

## 第二章 抽 油

在油田开发过程中,有些油田由于地层能量逐渐下降,到一定时期地层能量就不能使油井保持自喷;有些油田则因为原始地层能量低或稠油一开始就不能自喷。油井不能保持自喷时,或虽能自喷但产量过低时,就必须借助机械的能量进行采油。

目前采用的机械采油方法有:气举采油和深井泵采油。深井泵采油中包括:用游梁式深井泵装置的有杆泵采油及用水力活塞泵、电动潜油泵和射流泵等无杆泵采油。

尽管国内外都广泛地采用了注水保持地层能量的措施,然而,由于某些地质、技术或经济因素而未能有效地保持地层能量;以及在油田注水后期油井含水上升之后,为了保持油井产量而需要采用深井泵进行强采。所以,深井泵采油法仍然是一种主要的采油方法。虽然随着采油工艺技术的发展,适合于深井、大产量和较复杂条件的水力活塞泵及电动潜油泵的比例逐渐增加,但目前在机械采油中占绝对多数的还是游梁式深井泵装置。所以,本章只讲用游梁式深井泵装置采油的基本原理及油井生产规律。水力活塞泵及电动潜油泵的结构和工作原理将在采油机械课中讲授。

### 第一节 抽油装置和泵的工作原理

#### 一、抽 油 装 置

图(2-1)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厘米的抽油杆柱5把活塞3从油管内下入泵筒。活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14(电动机或内燃机)的旋转运动变为往复运动,用抽油杆柱来带动深井泵的活塞进行抽油。

##### (一) 抽油机

抽油机是有杆深井泵采油的主要地面设备。游梁式抽油机按结构可分为:普通式(图2-2)和前置式(图2-3)。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;前置式多采用气动平衡,且多为重型长冲程抽油机。每类抽油机中可以有不同的型号,但基本结构大同小异。

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。

1976年一机部正式批准了我国游梁式抽油机新系列标准(表2-1)以完善我国抽油设备。

##### (二) 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

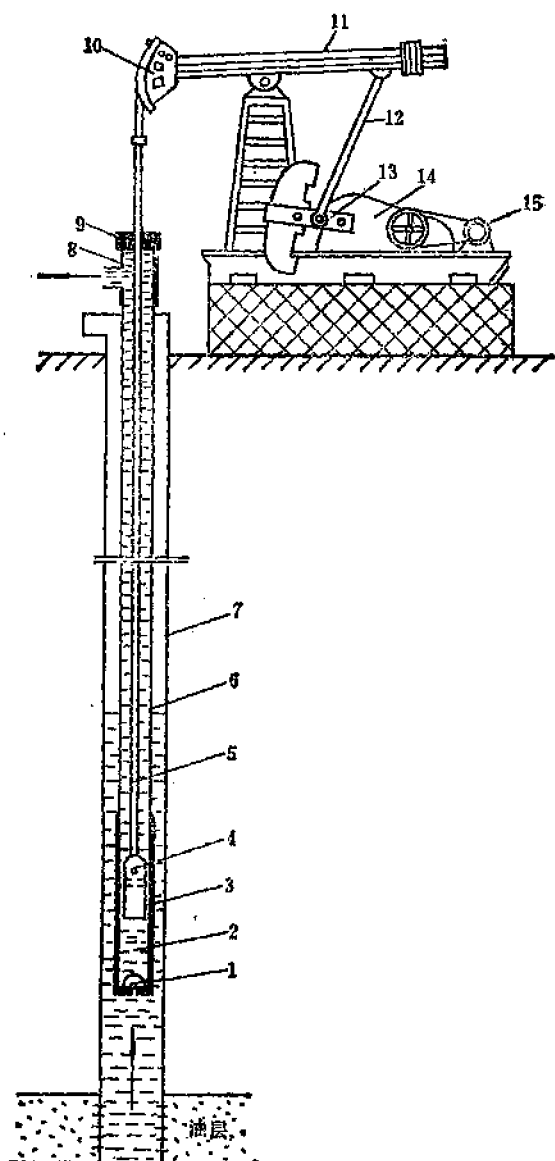


图2-1 抽油装置示意图

1—吸入凡尔；2—泵筒；3—活塞；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)

数百米到上千米的井下工作，泵内压力会高达100公斤/厘米<sup>2</sup>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：

- (1) 结构简单, 强度高, 质量好, 连接部分密封可靠;
- (2) 制造材料耐磨和抗腐蚀性好, 使用寿命长;
- (3) 规格类型能满足油井排液量的需要, 适应性强;

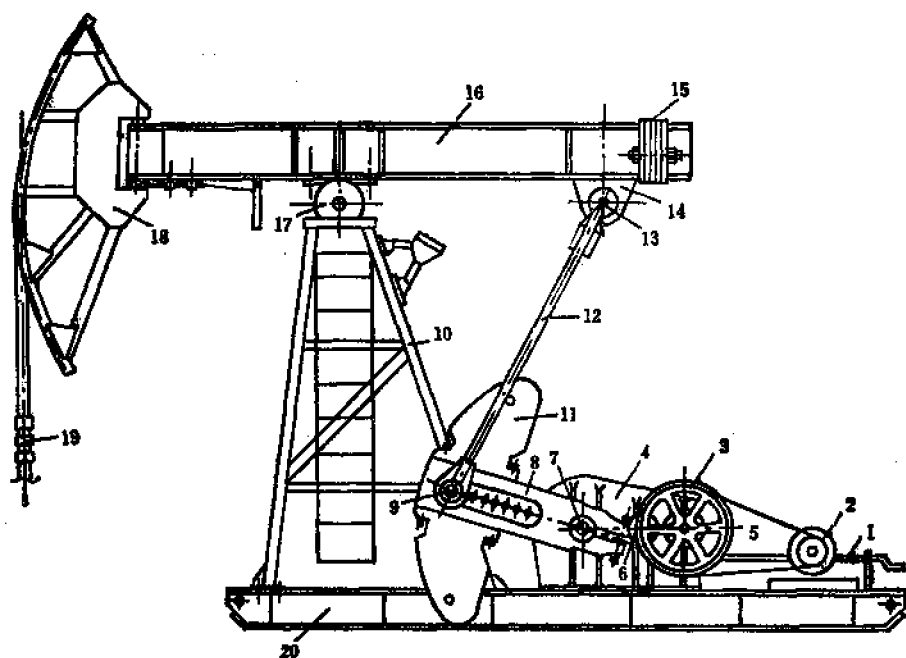


图2-2 抽油机结构简图

1—刹车装置；2—马达；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—横轴；14—横轴；15—游梁平衡块；16—游梁；17—支架轴；18—驴头；19—悬绳器；20—底座

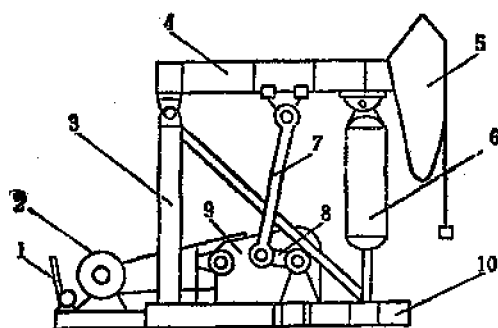


图2-3 前置式气动平衡抽油机结构简图

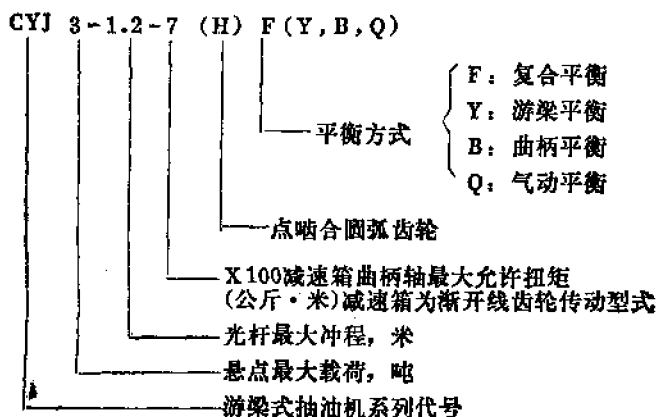
1—刹车；2—电动机；3—支架；4—游梁；5—驴头；6—气平衡活塞缸；7—连杆；8—曲柄；9—减速箱；10—底座

表2-1

第一机械工业部标准——游梁式抽油机型式和基本参数

基本参数		悬点最大载荷 吨	光杆最大冲程长度 米	减速箱曲柄轴最大 允许扭矩 公斤·米	每分钟最大冲数 次/分
基 本 型	CYJ2-0.6-2.5Y	2	0.6	250	15
	CYJ3-1.2-7F	3	1.2	700	15
	CYJ5-1.8-18F	5	1.8	1800	12
	CYJ7-2.1-26F	7	2.1	2600	12
	CYJ10-2.7-48B(Q)	10	2.7	4800	12
	CYJ12-3.3-70B(Q)	12	3.3	7000	12
	CYJ16-4-100B(Q)	16	4	10000	12
变 型	CYJ5-2.7-26F	5	2.7	2600	12
	CYJ8-3-48B(Q)	8	3	4800	12

## 型号说明



(4) 便于起下;

(5) 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)所组成。它可分为管式泵和杆式泵。

1. 管式泵 图(2-4a)为一般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后接在油管下部先下入井内, 然后投入固定凡尔, 最后把活塞接在抽油杆柱下端下入泵筒内。检泵打捞固定凡尔时, 通常采用两种方式: 一种是利用活塞下端的卡扣或丝扣起抽油杆柱时捞上来; 另一种是活塞下部无打捞装置, 在起出抽油杆柱和活塞后, 用绞车、钢丝绳下入专门的打捞工具将固定凡尔捞出。

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

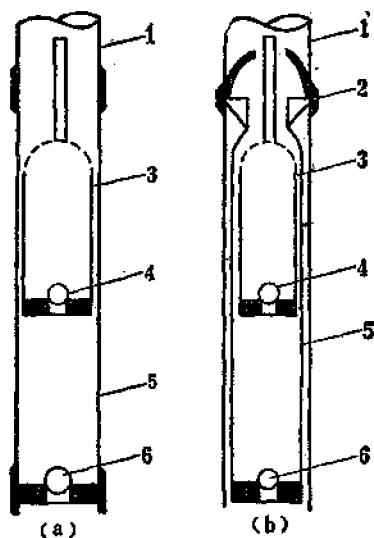


图2-4 抽油泵示意图

a—管式泵 b—杆式泵

1—油管; 2—锁紧卡; 3—活塞; 4—游动凡尔; 5—工作筒; 6—固定凡尔

大。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大，产量较高的油井。

2. 杆式泵 图(2-4b)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。故杆式泵适用于下泵深度大、产量较小的油井。

为了减少磨损，防止砂卡，目前国内使用的是带环状槽的金属活塞。金属活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厘米(或150厘米)，然后组装在泵筒内，但使用时易发生衬套错位。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(如用橡胶皮碗、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。这种泵的泵筒和活塞的机加工要求低，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。

## 二、泵的工作原理

### (一) 泵的抽汲过程

1. 上冲程 抽油杆柱带着活塞向上运动(图2-5a)。活塞上的游动凡尔受管内液柱压力而关闭。此时，泵内(活塞下面的)压力降低，固定凡尔在环形空间液柱压力(沉没压力)的作用下被打开。如果油管内已逐渐被液体所充满，在井口将排出相当于活塞冲程长度的一段液体。原来作用在固定凡尔上的油管内的液柱压力将从油管转移到活塞上，从而引起抽油杆柱的伸长和油管的缩短。驴头上承受的静载荷为抽油杆柱重量加活塞以上的液柱重量。

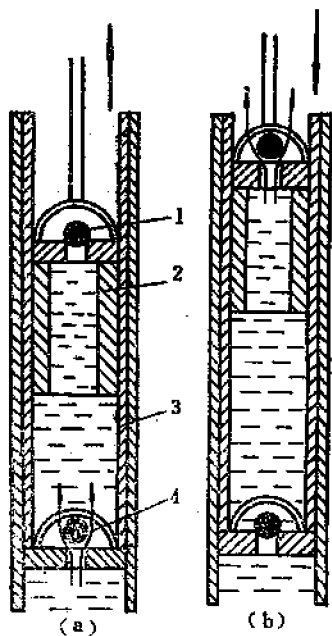


图2-5 泵的工作原理图

a—上冲程；b—下冲程

1—排出凡尔； 2—活塞； 3—衬套； 4—吸入凡尔

所以，上冲程是泵内吸入液体，而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 抽油杆柱带着活塞向下运动(图2-5b)。固定凡尔一开始就关闭，泵内压力增高到大于活塞以上液柱压力时，游动凡尔被顶开，活塞下部的液体通过游动凡尔进入活塞上部，即泵排出液体。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。原来作用在活塞以上的液柱重量转移到固定凡尔上，因而引起抽油

杆柱的缩短和油管的伸长。

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

活塞上下活动一次叫一个冲程，在一个冲程内完成进油与排油的过程。

## (二) 泵的理论排量

泵的工作过程是由三个基本环节所组成，即活塞在泵内让出容积，原油进泵和从泵内排出原油。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活塞让出的体积 $V$ ，

$$V = f_p S$$

式中  $f_p$ ——活塞截面积，

$S$ ——光杆冲程。

每分钟的排量  $V_m$  为：

$$V_m = f_p s n$$

式中  $n$ ——冲数，次/分；

其余符号同前。

每日排量

$$Q_t = 1440 f_p s n = K s n$$

式中  $Q_t$ ——泵的理论排量，米<sup>3</sup>/日；

$n$ ——冲数，次/分；

$s$ ——冲程，米；

$f_p$ ——活塞截面积，米<sup>2</sup>；

$K$ ——与泵径有关的系数。

$$K = 1440 \frac{\pi}{4} D^2$$

式中  $D$ ——泵径，米。

为了便于计算不同泵径的活塞截面积  $f_p$  和系数  $K$ ，可查表 (2-2)。

表2-2 不同泵径的截面积和系数  $K$

泵 径 $D$ , 毫 米	32	38	44	56	70
活塞截面积 $f_p$ , 厘米 <sup>2</sup>	8.05	11.84	15.80	24.63	38.48
系 数 $K$	1.16	1.63	2.19	3.54	5.54

## 第二节 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，进行抽油装置设计和分析其工作状况的基础。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2-6)。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。

### 一、简化为简谐运动时悬点运动规律

若  $r:l=0$  及  $r:b=0$ ，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  $\phi$  角）时的位移  $S_B$  为：

$$\begin{aligned} S_B &= r(1 - \cos\phi) \\ &= r(1 - \cos\omega t) \end{aligned} \quad (2-1)$$

式中  $\phi$ ——曲柄转角， $\phi = \omega t$ ；

$\omega$ ——曲柄角速度；

$t$ ——时间。

悬点  $A$  的位移  $S_A$  为

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

$A$  点的速度为

$$V_A = \frac{ds_A}{dt} = \frac{a}{b} \omega r \sin\omega t \quad (2-3)$$

$A$  点的加速度为

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

由式（2-2）、（2-3）和（2-4）可得简化为简谐运动时悬点位移、速度和加速度随  $\phi$  角的变化曲线（图2-7）。

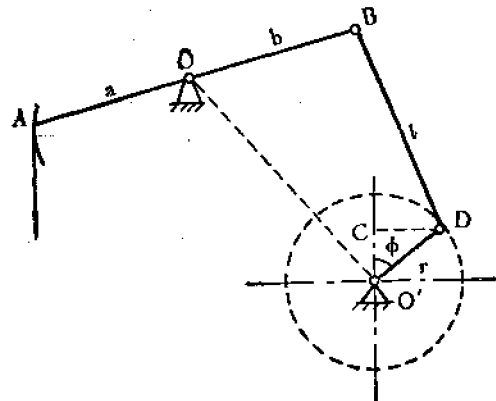


图2-6 抽油机四连杆机构简图

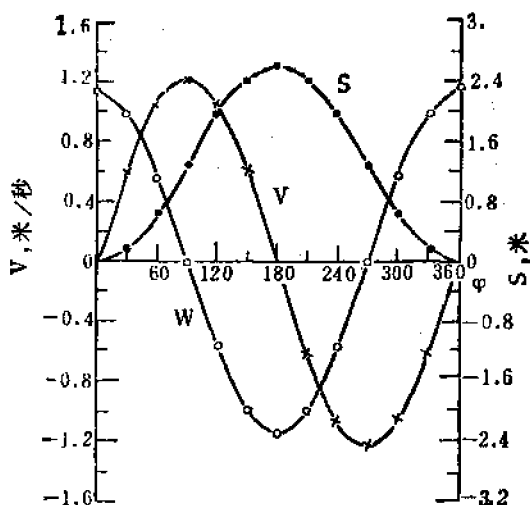


图2-7 简谐运动时悬点位移、速度、加速度曲线

(CYJ5-2712,  $S=2.7$ ,  $\pi=9$ )

•—位移曲线；×—速度曲线；•—加速度曲线

由图（2-7）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。上冲程的前半冲程为加速运动，加速度为正（加速度方向与运动方向都向上）；后半冲程为减速运动（加速度方向与运动方向相反）。下冲程只是改变了运动方向，

前半冲程仍为加速运动（加速度方向与运动方向相同，都是向下的）；后半冲程仍为减速运动（加速度方向与运动方向相反）。在上下死点处（ $\phi = 0^\circ, 180^\circ$ ）加速度的绝对值为最大，其值：

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

## 二、简化为曲柄滑块机构时悬点运动规律

简化为简谐运动所得结果，只能在做不太精确的近似计算和分析中应用。因为，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（2-8）所示的曲柄滑块运动。

$\phi = 0^\circ$  时，游梁与连杆的连接点  $B$  在  $B'$  点，为距曲柄轴心最远的位置，相应于悬点  $A$  的下死点。

$\phi = 180^\circ$  时， $B$  点在  $B''$  处，为距曲柄轴心最近的位置，相应于悬点  $A$  为上死点。

$$O'B' = l + r, \quad O'B'' = l - r$$

$B$  点的最大位移  $S_B = 2r$ 。

$B$  点在任意时刻的位移（从  $\phi = 0^\circ$  算起）

$x_B$  为：

$$x_B = BB' = O'B' - O'B = l + r - O'B$$

由三角形  $O'DB$  得：

$$O'B = O'C + BC = r \cos \phi + l \cos \psi$$

则

$$\begin{aligned} x_B &= l + r - (r \cos \phi + l \cos \psi) \\ &= r(1 - \cos \phi) + l(1 - \cos \psi) \\ &= r \left[ (1 - \cos \phi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \psi) \right] \end{aligned} \quad (2-6)$$

式中  $\lambda = r/l$ 。

由三角形  $O'DB$ ，利用正弦定律，可找到  $\psi$  与  $\phi$  的关系为：

$$\sin \psi = \frac{r}{l} \sin \phi$$

而

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \phi}$$

将上式代入式（2-6），得：

$$x_B = r \left[ (1 - \cos \phi) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \phi} \right) \right] \quad (2-7)$$

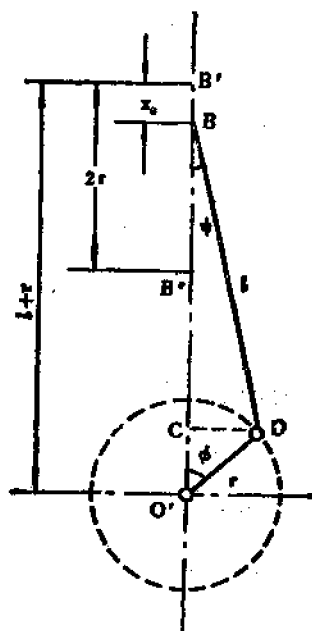


图2-8 曲柄滑块机构简图



式 (2-7) 即为 B 点位移与曲柄转角  $\phi$  的关系式。为了便于用求导来得到 B 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 B 点位移公式可简化为:

$$x_B = r \left( 1 - \cos \phi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \phi \right) \quad (2-7a)$$

B 点的速度

$$V_B = \frac{dx}{dt} = r \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \frac{d\phi}{dt}$$

因  $\frac{d\phi}{dt} = \omega$ , 故:

$$V_B = \omega r \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad (2-8)$$

B 点的加速度

$$W_B = \frac{dv_B}{dt} = \omega^2 r (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi) \quad (2-9)$$

知道 B 点的位移、速度和加速度后, 则可由下面的关系式求得 A 点的相应值

位移 
$$S_A = x_B \frac{a}{b}$$

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

或 
$$S_A = r \left( 1 - \cos \phi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \phi \right) \frac{a}{b} \quad (2-10)$$

