



中等职业教育国家规划教材

全国中等职业教育教材审定委员会审定

船舶辅机

轮机管理专业

主编 陈立军



人民交通出版社

船舶辅机

主编 陈立军



人民交通出版社

中等职业教育国家规划教材

Chuanbo Fuji

船舶辅机

(轮机管理专业用)

主 编	陈立军
责任主审	孙培廷
审 稿	殷佩海
	白德富

人民交通出版社

内 容 提 要

本书是与教育部颁发的《船舶辅机课程教学基本要求》配套的中等职业教育国家规划教材。本书对各种通用船舶辅机的基本结构、工作原理、性能特点、操作要领、故障排除等进行了通俗易懂的介绍,并在书中插有学习指导等栏目,具有化繁为简、突出实用、面向职业、方便教学、有助考证的特色。

全书共分四篇十二章。第一篇船用泵,介绍了往复泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵、各种回转泵和船用泵的基础知识;第二篇液压甲板机械,介绍了液压泵、液压马达、液压阀件、起货机、锚机、系缆机和液压机械的管理共性;第三篇船舶制冷和空气调节装置,介绍了制冷原理、制冷设备和制冷系统;第四篇机舱其它辅机,介绍了船用锅炉、造水机和空气压缩机。本书附有常用液压传动图形符号和 R12、R22 和 R134a 的压焓图和湿空气的焓湿图。

本书除作为中、高等航海类职业学校轮机专业教材外,也可作为船员和机务管理人员的自学或培训教材。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/陈立军主编. —北京:人民交通出版社,

2002.8

ISBN 7-114-04402-X

I. 船... II. 陈... III. 船舶辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 055956 号

中等职业教育国家规划教材

船 舶 辅 机

(轮机管理专业)

主 编 陈立军

责任主编 孙培廷

审 稿 殷佩海

白德富

版式设计:王静红 责任校对:尹 静 责任印制:张 恺

人民交通出版社出版

(100013 北京和平里东街 10 号 010 64216602)

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

北京鑫正大印刷有限公司印刷

开本:787×1092 1/16 印张:18.75 字数:459 千

2002 年 9 月 第 1 版

2002 年 9 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:0001—1000 册 定价:22.80 元

ISBN 7-114-04402-X

U·03243

为了贯彻《中共中央国务院关于深化教育改革全面推进素质教育的决定》，落实《面向 21 世纪教育振兴行动计划》中提出的“职业教育课程改革和教材建设规划”，教育部全面启动了中等职业教育国家规划教材建设工作。交通职业教育教学指导委员会航海类学科委员会组织全国交通职业学校(院)的教师，根据教育部最新颁布的船舶驾驶、轮机管理、船体建造与修理专业国家规划教材共 28 册，并通过了全国中等职业教育教材审定委员会的审定。

本套教材的编写以国际、国内和行业的法规、规则及标准为依据，以职业岗位的需求为出发点，始终围绕职业教育的特点，具有较强的针对性。新教材较好地贯彻了“以全面素质为基础，以能力为本位”的教育教学指导思想，结合对培养学生的创新精神、职业道德等方面的要求，提出教学目标并组织教学内容。新教材在内容的编写上以“必需和够用”为原则，紧扣大纲，深度、广度适中，体现了理论和实践的结合，强化了技能训练的力度。新教材在理论体系、组织结构、内容描述上与传统教材有明显的区别。

本套教材是针对四年制中等职业教育编写的，也适用于船员的考证培训和船厂职工的自学。

《船舶辅机》是中等职业教育轮机管理专业国家规划教材之一，内容包括：船用泵、液压甲板机械、船舶制冷和空气调节装置和机舱其它辅机，共四篇十二章。

参加本书编写工作的有：南京海运学校陈立军(编写第一~七章)、南京航运学校汪亭玉(编写第八、九、十一、十二章)、舟山航运学校陈永方(编写第十章)，全书由陈立军担任主编，上海海事职业技术学院戴泽民担任主审。

本书由大连海事大学孙培廷教授担任责任主审，殷佩海教授、白德富副教授审稿。他们对书稿提出了宝贵意见，在此，表示衷心感谢。

限于编者经历及水平，教材内容很难覆盖全国各地的实际情况，希望各教学单位在积极选用和推广国家规划教材的同时，注意总结经验，及时提出修改意见和建议，以便再版修订时改正。

