

JIABAN JIXIE YI WENJI

L. 66441/346

甲板机械译文集

集美航海学校
图书资料室



《国外舰船技术》特辅机电设备类编辑室

长期以来，甲板机械的设计制造往往沿用传统的形式，传统的结构，传统的计算方法，而很少有带根本性质的变化。但近十年来，人们已愈来愈意识到甲板机械对于船舶的操作、航行、安全、效率的重大影响，逐渐使甲板机械的从属地位上升到举足轻重的地位。装卸机械的推陈出新、运输形式的革新创造，不仅改变了甲板舱室的布置格局，而且还直接影响到船体结构和船舶总布置形式的深刻变化。甲板机械自动化程度的提高，计算机程序控制的使用都是值得重视的倾向。系统地分析研究这方面的情况，无疑是一项十分有意义的工作。

本文集的编译目的，就是以观察分析近十年来船舶甲板机械方面的现状和发展趋势为最初宗旨，附带介绍一些有关这类机械、设备、试验方面的文章。

本文集收入船舶起重机 4 篇、绞车 6 篇、操舵 4 篇、系泊 3 篇以及其它运输机械 3 篇，计 20 篇译文。此外还收入六机部液压技术情报网组织上海交通大学等单位调研编写的一篇《国外液压甲板起重机综评》，总共二十一篇。上述各类文章定有不少错误和词义不清之处，请读者批评指正。

编 者

一九八一年十二月

目 录

国外液压甲板起重机综评	(1)
大钢索系统绞车卷筒的分析和设计准则	(23)
绞 车	(35)
水文绞车	(36)
液压绞车	(37)
绞车排绳装置	(40)
系船状态下船位自动控制的研究	(41)
甲板起重机简介	(56)
灵巧的电力机械绞车	(63)
干货船货物装卸装置述评	(65)
用电子计算机计算船用起重机臂架	(82)
用计算机控制的排列式甲板起重机	(85)
加大舵角的舵机	(87)
6400 千牛顿·米液压舵机	(93)
FRYDENBÖ 和 HASTIE-BROWN 操舵装置的研制	(94)
船舶操舵控制系统	(97)
起锚系泊装置机械的效果分析	(101)
海洋钻探平台用大功率高性能定位锚机	(105)
具有艏舦升降机及水平轨道的大舱容载驳船	(107)
最近的船用电梯状况——技术和内容	(109)
船用成件货物升降机	(114)

国外液压甲板起重机综评

六机部液压技术情报网进口船舶液压甲板起重机调查组

上海交通大学 630 教研室 唐永麒执笔

前言

本文系六机部液压技术情报网进口船舶液压甲板起重机调查小组的技术总结, 调查组人员除作者外, 还有乔德甫、郑士君、陈建业等。文中对国外一些较先进的甲板起重机液压系统及其中的典型液压元件进行了分析, 指出国外液压甲板起重机的发展趋势, 并简述了国内现状, 供有关人员参考。

一、典型液压系统

1. 日钢——Hagglund 主回转起重机(主克令)液压系统

图 1—1 为由主、付单克令组成的双联式克令的外形图。每一单克令及主、付克令合吊时的最大起重量分别为 25 吨及 50 吨。

图 1—2 为主克令的液压系统图。其中液压马达为径向柱塞式内曲线低速大力矩壳转型马达, 其外壳作钢丝绳卷筒, 结构紧凑。主泵为斜轴式轴向柱塞泵。

各机构的主回路皆为半闭式的, 以使各机构在下降及制动过程中能实现能量的再生, 减少系统发热。

各主回路依靠双向变量泵实现换向和无级调速。在起升回路中并增设双速阀 1132—1 和 1133—1。前者用以改变马达的作用次数, 后者用以改变参加工作的马达数, 以实现起升马达的有级容积调速, 增大起升机构的调速范围。

由手动比例减压阀 1411 及 2411 实现起升及变幅、旋转机构的远程液压比例控制; 由电磁比例减压阀 1351、1352、1421、1422、2421、2422 及 3421、3422 分别实现起升、变幅及旋转机构的远程电气控制及主、付克令的合吊控制。

各手动比例减压阀的操纵手柄在图示中位时, 各机构停止运动。这时若各主泵的变量机构因有零位误差而继续排油时, 则各主泵能经相应的双速阀(中位)卸荷。

图中 4111 为辅泵组。其中泵 α 的工作压力为 18 巴,

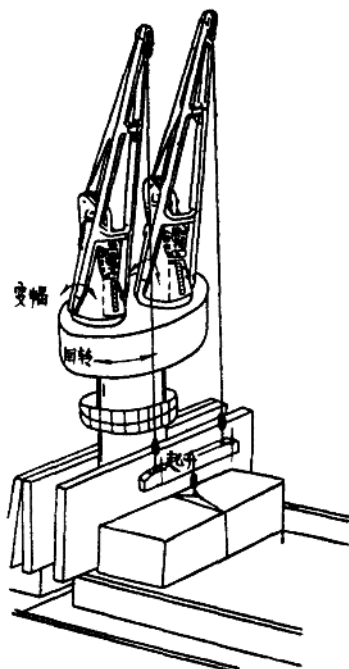


图 1-1

由阀 4141 调定。泵 *a* 排出的压力油向各机构主回路的低压边补冷油, 向各主泵的伺服变量机构供油。当阀 1221、2221 及阀 3221 离开图示位置时, 还能经这些阀使起升、变幅和旋转机构的制动缸松闸。泵 *a* 并能作为各双速阀及阀 4142 的控制油源。辅泵组 4111 中泵 *b* 的工作压力为 36 巴, 由溢流阀 4151 调定。泵 *b* 排出的压力油经阀 4142 左位, 作为各手动、电磁及液控比例减压阀的一次压力油源; 并能经薄壁小孔 6341 作为阀 6331、6332 换向的液控油源; 还能到阀 1911 进口, 作为双速阀 1133—1 的先导阀 1341 的控制油源。

起升回路的 *H* 边永为高压, 故阀组 1123 中的低压选择阀 6 永在右位。泵 *a* 的冷油经阀 4 补入低压边 *L*; 而 *L* 边的热油经阀 6 右位、背压阀 7、冷却器 4211 后分为两路: 一路去润滑减速器; 另一路经节流阀 4321 及开启压力为 2 巴的阀 4311 回油箱。变幅回路的冷却方法同起升回路。