速度 
$$V_A = V_B \frac{a}{b}$$

$$= \omega r \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \frac{a}{b} \quad (2-11)$$

加速度 
$$W_A = W_B \frac{a}{b}$$

$$= \omega^2 r (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi) \frac{a}{b} \quad (2-12)$$

悬点冲程 (最大位移)

$$S = S_B \frac{a}{b} = \frac{a}{b} 2r \quad (2-13)$$

为了确定悬点最大加速度  $W_{max}$ , 可将式 (2-12) 对  $\phi$  求导, 并令其等于零来求得出 现极值时的  $\phi$  角及对应的加速度值。

$$\frac{dW_A}{d\phi} = -\omega^2 r (\sin \phi + 2\lambda \sin 2\phi) \frac{a}{b}$$

$$\sin \phi + 2\lambda \sin 2\phi = \sin \phi (1 + 4\lambda \cos \phi)$$

令  
则

$$\sin \phi (1 + 4\lambda \cos \phi) = 0$$

$$\sin \phi = 0$$

$$1 + 4\lambda \cos \phi = 0$$

当  $\lambda < 1/4$  时, 上面第二个方程没有解, 在此情况下, 按第一个方程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:

$$W_{\max}^{\phi=0^\circ} = \omega^2 r (1 + \lambda) \frac{a}{b} = \frac{S}{2} \omega^2 \left( 1 + \frac{r}{l} \right) \quad (2-14)$$

$$W_{\max}^{\phi=180^\circ} = \omega^2 r (-1 + \lambda) \frac{a}{b} = \frac{-S}{2} \omega^2 \left( 1 - \frac{r}{l} \right) \quad (2-14a)$$

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  $\phi$  角的变化曲线进行比较后发现, 尽管同一  $\phi$  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  $\lambda\%$ ; 在上死点的最大加速度较前者小  $\lambda\%$ 。

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 (2-9) 和图 (2-10) 为 CYJ5-2712 抽油机 ( $S = 2.7$  米,  $n = 9$  次/分) 按不同方法计算的悬点速度和加速度曲线。

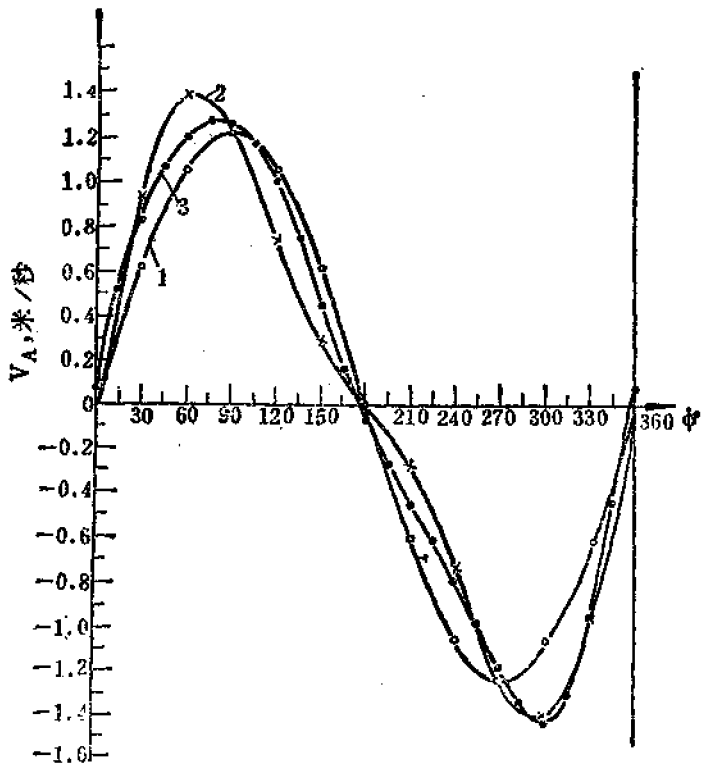


图2-9 悬点速度变化曲线

(CYJ5-2712  $S = 2.7$   $n = 9$ )

1—精确计算; 2—按曲柄滑块机构计算; 3—按简谐运动计算

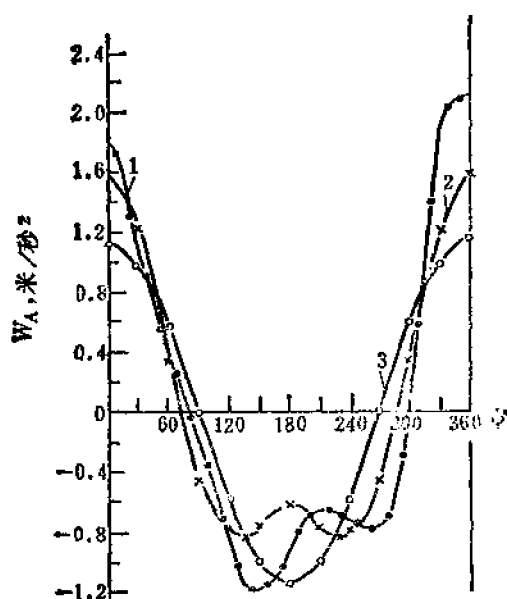


图2-10 悬点加速度变化曲线

(CYJ5-2712 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

### 第三节 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态的重要依据。为此，必须了解悬点承受哪些载荷和怎样计算这些载荷。

#### 一、悬点所承受的载荷

##### (一) 抽油杆柱重量

驴头在上下运动时，带着抽油杆柱作往复运动，所以，抽油杆柱重量始终作用在驴头上。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量是它在液体中的重量。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上的抽油杆柱重量是它在空气中的重量。

抽油杆柱在空气中的重量为：

$$W_s = f_s \gamma_s L = q_s L \quad (2-15)$$

● 由于  $S=2.7$  米时  $\lambda = \frac{r}{1} = \frac{1.09}{2.8} = 0.3892 > 1/4$ ，方程  $1 + 4\lambda \cos \phi = 0$  有解，为  $\phi = 140^\circ$  和  $230^\circ$ ，所以曲线有两个负的最大值。

式中  $W_s$ ——抽油杆柱在空气中的重量, 公斤;  
 $f_s$ ——抽油杆截面积, 米<sup>2</sup>;  
 $\gamma_s$ ——抽油杆材料(钢)的重量,  $\gamma_s = 7850$ 公斤/米<sup>3</sup>;  
 $L$ ——抽油杆柱长度, 米;  
 $q_s$ ——每米抽油杆柱在空气中的重量, 公斤/米。

抽油杆柱在液体中的重量为:

$$W'_s = f_s L (\gamma_s - \gamma_1) = q'_s L \quad (2-16)$$

$$q'_s = q_s (\gamma_s - \gamma_1) / \gamma_s = q_s b$$

式中  $W'_s$ ——抽油杆柱在液体中的重量, 公斤;  
 $q'_s$ ——每米抽油杆柱在液体中的重量, 公斤/米;  
 $b$ ——考虑抽油杆柱在液体中失重的系数,  $b = (\gamma_s - \gamma_1) / \gamma_s$ ;  
 $\gamma_1$ ——抽汲液体的重度, 公斤/米<sup>3</sup>;  
 其余符号同前。

为了便于计算, 表(2-3)中列出了不同尺寸的抽油杆在空气及不同比重原油中的重量。

表2-3 抽油杆在空气和不同比重原油中的重量

公称直径 英寸	直 径 毫米	截 面 积 $f_s$ 厘米 <sup>2</sup>	每米抽油杆重量, 公斤			
			在 空 气 中	在比重0.8的油中	在比重0.86的油中	在比重0.9的油中
5/8	16	2.00	1.64	1.47	1.46	1.45
3/4	19	2.85	2.39	2.06	2.05	2.04
7/8	22	3.80	3.07	2.75	2.73	2.72
1	25	4.91	4.17	3.74	3.71	3.70

## (二) 作用在活塞上的液柱重量

在上冲程中, 由于游动凡尔关闭, 作用在活塞上的液柱重量引起的悬点载荷为:

$$W_1 = (f_p - f_s) L \gamma_1 \quad (2-17)$$

式中  $W_1$ ——作用在活塞上的液柱重, 公斤;  
 $f_p$ ——活塞截面积, 米<sup>2</sup>;  
 其余符号同前。

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重度应采用混合液的重度。可按下式来近似计算:

$$\gamma_{m1} = n_w \gamma_w + (1 - n_w) \gamma_o \quad (2-18)$$

式中  $\gamma_{m1}$ ——油水混合液重度;  
 $\gamma_o$ ——原油重度;  
 $\gamma_w$ ——水的重度;  
 $n_w$ ——原油含水百分数, %。

例1 A井使用CYJ5-1812抽油机,泵挂深度 $L=903.8$ 米,泵径56毫米,冲程 $S=1.8$ 米,冲数 $n=8$ 次/分,使用 $2\frac{1}{2}$ "油管, $\frac{3}{4}$ "抽油杆,原油比重0.901,油井含水34%。试计算抽油杆柱在上、下冲程中作用在悬点上的载荷和活塞上的液柱重量。

解:  $\gamma_{\text{混}} = n_w \gamma_w + (1 - n_w) \gamma_o$   
 $= 0.34 \times 1000 + (1 - 0.34) \times 901$   
 $= 934 \text{ 公斤/米}^3$   
 $W_r = q_r L = 2.3 \times 903.8 = 2080 \text{ 公斤}$   
 $W'_l = q_l L b = 2.3 \times 903.8 \times \frac{7.85 - 0.934}{7.85} = 1830 \text{ 公斤}$   
 $W_l = (f_p - f_r) L \gamma_{\text{混}}$   
 $= (24.63 - 2.85) \times 903.8 \times 934 \times 10^{-4}$   
 $= 1837 \text{ 公斤}$

### (三) 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:

$$I_r = \frac{W_r}{g} W_A \quad (2-19)$$

液柱的惯性力 $I_l$ 为:

$$I_l = \frac{W_l}{g} W_A \epsilon \quad (2-20)$$

式中  $\epsilon$ ——考虑油管过流断面扩大引起液柱加速度降低的系数。

$$\epsilon = \frac{f_p - f_r}{f_{tr} - f_r}$$

式中  $f_{tr}$ ——油管的流通断面面积。

由图(2-10)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。上冲程中,前半冲程加速度方向与运动方向相同,即加速度向上,则惯性力向下,从而增加悬点载荷;后半冲程中加速度方向与运动方向相反,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,情况则刚好相反,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代表,在 $r/l < 1/4$ 的条件下,根据公式(2-14)和(2-14a),最大加速度将发生在上、下死点处,其值为:

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

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

将上、下死点处的加速度值代入公式(2-19)和(2-20)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  $I_{ra}$  为:

$$\begin{aligned} I_{ra} &= \frac{W_r}{g} \cdot \frac{S}{2} \omega^2 \left(1 + \frac{r}{l}\right) \\ &= \frac{W_r}{g} \cdot \frac{S}{2} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \left(1 + \frac{r}{l}\right) \\ &= W_r \cdot \frac{sn^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) \end{aligned} \quad (2-21)$$

取  $r/l = 1/4$  时,

$$I_{ra} \approx W_r \cdot \frac{sn^2}{1440} \quad (2-21a)$$

下冲程中抽油杆柱引起的悬点最大惯性载荷  $I_{rd}$  为:

$$\begin{aligned} I_{rd} &= -\frac{W_r}{g} \cdot \frac{S}{2} \omega^2 \left(1 - \frac{r}{l}\right) \\ &= -W_r \cdot \frac{sn^2}{1790} \left(1 - \frac{r}{l}\right) \end{aligned} \quad (2-22)$$

上冲程中液柱引起的悬点最大惯性载荷  $I_{la}$  为:

$$\begin{aligned} I_{la} &= \frac{W_l}{g} \cdot \frac{S}{2} \omega^2 \left(1 + \frac{r}{l}\right) e \\ &= W_l \cdot \frac{sn^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) e \end{aligned} \quad (2-23)$$

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  $I_a$  为:

$$I_a = I_{ra} + I_{la}$$

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。

#### (四) 摩擦载荷

抽油机工作时, 作用在悬点上的摩擦载荷由以下五部分组成。

- (1) 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%;
- (2) 柱塞与衬套之间的摩擦力: 当泵径不超过70毫米时, 其值小于175公斤;
- (3) 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;
- (4) 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;
- (5) 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由(1)、(2)及(4)三项组成, 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由(1)、(2)、(3)及(5)四项组成, 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。

$$F_{11} = \frac{2\pi\mu L}{9.81 \times 10^3} \left[ \frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1)L_m m - (m^2 - 1)} \right] V_{max} \quad (2-24)$$

式中  $F_{11}$ ——抽油杆柱与液柱之间的摩擦力，公斤；

$L$ ——抽油杆柱长度，米；

$\mu$ ——井内液体粘度，厘泊；

$m$ ——油管内径与抽油杆直径比， $m = d_t/d_r$ ；

$d_t$ ——油管内径；

$d_r$ ——抽油杆直径；

$V_{max}$ ——抽油杆柱最大下行速度，米/秒。

$V_{max}$ 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）：

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

式中  $\omega$ ——曲柄角速度， $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ ；

$s, n$ ——光杆冲程和冲数。

由公式（2-24）看出，决定  $F_{11}$  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。

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活塞上行，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  $F_{11}$  约为上冲程中油管与液柱间摩擦力  $F_{11}$  的1.3倍。因此，可根据由式（2-24）计算得的  $F_{11}$  来估算  $F_{11}$ ，即：

$$F_{11} = \frac{F_{11}}{1.3} \quad (2-25)$$

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的压头损失可由下式计算：

$$h = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{V_r^2}{2^3} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{f_p^2}{f_p^2} \cdot \frac{V_r^2}{2^3} \quad (2-26)$$

式中  $h$ ——压头损失，米；

$V_r$ ——液体通过凡尔孔的流速，米/秒；

$g$ ——重力加速度，米/秒<sup>2</sup>；

$f_p$ ——活塞截面积，厘米<sup>2</sup>；

$f_v$ ——凡尔孔截面积，厘米<sup>2</sup>；

$V_p$ ——活塞运动速度，米/秒；

$\mu$ ——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（2-11）。

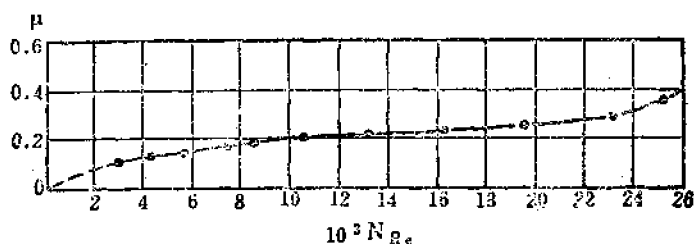


图2-11 标准型凡尔的流量系数

图（2-11）中，

$$N_{Re} = \frac{d_v V_f}{\gamma}$$

式中  $N_{Re}$ ——雷诺数；

$d_v$ ——凡尔孔径，厘米；

$V_f$ ——液流速度，厘米/秒；

$\gamma$ ——液体运动粘度，厘米<sup>2</sup>/秒。

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

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

则活塞最大运动速度为：

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

式中  $S$ ——光杆冲程，不考虑抽油杆柱的弹性变形时，即为活塞冲程；

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

将  $V_p$  代入式（2-26），得：

$$h = \frac{1}{729} \frac{1}{\mu^2} \frac{f_p^2}{f_v^2} \frac{(\sin)^2}{g} \quad (2-27)$$

由于液流通过游动凡尔的压头损失而产生的活塞下行阻力为：

$$\begin{aligned} F_v &= \frac{\gamma_1 h}{10} f_v \\ &= \frac{1}{7.29 \times 10^3} \frac{\gamma_1}{\mu^2} \frac{f_p^3}{f_v^2} \frac{(\sin)^2}{g} \end{aligned} \quad (2-28)$$

式中  $F_v$ ——液流通过游动凡尔所产生的活塞下行阻力，公斤；

$\gamma_1$ ——液体比重；



其余符号同前。

### (五) 抽油过程中产生的其它载荷

一般情况下,抽油杆柱重量、作用在活塞上的液柱重量及惯性载荷是构成悬点载荷的三项基本载荷。摩擦载荷在稠油井内也是不可忽略的部分。除上述各种载荷外,在抽油过程中尚有其他一些载荷,如振动载荷、回压及沉没度等都会影响到悬点载荷。下面将简要介绍它们的影响。

1. 沉没压力(泵口压力)及井口回压对悬点载荷的影响 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。此压力作用在活塞底部而产生向上的载荷  $P_i$ 。

$$P_i = p_i f_p = (p_s - \Delta p_i) f_p \quad (2-29)$$

式中  $P_i$ ——吸入压力  $p_i$  作用在活塞上产生的载荷,公斤;

$p_i$ ——吸入压力,公斤/厘米<sup>2</sup>;

$f_p$ ——活塞截面积,厘米<sup>2</sup>;

$p_s$ ——沉没压力,公斤/厘米<sup>2</sup>;

$\Delta p_i$ ——液流通过泵的入口设备产生的压力降,公斤/厘米<sup>2</sup>。通过吸入凡尔产生的压力降可根据公式(2-27)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。

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;下冲程中减轻抽油杆柱重量。

$$P_{ia} = p_b (f_p - f_r) \quad (2-30)$$

$$P_{id} = p_b f_r \quad (2-31)$$

式中  $P_{ia}$ ——井口回压在上冲程中造成的悬点载荷,公斤;

$P_{id}$ ——井口回压在下冲程中引起的悬点载荷,公斤;

$p_b$ ——井口回压,公斤/厘米<sup>2</sup>;

$f_p, f_r$ ——活塞及抽油杆的截面积,厘米<sup>2</sup>。

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,在一般计算中可以忽略这两项。

2. 振动载荷 抽油杆柱本身是一弹性体,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。一般,对于下泵不太深、冲数不大的井,可忽略振动载荷。是否要考虑振动的影响,可根据下式判断:

$$\mu = \frac{\omega L}{a}$$

式中  $\mu$ ——表示抽油杆柱强迫振动频率与自由振动频率比值的参数;

$L$ ——抽油杆柱长度,米;

$a$ ——声音在抽油杆中的传播速度,米/秒;

$\omega$ ——曲柄旋转角速度。

$\mu < 0.4 \sim 0.5$  时,振动影响不大;  $\mu > 0.5$  时,要考虑振动。单独计算振动载荷的公式比较复杂,同时又涉及抽油机的具体几何尺寸,所以,一般情况下不做此项计算。必要时可查用 A.C. 维尔诺夫斯基公式。

在低沉没度井内，由于泵的充满程度差，会发生活塞与泵内液面的撞击，将产生较大的冲击载荷，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，但并不经常遇到，而且也无法预计。故在计算悬点载荷时都不考虑。

## 二、悬点最大和最小载荷

### (一) 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：

$$P_{\max} = W_r + W_l + I_u + P_{\text{回}} + F_f + P_v - P_i \quad (2-32)$$

$$P_{\min} = W_r' - I_d - P_{\text{回}} - F_f - P_v \quad (2-33)$$

式中  $P_{\max}$ 、 $P_{\min}$ ——悬点最大和最小载荷；

$W_r$ 、 $W_r'$ ——抽油杆柱在空气和液体中的重量；

$W_l$ ——作用在活塞上的液柱载荷；

$I_u$ 、 $I_d$ ——上、下冲程中的最大惯性载荷；

$P_{\text{回}}$ 、 $P_{\text{回}}$ ——上、下冲程中井口回压造成的悬点载荷；

$F_f$ 、 $F_f$ ——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  $P_v$ 、 $F_f$ 、 $P_i$ 、 $F_f$  及液柱的惯性载荷。此时，根据公式 (2-32)、(2-15)、(2-17) 及 (2-21) 可得：

$$\begin{aligned} P_{\max} &= W_r + W_l + I_u \\ &= q_r L + (f_p - f_s) L \gamma_l + \frac{W_r s n^2}{1790} \left( 1 + \frac{r}{l} \right) \end{aligned}$$

展开上式，并令：

$$W_r' = q_r L - f_s L \gamma_l$$

$$W_l' = f_p L \gamma_l$$

则

$$\begin{aligned} P_{\max} &= W_r + W_l + \frac{W_r s n^2}{1790} \left( 1 + \frac{r}{l} \right) \\ &= W_r' + W_l' + \frac{W_r s n^2}{1790} \left( 1 + \frac{r}{l} \right) \end{aligned} \quad (2-34)$$

