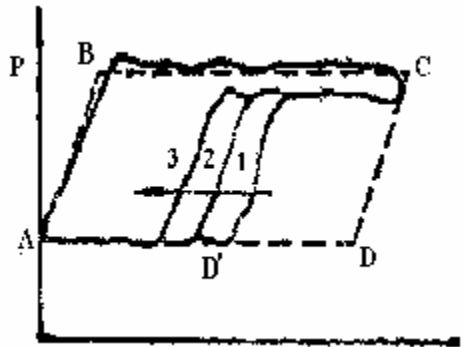
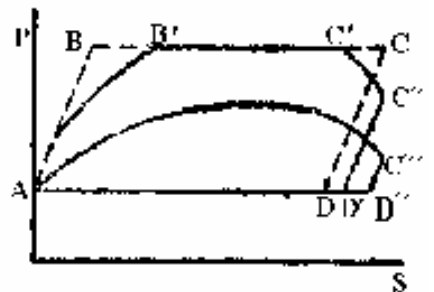


图3-31 充不满的示功图



当柱塞继续上行到后半冲程时，因活塞上行速度又逐渐减慢。在柱塞速度小于漏失速度瞬间(C'点)，又出现了漏失液体的“顶托”作用，使悬点负荷提前卸载。到上死点时悬点载荷已降至C''点。

由于排出部分漏失的影响，吸入凡尔在B'点才打开，滞后了BB'这样一段柱塞行程；而在接近上冲程时又在C'点提前关闭。这样柱塞的有效吸入行程 $S_{pu}=B'C'$ ，在此情况下的泵效 $\eta=B'C'/S$ 。

当漏失量很大时，由于漏失液体对柱塞的“顶托”作用很大，上冲程载荷远低于最大载荷，如图3-32 AC''所示，吸入凡尔始终是关闭的，泵的排量等于零。

②吸入部分漏失

下冲程开始后，由于吸入凡尔漏失使泵内压力不能及时提高，而延缓了卸载过程(图3-33的CD'线)。同时，也使排出凡尔不能及时打开。

当柱塞速度大于漏失速度后，泵内压力提高到大于液柱压力，将排出凡尔打开而卸去液柱载荷。下冲程后半冲程中因柱塞速度减小，当小于漏失速度时，泵内压力降低使排出凡尔提前关闭(A'点)，悬点提前加载。到达下死点时，悬点载荷已增加到AA'。

由于吸入部分的漏失而造成排出凡尔打开滞后(DD')和提前关闭(A'A)，活塞的有效排出冲程 $S_{ped}=D'A'$ 。这种情冲下的泵效 $\eta=D'A'/S$ 。

当吸入凡尔严重漏失时，排出凡尔一直不能打开，悬点不能卸载(图3-34)。

吸入部分和排出部分同时漏失时的示功图是分别漏失时的图形的迭合，近似于椭圆形(图3-35)。

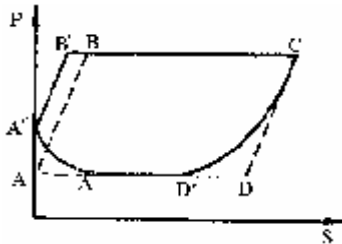


图3-33 吸入凡尔漏失



图3-34 吸入凡尔严重漏失

3) 柱塞遇卡

柱塞在泵筒内被卡死在某一位置时，在抽汲过程中柱塞无法移动而只有抽油杆的伸缩变形，图形形状与被卡位置有关。图3-36为柱塞卡在泵筒中部时的实测示功图。上冲程中，悬点载荷先是缓慢增加，将被压缩而弯曲的抽油杆柱拉直，到达卡死点位置后，抽油杆柱受拉而伸长，悬点载荷以较大的比例增加。下冲程中，先是恢复弹性变形，到卡死点前抽油杆柱被压缩而发生弯曲，所以在卡死点之前悬点以不同的比例

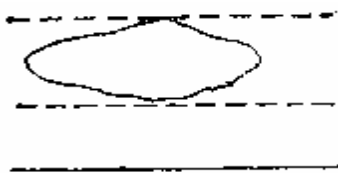


图3-35 吸入凡尔和排出凡尔同时漏失

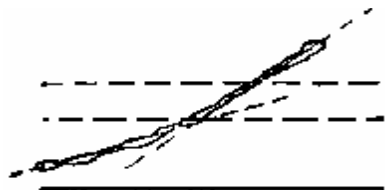


图3-36 活塞卡在泵筒中部

4)带喷井的示功图

具有一定自喷能力的抽油井，抽汲实际上只起诱喷和助喷作用。在抽汲过程中，游动凡尔和固定凡尔处于同时打开状态，液柱载荷基本加不到悬点。示功图的位置和载荷变化的大小取决于喷势的强弱及抽汲液体的粘度。图3-37和3-38为不同喷势及不同粘度的带喷井的实测示功图。

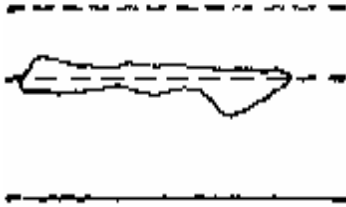


图3-37 喷势强、油稀带喷

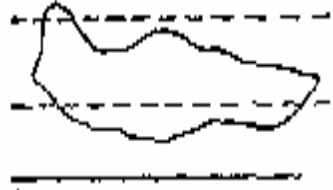


图3-38 喷势弱、油稠带喷

5)抽油杆断脱

抽油杆断脱后的悬点载荷实际上是断脱点以上的抽油杆柱重量，只是由于摩擦力，才使上下载荷线不重合。图形的位置取决于断脱点的位置。图3-39为抽油杆柱在接近中部断脱时的示功图。

抽油杆柱的断脱位置可根据下式来估算：

$$L = \frac{hC}{bq'g}$$

- 式中 L —自井口算起的断脱点位置，m；
 C —测示功图所用动力仪的力比，N/mm；
 h —示功图中线至基线的距离，mm；
 q' —每米抽油杆柱的质量，kg/m；
 b —抽油杆在液体中的失重系数；
 g —重力加速度，m/s²；

断脱位置比较低的示功图，同有些带喷井的示功图，往往是一样的。但带喷井泵效高、产量大，而断脱的井，产量却等于零。

6)其它情况

油井结蜡及出砂和活塞在泵筒中下入位置不当，都会反映在示功图上。如图3-40及3-41为出砂井和结蜡井，在正常抽油时所测得的示功图。

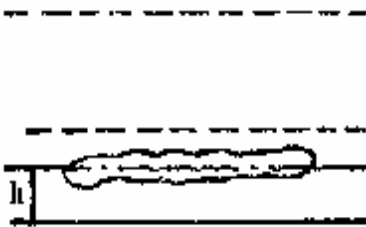


图3-39 抽油杆断脱



图3-40 出砂井

图3-42为管式泵活塞下得过高，在上冲程中活塞全部脱出工作筒的油井所测得的示功图。由于活塞脱出工作筒，在上冲程中悬点突然卸载。图3-43为防冲距过小，活塞在下死点与固定凡尔相撞的示功图。

由于泵的工作条件比较复杂，在解释示功图时，必须全面了解油井情况(井下设备、管理措施、目前产量、液面、气油比……，以及以往的生产情况等)，才能对泵的工作状况和产生不正常的原因做出判断。

