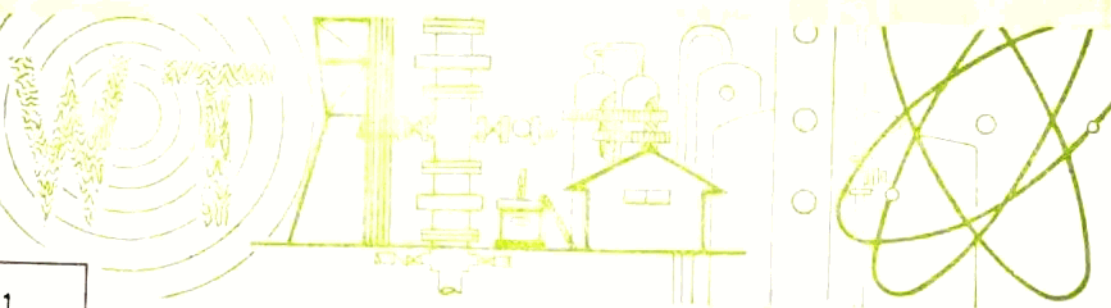




石油技工学校试用教材

泵和压缩机

吉林省油田管理局技工学校 张长山 主编



前 言

本书是根据石油部劳资司 1984 年审定的采油专业“泵和压缩机教学大纲”编写而成的。

《泵和压缩机》为石油技工学校采油专业的一门专业课。主要包括往复泵、离心泵、无杆抽油设备和压缩机的工作原理、性能、结构和运行等。深井泵虽然也属于往复泵类，但按教学计划规定划入《采油工程》课程内容，本书没有涉及。

本书由吉林省油田管理局技工学校张长山主编，其中第一、二章由张长山编写，第三章由华北石油技工学校白君孝编写，第四章由河南石油勘探局技工学校阎列宇编写。由于无杆泵抽油设备在国内油田尚未普及，现场上可供参考的资料有限，因此该章内容取材于华东石油学院编的《石油钻采机械》之处较多，在此特加以说明。大港油田采油技校张津德同志参加了审稿并提出了宝贵意见，在此表示衷心感谢。

由于编者业务水平有限，书中难免有错误和不妥之处，诚恳希望读者批评指正。

编者

目 录

第一章 往复泵	1
第一节 往复泵的工作原理和分类	1
第二节 往复泵的主要性能参数	7
第三节 往复泵的结构及主要部件	34
第四节 往复泵的运行	64
第五节 往复泵的试验	68
第二章 离心泵	71
第一节 离心泵的工作原理	71
第二节 离心泵的基本参数和性能	73
第三节 离心泵的特性曲线	82
第四节 离心泵的结构和技术规范	88
第五节 离心泵的运行	117
第三章 无杆泵抽油设备	139
第一节 水力活塞泵	139
第二节 电动潜油离心泵	151
第三节 其它无杆泵简介	161
第四章 空气压缩机	166
第一节 空气压缩机的原理和性能	166
第二节 活塞式空气压缩机的使用	173
附录	177
附录一 泵类产品型号编制方法	177
附录二 泵类产品现用型号与老型号对照表	180
主要参考文献	182

第一章 往 复 泵

往复泵是一种发展较早的动力机械，是容积式泵的一种。它是依靠在泵缸内作往复运动的活塞或柱塞来改变工作室的容积，从而达到吸入和排出液体的目的。由于泵缸内主要工作部件（活塞或柱塞）的运动为往复式的，因此称它为往复泵。

往复泵适用于输送流量较小、压力较高的各种介质。特别是当流量小于 $100 \text{米}^3/\text{小时}$ 、排出压力大于 $100 \text{公斤}/\text{厘米}^2$ 时，更加显示出它有较高的效率和良好的运行性能。因此，往复泵广泛用于国民经济各个领域。在石油矿场上，常需要在高压下输送高粘度、大比重和高含砂量的液体，对往复泵来说特别适用。钻井时，用往复泵循环泥浆和注入固井水泥；采油时，用往复泵输送原油、洗井、注水、挤油、酸化和压裂等。所以，往复泵是石油矿场通用的关键设备之一。

第一节 往复泵的工作原理和分类

一、往复泵的工作原理

往复泵通常由两部分组成，如图 1-1 所示，一部分是直接输送液体，把机械能转换为液体压力能的液力端，另一部分是将原动机的能量传给液力端的传动端。液力端主要有液缸体、活塞（柱塞）、吸入阀和排出阀等部件；传动端主要有曲柄、连杆、十字头等部件。活塞和吸入阀、排出阀之间的空间称为工作室。

往复泵的工作原理可分为吸入和排出两个过程。当曲柄以角速度 ω 逆时针旋转时，活塞向右移动，液缸内工作室容积增大，压力逐渐降低形成局部真空。这时排出阀紧闭，吸水池（或容器）中液体在压力差的作用下，克服吸入管路和吸入阀等的阻力损失，进入到液缸工作室中。当活塞移动到右顶端时，工作室容积达最大值，所以吸入液体也达到最大值。这个过程就叫作吸入过程。当曲柄转过 180° 以后，活塞向左移动，液体受到挤压，液缸内液体压力急剧增加，在这一压力作用下吸入阀关闭而排出阀被打开，液缸内液体在压力差的作用下被排送到排出管路中去。若活塞移动到左端顶点位置时，将所吸入的液体排尽，这一过程叫做排出过程。活塞在原动机带动下这样来回往复一次，就完成一个吸入过程和排出过程，称为一个工作循环。当往复泵的曲柄以角速度 ω 不停地旋转时，往复泵就不断地吸入和排出液体。

