

交通系统中等专业学校试用教材

# 船 舶 辅 机

(轮机管理和轮机修理专业用)

武汉河运学校等四校  
《船舶辅机》教材编写组编

人 民 交 通 出 版 社

交通系统中等专业学校试用教材

# 船 舶 辅 机

(轮机管理和轮机修理专业用)

武汉河运学校等四校  
《船舶辅机》教材编写组编

人 民 交 通 出 版 社

## 内 容 提 要

本书共有十二章，主要内容包括船用泵概述、往复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵、船用活塞式空气压缩机、船用制冷装置、船用空气调节装置、船用油分离机、船用辅助锅炉与废气锅炉、液压舵机和起锚机与绞缆机等。内容力求简明扼要、结合我国内河和沿海船舶机械的实际，分别对其工作原理、结构特点、主要性能和使用管理等方面知识作了叙述，并对船用离心泵、船用制冷装置和液压舵机、作了较为详细的论述。

本书可作为交通系统中等专业学校轮机管理和轮机修理专业的教学用书，也可供内河和沿海船舶轮机人员以及修造船厂有关部门的工人、技术人员参考。

交通系统中等专业学校试用教材

### 船 舶 辅 机

(轮机管理和轮机修理专业用)

武汉河运学校等四校

《船舶辅机》教材编写组编

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第006号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{4}$  印张：14.75 字数：363千

1979年7月 第1版

1979年7月 第1版 第1次印刷

印数：0001—17,700册 定价：1.20元

# 前 言

本书是根据1978年3月交通部水运系统中专学校在北京召开的教学计划和教材分工会议的精神,拟定了轮机管理专业教学计划和《船舶辅机》课程教学大纲,决定由武汉河运学校、重庆河运学校、福建交通学校、黑龙江交通学校组成《船舶辅机》教材编审组编写的。

在编写过程中,我们按照着眼未来,照顾现在,结合实际,突出重点和理论与实践统一的原则,努力运用辩证唯物主义观点来阐明《船舶辅机》的基本概念、工作原理和使用管理方法。同时增编了船舶空气调节装置、16吨一米电动液压舵机和液压油马达等新内容。

参加本书编写的有武汉河运学校程德峻、重庆河运学校蒲上忠、福建交通学校陈天宇、李述芬、黑龙江交通学校郭玉珪,并由程德峻主编、蒲上忠审编。在审稿过程中,承蒙南通河运学校、南京河运学校、浙江交通学校、上海河运学校等单位参加了会审工作,在此表示感谢。

由于我们水平有限,加上编写时间仓促,调查研究、收集资料欠广泛深入,因此本书难免存在不少缺点和错误,衷心希望使用本书的教师和读者,随时提出宝贵意见和建议,迳寄武汉河运学校,以便进一步修改,使本书更适应交通运输现代化的需要。

# 目 录

<b>第一章 船用泵概述</b> .....	1
第一节 泵的功用和分类.....	1
第二节 泵的输送原理.....	1
第三节 泵的性能参数.....	2
<b>第二章 往复泵</b> .....	3
第一节 往复泵的工作原理.....	3
第二节 往复泵的排量和容积效率.....	4
第三节 往复泵的排量不均匀度.....	5
第四节 水击现象与空气室.....	7
第五节 往复泵的工作特性.....	9
第六节 往复泵的主要部件.....	10
第七节 往复泵的实例.....	12
第八节 电动往复泵的管理.....	15
<b>第三章 回转泵</b> .....	16
第一节 齿轮泵.....	16
第二节 滑片泵.....	26
第三节 螺杆泵.....	29
附：手摇转叶泵.....	32
<b>第四章 离心泵</b> .....	32
第一节 离心泵的工作原理、分类及其主要部件.....	33
第二节 离心泵的压头和排量.....	38
第三节 离心泵的轴向推力及其平衡装置.....	43
第四节 离心泵的汽蚀现象与容许吸入真空度.....	45
第五节 离心泵的性能与调节.....	48
第六节 离心泵实例.....	55
第七节 离心泵的管理.....	58
<b>第五章 旋涡泵</b> .....	62
第一节 旋涡泵的工作原理与分类.....	62
第二节 离心-旋涡泵.....	64
第三节 旋涡泵的管理.....	66
附：喷射泵.....	66
<b>第六章 船用活塞式空气压缩机</b> .....	67
第一节 空气压缩机的用途和分类.....	67
第二节 空气压缩机的工作原理.....	69