交通职业教育教学指导委员会
航海类学科委员会

二〇〇二年五月

第一篇 船用泵

第一章 船用泵基础知识	1
第一节 船用泵应用与分类	1
第二节 船用泵的性能参数	2
第三节 船用泵的正常工作条件	5
第二章 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	10
第三节 电动往复泵及其管理	14
第三章 回转泵	17
第一节 齿轮泵	17
第二节 螺杆泵	23
第三节 叶片泵	27
第四节 水环泵	32
第四章 叶轮式泵与喷射泵	34
第一节 离心泵的工作原理和性能特点	34
第二节 离心泵的主要部件及其维护	42
第三节 离心泵的管理	50
第四节 旋涡泵	58
第五节 喷射泵	62

第二篇 液压甲板机械

第五章 液压甲板机械基础知识	64
第一节 液压甲板机械概述	64
第二节 液压泵	66
第三节 液压马达	73
第四节 液压控制阀	84
第五节 液压辅助元件	102
第六节 常见液压系统的类型	107
第七节 液压装置的管理共性	109

第六章 起货机、锚机、系缆机及舱口盖启闭装置	115
第一节 船舶液压起货机.....	115
第二节 液压锚机.....	126
第三节 液压系缆机.....	130
第四节 舱口盖液压启闭装置.....	133
第七章 液压操舵装置	135
第一节 液压操舵装置的组成和基本工作原理.....	135
第二节 转舵机构.....	139
第三节 舵机操纵系统.....	141
第四节 舵机液压系统实例.....	145
第五节 液压舵机的管理.....	149

第三篇 船舶制冷和空气调节装置

第八章 船舶制冷装置	154
第一节 船舶冷库中食品贮藏的条件.....	154
第二节 压缩制冷的工作原理及工况分析.....	156
第三节 制冷剂和冷冻机油.....	163
第四节 制冷压缩机.....	166
第五节 冷凝器、蒸发器和辅助设备.....	171
第六节 制冷装置自动控制及控制元件.....	175
第七节 船舶制冷装置实例及操作管理.....	183
第九章 船舶空气调节装置	192
第一节 船舶空调的基本知识.....	192
第二节 船舶空气调节装置的组成与工作原理.....	199
第三节 船舶空调系统的自动调节.....	202
第四节 船舶空调装置的管理.....	206

第四篇 机舱其它辅机

第十章 船舶辅助锅炉	208
第一节 船舶辅助锅炉的基本知识.....	208
第二节 船舶辅助锅炉的基本结构与附件.....	209

第三节	辅助锅炉的燃烧装置和燃油系统·····	219
第四节	船舶辅助锅炉的汽水系统·····	224
第五节	锅炉水化验与处理·····	228
第六节	船舶辅助锅炉的自动控制与安全保护·····	231
第七节	船舶辅助锅炉的基本操作与管理·····	234
第十一章	船用海水淡化装置·····	240
第一节	船用海水淡化装置的工作原理·····	241
第二节	船用海水淡化装置实例·····	244
第三节	船用海水淡化装置的管理·····	246
第十二章	船用活塞式空压机·····	248
第一节	活塞式空压机工作原理·····	249
第二节	活塞式空压机的结构及其实例·····	252
第三节	活塞式空压机的操作与运行管理·····	259
附录	常用液压传动图形符号·····	262
附表 1	R_{12} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质·····	274
附表 2	R_{22} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质·····	277
附表 3	R_{134a} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质·····	280
附图 1	R_{12} 过热蒸气的压—焓图·····	283
附图 2	R_{22} 过热蒸气的压—焓图·····	284
附图 3	R_{134a} 的压—焓图·····	285
附图 4	湿空气的焓湿($h-d$)图·····	286
	参考文献·····	287

第一篇 船用泵

MARINE PUMP

第一章 船用泵基础知识

BASIC KNOWLEDGE FOR MARINE PUMP

第一节 船用泵应用与分类

APPLICATION AND TYPE OF PUMPS

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。若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。

船用泵在现代船舶上有着十分广泛的应用,根据其用途的不同,可分为:

(1)船舶动力装置用泵。有燃油泵、润滑油泵、海水泵、淡水泵、舵机或其它液压甲板机械的液压泵、锅炉给水泵、制冷装置的冷却水泵、海水淡化装置的海水泵和凝水泵等。

(2)船舶通用泵。有舱底水泵、压载水泵、消防水泵、日用淡水泵、日用海水泵、热水循环泵;还有兼作压载、消防、舱底水泵用的通用泵。

(3)特殊船舶专用泵。某些特殊用途的船舶,还设有为其特殊营运要求而设置的专用泵,例如油船的货油泵、挖泥船的泥浆泵、打捞船上的打捞泵、喷水推进船上的喷水推进泵、无网鱼船上的捕鱼泵等。

想一想

液体机械能有几种形式?
何谓泵?

