



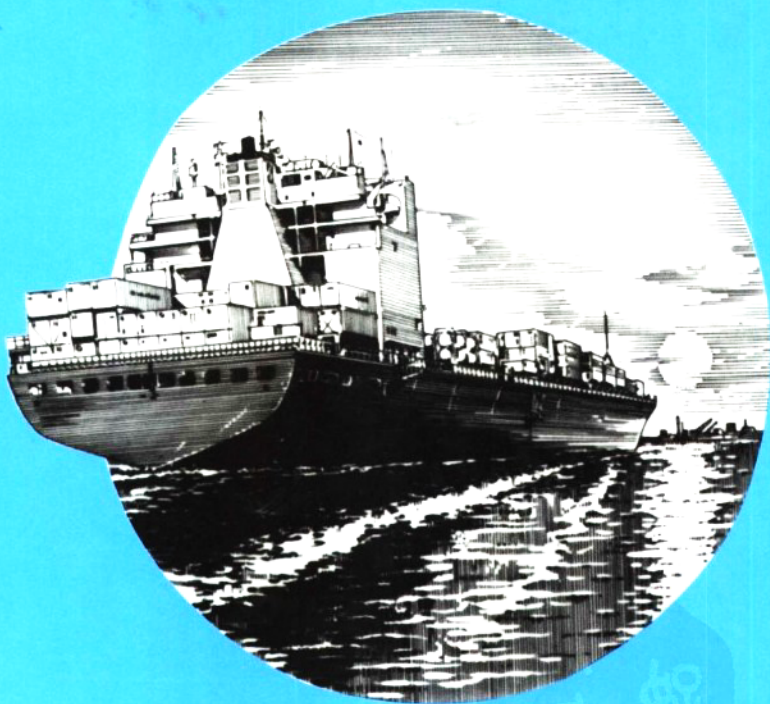
交通航海职业技术教育教材

符合 STC.W 公约要求
交通职业技术学校教学指导委员会
航海类学科委员会推荐
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

张存有 主编

沈苏海 主审



大连海事大学出版社

PDG

交通航海职业技术教育教材

船 舶 辅 机

张存有 主编

沈苏海 主审

大连海事大学出版社

内 容 提 要

本书是按照交通职业技术学校教学指导委员会航海类学科委员会制定的船舶辅机教材编写大纲的要求编写的。书中系统地介绍了各种船舶辅机的结构、工作原理、性能特点、使用和维护管理及常见故障分析方法。全书共分四篇。第一篇为船用泵和空气压缩机,其中包括往复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵和空气压缩机;第二篇为甲板机械,内容包括液压舵机、起货机、锚机和绞缆机及舱口盖启闭装置;第三篇为船舶制冷和空气调节装置;第四篇为机舱其他辅机,主要介绍海水淡化装置、船舶辅助锅炉及废气锅炉。此外,附录有液压系统符号和 R12、R22 和 R134a 的压焓图及湿空气的焓湿图。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/张存有主编. - 大连:大连海事大学出版社,2000.4

(交通航海职业技术教育教材)

ISBN 7-5632-1369-4

I. 船… II. 张… III. 船舶辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 11008 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 传真 4727996)

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

大连海事大学印刷厂印刷 大连海事大学出版社发行

2000 年 6 月第 1 版 2000 年 6 月第 1 次印刷

开本:787×1092 1/16 印张:20.75

字数:518 千 印数:0001-4000 册

责任编辑:张宏声 封面设计:王 艳

责任校对:陈崇铨 版式设计:张 弛

定价:31.20 元

前 言

航海职业技术教育系列教材是交通部科教司为适应《STCW78/95 公约》和我国海事局颁发的《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》而组织编写的。编审人员是由交通职业技术学校指导委员会航海类学科委员会组织遴选的,都有较丰富的教学经验和实践经验。教材编写依据是交通部科教司颁发的“航海职业教育教学计划和教学大纲”(高职教育),也融入了中等职业教育“教学计划和教学大纲”。本系列教材是针对三年高职教育和五年高职教育编写的,对于四年中等职业教育可根据考试大纲在满足操作级的要求上选用,也适用于海船驾驶员和轮机员考证培训和船员自学。

本系列教材包括职能理论和职能实践两个部分,在内容上有严格的分割,但又相互补充。

这套系列教材的特点:

1. 全面体现了《STCW 78/95 公约》和《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》中强调的:教育必须遵守知识更新的原则,强调技能,培养能适应现代化船舶管理复合型人才要求的精神。

2. 始终贯穿“职业能力”作为培养目标的主线,根据“驾通合一”、“机电合一”及课程内容不能跨功能块的原则,打破原有学科体系,按功能块的要求对课程内容进行了全面的调整、删减,抓住基本要素重新组合。各课衔接紧凑,避免重复教学,并跟踪了现代科学技术,有较强的科学性和先进性。

3. 编写始终围绕着职业教育的特点,内容以“必需和够用”为原则,紧扣大纲,深广度适中,不但体现了理论和实践的结合,也体现了加强能力教育和强化技能训练的力度。

4. 编写过程中还把品格素质、知识素质、能力素质和身心素质等素质教育的内容交融并贯彻其中,体现了对海员素质及能力培养的力度。

本系列教材在编审过程中尽管对“编写大纲和教材”都经过了集体或专家会审,也得到海事局和航运单位的大力支持,但可能还有不足之处,希望多提宝贵意见,以利再版时修改并进一步完善。