前面所讲的示功图分析，往往只能对泵的工作状况做某些定性分析，而无法做出定量的判



图3-41 结蜡井

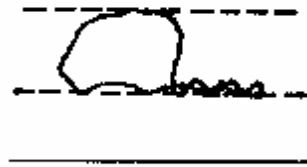


图3-42 管式泵活塞脱出工作筒

断。在深井快速抽汲的条件下，由于泵的工作状况(活塞负荷的变化)要通过上千米的抽油杆柱传递到地面上，在传递过程中，因抽油杆柱的振动等因素，使载荷的变化复杂化了。因此，地面示功图的形状很不规则，往往对泵的工作状况无法做出任何推断。

在30年代曾用井下动力仪直接测量泵的示功图，以便对泵的工作状况做出判断。这样，可消除分析中的许多不定因素，大大地简化了解释工作。然而仪器使用量大，工艺比较麻烦，因而未能推广，只用于一些专门的研究。八十年代以来广泛地利用数学方法将地面示功图转换成泵示功图进行分析的计算机诊断技术，大大地提高了抽油系统工况分析水平。

3.6.3 抽油井工况诊断技术—井下示功图分析

抽油井计算机诊断是根据实测光杆载荷和位移利用数学方法借助于计算机来求得各级抽油杆柱截面和泵上的载荷及位移，从而绘出井下示功图，并根据它们来判断和分析全套抽油设备的工作状况。其中包括：计算各级抽油杆顶部断面上的应力；估算泵口压力；判断油井潜能；计算活塞冲程和泵效；检验泵及油管锚的机械状况；以及计算和绘制扭矩曲线，并进行平衡和功率的计算与分析。

(1) 诊断技术的理论基础

诊断技术是把抽油杆柱作为一根井下动态的传导线。其下端的泵作为发送器，上端的动力仪作为接收器。井下泵的工作状况以应力波的形式沿抽油杆柱以声波速度传递到地面。把地面记录的资料经过数学处理，就可定量地推断泵的工作情况。应力波在抽油杆柱中的传播过程可用带阻尼的波动方程来描述：

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} - c \frac{\partial U(x,t)}{\partial t} \quad (3-117)$$

式中 $U(x,t)$ —抽油杆柱任一截面 (x 处) 在任意时刻 t 时的位移;
 a —应力波在抽油杆柱中的传播速度;
 c —阻尼系数。

以式 (3-117) 作为诊断技术中描述抽油杆柱动态的基本微分方程。

用以截尾傅立叶级数表示的悬点动负荷函数 $D(T)$ 及光杆位移函数 $U(T)$ 作为边界条件:

$$D(t) = \frac{\sigma_0}{2} + \sum_{n=1}^{\bar{n}} (\sigma_n \cos n\omega t + \tau_n \sin n\omega t) \quad (3-118)$$

$$U(t) = \frac{v_0}{2} + \sum_{n=1}^{\bar{n}} (v_n \cos n\omega t + \delta_n \sin n\omega t) \quad (3-119)$$

因为方程 (3-117) 中不包含有抽油过程中保持不变的重力项, 所以采用悬点总载荷中减去抽油杆柱重量后得到的动负荷函数 $D(T)$ 为力的边界条件。 $D(T)$ 及 $U(T)$ 的傅立叶系数 σ_0 、 σ_n 、 τ_n 及 v_0 、 v_n 、 δ_n 可分别用下面的公式求得:

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T D(t) \cos n\omega t dt & n=0, 1, 2, \dots, \bar{n} \\ \tau_n &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T D(t) \sin n\omega t dt & n=1, 2, \dots, \bar{n} \\ v_n &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T U(t) \cos n\omega t dt & n=0, 1, 2, \dots, \bar{n} \\ \delta_n &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T U(t) \sin n\omega t dt & n=1, 2, \dots, \bar{n} \end{aligned}$$

式中 ω —曲柄角速度;
 T —抽汲周期。

实际工作中 $D(t)$ 及 $U(t)$ 是以曲线 (或数值) 形式给出的, 所以傅立叶系数可用近似的数值积分来确定。

以式 (3-118) 和 (3-119) 为边界条件, 用分离变量法解方程 (3-117), 可得抽油杆柱任意深度 x 断面的位移随时间的变化:

$$U(x,t) = \frac{\sigma_0}{2EA_x} x + \frac{v_0}{2} + \sum_{n=1}^{\bar{n}} (O_n(x) \cos n\omega t + P_n(x) \sin n\omega t) \quad (3-120)$$

根据虎克定律,

$$F(x,t) = EA_x \frac{\partial U(x,t)}{\partial x}$$

则抽油杆柱任意深度 x 断面上的动负荷函数随时间的变化为:

$$F(x,t) = EA_x \left[\frac{\sigma_0}{2EA_x} + \sum_{n=1}^{\bar{n}} \left(\frac{\partial O_n(x)}{\partial x} \cos n\omega t + \frac{\partial P_n(x)}{\partial x} \sin n\omega t \right) \right] \quad (3-121)$$

在 t 时间, x 断面上的总载荷等于 $F(x,t)$ 加 x 断面以下的抽油杆柱的重量。

$$O_n(x) = (K_n ch\beta_n x + \delta_n sh\beta_n x) \sin\alpha_n x + (\mu_n sh\beta_n x + \nu_n ch\beta_n x) \cos\alpha_n x$$

$$P_n(x) = (K_n sh\beta_n x + \delta_n ch\beta_n x) \cos\alpha_n x - (\mu_n ch\beta_n x + \nu_n sh\beta_n x) \sin\alpha_n x$$

$$\alpha_n = \frac{n\omega}{a\sqrt{2}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{C}{n\omega}\right)^2}}$$

$$\beta_n = \frac{n\omega}{a\sqrt{2}} \sqrt{-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{C}{n\omega}\right)^2}}$$

$$K_n = \frac{\sigma_n \alpha_n + \sigma_n \beta_n}{EA_n(\alpha_n^2 + \beta_n^2)}, \quad \mu_n = \frac{\sigma_n \beta_n - \tau_n \alpha_n}{EA_n(\alpha_n^2 + \beta_n^2)}$$

上述公式适用于单级杆柱，对于多级杆柱只需要做相应的扩充就可得到类似的计算式。

根据地面示功图计算井下示功图时，必须首先确定阻尼系数。抽油杆柱系统的阻尼力包括粘滞阻尼力和非粘滞阻尼力。粘滞阻尼力有抽油杆、接箍与液体之间的粘滞摩擦力，泵阀和阀座内孔的流体压力损失等。非粘滞阻尼力包括杆柱及接箍与油管之间的非粘滞性摩擦力；光杆与盘根之间的摩擦力；泵柱塞与泵筒之间的摩擦损失等。可用等值阻尼来代替真实阻尼。代替的条件是以系统中消除等值阻尼力时，每一个循环中的能量与消除真实阻尼时相同。从而可以推导出阻尼系数公式。可用抽油杆柱在一个循环中由粘滞阻尼引起的摩擦功来确定的阻尼系数：

$$C = \frac{2\pi\mu}{\rho_r A_r} \left\{ \frac{1}{\ln m} + \frac{4}{B_2} (B_1 + 1) \left[B_1 + \frac{2}{\frac{\omega L}{a} \frac{1}{\sin \frac{\omega L}{a}} + \cos \frac{\omega L}{a}} \right] \right\} \quad (3-122)$$

$$m = \frac{D_i}{D_r}$$

$$B_1 = \frac{m^2 - 1}{2 \ln m} - 1; \quad B_2 = m^4 - 1 - \frac{(m^2 - 1)^2}{\ln m}$$

