

C H U A N B O F U J I

船舶辅机

(第4版)

主编 费 千

主审 富贵根



大连海事大学出版社

© 费 千 2010

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 费千主编. —4 版. —大连: 大连海事大学出版社, 2010.7
ISBN 978-7-5632-2457-9

I. ①船… II. ①费… III. ①船舶辅机—高等学校—教材 IV. ①U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 134655 号

大连海事大学出版社出版

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

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

大连金华光彩色印刷有限公司印装 大连海事大学出版社发行

2005 年 9 月第 1 版 2007 年 8 月第 2 版 2008 年 2 月第 3 版

2010 年 7 月第 4 版 2010 年 7 月第 1 次印刷

幅面尺寸:185 mm×260 mm 印张:26

字数:641 千 册数:1~3000 册

责任编辑:张宏声 封面设计:王 艳

ISBN 978-7-5632-2457-9 定价:39.00 元

前 言

我校轮机工程学院编写的《船舶辅机》教材已有半个多世纪的历史,许多辅机教师为之付出了心血。但近年来招生数量成倍增加,教师的教学、科研任务十分繁重,无暇顾及教学内容的更新。为了改变教材内容日益陈旧的状况,我们组织长期从事航海教育并有实船工作经验的教师,在对我国 1996 年后建造的新船作了广泛调查的基础上,对我校主编的原高等学校统编教材《船舶辅机》进行全面重新编写,删除了陈旧的内容,补充了新的知识和管理经验,用新的规范和实例替换已经过时的规范和实例。

本书主要讲述海洋干货船通用辅机的工作原理、基本结构、性能特点、典型实例、使用管理方法和常见故障分析。内容包括船用泵和空气压缩机、甲板机械、船舶制冷装置和空气调节装置、船舶辅锅炉和海水淡化装置。各种特辅机械不属本书编写范围。原书的“防污染装置”因已另设课程,不再编入。本书主要作为水运院校轮机工程专业和船机修造专业本、专科和函授生的教材,也可供船舶轮机员及船舶机务部门、船检、港监、船厂和其他航运管理部门的技术人员参考。本书内容涵盖了 2005 年新修订的《中华人民共和国海船船员适任考试和评估大纲》“船舶辅机”部分的内容,可供轮机员考证培训选用。

“船舶辅机”是一门包括多种设备及相关技术的综合性课程,其涉及的内容分属不同的学科。船舶辅机有许多属通用机械,在陆上也广泛应用,但船舶设备比陆用设备更追求体积紧凑、可靠耐用、维护方便,且自动化程度高。船舶辅机品种型号繁多,更新换代快,世界知名企业、品牌竞争激烈,占主流的是其中佼佼者;但也很难一枝独秀,往往有多种品牌为实船所采用。本教材主要面向工作在船舶第一线的轮机工程师,他们需要手脑并用解决管、用、养、修的许多实际问题。作为教材学时受限,因此,“精简实用”是我们编写的宗旨。

在编写过程中,深感要拼凑一本教材并非难事,但随便抄摘的东西只能是内容陈杂、理论空泛,跟不上船舶辅机技术的飞速发展,也难于指导生产实践。而要想编写出选材新颖、贴近船舶、理论简明、实用性强的好教材实属不易。我们力求从纷纭繁多的船用辅机产品中精选具备先进性、广泛性、典型性的实例;从相关学科繁杂的理论中深入浅出地萃取能指导管理人员实践的简明扼要的精华;从方方面面的实践经验中归纳总结出管、用、养、修的要点。

现代船舶自动化程度高,管理人员显著减少,轮机管理“机电合一”是大势所趋。船舶辅机基本都已实现自动控制,不了解其电气控制原理,就难以全面了解其工作程序和安全保护措施,调试和故障分析处理的能力都将受限。为此,本书

编写时注重增加电气控制的内容,在讲述典型设备如空压机、制冷装置、锅炉等的同时分析它们的电气控制原理图。虽然由于篇幅所限,不能对每种辅机的电气控制都逐一介绍,但希望有助于读者举一反三,熟悉主要辅机的自动控制特点,提高“机电合一”的工作能力。

本书第七章由张存有编写,第十章由王建斌编写,第十四章由陈海泉编写,第十五章由边克勤编写,其余各章由费千编写,蒋福伟、尹峰老师参加了部分工作。全书由费千主编定稿。中国造船工程学会辅机学术分委员会主任、七〇四研究所副总工程师富贵根研究员主审。