交通职业技术学校教学指导委员会航海类学科委员会

1999年8月

编 者 的 话

本书是根据交通职业技术学校教学指导委员会航海类学科委员会制定的教学大纲及据此制定的船舶辅机编写大纲而编写的。编写大纲是汇集部属水运职业技术学校辅机教研室的意见,由编、审人员共同讨论制定的。

本书的编写旨在为交通职业技术学校的在校学生提供一本符合《STCW 78/95 公约》及《中华人民共和国海船船员适任考试和评估大纲》要求的船舶辅机教材。在制定编写大纲和编写过程中,除按公约和考试大纲要求选择内容和论述深度外,并在此基础上有适当扩展。

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,以满足培养目标的要求,编写时力求突出典型性、规律性和实用性,并适当反映船舶辅机新技术的进展。本书系统地介绍了海洋干货船通用船舶辅机的原理、性能、特点、常见故障分析和处理方法。编者在编写过程中汲取了近年船舶辅机教学和生产实践中积累的经验,力求做到全面、准确地反映大纲的要求和船舶辅机新技术的进展。

本书第一章至第三章由陈天宇高级讲师编写,第四章、第九章、第十章由汪亭玉高级讲师编写,第五章 第六章、第七章由张存有高级讲师编写,第八章由尹强讲师编写,第十一章由胡启祥高级讲师编写。全书由张存有主编定稿,沈苏海高级讲师主审。在编写过程中,得到大连海运学校李庆广老师的热情指导,朱峰老师、边克勤老师、尹峰老师帮助审阅了书稿的部分章节,在此深表感谢。由于编者学识有限,疏漏之处在所难免,敬祈专家和读者批评指正。

编者

1999年9月

目 录

第一篇 船用泵及活塞式空气压缩机

总述.....	1
第一章 往复泵.....	6
第一节 往复泵工作原理与特点.....	6
第二节 往复泵的正常工作的条件.....	10
第三节 往复泵的结构.....	12
第四节 电动往复泵及其管理.....	16
第二章 回转泵.....	22
第一节 齿轮泵.....	22
第二节 叶片泵.....	31
第三节 螺杆泵.....	38
第四节 水环泵.....	46
第三章 叶轮式泵与喷射泵.....	49
第一节 离心泵工作原理与特点.....	49
第二节 离心泵的一般构造.....	59
第三节 离心泵的管理.....	70
第四节 旋涡泵.....	80
第五节 喷射泵.....	85
第四章 船用活塞式空压机.....	90
第一节 活塞式空压机工作原理.....	90
第二节 活塞式空压机的结构及其实例.....	93
第三节 空压机的自动控制及管理.....	99

第二篇 液压甲板机械

第五章 液压传动基础.....	103
第一节 液压传动系统的工作原理和基本组成.....	103
第二节 液压泵.....	104
第三节 液压油马达.....	113
第四节 液压控制阀.....	121
第五节 液压甲板机械常见的回路.....	132
第六章 电动液压操舵装置.....	141
第一节 电动液压操舵装置的组成和基本工作原理.....	141
第二节 转舵机构.....	146
第三节 舵机操纵系统.....	150

第四节	舵机液压系统实例	154
第五节	液压舵机的管理	157
第七章	液压起货机、锚机、系统机及舱口盖启闭装置	162
第一节	船舶液压起货机	162
第二节	舱口盖液压启闭装置	175
第三节	液压锚机	179
第四节	液压系统机	184
第五节	液压油和液压装置的管理	189

第三篇 船舶制冷和空气调节装置

第八章	船舶制冷装置	193
第一节	压缩制冷的工作原理和工况	194
第二节	制冷剂和冷冻机油	201
第三节	制冷压缩机	205
第四节	压缩制冷系统的主要组成部分	211
第五节	船舶制冷装置的自动控制与调节	219
第六节	制冷装置的管理	233
第九章	船舶空气调节装置	245
第一节	概述	245
第二节	船舶空气调节装置	250
第三节	船舶空调系统的自动调节	253
第四节	船舶空调装置的管理	258

第四篇 机舱其他辅机

第十章	船用海水淡化装置	260
第一节	船用海水淡化装置的工作原理	260
第二节	船用海水淡化装置实例	263
第三节	船用海水淡化装置的管理	265
第十一章	辅助锅炉与废气锅炉	267
第一节	燃油辅助锅炉结构及工作原理	267
第二节	辅助锅炉汽水系统及其附件	271
第三节	辅助锅炉的燃烧装置和燃油系统	277
第四节	锅炉水处理	282
第五节	辅助锅炉的自动控制与安全保护	289
第六节	辅助锅炉的管理	293
第七节	废气锅炉	304
附录		309
参考文献		325

第一篇 船用泵及活塞式空气压缩机

总 述

一、船用泵的功用和分类

泵是用来提高液体的机械能并使液体得以输送的设备。在船上,需要输送的液体主要有水和油两类,所配置的泵应满足以下几方面的需要:

- (1) 柴油机动力装置用泵,如燃油泵、滑油泵、海水与淡水冷却水泵等;
- (2) 船舶辅助机械设备用泵,如机舱辅助设备用泵、液压甲板机械用泵;
- (3) 全船性通用泵,如舱底水泵、压载水泵、消防水泵、淡水泵、卫生水泵以及油船的货油泵、洗舱泵等。

