

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：

想一想

液体机械能有几

种形式？

何谓泵？

(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。

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。

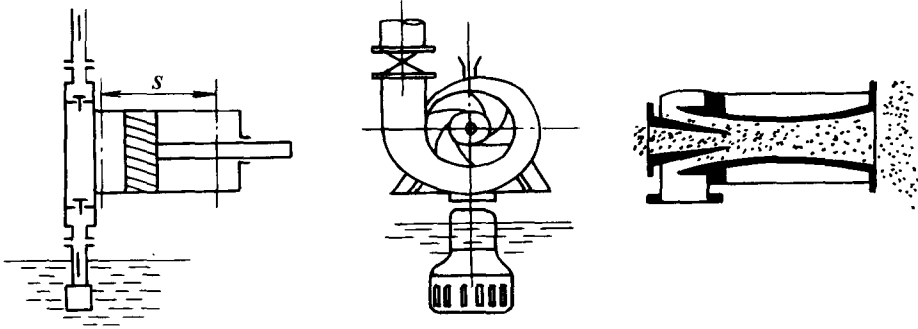


图 1-1 典型的容积式泵、叶轮式泵、喷射式泵

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：

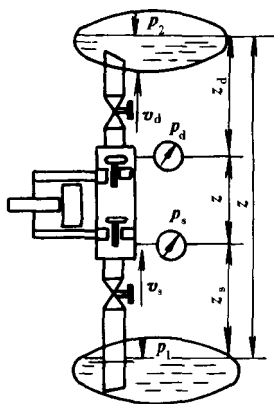


图 1-2 船用泵工作原理简图

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： $Q = \text{体积} / \text{时间} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (或 } 1/\text{min}, \text{m}^3/\text{h})$

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

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。

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？

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 $Z(\text{m})$,

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

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

$$\begin{aligned} &\approx (p_d - p_s)/\rho_g \\ &\approx p_d/\rho_g \quad m(\text{液柱}) \end{aligned} \quad (1-2)$$

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:

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

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:

$$\begin{aligned} p_d - p_s &= 0.30 - (-0.05) \\ &= 0.35MPa \end{aligned}$$

水的重度:

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

泵的压头:

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

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：

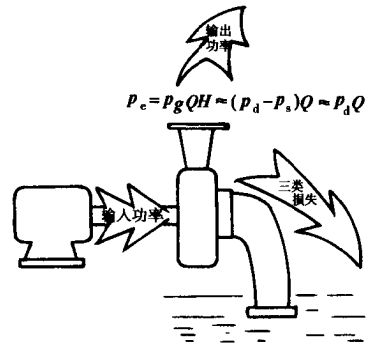


图 1-3 泵的输出功率、输入功率和配套功率之间的关系示意图

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

由此可得：

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

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

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

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) 取高 Z_s ：由式(1-13)可知当其他条件不变取高 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、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

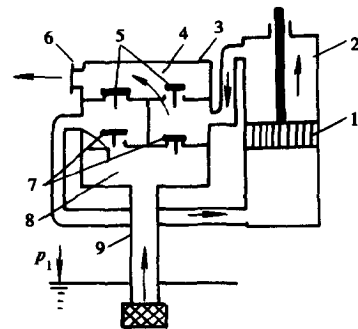


图 2-1 往复泵的结构简图

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：

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

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 $v = \omega r \sin \beta$ ， 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、活塞杆与填料函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。

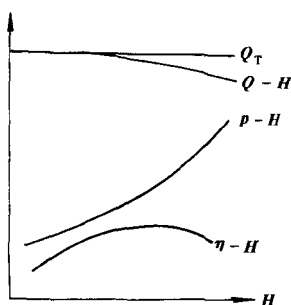


图 2-2 往复泵的特性曲线

第二节 往复泵的主要部件与空气室

MAIN PARTS&AIR CHAMBERS FOR RECIPROCATING PUMPS

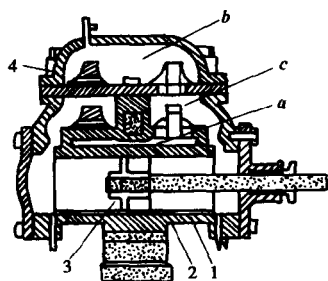


图 2-3 往复泵的泵缸与阀箱
a-吸入室；b-排出室；c-中间腔室
1-泵缸；2-泵缸衬套；3-活塞；4-阀箱

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

体的场合。

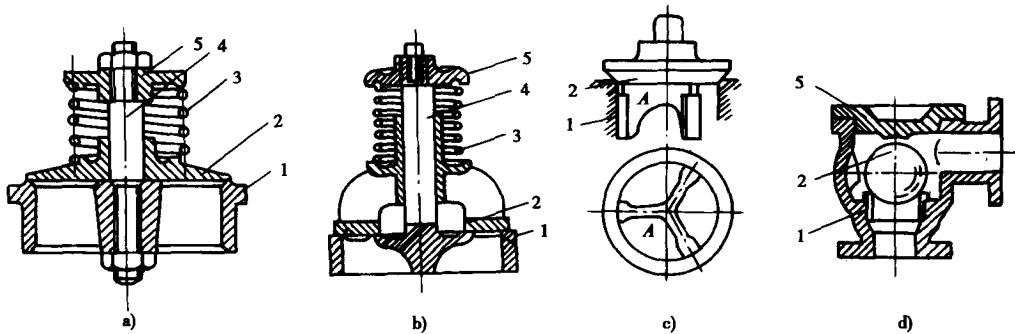


图 2-4 往复泵泵阀的结构型式

a) 盘阀; b) 环阀; c) 锥阀; d) 球阀

1-阀座 2-阀芯; 3-弹簧; 4-导向装置; 5-行程限制器

球阀结构简单 磨损均匀 密封性好 流阻较小 但尺寸不宜过大。适用于吸排高粘、低压、小流量和泵速不高的液体的场合。

3. 对泵阀的要求

泵阀工作的好坏，对泵的工作和工作性能有很大影响，因此对泵阀有以下要求：

(1) 关闭严密。它主要靠阀与阀座的加工精度及接触面的研配质量来保证。关闭不严会使容积效率下降，泵的自吸能力变差。因此，当阀与阀座的接触面上出现伤痕或磨损不均时，就需重新研磨或更换新阀件。研磨或更新后，对阀与阀座的接触面必须进行密封试验，即将二者倒置后注入煤油，5min 内应无渗漏。

(2) 启闭迅速。阀的启闭滞后角过大，泵的容积效率下降，自吸能力变差。为此应当降低转速，增大比载荷 H_v ，以限制阀的最大升程。

$$H_v = \frac{G_{vs} + R_s}{\rho g A_v}$$

式中： G_{vs} ——阀和弹簧在液体中的重力，N；

R_s ——阀的弹簧力，N；

A_v ——阀盘面积， m^2 。

(3) 关闭时撞击要轻，工作无声。否则将会加剧阀的磨损。为减轻阀关闭时的撞击，须限制阀落到阀座上时的速度。阀落到阀座上时的速度与阀的最大升程 h_{max} (mm) 和泵转速 n (r/min) 的乘积成正比。试验得出泵阀无声工作的条件为：

$$h_{max} \times n \leq 600 \sim 650 \quad (2-2)$$

当 n 较高时 $h_{max} \times n$ 可提高到 700~750 对有橡胶密封面的阀， $h_{max} \times n$ 允许提高到 800~1000。

(4) 泵阀的阻力要小。这不仅可以提高泵的水力效率，而且吸入阀阻力小还有助于使泵的允许吸上真空度增大。这就要求阀的质量和阀的比载荷都不宜过大。

可见，提高泵的转速，虽可增加泵的流量，但也会使阀的升程增加，使阀关闭滞后敲击加重，严重时损坏阀的行程限制器。故应限制往复泵转速的提高。

学习指导

1. 何谓泵阀的比载荷？

泵阀的比载荷是指单位阀盘面积所受弹簧力和重力的大小。单位为米液柱。比载荷越大，启阀阻力越大。

2. 某船员拆装往复泵时不小心将泵的吸、排阀弹簧混在一起了，如果已知两种弹簧不一样，你能正确区分它们吗？

减轻泵阀比载荷可减小阀的阻力，但同样会使 h_{max} 加大，而使阀关闭滞后敲击加剧。比载荷一般取 2~3m 最大 4~6m 通常低压泵泵阀的比载荷选小值，以免 η_h 过低；高速泵选大值以减小 h_{max} 使阀关闭及时、撞击减小。此外 为有利于提高泵的允许吸上真空度 吸入阀的比载荷值常比排出阀小。

三、活塞与活塞环

活塞是泵工作的主要部件 用铸铁铸成 其结构如图 2-5 所示。活塞 2 靠螺母 4 固定在活塞杆 1 上，为了防止螺母松动，螺母常用开口销锁死。活塞直径一般比缸径小 1~2mm。泵缸与活塞间的气密靠活塞上装设的活塞环 3 来保证。活塞环 又叫涨圈 在环槽中能松动自如 活塞环借助本身外张弹力与缸壁贴紧。活塞环磨损可以换新。

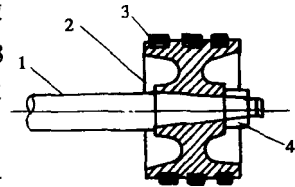


图 2-5 活塞和活塞环
1-活塞杆；2-活塞；3-活塞环；4-螺母

活塞环材料应比缸壁软，常用材料有铸铁，青铜和非金属材料（如夹布胶木 筹 根据输送液体性质选定。一般水泵多用夹布胶木，它的缺点是在水中浸泡会胀大，长期离开水又会干缩。工厂制造这种活塞环时，是先经热水浸泡后才进行加工。活塞环的切口通常切成 $45^\circ \sim 60^\circ$ 。

活塞环既关系到泵缸两端工作空间的气密，它的弹力好坏和在环槽中的松紧，势必直接影响泵的吸、排工作。因此活塞环在安装时，一定要注意有关间隙，间隙过大会漏气，间隙过小又会卡死，也漏气。

非金属胀圈的安装间隙见表 2-2。

非金属胀圈的安装间隙表

表 2-2

活塞环直径(mm)	切口间隙(mm)		轴向间隙(mm)	
	安装间隙	极限间隙	安装间隙	极限间隙
< 100	1.5	4.0	0.15	0.30
100 ~ 150	2.0	5.0	0.20	0.40
150 ~ 200	2.2	5.5	0.25	0.50
200 ~ 300	2.5	6.5	0.30	0.60
> 300	3.0	7.5	0.40	0.80

活塞环使用过久 因磨耗直径会变小 弹力减弱 切口随直径变小而增大 影响泵缸两端工作空间的气密，产生漏泄现象。因此活塞环使用一定时间后，要进行切口间隙检查，以判断其弹力是否足够。切口间隙超过规定，要更换新环。

换新环时 应先在热水中浸泡一段时间 变软后取出 使开口撑开到 8mm 左右 等冷却后放入缸内及环槽内，检查各间隙值，符合要求后才可装入使用。安装活塞环时上、下两环的搭口要错开 120° 或 180° 。

四、填料函与填料

填料函的构造如图 2-6 所示 由内套、填料和压盖组成。内套和压盖接触填料的端面处都做成倾斜面的称双斜面式，仅压盖做倾斜面的称单斜面式。做成斜面形式是为了便于上紧压

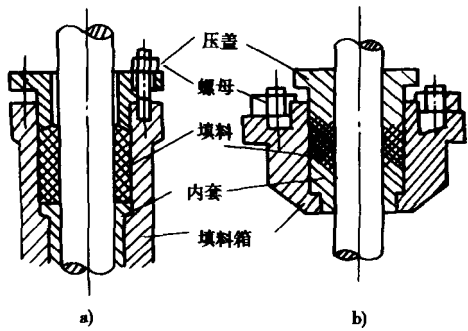


图 2-6 填料与填料函
a)单斜面式 b)双斜面式

盖螺母时把填料挤向活塞杆，保持密封，在船用泵的管理中经常要做此项工作。填料一般用浸油棉纱、麻丝或石棉等材料制成，叫软填料。

填料函与填料的作用是防止泵缸中液体沿活塞杆孔处漏出 或外部空气从杆孔处漏入 以保证泵的正常吸、排工作。当填料用久变质发硬而失去密封作用时 必须更换。

更换填料时，新填料的宽度应按活塞杆与填料函的径向间隙选取 稍宽可适当锤扁 长度应根据活塞杆直径周长截取填料 切口最好成 45° 。填料要逐圈安装，相邻填料的切口要错开。填料圈数不要随意增减。

填料装满后其松紧可借压盖螺母进行调整。上螺母时要注意用力平均，防止单边用力，使压盖倾斜，碰到活塞杆。填料的松紧以填料箱不发热，并能有少许液体渗出（约每分钟 60 滴）以满足活塞杆的润滑和冷却为宜。

五、空气室

往复泵由于活塞的变速运动，造成有为、排液体时流量和吸排压力的波动，易引起液击与恶化泵的吸入条件，限制了泵的转速提高。装设空气室是往复泵用来减轻流量和压力波动的常见措施之一。

空气室通常设在尽量靠近泵的吸、排口处 故有吸入空气室和排出空气室之分。如图 2-7 所示。

空气室是一个内部充有空气的容器，当泵的瞬时流量达到最大值与最小值时，通过空气室中空气被压缩和膨胀来存入和放出一部分液体，就能达到调节管路中的流量与压力，使管路中的流量与压力趋于均匀，其均匀性取决于客气室的容积与空气的存放量。空气室中的空气容积约占 $2/3$ 水占 $1/3$ 。空气室高度与直径之比一般为 1.4。空气室中空气太多、太少以及空气室安装不正确，都会使空气室不能发挥正常作用，管理时应加以注意。

对于排出空气室，由于其工作压力较高，在工作过程中室内气体会不断溶于水中并被带走。因此，在排出空气室上设有充气阀，在工作过程中应及时充气。

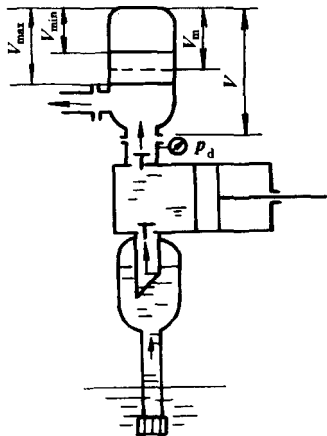


图 2-7 往复泵的空气室

想一想

1. 吸入空气室还可以做成什么形状？
2. 图 2-8 所示是空气室的安装例子，其中那个是不正确的，为什么？

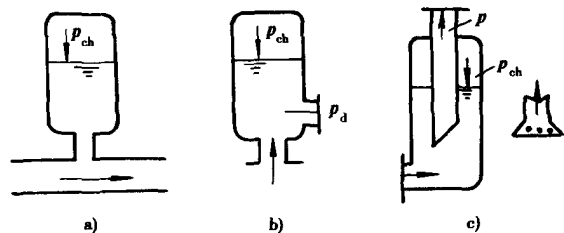


图 2-8 空气室安装实例

对于吸入空气室，由于其工作压力较低，在工作过程中，溶解在液体中的气体会不断逸出，使室内的气体逐渐增加，当气体增加到一定量时，如果大量被泵吸入，就会使泵吸入出现短时断流。因此，吸入空气室的吸入管下端常钻有小孔或做成锯齿口等形状，其目的是让泵在不断流的情况下将逸出的多余气体吸走。

第三节 电动往复泵及其管理

ELECTRIC DRIVEN REPEPROCATING PUMP AND IT'S MAINTENANCE

一、基本结构

图 2-9 所示为国产 CDW25—0.35 电动双缸四作用往复泵。其型号含义为：C——船用；D——电动；W——往复泵；25——额定流量 (m^3/h)；0.35——额定排出压力 (MPa)。

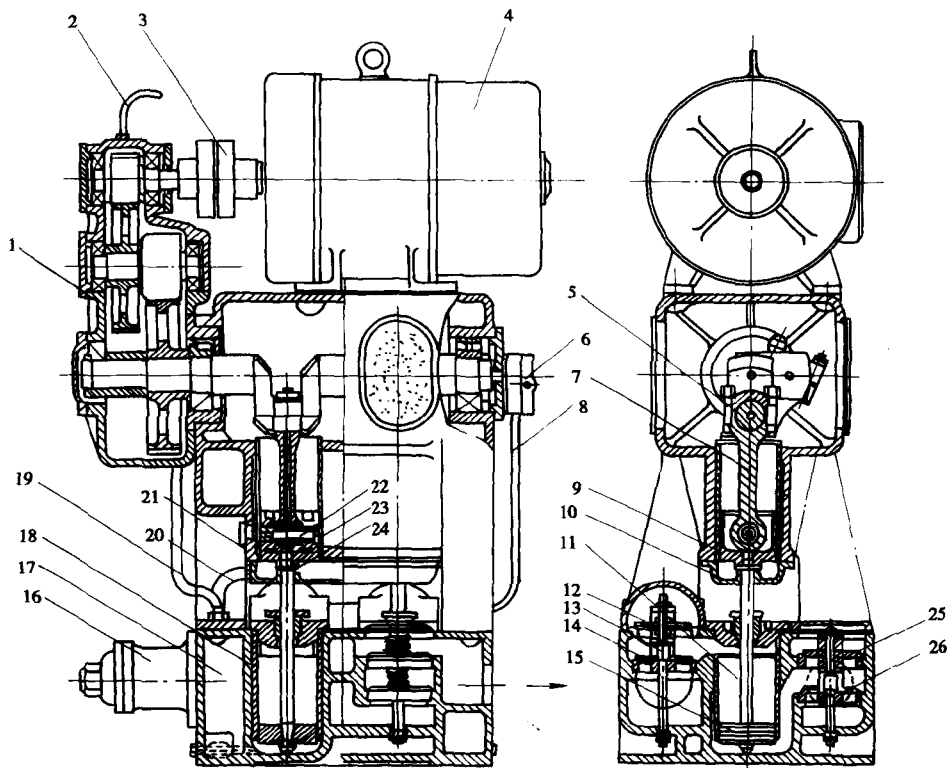


图 2-9 CDW25-0.35 电动往复泵

1. 减速器 2. 油管 3. 联轴器 4. 电机 5. 曲轴 6. 滑油泵 7. 连杆 8. 吸油管 9. 十字头 10. 油盘 11. 泵缸套 12. 25. 排出阀 13. 固定螺栓 14. 26. 吸入阀 15. 活塞 16. 安全阀 17. 滑油箱 18. 泵缸体 19. 20. 由油管 21. 22. 十字头销、套口 23. 锁紧螺母 24. 螺塞 25. 定位弹簧

该泵主要由电动机、减速器、曲柄连杆机构、阀箱、泵体及滑油泵等组成。

该泵主要由电动机 4 齿轮减速器 1、曲柄连杆机构 5 泵缸 18 及滑油泵 6 等所组成。

齿轮减速器位于电动机输出轴端，由挠性联轴器 3 带动它回转。减速器共分两级 采用圆柱齿轮，齿轮轴由滚子轴承支承。齿轮靠从顶部进入的滑油润滑。减速器的输出轴就是曲轴，

因此拆卸曲轴时，必须先拆减速器的壳体，曲轴才能从减速箱侧的圆孔取出。

曲轴为整体锻造，由三个滚子轴承支承，其中位于润滑油泵侧的轴承是自位轴承，当曲轴热胀冷缩时能随轴作轴向移动。轴上有两个曲柄，互成 90° 。这样使得两个活塞相差半个行程 当某缸瞬时流量最大时 另一缸瞬时流量却最小 而且不论曲轴在何种位置 泵缸均有液体排出，可减小流量和耗功的波动。曲轴上的曲柄销与连杆 7 的大端相连 连杆的小端则经十字头 9 与活塞杆相连。这样，当电动机带动曲轴回转时，固定在活塞杆上的活塞 15 就不停地作往复运动。曲柄连杆机构由来自中心油孔的滑油润滑。

这种泵是一个并联的双缸四作用泵。它包括两个完全相同的泵缸 18 活塞 15 以及四个与泵缸各工作空间相对应的阀箱。阀箱中安装有八只盘阀。

泵采用压力润滑 齿轮式滑油泵 6 安装于曲轴右端，由曲轴直接带动回转。油被油泵自油箱 17 经管 8 吸入后，一路经曲轴和连杆中的孔道润滑曲轴轴承和连杆大、小端轴承 另一路经油管 2 去润滑减速齿轮，并分别由油管流回油箱。滑油一般采用 40 号机油。滑油压力应保持 $0.08 \sim 0.12\text{MPa}$ 油温不应超过 70°C 。

泵出口的安全阀 16 安装在阀箱上，用以限制泵的最大排出压力。调整安全阀弹簧张力即可改变其开启压力。其开启压力应为泵额定排出压力的 $1.1 \sim 1.15$ 倍。当泵排出管路阀门全闭时 安全阀的排放压力（全流压力）一般应不大于额定排出压力加 0.25MPa 。安全阀在泵出厂时即经试验合格并加以铅封。

泵缸、缸盖、安全阀阀体、阀箱等受压零件在工厂应进行水压试验 试验压力为前述安全阀排放压力的 1.5 倍。试验时间不少于 5min 且无渗漏现象。

二、电动往复泵的管理

1. 起动

(1) 油——检查油箱中的油位是否在规定范围内。人工加油的部位应加适量的润滑油；

(2) 水——久置未用或刚检修过的泵，应设法使泵缸中有水，以防涨圈干缩和干摩擦。检查水密情况。

(3) 气——略。

(4) 气——检查气密情况。

(5) 电——检查电气系统是否正常。

(6) 阀——开足吸、排截止阀。

(7) 机——外观检查机器是否处在适宜起动状态。消除一切可能妨碍机器运转的物件。

(8) 盘——久置未用或刚检修过的泵，应盘车使曲轴转动 $1 \sim 2$ 转 以检查运动部件有无卡阻。

(9) 冲——冲车（即瞬时接通电源 点动）以检查电动机的转向是否与机体上的标志一致，以防自带油泵反转而不能供油。

(10) 启——接通电源 起动泵。

2. 运转

(1) 压——检查泵的吸排压力、滑油压力等压力参数是否正常；当吸排压力发生剧烈波动，说明可能是低压部分漏气或液位过低吸空。

(2) 温——检查滑油温度是否正常 检查电机、轴承和填料函等部位有无过热 轴承温度不应超过 70°C 。

(3) 荷——检查电流电压和功率表 掌握负荷情况 防止超负荷。

(4) 转——检查转速及运动件的速度是否正常。

(5) 声——仔细倾听泵各运动部件及泵内部有无异常响声，若缸内有严重敲击声应立即停车检查。

(6) 运行管理中应加强巡查 通过“听、看、摸、嗅、比”掌握往复泵的运行状况。

3. 停车

(1) 切断电源停泵。

(2) 先关吸入阀，再关排出阀。

(3) 当外界温度低于 0℃ 时，应放尽泵缸和阀箱内存水，以防冻裂。

(4) 长期停用时，应拆泵将水擦干，各运动件涂敷油脂。

4. 电动往复泵主要故障分析（见表 2-3）

电动往复泵主要故障分析表

表 2-3

故障现象	故障原因	分析思路指导	排除方法
1. 启动后不出水或流量不足	<ol style="list-style-type: none"> 吸入容器已排空无水； 吸入或排出截止阀未开或未开足； 吸入管漏气； 吸入过滤器或底阀堵塞； 胶木活塞环干缩； 吸、排阀损坏、泄漏或垫起； 活塞环、缸套或填料磨损过多； 安全阀弹簧太松或阀泄漏 	<p>根据泵装置的构成（参见图 1-2）和泵正常吸排条件，从泵装置吸入管口逐步向排出管口分析</p>	<ol style="list-style-type: none"> 补充水； 全开； 查明漏处消除漏气； 清洗过滤器或排除堵物； 引水浸泡； 检查研磨、清除污物或换新； 换新或修复； 更换弹簧或检修阀
2. 安全阀顶开或电动机过载	<ol style="list-style-type: none"> 排出截止阀未开； 排出管堵塞； 安全阀失灵； 缸内落入异物卡死； 泵久置不用活塞因锈蚀而咬死； 填料或轴承太紧 	<p>造成此故障现象的原因无非三个方面：</p> <p>A. 排出压力过高（第 1、2 两点）；</p> <p>B. 安全阀本身有问题（第 3 点）；</p> <p>C. 机械运动阻力过大（第 4、5、6 点）</p>	<ol style="list-style-type: none"> 全开截止阀； 检查管路，排除堵物； 检查原因并校验安全阀； 检查取出； 拆出除锈； 调整或更换
3. 泵发生异常声响	<ol style="list-style-type: none"> 泵缸内有敲击声；缸内掉进异物或活塞固定螺母松动； 缸内有摩擦声；活塞环断裂或填料过紧； 阀箱内有异常响声：吸排阀弹簧断裂或弹力不足，阀与升程限制器撞击； 传动部件间撞击：各部件配合间隙过大 	<p>从各运动件处找原因</p>	<ol style="list-style-type: none"> 停车解体检查； 更换活塞环、调松填料压盖； 换新弹簧，减小阀升程； 予以调整，更换零件
4. 填料箱泄漏	<ol style="list-style-type: none"> 填料硬化失效； 压盖未上紧； 活塞杆变形或磨损 	<p>从形成动密封的双方找原因</p>	<ol style="list-style-type: none"> 换新填料； 拧紧压盖； 修复合活塞杆
5. 摩擦部件发热	<ol style="list-style-type: none"> 配合间隙过小； 滑油不足； 摩擦面不清洁 	<p>从摩擦面上不能形成良好而完整的油膜来分析</p>	<ol style="list-style-type: none"> 调整间隙； 补充滑油或调整油压； 可以清洗后更换滑油

第三章 回转泵

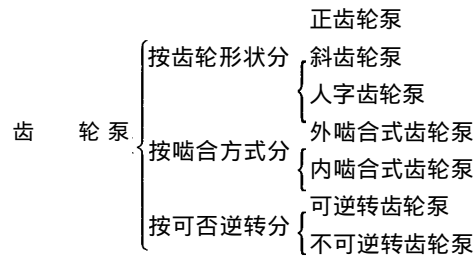
ROTARY PUMPS

第一节 齿轮泵

GEAR PUMPS

一、齿轮泵的常见类型

齿轮泵类型通常是根据其工作部件——齿轮的形状、相互啮合的方式以及可否逆转来划分的。分类如下：



二、齿轮泵的结构与工作原理

1. 结构

典型的齿轮泵结构如图 3-1、图 3-2、图 3-3 所示。

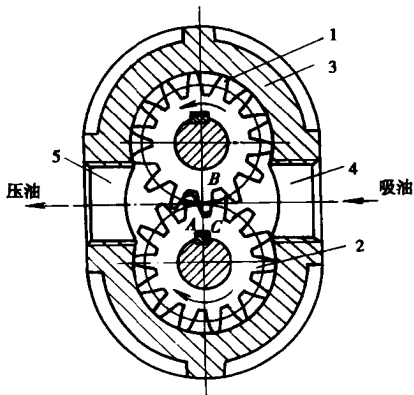


图 3-1 外啮合齿轮泵

1.主动齿轮 ;2.从动齿轮 ;3.泵体;4.吸入口 ;5.排出口

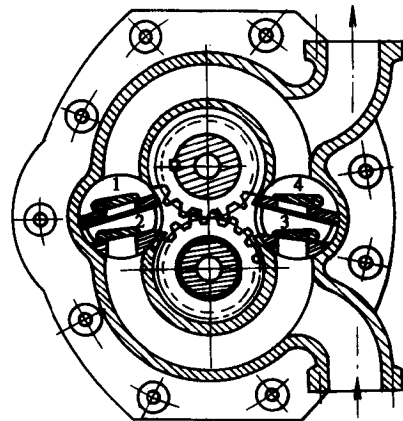


图 3-2 可逆齿轮泵

1、4.排出阀 ;2、3.吸入口

2. 基本工作原理

各种齿轮泵的基本工作原理是相同的，都是将一对啮合的齿轮装于同一泵壳中，同时从结构和加工精度上保证齿轮与泵壳的轴向间隙、径向间隙和齿间间隙足够小，以保证形成密封良好的工作容积。当主动齿轮和从动齿轮旋转时，齿轮轮齿退出啮合的一侧工作容积将增加，压力将降低，从而将液体吸入齿谷空间并随齿轮旋转被带到另一侧；齿轮轮齿进入啮合的一侧工作容积将减少，被齿谷带来的液体就被挤出泵壳上的出口，这样便形成了连续的吸入与排出。显然，齿轮轮齿退出啮合的一侧为吸入侧，进入啮合的一侧为排出侧。

对于一般齿轮泵，吸排方向取决于转向。从这里我们也就知道了第二章所述 CDW 型往复泵为什么必须按规定方向运转，原因是该型往复泵采用了一般齿轮泵作为其润滑油泵。

外啮合齿轮泵的两个齿轮齿数相同 转速相等 内啮合齿轮泵的齿环 又称内齿轮 套在外齿轮的外周 的齿数比齿轮(又称外齿轮)的齿数多 故齿环转速比齿轮慢。

3. 齿轮泵实现可逆转的方法

在生产实践中，原动机有时需要逆向运转，此时用一般齿轮泵来做其自带润滑油泵就不可以了。于是勤劳智慧的人民便设计制造出了允许转向改变而吸排方向不变的齿轮泵——可逆转齿轮泵。

目前，实现齿轮泵实现“可逆转”的方法通常有二种。一种方法是利用一组单向阀门与一般齿轮泵配合工作来控制吸排方向，当转向改变时，虽然轮齿的进入和退出啮合方向发生了改变，但吸排方向不变；另一种方法是使内齿轮泵的内齿轮与外齿轮的啮合点可随转向自动调节，当转向改变时，啮合点也随着改变到相反一侧，从而保持轮齿进入啮合和退出啮合的位置仍在原侧，即保持吸排方向不变。

4. 齿轮泵的轴封

在齿轮泵主动轴与泵壳端盖出轴处装有轴封装置，以防液体外漏。齿轮泵的轴封可采用填料轴封，也可采用机械轴封。填料轴封与往复泵轴封类似。机械密封结构如图 3-4 所示 机械密封主要由动环、静环、橡胶密封圈、O 形密封圈、压紧弹簧等组成。机械密封有三个密封面，即动环与静环间的密封面 A；动环与橡胶环间的密封面 B；橡胶环与轴间的密封面 C。其中密封面 A 属动密封 密封面 B、C 属静密封。

与填料密封相比 机械密封性能好 工作寿命长 漏泄量少，转动阻力小。缺点是价格贵，制造和安装工艺复杂，对含颗粒的液体不宜使用，更换困难。

5. 高压齿轮泵实现轴向间隙补偿的方法

齿轮泵存在轴向、径向和齿间间隙 随着工作压力的提高 这些间隙处漏泄量会增多 其中

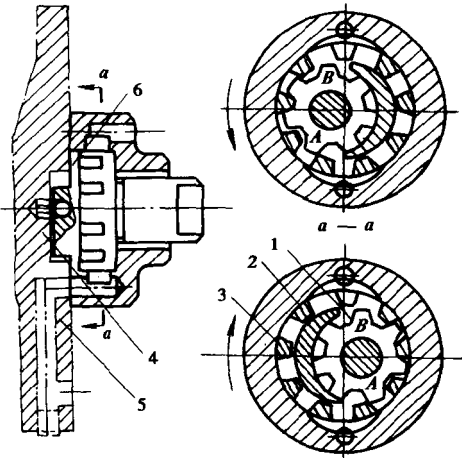


图 3-3 内啮合齿轮泵

1-齿轮 ;2-月牙形隔板 ;3-齿环 ;4-销钉 ;5-盖板 ;6-底盘

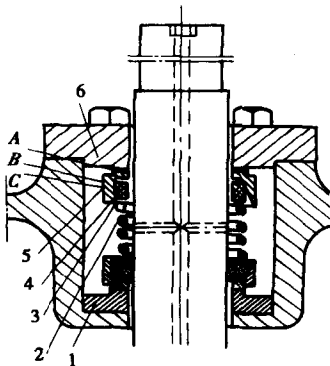


图 3-4 机械轴封的结构

1、6-静密封环 ;2-弹簧 ;3-弹簧座圈 ;
4-橡胶密封圈 ;5-动密封环

轴向间隙（也称端面间隙）因泵的端面受力外移而变大，该处的漏泄量最大，达总漏泄量的70%~80%。为此，人们想出了防止轴向间隙变大的方法。

防止轴向间隙因工作压力增大而增大的方法，是在齿轮端面与泵壳端面之间设一可自由浮动的压板，工作时将泵出口的压力油引至压板外侧，压板在油压力和橡胶圈的弹力作用下轻轻地贴附在齿轮的端面上，从而保持很小的轴向间隙。橡胶圈的作用一方面是在油泵启动时给压板一个预紧力，使泵能建立起油压，另一方面是在压板外侧对应于排油腔的区域围成平衡油压区，使平衡力大小适当，分布合理。当工作压力越大造成轴向间隙增大的趋势越大时，该装置使作用于压板外侧的液压平衡力也越大，该作用称为液压补偿作用，故该装置称为齿轮泵轴向间隙液压补偿装置。

三、齿轮泵的困油现象

1. 困油现象产生的原因

为了保证齿轮泵平稳转动与吸、排口间的有效隔离，要求齿轮的重叠系数 ϵ 大于 1 亦即要求齿轮泵工作时前一对啮合齿尚未完全脱离时，后一对齿就已开始进入啮合。这样，在某一小段时间内，就会有相邻两对齿同时处于啮合状态，它们与两侧端盖之间就会形成一个封闭空间，使一部分油液困在其中，而这一封闭空间的容积又会随齿轮的转动而先减小后增大地变化，从而产生困油现象。

2. 困油现象造成的危害

图 3-5 所示为齿轮泵的整个困油过程。图中 a) 表示新的一对齿刚啮合时，前一对齿尚未脱开，于是在它们之间就形成了一个封闭容积 $V = V_a + V_b$ 由于存在齿侧间隙， V_a 、 V_b 是相通的。当齿轮按图示方向回转时， V_a 逐渐减小， V_b 逐渐增大，而它们的容积之和 V 则是逐渐减小的。当齿轮转到 b) 所示位置时，封闭容积 V 达到最小；在困油容积变小的过程中，留在封闭空间中的油液被挤压（压力急剧上升，可达排出压力的 10 倍以上）使齿轮、轴和轴承受很大的径向力，同时油液将从零件密封面的缝隙中被强行挤出，造成油液发热，促使油液变质，产生噪声和振动，增加功率损失，从而降低轴承寿命。其后，齿轮继续回转， V_a 继续减小， V_b 继续增大，但 V 则逐渐增大，直至前一对齿即将脱离啮合前（见图 3-5c）， V 增加到最大。在困油容积变大的过程中，封闭空间的压力将会下降，使溶于油中的气体析出而产生气泡，这些气泡被带到吸入腔，不但妨碍油液进入齿间，而且随压力升高又会消失，结果导致容积效率的降低和振动噪音的加剧。这就是困油现象对齿轮泵的工作性能和使用寿命的危害。

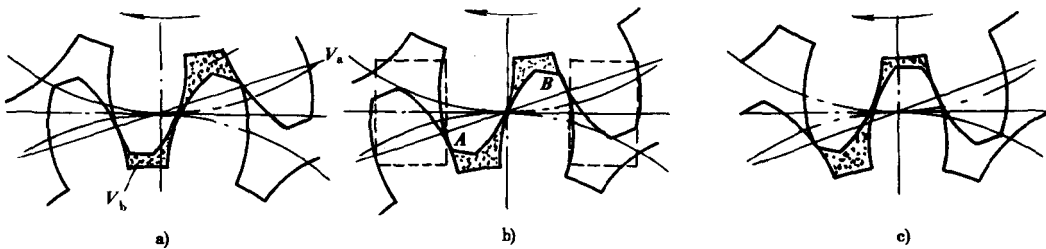


图 3-5 齿轮泵的困油过程

3. 消除困油现象的方法

从困油现象产生的原因可以想到，只要能在不使吸、排腔沟通的前提下，设法在封闭容积

V 变小时使之与排出腔沟通,增大时与吸入腔沟通,使一对啮合的齿轮形成不了困油空间,即可消除困油现象。

1)对称卸荷槽法

该法是在与齿轮端面接触的两端盖内侧,各挖两个对称于节点(节圆的交点)的矩形凹槽(即卸荷槽)位置如图 3-5b)的虚线所示。各卸荷槽的内边缘正好与封闭容积 V 最小时二对啮合齿的啮合点 A 、 B 相接,这时封闭容积和任何一个卸荷槽都不通。当封闭容积减小到最小值前,它通过右边的卸荷槽与排出腔始终相通,以便将多余的油液排出;而当封闭容积又逐渐增大时,它又通过左边卸荷槽与吸入腔相通,使油液得以补充。

2)不对称卸荷槽法

对称布置的卸荷槽不十分完善,因为当齿轮转过图 3-5b)所示的位置后 封闭容积 V 开始增大 而容积 V_a 还在继续减小。由于困油空间容积减小时产生的危害比容积增大时严重。这就需要让 V_a 再有一小段时间能通过右边的卸荷槽与排出腔相通,以便彻底地消除困油现象。为此,就需将卸荷槽布置成非对称,稍偏向吸口。

3)卸压孔法

该法是在从动齿轮的每一个齿顶和齿根均径向钻孔,通过从动轴上的两条月牙形沟槽与吸、排腔相通 以消除困油 如图 3-6 所示。

4)修正齿形法

该法是在从动齿轮的工作齿廓上加工一个成 50° 角的泄压斜面,使齿轮在相互啮合时的线性接触变成点性接触,从而不能形成齿封空间,达到卸压目的。

既然将齿廓加工成斜面可以消除困油现象,那么采用斜齿轮和人字齿轮也能消除困油现象。困油现象仅产生于正齿轮泵中。

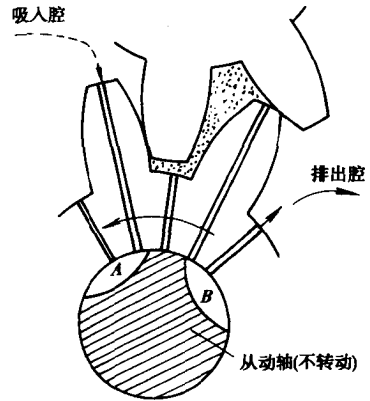


图 3-6 从动齿轮上的卸压孔

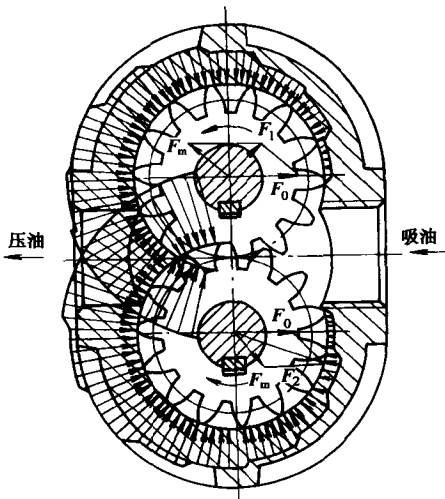


图 3-7 齿轮泵的径向力

四、齿轮泵的径向不平衡力

齿轮泵工作时 吸、排腔油液存在压差 通过齿顶与泵壳间的间隙,作用在齿轮四周的液体压力从排出腔到吸入腔沿齿轮外周是逐级降低的,如图 3-7 所示。

作用在每一齿轮外周的液体压力的合力 F 。基本通过齿轮中心指向吸入端。而啮合的主、从动齿轮上又作用着大小相同、方向相反的啮合力 F_m 。这样,主、从动齿轮所受径向力的合力 F_1 及 F_2 大小和方向不同,并作周期性变化。它易使轴弯曲,轴承负荷增大,影响齿轮泵寿命。

显然 泵的径向力大小与工作压力有关 对高压齿轮泵应设法加以限制。减小径向不平衡力的方法有在泵的泵体上开压力平衡槽和缩小排油口两种。前者因

使漏泄增加,故仅在一些老型号的泵中有使用。

五、齿轮泵的流量与容积效率

1. 流量

假设各齿谷内的油液全部能够被排出，并设齿间工作容积等于轮齿的有效体积，则泵的每转理论排量 q_1 即为一个轮齿扫过的环形体积。故平均理论流量 Q_1 可按下式计算：

$$Q_1 = q_1 n \times 10^{-6} = \pi D h B n \times 10^{-6} = 2\pi D m B n \times 10^{-6} = 2\pi m^2 z B n \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (3-1)$$

式中： D ——齿轮分度圆直径 mm；

h ——轮齿的有效工作高度 $h = 2m$), mm；

B ——齿宽, mm；

n ——转速 r/min；

m ——模数 $m = D/Z$, Z 为齿数), mm。

实际上 齿间工作容积大于轮齿有效体积 因此 上式需用修正系数 K 进行修正。修正系数 K 与齿数有关，通常，中、低压齿轮泵为使流量均匀，一般齿数较多， $Z = 13 \sim 20$ 。 $2\pi K$ 取 6.66 高压齿轮泵齿数较少， $Z = 6 \sim 14$ ， $2\pi K$ 取 7。同时，考虑到容积效率 η_v 的影响 所以 齿轮泵的实际平均流量 Q 为：

$$Q = 2\pi K D m B n \eta_v \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (3-2)$$

一般外啮合齿轮泵 $\eta_v = 0.7 \sim 0.9$ 当采用间隙液压补偿装置时， η_v 可达 $0.8 \sim 0.96$ 。

2. 影响齿轮泵流量的因素

由式 (3-1) 可见：

(1) 齿轮泵转速越高流量越大。但转速太高会因油液来不及充满齿谷，会使泵的容积效率下降。

(2) 在齿轮分度圆直径不变的条件下 因为 $m = D/Z$ 所以齿轮泵的齿数越少 模数越大，泵的流量就越大 但脉动越大。

(3) 齿轮泵的流量与齿宽成正比，流量与模数的平方成正比。

(4) 容积效率对既定的泵的实际流量影响最大。

3. 影响齿轮泵容积效率的因素：

(1) 密封间隙。齿轮泵的漏泄主要发生在：① 齿轮端面与两侧盖板之间的轴向间隙处；齿顶与泵壳之间的径向间隙处；③ 啮合齿之间的间隙处。其中，齿轮端面的漏泄途径短而宽，漏泄量占总漏泄量的 70% ~ 80% 由于漏泄量与间隙值的三次方成正比，因此对齿轮泵容积效率影响最大的是齿轮的端面间隙大小。

(2) 排出压力。漏泄量与间隙两端压差成正比 排出压力高 漏泄量大 容积效率降低。

(3) 吸入压力。当吸入真空度增加时，吸油中气体析出量增加，容积效率降低。

(4) 油液的温度和粘度。所排送油液的油温越高，粘度越低，漏泄量越大。但油温过低则粘度太大 又会使吸入条件变差 吸入真空度变大 析出气体增多 也会使容积效率下降。

(5) 转速。漏泄量与转速关系不大。但转速过高会造成吸入困难，使容积效率下降。转速过低也会使容积效率降低。一般认为转速不得低于 $200 \sim 300 \text{r/min}$ 。

六、齿轮泵的特点

1. 自吸能力 —— 齿轮泵有一定的自吸能力，所以齿轮滑油泵可装得比滑油液面高。但其自吸能力不如往复泵。另外，齿轮泵摩擦面多，为防起动时的干磨损，泵内应有一定的存油。

2.流量——理论流量仅取决于工作部件的尺寸和转速，与排出压力无关。

3.流量均匀性——流量连续，但有脉动。外啮合齿轮泵流量脉动率大，噪声较大；内啮合齿轮泵流量脉动率较小，噪声也较小。

4.压力——额定排出压力与工作部件尺寸、转速无关，主要取决于泵的密封性能和轴承承载能力。为了防止泵在超过额定工作压力的情况下工作，一般应设安全阀。

5.转速——较高，一般为 1500r/min 左右。高于 3000r/min 或低于 300r/min 都会使容积效率下降。

6.效率——主要受密封间隙、吸排压力、温度转速影响较大。

7.适用性——适用于排送不含固体颗粒并具有润滑性的油类，因为其摩擦面较多。

8.维护性——结构简单 紧凑 价格低廉 管理方便。

9.耐用性——虽然摩擦面较多，但用于中低压滑油泵时寿命较长。

七、齿轮泵的管理

1. 起动

(1)油——起动前必须确保泵内有油，以免起动过程中，发生干摩擦造成严重磨损。

(2)水——略。

(3)汽——略。

(4)气——防止吸入空气。吸入空气不但会使流量减少，而且是产生噪声的主要原因。除保持吸入油面有足够的高度外，还要防止吸入管漏泄。

(5)电——检查电气系统是否正常。

(6)阀——开足吸、排截止阀。

(7)机——外观检查机器是否处在适宜起动状态。消除一切可能妨碍机器运转的物件。

(8)盘——久置未用或刚检修过的泵，应盘车使转动 1~2 转，以检查运动部件有无卡阻，并有利于使滑油布于磨擦面。

(9)冲——电动机新接过线的情况下要冲车（即瞬时接通电源 点动）以检查电动机的转向是否与机体上的标志一致，一般齿轮泵反转会改变吸排方向。

(10)启——接通电源 起动泵。

2. 运转

(1)压——检查泵的吸排压力是否正常；吸入压力不可过低，否则将使溶入油液中的气体，因吸入压力低于空气分离压力而大量析出 使泵产生“汽蚀”损坏泵内零件表面。为此 在管理中应经常清洗滤器。

(2)温——保持吸入液体的温度正常 检查电机、轴承和填料函等部位有无过热 轴承温度不应超过 70℃。

(3)位——检查被吸液体和排出液体的液位是否正常，严防吸空。

(4)漏——检查轴封处是否有过多的漏泄，其它结合面有无渗漏。轴封处微量的渗漏是正常的 也是必须的 否则轴封会摩擦发热而损坏。

(5)声——仔细倾听泵各运动部件及泵内部有无异常响声，若泵内有严重敲击声应立即停车检查；若噪声和振动很大而非敲击声，说明可能有空气漏入或吸入液体中的气体析出。

(6)运行管理中应加强巡查 通过“听、看、摸、嗅、比”掌握泵的运行状况。

3. 停车

(1)切断电源停泵。

(2)先关吸入阀 再关排出阀。

4.检修要点

(1)转向与连接——检修时应注意电动机接线不要接错。泵和电动机应保持良好对中，联轴器同轴度应在 0.1mm 以内。

(2)重要部件——齿轮、端盖以及轴封是齿轮泵的重要部件。检修时应仔细检查齿轮和端盖的工作面有无擦伤、划痕 如有应进行研磨加以消除。

机械轴封属于较精密的部件，拆装时要防止损伤密封元件。

(3)重要间隙——检查各配合间隙。

端面间隙是齿轮泵最重要的间隙，它对齿轮泵的自吸能力和容积效率影响最大。它可用压软铅丝的方法测出，一般外齿轮泵为 0.04~0.08mm 内齿轮泵为 0.02~0.03mm。压力较低的滑油泵和驳油泵的端面间隙可增至 0.1~0.25mm。压力较高的锅炉燃油泵或液压泵则应遵照说明书要求严格掌握。必要时可调整端盖与泵体之间的垫片厚度，磨损过大时可将泵体与端盖结合面磨去少许，以兹补救。

检查泵轴与轴承的间隙。轴与轴承的径向间隙，一般为 0.03~0.08mm 间隙超过磨损极限时 应换新。

泵检修修复后，用手转动泵轴，应转动灵活。手感为既无卡阻也不松动时，大体说明间隙正常。

5.齿轮泵的常见故障

1)动后不能排油或流量不足

(1)泵内间隙过大;(2)泵转速过低、反转或卡阻;(3)吸入管漏气或吸口露出液面;(4)吸高太大(一般应不超过 500mm);(5)油温太低，粘度太大(6)吸入管路阻塞 如吸入滤器脏堵、吸入阀未开等;(7)油温过高;(8)排出管漏泄或旁通，安全阀的弹簧太松;(9)排出阀未开安全阀顶开。

2)工作噪声太大

(1)吸入管路及吸入滤器堵塞;(2)漏入空气;(3)油箱内有气泡;(4)油位太低;(5)泵产生机械摩擦。

3)磨损太快

(1)油液含磨料性杂质;(2)长期空转;(3)排出压力过高，泵轴变形严重;(4)装配失误引起中心线不正。

第二节 螺 杆 泵

SCREW PUMP

一、螺杆泵的种类与结构

1.单螺杆泵 见图 3-8)

属密封型螺杆泵 螺杆由一圆柱体旋转而组成 为单头螺杆 泵缸由橡胶制成 泵缸截面以二倍于螺杆的螺距旋转而成，即双头泵缸。螺杆轴线相对泵缸轴线存在一个偏心距，螺杆在运行过程中有摆动现象，故驱动轴与螺杆间设有一万向联轴器。在船上常作为污水、污油输送泵使用。

该泵的排出压力不大，故由排出端与吸入端之间的压力差造成的轴向力不大，常由轴承承担。

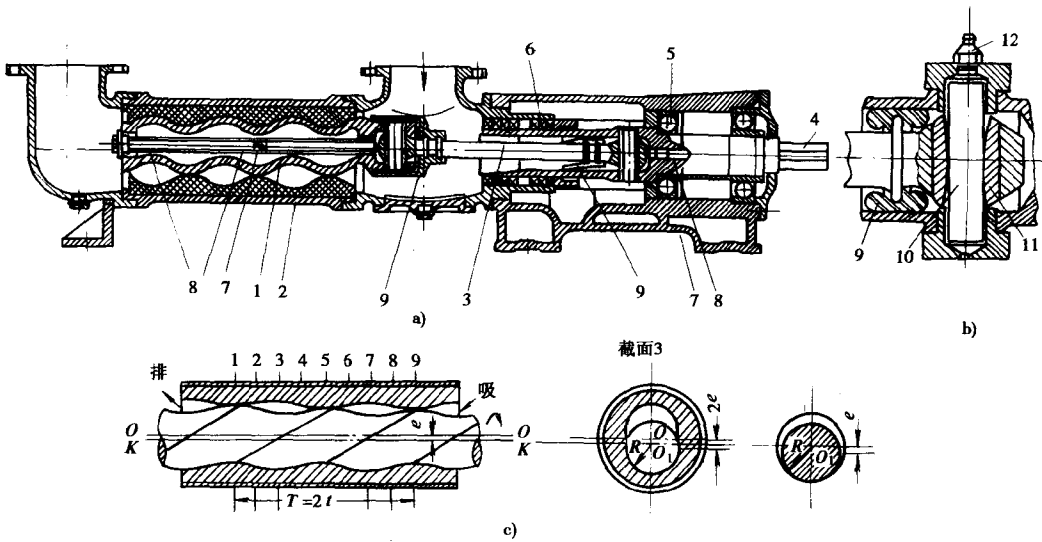


图 3-8 单螺杆泵 SINGLE SCREW PUMP

1-螺杆 ;2-泵缸 ;3-万向轴 ;4-主动轴 ;5-轴承 ;6-填料箱 ;7-小活塞 ;8-弹簧 ;9-挠性保护套 ;10-销轴 ;11-销轴套 ;12-注油口

2 双螺杆泵 见图 3-9)

非密封型螺杆泵，只能作低压泵使用，双螺杆泵不能满足传动条件，故需在主、从螺杆间设置同步齿轮。常用结构对称的方法来消除轴向力。

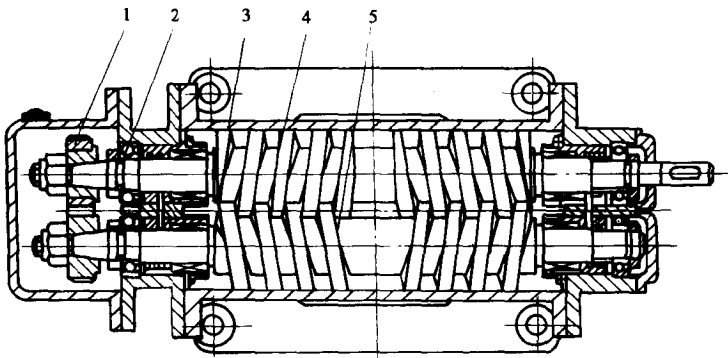


图 3-9 双螺杆泵 Twin screw pump

1-同步齿轮 ;2-滚动轴承 ;3-泵体 ;4-主动螺杆 ;5-从动螺杆

3. 三螺杆泵 见图 3-10)

属密封型螺杆泵，是船上使用较多的一种螺杆泵。为保证泵密封性，螺杆的最小工作长度不小于 $1.09t$ (t 为导程)，而衬套的最小工作长度不小于 $0.932t$ 对于高压泵应适当增加泵的密封长度，以利于提高泵的容积效率。

二、工作原理

在固定物体中旋转螺钉，螺钉将被物体扭入物体内。反之，在固定螺钉的轴向位置的情况下，旋转螺钉，则套在螺钉一端的物体将随螺钉转动而沿螺钉作轴向移动直至被排出。同样，在一充满液体的筒子内 旋动螺钉 即可使筒内液体顺着轴向流动。

我们也可换种思路来看螺杆泵的工作原理，即将螺杆泵看作齿轮泵的一个特例，当螺杆旋转时，泵的一端由于主、从螺杆的脱开啮合而容积增大，压力下降，被输送的液体在内外压差的作用下经吸入口进入螺杆的凹槽中，并随着螺杆的旋转沿轴向输送至泵的另一端。在泵的另一端主、从螺杆进行啮合，容积减小，液体受挤压，克服外阻力经排出口排出。

三、三螺杆泵的受力及其平衡

1. 三螺杆泵的轴向力

由于螺杆泵的螺杆两端存在吸排压差，故必然存在着指向吸入端的轴向力。

平衡轴向力的方法有：

1) 安装止推轴承

止推轴承通常装在轴向推力较大的凸螺杆上，而凹螺杆则靠螺杆端面来承受轴向力，这种方法适用于工作压力小于 1.6MPa 的泵。

2) 采用平衡活塞

在主动螺杆排出端设一直径适当的平衡活塞，在平衡活塞另一侧的主动螺杆轴上有泄油孔和吸入腔相通，使平衡活塞的背压接近吸入压力。因此作用在平衡活塞上的轴向力，是从吸入腔指向排出腔，从而抵消了大部分轴向力。

3) 将高压油引至螺杆底部止推轴套处

通过从动螺杆中心导孔引入压力油。当从动螺杆细长，不宜钻油孔时，则可在泵体上设置专门的孔道。

4) 采用双吸结构

对于压力较高、流量较大的螺杆泵来说，螺杆上将受到相当大的轴向力。采用双吸式结构，使油液从两端吸入，中间排出。由于螺杆上两端螺线是反向的，理论上轴向力完全平衡。这不仅在结构上省掉了一套平衡装置，并且还可以在不增加螺杆直径的情况下，使排量得到增加，故在大排量的螺杆泵上采用较多。

2. 三螺杆泵的径向力

由于主动螺杆所受径向力对称分布处于平衡状态，故它与衬套的磨损很小；从动螺杆只有一边处于啮合，截面上的液压力又不平衡，故它的径向力是不平衡的，由整个衬套的工作表面承受。比压不大，故磨损较小。

3. 螺杆上的转矩

三螺杆泵只要设计合理，从动螺杆在工作时基本上不依靠主动螺杆驱动，而有液压力产生的转矩驱动，从而大大减轻了啮合线的磨损。

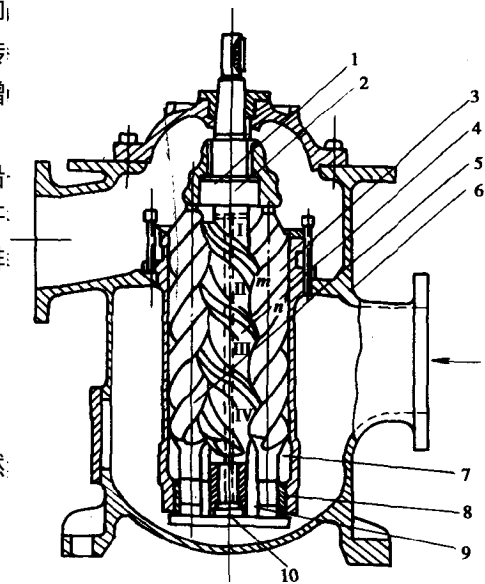


图 3-10 三螺杆泵 IMO pump

1-推力垫圈；2-平衡活塞；3、5-从动螺杆；4-主动螺杆；
6-泵体；7-衬套；8-平衡轴套；9-推力垫块；10-盖板

四、螺杆泵的特点

1. 自吸能力——密封式螺杆泵 三螺杆泵和单螺杆泵 有一定的自吸能力 非密封式螺杆

泵 双螺杆泵 无自吸能力。但尽管密封式螺杆泵具有自吸能力 为防止起动时的干磨 泵内也必须有一定的存油。轴向吸入，吸入流体基本不受离心力影响，故吸入性能好，三螺杆泵在一定条件下允许吸上真空高度可达 8m 水柱 单螺杆泵可达 8.5m 水柱。

2. 流量——理论流量仅取决于工作部件的尺寸和转速，与排出压力无关。流量范围广，一般在 $0.6 \sim 600\text{m}^3/\text{h}$ 之间。

3. 流量均匀性——流量连续 无脉动 无困油 噪声小。

4. 压力——额定排出压力与工作部件尺寸、转速无关，主要取决于泵的密封性能、结构强度和原动机功率。为了防止泵在超过额定工作压力的情况下工作，一般在泵体上设有安全旁通阀。三螺杆泵因密封性能好，故允许的工作压力高，可达 20MPa 。单、双螺杆泵额定排出压力不宜太高 前者最大不超过 2.4MPa 。后者不超过 1.6MPa 。

5. 转速——较高 三螺杆泵为 $1450\text{r}/\text{min}$ 至 $3000\text{r}/\text{min}$ ；单螺杆泵一般不超过 $1500\text{r}/\text{min}$ 。

6. 效率——主要受密封间隙、吸排压力、温度转速影响较大。三螺杆泵密封性好 容积效率高。单螺杆泵次之，双螺杆泵最低。

7. 适用性——由于油液在吸、排过程中无搅拌现象 所以三螺杆泵适合输送润滑性好的清洁油类，单螺杆泵、双螺杆泵则可输送非润滑性液体和含固体杂质的液体。

8. 维护性——结构简单 零部件少 相对重量和体积小 维修工作少 管理方便。

9 耐用性——磨损轻，使用寿命长。但螺杆的轴向尺寸较长，刚性较差，在安装和存放时要谨防螺杆变形。

五、螺杆泵的管理

1. 起动

(1) 油——起动前必须确保泵充满油液，以及单螺杆泵的万向联轴器中注有润滑脂（从专设注油嘴中注入）以免起动过程中 发生干摩擦造成严重磨损。

(2) 水——对用于输水的单螺杆泵应充水。

(3) 汽——确保吸入滤器清洁，不堵塞，以防止起动后吸入压力过低造成液体汽化并形成汽塞。

(4) 气——防止吸入空气。吸入空气不但会使流量减少，而且是产生噪声的主要原因。除保持吸入油面有足够的高度外，还要防止吸入管漏泄。

(5) 电——检查电气系统是否正常。

(6) 润——开足吸、排截止阀 以防吸空或过载 在低温、液体粘度大和泵的排量大 则除要开足吸、排截止阀以外 还须开足安全旁通阀 以降低起动负荷 待泵达到额定转速时 再逐渐关闭旁通阀。但应注意旁通阀全开的时间不能过长，以免油液回流循环引起发热，使泵因高温变形而损坏。旁通阀也起调压阀作用，泵达到额定转速后可通过调节旁通阀使泵达到所要求的排出压力，但调节幅度要小，不应靠旁通阀调节大流量回流来满足小流量的需要，以防油液过热。

(7) 机——外观检查机器是否处在适宜起动状态。消除一切可能妨碍机器运转的物件。

(8) 盘——久置未用或刚检修过的泵，应盘车转动 $1 \sim 2$ 转 以检查运动部件有无卡阻 并有利于使滑油布于磨擦面。

(9) 冲——电动机新接过线的情况下要冲车（即瞬时接通电源，点动），以检查电动机的转向是否与机体上的标志一致，反转会改变吸排方向，同时使轴向力平衡装置失效。

(10) 启——接通电源，起泵。

2. 运转

(1) 压——检查泵的吸排压力是否正常；吸入压力不可过低，否则将使溶入油液中的气体，因吸入压力低于空气分离压力而大量析出，使泵产生“锁”损坏泵内零件表面。为此，在管理中应经常清洗滤器。检查吸排是否因振动而不正常关小。

(2) 温——保持吸入液体的温度正常，检查电机、轴承和填料函等部位有无过热，轴承温度不应超过 70°C ；

(3) 位——检查被吸液体和排出液体的液位是否正常，严防吸空。吸入液面必须高出吸入管口 100cm 以上。

(4) 漏——检查轴封处是否有过多的漏泄，其它结合面有无渗漏。轴封处微量的渗漏是正常的，也是必须的，否则轴封会摩擦发热而损坏。

(5) 声——仔细倾听泵各运动部件及泵内部有无异常响声，若泵内有严重敲击声应立即停车检查；若噪声和振动很大而非敲击声，说明可有空气漏入或吸入液体中的气体析出。

(6) 运行管理中应加强巡查，通过“听、看、摸、嗅、比”掌握泵的运行状况。

3. 停车

(1) 切断电源停泵。

(2) 先关排出阀，待泵完全停止后再关吸入阀，以免泵在停车过程中产生干运转，同时防止吸入管路中和泵腔内的油液倒流到油箱，使下次起动困难。

4. 检维修要点

(1) 转向、与连接——检修时应注意电动机接线不要接错。泵和电动机应保持良好对中，联轴器同轴度应在 0.1mm 以内。

(2) 重要部件——螺杆为细长构件，刚度低，易变形，故在拆装起吊中要注意防止受力弯曲；备用螺杆保存时宜悬吊固定，以免放置不平而变形。机械轴封属于较精密的部件，拆装时要防止损伤密封元件。密封元件常为石墨制造，要防止落地摔碎。

(3) 重要间隙——检查螺杆与螺杆、螺杆与泵体之间的间隙，间隙应符合要求。

检查泵轴与轴承的间隙。轴与轴承的径向间隙，一般为 $0.03 \sim 0.08\text{mm}$ ，间隙超过磨损极限时，应换新。

泵检修装复后，用手转动泵轴，应转动灵活。手感为既无卡阻也不松动时，大体说明间隙正常。

第三节 叶片泵

VANE PUMPS

一、种类

叶片泵根据泵轴每转一转的排出（或吸入）次数，可分为单作用式和双作用式，如图 3-11 和图 3-12 所示。

二、单作用叶片泵

1. 结构

如图 3-11 所示，单作用叶片泵主要由传动轴、转子、定子、叶片、配油盘和泵体组成。定子内壁呈圆形，定子和转子之间有一偏心距 e 。转子上有均匀分布的径向狭槽，槽内装有可作径向滑动的叶片，叶片的宽度与转子的宽度相同。转子与叶片两端面各有配油盘与之紧密贴合，配油盘上开有吸、排油窗口。

想一想

如果调节单作用泵转子与定子间的偏心距的大小和方向，对泵的排量大小和吸排方向有何影响？

2. 工作原理

当泵轴带动转子 1 旋转时，叶片 3 在离心力及叶片底部的油压力作用下由槽内伸出，使叶片顶部始终紧贴在定子 2 的内壁上。由于转子与定子的偏心，在转子、定子和配油盘间形成了月牙形腔室，并被叶片分隔成若数个封闭的容积。当转子逆时针回转时，两叶片间的工作空间在右半圈容积不断增大，而转到左半转则容积不断减小。因此，能分别从配油盘上相应的配油口吸入和排出。

3. 困油现象——有

当泵的每两相邻叶片转到吸、排油口间的密封区时，所接触的定子曲线不是与转子同心的圆弧。因此，相邻叶片在密封区内转动时，叶间工作容积会先大后小，而产生困油现象，但不太严重，可通过在配油盘上的排出口边缘（运转时，叶片进入的一侧）开三角形卸荷槽以使困油空间的油液能从排出口泄出的方法解决。该泵的流量不太均匀。

4. 径向力——不平衡

由于转子两侧分别作用着吸入压力和排出压力，故泵在工作时定子、转子和轴承将承受不平衡的径向液压力（因此，也称单作用叶片泵为非卸荷式叶片泵），故工作压力不宜太高，应用不很广泛。

三、双作用叶片泵

1. 结构

如图 3-12 所示，双作用叶片泵与单作用叶片泵结构上的主要不同点在于定子内表面形状与偏心距。双作用叶片泵的定子 2 内腔型线是由两段长半径圆弧和两段短半径 r 圆弧以及连接它们的四段过渡曲线组成。转子 1 和定子 2 的中心相重合，即偏心距恒为零。

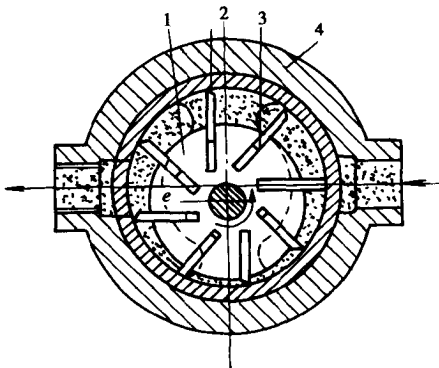


图 3-11 单作用叶片泵

1-转子；2-定子；3-叶片；4-泵体

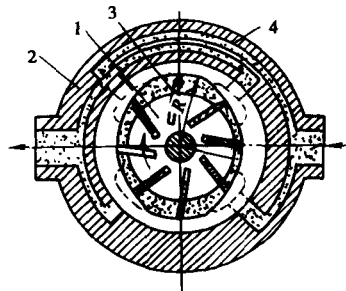


图 3-12 双作用叶片泵

1-转子；2-定子；3-叶片；4-泵体

2. 工作原理

当转子旋转时，叶片受离心力及液压力（叶片底部空间一般由排出腔引入压力油的作用，

向外顶紧在定子内壁上，并可随定子内壁与转子中心距离的改变而在槽内往复滑动，从而使两叶片间的密封腔容积发生变化 进行吸、排油工作。显然 此泵转子每转一周 每个密封腔容积完成两次吸、排油 因此是双作用叶片泵。

3. 困油现象——无

当泵的每两相邻叶片转到吸、排油口间的密封区时，因叶片顶端与定子的圆弧部分接触并使转子和定子同心，故旋转时两叶片间的容积不变，不会产生困油问题。

4. 径向力——平衡

由于双作用叶片泵两个吸入口和两个排出口是对称布置的，所以作用在定子及转子上的液压力是完全平衡的（因此 也称其为卸荷式叶片泵）故工作压力较高。

四、典型的双作用叶片泵

典型的双作用叶片泵如图 3-13 所示。

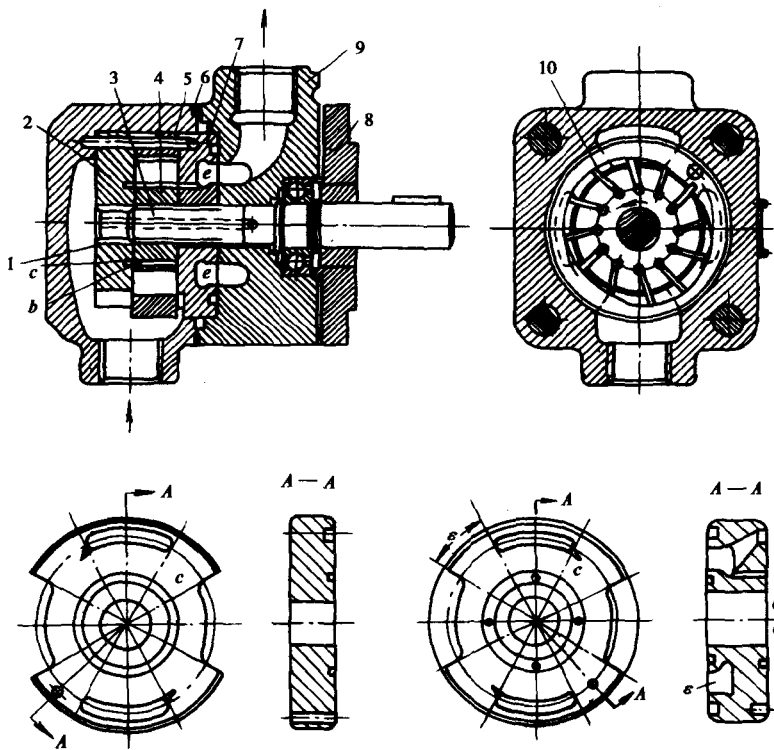


图 3-13 典型双作用叶片泵的结构

1-滚针轴承 2-左配油盘 3-传动轴 4-转子；5-定子；6-左泵体；7-右配油盘；8-球轴承；9-右泵体 10-叶片

该双作用泵的定子和左、右配油盘 2、7 通过定位销固定在左、右泵体 6、9 上。右配油盘背后有槽 e 与排油腔相通 左泵体 6 的下面有吸油口。转子 4 通过花键由传动轴 3 带动旋转 传动轴由滚针轴承 1 和球轴承 8 支承。下面将此泵结构上的主要特点加以说明。

1. 定子、转子和叶片

定子内侧大、小圆弧间的过渡曲线必须设计成使叶片在叶槽中移动速度的变化尽可能小，以免产生太大的惯性力，导致叶片与定子的脱离或冲击。目前采用较多的定子过渡曲线是由前半段等加速曲线和后半段等减速曲线组合而成。

双作用叶片泵一般为使叶片在吸入区能紧贴定子，而使叶片底部与排出油腔相通。为此，配油盘端面开有环槽 C 通过小孔与排出腔相通，引入压力油。这样在吸入区叶片底部的排出油压可帮助叶片离心力克服惯性力和摩擦力，使叶片迅速伸出贴紧定子。在排出区，叶片两端同受排出油压的作用，但此时叶片的摩擦力和离心力都指向定子，所以即使在滑移后期叶片出现指向槽底的惯性力，也不致使叶片脱离定子。

单作用叶片泵由于叶片在转过吸入区时向外伸出的加速度较小，单靠离心力即足以保证叶片贴紧定子。为了避免叶片顶部对定子产生过大的压力，而将配油盘上与叶片底部叶槽相通的环槽分成长短不一的两段，长的一段与排出腔相通，短的一段则与吸入腔相通。

双作用叶片泵的叶片数应取偶数，以保证转子所受的径向力平衡。通常叶片数为 12；但工作压力超过 10MPa 时，为提高转子强度，则多为 10。

2. 配油盘

配油盘吸油口的油流速度不能过高，一般为 $4 \sim 5\text{m/s}$ ，最高不应超过 6m/s 。为了降低吸油口油的流速，可以从两侧配油盘同时吸油。排油是从右侧配油盘排油口排出，但左侧配油盘上相应位置上的排油口则是盲孔，不通排油腔，其目的是为了为了使叶片两侧所受的轴向液压力得以平衡。

配油盘上的吸、排油口之间夹角 ϵ 称为油封角。油封角应稍大于或等于两相邻叶片之间的夹角 $2\pi/Z$ (Z 为叶片数) 否则会使吸排油口沟通，造成泄漏。定子圆弧部分夹角应大于或等于配油盘上油封角，以免产生困油和气穴现象。

配油盘的排出口在叶片从密封区进入端的边缘处开有三角形的节流槽。它可使相邻叶片间的工作空间在从密封区转入排出区时，能逐渐地与排出口相沟通，以免造成液冲击和噪声，并引起瞬时流量的脉动。

3. 叶片的倾角和倒角

如图 3-14 所示，双作用叶片泵的叶片采用前倾角后倒角。前倾角为 θ 是指叶片顶部顺转向倾的角度，一般 $\theta = 10^\circ \sim 14^\circ$ 。后倒角是指在叶片逆转向一侧开的倒角。

叶片前倾安装的目的是为了减小压力角，从而减小侧向力 T ，减轻磨损，防止叶片在排油区段需内缩时被卡住、折断。叶片径向安装时的压力角为 β ，前倾 θ 角后的压力角减小为 α ($\alpha = \beta - \theta$)。显然叶片前倾后的侧向力减小为 $T = N \sin \alpha$ ，(N 为定子对叶片的法向力)

叶片后倒角的目的是使叶片在吸油区段需外伸时，其顶部有相当部分的面积只受吸入压力的作用，从而有助于叶片顶部贴紧定子内壁。

单作用泵与双作用泵不同，叶片采用后倾角后倒角，即叶槽顺旋转方向朝后倾斜 $20^\circ \sim 30^\circ$ 的后倾角。这是因为单作用叶片泵定子内表面是正圆形，且偏心距较小，叶片外伸较短，压力角问题不突出。但单作用叶片泵在吸油区，叶片是靠离心力向外伸出，为使其外伸容易，并紧贴定子内壁，采用叶片槽向后倾斜是有利的。

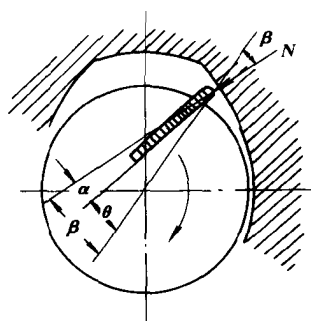


图3-14 双作用叶片泵叶片的倾角和倒角

五、叶片泵的特点

1. 自吸能力——有，但为防止干摩，起动时的泵内必须充油。

2.流量——理论流量仅取决于工作部件的尺寸和转速，与排出压力无关。

3.流量均匀性——双作用叶片泵流量较均匀 脉动小 无困油现象 噪声和振动小。

4.压力——额定排出压力与工作部件尺寸、转速无关，主要取决于泵的密封性能、结构强度和原动机功率。为了防止泵在超过额定工作压力的情况下工作，一般在管路上吸排截止阀之间安装有安全阀。叶片密封性能好，故允许的工作压力比一般外齿轮泵高，普通叶片泵的工作压力最高可达 7MPa。高压叶片泵可达 14 ~ 21MPa。双作用叶片泵因径向力平衡，故工作压力比单作用叶片泵高。

5.转速——较高，一般为 500 ~ 2000r/min。转速太低时 叶片外移困难 而转速太高时 流量增加 吸入流速太高 容易产生气蚀现象 不能正常吸入。

6.效率——主要受密封间隙、吸排压力、温度转速影响较大。叶片泵密封性好，容积效率较齿轮泵高。

7.适用性——叶片泵对工作条件要求严格。当油液含有杂质时 会使叶片在槽内咬死折断，故对油液的清洁度要求高；同时对油液的温度、粘度也较敏感。一般油温不宜超过 55℃，粘度要求在 17 ~ 37mm²/s 之间。即叶片泵适用于粘度适当、不含杂质的具有润滑性的液体。在船上常作为液压泵。

8.维护性——结构复杂 零部件多 摩擦面多 对工作条件和拆装要求高。

9.耐用性 ——双作用叶片泵比单作用叶片泵磨损轻，使用寿命长。

六、叶片泵的管理

1. 起动、运转和停车

基本与齿轮泵类似。

2. 检修维护要点：

(1)转向与连接 ——检修时应注意电动机接线不要接错，因受吸排方向、叶片倾角和倒角等因素限制，转向必须与标定转向一致。泵和电动机应保持良好对中。

(2)重要部件——叶片、转子、定子、配油盘、机械轴封。

叶片、转子、配油盘的安装要注意转向 不得装反 在拆装过程中应保持清洁 防止工作表面划伤；在叶片泵工作一段时间后，叶片与槽的磨损各不相同，拆修时不宜随便更换叶片与槽的配合关系 叶片顶部磨损时 可把叶片底部磨出 1×45°角或磨成圆弧 然后颠倒使用 但必须保证叶片顶部与两侧端面的垂直度；配油盘与定子的相对位置要用定位销正确定位；定子内表面吸入区部分最易磨损，必要时可先将磨损表面用细砂布磨光，然后将定子翻转后定位安装，以使原吸入区变为排出区而继续使用。

(3)重要间隙——主要为叶槽间隙和轴向间隙。

叶片与叶槽间隙应适当 太大会使漏泄增加 太小则叶片不能自由伸缩 会导致工作失常。因此，叶片与叶槽都是经过选配的，属于精密偶件。叶片与叶槽的装配间隙一般为 0.015 ~ 0.03mm 当工作油液粘度在 21mm²/s(3°E 左右)时 以在工作油液中能靠叶片自重缓速落入槽底为宜。

轴向间隙对容积效率影响很大，转子端面和配油盘的轴向间隙通常都取 0.015 ~ 0.03mm (小型泵)或 0.02 ~ 0.045mm(中型泵)当转子与配油盘接触面有严重擦伤时可重新研磨 但叶片也应同时研磨，并使其轴向宽度始终比转子宽度小 0.005 ~ 0.01mm 此外 定子端面也应研磨，以保证合适的轴向间隙。

泵检修装复后，用手转动泵轴，应转动灵活。手感为既无卡阻也不松动时，大体说明轴向间隙正常。

第四节 水环泵

WATER RING PUMPS

一、水环泵的基本结构和工作原理

1. 基本结构

水环泵有单作用式和双作用式，单作用式在船上较为常见，故我们以单作用式为例来说明其基本结构。

图 3-15 所示为一台单作用水环泵。它主要由叶轮、侧盖和泵体组成。叶轮必须偏心安装 其上装有叶片 叶片采用前弯叶片 (也可采用径向叶片) 侧盖上开设有吸排口 吸入口较大 排出口较小 (其它泵也通常如此)

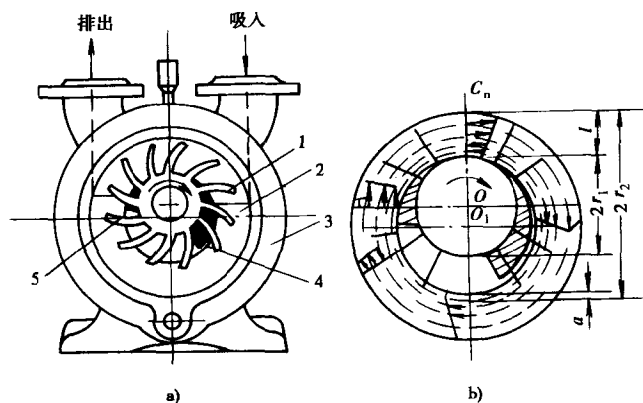


图 3-15 单作用水环泵及其工作原理

1-叶轮;2-侧盖 3-泵体;4-吸入口;5-排出口

2. 工作原理

泵内充有一定数量的工作水是水环泵能够工作的必要条件。向泵内充水后，当叶轮旋转时，液体被带动而构成紧贴泵体的与泵体同心的水环。水环内表面与叶轮轮毂表面及两侧盖端面之间形成一个月牙形的工作空间。该空间被叶片分隔成若干个互不相通的腔室。这些腔室的容积随着叶轮的回转将会周期性地变大和变小。显然腔室容积变大时将吸入流体，腔室容积变小时将会挤压和排出流体。吸入、压缩和排出三个工作阶段便组成了水环泵的一个工作循环。

3. 水环泵的三个工作阶段

我们前面所学的容积式泵一个工作循环只包含吸入和排出二个阶段，而水环泵为什么含有三个工作阶段？为了弄清水环泵的工作机理，从而弄清水环泵在工作性能上与其它容积的重大差别，现将水环泵的三个工作过程分析如下（以输送气体为例）：

(1)吸入过程——当叶间转过图中的右半圈时，由于叶片外端与偏心的泵壳间的距离增加 叶片间的工作液体就会被甩出 使叶间腔室的容积逐渐增大 气体 或被输送液体 便通过侧面的吸入口被吸入。

(2) 挤压过程——当叶片间转过吸入口开始进入图示左半圈时：由于泵壳与叶片外端的距离逐渐缩小，叶轮外高速流动的工作液流便会挤入叶间。当叶间尚未与排出口相通时，其中的气体便受到压缩。若输送液体时，则其中的被输送液体就会被挤压，因液体不可压缩，故被吸液体便被挤入水环，被旋转的水流从排出口挤出。显然当输送液体时，工作液体和被吸液体必须是同种液体，工作中工作液体与被吸液体不断相互置换，水环是紊乱的，水力效率极低，工作效率小于 20% 故在船上很少用水环泵来输送液体。

(3) 排出过程——当叶片间转到与排出口相通时，叶间腔室中的压力即会在瞬间与排出压力相平衡并在叶轮随后的转动过程中由于叶外的液体不断挤入叶片间将气体或液体排出。

可见，水环泵的工作原理与叶片泵有非常相似之处，即都是靠工作腔室的容积变化来产生吸排，但两者却有着重要的差别。水环泵中的定子是由一个旋转水环构成的，而这个水环是由叶轮给予工作水的动能所形成的。水环中的液体在图示的右半圈中是靠叶轮带动其回转而获得了一定的能量，并被甩到叶外的流道中；而在其进入左半圈后，也就只能凭借其已获得的动能挤入叶间，压缩气体。这样，叶轮外的液体流速必然会随着压力的增加而降低。当排出压力升高到一定的数值时，叶轮外液体的速度也就会降到很低，从而不能进入叶间去压缩气体。也就是说，水环泵中的气体在压缩阶段压力能的增加，完全是靠工作水获得叶轮的动能转换而来的。因此，水环泵的排出压力不会象其它容积泵那样会随排出负荷增加而不断增加到危险的程度，即水环泵的最高工作压力（排出阀全关时的压力）有限。

水环泵也可像叶片泵那样做成双作用式以增加流量并使作用在叶轮上的径向力得以平衡。

二、水环泵的性能特点

1. 自吸能力——很强，当工作水温为 15℃ 时，单级水环真空泵可达到的最大抽空能力是将绝对压力降到 4kPa(30mmHg)。但起动前，泵内必须存有供形成水环的液体，这通常可通过合理的管路布置来实现。

2. 流量——理论流量主要取决于叶轮的尺寸和转速。水环泵的最大流量约为 300m³/min。

3. 流量均匀性——较均匀。

4. 压力——所能达到的压力比（排出与吸入绝对压力之比）取决于叶轮的结构尺寸和转速。水环泵的压力比 x 通常都是逐渐增大的。当 $x \leq x_{cr}$ （临界压力比）时理论流量不变随着 x 的增加，实际流量会因漏泄的增加而相应降低；当 $x > x_{cr}$ 后则流量就会迅速减小而当 $x = x_{max}$ （极限压力比）时流量即降为零。故水环泵即使在关闭排出阀的条件下工作其排出压力也不会无限地升高，因而无需设安全阀。这是与其它容积式泵最大的不同点。

5. 转速——1500r/min 左右。

6. 效率——较低。这不仅是因为水环泵容积效率不高（一般为 0.65~0.82 压缩比小、尺寸大的泵容积效率取较大值）更主要是由于水力效率较低。在排送气体时水环泵的总效率一般为 30%~50% 最高不超过 55%。如用以排送液体则效率更低 不超过 20% 故一般都不用来排送液体。

7. 适用性——工作过程接近于等温压缩。因此它适用于输送易燃、易爆、有毒或温度升高时容易分解的气体，水环泵输送的气体不受滑油污染。

水环真空泵对工作水温很敏感。工作水温增加，流量和所能造成的真空度将随之减小。因为水温越高，则水的饱和蒸汽压力越高，工作水的汽化速度也就增加，从而使抽气流量和可达到的真空度减小反之当工作水温较低时由于吸气中的部分水蒸气可能液化因而能使实

际流量和可达到的真空度增加。

8. 维护性——环泵结构简单 没有相互直接摩擦的零件 没有吸、排阀 容易维护 工作平稳 噪声小。

9. 耐用性——使用寿命长。

三、水环泵与维护与管理

1. 起动、运转和停车

除与前述回转泵类似以外，应注意：

(1) 水环泵的径向间隙很大，主要靠水环密封，所以泵在使用前 必须灌入适量的水。

想一想

水环泵的水环有哪三个作用？

(2) 水环泵作抽气泵用时，运行中需不断补充工作水，以弥补由排气、汽化、漏泄而减少的水 同时可置换部分工作水 以限制水温升高。

用？

传能、密封和吸热

(3) 水环泵不允许长时间封闭运转，因为封闭运转时压力虽不会很高，但会引起工作水温度升高。

2. 检修维护要点

(1) 转向与连接——检修时应注意电动机接线不要接错转向必须与标定转向一致。泵和电动机应保持良好的对中。

(2) 重要部件——拆装时叶轮方向不能装反；叶轮两侧端盖的位置决不能改变，否则会引起吸排口错位而不能正常工作。

(3) 重要间隙——水环泵叶轮和侧盖之间的轴向间隙对容积效率影响甚大，一般轴向间隙应保持在 0.1~0.25mm 之间 必要时可改变垫片厚度予以调整。

泵检修装复后，用手转动泵轴，应转动灵活。手感为既无卡阻也不松动时，大体说明间隙正常。

第四章 叶轮式泵与喷射泵

IMPELLER TYPE PUMPS&EJECTOR PUMPS

第一节 离心泵的工作原理和性能特点

WORKING PRINCIPLE AND CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMPS

一、离心泵工作原理

离心泵由叶轮 1、叶片 2、泵壳 3、吸入接管 4 和扩压排出管 5、泵轴 6 及轴封等所组成。如

图 4-1 所示。

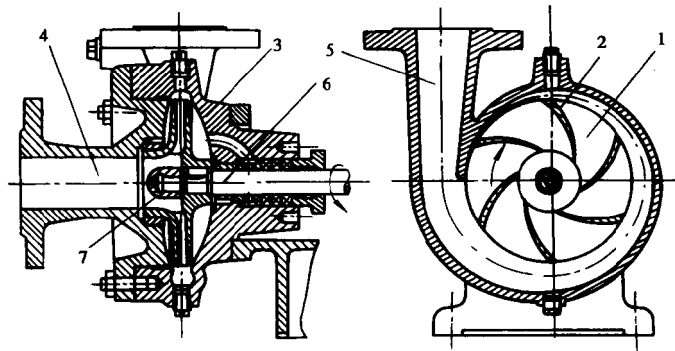


图 4-1 离心泵工作原理图

1-叶轮 ;2-叶片 ;3-泵壳 4-吸入接管 ;5-扩压排出管 ;6-泵轴 7-固定螺母

一般离心泵没有自吸能力 在启动前需设法使泵内充满水(称为引水)否则离心泵就无法正常工作。为此,在泵壳的最高处装设有一个引水旋塞,在吸入管下端装设有一个单向阀(称为底阀)

在泵壳内充满水的条件下,离心泵工作时,高速旋转的叶轮及其叶片带动叶间的液体一起回转 在离心力的作用下 液体从叶轮中心向四周甩出 然后由具有渐扩截面的泵壳流道汇集,经扩压管降速,将其中大部分速度能转化成压力能,从排出管排出。与此同时,在叶轮中心处形成一定的真空,液体在吸入液面和叶轮中心处之间的压力差作用下经吸入管 4 被吸入离心泵叶轮。因此只要叶轮能保持均匀的回转,离心泵就可连续不断地吸入和排出液体。

综上所述,离心泵最基本的工作原理是,通过叶轮带动液体高速旋转对液体传递机械能,并通过泵壳扩压段将其中大部分的速度能转换成压力能,以减少因高流速而造成的阻力损失。显然,这与容积式泵的工作原理大不相同。可以推断,离心泵的压头与流量等方面的性能也会大不相同。倒底有什么不同,让我们通过研究液体在叶轮中的流运情况的方法来逐一加以分析。

二、离心泵的理论流量与压头

1. 液体在叶轮中的流动(参见图 4-2)

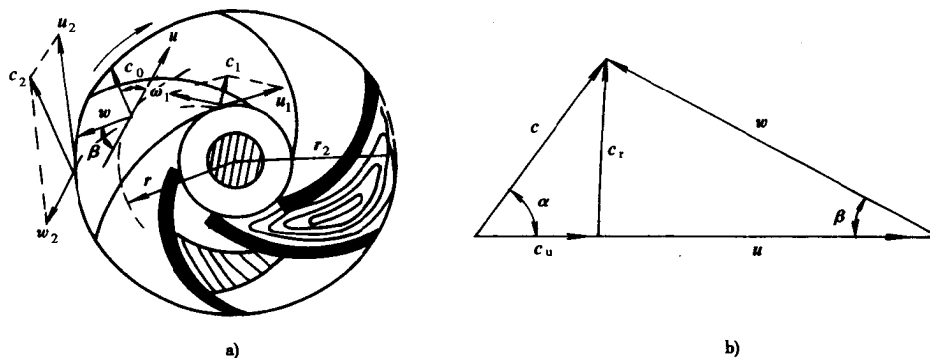


图 4-2 液体在叶轮内的流动和速度三角形

液体在叶轮中的实际流动情况非常复杂,为使研究简化,作如下假定:

(1)离心泵叶轮的叶片无限多、厚度无限薄且断面形状完全相同；

(2)液体在叶轮中流动时 没有摩擦、撞击和涡流等水力损失。

当叶轮以一定的角速度 ω 回转时，叶轮流道中的任一液体质点，一方面随叶轮一起回转，作圆周运动 其速度用向量 u 表示；另一方面又沿叶片引导的方向向外流动，作相对运动，其速度用向量 w 表示。圆周运动和相对运动的复合运动就是液体质点的绝对运动，其速度用向量 c 表示。质点的圆周运动、相对运动和绝对运动三者之间的关系可用公式表示如下：

$$c = w + u \quad (4-1)$$

叶轮中任一质点的三个速度向量之间的关系也可用速度三角形来表示，如图 4-2b 所示。绝对速度 c 和圆周速度 u 之间的夹角用 α 表示 相对速度 w 和圆周速度 u 反方向的夹角用 β 表示 各符号加下标 1 表示质点进入叶轮流道时的参数；加下标 2 表示质点离开叶轮流道时的参数 加下标 u 表示周向分速度；加下标 r 表示径向分速度。

2. 离心泵的理论流量

由于液体是从叶轮的外周出口处排出的，因此，若已知叶轮外周出口的有效面积 F_2 和垂直于该面积的液流速度（即液体质点在叶轮出口处绝对速度的径向分速度 C_{2r} ）就可求得离心泵的理论流量 故：

$$Q_1 = F_2 C_{2r} \quad (4-2)$$

同理 若已知 F_2 和 Q_1 则可求得 C_{2r} ，即：

$$C_{2r} = Q_1 / F_2 \quad (4-3)$$

3. 离心泵的理论压头

离心泵的理论压头 $H_{T\infty}$ 就是流体离开叶轮和进入叶轮时所具有的比能之差，经数学推导可得下式（此式又称欧拉方程）：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (4-4)$$

式中，各部分的含义如下：

- (1)由圆周速度所产生的离心力做功所得的压头， $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ ；
- (2)因流道截面渐扩而引起的相对速度下降所产生的压头， $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ ；
- (3)液体流经叶轮后因绝对速度增加而提高的速度头， $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ 。

4. 影响离心泵压头的因素

1) 叶轮直径和转速

叶轮直径和转速越大，液体在叶轮出口处的圆周速度 u_2 越大，离心泵的压头越大。但直径的增大会受到泵的外廓和重量增加等因素的限制，转速的增加会使泵的汽蚀性能降低和转子强度有限等因素的限制。

2) 叶轮的叶片出口角 β_2 和流量（参见图 4-3）

为便于看清 β_2 和 Q_1 对离心泵性能的影响 根据 u 、 w 、 c 之间存在的速度三角形的关系、余弦定理、以及式(4-2) 和液体通常是无预旋地进入叶轮 即 $\beta_1 = 90^\circ$ 条件 经数学推导 欧拉公式也可改写为：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q_1 u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g F_2} \quad (4-5)$$

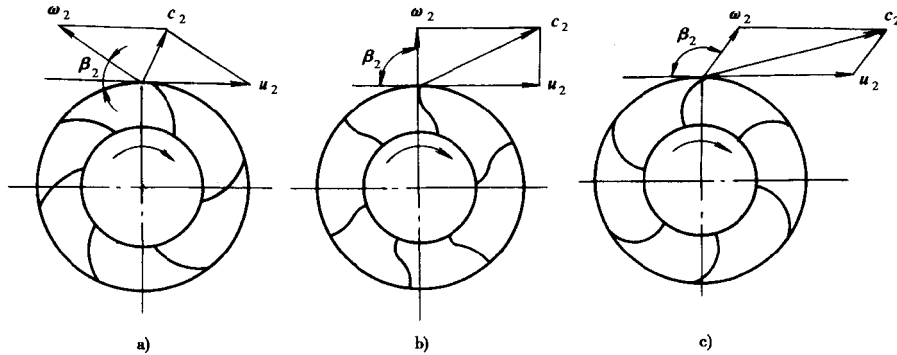


图 4-3 叶轮叶片出口角及叶片形式

由上式可知，离心泵的理论压头 $H_{t\infty}$ 受叶片的出口角 β_2 和流量 Q_1 的影响 其影响的规律如下：

(1)用后弯叶片(即 $\beta_2 < 90^\circ$ 时 $\text{ctg}\beta_2 > 0$, Q_1 增大会使 $H_{t\infty}$ 减小 当 $Q_1 = 0$ 时(即排出管封闭时) $H_{t\infty} = u_2^2/g$ 为最大值。(即封闭压头最大)。因后弯叶片出口处的绝对速度 c_2 较小 水力效率高 噪声低 工作稳定 经济性好。另外, Q_1 增加使 $H_{t\infty}$ 减小 电机不会出现过载 目前在实际应用中离心泵都采用后弯叶片。

(2)用前弯叶片(即 $\beta_2 > 90^\circ$ 时 $\text{ctg}\beta_2 < 0$, Q_1 增大会使 $H_{t\infty}$ 增加 当 $Q_1 = 0$ 时, $H_{t\infty} = u_2^2/g$ 为最小值。因前弯叶片的出口绝对速度 c_2 大速度变化大, 使水力损失和噪声增大, 而速度能转换为压力能时也要消耗能量, 故效率较低。另外, Q_1 增加使 $H_{t\infty}$ 增加, 易使驱动电机过载, 但在泵叶轮尺寸相同时, 前弯叶片要比后弯叶片产生更高的压头, 故常用在离心风机中。

(3)用径向叶片 即 $\beta_2 = 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 = 0$, $H_{t\infty}$ 与 Q_1 无关。在实际应用中较少采用。

3) 输送液体的粘度和相对密度

应该说, 输送液体的粘度和密度是不会影响离心泵的理论压头的, 因为在压头方程式中没有反映所输送流体性质的参数。但是, 流体的粘度会影响泵的实际压头和排量, 因为, 粘度不同, 水力损失和容积效率会有所不同; 流体的相对密度 ρ 会影响泵所能产生的压差, 因为由泵的吸、排压差 $(p_d - p_s) = \rho_g H$ 可知, 液体的相对密度 ρ 越小, 泵所能产生的压差越小。因此当离心泵起动时不进行引水驱气的话, 泵的叶轮带动空气旋转所能产生的压差仅为带动水旋转时的 $1/800$ ($\rho_{\text{空}} / \rho_{\text{水}}$ 约为 $1/800$) 故可认为离心泵是没有自吸能力的。

三、离心泵的能量损失

离心泵在实际工作时会有各种损失, 从而使离心泵的实际压头和流量总是低于理论压头与流量。离心泵的损失主要有以下几部分：

1. 水力损失

水力损失是指流体通过泵内时由于摩擦、旋涡、撞击等造成的损失, 通常由沿程摩擦损失和撞击损失两部分组成。水力损失是影响离心泵效率的主要因素。其中, 沿程摩擦损失与流量的平方成正比; 撞击损失与液体流动的冲角有关, 通过合理设计可使泵在额定工况时的液流冲角为零, 从而使撞击损失为零。当泵的实际流量偏离额定工况越远则撞击损失越大。

2. 摩擦损失

摩擦损失又称机械损失, 是指由轴封及轴承与轴之间的机械摩擦和由液体与叶轮外表面

之间的圆盘摩擦造成的损失。轴封及轴承摩擦损失约占轴功率的 1% ~ 5% 采用机械轴封时损失较小 圆盘摩擦损失较大 约占轴功率的 2% ~ 10% 它与叶轮外径 D_2 的 5 次方和转速 n 的 3 次方成正比。

3. 容积损失

容积损失是指由漏泄造成的损失。漏泄包括内漏和外漏，内漏是指发生在泵壳内部的吸排区域之间的漏泄；外漏是指泵内部与外部之间经动、静部件间隙的漏泄。总漏泄量一般为理论流量的 4% ~ 10% ，其中内漏的影响比外漏大。

想一想

经过密封环和平衡孔的漏泄和经过轴封的漏泄分别属于何种漏泄？

四、离心泵的定速特性曲线及其分析

1. 定速特性曲线

由于离心泵存在各种损失，这些损失是无法精确计算的。因此，要了解离心泵的实际压头、流量以及其它性能参数的大小和相互间的关系，就得进行相应的实验。

在既定转速下，测得并绘制的离心泵的压头、功率、效率等性能参数与流量之间的函数关系曲线称为离心泵的定速特性曲线，如图 4-4 所示。

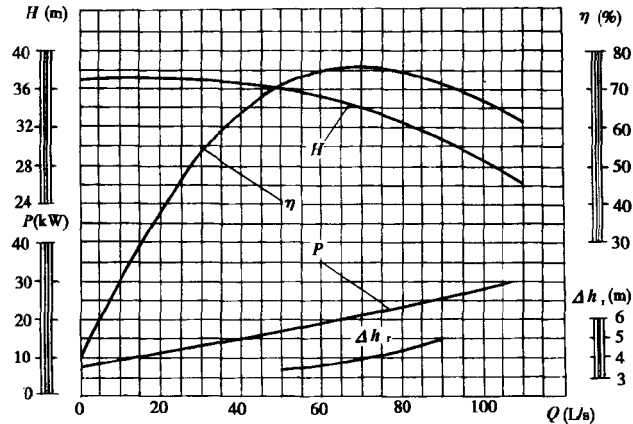


图 4-4 离心泵的定速特性曲线

2. 对定速特性曲线的分析

1) 压头流量 $H-Q$ 曲线

离心泵的这些性能曲线中压头流量 ($H-Q$) 曲线的应用最广。根据离心泵结构参数的不同离心泵的 $H-Q$ 曲线将有所不同，一般有三种基本形式如图 4-5 所示。

(1) 陡降形。如图曲线 1 在流量稍作变动时压头变化较大。反之在压头改变较大时流量改变不多。它用于静压头常有波动而需要流量较稳定的场所，如选用此类泵作舱底水泵等。

(2) 平坦形。如图曲线 2，在流量变动较多时而静压头改变不大。一般离心泵多属于此性能，它们适合于使用调节阀调节流量的系统。例如，用于压力水柜的水泵、冷凝器的凝水泵和锅炉给水泵等。

(3) 驼峰形。如图曲线 3 该曲线在其峰点 K 的左右一定区段，在相同压力下会出现两种不同的流量，因而可能引起工况的不稳定。只宜在 K 点右边区段工作。

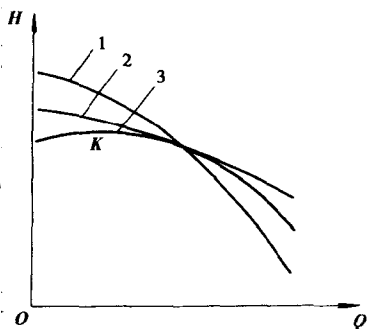
2) 功率流量 $P-Q$ 曲线

离心泵的 $P-Q$ 曲线是向上倾斜的，即泵的轴功率随流量增大而增加。在泵流量为零时

(例如排出阀关闭时)其轴功率最小,一般仅为额定功率的35%~50%这时泵的压头(亦称封闭压头)也不很高,仅为额定压头的1.1~1.3倍。故离心泵关闭排出阀起动(又称封闭起动)时电流较低,可减小电网电压的波动。但不允许封闭运行,因为封闭运行时泵的全部功率都用于搅拌液体,效率为零,泵会很快发热。

3)效率流量($\eta-Q$ 曲线)

泵的 $\eta-Q$ 曲线是上拱形的,最高效率点为额定工况点。泵只有在额定工况附近工作时才具有较高的效率,这是因为叶轮和压出室都是按额定工况设计的。当泵在非额定工况下工作时,液体进、出叶轮时的冲击损失就会较大。一般规定泵工作时效率不应与最高效率相差5%~8%。



4-5 离心泵的 H-Q 曲线的三种形式

五、离心泵额定扬程、压头和流量的估算

在实际工作中,对无铭牌离心泵的流量及压头可按下列方法进行估算:

1. 额定扬程 H

离心泵可按下面的经验公式来估算其额定扬程:

$$H = Kn^2 D_2^2 \quad \text{m} \quad (4-6)$$

$K=1 \sim 1.5$

式中: D_2 ——叶轮外径, m;
 n ——转速, r/min。

学习指导

谐音联想记忆 H、Q 估算公式

“万—妮妮和大迪迪扬长而去,
可怜五个小迪迪寸口立马流浪。”

破译:

万—(1/10000 妮妮 nm) 和大迪迪 $D_2 D_2$ 扬长(扬程)而去, 可怜五个小迪迪 $5 D_0 D_0$ 对(英寸)应(立米)流浪(流量)。

2. 额定流量 Q

额定流量可按下面公式估算:

$$Q = 5 D_0^2 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (4-7)$$

式中: D_0 ——泵吸口直径, 单位 in(1in = 25.4mm)。

如为多级泵应乘以级数。

六、离心泵的相似定律和比转数

从对离心泵的研究中发现,离心泵的性能参数的大小及其特性曲线的形状与叶轮的尺寸和形状有密切的关系。这其中的奥秘可从离心泵的相似条件、相似定律和相似准则数(比转数或型式数)中找到答案。

1. 离心泵的相似条件

要确定两台离心泵相似,根据相似原理,必须满足以下三个条件:

(1)几何相似。泵内流体流道各部分所对应的几何尺寸比值相等,叶片数及对应的叶片安装角相等。

(2)运动相似。泵内流体流道各部分所对应的液流速度方向相同,比值相等,即各对应点的速度三角形相似。

(3)动力相似。泵内对应各点作用在流体质点上的同名力(惯性力、粘性力、重力和压力)方向相同,比值相等。

2. 相似定律

凡满足相似三条件的离心泵,其流量、压头、功率之间存在以下关系。

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^3 \times \frac{n}{n'} \quad (4-8)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2 \times \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (4-9)$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^5 \times \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (4-10)$$

式中： $Q、Q'$ ——分别表示两相似泵的流量；

$D_2、D_2'$ ——分别表示两相似泵的出口直径；

$n、n'$ ——分别表示两相似泵的转速。

式(4-8)、(4-9)、(4-10)表达了满足相似三条件的离心泵各主要性能参数间的关系，称为相似三定律。

3. 离心泵的比转数

比转数是由相似定律推导出的一个只包含 $Q、H、n$ 三个参数的用以判断两离心泵是否相似的相似准则数用 n_s 表示。

$$n_s = 3.65 \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4-11)$$

式中： n ——转速，r/min；

Q ——流量 m^3/s （双吸泵取总流量的 1/2）；

H ——扬程 m （多级泵取每级叶轮的扬程）。

离心泵的比转数通常都是指其额定工况的比转数。由于各国所用 $n、Q、H$ 的单位不尽相同，对同一台泵按不同国家的算法所得的比转数 n_s 的数值也就不同。在国际标准中以无量纲的形式数 K 来代替比转数，即：

$$K = \frac{2\pi}{60g} \times \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4-12)$$

式中： g ——重力加速度 m/s^2 其它参数单位与我国所用单位相同。

比转数 n_s 与形式数 K 的关系是：

$$n_s = 193.2K \quad (4-13)$$

满足相似三条件的离心泵，比转数相等，几何相似的泵如输送同一种液体，在额定工况下其比转数必定相等。但比转数相等的泵不一定几何相似。例如同样比转数的泵可设计成叶片数和叶片出口角不同，因此并不几何相似。

比转数 n_s 也适用于其它叶轮式泵如混流泵、轴流泵、旋涡泵等。利用 K 可对叶轮式泵大致上进行分类如表 4-1 所示。

从表中可以得出：

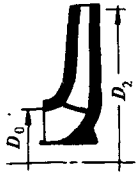
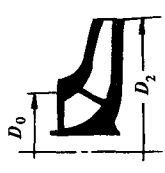



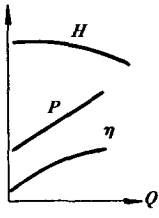
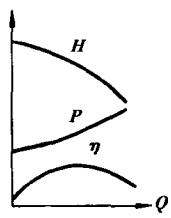
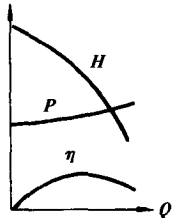
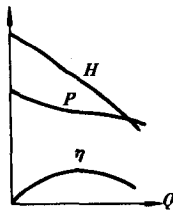
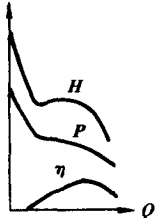
(1) 比转数 n_s 的大小与叶轮形状的关系——比转数 n_s 越低，叶轮流道越“窄长”，即叶轮外径与进口直径之比 D_2/D_0 越大；比转数越高，叶轮流道越“宽短”，即 D_2/D_0 值越小。低比转数的泵叶片为圆柱形；中等比转数的泵叶片进口扭曲；高比转数的泵叶片进、出口都扭曲。

(2) 比转数 n_s 的大小与泵特性曲线之间的关系——比转数 n_s 相同的泵的特性曲线形状相似，具体情况如下：

比转数 n_s 与 $Q-H$ 曲线的关系

叶轮式泵按比转数分类一览表

表 4-1

泵的类型	离心泵			混流泵	轴流泵
	低比转数	中比转数	高比转数		
比转数	30~80	80~150	150~300	300~500	500~1000
叶轮简图					
					
流量—扬程曲线特点	封闭扬程为设计工况的 1.1~1.3 倍，扬程随流量增加而减小， n_s 小，变化较缓， n_s 增加，曲线变陡			封闭扬程为设计工况的 1.5~1.8 倍，扬程随流量增加而减小，曲线较陡	封闭扬程为设计工况的 2 倍左右，扬程曲线呈马鞍形，变化较急
流量—功率曲线特点	封闭功率较小，轴功率随流量增加而增加， n_s 越大，曲线越趋平坦			流量增加轴功率略为减小	封闭功率最大，设计工况附近曲线呈驼峰形状，流量再增大功率又下降
流量—效率曲线特点	比较平坦， n_s 增大，高效区变窄			高效区比离心泵窄比轴流泵宽	急剧上升后又急剧下降

n_s 小的泵扬程相对较高，流量相对较小， $H-Q$ 曲线较平坦 即流量变化对扬程影响较小 较适合节流调节 可应用在那些经常需要调节流量而又不希望扬程变化太大的场合，如锅炉给水泵、凝水泵等。

n_s 高的泵 $H-Q$ 曲线呈陡降形，扬程变化时流量变化较小 这类泵适用于扬程常有变动又不希望流量变化的场合 如舱底水泵、压力水柜供水泵等。

比转数 n_s 与 $\eta-Q$ 曲线的关系

比转数 n_s 越小 $\eta-Q$ 曲线上升趋势越陡 随 n_s 增大，

$\eta-Q$ 曲线上升趋势变缓，混流泵和轴流泵的 $\eta-Q$ 曲线甚至向下倾斜。即低比转数泵

学习指导

用顺口溜记忆法记忆 n_s 与叶形和性能曲线的关系：

窄长叶形比转数小，
流量不大扬程高，
扬程线平功率陡，
高效区宽宜节流。

的轴功率随流量增大而增大，流量为零时轴功率最小；而高比转数的泵其轴功率随流量增大而减小。因此低比转数的泵宜采用封闭起动，而高比转数的泵不宜采用封闭起动。

比转数 n_s 与 $\eta-Q$ 曲线的关系

低比转数的泵 $\eta-Q$ 曲线变化比较平缓 高效区较宽 随着 n_s 增大，高效率工作区将变窄。

七、离心泵的性能特点

1. 自吸能力——本身无自吸能力。为了扩大离心泵的使用范围，在结构上采取特殊措施可以制造出各种自吸式离心泵，或在离心泵上附设抽气引水装置。

2. 流量——流量随工作扬程而变。一般工作扬程升高，流量减小；当工作扬程达到封闭扬程时，泵即空转而不排液。因此，它不宜作为滑油泵、燃油泵和液压泵等要求流量不随扬程而变的泵使用。但其流量范围很大。

3. 流量均匀性——流量连续均匀，工作平稳。

4. 压力——泵所能产生的扬程有限，主要由叶轮外径和转速决定，不适合小流量、高扬程。无需设置安全阀。

5. 转速——高，可与电动机或汽轮机直接相联。

6. 效率——主要受水力损失、机械损失和内外漏影响 比一般容积式泵低（除了水环泵）

7. 适用性——对杂质不敏感，船上主要用来作各种冷却水泵、货油泵、压载泵、通用泵等。

8. 维护性——结构简单，管理方便，尺寸和重量比同样流量的往复泵小得多，价格低廉。可以采用节流法调节流量，非常方便。

9. 耐用性——易损件少（仅密封环、轴封和轴承）寿命较长。

第二节 离心泵的主要部件及其维护

MAIN PARTS AND MAINTENANCE FOR CENTRIFUGAL PUMPS

图 4-6 所示为多级离心泵的基本结构，三个单吸式叶轮用键和定位套于泵轴上。前级

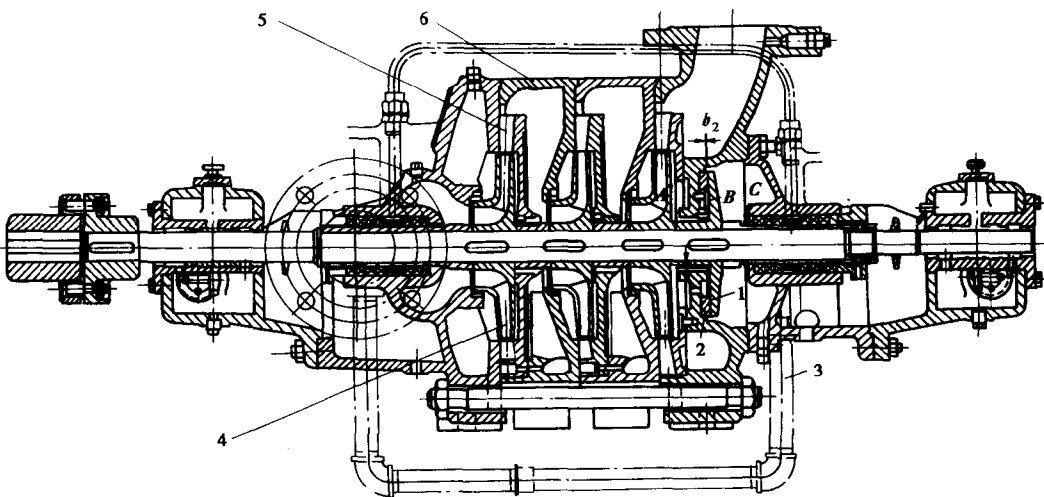


图 4-6 三级离心泵结构图

1.平衡盘;2.平衡板;3.泄放管;4.叶轮;5.导轮;6.泵壳

叶轮排出的液体由导轮引导供入下一级，最后由排出涡壳排出。在泵的排出端装有平衡盘式轴向力自动平衡装置。泵轴的二端均穿出泵壳，由带水封环的填料轴封密封和滑动式轴承支承。泵轴通过弹性联轴结与电动机相联。多级离心泵压头较高，在船上一般作消防泵使用。下面具体分析各部分结构。

一、叶轮

叶轮是离心泵的主要运动部件，其功能是将原动机的机械能传递给排送流体。

叶轮按是否具有前后盖板可分为闭式、半开式和开式三种，如图 4-7 所示。具有前、后盖板的叶轮称为闭式叶轮 如图中 a)所示。它工作时液体漏泄损失少 效率较高 使用最普遍。只有后盖板的叶轮称为半开式叶轮，如图中 b)所示。而开式叶轮则只有叶瓣和部分后盖板，如图中 c)所示。后两种叶轮铸造比较方便，但工作中液体容易漏失，多用于输送含固体颗粒或粘性较高的液体。

叶轮按吸入方式可分为单侧吸入式和双侧吸入式。如图 4-8 所示。当流量小于 $300\text{m}^3/\text{h}$ ，吸入管径小于 200mm 时一般多采用单吸式叶轮。而当泵的流量和吸入管径较大时多采用双吸叶轮 以限制叶轮进口流速 提高抗汽蚀性能。双吸式叶轮安装时要防止装反 装反时 后弯叶轮成为前弯叶轮，将造成运行时过载。

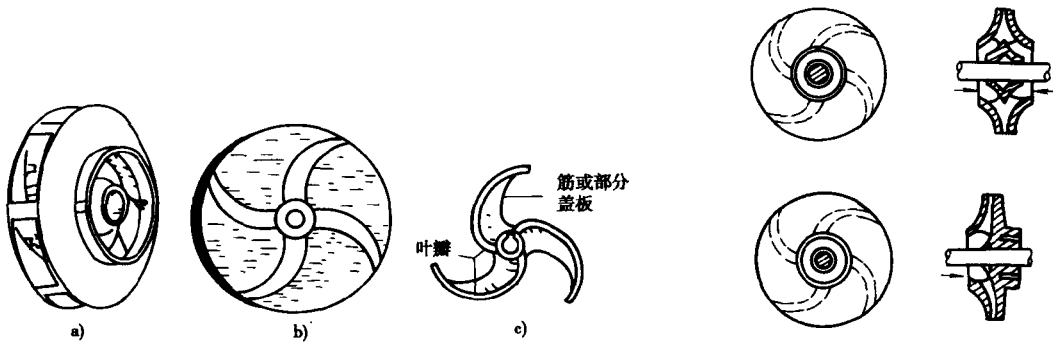


图 4-7 离心泵叶轮形式

图 4-8

叶轮遇有下列情况之一时应予换新：

- (1) 出现裂纹而无法补焊；
- (2) 因腐蚀或汽蚀而损坏严重，形成较多的孔眼；
- (3) 盖板及叶片因冲刷而显著变薄，不能保证足够的机械强度；
- (4) 进口靠密封环处严重偏磨而无法修复；
- (5) 因吸入固体杂物将叶片打坏。

如叶轮的裂纹或腐蚀孔眼不太严重，可用黄铜补焊来修复。焊补时应注意先把被焊件加热到 600 左右，在补焊处挂锡，再用黄铜气焊。焊完后使其逐渐冷却回火，以免产生裂纹。冷却后再进行机加工。如叶轮进口处偏磨不太严重，可用砂布打磨，在厚度允许时变可光车。修复的叶轮应进行静平衡试验，不平衡超过允许限度时可铣去部分盖板以资校正，但铣去的厚度不得超过盖板厚度的 $1/3$ 切削部分应与盖板平滑过渡。

二、泵壳

泵壳的主要作用是将叶轮封闭在一定空间内，以最小的水力损失汇聚从叶轮中流出的高

速液体，将其引向泵的出口或下一级，并使液体的流速降低，将大部分动能转换成压力能。离心泵的泵壳主要有蜗壳式和导轮式两种。

1. 蜗壳式

蜗壳式泵壳包括螺线形蜗室和扩压管两部分，如本章第一节图 4-1 所示。这两部分的分隔处称为泵舌。泵舌与叶轮的径向间隙，对泵的效率 and 性能影响较大。

蜗室的作用是汇集从叶轮中流出的高速液体，并将少部分动能转换成压力能。扩压管的作用是进一步降低液流速度，将其中大部分动能进一步转换为压力能。扩压管的扩散角一般为 $6^\circ \sim 8^\circ$ 过大会引起液体脱流 而过小则达不到扩压效果。

