

高职高专国家级教学改革试点轮机管理专业系列教材


船舶辅机

CHUANBO FUJI

李成玉 主编

殷佩海 主审



 大连海事大学出版社

高职高专国家级教学改革试点轮机管理专业系列教材

船舶辅机

李成玉 主编

殷佩海 主审

大连海事大学出版社

© 李成玉 2006

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 李成玉主编. —大连: 大连海事大学出版社, 2006. 12
ISBN 7-5632-2016-X

I. 船… II. 李… III. 船用辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 146473 号

大连海事大学出版社出版

地址: 大连市凌海路 1 号 邮编: 116026 电话: 0411-84728394 传真: 0411-84727996

<http://www.dmupress.com> E-mail: cbs@dmupress.com

大连华伟印刷有限公司印装 大连海事大学出版社发行

2006 年 12 月第 1 版 2006 年 12 月第 1 次印刷

幅面尺寸: 185 mm × 260 mm 印张: 25.5

字数: 60 千字 印数: 1 ~ 1500 册

责任编辑: 史洪源 版式设计: 海 韵

封面设计: 王 艳 责任校对: 风 韵

定价: 38.00 元

内容提要

本书是根据轮机管理专业船舶辅机课程教学大纲和 2005 年新修正的海船船员船舶辅机考试大纲,参考各航海院校出版的教材和远洋船舶的实际编写而成的。书中系统地介绍了各种船舶通用船舶辅机的工作原理、性能特点、典型构造和系统、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。第一篇共分六章,分别介绍了各种船用泵和空气压缩机;第二篇共分三章,分别介绍了船舶液压舵机、液压起货机、锚机和绞缆机;第三篇共分两章,分别讲述了船舶制冷装置和船舶空调装置;第四篇亦分为两章,分别阐述了船舶海水淡化装置和船舶辅助锅炉。此外,书后附有液压元件图形符号对照表、常用制冷剂的饱和状态温度压力对照表、压焓图和湿空气的焓湿图以及中华人民共和国海事局《船舶辅机》考试大纲等附录。

本书主要作为水运院校轮机管理专业学生的教材、船舶轮机员考证培训教材,也可供远洋和近海船舶轮机员、船舶机务部门和修造船厂等相关部门的技术人员参考。

前 言

“船舶辅机”内容繁杂,是一门包括多种机械、装置、设备和系统的课程。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的要求,在编写中,力求突出管理专业的特点和教学的规律与要求,体现典型性、先进性和实用性,重点阐述各种常用船舶辅助机械与设备的工作原理、性能特点、典型构造、使用和维护管理要点、常见故障的分析和处理方法。

本书第一、二章由李博洋编写;第三、四、五章由丁立勋编写;第六章由王瑞宣编写;第七章由何法明、何昌伟编写;第八章由刘晓晨编写;第九章由李成玉编写;第十章由何昌伟编写;第十一章由李福海编写;第十二、十三章由刘运新编写。全书由李成玉主编定稿,殷佩海主审。

由于业务水平所限,书中缺点和不足之处在所难免,敬请广大读者批评指正。

编 者

2006年10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	(7)
第一节 往复泵工作原理、特点和性能曲线	(7)
第二节 往复泵的主要部件与空气室	(11)
第三节 电动往复泵及其管理	(15)
第二章 回转泵	(18)
第一节 齿轮泵	(18)
第二节 螺杆泵	(26)
第三节 叶片泵	(31)
第四节 水环泵	(35)
第三章 离心泵	(38)
第一节 离心泵的工作原理和性能特点	(38)
第二节 离心泵的一般结构	(48)
第三节 离心泵的管理	(60)
第四章 旋涡泵	(71)
第一节 旋涡泵的结构和工作原理	(71)
第二节 旋涡泵的性能和特点	(73)
第三节 离心旋涡泵	(75)
第四节 旋涡泵的管理	(76)
第五章 喷射泵	(78)
第六章 船用活塞式空压机	(83)
第一节 活塞式空压机工作原理	(83)
第二节 活塞式空压机的结构	(87)
第三节 活塞式空压机的管理	(95)