泵输送液体需有管路的配合,图 0-1 表示泵与管路系统装置简图,主要由泵的吸入口、排出管、低位吸液池和高位液柜等组成。泵输送液体的基本原理是:任何泵都要以一定的方式对泵内的液体传递能量(即做功),获得能量的液体不断地由泵的吸入口 s 截面流向排出口 d 截面,造成泵吸入口压力 p_s 降低,而排出口压力 p_d 升高,并且 p_s 比吸入液面压力 p_1 低一定的值,在压差 $p_1 - p_s$ 的作用下,液体由吸入液面流经吸入管进入泵的吸入口;同样, p_d 比排出液面的压力 p_2 高出一定的值,压差 $p_d - p_2$ 足以使泵的排出口液体流经排出管进入高位液柜中。只要泵工作时建立和维持足够低的吸入口压力 p_s 和足够高的排出口压力 p_d ,就能够使液体在管路系统中强制流动,不断地从吸入液面输送到排出液面。

因为泵吸入口与排出口之间的高度差很小,且吸、排口的直径和液体流速也几乎相同,所以液体流过泵的吸、排口时位能和动能的增加都很小,可以略去不计。这样,从能量传递的观点可以说,泵是将原动机的机械能转换为液体的压力能,通过管路系统把液体输送到所需场合的设备。

常用的船用泵,按其工作原理(即传递能量的方式)可以分为三类:

1. 容积式泵

包括往复泵(活塞泵和柱塞泵)和回转泵(齿轮泵、叶片泵和螺杆泵等)。其工作原理是利用泵体内的运动部件的往复或回转运动使工作腔容积变化而产生吸排作用的。即,当工作腔容积增大而压力降低时吸入液体,而当工作腔容积减小而压力升高时排出液体。运动部件向液体传递能量的方式是对液体产生挤压来提高排出压力的。

2. 叶轮式泵

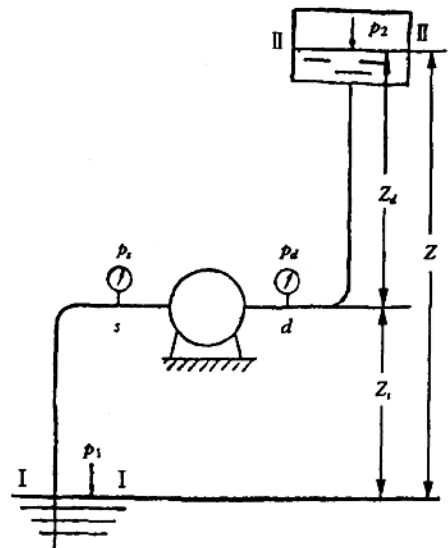


图 0-1 泵和管路系统简图

包括离心泵、轴流泵和旋涡泵等。其工作原理是利用高速回转的叶轮带动叶轮内的液体回转,使液体流过叶轮和泵体流道,连续地产生吸排作用。叶轮向液体传递能量的方式是靠叶轮的回转,把机械能以离心形式传递给液体,使液体的压力和流速增加,并将其中所增加的动能转变为压力能后排出泵外。

3. 喷射泵

其工作原理是利用一定压力的工作流体流过泵内的喷嘴产生的高速射流,造成泵内低压,从而引射(即吸入)被输送的低压流体,并且两种流体相互混合进行动量交换以增加被输送流体的动能,然后将所增加的动能转换为压力能后排出泵外。

二、泵的性能参数

表征泵的工作特性的主要性能参数是:流量、扬程或压头、转速、功率、效率,允许吸上真空度或必需汽蚀余量等。

1. 流量

流量是指泵在单位时间内排出液体的量,用容积来表示的称为容积流量 Q ,单位是 m^3/s , (或 L/min , m^3/h);用质量来表示的称为质量流量 G ,单位是 kg/s (或 kg/min , t/h)。两者换算式为

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

式中: ρ 为液体密度, kg/m^3 (例如水的密度为 $10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$);

γ 为液体重度, N/m^3 (例如水的重度为 $\gamma = \rho g = 10^3 \times 9.81 = 9810 \text{ N}/\text{m}^3$)

2. 压头(又称扬程)和排出压力

(1) 压头(扬程)

泵的压头是指单位重量液体在泵的吸、排口间增加的机械能(包括位能、动能和压力能),用 H 表示,单位是 m (液柱),可由 $\text{N} \cdot \text{m}/\text{N}$ 导出其单位 m 。

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 $Z(\text{m})$,压力为 $p(\text{Pa})$,流速为 $v(\text{m}/\text{s})$,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,即位能为 Z (位置水头),压力能为 p/γ (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(即 1N 液体)在泵的吸、排口间增加的位能为 ΔZ 、压力能为 $(p_d - p_s)/\gamma$ 、动能为 $(v_d^2 - v_s^2)/2g$,三者单位均为 m (液柱)。其中位能和动能的增加都很小,可略去不计。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

$$H = (p_d - p_s) / \gamma \quad \text{m(液柱)} \quad (0-2)$$

式中: p_s 、 p_d 分别为泵工作时其吸入口和排出口压力, Pa ;

γ 为液体重度, N/m^3 。

上式表明泵的压头 H 是单位重量液体所增加的压力能,并用压力水头来表示。例如,某一台水泵工作时,如果排出压力表读数为 0.25 MPa ,吸入真空表读数为 0.05 MPa (真空度),则泵工作时其吸排口的压力差 $p_d - p_s = 0.25 + 0.05 = 0.30 \text{ MPa}$,因为水的重度 $\gamma = 9810 \text{ N}/\text{m}^3$,所以压头 $H = (p_d - p_s) / \gamma = 0.30 \times 10^6 / 9810 = 30 \text{ m}$ (水柱)。