蜗壳泵的水力性能完善，高效率工作区较宽，检修方便。但蜗壳制造加工困难，一般只能铸造，其内表面的精度和粗糙度较差，而影响实际工作效率。而且蜗壳泵在非设计工况下运行时会产生不平衡的径向力，因此单级泵多为蜗壳式。

2. 导轮式

导轮式泵壳中的导轮安装在叶轮的外周 导轮的形状如图 4-9 所示。导轮中有 4~8 片导叶，导叶数目与叶轮中的叶片数应互为质数，否则运行时可能会产生共振。导轮外径一般约为叶轮外径的 1.3~1.5 倍。导轮兼有汇集液体和扩压的作用。导轮背面的反导叶是用以将处在泵壳内壁区域的排出液体引导到下一级叶轮的吸入区。

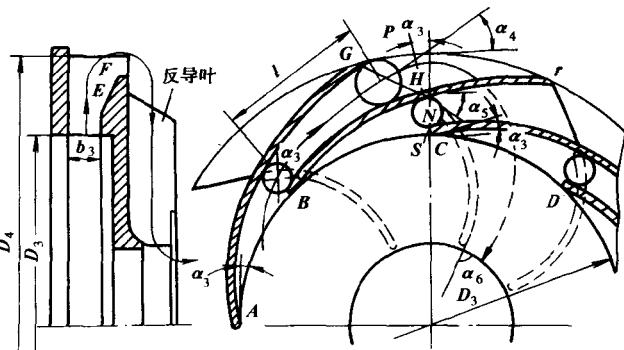


图 4-9 离心泵的导轮

导轮泵制造加工方便，结构紧凑，而且随着级数增加，重量可比蜗壳泵减轻较多。缺点是零件较多，拆修不便，一般三级以上多用导轮式。

泵壳在工作过程中由于振动、碰敲等原因而出现裂纹。一般可用手锤轻敲听是否有破哑声来判断 通常在进行初步检查后 可在可疑处浇上煤油 然后擦干再涂以白粉 再轻击壳体让煤油渗出，以显示裂纹。如裂纹较短并发生在不承受压力或不起密封作用的地方，可采用打止裂孔的方法 即在裂纹两端各钻一个直径约 3mm 的不穿透的小孔 以防裂纹继续扩大 如裂纹较长并出现在承压的地方，应进行焊补。

泵壳应经过水压试验，试验压力应为泵的最高工作压力的 1.5 倍 试验时间不少于 10min，铸件表面不得有渗漏现象。焊补后的受压零件应重新做水压试验，试验压力应为最高工作压力的 1.7 倍 (见 GB 10832—89《船用离心泵、旋涡泵通用技术条件》)

三、泵轴

泵轴一端或一段用于安装叶轮 另一端通过联轴器与原动机相连 是接受功率和传递转矩的部件，一般由碳钢或合金钢制成。用于输送海水的泵，常在其轴外加装青铜轴套以防腐蝕。

叶轮与泵轴的周向位置采用键与键槽方式固定；叶轮与泵轴的轴向位置，小型单吸悬臂式离心泵通过泵轴端部锥面和反向细牙螺母固定，多级泵采用定位套固定，且泵轴在每个叶轮两侧均有轴承支承。

经常工作在非额定工况下的泵轴受到由不平衡径向力产生的交变负荷的作用，泵轴易发生

弯曲。泵轴弯曲量超过 0.06mm 即应校直。校直可用手动螺杆校直机进行。当泵轴凹较粗而弯曲度较小时，也可用铜质捻棒冷打轴的凹部，使其表面延展而校直。对直径较大而直接校直比较困难的泵轴 可用气焊将弯曲处 20~40mm 的长度范围缓慢均匀地加热，而在此范围以外的部分缠上石棉绳或包上玻璃棉。加热至 600~650 后校直 然后再保温 使之缓慢冷却至室温。

当泵轴产生裂纹、严重磨损影响强度、弯曲严重无法校直时应予换新。

四、密封装置

1. 密封环

离心泵叶轮与泵壳吸入口之间不可避免地存在着间隙。离心泵叶轮所排出的液体可能会从叶轮与泵壳之间的间隙漏向吸入口。这种内部泄漏会降低泵的容积效率，使泵的流量减小，扬程降低。

为了减少内部漏泄；必须使泵壳和叶轮进口处的间隙做得很小，而磨损后又容易修复。这样 在叶轮入口处就需装设密封环（也叫阻漏环）参见图 4-6。密封环是离心泵的易损件，通常多用铜合金制成，也有用不锈钢或酚醛树脂制做的。安装在叶轮与泵壳上的密封环分别称为动环和静环，它们可成对使用 也可只装设静环。

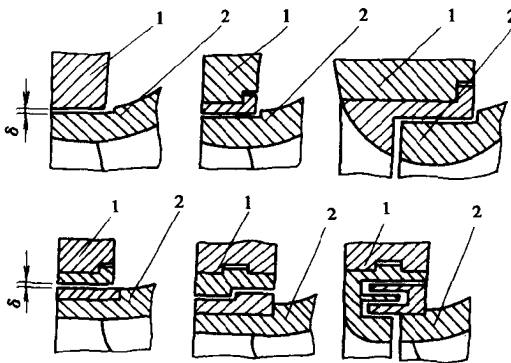


图 4-10 密封环的型式

1-泵壳 2-叶轮

根据密封环的型式，有平环和曲径环两大类 如图 4-10 所示。曲径越多 阻漏效果越好 但制造和装配的要求也越高。因此，曲径环多用在单级扬程较高的离心泵中。离心泵转子在工作中难免有抖动和偏移，排送热的液体时还会受热膨胀，若密封环的径向间隙过小，则容易产生摩擦，甚至咬死；但若间隙过大，漏泄又会显著增加。实验表明，当密封环间隙由 0.30mm 增至 0.50mm 时 效率约下降 4%~4.5%。密封环的密封间隙应符合表 4-2 的规定。

泵工作约 2000h 后，应检查密封环的间隙。

当半径方向的间隙超过表 4-2 的允许值时即应更换。也可以在内表面堆焊后光车，或涂敷塑料后再进行机械加工。密封环新装后，必须检查安装间隙，其值应符合表中所列的数值。必要时可用涂色法（在静环内侧或动环外侧的环形面上涂以很薄的红铅油，然后盘车）检查密封环是否彼此碰擦。

离心泵密封环间隙 (mm)

表 4-2

名义直径	间隙允许值 (半径方向)	磨损极限间隙值 (半径方向)	名义直径	间隙允许值 (半径方向)	磨损极限间隙值 (半径方向)
50~80	0.06~0.36	<0.48	180~220	0.09~0.54	<0.70
80~120	0.06~0.38	<0.48	220~260	0.10~0.58	<0.70
120~150	0.07~0.44	<0.60	260~290	0.10~0.60	<0.80
150~180	0.08~0.48	<0.60	290~320	0.11,0.64	<0.80

2. 轴封

如本章第一节所述，泵轴伸出泵壳处必定有间隙，叶轮排出的液体可能由此漏出或外界空气由此漏入，称为外漏。外漏不仅会降低容积效率，还可能污染环境；有时泵壳出轴处的内侧

压力低于大气压 这时空气可能漏入 而增加噪声和振动 严重的甚至会使泵失吸。因此 在泵轴伸出泵壳处都设有轴封装置。目前离心泵中使用最广泛的轴封形式是填料密封和机械密封。机械密封的结构特点在回转泵中已经述及。

填料密封是船用泵中最常用的密封装置，在第二章我们介绍了往复泵采用的填料密封（参见图 2-6）。但一般在离心泵中所用的填料密封装置与容积式泵中的有所不同，即针对离心泵泵壳内泵轴处的压力往往低于大气压，空气容易漏入的问题，采用了带水封的密封结构，如图 4-11 所示 由填料、填料环（水封环）、填料压盖等所组成。

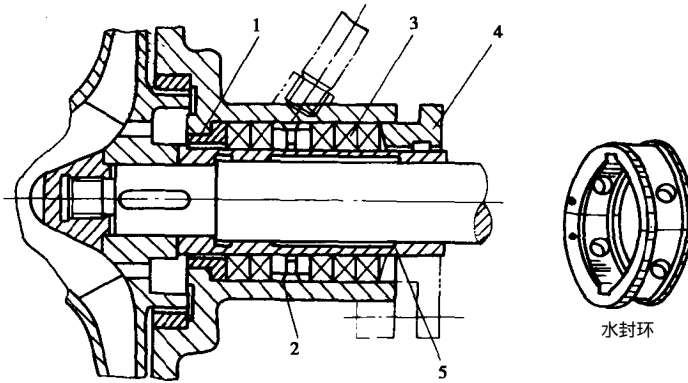


图 4-11 离心泵的填料密封装置

1-填料内盖 2-水封环 ;3-填料 ;4-填料压盖 ;5-轴套

水封环是由断面呈 H形的两个半圆合成的圆环，水封环与泵轴 或轴套 之间留有 0.4~0.5mm 的径向间隙。水封环的安放位置应对准轴封壳体上的水封管 以便引入压力水 密封水既能防止空气吸入泵内，又能给泵轴和填料一适当的润滑和冷却。

比一比

离心泵与一般容积式泵的填料密封装置有什么不同？为什么？

密封水的压力应比密封内腔的压力略高而又不致将填料中的润滑剂冲走，一般以高出 0.05~0.1MPa 为宜。当离心泵输送洁净液体时，可直接从泵的排出侧引出液体来进行密封；但当离心泵输送含有杂质的液体时，则密封水在引至水封管前应予以过滤；当泵出口压力 < 0.05MPa 时 则需引用常温的中性密封油。

轴封的严密性可用松紧填料压盖的方法来调节。填料密封合理的漏泄量是漏泄液体应保持每分钟不超过 60 滴。漏泄量太大可对称地适当压紧填料压盖，但要避免压得过紧，以防填料箱发热。

填料老化变硬应及时更换。与填料相接触的轴或轴套表面应进行硬化处理。轴的径向跳动量一般允许值约为 0.03~0.08mm。

填料密封的优点是结构简单、成本低廉、更换方便。缺点是磨损和漏泄相对较大，使用寿命较短，一般只能用在低速 泵轴的回转线速度 $\geq 20\text{m/s}$ ）、低压（ $\geq 3\sim 5\text{MPa}$ ）和液体温度不高（ $\geq 200^\circ\text{C}$ ）的场合。

五、轴向力平衡装置

1. 轴向力的产生

离心泵工作时，由于叶轮的不对称叶轮两侧的压力如图 4-12 所示按抛物线规律分布。在

密封环半径以外，叶轮两侧压力是对称的。但在密封环以内，由于作用在左侧的为压力较低的进口压力，叶轮两侧的压力就不对称。因此，单级式叶轮工作时必将受到一个由叶轮后盖板指向叶轮进口端的轴向力。轴向力的大小与工作压头、密封环半径、液体密度有关。

2. 轴向力的危害

离心泵的轴向力会引起叶轮轴向串动，叶轮与泵体产生摩擦，破坏机械轴封产生泄漏，影响泵的正常工。为保证泵的正常工，应采取必要措施解决轴向力问题。

3. 常用的轴向推力平衡方法 见图 4-13)

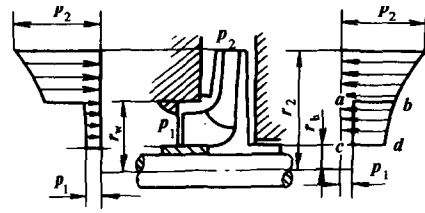


图 4-12 叶轮两侧的压力分布

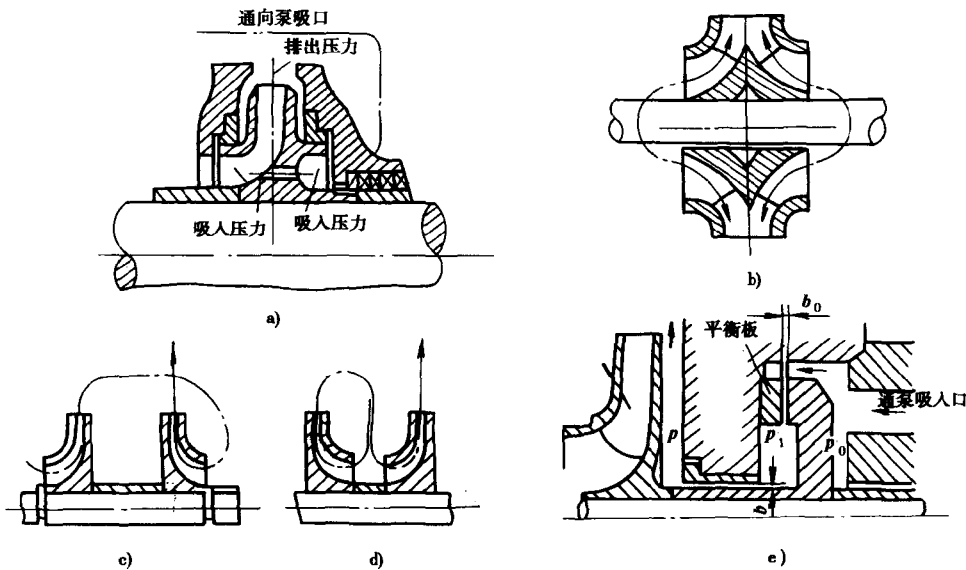


图 4-13 常用的轴向推力平衡方法

a)平衡孔(管)法;b)双吸叶轮法;c、d)叶轮对称布置法;e)平衡盘法

1) 平衡孔或平衡管法

平衡孔法是在叶轮后盖板上加装与吸入口密封环尺寸一样的后密封环，并在后密封环以内的后盖板上开出 3~4 个平衡孔，通过平衡孔使后盖板前后的压力保持大致相等，从而使轴向力得以基本平衡。此法比较简单，但一方面由于平衡孔的存在使叶轮后盖的泄漏量增加，另一方面由平衡孔漏回叶轮的液体会对吸入口的主流产生冲击，因此，采用平衡孔不仅会使泵的容积效率下降，而且会使泵的水力效率降低。于是人们对平衡孔法加以改进，产生了平衡管法。

平衡管法的原理与平衡孔法相同，但不在叶轮后盖板上开平衡孔，而是通过平衡管将叶轮后密封环之内的液体引回吸入口，这样不仅同样可达到平衡轴向推力的目的，同时避免回流产生冲击而使水力效率降低。

不论平衡孔或平衡管法，由于叶轮两侧密封环制造和磨损情况难免有差别，叶轮在加工上也会存在误差，故叶轮两侧的压力分布难以完全对称，不可能完全平衡轴向推力，仍需设置止

推轴承以承受剩余的不平衡轴向推力。

2) 双吸叶轮或叶轮对称布置法

双吸叶轮因形状对称，故两侧压力基本平衡，多用于大流量的离心泵。多级离心泵各级叶轮尺寸一般相同，各叶轮产生的扬程相等，当叶轮为偶数时，只要将其对称布置，即可平衡轴向推力。此法平衡多级泵的轴向推力效果较好，但泵壳结构复杂。

3) 平衡盘法

平衡盘一般设置在多级泵的末级叶轮后，并固定在泵轴上。平衡盘装置上有两个间隙，一个是轴套外圈形成的径向间隙 b ，一个是平衡盘内端面与固定板之间的轴向间隙 b_0 ，轴向间隙可以随着叶轮的轴向位移而变化。

当泵工作时，压力为 p 的液体经 b 和 b_0 时产生流动损失，压力分别降为 p_1 和 p_0 ，平衡盘后的空腔与泵的吸入口相连，压力 p_0 稍大于泵进口压力。由于平衡盘两侧存在压力差 Δp ，故液体在平衡盘上产生一个压力，其大小与轴向推力相等，方向相反。轴向推力得到平衡。

当轴向推力大于平衡力时，叶轮向前移动，轴向间隙 b_0 减小，液体流经 b_0 时的阻力损失增加，平衡盘两侧的压力差增大，平衡力也相应增大，一直到平衡力与轴向推力相等，达到平衡。

当轴向推力小于平衡力时，叶轮向后移动，平衡盘两侧的压力差减小，平衡力也相应减小，直到与轴向推力达到平衡。因此，平衡盘具有自动平衡轴向力的优点。

4) 止推轴承法

止推轴承虽能承受一定的轴向推力，但承受能力有限，故只有小型泵才能用它来承受全部轴推力，而在大多数泵中仅用它作平衡措施的补充手段，以承受少数剩余的轴向推力，并起轴向定位作用。但由平衡盘法的工作原理可知，采用平衡法的离心泵不可使用具有定位作用的轴承（如止推轴承、滚动轴承等）只能采用滑动轴承。

六、径向力平衡装置

1. 径向力的产生

蜗壳式离心泵仅在非额定流量下工作时才产生不平衡径向力。原因是：一方面蜗室中的液流速度将发生相应的变化，另一方面叶轮出口的绝对速度大小和方向也会发生变化。这样一来，不仅从叶轮流出的液体与蜗室中的液流发生撞击产生能量交换，使蜗室中的压力分布发生变化，而且压力分布不均又使叶轮流出液体的流量沿周向分布不均，从而使产生的动反力也不等。作用在叶轮上的径向力就是不均匀的液压力和动反力的合力。显然，实际流量偏离额定流量越远，泵的扬程越高或泵的尺寸越大，则产生的径向力也就越大。

导轮式多级泵由于导叶沿圆周均匀分布，理论上无论在何种工况下运行，各导叶产生的径向力都将平衡。只有当转轴的偏心距达到叶轮直径的 1% 时，径向力才会增大到与蜗壳式离心泵相近的程度。

2. 径向力的危害

由于船用泵经常在非额定流量下工作，因此应考虑径向力的影响。径向力对于转动的泵轴来说是个交变负荷，会使泵轴因疲劳而发生弯曲变形等破坏；同时径向力还会使泵轴产生挠度，使间隙较小的部件发生摩擦，引起振动，缩短密封环和轴封的使用寿命。

3. 常用的径向力平衡方法 见图 4-14)

为平衡径向力，可采用双层蜗壳结构，而在多级泵中可将相邻蜗壳错位布置。

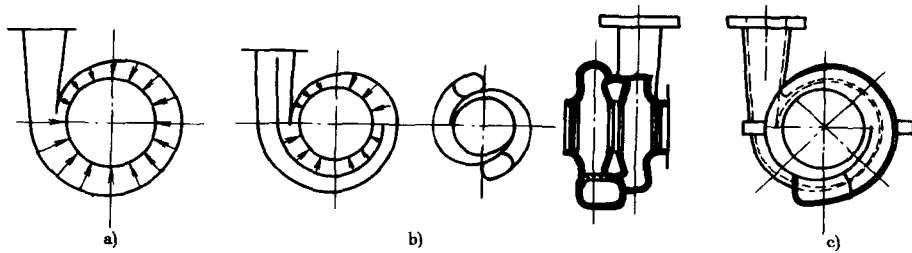


图 4-14 径向力平衡方法
a)叶轮径向力受力情况 ;b)双层蜗壳 ;c)蜗壳错位布置

七、离心泵的自吸装置简介

如前所述，普通离心泵是没有自吸能力的。但是，在船上许多泵的位置都可能高于吸入液面 如压载泵、舱底泵、日用海水泵和淡水泵、油船扫舱泵等 这些泵都需要自吸。船用离心泵实现自吸的方法有三类：

1. 一体式自吸装置

一体式自吸装置是指将自吸装置与离心泵融为一体或组合成一体，使其成为泵的有机组成部分，无需另外的动力源。因此具有一体式自吸装置的离心泵也常被称为自吸式离心泵。

一体式自吸装置的结构型式很多，按其工作原理可分为两类。

1) 特殊泵壳类

这类自吸装置是将泵壳做成特殊的结构型式，使在排出端具有气水分离作用，以便在起动期间能利用预先存留在泵内的液体，使其能反复进出叶轮，将泵和吸入管内的气体裹携出去，如图 4-15 所示。这类泵根据液体是重新进入叶轮的外周还是中心吸口的不同，又有外混合式和内混合式之分。

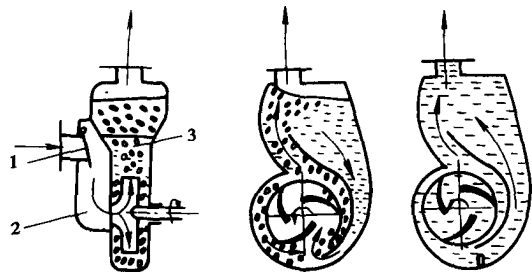


图 4-15 特殊泵壳类自吸离心泵的原理图
1-吸入单向阀 ;2-吸入室 ;3-气液分离室

2) 自带真空泵类

这类自吸装置是将真空泵与离心泵组合为一体来抽气引水的。常用的真空泵有水环泵、喷射泵等。自吸式离心泵虽能解决离心泵的自吸问题 但会使泵的结构复杂、体积增大、效率减低。

2. 分体式抽气装置

在普通的离心泵上附设用以抽气的自动引水装置，该装置采用独立的动力源。

3. 集中式抽气装置

采用真空箱集中引水系统，即由一台真空泵自动控制一个真空箱并保持足够的真空度，用若干抽气管分别通至所有需要引水的离心泵的吸入口。真空箱集中引水适合于一条船有较多离心泵需自吸的情况。

离心泵除了采用上述三种自吸装置进行自动引水外，还可采用以下方式引水：

- (1)人工引水：吸入管上加装吸入底阀，起动前进行人工灌水；
- (2)利用吸入液面高于泵的安装位置（即具有负吸高）使被吸液体倒灌入泵内；
- (3)利用其它管系液体进行引水。

第三节 离心泵的管理

OPERATING MANAGEMENT FOR CENTRIFUGAL PUMPS

一、离心泵的工况点调节

1. 影响离心泵工况点的因素

离心泵的实际工作状况可由离心泵此时的一组工作性能参数表示，所以常将离心泵的实际工作参数组称为离心泵的工况或工况点。离心泵的实际工况（即工作参数）并不一定等于额定工况。离心泵的实际工况取决于两个方面——泵的特性和管路的特性。

1) 泵的特性 见本章第一节

2) 管路特性

所谓管路特性是指液体流过某既定管路时所需的压头与流量间的函数关系，这种关系若在直角坐标系上用曲线表示，则称为管路特性曲线。

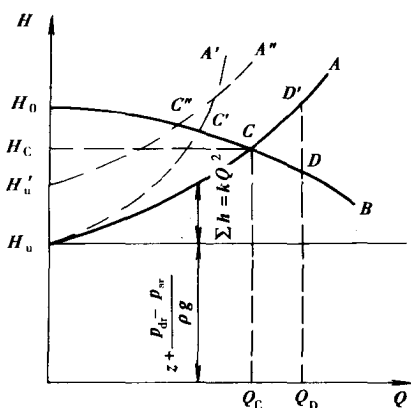


图 4-16 管路特性曲线及泵的工况点

图 4-16 所示为离心泵的一般管路特性曲线。液体从吸入液面通过管路排至排出液面所需的压头包括三部分：

(1) 单位重量液体克服吸、排液面高度差所需的能量（即位置头） Z ；

(2) 单位重量液体克服吸、排液面压力差所需的能量（压力头 $(p_{dr} - p_{sr}) / \rho g$ ；

(3) 单位重量液体克服管路阻力所需的能量（即管路阻力头 $\sum h$ 在既定管路中管路阻力头 $\sum h$ 与流量的平方成正比。即： $\sum h = KQ^2$, K 为管路阻力系数。

其中位置头 Z 和压力头 $(p_{dr} - p_{sr}) / \rho g$ 与管路流量 Q 无关，在流量变化时它们静止不变，故称为管路的静压头，用 H_{st} 表示。因此单位重量液体从吸入液面到排出液面所需的能量（即管路总压头） H_Z 为：

$$H_Z = H_{st} + \sum h = Z + (p_{dr} - p_{sr}) / \rho g + KQ^2 \quad (4-14)$$

图 4-16 中的曲线 A 就是表明上述函数关系的管路特性曲线的一般形状。是一条二次抛物线，其向上倾斜的程度则取决于管路阻力系数 K 值的大小，而起点位置取决于管路的静压头 H 。当管路阻力发生变化时，如阀门关小时， K 值增加，管路曲线的倾斜程度就会增加，曲线 A 变为 A' 。如管路阻力未变，但管路静压头变化，例如排出液面升高或液面上压力增加，则管路曲线各点也就相应升高，这时曲线 A 向上平移为 A'' 。

2. 泵的工况点的确定

如将管路系统中的离心泵的特性曲线和管路的特性曲线画在同一张坐标图上，则管路特性曲线与泵的 $H-Q$ 曲线的交点 C 就是此时泵的工况点。它所表明的参数即是此离心泵在该管路条件下的工作参数。此时，泵所产生的压头正好等于液体流过该管路时所需的压头。

大多数离心泵的 $H-Q$ 曲线是向下倾斜的，只要是非驼峰形 $H-Q$ 曲线，该工况点是稳定的。如因某种干扰（如阀门关小）管路阻力系数 K 值增大，管路特性曲线变陡。泵的工况点将向左移至 C' ，泵的流量减小，扬程增大。在新工况点，泵所产生的扬程等于在该流量下液体

流过管路时所需的压头。泵在新工况点继续稳定工作，即离心泵有自动平衡的功能。由于泵在额定工况下工作时效率最高，所以应尽可能使泵在额定工况点附近工作。

3. 离心泵的工况调节

由上面分析可知，泵的工况点取决于泵的特性和管路特性。因此通过改变泵的特性或管路特性均可实现离心泵的工况调节。常用的工况调节方法有以下几种。

1) 节流调节法

通过改变离心泵排出阀的开度，改变泵的运行工况点， H 来调节流量的方法称为节流调节法。

图 4-17 示出节流调节时的工况变化。由图可见，随着排出阀开度的减小，管路曲线变陡，例如从 R 变为 R_1 ，泵的工况点就从 A 点移至 A_1 点，流量也就相应从 Q_A 减少为 Q_1 ，泵的扬程由 H_A 提高到 H_1 。

节流调节的特点：有节流损失，故经济性较差，但简便易行，应用普遍，适用于 n_s 较小的叶轮式泵。

注意：当节流程度过大，流量很小时，泵有可能发热，虽然调节吸入阀开度也能实现流量调节，但会使吸入管的阻力增加，泵的吸入压力降低，有可能产生气穴现象，甚至失吸，故不宜采用。

2) 回流调节法

通过改变旁通回流阀的开度，使部分液体从泵的排出口再回流到吸入管，以调节泵的实际排出流量的方法称为回流调节法。

采用开大回流阀调节。尽管减少了排出管路中的流量，但泵的实际流量非但没有减少，反而由于总的管路阻力减小，使泵的实际流量增加，导致轴功率增加。因此回流调节法对离心泵来说经济性很差，而且随着泵的流量增大，泵入口的流速增加，吸入压力会进一步降低，离心泵容易发生汽蚀。因此，回流调节法对离心泵一般不适用，只能作为节流调节法的一种补充调节手段。

3) 变速调节法

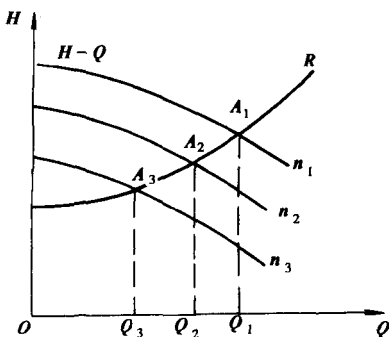


图 4-18 变速调节

通过改变离心泵转速从而改变泵的特性曲线，使泵的工况点发生变化，来实现流量调节的方法称为变速调节法。

如图 4-18 所示，当离心泵的转速由 n_1 变为 n_2 时，如转速的变化不是很大，变速前后泵的特性参数流量、压头、轴功率可通过下列比例定律进行换算：

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (4-15)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (4-16)$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (4-17)$$

想一想

为什么节流调节较适用于 n_s 较小的叶轮式泵？因为 n_s 较小的泵， $H-Q$ 曲线平坦， $P-Q$ 曲线上翘，高效区较宽。较小的阀门开度变化，能造成较大的流量变化，且对效率影响不大。

变速调节能在较大范围内保持较高的效率，经济性比节流调节、回流调节都好，而且降速不会引起汽蚀。但改变转速有一定限制，一般增加转速不超过 10% 降低转速不超过 50%。近年来随着变频技术的发展，变速调节法可望在离心泵的工作调节中得到更多的应用。

4) 切割叶轮法

如果离心泵流量和工作压力长期超出实际需要，可用图 4-19 所示的切割叶轮外径的方法来改变离心泵的特性曲线从而使工况参数改变 节省功率。

离心泵叶轮切割后必然会使效率下降。为了不使叶轮切割后效率下降过多，叶轮的允许切割量根据泵的比转数不同而有所不同 如表 4-3 所示。

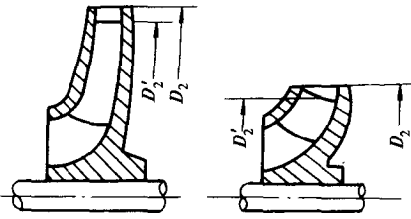


图 4-19 离心泵叶轮切割形式

中、低比转数 n_s 叶轮 应作等外径的车削。为了减少圆盘摩擦损失 也有将前、后盖板同时切去的。

高比转数叶轮则应斜向车削，使叶片靠前盖板处的外径大于靠后盖板处的外径，而平均外径应符合车削量的要求。

叶轮外径允许的最大切割量

表 4-3

n_s	60	120	200	300	350
$\frac{D_2 - D_2'}{D_2} \%$	20%	15%	11%	9%	7%
效率下降值	每切割 10% 下降 1%			每切割 4% 下降 1%	

对导轮式离心泵，一般车削叶片时不车削盖板，以便使叶轮外径与导叶的间隙保持不变，这样能较好地引导水流。

4. 离心泵的串联工作

1) 适用场合

当一台离心泵在管路系统中工作，其工作压头达不到所希望的压头，或接近封闭压头或等于封闭压头时，流量必然很小或无法供液。这个问题如何解决？——既可通过换用额定压头符合要求的泵，也可通过将两台或几台泵串联工作的方法来解决。

2) 串联工作时泵的特性

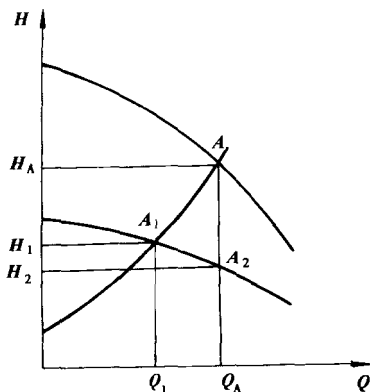


图 4-20 离心泵的串联工作工况

各泵的流量相等，而总的压头则等于串联后各泵工作压头之和。因此，泵串联工作时的压头特性曲线 $H-Q$ 曲线由各台泵的压头特性曲线在相同流量下将压头迭加而成 如图 4-20 所示。而串联时的工况点就是泵串联工作时的压头特性曲线与管路特曲线的交点 A 。显然 这时泵组的扬程已大大提高。泵串联工作时的总扬程 H_A 比每台泵单独工作时的扬程 H_1 高 但却低于两泵单独工作时的扬程之和 即 $H_1 < H_A < 2H_1$ 而每台泵的流量 Q_A 比单独工作时的流量 Q_1 要大 即 $Q_A > Q_1$ 。

3) 对串联工作的离心泵的要求

串联时 各泵的型号不一定要相同 但其额定流量则应相近 否则就不能使每台泵都处于高效率区工作。此外 串

联在后面的泵其吸、排压力都将比单独工作时要高，故应注意其密封情况和强度能否允许。

5. 离心泵并联工作

1) 适用场合

当一台离心泵单独工作，其流量不能满足要求时，可将两台或几台离心泵并联工作以增加流量。

2) 并联工作时泵的特性

各泵的压头相等，而总的流量则等于并联后各泵工作流量之和。因此，泵并联工作时的压头特性曲线 $H-Q$ 曲线由每台泵的特性曲线在相同压头下将流量叠加而成如图 4-21 所示。泵并联时的工况点就是泵并联工作时的压头特性曲线与管路特性曲线的交点 A_0 。因此，管路特性曲线与它们的交点 A_1 及 A 则分别代表每台泵单独工作时以及两台泵并联工作时的工况点。可见，泵并联工作时的总流量 Q_A 比每台泵单独工作时的流量 Q_1 大，但却小于两台泵单独工作时的流量之和，即 $Q_1 < Q_A < 2Q_1$ 。这是因为并联运行后管路系统中流量增大，流动阻力增加，泵是在比单独工作时更高的压头下工作，因而每台泵的流量 Q_2 比单独工作时的流量 Q_1 小。

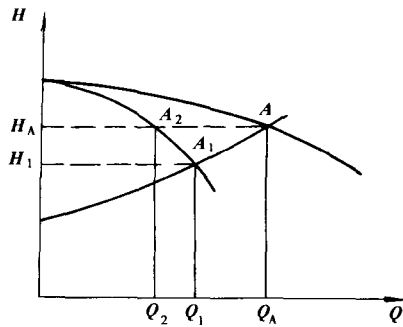


图 4-21 离心泵并联工作工况

3) 对并联运行的离心泵的要求

额定压头应基本相等，或至少相近。否则扬程低的泵不能发挥作用，甚至会出现液体向压头低的泵倒流的现象。

想一想

在离心泵的工况调节方法中，哪些方法是绝对不能用于容积式泵的（水环泵除外）

二、离心泵的汽蚀

1. 汽蚀现象及其成因

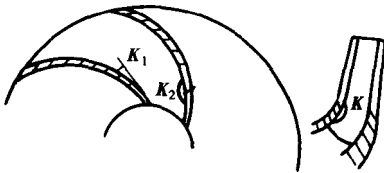


图 4-22 离心泵中压力最低部位

离心泵吸入的液体在从吸入液面到叶片进口开始提高能量前，压力逐步下降。当泵流量超过设计流量时，压力最低的部位就会发生在叶片进口靠近前盖板的叶片正面上，如图 4-22 所示 K_1 处。而当泵的流量小于设计流量时，压力最低的部位出现在叶片进口处靠近前盖板的叶片背面上，如图 4-22 所示 K_2 处。这是最常见的现象。

在吸入过程中如果泵进口处的吸入压力 p_s 接近但还未达到被输送液体温度下的饱和蒸汽压力时，叶轮叶片进口处靠近前盖板的液体压力可能就已经达到了 p_v 或更低，液体会汽化，溶于液体中的气体也会因压力降低而逸出，而产生许多气泡，俗称“气穴”，使泵的流量下降。当气泡随液体流到高压区时，由于压力升高，蒸汽就会迅速凝结，气体也会重新溶入液体。气泡在周围压力的作用下迅速破裂，周围的液体质点会以极高的速度冲向气泡原来占有的空间，并且互相撞击，产生局部高达几十兆帕的压力，引起频率约为 $600 \sim 25000\text{Hz}$ 的噪声和振动。这时泵的流量、压头和效率都将降低，严重时还会导致吸入中断。气穴破灭区的金属因受高频高压的液击而发生疲劳破坏。此外，由液体中逸出的氧气等借助气泡凝结时的放热，也会对金属起化学腐蚀作用。在叶轮外缘的叶片及盖板、蜗壳或导轮等处会产生麻点和蜂窝状的破坏。这种气泡的形成、发展和破裂致使材料受到破坏的现象，称为汽蚀现象。

离心泵中压力最低处在叶轮进口先靠近前盖板的叶片处，最容易发生汽蚀的部位是在叶

轮的出口处。因汽蚀而损坏的叶轮如图 4-23 所示。

在船上最容易出现气蚀现象的离心泵有三类：

- (1) 输送液体温度较高的泵 如锅炉给水泵 热水循环泵；
- (2) 吸入液面真空度较大的泵，如冷凝器和海水淡化装置中的凝水泵；
- (3) 工作过程中吸高会显著变化的泵，如液货泵等。

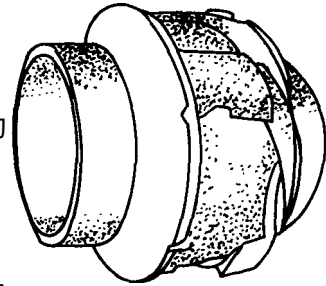


图 4-23 因汽蚀而损坏的叶轮

2. 汽蚀余量

汽蚀余量是指泵入口处液体总水头与液体的汽化压力头之差用 Δh 表示。汽蚀余量又可分为有效汽蚀余量 Δh_a 和必需汽蚀余量 h_r 。

有效汽蚀余量 Δh_a (又称装置汽蚀余量)是指泵工作时实际所具有的汽蚀余量 即泵工作时液体在泵进口处的总水头超过汽化压力头的富裕能量，它取决于泵的吸入条件 (p_s, v_s, z) 和液体的饱和压力 (P_v) 而与泵无关。 Δh_a 由下式表示：

$$\Delta h_a = \left(\frac{P_s}{\rho_g} + \frac{v_s^2}{2g} + z \right) - \frac{P_v}{\rho_g} \approx \left(\frac{P_s}{\rho_g} + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho_g} \quad (4-18)$$

式中： z ——泵吸入口位置头，m 以通过叶轮叶片进口边外端所绘圆的中心的水平面为基准 多级泵取第一级 立式双吸泵取上部叶片) 高于该基准面为正 低于该基准面为负；
数值较小 可忽略不计；

P_s ——泵吸入口绝对压力 Pa；

V_s ——泵吸入口流速，m/s；

P_v ——液体饱和压力，Pa。

必需汽蚀余量 Δh_r 是防止泵发生汽蚀所必需的汽蚀余量。它取决于泵进口部分的几何形状以及泵的转速和流量，反映了液体进泵后压力进一步降低的程度，与泵的吸入条件及所吸液体的 P_v 值无关。 Δh_r 随流量 Q 的增大而增大。 Δh_r 越小，表明液体进泵后压力下降得越少，泵的汽蚀性能越好。

Δh_r 的数值用理论计算的方法很难准确求得，目前都用汽蚀试验来确定。先在试验中确定临界汽蚀余量 Δh_c 再以临界汽蚀余量加上不小于 0.3m 的余量定为必需汽蚀余量 Δh_r 。

泵不发生汽蚀的条件： Δh 比 Δh_r 大 10% (不少于 0.5m) 的余量。

必需汽蚀余量 Δh_r 和第一章所学的允许吸上真空高度 [H_s] 都是由同样的汽蚀实验得出的用以表示泵吸人性能好坏的性能参数，其性质是一样的，只是表示方式不同。两者的区别是必需汽蚀余量 Δh_r 主要取决于泵的结构形式和流量，而允许吸上真空度 [H_s] 与吸入液面气压及液温 饱和蒸汽压力 p_v 有关。目前离心泵大多标注 Δh_r 。

3. 防止汽蚀的措施

- (1) 满足抗汽蚀条件。
- (2) 采用抗汽蚀性能好的材料制造叶轮和双吸叶轮。
- (3) 减小吸上高度 或增大流注高度。
- (4) 尽量减少吸入管的阻力，如开足吸入管路上的阀门、及时清洗吸入滤器等；
- (5) 降低被吸液体温度。
- (6) 当泵发生汽蚀时 降低泵的流量 如关小排出阀或降速 这是实际工作中最有效和最常用的方法。

三、离心泵的起动、运行和停车操作

1. 起动

(1)油——起动前必须检查润滑油或油脂情况 用油环润滑的轴承 油环应被浸没约 15mm 左右 用油脂润滑的轴承 油量应占轴承室容积 1/2 ~ 1/3 若之前累积工作已达 500h 左右 应在起动前换油。

(2)水——作为水泵 起动前应采取措施 如注水、引水等 确保泵内有水 以防填料等处因干摩擦而损坏。检查水密状况。

(3)汽——略。

(4)汽——检查气密状况，防止吸入空气。吸入空气不但会使流量减少，而且会在工作中产生汽蚀和噪声。为此除保持吸入液面有足够的高度外，还要防止吸入管漏泄。

(5)电——检查电气系统是否处于适宜起动泵的备用状态。

(6)阀——开足吸入阀 排出管路上除排出截止阀暂时保持关闭外 其它通向服务对象 即接受液体的容器、设备等 的阀全部开足 对带自吸装置的离心泵还需将排气阀打开。

(7)机——外观检查机器是否处在适宜起动状态。消除一切可能妨碍机器运转的对象和不宜起动的状态。

(8)盘——久置未用或刚检修过的泵，应用手盘动联轴器 1~2 转 以检查运动部件有无卡阻和异常，并有利于使滑油或油脂布于磨擦面。

(9)冲——电动机新接过线的情况下要冲车（即瞬时接通电源 点动）以检查电动机的转向是否与机体上的标志一致。离心泵反转虽不会造成吸排方向改变，但会造成电机过载和工作效率极低。

(10)启——接通电源，起动泵，待泵起压后打开排出阀。此过程不应超过 2~3min。若泵的起压时间过长，泵会因干摩擦而损坏；若封闭运行时间过长，泵会因叶轮搅拌液体而发热。排出阀的开度应根据供液对象的压力调节并保持适当。

2. 运转

(1)压——检查泵的吸、排压力和服务对象压力是否正常。吸入压力不可过低，否则将使溶入水（或被吸液体）中的气体 因吸入压力低于空气分离压力而大量析出 使泵产生“汽蚀”，损坏泵内零件表面，为此，在管理中应经常清洗滤器；排出压力异常降低或升高都必须立即找出原因，加以正确处理。不能不分原因地将排出阀开度进行盲目调节。泵的服务对象的压力对泵的流量影响很大。服务对象的压力过高时，泵的流量可能会过小甚至为零（如海水冷却器出口管路不畅通或堵塞）服务对象处的压力过低 也可能是流经服务对象的流量过小（如泵的排出阀开度过小或泵、管路等处漏泄过大）工作压力直接影响流量是离心泵 及其它叶轮式泵 在性能方面与容积式泵的重大不同之处，故在运行管理中应特别注意压力参数的异常变化。

(2)温——保持吸入液体的温度正常 检查电机、轴承和填料函等部位有无过热 轴承温升 $\Delta t > 35^{\circ}\text{C}$ 轴承外表温度不应超过 75°C 因此 对设有填料箱水封管、水冷轴承、水冷机械轴封的离心泵，应检查并保持其水管的通畅。

(3)荷——检查电压、电流和功率 防止超负荷。

(4)转——检查转速转向是否正常。

(5)声——仔细倾听泵各运动部件及泵内部有无异常响声，若泵内有严重敲击声应立即停车检查；若噪声和振动很大而非敲击声，说明可能有空气漏入或吸入液体中的气体析出。倾

听有无泄漏声。轴封处微小的渗漏（填料轴封为 ≥ 60 滴 / 分钟 是正常的 也是必须的 否则轴封会摩擦发热而损坏。

(6)运行管理中应加强巡查 通过“听、看、摸、嗅、比”掌握泵的运行状况。

3. 停车

- (1)关闭排出阀。
- (2)切断电源停泵。
- (3)关闭吸入阀。

四、检修要点

1. 转向与连接——检修时应注意电动机接线不要接错。泵和电动机应保持良好对中，联轴器不同心度应在 0.1mm 以内。

2. 重要部件——叶轮、阻漏环、泵轴、轴封是离心泵的重要部件。检修时应对其磨损、腐蚀、变形、损伤和裂纹等给予特别注意。

3. 重要间隙——检查密封环间隙，既不能过小而碰擦，也不能过大而造成过量漏泄。密封环间隙过大应更换。

检查泵轴与轴承的间隙。轴与轴承的径向间隙，一般为 0.03 ~ 0.08mm 间隙超过磨损极限时 应换新。

泵检修装复后，用手转动泵轴，应转动灵活，没有碰擦。

五、离心泵的故障分析(见表 4-4)

离心泵常见故障分析及排除方法

表 4-4

故障现象	分析思路	故障原因	排除方法
1. 泵启动后不供液，且吸排压力表指针基本不动或吸入真空度不足	吸入表指针不动说明泵无法产生真空。故应在无法产生真空方面找原因	<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵轴不转或叶轮不转； 2. 未引水、引水不足、吸入底阀卡在常开位置或引水装置失灵； 3. 轴封或吸入管漏气严重； 4. 吸入口露出液面 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查原动机、联轴器、叶轮销键等； 2. 加强引水，检修引水部件或装置； 3. 消漏； 4. 停泵或降低吸口位置
2. 泵启动后不供液，且吸入真空表指示较大真空度	吸入真空度大说明吸入管路不通或阻力大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 底阀卡在关闭位置或吸入阀未开； 2. 吸入滤器淤塞，吸入阻力过大 3. 吸高太大，出现汽蚀 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 打开吸入管路各阀； 2. 清洗滤器； 3. 减小吸高
3. 泵启动后不供液，且排出压力小于正常值	有排出压力，但排不出去说明泵本身工作效能降低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 叶轮与轴打滑； 2. 叶轮淤塞或损毁严重； 3. 转速太低或反转 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 拆检修理； 2. 疏通、修理； 3. 检修原动机与联轴结
4. 泵启动后不供液，且排出压力为封闭压力值	排出压力等于封闭压力值，说明泵和吸入是正常的，但排出管路不通或阻力太大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排出阀未开或虚开(如闸板阀与阀杆滑丝)； 2. 排出管路阻力太大或背压太高； 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 开阀 或检修； 2. 减小管路阻力

续上表

故障现象	分析思路	故障原因	排除方法
5. 泵流量不足	上述泵不能排液是泵排量不足的极限情况,二者的原因基本相同,仅程度不同而已。分析泵不能排液是以原因为主线的,本故障我们将换一种分析归纳方式,尝试以泵装置结构的顺序为主线,从泵装置吸入口至排出口逐一分析。同学自己还可从泵的特性和管路特性两个方面进行分析	<ol style="list-style-type: none"> 1. 吸入液面降低或液面压力降低或液体温度太高; 2. 吸入过滤器脏堵; 3. 吸入管漏气; 4. 吸入阀未开足; 5. 泵的转速不足、叶轮淤塞或有损伤; 6. 泵的填料箱漏气或水封管堵塞、密封环(阻漏环)磨损,漏泄过多; 7. 使用扬程太高、排出阀开度不足、排出管路流阻太大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查并作相应处理; 2. 清洗过滤器; 3. 消漏; 4. 开足吸入阀; 5. 检查原动机,清洗或换新叶轮; 6. 调整或更换填料,疏通水封管,修理或换新密封环; 7. 检查排出管路
6. 原动机过载,功率消耗过大	从流量大、运转阻力大和电气绝缘方面考虑	<ol style="list-style-type: none"> 1. 转速太高; 2. 使用扬程过低,流量过大; 3. 填料轴封太紧; 4. 泵轴对中不良; 5. 泵轴转向不对或双吸叶轮装反; 6. 泵轴弯曲或磨损过度; 7. 轴承过紧; 8. 电气绝缘不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电机; 2. 关小排出阀; 3. 放松填料压盖; 4. 对中找正; 5. 检查和纠正转向; 6. 校直修复或更换轴; 7. 检查或更换轴承; 8. 检查并提高电气绝缘
7. 填料密封或机械密封装置泄漏过多	从组成密封面的两个方面加以分析	<ol style="list-style-type: none"> 1. 填料松散,或机械密封装置的二个静密封面失效或一个动密封面不均匀磨损; 2. 填料或密封部位泵轴(或轴套)产生裂痕; 3. 泵轴弯曲或轴线不正 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 视情况调整;修理或换新; 2. 检查后决定修理或换新; 3. 校直或更换泵轴,校正轴线
8. 运转时有异常振动和噪声	可从部件运动和液体流动两个方面并从运动源开始分析	<ol style="list-style-type: none"> 1. 原动机振动; 2. 联轴器对中不良、管路牵连等原因造成泵轴失中; 3. 泵基座不良; 4. 运动部件因腐蚀、偏磨、淤塞等原因造成动、静不平衡; 5. 动、静部件碰擦; 6. 汽蚀现象; 7. 因工况点不稳定造成的喘振现象。(只有具有驼峰形 $H-Q$ 曲线的泵,工作点才有可能不稳定。当工作压头升高至驼峰点时,排出液体就会突然倒灌,周而复始,造成喘振) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修原动机; 2. 对中找正,管路固定,避免牵连; 3. 改善基座,紧固地脚螺丝; 4. 检修运动件; 5. 保持间隙适当; 6. 采取适当关小排出阀等防止汽蚀的措施; 7. 避免排出管路或容器出现气囊,以防排出压头升高并波动。避免使用有驼峰形特性曲线的泵
9. 轴承发热		<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵轴弯曲或磨损过度; 2. 泵轴对中不良; 3. 润滑油过多、过少或变质; 4. 轴承损坏或水进入轴承使轴承与轴颈生锈 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查,修复泵轴; 2. 对中找正; 3. 检查滑油量或更换; 4. 更换轴承或清洗泵轴

第四节 旋涡泵

VOLUTE PUMPS

一、旋涡泵工作原理

1. 基本结构

如图 4-24 所示，旋涡泵主要由叶轮 6、泵体 5、泵盖 4 等基本部件构成。在泵体和泵盖的侧面和外边缘组成一个与叶轮同心的等截面的环形流道，流道一端与吸入口 3 相连，另一端与排出口 1 相连，隔舌 2 将流道两端及吸、排口有效隔开。

2. 基本工作原理

旋涡泵属于叶轮式泵，是依靠叶轮旋转使液体产生旋涡运动来吸入和排出液体的。

当叶轮高速旋转时，泵内流道中的液体因粘性作用也随之旋转。由于叶轮中液体的圆周速度大于流道中液体的圆周速度，因此叶片间液体的离心力也大于流道中液体的离心力。液体就会从叶间甩出进入流道，同时，在叶片根部产生局部低压，迫使流道中的液体产生向心流动，从叶片根部进入叶间。泵内这种环形旋涡运动，称为纵向旋涡。在纵向旋涡的作用下，液体从吸入至排出的整个过程中，会多次进出叶轮。液体每流入叶轮一次，就获得一次能量。每次从叶轮流至流道时，由于流速不同，叶间流出液体质点就会与流道中的液体发生撞击，产生动量交换，使流道中的液体能量增加。旋涡泵主要依靠纵向旋涡的作用来传递能量。

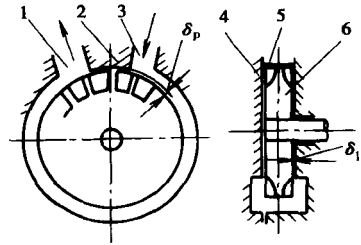


图 4-24 旋涡泵的基本结构

1-排出口；2-隔舌；3-吸入口；4-泵盖；5-泵体；6-叶轮

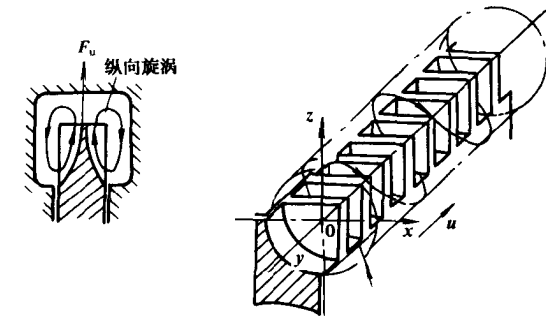


图 4-25 液体质点在旋涡泵中的运动

液体质点在泵中的运动就是圆周运动和纵向旋涡迭加形成的复合运动。液体质点的运动轨迹，相对于固定的泵壳而言，是前进的螺旋线；相对于转动的叶轮而言，则是后退的螺旋线（如图 4-25 所示）。

二、旋涡泵的类型

根据叶轮形式的不同，旋涡泵可分为闭式和开式两大类。若将离心泵叶轮与旋涡泵叶轮相组合，还能制成离心旋涡泵。

1. 闭式旋涡泵（图 4-26）

闭式旋涡泵采用闭式叶轮、开式流道结构。闭式叶轮是指叶片部分设有中间隔板，叶片比较短小的一种叶轮；泵的吸排口除在隔舌部分隔开外，通过流道相通，这种与吸排口直接相通的流道称之为开式流道。闭式旋涡泵必须配开式流道。

闭式旋涡泵的叶片和流道式样较多，一般矩形截面流道流量较大，但扬程和效率较低；半圆形截面流道扬程和效率较高，但流量较小。因此中、低比转数旋涡泵多采用半圆形截面流道，而中高比转数旋涡泵多采用矩形截面流道。叶片形状应用最广的是径向直叶片，在低比转数旋涡泵中也有采用后弯叶片。

在闭式旋涡泵中，吸入口处在叶轮外周，液流要从圆周速度较大的叶轮外缘进入泵内，与离心力反向，损失较大，因此抗汽蚀性能较差，必须有较大的汽蚀余量。而且由于闭式旋涡泵的排出口位于流道外缘，聚集在叶片根部的气体不易排出。因此，如无专门措施，闭式旋涡泵无自吸能力，也不能抽送气液混合物。闭式旋涡泵的效率要高于开式旋涡泵，可达到 35% ~ 45%。

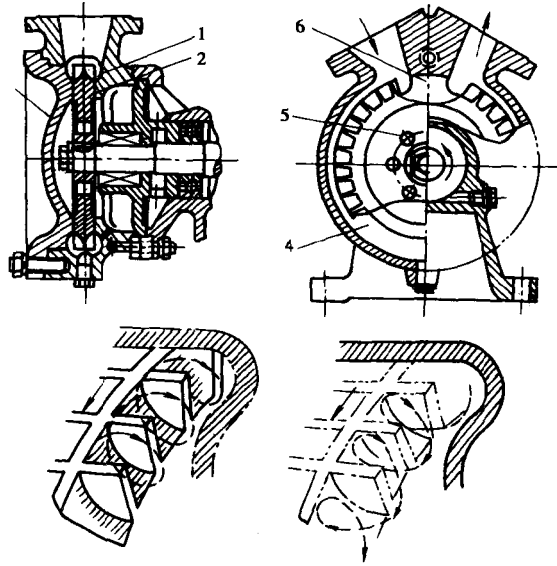


图 4-26 闭式旋涡泵

1-叶轮；2-泵体；3-泵盖；4-流道；5-平衡孔；6-隔舌

2. 开式旋涡泵 (图 4-27)

开式旋涡泵采用开式叶轮、闭式流道结构。开式叶轮是指叶片不带中间隔板，叶片比较长的一种叶轮。闭式流道是指吸排口不直接相通的流道。开式旋涡泵的吸排口一般开在泵侧盖靠叶片根部处，这样一方面气体容易排出，有利于提高泵的自吸和抽送气液混合物的能力；另一方面，泵吸入口处的圆周速度相对较小，因此抗汽蚀性能也要比闭式旋涡泵好。但是，因液体必须在排出口处急剧地改变运动方向，并克服离心力做功，故能量损失较大，以致使开式旋涡泵的效率低，仅为 20% ~ 27%。

开式旋涡泵也可以采用吸入端为闭式，排出端为普通开式的流道，这样可提高效率，但是这样因不能排出叶根部的气体而失去自吸能力，这也就失去了有别于闭式旋涡泵而存在的竞争力。保持自吸能力是对开式旋涡泵进行技术改造与革新中所必须坚持的原则，在这个思路下，人们创造出了二种既可减少因液流方向急剧变化而造成的水力损失，又可保持自吸能力的方法。一种是采用向心开式流道的方法，使泵的效率提高到 27% ~ 35% (如图 4-27b) 所示；另一种是以采用开式流道为主，闭式流道为辅的方法，也使效率有所提高 (如图 4-27c) 所示。

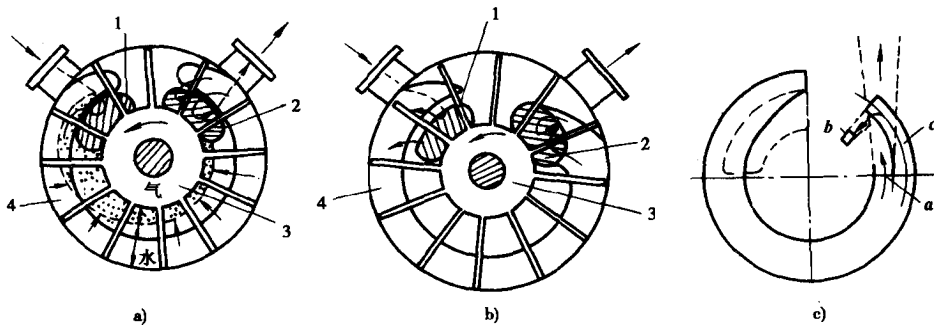


图 4-27 开式旋涡泵

a)带闭式流道；b)带向心开式流道；c)带开式流道及附加辅助式流道

1-吸入口；2-排出口；3-叶轮；4-流道

3. 离心旋涡泵

与离心泵相比，旋涡泵扬程较高，较容易实现自吸，但抗汽蚀性能差，而离心泵扬程低，但抗汽蚀性能相对较好。离心旋涡泵就是将这两种泵串联并结合在一起，即第一级为离心叶轮，

以减小泵的必需汽蚀余量；第二级为旋涡叶轮，以提高泵的压头。这样不但抗汽蚀性能好，而且泵的压头也较高。

图 4-28 为 CWZ 型船用离心旋涡泵结构图。第一级离心叶轮与第二级旋涡叶轮装在同一根轴上 两者用内隔板 2 互相隔开。内隔板 2 与外隔板 3 构成旋涡泵流道；内隔板 2 与泵盖 11 组成离心泵的涡壳。为提高泵的自吸能力，吸入管和排出管位置均高于泵体，并互成 90° 在旋涡级出口处泵体做得较大，起气水分离室的作用。

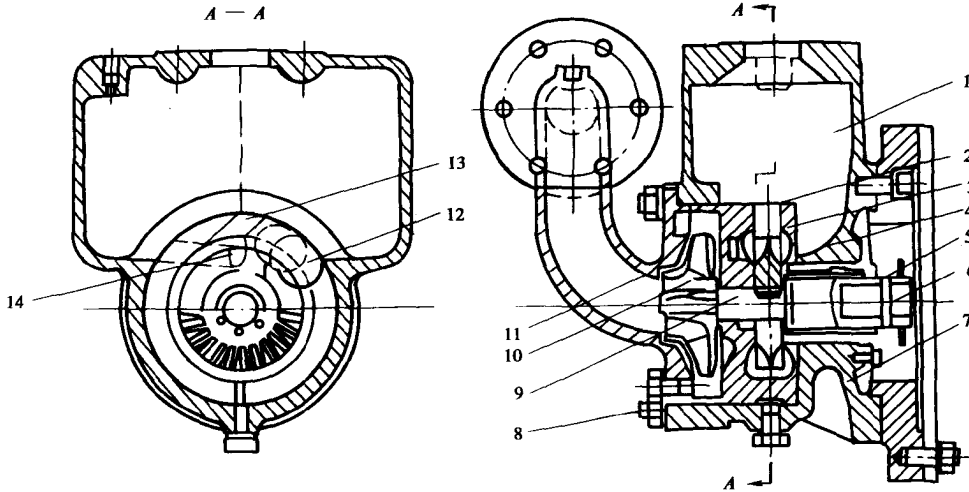


图 4-28 离心旋涡泵

1-气水分离室；2-内隔板；3-外隔板；4-旋涡泵叶轮；5-挡圈；6-横销；7-泵盖；8-垫片；9-泵轴；10-离心泵叶轮；11-泵盖；12-中间斜道；13-旋涡泵出水口；14-回水口

三、旋涡泵的性能特点

1. 自吸能力——具有自吸能力。开式旋涡泵有自吸能力，闭式旋涡泵只要在出口处设气液分离设备也可实现自吸，但初次起动前须灌满液体。开式旋涡泵能排送气液混合物，适于抽送含气体的易挥发液体和饱和压力很高的高温液体。

抗汽蚀性能差。旋涡泵因液体进入叶片时冲角较大，叶流紊乱，速度分布极不均匀，因此抗汽蚀性能差，允许吸上真空度一般不超过 $4 \sim 5\text{m}$ 。闭式旋涡泵的抗汽蚀性能更差。

2. 流量——额定流量主要与叶轮直径、转速以及流道截面积 $\eta_p H_p N_b$ 有关，但与叶片数目等关系不大。

实际流量随工作扬程而变，这与离心泵类似，但 $H-Q$ 曲线比离心泵的较陡 如图 4-29 所示，因此扬程变化对泵的流量影响比离心泵小，亦即对系统中压力波动不敏感，较适合用作锅炉给水泵等压力波动较大的场合。

3. 流量均匀性——流量连续均匀 工作平稳。

4. 压头——泵所能产生的压头 扬程 有限 但比离心泵高，这是因为液体在沿整个流道前进时能多次进入叶片间获得能量，如同多级离心泵一样。

额定压头主要与叶轮直径、转速以及流道和叶轮形状有关，与流道截面积无关。

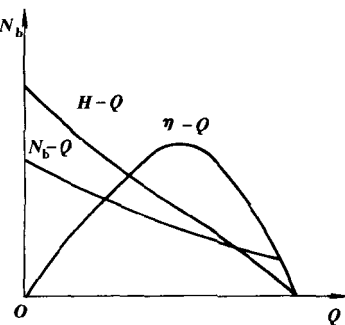


图 4-29 旋涡泵特性曲线

实际压头大小与流量大小和纵向旋涡的强弱有很大关系。流量越大，液体在流道中的圆周速度也越大，叶间液体与流道中液体的离心力之差就越小，纵向旋涡就越弱，压头也就越小。从理论上讲，当流道中流体的圆周速度 c 等于叶轮在流道截面重心处的圆周速度 u 时（即 $c = u$ 时），泵的压头降为零。通常在 $c = 0.5u$ 时，压头和流量都很适当，称为最佳工况，定为额定工况。

5. 转速——较高，可与电动机直接相连，太高时抗汽蚀性能很差，甚至影响正常吸入。

6. 效率——效率较低。由于液体多次进出叶轮，撞击损失很大，水力效率很低。在设计工况时，闭式旋涡泵效率为 35% ~ 45%，开式旋涡泵仅为 20% ~ 35%。

7. 功率——随流量的增大而小，即 $P-Q$ 曲线为陡降形，这与离心泵不同，旋涡泵在零排量时功率最大，因此起停不可采用封闭起停法；流量调节不宜采用节流调节法，而应采用旁通调节法。但应注意，旁通调节时，虽可使主管路的流量减小，但泵的排量却反而增加，因而会使泵的抗汽蚀性能降低。

8. 适用性——不宜运送带固体颗粒和粘度太大的液体。旋涡泵的轴向间隙一般只有 0.1 ~ 0.5mm，闭式旋涡泵的吸入口和排出口间的径向间隙只有 0.15 ~ 0.30mm。若液体中含有固体颗粒，因磨损将导致间隙增大，容积效率下降，一般旋涡泵输送液体的粘度应在 $37\text{mm}^2/\text{s}$ 以内，最高不大于 $114\text{mm}^2/\text{s}$ 。在船上常用于小流量、高扬程、需要自吸的输水场合，如锅炉给水泵、压力水柜给水泵、卫生水泵等。用作耐腐蚀泵时，叶轮、泵体可用不锈钢铸造，亦可用塑料或尼龙模压成型。

9. 维护性——结构简单，管理方便，体积小，价格低廉。

10. 耐用性——易损件少，寿命较长。

四、操作要点

1. 使用前灌水（对确认泵中有水的，可以不灌）。

2. 开阀起停。

3. 不宜节流，应旁通调节。

4. 润滑防锈。

五、检修要点

1. 转向与连接——检修时应注意电动机接线不要接错，应与泵的规定转向保持一致。泵和电动机应保持良好对中，联轴节的不同心度应在 0.1mm 以内，联轴节的轴向间隙应在 2mm 左右，并在上下左右方向保持均匀。

2. 重要部件——叶轮、泵轴、轴封是旋涡泵的重要部件。检修时应对其磨损、腐蚀、变形、损伤和裂纹等给予特别注意。

3. 重要间隙——叶轮端面与泵体和泵盖之间的轴向间隙和叶轮与隔舌之间的径向间隙是旋涡泵的重要间隙。

在工作 2000h 后，应拆泵测量轴向间隙和径向间隙。轴向间隙应在 0.10 ~ 0.15mm 之间；径向间隙应在 0.15 ~ 0.30mm 之间。

对于离心旋涡泵，旋涡叶轮与内外隔板的轴向间隙，每边应保持在 0.15 ~ 0.25mm 之间，最大不得超过 0.35mm。离心叶轮与泵盖的轴向间隙应在 0.4 ~ 1.0mm 之间。离心泵叶轮与密封环的径向间隙应在 0.25 ~ 0.35mm 之间，最大不得超过 0.50mm。

端面间隙的调整，可用增减纸垫厚度的方法；径向间隙超过极限，则应换新叶轮或对泵壳上的隔舌进行预热 堆焊后光车。

泵检修装复后 用手转动泵轴 应转动灵活 没有碰擦和松动。

常见故障与排除方法与离心泵类似。

第五节 喷射泵

EJECTOR PUMPS

一、喷射泵的结构和工作原理

1. 基本结构

喷射泵主要由喷嘴、吸入室、混合室和扩压室组成。如图 4-30 所示。

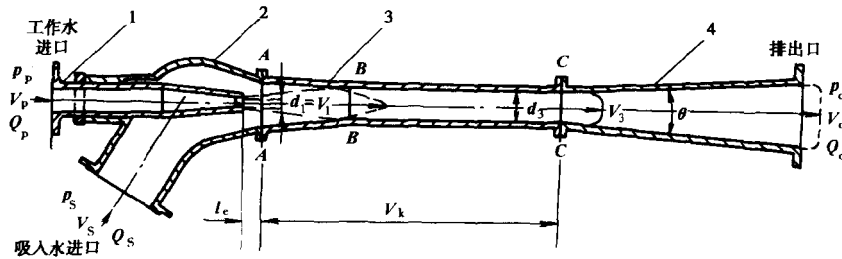


图 4-30 喷射泵原理图

1-喷嘴 2-吸入室 3-混合室 4-扩压室

2. 工作原理

喷射泵的基本工作原理可由其主要部件的首字概括为‘喷、吸、混、扩’四个字。即 喷射泵是利用高压工作流体经喷嘴产生 25~50m/s 的高速射流（喷）在吸入室形成低压 引射被输送的流体（吸）工作流体裹带被引射流体共同进入混合室进行充分混合与能量交换（混）再经扩压室将动能转换成压力能排出（扩）。

二、喷射泵的性能参数及其影响因素

1 性能参数

(1) 流量比（引射系数） μ ——被引射流体的质量流量 G_s 与工作流体的质量流量 G_p 之比。流量比增加到一定值时，效率急剧降低，此时的流量比称临界流量比。这说明喷射泵存在极限过流能力。

(2) 压差比 h ——喷射泵所形成的压力差 $\Delta P_d =$ 排出压力 P_d - 吸入压力 P_s 与工作流体的压力降 ΔP_p （工作流体压力 P_p - 吸入压力 P_s ）之比。

压差比与流量比之间存在一定的关系，其规律由下式表示：

$$h = \frac{1}{(1 + \mu)^2} \quad (4-19)$$

式 (4-19) 说明压差比越大 流量比越小。

(3) 效率 η ——同一时间内，流过喷射泵的被引射流体得到的能量与工作流体所失去的能量之比。一般当 $m = 3 \sim 5, \mu = 1$ 时效率最高。

2. 影响喷射泵性能的因素

对喷射泵工作性能影响较大的主要结构参数如下：

(1) 喉嘴面积比 m ——混合室圆柱段截面积与喷嘴出口截面积之比。 $m = 3 \sim 5$ 效率最高。 m 较小 则引射流量较小 而可能达到的扬程可能较高； m 较大 则反之。 $m < 3$ 属高扬程水喷射泵； $m > 7$ 属低扬程水喷射泵； m 介于 $3 \sim 7$ 之间的属中扬程水喷射泵。

(2) 喉嘴距 l_c ——喷嘴出口截面距混合室进口截面的距离。喉嘴距对泵的性能影响最大。最佳值由实验确定，拆装时不可随意变动。喉嘴距太大，被引射进入混合室的流量太多，以致不能使其全部压力升高到要求的排出压力，混合室靠外周部分会出现倒流；喉嘴距过小，则引射流量不足 或混合室有效长度缩短 造成能量损失。

(3) 混合室长度 l_R ——通常为喉部直径的 $6 \sim 10$ 倍。太长太短多会使损失增加。

(4) 扩压室扩张角 θ —— $8 \sim 10^\circ$ 为最佳，扩压过程能量损失最小。

对喷射泵工作性能影响较大的主要工作参数如下：

(1) 工作流体压力 P_p ——增大时 压差比 h 减小 流量比 μ 增大 引射流量 G_s 增大 反之，则相反。

(2) 吸入压力 P_s ——与 P_p 的影响类同 增大时 压差比 h 减小 流量比 μ 增大 引射流量 G_s 增大 反之 则相反。

(3) 排出压力 P_d ——与 P_p 的影响相反 增大时 压差比 h 增大 流量比 μ 减小 引射流量 G_s 减小 反之 则相反。

3. 喷射泵的特点

(1) 自吸能力——自吸能力极强 能造成很高的真空度。

(2) 流量——引射流量小 受工作流体压力 吸排压力和结构参数影响。

(3) 流量均匀性——流量连续均匀 工作平稳。

(4) 扬程——泵所能产生的扬程有限，取决于工作流体的扬程和流量比。

(5) 转速——无运动部件。

(6) 效率——效率低。通常在 25% 以下。

(7) 适用性——能输送包含固体杂质的任何流体。在船上主要采用水喷射泵作为锅炉给水泵 冷凝装置和海水淡化装置的排气泵或真空泵 应急舱底泵 离心泵的引水泵等。

(8) 维护性——结构简单 管理方便 体积小 价格低廉。

(9) 耐用性——易损件少 寿命较长 工作可靠。

三、管理要点

1. 阀——管路上的吸、排阀门通常为截止止回阀，应开足防止卡在关小位置，以减少吸排阻力。

2. 压——保持工作流体的压力在适宜范围内。工作流体压力过高，工作流体流量大，流量比会减少，效率反而降低。排出背压不能过高。

3. 温——工作流体或被引射流体温度不宜过高，否则在低压处可能产生气穴。

4. 部件连接——喷嘴、混合室、扩压管三者的同轴度 否则易使水力损失增大 效率下降。

5. 重要间隙——保持合适的喉嘴距。定期检查喷嘴情况 应注意防止喷嘴腐蚀和磨损 如磨损严重应予换新。

6. 要用同种液体或气体作为工作液体。

第二篇 液压甲板机械

HYDRAULIC DECK MACHINERY

第五章 液压甲板机械基础知识

BASIC KNOWLEDGE FOR HYDRAULIC DECK MACHINERY

第一节 液压甲板机械概述

GENERAL INTRODUCTION FOR HYDRAULIC DECK MACHINERY

一、液压甲板机械的种类

甲板机械是指凡装置在机舱以外，与主推进系统无关的动力传动机械。而液压甲板机械是指以液压能作为执行机构驱动能源的一类甲板机械。此外，还有蒸汽甲板机械和电动甲板机械。现代化船舶上液压甲板机械应用最为广泛，这也是本篇加以着重介绍的主要原因。液压甲板机械主要有以下几种：

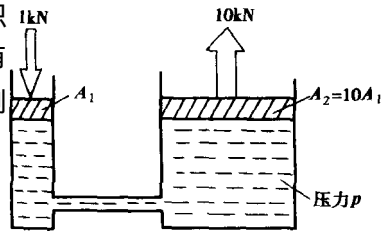
1. 液压起货机
2. 液压绞缆机
3. 液压锚机
4. 液压舱口盖启闭装置
5. 液压舵机等

二、液压传动系统的基本工作原理

液压甲板机械的种类不同，功用不同其液压系统的种类和复杂程度也会有所不同，但它们都属于液压传动系统，所以它们的最核心的和最基本工作原理是相同的，都是液压传动原理，即流体力学中学过的巴斯噶原理：

1. 作用在密闭容器中的静止液体的一部分上的压力，以相等的强度（压力）传递到液体的所有部分。
2. 压力总是垂直作用于液体内的任意表面的。
3. 液体中各点的压力在所有的方向上都相等。

例一 如图 5-1 所示，如小活塞的面积 A_1 与大活塞的面积 A_2 之比为 1:10 在小活塞上施加 1kN 的力 则在大活塞上就有 10kN 的向上推力。至于速度和行程，小活塞要比大活塞分别高出 10 倍。



三、液压传动系统的基本组成

图 5-2 为运用液压传动原理制成的液压千斤顶的液压系统结构简图 由图可知 液压系统由四部分组成：

1. 执行元件部分 其功用是将液体的压力能转换为机械能以驱动工作部件运动。如各类液压缸和液压马达。图 5-2 中为液压缸 9。

2. 动力元件部分 其功用是将原动机的机械能转换为液体的压力能，如各类液压泵。图 5-2 中为手动活塞泵 2。

3. 控制元件部分 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。如各种压力阀、流量阀和换向阀。图 5-2 中为 4、7、11。

4. 辅助元件部分 其功用是协助组成液压系统，保证液压系统工作的可靠性和稳定性。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。

工作介质通常是矿物油。其功用是传递能量、冷却、润滑、防锈、减振和净化。

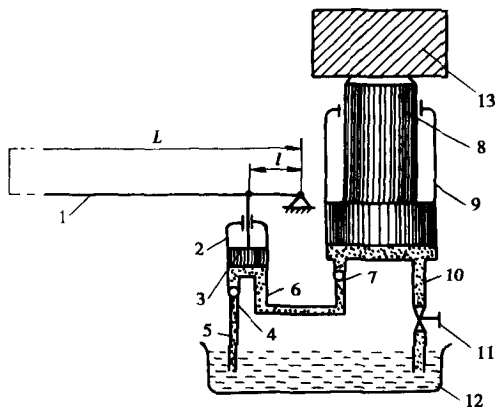


图 5-2 液压千斤顶结构简图

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

四、液压系统的表示方法与注意事项

1. 结构简图法

图 5-2 所示的液压千斤顶液压系统结构简图直观性强 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，况且没有统一标准，不同的人有不同的画法 易产生误会 故一般不用。

2. 图形符号法

用国家标准或国际标准规定的图形符号绘制的液压系统原理图的方法称为图形符号法。图 5-3 所示为用图形符号法绘制的液压千斤顶系统原理图，图中符号取自 GB 786.1—93 (详见本书附录一)用图形符号绘制液压系统图方便、清晰、简洁、通用 是具有一定液压技术知识的人的首选方法。

3. 使用图形符号法时的注意事项

(1)图形符号只表示元件的职能特征，不表示结构特征。若要表示其具体结构和参数，可在该元件的符号边加以说明。

想一想 算一算

1. 例一符合能量守恒定律吗？

提示：单位时间内活塞输出或输入的能量 即功率 = 压力 × 流量 = 力 × 速度 = 力 × 角速度

2. 液压千斤顶是如何进行重物起升、握持和下降的？

(2)符号只表示元件的静止状态或零位状态,不表示过渡过程。

(3)图形符号在系统原理图中只表示各元件间的连接关系,不表示它们的具体安装位置。

(4)所用图形符号要符合国标规定或国际标准,只有在无标准符号情况下才可用结构简图代替。

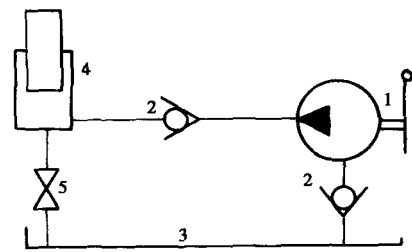


图 5-3 液压千斤顶系统原理图

1-手摇泵 2-单向阀;3-油箱;4-液压缸;5-截止阀

五、液压传动的优缺点

1. 起动——起动平稳 冲击很小 起动转矩大(最高可达 98% 的额定负荷)便于带负荷起动。
2. 换向——换向方便 惯性小 换向频率高。
3. 调速——调速范围广 可实现无级调速 最低稳定转速低。
4. 控制——便于实现遥控、自控和过载保护等控制与保护 动作灵敏。
5. 功率——功率大。
6. 适用性——结构紧凑 单位功率重量轻 无需变速装置 执行元件与动力元件可分开布置,适用需进行换向调速、空间少、但传动精度要求不高的中大功率低转速的传动场合。以及其它中近距离传动的场合。不适用于需定比传动的场合。
7. 维护性——虽然元件易实现通用化、标准化与集成化 体积小 但结构复杂 技术含量高 加工精密 维护保养要求很高 漏泄易造成污染。工作噪声大 工作性能易受工作温度的影响。
8. 耐用性——润滑好 工作寿命长。

第二节 液 压 泵

HYDRAULIC PUMPS

一、液压泵的作用、要求、分类与符号

1. 作用

是向液压系统提供足够流量和足够压力的液压油,在液压系统中属于动力元件。

2. 要求

能够产生较高的工作油压 流量不受工作油压变化的影响 流量均匀 密封性好 体积小,寿命长。

3. 分类

按结构形式 分为齿轮泵、叶片泵、螺杆泵、柱塞泵(轴向式、径向式)

按排量可否改变,分为定量泵和变量泵。

按排向可否改变(转向不变条件下)分为定向泵和变向泵。

4. 符号:如图 5-4 所示。

二、柱塞泵的工作原理

柱塞泵是液压泵中最专门化、技术含量最高和最贵的一类泵。而我们前面所学的齿轮泵、

螺杆泵、叶片泵除可用于液压系统外，也常用于其它场合，故已在船用泵中作了介绍，此处不再重复。

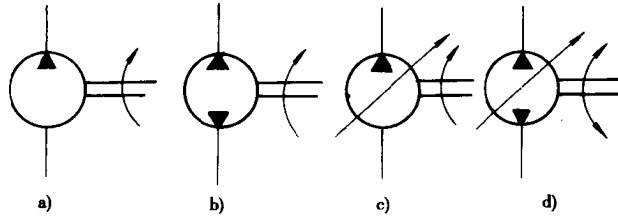


图 5-4 液压泵职能符号

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

柱塞泵也属于容积式泵，但它与普通的往复式柱塞泵在结构上显著的不同之处在于，采用多作用的回转式油缸形式，取消了泵阀，从而在性能上取得了突破，满足了提高转速、均匀供油和减小体积的要求，并可做成变量泵。

柱塞泵按其柱塞布置方式的不同而分为径向式和轴向式两大类，现分别介绍如下：

1. 径向柱塞泵

图 5-5 为径向柱塞泵的工作原理简图。径向柱塞泵的主要部件为柱塞 1、定子（也称浮动环、变量环）2、缸体 3、配油轴 5 等。柱塞 1 径向安装于在缸体 3 中。泵轴（驱动轴）与缸体的一个端面相联接，配油轴从缸体的另一端插入缸体的中心的衬套中。配油轴固定不动，泵轴带动缸体及其中的柱塞一起旋转。柱塞靠离心力的作用（或低压油的作用）紧贴定子 2 的内壁。定子中心与缸体中心的偏心距可通过移动定子的左右位置来进行调节。定子可由柱塞头部摩擦力带动而绕自己的中心转动（称浮动）以减轻柱塞头部的磨损。该泵的吸入、排出和变量原理如下：

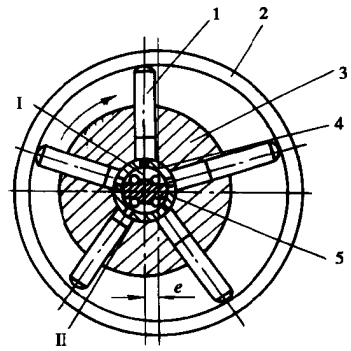


图 5-5 径向柱塞泵工作原理

1-柱塞；2-定子；3-缸体；4-衬套；5-配油轴

(1) 吸入过程——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。

(2) 排出过程——当柱塞转到下半周时，定子内壁将柱塞向里推，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，泵就可连续不断地吸排油。

(3) 变量方法——当泵的转速一定时，改变偏心距 e 的大小或方向就可改变泵的吸排油量的大小或方向。故径向柱塞泵可以做成变向变量泵。

径向柱塞泵的理论流量为：

$$Q_t = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 2e \cdot z \cdot n \text{ m}^3/\text{min} \quad (5-1)$$

式中： d ——柱塞直径，m；

e ——浮动环偏心距，m，一个柱塞行程为 $2e$ ；

z ——柱塞个数；

n ——油泵转速，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构问题，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。

2. 轴向柱塞泵

图 5-6 为轴向柱塞泵的工作原理，轴向柱塞泵主要由传动轴 1、配油盘 2、缸体 3、柱塞 4、斜盘 5、泵壳 9 等零部件组成。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。其吸入、排出和变量原理如下：

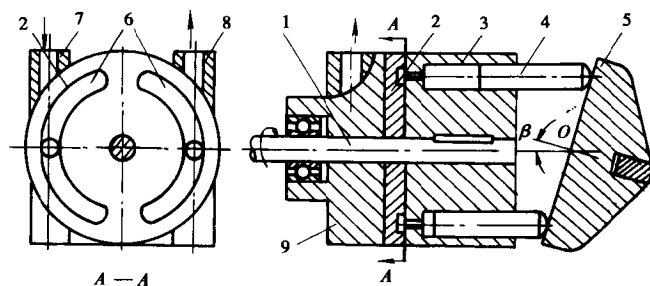


图 5-6 斜盘式轴向柱塞泵工作原理

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

(1) 吸入过程——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。

(2) 排出过程——柱塞在其自上而下回转的半周内又逐渐向里推入，使密封工作腔容积不断减小，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。

(3) 变量方法——当泵的转速一定时，改变斜盘的倾角 β 的大小和方向，就可以改变泵的排量大小和方向。倾角 $\beta = 0$ 时，排量 $Q = 0$ 。故轴向柱塞泵可以做成为变向变量泵。

轴向柱塞泵的理论排量为：

$$Q_t = \frac{\pi}{4} d^2 h z n = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot D \operatorname{tg} \beta \cdot z \cdot n \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (5-2)$$

式中： d ——柱塞直径 m ；

h ——柱塞行程 m ；

D ——柱塞中心分布圆直径 m ；

B ——斜盘倾角；

Z ——柱塞个数，为单数时，供液脉动小，常用 7，流量大时用 9 或 11；

n ——油泵转速 r/min 。

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、自吸性能好、受力条件好，目前在船舶液压机械中广泛使用。

三、柱塞泵结构实例

柱塞泵的实际构造型式较多，径向式的典型型式是海尔体式，轴向式的典型型式有斜盘式和斜轴式两种，现已目前船上常用的斜盘式为例说明柱塞泵的实际结构。

图 5-7 为 CY 型斜盘式轴向柱塞泵结构图。它由主体部分和变量机构两部分组成。

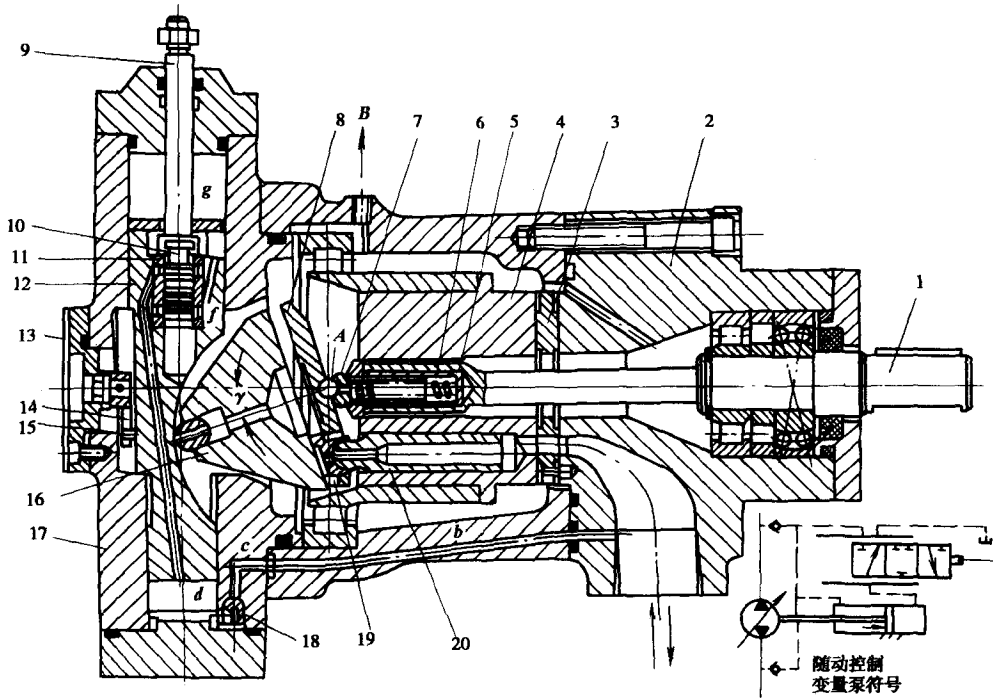


图 5-7 CY 型斜盘式轴向柱塞泵结构

1.传动轴 ;2.泵体 ;3.配油盘 ;4.缸体 ;5.柱塞 ;6.定心弹簧 ;7.内套 ;8.回程盘 ;9.拉杆 ;10.伺服滑阀 ;11.伺服滑阀套 ;12.差动活塞 ;13.刻度盘 ;14.拨叉 ;15.销 ;16.斜盘 ;17.变量机构壳体 ;18.单向阀 ;19.滑阀 ;20.柱塞

1. 主体结构

主体部分由传动轴 1、配油盘 3、缸体 4、柱塞 5、回程盘 8、斜盘 16 等部件组成。

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，钢球和回程盘将每个滑履紧紧地压在与轴线成一定倾角的斜盘上。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，使缸体压向配油盘，并保持缸体与配油盘端面间一定厚度的静压油垫，从而既保证提供起动时的初始密封压紧力和运行时的密封压紧力，减少泄漏，又改善了受力，减少了磨损。

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油盘接触。

配油盘和柱塞副是主体部分的重要部件，在结构上采取了一定的措施，以提高其可靠性和耐用性。现分述如下：

(1) 配油盘

图 5-8 为配油盘的结构图。图中 A 、 B 为配油窗口， α 为配油盘上油封区的夹角（油封角）， β 为油缸体上配油孔的包角， $N-N$ 为配油盘中线， $M-M$ 为斜盘中线。 D 为消除困油现象的阻尼孔， E 为储油盲孔。

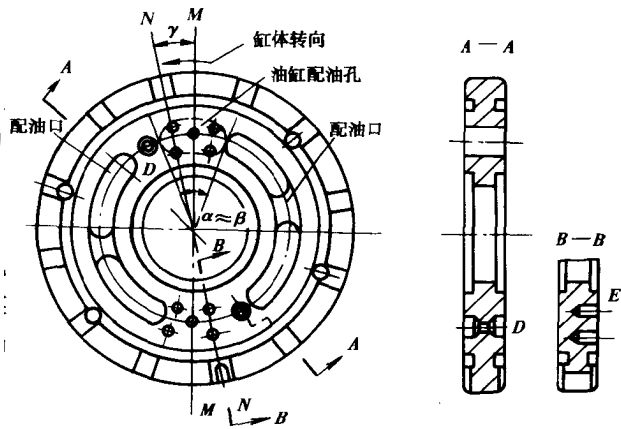


图 5-8 CY14-1 型泵的配油盘

配油盘的作用——保证准确合理地，对泵进行配油，防止困油现象，承受柱塞缸体对它产生的轴向力，保证与缸体间的动密封和与泵体（进出油道）间的静密封。

配油盘的结构特点（CY14-1 型）——负重叠非对称。所谓负重叠是指封油角 α 比油缸体上配油孔的包角 β

小 $0^\circ \sim -1^\circ$ ，即 $\alpha \leq \beta$ 。通常 $\alpha > \beta$ 能保证密封，但会产生严重的困油现象； $\alpha = \beta$ 既保证密封又不产生困油现象，但加工和安装精度难达到； $\alpha < \beta$ 无困油现象，不能正常密封（即吸排沟通），所以采用负重叠（ $\alpha \leq \beta$ ）结构的配油盘，一定要解决吸排沟通。CY 型采取的是用阻尼孔（也可用阻尼槽）来控制吸排沟通量的办法，即因 $\alpha < \beta$ 产生的吸排沟通最多是经阻尼孔 D 的微量沟通，且将阻尼孔 D 开在配油窗口迎接油缸配油孔转入的一侧。这样既消除了困油现象，又保证了密封。所谓非对称是指配油盘的中线 $N-N$ 相对于斜盘中线 $M-M$ 朝缸体旋转方向偏转了一个 γ 角，以保证当缸体配油孔处在对称于斜盘中线 $M-M$ 的中间位置时，是刚刚和一个配油窗口脱开，并和另一配油窗口的阻尼孔重叠 $0^\circ \sim -1^\circ$ 。非对称是因为仅在配油窗口的一侧开阻尼孔，而不是两侧都开，从而造成了配油窗盘中线的偏移。

由于配油盘是非对称的，所以 CY 泵必须按规定方向转动，不可逆转，并且该泵不能当液压马达使用。

盲孔的作用——在配油盘的密封区上还有几个盲孔，直径 $1.5 \sim 2\text{mm}$ ，深度为 $2 \sim 3\text{mm}$ ，这些盲孔在工作中储存着油，当缸体完全遮盖它们时，其盲孔中的油压会比油膜压力高一些，这样就形成了一个液体垫，起着润滑和缓冲作用。

配油盘与缸体间的密封与静压支承——选择适当的配油盘上的密封环带面积，使缸体压紧配油盘的油压力比撑开力稍大 $6\% \sim 10\%$ ，实现静压支承，从而既保证密封又减少磨损。

(2) 柱塞副

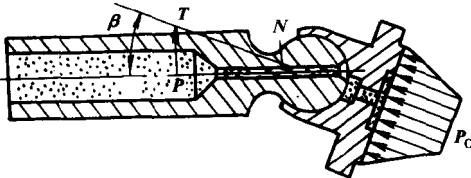


图 5-9 柱塞副的静压支承示意图

如图 5-9 所示，在滑履和柱塞的中心都钻有小孔，使压力油经小孔通到柱塞与滑履及滑履与斜盘之间的磨擦面上，从而起到润滑和静压支承作用。通过适当设计油压作用面积，可使压紧力比撑开力大 $10\% \sim 15\%$ ，从而既保证密封又减少磨损。

2. 变量机构

变量机构的作用是根据控制信号的要求来驱动并控制柱塞泵的变量部件的输出，从而控制泵的排量大小与排液方向。

如图 5-7 所示，CY 型轴向柱塞泵采用液压伺服变量机构控制泵的排量大小与排液方向。其变量机构由拉杆 9、伺服滑阀 10、差动活塞 12、变量机构壳体（即差动液压缸体）17 及液压缸

的上、下端盖等主要部件组成。

当高压油通过孔道 b 、 c 、单向阀 18 进入油腔 d 作用于差动活塞的下端，力图将差动活塞往上推。此时，若伺服滑阀处于图示位置，油孔 f 关闭 差动油缸上腔处于封闭状态 所以活塞保持不动，油泵保持原排量不变；若伺服滑阀经拉杆被往上拉移一定行程，则油孔 f 被滑阀打开 油腔 g 中的油液就会泄入兼作贮油腔的泵体中，差动活塞在下方油压力的作用下被往上推移 并带动斜盘转动 改变倾角 β 的大小，从而改变排量的大小，当活塞上移的行程正好等于滑阀上移的行程时，油孔 f 正好被随差动活塞一起上移的滑阀套关闭，油腔 g 封闭 活塞停止上移并保持不动，油泵的斜盘也被转至新的位置并保持不动，油泵便以改变后的排量稳定工作；若伺服滑阀经拉杆被往下推移一定行程，则油孔 e 被滑阀打开 油腔 d 中的压力油便会经 e 孔进入油腔 g 使 d 、 g 两腔油压相等，由于差动活塞两侧面积不相等，即差动活塞在 g 腔中的作用面积大于在 e 腔中的面积，所以差动活塞在压力油的作用下被往下推移，并带动斜盘往相反转动 改变倾角 β 的大小，从而改变排量的大小，当活塞下移的行程正好等于滑阀下移的行程 油孔 e 正好被随差动活塞一起下移的滑阀套关闭， g 腔封闭 活塞停止下移并保持不动，油泵便以改变后的排量稳定工作。

由上可知，液压伺服变量机构起到了力的放大作用，即只要用很小的力来拉动滑阀上行或下行一定行程，就能控制差动活塞上行或下行同样的行程，并输出较大的力来带动斜盘正转或反转，从而控制倾角的大小和方向，从而控制泵的排量和排向。

四、柱塞泵的变量控制方式

柱塞泵的排量和排向是可以通过变量机构进行控制的，控制的方式有多种，常见的变量控制方式有手动变量式、液压伺服变量式、恒功率变量式等。

1. 手动变量式

指通过螺杆机构依靠人力来改变和固定斜盘倾角大小和方向 从而改变排量与排向的方式。

2. 液压伺服变量式

指通过液压伺服机构依靠液压力来改变和固定斜盘倾角大小和方向，从而改变排量与排向的方式。

3. 恒压变量式

属于自动变量的方式，根据排出压力来控制流量（斜盘的倾角 β 大小）并使排出压力基本稳定的变量方式。变量机构见图 5-10。

4. 限压变量式

与恒压变量方式基本相同，只是排出压力会在一定范围内波动，并控制排出压力不超过限定值。

5. 恒功率变量式

属于自动变量的方式，通过自动变量机构根据排出压力 p 的高低来控制排油量 Q 的大小（斜盘的倾角 β 大小）排出压力高时降低排油量 排出压力低时提高排油量 从而使油泵功率 $= pQ$ 基本保持不变的变量方式。

五、柱塞式液压泵的使用和管理

柱塞式液压泵，在使用和管理中除应遵守容积泵使用与管理的一般原则外，还应特别注意柱塞泵的特殊性：

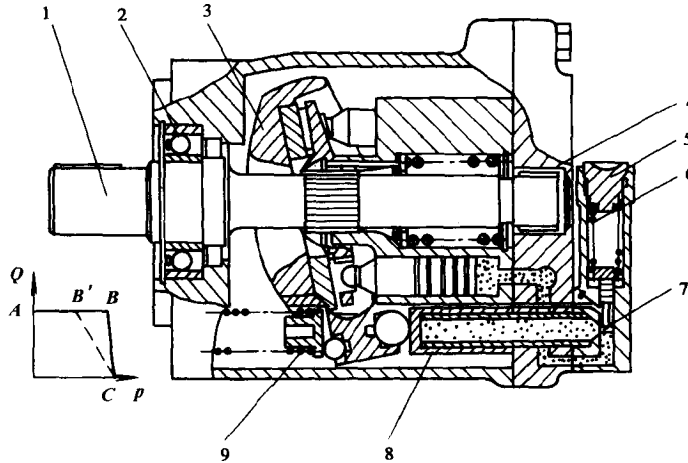


图 5-10 恒压变量泵

1.传动轴;2.轴承;3.斜盘;4.轴承;5.调节螺栓;6.压力补偿器弹簧;7.压力补偿阀芯;8.变量柱塞;9.斜盘复位

1. 油

油品应按规定选用，不得随意改换和掺用。油质应保持高度清洁，油质不良和受污染是液压泵及系统的故障之源，会产生堵、卡、磨等故障。

油位应正常，平时应保持各润滑部件充分润滑，起动前必须检查泵壳及油箱内油位，检修后务必记住要灌油。为保证泵壳内油位适当，安装时，应使泵壳回油管的位置高于轴承；

2. 压力

吸入压力不能过低。吸油高度一般应小于 125 ~ 500mm，对有的型号如 ZB₁227 不允许自吸。故吸入管上不应加设滤器。如果吸入压力过低，不仅容易产生“气穴现象”，而且因轴向柱塞泵的柱塞就要全靠铰接端强行从缸中拉出，易造成损坏。因此，轴向柱塞泵推荐采用辅泵供油。

排出压力不能超出规定。不能关阀起停，否则排出压力会高到毁泵的程度。

泄油背压不能高。对于油经泵壳强制循环冷却的泵或在泵壳回油管上加设滤器时，必须注意泵壳内的油压，通常不得大于 0.2MPa，以保证泵壳的密封和变量机构的正常工作。

零位时泵不宜长时间运转。因为泵空转时不产生排出压力，各磨擦面也因此得不到泄漏油液的润滑与冷却，容易使磨损增加，并使泵壳内的油液发热。

3. 温度

油温应符合规定，过高和过低都会影响泵的正常工作和寿命。

4. 转向与连接

检修时应注意电动机接线不要接错，转向必须与标定转向一致。泵轴与电动机轴应用弹性联轴器直接相连并保持良好对中，同心度误差不得超过 0.10mm。

5. 重要部件

柱塞偶件，配油盘和变量伺服机构滑阀与差动活塞是应特别关注的部件。这些部件多经淬火，硬度很高，且经研配，拆装时不应用力捶击和撬拨，严防划伤密封面和换错偶件。

6. 重要间隙

主要为柱塞与油缸的径向间隙、柱塞头部的铰接间隙、配油盘与油缸体的轴向间隙、滑阀与阀套间隙，这些间隙都是研配间隙，发现过松（过度磨损）应按规定更换，过紧通常是配合面不清洁或划毛引起的，故在装配前各零件应用挥发性洗涤剂清洗并吹干，然后边装边在配合面

涂布清洁的液压油进行润滑。不宜使用棉纱等擦洗。

泵检修装复后 用手转动泵轴 应转动灵活。手感为既无卡阻也不松动时 大体说明间隙正常。

7. 轴向柱塞泵的常见故障、产生原因与排除方法见表 5-1。

轴向柱塞泵的常见故障、产生原因与排除方法

表 5-1

故障	原因分析	排除方法
油量不足	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油箱油位过低; 2. 泵体内没有充满油,有残存空气; 3. 吸油管堵塞或阻力太大; 4. 油温不当或有漏气; 5. 柱塞与油缸或配油盘与缸体间磨损; 6. 中心弹簧弹力不足,引起缸体与配油盘间失去密封; 7. 变量机构失灵,达不到工作要求 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查油量,适当加油; 2. 排除泵内空气; 3. 排除油管阻塞; 4. 根据温升实际情况,选择合适的油液,紧固可能漏气的连接处; 5. 更换柱塞,修磨配油盘与缸体的接触面保证接触良好; 6. 更换中心弹簧; 7. 检查变量机构是否灵活,并纠正其误差
噪声较大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵内有空气; 2. 吸入管堵塞或阻力大; 3. 油液不干净; 4. 油液粘度过大; 5. 油液的油位过低或有漏气; 6. 泵与电机安装不同心,使泵增加了径向载荷; 7. 管路振动; 8. 系统工作压力大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排除空气,检查可能进入空气的部位; 2. 清除堵塞; 3. 抽样检查,更换干净的油液; 4. 更换粘度较小的油液; 5. 按油标高度注油,并检查密封; 6. 重新调整同心度在允差范围内; 7. 采取隔离消振措施; 8. 重新调整压力阀的调定值
泵体泄漏	<ol style="list-style-type: none"> 1. 缸体与配油盘间磨损; 2. 中心弹簧损坏,使缸体与配油盘失去密封性; 3. 柱塞与油缸磨损 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修整接触面或换新; 2. 更换弹簧; 3. 更换柱塞或重新配研
温升过大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 内部漏损较大; 2. 有关相对运动的配合面有磨损 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查和研修有关密封配合面; 2. 修整或更换磨损件,如配油盘、滑靴等
变量机构失灵	<ol style="list-style-type: none"> 1. 在控制油路上,可能出现堵塞现象; 2. 变量机构和斜盘耳轴磨损; 3. 伺服滑阀、差动活塞以及弹簧芯轴卡死 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 净化油,必要时冲洗管路; 2. 更换部件; 3. 若为机械卡死,可用研磨方法修复,如果油液污染,则应更换
柱塞不能转动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 柱塞与缸体卡死(可能是油污染或油温变化); 2. 柱塞球头折断(可能因柱塞卡死或有负载起动); 3. 滑靴脱落(柱塞卡死或有负载起动所引起) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换新油,更换粘度较小的液压油; 2. 更换; 3. 更换或送制造厂维修

第三节 液压马达

HYDRAULIC MOTOR

一、液压马达的作用、要求、分类与符号

1. 作用

将液压油的压力能转换为驱动机械设备的机械能。液压马达和液压缸都属于液压系统的执行机构。

2. 要求

能产生足够大的转矩和适当的转速 转矩均匀 起动转矩大 低速稳定性好 效率高 体积小。

3. 分类

船舶机械中使用的液压马达主要分为二类：

(1) 低速大扭矩液压马达 ($n \leq 500\text{r/min}$) 主要有活塞连杆式、静力平衡式、内曲线式、叶片式等型式。低速大扭矩液压马达的特点是输出扭矩大，转速低，可不经减速机构而直接与工作机构连接。低速大扭矩液压马达的每转排量很大，故外形尺寸也很大。它适用于各种低速、大负载的机械 如起货机、锚机、绞缆机和滚装船的甲板绞车等。本节将作重点介绍。

(2) 高速小扭矩液压马达 ($n > 500\text{r/min}$) 主要为轴向柱塞式，需与紧凑型减速器配套使用。

4. 符号

液压马达的常用职能符号如图 5-11 所示。

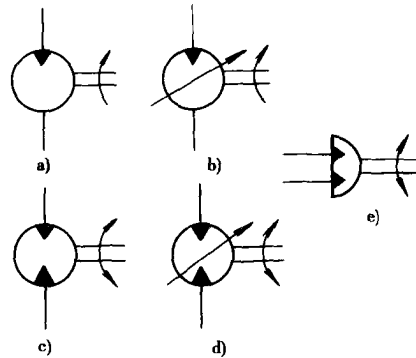


图 5-11 液压马达职能符号

a) 单向定量液压马达 b) 单向变量液压马达 ;c) 双向定量液压马达 ;d) 双向变量液压马达 ;e) 摆动式液压马达

二、活塞连杆式液压马达

1. 工作原理

活塞连杆式径向液压马达的工作原理如图 5-12 所示。在壳体 1 的圆周沿径向均布五个缸，缸中的活塞 2 通过球铰与连杆 3 连接，连杆端部的圆柱面与偏心轮 4 的表面接触。偏心轮的一端是输出轴，另一端通过十字接头与配油轴连接，配油轴上的隔板两侧分别为进油腔和回油腔。图示位置为 1 号、2 号缸处于进油位置，3 号缸处于过渡位置，4 号、5 号缸处于回油位置。

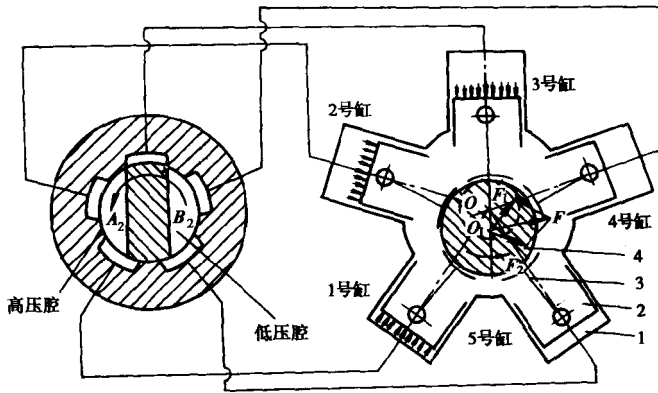


图 5-12 活塞连杆式液压马达工作原理

1-壳体 2-活塞 3-连杆 4-偏心轮

高压油经配油轴的轴向孔和缸体上的流道进入 1 号、2 号缸中，作用在活塞顶部的压力油产生一个作用力。通过连杆传递到偏心轮上，指向偏心轮的中心 O_1 。由于 3 号缸处于过渡位置，偏心轮的中心 O_1 上作用着由 1、2 号缸产生的作用力 F_1 、 F_2 ，其合力为 F 。力 F 对输出轴中心 O_2 产生力矩，推动液压马达转动 输出扭矩。配油轴随偏心轮一起旋转 进油腔和排油腔

分别依次与各缸接通，从而保证偏心轮连续旋转。改变进出液压马达的油流方向 可以实现液压马达的反转。由于液压马达转一转 工作腔容积变化一次 故该液压马达为单作用式。

2. 典型结构

活塞连杆式液压马达是一种应用较早的液压马达，国外称斯达法（Staffa）型 国内型号为 JMD 型。JMD 型液压马达有新老两种结构。它们的额定工作压力为 21MPa 最大工作压力为 31.5MPa 转速为 0~400r/min 每转排量为 0.20~6.14L/r。

JMD 型老结构如图 5-13 所示 外形呈五星状的马达壳体 1 有五个沿径向均匀布置的柱塞油腔 连杆 2 与活塞 3 以球头铰接 并以卡环 10 锁紧。连杆 2 大端做成鞍形圆柱面、紧贴在偏心轮 5 上 并用两个挡圈 4 夹持住。偏心轮 5 支持在两个滚动轴承 6 上 其一端外伸 即为输出轴 另一端通过十字头联轴器 9 与配油轴 7 连接，使其和偏心轮一起转动。活塞上有两道活塞环 保证良好密封 从而提高容积效率、降低加工精度要求。

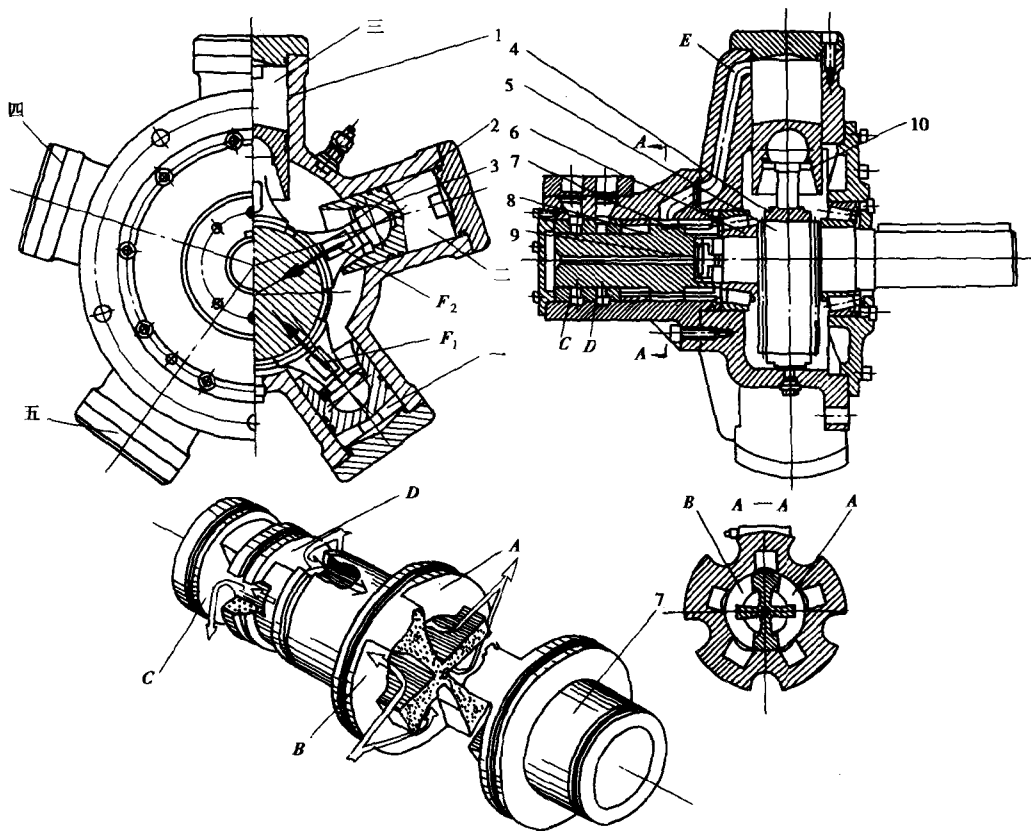


图 5-13 活塞连杆式液压马达结构

1-壳体;2-连杆;3-活塞;4-挡圈;5-偏心轮;6-轴承;7-配油轴;8-滚针轴承;9-十字头联轴器;10-卡环

配油轴 7 支承在两个滚针轴承 8 上，结构形状见图中的立体图。配油轴有两条槽 A、B 见剖面 A—A，经轴向孔分别通到环槽 D、C，继而通过轴套上的径向孔与马达壳体上进回油口相通。五个活塞油腔的顶部，各有一条径向通道 E 通到配油轴 A 或 B 槽 使其最终与壳体上的进回油口相通。

JMD 型新结构如图 5-14 所示 新结构中的连杆大小端采用静压支承 支承用油由活塞中心孔引至球铰，再经连杆中心油道引至大端，在连杆中心油道中设置了阻尼器。采用静压支承后，液

压马达的机械效率有较大提高，低速稳定性也大有改善。新结构的液压马达除连杆大小端采用静压支承外，在配油轴上也以静压支承法取代老结构中的滚针轴承。采用新结构液压马达的额定转速、容积效率、机械效率均有较大的提高，最低稳定转速降低到 $3\text{r}/\text{min}$ 左右。目前在船舶机械中使用的活塞连杆液压马达以新结构为多，但采用新结构后，对油液的清洁度要求较高。

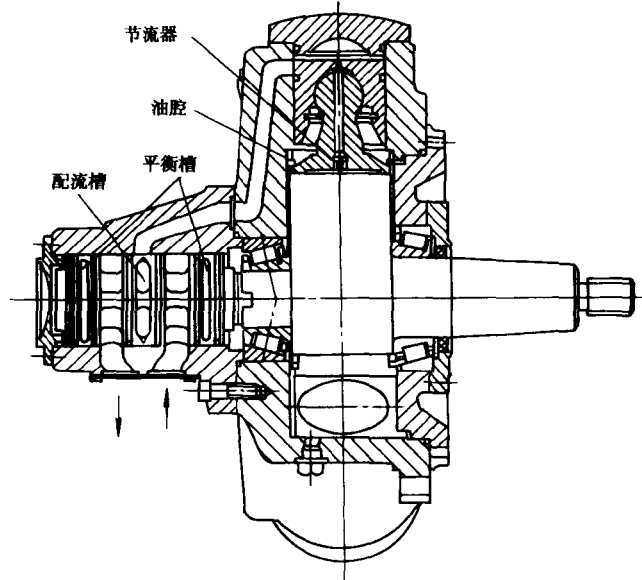


图 5-14 采用静压支承的活塞连杆式液压马达结构

3. 特点

(1) 结构简单。

(2) 起动力矩比较小，机械效率低。连杆下端马鞍形底面摩擦损失是引起液压马达扭矩损失的主要原因，除此之外，柱塞和油缸侧面之间、柱塞和连杆球头之间、配油轴和轴套之间均有摩擦，所以这种液压马达起动力矩较小，通常只有理论扭矩的 $80\% \sim 85\%$ 。

(3) 扭矩和转速脉动率（最大和最小扭矩或转速与其平均值之比）大，约为 7.5% 。

(4) 低速稳定性较差。在 $3 \sim 10\text{r}/\text{min}$ 以下即会产生所谓低速“爬行”现象。引起“爬行”的原因不仅是受液压马达脉动率影响，另一个重要原因是连杆底面比压较大，低速时润滑条件差，即滑动配合面处油膜厚度减薄，甚至破坏，以至转化为干摩擦，引起摩擦和发热急剧增大，从而造成液压马达转速不稳。摩擦力变化还会产生油压波动，加剧漏损，促使液压马达低速稳定性更差。因此，这种液压马达不宜在 $3 \sim 10\text{r}/\text{min}$ 以下工作。

(5) 受力条件不好。连杆大端与偏心轮接触面处和小端球铰处的比压较大，磨损较严重，有时会发生咬合。径向力不平衡。径向载荷较大，影响轴承寿命。

(6) 配油轴处易泄漏。

(7) 工艺性差。

三、静力平衡式液压马达

1. 工作原理

图 5-15 为静力平衡式液压马达的工作原理示意图。液压马达的偏心轴 5 具有曲轴的形式既是输出轴，又是配油轴。五星轮 3 滑套在偏心轴的凸轮上，在它的五个平面中各嵌装一

个压力环 4 压力环的上平面与空心柱塞 2 的底面接触 柱塞中间装有弹簧 (见图 5-16) 以防液压马达启动或空载运转时柱塞底面与压力环脱开。高压油经配油轴中孔道通到曲轴的偏心配油部分, 然后经五星轮中的径向孔、压力环、柱塞底部的贯通孔而进入油缸的工作腔内。在图示位置时, 配油轴上方的三个油缸通高压油, 下方的两个油缸通低压回油。

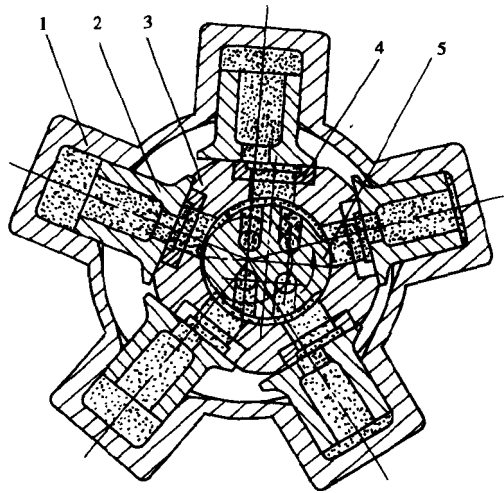


图 5-15 静力平衡式液压马达工作原理
1-壳体 2-柱塞 3-五星轮 4-压力环 5-偏心轴

此时在每个高压油缸中各形成一个高压油柱 其一端作用在缸盖上 另一端作用在偏心轮表面上 并通过偏心轮中心 各缸形成一个合力 推动偏心轮绕着输出轴中心转动。输出轴回转时, 五星轮作平面平行运动 柱塞作往复运动 产生容积变化 使其完成进回油。只要连续不断供油 就能使液压马达连续转动 改变液压马达的进、回油液流方向, 液压马达就反向旋转。液压马达转一转, 每个工作容积变化一次, 所以静力平衡式液压马达也为单作用液压马达。

从以上工作原理分析中可知, 柱塞和压力环之间, 五星轮和曲轴偏心圆之间, 基本上不靠配合表面金属直接接触传力, 而是通过密封容积中的压力油柱产生的作用力直接作用于偏心轮表面和缸盖上。液压马达的柱塞、压力环和五星轮等在运动过程中仅起油压的密封作用。为改善这些零件的受力情况, 减少摩擦损失, 通常将它们设计成静力平衡状态, 所以这种马达称静力平衡式液压马达。

2 典型结构

静力平衡式径向液压马达又称五连杆式液压马达。国外产品主要有“罗斯通”(Roston) 国内有 JYM 型 它的排量为 $0.83 \sim 7.72\text{L/r}$ 额定工作压力为 $14 \sim 25\text{MPa}$ 最大工作压力为 $17.5 \sim 30\text{MPa}$ 。结构型式有轴转和壳转两种。它曾是国产船舶机械中使用最多的一种液压马达。