第三节	多级压缩与中间冷却	72
第四节	空气压缩机的排气量和功率	74
第五节	空气压缩机的构造	75
第六节	空气压缩机的润滑和冷却	79
第七节	空气压缩机的实例	81
第八节	空气压缩机的排气量调节和自动控制装置	86
第九节	空气压缩机的管理	91
<b>第七章</b>	<b>船用制冷装置</b>	94
第一节	制冷方法和制冷装置的分类	95
第二节	压缩制冷装置的工作原理	95
第三节	制冷量及其影响因素	97
第四节	制冷剂和冷媒	98
第五节	活塞式制冷压缩机	100
第六节	制冷装置的组成和其主要设备	109
第七节	制冷装置的自动化及其控制元件	114
第八节	F12制冷装置的管理	120
<b>第八章</b>	<b>船用空气调节装置</b>	128
第一节	空调装置的组成和工作原理	128
第二节	空调装置的自动调节	131
<b>第九章</b>	<b>船用油分离机</b>	135
第一节	油分离机的工作原理	135
第二节	油分离机的构造	136
第三节	自动排渣油分离机的工作原理	140
第四节	油分离机的管理	145
<b>第十章</b>	<b>船用辅助锅炉与废气锅炉</b>	147
第一节	概述	147
第二节	燃油辅助锅炉的类型和结构	147
第三节	辅助锅炉的附件和附属装置	150
第四节	辅助锅炉的自动控制	156
第五节	辅助锅炉的管理	159
第六节	废气锅炉	164
<b>第十一章</b>	<b>船用液压舵机</b>	165
第一节	概述	165
第二节	转舵机构	166
第三节	舵机油泵	170
第四节	人力液压舵机	178
第五节	定向定量泵电动液压舵机	181
第六节	变向变量泵电动液压舵机	193
第七节	液压舵机的管理	208
<b>第十二章</b>	<b>起锚机和绞缆机</b>	215

第一节	概述 .....	215
第二节	起锚机 .....	216
第三节	绞缆机 .....	223
第四节	起锚机和绞缆机的管理 .....	224

# 第一章 船用泵概述

## 第一节 泵的功用和分类

泵是用来输送液体的机械。在船舶上，主机所需的燃油、滑油和冷却水；锅炉所需的燃油和补给水；生活上所需的饮水和卫生水；压载所需的压载水；消防所需的消防水及排除舱底污水等等，都是由泵来输送的。因此，泵在船舶机械中不仅在数量上比较多，而且在保证船舶安全航行方面起到很重要的作用。

船用泵种类繁多，大体上有以下几类：

按原理可分为

1. 容积式泵（包括往复泵、齿轮泵、螺杆泵、滑片泵等）；2. 叶片式泵（包括离心泵、旋涡泵、轴流泵等）；3. 喷射泵。

按用途可分为

1. 船舶动力装置用泵  
1) 内燃机动力装置用泵（包括冷却水泵、燃油泵、滑油泵等）；  
2) 船舶辅助设备用泵（包括炉水泵、制淡制冷装置用泵、液压甲板机械用泵等）。  
2. 全船性总用泵（包括舱底水泵、压载水泵、消防水泵、淡水泵、卫生水泵等）。  
3. 特殊船舶用泵（如油船的货油泵、洗舱泵；吸扬式挖泥船的泥浆泵；渔船的鱼类输送泵等）。

按原动力可分为

1. 手动泵；2. 电动泵；3. 蒸汽机泵；4. 主机带动泵（随车泵）。

## 第二节 泵的输送原理

液体的输送是有条件的，液体只能从高处往低处流，从压力高的地方流到压力低的地方去。这是因为前者所具有的液体机械能比后者为大的缘故。要使液体往高处流，必须对液体做功，使液体得到一定的机械能，泵就是给液体传送机械能的机械。

什么是液体的机械能呢？液体的机械能可以由三种形式的能，即位能、压力能和动能组成。而且根据能量守恒和转换定律，三者又可以互相转换。下面就三种能的概念加以介绍。

位能—也叫重力势能。在液面所受压力相同情况下，液体位置越高，能量越大。由位置高低决定的能量叫位能。

压力能—当水柜中具有一定的压力时（如船上的压力水柜），即使水的位置比较低，但由于柜内压力比较大，水还是能经管路以一定的流速流到高处。这说明液体的能量不仅与位置高低有关，还与压力大小有关。由压力大小决定的能量叫压力能。具有较高压力的水，能以一定的流速流到高处，这是压力能转换为位能和动能的例子。

动能—又称速度能。救火龙头出口的水具有很大的速度，因此能冲到比它高得多的上层甲板上去。速度越大，冲得越高，这说明能量还与速度有关。由液体速度决定的能量叫动能。



上面是动能转换为位能的例子。

能的单位，在厘米克秒制中，是〔达因〕〔厘米〕，称为〔尔格〕。在米千克秒制中，是〔牛顿〕〔米〕，称为〔焦耳〕。在工程上还用一种能的单位，称为〔千瓦小时〕， $1〔千瓦小时〕=3.6 \times 10^6〔焦耳〕$ 。