二、船用泵的分类

按工作原理分,常用的船用泵主要有三大类:

1. 容积式泵

如往复泵、齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、水环泵等,其工作原理的共同点是依靠工作部件的运动造成泵工作容积的周期性变化来向液体提供压力能并吸入和压出液体。

2. 叶轮式泵

如离心泵、轴流泵、旋涡泵等,其工作原理的共同点是依靠叶轮带动液体高速旋转来向液体提供速度能和压力能并吸入和排出液体。

3. 喷射式泵

其工作原理是依靠工作流体产生的高速射流引射需要排送的流体,通过动量交换向其提供能量并将其排出。

典型的容积泵、叶轮式泵、喷射泵如图 1-1 所示。

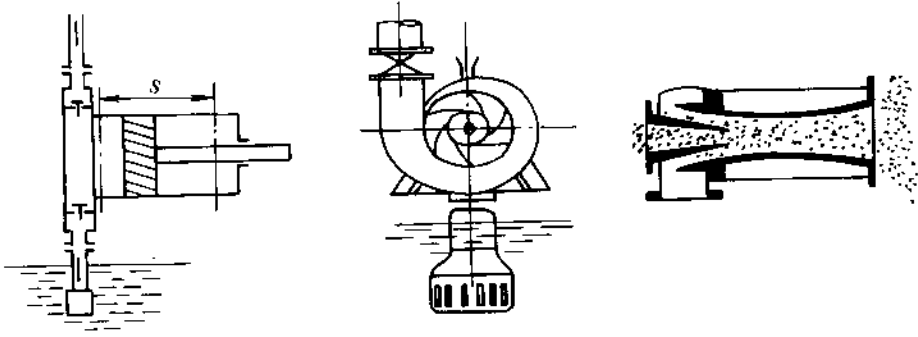


图 1-1 典型的容积式泵、叶轮式泵、喷射式泵

第二节 船用泵的性能参数

MARINE PUMP PERFORMANCE PARAMETER

泵装置的工作原理简图如图 1-2 所示。泵装置由泵、管路、阀件以及滤器等管路辅件所组成。

泵是泵装置中的核心,如何描述泵装置的工作性能呢,现分述如下:

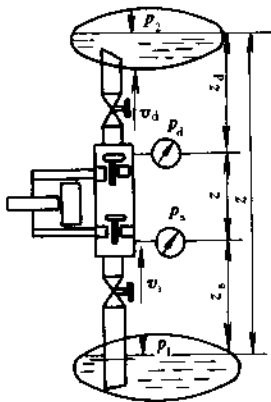


图 1-2 船用泵工作原理简图

一、流量

流量指泵在单位时间内所排送的液体量。即

流量 = 液体量/时间

体积流量: $Q = \text{体积}/\text{时间} \text{ m}^3/\text{s}$ (或 $\text{l}/\text{min}, \text{m}^3/\text{h}$)

质量流量: $G = \text{质量}/\text{时间} = \text{kg}/\text{s}$ (或 $\text{kg}/\text{min}, \text{t}/\text{h}$)

排量是指泵在一定限定条件下排出的液体量。常见的有容积泵的每转排量,常用 q 表示,单位是 $\text{m}^3/\text{r}, \text{l}/\text{r}, \text{cm}^3/\text{r}$ 。

泵铭牌上标注的流量是指泵的额定流量,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。

二、压头(扬程)或排出压力

1. 压头(扬程)

泵的压头是指单位重量液体(单位: N , 牛顿)通过泵所增加的机械能(单位: $\text{N}\cdot\text{m}$, 焦耳),用 H 表示,单位为 m (液柱),可由 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{N}$ 导出。

2. 压头方程式

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 $Z(\text{m})$,

想一想

设 ρ 为密度 (kg/m^3), 怎样进行体积流量与质量流量的换算?

