

# 绪 论

在内燃机船舶动力装置中，除直接用作船舶推进的船舶主机外，还有完成各种特定任务的辅助机械，即船舶辅机。这些为数众多、类型各异的辅机，在船舶营运中起着必不可少的作用。根据服务对象的不同可分为：

1. 为船舶主机服务的有：空气压缩机、燃油输送泵、润滑油泵、淡水泵、海（江）水泵、油分离机、盘车机等。
2. 为船舶航行与安全服务的有：舵机、起锚机、绞缆机、吊艇机、消防泵、压载泵、舱底水泵、可调螺距螺旋桨装置、侧推装置、减摇装置等。
3. 为船舶货运服务的有：起货机、舱口盖机、通风机、驳油泵、洗舱泵等。
4. 为船员和旅客生活服务的有：燃油辅助锅炉、废气锅炉、制冷装置、空调装置、江水快速净化装置、海水淡化装置、清水泵和卫生水泵等。
5. 为船舶防污染服务的有：油水分离器、生活污水处理装置、焚烧炉等。

由于船舶辅机服务对象特定要求的多样性，又由于可能以多种工作方式来完成所规定的任务，再加上各种机型的不断发展，所以船舶辅机的种类繁多。为了便于系统学习和探讨，根据内河内燃机船舶的辅机配备情况，可以把它们归纳为六大类：1) 船用泵；2) 气体压送机械；3) 船舶制冷与空调装置；4) 船舶辅助蒸汽锅炉；5) 船舶油、水净化及防污染装置；6) 甲板机械。

船舶辅机的绝大多数种类是属于机组型式的，即由工作机械与原动机两部分联合组成。前者是本书讨论的主要内容，后者是与前者配套，用来驱动前者的，主要有：电动机、油马达和船舶主机等。对于某些为应急而设置的较小型辅机，也可以用人力来驱动。由于船舶辅机的原动机不在本书讨论的范围内，所以本书仅对油马达进行介绍。

另外，被称之为船上最重要的“四机一炉”（即船舶主机，船用发电机，舵机，起锚机和船用锅炉）之一的船用柴油发电机，其任务是供给电动机动力和全船照明。因此，就其用途来说，是属于船舶辅机的范围。但就其内容来说，则与作为船舶主机的柴油机大体相同。故本书不介绍船用柴油发电机的内容。

船舶辅机的内容除结构、工作原理和工作性能等基本理论外，还有管理中的运行操作、维护保养、检修调试和故障排除等内容。而这些内容中，有相当一部分是理论和实践经验的结晶。所以，船舶辅机是一门理论性、实践性很强并广泛涉及各个科学技术领域的综合性学科。

船舶辅机是船舶“轮机”的重要组成部分之一，为了满足船舶各种航行条件的需要，要求其安全可靠、经济耐用、轻巧方便和须有备用设备。

随着科学技术的不断发展，船舶辅机将朝着标准化、系列化、小型化、自动化和用电子计算机控制的方向发展。

# 第一章 船用泵总述

## 第一节 泵的用途与分类

在船上，经常需要输送水、油以及其它各种液体。如船舶主机所需的燃油、润滑油和冷却水；燃油辅助锅炉所需的燃油和炉水；船员和旅客所需的饮用水；电动液压舵机与液压起货机所需的动力油等，都是由泵来输送的。所以，泵就是用来输送液体或提供液体压力的机械。船用泵的种类很多，它们大体上可分为以下几类：

### 1. 按用途分有：

#### 1) 船舶动力装置用泵。

(1) 内燃机主动力装置用泵。包括燃油泵、润滑油泵、淡水泵、海水泵等。

(2) 船舶辅助机械用泵。包括制冷与空调装置中的循环冷却水泵；燃油辅助锅炉与废气锅炉的给水泵；甲板机械的动力油泵等。

2) 全船性通用泵。主要有舱底水泵、压载水泵、消防泵、清水泵、卫生水泵等。

3) 船舶专用泵。主要有捕鱼船上的捕鱼泵；挖泥船上的泥浆泵；油船上的洗舱泵等。

4) 特殊性能用泵。主要有输送 $400\sim 600^{\circ}\text{C}$ 高温液体的高温泵；输送 $-200^{\circ}\text{C}$ 左右的液态氧、液态氢等低温液体的低温泵；输送液态金属的电磁泵（在船上，用作原子锅炉的循环泵）等。

### 2. 按原动力来分有：

1) 手动泵；2) 电动泵；3) 蒸汽泵；4) 主机随车泵。

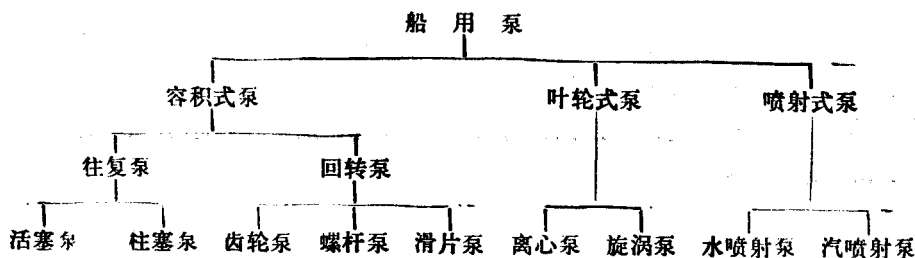
### 3. 按工作原理来分有：

1) 容积式泵——主要是通过工作部件的位移，使泵的工作空间（容积）发生变化，从而把机械能传给液体，实现液体输送。根据工作部件的运动形式不同，容积式泵又可分为往复式泵和回转式泵两类。

2) 叶轮式泵——主要是通过工作叶片的转动，把机械能传给液体，使其压力和流速增加，然后再将部分动能转换为压力能，从而实现液体输送。

3) 喷射式泵——主要是通过喷射工作流体所产生的高速射流来吸引被输送的流体，并进行动量交换，以便把动能传给被输送的流体，然后再转换为压力能，从而实现液体输送。

船用泵按工作原理的分类用图解的方式表示如下：



按照以上的方式分类，还可以再详细列出一些泵的具体名目，这些将在船用泵的各章和甲板机械部分予以介绍。

## 第二节 泵输送液体的条件与原理

液体的输送是有条件的，液体是不可能自发地从低处流向高处，也不可能从压力低的地方流到压力高的地方去。这是因为前者所具有的液体能量要比后者小的缘故。因此，必须对液体做功，使液体获得一定的机械能，才能进行输送。从这个意义上来说，泵是一种向液体传送能量的机械。液体的机械能有三种形式：位能、压力能、速度能。在我们讨论的船用泵中，这三种能分别为位置水头、压力水头、速度水头。

位置水头—— $z$ ，即由位置高低决定的能量。在液面所受压力相同情况下，液体位置越高，能量越大。例如，水塔越高，意味着水的能量也就越大。单位重量液体的位能可用它所在位置的几何高度来表示，单位是  $m$ 。

压力水头—— $p/\gamma$ ，即由压力大小决定的能量。机舱内压力水柜中的水虽然位置较低，但它里面压力较大，故能经管路流到高处。这说明液体的能量不仅与位置的高低有关，还与压力的大小有关。

