



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 111133204 B

(45) 授权公告日 2022.02.25

(21) 申请号 201980004201.X

(22) 申请日 2019.01.10

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 111133204 A

(43) 申请公布日 2020.05.08

(30) 优先权数据
2018-063053 2018.03.28 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2020.02.24

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2019/000430 2019.01.10

(87) PCT国际申请的公布数据
WO2019/187489 JA 2019.10.03

(73) 专利权人 株式会社日立建机Tierra
地址 日本滋贺县

(72) 发明人 高桥究 前原太平 石井刚史

(74) 专利代理机构 北京市金杜律师事务所
11256
代理人 陈伟 闫剑平

(51) Int.Cl.
F15B 11/00 (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
F15B 11/05 (2006.01)

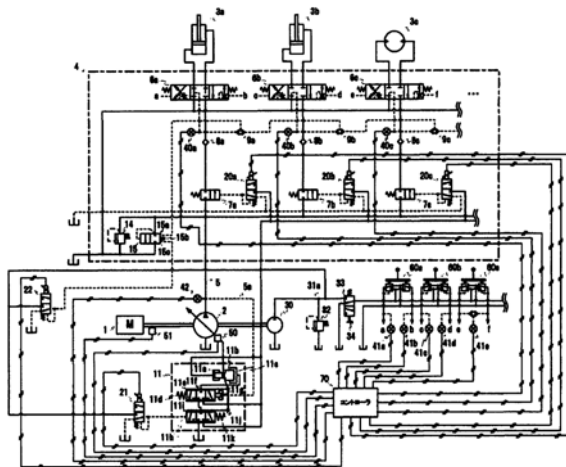
(56) 对比文件
CN 106133333 A, 2016.11.16
CN 1031270 A, 1989.02.22
CN 102720710 A, 2012.10.10
WO 9504227 A1, 1995.02.09
审查员 龚国芹

权利要求书2页 说明书24页 附图20页

(54) 发明名称
工程机械

(57) 摘要

即使在与各执行机构对应关联的方向切换阀的前后压差非常小的情况下,也能够稳定地进行液压泵的流量控制和多个方向切换阀的分流控制,即使在从复合动作向单独动作过渡时等请求流量发生骤变的情况下,也防止向各执行机构供给的液压油的流量急剧变化,实现优越的复合操作性,减少方向切换阀的入口节流损失,实现高能量效率。根据各操作杆的输入量计算出各方向切换阀的请求流量,利用该请求流量控制流量控制阀的开口,并且根据各方向切换阀的请求流量和入口节流开口面积来算出规定的方向切换阀的入口节流压损,利用该值来控制卸荷阀的整定压力。



1. 一种工程机械,其具备液压驱动装置,该液压驱动装置具有:
可变容量型的液压泵;
通过从该液压泵排出的液压油驱动的多个执行机构;
控制阀装置,其将从所述液压泵排出的液压油分配并供给至所述多个执行机构;
对所述多个执行机构各自的驱动方向和速度进行指示的多个操作杆装置;
泵控制装置,其以将与所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对应的流量排出的方式控制所述液压泵的排出流量;

卸荷阀,其当所述液压泵的液压油供给路的压力超过整定压力时,将所述液压油供给路的液压油向油箱排出,所述整定压力为对所述多个执行机构的最高负载压至少加上目标压差而得到的压力;

对所述多个执行机构各自的负载压进行检测的多个第一压力传感器;以及
控制所述控制阀装置的控制器,
所述工程机械的特征在于,
所述控制阀装置具有:

多个方向切换阀,它们由所述多个操作杆装置分别切换,与所述多个执行机构对应关联并对各个执行机构的驱动方向和速度进行调整;

多个流量控制阀,它们配置在所述液压泵的液压油供给路与所述多个方向切换阀之间,通过改变开口面积来分别控制向所述多个方向切换阀供给的液压油的流量,

所述控制器基于所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对所述多个执行机构的请求流量进行运算,并且对由所述多个第一压力传感器检测到的所述多个执行机构的负载压中的最高负载压与所述多个执行机构各自的负载压分别的压差进行运算,基于所述多个执行机构的请求流量和所述分别的压差,对所述多个流量控制阀各自的目标开口面积进行运算,以成为该目标开口面积的方式控制所述多个流量控制阀的开口面积,