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/ρ_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(即 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

$$H = (p_d - p_s)/\rho_g + \Delta Z + (v_d^2 - v_s^2)/2g \quad (1-1)$$

$$\approx (p_d - p_s)/\rho_g \quad (1-2)$$

$$\approx p_d/\rho_g \quad \text{m(液柱)}$$

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, 9.8m/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获得多少能量的角度求得了泵压头的表达式。从能量守恒的观点看, 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, 我们也可以从液体所需消耗多少能量的角度求得泵的压头表达式。

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 $(p_2 - p_1)/\rho_g$; 克服吸排管路流动阻力损失 $\sum h$ 。由此可得:

$$H = Z + (p_2 - p_1)/\rho_g + \sum h \quad \text{m(液柱)} \quad (1-3)$$

式中: Z ——吸、排液面间高度差, m;

p_2, p_1 ——分别为吸、排液面上的压力, Pa;

$\rho_g = \gamma$ ——液体重度, N/m^3 ;

$\sum h$ ——吸、排管路中总流阻损失, m(液柱)。

当吸、排液面上均为大气压力时(即 $p_2 = p_1$), 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。

叶轮式泵的铭牌上标注额定扬程。工作扬程不一定等于额定扬程, 工作扬程的大小取决于泵的管路工况。

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。

三、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 。大多数泵由原动机直接传

算一算

设某一台水泵工作时, 如果排出压力表读数为 0.30MPa, 吸入真空表读数为 0.05MPa(真空度), 求泵的压头 H 。

解: 则泵工作时其吸排口的压力差:

$$p_d - p_s = 0.30 - (-0.05) \\ = 0.35\text{MPa}$$

水的重度:

$$\gamma = \rho_g = 10^3 \times 9.8\text{N/m}^3$$

泵的压头:

$$H = (p_d - p_s)/\rho_g \\ = 0.35 \times 10^6 / 9.8 \times 10^3 \\ = 35\text{m(水柱)}$$

算一算

设某水泵工作时排出压力表读数为 0.25MPa, 吸入压力表读数为 -0.05MPa, 吸排液面均为大气压力, 其高度差为 20m, 请求出该管路系统的总流阻 $\sum h$ 大约为多少。

动,二者转速相同。但电动往复泵往往需经过减速,故其泵轴(曲轴)的转速比原动机要低。在铭牌上标注的转速是指泵轴的额定转速。

四、功率和效率

1. 功率

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。泵的输出功率可用下式计算:

$$P_e = \rho_g QH \approx (p_d - p_s)Q \approx p_d QW \quad (1-4)$$

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, $9.8m/s^2$;

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:

$$P_m = K_m P \quad (1-5)$$

式中: K_m ——功率储备系数:

$$K_m = \begin{cases} 1.42 \sim 1.25 & (\text{当 } p = 0.5 \sim 5kW \text{ 时}) \\ 1.25 \sim 1.2 & (\text{当 } p = 5 \sim 10kW \text{ 时}) \\ 1.2 \sim 1.1 & (\text{当 } p > 10kW \text{ 时}) \end{cases}$$

泵的输出功率、输入功率和配套功率之间的关系如图1-3所示。

2. 效率

泵的效率(总效率)是指泵的输出功率和输入功率之比,即:

$$\eta = P_e / P \quad (1-6)$$

泵的能量损失包括:

(1)容积损失——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:

$$\eta_v = Q / Q_t \quad (1-7)$$

(2)水力损失——液体在泵内流动因摩擦、撞击、旋涡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:

$$\eta_h = H / H_t \quad (1-8)$$

(3)机械损失——由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:

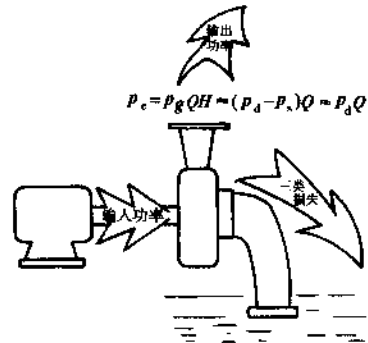


图 1-3 泵的输出功率、输入功率和配套功率之间的关系示意图

$$\eta_m = P_h/P = \rho_g Q_t H_t / P \quad (1-9)$$

由此可得:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho_g QH}{\rho_g Q_t H_t} \cdot \frac{\rho_g Q_t H_t}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1-10)$$

