



高等学校统编教材

符合 STCW 公约要求
航海类专业教学指导委员会推荐
交通部科技教育司审定
中华人民共和国海事局认可

船舶辅机

费 千 主编
卢士勋 主审

大连海事大学出版社

高等学校统编教材

船 舶 辅 机

费 千 主编
卢士勋 主审

大连海事大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/费千主编. —大连:大连海事大学出版社,
1998. 6

(高等学校统编教材)

ISBN 7-5632-1146-2

I. 船… II. 费… III. 船舶辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 16750 号

大连海事大学出版社出版

(大连市凌水桥 邮政编码 116026 电话 4684394)

大连海事大学印刷厂印刷 大连海事大学出版社发行

1998 年 11 月第 1 版 1998 年 11 月第 1 次印刷

开本:787×1092 1/16 印张:28

字数:696 千字 印数:0000—5000 册

责任编辑:陈景杰 封面设计:王 艳

责任校对:黎 为 版式设计:王瑞国

定价:38.00 元

内 容 提 要

本书是按轮机管理专业船舶辅机课程教材的要求编写的。书中系统地介绍了各种通用船舶辅机的工作原理、性能特点、典型结构、使用和维护管理要点,以及常见故障的分析和处理方法。全书共分四篇。第一篇为船用泵和空气压缩机,内容包括往复泵、回转泵(齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、水环泵)、离心泵、旋涡泵、喷射泵和活塞式空压机;第二篇为甲板机械,内容包括液压元件和液压油、液压舵机、起货机、锚机和绞缆机;第三篇为船舶制冷装置和空气调节装置;第四篇为船舶锅炉、海水淡化和防污染装置。此外,附录有液压系统图形符号和 R12、R22 和 R134a 的压焓图及湿空气焓湿图。

本书主要作为水运院校轮机管理专业本、专科和函授生的教材,也可供船舶轮机员及船舶机务部门和船检、港监、船厂等有关部门技术人员参考。

前 言

本书是在原大连海运学院编写的“船舶辅机”教材的基础上,根据交通部轮机管理专业教学指导委员会的要求,汇集部属各高等水运院校辅机教研室的意见,按各校共同讨论修订的编写大纲重新编写的。

根据专业教学指导委员会的意见,本书在原船用泵、甲根机械、船舶制冷及空气调节装置、海水淡化装置、船舶防污染装置等内容的基础上,又增加了空气压缩机和辅锅炉装置。本书主要针对海洋干货船的通用辅机,其它类型船舶的特种机不在讲述范围之内。

船舶辅机内容繁杂,形式多样,且轮机技术又在不断发展,为了在有限的学时内讲述最基本最必要的内容,以满足专业培养目标,本书在编写的指导思想体现了典型性、先进性、规律性、实用性的要求,系统地介绍了各种通用船舶辅机的工作原理、性能特点、典型结构以及使用和维护管理要点、常见故障的分析和处理方法。编者在编写过程中吸取了近年来船舶辅机教学和生产实践中的经验,较好地反映了船舶辅机新的技术进展。然而,由于编者学识所限,肯定会有不少错误、疏漏之处,敬祈读者批评指正。

本书第一章~第六章及第十二、十四章是由费千教授编写;第七章~第十章是由孙玉清副教授编写;第十一章是由吴晓光副教授编写;第十三章是由闫永健副教授编写;第十五章是由吴宛青副教授编写。全书由费千教授主编定稿,卢士勋教授主审。闫永阁教授帮助审阅过大部分书稿,在此深表感谢。

编 者

1998年4月

目 录

第一篇 船用泵和空气压缩机

船用泵总述	1
第一章 往复泵	6
第一节 往复泵的工作原理和特点	6
第二节 泵的正常工作的条件	9
第三节 往复泵的空气室和泵阀	11
第四节 电动往复泵的实例和管理	16
第二章 回转泵	20
第一节 齿轮泵	20
第二节 螺杆泵	29
第三节 叶片泵	38
第四节 水环泵	44
第三章 离心泵	47
第一节 离心泵的工作原理和性能特点	47
第二节 离心泵的一般结构	55
第三节 离心泵的相似理论和比转数	63
第四节 船用离心泵的自吸	66
第五节 离心泵的汽蚀	72
第六节 离心泵的管理	75
第四章 旋涡泵	85
第一节 旋涡泵的结构和工作原理	85
第二节 旋涡泵的性能和特点	87
第三节 离心旋涡泵	89
第五章 喷射泵	91
第一节 水射水泵	91
第二节 其它喷射器	95
第六章 活塞式空气压缩机	97
第一节 活塞式空压机的工作原理	97
第二节 活塞式空压机的结构和自动控制	101
第三节 活塞式空压机的管理	108