第二篇 船舶甲板机械

船舶甲板机械概述	(99)
第七章 液压元件	(103)
第一节 液压控制阀	(103)
第二节 液压泵	(116)

第三节	液压马达	(126)
第四节	辅助元件	(134)
第五节	液压油和液压装置的管理	(138)
第八章	液压舵机	(143)
第一节	舵的作用原理	(143)
第二节	对舵机的基本技术要求	(145)
第三节	液压舵机的工作原理	(147)
第四节	转舵机构	(151)
第五节	液压舵机的遥控系统	(155)
第六节	液压舵机实例	(159)
第七节	液压舵机的管理	(162)
第九章	液压起货机、锚机、绞缆机	(168)
第一节	起货机概述	(168)
第二节	起货设备的分类和组成	(168)
第三节	起货机的液压系统	(171)
第四节	液压起货机的操纵机构	(180)
第五节	液压起货机实例	(183)
第六节	锚机概述	(189)
第七节	液压锚机实例	(191)
第八节	液压系缆机	(193)

第三篇 船舶制冷装置和空调装置

制冷装置概述	(197)	
第十章 船舶制冷原理及应用	(198)	
第一节	制冷技术在船舶上的应用	(198)
第二节	食品冷藏及冷藏条件	(198)
第三节	蒸气压缩式制冷	(199)
第四节	制冷剂、载冷剂和冷冻机油	(209)
第五节	制冷压缩机	(217)
第六节	冷凝器和蒸发器	(225)
第七节	制冷装置的辅助设备	(229)
第八节	制冷装置的自动控制及控制元件	(232)
第九节	船舶制冷装置的管理	(245)
第十一章 船舶空气调节装置	(258)	
第一节	湿空气概述	(258)
第二节	湿空气的焓湿图及其应用	(260)
第三节	对船舶空调的要求	(261)
第四节	船舶空调系统的分类	(262)

第五节	空调舱室的热湿平衡及空调分区	(266)
第六节	船舶空气调节系统	(268)
第七节	船舶空调装置的自动调节	(274)
第八节	船舶空调装置的管理	(281)
第九节	空调系统实例介绍	(286)

第四篇 船舶海水淡化装置和船舶辅助锅炉

第十二章	船用海水淡化装置	(294)
第一节	海水淡化装置概述	(294)
第二节	船用海水淡化装置的主要类型和工作原理	(297)
第三节	影响海水蒸馏装置工作的主要因素	(299)
第四节	船用海水淡化装置实例及其管理	(303)
第十三章	船舶辅助锅炉与废气锅炉	(316)
第一节	锅炉概述	(316)
第二节	船舶燃油辅助锅炉与废气锅炉的结构	(321)
第三节	船舶辅助锅炉的燃烧设备及燃油系统	(330)
第四节	辅助锅炉装置的附件和汽、水系统	(341)
第五节	锅炉水处理	(348)
第六节	船舶辅助锅炉的操作管理与维护	(355)

附 录

附录一	液压元件图形符号对照表	(372)
附录二	常用制冷剂的压焓图和湿空气的焓湿图	(382)
附录三	中华人民共和国海事局《船舶辅机》考试大纲	(389)
参考文献	(397)

第一篇 船用泵和空气压缩机

船用泵总述

一、泵及其在船上的应用

在自然状态下液体总是从高处向低处流动。如果要将液体从低处向高处输送,就得向液体提供能量。向液体提供机械能(包括位置能、速度能和压力能三种形式)并输送液体的机械称为泵。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。一般来说,一艘柴油机动力的货船,需要 36 ~ 50 台各种类型的泵,其数量占船舶机械设备总量的 20% ~ 30%。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;辅助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;舵机或其他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,例如油船用于装卸的货油泵、挖泥船用于抽吸泥浆的泥浆泵、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