如果液体的压力为  $p$  (Pa)，则可认为它是截面积为  $F$ 、液柱高度为  $h$  的液体重量在单位面积上的作用力。即：

$$p = \frac{\gamma F h}{F} = \gamma h \quad \text{Pa} \quad (1-1)$$

$$h = \frac{p}{\gamma} \quad \text{m} \quad (1-2)$$

式中： $F$ ——液体的截面积， $m^2$ ；

$h$ ——液柱的高度， $m$ ；

$\gamma$ ——液体的重度， $N/m^3$ 。

可见， $p/\gamma$  就是单位重量液体具有的压力水头所能转换的位置高度，单位  $m$ 。

例如：管道中压力为  $10^6 \text{Pa}$  ( $\approx 1 \text{kgf/cm}^2$ ) 的水，换算成液体高度来表示，则为：

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10^6 \text{N/m}^2}{10^4 \text{N/m}^3} = 10 \text{ m}$$

即  $10^6 \text{Pa}$  的压力可把水压上  $10 \text{m}$  的几何高度。

速度水头—— $v^2/2g$  即由液体运动速度快慢决定的能量。消防软管中的水之所以能冲到很高的甲板上去，是因为其出口端的水具有很快的速度。速度越快，冲得越高。这说明液体的能量大小不仅与位置高低、压力大小有关，而且还与速度快慢有关。

重量为  $Q_z$  (N) 的液体所具有的速度能为  $\frac{1}{2} m v^2$ 。单位重量的液体所具有的速度能则为：

$$\frac{m v^2}{2 Q_z} = \frac{m v^2}{2 m g} = \frac{v^2}{2 g} \quad \text{m} \quad (1-3)$$

式中： $m$ ——液体的质量， $kg$ ；

$v$ ——液体运动速度， $m/s$ ；

$g$ ——重力加速度， $m/s^2$ 。

可见， $v^2/2g$ 就是单位重量液体的速度能所能转换的位置高度，单位  $m$ 。

综上所述，单位重量液体所具有的机械能可由位置水头、压力水头和速度水头之和来表示，单位是  $m$ 。单位重量液体所具有的机械能通常又称为压头，它的组成部分分别称为几何压头  $z$ ，压力压头  $p/\gamma$ ，速度压头  $v^2/2g$ ，其中前二项之和又称为静压头，后一项称为动压头。液体的压头  $H$  可用下式表示：

$$H = z + p/\gamma + v^2/2g \quad m \quad (1-4)$$

根据物质能量守恒和转换定律，三者在一一定的条件下，可以互相转换，但不管三者之间如何转换，总的能量是守恒的。因此，液体从一个断面流到另一个断面的能量方程为：

$$z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/2g \quad (1-5)$$

上式是理想液体的能量方程式。

实际的液体是有粘滞性的，它在管道中流动还要产生摩擦、涡流和撞击，由此而损失的能量就不能再参与压力能和速度能的相互转化了。因此，实际液体由于有能量损失，其总能量不可能再保持不变，而是沿着流动方向逐渐减小。实际液体的能量方程式应为：

$$z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/2g + h \quad (1-6)$$

式中： $h_w$ ——一个断面至另一个断面之间管道的总阻力损失。

总阻力损失  $h_w$  包括沿程阻力损失  $h_f$  和局部阻力损失  $h_j$ 。沿程阻力损失  $h_f$  是由液体的粘滞力所致。 $h_f$  与管路长短、管径大小、管壁粗糙度等有关。管路愈长，管径愈小，管壁愈粗糙， $h_f$  就愈大。局部阻力损失  $h_j$  是管道截面变化产生撞击、涡流所致。 $h_j$  与管道中的弯头、阀门、滤网等附件有关。附件愈多， $h_j$  就愈大。

液体在管道中的流动，不但能量是守恒的，而且质量也是守恒的，即流过断面  $f_1$  的液体质量  $\rho_1 f_1 v_1$  等于流过断面  $f_2$  的液体质量  $\rho_2 f_2 v_2$ 。因液体可压缩率甚小，故单位质量  $\rho_1 = \rho_2$ 。因此：

$$f_1 v_1 = f_2 v_2 \quad (1-7)$$

上式是液体的连续性方程式，它表明通过任意断面的液体体积流量  $Q = f v$  总是不变的。可见，液体流经的断面大，它的流速就小；液体流经的断面小，它的流速就大。根据能量方程式，流速的变化又会使液体的压力发生相应的变化。所以，若流速增大，则压力降低；若流速减小，则压力升高。

泵之所以能够输送液体，主要是因为它不断地吸液和排液。吸液是靠外界大气压力与泵内建立的真空压力的压力差。假如泵内真空压力为零，吸入压差值达到最大值（ $10^5 Pa$ ），从理论上讲，可把水从  $10m$  低处吸入泵内。实际上泵内真空压力总是达不到零，加上液体在吸入管中流动有阻力损失，因此，泵最多只能从  $6 \sim 7m$  低处把液体吸入泵内。泵的排液则是靠工作部件对水施加压力或传递能量给水而实现的。所以，当原动机带动泵对液体输入机械能时，泵就吸液和排液。

### 第三节 泵的性能参数

为了判断泵的性能和完善程度，以便于选用和比较，必须了解其性能参数。泵的性能参数是表征泵的基本特征的物理量。泵铭牌上标注的参数有：排量、压头、功率、效率、转速和允许吸上真空高度等，现分述如下：

## 一、排 量

排量也称流量，是指泵在单位时间内所能输送的液体量。

用容积表示时称为容积排量，通常用  $Q$  表示，单位是  $m^3/s$ 、 $m^3/h$  或  $l/min$ 。

用重量表示时称为重量排量，通常用  $Q_z$  表示，单位是  $N/s$ 、 $N/min$  或  $N/h$ 。

容积排量和重量排量之间的关系为：

$$Q_z = \gamma Q \quad (1-8)$$

式中： $\gamma$ ——液体的重度， $N/m^3$ 。

一般所称的排量是指在泵外管道中测得的。在分析泵的性能时，还得考虑泵内部和外部的漏泄，故计算中就得使用理论排量“ $Q_T$ ”与实际排量“ $Q$ ”，而  $Q$  总是小于  $Q_T$  的。

泵的排量和工作条件有关，泵铭牌上所标注的排量是指它在额定工况下的排量。

## 二、压 头

又称扬程，是指泵传给单位重量液体的能量，亦即每单位重量液体通过泵后其总能量（即总水头）的增加值。通常用  $H$  表示，单位是  $m$ 。

1m 压头意味着 1kg 液体在泵中获得 1J 的机械能。而 1J 的机械能恰好可以使 1kg 液体克服重力上升 1m 的高度。故压头也可理解为泵能将液体扬送的理论几何高度。