第二篇 甲板机械

第七章 液压元件和液压油	113
第一节 液压控制阀.....	113
第二节 液压泵.....	132
第三节 液压马达.....	146
第四节 液压系统的辅助元件.....	155
第五节 液压油.....	158
第八章 舵机	165
第一节 舵的作用原理和对舵机的要求.....	165
第二节 液压舵机的工作原理和基本组成.....	169
第三节 液压舵机的转舵机构.....	172
第四节 液压舵机的遥控系统.....	178
第五节 舵机液压系统实例.....	181
第六节 液压舵机的管理.....	185
第九章 起货机	191
第一节 概述.....	191
第二节 起货机的液压系统.....	193
第三节 液压起货机的操纵机构.....	201
第四节 回转式起货机的液压系统实例.....	204
第十章 锚机和绞缆机	214
第一节 锚机.....	214
第二节 绞缆机.....	218

第三篇 船舶制冷装置和空气调节装置

第十一章 船舶制冷装置	222
第一节 概述.....	222
第二节 蒸汽压缩式制冷装置的工作原理.....	225
第三节 制冷剂、载冷剂和冷冻机油.....	232
第四节 制冷压缩机.....	240
第五节 冷凝器的蒸发器.....	256
第六节 制冷装置的辅助设备.....	261
第七节 制冷装置的自动化元件.....	266
第八节 船舶伙食冷库.....	283
第九节 船舶制冷装置实例.....	287

第十节	船舶制冷装置的管理	290
第十二章	船舶空气调节装置	302
第一节	概述	302
第二节	空调的送风量和送风参数	304
第三节	船舶空调系统及设备	307
第四节	船舶空调装置的自动调节	317
第五节	船舶空调装置的实例和管理	327

第四篇 船舶锅炉、海水淡化和防污染装置

第十三章	船舶辅锅炉装置	331
第一节	概述	331
第二节	船舶辅锅炉的结构与附件	333
第三节	船舶辅锅炉的燃油设备及系统	347
第四节	船舶辅锅炉的汽、水系统	358
第五节	船舶辅锅炉的运行和维护管理	367
第十四章	船舶海水淡化装置	379
第一节	概述	379
第二节	船用蒸馏式海水淡化装置的工作原理	380
第三节	影响真空蒸馏式海水淡化装置工作的主要因素	381
第四节	船用海水淡化装置的实例及其管理	384
第十五章	船舶防污染装置	394
第一节	船舶对航运环境的污染及防止措施	394
第二节	船舶油水分离器和排油监控装置	400
第三节	船舶生活污水处理装置	412
第四节	船舶垃圾处理装置	417
附录	常用液压元件图形符号	422
附图 1	R12 压焓图	434
附图 2	R22 压焓图	435
附图 3	R134a 压焓图	436
附图 4	湿空气焓湿图	437

第一篇 船用泵和空气压缩机

船用泵总述

一、泵在船上的功用

在船上经常需要输送海水、淡水、污水、滑油和燃油等各种液体。泵就是用来输送液体的一种机械。有资料统计,一艘柴油机货船,约需要 36~50 台各种类型的泵,其数量约占船舶机械设备总量的 20%~30%,总功率消耗约占全船总能耗的 5%~15%,造价约为全船设备费用的 4%~8%。

由水力学可知,液体的机械能有位能、动能和压力能三种形式,它们之间可以相互转换。机械能量较低的液体是不可能自发地到达机械能量较高的位置,况且液体在管路中流动还要克服管路阻力而损失一部分能量。例如,锅炉给水需要显著提高液体的压力能;将压载水驳出舷外,需要提高液体的位能;冷却水的供应和各种油类的驳送需要克服较大的管路阻力;总之,这些液体的输送都需要用泵来完成。所以从本质上说,泵是用来提高液体机械能的设备。

根据泵在船上用途的不同,可大致归纳以下几类:

(1)主动力装置用泵。对柴油机来说,一般有主海水泵、缸套冷却水泵、油头冷却泵、滑油泵、燃油供给泵以及燃油驳运泵和滑油驳运泵等。

(2)辅助装置用泵。例如:柴油发电机的副海水泵和淡水泵;辅锅炉装置用的给水泵、燃油泵;制冷装置用的冷却水泵;海水淡化装置用的海水泵、凝水泵;舵机或其它液压甲板机械用的液压泵等。

