

廈門水產學院
漁業機械系資料專用章
總 號 分 類 號
59-184

廈門水產學院
漁業機械系資料專用章
總 號 分 類 號
59-0 01392



船舶 通壓 技術

2

22

第六机械工业部液压技术科技情报交流网

一九八〇年十一月

前 言

随着我国液压技术的发展，液压系统在舰船上日益得到广泛的应用。近年来有关单位在这方面进行了不少研究计设、试验、生产和应用的工作，总结了宝贵的经验，取得了可喜的成绩，为提高舰船的战斗性和使用性能作出了贡献。为交流和推广经验，特编辑出版本《舰船液压技术资料选编》第二辑。第一辑着重介绍了泵、马达、阀等液压元件，已于一九七九年十月发行。

本辑收录了六机部液压技术科技情报交流网于一九七九年九月在苏州举办的“液压系统专题交流会”上交流并经会议推荐的文章十二篇。其中有：全船液压化四篇；装置与设备液压系统八篇；新型液压元件一篇和应用情况一篇。液压系统均为我国自行设计，选用国内生产的元件。反映了我国现阶段舰船液压系统技术的概貌和水平，可供从事液压技术工作的同志参考。

由于我们水平有限，缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

六机部七〇八、七〇四研究所

一九八〇年十一月

目 录

气垫船液压系统设计	(1)
某登陆艇全液压甲板机械的液压系统	
和设备的设计与研制	(11)
两艘国产挖泥船液压系统的设计建造	(18)
从“沪链七号”谈液压设计中几个问题	(31)
国外甲板机械液压系统介绍	(36)
船用平台液压系统	(44)
船舶调距桨液压系统	(55)
舰船减摇鳍装置的液压系统	(59)
船用变参数汽轮机的自动调节系统	(65)
较为理想的低速六扭矩油马达性能试验系统	(74)
二通插装式液压控制元件及其在舰船液压	
系统集成化中应用的探讨	(82)
液压系统在船舶上的应用情况和存在的问题	(98)

气垫船液压系统设计

七〇八所 丁 仁 富

朱锦章、沈扬显校

一、气垫船应用液压系统操纵的必要性

气垫船是50年代以后出现的一种新型海上交通工具。它具有高速、两栖的特点，是一种十分有前途的新颖船舶。

全垫形式气垫船离开水面运行，不象常规船舶那样具有可靠的操纵性。为弥补这一不足，气垫船的操纵面是很多的，如“722”艇的航向控制就有方向舵（空气舵）、水平舵、围裙提升、桨塔回转、气道阀门、桨距差、油门差等手段。如此多的操纵面又必须在短时间内（几秒内）达到驾驶员所选定的位置，这就要求选择的操纵系统必须满足准确、灵敏度高的要求。

气垫船必须在垫态下运行，因此对重量的要求比较严格，远比常规船舶要求来得高。为此，气垫船的操纵系统必须选用附件重量轻巧的操纵设备。众所周知，液压系统具有以下诸项特点：

1. 液压传动的尺寸小，重量轻。

在单位功率的重量指标上，液压泵和马达的重量只是同功率发电机重量的10~20%，其体积只有12~13%。

2. 液压传动允许高频反转，对旋转运动的液压马达可达500次/分，对于往复运动的液压缸可达400~1000次/分，正反转的精度可达0.01毫米。

3. 液压传动能无级调速，调速范围大（最

高和最低速度之比可达1000），实施也容易。

4. 液压传动的执行机构可以任意安排（不受轴线的同心度限制），防止过载容易（只要加一只安全阀即可），实现自动化亦简单。

5. 液压传动运转可靠性高、寿命长、操纵维护简便。液压传动也有一些缺点，如电线比导管容易安装，电能在传递速度方面非常迅速，易于自动控制。所以近年来电力和液压的用途已有了明显的分工，电力系统多用于信号输入装置上，而液压系统则多用于执行装置上，即电液复合系统获得了广泛的应用。

由此可见，电液式液压操纵系统是最为适合于气垫船操纵之需的，为了满足气垫船操纵上灵敏度和重量特轻的要求，选用航空液压元件（或其变种）是最为合适的。

我国的航空液压元件生产配套的情况比较好，能源部份、控制部份、辅助部份的元件均可采用现有批产的航空元件，只要供货渠道畅通，附件的来源是有保证的，执行部份的元件多数可以采用现有的航空附件，系统中的标准件也必须相应地采用航空标准。工质选用10号航空液压油性能很好。

国内外气垫船操纵系统几乎都采用液压操纵，比如：

“713”侧壁艇能源部份采用齿轮泵由主机通过皮带轮带动，执行部份由作动筒带动方向舵及后门；控制部份为手动换向阀；辅助部份按航空设计，导管系用紫铜管。

“716”全垫升式气垫船能源部份采用齿轮泵，由发动机直接传动；执行部份由作动筒带

动方向舵及提升围裙；控制部份为液压电磁阀；辅助部份按航空设计，压力导管为无缝钢管。

“717”侧壁艇能源部份采用轴向柱塞式变量油泵，由轴系通过皮带轮带动，执行部份由作动筒带动旋转舵、后门、油门等；辅助部份按航空设计，压力导管为无缝钢管。

“719”侧壁艇与“717”大体相同。

英、美、苏、日等国的气垫船上全部都采用了液压操纵，且多数采用了液压伺服阀，更提高了自动化程度。以SR-N4为例，该艇上共有六个独立的液压系统，其中包括：变螺距、回转桨塔、改变尾部安定翼的方向等。

二、“722”艇液压操纵系统简介

1. 设计思想

“722”艇是一条全垫升式气垫登陆艇，操纵面多，计有十三部份：艏艉大门方向舵；水平舵、左右回转桨塔；左、右、后侧围裙提升装置；气道阀门；左、右推进发动机散热器的风门以及擦窗器。这些操纵面连同四台发动机的操纵均由驾驶员一人来完成，工作量是很大的，故必须采用电动液压操纵，要求动作迅速、准确、安全可靠。所设计的方向舵选用液

