

涡轮泵的研制、应用与选择

D. M. Manson
Weir Pumps

胡泽明 译
王福松 校

提 要

随着二次采油技术,特别是机械抽油泵系统应用的增长,需要一种更可靠、更结实并可调节的井下泵。在这方面,作者所在的公司发展了液力涡轮驱动的井下泵。本文回顾了这种泵的发展背景,同时对选择合适的抽油或抽水用井下泵/涡轮机组配置方法与步骤进行了详细的逐步的描述。

一、引 言

由于Weir泵公司发展的液力涡轮驱动的井下泵是对当前公认技术的一种明显偏离,因而本文的第一部分专门阐述了发展这种泵的理由。

正因为这种机组是作为电动潜油泵的可靠替换品而设计的,所以它的使用范围也和电潜泵很相似。

直到如今,在较高产量井中进行机械采油(水)的最通用和可行的方法是应用潜油(水)电机驱动泵和“气举法”。在北海英国海域,近5~6年试用了电潜泵,并且实际上这种泵已应用得相当广泛,其应用的成功率由“极差”到“合理可以接受”。在准备本文时,只有极少数电潜泵能无故障地运行一年以上,绝大多数泵在3~4个月内就发生故障。实际上不少泵是在刚开始运转或只使用几天之后就不得不从井下起出来。

针对这一背景,作者的公司与英国政府及两个主要英国石油公司合作,从事了一种可代替电潜泵的机械采油方法的开发工作。

二、目 标

在开始进行代替电潜泵的一种新泵开发研制工作时,提出的目标很多,但归纳起来不外乎三个简单的目标:

- (1) 井下机组可靠,运行寿命长;
- (2) 性能在大范围内可调节,即适应性好;
- (3) 机组紧凑轻便。

三、基本设计思想

为达到预定目标,认为必须除去泵组的电驱动形式。电潜泵发生故障的主要原因是电机、电机的密封部分和电缆等动力传输系统出问题。相对简单的液体动力看来是最佳的解决途径。

也考虑过正排量形式的井下泵机组。这种往复运动类型的泵本质上不如离心泵可靠,而且由于机械的限制,这种泵机组只能在预定速度范围内运行,因此,一定外径的泵机组只能泵抽适量的液体。

此外,这类泵组对动力液的净化程度要求高,并且对其泵段因产出液中的悬浮固相造成的快速磨损无法进行防护。由于上述这些原因,设计这类泵组的设想在早期就被否定了。其后认为,采用反击度为50%的涡轮来驱动离心泵应能实现预定的目标。

因此,作者的公司进行了用液力涡轮驱动井下泵机组(图1)的具体设计与研制。

如前所述,关键目标是使用寿命长、适应性强、尺寸小和重量轻。以下分别对这几方面进行讨论。

1. 寿 命 长

要求:

在开采高温、腐蚀及研磨性流体的大斜度深井中能长期运转。此外,能经受频繁的启动/停止作业而不致于损坏。这些要求对于近海油田开采尤为重要,因为对一个固定平台来说,起泵作业可能要花费40万美元,而远距离水下完井,起泵作业可能要花费200万美元(这还不包括产量损失)。

解决办法:

全部采用优质不锈钢,并在磨损部分使用超硬合金钢。取消机械密封及所有井下电气设备。

2. 适 应 性 强

要求:

在井况变化时,泵的性能可在大范围内调节,以便能连续保持井下机组有足够的运行效率。此特点的示例之一是:油井在工作一段时间后,井况发生变化,就必须改变泵的性能以适应井况的变化。另一个新井投产的例子。通常井下泵是根据试井资料选订的。而油井的实际生产条件经常与预测的情况不同。由于电潜泵只有一极小的“工作区间”,其结果是:如果问题在下泵前发现,可以换泵;如果泵已装好,就会造成泵的过早损坏。

解决办法:

液力驱动的井下泵具有变速能力,并可以利用以流量和压力能的形式提供给它的全部水功率。如由图2可见,井下机组将按井况及操作条件的要求自动增加或降低转速,从而在某一给出的可用功率条件下使井的产液量最大。

此机组可运行于功率工作曲线左方的任意点上(降到流量的10%及转速的35%)。这一降低是靠降低动力液的供液压力或流量达到的。当有必要运行于功率工作曲线的右方时,则

应增加动力液的压力或流量（此时应保持在设计泵速限制的范围内）。

3. 重量与尺寸的减小

要求：

便于运输及安装，现场不需配置专用设备，减少运输、安装中被碰坏的危险。

解决办法：

高速运转。例如，工作转速提高2倍，泵的级数可减少约90%。

4. 其它优点

除根据前述三项目标所阐述的各项优点外，涡轮泵还有一些其它优点。其中之一是有利于重质油井的机械采油。对大产量井开采，井下涡轮泵的唯一替代是电潜泵。在使用电潜泵时极难预测井下泵所需的功率。在安装电潜泵时，无论是过少或过多地估计驱动电机的功率都不行，前者会导致电机因过载而迅速损坏，而后者则会导致电机起动电流不必要地过大。电潜泵还有一个问题就是泵送高粘流体时起动扭矩过大。