式中 μ —液体粘度，Pa·s；

ρ_r —抽油杆的密度，kg/m³；

A_r —抽油杆的截面积，m²；

D_i —油管直径，m；

D_r —抽油杆直径，m；

L —抽油杆长度，m。

上式只适用于单级抽油杆体，在实际计算中还应附加接箍引起的阻尼。

(2) 诊断技术的应用

只要预先给计算机装入诊断程序及井的有关数据和测得的光杆位移及负荷随时间的变化值，就可计算出抽油杆柱各级断面和泵的示功图，并提供必要的判断和分析结果，目前已有将光杆载荷、位移测量、数据采集、诊断软件和计算机集于一体的有杆泵井诊断仪用于现场。

1)判断泵的工作状况及计算泵排量

把地面示功图或悬点载荷与时间的关系用计算机进行数学处理之后，由于消除了抽油杆柱的变形、杆柱的粘滞阻力、振动和惯性等的影响，将会得到形状简单而又能真实反映泵工作状况的井下示功图。

利用深井泵工作的基本概念难于做出定性分析的地面示功图，根据泵的示功图，不仅很容易对影响深井泵工作的各种因素做出定性分析，而且可以求得柱塞冲程和有效排出冲程，从而可以计算出泵排量及油井产量。

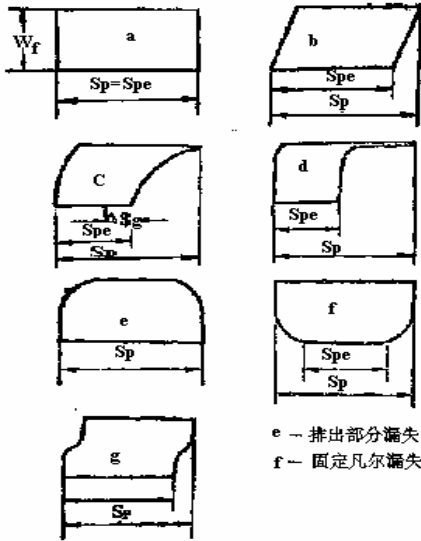


图3-44 几种典型情况下泵的理论示功图

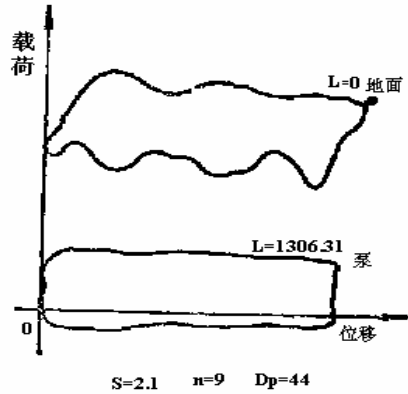


图3-45 唐566井地面和泵的示功图 (油管锚定)

在理想情况下(油管锚定，没有气体影响和漏失等)，泵的示功图为矩形(图3-44a)，长边表示柱塞冲程，短边表示液体载荷。油管未锚定时，泵的示功图将变成平行四边形(图3-44b)，其长边的长度表示柱塞相对于泵筒的冲程长度。图3-45和图3-46为油管和未锚定时，泵正常工作的典型实际示功图。

当油管锚定而只有气体影响或供液不足时，泵的示功图如图3-44c和d所示。柱塞的有效排出冲程为 S_{pe} ，泵的充满程度则为 $(S_{pe} - \Delta S_g) / S_p$ 。 S_p 为柱塞冲程； ΔS_g 为用游动凡尔打开后柱塞下行时从泵内排出的自由气体体积折算的柱塞位移量。图3-47为典型的受气体影响的井，经计算机处理后的示功图。

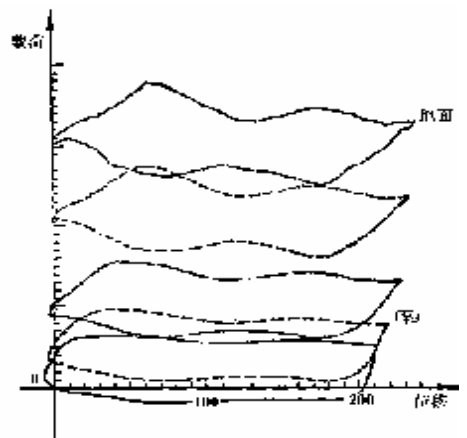


图3-46 港333井地面和井下示功图 (油管未锚定)

当油管锚定而只有漏失存在时的示功图如图3-44e和f所示。图3-48和图3-49分别为固定凡尔漏失和游动凡尔漏失的实际井的示功图。

当上述各种情况不同程度地交织在一起时，将会给正确地判断各个因素的影响程度带来一些困难，然而比用地面示功图判断要简单得多。譬如，实测示功图有气体影响时，一方面可从泵示功图形状来判断，同时，也可以用液体载荷的大小判断(气体影响严重的井，一般来说，液体载荷相对比较小)。那么是否存在漏失呢？可根据用有效排出冲程计算出考虑了 ΔS_g 和原油地面收缩之后的排量同地面实际产量的比较来判断。如果两者相近，则说明没有漏失(或者很小)，泵的机械状况是良好的；如果后者远小于前者，则说明漏失严重。如果严重的漏失在示功图上没有明显的反映，则说明油管或出油管线发生漏失。

2) 计算各级杆柱的应力和分析杆柱组合的合理性

根据抽油杆柱各级顶部断面上的示功图就可计算出该断面上的最大、最小应力及许用应力以及应力范围比，并判断抽油杆柱是否超载及杆柱组合是否合理。

3) 计算和分析抽油机扭矩、平衡及功率

由悬点载荷及其在曲柄轴上造成的扭矩及悬点运动速度与悬点功率之间的关系，可得：

$$\overline{TF} = \frac{V_0}{\omega} \quad (3-123)$$

式中 \overline{TF} — 扭矩因数；

V_0 — 悬点运动速度；

ω — 曲柄角速度。

对式(3-119)求导，并代入式(3-123)可得：

$$\overline{TF} = \sum_{n=1}^{\infty} (-nv_n \sin n\omega t + n\delta_n \cos n\omega t) \quad (3-124)$$

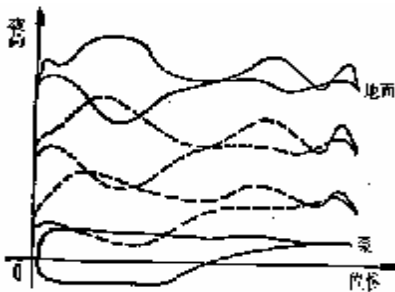


图3-47 濮3-1井地面和井下示功图
(气体影响)

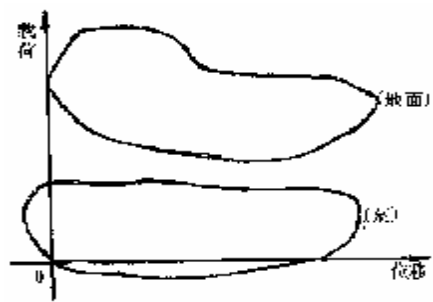


图3-48 濮1-150井地面和泵的示功图
(固定凡尔漏失)