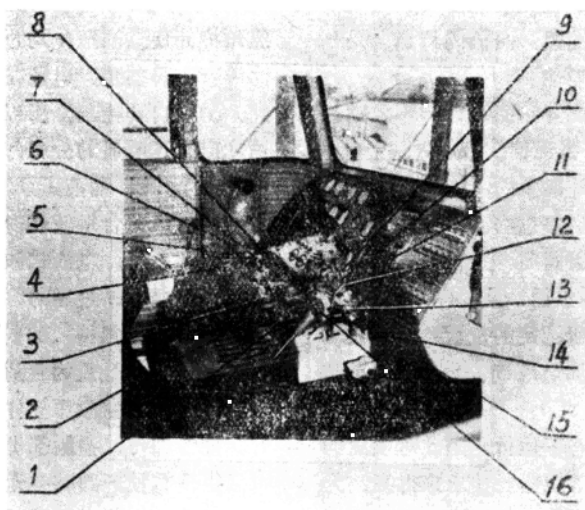


图 1 液压操纵开关在驾驶室中的位置

- | | |
|---------------------|----------------------|
| 1. 方向舵助力器脚蹬 | 2. 水平舵液压电磁阀开关 |
| 3. 气道阀门液压电磁阀开关 | 4. 系统压力表 |
| 5. 右桨塔回转液压电磁阀开关 | 6. 左桨塔回转液压电磁阀开关 |
| 7. 左围裙提升液压电磁阀开关 | 8. 右围裙提升液压电磁阀开关 |
| 9. 左推进机散热器风门液压电磁阀开关 | 10. 右推进机散热器风门液压电磁阀开关 |
| 11. 尾门、液压电磁阀开关 | 12. 首门、液压电磁阀开关 |
| 13. 左擦窗器开关 | 14. 方向舵液压电磁阀开关 |
| 15. 右擦窗器开关 | 16. 右围裙提升液压电磁阀开关 |

压助力器，通过拉杆控制，其他操纵均采用液压电磁阀，其开关位于驾驶室（见图 1 液压操纵开关在驾驶室中的位置）。

1) 液压能源的确定：该艇由四台航空活

塞发动机作为主机，每台发动机上均有附件备用传动机构，在推进发动机上原安装 CB-29 液压泵，在飞机发动机上该传动附件输出端是空着的。根据 722 液压系统的容量计算，需选用

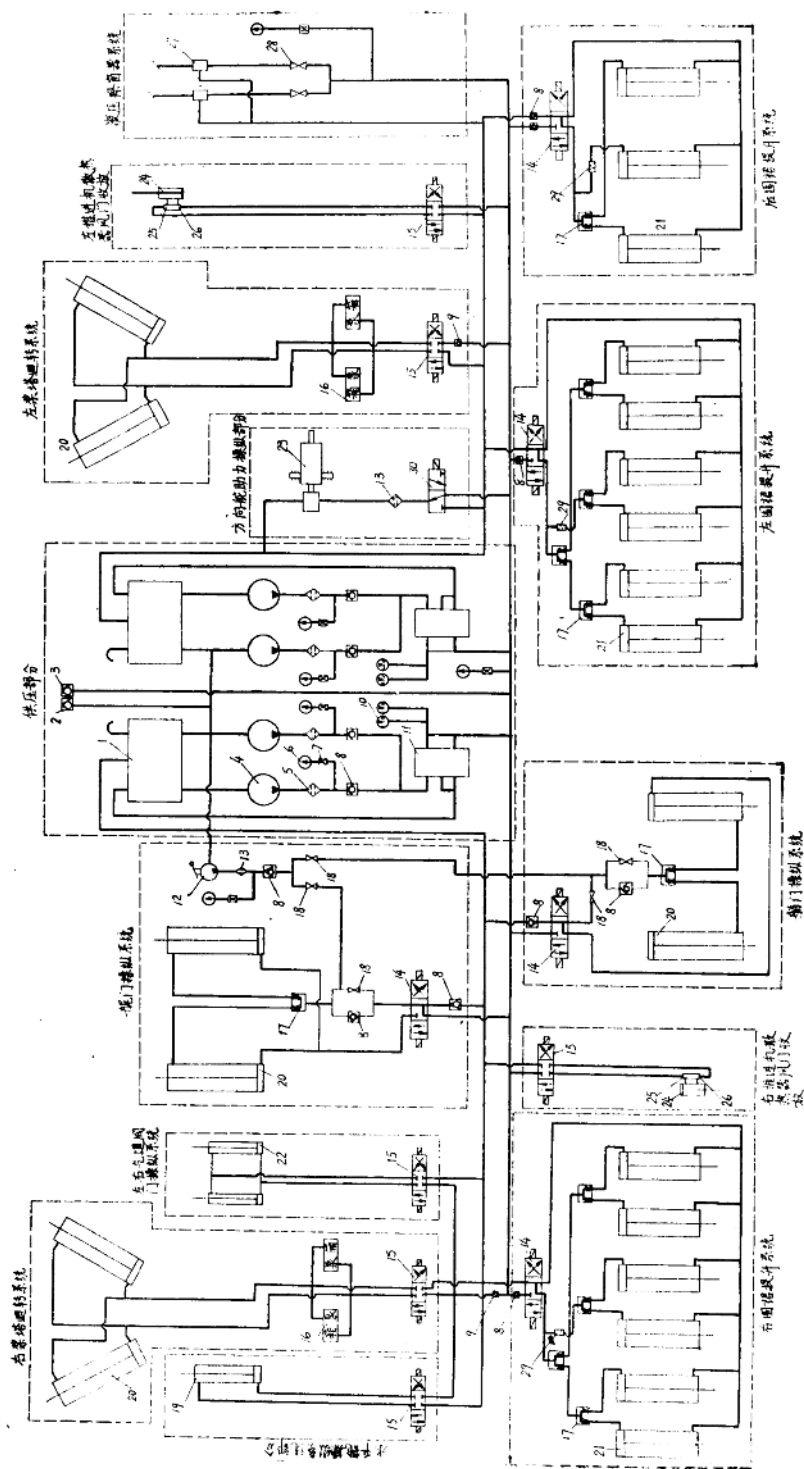


图 2

4台CB-40A液压泵。对泵轴和进出口接头作适当修改后,便可直接安装到发动机上。

调速的方法采用节流调速,系统采用开式循环系统。考虑到为减轻重量决定采用单式系统。

2) 液压执行元件的确定: 根据确定的能源(CB-40A), 采用相应的自动卸荷阀(YYF-3B), 该阀能自动保持系统的工作压力在 $80 \pm 5 \sim 110 \pm 15$ 公斤/厘米²的范围内。

根据被操纵面的受力大小确定相应的活塞面积, 选用现成的航空液压作动筒和助力器。

3) 液压控制元件的确定: 根据各操纵面所需的性能(动作顺序、动作时间等)确定相应的控制元件(压力阀、流量阀、电磁换向阀)。所有控制元件全部采用现成的航空附件, 集中安装在左、右机仓的液压组装板上, 这样便于检查和维修。

4) 液压辅助元件的确定: 导管低压部份采用(LF-2M)铝管, 高压部份采用(1Cr18Ni9Ti)不锈钢管, 这样使施工工艺大为简化, 油箱采用(LF-2M)铝板氩弧焊。蓄能器采用隔膜式球型蓄能器, 油滤压力表限流阀门采用航空附件, 导管接头采用 $74^\circ \pm 30'$ 的扩口接头螺纹连接。工作液为10号航空液压油。