活塞在泵缸内可从一顶端位置移至另一顶端位置，这两顶端之间的距离 s 称为活塞行程长度或冲程。两顶端叫作死点。

二、往复泵的工作特点

从往复泵的工作原理中可以看出往复泵有以下特点。

1. 流量与排出压力无关

往复泵的流量只与活塞（柱塞）的直径、行程和往复次数等有关，与排出压力无关。它不象离心泵那样，流量随排出压力的变化而变化。往复泵在排出管路中任何压力下，其流量基本上是不变的，流量与排出压力关系的曲线基本上是一条直线，如图 1-2 所示。但是在高

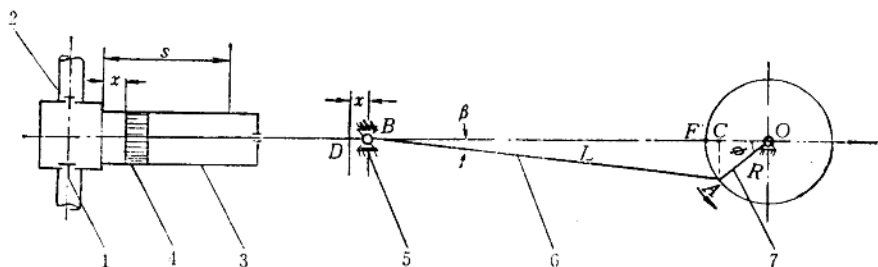


图 1-1 单作用往复泵示意图

1—吸入阀；2—排出阀；3—液缸体；4—活塞；5—十字头；6—连杆；7—曲柄

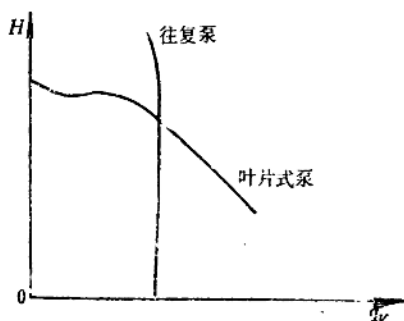


图 1-2 往复泵的性能曲线

压时，由于泄漏损失增加，流量稍有减少。由于上述原因，往复泵不能用改变排出压力的办法来调节流量。另外，由于流量与排出压力无关，所以往复泵适宜输送粘度随温度而变化的液体。

2. 所产生的扬程可以无限高

往复泵的扬程取决于泵在其中工作的装置特性。当排出阀开启越小，或排出管口径越小，则泵缸内液体越难流出，但活塞的一个往复过程所需的时间是近似恒定的，液体又是近似不可压缩的，所以输出液体的压力（即所产生的扬程）也就越高。

它的排出压力只取决于排出管路上的工况，只要原动机的功率、泵本身及管道材料强度足够，密封性能好，从理论上说，往复泵的排出压力可以无限高。也就是说，同一台往复泵在不同的装置中可以产生不同的扬程。

3. 具有自吸能力

往复泵是依靠活塞在泵缸中改变容积而吸入和排出液体的，运转时吸入口和排出口是相互间隔而不相通的。因此，泵在启动时能把吸入管内的空气逐步抽上并排出，因而具有自吸能力。为此，往复泵不需装设底阀，运转前不需在泵内灌满液体。但为了避免活塞与泵缸干磨，缩短启动时间和启动方便，有时也在系统中装有底阀。

4. 必须装安全阀

往复泵不能在关闭点运转，故在往复泵装置中必须装置安全阀或其它安全装置。

5. 可用作计量泵

往复泵的排量多少与泵缸的容积和排出次数的多少有关，当往复泵正常工作时，可根据泵缸的容积和排出次数计算出泵的排量。因此，往复泵也是一种可用作计量的泵。而且输送粘度较大的液体时，对泵的排量影响很小。

6. 流量不均匀

往复泵吸入和排出液体的过程是不连续的，因此排出流量不均匀，使泵在运转中容易产生冲击和振动。

目前, 往复泵最高排出压力达 10000 公斤/厘米²以上。另外, 有的液体粘度很高并随着温度的变化而发生很大变化, 这类液体也只能用往复泵输送。当泵的吸入高度变化时, 离心泵流量变化较大, 而往复泵则几乎保持不变。同时往复泵效率一般比离心泵高 10~20%, 特别是在小流量下它还有较高的效率。