(3)船舶安全及生活设施用泵。主要有调驳压载水的压载泵;将舱底积水驳出舷外的舱底泵;提供消防及甲板、锚链冲洗用水的消防水泵;提供生活用水的日用淡水泵、日用海水泵(卫生水泵)和热水循环泵;通常还有兼作压载、消防、舱底水泵用的通用泵。

(4)特殊船舶专用泵。某些特殊用途的船舶,还需设有为其特殊营运要求而专门设置的泵,例如油轮用于装卸的货油泵;挖泥船用抽吸泥浆的泥浆泵;深水打捞船上的打捞泵;喷水推进船上的喷水推进泵;无网捕鱼船的捕鱼泵等。

二、泵的分类

泵的种类很多。按工作原理的不同,船用泵主要有以下几类:

1. 容积式泵

容积式泵是靠工作部件的运动造成工作容积周期性地增大和缩小而吸排液体,并靠工作部件的挤压而直接使液体的压力能增加。根据运动部件运动方式的不同又分为往复泵和回转泵两类。根据运动部件结构不同,前者有活塞泵和柱塞泵之分;后者常用的有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵和水环泵。

2. 叶轮式泵

叶轮式泵是靠叶轮带动液体高速回转而把机械能传递给所输送的液体。根据泵的叶轮和流道结构特点的不同,又可分为离心泵、轴流泵、混流泵和旋涡泵。

3. 喷射式泵

喷射式泵是靠工作流体产生的高速射流引射流体,然后再通过动量交换而使被引射流体的能量增加。根据所用工作流体的不同,有水喷射泵、蒸汽喷射器和空气喷射器等。

泵除按上述工作原理的不同进行分类外,还可以按泵轴位置分为立式泵和卧式泵;按吸口数目分为单吸泵和双吸泵;按驱动泵的原动机来分,船用泵大多数是电动泵,此外还有汽轮机泵及柴油机泵,前者如某些油船的货油泵,后者如应急消防泵,而由主机本身附带驱动的泵亦称随车泵。

三、泵的性能参数

为了表明泵的性能和完善程度,以便选用和比较,在泵的铭牌和说明书上通常都给出以下性能参数。

1. 流量

流量是指泵在单位时间内所排送的液体量。通常用体积来度量所送液体量,则称为体积流量,常用 Q 表示,单位是 m^3/s , 或 m^3/h 、 L/min 。有时液体量也用质量来度量,相应的流量称为质量流量,常用 G 表示,单位是 kg/s , 或 t/h 、 kg/min 。如用 ρ 表示液体的密度 (kg/m^3), 则

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (0-1)$$

泵铭牌上标示的流量是指泵的额定流量,即泵在额定工况时的流量,而泵实际工作时的流量则与泵的工作条件有关,不一定等于额定流量。

2. 扬程

泵的扬程也称泵的压头,是指单位重量液体通过泵后所增加的机械能,常用 H 表示,单位是 $\text{Nm}/\text{N} = \text{m}$ 。单位重量液体的机械能又称水头,因此,泵的扬程即为泵使液体所增加的水头。如泵的扬程全部用来提高液体位能,而假设不存在管路阻力损失,则扬程即为泵使液体所能上升的高度。

泵铭牌上标注的扬程是额定扬程,即泵在设计工况时的扬程。泵实际工作时的扬程不一定等于额定扬程,它取决于泵所工作的管路的具体条件。泵的工作扬程可用泵出口和吸口的水头之差来求出,亦即由液体在泵进出口处的压力头之差、位置头之差和速度头之差相加而得到(参见图 0-1):