如果取  $r/l = 1/4$ ，则：

$$P_{\max} = W_r' + W_l' + \frac{W_r s n^2}{1440} \quad (2-34a)$$

根据公式 (2-33)、(2-16) 及 (2-22) 可得：

$$\begin{aligned} P_{\min} &= W_r' - I_d \\ &= q_r' L - W_r \frac{s n^2}{1790} \left( 1 - \frac{r}{l} \right) \end{aligned} \quad (2-35)$$

例2 试计算例1A井的最大和最小载荷及各载荷占最大载荷的百分比。

解：例1计算得A井  $W_r = 2080$  公斤， $W_l = 1837$  公斤。由CYJ5-1812抽油机规范查得： $l = 320$  厘米，当  $S = 1.8$  米时， $r = 74.0$  厘米。

$$\begin{aligned}
P_{\max} &= W_r + W_l + \frac{W_r s n^2}{1790} \left( 1 + \frac{r}{l} \right) \\
&= 2080 + 1837 + \frac{2080 \times 1.8 \times 8^2}{1790} \left( 1 + \frac{74}{320} \right) \\
&= 4081 \text{ 公斤}
\end{aligned}$$

例 1 计算得的  $W_r' = 1830$  公斤。

$$\begin{aligned}
P_{\min} &= W_r' - \frac{W_r s n^2}{1790} \left( 1 - \frac{r}{l} \right) \\
&= 1830 - \frac{2080 \times 1.8 \times 8^2}{1790} \left( 1 - \frac{74}{320} \right) \\
&= 1730 \text{ 公斤}
\end{aligned}$$

各种载荷占最大载荷的百分比：

$$W_r/P_{\max} = 2080/4081 = 51\%$$

$$W_l/P_{\max} = 1837/4081 = 45\%$$

$$I_{\infty}/P_{\max} = 164/4081 = 4\%$$

由例 2 计算结果可以看出，冲数不大时，惯性载荷比较小，且在最大载荷中所占比例很小。如果 A 井改用冲数  $n = 12$ ，其它参数不变，则  $I_{\infty} = 370$  公斤， $P_{\max} = 4287$  公斤。惯性载荷增加，占最大载荷的比例由 4% 上升到 8.6%。

## (二) 确定最大和最小载荷的 API RP 11L 方法

该方法是美国石油学会 1967 年推荐使用的方法。它是在电模拟研究的基础上提出的。与前面所讲的普通方法的区别在于它更多地考虑了抽油杆柱的某些动力学因素，主要是弹性振动问题。计算中采用了一组无因次参数和有关图表。所用计算公式如下：

$$P_{\max} = W_r' + (F_1/SK_r) \times SK_r \quad (2-36)$$

$$P_{\min} = W_r' - (F_2/SK_r) \times SK_r \quad (2-37)$$

式中  $P_{\max}$ ——悬点最大载荷（在 API RP 11L 中用 PPRL 表示，叫光杆峰值载荷），公斤；  
 $P_{\min}$ ——悬点最小载荷（在 API RP 11L 中用 MPRL 表示，叫光杆最小载荷），公斤；

$W_r'$ ——抽油杆柱在液体中的重量，公斤；

$S$ ——光杆冲程，米；

$K_r$ ——抽油杆柱的弹簧常数，为将整个抽油杆柱拉伸 1 米时所需要负荷的公斤数，公斤/米；

$$K_r = \frac{Ef_r}{L}$$

$E$ ——钢的弹性模量， $2.1 \times 10^6$  公斤/厘米<sup>2</sup>；

$f_r$ ——抽油杆截面积，厘米<sup>2</sup>；

$L$ ——抽油杆柱长度，米；

$F_1$ ——最大载荷减去抽油杆柱在液体中的重量，公斤；

$(F_1/SK_r)$ ——确定最大载荷时用的无因次参数，由图 (2-12) 根据  $(F_0/SK_r)$  和  $N/N_0$  查得；

$F_0$ ——作用于整个活塞面积上的液柱载荷 (即  $W_1'$ )，公斤，

$N$ ——冲数，次/分，

$N_0$ ——单级抽油杆柱的自由振动频率，次/分，

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

$a$ ——声波在抽油杆中的传播速度，5100米/秒，

$(F_2/SK_r)$ ——确定悬点最小载荷所用的无因次参数，由图 (2-13) 根据  $(F_0/SK_r)$  和  $N/N_0$  查得，

$F_2$ ——抽油杆柱在液体中的重量减最小载荷，公斤。

当  $N \approx 0$  时，

$$P_{\max} = W_1' + F_0, \quad P_{\min} = W_1'$$

当  $N > 0$  时，

$$P_{\max} = W_1' + F_1, \quad P_{\min} = W_1' - F_2$$

为了使研究结果通用化，在研究中采用了无因次参数来表示冲程、冲数等的影响。 $F_0/K$ ，表示，在液柱载荷  $F_0$  作用下抽油杆柱的伸长量，其中包括了泵深、泵径及抽油杆尺寸的影响。 $(F_0/K_r)/S$  是抽油杆柱伸长量与冲程之比，为无因次冲程，用来表示冲程影响。 $N/N_0$  是冲数与抽油杆柱自由振动频率之比，为无因次冲数，用来表示冲数的影响。下面用实例来说明该方法的计算步骤。

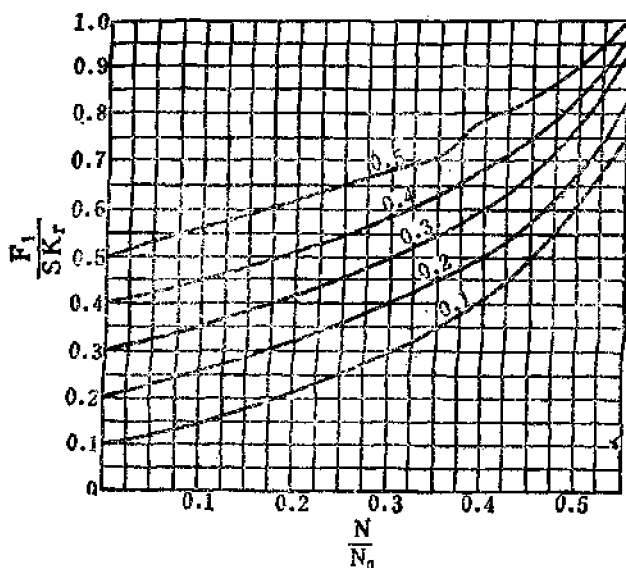


图2-12 确定无因次参数  $(F_1/SK_r)$  的曲线

例3 A井泵深  $L = 903.8$  米，泵径56毫米，冲程  $S = 1.8$  米，冲数  $N = 8$  次/分，使用  $2\frac{1}{2}$ " 油管， $3/4$ " 抽油杆，油井含水34%，地面原油比重  $\gamma_0 = 0.901$  (含水液体比重  $\gamma_{m1} = 0.934$ )。试用 API RP 11L 方法确定最大和最小载荷。

解：

1) 确定  $F_0$ 。

$$F_0 = f_p L \gamma_{m1} = 24.63 \times 10^{-4} \times 903.8 \times 0.934 \times 10^6 \\ = 2080 \text{ 公斤}$$

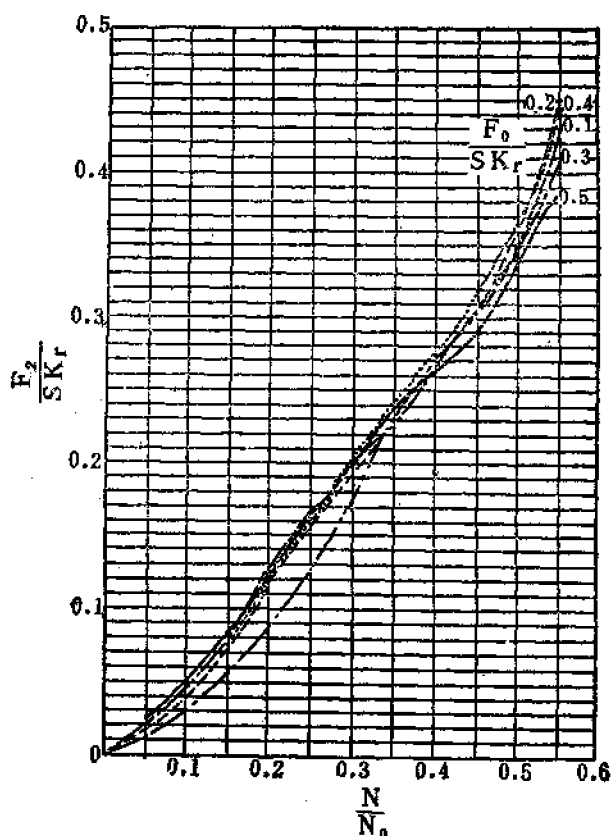


图2-13 确定无因次参数  $(F_2/SK_r)$  的曲线

2) 确定  $W_r'$

$$W_r' = q_r b L = 2.3 \times \frac{7.85 - 0.934}{7.85} \times 903.8$$

$$= 1830 \text{ 公斤}$$

3) 确定  $N_0$  及  $N/N_0$

$$N_0 = \frac{a}{4L} \times 60 = \frac{5100 \times 60}{4 \times 903.8} = 84.75 \text{ 次/分}$$

$$N/N_0 = \frac{8}{84.75} = 0.094$$

4) 确定  $K_r$

$$K_r = \frac{Ef_r}{L} = \frac{2.1 \times 10^8 \times 2.85}{903.8} = 6625 \text{ 公斤/米}$$

5) 确定  $SK_r$  及  $F_0/SK_r$

$$SK_r = 1.8 \times 6625 = 11925 \text{ 公斤}$$

$$F_0/SK_r = \frac{2080}{11925} = 0.1745$$

6) 由图 (2-12) 及 (2-13) 查得

$$\left(\frac{F_1}{SK_1}\right) = 0.23, \left(\frac{F_2}{SK_2}\right) = 0.03$$

7) 计算最大及最小载荷

$$\begin{aligned} P_{\max} &= W_1' + (F_1/SK_1) \times SK_1 \\ &= 1830 + 0.23 \times 11925 = 4570 \text{ 公斤} \\ P_{\min} &= 1830 - 0.03 \times 11925 = 1472 \text{ 公斤} \end{aligned}$$

美国专门在77口井上对普通方法、API RP 11L方法同实测结果进行了对比, 结果表明:

API方法  $P_{\max}$  的计算结果平均比实测值大1.41% (即平均偏差 = +1.41%); 普通方法  $P_{\max}$  的计算结果平均比实测结果小3.43% (即平均偏差 = -3.43%)。

API方法  $P_{\min}$  的计算结果平均比实测值大127.5公斤 (即平均偏差 = +127.5公斤); 普通方法  $P_{\min}$  的计算结果平均比实测值大590公斤 (即平均偏差 = +590公斤)。

由此可见, API RP 11L方法计算的  $P_{\max}$  值要比普通方法准确些, 而计算的  $P_{\min}$  则比普通方法要准确得多。但是, API新方法计算所花的时间要比普通方法多。

(三) 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。

$$\text{公式 I} \quad P_{\max}^I = (W_1 + W_1') \left( 1 + \frac{sn}{137} \right)$$

$$\text{公式 II} \quad P_{\max}^{II} = (W_1 + W_1') \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right)$$

$$\text{公式 III} \quad P_{\max}^{III} = W_1' + W_1 \left[ b + \frac{sn^2}{1790} \left( 1 + \frac{r}{L} \right) \right]$$

$$\text{公式 IV} \quad P_{\max}^{IV} = W_1 + W_1' \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right)$$

$$\text{公式 V} \quad P_{\max}^V = (W_1 + W_1') \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right)$$

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 (2-34) 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 和公式 I 中的液柱载荷采用  $W_1'$  (即作用在活塞整个截面积上的液柱载荷), 而公式 V 中采用  $W_1$  (即作用在活塞环形面积  $f_1 - f_2$  上的液柱载荷)。所以, 公式 V 的计算结果较公式 II 小。

曾对我国某油田六口抽油井的悬点载荷用电阻应变仪进行了准确的实际测量, 并且用上述五个公式进行了计算。测量和计算结果列于表 (2-4) 中。

由表 (2-4) 可看出, 用公式 II 计算的结果最接近于上述六口井的实测结果, 而公式 I 计算结果普遍偏高, 公式 III 和 IV 普遍低。

在该油田的其它一些井上, 用水力动力仪的实测值进行比较, 同样表明, 公式 II 的计算

结果也最接近于实测值。由于该油田原油粘度较高、比重较大，而且含水，但油气比比较低，

表2-4 不同公式计算的 $P_{max}$ 和实测结果的对比

$\begin{matrix} P_{max} \\ \text{公式号} \end{matrix}$ \ 井号	3-8-3	3-9-20	3-11-18	3-10-16	3-8-9	3-4-71
I	4.80	5.78	5.19	5.52	4.60	4.50
II	4.75	5.56	4.97	5.19	4.20	4.33
III	4.06	5.10	4.53	4.84	3.80	3.94
IV	4.25	5.05	4.47	4.82	3.76	3.91
V	4.44	5.26	4.68	4.92	3.92	4.03
实测	4.76	6.42	4.84	5.20	4.40	4.15
$\frac{P_{max} - P_{实测}}{P_{实测}}, \%$	+0.2	+13.4	-2.7	+0.9	+4.5	-4.35

摩擦力和液柱的惯性载荷应适当加以考虑。所以，公式II的计算结果最接近于实测值。应该采用哪种计算公式，要根据油田具体情况，通过与实测结果的对比来选用。

### 第四节 影响泵效的因素及提高泵效的措施

#### 一、泵效及其影响因素

在抽油井生产过程中，实际产量 $Q$ 一般都比理论产量 $Q_1$ 要低，两者的比值叫泵效，用 $\eta$ 表示，即：

$$\eta = Q/Q_1 \tag{2-38}$$

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会接近于或大于1。矿场实践表明，往往平均泵效低于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（活塞让出体积，原油进泵和从泵内排出原油）来看，可归结为以下三个方面。

（1）抽油杆柱和油管柱的弹性伸缩 由于深井泵工作特点，抽油杆柱和油管柱在工作过程中承受着交变载荷，从而发生弹性伸缩，使活塞冲程 $S_p$ 小于光杆冲程 $S$ 。因而，减小了活塞让出的体积。

（2）气体和充不满的影响 当泵内吸入油气混合物后，气体占据了活塞让出的部分空间，油来不及进入泵内，或者当泵的排量大于油层供油能力时，都会使进入泵内的油量减少。

（3）漏失影响 活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作。

要提高泵效就必须设法减少上述三个方面的影响。

#### （一）抽油杆和油管的弹性伸缩对活塞冲程的影响

活塞冲程小于光杆冲程是造成泵效小于1的不可避免的因素。抽油杆柱和油管柱的弹性

伸缩愈大，活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：抽油杆柱重量及活塞以上液柱重量（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，以及对活塞冲程的影响。

1. 静载荷对活塞冲程的影响 由于作用在活塞上的液柱重量在上、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。杆柱和管柱的弹性伸缩过程及其对活塞冲程的影响可用图（2-14）来说明。

当驴头开始上行时，游动凡尔关闭，液柱重量作用在活塞上，使抽油杆发生弹性伸长。因此，活塞尚未发生移动时，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  $\lambda_r$ 。

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  $\lambda_t$  的过程。此时，活塞与泵筒之间没有相对位移。这段缩短的距离就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。

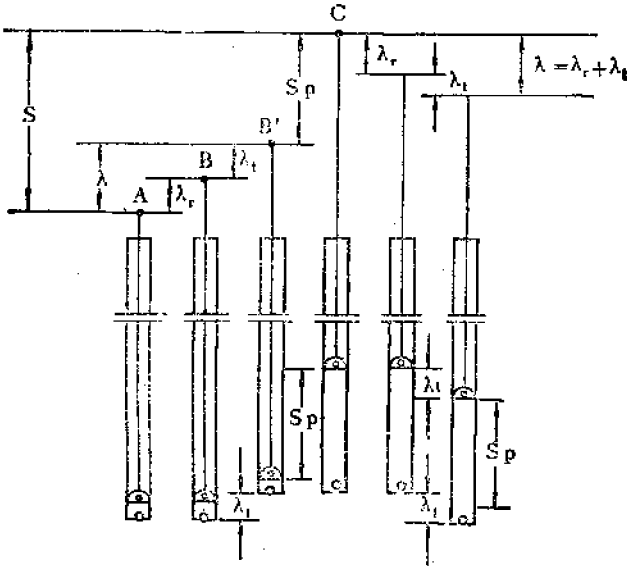


图2-14 抽油杆和油管弹性伸缩示意图

A—下死点；C—上死点；B'、D'—上、下冲程中活塞与泵筒开始发生相对位移时的悬点位置

当驴头从位置 B' 移到位置 C 时，活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：活塞有效移动距离（活塞冲程） $S_p$  比驴头冲程 S 小  $\lambda$ ，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转移到油管上，使抽油杆缩短  $\lambda_r$ ，而油管伸长  $\lambda_t$ 。此时，只有驴头下行  $\lambda = \lambda_r + \lambda_t$  距离之后，活塞才开始与泵筒发生相对位移。因此，下冲程中活塞冲程仍然比驴头冲程小  $\lambda$  值。

至于抽油杆柱和油管柱本身的重量，由于在泵工作的整个过程中产生的弹性伸长值是一定的，因此，它们不会影响活塞冲程。



由此, 活塞冲程

$$S_p = S - (\lambda_r + \lambda_l) = S - \lambda \quad (2-39)$$

称冲程损失。

由于液柱载荷引起的冲程损失使泵效降低的数值  $\eta_{\lambda}'$  为:

$$\eta_{\lambda}' = \frac{S - S_p}{S} = \frac{\lambda}{S} \quad (2-40)$$

$\lambda$  值可根据虎克定律来计算:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{W_L' L}{E} \left( \frac{1}{f_r} + \frac{1}{f_l} \right) \\ &= \frac{f_r \gamma_l L^2}{E} \left( \frac{1}{f_r} + \frac{1}{f_l} \right) \times 10^{-4} \end{aligned} \quad (2-41)$$

如果为多级抽油杆, 则:

$$\lambda = \frac{f_r \gamma_l L}{E} \left( \frac{L_1}{f_{r1}} + \frac{L_2}{f_{r2}} + \frac{L_3}{f_{r3}} + \frac{L_l}{f_l} \right) \times 10^{-4} \quad (2-42)$$

式中  $\lambda$ ——冲程损失, 米;

$W_L'$ ——液柱载荷, 为上、下冲程中静载荷之差,  $W_L' = f_r \gamma_l L \times 10^{-4}$ , 公斤;

$f_r, f_{r1}, f_{r2}, f_{r3}, f_l$ ——活塞、抽油杆及油管金属截面积, 厘米<sup>2</sup>;

$L$ ——抽油杆柱总长度, 米;

$\gamma_l$ ——液体重度, 公斤/米<sup>3</sup>;

$E$ ——钢的弹性模数,  $2.1 \times 10^6$  公斤/厘米<sup>2</sup>;

$L_1, L_2, L_3$ ——每级抽油杆的长度, 米;

$f_{r1}, f_{r2}, f_{r3}$ ——每级抽油杆的截面积, 厘米<sup>2</sup>。

由上述公式可看出: 活塞截面积愈大, 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。当泵径超过某一限度 (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。

例 4 试计算上例中 A 井的冲程损失及由于冲程损失使泵效降低的数值  $\eta_{\lambda}'$ 。

$$\begin{aligned} \text{解: } \lambda &= \frac{f_r \gamma_l L^2}{E} \left( \frac{1}{f_r} + \frac{1}{f_l} \right) \times 10^{-4} \\ &= \frac{24.63 \times 934 \times (903.8)^2}{2.1 \times 10^6} \left( \frac{1}{2.85} + \frac{1}{11.9} \right) \times 10^{-4} \\ &= 0.389 \text{ 米} \\ S_p &= S - \lambda = 1.8 - 0.389 = 1.411 \text{ 米} \\ \eta_{\lambda}' &= \frac{\lambda}{S} = \frac{0.389}{1.8} = 0.216 = 26.1\% \end{aligned}$$

本例计算结果表明: 即使泵工作很正常, 但由于冲程损失, 使泵效仍然降低很多。

2. 惯性载荷对活塞冲程的影响 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活塞继续上行, 使活塞比静载变形时向上多移动一段距离  $\lambda'$ 。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, 活塞