泵铭牌上标注的效率指泵在额定工况下的总效率。

应当指出, 泵的效率仅是对泵本身而言, 并没有把原动机的效率和传动装置的效率包括在内。

五、允许吸上真空度

泵要能吸入液体, 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好坏的重要标志, 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类型、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较小; 在船上对于既定的泵而言, 大气压力 p_a 降低、泵流量增大(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(760mmHg)下, 以常温(20℃)清水在额定工况下进行试验而得出的。按规定, 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 的形式标注。

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 $[Z_s]$ 表示, 可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高) $[Z_s]$ 。

$$[Z_s] = [H_s] - v^2/2g - \sum h_s \quad (1-11)$$

式中: $v^2/2g$ ——泵的吸入速度头;

$\sum h_s$ ——泵的吸入管路阻力损失的水头。

第三节 船用泵的正常工作条件

NORMAL OPERATING CONDITION OF MARINE PUMPS

一、正常吸入条件

泵的结构形式虽多, 但其正常吸入条件是基本一致的, 具体来讲, 有以下二点:

(1) 泵本身能够形成的吸入真空度必须足够的高, 否则液体就吸不上来。泵本身能够形成

想一想

何谓绝对压力、表压力、真空度、真空高度、真空压力?

绝对压力是以绝对真空为零基准测量的压力; 表压力是以大气压力为零基准测量的压力, 故一个大气压下, 压力表值为零; 真空度、真空高度、真空压力都属于相对压力的范畴, 都是指某一绝对压力 p_s 低于绝对大气压力 p_a 的程度。真空度为 $[(p_a - p_s)/p_a] \times 100\%$, 无量纲。真空高度为 $[(p_a - p_s)/\rho_g] \times 100\%$, 单位为 m(液柱)。真空压力为 $p_a - p_s$, 单位为 MPa 或 Pa; 有时也将真空压力称为真空度。

的吸入真空度主要取决于泵的密封件的密封性能和运动件的技术状态。

(2)泵工作时的实际吸入真空度又不能高于允许吸入真空度,否则液体就会汽化。泵工作时的实际吸入真空度(或吸入压力)主要取决于工况。

为了弄清影响泵吸入真空度的因素,我们可以运用流体力学所学知识,列出泵吸入口与吸入液面间的伯努利方程式来加以分析(以吸入液面为基准面,参数含义见图 1-2):

$$\frac{p_s}{\rho_g} + \frac{v_s^2}{2g} + z_s = \frac{p_1}{\rho_g} - \sum h_s \quad (1-12)$$

由此可得泵的吸入压力

$$p_{s_a} = p_1 - (z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s) \rho_g \quad \text{MPa} \quad (1-13)$$

由此式可知,影响泵吸入真空度的因素有:

(1)吸入液面压力 p_1 : 由式(1-13)可知,当其他条件不变,吸入液面压力 p_1 越小,吸入压力 p_s 就越低,即吸入条件越差。当吸入液面与大气相通时, p_1 等于大气压力。对海船来说,大气压力终年变化很小。但如泵(凝水泵)从真空容器中吸水,因 p_1 接近凝水的饱和压力,故 p_s 就会很低,吸入液体极易汽化。

(2)吸高 Z_s : 由式(1-13)可知,当其他条件不变,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 $[Z_s]$ 不超过 5~6m。为此,对于那些吸入条件很差的泵(如热水泵、凝水泵等),应将其安装在吸入液面之下。泵吸口低于吸入液面的高度称为流注吸高。

(3)吸入管流速 V_s 及阻力 $\sum h_s$: 由式(1-13)可见,当其他条件不变,吸入管流速 v_s 和管路阻力 $\sum h_s$ 越大,则 p_s 越小。管路阻力包括沿程阻力和弯头、阀门、过滤器等处的局部阻力。除在设计时应尽量减小管长,减少管路弯头、附件,选用适当的管径和管内流速外,使用时还应勤洗滤器,开足吸入阀门,以减小吸入管路阻力损失。对于油泵,油温越低,油的粘度越高,流动阻力就越大。而对于水泵,水温变化对管路阻力的影响很小。

(4)液体密度 ρ 所输送液体的密度越大,则泵的吸入压力就越低。

(5)液体温度 液体温度对吸入压力的影响,主要看其对液体密度和管路阻力的影响而定。输油时,油温降低,管路阻力增大,同时油的密度也增大,因而将使吸入压力降低。而输水时,水温对管路阻力和密度的影响甚微,因而对吸入压力影响很小;但另一方面温度越高,水越容易汽化,吸入条件越差。所以,对吸入温度可能变化的泵,如锅炉给水泵,使用中当水温升高导致吸入失常时,应通过降低泵的转速,或降低吸入液体温度等措施解决。