往复泵的主要缺点是体积大, 重量也重, 另外结构复杂, 成本高, 而且流量不均匀。

三、往复泵的分类

往复泵的种类很多, 一般可按下面几种主要方式进行分类。

1. 按传动方式分

(1) 机动泵 由电动机或内燃机为原动机, 通过曲柄连杆机构等带动活塞作往复运动的泵。

(2) 直接作用泵 由蒸汽、压缩空气或液体直接推动泵的活塞作往复运动的泵。

(3) 手动泵 依靠人力通过杠杆等作用带动活塞作往复运动的泵。

2. 按泵的工作机构(活塞构造型式)分

(1) 活塞泵 如图 1-3a 所示, 泵缸中的主要工作部件是活塞, 活塞在泵缸内运动, 通过装在活塞上的防漏衬垫同泵缸内壁接触。

(2) 柱塞泵 如图 1-3b 所示, 泵的工作体是柱塞, 柱塞在固定防漏填料函中运动, 不接触泵筒内壁。柱塞泵的维护检修都比活塞泵简单, 且适合于产生较大的压头。

(3) 隔膜泵 如图 1-3c 所示, 它主要依靠隔膜片来回鼓动达到吸入和排出液体的目的。有单隔膜和双隔膜两种。

3. 按泵的作用方式分

(1) 单作用泵 如图 1-4a 所示, 吸入阀和排出阀装在活塞的一侧, 活塞往复一次, 只有一次吸入过程和排出过程, 故流量很不均匀。

(2) 双作用泵 如图 1-4b 所示, 泵筒的两端都有阀盒, 每个阀盒内均有独立的吸入阀和排出阀。这些阀门均通向公共的吸入管及压出管, 所以无论活塞向左或向右运动, 在活塞两侧均交替发生吸液和排液过程, 因而双作用泵的流量比较均匀。

(3) 差动泵 如图 1-4c 所示, 排出阀和吸入阀装在活塞一侧, 泵的排出或吸入管路与活塞另一侧(即设有吸入阀和排出阀的工作室)相通。活塞往复一次, 有一次吸入过程和两次排出过程或两次吸入过程和一次排出过程。差动泵的流量比单作用泵均匀, 结构上又比双作用泵少两个阀门, 比较简单, 这些都是差动泵的优点。

(4) 三效泵 用同一根曲柄轴带动三

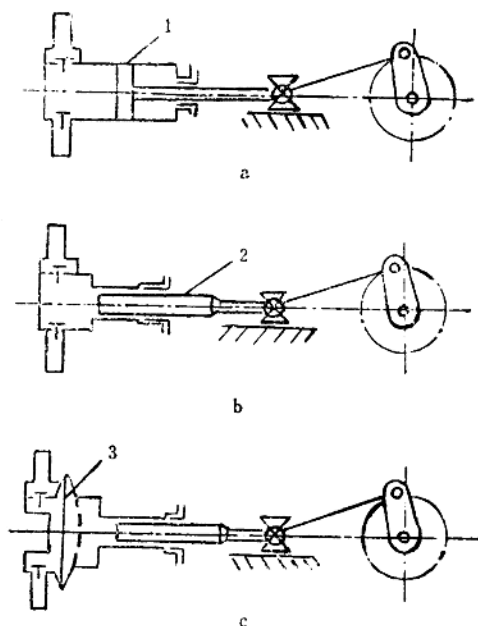


图 1-3 活塞泵、柱塞泵、隔膜泵示意图

a—活塞泵; b—柱塞泵; c—隔膜泵

1—活塞; 2—柱塞; 3—隔膜片

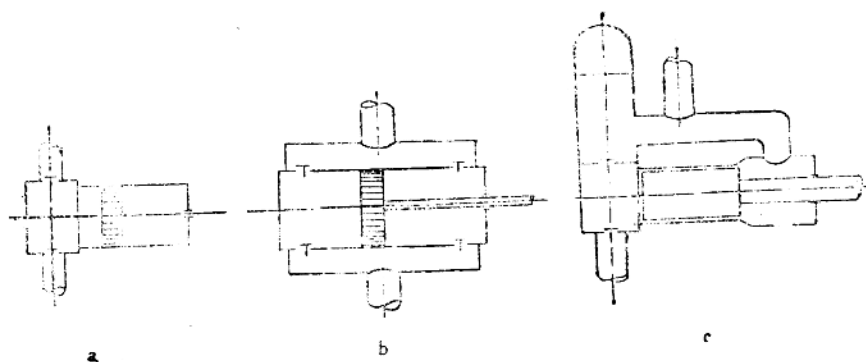


图 1-4 单作用泵、双作用泵、差动泵示意图

a—单作用泵；b—双作用泵；c—差动泵

个单作用泵，曲柄位置互成 120° 角，三台泵具有共同的吸入管和压出管，这就构成了三效泵，见图 1-5。三效泵的流量比双作用泵还要均匀。

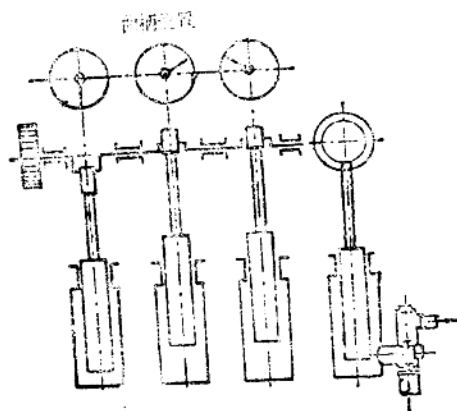


图 1-5 三效泵示意图

4. 按泵缸位置分

(1) 卧式泵

(2) 立式泵

5. 按液缸数分

(1) 单缸泵

(2) 双缸泵

(3) 多缸泵

6. 根据传动端的结构特点分

- (1) 曲柄连杆机构
- (2) 直轴偏心轮机构
- (3) 行程调节机构

7. 根据排出压力的大小分

- (1) 低压泵 $p_{排} \leq 40$ 公斤/厘米²
- (2) 中压泵 $40 \text{ 公斤/厘米}^2 < p_{排} < 320 \text{ 公斤/厘米}^2$
- (3) 高压泵 $320 \text{ 公斤/厘米}^2 \leq p_{排} < 1000 \text{ 公斤/厘米}^2$
- (4) 超高压泵 $p_{排} \geq 1000 \text{ 公斤/厘米}^2$