在船舶上，液体的输送一般都不是靠自然条件自高处流到低处，而是靠泵。泵对被输送的液体做功，使液体获得机械能，然后将液体输送到我们所需要的场所。

### 第三节 泵的性能参数

泵的性能参数是表征泵的基本特征的物理量，如排量、压头、功率、效率和转速等。现分述如下：

#### 1. 排量

也称流量，是指泵在单位时间内所能输送的液体量。

用容积来表示的称为容积排量，通常用  $Q$  来表示，单位是米<sup>3</sup>/秒、升/秒或米<sup>3</sup>/时。

用重量来表示的称为重量排量，通常用  $G$  来表示，单位是牛顿/秒、牛顿/时或吨/时。

(根据国家标准计量局一九七七年规定，上述吨、时、分、升可与国际单位制并用)。

容积排量和重量排量之间的关系为：

$$G = \gamma Q \quad (1-1)$$

式中： $\gamma$ ——液体的比重，牛顿/米<sup>3</sup>

#### 2. 压头

也称扬程，是指泵传给单位重量液体的能量。也可以理解为输送液体的高度。通常用  $H$  来表示，单位是米。

压头可用压力  $P$  来表示。

$$P = \gamma H \quad \text{牛顿/米}^2 \quad (1-2)$$

$$1 \text{ 牛顿/米}^2 = 1 \text{ 帕斯卡 (简称帕)};$$

$$1 \text{ 工程气压} = 0.98 \times 10^5 \text{ 帕}$$

#### 3. 功率和效率

泵的功率有输出功率和输入功率。

泵的输出功率也称有效功率，是指单位时间内泵传给液体的能量，也就是泵的排量和压头的乘积，用  $N_e$  来表示。可以写成下式：

$$N_e = GH = \gamma QH \text{ 牛顿-米/秒} \quad (1-3)$$

$$1 \text{ 牛顿-米/秒} = 1 \text{ 瓦}$$

泵的输入功率也称轴功率，用  $N$  表示。

由于泵在实际工作中存在着能量损失，所以泵的有效功率  $N_e$  总是小于轴功率  $N$ ，总的能量损失可用效率  $\eta$  来衡量。泵的效率就是有效功率与轴功率的比值：

$$\eta = \frac{N_e}{N} \quad (1-4)$$

上述效率  $\eta$  是考虑了泵内的全部损失，称为总效率。液体在泵内因间隙、填料等处的泄漏而造成的排量损失叫做容积损失，它的大小用容积效率  $\eta_v$  来衡量；因液体摩擦等水力现象所造成的压头损失叫做水力损失，它的大小用水力效率  $\eta_h$  来衡量，由于泵本身的机械摩擦等

所造成的功率损失叫做机械损失，它的大小用机械效率  $\eta_m$  来衡量。

因此，泵的总效率要考虑容积损失、水力损失和机械损失，即

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1-5)$$

#### 4. 转速

是指泵轴每分钟的回转数，用  $n$  来表示，单位是转/分。

## 第二章 往 复 泵

### 第一节 往复泵的工作原理

往复泵也叫活塞泵，是依靠活塞的往复运动，使泵工作空间的容积发生变化而产生吸排作用的泵。

这种依靠工作空间容积发生变化而工作的泵，亦称为容积式泵。他们工作的基本条件有二：一是要形成密封的工作空间；二是能使泵的进口和出口互相隔离开，这样就可能造成工作容积起变化，并引起其中的压力相应改变。

图2-1所示为往复泵结构简图。当活塞被原动机所带动从左死点位置向右移动时，排出阀因背压力大而紧闭，吸入阀还未开，活塞左侧的空间容积逐渐增大，压力降低，在自由液面上的大气压力的作用下，液体沿吸入管上升并推开吸入阀进入泵缸左侧空间，直至活塞移动到右死点时，左侧工作容积最大，吸入的水量达最大值。这是泵的吸入过程。

当活塞自右死点回行时，左侧工作容积逐渐减小，活塞挤压液体，把能量传给液体，缸内液体压力升高，这时吸入阀3关闭。当密封在泵缸中的液体压力增高到大于排出系统压力时，液体就推开排出阀4流至排出管，直至活塞回到左死点。这是泵的排出过程。

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，并且也象左侧那样再增加两个阀，做成如图2-2所示的结构。这时，活塞把泵缸分隔为左、右两个密闭的工作空间。同左侧空间一样，在活塞一个双行程中，右侧空间同样可以排出液体一次。于是，这样的泵，在一个双行程中，就能实现