所述控制器还基于所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对所述多个方向切换阀各自的入口节流部的开口面积进行运算,基于该入口节流部的开口面积和所述多个执行机构各自的所述请求流量对所述多个方向切换阀中的特定的方向切换阀的入口节流部的压损进行运算,输出该压损来作为所述目标压差,控制所述卸荷阀的整定压力。

2. 根据权利要求1所述的工程机械,其特征在于,

所述控制器对所述多个方向切换阀中的与所述最高负载压的执行机构对应关联的方向切换阀的入口节流压损进行运算,来作为所述特定的方向切换阀的入口节流部的压损,并输出该压损来作为所述目标压差,控制所述卸荷阀的整定压力。

3. 根据权利要求1所述的工程机械,其特征在于,

所述控制器选择所述多个方向切换阀的入口节流部的压损的最大值,来作为所述特定的方向切换阀的入口节流部的压损,将该压损设为所述目标压差来控制所述卸荷阀的整定压力。

4. 根据权利要求1所述的工程机械,其特征在于,

还具有用于检测所述液压泵的排出压的第二压力传感器,

所述控制器对用于使由所述第二压力传感器检测到的所述液压泵的排出压与所述最高负载压加上所述目标压差而得到的压力相等的指令值进行运算,将该指令值向所述泵

控制装置输出来控制所述液压泵的排出流量。

5. 根据权利要求1所述的工程机械,其特征在于,

所述控制器基于所述多个操作杆装置的操作杆的输入量来算出所述多个执行机构的请求流量的总和,对用于使所述液压泵的排出流量与所述请求流量的总和相等的指令值进行运算,将该指令值输出至所述泵控制装置来控制所述液压泵的排出流量。

工程机械

技术领域

[0001] 本发明涉及进行各种作业的液压挖掘机等的工程机械,特别是涉及具有液压驱动装置的工程机械,其中,液压驱动装置将从一个以上的液压泵排出的液压油经由两个以上的多个控制阀引导至两个以上的多个执行机构来进行驱动。

背景技术

[0002] 作为液压挖掘机等的工程机械所具有的液压驱动装置,例如专利文献1所述的那样,广泛利用负载传感控制,负载传感控制是指,以使可变容量型的液压泵的排出压与多个执行机构的最高负载压的压差维持在预先决定的某个设定值的方式控制液压泵的容量。

[0003] 在专利文献2中记载了液压驱动装置,该液压驱动装置具有:可变容量型的液压泵;多个执行机构;对从液压泵向多个执行机构供给的液压油的流量进行控制的多个节流孔;设于多个节流孔的上游或者下游的多个压力补偿阀;控制器,其根据操作杆装置的杆输入控制液压泵的排出流量,并且根据杆输入来调整多个节流孔;以及多个压力传感器,它们分别检测多个执行机构的负载压,控制器基于由压力传感器检测到的压力,将与具有最高负载压的执行机构对应关联的节流孔进行全开控制。

[0004] 在专利文献3中提出一种驱动系统,该驱动系统具备:可变容量型的液压泵;多个执行机构;多个调整阀,它们分别在中间位置具有节流调节作用,将从液压泵排出的液压油向多个执行机构供给;设于液压泵的液压油供给路的卸荷阀;根据操作杆装置的杆输入对液压泵的排出流量进行控制的控制器;以及检测液压泵的排出压和至少一个执行机构的负载压的压力传感器,控制器根据由压力传感器检测到的液压泵的排出压与执行机构负载压的压差,对在中间位置具有节流调节作用的调整阀的开口进行控制。在该驱动系统中,卸荷阀的整定压力由将卸荷阀引导至关闭方向的各执行机构的最高负载压和沿相同方向设置的弹簧来设定,液压泵的排出压被控制为不超过最高负载压加上弹簧力后得到的值。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:JP特开2015-105675号公报

[0008] 专利文献2:JP特表2007-505270号公报

[0009] 专利文献3:JP特开2014-98487号公报

发明内容

[0010] 在专利文献1中记载的那种现有的负载传感控制中,将由各主滑阀(流量控制阀)的入口节流开口的前后压差产生的、被称为LS压差的、液压泵的排出压(泵压)与最高负载压的压差用于泵流量控制和基于压力补偿阀的各主滑阀的分流控制,但该LS压差即为入口节流损失,会成为阻碍液压系统的高能量效率化的一个原因。

