

高等学校教材

船舶辅助机械

(第三版)

李之义, 主编



人民交通出版社

高等学校教材
船舶辅助机械

(第三版)

人民



高等学校教材

船舶辅助机械

CHUANBO FUZHU JIXIE

(第三版)

李之义 主编

人民交通出版社

(京)新登字 091 号

内 容 提 要

本书是按船舶动力装置、船机和船舶内燃机专业所用《船舶辅助机械》课程教学大纲的要求进行编写的。

本书共分六篇,分别介绍了船用泵、船用空气压缩机、甲板机械、船舶制冷与空气调节装置、油分离机及防污染装置和海水淡化装置与辅助锅炉。书中除系统地阐述了船舶各种辅助机械的工作原理、性能、结构外,还例举了一些典型设备和系统,此外还结合船舶的实际情况阐明了如何使用与管理。

本书除作为上述专业与轮管专业的教学用书外,还可供船舶设计、科研、管理等单位的工程技术人员参考以及远洋、海、河船舶轮机员阅读。

高等学校教材

船舶辅助机械

(第三版)

李之义 主编

插图设计: 陈 竞 正文设计: 乔文平 责任校对: 尹 静

人民交通出版社出版

(100013 北京和平里东街 10 号)

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

北京四季青印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 20.5 插页: 1 字数: 524 千

1981 年 8 月 第 1 版

1994 年 6 月 第 3 版 第 1 次印刷

印数: 0001—3000 册 定价: 9.60 元

ISBN 7-114-01749-9

U · 01155

前 言

本书是武汉交通科技大学船舶动力装置、船机和船舶内燃机专业的《船舶辅助机械》教材。本书编写时吸收了同类教材的优点，并根据我校上述专业现行教学大纲和教学实践，对1985年版的《船舶辅助机械》作了较大篇幅的修改充实。在内容方面，海河兼顾，但重点突出，照顾一般。编写中注意反映近代技术的发展。

孟宪法教授对书中具体内容和写法提出了许多宝贵意见与建议。本书由孟宪法教授主审，李之义主编和最后定稿。书稿编写：第一、二、三、四、五章为胡国梁；第六、七、十三章为苗凤林；第八、九、十、十四章为成凯夫；第十一、十二章为李之义；第十五、十六章为叶洪馨。

由于业务水平有限，编写时间短促，书中缺点和错误在所难免，敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述	1
第一节 船用泵的功用及其分类.....	1
第二节 泵的性能参数.....	2
第二章 往复泵	3
第一节 活塞泵的基本结构和工作原理.....	4
第二节 流量和流量不均匀度.....	5
第三节 活塞泵吸入压头与汽蚀减免条件.....	8
第四节 活塞泵的空气室.....	10
第五节 活塞泵的功率和效率.....	11
第六节 活塞泵的性能特征.....	13
第七节 电动活塞泵实例.....	14
第三章 回转泵	15
第一节 齿轮泵.....	15
第二节 螺杆泵.....	21
第三节 叶片泵.....	23
第四章 离心泵	29
第一节 离心泵工作原理.....	29
第二节 离心泵主要件的结构.....	29
第三节 离心泵的压头方程.....	33
第四节 离心泵内各种能量损失.....	38
第五节 离心泵的特性曲线.....	39
第六节 离心泵相似原理和比转数.....	43
第七节 离心泵的汽蚀与吸上真空度.....	46
第八节 离心泵的轴向推力及其平衡.....	47
第九节 离心泵的工作调节.....	49
第五章 旋涡泵	52
第一节 旋涡泵的工作原理.....	52
第二节 旋涡泵的性能特点.....	53
第三节 旋涡泵的结构型式.....	54
第六章 喷射泵	57
第一节 水射水泵.....	57

第二节 水射水泵的特性曲线	60
---------------	----

第二篇 船用空气压缩机

第七章 活塞式空气压缩机	65
第一节 活塞式空气压缩机在船上的应用	66
第二节 基本结构和工作原理	67
第三节 压缩机的排气量和功率	71
第四节 活塞式压缩机的自动控制	77