压头也可用压力  $p$  来表示，其关系式为：

$$p = \gamma H \quad N/m^2 \quad (1-9)$$

$$1N/m^2 = 1Pa$$

$$1kgf/cm^2 \approx 100kPa$$

装于管路系统中的泵所产生的压头，被用来克服吸、排管路中的各种水力阻力，吸、排液面的压差，并将液体提升到一定的高度。这时的压头是实际压头，可通过装在管道中的测压仪表测得。在探讨泵的性能时，还得考虑泵内的能量损失和泵与测量点间系统中液流的各种流阻损失。所以有理论压头“ $H_T$ ”与实际压头“ $H$ ”的区别，而  $H$  总是小于  $H_T$  的。

泵铭牌上标注的压头是在额定工况下的总压头。

## 三、功 率

泵的功率有输入功率和输出功率之分。

泵的输入功率也称轴功率，用  $N$  表示，是指单位时间内原动机传给泵的能量，即原动机传给泵轴的功率。

泵的输出功率也称水功率或有效功率，用  $N_o$  表示，是指单位时间内泵传给实际排出液体的能量，也就是泵在单位时间内将排出的  $Q_z$  千克重的液体升举  $H$  米几何高度所作的功。输出功率可用下式计算：

$$N_o = Q_z H = \gamma Q H \quad N \cdot m/s \text{ 或 } W \quad (1-10)$$

$$1N \cdot m/s = 1W = 10^{-3}kW$$

由于泵在实际工作中存在着能量损失，所以  $N_o$  总是小于  $N$  的。泵铭牌上所标注的功率指的是轴功率。

泵的内部功率称指示功率（用  $N_b$  表示），是指在单位时间内泵的工作部件从泵轴获得的能量，即泵的工作部件从泵轴获得的功率。泵的输入功率有一部分要消耗在泵轴与轴承之

间以及工作部件与液体间的摩擦损失上，余下的才是泵的工作部件在单位时间内传给液体的能量。由于液体在泵内还存在着其他能量损失，故泵的内部功率可理解为是泵的理论压头与理论排量的乘积。

#### 四、效 率

效率是指有效功率与轴功率的比值，用  $\eta$  表示。

$$\eta = N_e / N \quad \% \quad (1-11)$$

效率是表示泵性能好坏和动力利用率的参数。效率越高，说明泵的工作越经济；效率越低，说明泵内的各种损失越大。

泵内的损失主要有：

1. 容积损失—— $\Sigma\Delta Q$ ，是因液体通过泵的内部间隙和泵轴伸出泵体处的泄漏而造成的排量损失。它的大小用容积效率  $\eta_v$  来衡量：

$$\eta_v = \frac{Q_T - \Sigma\Delta Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q_T} \quad \% \quad (1-12)$$

2. 水力损失—— $\Sigma\Delta H$ ，是液体流经泵内时产生的压头损失。它的大小用水力效率  $\eta_h$  来衡量：

$$\eta_h = \frac{H_T - \Sigma\Delta H}{H_T} = \frac{H}{H_T} \quad \% \quad (1-13)$$

3. 机械损失—— $\Sigma\Delta N$ ，是因泵内的机械摩擦所造成的功率损失。它的大小用机械效率  $\eta_m$  来衡量：

$$\eta_m = \frac{N - \Sigma\Delta N}{N} = \frac{N_h}{N} \quad \% \quad (1-14)$$

因此，泵的效率要考虑容积损失、水力损失和机械损失，即：

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad \% \quad (1-15)$$

泵铭牌上标注的效率是指泵在额定工况下的总效率。

泵的效率仅是对泵本身而言的，并没有把原动机的效率和传动装置的效率（刚性联接  $\eta_{传} = 1$ ，弹性联接  $\eta_{传} < 1$ ）包括在内。若计及原动机和传动装置的损失，那么泵所消耗的功率就要比泵的轴功率大。

#### 五、转 速

转速是指泵轴的每分钟回转数。用  $n$  表示，单位是  $r/min$ 。

往复式泵由于结构上的特点，其转速也可用活塞在每分钟所完成的双行程数来表示，单位是次/ $min$ 。泵轴的转速和原动机轴的转速并不都是一致的，具体情况视传动装置的结构而定。泵铭牌上所标注的转速是指泵轴的额定转速。

#### 六、允许吸上真空高度

在泵不产生汽蚀的条件下，泵进口处允许的最大真空度，称为允许吸上真空高度。用  $[H_s]$  表示，单位是  $m$ 。显然，泵的吸上真空高度与泵的安装高度  $H_g$  有关，只有当  $H_g < [H_s]$  时，才能保证泵的正常工。泵铭牌上所标注的吸上真空高度，是指在标准条件下试验得到的最大吸上真空高度减去了  $0.3m$  安全量后的数值。一般泵的允许吸上真空高度  $[H_s]$  约在  $2.5 \sim 9m$  之间。

## 第二章 往 复 泵

往复泵是容积式泵的一种。容积式泵工作需要有两个基本条件：一是要形成密封的工作空间；二是能够使泵的进、出口互相隔开。只有这样，才可造成工作容积的变化，引起压力相应变化，从而产生吸排作用。

往复泵大多是依靠活塞的往复运动，使泵的工作空间（容积）发生变化而产生吸排作用的，故亦称活塞泵。在船上，多用作舱底水泵。

### 第一节 往复泵的基本结构、工作原理及分类

#### 一、往复泵的基本结构与工作原理

图 2-1 所示，是往复泵的结构简图。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等组成。活塞 5 与活塞杆 6 相连，并由原动机经传动机构带动在泵缸中作直线往复运动。泵缸 4 通过阀箱 7 中的吸入阀 3 和排出阀 8 分别与吸入管 2 和排出管 9 相通。吸入管伸入到被输送的液面以下，下端装有过滤器 1，而排出管 9 则一直通到需要用水的场所。

当活塞处在左死点位置时，吸入管内的压力和管外自由液面上的作用压力都将等于一个大气压力。这时吸入管内外的液面高度相等。

当活塞从左死点位置向右移动时，泵缸的左侧空间容积逐渐增大，压力逐渐降低。在吸入液面上的大气压力作用下，使液体获得能量而沿吸入管上升，顶开吸入阀而进入泵缸左侧空间，直至活塞移至右死点位置时，左侧空间工作容积最大，吸入的液体量达最大值。这是泵的吸入过程。在这个过程中，由于排出阀的背压始终大于缸内压力，故一直处于关闭状态。

当活塞自右死点位置回行时，左侧空间的工作容积逐渐减小，活塞挤压液体，液体压力升高。当封闭在泵缸中的液体压力增高到大于排出管路中的压力时，液体就顶开排出阀流至排出管，直至活塞回到左死点位置为止。这是泵的排出过程。在这个过程中，因缸内压力始终大于吸入管路中的压力，故吸入阀一直处于关闭状态。

这种在活塞的一个双行程中只排出一次液体的泵，叫做单作用泵。

如果将活塞的右侧空间封闭起来，并且也装设一个吸入阀和排出阀，做成如图 2-2 所示的结构。这时，活塞把泵缸分隔为左右两个密封的工作空间，于是活塞在一个往复行程中，