各回路的安全、限位措施很完善。如阀组 1123 及 2122 中的阀 1 (由阀 2 远程调压)、阀 3 组成的双向安全阀的调整压力分别为 205 巴及 160 巴。阀组 3122 中的阀 1、阀 3 作双向制动、安全阀, 它们的压力由远程调压阀 3152 调定为 145 巴。阀组 1132 及 2131 中的双向安全阀 2 的调整压力分别为 205 巴和 160 巴。安全阀 1311 的调整压力为 180 巴, 用于半负载状态时起升回路的过载保护。单向节流阀 1241 防止起升负载启动瞬时产生滑降。

阀 1511 及阀 2511 分别防止起升负载及臂架下降时相应卷筒上钢丝绳的松弛。阀 2541 防止臂架与水平线的夹角小于 10° 。当需把臂架水平放在托架上时, 只要使阀 2542 关闭即可。阀 1521 可防止钢丝绳在起升卷筒上的过绕。机动阀 6361、6362 可使主克令的旋转角小于 180° , 付克令中也有相应的机动阀, 从而主、付克令分别起货时可避免相互干扰。若手动换向阀 6371 接通, 则主克令就停止左转。

整个液压系统除有上述安全、限位装置外, 还设有油温控制器及油位控制器等电气保护装置。

阀 6321 的电磁线圈由断电转为通电时, 则泵 3111 由与马达 3241 组成闭合回路转为与两并联马达 6141、6142 组成闭合回路, 从而有可能由主、付克令小转盘的分别旋转状态转为主、付克令的共同大转盘的旋转状态。主、付克令合吊时, 两克令的起升、变幅机构的同步见图 3-4 分析。

2. Liebherr 主、付克令液压系统(图 1—3)

主克令及主、付克令合吊时的最大起重重量分别为 25 吨及 50 吨。主泵和马达皆为斜轴式轴向柱塞型的, 马达经行星齿轮减速器减速后拖动起升、变幅卷筒或再经小齿轮拖动旋转机构。为使结构紧凑, 减速器布置在相应卷筒内。主克令各机构的主、辅泵由一个电机经分配齿轮箱来拖动, 付克令也是这样。这可提高电机的功率因数, 充分利用电机功率。分配齿轮箱、各泵及阀皆装于同一密封箱内, 以隔离噪声。各标准阀皆装在集成块上, 以减少管接头。由于系统压力高达 270 巴, 故连接管都采用高压软管。

起升、旋转机构的主回路为半闭式的。经电气操纵手柄可控制主泵的比例电磁变量机构, 以实现无级调速。起升回路管 4 内的高压油经梭形阀 15、减压阀 16 向主泵的变量伺服缸 11、11' 供油。旋转回路也这样。各主泵上的恒功率调节器 17a、17b、17a'、17b' 等, 可实现恒功率调节。

变幅回路为开式回路。变幅运动的操纵及其节流调速, 都是通过操纵比例电液换向阀 71 来实现的。向上及向下变幅时, 泵 *D* 的工作压力分别由阀 77 调定为 195 巴及由阀 79 调定为 90 巴。当电气手柄在中位时, 阀 76 在下位, 阀 65 遥控口因与油箱通而开启, 泵 *D* 经阀 65 卸荷。阀 73、74b 组成平衡阀, 防止臂架超速下降, 并能在泵停转时锁住臂架。

