

高等学校教学用书

石油矿场机械

下册

石油院校教材编写组编



中国工业出版社

全书共分四篇二十一章分上中下三册出版，下册包括第三篇采油机械及第四篇总論。

在第三篇采油机械中闡述了游梁式抽油机和深井泵装置的工作理論及設計方法，并重点研究了新型的液压抽油机及电动沉沒离心泵的结构、工作原理及設計問題，对水力活塞泵及振动泵的理论与实际問題也有介紹，最后，分別論述了修井设备及压裂设备的结构設計問題。第四篇总論是在已經研究过各具体机器設計方法的基础上，加以总结概括得出机器设备設計的一般原則方法，并介紹了钻采工艺及其设备新发展的科学技术問題。

本书适于作为高等石油院校石油矿場机械专业用試行的石油机械专业的教科书，也可作矿場机械設計人員及矿場机械动力部門技術人員工作参考。

石油矿場机械

下 册

石油院校教材編写組編

※

石油工业部編輯室編輯（北京北郊六鋪炕石油工业部）

中国工业出版社出版（北京佟麟閣路丙10号）

（北京市书刊出版事业許可証出字第110号）

中国工业出版社第四印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

※

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $12^{3/8}$ ·字数248,000

1961年7月北京第一版·1962年4月北京第二次印刷

印数634—1. 定价（10-5）1.50元

※

統一书号：K15165·230（石油-48）

原
书
缺
页

原
书
缺
页

目 录

第三篇 采油机械

緒言

第十五章 游標式抽油机-深井泵装置

概 述	7
第1节 游標式抽油机-深井泵装置的基本理論	8
第2节 游標式抽油机	22
第3节 抽油杆	29
第4节 深井泵	34

第十六章 液压抽油机

第1节 液压抽油机簡介	42
第2节 液压抽油机的方案和控制系統	43
第3节 液压抽油机的基本参数和理論	50
第4节 液压抽油机設計指示	54

第十七章 无杆泵

第1节 沉沒式电动离心泵	47
第2节 水力活塞泵	67
第3节 振盪泵	71

第十八章 修井设备

概 述	81
第1节 通井机和洗井机的基本参数	82
第2节 修井设备的方案設計	89
第3节 通井机的結構及設計指示	95
第4节 洗井机的設計指示	101
第5节 新型修井设备	102
第6节 修井起下操作机械化	105

第十九章 水力压裂设备

概 述	117
第1节 水力压裂的基本参数及工艺过程	117
第2节 水力压裂设备設計中的几个問題	122

第四篇 总論

第二十章 矿場机械設計总論

第1节 机器設計的基本原則	139
第2节 矿場机械的标准系列設計	152
第3节 机器的总体設計	165
第4节 机器的技术設計	170
第5节 机器的强度計算	180

第二十一章 石油鑽采技术与设备的新发展

第1节 气体鑽井	183
----------------	-----

第2节	小井眼鑽井	186
第3节	大井径鑽井	186
第4节	水上鑽井	187
第5节	冲击旋轉鑽井及震動鑽井	187
第6节	无杆水力頓鑽	188
第7节	爆炸鑽井	189
第8节	热力鑽井(火焰鑽井)	190
第9节	电水效应鑽井(液中放电鑽井)	191
第10节	热力驅動采油	192
第11节	矿場自动化	193
小 結		194

第三篇 采油機械

緒 言

多、快、好、省的把我国蘊藏丰富的石油从地层深处开采出来，是提高原油产量，迅速发展我国石油工业的重要問題之一。完成这一任务需要相应的采油修井等机械設備。它們包括：当原油不能自噴时采用的抽油装置，处理油井事故的修井装置，及实现增产措施用的压裂設備等。

由于原油是利用地下的能源，如边水，气頂等的压力从地层噴到地面，而地下能源在油田开发过程中，逐渐消耗，使油井不能长期自噴。在油井不能自噴以后，必須采用其他办法，使井底原油重新获得能量，把原油采至地面。目前常用的方法有二种；即气举法及抽油法。

气举法是在地面上，利用压缩机把压缩后的空气或天然气导入井內，利用压缩气体的能量，把原油举升至地面。但是由于气举法在能量传递过程中，耗气量太大，效率低，不經濟，而且使用条件受到一定限制，因此近年来已逐渐被淘汰。而抽油法，由于它的設備简单可靠、經濟，因此应用范围很广，世界各国的非自噴井几乎都采用抽油法采油。