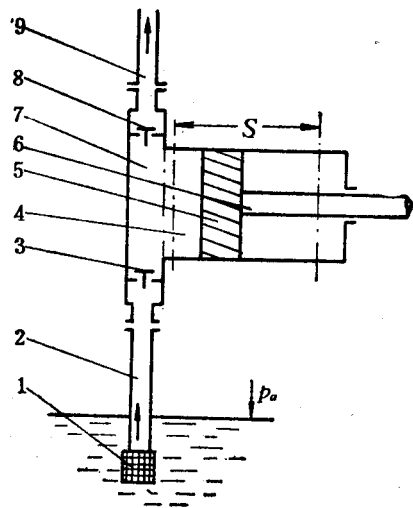


图 2-1 往复泵结构简图

1-吸入过滤器；2-吸入管；3-吸入阀；4-泵缸；5-活塞，6-活塞杆，7-阀箱，8-排出阀，9-排出管

就两次吸、排液体。这种泵就叫做单缸双作用泵。

如果把几个单作用泵缸或双作用泵缸组合在一起，在活塞的一个往复行程中，还可实现多次排出液体。这种泵叫做多作用泵。一般奇数作用次数的多作用泵都采用多个单作用泵组合在一起的形式，而偶数作用次数的多作用泵都采用多个双作用泵组合在一起的形式。显然，往复泵的作用次数就是活塞在一个往复行程中，泵缸排出液体的次数。船上大、中型往复泵大多采用多缸多作用型式。

如果在单缸单作用泵活塞的不起吸排作用的一侧空间加设一条与排出管或吸入管相连的通道，就可构成在活塞的一个往复行程中一次吸入液体两次排出液体或两次吸入液体一次排出液体的差动作用泵。前者活塞在一个吸入行程内吸入的液体将要在活塞的两个行程内排出，故比单作用供液均匀。显然，如使活塞的面积为活塞杆截面积的两倍，则活塞在两个行程中排出的液体量就将相等。后者可满足在吸入管路较长的情况下，管内必须较均匀流动的要求。

通过前面工作原理的介绍，知道往复泵是能够输送液体的。但在实际工作中，泵和吸入管路可能存有空气，那么往复泵能否输送空气呢？输送空气与输送液体有什么关系？要了解这些问题，就要根据图 2-3 进一步讨论泵的自吸能力问题。

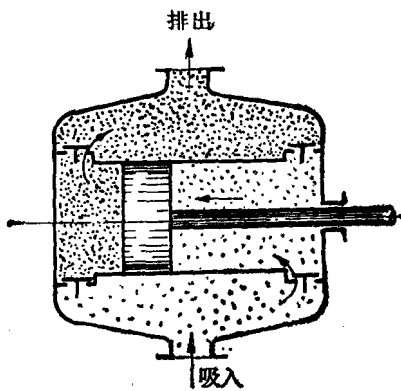


图2-2 单缸双作用泵

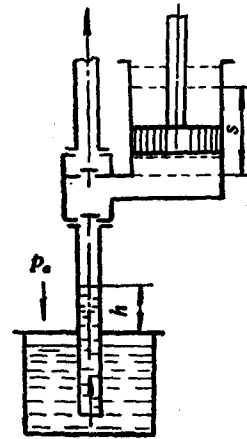


图2-3 泵的自吸能力讨论图解

泵开始工作之后，随着活塞上移，泵内吸入工作腔的容积逐渐增加，腔内压力逐渐下降，使吸入管与吸入工作腔相沟通。因此管内空气发生膨胀，使吸入管内液面上的压力小于大气压力。于是吸入管内液面在管外自由液面上大气压力  $P_a$  作用下升高  $h$ 。此时泵吸入的空气，将在泵的排出过程中排出。再次进行吸入过程时，吸入管内的空气将再次膨胀，管内液面上的压力进一步减小，管内液面便进一步升高。

由于这样的过程不断重复，液体在吸入管内也将不断上升。在不考虑流阻损失的情况下，直到管内液面所对应的压力值  $\gamma h$  和泵内空气压力（此时为作用在活塞底面上的吸入压力） $p_b$  之和与大气压力  $p_a$  达到平衡为止。即：

$$p_a = p_b + \gamma h \quad (2-1)$$

$$h = \frac{p_a - p_b}{\gamma} \quad (2-2)$$

式中： $p_a$ ——吸池液面上的大气压力， $P_a$ ，

$p_b$ ——泵内吸入压力, Pa;  
 $\gamma$ ——液体的重度, N/m<sup>3</sup>;  
 $h$ ——吸入管内液面上升的高度, m。

当具有面积  $F$  的活塞移动了一个吸入行程的距离  $S$  而处于吸入过程终了时, 吸入管内空气容积  $V_c$  与泵缸的工作腔容积  $FS$  相沟通后, 空气也膨胀到  $V_c + FS$  的情况。这时吸入管内的空气压力可根据波义耳——马略特定律来求得。

即:

$$p_a V_c = p_b (FS + V_c)$$

$$p_b = p_a V_c / (FS + V_c) \quad (2-3)$$

将  $p_b$  代入 (2-2) 式, 可得:

$$h = \frac{p_a - p_b}{\gamma} = \frac{p_a - \frac{p_a V_c}{FS + V_c}}{\gamma} = \frac{p_a (FS + V_c) - p_a V_c}{(FS + V_c) \gamma}$$

$$= \frac{FS p_a}{(FS + V_c) \gamma} = \frac{p_a}{\left(1 + \frac{V_c}{FS}\right) \gamma} \quad (2-4)$$

式中:  $F$ ——活塞面积, m<sup>2</sup>;

$S$ ——活塞行程, m。

由上式可知, 当吸入管容积  $V_c$  不变时, 泵的工作腔容积  $FS$  愈大、液体的重度愈小, 则液柱  $h$  在泵的一个工作循环后, 就升得愈高。经过若个工作循环后, 就能把积存在泵和吸入管内的空气排出泵外, 而液体就能够不断地上升和进入泵的工作空腔, 开始正常的工作。往复泵输送空气的能力被称为自吸能力。

泵自吸能力的大小主要由泵缸工作腔容积变化大小和内部密封情况好坏来决定。往复泵和其它形式的容积式泵都具有自吸能力。

从上述情况可知道, 往复泵和其它形式的容积式泵之所以能输送液体, 关键是由于先进行了输送空气的工作, 没有后者的条件, 就不能有前者的结果。对于非容积式泵来说, 只要不让吸入管和泵内有空气或者有了空气设法通过专门的措施将这些空气排出泵外, 也能进行正常的工作。反过来, 对往复泵或其它形式的容积式泵来说, 如果因密封不好等原因, 不能先将空气排出泵外, 那么, 泵的自吸能力也就不存在了。

这里要说明的是, 尽管往复泵有自吸能力, 但为了减少刚起动时泵缸与活塞的干摩擦, 故常在吸入管的进口过滤器处装有止回阀, 以便当泵停转后, 使吸入管内仍充满液体。

## 二、往复泵的分类

往复泵构造式样的繁多已经发展到很难对其进行精确分类的程度。一般可按以下几种方式进行分类。

### 1. 按活塞的构造形式分

1) 活塞式往复泵——见图 2-1 所示。泵缸内的活塞呈盘状, 在活塞上装设活塞环, 以保持活塞与缸壁间的密封。由于盘状活塞长度较短, 故泵缸的长度也可较短, 而且排量较大。但由于工作时它把泵缸分成始终存在着压差的两个空间, 易使泵缸发生漏泄, 故不适用于高压。

