

符合 STCW78 / 95 公约要求

航海高等教育与培训教材



船舶辅机

上海海运学院组织编写

韩厚德	郑士君	编 主审
杨万枫	孙永明	
陈煜		



符合 STCW78/95 公约要求

航海高等教育与培训教材

船舶辅机

上海海运学院组织编写

韩厚德 郑士君 编
杨万枫 孙永明
陈 煜 主审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书根据'95“STCW”公约、'98“海船轮机长、轮机员考试大纲”和“IMO”对高级轮机管理人才的要求,并参考上海海运学院高级船员适任证书考证教材和交通部高等学校统编教材编写而成。本书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、使用和维修管理要点,以及常见故障的分析和排除方法。全书共分三篇十八章。第一篇为甲板机械,内容包括液压泵、液压马达、液压舵机、起货机、锚机和绞缆机;第二篇为船舶制冷装置和空气调节装置,主要内容为制冷原理、制冷设备和制冷系统;第三篇为船用泵和舱内辅机,内容包括在复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵、空压机、船用锅炉、海水淡化装置。

根据新考试大纲要求,本书删除了“防污染装置”和“分油机”内容;对液压元件、新制冷剂 and 环境保护、辅锅炉等内容有较多增添。此外,本书附有常用液压传动图形符号和 R12、R22 和 R134a 的 $\lg p-h$ 图及湿空气的 $h-d$ 图。

本书可作为轮机员、机务管理人员及水运院校学生进行轮机考证的系统培训教材,也可供有关院校本科、专科和专业技术人员参考学习。

图书在版编目(CIP)数据

高级船员培训教材 / 上海海运学院组织编写. —北京:
人民交通出版社, 2000. 7
ISBN 7-114-03695-7

I. 高... II. 上... III. 船员-技术培训-教材
IV. U676.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 63434 号

符合 STCW78/95 公约要求

航海高等教育与培训教材

Chuanbo Fuji

船 舶 辅 机

上海海运学院组织编写

韩厚德 郑士君 编

杨万枫 孙永明

陈 煜 主审

正文设计:王秋红 责任校对:宿秀英 责任印制:杨柏力

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京凯通印刷厂印刷

开本:787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张:21.25 字数:526 千

2001 年 4 月 第 1 版

2001 年 4 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:0001—3100 册 定价:42.00 元

ISBN 7-114-03695-7
U·02674

前 言

船舶辅机是高等海运院校轮机工程专业的主要专业课之一。本书按照 78/95 “STCW”公约及中华人民共和国海事局颁布的“海船船员适任考试和评估大纲”的实施要求,汇集并总结了上海海运学院及有关院校《船舶辅机学》和高级船员适任证书考证教材编写而成。

船舶辅机是一门涉及多学科的综合性技术。为了在有限的学时内,较全面地掌握船舶辅机的基本理论、结构、系统控制、操作运行、常见故障的分析和处理方法等专业知识,本书力求理论联系实际、突出重点、有较强的针对性、较好的系统性和适用性;尽力做到论述简明扼要、文字简洁通俗。船舶辅机领域的一些有关新规范、标准和技术在本书也有体现。

本书第一篇由上海海运学院郑士君副教授编写;第二篇由韩厚德教授编写;第三篇第十五章的第七节~第九节、第十六章和第十七章由杨万枫副教授编写;第三篇第十五章的第一节~第六节和第十八章由孙永明副教授编写;全书由韩厚德教授主编定稿,交通部上海海上安全监督局陈煜高级工程师主审。

本书在编写、出版过程中得到了中华人民共和国海事局、各航运单位的关心和大力支持。在此书出版之际,对同行专家的热情帮助表示诚挚的感谢!

限于作者水平,不妥之处,恳请读者指正。

韩厚德

2000 年 12 月

目 录

第一篇 甲板机械

第一章 液压传动基本理论	1
第一节 液压传动在甲板机械中的应用	1
第二节 液压传动的工作原理与特性	1
第三节 液压传动装置的基本组成	3
第四节 液压系统图的图形符号与使用注意事项	3
第五节 液压传动的特点	4
第二章 液压泵	5
第一节 液压泵概述	5
第二节 柱塞泵	7
第三章 液压控制阀	19
第一节 概述	19
第二节 压力控制阀	20
第三节 方向控制阀	28
第四节 流量控制阀	34
第四章 液压马达	37
第一节 概述	37
第二节 活塞连杆式液压马达	40
第三节 静力平衡式液压马达	43
第四节 多作用内曲线径向柱塞式液压马达	45
第五节 液压马达的使用	47
第五章 辅助元件	48
第一节 蓄能器	48
第二节 滤油器	50
第三节 热交换器	52
第四节 油箱	53
第六章 液压油使用技术	54
第一节 液压油的种类	54
第二节 液压油的选择和管理	55
第三节 船用液压油的污染与控制	57
第七章 舵机	63
第一节 舵的作用原理与对舵机的要求	63
第二节 液压舵机的工作原理和基本组成	66

