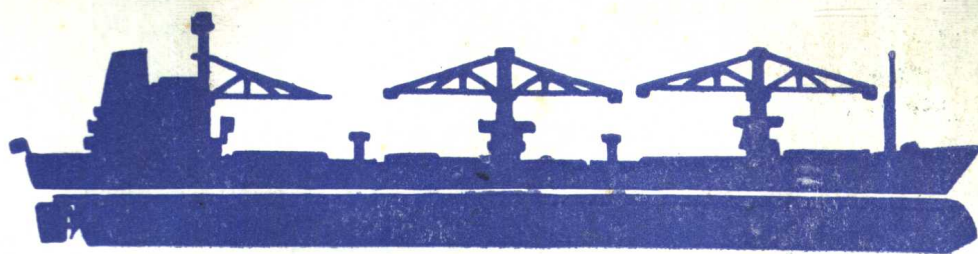


● 高等学校教材

船舶辅助机械

● 孟宪法 叶洪馨 刘本立 李之义 编

● 人民交通出版社



高等学校教材

船舶辅助机械

Chuanbo Fuzhu Jixie

孟宪法 叶洪馨 编
刘本立 李之义

人民交通出版社

内 容 提 要

本书共分六篇，分别介绍了水力机械、气体压送机械、净化装置及防污装置、甲板机械、制冷及空气调节装置和海水淡化装置与辅助锅炉。书中除着重阐述原理、性能、结构和选型外，还适当阐明了使用与管理。

本书为高等院校船舶动力装置、船机和内燃机专业教学用书，也可供船舶设计、科研、管理等单位工程技术人员参考。

高等学校教材 船舶辅助机械

孟宪法 叶洪馨 编
刘本立 李之义

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经销

人民交通出版社印刷厂印刷

开本：787×1092 1/32 印张：22.75 字数：541千

1981年8月 第1版

1989年6月 第2版 第8次印刷

印数：6,101—9,100册 定价：5.65元

前 言

本书是参照我院和镇江船舶学院的船舶动力装置、船机和内燃机等专业的教学大纲和教学实践,并对1981年出版的《船舶辅助机械》作了重大修改而编成。原《船舶辅助机械》篇幅为88万字,现控制在55万字左右,并注意突出重点,照顾一般。在反映近代技术和扩大知识面等方面增编了新型的起货机、舱口盖装置、自动绞缆机、液压系统的振动噪声和液压装置建造和修理要点等章节。全书采用了我国的法定计量单位。书末还附有常用物理量单位换算表。

本书由武汉水运工程学院辅机教研室刘本立负责第三篇及第一篇中第二、三章的编写,李之义负责第二篇及第一篇中第四、五、六章的编写,叶洪馨负责第四篇及第一篇中第一、七章的编写,孟宪法负责第五、六篇的编写,并由黎树明最后定稿。此书承镇江船舶学院徐莹、赵长生和彭东升审阅,在此表示衷心感谢。

由于水平所限,缺点和错误在所难免,敬请读者批评指正。

武汉水运工程学院

动力系辅机教研室

一九八五年十月

目 录

第一篇 水 力 机 械

第一章 总述.....	1
§1.1-1 泵的分类及其基本性能参数.....	1
§1.1-2 液压马达及其基本性能参数.....	8
第二章 活塞泵.....	4
§1.2-1 工作原理.....	6
§1.2-2 流量与流量不均匀度.....	6
§1.2-3 吸入压头与汽蚀的减免条件.....	8
§1.2-4 空气室.....	10
§1.2-5 压头与功耗.....	12
§1.2-6 性能与调节.....	13
§1.2-7 活塞泵结构实例.....	14
§1.2-8 径向与轴向柱塞泵.....	20
第三章 回转泵.....	27
§1.3-1 齿轮泵.....	27
§1.3-2 内齿轮泵.....	34
§1.3-3 螺杆泵.....	35
§1.3-4 叶片泵.....	37
第四章 离心泵.....	43
§1.4-1 工作原理.....	43
§1.4-2 叶轮内液体流动与基本方程.....	44
§1.4-3 泵主要件的结构.....	50
§1.4-4 泵内能量损失和效率.....	53
§1.4-5 相似定律与比转数.....	55
§1.4-6 泵的性能特性.....	58
§1.4-7 泵在管系中的工作特性.....	63
§1.4-8 泵吸入高度、汽蚀余量及汽蚀比转数.....	67
§1.4-9 泵轴向推力及其平衡.....	69
§1.4-10 泵的选型.....	70
§1.4-11 船用离心泵的实例.....	71
第五章 旋涡泵及水环泵.....	76
§1.5-1 旋涡泵的工作原理.....	76
§1.5-2 旋涡泵的结构型式.....	79

§1.5-3 水环泵.....	81
第六章 喷射泵.....	83
§1.6-1 喷射泵的基本结构及特点.....	83
§1.6-2 喷射泵工作原理及特性.....	83
第七章 液压马达.....	87
§1.7-1 活塞连杆式液压马达.....	87
§1.7-2 叶片式液压马达.....	90
§1.7-3 内曲线式液压马达.....	91