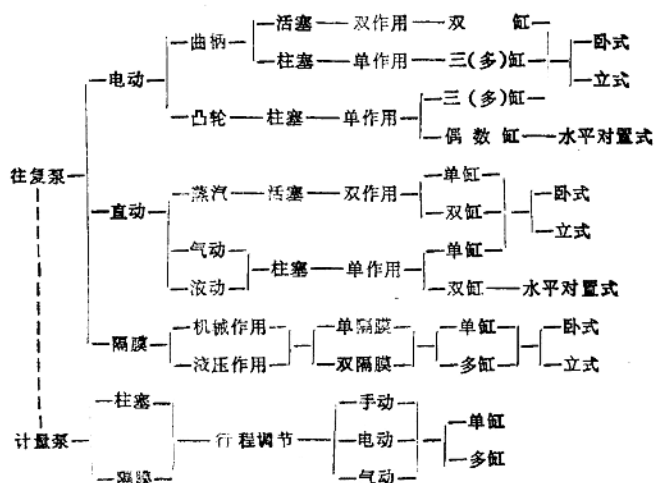
8. 根据活塞每分钟的往复次数 n 分

- (1) 低速泵 $n \leq 80$ 次/分
- (2) 中速泵 $80 \text{ 次/分} < n < 250 \text{ 次/分}$
- (3) 高速泵 $250 \text{ 次/分} \leq n < 550 \text{ 次/分}$
- (4) 超高速泵 $n \geq 550$ 次

此外, 往复泵还可根据使用部门和所输送的介质的性质等进行分类。

我们把上述分类归纳成表 1-1 及图 1-6, 供学习时参考。

表 1-1 往复泵类型



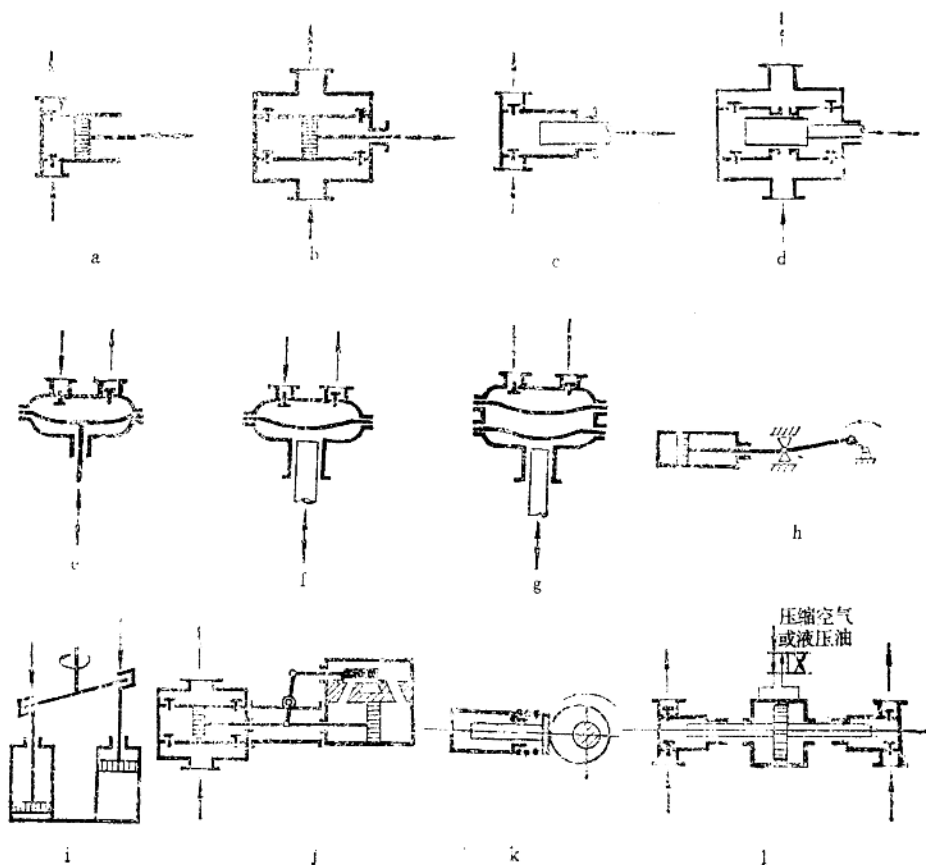


图 1-6 往复泵类型示例

a—单作用活塞泵；b—双作用活塞泵；c—单作用柱塞泵；d—双作用柱塞泵；
e—机械作用隔膜泵；f—液压作用隔膜泵；g—双隔膜泵；h—卧式曲柄泵；
i—立式无曲柄泵；j—卧式蒸汽泵；k—卧式凸轮泵；l—水平对置式液（气）动泵