阀 14a、14a' 及阀 14b、14b' 的调整压力分别为 270 巴及 100 巴。阀 42a、42b 的调定压力

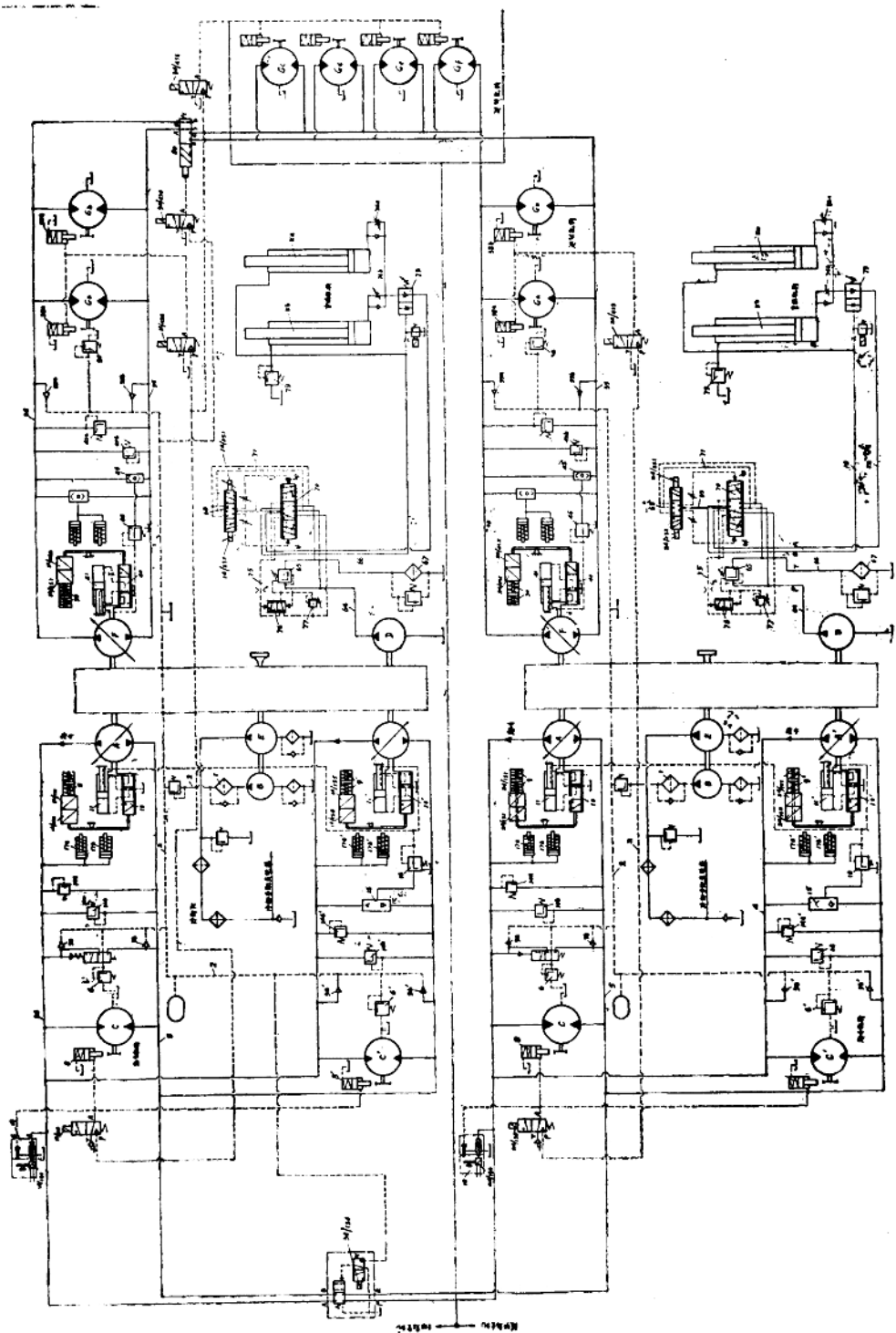


图 1-3

为 230 巴。用以防止相应回路的过载。起升卷筒上钢绳的防松、防过绕及变幅、旋转机构的限位都由电气装置来实现。压力记忆阀 18 能防止启动瞬间起升负载产生滑降等, 详见图 2-2 分析。

辅泵 B 的工作压力为 28 巴, 由出口附近的溢流阀调定。泵 B 经单向阀 3a、3b、3a'、3b' 及 33a、33b 分别向起升及旋转回路的低压边补冷油; 起升回路低压边的热油经低压选择阀及背压阀 6、6' 等回油箱。泵 B 又是阀 80 的控制油源和制动缸的控制油源。辅泵 E 的工作压力边由其出口附近的溢流阀调定, 作为分配齿轮箱的冷却油源。

为实现主、付克令合吊, 必须使电磁铁线圈 34/1S4、34/4S4、34/4S6 通电。主、付克令起升、变幅机构的同步原理与图 2-3 系统的相类似。

3. 石川岛播磨 (IHI) 中压型主克令液压系统(图 1-4)

单克令及主、付克令合吊时的最大起重量分别为 25 吨和 50 吨。主克令中六台泵由一台电机拖动。其中的液压马达都是中压型三作用叶片马达, 使用压力为 70 巴。

图 1-4 是多泵双回路半闭式系统。泵 1、2 向起升马达 7 供油, 组成一简单回路; 泵 3 向其余马达供油, 其中变幅马达 14 与单吊旋转马达 21 串联, 而马达 21 又经液压控制器 20 中的旋转转换阀⑤、⑥与双吊旋转马达 23 相独联, 故组成串联——独联回路, 此回路中的变幅马达 14 与马达 21 或与马达 23 可同时旋转, 各马达也可单独旋转。

起升、变幅回路皆为平衡回路, 分别利用平衡阀 8-⑦、19-②进行“能耗限速”, 防止起升、变幅机构超速下降。相应泵停转时, 可使上述两机构锁住。

旋转回路为平衡——制动回路。由调定压力为 65 巴的双向制动阀 20-③、20-④实现“能耗制动”。当船舶倾侧使旋转马达的转向与其原转向一致时, 平衡阀 19-②也可防止旋转机构超速旋转。

辅泵 4 为系统的控制油源, 工作压力为 55 巴, 由溢流阀 25-①调定, 压力油经电磁阀可控制下述机构的动作: (1) 经控制阀组 25 控制各机构的制动器, 并可实现旋转马达的单、双吊工况的转换; (2) 经转换阀组 6 中的电磁阀控制起升回路的工作泵数, 实现多泵有级调速; (3) 经伺服缸 13、16、17 内的相应电磁阀, 使这些伺服缸都能得到五个工作位置(详见图 3-3 的分析), 实现各机构的换向、起升马达的有级容积调速及变幅、旋转马达的旁路节流调速。

例如, 当左操纵手柄在中位时, 控制阀 8-①在中位, 阀组 6 也处于图示位置, 则泵 1、2 经阀组 6 内的阀⑩、⑪、⑫回泵吸油口卸荷。若再使阀 25-⑤换向至下位, 则制动缸 27 松闸, 马达 7 在起升负载的作用下由于内漏等按图示方向微速回转, 起升负载以 1.2 米/分微速下降。

液压控制器 8 中的高、低压顺序阀③、②能使起升速度随负载自动变化, 详见图 2-9 的分析。

泵 2 出口的安全阀及阀 6-④的调定压力分别为 73 巴及 85 巴, 保护泵 2 及泵 1。保护马达 7 的安全阀①的调定压力为 65 巴。泵 3、马达 14 中的安全阀的调定压力分别为 85 巴及 65 巴。各机构用电气装置限位。

4. 石川岛播磨 (IHI) 高压型克令液压系统(图 1-5)

该克令的最大起重量为 25 吨。5 吨以下时的最大起升速度为 30 米/分。其为双泵、双回路半闭式系统。液压马达都是高压型三作用叶片马达, 使用压力为 175 巴。叶片泵 7 向马达 1 供油, 组成起升回路; 叶片泵 8 向马达 2、3 供油, 组成串联回路, 故变幅、旋转机构可同时动作。

泵 7、8 中油压力较高者顶开继电阀 21, 使其排出的油液中的一部分经阀 21、减压阀 20 (50 巴)、控制阀组 13 向各制动缸供油。只要某机构的操纵阀的手柄离开中位, 则阀组 13 中相应电磁阀换向, 使其控制的制动缸松闸。