第二篇 气体压送机械

第一章 活塞式压缩机.....	94
§2.1-1 活塞式压缩机在船舶上的用途.....	94
§2.1-2 活塞式压缩机的基本结构.....	95
§2.1-3 压缩机排量、功率和效率.....	100
§2.1-4 排气量的调节及自动控制.....	104
第二章 通风机.....	107
§2.2-1 通风机在船舶上的用途及分类.....	107
§2.2-2 离心通风机.....	108
§2.2-3 轴流通风机.....	109
§2.2-4 通风机的特性曲线及其选用.....	109

第三篇 净化装置及防污装置

第一章 碟式油分离机.....	112
§3.1-1 分离原理.....	112
§3.1-2 碟式油分离机的工作原理.....	116
§3.1-3 影响分离量的因素.....	120
§3.1-4 碟式油分离机结构.....	121
§3.1-5 连续排渣式油分离机.....	130
第二章 江水净化装置.....	131
第三章 防污染装置.....	135
§3.3-1 油水分离器.....	135
§3.3-2 生活污水处理装置.....	141
§3.3-3 船用焚烧炉.....	146

第四篇 甲板机械

第一章 操舵装置的概述.....	151
第二章 人力操舵装置.....	153

§4.2-1 链索传动式人力操舵装置.....	153
§4.2-2 液压式人力操舵装置.....	154
第三章 电动操舵装置.....	155
§4.3-1 单电机制电舵控制电路.....	156
§4.3-2 随动控制.....	157
§4.3-3 传动机构.....	158
§4.3-4 电动舵机的机械特性.....	160
§4.3-5 推舵电动机功率之确定.....	160
第四章 电动液压操舵装置.....	161
§4.4-1 推舵油缸.....	162
§4.4-2 主要阀件.....	170
§4.4-3 液压系统的辅助装置.....	180
§4.4-4 操纵系统.....	185
§4.4-5 定量泵液压舵机实例.....	190
§4.4-6 变量泵液压舵机实例.....	193
§4.4-7 推舵油缸的选型与系统的设计计算.....	197
第五章 锚泊设备.....	200
§4.5-1 引言.....	200
§4.5-2 电动锚机.....	204
§4.5-3 液压锚机.....	206
§4.5-4 锚设备及其原动机功率.....	208
第六章 起货机械装置.....	211
§4.6-1 概述.....	211
§4.6-2 吊杆式起货机械装置.....	211
第七章 绞缆机.....	220
§4.7-1 绞缆机.....	220
§4.7-2 拖缆机.....	223
第八章 舱盖启闭装置.....	224
§4.8-1 概述.....	224
§4.8-2 甲板上置油缸式液压舱盖装置.....	224
§4.8-3 内置油缸式液压舱盖装置.....	225
§4.8-4 液压马达式液压舱盖.....	226
§4.8-5 液压铰链式舱盖启闭装置.....	228
第九章 液压油、系统振动与噪声及建造和修理要点.....	229
§4.9-1 液压油.....	229
§4.9-2 液压装置噪声与振动.....	232
§4.9-3 液压传动装置建造和修理的工作要点.....	237

第五篇 船舶制冷及空气调节装置

第一章 船舶制冷装置.....	243
§5.1-1 概述.....	243
§5.1-2 制冷剂与冷媒.....	244
§5.1-3 船舶压缩式制冷装置.....	247
§5.1-4 冷库与隔热结构.....	271
§5.1-5 制冷系统及制冷装置举例.....	273
§5.1-6 船舶制冷装置的制冷量估算.....	277
§5.1-7 船舶制冷装置的技术管理.....	280
第二章 船舶空气调节装置.....	287
§5.2-1 空调概述.....	287
§5.2-2 船舶空气调节的主要设备.....	288
§5.2-3 空调装置的技术管理.....	303

第六篇 海水淡化装置与辅助锅炉

第一章 海水淡化装置.....	305
§6.1-1 概述.....	305
§6.1-2 海水淡化的基本原理.....	306
§6.1-3 船舶海水淡化装置系统举例.....	309
§6.1-4 海水淡化装置的自动调节.....	314
§6.1-5 保证淡水品质和防止结垢措施.....	318
第二章 辅助锅炉.....	323
§6.2-1 概述.....	323
§6.2-2 辅助锅炉装置的基本组成.....	325
§6.2-3 辅助锅炉结构和附件.....	327
§6.2-4 辅助锅炉燃烧设备.....	339
§6.2-5 锅炉的水质规范.....	347
§6.2-6 船舶辅助锅炉选型要点与设计.....	350
附录 0.0-1 中华人民共和国法定计量单位	352
0.0-2 常用物理量单位换算表	353

第一篇 水力机械

第一章 总 述

§1.1-1 泵的分类及其基本性能参数

古代劳动人民在与自然界作斗争中创造了最原始的提水工具，如戽斗、水车、辘轳等，这些都是水泵的雏形。随着生产的发展和对自然界认识的提高，人们把古代的水车等提水工具，发展成为现代的泵。

泵在现代船舶上得到很广泛的应用。有为柴油机服务的燃油泵、润滑油泵和冷却水泵等；有为船舶安全航行服务的舱底水泵、压载水泵等；有为船员和旅客生活服务的卫生水泵、日用淡水泵等等。总之，围绕船舶种种特定任务所设的泵，种类繁多。