在编写过程中,上海远洋船舶管理公司副总经理陈志强、广州远洋运输公司船技部经理柯毅峰、青岛远洋运输公司船技部副处长邓文鹏、中远散货运输公司船管部船舶总管陈光、大连远洋运输公司船技部机务主管赵金文、邹文生帮助我们做了大量的调查工作,并提供了许多资料。上海海事大学郑士君老师也对编写工作提供了许多宝贵意见。此外,还有不少单位和同志对本书的编写提供了大量帮助,难以逐一列举,在此一并表示感谢。

船舶辅机内容繁杂,新的发展又层出不穷,编者的学识经验和视野毕竟有限,兼之其他工作繁忙,故完稿之后,仍感有诸多不尽如人意之处。诚恳希望轮机管理人员、教师和读者使用后不吝赐教,以求今后进一步修改。

编 者

2005年6月

修订说明

本教材出版后已多次重印。在历次修订时,采纳了读者反馈的意见,对一些疏误之处做了订正;同时根据新调研的情况,对部分内容做了修改、补充和更新,其中甲板机械、辅助锅炉、海水淡化装置等部分章节、段落系重新改写。在第4版的修订中,根据当前液压甲板发展的情况,将部分液压泵、液压马达和锚绞机械的实例和插图做了更换,用更多的和高压甲板机械相关的内容替换了和低压甲板机械相关的内容;其他某些章节的少数内容也有修改。欢迎读者继续提出宝贵意见。

编 者

2010年3月

目 录

第一篇 船用泵和空气压缩机

船用泵总述	(1)
一、泵在船上的功用	(1)
二、泵的分类	(1)
三、泵的性能参数	(2)
第一章 往复泵	(5)
第一节 往复泵的工作原理、特点和结构	(5)
一、往复泵的工作原理	(5)
二、往复泵的特点	(6)
三、往复泵的结构和管理	(8)
第二节 泵正常工作的条件	(12)
一、泵正常吸入的条件	(12)
二、泵正常排出的条件	(13)
第二章 齿轮泵	(14)
第一节 齿轮泵的结构和工作原理	(14)
一、外啮合齿轮泵的结构和工作原理	(14)
二、外啮合齿轮泵的困油现象	(16)
三、内啮合齿轮泵的结构和工作原理	(17)
第二节 齿轮泵的特点和管理	(18)
一、齿轮泵的特点	(18)
二、齿轮泵的管理	(20)
三、齿轮泵的常见故障	(20)
第三章 螺杆泵	(21)
第一节 螺杆泵的结构和工作原理	(21)
一、三螺杆泵的结构和工作原理	(21)
二、单螺杆泵的结构和工作原理	(24)
三、双螺杆泵的结构和工作原理	(25)
第二节 螺杆泵的特点和管理	(26)
一、螺杆泵的受力分析	(26)
二、螺杆泵的特点	(27)
三、螺杆泵的管理要点	(28)

第四章 离心泵	(29)
第一节 离心泵的工作原理和特点	(29)
一、离心泵的基本工作原理	(29)
二、离心泵的扬程方程式和特性曲线	(29)
三、离心泵的特点	(35)
四、叶轮式泵的比转数	(35)
第二节 离心泵的结构	(37)
一、叶轮和压出室	(37)
二、离心泵的密封装置	(38)
三、离心泵的轴向力	(40)
四、离心泵的径向力	(42)
第三节 船用离心泵的自吸	(42)
一、离心泵的水环泵自吸装置	(43)
二、离心泵的空气喷射器自吸装置	(45)
第四节 离心泵的管理	(47)
一、离心泵的汽蚀	(47)
二、离心泵的工况调节	(49)
三、离心泵的并联和串联工作	(52)
四、离心泵输送黏性液体	(54)
五、离心泵的使用和检修	(54)
六、离心泵的常见故障	(56)
第五章 旋涡泵	(58)
第一节 旋涡泵的结构和工作原理	(58)
一、闭式旋涡泵	(58)
二、开式旋涡泵	(59)
第二节 旋涡泵的性能和特点	(60)
一、旋涡泵的性能	(60)
二、旋涡泵的特点	(61)
第六章 喷射泵	(62)
第一节 水喷射泵	(62)
一、水喷射泵的结构和工作原理	(62)
二、水喷射泵的特性曲线	(63)
三、水喷射泵的特点	(64)
四、水喷射泵的管理要点	(64)
第二节 其他喷射器	(65)
一、水射抽气器	(65)
二、蒸汽喷射器和空气喷射器	(66)
第七章 活塞式空气压缩机	(66)
第一节 活塞式空压机的工作原理	(67)