2) 柱塞式往复泵——见图 2-4 所示。泵缸内活塞呈柱状, 这种柱塞长度较长, 直径较小,

并在圆周上开有若干道环槽，表面经过精密加工，与泵缸有良好的密封，故不需装设活塞环。柱塞还具有较高的硬度，故能适用于高压，常作为液压舵机和液压起货机的动力泵。

3) 隔膜式往复泵——见图 2-5 所示。隔膜式泵是往复泵中比较特殊的一种型式。

这种泵主要由传动机构和隔膜缸头两大部分组成。传动部分是带动膜片来回鼓动的驱动机构，常用的传动型式是液压传动，即柱塞的往复运动通过油液传给隔膜，以使其反复鼓动。在隔膜缸头中装有隔膜片，它可将被输送的液体与柱塞隔开。

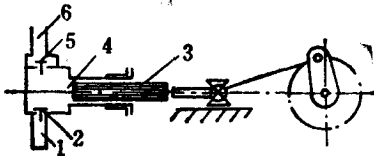


图2-4 柱塞式往复泵

1-吸入管；2-吸入阀；3-柱塞；4-泵缸；5-排出阀；6-排出管

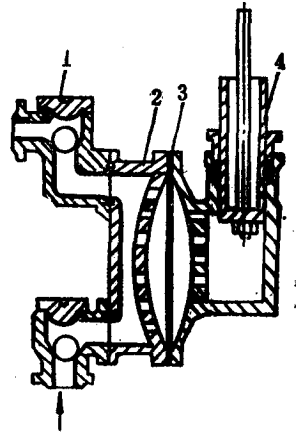


图2-5 液压传动隔膜泵

1-泵阀部分；2-隔膜缸头；3-隔膜；4-柱塞

当隔膜向内运动时，泵缸工作室形成负压，吸入液体，而当隔膜向外运动时，则排出液体。由于被输送液体只与泵缸、吸排阀以及隔膜一侧相接触，而与柱塞以及密封装置等相隔离，故当输送泥浆一类的杂质时，即可减少泵缸、柱塞和密封装置等零件的磨损。

## 2. 按驱动方式分

1) 电动式——以电动机为原动力，经蜗轮或齿轮传动机构减速后，再经过曲柄与连杆驱动泵的活塞杆和活塞。通常又称这种驱动方式为曲柄式。这种泵多用于舱底水泵。

2) 汽动式——以小型蒸汽机为原动力，用蒸汽机活塞直接驱动连在活塞杆另一端的泵活塞。通常又称这种驱动方式为直动式。这种泵常用于蒸汽锅炉的给水泵和小型油船的货油泵。

3) 随车式——以船舶主机为原动力，经主机的传动机构驱动泵的活塞，常用于主机本身所需的冷却水泵。

4) 手摇式——用人力驱动，适用小型泵。

## 3. 按作用次数分

有单作用、双作用、多作用和差动作用。

## 4. 按缸数分

有单缸、双缸和多缸。

## 5. 按泵缸的中心线分

有立式和卧式。前者重心高，占地小，维修不便；后者则相反，但泵缸易单侧磨损。

## 第二节 往复泵的平均排量和容积效率

根据排量的概念，往复泵的排量在不计及泄漏的情况下，可以认为是活塞在单位时间内在泵缸中所扫过的容积。因此知道泵缸的几何尺寸和转速，就可直接算出泵的理论排量。

### 一、往复泵的平均排量

#### 1. 单作用泵的平均理论排量

单缸单作用泵的平均理论排量为：

$$Q_T = 60FSn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-5)$$

式中： $F$ ——活塞面积（ $F = \frac{\pi}{4}D^2$ ）， $\text{m}^2$ ；

$S$ ——活塞工作行程， $\text{m}$ ；

$n$ ——泵轴的转速， $\text{r}/\text{min}$ ；

$D$ ——活塞的直径， $\text{m}$ 。

$K$ 缸单作用泵（即把 $K$ 个单作用泵组合在一起的泵）的平均理论排量为：

$$Q_T = 60KFSn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-6)$$

## 2. 双作用泵的平均理论排量

单缸双作用泵的平均理论排量为：

$$Q_T = 60(2F - f)Sn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-7)$$

式中： $f$ ——活塞杆的截面积（ $f = \frac{\pi}{4}d^2$ ）， $\text{m}^2$ ；

$d$ ——活塞杆的直径， $\text{m}$ 。

$K$ 缸双作用泵（即把 $K$ 个双作用泵组合在一起的泵）的平均理论排量为：

$$Q_T = 60K(2F - f)Sn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-8)$$

## 二、容积效率

实践证明，往复泵的实际平均排量 $Q$ 总比理论平均排量 $Q_T$ 小些，主要由以下原因造成：

### 1. 漏泄影响

液体接触的运动部件与固定部件之间有工作间隙存在，所以产生外漏现象。当间隙因磨损而加大后，漏泄也随之增加。吸排阀的运动因受惯性影响不能及时启闭或关闭不严将产生内漏现象。泵内吸、排两面的压差愈大，漏泄也愈大；转速愈低时，相对漏泄愈大。

### 2. 气体影响

泵在吸入过程中，由于压力降低，溶解在液体中的气体就会逸出；同时，当压力低到一定程度时，液体本身也会汽化；再者，外界空气也可能从轴封或吸入管路的接头处漏入泵内。这些气体（汽体）都占据了一定的工作空间而减少泵的吸入量，甚至使吸液停止。

### 3. 粘度影响

由于粘度较大的液体中易于溶混较多的气体，在吸入过程中也易于分离出来，而且液体粘度较大时，流动性也较差，故输送粘度较大的液体时，吸入性能较差。当转速较高时，影响更大。图2-6示出的是当液体的运动粘度不同时，其它条件一定的情况下容积效率 $\eta_v$ 与转速 $n$ 的关系。

### 4. 泵缸和活塞结构影响

泵若设计制造不完善，运行中有死角与呆腔，而且出现在泵的顶端处则会构成气囊，如图2-7所示。在吸液时气囊中的气体便会膨胀，使吸液减少。

由于上述损失对排量的影响， $Q < Q_T$ 是必然的，这两者的比值就是容积效率（ $\eta_v = Q / Q_T$ ）。

每台泵的 $\eta_v$ 的准确数值要以实验方法才能求得；也可根据泵缸直径、排量的大小和新、旧泵的差异来估计。

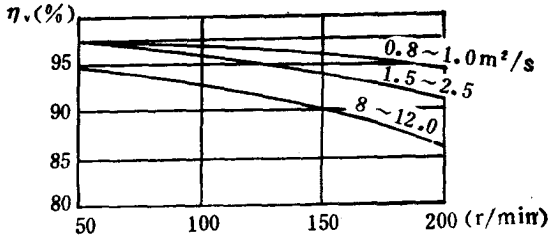


图2-6 在一定转速下液体粘度  $\eta_v$ - $\eta$ 关系

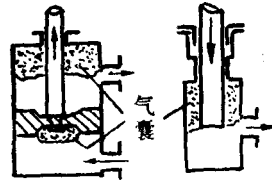


图2-7 泵内气囊现象

表2-1列出了电动往复泵容积效率的一般数据，仅供参考。

电动往复泵容积效率

表2-1

泵缸直径 mm	排量 m³/h	容 积 效 率	
		新 泵	旧 泵
小于 50	小于 20	0.85~0.95	0.80~0.85
50~150	20~60	0.90~0.97	0.85~0.92
150 以上	60以上	0.95~0.99	0.90~0.95

