

3 134
高等 校 教 学 用 书

船舶辅机学(一)

船舶水力机械

張重超 楊惠宗 合編



北京科学教育編輯室

高等学校教学用书



船舶辅机学(一)

船舶水力机械

張重超 楊惠宗合編

北京科学教育編輯室

船舶辅机学(一)
船 舶 水 力 机 械

張震超 楊惠宗編

北京科学教育編輯室出版
上海交通大学教务处印刷厂印刷
新华书店上海发行所发行

开本：787×1092 1/32 印張：13 2/16 字數：314,000

印數：2,001—3,000

1958年8月第1版 1965年6月上海第3次印刷

定价：1.64元

前 言

本书是根据船舶动力装置专业的培养目标对船舶水力机械一課所提出的要求編写成的。其中主要叙述船舶活塞泵、迴轉泵、叶片泵、通风机、活塞型压气机及噴射泵的工作原理，运轉特性和各种船舶水力机械主要尺寸的設計方法，此外还介紹了国内外目前船舶产品系列和典型結構。

本书原由張重超同志根据 1958 年前应用的教学大綱編写完成。1959 年以后在新修訂的教学大綱中，教学时数作了适当的减少，同时在內容上增加了泵在管路中的运行特性、活塞型压气机和泵与通风机选择等章节。乃由楊惠宗同志根据新的大綱要求、結合国内外最近技术資料和生产实践就原稿作了修改、增删而写成本书。

由于編者的水平所限，兼之資料不足而且限于篇幅，书中对很多問題的討論不够深入，謬誤之处在所难免，敬希讀者随时指正，以便修訂。

在編写过程中曾获得教研組內尉迟斌，茅福謙諸同志的鼓励和帮助，并由茅福謙同志审閱初稿，特此一并表示感謝！

編者

1962 年 3 月

目 录

前言

船舶水力机械总論	1
第一章 活塞泵	18
§ 1-1 活塞泵的工作原理和分类	18
§ 1-2 各种泵的排量, 排量变化曲线及排量不均匀度	24
§ 1-3 泵吸排压头的决定和分析	21
§ 1-4 空气室的作用原理和计算	8
§ 1-5 活塞泵的功率和效率	42
§ 1-6 蒸汽直动泵的结构	47
§ 1-7 閥的构造、动作原理及其尺寸的决定	67
§ 1-8 活塞泵主要尺寸的决定	81
§ 1-9 活塞泵的試驗及其水缸示功图的分析	87
§ 1-10 活塞泵蒸汽消耗量的决定	93
§ 1-11 活塞泵的主要零件	97
第二章 迴轉泵	112
§ 2-1 齿輪泵	112
§ 2-2 齿杆泵	125
§ 2-3 偏心輪迴轉泵	136
第三章 离心泵	141
§ 3-1 离心泵的工作原理和分类	141
§ 3-2 离心泵的压头方程式	146
§ 3-3 叶片出口角 β_2 对压头的影响	151
§ 3-4 叶輪有限多叶片对理論压头的影响	156
§ 3-5 叶片厚度对速度的影响	160
§ 3-6 离心泵的相似定律和比轉数	163
§ 3-7 泵的吸入高度和汽蝕現象	172
§ 3-8 离心泵主要尺寸的决定	180
§ 3-9 离心泵的損失	198
§ 3-10 离心泵的特性	206
§ 3-11 离心泵在管路中的工作与調节	218

§ 3-12 轴向力的产生和其平衡方法	226
§ 3-13 船用离心泵的标准和结构	231
第四章 轴流泵	259
§ 4-1 轴流泵的工作原理	259
§ 4-2 轴流泵的理论基础—叶栅理论	261
§ 4-3 叶轮的基本计算	271
§ 4-4 导向器的计算	282
§ 4-5 轴向力	284
§ 4-6 轴流泵的吸入高度和特性曲线	285
§ 4-7 轴流泵的结构	288
第五章 活塞型压气机	294
§ 5-1 活塞型压气机的用途和分类	294
§ 5-2 活塞型压气机的理论工作过程	295
§ 5-3 活塞型压气机的实际工作过程	301
§ 5-4 多级压缩及中间冷却	310
§ 5-5 压气机主要尺寸的决定	318
§ 5-6 阀的构造和计算	322
§ 5-7 压气机的排量调节	328
§ 5-8 压气机的结构	333
第六章 通风机	336
§ 6-1 通风机的用途和分类	336
§ 6-2 通风机的风量和风压的决定	338
§ 6-3 通风机主要尺寸的决定	348
§ 6-4 轴流式通风机的计算	355
§ 6-5 通风机的特性	360
§ 6-6 泵与通风机的无因次特性	363
§ 6-7 泵与通风机的选择	375
§ 6-8 通风机的标准系列和结构	386
第七章 喷射泵	397
§ 7-1 水喷射泵	397
§ 7-2 蒸汽喷射泵——注水器	403
参考文献	414