第三篇 甲板机械

第八章 船舶舵机	81
第一节 总述	81
第二节 液压舵机的基本组成和工作原理	84
第三节 液压舵机的转舵机构	85
第四节 液压舵机油泵及控制阀件	92
第五节 液压舵机操纵系统	107
第六节 液压舵机实例	112
第九章 锚机和绞缆机	118
第一节 概述	118
第二节 电动锚机	122
第三节 液压锚机结构和工作原理	127
第四节 锚设备及其功率	128
第五节 绞缆机	131
第十章 起货机	135
第一节 概述	135
第二节 液压起货机的基本组成和工作原理	141
第三节 油马达	142
第四节 操纵机构	149
第五节 起货机的液压系统	151
第六节 起货机实例	154

第四篇 船舶制冷装置与空调装置

第十一章 船舶制冷装置	158
第一节 概述	158
第二节 蒸汽压缩式制冷循环	162
第三节 制冷剂	173
第四节 制冷压缩机	178
第五节 船舶制冷装置换热设备与附件	189
第六节 制冷装置的自动控制和自控元件	196
第七节 船舶冷库	202

第八节 船舶制冷装置的管理	208
第十二章 船舶空气调节装置	214
第一节 空调概述	214
第二节 空调舱室的热、湿负荷与供风状态和供风量的确定	215
第三节 船舶空气调节系统	219
第四节 船舶空调系统自动控制	227
第五节 船舶空调装置实例与管理	230

第五篇 油分离机和防污染装置

第十三章 碟式油分离机	235
第一节 油的净化	235
第二节 碟式油分离机的工作原理和结构	233
第三节 影响分离效果的因素	251
第十四章 船用防污染装置	252
第一节 防止船舶对水域污染的意义和措施	252
第二节 船用油水分离器	254
第三节 生活污水处理装置	262
第四节 船用焚烧炉	268

第六篇 船用海水淡化装置与辅助锅炉

第十五章 海水淡化装置	273
第一节 概述	273
第二节 海水淡化装置的主要类型和工作原理	274
第三节 影响淡化装置工作的主要因素	276
第四节 海水淡化装置实例	281
第十六章 辅助锅炉	285
第一节 概述	285
第二节 辅助锅炉主要型式及其构造	289
第三节 辅助锅炉燃油系统与燃烧设备	298
第四节 辅助锅炉汽、水系统及其附件	306
第五节 锅炉中腐蚀与结垢	310
第六节 辅助锅炉的选型要点与设计	312
附录 1 中华人民共和国法定计量单位	314
附录 2 常用物理量单位换算表	315
附图 1 R12 压-焓图	313
附图 2 R22 压-焓图	319
附图 3 湿空气焓-湿图	320

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述

第一节 船用泵的功用及其分类

泵是一种将原动机的机械能转换为液体能的机械。它的功用是向液体输送足够的机械能,从而完成运输液体的任务。船上常用来输送水或油的泵,我们统称为船用泵。

泵在现代船舶上得到了广泛的应用。例如,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压载泵、舱底泵、消防泵等;有为船员和旅客生活服务的日用淡水泵,卫生水泵等。总之,围绕船舶各种特定的任务所设置的泵,种类繁多。为了便于学习,可按用途和工作原理对其进行分类。

一、按用途分类

1. 船舶通用泵

船舶通用泵是用来为船舶营运及船上人员生活服务的泵,是任何机动船舶都必须装备的一类泵。属于这一类的有压载泵、舱底水泵、消防泵、卫生水泵和淡水泵等。

2. 船舶动力装置用泵

这类泵是为船舶动力装置而设置的。主要有燃油驳运泵、燃油输送泵、淡水泵、海水泵、滑油泵等。

3. 船舶辅助机械用泵

为船舶辅助机械服务的泵主要有辅助锅炉的给水泵、燃油泵、冷凝器的循环水泵;空压机和制冷装置中的冷却水泵;海水淡化装置中的盐水循环泵、淡水循环泵、海水泵、凝水泵、盐水泵和真空泵;液压舵机、液压起货机、液压起锚机和绞缆机所用的液压泵,以及粪便处理装置中所用的粪便泵等。

二、按工作原理分类

1. 容积式泵

它是利用工作容积的周期性变化来输送液体。属于这类泵的有活塞泵、齿轮泵等。

2. 叶片式泵

它是通过工作叶片带动液体高速转动,把机械能传给液体,从而达到输送液体的目的。属于这类泵的有离心泵、旋涡泵、轴流泵等。

3. 喷射泵

它是用高能流体通过喷射所产生的高速射流,吸引周围流体,并进行动量交换,以提高被抽吸液体的能量,从而完成输送液体的任务。属于这类泵有水射水泵、水射真空泵、空气喷射泵以及蒸汽喷射泵等。