泵是一种把原动机的机械能变为液体能（包括压力能、位能和动能）的机械。

船用泵（图1.1-1）根据其工作原理的差异可分为：

一、容积式泵

利用工作容积的周期性变化来输送液体。属于这类泵有活塞泵、齿轮泵等。

二、叶片式泵

通过工作叶片的转动，把原动机的机械能传给液体变成液体能（压力能、位能和动能）来输送液体，如离心泵、轴流泵、旋涡泵等。

三、喷射泵

喷射泵是将其喷射高能的工作液体来抽吸低能液体并进行动量交换，以提高被吸液体的能量而完成输送液体的任务。

泵有如下的基本性能参数。

1) 流量 Q ——泵在单位时间内所能输送液体的容积（单位常用 L/s 、 L/min 或 m^3/h 等）。

2) 压头 H ——又名扬程，它是单位重量的液体所获得的能量。

$$H = W/G \quad \text{m 液柱} \quad (1.1-1)$$

式中： G ——液体重量， N ；

W ——液体之能量， $N \cdot m$ 。

有时候，压头也用压力 p 来代替， p 与 H 间的关系：

$$p = \rho \cdot g \cdot H \quad \text{Pa 或 } N/m^2 \quad (1.1-2)$$

式中： ρ ——液体的密度，如淡水的密度 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 。

3) 转速——指泵轴每分钟的转数。常以字母“ n ”表示，单位是 r/min 。对往复式活塞泵而言，它的转速指活塞在每分钟内完成的双行程数。

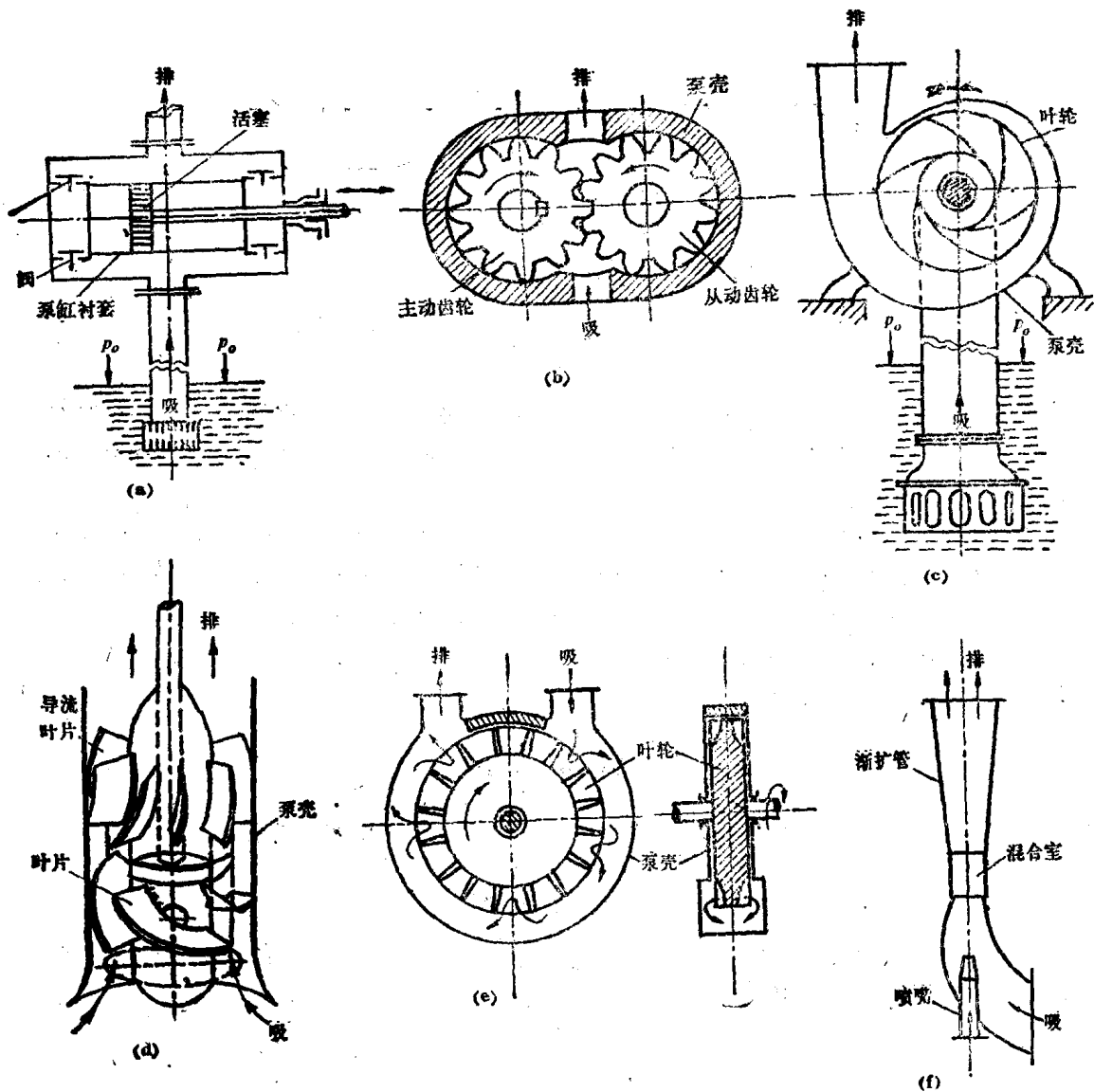


图1.1-1 泵的种类

(a) 活塞泵; (b) 回转泵; (c) 离心泵; (d) 轴流泵; (e) 旋涡泵; (f) 喷射泵

4) 功率——泵的功率分输出功率和输入功率两种。

泵的输出功率（也称有效功率）是指单位时间内传给实际排出液体的能量，又称水功率，用“ N_e ”表示：

$$N_e = \rho g Q H \quad \text{W 或 } \text{N} \cdot \text{m/s} \quad (1.1-3)$$

泵的输入功率是指原动机传给泵轴的功率，称为泵轴功率或输入功率，常以“ N_b ”表示。泵铭牌上功率是指泵的轴功率，根据这个值可选配电动机。

5) 效率——说明泵工作的完善程度。由于液体在泵内存在着流动损失，泄漏损失和机械摩擦损失，泵的有效功率 N_e 总是小于轴功率 N_b ，它们的比值，称作泵的总效率，常以“ η ”表示：

$$\eta = \frac{N_e}{N_b} \quad (1.1-4)$$

§1.1-2 液压马达及其基本性能参数

液压马达是将液体的压力能转变为机械能的能量转换机械。它类似于电动机的作用，所不同的是液压马达输入的是液体压力能，输出的是机械能。

由于液压马达动作平稳，惯性小，并且容易实现无级调速等优点，所以在船舶甲板机械中得到广泛的应用。

液压马达按其速度可分为两大类：① 高速马达（如大部分的柱塞式油泵和回转式油泵都能作高速液压马达），特点是输出扭矩小，转速高，体积较小，效率较高，成本亦低。若用于低速大扭矩的场合，需配一套减速机构，这样整个传动系统的尺寸就比较大，效率也会降低；② 低速马达（如活塞连杆式、静力平衡式和内曲线式等），特点是输出扭矩大，转速低，不需减速机构或只要一级减速。从而大大简化了传动系统，因此近年来发展较快。

液压马达的基本性能参数：

1. 排量与流量

主轴旋转一周所需要的液体体积，称为排量，用符号“ q ”表示，单位为 mL/r 或 L/r 。