船舶水力机械总論

船舶水力机械可分为船用泵和船用空气机械两大类。

船用泵是用来輸送或提升液体的一种水力机械。它是将原动机的机械能轉化成压能而来輸送液体的。

图 1 所示的为一个能够在吸入高度或注水高度下工作的装置簡图。它可从 A 或 B 管中吸入液体。若关闭閘 II 开启閘 I 工作时，在吸入管 A 和泵壳（泵缸）的吸入口处都产生了真空，这保证了液体由双层底水柜經吸入管 A 进入泵内。这真空度足以将液体

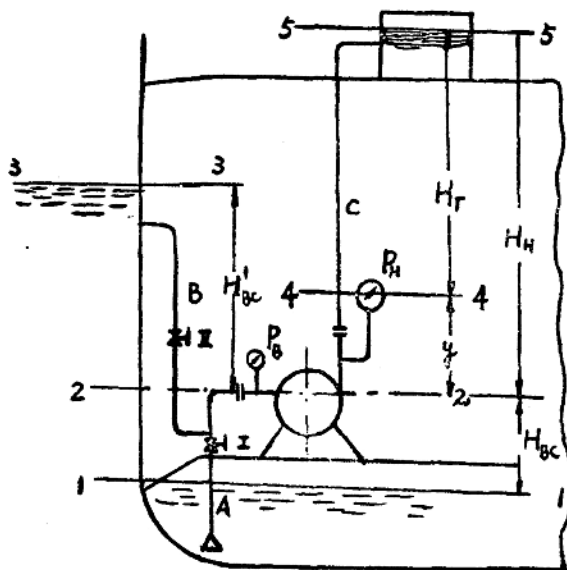


图 1

从双层底水柜提升到高度 H_{BC} , 并克服吸入管中的水力阻力 Σh_{BC} 以及能使液体在吸入管内产生 V_{BC} 的速度。泵吸入口中心 2—2 与液面 1—1 之间的垂直距离 H_{BC} 称为几何吸入高度。若关闭閘 I 开启閘 II, 此时泵从舷外吸入液体, 泵吸入口中心 2—2 与舷外液面 3—3 之间的垂直距离 H'_{BC} 称为注水高度。泵从任何一根吸入管 A(B) 将液体吸入泵内, 使液体的能量提高, 最后从排出管 C 排到甲板上的水柜中。泵吸入口中心 2—2 与水柜中的液面 5—5 之间的垂直距离 H_H 称为泵的排出几何高度。在排出管中的能量损失称为水力阻力 Σh_H 。总的几何提升高度和吸排管中的阻力损失之和称为泵的总压头, 即

$$H = H_{BC} + H_H + \Sigma h_{BC} + \Sigma h_H, \text{ 米水柱} \quad (1)$$

泵的基本参数是由排量、压头、轉数、功率和效率所组成的:

1. 排量——泵在单位时间内所输送的液体容积 Q (米³/时、米³/秒或立升/秒) 或重量 G (吨/时、吨/秒或公斤/秒)。

液体容积和重量之间的关系可由下式表示:

$$G = \gamma Q,$$

式中 γ —液体的重度。

2. 压头(揚程)——液体在泵内所增加的比能 $\left(\frac{\text{公斤-米}}{\text{公斤}} \text{ 或 米水柱}\right)$ 。

现在我们研究泵在几何吸入高度下的工作压头(图 1); 泵的压头可以从泵吸排口处液体的比能之差来表示。

我们取双层底水柜 1—1 作为基准面:

液体在吸入口处的比能

$$E_1 = \frac{P_{BC}}{\gamma} + \frac{V_{BC}^2}{2g} + H_{BC} \quad (2)$$

液体在排出口处的比能

$$E_2 = \frac{P_H}{\gamma} + \frac{V_H^2}{2g} + H_{BC} + y \quad (3)$$

式中 P_{BC} 和 P_H —吸排管中的压力, 公斤/厘米²;

V_{BC} 和 V_H —液体在吸排管中的流速, 米/秒;

H_{BC} —几何吸入高度, 米;

y —真空表和压力表之间的垂直距离, 米。

由此可见, 泵的压头等于

$$H = E_2 - E_1 = \frac{P_H - P_{BC}}{\gamma} + \frac{V_H^2 - V_{BC}^2}{2g} + y \text{ 米水柱} \quad (4)$$

若知道, 泵吸排口处的压力和速度以及真空表和压力表之间的垂直距离后就求得泵的压头; 当泵吸排管径相同时, 那末公式(4)中的第二项等于零。

另外, 我们也可用管路特性而不是利用压力表或真空表来决定泵的压头(图1)。

让我们写出 1—1 和 2—2 基准面的伯诺利方程式:

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_{BC}}{\gamma} + \frac{V_{BC}^2}{2g} + H_{BC} + \sum h_{BC}$$

或

$$\frac{P_{BC}}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left(\frac{V_{BC}^2}{2g} + H_{BC} + \sum h_{BC} \right) \quad (5)$$

式中 $\sum h_{BC}$ —吸入管中的水力阻力, 米水柱;

P_a —液面上的压力, 公斤/厘米²。

对于 4—4 和 5—5 基准面上的伯诺利方程式为:

$$\frac{P_H}{\gamma} + \frac{V_H^2}{2g} = \frac{P_K}{\gamma} + H_r + \sum h_H$$

或

$$\frac{P_H}{\gamma} = \frac{P_K}{\gamma} + H_r + \sum h_H - \frac{V_H^2}{2g} \quad (6)$$

将公式(5)和(6)代入(4)式中,则

$$H = \frac{P_k - P_a}{\gamma} + H + \sum h_w \text{ 米水柱} \quad (7)$$

式中 P_k —水柜中的压力, 公斤/厘米²;

$H = H_{BC} + H_T + y$ —总的几何高度, 米水柱;

$\sum h_w = \sum h_{BC} + \sum h_H$ —吸排管中的水力阻力, 米水柱。

由此可见, 泵所产生的压头用来克服吸排管路的水力阻力损失和吸排液面之间的压力差, 并使液体从双层底水柜(水仓)或舷外提升到上甲板的水柜中去。

3. 每分钟的轉数, 轉/分。

4. 功率和效率——单位时间内经过泵的液体为 $G = \gamma Q$ 公斤, 那末在该时间内液体所获得的能量(有效功率)为

$$N_e = Q\gamma H, \frac{\text{公斤-米}}{\text{秒}} \quad (8)$$

泵的效率等于有效功率与所消耗的功率之比

$$\eta = \frac{N_e}{N}$$

因而, 泵的轴功率为

$$N = \frac{Q\gamma H}{\eta}, \frac{\text{公斤-米}}{\text{秒}} \quad (9)$$

船用泵种类甚多一般根据用途和作用原理来分类

甲、船用泵按其用途可分为三类

一、船舶动力装置专用泵 它是用来保证主辅机, 锅炉及其他辅助设备正常运转。根据用途一般可分为蒸汽动力装置、内燃动力装置以及辅助装置用泵三大类。

1. 服务于蒸汽动力装置的泵 空气泵——用来抽除冷凝器内的混合气体并维持其高度真空。

近代以蒸汽轮机为主机的动力装置中，由于冷凝器内的真空度达 95% 左右。所以均采用单独的二级或三级蒸汽喷射泵作为空气泵。

在蒸汽机为主机的动力装置中。一般真空度达 90÷93% 左右，因此可用单级蒸汽喷射泵或活塞型湿空气泵作为空气泵。此湿空气泵可由主机或单独的蒸汽机驱动。

空气泵的排量取决于漏入冷凝器内的空气量，此空气量通常用 $\bar{\alpha}$ 来估算(空气量 G_e 和主机耗汽量 $G_{z,m}$ 之比)，即

$$\bar{\alpha} = \frac{G_e}{G_{z,m}} \quad (10)$$

$\bar{\alpha}$ 的大小根据船型和动力装置型式来选择：

货船蒸汽机动力装置	$\bar{\alpha} = 0.001 - 0.002$
小型汽轮机动力装置	$\bar{\alpha} = 0.0005 - 0.001$
大型汽轮机动力装置	$\bar{\alpha} = 0.0001 - 0.0005$