又比静载变形时向下多移动一段距离 $\lambda''$ 。因此,由于惯性载荷作用,使活塞冲程比只有静载变形时要增加 $\lambda_i$ :

$$\lambda_i = \lambda' + \lambda'' \quad (2-43)$$

式中  $\lambda_i$ ——由于惯性载荷的作用,使活塞冲程增加的数值。

根据虎克定律

$$\lambda' = \frac{I_{\text{st}} L}{2 f_i E} = \frac{W_{\text{st}} s n^2 L}{2 \times 1790 \times f_i E} \left( 1 - \frac{r}{1} \right)$$

$$\lambda'' = \frac{I_{\text{st}} L}{2 f_i E} = \frac{W_{\text{st}} s n^2 L}{2 \times 1790 \times f_i E} \left( 1 + \frac{r}{1} \right)$$

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

将 $\lambda'$ 及 $\lambda''$ 代入式(2-43),得:

$$\lambda_i = \frac{W_{\text{st}} s n^2 L}{1790 f_i E} \quad (2-43a)$$

考虑静载荷和惯性载荷后的活塞冲程为:

$$\begin{aligned} S_p &= S - \lambda + \lambda_i \\ &= S \left( 1 + \frac{W_{\text{st}} s n^2 L}{1790 f_i E} \right) - \lambda \end{aligned} \quad (2-44)$$

式(2-44)亦可写成:

$$S_p = S \left( 1 + \frac{\mu^2}{2} \right) - \lambda \quad (2-44a)$$

$\mu = \omega L / a$ , 所用符号同前。

尽管惯性载荷引起的抽油杆柱的变形使活塞冲程增大,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)的办法来增加活塞冲程。

3. 抽油杆柱的振动对活塞冲程的影响 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,将使活塞有效冲程增加。相反,则减小活塞冲程。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位相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活塞冲程的影响都是一致的,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位相配合。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 $s$ 、 $n$ 配合的不利区域。在此范围内,由于抽油杆柱本身的振动,将减小活塞冲程,如图(2-15)所示。

考虑振动影响后计算活塞有效冲程的理论公式比较繁琐。下面仅介绍根据电模拟研究结果确定 $S_p$ 的API RP 11L方法。

$$S_p = (S_p / S) \times S - F_0 / K_i \quad (2-45)$$

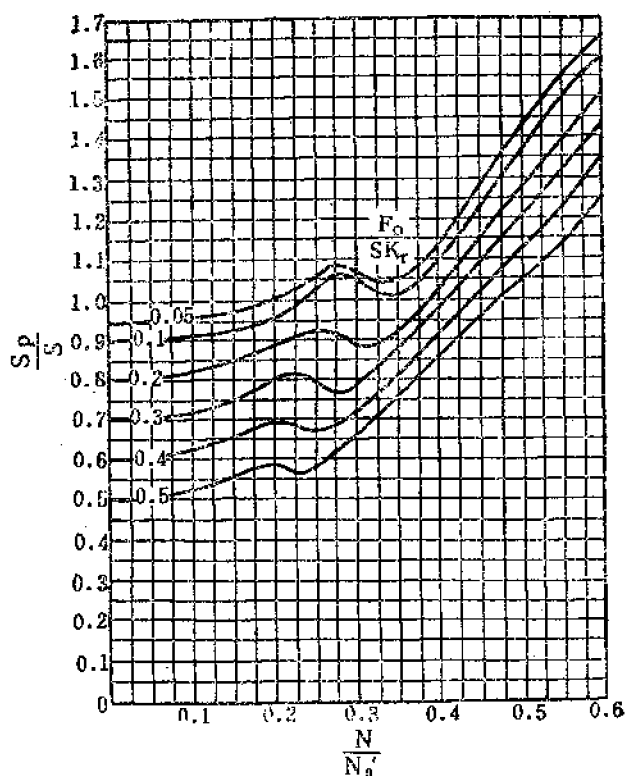


图2-15 活塞冲程系数 $S_p/S$

式中  $S_p$ ——活塞冲程，米；

$\left(\frac{S_p}{S}\right)$ ——确定活塞冲程的系数，根据  $(F_0/SK_r)$  及  $N/N_0$  查图 (2-15) 的曲线，所用符号同公式 (2-36)；

$K_r$ ——未固定油管柱的弹簧常数，即把油管柱拉长 1 米时所需要的公斤数，公斤/米；

$1/K_r$ ——1 公斤的力使整个油管柱伸长的米数，米/公斤；

$$K_r = \frac{E f_1}{L}$$

$f_1$ ——油管金属截面积，厘米<sup>2</sup>；

$E$ ——钢的弹性模量，公斤/厘米<sup>2</sup>；

$L$ ——油管柱长度（泵深），米。

公式 (2-45) 是考虑了静载、惯性及振动后的活塞冲程。当油管下部固定时，取  $1/K_r = 0$ 。

例 5 根据公式 (2-44a) 及 (2-45) 计算例 4 中 A 井的活塞冲程。

解：根据公式 (2-44a) 考虑静载及惯性载荷后的活塞冲程应为：

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

$$\mu = \frac{\omega L}{a} = \frac{\frac{\pi n}{30} L}{5100} = 0.148$$

例4中计算得A井 $\lambda = 0.389$ 米, 则:

$$S_r = 1.8 \left[ 1 + \frac{(0.148)^2}{2} \right] - 0.389$$

$$= 1.431 \text{ 米}$$

考虑静载、惯性及振动后的活塞冲程, 按公式 (2-45) 应为:

$$S_r = \left( \frac{S_p}{S} \right) S - F_0 \frac{1}{K_1}$$

$$K_1 = \frac{E f_1}{L} = \frac{2.1 \times 10^6 \times 11.9}{903.8} = 0.277 \times 10^5 \text{ 公斤/米}$$

根据例3计算结果:

$$F_0 = 2080 \text{ 公斤}, (F_0/SK_1) = 0.1745, N/N_0 = 0.094$$

查图 (2-15) 得  $(S_r/S) = 0.85$ , 则:

$$S_p = 0.85 \times 1.8 - 2080 \times \frac{1}{0.277 \times 10^5}$$

$$= 1.46 \text{ 米}$$

在例4中只考虑静载时的活塞冲程为1.411米。

根据公式 (2-39)、(2-44a) 及 (2-45) 计算A井的活塞冲程分别为1.411米、1.431米及1.46米。以API RP 11L的计算结果为最大。

## (二) 气体对泵效的影响

多数油田在深井泵开采期, 都是在低于饱和压力下生产, 即使在高于饱和压力下生产, 泵口的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  $\beta$  来表示气体的影响程度:

$$\beta = \frac{V_o'}{V_p} \quad (2-46)$$

式中  $V_p$ ——上冲程活塞让出的容积;

$V_o'$ ——每冲程吸入泵内的油 (液体) 的体积。

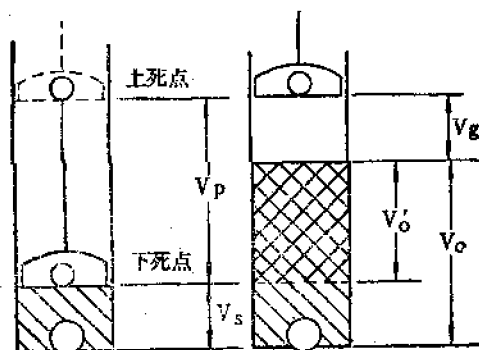


图2-16 气体对充满程度的影响

$V_o$ 、 $V_o'$ —活塞在上死点位置时, 泵内油、气体积;  $V_o'$ —吸入泵内的油的体积;  $V_p$ —活塞让出的容积;  $V_o$ —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)

充满系数  $\beta$  表示了泵在工作过程中被液体充满的程度。 $\beta$  愈高, 则泵效愈高。泵的充满系数与泵内油气比和泵的结构有关。下面就利用图 (2-16) 来研究它们的关系。

由图 (2-16) 可看出:

$$V_p + V_s = V_p + V_o$$

用  $R$  表示泵内油气比, 即  $R = V_s/V_o$ , 则  $V_s = RV_o$ 。那么

$$V_p + V_s = RV_o + V_o$$

由上式可得:

$$V_o = \frac{V_p + V_s}{1 + R}$$

由图 (2-16) 看出:

$$V_s' = V_s - V_o$$

则

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

将  $V_s'$  代入式 (2-46), 得:

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

令  $K = V_o/V_p$ ——余隙比

则

$$\beta = \frac{1 + K}{1 + R} - K = \frac{1 - KR}{1 + R} \quad (2-47)$$

分析式 (2-47) 可得出如下结论:

(1)  $K$  值越小,  $\beta$  值就越大。因  $K = V_o/V_p$ , 所以, 要减小  $K$  值, 可使  $V_o$  尽可能小和增大活塞冲程以提高  $V_p$ 。因此, 在保证活塞不撞击固定凡尔的情况下, 尽量减小防冲距, 以减小余隙。

(2)  $R$  愈小,  $\beta$  就越大。为了降低进入泵内的油气比, 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  $V_o = 0$  时,  $K = 0$ , 则公式 (2-47) 变为:

$$\beta = \frac{1}{1 + R} \quad (2-48)$$

此时, 随  $1 \text{ 米}^3$  液体进入泵的气量 ( $\text{米}^3$ )  $V$  在数值上等于泵内油气比  $R$ , 即  $V = R$ 。所以,

$$\beta = \frac{1}{1 + V} \quad (2-48a)$$

$$V = \frac{(G_s - \alpha P_s)(1 - n_w)}{P_s + 1} \quad (2-49)$$

式中  $G_s$ ——地面油气比,  $\text{米}^3/\text{米}^3$ ;

$\alpha$ ——溶解系数,  $\text{米}^3/\text{米}^3 \cdot (\text{公斤}/\text{厘米}^2)$ ;

$P_s$ ——沉没压力,  $\text{公斤}/\text{厘米}^2$ ;

$n_w$ ——含水, %。

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。

### (三) 漏失的影响

影响泵效的漏失包括:

(1) 排出部分漏失 活塞与衬套的间隙漏失、游动凡尔漏失,都会使从泵内排出的油量减少。

(2) 吸入部分漏失 固定凡尔漏失会减少进入泵内的油量。

(3) 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。

泵的活塞与衬套之间的漏失量:

静止条件下

$$q_1 = \frac{\pi D e^3 g}{12 \nu} \frac{\Delta H}{l} \quad (2-50)$$

式中  $q_1$ ——静止条件下的间隙漏失量,厘米<sup>3</sup>/秒;

$D$ ——泵径,厘米;

$\nu$ ——液体运动粘度,厘米<sup>2</sup>/秒;

$l$ ——活塞长度,米;

$\Delta H$ ——活塞两端的液柱压差,米;

$g$ ——重力加速度,厘米/秒<sup>2</sup>;

$e$ ——径向间隙,厘米。

当活塞向上运动时往上带的液量为:

$$q_2 = \frac{1}{2} \pi D e V_p \quad (2-51)$$

式中  $q_2$ ——活塞运动向上带的液量,厘米<sup>3</sup>/秒;

$V_p$ ——活塞运动速度,厘米/秒。

活塞向上运动时的漏失量  $q$  为:

$$\begin{aligned} q &= q_1 - q_2 \\ &= \frac{\pi D e^3 g}{12 \nu} \frac{\Delta H}{l} - \frac{1}{2} \pi D e V_p \end{aligned} \quad (2-52)$$

由公式(2-52)可看出:低粘度深井中的漏失量大,为了减少漏失,对泵的配合等级要求高;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。

## 二、提高泵效的措施

泵效的高低，是反应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。

### （一）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  $F$ 、 $s$ 、 $n$  的乘积不变（即理论排量一定）时，可任意调整三个参数。但  $F$ 、 $s$ 、 $n$  的组合不同时，冲程损失不同。一般是选用大冲程和较小的泵径，这样，即可减小气体对泵效的影响。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（2-15）中， $F_0/SK_d$  为  $0.05 \sim 0.1$  时， $N/N_0$  在  $0.3 \sim 0.35$  的范围内活塞有效冲程将由于冲数的增加而下降，而当  $N/N_0 > 0.4$  以后随着冲数的增加活塞冲程将明显增加，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。

$F$ 、 $s$ 、 $n$  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。

### （二）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，则可消除油管变形，从而可以减少冲程损失。深井中将油管下部固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。

### （三）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。

对于正常抽油的井，要提高泵的充满系数就必须减少进泵油气比，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，就必须使动液面升高或增加下泵深度。因此，用增大沉没度提高泵效的措施总是受到某些条件的限制。

减少气体对泵工作影响的另一项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。

## 三、气锚工作原理

气锚做为井下油气分离装置，基本分离原理是建立在油气比重差的基础上。为了更有效

地利用油气比重差，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2-17）。根据实验观察，简单气锚的分气过程可分为三个阶段。

第一阶段：气泡在套管与气锚孔眼部分的环形空间进行分离。

气泡随油流向气锚时，气泡运动速度的大小和方向是由油气比重差引起的上浮速度  $W_i$  及液流速度  $V_i$  所决定。

在距锚筒孔眼部分某一断面 aa 以下（图2-18），气泡上升速度为液流速度与气泡在静止液体中的上浮速度之和。

$$V_i + W_i$$

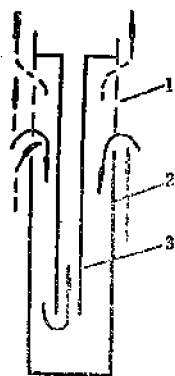


图2-17 简单气锚

气→油  
1—孔眼；2—外筒；3—吸入管

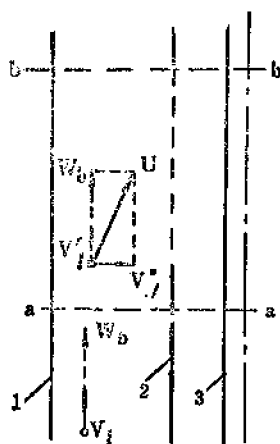


图2-18 气泡分离过程

1—套管；2—气锚筒；3—气锚中心管（吸入管）

当气泡到达孔眼部分后，由于液流要流向锚筒孔眼，流动方向将发生改变。因此，气泡运动也要发生改变。气泡上升速度为在静止液体中的上浮速度  $W_i$  与液流垂直分速  $V_i'$  之和，即  $V_i' + W_i$ 。气泡的水平分速为液流的水平分速  $V_i''$ ，气泡的合成速度为  $U$ 。液流中的气泡，能否进入气锚取决于垂直分速与水平分速的比值。垂直分速愈大，水平分速愈小，则气泡越不容易被带入锚筒，在环形空间分离得就越好。而越靠近锚筒的气泡，越容易被液流带入锚筒。相反，距锚筒越远的气泡则因水平分速小，而不易被带入锚筒。

第二阶段：进入锚筒的气泡在气锚孔眼部分再进行分离。

当油气刚进入气锚筒时，液体是水平方向流动，而气泡有向上的垂直分速  $W_i$ 。因此，就有一部分在液流速度低的区域内的气泡上浮到气锚顶部，从气锚上部的孔眼排到套管环形空间。另一部分气泡便被液流带至气锚环形空间下部。

第三阶段：气锚内被液流带至孔眼以下的气泡在锚筒环形空间进行分离。

在锚筒环形空间气泡的绝对速度为  $V_i$  和  $W_i$  之差。所以，气泡并不是都以和液流相同的速度进入中心管，而有一部分直径较大的气泡滞留在锚筒环形空间中。在下冲程（泵停止吸入）中，因液流速度等于零，原来留在锚筒环形空间中的部分气泡，便上浮至气锚顶部，而排到套管环形空间。所以，这一阶段的分离只发生在泵不吸入液体的下冲程中。

根据上述分析，要提高这类气锚的分离效果，可从以下几方面来考虑。

（1）由于气泡直径越大， $W_i$  就越大，分气效果也就越好。因此，下气锚的井，不需



要过大的沉没度。

(2) 套管环形空间的断面和锚筒环形空间的断面愈大, 分离能力愈强。吸入管要有足够的长, 以免进入锚筒环形空间的气泡, 被很快带入泵内, 而降低第三阶段的分气作用。吸入管也不能过长, 否则增加泵的吸入阻力; 同时过长也不会提高分气效果。在确定气锚结构时, 为了减小泵的吸入阻力, 吸入管的直径又不能太小。因此, 增大套管环形空间截面积与增大气锚环形空间截面积是有矛盾的。而锚筒环空截面积的大小, 对气锚总的分气能力的影响, 大于套管环形空间截面积的影响。因此, 一般总是选用套管直径最大允许的气锚直径。

(3) 对产量较高的油井, 由于液流速度大, 携带气泡的能力强, 因而分气效果差。

为了降低液体回流速度, 现场还采用了如图 (2-19) 和图 (2-20) 所示的二级气锚和拍克式气锚(井下分离器)。它们适用于高油气比大产量的油井。

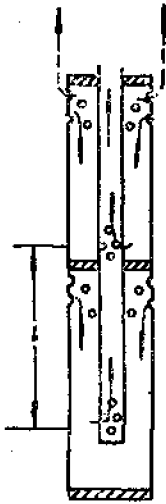


图2-19 二级气锚

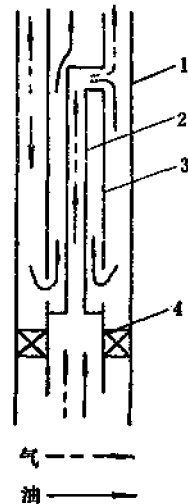


图2-20 井下分离器

1—套管; 2—中心管; 3—外筒; 4—封隔器

## 第五节 抽油井生产分析

抽油井生产分析的目的是为了解油层生产能力和设备能力以及它们的工作状况, 为进一步制订合理的技术措施提供依据, 使设备能力与油层能力相适应。以便充分发挥油层潜力, 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。

(1) 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;

(2) 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;

(3) 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<sup>①</sup>, 以及它们之间是否协调工作。

<sup>①</sup> 本节着重分析泵的工作状况, 其它抽油设备的工作状况分析将在下节介绍。

## 一、油层工作状况分析

油层工作状况，就整体来讲是属于油田动态分析的内容，在这里只对已确定的生产层的单井生产能力来进行分析。

### (一) 动液面、静液面及采油指数

如图(2-21)所示，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。与它相对应的井底压力也就是地层压力。

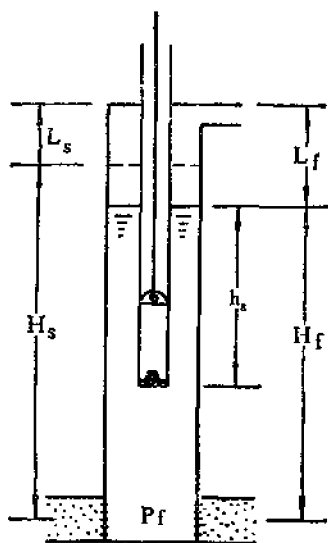


图2-21 静液面与动液面的位置

动液面是油井生产时，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。

图中 $h_t$ 是沉没度，它表示泵沉没在动液面以下的深度。它的大小应根据油气比的高低，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：

$$\begin{aligned} Q &= K(H_s - H_f) \\ &= K(L_f - L_s) \end{aligned} \quad (2-53)$$

式中  $Q$ ——油井产量，吨/日；

$H_s$ 、 $L_s$ ——静液面的高度及深度，米；

$H_f$ 、 $L_f$ ——动液面的高度及深度，米；

$K$ ——采油指数，吨/日·米。

由式(2-53)可得：

$$K = \frac{Q}{L_f - L_s} = \frac{Q}{H_s - H_f} \quad (2-54)$$

由公式(2-54)可看出，与自喷井一样，采油指数 $K$ 也表示单位压差下油井的日产量，

只是用相应的液柱来表示压差。

在测量液面时,往往套管压力并不等于零,有时在10公斤/厘米<sup>2</sup>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:

$$L_{L_0} = L_L - \frac{10P_s}{\gamma_0} \quad (2-55)$$

式中  $L_{L_0}$ ——折算动液面深度,米;

$L_L$ ——在套压为  $P_s$  时测得的动液面深度,米;

$P_s$ ——测液面时的套管压力,公斤/厘米<sup>2</sup>;

$\gamma_0$ ——环形空间原油比重,可近似地用地面和地下原油的平均比重来代替。

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(2-54)计算采油指数时,应采用折算液面。

## (二) 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。

$$L = Vt/2 \quad (2-56)$$

式中  $L$ ——液面深度,米;

$V$ ——声波传播速度,米/秒;

$t$ ——声波从井口到液面,然后再返回井口所需要的时间,秒。

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  $t_1$  就可确定音速  $V$ :