在单位时间内所需要的液体体积，称为流量，用符号“ Q ”表示，单位为 L/min 或 m^3/s 。

流量与排量之间关系如下：

$$Q = q \cdot n \quad \text{L/min} \quad (1.1-5)$$

式中： q ——排量， L/r ；

n ——转速， r/min 。

2. 压力

一般在出厂铭牌上都标有两种压力值：

① 额定压力——指液压马达达到规定的容积效率和寿命时的压力；

② 最大压力——在短期超载时所能承受的最大尖峰压力。

3. 扭矩

扭矩指液压马达主轴输出的驱动力矩，用符号“ M ”表示。其计算式如下：

$$M = \frac{\Delta p \cdot q}{2\pi} \cdot 10^{-3} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (1.1-6)$$

式中： Δp ——液压马达进出口压力差， N/m^2 ；

q ——排量， m^3/r 。

4. 功率

液压马达的功率分输入功率与输出功率。它们表达式：

$$N_{\text{入}} = \Delta p \cdot Q \quad \text{W} \quad (1.1-7)$$

$$N_{\text{出}} = M \cdot \omega \quad \text{W} \quad (1.1-8)$$

式中： Q ——流量， m^3/s ；

M ——扭矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

ω ——角速度， rad/s ；

Δp ——液压马达进出口压力差， N/m^2 。

5. 效率

实际上液压马达在能量转换中都有损耗的,这种损耗可分为两种:一种是由泄漏造成的流量损失;另一种是由相对运动表面之间的摩擦所引起的机械损耗。

流量损失可用容积效率 η_v 表示:

$$\eta_v = \frac{Q_{理}}{Q_{实}} \quad (1.1-9)$$

式中: $Q_{理}$ ——理论流量,即液压马达每秒钟的工作容积。它近似地等于空载运转所测得的流量;

$Q_{实}$ ——实际流量,是在液压马达有负载时所测得的流量。它等于理论流量与泄漏量之和。

机械损失可用机械效率 η_m 表示:

$$\eta_m = \frac{M_{实出}}{M_{理出}} \quad (1.1-10)$$

式中: $M_{实出}$ ——实际输出扭矩;

$M_{理出}$ ——理论输出扭矩。

$$\text{液压马达总效率 } \eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (1.1-11)$$

这样液压马达实际输出的扭矩 $M_{实出}$ 和功率 $N_{实出}$ 为:

$$M_{实出} = M_{理出} \cdot \eta_m \quad N \cdot m \quad (1.1-12)$$

$$N_{实出} = N_{理出} \cdot \eta \quad W \text{ 或 } N \cdot m/s \quad (1.1-13)$$

液压马达的转速分最高转速和最低稳定转速两种。

最高转速受摩擦副的承载能力、轴承寿命和过流部分通油能力的限制。

最低稳定转速是指液压马达能够保持稳定转动(即不出现爬行现象)时的最低转速。

第二章 活 塞 泵

活塞泵是最早应用于生产实践中的一种液体输送机械。至今,活塞泵虽然在很多场合已被结构简单和流量范围更广的离心泵所代替,但在流量小、压头高以及要求流量与压头分别变动的场合,活塞泵仍具有无可争议的优越性。

