



船舶柴油机动力装置

(管系及设备)

下 册

上海交通大学 240 教研组编

一九七五年

§ 1 液压传动装置概述

随着我国造船工业的飞速发展，液压传动装置在船舶上的应用日益广泛。在毛主席“独立自主、自力更生”的方针的指引下，不仅在舵机、起货机、起网机、绞机、舱口盖、水密门和阀门的开启、升降机、主机的远操纵等各个方面设计和制造成功了多种结构型式的船用液压机械，而且在造船工艺设备中，如弯管机、压力机等也采用了液压传动装置，为船舶机械的配套和造船工业的继续发展提供了一定的条件。

液压传动装置是以矿物油为工作介质的能量转换与能量传递的传动装置。在这个装置中用电动机或柴油机拖动的油泵供应压力油，然后利用此压力油推动执行工作机构（称为液动机），产生连续的或间歇的往复运动或旋转运动，完成一定的工作任务（如转舵、起重、操纵等）。

用图1表示液压传动装置的能量转化过程。原动机先把机械能传递给油泵，油泵使工作油提高压力，机械能就转化为工作油的压力能。经过联接管道和有关附件，把压力油送到液动机。压力油推动液动机产生力或力矩，完成所需工作任务。这时压力能又转化为机械能。由此可见，在液压传动装置中从原动机到液动机经过了二次能量转化：机械能→油的压力能；油的压力能→机械能。同时还可以清楚地看出

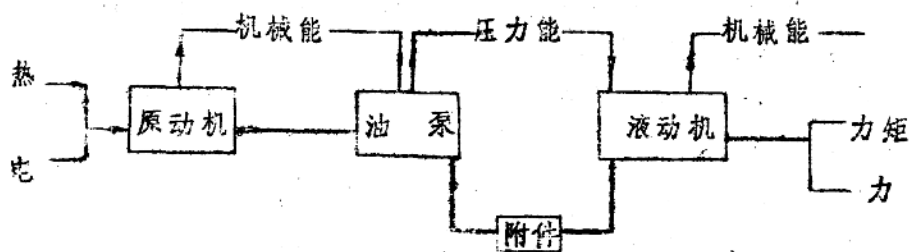


图 1

—— 液压传动装置的工作是依靠工作油的静压力，因此它所利用的工作原理是静压传递原理。（在某些传动装置中，利用油的速度来传递能量

的，称为液力传动装置，两者是有区别的，不要混淆）。

任何一个实际的液压传动装置均由四个部分组成：

1. 油泵

它把原动机的机械能转变成成为工作油的压力。

适用于液压传动的油泵有齿轮泵、叶片泵、螺杆泵和柱塞泵。齿轮泵和螺杆泵都是定量式油泵（即泵的排量不能由泵本身来调节）。叶片泵和柱塞泵除了定量泵以外，还可通过泵本身的机构进行流量调节。这种泵叫做变量泵。

液压传动中的油压按一机部液压局制定的标准（JB824—66）分为五级：

低压	2.5 公斤 / 厘米 ² 以下
中压	2.5 ~ 8.0 公斤 / 厘米 ²
中高压	8.0 ~ 16.0 公斤 / 厘米 ²
高压	16.0 ~ 32.0 公斤 / 厘米 ²
超高压	32.0 公斤 / 厘米 ² 以上

目前民用船舶的液压传动装置所用油压大都在前三级。

2. 液动机

将输入之压力能转化为机械能的设备叫做液动机。作往复运动的来回摆动的液动机叫做油缸，为区别起见，把作摆动运动的油缸叫做摆动油缸。直线往复运动的油缸按其活塞的形式又可分为柱塞式与柱塞式两种。作旋转运动的液动机叫做油马达。通常的油泵供以压力油后都可作油马达使用，但最常用的油马达以径向柱塞式为最多。