泵产生的压头 H 用于使单位重量液体从吸入液面输送到排出液面(参见图 0-1),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 $(p_2 - p_1) / \gamma$ 以及克服吸排管路流

动阻力损失 Σh 。由此可以得出泵在管路系统中工作时其产生的压头的另一计算式

$$H = Z + (p_2 - p_1) / \gamma + \Sigma h \quad \text{m(液柱)} \quad (0-3)$$

式中: Z 为吸、排液面间高度差, m;

p_1 、 p_2 分别为吸、排液面上的压力, Pa;

γ 为液体重度, N/m^3 ;

Σh 为吸、排管路中总流阻损失, m(液柱)。

上式表明, 泵要把液体从吸入液面输送到排出液面, 需要产生足够的工作压头, 足以提供输送过程所消耗的能量。例如, 某一水泵工作时如果已知其工作压头 H 为 15 m 水柱, 吸排液面均为大气压力, 其高度差为 10 m, 则可以求出该管路系统的总流阻损失 $\Sigma h = H - Z - (p_2 - p_1) / \gamma = 15 - 10 = 5 \text{ m(水柱)}$ 。

(2) 排出压力(或称工作压力)

当泵的压头 H 较高时(如容积式泵), 也常用泵的排出压力 p 来代泵的压头 H , 它们之间的关系是

$$p \approx p_d - p_s = \gamma H = \rho g H \quad \text{Pa} \quad (0-4)$$

一般把 $p_d - p_s$ 称为泵的全压力。

3. 转速

转速是指泵轴每分钟的转数, 常用 n 表示, 单位是 r/min 。对于往复泵, 其转速通常是以活塞每分钟的双行程数来表示, 单位是双行程数/ min 。泵铭牌上标出的转速是指泵轴的额定转速。泵的转速与以下因素有关: 驱动用原动机转速、泵轴与原动机轴的连接方式(包括直连、皮带轮或齿轮箱连接)等。

4. 功率和效率

泵的功率包括输出功率和输入功率。泵在单位时间内传递给所排出液体的能量(即泵在单位时间内对于数量为 Q 的液体所做的功), 称为有效功率或输出功率, 用 P_e 表示, 其计算式为

$$P_e = \gamma Q H \cdot 10^{-3} \quad \text{kW} \quad (0-5)$$

式中: Q 为泵排出的实际流量, m^3/s ;

H 为泵工作的实际压头, m(液柱)。

泵轴从原动机所接受的功率, 称为输入功率或泵的轴功率, 用 P 表示。由于泵内有能量损失, 有效功率 P_e 总是小于轴功率 P , 并且可以用效率 η (有效功率 P_e 与轴功率 P 之比)来衡量, 即

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

上式效率 η 考虑了泵内的全部能量损失(包括水力损失、容积损失和机械损失等), 称为总效率。各项能量损失如下:

(1) 水力损失

水力损失是指液体通过泵内的过流部分所产生的沿程摩阻损失和局部冲击损失。水力损失使泵的实际压头小于理论压头。实际压头 H 与理论压头 H_t 之比, 称为水力效率 η_h , 即

$$\eta_h = (H_t - \Sigma \Delta H) / H_t = H / H_t \quad (0-7)$$

式中: $\Sigma \Delta H$ 为泵内的过流部件所产生的水力损失总和, m(液柱)。

(2) 容积损失

容积损失是指泵内的液体通过密封间隙所产生的漏泄损失,使泵的实际流量 Q 降低。实际流量 Q 与理论流量 Q_t 之比,称为容积效率 η_v ,即

$$\eta_v = (Q_t - \Sigma\Delta Q) / Q_t = Q / Q_t \quad (0-8)$$

式中: $\Sigma\Delta Q$ 为泵内总漏泄量, m^3/s 。

(3) 机械损失

机械损失是指泵本身运动部件在运转中产生的机械摩擦损失,它使泵内液体所接受的功率 P_e (即理论有效功率,按理论流量 Q_t 和理论压头 H_t 计算: $P_e = \gamma Q_t H_t$) 减小。理论有效功率 P_e 与泵的轴功率 P 之比,称为机械效率 η_m ,即

$$\eta_m = (P - \Sigma\Delta P) / P = P_e / P = \gamma Q_t H_t / P \quad (0-9)$$

泵的总效率 η 与水力效率 η_h 、容积效率 η_v 、机械效率 η_m 之间的关系为

$$\eta = P_e / P = \gamma Q H / P = (\gamma Q H / \gamma Q_t H_t) \cdot (\gamma Q_t H_t / P) = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (0-10)$$

上式所表示的总效率 η 还没有考虑到泵轴与原动机轴之间传动装置的传动损失以及泵运行中可能出现的短时超负荷等因素。因此,当泵与原动机匹配时,原动机的功率要有一定的裕量,即

$$P_m = K_m \cdot P \quad (0-11)$$

式中: P_m 为所配的原动机的额定输出功率,称为泵的配套功率, kW ;

P 为泵的轴功率; kW ;

K_m 为功率储备系数。

上式中 K_m 应大于 1,例如叶轮式泵, $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$ (轴功率 $P = 0.5 \sim 5 \text{ kW}$); $K_m \geq 1.25 \sim 1.2$ (轴功率 $P = 5 \sim 10 \text{ kW}$); $K_m \geq 1.2 \sim 1.1$ (轴功率 $P > 10 \text{ kW}$)。