2. 液压平台试验

平台试验的目的是为了检验本液压系统中所用附件的可靠性, 系统动作的正确性, 并对

系统作一初步调整。

“722”艇是在船厂建造的, 由于船厂没有专用的航空液压试验台, 因此只好用实船所用附件在车间内按系统原理图安装在平台框架上, 用油泵车提供能源, 进行模拟实船的液压平台试验。试验过程中对大门进行了力和机构的模拟; 对回转桨塔进行了机构的模拟; 对它其它部份进行力的定性模拟。控制元件按实船的空间位置固定在两块组合板上, 以便在平台试验结束后从试验台、座板上完整地取下附件和管路, 然后安装到实船上, 这样做大大缩短了船台安装周期。

通过液压平台试验发现了有两只作动筒有漏油现象, 有一只擦窗器有卡死现象, 后进行了调换, 已消除。调试试验证明没有必要对原发动机散热器风门采用减压操纵。通过试验找到了大门重力放门最简便的方案——仅由一只液压开关来控制便可。增加了助力器操纵的电磁阀, 从而保证在液压系统发生故障时能将助力器与全船液压系统断开。在助力器上与拉杆并联了加载机构, 以增加驾驶员的手感。通过平台试验找到了调整围裙提升同步的方法, 即用4只等量分流器和一只可调节流接头即能保证6只围裙提升作动筒在不同受力条件下做到同步(平台调到 $\Delta t = 1$ 秒以内)。

3. 722 液压操纵系统原理图(见图2)

动作原理已在图中表示, 择其主要部份说明如下:

原理图中附件说明

件号	名 称	型 号	数 量	生 产 厂
1	油 箱		2	自制
2	液压系统机上吸入活门	YYF-18	1	1 3 2
3	液压系统机上增压活门	YYF-16	1	1 3 2
4	液 压 泵	CB-40A	4	1 0 3
5	油 滤	YL-3	4	平原公司
6	压 力 表	BYY-250	7	无锡仪表厂
7	限流阀门	J5-5500-4200	7	1 3 2
8	单 向 阀	YXF-4	13	平原公司
9	单 向 阀	YXF-3	2	平原公司

续表

件号	名 称	型 号	数 量	生 产 厂
10	蓄 压 器	QAH158-1.8/150	4	上海高压容器厂
11	油泵自动卸荷活门	YYF-3B	2	秦岭公司
12	手摇液压泵	SB-6	1	5 1 3
13	油 滤	YL-7B	2	平原公司
14	电磁操纵开关	YDF-6	5	秦岭公司
15	液压锁三位电磁开关	YDF-13	6	秦岭公司
16	液压安全活门	YYF-1A	4	1 8 3
17	等量分流器	YLF-5B	11	1 8 3
18	液压螺旋开关	YSF-4	5	平原公司
19	液压作动筒	J6-4902-00	1	1 1 2
20	液压作动筒	J6-4102-300	8	1 1 2
21	液压作动筒	J6-5503-00	15	1 1 2
22	液压作动筒	J6-5501-70	2	1 1 2
23	液压助力器	ZL-4B	1	庆安公司
24	发动机散热器风门作动筒		2	旧 件
25	双面油压锁		2	旧 件
26	双向限流活门		2	旧 件
27	压液擦窗器	YCC-4	2	1 3 3
28	液压手动阀	YSF-2A	2	1 3 3
29	节流接头		3	自 制
30	双向电磁开关	YDF-9	1	5 1 4

(1) 供压 部份: 4 台液 压泵既 能同时工
作, 也能独立工作。单机开车后在 26~40 秒
钟内(发动机转速不低于 1100 转/分)系统压力
从 0 上升 到 110 ± 10 公斤/厘米²(从分压力表和
总压力表 中均能读出)。当系统压力 达 110 ± 10
公斤/厘米²时油泵卸荷, 分压力表下降至零,
总压力表 在 $80 \pm 5 \sim 110 \pm 10$ 公斤/厘米² 的 范
围内; 一旦系统压力 低于 80 ± 5 公斤/厘米²,
油泵则向系统供压。全船液压系统 压 力 的 保
持、油泵的卸荷、油泵的接通完全依靠两只自
动卸荷活门 YYF-3B 来实现。

系统内有 4 只蓄压器可以储存液压能, 以
备消除液压系统内的压力脉动, 减少自动卸荷
活门的接通、断开频率, 保证自动卸荷活门的
准确工作。

利用地面油泵车通过增压活门 YYF-16 和
吸入活门 YYF-18 可对全 船液压 系统进 行供

压, 以便在停机情况下对全船液压系统进行检
查和调试。若将吸入活门断开, 让油泵车从地
面油箱进油, 则可利用油泵车对全船液压系统
加注液压油。

(2) 方向舵 随动操纵 部份: 液压助 力器
ZL-4B 是随动操纵系统的液压机械部份, 主要
性能为: 当系统压力为 110 公斤/厘米² 时, 所
能提供的最大力为 3850 公斤, 活塞行程为 90 ± 1
毫米, 不灵敏区范围不超过 0.15 毫米,
主要分油阀门的摩擦力不超过 1.2 公斤, 活塞
运动速度为 70~90 毫米/秒。在助力器的供油
管路上设一电磁阀 YDF-9, 以便在 液压系统
发生故障时, 可转为机械操纵。为增加驾驶员力
的感觉和防止主动拉杆的振动, 加一与助力器
并联的弹簧加载机构(原理图中未示出)。实船
使用表明, 用液压助力器操舵比用作动筒要方
便得多。

(3) 左、右桨塔回转系统: 左、右桨塔的

回转单独操纵, 分别由电磁阀、安全阀和作动筒组成。两作动筒成一定角度安装, 串联供油, 以保证桨塔从零位开始向左右二侧回转, 极限转角为 $\pm 48^{\circ} 27'$, 系统内并联两只安全阀 YYF-1, 以保证在电磁阀 YDF-13 位于中间位置时, 由于外部力矩引起的压力升高不致超过 ± 150 公斤/厘米², 桨塔的回转由电磁阀 YDF-13 控制, 该阀保证桨塔在行程中的任意角度下可靠地停止。

(4) 首尾大门操纵系统: 首尾大门操纵系统由作动筒等量分流器、液压螺旋开关、单向阀、手摇泵等组成。该系统可以保证: 首尾门单独操纵; 利用门的自重开门; 停机时利用手摇泵关门; 发动机工作后由驾驶员直接关门和开门; 门的任意角度能可靠地停住。

(5) 左、右、后围裙提升装置: 左、右、后围裙设独立的操纵系统, 分别由电磁阀、单向阀、等量分流器、节流接头组成。通过等量分流器和调整节流接头可以保证各作动筒在不同受力情况下能同步运动, 实船试验调到 $\Delta t < 1$ 秒。

(6) 水平舵、气道阀门、推进机散热器风门操纵系统: 均由作动筒和带液压锁三位电磁开关 YDF-13 操纵, 保证在任意位置下准确停住。

三、系统计算

本系统计算包括流量计算、冲击计算及散热计算。下面分别介绍如下:

1. 流量计算

(1) 系统总工作量

该系统能源采用 4 台 CB-40A 液压齿轮泵(注: 另设一台手摇泵, 4 只蓄压器)。4 台 CB-40A 分别由发动机(活塞-7 和 AIII-82ΦH)带动。在发动机额定转速下活塞-7 所带 CB-40A 转速为 2080 转/分根据 CB-40A 特性曲线(长期试车后)得此时 CB-40A 的流量为 17 升/分。在发动机额定转速下 AIII-

82ΦH 所带 CB-40A 转速为 2040 转/分。

根据 CB-40A 特性曲线(长期试车后)得此时 CB-40A 的流量为 16.5 升/分, 由此油泵供油量 $Q_0 = 2 \times 17 + 2 \times 16.5 = 67$ 升/分。

因各元件的资料不全, 所以系统的容积效率无法准确求得。

根据经验取系统的漏损系数 $K = 1.1$ 。

∴ 系统总工作量 $Q = Q_0 / K = 67 / 1.1 = 61$ 升/分

(2) 系统工作压力

该系统中采用自动卸荷活门 YYF-3B, 该阀能保证系统中压力为: 110 ± 10 公斤/厘米² $\geq P \geq 80 \pm 5$ 公斤/厘米²。取 100 公斤/厘米² 作为计算压力。

(3) 各执行部份所能提供的最大液压力 F 和最快作用时间 t

① 左、右回转桨塔

左右回转桨塔分别由一只电磁阀 YDF-13 来控制两只作动筒(J6-4102-300), 桨塔回转时为一个作动筒的大端活塞 S_1 和另一作动筒的小端活塞 S_2 同时起作用。因此

$$F = P(S_1 + S_2)$$

式中: $P = 100$ 公斤力/厘米²

$$S_1 = 45.4 \text{ 厘米}^2 \quad S_2 = 30.55 \text{ 厘米}^2$$

$$\therefore F = 100 \times (45.4 + 30.55) = 7595 \text{ 公斤}$$

YDF-13 电磁阀允许通过的流量为 $Q = 5$ 升/分, 桨塔从中间位置到极限位置作动筒所走过的行程为 $L = 239$ 毫米, 所以最快作用时间为

$$t = \frac{(S_1 + S_2)L}{q} = \frac{(45.4 + 30.55) \times 23.9 \times 60}{5 \times 1000} = 21.7 \text{ 秒}$$

附注:

根据平台和实船测量桨塔从中间位置到极限位置所需时间为 10 秒, 此时实际通过电磁阀 YDF-13 的流量为 11 升/分。

② 方向舵

方向舵由 ZL-4B 助力器操纵, 助力器的

活塞面积为 $S = 35 \text{ 厘米}^2$, $F = P \cdot S = 100 \times 35 = 3500 \text{ 公斤}$

助力器允许的活塞运动速度为 $70 \sim 90 \text{ 毫米/秒}$

舵从中间位置到满舵位置活塞的行程为 35 毫米 , 所以从中间位置到满舵位置最快时间为 0.5 秒 。

③ 水平舵

水平舵由一只电磁阀 YDF-13 来控制一只作动筒 J6-4902-00。水平舵位于中间位置时活塞杆伸出近似一半, 从中间位置到满舵位置活塞行程为 146 毫米 , 其工作面积分别为 $S_1 = 28.3 \text{ 厘米}^2$, $S_2 = 18.1 \text{ 厘米}^2$

$$\therefore F_1 = P \cdot S_1 = 100 \times 28.3 = 2830 \text{ 公斤}$$

$$F_2 = P \cdot S_2 = 100 \times 18.1 = 1810 \text{ 公斤}$$

YDF-13 电磁阀允许通过的流量为 5 升/分 , 所以最快作用时间分别为

$$t_1 = \frac{S_1 \cdot L}{q} \quad t_2 = \frac{S_2 \cdot L}{q}$$

$$\therefore t_1 = \frac{28.3 \times 14.6 \times 60}{5 \times 1000} = 4.96 \text{ 秒}$$

$$t_2 = \frac{18.1 \times 14.6 \times 60}{5 \times 1000} = 3.17 \text{ 秒}$$

附注:

根据平台试验, 水平舵作动筒走完全程所需时间为 4 秒 , 此时实际通过电磁阀的流量为 12 升/分 ; 若按此计算, 则大端作用时, 水平舵从中间位置到满舵所需时间为

$$t_{\min} = \frac{28.3 \times 146 \times 60}{12 \times 1000} = 2 \text{ 秒}$$

由此可得:

水平舵作动筒所能提供的最大液压力分别为 2830 公斤 和 1810 公斤 。水平舵从中间位置到满舵位置所需时间为 $2 \sim 5 \text{ 秒}$,

④ 左、右侧围裙

左、右侧围裙分别由一只 YDF-6 电磁阀控制 6 只 J6-5503-00 作动筒, 由大端提升围裙。

$$\therefore F = 6PS, \quad \text{式中 } P = 100 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$S_1 = 15.22 \text{ 厘米}^2$$

$$\therefore F = 6 \times 100 \times 15.22 = 9132 \text{ 公斤}$$

YDF-6 电磁阀通油能力为 36 升/分 , 围裙提升时, 作动筒走完全程 502 毫米 。

$$t = \frac{6S_1 \cdot L}{q} \quad \text{式中 } S_1 = 15.22 \text{ 厘米}^2$$

$$\therefore t = \frac{6 \times 15.22 \times 50.2 \times 60}{36 \times 1000} = 7.64 \text{ 秒}$$

$$L = 50.2 \text{ 厘米}$$

$$q = 36 \text{ 升/分} = \frac{36 \times 1000}{60} \text{ 厘米}^3/\text{秒}$$

可见: 左右侧围裙作动筒所能提供的最大液压力为 9132 公斤

左右侧围裙提升完的最快时间为 7.64 秒

⑤ 后围裙

后围裙由一只 YDF-6 电磁阀控制 3 只 J6-5503-00 作动筒。

$$F = 3PS = 3 \times 100 \times 15.22 = 4566 \text{ 公斤}$$

$$t = \frac{3 \times 15.22 \times 50.2 \times 60}{36 \times 1000} = 3.82 \text{ 秒}$$

⑥ 气道阀门、散热器风门、擦窗器

气道阀门由一只 YDF-13 电磁阀控制两只 J6-5501-70 作动筒, 左右发动机散热风门分别由 1 只 YDF-13 电磁阀控制一只带双面油压锁的作动筒; 左、右擦窗器分别由一只 YSF-2A 节流开关控制 1 只 YCC-4 液压擦窗器。这些部份所需要的力和所需的流量均很小, 故不作计算。气道阀门作动筒走完全程所需时间 1.5 秒 。