第二节 泵的性能参数

泵的性能参数是指流量、压头、转速、功率、效率和允许吸上真空等一些工作参数，常用它们表征泵的性能和完善程度。

一、流 量

流量是指泵在单位时间内所输送的液体量。常用容积流量 Q 来表示，单位是 m^3/s 。也有用质量流量 G 来表示，单位是 kg/s 。两者之间的关系有：

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (1.1-1)$$

式中： ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

泵的流量与工作条件有关。一般铭牌上所标出的流量是指泵在额定工况下的流量，即额定流量。

二、压 头

又名扬程。它是单位重量的液体所获得的能量，即每单位重力作用的液体通过泵后其总能量的增加值，常用 H 表示，单位是 m 液柱（这是一个非国际单位，今仍在沿用）。 H 的国际单位是 Pa ， $1\text{mH}_2\text{O} = 9806.375\text{Pa}$ 。

当泵的压头较高时，也常用压力 p 表示，它们之间的关系是：

$$p = \rho g H \quad \text{Pa} \quad (1.1-2)$$

三、转 速

泵的转速是指泵轴的每分钟回转数。常用 n 表示，单位是 r/min 。泵轴的转速和原动机轴的转速并不是一致的，泵铭牌上标出的转速是指泵轴的额定转速。

四、功 率

泵的功率有输出功率和输入功率两种。泵的输出功率（也称有效功率）是指单位时间内泵传给实际排出液体的能量。常用 N_e 表示，输出功率可由下式求得：

$$N_e = \rho g Q H \quad \text{W} \quad (1.1-3)$$

泵的输入功率也称轴功率，是指原动机传给泵轴的功率。常用 N_s 表示。泵铭牌上功率是指泵的轴功率，通常根据这个值来选配电动机。

五、效 率

由于泵在实际工作中总存在各种能量损失，所以泵的有效功率 N_e 总小于轴功率 N_s ，并可用功率 η 来衡量。所谓效率就是有效功率与轴功率之比。即：

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

效率 η 是表征泵工作的完善程度。

六、允许吸入真空度或允许吸上真空高度

允许吸入真空度是指泵在额定流量下保证不发生汽蚀时在吸入口处允许达到的最大真空

压头 $(p_s - p_r)_{\max}$ 。这个最大真空压力所对应的水头高度 (m 液柱), 就叫作允许吸上真空高度。它表示受单位重力作用的液体在大气压力的作用下, 以不引起汽蚀为条件, 在进入泵的吸入口前允许消耗的最大压降。允许吸入真空度或允许吸上真空高度值越大, 泵在大气压力下能把液体吸上的几何高度越大, 或可以消耗于吸入流程中的压降越大, 亦即泵的吸入性能越好。

泵铭牌上标出的允许吸上真空高度 H_s , 是由泵制造厂家在一个气压、输出常温(20℃)、清水试验时得到的。按规定它是临界状态下(即泵刚好发生汽蚀而不能正常工作时)的吸入几何高度减去 0.3m 液柱, 作为泵的允许吸上真空高度。一般泵的允许吸上真空高度约在 2.5~7 m 之间。需要说明的是, 当实际使用条件和试验条件不同时, H_s 值亦将不同, 必须通过换算才能求得。

第二章 往 复 泵

往复泵是人类最早应用于生产实践中的一种液体输送机械。至今, 往复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, 但在小流量、高压头以及要求具有自吸能力的场合, 它仍起着无法取代的独特作用。

往复泵是活塞泵和柱塞泵的统称。往复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, 其活塞的长度较活塞的直径要大得多, 即 $L \gg D$, 并且活塞和缸壁之间无需装活塞环, 仅靠工作间隙密封即可。这种没有活塞环的活塞我们称之为柱塞。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, 这种泵就叫做单作