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

将  $V$  代入式(2-56)可得:

$$L = L_1 \frac{t}{t_1} \quad (2-57)$$

图(2-22)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。

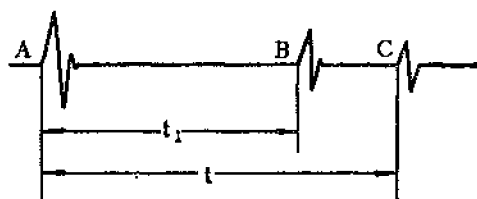


图2-22 声波反射曲线

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(2-56)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:

$$V = \sqrt{\frac{KP}{\rho}} \quad (2-58)$$

式中  $V$ ——声波速度，厘米/秒；  
 $K$ ——绝热指数；  
 $\rho$ ——在压力 $P$ 下的气体密度，克/厘米<sup>3</sup>；  
 $P$ ——气体压力，达因/厘米<sup>2</sup>。

利用气体状态方程就可确定上式中的  $\rho$ ；

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

式中  $P$ ——压力，达因/厘米<sup>2</sup>；  
 $V$ ——气体体积，厘米<sup>3</sup>；  
 $m$ ——气体质量，克；  
 $\mu$ ——气体分子量，克/摩尔；  
 $T$ ——气体绝对温度，°K；  
 $R$ ——气体常数， $832 \times 10^6$  克·厘米<sup>2</sup>/秒<sup>2</sup>·摩尔·度；  
 $Z$ ——气体压缩因数。

因为， $\rho = m/V$ ，由上式可得：

$$\rho = \frac{\mu P}{ZRT} \quad (2-59)$$

将式 (2-59) 代入式 (2-58)，得：

$$V = \sqrt{\frac{ZRTK}{\mu}} \quad (2-60)$$

对多组分的天然气，其分子量  $\mu$  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 (2-60) 还可进一步简化为：

$$V = 16.95 \sqrt{\frac{273+t}{\gamma_g} ZK} \quad (2-60a)$$

式中  $\gamma_g$ ——天然气相对比重（标准状况下）；  
 $V$ ——声波速度，米/秒；  
 $t$ ——环形空间气体平均温度，°C；  
 $K$ ——天然气绝热指数，可取 1.28~1.29；  
 $Z$ ——压缩因数，在低压下，一般可取 1。

## (二) 井底压力测量

为了准确地获得抽油井的井底压力，除了起泵后下入普通井下压力计来测量静压外，可直接向套管环形空间下入小直径压力计，来测量井下压力。另一种方法是通过预先安装在油管下部的振弦压力计来测量井下压力。下面我们就简单介绍振弦压力计测量原理。

振弦压力计基本上由三部分组成，一是固定安装在井下的感压器（振弦压力计的主体）；二是地面接收器；三是连接前两部分的导线（被卡附在油管外侧），做为供给电源和传输讯号的通道，而油管则用做线路中的接地装置。

感压器是一个密闭的圆柱钢筒，由膜片、钢弦、钢弦架、磁钢、外套和上盖等组成（图

2-23)。在膜片和钢弦架之间连有一根绷紧的钢弦。当膜片承受外部压力时，就会发生变形。压力增大时膜片向内弯曲，因而减小了钢弦的张力，也就会改变它的振动频率。

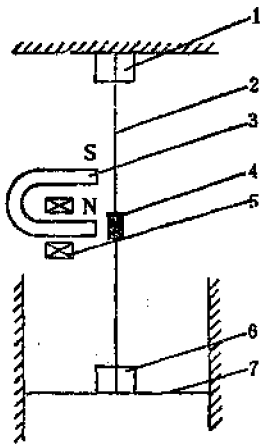


图2-23 感压器原理示意图

1—上夹块；2—钢弦；3—磁钢；4—纯铁块；  
5—线圈；6—下夹块；7—膜片

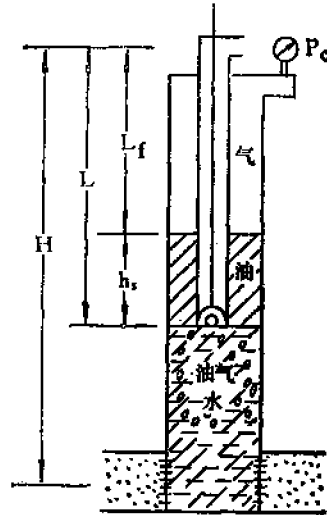


图2-24 含水井的油水界面

测压时，由地面向井下感压器的线圈定时通入一个直流电脉冲，磁钢的磁性将大大加强，于是钢弦被磁钢吸住。当电流突然断开，磁钢的磁性突然减弱，于是钢弦脱离并产生振动。在感压器中，磁力线通过磁钢N—纯铁—钢弦—磁钢S，形成一个回路。当此回路各元件的材料及尺寸和相互位置固定之后，其导磁能力也是固定的，也就是说磁阻是不变的。当钢弦产生振动以后，钢弦与磁钢之间的相对位置发生改变，时远时近。从而使回路中通过磁力线的强弱随着钢弦的振动而发生变化。当电磁线圈在磁钢中通过的磁力线发生改变时，在线圈中必然产生一反抗此改变的感应电动势，感应电动势的变化频率与钢弦振动频率相同。通过导线用地面接收器将此感应电动势的变化频率接收，经过放大变为可计量的频率。最后将记录的频率利用感压器下井前所做的校对曲线换算成压力值。如果二次仪表内采用积分线路，则可直接得到压力值。

### (三) 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不会发生流动。因此，由于油水比重差而发生重力分异，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2-24)。此时，流动压力可近似地表示为：

$$P_t = \frac{H-L}{10} \bar{\gamma}_{1g} + \frac{h_s}{10} \bar{\gamma}_0 + P_s \quad (2-61)$$

式中  $P_t$ ——流压，公斤/厘米<sup>2</sup>；  
H——油层中部深度，米；  
L——泵挂深度，米；  
 $h_s$ ——沉没度，米；  
 $\bar{\gamma}_{1g}$ ——井内液气混合物平均比重；  
 $\bar{\gamma}_0$ ——吸入口以上环形空间油柱的平均比重；

$p_s$ ——套压，公斤/厘米<sup>2</sup>。

对于低油气比、高含水油井，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、高油气比井（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况而有所不同。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（降低流压），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的变化时，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。

## 二、深井泵工作状况分析

在实际工作中是以实测示功图做为分析深井泵工作状况的主要依据。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，常常需要绘制理论示功图进行对比分析。而且实测示功图的解释都是以理论示功图为基础。

### （一）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2-25）。

在下死点 A 处的悬点静载荷为  $W'_f$ ，上冲程开始后液柱载荷  $W_l$  逐渐加在活塞上，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（ $W'_f + W_l$ ）荷上行至上死点 C。

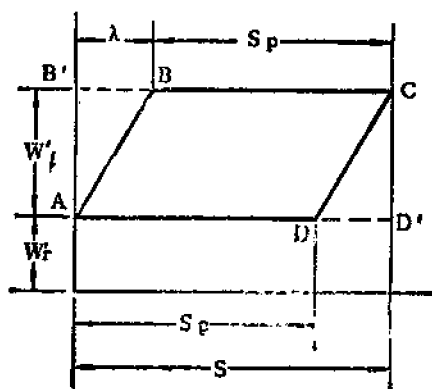


图2-25 静载理论示功图

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  $W_l$  是逐渐地由活塞转移到油管上，故悬点逐渐卸载。在 D 点卸载完毕，悬点以固定的静载荷  $W'_f$  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， $B'B = \lambda$ ，活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， $BC = S_p$ ，在此过程中游动凡尔仍然处于关闭状态。CDA为下冲程静载变化线。CD为卸载线，卸载过程中，游动凡尔和固定凡尔也同时处于关闭状态。由于在D点卸载完毕，变形结束， $D'D = \lambda$ ，活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仍然处于关闭状态。

2. 考虑振动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（图2-10）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(2-26)所示。

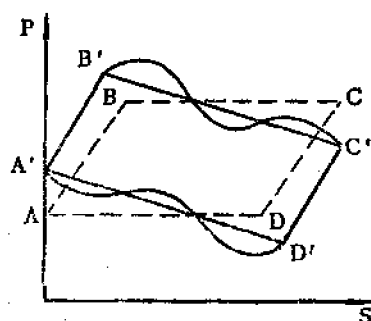


图2-26 考虑惯性和振动后的理论示功图

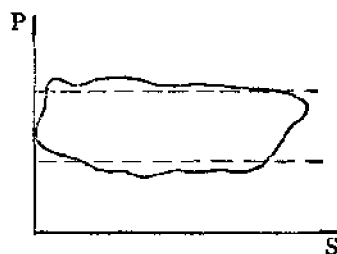


图2-27 正常示功图

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。

## (二) 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。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。

图(2-27)为动载荷和摩擦载荷不大，充满良好，漏失小的正常示功图。

图(2-28)为油稠摩擦载荷较大的正常示功图。

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(2-29)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。

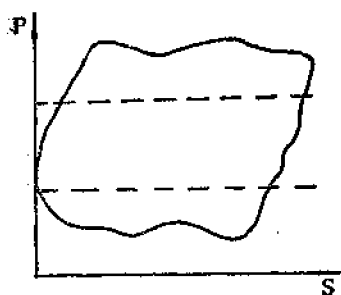


图2-28 抽稠油正常示功图

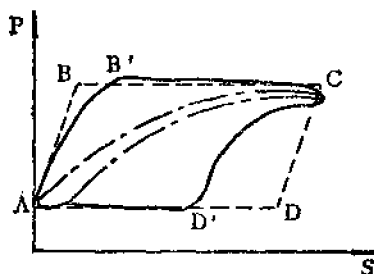


图2-29 有气体影响的示功图

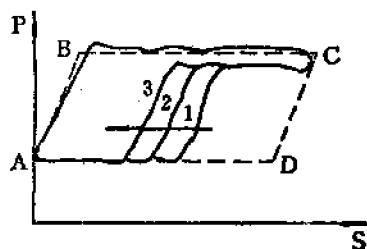


图2-30 充不满的示功图



图2-31 供油不足发生撞击液面的示功图

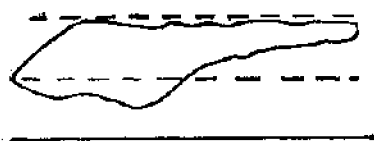


图2-32. 气体影响

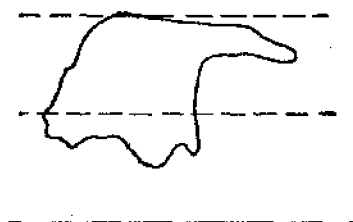


图2-33 液面低供油不足

气体使泵效降低的数值可用下式来近似地计算:

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

而充满系数  $\beta$  为

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

当沉没度太小, 供油不足, 使液体不能充满工作筒时的示功图如图 (2-30) 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, 只有当活塞遇到液面时, 则迅速卸载。所以, 卸载线较气体影响的卸载线 (图2-29上的凸形弧线  $CD'$ ) 陡而直。有时, 当活塞碰到液面时, 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 (图2-31)。

图 (2-32) 为受气体影响的典型实测示功图。图 (2-33) 为液面低供油不足明显充不满的实测图, 图 (2-34) 为由于油稠进泵阻力大来不及充满的实测示功图。

## 2. 漏失对示功图的影响



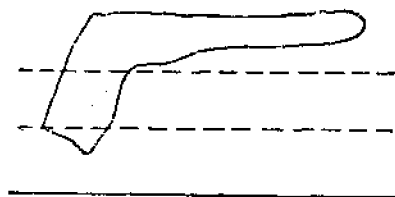


图2-34 油稠来不及充满

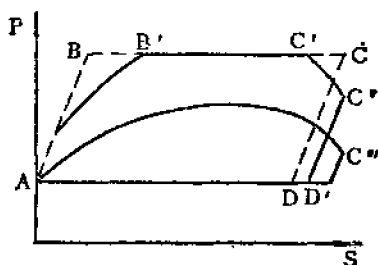


图2-35 活塞间隙漏失

(1) 排出部分的漏失 上冲程时, 泵内压力降低, 活塞两端产生压差, 使活塞上面的液体经排出部分的不严密处 (凡尔及活塞与衬套的间隙) 漏到活塞下部的工作筒内, 漏失速度随活塞下面压力的减小而增大。由于漏失到活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2-35)。随着悬点运动的加快, “顶托”作用相对减小, 直到活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2-35中的B'点)。

当活塞继续上行到后半冲程时, 因活塞上行速度又逐渐减慢。在活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' 这样一段活塞行程; 而在接近上冲程时又在C'点提前关闭。这样活塞的有效吸入行程  $S_{pi} = B'C'$ , 在此情况下的泵效  $\eta = B'C'/S$ 。

当漏失量很大时, 由于漏失液体对活塞的“顶托”作用很大, 上冲程载荷远低于最大载荷, 如图 (2-35) AC''所示, 吸入凡尔始终是关闭的, 泵的排量等于零。

图 (2-36) 为游动凡尔漏失时的实测示功图。

(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2-37的CD'线)。同时, 也使排出凡尔不能及时打开。

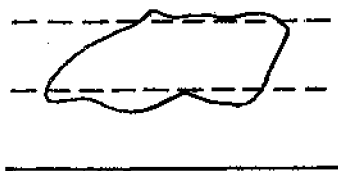


图2-36 游动凡尔漏失

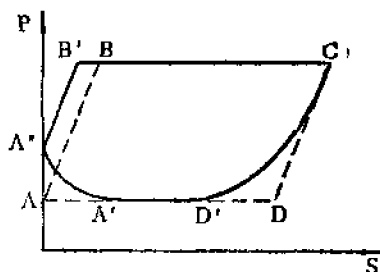


图2-37 吸入凡尔漏失

当活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活塞速度减小, 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A''。

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  $S_{pe} = D'A'$ 。这种情况下的泵效  $\eta = D'A'/S$ 。

图 (2-38) 为吸入凡尔漏失的实测示功图。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2-39）。

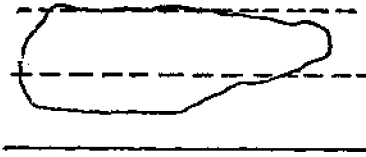


图2-38 吸入凡尔漏时的实测示功图

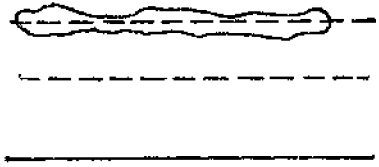


图2-39 吸入凡尔严重漏失的实测示功图

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2-40）。

3. 活塞遇卡 活塞在泵筒内被卡死在某一位置时，在抽汲过程中活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（2-41）为活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，到卡死点后，抽油杆柱被压缩而发生弯曲。所以，在卡死点之前后悬点以不同的比例增载或减载，示功图出现两个斜率段。



图2-40 吸入凡尔与排出凡尔同时漏失的实测示功图

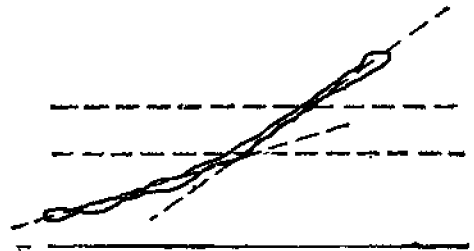


图2-41 活塞卡在泵筒中部的示功图

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，液柱载荷基本上加不到悬点。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（2-42）和（2-43）为不同喷势及不同粘度的带喷井的实测示功图。

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（2-44）为抽油杆柱在接近中部断脱时的示功图。

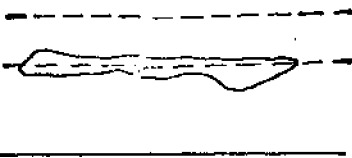


图2-42 喷势强、油稀带喷的示功图

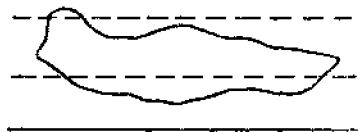


图2-43 喷势弱、油稠带喷的示功图

抽油杆柱的断脱位置可根据下式来估算：

$$L = \frac{hC}{q'} \quad (2-62)$$

式中  $L$ ——自井口算起的断脱点位置，米；  
 $C$ ——测示功图所用动力仪的力比，公斤/毫米；  
 $h$ ——示功图中线至基线的距离，毫米；  
 $q'$ ——每米抽油杆柱在液体中的重量，公斤/米。

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(2-45)及(2-46)为出砂井和结蜡井，在正常抽油时所测得的示功图。

图(2-47)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(2-48)为防冲距过小，活塞在下死点与固定凡尔相撞的示功图。

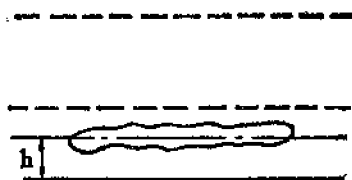


图2-44 抽油杆断脱的示功图

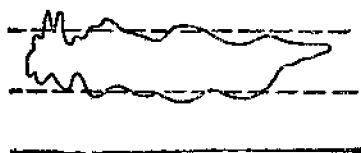


图2-45 出砂井的示功图

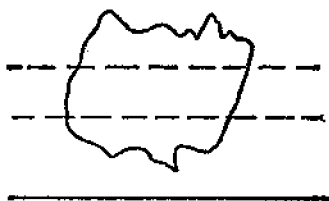


图2-46 结蜡井的示功图

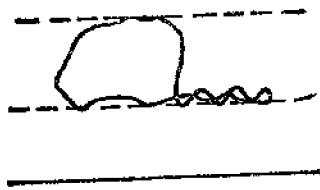


图2-47 管式泵活塞脱出工作筒的示功图

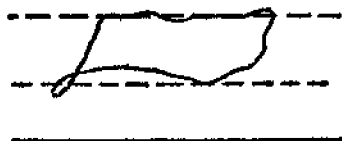


图2-48 防冲距过小活塞碰固定凡尔的示功图

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、油气比……，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。图(2-49)为

某井的地面示功图。该井泵深2760米，泵径31.75毫米（1 $\frac{1}{4}$ "），冲程3.048米（120"），冲数9.7次/分，油气比347米<sup>3</sup>/吨，泵效30.2%。根据地面示功图就无法判断这口井泵效低的原因，但采用地面示功图的计算机解释技术，用计算机绘制的泵的示功图（井下示功图）进行分析之后，得出该井泵效低的主要原因是气体影响，而泵的机械状况是良好的。

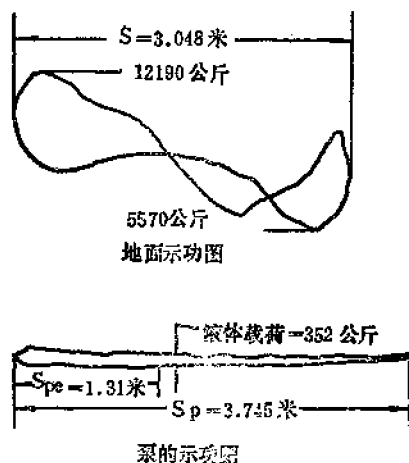


图2-49 某井的地面示功图和泵的示功图

在三十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，因而未得到推广，只用于一些专门的研究。

电子计算机的发展，为把地面示功图，通过数学方法换算成地下示功图创造了条件。在六十年代后期的抽油井分析中采用了所谓“计算机诊断”技术。该方法是把抽油杆柱看做为一根井下动态的导线，下端的泵做为发送器，上端装的动力仪做为接收器。井下泵的工作状况(活塞上的载荷变化)以应力波的形式沿抽油杆柱以声波速度传递到地面。把在地面测得的光杆载荷和位移的变化通过计算机进行数学处理后，绘出井下示功图。并根据它来判断和分析井下及地面设备的工作状况。其中包括：计算抽油杆应力、估算泵吸入口压力、判断油井生产潜能、计算活塞冲程、检验泵的漏失及气体影响和油管移动（带油管锚的井）、计算泵效及减速箱的扭矩，以及绘制扭矩曲线等。

由于计算机的微型化，七十年代采用了车装系统，全部资料可在井场进行分析。从而可及时获得分析结果，并提高了分析质量，为这一技术的广泛使用提供了便利条件。

## 第六节 抽油设备选择及工作状况分析

用深井泵采油时，必须正确地选择抽油设备（泵、抽油杆、抽油机和电动机）。如果设备类型及工作参数与油层生产能力和油井条件不相适应，就不能保证油井在高产量、高泵效下稳定生产。油井投产后，还必须在实际生产中检验抽油设备是否按预想情况进行工作。此外，即使在短时间内设备适合油层和油井条件，但在采油过程中，由于油层供油能力和设备工作性能的变化，将会使二者不相适应而影响产量和泵效，甚至发生设备事故。因此，必须对油层动态及设备工作状况（特别是井下设备）进行经常性分析。