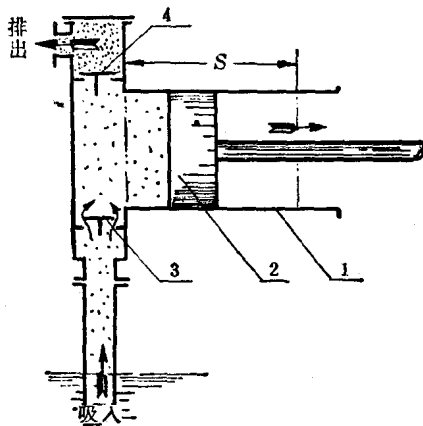


图2-1 往复泵的结构简图

1-泵缸；2-活塞；3-吸入阀；4-排出阀

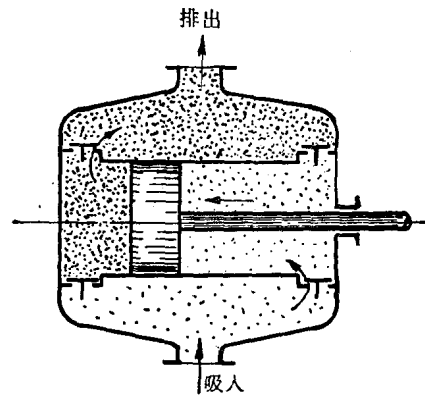


图2-2 单缸双作用泵

两次排出，这叫做单缸双作用泵。

如果把几个单作用或双作用泵缸组合在一起，在活塞一个双行程的时间中，还可以实现多次排出，这种泵叫做多作用泵。例如，把两个双作用泵缸组合在一起，在活塞一个双行程的时间中，两个泵缸共排出四次，这种泵叫做四作用泵。显然，往复泵的作用次数就是在活塞一个双行程中泵缸的排出次数。船上多采用多缸多作用的往复泵。

往复泵不但能够输送液体，而且还能输送气体。这对泵的工作是很有利的。因为在实际工作中，泵和吸入管路可能存有空气。由于往复泵具有输送气体的能力，积存在泵和吸入管内的空气在泵工作过程中会逐渐被抽出而不影响泵的正常工作的。往复泵的这种能力称为“自吸能力”或“干吸能力”。自吸能力是容积式泵所特有的。但是，泵能否“自吸”还要看泵的技术状态和具体的工作条件。

## 第二节 往复泵的排量和容积效率

### 一、往复泵的理论排量

按照排量的定义，往复泵的排量在不计较泄漏的情况下，可认为是活塞在单位时间内在泵缸中所扫过的容积。因此可以用泵缸的几何尺寸直接算出泵的理论排量。

#### 1. 单作用泵的理论排量

单缸单作用泵的理论排量可用下式求出：

$$Q_t = 60FSn, \text{ 米}^3/\text{时} \quad (2-1)$$

式中： $F$ ——活塞面积（ $=\frac{\pi}{4}D^2$ ），米<sup>2</sup>；

$S$ ——活塞的工作行程，米；

$n$ ——活塞每分钟的往复次数或轴每分钟的回转数，次/分或转/分；

$D$ ——活塞的直径，米

$K$ 缸 $K$ 作用泵（即把 $K$ 个单作用泵缸组合在一起的泵）的理论排量显然可以用下式求出：

$$Q_t = 60KFSn \text{ 米}^3/\text{时} \quad (2-2)$$

#### 2. 双作用泵的理论排量

单缸双作用泵的理论排量可用下式求出：

$$Q_t = 60(2F - f)Sn \text{ 米}^3/\text{时} \quad (2-3)$$

式中： $f$ ——活塞杆的截面积（ $=\frac{\pi}{4}d^2$ ），米<sup>2</sup>；

$d$ ——活塞杆的直径，米

$K$ 缸 $2K$ 作用泵（即把 $K$ 个双作用泵缸组合在一起的泵）的理论排量显然可以用下式求出：

$$Q_t = 60K(2F - f)Sn \text{ 米}^3/\text{时} \quad (2-4)$$

### 二、容积效率

泵的实际排量总是小于理论排量，这是因为：

1. 泵的阀、活塞环和轴封等处都会有一定的泄漏。

2. 泵工作时，阀的运动因受惯性影响不能及时地启闭，因而减少了排出量。

3. 在吸入过程中，由于压力降低，溶解于液体中的气体就会逸出；同时，液体本身也可能汽化；再者，外界空气也可能从轴封或吸入管路的接头处漏入，泵内将因气体（或汽）占有工作空间而减少泵的吸入量。