抽油法有几种，它們的共同特点是：把各种特殊的泵装置，放入井下，通过不同的能量传递方式，把地面的机械能，传给井下的泵，利用泵把原油举升至地面。因此任何抽油泵装置都应包括地面的动力設備，传送能量的中間机构及井下的泵等几个部份。根据从地面到井下的能量传递方式不同，可以把抽油泵装置分成以下几类：

有杆泵：有杆泵是一种特殊的往复式柱塞泵，它的特点，是将往复泵的液力部份与驱动部份分开，把液力部份放到井下成为深井泵，以很长的抽油杆代替活塞杆，而驱动部份則做成各种类型的地面抽油机。

有杆泵的地面驱动装置可以分为二类，即机械传动装置及液压传动装置。属于机械传动装置的以游梁式抽油机为代表，它的結構简单可靠、操作管理方便，因而在生产上应用最为广泛，但是由于它是一套利用减速箱及連杆机构传动的設備，因而也就具有設備笨重、效率低、性能不理想等一系列缺点。

属于液压传动装置的有液压抽油机，它以一套輕便的液压传动設備代替了笨重的机械传动的抽油机，而且在传动性能上亦有了很大的改善。

由于有杆泵的工作都是通过細长的抽油杆把地面动力传递到井下带动单作用的深井泵工作，这一工作特点使地面传动装置承受的載荷大并且承载不平衡而需要平衡；使抽油杆上下运动时承受着很大的交变載荷易产生断裂事故，特別深井大产量时矛盾更为突出。液压抽油机由于其冲程长、冲数低，上述矛盾可以得到緩和，但平衡問題仍需解决。所以，有杆泵無論用任何传动方式，都需要一定的平衡装置，这是有杆泵的本質所

引起的缺点。

因此，为了克服有杆泵的本質缺点以及更合理的传递能量，近年来創造了各种新型的无杆泵，其中比較成熟的有以下几种。

水力活塞泵：該装置的特点是利用液体的能量驱动井下往复式液力发动机，由其带动井底活塞泵抽油，而不需要复杂的中間传动机构，所以具有經濟、效率高及性能柔和等优点，适用于中小产量的中深井及深井。它的缺点是在含沙量較大的油井中使用时磨損快，有卡泵危險，在含气量多时則容积效率低；水力活塞泵的制造工艺要求高，成本較高；另外水力活塞泵虽然不用抽油杆，但由于它的液压传动方式，使目前必需采用双层油管，因此仍不够經濟。

电动离心泵：該装置的特点是利用电能通过电纜驱动井下的电动机带动离心泵进行工作。由于通过电能的直接传递，不受抽油杆条件的限制，所以效率高，地面装置简单，便于自动化，适用于采油指数高，产量大的油井和水淹井，尤其在深井、斜井等条件下，上述优点就更为突出。电动离心泵不适用于含砂、含气量多的井，由于电传动的方式給他带来高压电纜泵組及小直径电机，制造要求很高而且成本亦較高。

另外屬於电能直接传递的，目前正在进行試驗的有电动螺旋泵，它以井下的电动螺旋泵代替电动离心泵，它与离心泵相比，結構简单制造容易而且耐磨，适用砂气較大的井。

振动泵：該装置特点是利用油管振动的形式传递能量，即由地面的机械振动发生器带动油管振动，通过井下凡尔，使原油不断获得能量而上升至地面。因此該类装置特別简单，制造容易，成本低，但是由于它出現不久，在技术上还不成熟，目前还存在着一些新的矛盾和缺点，如油管的折断，絲扣脫扣等。

在油井正常生产的过程中，常常会由于各种原因和事故，需要进行油井修理；如为了处理井下結蜡，砂堵，在井内进行热洗，冲砂；为了处理油管或抽油杆的断裂事故，而进行起下油管或抽油杆，以及油井由自噴轉入抽油方式工作时的下泵及鑽开水泥塞等工作。为了完成这些特殊要求的工作，近年来逐渐发展形成成套的修井設備。

由于修井工作主要包括两个内容：其一是起下油管，油杆等的起下工作，另外一种冲洗循环工作，为此，为完成这些工作的修井設備包括：修井用的絞車井架游动系統和冲洗用泵等。由于修井工作是在各个井上进行，而且時間短，为此目前各种修井設備除井架外均为車装式的。屬於起升用的通井机以及带有井架的联合作业机，冲洗用的拖拉機泵或汽車泵等。

目前为了适应各种不同深度油井的修井要求而有各种参数的修井装置系列，它們都包括有：起重絞車，活动井架，泵，旋轉与游动系統和相应的机械化、自动化等机构。

地层水力压裂是增产原油最強大的措施之一。地层水力压裂是把高压液流打入地层內，造成人工裂縫或扩展地层的原始裂縫。随后用混砂液将砂子带至裂縫內，以支持裂縫，造成井底周围的高渗透率区，降低流动阻力，提高油井生产率和注水井的吸水能力。