擦窗器可通过 YSF-2A 节流开关的调节保证每分钟擦窗器工作 $8 \sim 90 \text{ 次}$ 。

⑦ 首尾大门

首尾大门分别由 1 只 YDF-6 电磁阀控制两只 J6-4102-300 作动筒。活塞小端 S_2 工作时为关门。

$$F = 2PS_2 \quad \text{式中 } P = 100 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$S_2 = 30.55 \text{ 厘米}^2$$

$$\therefore F = 2 \times 100 \times 30.55 = 6110 \text{ 公斤}$$

YDF-6 电磁阀允许通过流量为 36 升/分 。

大门从开到关作动筒走完全程 478 毫米。

$$\therefore t = 2S_1 \cdot L/q \quad \text{式中: } L = 47.8 \text{ 厘米}$$

$$S_1 = 45.4 \text{ 厘米}$$

$$\therefore t = \frac{2 \times 45.4 \times 47.8 \times 60}{36 \times 1000} = 7.23 \text{ (秒)}$$

由此可见,首、尾门作动筒所能提供最大的液压力为 6110 斤公。首、尾门靠液压开关时的最快时间为 7.23 秒。

根据液压平台试验和实船测量可知,关门时间为 9 秒,开门时间为 8 秒,靠液压手摇泵关门时间为 250 秒,靠重力开门时间为 120 秒。

(4) 执行部份同时工作时的作用时间 t

执行部份可能同时工作的项目为:左、右柴塔、方向舵、水平舵和一侧围裙,从中间位置到极限位置所要充满的体积为

$$V_{\text{需}} = (45.4 + 30.55) \times 23.9 \times 2 = 3630 \text{ 厘米}^3$$

$$V_{\text{方}} = 35 \times 3.5 = 122.5 \text{ 厘米}^3$$

$$V_{\text{水}} = 28.3 \times 14.6 = 413.2 \text{ 厘米}^3$$

$$V_{\text{圆}} = 6 \times 15.22 \times 50.2 = 4584.3 \text{ 厘米}^3$$

$$\Sigma V = V_{\text{需}} + V_{\text{方}} + V_{\text{水}} + V_{\text{圆}} = 8750 \text{ 厘米}^3$$

$$t = \Sigma V/Q \quad Q = 61 \text{ 升/分} = 61 \times 1000/60 \text{ 厘米}^3/\text{秒}$$

$$\therefore t = \frac{\Sigma V}{Q} = \frac{8750 \times 60}{61 \times 1000} = 8.6 \text{ 秒}$$

必须说明

① 每一执行部份的作用时间要受到控制阀允许通过流量的控制,实际同时作用时间可能要比上述计算值长些。

② 该时间满足了设计要求,此处未计蓄压器的作用,加入蓄压器后除了稳压外还能使执行部份作用时间缩短。

③ 实际工作中,如此多的操纵面同时工作是不现实的。

2. 液压冲击计算

本系统采用电磁换向阀来控制液流方向,当电磁阀工作时,系统内就会产生压力的剧烈变化。电磁阀的工作可以认为是瞬时全部关闭

(或开启)液流($V_2 = 0$),则液压冲击力为

$$\Delta P = \frac{12.1 V_1}{\sqrt{1 + \frac{E_0}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}} \text{ 公斤力/厘米}^2$$

(以电磁阀 YDF-6 到围裙作动筒管路为例)

V_1 : 液流发生变化前的流速 $V_1 = 7.6$ 米/秒

V_2 : 液流发生变化的流速 $V_2 = 0$

E_0 : 油的容积弹性系数 $E_0 = 1.6 \times 10^4$ 公斤力/厘米²

E : 管道材料的弹性系数 $E = 2.1 \times 10^9$ 公斤力/厘米²

d : 管道内径 $d = 1$ 厘米

δ : 管道的壁厚 $\delta = 0.1$ 厘米

ΔP : 在液压冲击时管道内压力的增大值,由下式确定

$$\Delta P = \frac{12.1 \times 7.6}{\sqrt{1 + \frac{1.6 \times 10^4}{2.1 \times 10^9} \times \frac{1}{0.1}}} = 88 \text{ 公斤力/厘米}^2$$

厘米²

此时导管内真正压力为 $P_g = P + \Delta P = 110 + 88 = 198$ 公斤力/厘米² 导管的强度校核:

$$\sigma = \frac{P_g \cdot d}{2\delta} \leq [\sigma] \text{ 公斤/厘米}^2$$

式中: P_g : (公称压力) 19 公斤力/厘米²

δ : (导管壁厚) 0.1 厘米

d : (导管内径) 1 厘米

$$\sigma = \frac{198 \times 1}{2 \times 0.1} = 990 \text{ 公斤/厘米}^2$$

本系统高压部份采用 1Cr18Ni9Ti 不锈钢薄壁无缝钢管 $\sigma_b = 56$ 公斤/毫米²

$$\therefore [\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad n \text{ —— 安全系数, 取 } n = 5$$

$$\therefore [\sigma] = \frac{5600}{5} = 1120 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\therefore \sigma < [\sigma] \text{ 安全}$$

3. 系统发热计算

液压系统的压力损失、机械损失、容积损失都转变为热能,它包括:

(1) 油泵损失所产生的热量 H_1

$$H_1 = N(1 - \eta)860 \text{ 大卡/小时} \\ = 8.46 \times (1 - 0.8) \times 860 = 1455 \text{ 大卡/}$$

小时

式中 N : 输入油泵的功率 $N = 8.46$ 千瓦

η : 油泵总效率 $\eta = 0.80$

(2) 通过阀时所产生的热量 H_2

$$H_2 = \frac{10 \times 60 PQ}{427} \approx 1.4 PQ \text{ 大卡/小时}$$

因系统中无溢流阀, 而是采用了自动卸荷阀, 因此只考虑液流通过电磁阀的发热量。YDF-6 的支路阻力为 5 公斤力/厘米², YDF-13 的支路阻力为 20 公斤力/厘米², 通过阀的流量取决于操纵次数, 假设在工作过程中有 40% 的流量通过 YDF-6, 30% 的流量通过 YDF-13, 其余流量均通过自动卸荷阀回油箱, 则有

$$H_2 = 1.4 \times 5 \times 61 \times 40\% + 1.4 \times 20 \times 61 \\ \times 30\% = 683 \text{ 大卡/小时}$$

(3) 由于管路和其他损失所产生的热量 H_3

此项发热量比较复杂, 根据经验取

$$H_3 = 0.04 N \cdot 860 \text{ 大卡/小时}$$

式中 $N = 8.46$ 千瓦

$$\therefore H_3 = 0.04 \times 8.46 \times 860 = 291 \text{ 大卡/小时}$$

故系统总的发热量 H

$$\Sigma H = H_1 + H_2 + H_3 = 1455 + 683 + 291 = \\ 2429 \text{ 大卡/小时}$$

液压系统产生的热量, 一部份经过冷却表面散发到空气中去; 一部份热量使液压系统工作液加热。设

A_i : 散热面积(米²)

$$A_{\text{油箱}} = 3(\text{米}^2)$$

$A_{\text{油管}} = 5(\text{米}^2)$ (设参于散热的管子外径为 8 毫米, 长度为 200 米)