复 习 思 考 题

1. 往复泵的工作原理是什么？
2. 往复泵有哪些工作特点？
3. 活塞泵与柱塞泵有哪些共同点与不同点？

第二节 往复泵的主要性能参数

一、流量

1. 理论平均流量

在曲柄连杆机构的往复泵中，当曲柄以不变的角速度旋转时，活塞是作变速运动的，所以往复泵的流量也是随时间而变化的。但是，对于使用者来说，往往要知道在一定时间内往复泵输送液体的体积。因此，需要研究往复泵的理论平均流量。如图 1-1，活塞在一个往复行程中所排出液体的体积在理论上应该等于活塞在一个行程中所扫过的体积。因此，单作用泵理论平均流量 q'_v 为

$$q'_v = \frac{zAsn}{60} \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-1)$$

对双作用泵

$$q'_v = \frac{z(2A-A_d)sn}{60} \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-2)$$

式中 z ——液缸数；

A ——活塞面积， 米^2 ；

A_d ——活塞杆的截面面积， 米^2 ；

s ——活塞行程，米；

n ——活塞每分钟的往复次数，次/分。

差动泵理论平均流量的计算公式与单作用往复泵相同。若差动泵的活塞及活塞杆直径为 D 和 d ，其截面面积为 A 和 A_d 。差动泵在吸入过程中吸入的流量为 $q_v = \frac{Asn}{60}$ ，同时，它把活塞后面面积为 $(A-A_d)s$ 的液体排到排出管路中。而在排出过程中液体并没有完全排出去，一部分液体留存在右边活塞所让出的空腔中，实际上只有 $A_d s$ 的液体被排到排出管路中。因此，在一个往复行程中排到排出管路中总的体积为 $(A-A_d)s + A_d s = As$ ，这和单缸单作用往复泵的流量是一样的。但是它的流量分别在两个单行程中被排出，所以在排出管路中的流量较为均匀。

综合上述公式，可以把往复泵的理论平均流量 q'_v 写成

$$q'_v = \frac{KzAsn\tau}{60} \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-3)$$

式中 K ——作用数，单作用及差动泵 $K=1$ ，双作用泵 $K=2$ ；

τ ——排挤系数，是考虑到活塞杆面积 A_d 对流量减少的系数。

$$\tau = 1 - \frac{A_d}{2A} \quad (1-4)$$

2. 瞬时理论流量及流量不均匀系数

由于活塞作变速运动，在工作过程中流量也是变化的。因此，为了研究流量的变化规律，就必须知道每一瞬时的流量。在任一瞬时往复泵的理论流量称瞬时理论流量，用 q_v^* 表示。

单缸单作用往复泵的瞬时理论流量为

$$q_v^* = Au \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-5)$$

式中 u ——活塞运动的速度，米/秒。

活塞面积 A 在工作过程中是不变的，因此，瞬时理论流量 q_v^* 和活塞运动速度 u 有同样的变化规律。如图 1-1，当曲柄转过 φ 角后，活塞所走过的距离为 x ，这一距离等于

$$\begin{aligned} x &= DO - BO \\ &= (DF + FO) - (CO + BC) \\ &= L + R - (R \cos \varphi + L \cos \beta) \end{aligned} \quad (1-6)$$

式中 L ——连杆长度，米；

R ——曲柄半径，米；

φ ——曲柄转角，度；

β ——相应曲柄转角 φ 时，连杆与液缸轴线间的夹角，度。

因 $L \sin \beta = R \sin \varphi$

所以 $\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \varphi$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

设曲柄半径 R 与连杆长度 L 的比值为 λ ，则

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$

将上式右边部分按牛顿二项式展开，且略去第二项以后的数值，得

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \varphi}{2}$$

将上式代入式 (1-6) 中，并整理后得到活塞的位移 x 为

$$x = R \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \text{ 米} \quad (1-7)$$

从上式可知，当曲柄半径 R 、连杆长度 L 为一定时，活塞位移 x 随曲柄转角 φ 变化，因此，活塞在任一时间的位移可以由 $\varphi = \omega t$ 来决定。因曲柄是以等角速度 ω 旋转，所以活塞位移 x 也是时间的函数。

活塞运动的速度 u 为

$$\begin{aligned} u &= \frac{dx}{dt} \\ &= R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ 米/秒} \end{aligned} \quad (1-8)$$

活塞运动的加速度 a 为

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) \text{ 米/秒}^2 \quad (1-9)$$

在往复泵中, 为了改善机构的受力状况, 通常曲柄半径 R 对连杆长度 L 的比值较小。一般在 $\lambda = \frac{R}{L} = 0.2$ 或更小时, 可以近似忽略连杆的影响, 则活塞的位移、速度、加速度为

$$x = R(1 - \cos\varphi) \quad (1-10)$$

$$u = R\omega\sin\varphi \quad (1-11)$$

$$a = R\omega^2\cos\varphi \quad (1-12)$$

因此, 单缸单作用往复泵的瞬时理论流量 q'_{v1} 为

$$q'_{v1} = Au = AR\omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi) \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-13)$$

$$\text{或} \quad q'_{v1} = AR\omega\sin\varphi \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-14)$$