若泵输送液体温度较低，粘度较小者，选用较大值。

### 第三节 往复泵的瞬时排量和排量不均匀度

上节讨论了泵的平均排量，它只是想象的不变值，只涉及到排量的大小，并未考虑排量的瞬时变化。其实往复泵中活塞的运动速度一般是不均匀的，尤其是曲柄驱动的泵更为显著，而往复泵的排量与活塞运动速度有直接关系，所以，往复泵在一个排出工作行程中，排量是瞬时变化的。为研究泵的排量与活塞运动的变化规律，就需要引入瞬时排量的概念。某一瞬时的理论排量用符号  $dQ$  表示。

显然，单作用泵的瞬时排量  $dQ$ ，就是具有面积  $F$  的活塞在  $dt$  时间内所走过距离  $dx$  时的泵缸容积变化量，即：

$$dQ = F dx \quad (2-9)$$

式中： $F$ ——活塞的有效面积， $m^2$ 。

$dx$  是活塞在一个  $dt$  时间所走过的行程，它可以用活塞瞬时速度  $C$  来表示，即：

$$dx = C dt \quad (2-10)$$

$$dQ = FC dt \quad (2-11)$$

对既定的泵而言，活塞面积  $F$  是个定值，故  $dQ$  的大小只随活塞瞬时速度  $C$  而变。因此，只要找到活塞瞬时速度  $C$  的变化规律，就可得到往复泵排量的变化规律。

活塞瞬时速度  $C$  的变化与活塞在泵缸中的位移有关。现根据曲柄驱动活塞的运动规律（如图2-8所示）来求它的位移方程、速度方程，从而进一步导出泵的瞬时排量方程。

活塞的位移距离  $x$ ，在曲柄恒速回转和连杆比曲柄半径长得多（通常是连杆的长度大于5倍的曲柄半径）的情况下可由曲柄半径  $r$  和转角  $\beta$  来确定。即：

$$x = r - r \cos \beta = r(1 - \cos \beta) \quad (2-12)$$

活塞的瞬时速度  $C$  是位移  $x$  对时间  $t$  的一阶微分，即：

$$C = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = r \sin \beta \frac{d\beta}{dt} = r \omega \sin \beta \quad (2-13)$$

式中： $\omega = d\beta/dt$ ——曲柄回转的角速度；

$r$ ——曲柄的回转半径；

$\beta$ ——曲柄的回转角。

可见，活塞的瞬时速度是随时间按正弦曲线规律作周期性变化的。

将(2-13)式代入(2-11)式，则：

$$dQ = Fr \omega \sin \beta dt \quad (2-14)$$

因为， $\omega dt$  就是曲柄回转角  $d\beta$ ，所以：

$$dQ = Fr \sin \beta d\beta \quad (2-15)$$

由此可见，往复泵的排量也是随曲柄转角按正弦曲线规律作周期性变化的，如图 2-9 所示。

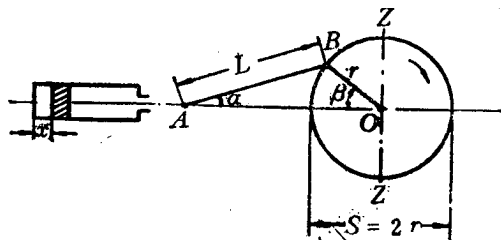


图2-8 单作用往复泵活塞运动图

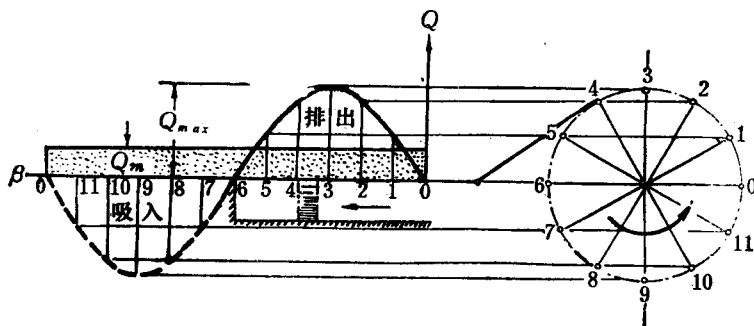


图2-9 电动往复活塞泵的排量曲线

当曲柄转角  $\beta = 0^\circ$  时， $dQ = 0$ ；

当  $\beta$  由  $0^\circ$  转至  $90^\circ$  时， $dQ$  从 0 增到最大值；

当  $\beta$  由  $90^\circ$  转至  $180^\circ$  时， $dQ$  从最大值减到 0；

当  $\beta$  由  $180^\circ$  转至  $360^\circ$  时，是吸入过程。

可见，往复泵的排量是很不均匀的，排量的不均匀程度通常以不均匀度  $\delta$  表示：

$$\delta = Q_{max} / Q_m \quad (2-16)$$

式中： $Q_{max}$ ——泵的最大瞬时排量， $m^3/s$ ；

$Q_m$ ——泵的平均排量， $m^3/s$ 。

$\delta$  越大，说明排量越不均匀； $\delta$  越接近 1，则说明排量越均匀。各种不同作用次数的往复泵，排量不均匀度  $\delta$  是不相同的。

由上可知道，往复泵的排量是按正弦函数  $y = Fr \sin \beta$  变化的。单作用泵在一个往复行程中，有一个行程是不排液的，如下式：

$$y = \begin{cases} Fr \sin \beta & 0 \leq \beta \leq \pi \\ 0 & \pi \leq \beta \leq 2\pi \end{cases}$$

故曲轴转一圈时泵的排量为：

$$Q = \int_0^{2\pi} y d\beta = \int_0^{\pi} Fr \sin \beta d\beta + \int_{\pi}^{2\pi} 0 d\beta = \int_0^{\pi} Fr \sin \beta d\beta = Fr [-\cos \beta]_0^{\pi}$$

$$= Fr + Fr = 2Fr = FS \quad (2-17)$$

可见，泵在排出行程内所排出的理论排量，就等于活塞在一个行程内所扫过的容积。

上列积分式也可用图解法来求得，先取一辅助圆，令其半径  $R$  在数值上与活塞的面积  $F$  相等，即  $R = F$ ，并以曲柄半径所画的圆周长度  $2\pi r$  为基线，作出排出行程中的正弦曲线，如图 2-10a) 所示。