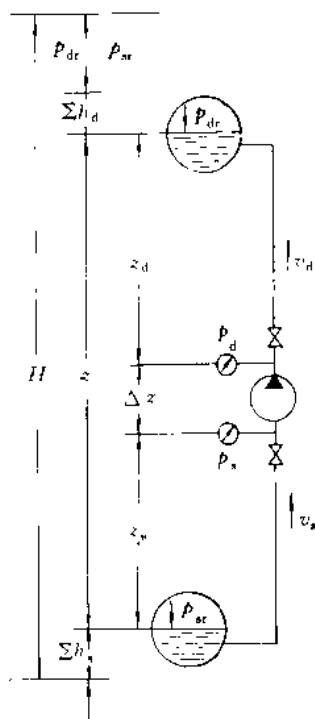


图 0-1 泵装置简图

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-2)$$

式中： p_s, p_d ——泵的吸入压力和排出压力，以泵吸入口和排出口处的压力表示，Pa；

Δz ——泵排出口和吸入口的高度差，m；

v_s, v_d ——泵吸入口和排出口处的平均流速，m/s；

ρ ——泵所送液体的密度，kg/m³；

g ——重力加速度，9.8 m/s²。

一般液体通过泵后速度头和位置头的变化都很小，或者不变（吸、排口管径和高度相同的泵），且 $p_d \gg p_s$ ，故工作扬程^①

$$H \approx (p_d - p_s) / \rho g \quad (0-3)$$

容积式泵往往不标注泵的额定扬程而标注额定排出压力。额定排出压力是按照试验标准使泵连续工作时所允许的最高压力。容积式泵工作时的实际排出压力不允许超过额定排出压力。叶轮式泵、喷射式泵工作扬程高出额定扬程一定程度仍可工作，但工作扬程接近额定扬程时泵的效率较高。

泵的工作扬程取决于泵所在管路的工作特性，可以按以下步骤求出：

先写出液体在泵吸入口与吸入液面间的伯诺里方程式（以吸入液面为基准面）。这里，吸入液面下降的速度一般很小，可忽略不计，并把吸入管中的流速看作是稳定的，则

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + z_s = \frac{p_r}{\rho g} - \Sigma h_s \quad (0-4)$$

由此，可得泵的吸入压力头

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{p_r}{\rho g} - \left(z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \Sigma h_s \right) \quad \text{m} \quad (0-5)$$

式中： p_s, p_r ——泵的吸入压力（泵的吸口处）和吸入液面上的压力，Pa；

z_s ——泵的吸入高度（泵吸口至吸入液面间的垂直高度），m；

v_s ——泵吸入管中的流速，m/s；

Σh_s ——泵吸入管路阻力（损失水头），m。

再写出液体在泵排出口与排出液面间的伯诺里方程式（以排出口位置为基准面）。这里，忽略排出液面的上升速度，并把排出管中的流速看作是稳定的。则

$$\frac{p_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} - \Sigma h_d = \frac{p_r}{\rho g} + z_d \quad (0-6)$$

式中： p_d, p_r ——泵的排出压力（泵的排出口处）和排出液面上的压力，Pa；

z_d ——泵的排出高度（泵的排出口至排出液面间的垂直高度），m；

v_d ——泵排出管中的流速，m/s；

Σh_d ——泵排出管路阻力（损失水头），m。

由此，泵的排出压力头

$$\frac{p_d}{\rho g} = \frac{p_r}{\rho g} + z_d + \Sigma h_d - \frac{v_d^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-7)$$

① 淡水 $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ ，1 MPa 相当于是 102 m 水柱，1 kgf/cm² 相当于 10 m 水柱。

将式(0-7)、(0-5)代入式(0-2),于是可得:

$$H = \frac{p_{dr} - p_{sr}}{\rho g} + (z_s + z_d + \Delta z) + (\Sigma h_s + \Sigma h_d) = \frac{p_{dr} - p_{sr}}{\rho g} + z + \Sigma h \quad \text{m} \quad (0-8)$$

式中: $z = z_s + z_d + \Delta z$ ——吸入液面到排出液面间的总高度, m;

$\Sigma h = \Sigma h_s + \Sigma h_d$ ——泵的管路阻力,即吸、排管路阻力之和, m。

由式(0-8)可见,泵所产生的扬程,是用于克服吸排液面的压力头和高度之差以及管路阻力。式右边的第一、二项之和是管路的静压头,而第三项则为管路阻力所损失的水头。

3. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟的回转数,用 n 表示,单位是 r/min。大多数泵系由原动机直接传动,二者转速相同。但电动往复泵一般需经过减速,故其泵轴(曲轴)的转速比原动机要低。