第三节 推舵机构	69
第四节 液压舵机的遥控系统	74
第五节 液压舵机实例	78
第六节 液压舵机的管理	82
第七节 液压舵机常见故障分析	85
第八章 船舶起货机	87
第一节 概述	87
第二节 起货机的液压系统	88
第九章 锚机和绞缆机	97
第一节 锚机	97
第二节 绞缆机	99

第二篇 船舶制冷与空气调节装置

第十章 船舶制冷原理和制冷循环	101
第一节 制冷技术在船舶上的应用	101
第二节 食品冷藏及冷藏条件	101
第三节 蒸气压缩式制冷的基本原理和热力过程	103
第四节 蒸气压缩式制冷循环	105
第五节 蒸气压缩式制冷循环工况分析	109
第十一章 制冷剂、载冷剂和润滑油	111
第一节 船用制冷剂与环境保护	112
第二节 载冷剂	115
第三节 润滑油	116
第十二章 制冷压缩机及制冷系统	118
第一节 活塞式制冷压缩机	118
第二节 制冷换热器及辅助设备	126
第三节 制冷装置自动控制及控制元件	131
第四节 典型制冷装置自动控制系统	144
第十三章 船舶制冷装置的管理	145
第一节 制冷装置的试验和验收	145
第二节 制冷装置的操作	148
第三节 制冷装置常见故障分析和排除	157
第十四章 船用空气调节装置	167
第一节 空调原理和空调参数	167
第二节 湿空气的状态参数	168
第三节 湿空气的 $h-d$ 图及其应用	170
第四节 船舶空气调节装置	172
第五节 空调送风量和送风参数的确定	177
第六节 船舶空调装置的自动控制	179
第七节 船舶空调装置的管理	184

第三篇 舱内辅机

第十五章 船用泵	190
第一节 船用泵基础理论	190
第二节 往复泵	193
第三节 齿轮泵	204
第四节 螺杆泵	209
第五节 叶片泵	214
第六节 水环泵	218
第七节 离心泵	220
第八节 旋涡泵	240
第九节 喷射泵	244
第十六章 活塞式空气压缩机	247
第一节 概述	247
第二节 活塞式空压机的工作原理	248
第三节 活塞式空压机的结构	250
第四节 活塞式空压机的自动控制	255
第五节 活塞式空压机的运行管理	256
第十七章 船舶海水淡化装置	258
第一节 船舶对淡水的需求	258
第二节 船用真空蒸馏式海水淡化装置工作原理	258
第三节 船用海水淡化装置实例分析	260
第四节 影响真空蒸馏式海水淡化装置工作的因素	263
第五节 真空蒸馏式海水淡化装置的维护管理	267
第十八章 船舶辅助锅炉	269
第一节 概述	269
第二节 船舶辅助锅炉和废气锅炉的结构及性能	272
第三节 船舶辅助锅炉的燃油系统及管理	278
第四节 船舶辅助锅炉的汽、水系统及其附件	287
第五节 船舶辅助锅炉炉水化验和处理	293
第六节 船舶辅助锅炉的自动控制	296
第七节 船舶辅助锅炉的运行和管理	297
第八节 辅助锅炉常见故障的分析与处理	303
附录一 常用液压传动图形符号	305
附表 1 R12 饱和液体及饱和蒸汽的热力性质	317
附表 2 R22 饱和液体及饱和蒸汽的热力性质	320
附表 3 R134a 饱和液体及饱和蒸汽的热力性质	323
附图 1 R12 过热蒸汽的压—焓图	326
附图 2 R22 过热蒸汽的压—焓图	327
附图 3 R134a 的压—焓图	328
附图 4 湿空气的焓湿($h-d$)图	329

第一篇 甲板机械

第一章 液压传动基本理论

第一节 液压传动在甲板机械中的应用

液压传动是根据 17 世纪 Pascal 指出的流体静压力传递原理而发展起来的一门新兴技术。通常将以液体作为工作介质,以液体的压力能来进行能量与信息传递的传动称为液压传动,采用液压传动的机械简称液压机械。

液压传动在甲板机械中的应用,最早(1804 年)是由英国人将以水作为工作介质的一台液压锚机安装于实船上,1906 年英国“西弗吉尼亚”(West Virginia)号战舰上 300mm 口径火炮俯仰机构采用了液压传动,1916 年“新墨西哥”(New Mexico)号战舰上使用了液压舵机。到了上世纪 50 年代,随着液压工业本身不断完善和对甲板机械性能要求的提高,液压传动广泛用于甲板机械,如锚机、舵机、起货机、舱口盖启闭装置,还用于管路阀门的远距离控制,柴油机的控制,离合器的操纵机构上,以利于减轻船员劳动强度与便于实现自动化。此外,近年来还进一步发展了用于船舶自动操舵,船舶减摇和可变螺距桨推进器的调整机构的电液系统,在船舶节能方面采用主机恒速轴带发电机中的液压-机械分流传动获得了显著的节能效果,在大型滚装船上几乎所有的舱内外运输作业所需的设备全部采用了液压传动,工程船舶上工作机械大多实现了液压化。