活塞泵属容积式泵,大致可以分为以下三种类型:

一、单作用式柱塞泵

在这种类型泵中,依靠柱状活塞的往复运动来吸、排液体,柱塞在每一个双行程中吸、排液体各一次,故称单作用式柱塞泵。多用于压头较高的场合。按其驱动方式可分为:

1. 曲拐式柱塞泵

图1.2-1(a)为曲拐式单缸单作用柱塞泵。这种泵流量小而且不均匀,所以常常采用几个泵缸并列组成一台泵,如双缸、三缸曲拐式单作用柱塞泵等。它们通常由原动机(电动机或内燃机)经减速后,继而通过曲柄机构来驱动。

2. 回转式柱塞泵

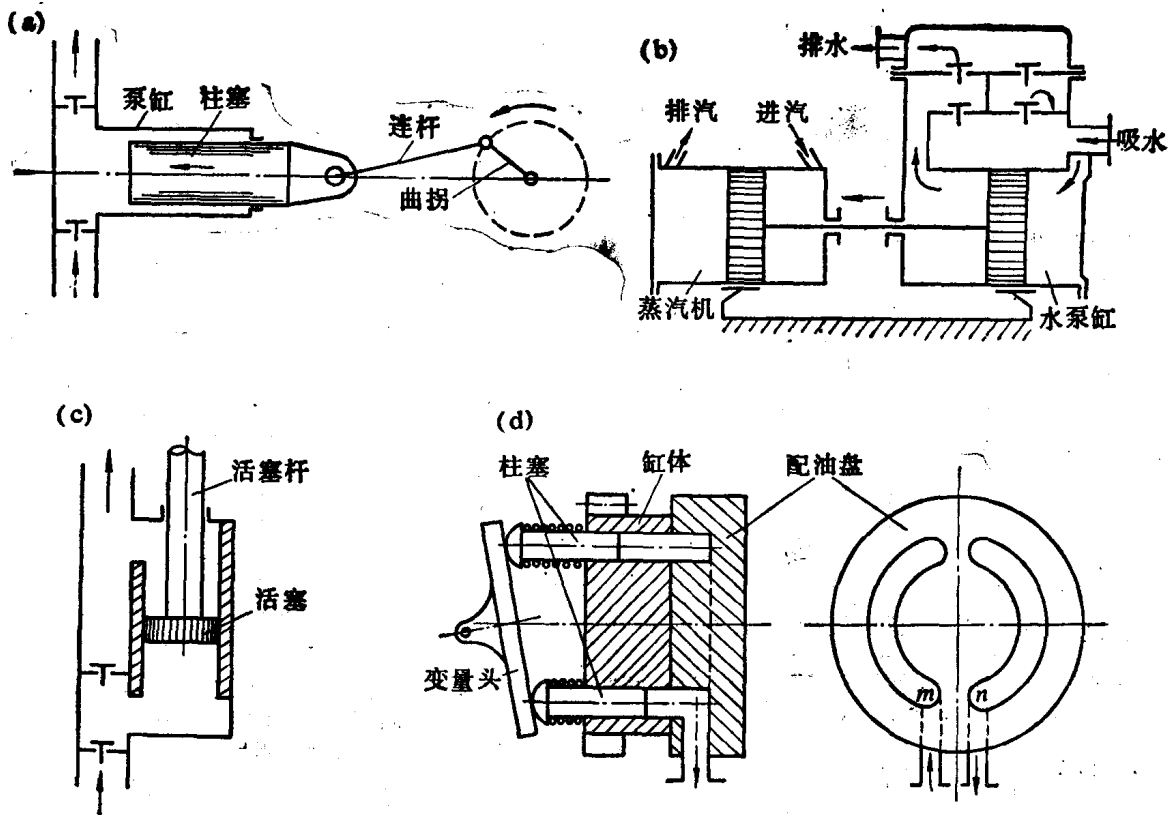


图1.2-1 各种活塞泵

(a)曲拐式单缸单作用柱塞泵；(b)双作用直动式活塞泵；(c)差动式活塞泵；(d)回转式柱塞泵

图1.2-1(d)为变向变量回转式轴向柱塞泵，它属于多缸单作用类型。这种泵无需设置吸、排止回阀，排出压力高，流量脉动率小，多用作液压甲板机械和其他液压系统中的动力油泵。通常由电动机直接驱动。

二、双作用式活塞泵

在这类泵中，依靠盘状活塞的往、复运动来吸、排液体。活塞依靠活塞环的密封而将泵缸分隔成分别设置有各自的吸、排止回阀的两个独立工作空间，见图1.2-1(b)，因此，活塞在每一个双行程中可吸、排液体各两次，故称双作用式活塞泵。由于依靠活塞环进行密封，内部密封性较差，多用于压头较低场合。按驱动方式可分为：