求得扭矩因数后就可绘制扭矩曲线和进行扭矩分析，并计算、分析抽油机的平衡状况和功率利用情况。

4) 估算泵口压力及预测油井产量

由泵的示功图求得液体载荷 W_f 后，可由下式估算泵口压力：

$$p_i = (\overline{GP} \cdot L + p_h) - W_f / A_p$$

式中 P_i —泵口压力；

\overline{GP} —油管内的压力梯度；

p_h —井口回压；

L —泵深；

W_f —液体载荷；

A_p —柱塞截面积。

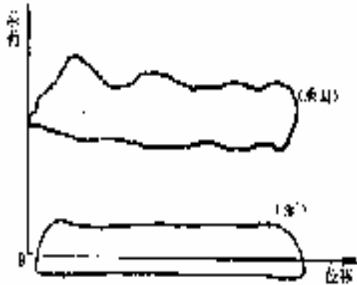


图3-49 卫3-11井地面和泵的示功图(游动凡尔漏失)

泵口压力计算的准确程度主要取决于油管内的流体的平均密度。抽汲不含气或含气很少的液体时，直接用液体平均密度计算压力梯度，一般就能获得较可靠的泵口压力。对于含气较大的液体，应按计算气—液两相垂直管流动的方法计算混合物密度。另外，诊断的数学模型中没有考虑到井下的非粘滞性机械摩擦(如柱塞和衬套、抽油杆与

油管，以及井口光杆与盘根盒等的摩擦)，如果在根据泵的示功图确定 W_f 时，不做适当修正，对 P_i 的计算结果也会带来影响，特别是井斜较大或油管发生弯曲的井。对于漏失比较严重的井，根据泵的示功图也难确定出比较准确的 W_f 值。如果井下非粘滞性摩擦很大，也可以由泵的示功图上加以判断，从而可以找到 P_i 明显偏低的原因。通常直接用油管内液体密度计算压力梯度后求得的 P_i 值为其上限。油管内气量愈少，则愈接近上限值。

泵下至油层中部，则泵口压力就是井底流动压力。因此，只要几个工作制度下的产量及泵口压力，根据相应于油井生产条件下的油流入井计算方法就可计算油井流入动态曲线，进而可预测新的抽汲参数下油井的产量及油井潜能。如果泵口距油层中部较远，就必须根据气液两相垂直管流计算泵口到油层中部的压力损失之后，才能得到井底流动压力。

5) 其它

对于泵下装油管锚或封隔器的油井，泵示功图的加载线基本上是垂直的(图3-44及图3-45)，如果加载线明显倾斜或出现转折(图3-44)，则说明油管锚或封隔器未能有效的固定油管。

图3-50所示的港11井的示功图，在上冲程中存在明显的非粘滞性摩擦，上冲程的载荷明显地超过下冲程开始的数值。这是因为泵下装有支承式封隔器，在上冲程中，由于活塞效应泵以上的部分油管发生螺旋弯曲，从而使抽油杆和油管产生很大的机械摩擦力；在下冲程中，液体载荷通过固定凡尔作用在油管上，中和点下移，活塞效应消失，泵以上油管的弯曲以及由此而引起的机械摩擦也随之消失。故下冲程中并不存在这种非粘滞性摩擦。在建立诊断的数学模型时，正是由于没有考虑油管弯形及井下各种特殊的非粘滞摩擦力，从而有可能根据泵的示功图来判断油管锚的工作状况及出现某些特殊摩擦的情况。

通过计算机诊断可了解抽油系统的全部工况及存在的问题，将会加强措施的针对性，减少作业的盲目性，有助于提高措施的成功率。

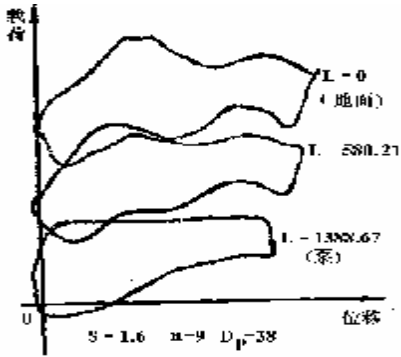


图 3-50 港 11 井地面和井下示功图

(3) 诊断技术的发展状况

1966 年美国 S.G 吉布思和 A.B 内里研究出诊断分析技术。斯凯弗与坚尼斯对等步长差分格式在遇到杆性质发生变化的单元的等效性质进行了研究。J.F 李提出了变步长差分格式，可用于各级杆及混合杆。1989 年陈家林用快速付氏变换求解诊断模型，大大加快了运算速度。由于目前计算机诊断技术的理论基础是 S.G 吉布斯建立的一维带阻尼的波动方程。该方程只考虑了抽油杆的

惯性，而忽略了液柱的惯性。1981 年 D.R 道梯和 Z. 施密特建立了考虑液柱惯性的二维预测模型。有杆抽油井故障诊断的新发展是采用人工智能(AI)技术。即使用模式识别技术、专家系统及神经网络技术来判断泵的工作状况。

附录 A:

美国石油学会推荐的有杆抽油系统设计计算方法—API RP 11L

1954 年美国成立了一个非营利的有杆抽油研究公司，由中西部研究院在模拟计算机上完成了一系列研究。API RP 11L 方法是在归纳和总结电模拟研究成果的基础上提出的。它由以无因次量表示的一系列图表和简单计算公式所组成。经 API 专门组推荐，于 1967 年公开发表，即 API RP 11L。这套方法主要用于设计和预测。同时，还以公报形式发表了 1100 多张以无因次量表示由模拟计算机得到的示功图(即 API BUL 11L₂)，可用来进行类比分析。

API RP 11L 方法的计算内容包括：柱塞冲程 S_p ；泵排量 PD ；光杆最大载荷 $PPRL$ ；光杆最小载荷 $MPRL$ ；最大扭矩 PT ；光杆马力 $PRHR$ ；有效平衡值 CBE 。

(1) 基本假设及基本示功图

1) 基本假设

- a. 普通型游梁式抽油机；
- b. 低滑差，即转数随负载变化很小的硬特性电动机；

- c. 模拟的是上粗下细的级次杆;
- d. 泵完全充满(没有气体影响);
- e. 井下摩擦正常;
- f. 假定油管是锚定的;
- g. 抽油机是完全平衡的, 并且假定传动效率为100%;
- h. 未考虑具体抽油机的几何特性;
- i. 计算最大扭矩时, 认为最大、最小载荷发生在曲柄位于 75° 和 285° 处。

2) 基本示功图

在计算中所采用的基本载荷, 是根据图3-51中表示的基本示功图来定义的。

$N=0$ 时, 光杆示功图为一平行四边形, 它表示静载荷的变化。此时,

$$\begin{aligned} PPRL &= F_0 + W_{rf} \\ MPRL &= W_{rf} \end{aligned}$$

$N > 0$ 时的示功图是考虑动载荷以后, 光杆载荷的变化。此时,

$$\begin{aligned} PPRL &= F_1 + W_{rf} \\ MPRL &= W_{rf} - F_2 \end{aligned}$$

式中 F_0 —考虑沉没压力后, 作用在整个活塞面积上的液柱载荷; 即上冲程中作用在活塞上、下的载荷差;

W_{rf} —考虑液体浮力后的抽油杆柱载荷(即抽油杆柱在液体中的重力), 也是下冲程的静载荷;

F_1 —最大载荷系数, 是液柱载荷 F_0 与上冲程最大动载之和;

F_2 —最小载荷系数, 即下冲程最大动载荷。

(2) 基本符号及无因次变量的含义

1) 基本符号及单位

S_p —柱塞冲程, m;

PD —泵排量, m^3/d ;

$PPRL$ —光杆最大载荷, N;

$MPRL$ —光杆最小载荷, N;

PT —最大扭矩, N.m;

$PRHP$ —光杆功率, kW;

CBE —有效平衡值, N;

H —净提升高度(动液面深度), m;

L —下泵深度, m;