C_i : 油及液压装置传热部份的比热

$$C_{\text{油}} = 0.4 \text{ 大卡/公斤}^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{钢}} = 0.12 \text{ 大卡/公斤}^\circ\text{C}$$

G_i : 油及液压装置传热部份的重量公斤

$$G_{\text{油}} = 150 \text{ 公斤}$$

$$G_{\text{油管}} = 40 \text{ 公斤}$$

$\Delta\tau_0$: 油与周围空气在开始工作时的温差, 设 $\Delta\tau_0 = 10^\circ\text{C}$

e : 自然对数的底, $e = 2.718$

K : 散热系数 大卡/米²小时 $^\circ\text{C}$

$K_{\text{油箱}} = 7 \text{ 大卡/米}^2 \text{ 小时}^\circ\text{C}$ (周围通风很差时)

$K_{\text{油管}} = 7 \text{ 大卡/米}^2 \text{ 小时}^\circ\text{C}$ (风速为 0, 管径 0.01 米)

当系统工作 t 小时后, 油与周围空气的温度差为

$$\Delta\tau = \frac{\Sigma H}{\Sigma K_i A_i} \left(1 - e^{\frac{-\Sigma K_i A_i}{\Sigma C_i G_i} t} \right) + \Delta\tau_0 e^{\frac{-\Sigma K_i A_i}{\Sigma C_i G_i} t}$$

取 $t = 1[\text{小时}]$

$$\Sigma K_i A_i = K_{\text{油箱}} A_{\text{油箱}} + K_{\text{油管}} A_{\text{油管}} \\ = 7 \times 3 + 7 \times 5 = 56 \text{ 大卡/小时}^\circ\text{C}$$

$$\Sigma C_i G_i = C_{\text{油}} G_{\text{油}} + C_{\text{钢}} G_{\text{油管}} \\ = 0.4 \times 150 + 0.12 \times 40 \\ = 65 \text{ 大卡/小时}^\circ\text{C}$$

$$\Delta\tau_1 = \frac{2429}{56} \left(1 - e^{\frac{-56}{65}} \right) + 10 \times e^{\frac{-56}{65}} \\ = 43.2 \times 0.5775 + 10 \times 0.4225 \\ = 29.3^\circ\text{C}$$

工作一小时后液压油比周围空气温度高 29.3°C 。

当温升达到 $\Delta\tau_{\text{max}}$ 后, 系统中所产生的热量和散发到空气中的热量相等, 油的温度便停止上升, 此时

$$\Delta\tau_{\text{max}} = \frac{\Sigma H}{\Sigma K_i A_i} = \frac{2429}{56} = 43.4^\circ\text{C}$$

油的温升不超过 50°C , 符合要求。

根据平台和实船测量得到液压油温度经连续一小时工作后不超过 60°C , 符合 10 号航空液压油的使用条件。

四、施工及实船试验小结

1. 液压平台试验的必要性

722 液压操纵系统在装艇前按原理图在车间内作了平台试验,并对整个系统作了初步调整,这就使全船的液压调试大为简便,实船安装完毕后只用三天时间就清洗调整完毕,无返工耗损,节约人力、物力,缩短了调试周期。

2. 液压系统的清洗

液压系统的清洁度是非常重要的,系统的清洁与否直接关系到系统能否正常工作。722 液压系统在施工中对比是比较重视的,但由于条件限制,管系及工作油中均有杂物,我们采用了跨接管代替精密的液压元件(如助力器、擦窗器等),用地面油车对全船系统进行清洗,在地面油车对全船系统进行清洗时,在供油管路上加油滤,不让杂质进入系统;在回油总管上装上细油滤,让系统中的杂质集中在油滤之中,反复对系统供压清洗,直至回油滤在白绸

布上清洗不出任何闪光物质为止。722 液压管系共清洗十一遍之多,达到了要求。

3. 实船运行情况

722 艇已经历了工厂平台试车和航行试验并成功地进行了塘沽→秦皇岛和塘沽→青岛的长航,全艇液压系统工作准确可靠,各种动作达到了预期的设计要求。

4. 改进意见

(1) 两液压油箱的连通管内径为 $\phi 10$, 从一舷加油时需较长的时间才能达到平衡,后续艇应适当加粗。

(2) 两只液压座板在机仓的后壁上, 仓内温度较高, 对液压元件工作不利, 后续艇要挪一下位置, 尤其是蓄压器不宜置于高温空间, 否则减低了它的蓄压能力。

(3) 操纵开关太多, 驾驶员太紧张, 次要的操纵手柄要由付驾驶员控制。

今后拟用联动手柄和尽量采用自动控制系统。

参考文献(从略)

上接第 17 页

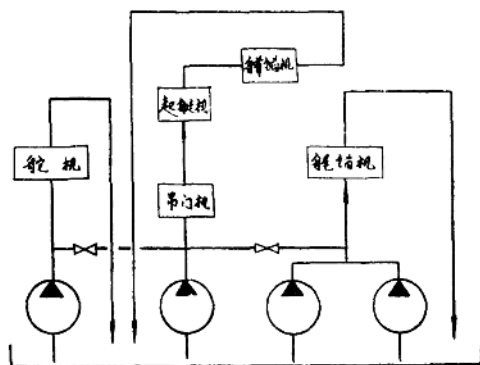


图 8 全艇液压系统方框图

压站的方案(详见图 1)。此方案重量轻、液压站设在机舱中(艇的中部偏舵位置),离功率较大的舵锚机和持续工作的舵机近些,这样可适当地减少一些液压管路的损失;此外,由机舱

操作人员统一管理,可减少一些人员配备,因此,对小型船艇采用一个液压站的方案是较好的(有关计算从略)。

某登陆艇全液压甲板机械的液压 系统和设备的设计与研制

七〇八所 王骏贤 沈文骏

一九七五年青岛造船厂等单位试制成功我国第一条排水量为 500 吨的通用登陆艇, 该艇系由七〇八所设计, 甲板机械全部采用液压, 经多年使用证明液压系统和液压甲板机械工作正常, 设计与制造是成功的, 目前该艇已定型并投入小批量生产。

一、该艇甲板机械选型

该艇要求在大舱内散装一级燃油, 因此对甲板机械及其电气设备提出了防爆的要求; 可供选用的方案一是采用防爆电气设备, 二是采用液压甲板机械, 经调研与权衡利弊得失, 我们采用了全液压甲板机械的方案。