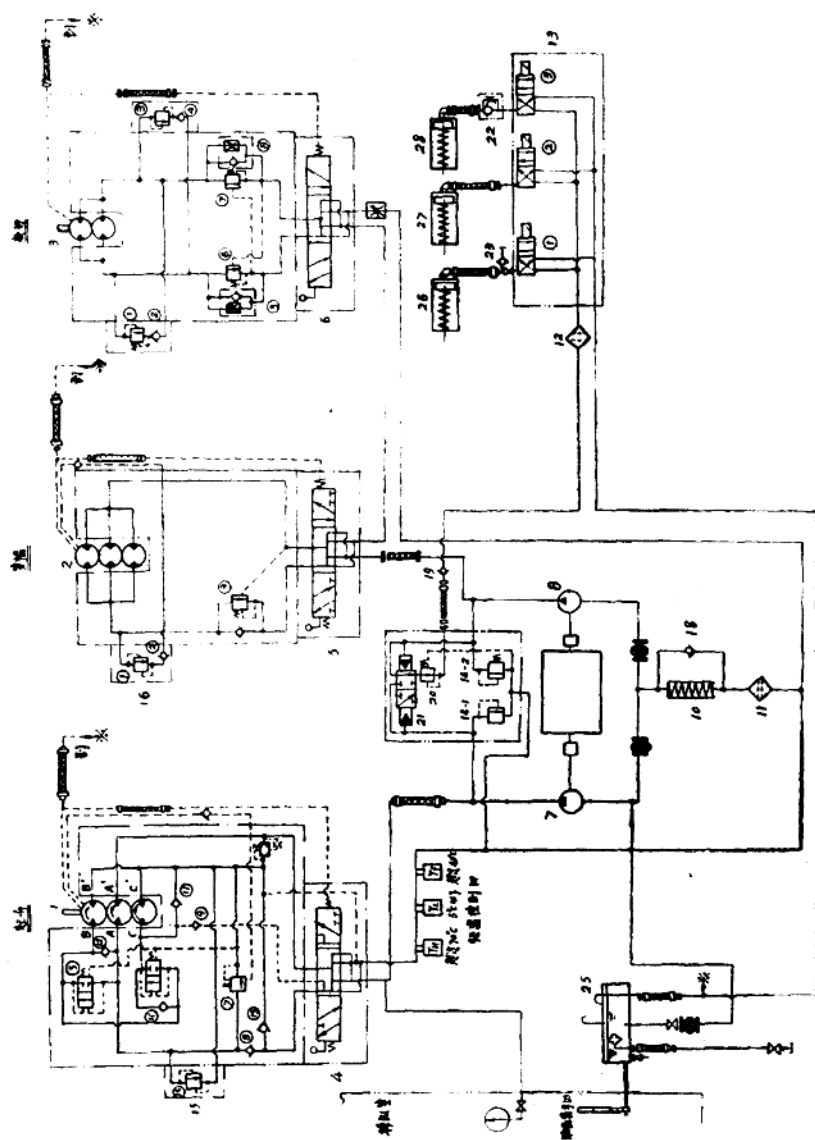


图 1-5

起升回路是平衡回路，依靠平衡阀 15-⑦进行“能耗限速”。阀组 15 中的高、低压变速阀 ⑥、⑤由起升负载值自动改变马达 1 的工作腔数，实现有级容积调速。操纵阀 4 在中位时，泵 7 排出的油经阀 4 中位卸荷回泵吸油口。

变幅回路中用平衡阀 16-③防止臂架超速下降。

旋转回路为平衡——制动回路。由调定压力为 115 巴的双向制动阀 17-①、17-③实现“能耗制动”；阀组 17 中的双向平衡阀 ⑥、⑦实现“能耗限速”，防止超速旋转。

泵 7、8 附近的安全阀 14-①、14-②的调定压力分别为 175 巴和 180 巴。安全阀 15-⑮、16-①的调定压力分别为 160 巴和 115 巴，防止马达 1、2 过载。双向制动、安全阀 17-①、17-③防止马达 3 过载。各机构用电气装置限位。

二、典型液压元件

液压系统的性能除取决于系统本身的设计外，在很大程度上还取决于系统中的典型液压元件。同时，系统的集成化程度、维修保养及经济指标等也与系统中选用、设计的典型液压元件直接有关。为此，下面介绍一些上述系统中所用的典型液压元件。

1. 比例减压阀

图 2-1(a) 为 T 型手动比例减压阀的结构原理图，由四只比例减压阀组成。

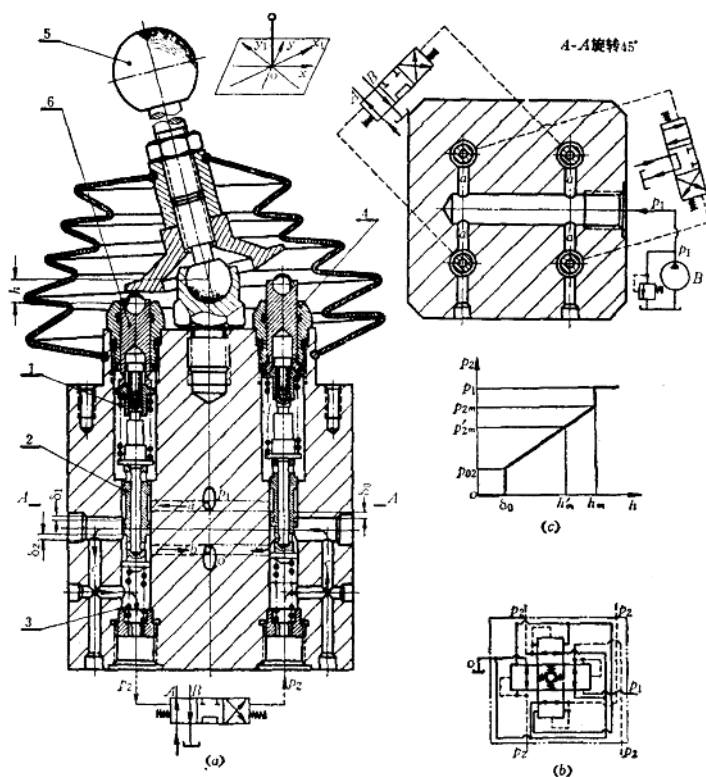


图 2-1

图(a)右边的比例减压阀处于零位状态。换向阀右控制腔回油经出口 P_2 、C孔、阀芯2的径向孔、b孔及O口回油箱。

图(a)左边的比例减压阀为阀芯2下移一行程后,处于平衡时的状态。这时控制泵B来的压力为 p_1 的油液由 P_1 口进入,经节流口 δ_1 后,油压降为 p_2 ,然后分为两路:一路经节流口 δ_2 、b孔及O口流回油箱(若 $\delta_2=0$,则油液不流动, $p_1=p_2$);另一路经C孔、出口 P_2 后,进入换向阀的左控制腔,使换向阀换向或呈不同开度。