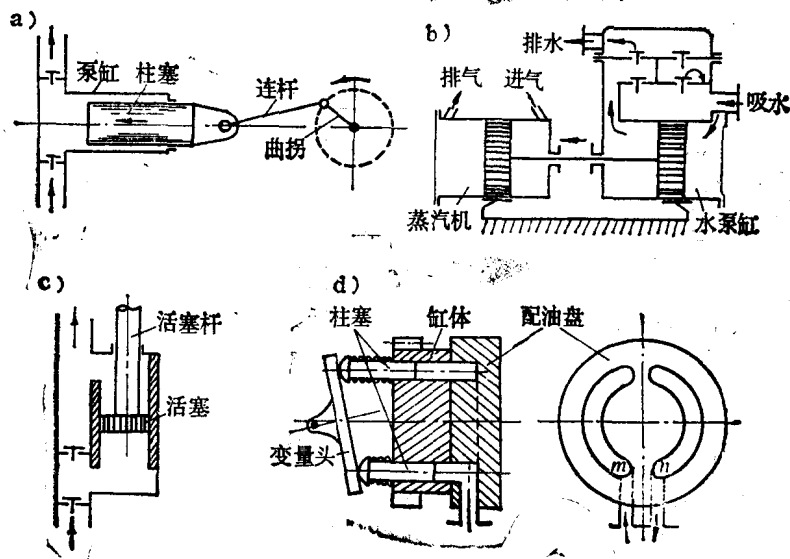


图 1.2-1 往复泵类型

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

用式柱塞泵。多用于压头较高的场合。根据驱动方式的不同，它又分为曲拐式柱塞泵和回转式柱塞泵。如图 1.2-1a) 和 d)。

二、双作用式活塞泵

在这类泵中，泵缸内的活塞呈盘状。活塞的长度约为活塞直径的 0.8~1.0 倍，即泵缸长度较短。泵是依靠盘状活塞的往、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 1.2-1b)。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。这种泵由于依靠活塞环进行密封，内部密封性较差，多用于压头较低的场合。根据驱动方式的不同，它又可分为双作用直动式活塞泵和双作用曲拐式活塞泵。

三、差动式活塞泵

这种泵如图 1.2-1c) 所示。其特点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中排出。其流量较单作用泵均匀。

第一节 活塞泵的基本结构和工作原理

图 1.2-2 为一活塞泵的示意图。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等所组成。

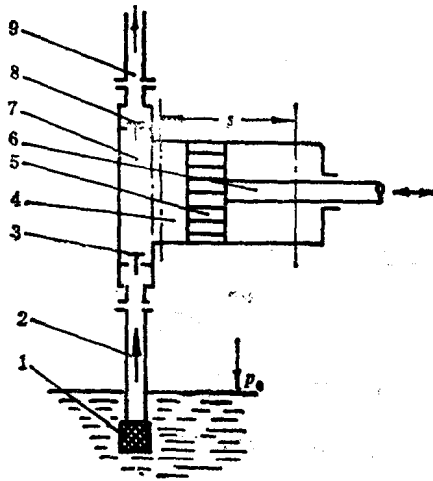


图 1.2-2 活塞泵示意图

1-吸入滤器； 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

活塞 5 与活塞杆 6 相连，可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 借吸入阀 3 和排出阀 8 可分别与吸入管 2 和排出管 9 相通。吸入管伸入到被运送的液面以下，下端装有吸入滤器 1，而排出管 9 则一直通到需要用水的处所。

为了便于说明活塞泵的工作原理，我们假定下列符号：

p_0 ——作用在被运送液面上的大气压力，Pa；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 ；

h ——活塞经历一个行程后，进入吸入管的液面度，m；

V_0 ——吸入管及阀箱中的空气体积， m^3 ；

S ——活塞行程，m；

A ——活塞面积， m^2 ；

p_i ——作用在活塞上的吸入压力，Pa。

当活塞处在极左位置时，吸入管内的压力和管处自由液面上的压力都等于一个大气压力。这时吸入管内外的液面高度相等。

当活塞向右运动时，泵缸 4 中的容积增大，压力降低。同时，阀 3 上的压力也将减少。这时，吸入阀下方的大气压力，就会克服吸入管阻力和作用在吸入阀上的压力，将吸入阀顶开，使吸入管与泵缸联通。吸入管内的空气即会因增加了泵缸中活塞的位移容积而膨胀，使自己的压力降低，在外界大气压力作用下，吸入管中的液面就会上升，直到管内液面升高所对应的压力