[0011] 为了提高液压系统的能量效率,只要将各主滑阀的入口节流最终开口(主滑阀的全行程中的入口节流开口面积)极度增大来减小LS压差即可,但在现状的负载传感控制中

无法将LS压差极度减小至0的程度。此理由以下。

[0012] 就进行各主滑阀的分流控制的压力补偿阀而言,以使各主滑阀的前后压差变得与LS压差相同的方式对其开口进行控制。如上所述,在主滑阀的入口节流最终开口极度增大,使LS压差成为0的情况下,各压力补偿阀若要将各自的主滑阀的前后压差设为0,则要对它们的开口进行调整。然而,在该情况下存在如下的问题:压力补偿阀用于决定自身的目标压差会变成0,由此,压力补偿阀的开口、即在滑阀类型的情况下的滑阀位置、在提升阀类型的情况下的提升阀的提升量并非唯一确定,导致压力补偿阀的压力控制变得不稳定,会引起速度振荡。

[0013] 根据专利文献2记载的构成,由于具有最高负载压的执行机构的入口节流开口被进行全开控制,所以能够排除在以往的负载传感控制中妨碍高能量效率化的要因之一的LS压差,能够实现能量效率高的液压系统。

[0014] 另外,在专利文献2中,采用压力补偿阀不利用LS压差来设定目标压差的方式,因此,也不会产生像在以往的负载传感控制中将LS压差设为0的情况那样压力补偿阀的控制变得不稳定的问题。

[0015] 然而,在专利文献2记载的现有技术中,仍存在以下这样的问题。

[0016] 也就是说,由于与具有最高负载压的执行机构对应关联的节流孔(入口节流开口)始终被进行全开控制,所以例如在从对具有最高负载压的执行机构和负载压小的执行机构同时进行操作的状态变成将负载压小的一方执行机构的操作迅速停止的情况下,存在因液压泵的流量控制的响应性的限度而使得排出的流量的减少需要某一规定时间的情况。

[0017] 在这种情况下,由于最高负载压执行机构的节流孔被进行开控制而开到最大,所以从液压泵排出的液压油不被节流孔的开口节流地流入最高负载压执行机构,因此,有时最高负载压执行机构的速度会迅速上升。

[0018] 在最高负载压执行机构的操作杆进行全操作且该执行机构的工作速度本来就很快、供给很多的流量的情况下,对作业机械的举动的影响比较小,但在最高负载压执行机构的操作杆进行半操作的情况下,由于本来的流量就很小,所以如上那样向执行机构供给的流量迅速增加时的影响无法忽视,有时作业机械的操作员会产生不适的打击。

[0019] 根据专利文献3记载的构成,由于能够不利用压力补偿阀而仅利用多个调整阀将根据各杆输入而供给的来自液压泵的液压油分流,所以能够减少液压系统的成本。

[0020] 另外,在专利文献3中,由于多个调整阀的开口基于根据各操作杆设定的向各执行机构的目标流量、和由压力传感器检测到的泵压与最高负载压的压差而在电子控制装置内进行运算来决定,所以不会产生如在以往的负载传感控制中将LS压差设为0的情况那样压力补偿阀的控制变得不稳定的问题。

[0021] 然而,在专利文献3记载的现有技术中,存在以下的问题。

[0022] 也就是说,如上所述,在来自液压泵的液压油供给路设置有卸荷阀,但其整定压力由最高负载压和弹簧力来设定。

[0023] 另一方面,多个调整阀的开口(入口节流开口)根据泵压与执行机构负载压的压差、和根据各操作杆设定的各执行机构的目标流量来决定,因此,有时泵压相对于最高负载压高出与该最高负载压执行机构所对应关联的调整阀的压损对应的压力。

[0024] 然而,如上所述,卸荷阀的整定压力仅由最高负载压和弹簧力设定,因此,例如,在

如上所述最高负载压执行机构所对应关联的调整阀的压损高的情况下,有时泵压会超过由最高负载压和弹簧力设定的压力,致使卸荷阀成为开位置,而将从液压泵供给的液压油向油箱排出。由卸荷阀排出的液压油为浪费掉的泄放损失,因此,存在液压系统的能量效率损失的情况。