由于压裂工艺要求向井內灌注，压砂和循环頂替等工作，而且施工時間性要求严格，这就要求有成套的压裂設備包括压裂車，混砂車，油罐車，仪表車，管綫，井口装

震及井下装置等组成，而且所有的设备要求移运性好，安装迅速，操作集中安全。开始在我国，只采用水泥車进行压裂，由于水泥車本身性能的限制，影响压裂效果。为此近年来正在设计和制造适合我国情况的成套压裂设备，以适应压裂工艺的发展和推广的要求。

第十五章 游梁式抽油机-深井泵装置

概 述

游梁式抽油机—深井泵装置，是目前抽油设备中、使用历史最长，应用最广的一种，它通过地面游梁式抽油机驱动装置，借助抽油杆带动井下的深井泵柱塞上下移动，将机械能转换为液体的压能，把原油从井下源源不断地抽至地面。

游梁式抽油机—深井泵装置的工作具有以下特点：

1. 由于抽油杆上下带动单作用式的深井泵柱塞作往复运动，在工作过程中抽油杆承受很大的交变载荷，并且因此使发动机承载不均衡。

2. 抽油机驴头的往复运动是由四连杆机构将发动机的旋转运动转换而得，这就造成了它的结构笨重，费钢。

3. 抽油杆的工作条件恶劣，抽油杆在传递能量的过程中，不仅承受杆本身的重量而且因为交变载荷以及油井内含砂及强腐蚀性原油的影响，严重的减弱杆的强度，以至于容易造成断裂事故。

4. 装置中的深井泵在油管内工作，因此其尺寸受到限制。并且泵的工作介质是含有砂，蜡，气的原油，磨损严重，有时因此形成砂卡，蜡堵，造成油井事故，原油中含气会大大影响泵的充满程度，降低泵的生产率，严重的气塞，会使泵完全停止生产。此外抽油杆及油管的变形亦会影响泵的生产率。

由上述游梁式抽油机—深井泵装置的工作特点，对该装置提出以下的要求：

1. 在满足采油工艺的前提下，要求游梁式抽油机结构尽可能小，而且轻便可靠，同时为了适应不同井产量和下泵深度的要求设计出各种不同参数的抽油机以满足生产需要，并且可以相应的改变冲程长度和次数，要求提高它的自动化程度。

2. 为了平衡抽油机上下冲程时载荷的不均匀性，使发动机负载均匀，则必须考虑平衡装置。

3. 改善抽油杆的工作条件，提高它的耐磨性和强度。

4. 延长深井泵的使用寿命，改进深井泵的结构或者装置砂锚或气锚，以防止砂气侵入；同时必须提高材料的耐磨性。

游梁式抽油机—深井泵装置，最基本的优点是可以长期的在現場露天及不同气候条件下工作，使用可靠，制造和修配简单，及操作容易。其缺点是由于其地面四连杆机构的传动装置以及抽油杆的能量传递方式，造成了它笨重，费钢，性能不好，效率不高等一系列的缺点，这在生产不断发展的过程中，愈来愈显得突出。由于这类抽油设备是

目前应用最广的一种,在浅井等一系列条件下其优点也较大,因此它不仅是当前最主要的抽油设备,而且在今后一段时期内,还必须继续使用,为此我们必须研究并掌握其本身的规律和结构特点,发挥它的优点,限制它不利的一面,以充份发挥它在采油工作中的积极作用。

第1节 游梁式抽油机-深井泵装置的基本理论

一: 游梁式抽油机的运动分析

游梁式抽油机-深井泵装置的地面传动是一个四连杆装置,分析它运动的情况,主要是研究驴头悬点的位移、速度与加速度,因为悬点的运动决定着泵的行程,抽油杆的动载和抽油机的受力情况。

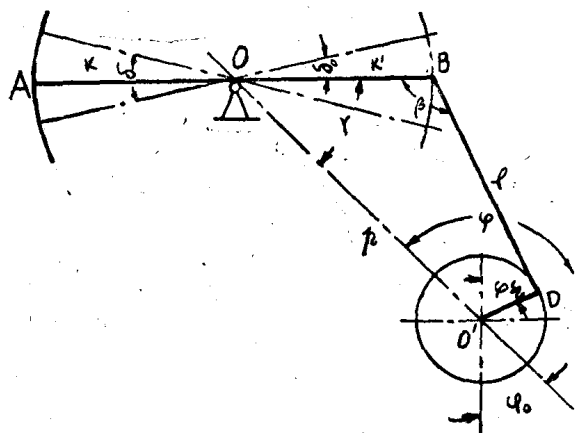


图 15-1 抽油机示意图

在分析时采用如图15-1所示的符号
不变参数有:

曲柄长度, $O'D=r$;

连杆长度, $BD=l$;

游梁后臂长度, $OB=K_1$;

游梁前臂长度, $OA=K$;

基线长, $OO'=p$;

基线角, φ_0 ;

摆幅角, δ_0 ;

参变数有:

由基线算起的曲柄转角 φ ;

由垂线算起的曲柄转角 φ_0 ;

四连杆机构的转角, α, β, γ ;

由上位算起的游梁后臂转角, δ ;

悬点A的运动由游梁与连杆的联结点B的运动决定,所以这两点的位移,速度及加速度有如下的关系:

$$S=S_B \frac{K_1}{K}; \quad v=V_B \frac{K_1}{K};$$

$$a=a_B \frac{K_1}{K}$$

抽油机的运动分析,可以采用以下三种方法:

1. 最粗略的方法近似的认为B点作简谐运动,当连杆为无限长和B点轨迹为直线时,

即 $\frac{l}{K}, \frac{r}{l}$ 为0时:

则B点的位移、速度、加速度

$$\left. \begin{aligned} S_B &= r(1 - \cos \varphi') \\ V_B &= \omega r \sin \varphi' \\ a_B &= \omega^2 r \cos \varphi' \end{aligned} \right\} \quad (15-1)$$

A 点的位移、速度和加速度的最大值则为:

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= \frac{K_1}{K} 2r \\ V_{\text{大}} &= \pm \frac{K_1}{K} \omega r \\ a_{\text{大}} &= \pm \frac{K_1}{K} \omega^2 r \end{aligned} \right\} \quad (15-2)$$

2. 较精确的方法

考虑了连杆的长度, $\lambda = \frac{r}{l}$, 而 B 点轨迹仍近似的认为是一直线时, 即 $\frac{l}{K} = 0$; 则 B 点的位移、速度、加速度,

$$\left. \begin{aligned} S_B &= r(1 - \cos \varphi') + \frac{r}{2} \sin 2\varphi' \\ V_B &= \omega r (\sin \varphi' + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi') \\ a_B &= \omega^2 r (\cos \varphi' + \lambda \cos 2\varphi') \end{aligned} \right\} \quad (15-3)$$

A 点的位移、速度和加速度的最大值

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= 2r \frac{K_1}{K} \\ V_{\text{大}} &= \pm \omega r \\ a_{\text{大}} &= \omega^2 r (\lambda \pm 1) \end{aligned} \right\} \quad (15-4)$$

3. 精确的方法

把抽油机机构的运动, 看成是铰链的四杆运动机构的运动。则可以用分析法或图解法求得悬点位移, 速度及加速度的精确值。

• 运用精确方法, 所求出之 S , V , a , 与假设为简谐运动规律所求出之数值有在了一定的偏差, 可以从图中清楚的看出, 图15-2是用 $S_0=3000$, $r=1150$, $l=4080$, $P=525$, $K=3500$, $K_1=4500$, $n=12$ 次/分的条件下分别用 $S-\varphi'$, $V-\varphi'$, $a_r-\varphi'$ 坐标划出来的。

如研究 a_r 与 S 之间的关系时在简谐运动情况下

$$\begin{aligned} \cos \varphi' &= 1 - \frac{S_B}{r} \\ a_B^t &= \omega^2 r \cos \varphi' = \omega^2 \frac{S_{B\text{大}}}{2} - \omega^2 S_B \end{aligned}$$

当以 S_0 代 $S_{B\text{大}}$ 得出

$$a_B^t = \omega^2 \frac{S_0}{2} - \omega^2 S \quad (15-5)$$

它在 a_B^t-S 坐标上(图15-3)是一条与横轴成 $\tau = \arctan \omega^2$ 的交角的直线可以清楚的看出与实际的变化相差还是比较大的, 这个相差的最大值可用加速度指标来说明。