3. 控制调节设备

用以控制和调节装置中的压力、流量和流向，以满足传动装置工作性能上的要求。

控制油压的有溢流阀、减压阀、顺序阀等；

控制油量的有节流阀、调速阀、行程阀等；

控制流向的有换向阀、单向阀、截止阀等。

4. 辅助设备

除上述三项以外，在整个管路还需设有滤器、冷却器、油柜、蓄能器（压力柜）、仪表和管接件等设备。

液压传动装置是目前工业（航空、汽车、机床、工程机械、造船等）中应用得较为广泛的一种传动方式，因为它具有以下一些显著的特点：

1. 能够实现无级变速，速度的调节范围很大；
2. 在同样的传递功率下，它的体积小、重量轻、运动惯性小；
3. 运动比较平稳，便于实现频繁的换向，易于吸收冲击并能自动防止过载；
4. 与电气与压缩空气配合可以实现自动化；
5. 全部运动部件均在油内工作，自行润滑，耐久性高；
6. 各种液压元件易于实现标准化。

“事物都是一分为二的”。由于液压传动装置特定的工作原理带来了一些缺陷，如果处理不当会产生严重的影响。这些缺点主要是：

1. 由于它是经过二次能量转化，与其它传动型式比较，效率较低；
2. 管系内的漏泄会影响工作机构的运动平稳性与正确性；所以不宜在要求较高的定比传动中；
3. 油的粘度和温度的变化会影响到传动装置的工作性能，在温度变化剧烈的场合不宜采用；
4. 管系中渗入空气后，会使工作不平稳，并产生噪音；
5. 液压元件的制造精度要求很高。

船用液压传动装置根据油泵与液压机的配置方式可以分为独立式与集中式两种：

独立式传动中，每台液压机配备一台或数台油泵，如舵机。

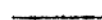
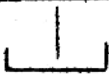
集中式传动中，由一台或数台油泵组成一个油泵站，供给几个液压机或全部液压机，如起货机、操舵装置。

独立式传动使液动机有最大的工作独立性，操纵调节比较方便和简单，它适用于大功率和液动机同时系数大的场合。

集中式传动可以减少管理人员和整个液压传动装置的油泵设备。但是它的操纵调节较为复杂，容易发生故障。由于它能把油泵的功率分配至全部液动机上，在液动机同时系数小时，油泵的配置功率较小，有利于节约，所以这种方式都用于甲板机械中。

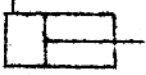
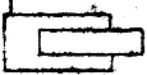
为了适应液压传动装置发展的需要，我国已有专用的液压件工厂，生产各种油泵、液动机、和专用伐件设备。并且还制订了有关的标准。同时为通用和统一起见，又规定了液压管系中使用的图形符号(JB 786—65)。下面摘录一部分船用中常用的符号以供参考。

表一 管 路

工作管路	控制管路	漏泄管路	软管	通油箱管路	
				 管端在油面上	 管端在油面下

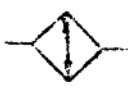
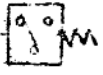
表二 油泵与液动机

方向 \ 名称	定量油泵	变量油泵	定量油马达	变量油马达
单 向				
双 向				

单作用油缸		摆动油缸
 活塞式	 柱塞式	 转角小于360°

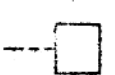
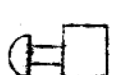
表三

附属设备

油箱	散热器	冷却器	粗滤器	细滤器	压力继电器
 (开式)					

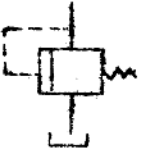
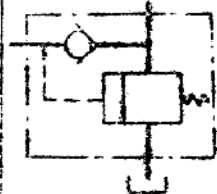
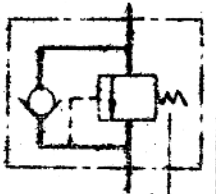
表四

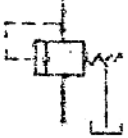
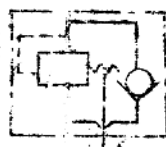
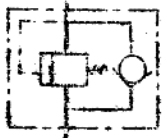
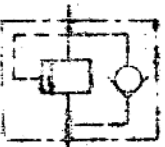
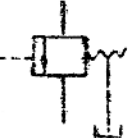
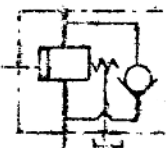
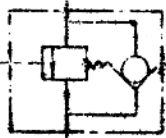
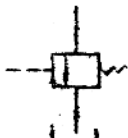
控制方式

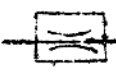
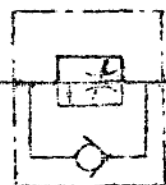
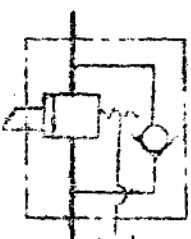
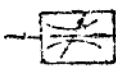
手动	脚踏	液动	电动	按钮
				