液压传动在我国船舶上的应用较晚。1953 年江南造船厂制造了我国第一台转舵力矩为 $90\text{kN}\cdot\text{m}$ (柱塞式液压缸,十字头转向机构)液压舵机,液压泵为 Hele-Shaw 型径向柱塞式,工作压力为 8MPa ,安装于“民众”号客船上。揭开了我国船舶工业首次制造液压甲板机械的历史,1958 年又制造了转舵力矩为 $650\text{kN}\cdot\text{m}$ 的液压舵机,装于第一艘国产万吨级远洋货船“东风”号上。1970 年后,我国制造的“天津”号,“安源”号,“长风”号等万吨级远洋货船均相继采用了双吊杆式液压起货机;“辽阳”号和“信阳”号货船上安装了我国制造的转舵力矩为 $650\text{kN}\cdot\text{m}$ 转叶式舵机。自 1980 年以后我国相继引进了德国 Liebherr,瑞典 HaggLund,日本 IHI(包括系泊设备)船用液压起货机的生产技术;同时也引进了日本 Kawasaki,挪威 Frydenbo(回转式),德国 HatLapa(包括系泊设备)液压舵机的生产技术,使我国的液压甲板机械的生产得到了迅速的发展,推动了液压甲板机械在我国船舶上的应用。

第二节 液压传动的工作原理与特性

本节以液压千斤顶为例说明液压传动的工作原理。图 1-1 为千斤顶结构简图。千斤顶由液压缸 9、手动活塞泵 2、控制阀等组成。当手动活塞泵中的小活塞 3 向上移动时,泵工作腔容

积增大,形成局部真空,单向阀 4 打开,通过吸油管 5 从油箱中吸油,当小活塞下移时,工作腔压力增高,单向阀 4 关闭,单向阀 7 开启,工作腔内的油经管道 6 输送至液压缸工作腔内,使大活塞 8 向上移动,顶起重物。只要使手动活塞泵不断向液压缸提供油液,就可将重物上移至所需高度。单向阀 7 可以防止液压缸中的油液倒流,从而保证了重物不会自行下降,只有打开截止阀 11 时,液压缸工作腔的油经截止阀 11 返回油箱,重物才会向下降。

图 1-2 为液压千斤顶的简化模型,据此可分析两活塞之间的力比关系、运动关系和功率关系。

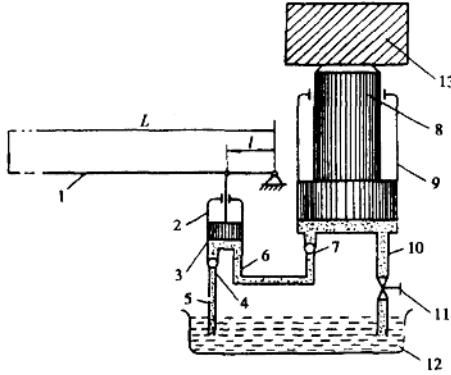


图 1-1 液压千斤顶结构简图

1-手柄;2-手动活塞泵;3-小活塞;4、7-单向阀;5-吸油管;
6-排油管;8-大活塞;9-液压缸;10-回油管;11-截止阀;12-
油箱;13-重物

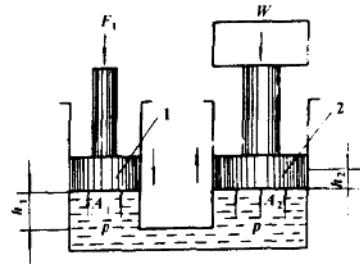


图 1-2 液压千斤顶简化模型

1-小活塞;2-大活塞

1. 力比关系

当在小活塞上施加力 F_1 时,小活塞下腔的油液就产生了压力 p , $p = F_1/A_1$ 。根据帕斯卡原理“施加在密闭容器内平衡液体中某一点的压力能等值地传递到全部液体”,在大活塞下端的油腔中也存在着相同的压力 p ,当 $p \cdot A_2 = W$ 时,就能使大活塞举起重物 W 。故有:

$$p = F_1/A_1 = W/A_2$$

或

$$W/F_1 = A_2/A_1 \quad (1-1)$$

式中: A_1 、 A_2 ——分别为小活塞和大活塞的作用面积。

式(1-1)是液压传动中力传递的基本公式,由于 $p = W/A_2$,所以液体压力是随负载 W 的大小而变化的。如果负载 W 很小,压手柄 1 并不费力,说明液体压力 p 很小;如果负载 W 很大,压手柄 1 就很费力,说明液体压力 p 很大。由此我们可建立一个很重要的基本概念,即液压缸中的压力决定于负载,而与流入液体的多少无关。另外从式(1-1)可看出,小小的液压千斤顶之所以能举起很重的物体,是由于有着很大的面积比 A_2/A_1 的缘故。