$$m_a = \frac{a_{\tau\text{大}}}{\frac{\omega^2 S_0}{2}}$$

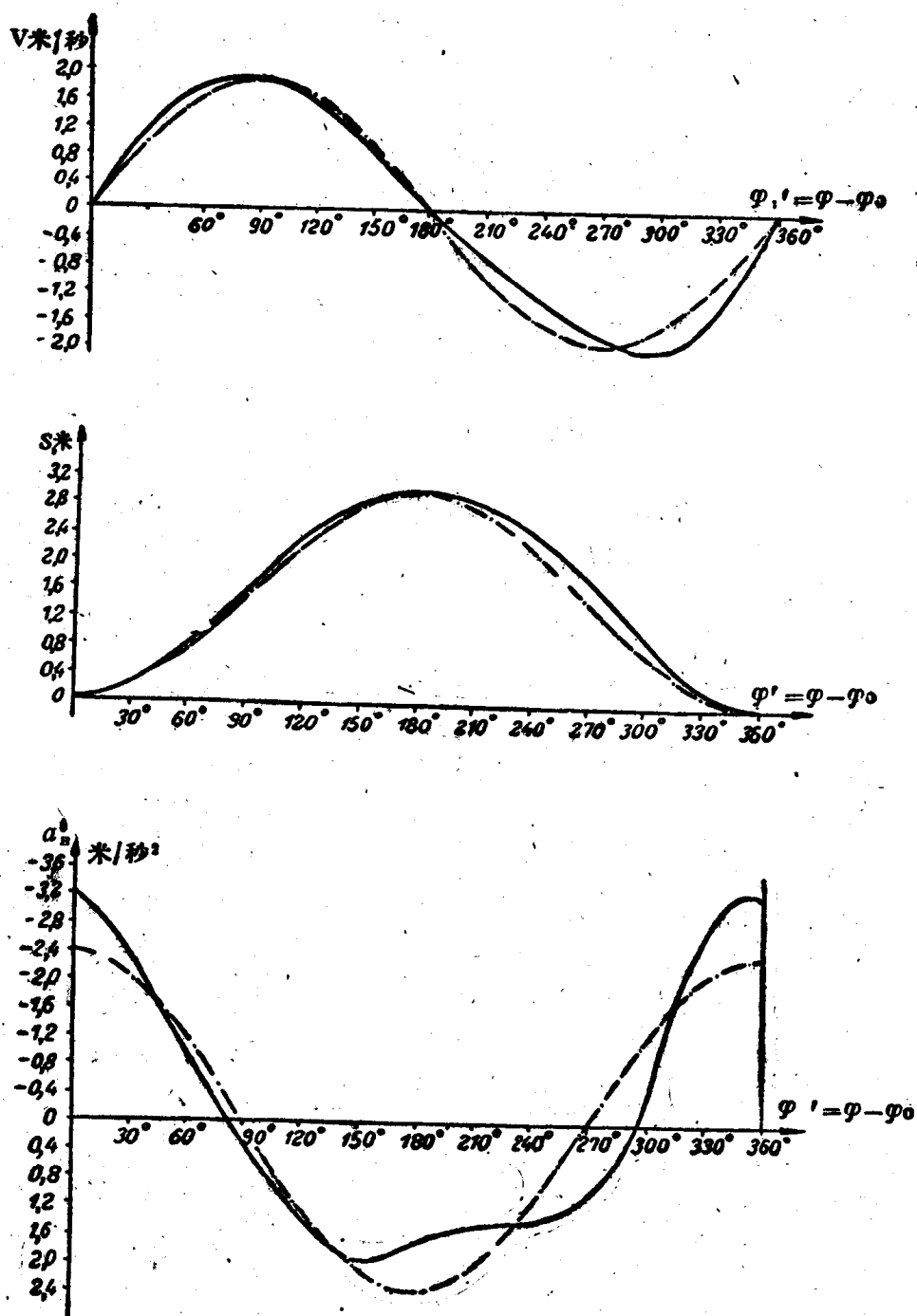


图 15-2 S, V, a_n 与 φ' 之关系图

— · — · — 简谐运动规律;
 ————— 精确分析规律。

簡諧运动与实际运动之最大加速度之間的偏差分析法可知这些值和 $\frac{r}{l}$ 、 $\frac{r}{K}$ 有关。

如近似的求出 m_a 之值可应用K. C. 阿里維尔吉扎杰提供的公式

$$m_a = -\frac{1 \pm \frac{r}{l}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{K}\right)^2}} \quad (15-6)$$