[0025] 另一方面,为了不产生如上那样最高负载压执行机构所对应关联的调整阀的压损高而超过卸荷阀的整定压力从而产生浪费掉的泄放损失,也能够增大卸荷阀的弹簧力(将整定压力设高),但在该情况下,例如在从对两个以上的执行机构同时进行操作的状态变成仅将一方的执行机构的杆操作迅速停止的情况下来不及进行液压泵的流量减少控制,无法通过卸荷阀抑制由此产生的泵压的急剧上升,因此,与利用专利文献2的情况同样地,存在对操作员来说产生不适的打击的情况。

[0026] 本发明的目的在于提供一种具备液压驱动装置的工程机械,其中,液压驱动装置具有可变容量型的液压泵,将由该液压泵排出的液压油经由多个控制阀向多个执行机构供给来驱动多个执行机构的液压驱动装置,在上述工程机械中,(1)即使在与各执行机构对应关联的方向切换阀的前后压差非常小的情况下,仍能够稳定地进行多个方向切换阀的分流控制,(2)即使在从复合动作向单独动作过渡时等请求流量发生了骤变的情况下,仍将从卸荷阀浪费地向油箱排出液压油这种泄放损失抑制为最小从而抑制能量效率的降低,且防止因向各执行机构供给的液压油的流量的急剧变化引起的执行机构速度的急剧变化,抑制不适打击的产生,实现优越的复合操作性,(3)能够减少方向切换阀的入口节流损失,实现高能量效率。

[0027] 为了达成上述目的,本发明提供具备液压驱动装置的工程机械,该液压驱动装置具有:可变容量型的液压泵;通过从该液压泵排出的液压油驱动的多个执行机构;控制阀装置,其将从所述液压泵排出的液压油分配并供给至所述多个执行机构;对所述多个执行机构各自的驱动方向和速度进行指示的多个操作杆装置;泵控制装置,其以将与所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对应的流量排出的方式控制所述液压泵的排出流量;卸荷阀,其当所述液压泵的液压油供给路的压力超过整定压力时,将所述液压油供给路的液压油向油箱排出,所述整定压力为对所述多个执行机构的最高负载压至少加上目标压差而得到的压力;对所述多个执行机构各自的负载压进行检测的多个第一压力传感器;以及控制所述控制阀装置的控制装置,在所述工程机械中,所述控制阀装置具有:多个方向切换阀,它们由所述多个操作杆装置分别切换,与所述多个执行机构对应关联并对各个执行机构的驱动方向和速度进行调整;多个流量控制阀,它们配置在所述液压泵的液压油供给路与所述多个方向切换阀之间,通过改变开口面积来分别控制向所述多个方向切换阀供给的液压油的流量,所述控制装置基于所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对所述多个执行机构的请求流量进行运算,并且对由所述多个第一压力传感器检测到的所述多个执行机构的负载压中的最高负载压与所述多个执行机构各自的负载压分别的压差进行运算,基于所述多个执行机构的请求流量和所述分别的压差,对所述多个流量控制阀各自的目标开口面积进行运算,以成为该目标开口面积的方式控制所述多个流量控制阀的开口面积,并且所述控制装置基于所述多个操作杆装置的操作杆的输入量对所述多个方向切换阀各自的入口节流部的开口面积进行运算,基于该入口节流部的开口面积和所述多个执行机构各自的所述请求流量对所述多个方向切换阀中的特定的方向切换阀的入口节流部的压损进行运算,输出该压损来

作为所述目标压差,控制所述卸荷阀的整定压力。

[0028] 像这样,本发明在控制器中,对多个方向切换阀的请求流量、和最高负载压与多个执行机构各自的负载压分别的压差进行运算,且基于这些请求流量和压差对多个流量控制阀各自的目标开口面积进行运算,以成为该目标开口面积的方式控制多个流量控制阀的开口面积。由此,就各执行机构对应关联的各流量控制阀的开口而言,无需液压地反馈与各执行机构对应关联的方向切换阀的入口节流开口的前后压差,而被控制为由各操作杆的输入量运算出的当时的液压泵的请求流量、和最高负载压与各执行机构的负载压的压差唯一决定的值,因此,即使在与各执行机构对应关联的方向切换阀的前后压差(入口节流压损)非常小的情况下,也能够稳定地进行多个方向切换阀的分流控制。