2. 运动关系

如果不计液体的可压缩性、漏损和缸体、油管的变形,则从图 1-2 可以看出,被活塞 1 压出油液的体积必然等于大活塞向上升起后缸扩大的体积。即:

$$A_1 \cdot h_1 = A_2 \cdot h_2 \quad (1-2a)$$

或

$$h_2/h_1 = A_1/A_2 \quad (1-2b)$$

式中: h_1 、 h_2 ——分别为小活塞和大活塞的位移。

从式(1-2)可知,两活塞的位移和两活塞的面积成反比。将式(1-2a)两端除以活塞移动的时间 t 得:

$$A_1 \frac{h_1}{t} = A_2 \frac{h_2}{t}$$

即

$$v_1/v_2 = A_1/A_2 \quad (1-3)$$

从式(1-3)可以看出,活塞的移动速度和活塞的作用面积成反比。

$A \cdot h/t$ 的物理意义是单位时间内,液体流过截面积为 A 的体积,称为流量 Q 。

即:

$$Q = A \cdot v \quad (1-4a)$$

因此:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = Q$$

如果已知进入液压缸的流量 Q ,则活塞的运动速度为:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-4b)$$

调节进入液压缸的流量 Q ,即可调节活塞的运动速度 v ,这就是液压传动实现无级变速的基本方法之一。从式(1-4b)可得到另一个重要的基本概念,即活塞的运动速度 v 决定于进入液压缸中的流量 Q ,与工作压力 p 的大小无关。

3. 功率关系

将式(1-1)和式(1-3)相乘可得:

$$F_1 \cdot v_1 = W \cdot v_2 \quad (1-5)$$

上式左端为输入功率,右端为输出功率。这说明了在不计损失的情况下输入功率等于输出功率。由式(1-5)还可得出:

$$P = pA_1 \cdot v_1 = pA_2 \cdot v_2 = pQ \quad (1-6)$$

从式(1-6)可看出,液压传动中功率 P 可以用压力和流量的乘积来表示。压力 p 和流量 Q 是液压传动中最基本与最重要的两个参数。

第三节 液压传动装置的基本组成

从液压千斤顶的工作原理可知,一个能完成能量传递的液压装置由四部分组成:

(1)动力元件部分。其功用是将原动机的机械能转换成液体的压力能,如各类液压泵。

(2)执行元件部分。包括各类液压缸和液压马达,其功用是将液体的压力能转换为机械能以带动工作部件运动。

(3)控制元件部分。包括各种压力阀、流量阀和换向阀。其功用是调节与控制液压系统中液流的压力、流量和流动方向,以满足工作机械所需的力(力矩)、速度(转速)和运动方向(运动循环)的要求。

(4)辅助元件部分。上述三项组成部分之外的其他元件都称辅助元件,包括油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表、热交换器等。它们对于保证液压系统工作的可靠性和稳定性具有重要作用。此外,还有传递能量的介质通常是矿物油。

第四节 液压系统图的图形符号与使用注意事项

图 1-1 所示的液压千斤顶结构简图直观性强,但绘制起来费事,特别是当液压系统中元件

较多时,绘制更为不方便。为了简化液压系统原理图的绘制,通常采用液压元件职能符号来绘制液压系统原理图。图 1-3 所示为用职能符号表示的液压千斤顶系统图,在此图中,各液压元件都用职能符号表示,符号取自国家制定的液压系统图图形符号标准 GB786.1—93(详见本书附录一)。用职能符号绘制液压系统图方便,图面清晰、简洁,对于具有一定液压技术知识的人来说,比起结构简图更便于了解和分析液压系统。

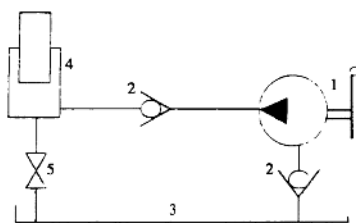


图 1-3 用职能符号表示的液压千斤顶原理图

- 在使用职能符号图形时应注意以下几点：
- 符号只表示元件的职能,不表示其具体结构和参数,若要注明该元件的参数可在该元件的符号边加以说明。
 - 符号只表示各元件间的连接关系,不表示它们的具体安装位置。
 - 符号都以元件的静止位置或零位位置表示。
 - 所用符号要符合国标规定,只有在无标准符号情况下才可用结构简图代替。