表五

压力控制阀

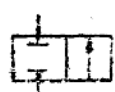
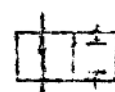
溢流阀	单向溢流阀	减压阀	单向减压阀
			

	顺序阀	单向顺序阀	平衡阀	卸荷阀	限压单向阀
直接控制					
远程控制					

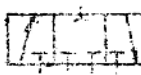
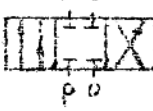
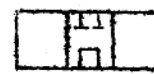
常 流 伐	半 向 半 流 伐	溢 流 半 流 伐	单 向 压 力 补 偿 流 伐	单 向 行 程 节 流 伐
 固定式	 固定式			
 可调式	 可调式			

表七 方 向 控 制 伐

(一) 二位方向伐

二位二通伐	二位二通伐	二位三通伐	二位四通伐
 常 闭 式	 常 开 式		

(二) 三位方向伐

名称	代号	符 号	名称	代号	符 号	名称	代号	符 号
三位化开阀	O		A O B 连接	K		P A B 连接	P	
四通伐中封阀	O		P A O 连接	K		B O 连接	J	
中间开后	H		P O 连接	M		P A B O 连接	X	

§ 2 液压舵机的工作原理

液压传动装置先用于船舶上的是舵机。因为随着船舶吨位和航速的提高，作用于舵杆上的力矩也相应增大，那些利用机械传动（齿轮传动，齿扇传动，蜗轮传动，螺杆传动）的人力舵机、蒸汽舵机和电动舵机由于尺寸和重量的过分增大而不能胜任。而液压传动装置却因它一些独特的优点取而代之。在液压件（泵、伐、密封装置等）生产普及的情况下，不仅在大扭矩舵机（数百吨米扭矩）而且在小扭矩（数百公斤米扭矩）的场合也乐于采用舵机。

我国自行设计的第一台液压舵机是在1954年由江南造船厂制造的，安装在“民众”号轮上。以后随着造船工业的发展，特别是在文化大革命中批判了“造船不如买船，买船不如租船”的反革命修正主义路线之后，各个大小船厂自行设计和制造了多种型式的液压舵机，扭矩从数百公斤米直至一、二百吨米，装备于小型内河船舶、沿海船舶和万吨远洋巨轮，为我国船舶机械的配套提供了良好的条件。

现在来讨论液压舵机的工作原理。首先应该明确的是任何一个舵机都应当满足转舵时的三个设计要求即舵杆上的转舵力矩，最大转舵角，和转舵时间。

转舵力矩是指舵角转至规定的最大值时舵杆上的力矩，以符号 M_0^* 表示。它有正车和倒车之分，一般在设计时以正车时的转舵力矩为准，但也应考虑到倒车力矩的大小。转舵力矩是在舵机设计中获得。图2为转舵力矩与转舵角的一般关系。

最大转舵角以 α_{max} 表示。在造船规范中通常都规定了在使用时承认的数值。对于海洋船舶，采用的最大舵角为 $32^\circ \sim 35^\circ$ 。对于内河船最大舵角不得超过 45° ，而航行于急流航段的船舶此角不得超过 35° 。某些特殊的船舶不限于此规定。由于这个规定，所有舵机均应装设舵角指示器和舵角限制器。