一、理论工作循环	(67)
二、实际工作循环	(68)
三、容积流量和输气系数	(69)
四、功率和效率	(69)
五、多级压缩	(70)
第二节 活塞式空压机的结构	(71)
一、气阀	(74)
二、安全阀	(75)
三、润滑设备	(75)
四、冷却系统	(76)
五、液气分离器	(76)
第三节 空压机的自动控制及管理	(77)
一、空压机的自动控制	(77)
二、空压机的管理要点	(80)
三、空压机的检修与保养	(81)
四、空压机常见故障	(83)

第二篇 甲板机械

第八章 液压元件和液压油	(85)
第一节 液压控制阀	(85)
一、方向控制阀	(85)
二、压力控制阀	(89)
三、流量控制阀	(97)
四、比例控制阀	(101)
五、二通插装阀	(102)
第二节 液压泵	(104)
一、叶片泵	(104)
二、斜盘式轴向柱塞泵	(109)
三、斜轴式轴向柱塞泵	(114)
四、液压泵的使用注意事项	(116)
第三节 液压马达	(117)
一、液压马达的性能参数	(117)
二、连杆式低速液压马达	(119)
三、内曲线式低速液压马达	(122)
四、叶片式低速液压马达	(124)
五、轴向柱塞式高速液压马达	(126)
六、液压马达的使用注意事项	(127)
第四节 液压辅件	(129)

一、滤油器	(129)
二、油箱	(131)
三、蓄能器	(132)
第五节 液压油	(133)
一、对液压油的要求和选择	(133)
二、液压油质量恶化的原因和危害	(135)
三、液压油污染度标准	(136)
四、液压油污染的检测和换油	(137)
第九章 舵机	(139)
第一节 概述	(139)
一、舵设备的组成和舵的类型	(139)
二、舵的作用原理	(139)
三、对舵机的基本要求	(142)
第二节 液压舵机的工作原理	(143)
一、阀控型液压舵机的工作原理	(143)
二、泵控型液压舵机的工作原理	(145)
第三节 液压舵机的转舵机构	(148)
一、十字头式转舵机构	(148)
二、拨叉式转舵机构	(149)
三、滚轮式转舵机构	(150)
四、摆缸式转舵机构	(152)
五、转叶式转舵机构	(152)
第四节 液压舵机的遥控系统	(154)
一、电磁换向阀舵机遥控系统	(154)
二、伺服油缸式舵机遥控系统	(155)
三、力矩马达式舵机遥控系统	(158)
第五节 液压舵机实例	(159)
一、力矩马达控制的泵控型川崎舵机	(159)
二、阀控型哈特拉帕舵机	(161)
三、阀控型转叶式舵机	(162)
第六节 液压舵机的管理	(164)
一、舵机的充油和调试	(164)
二、舵机日常管理注意事项	(165)
三、舵机的常见故障分析	(166)
第十章 起货机	(169)
第一节 概述	(169)
一、船舶起货机的主要类型	(169)
二、对船舶起货机的基本技术要求	(170)
第二节 起货机的液压系统	(172)

一、起重机构的阀控型开式液压系统	(172)
二、起重机构的泵控型闭式液压系统	(177)
三、限制功率的液压系统	(179)
第三节 液压起货机的操纵机构	(182)
一、液压式操纵机构	(182)
二、电气式操纵机构	(183)
第四节 回转式液压起货机实例	(184)
一、控制和补油系统	(185)
二、起重机构液压系统	(185)
三、变幅机构液压系统	(189)
四、回转机构液压系统	(189)
五、安全保护装置	(189)
第五节 液压起货机的管理	(191)
一、限制液压油的污染	(191)
二、保持工作油温适宜	(193)
三、限制液压油的漏泄	(194)
四、防止装置超负荷	(194)
五、消除异常的噪声和振动	(195)
六、装置的定期检查和维护管理	(195)
第十一章 锚机和绞缆机	(196)
第一节 概述	(196)
一、锚设备的功用和组成	(196)
二、锚机应满足的要求	(196)
三、系泊设备的功用和应满足的要求	(198)
四、自动张紧绞缆机	(198)
第二节 液压锚机和绞缆机实例	(199)
一、采用自动有级变量叶片式马达的 IHI 锚机和绞缆机	(200)
二、采用自动无级变量连杆式马达的川崎锚机和绞缆机	(203)
三、采用力士乐自动无级变量斜轴式马达的锚机和绞缆机	(204)