N —冲数, rpm;

S —光杆冲程, m;

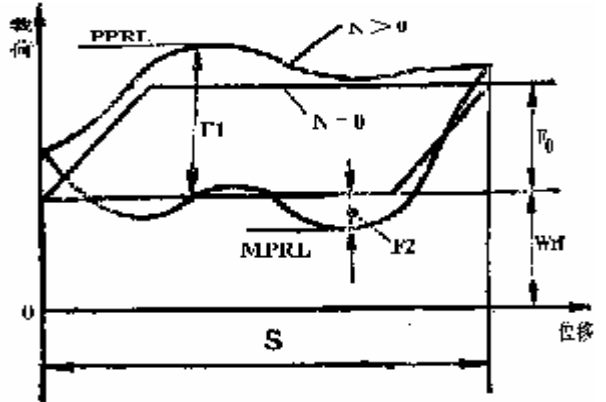


图3-51 基本示功图

D —柱塞直径, m(或cm、mm);
 E_r —抽油杆弹性常数, m/(N.m);
 E_i —油管弹性常数, m/(N.m);

$$E_r = \frac{1}{A_r E}; \quad E_i = \frac{1}{A_i E}$$

E_r 表示1米长的抽油杆在1牛力的作用下的伸长量; E_i 表示1米长油管在1牛力的作用下的伸长量。

E —钢的弹性模量, 2.06×10^{11} Pa;
 A_r —抽油杆截面积, m^2 ;
 A_i —油管金属截面积, m^2 ;
 K_r —整个抽油杆柱的弹簧常数, N/m;

$$K_r = \frac{A_r E}{L} \text{—将整个抽油杆柱拉伸1m所需要的力(N)}。$$

K_i —油管柱未固定部分的弹簧常数, N/m;

$$K_i = \frac{A_i E}{L} \text{—将未锚定的油管柱拉伸1米所需要的力(N)}。$$

N_0 —单级杆柱的固有频率(自由振动频率), rpm;

$$N_0 = \frac{a}{4L} \times 60 = \frac{15a}{L}$$

a —声波在抽油杆柱中的传播速度, m/s(理论值为5100m/s, 美国抽油计算中多采用4968m/s)。

N'_0 —多级杆柱的固有频率, rpm;

$$N'_0 = F_c \cdot \frac{15a}{L}$$

F_c —多级杆频率修改系数, 随杆柱组合而变, 一般在1~1.2之间, 单级杆柱为1。可由API RP 11L的表3.1或附图A1~A3查得。

T —曲柄扭矩, N.m;

W_r —每米抽油杆的重力, N/m;

F_3 —光杆功率系数;

T_a — $W_r/SK_r \neq 0.3$ 最大扭矩的调整常数。

F_1 、 F_2 、 F_0 及 W_r 同前。

2) 无因次自变量

无因次冲数 N/N_0 (或 N/N'_0) : 冲数 N 与抽油杆柱固有频率 N_0 (或 N'_0) 之比。

无因次抽油杆伸长量 F_0/SK_r : 抽油杆柱的伸长量 F_0/K_r 与光杆冲程之比。 F_0/K_r 表示在液柱载荷 F_0 作用下抽油杆柱的实际伸长量。 S 表示整个杆柱拉伸 S 米(一个冲程长度)所需要的力(牛), F_0/SK_r 也称无因次液柱载荷。

3) 无因次因变量

F_1/SK_r 用来计算光杆最大载荷的无因次最大动载荷函数;

F_2/SK_r 用来计算光杆最小载荷的无因次最大动载荷;

$2T/S^2K_r$ 用来计算最大扭矩的无因次扭矩；

F_3/SK_r 用来计算光杆功率的无因次载荷；

S_p/S 用来计算活塞冲程的无因次活塞冲程。

(3) 计算公式

1) 柱塞冲程

$$S_p = \left(\frac{S_p}{S}\right) \times S - F_0 \frac{1}{K_t} \quad \text{m} \quad (3-125)$$

(S_p/S) 可根据 N/N'_0 和 F_0/SK_r 由图3-52查得。式中 F_0/K_t 是油管的伸长量。油管锚定时， $F_0/K_t=0$ 则 $S_p=(S_p/S)S$ 。

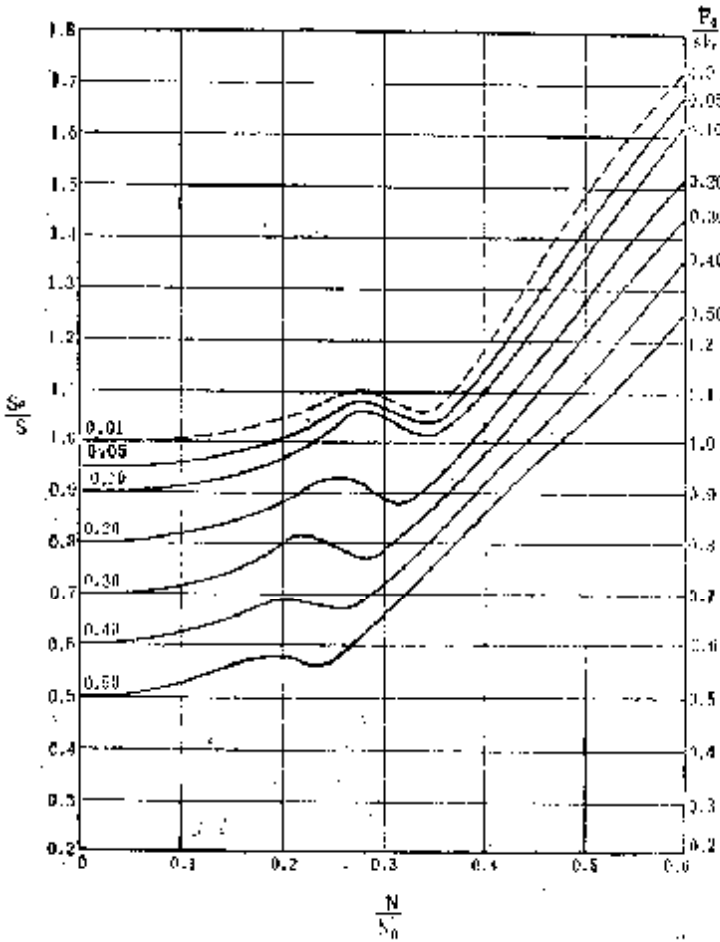


图3-52 $S_p/S \sim N/N'_0$ 曲线 (API RP 11L, 图3.1)

2) 泵排量

$$PD = 0.1131 \times S_p ND^2 \quad \text{m}^3/\text{d} \quad (3-126)$$

式中 D 为 cm 。

3) 最大载荷

$$PPRL = W_{of} + \left(\frac{F_1}{SK_r} \right) \times SK_r \quad N \quad (3-127)$$