另外，还有泵缸和活塞结构上的一些原因和被输送液体的粘性等原因也会导致吸入量和排出量的减少。

为了反映上述损失对排量的影响，引用了容积效率的概念。容积效率  $\eta_v$  是实际排量  $Q$  和理论排量  $Q_t$  的比值，即：

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (2-5)$$

容积效率是衡量泵的排量损失严重与否的一个参数，是泵总效率的一部分，也是经常用到的技术经济指标之一。其值的大小和泵的转速、液体的性质、工作压力、阀的加工精度、泵的装配质量有关。合理的使用、管理对保持较高的容积效率有着积极的意义。

表 2-1 列出了电动往复水泵容积效率的一般数据，供参考。

电动往复泵容积效率

表 2-1

泵缸直径 毫米	排 量 米 <sup>3</sup> /时	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

这样，实际排量  $Q = \eta_v Q_t$ ，米<sup>3</sup>/时 (2-6)

### 第三节 往复泵的排量不均匀度

前面讨论往复泵的排量时，是利用公式求得的平均排量。为了更进一步深入讨论它的瞬时排量，我们可以从分析常用的电动往复泵活塞的位移方程、速度方程入手，进一步导出它的瞬时排量方程。

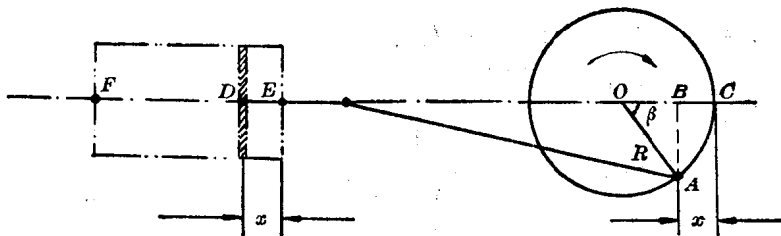


图 2-3 单作用往复泵活塞运动图

位移方程：活塞的位移距离  $x$ （见图 2-3 所示），在连杆比曲柄长得多（这在活塞泵能满足）的情况下可由曲柄臂长度  $R$  和转角  $\beta$  来确定即

$$x = DE = BC = OC - OB = R - R\cos\beta = R(1 - \cos\beta) \quad (2-7)$$

速度(C)方程:

$$C = \frac{dx}{dt} = R\sin\beta \frac{d\beta}{dt} = R\omega\sin\beta \quad (2-8)$$

式中:  $\omega$  为曲柄角速度

排量(Q)方程:

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{Fdx}{dt} = FC = FR\omega\sin\beta \quad (2-9)$$

式中:  $F$  为活塞面积

从式 2-8 和式 2-9 可看到, 电动往复式泵活塞的速度是按  $\beta$  角的正弦曲线而变化, 所以导致了液体的瞬时排量也按  $\beta$  角的正弦曲线而变化, 如图 2-4 所示。可见:

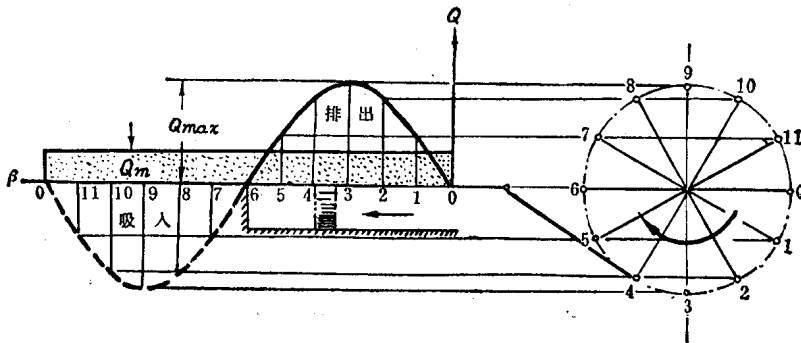


图 2-4 电动往复式泵的排量曲线

当曲柄的转角  $\beta = 0^\circ$  时, 瞬时排量  $Q = 0$ ;

当曲柄由  $0^\circ$  转至  $90^\circ$  时, 瞬时排量  $Q$  从 0 增到最大值;

当曲柄从  $90^\circ$  转至  $180^\circ$  时, 瞬时排量  $Q$  从最大值递减到 0;

当曲柄从  $180^\circ$  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用不均匀度  $\delta$  表示:

$$\delta = \frac{Q_{\max}}{Q_m} \quad (2-10)$$

式中:  $Q_{\max}$ ——泵的最大瞬时排量, 米<sup>3</sup>/秒;