(6)惯性水头 惯性水头是指液体作不稳定流动(即各处流速随时间而变)时才有的附加水头。对第二章要讲到的往复泵来说,由于其活塞运动不均匀,惯性水头损失就较大。

(7)原动机的转速 当其他条件不变的情况下,对瞬时流量均匀的泵,转速增加,液体流速加大,流阻加大,吸入压力会降低,故转速不能过分提高。对瞬时流量很不均匀的泵(如往复泵),转速增加,使惯性水头增加,吸入压力脉动增加,会造成泵不能正常吸入。因此转速也是影响泵吸入性能的一个因素。这也是往复泵转速不宜过高的原因之一。

二、泵的正常排出条件

泵的正常排出条件有以下两点:

(1)泵本身能够产生的排出压力必须足够高,否则液体就排不出去。这就要求泵的密封件

性能良好,承压件耐压性能良好,运动件技术状态良好,能够向液体提供足够的能量。泵的排出压力主要用于提升液体高度、克服排出液面背压和克服排出管路阻力。即:

$$p_d = p_2 + (z_d + \sum h_d) \rho_g \quad \text{MPa} \quad (1-14)$$

式中: p_d ——泵的排出压力;

p_2 ——排出液面背压;

$\sum h_d$ ——排出管中总流阻损失。

(2)泵实际工作时的排出压力不能过高。对容积式泵,排出压力会随管路负荷增大而增大,理论上可达无限大。实际上当排出压力过高时,可能造成原动机过载,甚至使泵的密封、部件损坏或管路破裂。故规定容积式泵的排出压力不得超过额定排出压力。对于叶轮式泵和喷射式泵,排出压力的最大值是有限的。当排出压力超过额定值时,虽不会造成机损,但会使流量和效率急剧下降,直至为零。因此,为保证泵正常排出,在管理时要防止排出管路上的滤器或其它元件堵塞,注意排出阀的打开程度。如排出条件不变,泵的排出压力低于正常值,则通常意味着泵的流量减小使得管路阻力降低。适当降低转速可减少惯性损失。

第二章 往 复 泵

RECIPROCATING PUMPS

第一节 往复泵工作原理、特点和性能曲线

OPERATING PRINCIPLE, CHARACTERISTIC AND PERFORMANCE CURVES OF RECIPROCATING PUMPS

一、往复泵的工作原理

1. 基本结构

图 2-1 是单缸双作用往复泵的结构简图。它主要由活塞、泵缸、吸入阀和排出阀等部件组成。

2. 工作原理

往复泵是一种容积式泵。它利用活塞的往复运动,使泵缸内的容积大小发生周期性变化,通过阀箱中的吸入阀和排出阀控制液流方向,从而实现从吸入管吸入液体和向排出管排出液体。

3. 作用数

往复泵在活塞每一往复行程吸排液体的次数,称为往复泵的作用数。上述往复泵每一往复行程活塞上下两侧各吸排一次液体,是双作用泵。每一往复行程吸排一次液体,是单作用泵。由两个双作用泵缸或三个单

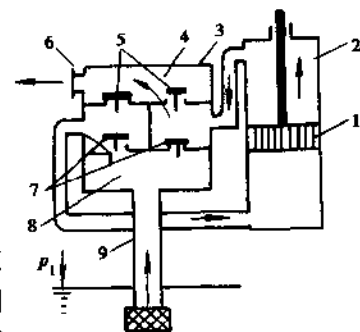


图 2-1 往复泵的结构简图

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

作用泵缸组成的往复泵称为四作用泵和三作用泵。

4. 主要类型

往复泵又可分为活塞泵和柱塞泵两大类。活塞泵因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车有若干道环形均压槽,有良好的密封性,故适用于高压。

二、往复泵的特点与性能曲线

我们从哪些方面来考察往复泵的特点呢?我们可从自吸能力、流量、流量的均匀性、压力、转速、效率、适用性、简易性、耐用性等几个方面加以考察。

1. 自吸能力——较强。

所谓泵的自吸能力,是指泵依靠自身能力能抽出泵内及吸入管路中的空气而将液体吸上。泵的自吸能力的好坏与泵的密封性能有重要关系。当往复泵因长期停用而泵腔干燥时,泵阀或泵缸密封不佳而自吸能力降低时,就应在起动前向缸内灌满液体,这样有利于提高泵的自吸能力,同时也减少摩擦。