1. 双作用直动式活塞泵

这种泵如图1.2-1(b)所示。通常由小型直动式蒸汽机直接驱动。目前在油船上或以蒸汽机为动力的船舶上仍有采用。

2. 双作用曲拐式活塞泵

这种泵在以内燃机为动力的船舶上多用作舱底水泵。详见本章第七节内容介绍。

三、差动式活塞泵

这种泵如图1.2-1(c)所示。通常是活塞的面积两倍于活塞杆的面积，活塞虽只单面吸入，却双面都有排出，即活塞在一个吸入行程中吸入的液体，却要在活塞的两个行程内排出。其流量较单作用泵均匀。

§1.2-1 工作原理

图1.2-2为单缸单作用活塞泵简图。主要由泵缸1、活塞2、吸入阀5和排出阀6以及吸入管4、排出管7等组成。

当原动机通过活塞杆带动活塞2从下死点（图示位置）向上运动时，活塞下面的工作容积逐渐增大，压力降低，液体在吸入液面上的大气压力作用下（如为贮液柜，则为贮液柜中的压力），顶开吸入阀5并进入逐渐增大的腔室中，直到活塞到达上死点（行程为 S ）。在吸入行程中，排出阀6始终是关闭的。

当活塞向下回行时，吸入阀5关闭，活塞下面的工作腔室容积逐渐变小，已吸入的液体将受到挤压，液体压力迅速升高，顶开排出阀6而排出，直至活塞到达下死点。然后又重复以上的吸、排工作过程。

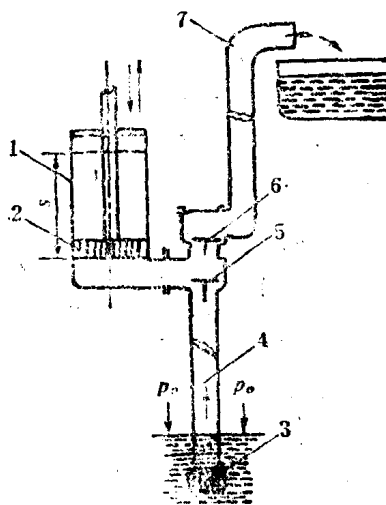


图1.2-2 单缸单作用活塞泵简图
1-泵缸；2-活塞；3-底阀；4-吸入管；
5-吸入阀；6-排出阀；7-排出管

§1.2-2 流量与流量不均匀度

一、流量

活塞泵的理论流量，也就是不计任何容积损失时的流量 Q_T 可用下列通式表示。

$$\text{单作用泵: } Q_T = \pi \cdot D^2 \cdot l \cdot S \cdot n / 4 \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (1.2-1)$$

$$\text{双作用泵: } Q_T = \pi \cdot (2D^2 - d^2) \cdot l \cdot S \cdot n / 4 \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (1.2-2)$$

式中： D ——活塞（或柱塞）直径， m ；

l ——泵的缸数；

S ——活塞（或柱塞）行程， m ；

n ——泵的转速（或活塞每分钟的双行程数）， r/min ；

d ——活塞杆直径， m 。

活塞泵容积效率估算参考值 表1.2-1

额定流量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$	容积效率 $\eta_v(\%)$
≤ 30	85~90
30~300	90~95
> 300	95~99

实际上，由于存在泄漏及汽蚀等因素的影响，泵的实际流量 Q 总是小于理论流量 Q_T ，它们之间相差一个容积效率 η_v 。即。

$$Q = Q_T \eta_v$$

粗略估计计算时，容积效率可按表1.2-1确定。精确值则只有通过实验方法求得。

二、流量的不均匀度

对于各种活塞泵而言，由于活塞速度的变化，必将导致流量的不均匀。曲拐式泵尤为显

著，下面以它为典型来讨论。

为了讨论流量的不均匀程度，先引进瞬时流量的概念，瞬时流量 Q_1 为：

$$Q_1 = A \cdot C \quad (1.2-3)$$

式中：A——活塞的有效面积；
C——活塞的瞬时速度。

在图 1.2-3 中，如忽略连杆倾斜作用的影响，活塞的瞬时位移应为：

$$x = R \cdot (1 - \cos\theta) \quad (1.2-4)$$

活塞的瞬时速度为：

$$c = \frac{dx}{dt} = R \cdot \sin\theta \frac{d\theta}{dt} = R \cdot \omega \cdot \sin\theta \quad (1.2-5)$$