容积式泵是依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

叶轮式泵是依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

喷射式泵依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。

三、泵的性能参数

表征泵的工作特性的主要性能参数有：流量、扬程或压头、转速、功率、效率和允许吸上真空度等。

1. 流量

流量是指泵在单位时间内所排送的液体量。常分为体积流量和质量流量。

体积流量：用体积来度量所送液体量，用 Q 表示，单位是 m^3/s ，或 m^3/h ， L/min 。

质量流量：用质量来度量所送液体量，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：

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

泵铭牌上标注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

扬程指单位重量液体通过泵后所增加的机械能，即泵传给单位重量液体的能量，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。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，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（如图 0-1 所示）。

根据流体力学知识，管路中稳定流动的液体如果在某一管路截面处的几何高度为 Z (m)，压力为 p (Pa)，流速为 v (m/s)，则单位重量液体的机械能可以用所能转换的水柱高度（水头）表示，即位置能为 Z （位置水头），压力能为 $p/\rho g$ （压力水头），动能为 $v^2/2g$ （速度水头），三者单位均为 m （液柱）。

由此可以得出，单位重量液体（1N 液体）在泵的吸、排口间增加的位置能为 ΔZ 、压力能为 $(p_d - p_s)/\rho g$ 、动能为 $(v_d^2 - v_s^2)/2g$ ，三者单位均为 m （液柱），其中位置能和速度能的增加都很小，可以忽略不计。这样，单位重量液体在泵内增加的能量主要是压力能，故泵的压头计算式为：

$$H = (p_d - p_s)/\rho g + \Delta Z + (v_d^2 - v_s^2)/2g \\ \approx (p_d - p_s)/\rho g \approx p_d/\rho g \quad (0-2)$$

式中： p_d, p_s ——分别为泵工作时其排出口和吸入口处的压力， Pa ；

ρ ——为液体密度， kg/m^3 ；

g ——为重力加速度， $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ 。

上式表明单位重量的液体通过泵后所增加的能量（即泵的压头 H ）主要是单位重量液体所增加的压力能，并用压力水头来表示。

以上我们是从液体在泵中获得多少能量的角度求得的泵压头表达式。从能量守恒的观点来看，液体在被输送过程中所消耗的能量一定来自于所获得的能量并且是平衡的。因此，我们

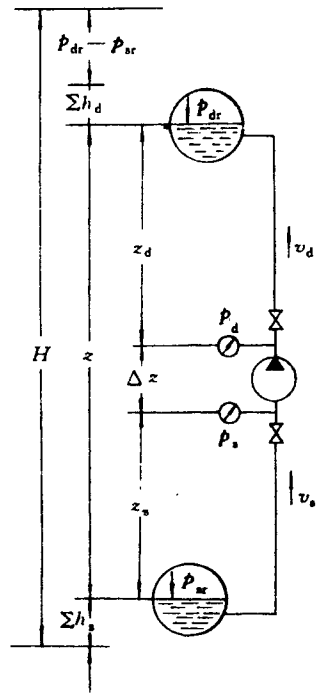


图 0-1 泵装置简图

也可以从液体所需消耗多少能量的角度求得泵压头表达式。

液体通过泵及其管路系统从吸入液面被输送到排出液面的过程中所需消耗的能量有三项:提升液体高度 Z ;克服吸排液面的压差能 $(p_{dr} - p_{sr})/\rho g$;克服吸排管路总流动阻力损失 $\sum h$ 。由此可得:

$$H = Z + (p_{dr} - p_{sr})/\rho g + \sum h \quad (\text{m})(\text{液柱}) \quad (0-3)$$

式中: Z ——吸排液面间高度差,m;

p_{dr}, p_{sr} ——分别为排、吸液面上的压力,Pa;