式中(+), (-)号表示自上向下的冲程, m_a 之值代表着抽油机一个重要技术经济指标。

当 $\frac{r}{l}=0$, $\frac{r}{K}=0$, $m_a=1$ 时, 即悬点的运动趋近于簡諧运动时, 悬点加速度值最小。但在满足冲程长度 S 的要求下, r 值一定时, 结构要相当庞大, 极不经济, 如在 S , n 不变的条件下, m_a 增加到 $\frac{r}{l}$ 和 $\frac{r}{K}$ 之比值越大, l 及 K 值就越小, 因而使整个机器尺寸减小, 这样就能节约钢材, 减轻重量。然而随着 m_a 的提高, 抽油机的运动性能及抽油杆的工作条件变坏, 又会严重的造成抽油杆的折断, 变速箱, 原动机工作条件也变坏, 大大降低设备的使用寿命。故运动指标是反映游梁式抽油机在技术和经济问题上反映在结构尺寸合理程度的重要标志。

从上面分析的结果, 虽然用精确方法分析比

较复杂, 但在 $\frac{r}{l} > \frac{1}{3}$ 和 $n > 10$ 时, 必须利用它才能画出比较正确的结果, 在 $\frac{r}{l} > \frac{1}{5}$, $n < 10$ 时可用近似法和粗略法进行分析。

由图15-3中可以看出曲柄转动方向是与加速度的变化是有关系的, 如要使抽油机自上冲程开始加速度稍小一些, 必须要使曲柄顺时针旋转。

二、抽油机载荷分析

分析抽油机在工作过程中所受的载荷, 主要为解决抽油机的平衡及计算各杆在工作过程中所受的力, 以确定其尺寸, 在抽油机工作过程中, 作用在驴头悬点上的载荷主要有:

- (1) 抽油杆自重及油柱重量所产生的静载荷;
- (2) 泵在一定沉没深度下, 液柱由下作用到活塞上的静压力;
- (3) 抽油杆及油柱运动时所产生的惯性力及附加的振动载荷;
- (4) 抽油杆与油管、深井泵的柱塞与缸套及液体在排出管流动时所产生的摩擦力。

因摩擦力相当于总载荷而言是很小的。(为静载荷2~5%), 可忽略不计, 所以确定抽油机在工作过程中所承受的载荷, 主要应确定它所受的静载、惯性载荷及附加的振动载荷, 从而求出悬点的最大载荷与最小载荷, 在实际工作中, 最大载荷与最小载荷, 可

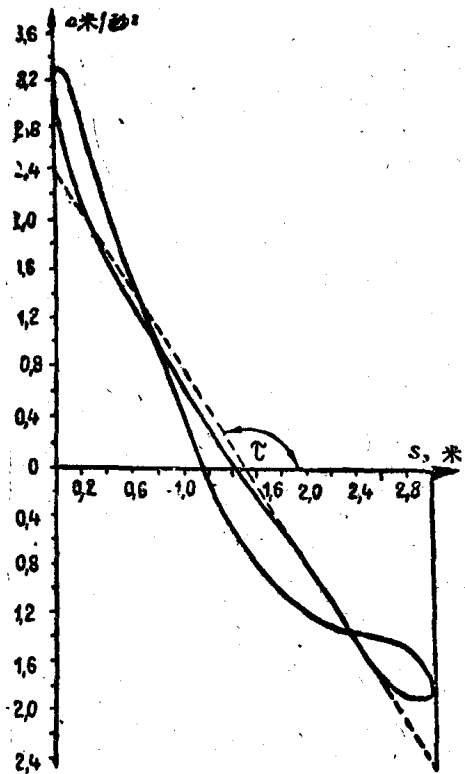


图 15-3 $a_B = f(s)$

— · — · — 简谐运动规律;
—— 精确分析规律。

由动力仪测出。

1. 静载荷

当抽油杆带动活塞上行时, 排出阀关闭, 此时抽油杆悬点承受的静载 $P_{\text{静}}^{\text{上}}$, 等于抽油杆重量加上整个液柱的重量;

当抽油杆下行时, 排出阀打开, 吸入阀关闭, 油柱的重量转到油管上, 抽油杆悬点仅承受抽油杆在油内的重量。

若用关系式表示, 当上冲程时

$$P_{\text{静}}^{\text{上}} = P_{\text{杆}} + P_{\text{油}} = P'_{\text{杆}} + P'_{\text{油}} \quad (15-7)$$

$$P_{\text{杆}} = f_{\text{杆}} \cdot H \cdot \gamma_{\text{杆}} \quad (15-8)$$

$$P_{\text{油}} = (F - f_{\text{m}}) \cdot H \cdot \gamma_{\text{油}} \quad (15-9)$$

式中 $P_{\text{杆}}$ ——抽油杆柱重量;

$P_{\text{油}}$ ——动液面以上的抽油杆与油管环形空间的油柱重;

$P'_{\text{油}}$ ——动液面以上断面积等于柱塞面积的液柱重;