[0029] 另外,本发明在控制器中,基于多个操作杆装置的操作杆的输入量对多个方向切换阀中的特定的方向切换阀的入口节流部的开口面积进行运算,基于该入口节流部的开口面积和该特定的方向切换阀的请求流量对该特定的方向切换阀的入口节流部的压损进行运算,将该压损作为目标压差进行输出来控制卸荷阀的整定压力。由此,由于卸荷阀的整定压力被控制为对最高负载压至少加上与入口节流压损相当的目标压差而得到的值,所以在进行操作杆的半操作等对特定的方向切换阀的入口节流开口进行节流调节的情况下,根据方向切换阀的入口节流开口的压损精细地控制卸荷阀的整定压力。其结果为,即使在从复合动作向单独动作过渡时等请求流量发生骤变、泵流量控制的响应性并不充分而使得泵压急剧上升的情况下,也能够将从卸荷阀向油箱浪费地排出液压油的泄放损失抑制为最小,抑制能量效率的降低,且防止因向各执行机构供给的液压油的流量的急剧变化引起的执行机构速度的急剧变化,从而抑制不适的打击的产生,能够实现优越的复合操作性。

[0030] 而且,本发明如上所述,即使在各方向切换阀的前后压差非常小的情况下也能够稳定地进行多个方向切换阀的分流控制,且根据方向切换阀的入口节流开口的压损精细地控制卸荷阀的整定压力,因此,能够将各方向切换阀的入口节流部的最终开口(主滑阀的全行程的入口节流开口面积)开得极度大,由此,能够减少入口节流损失,实现高能量效率。

[0031] 发明效果

[0032] 根据本发明,在具备液压驱动装置的工程机械中,该液压驱动装置具有可变容量型的液压泵,将由该液压泵排出的液压油经由多个方向切换阀供给至多个执行机构来驱动多个执行机构,

[0033] (1) 即使在与各执行机构对应关联的方向切换阀的前后压差非常小的情况下,也能够稳定地进行多个方向切换阀的分流控制;

[0034] (2) 即使在从复合动作向单独动作过渡时等请求流量发生骤变的情况下,将从卸荷阀向油箱浪费地排出液压油的泄放损失抑制为最小,抑制能量效率的降低,且防止因向各执行机构供给的液压油的流量的急剧变化而引起的执行机构速度的急剧变化,从而抑制不适的打击的产生,实现优越的复合操作性;

[0035] (3) 能够减少方向切换阀的入口节流损失,实现高能量效率。

附图说明

[0036] 图1是示出本发明的第一实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置的构成的图。

- [0037] 图2是第一实施方式中的液压驱动装置中的卸荷阀周边部的放大图。
- [0038] 图3是第一实施方式中的液压驱动装置中的包括调节器在内的主泵周边部的放大图。
- [0039] 图4是示出作为本发明的工程机械的代表例的液压挖掘机的外观的图。
- [0040] 图5是第一实施方式中的液压驱动装置中的控制器的功能框图。
- [0041] 图6是控制器中的主泵实流量运算部的功能框图。
- [0042] 图7是控制器中的请求流量运算部的功能框图。
- [0043] 图8是控制器中的请求流量修正部的功能框图。
- [0044] 图9是控制器中的入口节流开口运算部的功能框图。
- [0045] 图10是控制器中的流量控制阀开口运算部的功能框图。
- [0046] 图11是控制器中的最高负载压执行机构判定部的功能框图。
- [0047] 图12是控制器中的最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部的功能框图。
- [0048] 图13是控制器中的最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部的功能框图。
- [0049] 图14是控制器中的目标压差运算部的功能框图。
- [0050] 图15是控制器中的主泵目标倾转角运算部的功能框图。
- [0051] 图16是示出本发明的第二实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置的构成的图。
- [0052] 图17是第二实施方式中的液压驱动装置中的控制器的功能框图。
- [0053] 图18是控制器中的请求流量运算部的功能框图。
- [0054] 图19是控制器中的目标压差运算部的功能框图。
- [0055] 图20是控制器中的主泵目标倾转角运算部的功能框图。