$\sum h$ ——吸排管路中总流阻损失,m(液柱)。

当吸排液面上均为大气压时(即 $p_{dr} = p_{sr}$),且 $\sum h$ 很小时, $H \approx Z$,即泵的压头 H 大体上等于泵使液体提升的几何高度,故压头 H 又常称为扬程。

另外,容积式泵的铭牌上往往标注额定排出压力而不标注额定扬程,它是按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。

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

泵的功率有输出功率和输入功率之分。泵的输出功率又称有效功率,是指泵在单位时间内实际传给排出液体的能量,用 P_e 表示,单位是 W 或 kW。泵的输出功率可以用下列公式计算:

$$P_e = \rho g Q H \approx (p_d - p_s) Q \approx p_d Q \quad (\text{W}) \quad (0-4)$$

式中: Q ——泵的体积流量, m^3/s ;

H ——泵的工作压头,m;

ρ ——泵所输送液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$;

p_s, p_d ——泵的吸入压力和排出压力,Pa。

泵的输入功率也称轴功率,即原动机传给泵轴的功率,用 P 表示。

泵铭牌上标注的功率指的是额定工况下的轴功率。

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连接时,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功率,即:

$$P_m = K_m P \quad (0-5)$$

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), $P = 0.5 \sim 5 \text{ kW}$ 时, $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$; $P = 5 \sim 10 \text{ kW}$ 时, $K_m \geq 1.25 \sim 1.2$; $P \geq 10 \text{ kW}$ 时, $K_m \geq 1.2 \sim 1.1$ 。必要时允许适当降低 K_m 值。

泵的效率(总效率)是指泵的输出功率与输入功率之比,即:

$$\eta = P_e / P \quad (0-6)$$

泵的能量损失包括:

(1) 容积损失——由于泄漏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:

$$\eta_v = Q/Q_t \quad (0-7)$$

(2) 水力损失——液体在泵内流动因摩擦、撞击、涡流等水力现象造成的扬程损失,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:

$$\eta_h = H/H_t \quad (0-8)$$

(3) 机械损失——由于泵运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率 η_m (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) 来衡量,即:

$$\eta_m = P_h/P = \rho g Q_t H_t / P \quad (0-9)$$

由此可得:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_t H_t} \cdot \frac{\rho g Q_t H_t}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (0-10)$$

泵铭牌上标注的效率是指泵在额定工况下的总效率。

5. 允许吸上真空度

泵要吸入液体,吸入口处应有一定真空度,但此真空度高到一定程度时(即泵的吸入压力 p_s 低到一定程度时),液体在泵内的最低压力就可能等于或小于其饱和蒸汽压力 p_v ,液体就会汽化,造成汽蚀,使泵不能正常工作。因此就需要规定泵的允许吸上真空度。

允许吸上真空度是指泵在额定工况下保证不发生汽蚀时泵进口处能达到的最大吸入真空度,用 H_s 表示,单位是 MPa,它是衡量泵吸入性能的重要标志,也是管理中控制最高吸入真空度的重要依据。

泵的允许吸上真空度主要与泵的形式、结构和工况有关。例如:泵内流道表面不光滑,流道形状不合理,泵内液体压降大,会使泵的允许吸上真空度变小;在船上对于既定的泵而言,大气压力 p_a 降低,泵流量增加(使泵吸入腔压降增大),液体温度增高(使饱和蒸汽压力 p_v 提高),也会使泵的允许吸上真空度减小。

泵铭牌上标注的允许吸上真空度 $[H_s]$,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。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,可用于推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高) $[Z_s]$ 。

$$[Z_s] = [H_s] - v^2/2g - \Sigma h_s \quad (0-11)$$

式中: $v^2/2g$ ——泵吸入速度头;

Σh_s ——泵的吸入管路阻力损失的水头。

四、泵的正常工作的条件

掌握泵的正常工作的条件,对于泵的设计安装和日常管理维护有着重要的意义。

1. 泵的正常吸入条件

尽管泵的结构设计是多种多样的,但是其正常吸入条件是一致的,包括如下两点:

(1) 泵本身能够形成足够高的吸入真空度,这样才能把液体引上来,否则将吸不上液体。泵本身的吸入真空度主要取决于泵的密封性能和泵的运动部件的性能特点。

(2) 泵工作时实际吸入真空度又不能大于允许吸上真空度, 否则液体就会汽化, 而泵的实际真空度主要取决于工况。

我们可以用流体力学的知识来弄清影响泵的吸入真空度的因素, 首先列出吸入口与吸入液面间伯努利方程式来加以分析(以吸入液面为基准值):

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s = \frac{p_{st}}{\rho g} - \Sigma h_s \quad (0-12)$$

由此可得泵的吸入压力:

$$p_s = p_a - \left(Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \Sigma h_s \right) \rho g \quad (\text{MPa}) \quad (0-13)$$

由上式可知, 影响泵的吸入条件的因素有:

(1) 吸入液面压力的影响

由式(0-13)可见, 在其他条件不变时, 吸入液面压力 p_a 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_a 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_a 接近凝水的饱和压力, 故吸入条件很差。

(2) 吸高的影响

由式(0-13)可见, 在其他条件不变时, 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。

(3) 吸入管流速和管路阻力的影响

由式(0-13)可见, 在其他条件不变时, 吸入管流速 v_s 和管路阻力 Σh_s 越大, 则 p_s 越小。

由流体力学可知, 管路阻力包括沿程阻力 $\Sigma h_f = \Sigma \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2g}$ 和流经弯头、阀门、滤器等的局部阻力 $\Sigma h_j = \Sigma \xi \frac{v_s^2}{2g}$ 。为了减小吸入管路阻力损失, 设计时除应尽量减小吸入管路的长度, 选用适当的管径和管内流速外, 并尽可能减少吸入管路中的弯头和各种附件。此外, 使用时还应注意开足吸入管路中的阀门, 及时清洗吸入滤器, 防止吸入管路阻塞。对油泵来说, 油在吸入管中一般是层流, 管壁粗糙度对阻力的影响不大; 但油温越低, 油的黏度越高, 流动阻力就越大。对水泵来说, 由于水在吸入管中一般是紊流, 管壁粗糙度大会使阻力增大, 但水温变化对管路阻力的影响则甚微。

(4) 被输送液体温度的影响

由式(0-13)见不到液体温度对吸入压力 p_s 的直接影响。液体温度是否影响吸入压力主要视其对液体密度和管路阻力的影响确定。输油时, 油温降低会使吸入管路阻力增大, 同时油的密度 ρ 也增大, 因而将使 p_s 降低。但是输水时水温变化对管路阻力和密度的影响甚微, 对 p_s 的影响很小。然而水温越高, 其饱和压力 p_s 越大, 泵的允许吸上真空度 H_s 越小, 这就易使正常吸入条件得不到满足。因此, 对吸入温度可能变化的泵, 如锅炉给水泵, 使用中就须注意, 当水温升高导致吸入失常时应采取措施, 例如降低泵的转速或降低吸入液体温度等。

(5) 被输送液体密度的影响

由式(0-13)可见,在其他条件相同时,所输送液体的密度 ρ 越大,则泵的吸入压力 p_s 就越低。当所输送液体的品种变化导致 ρ 改变时,其管路阻力和饱和蒸汽压力也会改变。故在输送各种油类、液态化学品时,就需对泵的吸入条件做专门的考虑。

(6) 惯性水头的影响

惯性水头是在液体做不稳定流动(即各处流速随时间而变)时才存在的附加水头,可用 h_i 表示。它与做变速运动的液段长度及其加速度成正比。做加速运动的液流,后面截面处的压力必须比前面截面处额外低一定数值,才能产生维持液段作加速运动的附加压差,这时 $h_i > 0$;而当液流作减速运动时,后面截面处的压力要比前面截面处额外高出一定数值,即 $h_i < 0$ 。往复泵为了避免因流量脉动引起的惯性水头使吸入压力脉动过大,常采用多作用泵,必要时可设吸入空气室。