4. 功率和效率

泵的输出功率又称有效功率,是指泵实际输出的液体在单位时间内所实际增加的能量,用 P_e 表示。显然,它可由泵在单位时间内输送多少牛顿重的液体($\rho g Q$)乘以每牛顿液体经过泵后增加的能量(H)而求出,即

$$P_e = \rho g Q \cdot H = (p_d - p_s) Q \quad \text{W} \quad (0-9)$$

泵的输入功率也称轴功率,是指原动机传给泵轴的功率,用 P 表示。

输出功率和输入功率之比称为泵的效率:

$$\eta = P_e / P \quad (0-10)$$

效率 η 考虑了泵的全部能量损失,故又称总效率。泵的能量损失是由以下三种损失造成的:由于漏泄及吸入液体中含有气体等造成的流量损失,用容积效率 η_v (实际流量 Q 与理论流量 Q_t 之比)来衡量,即

$$\eta_v = Q / Q_t \quad (0-11)$$

液体在泵内流动因摩擦、撞击、旋涡等水力损失造成的扬程损失,用水力效率 η_h (实际扬程 H 与理论扬程 H_t 之比)来衡量,即

$$\eta_h = H / H_t \quad (0-12)$$

由泵运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率(按理论流量和理论扬程计算的水力功率 P_h 与输入功率 P 之比) η_m 来衡量,即

$$\eta_m = P_h / P = \rho g Q_t H_t / P \quad (0-13)$$

由此可得:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_t H_t} \cdot \frac{\rho g Q_t H_t}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (0-14)$$

泵的配套功率是指所配原动机的额定输出功率,用 P_m 表示。当原动机是通过传动装置与泵联接时,要考虑传动效率;另外,考虑到泵运转时可能超负荷等情况,泵的配套功率应大于额定轴功率,即

$$P_m = K_m P \quad (0-15)$$

式中: K_m ——功率储备系数,根据 GB10832-89(船用离心泵、旋涡泵通用技术条件), $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$ ($P = 0.5 \sim 5 \text{ kW}$) 或 $1.25 \sim 1.2$ ($P = 5 \sim 10 \text{ kW}$) 或 $1.2 \sim 1.1$ ($P > 10 \text{ kW}$)。必要时允许适当降低 K_m 值。

5. 允许吸上真空度

泵工作时吸入口处的真空度高到一定程度时,由于液体在泵内的最低压力降到其饱和蒸

汽压力 p_v , 液体就可能在泵内汽化, 使泵不能正常工作。泵工作时所允许的最大吸入真空度即称“允许吸上真空度”, 用 H_s 表示, 单位是 MPa。

泵的允许吸上真空度是泵吸入性能好坏的重要标志, 也是管理中控制最高吸入真空度的依据。它主要和泵的型式与结构有关, 因为不同的泵, 液体进泵后压力进一步降低的程度不同, 泵内压降小的泵允许吸上真空度就大。此外, 大气压力 p_a 降低、液体温度增高(使饱和蒸汽压力 p_v 提高)或泵流量增大(使泵内压降增大), 也都会使允许吸上真空度减小。

泵铭牌上标示的 H_s 是由制造厂在标准大气压(760 mmHg)下以常温(20℃)清水在额定工况下进行试验而得出的。按国标规定, 试验时逐渐增加泵的吸入真空度, 容积式泵以流量比正常工作时下降 3% 时所对应的吸入真空度为 H_s 的标定值。而叶轮式泵则以扬程或效率下降规定值为临界状态, 再留一定余量, 以必需汽蚀余量 Δh_r 的形式标示(详见第三章第五节)。

水泵的允许吸上真空度常用水柱高度(m)来表示, 称为允许吸上真空高度, 用 $[H_s]$ 表示, 如加 $[]$ 表示允许值, $[H_s] = H_s / \rho g$ 。 $[H_s]$ 可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高)。

由式(0-5)可知, 当吸入液面上的压力 p_r , 等于大气压力 p_a 时, 吸入真空度

$$p_a - p_s = \rho g \left(z_s + \Sigma h_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) \quad \text{Pa} \quad (0-16)$$

或

$$\frac{p_a - p_s}{\rho g} = z_s + \Sigma h_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-17)$$

则泵的许用吸高

$$[z_s] = \frac{[p_a - p_s]}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \Sigma h_s = \frac{H_s}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \Sigma h_s \quad \text{m} \quad (0-18)$$