(F_1/SK_r)可根据 N/N_0 和 F_0/SK_r 由图3-53查得。

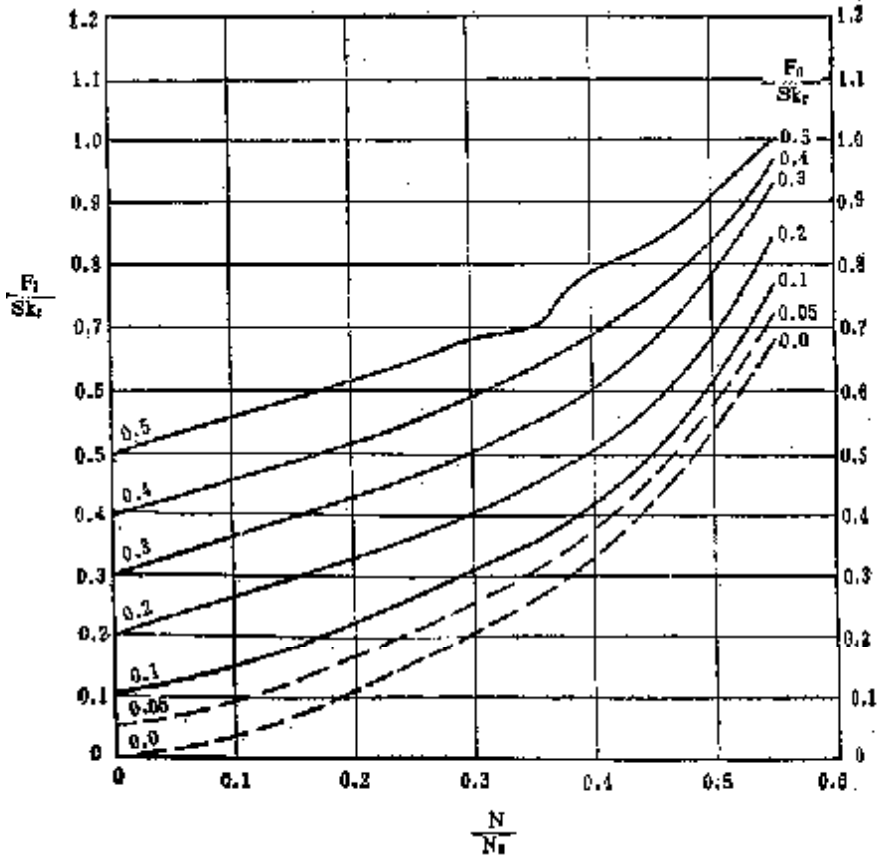


图3-53 $F_1/SK_r \sim N/N_0$ 曲线 (API RP 11L, 图3.2)

4) 最小载荷

$$MPRL = W_{of} - \left(\frac{F_2}{SK_r} \right) \times SK_r \quad N \quad (3-128)$$

(F_2/SK_r)可根据 N/N_0 和 F_0/SK_r 由图3-54查得。

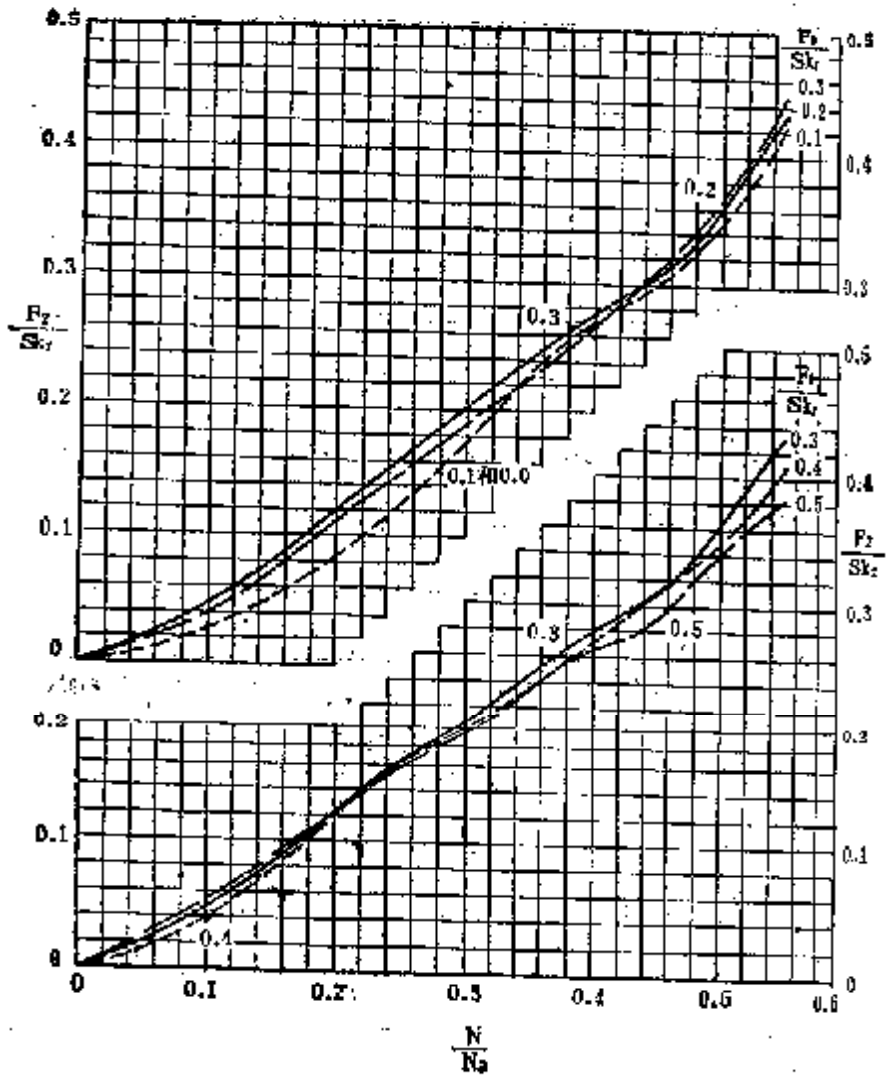


图3-54 $F_2/SK_r \sim N/N_0$ 曲线 (API RP 11L, 图3.3)

5) 最大扭矩

$$PT = \left(\frac{2T}{S^2 K_r} \right) \times SK_r \times \frac{S}{2} \times T_a \quad \text{N.m} \quad (3-129)$$