双缸双作用往复泵的瞬时理论流量应该考虑活塞杆面积 A_d 对流量的影响, 因此, 双缸双作用往复泵的瞬时理论流量 q'_{v2} 为

$$q'_{v2} = (2A - A_d)R\omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi) \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-15)$$

$$\text{或} \quad q'_{v2} = (2A - A_d)R\omega\sin\varphi \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-16)$$

多缸泵的瞬时理论流量是将所有液缸在同一瞬时排出的瞬时理论流量叠加得到的, 如图 1-7 所示。

以横坐标代表曲柄转角 φ , 纵坐标代表瞬时理论流量 q'_v 和理论平均流量 q'_v , 即可作出几种往复泵的流量曲线, 流量曲线下方的面积是以一定比例表示了往复泵在理论上排出液体体积的大小。

从图中可以看出: 液缸数越多, 合成瞬时理论流量 q'_v 越趋向均匀, 并且奇数缸比偶数缸效果更加明显。但液缸数太多, 往复泵的结构复杂, 制造和维护困难。通常用双缸双作用、三缸单作用、单缸单作用和单缸双作用泵。

为了表示流量不均匀的程度, 引入流量不均匀系数。流量不均匀系数的表示方法较多, 下面介绍常用的两种表示方法。

(1) 用最大、最小瞬时理论流量的差值和理论平均流量的比值 δ_q 表示

$$\delta_q = \frac{q'_{v\max} - q'_{v\min}}{q'_v} \quad (1-17)$$

式中 $q'_{v\max}$ ——最大瞬时理论流量;

$q'_{v\min}$ ——最小瞬时理论排量。

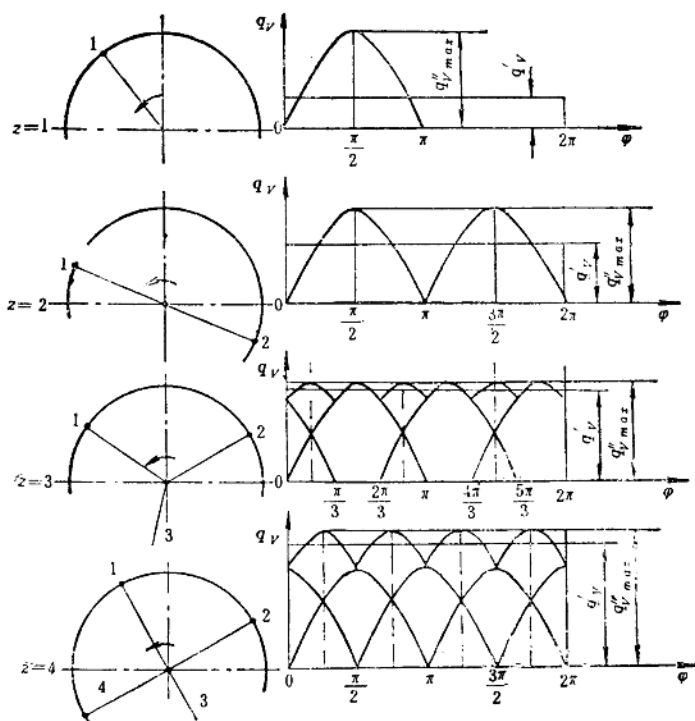


图 1-7 往复泵的流量曲线

(2) 用不均匀系数 δ_{q1} 和 δ_{q2} 表示

$$\delta_{q1} = \frac{q_{vm \max} - q'v}{q'v} \quad (1-18)$$

$$\delta_{q2} = \frac{q_{vm \min} - q'v}{q'v} \quad (1-19)$$

往复泵的流量不均匀系数, 如表 1-2 所示。

表 1-2 往复泵的流量不均匀系数

液缸数 z	1	2	3	4	5
δ_q	3.14	1.57	0.142	0.325	0.07
δ_{q1}	2.14	0.57	0.05	0.11	0.02
δ_{q2}	-1.0	-1.0	-0.09	-0.21	-0.04

由于往复泵的流量不均匀, 会造成排出压力的脉动, 尤其是当排出压力的变化频率与排

出管路的自振频率相等或成整数倍时，将会引起共振。往复泵的流量、压力波动会使原动机的负载不均匀，缩短往复泵和管路的使用寿命，同样因流量和压力的波动会使吸入条件变坏。

选择合适的液缸数、作用数或采用空气室等方法，可以减少流量和压力的脉动。

3. 实际流量和流量系数

实际上往复泵所排出液体的体积要比理论上计算的体积小，往复泵在单位时间内所排出液体的量称为实际流量，以 q_v 表示。

$$q_v = a q'_v \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (1-20)$$

式中 a ——流量系数。

造成实际流量和理论流量差别的原因有：

① 由于排出阀和吸入阀开闭的迟缓所引起的。例如，当活塞在吸入行程终了时，吸入阀处于开启状态，排出阀处于关闭状态，而当活塞开始作排出行程时，液缸体内的压力增加，但这时吸入阀并未及时关闭，有部分液体从液缸回到吸入管中。同样，在排出行程终了和吸入行程开始时，排出阀没有及时关闭，有部分液体从排出管路经排出阀漏回液缸体中。