但是，使用井下涡轮泵时不可能出现过载，因为涡轮可利用的功率是受控制的，有限的（以流量及压力能形式提供）。在机组设计阶段就可以估计出泵在整个使用过程中所需的最大预期功率。如前所述，井下机组将以简单地增速或减速来与具体井的操作条件相适应。由于这类水力机械达到工作转速的时间不受限制，以及涡轮的输出扭矩很容易控制，因而启动时的大扭矩问题被缓和了。

第二个优点是其装置适于开采重质油、高含蜡油或高凝油。

提供到井下以驱动涡轮的动力液在注入井下以前可以在井口被加热或进行化学处理，这样操作人员对井下涡轮泵出口处液体的性能就可以预先确定并予以控制。这不仅使油井产出液到达地面生产装置以后易于处理，而且还有一个好处，就是可以降低井下液体沿程摩阻的功率损失。

四、具体结构

1. 涡轮

产生动力的涡轮叶栅的特点，如前所述，是反击度为50%的，它有一系列带有相似叶型的定子和转子。通常对350马力的涡轮，其动力段的实际长度还不到16英寸。在涡轮段内还有平衡鼓，静压止推轴承和启动止推轴承。整套部件都装在一个二联不锈钢外壳内。

（1）涡轮平衡鼓——这是一个减压装置，它产生的轴向力能平衡涡轮段产生的轴向推力以及泵的剩余轴向力。

（2）静压止推轴承——这类轴承能使止推轴承在很广的工况范围内的磨损减到最小。两个止推轴承面是靠平衡腔内压力与排出压力之间产生的压力降而保持一定间隙。这是靠利用少量涡轮动力液实现的。这种结构能自动保证在所有工况下的剩余液力平衡。

（3）启动止推轴承——如其名称所示，此轴承是在启动及停泵时起作用。这样可避免主静压止推轴承的固定及旋转面之间发生接触摩擦。

2. 泵

泵段包括必要的液力元件，如为大型混流泵，则包括叶轮与泵壳，如为小流量离心泵，则包括叶轮、承磨环及导流器。泵段内也装有用以补偿泵内部分轴向力的平衡鼓。这些元件都装在二联不锈钢外壳内。

为了延长机组在井下的寿命，特别是在出砂地层，向泵的主轴承内引入少量涡轮段排出的动力液，其压力高于被泵送液体的压力。这样，泵段内各轴承都可避免与采出的液体接触，从而显著地延长了其工作寿命。

3. 泵 机 组

涡轮轴和泵轴用刚性联轴节相联结。涡轮及泵的外壳段则用两端带丝扣的接头相联。泵机组剩余的向上推力由静压止推轴承平衡，此轴承位于涡轮平衡鼓下方，这里有一高压液膜可使固定及旋转元件分离。当轴向推力因泵工况变化而变化时，可由平衡鼓/止推轴承装置自动予以补偿。

五、制 作 材 料

在选择制作材料方面曾有过许多设想。这类泵原设计的使用市场是石油及地热工业⁽²⁾。在这些领域的所有使用场合中，几乎都要遇到具有某种腐蚀性的液体。因此，技术上的解决途径是使用市场上供应的最好的不锈钢。由于与电潜泵相比，其尺寸已大为缩小，因而采用高级不锈钢对其使用价值不会有显著影响。Weir泵公司在制造泵送热盐水及含 H_2S 与 CO_2 原油的地面泵方面已有多年工作经验，这些经验已被用作选择涡轮泵制作材料的标准。

所用的材料如下：

涡轮部件：

外壳——二联不锈钢（奥氏体的/铁素体的，25%铬，5%镍）；

定子及转子——钨铬钴合金6；

平衡鼓及止推面——318不锈钢，用钨铬钴合金6表面硬化；

轴——K500蒙乃尔镍铜合金/625铬镍铁合金。

泵部件：

外壳——二联不锈钢；

液力元件——二联不锈钢；

承磨环、衬套及轴承——钨铬钴合金6；

轴——K500蒙乃尔镍铜合金/625铬镍铁合金。

六、动力液系统与完井

本文中所述液力井下涡轮泵可用标准的石油工业完井设备（例如，油管、封隔器、安全阀等）进行安装。

主要系统如图3⁽¹⁾所示。在所说明的典型使用情况中，从井中采出的一部分液体由

出油管线进入一旋流分离器（或类似的过滤器），使其净化度达到要求（100微米/100ppm或更好）。然后再用适当的增压泵提高其压力，使之通过一控制阀（为了适应油井产量的变化），沿悬挂井下泵组的供液管下行，进入涡轮以供给所需动力，驱动井下泵。涡轮泵从油藏抽油，并把压力提高到需要值以克服静液柱及管路摩阻，并给予必要的井口压力。泵的输
出液与涡轮的排出液混合，一起沿供液管与生产油管之间的环空流出井口，进入生产管线。从这里有部分液体进入增压泵，经加压后用于驱动涡轮，如此循环往复。