($2T/S^2 K_r$) 可根据 N/N_0 和 F_0/SK_r 由图3-55查得。

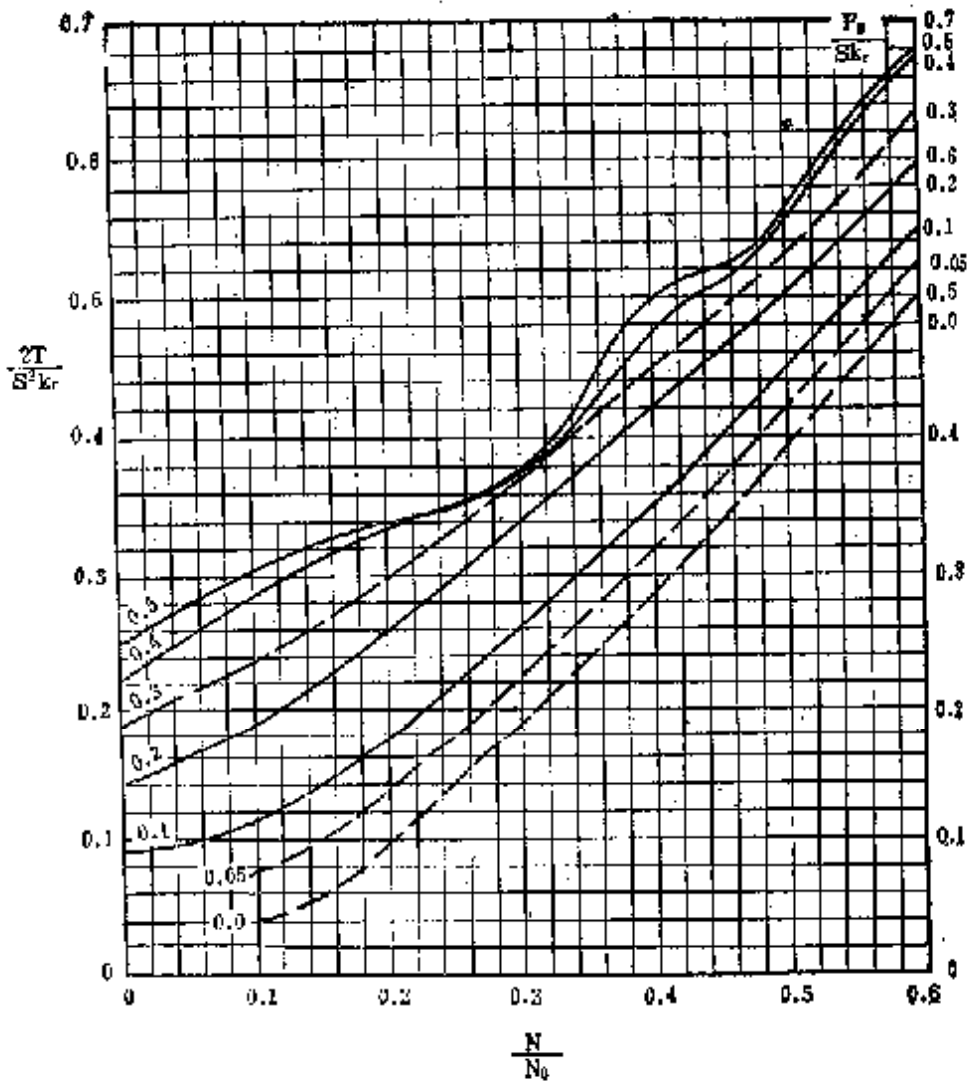


图3-55 $\frac{W_f}{SK_r} = 0.3$ 时的 $\frac{2T}{S^2K_r} \sim \frac{N}{N_0}$ 曲线 (API RP 11L, 图3.4)

当 $W_f/SK_r \neq 0.3$ 时, 先根据 N/N_0 和 F_0/SK_r 查图3-55a得到调整百分数C(用内插法)。再用调整百分数C和 W_f/SK_r 计算 T_a :

$$T_a = 1 + 0.1C (W_f/SK_r - 0.3) \quad (3-129a)$$

6) 光杆马力

$$PRHR = \left(\frac{F_3}{SK_r} \right) SK_r \times S \times N / (1000 \times 60) \quad \text{kW} \quad (3-130)$$

(F_3/SK_r) 可根据 N/N_0 和 F_0/SK_r 由图3-56查得。

7) 有效平衡值

$$CBE = 1.06(W_{rf} + \frac{F_0}{2}) \quad N \quad (3-131)$$

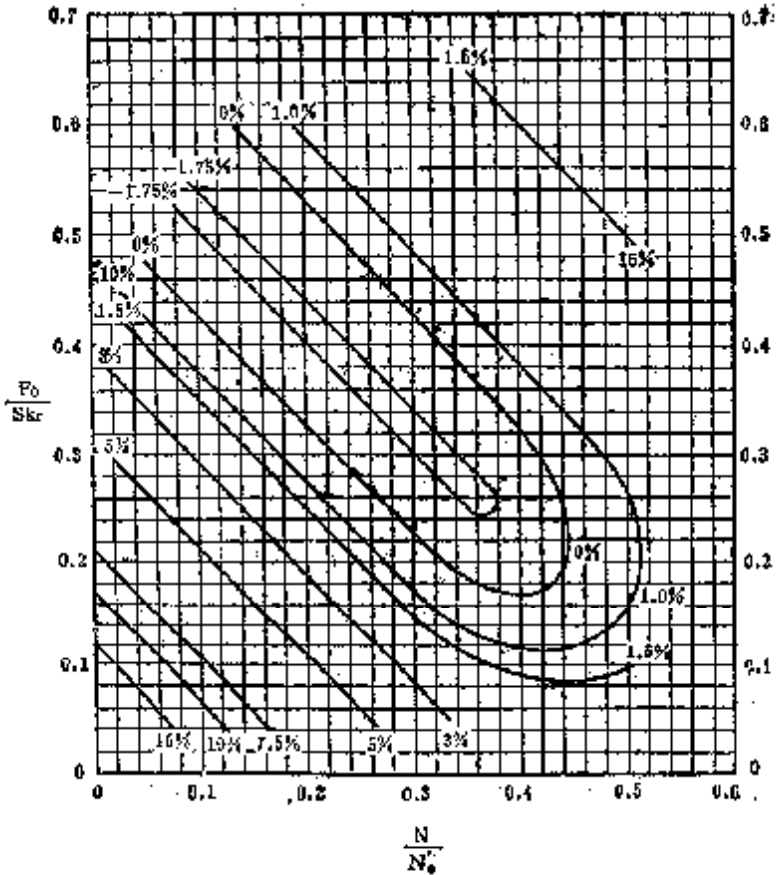


图3-55a $\frac{W_{rf}}{SK_r} \neq 0.3$ 时确定 T_n 的辅助曲线 (API RP 11L, 图3.6)

[例] 已知: $S=1.8$ m, $N=8$ rpm, 62 mm油管, 19 mm抽油杆(单级), 泵深 $L=603.8$ m, 泵径 $D=56$ mm, 抽汲液体密度 $\rho_l=934$ kg/m³(含水34%)。试按API RP 11L方法计算各项抽汲工况指标。

[解]