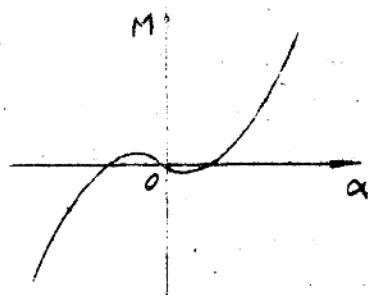


图 2

转舵时间是指舵自一舷的最大舵角转至另一舷的最大舵角所需的

时间，也即转过 $2\alpha_{max}$ 的时间，以 t 表示。此时间即代表了转舵速度，它的大小规定为：

海洋船舶	20~30秒（常取28秒）
内河船舶	20秒以下（一般航道）
拖船	20~25秒

内河船舶的转舵时间 t 与航速有密切关系，如我国长江中、上游航速快，水流急，则规定为9~15秒，下游规定为15~20秒。

图3为一个简易型式的液压舵机及其管系的示意图。

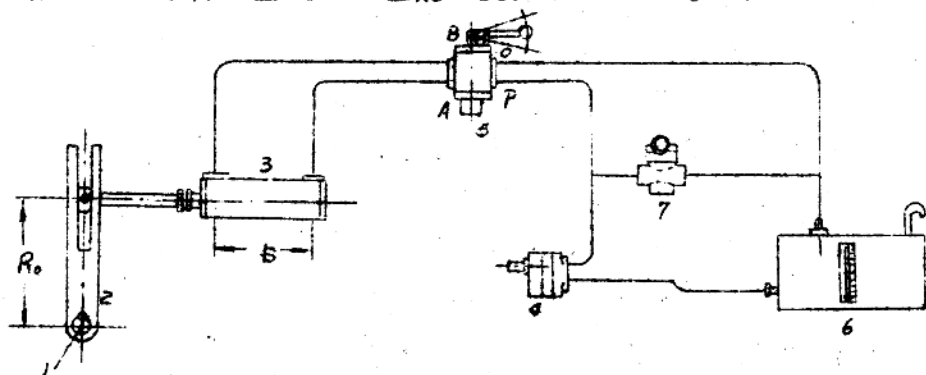


图 3

图中1为舵杆，其上套有舵柄2。3为往复式油缸，它的活塞杆与舵柄由滑销连接。4为油泵，5为操纵舵机运动的手动操纵伐，通常均装在驾驶台，6为油柜。油泵从此柜吸油，然后打至操纵伐的P处，O为伐与油柜的连接管路，通常是回油管。A与B为接至油缸3活塞两边工作油腔的连接管，7为溢流伐。

液压舵机及管系的动作原理如下：当操纵伐的手柄处于中间位置时，压力油管P与其它三根油管O、A、B被切断，油泵打出的压力油不能通过操纵伐，这时压力油管中的油压升高，当油压升高到某一规定值时溢流伐7被顶开，油泵打出的油回入油柜。舵机油缸3中的活塞不动作，若扳动操纵伐的手柄使压力油管P与A接通，压力油管的压力油进入油缸3的右腔，这时溢流伐7关闭，压力油推动活塞向左，从而也就推动舵柄向左转动。油缸左腔中的油由活塞迫使它经操纵伐的回油管O回至油柜6。反之；则活塞左腔进油，舵柄向右转动。

从动作原理来看，这种简易液压舵机有以下几个特点：

1. 舵的转动方向，即活塞的移动方向由舵工控制操纵伐的所处位置来完成。因而常常采用具有三个位置的操纵伐，即三位换向伐。

2. 配置的油泵大多数为齿轮泵。这类油泵属于定排量的容积式泵，即它的排量与转速有关。转速一定时，排量不变。这类油泵与中间封闭式（伐在中央位置时各个油管均被切断）三位换向伐配合使用时必须安装溢流伐，这个溢流伐使得换向伐在中央位置时油泵能回油至油柜。此伐实质上是油泵的一个安全伐。