② 阀、活塞、液缸体、活塞杆和填料箱的不严密引起的泄漏。

③ 在吸入管路中压力降低时，从吸入液体中分离出溶解在液体中的气体，以及少量空气通过吸入管路、填料箱等不严密处进入液缸体内，形成空气囊，这种空气囊在吸入行程中膨胀，在排出行程时被压缩，因而减少了流量。

④ 当往复泵的工作压力较高时，就不能忽略液体的压缩性。

根据上述原因，可以把流量系数分成两部分，即容积效率 η_v 和充满系数 β_v 。

$$a = \eta_v \beta_v \quad (1-21)$$

容积效率 η_v 表示往复泵的实际流量和进入到往复泵内液体体积之比。 η_v 只考虑到液体通过往复泵的各密封处从高压侧向低压侧的泄漏所造成的损失。

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{q_v}{q_{vi}} \\ &= \frac{q_v}{q_v + \Delta q_v} \end{aligned} \quad (1-22)$$

式中 q_{vi} ——进入到液缸内液体的体积，米³/秒；

Δq_v ——往复泵中泄漏损失的流量，米³/秒。

充满系数 β_v 是指进入到液缸内液体的体积 q_{vi} 和理论流量 q'_v 之比，即

$$\begin{aligned} \beta_v &= \frac{q_{vi}}{q'_v} \\ &= \frac{q_v + \Delta q_v}{q'_v} \end{aligned} \quad (1-23)$$

流量系数 a 的变化范围很大，它随着所输送介质粘度的增加而减小，活塞每分钟的往复次数增加后，由于吸入阀和排出阀不能及时开启和关闭，流量系数 a 也会减小；随着所

输送液体压力增加，在各相对运动件的间隙处和不严密处的泄漏增加，从而引起实际流量的减少；液缸内进入气体或在吸入过程中从液体中析出的气体，这些气体在排出过程中被压缩，在吸入过程中膨胀，从而减小了吸入液体的体积，使流量系数减小。一般 $\alpha=0.85\sim 0.95$ ，对于大型而吸入条件好的新泵， α 可取大些，有的甚至可达 $0.97\sim 0.99$ 。

例题 已知双缸双作用钻井泵活塞直径 $D=130$ 毫米，活塞杆直径 $d=75$ 毫米，活塞冲程长度 $s=400$ 毫米，活塞冲数 $n=65$ 次/分，求该泵的理论平均排量 and 实际平均排量。

$$\begin{aligned}\text{解} \quad A &= \frac{\pi D^3}{4} = \frac{\pi}{4} \times 130^3 \\ &\approx 13300 \text{ 毫米}^3 \\ A_d &= \frac{\pi d^3}{4} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 75^3 \\ &\approx 4420 \text{ 毫米}^3\end{aligned}$$

代入式 (1-2) 得理论平均排量为

$$\begin{aligned}q'_v &= \frac{2 \times (2 \times 13300 - 4420)}{60} \times 400 \times 65 \\ &= 194 \times 10^3 \text{ 毫米}^3/\text{秒} = 19.4 \text{ 升/秒}\end{aligned}$$

取排量系数 $\alpha=0.9$ ，由式 (1-20) 得实际平均排量为

$$\begin{aligned}q_v &= \alpha q'_v \\ &= 0.9 \times 19.4 \approx 17.5 \text{ 升/秒}\end{aligned}$$

二、扬程

在《水力学》中我们学习过位置水头、压力水头和速度水头的概念，它们分别表示单位重量液体所具有的位能、压能及动能的大小。它们之和叫作液体的总水头，即单位液体所具有的总能量，以液柱高度表示。

如果将一系列管线与泵联系在一起，如图 1-8 所示，由于泵对液体做功，即把机械能传给液体，液体本身的能量将增加。以 H 表示单位重量液体从泵所获得的能量，并以“公斤”表示重量单位，以“公斤米”表示能量单位，则 H 的单位应为公斤米/公斤=米。显然， H 也是一个液柱高度，因为它表示了泵向单位重量液体提供能量的多少，通称为扬程或有效压头。

下面我们从能量平衡的角度对扬程进行分析。

由图 1-8 看出，在断面 I-I 及 IV-IV 处，其能量平衡方程式为

$$\frac{p_a}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + H = \frac{p_t}{\gamma} + Z + \frac{u_t^2}{2g} + \sum h \quad (1-24)$$

式中 p_a ——吸水池液面上的压力，公斤/米²；

p_t ——排水池液面上的压力, 公斤/米²;

u_1 ——吸水池液面上液体的流速, 米/秒;

u_4 ——排水池液面上液体的流速, 米/秒;

H ——泵的扬程, 即泵向单位重量液体所提供的能量, 米;

Z ——吸水池与排水池液面的高度差 ($Z=Z_1+H_0+Z_2$), 米;

γ ——液体的重度, 公斤/米³

Σh ——吸入管段与排出管段总的水头损失, 米。

泵的排出阀与吸入阀及液缸内的水头损失全部属于泵的损失, 它影响到泵的效率, 但不应包括在管路损失之内。

变换上式, 可得

$$H = Z + \frac{p_t - p_a}{\gamma} + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2g} + \Sigma h \quad (1-25)$$