选择抽油设备主要是确定抽油杆、抽油机、马达及深井泵的类型和大小。油井产量和下泵深度是选择这些设备的基本依据。确定抽汲参数主要是指确定  $F$ 、 $S$ 、 $n$  的配合关系。它必须在已选定设备的基础上保证设备既能满足产量要求，又有良好的工作效率。

选择抽油设备的原则是：符合油井及油层工作条件，能充分发挥油层生产能力，设备利用效率高，有较长的免修期，保证安全生产。因此，在选用抽油设备时，必须考虑到油井在生产过程中，可能出现的各种问题，杜绝不正常情况的发生。

## 一、确定下泵深度

对具体油井来说，根据配产方案和油层生产能力确定产量之后，就可以确定下泵深度。由图 (2-21) 看出，确定下泵深度，实际上就是确定预定产量下的动液面深度  $L_t$  及 沉没度  $h_s$ ，因为：

$$L = L_t + h_s \quad (2-63)$$

动液面深度，可根据邻井资料或该井以往生产情况及规定的产量来估算。如果该井或邻井有稳定试井资料，则可根据式 (2-53) 来确定动液面深度：

$$L_t = \frac{Q}{K} + L_s \quad (2-64)$$

式中的符号及单位同式 (2-53)。

沉没度的大小与油井产量、油气比、原油粘度、含水和泵的进口设备有关。一般油气比小于  $80 \text{米}^3/\text{吨}$  的稀油、定时或连续放套管气生产时，沉没度应保持在 50 米以上；油气比大于  $80 \text{米}^3/\text{吨}$ ，控制套管压力生产时，沉没度应保持在 150 米以上。产量高、液体粘度大（如稠油或油水乳化液）时，沉没度还要更高一些。因为，稠油不仅进泵阻力大，而且脱出的溶解气不易与油分离，往往被液流带入泵内而降低充满程度。因此，稠油井需要有较高的沉没度。这样，既有利于克服进泵阻力，又可减少脱气，以便保持较高的充满程度。

为克服油流经固定凡尔时的阻力所需要s的最小沉没度，可根据式 (2-27) 来进行计算。

在含气井内确定沉没度时，主要应考虑如何有利于减少气体对泵的影响。原则上来说，含气井沉没度越高，泵的充满程度越好。虽然泵的充满系数  $\beta$  随沉没度的增大而提高，但随着沉没度的加大， $\beta$  提高的程度却越来越小。在动液面深度保持一定的条件下要加大沉没度就必须加深泵挂。这样，不仅会增加悬点载荷，而且，相反会增加冲程损失，反而不利于提高泵效。所以，在动液面深度保持一定的条件下，并不是沉没度越大越好，而是有一个合理的界限。在下气锚的井内，则希望保持较小的沉没度，以利于气体分离。

## 二、抽油杆的选择和计算

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  $\sigma_{\max}$  到  $\sigma_{\min}$  的不对称循环应力：

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{F_r}, \quad \sigma_{\min} = \frac{P_{\min}}{F_r}$$

当计算抽油杆柱上部的最大和最小应力时， $P_{\max}$  和  $P_{\min}$  可用第三节中所介绍的公式计算，或用动力仪测得的数。

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。

根据研究，在非对称循环应力下的抽油杆强度条件为：

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma_c \quad (2-65)$$

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K} \quad \text{——许用应力}$$

式中  $\sigma_{-1}$ ——对称循环疲劳极限应力；

$K$ ——安全系数；

$\sigma_c$ ——折算应力。

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

式中  $\sigma_a$ ——循环应力的应力幅。

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

不同材料的抽油杆的许用应力见表 (2-5)。

表2-5 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, 公斤/毫米 <sup>2</sup>	7	9	10~12

下面举例来说明，应用上述强度公式，进行抽油杆强度校核和确定一定抽汲条件下抽油杆最大下入深度的方法。

例6 某井实测悬点最大载荷4450公斤，最小载荷1450公斤，采用直径为3/4"，许用应力为9公斤/毫米<sup>2</sup>的20CrMo钢抽油杆，试校核其强度。

解：3/4"抽油杆  $f_s = 2.85 \text{厘米}^2 = 285 \text{毫米}^2$

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_s} = \frac{4450}{285} = 15.62 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$\sigma_a = \frac{P_{max} - P_{min}}{2f_s} = \frac{4450 - 1450}{2 \times 285} = 5.27 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{max}} = \sqrt{5.27 \times 15.62} = 9.06$$

$$\approx 9 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$[\sigma_{-1}] = 9 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$\sigma_c \approx [\sigma_{-1}]$$

此井的抽油杆柱折算应力稍大于许用应力，可以认为基本满足疲劳强度条件式(2-65)。

例7 某井用70毫米泵， $s = 2.7$ 米， $n = 9$ 次/分生产，如采用7/8"20CrMo钢抽油杆，抽汲液体比重  $\gamma_1 = 0.96$ ，试求抽油杆的最大允许下入深度。

解：由于该井含水高，液体比重大，弹性小，在最大载荷计算公式中应考虑液体惯性载荷。故选用第三节中计算最大载荷公式 II，即：

$$\begin{aligned} P_{\max} &= (W_r + W_i') \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right) \\ &= L(q_r + f_r \gamma_l) \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right) \end{aligned}$$

最小载荷采用下式：

$$\begin{aligned} P_{\min} &= W_r \left( 1 - \frac{sn^2}{1790} \right) \\ &= Lq_r \left( 1 - \frac{sn^2}{1790} \right) \end{aligned}$$

则

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_r} = \frac{L}{f_r} (q_r + f_r \gamma_l) \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right)$$

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2f_r} \\ &= \frac{L}{2f_r} \left[ f_r \gamma_l \left( 1 + \frac{sn^2}{1790} \right) + q_r \frac{2sn^2}{1790} \right] \end{aligned}$$

$f_{7/8} = 3.8 \times 10^2 \text{ 毫米}^2$ ； $q_{7/8} = 3.07 \text{ 公斤/米}$ ； $f_{70} = 38.485 \times 10^{-4} \text{ 米}^2$ ； $\gamma_l = 960 \text{ 公斤/米}^3$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{L}{3.8 \times 10^2} (3.07 + 38.485 \times 960 \times 10^{-4}) \left( 1 + \frac{2.7 \times 9^2}{1790} \right) \\ &= 2 \times 10^{-2} L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{L}{2 \times 3.8 \times 10^{-2}} \left[ 34.485 \times 960 \times 10^{-4} \left( 1 + \frac{2.7 \times 9^2}{1790} \right) \right. \\ &\quad \left. + 3.07 \times \frac{2 \times 9^2 \times 2.7}{1790} \right] \\ &= 0.645 \times 10^{-2} L \end{aligned}$$

将上面求得的  $\sigma_{\max}$  及  $\sigma_s$  代入强度公式 (2-65)，得：

$$9 \geq \sqrt{2 \times 10^{-2} L \times 0.645 \times 10^{-2} L}$$

由上式解得：

$$L \leq \frac{9}{\sqrt{2 \times 0.645 \times 10^{-4}}} = 792 \text{ 米}$$

计算结果表明，在该井所给条件下，7/8" 20CrMo 抽油杆允许的最大下入深度为 792 米。当然，如果泵径，冲程和冲数改变后，同样的抽油杆允许的最大下入深度也是不同的。

用同样的方法，也可以在给定  $f_r$ 、 $s$ 、 $n$  及  $L$  后确定所需要的抽油杆直径，及选用不同钢材的抽油杆，但这种计算比较繁琐。通常都是根据经验及不同抽油杆允许的最大下入深度，先初选后再进行强度校核。对于负荷小的浅井，一般根据经验选用即可。

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：1" 与 7/8"；7/8" 与 3/4"

的二级组合杆柱；或1"，7/8"和3/4"的三级杆柱等。

根据等强度原则，确定各级抽油杆长度时，都遵循使各级杆柱上部断面上的 $\sqrt{\sigma_1 \sigma_{n+1}}$ 相等的条件，即：

$$\sigma_{n+1} \sigma_{n+1} = \sigma_{n+2} \sigma_{n+2}$$

角码“1”表示第一级抽油杆柱上部断面上的应力，“2”表示第二级抽油杆柱上部断面上的力。

在实际工作中，要根据上述条件式来确定抽油杆各级长度时，计算则更加繁琐。因此，已绘制了各种图表，供选择多级抽油杆柱或进行强度校核。

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，采用一般直径较大的抽油杆（下部加重抽油杆），一方面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，或者用图（2-50）来选择具体条件下的抽油杆尺寸及组合。

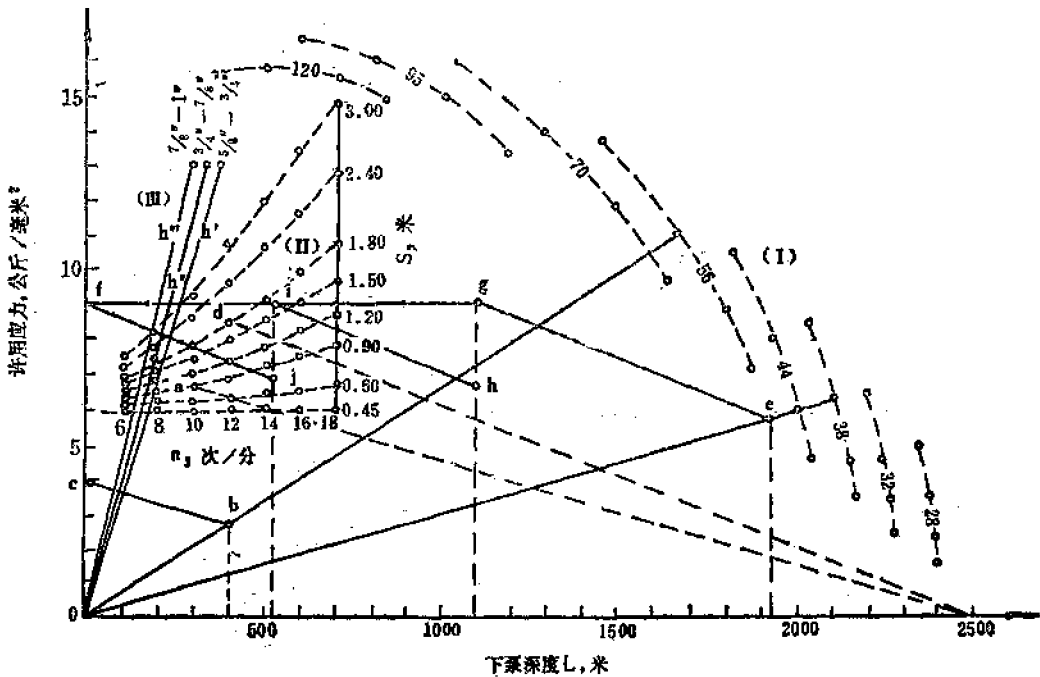


图2-50 抽油杆柱计算图

图（2-50）是以下泵深度（米）为横座标，许用应力 R（公斤/毫米<sup>2</sup>）为纵座标。该图由以下三个系统组成：

系统 I 由八条带小方框的虚线组成，分布在图的右半部和上部，用来表示抽油杆与深井泵直径的配合关系。小方框内的数字代表泵径（毫米），每条虚线上的四个点，自上而下依次表示尺寸为 5/8"，3/4"，7/8" 和 1" 的四种抽油杆。

系统 II 也由八条虚线组成，位于图的左上部，用来表示冲程和冲数的配合关系。横座标代表冲数（6～18次/分），纵座标代表冲程（0.45～3.0米）。

系统 III 由三条实线组成，位于图的左边，它是用来计算多级抽油杆柱级次的辅助系



统。此系统中每根线与纵座标间的距离表示从一级过渡到另一级时应力的变化。

下面用实例来说明此图的使用方法。

例8 已知下泵深度400米，泵径56毫米，冲程0.9米，冲数10次/分，要求选用40号碳素钢的抽油杆，试确定其尺寸。

解：先以较小尺寸的抽油杆试选，即先选用3/4"抽油杆。

第一步 从座标原点O引一直线到系统I中泵径56的虚线上，3/4"抽油杆的点上得到第一条直线。

第二步 在系统II中找到 $n = 0$ ， $s = 0.9$ 的点a，从a点引一直线到横座标2500米处，于是得出第二条直线。

第三步 从下泵深度400米处，向上作垂线与前面得到的第一条直线，与第二条直线，平行而与纵座标交于c点。由c点的纵座标值可知，若选用3/4"抽油杆时，其顶端的折算应力仅为3.8公斤/毫米<sup>2</sup>，而小于普通碳钢的许用应力7公斤/毫米<sup>2</sup>。说明选用3/4"抽油杆直径过大，还可选用更小直径的抽油杆。

今改选用5/8"抽油杆，按上述步骤可得到5/8"抽油杆顶部断面的折算应力为5公斤/毫米<sup>2</sup>，仍然小于7公斤/毫米<sup>2</sup>。因无更小的抽油杆，所以，该井只有选用5/8"抽油杆。

例9 已知下泵深度1920米，泵径38毫米，冲数12次/分，冲程1.8米，采用许用应力为9公斤/毫米<sup>2</sup>的合金钢抽油杆，试选择抽油杆柱的组合尺寸。

解：采用3/4"抽油杆做为多级抽油杆柱的最下一级。

第一步 从座标原点O引一直线到系统I中泵径为38的虚线上3/4"抽油杆的点得到第一条直线，并从下泵深度1920米处向上引的垂线交于e点。

第二步 从系统II中找出 $n = 12$ ， $s = 1.8$ 的点d，从d点引一直线到横座标轴上2500米处。从e点向上引一直线与此线平行，同许多同应力 $R = 9$ 公斤/毫米<sup>2</sup>的水平线fg相交于g点。

第三步 在第III系统中，各实线与fg线分别交于h'、h"和h"。由g点向下引垂线，并取其一段，使 $gh = fh''$ ，得到h点，再从h点做直线平行于d点与2500米处的直线，与fg相交于i，按同样的方法，由i点向下引垂线，并截取一段使 $ij = fh'''$ ，得到j点，从j向上做一直线jf与d点和2500米处的直线平行，找出与纵座标轴的交点。此例中恰巧是f点，说明抽油杆柱最上部(L = 0)断面上的实际折算应力正好等于许用应力。

第四步 根据e、h和j三点的横座标定出各级抽油杆的长度。e、h和j点的横座标值分别为1920米，1100米和530米，所以，

第一级1"抽油杆柱长度为：530米

第二级7/8"抽油杆柱长度为：1100 - 530 = 570米

第三级3/4"抽油杆柱长度为：1920 - 1100 = 820米

在实际工作中，由于各种具体条件的限制，要选择完全合适的抽油杆柱，往往是十分困难的。因此，用上述方法选出抽油杆后，还需要根据实际情况进行必要的调整。

前面所介绍的仅仅是根据M.A. 奥金格的疲劳强度公式来进行抽油杆柱设计的方法。对于循环应力下的疲劳破坏问题还有其它一些强度公式和相应的抽油杆柱的设计方法。

### 三、抽油机选择

抽油机是油井生产过程中不轻易更换的设备。选择时应考虑到在长期生产中，有利于充

分发挥油层的最大生产能力，而又不致超负荷运转。一定型号的抽油机，都有其允许的最大负荷及可供调节的冲程和冲数。在具体选用时，所遵循的原则是：用最大冲程、冲数及选用一定的泵径后，既能满足油井最大可能的产量，同时在此参数配合和需要的最大下泵深度下，悬点最大载荷及减速箱输出轴的扭矩又不超过它的允许值。

抽油杆、抽油机和泵之间彼此存在着密切联系和相互影响。例如，抽油杆柱的直径及长度影响悬点最大载荷，因而影响抽油机的选择；另外它还影响活塞冲程，从而影响泵的实际排量，故影响泵径、冲程和冲数的选择。反之，选用的冲程、冲数和泵径又影响到抽油杆柱及抽油机的选择。在实际选用时，一般采用算法或图表法，这两种方法都是在大致确定抽油机型号后，再进行必要的校核和参数调整。在具体油田上往往是按已有抽油井所用的设备，根据经验来选用。

(一) 计算选择法的步骤

1. 根据油井可能的最大产量初步确定泵径、冲程和冲数；
2. 根据油井可能的最大产量下，需要的下泵深度和抽汲参数，初选抽油杆柱组合；
3. 由已选出的  $f_p$ 、 $s$ 、 $n$  组合及抽油杆柱计算悬点最大载荷和减速箱输出轴扭矩；<sup>①</sup>
4. 根据计算得的最大载荷和扭矩，及选用的  $s$  和  $n$ ，查各型抽油机的技术规范表，选出需要的抽油机型号；
5. 初选后，再进行参数配合及抽油机和抽油杆柱的校核，如校核不合格，则调整后重新进行校核。

(二) 图表选择法

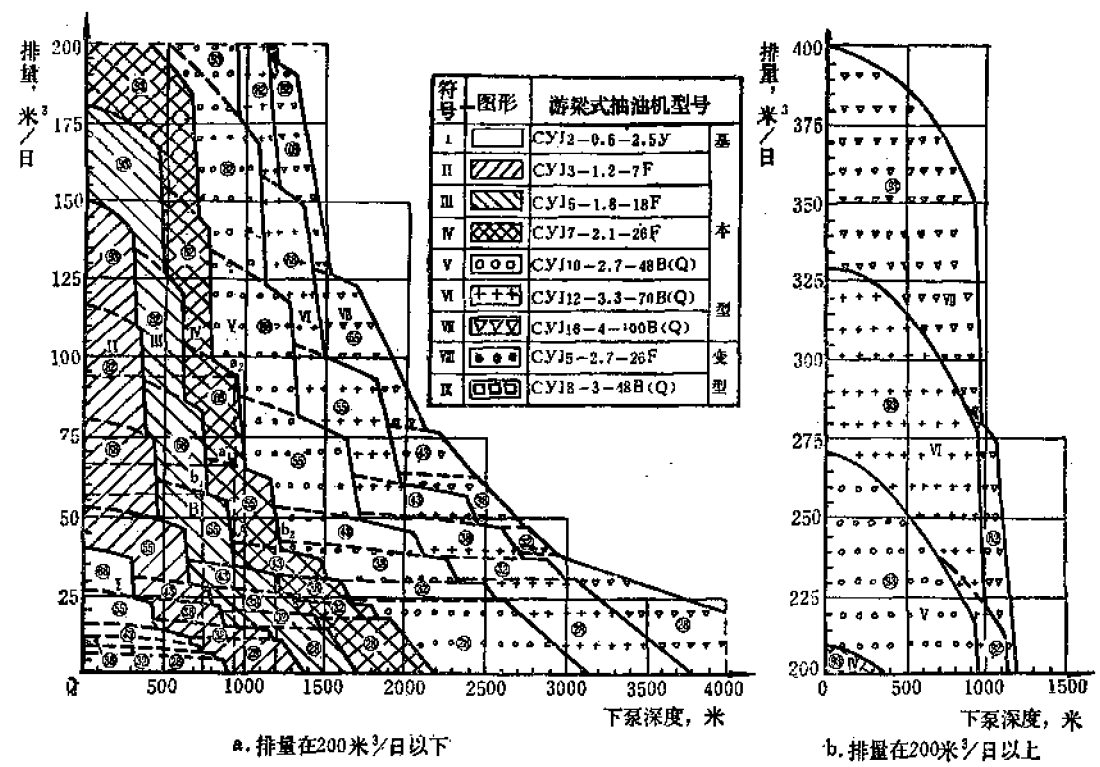


图2-51 基本型游梁式抽油机临界特性图

① 扭矩计算方法在本节第六部分讲。

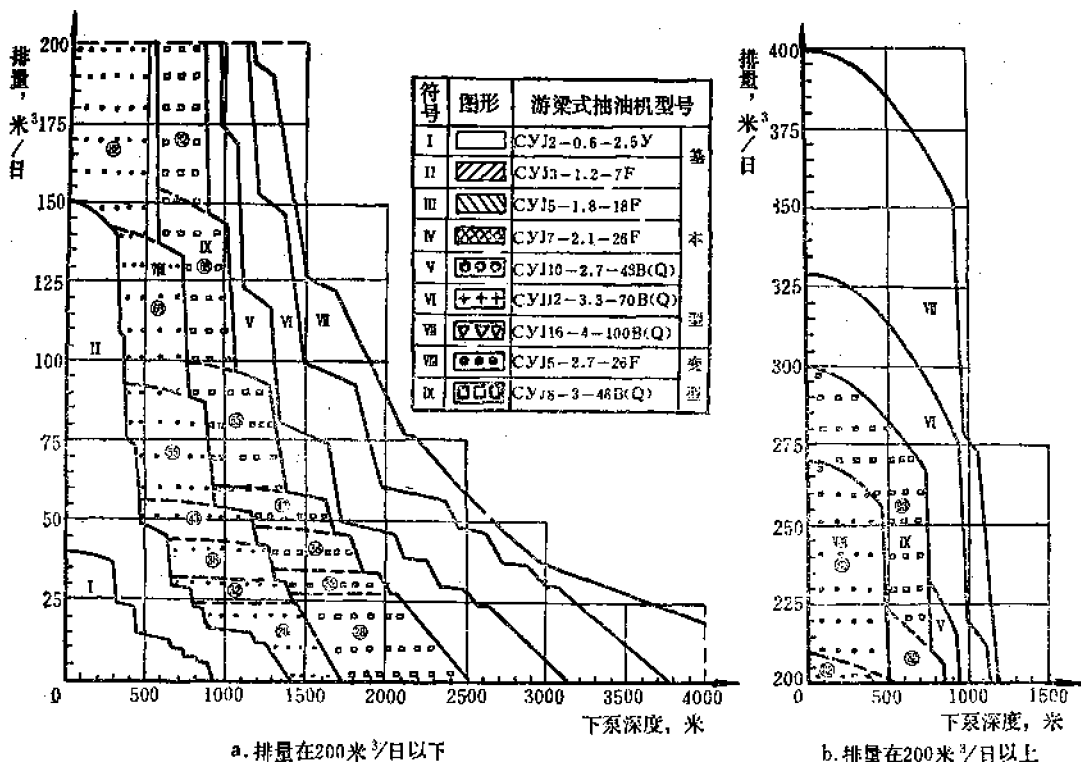


图2-52 变型游梁式抽油机临界特性图

图表选择法是根据各型抽油机的临界特性图，综合选用抽油设备及参数组合的方法。图(2-51)和(2-52)为我国新系列标准抽油机的临界特性图。两个图中的a图用于泵排量为200米³/日以下，而b图则用于泵排量在200米³/日以上。图中横座标为下泵深度L(米)，纵座标为泵的实际排量，即油井产量(米³/日)。粗折线代表某种型号抽油机和一定的抽油杆柱组合、泵径配合使用时的最大使用范围。圆圈内的数字表示以毫米为单位的泵径。虚线表示同一型抽油机以最大冲程和最大冲数与不同泵径配合时的使用范围，为该型抽油机使用该泵时的最大排量，称最大排量曲线。同横座标接近垂的一组线称最大下泵深度曲线。