5. 允许吸上真空度和汽蚀余量

泵工作时可以从较低的吸入液面吸上液体(参见图 0-1),其吸高 Z_s 为正值。如果吸入液面的压力 p_0 等于大气压力 p_0 ,则泵吸入口的压力 p_s 就低于大气压力 p_0 ,其差值 $p_0 - p_s$ 即为吸入真空度。泵工作时吸入口处必须形成足够的吸入真空度,液体才有可能从吸入液面流到泵的吸入口;同时该吸入真空度又必须小于一个允许的最大值,否则泵内的最低压力处液体压力可能低于液体温度对应的饱和压力而发生汽化,并由此产生一系列不良后果,称为汽蚀(详见后述的往复泵和离心泵中有关汽蚀的说明)。因此,保证泵在无汽蚀的情况下运转是很重要的。泵工作时所允许的最大吸入真空度称为允许吸上真空度,用 H_s 表示,单位是 MPa ,泵无汽蚀工作应满足以下吸入条件

$$p_0 - p_s \leq H_s, \quad \text{MPa} \quad (0-12)$$

·水泵的允许吸上真空度也可以用水头(m)表示,称为允许吸上真空高度,用 $[H_s]$ 表示。

泵工作时吸入口处的实际吸入真空度如用水头(m)表示,则可由泵的吸入口与吸入液面之间列出液体能量关系式导出(参见图 0-1)

$$(p_0 - p_s) / \gamma = Z_s + v_s^2 / 2g + \Sigma h_s, \quad \text{m(液柱)} \quad (0-13)$$

式中: p_0 为吸入液面压力(等于大气压), Pa ;

p_s 为泵的吸入口处压力, Pa ;

Z_s 为泵的吸入高度, m ;

v_s 为吸入管中液体流速, m/s ;

Σh_s 为吸入管中各种流阻损失总和, m (液柱)。

由上式可知水泵无汽蚀工作应满足以下条件

$$(p_0 - p_s)/\gamma = Z_s + v_s^2/2g + \Sigma h_s \leq [H_s] \quad m(\text{液柱}) \quad (0-14)$$

由式(0-12)和(0-14)可知, H_s 或 $[H_s]$ 值愈大, 表示泵的抗汽蚀能力愈强, 所以 H_s 和 $[H_s]$ 都是表示泵的汽蚀性能的参数, 即为衡量泵吸入性能好坏的重要参数。 H_s 和 $[H_s]$ 值主要与泵的类型与结构有关(影响液体由吸入口进入泵后压力进一步降低的程度)。

泵铭牌标示的允许吸上真空度 H_s 是由泵制造厂在标准大气压(760 mmHg)下以常温(20℃)清水试验测出, 按规定在汽蚀试验中逐渐增大泵吸入口处的吸入真空度, 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标示 H_s 值; 而叶轮式泵则以泵的扬程或效率下降规定值为临界状态, 再减去不少于 0.03 MPa 的安全余量即为标示 H_s 值。因为 H_s 只能靠试验方法测出, 所以 H_s 值也与所输送液体的种类、温度、吸入液面压力等因素有关。如果泵使用中实际输送水的温度不是 20℃ (20℃ 水的饱和压力为 0.0024 MPa), 并且吸入液面压力不等于标准大气压(760 mmHg 即为 0.101 MPa), 则可按下式对 H_s 值进行修正

$$H_s' = H_s - 0.101 + p + 0.0024 - p_v \quad \text{MPa} \quad (0-15)$$

式中: p 为吸入液面的实际压力, MPa;

p_v 为液体实际温度下的饱和压力, MPa。

由式(0-14)可计算出泵的允许吸高(即几何安装允许最大高度) $[Z_s]$

$$[Z_s] = [H_s] - v_s^2/2g - \Sigma h_s \quad m \quad (0-16)$$

若计算所得 $[Z_s]$ 为负值, 则称为允许流注吸高, 表示泵应安装在吸入液面以下, 使泵吸入口低于吸入液面的垂直高度应不小于计算出的 $[Z_s]$ 值, 以避免泵工作时发生汽蚀。

叶轮式泵一般要求给出另一表示泵的汽蚀性能的参数, 即必需汽蚀余量 ΔH_r , 详见第三章第三节“离心泵的管理”有关内容。

以上所述泵的主要性能参数, 在泵的铭牌和说明书上一般都有注明, 但所标示参数值是指设计条件下的额定参数值, 而泵的实际工作参数常因各种实际工作条件影响而变化, 允许在一定的范围内调节, 不一定刚好等于额定参数值, 但容积式泵的排出压力不得高于额定工作压力。

空气压缩机是用来提高气体机械能的设备。按工作原理和结构, 船上常用的有活塞式空气压缩机和离心式(或轴流式)通风机。从能量传递的观点来说, 它们又都是消耗机械功而将气体由较低的压力压缩到较高的压力, 只是工作压力范围不同而已, 本篇只介绍活塞式空气压缩机。

第一章 往 复 泵

第一节 往复泵工作原理与特点

一、往复泵基本工作原理

往复泵属于容积式泵,它是利用活塞或柱塞在泵缸中的往复运动,造成工作腔室的容积变化,实现吸排液体和传递能量的,所以又称为活塞泵或柱塞泵。

图 1-1 所示为单缸单作用活塞泵简图,其主要部件是泵缸 1、活塞 2、吸入阀 5 和排出阀 6 等。活塞经活塞杆传动,由原动机经传动机构带动在泵缸内作上下往复运动。泵缸借吸、排阀分别与吸、排管相通。吸入管伸入到吸入液面以下,而排出管则一直通到贮液柜中。