值 ρgh 和泵缸内剩余压力 p_s (即作用在活塞工作面上的吸入压力) 之和重新与自由液面上的大气压力达到平衡时为止, 即:

$$p_s + \rho gh = p_0$$

$$h = \frac{p_0 - p_s}{\rho g} \quad (1.2-1)$$

当活塞向右移动了一个吸入行程 S 而处于极右位置后, 吸入管内的剩余空气压力即可根据波义耳-马略特定律求得, 即:

$$(AS + V_c)p_s = p_0V_c$$

$$p_s = \frac{p_0V_c}{(AS + V_c)} \quad (1.2-2)$$

将 p_s 代入式(1.2-1)可得:

$$h = \frac{p_0 - p_s}{\rho g} = \frac{p_0 - \frac{p_0V_c}{AS + V_c}}{\rho g}$$

$$= \frac{p_0(AS + V_c) - p_0V_c}{\rho g(AS + V_c)}$$

$$= \frac{ASp_0}{\rho g(AS + V_c)} = \frac{p_0}{\left(1 + \frac{V_c}{AS}\right)\rho g} \quad (1.2-3)$$

上式可见, 如果吸入管内的体积和液体的密度越小, 则吸入管中的液柱在一个活塞行程之后也就升得越高。

当活塞排出行程开始时, 吸入阀 3 在自重、阀上弹簧张力以及泵缸内增长着的空气压力的作用下, 开始关闭。然后, 泵缸内的空气就将被向左运动的活塞所压缩而达到足以打开排出阀的压力。当排出阀打开后, 空气即被从排出管挤出, 直至活塞到达极左位置时为止。只有在活塞完成排出行程到达极左位置, 并开始吸入时, 排出阀才能因自重、弹簧张力和排出管内空气压力的作用而开始关闭。当排出阀关闭后, 遗留在泵缸中的空气即开始膨胀, 直到泵缸内作用在吸入阀上的压力, 加上阀的自重和阀上弹簧的张力小于从吸入管方向作用于吸入阀下的压力时, 吸入阀重新开启, 上述吸、排循环也就重新开始进行。

这样, 吸入管内的液体, 在活塞每一个吸入行程后, 都将升高。当空气排尽后, 液体开始进入泵缸, 并在活塞向左运动时进入排出管, 直至液体全部充满泵系统, 泵才开始正常工作。所以, 活塞泵具有自吸能力。

第二节 流量和流量不均匀度

一、活塞泵的理论流量

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:

$$Q_T = 60KASn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1.2-4)$$

式中: A ——活塞的有效工作面积, m^2 ;

S ——活塞的工作行程, m ;

n ——泵的转速(或活塞每分钟的双行程数), r/min ;

K ——泵的作用次数。

由上式看出, 泵的理论流量取决于活塞在一个排出行程中所扫过的容积, 泵轴的转速, 以及泵的作用次数。而活塞的面积 A 和行程 S 是固定不变的, 为定值, 作用次数 K 在既定的泵中也是一个常量, 只有转速 n 在某些泵, 例如, 蒸汽直接作用泵以及直流电动机驱动的活塞泵中, 才是可以改变的。因此, 对一般交流电动机驱动的活塞泵来说, 理论流量 Q_T 是恒定不变的。

当计算单缸双作用泵流量时, 应注意活塞有效面积的数值。对有活塞杆穿过的泵缸空间, 活塞的有效面积 A_c 将等于:

$$A_c = \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (1.2-5)$$

式中: D ——泵缸直径, m;

d ——活塞杆直径, m。

这样, 整台泵的理论流量就应为:

$$\begin{aligned} Q_T &= 60 \times 2 \times \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{4} D^2 + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right] S n \\ &= 30\pi \left(D^2 - \frac{d^2}{2} \right) S n \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned} \quad (1.2-6)$$