根据给定的下泵深度(或液体举升高度)和泵排量(或油井产量)就可利用图(2-51)和图(2-52)选定新系列游梁式抽油机的型号和泵径。再根据抽油机型号和泵径，利用表(2-6)查出抽油杆柱和油管尺寸。

#### 1. 图表法的选用步骤 下面用实例说明选用步骤。

例10 某井要求产液量  $Q = 50 \text{ 米}^3/\text{日}$ ，下泵深度  $L = 950 \text{ 米}$ ，试选用抽油设备及确定抽汲参数。

第一步 选择游梁式抽油机型号和泵径。因为我国新系列抽油机分为基本型和变型两种。所以，首先应该根据油井和原油特性(粘度、油气比、含水量等因素)以及其它工艺要求选定基本型或变型。一般来说，对于大产量井、高粘度井及高油气比井，采用长冲程的变型抽油机较合适。大多数情况下，采用基本型抽油机可提高技术经济指标。本例中由于无特殊要求，所以采用基本型抽油机。

在图(2-51)的横座标上找出下泵深度950米处做垂线与产量为50米³/日的水平线交于

表2-6

新系列游梁式抽油机——抽油泵装置所用抽油杆和油管尺寸选用表

游 梁 式 抽 油 机 (JB1576-75)										
系 径 毫米	设 备	基 本 型			变 型					
		CYJ2-0.6 -2.5Y	CYJ3-1.2 -7F	CYJ5-1.8 -16F	CYJ7-2.1-36F	CYJ10-2.7 -48B(Q)	CYJ12-3.3 -70B(Q)	CYJ16-4 -100B(Q)	CYJ5-2.7 -26F	CYJ8-3 -45B(Q)
28	抽油杆	5/8"	5/8"	7/8"×3/4" (0.28×0.72)	1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)	1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)	1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)	1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)	7/8"×3/4" (0.28×0.72)	1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)
	油 管	1 1/2"	1 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"
32	抽油杆	5/8"	5/8"	7/8"×3/4" (0.31×0.68)	1"×7/8"×3/4" (0.23×0.26×0.51)	1"×7/8"×3/4" (0.23×0.26×0.51)	1"×7/8"×3/4" (0.23×0.26×0.51)	1"×7/8"×3/4" (0.23×0.26×0.51)	7/8"×3/4" (0.30×0.70)	1"×7/8"×3/4" (0.23×0.26×0.51)
	油 管	1 1/2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"
38	抽油杆	5/8"	3/4"	7/8"×3/4" (0.36×0.64)	1"×7/8"×3/4" (0.26×0.30×0.44)	1"×7/8"×3/4" (0.26×0.30×0.44)	1"×7/8"×3/4" (0.26×0.30×0.44)	1"×7/8"×3/4" (0.26×0.30×0.44)	7/8"×3/4" (0.35×0.65)	1"×7/8"×3/4" (0.26×0.30×0.44)
	油 管	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"
43	抽油杆	5/8"	3/4"	7/8"×3/4" (0.41×0.59)	1"×7/8"×3/4" (0.31×0.35×0.34)	1"×7/8"×3/4" (0.31×0.35×0.34)	1"×7/8"×3/4" (0.31×0.35×0.34)	1"×7/8"×3/4" (0.31×0.35×0.34)	7/8"×3/4" (0.41×0.59)	1"×7/8"×3/4" (0.31×0.35×0.34)
	油 管	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"
55	抽油杆	3/4"	3/4"	7/8"	1"×7/8" (0.40×0.60)	1"×7/8" (0.40×0.60)	1"×7/8" (0.40×0.60)	1"×7/8" (0.40×0.60)	7/8"	1"×7/8" (0.40×0.60)
	油 管	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	3"(或2 1/2")	3"(或2 1/2")	3"	3"	2 1/2"	3"(或2 1/2")
68	抽油杆	7/8"	7/8"	7/8"	1"×7/8" (0.55×0.45)	1"	1"	1"	7/8"	1"
	油 管	3"	3"	3"	3"	3"	3"	3"	2"	3"
82	抽油杆	—	7/8"	7/8"	1"	1"	1"	1"	1"	1"
	油 管	—	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"
93	抽油杆	—	7/8"	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"
	油 管	—	4"	4"	4"	4"	4"	4"	4"	4"

注：多级抽油杆柱的表示法说明：如三级抽油杆柱的表示法为1"×7/8"×3/4" (0.20×0.23×0.57)。第一个数字1"代表从下到上的第一级抽油杆柱尺寸，第二个数字7/8"代表第二级抽油杆柱尺寸，第三个数字3/4"代表第三级抽油杆柱尺寸，括号内第一个数0.20表示第一级杆柱1"的长度占总长度的20%，第二个数0.23表示第二级杆柱7/8"的长度占总长度的23%，第三个数0.57表示第三级杆柱3/4"的长度占总长度的57%。

A点。A点在CYJ7-2.1-26F和55毫米泵的区域內，故选用此抽油机及泵径。

第二步 选择抽油杆。根据表(2-6)由抽油机型号CYJ7-2.1-26F和泵径55毫米查得抽油杆尺寸为1"×7/8" (0.4×0.6)的二级抽油杆柱。选用什么钢材的抽油杆，应参考《采油技术手册》中，不同钢材的抽油杆，用不同直径的泵所允许的下泵深度来确定。本例可采用碳钢抽油杆。

第三步 选择抽汲参数(s, n)。用该抽油机的最大抽汲参数s=2.1米和n=12次/分生产时泵排量为66米³/日，即把950米的垂线从A点延长，与55毫米泵的最大排量曲线的交点a₁的纵坐标值。此值大于所要求的泵排量。为了使泵能给出A点相当的排量50米³/日，一般是采用最大冲程而适当降低冲数来进行生产。应采用的冲数n为：

$$\frac{n}{12} = \frac{50}{66}, \quad n = \frac{50}{66} \times 12 \approx 9 \text{ 次/分}$$

所以，该井的抽汲参数为：泵径55毫米，冲数9次/日，冲程2.1米。

如果没有或者不用55毫米泵，而采用68毫米泵时，可将950米处的垂线由A点延长与68毫米泵的最大排量曲线交于a₂点，利用A点和a₂点的纵坐标值的比值来求得用68毫米泵，以2.1米的冲程生产时给出规定排量50米³/日时所需要的冲数n：

$$n = \frac{50}{94} \times 12 = 6.4 \text{ 次/分}$$

所以，用大泵抽汲时的参数为：泵径68毫米、冲程2.1米，冲数6.4次/分。

2. 绘制临界特性图所用公式和假设条件 绘制图(2-51)和图(2-52)时所采用的公式如下

(1) 最大泵排量Q<sub>max</sub>

$$Q_{max} = 1440 f_p s_p n_{max} \beta \quad (2-66)$$

式中 Q<sub>max</sub>——最大泵排量，米³/日；

f<sub>p</sub>——活塞截面积，米²；

n<sub>max</sub>——抽油机最大冲数，次/分；

s<sub>p</sub>——活塞冲程，米；

β——充满系数，绘图时取0.85。

活塞冲程按考虑抽油杆柱和油管柱的静变形，和惯性载荷影响的公式(2-44)来计算，即：

$$s_p = s_{max} - \lambda + \lambda_i$$

式中 s<sub>max</sub>——抽油机最大冲程。

(2) 最大下泵深度 最大下泵深度通常受到三方面的限制：悬点最大允许载荷[P<sub>max</sub>]；减速箱输出轴最大允许扭矩[M<sub>max</sub>]和抽油杆的许用应力。

①由悬点最大允许载荷[P<sub>max</sub>]所限制的最大下泵深度L<sub>p</sub>，

悬点最大载荷采用下式计算：

$$\begin{aligned} P_{max} &= W_l + W_r \left( 1 + \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right) \\ &= L \left[ \gamma_l (f_p - f_r) + q_r \left( 1 + \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right) \right] \end{aligned} \quad (2-67)$$

令

$$P_{max} = [P_{max}]$$

可得:

$$L_p = \frac{[P_{max}]}{\gamma_1(f_p - f_r) + q_r \left( 1 + \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right)} \quad (2-68)$$

②由减速箱最大允许扭矩 $[M_{max}]$ 所限制的最大下泵深度 $L_d$   
减速箱输出轴(曲柄轴)最大扭矩采用下面的经验公式:

$$M_{max} = 30s_{max} + 0.236s_{max} (P_{max} - P_{min}) \quad (2-69)$$

$$P_{min} = W_r \left( 1 - \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right) \quad (2-70)$$

式(2-69)、(2-70)中的符号同前,所用单位为: $M_{max}$ ——公斤·米; $s_{max}$ ——米; $n_{max}$ ——次/分; $P_{max}$ 、 $P_{min}$ 、 $W_r$ ——公斤。

令

$$M_{max} = [M_{max}]$$

可得:

$$L_d = \frac{[M_{max}] - 30s_{max}}{0.236s_{max} \left[ \gamma_1(f_p - f_r) + 2q_r \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right]} \quad (2-71)$$

③由抽油杆柱的允许用应力所限制的最大下泵深度 $L_o$ 。根据公式(2-65)

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_s \sigma_{max}} \leq [\sigma_{-1}]$$

利用式(2-67)、(2-70)计算 $\sigma_s$ 及 $\sigma_{max}$ , 则可得:

$$L_o = \frac{[\sigma_{-1}] f_r}{\sqrt{\left[ \gamma_1(f_p - f_r) + q_r \left( 1 + \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right) \right] \left[ 0.5 \gamma_1(f_p - f_r) + q_r \frac{s_{max} n_{max}^2}{1790} \right]}} \quad (2-72)$$

图(2-51)和(2-52)中的最大下泵深度曲线是选取 $L_r$ 、 $L_d$ 及 $L_o$ 中的最小值来绘制的。

(3) 其它假设条件

- ①取液体重度 $\gamma_1 = 900$ 公斤/米<sup>3</sup>;
- ②动液面位于泵口处, 即液体举升高度和下泵深度相等;
- ③不同抽油机, 与各种直径配合时, 抽油杆柱的组合及油管采用表(2-6)所给数值;
- ④由于我国尚未订出泵的系列, 做图时泵径是参考国外系列而定的。

#### 四、泵的选择

对于深井泵, 除了确定直径以外, 还必须根据油井条件选择泵的类型及间隙配合。

泵深在400米以内的浅井, 如果具有较大的腐蚀性, 且含砂不大于0.1%, 一般可选用皮碗泵; 1000米以内的油井, 含砂量小于0.2%, 油井结蜡较严重, 或油较稠者应采用管式泵; 产量较小的中深或深井可采用杆式泵。

活塞和衬套的间隙要根据原油粘度、井温, 含砂量等资料来选。具体可参考表(2-7)。

活塞与衬套密合度分级		应用条件
一 级	0.02~0.07 毫米	下泵深度大、含砂少、粘度小的油井
二 级	0.07~0.12 毫米	含砂不多的井
三 级	0.12~0.17 毫米	含砂多、粘度高的浅井

### 五、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，即悬点在  $W_s'$  的作用下向下运动，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：（1）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；（2）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；（3）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，有杆泵抽油装置必须采用平衡装置。

#### （一）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：

$$A_v = A_d + A_{m1}$$

式中  $A_v$ ——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；

$A_{m1}$ ——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

$$A_{m1} = A_v - A_d$$

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：

$$A_u = A_v + A_{m2}, \quad A_d = A_u - A_v$$

式中  $A_u$ ——上冲程悬点做的功；

$A_{m2}$ ——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所做的功相等，即：

$$A_{m1} = A_{m2}$$

所以，

$$A_v - A_d = A_u - A_v$$

为了达到平衡，在下冲程需要对重物做的功和上冲程中需要重物释放的能量为：

$$A_v = \frac{A_u + A_d}{2} \quad (2-73)$$

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 (2-73) 是进行平衡计算的基本公式。

## (二) 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，可以采用不同的形式来储存能量，即所谓不同的平衡方式。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，下冲程中做的功储存成气体的压缩能，如图 (2-53) 所示。

上冲程中被压缩的气体膨胀，将储存的压缩能转换成膨胀功帮助电动机做功。

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。

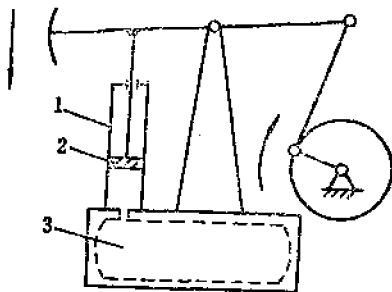


图2-53 气动平衡简图

1-气缸；2-活塞；3-气包

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。

游梁平衡：在游梁尾部加平衡重，适用于小型抽油机。

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。

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

## (三) 平衡计算

由公式 (2-73) 可知抽油机平衡的条件是在一个抽汲循环中，重物在下冲程中，应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。

上冲程中悬点做的功：

$$A_{\uparrow} = (W_2' + W_1')S$$

下冲程中悬点所做的功：

$$A_{\downarrow} = W_2'S$$

由于惯性载荷，在上冲程和下冲程中，所做的总功都等于零，所以在  $A_{\uparrow}$  和  $A_{\downarrow}$  中没有考虑惯性力。

将  $A_{\uparrow}$  及  $A_{\downarrow}$  代入式 (2-73) 得：

$$A_{\star} = \frac{A_{\uparrow} + A_{\downarrow}}{2} = \frac{(W_2' + W_1')S + W_2'S}{2} = \left( W_2' + \frac{W_1'}{2} \right) S \quad (2-74)$$

下面就来讨论在不同平衡方式下，采用多大的平衡重量才能使下冲程中储存的能量，或上冲程中平衡重所做的功等于  $(W_2' + W_1'/2) S$ 。

1. 游梁平衡 如图 (2-54) 所示。

下冲程平衡重  $W_b$  被抬高的距离：

$$S_b = S \frac{c}{a}$$



平衡重储存的位能（对重物所做的功）：

$$\begin{aligned} A_w &\approx S_b W_b \\ &= S \frac{c}{a} W_b \end{aligned}$$

根据式（2-74）在平衡条件下：

$$\left( W_1' + \frac{W_1'}{2} \right) S = S \frac{c}{a} W_b$$

所以，达到平衡所需的平衡重量为：

$$W_b = \left( W_1' + \frac{W_1'}{2} \right) \frac{a}{c} \quad (2-75)$$

考虑抽油机本身的不平衡  $X_{ab}$  后，

$$W_b = \left( W_1' + \frac{W_1'}{2} \right) \frac{a}{c} - X_{ab} \quad (2-75a)$$

式中  $X_{ab}$ ——抽油杆本身的不平衡值，可查抽油机出厂说明书。

2. 曲柄平衡 如图（2-55）所示。

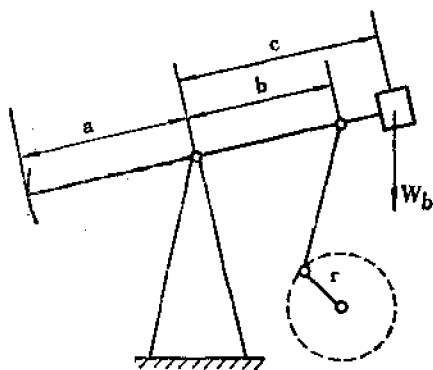


图2-54 游梁平衡

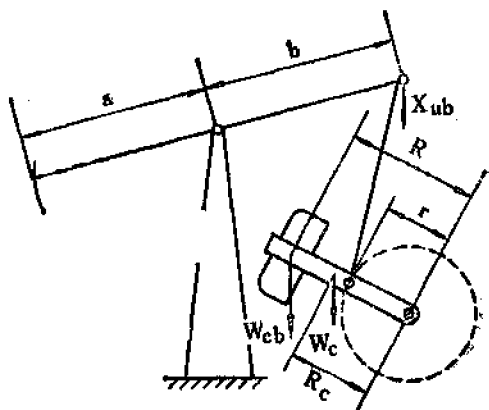


图2-55 曲柄平衡

下冲程中储存的位能：

$$\begin{aligned} A_w &\approx 2RW_{ab} + 2R_c W_c + S_b X_{ab} \\ &\approx 2RW_{ab} + 2R_c W_c + 2r X_{ab} \end{aligned}$$

式中  $R$ ——曲柄平衡块重心到曲柄轴的距离，称平衡半径；

$W_{ab}$ ——曲柄平衡块总重量；

$R_c$ ——曲柄本身的重心到曲柄轴之距离；

$W_c$ ——曲柄自重（两块）；

$S_b$ ——B点的最大位移， $S_b = 2r$ ；

$r$ ——曲柄销至曲柄轴之距离，称曲柄半径，取决于采用的悬点冲程；

$X_{ab}$ ——抽油机本身的不平衡值。

根据式（2-74）在平衡条件下，

$$\left( W_1' + W_1'/2 \right) S = 2RW_{ab} + 2R_c W_c + 2r X_{ab}$$

将  $S = 2ra/b$  代入上式, 并进行整理后可得, 达到平衡所需要的平衡半径的计算公式:

$$R = (W_2' + W_1'/2) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{ab}} - r \frac{X_{ab}}{W_{ab}} - R_c \frac{W_c}{W_{ab}} \quad (2-76)$$