对水泵可写成

$$[z_s] = [H_s] - \frac{v_s^2}{2g} - \Sigma h_s \quad \text{m} \quad (0-19)$$

即在常温和吸入液面上作用的压力近似等于标准大气压力时, 水泵的许用吸高可以用允许吸上真空高度 $[H_s]$ 减去吸入速度头和吸入管路阻力损失的水头来计算。

第一章 往复泵

第一节 往复泵的工作原理和特点

一、往复泵的工作原理

往复泵属于容积式泵,其对液体作功的主要运动部件是做往复运动的活塞或柱塞,亦可分别称为活塞泵或柱塞泵。

图 1-1 是单缸活塞泵的工作原理图。

活塞 1 在泵缸 2 内将泵缸分隔成上、下空间,它们分别通向阀箱 3 中各自的小室。每个小室的下部装有吸入阀 7,上部装有排出阀 5,并分别通公共的吸入室 8 和排出室 4。活塞经活塞杆传动,在缸内作上下往复运动。当活塞上行时,泵缸下部空间容积不断增加,与之相通的小室内的压力也随之降低,吸入室中的气体将顶开相应的吸入阀进入泵缸。于是吸入室和吸入管 9 内压力也就降低,液体在吸入液面上的气压作用下,将沿吸入管上升。当活塞向下回行时,泵缸下部容积减小,压力增加,迫使吸入阀关闭,并克服排出室中的压力将相应的排出阀顶开,部分气体经排出管 6 排出。与此同时,因活塞上部的容积在增大,吸入室中的气体改由右边小室的吸入阀吸入泵缸上部,吸入管中液面继续上升。这样,活塞继续不断运动,吸入管中气体将不断被泵排往排出管,最后液体将进入泵缸,泵就开始正常排送液体。

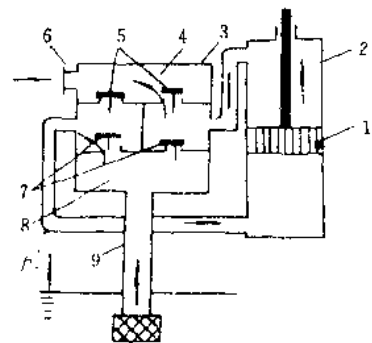


图 1-1 往复泵的工作原理图

1-活塞;2-泵缸;3-阀箱;4-排出室;5-排出阀;
6-排出管;7-吸入阀;8-吸入室;9-吸入管

往复泵在活塞(或柱塞)每一往复行程吸排液体的次数,称为往复泵的作用数。上述往复泵每往复行程活塞两侧各吸排一次,是双作用泵。单缸柱塞泵只有单侧工作,每往复行程吸排一次,是单作用泵。由三个单作用泵缸或两个双作用泵缸配合同一曲轴组成的往复泵即称为三作用泵和四作用泵。

二、往复泵的流量

往复泵的理论流量即活塞的有效工作面在单位时间内所扫过的容积:

$$Q_t = 60KA_r S_n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1-1)$$

式中: K ——泵的作用数;

S ——活塞行程, m ;

n ——泵的转速, r/min ;

A_r ——活塞平均有效工作面积, m^2 。

对于两侧空间都工作的活塞泵,平均有效工作面积

$$A_e = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{4} D^2 + \left(\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 \right) \right] = \frac{\pi}{4} \left(D^2 - \frac{1}{2} d^2 \right) \quad \text{m}^2 \quad (1-2)$$

式中: D ——泵缸直径, m;

d ——活塞杆直径, m。一般 $d = (0.12 \sim 0.5)D$, 低压泵取小值。

往复泵的实际流量 Q 总小于理论流量 Q_t , 即 $Q = Q_t \eta_v$ 。这是因为:

(1) 泵吸入的液体可能含有气泡; 压力降低时溶解在液体中的气体会逸出, 同时液体本身也可能汽化; 此外, 空气还可能从填料箱等处漏入。

(2) 活塞换向时, 由于泵阀关闭迟滞造成液体流失。例如, 在排出行程终了开始吸入时, 由于排出阀关闭滞后, 部分已排出的液体就会经排出阀漏回泵缸; 反之, 吸入阀关闭滞后, 又会使部分液体在排出行程开始时经吸入阀重新被排回吸入管。

(3) 活塞环、活塞杆填料等处由于存在一定的间隙以及泵阀关闭不严等会产生漏泄。

一般输送常温清水的往复泵, $\eta_v = 0.80 \sim 0.98$; 输送热水、液化烃、石油产品的往复泵, $\eta_v = 0.60 \sim 0.80$ 。高压小流量、高转速、制造精度低的泵, 以及输送高温、高粘度或低粘度、高饱和蒸汽压或含固体颗粒的泵, η_v 较小。