二、流量不均匀度

对曲拐式活塞泵而言, 由于活塞速度的变化, 必将导致流量的不均匀。上面有关泵流量的讨论, 只涉及到流量的大小, 并没有考虑到它们的瞬时变化。为了讨论流量的不均匀度, 就需引入瞬时流量的概念。设瞬时流量为 Q_i 。假设有有效面积为 A 的活塞, 在极短的时间内走过 dx 的距离, 则泵在这一极短时间内的排液量为 dV , 即:

$$dV = A dx \text{ m}^3 \quad (1.2-7)$$

若以 C 表示活塞的瞬时速度, 则有:

$$dx = C dt \text{ m}$$

于是有:

$$dV = AC dt \text{ m}^3 \quad (1.2-8)$$

所以:

$$Q_i = \frac{dV}{dt} = A \cdot C \text{ m}^3/\text{S} \quad (1.2-9)$$

对一台既定的泵, 活塞面积 A 是一个定值, 所以泵的瞬时流量 Q_i 也就只随活塞的瞬时速度 C 而变。因此, 如能找到活塞瞬时速度 C 的变化规律, 就可得到曲拐式活塞泵流量的变化规律。

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:

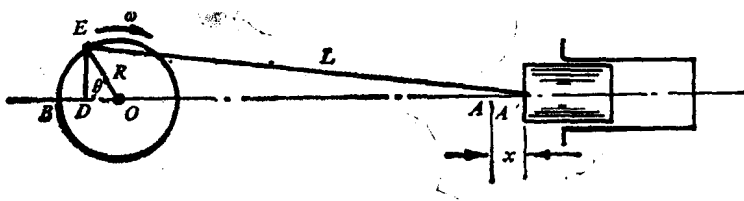


图 1.2-3 曲拐式活塞泵活塞运动示意图

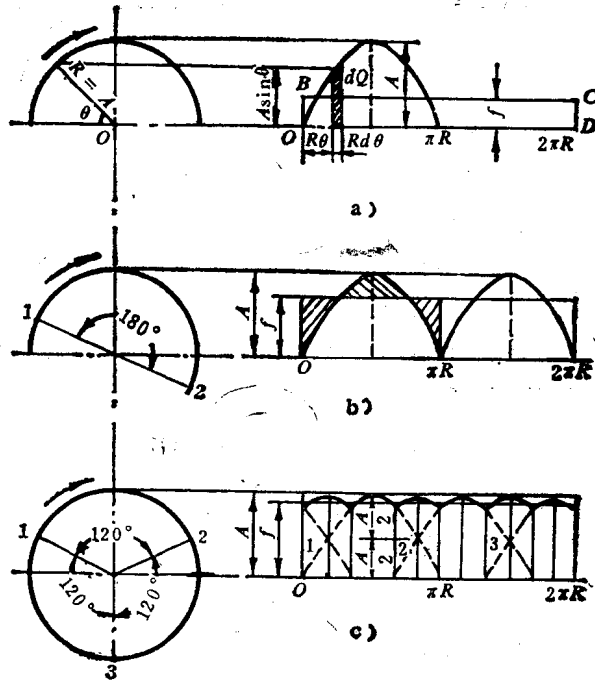


图 1.2-4 曲拐式活塞泵的流量曲线

$$x = R(1 - \cos \theta) \quad (1.2-10)$$

于是,活塞的瞬时速度为:

$$C = \frac{dx}{dt} = R \cdot \sin \theta \frac{d\theta}{dt} = R\omega \sin \theta \quad (1.2-11)$$

将上式代入式 (1.2-9) 得:

$$Q_i = AR\omega \sin \theta \quad (1.2-12)$$

可见,泵的瞬时流量是随时间按正弦规律作周期性的变化。

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

$$A/f = \delta \quad (1.2-13)$$

可见, δ 值越接近于 1, 泵的流量越均匀。

对于单缸单作用泵有:

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

因此:

$$f = 2RA/2\pi R = A/\pi$$

所以:

$$\delta = A/f = A\pi/A \approx 3.14 \quad (1.2-14)$$

单缸双作用泵的流量曲线如图 1.2-4b) 所示。如略去活塞杆所占容积, 则:

$$f = 2A/\pi$$

所以

$$\delta = A \cdot \pi / 2A = \pi / 2 = 1.57 \quad (1.2-15)$$

此流量不均匀度也适用于曲柄夹角为 180° 的双缸单作用泵。

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

$$\delta = A\pi / 3A = \pi / 3 = 1.047 \quad (1.2-16)$$

表 1.2-1 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, 总趋势是泵的缸数越多、流量愈均匀, 并且奇数缸较偶数缸不均匀度更小。