图 5-16 为船用起货机所用的 10JYM—135 型静力平衡式液压马达的结构。它的工作压力

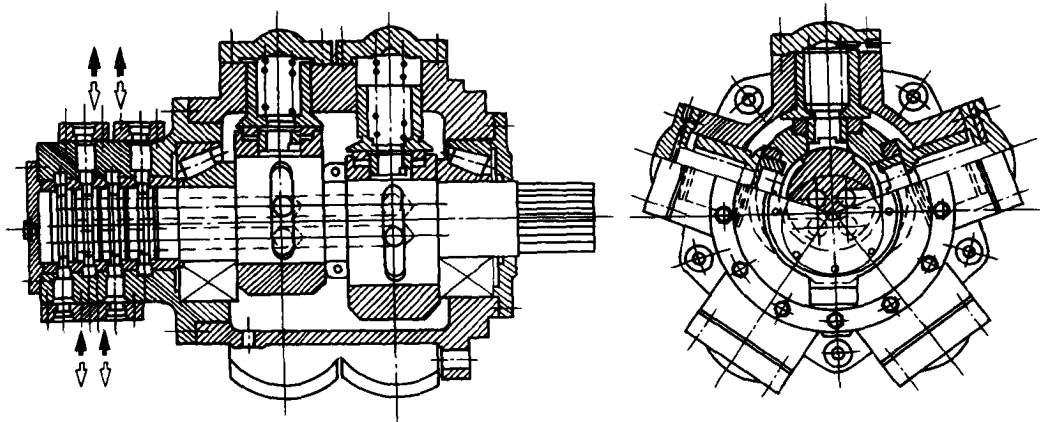


图 5-16 10JYM—135 型静力平衡式液压马达的结构

$14 \sim 17\text{MPa}$ 排量 7.15L/r 转速 $0 \sim 90\text{r/min}$ 柱塞直径 $d = 135\text{mm}$ 偏心轴的偏心距 $e = 25\text{mm}$ 。这

种液压马达是一种双排结构，两偏心轮偏心方向相差 180° 有利于改善轴承的受力条件 每排油缸各有自己的进排油孔，液压马达可以单排工作，也可以双排工作，在供油量相同的情况下，单排工作时转速可提高近一倍。

壳体中每排有五个沿圆周均匀分布的径向柱塞，用一个正五边形的五星轮滑套在偏心轴的偏心圆上，五星轮和偏心轮可以相对自由转动。五星轮在工作时本身不转动，在液压马达壳体内作平动。在五星轮的五个沿圆周均布的径向孔中，各装一个压力环，压力环上面装有尼龙挡圈和 O 型密封圈，上面用定位套固定。定位套用弹性挡圈固定在五星轮中。空心柱塞依靠弹簧和油压作用力紧紧压在压力环的端面上 并压紧 O 型密封圈，其最大压缩量由内套的高度确定。

偏心轴用一对滚动轴承支持，它的一端为输出轴，另一端有两个环形槽做配油轴的回转接头。从进油口输入的压力油，经回转接头和曲轴内部的轴向孔进入偏心圆（即配油轴颈）的切槽部分，再经过五星轮上的径向孔和柱塞底部的通孔进入油缸，同时，从其他油缸排出的油则经过相应的通道经回转接头排出。

静力平衡液压马达也可做成壳转液压马达，即偏心轴固定，壳体旋转，这样配油更为简单，可以省掉配油套。在偏心轴上直接开孔引油即可。应用时可将外壳直接和卷筒等旋转机构直接固定，布置极为方便。

3. 工作特点

(1) 起动扭矩大。

(2) 转矩和转速脉动率比连杆式小，为 4.9%。

(3) 最低稳定转速为 $2r/min$ 。

(4) 主要部件实现油压静力平衡，具有较高的机械效率。柱塞、压力环、五星轮等处的磨擦力显著减小。采用双列式可使轴承负荷大为减轻，工作寿命延长。

(5) 外形尺寸大。

(6) 柱塞受较大的侧向力（是相同参数连杆式液压马达的 7~14 倍）缸壁易磨损 柱塞易卡死 日本研制的 SH 型液压马达将缸体和柱塞置于五星轮中，可解决柱塞承受侧向力的问题。工艺性较好。取消了带球铰的连杆，壳体内无流道，可做成双出轴轴转式或壳转式。

(7) 柱塞与压力环的密封不易保证，在采用油压封闭制动时，易出现压力环啃伤和因此产生的喷油现象，容积效率较低；故宜采用机械制动。

(8) 弹簧往复频繁，易产生疲劳损坏。

四、内曲线式液压马达

1. 工作原理

内曲线式液压马达是一种多作用的径向柱塞式液压马达，其工作原理如图 5-17 所示。它主要由凸轮环（壳体，其内表面上分布有导轨曲面）柱塞副、缸体（布置有径向油缸与输出轴固定为一体）、配油轴等组成。

凸轮环（壳体）内壁由 x 个（图中 $x = 6$ ）均匀分布的形状完全相同的曲面组成，每一个相

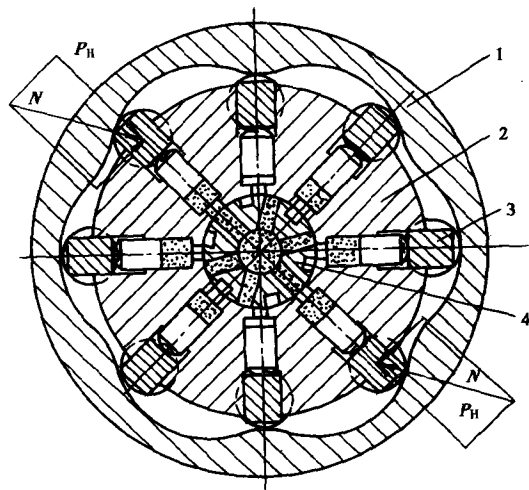


图 5-17 内曲线式液压马达工作原理
1. 凸轮环；2. 缸体 3. 柱塞组 4. 配油轴

同形状的曲面又可分为对称的两边，其中允许柱塞组向外伸的一边称为工作段（进油段），与它对称的另一边称为回油段。每个柱塞在液压马达转一转中往复次数就等于凸轮环的曲面数 x （ x 称为该马达的作用次数）。

缸体 2 的圆周方向有 z 个均匀分布的径向油缸（图中有 8 个油缸，又称柱塞孔）每个油缸的底部有一配油窗口，并与配油轴 4 的配油孔道相通。

有一个作用就应一个进油窗孔和一个回油窗孔与之相配，所以配油轴 4 上有 $2x$ 个均匀布置的配油窗孔，其中 x 个窗孔与进油孔道相通，另外 x 个窗孔与回油孔道相通，这 $2x$ 个配油窗孔的位置分别与凸轮环曲面的工作段和回油段的位置严格对应。

柱塞组 3 以很小的间隙置于缸体 2 的油缸中。作用在柱塞底部上的液压力经滚轮传递到凸轮环 1 的曲面上。

当高压油进入配油轴，经配油窗口进入处于工作段的各柱塞油缸时，使相应的柱塞组顶在凸轮环的曲面的工作段上，在接触处凸轮环曲面给于柱塞一反力 N ，这个反力 N 是作用在凸轮环曲面与滚轮接触处的公法面上，此法向反力 N 可分解为径向力 P_H 和圆周力 T ， P_H 与柱塞底面的液压力相平衡，而圆周力 T 则克服负载力矩驱使缸体 2 旋转。在这种工作状况下，凸轮环和配油轴是不转的。此时，对应于凸轮环回油区段的柱塞作反方向运动，通过配油轴将油液排出。

当柱塞组 3 经凸轮环曲面工作段过渡到回油段瞬间，供油和回油通道被闭死。为了使转子能连续运转，内曲线液压马达在任何瞬间都必须保证有柱塞组处在进油段工作，因此，作用次数 x 和柱塞数 z 之间不能有奇数公约数或 $x = z$ 的结构出现。

柱塞组 3 每经过一个曲面（工作段和回油段）柱塞在油缸中往复运动一次，进油和回油各一次。当改变进出液压马达的油流方向，液压马达的转向随之改变。

上述为轴转式内曲线液压马达的工作原理，轴转式的特点是油缸体与输出轴固定为一体，油缸体转动便带动输出轴转动，而配油轴与壳体（凸轮环）是固定不转的。

若将缸体 2 固定，而允许壳体和配油轴旋转，则可做成壳转式内曲线液压马达。

2. 结构实例

图 5-18 为八作用轴转式内曲线液压马达结构图。该液压马达有 10 个柱塞，8 段内曲面，

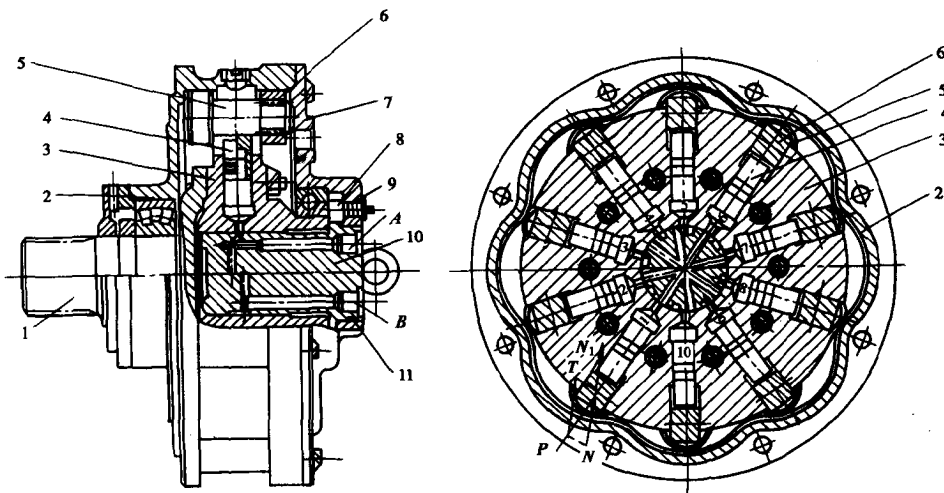


图 5-18 内曲线油马达结构

1-输出轴 2-壳体 3-油缸体 4-柱塞 5-横梁 6-滚轮 7-端盖 8-偏心销 9-锁紧螺母 10-配油轴 11-O形密封圈

配油轴上有 8 个进油窗孔和 8 个回油窗孔 进、回油窗孔相间排列 其位置与凸轮环严格对应，配油轴上的进排油窗孔之间的区域为密封区，该区的中心对应于凸轮环工作段与回油段之间的过渡圆弧段中点，圆弧与配油轴同心，故柱塞处于该位置时，没有往复运动，故理论上讲没有困油现象，但一旦配油轴与凸轮环的相对位置出现误差便会出现严重的困油现象。

为补偿这种加工和安装上的误差，在配油轴与壳体之间设有偏心销 8 转动偏心销 8 使卡在配油轴凹槽中的偏心轮随之转动，即可对配油轴与壳体的相对位置进行微调。微调通常在试车时进行，应先将锁紧螺母 9 松开，然后稍稍转动偏心销至噪声和振动最小时再锁紧。为便于微调配油轴的周向位置，在配油轴和端盖之间，仅设置了弹性的 O 形密封圈 11 且并不固接，同时在进排油口和外接油管之间以软管相连。如不设偏心销，则为了补偿加工和安装误差，须将凸轮环上的过渡段放大一点。

3. 特点

(1) 径向力完全平衡 机械效率高 起动转矩高。只要作用次数与柱塞数目的最大公约数 $m \geq 2$ 时 则全部柱塞可分为受力状态完全相同的 m 组 使作用在壳体、油缸体和配油轴上的径向力完全平衡 这对适用更高的工作压力和提高机械效率十分有利 起动扭矩可达理论值的 90% ~ 98%。

(2) 无扭矩脉动，低速稳定性好。选用合适的凸轮环曲面，能使瞬时进油量保持不变，扭矩脉动率理论值为零，量低稳定转速可达 0.5r/min 左右。

(3) 扭矩范围大，可方便地做成双列或三列结构。多列多作用式可使液压马达的每转排量 q_m 较大，从而使输出扭矩较大，增大了液压马达的扭矩应用范围。

(4) 调速范围广，可方便地做成有级变量液压马达。例如，用滑阀改变多列油缸的进油列数；或将一列油缸配油轴内的进油通道做成两根，分别通往依次隔开的配油窗孔，必要时停止一组配油窗孔的进油，并使停止进油的配油窗孔与回油口相通，就能改变一列油缸的有效作用次数。改变有效作用列数和有效作用次数，都将改变液压马达的每转排量。每转排量减小，则输出扭矩减小，转速增加；每转排量增加，则输出扭矩增加，转速减小。采用这些方法很容易实现有级变量，从而实现有级变速。

(5) 适用广泛，轴转壳转易实现。

(6) 零件数目较多，结构复杂，对工艺和材料要求较高，尤其是内曲线部分受柱塞滚轮的较大压力，表面处理的要求高。

五、液压马达的性能参数

液压马达结构形式虽多，但比较它们性能的参数主要有以下几个：

1. 液压马达的输入参数

(1) 流量 Q (m^3/min)

(2) 进出口压差 Δp (Pa)

(3) 输入功率 $P_i = \Delta p Q / 60$ (W)

2. 液压马达的理论输出参数

(1) 每转排量 q_m

每转排量是指容积效率等于 1 的情况下，液压马达输出轴旋转一周所需的液压油的容积：

$$q_m = \text{柱塞截面积} \times \text{柱塞行程} \times \text{每转有效作用次数} \times \text{柱塞个数} \quad (m^3/r) \quad (5-3)$$

由式 (5-3) 可知 每转排量与工作腔容积大小和有效作用次数有关，一般而言 泵的每转排量，其几何尺寸也大或作用次数多。

(2) 理论转速 n_t

$$n_t = \text{输入流量 } Q / \text{每转排量 } q_m (\text{r/min}) \quad (5-4)$$

由式 (5-4) 可知, 液压马达的调节方法主要有两大类: 一类是调节输入液压马达的流量, 具体可通过采用变量泵 容积调速 或通过流量控制阀 节流旁通调速 来实现; 另一类是调节液压马达的每转有效排量, 具体可通过采用无级变量或有级变量液压马达 容积调速 来实现。

(3) 理论输出功率 P_T

根据能量守恒定律和功率的定义, 有:

$$\begin{aligned} \text{理论输出功率 } P_T &= \text{输出理论转矩 } M_t \times \text{角速度 } 2\pi n / 60 \\ &= \text{输入功率 } P_t \\ &= \text{进出口压差 } \Delta p \times \text{输入流量 } Q / 60 \quad (\text{W}) \end{aligned} \quad (5-5)$$

由式 (5-5) 可知 液压马达工作时的输出功率不是恒定的 而是随负载反转矩 (与输出转矩大小相等方向相反) 和转速的升高而升高的。限制执行元件工作时的功率超过额定功率的方法是 避免在工作油压差大 负载大 时调大输入流量或调小液压马达每转排量 (转速高) 以起货机为例, 如果选用高速档起吊较重的货物时, 就有可能出现超过额定功率的现象, 造成原动机堵转和设备损坏。这就是为什么通常要求起货操作人员按 “重载低速和轻载高速” 的要领进行操作来防止起货机超功率运行。

(4) 理论转矩 M_t

由式 (5-5) 和 (5-4) 可知:

$$\text{理论转矩 } M_t = \text{进出口压差 } \Delta p \times \text{每转排量 } q_m / 2\pi \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (5-6)$$

由式 (5-6) 可知 产生大转矩油马达的途径有两个, 一个途径是提高进出口压差 (即提高工作压力, 因回油压力基本不变) 但提高幅度受限于设备耐压和密封条件, 一般不超过 30MPa; 另一个途径是提高每转排量, 即将液压马达的工作腔做得大一些。每转排量大, 液压马达的尺寸就大, 转速就低。这就是为什么人们总是将大转矩和低速联系在一起。另外从式中可以看出, 当每转排量一定时, 液压马达负载越大 (输出转矩越大), 进油压力就越高 (回油压力变化很小)。

3. 液压马达的实际输出参数

因油马达存在容积损失和机械损失等能量损失, 所以液压马达的实际输出参数为理论输出参数乘以相应的效率, 即:

(1) 实际转速 n

$$n = n_t \times \eta_v \quad (5-7)$$

(2) 实际转矩 M

$$M = M_t \times \eta_m \quad (5-8)$$

(3) 实际功率 P

$$P = P_T \times \eta = P_t \times \eta \quad (5-9)$$

4 转矩和转速脉动率

转矩和转速脉动率是指液压马达的输入参数不变的情况下输出转矩或转速的最大值与最小值之差与其平均值之比 即:

$$\delta = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_m} \quad (5-10)$$

脉动率的高低与液压马达的结构型式等有关，活塞连杆式约为 7.5% 静力平衡式约为 5% 内曲线式理论上无脉动。

5. 起动性能

液压马达的起动性能可用起动转矩 M_0 和起动机机械效率 η_{m0} 来描述。

起动转矩是指液压马达由静止状态起动时，液压马达轴上所能输出的转矩。起动转矩通常小于同一工作压差时处于运行状态下的转矩。

起动机机械效率是指液压马达由静止状态起动时，液压马达实际输出的转矩与它在同一工作压差时处于运行状态下的转矩之比，即：

$$\eta_{m0} = \frac{M_0}{M_t} \quad (5-11)$$

起动性能的好坏主要受摩擦力矩和转矩脉动性的影响，故当输出轴处于不同位置进行起动时，其起动转矩的数值会有所不同。

在船舶常用液压马达中 多作用内曲线式的起动性能最好 静力平衡式、活塞连杆式、轴向柱塞式液压马达居中 叶片式液压马达较差 而齿轮式液压马达最差。

6. 最低稳定转速

最低稳定转速是指液压马达在额定负载下，不出现爬行现象的最低转速。造成爬行现象的主要因素有：液压马达瞬时排量的脉动性，不同结构型式的液压马达的瞬时排量的脉动性是不一样的；摩擦力的大小，润滑状态和静力平衡状态不同其摩擦力的大小就不同；泄漏量大小，磨损程度和密封间隙的不同泄漏量将不同。

不同结构形式的液压马达 其最低稳定转速不同 多作用内曲线式为 0.1 ~ 1r/min; 静力平衡式为 2 ~ 3r/min; 活塞连杆式为 5 ~ 10r/min 叶片式为 10 ~ 15r/min 轴向柱塞式为 30 ~ 50r/min。

7. 制动性能

制动性能是指将液压马达进油口封闭后，液压马达输出轴随即停止转动并保持不动的能力。该能力的大小主要与液压马达的密封性能、油的粘度和工作压力有关。

液压马达的泄漏是无法完全避免的 所以对制动的安全性要求高的机械 (如起货机) 对要求长时间制动的机械 (如锚机) 通常都配有机机械制动装置。

制动性能以柱塞式液压马达为最佳，其中端面配油的比径向配油的好。

船用低速大扭矩液压马达性能见表 5-2。

船用低速大扭矩液压马达性能表

表 5-2

名 称	类 型	单作用液压马达		多作用液压马达	
		活塞连杆式	静力平衡式	内曲线式	叶片式
主要部件受力特点		连杆与活塞、偏心轮间比压大	柱塞、压力环、五星轮基本受力平衡	导轨压力大	
轴承径向负荷		不平衡(单列)	基本平衡(双列)	完全平衡	完全平衡
总效率(%)		90	90	90	76.5
容积效率		96.8	95	95	90
机械效率		93	95	95	85
起动效率		85	90	98	80 ~ 85
压力(MPa)	额定	20.5	17	29	13.5
	最高	24	28	30	18.5

续上表

类 型		单作用液压马达		多作用液压马达	
		活塞连杆式	静力平衡式	内曲线式	叶片式
转 速 (r/min)	最低	5 ~ 10	2	0.5	10 ~ 15
	最高	200	275	75	250
单位排量的重量 (N/ml)		1.0	1.6	1.35	0.8
双出轴		一般不能	有	不行	可以
壳转式		没有	有	有	没有
变量方式		变偏心距(无级)	变有效列数	变有效列数、柱塞数、作用次数	变作用数

六、液压马达的使用与管理

液压马达是液压系统的执行元件，其正确使用与管理对作业的安全性和设备的可靠性影响很大。液压马达是将液压能转换为机械能的设备，液压泵是将机械能转换成液压能的设备，故从原理上讲，液压泵与液压马达可以逆向使用，事实上同类型的液压泵与液压马达在结构上基本相似，仅由于二者使用条件不同而在某些结构上存在差异。因此在使用和管理中可参照液压泵使用与管理的一般原则，另外还应注意液压泵的特殊性：

1. 油

油品应按规定选用 并不得随意改换和掺用。油质应保持高度清洁 油质不良和受污染是液压马达及系统的故障之源 会产生堵、卡、磨等故障。

油位应正常 平时应保持各润滑部件充分润滑 起动前必须检查油箱内油位 初次使用和检修后务必记住要向壳体内灌油，壳体上的泄油管接口一般应向上，保证壳体中的油液在停车后不会漏失，以使液压马达工作时能够得到润滑与冷却。

2. 压力

进油压力 工作油压 不能超出额定压力。

回油背压必须足够大。如内曲线式液压马达约需 0.5 ~ 1.0MPa 的回油压力 以保证柱塞在排油段不致因惯性而脱离导轨(凸轮环)连杆式液压马达约需 0.068MPa 的回油背压 以免连杆的卡环和回程环受活塞惯性力而过载。

泄油背压不能高。液压马达壳体内的油压应保持在 0.03 ~ 0.05MPa 以下 最高不能超过 0.068MPa 以保证轴封和其他部位密封的可靠性。为此 液压马达壳体上的泄油管总是单独接到油箱的 而不与系统的回油管路连接 泄油管上也不宜加其他附件。

为防止液压冲击 起动液压系统时供油量和压力应从小到大逐渐增加 避免供油量和压力突变。操作过猛 造成液压冲击 是元件损坏和发生故障的原因之一。

3. 温度

油温应符合规定，过高和过低都会影响泵的正常工作和寿命。

一般工作油温不宜超过 50℃ 最高不超过 65℃ 短时高油温也不得超过 85℃。

在低温环境中，起动时应先作轻负荷运转，待温度上升后再使之正常运转。还应注意勿将热油突然供入冷态的液压马达中，以防发生配合面咬伤事故。

4. 转向与连接

输出轴与被动机械的同心度误差不得超过规定值，或者采用挠性连接。轴上承受的径向负荷不能超过规定数值。液压马达可以双向转动，故安装时对转向没有要求。

5. 重要部件

活塞连杆式液压马达的连杆与活塞、偏心轮、配油轴、静力平衡式的柱塞、油缸、压力环、五星轮、配油轴、内曲线式的柱塞、油缸、凸轮环（导轨）、配油轴等部件在检修中应特别注意，不应用力捶击和撬拨，严防划伤密封面和换错偶件。

6. 重要间隙

柱塞的配合间隙、配油轴的配合间隙以及其他密封间隙应符合规定，内曲线式液压马达配油轴的配合间隙在 $0.02 \sim 0.04\text{mm}$ 之间。发现过松（过度磨损）应按规定更换；发现过紧（通常是配合面不清洁或划毛引起的），故在装配前严防划伤并应用挥发性洗涤剂清洗并吹干各零件，然后边装边在配合面涂布清洁的液压油进行润滑。不宜使用棉纱等擦洗。间隙过松会严重影响容积效率。必要时可脱开液压马达泄油管检测其工作时的漏泄量。正常时连杆式液压马达的容积效率约为 96.8% ，五星轮式和内曲线式的容积效率约为 95% ，叶片式约为 90% 。由于上述漏泄量不包括液压马达内高、低压之间的直接内漏，故实际的容积效率值要比按上述漏泄量和液压马达的理论流量求出的容积效率值低。

第四节 液压控制阀

HYDRAULIC CONTROL VALVES

一、液压控制阀的功用、要求与分类

1. 功用

液压控制阀是液压系统的控制元件，其功用是控制油液的流动方向、压力和流量，以满足执行元件所需运动方向、力、力矩和速度的要求，使整个液压系统能按要求进行工作。

2. 要求

液压系统中所用的液压阀，应满足如下要求：

- (1) 快快速灵敏、动作可靠。
- (2) 严关闭严密，密封性好。
- (3) 畅流道通畅，流阻要小。
- (4) 轻冲击轻、振动小。
- (5) 巧结构精巧、管用方便。

3. 分类

液压阀的种类很多，通常按照它在系统中的功用分为三大类。

(1) 方向控制阀 用来控制液压系统中的油液流动方向，以满足执行元件的运动方向要求。

(2) 压力控制阀 用来控制液压系统中的压力，以满足执行元件所需力或力矩的要求。

(3) 流量控制阀 用来控制液压系统中油液的流量，以满足执行元件运动速度的要求。

二、方向控制阀

1. 单向阀

单向阀的功用是允许油液正向通过，禁止油液反向通过。

结构及职能符号如图 5-19 所示，主要由阀体、阀芯和复位弹簧等组成。当液流正向通过单向阀时，只需克服弹簧力，阻力很小，而当液流企图反向流动时，阀芯在油压与弹簧力的联合作用下被紧压在阀座上，截断液流通道。

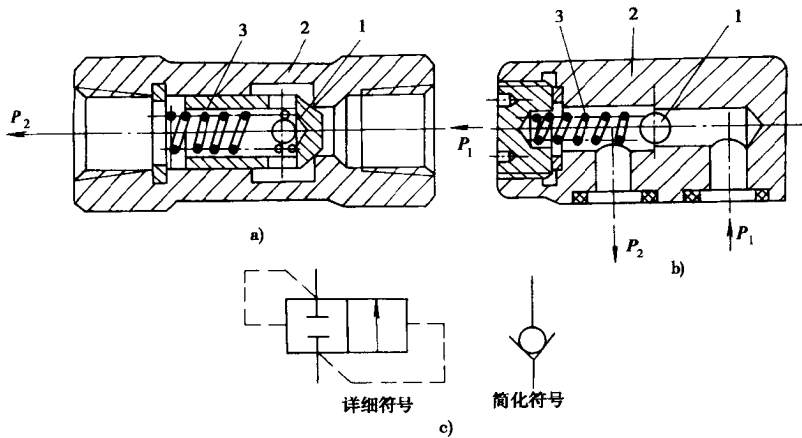


图 5-19 单向阀与职能符号

a)直通式锥阀结构;b)直角式球阀结构;c)职能符号

1-阀芯;2-阀体;3-弹簧

单向阀的弹簧的刚度一般较小，以尽量减小油流正向通过时的压力损失，正向最小开启压力 ΔP 单向阀的性能指标 大约为 $0.03 \sim 0.05\text{MPa}$ 。

单向阀有时也作背压阀使用，常装在回油管中以便保持一定的回油压力，或与细滤器等附件并联以便在滤器堵塞时能够自动地起到旁通作用。当单向阀作为背压阀使用时，弹簧的刚度按要求的回油压力来选择，比作单向阀用时要硬一些，我国目前产生的这类阀的开启压力一般为 $0.3 \sim 0.4\text{MPa}$ 。

2. 液控单向阀

液控单向阀的功用是无条件地允许油液正向通过，有条件地允许油液反向通过。

结构和职能符号如图 5-20 所示。它在正向过油时，不需控制油压，与普通单向阀一样动作。当需要油液反向通过时，接通控制油，顶杆上升打开主阀芯，让油液反向流出。

两只液控单向阀可以组成液压锁，功用是锁闭执行元件的进出油路。其结构和职能符号如图 5-21 所示。液压锁在船舶机械液压系统具有广泛的应用，如起货机液压系统用它可靠锁闭主油路以防止重物的坠落；舵机液压系统用它来防止跑舵等。

图 5-21 所示的液压锁中的液控单向阀的结构与图 5-20 所示的单向阀的结构略有不同，即在主阀芯里再加一个卸荷阀芯。这样做的目的是便于在高压下使用时，用较小的控制油压力便能方便可靠稳定地打开主阀芯，防止主阀芯的跳动。因为液控顶杆先打开卸荷阀芯，主阀芯上的关阀压力被卸荷而下降，此时较低的控制油压也能打开大的主阀芯。

3. 换向阀

换向阀的功用是利用阀芯和阀间的相对运动来变换油液的流动方向，接通或关闭油路。

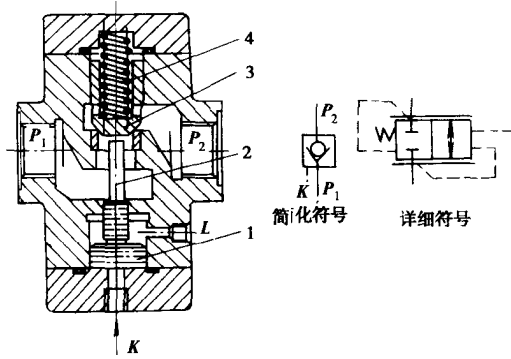


图 5-20 液控单向阀与职能符号

1-控制活塞;2-推杆;3-锥阀;4-弹簧

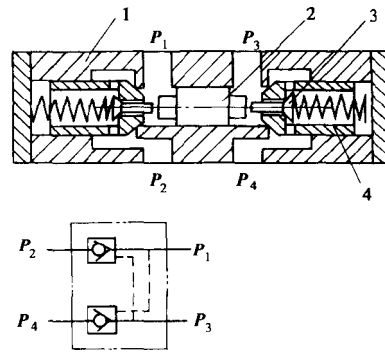


图 5-21 液压锁与职能符号

1-阀体;2-控制活塞;3-卸荷阀芯;4-主阀芯

换向阀的种类很多 根据控制方式的不同 换向阀有手动式、机动式、电磁式、液动式和电液式之分 按阀芯工作位置和控制油路的数目来分 有二位、三位和二通、三通、四通等。

(1) 手动换向阀

图 5-22a) 所示为三位四通自动复位式手动换向阀的结构图和职能符号, 通常规定用 P 表示通压力油的接口 (简称进油口), A 、 B 分别表示通往执行机构 (液压缸或液压马达) 工作油腔的接口 (简称工作油口), T 表示通往油箱的接口 (简称回油口)

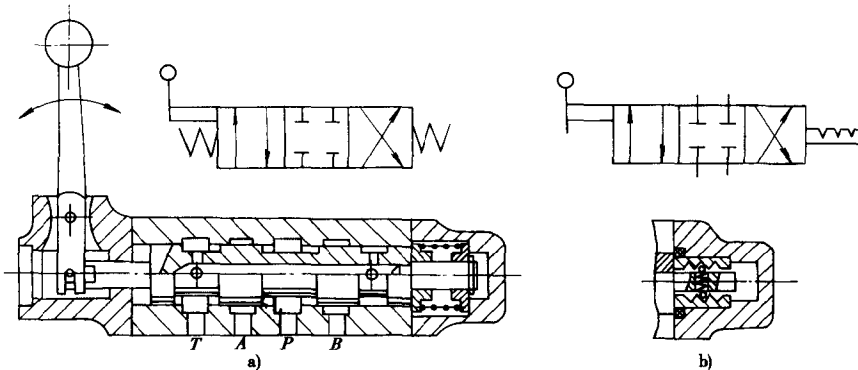


图 5-22 手动换向阀与职能符号

当手柄向左扳时 阀芯右移, P 和 A 接通, B 和 T 接通 当手柄向右推时 阀芯左移 这时 P 和 B 接通, A 和 T 接通 实现了换向。放松手柄时 换向阀的阀芯在对中弹簧的作用下回到中位。

如果要换向阀芯在三个位置上都能定位, 可以将右端的弹簧部分改为如图 5-22b) 所示的定位式结构。在阀芯右端的一个径向孔中装有一个弹簧和两个钢球, 可以在三个位置上实现定位。

(2) 电磁换向阀

以三位四通电磁换向阀为例, 其结构和主要部件如图 5-23 所示。

当电磁铁断电时 两边的对中弹簧 4 使阀芯 2 处在中间位置 阀芯工作在中位 油路沟通情况如符号中框所示, 各油口互不相通。

当右边电磁铁通电时 衔铁 9 通过推杆 6 将阀芯 2 推向左端 阀芯右侧处在工作状态 油路沟通情况如符号右框所示 即油口 P 、 A 相通, B 、 T 相通;

当左边电磁铁通电时, 阀芯推向右端, 使阀芯左侧处于工作状态, 油路沟通情况如符号左框所示 即油口 P 、 B 相通, A 、 T 相通, 于是通往执行机构的油流方向也随之改变。

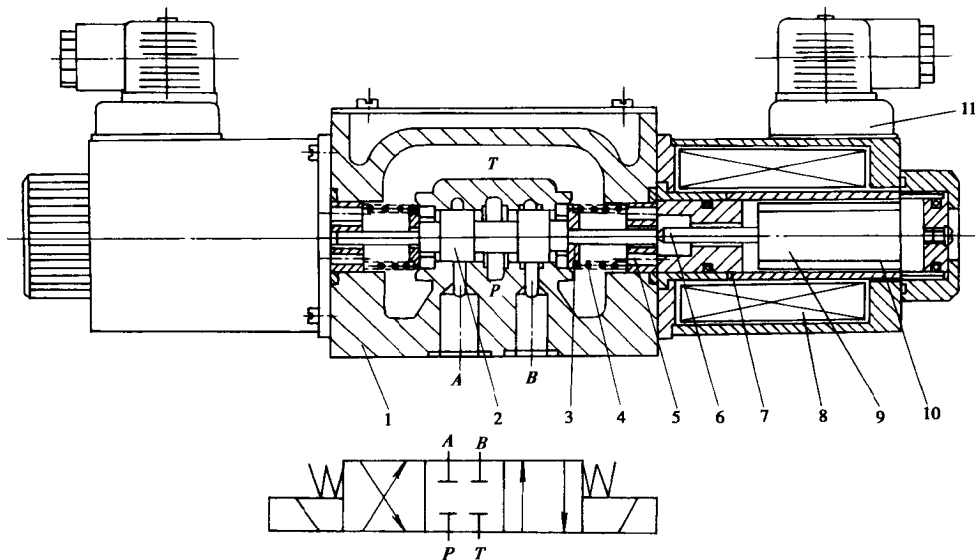


图 5-23 电磁换向阀与职能符号

1-阀体;2-阀芯;3-定位套;4-对中弹簧;5-挡圈;6-推杆;7-环;8-线圈;9-衔铁;10-导套;11-插头组件

根据电磁铁适用电源的不同,电磁阀有交、直流两种。交流电磁阀代号为 O 所用电压一般为 220V 也有 380V 或 36V 的直流电磁阀代号为 E 使用电压一般为 24V 也有 110V 或 48V 的,电源电压的波动范围一般不得超过额定电压的 85%~105%。电压过高线圈容易发热和烧坏;而过低则又会因吸力不够而难以保证正常工作。交流电磁阀价格较低;其起动电流可大于正常吸持电流的 4~10 倍因而初吸力大但吸合和释放的时间很短(约 10ms 左右)换向冲击较大且当阀芯卡死或衔铁不能正常吸合时激磁线圈也易因电流过大而烧坏此外操作频率不宜超过 30 次/min;寿命较短,吸合数十万次到百万次就会损坏。直流电磁阀则不会因铁心不能吸合而烧坏,工作频率可达 120 次/min 以上,吸合作约比前者要慢 10 倍故工作可靠换向平稳寿命长吸合可达千万次以上但却需要专用的直流电源。

(3) 液动换向阀

液动换向阀是靠压力油来改变阀芯位置的换向阀。图 5-24 所示为三位四通液动换向阀的结构。

当控制油路的压力油从阀右边的油口 K_2 进入滑阀右腔时,阀芯被向左推,符号右框为工作位,油口 P 与 B 相通, A 与 T 相通。

当控制油路的压力油从阀的左边的油口 K_1 进入滑阀左腔时,阀芯被向右推,符号左框为工作位,油口 P 、 A 相通, B 、 T 相通从而实现了油路的换向。

当两个控制压力油口都不通压力油时,阀芯在两端弹簧作用下恢复到中间位置。

为减缓液动换向阀的阀芯移动速度减小换向冲击提高换向性能可在液动换向阀两端的控制油路中装设可调单向节流阀,参见图 5-25。

(4) 电液换向阀

电液换向阀是电磁换向阀和液动换向阀的组合。电磁换向阀起先导作用,用来改变液动

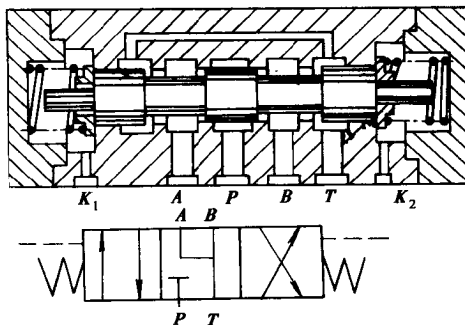


图 5-24 液动换向阀与职能符号

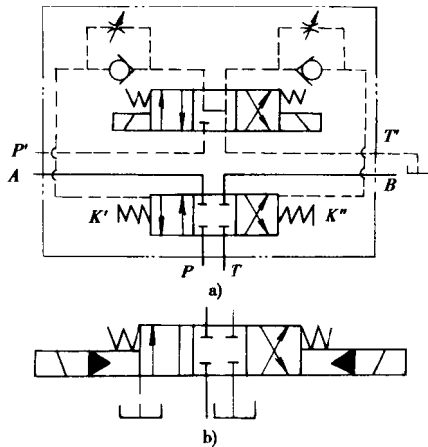


图 5-25 三位四通电液换向阀职能符号

于中间位置。

主阀芯向左或向右的移动速度可以分别用两端回油路上的节流阀来调节，这样就可控制执行元件的换向时间，并可使换向趋于平稳，以改善电液换向阀的换向性能。在液压阀型号中电液控制一般用字母 EY 或 DY 表示。

4. 换向阀的机能与性能

换向阀的机能是指换向阀在零位时所能实现的油路沟通情况，如不特别指明，则通常是指三位四通换向阀在中位（零位）时的油路沟通情况；换向阀的性能是指换向阀所能达到的评价其工作优劣的指标（性能指标）的程度。

(1) 换向阀的机能

三位四通换向阀的中位机能常以其油路沟通情况有些象形的英文字母来表示，其相应的职能符号（又称机能图）与特性见表 5-3。

三位四通换向阀的中位机能

表 5-3

序号	滑阀机能	符号	中位油口状况、特点及应用
1	X 型		油口处于半开启状态，泵基本上卸荷，但仍保持一定压力
2	H 型		P、T 相通，A 与 B 均封闭；液压执行机构（液压缸或液压马达）闭锁，泵卸荷，也可用多个 M 型换向阀串接工作
3	M 型		P、A、B、T 四口全串通；液压执行机构浮动，在外力作用下可移动，泵卸荷
4	O 型		P、A、B、T 四口全封闭；液压泵不卸荷，液压执行机构闭锁，可用于多个换向阀的并联工作
5	Y 型		P 口封闭，A、B、T 三口相通；液压执行机构浮动，在外力作用下可移动，泵不卸荷
6	J 型		P 口封闭，A 口封闭，B、T 相通；液压泵不卸荷，液压执行机构锁闭

阀（主阀）控制油路中的油液流向，以改变液动换向阀的阀芯位置，实现高压与大流量油路的液流方向控制。

电液换向阀常用的型式较多。图 5-25 所示为一种三位四通电液换向阀的职能符号。

当左边电磁铁通电时，控制油路的压力油经单向阀进入主阀芯的左腔，将主阀芯向右推，这时主阀芯右端的油经节流阀和电磁阀流回油箱，主阀工作在左位，使油口 P、A 相通，B、T 相通。

当右边的电磁铁通电时，控制油路的压力油就将主阀芯向左推，主阀芯工作在右位，使油口 P、B 相通，A、T 相通，从而实现主油路换向。

当两个电磁铁都断电时，对中弹簧可使主阀芯处

续上表

序号	滑阀机能	符号	中位油口状况、特点及应用
7	P型		P、A、B 相通, T 封闭; 泵与液压执行机构进、回油两腔相通, 可组成差动回路
8	K型		P、A、T 三口相通, B 口封闭; 液压执行机构闭锁, 泵卸荷
9	N型		P 口封闭, B 口封闭, A、T 相通; 泵不卸荷, 液压执行机构锁闭
10	V型		P 口封闭, T 口封闭, A、B 两口相通, 执行机构浮动
11	C型		P、A 相通, B 封闭, T 封闭; 泵不卸荷, 液压执行机构锁闭

备注: 卸载与不卸载——油泵通油箱为卸载, 否则为不卸载;

浮动与锁闭——液压执行机构进油腔与回油腔相通为浮动, 否则为锁闭。

(2) 换向阀的性能指标

换向阀的主要性能指标有:

额定压力 即在考虑阀体强度、操作灵活性和内漏等因素后所规定的最大工作压力。

额定流量 即根据允许的压力损失而确定的流量。阀的公称通径越大, 额定流量也就越大。

内漏泄量 因换向阀采用间隙密封, 不能保证绝对不漏, 一般要求在额定压力下, 换向阀内的总漏泄量应不超过额定流量的 1%。

压力损失 一般要求换向阀在额定流量下的压力损失应不超过 0.3~0.5MPa。

5. 换向阀的常见故障分析

换向阀的常见故障主要是阀芯不能移动或移动不到位。显然, 要使阀芯从中位移开, 操纵力就必须大于弹簧力和移动阻力之和。因此阀芯不能移离中位的根本原因是操纵力不足或移动阻力过大, 具体原因主要有:

操纵力不足方面:

(1) 电路不通或电压不足;

(2) 激磁线圈脱焊或烧毁;

(3) 控制油压过低;

移动阻力过大方面:

(4) 阀芯或阀孔加工精度较差, 配合间隙太小;

(5) 阀芯或阀孔碰伤变形;

(6) 弹簧太硬;

(7) 油液太脏, 有脏物进入间隙;

(8) 油温过高, 阀芯因膨胀而卡死;

(9) 电磁铁推杆密封圈处的油压过高, 摩擦阻力过大;

(10) 控制油路中节流阀开度过小或控制油液粘度过高。

学习指导

使用谐音和联想记忆法记忆

换向阀机能示例:

艾克斯和艾姆(想家为二人)

爱去欧, why? 小 J 骗老 K。爱你
为谁?!?!即:

XMH, Y? JPK, NVC?!?!

换向阀不能回中的原因：回中弹簧太软；阀芯卡阻；电磁铁不能释放；控制油压不能泄压等。

为了减小阀芯的移动阻力，通常都在阀芯的凸肩上开设数圈环形均压槽（一般槽宽为 0.2~0.5mm 深 0.5~0.8mm 间距为 1~5mm），以使阀芯四周所受的液压力大致相等，经验表明，开设一条均压槽，将可使摩擦阻力降低到不开槽时的 40% 左右 而当开设三条均压槽时 则就可降低到 5% 左右。均压槽除能均衡作用在阀芯上的径向力之外，还有润滑，贮存污染物的作用 在维修中要注意清洗 保证槽内清洁。

三、压力控制阀

1. 溢流阀

溢流阀的功用是在阀前系统油压超过整定值时泄放油液，以保持阀前油压不超过一定值或保持油压基本稳定。有直动式、差动式和先导式三种，以直动式和先导式最为常用。

(1) 直动式溢流阀

直动式溢流阀的结构及其主要组成部件如图 5-26 所示。

P 是进油口， T 是回油口，进口压力油经阀芯 4 中的径向孔 f 与中心阻尼小孔 g 作用在阀芯底部端面上，形成的启阀作用力为 F_0 ，弹簧作用在阀芯上部端面上，形成的关阀作用力为 F_s 。

当进油压力较小， $F_0 < F_s$ 时 阀芯在弹簧 2 的作用下处于下端位置 将 P 和 T 两油口隔开。

当进油压力升高 $F_0 > F_s$ 时 阀芯上升 阀口被打开， P 腔和 T 腔接通，将多余的油排回油箱。

当油压力超过调定值越多，弹簧压缩量越大，启阀力与关阀力达到新的平衡（ $F_0 = F_s$ 时 阀芯升程越大 阀的开度越大，泄往油箱的油就越多，从而抑制油压的进一步升高；同理油压越低，阀的开度越小，直至关闭，从而抑制了油压的进一步降低。溢流阀就是这样来控制阀前的油液压力（简称阀前压力）基本稳定或不超过一定值。

阀芯上的阻尼孔 g 用来防止阀口压力脉动时造成阀芯动作过快，以避免振动，提高阀的工作平稳性。通过调节螺母 1 可以改变弹簧的压紧力，这样也就调整了溢流阀的阀前的油液压力 p_0 。

直动式溢流阀结构简单 灵敏度高 但在高压大流量工作时 阀的弹簧较硬较粗 阀前系统的压力随溢流量的变化较大，所以不适合在高压、大流量下工作。该溢流阀的最大整定压力一般不超过 2.5MPa。

直动型溢流阀除滑阀式结构（如图 5-26 所示）外，常用的还有锥阀型结构。锥阀型结构密封性好，但阀芯与阀座间的接触引力大，常作先导式溢流阀中调压阀、远程调压阀、高压阀使用（这些阀的流量都较小）。滑阀式阀芯用得较多，但其泄漏量较大。

(2) 先导式溢流阀

先导式溢流阀的结构和主要组成部件如图 5-27 所示。

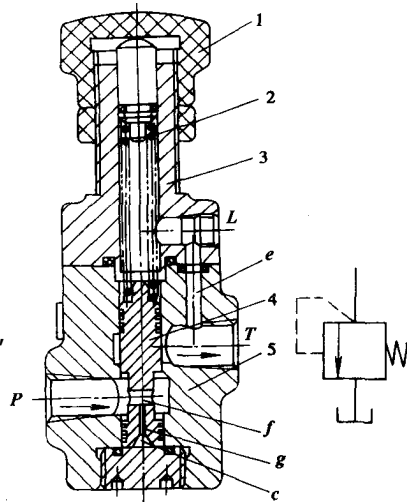


图 5-26 直动式溢流阀的结构原理图
1 调节螺母；2 弹簧；3 端盖；4 阀芯；5 阀体

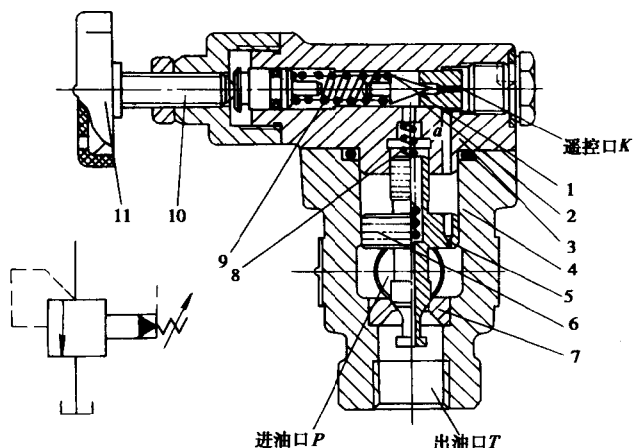


图 5-27 先导式溢流阀与职能符号

1-导阀芯;2-导阀座;3-导阀体(主阀盖);4-主阀体;5-阻尼孔;6-主阀芯;7-主阀座;8-主阀弹簧;9-调压弹簧;10-调压螺钉;11-调压手轮

进入上腔室,再经通道 a 和缓冲小孔进入先导阀前腔。

当进油压力 p 低于导阀的开启压力 p_0 时,先导阀关闭,阀内无油流动。此时,主阀上下腔和先导阀前腔的压力均等于进油压力 p 。又由于主阀上、下腔的承压面积 A 大小相等,所以主阀芯在弹簧力的作用下压在阀座上,主阀也与导阀一样处于关闭状态。

当进油压力 p 超过导阀的开启压力 p_0 时,导阀即被顶开,使少量油液经导阀座 2 和主阀中心孔流到回油口 T 。由于阻尼孔 5 的孔径很小(一般为 $0.8 \sim 1.2\text{mm}$) 有节流作用,使主阀上腔压力 p_1 小于下腔压力(即进油压力) p 。主阀在这个压力差 $p - p_1$ 的作用下便产生一个向上的启阀作用力 $F_0 = (p - p_1)A$ 。随着阀前油压力的继续升高,导阀开度增加,主阀上下腔的压力差 $p - p_1$ 也增加,主阀启阀作用力 F_0 也增加。当启阀作用力大到足以克服主阀重力、摩擦力和主弹簧张力 F_s 时,主阀口就开启溢流。此后,只要主阀进口压力稍有增加,导阀的开度和流量就增加,主阀上下腔的压力差就增加,主阀溢流口的开度就增加,主阀溢流量增加。同理,当主阀进口压力稍有减小,导阀开度就减小,主阀开度也随之减小,主阀溢流量减小,从而保持主阀进口的系统油压基本稳定。

由于主阀的开度是有限的,当主阀已经达到最大开度(即最大溢流量)时,若主阀进口的系统油压力再升高,就超出了主阀的调节范围,因此必须为液压系统配置额定溢流量足够的溢流阀。转动调压手轮 11,改变导阀弹簧的初张力,可在规定范围内改变溢流阀的整定压力。

当溢流阀处于稳定的开启状态时,作用在主阀上的启阀作用力和关阀作用力(忽略重力和摩擦力不计)是平衡的,即 $(p - p_1)A = F_s$ 。

由于与主阀弹簧的张力 F_s 相平衡的是油压差 $(p - p_1)$ 而非主阀进口系统压力 p ,所以即使系统压力较高,主阀弹簧也可选得较软。由于阻尼小孔很小,仅 1mm 左右,通过导阀的流量也很小,一般为溢流阀额定溢流量的 $0.5\% \sim 1\%$,故导阀的承压面积很小,导阀的弹簧也比较软,所以先导型溢流阀所控制的阀前系统压力也就变化不大。适用于高压大流量系统。

在先导式溢流阀中,主阀与导阀所起的作用是不同的,导阀的作用是根据油压来控制主阀的动作,相当于阀中的指挥机构;主阀的作用是根据导阀的控制信号开大或关小主溢流口,相当于阀中的执行机构。主弹簧主要起复位作用,导阀弹簧主要起调压作用。所以调压性能主

该阀由先导阀和主阀两部分组成。先导阀实际上是一个小流量直动式溢流阀,其锥形阀芯 1 在调压弹簧 9 的作用下压在阀座 2 上,拧动螺钉 10 可以调节系统的工作压力。

主阀芯 6 的下部锥形阀面与主阀座 7 相配合,中部圆柱面(又称平衡活塞)与主阀体 4 相配合,上部圆柱面与导阀体(又称主阀盖 3)相配合,此三处均起密封作用。主弹簧 8 作用在主阀芯的上方,将主阀芯往下压,形成关阀作用力 F_s (即弹簧张力)。

工作时压力油从进油口 P 进入主阀下腔室,并经主阀芯上的阻尼孔 5 进

要取决于导阀的性能。

由上可知，先导式溢流阀的优点是调压精度高，压力变化量小，适用于高压大流量系统。缺点是溢流动作滞后于压力变化的时间不如直动式的快，瞬时压力超过调定压力的值会较大；另外结构比较复杂，主阀芯三个密封面要求同心（简称三级同心）加工和装配要求均较高。二级同心的溢流阀如图 5-28 所示，可以克服三级同心的缺点。其作用原理与前述完全相同，其特点是主阀芯只有两个密封面，阀座与导向部分做成一体，加工比较方便。

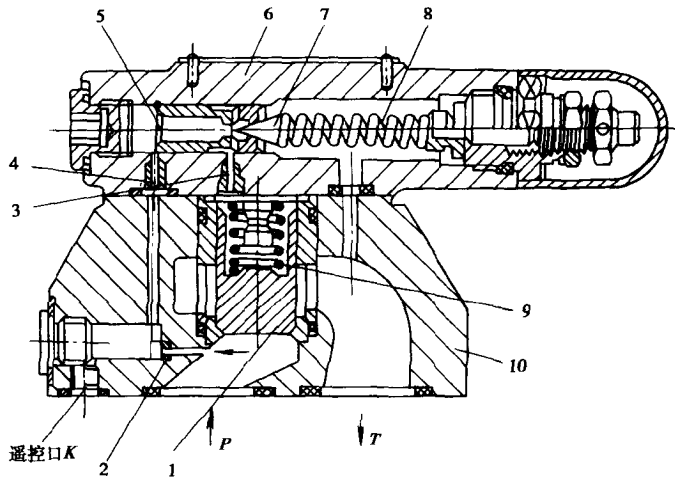


图 5-28 二级同心的溢流阀

1-主阀芯；2、3、4-阻尼孔；5-锥阀座；6-导阀体；7-导阀芯；8-调压弹簧；9-主阀弹簧；10-主阀体

(3) 溢流阀的性能

溢流阀稳态特性

溢流阀的稳态特性是指溢流阀在稳定溢流的状态下，阀前系统压力随溢流量变化而变化的规律，常用如图 5-29 所示的特性曲线表示。

图中：

p_0 ——称为开启压力，它是溢流阀的溢流量达到额定流量 Q_H 的 1% 时的压力（下标 1、2 分别表示直动式和先导式溢流阀。下同）；

p_T ——称为整定压力，它是溢流量达到额定流量时的压力，故又称为全流压力。

Δp_T ——称为稳态压力变化量或静态压力超调量，它反映了溢流阀稳定工作时可能出现的压力变动范围，是衡量溢流阀稳态性能的重要指标。稳态压力变化量越小越好。

稳态压力变化量的大小主要与溢流阀弹簧的刚度和摩擦力大小有关，刚度和摩擦力越大，压力变化量越大。直动式溢流阀的弹簧较硬，且工作压力越高，需要的弹簧越硬，因此稳态压力变化量较大，约为 20%。先导式溢流阀的弹簧较软，因此稳态压力变化量较小，约为 5~10%。

溢流阀的动态压力超调量

溢流阀动态压力超调量是指系统中瞬时最大压力超过阀的整定压力的数值，如图 5-30 所示。

导致系统瞬时压力超过整定值的原因是溢流阀阀芯的动作滞后于系统的压力变化。动作滞后时间越长，动态压力超调量越大。从压力波动到稳定所需的时间（称过渡过程时间）也越长。先导式溢流阀主阀芯的动作滞后于压力变化的时间相对较长，故先导式溢流阀的动态性能不如直动式的好。先导式溢流阀的动态超调量最高可达 10%~15%，过渡过程时间在 0.1~0.3 之间。

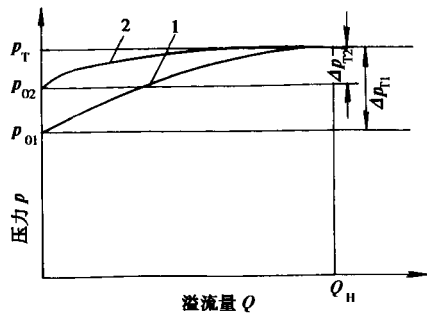


图 5-29 溢流阀的稳态特性曲线
1-直动型溢流阀；2-先导型溢流阀

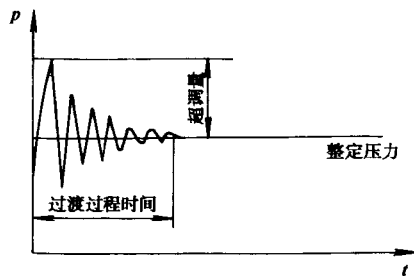


图 5-30 溢流阀的过渡过程

卸荷压力

如果将先导式溢流阀的遥控口 K 见图 5-27 通油箱(称为泄压卸荷)则主阀芯因上腔泄压而全开,系统中的额定流量的油液经阀卸荷回油箱,此时阀的进回油压力差即为卸荷压力。若将回油压力近似当作大气压力,则卸荷压力可看作为卸荷时的阀前系统压力。卸荷压力希望愈小愈好,可减少液压能损失,减少系统发热,一般卸荷压力在 $0.15 \sim 0.35\text{MPa}$,其大小与阀的结构尺寸有关。

(4)溢流阀的应用

溢流阀作安全阀使用,其工作特点是,平时常闭,当系统压力大于设定值时阀开启,限制阀前的最大工作压力。

溢流阀作定压阀使用,其工作特点是,工作时常开,溢出系统中多余的油液,维持阀前系统压力基本恒定。

溢流阀作远控卸荷阀使用,其工作特点是,远控油路泄压使阀全开,将阀前系统油液泄放回油箱。控制特点是泄压卸载。如图 5-31 所示。

溢流阀作远控调压阀使用,其工作特点是,调紧先导阀弹簧,在远控口处接一只小流量的直动式溢流阀,以小流量直动式溢流阀代替先导阀的作用,可进行远控调压,如图 5-32 所示。

学习指导

溢流阀符号的识记要领:

- 1.主体为方框;
- 2.实线为进出口;
- 3.采用进口压力为控制信号,用虚线表示;
- 4.箭头表示阀芯与流动方向,阀为常闭型

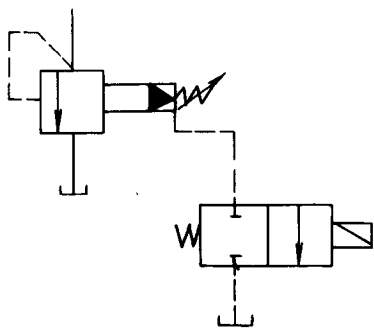


图 5-31 远控卸荷

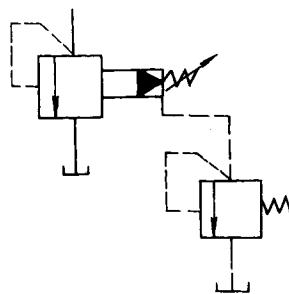


图 5-32 远控调压

(5)先导式溢流阀的常见故障分析(见表 5-4)

先导式溢流阀的常见故障分析

表 5-4

故障现象	分析思路		故障原因
1. 阀全开, 系统不能建立压力	依次从液压力(主阀台肩上腔泄压或无压)、弹簧力和阻力异常以及误安装等四个方面造成阀不能关闭进行分析	主阀台肩上腔无压或泄压, 使关阀液压力异常	1. 阻尼孔堵塞, 使主阀台肩上腔无油压 2. 主阀盖处严重漏泄, 使主阀台肩上腔泄压 3. 外控口漏泄严重, 外控管破裂, 使主阀台肩上腔泄压 4. 导阀阀口冲蚀, 泄漏严重等, 使主阀台肩上腔泄压 5. 调压弹簧漏装, 断裂, 使主阀台肩上腔泄压
		弹簧断	6. 主弹簧折断, 失效, 使主阀芯不能复位
		阻力大	7. 主阀芯处有污物, 限制了主阀芯移离全开位
		误安装	8. 安装操作不当, 溢流阀装反, 系统油压直接顶开主阀
2. 系统压力调不高	因为不能建压是系统压力调不高的特例(极限情况), 所以可在分析故障 1 的基础上去掉极限情况即可。	主阀台肩上腔油压降低	1. 主阀盖处漏泄 2. 外控口漏泄, 外控管漏泄, 外控阀漏泄 3. 导阀阀口冲蚀, 存在泄漏等 4. 调压弹簧调不紧
		阻力大	5. 主阀芯处有污物, 限制了主阀芯开度关小
3. 系统压力过高而调不低	从主阀卡住和主阀台肩上腔油压不能调低两方面分析	主阀台肩上腔油压不能调低	1. 导阀与阀座粘住 2. 调压弹簧弯曲而卡住, 使导阀不能开启
		阻力大	3. 主阀卡死在半闭位
4. 压力波动, 不稳定	从导致主阀台肩上腔液压力不稳定和主阀芯接触阻力和间隙不稳定进行分析	主阀台肩上腔液压力不稳定	1. 主阀芯阻尼孔时堵时通 2. 主阀阻尼孔孔径太大, 压力波动快 3. 主阀台肩与阀体间隙太大, 压力波动快 4. 导阀调压螺钉锁紧松动或弹簧弯曲, 导致开启压力不稳定
		间隙不均匀	5. 主阀与阀座磨损不均匀, 接触情况不稳定 6. 导阀与阀座磨损不均匀, 接触情况不稳定
		阻力不稳定	7. 主阀芯动作不灵活 8. 导阀芯动作不灵活
5. 振动与噪声	从液流超速和压力波动两方面进行分析	液流超速	1. 主阀偏斜, 偏磨, 产生局部液流超速
			2. 导阀偏斜, 偏磨, 产生局部液流超速
			3. 阀通过的流量过大, 液流超速
		压力波动	4. 回油管不畅, 压力波动
			5. 外控油管通径过大(一般取 6mm), 流速突变, 压力波动
			6. 供油压力波动与阀芯弹簧发生共振
			7. 系统中有空气, 产生汽穴现象

2. 减压阀

减压阀的功用是使流经阀的油液节流降压，并保持阀后压力或压差基本恒定，以便从系统中分出油压较低的支路。

减压阀主要有定值输出和定差输出两种。定值减压阀能根据阀出口压力的变化改变阀的开度，以使阀后油流减压并保持压力稳定。定差减压阀能根据阀的进、出口压力差的变化改变阀的开度，以使阀后油流减压并保持压差稳定。定值减压阀最为常用，故通常就将其简称为减压阀。下面将介绍性能好应用广的先导式减压阀。

(1) 先导式减压阀的工作原理

先导式减压阀的结构、组成部件和职能符号见图 5-33。

先导式减压阀也由主阀和导阀两部分组成。先导阀起设定压力的作用，主阀起减压作用。

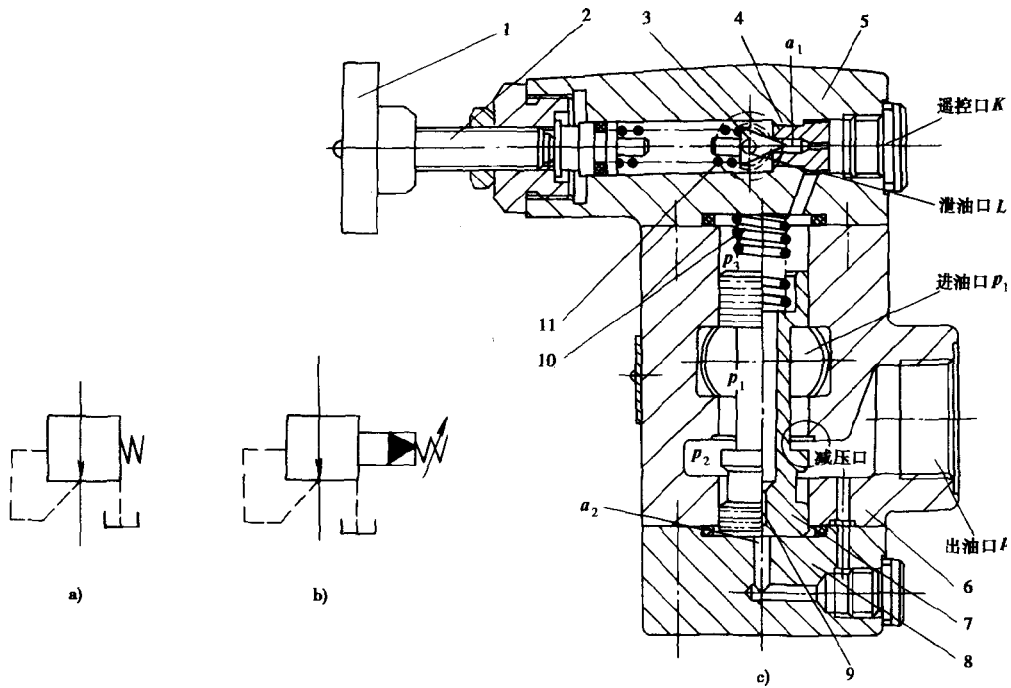


图 5-33 先导式减压阀与职能符号

1-调节手轮 ;2-调节螺钉 ;3-锥阀 ;4-锥阀座 ;5-阀盖 ;6-阀体 ;7-主阀芯 ;8-端盖 ;9-阻尼孔 ;10-主阀弹簧 ;11-调压弹簧

工作时 从进口来的压力为 p_1 (一次压力) 的高压油流经主阀 7 的减压口节流后，压力降为 p_2 (二次压力) 由出口流出。

为感受出口油压和控制主阀芯的动作，出口油液的一部分经阀内通道被引到主阀下方的油腔，再经主阀中心的阻尼孔 9，到达主阀上方的油腔和锥阀 3 的右腔，这两个油腔的油压都为 p_3 。

正常工作时 压力 p_3 大于导阀开启压力 导阀被顶开 少量油液经阻尼孔 9 和导阀 3 向泄油口 L 泄油。由于阻尼孔的节流作用，主阀下腔的油压 p_2 高于上腔油压 p_3 。由于导阀较小，其弹簧 11 较弱 故 p_3 的压力变化量很小。如果 p_2 升高，主阀上下的油压差 $p_2 - p_3$ 随之增大 主阀就会克服弹簧 10 的张力而关小，以阻止 p_2 增加 反之 如果 p_2 降低 则主阀就会开大 以阻止 p_2 的降低。主阀弹簧 10 仅需帮助主阀克服移动阻力，而无需与液压力平衡，故刚度也不大。这样，依靠主阀自动调整节流口的开度，即可使出口压力基本稳定在调定压力附近。

转动手轮，改变导阀弹簧的张力，即可改变减压阀的整定压力。当然，如果阀后的压力 p_2 过低 致使导阀关闭 则主阀上下腔油压相等，主阀也就会在本身弹簧的作用下处于最下端，使减压口全开，这时也就超出了阀的调节范围，因而也就无法维持阀出口压力的稳定。

减压阀的泄油口须直通油箱（外泄）这与溢流阀（内泄）不同，减压阀工作时导阀的外泄流量一般小于 $1.5 \sim 2L/min$ 。先导式减压阀也有外控口 K 可实现远程控制。

(2)减压阀的应用

减压阀主要用于需一泵提供多种压力的油路中，例如在泵控型液压舵机中，泵的控制油路需较高压力，而补油油路则需要较低的压力，这就需要在油路中安装减压阀来获得所需的补油压力。

(3)先导式减压阀常见故障分析（见表 5-5）

先导式减压阀常见故障分析

表 5-5

故障现象	分析思路	故障原因	
1. 无出口压力（有进口压力）	阀本身是常开型的，但因液压力、弹簧力或阻力异常而被始终顶在或卡在了减压口全关位置	主阀上腔无油压或过低	1. 阻尼孔堵塞，使主阀上腔无油压 2. 导阀弹簧断裂或松脱，使主阀上腔油压过低 3. 导阀卡在全开位置，使主阀上腔油压过低
		无弹簧力	4. 主弹簧断裂，使主阀处在全关位置而不能复位
		阻力过大	5. 主阀卡在全关位置
2. 出口压力调不高	本故障是故障 1 的一般情况，所以可按同样思路分析，仅程度不同而已	主阀上腔油压较低	1. 导阀弹簧过弱，使主阀上腔油压较低 2. 导阀卡在不能关小位置，使主阀上腔油压过低
		弹簧力过弱	3. 主弹簧过弱失效，不能克服阻力将减压口开大
		阻力过大	4. 主阀卡在减压口关小位置
3. 不起减压作用	故障 1 相反	主阀上腔油压过高，等于下腔压力	1. 导阀打不开 2. 泄油阻力过大或不通 3. 泄油管接错，直接回油箱
		弹簧力过大	4. 主弹簧弯曲、卡住，将主阀顶在了全开位
		阻力过大	5. 主阀卡在全开位
4. 出口压力不稳定	从主阀和导阀动作不灵敏以及进口油液方面进行分析	主阀移动不灵敏	1. 阀芯或阀体几何精度差 2. 主阀弹簧太弱或弯曲受卡，受不均匀阻力影响大
		导阀移动不灵敏	3. 导阀与阀座接触不良 4. 导阀弹簧太弱或弯曲变形，受不均匀阻力影响大
		进口油液有问题	5. 油中含汽太多，有汽穴现象 6. 进口油压波动太快

3. 顺序阀

顺序阀是一种用油压信号控制油路接通或隔断的阀，故也可将其看成是一种液动的二位二通阀。这种阀常用来以油压信号自动控制液压缸或液压马达的动作顺序，故称为顺序阀。

想一想

为什么减压阀须采用外泄方式泄油而溢流阀却采用内泄方式？

学习指导

减压阀符号与溢流阀符号的不同点：

1. 采用阀后压力控制；
2. 阀为常开型；
3. 泄油单独回油箱（外泄）。

顺序阀也有直动式和先导式之分。

(1)顺序阀的工作原理

直动式和先导式顺序阀的典型结构和符号见图 5-34。

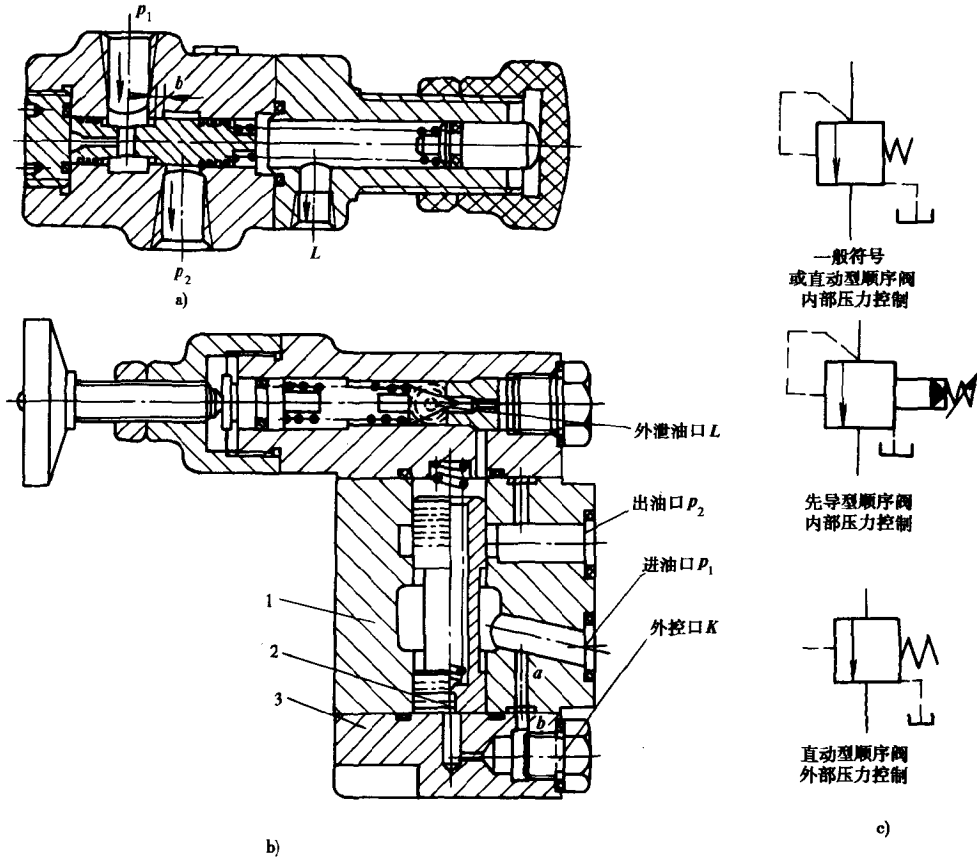


图 5-34 顺序阀

a)直动型;b)先导型;c)图形符号

1.阀体 2.阻尼孔;3.阀盖

以先导式顺序阀为例说明其工作原理。工作时，进口油压经控制油路 a 、阻尼孔 2 引至主阀上方，再经上盖的通孔作用于先导阀。

当进油压力低于导阀的开启压力时 导阀关闭 主阀上下油压相等 在弹簧力作用下关闭，进出油路即被隔断。

当进油压力超过导阀的开启压力时 先导阀即被顶开 主阀芯上腔泄压 主阀芯在上下油压差的作用下被顶到全开位置 进出口油路即被接通 相应的执行机构便获得压力油而开始动作 从而实现油路系统的自动控制。

顺序阀根据控制信号来自阀的内部还是外部可有内部控制(直控)和外部控制(远控)两种控制方式。上述例子就是内控方式(也称直控方式)如果该阀要采用外部控制方式 只需将该阀的下盖转 90° 安装 以便把 a 油路堵住 同时卸除控制油口 k 的螺塞 并从该处接其他油压信号来控制阀的启闭即可。

顺序阀的结构与溢流阀基本上相似，它们的区别是：

顺序阀进、出油口间的油压基本相同 而溢流阀出口通常是直通油箱或与低压管相通回油。

顺序阀一旦启开即全开，一旦关闭即全关，主阀芯不会停在全开与全闭之间的位置，故开启时液流的阻力损失很小；而溢流阀工作时，阀芯会根据控制压力大小停在全开、全关及相应的中间位置，故处于溢流状态时液流的压力损失一般是较大的。

顺序阀外控时，只有当外控油路中的油压达到调定压力，顺序阀才会全开，而溢流阀外控时，只有当外控油路泄压，溢流阀才会全开。

顺序阀只有作为平衡阀或卸荷阀使用时，才可将泄油经内部通道引至阀的出口(内泄式)因为作平衡阀或卸荷阀使用时其出口是通油箱的。作顺序控制时，其出口是通执行机构的。而溢流阀通常是内泄式的。作卸荷阀使用时的符号如图 5-35 所示。

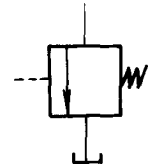


图 5-35 外控内泄式顺序阀作为卸荷阀时的符号

(2)顺序阀的应用

顺序阀用于控制多个执行机构的动作顺序。

顺序阀与单向阀的组合称为平衡阀或单向顺序阀，其结构与职能符号见图 5-36。

平衡阀装于单向负载（如起升、变幅机构）液压系统中的下降工况时的回油管路上如图 5-37 所示，用于控制重物下降时的回油速度，起平衡重物和节流限速作用。其工作原理如下：

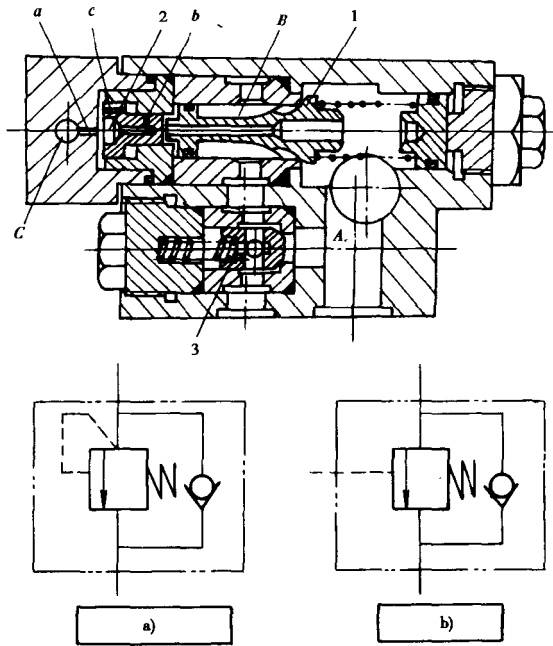


图 5-36 组合式平衡阀

a)自控式平衡阀；b)遥控式平衡阀

1.主滑阀；2.导控活塞片；3.单向阀

停止工况时 通往平衡阀 C 腔的控制油压力很低，内部顺序阀关闭，单向阀也关闭，故平衡阀闭锁，液压缸不能回油，重物被支持住。

下降工况时，泵供油进入液压缸上腔和平衡阀 C 腔，当压力升高到调定值时，C 腔的控制

压力使主阀打开 使下腔得以回油 重物下降。若重物下降速度过快以至泵供油跟不上时, C 腔压力下降, 主阀芯趋于关闭方向移动, 增大回油节流效果 减慢重物下降速度 以防止物重超速下降。

上升工况, 泵供油正向通过平衡阀中的单向阀, 进入液压缸下腔 推动重物上升 液压缸上腔的油经换向阀回油箱。

普通顺序阀与单向阀组合后从工作原理上说可以作平衡阀使用 但其有两个缺点: 一是采用圆柱面间隙密封 因有泄漏不能保证重物长时间停留在某一位置上; 二是阻尼口和节流口流量特性比较差 会造成系统冲击。因而 实际上船舶机械上并不把一般顺序阀与单向阀组合作平衡阀使用 而设计有专门的平衡阀 要求本身密封可靠 工作平稳无振动。目前船舶机械使用的平衡阀 从结构上分有锥阀式、滑阀式和组合式三种。

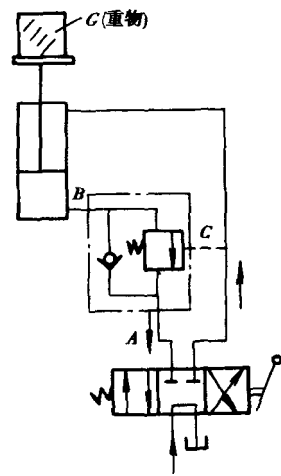


图 5-37 顺序阀的应用

四、流量控制阀

1. 节流阀

(1) 节流阀的结构与工作原理

节流阀的功用是利用移动或转动阀芯的方法直接改变阀口的通流面积与阻力, 以便控制流经阀口的液体流量。

节流阀的结构与职能符号以及与定量液压源配合使用的情况见图 5-38。该阀节流口的形式采用的是轴向三角沟式。油从进油口流入, 经阀芯左端的节流沟槽从出油口流出。调节阀芯的轴向位置可以调节节流量度。

节流阀只有装在定压液压源后面的油路中或定量液压源的分支油路上才能起流量调节作用。禁止将节流阀装在定量液压源的总管上, 因为那样不仅不能调节流量, 而且导致阀前油压超高而损坏设备和管路。

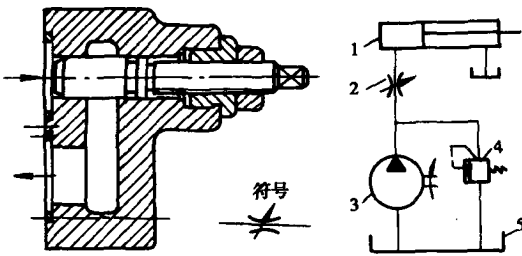


图 5-38 节流阀的结构与职能符号

1-液缸; 2-节流阀; 3-液压泵 4-溢流阀 5-油

节流阀的流量特性可用以下特性方程式表示:

$$Q = \mu A \Delta P^m \quad (5-12)$$

式中: Q ——通过节流口的容积流量;

μ ——随节流口形状和油液粘度而变的流量系数;

A ——节流口前后的压差;

m ——由节流口形状决定的指数, 薄壁小孔(孔长小于孔径的一半) $m = 0.5$ 细长孔(孔长远大于孔径) $m = 1$; 一般节流口 m 介于二者之间。

学习指导

顺序阀的符号识记:

内控外泄式(作顺序控制用)

外控外泄式(作顺序控制用)

内控内泄式(作平衡阀时用)

外控内泄式(作平衡阀时用或卸荷阀时)

(2) 节流阀的流量特性

(3) 影响节流阀流量稳定的因素

在液压系统工作时，希望节流口大小调好后，流量 Q 稳定不变。但实际上流量会有变化，特别是流量变化较大。那么影响流量稳定的有那些因素呢？由流量特性方程式可知：

节流阀前后的压差 节流阀前后的压差对流量的影响最大。用普通节流阀来调节执行机构的运动速度时，节流阀前后的压差会因负载变化而变化，因此执行机构的速度也会相应改变。由式 (5-12) 可知， m 值越小， Q 受 Δp 影响越小，所以节流孔越接近薄壁孔越好。

油温 油温的变化将会引起油液粘度的变化。对细长孔来说，当粘度增加时流量就会减小；而对薄壁孔来说，流量一般与粘度无关。节流口通常接近薄壁孔，故除流量较小时外，油温对流量的影响不大。

油液的状况 当油液受压、受热或老化时易产生带极性的极化分子，会在阀口产生易堵塞的吸附层，并因吸附层的不稳定而造成流量不稳定。此外，油中的固体杂质也极易堵塞节流口。为防止阀口堵塞，就应使用不易极化的油液；注意防止油温过高；对油进行精滤，定期换用新油；减少每级节流口的压降；选用合适的阀和阀口材料（即采用电位差小的金属，例如钢对钢就比钢对铜好）。此外，应尽可能选用薄壁型节流口，以提高抗堵塞性能。

有时为能单方向调节流量，可将节流阀与单向阀并联，组成单向节流阀。

用节流阀调节流量简单方便，但流量易受节流阀前后压差影响，因此人们发明了受压差影响较小的串联式和并联式调速阀。

2. 串联式调速阀（普通调速阀）

串联式调速阀是由定差减压阀和节流阀串联而成的。串联式调速阀必须与定压液压源配合使用。其原理图和职能符号见图 5-39。

串联式调速阀的基本工作原理是，来自定压液压源，压力恒为 p_1 的油液，先经减压阀节流降压至 p_2 ，然后再经节流阀降压至 p_3 。在此过程中，利用定差减压阀阀芯的自动调节，使节流阀前后的压差 ($p_2 - p_3$) 基本保持恒定，从而使节流阀的流量也大体保持稳定。

定差减压阀的工作原理是，减压阀阀心 1 上端的油腔 b 经通道 a 与节流阀 2 后的油液相通，压力为 p_3 ；减压阀阀心 1 一端油腔 c 和油腔 d 经通道 f 和 e 与节流阀 2 前的油液相通，压力为 p_2 。当载荷增大时，压力 p_3 也增大，这时 p_3 通过通道 a 作用在减压阀阀心 1 上端的作用力增大，使阀心 1 下移，减压阀的开口 x 加大，压力降减小，因此 p_2 也增大，结果保持节流阀前后的压力差 $p_2 - p_3$ 基本不变。相反地，如果载荷减小，则 p_3 减小，阀心 1 上部的油压减小，于是阀心 1 在油腔 c 和 d 中的压力油（压力为 p_2 ）的作用下上移，使减压阀的开口 x 减小，压力降增大， p_2 减小，所以仍能保持 $p_2 - p_3$ 基本不变。因为阀心 1 下腔 c 和 d 的面积总和与上腔 b 的面积 A 是相等的，所以当稳定工作时，减压阀阀心上力的平衡方程式为：

$$p_2 A = p_3 A + F \quad (5-13)$$

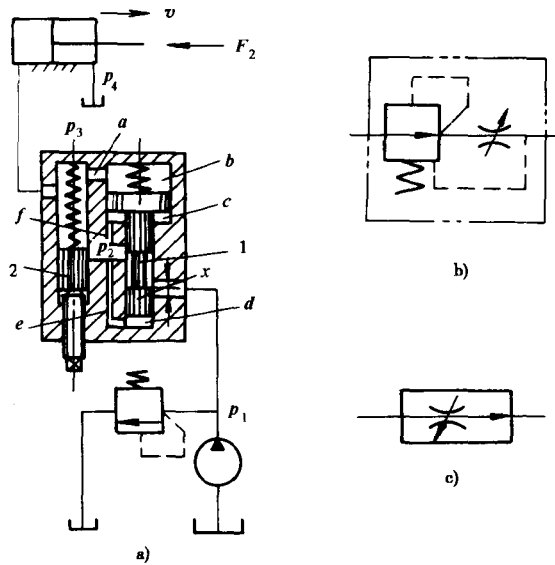


图 5-39 串联式调速阀与职能符号

1-减压阀阀心；2-节流阀

即：

$$p_2 - p_3 = F/A$$

式中： F ——减压阀弹簧的作用力。

因为弹簧很软，当减压阀阀心上下移动时 F 的数值变化不大，所以节流阀前后的压力差时 $\Delta p = p_2 - p_3$ 基本上为一常量，也就是通过调速阀的流量可以基本不变，因而使执行机构的运动速度可以保持稳定。

图 5-40 表示采用普通节流阀和调速阀时的特性比较，通过阀的流量 Q 随阀的进出口两端压力差的变化关系。从图中可以看出，节流阀的流量随压力差的变化较大，而调速阀在压力差大于一定数值后，流量基本上是稳定的，调速阀当压力差很小时，减压阀阀心被弹簧压在最下端，减压阀的节流口全部打开，这时的性能就和节流阀相同。所以调速阀正常工作时，一般最小应保证有 $0.4 \sim 0.5\text{MPa}$ 的压力差。

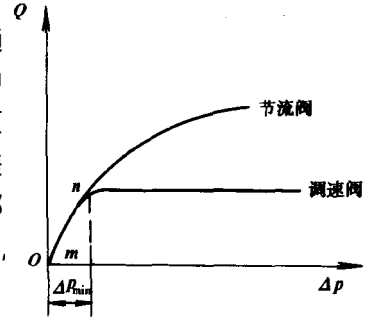


图 5-40 节流阀和调速阀特性比较

3. 并联式调速阀 (溢流节流阀)

并联式调速阀由定差溢流阀与节流阀并联组成。并联式调速阀必须与定量液压源配合使用。图 5-41 是溢流节流阀的工作原理图与职能符号。

并联式调速阀的工作原理是 来自定量液压源 压力为 p_1 的油液 进阀后分成二路。一路经节流阀降压至 p_2 后进入执行机构；另一路经溢流阀的溢流口泄回油箱。在此过程中，定差溢流阀根据节流阀前后的压力差 ($p_1 - p_2$) 来控制溢流阀阀芯的动作 自动调节溢流量 以保持节流阀前后的压差基本恒定，从而保持节流阀的流量基本恒定。

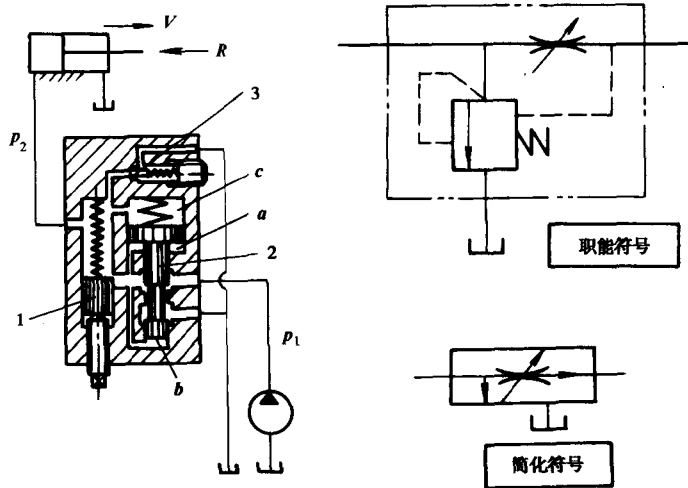


图 5-41 并联式节流阀与职能符号

1-节流阀 2-定差溢流阀；3-安全阀

定差溢流阀的工作原理是，溢流阀阀芯上腔 c 与节流阀的出口相通 油压为 p_2 ；下腔 a 和 b 与节流阀的进口相通，油压为 p_1 。当 p_2 因负载增加而升高时 会将溢流阀阀芯往下压 使溢流口减小 从而使节流阀前压力 p_1 增加，从而使节流阀前后压差 $p_2 - p_1$ 保持基本恒定。反之 当 p_2 减小时，溢流口增大 p_1 也减小， $(p_2 - p_1)$ 仍保持基本恒定。

由上可知，与溢流阀弹簧力相平衡的是油压差，故即使工作压力较高，溢流阀弹簧力也不太高，所以溢流阀阀芯在不同开度时的油压差 ($p_2 - p_1$) 变化不大。

由于并联式调速阀必须与定量源配合工作，故当负载过大时或排出管堵塞时， p_1 和 p_2 可能会升得很高而危及设备安全，为此在阀内装有安全阀 3。

并联式调速阀与串联式调速阀相比 缺点是 溢流阀阀芯的移动阻力较大 弹簧做得相对较硬 压差变化量相对较大 所以流量稳定性不如串联式的好。优点是 泵油排压随负载变化，且比节流阀出口压力高出不多（约 0.3~0.5MPa）故功率损耗较少 油液的发热程度较轻。该阀更适用于对流量稳定性要求并不很高场合。

4.对流量控制阀的要求

- (1)流量调节范围宽（最大流量与最小稳定流量之比大于 50）。
- (2)流量随负载变化小。
- (3)流量随粘度变化小。
- (4)节流口接近薄壁孔。
- (5)节流口不易堵塞。
- (6)便于调节功耗小。

第五节 液压辅助元件

HYDRAULIC AUXILIARY COMPONENTS

油箱、油管及管接头、蓄能器、滤油器、密封件等属于液压系统的辅助元件 就其在液压系统中所起的作用而言，它们只起辅助作用，但又是组成液压系统与确保系统工作可靠性所不可缺少的元件。因此 掌握好、管理好和使用好这些辅助元件十分重要。

一、蓄 能 器

1.功用

蓄能器的功用 {
系统保压 { 停电时短时保压，防止事故
 { 停泵时，补偿漏油并保持回路压力，减少功耗和发热
 { (如恒张力绞缆机)
吸收液压冲击和脉动 { 防止换向时冲击
 { 防护元件、仪表和管路
短时间需要大量供油的场合作动力供给源（可配小流量泵）

2.类型

蓄能器的类型有重锤式、弹簧式和充气式等多种。目前充气式蓄能器应用最广泛。按其结构特点 又有油气直接接触式、隔膜式、气囊式和活塞式等几种 而其中后两种应用最广。

气囊式蓄能器及蓄能器的图形符号见图 5-42。

气囊式蓄能器内有一个耐油橡胶制成的气囊，内部常充以氮气。下部有一个弹簧控制的菌形阀。正常工作时，菌形阀常开，利用气囊的压缩与膨胀来存入或放出油液。当油液排空时则菌形阀关闭 防止气囊被挤出。

3.使用注意事项

(1)安装位置 总是与系统并联，其位置因功用不同而不同。用于吸收冲击时，尽量装在靠近液压冲击源 脉动源 旁 用于补油保压时 尽量靠近相应元件旁。蓄能器的安装姿态以油口向下垂直安装为宜；

(2) 防止振动 安装在管路中的蓄能器要用支架固定

(3) 防止油泵逆流 在蓄能器与泵之间要装单向阀, 以防泵停转时蓄能器内的压力油向泵倒灌。

(4) 便于隔离 蓄能器与管路之间应安装截止阀, 以便系统长期停用以及充气或检修时将其隔离。

(5) 注意适用压力与温度 许用压力与温度应符合说明书规定。(气囊式的许用压力为 3.5~32MPa 许用温度为 -20~70℃。)

二、滤油器

1. 功用

滤油器的功用是在工作中不断滤除流经的液压油中的固体杂质, 降低油液污染度, 提高液压装置工作的可靠性和耐用性。图 5-43 所示为一种滤油器的结构和职能符号。

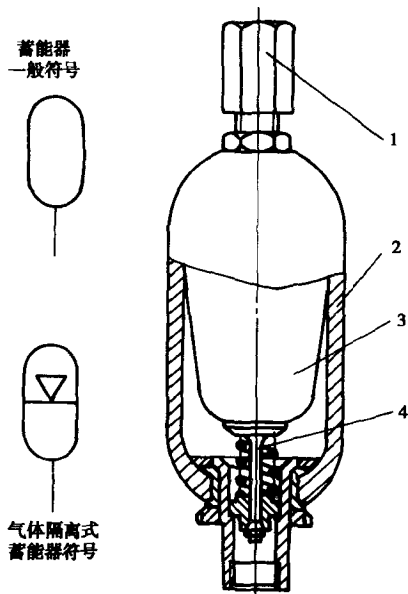


图 5-42 气囊式蓄能器

1-充气阀 2-壳体 3-气囊 4-圆形阀

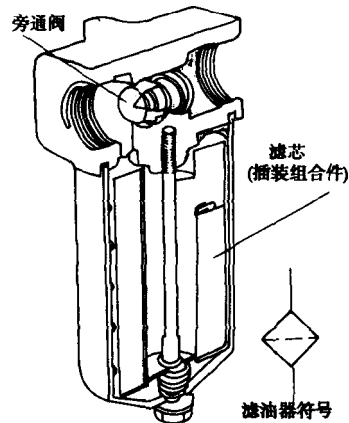


图 5-43 圆筒型滤油器结构和职能符号

2. 类型

滤油器按其滤芯材料的过滤机制来分有表面型滤油器、深度型滤油器和吸附型滤油器三种。

(1) 表面型滤油器 整个过滤作用是由一个几何面来实现的。滤下的污染杂质被截留在滤芯元件靠油液上游的一侧。在这里, 滤芯材料具有均匀的标定小孔, 可以滤除比小孔尺寸大的杂质。由于污染杂质积聚在滤芯表面上, 因此它很容易被阻塞住。编网式滤芯、线隙式(金属线绕在框架上)滤芯属于这种类型。

(2) 深度型滤油器 这种滤芯材料为多孔可透性材料, 内部具有曲折迂回的通道。大于表面孔径的杂质直接被截留在外表面, 较小的污染杂质进入滤材内部, 撞到通道壁上, 由于吸附作用而得到滤除。滤材内部曲折的通道也有利于污染杂质的沉积。纸质、毛毡、烧结金属、陶瓷和各种纤维制品滤芯等属于这种类型。

(3) 磁性滤油器 这种滤芯材料具有永磁性, 把油液中的铁磁性杂质吸附在其表面上。常

用的有磁性滤油器。主要滤油器的类型与特点见(表 5-5)

3. 滤油器的主要性能参数

(1) 过滤精度

它表示滤油器对各种不同尺寸的污染颗粒的滤除能力,用绝对过滤精度、过滤比和过滤效率等参数来表示。

绝对过滤精度是指通过滤芯的最大坚硬球状颗粒的尺寸(μm)它反映了过滤材料中最大的通孔尺寸 单位为 μm 。它可以用试验的方法进行测定。

过滤比(β_x 值)是指滤油器上游油液单位容积中大于某一给定尺寸 x 的颗粒数与下游油液单位容积中大于同一尺寸的颗粒数之比,即:

$$\beta_x = N_u / N_d \quad (5-14)$$

式中: N_u ——上游油液中大于某一尺寸 x 的颗粒浓度;

N_d ——下游油液中大于同一尺寸 x 的颗粒浓度。

从上式可看出, β_x 越大,过滤精度越高。当过滤比的数值达到 75 时, x 值即被认为是滤油器的绝对过滤精度(μm)。过滤比能确切地反映滤油器对不同尺寸颗粒污染物的过滤能力,它是国际标准化组织作为评定滤油过滤精度的性能指标。

过滤效率 E_c 。可以通过下式由过滤比值直接换算出来:

$$E_c = \frac{N_u - N_d}{N_u} = 1 - \frac{1}{\beta} \quad (5-15)$$

主要滤油器的类型与特点见表 5-6。

主要滤油器的类型与特点

表 5-6

类 型	过滤精度(μm)	压降(MPa)	纳垢量	清洗性	应用范围
表面型	网式 80(200目) 100(150目) 180(100目)	<0.025	小	易	吸油滤器
	线隙式	30~10	0.03~0.06	不易	低压滤器
深度型	纸质	5~30	0.07~0.2	一次性	精滤(应用广)
	烧结式	10~100	0.09~0.2	不易	精滤(强度高,耐高温)
	化学纤维	1~20	0.05~0.3	不易	精滤(适用大流量)
	不锈钢纤维	1~20	0.006~0.0055	大	易

(2) 额定流量和额定压力

额定流量是指滤油器在压降不超过额定值时所允许通过的最大流量。滤芯有效过滤面积越大 则额定流量越大。

额定压力是滤油器所允许的最大工作压力。它取决于滤油器外壳及其密封件的耐压能力。

(3) 压力降

滤油器通常标示以额定流量通过指定粘度、密度的油液时的初始压降。随着使用时间的增长和累积的污垢量增加,压降从初始压降逐渐增加,在达到饱和压降后,继续使用则压降将急剧增加。因此,达到饱和压降时应清洗或更换滤芯,有指示、发讯装置的此时装置的此时应发堵塞信号。滤油器带安全旁通阀时,其开启值比饱和压降约大 10%。一般来说过滤精度高

则压降大。

滤芯的强度应能承受饱和压降和可能的液压冲击，但只要不是完全堵塞，就无须承受系统流量大工作压力，故强度较低的如纸质滤芯也可用于高压系统。

(4)纳垢量

纳垢量是指滤油器达到饱和压降时所滤除和容纳的污垢量 (g) 显然 纳垢量越大 滤器的工作寿命越长或清洗周期越长。一般说来，滤芯过滤面积越大，纳垢容量也越大。

4. 滤油器在液压系统中的应用

(1)用作吸油滤器 图 5-44 中的滤油器 1)

吸油滤器安装在泵的吸入管路上，一般要求使用过滤精度较低的网式或线隙式滤油器，滤去较大的污染物，保护液压泵。为保证泵吸入充分，不致产生气穴现象，要求其压力降不超过 0.02MPa 流量应为泵流量的 2 倍以上。

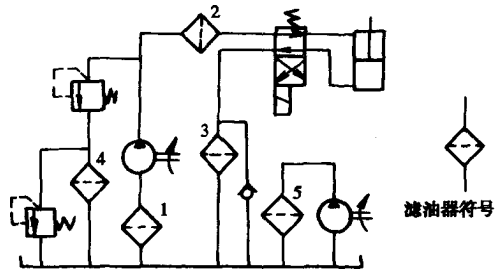


图 5-44 滤油器在液压系统中的位置

(2)用作排油滤器 图 5-44 中的滤油器 2)

排油滤器安装在泵的排出管路上，能够保护系统中除泵和溢流阀以外的元件。由于滤油器承受高压和冲击，要求有足够的强度。为了防止滤油器堵塞引起泵过载或滤芯破坏，在滤油器上一般设置堵塞指示器或并联一个单向阀。单向阀开启压力略大于滤油器的最大允许压差。

(3)用作回油滤器 图 5-44 中的滤油器 3)

回油滤器安装在执行机构的回油管路上，可以滤掉液压元件磨损后产生的金属屑和橡胶颗粒 保护液压系统 允许采用滤芯强度和刚度较低的滤油器 允许滤油器有较大的压降 与滤油器并联的单向阀起旁通作用，防止油液低温启动时，高粘度油通过滤芯或滤芯堵塞等引起的系统压力升高；滤油器必须能通过液压泵的全部流量。

(4)用作泄油滤器 图 5-44 中的滤油器 4)

泄油滤器安装在泵的旁路溢流阀的泄油管路上，只是让系统部分流量通过（故又称局部过滤）其容量可以减小 承受压力也不高。但溢流阀出口背压增加 会使其调压精度降低。

(5)用于单独过滤系统 图 5-44 中的滤油器 5)

在液压起货机系统或大型液压系统中，采用低压泵和滤油器组成过滤系统，可以不间断清除油中污染物。

(6)用于外过滤系统

在重要的液压系统中 经常配置一个独立的滤油装置（如滤油车）可以视情况对系统中油液进行外过滤 清除油液中的污染物 此种过滤方式效果明显 在船舶液压系统中使用较多。

液压系统中除了整个系统按需设置滤油器外，还常常在一些重要元件（如同服阀、比例阀等）的前面单独安装一个专用的精滤油器来确保它们的正常工作。

5. 使用注意事项

滤油器是保证液压油清洁度的基本保证，除在系统中设置必要的滤油器外，正常的维护工作不可缺少 在正常情况下每 500 工作小时应清洁或更换滤芯一次，清洁或更换滤芯时，应对滤壳内部进行仔细的清洁。当系统进行大修后，或液压油遭受污染后可视情况缩短滤芯的清洁或更新周期。在日常管理中要时常注意滤油器进出口压差，或滤油器上的压差指示器工作状态，检查压差指示器的工作状况一定要在系统正常运行时进行，原则上吸油滤器压力降不大

于 0.015MPa，压力油路上的滤油器的压力降不大于 0.03MPa。低温工况下运行时 应旁通滤油器以防阻力过大损坏滤芯和其它液压元件。

三、热交换器

液压系统液体的工作温度一般在 30~50 范围内比较合适 最高不超过 65℃。起货机在露天作业，环境温度较高，规定最高工作温度不超过 85℃。油液温度过低，液压泵启动时吸入困难；温度过高，油液容易变质，同时增加系统的内泄漏。为防止油温过高、过低，常在液压系统中设置热交换器。

油液的加热一般采用蒸汽或电加热(后者布置方便 不易污染油液 故使用较多)在低温工况下，启动液压机械前，应先加热油，加热时应保证油液处于流动状态。对不设加热器的系统可启动辅泵对油液进行循环预热。

油液的冷却通常采用设置冷却器来进行，船用液压油冷却器一般采用强制风冷式为主，冷却器结构为翅片式(与家用分体式空调的室外机的热交换器相类似)，当油温高于一定值时，温度控制器自行启动风机进行冷却。在日常使用中，要保持风机的完好和风门联锁机构正常，保持风道的畅通，定期清除冷却器内外部的污染物，提高换热效率。

四、油 箱

1. 油箱的功用

油箱的主要功用是贮油、散热、逸气、纳垢。因此 油箱应有足够的容量 较大的表面积 且液体在油箱内流动应平缓，以分离气泡和沉淀杂质。

2. 对油箱的要求

为保证液压系统的正常工作，油箱必须满足如下要求：

1)容量足够

油箱容积应根据泵的额定流量和工作压力来选取，额定流量和压力越高要求油箱容积越大。对低压系统可取泵额定流量(L/min)的 2~4 倍 中压系统取 5~7 倍 高压系统取 10~12 倍 当设备停止工作时 油箱中的油位高度不超过油箱高度的 80%。

2)便于吸入

泵吸入管口与箱底距离应大于管径 2 倍，与侧壁距离应大于管径的 3 倍。泵吸入管口装滤油网 通流能力大于泵流量的 2 倍以上。

3) 便于散热

系统回油管口与箱底距离应大于管径的 3 倍 端头切成 45°斜角 斜口面对箱壁 便于散热。

4)便于纳垢 便于逸气

油箱内部要用隔板将进、回油管隔开，其高度一般为油面高度的 2/3 以使油液能在油箱内平稳地流劫，从而有利于积纳污垢和分离气体。

5) 防止污染

油箱的通气孔应有空气滤网及孔罩，盖板与管接头要密封良好，加油口应有盖子和滤网，滤网精度与系统过滤精度相同，防止外部污物的侵入。

油箱内壁为防止锈蚀，必须涂有防锈保护层，采用的保护涂料与所用的液压油具有相容性。

6) 便于维护

油箱盖板或人孔导门应便于拆卸，以便于清洁；油箱底面应向系统排出口倾斜，并应设有放液塞或放液阀 以便于放出油液 油箱侧面应设置液位指示器 以指示液面位置 应设置有温度计或测温接口，以指示油箱温度。

3. 油箱的类型

按照油箱内压力状态的不同，油箱可以分为开式油箱和闭式油箱（又称加压油箱）两种。

开式油箱盖上安装空气滤清器，使液面既与大气相通又防止油液受灰尘等污染。

闭式油箱内部通入低压压缩空气（一般为0.05 MPa 左右），以提高液压泵的吸入口压力。

4. 使用注意事项

- (1) 注意透气孔处空气滤器的清洁；
- (2) 定期或在启动系统前打开油箱底部的放残阀放去残液；
- (3) 每年彻底清洗油箱一次。在有条件时 在清洗油箱的同时 应对箱内油液进行一次外过滤。

第六节 常见液压系统的类型

ORDINARY HYDRAULIC SYSTEMS

船舶上常见的液压系统的组成与功用差别较大，种类较多，但按额定工作压力、循环方式、负载特点、换向控制元件的不同可以分为下列几类：

一、低压、中低压、中高压和高压液压系统

1. 液压系统压力分级标准 表 5-7)

液压系统压力分级标准

表 5-7

压力范围	系统分类	压力范围	系统分类
< 6.3 MPa	低压液压系统	10 ~ < 20 MPa	中高压液压系统
6.3 ~ < 10 MPa	中低压液压系统	≥ 20 MPa	高压液压系统

2. 高压系统与低压系统的特点

高压液压系统的优点是：机器及管路的尺寸和重量较小，效率较高 但装置复杂 制造和管理的不要求高。低压系统与之相反。

二、开式与闭式液压系统

1. 开式液压系统

开式系统是指液压系统中的油液循环必须经过油箱的系统，如图 5-45 所示。

开式系统的优缺点如下：

- (1) 油泵类型 定向定量泵 结构简单 造价低。

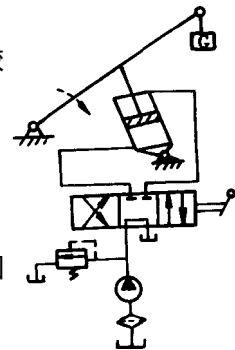


图 5-45 开式油系

- (2)调速与换向 采用节流调速,换向阀换向,油液发热大,能量损失大。
- (3)限速与制动 采用能耗限速与制动,消耗能量,经济性差。
- (4)冷却与散热 因为有油箱,散热条件好。
- (5)补油 无需专设补油机构 系统简单。
- (6)初置费用 较低。
- (7)技术要求 较低。
- (8)适用场合 功率较小的场合。

2. 闭式液压系统

闭式系统是指液压系统的油液循环不经过油箱的系统,如图 5-46 所示。

闭式系统的优缺点如下:

- (1)油泵类型采用变向变量泵,结构复杂,造价高。
- (2)调速与换向采用容积调速,油液发热轻,能量损失小。
- (3)限速与制动再生限速与制动,经济性好。例如,在下降时货物能带动液压马达转动呈液压泵工况,液压泵呈液压马达工况,来驱动电动机回转从而使下降速度受到限制并得以回收再生能量。
- (4)冷却与散热,冷却散热条件差,需专门冷却机构。
- (5)补油与自吸需专设辅泵补油或重力油柜补油,主泵吸入条件较好,对主泵的自吸要求不高。系统复杂。

- (6)初置费用 较高。
- (7)技术要求 较高。
- (8)适用场合 功率较大的系统。

3. 半闭式系统

半闭式系统是指液压系统的油液循环不经过油箱,但为了便于冷却而让一部分油液得到油箱油液的连续替换和冷却的系统。半闭式油系是闭式油系的改进型,所以仍可将其归为闭式油系。如图 5-47 所示。

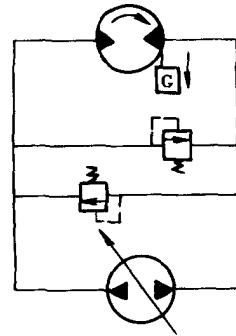


图 5-46 闭式油系

三、单向与双向负载液压系统

单向静负载液压系统是指承受高压的油路的受压状态不随换向而改变的液压系统(参见图 5-45)。例如起货机的起升液压系统,锚机液压系统等。

双向静负载液压系统是指承受高压的油路的受压状态随着换向而改变的液压系统。例如起货机的回转机构和行走机构液压系统。

四、泵控型和阀控型液压系统

泵控型液压系统是指换向是由主泵控制的液压系统。泵控系统必定采用闭式系统。

阀控型液压系统是指换向是由换向阀控制的液压系统。阀控系统可以采用开式系统,也可以采用闭式系统。

船用液压系统的组成方式及其主要特点见表 5-8。

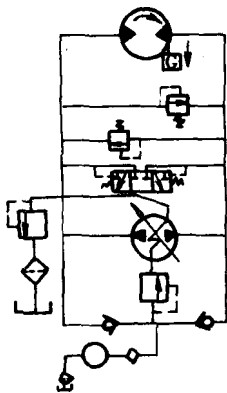


图 5-47 半闭式油系

船用液压系统的组成方式及其主要特点

表 5-8

类型	主油泵	执行机构	系统	换向	调速	限速	制动	补油
阀控型	定向定量泵	定量液压马 达(油缸)	开式	阀换向	节流调速	能耗限速	换向阀回中, 液压能耗制动	不补
		变量液压马 达	闭式		节流调速	再生限速		一般 用高位 油箱
泵控型	变向变量泵	定量液压马达 变量液压马达	闭式	泵换向	容积调速	再生限速	泵回中, 液压 再生制动	一般 用辅泵

第七节 液压装置的管理共性

GENERAL OPERATION MANAGEMENT FOR HYDAULIC INSTALLATION

一、液压装置操作管理通则

液压装置的操作管理也具有机械类操作管理的共性，所以与船用泵中学过的管理要诀在液压装置中仍适用。

1. 起动

(1) 油——应确认液压系统中，特别是油泵内部充满油液，否则应设法注油驱气。如有补油辅泵，应使之预先投入工作。检查油箱（含泵壳）中的油位是否在规定范围内；人工加油的部位应加适量的滑油或油脂。

(2) 水——冷却水系统准备好（如适用）。

(3) 汽——略。

(4) 气——使用前应确认液压管路中没有空气，否则应彻底驱气。液压系统中有空气会产生噪声、振动、动作迟滞和机损。风冷系统准备好（如适用）。

(5) 电——检查电气系统是否正常。

(6) 阀——检查并打开各有关阀门，检查泄压阀（卸载用的溢流阀）压力是否处在调低状态。在空载运行 10min 后再调至工作压力程度，确保油路畅通无阻，否则会造成安全阀起跳或严重机损事故。

(7) 机——外观检查机器是否处在适宜起动状态。消除一切可能妨碍机器运转的物件。

(8) 盘——久置未用或刚检修过的液压泵、液压马达，能盘车的，应盘车使曲轴转动 1~2 转，以检查运动部件有无卡阻和使油液分布于运动副工作面。

(9) 冲——冲车（即空载情况下瞬时接通电源点动）以进一步检查机械工作状态和使运动副得到均匀润滑。

(10) 启——空载和小排量情况下接通电源，起动主油泵，并在低油压下（2MPa 及以下）运转不少于 10min。

2. 运转

温故知新

船用机械管理

要诀为：

油水汽电；

阀机盘冲启；

压温荷转声；

听看模嗅化。

(1)压——检查液压系统的各工作压力(泵的吸入压力、排出压力、泄油压力、执行机构的进口压力、回油压力、泄油压力；阀件的工作压力等)是否正常。说明书上的有关压力值需熟记。

(2)温——检查液压油温度、粘度是否正常。检查电机、轴承等运动部位外壳有无过热。液压系统工作油温分区及使用建议见后面液压油管理部分表 5~11 有关数据需熟记。

(3)荷——检查电流、电压、功率表。结合油液压力、温度数值判断装置负荷是否正常。若系统的空载负荷超出正常值，说明机械装置的润滑和管理的阻力异常。

(4)转——检查转速和转向及运动机构的运动状态是否正常。

(5)声——仔细倾听各运动部件，特别是液压泵和液压马达内有无异常响声，对异常响声应及时处理；倾听有无泄漏声，密封面的湿润是必须的，正常的。

(6)运行管理中应加强巡查。通过“听、看、摸、嗅、比”掌握和积累液压系统的运行状况，提高管理水平与效率。

3. 停车

(1)置动作机构于停车位。置控制手柄于零位(停止位)泄压阀泄压。

(2)油冷器根据油液发热情况继续工作 5~15min。

(3)切断电源。

(4)据停车时间长短，酌情关闭有关阀门。

(5)做好防水、防潮、防尘、防锈、防冻工作。

二、液压油管理通则

液压油的管理也是液压系统管理中带普遍性的问题，它就共性而言主要涉及“油品、油质、油污、油温、油压”五个方面。

1. 油品

1) 液压油油品种类

(1)L-HH：基础液压油，无添加剂或加有少量抗氧化剂的精制矿物油，质量比一般机械油(L-AN)高，抗氧化和防锈性比汽轮机油差，适用于低压与简单液压系统；

(2)L-HL 长效液压油。加入抗氧、防锈、抗泡沫等添加剂的精制矿物油。寿命比机械油长一倍，主要用于低压齿轮泵系统，适用于环境温度为 0℃ 以上，最高使用温度 80℃；

(3)L-HM 为抗磨液压油。在 L-HL 的基础上增加了抗磨添加剂，有较高的抗磨性能，适用于各种液压泵的中、高压系统。适用环境温度为 -10~40℃；

(4)L-HV 为低温抗磨液压油。在 L-HM 的基础上改善了粘温性，适用于环境温度更差的中、高压液压系统。每种产品符号后的数字为粘度等级 40 时的名义粘度。例如 L-HV68。

2) 油品选用

液压系统应选用由说明书规定或推荐的液压油品种。若因故无法使用规定油品时，可参照规定油品的性能参数并根据液压泵种类、工作温度和工作压力来选用合适的液压油品种。在油品选用时，首先应该根据液压泵的类型来确定适用的粘度范围(参见表 5-9)然后选择合适的品种。

船用液压机械的液压油的选用。液压舵机采用舵机专用液压油(低凝型)。液压起货机系泊设备一般采用抗磨型液压油；防摇装置，可调螺旋桨液压系统一般采用高性能的航空液压油。

常用液压泵使用粘度范围

表 5-9

液压泵类型		工作压力	工作温度			
			5 ~ 40		40 ~ 80	
		MPa	37.8℃粘度	50℃粘度	37.8℃粘度	50℃粘度
mm ² /s						
齿轮泵		10 ~ 32	30 ~ 70	17 ~ 40	110 ~ 184	58 ~ 98
螺杆泵		2 ~ 10.5 以上		19 ~ 29		25 ~ 49
叶片泵		≤7	30 ~ 50	17 ~ 29	43 ~ 77	25 ~ 44
		>7	54 ~ 70	31 ~ 40	65 ~ 95	35 ~ 55
柱塞泵	径向	14 ~ 35	30 ~ 128	17 ~ 62	65 ~ 270	37 ~ 154
	轴向	14 ~ 35 以上	43 ~ 77	25 ~ 44	70 ~ 172	40 ~ 98

3 油品验收

- (1)核对油品的牌号、生产厂家、产地、供油数量 并将上述数据记录在轮机日志中。
- (2)保管好新油的合格证或检验报告、油样及备用油样瓶 以便日后使用。
- (3) 散装油注入容器之前，先确认储油容器是洁净的，然后经滤油器将油注入。
- (4)在储油容器（油桶、油柜）上及时标明油品牌号、供油日期、适用机械。

4 油品贮存

(1)场所适宜贮油舱室应用垫板 保持干燥、洁净 昼夜间无大的温升。因此 液压油油桶不能存放在甲板上任其被日晒雨淋。

(2)分类存放不同牌号与不同用途的液压油应分开贮存 避免新、旧（废）油混放在一处。

(3)标牌分明应保持储油容器（油桶、油柜）上的标牌完好 字迹清晰 项目齐全。

(4)防污防锈为防止油桶口受积水、积灰等污染，油液不能储存在敞口容器中，油桶上防尘盖要保持完好；液压油转桶时应经过滤油器过滤；为防止油桶内壁生锈，长期放置的油桶应每隔三个月转动一次。

(5)先进先用为防止液压油久放后氧化变质，备用油的数量应按实际需要而定，并做到先进先用。

(6)绑扎牢固为防止船舶摇晃时油桶等贮油容器相互撞击，造成漏油污染和设施损失，油桶等贮油容器应绑扎牢固。

2.油质

对液压油油质（性能）的主要要求如下：

(1)粘度适中。要满足船舶工作的区域，当船舶工作区域经常变化且跨越纬度较大时，应选用黏温特性良好的液压油。一般选用运动粘度（ $20 \sim 30$ ） $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ （50 时）粘度指数在 90 以上的液压油。

(2)润滑性好。润滑性好就要液压油能形成足够强度的油膜，且不含固体物质。

(3)防锈性好。船舶液压管路不经常拆装，液压元件长期封闭于油路中，防锈性差的液压油 易使元件锈蚀 影响系统工作寿命。

(4)抗氧化性。防止经过一段时间工作后；液压油温度升高；氧化变质等原因造成胶泥沉

定。

(5)抗乳化性好。要求液压油中安定性差的物质要少，减少与混入液压油中的水分形成有机酸和皂类，降低液压油的润滑性。

(6)抗泡沫性好。液压油不应含有空气或其他易气化的混合物。否则工作时会造成泡沫、液压系统爬行、颤动和发出噪声。

(7)凝点低。船用液压油的凝固点通常要求比最低环境温度低 10~15℃。

(8)闪点高。船舶的防火要求很高，其闪点至少高于 135℃。某些明火区域工作的液压系统，液压油要求用防火性能高的非燃性或难燃性液压油作为工作介质。

3. 油污

1)油液污染的原因

(1)潜在性污染液压元件在生产加工过程中造成的残留在元件内部的污染杂质（如焊渣、铸砂、涂料、残液等）造成的液压油污染。

(2)侵入性污染液压系统在使用管理过程中，由外界侵入到系统中的污染杂质（如灰尘、砂粒、水分、异种油、密封件碎片、涂料等）造成的液压油污染。

(3)再生性污染液压系统在工作运行过程中，由潜在性污染和侵入性污染导致的运动副的磨屑、油液的发热氧化等造成的液压油的进一步污染。

2)油液污染的危害

液压油污染是造成液压机械故障和使用寿命降低的主要原因，占液压机械故障的绝大多数。水、气、杂等主要污染物造成的故障现象与后果，主要表现为液压机械的“卡、堵、锈、腐、磨、噪、抖”。