上述流量的表达式, 没有反映出泵流量的瞬时变化, 实际上只是泵的平均流量。当工作面积为 $A(\text{m}^2)$ 的活塞以速度 $v(\text{m/s})$ 排送液体时, 瞬时流量就可表达为

$$q = Av \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-3)$$

电动往复泵是通过曲柄连杆机构将电动机的回转运动转换为活塞的往复运动, 活塞速度是周期性地变化的, 故其瞬时流量也将周期性地变化。一般曲柄连杆长度 $\lambda = r/l \leq 0.25$, 如图 1-2 所示, 活塞速度 v 可以近似地用曲柄销的线速度在活塞杆方向的分速度来代替, 即

$$v = r\omega \sin\beta \quad (1-4)$$

式中曲柄角速度 ω 可看作常数, 则活塞速度随曲柄转角 β 近似地按正弦曲线规律变化, 故单作用泵的流量也近似地按正弦曲线规律变化。当曲柄转角 β 为 0° 和 180° 时, 活塞速度 v 为零, 瞬时流量 q 也为零; 当曲柄转角 β 由 0° 转至 90° 时, 即活塞前半行程, v 和 q 将由 0 增至最大; 而当 β 由 90° 转至 180° 时, v 和 q 则由最大降为 0; 在 β 由 180° 至 360° 时, 即活塞回行时, 单作用泵处于吸入行程, 没有液体排出, 可见单作用泵的流量是很不均匀的。多作用往复泵流量的均匀程度显然要比单作用泵强。由图 1-2 可以看出, 三作用泵流量的均匀程度不但优于单、双作用泵, 而且比四作用泵也强。

泵供液的不均匀程度可用脉动率 $\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min})/q_m$ 来表示。式中 q_{\max} 、 q_{\min} 、 q_m 分别为表示最大、最小和平均理论流量。各种往复泵 σ_Q 的理论值如表 1-1 所列, 它与曲柄连杆长度比 λ 有关。

表 1-1 电动往复泵理论流量脉动率 σ_Q

作用数 K	1	2	3	4
$\sigma_Q(\lambda=0)$	3.14	1.57	0.14	0.32
$\sigma_Q(\lambda=0.2)$	3.20	1.60	0.25	0.32

上述表中所列 σ_Q 值没有考虑活塞杆所占容积的影响, 实际流量不均匀程度还要更大一些。例如双缸四作用泵当 $d/D = 0.20$ 时, $\sigma_Q(\lambda=0.2)$ 将是 0.42。

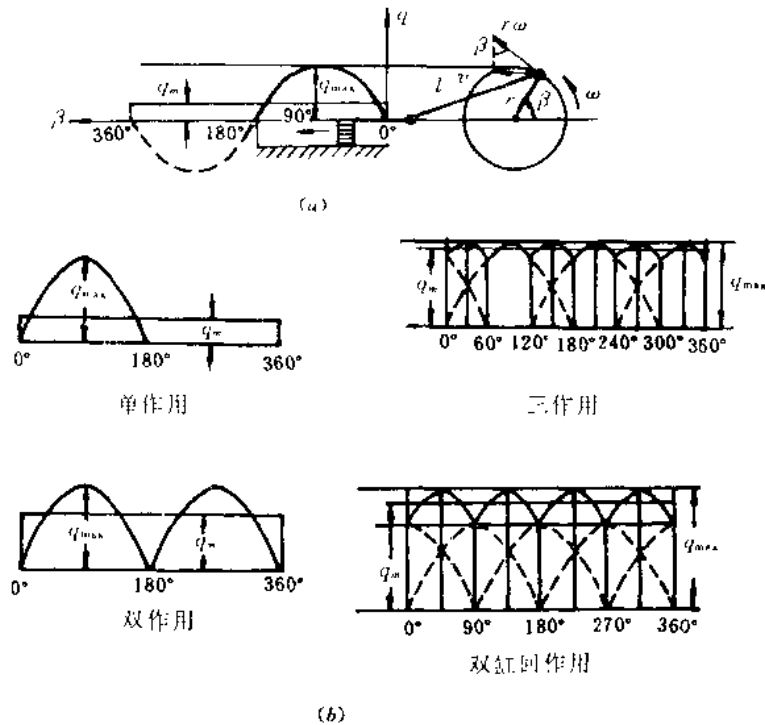


图 1-2 电动往复泵的流量变化曲线

三、往复泵的特点

1. 有较强的自吸能力。所谓泵的自吸能力,是指其靠自身即有抽出泵内及吸入管路中的空气而将液体从低于泵的地方吸入泵内的能力。自吸能力可由自吸高度和吸上时间来衡量。泵在排送气体时能在吸口造成的真空度越大,则自吸高度越大;造成足够真空度的速度越快,则吸上时间越短。自吸能力与泵的类型和密封性能有重要关系。当往复泵的泵阀、泵缸等密封性变差,或余隙容积较大时,其自吸能力就会降低。故泵起动前如能将缸内灌满液体,则可改善泵的自吸能力。