泵起动时,当活塞被原动机带动自下而上移动时,活塞下侧工作腔室的容积就逐渐增大,其中压力也随之降低,这时排出阀严密关闭,吸入管中原来滞留的空气将会顶开吸入阀进入泵缸的工作腔内,于是吸入管内的压力也就降低,一部分液体在吸入液面的压力作用下沿吸入管上升。当活塞向下回行时,活塞下侧工作腔室的容积逐渐减小,其中的气体压力升高,迫使吸入阀关闭,并有一部分气体顶开排出阀,经排出管排出泵外。这样,活塞继续在泵缸内作上下往复运动,吸入管和泵缸内的空气将会被逐渐抽出,泵缸和吸入管内造成低压,液体在吸入液面上的气压作用下沿吸入管“自行吸入”,最后液体充满泵缸和吸入管内,泵就开始进行正常吸排液体。

以上所述是泵在起动时进行“干吸”的吸排原理。任何容积式泵都能自行排除泵内和吸入管内的气体,并自行吸入液体,这种工作能力称为容积泵的自吸能力(或干吸能力)。

实际中,容积式泵为防止泵内发生干摩擦造成严重磨损,在起动前仍需预先向泵内灌液。一般在往复泵的吸入管下端装设一个带莲蓬头滤网的单向底阀,对吸入管内的液体起止回作用,阻止管内液体流回吸液池,使泵内随时都存留液体,便于泵的迅速正常起动。活塞泵在泵内充满液体的情况下起动时,吸入行程刚开始,液体就在吸入液面与泵缸压差作用下被吸入泵缸;而在排出行程开始时,泵缸中的液体受活塞的挤压,使液体压力迅速升高并顶开排出阀,故能立即排出液体。这种活塞泵在活塞的一个往返行程中只吸排一次,称为单作用泵。

图 1-2 所示为单缸双作用活塞泵简图,它的活塞两侧均为工作腔室,各有一组泵阀,即一对吸入阀 7 和排出阀 5。阀箱被两组吸排阀分隔为三层,上、下小室分别与排出管与吸入管连接,中层的两个小室分别连通泵缸的两个工作腔室。通过活塞在泵缸中的往复运动,吸入管中的液体就会轮流经阀箱中两组吸、排阀和左、右小室被吸入泵缸和排出到排出管中。这种泵在

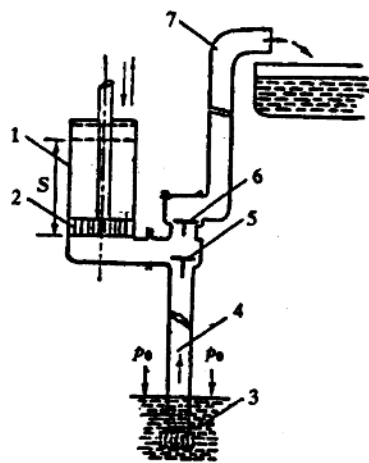


图 1-1 单缸单作用活塞泵简图

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

活塞的一个往返行程中活塞两侧的工作腔室各吸排一次,称为双作用泵。

往复泵的作用次数是指泵在一个双行程中所能吸排的次数,有单作用、双作用、三作用和四作用之分。例如由三个单作用泵缸可以组成一个三缸三作用泵;同样,由两个双作用泵缸可以组成一个双缸四作用泵。

二、往复泵的流量和流量不均匀度

1. 理论流量

往复泵的理论流量等于单位时间内活塞在泵缸内所扫过的排出容积,即

$$Q_t = 60KA_p S n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1-1)$$

式中: K 为泵的作用次数;

A_p 为活塞平均有效工作面积, m^2 ;

S 为活塞工作行程, m ;

n 为泵转速, r/min ; 或活塞每分钟的双行程数。

对于活塞两侧泵缸腔室都参与工作的活塞泵,其活塞平均有效工作面积按下式计算

$$A_p = (D^2 - d^2/2)\pi/4 \quad \text{m}^2 \quad (1-2)$$

式中: D 为活塞直径, m ;

d 为活塞杆直径, m (单作用泵及 K 个单作用泵组合在一起的多作用泵, $d = 0$)

实际流量为

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

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) 往复泵的泵阀、活塞环及活塞杆填料密封处不严密而有一定的漏泄;

(2) 往复泵工作时,活塞运动方向改变,而阀的运动因受惯性力影响不能及时启闭,因而减少排量;

(3) 在吸入过程中,如果吸入条件恶化(如滤器堵塞、液体粘度太大等),由于泵的吸入口和泵缸内的压力太低,溶解于液体中的气体就会析出而形成气泡;液体也会汽化产生蒸汽泡;此外,吸入的液体中可能含有气泡,或者外界空气从活塞杆的填料箱或吸入管接头处漏入泵内,则泵内将会因气(汽)体占有工作空间而减少吸入量和排出量。