根据专门的工艺需要，动力液系统及完井均可有较宽范围的变化。图4、5、6给出了三种不同的动力液系统。完井方案也很多并且可以改变。曾提出过这样的方案，即动力液由油管与套管环空输入井下，排出液与泵送出的液体一起，经过交叉接头由中心油管上行。也提出过其它的完井方式，即利用一种三管完井结构，此时排出后的动力液沿一单独的套管环空上行。关于这些系统与完井方式的具体阐述已超出了本文的范围。

七、安装与起泵

由于所研制的井下涡轮泵使用寿命长，不需要为修理而经常进行起泵作业。这类泵组基本上是按油管起泵要求而设计的。但是，也能采用钢丝绳起泵方案，这取决于泵径和井径条件，尽管这只是作为一种特殊应用来考虑。

八、目前的覆盖范围及应用

作者公司制造的液力涡轮驱动井下泵的适用范围为：

流量	1,200桶/天到100,000桶/天
扬程	高达11,000英尺
温度	高达200℃ 标准型 300℃ 专用型

上述工作范围由七种型号的泵及五种型号的涡轮予以覆盖。每种型号的工作范围及其交错覆盖的边界见图7。

九、选择一种合适的井下涡轮泵的方法及步骤

在为油田或水源井选择一种合适的井下涡轮泵时，最简单的办法是把选择方法分解为一个一个的步骤。

下面概述一下在采油或开采地下水时所用的选择井下泵机组的方法。在油或水的示例中都有特点，对出现这些特点的地方和时间将着重予以说明。

注：在油及水的计算中都假定挂泵深度及其下方均不存在自由气体。

步骤1——资料的采集及核对

在开始选择泵机组之前，重要的是要搞清所有与实际应用有关的资料，因为任何改变都会对所作的选择有直接影响。建议要保证掌握所有的资料，填写如附录2及3所示的“资

料表”。

步骤2——驱动井下涡轮的方法

如本文上面说明的那样,为驱动井下涡轮泵组需要一个动力液源。涡轮本身可以用井液、原油、分离装置中分离出的产出水、含水层的水或海水作动力液。动力液的选择取决于液体的可用性及具体使用要求。此外,动力液和生产液的化学相容性必须考虑。

地面动力泵类型与尺寸的选择取决于许多因素并受许多因素的影响。

井下泵机组可由地面单机驱动,即用一台地面泵驱动一台井下泵机组。但也可以用一台大型地面泵来驱动一组井下泵。后者可充分利用空间和减轻重量,从投资和运行费用来看也比较节约。在选择地面设备时,完井和下泵深度起重要作用,因为在许多情况下沿程摩阻损失的影响能显著降低整个系统的运行效率。

作为一个准则,在油井套管尺寸大或下泵深度不大的地方,向涡轮提供动力液最有效的方法是采用大流量、低扬程地面泵装置,但当需要下泵深度大或套管尺寸小时,地面泵最好选用高压小流量泵,这样可把井内摩阻造成的压力损失减至最小。

通常,如果可能的话,最好选用一台低压地面泵,因为用一台大流量低压泵往往要比用一台高压小流量泵成本低,效率也高。

在许多使用场合,需要井下泵有高度的适应性,这可能是由于油井性能预期会有变化或者是有必要改变油井产量的结果。这可用调节地面动力泵供液管线上阀门的办法,用来减少输入给井下涡轮的功率。但是,提高井下泵组适应能力最有效的方法是采用可调速的地面泵,为此可用液力耦合器驱动地面泵,或是用燃气涡轮作为动力机。还有一种能适应变化井况或油井产能的方法,是根据需要增加或减少地面泵的级数,这种做法显然适用于油田长期生产的情况。

除使用上述的地面泵外,也可能,而且往往更可能且更经济的是使用已选作(或将来可能选作)其他用途的泵。其中一个极好的例子是使用保持油层压力的注水泵。此时,注水泵通常将运行在适合于驱动井下涡轮的压力下。实际上,在许多近期的注水系统中,所选用的注水泵不仅提供注水所需要的水量,而且还为水源井中的涡轮驱动井下泵提供必需的动力液流量,而水源井中的这些井下涡轮泵则为注水系统供水(见图6)。

在进行以下程序之前需要作出的最后决定是选择供液管尺寸。通常,供液管直径应该是井的生产油管或生产套管尺寸的一半左右,例如,在7"套管中用3¹/₂"的油管。只有把整个井下泵及涡轮机组效率考虑在内,才能把两个流道内的总功率损失减到最小。

步骤3——对要求的工况明确规定井和系统的参数

通常,在完成步骤1时,在井的资料表中这些参数均已明确规定。需要核实的唯一参数是:水井在所要求流量下的“井中动液面”;油井在所要求流量下的井底流动压力(P_{wf})。