液压甲板机械具有较好的防爆性能, 而且工作平稳, 过载能力强, 有效地减轻了船舶电

站的冲击载荷。由于舰船甲板机械使用工况恶劣, 加之海上气候、水文条件多变, 故要求拖动部份的适应性强, 即拉力范围大、调速范围广, 因此采用一般的电机机械调速的甲板机械无法获得良好的功率匹配。我们以另一艘排水量稍大, 但设备相似的电气-机械式甲板机械的某艇与本艇的电站相比较, 某艇的电站用 2 台 12 V135 柴油机驱动, 而本艇用 2 台 6135 柴油机即可满足。

此外, 本艇的液压艏锚铰盘、开门机、起艇机合用一个油泵电机组, 艇锚机用一个油泵电机组并且采用低速大扭矩液压马达直接驱动, 舵机采用转翼式油缸, 因此体积小、重量轻、布置灵便、操纵性能好, 进一步显示了液压机械的优越性(详见甲板机械选型比较表 1 和图 1)。

表 1 甲板机械选型比较表

序号	名 称	类 型	重 量 (吨)	体 积 (毫米 ³) 长×宽×高	功 率 (千瓦)	平均速度 米/分
1	开 门 机	电动	5.9	庞 大	22	~6
		液压	1.6	很 小	13	~9
2	φ25/28立 式锚铰盘	电动	~1.6	1860×830×870	18	19
		液压	1.15	700×850	13	18
3	2.5T 吊艇机	电动	~0.9	1025×1300×965	5	10
		液压	0.5	610×965×710	13	30
4	25T 液压艏锚机	电动	12	3300×2950×1644	30.1	~80
		液压	6	2400×1950×1490	26	~80
5	2.4T-M 舵机	电动	1.5	1500×1500	7.5	满舵 28 秒
		液压	0.45	620×700	4	满舵 10 秒

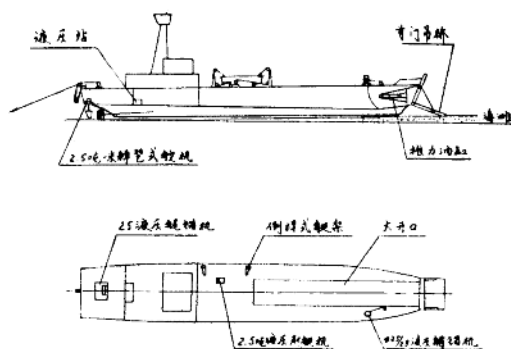


图 1 某登陆艇甲板机械布置图

由表 1 可知：电动甲板机械估重为 22 吨，液压甲板机械和液压系统辅件估重为 14 吨，其重量比电动-机械方案轻 40%，并且功率省，速度快。

二、主要液压甲板机械及液压系统设计

1. 艇门吊桥及其液压系统(以下简称吊桥)

吊桥是登陆艇的一个重要船体设备，舰艇登上滩头后吊桥放下，人员和坦克通过吊桥进入大舱或登上滩头。旧型登陆舰艇常用绞车收放吊桥，用柴油机或电动机驱动绞车，体积笨重。我们采用柱塞缸双并动滑轮组，体积小、重量轻、速度快、操纵灵便。吊桥用 2 只 M 型三位四通阀控制，其中一只电液阀在驾驶室操纵，另一只手动阀在吊桥附近操纵，采用单向节流阀进行单向限速，以限止放桥时因自重而下降速度过快。

设 T 为柱塞油缸之理论推力，则

$$T = \begin{cases} \frac{4Gl_1 \cos(\theta_1 - \alpha)}{l_2 \cos \frac{\theta_1 + \theta_2 - \alpha}{2}} \cdot \eta_{\text{绞}} \eta_{\text{滑轮组}} & \text{转动角 } \alpha = \theta_1 \rightarrow \theta^\circ \\ \frac{4Gl_1 \cos \alpha}{l_2 \cos \frac{\theta_2 - \alpha}{2}} \cdot \eta_{\text{绞}} \cdot \eta_{\text{滑轮组}} & \text{转动角 } \alpha = 0^\circ \rightarrow \theta_2 \end{cases}$$

显而易见， T 是变量，当吊桥处于水平位

置时数值最大，如按 $T_{\max}$ 选定量泵系统，则设备功率因素太低，系统不经济，因此采用了恒功率系统。试验证明，配备 13 千瓦恒功率系统比 17 千瓦定量泵系统速度提高 25%，这样，便大大提高了系统的经济指标。

2. 2.5 吨吊艇机及系统

2.5 吨吊艇机采用一台 1YM-105 静力平衡马达直接驱动绳筒，其工作压力为 160 公斤力/厘米²，额定扭矩为 405 公斤·米，采用液压刹车，当马达运转时，刹车油缸自动松闸，如马达打转或系统失压，则立即刹车，这样便有效地制止小艇自由下落。液压系统图如图 3a 所示，用一台 M 型三位四通阀操纵液压马达正反转，正转为起艇，1YM-105 呈马达工况；反转为卸艇，由于艇的自重作用，1YM-105 呈油泵工况，为了控制卸艇速度，在液压马达出口处设有单向节流阀，进行节流调速以得到适宜的卸艇速度。

刹车油缸的进油口接在手动换向阀的“P”、“O”口上，液压马达转动时刹车油缸的进油口就产生较大的压差使得活塞克服弹簧力，刹车带便松开。在刹车油缸的进油路

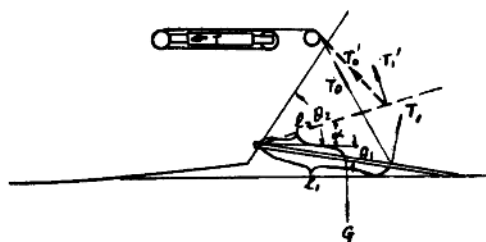


图 2a 门桥受力图

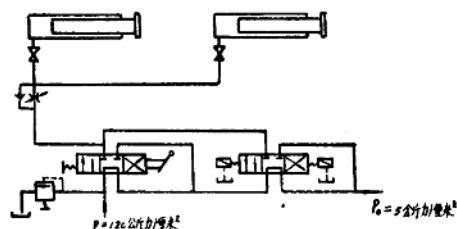


图 2b 门桥液压系统原理图

上装有单向阻尼阀，以防止刹车动作过早地松开而使小艇下落。

在收、卸艇的某些时候要求降低速度，为此，我们将液压件厂的手动换向阀进行改制，更换了阀芯，适当地加长了密封端的长度，并加工了三角形节流槽，只要移动阀杆的位置便可得到不同的速度。这种调速方法简易可行，适用于小功率系统的短调速速(详见图 3b)。

吊艇机的负荷状态是复杂的，如果起艇时存在风浪，艇将随波起伏，当小艇处于波峰位

置时，吊索可能松弛，在波浪离去后，小艇处于波谷位置，此时若收索太慢，将对绳索、艇底以及艇架等产生巨大的冲击力，亦可导致破坏性事故。因此，首先必须保证具有足够的吊重起升速度，其次应保证当波浪升高时小艇处于波峰位置(此时为轻载)，艇机应具有相当高的起升速度，以使钢索始终处于张紧状态，吊艇的负载特性如图 3c 所示。