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 η_v 一般在 85%~95% 范围。

2. 流量不均匀度

上述计算的流量是泵的平均流量。往复泵的瞬时流量 q 按下式计算

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

式中: A 为活塞工作面积, m^2 ;

v 为活塞瞬时速度, m/s 。

图 1-3 所示为一电动往复泵的工作示意图,电动机带动曲轴回转时,通过曲轴连杆机构带

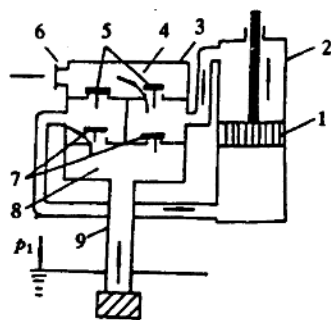


图 1-2 双作用往复泵的工作原理

- 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

动活塞作往复运动。一般曲柄与连杆的长度比 $\lambda = r/l \leq 0.25$, 则可忽略连杆有限长度 l 的影响, 活塞运动速度 v 可近似地用曲柄销的线速度 $r\omega$ 在活塞杆方向上的速度分量来代替, 即

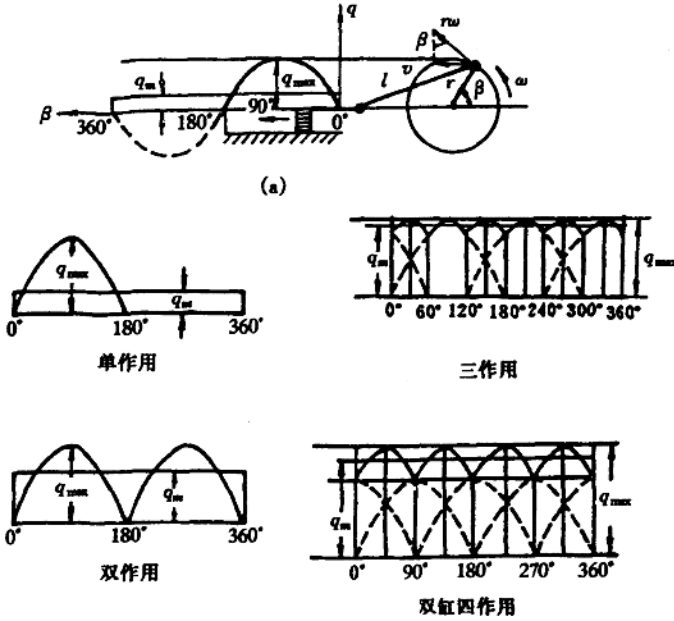


图 1-3 电动往复泵的流量变化曲线

$$v = r\omega \sin\beta \quad \text{m/s} \quad (1-5)$$

式中: r 为曲柄长度, m;

ω 为曲柄角速度, rad/s;

β 为曲柄转角, 当泵轴转速 n 一定时, $\omega = d\beta/dt$ 为常数, $\beta = \omega t$ (t 为时间)。

上式表明, 电动往复泵的活塞速度 v 及单作用泵的瞬时流量 q 是随转角 β 或时间 t ($\beta = \omega t$) 按正弦曲线规律变化的, 如图 1-3(b) 所示。从图中可以看出, 对于单作用泵, 当转角 $\beta = 0^\circ$ 时, 活塞速度 v 为零, 故瞬时流量 q 为零; 当转角由 0° 转至 90° 时, 即活塞的前半个行程, v 和 q 都将由零增加到最大值; 当转角由 90° 转到 180° 时, 即活塞的后半个行程, v 和 q 将由最大值减小至零; 当曲柄转角 β 从 180° 转至 360° 时, 即活塞回行, 是吸入过程, 没有液体排出。可见, 单作用泵的流量是很不均匀的。对于多作用泵, 其瞬时流量是各工作空间在同一转角 β 或时间 t 时的瞬时流量的叠加, 因而可以减小瞬时流量不均匀性。

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

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

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

式中: q_{\max} 为最大瞬时理论流量;

q_{\min} 为最小瞬时理论流量;

q_m 为平均瞬时理论流量。

对于单作用泵(下式中各个符号字母意义如上述), δ_Q 值可由下式求得

$$q_{\max} = Av = Ar\omega$$

$$q_m = AS \cdot \omega / 2\pi = 2Ar \cdot \omega / 2\pi = Ar\omega / \pi$$

$$q_{\max} / q_m = \pi = 3.14$$

$$\delta_Q = q_{\max} / q_m - 1 = 2.14 = 214\%$$

对于双作用泵, 曲柄每转发生两次吸排, 故其平均流量 q_m 为单作用泵的两倍, 而最大瞬时流量 q_{\max} 仍为 $Ar\omega$, 得出

$$q_{\max} / q_m = \pi / 2 = 1.57$$

$$\delta_Q = q_{\max} / q_m - 1 = 57\%$$

对于三作用泵, q_m 为单作用泵的三倍, 但 q_{\max} 出现在 β 为 30° 时, 可得出

$$q_{\max} = 2Av = 2Ar\omega \sin 30^\circ = Ar\omega$$

$$q_m = 3Ar\omega / \pi$$

$$q_{\max} / q_m = \pi / 3 = 1.047$$

$$\delta_Q = q_{\max} / q_m - 1 = 4.7\%$$

对于四作用泵, q_m 为单作用泵的四倍, 而 q_{\max} 出现在 β 为 45° 时, 可得出

$$q_{\max} = 2Av = 2Ar\omega \sin 45^\circ = 2^{1/2} Ar\omega$$

$$q_m = 4Ar\omega / \pi$$

$$q_{\max} / q_m = 2^{1/2} \pi / 4 = 1.11$$

$$\delta_Q = q_{\max} / q_m - 1 = 11\%$$

如上所述, 三作用泵的供液不均匀程度最小, 其次是四作用泵。各种往复泵的流量不均匀度 δ_Q 和流量脉动率 σ_Q 与泵的作用次数 K 和曲柄连杆长度比 λ 等有关。