这些值可用下列公式方便地得出:

水井

$$L_{t,2} = L_s - \left(\frac{L_s - L_{t,1}}{Q_{w,1}} \cdot Q_{w,2} \right) \quad (1)$$

油井

$$P_{wf} = P_r - \frac{Q_w}{PI} \quad (2)$$

步骤4——选择泵的类型

在井的条件已经确定时，就可计算井下泵的流量 (Q_{dh}) 及其近似扬程。然后利用图7可以选择合适的井下泵：

水井

$$H_{AP} = L_{t2} + (P_{wh} \times 2.31) \quad (3)$$

$$Q_{dh} = Q_w$$

油井

$$H_{AP} = R_d - (P_{wf} - P_{wh}) 2.31 \quad (4)$$

$$Q_{dh} = Q_w (1 - WC) B_o + Q_w WC \quad (5)$$

步骤5——计算泵下方流体及流过井下泵流体的比重 (SG_{dh})

水井

此值通常作为完成选择的原始数据的一部分给出。

油井

有可能是油、气及水的混合物，因而需要计算其比重。

第一步是计算泵下方的重量流量 (磅/天) (公式6)。然后计算泵下方的体积流量，并换算为比重为1时的重量流量 (公式7)。然后用公式8中的这两个值计算泵下方及通过井下泵的液体的比重。

泵下方的重量流量 (M)：

$$M = [Q_w (1 - WC) \times 350 \times SG_o] + [Q_w \times WC \times 350 \times SG_w] + [Q_w (1 - WC) GOR \times 0.0764 \times SG_g] \quad (6)$$

比重为1时泵下方的体积^①流量 (V)：

$$V = [Q_w (1 - WC) B_o + Q_w WC] \times 350 \quad (7)$$

$$SG_{dh} = \frac{M}{V} \quad (8)$$

注：

(1) 常数350用来把比重为1的1桶液体换算为磅。

(2) 0.0764是以磅/英尺³表示的空气密度。

步骤6——井下泵的吸入压力 (P_s)

这是井下泵吸入口的最低压力，它能使泵在一种安全、可靠及高效率的状态下工作。在油井中， P_s 必须高于泡点压力 P_b ，以防止分离出任何自由气体。在水井中， P_s 必须大于流体的蒸汽压 (P_v) 和泵所要求的净正吸头NPSHR。

在计算这个压力时，必须注意到可以预计到的井下条件变化，即井底压力下降或PI的变

① 原文为“重量”，有误。——译者

化。

水井

$$P_s = P_v + \text{所需的净正吸头} + \text{安全余量} \quad (9)$$

油井

$$P_s = P_b + \text{所需的净正吸头} + \text{安全余量} \quad (10)$$

注：

(1) 安全余量为上述井下条件预期的变化而设。

(2) 适宜的所需净正吸头值可由泵的性能曲线确定，见图 8。

步骤7——井下泵的下泵深度 (SD)

这一深度是指能保证井下泵具有必要的吸入压力的下泵深度。从井底到泵吸入口之间的液体摩阻损失忽略不计。

水井

$$SD = L_{f2} + \left(P_s \times \frac{2.31}{SG_{dh}} \right) \quad (11)$$

油井

$$SD = R_d - (P_{wf} - P_s) \frac{2.31}{SG_{dh}} \quad (12)$$

步骤8——井下泵排出压力 (P_{dh})

此压力受到上返环空内液体摩擦压力损失的影响。为了使这些损失值和液体性质定量化，必须假定一个井下涡轮所需要的动力液流量 Q_p （通常初定 $Q_p = Q_w$ ）。

水井

$$P_{dh} = \left(SD \times \frac{SG_{dh}}{2.31} \right) + P_{wh} + P_{LA} \quad (13)$$

注：可利用适当的环空尺寸与液体摩擦造成的水头损失的关系图表计算出 P_{LA} 。

油井

对于油井来说，由于多相流动（即油、水 and 气）造成压力梯度计算的复杂性，我们采用了参考文献[3]卷3B中的压力梯度曲线。

为了能利用这些曲线，必须确定上返环空中流体的物性。

$$Q_{ann} = Q_p + Q_w \quad (14)$$

$$GLR = \frac{Q_w(1 - WC) \times GOR}{Q_{ann}} \quad (15)$$

$$\%O = \frac{Q_w(1 - WC)}{Q_{ann}} \quad (16)$$

关于利用上述各值，结合压力梯度曲线以求 P_{dh} 的方法，见图11。

步骤9——泵的扬程 (H_{dh})

$$H_{dh} = \frac{P_{dh} - P_s}{SG_{dh}} \times 2.31$$

步骤10——泵的流量

水井

$$Q_{dh} = Q_w \quad (18)$$

油井

$$Q_{dh} = Q_w \times B_o (1 - WC) + Q_w \times WC \quad (19)$$

步骤11——泵的性能

有了 H_{dh} (式17) 及 Q_{dh} (式18或19), 查看图 8 中泵的性能曲线, 选择适宜的:

- (1) 每级泵的扬程 (H_{stg});
- (2) 泵的工作转速 (N);
- (3) 井下泵效率 (E_p);
- (4) 泵的级数。

步骤12——井下泵的轴功率 (K_p)

$$K_p = \frac{Q_{dh} \times H_{dh} \times SG_{dh} \times 0.243}{33000 \times E_p} \quad (20)$$

注: (1) 0.243为一常数, 用以把比重为 1 时的桶/天换算为磅/分。

(2) 33,000为一常数, 用以把英尺·磅换算为马力。

步骤13——井下泵的轴扭矩 (T)

由于井下泵为一转速变化的机器, 开采的是比重变化的流体, 因此使涡轮泵轴所传递的扭矩处于允许范围内是重要的。由公式 (21) 求出的扭矩值 T 必须小于泵性能曲线中给出的值。

$$T = \frac{K_p \times 33000 \times 12}{2\pi N} \quad (21)$$

注: 井下涡轮的效率特性是很“平坦”的, 即在很宽的功率范围内, 效率变化不大。但是选择涡轮尺寸及叶片高度, 取得必需的功率输出及转速, 以适应扬程及流量的要求, 是十分重要的。

步骤14——动力液通过井下涡轮时有效压头降的近似值 (H_T)

$$H_T = (P_{TSA} + P_{ST} - P_{SL} - P_{dh}) \frac{2.31}{SG_P} \quad (22)$$

注: P_{SL} 可从油管摩擦压头损失曲线计算得出。

步骤15——涡轮设计功率 (K_T)

由于涡轮性能曲线是按比重为 1 的工作液得出的, 故井下泵功率要按涡轮动力液的实际

比重予以修正。

$$K_T = \frac{K_P}{SG_P} \quad (23)$$

步骤16——选择涡轮及涡轮动力液的近似流量 (Q_R)

利用式 (23) 的 K_T 值, N 及式 (22) 的 H_T 值, 查看图 9 的涡轮选择曲线图, 以确定涡轮型号, 涡轮叶片高度以及涡轮所需的近似流量 (Q_R)。

步骤17——把需要的参数修正为涡轮曲线图转速 (N_T) 时的参数

涡轮的特性曲线都是按某一恒定转速 (N_T) 绘出的, 因而其功率 (K_T), 流量 (Q_R) 及扬程 (H_T) 等值都必须用“相似定律”换算到曲线图转速 (N_T) 时的值。

流量

$$Q_{RC} = Q_R \cdot \left(\frac{N_T}{N} \right) \quad (24)$$

扬程

$$H_{TC} = H_T \cdot \left(\frac{N_T}{N} \right)^2 \quad (25)$$

功率

$$K_{TC} = K_T \cdot \left(\frac{N_T}{N} \right)^3 \quad (26)$$

步骤18——选择涡轮级数 (N_{STG})

已知 Q_{RC} 式 (24) 及涡轮叶片高度, 查阅图10的涡轮特性曲线, 可得出每级涡轮的功率 K_{STG} 。

用式 (27), 可从 K_{STG} 值求出涡轮的级数 N_{STG} 。

$$N_{STG} = \frac{K_{TC}}{K_{STG}} \quad (27)$$

注: 也许这不是一个整数, 应取其最邻近的整数, 这样将改变 K_{STG} 值, 通过新的 K_{STG} 值, 对应图10, 重新选择相应的 Q_{RC} 值。

步骤19——实际的涡轮压头降 (H_{TA})

通过涡轮特性曲线图10, 确定每级涡轮必须的压头降 H_{SJ} , 这个值乘以级数 (N_{STG}), 并把它修正到泵的运行转速时的压头降。

$$H_{TA} = (H_{SJ} \times N_{STG}) \cdot \left(\frac{N}{N_T} \right)^2 \quad (28)$$

步骤20——平衡泄漏流量 (Q_B)

如本文以上所述, 涡轮平衡鼓及静压止推轴承需要一小量动力液流过平衡鼓及止推轴承, 以产生必要的转子轴向平衡力。

$$Q_B = 0.0716 \times D \cdot (H_{TA})^{1/2} \quad (29)$$

注：(1) 0.0716为一常数，用以修正机组与平衡鼓的径向间隙。

(2) $D = \text{轮毂直径} + (2 \times \text{叶片高度}) + 2 \text{ 毫米}$ （例如，T42代表42毫米的轮毂直径）。

步骤21——实际动力液流量(Q)

$$Q = \frac{Q_{RC} \times N}{N_T} + Q_B \quad (30)$$

注： Q_{RC} 的修正值应用于以上公式中。

步骤22——核算地面泵供压是否足够

$$P_{TS} = P_{DH} + P_{SL} + \frac{H_{TA} \times SG_P}{2.31} - P_{ST} \quad (31)$$