$Q_m$ ——泵的平均排量, 米<sup>3</sup>/秒

各种不同作用次数往复泵的排量不均匀度列于表(2-2)。

泵的排出不均匀度是排出液流稳定与否的一个指标。往复泵的  $\delta > 1$ ,  $\delta$  越大, 排出不均匀, 液流越不稳定。为了克服这个缺点, 常采用适当增加作用次数或装设空气室的方法予以弥补。

不同作用次数往复泵的排量不均匀度

表 2 2

泵	单作用	双作用	三作用	四作用	蒸汽直接作用
$\delta$	3.14	1.57	1.047	1.11	1.05~1.10

## 第四节 水击现象与空气室

### 一、水击现象

上一节我们知道了曲柄连杆机构传动的往复泵，其活塞运动速度总是按正弦曲线变化着的。如果把式 2-8 的速度方程再次对时间求导，就得出活塞运动的加速度为：

$$\frac{dc}{dt} = R\omega \cos\beta \frac{d\beta}{dt} = R\omega^2 \cos\beta \quad (2-11)$$

这样，根据牛顿第二定律，液体在吸入和排出过程中就存在着一个和加速度一样是变化着的，其大小同加速度成比例的惯性力。惯性力的存在将影响着往复泵的工作。

例如，泵在吸入行程开始时（亦即  $\beta = 0^\circ$  时），活塞加速度和惯性阻力都达到最大值。一方面，如果这种惯性阻力大到某种程度，以致泵缸中的液体压力低于当时的饱和汽压，那么液体就将汽化，溶于液体中的空气也会析离出来，蒸汽和空气形成的气团，造成液流与活塞的脱离，泵的实际吸水量也就随之减少。另一方面，当活塞处于后半行程时，速度减慢，而液流在惯性影响下继续以较高的速度流动。这样，液流的一部分动能就将转化为压力，吸入压力又逐渐升高。当压力升高到该液体的饱和汽压以上时，原来存在于活塞表面上的蒸汽就会重新液化，空气会重新溶于液体中，出现了一个局部的真空，吸引周围的液体以极大的速度向真空中心冲来，并在相遇时互相撞击，发出响声和震动，这种现象就叫做水击。同样，惯性力在排出行程中也会引起水击。吸高太大、吸入或排出管路过长、转速太快等是引起水击的主要原因。水击是泵工作的不正常现象。经常水击会使零件表面破损，严重的水击则可使设备碎裂，管理时应加注意。蒸汽直动泵单位时间的双行程数较低，活塞速度变化不大，因此惯性力可忽略不计，这样就不容易产生水击现象。

### 二、空气室

空气室是装在紧靠泵的吸入和排出管路上的一个密闭的容器，里面充有空气。装在吸入阀之前的称为吸入空气室，装在排出阀之后的称为排出空气室，如图 2-5 所示。

下面以排出空气室为例说明空气室的工作原理。由于泵工作时活塞速度的周期性变化，因此压力和排量亦相应地跟着周期性变化。因为空气具有较大的可压缩性，所以一当泵的排量增大、压力增高时，空气室里的空气便受到压缩而体积缩小，一部分液体便流到空气室里存放起来。而当泵的排量减小、压力降低时，空气室里的空气便膨胀，存放在空气室里的一部分液体和直接从泵中排出的液体一起从排出管排出。这样，当空气室中有足够容积的空气时，就能通过空气室的一“存”一“放”而调节液流，使往复泵的排量趋于均匀。

由于装设空气室以后，作不等速运动的液体，只剩下从泵缸到空气室那一段较短的管路，这一部分液体的质量并不大，因而惯性力的影响就大大减小，水击现象也就不容易产生，泵的吸入高度也可以适当提高。

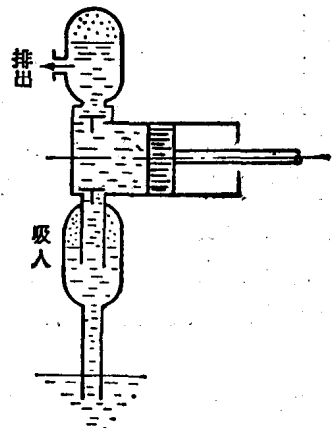


图2-5 往复泵的空气室

排水均匀与否，与空气室容积的大小有关。表 2-3 列出作用次数不同的泵，在不同的压力不均匀度  $\delta_p$  时，所需的空气室容积，供选用空气室时参考。

表2-3

作用次数 K	空气室容积		
	$\delta_p = 0.01$	$\delta_p = 0.02$	$\delta_p = 0.05$
1	82.5FS	41.5FS	16.5FS
2	31.5FS	16.0FS	6.3FS
3	1.5FS	0.8FS	0.3FS
4	6.0FS	3.0FS	1.2FS