将式 (1.2-5) 代入式 (1.2-3) 得：

$$Q_1 = A \cdot R \cdot \omega \cdot \sin\theta \quad (1.2-6)$$

由上式可知，泵的瞬时流量是随时间按正弦规律作周期性的变化。

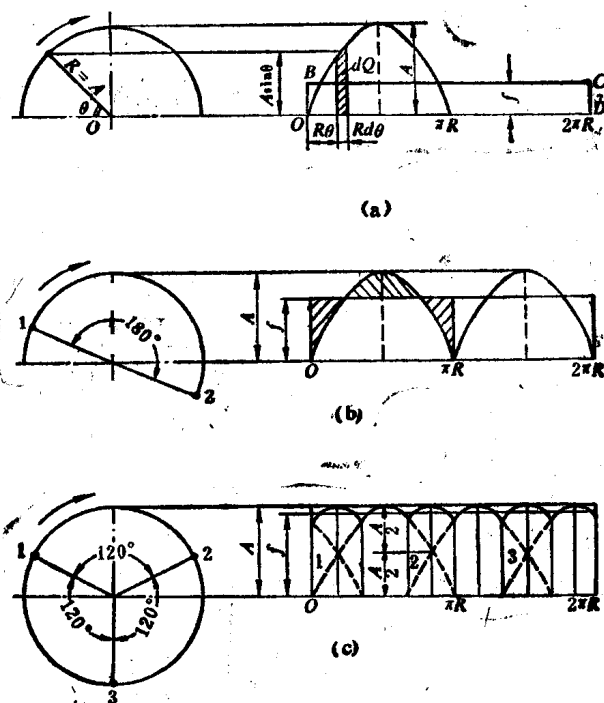


图1.2-4 曲拐式活塞泵的流量曲线

对于单缸单作用泵有：

$$f \cdot 2\pi \cdot R = A \cdot S = 2R \cdot A$$

因此 $f = 2R \cdot A / 2\pi \cdot R = A/\pi$

所以 $\delta = A/f = A \cdot \pi / A = \pi = 3.14$

若以一定比例长度表示活塞面积 A 值并作为旋转半径，以 θ 为旋转角，并以 $A \cdot \sin\theta$ 为纵坐标、 $R \cdot d\theta$ 为横坐标，可绘出单缸单作用泵的流量变化规律曲线，如图 1.2-4(a) 所示。

令底边为 $2\pi R$ 、高为 f 的矩形面积 $BCDO$ 等于正弦曲线与横坐标所包围的面积（它代表曲柄回转一周的理论流量，其大小等于 $A \cdot S$ ）。显然， f 即表示泵的平均流量。

图中，正弦曲线纵坐标的最高点 A 则表示泵的瞬时最大流量。瞬时最大流量与平均流量之比值即称为活塞泵流量的不均匀度，即

$$A/f = \delta \quad (1.2-7)$$

由上式可见， δ 值越接近于 1，泵的流量越均匀。

单缸双作用系的流量曲线如图1.2-4(b)所示。如略去活塞杆所占容积，则

$$f = 2A/\pi$$

所以 $\delta = A \cdot \pi / 2A = \pi / 2 = 1.57$

上式亦适用于曲柄夹角为180°的双缸单作用泵。

三缸单作用泵曲柄之间的夹角互为120°。只要将第一缸的流量曲线移置到距原点120°和240°处，就可得第二缸和第三缸的流量曲线，如图1.2-4(c)所示。瞬时最大流量除出现在各缸之瞬时最大流量外，还出现在每两缸流量曲线的交点处（30°、150°和270°），但叠加值仍等于A。而平均流量则为单缸单作用泵的三倍。所以，其流量不均匀度为：

$$\delta = A \cdot \pi / 3A = \pi / 3 = 1.047$$

表1.2-2列出了具有不同泵缸数目的曲拐式单作用泵的 δ 值。可以看出，当泵的缸数为奇数，而且相邻之曲柄夹角等于 2π 除以缸数时，则缸数愈多，流量愈均匀。

曲拐式单作用泵的 δ 值

表1.2-2

缸数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ	3.142	1.571	1.047	1.110	1.016	1.040	1.008	1.028	1.005

§1.2-3 吸入压头与汽蚀的减免条件

本节将对吸入压头的组成成分进行分析，从而了解吸入压头 $p_B/\rho g$ 的变化规律，并针对吸入工作恶化的起因，以便采取相应的措施来改善泵的吸入性能。

如图1.2-5所示，以O—O为基准面，列出O—O至I—I过水断面的不稳定流动的伯努利方程，注意到 c_1 等于活塞的瞬时速度 c ，可导出泵的吸入压头方程为：

$$\frac{p_B}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[(H_B + x_B) + \frac{c^2}{2g} + \Sigma h_{\lambda} + \Sigma h_{\lambda s} \right] \quad (1.2-8)$$

式中： $(H_B + x_B)$ ——活塞工作表面距水源液面的几何高度；

p_0 ——作用于水源面上的大气压力；

p_B ——活塞运行至 x_B 时，其工作面上的绝对压力；

c ——活塞运动速度；

Σh_{λ} ——吸入流阻压头损失总和；

$\Sigma h_{\lambda s}$ ——吸入惯性压头损失总和。

为便于分析，将上式右边与活塞速度 c 有关的各项均转化为 x_B 的函数式再代入式(1.2-8)中，可得吸入压头随活塞行程位移 x_B 变化的关系式：

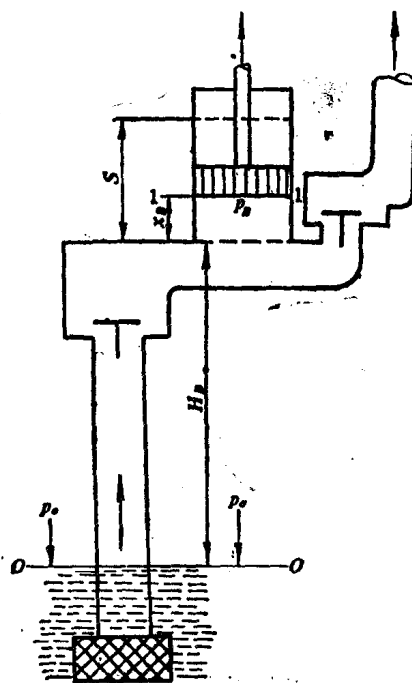


图1.2-5 立式单缸单作用泵的吸入过程

$$\frac{p_B}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - (H_B + x_B) + h_{\lambda s} + \frac{R \cdot \omega^2}{2g} (1 + K) (2x_B - \frac{x_B^2}{R})$$