式 (1-25) 表明, 泵的有效压头 H 相当于排水池液面与吸水池液面的总比能差, 加上吸入与排出管路中的水头损失。这就是说, 泵供给单位重量的液体的能量, 是用于提高液体的总比能以及克服全管线中的液流阻力两方面。

吸水池及排水池一般很大, u_1 和 u_4 近似为 0, 并且当 $p_t = p_a$ 时, 式 (1-25) 就变为

$$H = Z + \Sigma h \quad (1-26)$$

在这种情况下, 泵的扬程就相当于排水池与吸水池液面高度差, 加上管路中的水头损失。在特殊条件下, 如钻井时用的往复泥浆泵, 吸水池与排水池往往是公用的, 即

$p_t = p_a$, $u_1 = u_4 = 0$, $Z = 0$, 因而泵的扬程为

$$H = \Sigma h \quad (1-27)$$

就是说, 泵供给液体的能量全部用于克服管路中的阻力。

由式 (1-25)、(1-26) 及 (1-27) 来看, 不论是哪种条件下, 要想求得泵的扬程, 必须先求出全管路中的阻力损失。但是, 由于管路结构一般都比较复杂, 计算较繁琐, 现采用比较简便的方法, 直接确定泵的扬程。

令 H_2 和 H_0 分别为泵前 II-II 断面和泵后 III-III 断面上单位重量液体所具有的能量, 并以 I-I 断面为基准面, 则液体在 II-II 和 III-III 断面的总比能为

$$H_2 = Z_1 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (1-28)$$

$$H_0 = Z_1 + H_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} \quad (1-29)$$

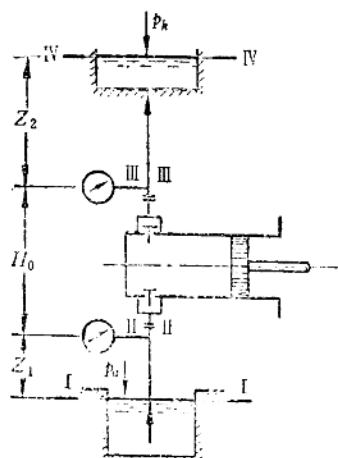


图 1-8 往复泵压头计算示意图

式中 Z_1 ——吸入管 II-II 断面处至吸入池液面的高度差，米；

$p_{\text{吸}}$ ——吸入管中 II-II 断面处的液体压力，公斤/米²；

$u_{\text{吸}}$ ——吸入管中 II-II 断面处的液体流速，米/秒；

H_0 ——II-II 断面与 III-III 断面的高度差，真空表与压力表分别装在这两个断面处，因此 H_0 也就是表的高度差，米；

$p_{\text{排}}$ ——排出管中 III-III 断面处的液体压力，公斤/米²；

$u_{\text{排}}$ ——排出管中 III-III 断面处的液体流速，米/秒。

很明显，液体在泵前和泵后能量之所以发生变化，正是泵供给液体能量的结果，其变化值等于泵的扬程，即

$$H = H_0 - H_1 \quad (1-30)$$

将式 (1-28) 与 (1-29) 代入式 (1-30)，则

$$\begin{aligned} H = \frac{p_{\text{排}} - p_{\text{吸}}}{\gamma} + \frac{u_{\text{排}}^2 - u_{\text{吸}}^2}{2g} + H_0 = \frac{p_{\text{排}} - p_0}{\gamma} + \frac{p_0 - p_{\text{吸}}}{\gamma} \\ + \frac{u_{\text{排}}^2 - u_{\text{吸}}^2}{2g} + H_0 \end{aligned} \quad (1-31)$$

因为

表压力 = 绝对压力 - 大气压力（当绝对压力大于大气压力时）

真空度 = 大气压力 - 绝对压力（当绝对压力小于大气压力时）

以 $p_{\text{表}}$ 代表压力表指示的压力，以 $p_{\text{真}}$ 代表真空表指示的真空度，则

$$p_{\text{表}} = p_{\text{排}} - p_0$$

$$p_{\text{真}} = p_0 - p_{\text{吸}}$$

所以，泵的扬程又可表示为

$$H = \frac{p_{\text{表}}}{\gamma} + \frac{p_{\text{真}}}{\gamma} + H_0 \quad (1-32)$$

因此，往复泵的扬程，主要取决于三项，即：

① 泵的排出口装压力表处与吸入口装真空表处的高度差 H_0 ，对一定的泵来说， H_0 是固定不变的。

② 吸入口处真空表的读数，即真空度 $p_{\text{真}}$ ，它的大小及物理意义可以从断面 I-I 及 II-II 处的能量平衡方程式导出，因为

$$\frac{p_0}{\gamma} = Z_1 + \frac{p_{\text{吸}}}{\gamma} + \frac{u_{\text{吸}}^2}{2g} + \sum h_{\text{吸}} \quad (1-33)$$

或

$$\frac{p_0 - p_{\text{吸}}}{\gamma} = Z_1 + \frac{u_{\text{吸}}^2}{2g} + \sum h_{\text{吸}}$$

所以

$$\frac{p_{\text{真}}}{\gamma} = Z_1 + \frac{u_{\text{吸}}^2}{2g} + \sum h_{\text{吸}} \quad (1-34)$$