表中：F——泵缸截面积；  
S——活塞工作行程

$$\delta_p = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\left(\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}\right)} \quad (2-12)$$

$P_{\max}$ 、 $P_{\min}$ ——表示空气室中空气的最大、最小压力

$\delta_p$  表示空气室中的压力不均匀度，其值与泵的作用次数和管路长度有关，一般可根据表 2-4 来选择。

管路长度与压力不均匀度之间的关系

表2-4

管路长度 (米)	100	500	1000	2000	3000	5000
压力不均匀度 ( $\delta_p$ )	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{250}$	$\frac{1}{300}$

由表 2-4 中可知，较长的管路应选用较小的  $\delta_p$  值，一般  $\delta_p$  在 0.02~0.05 范围内。

空气室中的空气容积约占空气室总容积的 2/3，水占 1/3 容积。

空气室高度  $H$  与直径  $D$  之比一般为 1.4 倍。

应该注意，如果空气室在装置中安装不正确或者空气不足，就不能发挥作用。图 2-6 为几个正确安装的例子。从图可看到，空气室必须安装得使流体能首先流入空气室，经调节后再向外流出。

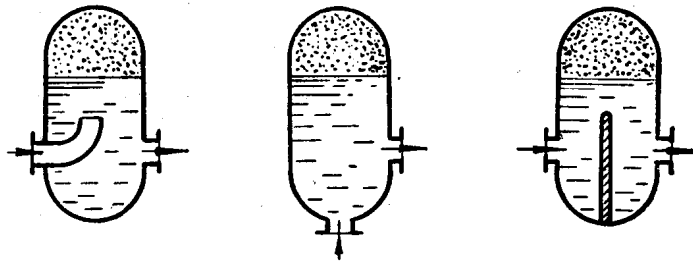


图2-6 正确安装的排出空气室

空气室中的空气量是很重要的。泵在工作过程中，排出空气

室中的空气会因受压而溶入水中而逐渐被带走，需要通过一个可调止回阀——补气阀加以补充。另外，吸入空气室中的空气将因水中所溶的空气在低压下析出而逐渐增多，应通过泵本身将多余的空气吸出。这些都是管理中须要经常注意的。

## 第五节 往复泵的工作特性

所谓泵的性能曲线指的是泵在工作时，其排量 $Q$ 、压头 $H$ 、功率 $N$ 和效率 $\eta$ 等之间的关系。

### 1. 往复泵的定速特性

图2-7所示为泵的转速（或双行程数）不变时，它的 $Q$ 、 $N$ 和 $\eta$ 与 $H$ 之间的关系。这些特性曲线表明，泵的实际排量 $Q$ 随压头 $H$ 的增加变化不大，只是在压头 $H$ 高至一定值时，由于泄漏量增加，排量才开始有较明显的下降；泵的功率 $N$ 几乎与压头 $H$ 成正比；泵的效率 $\eta$ 在一个相当宽的压头范围内，变化不大，只是当压头过高（由于泄漏量增加造成容积效率下降）或压头过低（虽然泵的功率减少，但泵因机械摩擦等的耗功却减少不多）时才有明显的下降。

### 2. 往复泵的变速特性

图2-8所示为往复泵的变速特性曲线。尺寸已定的往复泵，其排量取决于转速，转速越高，排量越大。

### 3. 往复泵的吸入性能

所谓吸入性能，指的是泵的排量 $Q$ 和容积效率 $\eta_v$ 与泵的吸入高度 $H_g$ 之间的关系，如图2-9所示。从图中可看出，当泵的吸入高度 $H_g$ 大于一定值时，泵的排量 $Q$ 和容积效率 $\eta_v$ 下降很快。这是因为这时泵的吸入压力因吸高、惯性阻力与管路阻力损失的增加而明显下降，当