曲柄平衡通常是通过改变平衡位置  $R$  来调节平衡。

对某一型号的抽油机  $a$ 、 $b$ 、 $W_{ab}$ 、 $R_c$ 、 $W_c$  及  $X_{ab}$  均为已知常数, 将这些数值代入式 (2-76) 就可得该型抽油机的计算公式。例如: CYJ10-3012 (新系列改为 CYJ8-3-48B) 抽油机,  $a = 300$  厘米,  $b = 250$  厘米,  $W_{ab} = 3168$  公斤,  $R_c \approx 80$  厘米,  $W_{ab} \approx 4000$  公斤,  $X_{ab} \approx 240$  公斤, 代入式 (2-76) 可得:

$$R = (W_2' + W_1'/2) \frac{r}{3340} - 0.06r - 63.5$$

3. 复合平衡 如图 (2-56) 所示。

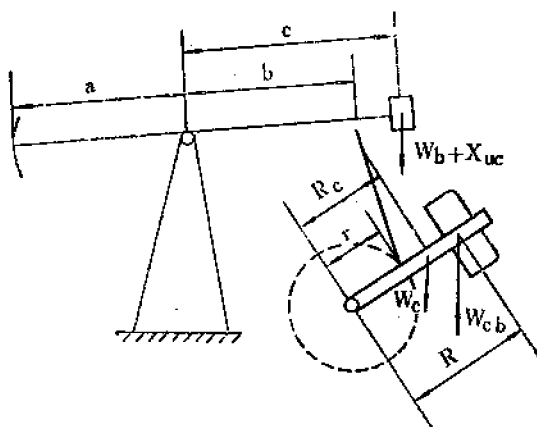


图2-56 复合平衡

复合平衡是上述两种平衡方式的组合, 亦可用同样的方法得到其计算公式:

$$R = (W_2' + W_1'/2) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{ab}} - \frac{c}{b} \frac{X_{uc}}{W_{ab}} r - \frac{c}{b} \frac{W_b}{W_{ab}} r - R_c \frac{W_c}{W_{ab}} \quad (2-77)$$

$$\text{或} \quad R = (W_2' + W_1'/2) \frac{a}{b} \frac{r}{W_{ab}} - (X_{uc} + W_b) \frac{c}{b} \frac{r}{W_{ab}} - R_c \frac{W_c}{W_{ab}} \quad (2-77a)$$

式中符号同前。

#### (四) 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。因为生产过程中地层情况、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  $R$ 。

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该相等。如果上冲程的电流峰值大于下冲程的电流峰值,  $I_s > I_d$ , 说明平衡不够, 则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  $R$ 。

## 六、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( $f$ 、 $s$ 、 $n$ 及 $L$ ),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,则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。下面就介绍在实际工作中,所采用一种简便的计算方法——计算扭矩的近似方法。

### (一) 基本公式

所谓近似方法,就是把抽油机的四连杆机构的运动,简化为简谐运动,从而忽略了抽油机几何特性的影响。另外,对于游梁平衡和复合平衡,还忽略了游梁平衡的惯性力。此时,计算曲柄轴扭矩的公式为:

$$M = \frac{S}{2} (P - C_e) \sin \phi \quad (2-78)$$

式中  $M$ ——曲柄轴扭矩;

$S$ ——光杆冲程;

$P$ ——悬点载荷;

$\phi$ ——曲柄转角;

$C_e$ ——有效平衡值,表示被平衡重所平衡掉的悬点荷重。

有效平衡值按不同的情况有三种计算方法,并表示三种不同的含义。

(1) 理论需要值 $C_{\text{理}}$ : 为了保持平衡,理论上需要的平衡值,

$$C_{\text{理}} = W'_1 + W'_2 / 2 \quad (2-79)$$

式中  $W'_1$ 及 $W'_2$ ——抽油杆和液柱载荷的计算值。

(2) 实际需要值 $C_{\text{实}}$ : 抽油机工作时,为了达到平衡所需要的平衡值,

$$C_{\text{实}} = (P_{\text{max}} + P_{\text{min}}) / 2 \quad (2-80)$$

式中  $P_{\text{max}}$ 及 $P_{\text{min}}$ ——悬点最大和最小载荷的实测值。该式只用于近似计算。要准确计算时,可根据实测示功图(图2-57)来计算:

$$C_{\text{实}} = C \frac{A_1 + A_2}{2l} \quad (2-80a)$$

式中  $A_1$ ——示功图上冲程载荷线与基线所包围的面积,毫米<sup>2</sup>;

$A_2$ ——示功图下冲程载荷线与基线所包围的面积,毫米<sup>2</sup>;

$C$ ——动力仪的力比,公斤/毫米;

$l$ ——示功图长度,毫米。

(3) 实际产生值 $C_{\text{产}}$ : 在实际采用的平衡重量及平衡半径 $R$ 下所产生的平衡效果。对不

同平衡方式的抽油机, 用 $C_{ps}$ 代替相应的平衡计算公式(2-75)(2-76)(2-77)中的 $W_1' + W_1'/2$ , 就可求得 $C_{ps}$ 。例如, 对于CYJ10-3012抽油机, 平衡计算公式为:

$$R = (W_1' + W_1'/2) \frac{r}{3340} - 0.06r - 63.5$$

以 $C_{ps} = (W_1' + W_1'/2)$ 代入上式, 则得:

$$C_{ps} = \frac{3340}{r} (R + 0.06r + 63.5) \quad (2-81)$$

式中  $R$ ——实际使用的平衡半径, 厘米;

$r$ ——与实际使用的冲程 $S$ 相对应的曲柄半径, 厘米。

当 $C_{ps} > C_{pr}$ 时, 说明平衡过头, 抽油机马达负荷上轻下重; 反之, 则平衡不够, 马达负荷上重下轻。

理论需要值 $C_{pr}$ 是用于对准备需要安装抽油机的井, 进行平衡和扭矩计算, 同时, 可用于对扭矩和平衡与抽汲参数( $f_s$ 、 $s$ 、 $n$ 及 $L$ )之间的关系进行理论分析。

实际需要值 $C_{pr}$ , 可用来确定实际应该采用的平衡半径 $R$ (或平衡重量); 同时可用来计算平衡条件下的扭矩。

实际产生值 $C_{ps}$ , 可用来分析在实际使用的平衡半径和平衡重量下的平衡效果及计算实际情况下(抽油机可能是平衡的, 也可能是不平衡的)的扭矩。

由公式(2-78)可看出, 如果上冲程和下冲程中, 悬点载荷 $P$ 各为一常数(即示功图为一长方形)时, 扭矩 $M$ 为随 $\phi$ 而变的正弦曲线(图2-58)。实际上在上冲程和下冲程中悬点载荷并不是常数, 而是随 $\phi$ 而变化。因此, 实际扭矩虽然也随 $\phi$ 而变, 但不是正弦函数。对我们来说感兴趣的问题是求得扭矩的最大值。

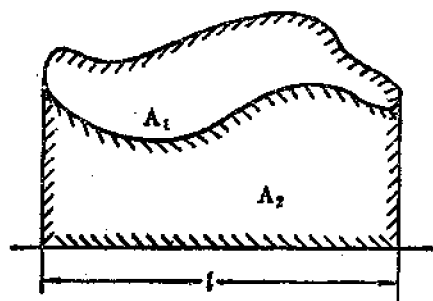


图2-57 由示功图计算 $C_{pr}$

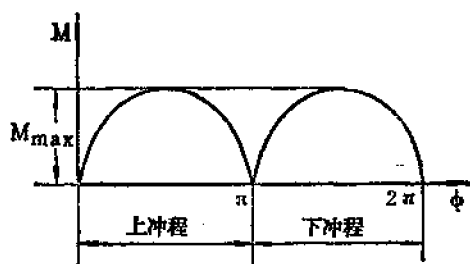


图2-58 扭矩变化曲线

## (二) 计算最大扭矩的近似公式

假定悬点最大载荷发生在 $\phi = 90^\circ$ 时, 即 $P_{90^\circ} = P_{max}$ , 则由公式(2-78)可得:

$$M_{max} = \frac{s}{2} (P_{max} - C_s) \quad (2-82)$$

公式(2-82)中 $P_{max}$ 取实测值, 以及 $C_s$ 用 $C_{ps}$ 时, 计算得的 $M_{max}$ 为上冲程中实际产生的最大扭矩值。

如果计算中 $P_{max}$ 及 $C_s$ 均取理论计算值时, 则计算得的 $M_{max}$ 为理论值。

将计算 $P_{max}$ 及 $C_s$ 的公式代入式(2-82), 就可得到 $M_{max}$ 与抽汲参数( $f_s$ 、 $s$ 、 $n$ 及 $L$ 等)的理论关系。

若取

$$P_{\text{max}} = W_1' + W_1' + W_1' \frac{sn^2}{1440}$$

$$C_s = W_1' + W_1' / 2$$

则

$$M_{\text{max}} = \frac{S}{2} \left[ W_1' + W_1' + W_1' \frac{sn^2}{1440} - (W_1' + W_1' / 2) \right]$$

$$= \frac{S}{4} L (f_1 r_1 + g_1 - \frac{2sn^2}{1440}) \quad (2-83)$$

所用计算 $P_{\text{max}}$ 的公式不同, 则得到的 $M_{\text{max}}$ 与参数之间的关系也有所不同。

由公式(2-83)看出, 随着 $f_1$ 、 $s$ 和 $n$ 的增大都会使最大扭矩增加, 然而以 $s$ 的影响为最大。所以, 在采用大冲程抽汲时, 要特别注意减速箱是否超过允许扭矩。

为了研究扭矩变化规律, 确定上、下冲程的扭矩峰值, 需要绘制扭矩曲线。

### (三) 绘制扭矩曲线的近似方法

该方法是以基本公式(2-78)为基础, 根据实测示功图来绘制扭矩曲线。

下面以Y12-23井为例来说明用近似方法绘制扭矩曲线的步骤。

该井的基本情况:  $s = 1.8$ 米,  $n = 9$ 次/分,

$R = 91$ 厘米, 泵径70毫米, 用CYJ5-2712抽油

机, 泵深900米, 全部采用1"抽油杆。工作时上下冲程的高峰电流  $I_1/I_2 = 50$ 安/30安, 实测示功图如图(2-59)所示, 动力仪力比  $C = 137.5$ 公斤/毫米。

第一步 确定不同 $\phi$ 角时的悬点载荷 $P$ 。

以实测示功图的冲程中点为圆心作半圆, 并6等分圆周(即把上、下冲程的 $\phi$ 角按30°等分, 为了使曲线较准确, 可按15°或10°)。通过圆周等分点作基线的垂线, 求出与示功图载荷线的交点(0, 1, 2, ..., 11)的载荷值, 即为不同 $\phi$ 角下的悬点载荷值。

第二步 确定有效平衡值 $C_{s, \text{eff}}$ 。

由于该井抽油机在不平衡状况下工作, 故有效平衡值应按 $R = 91$ 厘米,  $S = 1.8$ 米( $r = 74$ 厘米)用CYJ5-2712抽油机的平衡计算公式来求。

$$\begin{aligned} C_{s, \text{eff}} &= (R + 0.1919r + 47.4) \frac{1950}{2} \\ &= 91 + 0.1919 \times 74 + 47.4 \frac{1950}{74} \\ &= 4027 \text{ 公斤} \end{aligned}$$

第三步 求出各点的  $(P - C_s)$ 、 $\frac{S}{2} \sin \phi$  和  $M = \frac{S}{2} (P - C_s) \sin \phi$  值, 并列表(见表2-8)。

第四步 以 $\phi$ 为横座标,  $M$ 为纵座标, 根据计算表绘制扭矩曲线 $M - \phi$ (图2-60)。

由图2-60看出: 扭矩 $M$ 随曲柄转角 $\phi$ 而变化, 但不是正弦关系; 抽油机工作很不平衡, 上、下冲程的高峰扭矩分别为2140公斤·米和985公斤·米, 最大扭矩发生在上冲程中, 故电

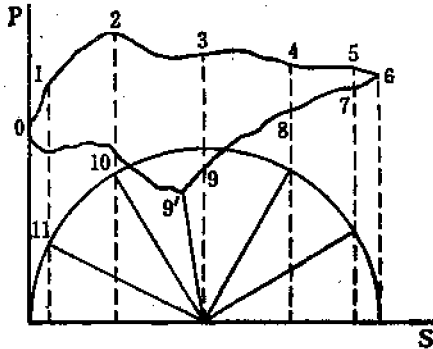


图2-59 由示功图确定不同 $\phi$ 角的悬点载荷

表2-8

Y12-23 井 扭 矩 计 算 结 果

编 号	$\phi^\circ$	$P-C_s$ , 公斤	$\frac{S}{2}\sin\phi$ , 米	$M$ , 公斤·米
1	30	1650	0.45	742
2	60	2750	0.78	2140
3	90	2200	0.90	1980
4	120	1995	0.78	1556
5	150	1925	0.45	865
6	180	1785	0	0
7	210	1512	0.45	-630
8	240	1030	0.78	-804
9	270	-481	0.90	430
9'	280	-1100	0.887	985
10	300	0	0.78	0
11	330	0	0.45	0
12	360	687	0	0

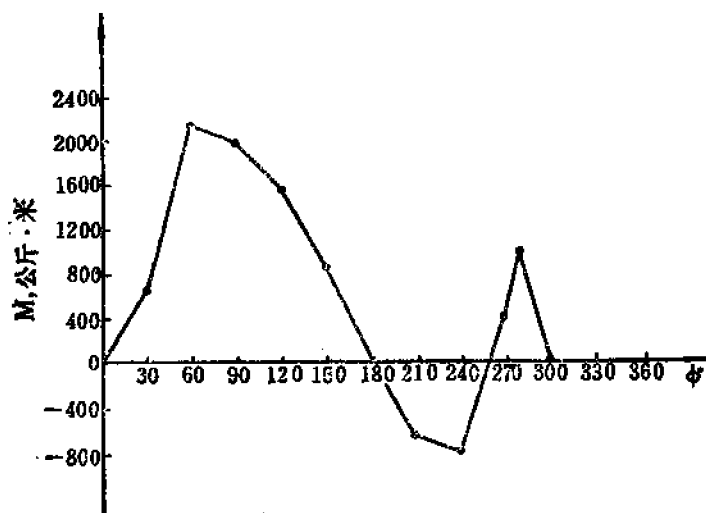


图2-60 Y12-23井扭矩曲线(近似方法)

动机在上冲程的高峰电流大于下冲程的高峰电流  $I_u = 50 > I_d = 30$  安。

虽然近似方法用实测悬点载荷绘制扭矩曲线时, 考虑了载荷变化特点, 但由于所用的计算公式 (2-78), 并没有反映抽油机结构的实际特性, 故根据它绘制的扭矩曲线与实际曲线仍有差别。同一抽油机采用的冲程越大, 其差别越大。为了较准确地计算扭矩提出了用扭矩因数计算扭矩的方法。

## 七、电动机选择和功率计算

虽然目前国内有些油田开始试用天然气发动机作为抽油机动力, 但绝大多数抽油井仍以电动机作为动力。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:

- (1) 负荷是脉冲的, 而且变化大;
- (2) 启动条件困难, 要求有大的启动转矩;
- (3) 所用的电动机功率不太大, 一般不超过40千瓦, 小的只有几千瓦, 但总的数量大;
- (4) 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J<sub>02</sub>或J<sub>03</sub> (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:

$$M = 974 \frac{N\eta}{n} = 974 \frac{N\eta i}{n_m} \quad (2-84)$$

式中  $M$  —— 传至曲柄轴上的扭矩, 公斤-米;

$N$  —— 电动机功率, 千瓦;

$n$  —— 曲柄轴转数 (冲数), 转/分;

$\eta$  —— 传动效率,  $\eta = \eta_1 \times \eta_2$ ,  $\eta_1$  —— 皮带传动效率,  $\eta_2$  —— 减速箱传动效率;

$n_m$  —— 电动机转数, 转/分;

$i$  —— 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 (2-84) 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:

$$N = \frac{Mn}{974\eta} \quad (2-85)$$

由式 (2-85) 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, 其效率和功率因素都不高, 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:

$$N_e = \frac{M_e n}{974\eta} \quad (2-85a)$$

式中  $N_e$  —— 需要的电动机功率 (即需要选用的电动机额定功率), 千瓦;

$n$  —— 冲数, 次/分;

$\eta$  —— 传动效率;

$M_e$  —— 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。它可用计算得的扭矩曲线或

测得的瞬时扭矩来计算,

$$M_s = \sqrt{\frac{M_1^2 \Delta\phi_1 + M_2^2 \Delta\phi_2 + \dots + M_n^2 \Delta\phi_n}{\Delta\phi_1 + \Delta\phi_2 + \dots + \Delta\phi_n}}$$

$$= \sqrt{\frac{\sum (M_i^2 \Delta\phi_i)}{\sum \Delta\phi_i}} \quad (2-86)$$

式中  $M$  —— 瞬时扭矩 (随曲柄转角  $\phi$  而变);

$\phi$  —— 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, 当把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,

$$M_s = 0.707 M_{max}$$

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 CYJ5-2712 及 CYJ10-3012 抽油机, 在  $S=2.7$  及 3 米时, 其最大扭矩与等值扭矩的关系 (不考虑悬点载荷的变化特点) 大体上为,

$$M_s \approx 0.56 M_{max}$$

根据对一些井绘制的实际扭矩曲线求得的  $M_s$  约为  $M_{max}$  的 0.5 左右, 或更小一些。

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:

$$M_s = 0.6 M_{max} \quad (2-87)$$

将式 (2-87) 代入 (2-85), 可得:

$$N_r = \frac{0.6 M_{max} n}{974 \eta} \quad (2-88)$$

如果取  $\eta = 0.9$ , 则:

$$N_r = \frac{M_{max} n}{1461} \quad (2-88a)$$

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 (2-88) 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。

$$N_r = 0.0409 \pi D^2 s n \gamma_1 L \left( \frac{1 - \eta_r \eta_s}{\eta_r \eta_s} + \eta \right) K \quad (2-89)$$

式中  $N_r$  —— 电动机额定功率, 千瓦;

$D$  —— 泵径, 米;

$s$  —— 光杆冲程, 米;

$n$  —— 冲数, 次/分;

$\gamma_1$  —— 抽汲液体比重;

$L$  —— 泵深, 米;

$\eta$  —— 泵效;

$\eta_r$  —— 泵的举升效率, 一般为 0.85~0.95, 可取 0.9;



$\eta_a$ ——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,不平衡时取3.4。

取 $\eta_r = 0.9$ ,  $\eta_a = 0.82$ ,则上式可简化为:

$$N_r = 0.0409\pi D^2 s n \gamma_r L (0.355 + \eta) K \quad (2-89a)$$

或 
$$N_r = 0.1136 \times 10^{-3} Q_r \gamma_r L (0.355 + \eta) K \quad (2-89b)$$

式中  $Q_r$ ——理论排量,米<sup>3</sup>/日。

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,通常采用水马力及光杆马力。

水马力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:

$$\begin{aligned} HP_w &= \frac{Q \times L \times 10^3}{75 \times 86400} \\ &= \frac{Q_r \gamma_r L}{75 \times 86400} \eta \times 10^3 \end{aligned} \quad (2-90)$$

式中  $HP_w$ ——水马力;

$Q$ ——油井日产液量,吨/日;

$Q_r$ ——泵的理论排量,米<sup>3</sup>/日;

$\gamma_r$ ——抽汲液体的比重,公斤/米<sup>3</sup>;

$\eta$ ——泵效;

$L$ ——有效提升高度,即为下泵深度。

光杆马力就是通过光杆,来提升液体和克服井下损耗所需要的功率。可采用下面的公式来近似地计算光杆马力:

$$HP_{pr} = \frac{W_1' s n}{75 \times 60} \quad (2-91)$$

式中  $HP_{pr}$ ——光杆马力;

$W_1'$ ——按活塞截面积计算的液柱载荷,公斤;

$s$ ——光杆冲程,米;

$n$ ——冲数,次/分。

公式(2-91)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。

要准确地计算光杆马力,必须根据实测示功图:

$$HP_{pr} = \frac{A s n C \times 100}{1 \times 75 \times 60} \quad (2-92)$$

式中  $HP_{pr}$ ——光杆马力;

$A$ ——示功图载荷线包围的面积,厘米<sup>2</sup>;

$s$ ——光杆冲程,米;

$n$ ——冲数,次/分;

$l$ ——示功图长度,毫米;

C ——动力仪的力比, 公斤/毫米。

根据油井产量按公式 (2-90) 所计算得的水马力, 是实际做功的有效功率, 它小于光杆马力。它们之差反映了泵的漏失及井内摩擦等因素, 引起的功率损失。而光杆马力除以抽油机效率 (除严重的低负荷运转外, 一般可取0.8) 即可得出需要电动机输出的功率。

### 参 考 文 献

1. Дрозотеску, Н.Д.: «Глубиннонасосная Добыча АНефти», Недра, 1966.
2. Адошин, А.Н.: «Процесс Глубиннонасосной нефтедобычи», Недра, 1964.
3. Пирвердян, А.М.: «Гидромеханика Глубиннонасосной Эксплуатации», Недра, 1965.
5. J. 扎巴: «深井泵采油», 石油化学工业出版社, 1978.
6. API RP 11L: "API Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional units)", Third Edition, Feb. 1977.