步骤23——对比实际动力液流量与假设的流量值

比较步骤8中假设的流量值 Q_P 与计算所得值 Q ，如果两者相差较大（约10~15%），则回到步骤8，重新假设 Q_P 后再作计算。

注：在附录1中给出了用上述各步骤进行计算的实例。

十、结 论

从一开始，这种液力驱动的井下涡轮泵就证实它能解决机械采油中与大泵量有关的许多问题。在写这篇论文时，作者的公司已经在阿布扎比（抽水），土耳其（抽油），英国的地热工程（2口井），北海（抽油），美国的帝国谷（地热井），秘鲁陆上（抽油）等地安装了涡轮泵装置。

与此同时，还计划在路易斯安那州陆上抽油，中国的胜利油田（6台套）（抽油），利比亚Sirte石油公司（抽水）以及在英国北海的Forties平台及Shell公司的Auk平台安装两台涡轮泵抽油。

上述的涡轮泵工作于58℃到200℃的盐水中，以及91℃到117℃的原油中，其流量从1,500桶/天到55,000桶/天。

符 号 说 明

- B_o —地层体积系数；
- DD —油井压头降，英尺；
- E_P —泵效率，%；
- GLR —液气比，标准英尺³/桶；
- GOR —油气比，标准英尺³/地面桶；
- H_{AP} —井下泵近似扬程，英尺；
- H_{ah} —井下泵扬程，英尺；
- H_{LA} —一环空中沿程摩阻的压头损失，英尺；

H_{sj} —在图表转速下每级涡轮的压头降, 英尺;
 H_{STG} —每级泵产生的扬程, 英尺;
 H_T —通过涡轮的近似有效压头, 英尺;
 H_{TA} —在工作转速下通过涡轮所需实际总压头, 英尺;
 H_{TC} —在涡轮性能图转速下通过涡轮所需总压头, 英尺;
 K_P —井下泵轴功率, 马力;
 K_T —修正到动力液比重时的涡轮设计功率, 马力;
 K_{STG} —每级涡轮功率, 马力;
 K_{TC} —修正到涡轮性能图转速时的涡轮设计功率, 马力;
 L_t —井的动液面, 英尺;
 L_s —井的静水液面, 英尺;
 N —泵/涡轮转速;
 $NPSHR$ —所需净正吸头, 英尺;
 N_{STG} —涡轮级数;
 N_T —涡轮图转速, 转/分;
 $\%O$ —含油百分比;
 P_b —泡点压力, 磅/英寸²;
 P_{dh} —井下泵排出压力, 磅/英寸²;
 PI —采油指数, 桶/天/磅/英寸²压力降;
 P_{LA} —环形空间沿程摩阻压力损失, 磅/英寸²;
 P_r —井底静压力, 磅/英寸²;
 P_s —泵的吸入压力, 磅/英寸²;
 P_{SL} —供液管中的沿程摩阻压力损失, 磅/英寸²;
 P_{ST} —供液管中静压头产生的压力, 磅/英寸²;
 P_T —通过涡轮的有效压力降, 磅/英寸²;
 P_{TSA} —地面泵的有效压力, 磅/英寸²;
 P_v —井下液体的蒸汽压力, 磅/英寸²;
 P_{wf} —井底流动压力, 磅/英寸²;
 P_{wh} —井口压力, 磅/英寸²;
 Q —包括平衡泄漏在内的涡轮动力液总流量, 桶/天;
 Q_{ANN} —环形空间流量, 桶/天;
 Q_B —涡轮平衡泄漏流量, 桶/天;
 Q_{dh} —井下泵流量, 桶/天;
 Q_P —假设的所需动力液流量, 桶/天;
 Q_{PR} —实际所需动力液流量, 桶/天;
 Q_R —涡轮动力液的初选流量 (包括“平衡泄漏”在内), 桶/天;
 Q_{RC} —修正到涡轮性能图转速时涡轮动力液的初选流量, 桶/天;
 Q_W —井流量, 桶/天;
 R_d —井底压力的参考垂直深度, 英尺;

SD—下泵深度, 英尺;
 SG_g —气体比重;
 SG_{dh} —通过井下泵及其下方的液体比重;
 SG_o —油的比重;
 SG_p —动力液比重;
 SG_w —水的比重;
 T—涡轮传递给泵的扭矩, 磅·英寸;
 WC—含水量。

参 考 文 献

- (1) A A Grant & M L Ryall - "Development, Field Experience and Application of a New High Reliability Hydraulically Powered Downhole Pumping System", 1983 California Regional Meeting in Ventura March 23-25, 1983.
- (2) David A Riddet - "Whats new in pump design, fluid driven submerged centrifugal pumps", 1984 Pacific Annual Fall Meeting 24-26 November 1984 Anaheim.
- (3) Kermit E Brown - The Technology of Artificial Lift published by Penwell.