第五节 液压传动的特点

液压传动与其他类型的传动相比主要有如下特点：

- (1) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑,例如,其外形尺寸仅为电气传动的 12% ~ 13%,重量为 10% ~ 20%,符合船舶对设备要求重量轻、体积小特点。
- (2) 液压传动装置的单位重量输出力大,能满足船舶各种机械需要。
- (3) 液压传动装置惯性小,油液可视为无压缩性,系统动作灵敏、响应快、换向迅速,换向频率高与启动时间不超过 0.1s,适应船舶机械工况变化大的要求。
- (4) 液压传动以油和特殊的水基混合为工作介质,油液及乳化液本身具有一定吸振能力,运动平稳,能在低速下稳定工作。
- (5) 液压传动能在较大范围内方便实现无级调速,其调速比可达 1000 以上,最低稳定角速度可小到 0.1rad/s,启动机械效率高,内曲线液压马达可达 98%。
- (6) 液压传动具有各种形式(直线、旋转、摆动)执行元件,可直接与工作机械相联接,完成各种复杂动作,机构简单,与电气组成电液复合系统,更有利于实现自动化、省力与远距离操作。
- (7) 液压传动装置的元件之间可以根据需要任意安排,属柔性传动,不受任何限制,而在机械传动中轴线同心的要求是很严格的。
- (8) 液压传动装置防过载容易,只要在系统中设置安全阀即可,当动力源发生故障时,蓄能器可作应急之用,起安全保护作用,液压元件的运动表面可实现自润滑,使用安全可靠。
- (9) 液压元件的标准化程度高,通用性强,可实现更换维修法,这对远离大陆的船舶来说,是最为方便的。
- (10) 液压传动装置各执行机构动作和力(力矩)是靠工作介质来传递的,所以工作介质的质量和清洁度将关系到液压机械的运行状态,因此,对工作介质的质量与清洁度有较高要求。
- (11) 由于液压油的粘度随油温而变,易引起液压执行机构的运行特性的变化,因而液压传动不适用于要求定比传动的场合。

(12) 液压传动装置中的工作介质容易泄漏,造成对环境的污染,在船舶上有时还会造成对货物的污染。为防止泄漏,要特别注意液压元件密封性能和元件的制造精度。

(13) 液压系统的故障具有一定隐蔽性和可变性,因此故障原因的判断较其他传动方式要困难的多,所以液压机械的安装、使用和维护的技术水平要求较高。

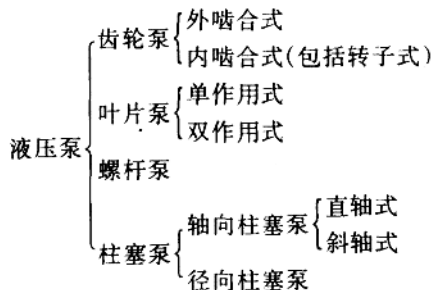
第二章 液 压 泵

第一节 液压泵概述

一、液压泵分类

液压泵的作用是向液压系统提供具有一定压力和流量的油液。从能量转换观点来看,液压泵是液压系统中将机械能转换为液压能的能量转换元件。

液压泵的种类很多,按其结构形式可分类如下:



在船舶液压机械中上述液压泵都有一定的使用,本章主要叙述柱塞式液压泵的工作原理、特点、管理要求与常见故障分析,其他类型液压泵请参阅本书其他章节。

按照泵的排量能否改变,液压泵分为定量泵和变量泵。叶片泵和柱塞泵在结构上都可以实现变量。

当泵的转向一定时,泵的排油方向可以改变的泵称为变向泵,所以液压泵也可分为定向泵和变向泵。叶片泵和柱塞泵在结构上都可以实现变向。

液压泵由于是靠密封的工作空间容积变化进行工作的,所以又称为容积式泵。

二、液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数为压力、流量、转速和效率等。

1. 压力 p (Pa)

液压泵输出的压力由负载决定,当负载增加时,泵的压力也增高;当负载减小时,泵的压力也下降,一般对液压泵的压力有两个指标:额定压力 p_n 和最大工作压力 p_{max} 。

额定压力是指在保证泵的容积效率和使用寿命的条件下,泵连续运行所允许使用的工作压力;最大工作压力是指泵在短时间内允许超载的极限压力,它的值由液压系统中的安全阀所限定。

2. 流量 $Q(\text{m}^3/\text{min})$

流量是指泵在单位时间内排出液体的容积。流量可分为理论流量和实际流量。泵的理论流量 Q_t 等于泵的理论排量 q_t 与转速的乘积,即:

$$Q_t = q_t \cdot n \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (2-1)$$

式中: q_t ——泵轴转过一转所排出的理论容积, m^3/r ;

n ——泵轴转速, r/min 。

泵的实际流量 Q 小于泵的理论流量 Q_t , 因为当有负载压力时, 泵零件的密封间隙处有泄漏, 其泄漏量为 ΔQ , 因此:

$$Q = Q_t - \Delta Q \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (2-2)$$

泵的泄漏量 ΔQ 与泵的输出压力的大小有关, 压力越高, 则泄漏越大; 而泵的理论流量与泵的输出压力无关。

3. 转速 $n(\text{r}/\text{min})$

泵的输入转速可分为额定转速和最高转速。额定转速 n 是指泵在正常工作情况下的转速, 在此转速下运行, 泵具有一定的自吸能力, 避免产生空穴和气蚀现象(自吸工况)和保持正常磨损和噪声(非自吸工况)。