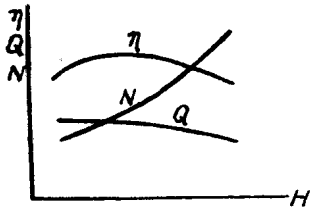


图2-7 往复泵的定速特性曲线

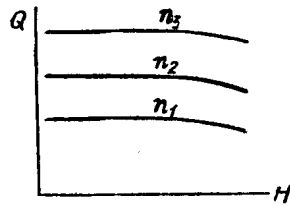


图2-8 往复泵的变速特性曲线 $n_3 > n_2 > n_1$

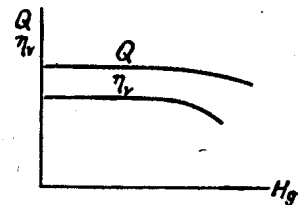


图2-9 往复泵的吸入性能曲线

压力低于液体温度所对应的饱和汽压时，一部分液体汽化，所以泵的排量和容积效率就很快下降。

综上所述，我们可以把往复泵的一些主要特点分述如下：

1. 具有自吸能力，但为了避免起动时发生干摩擦，一般在吸入管端装有底阀以保证缸内始终有液体。

2. 往复泵的理论排量和几何尺寸、作用次数与转速有关，而与压头无关。

3. 往复泵能产生的最大压头取决于原动机的功率、泵本身的强度和密封性能，而与尺寸无关。而往复泵的工作压头则决定于系统的需要。所以不能用关闭排出阀的方法调小排量，这样会导致系统的压力增高，而且会产生超压的危险。正确的排量调节方法是改变转速或用回流。往复泵的这个特点也说明了要做成高压头、低排量的往复泵并不困难。

4. 往复泵的供液不均匀。

5. 往复泵的转速（或双行程数）不能太高。往复泵的转速一般在80~300之间（除非采用特殊措施如径向，轴向柱塞泵），这和其他回转泵或离心泵相比是很低的。这就使得若要造



成大排量泵，必然导致尺寸大，而且笨重。

## 第六节 往复泵的主要部件

### 1. 泵缸和阀箱

泵缸和阀箱通常采用铸铁一体铸成。为了防止海水的腐蚀和便于磨损后更换，泵缸内往往镶上缸套（或衬套）。缸套一般用青铜制造。由于泵缸与活塞之间存在摩擦，因此，泵缸工作中主要的问题是磨损引起泄漏。为保证设备的完好和工作中的技术状态良好，对缸套应定期检查和测量，除一般检查外，还应用量具测量缸套的椭圆度和不柱度，同时要做好记录。

检查缸套时，先用煤油将工作面清洗干净，仔细观察缸套是否有裂纹、擦伤，在缸套的死点位置有无由磨损而引起的凸肩，按规定的部位测量不柱度和椭圆度，然后根据损坏情况确定修复方法。

当工作表面出现凸肩时，可先用刮刀刮去凸肩，然后再用细帆布抛光。

当缸套的不柱度或椭圆度超过规定值时，必须采用镗缸修复。镗缸后直径增大了，这时必须更换加大直径的活塞环。如缸套因多次镗缸后其直径超过规定值，使缸套厚度太薄，就应换新。

缸套的安装方法有两种，一种是直接压入泵缸（如图2-15所示的泵缸结构）；另一种是用螺钉将其固定在泵缸的凸缘上。后一种拆装比较方便。

### 2. 阀

当泵吸入或排出时，必需有吸入阀和排出阀交替隔断工作空间与吸、排管的通路，所以每台往复泵至少都要装两个阀。一般吸入阀和排出阀的大小和结构差不多，只是安装在阀箱中的位置不一样。阀主要由阀座、阀盘和弹簧等组成，如图2-10所示。阀盘由青铜、不锈钢等金属材料或橡皮、塑料等非金属材料制成。金属材料的阀盘强度较高，适用于高、中压泵；非金属材料的阀盘有良好的水密性，但强度和耐热性能较差，适用于输送液体温度不高的低压泵。阀座一般用青铜或铸铁制造。阀是往复泵的主要零件之一。阀启闭频繁，易于磨损和变形，是泵中的易损件。它的技术状态的好坏，对泵的正常工作的影响很大，因此，对阀有如下的要求：

1) 关闭严密。由于液体对阀面的腐蚀和工作时的撞击，阀与阀座配合面上容易产生许多斑点和残痕，引起泄漏，所以对阀与阀座应按时检查和研磨。如斑点直径未超过阀与阀座接触线的宽度的，可用研磨法把斑点消除；如有大而深的斑痕或其他残痕时，需先用车床光车后再进行研磨修复。

2) 动作迅速、准确。阀关闭时总会有迟滞现象。如吸入終了，由于吸入阀的迟滞关闭，部分液体可能被压回吸入管；排出終了，由于排出阀迟滞关闭，排出管中部分液体会倒流到泵缸内。为此，在阀上加装弹簧以提高阀的关闭速度和减小关闭时的迟滞现象。一般吸入阀的弹簧张力比排出阀的小些。减小阀的升程可使阀关闭迅速并减少撞击，但会减少阀的流通面积而增加阻力，因此阀的升程应合适，一般为5~15毫米，以6毫米左右为最常用。一般排出阀的升程比吸入阀的小些。

为了防止阀启闭时发生歪斜，阀上有专门的导向结构。常用的有导杆式（见图2-10）或导脚式（见图2-11）。

为避免阀盘开启时跳离阀座和限制阀盘的升程，在阀箱盖上或在导杆端部还设有升程限