具体实施方式

[0056] 以下,结合附图说明本发明的实施方式。

[0057] <第一实施方式>

[0058] 利用图1~图15说明本发明的第一实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置。

[0059] ~构成~

[0060] 图1是示出本发明的第一实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置的构成的图。

[0061] 在图1中,本实施方式中的液压驱动装置具备发动机1、由发动机1驱动的作为可变量型的液压泵的主泵2、固定容量型的先导泵30、从主泵2排出的液压油驱动的作为多个执行机构的动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b、旋转马达3c、铲斗液压缸3d(参照图4)、摆动液压缸3e(同)、行使马达3f、3g(同)、铲板液压缸3h(同)、用于将从主泵2排出的液压油引导至多个执行机构3a、3b、3c、3d、3f、3g、3h的液压油供给路5、与液压油供给路5的下游连接且被导入从主泵2排出的液压油的控制阀块4。以下,“执行机构3a、3b、3c……”。

[0062] 在控制阀块4内,从液压油供给路5起以流量控制阀7a、7b、7c……、单向阀8a、8b、8c……、方向切换阀6a、6b、6c……的顺序配置有助于控制多个执行机构3a、3b、3c……的多

个方向切换阀6a、6b、6c……、多个单向阀8a、8b、8c……、和多个流量控制阀7a、7b、7c……。另外，在控制阀块4内配置有电磁比例减压阀20a、20b、20c……，在流量控制阀7a、7b、7c……以将它们切换至关闭方向的朝向分别设置弹簧，并向将它们打开方向切换的朝向导入电磁比例减压阀20a、20b、20c……的输出压。

[0063] 多个方向切换阀6a、6b、6c……和流量控制阀7a、7b、7c……构成将从主泵2排出的液压油分配并供给至多个执行机构3a、3b、3c……的控制阀装置。

[0064] 另外，在控制阀块4内，在液压油供给路5的下游设有溢流阀14和卸荷阀15，溢流阀14当其压力成为预先决定的设定压力以上时则将液压油供给路5的液压油向油箱排出，卸荷阀15当其压力成为某个设定压以上时将液压油供给路5的液压油向油箱排出。

[0065] 在控制阀块4内还配置有与多个方向切换阀6a、6b、6c……的负载压检测端口连接的往返滑阀9a、9b、9c……。往返滑阀9a、9b、9c……用于检测多个执行机构3a、3b、3c……的最高负载压，构成最高负载压检测装置。往返滑阀9a、9b、9c……分别以竞赛图(tournament)形式连接，在最上位的往返滑阀9a检测到最高负载压。

[0066] 图2是卸荷阀周边部的放大图。卸荷阀15具备在将卸荷阀15关闭的方向导入有多个执行机构3a、3b、3c……的最高负载压的受压部15a、和弹簧15b。另外，设有用于使针对卸荷阀15的控制压力产生的电磁比例减压阀22，卸荷阀15具有在将卸荷阀15关闭的方向导入有电磁比例减压阀22的输出压(控制压力)的受压部15c。

[0067] 本实施方式中的液压驱动装置还具备：调节器11，其与主泵2关联，用于控制该主泵2的容量；以及用于使该调节器11产生指令压力的电磁比例减压阀21。

[0068] 图3是包括调节器11在内的主泵周边部的放大图。调节器11具备利用受压面积差驱动的差动活塞11b、马力控制用倾转控制阀11e、和流量控制倾转控制阀11i，差动活塞11b的大径侧受压室11c经由马力控制用倾转控制阀11e与先导泵30的液压油供给路即油路31a(先导液压源)或者流量控制倾转控制阀11i连接，小径侧受压室11a始终与油路31a连接，流量控制倾转控制阀11i构成为将油路31a的压力或者油箱压力引导至马力控制用倾转控制阀11e。

[0069] 马力控制用倾转控制阀11e具有与差动活塞11b一并移动的套筒11f、位于使流量控制倾转控制阀11i和差动活塞11b的大径侧受压室11c连通一侧的弹簧11d、以及受压室11g、该受压室11g在使油路31a与差动活塞11b的小径侧以及大径侧受压室11a、11c连通的方向上经由油路5a而被导入主泵2的液压油供给路5的压力。