2. 理论流量与工作压力无关,只取决于转速、泵缸尺寸和作用数。因此,往复泵要调节流量不能采用调节排出阀开度的节流调节法,只能采用变速调节法或回流(旁通)调节法。有些特殊结构的往复泵可以通过调节柱塞的有效行程来改变流量。

3. 额定排出压力与泵的尺寸和转速无关,主要取决于泵原动机的功率、轴承的承载能力、泵的强度和密封性能等。为了防止过载,往复泵起动前必须打开排出阀,且在排出阀的内侧必须装设安全阀。

以上特点大致上也是容积式泵共有的特点。此外,由于往复泵特有的运动方式和结构形式,它还有以下特点:

4. 流量不均匀,从而会导致排出压力波动。为了减轻这种弊端,常采用多作用往复泵或设置空气室。

5. 转速不宜太快。电动往复泵转速多在 200~300 r/min 以下,一般最高不超过 500 r/min,高压小流量泵最高不超过 600~700 r/min。因为,若转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;而泵阀撞击更为严重,引起的噪声增大,磨损也将加剧;此外,液流和运动部

件的惯性力也将随之增加,而产生有害的影响。由于转速受限,故往复泵较难进入大流量的范畴。

6. 运送含固体杂质的液体时,泵阀容易磨损和泄漏。所以必要时应加装吸入滤器。

7. 结构比较复杂,易损件(活塞环、泵阀、填料等)较多。

由于往复泵的上述特点,故在流量相同时它与其它泵相比显得笨重,造价较高,管理维护比较麻烦,因此在许多场合它已被离心泵所取代。但舱底水泵和油轮扫舱泵等在工作中容易吸入气体,需要具有较好的自吸能力,故常采用往复泵;在要求小流量、高压头时,也可采用往复泵。

第二节 泵的正常工作的条件

了解泵的正常工作的条件,不仅对泵的正确安装和使用管理有重要的意义,同时也有助于分析各类泵不能正常吸排的原因。

一、泵的正常吸入条件

保证泵正常吸入所需的条件可表达如下:

(1)泵必须能造成足够低的吸入压力,其值由吸入条件所决定。由式(0-5)可推出稳定流动必须的吸入压力,它主要取决于吸入液面压力、吸高、吸入管路中的速度头和管路阻力,即

$$p_s = p_v - \left(z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \Sigma h_s \right) \rho g \quad \text{MPa} \quad (1-5)$$

(2)泵吸口处的真空度不得大于泵的允许吸上真空度,从而确保泵内最低吸入压力 p'_s 不低于所输送液体在其温度下所对应的饱和压力 p_v , 否则液体就会汽化,使泵不能正常工作。即吸入真空度

$$p_v - p_s \leq H_s \quad (1-6)$$

或
$$(p_v - p_s) / \rho g \leq [H_s] \quad (1-7)$$

从而
$$p'_s > p_v \quad (1-8)$$

如果不能满足条件(1),即泵不能造成足够低的吸入压力,则液体根本吸不上来。这可能是由于泵内元件损坏或密封不良,也可以是吸入管漏气或吸口露出液面所造成的。另一方面,即使泵本身状况正常,吸入管路也未漏气,但吸入条件太差,以致吸入压力过低,不能满足条件(2)的要求,则泵也无法正常工作。下面进一步分析影响泵吸入压力的各种因素。

1. 吸入液面压力的影响

由式(1-5)可见,在其它条件不变时,吸入液面压力 p_v 越小,吸入压力 p_s 就越低,即吸入条件越差。当吸入液面是与大气相通的自由液面时, p_v 与大气压力相同。对海船来说,大气压力终年变化很小。但从真空容器吸水的泵,例如凝水泵, p_v 接近凝水的饱和压力,故吸入条件很差。

2. 吸高的影响

由式(1-5)可见,在其它条件不变时,吸高 z_s 越大, p_s 就越低。当吸入液面作用的是大气压力时,大多数水泵的许用吸高不超过 5~6 m。如果吸入管路阻力较大,则 z_s 就还应减小。而吸入条件很差的泵,如热水泵、凝水泵等,往往必须安装于吸入液面之下,即 $z_s < 0$ (泵吸口低于吸入液面的高度称为流注吸高),以提高 p_s , 满足前述条件(2)的要求。