当忽略阀芯2等自重、摩擦力及液动力时,由阀芯2上力的平衡条件可得:

$$p_2 \frac{\pi D^2}{4} + P_{03} + (\delta_0 + \delta_1)C_3 = P_{01} + [h - (\delta_0 + \delta_1)]C_1$$

一般,阀芯2的上、下节流口开口量之和 $\delta_1 + \delta_2 = 0.1 \sim 0.3$ 毫米。由于 δ_1 相对阀芯2的密封长度 δ_0 ($=1 \sim 2$ 毫米)很小,复位弹簧3的刚度 C_3 相对平衡弹簧1的刚度 C_1 很小。为分析方便,上式中可忽略 δ_1 及 $C_3\delta_0$,经整理得:

$$p_2 = \frac{4(P_{01} - P_{03})}{\pi D^2} + \frac{4C_1(h - \delta_0)}{\pi D^2}$$

由图及上式可画出二次压力 p_2 与控制杆6行程 h 的关系曲线 2-1(c)。由图知,操纵手柄5使阀芯2的行程在 $\delta_0 \sim h_m$ 范围内变化时,便可实现远程的比例控制。调节螺母4,便可控制阀芯2的最大行程 h'_m 及相应的二次压力值 p'_{2m} 。

T型比例减压阀的职能符号见图 2-1(b)。其最多可控制两台变量泵或两只换向阀。由图 2-1(a)知,手柄在 x 轴负向时,一换向阀换向至左位。供应一次压力油的B泵的工作压力 $p_1 = 25 \sim 35$ 巴,由B泵出口的溢流阀调整,B泵的流量只要稍大于该溢流阀的最小稳定流量。

2 压力记忆阀

在起升回路中的压力记忆阀能防止启动瞬间起升负载产生滑降,还能减少压力冲击,下面结合原理图 2-2 说明之。

当泵A变量机构离开零位时,触点4关闭。若油压力使缸1活塞再外伸到图示位置时,接触器5接触,电磁阀6的线圈 14/1S8 才通电,阀6在上位。辅泵B排油经阀6上位后分两路:一路使制动缸8松闸;另一路使缸2活塞杆外伸,顶住摇臂3,保证接触器5的良好接触。这时图示各参数满足关系式 $W \propto p \propto H \propto \alpha$ 。

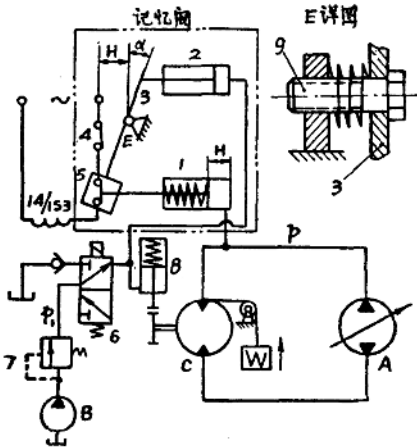


图 2-2

当泵A变量机构归零位时,触点4打开,电磁阀6回到下位,制动缸8刹车。泵A也由于变量机构归零而起液压锁作用,保持油压力 p 值,使起升负载 W 停止运动。

当油液泄漏而使 p 值下降时,缸1中弹簧使活塞杆缩回,则接触器5打开。但详图E中的螺钉9使摇臂3保持在原 α 角位置,由前面的公式知,即记忆了原 W 运动时的油压力,压力记忆阀由此而得名。

当再次启动,使泵A变量机构离开零位时,触点4先闭合。同时由于制动缸8仍刹住马达C,故缸1中的油压力逐步上升,直至上升到原 W 能建立起的 p 值时,缸1活塞外伸,使摇臂3到原 α 角位置,

则接触器 5 再次接触，使阀 6 移至上位，制动缸 8 才松闸。这就能防止启动瞬间起升负载产生滑降，并可避免产生液压冲击。

当卸车时，缸 2 使摇臂 3 回零位，即 $\alpha = 0$ 。

3. 平衡阀、制动阀

液压甲板起重机中各回路均属平衡或制动回路。为防止各机构超速下降，那些不依靠膨胀油箱直接向泵吸油口补油的半闭式系统依靠驱动油泵的电机再生发电来限速，简称“再生限速”。其它种类系统则需用平衡阀进行“能耗限速”。为使惯性大的机构制动、换向，一切系统都需有制动阀，或进行“再生制动”，或进行“能耗制动”，防止系统产生液压冲击。因此选用、设计性能良好的平衡阀、制动阀，是事关重大的。

1) 川崎型平衡——制动阀组(图 2-3)

其中双向平衡阀为滑阀式的，故锁紧性能不如汽车起重机中常用的“北起型”平衡阀。为提高平衡阀的工作稳定性，阀上设置节流孔 a 、单向节流阀 b 、 f 等，在平衡阀的圆柱面上还开有长槽 i ，使阀芯移动时流量变化平缓。此平衡阀的导控压力 $p_c = 5 \sim 7.5$ 巴，比“北起型”的 $p_c = 30 \sim 50$ 巴要低得多，从而可降低系统损耗，但其能适应的外负载的变化范围不如“北起型”的广。

阀组中阀 6、7 为双向制动阀，兼作双向安全阀及截止阀，结构型式为差动型的，油压作用面积 $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ 小，因 D 、 d 只差 1 毫米，

故弹簧 S 可很软，使阀的启闭特性好，且其响应快。节流孔 j 可防止阀芯振动。 h 为调压螺钉。当泵停转时，拧动螺钉 5 可使 G 下降。

2. Hagglund 双向安全、选择阀组(图 2-4)

此阀组用于日钢——Hagglund 克令液压系统中。其中先导式溢流阀 3 与单向阀 4 共同组成双向安全阀、制动阀，其启闭特性好，

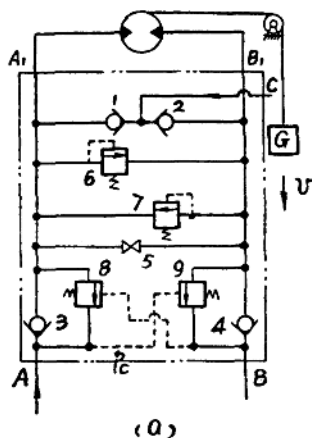


图 2-3 (a)