3)油液污染的控制

主要从液压油污染的三个原因着手，从安装、冲洗、加油、驱气、试验、磨合、过滤、管理、维修、监测等各个环节严格把关，按照说明书和安全管理体系中的操作程序进行操作，彻底清除潜在性污染，仔细防止侵入性污染，努力减缓再生性污染。

4)油液污染的评估

由于液压油污染是造成液压系统故障的主要原因，所以就应及时将污染程度超过一定标准的液压油换掉。这就要求制定相应的对油液污染程度的表述方法、污染度等级标准、换油标准和油液污染程度的评估方法。

(1)油液污染程度的表述方法

重量法——以单位重量或容积液体所含的固体污染物的重量或体积数作为表述污染程度的方法。常用单位有： mg/L 、 10^{-6}g/g 、 10^{-6}L/L 。美国航天学会 NAS 采用此法。

计数法——以单位体积液体中所含的尺寸大于某一数值或数值范围的固体污染物的颗粒数目作为表述污染程度的方法。例如，每毫升油液中尺寸大于 $5\mu\text{m}$ 的固体污染物的数目；每毫升油液中尺寸大于 $5\mu\text{m}$ 小于等于 $15\mu\text{m}$ 的固体污染物的数目。ISO 采用此法。

(2)污染度等级标准

国际标准化组织 ISO 于 1978 年制定了 ISO4406 油液污染度等级标准（我国 GB/T14093-93 与之等效）。它采用两个代码代表油液的污染等级，前后两个代码分别代表 1mL 油液中尺寸大于 $5\mu\text{m}$ 和小于等于 $15\mu\text{m}$ 的固体污染物的数目，两个代码之间用斜线分隔。代码含意如表 5-10 所示。

除 ISO4406 油液污染等级标准外，美国航天学会基于重量法制定的 NAS1638 油液污染等

级标准在美国和其他国家仍在使用。

ISO4406(GB/T14039-93) 污染度标准等级代码

表 5-10

1mL 油中的颗粒数		等级代码	1mL 油中的颗粒数		等级代码
>	≤		>	≤	
80000	160000	24	10	20	11
40000	80000	23	5	10	10
20000	40000	22	2.5	5	9
10000	20000	21	1.3	2.5	8
5000	10000	20	0.64	1.3	7
2500	5000	19	0.32	0.64	6
1300	2500	18	0.16	0.32	5
640	1300	17	0.08	0.16	4
320	640	16	0.04	0.08	3
160	320	15	0.02	0.04	2
80	160	14	0.01	0.02	1
40	80	13	0.005	0.01	0
20	40	12	0.0025	0.005	00

(3 换油标准 见表 5-11)

船用液压油换油指标 (CB/T 3436-92)

表 5-11

测定项目	理化性能变化极限指标			测定方法
	L-HV 液压油	L-HM 液压油	L-HL 液压油	
40℃时运动粘度允差%	10	± 15	± 15	GB265—88
酸值增加 mgKOH/g	0.3	0.3	0.3	GB264—83
水分%	0.2	0.2	0.2	GB260—77
闪点下降(开口)℃	-8	-8	-8	GB267—88
伺服系统污染等级(ISO)	18/15	18/15	18/15	计数法
中高压系统污染等级(ISO)	20/17	20/17	20/18	计数法
低压及一般液压系统污染等级(ISO)	21/18	21/18	21/18	计数法

(4) 油液污染程度的评估方法

油液污染程度的评估方法主要三种：

综合化验法——是通过专门的检测设备和化验仪器对油液的理化性能和污染度等级进行化验检测的方法。该方法最准确，但最复杂，一般要请油液检测中心进行化验。对于要求高、油量大的液压系统，常用此法。

经验时间法——是油公司或液压装置制造厂或船舶管理机务部门根据液压油的特性和设备的类型、工况等情况以及相应的试验或使用经验，规定油液达到一定的使用时间便达到了应更换的污染程度的方法。该方法最不准确，但船上据此进行管理最简便，在船上仍在使用。

现场观测法——是依靠人的感官通过对油液与新油作比较和简易的测试来对油液的污染程度进行定性评估的方法。该方法准确性居中，可在现场进行，简单方便，船上仍广泛使用。现场观测法的实施要点见表 5-12。

现场观测法的实施要点

表 5-12

现场观测法的组成	操作要点	现象	污染程度	处理方法
感官法	将新油和被测油分别装入玻璃试管中进行观察对比	颜色透明,无变化;气味正常	很轻	照常使用
		颜色透明,色变淡;气味正常	混有别种油液	检查粘度,如符合要求,可继续使用
		颜色变浑浊;气味正常	混有空气和水	分离除水,换一半或全部油
		颜色变深发黑;气味异常	氧化变质	全部换油
		颜色透明,有小黑点;气味正常	混入杂质	过滤或换油
		颜色透明,闪光;气味正常	混入金属粉末	过滤或换油
滤纸滴油法	用直径 1.8 左右的金属丝将油样沾起并滴在 240 目的滤纸上,观察滴痕	无明显中心,只见扩散	污染程度小	照常使用
		中心环形区扩展很宽	小粒子多,污染程度大	过滤或换油
		中心部位颜色浓,环形线重	大粒子多,污染程度大	过滤或换油
pH 试纸法	用少量水与油样一起搅拌,静置分层后,再用试纸测水层的酸碱性	pH 值在 7 左右		照常使用
		pH 值大于 8	含水溶性碱	可以使用,查明原因
		pH 值小 6	说明油质恶化,含水溶性酸	查明原因,当 pH 值小于 4 时应更换
热铁滴油法	滴油于赤热的铁块上	有“哧哧”声	含水	分离除水,换一半或全部油
		无“哧哧”声	含水量很少	正常使用

4. 油温

油温起越高氧化变质越快,使用寿命越短。油温超过 55℃ 后,每升高 9℃ 油的使用寿命约缩短一半。因此,规定油温超过 50℃ 时应用油冷却器;油箱进口处油温一般不应超过环境 30℃ 通常不超过 60℃ 环境温度高时,液压甲板机械连续重载工作应特别注意油温。负荷不大的室内液压装置,可将最高工作油温定为 65℃ 舵机通常将最高工作油温定为 70℃ 起货机工作时间长、负荷重,最高工作油温可放宽至 85℃ 左右。超过极限温度使用,不仅液压油会很快变质而且液压设备得不到良好润滑属于破坏性使用(参见表 5-13)。

工作油温范围℃		工作油温分区	使用建议
> 85	≤ 100	危险区	禁用
> 65	≤ 85	极限区	尽量不用
> 50	≤ 65	警戒区	冷却使用
> 30	≤ 50	理想区	最佳状况
> 10	≤ 30	常温区	可以使用
> - 10	≤ 10	低温区	空载启动打循环,使油升温至 10℃以上
≤ - 10		禁动区	先加热至油温到 - 10℃以上

5. 油压

油液工作压力越高,越容易极化,且在通过有节流作用的孔口时受到的剪切作用越大,越容易使一些液压油中的聚合型增粘剂高分子断裂,造成粘度的永久性下降。所以应避免液压油在超过额定压力下工作。

第六章 起货机、锚机、系缆机及舱口盖启闭装置

CARGO WINCH、WINDLASS、MOORING AND HATCH COVER EQUIPMENT

第一节 船舶液压起货机

MARINE HYDAULIC CARGO WINCHES

一、船用起货机的基本类型与基本组成

1. 基本类型

船用起货机的主要功用按照人的要求起升、移动和下降重物。

基本结构类型有多种,图 6-1、6-2、6-3、6-4 所示分别为单吊杆、双吊杆、双塔式克令吊 (crane) 和单塔式克令吊。前二种的动力源多为电动形式,在早期船舶上应用广泛;后二种的动力源均为液压形式,在现代船舶上广泛应用。本节主要介绍液压克令吊。

2. 基本组成

船用起货机的基本结构类型虽多,但其基本组成是类似的,都由吊臂(吊杆)、吊索、滑车和绞车等组成,其中核心装置是绞车。

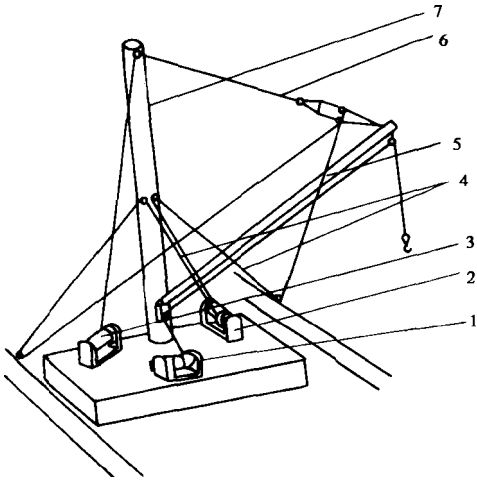


图 6-1 单吊杆起货机

1,2,3.起吊、回转、变幅绞车;4.支索;5.吊杆;6.变幅索;7.起货柱

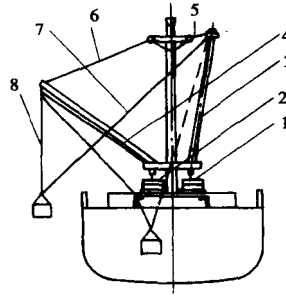


图 6-2 双吊杆起货机

1,2.绞车;3,4.吊杆;5,6.顶牵索;7,8.吊索

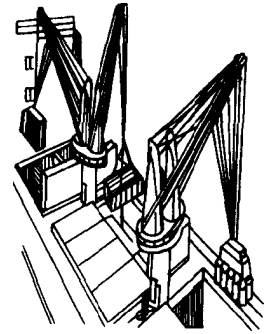


图 6-3 双塔克令吊

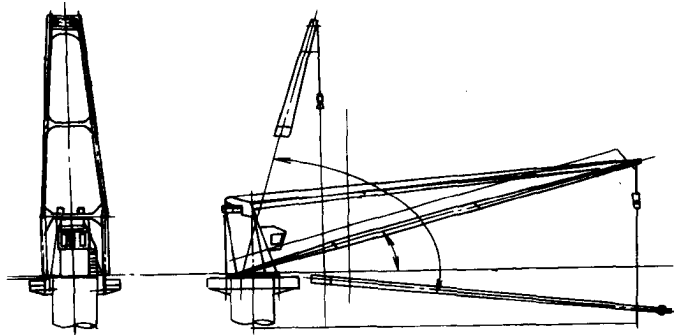


图 6-4 单塔克令吊

液压克令吊装有三部绞车 负责吊钩起降、吊臂俯仰和吊臂回转 分别称为起升绞车、变幅绞车和回转绞车。其中，起升绞车最为重要，其液压系统也最为复杂和典型，因此我们将作重点介绍。

二、对船舶起货机的基本要求

1. 功率足够 即能以额定的起货速度吊起额定的负荷。
2. 起降灵敏 即能依操作者的要求，方便灵敏地起、降货物。
3. 速度可调 即能依据吊货轻重、空钩升降和货物着地等不同情况，在较广的范围内调节运行速度。
4. 制动可靠 即能依操作者的要求 在起、降过程中随时停止 并握持货重。
5. 操作简便 即能在保证高效安全的情况下减轻操作者的体力和脑力劳动。

编号,下同)液压马达 6(216)、换向阀 3(211)、节流阀(218)与溢流阀(214)组成的直控平衡阀 4、制动器 7(204)、单向节流阀 8(205)、制动溢流阀 5(213)、安全阀 2(212) 其中 将作为单速用的双速液压马达 216)直接简化为单速液压马达 6;将三位六通换向阀 211)简化为同样具有中位卸载功能的 M型三位四通换向阀 3。简化后的系统图功能未变,但容易识读,从本例中可以体会液压图的识读方法。下面就让我们一起看一看起重类开式液压系统应该具有那些功能以及是如何实现的。

1)换向和调速

换向由手动换向阀实现。换向操作切忌过猛,否则因起重机构惯性较大,在起、停、换向时就会产生较大的液压冲击,虽然系统中设安全阀和制动溢流阀,但其开启动作有一定滞后,动态压力超调量较大时,仍可能造成管路、密封和仪表的损坏。

调速由具有节流功能的特殊结构的换向阀实现。“定-定”系统必定要采用节流调速。根据换向阀结构型式不同,利用换向阀进行的节流调速可分为串联系流、并联系流和溢流节流三种方式。

(1)串联系流 在图 6-6 中,如果换向阀采用闭式过渡结构(一离开中位 P、T 油口就互不相通)且将阀 2 作为定压阀用,以便和油泵 1 一起组成定压源,则此时利用换向阀实现的节流就是串联系流。简言之,串联系流是在定压源条件下用闭式过渡结构的换向阀实现的节流。

串联系流因需保持换向阀前压力为额定工作压力,且油泵流量是恒定的,所以油泵始终满负荷工作,即使在执行机构轻载低速工况时也是如此,因此经济性很差。此外,在低速工况时,大量油液经溢流阀泄出,油液节流损失大,发热严重;换向阀的闭式过渡结构也使得换向和制动时易产生液压冲击,执行机构速度受负载影响较大。当然,用适当延长滑阀行程、在滑阀台肩上开节流槽或使阀芯台肩略带斜度等方法,可使上述弊病有所减轻,但终究不能从根本上解决问题。因此,串联系流调速较少采用。

(2)并联系流 如果换向阀采用开式过渡结构(一离开中位, P、A 或 P、B 接通时, P、T 油口并不立即关闭)且将阀 2 作为安全阀用,以便和油泵 1 一起组成定量源,则此时利用换向阀实现的节流就是并联系流。简言之,并联系流是在定量源条件下用开式过渡结构的换向阀实现的节流。

并联系流的原理可用图 6-7 加以说明。当换向阀处于中位(图示位置)时, P、T 接通, 液压泵卸荷,执行机构不动。当换向阀从中位右移时,由于在油路 P、A 接通时 P、T 并不立即隔断,而是随 P、A 的开大而逐渐关小,因此,在整个调速过程中,液压泵的流量 Q_1 被分成两个部分:一部分经 P、A 流入执行机构,流量为 Q_2 而另一部分则经 P、T 流回油箱,流量为 $Q_3 = Q_1 - Q_2$ 。显然,随着滑阀的继续右移, Q_3 逐渐减小, Q_2 相应增加,因而也就实现了调速的目的。

与串联系流相比,并联系流因轻载和低速时回油口开得较大,使 p_1 的数值较小(一般小于溢流阀的整定压力,溢流阀作安全阀用)所以调速效率稍好,油液发热较轻,而且轻载时换向阀前后的压降 $p_1 - p_2$ 也较串联式小,故流量 Q_2 随滑阀移动的变化比较平缓,亦即调速性能

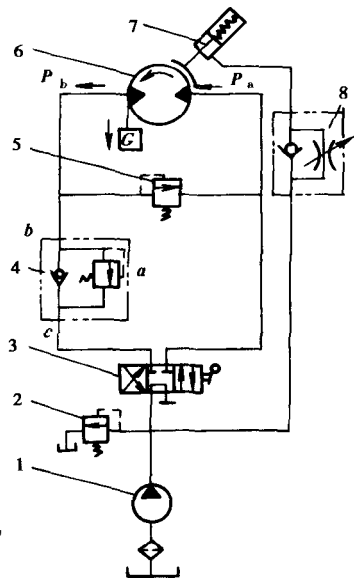


图 6-6 采用平衡阀限速的阀控开式单向负载液压系统

- 1-定量泵;2-安全阀;3-手动换向阀;4-溢流阀;5-制动溢流阀;6-液压马达;7-制动器;8-单向节流阀

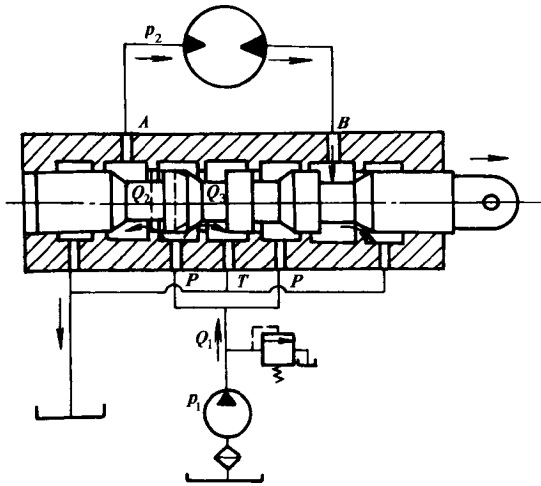


图 6-7 并联节流调速原理

也将有所改善。然而，在滑阀开度不变的情况下，流量仍与液压马达的负载有关，所以调速性能仍然不够理想。

采用上述具有过渡结构的滑阀，实现并联节流调速，虽有助于获得比较平缓的调速性能，但操纵换向阀时动作仍不可过猛。

(3)溢流节流调速 采用结构如图 6-8 所示的溢流节流式换向阀时的节流调速就是溢流节流调速。

溢流节流式换向阀的工作原理与前面液压阀件中介绍的溢流节流阀相似，只是用手动换向阀代替了其中的节流阀而已。

在溢流式换向阀中，由于定差溢流阀两端的油腔分别同换向阀节流前后油路相连通，即右端通入液压泵的排压，而左端则经阀承受液压马达的进油压力 p_2 因此 溢流阀的弹簧可做的很软 其阀心移动量又很小 那么 换向阀节流前后的油压压差 即可象溢流节流阀那样 接近于保持恒定，从而使流经换向阀的流量，基本上取决于换向阀的阀心位置，而不受液压马达载荷轻重等影响。

溢流节流调速不仅可使流经换向阀的流量与载荷的变化无关，执行机构的速度因而比较稳定，同时还因定差溢流阀的调整压力通常不大（约为 0.2~0.4MPa）所以调速也较平稳，即执行机构的速度不会随滑阀位置的移动发生急剧变化，调速效率较高，轻载时尤为显著。

上述各种节流调速的方法，不论具体方案如何 只要是节流调速 都必须使定量泵排出的多余油液重返油箱，并使供至执行机构的油液经过节流，故功率损失总是不可避免的，并因此而导致油液发热。这是节流调速的固有缺陷。

2)限速和制动

起重类机构工作时，不论其处于起升、制动还是下降阶段，在起货卷筒上都始终承受着因货重而造成的单向静负载。显然，在开式液压回路中，如果在下降时不设法控制液压马达的排油 而使其直通油箱 那么在重力的作用下 货物的下降速度就会达到危险的程度。为防止造成坠货事故，在系统中就需采取相应的限速措施。

常见的限速措施有三种，即在下降工况时执行机构（液压马达或油缸）的回油管路中装设单向节流阀、直控平衡阀或远控平衡阀。赫格隆德式液压克令吊采用的是用直控平衡阀限速。三种限速措施的特点介绍如下：

(1)用直控平衡阀限速

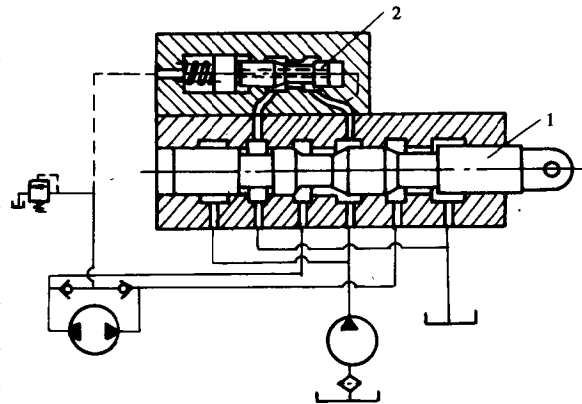


图 6-8 溢流节流调速原理
1-手动换向阀 2-定差溢流阀

如图 6-6 所示，直控平衡阀装于靠近执行机构的下降工况时的回油管上。起升时，液压泵的来油直接顶开单向阀，输往液压马达。下降工况时，液压马达的排油，不能反向通过单向阀，只有在油压达到主阀的开启压力时，才能打开主阀芯，接通 b 、 c ，使液压马达的排油得以通往油箱。

直控平衡阀的主阀开启压力要求调得较高，应高到仅在额定货重的作用下产生的液压马达的回油压力不足以打开该阀，以防止重物自行坠落。这样，即使在下降额定货重时，液压马达也只有在一一定的进油压力 p_a 的帮助下才能使主阀开启，接通 b 、 c 使液压马达的回油通往油箱，让重物下降，而重物的下降速度由实际输入液压马达的流量来控制。由此可见，采用直控平衡阀限速的系统中，下降工况使平衡阀开启的液压马达回油压力 p_b 是重力和进油压力 p_a 共同作用的结果，要达到同样的落货速度，货重时 p_a 可较小 货轻时 p_a 需要较高 即下降工况时进油压力 p_a 与负载有关。

直控平衡阀限速的特点是：系统简单可靠，在油温、粘度以及下降速度改变时，液压马达的进油压力 p_a 变化不大 但 p_a 受负载影响较大，载荷越轻，要达到同样的下降速度所需的 p_a 越大，故轻载时系统的效率较低。

(2) 用远控平衡阀限速

货物的下降速度也可用远控平衡阀来控制。在图 6-6 所示的系统中，若先将直控平衡阀的下盖转过 90° 安装 使直控平衡阀变成远控平衡阀（详见图 5-33b）；再将远控平衡阀的远控口的控制油路连接到下降工况时的进油管路（在单向负载系统中，无论何种工况下该管路中的压力都比另一侧油管低，故也称低压管路），这样就可实现用远控平衡阀限速。

起升工况时，压力油经单向阀进入液压马达；下降工况时，单向阀关闭，只有在液压泵向低压管路供油，并使油压 p_a 达到主阀的开启压力时 主阀才能开启 接通 b 、 c 使液压马达的回油通往油箱 让重物下降。因此，重物的下降速度不可能大于由换向阀 3 控制的进油流量 否则 p_a 立即降低，平衡阀关闭。于是，重物的下降速度由换向阀的开度来控制。

远控平衡阀限速的特点是：液压马达的进油压力 p_a 基本上不受重力负载大小的影响，而只与平衡阀主阀的开启压力有关，故只要调低主阀开启压力就可使 p_a 较低 同时 p_a 受油液粘度和下降速度的影响也比较小，经济性比用直控式平衡阀好。

(3) 用单向节流阀限速

如图 6-9 所示 单向节流阀 5 的安装位置与平衡阀相同。在起升工况时单向节流阀能让压力油自由通过；在下降工况时它让执行机构的回油节流通通过而起到限速作用；回油流量（落货速度）取决于重物和执行机构进油压力共同作用而得的回油压力（即节流口前压力）。在相同重物作用下，要想加快落货速度，就得增加换向阀开度以增加进油压力，从而提高执行机构的回油压力和流量。同样，在相同落货速度下，货物越轻，需要的进油压力就越高，油泵功耗越大，经济性越差。

单向节流阀限速的特点是，简单可靠，但轻负荷时效率较低，而且在油温降低、粘度增加以及下降速度较大时，液压泵的功耗也随之增加，油液因限速节流还会进一步发热，故仅适用于

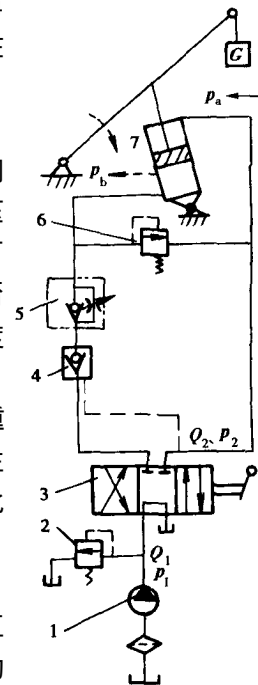


图 6-9 单向节流阀限速的开式系统

1-定量泵；2-安全阀；3-手动换向阀；4-液控单向阀；5-单向节流阀；6-制动阀；7-液压缸

功率不大，工作不太频繁及负载变动较小的开式系统，如液压舱口盖启闭装置。

开式系统的三种限速方案，虽性能各有优劣，但实质都是通过对下降工况时执行机构的回油进行节流的方法来实现限速的，因此都会导致节流损失和增加油液发热程度，都要消耗能量 故称为能耗限速。

在开式单向负载液压系统中，从单向节流阀或平衡阀到执行机构之间的一段管路，无论在起升、下降和锁闭时 都始终承受高压 只要这段管路不破 就不会发生坠货事故。因此 安装时应使单向节流阀或平衡阀尽量靠近液压马达或液压缸，以保证安全。

起重类开式液压系统的制动事关安全，非常重要，通常同时采用液压制动和机械制动两种方法 来确保制动可靠。

液压制动是通过具有中位锁闭机能的换向阀回中实现的。换向阀回中时，执行机构因进出油路被锁闭而制动。由于换向阀密封性有限，易产生泄漏，造成货物慢慢移动，即不能可靠握持货重。因此需提高换向阀回中后的下降工况时执行机构回油管路的密封性。对于采用单向节流阀限速的系统，需在单向节流阀和换向阀之间的管路上串联液控单向阀，如图 6-9 所示。对于采用直控和远控平衡阀限速的开式系统，因平衡阀具有良好的密封性，故不必另采取锁封措施。尽管如此，液压制动仍不具备良好的锁闭作用，因为即使阀件不漏，液压马达内部仍不可避免地会发生泄漏。因此，必须为液压马达加设机械制动器。

机械制动是通过具有“泄油抱闸，进油松闸”功能的机械制动器实现的。根据抱闸和松闸的快慢，机械制动器可分为延时抱闸即时松闸、即时抱闸即时松闸和即时抱闸延时松闸三种。

延时抱闸即时松闸机械制动器的功用是，在液压马达靠液压制动停转后才抱闸，可避免制动器磨损过快，但制动时间较长。其构成如图 6-6 所示，由制动器 7 和单向节流阀 8 组合而成。单向节流阀用于控制抱闸或松闸快慢，它的安装方向必须注意，如图示方向安装，则泄油受阻 延迟松闸 进油无阻 立即松闸。

即时抱闸即时松闸机械制动器的功用是 缩短制动时间 减少重物下滑距离 但磨损较快。其构成是在制动器 7(图 6-6)的控制油管上不装单向节流阀。

即时抱闸延时松闸机械制动器的功用是，可以让液压系统有关元件有一定的动作时间，确保安全，但制动器磨损严重，制动带寿命短。其构成是将延时抱闸即时松闸制动器中的单向节流阀进出口对换安装。如图 6-10 所示。

3)限压保护

起货机在吊货时，液压泵的排油压力主要取决于液压马达的负荷。为了防止起货机超负荷时因液压泵排压过高导致原动机过载或装置损坏 故在液压泵的出口处 设有安全阀 如图 6-6 中 2、图 6-9 中 2 和图 6-5 中 212 所示。

起货机在下降制动时，执行机构的排油压力 会因换向阀回中、排油路突然锁闭以及货重和惯性力的影响而瞬间升高。这时为了防止油单向阀、13-安全溢流阀；14-双联单向阀(补油阀)

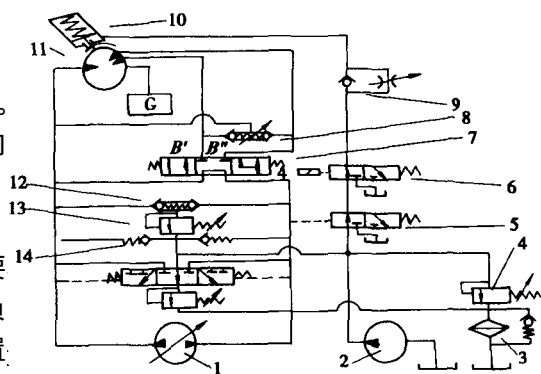


图 6-10 泵控双速液压马达起升系统

1-双向变量泵；2-辅油泵；3-冷却器；4-辅泵定压阀；5-失压保护阀；6-二位三通电磁阀；7-双速控制阀；8-制动溢流阀；9-单向节流阀；10-机构制动器；11-双速液压马达；12-双联单向阀；13-安全溢流阀；14-双联单向阀(补油阀)

压因液压制动而过分升高，在高低压管路之间，设置有制动溢流阀(图 6-6 中 5 图 6-9 中 6)。

为缩短制动时间，制动溢流阀的整定压力可以比油泵出口处的安全阀提高 5% ~ 10%。

阀控式开式液压系统虽然设备简单，油液在油箱中亦能较好地散热和沉淀，但必须采用节流调速（能耗限速）工作时能量损失较大，油液容易发热，而且空气渗入机会较多，也易导致油液变质，故多应用于压力较低、功率较小或不经常工作的场合。

3. 泵控闭式单向负载液压系统（图 6-10 并参见图 6-5 赫格隆德起货机起升系统）

如图 6-10 所示，是对图 6-5 中的起升系统的简化，并从一般情况出发，在控制方面作了适当的补充。该系统是采用变量变向泵和定量液压马达的泵控闭式系统，简称变一定闭式系统。该系统是起重类机构液压系统，承受单向负载。任何采用变量变向泵的系统必定是闭式系统。

1) 换向和调速

换向和调速是由变向变量泵来完成的。在泵控闭式油系中，液压马达的进出油流量必定等于液压泵的吸排油流量。因此，改变变量变向泵的流量大小和排液方向就可改变液压马达的运转速度和转动方向。

采用变量变向泵来实现执行机构的换向与调速的特点是调速无级、换向平稳、无节流损失，经济性好，油液发热小。其原因主要是变量变向泵的流量改变是通过改变泵有效工作容积实现（故也称容积调速），可以无级改变，而且在改变排向时排量是由大变小再反方向由小变大，流量是连续变化的而不是象换向阀那样阶跃变化的。

对于装有变量液压马达的系统，还可辅以液压马达调速，使调速范围更广。本例中采用的是有级二级变量液压马达，如图 6-10 所示，当通过液压操纵或机械操纵使双速阀三位四通换向阀处于左位（低速档）工作时，液压马达的全部柱塞都投入工作，每转排量最大，故在同样供油量和供油压力条件下扭矩最大，但转速最小（参见第五章液压马达性能参数部分）用于低速重载工况；当双速阀处于右位（高速档）工作时，液压马达的一部分柱塞的进与回油相通，不参与工作，有效的每转排量减小，故输出扭矩减小，而转速增加，用于轻载高速工况。如果重载时误用高速档，则油压会超高。双速阀与液压泵是联锁的，当液压泵处于中位（零排量位）时，双速阀也回中，液压马达下降工况时的回油管被锁闭，液压泵吸排相通，卸载。

2) 限速和制动

限速也是由变量泵实现的。在闭式系统中，当货物下降时，液压马达被货物重力造成的转矩驱动而向外输出液压能，相当于按液压泵工况工作；而液压泵被液压马达排出的油液驱动，使泵进油压力大于排油压力而向外输出转矩，带动电动机转动，相当于按液压马达工况工作。调节液压泵的排量可以控制液压马达的转速。这种能将重物的位能回收而向外输出机械能的限速，称为再生限速。显然，闭式油系利用油泵实现的再生限速的经济性优于开式油系利用节流方法实现的能耗限速。两种限速在原理和经济性上具有本质区别。

在阀控闭式油系中采用定量泵、定量液压马达也能实现再生限速，但因为油泵排量不可调，所以要进一步调节重物的下降速度，仍需要操纵换向阀进行节流，辅以能耗限速。

制动仍必须同时采用二种制动。液压制动仍是由变量泵实现的。将变量泵的排量变小至零时，即变量泵回中时，液压马达的进出油路被锁闭，从而实现液压制动。机械制动是由机械制动器实现的。

液压泵往往会因操纵机构传动误差等原因而不能精确回中，这会造成两个可能的后果，一个是在机械制动器抱闸前液压马达仍会转动，造成货物滑移；另一个是在机械制动器抱闸之后，液压泵的排油逐渐积累，力图制动器的抱闸阻力使液压马达转动，产生困油现象、造成油压超高、油泵堵转损坏、制动器磨损和货物滑移。为解决泵控式系统的中位误差造成困油的问题

题 通常采取如下两种方案：

(1)一种如本例所示，在变量泵—双速液压马达的闭式系统中采用中位机能为 M 型的双速阀，并使双速阀中位与油泵中位联锁。当进行制动时，油泵回中，双速阀也回中，让液压马达下降工况时的回油管被锁闭，实现液压制动，同时让液压泵卸载。当进行起落货时，油泵离开中位，双速阀也离开中位，根据操作处在高速轻载档或低速重载档。

(2)另一种如图 6-11 所示，在变量泵—定量油马达的闭式系统中，采用二位二通液控中位阀和单向节流阀，并使中位阀与液压泵中位联锁。当进行制动时，液压泵回中，制动器油路上的二位三通电磁换向阀失电，制动器油路泄压，中位阀控制油路泄压，中位阀在弹簧力的作用下处在接通位置。同时制动器也立即泄油抱闸。当要起落货时，油泵离开中位，二位三通电磁阀通电，制动器油路通入由辅泵提供的控制油，中位阀受控动作，将两侧油路隔断。为防止制动器松闸在先、中位阀隔断在后或中位阀接通在先、制动器抱闸在后的情况发生，在采用中位阀的系统中必须使用立即抱闸延迟松闸的制动器。另外，还与中位阀串联一个单向节流阀，以防万一中位阀动作滞后或卡在接通位置时阻止货物滑落速度。

3) 失电保护

失电保护也由二位三通电磁阀实现。失电时，电磁阀动，热油释放；14背压阀；15-冷却器作，使制动器泄油抱闸。此外，二位三通电磁阀还起使制动器、中位阀与油泵中位联锁的作用。

4) 失压保护

失压保护由液控二位三通阀（失压保护阀）实现。在起重类泵控闭式液压系统中，油泵到液压马达之间的高压管路较开式油系的长，万一这段管路破裂或泵突然失压，可能发生重物坠落事故。此时，失压保护阀因控制油路也失压而动作，使制动器泄压抱闸，液压马达被锁住。

5) 限压保护

限压保护由一个安全阀与二组单向阀实现，如图 6-10 所示。一个安全阀与二组单向阀组成的双向安全阀所起的作用与二个安全阀所组成的双向安全阀是等效的，如图 6-11 所示。我们前面讲过，起重类液压系统属于单向静负载系统，只有下降工况时液压马达的回油管才是高压管，照理讲只要在这根管上设置安全阀，但为了防止意外，常常仍装设双向安全阀。

6) 补油与散热

补油主要是由辅油泵、定压阀和油箱组成的定压源和一对单向阀（称自动补油阀）来实现的。当闭式油路系统发生油液外漏或人为为外泄时，会造成低压侧管路压力降低，此时定压源所供油液就会自动顶开相应侧的单向阀进入主系统，补充漏掉的油量。

散热主要是由热油释放阀、背压阀和冷却器并在补油回路的配合下实现的。工作时，热油释放阀在两侧主管路油压差作用下，阀芯总是被推向低压侧一端，并将低压侧主管路中的部分油液经背压阀和冷却器释放回油箱。而冷却油则由补油回路不断补入低压侧。由于热油释放阀能选择低压侧主管路释放热油，所以也称低压选择阀。这种能不断用主系统外的冷却油替

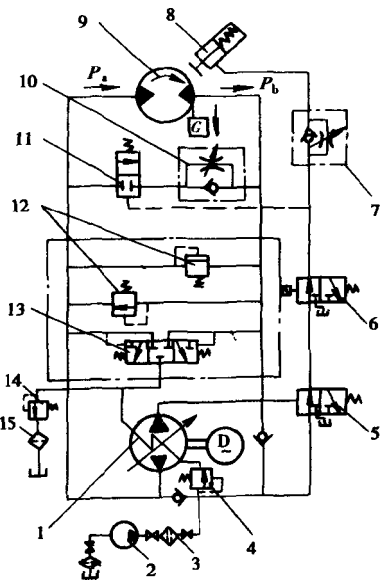


图 6-11 泵控式定量液压马达起升液压系统

1-主液泵；2-辅泵；3-细滤油器；4-溢流阀；5-失压保护阀；6-电磁阀；7-单向节流阀；8-制动器；9-液压马达；10-单向节流阀；11-中位阀；12-安全阀；13-低压选择阀；14-背压阀；15-冷却器

换主系统中的热油的闭式油系也称为半闭式油系。半闭式油系在工作频繁、负载较重的液压装置中应用广泛。

补油压力由辅泵定压阀调定，一般为 $0.6 \sim 1.0\text{MPa}$ 。热油释放背压由背压阀调定，一般比补油压力低 $0.1 \sim 0.2\text{MPa}$ 。辅油泵的流量一般为主油泵流量的 $20\% \sim 30\%$ 。

对于工作不频繁、负载较轻的阀控式闭式系统也可不设专门的散热回路，并用高位油箱来代替补油回路中的辅油泵。

4. 双向负载液压系统 (参见图 6-5 赫格隆德起货机回转系统)

起货机的回转机构、行走机构等的液压系统属于双向负载液压系统。所谓双向负载是指执行机构运动方向改变后，负载的作用方向也将随之改变。双向负载的负载源主要是运动阻力和运动惯性力。双向负载液压系统执行机构的两侧主油路都有可能承受高压。

由图 6-5 可知，回转机构液压系统的组成与起重类机构的液压系统大同小异。就一般情况而言，双向负载液压系统根据其负荷特点，有以下相应特点：

(1) 压力保护与感受元件双向设置。

由于两侧油路都有可能出现高压，因此有关的元件是按双向工作考虑的。如安全阀、制动溢流阀、半闭式系统的低压选择阀，以及带动功率限制元件的压力感受管路等。如用阀控型开式系统，考虑到船可能倾斜，一般也设有平衡阀限速元件，也必须在液压马达两侧管路同时设置。

(2) 充分考虑运动惯性在制动时造成的液压冲击。设制可靠的制动溢流阀；制动仍须采用液压制动和机械制动双重制动。机械制动器多采用延时抱闸制动器，以免刹车带磨损太快。

(图 6-5 中采用的是立即抱闸制动器)

(3) 在泵控闭式系统中常采用立即隔断延时接通的中位卸载阀，如图 6-5 中 305、306 所示。

四、液压起货机的操纵机构

1. 手动机械式操纵机构

液压起货机的操纵一般均设在液压油泵处 (泵控) 或液压马达处 (阀控) 以便于直接操纵控制。此时通常设置由机械传动件组成的手动机械式操纵机构。该机械结构简单，但传动误差大。

2. 手动液压式操纵机构

如果操纵人员站在液压油泵 (泵控) 无法观察负载动作情况时 或需一人操纵多个控制点时，就必须将操纵控制手柄延伸至某一处，而这种延伸遥控所需的力量，如仍在人力可及的范围内 则装设手动式液压遥控操纵机构 如图 6-12 所示。通过此装置，操作发送器手柄，同步的动作就可传送到接受器，由此接受器控制液压油泵变量机构，从而控制液压马达工作。

3. 液压伺服式操纵机构

当手动液压机构不能满足操纵执行机构对操作力和操作速度的需要时，可采用液压伺服遥控操作机构。液压伺服式操作机构主要由手动发送器，伺服液压源，控制阀件和接受器组成。例如将手动液压操纵机构中的接受器与第五章中述及的轴向柱塞泵变量伺服机构那样的差动液压缸、活塞和控制滑阀相组合，就可形成一个简单的液压伺服操纵机构。

4. 电液伺服式

当操纵距离较远时，用机械构件或液压管路来传递信号就不太方便，如用电路来传递信号就很方便，因此就产生了这种由发送器将人的操作动作转换为电信号进行远距传递，再将电信

号转换液压执行器的相应动作的电液伺服式操纵机构。

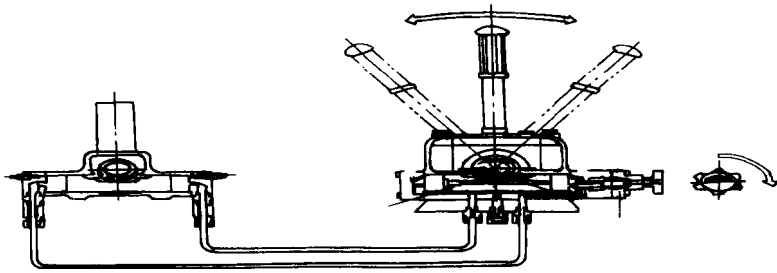


图 6-12 手动式液压遥控操纵机构

比例电磁铁与液压阀件组成的电液比例阀件是目前应用最广泛的电液操纵机构。比例电磁铁是一种直流志磁铁，又称电磁马达。它与普通电磁铁的区别在于它所产生的电磁力与输入电流信号成比例。因此用它与液压阀件组合，就能通过控制输入比例电磁铁的电流大小来控制液压阀件阀芯的动作行程。图 6-13 所示为可供开式液压系统换向与调速用的电液比例换向阀及职能符号。

五、回转式液压起货机的主要安全保护项目

在液压起货机中 回转式液压起货机的安全保护项目比较复杂 了解这些保护项目对于管理和维护以及对于起货机不能正常工作等故障的分析很有帮助。现结合赫格隆德液压克令吊的情况对回转式液压起货机的安全保护的一般情况介绍如下：

1. 机械限位保护

(1)吊钩高位保护。在起升吊钩或吊臂下落的过程中，当吊钩接近吊臂前端时，即会使电气限位开关或液压开关（图 6-5 中的 210）动作，这时相应的控制电路断开或液压线路泄油，使吊钩起升或下落吊臂动作无法进行。

(2)吊货索滚筒终端保护。当吊货索滚筒在吊钩起升过程钢缆卷满或吊钩下降过程中滚筒上的钢缆只剩下 3 圈时 都会使各自的限位开关动作 从而使操作无法继续进行。

(3)吊索松弛保护。为防止落货过程中 货物着地后继续放出吊索 造成吊索松弛乱索 通常设有吊索松弛保护开关（图 6-5 中为机动二位三通阀 112）及时停止放索动作。

(4)吊臂高位和低位保护。在采用液压马达作为变幅机构执行元件的起货机中设有吊臂高位与低位保护，以防高位时吊臂及货物与吊塔相碰，低位时造成吊机受力不良而损坏。正常工作时 吊臂与水平位置的夹角通常在 $25^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 之内。超过 80° 和低于 25° （也有的机型低于此角度 限位开关将动作 禁止吊臂继续上仰和下俯。在作业开始和结束时可用钥匙闭合相应的手动开关（图 6-5 中阀 208）才能在最低限位角下操纵吊臂 以便将吊臂放置在架子上并固定 或从架子仰起至工作角度 此时 禁止吊货。

限位保护开关可以是电气开关，也可以是液压开关。图 6-5 中的低位保护开关 209 为顶杆式机械控制滑阀，对于这样的起货机，使用时必须注意防止顶杆和滑阀卡阻。

2. 设备连锁保护

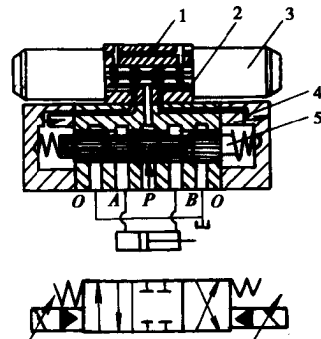


图 6-13 电液比例换向阀

1-导阀；2-反馈油路；3-比例电磁铁；4-控制油路；5-主阀

(1)通风门连锁保护。作业时起货机中心机组前后的通风门必须打开，否则因限位开关不能闭合 主电机就不能起动。

(2)油冷却器连锁保护。作业时，必须将油冷却器风机的电源开关打开，以便由电路中的相应的温度继电器加以控制 否则主电机也不能起动 并且报警。

(3)电机的自动加热和除潮。在起货机的电机中设有相应功率的电加热器，工作时只要将其手动开关闭合，就会使电动机在起动以前和暂停工作期间因常闭触头闭合而投入工作，以保护电机不受潮气侵袭。

3. 液压油工作状况保护

(1)补油低压保护。当补油压力低于设定值 约 0.6MPa 时 压力继电器就会动作 使起升和回转机构无法动作，并在控制手柄一离中位时就会报警。

(2)控制油低压保护。当控制油压低于设定值 约 1MPa 时 延时 3s 后相应的压力开关就会动作 切断主电机控制电路 同时报警。

(3)起升高油压保护。当起升机构超载以致高压管路中的油压升高超过设定值时，则相应的压力继电器就会动作 如压力升高持续 3s 则就会使起升动作中断 同时报警。

(4)高油温保护。当中心机组油温或回油管油温高于 85°C 时，则电路中的温度继电器就会断路 使主电机断电并报警。

(5)低油位保护。当中心机组油位低于规定值时，油位继电器就会断路，并在持续 3s 以后使主电机断电并报警。

4. 电气工作状况保护

(1)主电机过电流保护。当主电机电流高于额定值一段时间以后，则热敏元件就会动作，使主电机断电并报警。

(2)主电机高温保护。当主电机温度上升到 155°C 以上时，电机绕组内的热敏元件就会动作 使主电机断电停车。

(3)电子放大器（比例电磁线圈用）高温保护。当电子放大器温度高于 85°C 时 通过热敏电阻就会切断控制回路并发出报警。

(4)过电流保护。当控制电流大于设定值时，则主开关就会跳闸。

(5)短路保护。短路时跳闸。

(6)过载保持。过载时跳闸。

(7)防起动冲击保护。主电机起动时自动进行Y— Δ 形转换 经 10s 后转换结束 正常运行指示灯亮，以防起动电流过大，对电网和发电机造成冲击。

以上保护不一定每一台起货机所必需 可视情况设置。

第二节 液压锚机

HYDAULIC WINDLASS

一、锚机的功用与类型

1. 功用

锚机的功用主要是可靠及时地抛锚和起锚，是锚设备的重要组成部分。锚设备的功用是帮助船舶停泊定位、抵御台风、靠离码头和紧急制动的重要设备。锚设备的组成见图 6-14。

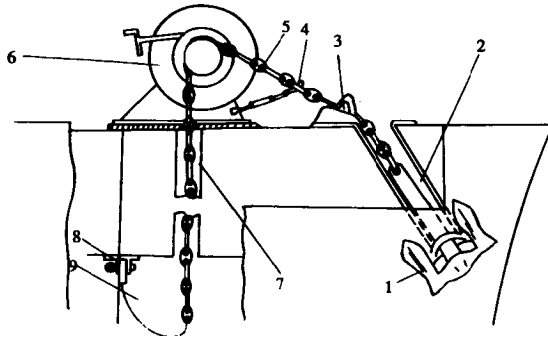


图 6-14 锚设备的组成

1-锚, 2-锚链筒; 3-止链器, 4-掣链钩; 5-锚链; 6-锚机; 7-锚链管; 8-弃锚器; 9-锚链舱

2. 类型

锚机的类型按动力分主要有电动锚机和液压锚机；按布置分主要有卧式锚机和立式锚机。

图 6-15 所示为液压锚机，主要由液压装置、传动机构和锚链轮 *wildcat* 等所组成。锚机通常还带有系缆卷筒 (*gypsy head*)，当用于系缆时可借手柄使锚链轮的牙嵌式离合器 (*wildcat clutch*) 处于脱开状态。浅水抛锚可脱开离合器靠锚链自重进行，用刹车手柄 *wildcat brake handle* 调节刹车带松紧控制抛锚速度。深水抛锚为了控制抛锚速度 可将离合器合上 由于减速齿轮箱中的蜗轮蜗杆机构有自锁作用，抛锚速度可由原动机转速来控制。

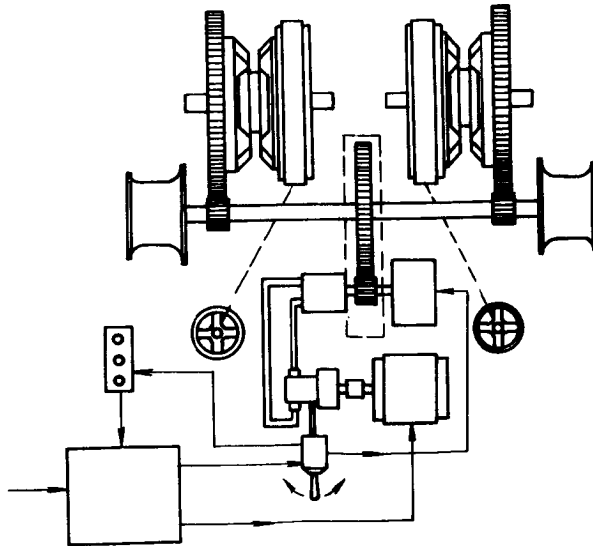


图 6-15 液压锚机

电动锚机与液压锚机大同小异，将图 6-15 中的液压马达 *hydraulic pump* 及其液压系统换成电动机就成为了电动锚机。

二、锚机应满足的基本要求

1. 独立驱动

必须由独立的原动机或电动机驱动。对于液压锚机，其液压管路如果与其他的甲板机械的管路连接时，应保证锚机的正常工作不受影响。

2. 足够的功率与速度

在船上试验时 锚机应以平均速度不小于 9 m/min 将 1 只锚从水深 82.5 m 处(3 节锚链入水 拉起至 27.5 m 处 1 节锚链入水)

3. 一定的短时工作能力和抗堵转能力

在满足以上规定的平均速度和工作负载时, 应能连续工作 30 min ; 应能在过载拉力(不小于工作负载的 1.5 倍)作用下连续工作 2 min 此时不要求速度。

4. 可靠的制动、锁紧与离合

链轮或卷筒应装有可靠的制动器, 制动器刹紧后应能承受锚链断裂负荷 45% 的静拉力; 锚链必须装设有效的止链器。止链器应能承受相当于锚链强度的试验负荷; 链轮与驱动轴之间应装有离合器, 离合器应有可靠的锁紧装置。

三、液压锚机实例

下面以采用定量叶片泵和二级变量叶片式油马达的阀控型闭式系统(如图 6-16 所示)的液压锚机为例, 说明其液压系统的组成和工作原理。

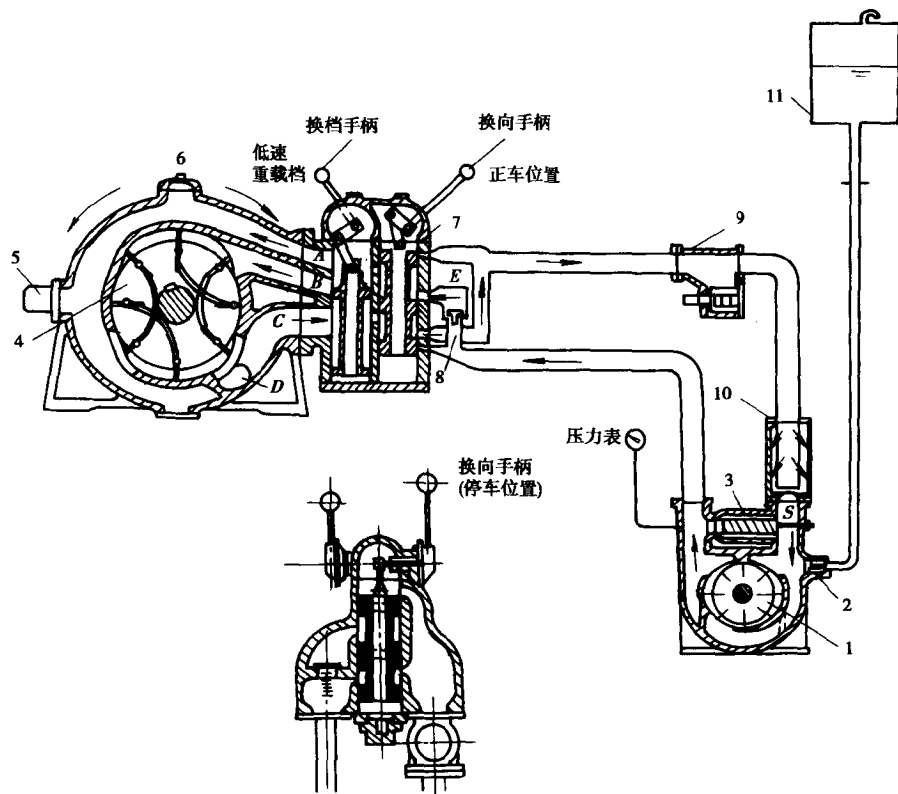


图 6-16 叶片式液压锚机原理图

1-液压泵 2-补油阀;3-安全阀;4-液压马达;5-液压马达安全阀;6-放气阀;7-换向阀;8-单向阀;9.磁性滤油器;10-回油滤油器;
11-重力油箱

1. 主要组成部件

1) 液压泵

液压泵 1 为双作用叶片式液压泵, 由电动机带动恒速回转, 最大使用压力为 6.86 MPa 。为

防止压力过高，液压泵上还设有安全阀。

2) 液压马达 4 采用双作用叶片式液压马达，结构与双作用叶片泵类似，由定子、转子和叶片等所组成。在转子上均匀分布的 8 个叶片槽中设置有叶片，为使叶片能紧贴在定子的内表面上，在转子端面的弧形凹槽中，每两个叶片之间，设有矩形截面的弧形推杆。工作时，叶片在压力油的作用下，带动转子在定子中转动。由于转子是用键与轴相连，所以，当转子转动时，即可直接带动锚链轮回转，从而完成起锚或抛锚任务。

3) 控制阀

控制阀具有两个阀腔：一个是换向阀腔，内装换向阀和单向阀 8 用以控制液压马达的正转、反转或停转同时，它又是一个开式过渡滑阀，可通过并关节流对液压马达进行无级调速。另一个是换挡阀腔，内装换挡阀，控制液压马达的低速或高速工况。

4) 重力油箱

重力油箱 11 中的液压油依靠重力产生的静压保持液压泵的吸入压力，并对系统进行补油。

5) 磁性滤油器

叶片式液压马达叶片与定子内表面的比压较大，会产生一定的磨损，另外其它摩擦副在运行中也会产生磨屑，而叶片与叶片槽是选配偶件，对磨屑很敏感，因此必须配置磁性滤油器。

6) 带式制动器

液压锚机的限速和制动除控制换向手柄作液压能耗限速和液压制动外，还在锚链轮旁设有带式机械制动器。

机械制动器由手动的刹车手柄控制，结构见图 6-17。制动时可能出现的高压由液压马达的安全阀 5 泄放，起制动溢流阀的作用。

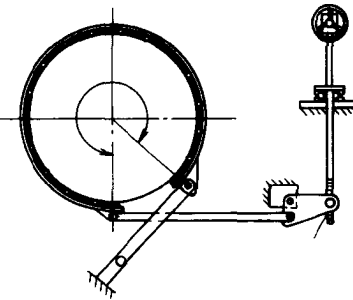


图 6-17 带式制动器

2. 主要工况与工作原理（见表 6-1）

叶片式锚机工况与液压系统工作原理表

表 6-1

工 况		换挡 手柄	换向 手柄	油 液 流 向	使用注意事项
低速挡	正车 (起锚)	向左	向右	泵出口→单向阀 8→换向阀→换挡阀→油口 A、B→油口 C→换挡阀→换向阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口	拔锚破土或入水锚链多、负载大时用，以及锚将就位时用
	倒车 (放锚)	向左	向左	泵出口→单向阀 8→换向阀→换挡阀→油口 C→油口 A、B→换挡阀→换向阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口	控制入水锚链长度用时，及停车前用
	停车	中位	中位	泵出口→单向阀 8→换向阀→油路被阀芯封闭	液压制动和停车用时
高速挡	正车 (起锚)	向右	向右	泵出口→单向阀→换向阀→换挡阀→马达油口 A→马达油口 B、C、D(马达油口 B 和 C 为一有效作用工作组，A 和 D 为另一有效作用工作组。B、C 相通，自我循环、使该作用失效；A 口进油，D 口回油，因而马达仅按单作用工作，扭矩减小一半，转速提高一倍)→换挡阀→换向阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口	常在收系锚链时或系统用时，不可在拔锚破土或重负载用时，否则会造成高压，安全阀起跳
	倒车 (放锚)	向右	向左	泵出口→单向阀→换向阀→换挡阀→马达进出口 B、C、D(由于 B、C 相通，自我循环，油仅从 D 口进入，马达呈单作用，扭矩减小一半，转速提高一倍)→马达油口 A→换挡阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口	放锚初期或系统使用时
	停车	中位	中位	泵出口→单向阀→换向阀→油路被阀芯封闭	液压制动用时

第三节 液压系缆机

HYDARLIC MOORING EQUIPMENT

一、系缆机的功用与类型

1. 功用

系缆机的功用是根据要求进行系缆或放缆，为船舶停靠码头、系带浮筒、旁靠它船和进出船坞等作业服务 是系泊设备的重要组成部分。系泊设备主要由系缆索、带缆桩、导缆孔(或导缆钳)系缆机等所组成。

2. 类型

系缆机按动力可分为电动系缆机和液压系缆机；按张力是否自动调节可分为普通系缆机和恒张力系缆机(自动系缆机)按轴线布置可分为卧式与立式系缆机。

在船首 常用锚机兼作系缆机。此时 系缆卷筒通常和锚机一起 用同一动力驱动 并可以通过离合器啮合或脱开。有的起货机也同时带有系缆卷筒，但在船尾则大多设置独立的系缆机。

二、对系缆机的基本要求

1. 足够的强度

应能保证船舶在受到 6 级风以下作用时(风向垂直于船体中心线)仍能系住船舶。

2 足够的拉力

其拉力大小应根据船舶尺寸 按《钢质海船入级与建造规范》所推荐的值选取。

3. 足够的速度

系缆速度一般为 15 ~ 30m/min 最大可达 50m/min，达到额定拉力时速度取下限值。

三、液压恒张力系缆机的基本工作原理

采用普通型系缆机的船舶，即使在船舶停泊期间，也需视潮汐的涨落和船舶吃水的变化，相应调整缆绳的松紧，而且操作时也很难保证各根缆绳受力均匀，若有一根缆绳因过载而拉断 则其他几根也将受到影响 特别是在巨型油船、散装船与大型集装箱船上 由于缆绳的直径很大，更增加了操作上的困难和不安全性。为此，在许多船舶上采用了自动调整张力的系缆机 即恒张力系缆机。

液压恒张力系缆机的形式虽很多，而工作原理基本相同。因为液压马达的输出扭矩是由马达的每转排量和工作油压所决定，故对定量液压马达而言，只要能自动控制液压马达的工作压力，就能控制液压马达的扭矩，即可自动调整系缆张力。根据具体实现张力调整的方法不同，液压恒张力系缆机可分为两大类：

1. 阀控式恒张力系缆机

图 6-18 所示为阀控式恒张力系缆机液压系统。这种系统采用定量液压泵，一般都用溢流阀来控制液压马达收缆供油管的油压。由于系泊期间液压泵的排油仅需补充马达和系统漏泄，而多余的排油都要经溢流阀溢回油箱，为减轻功率的消耗和油液的发热，常在停泊时改用流量小的辅泵供油，或如图 6-18 所示改用蓄能器 1 维持供油压力，而用压力继电器 9 根据蓄能

器压力使主泵间断工作。

2. 泵控式恒张力系缆机

图6-19所示为采用压力继电器控制变量泵的恒张力系缆机液压系统原理图。主泵采用恒功率变量泵；或采用压力继电器对普通变量泵进行二级变量控制，以使主泵在达到所要求的工作压力时就能改以小流量工作。这虽可省辅泵，但存在主泵价格较高和系泊期间工作时间长，效率低的缺点。为此，在有的泵控式系统中设有大、小二台液压泵，在系泊工况两泵同时供油，在停泊工况只有小泵供油，以减少功耗。

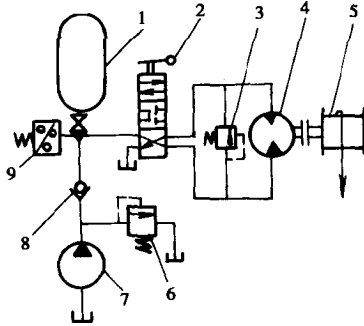


图 6-18 带蓄能器的阀控式自动绞缆机
液压系统图

1-蓄能器；2-换向阀；3-溢流阀；4-油马达；
5-卷筒；6-溢流阀；7-油泵；8-单向阀；9-压
力继电器

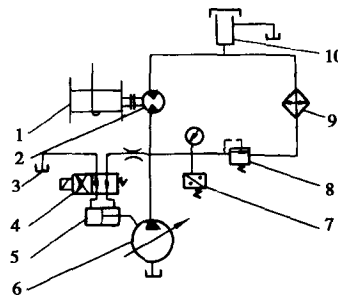


图 6-19 带压力继电器的泵控式自
动绞缆机液压系统图

1-卷筒；2-油马达；3-油箱；4-电磁换
向阀；5-变量机构油缸；6-油泵；7-压
力继电器；8-溢流阀；9-冷却器；10-膨
胀油箱

四、液压恒张力系缆机实例

图6-20所示为奈尔—三菱重工式恒张力系缆机液压系统，它在手动收缆工况采用的是泵控式张力自动控制方式，在自动张力调节工况采用的是阀控式张力自动调节方式，现将有关情况介绍如下：

1. 主要工作部件与功能

(1) 主油泵 1. 恒功率控制轴向柱塞式定向变量泵，工作压力 13.7MPa，排量范围 0~389L/min。手动操纵缆机和锚机时用，起恒功率供油作用。

(2) 液压马达 3. 既驱动锚机又驱动系缆机，为活塞连杆式，转速范围为 0~111 r/min。起锚时工作油压 10.8MPa，系缆时工作油压 13.7MPa。起执行机构作用。

(3) 工况转换阀 4. 为手动二位四通换向阀，起手动操纵工况和恒张力控制工况转换作用。

(4) 手动操纵阀 5. 为手动 K 型三位四通换向阀。起换向与调速作用。

(5) 张力自动调节块 6. 起恒压补油和超压泄油作用，起恒张力控制作用，调定最大收放缆张力。

(6) 辅油泵 2. 高压小排量内齿轮式定量泵，工作压力 13.7MPa，排量为 54.5L/min。起恒张力控制作用。

2. 主要工况与工作原理（见表 6-2）

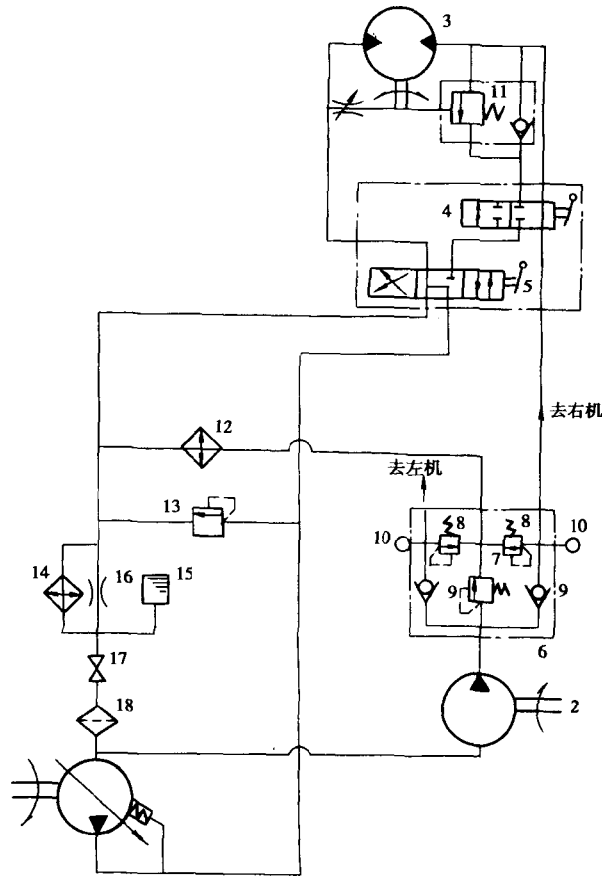


图 6-20 奈尔——三菱重工自动系统缆机液压系统

1.主油泵;2-自动系统缆油泵;3.油马达;4.自动系统工况转换阀;5.手动操纵阀;6.系缆张力自动调节块;7-低压溢流阀;8.高压溢流阀;9.单向阀;10.压力表;11.平衡阀;12.冷却器;13.主泵溢流阀;14.冷却器;15.高置油箱;16.节流阀;17.截止阀;18.滤器

奈尔—三菱重工式恒张力系缆机工况与工作原理表 6-2

工况	工况转换阀	手动操作阀	主油泵	辅油泵	油液流向	说明
手动收放缆工况	正车收缆	左位 右位	运转	不运转	主油泵 1 排油口→操纵阀 5 右位(收缆位)→转换阀 4 左位→平衡阀 11 中的单向阀→油马达正转时进油口→油马达正转时回油口→操纵阀 5 右位→冷却器 14→截止阀 17→滤器 18→油泵吸油口。	收缆速度决定于缆索张力即工作油压,张力越大,油压越高使变量油泵的排量越小,油马达转速越低,直至停转,主泵溢流阀 13 开启,从而也可实现泵控式张力自动限止,防止收缆时张力过大
	停车	左位 中位	运转	不运转	泵出口→操纵阀 5 中位,从此分①②两路: ①操纵阀 5 中位→冷却器 14→油箱; ②操纵阀 5 中位→液压马达(同时进平衡阀外控口,油压很低,平衡阀不开)→平衡阀→油路被阀芯封闭	
	倒车放缆	左位 左位	运转	不运转	主泵排油口→油马达正转时的回油口(同时经节流阀进入平衡阀 11 的控制油口,使平衡阀开启)→液压马达正转时的进油口(使液压马达反转)→平衡阀 11→工况转换阀 4 左位→操纵阀 5 左位→冷却器 14→油泵吸口	平衡阀 11 限制油马达反转不能过快,当其反转过快变成油泵运行时,进口油压降低使平衡阀关闭迫使油马达停止,直至进口油压恢复才能重新开启,继续反转

续上表

工况	工况转换阀	手动操作阀	主油泵	辅油泵	油液流向	说明
自动调节张力工况	正车收缆	右位	中位	不运转	运转	辅泵出口→阀组 6→单向阀 9→液压马达→冷却器 14→辅泵进口 此工况仅发生在缆索张力对应的液马达高压侧油压小于辅泵定压阀(低压溢流阀)7的调定压力 10.8MPa 阶段; 缆绳张力低于 9.5 t;对应的油压低于 10.8MPa,收缆速度恒为 2.5m/min
	停转保持	右位	中位	不运转	运转	辅泵出口→辅泵定压阀 7→冷却器 12→冷却器 14→辅泵进口 液马达被单向阀 9 和张力的调节阀 8 锁闭 此工况发生在张力对应的油马达高压侧油压大于辅泵定压阀 7 开启压力(10.8MPa),小于张力调节阀 8 开启压力 13.8MPa 阶段。相应的张力在 9.5t 至 18t 之间,辅泵排出压力保持 10.8MPa 不变
	倒车放缆	中位	中位	不运转	运转	液马达→张力的调节阀 8→冷却器 12→液马达。 辅泵出口→辅泵定压阀 7→冷却器 12→冷却器 14→辅泵进口 张力大于张力的调节阀 8 的调定压力 13.8MPa 时,相应的缆索张力稍大于 18t

第四节 舱口盖液压启闭装置

HYDAULIC HATCH COVER EQUIPMENT

一、舱口盖启闭装置的功用与类型

1. 功用

舱口盖启闭装置的功用是迅速安全地开启和关闭舱口盖,以便保持货物舱水密和便于装卸货作业。

2. 类型

舱口盖启闭装置按动力分有电动式和液压式;按启闭方式分有滚动式、平移式和折迭式等如图 6-21 所示。滚动式和平移式的液压执行机构一般布置在舱口围外,故万一液压油管破裂时,不易污染货物,而折迭类的执行机构一般在舱口围内易发生污染,且检修位置小,不方便。舱口盖除了利用专门装置启闭外,也有利用起货设备进行启闭的。

舱口盖液压启闭装置的液压系统根据启闭方式不同有的属于单向负载类的,有的属于双向负载类的,但总体而言与液压起货机的系统大同小异,但相对简单。

二、对舱口盖及其启闭装置的基本要求

1. 启闭迅速

这就要求舱口盖结构合理,负载轻,阻力小,启闭装置应有足够的功率。

2. 安全平稳

舱口盖的启闭常在装卸货期间,甲板上人员较多,故保证启闭的安全平稳很重要。

3. 防止污染

液压启闭装置要采取有效措施,防止漏油造成污染事故和货物受损。

4. 保证水密

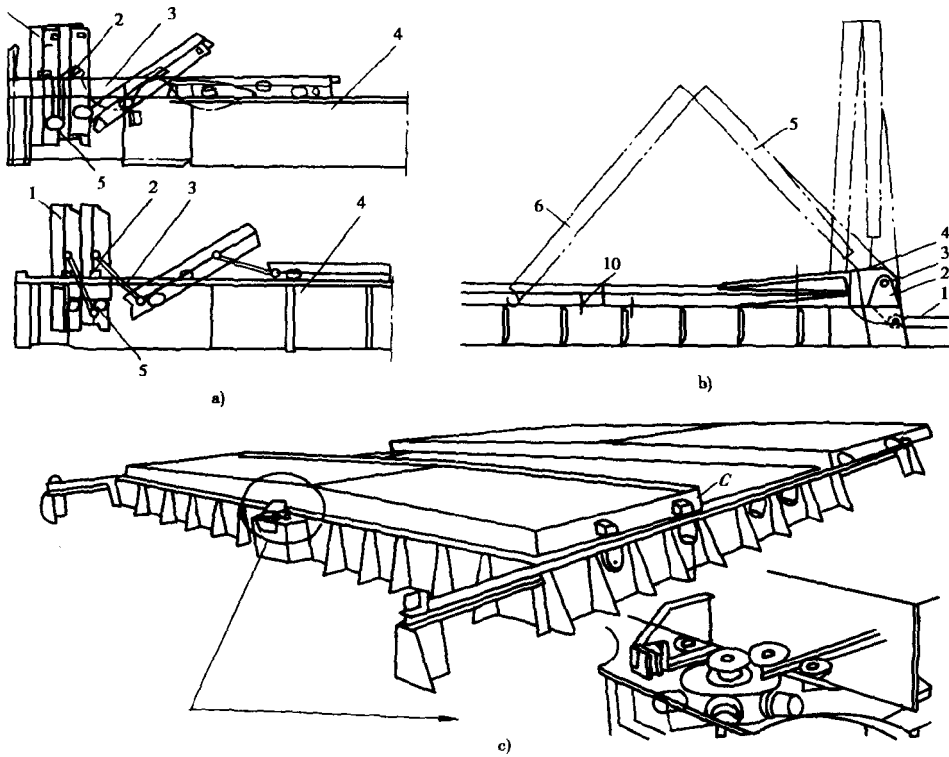


图 6-21 舱口盖启闭装置的类型

a)滚动式 ;b)折迭式 ;c)平移式

上舱口盖应保证水密 防止海水、雨水造成货损甚至危及船舶安全。

5. 管用简便

管理和操作使用应简单方便。

6. 收存方便

舱盖板应便于开启后收存。

三、舱口盖液压启闭装置实例

以图 6-21 所示的平移式舱口盖启闭装置为例，介绍其液压系统的工作原理。

平移式舱口盖主要用于散货船露天甲板的舱口 开启迅速方便 密封良好 不易污染 检修方便，但开启收存时水平占位大。其液压系统如图 6-22 所示。

当开舱时 首先按规程准备系统 起动油泵 防止油温过低和油压过高 然后将滚轮顶升控制开关扳到“顶升位”以使油缸控制电磁换向阀 2 工作于左位 让泵 1 输出的高压油从阀 2 的左位进入各个顶升油缸 3 顶升油缸将滚轮及舱盖板顶起 直到装在装置 C 内部的滚轮上升到可以滚动的位置时停止 并触发“顶升到位”反馈开关 A_0 只有当所有滚轮全部顶升到位时 即每个开关 A_0 闭合时 电磁阀 4 才处于待命状态 否则不受控 在管理中若发现电磁阀 4 不受控的故障时，应检查顶升情况和开关 A_0 此时可将“顶升控制开关”扳“复位”到“停止位”（断电），使油缸控制电磁阀 2 处于中位 使顶升油缸锁闭。再合上“开舱”指令开关 B_1 使电磁换向阀 4 工作于左位 让油进入并驱动液压马达 相应的回油经阀 4 回油箱 液压马达带动相应的齿轮齿条 或钢索 将舱盖板拉向两侧。当舱盖板开启到位时 应及时松开“开舱”指令开关

B_1 手柄 使之复位 断开电路 以使阀 4 回中 停止液压马达转动 并及时停泵。开舱期间一般让顶升油缸锁闭在顶起状态 即让阀 2 保持在中位，以防杂物落入放置滚轮的凹穴。

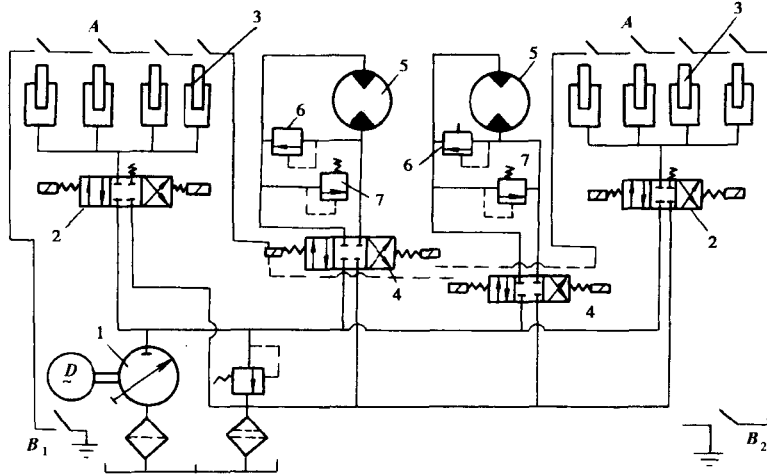


图 6-22 平移式舱口盖液压系统

1-变量油泵 2、4-电磁换向阀 3-顶升油缸 5-液压马达 6、7-溢流阀

当关舱时，重新启动液压泵 1 将滚轮顶升控制开关从“停止位”扳到“顶升位”以使油缸控制电磁换向阀 2 工作于左位 确保将顶升油缸 3 全部顶起 开关 A 全部闭合。合上“关舱”指令开关 B_2 电磁换向阀 4 工作于右位 液压马达反向进回油 从而反转 将各舱盖板拉向关闭位置。当关舱到位时 应及时松开“关舱”指令开关 B_2 手柄 使之复位 断开电路 以使阀 4 回到中位 停止液压马达转动。然后将“顶升控制开关”扳到“下降位”以使油缸控制电磁换向阀 2 工作于右位 顶升油缸 3 下降并将其中的油泄回油箱，舱口盖的滚轮开关 A 全部断开 此时可将“顶升控制开关”扳“复位”至“停止位”。舱口盖的滚轮随着顶升油缸下降而落入凹穴 依靠舱口盖的自重 将本身的密封橡皮压紧 保持水密。

第七章 液压操舵装置

HYDAULIC STEERING GEAR

第一节 液压操舵装置的组成和基本工作原理

GENERAL OPERATION PRINCIPLE AND COMPONENTS OF HYDAULIC STEERING GEAR

一、舵机的功用与类型

1. 转舵变向原理与转舵力矩和转船力矩

众所周知 转舵可以改变船舶航向 如图 7-1 所示。其原因是：当转舵角（舵叶与船舶中心线间的夹角） $\alpha = 0^\circ$ （因此时舵叶在正中，故又称为正舵）时，舵叶两侧的水流对称，水流压力相等 对航向不产生影响 当 $\alpha \neq 0^\circ$ 时，舵叶两侧的水流压力不对称，其产生的水压力的合力为 F_N ，作用于舵叶的压力中心，如不考虑水流摩擦力等次要因素， F_N 将船舶重心产生转船力矩 M_S 由于 F_N 与船舶重心不在同一水平面上 故 F_N 还会对船舶产生横倾和纵倾力矩)使船舶转向；对舵杆将产生水动力矩 M_α ，使舵叶力图向正舵方向转动。

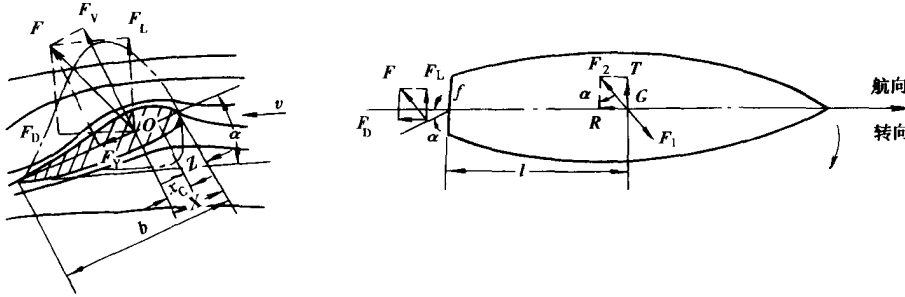


图 7-1 转舵变向原理

显然 要使船舶转向 就必须转舵 要转舵并保持舵角 就必须有人力或机械 舵机 来对舵柱施加一定的转舵力矩 M 转舵力矩 M 大小等于舵的水动力矩 M_α 与转舵摩擦力矩 M_f 之和，为简化分析，也常常约等于水动力矩 M_α 。

通过计算和实验表明，转舵角 α 与转船力矩 M_S 、水动力矩 M_α 、 M_α (转舵力矩 M) 之间存在如下关系 如图 7-2 所示 对于海船 转舵力矩和转船力矩在 $0^\circ \sim \pm 35^\circ$ 舵角范围内 随舵角的增加而增大 而当舵角为 $\pm 35^\circ$ 时 转船力矩出现最大值 此后将逐渐减小 转舵力矩仍继续随转舵角增大而增大，所以通常规定出现最大转船力矩时的舵角为最大转舵角，海船为 $\pm 35^\circ$ ，江船稍大。在最大舵角时舵机所能输出的力矩为最大转舵力矩 M_{\max} 。

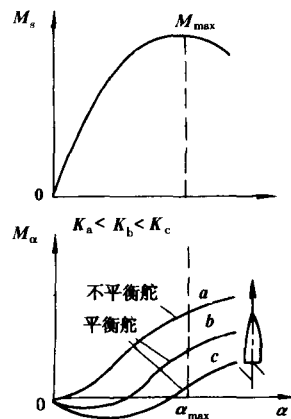


图 7-2 转船力矩、转舵力矩与舵角之间的关系

图 7-2 中所涉及的平衡舵与不平衡舵是按舵杆轴线距舵叶导边 船舶前进时舵叶的垂直方向的迎水边 另一边为随边 的距离来定的。舵杆轴线紧靠舵叶导边的舵称为不平衡舵；舵杆与导边有一段距离的舵称为平衡舵；仅在下半部做成平衡型式的舵称为半平衡舵 如图 7-3 所示。舵杆轴线之前的舵叶面积 A' 与整个舵叶面积 A 之比 称为平衡系数 用 K 表示。由图中可知 平衡系数越大 水动力矩越小，即舵机所需输出的转舵力矩越小。但平衡系数也不宜过大，否则在常用舵角 ($10^\circ \sim 20^\circ$) 范围内回舵需克服的水动力矩就较大，反而会增加舵机功耗。商船舵叶的平衡系数一般取 $0.15 \sim 0.35$ 。

2. 功用

舵机的功用是保证船舶按照人要求迅速可靠地将舵叶转到并保持在指定的舵角，以使船舶航行在给定的航线上，是确保船舶安全航行的重要设备。

3. 舵机的类型

船舶舵机按动力可分为液压舵机和电动舵机，目前海船上几乎全部采用液压舵机。

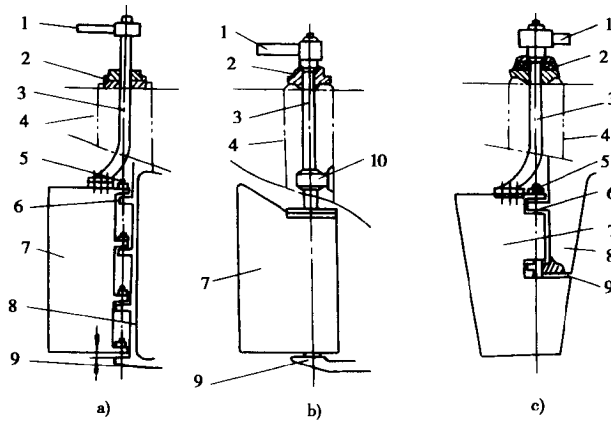


图 7-3 舵叶示意图

a) 不平衡舵; b) 平衡舵; c) 半平衡舵

1-舵柄 2-上舵承; 3-舵杆; 4-舵杆套筒; 5-舵销; 6-舵钮; 7-舵叶; 8-舵柱; 9-舵托; 10-舵承

液压舵机按换向控制方式可分为泵控式和阀控式两大类。如图 7-4、7-5 所示。

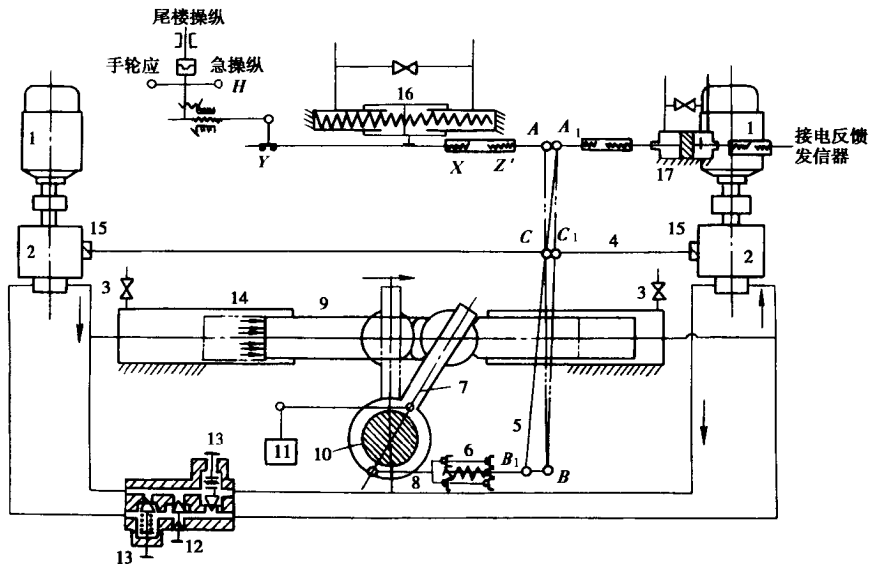


图 7-4 泵控式液压舵机原理图

1-电动机; 2-双向变量液压泵; 3-放气阀; 4-变量泵控制杆; 5-浮动杠杆; 6-储能弹簧; 7-舵柄; 8-反馈杠杆; 9-撞杆; 10-舵杆; 11-舵角指示器的鸣送器; 12-旁通阀; 13-安全阀; 14-转舵液压缸; 15-调节螺母; 16-液压遥控受信器; 17-电气遥控间

二、对舵机的基本技术要求

1. 两套以上操纵舵装置(动力),一套主推舵装置,一套为辅助应急推舵装置。
2. 在最大营运航速满载工况下,主推舵装置应有足够的强度与能力,在 28s 内将舵叶从任一舷 35°转至另一舷 30°。
3. 辅应急推舵装置(动力)在满载 1/2 最大航速或 7kn(取大值)前进时,在 60s 内将舵

叶从任一舷的 15° 至另一舷的 15° 。

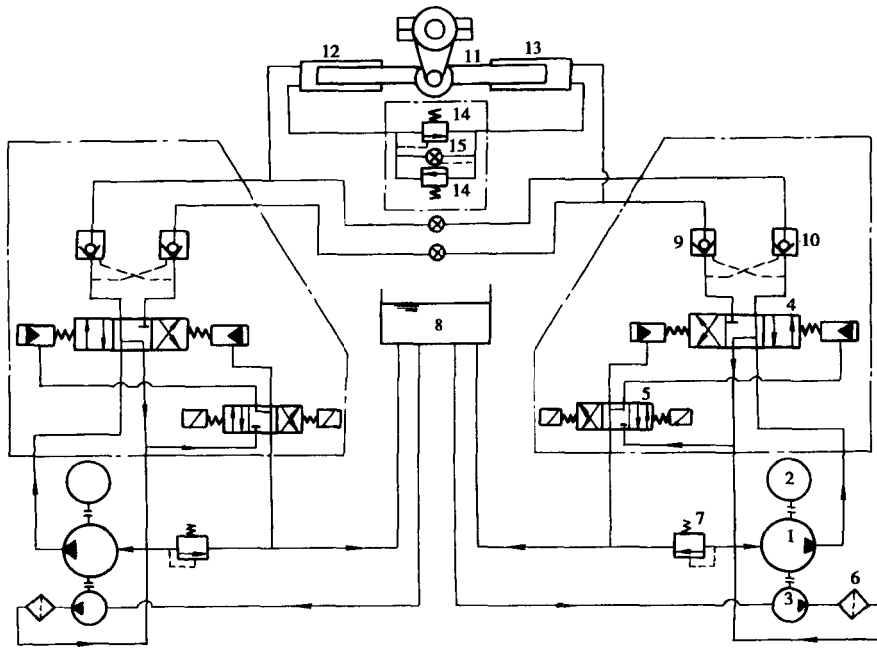


图 7-5 阀控式液压舵机原理图

1-主油泵;2-电动机 3-辅油泵;4、5- 电磁换向阀 ;6-滤器 ;7-溢流阀 ;8-油箱 9、10-液控单向阀 ;11-撞杆 ;12、13-油缸 ;14- 防浪阀 ;15-手动旁通阀

当主推舵装置备有两台以上相同的动力设备，又满足下列条件时，也可不设辅操舵装置，即当管系或一台动力设备发生单项故障时应能将缺陷隔离，以使操舵能力保持或迅速恢复；对于客船 当任一台动力设备不工作时 或对于货船 当所有动力设备都工作时 应能满足对主推舵装置的要求。但 1 万总吨以上油船、化学品船 液化气体船和 7 万总吨以上的各种船舶除外。

4. 舵杆直径大于 230mm 的所有船舶 应设有能在 45s 内向推舵装置自动提供替代动力源（应急电源），并至少可供工作半小时（1 万总吨以上 含化学品船 液化气船）对其它船舶为 10min。

5. 舵机应具有二套以上操纵装置 并可在多处 舵机房、驾驶室 实现操舵。

6. 设置安全阀，安全阀的开启压力应不小于 1.25 倍最大工作压力，流量释放能力应不小于泵总流量的 110% 压力的升高值不超过开启压力的 10% 且不应超过设计压力值。

7. 设有最大舵角限位器 并设有限位开关 使舵到达最大舵角前就停止。

8. 1 万总吨以上油船 含液化气、化学品船 要求具有两个独立的动力系统 两套动力系统间；设有自动隔离装置，当主推舵装置出现故障（重大机损除外）时能在 45s 内恢复转舵能力。

三、液压舵机的基本组成与工作原理

1. 基本组成

由图 7-4、7-5 可知液压舵机具体结构和型式较多，但按作用来分，液压舵机主要由三大部

分组成 参见图 7-6) :

(1)转舵机构其作用是将液压能转换成机械能，推动舵叶偏转。

(2)液压系统其作用是向舵机提供足够的液压能，并设置所需的保护与控制装置。液压系统包括液压油泵、控制阀件、转舵机构的液压执行部分以及管路等液压辅件。

(3)操舵控制系统又称操纵系统其作用是传递舵令和控制在舵精度。它包括操纵机构、比较环节和反馈机构。操纵机构又称远操机构，其作用是将驾驶台的发出的指令舵角信号传递到舵机房受讯器；比较环节的作用是将反馈机构输入的实际舵角信号与操纵机构输入的指令舵角信号进行比较运算放大，输出偏差控制量来对液压系统的供油量与供油方向进行控制，最终使实际舵角等于指令舵角，即偏差控制量为零；反馈机构的作用是将转舵机构的实际舵角反馈给比较环节。比较环节也称比较运算放大环节，也可把它归为操纵机构的一部分，特别是在电力式操舵控制系统中，它与操纵控制机构是做成一体的，作为操作控制机构的一个组成环节 本书为了分析方便起见 将它分离出来加以介绍。

2.工作原理

液压舵机三大组成部分之间的相互关系和工作原理如图 7-6 所示。

船舶驾驶员在驾驶台上发出操舵角指令并输入操纵机构位于驾驶台的发讯器，发讯器即将操舵角信号传递到位于船尾舵机房中的受讯器(图 7-4 中 16) 受讯器输出相应操舵信号并与反馈机构输出的实际舵角信号进行比较后输出偏差控制信号(图 7-4 中的 ABC 三点浮动杠杆是操纵机构中的比较环节，A 点输入操舵信号，B 点输入实际舵角信号，C 点输出偏差控制信号)

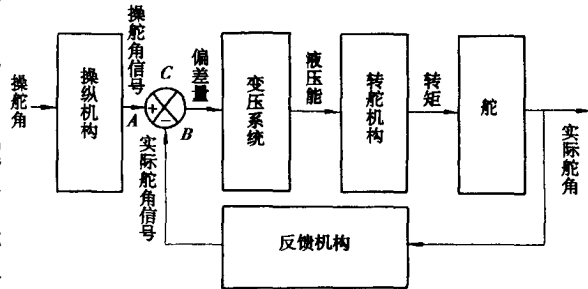


图 7-6 液压舵机基本工作原理图

液压系统中变量泵的变量机构(泵控式 参见图 7-4 泵 2)或电磁换向导阀(阀控式 参见图 7-5 阀 5) 根据操纵系统比较环节 C 点输出的偏差控制信号调节变向泵的流量和流向或换向阀的通断和换向，只要实际舵角不等于操舵角，液压系统就不停地向转舵机构提供液压能。

转舵机构将输入的液压能转换成转矩输出，推动舵叶偏转。当舵叶的实际舵角刚好等于驾驶台所输入的操舵角时，液压系统停止供油，转舵机构停止转舵，舵叶便停止并保持不动。万一由于大浪打在舵叶上，使液压系统中的连接转舵机构两侧油缸的安全阀打开，舵叶会发生偏转 这对于保护舵叶是有利的 称为防浪阀。大浪让过去后 因实际舵角不等于操舵角了 所以比较环节输出的偏差控制信号就不为零，变量泵就会离开中位供油给转舵机构，从而推动舵叶直到恢复原舵角为止。

第二节 转舵机构

HYDAULIC CYLINDER FOR STEERING GEAR

转舵机构根据动作方式的不同，分为往复式和回转式两二类。常见类型的结构如图 7-7 所示，常见转舵机构的特性比较如图 7-8 所示 主要特点如表 7-1 所示。

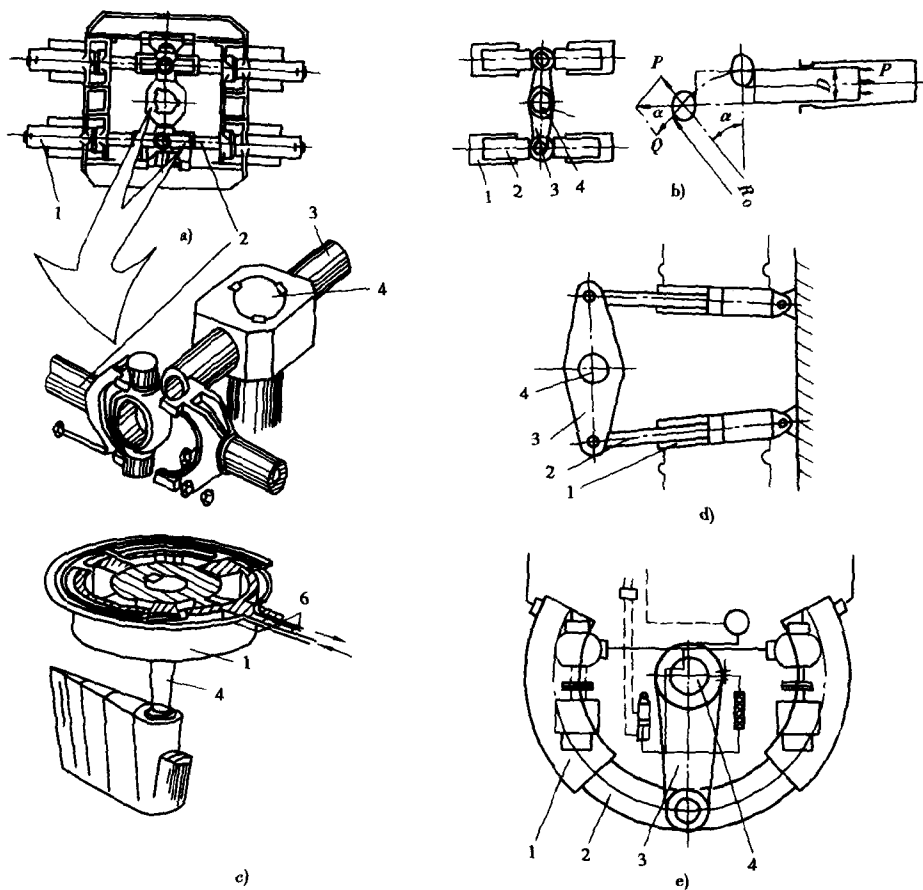


图 7-7 常见转舵机构

a)十字头式;b)滚轮式;c)转叶式;d)摆缸式;e)弧形撞杆式

1-推舵油缸;2-撞杆(柱塞);3-舵柄;4-舵杆

转舵机构的主要类型与特点

表 7-1

型式	转矩特性	密封性能	侧向力	油缸作用数	外型尺寸	加工维护	备注
往复式	十字头式	V型密封,如图7-9所示。自动补偿磨损。好。	由导板平衡	单作用	重量大,横向尺寸大,占地多	安装检修麻烦	应用最广泛。转舵力矩很大
	拨叉式		由撞杆承受,无需导板		比十字头轻10%。占地面积少10%~15%	安装检修比十字头容易	
复式	滚轮式	差。活塞采用密封环,有内漏,耐压不高,更换不易	无	单作用	占地比拨叉式少	结构简单,安装检修容易,布置灵活,方便	适用于中、小功率,同尺寸下公称转矩比滑式小。杆与轮可能脱离撞击。但杆与轮间隙可自动补偿
	摆缸式		无	双作用	占地少	加工精度高	适用于小功率,应用不普遍

续上表

型式	转矩特性	密封性能	侧向力	油缸作用数	外型尺寸	加工维护	备注
回转式	转叶式中	差, 高压时内漏难解决	无	多作用, 一般为三叶六作用	占地少	无外部润滑, 管理方便	适用于中、大功率, 应用较多
	弧形撞杆式中	好, 与滑式相同	无	单作用	横向尺寸比滑式小。占地少	加工很困难	适用于大功率, 应用不多

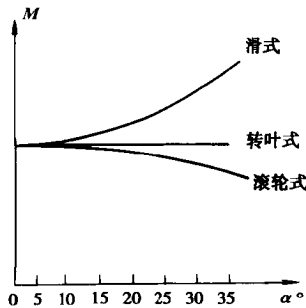


图 7-8 常见转舵机构的特性比较

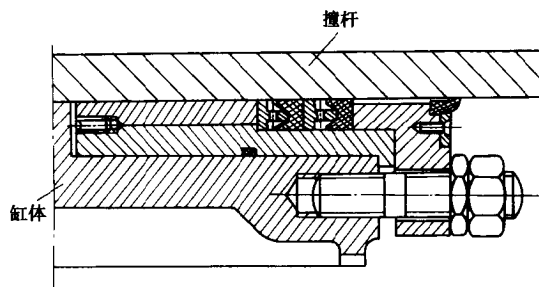


图 7-9 柱塞式液压缸的密封

第三节 舵机操纵系统

CONTROL SYSTEM FOR STEERING GEAR

船舶舵机一般都同时装备有驾驶室遥控的随动操舵系统和自动操舵系统，舵机房还设有机旁非随动操舵系统。

随动操舵系统 当操舵者发出舵角指令后 不仅可使舵叶按指定方向转动 而且在舵叶转到指令舵角后还能自动停止操舵的系统。

自动操舵系统 当船舶长时间沿指定航向航行时使用 它能在船因风流及螺旋桨的不对称作用等造成偏航时，靠罗经测知并自动发出信号，使操舵装置改变舵角，以使船舶能够自动地保持既定的航向。

非随动操舵系统 只能控制舵机的起停和转舵方向 当舵转至所需要的舵角时 操舵者必须再次发出停止转舵的信号，才能使舵停转。非随动操舵系统通常既可在驾驶室，也可在舵机房操纵 以备应急操舵或检修、调试舵机之用。

舵机操纵系统根据远操机构远距离传递操舵信号的方式不同 主要有机械式、液压式和电气式。现代船舶大多采用电力遥控系统。泵控式舵机的电力遥控系统常以伺服液压缸或伺服电机等作为在舵机房的控制执行元件，去控制舵机主泵的变向变量机构；阀控式舵机则以电磁换向阀的电磁铁作为控制执行元件，去控制换向阀阀芯的动作。

一、远操机构

1. 液压式远操机构

液压式远操机构是利用液体不可压缩的基本原理，来传递操纵运动的一种机构。系统原理如图 7-10 所示，主要由位于驾驶台的舵令发讯器 1 和位于舵机房的舵令受讯器 2 以及两者之间的连接管路等组成。操舵时，舵轮的回转通过齿轮齿条机构转变为发讯器活塞的往复运动，使受讯器中的活塞或油缸也相应动作，并将该动作传给比较环节的指令舵角信号输入端（如三点式浮动杠杆的 A 点），从而实现远距传递操舵信号的功能。这种远操系统工作较为安全可靠，但操舵者劳动强度大，如果因密封不好产生漏泄，会造成操舵偏差，因而其应用受到限制，有些场合只作为备用远操系统。

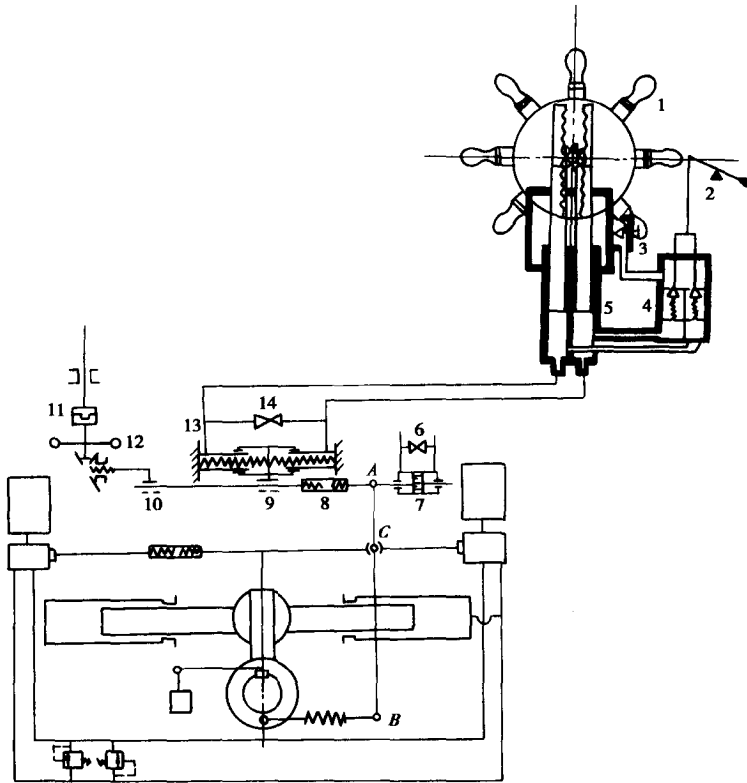


图 7-10 液压式远操机构基本原理

1-舵轮 2-手柄 3-截止阀;4-油液平衡装置;5-发讯器液压缸;6-旁通阀;7-电气遥控用液压缸;8-双头调节螺母;9、10-插销孔;11-联轴器;12-应急操纵手轮;13-受动器液压缸;14-旁通阀

2. 伺服油缸式远距操纵机构

伺服油缸式远距操纵机构液压系统的组成见图 7-11。该系统是较简单的阀控开式液压系统，伺服油缸（控制执行油缸）及双作用活塞负责以位移形式输出指令舵角信号，活塞杆一端与属于远操机构的电反馈装置相连，另一端与属于操纵系统的比较环节的指令舵角输入点 A 相连（参见图 7-6 和图 7-4）。指令舵角通过驾驶台的发讯器经内置的比较环节发给电磁换向阀 5 的电磁铁 S_1 或 S_2 ，从而使伺服活塞按相应的方向运动，当活塞位移正好与指令舵角相对应时，内置比较环节输出为零， S_1 或 S_2 均无电，换向阀 5 回中，伺服活塞停止动作并锁住。

伺服油缸式远操机构与整个舵机控制系统的关系如图 7-12 所示。

3. 伺服电机式远操机构

伺服电机式远操机构的组成见图 7-13。它与伺服液压缸式远操机构的主要区别在于用直流伺服电动机 12 代替了伺服液压缸，通过蜗轮蜗杆机构将指令舵角信号以位移（电机转角）形式传给操纵系统比较环节的舵令信号输入点 A。直流伺服电动机由直流发电机 15 供电，供电就转动，不供电就停转。工作时，直流发电机 15 由交流电动机驱动，保持不断转动，但是发不发电取决于其激磁绕组 16 有没有电流通过。激磁绕组 16 的电流是由操舵电位计 2 与反馈电位计 3 组成的电桥经放大器 17 供给的。电桥与放大器属于比较放大环节，舵轮 1 的角位移量（操舵角）与直流伺服电动机 15 的角位移量（经齿轮齿条机构 4 反馈）相等时，比较环节电桥输出为零，不相等时输出不为零，所以就保证了伺服电动机 15 始终追随舵轮的运动，从而保证了远操机构的输出量（操纵系统的比较环节 A 点输入量与指令舵角始终相对应，略有延迟）。

二、操纵系统的比较环节

比较环节是负反馈式自动控制中不可缺少的重要环节，在船舶舵机的操纵控制中应用的比较环节主要机械式和电力式两种。不管比较环节的型式和结构如何，都具有二个基本特征：一是有二个信号输入接口和一个信号输出接口；二是指令信号输入量减去反馈信号输入量等于输出控制量。了解这二个特征对识别比较环节很有帮助。

1. 机械式比较机构（三点式浮动杠杆比较机构）

三点式浮动杠杆比较机构直观、可靠、简单、实用，是目前海船上泵控式舵机中应用最广泛的一种比较机构。

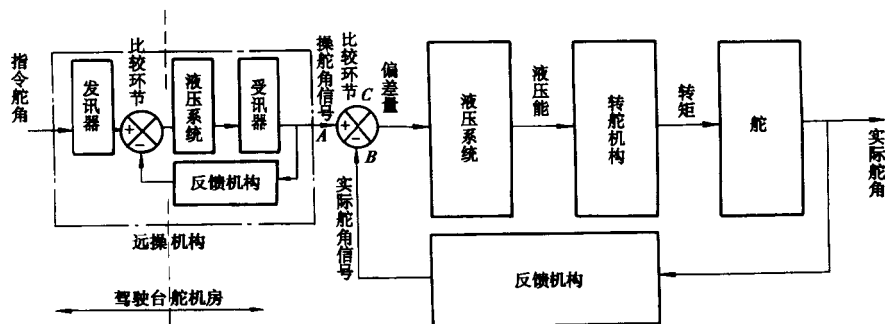


图 7-12 远操机构与整个舵机控制系统的关系

三点式浮动杠杆比较机构非常简单，就是一根杆，如图 7-14 所示。杆上有 A、B、C 三点，A 点为操舵信号输入点（简称操纵点）与操纵杆相连，可以接收各种远操机构的舵令输出，也可以接受机旁操纵机构的舵令输出；B 点为实际舵角反馈信号输入点（简称反馈点）与带储存弹簧的反馈杆相连，反馈杆的另一端与舵柄相连；C 点为偏差控制信号输出点（简称控制点），

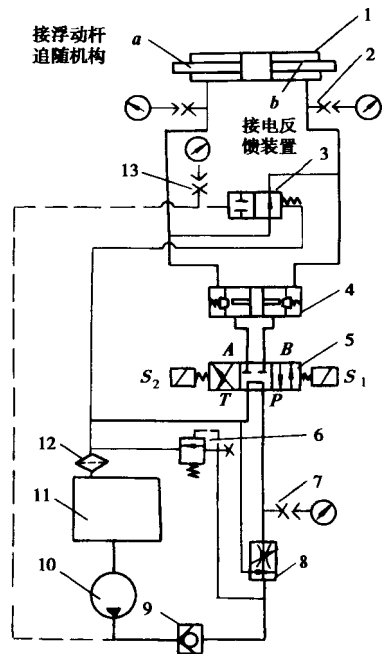


图 7-11 伺服液压缸式远操机构液压系统原理图

1:伺服液压缸;2、7、13-压力表快速接头;3-液控旁通阀;4-油路锁闭阀;5-电磁换向阀;6-安全阀;8-溢流节流阀;9-单向阀;10-液泵;11-油箱;12-回油滤器

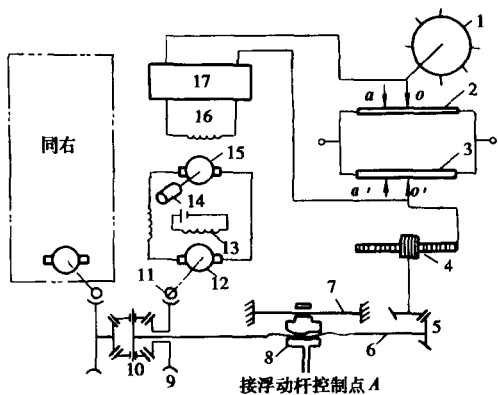


图 7-13 直流伺服电机式远操机构原理图

1-舵轮;2-操舵电位计;3-反馈电位计;4-齿轮齿条机构;
5-锥齿轮副;6-螺杆;7-导杆;8-滑块螺母;9-蜗轮;10-行星
齿轮;11-蜗杆;12-直流伺服电动机;13-直流电动机激磁
绕组;14-交流电动机;15-直流发电机;16-直流发电机激
磁绕组;17-放大器

点正好被拉回到零排量位置 C 点 舵叶便停在的 10° 位置保持不动。实际上，浮动杠杆的动作并不是分步进行的，而是在 A 点带动 C 点偏离中位后，由于油泵排油，推动舵叶， B 点就要移动 只是 A 、 C 动作领先 舵叶和 B 点动作追随其后而已。

当驾驶台发出回舵指令时， A 点又会从 A_1 位置移回中位，于是 C 点也偏离中位向左移动 使液压反向吸排 因此舵叶也就向中位偏转，使 B 点从 B_1 位置向中位移动。直到舵叶转到由 A 点位置所确定的操舵角时， C 点才回到中位，油泵停止排油，舵叶也就停住不动。

由上可见，不管操舵角为多少或什么方向，只要实际转舵角不等于操舵角，控制点 比较机构输出点 就不会回到零位（即输出量就不为零）油泵排量就不会为零，舵叶就会继续偏转，直到实际舵角等于操舵角为止。这种能使系统的输出量（实际舵角）始终追随输入量（指令舵角）的机构也称三点式浮动杠杆追随机构。

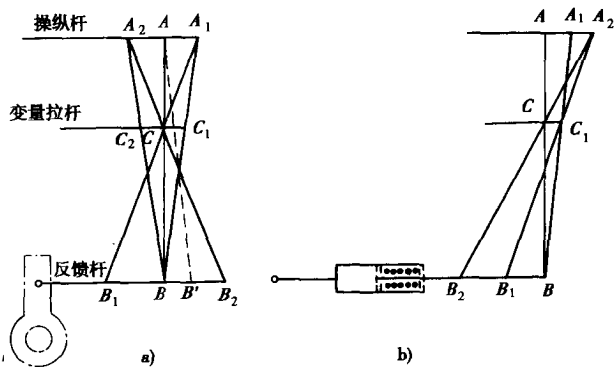


图 7-14 三点式浮动杠杆比较机构

2. 电力式比较机构

电力式比较机构常见的有电桥电路（参见图 7-13）、比较放大器等 其原理在电子学课程中有专门阐述，在此从略。

三、反馈机构

1. 机械式反馈机构

液压舵机的机械式反馈机构较简单，是一根带双向压缩弹簧（称储存弹簧）的杆件，主要与机械式比较机构配合使用，如图 7-14 所示。

与变量泵的变量机构的变量控制杆相连。下面以驾驶台操舵为例说明其工作原理如下：

当驾驶台操舵角为零，舵叶实际舵角也为零时 杠杆处于平行于船中线位置 即杆 ABC 所示位置 控制点在 C 点时为零输出位置，对应的油泵变量机构处于零排量位置。

当驾驶台将舵轮转到某一舵角，假设为右 10° ，则在远操机构作用下操纵点从 A 点也移动到对应于右 10° 的行程的位置 A_1 点 此时因舵叶还未转动 故 B 点不动 杠杆以 B 点为支点摆动 将控制点从 C 点拉到 C_1 点位置，变量机构被拉离中位 油泵向转舵机构供油 舵叶随之偏转 从而将反馈点从 B 点拉向 B_1 点，此时因操纵点保持在 A_1 点位置不动 故杠杆绕 A_1 点摆动 将控制点从 C_1 点位置向 C 点方向拉，当舵叶偏转角正好转到右 10° 时 反馈点正好被拉到 B_1 点位置 控制

反馈杆中装有储存弹簧的目的是：使以反馈杆在必要时能依靠弹簧自动伸长和缩短，以补偿操舵行程受到变量泵最大变量行程的限制，保证操大舵角时操舵动作能一次性顺畅地完成，并且使油泵有较长时间处于最大排量下工作。储存弹簧的工作原理如下：

如果没有储存弹簧如图 7-14a)所示，则在较小的舵角对应于变量泵的最大变量行程的情况下操大舵角时， A 点未到达大舵角所对应的行程时，杠杆就会受到油泵的最大变量行程的限制而摆动受阻，这有可能造成油泵变量机构拉坏或杠杆弯曲或操舵动作受阻，只能等舵叶转动， B 点动一点为 A 点的动作让出行程后， A 点才能继续向大舵角方向移动一点，这使得只能断续地完成大舵角的操舵动作。而在最大舵角对应于油泵的最大变量行程的情况下，是可以顺畅地一次性完成大舵角操舵动作，但小舵角只能对应于油泵的小排量，使转舵速度太慢，显然也不行。

如果装了储存弹簧如图 7-14b)所示，则在较小的舵角对应于变量泵的最大变量行程的情况下操大舵角时在操纵点移动到 A_1 点位置、控制点移动到最大行程所对应的 C_1 位置后，控制点保持在 C_1 点不动操纵点继续从 A_1 点移动到 A_2 点，反馈点通过压缩弹簧而使相应的 BB_1 这段行程被储存，从而使操舵动作得以一次性完成。随着舵叶的转动，弹簧逐渐恢复原长。从弹簧被压缩开始到恢复原长为止，油泵一直处于最大排量下工作，从而使油泵有较长时间处在最大排量下工作，保证了转舵速度。弹簧恢复原长后到舵叶转到指令舵角这过程中，杠杆以 A_2 点为支点摆动当反馈点到达 B_2 点时，控制点正好被拉到零位，油泵排量为零，舵叶停在指令舵角。由于储存弹簧能储存操舵行程，因此而得名。

储存弹簧是一个双向受压的弹簧，即不论弹簧两侧杆件端点间的距离因受拉而伸长还是因受压而缩短弹簧均受压。储存弹簧不能太软否则可能使 B 点先于 C 点而移动小舵角操舵也就无法进行储存弹簧也不能太硬否则大舵角操舵所需的操舵力又会太大如无法达到，则反馈杆实际上相当于一刚性杆，储存弹簧不起作用，大舵角操舵难以一次完成。

2. 电力式反馈机构

电力式反馈机构主要与电力式比较环节配合使用，主要工作特点是将实际舵角转换成相应的电信号形式传送给比较机构。有电桥式、自整角机等多种型式。一般用在阀控式液压舵机中和电力远操机构中。

第四节 舵机液压系统实例

TYPICAL HYDAULIC SYTEM OF STEERING GEAR

液压舵机的型式很多，现以两种较为典型的液压舵机，对泵控式和阀控式舵机液压系统的主要特点加以简要介绍。

一、泵控式舵机液压系统

图 7-15 所示为国产泵控式舵机的液压系统原理图。舵机的公称扭矩为 $637/735\text{kN}\cdot\text{m}$ 。主泵为斜盘式轴向柱塞双向变量泵，辅泵为齿轮泵，操纵系统采用直流伺服电机式远操机构和三点式浮动杠杆比较环节。

1. 工况的选择

本系统设有二台主泵四个柱塞液压缸其中 1号、4号缸一组和 2号、3号缸一组分别与主泵的两根主油管相连。为提高系统的工作可靠性，系统中设有专门用于应急工况下使用的

工况选择阀箱。

工况选择阀箱中共装有 12 个单阀座截止阀。其中与液压缸相接的 $C_1 \sim C_4$ 称缸阀 平时常开; $O_1 \sim O_4$ 称旁通阀 平时常闭。如果某液压缸因故不能工作 (例如严重漏泄) 可将它与另一只液压缸 (只要不是同组的 (即对角布置的) ——如 1 号和 4 号或 2 号和 3 号) 一起停用。这时应将停用的一对缸的缸阀关闭, 相应的旁通阀要开启。 $P_1 \sim P_4$ 称泵阀 平时常开, 以便随时能在驾驶台启用任何一台泵。只有当主泵损坏需要修理时才将其一对泵阀关闭。阀箱可使该型舵机具有五种工况可供选择, 常用的有:

学习指导

阀箱操作要领:
 阀箱共有三类阀,
 泵阀缸阀旁通阀;
 泵阀缸阀要常开,
 除非漏泄元件坏;
 工况选择禁对角,
 缸阀关闭旁通开。

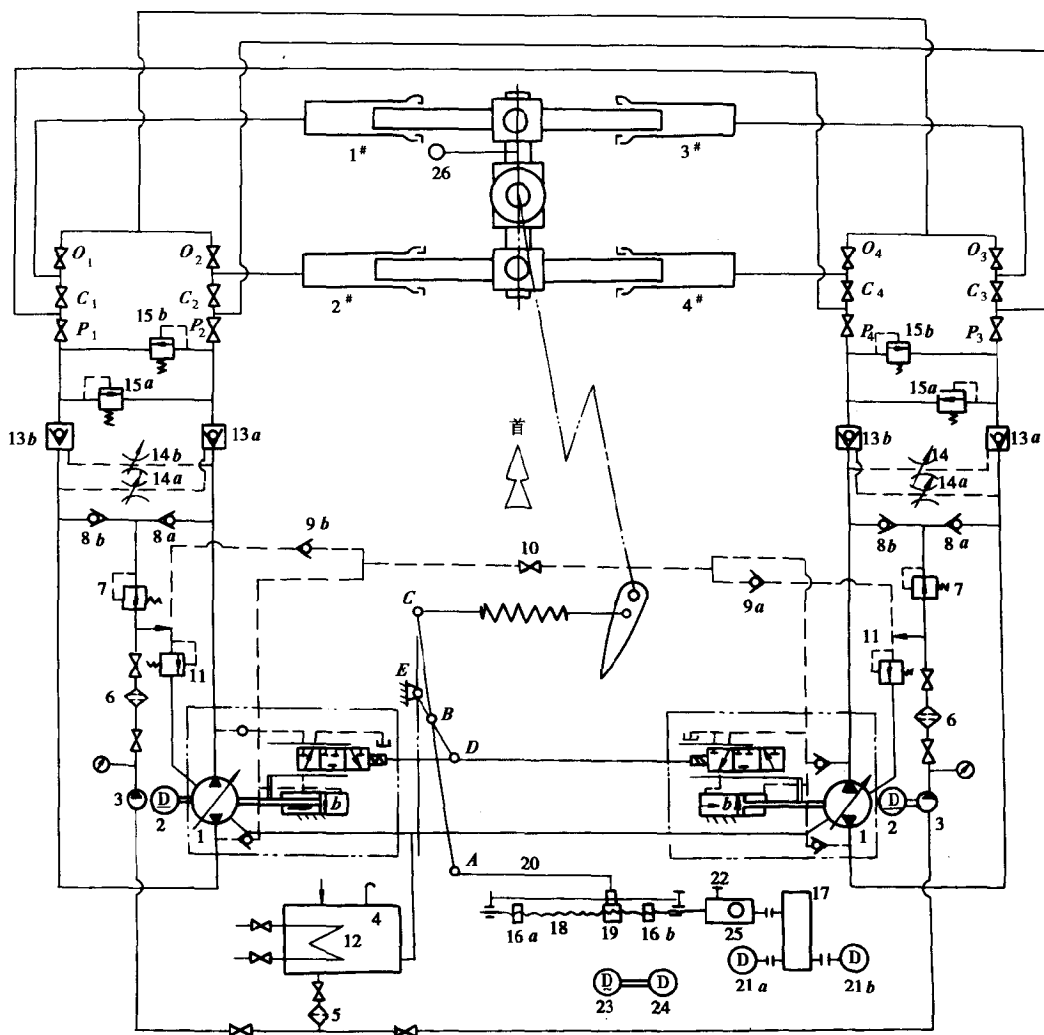


图 7-15 泵控式舵机液压系统

1.主泵;2.电动机;3.辅泵;4.油箱;5.粗滤油器;6.细滤油器;7.减压阀;8,9.单向阀;10.旁通阀;11.溢流阀;12.冷却器;13.液控单向阀;14.可调节流阀;15.安全防浪阀;16.限位螺母;17.减速器;18.螺杆;19.导块;20.连杆;21.伺服电动机;22.手轮;23.交流电动机;24.直流发电机;25.操舵角反馈装置;26.舵角发讯器

单泵四缸工况——适于开阔水面正常航行 其最大转舵扭矩等于公称转舵扭矩 转舵时间能满足规范要求。

双泵四缸工况——适于进出港、窄水道航行或其他要求转舵速度较快的场合。转舵速度约较单泵四缸工况提高一倍，而转舵扭矩与上述工况相同。

单泵双缸工况——在某缸有故障时采用。这时转舵速度约较单泵四缸工作时提高一倍，转舵扭矩则比四缸工作大约减小一半。故必须用限制舵角（或降低船速）来限制水动力矩，否则工作油压可能超过最大工作压力而使安全阀开启。

该类型舵机不满足 1 万总吨以上油轮对舵机的要求。

2. 主油路的锁闭

采用双联液控单向阀 13a、13b 实现主油路的锁闭。图示锁闭阀属主泵启阀式。其可调节节流阀 14a、14b 用来调节液控单向阀中控制油的流速，既能使主油路上的单向阀及时开启回油，又使它能在舵叶受负扭矩作用时关闭的速度尽可能减缓。但是当舵叶上负扭矩较大时，回油侧单向阀仍然难免骤然关闭而产生撞击。

主油路锁闭阀 锁舵阀 的作用有二：一是锁闭备用泵油路 以防备用泵逆转旁通 二是锁闭主泵中位时油路，以防漏油跑舵。

3. 放气和压力保护

系统在各液压缸顶部和油管高处设放气阀，以便在初次充油或必要时放气，这对闭式系统是必不可少的。

系统设有安全阀 15a、15b 其功用是在转舵时防止液压泵排油侧压力超过最大工作压力过多，以免液压泵过载；在停止转舵时，当海浪或其他外力冲击舵叶而导致管路油压过高时开启 使油路旁通 防浪让舵 保护管路、设备安全。

4. 辅泵的作用与补油、冷却、提供控制油和放气

泵控式舵机液压系统大多设有辅泵，其流量一般不低于主泵流量的 20%。本系统所设辅泵 3 是齿轮泵，主要作用为：

(1)为主油路补油。辅泵 3 供油经单向阀 8a、8b 向低压侧油路补油。补油压力由减压阀 7 调定为 0.8MPa 左右。有的舵机不用辅泵补油，只设高位补油柜，在吸入侧压力降低时经单向阀组进行补油。

(2)冷却、润滑与冲洗主泵。系统中经溢流阀 11 的溢油进入主泵壳体再流回油箱 起冷却和润滑主泵的作用。这对保证主泵在零位时的可靠运行颇有好处。

(3)为主液压泵伺服变量机构供油。辅泵 3 所供控制油的压力由溢流阀 11 调定为 15MPa 左右。有的舵机辅泵还为伺服液压缸式遥控系统或电液换向阀提供控制油；用油压开启主油路锁闭阀。

该型舵机一般货船上应用广泛，但据 IMO 规定 若要用于 1 万总吨及以上的油轮、化学品船和液化气船，需改进以配备单一损伤自动探测与隔离等设备。

二、阀控式舵机液压系统

1. 系统组成与工作

图 7-16 所示为哈特拉帕 R4V 型阀控式舵机的液压系统。

主泵为定量液压泵，操纵系统为电力式操纵系统。这是一般阀控式舵机的共性。

液动换向阀 6 采用 M 型机能 除能控制转舵方向外 还能在中位时锁闭主油路和让主泵卸

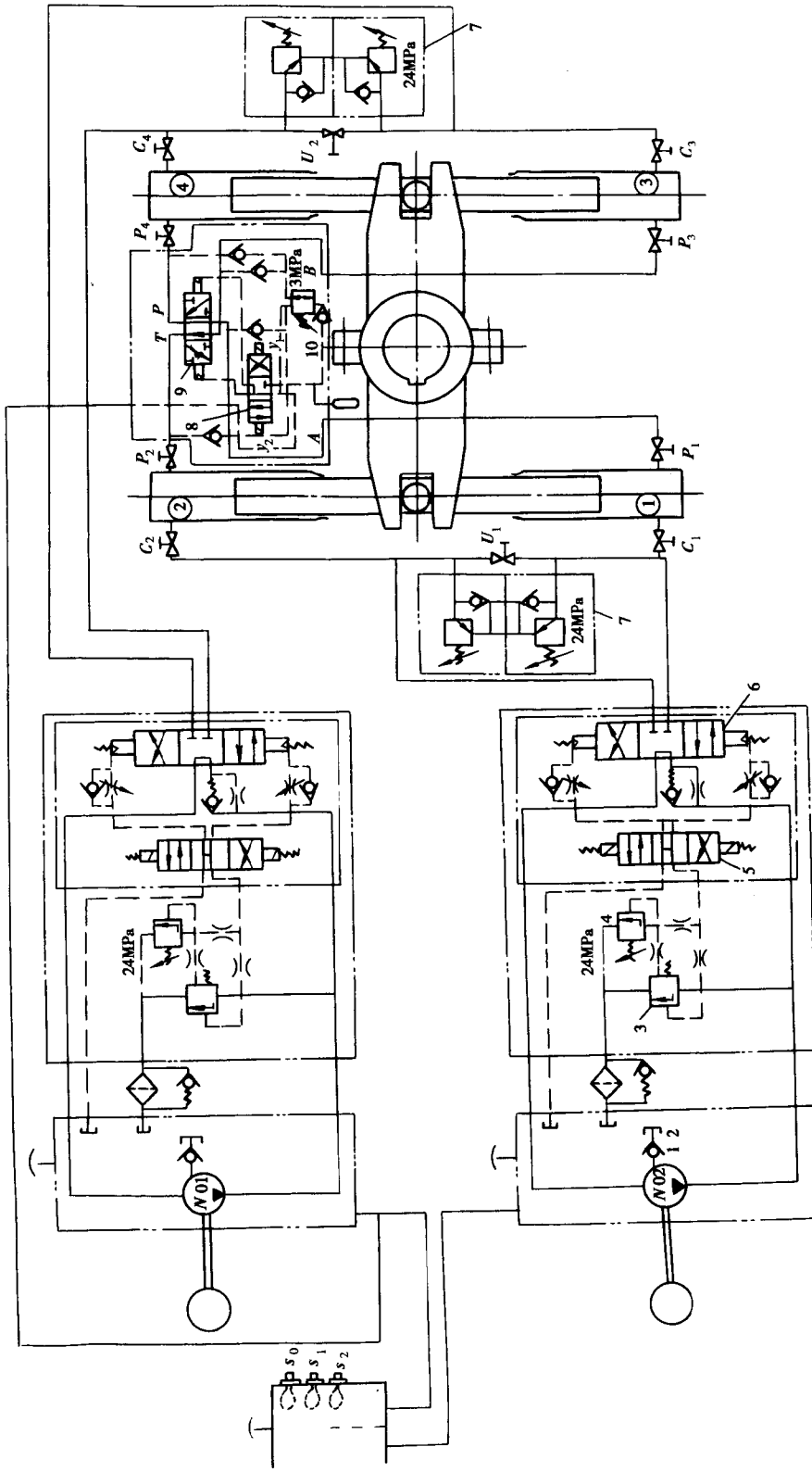


图 7-16 阀控式轮机液压系统原理图
 1-单向阀;2-高位油箱;3-溢流阀的主阀;4-溢流阀的导阀;5-电磁换向阀;6-液动换向阀;7-双向溢流阀;8-电磁换向阀;9-液动换向阀;10-减压阀

载。液动阀 6 的先导阀为电力远控的 H 型电磁换向阀 5。

液压泵安全阀采用先导式溢流阀（主阀 3 和导阀 4）整定压力为 24MPa。当换向阀 5 处于中位时溢流阀 3 的外控油口通油箱泄油，主泵卸载。

当电磁换向阀 5 因某侧电磁线圈通电而离开中位时，溢流阀 3 因外控油口经阀 5 直通油箱的油路被隔断，其开启压力则由导阀 4 的整定值所决定，主泵排油压力升高。其排油一方面作为控制油经阀 5 去控制阀 6 的偏移位置，一方面直接经阀 6 所控制的油路去转舵。接到指令舵角时，舵柄上的电反馈信号发送器，将信号送到操舵仪，当反馈信号与指令舵角一致时，阀 5 的电磁线圈即行断电而使阀回中，主泵重新卸荷。

高位油箱 2 比系统最高点至少高出 0.5m 经单向阀 1 向系统补油。这种系统只是在转舵时液压油才封闭循环，而在停止转舵时泵的排油全部排至油箱，属于有利于油液散热的半闭式系统。

2. 工况选择

该类型舵机液压系统中设有手动工况选择阀箱：其中 $P_1 \sim P_4$ 为泵阀、 $C_1 \sim C_4$ 为缸阀， $U_1 \sim U_2$ 为旁通阀。操作要领与泵控系统相同。

3. 单一损伤自动探测与隔离装置

当发生某处油管破裂，密封损伤等故障发生严重漏油时，高位补油油箱中的油位将迅速降低导致液位开关 S_1 动作，在驾驶台和机舱均发出声光警报。如果液位继续下降时， S_2 动作，自动切换工作油泵、油缸和油路，隔离故障部分，保证舵机能继续操舵，以满足 IMO 对 1 万总吨及以上油轮等船舶提出的在 45s 内恢复舵机操舵能力的要求。

本类型舵机能满足根据国际海协 1983 年提出的要求（我国船舶检验局也已认可）舵机液压系统应备有保持液体清洁的装置；每个液压油贮存器内应设低液位报警器；应设有一个固定的贮油柜，其容量至少满足充满一个动力传动系统（包括液压油箱）。

与泵控式舵机相比，阀控型舵机所用的泵和系统一般比较简单，初置费用较低。其缺点是换向时液压冲击比泵控系统大，阀的工作可靠性也不如泵；其次是停止转舵时主泵流量并不减少（虽然排压较低），能耗较大，油液易发热，经济性较差。阀控式系统一般只用于中小功率场合。

阀控式舵机也可采用开式系统。开式系统油液在油箱中可以较好地散热和沉淀杂质，但需要的油箱容积较大，空气和杂质进入系统的机会较多，负扭矩时也不能回收能量。

第五节 液压舵机的管理

OPERATION MANAGEMENT FOR HYDAULIC STEERING GEAR

一、舵机安全操作要点

舵机是事关安全航行的重要设备，一旦在航行中发生故障对海上人命安全和环境将造成严重威胁或重大损失。因此要做到防患于未然，严格按船上的有关规程进行检查、维护和操作，在开航前二小时内应做好起动车前的准备工作与试舵工作。就一般情况而言，液压舵机的维护管理和操作除要遵守液压装置的管理原则外，应特别注意以下几点：

1. 起动车前的准备工作

(1) 油 油位检查，油箱和兼作油箱的油泵壳体的油位应正常；油润滑部位检查，并在撞

杆、舵承等处适当布油或注压油脂；油路检查，消除跑冒滴漏污等现象与隐患。

(2)电 电机、电路、电开关的电器设备检查，消除绝缘低下等不正常现象。

(3)阀 阀件的启闭状态检查，确保启闭正确可靠。

(4)机 机器设备状态外观检查，确认其处于适于起动状态。特别注意舵角指示器等指示仪表仪器的情况，确认其指示正常。

(5)盘 盘动油泵，确认各运动部分无卡阻，固定部分无松动。

2. 试舵

在轮机员做好舵机起动前准备后，在舵机房用电话通知驾驶台，会同驾驶员进行联合试舵（驾驶台操作由驾驶员完成）：

(1)将驾驶台操舵仪上操舵转换开关转到手动位置，按起动按钮起动一套油泵机组；

(2)将舵轮从正舵位置分别转到二舷 5° 、 15° 、 25° 、 35° 处并稍作停顿 然后舵轮回零 停止这套油泵机组。在此过程中，驾驶员和轮机员共同观察检查舵机及其操纵系统、舵角指示器是否可靠地工作 有无异常现象。轮机员应特别注意听声（机器声）看表（电流表、电压表、功率表、油压表、舵角表）察动（各机构的动作）查漏（管接头与撞杆密封处）

(3)起动另一套油泵机组，作与 2)相同的操作与检查。

(4)再起一套油泵机组（双泵工况）作与 2)相同的操作与检查。

(5) 将转换开关转至应急操舵位置，进行操作，检查应急操舵装置工作是否正常可靠。

3. 试舵中需参照的有关标准

《液压舵机通用技术条件》（CB 3129—82）对舵的控制及舵角指示、限位有以下要求：

(1)电气舵角指示器的指示舵角与实际舵角之间的偏差应不大于 $\pm 1^\circ$ 而且正舵时须无偏差。

(2)采用随动方式操舵时操舵器的指示舵角与舵停住后的实际舵角之间的偏差应不大于 $\pm 1^\circ$ 而且正舵时须无偏差。

(3)不论舵处于任何位置，均不应有明显跑舵（稳舵时舵叶偏离所停舵角）现象。在台架试验中 当舵杆扭矩达到公称值时 往复式液压舵机的跑舵速度不得超过 $0.5^\circ/\text{min}$ 。转叶式液压舵机应不超过 $4^\circ/\text{min}$ 。

(4)采用液压或机械方式操纵的舵机，滞舵（舵的转动滞后于操舵动作）时间应不大于 1s ，操舵手轮的空转不得超过半圈，手轮上的最大操纵力应不超过 0.1kN 。

(5)电气和机械的舵角限位必须可靠。实际限位舵角与规定值之差不得大于 $\pm 30'$ 。

4. 实际舵角与指令航角一致性的调整

如随动舵的实际舵角与指令舵角零位不符，舵角偏差超过 $\pm 1^\circ$ ，需对操纵系统进行调整。

调整的具体方法会因具体舵机型式不同而有所不同，但调整的的基本原则是一致的，即调零优先，分段调整。

对于不设浮动杠杆式追随机构电气遥控系统，应检查和调节系统的各个环节。当舵轮处在零位时，操舵信号发送器的输出应调整为零；当舵叶在零位时，反馈信号发送器的输出也应调整为零；而在操舵轮位于其他舵角时，只有当舵叶转至指令舵角时反馈信号才应该为零。

对于设有浮动杠杆机构的控制系统，首先应使遥控系统在舵机房的执行元件，以及变量液压泵和舵叶三者同时处于零位。

现以本章所述泵控式舵机实例（参见图 7-15）为例来说明具体的调整步骤：

(1)停用驾驶室的遥控机构，采用机旁操舵，使遥控系统在舵机房的执行元件（图中的导块

19 处于中位。

(2) 起动左舷液压泵，如舵停止时并不处于零位，则应松开左泵变量机构拉杆的锁紧螺母，然后转动调节螺套，使主泵变量机构动作，直至舵叶能够停在零位时为止。

(3) 换用右舷液压泵，如舵不能停在零位时，则用同样的方法调节变量机构的拉杆（注意保持左泵与拉杆的相对位置不变）直至舵能停在零位时为止。

(4) 将锁紧螺母锁紧 再次验证两泵的工作 直至确认无误为止。

在按上述要求调整浮动杠杆追随机构以后，将舵转至左、右最大舵角，并在螺杆 18 上的导块 19 实际到达的极限位置，将限位螺母 16a、16b 固定。然后再检查调整电气遥控系统。

二、舵机常见故障分析

1. 舵不能转动

(1) 遥控系统失灵，机旁操纵正常

对电气遥控系统 可能是电路断路 保险丝烧断 接点脱焊或接触不良 电气元件损坏等)，也可能是其中的机械传动部分有故障（例如导杆卡阻或应插的插销未插好等）。

如果控制系统具有伺服液压缸 还可能是控制油源中断（辅泵损坏 油位过低等）伺服液压缸旁通阀未关，溢流阀开启压力太低或换向阀不能离开中位等。

(2) 主泵不能供油

故障症状为舵机无法转动，是否是主泵不能供油造成的舵机不能转动，可通过换用备用泵加以验证。

如果是泵变量机构卡住，而两台主泵又是共用一套浮动杠杆机构，须先将故障泵的变量机构脱开，才能换用备用液压泵。

如果液压泵机组不能起动，可先用盘车的方法判断液压泵是否有机械性卡阻；再查明是否有电路故障，此时应注意有的装置有连锁保护，辅泵未起动前主泵无法起动。

如果液压泵能运转但几乎没有油压，则在排除主油路旁通或泄漏的可能性后，即表明主泵没有供油，对阀控开式舵机液压系统，可先检查循环油柜是否缺油，或吸入管是否堵塞；对泵控式舵机，则应以机旁操纵方法，检查泵的变量机构能否正常动作。若是变量机构卡住，差动活塞控制油中断或油路堵塞，浮动杠杆机构销子断落或储能弹簧太软，则机旁操作也无法使液压泵离开中位，必要时可拆检泵的变量机构或泵本身，以判明损坏工作部件。

(3) 主油路旁通或严重泄漏

故障症状为主泵吸、排油压相近（相当于辅泵工作压力）。

主油路旁通的原因可能是因备用泵锁闭不严（反转）旁通阀开启、安全阀开启压力过低或被垫起，阀控式系统则也可能是因换向阀有故障不能离开中位所造成。

(4) 主油路不通或舵转动受阻

故障症状为主泵排出油压高，噪声大，安全阀开启。

主油路不通的最大原因可能是泵阀、缸阀未开或主油路的液控锁闭阀打不开。

2. 只能单向转舵

(1) 遥控操舵时只能单向转舵，改用机旁手动操舵则正常。

其原因可能是电气遥控线路故障（例如电磁换向阀一端线圈断路）或控制用伺服液压缸一侧严重泄漏等造成。

(2) 变量泵只能单向排油。

原因可能是泵变量机构单向运行发生困难，例如单向卡阻或差动活塞控制油孔堵塞等。

(3)主油路单方向不通或旁通。

原因可能是某侧的安全阀开启压力过低、或主油路锁闭阀之一在回油时不能开启。

3.转舵时间达不到规范要求

(1)主泵流量太小

原因多数是因磨损过度造成泵内泄漏严重，或者是泵局部损坏所致，有时也可能是变量机构行程太短或泵转速达不到额定值的缘故。

(2)遥控系统操舵动作太慢，改用机旁操舵后转舵时间即可符合要求

工作正常时，浮动杠杆的操纵点 A 从一舷满舵位置移到另一舷满舵位置所需时间应在 22 ~ 24s。如果上述时间明显增加，对伺服电机式远操机构，可能是电路有故障、激磁电流不足或反馈信号太强；对伺服液压缸式远操机构，则可能是提供控制油的辅泵流量不足或调速阀调定的流量太小，此外，也可能是伺服液压缸油路泄漏严重等造成。

(3)主油路有旁通或泄漏

这往往同时会引起冲舵、跑舵或滞舵。除外部泄漏外，可能是安全阀、旁通阀等关闭不严，或双作用液压缸、转叶液压缸内部密封损坏，或备用泵油路锁闭不严，主油路换向阀内部泄漏严重等。

4.滞舵

滞舵为舵叶的转动滞后于操舵动作，原因大多为：

(1)主油路中混有较多气体——这时即使机旁操舵，滞舵现象也不会消除，且转舵时可从高压侧放气阀放出气体。原因可能是充液或检修后放气不够彻底，也可能是油箱中油位太低或补油压力太低。对闭式系统，如系统有泄漏，则撞杆位移就不足以填补低压侧液压缸中被吸走的油液容积，以致使泵吸入侧压力太低而吸入空气。辅泵轴封损坏时也会造成大量空气进入。

(2)遥控系统动作迟滞。例如伺服液压缸或控制油路中存有气体、控制系统机械传动部件的间隙太大等。

(3)泵控系统主油路泄漏或旁通严重。在这种情况下，由于液压泵在刚离开中位时流量较小，舵可能转不动或转动很慢。

5.冲舵

冲舵为舵转到指令舵角后冲转过头，即实际舵角大于舵令舵角。原因主要有：

(1)泵变量机构不能及时或不能回中。这可能是变量机构卡住，控制油路故障等所造成。

(2)遥控伺服液压缸的换向阀或阀控式系统主油路的换向阀不能回中。这可能是阀心在一端卡住，也可能是一端弹簧断裂，张力不足等。

(3)遥控伺服油路锁闭不严（油路泄漏或旁通）。这时，在舵转动后，由于受到浮动杠杆传来的作用力，伺服活塞就会在到达指令舵角后因油路锁闭不住而继续前移，于是液压泵便无法回到中位，舵也会继续冲转。

以上几种情况舵将一直冲到顶住机械舵角限位器为止。

(4)控制系统的反馈部分有故障。例如反馈系统的机械连接件松动、电气元件损坏、触头脏污或断路等。

(5)主油路锁闭不严。舵转到指令舵角时，如果控制系统工作正常，则转舵液压缸就会停止进油，若是主油路存在泄漏或旁通，舵转动惯性大时，特别是舵叶上作用有负扭矩时，就会发

生冲舵。但如果反馈机构正常，舵冲过指令舵角后仍会回到指令舵角，此时舵机会出现无法稳舵的症状。

6. 跑舵

跑舵可定义为稳舵期间舵叶偏离给定舵角，即实际舵角与指令舵角不相符。

主要原因可能是主油路锁闭不严或遥控系统工作不稳定所致；此外，两台泵共用一套浮动杠杆控制的变量泵中位调节不一致或调好后松动，在双泵同时工作时也会产生舵停不稳的现象。

7. 舵机有异常噪声和振动

(1)液体噪声。系统产生气穴、闭式系统放气不彻底或补油不足；也可能是油箱中的油位太低，吸油滤油器堵塞或吸油管漏气；另外当油温太低、油粘度太大时，也可能产生液体噪声。

(2)液压泵机组异常噪声。可能是泵和电动机对中不良，轴承或泵内其他运动部件损坏。

(3)管路或其他部件固定不牢。

(4)转舵液压缸柱塞填料过紧。

(5)某些型式的主油路锁闭阀在舵受负扭矩作用而转动较快时，也易产生敲击。

(6)舵柱轴承磨损或润滑不良。

(7)舵的轴系受外力损伤而变形。

第三篇 船舶制冷和空气调节装置

MARINE REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING INSTALLATION

第八章 船舶制冷装置

MARINE REFRIGERATING INSTALLATION

第一节 船舶冷库中食品贮藏的条件

CONDITION FOR STORING FOOD IN MARINE REFRIGERATORY

制冷是从某一物体或空间吸取热量，并将其转移给周围环境介质，使该物体或空间的温度低于环境的温度，并维持这一低温过程的技术。用于完成制冷过程的设备称为制冷机或制冷装置。制冷技术是从 19 世纪中叶开始发展的，距今仅有一百多年的历史。但是现在已广泛应用于工农业生产、国防科研、医疗卫生以及国民经济的各个领域。作为海上运输的船舶，其应用主要为三个方面：

1. 船舶伙食冷藏：船舶航程越远，所需携带的食品越多，储藏时间也越长。一般船舶为了储存易腐食品 几乎都设有伙食冷库。用于船员、旅客的伙食冷藏。

2. 船舶空气调节：船舶为了能向船员和旅客提供适宜的工作条件和生活环境，一般都设有空气调节装置，制冷装置为空气调节提供了必需的冷源。

3. 冷藏运输 如货物的冷藏运输、鱼类保鲜、天然气液化和贮运、冷藏集装箱“冷藏链”运输以及舰艇的弹药贮存、隐藏潜航等。

食品冷藏是船舶冷库制冷装置的主要服务项目之一。因此有必要对食品冷藏的条件，有一个基本了解 食品冷藏的原理是 肉鱼等食品腐坏的原因主要是微生物（细菌、霉菌、酵母菌等）活动繁殖所分泌的物质，使食物中的有机物水解变质。而水果、蔬菜等在采摘后仍有新陈代谢的呼吸作用，吸收氧气，放出二氧化碳和热量。这种呼吸作用可防护水果、蔬菜不受微生物侵害，但又会使水果蔬菜继续成熟、消耗养分、以致腐烂。用冷库保存食品，主要是创造条件，尽量抑制微生物活动和适当减弱蔬菜水果的呼吸作用，它主要有以下几方面。

一、合适的温度条件

低温一般不能杀灭微生物，但可以使微生物活动受抑制，直至食品中的水分完全冻结，微

生物活动完全停止。低温还可以使菜果的呼吸作用减弱。 对不同的食品 需要创造不同的冷藏条件 通常有“冷却”、“冷冻”、“速冻”的处理方法。

所谓“冷却”是把食品温度保持在 $0\sim 5$ 之间 食品的细胞膜没有冻结 食品仍能保持原有的风味和营养价值。但微生物在这样的温度下，还具有一定的繁殖能力，食品不能储存过久。

所谓“冷冻”是把食品温度降到 0°C 以下 微生物几乎完全停止繁殖 保藏时间较长 但冻结的速度慢，会使食品的细胞膜大部分水分冻结形成冰晶，当水结成冰时，体积增大 $9\% \sim 10\%$ 使细胞膜内层破裂 使食品丧失原有的风味和营养。

“速冻”能在短时间内使食品冻结 在食品内部形成的冰晶细小、均匀 保持食品原有的风味品质。

远洋船舶鱼肉库一般保持 $-18^{\circ}\text{C} \sim -20^{\circ}\text{C}$ 因 -60°C 下食品水分完全冻结，而 -20°C 时，食品仅剩约 10% 的水分 保存期可达半年以上。近海船舶库藏时间短 保存期不超过 $2\sim 3$ 个月，常取 -10 左右 蛋库、菜库以保鲜为主 库温一般为 $-1\sim +1^{\circ}\text{C}$ 和 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

二、适宜的湿度条件

相对湿度过低，会使食品表面干缩和失水减重，品质变差，相对湿度过高，库温在 0°C 以上的冷藏食品表面发潮，微生物更易繁殖，但对冷冻食品影响不大。

适宜的相对湿度条件是：鲜肉蛋类 $70\% \sim 80\%$ ，蔬菜 $70\% \sim 90\%$ 水果 90% 左右 冻鱼、冻肉 $70\% \sim 100\%$ 。

三、二氧化碳和氮气浓度

菜果食品的呼吸作用是不断吸氧，排出二氧化碳、水蒸气和热的新陈代谢活动，如果在冷冻贮藏的同时，控制库内空气成分，适当减小氧的浓度，而增大二氧化碳的浓度或氮的浓度，会更有效的延缓代谢过程，有利提高贮藏质量和延长贮藏时间。通常，二氧化碳浓度控制在 $2\% \sim 8\%$ 之间，氧气浓度控制在 $2\% \sim 5\%$ 之间，气调库的储藏期可比普通库延长 $0.5 \sim 1$ 倍。

四、臭氧浓度

臭氧是一种极易自行分解为普通氧气和单原子氧的一种气体，单原子氧有杀灭微生物的作用 消毒去异味 臭氧还可抑制菜果的呼吸作用 防止其成熟过快。水果、蔬菜、肉类舱 臭氧连续供给浓度应控制在 $0.3 \sim 0.4\text{mg}/\text{m}^3$ 供臭氧时间为 15min 鱼和其它有气味货物舱 臭氧连续供给浓度应控制在 $0.4 \sim 0.8\text{mg}/\text{m}^3$ 供氧时间为 20min 。

船舶冷藏舱中臭氧是通过臭氧发生器得到，臭氧发生器是利用其两个金属电极间的高压放电使空气中的氧气变为臭氧，这和自然界的臭氧产生原理是一样的。当臭氧浓度超过 $2\text{mg}/\text{m}^3$ ，会刺激人呼吸道粘膜，使人头痛，人在进入冷库前 $2\sim 3\text{h}$ ，应停止臭氧发生器工作。

在上述条件中，温度条件是最主要的，其它条件并不是所有冷库都具有的。

第二节 压缩制冷的工作原理及工况分析

OPERATING PRINCIPLE AND CONDITION ANALYSE OF VAPOUR-COMPRESSSION CYCLE

一、压缩制冷的工作原理

船舶制冷技术广泛采用的是液压汽化吸热的制冷方法。此法也称蒸汽制冷。蒸汽制冷分蒸汽压缩式、蒸汽喷射式和吸收式三种，其中以活塞式、单级压缩制冷装置的应用最为普遍。

1. 基本知识

大自然的事物万千各异 但从物态来讲分三类 固体、液体、气体。所谓“固体”是指既有一定的形态，又有一定体积的物体。所谓“液体”是指有一定容积而无固定形状的物体，如一升水放在水杯里 形状是杯形 放在瓦罐内 形状为瓦罐状 但不管是在杯内 还是在罐里 测量其容积都为 一升。而既无固定形状，也无一定容积的物态，我们把它称为“气体”。固体、液体、气体 三者都有各自的内涵 但在一定的条件下 也可相互转换 如：一个大气压下 水加热后可成水蒸气，冷却后可变成冰。我们把液体变成气体的过程称为“汽化”，把气体变成液体的过程叫“液化”。物态之间的转换是需要一定的条件的，转换的过程必伴随着能量的传递，从上例可知“汽化”的过程是需要吸热的 而液化时也必放出其汽化潜热。

汽化是液体吸热变成蒸气的过程。汽化包括蒸发和沸腾。蒸发只发生在液体表面，在任何压力和温度下均会发生。沸腾是指液体内部的剧烈汽化过程，它是在一定的压力所对应的温度条件下才会发生，制冷中的汽化和蒸发是指沸腾的状态，所以有一定的压力必和一定的汽化温度条件相对应，反过来说，一定的汽化温度也必与一定的汽化压力相对应，例如一个大气压下 水的汽化温度是 100°C 二个大气压下 对应的汽化温度是 120°C ，0.5 个大气压下 水的汽化温度是 81°C 。90 的水在一个大气压下是液态，在 0.5 个大气压下却是气态，如果在一个装有 90 水的封闭容器中能够控制其压力。当将一个大气压降为 0.5 个大气压时，90 的液态水马上闪发成汽。制冷技术中的汽化吸热过程就是在一定的压力和一定温度下的沸腾过程，就是可通过控制一定的压力来控制制冷剂的汽化吸热和液化放热。

在没有外界做功的情况下，水只能从高处流向低处，要使低处的水逆向流到高处，需泵对水做功才行。制冷过程是将低温处热量向高温处转移，属于逆向传热，也需制冷压缩机对其做功并将其功转变为热量必在高温处放出才可实现。

制冷中，常用的术语有：

- (1) 蒸发温度：在一定压力下，液体制冷剂在蒸发器中汽化的温度
- (2) 蒸发压力：制冷剂液体在蒸发器中汽化时的压力，即蒸发温度下的饱和压力。
- (3) 过热度：相同压力下的过热蒸气温度与饱和蒸气温度的差值称过热度。
- (4) 显热：工质的相态不改变而使其温度升降所需加入或移出的热量，称为显热。如液体的冷却和过冷过程放出的热量均为显热。
- (5) 汽化潜热：在一定温度下，每千克的饱和液体汽化为干饱和蒸气所需加入的热量称汽化潜热，每千克的干饱和蒸气冷凝为饱和液体需移出的热量称为凝结潜热。
- (6) 吸气压力：压缩机进口处气体制冷剂的压力。可近似看作蒸发压力。

(7) 排气压力 压缩机排出口的气压。可近似看作冷凝压力。

(8) 冷凝温度：气体在冷凝器中放热冷凝的温度，即对应于冷凝压力下的饱和温度。冷凝温度随冷凝压力升高而升高。

(9) 过冷度：相同压力下，冷凝温度与膨胀阀前液体制冷剂的温度之差。即饱和温度和过冷温度之差。

2. 压缩机制冷原理

蒸气压缩式制冷装置是由压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器四个基本设备组成。如图 8-1 所示。四大件和管系形成一封闭系统，系统中充有制冷工质（制冷剂）循环，制冷剂流过膨胀阀时，因膨胀阀有节流作用，制冷剂的压力降低，温度降低，使制冷剂进入蒸发器后吸取冷库内空气的热量而汽化，压缩机将此低温低压的冷剂蒸气吸入汽缸，并对其进行压缩，使制冷剂的压力升高 温度升高 排至冷凝器 冷凝器利用来自舷外海水对制冷剂蒸气冷却冷凝，使其液化，将从冷库中带来的热量和压缩机压缩功转换的热量放出，再次进膨胀阀节流降压，进入蒸发器汽化吸热，如此循环，以实现连续不断地制冷。

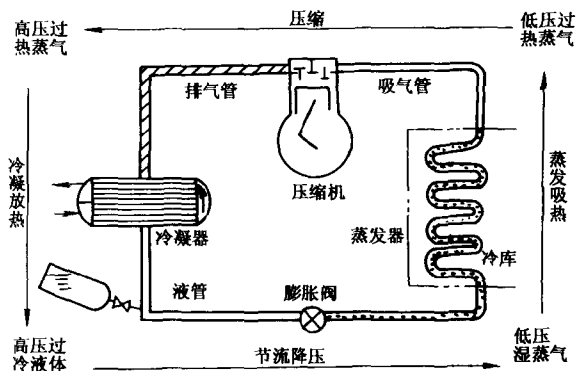


图 8-1 压缩制冷的工作原理

制冷剂在蒸发器和冷凝器内，主要是物态变化，其功用是将冷库的热量传递给舷外海水，实现制冷。制冷剂在压缩机，膨胀阀内，主要是热力参数的变化，一是使制冷剂压力降低，为保证制冷剂在蒸发器内能够汽化，另一是使制冷剂压力升高，为在冷凝器内液化提供了条件。

在制冷循环中，从膨胀阀至压缩机进口为系统的低压部分，因为吸气管的流动阻力不大，可近似地认为蒸发器的蒸发压力等于压缩机的吸入压力（可从压缩机吸入压力表读得），等于低压系统的压力。冷剂的蒸发温度为蒸发压力所对应的饱和温度，压缩机进口的冷剂温度与蒸发温度之差即吸气过热度。蒸发压力的大小，主要取决于蒸发器在单位时间内的产气量和压缩机单位时间吸气量的动态平衡。如果库温较低，蒸发器传热不良或进入蒸发器的冷剂液体太少，则蒸发量小，蒸发压力低，反之，蒸发压力就高。从压缩机出口到膨胀阀前为系统的高压部分，可近似地认为压缩机的排压等于冷凝器中的冷凝压力，它所对应的饱和温度为冷凝温度，冷凝温度与制冷剂在膨胀阀进口处的温度之差，称为过冷度。冷凝压力的大小主要取决于压缩机的排气量和冷凝器单位时间内的冷凝量的动态平衡。可通过调节冷却水量来调节冷凝温度和冷凝压力。

3. 分析制冷循环的有力工具——压焓图

在制冷循环的各个过程中制冷工质的热力状态是变化的，也就是说用以描述工质热力状态的参数——压力、温度、焓和比容等值是变化的。掌握和了解工质的在制冷循环中的热力状态及其变化对于管理好制冷装置非常重要。压焓图是帮助我们了解和掌握工质的热力状态的简单而直观的有效工具。压焓图（ $\lg p-h$ 图）是以焓值 h (kJ/kg) 作为横坐标 以压力 P (MPa 或 kPa) 的对数值作为纵坐标而绘制的坐标图。纵坐标采用压力的对数值作为度量刻度的原因是便于缩小图形尺寸，并使低压区内的线条交点清晰。压焓图（ $\lg p-h$ 如图 8-2 所示。

$\lg p-h$ 图中有两条较粗的曲线 左边一条叫饱和液体线 右边一条称干饱和蒸气线 这两条曲线向上延伸交于 C 点称为临界点。因为一般制冷循环都在远离临界点下进行的, 故在一些制冷剂的 $\lg p-h$ 图中, 临界点都未表示出。饱和液体线与干饱和蒸气线将 $\lg p-h$ 图分成三个区域:

- (1) 饱和液体线的左边——过冷液体区。
- (2) 饱和液体线与干饱和蒸气线之间——湿饱和蒸气区。
- (3) 干饱和蒸气线的右边——过热蒸气区。

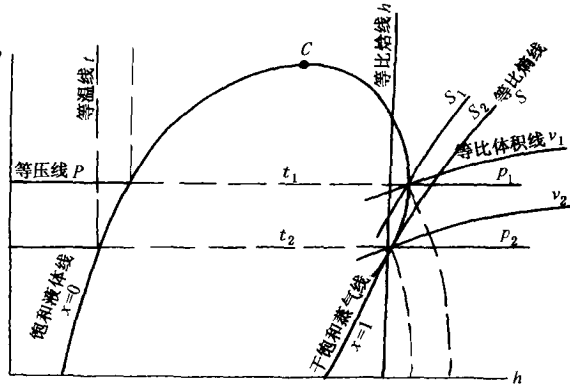


图 8-2 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

饱和状态下制冷剂蒸气与液体的混合物称为湿饱和蒸气。在湿饱和蒸气中制冷剂蒸气所占的质量百分比称为干度 用代号 x 表示。显然, 饱和液体的干度 $x=0$ 干饱和蒸气的干度 $x=1$ 湿饱和蒸气的干度 $0 < x < 1$ 。在饱和液体线与干饱和蒸气线之间绘有等干度线。

在 $\lg p-h$ 图的纵坐标上 等温线在湿饱和蒸气区域内与等压线相重合 过热蒸气区内 等温线与等压线分开 而成为往右下倾斜的一组曲线 在过冷液体区 等温线是垂直线 即与等压线相重合。在图中还有等比熵线以及等比体积 (等比容线) 共八种:

- (1) 饱和液体线 $x=0$ 。
- (2) 干饱和蒸气线 $x=1$ 。
- (3) 等干度线 参数 $x(x=\text{定值})$ 。
- (4) 等压线 参数 $p(p=\text{定值})$ 。
- (5) 等温线 参数 $t(t=\text{定值})$ 。
- (6) 等焓线 参数 $h(h=\text{定值})$ 。
- (7) 等熵线 参数 $s(s=\text{定值})$ 。
- (8) 等容线 参数 $v(v=\text{定值})$ 。

上述六个参数中饱和压力和饱和温度, 两者是互不独立的状态参数, 知道其中一个的值, 即可从制冷剂的饱和热力性质中查得第二个值。除此以外, 一般只要知道上述参数中任何两个 即可在 $\lg p-h$ 图中找出相对应的状态点, 在这个点上可以读出其它有关参数。我们现在就可以借助于压焓图来描述几种典型的制冷循环了。

4. 几种典型的制冷循环

(1) 理想制冷循环 逆卡诺循环)

理想制冷循环是逆向进行的卡诺循环, 它的建立是假设 压缩机压缩过程是按等熵进行的。制冷剂在流动中无任何阻力损失。没有任何热损失。制冷剂的吸收热是在无温差的条件下进行的。它是由下图 8-3 所示的四个可逆过程所组成。

- $a-d$ 工质等熵绝热膨胀过程 工质由温度 T_1 降为 T_2 ;
- $d-c$ 工质等温膨胀过程 工质从冷源 T_2 吸取热量 q_2 ;
- $c-b$ 工质被绝热压缩过程 其工质温度由 T_2 升高到 T_1 ;
- $b-a$ 工质等温压缩过程 工质向热源 T_1 放出热量 q_1 。

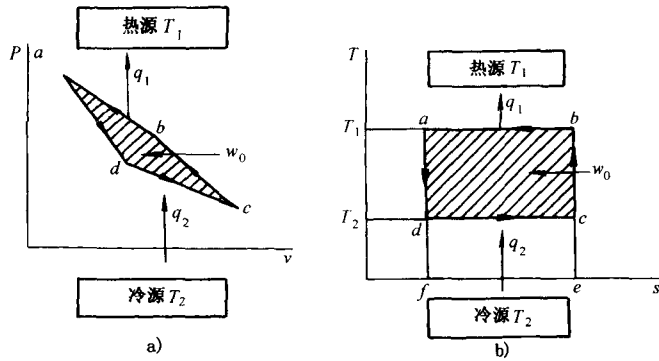


图 8-3 逆卡诺循环的 $T-S$ 图和 $p-h$ 图

工质经上述四个过程后，完成一个逆卡诺循环。其循环的制冷系数制冷装置的制冷量与消耗的功率之比，它用 ϵ_c 表示

$$\epsilon_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

由上述可知，逆卡诺循环的制冷系数只决定于热源温度 T_1 及冷源温度 T_2 ，当 T_1 降低， T_2 升高时，制冷系数可提高，反之则降低。逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 一般情况下总是大于 1。

按逆卡诺循环工作的制冷机，它没有任何不可逆损失，因此在给定的热源和冷源温度下，具有最大的制冷系数 ϵ_c ，但这是在假设条件下建立的模式，实际的制冷机是无法实现这样循环，因为制冷剂的吸热、放热时有较大的温差，机械摩擦有不可逆的损失。建立这一完美模式，旨在把它作为比较制冷循环经济性好坏的最高标准和努力目标。需要说明的是，制冷系数与循环的工作温度、制冷剂的性质等因素有关，对于工作温度不同的制冷循环，就无法按照制冷系数的大小来判断循环的经济性好坏。热力完善度也是制冷机循环的一个技术经济指标，它的定义是：在相同的热源温度下，实际制冷循环的制冷系数 ϵ 与逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 之比值，可用 η 代号表示，

即
$$\eta = \epsilon / \epsilon_c$$

热力完善度是用来表示制冷机循环接近逆卡诺循环的程度，它的数值愈大，说明制冷机循环的不可逆损失愈小，经济性愈好。

逆卡诺循环由两个绝热过程和两个等温过程组成。要实现这样的循环，冷剂的绝热压缩和绝热膨胀过程必须处于湿蒸气区才有可能实现等温吸热和等温放热过程，然而湿蒸气的压缩和膨胀会给压缩机工作带来困难，特别是液体的不可压缩性导致“液击”而损坏机件。

(2) 理论制冷循环

理论制冷循环与理想制冷循环的不同是，以膨胀阀代替了膨胀机。把压缩机对制冷剂的压缩终点移至过热蒸气区，用“干压”代替“湿压”。图 8-4 为理论制冷循环的 $p-v$ 图和 $T-S$ 图。

当然，理论制冷循环仍不考虑制冷剂的流阻损失，蒸发器、冷凝器以外的热交换，不考虑进入压缩机制冷剂蒸气的过热和进入膨胀阀前液体冷剂的过冷。该循环的四个热力过程是：

- $B-C$ ，等压等温汽化吸热过程。
- $C-D$ ，绝热压缩过程。
- $D-A$ ，等压冷凝放热过程。

A—B 等焓节流降压过程。

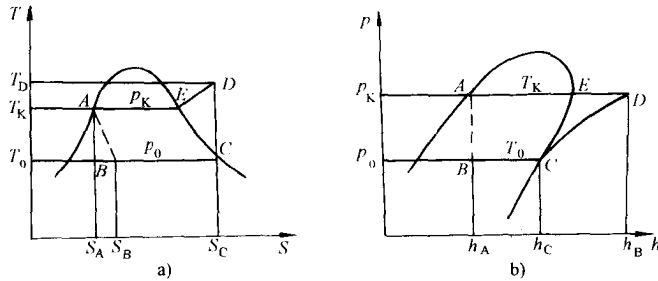


图 8-4 理论制冷循环在 $T-S$ 图和 $p-h$ 图上的表示

(3) 实际制冷循环

实际循环的冷凝和蒸发过程都是在有传热温差和流阻损失条件下进行的。蒸发器和冷凝器出口的压力低于进口压力；蒸气的压缩总是伴随着吸热、放热和流动阻力的产生，故压缩过程为多变过程而不是绝热过程。实际循环如图 8-5 $B'-C'-C''-D'-D''-A'-B'$ 所示。

$B'-C'$ ，为制冷剂在蒸发器内吸热汽化过程。

$C'-C''$ 为制冷剂在回气管、吸气阀中降压和过热过程。

$C''-D'$ 为多变压缩过程。

$D'-D''$ ，为制冷剂蒸气流过排气阀排气通道中降压、降温过程。

$D''-A'$ 为冷凝过程。

$A'-B'$ 为节流降压过程。

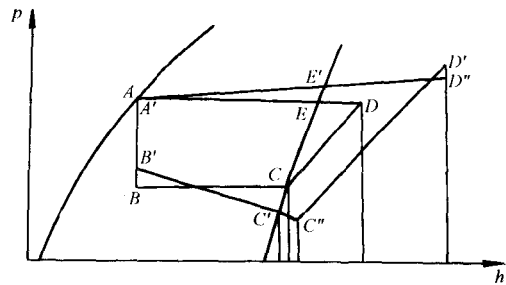


图 8-5 实际制冷循环

对于这样的实际循环，要进行热力计算是困难的，由于制冷剂在蒸发器、冷凝器和管路中压降较小，压缩过程进行很快，往往忽略流阻和压缩过程吸热、放热影响，即制冷剂的蒸发和冷凝是在等压下进行的，压缩是绝热压缩，这样，简化后的循环就和理论循环相似。

从节能角度出发，中大型制冷装置往往采用来自冷凝器的高压高温液态制冷剂与来自蒸发器的低压低温气态制冷剂在热交换器内进行热交换，这样的制冷循环称回热循环，如上图 8-6 所示 $c-c'-b'-A-A'-B'-c$ 。回热循环提高了压缩机的吸气温度，可保证“干压”不发生“液击”，并减少制冷剂蒸气与汽缸缸壁之间的热交换。该循环同时使冷凝器出来的制冷剂液体

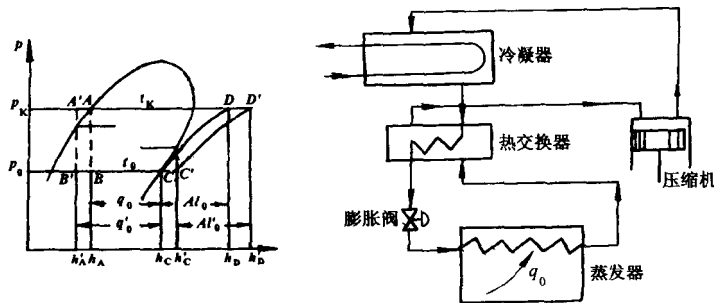


图 8-6 有回热器制冷装置的原理图及热力循环

过冷度增加，装置制冷量提高。

5. 制冷循环的热力计算

制冷循环热力计算的目的是计算出制冷循环过程中制冷装置的性能指标、压缩机容量、功率消耗及热交换器的热负荷，以便为压缩机和热交换器的设计、选择和电动机的选配提供必要的参数。下面以一冷库设计实例说明蒸气压缩式制冷循环热力计算过程。

例 某小型冷库 选用 2F10 型制冷压缩机一台，库温要求 -15°C 冷却水温为 30°C ，蒸发器传热温差为 10°C ，冷凝器传热温差为 5°C 管路过热度为 5°C 输气系数 $\lambda = 0.5$ 制冷剂为 R12，总效率 $\eta_k = 0.7$ 。试进行制冷循环的热力计算。

解：压缩机机构尺寸和运转工况如下：

气缸直径 $D = 100\text{mm}$ 活塞行程 $S = 70\text{mm}$ 气缸数 $Z = 2$ ；转速 $n = 960\text{r/min}$ 蒸发温度 $t_0 = -15 - 10 = -25^{\circ}\text{C}$ 吸气温度 $t_1 = -25 + 5 = -20^{\circ}\text{C}$ 冷凝温度 $t_k = 30 + 5 = 35^{\circ}\text{C}$ 。

根据上述条件，可知此是一个有过热无过冷的制冷循环，如图 8-6 的 $C'-D'-A-D$ 作出制冷热力循环图查得有关热力参数如下：

$h_1 = 343.4\text{kJ/kg}$ ； $h'_1 = 352.3\text{kJ/kg}$ ； $h'_2 = 390.0\text{kJ/kg}$ ； $h_3 = h_4 = 233.5\text{kJ/kg}$ 吸气比容 $V'_1 = 0.1436\text{m}^3/\text{kg}$

(1) 压缩机理论输气量：

$$\text{理论输气量} : V_{th} = V_g \cdot Z \cdot n = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot S \cdot Z \cdot n = 0.0167\text{m}^3/\text{s}$$

$$\text{实际输气量} : V_s = \lambda \cdot V_{th} = 0.0088\text{m}^3/\text{h}$$

$$(2) \text{单位制冷量} : q_0 = h_1 - h_4 = 109.9\text{kJ/kg};$$

$$(3) \text{单位容积制冷量} : q_v = q_0 / V'_1 = 765.1\text{kJ/m}^3;$$

$$(4) \text{工质循环量} : G = V_s / V'_1 = 0.0612\text{kg/s};$$

$$(5) \text{制冷量} : Q_0 = G \cdot q_0 = 6.73\text{kW};$$

$$(6) \text{单位理论压缩功} : w_0 = h'_2 - h'_1 = 37.7\text{kJ/kg};$$

$$(7) \text{制冷系数} : \varepsilon = q_0 / w_0 = 2.91;$$

$$(8) \text{冷凝器热负荷} : Q_k = G(h'_2 - h_3) = 9.58\text{kW};$$

$$(9) \text{压缩机理论功率} : N_{th} = G \cdot w_0 = 2.31\text{kW};$$

$$(10) \text{压缩机的轴功率} : N_e = N_{th} / \eta_k = 3.30\text{kW}。$$

二 蒸气压缩式制冷循环的工况分析

理想的制冷装置应该是以最小能量消耗获得最大的制冷量，但实际上装置的制冷量、耗能量不但与装置本身有关，还与装置的工况（冷凝温度、蒸发温度、过冷度、过热度）、与使用的制冷剂有关，所以对一个特定的制冷装置，用于不同航区与季节，其装置的性能也会发生变化，下面以蒸气压缩制冷的理论循环为基础，来讨论装置运行工况对制冷量和制冷系数的影响。

1. 其它条件不变 蒸发温度变化的影响

图 8-7 给出冷凝温度相同，蒸发温度不同的两个理论制冷循环，当蒸发温度从 T_0 降为 T'_0 循环从 $A-B-C-D-A$ 变为 $A-B'-C'-D'-A$ ，可见，

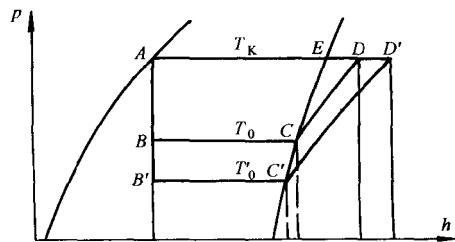


图 8-7 蒸发温度不同的两个理论制冷循环

蒸发温度降低，单位质量制冷量和制冷系数均减小，而单位绝热压缩功增大，这是由于蒸发压力相应降低。液态冷剂流经膨胀阀节流降压时，蒸发量增大，在蒸发器中的吸热量减小，而压缩比的增大却提高了单位绝热压缩功。由于吸气压力的降低，使装置中冷剂的循环量 G 减小，故装置的制冷量 Q_0 和制冷系数会明显下降。因此，在使用管理中，切忌把蒸发温度调得过低。过低的蒸发温度有害无益。

2. 其它条件不变 冷凝温度变化的影响

冷凝温度不同，蒸发温度相同的两个理论循环由图 8-8 所示。当冷凝温度 T_k 升高至 T'_k ，制冷循环由 $A-B-C-D-A$ 改变为 $A-B'-C'-D'-A'$ 。可见蒸发温度相同的情况下，随冷凝温度的升高，单位质量制冷量和制冷系数均降低，而绝热压缩功却增大，其原因与蒸发温度降低时类同。一方面，由于膨胀阀前后压差的增大使制冷剂循环量增大，另一方面，排气压力的升高导致余隙容积影响的增大，会使压缩机排气量减小，制冷剂的循环量减小。两方面的影响相互抵消后，制冷剂的循环量 G 没有明显的变化，所以，冷凝温度提高后，装置制冷量 Q'_0 也会降低。可见，采取措施降低冷剂的冷凝温度，既能提高装置的制冷量，又能提高其运行的经济性。但冷凝温度过低，可能会因膨胀阀前后压差明显下降而导致制冷剂流量不足，反而使装置制冷量下降。

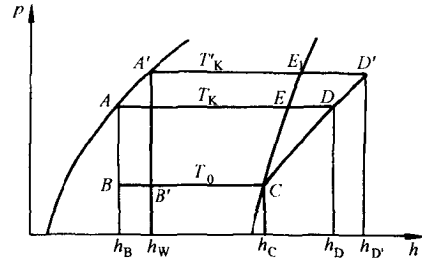


图 8-8 冷凝温度不同的两个理论循环

3. 其它条件不变 过冷度的影响 (见图 8-6)

图 8-6 所示的 $A-A'$ 即为工质的过冷过程。节流阀前液体工质过冷后，可提高单位制冷量 $h_B - h'_{B_0}$ 。由于轴功率不变，装置制冷量和制冷系数增加。液体工质的过冷度，如在冷凝器中获得数值较小，一般为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。如果通过回热器获得数值较大，并可防止液体在膨胀阀前闪汽。

4. 其它条件不变 吸气过热度的影响 (见图 8-6)

在实际制冷循环中，压缩机吸入具有一定过热度的冷剂蒸气，可避免压缩机产生“液击”冲缸现象，也可避免由于液滴进入气缸与缸壁产生强烈热交换而导致液滴汽化，使压缩机实际吸气量减少，制冷量下降。所以在 R_{12} 制冷机中广泛采用，过热度一般取 $3 \sim 7^\circ\text{C}$ 。如果过热过程是在蒸发器内完成，被称为有益过热。图 8-6 中的 $C-D'-A-B$ 为吸气过热的制冷循环，与理论循环 $C-D-A-B$ 比较，吸气过热后，制冷循环的单位压缩功的增量为 $(h'_0 - h'_c) - (h_0 - h_c)$ 。而单位质量制冷量的增量为 $h'_c - h_c$ ，制冷系数是升是降，需视单位质量制冷量增量和单位压缩功增量的增幅而定。对于采用 R_{12} 和 R_{502} 制冷装置，采用过热循环是有利的，过热度以 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 为宜。采用 R_{22} 的装置效益不明显，而 R_{717} 制冷装置则不宜采用过热循环。至于装置的总制冷量，因冷剂的循环量会因压缩机吸气比容的增大而减小，故其值的增减要视单位质量制冷量和冷剂循环量增减幅度而定。若蒸气过热是在压缩机回气管中从外界吸热所致，单位质量制冷量不变，单位绝热压缩功却增大，所以制冷系数肯定下降，装置的制冷量也会因冷剂循环量的减小而降低，故这种过热称为有害过热。为减小有害过热，回气管外通常都包有隔热材料。

4. 其它条件不变 吸气过热度的影响 (见图 8-6)

显然，采用过热循环的目的，主要不是为了提高制冷量，而是减小有害过热，实现“干压”避免“液击”。工况参数的影响如表 8-1 所示。

显然，采用过热循环的目的，主要不是为了提高制冷量，而是减小有害过热，实现“干压”避免“液击”。工况参数的影响如表 8-1 所示。

工况对压缩制冷的影响

表 8-1

温度条件变化	制 冷 量	轴 功 率	制 冷 系 数
冷凝温度 $t_k \uparrow$	$\downarrow (\because \lambda \downarrow q_0 \downarrow)$	$\uparrow (\because w_0 \uparrow > G \downarrow)$	$\downarrow (\because w_0 \uparrow q_0 \downarrow)$
蒸发温度 $t_0 \downarrow$	$\downarrow (\because v_1 \uparrow \text{使 } G \downarrow)$	当 $P_k/P_0 > 3$ 左右时 $\downarrow (\because G \downarrow > w_0 \uparrow)$	$\downarrow (\because w_0 \uparrow q_0 \downarrow)$
供液过冷度 \uparrow	$\uparrow (\because q_0 \uparrow)$	不变	$\uparrow (\because q_0 \uparrow ; w_0 \text{ 不变})$
吸气过热度 \uparrow	$R_{12}: (\because q_0 \uparrow > G \downarrow)$ $R_{22}: \text{不变} (\because q_0 \uparrow = G \downarrow)$ $R_{717}: \downarrow (\because q_0 \uparrow < G \downarrow)$	$\downarrow (\because G \downarrow > w_0 \uparrow)$	$R_{12}: \uparrow (\because q_0 \uparrow > w_0 \uparrow)$ $R_{22}: \text{基本不变}$ $R_{717}: \downarrow (\because q_0 \uparrow < w_0 \uparrow)$

第三节 制冷剂 and 冷冻机油

REFRIGERANT AND LUBOIL FOR REFRIGERATORS

一、对制冷剂的要求

制冷剂是制冷装置中的工质介质，故又称为制冷工质，简称制冷剂。它在制冷系统中流动循环，通过蒸发汽化吸热，实现从低温制冷对象向高温环境介质转移热量。从理论上讲，只要在一定温度下蒸发的物质都可作为制冷剂，但是从热力学、物理性质、化学性质、生理性质、经济性诸方面考虑，目前只有少数物质被作为制冷剂而被实际应用，其具体要求如下：

1. 临界温度宜高，以便制冷剂物态变化的范围较宽，常温下能液化。
2. 在工作温度范围内具有适宜的饱和蒸发压力，即冷库中的蒸发温度所对应的蒸发压力不低于大气压力 否则空气渗入系统 引起冰塞、腐蚀、换热能力下降等问题。
3. 冷凝压力不宜过高，否则引起压缩机耗功增加。
4. 单位容积制冷量大。
5. 粘度和密度小，以减小流动阻力。
6. 化学稳定性强、不燃烧、不爆炸、对金属材料不腐蚀、与润滑油不发生化学作用、高温下不分解。
7. 良好的电绝缘性能，以适应密闭式压缩机的要求。
8. 凝固温度低。
9. 价廉易得。
10. 对人类环境无破坏作用。

二、船用制冷剂及其性质

普通冷藏、空调温度区域的制冷 大多采用 R_{12} 、 R_{22} 、 R_{717} 等单级压缩机制冷装置来实现。目前 R_{12} 仍在国内航线小型的老旧船舶上采用，在新的替代品 R_{134a} 进入应用阶段前， R_{22} 将是今后一段时间内应用最广的一种过度性制冷剂， R_{717} 仅在鱼船上、冷藏船上有所应用。

1. R_{22} 二氟一氯甲烷 $CHClF_2$)

(1) 无毒、不燃爆、无色无味、透明状、化学稳定性好 温度达 500°C 仍很稳定，但与明火接触 会产生有毒光气和 R 一氧化碳气体，人停留过久会因缺氧而窒息。

(2) 微溶于水。且溶于水能力随温度降低而降低，30 时溶水 1470mg/kg，-30 时 为

180mg/kg。

(3)条件性溶油。高于 8℃时, R₂₂与油互溶, 8℃以下 R₂₂与油分层。冷剂溶入滑油会使油粘度降低, 加速滑油老化, 产生有腐蚀的酸性物质。因此氟利昂压缩机应选择粘度较高的滑油。

(4)含水时腐蚀镁和含镁大于 2%的合金。含水多时会腐蚀铁。R₂₂对天然橡胶有腐蚀作用使其变软发胀甚至糜烂。R₂₂可使用氯丁橡胶或丁晴橡胶等合成橡胶作密封材料。

(5) 渗漏性强。

(6)电绝缘性差, R₂₂对某些树脂塑料起作用, 因此装置中电绝缘材料不可乱用。R₂₂装置电机绝缘用丙烯晴树脂。

2. R₇₁₇(氨 NH₃)

(1)有毒, 并有强烈刺激性气味, 刺激人的眼睛和呼吸器官, 液氨飞溅到人皮肤引起肿胀或冻伤。它在空气中含量达 0.5% ~ 0.6% 时, 人停留超过半小时, 就会有危险, 含量达 11% ~ 14% 时可点燃, 含量达 16% ~ 75%, 可引起爆炸。

(2)能与水大量溶解, 在装置中不会引起冰塞。

(3)微溶于油, 对压缩机的滑油无稀释作用, 被压缩机排气带入系统的滑油难于返回压缩机。因此氨制冷装置的冷凝器、储液器、蒸发器下部设备设有放油设备。

(4)含水的氨、腐蚀锌、铜及铜合金(磷青铜除外)

(5)放热系数较前两种冷剂大, 故氨机的结构尺寸小; 粘度密度也小; 流阻也小, 管道中的流速可较高, 利于减小管径。

(6)不破坏臭氧层, 无温室效应。

目前氨用于蒸发温度在 -65 以上的中、大型单级、双级活塞式制冷机。

3. R_{134a}(四氟乙烷 CH₂FCF₃)

R_{134a}是由美国杜邦公司研制的一种新型制冷剂, 主要热力性质与 R₁₂相似, 是 R₁₂较为理想的替代品。

(1)R_{134a}不含氯原子(不能用卤素检漏灯检漏), 其臭氧耗减潜能值 ODP 为零, 全球变暖潜能值 GWP 为 0.26(R₁₂为 3)。

(2)R_{134a}在 30℃时 冷凝压力为 0.771MPa 压力适中。R_{134a}的绝热系数为 1.1 在相同工作参数下 压缩机排温与 R₁₂相近, 压缩机气缸无需用水冷却。

(3)R_{134a}宜采用合成泡沸石为干燥剂。

(4)密封材料宜采用氯化丁晴橡胶、氟化橡胶。

(5)R_{134a}本身无润滑性, 采用的滑油要有较高的润滑性。并且 R_{134a}与普通滑油不相溶, 会造成回油困难及压缩机功耗增加(目前常用 PAG 等脂类润滑油)。常用制冷剂的性质如表 8-2 所示。

常用制冷剂性质

表 8-2

制 冷 剂	R ₁₂ (CCl ₂ F ₂)	R _{134a} (CH ₂ FCF ₃)	R ₂₂ (CHClF ₂)	R ₇₁₇ (NH ₃)
标准大气压沸点/℃	-29.8	-26.5	-40.8	-33.4
临界温度 T _c (℃)/临界压力 P _c (MPa)	96/4.963	100.6/3.94	112/4.12	132.4/1.32
冷凝压力 MPa(+30℃)	0.743	0.071	1.19	1.167
蒸发压力 MPa(-15℃)	0.182	0.164	0.295	0.236
压力比	4.08	4.7	4.05	4.9

续上表

制 冷 剂	R ₁₂ (CCl ₂ F ₂)	R _{134a} (CH ₂ FCF ₃)	R ₂₂ (CHClF ₂)	R ₇₁₇ (NH ₃)
制冷系数	4.7		4.66	4.76
液体密度 kJ/kg·k(25℃)	0.971	1.189	1.25	4.35
蒸气定压比热	0.615	0.791	0.731	3.19
标准沸点汽化潜热 kJ/kg	165.3	219.8	233.7	1368
标准工况下单位容积制冷量 kJ/m ³	1275		2065	2167
凝固点	-155	-101	-160	-77.7
导热系数(25℃)	液体	0.118	0.09	0.485
	蒸气	0.097	0.083	0.026
30℃饱和蒸气(kg/m ³) 密度		41.1	37.5	51.5
	70℃饱和液体(kg/l)	1.3	1.18	1.2
动力粘度 (25℃)	蒸气	1.11 × 10 ⁻⁴	1.24 × 10 ⁻⁴	1.0126 × 10 ⁻⁴
	液体	2.52 × 10 ⁻⁴	7.07 × 10 ⁻⁴	2.35 × 10 ⁻⁴
标准工况绝热压缩排气温度(℃)	70	与 R ₂₂ 相近	83	106
溶于水性	难溶		稍溶	易溶
溶油性	易溶	难溶	8℃以上易溶 8℃以下分层	微溶
忌用材料	侵蚀天然橡胶、腐 蚀镁及镁合金	腐蚀铜、天然橡胶 氟化橡胶、丁晴橡胶	同 R ₁₂	含水腐蚀铜、及铜 合金(磷青铜除外)
安全性	无毒(6级)不燃爆,高温或遇明火分解为有毒之气、空气中 含量多使人窒息、防止溅到人体引起冻伤			有毒(2级)
制冷剂	R ₁₂ (CCl ₂ F ₂)	R _{134a} (CH ₂ FCF ₃)	R ₂₂ (CHClF ₂)	R ₇₁₇ (NH ₃)
臭氧消耗潜能值(OOP)	1.0	0	0.05	0
全球变暖潜能值(GWP)	3.0	0.26	0.36	

三、制冷剂与环境保护

1. 臭氧层破坏和温度效应

臭氧(O₃)主要集中于离地球表面20~25km处的大气层,它是地球上生命的保护(阻挡了99%的紫外线辐射)使地球上生物和人类免遭紫外线的伤害。

臭氧层消减和南极上空臭氧层出现“空洞”的原因是太阳黑子爆炸产生的带电质子轰击臭氧层,使臭氧分解,人类将含氟利昂的制冷剂、发泡剂、灭火剂、消毒剂向大气排放。氟利昂在高空分解出氯原子,氯原子夺取臭氧分子中的氧原子,而使臭氧层破坏。臭氧层浓度每降低1%,太阳紫外线的辐射就增加2%,皮肤癌患者会增加7%,白内障患者增加0.6%。紫外线还会破坏植物的光合作用和受粉能力,对农作物及海洋浮游生物生长不利。臭氧层破坏会导致温室效应,影响气温、降雨量,使气候异常,海平面升高。科学家认为,臭氧层浓度降低到20%将是地球存亡的临界点。因此国际协议决定2000年停用R₁₂等15种对臭氧层破坏大的物质,而R₂₂等38种对臭氧层破坏稍小的物质将于2035~2060年停用,发展中国家可延长10年执行。

2. 制冷剂的替代

目前还没有研究开发出在热力性能、安全性、价格等综合性方面优于氟利昂的替代制冷剂。 R_{134a} 热力性质与 R_{12} 相近,不含氯元素,其臭氧消耗潜能值(OOP)和变暖潜能值(GWP)较小,是 R_{12} 较有希望的替代品,但其研究工作还在继续进行。

四、冷冻机油

制冷压缩机的润滑油是专门的冷冻机油,润滑油在制冷压缩机中,所起的功用是:

(1)润滑。滑油可润滑压缩机运动件的摩擦面,减小零件磨损。

(2)冷却。滑油能够带走摩擦热,使摩擦零件的温度保持在允许范围内。

(3)密封。在活塞环与气缸镜面间,轴封摩擦面等密封部分充满滑油,以阻挡制冷剂的泄漏。这是制冷机润滑油与空压机润滑油要求不一样的地方,所以,制冷压缩机的润滑油比空压机润滑油粘度要大一些。

(4)兼作压缩机卸载—能量调节的液压力油。

冷冻机油应满足如下几项主要指标。

(1)粘度适中,粘温性好。粘度是冷冻机油一项重要指标,要满足压缩机的润滑与密封要求,使用溶油性大的制冷剂(如 R_{12}),而高工作压力的制冷压缩机应采用高粘度的油。通常 R_{12} 选 18号、 R_{22} 选 25号、 R_{717} 选 13号冷冻机油, R_{134a} 用 PAG(聚稀烃乙二醇)

(2)凝固点要低。为防油堵,油液凝固点比制冷剂工作时最低蒸发温度低 2.5°C 以下。

(3)闪点要高。闪点要比最高排气温度至少高 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$,一般低于 150°C 。

(4)无机械杂质,防止系统中出现“脏堵”。

(5)含水量要低,对氟利昂压缩机用油,国外规定每千克油液含水应不大于 30mg ,国内优等品含水量小于 $35\text{mg}/\text{kg}$,一等品含水量小于 $50\text{mg}/\text{kg}$ 。

(6)化学稳定性好,在任何工况下与水、空气、金属材料、制冷剂、密封材料接触时不起分解、聚合、氧化等反应。

(7)电绝缘性好,对半封闭式、全封闭式压缩机所用油液要求,击穿电压大于 2500V 。

第四节 制冷压缩机

REFRIGERATING COMPRESSORS

制冷装置的主要组成部分是制冷压缩机,其功用是输送和压缩制冷剂蒸气。常用制冷压缩机有活塞式、螺杆式、离心式及回转式等。活塞式压缩机因其活塞作往复运动,具有惯性力,并受吸、排气阀等限制,运动速度不能太高,主要用于中小型制冷量场合;螺杆式压缩机转速高、体积小、重量轻、效率高、易损件少,适用于中等制冷量场合;离心式压缩机具有运转平稳、噪声低、振动小、能量调节范围大,适用于大制冷量场合;滚动转子式压缩机体积小、转速高,但制冷量小,仅用于电冰箱和小型空调器。目前船舶制冷装置广泛采用活塞式压缩机,因此本章以 8FS10型制冷压缩机为例,来说明制冷压缩机结构上的主要特点。

8FS10型制冷压缩机总体结构如图 8-9所示。八个缸分两列,呈扇形布置,相邻两缸的中心线夹角为 45° ,缸径 100mm ,行程 70mm ,转速 $1440\text{r}/\text{min}$,采用 R_{12} 标准制冷量为 97.7kW ,采用 R_{22} 时标准制冷量为 156.3kW ,属中型压缩机。

该机机体由高强度铸铁整体浇铸而成,上有缸盖,下有底板前后轴承盖,构成一个封闭的空间。机体内空间被上下隔板分成上、中、下三个部分,隔板上镗有 8个缸套孔,8个缸套装于此。

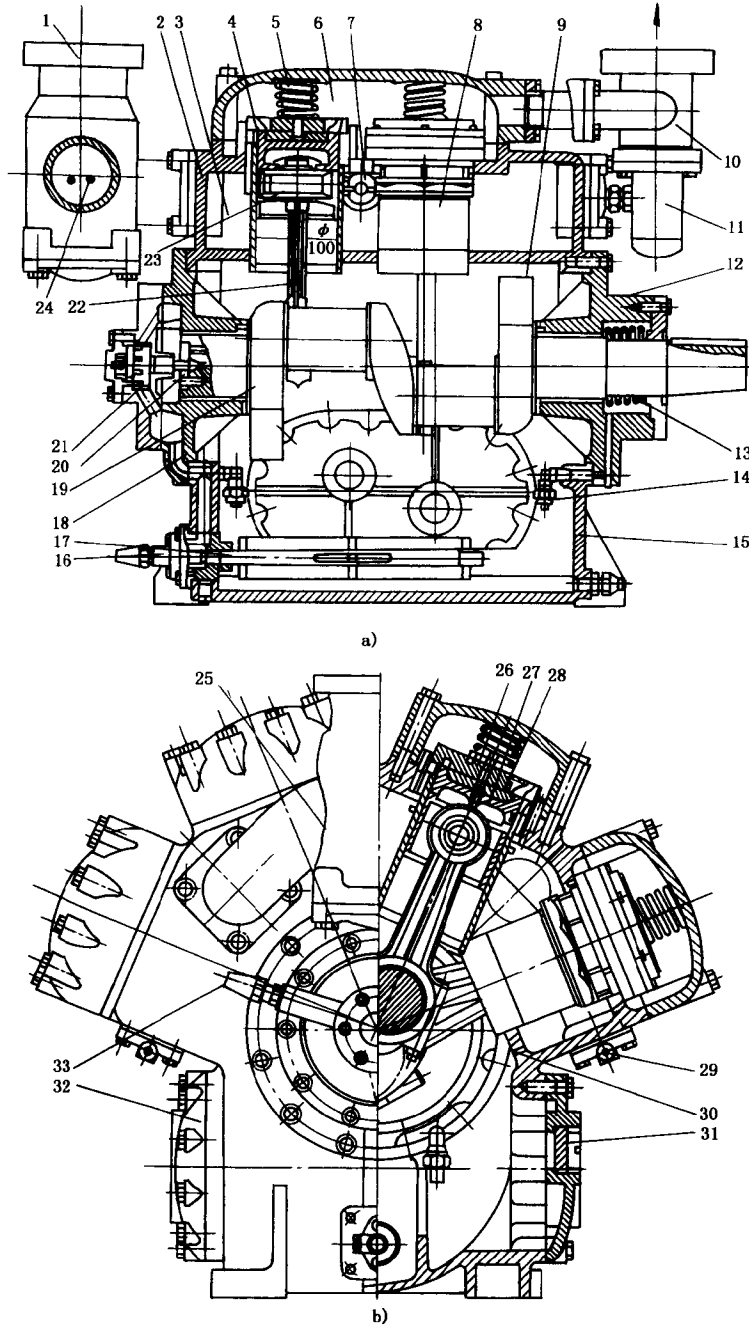


图 8-9 8FS10 型制冷压缩机

1-吸气接管;2-气缸体;3-吸气腔;4-缸头气阀组件;5-气缸盖;6-排气腔;7-能量调节机构;8-气缸套;9-下隔板;10-排气集管;11-安全阀;12-轴承座;13-轴封;14-滑油管;15-曲轴箱;16-滑油三通阀;17-吸入滤油器;18-轴承座;19-曲轴;20-油泵传动机构;21-安全阀;22-连杆;23-活塞销;24-吸气滤网;25-吸气集管;26-假盖弹簧;27-活塞;28-假盖;29-缸载油缸;30-回油均压孔;31-视油镜;32-曲轴箱侧盖;33-油压调压阀

缸套的外围为共用的吸气腔 3 并经吸气接管 1 与吸入截止阀连接。缸体与缸盖之间为共用排气腔 6 并经排气集管 10 与排气截止阀连接。吸排气接管之间装有安全阀 11。活塞 27 采用铝合金制造,其上装有三道密封环和一道刮油环。曲轴 19 为双拐曲轴,曲柄夹角为 180° ,

球墨铸铁制造。连杆 22 由可锻铸铁制成 断面为工字形 大端采用锡基合金薄壁瓦 小端采用磷青铜衬套。前后主轴承均为钢套，内浇巴氏合金，并在其中开有油孔和油槽，曲轴伸出曲轴箱处设有轴封装置，轴封 13 为摩擦环式，防止曲轴箱冷剂和滑油外漏，并防止空气漏入曲轴箱；曲轴另一端设有一个小型滑油泵（内啮合的齿轮泵）作为滑油系统的动力件，下面就该机的主要特点说明如下：

1. 气流通道

机体由上下两隔板分三层，隔板上各镗有八个缸孔，装有气缸套 8。上隔板以上空间为排气腔，缸套组件用螺栓固定在上隔板，缸套上部凸缘和上隔板间设有垫片，以防隔板上下空间（吸排气腔）漏气。该垫片厚度影响气缸余隙容积，不可随意变动。余隙高度一般为 0.5~1.5mm。下隔板 9 上部是吸气腔 3，下部是曲轴箱，下隔板上开有均压孔 30，使吸气腔与曲轴箱相通。其作用是（1）使经活塞环漏入曲轴箱的冷剂能经吸气腔抽走。（2）让吸气从系统中带回的滑油流向曲轴箱。（3）必要时能用压缩机本身抽空曲轴箱，回收其中冷剂或抽除其中空气。

2. 双阀座截止阀

吸气管和排气管上分别装有吸气截止阀和排气阀。

如图 8-10 所示。

该阀为双阀座结构 设有常接通道 接压力表、压力继电器 和多用通道 用于充、抽冷剂 添加滑油 充气、排气。当阀杆朝里旋进 阀处于关闭位置 压缩机与系统截止 多用通道开启 若将阀杆退足 主阀全开 压缩机与系统相通，多用通道关闭，如阀杆退足又反过来旋进一圈，则主阀与多用通道却开启。常接通道不受主阀位置的影响，与压缩机常通。

3. 缸套和缸头气阀组件

如图 8-11 所示，吸排气阀皆用环阀，在气缸套 6 的上端面上有两圈阀座线 阀座线间钻有 24 个吸气孔 6 个顶杆孔，吸气孔使气缸与气缸套外围的吸气腔相通，吸气阀片位于两圈阀座线上，阀片上是限位器 18 限位器上吸气阀弹簧将吸气阀片紧压在缸套端面的吸气阀座上。排气阀位于气缸顶部，排气阀片 15 的阀座 5 分为内外两部分 并且均与假盖密贴 排气阀也是环阀 用 6 只小弹簧压住，排气阀的限位器称作假盖，假盖上有通道与排气腔相通，假盖上有弹簧。导圈 17 吸气阀限位器 18 由螺钉 14 固定在缸套 6 上，当气缸内排气时，排气环阀顶开，冷剂蒸气经过排气阀及假盖通道进入排气腔 当气缸内吸入较多冷剂 发生“液击”时（假盖将克服弹簧）的弹力而顶起，使缸内压力不致过高而损坏零件。这时导圈 17 起导向和定位作用，在缸内压力降低时帮助假盖落回原来位置，恢复正常工作状态。

4. 滑油系统

8FS10 型压缩机采用压力润滑，由图 8-12 可见，曲轴箱中的滑油经过网式滤油器 1 和装放油阀 2 被滑油泵 3 吸入 油泵排出的压力油一路经手动能量调节阀 4 分送到卸载油缸 6，同时通

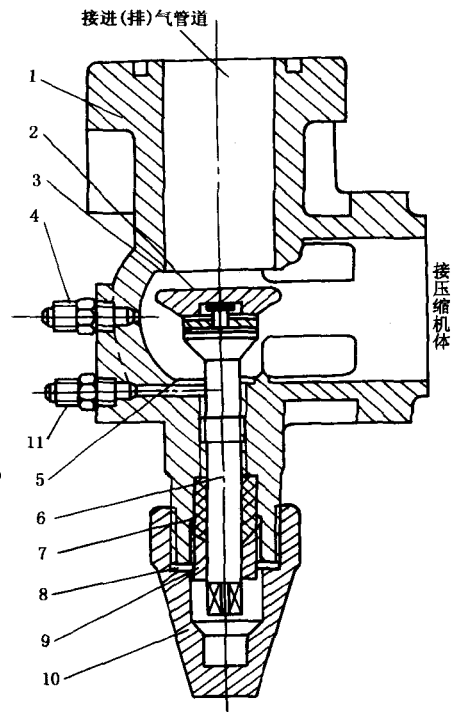


图 8-10 双阀座截止阀

1-阀罩;2-填料压盖;3-垫片;4-填料;5-阀杆;6-阀座;7-多用通道;8-常接通道;9-主阀座;10-阀盘;11-阀体

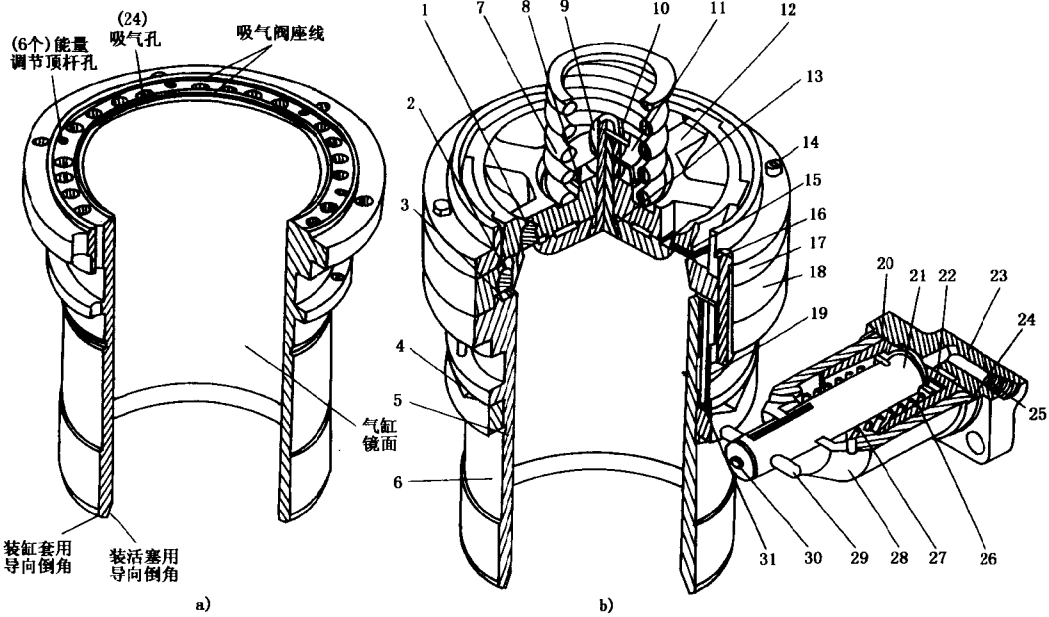


图 8-11 8FS 型压缩机的缸套和气阀组件

1.排气阀弹簧;2.吸气阀弹簧;3.吸气阀片;4.转环;5.卡环;6.缸套;7.假盖弹簧;8、24.垫片;9.阀座螺栓;10.开口销;11.铁皮套圈;12.假盖(排气阀片限位器);13.排气阀座芯;14.内六角螺钉;15.排气阀片;16.螺栓;17.假盖导圈;18.吸气阀片限位器;19.顶杆弹簧;20.挡圈;21.卸载活塞杆;22.调整垫片;23.卸载油缸盖;25.油管接孔;26.卸载活塞;27.弹簧;28.卸载油缸;29.横销;30.制动螺钉;31.启阀顶杆

油压表 5 和油压差继电器;另一路由设在曲轴内的油管送到机械轴封的油腔 8 中再由曲轴 9 中的油孔将滑油送到主轴承和连杆大端轴承,并经连杆上的油孔送至连杆小端轴承。滑油从各轴承间隙溢回曲轴箱。为调节滑油工作压力在油泵端还设有压力调节阀 10,8FS10 型压缩机,最大工作压力由此阀调定,有效润滑压力由油压差控制器限定,油压差定为 0.15 ~ 0.30MPa。

装放油阀 2 实际上是一只三通阀 其手柄置于“工作”位置 则使曲轴箱与油泵吸口相通;置于“放油”位置 则使曲轴箱与通机处的外接管相通 置于“加油”位置 则使外接管与油泵吸口相通。

氟利昂易溶于油 压力愈高、温度愈低 溶解量就大 当压缩机启动时 曲轴箱压力降低 大量氟利昂从油中析出,使油中的含气量过多,俗称“奔油”奔油使滑油泵建立不起压力 严重时大量油泡沫进入气缸而产生液击,通常可采用关闭吸入阀后进行“点”启动,来使油中氟利昂析出,也可在启动前开启曲轴箱内的电加热器,将油加热到 30 左右,使氟利昂析出,润滑油正常工作温度 30 ~ 50℃ 最高不应高于 76℃。

5. 压缩机能量调节机构

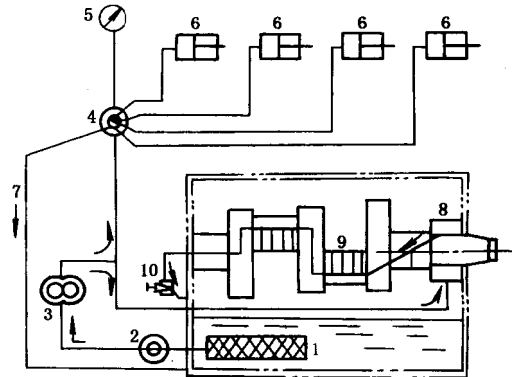


图 8-12 8FS10 型压缩机滑油系统示意图

1.网式滤油器;2.装放油阀;3.油泵;4.手动能量调节阀;5.油压表;6.卸载油缸;7.回油管;8.轴封油腔;9.曲轴;10.油压调节阀

通常压缩机的起动功率比正常运转功率要大两倍多，造成对电网冲击也大，为此当压缩机驱动电机大于 5kW 时均需设卸载启动机构。

如图 8-13 所示 手动能量调节器是一个转阀 它放在不同角度 能使各卸载油缸的配油接管 11 或经孔 *b* 与压力油接通 而使所控制的缸加载 或经孔 *a* 与曲轴箱连接而使其所控制的缸卸载。当压缩机滑油泵的压力从接管 11 被引入卸载油缸 1 时 卸载活塞 2 克服弹簧张力左移 推杆 4 传动杆 5 (卡在转环 6 的凹槽中) 使转环转动一角度 顶杆 9 下落转环的斜切口底部，顶杆下落，不再妨碍吸气阀片正常启闭，该缸投入工作。当压缩机刚起动而油压尚未建立起来 或工作中油管与压力油隔断 卸载活塞在弹簧作用下外移 转环回转一角度 顶杆上移至转环平面处，强行顶起吸气阀片，使该缸卸载。每个卸载油缸可同时控制同一列的两个气缸。如果八个缸中只有二设有卸载油缸，则油管 11 只有两根 能实现八缸(100%)、六缸(75%)、四缸(50%) 三挡的能量调节。

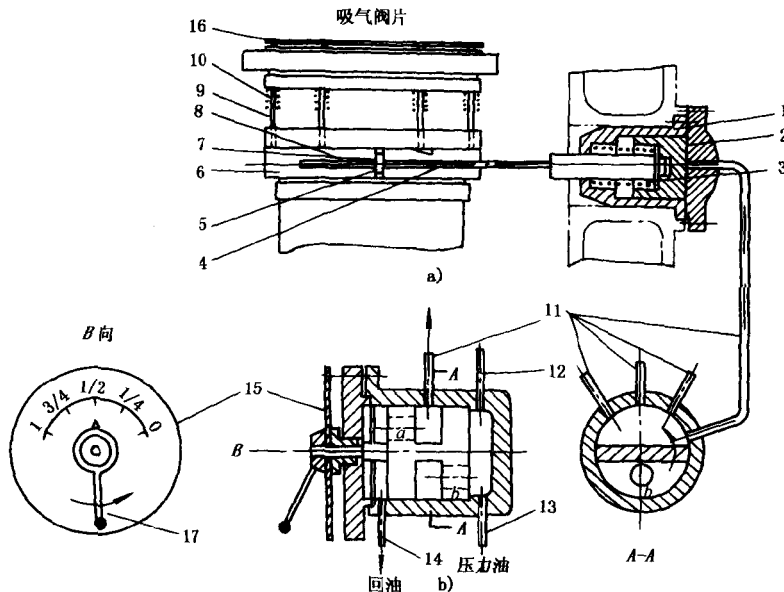


图 8-13 油压顶杆启阀式卸载机构和手动能量调节器

1-卸载油缸;2-卸载活塞;3-弹簧;4-推杆;5-传动杆;6-转环;7-缺口;8-斜面切口;9-顶杆;10-顶杆弹簧;11-配油接管;12-压力表接管;13-供油接管;14-回油接管;15-刻度盘;16-吸气阀片;17-能量调节手柄

通常制冷压缩机的制冷量是根据装置设计时所需的最大热负荷来选配的，当热负荷变化较大时，压缩机的制冷量最好能自动作相应变化，这样既可满足制冷量的要求，又可提高装置运行经济性 能量调节机构多用吸入压力作感受信号 吸压增高时 表示热负荷增大 需增加压缩机输气量，反之，则减小压缩机输气量。能量调节机构同时可启动卸载机构，常用的能量调节方法有：

(1) 间歇运行法 用于对库温恒定性要求不高 功率小于 10kW 以下的装置，常用温度控制器控制。

(2) 吸气回流法 该法通过卸载机构 使卸载缸吸气阀片强行保持开启 停止对外供气 属有级调节 因其耗电少 使用广泛。

(3) 排气回流法 在吸、排气管间设回流阀 按需对回流阀开度进行调节 减少实际输气量，经济性差 排温高 只用于小型机。

(4) 变速法 经济性好 但变速交流电机价高 实际使用少。

(5) 进气节流法 改变压缩机吸入截止阀的开度来改变吸气阻力 使吸气比容改变 使排气量改变。此法不经济，但简便易行。

第五节 冷凝器、蒸发器和辅助设备

CONDENSOR, EVAPORATOR AND AUXILIARY EQUIPMENT

冷凝器和蒸发器是制冷装置的主要热交换设备，一个完整的制冷系统除了压缩机、冷凝器、蒸发器外，还装有一些必要的附属部件和自动化元件。如下图 8-14，下面将对冷凝器、蒸发器以及辅助设备的滑油分离器、贮液器、干燥器、回热器逐一介绍。

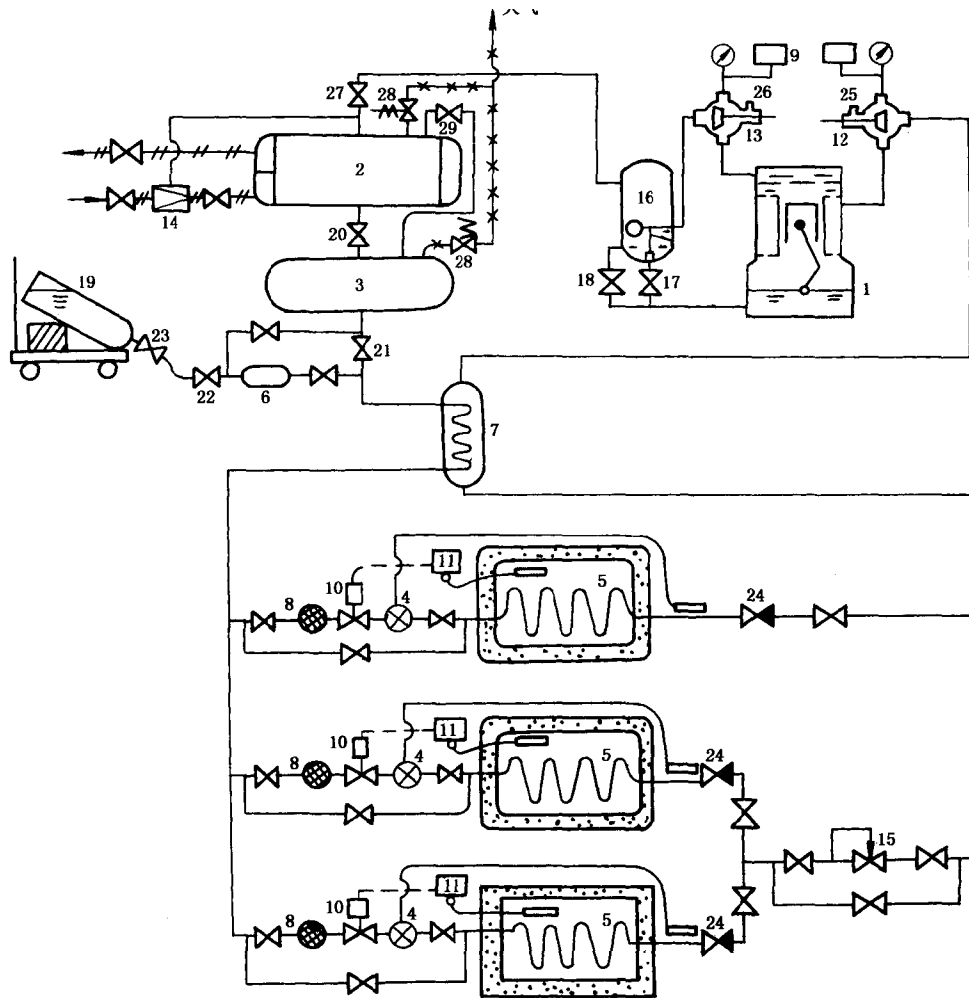


图 8-14 船舶伙食冷库制冷装置系统简图

1-压缩机;2-冷凝器;3-贮液器;4-热力膨胀阀;5-蒸发器;6-干燥器;7-气液换热器;8-滤器;9-压力继电器;10-电磁阀;11-温度继电器;12-吸入截止阀;13-排出截止阀;14-水量调节阀;15-背压阀;16-滑油分离器;17-浮球式自动回油阀;18-手动回油阀;19-制冷剂钢瓶;20-冷凝器出液阀;21-贮液器出液阀;22-充剂阀;23-制冷剂钢瓶阀;24-止回阀;25-吸入截止阀上的多用通道;26-排出截止阀上的多用通道;27-冷凝器进口;28-安全阀;29-平衡管

一、冷 凝 器

冷凝器是气体制冷剂与冷却介质（水或空气）进行热量传递的热交换器。热量传递包括三个过程：过制冷剂的蒸气等压冷却为干饱和蒸气、干饱和蒸气冷凝为饱和液体、饱和液体进一步冷却为过冷液体。按冷却介质不同，冷凝器可分为水冷式、空冷式和蒸发式三种。船舶制冷装置大都采用卧式壳管式水冷冷凝器。

如图 8-15 壳管式冷凝器中 制冷剂在管外冷凝 冷却水在管内流动而将热量带走 壳体一般采用锅炉钢板卷制焊接而成。壳体两端板之间排列着许多无缝钢管，以电焊固定在端板上，两端封盖内侧铸有限水筋条 以增加冷却水流程和流速 冷却水进出口设端盖上 从下面流进，上面流出。大型的壳管式冷凝器上还有下述附件：

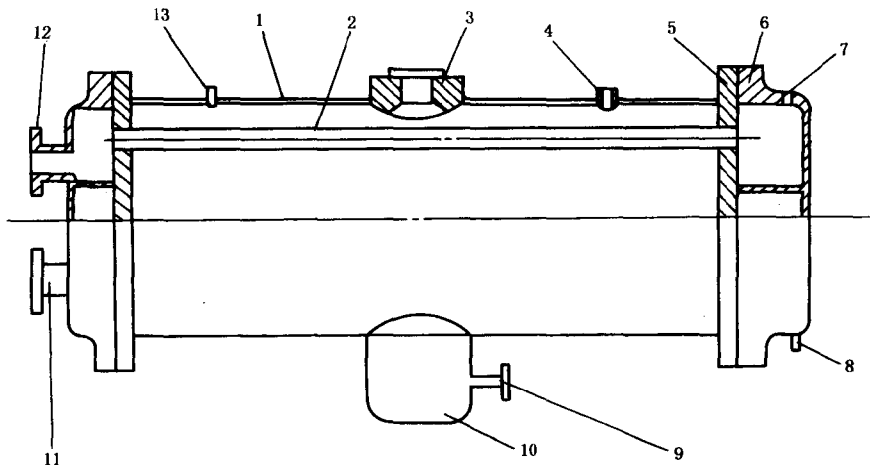


图 8-15 卧式壳管式氟利昂冷凝器

1-壳体 2-冷却管 ;3-进气管接头 ;4-平衡管接头 5-管板 ;6-水侧端盖 ;7-放空气阀接头 ;8-泄放水阀接头 ;9-出液管接头 ;10-集液筒 ;11-进水管接头 ;12-出水管接头 ;13-安全阀接头

(1)安全阀 装于上部 防止冷凝器压力过高 其开启压力：

$$\begin{array}{ll} R_{717}, R_{22} & P_{\text{开}} < 2\text{MPa} \\ R_{12} & P_{\text{开}} < 1.6\text{MPa} \end{array}$$

(2)放空气阀 装于壳体的最高处 用以放出不凝结气体。

(3)泄油阀 设于壳体最低处 用以排泄滑油（氨冷凝器才有）

(4)水室放气旋塞 装于水室最高处 用以放出水室中的空气。

(5)泄水旋塞 用于放尽存水。

(6)液位计 用以显示冷剂液位。

(7)平衡管接头 用以连接与贮液器连接的平衡管 以均衡两者压力 便于冷剂流入贮液器和把蒸气引回冷凝器。壳管式冷凝器的优点是 传热系数大 结构紧凑 体积小 在船舶机舱易于布置。其缺点是冷却管易腐蚀，污垢排出较困难。

二、蒸 发 器

蒸发器是使液体制冷剂汽化吸热，被冷物体或冷媒放热降温，实现热量传递的热交换器。

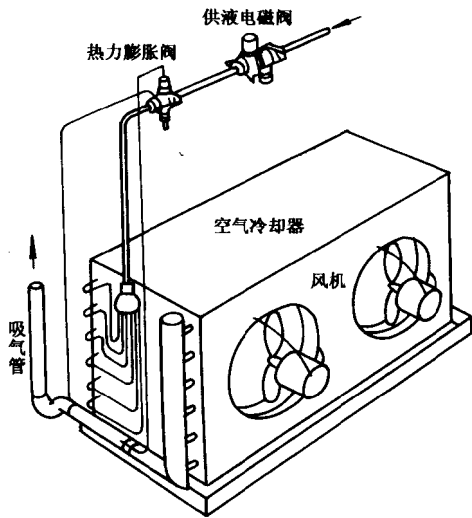


图 8-16 空气冷却器

按其冷却介质不同，可分为冷却空气的直接冷却式蒸发器和冷却淡水、盐水或其它载冷剂的间接冷却式蒸发器两大类。间接冷却一般用于氨系统与大型制冷装置。

直接冷却式蒸发器又分有盘管式和表面式（空气冷却器见图 8-16）两种。蒸发盘管布置于冷库四壁和顶部，靠库内空气自然对流使空气和贮藏物被冷却。这种传热形式的特点是：传热效果差、管径粗、长度大、充剂量多、库温不均匀、检漏不方便、易受船体振动变形影响而损坏造成泄漏，一般用于小型伙食低温库。

表面式蒸发器由多路并列蛇行盘管集成多层盘管簇，周围用外罩围起一方形箱，位于冷库内一处用风机强制库内空气通过管簇循环被管内制冷剂吸热而冷却，其特点为：(1) 采用空气强迫对流传热 传热效果比盘管式大 4~6 倍；(2) 尺寸小 充剂量少；(3) 库温均匀；(4) 除湿效果好 但食品易脱水；(5) 风机耗电使冷库热负荷增加；(6) 易于采用电热融霜；(7) 蓄冷能力小。

空气冷却器式蒸发器是船用伙食冷库中使用较多的一种，使用时常将空气冷却器与风机组合在一起称冷风机。

空气冷却器式蒸发器是船用伙食冷库中使用较多的一种，使用时常将空气冷却器与风机组合在一起称冷风机。

三、滑油分离器

位于压缩机的出口，其作用是将从压缩机排气带出的大部分油滴分离出来，防止滑油进入热交换器影响传热效果，并使其返回曲轴箱，防止压缩机缺油（见图 8-17）。

滑油分离器按分离原理分有：撞击式、过滤式（氟利昂）、洗涤式（R₇₁₇使用）。

氟利昂系统所用的滑油分离器，是利用油滴和气体的比重不同，由于流道面积突然扩大，流速降低并且流向转折向下，较大油滴被壁面、滤网等拦截，落至筒体的底部。气体经滤网折回向上，由顶部出气管流出到冷凝器，筒底积油油位达到一定高度时，将使浮球升起，与浮球杆连在一起的自动回油阀失灵时，筒内积油过多，被气体大量带入系统，还设有备用的手动回油阀可定期开启。回油管中设有节流孔板，防止回油过快，使部分排气冲入曲轴箱，及对浮球阀的冲蚀。自动回油阀的常见故障有（1）回油阀卡死在关闭位置，此时回油管始终不发热，同时曲轴箱滑油位有不断下降现象，大量滑油被带入系统，而正

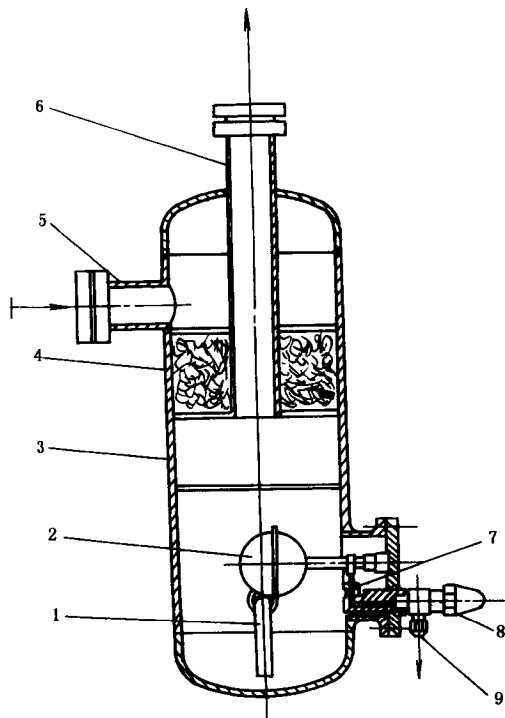


图 8-17 滑油分离器

1-手动回油管；2-浮球；3-壳体；4-滤网；5-进气管；6-出气管；7-自动回油阀；8-自动回油管截止阀；9-自动回油管接头

常工作时 回油管是间隔进行 (至少 1h 以上) 对应的回热管应是时热时温。(2)回油阀不能关闭或关闭不严 会造成高压排气窜回曲轴箱和吸气腔 使压缩机排气量下降 排气温度升高 并使压缩机频繁起停不止。此时回油管始终是热的。

四、贮液器

贮液器位于冷凝器出口的下部, 供存放制冷剂用, 当制冷工况变动时, 制冷剂可存入贮液器或由贮液器向外补充 以取得供液量与工况平衡 贮液器还对供液管起“液封”作用 装置停用时可将制冷剂收入贮液器内, 减少泄漏, 小型装置可不设贮液器, 贮液器内正常的液位控制在 $1/3 \sim 1/2$ 处 装置中全部制冷剂贮入后不超过容积的 80%。

贮液器结构简单 如图 8-18 所示就是利用优质锅炉板卷制成密封圆筒, 上有进出液管接头, 及平衡管接头, 平衡管沟通贮液器及冷凝器, 以便于贮液器中气体返回冷凝器及液态冷剂进入贮液器, 大型贮液器还常装有安全阀和液位指示器或视镜。贮液器底部有存液井, 其作用是液封与污物沉淀。

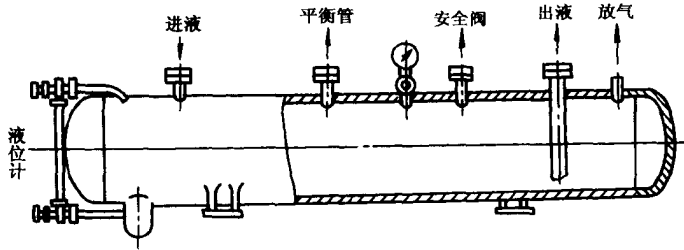


图 8-18 贮液器

五、干燥—过滤器

过滤器和干燥器装于贮液器与膨胀阀之间的输液管上。过滤器用以阻挡铁屑、焊渣和污物等固体物体, 以免堵塞通道。干燥器内存干燥剂, 用来吸收制冷剂中混入的水分, 由于充冷剂、添加油等操作管理不当 外界湿空气会渗入系统 造成膨胀阀和通道狭窄处发生“冰塞”阻碍甚至完全停止冷剂的循环。过滤器和干燥器组合在一起, 构成干燥—过滤器, 其结构如图 8-19 干燥剂的两端均装有滤网。

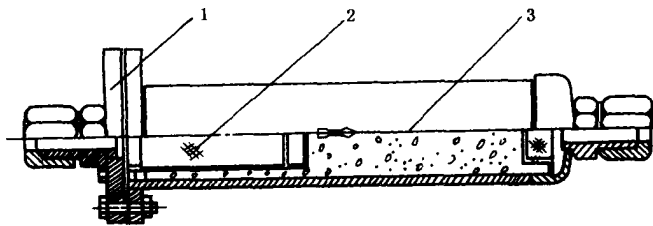


图 8-19 干燥—过滤器

1-封盖; 2-滤网 3-干燥剂

为避免干燥剂颗粒在液体冷剂的冲击下 互相摩擦而产生粉末被带出 填充干燥剂时 应墩压结实, 安装时应使液流方向与干燥—过滤器上箭头的方向一致, 以保证让出口端的毡垫阻止干燥剂的粉末进入系统。

常用的干燥剂有硅胶、分子筛、活性氧化铝和无水氯化钙等。

硅胶呈颗粒状，吸水后其颜色会发生变化，通常加染色剂，以便判断吸水程度。按所加入的染色剂的不同 硅胶吸水前后的颜色变化为 白色变黄色 棕色变蓝色 绿色变无色 红色变淡粉色 深蓝黑变桃红色等 吸水后的硅胶在 $140^{\circ}\text{C} \sim 160^{\circ}\text{C}$ 下烤 $3 \sim 4\text{h}$ 再生 继续使用。

活性氧化铝吸水性能比硅胶强，但吸足水后易粉化，适宜在临时外接的体积较大的干燥器中采用。

分子筛是一种人工合成的泡沸石——多水硅酸盐晶体，其吸水能力比硅胶和活性氧化铝都强 且可在 500°C 的烘烤 6h 冷却后再用， R_{22} 与分子筛起化学反应 使氯化 R_{22} 分解出来 所以 分子筛主要用于 R_{12} 系统。

无水氯化钙 吸水性能好 但吸水后易成粉末，一般应急时用， 24h 以内应拆除。

六、回 热 器

如图 8-20 来自贮液器的温度较高的液态冷剂走管内，管外是来自蒸发器温度相对较低的气态制冷剂，两者通过管壁进行热交换，同时获得过冷过热。某些小型制冷装置，不设专门回热器 只将液管与吸气管紧匝在一起 外扎隔热材料。

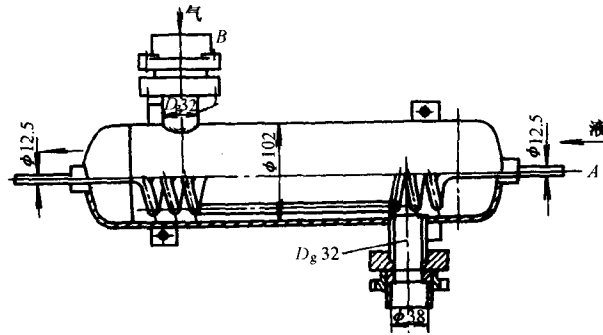


图 8-20 回热器

第六节 制冷装置自动控制及控制元件

AUTOCONTROL FOR REFRIGERATING INSTALLATION

一、制冷装置的自动控制

制冷装置的自动化元件有热力膨胀阀、温度继电器、电磁阀、高低压继电器、蒸发压力调节阀、水量调节阀、油压差继电器。制冷装置的自控内容包括：

1. 自动节流控制

热力膨胀阀使制冷剂节流降压降温，并通过感温包感受蒸发器出口冷剂过热度的变化，自动调节膨胀阀的开度，使进入蒸发器的制冷剂流量与蒸发器热负荷相匹配。

2. 库温自动控制

温度继电器与电磁阀相配合，对库温进行控制。温度继电器的感温包置于冷库中，当库温高于调定值上限时 温度继电器触点接通 电磁阀线圈通电 阀开启 制冷剂进入蒸发器进行降温 当库温低于调定值下限时 温度继电器触头断开 切断电磁阀线圈电流 电磁阀关闭 制冷

剂停止进入蒸发器，使库温控制在所需的上下限范围内。

3. 蒸发压力自动控制

蒸发压力调节阀安装于高温冷库蒸发器出口处，根据蒸发压力波动，自动调节其开度，使阀的进口即蒸发压力保持稳定，实现菜库、鱼肉库的蒸发器在各自所需的压力下工作。

止回阀安装在低温库出口，防止高温库制冷剂气体倒流到低温库。

4. 冷凝压力自动控制

水量调节阀可保证冷凝压力稳定，当冷凝压力升高时，水量调节阀开大，冷却水量增加，使冷凝压力下降；当冷凝压力过低时，阀自动关小，冷却水量减少，从而维持冷凝压力的稳定。

5. 起、停与安全保护自动控制

高低压继电器起安全保护作用。当压缩机排气压力超过允许值时，高压继电器自动切断电源，压缩机停车实行高压保护。当吸气压力低于调定值时，低压继电器自动切断电源，压缩机停机实行低压保护。当吸气压力上升至调定值后，低压继电器使电源接通，压缩机启动工作。

6. 低油压差保护自动控制

油压差继电器能在油压差低于调定值若干时间后，切断电源，停机保护，避免压缩机磨损。

二、制冷装置的自动控制元件

1. 热力膨胀阀

热力膨胀阀的主要功用是节流降压，并根据冷库热负荷变化调节进入蒸发器冷剂流量，并保持蒸发器出口过热度一定，防止压缩机液击。热力膨胀阀主要分内平衡式和外平衡式两种。

(1) 内平衡式热力膨胀阀

热力膨胀阀主要由阀体、阀针、调节杆座、调节杆、弹簧、滤器、传动杆、感温包、毛细管和感应薄膜等组成。如图 8-21 感温部分有膜片 1 的上腔室，传压管 15 和感温包 12 组成。阀出口的蒸发压力通过顶杆 2 与阀体 3 之间的间隙作用于膜片下方。作用于膜片感温部分的信号压力与蒸发压力的压差经前后两顶杆作用于针阀 6 上。靠压差产生的作用力与调节弹簧力的平衡关系控制针阀的开度。左侧的进液管内装有过滤器 13 以滤挡污物，防止堵塞阀的通道。转动调节杆 10 可以改变调节弹簧的预紧力，即调节关闭过热度。填料 8 靠压盖 11 压紧，以防止制冷剂沿调节杆与杆座 7 之间的间隙泄漏。

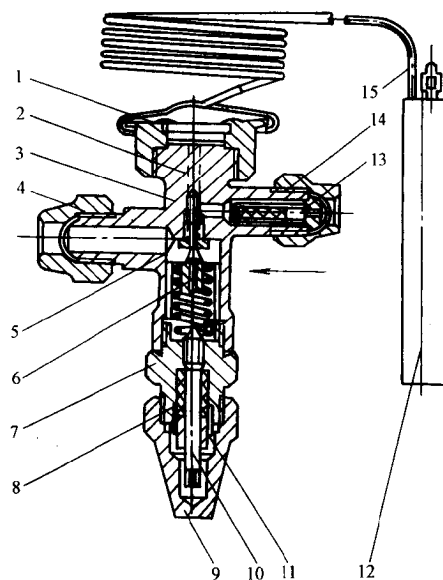


图 8-21 FR 型内平衡式热力膨胀阀

1.膜片;2.顶杆;3.阀体;4.螺母;5.阀座;6.针阀;7.调节杆座;8.填料;9.帽罩;10.调节杆;11.压盖;12.感温包;13.过滤器;14.螺母;15.传压管

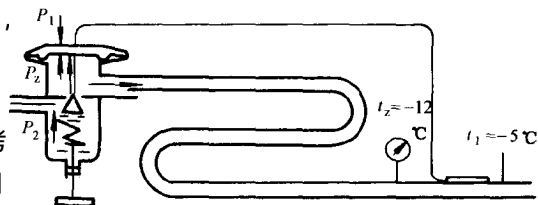
膨胀阀节流后的制冷剂压力 P_z (见图 8-22)，再加上弹簧力 P_2 与感温包内压力 P_1 相平衡。由于这种平衡力来自阀体内部，故称内平衡式。当阀开度稳定时，有 $P_1 = P_z + P_2$ 。

当热负荷增加时，蒸发器出口过热度增加，感温包相应的压力 P_1 增加，使 $P_1 > P_z + P_2$ ，推动阀杆向开大方向移动，增加向蒸发器的供液量。相反，热负荷减少，阀口关小，减少向蒸发器的供液量。所以我们说，热力膨胀阀能根据过热度变化自动开大或关小阀口，控制供液量。

保持过热度稳定。注意，热力膨胀阀接受的信息（或者说输入热力膨胀阀的信息）是过热度，不是温度，热负荷的变化是通过蒸发器出口的过热度来反映的，热负荷增大，蒸发器管路的蒸发段变短 过热段变长 过热度增加 蒸发段变长，过热段变短，过热度减小。

(2) 外平衡式热力膨胀阀

在上述讨论中 平衡式 $P_1 = P_Z + P_2$ 没有考虑从膨胀阀出口到蒸发器进口的流动阻力 但如流阻大 压力平衡式则为 $P_1 = P_Z + P_2 + \Delta P_Z$ 。



ΔP_Z 为压力降，此时，膨胀阀控制的过热度图 8-22 内平衡式热力膨胀阀的控制原理

度将大于由弹簧当量压力 P_2 设定的过热度，过热度的提高会造成蒸发器的过热度过长，换热面积利用率降低，制冷能力下降，供液量不足，装置运行的经济性变差。可见内平衡式热力膨胀阀只适用于蒸发温度不太低，容量不大和制冷剂流阻不大的盘管式蒸发器。对于通路较长，蒸发温度上下波动较大的蒸发器一般采用如图 8-23 的外平衡式热力膨胀阀。

外平衡式热力膨胀阀，在膜片下方分隔出一个平衡压力腔，隔断了与节流后的制冷剂的联系。用外平衡引管把蒸发器出口的制冷剂蒸发压力引入平衡压力腔，作用于膜片下方，保证膜片受力仍按 $P_1 = P_Z + P_2$ 的平衡关系调节膨胀阀开度，由于平衡力是从阀外引入的，所以称作外平衡式热力膨胀阀。

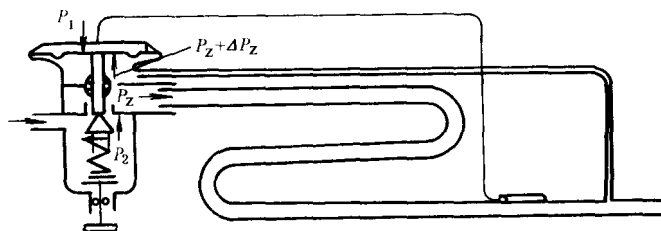


图 8-23 外平衡式热力膨胀阀控制原理

(3) 热力膨胀阀的选用

根据蒸发器流阻大小决定选内式或外式

蒸发器进出口压降 (5 ~ 20MPa) 导致制冷剂饱和温度降低 1°C (R₂₂)、2°C (R₁₂) 时应选外式，否则尽可能选内式。

根据蒸发器制冷量来选择膨胀阀容量

同工况下，阀的容量要大于压缩机的制冷量，并应比蒸发器热负荷大 20% ~ 30% 且应避免在低于阀的公称容量 50% 的工况下长期工作。

注意膨胀阀所适用的蒸发温度范围

为了使膨胀阀在所工作的蒸发温度范围内，静止过热度变化不要太大，常做成不同型号，适用于不同蒸发温度范围。通常分为空调 (-10 ~ +10°C)，一般冷藏 (-18 ~ +2°C) 低温冷藏 (-40 ~ -18°C) 特殊低温冷藏 (-40°C 以下)。