[0070] 流量控制倾转控制阀11i具有与差动活塞11b一并移动的套筒11j、受压部11h和弹簧11k、沿将马力控制用倾转控制阀11e的液压油向油箱排出的方向向受压部11h导入电磁比例减压阀21的输出压(控制压力)，弹簧11k位于向马力控制用倾转控制阀11e导入油路31a的液压油一侧。

[0071] 若大径侧受压室11c经由马力控制用倾转控制阀11e以及流量控制倾转控制阀11i与油路31a连通，则差动活塞11b根据受压面积差而在图中向左方向移动，若大径侧受压室11c经由马力控制用倾转控制阀11e以及流量控制倾转控制阀11i与油箱连通，则差动活塞11b基于从小径侧受压室11a受到的力而在图中向右方向移动。若差动活塞11b在图中向左方向移动，则可变容量型的主泵2的倾转角、即泵容量减少，从而其排出流量减少，若差动活塞11b在图中向右方向移动，则主泵2的倾转角以及泵容量增加，从而其排出流量增加。

[0072] 在先导泵30的液压油供给路(油路31a)连接有先导溢流阀32,通过该先导溢流阀32而在油路31a生成一定的先导压(P_{i0})。

[0073] 在先导溢流阀32的下游,经由切换阀33而连接有用于控制多个方向切换阀6a、6b、6c……的多个操作杆装置60a、60b、60c……的先导阀,通过利用在液压挖掘机等工程机械的驾驶席521(图4参照)设置的门锁杆24来操作切换阀33,而在将由先导溢流阀32生成的先导压(P_{i0})作为先导一次压向多个操作杆装置60a、60b、60c……的先导阀供给与将先导阀的液压油向油箱排出之间切换。

[0074] 本实施方式中的液压驱动装置还具备:用于检测多个执行机构3a、3b、3c……的负载压的压力传感器40a、40b、40c……;用于检测动臂液压缸3a的操作杆装置60a的先导阀的各操作压a、b的压力传感器41a、41b;用于检测斗杆液压缸3b的操作杆装置60b的先导阀的各操作压c、d的压力传感器41c、41d;用于检测旋转马达3c的操作杆装置60c的先导阀的操作压e的压力传感器41e;用于检测未图示的其他执行机构的操作杆装置的先导阀的操作压的未图示的压力传感器;用于检测主泵2的液压油供给路5的压力(主泵2的排出压)的压力传感器42;检测主泵2的倾转角的倾转角传感器50;检测发动机1的旋转数(转速)的转速传感器51、以及控制器70。

[0075] 控制器70由具有通过未图示的CPU、ROM(Read Only Memory:只读存储器)、RAM(Random access Memory:随机存储器)以及快闪存储器等构成的存储部等的微型计算机以及其外围电路等构成,例如基于保存在ROM中的程序来工作。

[0076] 控制器70输入有压力传感器40a、40b、40c……、压力传感器41a、41b、41c、41d、41e……、压力传感器42、倾转角传感器50、转速传感器51的检测信号,向电磁比例减压阀20a、20b、20c……以及电磁比例减压阀21,22输出控制信号。

[0077] 图4示出搭载有上述液压驱动装置的液压挖掘机的外观。

[0078] 液压挖掘机具有上部旋转体502、下部行使体501、摆动式的前部作业机504,前部作业机504由动臂511、斗杆512、铲斗513构成。上部旋转体502能够通过旋转马达3c的旋转而相对于下部行使体501旋转。在上部旋转体的前部安装有摆动柱503,在该摆动柱503上能够上下运动地安装有前部作业机504。摆动柱503通过摆动液压缸3e的伸缩而能够相对于上部旋转体502在水平方向上转动,前部作业机504的动臂511、斗杆512、铲斗513能够通过动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b、铲斗液压缸3d的伸缩而在上下方向上转动。在下部行使体501的中央构架505安装有通过铲板液压缸3h的伸缩而进行上下动作的铲板506。下部行使体501通过行使马达3f、3g的旋转来驱动左右的履带从而进行行使。