附录1 实 例

下面是应用本文所介绍的详细步骤给出的一个计算实例。

此为应用于一口油井的情况, 所需有关数据均列于本文后面的附录 2 数据表中。

步骤1

见数据表(附录 2)。

步骤2

使用现有的地面泵设备。泵的工作能力为在压力 2,600 磅/英寸²时流量达 6,000 桶/天, 所用动力液为海水。使用 3¹/₂" 动力液供液管。

步骤3

$$P_{wf} = P_r - \frac{Q_{w2}}{PI} = 3147 - \frac{5000}{15} = 2814 \text{ 磅/英寸}^2$$

步骤4

$$H_{AP} = R_d - (P_{wf} - P_{wh}) \cdot 2.31 = 9415 - (2814 - 200) \cdot 2.31 = 3376 \text{ 英尺}$$

$$Q_{dh} = Q_w(1 - WC)B_o + Q_w WC = 5000(1 - 0.2) \cdot 1.21 + 5000 \times 0.2 = 5840 \text{ 桶/天}$$

步骤5

$$\begin{aligned} M &= [Q_w(1 - WC) \times 350 \times SG_o] + (Q_w WC \times 350 \times SG_w) \\ &\quad + [Q_w(1 - WC) GOR \times 0.0764 \times SG_g] \\ &= [5000(1 - 0.2) \times 350 \times 0.86] + (5000 \times 0.2 \times 350 \times 1.02) \\ &\quad + [5000(1 - 0.2) \times 230 \times 0.0764 \times 0.844] = 1620323 \text{ 磅/天} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V &= [Q_w(1 - WC)B_o + Q_w WC] \times 350 \\ &= [5000(1 - 0.2)1.21 + 5000 \times 0.2] \times 350 = 2044000 \text{ 磅/天} \end{aligned}$$

$$SG_{dh} = \frac{M}{V} = \frac{1620323}{2044000} = 0.792$$

步骤6

$$P_s = P_b + \text{净正吸头} + \text{余量} = 1236 + 56 + 58 = 1350 \text{磅/英寸}^2$$

步骤7

$$SD = R_d - (P_{wt} - P_s) \cdot \frac{2.31}{SG_{dh}} = 9415 - (2814 - 1350) \cdot \frac{2.31}{0.792} = 5148 \text{英尺}$$

步骤8

取动力液流量 (Q_p) = 4800桶/天。

$$Q_{ann} = Q_p + Q_w = 4800 + 5000 = 9800 \text{桶/天}$$

$$GLR = \frac{Q_w(1 - WC) \times GOR}{Q_{ann}} = \frac{5000(1 - 0.2) \times 230}{9800} = 94 \text{标准英尺}^3/\text{桶}$$

$$\%O = \frac{Q_w(1 - WC)}{Q_{ann}} = \frac{5000(1 - 0.2)}{9800} = 40.8\%$$

图C-305 (见图11)

井口压力 (200磅/英寸²) = 1100英尺

下泵深度 = 5148英尺

∴等效下泵深度 = 6248英尺

∴井下泵排出压力 P_{dh} = 2160磅/英寸²

步骤9

$$H_{dh} = \frac{P_{dh} - P_s}{SG_{dh}} = \frac{2160 - 1350}{0.792} \times 2.31 = 2363 \text{英尺}$$

步骤10

$$Q_{dh} = Q_w(1 - WC)B_o + Q_w WC = 5000(1 - 0.2)1.21 + 5000 \times 0.2 = 5840 \text{桶/天}$$

步骤11

TPF145×5级, 在12275转/分时

泵效率66% (见图12)

步骤12

$$K_P = \frac{Q_{dh} \times H_{dh} \times SG_{dh} \times 0.243}{33000 \times E_P} = \frac{5840 \times 2363 \times 0.792 \times 0.243}{33000 \times 0.66} = 121.9 \text{马力}$$

步骤13

$$T = \frac{K_P \times 33000 \times 12}{2\pi N} = \frac{121.9 \times 33000 \times 12}{2 \times \pi \times 12275} = 626 \text{磅-英寸}$$

步骤14

$$H_T = (P_{TSA} + P_{ST} - P_{SL} - P_{DH}) \cdot \frac{2.31}{SG_P} = (2600 + 2273 - 156 - 2160) \frac{2.31}{1.02} = 5791 \text{英尺}$$

步骤15

$$K_T = \frac{K_P}{SG_P} = \frac{121.9}{1.02} = 119.5 \text{马力}$$

步骤16

初选图。

T42型涡轮, 叶片高度6毫米。

近似的涡轮有效流量, 4525桶/天 (见图13)

步骤17

流量

$$Q_{RC} = Q_R \frac{N_T}{N} = 4525 \frac{15000}{12275} = 5529 \text{桶/天}$$

功率

$$K_{TC} = K_T \left(\frac{N_T}{N} \right)^3 = 119.5 \cdot \left(\frac{15000}{12275} \right)^3 = 218 \text{马力}$$

步骤18 (见图14)

$$N_{STG} = \frac{K_{TC}}{K_{SJ}} = \frac{218}{18.5} = 11.78 \text{级, 取12级}$$

则 $218 \div 12^{\text{①}} = 18.2 \text{马力/级}$

修正后 $Q_{RC} = 5471 \text{桶/天}$

$$\text{修正后 } Q_R = 5471 \cdot \left(\frac{12275}{15000} \right) = 4477 \text{桶/天}$$