2. 泵的正常排出条件

泵的正常排出条件可表述如下:

(1) 泵必须能产生足够大的排出压力,其值由排出条件所决定。稳定流动时所必需的排出压力为:

$$p_d = p_{dr} + (Z_d + \Sigma d)\rho g \quad (0-14)$$

式中:排出管路损失 Σh_d 中已扣除了排出管出口的速度头损失 $v_d^2/2g$ 。

(2) 容积式泵的排出压力不得超过额定排出压力,否则,将可能造成原动机过载,甚至使泵的密封或部件损坏。此外,有时还要求限制排出压力的波动率,而对叶轮式泵,则其工作扬程一般应不超过封闭扬程,并以接近额定扬程为宜。

由式(0-14)可见,泵的排出压力主要取决于排出液面上的压力、排出高度和排出管路的阻力。管理中可在泵工作正常时记下排出压力表的读数,以后若发现排出压力变低,如排出条件没变化,则通常意味着泵的流量减小使得管路阻力降低。为了防止容积式泵排出压力过高,管理中应开足排出管路上的阀门,防止排出管路或滤器堵塞。

第一章 往复泵

第一节 往复泵工作原理、特点和性能曲线

一、往复泵的结构和工作原理

1. 主要类型

往复泵可分为活塞泵和柱塞泵两大类。活塞泵的活塞直径较大且较短,呈盘状结构,其上装有活塞环,因密封性能较差,不适用于高压,而柱塞泵因柱塞直径较小长度较长,圆柱面经过精密加工且有若干道环形均压槽,有良好的密封性,故适用于高压。

2. 基本结构

图 1-1 是单缸双作用泵的结构简图。它主要由活塞、泵缸、吸入阀和排出阀等部件组成。

3. 工作原理

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,在缸内做上下往复运动。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。

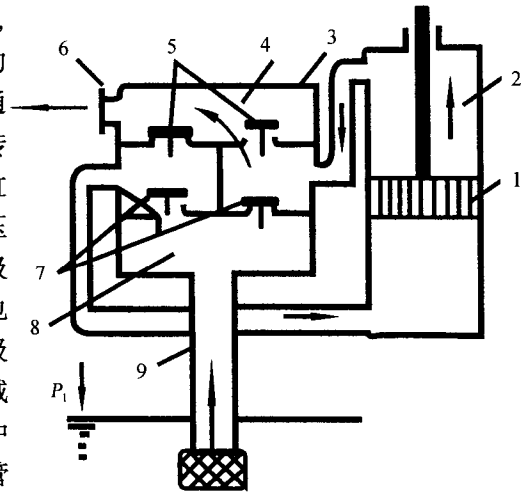


图 1-1 往复泵的结构简图

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

4. 作用数

往复泵曲轴每转一周理论上排送液体容积相当于多少个泵缸工作容积(活塞杆侧略小于另一侧),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称为三作用泵和四作用泵。

二、往复泵的流量

1. 理论流量

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:

$$Q_t = 60KA_e \times Sn \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (1-1)$$

式中: K ——泵的作用数;

S ——活塞行程, m ;

n ——泵的转速, r/min ;

A_e ——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:

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

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。

2. 实际流量

$$Q = \eta_v Q_t \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (1-3)$$

式中容积效率 η_v 和实际流量 Q 与泵内的密封性能和吸入条件有关, 造成 Q 和 η_v 下降的原因是:

(1) 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。

(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) 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。