另外也可按以下公式来决定：

$$G_e = \frac{G_{z,m}}{4000} + 3.4 \text{ 公斤/时} \quad (11)$$

循环水泵 用来向冷凝器输送足够数量的循环水来冷却进入冷凝器内的乏汽；在某些场合下，还有部分水被用来冷却其他的冷却器。

循环水泵的排量与主辅机的乏汽和冷凝器内的真空有关，其值可由下式来估算

$$Q_{un} = \frac{G(I_2 - i_0)m}{c_e(t_2 - t_1)}, \text{ 公斤/时} \quad (12)$$

式中 G —进入冷凝器内的主辅机乏汽量，公斤/时；

I_2 —乏汽热焓，大卡/公斤；

i_0 —冷凝水热焓，大卡/公斤；

c_e —舷外水比热，大卡/公斤·°C；

t_1 —进入冷凝器内的水的温度, °C;

t_2 —从冷凝器出来的水的温度, °C;

m —冷却倍数, 即一公斤蒸汽完全变为冷凝水所需的循环水量, 其值根据船的类型来选择:

蒸汽机动力装置	$m = 30-40$
蒸汽轮机动力装置(军舰)	$m = 60-70$
蒸汽轮机动力装置(商船)	$m = 80-100$
辅助冷凝器	$m = 35-45$

进入冷凝器内的乏汽量, 在初步估算时可由下式来表示:

$$G = \beta \cdot G_{z,m} \quad (13)$$

式中 $G_{z,m}$ —从主机排入冷凝器内的乏汽量, 公斤/时;

β —考虑到辅机乏汽排入冷凝器内的系数, 其值根据动力装置热线图在 1.1—1.15 范围内选用。

循环水泵排量大压头低。目前一般采用立式离心泵或轴流泵为众多。在机仓地位较富裕的船上, 有时也采用卧式。但这种泵按装和检修较为方便; 另外为了操作、运转、维护方便起见, 一般循环水泵布置在船的两舷。

凝結水泵 凝結水泵用来抽汲冷凝器内的冷凝水, 以维持冷凝器中有一定的水位和真空。

目前以蒸汽轮机为主机的动力装置中, 由于冷凝器内的真空度达到 95% 左右, 因此凝結水泵在这样低的吸入压头下工作极易产生汽蚀。为了避免凝結水泵工作时没有汽蚀现象, 通常凝結水泵的吸入口必须比冷凝器中的水位低 300—800 毫米左右。

凝結水泵在蒸汽机作为主机的动力装置中可由主机驱动, 也可由独立的原动机来驱动。在蒸汽轮机动力装置中一般凝結水泵都由独立的原动机来驱动。

凝結水泵的排量约等于进入凝汽器的最大蒸汽量之 1.3—1.5

倍,压头在 25—90 米水柱范围内。

为了减少吸水管路的流动阻力和汽蚀现象,凝结水泵应尽可能的按装在冷凝器附近。

鍋炉給水泵 鍋炉給水泵用来将热井(除氧器)或补給水柜的給水继续不断的送入鍋炉中去。

在蒸汽机动力装置中通常是采用蒸汽直动泵;小馬力蒸汽輪机动力装置中除了采用离心泵以外也有采用蒸汽直动泵的,而大功率的蒸汽輪机动力装置中,通常均采用高轉数的离心泵作为給水工具。