第三篇 船舶制冷和空气调节装置

第十二章 船舶制冷装置	(207)
第一节 概述	(207)
一、制冷在船上的应用	(207)
二、食品冷库的冷藏条件	(207)
三、机械制冷方法	(209)
第二节 蒸气压缩式制冷装置的工作原理	(210)
一、单级压缩式制冷循环	(210)

二、单级制冷压缩机的工况和性能曲线	(214)
第三节 制冷剂 and 冷冻机油	(219)
一、对制冷剂的要求	(219)
二、制冷剂的种类和编号	(220)
三、常用制冷剂的性质	(222)
四、冷冻机油	(225)
第四节 制冷压缩机	(226)
一、活塞式制冷压缩机	(226)
二、螺杆式制冷压缩机	(238)
三、涡旋式制冷压缩机	(244)
第五节 制冷装置的组成	(246)
一、制冷装置的组成部件	(246)
二、制冷装置的自动控制元件	(251)
三、制冷装置主要部件的选配	(264)
第六节 船舶制冷装置实例	(269)
一、采用半封闭式活塞压缩机的伙食冷库制冷装置	(269)
二、采用半封闭式螺杆压缩机的空调制冷装置	(275)
第七节 船舶制冷装置的管理	(277)
一、制冷装置的验收	(277)
二、制冷装置的日常操作	(279)
三、制冷装置的常见故障	(284)
第十三章 船舶空气调节装置	(289)
第一节 概 述	(289)
一、对船舶空调的要求	(289)
二、船舶空调装置概况	(290)
三、送风量的确定	(291)
四、舱室的热湿比和空调分区	(292)
第二节 船舶空调系统及设备	(294)
一、船舶空调系统的分类	(294)
二、中央空调器	(296)
三、布风器	(302)
第三节 船舶空调装置的自动调节	(304)
一、降温工况的自动调节	(304)
二、采暖工况的温度自动调节	(306)
三、采暖工况的湿度自动调节	(309)
第四节 船舶空调装置的实例和管理	(311)
一、分区再热式单风管空调系统实例	(311)
二、双风管空调系统实例	(313)
三、空调装置的管理要点	(314)

第四篇 船舶辅锅炉装置和海水淡化装置

第十四章 船舶辅助锅炉.....	(317)
第一节 概述.....	(317)
一、锅炉在船舶动力装置中的作用	(317)
二、锅炉的主要性能指标	(317)
第二节 船舶辅锅炉的结构与附件.....	(319)
一、燃油锅炉	(319)
二、废气锅炉	(321)
三、锅炉附件	(324)
第三节 船舶辅锅炉的燃油设备及系统.....	(327)
一、燃油在锅炉中的燃烧情况	(327)
二、燃烧器	(329)
三、燃烧器使用管理要点	(335)
四、燃油系统	(335)
五、燃烧方面常见故障	(339)
第四节 船舶辅锅炉的汽、水系统	(339)
一、炉水的自然循环	(340)
二、影响蒸汽带水的因素和汽水分离设备	(341)
三、锅炉的蒸汽、给水、凝水和排污系统	(343)
四、汽、水系统常见故障.....	(346)
第五节 船舶辅锅炉的自动控制.....	(347)
一、锅炉自动控制的内容	(347)
二、锅炉水位自动控制	(348)
三、锅炉燃烧自动控制	(349)
第六节 船舶辅锅炉的运行和维护管理.....	(354)
一、锅炉的运行管理	(354)
二、防止锅炉受热面积灰和低温腐蚀	(357)
三、锅炉的水质控制	(359)
四、锅炉的化学清洗	(362)
五、锅炉的检验	(364)
第七节 热油锅炉.....	(366)
一、热油锅炉供热系统的特点	(366)
二、船用热油锅炉供热系统	(367)
三、热油锅炉的运行管理	(368)
第十五章 船用海水淡化装置.....	(369)
第一节 概述.....	(369)
一、船舶对淡水的要求	(369)