注意膨胀阀所选用的冷剂

适用氟利昂膨胀阀用铜材料，适用氨的必须用不锈钢材料。

(4) 热力膨胀阀的安装和维护

热力膨胀阀安装时应注意下述事项：

阀的安装位置应尽可能靠近蒸发器，且应垂直放置。其所处的环境温度应高于蒸发器出口冷剂的温度。

温包紧贴于蒸发器出口水平管外壁的上方或上侧，管径大于 21mm 者 温包可置于离下方最低点左右约 45°角处 传压管应避免贴靠在冷、热管路上。

温包与蒸发器出口管接触部分彻底清除污物、油漆和铁锈 并涂以铝银粉 温包与出口管段应用头箍或细丝捆紧 然后一同包覆隔热材料 以尽量减小传热的热阻和减小外界温度的影响。

(5) 热力膨胀阀的调试

调试的目的是只使热力膨胀阀的关闭过热度适宜，关闭过热度过大，蒸发器过热段长，传热系数减小，蒸发器利用率降低，制冷量降低；关闭过热度太小，使压缩机启动时，会发生“液击”。当蒸发温度一定时，调整弹簧的预紧力可改变热力膨胀阀的关闭过热度。从热力膨胀阀原理可知，退出调节杆，弹簧预紧力减小，过热度减小。反之，过热度增大。通常，其值的调整范围为 2~8℃。而热力膨胀阀的额定开度，我国规定过热度的变化为 4 时的阀的开度。

调试热力膨胀阀应注意：

应在装置运行正常且工况稳定时进行。

②调节应缓慢，每次转动调节杆不超过半周，相应过热度变化不超过 0.5℃ 两次调整的时间间隔要大于 15min。

氟利昂制冷装置蒸发器出口的过热度可为 3~6℃，当蒸发器出口装有温度计和压力表时，温度计读数与蒸发压力所对应的饱和温度之差，即为出口过热度。

若无压力表时可用吸气过热度来帮助判断蒸发器出口的过热度是否合适。蒸发温度高于 0 时，蒸发器外表面、压缩机吸气管结露，但无冰冷或粘手感，表明阀开度合适。若蒸发器后半部或靠近出口管无结露，则表明阀开度过小；若凝露延续至压缩机上，则表明阀的开度过大。

蒸发温度低于 0℃时 若系统未装回热器 蒸发器出口压缩机吸气管均匀结有一层薄霜 有粘手感觉 若系统装有回热器 蒸发器、压缩机吸气管不结霜 不粘手 有冰冷感 此时表明开度合适。

2. 温度继电器

温度继电器用于控制库温。其控制方式有两种，一是直接控制压缩机启动和停机来控制库温。二是通过控制供液继电器启闭来控制库温。

RT 型温度继电器主要由感温包 7、波纹管组件 5、调节弹簧 1、顶杆 2、调节旋钮 8、幅差调节螺母 3 和 3 个电触点组成。如图 8-24 所示。

温度继电器通过感温包将温度信号转变为压力信号作用于波纹管，波纹管压力直接作用于主弹簧，通过幅差螺母及固定盘拨动电触点，以接通或切断电路。当库温低于下限值时，波纹管伸长，并通过顶杆使固定圆盘下移，拨动开关触头跳开，控制回路被切断，电磁阀关闭，供液停止。当温度回升之后 感温包 7 内压力增加，波纹管被压缩，并通过顶杆压缩调节弹簧 1，固定圆盘及幅差调节螺母上移，幅差调节螺母拨动开关拨臂 13，触头闭合，控制回路被接通，电磁阀开启 向蒸发器供液。

显然 通过调节旋钮 1 改变调节弹簧力的张力 便可改变温度继电器的断开值 主弹簧弹力愈大，触点断开的温度愈高，反之愈低。幅差调节螺母 3 可以改变它与圆盘之间间隙的大小 间隙愈大 电触点的闭合温度与断开温度的差值愈大。反之 则小。例如 库温的上限值为 -14℃，下限值为 -16℃ 调节旋钮朝顺时针旋动 加大主弹簧的初弹力（温度上升 1℃）则上下限同时上升，分别为 -13℃、-15℃。如调节旋钮朝逆时针旋动 减小主弹簧初张力（温度下降 1℃）则上下限同时下降分别为 -15℃、-17℃。主弹簧弹力改变时 其幅差不变。如将

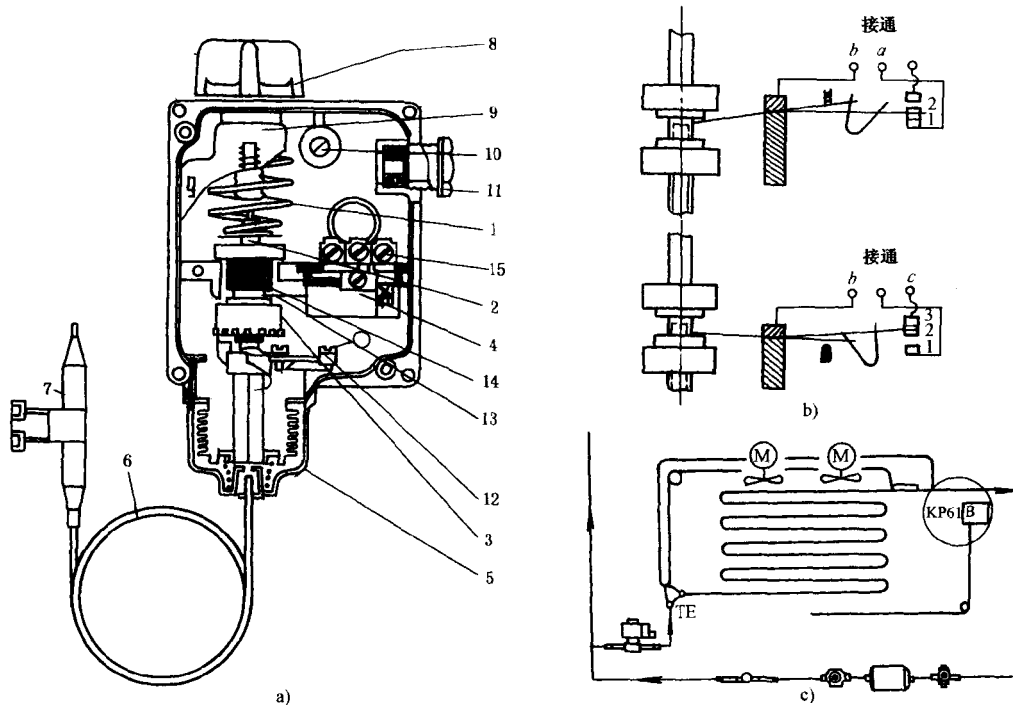


图 8-24 RT型温度继电器

a)结构 b)微动开关;c)在系统中的安装位置

1-调节弹簧;2-顶杆;3-幅差调节螺母;4-微动开关;5-波纹管组件;6-毛细管;7-感温包;8-调节旋钮;9-主标尺;10-接线柱;11-控制线引入;12-地线接线柱;13-微动开关拨臂;14-固定圆盘;15-接线柱

调节螺母 13 朝下旋,它于圆盘之间的间隙增大,下限值(断开值)不变,仍是 -16°C ,但上限值(闭和值)则为 -13°C ,幅差由 2°C 变为 3°C 。如将螺母 13 朝上旋,则螺母与圆盘之间的间隙减小(对应的温度下降 1°C)。下限值仍不变,上限值则为 -15°C ,幅差值由 2°C 变为 1°C 。

温度继电器的常见故障:

(1) 温包内充剂泄漏,使触点无法闭合,应更换。

(2) 触点烧毛或烧毁,使触点接触不良或接不通,可用细砂纸擦平或更换。

3. 电磁阀

供液电磁阀装在热力膨胀阀前的液管上,根据温度继电器送来的电信号启闭,控制是否向蒸发器供液。

直接作用式电磁阀如图 8-25 所示,由阀体、电磁线圈、衔铁等组成。库温达上限,温度继电器触头闭合,电磁阀通电产生磁力,吸上芯铁,阀开启供液。库温降至下限,温度继电器切断电路,电磁阀芯铁靠自重下落,阀关闭停止供液。一般直接作用式电磁阀只用于小型制冷装置。

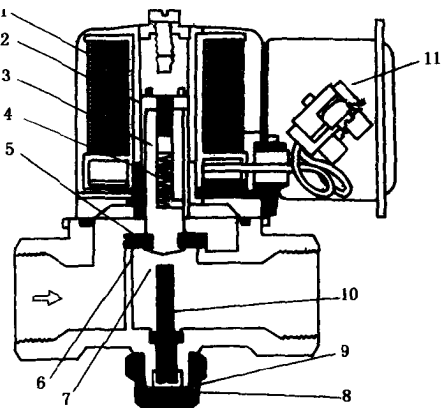


图 8-25 直接作用式供液电磁阀

1-电磁线圈;2-铜套筒;3-芯铁;4-复位弹簧;5-阀盘;6-阀座;7-阀孔;8-垫片;9-封帽;10-强开顶杆;11-接线盒

间接作用式电磁阀如图 8-26 所示,阀芯由主阀和导阀组合而成。导阀同于直接作用式,只是其阀孔和阀座

装在主阀的阀盘上。主阀阀盘为膜片式 膜片直径大于主阀座直径 阀座外膜片上有一很小的平衡孔。当电磁阀线圈通电 导阀开启 主阀膜片上方空间与出口沟通 压力降低后 膜片上下压差使膜片向上移动 打开主阀。当电磁阀线圈断电时 导阀先关闭 隔断主阀膜片上方空间与出口 经平衡孔制冷剂流进膜片上方 使其压力回升 与膜片下方压力平衡 因膜片上方压力作用面积大于下方 主阀下落紧压阀座上而关闭。

电磁阀损坏主要发生在线圈烧断, 阀芯卡阻和芯铁剩磁三个方面。线圈通电时可用锯条感知磁力。可用手动开关检查阀芯有无动作声响判断其开关是否正常。剩磁过大可取出芯铁加热或摔打。

4. 高低压继电器

高压继电器常安装于系统高压侧排气管上或排出截止阀的多用通道上, 低压继电器常安装于低压管道或吸入截止阀的多用通道上, 用于压缩机的高、低压保护。

图 8-27 是组合式高、低压继电器结构原理图。低压部分的部件有波纹管 7、角杆 6、推杆 2、低压调节弹簧 3 及低压差动装置。其动作原理为当压缩机吸气管压力升高至上限值时 波纹管 7 被压缩 推动角杆 6 克服弹簧 3 拉力作用

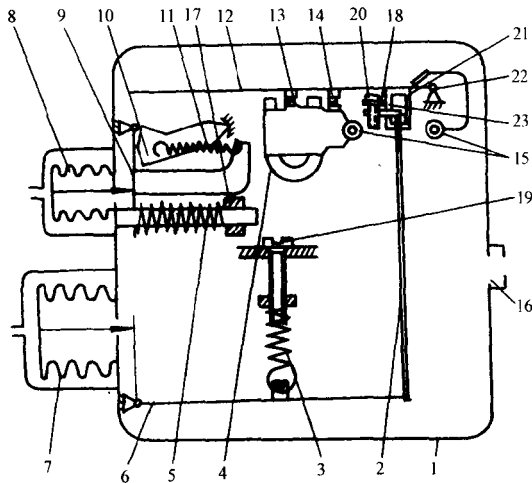


图 8-27 高、低压继电器原理图

1.外壳;2.推杆;3.低压调节弹簧;4.磁钢;5.高压调节弹簧;6.角杆;7.低压波纹管;8.高压波纹管;9.杠杆;10.跳脚;11.跳簧;12.动触头板;13.辅助触头;14.主触头;15.接线柱;16.进线孔;17.高压调节螺母;18.板形螺母;19.低压调节螺钉;20.低压差动调节螺丝;21.夹持器;22.轴(支点);23.直角拨臂

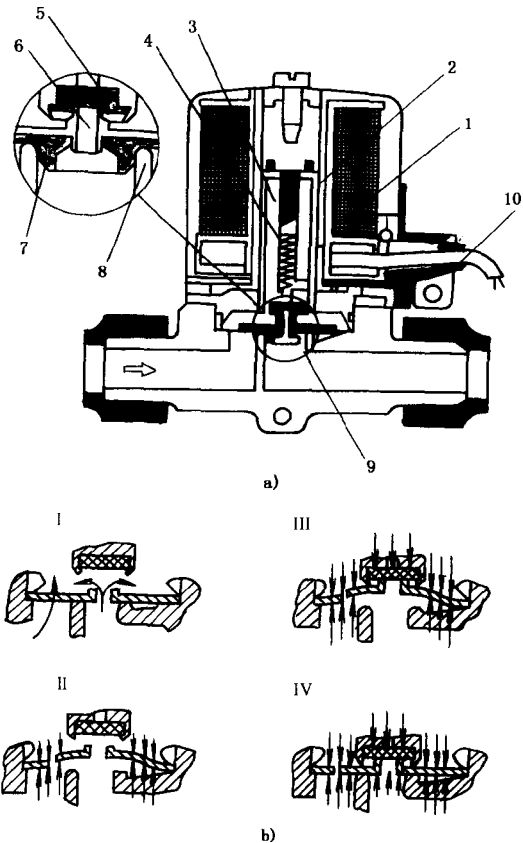


图 8-26 间接作用式供液电磁阀

a) 构造;b) 作用原理

1.电磁线圈;2.铜套筒;3.芯铁;4.复位弹簧;5.辅阀;6.辅阀孔;7.主阀;8.主阀座;9.主阀孔;10.电线

顺顺时针转动, 带动推杆 2 下移 在夹持器内走完自由行程后把夹持器连同触头板 12 一起下拉, 使触头闭合。反之当吸气压力的低于下限值 触头断开 切断电源 停机保护。

低压调节弹簧 3 的拉力决定低压断开压力值的大小。顺时针转动调节螺钉 19 加大弹簧 3 的拉力 断开值与闭合值同时增加 逆时针转动则减小弹簧拉力, 断开与闭合值同时减小。夹持器内的自由行程大小, 决定断开与闭合值的差值 自由行程大 断开与闭合值的差值大 自由行程小 差值小。

低压的上限值应根据库温而定, 通常要低于库温的上限值所对应的制冷剂饱和压力, 下限值有幅差决定, 幅差值 R_{12} 一般取 $0.07 \sim 0.1 \text{ MPa}$, R_{22} 取 $0.1 \sim 0.2 \text{ MPa}$ 幅差过小会使压缩机启停频繁。

高压部分有高压波纹管 8, 高压调节弹簧

5 高压调节螺母 17、跳簧 11、跳脚 10、杠杆 9 组成。当作用在高压波纹管 8 上的排气压力升高至设定值上限时，顶针推动杠杆 9 克服弹簧 5 的弹力作逆时针方向转动，移动跳簧位置，使跳脚起跳 撞击动触头板 12 使触头断开。当高压低于设定值下限时，触头闭合。高压设定值的调整是通过高压调节螺母 17 进行 顺时针转动 弹簧压力增加 使断开闭合值同时增大 反之减小 幅差值一般不可调节 固定为 0.3~0.4MPa，高压继电器断开后大多采用人工复位。

5. 油压差继电器

油压差继电器是以滑油泵排压和曲轴箱压力（吸入压力）之差为信号进行控制的电开关。当压差 50~90s 低于整定值（大型机 0.15MPa 小型机 0.1MPa）时，在经过一定延时会自动切断压缩机电路，实现保护性停车。因为油压差不足，压缩机各需要润滑部位的滑油量不足；如果能量调节机构，以油压为动力的也不能有效地工作。

图 8-28 所示为国产 JC 3.5 型油压差继电器的原理图。其动作原理为：高压波纹管 2 接滑油泵出口，低压波纹管接曲轴箱，其差值所产生的力由主弹簧 20 平衡，当压差值大于给定值时 角形杠杆 19 处于实线位置 将开关 K 与 DZ 接通，一路电流由压缩机电路的 b 点经 K、DZ 正常信号灯 13 亮 再回到 a；另一路由 b 点经交流接触器线圈 18、X、K_{SX}、S_X 再回到 a 点。因为压力继电器 11 正常信号灯均处于正常闭合状态 电机电源接通 压缩机正常运转。

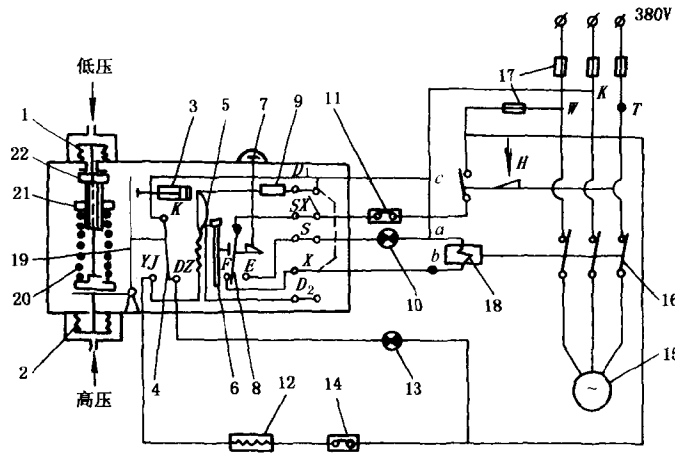


图 8-28 JC 3.5 型油压差继电器

1-低压波纹管；2-高压波纹管；3-试验按钮；4-压差开关；5-电加热器；6-双金属片；7-复位按钮；8-延时开关；9-降压电阻；10-故障信号灯；11-压力继电器触头；12-滑油加热器；13-正常信号灯；14-手动开关；15-电动机；16-接触器触头；17-熔断器；18-接触器线圈；19-杠杆；20-弹簧；21-可调弹簧座；22-调节轮；H-过载保护器

当压差小于给定值时 杠杆 19 逆时针偏转至虚线位置 开关 K 与 YJ 接通 正常信号灯熄灭 电流由 b 点经 K、YJ、加热器 5、D、X、K_{SX}、S_X 再回到 a 此时压缩机仍能运转 但电加热器通电后发热 加热双金属片 经 60s 后，双金属片向右侧弯曲程度逐渐增大，推动延时开关 K_{SX} 与 S₁ 接通 切断交流接触线圈 18 与电加热器 5 的电源 接触器脱开 压缩机停止运转 而事故信号灯 10 亮 同时加热器停止加热。

双金属片冷却后不能自动弹回复位再次启动压缩机，待故障排除后，按动复位按钮 7 使 K_{SX} 回复到与 X 接通的位置 才能启动压缩机。

供油压力是油泵出口压力与压缩机曲轴箱油压之差，其下限值通过改变主弹簧的张力来设定，上限值由滑油泵出口的安全阀设定。设定值约为曲轴箱压力加 0.3MPa（即压差调节范

围 0.049 ~ 0.34MPa)。

6. 蒸发压力调节阀

蒸发压力调节阀也称背压阀，装在高温库的蒸发器出口管路上，能在阀前的蒸发压力变化时自动调节开度，保持蒸发压力大致稳定。

图 8-29 为 JVA 型直接作用式蒸发压力调节阀 左面接管为进口，接高温库蒸发器出口，右面接管是出口接压缩机吸气总管。当蒸发压力升高到整定值时，通过阀盘 3 上的小孔作用在弹簧座 9 底部的制冷剂蒸气压力会克服调节弹簧 10 的张力而将阀开启 蒸发压力升高 阀开度加大 蒸发压力降低或小于整定值，阀会自动关小或关闭，使压力值控制在一定变化范围内。

为了消除阀出口压力变化影响 阀盘 3 用密封波纹管与出口端隔离，为减轻在调节过程中的震荡，设有气缸活塞式阻尼器 5。

蒸发压力调节阀的调整原则是：当库温达到要求的下限时，阀应恰好关闭。调整步骤如下：

- (1)按库温的上下限的平均值 加上 5~10℃ 的传热温差初步确定冷剂的蒸发温度。
- (2)按所采用的冷剂的性质查出该蒸发温度所对应的饱和压力。
- (3)装上压力表开启压力表阀。
- (4)转动调节杆或调节手轮，改变弹簧的张力，使压力表的表压值等于饱和压力。

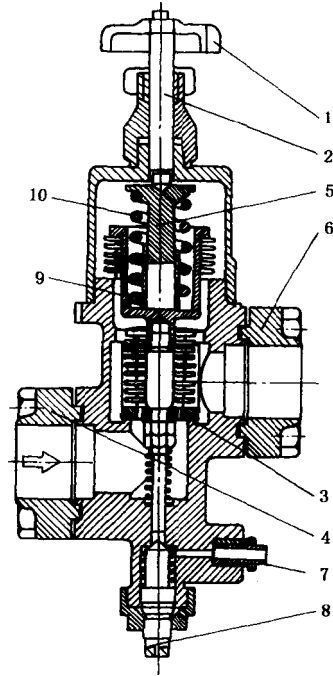


图 8-29 JVA 型蒸发压力调节阀
1.手轮;2调节杆 3-阀盘;4进口接管;
5.阻尼器6-出口接管;7-压力表接头;
8-压力表阀;9弹簧座;10-调节弹簧

- (5)当库温达下限时，观察压力表的指针是否稳定。

若不稳定，说明阀尚未关闭，则应继续调节弹簧的张力，直至指针的指示稳定为止。此时表的指示值为蒸发压力的下限，亦即背压阀的调定值。关闭并拆除压力表。背压阀应垂直安装，调节杆在上。冷剂的流向与阀体上所标的箭头一致。

7. 冷却水量调节阀

图 8-30 为直接作用式冷却水量调节阀的结构原理图。传压细管 1 接压缩机排气管上或冷凝器顶部，当冷凝压力升高时 通过传压细管 波纹管被压缩 通过承压板 2 推动 调节螺杆 11 下移 而调节螺杆则通过卡在其环槽中的片簧 4 带动阀芯 12 下移 阀开大 冷却水流量增加 使冷凝压力下降 反之 当冷凝压力降低时 阀关小，冷却水量减小，使冷凝压力上升，从而保持冷凝压力稳定。

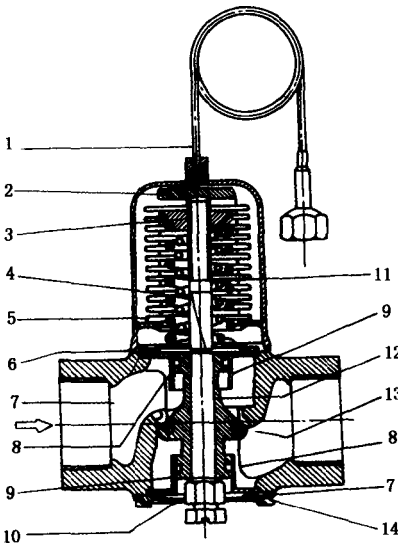


图 8-30 直接作用式冷却水量调节阀
1.传压细管;2.波纹管承压板;3.可调弹簧座;
4.片簧;5.调节弹簧;6.下弹簧座;7.O 型圈;8.防漏活塞;9.导向套;10.底板;11.调节螺杆;
12.阀芯;13.阀盘密封橡胶圈;14.螺钉

转动调节螺杆 11 底部的六角头调节杆便可在阀芯中转动 使弹簧座 3 在螺杆上轴向移动，改变调节弹簧张力 从而改变冷凝压力的整定值 此阀可在 0.35 ~ 0.9MPa

范围内调节。

第七节 船舶制冷装置实例及操作管理

TYPICAL MARINE REFRIGERATING INSTALLATION AND ITS OPERATING MANAGEMENT

一、船舶制冷装置实例

图 8-31 所示国产 6 万吨油船伙食冷库制冷系统。冷库共有五间 (即肉库 库温 -18°C)、鱼库 库温 -18°C)、干货库 库温 $+2^{\circ}\text{C}$)、菜库 库温 $+2^{\circ}\text{C}$)、和缓冲间 (温度为 $+15^{\circ}\text{C}$)。缓冲间装有蒸发盘管,其余各库采用冷风机。

制冷装置设有两台 RKS10F 型六缸压缩机组 缸径 55mm 行程 46mm 转速 1000r/min 使用的制冷剂为 R_{22} 充制冷剂量为 80kg。当蒸发温度为 -28°C 、冷凝温度为 40°C 时 每台机组的制冷量为 6.9kW。装置设计条件为气温 35°C 、冷却水温 32°C 。压缩机用 V 型皮带传动 排气阀为环片阀。能量调节采用气动启阀式卸载机构,可调的各级能量为 100% ~ 66% ~ 33% ~ 0%, 滑油泵为转子泵, 正常工作时应保证油压比吸气压力高 0.3 ~ 0.5MPa。系统装有 12L SHELL32K 冷冻机油。膨胀阀选用 Danfoss Tx2 ~ 0.7, R_{22} 专用 制冷量为 2.4kW。乳品库和菜库的回气管装有直动式蒸发压力调节阀 KVP12, 而在两个低温库回气管路上则装有止回阀。

压缩机和滑油分离器装在冷凝器上, 组成压缩冷凝机组。冷却水由专用冷却水泵供给。在应急时也可由海水压力柜或主机冷却水系统供应。运行时可以一台工作、一台备用, 也可以两台同时工作。压缩机排气温度控制在 130 以下。在各冷库蒸发器的供液管上都设有供液电磁阀 分别由各库的 RT34 型温度继电器控制。

该系统采用电热融霜, 融霜的起始指令、融霜时间及时间间隔由隔霜定时器控制。

在冷凝器上设有应急释放阀兼安全阀, 当机舱发生火灾, 可及时将制冷剂释放到舷外, 以防爆炸和产生剧毒气体。冷却水量调节阀装在冷凝器的出水管路上, 使压缩机的排气压力控制在 1.0MPa 以上。

压缩机启动由低压继电器控制, 系统中还设有高压继电器和油压差继电器。

二、船舶制冷装置的起动、运行和停车

船舶制冷装置均配有自动控制系统 在首先起动后 正常工作情况下的装置的起动、运转、调节与停车是自动控制的, 但是当装置经过拆修装复后或较长时间停用后需起动时, 当检修前需停用时, 仍需人工进行起、停, 以及运行管理中仍有一些检查和调节工作是必须由人工进行的。起、停和运转管理时应注意以下要点:

1. 起动

(1) 油——油位应正常, 压缩机曲柄箱的润滑油油位应在示液镜的 1/3 ~ 1/2 处。

(2) 水——检查冷却水系统 应在压缩机之前开启 并使之正常运转 对于间接冷却系统应开启盐水循环泵。

(3) 气——检查直接吹风冷却的系统 应在压缩机之前开启 并使之正常运转。

(4) 汽——略。

(5) 电——检查电器设备状况、电流、电压和绝缘等参数 并使之保持正常。

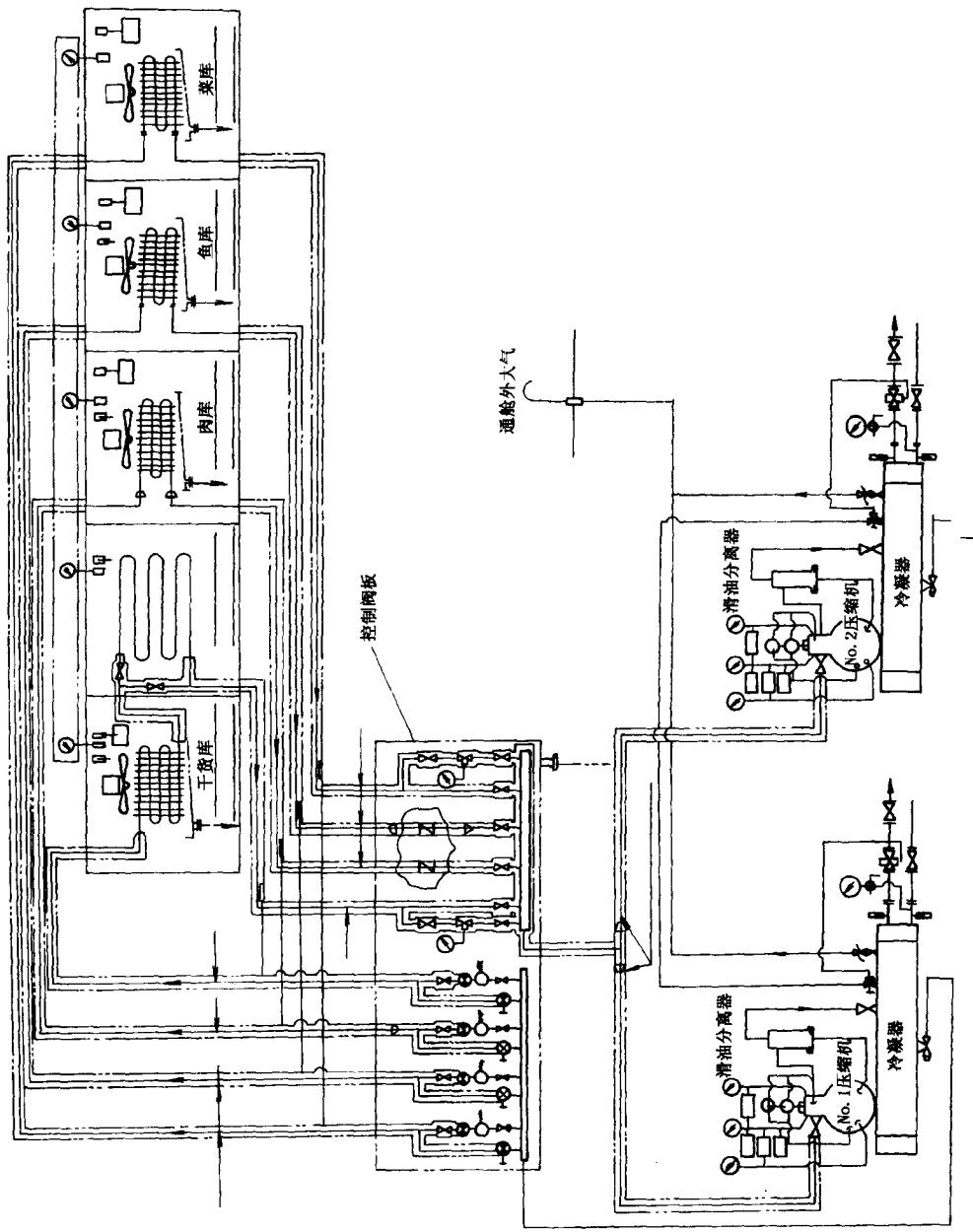


图 8-31 伙食冷库制冷系统实例

(6) 阀——压缩机吸入截止阀和贮液器出口阀暂不开，排气阀及高压系统有关截止阀开足（若排出截止阀多用通道接有压力表或压力继电器，则要开足后回旋 $1/2 \sim 1$ 圈）能量调节阀板到能量最低的位置。

(7) 机——检查机器及四周有无妨碍运转的因素或障碍物，确认机器处于适合起动的状态。

(8) 盘——新安装或检修后首次起动的压缩机，应在卸载情况下手动盘车，进一步确认机器正常。

(9) 冲——瞬时起、停、点动压缩机，观察压缩机、电机起动状态和转向，如有异常，可反复 2~3 次，确认正常。

(10) 启——启动压缩机，缓慢开大吸入截止阀，一旦声音异常（液击声）立即关闭，等声音正常后再缓慢开大，如此反复调节吸入截止阀的开度，直到完全开足且声音正常（若吸入截止阀多用通道上接有压力表或压力继电器，则需开足后回旋 $1/2 \sim 1$ 圈），控制吸入阀开度的目的是为了防止可能积聚在蒸发器中的液态冷剂大量进入压缩机造成液击损坏。确认正常后，开足贮液器出口阀便可投入正常运转。

2. 运转

(1) 压——检查工作压力，并保持正常。正常值一般为：排出压力 R_{12} 是 $0.8 \sim 1.0 \text{MPa}$ ，最高不超过 1.2MPa ，最低不低于 0.60MPa ； R_{717} 、 R_{22} 是 $1.0 \sim 1.5 \text{MPa}$ ，最高不超过 1.6MPa 。吸入压力具体值与需保持的库温有关，但最低不得低于表压力 0.01MP 。油压差（油压力与吸气压力之差），未设油压控制的卸载与能量调节机构的压缩机是 0.1MPa 以上，设有油压控制的卸载与能量调节机构的压缩机是 $0.15 \sim 0.30 \text{MPa}$ 。

(2) 温——检查工作温度，并保持正常。正常值一般为：冷凝温度，水冷冷凝器是 $25 \sim 30^\circ\text{C}$ ，风冷冷凝器不超过 40°C 。排气温度，国家对活塞式制冷压缩机的规定为 130°C (R_{12} 和 150°C R_{717} 、 R_{22})，滑油温度，开启式压缩机为不超过 70°C ，封闭式压缩机不超过 80°C 。库温应符合要求。

(3) 荷——检查电流、电压和功率，发现超负荷应立即找出原因并加以解决。

(4) 转——略。

(5) 声——注意机器运转声音，发现异常及时找出原因并加以解决。

3. 停车

(1) 短期停车，不超过一星期，在停车前先关闭贮液器或冷凝器出液阀，当吸气压力表达到 0.02MPa 时，切断压缩机电源，关闭吸、排阀，以将冷剂收入贮液器。

(2) 长期停车与短期停车相似，不同点是需将低压继电器触点常闭，逐次将吸气表压力抽吸到 0（或略高于大气压力）时停车。其目的是将冷剂更彻底地收入贮液器。

三、船舶制冷装置的维护性操作管理

1. 吹除杂质

新安装或大修后装复的制冷装置，必须用 $0.6 \sim 0.8 \text{MPa}$ 表压的干燥空气将系统中焊渣、铁屑和其它杂质吹除干净。吹污排口位于系统最低处，多设几个排口，分段进行吹污，吹污后还应作气密试验和抽空试验。

2. 气密试验

气密试验的压力分别是：低压系统 R_{12} 1.0MPa ； R_{22} 、 R_{717} 1.2MPa 。高压系统 R_{12} 1.6MPa 。

R₂₂ 1.8 MPa。气密试验应用瓶装氮气，也可用压缩机抽吸大气充入系统，系统压力达规定值后静待 8h 若压降不超过 0.034 MPa，即为合格。具体步骤如下：

(1) 拆除系统中不能承受试验压力的元件或将其隔离旁通。

(2) 关吸排截止阀、滑油分离器回油阀和所有通大气阀；开热力膨胀阀旁通阀及系统内各阀。

(3) 接气瓶充气 p 达 0.3 ~ 0.5 MPa 检漏后进一步加压至规定值。

(4) 查漏 系统连接处、阀杆填料箱、焊缝、冷凝器端盖等处。

(5) 用冷凝器放气阀先放气 再取下安全阀的临时堵头 后放尽气体。

3. 抽空

目的在于抽除残存于系统中的气体水分，检查真空状态下的气密性，抽空可用专用的真空泵，也可用压缩机，采用真空泵操作中应注意停泵前先关泵与系统的连接阀门，以免泵内滑油吸入系统和产生回气。采用压缩机注意如下：

(1) 关排出截止阀 开其多用通道。

(2) 先稍开吸入截止阀，压缩机启动后再逐渐增加开度，抽空中压缩机在很小排量下运行。

(3) 短接低压继电器和压差继电器，以免压缩机因吸压、油压过低而自动停机。

(4) 放尽冷凝器的冷却水。

(5) 间断进行 以免抽吸过快 不易抽净，一般为 18h ~ 72h。

(6) 密切注视排压和排温 (R₁₂机 125℃, R₂₂机 245℃, 滑油压力应高于吸压 0.027 MPa 以上)

抽空规定值为 真空度 720mmHg 静待 8h 真空度下降不超 10 mmHg。

4. 充注制冷剂

新修或大修后的制冷装置，应在气密试验和抽空检验合格后进行。正在使用中的装置，经设备检修 更换干燥剂 滑油及清洗滤器 放空气等操作后 冷剂总有损失 平时轴封处也会有微量渗漏 大、中型机不超过 10 滴 / h) 制冷装置使用一段时间后需补剂。

制冷剂的充注可从系统的专用充剂阀处充，或低压吸气阀多用通道口处充。前两者属高压侧充注，后者属低压侧充注。图 8-32 所示为第一种充剂法的示意图，一般中大型制冷系统都有专设的充剂阀，并接干燥器，充剂的操作如下：

(1) 识别并确认所充冷剂的种类。

(2) 借助充液铜管将氟利昂液罐和系统充剂阀连接，拧紧接口螺母前，稍微松开液罐阀门，驱赶管内空气。

(3) 液罐瓶口朝下 倾斜放置并称重 微开阀门检查配管系统有无泄漏。

(4) 关冷凝器的出液阀，逐渐开启液罐钢瓶阀、充剂阀启动压缩机向系统充剂。

(5) 由磅秤确定算好的充剂量 即可切断充剂阀 开出液阀 系统正常运转。观察储液器液位变化，若充剂量不够再次充剂。

图 8-33 所示，为由压缩机吸入截止阀多用通道。充剂需借助吸气三通阀将充剂铜管接钢瓶阀上，和以上操作不同的是：

(1) 钢瓶直立放置。

(2) 充剂中随时调整钢瓶阀 控制吸入压力不超 200 MPa (表压)

(3) 如需加速充剂 可用温水淋浇或浸泡。

5. 制冷机的取出

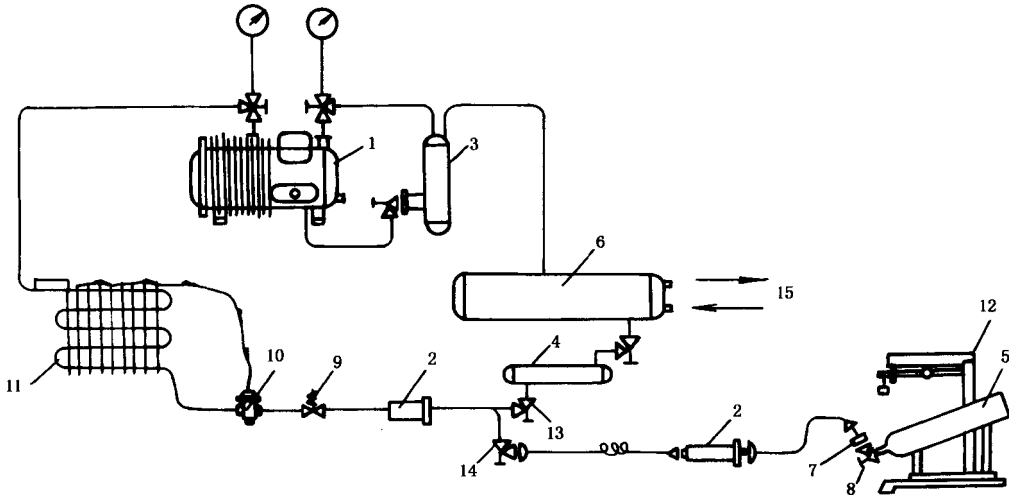


图 8-32 由充剂阀处充注制冷剂

1-压缩机;2-干燥过滤器;3-油水分离器;4-贮液器;5-氟利昂钢瓶;6-壳管式冷凝器;7-钢瓶接头;8-钢瓶阀;9-电磁阀;10-热力膨胀阀;11-蒸发器;12-磅秤;13-出液阀;14-加液阀;15-冷却水

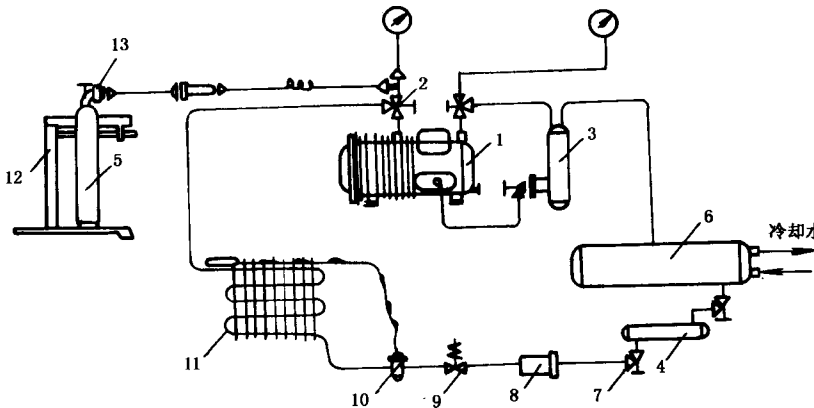


图 8-33 由压缩机低压吸入侧充注制冷剂

1-压缩机;2-三通阀头;3-油水分离器;4-贮液器;5-氟利昂钢瓶;6-壳管式冷凝器;7-出液阀;8-干燥过滤器;9-电磁阀;10-热力膨胀阀;11-蒸发器;12-磅秤;13-钢瓶接头

从制冷系统取出氟利昂的操作如图 8-34 所示。

(1)用 T 形管接高压表、紫铜接管和钢瓶接头，并赶气。

(2)钢瓶淹没水中，接冷却水降低瓶内压力。

(3)开钢瓶阀，压差使制冷剂进入钢瓶，后启动压缩机，关小冷凝器冷却水（提高冷凝水压力）。

(4)系统内制冷剂减少，B 处取制冷剂困难，可换 A 处，当系统压力为 0.098 MPa 制冷剂基本已抽取完。

(5)停车后，压力表值回升，再开机，开凭继续抽取，直至表压值不回升。

6. 滑油的补充和更换

滑油连续使用一段时间后，当粘度下降 15% 或发现因污浊而颜色变深，应换新油。新组装和解体大修后压缩机运转 3~4d 也应更换滑油，而装置运转正常情况下，压缩机滑油耗量

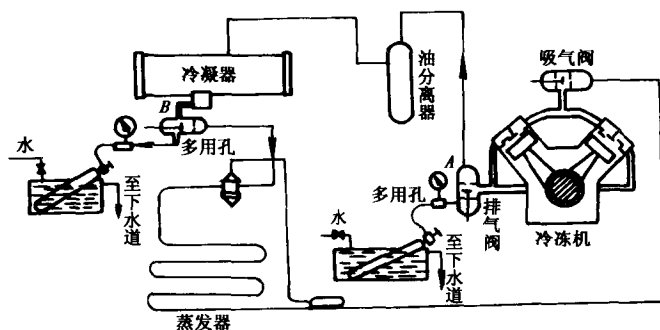


图 8-34 制冷系统的取氟示意图

很小，不会产生缺油现象，如系统短时间内缺油过多，说明系统可能回油不畅，或严重泄漏，应先检查，确定情况后在进行。

换油的操作步骤：

- (1)关闭吸入截止阀，瞬时启动压缩机抽空曲轴箱后关排出截止阀。
- (2)打开放油旋塞和加油塞，放尽脏油。
- (3)打开曲轴箱清洗干净。（清洗油的粘度比润滑油低或用润滑油清洗）。
- (4)装复后从注油孔注入新润滑油至示油镜 1/2 高度。

(5)加完油 打开排出截止阀上的多用通道 开启压缩机 抽除曲轴箱内的空气 开启吸排截止阀后即可正常运行。

添加滑油的方法有三种：

(1)利用系统的装放油阀加油：中大型制冷装置滑油系统往往自带滑油泵，设专用的装放油阀 如 8FS10 型压缩机制冷系统，操作如下：

加油管一端接装放油阀外接管，一端插入油桶油面下。

将油阀先转至“放油”位置 驱赶管内空气 再将阀转至“装油”位置 泵开始吸油。

当曲轴箱油位上升至刻线时，立即将加油阀转至“运转”位置。

(2)利用压缩机曲轴箱的加油孔加油。

关压缩机吸入截止阀，把机内的制冷剂收入储液器，直至低压压力表指“0”停机。

关排气截止阀，旋出加油孔旋塞，从加油孔注入滑油，直至油面达油位线为止。

开启吸入截止阀，用制冷剂驱赶浸入曲轴箱内的空气，旋紧加油孔旋塞，开启排气截止阀。

(3)从压缩机多用通道加油。

对没有装放油阀和加油旋塞的小型压缩机可用压缩机多用通道加油。操作如下：

关压缩机吸入多用通道 装“T”形接头，接好加油管和真空表，稍开多用通道即关，用机内制冷剂驱除接管内空气，立即用拇指封住接管口。

关压缩机吸入截止阀，隔断压缩机与回气管通路。

把转换开关置于“手动”位置或短接低压继电器，点式启动压缩机 2~3 次 防止制冷剂将滑油带进气缸“液击”直至达稳定真空后停机。

松开拇指，油即经接管、多用通道和回油孔被吸入曲轴箱，若油的吸入量不足，可用拇指封住管口，重复以上操作。

7. 系统中不凝结气体的排除

系统混入不凝结气体会引起冷凝压力升高、压缩机排温升高、热阻增加，使冷凝器传热系数降低，压缩机制冷量减少，耗电量增加。排放不凝结气体方法如下：

(1) 关出液阀。

(2) 启动压缩机，将冷剂及不凝结气体压入冷凝器中后停机。

(3) 供给冷凝器冷却水，使冷剂凝结，不凝结气体聚集在上部。

(4) 开冷凝器顶部放空气阀，几秒后关，重复。当压力表值接近水温所对应的制冷剂饱和压力时，结束操作（压缩机运行中不可排放空气）。

8. 检漏

氟利昂渗透性强，连接处因振动而松动，阀杆处因填料未压紧，轴封等处均有泄漏可能，检漏是经常性的维护工作。其方法为：

(1) 油迹检漏：因氟利昂与滑油互溶。

(2) 卤素灯检漏：该灯以乙醇或甲醇作燃料，氟利昂气体与其火焰接触会分解为氟氯气体，氯与铜形成氯化铜气体使火焰颜色变色（浅蓝——淡蓝——深绿——绿紫）。使用时先旋下底部旋塞，注入甲醇后旋紧，黄铜杯内注入酒精，点燃后，开调节阀，用吸气软管在可能泄漏处移动。操作中应注意：

检漏前舱室应通风，不抽烟。因为大量氟里昂遇火会产生有毒气体会被人体吸入，造成中毒。

喷嘴上方的铜片工作时参与反应，所以必须事先擦净，并且火焰高度应调到正好在铜片之下；为验证效能可先人为从钢瓶中放出微量冷剂。

发现火色变绿时说明附近存在泄漏点，应仔细寻找。如果火色变成紫绿色和亮蓝色，说明泄漏严重，此时应关掉检漏灯，换用皂液法等检漏，以免中毒。

检漏后，熄火关调节阀，不要关太紧，以免冷却后卡死。

卤素检漏灯对不含氯离子的制冷剂，如 134a 等环保型无氯制冷剂无效。

(3) 皂液检漏：皂液涂于 0 以上环境和系统压力在 0.35~0.4 MPa 以上处，微小渗漏查不出。

(4) 电子仪检漏：对卤素的检漏灵敏度极高，能检出 0.3~0.5g/年的微漏，对不含氯的制冷剂 134a 等灵敏度较低，但可以使用。

9. 换干燥剂

船用制冷装置须定期进行更换干燥剂，以防冷剂含水冰塞，其操作如下：

(1) 将储液器出口的出液阀关上。

(2) 启动压缩机，将冷剂排入储液器。

(3) 关闭干燥器后两端截止阀。

(4) 拆除干燥器后，用挥发性好的洗涤剂清洗。

(5) 填充新的干燥剂，加装时必须充满压实。

(6) 更换过程要防止空气进入系统。

10. 融霜

由于蒸发器管壁的温度均在 0 以下，空气中水汽会在其上结成霜层。霜层导热系数不到金属管壁的 1% 极大的阻碍了传热，膨胀阀会因出口过热度减小而关小，导致制冷量减小，

学习指导

卤素灯检漏口诀：

不准抽烟室通风，

铜片擦净火适中，

先试效能后使用；

火色变绿找漏洞，

漏洞太大关阀门，

阀门轻关好再用。

所以蒸发器必须定期融霜，常用的方法有：

(1) 自然融霜 利用回升库温或开启库门让热空气进入 使霜层融化 此法简单易行 但融霜时间长。

(2) 电热融霜 此法是利用电加热器对冷却盘管加热 使霜层融化 有操作简单方便 易于自动控制等优点。缺点是增设电热设备，又耗电。

(3) 热气融霜：此法是把压缩机排出的高温冷剂蒸气引回蒸发器，利用排气热量使霜层融化 是船用制冷装置常用的方法。

融霜时 蒸发器已变成冷凝器 为保证融霜热气来源，融霜时至少需一个蒸发器在制冷 此法只适用于一机多库装置 且需设融霜热气管和回液管。下面以图 8-35 为例说明肉库（1号库）蒸发器采用热气融霜操作步骤：

(1) 关供液截止阀 9 停止向 1号库蒸发器供液，并用压缩机抽空。

(2) 关回气管上截止阀 8。

(3) 逐渐开大融霜热气阀 5。

(4) 开阀 9 使冷剂流向冷凝器。

(5) 霜层融化后 关阀 5、阀 8。

(6) 逐渐开启阀 7 以防压缩机“液击”。

(7) 开 1号库膨胀阀前后截止阀，恢复供液。

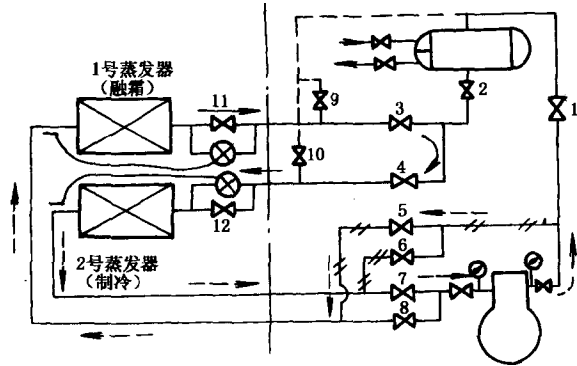


图 8-35 逆流式热气融霜原理图

1-冷凝器进口阀；2-冷凝器出口阀；3、4-供液阀；5、6-融霜热气阀；
7、8-回气阀；9、10-融霜回液阀；11、12-热力膨胀阀旁通阀

四、常见故障分析和排除

制冷装置可能发生的故障有多种形式，其原因也各异，一定要仔细鉴别，下面介绍几种常见故障及排除方法。

1. 冰塞

冰塞最易发生在膨胀阀处 膨胀阀孔道狭窄 又是节流降压元件 液管上滤器脏堵 也可能节流而导致冰塞。当冰塞尚未完全堵死通道时，进入蒸发器制冷剂流量减少，压缩机因吸压下降而停车。停车后冰塞处的冰一部分融化，少量制冷剂流入蒸发器，压缩机吸压回升，重新启动，但冰塞会继续加重，不久就停车。如冰塞通道完全堵死，完全不能正常工作。判断冰塞具体部位 可用先关闭膨胀阀前截止阀 清除该阀后管道阀件的霜层 再突然开启截止阀 冰塞处流道狭窄 起节流降压作用 其后面管道必然结霜 此处即为冰塞部位。消除冰塞的办法有：

(1) 拆下冰塞元件除冰 用纯酒精清洗 再用压缩空气吹干装复。

(2) 化冰后用干燥剂吸水：在冰塞部位外敷毛巾并用热水浇使冰融化，接着启动制冷装置，水分随制冷剂流动，并被干燥剂吸收。采用这种方法时，往往很快又在原来冰塞处后面形成冰塞 需反复进行上述操作。

(3) 用“解冰剂”（纯甲醇）消除冰塞 应急时加入占制冷剂总量 1% 的甲醇 此法对机械设备有损 不提倡。

(4) 用干燥气体吹除水分并换新制冷剂 系统大量进水时 上述方法不起作用 这时只能将系统中制冷剂放掉或收入钢瓶 然后用 0.6~0.8 MPa 的二氧化碳或氮气吹扫系统，最后用抽

空除水法使系统干燥。

冰塞以预防为主，及时更换失效的干燥剂，拆修和日常操作时，要防止湿气和水分进入系统，并在充冷剂和拆修后用干燥器吸收可能进入系统的水分。

脏堵常发生在膨胀阀进口管中滤器或阀孔处，或特征相似于冰塞，但不会因时间延长而加重，不能用热敷法消除。

油堵是选用凝点高的滑油，滑油分离器分离效果差等引起。系统中存油过多时会造成传热变差，制冷剂循环量减少，压缩机会产生“油击”。

2. 系统中制冷剂不足

制冷剂严重不足时，系统中制冷剂的循环量减少。制冷量减少，库温降不下来，其具体症状有：

- (1)蒸发温度低于 0℃ 的蒸发器后部结霜融化。
- (2)吸气过热度增加。
- (3)吸入压力、排气压力均下降。
- (4)储液器中液位低于 1/3 以下。
- (5)膨胀阀因制冷剂中夹有过多气体而发出较明显的“丝丝”声。
- (6)开启膨胀阀的旁通阀吸气压力无明显的回升。

制冷压缩机的常见故障有：

3. 压缩机启动不久就停，就无法启动

第一种情况，高压控制器断开引起：

- (1)排出阀未开或开度不足。
- (2)冷凝器冷却水中断或水量不足。
- (3)高压控制器上限调得太低或未人工复位。

第二种情况，低压控制器断开引起：

- (4)低压控制器下限调得太高。
- (5)供液阀故障，供液过少。

第三种情况，油压差控制器断开引起：

- (6)曲轴箱缺油或奔油或吸油滤器阻塞。
- (7)油压调节阀调压过低或泄漏。

4. 压缩机长时间运转不停

根本原因在于制冷量不足或冷库热负荷过大，主要有以下几点：

- (1)蒸发器结霜太厚或存油过多。
- (2)制冷剂循环量不足或管路不畅通。
- (3)压缩机实际排气量显著减少。
- (4)冷库隔热层损坏，库门关不严或放入大量热货等。
- (5)温度控制器、低压控制器调节不当，温包安放不当等。

5. 压缩机运转中有异响

- (1)液击。
- (2)余隙过小，运动部件间隙过大造成敲击。
- (3)缸内有异物。
- (4)连杆大端螺栓松动。

(5)机座螺栓松动 滑油泵磨损等。

第九章 船舶空气调节装置

MARINE AIR CONDITIONING PLANT

第一节 船舶空调的基本知识

GENERAL KNOWLEDGE OF MARINE AIR CONDITIONING PLANT

空气调节是一种能够改善人们生活、工作环境的专门技术，它是把经过一定处理后的空气，以一定方式送入室内，使室内空气的温度、湿度、气流速度和空气清新程度控制在适当范围内。对空气处理的装置，称为空气调节装置。

船舶航行于各海域 气象条件复杂 气候多变 为了使船员、旅客有一个舒适的生活、工作环境 空调技术能够在舱室内创造一个适宜的人工气候 因此 现代船舶大都设有空气调节装置。

一、对船舶空调的要求

从人体生理学可知：温度是影响人类身体健康和舒适的首要因素。在过热、过冷的环境下 人体热平衡不能维持 中暑、冻伤都是气候过热、过冷造成的疾病 严重时甚至生命死亡。空气的相对湿度对人的舒适感也有影响 春夏之交的梅雨季节 空气温度不太高 但因潮湿 人体通过皮肤散热困难 人感到闷热 极不舒服 冬季点火取暖 温度条件满足 因空气相对湿度降低 人感到口干舌燥 情绪烦躁。盛夏 暑热难当 人们喜欢找个风口歇歇或打开风扇吹吹，这说明风速对人体热平衡有影响，风扇只能加强空气流速，不能降温，但能加剧人体皮肤的散热。人们在房间里呆久了，会感到闷气，“头脑发胀”到大自然去走走，一下子郁闷尽扫 神清气爽 这是空气中新鲜氧含量的作用。噪音会使人感到不适，一般限制标准为 60~65dB(A)。

船舶空调仅用于满足卫生和舒适的需要，为船员创造良好的工作和休息环境，称为舒适性空调，它对空气条件不十分严格。设计时舱外条件我国定为：冬季 -18℃ ~ -20℃ 相对湿度 80% ~ 100% 夏季 + 35℃ 相对湿度 70% 在此条件下 舱内空气应满足以下几方面。

1. 空气温度 冬季 19~22℃ 夏季 24~28℃ 室内外温差不得超过 6~10℃ 室内垂向温差不得超过 3~5℃。夏季室内外温差不得超过 6~10℃。

2. 空气湿度 冬季相对湿度 $\varphi = 30\% \sim 40\%$ 夏季相对湿度 $\varphi = 40\% \sim 50\%$ 。

3. 空气清新程度 包括空气清洁 少含粉尘和有害气体 和新鲜 足够的含氧量 两项要求，满足人呼吸对氧气的需要，新鲜空气供给量每人 2.4m³/h 即可 要使二氧化碳、烟气等有害气体降到允许值以下，新风量要求每人 30~50 m³/h。

4. 空气流速 舱室内 空气有轻微的流动 使人感到不气闷 要求气流速度以 0.15~0.2m/h 为宜 最大不超过 0.35m/h 否则人也会感到不舒服。

5. 噪声 距室内空调出风口处 测试的噪声应不大于 55~60 dB(A)。

二、湿空气的基本知识

完全不含水蒸气的空气称为干空气。实际上，空气中总有少量的水蒸气，含有水蒸气的空气称为湿空气。空气中水蒸气的分压力如果达到空气温度所对应的水蒸气饱和压力，水分即不再向空气中蒸发，称为饱和空气。水蒸气分压力尚未达到该气温对应的饱和压力的湿空气称为未饱和空气，它可以允许水分继续向其中蒸发。下面介绍湿空气的常用状态参数：

1. 压力

(1) 大气压力：地球表面的空气层在单位面积上的重量称为大气压力。通常以纬度 45° 处海平面上常年平均气压作为一个“标准大气压”或“物理大气压”等于 760mmHg。

(2) 水蒸气分压力：湿空气是干空气和水蒸气的混合气体，按照物理学中道尔顿定律，混合气体的总压力等于各组成气体分压力之和，则湿空气的压力 P 等于干空气的分压 P_g 加水蒸气分压 P_c 即

$$P = P_g + P_c \quad (9-1)$$

水蒸气分压力的大小反映空气中水蒸气的含量多少，反映空气的潮湿程度，它是空气湿度的一个指标。

2. 温度

温度是表示空气冷热程度的参数，常用 t 来表示摄氏温度 $^{\circ}\text{C}$ 。用 T 表示空气绝对温度 K ，它的高低对人的舒适和健康影响很大，是空调中一个重要参数。

3. 湿度

湿度是用来表示空气干湿程度的物理量，它有下面几种表示方式：

(1) 绝对湿度： 1m^3 湿空气中含有的水蒸气质量称为空气的“绝对湿度”单位是 kg/m^3 用 Z 表示 则

$$Z = G_c/V \quad (9-2)$$

式中： G_c ——水蒸气质量， kg ；

V ——体积， m^3 。

(2) 含湿量：每千克干空气所含水蒸气的克数称为含湿量 单位为 g/kg 干空气 常用 d 表示

$$d = 1000G_c/G_g \quad (9-3)$$

式中： G_g ——干空气质量 kg 。

含湿量与大气压力和水蒸气分压力之间的关系为

$$d = 622P_c/P_g = 622P_c/B - P_c \quad (9-4)$$

式中： B ——大气压力。

含湿量 d 几乎同水蒸气分压力成正比，而同大气压力 B 成反比。它表达了空气中实际含有的水蒸气量。对某一地区讲，大气压力 B 基本上是定值，那么空气含湿量 d 仅同水蒸气压力有关。

含湿量是空调技术中的一个重要状态参数，对空气去湿或加湿处理时，干空气的质量是保持不变的，仅是水蒸气含量发生变化，因此，空调工程计算中，常用含湿量的变化来表达加湿和去湿程度。

(3) 饱和绝对湿度：大气压力下，具有一定温度的一定量的空气中，实际所能容纳之水蒸气量达到最大值 这时的绝对湿度称为“饱和绝对湿度”以 Z_B 表示 单位为 kg/m^3 。饱和空气的

水蒸气分压力、绝对湿度、含湿量 则称之为“饱和水蒸气分压力 P_{cb} 饱和含湿量 d_B ”。

(4)相对湿度 是指空气的绝对湿度 Z 和同温度下饱和绝对湿度 Z_B 之比 即

$$\varphi = Z/Z_B \times 100\% \text{ 或 } \varphi = P/P_{cb}$$

φ 反映空气潮湿程度,在一定条件下, φ 愈高, Z 愈大 空气愈潮湿 离饱和程度愈近。

(5)露点温度 将空气等温冷却至 $\varphi = 100\%$ 时的温度。用 $t_{露}$ 表示。湿空气达到露点后继续冷却,其中水蒸气因过饱和而成小水滴析出,在空气中既形成雾,在固体表面即结成露。

4.焓

空气的焓表示单位重量的湿空气所含有的总热量,对含湿量为 d 克的湿空气,其焓等于 1 千克干空气的焓和 d 克水蒸气的焓总和,即 (1 + 0.001 d 千克的湿空气 它的焓 $h \approx C_p \cdot t + 2.5d$, 即

$$h = 0.24t + 0.001d(597 + 0.44t) \quad \text{kcal/kg} \quad \text{干空气} \quad (9-5)$$

$$h = 1.01t + 0.001d(2500 + 1.84t) \quad \text{kJ/kg} \quad \text{干空气} \quad (9-6)$$

式中:0.24、1.01——干空气的比热 C_p , kcal/kg·°C (kJ/kg·K);

597, 2500——0°C 时水的汽化潜热 kcal/kg (kJ/kg)。

湿空气的焓主要取决于湿空气的温度和分压力,通常把公式中 $0.24t + 0.001d \times 0.44t$ 称作空气的显热部分 而 $0.001d \times 579$ 称作潜热部分。

三、湿空气的焓湿图及其应用

如上所述 空气基本状态参数中的温度、相对湿度 φ 、含湿量 d 、水蒸气分压力 P_c 和焓 h 是空调的主要参数,彼此独立而又相互联系,直接反映了空气的热力状态。通过图 9-1 的湿空气焓湿图,可在已知其中任意两参数下计算出其它所有的热力参数。

1. $h-d$ 图

$h-d$ 图是在一定的大气压力下以 h 为纵坐标 含湿量 d 为横坐标 采用 135° 的斜角坐标系绘制的。不同的压力下,有不同的 $h-d$ 图,使用时应注意选用与当地大气压力相适应的 $h-d$ 图。图中除了坐标轴外 还有温度 t 、相对湿度 φ 两组等值线 水蒸气分压力 P_c 及表示空气状态变化过程的热湿比线 ϵ 。

(1) 等含湿量线

它是一系列与纵坐标平行的直线 从纵轴为 $d = 0$ 的等含湿量线开始, d 值自左向右逐渐增加。

(2) 等焓线

由于采用 135° 斜角坐标 等焓线为一系列与纵坐标成 135° 夹角的平行线。通过含湿量 $d = 0$ 及温度 $t = 0$ 交点的等焓线 焓值 $h = 0$ 向右上方,等焓线为正值 向左下方 等焓线为负值。

(3) 等温线

不同温度值的等温线彼此是不平行的直线,其斜率为 $(2500 + 1.84t)$ 由于 t 值不同 斜率是不相同的。由于空调温度在 $-10 \sim 40$ 内, $1.84t$ 远远小于 2500, 温度对斜率影响不大,所以等温线又近似平行。

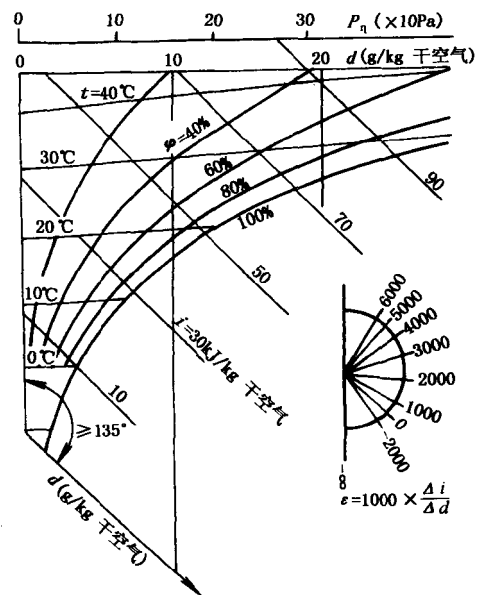


图 9-1 湿空气的焓湿图

$t = 0^{\circ}\text{C}$ 以上 等温线为正值 以下为负值 自下而上 温度值逐渐增加。

(4) 等相对湿度线

它是一系列向上凸的曲线。当 $d = 0$ 时 $\varphi = 0\%$ 即 $\varphi = 0\%$ 的等相对湿度线与纵坐标轴重合 自左至右 此值随 d 值增加而增加, $\varphi = 100\%$ 称饱和曲线。饱和曲线将 $h - d$ 图分为两部分, 上部是未饱和空气, 饱和曲线上各点是饱和空气, 下部表示饱和空气。在过饱和区, 水蒸气已凝结成雾状 故又称为“雾区”。

(5) 水蒸气分压力线

根据 $P_c = B \times d / (622 + d)$ 的关系式可知 当大气压力为定值时 水蒸气分压力仅取决于含湿量 d 因此 在 d 轴上可标出相应的 P_c 值。

(6) 热湿比线

在空调工程中, 被处理的空气常常由一个状态变为另一个状态, 为了表示变化过程进行的方式与特性 在图上还标有热湿比线。空调舱室的全热负荷 Q 与湿负荷之比称为热湿比 ϵ 。即

$$\epsilon = Q / 0.001 W \quad \text{kJ/kg}$$

2. 焓湿图应用 参见图 9-2)

焓湿图是进行空调设计、计算和分析空调设备运行工况的重要工具。下面分别举例来说明焓湿图的使用。

(1) 利用焓湿图 确定空气状态参数

在某一大气压下, 只要已知任意两个参数, 即可在 $h - d$ 图上确定该状态下的其它参数。例如, 知道了空气温度 $t = 30^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 $\varphi = 45\%$ 由相应的等温线和等相对湿度线, 可确定湿空气状态点 A 其焓值约为 61kJ/kg 其含湿量约为 12g/kg 相应的水蒸气分压力约为 1920Pa 。

(2) 利用焓湿图 表示空气状态变化过程

焓湿图不仅能确定空气的状态和状态参数, 而且还能显示空气状态的变化过程, 其变化过程方向和特征可用热湿比值表示。

干式加热过程: 空气调节中, 常用电加热器来处理空气, 当空气通过加热器时获得了热量, 提高了温度, 但含湿量并没有变化 因此空气呈等温增焓升温变化 过程线 $A-1$ 所示 热湿比 $\epsilon = +\infty$ 空气经过表面式热水或蒸气加热器的状态变化过程也属此种情况。

干式冷却过程 湿空气冷却时 如果未冷至露点以下 则不会有水份析出 过程变化为等温减焓降温 如图 $A-2$ 所示, $\epsilon = -\infty$ 。

减湿冷却 如空气冷却器的壁温 t'_B 低于露点 t_B , 则贴靠壁面的空气冷却过程按 ABB' 进行 从 B 至 B' 段空气 含湿量减小 有水蒸气凝结成水析出。但冷却器出口空气平均状态并不能以 B' 点表示 而应以 AB' 连线上某点 3 表示。这是因为不贴近壁面的空气与达到 B' 状态的空气混合的结果。空冷器管距越小, 纵向排数越多, 气流速度越低, 则出口状态点 3 越接近 B' 。 $A-3$ 是减湿降温过程 $\epsilon > 0$ 空冷器壁温愈低 除湿量愈大。

喷水加湿过程: 由于常温水的比焓值不大, 加水量又小, 故工程上可近似地把喷水加湿过程按等焓加湿过程处理, 在图 9-2 上 如 $A-4$ 过程所示, $\epsilon = 0$ 。

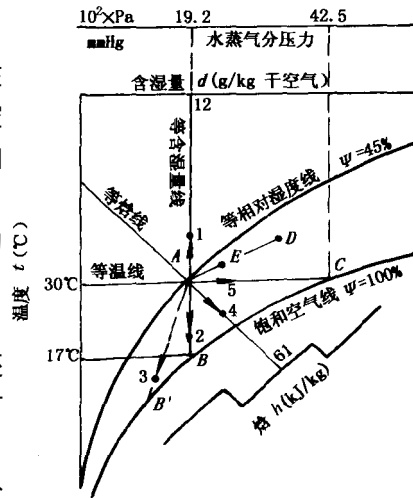


图 9-2 焓湿图的应用

喷汽加湿过程：喷汽加湿过程是焓湿均增过程，其过程温度近似不变，因此工程上可把喷汽加湿看作为等温加湿过程 在图 9-2 中 如 A—5 过程所示， $\epsilon > 0$ 。

⑥混合过程 状态点 A 风量为 $G_A(\text{kg/h})$ 与状态点为 D 风量为 $G_D(\text{kg/h})$ 的两种空气混合后 状态点 E 在 AD 连线上 $AE/DE = G_D/G_A$ 即 E 点更接近风量大的那种风的状态点。

四、空调舱室的热湿平衡及供风参数

单位时间内渗入舱室并引起室温变化的热量称为舱室的显热负荷。它主要包括：

- (1) 渗入热：夏季通过船舶围护结构传入的热量约占舱室显热负荷的 26% ~ 31%；
- (2) 太阳辐射热 通过外窗渗入的约占 25% ~ 27%；
- (3) 人体散热量 平均每人约 210kJ/h 人体散热约占 16% ~ 18%；
- (4) 照明和其它电气设备散热：约占 4% ~ 5%。
- (5) 食品、燃烧或其它过程的散热量。

显热负荷用 $Q_x(\text{kJ/h})$ 表示，夏季，太阳辐射产生的热量及室内外环境温差所产生的渗入热量从外向里传递，显热负荷是正值。冬季，室内外的温差却使热量自里向外散发，虽然太阳的辐射、人体及设备发出的热其传递方向不变 但与前项相比 其值很小 总体上 冬季舱室是从内向外渗热，其显热负荷为负值。

空调舱室的湿量来自人体散发的水蒸气、食物和水以及空气侵入而带入的湿量，每小时散布出的水蒸气量称为舱内湿负荷 用 $W_x(\text{g/h})$ 表示，人体和食物总是不断散发水蒸气使舱内含湿量增加，所以无论冬夏舱内湿负荷总为正值。

要做到空调舱室的热湿平衡，就要求在空调舱室达到稳定时，空调供风换气所带来的热量和舱内的显热负荷、湿负荷相平衡：

$$\begin{aligned} G \cdot C_p(t_r - t_s) &= Q_x \\ G(d_r - d_s) &= W_x \end{aligned}$$

式中： G ——供风质量流量， kg/h ；

C_p ——空气定压比热， $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ；

t_r, d_r ——室内温度、湿度， $^\circ\text{C}$ 、 g/kg 干空气；

t_s, d_s ——供风温度、湿度， $^\circ\text{C}$ 、 g/kg 干空气。

在空调设计时 先确定舱室所要求保持的温、湿度 (t_r, d_r)，并计算出舱室的热湿负荷 (Q_x, W_x) 然后根据布风器所允许的供风温差确定供风温度 t_s 便可由上式计算出所需要的供风量 G 和供风含湿量 d_s 。

舱室内的湿负荷 $W_x(\text{g/h})$ 会使空气的含湿量 d 增加，也使湿空气的焓值增加。这可视为潜热负荷 Q_q ，一般 $Q_q \approx 2.5 W_x \text{kJ/h}$ 。而舱室的全热负荷是单位时间内加入舱室使空气焓值变化的全部热量。它是显热负荷与潜热负荷之和，用 Q 表示 公式是 $Q = Q_x + Q_q(\text{kJ/h})$ 。而空调舱室稳定状态时全热平衡公式 $Q = G(h_r - h_s) \text{kJ/kg}$ 。在夏季，室外气温不变而含湿量增加时 空调系统中空气冷却器的显热负荷不变 潜热负荷增加 而总的热负荷也增加。

舱室的全热负荷和湿负荷之比 可称为舱室的热湿比 用 ϵ 表示 有：

$$\epsilon = Q/0.001 W_x(\text{kJ/kg})$$

不同舱室的热负荷、湿负荷因其位置、大小、用途不同而不同。如舱室的朝阴朝阳，迎风避风，都会使舱室内热负荷变化，而同样热负荷的舱室也因居住人数不同使其湿负荷变化。一般

来说 住的人越多 其舱室的湿负荷越大 这些热负荷、湿负荷的变化都会影响舱室的热湿比。不同舱室的热负荷、湿负荷可以不相同，但如果热湿负荷之比相同，只要改变供风量就可采用相同或相近的室内空气参数。而热湿比相差大的舱室，如采用相同的供风参数，无论如何调节，供风量都不可能使彼此的室内参数相近。所以空调分区的原则主要是让热湿比相近的舱室置于同一空调区。货船一般按左右舷分设两个空调区，客船还要考虑等级、上下层、防火分区、水密分区等情况 每个空调区合适的供风量为 $3000 \sim 7000\text{m}^3/\text{h}$ 。夏季室外气温较高 舱室的显热负荷为正值，空调装置应按降温工况工作，送风温度比室内的温度要低；冬季室外气温较低，舱室的显热负荷为负值，空调装置应按取暖工况工作，送风温度比室内温度要高。一般来说，如能提高送风温差，即可减少送风流量，这时风机的流量和风管尺寸均可减小。当然送风温差过大，会使室温均匀性难以保证。根据显热负荷平衡式求出的送风量一般都超过必须的新鲜空气量，从节能角度考虑，可采用一部分回风来减少空调器的热负荷。特别是当外界的气温过高或过低时，空调舱室的热负荷超过设计值，送风量也已达设计极限值，要保持舱室的设定温度，采取的措施只能是暂时减少新风量，增大回风量。而在冬季之间的过渡季节，应尽可能多用新风，甚至全部用新风。此外，空调房间内应保持一定的正压，防止室外或相邻房间非洁净空气渗入，干扰室内的温湿度。

五、集中式空调装置概况

船舶空调一般都是将空气经过集中处理再分送到各舱室，这样的空调装置称为集中式空调装置。只有某些特殊舱室（机舱集控室）才单设专用的空气调节器。

图 9-3 给出船舶集中式空调系统的示意图，通风机从新风吸口 6 及回风口分别吸入新风（外界空气）和回风，两者混合后经空气调节器处理，然后由主风管、支风管送至舱室的布风器供入，舱室中多余空气通过房门下部的格栅或留出的空隙流入走廊。

非空调舱室厕所、浴室、配餐室等和走廊设有抽风口 由抽风口抽出 从高处排入大气 这样 由于非空调舱室中形成一定负压，空调舱室中的空气会自动流入，使之达到一定的空调效果，并避免不良气味散发到其他舱室。

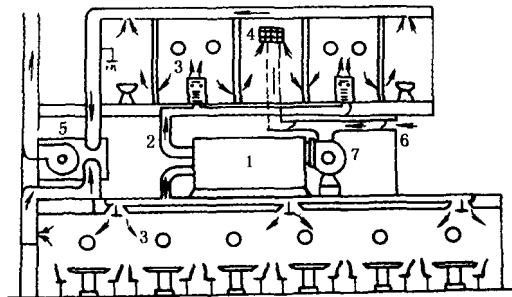


图 9-3 船舶空调装置的示意图

1-空气调节器 ;2-主风管 ;3-布风器 ;4-回风吸口 ;5-抽风机 ;6-新风吸口 ;7-通风机

六、集中式空调装置的分类

1. 船用空调装置按风管中空气的流速分类，可分为：

(1) 低速系统——主风管风速 $10 \sim 15\text{m/s}$ 支风管风速 $4 \sim 8\text{m/s}$ 全风压 $< 1.2\text{kPa}$ 。风速低 使风管阻力小 空调风机风压不高 风管尺寸大 截面做成扁矩形 制造、安装、包扎较麻烦。

(2) 高速系统——主风管风速 15m/s 以上 常用 25m/s 支风管 $8 \sim 15\text{m/s}$ 风机全风压 $3 \sim 5\text{kPa}$ 。风速高 风管尺寸减小 多采用标准化圆管 但风管阻力大 风机风压和功率较高 增加热负荷，噪声也大。一般船舶多采用主风管风速为 15m/s 的中速系统，取其二者的优点。

2. 船用空调装置如果按调节方式来分：

(1) 完全集中式单风管空调系统

供风在集中式空调器中被一次处理。然后用单风管送至各舱室，如图 9-4 所示。

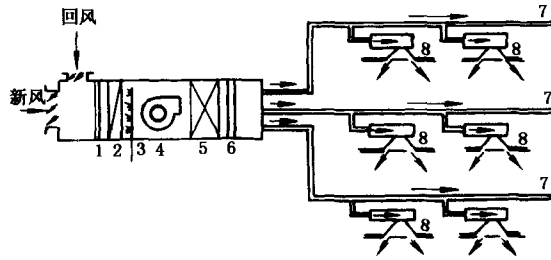


图 9-4 集中处理的单风管系统

1-滤器 ;2-加热器 ;3-加湿器 ;4-风机 ;5-冷却器 ;6-挡水板 ;7-风管 ;8-布风

这种系统的特点是 ①结构简单 尺寸小 造价低。所有舱室供风条件相同 只能进行变量调节 变量调节时相邻舱室相互影响 所以这种系统适合于温热带海域 取暖工况时间不多的船舶。

(2)末端再处理空调系统

末端再热式空调系统：除在集中式空调器中统一处理供风外，每个舱室布风器上设有加热器，加热方式以电加热最普遍。这种系统的特点是取暖工况可进行变质调节，降温工况只能进行变量调节，适用于无限航区。

末端再热和再冷式空调系统：这种系统的组成如图 9-5 所示。集中式空调器只对空气参数作预处理，取暖工况 15~25℃ 降温工况 12~16℃。每个舱室的诱导式布风器内设换热水管，冬季通热水，夏季通冷水。这种系统的特点是冬夏均采用变质调节，调节质量好，但造价高，管理复杂，常用于空调要求较高的船舶上。

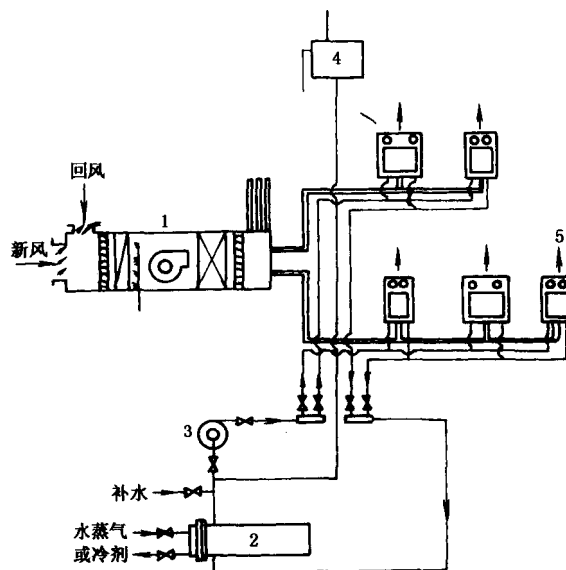


图 9-5 集中—舱室二次处理系统

1-空调器 ;2-热水加热器或水冷却器 ;3-循环水泵 ;4-膨胀水柜 ;5-具有二次热交换器的诱导式布风器

(3)双风管系统

如图 9-6 所示，空调器由前后两部分组成，经前部预热处理和后部再处理的空气分别有两组风管送至舱室布风器 取暖工况：一级风温 15℃ 二级风温 29~43℃。降温工况：一级供风为进风（加风机温升）二级供风为 11~15℃。这种系统的特点是调节两风管风门开度比例可

改变供风温度 调节灵敏 属变质调节 末端不设换热器 可采用直布式布风器 其造价较低 噪声也小 , 适用于对空调要求较高的船舶。

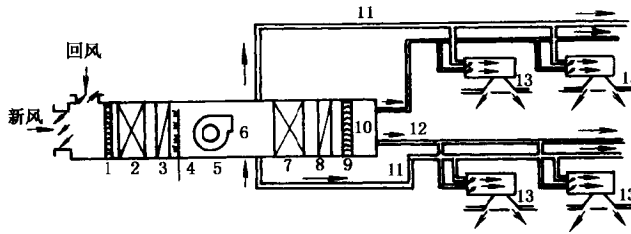


图 9-6 集中处理的双风管系统

1-滤器 2-预冷器 ;3-预热器 ;4-加湿器 ;5-风机 ;6-中间分配室 ;7-再冷却器 ;8-再热器 ;9-挡水板 ;10-分配室 ;11-预处理供风管 ;12-再处理供风管 ;13-布风器

第二节 船舶空气调节装置的组成与工作原理

COMPONENTS AND OPERATING PRINCIPLE OF MARINE AIR CONDITIONING PLANT

一、集中式空气调节器

加热与冷却之冷热源由系统集中供给,空气处理全部在空调器内进行的空气调节器,称为集中式空气调节器。如图 9-7 所示。

空气调节器由吸入混合室、消音滤尘室、空气处理室及分配室组成。内设风机、过滤栅墙、吸音墙壁、空气冷却器、挡水板、空气加热器、加湿器等 其作用是对自然空气进行再处理 满足设计标准的要求,具体如下:

1. 空气的混合、消音和过滤

新风和回风经各自的调节门由风机吸入在混合室中混合后进入消音室,风机常用噪音较低的离心式通风机,高速空调系统,风速在 20~30 m/s 之间,常常用前弯式离心风机,放在空调器进口称压出式 低速系统 风速在 10~12 m/s 之间,常采用后弯式离心风机,风机放在空调器出口称吸入式。压出式对供风的降温有利,吸入式能使空气均匀流过换热器。风机上设有低速挡,常用于通风工况。

气流进入消音室,因流通断面扩大,流速突降,使低频声衰减,而中高频声则为四壁的消音材料(泡沫塑料)所吸收。

消音室内有四块滤板组成的栅墙,用于滤除空气中的灰尘,滤块材料常用粗孔泡沫玻璃纤维、无纺布等,也有用涂以矿物油的金属网格或皱折钢皮。空调器空气滤器常设有 U 型玻璃式压差计,一般正常工作时 压差为 20~30Pa 如果满压则表示滤器脏堵了 这种现象如发生在降温工况,将导致空气风速降低,蒸发器结霜。相反如果空气滤器穿孔,则会使空调器内气流速度大增而惯性的影响则使挡水板失去作用,空气及舱室的湿度增加。

2. 空气的冷却与除湿

空气处理室内设有空气冷却器和挡水板,降温工况时,空气流经蛇形肋片管时,被管内低压蒸发的制冷剂冷却,空气的冷却可分为两种情况:一是等湿冷却(干冷却),空冷器表面的平

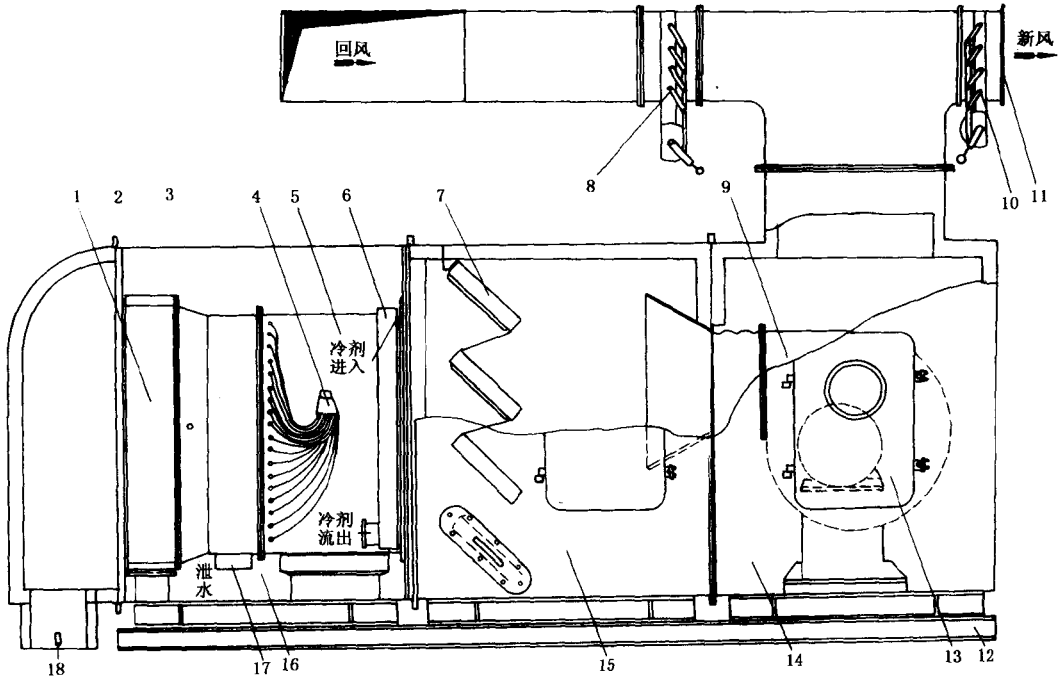


图 9-7 空气调节器

1-空气加热器;2-加湿器;3-挡水板;4-空气冷却器的冷剂分配器;5-空气冷却器;6-冷剂流出集管;7-滤器;8-回风量调节门;9-风机;10-新风量调节门;11-具有滤网的新风入口;12-底架;13-检查门;14-混合室;15-消声室;16-空气处理室;17-集水盘;18-分配室

均温度高于空气露点温度时,空气被冷却,但含湿量不变,不会在空冷器表面结露。二是减湿冷却,当空冷器表面平均温度低于空气露点温度,空气中的水蒸气一部分凝结在空冷器表面,使空气含湿量减少,并且壁温越低,除湿能力越大,但是壁温过低会引起凝水结霜,使管间距离减小,妨碍空气流动,并影响传热效果。因此冷却管壁温不可低于 0°C 。直接蒸发式空制冷剂的蒸发温度不可低于 $-2\sim-4^{\circ}\text{C}$,一般为 $0\sim7^{\circ}\text{C}$ 。间接冷却式空调载冷剂用淡水,温度不可低于 $2\sim4^{\circ}\text{C}$,一般为 $4\sim7^{\circ}\text{C}$ 。以防淡水结冰。空冷器壁面结露所产生的凝水沿管外肋片下流落入集水盘,由泄水管泄出。上述两种冷却不论含湿量是否变化,相对湿度在冷却后均提高了。这是因为温度越下降,越接近空气中水蒸气分压对应的饱和温度。

冷却器后设有挡水板,挡水板有许多竖立并列放置的曲折板组成(见图 9-8)。空气气流不断改变,所带水滴便附着曲板上,流到下面集水盘中。通过挡水板间的风速以 2.5 m/s 为宜,超过 2.8 m/s 则可能失去挡水板作用。集水盘的泄水管设 U 型水封,是为了防止空气“短路”或漏失。

3. 空气的加热和加湿

当外界气温低于 15°C 时,空调装置按取暖工况运行。空气处理室还设有加热器和加湿器,加热器由带肋片盘管组成,常用 $60\sim100^{\circ}\text{C}$ 热水或表压为 $0.2\sim0.5\text{ MPa}$ 的低压

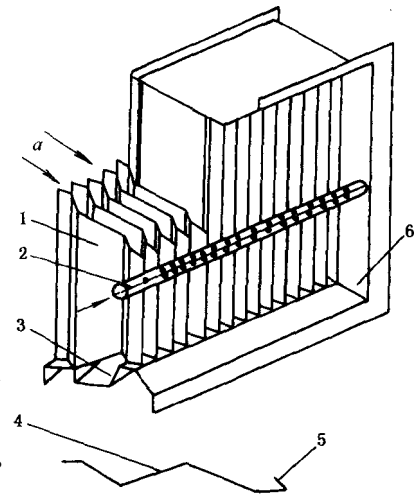


图 9-8 挡水板

1-挡水曲板;2-加湿器;3-集水盘;4-挡水曲板线条图;5-挡水沟;6-支架

蒸气为加热工质。加湿器实际上是一根直径为 10~20mm 的短管,迎气流方向钻有许多直径为 1~2mm 的小孔,从孔中向送风喷入蒸气或水。为避免孔阻塞,加湿器前管路设滤器。加湿器如果放在加热器之前,空气没有被加热,吸水能力很弱,加湿量小,难于达到加湿要求。加湿器放在加热器之后较合适,但必须控制加湿量,防止加湿过量,导致空调舱壁结露。

经加工处理后的空气从分配室由主风管、支风管送往各舱室。分配室中常装有测量仪表的感受元件。

二、供风设备

供风设备主要有供风管道与布风器。

1. 供风管

供风管由 0.5~2mm 镀锌铁皮制成,设于天花板中,表面有隔热层,以防散热与结露。风管的截面有矩形和圆形两种,矩形管占据空间的高度小,管路与支路交接方便,常用于中、低速空调系统;圆形管,当流通截面积相同时其湿周最小,摩擦阻力小。此外制造、安装和维修均方便,常用于高速空调系统。

2. 布风器

布风器是空调系统最末端的设置,装于空调舱室内,其任务是把加工处理后的空气以一定的流速和方向供入舱室,使供风与室内空气混合良好,温度分布均匀,能保持人的活动区内风速适宜。并能对舱室气候进行个别调节,阻力噪音较小,结构紧凑,外形美观,价格低廉。

布风器按安装位置的不同分为顶式和壁式两类。壁式布风器靠舱壁底部垂直安装,使用方便。顶式布风器安装在天花板上,不占舱室地面,在艺术造型上能与顶灯配合,起到装饰效果,在船舶空调中采用较多。

布风器按诱导作用的强弱可分为直布式和诱导式两类。直布式布风器出口风速较低,一般为 2~4m/s,流阻小、噪声低、对室内空气吸卷、诱导作用不明显,供风温差不宜过大(10℃),价格较低,噪声较小。常用于低压空调系统。

诱导式布风器常通过喷嘴(26~46个)的增速作用,使布风器出口一次风风速可达 20~40m/s,能吸卷、诱导舱室内的空气(二次风)与之混合,再由布风器吹出。这样室内空气流动通畅,室温均匀,能显著提高供风温差(顶式 10~15℃,壁式 13~20℃)。风机的供风量和风管尺寸可减小,但因风速大,噪声较高(50~55dB)。通常把布风器能将供风与室内空气混合均匀的能力用参数诱导比表示,诱导比等于二次风质量流量 G_2 与一次风质量流量 G_1 之比。诱导比大,二次风与一次风能在短时间内混合均匀,但产生的噪音也越大,因此一般控制在 2~4 为宜。

(1)直布式布风器实例图 9-9 示出一种顶式单风管直布式布风器,其出口做成有利于送风气流扩散的形状,如喇叭形、格栅形等。从进风管 1 供入空调器处理好的空气,经消音箱 5 消音,通过调风门 2 进喇叭形出口,向室内空间扩散和空气混合。转动调节旋钮 6 可使风门 2 调节传动机构沿导杆 3 上下移动,调节供风量。直布式布风器除此外,还有孔板式、百页窗式、转球式等。

(2)诱导式布风器实例图 9-10 所示为一种壁式诱导器,从空调器来的供风(一次风)经风管和调风门进入静压箱,由于喷嘴作用,一次风以 15~30 m/s 的速度喷出,产生局部低压,诱导室内空气(二次风)从下部格栅进入,并于一次风混合后,以 2~4 m/s 从顶部栅格吹出,并对舱室内空气产生二次诱导作用。调风旋钮用来调节风门开度,改变一次风风量,作变量调

节 调温旋钮调整电加热器接入电路的电阻丝长度 改变发热量 作变质调节。

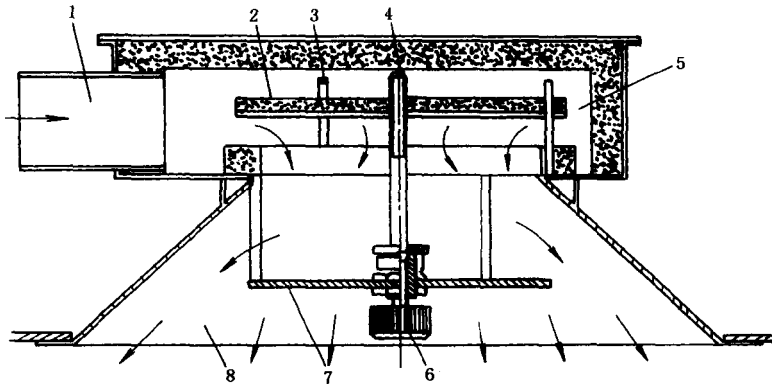


图 9.9 单风管直布式布风器

1-进风管 ;2-调风门 3-风门导杆 ;4-调节螺杆 ;5-消音箱 ;6-风门调节旋钮 ;7-挡风板 8-出风口

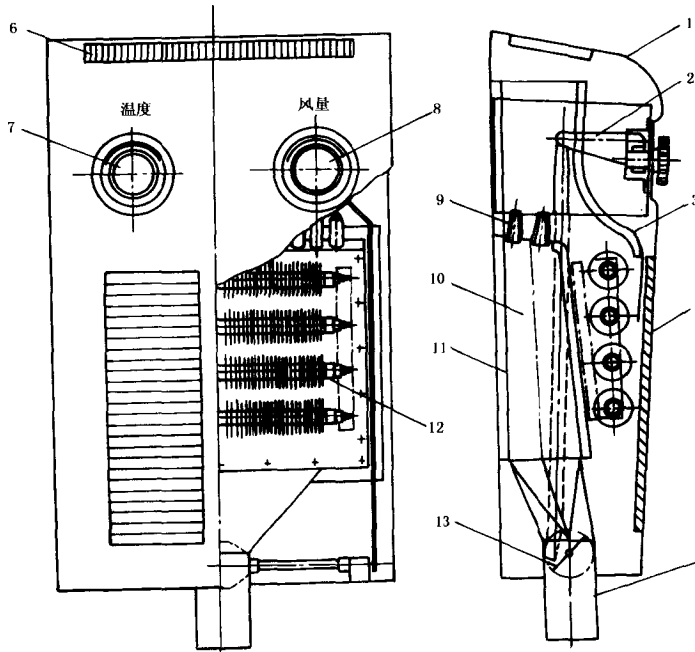


图 9.10 带电加热器的壁式诱导器

1-外罩 ;2-风门调节传动机构 ;3-导流板 4-进风栅 ;5-供风管 ;6-出口格栅 7-调温旋钮 ;8-调风旋钮 ;9-喷嘴 ;10-静压箱 ;11-吸音层 ;12-电热器 ;13-调风门

第三节 船舶空调系统的自动调节

AUTOCONTROL FOR MARINE AIR CONDITIONING PLANT

空调装置的自动调节主要是对取暖工况空气的温度、湿度进行自动调节 ;对降温工况的空气温度进行自动调节 ;对系统的静压进行自动调节。

一、温度控制

1. 降温工况送风温度的自动控制 降温工况，舒适性空调并不要求室温恒定，相反却希望它随外界气温的升降而在一定的范围内浮动，使室内外温差不超过 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$ 以免进出舱室感觉不适。

绝大多数船舶空调系统采用直接膨胀式空气冷却器进行夏季空气冷却和除湿处理。通过热力膨胀阀控制调节供入蒸发器的制冷剂流量。当负荷增大时（外界气温升高），冷却器进口空气温度升高，因此，制冷剂在空气冷却器中吸热量增加。热力膨胀阀感受空冷器出口处制冷剂的过热度增加 膨胀阀自动开大 增加供液量 提高空气冷却器的制冷能力。

通常，空调冷却器热负荷变化范围较大，一般设有大小两个膨胀阀，压缩机采用分级卸载（加载）能量调节机构。当空冷器负荷增加时 压缩机感受吸气压力增加 由压力继电器控制，自动切换大小膨胀阀，同时压缩机自动增加工作缸数，以使供风温度维持合适范围。如图 9-11b 所示。

间接式系统则需要调节载冷剂（冷媒水）流量 通常以回风温度作为自控信号 自动增减供入空冷器冷媒水流量 控制方式即可采用比例调节 也可采用双位调节（如图 9-11a）所示）或双位与比例控制相结合。信号可取自回风温度，也可取送风温度，回风温度代表性强，但动态偏差较大。

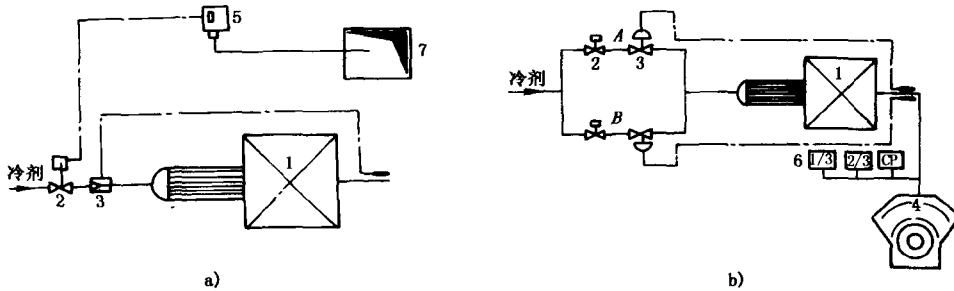


图 9-11 夏季降温送风温度的自动调节

1-空气冷却器；2-电磁阀；3-热力膨胀阀 4-制冷压缩机 5-温度继电器 6-压力继电器 7-回风管

2. 取暖工况送风温度的自动调节 取暖工况的温度调节有以下几种方案：

(1) 控制供风温度 控制供风温度是常用的调节方案，其特点是调节滞后时间短，测温点离调节阀近，可采用比较简单的直接作用式温度调节器。

图 9-12a) 所示为单脉冲供风温度调节系统。感温元件 1 放在空调器的出口分配室内，感受供风温度 将信号送到调节器 2。当室外新风温度变化时，供风温度也会随之变化，在供风温度与调节器调定值发生偏差时，调节器发出信号，改变加热工质流量调节阀的开度，使供风温度大致稳定。但是，外界温度变化还使舱室热负荷变化，因此，仅控制供风温度不变是不够的 在对室温要求较高的场合 则使用双脉冲温度调节系统。

图 9-12b) 是双脉冲温度调节系统，具有两个感温件 5 和 1。温包 5 感受新风（位于新风口，涂蓝色）温度 t_w ，温包 1 感受送风（位于空调器分配室内 涂红色）温度 t_d 。调节器同时接受两个信号综合后再产生信号，操纵流量调节阀，这种系统能够补偿外界气候的变化，使室温变动减小，甚至保持室温不变，双脉冲温度调节器中供风温度变化量 Δt_s 和室外气温变化量 Δt_w 之比 称谓温度补偿率 用 K_T 表示 它表示新风温度变化 1 时供风温度的改变量 即：

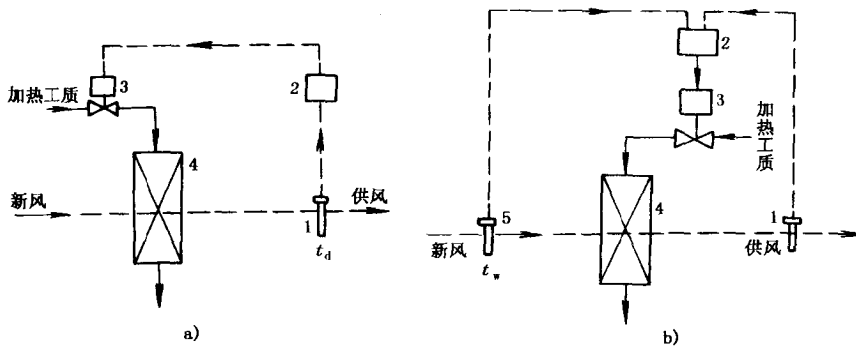


图 9-12 取暖工况供风温度调节系统

a)单脉冲调节 ,b 双脉冲调节

1.供风温度传感器 2.温度调节器 3.流量调节阀 ;4.空气加热器 ;5.新风温度传感器

$$K_T = \Delta t_s / \Delta t_w$$

(2) 控制回风或典型舱室温度回风温度可大致反映各舱室的平均温度，因此，可将感温元件放在回风总管中，当回风温度偏离调定值时，通过改变加热工质流量来改变供风温度，使回风温度（舱室平均温度）大致保持不变。这种方法的测温点也不远，仍可采用直接作用式温度调节器；在采用单脉冲调节时，它比控制供风温度合理，但调节滞后时间较长，动态偏差较大，但因舒适性空调要求低，使用仍较多。

感温元件也可放在空调分区中热负荷有代表性的舱室中，直接控制该舱室温度。这种方法测温点离调节阀太远，不宜采用直接作用式温度调节器，且典型舱室也不好选。

二、湿度控制

降温工况时，空冷器壁温越低，则除湿量越大，一般均能使室内相对湿度控制在适宜范围内，因此不作专门的湿度自动调节。

取暖工况多用蒸气加湿，只要控制喷入的蒸汽流量就可保持室内空气的湿度适宜，通常加湿蒸汽流量调节阀由湿度调节器控制。控制的方法有两种，一种是控制供风温度，如图 9-13a) 所示 感湿元件 1 放置在空调器出口的分配室内，用以感受送风的相对湿度，然后将信号送至比例式湿度调节器 2。当送风的相对湿度偏离整定值时，调节器会使加湿蒸汽调节阀 3 的开度与送风湿度的偏差值成比例地变化，将送风的相对湿度控制在一定的范围内。这种调节滞后时间短不宜采用双位调节。图 9-13b) 是直接控制送风的含湿量，含湿量确定，露点即确定，因此，往往将控制送风的含湿量也叫露点调节。这种系统比上系统复杂，需采用两级加热，即在预热器 7 后再设喷水加湿器 4。喷水加湿是一个等焓加湿过程，加湿后空气温度会有所降低，但加湿后所能达到的相对湿度一般较稳定。而未能被吸收的水可由泄水管路泄出，只要调节预热器加热介质的流量，控制住加湿后的空气温度，既可控制送风的含湿量和露点，加湿不会过量。送风的含湿量一般为 6~6.3g/kg 即露点为 6~7℃左右。此方案比较适用于采用两级加热的再热式空调系统和双风管空调系统。第二种控制方式是控制回风或典型舱室湿度，如图 9-13c) 感湿件放在回风口或典型舱室内 当湿度降至下限值时 调节器使加湿电磁阀开启加湿 使舱内湿度增加 当湿度达上限值时 调节器使电磁阀关闭 加湿停止。这种调节滞后时间长，如果布风器诱导作用不强，送风与室内空气混合不良，室内空气湿度的不均匀性会较

大。如果改用比例调节，则可得到改善。常用的湿度调节器有：

1. 干湿球式湿度控制器

干湿球式湿度控制器的感湿元件采用温包或热电阻，使用时将两感湿件（一干一湿）同时放于湿量点，于是，干湿温差就转换为温包内充剂的压差，用于控制电触头的通断，从而控制加湿蒸气管路上的电磁阀的启闭，实现加湿或停止加湿，这种调节器的特点是：双位调节，湿度控制范围误差大，清洁不便，风速的大小也会影响相对湿度的测量值。管理时应保持湿感温元件的纱布套始终保持湿润、清洁和通风良好。

2. 毛发 或尼龙 式湿度控制器

利用脱脂毛发或尼龙长度随相对湿度改变成正比变化的特性，作为感湿元件使用，并经放大器，气动执行机构去控制蒸气加湿阀开度，它属于比例调节器，其特点是价廉可靠，但由于毛发易老化，使其长度与相对湿度间变化不成线性，调节精度差，灵敏度低，但用于舒适性空调可满足需要。

3. 氯化锂电阻式湿度调节器 见图 9-14)

感湿件为一圆柱形绝缘体，在其表面缠有两根平行互不接触的银丝，外涂一层氯化锂涂料，构成导电回路，感湿元件的电阻值取决于涂料导电性，涂料导电性则随空气的相对湿度变化而成比例发生变化。变化量经放大器放大后控制蒸气加湿电磁阀的启闭，以达到控制加湿量的目的。其特点为：体积小、灵敏度高、精度高，但使用日久后，氯化锂涂料易脏污与剥落。管理时应注意定期检查与清洁，但感湿件不可用水去接触与擦拭，以免影响工作性能。

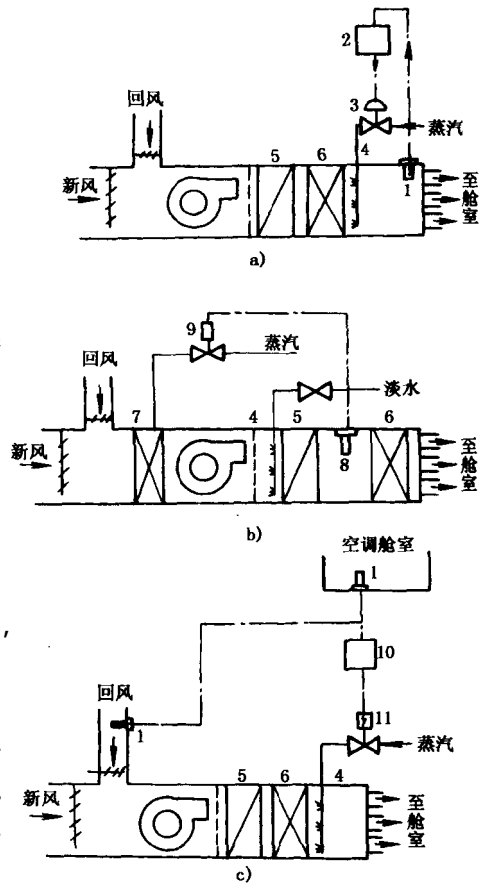


图 9-13 取暖工况的湿度调节系统
1-湿度传感器；2-比例式湿度调节器；3-加湿调节阀；4-加湿器；5-冷却器；6-加热器；7-预热器；8-温包；9-直接作用式温度调节器；10-双位式湿度调节器；11-电磁阀

三、供风系统的静压自动调节

由于各空调舱室布风器的风门开度是可以根据人需要分别进行调节的。各舱室布风器风门开度的变化将引起供风静压的波动，不是风太大就是风太小，从而影响空气调节质量，因此需要通过对供风系统的自动调节来保持供风静压的基本稳定。供风调节主要有二种方法：

1. 主风管节流法

风管内静压增大时，通过执行机构关小空调器分配室出口处主风管进口的节流风门，减小风管静压，这种方法会使风机风压易提高，噪音增大，稳定性较差。

2. 主风管泄压法

当控制点静压升高时，调节器会使该风管道走廊的泄放风门自动开大以降低主风管中的静压。此法运行稳定，经济性较差，但可改善走廊的气候条件。

供风系统的静压控制除上述两种方法之外，也可以通过风机的进口节流，风机变速，风机

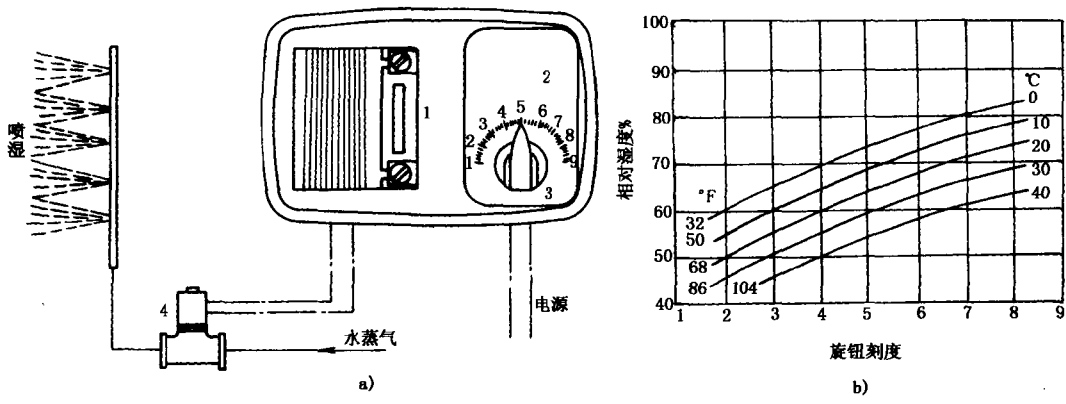


图 9-14 氯化锂电动湿度调节器及其系统

1-感湿元件;2-晶体管放大器;3-调节旋钮;4-调湿电磁阀

进出口间回流等方法来进行调节。

静压调节大多数采用比例调节，控制点选在主风管上两侧布风器数目相等的位置效果最好。

第四节 船舶空调装置的管理

OPERATING MANAGEMENT FOR MARINE AIR CONDITIONING PLANT

基本操作管理要点

表 9-1

要 点 项 目	工况		
	降温工况 (外界温度 > 25°C 时)	取暖工况 (外界温度 < 15°C 时)	通风工况 (外界温度 = 15 ~ 25°C 时)
1. 开机顺序	先开风机, 后开制冷机, 再渐渐开启制冷机吸入截止阀	先开加热器(要渐开供汽阀), 再开风机, 最后开加湿阀	只开风机
2. 舱室隔热	关闭舱室通外界的门窗	同左	无要求
3. 温度控制	蒸发温度 $\leq -2 \sim -4^{\circ}\text{C}$, 一般 5 ~ 10°C 供风温度 = 11 ~ 15°C 载冷剂温度 $\leq 2 \sim 4^{\circ}\text{C}$(间接冷却时)	供风温度 = 20 ~ 30°C(有末端加热器时) 供风温度 = 30 ~ 40°C(无末端加热器时) 供汽压力 = 0.2 ~ 0.5MPa	无
4. 湿度控制	定期清洗集水盘, 保持泄水孔道畅通	加湿量原则: 宁少勿多, 外界温度 > 0°C 时不加湿。 室内湿度 = 30% ~ 40% 供风湿度 = 10% ~ 15%	定期清洗集水盘

续上表

要 点 项目	工况	降温工况 (外界温度 > 25℃时)	取暖工况 (外界温度 < 15℃时)	通风工况 (外界温度 = 15 ~ 25℃时)
5. 清新度控制		正常时新风比宁大不小 通常,保持新风比,70%(无末端换热器时),60%~100%(有末端换热器时) 保持滤器两侧压降为2~10mmH ₂ O, 压降过大(25mmH ₂ O),说明滤器脏,应及时清洗	同左	采用全新风; 采用低速档(如有)
6. 风机维护		轴承每三个月加一次油脂,保持皮带松紧适度,不打滑	同左	同左
7. 换热器维护		工质为冷水时常放气,以防气塞	工质为热水时常放气,以防气塞 工质为蒸气时常检查阻气器泄水是否正常,以防漏汽	防锈防腐
8. 停机顺序		短期停用,先停制冷机后停风机 长期停用,先收冷剂,再停制冷机,最后停风机	先关加湿阀,半分钟后停风机,再关加热器	关风机

第四篇 机舱其它辅机

OTHER AUXILIARY MACHINES IN ENGINE ROOM

第十章 船舶辅助锅炉

MARINE AUXILIARY BOILER

第一节 船舶辅助锅炉的基本知识

BOILER BASIC KNOWLEDGE

一、锅炉在船舶中的应用

锅炉是将水加热，使之产生蒸汽的装置。作为船舶动力装置的重要组成部分，锅炉在船舶中有着十分广泛的应用。锅炉的作用也随着船舶主机的型式和种类的不同而有所变化。在蒸汽动力装置船舶中，产生过热蒸汽用以推进船舶前进的锅炉称为主锅炉。而在现代柴油机船舶动力装置中，锅炉产生的饱和蒸汽用于加热燃油、滑油、主机暖缸和满足日常生活取暖、蒸饭、加热水等，有些用来制造淡水，这样用途的锅炉称为辅锅炉。一般柴油机干货船装一台压力为 0.5~1.0MPa、蒸发量不超过 2.5t/h 的小型燃油辅锅炉。在油船和客船上，特别是大型油轮 因用汽量较大 通常装两台压力不超过 2MPa、蒸发量较大 20t/h 以上的燃油辅锅炉。

二、锅炉的分类

船舶辅锅炉的型式很多 按其结构、水循环、工作压力的不同可分类如下：

1. 烟管、水管和水、烟管联合锅炉

烟管锅炉受热面管内流动的是高温烟气，管外是水；水管锅炉受热面管内流动的则是水或者是汽水混合物，而烟气在管外流过；此外，尚有一种锅炉，它的一部分受热面管子按水管锅炉方式产生蒸汽，而其余受热面管子则按烟管锅炉方式工作，称之为水、烟管联合锅炉。目前，水管锅炉正被广泛应用。

2. 自然循环、强制循环锅炉

对水管锅炉而言，管内的水必须沿着一定的方向流动，以保证受热面管子不被高温烧坏。

所谓自然循环锅炉，即其管内水的流动是由于工质的密度差而引起的。相反，强制循环锅炉的管内水流动是借助泵来实现的。

3. 低、中、高压锅炉

这种分类依据的蒸汽工作压力是随着生产水平的发展而变化的。目前一般蒸汽工作压力在 2.0MPa 以下者为低压锅炉；2.0 ~ 4.0MPa 为中压锅炉；4.0 ~ 6.0MPa 为中高压锅炉；超过 6.0MPa 为高压锅炉。船用辅助锅炉主要是低压锅炉。

三、锅炉主要性能指标

锅炉的主要性能指标有蒸发量、蒸汽参数、锅炉效率、蒸发受热面积及蒸发率、炉膛容积热负荷等。

1. 蒸发量

蒸发量是指锅炉在设计状态下每小时生产的蒸汽量，用 D 表示，单位是 t/h 或 kg/h。

2. 蒸汽参数

蒸汽参数是指锅炉产生的蒸汽质量。当锅炉供应饱和蒸汽时，蒸汽参数用蒸汽的工作压力表示，单位是 MPa，锅炉一般标注名义工作压力，使用的工作压力范围上限可稍超过它，但不应超过锅炉最大许用工作压力（设计压力）。当锅炉供应过热蒸汽时，还应同时标注蒸汽温度。

3. 锅炉效率

锅炉效率是指锅炉内有效利用热量与投入炉内之燃料完全燃烧时所发出的热量之比。用符号 η 表示。

4. 受热面积

受热面积包括蒸发受热面积（炉水被加热产生饱和蒸汽的受热面积）和附加受热面积（过热器、空气预热器和加热给水的经济器等附加设备的受热面积）单位是 m^2 。辅锅炉通常没有上述附加设备，故受热面积即为蒸发受热面积。

5. 蒸发率（产汽率）

蒸发率是指单位蒸发受热面积的蒸发量，单位是 $kg/m^2 \cdot h$ 用来评价锅炉蒸发受热面和平均传热强度。蒸发率越高，锅炉结构越紧凑。

6. 炉膛容积热负荷

炉膛容积热负荷是指每单位炉膛容积在单位时间内燃料燃烧放出的热量，用符号 q_v 表示。燃油锅炉在燃油耗量和热值一定的条件下， q_v 值越大则炉膛的相对容积越小，燃油在炉膛内燃烧停留时间越短，炉膛内的烟气平均温度也越高。 q_v 是影响燃烧质量、锅炉效率、工作可靠性以及锅炉尺寸和重量的一个重要参数。