三、往复泵的性能特点

图 1-4 示出由实验测得的往复泵特性曲线, 泵在一定转速 n 运转时, 其理论流量 Q_t-H 变化关系是一平行于 H 轴的直线, 这是因为与 Q_t 与压头 H 的变化无关; 实际流量 $Q-H$ 曲线随压头 H 增加而略有下降, 只有在压头 H 高至一定值时, 由于漏泄量增加, 流量才开始有较明显的下降; 功率变化曲线 $Q-P$ 为上升曲线; 效率变化曲线 $Q-\eta$ 在效率最高点附近的高效区比较宽, 效率变化不大, 而只有当压头 H 过高(造成漏泄量增加, 容积效率下降)或压头过低(虽可减小泵的功率, 但泵因机械摩擦损失功率的减小不多, 机械效率下降)时才有明显的下降。往复泵的主要性能特点如下:

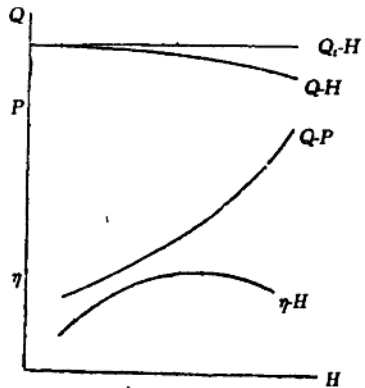


图 1-4 往复泵特性曲线

1. 有自吸能力, 即泵起动时能依靠自身抽出泵内和吸入管内的空气而逐渐吸上液体。泵自吸能力的大小与泵的类型和泵内密封性能有关。如果泵阀和活塞环密封不严密, 就会使其自吸能力降低。一般在一定的密封条件下泵排送气体时在吸入口形成的吸入真空度越大, 其自吸能力就越强。在泵起动前使泵内灌满液体, 可避免活塞

在泵缸内发生干摩擦而严重磨损,还可以在泵内密封不良的情况下改善自吸能力。

2. 往复泵的理论流量只与泵的几何尺寸(缸径、行程)、转速和作用次数有关,而与泵产生的压头(或排出压力)无关。因为泵工作在任一压头下,活塞在排出行程中所扫过的排出容积均是一定的,缸内液体总要被挤压出。只是在泵内密封间隙的泄漏量增加时(由于间隙磨损或压头升高至一定值),实际流量才开始有明显的下降。因为理论流量与压头 H 无关,所以流量曲线 $Q-H$ 并不是 Q 和 H 间的函数关系曲线。往复泵工作时,只要泵本身正常、原动机功率足够和正常吸入,则泵的实际工作压头或排出压力只与排出管路阻力有关,而与泵的流量(或工作容积和转速)无关。例如若将往复泵排出管上的排出阀关小,则泵产生的压头或排出压力就会迅速升高,甚至超过额定压头。因此,往复泵如需调节流量应采用回流(旁通)调节法,而不能采用改变排出阀开度的节流法调节,以防管路系统超压和电动机过载。同时,还要严禁在排出截止阀没有开启时启动往复泵。为防止超压,一般在往复泵的排出腔装设安全阀。

以上是一般容积式泵的共同特点。往复泵还具有以下特点:

3. 往复泵的流量不均匀。这一特性对泵的吸排工作性能有不利影响,即:吸、排管路中液流速度不稳定而产生惯性阻力损失,使吸入阻力增大而容易引起汽蚀,并且使排出压力波动。常采用多作用泵和空气室来改善往复泵的供液不均匀性。

4. 往复泵设有泵阀,在吸、排过程中泵阀的启阀阻力和流阻损失,会使泵缸内的吸入压力进一步降低而容易引起汽蚀,同时也会使排出压力升高。

5. 转速不宜太高。电动往复泵转速大多限定在 $200 \sim 300 \text{ r/min}$ 以下,一般最高不超过 500 r/min 。提高往复泵转速虽然可以增加泵的流量,但会使活塞不等速运动的加速度和惯性力增加,使泵容易汽蚀且排出压力波动加剧;此外,泵阀也是限制转速的一个重要因素,转速过高会使泵阀启闭迟滞和撞击加剧,泵阀阻力也会增加等。若吸入阀阻力损失过大,甚至造成不能正常吸入。

6. 被输送液体含固体杂质时,泵阀和活塞环容易磨损,或可能将阀盘垫起造成漏泄。必要时需设吸入滤器。

7. 往复泵的结构较复杂,泵内需装设吸、排阀、因而易损件(如吸排阀、活塞环、活塞杆填料箱等)较多,维修量大。

由于往复泵具有上述性能特点,它适用于要求高压头、小流量及需要自吸的场合,在船上常用作舱底水泵、油船扫舱泵或锅炉给水泵等。

第二节 往复泵的正常工作条件

往复泵吸排液体时会发生泵阀阻力损失和不等速液流的惯性阻力损失,这对泵的吸排工作性能有很大影响,这点也是往复泵与其他类型泵的不同之处。

一、泵正常吸入条件

参照总述中式(0-13),往复泵缸内的吸入压力 p_i/γ 表达式为

$$p_i/\gamma = p_o/\gamma - (Z_i + C^2/2g + \sum h_s + h_j + h_s) \quad \text{m(液柱)} \quad (1-8)$$

式中: p_i 为泵缸内的吸入压力, Pa;

p_o 为吸入液面的压力(等于大气压力), Pa;

Z_i 为吸入高度, m;