不同缸数单作用泵的 δ 值

表 1.2-1

缸数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ 值	3.142	1.571	1.047	1.110	1.016	1.040	1.008	1.026	1.005

第三节 活塞泵吸入压头与汽蚀减免条件

为了确定泵在吸入工作中实际作用在活塞工作面上的压力和影响这一压力的有关因素,

我们对吸入压头的组成成分进行分析, 从而了解吸入压头 $p_s/\rho g$ 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, 这对活塞泵的实际管理有着极其重要的意义。

如图 1.2-5 所示, 根据流体力学的知识, 列出液体在吸入液面和活塞工作面上的伯努利方程:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_s}{\rho g} + (H_B + X_B) + \frac{C^2}{2g} + \Sigma h_i + \Sigma h_{ii}$$

式中: $(H_B + X_B)$ ——活塞工作表面距水源液面的几何高度;

p_0 ——作用在水源面上的大气压力;

p_s ——活塞运行至 x_B 时, 其活塞工作面上的绝对压力;

C ——活塞运动速度;

Σh_i ——吸人流阻压头损失总和;

Σh_{ii} ——吸入惯性压头损失总和。

于是, 泵的吸入压头方程为:

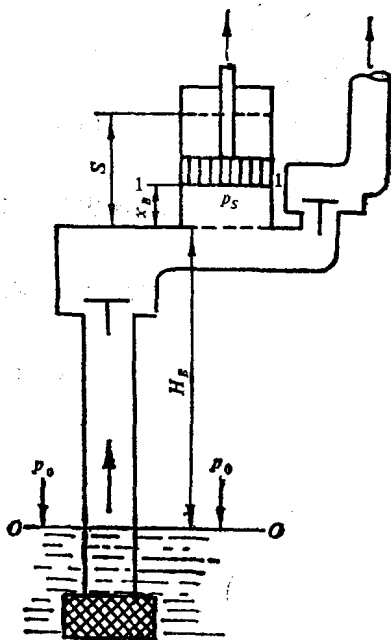


图 1.2-5 立式单缸单作用泵的吸入过程

$$\frac{p_i}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[(H_B + X_B) + \frac{C^2}{2g} + \Sigma h_i + \Sigma h_{ji} \right] \quad (1.2-17)$$

为便于分析,将上式右边与活塞速度 C 有关的各项转化为 X_B 的函数式(不作详细推导,只给出结果),然后再代入上式中,可得吸入压头随活塞行程位移 X_B 变化的关系式:

$$\begin{aligned} \frac{p_i}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[(H_B + X_B) + h_{v_i} + \frac{R\omega^2}{2g} (1 + K) \left(2X_B - \frac{X_B^2}{R} \right) \right. \\ \left. + \frac{R\omega^2}{g} \cdot \frac{A \cdot L_{ii}}{A_{ii}} \left(1 - \frac{X_B}{R} \right) + \frac{R\omega^2}{g} X_B \left(1 - \frac{X_B}{R} \right) \right] \end{aligned} \quad (1.2-18)$$

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

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,方程右边的六项都可按统一比例 R 绘成如图 1.2-6 中的 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 六条曲线。将它们叠加便得到活塞在一个吸入行程中 $p_i/\rho g$ 的变化规律曲线 G 。

下面分析各曲线的意义:

A 曲线为 $p_0/\rho g$ 项。一般为大气压力,其压力线与 x 轴重合(图中 ox 线)。

B 曲线为 $(H_B + X_B)$ 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)。

C 曲线为 h_{v_i} 项。在吸入阀被顶开的瞬间,由于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。

D 曲线为 $\frac{R\omega^2}{2g} (1 + K) \left(2x_B - \frac{x_B^2}{R} \right)$ 项。它是动压头。吸入管道沿程及局部流阻压头之和。它与管道的尺寸、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。

E 曲线为 $\frac{R\omega^2}{g} \cdot \frac{A \cdot L_{ii}}{A_{ii}} \left(1 - \frac{X_B}{R} \right)$ 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。此项对吸入压头 $p_i/\rho g$ 变化的影响最大,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),可使惯性压头损失减至最轻。