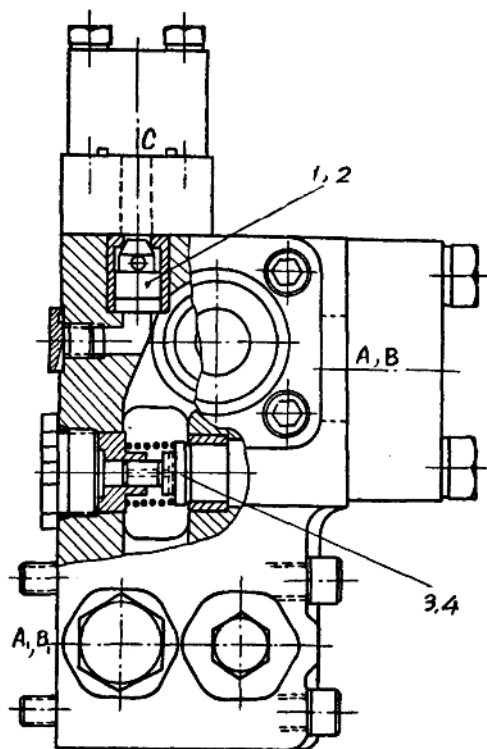


图 2-3 (b)

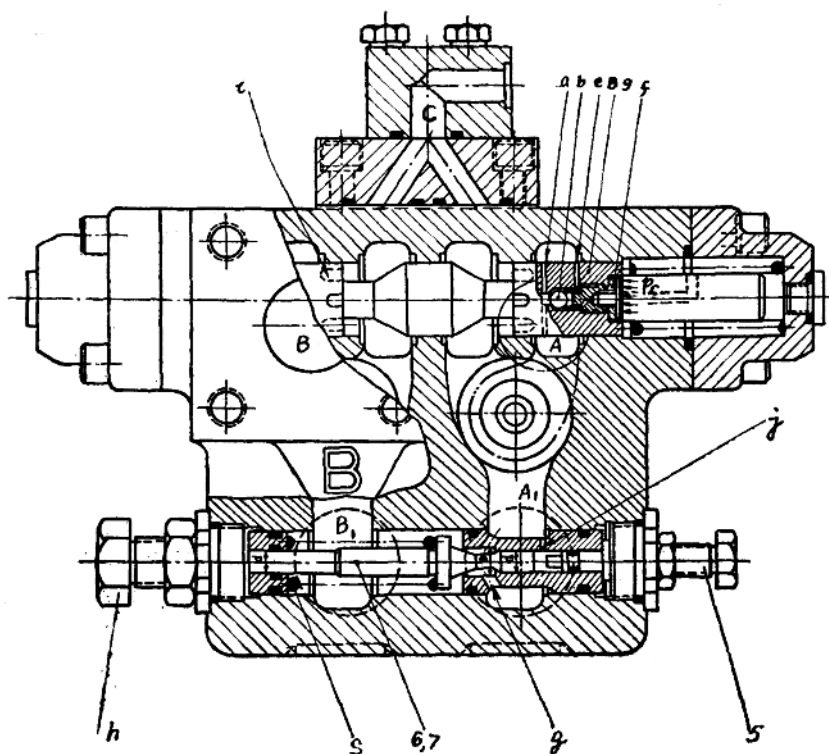


图 2-3 (c)

额定流量为 350 升/分，调压范围为 120~180 巴。背压阀 6 的额定流量为 50 升/分，调压范围为 7~25 巴。单向阀 1、2 作补油阀。低压选择阀 5 用以泄放系统低压边的热油，其额定流量为 50 升/分。

由于一般闭式系统不需平衡阀，此阀组是主回路中一切阀的集成体，可使系统大大简化，故为常用阀组。

3) Liebherr 双向安全、选择阀组(图 2-5)

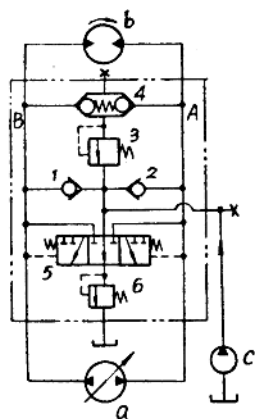
这种形式的阀组曾在 3 吨克令的液压系统中应用过，可使闭式系统主回路大大简化。阀组中单向阀①、②及③组成双向安全、制动阀，其结构简单，动作灵敏。阀③中大小直径 D 、 d 的配合间隙组成阻尼孔 e 。 L 为阀 3 的泄油口。阀 4 为低压选择阀。图 (a) 是阀组原理图。

假定图 2-5 中 $\alpha = 90^\circ$ ，则阀③上的弹簧力 P_s 、液动力 P_v 及液压力 P 相平衡，经演算化简可得：

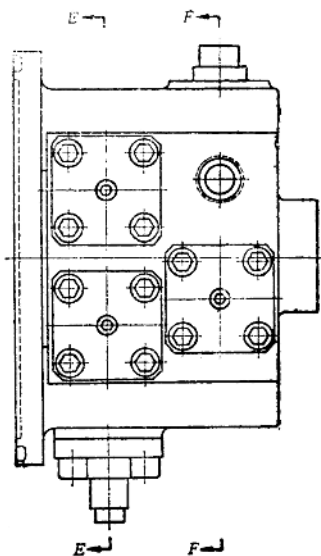
$$\delta_p = \frac{p_m - p_0}{p_m} = \frac{1}{A p_m} \left[\frac{C Q_m}{0.03 \pi D \sqrt{p_m}} + 15 Q_m \sqrt{p_m} \right] + \frac{C l}{A} \quad (a)$$

式中，系统流量 Q_m (米³/秒) 全部流经阀口时相应的全开压力 p_m 与开启压力 p_0 之差，即 $(p_m - p_0)$ (牛顿/米²) 称为溢流阀的静态压力超调量。 δ_p 称为静态压力超调率。 δ_p 越小，溢流阀的启闭特性越好。一般设计中取 $\delta_p \leq 0.1 \sim 0.2$ 。