泵的最大转速 n_{max} 受运动件的磨损、振动、噪声和泵寿命的限制, 只能作短暂使用。

4. 扭矩 $(\text{N} \cdot \text{m})$

泵的扭矩可分为输入扭矩 T 和理论扭矩 T_t , 设泵进口压力为零, 则泵的理论扭矩:

$$T_t = p \cdot q_t = \frac{1}{2\pi} p \cdot q_t = 0.159 p \cdot q_t \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-3)$$

式中: p ——泵的工作压力, Pa ;

q_t ——泵每转理论排量, m^3/r 。

输入泵的实际扭矩 T 大于泵的理论扭矩 T_t , 因为泵的运动零件之间存在摩擦损失。设损失扭矩为 ΔT , 则:

$$T = T_t + \Delta T \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-4)$$

损失扭矩 ΔT 由三部分组成: 运动零件之间的液体黏性阻力所产生的阻力矩, 与压力差有关的机械摩擦阻力矩以及与压力差无关的机械摩擦阻力矩。

5. 功率 (W)

泵的功率可分为输入功率 P 、理论功率 P_t 和输出功率 P_e 。

输入功率:

$$P = T\omega \quad \text{W} \quad (2-5)$$

理论功率:

$$P_t = pQ_t = T_t \cdot \omega \quad \text{W} \quad (2-6)$$

输出功率:

$$P_e = pQ \quad \text{W} \quad (2-7)$$

式中: T ——泵输入扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

T_t ——泵的理论扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

ω ——泵输入角速度, rad/s ;

p ——泵工作压力, Pa ;

Q_t ——泵的理论流量, m^3/s ;

Q ——泵的实际流量, m^3/s 。

6. 效率

泵的效率分为容积效率 η_v 、机械效率 η_m 和总效率 η 。

泵的实际流量与理论流量之比称为泵的容积效率, 即:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (2-8)$$

泵的理论扭矩与输入扭矩之比称为泵的机械效率, 即:

$$\eta_m = \frac{T_i}{T} \quad (2-9)$$

泵的输出功率与输入功率之比称为泵的总效率, 即:

$$\eta = \frac{pQ}{T\omega} \quad (2-10)$$

三、液压泵的常用职能符号

在船舶液压机械中, 常用的液压泵的职能符号如图 2-1 所示。

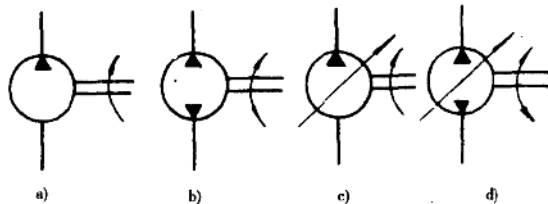


图 2-1 液压泵职能符号

a) 单向定量液压泵; b) 双向定量液压泵; c) 单向变量液压泵; d) 双向变量液压泵

第二节 柱 塞 泵

柱塞式液压泵是靠柱塞在缸体内作往复运动造成工作腔封闭容积的变化, 实现吸油和压油。按其柱塞排列的不同, 可分轴向式和径向式两大类。轴向式是柱塞与缸体旋转轴线平行, 即柱塞呈轴向排列; 径向式是柱塞与缸体旋转轴线垂直, 即柱塞呈径向排列。由于轴向柱塞泵与径向柱塞泵相比结构较简单、效率高、径向尺寸小、转动惯量小、自吸能力好、受力条件好等优点, 在船舶液压机械中, 径向柱塞泵已逐步被轴向柱塞泵所取代。

一、柱塞泵的工作原理

1. 轴向柱塞泵

图 2-2 为轴向柱塞泵的工作原理, 泵由传动轴 1、配油盘 2、缸体 3、柱塞 4、斜盘 5、配油窗口 6、吸排油口 7、8, 泵壳 9 等主要零件组成。斜盘 5 和配油盘 2 是不转动的, 传动轴 1 带动缸体 3、柱塞 4 一起转动, 柱塞 4 靠机械装置或在低压油作用下压紧在斜盘上。当传动轴按图示方向旋转时, 柱塞 4 在其自下而上回转的半周内逐渐向外伸出, 使缸体孔内密封工作腔容积不断增加, 产生局部真空, 从而将油液经配油盘 2 上的配油窗口吸入; 柱塞在其自上而下回转的半

周内又逐渐向里推入,使密封工作腔不断减小,将油液从配油盘窗口向外压出。缸体每转一周,每个柱塞往复运动一次,完成一次吸油和压油动作。改变斜盘的倾角 β ,可以改变柱塞往复行程的大小,因而也就改变了泵的排量。