3. 工作油在管路内循环流动。油泵从油柜吸油，最后仍将油送回至油柜。由于工作油在油柜中经常与空气接触，所以这种管系型式称为开式管系。

4. 往复式油缸与舵柄组成转舵机构，二者组合的结构不同就成为不同型式的液压舵机。

下面进一步讨论转舵机构的作用。

图 4 为转舵机构的简图和受力分析

图中所示为舵转过某一 α 角的情况。

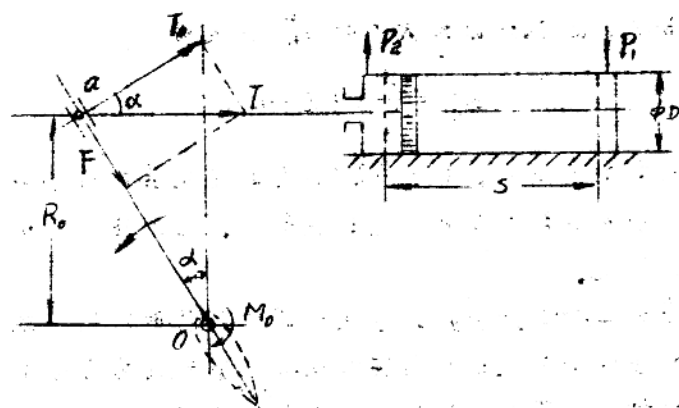


图 4

设舵杆转至 α 角时的力矩为 M_0 ，舵杆中心至油缸中心线的垂直距离为 R_0 。

油缸的活塞杆与舵柄连接处 a （即销轴处）作用有二个力： T_0 与 F 。

力 T_0 垂直于舵柄方向，其大小为

$$T_0 = \frac{M_0}{R_0 \cos \alpha} \quad (1)$$

力 F 重合于舵柄方向，为滑销沿舵柄方向滑动时的摩擦力。

二力的合力为 T ，作用于油缸中心线，合力的大小可由下式表示：

$$T = T_0 / \cos \alpha = \frac{M_0}{R_0} \quad (2)$$

作用力 T 是由油缸内油压作用在活塞上的力 P 加以平衡。油压在活塞上产生的有效作用力为

$$\begin{aligned} P &= \frac{\pi}{4} D^2 \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_m \\ &= \frac{\pi}{4} D^2 \Delta p \cdot \eta_m \end{aligned} \quad (3)$$

上式中 $\Delta p = p_1 - p_2$ ， p_1 为进入活塞右边工作腔的油压， p_2 为回油腔的油压。 D 为油缸的直径， η_m 为各摩擦部分的损失系数。

由(2)、(3)式并以最大力矩 M_0^* 代入得

$$M_0^* = \frac{\pi}{4} D^2 \Delta p \eta_m R_0 \quad (4)$$

从设计角度看，给出 M_0^* ，并选定适当的舵柄与油缸的中心距 R_0 之后，由(4)式即可确定油缸的直径 D 。但是在此式中还有压差 Δp 需要予以确定。

压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ ，在选择工作油压时常以油泵的工作压力为依据。液压传动装置的油压在国家标准中规定为五级（见 § 1）。在特定的设计要求下尽可能的选用较低的工作油压，以使液压件的配套容易解决管系的密封和制造成本得以降低。从(4)式中可知，工作油压与油缸直径对 M_0^* 的影响是不同的：前者是一次方，后者是二次方。对于同一个 M_0^* ，选择较低的工作油压后，并不显著增大油缸直径 D ，如油压降低一半，油缸直径只增加 41%。同时可见，对于一定的工作油压，选用不同的油缸直径就能产生不同的力矩 M_0^* 。

“研究问题，忌带主观性、片面性和表面性”。确定油缸直径时还应考虑到油泵容量（即工作排量）的问题。

由图 4 可见, 在规定的 $2\alpha_{max}$ 下, 活塞应走的行程 S 为

$$S = 2 R_0 t g \alpha_{max} \quad (5)$$

活塞要走过 S 这个行程必须向油缸充入下式所确定的油量 V

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2 R_0 t g \alpha_{max} \text{ 升} \quad (6)$$

这个油量 V 是在规定的转舵时间 t 内充入的。因此进入油缸的理论流量 (单位为升/秒) 为

$$q_0 = \frac{V}{t} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2 R_0 \cdot \frac{t g \alpha_{max}}{t} \times 10^{-3} \text{ 升/秒} \quad (7)$$

式中 D 、 R_0 均以厘米代入。

在图 3 所示的管系中, 油泵打出的油流量 (排量) 扣除管道、伐门及油缸中的泄漏后应等于 q , 用公式表示油泵的排量为:

$$q = \frac{q_0}{\eta_0} = \frac{\pi D^2 R_0 t g \alpha_{max}}{2 \eta_0 t} \cdot 10^{-3} \text{ 升/秒} \quad (8)$$

(8) 式说明了油泵的排量与油缸直径的二次方成正比, 增加油缸直径将会迅速加大油泵排量。同时还可看出, R_0 也对油泵排量有影响。此外, 要加快转舵时间 t 也只有增大泵的排量。

从液压舵机转舵机构作用力的分析可以得到以下三点结论:

1. 在给定的已知设计条件 M_0^* 下, 尽可能选用较低的工作油压;
2. 根据已知条件在确定油缸直径时应顾及油泵的排量不使过分增大。
3. 欲提高转舵时间 t , 只有增加泵的排量才有可能, 因此, 转舵时间 t 须按实际情况实事求是的选定。