第二节 船舶辅助锅炉的基本结构与附件

BOILER CONSTRUCTION & FITTINGS

一、锅炉的基本结构和性能

锅炉按结构形式可分为水管锅炉 (Water - Tube Boiler) 和烟管锅炉 (Fire - Tube Boiler) 两大类。在柴油机动力装置的干货船上，辅锅炉应以结构简单、维护操作方便为选型的主要原则，当然也要考虑重量和尺寸应尽可能小些。D形水管锅炉、立式直水管锅炉、立式横烟管锅炉是

常见的燃油辅锅炉的形式。现就这三种锅炉的结构和性能介绍如下：

1. D形水管锅炉

D形锅炉以其本体形状类似英文字母‘D’而得名。它的结构简单、操纵容易、效率高且适宜于高温高压蒸汽。图 10-1 示出了 D 形水管锅炉的结构简图。其本体由汽包、水筒、联箱、炉膛、水冷壁、沸水管束、过热器、经济器及空气预热器 位于经济器后面的烟道中 图中未示出 筹部件组成。

燃油在炉膛充分燃烧 产生理论燃烧温度约 1700℃左右高温烟气，以辐射的方式将热量传给炉墙水冷壁和前几排沸水管，到炉膛出口烟气温度降为 1100℃左右。烟气离开炉膛后，以对流放热方式依次将热量传给后面的沸水管、经济器及空气预热器，最后经过烟囱排入大气，此时烟气温度已降为 150~350 左右。

汽包和水筒的材料为 20G 或 22G 焊接成型，联箱、水冷壁管排和沸水管是 10G 或 20G 钢制成，炉墙则由耐火材料、绝热材料和密封薄钢板组合而成。它一方面起保温作用，另一方面又有密封功能，我国《钢质海船入级与建造规范》规定 炉墙和炉衣外表面温度不应大于 60℃。

过热器为提供过热蒸汽而设 将汽包所产生的蒸汽引到过热器中，再作等压加热，以提高蒸汽中的热能，减少膨胀后的水分。

经济器由钢管和联箱构成 利用烟道中排烟的余热，将水温度提高，并减少进入汽包时因温度差而产生的热应力，同时回收余热，提高整体热效率。唯一的缺点是增加排烟的阻力。

空气预热器将进入炉膛的空气预热，使排烟温度进一步降低，提高了锅炉效率；同时由于空气温度提高 使炉膛温度上升 改善了燃烧条件。

2. 立式直水管锅炉

立式燃油直水管锅炉体积小、产汽快、蒸发率高、锅炉循环水强劲有力、循环效率高、管内炉水积垢稀微 除定期检验外 平时无需特别保养与维护。图 10-2 所示为此型锅炉 蒸发量为 1.8t/h, 蒸汽压力为 0.7MPa 效率为 80%。

锅炉的整个锅壳分为上、下两个锅筒 1、2 中间联接着直立沸水管束 3 和下降管 7 水管中充满炉水 烟气在各管之间横向流过 传热效果较好。炉膛 4 位于下锅筒中，前方加装一个没有受热面的小容积预燃室 5 供入的燃油和空气先在此处混合燃烧 再进入炉膛 使炉膛中的燃烧过程进行得更为完善，整个炉膛的热负荷更趋均匀，不会产生局部过热现象；由于预燃室中工作温度很高 在燃用劣质重油或渣油时 也能获得良好的燃烧 并且在低负荷时 也能保证较好的燃烧。此外 水管受热面的周围外壁上设有清理门 清垢方便。

3. 立式横烟管锅炉

图 10-3 所示是一种较典型的立式横烟管锅炉。它的不同型号的蒸发量为 1~4.5t/h 最大工作汽压为 1.0~1.7MPa。

锅炉整体结构为一个直立的圆筒形锅壳 1 由 20G 或 15G 卷制焊接而成。为能较好地承

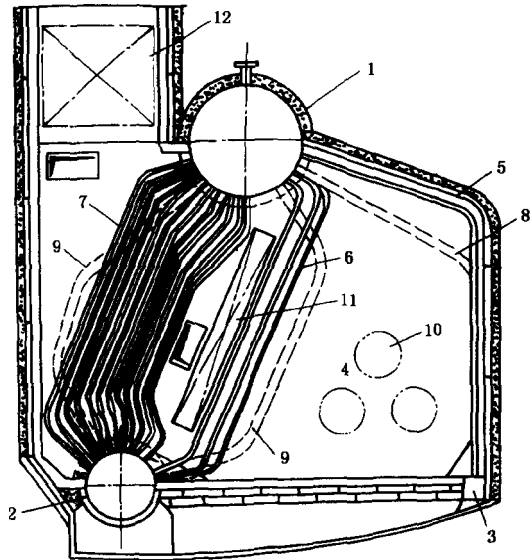


图 10-1 D型水管锅炉

1-汽包；2-水筒；3-联箱；4-炉膛；5-水冷壁；6、7-蒸发管束-沸水管束；8-联箱供水管；9-水筒供水管；10-燃烧器；11-过热器；12-经济器

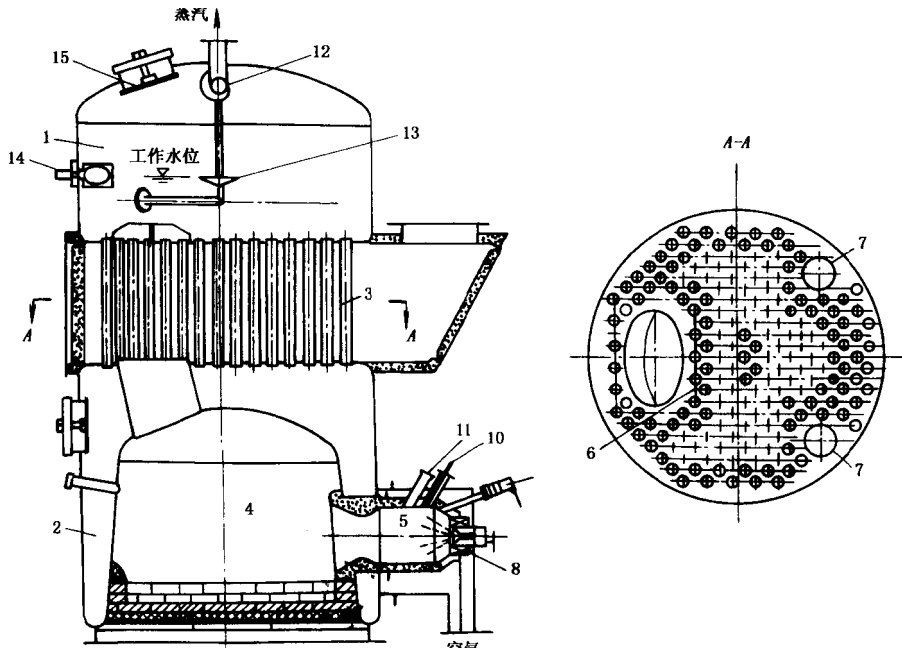


图 10-2 立式直水管锅炉

1-上锅筒 2-下锅筒 3-直立水管束 4-炉膛 5-预燃室 6-挡烟墙 7-下降水管 8-喷油调风装置 9-点火器 10-点火喷油器 11-火焰感受器 12-汽水分离器 (Steam Separator) 13-上排污漏斗 14-自动水位调节 15-人孔门

受内部蒸汽压力 其顶部和底部均为椭圆形封头

2 在锅壳中的下部设有一由钢板压成的球形炉胆 3 炉胆顶部靠后有一圆形出烟口 4 与上面的方形燃烧室 5 相通。在燃烧室 5 与烟箱 12 之间 设有管板 6 和 7, 二管板之间装有数百根水平烟管 8。烟管与管板采用扩接或焊接相连。

炉胆和烟管将整个锅壳内部分成两个互相隔绝的空间 其里面是烟气 而外面则充满着水。燃油和空气分别由喷油嘴和鼓风机送入炉膛。油被点着后, 在炉胆内燃烧, 未燃完的油和烟气经出烟口向上流至燃烧室继续燃烧, 然后顺烟管流至烟箱, 最后从烟囱排入大气。烟管锅炉中的炉胆、燃烧室和烟管都是蒸发受热面, 只是烟管部分虽占锅炉总受热面积的 90% 但其传热效果较差, 传热量不到总量的一半, 一般蒸发率仅为 $25 \sim 40 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$, 而炉胆和燃烧室仅占整个锅炉受热面的 10% 左右, 但其传给炉水的热量却占总吸热量的一半以上。这是因为该处烟气温度约为 $1300 \sim 1400^\circ\text{C}$ 炉胆受火焰直接辐射 传热十分强烈, 炉壁温度较高, 所以是火管锅炉最易损坏的部位。而烟气管的传热方式以对流为

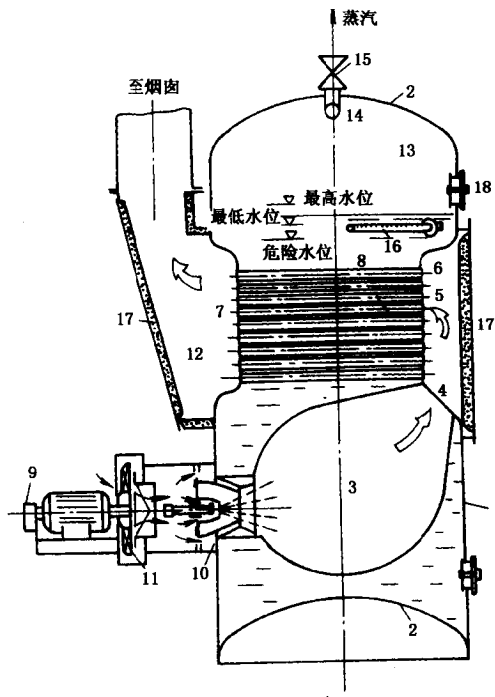


图 10-3 立式横烟管锅炉

1-锅壳 2-封头 3-炉胆 4-出烟口 5-燃烧室 6-前管板 7-后管板 8-烟管 9-电动油泵 10-燃烧器 11-鼓风机 12-烟箱 13-汽空间 14-集汽管 15-停汽阀 16-内给水管 17-检查门 18-人孔门

主，属于对流受热面。烟气在烟管中流动时，其温度在进口处为 600 ~ 700℃ 流入烟箱时已降为 300 左右，以致烟气与炉水之间的温度差不很大，又由于烟气在烟管内沿纵向流动，流速也小，因此，烟气对烟管的对流换热效果不佳。

锅炉在工作时，锅壳中的水面只需比蒸发受热面高一些即可，在水面上部为汽空间 13。炉水吸热沸腾而汽化，在水中产生大量蒸汽气泡。蒸汽自水面逸出后，聚集在锅壳上部的汽空间中 经顶部的集汽管 14 和停汽阀 15 输出，由蒸汽管道送至各处使用。

由于炉内的水不断蒸发成汽，水量便会减少，致使水位下降。当水位下降至最低工作水位（至少应高出受热面 100mm 以上）时，调节器发生作用，起动给水泵。当水位上升到最高工作水位时，调节器又发生作用，停止给水泵。

为便于清除锅炉烟管中的烟垢和进行内部维修，除了在燃烧室背后和烟箱前面都有可开启的检查门 17 外，还在锅壳上部设有人孔门 18，在锅壳下部设有手孔门。

4. 水管锅炉与烟管锅炉的性能比较

烟管锅炉（火管锅炉）烟气在受热面管子里流动，管外是水；水管锅炉则相反。烟管锅炉与水管锅炉的性能比较如表 10-1 所示。

烟管锅炉和水管锅炉的性能比较

表 10-1

比较项目	烟管锅炉	水管锅炉
1. 受热面的蒸发率	较低。烟气系纵向冲刷管子内壁，对流放热系数较小	较高。烟气横向冲刷受热面管子，对流放热系数较大
2. 锅炉蒸发量	小于 10t/h。因受热面管子均需为炉水所包围，增加受热面时，锅壳直径和壁厚亦将增大，限制了蒸发量和工作压力	需提高锅炉蒸发量时，增置受热面管子无任何困难
3. 锅炉工作压力	小于 1.6MPa。 锅壳壁厚正比于锅炉的工作压力	工作压力的增加易于达到，船用锅炉的工作压力已提高到 14.5MPa
4. 锅炉相对质量(单位蒸发量的质量)	较大。约为 20t/t/h。 锅壳中盛放的炉水约为蒸发量的十倍，受热面管子的蒸发率又较低	较小。仅为 3t/t/h
5. 点火升汽时间	较长。约需 10h。因锅炉蓄水量较大，水循环微弱，锅炉本身结构的弹性欠佳	较短。2~3h
6. 锅炉负荷变化引起的汽压波动及给水过程扰动引起的水位波动	较小。因蓄水量大，故炉水蓄热量亦大，当负荷变化。汽压波动较小。同时因蓄水量大，故允许有较长时间的断水，管理较方便	较大 故对管理的要求较高
7. 给水品质的要求	较低。因受热面的蒸发率较低	较高

二、废气锅炉

一般大型低速增压二冲程柴油机的排气温度为 250 ~ 380℃，四冲程中速柴油机的排气温度可达 400℃，具有大量余热回收，因此在机舱顶部柴油机排气管中安装了废气锅炉，同时还

可以起到柴油机排气消音作用。由于装设废气锅炉后会增加主机的背压而引起功率下降，所以废气锅炉在实际选用上，应与主机匹配。

常见的废气锅炉有立式烟管式和强制循环盘香管式。

1. 废气锅炉的结构形式

(1) 立式烟管废气锅炉

图 10-4 示出立式烟管废气锅炉的结构简图，它是我国海船上普遍使用的一种废气锅炉。

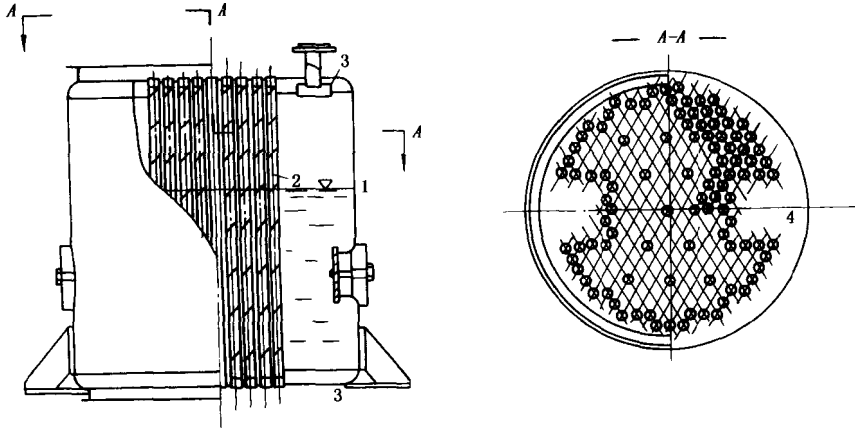


图 10-4 立式烟管式废气锅炉

1-锅壳；2-烟管；3-封头；4-牵条

由图可见，在圆筒形锅壳中贯穿着数百根烟管，锅筒两端的封头兼作管板。为了使封头不致凸变形和减少烟管所承受的拉力，在管群中用少量厚壁管子与封头采取牵条管。锅炉的上下两端还装有出口和进口联箱，供柴油机排气。

(2) 强制循环盘香管式废气锅炉

图 10-5 示出强制循环盘香管式废气锅炉的结构。整台锅炉由许多水平放置的盘香管组成，每一根盘香管的进出口分别与两个直立的联箱相连。柴油机排气在管子外侧流过，炉水由专门的循环水泵从汽水分离筒吸入，压送到进口分配联箱 3 由此再送至各盘香管 水在管内被加热，然后进入出口联箱 4，汇集后流回汽水分离筒进行汽水分离。这种锅炉的优点是盘香管中的水是强迫流动 蒸发率大 并且可以在一定的空间内布置较多的受热面 因而体积紧凑，但是其受热面管内的水垢清除比较困难；循环水泵因水的温度较高工作可靠性较差。

盘香管式废气锅炉烟气流过时温度逐渐降低，故上、下各层盘香管的吸热量相差甚大，炉水的汽化程度不同 致使流阻相差很大 会产生偏生流（下层吸热多的进水少）甚至发生水力脉动（进水量脉动），为此 各盘香管进口设有口径分几档的节流孔板 5 及节流阀 6 使靠上层的盘香管进口节流程度大，进水量少，调节各层进水量至出口湿蒸汽干度均为 0.1 左右为宜。图中上层盘香管 2 采用双层盘香管以增加长度，从而均衡上、下层流动阻力和出口蒸汽干度。

2. 废气锅炉蒸发量的调节

废气锅炉通常只产生饱和蒸汽，其蒸发量取决于主机的排气量和排气温度，亦即主机的功率。在正常航行时，主机功率是稳定的，而船舶对蒸汽的需要量却随着航区和季节的不同而变化，因此对废气锅炉的蒸发量就需加以调节。在远洋船舶上常用的方法是：

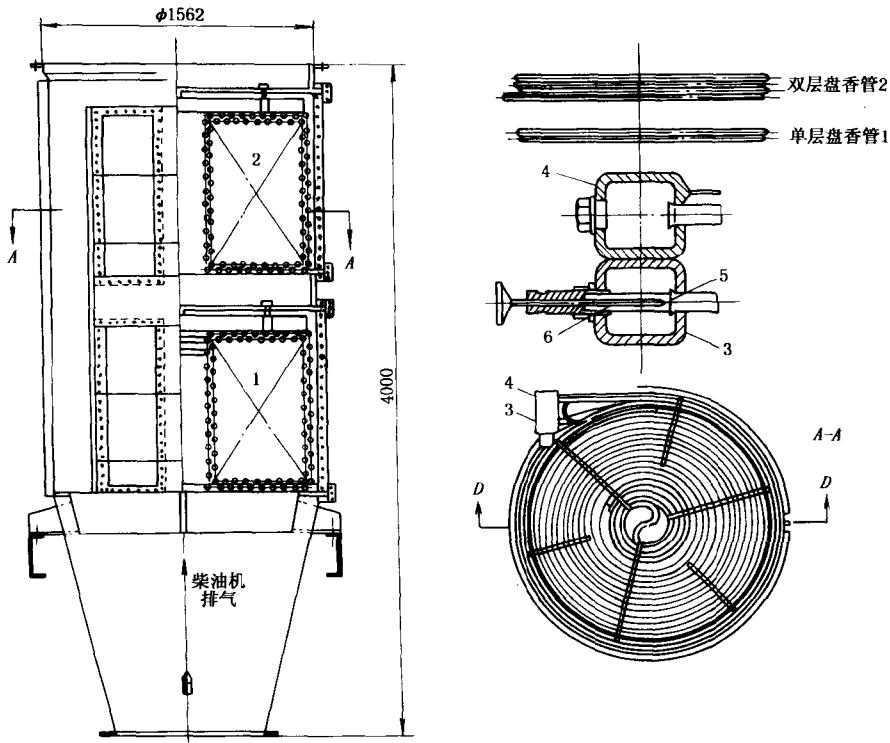


图 10-5 盘香管式废气锅炉

1.单层盘香管 2.双层盘香管 ;3.进口分配联箱 ;4.出口集合联箱 ;5.节流孔板 ;6.调节阀

(1) 烟气旁通法

在废气锅炉进出口间加设一个旁通烟道，如图 10-6 所示。并在废气锅炉入口和旁通烟道入口处安装开、闭相互联动的两个调节挡板。当汽压升高时，手动或用伺服电机转动挡板使排气经旁通烟道的流量增加，限制汽压上升；反之当汽压降低时，改变挡板开度使通过废气锅炉的排气流量增加 限制汽压下降。

(2) 改变有效受热面积法

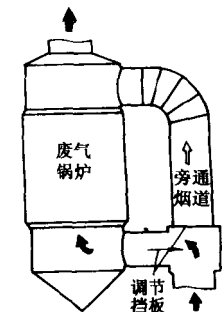


图 10-6 废气锅炉蒸发量调节

为了适应不同蒸发量的需要，立式烟管废气锅炉可以选择不同的工作水位以改变有效受热面积。盘香管式则往往在进口联箱上将盘香管分为 2~3 组，需减少蒸发量时可停止向上面 1~2 组供水 只让下盘香管工作。但废气锅炉一般也不宜完全无水“空炉”工作，以防烟管受热面上积存的烟灰着火引起局部过热而造成损坏。

(3) 多余蒸汽溢放法

当未能及时改变废气锅炉蒸发量以致供大于求使蒸汽压力偏高时，废气锅炉的多余蒸汽可通过蒸汽压力调节阀向冷凝器泄放。

三、废气锅炉与燃油锅炉的联系

1. 二者独立 (图 10-7)

废气锅炉与燃油锅炉有各自的给水管路，由给水泵分别从热水井供水，所产生的蒸汽由各

自的蒸汽管道输出，至总蒸汽分配阀箱处才汇集一处。其系统由图 10-7a) 示出。这种方式运行管理方便，故应用较多。不过当废气锅炉水位调节系统失灵时，因其位置较高，航行时的管理就比较麻烦。

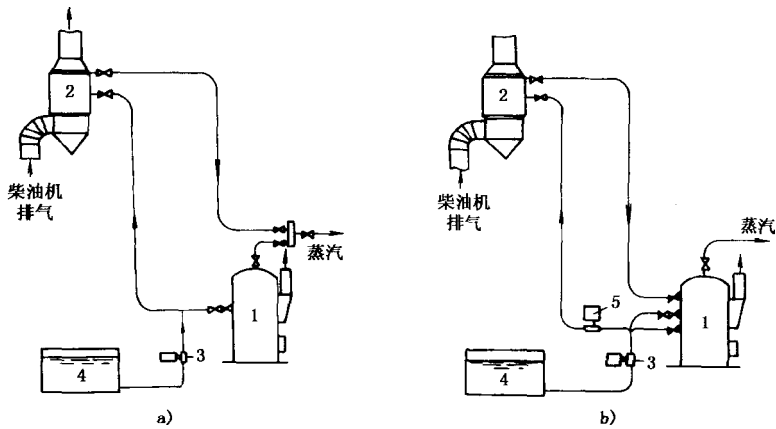


图 10-7 废气锅炉与辅助锅炉的联系

a) 二者独立 ;b) 废气锅炉为辅助锅炉的一个附加受热面

1-燃油锅炉 ;2-废气锅炉 ;3-给水泵 ;4-热水井 ;5-热水循环泵

2. 废气锅炉为燃油锅炉的一个附加受热面

在这种情况下给水仅送至燃油锅炉，废气锅炉炉水由强制循环水泵抽自燃油锅炉的炉水，加热蒸发后，再将汽水混合物压回燃油锅炉。经汽水分离后，蒸汽由燃油锅炉的蒸汽管输出。这种废气锅炉是强制循环式，其系统由图 10-7b) 所示。当废气锅炉的蒸发量满足不了航行用汽需求时，可与燃油锅炉合作向外供汽，油船即采用此法。这种废气锅炉的水位不需调节，但须多设一台或两台热水循环泵。

3. 组合式锅炉

组合式锅炉是将废气锅炉与燃油锅炉合为一体，其只能安放在机舱顶部，因此要求有可靠的远距离水位指示和完善的自动调节设备。目前我国远洋船舶上应用的组合式锅炉大致有两种，如图 10-8 所示。其中图 a) 为联合式，它既可在航行或停泊时分别用废气或燃油作热源，又可在航行中仅靠排气余热，蒸发量不足时同时以燃油和废气作热源。图 b) 为交替式，则不能同时以燃油和废气作热源使用。

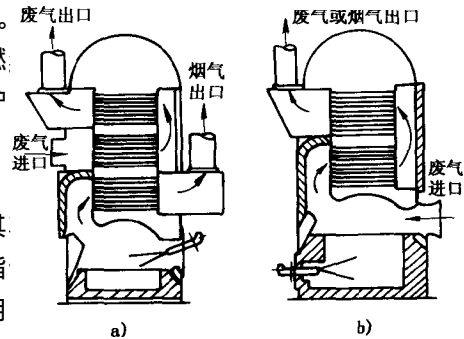


图 10-8 组合式锅炉

a 联合式 ;b) 交替式

四、锅炉附件

1. 水位计

水位计可显示锅炉内的水位，是锅炉的重要附件之一。

每台锅炉都规定有最高工作水位、最低工作水位和最低危险水位。正常工作时，锅炉水位应处于最高工作水位与最低工作水位之间。如水位调节失灵或给水系统发生故障，水位降至最低水位之下的危险水位时，即为锅炉“失水”，这时自动控制系统的危险水位警报器会发出信号，并使锅炉自动熄火，以防发生锅炉干烧事故。

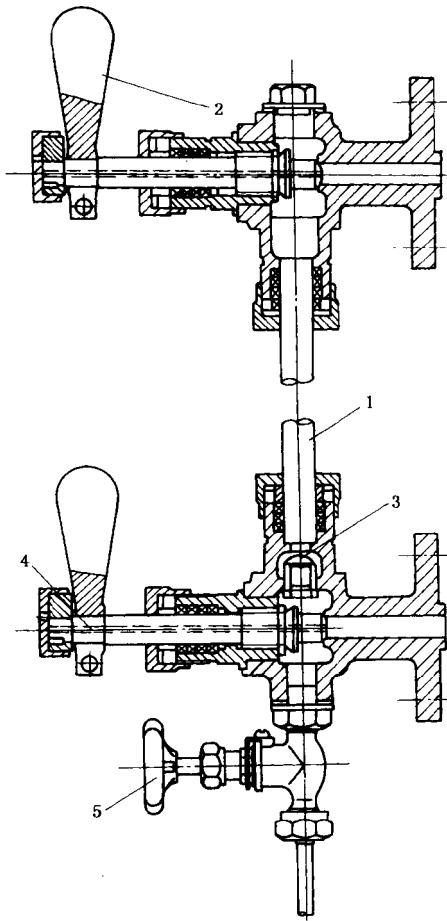


图 10-9 玻璃管式水位计

1-玻璃管 ;2-通汽阀 ;3-止回阀 4-通水阀 5-冲洗阀

锅炉的最低工作水位一般应符合如下规定：水管锅炉最低工作水位应高出最高受热面不少于 100mm（汽包下降管应视为受热面）横烟管锅炉应高出燃烧室或烟管顶部不少于 75mm 多回程的可适当减少 竖烟管锅炉应不低于 1/2 烟管高度；混合式锅炉应高出热水管不小于 50mm。当船舶横倾 4° 时 最低工作水位应仍能符合上述要求。锅炉隔热层外表面在与水位表相邻处应设置最高受热面标志。

锅炉上至少装有两只水位计，分别布置在左、右两侧。在船舶摇摆和倾斜时，可通过比较两只水位计中的水位来判断锅炉内的水位情况。若两只水位计均已损坏 锅炉应立即熄火。

水位计有玻璃管式、玻璃板式及二色式等三种。

(1)玻璃管水位计

仅用于低压锅炉 如图 10-9 所示。水连通管和汽连通管分别水平地与锅筒的水空间和汽空间相通，在两个连通管之间装有耐热钢化玻璃管 1。玻璃管与连通管的连接处由填料函保证密封。为了防止玻璃管破裂时炉水大量漏出，在水连通管与玻璃管连接处装有止回阀 3。水连通管和汽连通管上分别装有常开的通水阀 4 和通汽阀 2 底部装有常闭的冲洗阀 5。

安装玻璃管水位计时，应注意不要将插入玻璃管处的填料压盖拧得过紧，否则玻璃管容易被挤碎。

(2)玻璃板式水位计

适用于高压锅炉。图 10-10 为玻璃板式水位计，图 10-11 为玻璃板式水位计的断面图，由三层金属板

及两层玻璃板所组成。图 10-12 为玻璃板式水位计的反射，水位计玻璃的内面割成三角形的数条纵向槽沟 光线自外部射入 在水中的玻璃因为光线的折射 水的部分成黑色 蒸汽部分则全部反射而成白色。

装配玻璃板水位计时，玻璃板与金属框架之间的接触面应研得很平，保证充分贴合。在上紧框架螺钉时，要交叉均匀拧紧，不然玻璃板将会因挠曲变形产生较大的内应力，受热后容易碎裂。压力较高的锅炉可在平板玻璃水位计的平板玻璃靠水一侧加衬云母片，以保护平板玻璃不受炉水腐蚀。

(3)二色水位计

图 10-13 为二色水位计，是利用炉水与蒸汽对光线的折射不同而设计，由灯泡、红绿玻璃及聚光镜、外壳与水位玻璃板所构成。两块水位玻璃板互相倾斜装置，水位计中的蒸汽部分绿色光被折射 所以自外部观测时呈现红色 炉水部分红色光被折射 其表现为绿色。

由于水位计中汽、水的流动甚弱，一旦水位计通锅炉的接管被炉水中的污物堵塞，则不能显示真实水位，应及时冲洗。正常情况下，通常每 4h 至少冲洗一次水位计。冲洗水位计的操作步骤和判断水位的方法可以用表 10-2 说明。

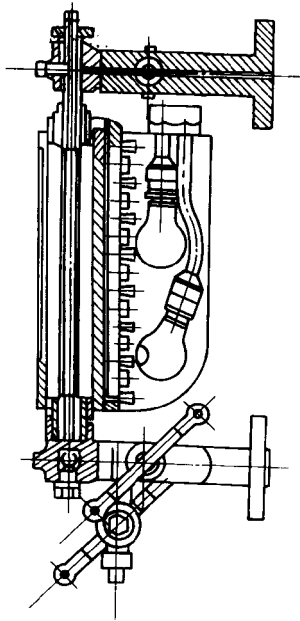


图 10-10 玻璃板式水位计

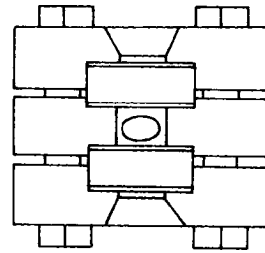


图 10-11 玻璃板式水位计的断面图

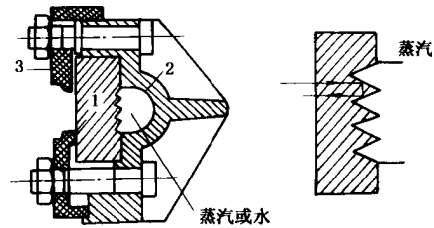


图 10-12 玻璃板式水位计反射断面图
1.玻璃板 2.黑色金属 3.外框

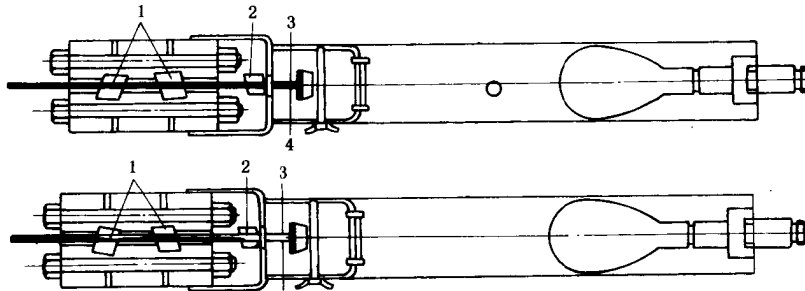


图 10-13 二色水位计
1.玻璃板;2.聚光镜;3.红色滤镜;4.绿色滤镜

冲洗和“叫水”的操作步骤

表 10-2

操作目的	操作顺序	结果	处理意见
通汽路	1. 开冲洗阀, 关通水阀, 冲洗后关闭通汽阀	听见汽流声甚大, 表明汽路通畅	如不通畅, 可连续开、关通汽阀或通水阀数次, 利用汽水冲击力将污物冲走
通水路	2. 开通水阀, 冲洗后关闭	听见水流声甚大, 表明水路畅通	
叫水	3. 关冲洗阀, 慢慢开启通水阀予以“叫水”	因此时通汽阀关闭, 所以如水位高于水连通管, 则水位一直升到水位计顶部	可继续进行第 4 步操作
		如无水出现, 则炉水已位于水连通管以下, 锅炉已处于失水危险状态	如明确知道数分钟前水位仍处于正常位置, 则可加大给水量, 迅速恢复水位; 如失水时间不清楚, 应立即熄火, 停止供汽

续上表

操作目的	操作顺序	结 果	处 理 意 见
开通汽阀，恢复到通水、通汽阀全开、冲洗阀全关状态	4. 开通汽阀	水位下降至水位计中段表明情况正常	可投入工作
		如水位下降至水位计玻璃以下表明炉水少，但水位仍在水连通管以上	加大给水量，迅速恢复正常水位
		如水位仍在顶部不降下来，表明锅炉已处于满水状态	首先停止供汽，并开启上排污阀放水于满水状态水位恢复正常

为防止玻璃骤然变热而破裂，水位计冲洗时应特别注意通水阀和通汽阀同时关闭的时间要尽量短。另外在换新玻璃管（板）时，也应先稍开一点通汽阀，让玻璃暖一下，再开大通水阀和通汽阀。

2. 安全阀

为防止锅炉内压力过高而发生危险，在某一适当压力时开启安全阀，放出适量的蒸汽，降低锅炉压力，并在另一适当压力时再行关闭。因为船用锅炉是在摇摆不定的情况下使用，所以安全阀都采用弹簧压力式。

(1) 对安全阀的要求

根据《钢质海船入级与建造规范》，对锅炉安全阀的要求主要是：

每台锅炉本体上应装设两个安全阀，通常组装在一个阀体内。蒸发量小于 1t/h 的辅锅炉可仅装一只。装有过热器的锅炉，过热器上亦应至少装一只安全阀。

学习指导

锅炉水位计操作
口诀：

②锅炉安全阀的开启压力可为大于实际允许工作压力 5% 但不超过锅炉设计压力。过热器安全阀的开启压力应低于锅炉安全阀的开启压力。

“汽、水、水、汽”（即通汽路、通水路、叫水和开汽阀）

安全阀开启后应能通畅地排出蒸汽，以保证在蒸汽阀关闭和炉内充分燃烧的情况下，烟管锅炉在 15min 内 水管锅炉在 7min 内汽压的升高值应不超过锅炉设计压力的 10%。所以安全阀不但应有足够大的直径，而且开启后应该稳定且具有较大的提升量。安全阀排气管的通路面积，对升程在安全阀直径的 1/4 以上者，应不小于安全阀总面积的 2 倍，对其他安全阀应不小于 1.1 倍。

安全阀要动作准确，并保持严密不漏。

安全阀都是经过船舶检验局调定后铅封的，除非经过船检局特许，船员不能随意重调。

(2) 安全阀的结构

安全阀有直接作用式和先导式两种。辅锅炉使用的一般都是直接作用式安全阀。

图 10-14 为直接作用式安全阀，它的阀体是由两只安全阀组装成的。

弹簧 1 压紧阀盘 2 转动调节螺钉 3 即可调节弹簧压板 4 的位置，从而改变弹簧的张力以调整安全阀的开启压力。安全阀阀盘 2 的外缘直径加大形成唇边 5 它的作用是使阀能急速开启，并且维持升程的固定。当汽压达到开启压力后，蒸汽作用在阀盘上将阀抬起，蒸汽从阀盘周围溢出 如果没有唇边 汽压稍一降低 阀盘很快又关闭 然后由于汽压回升阀又开启 这样阀盘将上下不停地跳动。当阀盘有一圈唇边后，就可使阀盘在开启后得到一个附加的上顶力，从而增加了阀盘的升程，阀也不会很快关闭。阀盘上方设有带密封圈的套筒 6，阀开启后阀上方不会受蒸汽压力作用。

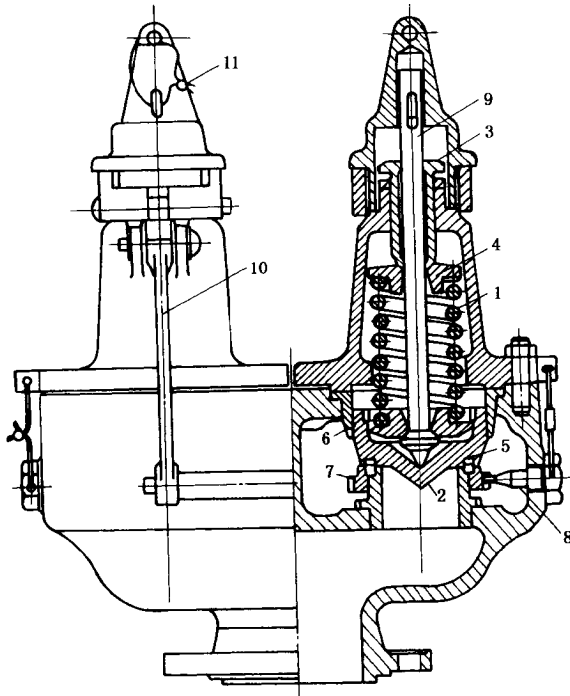


图 10-14 直接作用式安全阀

1.弹簧;2.阀盘;3.调节螺钉;4.弹簧压板;5.唇边;6.套筒;7.调节圈;8.调节圈固定螺钉;9.阀杆;10.手动强开杠杆;11.铅封

上述方法解决了开启稳定问题,但由于开启后阀盘的蒸汽作用面积已大于开启前的面积,所以即使当锅炉汽压恢复至额定汽压时,阀盘也不能立即关闭,只有当汽压继续下降,直到作用在阀盘和唇边上的蒸汽上顶力小于弹簧向下的作用力时,安全阀才能自动关闭。亦即安全阀的关闭压力要低于开启压力,这一压力差值称为降低量。

阀座上装有调节圈 7,调节圈升高时,阀开启后唇边外沿蒸汽通流面积缩小,作用在唇边上的附加上顶力就大,从而使阀的升程和关闭时的压力降低量加大;反之,调节圈下移时,唇边外沿蒸汽流通面积加大,则阀开启的升程和关阀时的压力降低量减小。因此,通过转动调节圈,改变其位置,可获得开启既稳定、降低量又不太大的工况。一般锅炉安全阀的最小降低量约为额定工作压力的 2%。

安全阀必须装有手动强开杠杆 10,在锅炉顶部用钢丝绳分别通至机舱底层和上甲板,以便必要时强开安全阀,将危险减至最低。平时一般每月手动强开一次,以防止安全阀长期不起跳而咬死。

此外,锅炉还装有至少两个压力表和压力表阀、两个给水阀(蒸发量小于 1t/h 的辅锅炉可仅装一个)以及停汽阀、表面排污阀、底部排污阀、取水样阀、空气阀,设在最高处通大气用,通径一般为 10~15mm 等。

第三节 辅助锅炉的燃烧装置和燃油系统

BOILER BURNER UNIT & FUEL OIL SYSTEM

船用辅助锅炉除少数特殊情况外,全部使用液体燃油。燃烧器是将燃油喷射雾化并与空气良好混合燃烧的装置。主要由喷油器、配风器及电点火器等部件组成。一般装在锅炉前端或顶部,正对着炉墙上的喷火口。

燃烧器在使用管理中应满足以下基本要求:

1. 点火容易。
2. 雾化质量好,燃烧良好。
3. 油量调整比(即最大喷油量与最小喷油量之比)范围要大。
4. 耗用蒸汽或其他动力最少。
5. 喷射角度与火焰的长度适当。
6. 保养检查容易。
7. 无漏油的顾虑。

一、喷油器

喷油器（俗称油枪或油头）有两个作用一是控制喷入炉内燃油的数量；二是将燃油雾化，保证在炉膛内的燃烧质量。

喷油器的类型很多，常用的有以下几类：

1. 压力式喷油器

压力式喷油器的结构如图 10-15 所示。

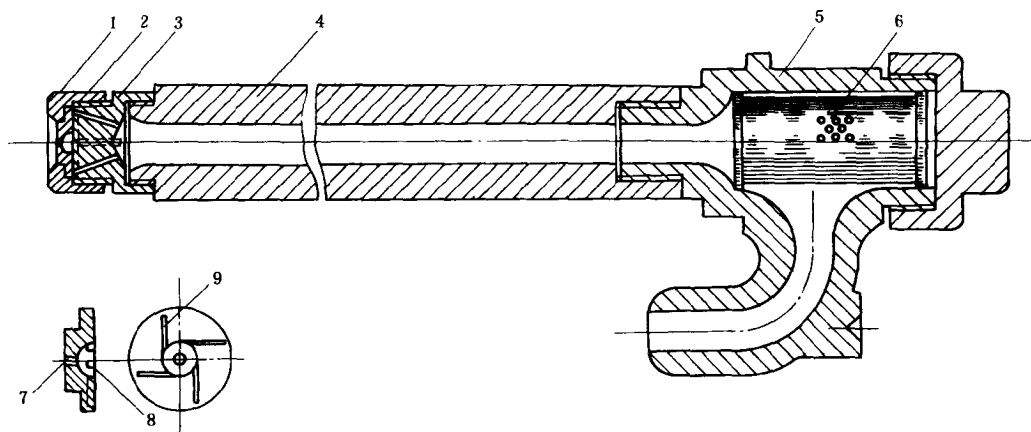


图 10-15 压力式喷油器

1-喷嘴帽；2-雾化片；3-喷嘴体；4-筒身；5-接管；6-滤网；7-喷孔；8-旋涡室；9-切向槽

喷油器的后端有一个接管 5 与输油管相连，其中装有滤网 6。管接头用螺纹连接于空心的喷油器筒体 4 上。后者前端以螺纹连接喷嘴体 3，雾化片 2 被喷嘴帽 1 用螺纹拧紧在喷嘴体上。喷油器头部的喷嘴（包括喷嘴体、雾化片和喷嘴帽）对喷油量的大小和雾化质量的好坏起着决定性的作用。其结构如图 10-16 所示。另外一台锅炉常配备有不同规格的雾化片，喷孔直径从 0.5~1.2mm 分为几档，可根据所采用的燃油品种和锅炉蒸发量选用。雾化片的基本特性用标在其上的型号来表示。例如 25~60 号雾化片表示其喷油量为 25kg/h，雾化角为 60°。

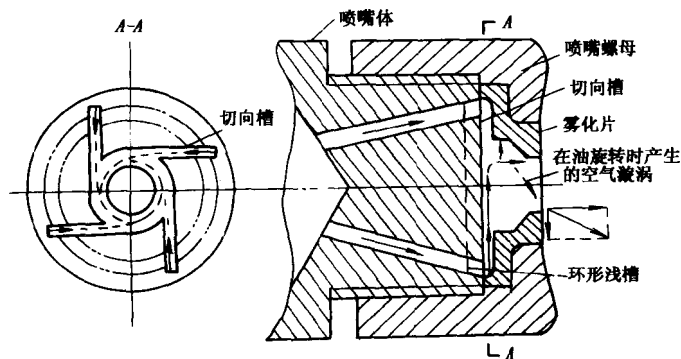


图 10-16 喷嘴

使用燃油泵把燃油升压后送入喷油器，使油经喷嘴体上 6~8 个通孔到达前端的环形浅槽，然后进入雾化片的切向槽 9 和旋涡室 8 形成强烈的旋转运动再经细小的喷孔 7 雾化后喷

出。旋转越强烈 则雾化角越大。

压力式喷油器的喷油量依油压调整，喷油量与油压的平方根和喷孔的截面积成正比，其调节幅度很少超过 2。

压力式喷油器喷油量的调节有三种方法：改变喷油压力；变换使用喷孔直径不同的喷嘴（或喷油器）改变投入工作的喷嘴 或喷油器 数目。

2. 回油式喷油器

回油式喷油器是在压力式喷油器的基础进行改进的。其结构如图 10-17 所示。

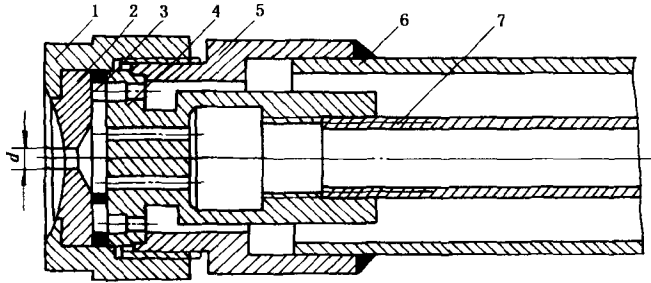


图 10-17 回油式喷油器

1-喷嘴帽；2-雾化片；3-旋流片；4-分油嘴；5-喷嘴座；6-进油管；7-回油管

它主要是由雾化片 2 和旋流片 3、分油嘴 4 和喷嘴座 5、外周进油管 6 和中间回油管 7 所组成的。工作时，燃油进入喷油器之后，除喷入炉膛之外，部分燃油经回油管路，再循环使用。喷射压力固定时，喷油量由回油压力来控制，回油压力高则喷油量大。其调节幅度可以达到 3 ~ 5

3. 蒸汽式喷油器

这种喷油器工作原理相当于喷射器。由高速蒸汽将燃油与蒸汽混合喷出，达到良好雾化的目的。它的雾化质量较好，调节幅度可达 10 以上。冷炉起动时可用压缩空气代替蒸汽工作。缺点是噪声较大。蒸汽式喷油器可分为内部混合式（蒸汽与燃油在喷油器内部的混合室中混合）和外部混合式（蒸汽与燃油在喷油器的喷嘴处才开始混合）两种。图 10-18 所示为外部混合式喷油器。

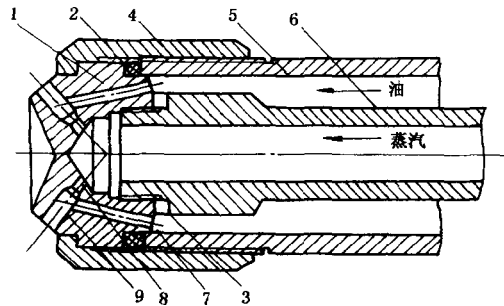


图 10-18 蒸汽式喷油器

1-喷嘴头部；2、3-垫圈；4-螺帽；5-外管；6-内管；7-油孔；8-蒸汽孔；9-混合孔

4. 旋杯式喷油器

图 10-19 所示为旋杯式喷油器使用高速旋转的圆筒或圆锥形旋转体，将燃油依靠离心力向外呈放射状飞出，在旋转体的周围供给一次风，使飞出的燃油雾化，一次风约占燃烧所需空气量的 1/10。

该喷油器的主要部分是油杯 2（旋转体）和雾化风机 3。油杯和离心式风机由电动机带动同轴旋转，转速为 3000 ~ 6000r/min。油从供油软管 7 进入，经空心轴流入油杯，油压为 0.07 ~ 0.15MPa。流入的燃油量即为喷油量。

旋杯式喷油器调节方便（只需改变进油量），调节幅度大（可达 10），雾化更好，对油的过滤要求不高，适合用劣质燃油，即使燃油温度仅为 30 ~ 40℃，同样可得到良好的雾化效果，所需油压也低。其缺点是结构比较复杂，价格较高。

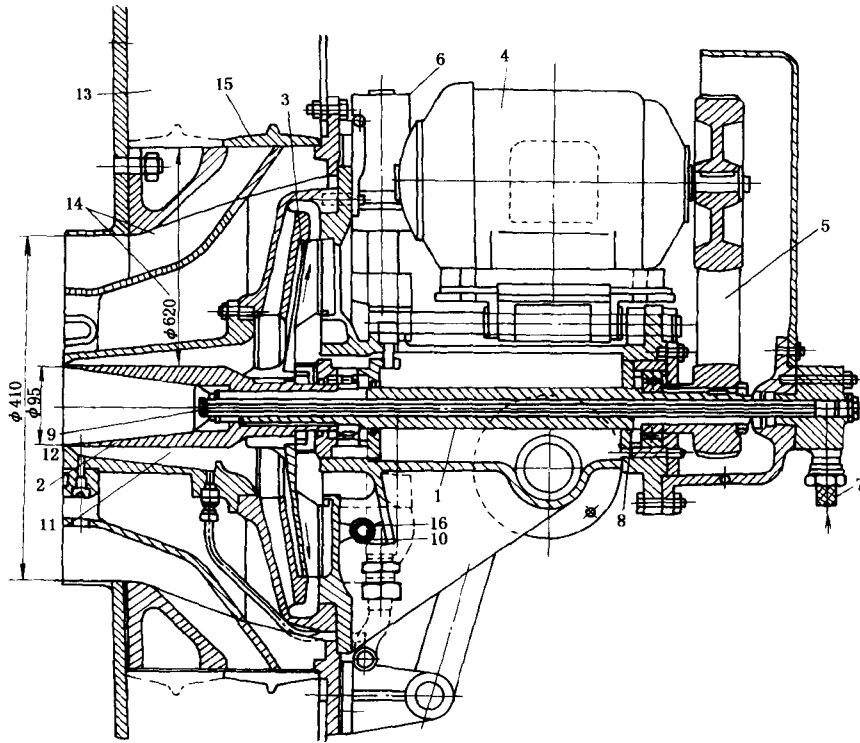


图 10-19 旋杯式喷油器

1-中央传动轴;2-油杯;3-雾化风机;4-电动机;5-传动皮带;6-燃油电磁阀;7-供油软管;8-中央油管;9-出口口;10-一次风进口;11-一次风风道;12-一次风出口缝隙;13-二次风风道;14-二次风风口;15-二次风调节门;16-一次风调节门

二、配风器

配风器的作用是分配一次风和二次风，创造条件使助燃空气与油雾充分混合，达到完全燃烧的目的，同时使连续提供的空气不会将喷油器前端的火焰吹熄。

图 10-20 为叶片固定型旋流式配风器。

空气经配风器进入炉膛，它被挡风罩或挡风板分为两部分：一部分经挡风罩 3 上的风孔供入紧贴着喷油器吹出 称为一次风(根部风)这部分空气占总空气量的 10%~30% 它的作用

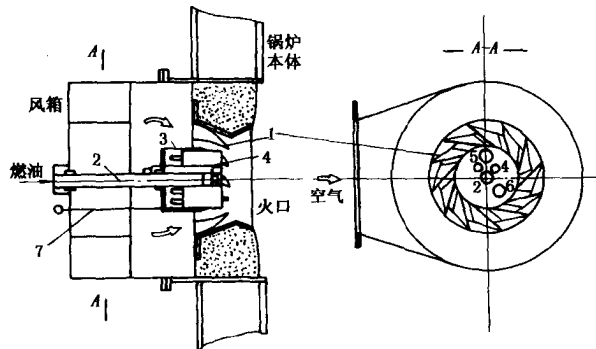


图 10-20 旋流式配风器

1-斜向叶片;2-喷油器管架;3-挡风罩;4-电点火器;5-火焰感受器;6-看火孔;7-拉杆

是保证油雾一离开喷油器就有一定量的空气与之混合，从而减少在高温缺氧情况下热分解产生难燃的炭黑的可能性；另一部分利用固定的斜向叶片 1,沿炉墙喷火口从外围进入炉膛，产生适当的旋转，与燃油作良好的混合燃烧，称为二次风，其作用主要是供给燃烧所需的大部分空气 达到完全燃烧的目的。另外 还靠二次风来建立回流区。

配风器必须保持较低的空气过剩系数（完全燃烧 1kg 燃油所需的实际空气量与所需的理论空气量之比 用 λ 表示）。燃油锅炉合适的空气过剩系数一般为 1.05 ~ 1.20。空气过剩系数可用风门的开度来调节。配风器的设计必须尽量减少风压损失。

三、点 火 器

点火器多为电火花发生器。它是由两根耐热铬镁金属丝电极组成的，两极端部离开一定距离 (3.5 ~ 4mm) 当通入 5000 ~ 10000V 的高压电时，间隙处便产生电火花。电压越高或铬镁丝直径越细，则两极间的距离可越大。在开始喷油的同时，使电点火器通电，电火花即能将油点燃。电点火器所用高压电由点火变压器供给。电点火器顶端发火部分伸至喷油器前方稍偏一些 (约 2 ~ 4mm) 并注意防止油雾喷到点火电极上，同时也应防止电火花跳到喷油器和挡风罩上。

除了喷油器、配风器、电点火器之外，自动化的燃烧器还设有火焰感受器（光电元件）5 另外通常还设有看火孔（可兼作人工点火孔）6 如图 10-20 所示。

四、燃烧器使用管理要点

1. 燃烧器的安装应确保喷油器中心线与喷火口轴线一致。
2. 喷油器使用时要防止发生漏油现象。
3. 雾化片使用一段时间后（一般 500h 以上）应拆下检查其磨损情况 雾化片如有结焦 应浸泡在轻柴油内，待结焦软后用硬木片或竹片刮去。不能用刮刀、锯条、钢丝刷等工具清除雾化片上的结焦。
4. 装备多个燃烧器的锅炉，如不全停用，风门关闭时应留有一定的间隙(0.5 ~ 2mm) 以便漏入少量空气起冷却作用。如果所有的燃烧器都停用，应关闭全部风门，以防冷空气进入炉内使炽热的砖墙、水管等骤冷而松动。

五、燃油系统

锅炉燃油系统包括从锅炉日用油柜至锅炉燃烧器的管系及管系中的各种设备。

图 10-21 所示为采用回油式喷油器的燃油系统，它可以连续调节喷油量，一般无须停炉。

燃油由燃油泵 2(常用齿轮泵)从日用油柜 1 经油滤器 3 吸出后送至燃油加热器 4 加热温度由直接作用式温度调节器 16 控制加热蒸汽流量来予以调节（用柴油时可不加热）。燃油从预热后再经速闭阀 5 送回油式喷油器 6 喷入炉膛点火燃烧。部分油液经回油调节阀 7 流回日用油柜。当时 加热后的燃油如温度不符合要求 主电磁三通阀断电 燃油从该电磁阀经旁通管 11 返回油泵进口（或日用油柜）或循环加热。在紧急情况下可用速闭阀迅速切断供油，该阀也可用钢丝绳在甲板走廊远距离切断燃油。另外，当燃油系统由于某种原因造成油压过高时 燃油即能顶开安全阀 12 溢流至油柜。

为满足冷炉点火需要 应转换三通阀 18 使锅炉燃油泵与柴油柜接通。当长时间停炉之前也需改烧柴油，以防停炉后重油在燃油系统管道内凝结，造成下次起动困难。另外，燃油管系中尚设有吹扫喷油嘴的压缩空气管，用来在停止喷油时自动吹扫，防止喷油嘴因有残油而结焦堵塞。

回油式喷油器的喷油量可通过回油调节阀 7 的开度调节。该阀由比例调节器 8 根据蒸汽压力自动控制。当蒸汽压力超过额定工作压力时,自动使回油调节阀 7 开大,回油压力(由回油压力表 20 显示)降低,喷油量即可减小;同时联动操作使风道挡板 17 关小,以保证过剩空气系数合适。

点火喷油器 13 每小时喷油量与最低蒸汽用量相适应。当蒸汽用量少,汽压达到上限时,辅电磁阀 14 开启,点火喷油器开始喷油,由炉内火焰点燃,然后主电磁阀断电,这样炉内可维持始终不断火。当用汽量增加,汽压降到下限时,主电磁阀通电,主喷油器就靠点火喷油器的火焰点燃,然后辅电磁阀 14 关闭,点火喷油器停止工作。只有在完全停炉后重新点火时,才由电火花使点火喷油器点火,这时使用柴油。

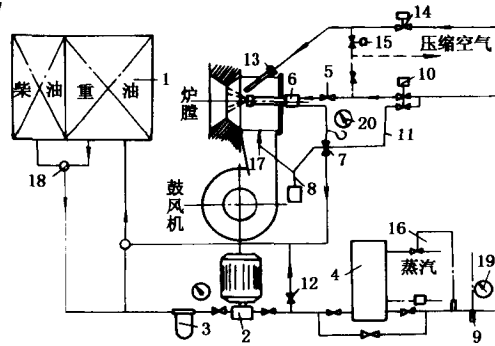


图 10-21 辅助锅炉典型燃油系统

1-锅炉日用油柜;2-燃油泵;3-油滤器;4-燃油加热器;5-手动速闭阀;6-主喷油器;7-回油调节阀;8-比例调节器;9-燃油感温包;10-主电磁阀;11-旁通管路;12-安全阀;13-点火喷油器;14-辅电磁阀;15-压缩空气电磁阀;16-温度调节器;17-风道挡板;18-换油旋塞;19-燃油压力表;20-回油压力表

六、燃烧方面常见故障

1. 运行中突然熄火(汽压未到上限)

原因可能是:①供油中断;②燃油系统进水;③滤器堵塞;④自动保护起作用(如危险水位,低油压、低风压或火焰感受器失灵等)。

2. 点不着火

点不着火除上述原因外,还可能是:①风量过大;②油温太低;③电点火器发生故障。

3. 回火及爆炸

锅炉在点火或热炉熄火后再点火时,由于炉膛内积存有可燃气体,一旦被点燃,突然急剧燃烧,使火焰从燃烧器或检查孔向外喷出,称为回火;若严重时使烟气挡板飞出或把锅炉外壳炸开,称为爆炸。无论回火或爆炸都可能危及人身安全及引起火灾。

回火及爆炸的原因主要是:①点火前预扫风和熄火后扫风不充分。未燃烧时,喷油器继续不断喷油。烟道设计或构造不良,烟灰或外物堵塞。突然熄火,企图以热炉膛点火。⑤点火时喷油量急速增大。⑥风门过分关小。⑦助燃空气量供应不足

如果发生回火及爆炸时,必须立即熄火停炉,详细检查发生的原因;在未将发生原因排除之前,切不要再点火使用。

4. 锅炉喘振(炉吼)

炉膛或烟道中发生连续的震动,发出类似机枪或飞机起飞时的轰叫声,称为炉吼。这主要是因为燃烧不稳定,导致炉膛内压力波动。

主要原因有:①供油压力波动,或燃油雾化不良,大油滴滞燃;②风量不足或风压波动。

第四节 船舶辅助锅炉的汽水系统

BOILER STEAM FEED SYSTEM

一个完整的锅炉装置,除具有锅炉机组本身以及有关的附属设备外,还需要有给水系统、

蒸汽系统、凝水系统等，才能正常工作。

现以图 10-22 所示的某柴油机船的蒸汽、凝水、给水和排污系统为例，说明锅炉、水系统组成和工作情况。

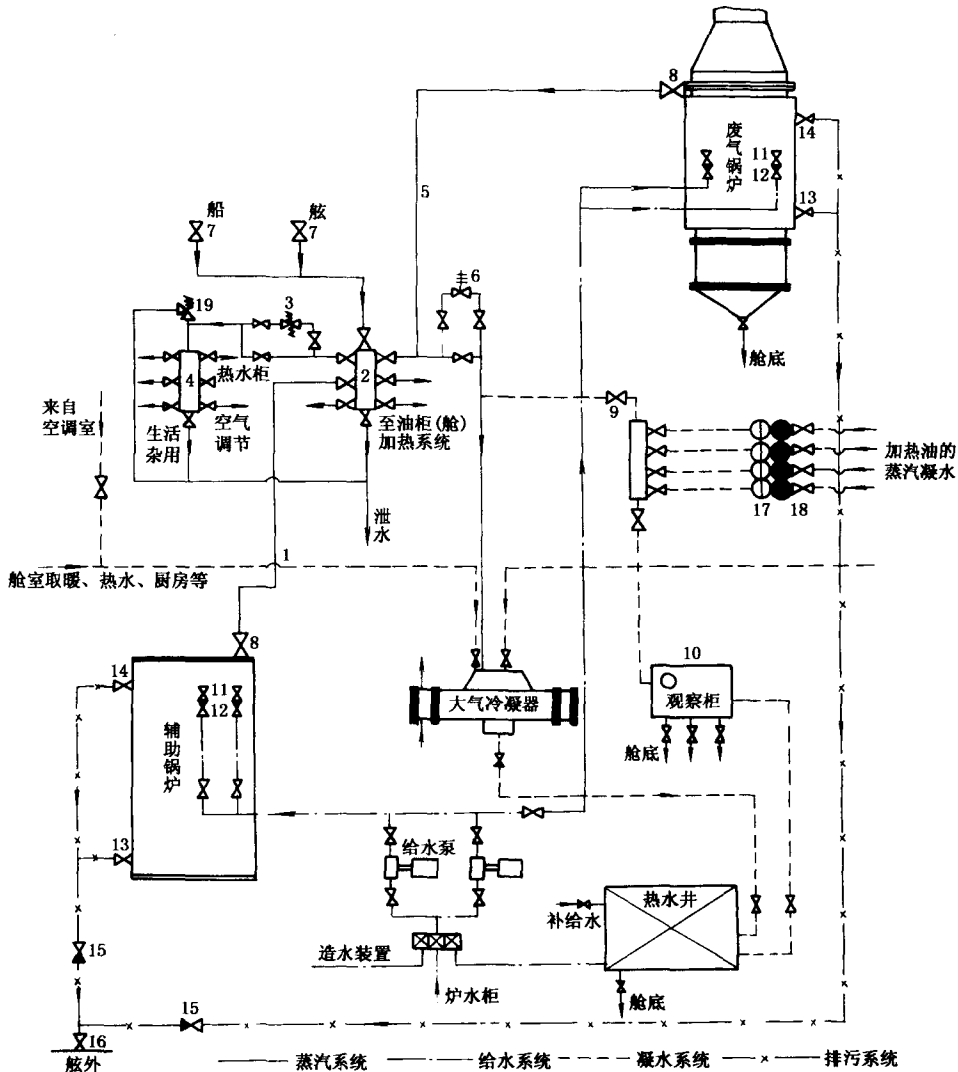


图 10-22 锅炉的蒸汽给水、凝水、排污系统

- 1.燃油锅炉蒸汽管;2.总蒸汽分配联箱;3.减压阀;4.低压阀;5.废气锅炉蒸汽管;6.蒸汽压力调节阀;7.接岸供汽管;8.停汽阀;9.凝水联箱;10.凝水观察柜;11.给水截止阀;12.给水止回阀;13.底部排污阀;14.表面排污阀;15.止回阀;16.舷旁排污阀;17.阻汽器;18.滤器;19.安全阀

一、蒸汽系统

蒸汽系统的任务是将锅炉产生的蒸汽按不同压力的需要，送至各用汽设备。辅助锅炉和废气锅炉所产生的蒸汽，通过各自的停汽阀 8 沿蒸汽管 1 和 5 汇集于蒸汽总分配联箱 2。在停汽阀到总蒸汽分配联箱之间设有一个单向阀。经此总联箱，一部分蒸汽送至油舱（柜）加热系统 另一部分蒸汽经减压阀 3 减压后，送至低压蒸汽分配联箱 4，然后送至空调装置等供加热

及供其他生活杂用。

在废气锅炉与总蒸汽分配联箱之间的蒸汽管 5 上设有蒸汽压力调节阀 6 用作废气锅炉调节多余蒸汽。在蒸汽分配联箱上尚接有接岸供汽管 7 通至上甲板左、右舷的标准接头 以备修船时若锅炉停炉，可由岸上或其他船舶供汽。蒸汽分配联箱底部装有泄水管，用以在刚开始供汽暖管时放出凝结水，以免通汽时在管道中产生水击。

二、凝水系统

凝水系统的任务是回收各处的蒸汽凝水，并防止混入水中的油污进入锅炉。蒸汽在加热管中加热同时放出热量后凝结成水，经各加热设备回水管的阻汽器（又称疏水器，是利用蒸汽和水的温度差异作为信号的一个开关，见图 10-23）流回。但阻汽器总会有一部分蒸汽漏过，所以当凝水流出阻汽器时，由于压力降低，可能产生二次蒸汽，于是让凝水进入热水井前先经大气式冷凝器冷却，使其中的蒸汽凝结，然后才流回热水井。

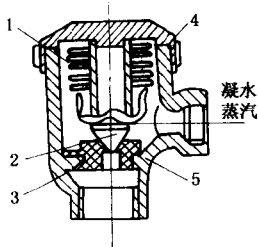


图 10-23 阻汽器

1-波紋管 2-阀 3-阀座 4-调节压盖螺母 5-阀体

在加热油的蒸汽的凝水中，万一因加热管或接头不严而有油漏入，可能会把油带进锅炉中。炉水中有油对锅炉是很危险的，因为导热性很差的油会粘附在锅炉受热面上或渗入水垢中，妨碍炉水对受热面的有效冷却，致使受热面管子变形或爆裂。火管锅炉的炉胆变形和烧塌，多半是因内壁粘附油污所造成。为了尽量减少油污进入锅炉的可能性

应使加热油舱柜的蒸汽凝水首先进入观察柜 10。通过观察柜的玻璃窗若发现观察柜中水面有油，则需将回水直接放入舱底，待查明原因予以消除后，重新清洗观察柜，才允许纯净凝水进入热水井。

三、给水系统

给水系统的任务是向锅炉供给适量和一定品质要求的给水。为了可靠起见，每台锅炉都要有两条给水管，其中一条作为备用。每条给水管紧靠锅炉处装有一个截止阀 11 和一个截止止回阀 12。截止阀必须装在锅炉与截止止回阀之间，以便在修理给水管路和设备时将锅炉隔断。其安装方向应注意能在必要时将其关闭更换阀杆填料，而炉水不至溢出。不允许用此阀对给水量进行节流调节，以免阀盘遭水流冲蚀而关闭不严。装设截止止回阀主要是用来防止给水泵不工作时，高压炉水倒流；同时它还可以用来调节两台并联锅炉间的给水量分配。

给水的温度较低，若进入锅炉后聚集在某一角落或直接与受热面接触，会使该处产生较大热应力，所以锅筒内皆设有内给水管。它位于锅炉工作水面之下，是一根在下半圆处开有很多小孔的水平管，补水时可以达到均匀分布的目的。

供入锅炉的给水量和从各处流回的凝水量，实际是不平衡的，所以凝水管路和给水管之间要有热水井。热水井除作为缓冲的存水容器外，还有过滤水中固体杂质和油污、加入补充水和投放炉水处理药剂等用途。

热水井的结构见图 10-24 所示。有过滤闸 1（内装丝瓜筋）过滤篮 2（内装丝瓜筋或焦炭和裹以毛巾布的许多过滤筒 3 等三道过滤吸附设备。

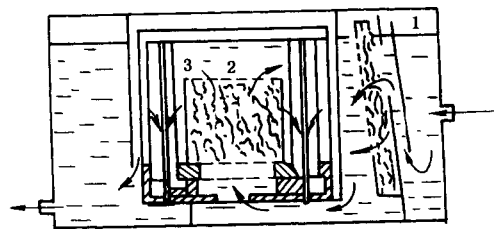


图 10-24 热水井

1-过滤闸 2-过滤篮 3-过滤筒

在各分隔空间，水均是从底部流入，使油污容易漂在水面上不被带到后面去。焦炭、丝瓜筋和毛巾布对油污的粘附能力有限，当粘附至一定量时即失去过滤吸附作用，需定期清洗和更换。

在蒸汽仅供加热而不驱动蒸汽辅机的船上，由于不存在凝水经常带进油可能，有的热水井已取消了过滤吸附材料，但仍分隔为多部分，以供观察监视漏油事故。

四、排污系统

锅炉工作一段时间或投放除垢药物之后底部都可能聚集泥渣，产生沉淀物，因此在锅炉底部需装设底部排污阀 13（见图 10-22）以便定期进行下排污将它们排除。同时若发现炉水碱度、含盐量过高，或者漂浮在水面上的油污、泡沫和悬浮物太多，则可通过锅筒上部的表面排污阀 14 进行上排污。

在高于锅筒最低水位 25mm 至低于正常水位 25mm 的范围内设有上排污盘表面排污时，水经其沿内部接管和表面排污阀泄出。在进行表面排污时，先将炉水加至接近最高水位再开始排污，当水位降至浮渣盘高度时即停止排污。如认为一次排出的水量不够，可再重复上述操作。排污时应密切注意水位的变化。表面排污可在需要时（含盐量高、碱度太大、汽水共腾、炉水进油或大修后初次使用等）随时进行，但一般应在投药前进行，以免药物在起作用前损失。排污的水量和次数视炉水化验结果而定。当含盐量太高靠表面排污难以降到符合要求时，必须停炉换水。

底部排污可定期在投放除垢药物后过一段时间进行。通常要求在熄火后半小时或锅炉负荷较低 锅筒压力降至 0.4~0.5MPa 时进行，因为此时炉水比较平静，底部泥渣沉积更多。水管锅炉为防止从底部放走大量炉水破坏正常的水循环，是不允许在锅炉正常工作时进行底部排污的。底部排污应在水位较高时开始，并严密注意水位变化，谨防失水。每次排污时间不能过长，一般阀全开时间不超过 30s 每次排污量可按 $1/3 \sim 1/2$ 水位表高度考虑。废气锅炉也要进行排污（除强制循环水管锅炉外）

排污阀的通径应为 20~40mm。如需调节排污流量，应在管道上另装一调节阀。在开阀时应先全开排污阀 后开调节阀 关闭时先关调节阀 再关排污阀 以防排污阀遭水流冲蚀损害其密封性。排污管汇集于排污总管，经舷旁通海阀通至舷外。在排污总管上设有止回阀 15 以免锅炉中无压力时 海水倒灌入锅炉中。排污时 应先打开舷旁通海阀 16 以防开启排污阀时管内发生水击。

五、汽、水系统常见故障

1. 失水

锅炉水位低于最低工作水位时称为失水。这是一种严重的事故，因为失水会使部分受热面失去炉水的冷却而烧坏。此时切不可向炉内供水，以防赤热的受热面遇水而产生裂纹，甚至锅炉爆炸。而应立即停炉，自然冷却，并查明原因。而失水对废气锅炉并不要紧，因柴油机排烟温度不会将受热面烧坏。

2. 满水

锅炉水位高于最高工作水位称为满水。锅炉满水虽没有失水时那样危险，但亦须及时发现和处理。满水会使所供蒸汽品质下降，导致水击、腐蚀管路设备等。发现满水应立即停止送汽，进行上排污，直到水位恢复正常；同时开启蒸汽管路和设备上的泄水阀泄水；然后查明原因。

3. 受热面管子破裂

因结垢严重、水循环不良等导致管壁过热，或腐蚀严重都可能引起受热面管子破裂。这时可从听声音或从烟囱冒白烟来发觉。如破口甚小，仅少许渗水，则可允许锅炉继续运行，但应严加监视，不然应立即停炉。炉冷后，可将其中水放光，进入炉内堵管。堵水管的钢塞有一定锥度，塞在破管两端，再用手锤敲紧。对烟管锅炉用堵棒（图示 10-25）将破管堵死。堵管时，在堵棒的盖板和管板之间垫上石棉垫，收紧螺钉后即可。

4. 炉水异常减少

在正常的给水条件下，产生异常低的水位，原因是水位计通水阀和通汽阀开关有误；吹灰器、安全阀及锅炉受热面管子漏泄；给水泵、阀及自动给水装置发生故障。

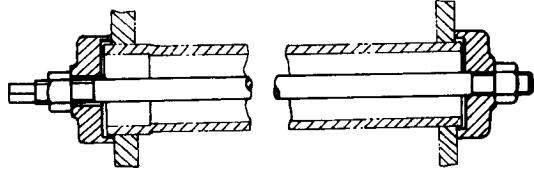


图 10-25 烟管锅炉的堵棒

5. 水位计玻璃破损

玻璃因炉水的腐蚀而变薄，安装时有内应力，温度剧变或震动剧烈等都可使玻璃破损。安装新玻璃管时，先使下侧的金属轻轻接触玻璃管，后装上侧。安装新玻璃板时，注意板框螺栓要对称均匀上紧，升压后再紧一次，以免膨胀不均顶坏玻璃板。

第五节 锅炉水化验与处理

BOILER WATER TEST & TREATMENT

一、锅炉水质控制与化验

在锅炉的管理维护工作中，定期对给水和炉水水质进行化验与处理是不可忽视的。水质控制得好，可显著减轻水垢的生成，防止腐蚀发生和汽水共腾。炉水质量控制好坏直接影响锅炉工作的安全性、热效率和使用年限。

1. 锅炉水控制的主要项目

(1) 硬度

水的硬度是指水中 Ca^{2+} 和 Mg^{2+} 离子的浓度，单位是毫克当量/升（记作 $\text{N} \cdot 10^{-3}$ ）或德国度 $^{\circ}\text{H}$ ， $1^{\circ}\text{H} = 10\text{mg/L}(\text{CaO}) = 0.36\text{N} \cdot 10^{-3}$ 。它表明水在锅炉中的结垢能力。

Ca^{2+} 、 Mg^{2+} 形成的碳酸盐、硫酸盐、硅酸盐等极易在锅炉受热面上生成水垢。水垢的导热系数很小，使受热面传热系数降低，同时也破坏了锅炉正常的水循环。会产生以下损害：①锅炉排烟温度升高，效率降低，燃料耗量增加。蒸发管壁过热甚至烧裂。结垢后垢下炉水浓缩，会促使电化学腐蚀作用加强，引起所谓“垢下腐蚀”，加速受热面管子的损坏。

为了减少水垢的生成，低压锅炉一般要求将硬度控制在 0.25°H 以下。常用的方法是在炉水中加入磷酸钠 ($\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ ，也称磷酸三钠) 或磷酸二钠 ($\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$)，它们在水中溶解后生成的磷酸根与 Ca^{2+} 、 Mg^{2+} 离子结合生成分散的胶状沉淀，当炉水 pH 值为 $10 \sim 12$ ，过剩 PO_4^{3-} 在要求范围内时，能生成松软而无附着性的泥渣，可通过底部排污而除去。因此现在有的炉水处理方法只测量和控制水中过剩 PO_4^{3-} 的浓度，而不再直接控制硬度。

(2) 碱度

水的碱度是使水带碱性的 OH^- 、 CO_3^{2-} 、 HCO_3^- 、 PO_4^{3-} 离子的浓度（毫克当量/升），将炉水

控制在适当的碱度范围内（相当于 pH 值为 10~12）。有利于抑制电化学腐蚀。炉水碱性不足，将会促进锅炉受热面发生电化学腐蚀。炉水的碱性太强，会加剧腐蚀，发生苛性脆化（在高度浓缩的碱性溶液和高应力的作用下，炉水中缺少硝酸盐、磷酸盐这些保护性盐类时，使锅炉金属结晶之间产生细微裂纹）。

锅炉水处理常以磷酸钠在降低炉水硬度的同时，提高炉水碱度。有时为了迅速提高碱度，也使用 Na_2CO_3 万一投药不当使碱度太大 则须上排污并补充淡水 使碱度下降。

(3) 含盐量

通常化验氯离子浓度来反映含盐量的多少，单位用 $\text{mg/L}(\text{NaCl})$ 。含盐量太大会引起汽水共腾，恶化蒸汽品质，加剧管路设备腐蚀。这时可以用表面排污、加强补水的办法来降低，因此，限制补给水的含盐量也是十分重要的。

辅助锅炉一般化验炉水的硬度（或过剩磷酸根量）、碱度和含盐量。另外也化验港口补给水和炉水舱、蒸馏水舱中水的含盐量。蒸发量较大、工作压力较高的锅炉应每天化验一次；蒸发量小、工作压力较低的辅助锅炉可 2~3 天化验一次。

我国海运部门尚未制订统一的锅炉用水的水质指标。一般以 1981 年交通部颁布的《交通部直属水运船舶锅炉水质标准及处理规程（试行）》中规定的水质为标准。

见表 10-3 和表 10-4 所示。

船用锅炉给水标准

表 10-3

化 验 项 目	自 来 水	软 化 水	蒸 馏 水	冷 凝 水
悬浮物 mg/L	≤ 20			
总硬度 $\text{N} \cdot 10^{-3}$	≤ 3.5	≤ 0.04	≤ 0.04	≤ 0.04
含盐量 $\text{mg/L}(\text{NaCl})$	< 30	< 30	< 10	< 10
含油量 mg/L	近似 0	近似 0	0	< 5

船用锅炉炉水标准

表 10-4

水质指标	锅炉工作压力 ≤ 1.0	1.0~2.5	2.5~4.9	封闭船舶
酚酞碱度 $\text{N} \cdot 10^{-3}$	3.0~6.0	2.5~5.0	2.5~5.0	≈ 12
总碱度 $\text{N} \cdot 10^{-3}$	< 12	< 10	< 10	
pH 值	10~12	10~12	10~12	
含盐量 $\text{mg/L}(\text{NaCl})$	< 1000	< 700	< 400	
磷酸根 $(\text{PO}_4^{3-}) \text{mg/L}$	10~30	10~30	10~30	
含油量 mg/L	< 20	< 15	< 5	

其中低压锅炉含盐量虽放宽至 $(1000 \sim 700 \text{mg/L}(\text{NaCl}))$ 但大多数公司在超过 $400 \text{mg/L}(\text{NaCl})$ 即要求上排污。

2. 锅炉水质的化验

(1) 水样的采取

取样前应先 will 将取样阀打开 2~3min 冲洗取样管路后 再用炉水洗涤取样器皿 2~3 遍。炉水水样应通过冷却器后收取。没有安装冷却器的船舶，取样时应使用有盖的、可以减少炉水蒸发的器皿，以免影响水样的浓度。取出水样后，应冷却至 30~40 方可化验。进行一次性投药的船舶 应在投药 4h 后取样。

(2) 碱度的测定

量取 50mL 炉水置于三角瓶中。

加入 2~4 滴 1% 酚酞指示剂，溶液呈红色。

用 0.05N 硝酸标准液滴入溶液，至溶液恰好变成无色为止。

记录所消耗的 0.05N 硝酸标准液的毫升数为 x ，酚酞碱度即为 x 毫克当量 / 升 或 50mg/L(CaCO_3)。

因为酚酞变色时，硝酸没有全部将碱中和，只是将 CO_3^{2-} 转变为 HCO_3^- ， PO_4^{3-} 转变为 HPO_4^{2-} ，而对炉水中存在的 HCO_3^- 全然未起作用，此时水中的 $\text{pH} \approx 8.4$ 所以 由此所测定的碱度称为酚酞碱度。

在滴定过酚酞碱度的水样中，再加入 2 滴 1% 甲基橙指示剂，溶液呈橙黄色。继续用 0.05N 硝酸标准液滴定溶液转变为橙红色为止。

⑥记录再次所消耗的 0.05N 硝酸标准液的毫升数 y 甲基橙碱度即为 y 毫克当量 / 升。

⑦总碱度 = 酚酞碱度 x + 甲基橙碱度 y

因为炉水中含有的 HCO_3^- 很少，所以一般用酚酞碱度作为炉水的指标。只有在测定港口补给水的碱度时，因其碱度主要由 HCO_3^- 所构成，才使用总碱度。

(3) 含盐量的测定（以测定氯离子浓度代替）

取测完碱度的溶液 25mL 于三角瓶中 加 10% 铬酸钾指示剂 2~3 滴 溶液呈黄色。

用 0.0855N 硝酸银标准液滴定至砖红色为止。

③记录硝酸银标准液消耗的毫升数，含盐量即为 $200x\text{mg/L}(\text{NaCl})$ 。

(4) 硬度的测定

推荐用 EDTA (特利隆) 滴定法。

量取 50mL 水样，加入与测酚酞碱度时所用同量的硝酸 (0.05N) 使水呈中性 (但不加入酚酞)。

再加 2.5mL 氨缓冲液使水呈碱性 (相当于 $\text{pH} = 10$)。

加 0.5% 铬黑蓝指示剂 3~4 滴，水呈葡萄酒红色。

在不断摇动下 用 0.05N EDTA 标准溶液滴定，至溶液由葡萄酒红色转变为蓝色为止。

记录 EDTA 标准液消耗的毫升数 x 硬度即为 x 毫克当量 / 升或 $2.8x^\circ\text{H}$ (德国度)。

(5) 磷酸根 PO_4^{3-} 含量的测定

取 10mL 炉水水样于有刻度的比色管中 (若水混浊应过滤)。

②加 6mL 黄色试剂 (钼酸) 摇匀 放置 2min。

缓慢加白色试剂 (氯化亚锡) 4mL 摇匀。

与标准色阶比较颜色 (蓝色) 深浅，决定其磷酸根含量。若比色管中溶液无色，则说明水中无磷酸根存在。

二、锅炉水处理

给水进入锅炉后，因为不断地蒸发，炉水的浓度不断增加，必须按规定间隔取样化验，并且需要加入适当的炉水处理剂，以免锅炉的损害。船用锅炉所使用的炉水处理剂，大致分为下列数种：

1. 碱性处理剂、软化剂

(1)磷酸三钠 ($\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$)——是碱性药剂,能将形成硬度的钙、镁盐沉淀为松软泥渣,是目前最佳软化水的药剂。

(2)磷酸氢二钠 ($\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$)——其碱性较磷酸三钠弱。在炉水碱度已达指标而硬度达不到指标时投放,或炉水碱度太大时,用其代替一部分磷酸三钠。

(3)碳酸钠 (Na_2CO_3)——是碱性物,也能除去一部分硬度。

(4)氢氧化钠 (NaOH)——是强碱性药剂,主要目的是防腐蚀。

2.除氧剂

(1)亚硫酸钠 (Na_2SO_3)——能吸收水中溶解氧,防止锅炉腐蚀。

(2)丹宁——有减少锅内水面泡沫,防止汽水共腾作用,也是一种防垢剂。

(3)联氨(N_2H_4)——有极强的还原性。但太多会对铜有腐蚀作用。

3.给水与凝水系统的处理剂

液体阿摩尼亚 (NH_3) 或其他挥发性碱性物质如 $\text{C}_4\text{H}_9\text{NO}$ 、 $\text{C}_6\text{H}_{11}\text{NH}_2$ 等。防止给水与凝水系统中的腐蚀。

第六节 船舶辅助锅炉的自动控制与安全保护

BOILER AUTOMATIC CONTROL & SAFETY PROTECTION

一、锅炉的自动控制

辅助锅炉自动控制装置能在安全可靠的情况下,保持锅炉蒸汽的压力、温度及水位稳定不变。如果锅炉负荷改变,自动控制装置立即发出经过处理的信号,借压缩空气、油压、电力或连动机构,迅速有效的改变锅炉燃油供应量、助燃空气量、给水量,来维持原设定的参数。自动控制装置迅速、有效、可靠,而且在发生任何不正常现象时,都可以发出警报及自动改正或熄火,避免认为的延迟或错误。

锅炉的种类很多,各种锅炉的要求也不同,所以自动控制的型式与目的也各有异。一般船用辅助锅炉常用的自动控制,包括程序控制、自动调节、自动安全保护以及一些操作连锁和信号等。

1.程序控制

辅助锅炉的程序控制是指在既定的操作指令下,按照预定的操作程序能自动地完成某一操作过程。主要是程序启动和停止,通常采用电气程序控制,如图 10-26 所示。

其主要工作过程为:

(1)首先对炉膛进行预扫风,防止炉膛内积存可燃性气体而产生爆炸事故,预扫风时间视炉膛大小而定,小型锅炉约 15~20s 较大的锅炉通常超过 30s。

(2)电点火器通电产生电火花,发火时间一般为 5~10s。

(3)燃油电磁阀动作,喷油器喷油并被点着。

(4)燃料燃烧产生蒸汽满足工作需要。当蒸汽压力超过设定值上限时,喷油器的燃油电磁阀断电 燃烧停止 但送风机仍运转一段时间(称为后扫风)将炉膛内残余的可燃气体赶出后,才停止运转。然后程序控制器又回到初始状态。

程序控制的核心是对时间控制及对火焰的监视。

时间控制就是锅炉在运行过程中的先后动作顺序及间隔的时间控制,一般采用电动式,如

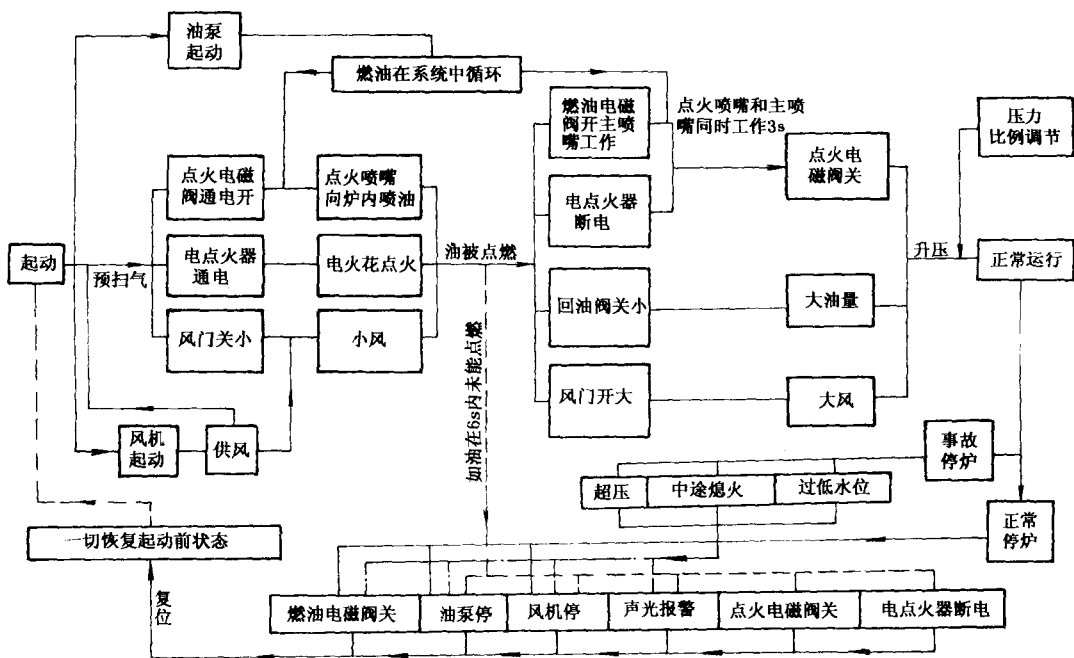


图 10-26 辅助锅炉程序控制方框图

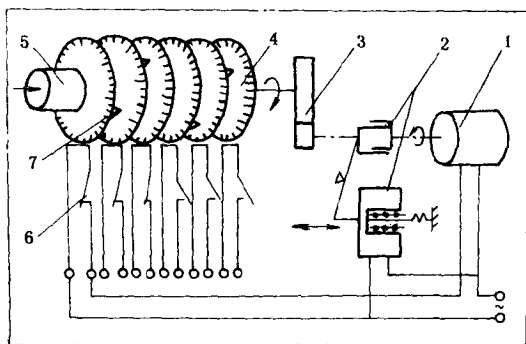


图 10-27 多回路时间继电器结构原理图

1-微型同步电机；2-电磁线圈离合器；3-减速器；4-标度盘；5-复位弹簧；6-电触头；7-爪形块

图 10-27 所示。它由控制微型同步电机 1、电磁线圈和离合器 2、减速器 3、标度盘 4、复位弹簧 5、以及几组电触头 6 组成。通电后电机转动，同时电磁线圈通过杠杆吸合离合器，从而经减速器 3 带动标度盘 4 以一定速度旋转。在旋转过程中，标度盘上按预定时间整理好的爪形块 7 分别推动常开或常闭电触头，使之作闭合或断开动作。由于每对电触头都安排在不同的控制电路中。所以就能在不同的时间将某电路接通或切断。由此控制有关电气设备按工作顺序

实施一系列启动操作步骤。标度盘每转一转完成所有启动步骤的时间在锅炉中常为 60s。时间继电器尚能借助其末尾一对常闭触头的断开使电机停止转动。电磁离合器则要在整个电源去掉后才脱开，这时标度盘依靠复位弹簧能反转恢复原位，以便可以再次启动。

火焰监视常由火焰感受器（图 10-28 所示）来完成。火焰监视器的主要元件是光敏元件，常用的是光敏电阻。当炉膛熄火时光敏电阻失去光照电阻值变大，切断控制电路电源，油泵、风机电动机停止转动，燃油电磁阀关闭，停止喷油燃烧而起到安全保护作用。同时发出声光报警。

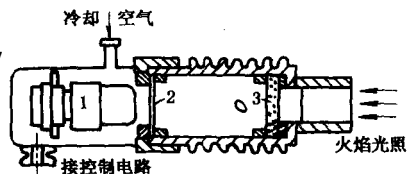


图 10-28 火焰感受器

1-光敏电阻（或光电池）；2-磨砂玻璃；3-耐热玻璃

2. 自动调节

(1) 燃烧自动控制

燃烧自动调节是通过对于燃油和空气的位式调节或比例

调节，使得蒸汽压力保持在一定的范围内。

锅炉运行中蒸汽压力的变化主要取决于蒸发量与耗汽量的平衡。当外界耗汽量发生变化时，必须相应改变锅炉蒸发量，即调节喷油量和送风量，改变炉膛内燃烧强度，以此保证汽压稳定。这种称为汽压比例控制（见图 10-29 所示）。货船和一些客船，对汽压没有严格要求，主要要求控制设备简单、可靠 故汽压大多采用双位控制（见图 10-30 所示）

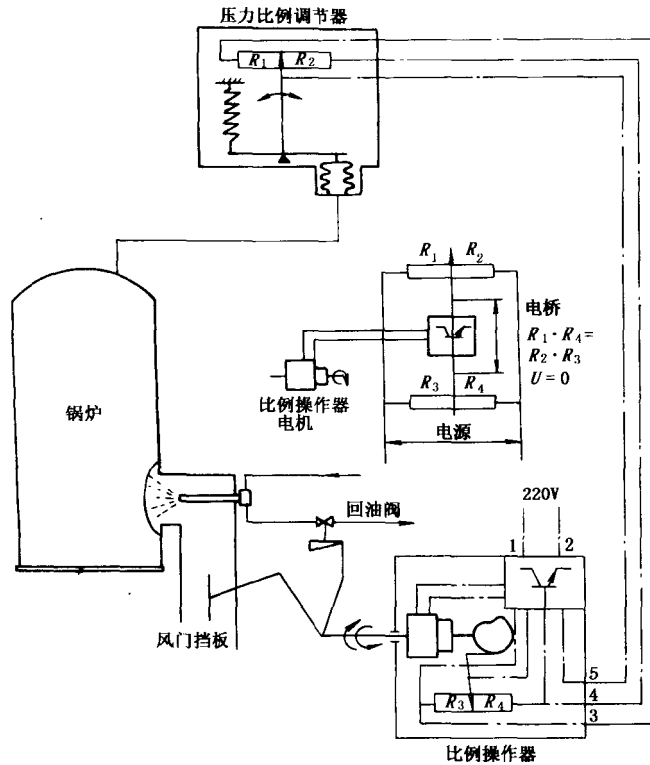


图 10-29 压力比例调节系统

汽压比例控制的原理是，根据汽压的升降成比例地增减喷油量和送风量，把汽压控制在设定值附近。它主要由一个压力比例调节器和一个电动比例操作器组成。压力比例调节系统调节器的电位器和操作器的反馈电位器构成一电桥，当锅炉汽压稳定时电桥处于平衡状态， $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$ 两电位器间电位差 $U = 0$ ，无信号输出，比例操作器不动作，风门和回油阀开度都处于稳定的位置；当汽压发生变化时调节器划针偏转改变了 R_1 、 R_2 的分配比例 电桥平衡被破坏 使 $U \neq 0$ 于是操作器输出一个经放大的电信号，触发可控开关电路，使电动机转动，操纵风门和回油阀的联动机构 按比例地调节风油供应量 改变锅炉的蒸发量。与此同时 电动机经齿轮减速器与凸轮反馈机构顶动曲臂，使反馈电位器划针偏转。当监视器汽压恢复至调定值时 电路又重新趋于平衡 输出信号消失 电动机因 $U = 0$ 而停转 风门和回油阀的开度就停在调节后的新位置。

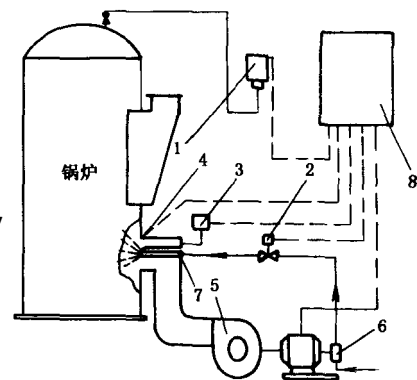


图 10-30 双位式调节系统

1.压力调节器; 2.电磁阀; 3.点火变压器; 4.火焰
5.风门; 6.油泵; 7.喷油嘴; 8.电控箱

汽压双位控制的原理是：根据锅炉压力高低的变化，使电触头断开或闭合，控制回路通断。即当锅炉蒸汽压力达到高限值时 压力继电器起作用 触头断开 使风机——油泵电动机因断电而停止工作 锅炉熄火停止运行。反之 当锅炉汽压下降至低限值时 锅炉重新点燃投入运行。

(2) 给水自动控制

锅炉工作水位在极限低水位以上是点火、燃烧过程自动起动的必要条件。一般水位都采用独立的控制系统。辅锅炉给水自动调节采用双位调节或比例调节。柴油机干货船用的小型辅锅炉常用双位调节，当水位达到下限水位时，给水泵起动向锅炉供水，锅炉水位上升；当水位升至上限水位时，给水泵停止向锅炉供水。水位的波动范围是 60 ~ 120mm。

图 10-31 示出常见的磁性浮子式水位调节器。水位感受元件是漂在水面上的浮子 1 浮子上下浮动时绕支点 2 摆动，支点上还装有调节板 4 和磁铁 3。

当水位降低时(如图所示)浮子随着下移,当水位将达到最低水位时,浮子杆碰到调节板的下定位钉 5,便带动调节板一起向下,使磁铁 3 向上摆动。直到与磁铁 6 相遇,因同性相斥,使磁铁 6 的另一端电触点 7 上扬,闭合给水泵的电路,使水泵向锅炉供水。此后锅炉水位逐渐上升,浮子随之上漂,当接近最高工作水位时,浮子杆又与调节板的上定位钉相遇,带动磁铁 3 向下摆动,推斥磁铁 6 向上,电触点 7 下移,切断电路,给水泵停止向锅炉供水。

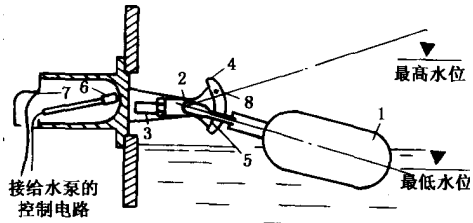


图 10-31 磁性浮子式水位调节器

1-浮子;2-支点;3-磁铁;4-调节板;5、8-定位钉;6-触头磁铁;7-电触头

另外，还有将水位感受器用电极棒来代替浮子的电极棒式水位调节器，以及用火花塞作为水位感受元件的火花塞式水位调节器。

二、自动保护

自动控制锅炉的自动保护直接监视着辅助锅炉的工作，以确保锅炉安全运行，其主要包括以下方面内容：

- (1) 点火失败（喷油点火若干秒内火焰不着）和运行中熄火保护。
- (2) 最低危险水位保护。
- (3) 低风压保护。
- (4) 低油压保护。
- (5) 低油温保护。
- (6) 高油温保护。

当发生上述故障时 会发出声、光警报 然后按自动停火程序熄火 程序控制器回到初始状态。有的锅炉低油温时自动切换为柴油。当水位低于危险水位或风压低于调定下限时，自动点火程序不能进行。

第七节 船舶辅助锅炉的基本操作与管理

BOILER OPERATING & MANAGEMENT

锅炉是一个高温高压的容器，它的安全可靠是至关重要的。由于操作管理和维护保养方面的失误往往会造成严重的事故。因此，轮机人员应有高度的责任感，严格按照锅炉的操作程

序及维护保养方面的规定及要求行事，决不疏忽大意。

一、锅炉的运行管理

1. 点火前的准备

(1) 新炉或经开放检查修理后的锅炉

仔细检查锅炉本体各部分受热面及炉膛内的砖墙等是否完好无损，各有关设备和自动控制系统工作是否正常，炉舱中的防火设备是否齐全并处于备用状态。只有在确认上述一切正常之后，才能上水（即向炉内供水）。上水温度应与锅炉本体温度相差在 30 以内。

上水时最好先后使用两套给水系统以确认它们的工作均正常。对于烟管锅炉应上水至水位计的高水位，以使在升汽后通过底部排污，分数次将位于锅炉底部温度较低的炉水放掉，促使整个锅炉的温度均匀。对于水管锅炉，上水至水位计的低水位，因为产生蒸汽后，炉水会因产生气泡而膨胀，使锅筒内水位上涨。对装有经济器的锅炉，上水时经济器应充满水并保持畅通，以免点火后它处于干烧或由于水受热膨胀而遭到破坏。上水时还应查看水位计是否完好无损，表面是否清晰透明。在船舶无倾斜的状态下，两只水位计的水位高度应一致。上水结束后，再添加基本使用量的炉水处理剂。同时要观察水位情况，确认各承压部件没有发生泄漏。

点火前，应检查日用油柜油量和温度是否已加热至符合要求，并开泄放阀泄放残水。同时确认燃油系统中的各种设备均处于适用状态。将主、辅停汽阀关闭后再打开 1/4 转防止咬住。

完成上述各项工作后，锅炉即可点火。

(2) 熄火停炉后，再点火的准备

检查水位计的水位指示是否正确，试验自动水位控制装置的动作是否正确。检查遥控及自动控制系统，并试验各部分动作是否确实可靠。起动鼓风机，打开全部烟道挡板，使炉膛及烟道彻底通风，排除存在的任何残留可燃性气体。试验自动一手动转换器，检查燃油系统各阀及起动燃油系统，加热至喷燃适当的粘度。

2. 点火升汽

冷炉点火升汽时，锅炉各部分的温度变化很大，为使各处温度均匀，以人工手动控制为宜。燃油锅炉在开始点火前，一定要先预扫风 5min 以上，将炉内积存的油气彻底吹净。如果点火失败，再次点火前仍要进行预扫风至少 3min。当多次点火失败时，应查明原因排除故障后再点火。万一发生爆炸回火，应立即关闭燃油速闭阀并停油泵，以防酿成火灾。燃烧不要太猛，也不要连续，一般是烧 0.5 ~ 1min 停 10 ~ 15min。对蒸发量为 1 ~ 2t/h 的辅锅炉，从点火到满压所需时间烟管锅炉大约为 2h 水管炉因水循环良好约需 15min 左右。其中从点火到产生汽压的时间约占整个点火升汽时间的 2/3。如不控制燃烧，从冷炉至产生汽压的时间一般烟管锅炉仅需 0.5h 有的水管锅炉仅需 6min 左右。这种快速升汽对锅炉保养是十分不利的。大蒸发量烟管锅炉升汽时间正常不少于 8 ~ 12h，D 形水管锅炉约需 2 ~ 3h。

在点火升汽过程中，应随时注意水位的变化，以防因底部排污阀或给水阀泄漏而失水。在升汽过程中应冲洗水位计数次，使水位计逐渐加热，同时也可防止水位计堵塞。汽压开始产生后，应关闭汽包上的空气阀。待汽压逐渐上升，锅炉由冷态进入热态后，对于停炉时曾拆卸过的人孔和手孔门螺栓以及其他紧固螺栓均应再次旋紧，这些工作必须在汽压未达到 0.5MPa 以前进行。当锅炉达到工作汽压后，应冲洗水位计检查水位。必要时，可使汽压提高将安全阀自动顶开，一检查其灵敏性。进行表面排污，以排除锅筒水面上的杂质和油污。随后即可送汽并改为自动操作。

在送汽前应暖管：将蒸汽阀稍开，供汽加热管路，同时开启蒸汽系统中各泄水阀进行疏水。暖管时间不宜过短，否则管壁和管路上法兰及螺栓会产生较大的热应力，而且管路内凝水可能未能排净，开大停汽阀正式供汽时在高速蒸汽冲击下会出现“水击”，可能损坏阀门、管路和设备。暖管时间一般不应少于 15 ~ 20min。

如果两台锅炉同时投入工作，应先使两者汽压相同以后再并汽。如果升汽的锅炉与另一台已在工作的锅炉并汽，锅炉中的汽压应比主蒸汽管中汽压高出 0.05MPa 左右再并汽。

3. 运行中的管理

锅炉正常运行时应注意监视汽压、水位和燃烧，随时调节至正常工况，并检查各部件和系统是否正常工作。

锅炉工作时水位计的水位总应在波动，若发现水位计水位长久静止不动，则表明通水接管堵塞或上、下两个接管同时堵塞；若发现水位一直在上升，有可能是通汽接管堵塞。这时应冲洗水位计。

锅炉汽压如果超过安全阀的开启压力，但安全阀尚未开启，则必须用人力强行开启。如安全阀虽自动开启，但汽压长久降不下来，则应立即停炉。

锅炉燃烧好坏主要是通过观察炉膛中火焰颜色、火焰流型和对烟气成分进行分析而判断。燃烧良好的标志是：火焰稳定并呈橙黄色；火焰轮廓清晰，炉膛内略显透明，依稀可见炉膛的后壁；烟囱排烟呈浅灰色。如果炉内火焰发白，炉膛内极透明，烟色太淡几乎看不见，则表明空气量太多。如发现火焰呈暗红色，火焰伸长跳动并带有火星，炉内模糊不清，烟色加深直至浓黑，则表明空气量太少或燃油雾化不良，与空气混合不好。为获得完全燃烧，应保持燃油系统中的油压、油温和风压稳定在规定的数值。经常注意滤器前后的油压差，一般超过 0.05MPa 时要及时换洗滤器。若发现喷油器雾化不良，火焰歪斜、变长，应检查喷嘴是否磨损或局部堵塞。

4. 熄火停炉

停炉前应改用柴油，以免重油留存在管路内。熄火时应加水至水位计最高水位，以免因锅炉内水冷却收缩而看不到水位。熄火后有压缩空气吹扫系统的应将喷油嘴吹扫干净。

当锅炉需要作内部检查或检修时，应让锅炉自然冷却，决不让温度急剧降低而损伤锅炉。待锅炉中已无汽压时，打开空气阀，以免锅内产生真空。一般只有当炉水温度降至 50℃ 左右时才允许打开底部排污阀放空炉水。水管锅炉在急需时可在汽压降至 0.5MPa 以下后放空。

二、停用锅炉的保养

停用封存锅炉的保养有干燥保养与满水保养两种方式，主要目的是不使锅炉内的空气（氧）与水同时存在以防氧化腐蚀。

1. 干燥保养

干燥保养分为普通密闭保养和干燥剂密闭保养两种。普通密闭保养可以维持 2 ~ 3 个月，方法是将锅炉内部清洁并吹干，将人孔盖和联箱的手孔盖密封前，放置燃烧中的木炭，并立即封闭人孔盖和手孔盖。燃烧中的木炭消耗锅炉内的氧气并保持干燥。所有与外部连接的阀门、管路等必须密封，切勿使空气漏入。使用干燥剂密闭保养可以维持半年以上。若用无水氯化钙，用量约为 $1\text{kg}/\text{m}^3$ 或用硅胶，用量为 $4\text{kg}/\text{m}^3$ 。干燥剂应盛在开口容器内，不得与锅炉钢板直接接触，因为有的干燥剂吸湿后对钢板有腐蚀作用。

2. 满水保养

满水保养是为了避免空气存在而产生氧化腐蚀。

满水保养时应打开锅炉上的空气阀 向锅壳 包括经济器、过热器 泵送加碱性药物的蒸馏水或冷凝水。为了使药剂混合均匀和排除水中的氧，水加满前点燃一个燃烧器，将炉水加热至沸腾，使水中溶解的氧气量减少，同时利用产生的蒸汽将锅炉中的空气从空气阀驱出。待空气驱尽，空气阀中连续冒出蒸汽时熄火，然后用给水泵将水加满，再关闭空气阀，在锅炉中建立 0.3~0.5MPa 的水压。炉水冷却后 压力可降至 0.18~0.35MPa 能保证空气不漏入锅炉内。

碱性药剂可用氢氧化钠和碳酸钠 保持碱度为 300ppm(NaOH) 相当 $7.5N \cdot 10^{-3}$ 也可用磷酸钠，使炉水的磷酸根含量保持在 100~200mg/L。磷酸钠最好在水垢已经清除的条件下使用，否则它会与水垢反应使炉水充满悬浮的泥渣，并且使磷酸根含量下降。

如果满水保养已超过一个月仍需延长，可放掉部分水再加热驱氧，然后重新补水。补水前可化验炉水碱度或磷酸根含量，决定补水时是否要加药。

满水保养在冬季或寒冷地区可能发生冻裂的危险，所以应当放弃而改用干燥保养。使用满水保养时，需要特别注意防止各接头及阀门等处漏水。附有过热器的锅炉，过热器中也应当同时作满水保养。

三、锅炉受热面的低温腐蚀和积灰复燃

1. 低温腐蚀

锅炉的低温腐蚀是指烟气温度较低区域（约 500℃）的受热面的一种腐蚀。低温腐蚀是因为受热面的壁温低于烟气中硫酸蒸气的露点，管壁上结有酸露而引起的。

为防止锅炉的低温腐蚀 应采取：

(1)改善燃烧工况采用低过量空气的燃烧方式，它能减少二氧化硫的进一步氧化，从而减少硫酸的生成 有效地降低酸露点。

(2)要及时进行吹灰，经常保持受热面的清洁，尽量减少其对生成硫酸的催化作用。在停炉检修时，要清除受热面上的铁锈和积灰。

(3)对装有空气预热器的锅炉，可以采用装设空气再循环管道的方法来提高空气入口温度。也可以采用旁通烟道或旁通空气道的方法，当锅炉点火升汽或处于低负荷运行时，将烟气或空气旁通 不经过空气预热器。

2. 积灰复燃

燃油中含有 0.3%左右的灰分 由于灰分中含有硫、钒、钠成分 它们的化合物熔点很低，极易在高温受热面烟气侧结存灰渣。

当燃油灰分中含有钙时，燃烧后成为氧化钙，它与三氧化硫作用形成硫酸钙，可在管壁上形成牢固的积灰。当燃烧恶化时，还会生成大量的炭粒子，其对烟灰数量的影响会超过燃油中的灰分。当沉积的烟灰中有可燃物时，在一定条件下会在尾部烟道中重新着火燃烧，把受热面烧毁。

即使在较低温度下，炭粒等可燃物质也会缓慢氧化，放出热量。但是在正常运行时，由于烟道的烟气流速很高，散热条件好，放出的热量很快被烟气流带走，不会着火燃烧。但当停炉后 烟气停滞不动 散热条件很差 因氧化放出的热量不能散走 温度逐渐上升 使氧化加速 最后可能导致着火复燃。所以大多数尾部受热面着火复燃不是发生在运行过程中，而是在停炉段时间之后。

3. 防止积灰着火复燃的主要措施是

(1)保证在各种工况下的良好燃烧。

(2)及时进行吹灰，防止可燃物的积存。

(3)停炉后 10h 内应严密关闭烟道和风道挡板以及各种孔门，防止空气漏入时，应进行蒸汽灭火。

四、锅炉的清洗

锅炉运行一段时间后必须停炉清洗，其目的一是清除水垢、泥渣和烟灰，二是检查锅炉内各处有何腐蚀、裂纹和变形。这种内部检查每年至少应进行两次。

1. 水垢的清洗

水垢清洗的方法有机械清洗法、碱洗法和酸洗法。

(1)机械清洗法

如炉内水垢较薄，可用刮刀、钢丝刷、管刷和电动（气动）铣刀等清垢。清洗应在锅炉刚冷时进行，如冷却过久，水垢会变硬，遇硬垢时，切勿用工具硬敲，以免损伤金属的平滑表面，降低使用寿命。机械清洗法劳动强度大，目前已很少采用。

(2)碱洗法

当水垢坚硬不易刮除时，可碱煮后机械清洗。对于较厚水垢，可用碳酸钠（ $8 \sim 12\text{kg/t}$ 炉水）和苛性钠（ $0.4 \sim 0.6\text{kg/t}$ 炉水）混合投入炉内。炉内水位保持在最高水位，加热升压至 0.3MPa ，然后慢慢降至零，又升至 0.3MPa ，再降至零。如此每隔 $1 \sim 2\text{h}$ 交替升降一次，以松动附着的水垢。每当压力降至 0.1MPa 时进行一次表面排污，并补水至原位。碱洗完毕，进行最后一次表面排污，然后停火并使锅炉自行冷却。当压力降至 $0.05 \sim 0.1\text{MPa}$ 时，开启底部排污阀，放去碱水以及松脱的水垢。如水垢不多，则可用磷酸钠碱洗（ $1 \sim 2\text{kg/t}$ 炉水），但在排污后补充给水时，需补入磷酸钒（ $0.75 \sim 1\text{kg/t}$ 炉水）。

碱洗时间约需 $1 \sim 1.5$ 天，以炉水中碱度不再下降为准。此外，碱液对铜有腐蚀，所以洗前应拆除相应的铜阀。

(3)酸洗法

酸洗除垢最彻底，但对金属具有极强的腐蚀性，只在不得已时才用，如盘香管锅炉，因内部地位小，又必须清洗时。自从美国研究出腐蚀的抑制剂（Inhibitor）之后，才被广泛采用为清洁锅炉的最佳方法。

酸洗是用热盐酸（或柠檬酸）水溶液来溶解水垢。酸的浓度视水垢厚度和性质而定。如水垢成分主要为碳酸盐，则盐酸浓度为 2% ，温度为 $20 \sim 40^\circ\text{C}$ ；水垢成分主要为硫酸盐和硅酸盐时，浓度可大些，但不应超过 10% 。

酸洗时用泵强制循环酸溶液，直至酸度不变，表示酸洗已近结束，该过程约 $8 \sim 10\text{h}$ 。

酸洗后酸溶液先泵到岸上，然后用淡水冲洗锅炉，再用浓度超过酸液浓度 3% 的热（ $80 \sim 90^\circ\text{C}$ ）碱水中和残余酸液 $6 \sim 8\text{h}$ ，最后用热淡水清洗一遍。

酸洗时不能用原有锅炉汽水管路系统，必须另设一套酸洗循环系统，炉上铜质附件应拆除或隔开。锅炉有不严密处、裂缝和腐蚀损坏部位则不允许进行酸洗，以免造成不良后果。

2. 烟灰的清洗

锅炉运行一段时间后，在受热面的水侧和烟侧会分别结有水垢和粘附灰渣，这些物质对锅炉的经济性和安全性均有不利的影响，因此必须定期（每年至少应进行两次）检查锅炉结垢和积灰的情况，决定是否需要清洗。

烟灰的清除可用吹灰器法、机械法和水洗法进行。

吹灰器所使用的工质是锅炉自身产生的蒸汽或船上的压缩空气。使用蒸汽吹灰器时，在开始吹灰前必须将吹灰系统中的蒸汽凝水排出。吹灰器的使用顺序为：自炉膛内下方开始，依顺序向上向外吹灰。但吹灰器很难彻底清除积灰和灰渣。所以仍须定期停炉，用机械方法和水洗方法清除。

机械法除灰包括用小锤、凿子、刮刀等工具来清除，也可以用压缩空气喷枪将吹灰器吹扫不到的地区的浮灰吹掉、对于非常坚硬的灰渣，不宜用清扫工具过分地敲击。

水洗法除灰应在炉膛的耐火砖上罩以帆布，防止水洗时砖墙过分潮湿。同时在炉膛底部设泄水阀，及时将污水泄放。

五、锅炉的检验

锅炉检验的内容包括锅炉本体、主要部件、附件和指示仪表（水位计、安全阀、压力表）等。检验的目的不仅是找出可能存在的腐蚀、裂纹、变形和漏泄等，确定是否要修理和修理的范围，而且还要研究其产生的原因和以后如何妥善地维护管理。

根据规定，设计压力大于 0.35MPa 且受热面积大于 4.65m² 的锅炉，船龄在 8 年以内者，每两年要进行一次检验，超过 8 年时，每年检验一次。检验由专职的验船师进行。

1. 锅炉内部的检查

进入锅炉检查之前，如有其他并联的锅炉在使用，应隔断它们间的蒸汽管路和给水管路，用铁丝等将所关的截止阀绑住，并挂上告示牌，以防造成事故。锅筒内有人工作时，锅筒外应有人照应。进入锅筒之前，一定要对内部进行充分的通风以保证有足够的空气。锅筒内只允许使用电压不超过 24V 的工作灯。带入的工具和物件出锅筒时要逐一清点。

(1) 水垢

当炉水处理良好时，金属表面仅附有一层薄而稀松的水垢，用钢丝刷就可刷掉。如果水垢厚度超过 2mm，呈结晶状态，并牢牢地附在金属表面上，则说明炉水硬度太高，过剩磷酸根不足。如果水垢厚而不紧密，且略带半透明的大晶粒，放在淡水中 2~3h 后极易破碎，则说明含盐量过大。如果水垢是光滑薄瓷片状的坚硬水垢，则说明炉水中含有硅盐，这种水垢的导热性很低，是最危险的。如果锅筒水位附近壁上粘附有油污，则应查明原因予以解决。如果在锅筒水位线以上壁面粘附有泥渣，则说明炉水在沸腾时有很多泡沫，应加强表面排污，降低炉水含盐量。若底部堆积泥渣很多，可能是下排污不足或下排污管布置不合理。

(2) 腐蚀

检查锅炉内部的腐蚀和裂纹，在水垢未清除之前就要进行。因为有细微的裂纹存在，水垢的颜色在该处呈深红色或深褐色的条纹，而其余地方则为均匀的淡黄色。如果是局部腐蚀，那么腐蚀部位上面的水垢由于含有氧化铁成分，会局部变为深色。如果腐蚀是处于活化阶段，则水垢呈褐色，轻轻一敲即掉下来，在水垢的下层有黑色氧化铁。如果水垢牢固地贴附在麻点上，颜色也淡，则是一个老麻点。

测量局部腐蚀麻点深度的方法常用的有两种：①压铅法——将软铅合金压入麻点内，用手锤敲平，然后取出测量其厚度；②金属浇铸法——将低熔点的金属（如焊锡）熔化后注入麻点中，凝固后取出，并测量其厚度。大面积的均匀腐蚀可以用测厚仪测定受热面现存的壁厚。

锅筒、联箱等厚度普遍减薄超过原厚度 10% 以上时，应重新验算强度，必要时降压使用。如因腐蚀减薄量不超过原厚度 30%（弯边处不超过 20%），可堆焊修补，但面积不允许超过

2500cm²。个别腐蚀凹坑最大直径不超过 3 倍厚度 相邻凹距离不少于 120mm。

(3) 裂纹

裂纹有表面裂纹和穿透裂纹，多易出现在应力集中、冷热变化较剧烈的区域以及管端扩管处。因不易发现，检查要特别仔细。除了可从水垢的颜色间接地显示裂纹的位置以外，还可以用下列两种方法判断是否有裂纹：①煤油白粉法——先用 14% 的硫酸溶液浸蚀裂纹处，然后用煤油浸湿 待 25min 后擦干，再涂上白粉，如有裂纹，则煤油会透过白粉显示出裂纹的轮廓；超声波探伤法——可用超声波探伤仪来发现平行于锅筒表面的内在裂纹。

原则上锅炉不允许有裂纹存在。如发现仅是少数几处有裂纹且未穿透筒壁，征得验船师同意后可用补焊方法修理。若多处出现裂纹而且其深度又大，或裂纹发生在管板管孔间，则应考虑予以更新。发现有裂纹的管子应更换。

(4) 变形

水管锅炉的水冷壁和靠近炉膛的前几排沸水管等地方大多热负荷较强 容易过热产生鼓包和变形 可以在炉膛中观察到。管子变形的允许值为管子下垂量不超过管径的两倍 管距变化不超过 25% ~ 35%。还应注意管端扩接处有无漏泄 这可从烟气侧有无盐渍来判断 如有漏 可重新扩管 如扩管无效或管子其他部位漏泄 则需换管。暂时不能换管 可临时堵管使用。