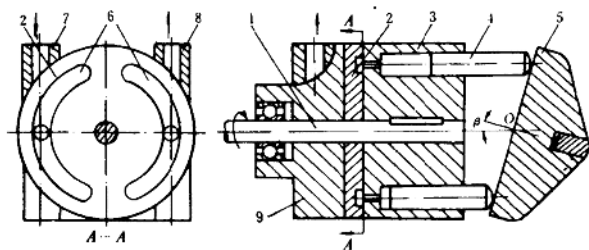


图 2-2 斜盘式轴向柱塞泵工作原理

1-传动轴;2-配油盘;3-缸体;4-柱塞;5-斜盘;6-配油窗口;7、8-吸排油口;9-泵壳

当轴向柱塞泵的结构尺寸已定和转速一定时,泵的流量决定于柱塞往复运动的行程长度,也就是决定于倾斜盘或倾斜缸体的倾斜角度。如果这一倾斜角度是可以调整,就成为变量泵,倾斜角度越大,排量也越大。如改变倾斜的方向,就可使泵的进、出口互换,成为双向变量泵。

轴向柱塞泵每转一转时,每个缸的理论排量 q_1 为:

$$q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 h \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-11)$$

$$\text{或:} \quad q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 D \tan \beta \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-12)$$

式中: d ——柱塞直径,mm;

h ——柱塞的行程,mm;

D ——柱塞中心的分布圆直径,mm;

β ——斜盘的倾斜角,°。

因此,泵每转的理论排量 q_1 和每分钟的理论流量 Q_1 分别为:

$$q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 z D \tan \beta \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-13)$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 z n D \tan \beta \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (2-14)$$

式中: z ——柱塞数;

n ——泵的转速,r/min。

轴向柱塞泵的瞬时流量是脉动的。因为柱塞相对于缸体运动的位移 s 的方程式为:

$$s = -R \tan \beta \sin \varphi \quad \text{mm} \quad (2-15)$$

式中: R ——柱塞中心分布圆半径,mm;

φ ——柱塞相对垂直中心线转过的角度。

柱塞的速度 v 的方程式为:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = R \omega \tan \beta \sin \varphi \quad \text{mm/s} \quad (2-16)$$

式中: ω ——缸体的角速度,rad/s, $\omega = d\varphi/dt$ 因此,每个缸的瞬时流量 q' 为:

$$q' = \frac{\pi}{4} d^2 R \omega \tan \beta \sin \varphi \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-17)$$

由上式可知,一个缸的瞬时流量是随着 φ 角的大小而变化的。整个泵的瞬时流量是处于压油腔位置的几个缸的瞬时流量的总和,所以也是脉动的。当柱塞数为单数时,脉动较小。一般常用的柱塞数为7,当泵的流量大时,也有取柱塞数为9及11的。

2. 径向柱塞泵

图2-3为径向柱塞泵的工作原理。柱塞1径向排列安装在缸体3中。缸体由电动机带动连同柱塞一起旋转。柱塞靠离心力的作用(或低压油的作用)紧贴定子2的内壁,当缸体按图示方向旋转时,由于定子与缸体间有偏心距 e ,柱塞转到上半周时向外伸出,工作腔容积逐渐增大,形成部分真空;油液经衬套4上的油孔,从配油轴5的吸油口I吸入。当柱塞转到下半周时,定子内壁将柱塞往里推,工作腔容积逐渐减小,便向配油轴的压油口II压油。当缸体旋转一周时,每个柱塞吸、排油各一次。只要缸体连续不断运行,泵就可连续不断地向外供油。当泵的转速一定时,改变偏心距 e 的方向就可改变泵的排油方向。这样径向柱塞泵可以做成变向变量泵。

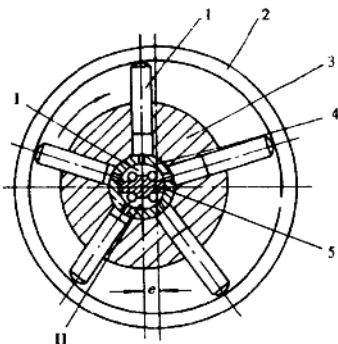


图2-3 径向柱塞泵工作原理

1-柱塞;2-定子;3-缸体;4-衬套;5-配油轴

径向柱塞泵每转的理论排量为:

$$q_1 = \frac{1}{2} \pi d^2 e z \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-18)$$

式中: d ——柱塞直径,mm;

e ——偏心距,mm;

z ——柱塞数。

径向柱塞泵每分钟的理論流量 Q_1 为:

$$Q_1 = \frac{1}{2} \pi d^2 e z n \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (2-19)$$

式中: n ——泵转速,r/min。

径向柱塞泵由柱塞和缸体组成工作腔,密封性好,容积效率一般可达0.94~0.98。但径向柱塞泵存在着一个难以克服的配油机械问题,影响它的使用范围。从上述结构中可以看到,由于配油轴与缸体间有相对运动,因此必须有间隙,而配油轴上的密封区(吸、压油区)的尺寸又必须很小,否则会产生严重困油现象。配油轴一侧承受高压,一侧承受低压,产生一个很大的径向负荷。为了使受力变形后配油轴和缸体(或缸体上的衬套)不致咬死,其间的间隙还不宜过小,这就会在压力差作用下,使泵的泄漏量增加。为了减少配油轴上的径向负荷,径向泵的工作油压一般限制在20MPa以内。另外,径向柱塞泵的径向尺寸大,摩擦副过多,泵的机械效率低。所以径向柱塞泵的使用受到了一定限制,现已基本被轴向柱塞泵所替代。