根据船舶规范規定每一只鍋炉或者合并在一起工作的鍋炉組应当有二套独立的給水工具。在海船上每一个給水泵的最大排量应为鍋炉或鍋炉組正常蒸汽量的 1.3—1.6 倍。

給水泵的压力不仅决定于鍋炉中的蒸汽压力,另外也决定于給水管路中附件及热交換器的阻力总和。通常給水泵的压力約等于鍋炉工作压力的 1.2—1.3 倍。

滑油泵 用来向各主輔机械的运动部分供給潤滑油。

滑油泵的压头在 20—40 米水柱范围内选择。在功率不大的蒸汽往复机动力装置内有强压滑油系統时,是采用活塞式或迴轉式滑油泵,而在大功率汽輪机动力装置中,往往采用螺杆式滑油泵。通常每一部独立的联合机組均有二部滑油泵,其中一部是备用油泵,当主滑油泵排出压力下降时可以自动启动备用油泵来代替主滑油泵的工作。

滑油泵的排量也可由下列經驗公式决定

$$Q_{MH} = g_{MH} \cdot N_e, \text{ 公斤/时} \quad (14)$$

式中 g_{MH} —单位滑油消耗量,根据統計数据在 3—6 公斤/馬力·时范围内选择;

N_e —汽輪机的有效功率,馬力。

鍋爐燃油泵 鍋爐燃油泵裝設在用液體燃料的蒸汽鍋爐的船上，它用來把燃油從燃油倉送至日用燃料櫃中，再用泵從日用櫃吸油供給鍋爐噴油嘴。前者稱為燃油轉運泵，後者稱為燃油泵。

燃油泵的排量为

$$Q = (1.10 \div 1.20) b_e \frac{N_e}{1000} \text{ 吨/时} \quad (15)$$

式中 N_e —蒸汽渦輪機組的有效功率，馬力；

b_e —燃油消耗率，公斤/馬力·時，其值與船舶動力裝置型式有關，即

蒸汽機動力裝置 0.46 ÷ 0.52 公斤/馬力·時

蒸汽輪機動力裝置 0.23 ÷ 0.42 公斤/馬力·時

燃油轉運泵的排量約為燃油泵排量的 5—6 倍，燃油泵的壓頭一般為 80 ÷ 500 米水柱；轉運泵的壓頭為 20—40 米水柱。

2. 服務於內燃機動力裝置的船用泵 冷却水泵——船舶動力裝置中的冷却水泵是供主輔機、壓氣機以及主軸承的冷却之用；有時亦間接用來冷却倒車裝置。

冷却水源用海水，或者海水和淡水并用。淡水只是在一些必須用淡水冷却的原動機中才採用，或者由於我們要提高其工作的可靠性、壽命以及為了提高裝置的某些技術參數時才使用。

每台主機應設單獨的冷却泵。此泵可以由主機驅動。在單螺旋槳的船舶動力裝置中冷却水泵除了主機帶動外，還需備有一台獨立原動機驅動的冷却水泵。在雙螺旋槳的船舶動力裝置中，一台原動機的冷却水泵應用時能滿足二台原動機所需要的冷却水量。

主機的冷却水泵最常用的為离心式和活塞式泵。冷却水泵的排量決定於主機被冷却水所帶走的热量，此热量與主機型式及尺寸、高速性及增壓比等因素有關。

被冷却水所带走的热量

$$q = \alpha N_e g_e Q_p^* \text{ 仟卡/时} \quad (16)$$

式中 N_e —主机的有效馬力;

g_e —主机耗油率, 公斤/有效馬力·时;

Q_p^* —燃料的低发热值, 仟卡/公斤;

α —相对傳热系数, 其值与原动机的型式、大小有关, 即

高速內燃机 $\alpha = 0.10 - 0.15$;

中速內燃机 $\alpha = 0.15 - 0.20$;

低速內燃机 $\alpha = 0.20 - 0.25$ 。

因此, 泵的排量为

$$G = \frac{q}{(t_2 - t_1)c} \approx \frac{q}{\Delta t}, \text{ 公斤/时} \quad (17)$$

式中 c —冷却水的比热, 等于 1 仟卡/公斤·度;

$t_2 - t_1 = \Delta t$ —在主机进出口冷却水的温度差, 其值为:

淡水冷却时 $\Delta t = 7 - 15^\circ\text{C}$,

海水冷却时 $\Delta t \approx 15 - 25^\circ\text{C}$ 。

冷却水泵的压头在 25 米水柱左右。

燃油泵 它可分为燃油轉送泵和燃油日用泵二种。前者是用来将燃油从儲油仓轉送至清油柜, 后者是将清油柜內燃油轉送至日用油柜中去。

燃油日用泵的排量应能在 0.5—1 小时內保証充滿一个足供主机在額定工况下运转 24—36 小时所需的日用油柜。泵的排量可根据主机的耗油率来估計。

主机的耗油率为:

无气噴射式的四冲程发动机 165—210 克/有效馬力·时

无气噴射式的二冲程发动机 150—200 克/有效馬力·时

空气噴射式的四冲程发动机 190—230 克/有效馬力·时

空气喷射式的二冲程发动机 185—230 克/有效馬力·时

当发动机有增压时,耗油率略小于上述数据,燃油泵均由独立的原动机带动,燃油日用泵必须具有备用泵。

服务于船舶辅助设备所用的泵可分为淡水装置用泵、制冷装置用泵及甲板机械用泵三大类。这些泵的用途和排量决定将来在辅机相应部分中阐述。

二、全船性总用泵

仓底水泵 用以排除机舱仓、货仓、艏艉尖仓及轴隧中的积水,这些积水的来源是:水经过船壳板、甲板及平台的焊接缝和铆接缝不紧密处而渗入;暴风雨或冲洗船楼时污水经甲板管孔流入;通风管的凝结水;管路接合处的漏洩以及机械设备的放洩;经过艏轴管的渗漏以及扑灭炉灰和制冷设备中的凝结水等等。

仓底泵可由主机或独立的原动机带动,当主机带动机时,通常设有二台仓底水泵,以便一台检修时另一台照常工作。此泵还可用作消防泵。

仓底水量无法估计,因此仓底排水系统的管径可根据船舶主要尺度和该系统所管理的仓之长度而变的经验公式来决定,对吸入总管和直接与泵连接的吸入支管的直径为

$$d = 1.58\sqrt{L(B+H)} + 25 \text{ 毫米} \quad (18a)$$

仓底系统的各吸入支管及手动泵的吸入支管的直径为

$$d = 2.12\sqrt{l(B+H)}, \text{ 毫米} \quad (18b)$$

式中 d —管子直径,毫米;

L —船的长度,米;

B —船的宽度,米;

H —至隔仓甲板为止的船舷高度,米;

l —水仓长度,米。

按此公式计算出来的管径应凑成国家标准所规定的最近近的

较大值之整数,总管或支管的直径不应小于 50 毫米。

仓底水泵的排量不应小于

$$Q=0.282d^2v, \text{米}^3/\text{秒} \quad (19a)$$

式中 d —泵吸入管直径,厘米;

v —吸入管内的液体速度,米/秒,当 $v=2$ 米/秒时,则仓底水泵的排量为

$$Q=0.564d^2, \text{米}^3/\text{时}, \quad (19b)$$

由上式计算出来的排量为了考虑运转条件和漏洩情况,需加大 5÷10% 左右。当排量小于 15 米³/时,泵的压头在 15—25 米水柱内选择。

压舱水泵 用以自舷外吸入液体充满压舱水仓及水柜或将其中液体排至舷外,或将液体自一仓驳至另一仓以保持船体的平衡或产生一定的倾侧。

必要时船上舱底水泵、通用泵、消防泵和卫生泵都可以作为压舱水泵。这种水泵能从最远的压舱仓内吸入液体。在油船上为了艏部各压舱水仓或水柜的需要,应在艏部按有专用的压舱水泵。

压舱水泵由独立的原动机驱动。其排量可按船舶建造的实用资料选择;当压舱水仓容积为 20÷250 米³时,一般需要在 1÷3.5 小时内抽完所服务的压舱水仓。而压舱水仓容积为 360÷1300 米³时需 4÷5.5 小时内抽完液体。上述时间的选择按照船舶的尺度而定。

压舱水泵应保证压舱总管中的流速不小于 2 米/秒。压舱水泵的排量和吸入管径可由表 1 来选择。

卫生水泵 用来向船舶甲板高处的日用水柜(重力水柜)或机舱内的压力水柜供给海水,使水能自动地流至旅客和船员在卫生和生活方面所需要的场所,例如:浴室,盥洗间,厕所,洗衣处,医务室等处。