为适应吊艇机随载荷变化而自动调节速度的特性，我们采用恒功率调速系统，采用一台 13 千瓦的 ZBN-75A 泵，调速比为 1:2，绳速为 70 米/分时的绳索拉力为 $1.25T$ ；绳速为 30~35 米/分时的绳索拉力为 $2.5T$ 。此负载特性可适应一般海况(浪高 2 米，浪长 40 米，周期为 5 秒)。

3. 2.5 吨液压艇锚机及液压系统

艇锚机是登陆艇完成退滩作业用的甲板机械，其名义拉力为 25 吨(油压 160 公斤力/厘米²，以滚筒底径第一层绳索为准)。用一台 YMA-25000 球塞式内曲线液压马达通过液压摩擦片离合器与滚筒联接，滚筒的制动采用液压刹车(详见图 4a)。

YMA-25000 液压马达(详见图 4b)每转排量为 25 升/转，额定压力 160 公斤力/厘米²的扭矩为 6050 公斤-米，最高压力 200 公斤力/厘米²的扭矩为 7600 公斤-米，采用变曲线数

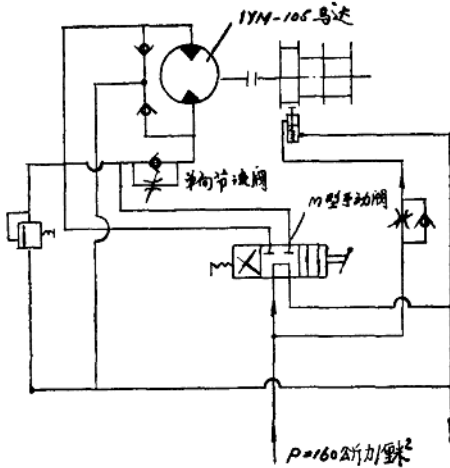


图 3a 2.5 吨吊艇机液压系统

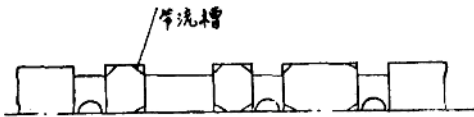


图 3b 手动换向阀改进图

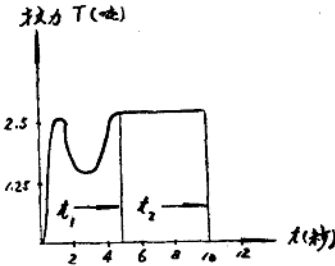


图 3c 2.5 吨吊艇机的负载特性

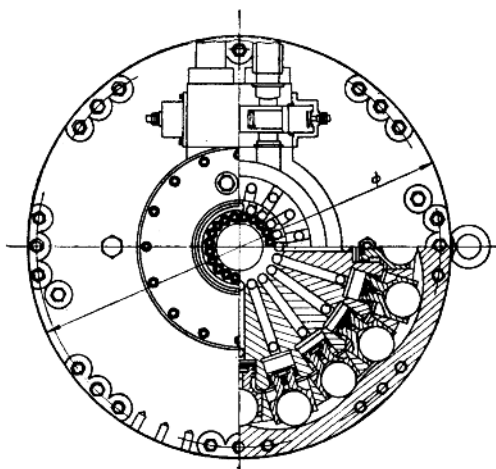


图 4b YMA-25000 液压马达

有级调速，速比为 1:4，低速为 16 转/分，高速为 40 转/分。

离合器为干摩擦片式，油压 160 公斤力/厘米²时的传递力矩为 15000 公斤·米(详见图 4c)，采用上海石棉制品厂的酚醛树脂石棉铜丝摩擦片，常温下摩擦系数为 0.45~0.55，高温下达 0.35 以上，工作温度可达 100℃~400℃，离合器采用六只柱塞缸均匀传递压紧力，柱塞缸内装有结构新颖的自动回位及补偿装置，当摩擦片磨损后，油缸柱塞自动前移进行补偿，使离合器摩擦片的总间隙始终保证为 3 毫米(详见图 4c)。

液压马达运转时，刹车油缸内进入高压油，刹车便松开；液压马达停转时，弹簧回位，刹车带抱紧滚筒实现制动；当系统不工作时，另有一套手动松刹装置，可实现应急抛锚。

25 吨液压艀锚机的液压系统简单可靠，操纵灵便，颇受欢迎(详见图 4d)。本系统采用一只 Dg32 的 M 型手动换向阀控制液压马达正反转，用 3 只 Dg10 通径的 Y 型手动换向阀控制调速、离合器及刹车装置。由四只手动换向阀及电机启动按钮组成艀锚机操纵台。

液压离合器的工作油来自主操纵阀的进油

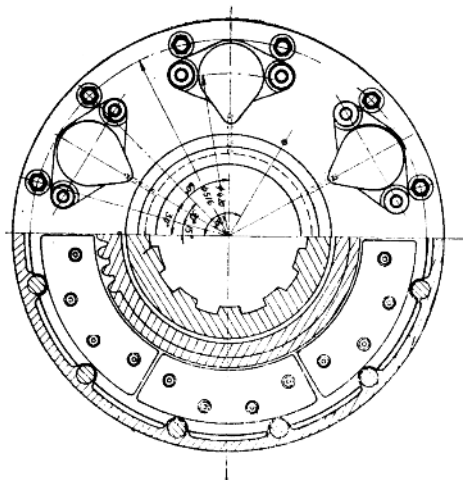


图 4c 液压离合器

口“P”，当液压马达的工作压力提高时，离合器液压缸的工作油压随之升高，在设计时，我们使离合器的传递力矩始终高于马达的输出力矩，因此，在液压马达运转的任何时刻离合器都可以与滚筒结合。

液压马达高速档工作压力为 120 公斤力/厘米²，低速档工作压力为 160 公斤力/厘米²，因此，高速档运转应有限压保护，我们使用一只液控单向阀及一只溢流阀，液控单向阀的遥控高压油来自调速阀的高速档进油口，调整高速档溢流阀工作压力为 120 公斤力/厘米²，低速运行时另设一只溢流阀使系统油压为 160 公斤力/厘米²。

25 吨液压艀锚机及 YMA-25000 液压马

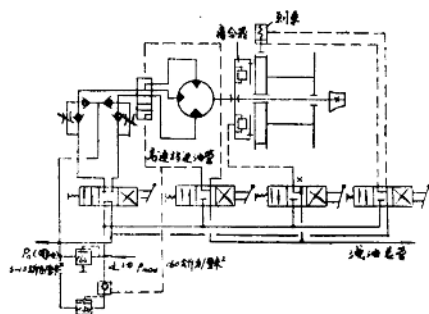


图 4d 25 吨液压艀锚机液压系统原理图