(5) 检查的重点

检验工作的顺序应从锅筒的蒸汽空间开始，首先检查安装附件的孔口边缘和人孔边缘的内侧，因为这些地方最容易出现裂纹，然后检查人孔盖及其横梁上的孔有无变形，如果有则是螺母过紧所致。蒸汽空间筒壁的腐蚀比较少见，但水位波动的地方值得注意，因为这个区域较易腐蚀，检查时应特别注意腐蚀的深度和范围的大小，如发现深度较大，应加以测量。经过补焊的地方，最易出现强烈的腐蚀和裂纹，必须用手锤敲击检查。应注意检查锅筒封头弯角处以及给水管与锅筒连接处是否有裂纹。对于管端，可用电灯照射和放大镜观察来确定有无腐蚀和裂纹。

2. 锅炉的水压试验

使用的锅炉在每次大修后，或在检验时发现有必要，以及经过长期停用，都要进行水压试验。水压试验时安全阀要用专用夹具锁紧，并取下所有不能承受超压的零件和仪表。试验前先打开空气阀，用手摇泵向锅筒内充水，检查确认排污阀和泄放阀无泄漏。待空气阀溢水后将其关闭 再分数次加压至试验压力 保压 5min 如果压力不下降则为合格。

水压试验压力为 1.25 倍锅炉设计压力，如锅炉损坏经过重大修理后进行水压试验，试验压力为 1.5 倍锅炉设计压力。

第十一章 船用海水淡化装置

MARINE FRESH WATER GENERATOR

船舶在大海中航行，每天需要消耗大量淡水，远洋船舶的航线长，淡水完全靠携带，势必要减少船舶的装载能力。因此，远洋船舶一般都设有海水淡化装置（俗称造水机），以提高船舶续

航能力 增加货运量 满足船舶航行中的多变性。

对海水淡化装置提出主要要求有：

1. 要满足船舶的日耗水量，乘员每人每天 250L淡水，船舶动力装置每日耗淡水 0.2 ~ 0.3L/kW。
2. 要利用余热，节能增效。
3. 装置的自重要轻，工作可靠性高，便于维护管理。
4. 淡水质量要满足锅炉用水的要求。

根据用途不同，船舶对淡水质量的要求也不同，其中对锅炉补给水含盐量要求最为严格（火管锅炉 $< 60\text{mg/LCl}^-$ 水管锅炉 $< 30\text{mg/LCl}^-$ ）。饮用水要求清洁无菌，无异味，无有害物质 含盐量不大于 $500 \sim 1000\text{mg/LCl}^-$ ，并可加入一些矿物质。洗漱水必须清洁无污染、无恶臭、盐度不大于 750mg/LCl^- 硬度不大于 7mg 当量/L 。

现在海水淡化方法主要有蒸馏法、电渗析法、反渗透法和冷冻法，除某些缺少热能的工作船和潜艇采用电渗析海水淡化装置外，一般船舶几乎都采用蒸馏式海水淡化装置。

第一节 船用海水淡化装置的工作原理

OPERATING PRINCIPLE OF MARINE FRESH WATER GENERATOR

一、真空蒸馏海水淡化装置类型及工作原理

蒸馏法淡化海水，是利用盐分几乎不溶于低压水蒸气的特性，使海水受热汽化，然后将海水产生的水蒸气冷凝获得含盐量很少的淡水，即蒸馏水。所以海水淡化装置又称为蒸馏装置。

船用海水蒸馏装置一般都采用真空式，其目的是便于利用温度不太高的柴油机缸套冷却水作热源 提高经济性。例如到真空度为 93% 时 对应的海水沸点为 38.6°C 而一般柴油机缸套冷却水为 $60 \sim 65^\circ\text{C}$ ，足够用作真空式蒸馏装置的热源。第二是保持较低的加热温度能使蒸发器换热面上结垢明显减少，便于清洗。第三是有利于蒸汽净化，提高淡水品质。装置真空度越高 蒸汽密度越小 蒸汽与水滴的密度差越大 越有利于水滴的分离。

1. 真空沸腾式海水蒸馏装置

图 11-1 所示为真空沸腾式海水蒸馏装置原理图。当装置工作时，海水泵 2 所供海水的一部分经阀 3 流向蒸馏器 1 下部的竖管式蒸发器，在其竖管内向上流动。缸套冷却水作为加热工质进入蒸发器在竖管外流动，对竖管内的海水加热，海水受热沸腾汽化，产生不含溶解物的蒸汽（称为二次蒸汽）蒸汽经汽水分离器（在冷凝器两侧 图中未示出）除去带有微量盐分小水滴后从冷凝器上部的开口进入，供冷却用的海水在冷凝器管内流动，管外的蒸汽被冷凝成淡水 由凝水泵 4 送至淡水舱。真空泵 6 不断从冷凝器中抽除气体，以保持蒸发器和冷凝器所适合的真空度 排盐泵 5 将蒸发器内浓缩的海水（盐水）排出舷外。

如图所示 在蒸发器稳定工作 水位保持稳定时 装置的给水量 W_0 应等于装置的产水量 W 和排盐量 W_B 之和 而给水量 W_0 与产水量 W 之比称为给水倍率 ϵ

$$\epsilon = W_0 / W$$

排盐量 W_B 与产水量 W 之比称为排污率，给水倍率 = 排污率 + 1。

目前在柴油机船上，海水淡化装置一般都使用主机缸套冷却水作为加热工质，只有在主机

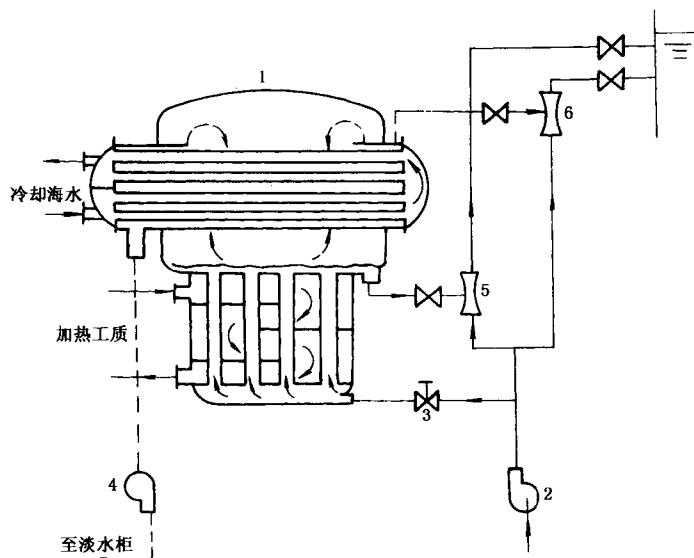


图 11-1 真空沸腾式造水装置系统原理图

1-蒸发器 2-造水机海水泵 3-给水调节前期 4-凝水泵 5-排盐泵 6-真空泵

停车而又需淡化装置工作时，才采用辅锅炉的减压蒸汽来加热。对某些淡水耗量较大的船舶，为其动力装置的余热不足以满足装置的需要时，则可使用低压蒸汽作为补充热源。

2. 真空闪发式海水蒸馏装置

闪发式的特点是使海水加热与蒸发分别在工作压力不同的容器中进行。

图 11-2 为真空闪发式海水蒸馏装置的原理图。装置运行时，由盐水循环泵 4 供入的海水进入加热器 5 并被加热，再经喷雾器 6 喷入闪发室，由真空泵抽吸保持一定的真空度，室内的压力低于加热后海水的饱和压力，所以喷入的海水呈过热状态，其中一部分海水迅速闪发成蒸汽（汽化的潜热来自另一部分未汽化的海水），产生的蒸汽经汽水分离器进入冷凝器 3，泵 9 供入海水将蒸汽冷凝。凝水由凝水泵 8 送至淡水舱。剩下大部分未汽化的浓缩盐水，其温度已降低到与闪发室压力相对应的饱和温度，落于闪发室底部，由盐水循环泵抽出，大部分重返加热器，少部分由排污调节阀 10 排出舷外，以免盐水浓度过高。因蒸发和排盐所减少的海水可以由冷凝器流出的冷却海水中引一股补充，补充量可由给水调节阀 11 调节。

闪发式与沸腾式相比，由于海水在加热器中只加热不汽化，在闪发室内不加热，喷雾成汽

（无加热面）减轻了海水结垢的危害，但海水闪发成汽的汽化潜热取自海水本身，闪发的海水比例小，仅占循环量的 0.8%~1.4%，限制了产汽量，单级闪发式蒸馏装置从尺寸、造价和运行经济上不如沸腾式蒸馏器。产量相同情况下，闪发式海水淡化装置的造价比蒸馏式高 35%~50%。此外，闪发式汽化所产生的二次蒸汽携带的水珠较多，为保证淡水质量，必须加大排污量，以降低盐水浓度，因此随排污所带走的热量也多，热利用率低。而单效真空沸腾式淡化装置由于蒸发温度低，结垢问题并不严重，每年只需要清洗的次数为 1~2

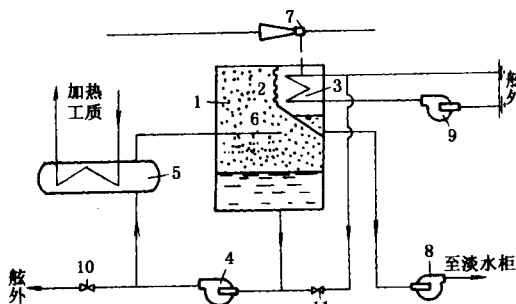


图 11-2 真空闪发式造水装置系统原理图

1-蒸发器 2-汽水分离器 3-冷凝器 4-盐水循环泵 5-加热器 6-喷雾器 7-真空泵 8-凝水泵 9-海水泵 10-排污调节阀 11-给水调节阀

次 因此 目前船用海水淡化装置产淡水量 <20t/d 的多采用真空沸腾式蒸馏器。

多级闪发式制淡装置原理如图 11-3。海水的加热在加热器 4 内进行 过热海水在第一级蒸发器内闪发成汽，未汽化的海水进入第二级蒸发器、第三级蒸发器，级数越高的蒸发器其真空度越大，蒸发压力越低，冷却水从未级进入，初级流出。经过冷凝器的冷却，海水全部作为补给水。多级闪发式制淡装置可减少加热蒸汽耗量 增大产水比 但结构复杂 船舶一般采用二级闪发蒸馏装置，只有大型客船才采用超过二级的闪发制淡装置。

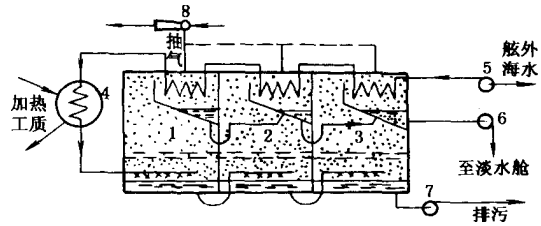


图 11-3 多级真空闪发式造水装置原理图

1-一级蒸发器 2-二级蒸发器 3-三级蒸发器 4-加热器 5-海水泵;6-凝水泵;7-排污泵;8-真空泵

二、影响蒸馏装置淡水产量的因素

蒸馏装置淡水产量大小，主要取决于对海水的加热量及传热条件。产水量不足的原因有：

(1) 加热用淡水温度过低或流量不足;(2) 真空度不足导致海水沸点提高;(3) 加热水侧发生“气塞”;(4) 加热面脏污和结垢;(5) 蒸发器水位过低，换热面积减小;(6) 给水倍率过大 排盐带走热量过多;(7) 凝水回流电磁阀关闭不严。

如果装置使用时间长，产水量逐渐减少，往往是因为换热面结垢与脏污。而在日常管理众多原因中，至关重要的原因是真空度的影响，一般装置启动，要求建立 93% 的真空度 装置运行中 要求保持真空度 90% ~ 94% 之间。真空度过低 沸点提高 产水量会减少 甚至停产 真空度过高，沸点太低，海水沸腾或闪发过于剧烈，蒸汽中携带含盐小水滴量增加，所产淡水含盐量增加。要使装置保持适当的真空度必须:(1) 冷凝能力要与蒸发量相适应。如果冷凝器换热能力下降(冷凝海水温度升高或流量不足、冷却水侧“气塞”、换热面脏污、凝水水位过高)会使真空度降低，其中最易变动的条件是海水温度;(2) 真空泵应有足够的抽气能力。水射真空泵工作水压低，背压过高(>8mH₂O)，喷嘴磨损阻塞，安装不当等可能使抽气能力下降;(3) 装置要有良好的气密性。

在实际工作中，对海水淡化装置真空度影响较大的因素是海水温度的变化，一般情况下，是通过调节冷凝器冷却水流量来控制装置的真空度。当船舶在热带航区运行时，海水温度较高，冷凝器的传热温差减小，冷凝能力下降，此时应加大冷却水流量，以使真空度维持在正常范围内，如真空度仍无法达到要求，可适当减小加热水流量，以保持装置足够的真空度；而在冬季工况时，冷却水温度较低，冷凝能力增大，而蒸发器则由于海水温度低，产汽能力下降，致使装置的真空度升高。此时应减小冷却水流量，以使真空度维持在正常范围内，如真空度太高，可稍开真空破坏阀。

三、影响蒸馏装置产水含盐量的因素

干的水蒸气几乎不溶有盐分，但在海水沸腾时，会携带细小水珠进入蒸汽空间带到冷凝器使生成的淡水含有一定盐分，因此，装置所产淡水的含盐量 S_F 主要取决于所携带的含水量 W 及蒸发器中盐水的盐水浓度 S_B

$$S_F = W \cdot S_B \quad \text{mg/L}$$

淡水含盐量过高的主要原因有：

1. 装置负荷过大

加热工质流量过大、平均温度过高、真空度过高，会使沸腾过于剧烈，蒸汽上升速度过大，携带水滴增加。可减小加热工质流量或稍开真空破坏阀。

2. 蒸发器水位过高

对竖管式蒸发器而言，蒸发器内水位以达到上管板为宜，外部水位计因不含气泡，水位约在半高处。水位过高，汽水分离空间减小，可通过减小给水量进行调节。

3. 盐水浓度太大

应调节给水量、排污量，适当增大给水倍率。

4. 冷凝器泄漏

使冷却海水漏入凝水。

5. 汽水分离器破损

分离效果变差。

目前，船用海水淡化装置所产的淡水含盐量一般低于 10mg/L。

四、影响蒸馏装置加热面结垢的因素

海水蒸馏装置中水垢的主要成分是碳酸钙 CaCO_3 、氢氧化镁 $\text{Mg}(\text{OH})_2$ 、硫酸钙 CaSO_4 ，其中含硫酸钙水垢导热差，坚硬难除；氢氧化镁水垢也难清除，故希望生成的水垢中尽量少含这两种成分。下面讨论影响水垢成分和生成速度的因素：

1. 盐水沸点

盐水沸点不但对水垢生成的速度有影响，而且对生成水垢的成分也有一定的作用。实践证明 盐水沸点越高 水垢生成的速度则越快。当盐水沸点低于 $70 \sim 75$ 时 水垢的主要成分是碳酸钙 超过 75°C 后 氢氧化镁的成分显著增多 超过 80 后，水垢的主要成分已是氢氧化镁 因此 制淡装置工作时不允许沸腾温度超过 75°C 。

2. 盐水浓度

盐水浓度越大 水垢生成速度越快 当盐水含盐量为海水的 1.5 倍时， CaSO_4 便会生成 含盐量为海水三倍时 则大量生成 CaSO_4 ，所以装置工作中将盐水浓度控制为海水的 1.5 ~ 1.3 倍 即给水倍率 3 ~ 4 倍 闪发装置 ϵ 约为 8)。

3. 传热温差

加热温差大，加热面附近盐水汽化浓缩速度较快，使结垢数量增加，而且容易生成 $\text{Mg}(\text{OH})_2$ 和 CaSO_4 垢。

为了更有效地防止水垢生成及清除水垢，可采用投放化学防垢剂和除垢剂，防垢剂多为酸性盐，使用较多的是三氯化铁，它能减小水中氢氧根离子浓度，抑制氢氧化镁和碳酸钙水垢的生成 沸腾式蒸馏装置 三氯化铁的投放量一般为每吨海水 $90 \sim 100\text{g}$ 具体使用量根据实际情况而定。三氯化铁是一种稳定无毒的干粉剂，但其水溶液有强腐蚀性，储存时应注意防潮。

第二节 船用海水淡化装置实例

TYPICAL MARINE FRESH WATER GENERATOR

一、系统组成

图 11-4 是一种应用最广的真空沸腾式海水淡化装置系统原理图。包括其加热系统、给水

系统、冷却水系统、凝水系统、排盐系统、真空抽气系统六大部分 核心设备是蒸发器和冷凝器。

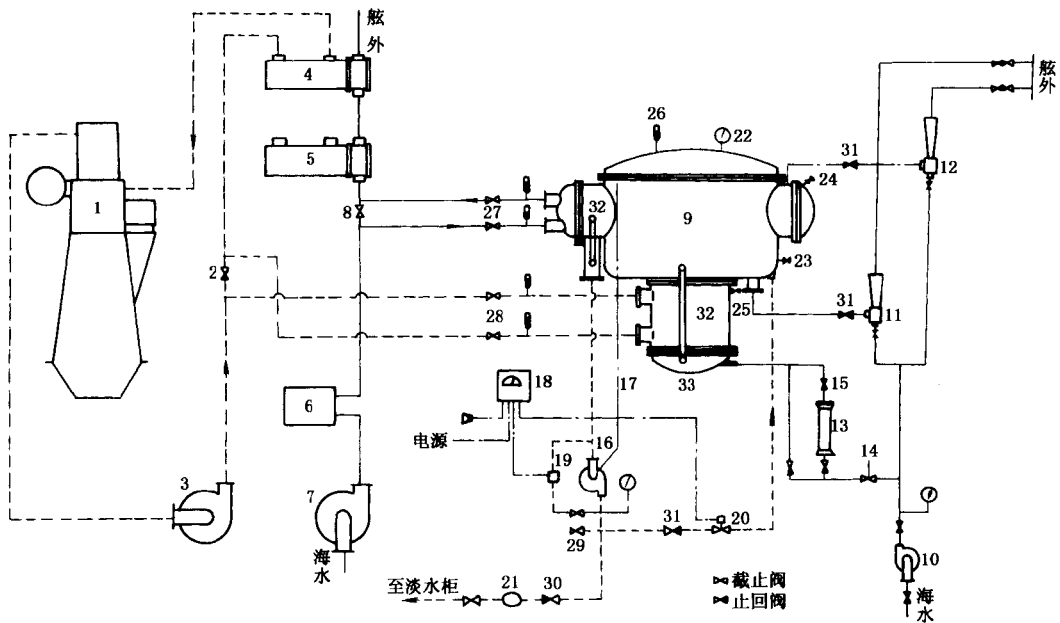


图 11-4 真空沸腾式造水装置

1-主柴油机;2-加热水调节阀;3-主机淡水冷却泵;4-主机淡水冷却器;5-主机滑油冷却器;6-主机空气冷却器;7-主机海水泵;8-海水调节阀;9-蒸发冷凝器组;10-造水装置海水泵;11-排污泵;12-真空泵;13-浮子流量计;14-弹簧稳压阀;15-给水调节阀;16-凝水泵;17-凝水泵平衡管;18-盐度计;19-盐度传感器;20-回流电磁阀;21-淡水流量计;22-真空压力表;23-真空破坏阀;24、25-放气旋塞;26-蒸发温度计;27-冷却水进出口阀;28-加热水进出口阀;29-取样阀;30-淡水排出阀(截止止回阀);31-止回阀;32-水位计;33-泄水阀

装置工作时,60~65 的主机缸套水经进出口阀 28 进入蒸发器作为加热工质,流量可由旁通阀 2 调节 给水由海水泵 10 经弹簧稳压阀 14 浮子流量计 13 给水调节阀 15 从底部进入蒸发器。流量由阀 15 调节。冷凝器的冷却海水由主海水泵 7 供给 经海水进出口阀 27 进入冷凝器 流量可用阀 8 进行调节。凝水由冷凝器壳体底部的集液管引出,由凝水泵 16 经止回阀 30 和流量计 21 泵入淡水舱 与凝水泵并联——盐度检测回路 盐度传感器 19 将凝水盐度变化的信号送至盐度计 18 中 随时检测凝水的盐度,一旦凝水盐度超过规定标准 盐度计便会发出声光警报 同时打开回流电磁阀 20 使不合格的凝水回到蒸发器 此时因凝水泵排压降低 截止止回阀 30 关闭,凝水输出自动停止。盐度计是靠测量凝水导电率来测量含盐量的,除含盐量外 凝水温度也将影响其导电率 在实际使用中可通过温度修正旋钮进行修正。

排污泵 11 从蒸发器上部吸入盐水 经止回阀排出舷外 进口止回阀为防止泵失压、海水倒灌而设。出口止回阀为防止舷外风浪造成海水倒灌而设。真空喷射泵 12 经止回阀从冷凝器中部的出口不断抽气,以保持蒸发冷凝器组适宜的真空度。喷射泵 11 和 12 的工作水由海水泵 10 提供 海水泵排压应不低于 0.35~0.4MPa。

二真空沸腾式海水淡化装置的构造

图 11-5 所示为带竖管蒸发器的真空沸腾式蒸馏器。蒸发器、冷凝器、汽水分离器等组装在一个钢板焊制的壳体内,蒸发器竖管上下端固定于管板 8 上 给水从壳体底部供入 被管外横向流过的缸套水加热,管外横向隔板是增加加热水流程,增强加热工质与管内海水的热交

换。蒸发器上方设有拱型挡板 20，使飞溅的盐水在碰壁挡板后返落下来，蒸汽可绕过挡板继续向上在通过波纹板汽水分离器 13 除去二次蒸汽所夹带的大部分水珠从上部进入卧式冷凝器的管外空间，管内海水的冷却作用使蒸汽冷凝，积存于壳体底部集液筒 33 被泵抽走。

蒸馏器壳体上的接头 29、32 分别用来安装盐水水位计和凝水水位计，接头 26 用来安装真空表 壳体接头 1 处装有温度表，壳体中部接头 27 装有真空破坏阀，当蒸馏器中真空度过高时，可稍开此阀放入少量空气，以保持合适的真空度。在海水淡化装置蚀器壳体上设有安全阀 以防蒸汽压力过高。

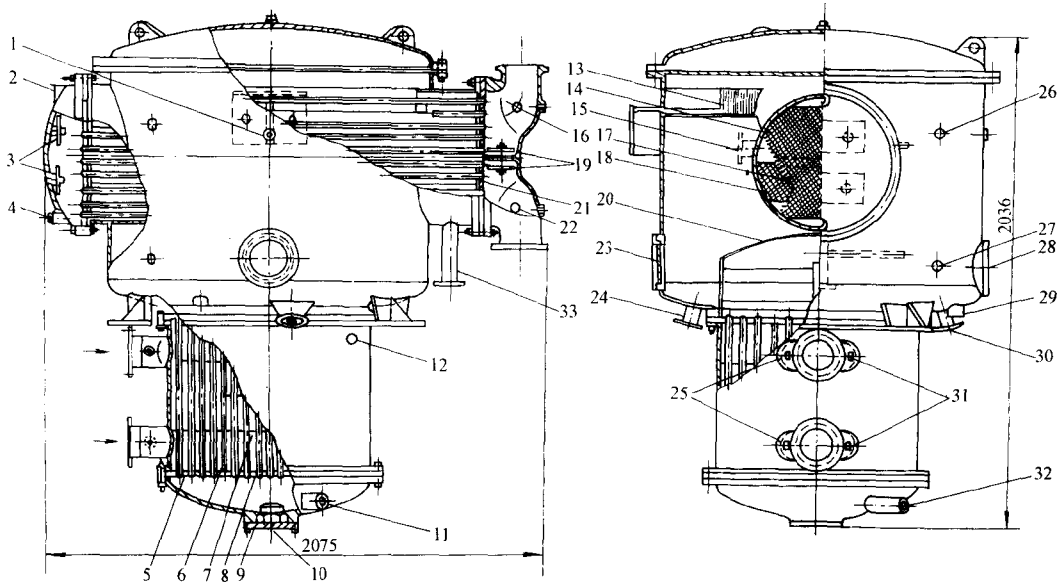


图 11-5 真空沸腾式造水装置的蒸发冷凝组

1、16、22、31-温度计插座；2、11-空气旋塞接头；3、9、19-防腐锌板；4-放水旋塞；5-蒸发加热管；6-隔水板的定位套管；7-隔水板；8-管板；10-泄水阀接头；12-给水进口；13-汽水分离器；14-冷凝器管束；15-空气抽出口；17-挡板；18-空气冷却管束；20-汽水分离挡板；21-冷凝器管板；23、28-观察窗；24-排污口；25-压力表接头；26-真空表接头；27-真空破坏阀接头；29、32-水位计接头；30-不合格凝水回流口；33-凝水集液筒

蒸馏器壳体由钢板焊接而成，为防止海水腐蚀，蒸发器和冷凝器的管子与管板均采用锡青铜或铝青铜制造，并在壳体内设置防腐锌板 3、9、19，有的蒸馏器壳体内表面涂有塑料防蚀保护层 这种涂层不耐高温 操作时务必注意 如有破损可用环氧树脂修补。

第三节 船用海水淡化装置的管理

OPERATING MANAGEMENT FOR MARINE FRESH WATER GENERATOR

一、启动

1.启动前准备（见图 11-4）

- (1)关闭真空破坏阀 23、泄水阀 33、凝水泵出口阀 30、给水阀 15 及旁通阀。
- (2)开冷却水阀 27 和放气阀 24 直至有水流出再关阀 25。

(3)开启海水系统各阀。

2. 启动

(1)启动海水泵 10使喷射泵抽真空，工作水压力不低于 $0.35 \sim 0.4\text{MPa}$ （真空度达 93%）。

(2)开启并调节给水阀 15。

(3)关小主机淡水冷却器进水旁通阀 2，对蒸发器海水加热（此时应注意适当开大主机缸套水冷却器的旁通阀）。

(4)产汽后关小冷却海水旁通阀 8，加大冷凝器冷却水量维持合适的真空度。

(5)产水后（凝水位于水位计一半）启动凝水泵 16 将淡水送至淡水舱 并接通盐度计电源。

二、运行管理

运行管理的内容主要是维护装置的给水倍率、真空度、淡水的质量、盐水水位、凝水水位、海水压力在正常范围内（如图 11-4）。

1. 真空度调节

真空度一般控制在 90% ~ 94% 对应的蒸发温度为 $35 \sim 45^{\circ}\text{C}$ 。装置的真空度可通过调节冷凝器的冷却水流量来控制。一般冷却海水流量控制在冷却海水温升为 $5 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 。真空度太低 海水沸点升高 会使结垢加剧 产水量减少 而真空度太高 则沸腾过于剧烈 又会使产水的含盐量增加。夏季工况冷却水温度较高，冷凝能力不足，可加大冷却水量或适当减少加热量。使真空度维持在允许范围内。冬季工况冷却水温低，冷凝能力强，可适当减小冷却水量，当产水量达设计值时，真空度仍很高，可稍开真空破坏阀，使真空度降低。

2. 盐水水位调节

装置工作时，盐水水位一般控制在盐水水位计 1/2 处 过高会使淡水质量变差 过低影响产水量，盐水水位可通过调节给水阀 15 和调节排盐阀 31 来控制，调节水位时要注意给水倍率（沸腾式 $u = 3 \sim 4$ 闪发式 $u = 8$ ）。

3. 凝水水位的控制

冷凝器凝水水位一般维持在水位计 1/3 ~ 1/2 处 水位太高 冷凝能力下降 水位过低 泵会抽空，而凝水水位取决于冷凝器单位时间的凝水量和凝水泵流量，二者相等水位就稳定。装置运行中凝水水位不合适，可通过调节凝水泵出口阀开度来调节。

4. 产水量控制

装置的产水量由进入蒸发器的加热量和冷凝器凝水量所决定。加热量可通过加热水进出口阀开度来调节，这是主要的调节方式。冷凝量可通过改变冷却水进出口阀开度来调节，两者要保持平衡，加热水进出口温度降为 $6 \sim 9^{\circ}\text{C}$ 。

综上所述，海水淡化蒸馏装置运行中的管理，主要是保持适当的给水量，维持蒸发器水位适合；调节凝水泵流量，维持适当的凝水水位；控制冷却海水流量，维持适当的真空度；控制加热水流量，保持适当的产水量。其中真空度又是管理中的关键，只要真空度稳定，其他参数也就容易稳定。

三、停车

当船舶离岸小于 20n mile 时，造水装置停用。停用的步骤是（见图 11-4）：

1. 停止加热 开大阀 2 关阀 28。

2. 关阀 30 停凝水泵。

3. 关给水流量计前截止阀，停海水泵 10。
4. 停冷凝器的冷却水。
5. 开真空破坏阀 23 开启泄水阀 33 将蒸发器内盐水放空。

四、维护保养

蒸馏装置的养护工作主要有以下几方面（见图 11-4）：

1. 漏气及其防止

定期检查冷凝器、蒸发器的密封性，防止漏气、漏水；检查措施是对装置抽真空，真空度达 93% 停止 以在 1 小时内真空度下降不超过 10% 为合格。

检查漏气处 可用烛火法或线香法 当烛火或线香沿各结合面慢慢移动时 发现烛火内吸 则该处漏气。最易漏气的地方是凝水泵轴封和阀杆填料处 固定部件结合处的泄露可用油脂、油漆、密封胶等方法来阻塞。有些漏缝或漏孔可先塞上适当的填充物 再在外面涂以油漆或环氧树脂等。

2. 漏水及其防止

冷凝器漏水的检验：停用造水机，关凝水泵出口阀，继续供给冷凝器冷却水，如果淡水水位升高，则表明冷凝器泄露。如果确定泄露的具体部位，可拆下冷凝器端盖，用烛火法或线香法查漏，泄露大多发生在管与管板接头处。

3 蒸发器的清洗和除垢

对冷凝器水侧进行清洗，对蒸发器进行除垢和清洗，应加以重视。每 1~2 年需对蒸发器进行清洗除垢，否则产水量将因传热减弱而明显下降。

管内侧可用化学除垢剂清洗。水垢经浸泡后即能溶解，如能通入蒸汽搅动加热，效果更好。清洗时，因蒸发器内涂有不耐高温的防蚀层，故应用压缩空气来代替蒸汽。

管外侧可用 1% 浓度的碳酸钠煮洗 8h。

化学清洗的具体药品及用量用法必须按照说明书和有关规程进行 化学除垢不当会损坏蒸发器。

4. 盐度计的维护

检查盐度检测装置的工作是否正常。盐度检测是利用淡化水的导电性来测定含盐量，盐度计一般采用电阻式，淡化水含盐量变化将使电阻值变化，测量电极位于凝水泵出口，控制器控制凝水泵出口回流电磁阀 20。盐度传感器使用一个月左右应拆出清洁一次，以免粘附异物，测量值不准或误报警。电极上结盐，宜放在热淡水中浸泡，以防电极铂、铑表面涂层损坏。

5. 防腐防蚀

应保持海水淡化装置外观无锈，内部无蚀。为此，外部阀杆处要上油脂，其它部位要保持油漆，内部防蚀应做到每年检查冷凝器、蒸发器的防蚀锌板，耗蚀过半应予以换新。

第十二章 船用活塞式空压机

MARINE PISTON – TYPE AIR COMPRESSOR

在商船上，压缩空气主要用于主柴油机的起动、换向和发电柴油机的起动；同时也为其它

需要压缩空气的辅助机械设备（如压力水柜、汽笛、离心泵自吸装置等）和气动工具供气。一般船舶设有两个以上有足够容积的压缩空气瓶。向气瓶供气的空压机是重要的船舶辅机。

按工作原理来分，空压机类型有活塞式、离心式和回转式。活塞式空压机虽供气时气流压力脉动大，但因其效率较高，仍在船舶上得到较广的应用。

按额定排气压力分有低压式（0.2~1.0MPa）、中压式（1~10MPa）和高压式（10~100MPa）；按排气量则可分为微型（小于1m³/min）、小型（1~10m³/min）、中型（10~100m³/min）和大型（大于100m³/min）。

大中型柴油机船一般设有2~3台微型或小型、中压、水冷双级活塞式空压机。最近有些船舶采用风冷三级活塞式空压机。主气瓶最大工作压力多为3MPa左右（柴油机起动空气压力一般不应低于1.5MPa），而其它需要较低压力空气的场所则由主气瓶经减压阀供气。此外，通常还设有一台柴油机驱动的微型应急空压机。

第一节 活塞式空压机工作原理

OPERATING PRINCIPLE OF PISTON-TYPE AIR COMPRESSOR

一、空压机的理想工作循环

所谓理想工作循环，即假定空压机工作过程无能量损失和容积损失。对空压机来讲：（1）气缸没有余隙容积；（2）吸排气过程没有压力损失；（3）气缸与缸壁无热交换；（4）工作过程无气体泄露。

图12-1为单级空压机的理论示功图。当活塞在气缸中从左死点向右移动，活塞左侧的气缸容积增大，压力为 p_1 的空气压开吸气阀等压进入气缸，直至右死点为止。这是等压吸气过程以直线4-1表示。活塞从右向左移动，吸气阀关闭，活塞左边容积减小，压力升高，直至2点，压力为 p_2 ，这是绝热压缩过程，用曲线1-2表示。如果压缩过程冷却良好，缸内气体温度不变，用等温压缩线1-2'表示。通常缸壁有一定的冷却，实际压缩过程介于等温压缩与绝热压缩之间，称为多变过程，用1-2''表示。活塞由2点继续左移，排气阀开启，缸内空气等压排出，直至左死点为止。这是等压排气过程，以直线2-3表示。即理想循环由等压吸气、压缩、等压排气三个过程组成。根据热力学知识， $p-V$ 图上循环过程线4-1-2-3-4所包围的面积代表空压机的一个理想工作循环所消耗的压缩功。

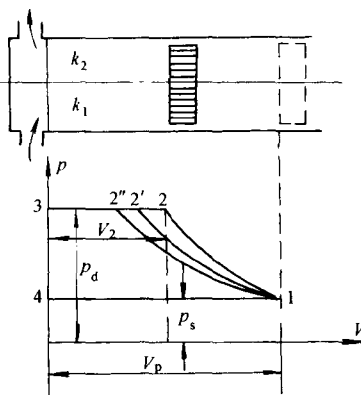


图12-1 活塞式压缩机的理论工作循环

二、空压机的实际工作循环

在实际工作循环中，上述四点假设不成立，它存在着以下损失：

1. 余隙容积损失

所谓余隙容积是指活塞在上死点时，气缸活塞第一道密封环以上的残余容积。它包括三部分：

（1）活塞顶到第一道活塞环的环行空间；

(2) 上止点，活塞到气缸盖的圆柱型空间；

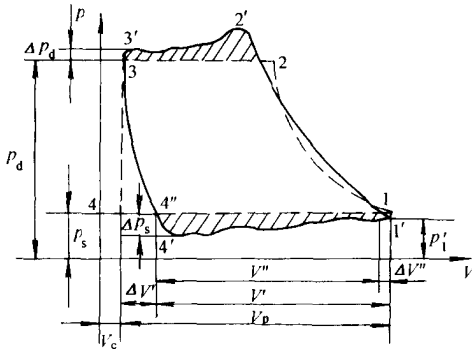


图 12-2 活塞式压缩机的实际工作循环

到 V' 显然余隙容积越大 膨胀过程越长 吸气过程越短 吸气量越小。

余隙容积的影响用容积系数 λ_V 表示

$$\lambda_V = V' / V_p \quad (12-1)$$

为提高空压机排气量，应尽量减小余隙容积，一般余隙容积占工作容积的 3% ~ 8%。为了便于检测，余隙容积常用余隙容积高度来表征，它是指活塞位于上止点时，活塞顶与缸盖间的距离，一般为 0.5 ~ 1.8mm。对同一空压机来说，一般高压级气缸的余隙容积值要比低压级取大些。在使用中，由于连杆两端轴承的磨损以致活塞位置下降，或换用了较厚的气缸垫片等原因，余隙容积有可能增大而使 λ_V 降低。检修时有必要用压铅法测量，通过调节缸盖处垫片厚度来进行调整。各种型号的船用空压机对气缸余隙都有具体规定，其一般范围如表 12-1 所示。

船用空压机气缸余隙的一般范围

表 12-1

气缸直径(mm)	余隙(mm)	气缸直径(mm)	余隙(mm)
55 ~ 90	0.40 ~ 0.55	120 ~ 150	0.60 ~ 0.75
90 ~ 120	0.50 ~ 0.55	150 ~ 200	0.70 ~ 1.0

2. 进排气阻力损失

在吸气过程中，空气流经滤器、吸排气阀及管路时，均有阻力损失，它使吸气阀开启延迟，膨胀过程延长，吸气压力降低，吸气量减少。排出端阻力将使排压升高，膨胀过程延长，耗功增加。在图 12-2 中， $4'-1'$ 为实际吸气过程线， $2'-3'$ 为实际排气过程线，这部分影响常用压力系数 λ_p 来表示 空压机第一级 $\lambda_p = 0.95 \sim 0.98$ 。第二级 $\lambda_p = 0.98 \sim 1.0$ 。

3. 热交换损失

由于外界空气与气缸内空间存在温差，新鲜空气进入气缸后因吸热而膨胀，比容增大，吸气量减小，这部分损失用温度系数 λ_t 来表示， $\lambda_t = 0.92 \sim 0.98$ 。

4. 泄漏损失

泄漏损失是因吸排阀、活塞环等密封不严而造成的流量损失，用气密系数 λ_L 来表示， $\lambda_L = 0.90 \sim 0.98$ 。

由于上述四因素影响，压缩机实际输气量 Q 比理论输气量 Q_T 要小 两者的比值用输气系数 λ 来表示：

$$\lambda = Q/Q_T = \lambda_V \cdot \lambda_P \cdot \lambda_t \cdot \lambda_L$$

上述因素中，影响最大的是余隙容积，其次是气缸热交换，在其它条件不变的情况下， λ 主要取决于压缩机的压缩比 $\epsilon = p_d/p_s$ ， ϵ 愈大， λ 愈小，一般 $\lambda = 0.8$ 左右。

三、空压机的热力性能参数

1. 排气压力

空压机排气压力由排气管处压力表测出。空压机铭牌上标出的排压是指额定排气压力，空压机宜在此值下运行。实际运行中，空压机向储气瓶充气，每个工作循环排压是不一样的，其大小由储气瓶背压所决定，并随其背压的提高，排气、吸气过程逐渐缩短，压缩、膨胀过程逐渐延长。

2. 输气量

空压机理论输气量由下列决定：

$$V_T = \pi D^2 \cdot S \cdot n \cdot i / 240 \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

实际输气量可用末级排出空气容积换算成第一级进口状态的空气容积值求出：

$$V_1 = V_2 \cdot T_1 \cdot p_2 / T_2 \cdot p_1$$

式中： T_2 ——第一级进口处和末级排出空气热力学温度，K；

p_1 、 p_2 ——第一级进口处和末级排出的空气压力，Pa；

V_2 ——末级排出空气容积， m^3/min 。

3 排气温度

排气温度是指空压机各级排气管处或排气阀室内测得的温度：

$$T_2 = \epsilon^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_1$$

式中： T_1 、 T_2 ——进气终了压缩终了热力学温度，K；

n ——多变指数 1 ~ 1.4；

ϵ ——实际压缩比。

4. 功率和效率

空压机用于压缩空气的耗功，被称为指示功。用于克服摩擦的耗功，被称为摩擦功。两者之和为轴功。与此相应，空压机有指示效率 P_i （它可以用示功器通过在运转的压缩机上测出示功图来计算）摩擦损失功率和轴功率 空压机铭牌上标注的或说明书上给出的是轴功率。

空压机效率有热效率和机械效率两类。

机械效率为：

$$\eta_m = P_i / P$$

空压机的理论循环计算所需功率称为理论功率，理论功率小于指示功率，两者之比称为指示效率 用 η_i 表示。理论功率可以按等温理论循环或绝热理论循环计算，分别称为等温理论功率 P_i 和绝热理论功率 P_s ），相应求出的指示效率称为等温指示效率和绝热指示效率。

$$\eta_{iT} = P_T / P_i$$

$$\eta_{iS} = P_S / P_i$$

指示效率反映实际气体在工作过程中由吸排气阻力及气体摩擦和旋涡等造成的总能量损失的大小，反映实际消耗的指示功与最小指示功的接近程度，它的高低与空压机热力过程与冷却条件的完善程度有关，而机械效率则与空压机的结构和润滑条件有关，它们都是评价空压机的经济指标。压缩机总效率为理论功率与轴功率之比，由于等温理论功率和绝热理论功率不

同，又有等温总效率和绝热总效率之分：

$$\eta_T = P_T/P = \eta_{iT} \cdot \eta_m$$

$$\eta_S = P_S/P = \eta_{iS} \cdot \eta_m$$

一般空压机 η_T 为 0.6 ~ 0.75, η_S 为 0.65 ~ 0.85, 风冷式空压机经济性常以绝热效率为评价标准, 水冷式空压机的经济性常以等温效率 η_T 为评价标准。

四、多级压缩与中间冷却

多级压缩与中间冷却是指：空气在低压缸中压缩到某一压力后，排至冷却器后，再进入下一级气缸继续压缩，如此连续直至空气进入空气瓶。采用多级压缩与中间冷却的好处有：

1. 降低排温 改善润滑条件

空压机终端排压较高 如采用一步到位的单级压缩 随着排压升高 排温必然升高 润滑油闪点为 215 ~ 240℃ 排温在 180 ~ 210℃ 润滑条件恶化 油变质 结焦裂化 加剧气缸磨损 气阀发生故障，甚至引起爆炸。一般规定固定式压缩机排气温度不超过 160℃ 移动式压缩机不超过 180℃ 而采用多级压缩，可使每级压缩比不超过 6 ~ 7，两级压缩间的冷却会降低次级的吸温，从而改善气缸的润滑条件。

2. 提高输气系数

由于余隙容积的存在，一级压缩排压越高，吸气量越少，而采用多级压缩，每级压缩比降低，减小了余隙容积的影响，故可提高输气系数。

3. 减小功耗

中间冷却使实际压缩过程更有效地接近等温过程，可减小功耗，提高效率。

4. 减小活塞上的作用力

采用多级压缩，只有尺寸较小的高压级活塞承受高压，这就减小了有关机件的重量和尺寸。

理论分析证明：空压机多级压缩时，各级压缩比按均匀分配原则，压缩机总耗功最省。

但在实际中，各级压缩比往往是逐级略降的，这是因为后级比前级冷却差些，后级进气温度比前级高；后级的压缩过程排压大，温度高，更偏离等温过程，若采用同样压缩比，耗功会较大；高压缸的相对余隙容积要大一些，采用与前级同样的压缩比，其容积损失也会较大。

第二节 活塞式空压机的结构及其实例

TYPICAL PISTONTYPE AIR COMPRESSOR AND ITS COMPONENTS

活塞式空压机的基本结构，大致可分为三部分：

1. 基本部分：机身、曲轴、连杆等部件。其作用是传递动力，连接气缸和基础部分。

2. 气缸部分 气缸、气阀、活塞以及装在气缸上的排气量调节等部分 其作用是构成工作容积和防止气体泄漏。

3. 辅助部分 冷却器、气液分离器、滤清器、安全阀、油泵、注油器及管路系统。这些是保证压缩机正常运转的必要条件。下面重点介绍气阀、安全阀、冷却器、润滑系统、卸载阀、气液分离器的构造。

一、气阀

气阀是压缩机中重要而易损坏的部件，其工作好坏直接影响压缩机的排气量，功率和运转可靠性。对气阀的要求是：关闭严密、启闭及时、阻力小、寿命长。因空压机不存在往复泵惯性水头和液体汽化的问题，其转速比往复泵高的多（1000~2500r/min）转速高不可能要求阀片工作无声，只能要求阀片与阀座撞击速度不要太大，工作寿命长（至少在4000h以上）此外，还要求气阀通道形成的余隙容积要小。

气阀由阀座、阀片、弹簧、升程限制器组成。气阀工作时，在阀片两边压差作用下开启，在弹簧作用下关闭。

阀座用于支承阀片，其上开有用阀片控制开关的气流通道，阀座与阀片的配合面要平整无痕，以保证气密性。阀座要承受阀片冲击，耐腐蚀，常采用铜、铸铁、合金铸铁、稀土球墨铸铁、锻钢等材料制造。阀片是开关气流通道的重要零件，又是易损件，工作时承受气流推力、弹簧力、惯性力和阀座、升程限制器的冲击。容易磨损和变形，一般采用强度高、韧性好、耐磨、耐腐蚀的合金钢制造。升程限制器用以限制阀片升程，并兼有阀片导向和弹簧承座的功用，升程的大小对气阀工作影响很大，升程过大，关闭时冲击大，且关闭延迟，升程过小，气流经阀时阻力损失大。一般为2~4mm。转速高及工作压力大的空压机，气阀的升程应较小，说明书规定的升程不宜随便改变。弹簧的强弱对工作影响很大，太强则启闭阻力增加，且关闭时对阀座冲击大，影响使用寿命，太弱对升程限制器冲击大，而且关闭不及时，使流量降低。同时由于阀片延迟落座，活塞回行，阀片在气阀上下压力和弹簧力共同作用下，对阀座冲击更大，因此弹簧太软比太硬对气阀工作影响更大。一般排气阀弹簧比吸气阀弹簧硬些。

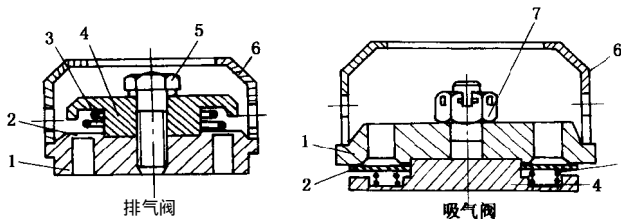


图 12-3 环片阀

1-阀座 2-阀片 3-弹簧 4-升程限制器 5-螺钉 6-阀罩 7-螺母

船用空压机所用气阀主要有环片阀和碟形阀（见图 12-3 和图 12-4）。环片阀结构简单，制造容易，流通面积大，且便于顶开吸气阀卸载，缺点是阀片运动导向摩擦大，用于转速小于 1500r/min 处。碟形阀对气流方向有所改善，阻力系数较小，密封好，用于转速不太高的小型空压机高压级上。转速较高的空压机可用条片阀、舌簧阀。

二、安 全 阀

为防止空压机排气压力超过允许值发生机损事故，一般空压机各级均设置安全阀。如图 12-5 所示，当空压机排气压力超过调定值，阀盘 2 克服弹簧力升起，高压空气经阀体上排气口排至大气，空压机排压降至低于调定值时，在弹簧 8 作用下，阀盘 2 落下，关闭气道，空压机恢复向气瓶供气。调整螺钉 4 可改变阀开启压力值，下旋螺钉 4，阀开启压力值增大，反之下降。

安全阀开启压力，一般规定，低压级阀开启压力比额定压力高 15%，高压级比额定压力高 10%，比值出厂时已调好，不可随意更改。

三、润 滑 系 统

空压机的润滑目的在于减小相对运动部件的摩擦，带走部分摩擦热，增加气缸壁和活塞间的气密性。空压机工作温度高，会使滑油粘度下降，氧化速度加快，容易生成酸类，胶质和沥

青等，加速油质恶化，而生成物沉淀在机件工作表面和流通上，又加剧摩擦，增大流动阻力。因此对空压机润滑提出下列要求：

(1)具有较好的抗氧化安定性；(2)在高温下要有足够的粘度；(3)闪点要高(高于压缩终了空气温度 40 以上)防止低闪点柴油混入；(4)与水不会形成乳化物。

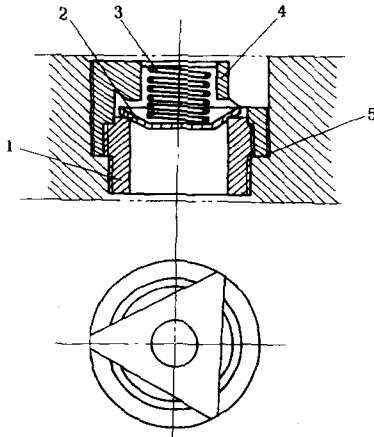


图 12-4 球面碟形阀

1 阀座；2-碟形阀片；3-弹簧；4-升程限制器；5-垫片

夏季采用粘度较高的润滑油，冬季采用粘度较低的润滑油。过去国产的 13 号 19 号压缩机油 耗功大 易结碳 现可采用新研制的 N68、N100、N150 号新系列压缩机油，适用于排温在 140~200 间。在高温下不易结碳。

空压机润滑方式可分为压力润滑和飞溅润滑。压力润滑 杂质可滤 油量可调 润滑效果好，但要有专门系统。飞溅润滑简单，采用悬挂于曲轴上的甩油环或装于连杆大头下端的油勺 去击溅曲轴箱中润滑油 可润滑主轴承 连杆小端和气缸下部工作面 采用油溅油时，一部分油沿油勺小孔连杆大端导油孔去润滑连杆大端轴承。采用飞溅润滑、曲轴箱油位应适宜，严格控制在油标尺两刻线间 油位过低 润滑量不足 油位过高 使飞溅量过大 耗油耗功 过多的油量窜入气缸产生结焦，使空气质量下降。

四、冷却和冷却器

船用空压机的冷却包括气缸冷却、中间冷却和压后冷却。冷却的方式有水冷和风冷。中间冷却是位于两级压缩间的冷却，其目的是为了降低下一级吸气温度和减少功耗，一般以最冷的水最先通过中间冷却器。发展中的风冷式船用空压机也采用吸风式，冷风先进入中间冷却器。气缸冷却主要是改善气缸润滑条件，防止缸壁温度过高，但过度冷却并不适宜，会使气缸中湿空气结露，造成液击。冷却水套中水温不要低于 30℃。压后冷却是为了减小排气比容，提高气瓶储气量，一般冷却到 60 左右。润滑冷却是为了保持良好的润滑性，一般要求油温在 50 左右。水冷式空压机较合理的冷却水流程是：中间冷却器—压后冷却器—滑油冷却器—气缸冷却器。

船用水冷式空压机，一般采用舷外水作为冷却介质 由辅海水泵供给海水。也有的空压机

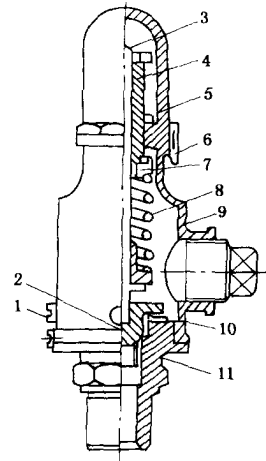


图 12-5 安全阀

1-止动螺钉；2-阀盘；3-顶杆；
4-调整螺钉；5-锁紧螺母；
6-铅封；7-弹簧座；8-弹簧；
9-阀体 10-调整环；11-阀座

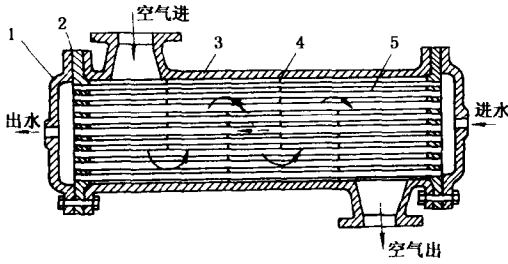


图 12-6 壳管式冷却器

管子
1.端盖;2.管板;3.壳体;4.隔板;5.

自带水泵利用主机缸套冷却水冷却，其冷却水腔结垢和腐蚀较轻。

图 12-6 为壳管式冷却器，冷却水在管内流动，空气在管外流动进行热交换 隔板可增加流程 提高传热效率 冷却水在管内 水垢难清除。

五、卸 载 阀

空压机气缸上装有卸载阀 用来减轻启动负荷和调节排气量 图 12-7 为其结构图，提起偏心手轮 2 顶杆 3 下移、通过活塞 5、弹簧 6 导筒 7 导顶爪 9 强行顶开一级吸气阀片，气缸卸载。放下手柄 弹簧力使气阀复原 空压机正常运转。此卸载阀既可手动控制，也可自动控制，通过接头 1 可将压缩空气引入活塞 5 上部 同样可使吸气阀顶开，进行气缸卸载。使用中应注意孔的畅通，否则活塞下移受阻。

六、气液分离器

空气被压缩后，水蒸气分压力提高了，经冷却后往往因超过饱和分压而析出水分，另排气中还含有细小油滴，因此在压后冷却器后设气液分离器，提高充入气瓶的压缩空气质量。

图12-8为惯性式气液分离器，压缩空气从进口进入壳体，由于容积增大，流速降低，为气

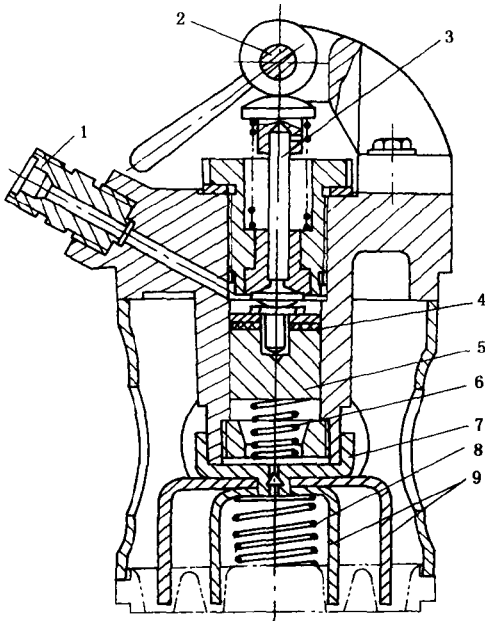


图 12-7 卸载阀

1.接头;2.偏心手轮;3.顶杆;4.橡皮圈;5.活塞;6.弹簧;
7.导筒;8.弹簧;9.导顶爪

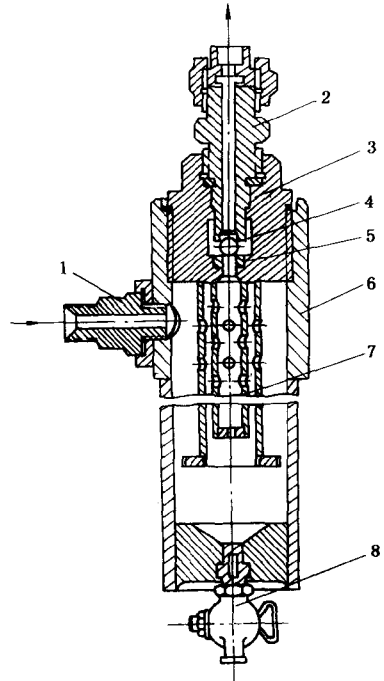


图 12-8 气液分离器

1.进口接头;2.出口接头;3.限制器;4.球
阀;5.阀座;6.壳体;7.芯子;8.泄放
阀

液分离器提供了充裕的时间。气液在分离器内流向不断改变，撞击分离器芯子壁面，由于油液比气体分子质量大，将附在壁面，聚集后流到壳体下部空间。为避免停车时气流返回空压机，分离器出口设有止回球阀 4，又设有泄放阀，以便在工作中定期开启，排放分离出来的油和水。

七、空压机实例 (CZ60/30 型空压机)

CZ60/30 型空压机是一种船用两级空压机, 额定流量 $60\text{m}^3/\text{h}$ 额定排压, 一级为 0.6MPa , 二级为 3MPa 。

图 12-9 是 CZ60/30 型空压机结构图 曲轴 12 只有一个曲柄 输入端的联轴器兼作飞轮 转速为 $250\text{r}/\text{min}$ 。

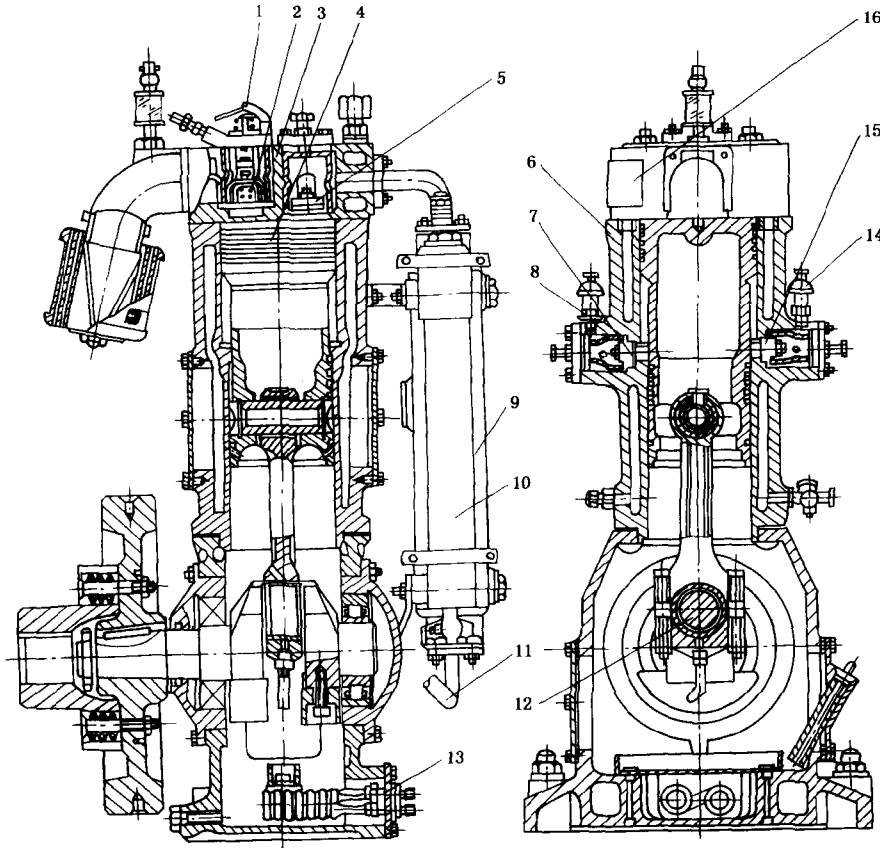


图 12-9 CZ60/30 型空压机

1-卸载阀;2-一级吸气阀;3-一级气缸盖;4-活塞与连杆;5-一级排气阀;6-气缸与曲轴箱;7-二级吸气阀;8-一级安全阀;9-冷却器;10-气液分离器;11-管系;12-曲轴与飞轮;13-润滑油冷却器;14-二级安全阀;15-二级排气阀;16-铭牌

铝合金活塞为级差式,上下两段直径不同(上大下小),一般活塞上段有 6 道活塞环,下段有 6 道活塞环和一道刮油环,活塞顶为第一级气缸的工作空间,活塞的过度锥面以下环行空间为第二级汽缸的工作空间。第一级吸排气阀装在气缸盖 3 上,升程为 3mm 左右,安全阀设在第二级吸入口处,安全阀开启压力调为 0.7MPa 。第二级吸排气阀分别装于气缸中部的左右阀室内,升程为 2.1mm 。第二级安全阀装在该级排气阀室出口处,开启压力调为 3.3MPa 。

气缸与曲轴箱之间的垫片厚度将影响两级气缸的余隙容积,垫片加厚,二级气缸的余隙容积减小,但一级气缸的余隙容积增大,反之,二级气缸余隙容积增大,一级余隙容积减小。加减气缸与气缸盖间的垫片可以调节一级气缸的余隙容积。CZ60/30 型空压机气阀采用的是环片阀。

该机的自由端设有壳管式中间冷却器和压后冷却器,中间冷却和压后冷却置于同一壳体

中压缩空气从上部进入 从管内流过 然后从下部排出 冷却水从下侧进入 从管外流过 然后从上侧排出。压后冷却器后是油水分离器。

CZ60/30型空压机采用油勺飞溅润滑。气缸上部缸壁靠一级空气吸入管上的油环，每分钟滴入 1~2 滴油或通过连接管从曲轴箱吸入部分油雾来润滑。曲轴箱门盖上装有呼吸管用来保持箱内压力为大气压力。润滑箱底有螺旋管式冷却器，管内通以冷却水以冷却滑油。

八、减压阀与储气瓶

船上一般只配备二级压缩的空压机，向主储气瓶充气，产生了 3MPa 的压缩空气，而所需的 1MPa、0.4MPa 等低压空气是从主储气瓶经减压阀节流降压而获得的。

图 12-10 是减压阀的原理图和结构图。主储气瓶空气从左边进入阀下部空间 A 经节流降压从阀右边充入低压储气瓶。调节弹簧 5 的弹力通过垫块 2 薄膜 1 作用于活门 8 上 与 AB 空间压盖及弹簧 9 向上的力相平衡，当低压储气瓶的空气被消耗，压力下降时，空间 B 压力也下降 活门 8 下移 开度增大 主储气瓶充入低压储气瓶 空气量增加 压力升高 活门也随之上移，当压力达调定值时，活门关闭，停止充气。活门能根据输出气压变化自动上下移动，调节输气量并维持输出气压基本稳定。

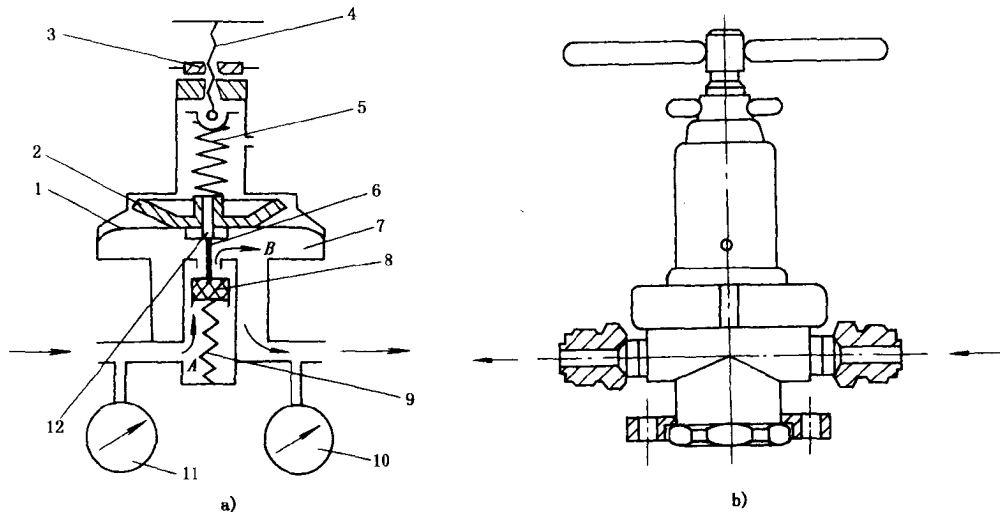


图 12-10 空气减压阀

1.薄膜;2.弹簧垫块;3.螺母;4.调节螺杆;5.调节弹簧;6.顶杆;7.低压室;8.活门;9.活门弹簧;10.低压压力表;11.高压压力表;12.安全装置

转动调节螺杆 4 改变弹簧 5 的张力可改变低压储气瓶的压力。减压阀常见故障是活门 8 上积聚垃圾或损坏，使低空压力缓慢上升，另外薄膜破裂会使减压阀失去作用。

储气瓶是圆筒形压力容器 储气瓶头上设有主停气阀、充气阀、供气阀、安全阀、压力表、放残阀等。如在空气进气管上或在压缩机上设有安全阀并在充气时能防止瓶内压力超过设计时，则空气瓶上不装安全阀，但应装有易熔塞。易熔塞熔点约为 100℃ 其尺寸应保持失火时，有效放出空气。

储气瓶应进行水压试验，试验压力为 1.5 倍的工作压力。

九.空压机的自动控制

船舶进出港口、锚地、窄水道时 主机起停 换向频繁 消耗压缩空气量较大 而停泊和开阔水面航行,压缩空气量消耗较少,因此需要根据实际耗气量变化来调节空压机排量,目前船舶空压机一般都采用自动控制,通常设两台并联工作,另一台备用,空压机的自动控制系统如图 12-11 所示,主要包括以下几方面:

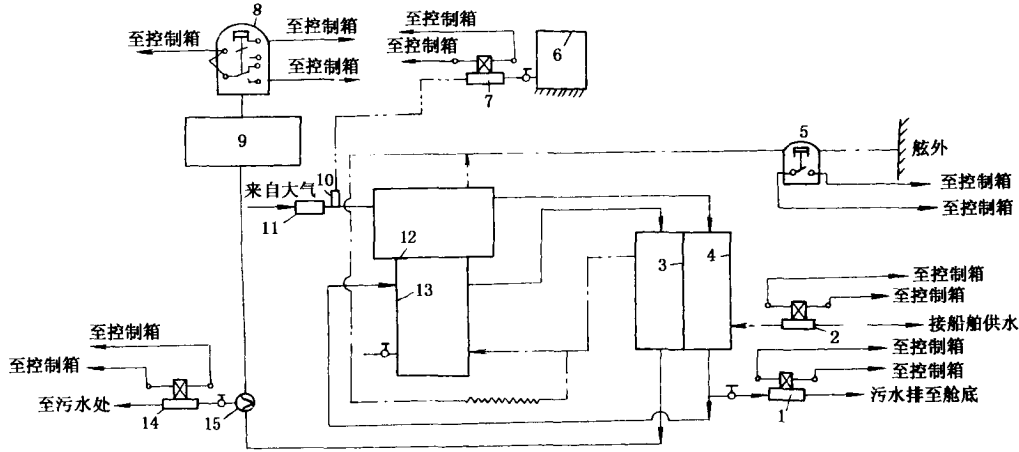


图 12-11 二级空压机自动控制系统原理图

1、2、7、14电磁阀 ;3-中间冷却器 ;4-后冷却器 ;5-液流信号器 ;6-滑油油箱 ;8-压力继电器 ;9-空气瓶 ;10-滴油杯 ;11-空气滤器 ;12-低压级 ;13-高压级 ;15-气液分离器

1. 自动起停及排气量调节

对用电动机作动力源的空压机来说,利用装在空气瓶上的压力继电器即可实现自动起停和排气量调节,当储气瓶压力达上限值,继电器触头跳开,使空压机停转,当气瓶压力降至下限值,继电器触头闭合,电路接通,使空压机转向气瓶充气。通常设两个压力继电器,分别控制两台空压机 其接通和切断的整定值都相差一定数值 例如一台 2.5MPa起 3.0MPa 停 另一台则 2.4MPa 起 2.9MPa 停。在一台工作不能满足供气需要时,气瓶压力降到 2.4MPa 两台同时工作。(还可利用次序选择装置,将两个压力继电器与其所控制的空压机互相调换)。这种通过控制空压机起停来调节其排气量,调节储气瓶压力值的方法称停车调节。对没有独立动力源和空压机常采用空转调节,即空压机始终运转,只是根据储气瓶压力变化时而供气,时而停止供气。它又可分为余隙容积调节、压开吸气阀调节和旁通调节。

2. 自动卸载和泄放

自动卸载分电动控制和气动控制。电动控制是在压缩机控制箱中设有定时器,它能控制卸载机构电磁阀开启,与停车时保持常开的级间冷却器和后冷却器后的泄放电磁阀一起延时至转速正常后再关闭,实现卸载启动。运行中上述阀都定时开启,以泄放油水;停车后,同时使泄放电磁阀开启卸载。

气动控制的自动卸载是通过自动卸载的配气阀与卸载阀配合工作。如图 12-12 空压机启动前 弹簧 5 的作用将滑阀 4 推向右端,储气瓶压缩空气经配气阀进入顶爪式压开机构,强行压开吸气阀卸载 随着空气机运转 转速增大,飞球离心力将滑阀 4 推向左端 遮住气瓶压缩空气进口,配气阀压开机构与大气相通,空气机吸气阀恢复正常。

3. 冷却水自动控制

在冷却水供水管路上设电磁阀与压缩机起、停同步接通和切断。也可在供水管路上设气动薄膜阀，启动后靠第一级排气使之开启，停车时排气泄放，则气动阀自动关闭切断供水，还可利用排气压力升高时对阀开度作比例调节。

4. 自动保护

在高压缸排管上设温度继电器，当排温过高时，保护性停车。在曲轴箱设油位继电器和油压差继电器，当油位和油压差、压力润滑时，保护性停车。在冷却水管路上设压力继电器，当冷却水压过低也停车。

5. 自动供油

当低压缸吸气管设有滴油润滑时，可设供油电磁阀和压缩机同步启、停。

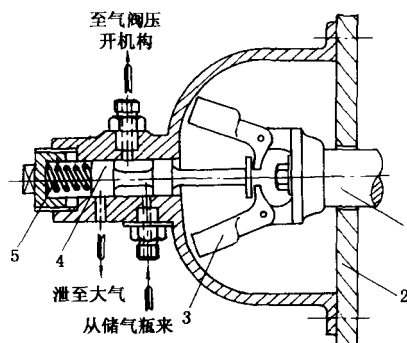


图 12-12 离心式自动卸载配气阀
1. 主轴；2. 曲轴箱；3. 飞球；4. 滑阀；5. 弹簧

第三节 活塞式空压机的操作与运行管理

OPERATING MANAGEMENT FOR PISTON-TYPE AIR COMPRESSOR

一、空压机的操作和运行管理

1. 启动

- (1) 油——检查滑油位：曲轴箱油位是否在油尺规定刻度内，飞溅润滑，油勺在下死点浸油 20~30mm 为宜，油勺离底 2~3mm。各油杯加油，油位在 2/3 左右，运行中不得低于杯高 1/3，油杯滴油控制阀打开至适当开度，在启动和运行中保持滴油量为 4~6 滴，以保证低压吸气缸持续的滴油润滑。油勺斜口正对运动方向，不能装反。
- (2) 水——检查冷却水：开空压机的冷却水进出口阀，引入冷却水。空气瓶放残水；运行中要定时泄水，空压机工作时，一般每隔 2h 须泄水一次，没有自动泄水的空压机，可打开气液分离器泄放阀，放出的水应是水面上看到油渍，而手捻无油腻感，否则表明气缸滑油过多。
- (3) 汽——略。
- (4) 气——风冷空压机应注意作风扇的飞轮不要装反。
- (5) 电——检查电气设备，使之正常。
- (6) 阀——检查手动卸载阀，确认处于卸载位置，开空压机到空气瓶的各阀，开空压机的各泄放阀。
- (7) 机——检查空压机，务必确认处于适宜启动状态。
- (8) 盘——盘车 1~2 转。
- (9) 冲——点动压缩机 1~2 次，确认无异常。
- (10) 启——合上压缩机启动开关，当 n 等于 $n_{额}$ （空压机电流正常）停止卸载，由低至高关闭各级泄放阀，检查有无漏气、漏水情况。

2.运行中管理

- (1)压——压力表读数不得超过额定值，检查高、低压缸，压缩比分配是否正常。压力式润滑油压力不低于 0.1MPa。
- (2)温——各级气缸排温不得超过 200℃ 冷却水进出口温升 10~15℃ 冷却水压力在 0.07~0.3MPa 流速 1~2m/s，进空气瓶的空气温度一般要求 60 左右。如果空压机断水引起高温，必须立即停车，让其自然冷却，切忌在气缸很热时通入冷却水，以免“炸缸”。吸气温度不超过 45 时，水冷式空压机滑油温度不超过 70℃ 风冷空压机滑油温度不超 80℃。
- (3)荷——检查电压表、电流表、功率表、兆欧表 防止超负荷。
- (4)转——观察压缩机转动情况，及时发现异常情况。
- (5)声——注意倾听压缩机运转声音，及时发现异常情况。

3.停车

- (1)卸载停车。
- (2)停车后放残。
- (3)装置温度降下来后方可停冷却水。

二、检修与保养

1.转向与连接

压缩机必须按规定转向转动，否则可能造成自带滑油泵反转而不能润滑。原动机与压缩机的连接同轴度要符合规定。

2.重要部件

气阀、气缸、活塞及活塞环等是压缩机的重要部件，在检修中要多加注意。其中气阀的维护特别重要，主要是注意阀与座的严密，升程大小和弹簧的强弱。

气阀漏泄的征兆是：

- (1)该阀温度显著升高，阀盖发热；
- (2)级间气压升高 后级气阀漏 或偏低(前级气阀漏)；
- (3)该缸吸排气阀温度升高；
- (4)流量降低。

检修时注意：

- (1)气阀要研磨，组装好后要用煤油试漏，允许有漏状，但滴漏不超过 20 滴/min；
- (2)吸排阀弹簧不要换错或漏装，自由状态弹簧高度允许误差 + 2~0.5(高度 ≤ 20mm)，+ 2.5~0(高度为 21~40mm)，+ 3~-1.0(高度为 41~70mm) 连压三次 弹簧至各圈互相接触，其自由高度残余变形应小于 0.5% 不合格者换新；
- (3)气阀固定螺母开口销不能太细，更不能漏装。气阀组装前应用螺丝刀拨动阀片检查，阀片有无卡阻。吸排阀不可互相装错，紫铜垫圈在安装前应加热退火；
- (4)检查阀片升程，应符合说明书要求。

3.重要间隙

压缩机运动和磨损部件中的检修要点主要是注意各个配合间隙(活塞环间隙、主轴承和连杆轴承间隙、活塞与缸壁间隙、气缸余隙间隙)定期检修中需测量气缸、活塞销、曲柄销、曲轴曲颈圆度、圆柱度及磨损情况，当超过允许值时应修理或换新。

4. 防火与防爆

分析压缩机着火原因，最危险的是油在高温下分解的积碳沉淀物发生自燃，自燃的发生有时低于闪点在 180~200℃或更低时发生，自燃加剧了油的蒸发，空气中油的浓度达一定程度就可能爆炸。

防火与防爆的措施有：

- (1) 选用抗氧化、安定性好的油；
- (2) 防止排温过高，压缩机必须保证工作温度低于闪点 28℃；
- (3) 消除触发自燃因素，压缩机要接地；
- (4) 及时消除气道中积气、积油和积碳；
- (5) 空压机空转时间不可过长，并防止在低排气量下运转。

三、故障分析

1. 流量降低

- (1) 转速不够，如皮带打滑；
- (2) 吸气阻力过大 如 滤器脏堵、通道结碳、吸气阀弹簧过强；
- (3) 泄漏 如 阀泄漏 阀变形 腐蚀不均 阀与阀座结合面不严 弹簧漏装或断裂或过弱，气缸活塞环磨损大、卡死；缸盖与缸体接触不严密；
- (4) 其它 余隙容积过大，气缸冷却不良、吸气温度过高等。空压机流量降低时 其检查步骤可以是：滤器—冷却器—气阀—活塞环。

2. 级间压力过高或过低

级间压力超过正常值一般是由后一级流量减少所至，而级间压力低于正常值则往往是因为级间气体的外漏或前一级流量减少。

3. 排气温度过高：

- (1) 气阀泄漏；
- (2) 气缸或冷却器冷却不良；
- (3) 吸气温度过高。
- (4) 排气压力过高。







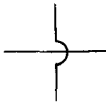

4. 不正常的敲击声

- (1) 机械敲击——轴承间隙大，气缸余隙太小，连杆螺栓松动，地脚螺栓或其它固定件松动，缸内掉进气阀碎片或气阀弹簧等；
- (2) 油击——气缸滑油过多；
- (3) 水击——缸套冷却水温过低或前级凝水未及时泄放；
- (4) 活塞环断裂。

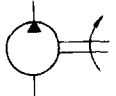

附录 常用液压传动图形符号

新(GB 786.1—93)旧(GB 786—76)对照表(部分)

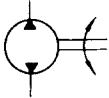

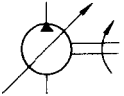

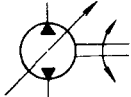

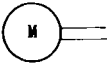

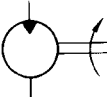

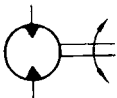

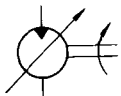

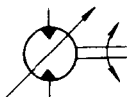



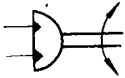

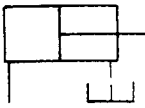
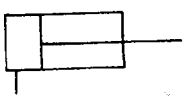
一、管路及连接

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
工作管路		同左
控制管路		同左
泄油管路		
连接管路		同左
交叉管路		
柔性管路		同左

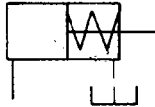
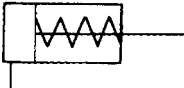
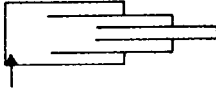
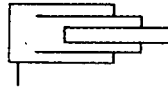
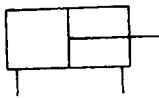
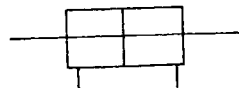
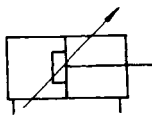
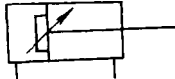
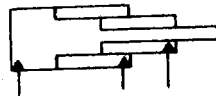

二、动力源及执行机构

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
单向定量液压泵		

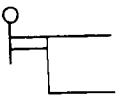
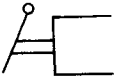
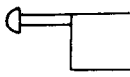
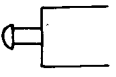
续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
双向定量液压泵		
单向变量液压泵		
双向变量液压泵		
电动机		
单向定量液压马达		
双向定量液压马达		
单向变量液压马达		
双向变量液压马达		
液压源		
摆动马达		
单作用单活塞杆缸		

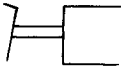
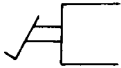

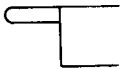
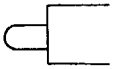


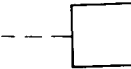
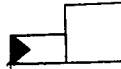
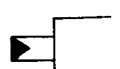


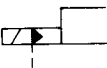
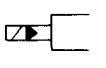

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
单作用弹簧复位式单活塞杆缸		
单作用伸缩缸		
双作用单活塞杆缸		同左
双作用双活塞杆缸		同左
双作用可调单向缓冲缸		
双作用伸缩缸		

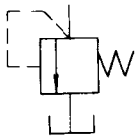
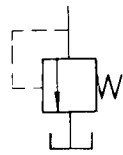
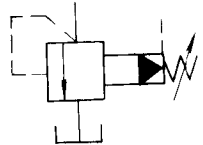
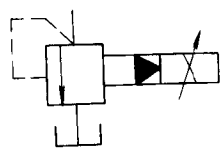
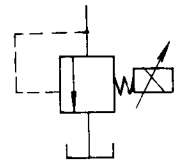
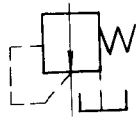
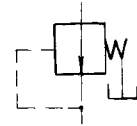
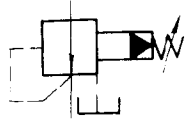
三、控制方式

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
手柄式人力控制		
按钮式人力控制		

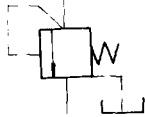
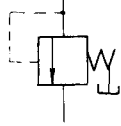
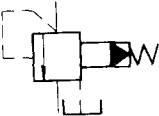
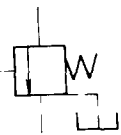
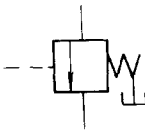
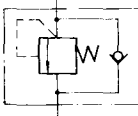
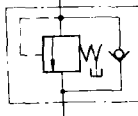
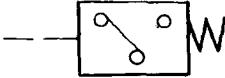
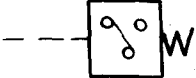
续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
踏板式人力控制		
弹簧式机械控制		同左
顶杆式机械控制		
滚轮式机械控制		
直控式液压控制		同左
先导式液压控制		
单作用电磁控制		
电磁-液压先导控制		
三位定位机构		同左



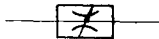


四、压力控制阀

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
溢 流 阀	一般符号或直动型溢流阀 	直动或先导型溢流阀 
	先导型溢流阀 	
先 导 式 比 例 电 磁 溢 流 阀		
减 压 阀	一般符号或直动型减压阀 	直动或先导型减压阀 
	先导型减压阀 	


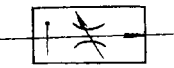

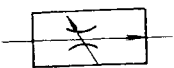
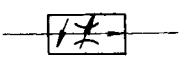
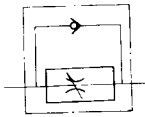
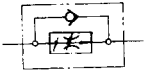
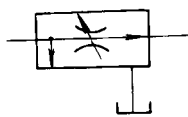
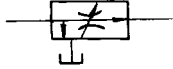
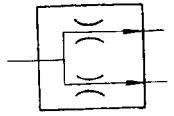
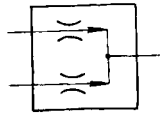
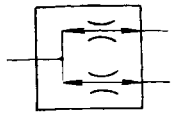
续上表

名 称		图 形 符 号	
		新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
顺 序 阀	内部 压力 控制	一般符号或直动型顺序阀 	直动或先导型顺序阀 
		先导型顺序阀 	
	外部 压力 控制		
	平衡阀(单向顺序阀)		
压力继电器			

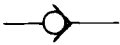


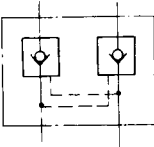
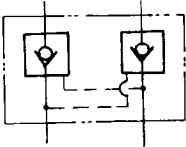
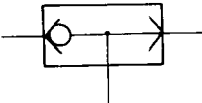
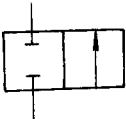
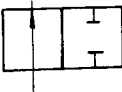
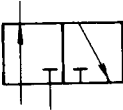

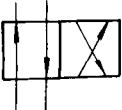
五、流量控制阀

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
不可调节流阀		同左, 又称固定节流器
可调节流阀	 简化符号	
可调单向节流阀		

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
截止阀		同左
带温度补偿的调速阀		
调速阀		
单向调速阀		
旁通型调速阀		 又称溢流节流阀
分流阀		同左
集流阀		同左
分流集流阀		同左

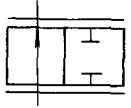
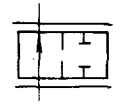


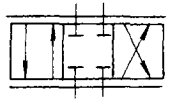
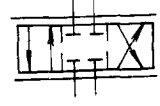
六、方向控制阀

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
单向阀	可在阀芯左边加弹簧 	
液控单向阀		同左
液压锁		
或门型梭阀		同左
常闭式二位二通换向阀		同左
常开式二位二通换向阀		同左
二位三通换向阀		
二位四通换向阀		同左



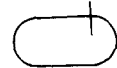
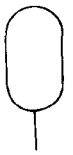

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
二位五通换向阀		
三位三通换向阀		
三位四通换向阀 (中位机能 O)		同左
三位四通手动换向阀 (中位机能 O)		
二位二通手动换向阀		
三位四通液动换向阀 (中位机能 H)		同左
三位四通电磁换向阀 (中位机能 Y)		
三位四通电液换向阀 (中位机能 O)		

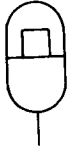


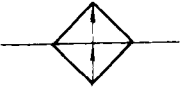
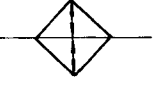
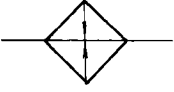
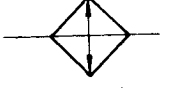
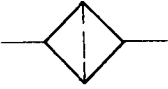
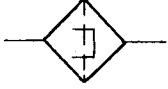
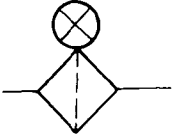
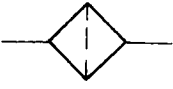

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
二通伺服阀		
三通伺服阀		
四通伺服阀		



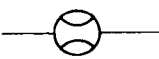



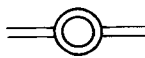
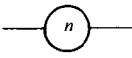
七、辅件和其它装置

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
油 箱		同左
充压油箱		
蓄能器	 一般符号	同左
弹簧式蓄能器		同左

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
重锤式蓄能器		同左
气体隔离式蓄能器		
温度调节器		
加热器		同左
冷却器		同左
滤油器	<p>一般符号</p>  <p>带磁性滤芯</p>  <p>带污染指示器</p> 	<p>粗滤油器</p>  <p>精滤油器</p> 

续上表

名 称	图 形 符 号	
	新(GB 786.1—93)	旧(GB 786—76)
压力计		
流量计		
温度计		
转速仪		

附表 1

 R_{12} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质

温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压力 p, kPa	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		比体积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
-60	22.62	146.463	324.236	0.77977	1.61373	0.63689	637.911
-55	29.98	150.808	326.567	0.79990	1.60552	0.64226	491.000
-50	39.15	155.169	328.897	0.81964	1.59810	0.64782	383.105
-45	50.44	159.549	331.223	0.83901	1.59142	0.65355	302.683
-40	64.17	163.948	333.541	0.85805	1.58539	0.65949	241.910
-35	80.71	168.369	335.849	0.86776	1.57996	0.66563	195.398
-30	100.41	172.810	338.143	0.89516	1.57507	0.67200	159.375
-28	109.27	174.593	339.057	0.90244	1.57326	0.67461	147.275
-26	118.72	176.380	339.968	0.90967	1.57152	0.67726	136.284
-24	128.80	178.171	340.876	0.91686	1.56985	0.67996	126.282
-22	139.53	179.965	341.780	0.92400	1.56825	0.68269	117.167
-20	150.93	181.764	342.682	0.93110	1.56672	0.68547	108.847
-18	163.04	183.567	343.580	0.93816	1.56526	0.68829	101.242
-16	175.89	185.374	344.474	0.94518	1.56385	0.69115	94.2788
-14	189.50	187.185	345.365	0.95216	1.56250	0.69407	87.8951
-12	203.90	189.001	346.252	0.95910	1.56121	0.69703	82.0344
-10	219.12	190.822	347.134	0.96601	1.55997	0.70004	76.6464
-9	227.04	191.734	347.574	0.96945	1.55938	0.70157	74.1155
-8	235.19	192.647	348.012	0.97287	1.55897	0.70310	71.6864
-7	243.55	193.562	348.450	0.97629	1.55822	0.70465	69.3543
-6	252.14	194.477	348.886	0.97971	1.55765	0.70622	67.1146
-5	260.96	195.395	349.321	0.98311	1.55710	0.70780	64.9629
-4	270.01	196.313	349.755	0.98650	1.55657	0.70939	62.8952
-3	279.30	197.233	350.187	0.98989	1.55604	0.71099	60.9075
-2	288.82	198.154	350.619	0.99327	1.55552	0.71261	58.9963
-1	298.59	199.076	351.049	0.99664	1.55502	0.71425	57.1579
0	308.61	200.00	351.477	1.00000	1.55452	0.71590	55.3892
1	318.88	200.925	351.905	1.00335	1.55404	0.71756	53.6869
2	329.40	201.852	352.331	1.00670	1.55356	0.71324	52.0481
3	340.19	202.780	352.755	1.01004	1.55310	0.72094	50.4700

续上表

温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压力 p, kPa	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		比体积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
4	351.24	203.710	353.179	1.01337	1.55264	0.72265	48.9499
5	263.55	204.642	353.600	1.01670	1.55220	0.72438	47.4853
6	374.14	205.575	354.020	1.02001	1.55176	0.72612	46.0737
7	386.01	206.509	354.439	1.02333	1.55133	0.72788	44.7129
8	398.15	207.445	354.856	1.02663	1.55091	0.72966	43.4006
9	410.58	208.383	355.272	1.02993	1.55050	0.73146	42.1349
10	423.30	209.323	355.686	1.03322	1.55010	0.73326	40.9137
11	436.31	210.264	356.098	1.03650	1.54970	0.73510	39.7352
12	449.62	211.207	356.509	1.03978	1.54931	0.73695	38.5975
13	463.23	212.152	356.918	1.04305	1.54893	0.73882	37.4991
14	477.14	213.099	357.325	1.04632	1.54856	0.74071	36.4382
15	491.37	214.048	357.730	1.04958	1.54819	0.74262	35.4133
16	505.91	214.998	358.134	1.05284	1.54783	0.74455	34.4230
17	520.76	215.951	358.535	1.05609	1.54748	0.74649	33.4658
18	535.94	216.906	358.935	1.05933	1.54713	0.74846	32.5405
19	551.45	217.863	359.333	1.06258	1.54679	0.75045	31.6457
20	567.29	218.821	359.729	1.06581	1.54645	0.75246	30.7802
21	583.47	219.783	360.122	1.06904	1.54612	0.75449	29.9429
22	599.98	220.746	360.514	1.07227	1.54579	0.75655	29.1327
23	616.84	221.712	360.904	1.07549	1.54547	0.75863	28.3485
24	634.05	222.680	361.291	1.07871	1.54515	0.76073	27.5894
25	651.62	223.650	361.676	1.08193	1.54484	0.76286	26.8542
26	669.54	224.623	362.059	1.08514	1.54453	0.76501	26.1442
27	687.82	225.598	362.439	1.08835	1.54423	0.76718	25.4524
28	706.47	226.576	362.817	1.09155	1.54393	0.76938	24.7840
29	725.50	227.557	363.193	1.09475	1.54363	0.77161	24.1362
30	744.90	228.540	363.566	1.09795	1.54334	0.77386	23.5082
31	764.68	229.526	363.937	1.10115	1.54305	0.77614	22.8993
32	784.85	230.515	364.305	1.10434	1.54276	0.77845	22.3088
33	805.41	231.506	364.670	1.10753	1.54247	0.78079	21.7359
34	826.36	232.501	365.033	1.11072	1.54219	0.78316	21.1802
35	847.72	233.498	365.392	1.11391	1.54191	0.78556	20.6408

续上表

温 度 t, °C	压力 p, kPa	比焓 kJ/kg		比熵 kJ/kg·K		比体积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
36	869.48	234.499	365.749	1.11710	1.54163	0.78799	20.1173
37	891.64	235.503	366.103	1.12028	1.54135	0.79045	19.6091
38	914.23	236.510	366.454	1.12347	1.54107	0.79294	19.1156
39	937.23	237.521	366.802	1.12665	1.54079	0.79546	18.6362
40	960.65	238.535	367.146	1.12984	1.54051	0.79802	18.1706
41	984.51	239.552	267.487	1.13302	1.54024	0.80062	17.7182
42	1008.8	240.574	367.825	1.13620	1.53996	0.80325	17.2785
43	1033.5	241.598	368.160	1.13938	1.53968	0.80592	16.8511
44	1058.7	242.627	368.491	1.14257	1.53941	0.80863	16.4356
45	1084.3	243.659	368.818	1.14575	1.53913	0.81137	16.0316
46	1110.4	244.696	369.141	1.14894	1.53885	0.81416	15.6386
47	1136.9	245.736	369.461	1.15213	1.53856	0.81698	15.2563
48	1163.9	246.781	369.777	1.15532	1.53828	0.81985	14.8844
49	1191.4	247.830	370.088	1.15851	1.53799	0.82277	14.5224
50	1219.3	248.884	370.396	1.16170	1.53770	0.82573	14.1701
52	1276.6	251.004	370.997	1.16810	1.53712	0.83179	13.4931
54	1335.9	253.144	371.581	1.17451	1.53651	0.83804	12.8509
56	1397.2	255.304	372.145	1.18093	1.53589	0.84451	12.2412
58	1460.5	257.486	372.688	1.18738	1.53524	0.85121	11.6620
60	1525.9	259.690	373.210	1.19384	1.53457	0.85814	11.1113
62	1593.5	261.918	373.707	1.20034	1.53387	0.86534	10.5872
64	1663.2	264.172	374.180	1.20686	1.53313	0.87282	10.0881
66	1735.1	266.452	374.625	1.21342	1.53235	0.88059	9.61234
68	1809.3	268.762	375.042	1.22001	1.53153	0.88870	9.15844
70	1885.8	271.102	375.427	1.22665	1.53066	0.89716	8.72502
75	2087.5	277.100	376.234	1.24347	1.52821	0.92009	7.72258
80	2304.6	283.341	376.777	1.26069	1.52526	0.94612	6.82143
85	2538.0	289.879	376.985	1.27845	1.52164	0.97621	6.00494
90	2788.5	296.788	376.748	1.29691	1.51708	1.01190	5.25759
95	3056.9	304.181	375.887	1.31637	1.51113	1.05581	4.56341
100	3344.1	312.261	374.070	1.33732	1.50296	1.11311	3.90280

附表 2

 R_{22} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质

温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压 力 p, kPa	比 焓 kJ/kg		比 熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		比 体 积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
-60	37.48	134.763	379.114	0.73254	1.87886	0.68208	537.152
-55	49.47	139.830	381.529	0.75599	1.86389	0.68856	414.827
-50	64.39	144.959	383.921	0.77919	1.85000	0.69526	324.557
-45	82.71	150.153	386.282	0.80216	1.83708	0.70219	256.990
-40	104.95	155.414	388.609	0.82490	1.82504	0.70936	205.745
-35	131.68	160.742	390.896	0.84743	1.81380	0.71680	166.400
-30	163.48	166.140	393.138	0.86976	1.80329	0.72452	135.844
-28	177.76	168.318	394.021	0.87864	1.79927	0.72769	125.563
-26	192.99	170.507	394.896	0.88748	1.79535	0.73092	116.214
-24	209.22	172.708	395.762	0.89630	1.79152	0.73420	107.701
-22	226.48	174.919	396.619	0.90509	1.78779	0.73753	99.9362
-20	244.83	177.142	397.467	0.91386	1.78415	0.74091	92.8432
-18	264.29	179.376	398.305	0.92259	1.78059	0.74436	86.3546
-16	284.93	181.622	399.133	0.93129	1.77711	0.74786	80.4103
-14	306.78	183.878	399.951	0.93997	1.77371	0.75143	74.9572
-12	329.89	186.147	400.759	0.94862	1.77039	0.75506	69.9478
-10	354.30	188.426	401.555	0.95725	1.76713	0.75876	65.3399
-9	367.01	189.571	401.949	0.96155	1.76553	0.76063	63.1746
-8	380.06	190.718	402.341	0.96585	1.76394	0.76253	61.0958
-7	393.47	191.868	402.729	0.97014	1.76237	0.76444	59.0996
-6	407.23	193.021	403.114	0.97442	1.76082	0.76636	57.1820
-5	421.35	194.176	403.496	0.97870	1.75928	0.76831	55.3394
-4	435.84	195.335	403.876	0.98297	1.75775	0.77028	53.5682
-3	450.70	196.497	404.252	0.98724	1.75624	0.77226	51.8653
-2	465.94	197.662	404.626	0.99150	1.75475	0.77427	50.2274
-1	481.57	198.828	404.994	0.99575	1.75326	0.77629	48.6517
0	497.59	200.000	405.361	1.00000	1.75279	0.77834	47.1354
1	514.01	201.174	405.724	1.00424	1.75034	0.78041	45.6757
2	530.83	202.351	406.084	1.00848	1.74889	0.78249	44.2702
3	548.06	203.530	406.440	1.01271	1.74746	0.78460	42.9166
4	565.71	204.713	406.793	1.01694	1.74604	0.78673	41.6124
5	583.78	205.899	407.143	1.02116	1.74463	0.78889	40.3556
6	602.28	207.089	407.489	1.02537	1.74324	0.79107	39.1441

续上表

温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压 力 p, kPa	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		比体积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
7	621.22	208.281	407.831	1.02958	1.74185	0.79327	37.9759
8	640.59	209.477	408.169	1.03379	1.74047	0.79549	36.8493
9	660.42	210.675	408.504	1.03799	1.73911	0.79775	35.7624
10	680.70	211.877	408.835	1.04218	1.73775	0.80002	34.7136
11	701.44	213.083	409.162	1.04637	1.73640	0.80232	33.7013
12	722.65	214.291	409.485	1.05056	1.73506	0.80465	32.7239
13	744.33	215.503	409.804	1.05474	1.73373	0.80701	31.7801
14	766.50	216.719	410.119	1.05892	1.73241	0.80939	30.8683
15	789.15	217.937	410.430	1.06309	1.73109	0.81180	29.9874
16	812.29	219.160	410.736	1.06726	1.72978	0.81424	29.1361
17	835.93	220.386	411.038	1.07142	1.72848	0.81671	28.3131
18	860.08	221.615	411.336	1.07559	1.72719	0.81922	27.5173
19	884.75	222.848	411.629	1.07974	1.72590	0.82175	26.7477
20	909.93	224.084	411.918	1.08390	1.72462	0.82431	26.0032
21	935.64	225.324	412.202	1.08805	1.72334	0.82691	25.2829
22	961.89	226.568	412.481	1.09220	1.72206	0.82954	24.5857
23	988.67	227.816	412.755	1.09634	1.72080	0.83221	23.9107
24	1016.0	229.068	413.025	1.10048	1.71953	0.83491	23.2572
25	1043.9	230.324	413.289	1.10462	1.71827	0.83765	22.6242
26	1072.3	231.583	413.548	1.10876	1.71701	0.84043	22.0111
27	1101.4	232.847	413.802	1.11290	1.71576	0.84324	21.4169
28	1130.9	234.115	414.050	1.11703	1.71450	0.84610	20.8411
29	1161.1	235.387	414.293	1.12116	1.71325	0.84899	20.2829
30	1191.9	236.664	414.530	1.12530	1.71200	0.85193	19.7417
31	1223.2	237.944	414.762	1.12943	1.71075	0.85491	19.2168
32	1255.2	239.230	414.987	1.13355	1.70950	0.85793	18.7076
33	1287.8	240.520	415.207	1.13768	1.70826	0.86101	18.2135
34	1321.0	241.814	415.420	1.14181	1.70701	0.86412	17.7341
35	1354.8	243.114	415.627	1.14594	1.70576	0.86729	17.2686
36	1389.2	244.418	415.828	1.15007	1.70450	0.87051	16.8168

续上表

温 度 t, °C	压力 p, kPa	比焓 kJ/kg		比熵 kJ/kg·K		比体积 L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
37	1424.3	245.727	416.021	1.15420	1.70325	0.87378	16.3779
38	1460.1	247.041	426.208	1.15833	1.70199	0.87710	15.9517
39	1496.5	248.361	416.388	1.16246	1.70073	0.88048	15.5375
40	1533.5	249.686	416.561	1.16659	1.69946	0.88392	15.1351
41	1571.2	251.016	416.726	1.17073	1.69819	0.88741	14.7439
42	1609.6	252.352	416.883	1.17486	1.69692	0.89097	14.3636
43	1648.7	253.694	417.033	1.17900	1.69564	0.89459	13.9938
44	1688.5	255.042	417.174	1.18315	1.69435	0.89828	13.6341
45	1729.0	256.396	417.308	1.18730	1.69305	0.90203	13.2841
46	1770.2	257.756	417.432	1.19145	1.69174	0.90586	12.9436
47	1812.1	259.123	417.458	1.19560	1.69043	0.90976	12.6122
48	1854.8	260.497	417.655	1.19977	1.68911	0.91374	12.2895
49	1898.2	261.877	417.752	1.20393	1.68777	0.91779	11.9753
50	1942.3	263.264	417.838	1.20811	1.68643	0.92193	11.6693
52	2032.8	266.062	417.983	1.21648	1.68370	0.93047	11.0806
54	2126.5	268.891	418.083	1.22489	1.68091	0.93939	10.5214
56	2223.2	271.754	418.137	1.23333	1.67805	0.94872	9.98952
58	2323.2	274.654	418.141	1.24183	1.67511	0.95850	9.48319
60	2426.6	277.594	418.089	1.25038	1.67208	0.96878	9.00062
62	2533.3	280.577	417.978	1.25899	1.66895	0.97960	8.54016
64	2643.5	283.607	417.802	1.26768	1.66570	0.99104	8.10023
66	2757.3	286.690	417.553	1.27647	1.66231	1.00317	7.67934
68	2874.7	289.832	417.226	1.28535	1.65876	1.01608	7.27605
70	2995.9	293.038	416.809	1.29436	1.65504	1.02987	6.88899
75	3316.1	301.399	415.299	1.31758	1.64472	1.06916	5.98334
80	3662.3	310.424	412.898	1.34223	1.63239	1.11810	5.14862
85	4036.8	320.505	409.101	1.36936	1.61673	1.18328	4.35815
90	4442.5	332.616	402.653	1.40155	1.59440	1.28230	3.56440
95	4883.5	351.767	386.708	1.45222	1.54712	1.52064	2.55133

附表 3

 R_{134a} 饱和液体及饱和蒸气的热力性质

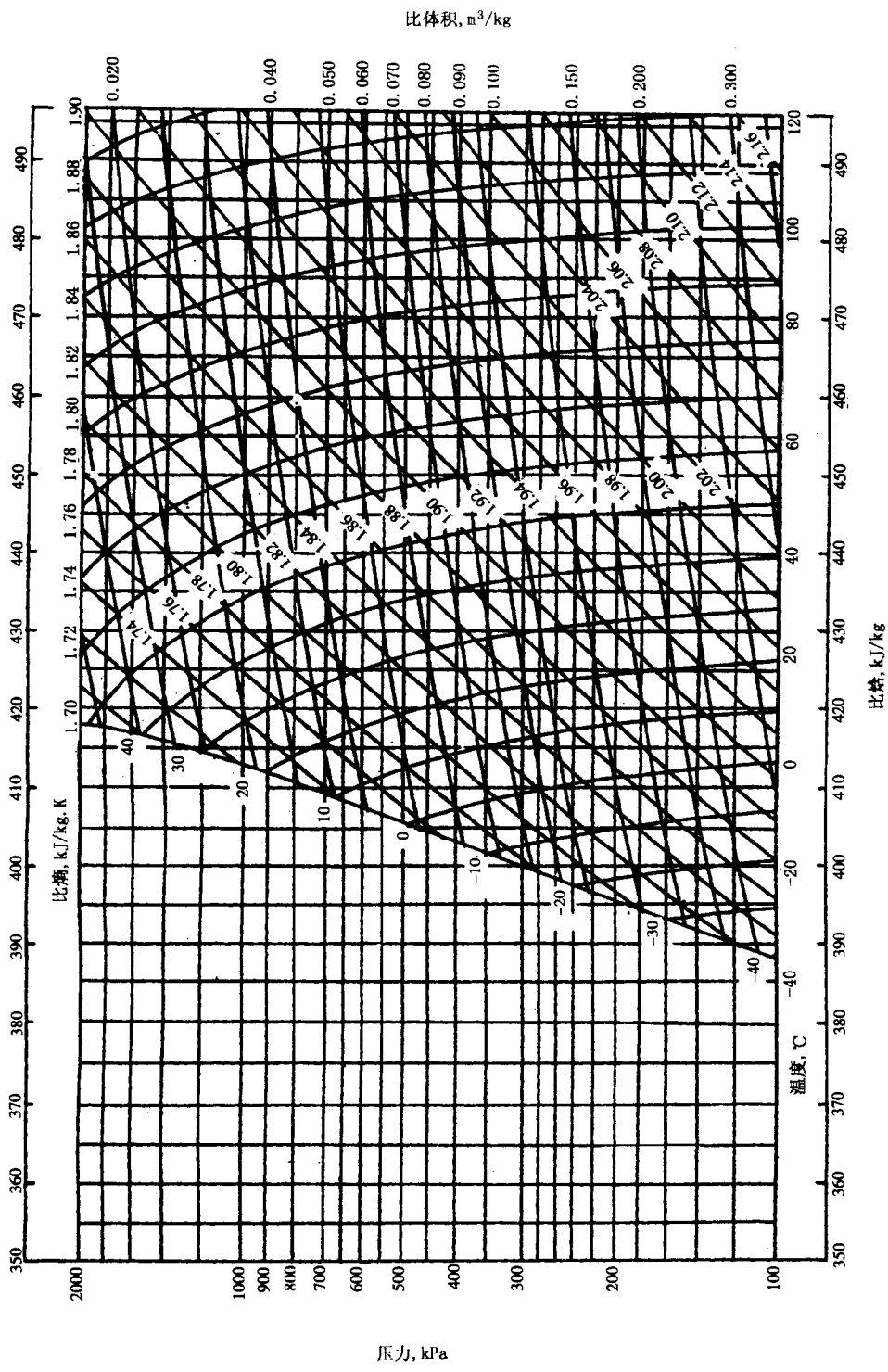
温度 $t, ^\circ\text{C}$	压力 p, kPa	密度 $\rho_f, \text{kg/m}^3$	比体积 $v_g, \text{m}^3/\text{kg}$	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{k}$	
				h_f	h_g	s_f	s_g
-103.30	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638
-100.00	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456
-90.00	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975
-80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585
-70.00	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269
-60.00	0.01594	1471.0	1.0770	123.96	361.51	0.6871	1.8016
-50.00	0.02948	1443.1	0.60560	136.21	367.83	0.7432	1.7812
-40.00	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649
-30.00	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	0.8498	1.7519
-28.00	0.09268	1380.0	0.20682	163.62	381.70	0.8601	1.7497
-26.00	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	0.8701	1.7476
-26.00	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8701	1.7476
-24.00	0.11127	1368.2	0.17410	168.70	384.19	0.8806	1.7455
-22.00	0.12160	1362.2	0.16010	171.26	385.43	0.8908	1.7436
-20.00	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417
-18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399
-16.00	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383
-14.00	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367
-12.00	0.18516	1331.8	0.10749	181.16	391.55	0.9110	1.7351
-10.00	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337
-8.00	0.21684	1319.3	0.09246	189.40	393.95	0.9608	1.7323
-6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310
-4.00	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297
-2.00	0.27206	1300.2	0.07440	197.33	397.51	0.9903	1.7285
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274
2.00	0.31450	1287.1	0.06470	202.68	399.84	1.0097	1.7263
4.00	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252
6.00	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0294	1.7242
8.00	0.38749	1267.0	0.5284	210.80	403.27	1.0387	1.7233

续上表

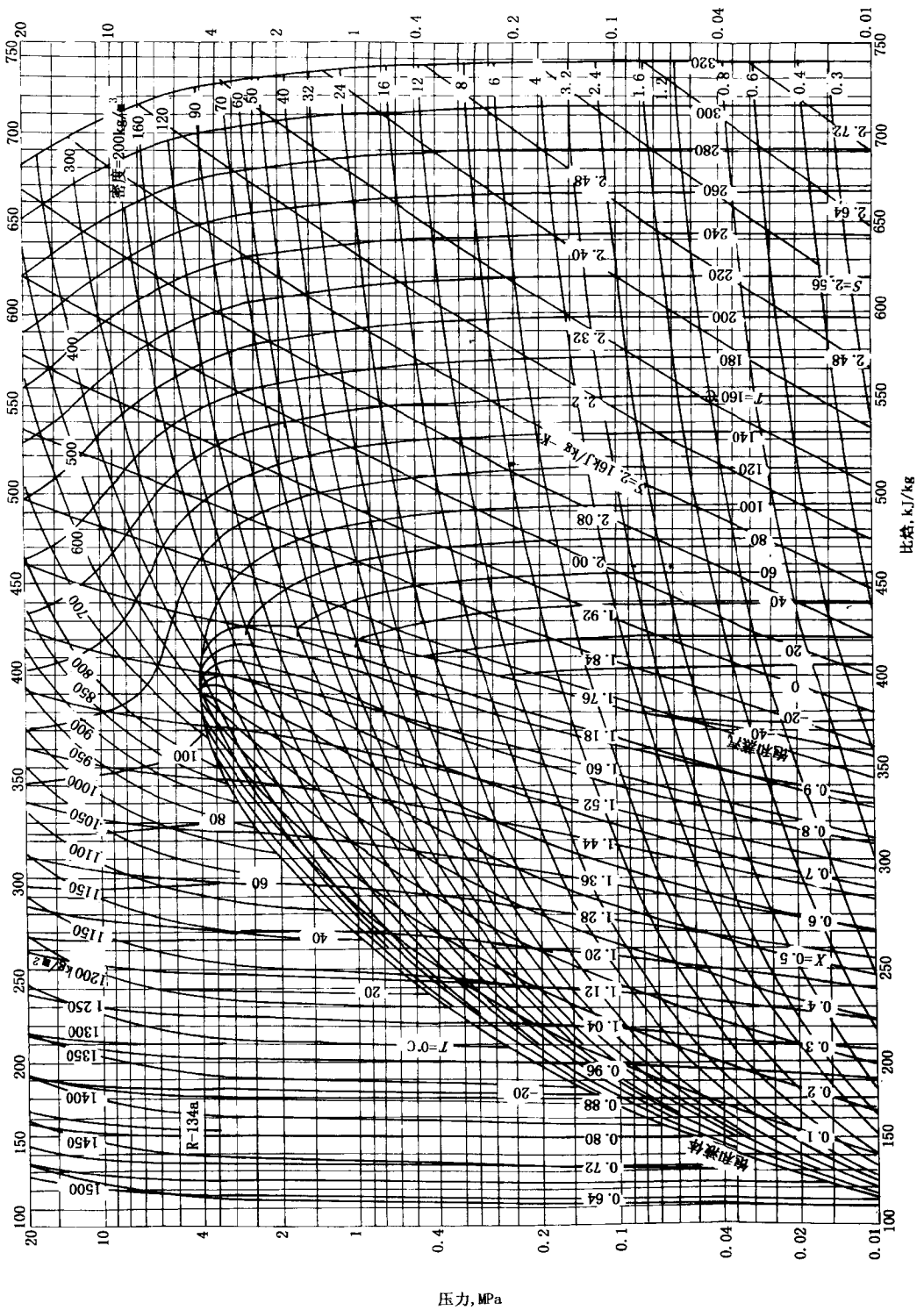
温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压力 p, kPa	密度 $\rho_f, \text{kg/m}^3$	比体积 $v_g, \text{m}^3/\text{kg}$	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{k}$	
				h_f	h_g	s_f	s_g
10.00	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.40	1.0483	1.7224
12.00	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215
14.00	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207
16.00	0.50413	1239.3	0.04081	221.80	407.70	1.0770	1.7199
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191
20.00	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183
22.00	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169
26.00	0.68531	1202.6	0.03003	235.90	412.95	1.1244	1.7162
28.00	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149
32.00	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142
34.00	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1624	1.7135
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129
38.00	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122
40.00	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115
42.00	1.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108
44.00	1.1300	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101
46.00	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086
50.00	1.3177	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078
52.00	1.3852	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070
54.00	1.4553	1082.9	0.01353	277.86	425.03	1.2562	1.7061
56.00	1.5280	1073.0	0.01280	281.04	425.68	1.2657	1.7051
58.00	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2817	1.7031
62.00	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2913	1.7019
64.00	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6993
68.00	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979

续上表

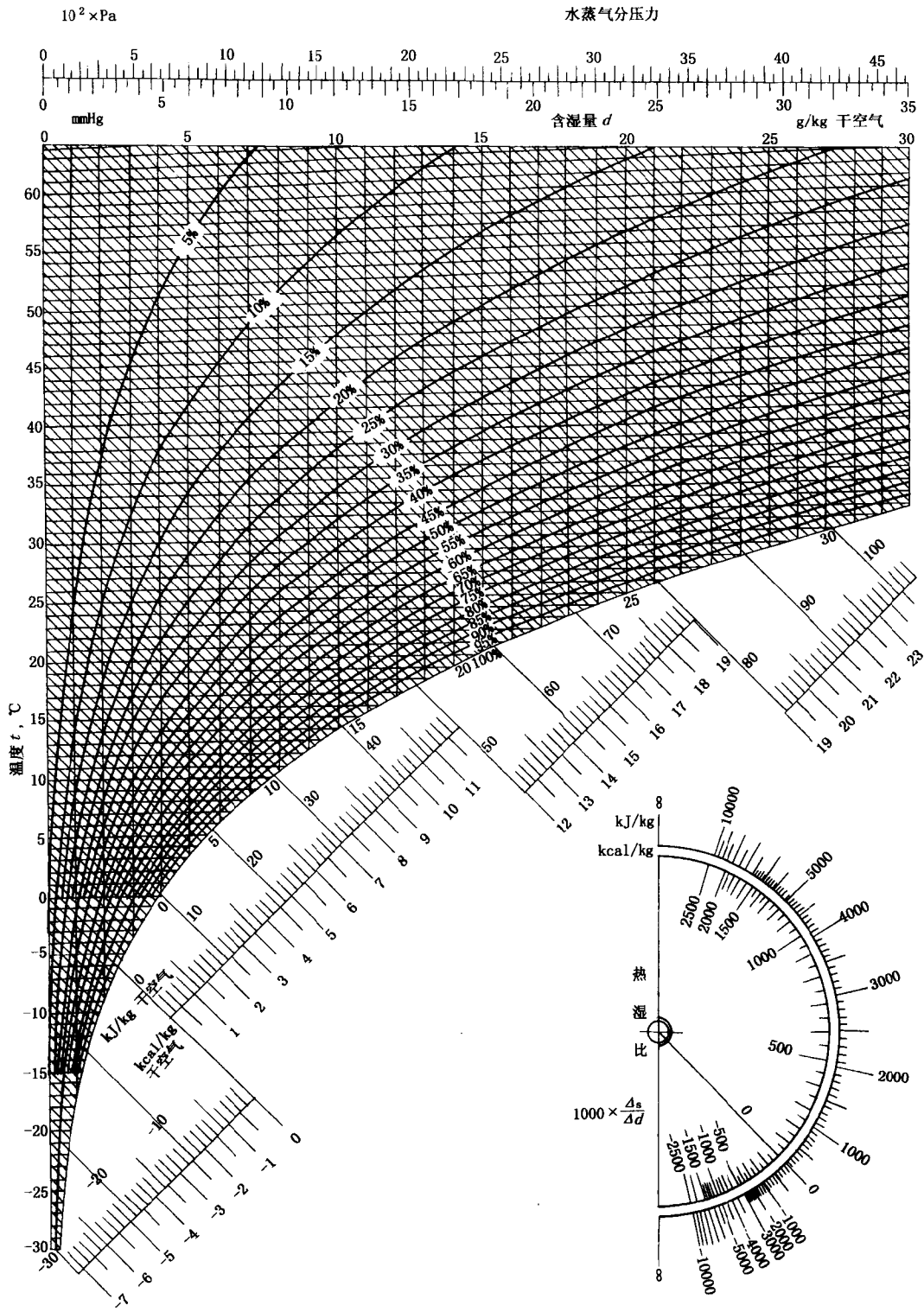
温 度 $t, ^\circ\text{C}$	压力 p, kPa	密度 $\rho_t, \text{kg/m}^3$	比体积 $v_g, \text{m}^3/\text{kg}$	比焓 kJ/kg		比熵 $\text{kJ/kg}\cdot\text{k}$	
				h_f	h_g	s_f	s_g
70.00	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963
72.00	2.2130	983.1	0.00818	307.79	429.10	1.3430	1.6945
74.00	2.3127	970.0	0.00772	311.34	429.23	1.3530	1.6926
76.00	2.4159	956.5	0.00728	314.96	429.27	1.3634	1.6905
78.00	2.5227	942.3	0.00686	318.65	429.20	1.3733	1.6881
80.00	2.6331	927.4	0.00646	322.41	429.02	1.3837	1.6855
85.00	2.9259	886.2	0.00550	332.27	427.91	1.4105	1.6775
90.00	3.2445	836.9	0.00461	343.01	425.48	1.4392	1.6663
95.00	3.5916	771.6	0.00374	355.43	420.60	1.4720	1.6490
100.00	3.9721	646.7	0.00265	374.02	407.08	1.5207	1.6093



附图 2 R₂₂过热蒸气的压—焓图



附图3 R_{134a}的压-焓图



附图 4 湿空气的焓湿 ($h-d$)图
 (大气压力 101325Pa)

参 考 文 献

- 1 费千主编.船舶辅机.大连:大连海事大学出版社,2000
- 2 卢士勋主编.船舶辅机.北京:科学出版社,1994
- 3 韩厚德主编.船舶辅机.北京:人民交通出版社,2001
- 4 中国海事中心.海船船员适任考试和评估大纲.北京:人民交通出版社,1998
- 5 吴晓光主编.船舶辅机试题解答.大连:大连海事大学出版社,2000
- 6 郑士君主编.船舶辅机考证指南.北京:人民交通出版社,2001

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