2. 流量——仅与泵的转速、泵缸尺寸和作用数有关,与工作压力无关。

流量与哪些因素有关可由往复泵的流量公式加以说明。

往复泵的理论流量(平均流量)为活塞在单位时间内所扫过的容积:

$$Q_t = 60KA_e S n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-1)$$

式中: K ——泵的作用数;

S ——活塞行程, m ;

n ——泵的转速, r/min ;

A_e ——泵缸截面积 $\frac{1}{4}\pi D^2$ (D 为泵缸直径), m^2 , 活塞两侧空间都工作的泵应取平均有效工作面积(有杆侧应减去活塞杆截面积)。

由式(2-1)可知,往复泵的理论流量与工作压力无关。因此往复泵不能用改变排出阀开度的方法来调节流量,而应采用变速或回流(旁通)调节法。

3. 流量的均匀性——很不均匀。

因为往复泵活塞的运动速度 v 不是均匀的,在上下止点位置时为零,在行程中间位置时速度最大(其速度大小为 $v = r\omega \sin\beta$, r 为曲柄半径, ω 为曲柄角速度, β 为曲柄转角),所以其瞬时流量($q = Av$, A 为活塞工作面积)在不同时刻是不相同的。

对于单作用泵,由于活塞在上下止点时的瞬时流量 q 为零,上下止点中间时 q 为最大,故单作用泵的流量最不均匀。

对于多作用往复泵,由于其瞬时流量为各缸在同一时刻排出的瞬时流量的叠加。显然多作用往复泵瞬时流量的均匀程度要比单作用泵好。一般而言,增加作用数能够改善往复泵的流量均匀性,但也使结构趋于复杂,故在往复泵的作用数最多为四作用。其中三作用泵因曲柄间各差 120° 的缘故,其瞬时流量的均匀程度比单、双、四作用泵都好。在实用中也常用空气室来减轻往复泵吸排管中的流量脉动和相应的压力脉动。

泵的流量不均匀度可用脉动率 $\sigma_a = (q_{\max} - q_{\min})/q_m$ 来表示。式中 q_{\max} 、 q_{\min} 、 q_m 分别表示最大、最小和平均理论流量。

表 2-1 所列为各种往复泵流量脉动率 σ_a 的理论值,它与曲柄半径 r 与连杆长度 l 之比 λ 有关。

往复泵理论流量脉动率 σ_a

表 2-1

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

4. 压力——额定排出压力仅与泵原动机的功率、轴承的承载能力、泵的强度和密封性能有关,与泵的尺寸和转速无关。

往复泵属于容积式泵的一种。容积式泵因其工作原理决定了其实际工作压力取决于管路负荷,不论管路负荷有多大,工作部件(如活塞)总是要力图将吸入工作腔中的液体挤出去,负荷越大,排出压力就越大,当排出管阀门关闭或堵塞时,管路负荷趋于无穷大,排出压力也将趋于无穷大。实际上当排出压力趋于无穷大的过程中,不是造成原动机过载、堵转直至烧毁,就是造成管路破裂。因此必须为容积泵规定额定排出压力,工作时的实际排出压力不得超过额定工作压力;在管理时,任何容积泵都必须“开阀起、停”,泵工作时严禁吸排管路堵塞或将吸排阀门关小或关闭。

5. 转速——不宜太快。

泵的转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;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,从而产生液击和恶化吸入条件。所以,电动往复泵转速多在 200~300r/min 以下,一般最高不超过 500r/min,高压小流量泵最高不超过 600~700r/min。

6. 效率——容积效率受泵的密封性能、转速、泵阀性能和液体粘度影响较大。

往复泵的容积效率总是低于 100%,原因主要有三点:

(1) 活塞换向时,由于吸入阀和排出阀的关闭迟滞,产生了液体的流失。

(2) 泵的阀门、活塞与泵缸间、活塞杆与填料涵间的间隙引起的漏泄损失。

(3) 泵吸入的液体中含有气体。气体可能是因压力降低时从液体中逸出的,也可能是液体本身汽化产生,另外还可能从填料箱等处漏入。

一般输送常温清水的往复泵, $\eta_v = 0.8 \sim 0.98$; 输送热水的往复泵, $\eta_v = 0.60 \sim 0.80$ 。实际上,由于泵的类型、大小和新旧程度的不同, η_v 会存在较大差异。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。