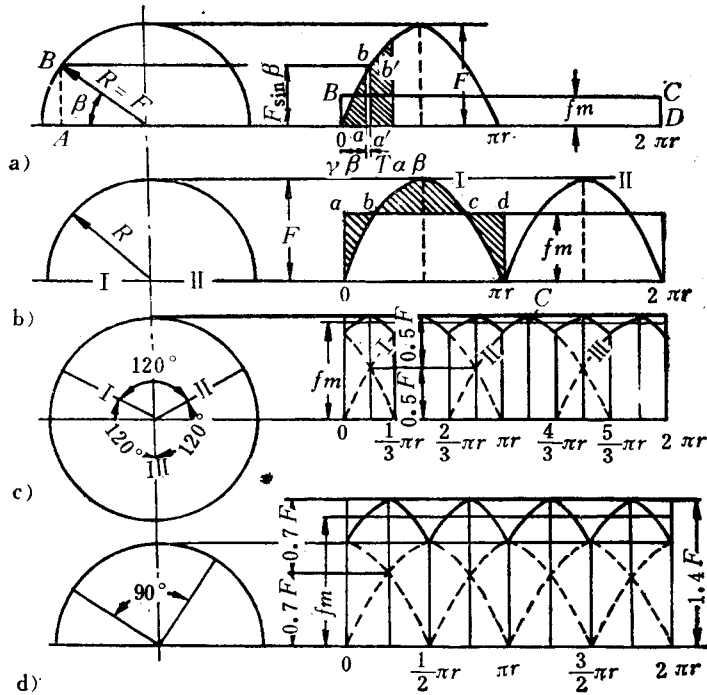


图 2-10 曲柄驱动式往复泵不同作用次数的排量变化曲线

可以证明，正弦曲线与横坐标轴之间所围成的面积就表示泵在一个行程中的理论排量。如果把泵在往返行程内，以活塞作等速运动时的排量称为泵在一个回转期内的平均排量，那么单作用泵的平均排量即可用图中的矩形面积  $OBCD$  来表示。显然，面积  $OBCD$  应等于正弦曲线与横坐标所围成的面积。

图中矩形的高度  $CD = f_m$ ，表示泵的平均排量，即相当于活塞的平均速度；而正弦曲线的最高纵坐标  $F$  则表示活塞的瞬时最大排量，即相当于活塞的瞬时最大速度。故排量的不均匀度又可用下式来表示：

$$\delta = Q_{\max} / Q_m = F / f_m \quad (2-18)$$

对于单作用泵来说，泵在一个回转期内的理论排量，根据图形应等于  $2\pi r f_m$ ，但从另一方面来看，它的排量又等于  $FS = 2Fr$ 。因此， $2Fr = 2\pi r f_m$

$$f_m = 2Fr / 2\pi r = F / \pi$$

所以，
$$\delta = Q_{\max} / Q_m = F / f_m = F / \frac{F}{\pi} = \pi = 3.14 \quad (2-19)$$

由此可见，单作用泵的最大排量要比平均排量大 2.14 倍。

用同样的方法也可绘出双作用泵的排量变化曲线，如图 2-10b) 所示。

由于双作用泵在曲轴回转一周时有两次吸入和排出，如果略去活塞杆所占的容积不计，则它的排量就等于：

$$Q = 2FS \quad \text{或} \quad Q = 2\pi r f_m$$

而

$$f_m = 2FS/2\pi r = 4Fr/2\pi r = 2F/\pi$$

所以，表示双作用泵排量不均匀度的数值为：

$$\delta = Q_{\max}/Q_m = F/f_m = F / \frac{2F}{\pi} = 1.57 \quad (2-20)$$

由此可见，双作用泵的最大排量要比平均排量大0.57倍。

三作用泵通常由三个并列着的单作用泵所组成，这些单作用泵由一根三曲柄的曲轴所驱动，曲柄相间120°角。因此，如将第一个泵缸的排量曲线移置到距原点120°和240°处，就可得到第二个和第三个泵缸的排量曲线，据此绘出三作用泵的排量曲线，如图2-10c)所示。

各缸曲线交点的纵坐标高度，可由这些交点的曲柄转角（30°、150°、270°）来决定：

$$F_{30,150,270} = R \sin \beta = F \sin 30^\circ = 0.5F$$

由于有两个泵缸排水的重叠现象，三作用泵在曲轴一个回转期内的总排量将不会降低到零，这种现象可在三作用泵的排量曲线中看出。

如将三作用泵在曲轴一个回转期内的排量写为3FS，那么，其平均排量的纵坐标  $f_m$  就等于：

$$f_m = 3FS/2\pi r = 6Fr/2\pi r = 3F/\pi$$

因此，表示三作用泵排量不均匀度  $\delta$  值即为：

$$\delta = Q_{\max}/Q_m = F/f_m = F / \frac{3F}{\pi} = \pi/3 = 1.047 \quad (2-21)$$

由此可见，三作用泵的最大排量要比平均排量大0.047倍，比双作用泵排量更加均匀。

从以上三种不同作用次数泵的  $\delta$  值可知，三作用泵的排量最均匀，而单作用泵的排量最不均匀。那么，是否泵的缸数愈多，排量就愈均匀呢？在分析四作用泵的情况后就可明了。

四作用泵由两个曲柄互成90°的双作用泵所组成，其排量变化曲线如图2-10d)所示。

各排量变化曲线交点的纵坐标高度等于：

$$F_{45} = F \sin 45^\circ = 0.7F$$

即曲线的总高度等于  $2 \times 0.7F = 1.4F$

如忽略活塞杆所占的容积，而将四作用泵在一个回转期中的排量写为4FS，则四作用泵平均排量曲线的纵坐标高度即为：

$$f_m = 4FS/2\pi r = 8Fr/2\pi r = 4F/\pi$$

因此，四作用泵排量不均匀度  $\delta$  值即为：

$$\delta = Q_{\max}/Q_m = F/f_m = 1.4F / \frac{4F}{\pi} = 1.4\pi/4 = 1.10 \quad (2-22)$$

可见，四作用泵由于曲柄位置的关系，其排量的不均匀度虽比双作用泵好，但却比三作用泵差。这是因为泵的瞬时最大排量增加的幅度比泵的平均排量增加的幅度大的缘故。

依此类推，可得出更多次作用泵的排量不均匀度  $\delta$  值。表2-2列出了不同作用次数泵的  $\delta$  值。

从表中可以看出，当作用的次数增多时，总的趋势是排量更为均匀，但均匀程度并不是随作用次数的增加作单调的变化，而是作波浪形的变化。虽然作用次数多的泵排量较为均

曲拐驱动式不同作用次数泵的  $\delta$  值

表 2-2

作用次数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	蒸汽直接作用
$\delta$ 值	3.14	1.57	1.047	1.10	1.016	1.047	1.008	1.026	1.005	1.05~1.10