$P'_{\text{杆}}$ ——抽油杆柱在油中的重量;

F ——柱塞截面积, 米²;

$f_{\text{杆}}$ ——抽油杆的截面积, 米²;

H ——抽油杆长度, 米;

$\gamma_{\text{杆}}$ ——抽油杆材料比重, 公斤/米³;

$\gamma_{\text{油}}$ ——油的比重, 公斤/米³;

当下冲程时:

$$P_{\text{静}}^{\text{下}} = P'_{\text{杆}} = f_{\text{杆}} \cdot H \cdot \gamma_{\text{杆}} - f_{\text{杆}} \cdot H \cdot \gamma_{\text{油}} = f_{\text{杆}} \cdot H \cdot (\gamma_{\text{杆}} - \gamma_{\text{油}}) \quad (15-10)$$

而在抽油机驴头上冲程开始时, 当悬点载荷由 $P'_{\text{杆}}$ 过渡到 $P'_{\text{杆}} + P'_{\text{油}}$ 的同时, 因油柱重从油管上移到抽油杆承受, 使抽油杆发生变形伸长, 相应的油管因卸载而缩短, 因此使柱塞的有效冲程长度 $S_{\text{效}}$ 小于驴头悬点之冲程长度, 此时, 柱塞的有效冲程长度为

$$S_{\text{效}} = S_0 - \lambda \quad (15-11)$$

而

$$\lambda = \lambda_{\text{杆}} + \lambda_{\text{管}} = \frac{HP'_{\text{油}}}{E} \left(\frac{1}{f_{\text{杆}}} + \frac{1}{f_{\text{管}}} \right) = \frac{\lambda_{\text{杆}}}{\psi} \quad (15-12)$$

式中 S_0 ——抽油杆悬点冲程长度;

$\lambda_{\text{杆}}$ ——抽油杆变形长度;

$\lambda_{\text{管}}$ ——油管变形长度;

$f_{\text{杆}}$ ——抽油杆截面积;

$f_{\text{管}}$ ——油管截面面积;

ψ ——变形分配系数, $\psi = \frac{1}{1 + \frac{f_{\text{杆}}}{f_{\text{管}}}}$ 。

而当向下冲程开始时, 由于 $P'_{\text{油}}$ 又重作用到油管上, 使抽油杆缩短与油管伸长, 恰和向上冲程时相反。这样, 抽油机在静载荷作用下, 在上下冲程中, 悬点载荷变化的规律,

就可以静力示功图(图 15-4)表示, 图中的 AB 斜线即代表活塞上的载荷传递到抽油杆悬点上的过程。线段 BB' 相当于在活塞未移动而驴头悬点上行的位移。其值为 $\lambda = \lambda_{杆} + \lambda_{管}$ 。当全部静载荷都传到悬点以后, 柱塞就和抽油杆一同向上移动, 而划成水平的直线 BB' 。

当驴头悬点开始下行时, 由图中可看出, 抽油杆的载荷已卸掉, 而油柱的重量传递到油管上, 如斜线 BT 所示。线段 $T'T'$ 表示活塞尚未移动而抽油杆悬点向下移动的距离。其值为, $\lambda = \lambda_{杆} + \lambda_{管}$ 。柱塞和抽油杆再继续下行时, 载荷是不变的。

这种静力示功图, 在实际工作中, 只有在浅井工作时, 泵筒内完全充满液体, 并且泵的冲数很小(每分钟 6~8 次)时, 用动力仪可以得到与其相似的图形。

2. 动载荷

在井较深冲数较大的情况下, 必须要考虑到动载力的影响, 而且由于杆和管的变形以及加速度沿杆及液体的传播速度有限, 这两个因素的联合作用, 使动载计算复杂化, 一般只能作较近似的计算。

首先在油杆中加速度以声速传播, 在钢内声波的传播速度当 $v_{杆} \cong 5100$ 米/秒, 而在液体内为 $v_{液} = 1350 \sim 1400$ 米/秒; 所以当杆柱运动时, 沿杆长各点的加速度, 都不是一样的。如在离悬点为 H 的柱塞处的加速度对悬点落后时间为

$$t = \frac{H}{v_{杆}}$$

在这个时间内曲柄转角为

$$\varphi = \frac{\omega}{v_{杆}} \cdot H.$$

因此在油杆变形期间就不能按悬点的最大加速度来计算惯性载荷。正确的计算应按下式求得:

$$P_{杆惯} = \int_0^H a_M dm = \frac{P_{杆}}{g} a_{均} \quad (15-13)$$

但在实际情况下, 决定 $a_{均}$ 是困难的。由 E.C. 阿里维尔吉札杰提出近似方法中, 可认为最大惯性载荷是发生在抽油杆与油管变形終了, 柱塞开始向上运动时, 具体计算方法如下:

由

$$P_{杆惯} = \int_0^H a_M dm = \int_0^H a_M \frac{q}{g} dx.$$

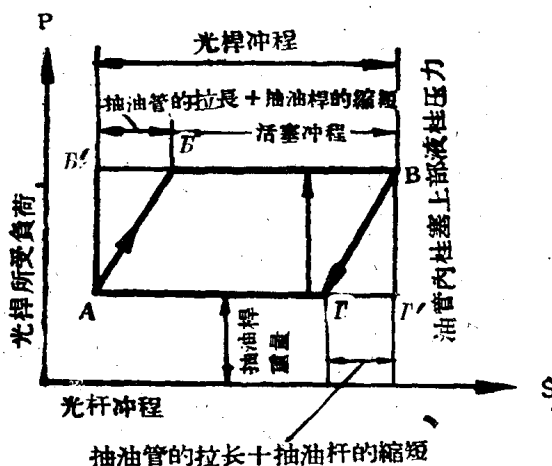


图 15-4 静力示功图

$$P_{\text{惯}} = \frac{P_{\text{杆}}}{g} a_A$$

油柱的惯性力为

$$P_{\text{油惯}} = m \frac{P_{\text{杆}}}{g} \cdot a_{\pi} \quad (15-15)$$

式中 a_{π} 为柱塞起动时悬点之加速度, 为了简化计算, 可使 $a_{\pi} = a_0 = a_A$ 。

总的惯性载荷可写为:

$$P_{\text{惯}} = (1 + m) \frac{P_{\text{杆}}}{g} a_A \quad (15-16)$$

振动载荷:

振动载荷是由于抽油杆的振动对悬点产生的附加载荷, 当一弹性体突然遭受外力破坏其平衡时, 就产生振动现象。抽油杆亦为弹性体, 在悬点开始向上时, 亦即在抽油杆与油管变形期间, 油柱的重量是逐渐转至油杆上, 柱塞与泵筒无相对移动, 此时, 抽油杆不会产生振动, 而当变形終了时, 在这一瞬间, 悬点以一有限速度运动, 液体骤然由活塞带动, 由于柱塞载荷和速度突然变化的结果, 使抽油杆产生振动。如杆柱的自然振动频率与驴头周期性的摆动所产生的强迫振动的频率相同时, 将会产生共振现象。根据经验数据得出, 驴头的摆动次数, 每分钟不超过

$$n = \frac{3800}{L} - (0-2) \quad (15-17)$$

由于振动载荷的影响, 使悬点载荷变化的示功图15-5成为图15-6所示的图形。

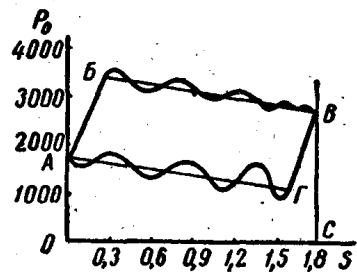


图 15-6

抽油杆在振动过程中, 由于杆与管的摩擦及油杆与油之间的摩擦, 而对振动起阻尼作用, 使振幅逐渐变小。

振动载荷由A.C. 威尔诺夫斯基公式^①进行计算:

$$P_{\text{振}} = \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D}{d} \sqrt{\frac{\omega^2 S}{g}} \cdot \sqrt{K_1 \psi - \frac{\lambda_{\text{杆}}}{S}} (1 + 0.3m) P_{\text{杆}} \quad (15-18)$$

式中 α_1 , K_1 ——运动修正系数(反映各杆长度间的比例关系);

D ——柱塞直径;

d ——抽油杆直径。

通过上述载荷的分析可得出悬点的最大载荷:

$$P_{\text{大}} = P_{\text{杆}} + P_{\text{油}} + P_{\text{杆惯}} + P_{\text{油惯}} + P_{\text{振}} \quad (15-19)$$

而悬点的最小载荷:

$$P_{\text{小}} = P'_{\text{杆}} - P_{\text{杆惯}} - P_{\text{振}} \quad (15-20)$$

由此可见悬点最大载荷的计算是很复杂的。为了计算方便, A. H. 阿道宁提出一些经验公式, 并用许多试验数据加以修正, 因此计算结果也比较准确。

经验公式为

① 公式推导可参考Р. И. Шенников 所著采油机械P88-89