二、海水淡化的方法	(370)
三、船用真空沸腾式海水淡化装置的工作原理	(370)
第二节 真空蒸馏式海水淡化装置的工作分析.....	(371)
一、影响淡水产量的因素	(371)
二、影响蒸馏器真空度的因素	(371)
三、影响蒸发器加热面结垢的因素	(372)
四、影响所产淡水含盐量的因素	(373)
第三节 船用海水淡化装置实例与管理.....	(374)
一、装置的主要设备	(374)
二、装置的使用	(376)
三、装置的保养	(378)
附录 1 常用液压元件图形符号	(380)
附录 2 船用制冷剂饱和状态的温度与压力	(390)
附图 1 R134a 的 $\lg p-h$ 图	(393)
附图 2 R404A 的 $\lg p-h$ 图	(394)
附图 3 R407C 的 $\lg p-h$ 图	(395)
附图 4 R22 的 $\lg p-h$ 图	(396)
附图 5 湿空气的焓湿图	(400)

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机械(有的也用来输送其他流体,如挖泥船的泥浆泵或抽送气体的真空泵等)。据资料统计,一艘柴油机货船,需要 36~50 台各种类型的泵,其数量占全船机械数量的 20%~30%,能耗占全船总能耗的 5%~15%,造价为全船设备费用的 4%~8%。

根据泵在船上用途的不同,可大致将其归纳为以下几类:

(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、油头冷却水泵、滑油泵、燃油供给泵,以及燃油、滑油驳运泵等。

(2)辅助装置用泵。主要有: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;供消防及甲板、锚链冲洗用水的消防泵;提供生活用水的日用淡水泵、日用海水泵(即卫生水泵)和热水循环泵。通常还有兼作压载、消防、舱底水用的通用泵。

(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,例如油船装卸油的货油泵;挖泥船用以抽吸泥浆的泥浆泵等。

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。液体不可能自动从机械能较低处流到机械能较高处,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管路阻力;这些液体的输送都需要用泵来完成。从功能来说,泵是用来提高液体机械能的设备。

二、泵的分类

泵的种类很多。按工作原理不同,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的泵,它是靠工作部件的挤压使液体的压力能增加。根据运动部件的运动方式不同,容积式泵分为往复泵和回转泵两类。后者根据运动部件结构不同,常用的有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵等。

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不同,又可分为离心泵、轴流泵、混流泵和旋涡泵等。

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。

后两类非容积式泵亦称为动力式泵,是指靠增加流体动能而使流体能量增加的泵。

泵除按工作原理分类外,还可按泵轴方向不同分为立式泵和卧式泵;按吸口数目分为单吸泵和双吸泵;按原动机不同分为电动泵、汽轮机泵(例如某些油船的货油泵)、柴油机泵(例如应急消防泵)和由工作机械附带驱动的随车泵等。

三、泵的性能参数

为了表明泵的性能,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。流量通常都是指体积流量,常用 Q 表示,水泵常用单位是 m^3/h ,油泵是 L/min ,公式计算用 m^3/s 。有时也用到质量流量,常用 G 表示,单位可用 t/h 、 kg/min 。以 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与泵所在管路的条件有关,不一定等于额定流量。

2. 扬程或排出压力

泵的扬程是指单位重液体通过泵后所增加的机械能,常用 H 表示,单位是 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{N} = \text{m}$ 。单位重液体的机械能又称水头或能头(head,本书中“水头”统称为“能头”),它包括压力能(压力头)、位能(位置头)和动能(速度头)。因此,泵的扬程即为泵使液体所增加的能头。若泵的扬程全用来提高液体位能,假设不存在管路阻力损失,则扬程即表示泵能使液体上升的高度。

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排口和吸口的能头之差来求出(参见图 0-1),即

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

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

Δz ——泵排口和吸口中心处的高度差,m;

v_s 、 v_d ——泵吸、排口处的平均流速,m/s;

ρ ——泵所送液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, 9.8 m/s^2 。

一般液体通过泵后速度头和位置头的变化都很小(吸、排口管径和高度相同则不变),且 p_d 远大于 p_s ,故工作扬程

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

容积式泵一般不标注泵的额定扬程而标注额定排出压力。

泵的工作扬程取决于泵所在管路的特性,可按以下步骤求出:

先以吸入液面为基准面,写出液体在泵吸口中心与吸入液面间的伯诺里方程式。吸入液

① 淡水 $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$, 1 MPa 压力相当于扬程 102 m。

面下降的速度一般很小,可忽略不计。若吸入管中的流速是稳定的,则

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

式中: p_s 、 p_{sr} ——泵吸口处的吸入压力和吸入液面上的压力, Pa;
 z_s ——泵的吸入高度(泵吸口中心至吸入液面的垂直高度), m;
 v_s ——吸入管平均流速, m/s;
 $\sum h_s$ ——吸入管路阻力(损失能头), m。

由此,可得泵的吸入压头

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{p_{sr}}{\rho g} - \left(z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \quad (0-5)$$

再以通过排口中心的水平面为基准面,写出液体在泵排口中心与排出液面间的伯诺里方程式。忽略排出液面的上升速度,若排出管中的流速是稳定的,则

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

式中: p_d 、 p_{dr} ——泵排口处的排出压力和排出液面上的压力, Pa;
 z_d ——泵的排出高度(泵的排口中心至排出液面的垂直高度), m;
 v_d ——排出管平均流速, m/s;
 $\sum h_d$ ——排出管路阻力(损失能头), m。

由此,泵的排出压头

$$\frac{p_d}{\rho g} = \frac{p_{dr}}{\rho g} + z_d + \left(\sum h_d - \frac{v_d^2}{2g} \right) \quad (0-7)$$

将式(0-7)、(0-5)代入式(0-2),可得

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

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

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

由式(0-8)可见,泵的工作扬程是用于克服吸排液面的压力头和高度之差及管路阻力。式右边的第一、二项之和是管路的静能头,而第三项则为管路阻力损失的能头。

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。大多数泵是由原动机直接传动,二者转速相同;但电动往复泵需减速传动,其泵轴的转速比原动机低。