1. 计算基本参数 W_r 、 W_{rf} 、 K_r 、 K_t 、 N_0 、 F_c 、及 F_0

(1) 查表得19mm抽油杆柱每米的质量 $q_r=2.3$ kg/m,

则 $W_r=2.3 \times 9.81=22.56$ N/m

(2) 计算 W_{rf}

$$W_{rf} = LW_r \times (1 - \frac{\rho_l}{\rho_s})$$

$$= 903.8 \times 22.56 \times \left(1 - \frac{934}{7850}\right)$$

$$= 17964 \text{ N}$$

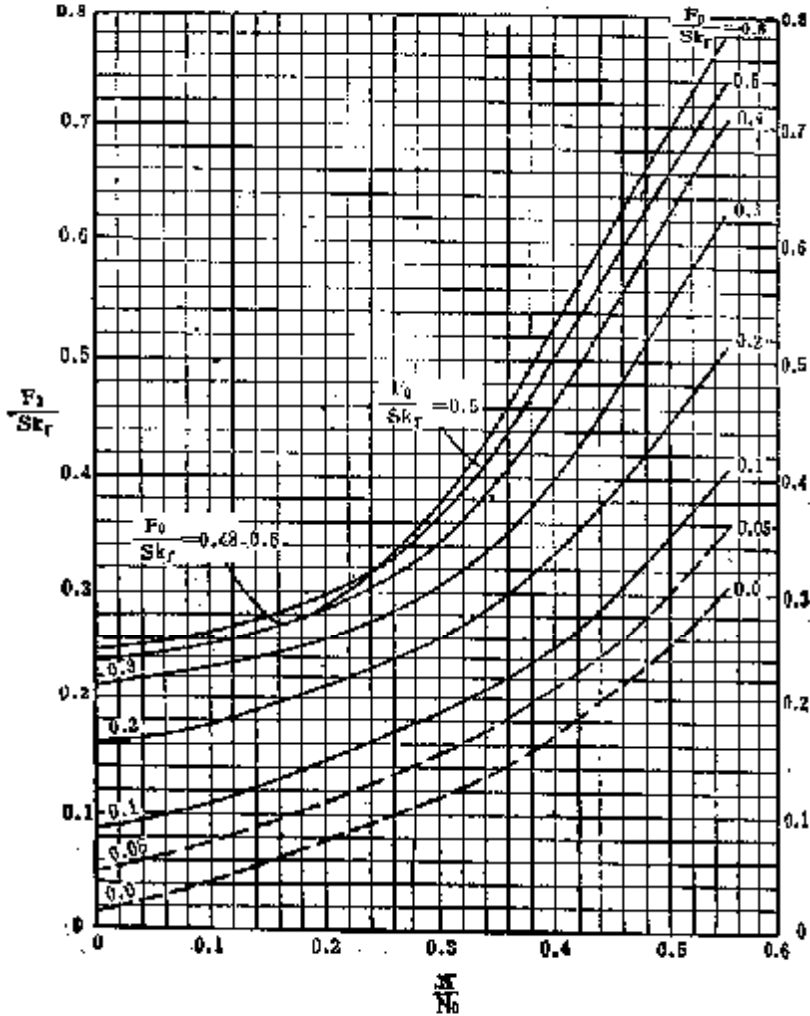


图3-56 $\frac{F_3}{SK_r} \sim \frac{N}{N_0}$ 曲线 (API RP 11L, 图3.5)

(3) 计算 K_r 及 K_t

$$K_r = \frac{EA_r}{L} = \frac{2.06 \times 10^{11} \times 2.85 \times 10^{-4}}{903.8} = 64959 \text{ N/m}$$

$$A_r = (D_o^2 - D_i^2) \pi / 4 = (7.3^2 - 6.2^2) \times \pi \times 10^{-4} / 4$$

$$= 11.66 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$K_t = \frac{EA_r}{L} = \frac{2.06 \times 10^{11} \times 11.66 \times 10^{-4}}{903.8} = 265762 \text{ N/m}$$

(4) 计算 N_0 及 N'_0

$$N_0 = \frac{15a}{L} = \frac{15 \times 5100}{903.8}$$

$$= 83.64 \text{ rpm}$$

由于采用单级杆柱, $F_c = 1, N_0 = N'_0$ 。

(5) 计算 F_0

忽略沉没度, 则 $L = H$ 。并设井口回压为零。

活塞截面积 $A_p = 24.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

$$F_0 = A_p L \rho_p g = 24.63 \times 10^{-4} \times 903.8 \times 934 \times 9.81$$

$$= 20396 \text{ N}$$

2. 计算无因次变量

$$\frac{F_0}{SK_r} = \frac{20396}{1.8 \times 64959} = 0.1744$$

$$\frac{N}{N_0} = \frac{8}{86.64} = 0.0945$$

$$\frac{W_{jf}}{SK_r} = \frac{17964}{1.8 \times 64959} = 0.1536 \neq 0.3$$

3. 计算抽汲工况指标

(1) 柱塞冲程

由图3-52查得

$$(S_p/S) = 0.85$$

$$S_p = \left(\frac{S_p}{S}\right)S - \frac{F_0}{K_t}$$

$$= 0.85 \times 1.8 - \frac{20396}{265762}$$

$$= 1.453 \text{ m}$$

(2) 泵排量

$$PD = 0.1131 \times S_p ND^2 = 0.1131 \times 1.453 \times 8 \times 5.56^2 = 41.23 \text{ m}^3/\text{d}$$

(3) 最大载荷

由图3-53查得 $(F_1/SK_r) = 0.23$

$$PPRL = W_{jf} + \left(\frac{F_1}{SK_r}\right)SK_r$$

$$= 17964 + 0.23 \times 116926$$

$$= 44857 \text{ N}$$

(4) 最小载荷

由图3-54查得 $(F_2/SK_r) = 0.03$

$$MPRL = W_{jf} - \left(\frac{F_2}{SK_r}\right)SK_r$$

$$= 17964 - 0.03 \times 116926$$

$$= 14456 \text{ N}$$

(5)最大扭矩

图3-55查得 $(2T/S^2/K_r)=0.518$ 。由图3-55a根据 $F_0/SK_r=0.1744$ 和 $N/N'_0=0.0945$ 查得调整百分数为6.25%。由6.25%利用式(3-129a)得 $T_a=0.91$ 。

$$\begin{aligned}PT &= \left(\frac{2T}{S^2 K_r}\right) \times SK_r \times \frac{S}{2} \times T_a \\ &= 0.158 \times 116926 \times \frac{1.8}{2} \times 0.91 = 15130 \text{ N.m}\end{aligned}$$

(6)光杆功率

由图3-56查得 $(F_3/SK_r)=0.158$

$$\begin{aligned}PRHP &= \left(\frac{F_3}{SK_r}\right) SK_r \times S \times N / 60000 \\ &= 0.158 \times 116926 \times 1.8 \times 8 / 60000 = 4.43 \text{ kW}\end{aligned}$$

(7)有效平衡值

$$\begin{aligned}CBE &= 1.06 \left(W_{ef} + \frac{1}{2} F_0 \right) = 1.06 \times \left(17964 + \frac{20396}{2} \right) \\ &= 29852 \text{ N}\end{aligned}$$

参 考 文 献

- 1.王鸿勋,张琪.采油工艺原理.北京:石油工业出版社,1990
- 2.吴则中,李景文等.抽油杆.北京:石油工业出版社,1994
- 3.崔振华,余国安等.有杆抽油系统.北京:石油工业出版社,1994
- 3.邬亦炯,刘卓钧等.抽油机.北京:石油工业出版社,1994
- 5.万仁溥等.采油技术手册(修订本).第四分册.北京:石油工业出版社,1993
- 6.Д р з г о т е с к у , Н . Д . . Г л у б и н н о н а с о с н а я Д о б ы ч а н е ф т и . Н е д р а , 1966
- 7.А д о н и н , А . Н . . П р о ц е с с ы Г л у б и н н о н а с о с е о й Н с ф т е д о б ы ч и . Н е д р а , 1979
- 8.П и р в е р д я н , А . М . . Г и д р о т е х а н и к а Г л у б и н н о н а с о с н о й З к с л л у а т а н и и . Н е д р а , 1965
- 9.J.扎巴.深井泵采油.石油化学工业出版社,1978
- 10.API RP 11L. API Recommended Practice For Design Calculations for sucker rod Pumping Systems(conventional units). Third Edition. Feb.1977
- 11.张琪.抽油机悬点最大载荷计算.华东石油学院报,1981.3
- 12.张琪.抽油机曲柄轴扭矩计算.石油钻采工艺,1981.6
- 13.张琪,赵长禄.抽油机扭矩曲线的应用.石油矿场机械,1983.1
- 13.孙大同,张琪.有杆泵抽油系统最优化设计的研究.石油大学学报,1990.4.
- 15.Р А М А З А Н О В Р . А . . Р а ч ц и о н а л ь н ы й М е т о д

О п р е д е л е н ц я М о м е н т а Н а В а л у Р е д у к т о р
а

С т а н к а - К а ч а л к ц . А . Н . Х . , 1957.1

16.Gibbs S.G.. A Method of Determining sucker Rod Pump Performance.

U.S. Patent3343409, Sept.26, 1967

17.Gibbs S.G. and Nolen K.B.. Well site Diagnosis of Pumping Problems Using Minicomputers. J.P.T., Nov.1973

18.张琪, 吴晓东. 抽油井计算机诊断技术及其应用. 华东石油学院报, 1983.2

19.Gibbs S.G..有杆泵抽油装置设计和分析方法评述. 国际石油工程协会论文集(第三册), 1982