§ 3 转舵机构

转舵机构是液压舵机的重要组成部分。它由液动机 (油缸) 与传动机构组合而成。

转舵机构的型式很多。按油缸的型式可以分为往复式与迴转式 (也叫转叶式) 二个大类。下面就分别介绍这二类转舵机构的结构和估算方法。

一、带活塞式往复油缸的转舵机构

带活塞式往复油缸的转舵机构是常用的一种结构型式，它适用于
 低压小扭矩的液压舵机。

图5所示为三种型式的结构示意图。

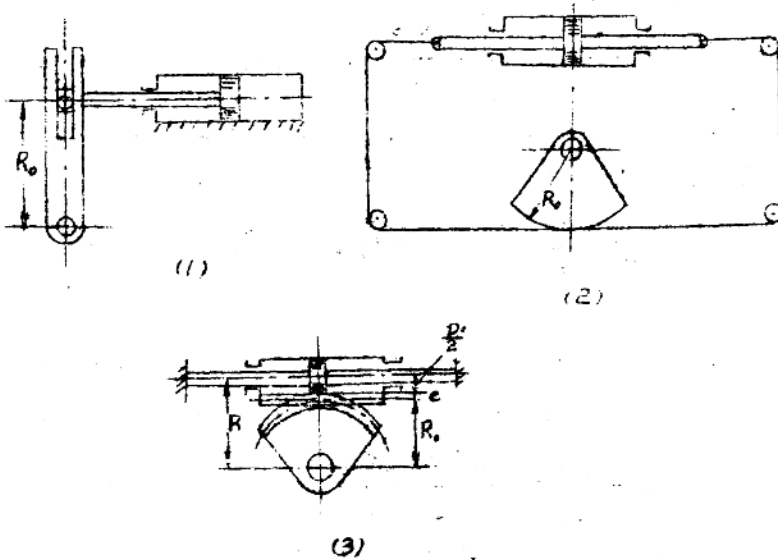


图 5

(1)为单舵柄的转舵机构。已在第二节中介绍。

(2)为扇形舵柄，油缸产生的拉力经钢缆传至舵柄。活塞杆和钢缆只受拉力。钢缆经导向滚轮后与扇形舵柄连接。

以上二种型式中油缸固定不动，而活塞作往复运动，而且活塞是双作用的，即活塞二边均可进油或排油。

(3)带齿扇传动的液压舵机。舵柄是一个弧形齿轮（简称为齿扇），油缸的一侧带有齿条，二者互相啮合。这种型式的转舵机构，油缸沿其中心线作往复运动，而活塞及活塞杆固定不动。在结构上把活塞杆做成空心杆兼作油管，油缸的油口开在活塞上。由于油缸作往复运动，且其重量较大，因而在油缸底部装有滑车或滑板，使空心活塞杆不受弯曲。

这类转舵机构的受力分析已在第二节中说明了。确定油缸尺寸的基本公式为(4)式，即

$$M_0^* = \frac{\pi}{4} D^2 \Delta p \eta R \quad (9)$$

式中 η 为转舵机构的传动效率:

$$\text{型式(1)} \quad \eta = \eta_m$$

$$\text{型式(2)} \quad \eta = \eta_b^z \cdot \eta_m$$

$$\text{型式(3)} \quad \eta = \eta_s \eta_m$$

其中之 η_m 为机构摩擦与密封部分的损失系数, 在初步估算时可取为 0.80~0.90。 η_b 为滑轮的效率, z 为张紧边的滑轮个数。在钢缆包角为 90° 时 $\eta_b = 0.90 \sim 0.92$ 。 η_s 为齿轮传动效率, 可取 0.9~0.95。

又式中之 R 值应为油缸中油压力作用线也即油缸中心线至舵杆旋转中心的垂直距离, 对于(1)(2)型, $R = R_0$ 。对于(3)型, $R = R_0 + \frac{D}{2} + e$, 其中 e 为齿条啮合线至油缸内直径间的距离。