步骤19

$$H_{TA} = (H_{SJ} \times N_{STG}) \cdot \left(\frac{N}{N_T} \right)^2 = (720 \times 12) \cdot \left(\frac{12275}{15000} \right)^2 = 5785 \text{英尺}$$

步骤20

$$Q_B = 0.0716 \times D \times (H_{TA})^{1/2} = 0.0716 \times 56 \times (5786)^{1/2} = 305 \text{桶/天}$$

步骤21

$$Q = Q_R + Q_B = 4477 + 305 = 4782 \text{桶/天}$$

(原假设流量为4800桶/天, 因而合适)。

步骤22

$$P_{TS} = P_{DH} + P_{SL} + \frac{H_{TA} \times SG_P}{2.31} - P_{ST} = 2160 + 156 + \frac{5785 \times 1.02}{2.31} - 2273$$
$$= 2598 \text{磅/英寸}^2$$

(动力液有效压力为2,600磅/英寸², 故选择合适。)

附 录 2

Weir泵公司

井下调查 (原油) …资料申请表

(亦见表01(b) —地面加压泵)

公司 _____

合同 _____

井号/油田名称 _____

国别 _____

需要泵的井数 _____ 1 _____

① 原文为“218-12”, 有误。——译者注

井资料一

套管 9 5/8" 外径 47 磅/英尺 英尺*
 套管 外径 磅/英尺 英尺*
 油层衬管 7" 外径 29 磅/英尺
 生产油管 7" 外径 29 磅/英尺 材料
 衬管上端在 9350 英尺*
 射孔段 9400 到 9500 英尺*
 总井深 9550 英尺*
 到衬管顶部的实际垂直井深 9350 英尺 最大井斜 0°
 *衬管离井口距离

现有的与预计的产量及储层资料:

现有产量 3000 标准桶原油/天 附加 750 桶水/天
 油气比(气/油比例) 230 英尺³/桶

$$\text{油气比} = \frac{\text{气体体积(标准英尺}^3\text{/天)}}{\text{地面桶原油/天}}$$

井底静压 3147 磅/英寸²(表压) 9415 英尺真实垂向井深
 井底流动压力 2897 磅/英寸²(表压) 3750 桶流体/天
 井口流动压力 200 磅/英寸²(表压)
 采油指数(PI) 15 桶/天/磅/英寸²压力降
 地层体积系数 1.21

$$\text{即} \frac{\text{油层条件下原油体积(桶/天)}}{\text{地面桶油/天}}$$

油的API比重 33° 石蜡含量是否显著? 否

油粘度(1) 9 厘泊 温度(1) 250°F

油粘度(2) 18 厘泊 温度(2) 200°F

水比重 1.02 气体比重 0.844

水的化学分析(包括详细的悬浮固相资料)

井底温度 250°F 井口温度 180°F

泡点压力 1236 磅/英寸²(表压)

压力、体积、温度资料:

磅/英寸 ² (表压)	地层体积系数	溶解油气比	油粘度(厘泊)
		标准英尺 ³ /标准桶	
3000	1.29	230	
2000	1.20	230	
1236	1.21	230	
900	1.19	196	
600	1.176	160	

建议工作条件:

要求产量 4000 标准原油桶/天 1000 桶水/天

要求井口压力 200 磅/英寸²(表压)

泵流量通过套管是否可行或需要生产油管 需要生产油管

对后期性能有何预期变化 生产保持稳定, 油层压力 5 年降低50磅/英寸²

附 录 3

Weir泵公司

井下调查 (水井) ...资料申请表

(亦见表W1(b)一地面加压泵)

公司 _____ 合同 _____

井号/油田名称 _____ 国别 _____

需要泵的井数 _____

井资料:

套管 _____ 外径 _____ 磅/英尺 _____ 英尺*

套管 _____ 外径 _____ 磅/英尺 _____ 英尺*

水层衬管 _____ 外径 _____ 磅/英尺 _____

生产油管 _____ 外径 _____ 磅/英尺 _____ 材料 _____

衬管上端在 _____ 英尺*

射孔段 _____ 到 _____ 英尺*

总井深 _____ 英尺*

到衬管顶部的实际垂直井深 _____ 英尺 最大井斜 _____

*衬管离井口距离

井况:

(1) 新开或已有井 _____

(2) 生产或未试井 _____

水的条件:

水类型(所需化学分析, 如可能也包括悬浮固相资料) _____

比重 _____

最高温度 _____ °F _____ °C

有无空气或气体存在? _____

如有气体给出气体和泡点压力详情 _____

建议的泵抽要求:

流量要求 _____ 美国加仑/分 _____ 米³/小时

井口压力要求 _____ 磅/英寸²(表压)

静水液面 _____ 地面以下英尺数

在要求流量下静液面的下降值 _____ 英尺