往复泵的容积效率 η_v 大小与泵的转速、液体的性质、工作压力、泵阀的加工精度、泵的装配质量等有关, 往复泵的 η_v 一般在 85% ~ 95% 之间。

3. 流量不均匀度

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 $v (\text{m}/\text{s})$ 排送液体时, 瞬时流量就可表达为:

$$q = Av \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-4)$$

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:

$$v = r\omega \sin\beta \quad (1-5)$$

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 将由零增至最大, 而当 β 由 90° 转至 180° 时, v 和 q 则由最大降为零; 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

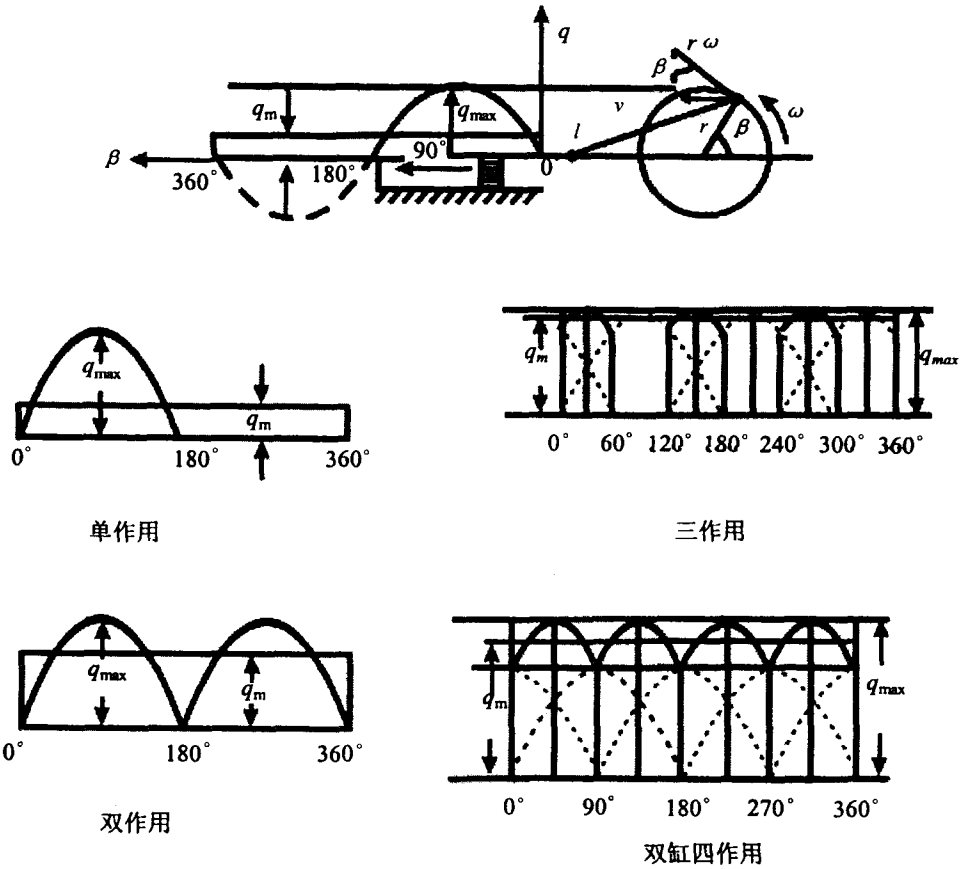


图 1-2 电动往复泵的流量变化曲线

优于单、双作用泵,而且比四作用泵也强。

为表示往复泵供液不均匀的程度,可用流量不均匀度 δ_Q 或流量脉动率 σ_Q 表示,即:

$$\delta_Q = \frac{(q_{\max} - q_{\min})}{q_m} = \frac{q_{\max}}{q_m} - 1 \quad (1-6)$$

$$\sigma_Q = \frac{(q_{\max} - q_{\min})}{q_m} \quad (1-7)$$

式中: q_{\max} ——最大瞬时流量;

q_{\min} ——最小瞬时流量;

q_m ——平均瞬时流量。

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 电动往复泵流量脉动率

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