7. 适用性——主要适用于流量不大,对流量均匀性要求不高和需要自吸能力强的场合,在船上主要用作舱底水泵。

8. 简易性——结构复杂,管理麻烦。

往复泵因转速不宜太快,故常在原动机和泵之间装有减速机构,这使得结构复杂,管理量也相应增加。

9. 耐用性——易损件多(活塞环、泵阀、填料等),输送含固体杂质的液体时,活塞环、泵阀、填料更加容易损坏。

三、性能曲线

上面我们只是定性地介绍了往复泵的特点,其中 1 到 6 点属于性能特点,7 到 9 点属于结

构和管理特点。如果要定量地了解往复泵的性能特点(又称特性),就得借助于通过试验获得的特性曲线。所谓往复泵的特性曲线是指流量 Q 、功率 P 、效率 η 等特性参数与压头 H 之间的关系曲线。如图 2-2 所示。

当泵轴转速一定时,理论流量是一条与压头无关的直线。但实际上压头 H 增高时,由于漏泄的增加,实际流量略有减少。功率曲线是一条随压力增高而上升的近似直线。效率曲线是一条上拱曲线,且在一个相当宽的压头范围内,保持较高值,最高效率点对应的压头即为泵的额定工作压头。

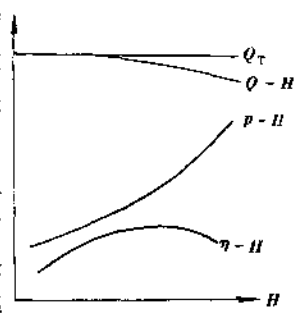


图 2-2 往复泵的特性曲线

第二节 往复泵的主要部件与空气室

MAIN PARTS&AIR CHAMBERS FOR RECIPROCATING PUMPS

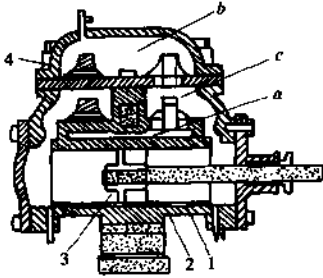


图 2-3 往复泵的泵缸与阀箱
a-吸入室；b-排出室；c-中间腔室
1-泵缸；2-泵缸衬套；3-活塞；4-阀箱

一、泵缸与阀箱

泵缸与阀箱常用铸铁铸成一体,结构如图 2-3 所示。

往复泵的泵缸是一个内表面经过加工的圆筒体,其一端做成喇叭形,以便于安装活塞组件。大中型泵,为防止海水腐蚀和磨损后便于更换,常在泵缸内膛衬有青铜或不锈钢缸套。

泵缸缸套的圆度和圆柱度应符合要求。活塞环装入后用灯光检查,整个圆周上的漏光不应多于 2 处,且与开口距离不小于 30mm,每处径向间隙弧长不大于 45°。必要时可用内径千分卡测量缸套的圆度和圆柱度,如发现磨损超过标准,即需镗缸,并换新活塞。镗缸后,其厚度减少不应超过 15%,否则应换新。

阀箱 4 分三层。底层 a 是吸入室,与吸入管连接;上层 b 是排出室与排出管连接;中间一层 c 用隔板隔成两个互不相通的工作室,分别与泵缸两端的工作空间连通,吸、排阀分组安装在中层空间上下层隔板的阀孔座上。

二、阀与阀座

1. 阀与阀座的结构

往复泵的泵阀有吸入阀和排出阀,它们的作用是使泵缸工作室交替地与吸排管接通或隔断,以完成泵的吸排过程。常见的泵阀结构型式有盘阀、锥阀、球阀、环阀等几种,如图 2-4 所示。

2. 泵阀的特点

盘阀:结构简单,易于加工,经久耐磨,应用广泛,但水力损失较大,适用于吸排清水、低压液体的场合。

环阀:结构简单,易于加工,流阻较小,应用较广,但刚性较差,适用于吸排低压、大流量液体的场合。

锥阀:关阀迅速,无需弹簧,密封性好,阻力很小,但加工要求高。适用于吸排高粘、高压液