4. 功率和效率

泵的输出功率又称有效功率,是指泵在单位时间内实际输出的液体所增加的能量,用 P_e 。

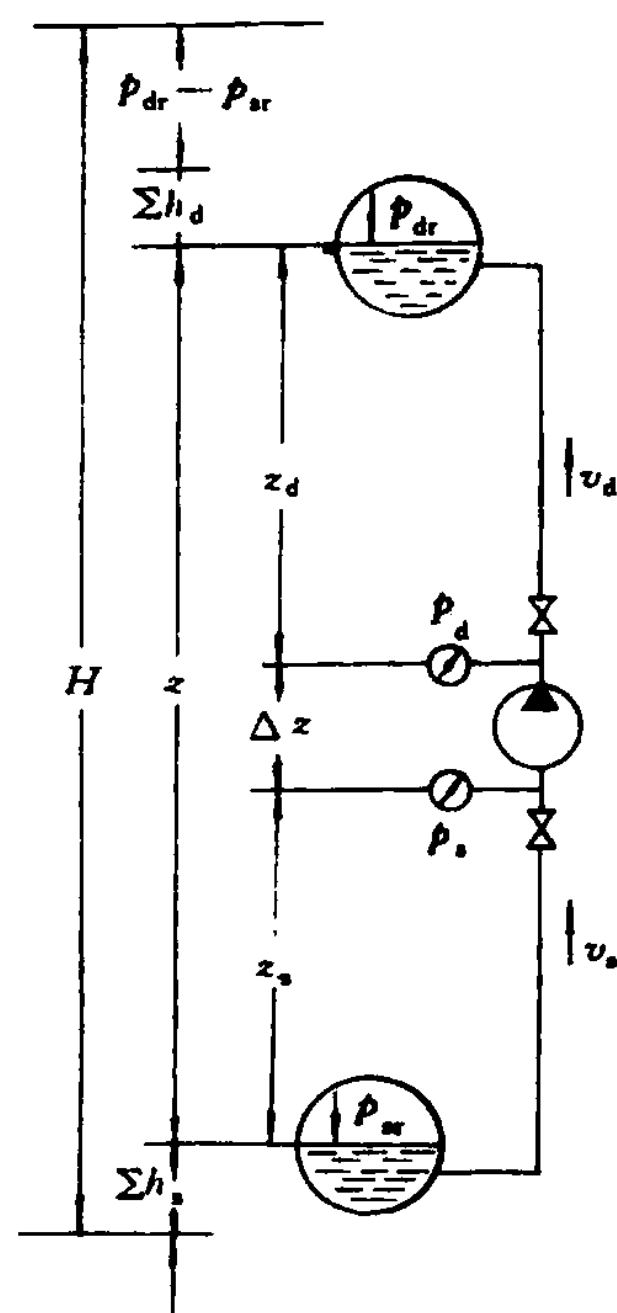


图 0-1 泵装置简图

表示。显然,它可由泵的质量流量和泵的扬程之积求出,即

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

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,用 η 表示,即

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

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

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

不考虑泵本身的流量损失和扬程损失,泵传给液体的功率称为水力功率,用 P_h 表示,即

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

由运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率 η_m (水力功率 P_h 与轴功率 P 之比)来衡量,即

$$\eta_m = P_h / P \quad (0-14)$$

由此可得

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{P} \cdot \frac{Q_t H_t}{Q_t H_t} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (0-15)$$

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。原动机若是通过传动装置与泵连接,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

$$P_M = K_M P \quad (0-16)$$

式中: K_M 为功率储备系数。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, $K_M \geq 1.25 \sim 1.2$; $P > 10 \text{ kW}$ 时, $K_M \geq 1.2 \sim 1.1$ 。必要时允许适当降低 K_M 值。

5. 允许吸上真空度

泵工作时,液体进入泵内在接受运动部件做功前,压力还会进一步降低。当泵吸口的真空度增高到一定程度,液体就会因在泵内的最低压力降到其饱和蒸汽压力 p_v 而汽化,泵即不能正常工作。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,也是管理中限制吸入真空度不要过高的依据。它主要与泵的类型和结构有关,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),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 ℃)清水在额定工况下试验得出。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作为 H_s 的标定值。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(详见第四章第四节)。

水泵通常标注的是允许吸上真空高度,用 $[H_s]$ 表示,即

$$[H_s] = H_s / \rho g \quad \text{m} \quad (0-17)$$

允许吸上真空高度 $[H_s]$ 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_{sr} 等于大气压力 p_a 时,吸入真空度

$$p_a - p_s = \rho g (z_s + \sum h_s + v_s^2 / 2g) \quad \text{Pa} \quad (0-18)$$

或

$$\frac{p_a - p_s}{\rho g} = z_s + \sum h_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-19)$$

用允许吸上真空度 H_s 代替式(0-19)中的 $p_a - p_s$,则可推算出泵的许用吸高

$$[z_s] = \frac{H_s}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_s \quad \text{m} \quad (0-20)$$

对水泵可写成

$$[z_s] = [H_s] - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_s \quad \text{m} \quad (0-21)$$

即泵在吸入常温清水且吸入液面为大气压时,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能头来测算。

第一章 往复泵

第一节 往复泵的工作原理、特点和结构

一、往复泵的工作原理

往复泵属容积式泵,其对液体做功的主要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 为我国远洋船上所用的 LD-INSB 型卧式往复泵的结构图。该泵额定排出压力 0.20 MPa,吸入压力 -0.05 MPa,流量 $1 \text{ m}^3/\text{h}$,转速 290 r/min,电动机电压 440 V,功率 0.4 kW,转速 1 800 r/min。

电动机经皮带减速传动,带泵轴 29 和装在轴上的偏心轮 26 一起回转,经球轴承 25、连杆 24 和十字头 23、活塞杆 3,带动活塞 6 在泵缸套 5 内作往复运动。当活塞从左向右运动时,泵缸右腔的容积减小,右腔和与之相通的阀箱 11 中层的右侧小室内的气体压力随之升高,顶开右侧的排出阀 13,经阀箱上层排出室的排口 16 向排出管排出。反之,泵缸左腔的容积增大,左腔和阀箱中层左侧小室内的气体压力降低,阀箱下层吸入室中的气体将顶开左侧吸入阀 20 进入泵缸。于是吸入室和吸入管中压力降低,液体在吸入液面上的气压作用下,将沿吸入管上升。当活塞反向向左运动时,代之开启的将是右侧吸入阀和左侧排出阀,而前述开启的吸、排阀将关闭,泵经吸、排口的吸、排方向不变。

这样,活塞连续不断地作往复运动,吸入管中气体将不断被泵排往排出管,最后液体将进