匀,但会使缸数增多,结构变得复杂,增益不大。所以在船上,对于输送泵,通常用三作用泵或四作用泵;对于动力泵,因为要求排量和压头的平稳性较高,而采用多作用泵。从表中还可看出,在蒸汽直接作用泵中,其  $\delta$  值比较小。因为这种泵的活塞速度是随汽缸和水缸内的压力而变化的,当活塞从死点开始运动时,作加速运动,但很快就因与作用在活塞上的反压和摩擦阻力之和相平衡而开始等速运动,直到行程结束时迅速减速至零。因此,这种泵的活塞,仅在运动初始和终了阶段作变速运动,而在其它大部分时间内,则均为等速运动。用蒸汽直接作用泵供液比较均匀。但在内燃机船舶上使用受到一定的限制,常装设空气室来改善往复泵排量的不均匀度。

往复泵排液的不均匀性,既然是由于活塞运动的不均匀性所引起。同理,吸液也是不均匀的。所以,液体在往复泵的排出与吸入过程中均是作不稳定流动,使能量损失显著增加,并产生惯性力,导致装置振动。

#### 第四节 往复泵的正常吸入工作条件和空气室

在前面,我们已经对往复泵工作的一般情况作了介绍。但对它的具体工作过程,特别是有关泵正常工作的一些必要条件,仍然没有涉及。因此,我们有必要讨论液体运动规律与压力变化规律的密切关系,对泵的实际工作情况作进一步的认识。

##### 一、往复泵的正常吸入工作条件

###### 1. 吸入压力及其变化曲线

图 2-11 所示是泵吸入过程的简图。正如前面所说过的一样,当活塞向上运动时,下侧泵缸内就会形成低压。这个在吸入行程中活塞底部所受的液体压力,就称为吸入压力  $p_B$ 。这个吸入压力对泵的正常吸入工作关系极大。

首先,如果由于泵本身的种种原因,使吸入压力不能达到一定的数值或者根本不能建立,那么,液体就无法利用所形成的压差而进入缸内,因而吸入工作自然也就无法进行。其次,如果泵建立了吸入压力,而在实际工作中由于外界条件的影响,使这个吸入压力低于或等于所输送液体在输送温度下的饱和蒸汽压力,那么液体就会汽化,液流因而中断,吸入工作也就不能正常进行。

为了确定泵内部液体运动的规律,以此来判断泵的工作,可在液面 1—1 和活塞表面 2—2 过水断面处,列出单位重量液体的能量关系式:

$$Z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/2g = Z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/2g + h_W + h_K + h_{GS} + h_{GB} \quad (2-23)$$

式中:  $h_K$ ——吸入阀的开启阻力;

$h_{GS}$ ——吸入管内液流惯性损失;

$h_{GB}$ ——泵缸内液流惯性损失;

$h_W$ ——吸入管路的沿程阻力损失和局部阻力损失。

取吸入池液面 1—1 为基准面，液面上作用着大气压力。这时， $p_1 = p_a$ ， $Z_1 = 0$ ， $v_1 = 0$ （因吸入池的容积较大，故很小，可忽略不计）， $p_2 = p_B$ ， $Z_2 = H_B + x_L$ （距吸液面的几何高度）， $v_2 = C$  活塞的瞬时速度。

将(2-23)式整理后得出：

$$p_B/\gamma = p_a/\gamma - (H_B + x_B + C^2/2g + h_W + h_K + h_{gS} + h_{gB}) \quad (2-24)$$

从上式可知，吸入过程中液体在吸入管内的流动情况是：在压头  $p_a - p_B$  作用下，使液体克服了流动阻力  $h_W$ 、吸入阀开启阻力  $h_K$ 、吸入管内的惯性损失  $h_{gS}$ 、泵缸内的惯性损失  $h_{gB}$ 、并以一定的速度水头  $c^2/2g$ ，上升了一定的几何高度 ( $H_B + x_B$ )。方程式等号右边括弧中各项为液体能够吸入而耗用的大气压力能部分，称为“耗用压头”，等号左边的  $p_B/\gamma$  就是在吸入过程中作用于活塞表面上尚剩余的大气压力能部分，称为“剩余压头或吸入压头”。

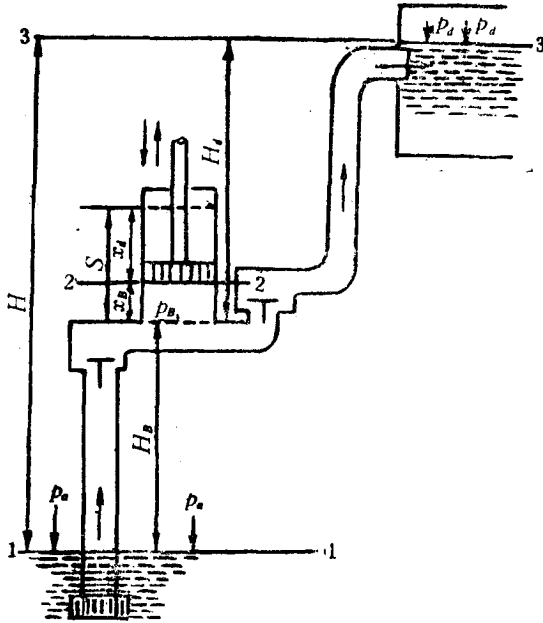


图2-11 往复泵吸入过程的简图

若对 2-24)式作进一步的数学推导可得：

$$p_B/\gamma = p_a/\gamma - [(H_B + x_B) + h_K + r\omega^2/2g(1 + K)(2x_B - x_B^2/r) + r\omega^2/g \cdot FL_1/f_1(1 - x_B/r) + r\omega^2/g \cdot x_B(1 - x_B/r)] \quad (2-25)$$

式中： $L_1$ ——吸入管长度；

$f_1$ ——吸入管截面积；

$F$ ——活塞的有效面积；

$K$ ——流阻系数  $K = (\lambda L_1/d_1 + \Delta\zeta)F^2/f_1^3$ ；

$\lambda$ ——沿程阻力系数；

$d_1$ ——吸入管直径；

$\zeta$ ——局部阻力系数。

可见，上式等号右边的六项中，只有  $x_B$  是变量，其它各项都是活塞位移  $x_B$  的函数。其变化情况可用图解法来表示，即以  $x_B$  为横坐标，六项都可用统一比例绘成六条不同的曲线，如图 2-12 中所示。将六条曲线叠加起来，便可看出  $p_B/\gamma$  在整个吸入过程中的变化规

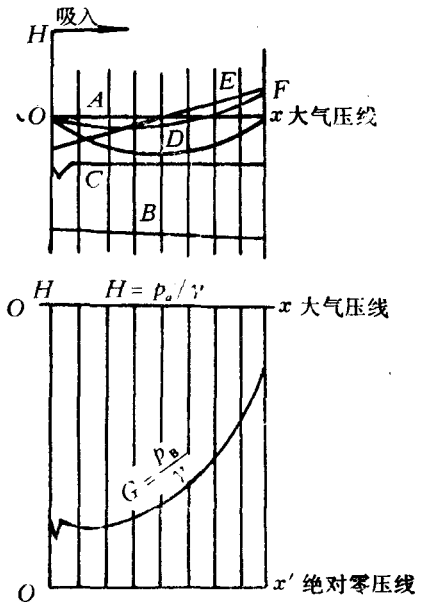


图2-12 吸入(剩余)压头  $p_B/\gamma$  变化规律