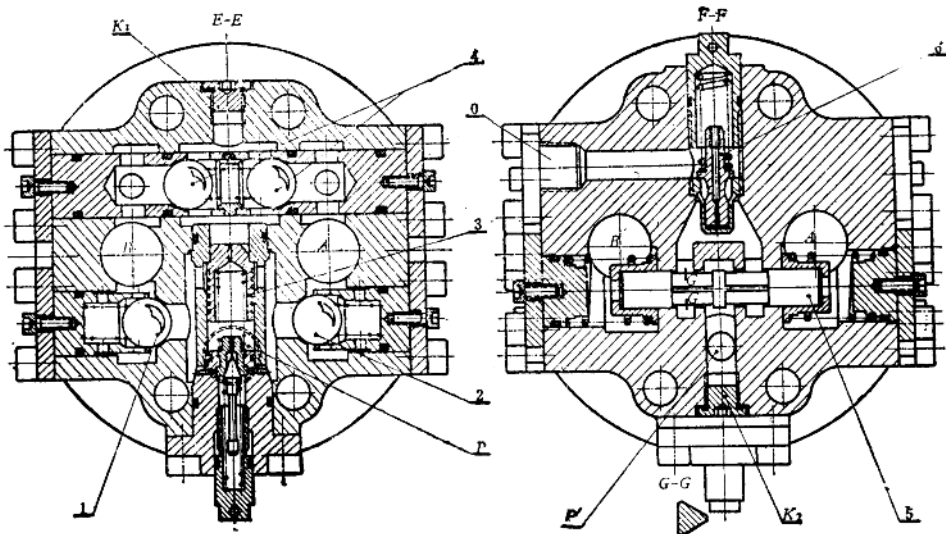
由式 (a) 知，要取得好的启闭特性，必须增加小阀芯的油压作用面积 A (米²)，减小阀芯的密



(a)



(c)



(b)

图 2-4

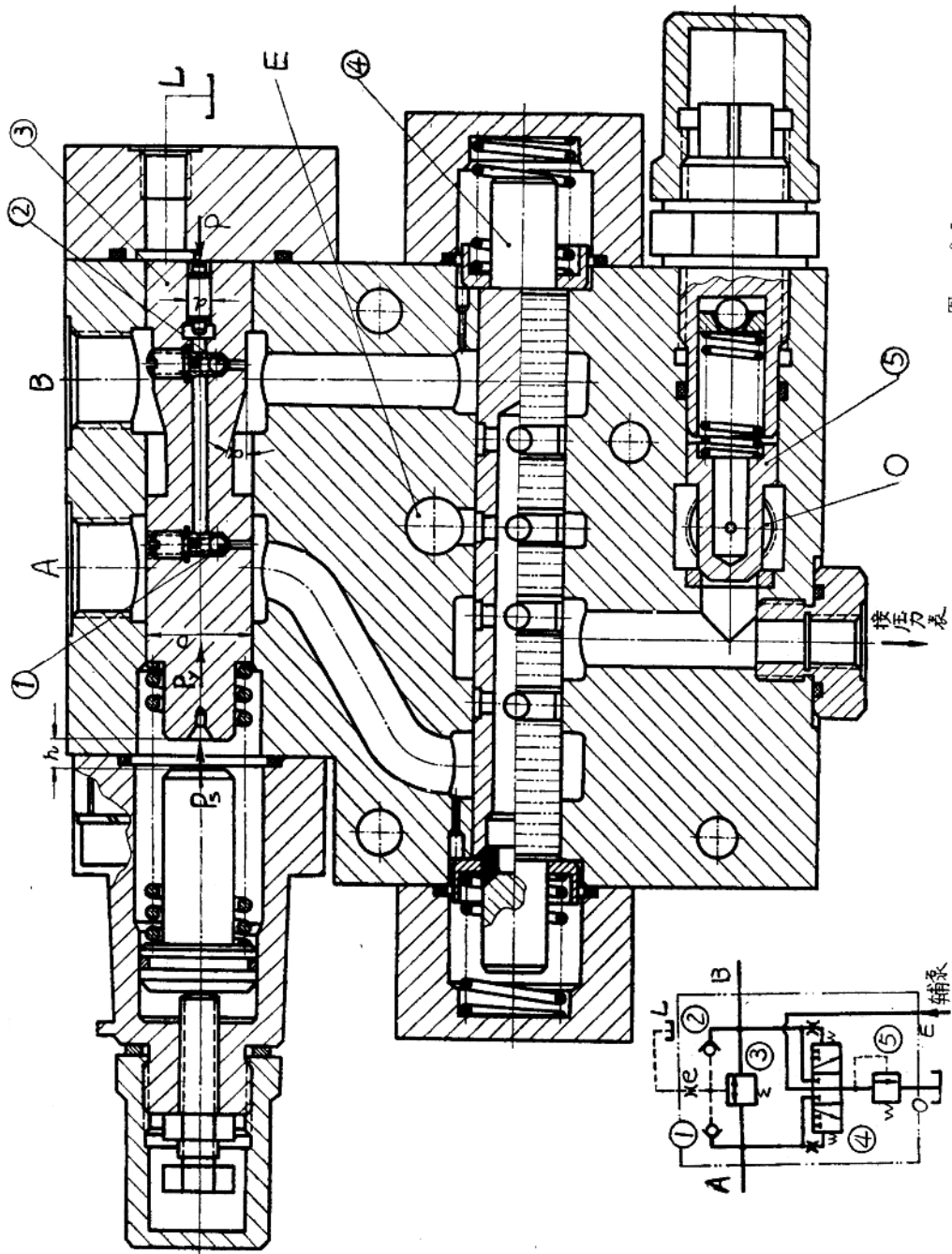


图 2-15

封长度 l (米) 等。但 A 大则弹簧尺寸要增大。故有效的办法是减小弹簧刚度 C (牛顿/米) 及减小液动力 $P_v = 15 Q_m \sqrt{p_m}$ (牛顿) 等。减小 P_v 的办法很多, 其中之一是经试验、计算适当选定 α 角。