由(9)式可得略去活塞杆面积的影响后的油缸直径为

$$D = \sqrt{\frac{4M_0}{\pi \Delta p R_0 \eta}} \quad (10)$$

由(10)式求得之油缸直径可作为第一近似值, 根据这个直径, 计算活塞上的受力, 并算出活塞杆直径, 然后再计算考虑了活塞杆面积影响的油缸直径。

在计算活塞杆直径时对于第一种型式还应考虑活塞杆受压时的稳定性。

油缸直径的精确值算出之后可按式估算油缸壁厚:

$$\delta = \frac{p d}{2 [\sigma]} \quad \text{厘米} \quad (11)$$

式中 p —— 油缸内的工作压力 (公斤/厘米²);

D —— 油缸内径, 厘米;

$[\sigma]$ —— 缸体材料许用应力, 公斤/厘米²。

使舵转过 $2\alpha_{max}$ 角的油缸理论容积为

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \quad (12)$$

式中 S 为油缸的行程。对于(1)型可用(5)式。对于扇形舵柄则为

$$S = 2\pi R_0 \frac{2\alpha_{max}}{360} \\ = \frac{\pi}{90} R_0 \alpha_{max} \quad (13)$$

二、带柱塞式往复油缸的转舵机构

在舵杆上的力矩较大，油缸选用的工作压力为中压、中高压，甚至高压时，活塞式油缸中活塞杆因受力极大而变粗，与活塞相连的结构甚为困难，因而就用柱塞（直径一样粗细，无活塞和活塞杆之分）来代替活塞和活塞杆，这种油缸是在中等力矩以上（约10吨米以上）的液压舵机中经常采用的一种结构型式。

图6为几种常用的柱塞式往复油缸的转舵机构示意图。这种型式的液压舵机油缸均是成对对置式布置的。(1)为双缸液压舵机，1为舵杆，配有舵柄2，舵柄的端部伸入十字头3中。十字头与柱塞4刚性联接。5为油缸，对向布置在同一中心线上，十字头上带有承受侧向力的滑板6，而此滑板则为导板7所支承。当柱塞为油压推动时，十字头沿油缸中心线方向直线移动，经销轴8带动十字头中间的套筒9移动，从而带动舵柄转舵。由于舵柄是作旋转运动的，舵柄与套筒产生相对滑动，同时使套筒绕销轴中心转动。可见十字头与套筒是把柱塞的往复直线运动转变为舵柄作旋转运动的主要机构。此型舵机一般用于扭矩在30吨米以下。

(2)型的结构5(1)型相同，唯油缸数目增加了一倍，舵柄两端均受柱塞的作用。它是目前大扭矩舵机最常见的一种型式。工作时两对角线上的油缸分别为进油或出油。

(3)型为四缸液压舵机，柱塞仍作直线往复运动，通过拉杆使舵柄作迴转摆动。由于拉杆较长，舵柄在 $\pm \alpha_{max}$ 转角范围内，拉杆中心线的偏角较小，因而侧向力很小，所以在结构上节去了导板与滑板。此型舵机在布置上常是纵向布置（即油缸中心线在船纵轴方向），适宜用在型线狭长的船只，在轻型军舰、如驱逐舰、巡洋舰等，而在商船上为罕见。