二、斜盘式轴向柱塞泵结构

1. CY型斜盘式轴向柱塞泵结构

图2-4为手动变量斜盘式轴向柱塞泵(CY型)结构图。它由主体部分:传动轴、配油盘、柱塞、缸体、回程盘、斜盘与变量机构部分组成。缸体用花键联接装在传动轴上,由传动轴带动旋转,使均匀分布在缸体上的柱塞绕转动轴中心线转动。每一柱塞的球状头部装有滑履。装在内套和外套中的定心弹簧,一方面通过内套,钢球和回程盘将滑履紧紧地压在与轴线成一定倾

角的斜盘上。该回程盘浮动地位于在斜盘上,以减少斜盘和滑履之间的磨损。弹簧力使柱塞处于吸油位置时,滑履也能保持和斜盘接触,从而使泵具有自吸能力;另一方面,弹簧力通过外套和油缸内的压力油一起作用在缸体上,使缸体压向配流盘,并和缸体端面间保持一定厚度的静压油垫,从而改善受力及磨损,并减少泄漏。弹簧力还保证在起动时缸体与配流盘间的密封作用。缸体由铝铁青铜制成,外面镶有钢套,并装在滚动轴承上,这样倾斜斜盘给缸体的径向分力可以由滚动轴承承受,使传动轴和缸体不受弯矩,保证缸体端面能较好地与配流盘接触。

当传动轴带动缸体回转时,每转一转,各柱塞在油缸内均相对缸体孔往复运动一次,形成柱塞底腔密闭容积的变化。

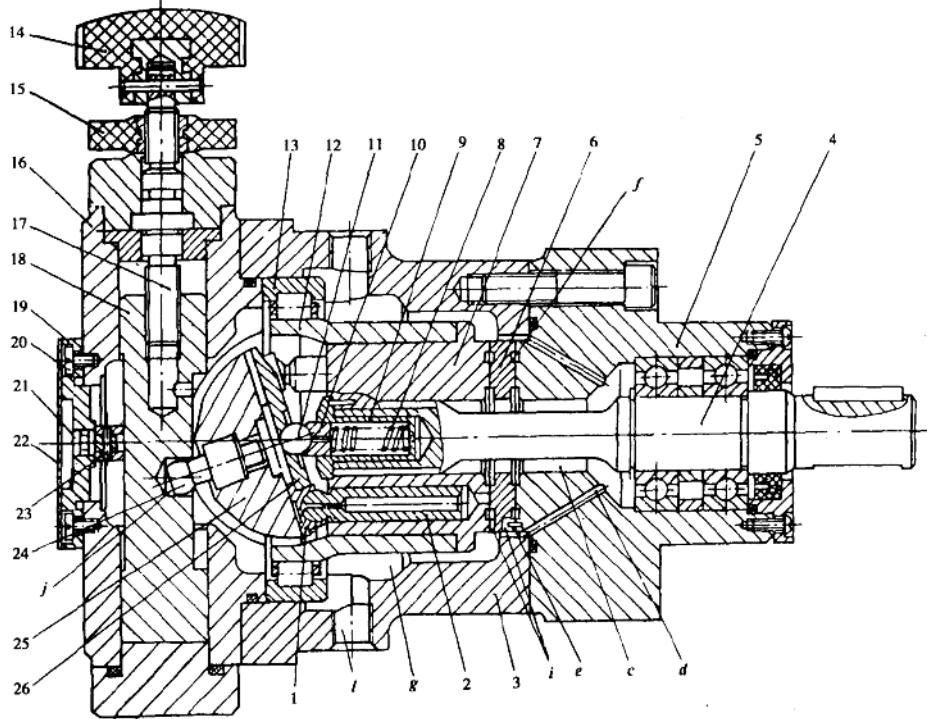


图 2-4 CY 型斜盘式轴向柱塞泵结构(手动变量)

1-滑履;2-柱塞;3-泵体;4-传动轴;5-右泵盖;6-配油盘;7-缸体;8-弹簧;9-外套;10-内套;11-钢球;12-钢套;13-滚动轴承;14-手轮;15-锁紧螺母;16-变量壳体;17-螺杆;18-差动活塞;19-小法兰;20-螺钉;21-小轴;22-刻度盘;23-销;24-销轴;25-倾斜盘;26-回程盘

该泵的优点为:

- (1)结构简单、紧凑、体积小、重量轻、零件少、通用性好;
- (2)利用了静压油膜轴承,省去了重型推力轴承;
- (3)吸油流道较短,吸油性能好,所以允许的极限转速也较高。

缺点为:

(1)柱塞受侧向力较大,有一定摩擦损失,约占柱塞推力的 6%。因此,变量范围较小,斜盘的最大倾角一般仅为 $18^{\circ} \sim 20^{\circ}$;

(2)结构不够坚固,滑履在经常变量工况下运转易磨损,强度较差,耐冲击性能较差;