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

从 $p_i/\rho g$ 的变化规律曲线可以看出,在吸入行程的开始时期,由于吸入管中液体流动的惯性压头的影响而构成的尖峰低压,当这个低压 p_i 降至小于或等于液体在吸液温度下的饱和蒸汽压力 p_0 时,液体便汽化而产生大量的蒸汽气泡。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移动,从而造成局部的水力冲击,使该局部的温度和压力急剧上升,这种现象,就称为泵的汽蚀现象。泵发生汽蚀现象时,将导致吸入

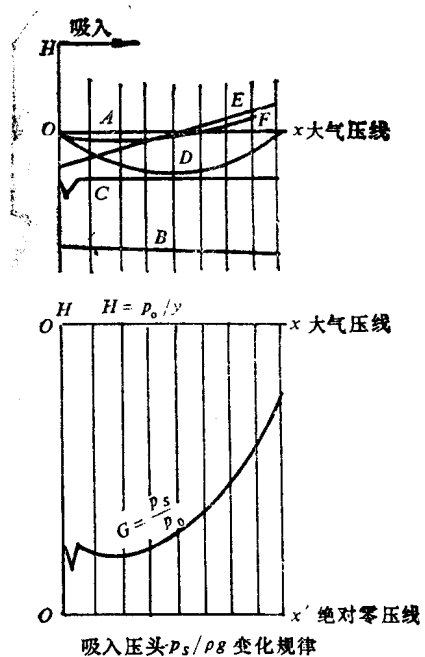


图 1.2-6 吸入压头 $p_i/\rho g$ 变化规律

流量的显著减少,甚至失去吸入能力,破坏泵的正常工。除此之外,还会引起下面两种不良后果: 1) 汽泡如果是在金属表面附近被压破时,则液体质点就会象无数的小弹头一样连续地打击在金属表面上,并逐渐因疲劳而造成破坏,发生机械剥蚀。2) 汽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。使泵的寿命大为缩短。

要使泵在运行中不发生汽蚀,则必须保证 $p_i > p_v$ 。水在不同温度下的饱和蒸汽压头见表 1.2-2。

水在不同温度下相应的饱和蒸汽压头

表 1.2-2

水温℃	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$p \cdot 10^3 \text{ Pa}$	0.06	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	2.02	3.17	4.82	7.14	10.33

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:

$$\frac{p_i}{\rho g} - \left(H_B + h_{v,i} + \frac{AL_{ii}}{A_{ii}} \cdot \frac{R\omega^2}{g} \right) > \frac{p_v}{\rho g} \quad (1.2-19)$$

在既定吸高和既定吸液温度下,泵允许的极限转速 n_k 可由上式求得: (注意 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$)

$$n \leq \frac{30\sqrt{g}}{\pi} \sqrt{\frac{\left(\frac{p_i}{\rho g} - H_B - h_{v,i} - \frac{p_v}{\rho g} \right) A_{ii}}{L_{ii} \cdot R \cdot A}}$$

所以:

$$n_k = 30 \sqrt{\frac{\left(\frac{p_i}{\rho g} - H_B - h_{v,i} - \frac{p_v}{\rho g} \right) A_{ii}}{L_{ii} \cdot R \cdot A}} \quad (1.2-20)$$

在转速和吸液温度一定时,上式中的 H_B 即为泵的极限吸入高度。它同转速、吸液温度共为泵的重要技术指标。

通常将极限吸入温度、极限吸入高度和极限转速在产品说明书中标明。选型时,除考虑主要的性能参数外,还需考虑这三个重要的参数。

当工作条件变化时,可采用下列措施来减免汽蚀:

- 1) 降低吸入液体的温度,直至 $p_i > p_v$ 。
- 2) 降低吸入高度 H_B 。若泵置于吸入液面之下,则吸入高度用负吸高一 H_B 表示,即具有一定的注入吸入高度。当吸入液面上仅只作用着大气压力时, H_B 的值一般都不超过 5~6m。
- 3) 减轻惯性水头。可采取适当降低转速、或适当加大吸入管径、或加装吸入空气室等措施予以解决。
- 4) 减轻吸入止回阀的开启压力。对于大流量泵而言,可采用多个吸入阀,以减轻阀片重量和阀片弹簧的张力。

第四节 活塞泵的空气室

活塞泵安装空气室,主要是利用空气室的缓冲作用,提高管道的流量均匀性,减轻惯性水头对吸、排压力的影响。空气室一般安装在泵的吸入口和排出口附近。在吸入口处的空气室