(4)型为双缸液压舵机。油缸的一端支于船体结构上，但可绕其支点转动（尾端耳环型油缸），柱塞一端用销轴与舵柄相联。这种型式

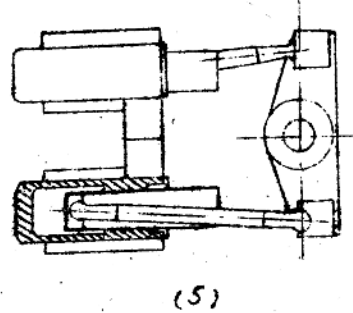
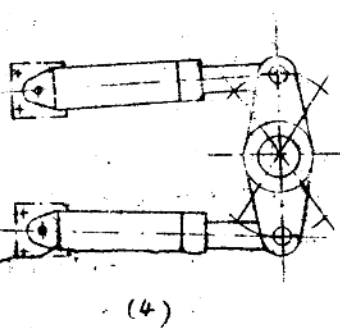
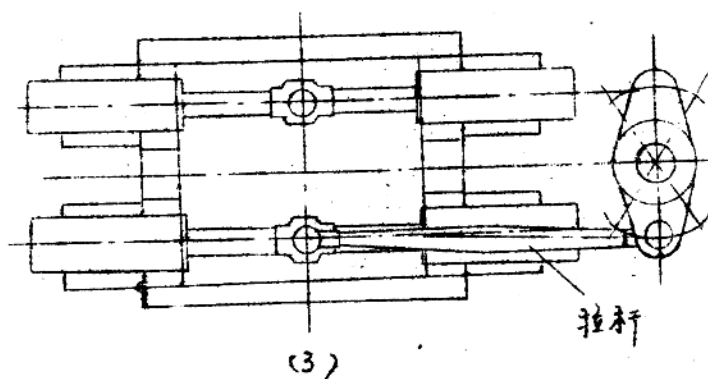
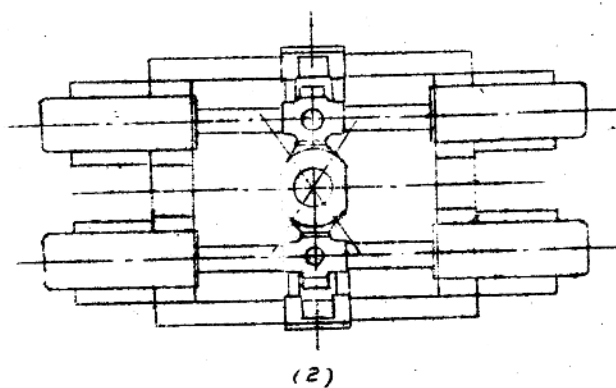
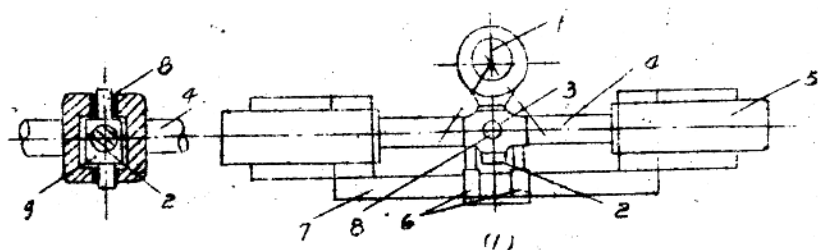


图 6

的舵机其扭矩一般不宜超过20吨米。它的优点是结构简单，可以利用液压传动中的标准化油缸。

(5)型为双缸液压舵机。与(4)型的区别是采用了裙式活塞结构。连杆两端为球形，分别铰接于活塞与舵柄上，这是目前较为新型的一种往复式液压舵机。它的优点是能够承受舵杆的振动或上下窜动。它的最大扭矩约为25吨米左右。

下面来讨论柱塞式液压舵机的受力情况和确定油缸尺寸的估算方法。

从图6所示的几种型式可见，把油缸中柱塞的直线往复运动转变为舵柄的迴转运动可以有二种基本方式：(1)用十字头——套筒结构，如图6—(1)(2)型；(2)用拉杆。如图6—(3)，(4)，(5)，而(4)型的油缸尾端用耳环支承，现分别予以说明之。

(1)带十字头——套筒的转舵机构

图7所示为这种型的结构简图和受力分析简图。图中所示为舵柄转过 α 角的情形。

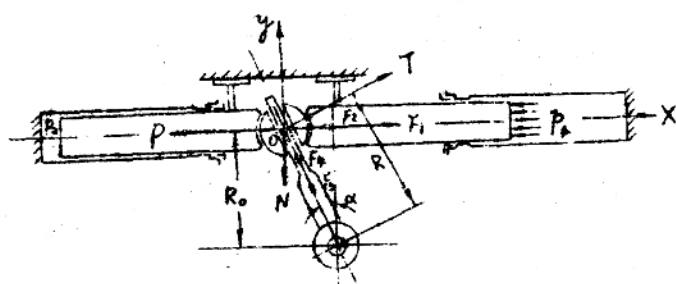


图 7

当舵向右转动 α 角时，舵上水压力产生的力矩反应在十字头中心O点处为油力T，此力垂直于舵柄，它与舵杆中心的距离为R。

由于T力的存在，当舵柄在套筒中滑动时产生了摩擦力 F_s ，若摩擦系数为 f_s ，则 $F_s = T f_s$ 。

由于T力的作用，在导板上产生了反作用力N，其方向垂直于油缸中心。而当滑板沿导板移动时，产生了摩擦力 $F_1 = N f_1$ ， f_1 为滑板与导板的摩擦系数。