4. 换向调速阀

船用甲板起重机与工程机械一样, 节流调速只用于非经常性的调速场合, 一般不专门设置节流阀, 而是在换向阀阀芯上开小孔或在阀芯台肩上切槽、磨出锥面等, 从而在换向阀阀芯移动时, 阀口能形成节流状态, 以达到节流调速的目的。为减少节流损失, 特别是轻载时的节流损失, 常用旁路节流调速, 但其刚度小, 即负载速度随负载的变化大。为提高刚度, 可在换向阀的节流口上并联一差压式溢流阀或串联一定差减压阀, 分别组成溢流节流阀及调速阀等。换向阀除可兼作节流阀外, 也可使液压马达得到有级容积调速。由此, 我们把上述换向阀称为换向调速阀。下面举出几种典型结构, 以供参考。

1) 溢流节流调速换向阀(图 2-6)

图中具有节流作用的手动换向阀 2 与差压式溢流阀 4 并联, 组成溢流节流调速换向阀。由于换向阀节流口②的前后压差 $\Delta p = p_B - p_2$ 基本不随外负载而变, 故该阀调速的刚度大, 阀的调速范围也较大。

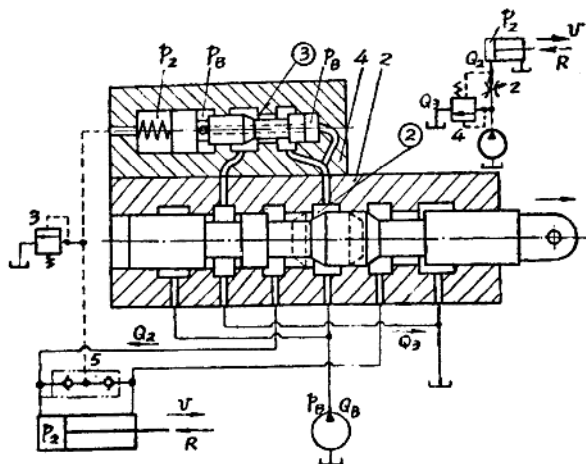


图 2-6

2) 川崎型换向调速阀(图 2-7)

该阀利用阀芯上的小孔 b 、 c 进行旁路节流调速, 加工方便, 操纵灵活, 换向调速平稳, 但中位时阀的流道复杂, 压力损失大。

3) 旁路调速换向阀(图 2-8)

该阀的各种工作状态及机能见图。例如, 当半速起升时, 工作原理见图(2)左上角, 其中节流口 C_2 前后之压差 $\Delta p = p_1 = \frac{F_s}{A}$ 。由于定差减压阀的弹簧很软, 阀芯的移动量很小, 可认为弹簧力 F_s 是常数, 故 Δp 不随外负载而变, 使该阀的调速刚度较硬。由于是旁路调速, 故其轻载时的损失也较小。

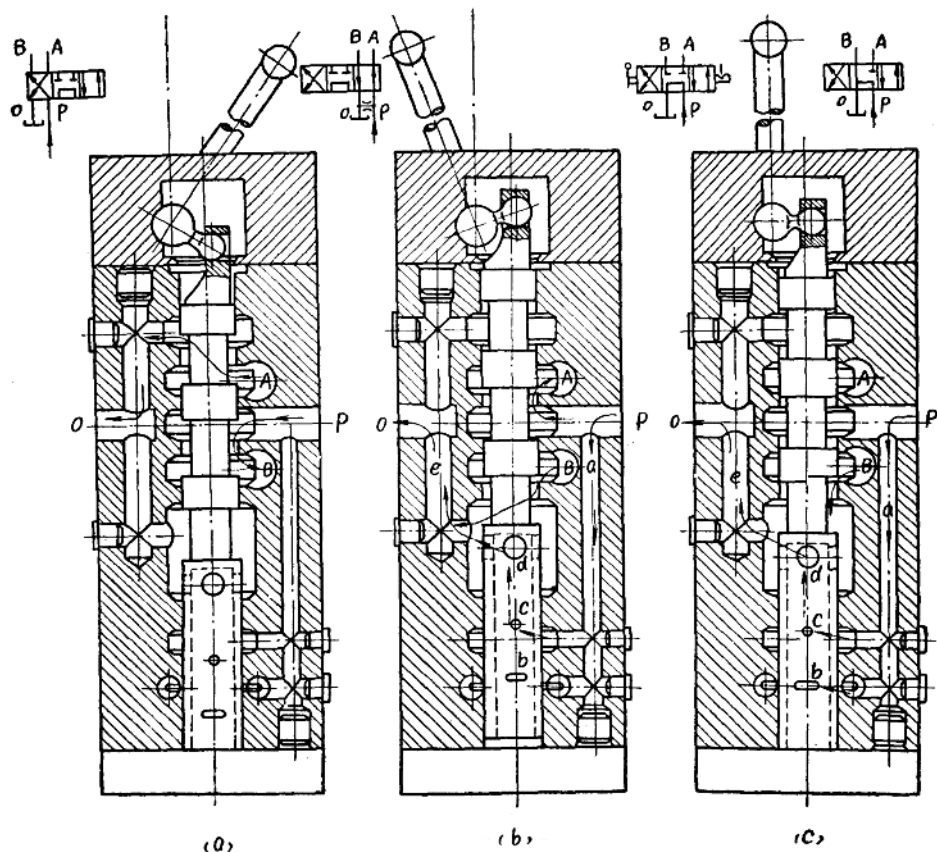


图 2-7

4) 改变马达工作腔数的调速换向阀(图 2—9)

由图可知，叶片马达为三作用的，共有三组腔室，工作压力为 70 巴。控制阀 1 能改变液流方向和马达的工作腔数，使马达实现换向和调速。高低压顺序阀 3、2 皆为差动型的，其中直径 $d_1 = 46$ 毫米和 $d = 45$ 毫米间的环形面积小，故阀的弹簧可很软，使该阀的启闭特性好。高低压顺序阀能随外负载的大小自动启闭，以改变马达的工作腔数，实现自动的有级容积调速。单向阀 4、5、6 及 9 能单向沟通马达的内通道，使马达的某组腔室形成空循环。这些单向阀均为菌状的，自位性及密封性好，开闭灵活、迅速。平衡阀 7 可防止重物 G 超速下降。总之，该阀组的调速性能好，且为容积调速，集成化程度高，是一个较理想的阀组。下面举出几种工作状态图，说明附在图中。