$$+ \frac{R\omega^2}{g} \cdot \frac{AL_{ts}}{A_{ts}} \left(1 - \frac{x_B}{R} \right) + \frac{R\omega^2}{g} x_B \left(1 - \frac{x_B}{R} \right) \quad (1.2-9)$$

式中, A 、 A_{ts} 、 L_{ts} 、 K 分别为活塞作用面积、吸入管过水断面面积、吸入管长度和管阻常数; h_{vs} 为液体流经吸入止回阀的流阻压头损失 (它与 x_B 无关)。

由上式可以看出, 对给定的泵装置而言, 方程式右边除 x_B 为变量外, 其余均为常数。若以 x_B 为横坐标, 右边六项都可以按统一比例尺绘成如图1.2-6中的 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 六条曲线。将它们叠加便得活塞在一个吸入行程中 $p_B/\rho g$ 的变化规律曲线 G 。

下面分析各曲线的意义:

曲线 A 为 $p_0/\rho g$ 项。如为大气压力, 其压力线与 x 轴重合 (图中 ox 线)。

曲线 B 为 $(H_B + x_B)$ 项。它取决于泵的几何安装高度 H_B , 并随 x_B 而略有变化 (对于立式泵而言)。

曲线 C 为 h_{vs} 项。在吸入阀顶开的瞬间, 由于要克服阀重和阀弹簧张力, 故在吸入行程刚开始时有一个峰值压降。在阀全开后其值基本上保持不变。

曲线 D 为 $\frac{R\omega^2}{2g} (1 + K) \left(2x_B - \frac{x_B^2}{R} \right)$ 项。它是动压头、吸入管道沿程及局部流阻压头之和。与管道的尺寸、管子内表面的粗糙度、弯头等附件的数目以及泵的转速有关。

曲线 E 为 $\frac{R\omega^2}{g} \cdot \frac{A \cdot L_{ts}}{A_{ts}} \left(1 - \frac{x_B}{R} \right)$ 项。它是液体在吸入管路中作不稳定流动时产生的惯性压头。此项是影响 $p_B/\rho g$ 变化的主要因素, 只要设法减小参加惯性运动的液柱长度 (如加装吸入空气室, 见图1.2-9); 可使惯性压头减至最轻。

曲线 F 为 $\frac{R\omega^2}{g} x_B \left(1 - \frac{x_B}{R} \right)$ 项。它是液体在泵缸内流动时产生的惯性压头。由于 x_B 甚小而可忽略不计。

从 $p_B/\rho g$ 的变化规律曲线可看出, 在吸入行程的开始时期, 由于惯性压头的影响而构成尖峰的低压。当绝对压力 p_B 降至小于或等于液体在吸液温度下的饱和蒸汽压力 p_v 时, 液体便汽化而产生大量的蒸汽泡。气泡被带至高压区时将被迅速压破重新凝结为水, 周围的液体质点便以加速度向空穴中心突进而造成局部的水力冲击, 使局部温度和压力急剧上升。其一, 气泡如果是在金属表面附近被压破时, 则液体质点象无数的小弹头一样连续地打击在金属表面上, 逐渐因疲劳而损坏, 这称为机械剥蚀。其二, 气泡中的氧气将借助于凝结时放出的热量增加其活泼性, 加速对金属的化学腐蚀作用。二者的综合, 被称为泵的汽蚀现象。它将导致吸入流量的显著减少, 甚至失去吸入能力, 泵的工作因而中断。水在不同温度下相应的饱和蒸汽压头见表1.2-3。

要使泵在运行中不发生汽蚀, 则必须保证 $p_B > p_v$ 。由于活塞泵在吸入行程刚开始时 ($x_B = 0$) 最容易产生汽蚀, 故必须保证:

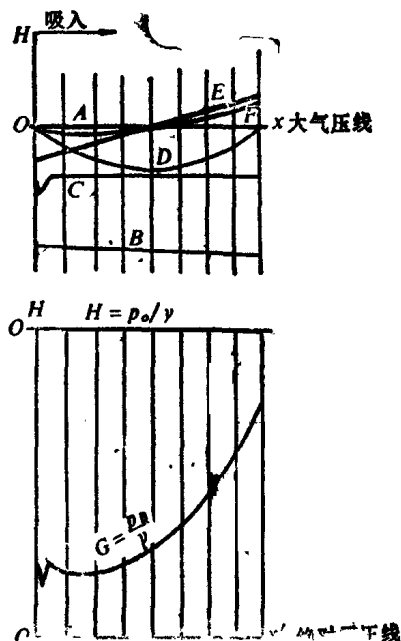


图1.2-6 吸入压头 $p_B/\rho g$ 变化规律