[0079] 在上部旋转体502设置有驾驶室508,在驾驶室508内设有驾驶席521;设于驾驶席521的左右前部的动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b、铲斗液压缸3d、旋转马达3c用的操作杆装置60a、60b、60c、60d;摆动液压缸3e用的操作杆装置60e;铲板液压缸3h用的操作杆装置60h;行使马达3f、3g用的操作杆装置60f、60g;以及门锁杆24。

[0080] 图5示出图1所示的液压驱动装置中的控制器70的功能框图。

[0081] 表示主泵2的倾转角的倾转角传感器50的输出与表示发动机1的旋转数的转速传感器51的输出被输入至主泵实流量运算部71,转速传感器51的输出与表示杆操作量(操作压)的压力传感器41a、41c、41e的输出被输入至请求流量运算部72,压力传感器41a、41c、41e的输出被输入至入口节流开口运算部74。此外,在图5~图15和以下的说明中,对于表示

图1中未图示的要素的“……”,有时为了简化而将其省略。

[0082] 请求流量运算部72的输出即请求流量 Q_{r1} 、 Q_{r2} 、 Q_{r3} 和主泵实流量运算部71的输出即流量 Q_a' 被导入请求流量修正部73。

[0083] 表示各执行机构的负载压的压力传感器40a、40b、40c的输出被导入最大值选择器75、流量控制阀开口运算部76、最高负载压执行机构判定部77,表示主泵2的排出压(泵压)的压力传感器42的输出 P_s 被导入差分器82。

[0084] 流量控制阀开口运算部76向电磁比例减压阀20a、20b、20c分别输出目标开口面积 A_1 、 A_2 、 A_3 的指令压力(指令值) P_{i_a1} 、 P_{i_a2} 、 P_{i_a3} 。

[0085] 最大值选择器75的输出即最高负载压 P_{lmax} 与前述的压力传感器40a、40b、40c的输出 P_{11} 、 P_{12} 、 P_{13} 一并被导入最高负载压执行机构判定部77,该判定部77将表示最高负载压执行机构的标识符 i 导入最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78、和最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79。另外,最高负载压 P_{lmax} 被导入加法器81。

[0086] 最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78被输入标识符 i 、和入口节流开口运算部74的输出即入口节流开口面积 A_{m1} 、 A_{m2} 、 A_{m3} ,并输出最高负载压执行机构的方向切换阀的入口节流开口面积 A_{mi} 。

[0087] 最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79被输入标识符 i 、和请求流量修正部73的输出即修正后的请求流量 Q_{r1}' 、 Q_{r2}' 、 Q_{r3}' ,并输出最高负载压执行机构的修正后请求流量 Q_{ri}' 。

[0088] 最高负载压执行机构的方向切换阀的入口节流开口面积 A_{mi} 、和最高负载压执行机构的修正后请求流量 Q_{ri}' 被导入目标压差运算部80,目标压差运算部80将目标压差 ΔP_{sd} 输出至加法器81,并将指令压力(指令值) P_{i_u1} 输出至电磁比例减压阀22。

[0089] 加法器81将目标压差 ΔP_{sd} 和最高负载压 P_{lmax} 相加后得到的目标泵压 P_{sd} 输出至差分器82。

[0090] 差分器82将从目标泵压 P_{sd} 减去压力传感器42的输出即泵压(实泵压) P_s 而得到的压差 ΔP 输出至主泵目标倾转角运算部83,主泵目标倾转角运算部83将指令压力(指令值) P_{i_fc} 向电磁比例减压阀21输出。

[0091] 控制器70在请求流量运算部72、请求流量修正部73以及最大值选择器75和流量控制阀开口运算部76中,基于多个操作杆装置60a、60b、60c的操作杆的输入量来运算多个执行机构3a、3b、3c的请求流量,并且对由压力传感器40a、40b、40c(多个第一压力传感器)检测到的多个执行机构3a、3b、3c的负载压中的最高负载压与多个执行机构3a、3b、3c各自的负载压之间分别的压差进行运算,基于多个执行机构3a、3b、3c的请求流量和分别的压差对多个流量控制阀7a、7b、7c各自的目标开口面积 A_1 、 A_2 、 A_3 进行运算,并以成为该目标开口面积 A_1 、 A_2 、 A_3 的方式控制多个流量控制阀7a、7b、7c的开口面积。

[0092] 另外,控制器70在请求流量运算部72、请求流量修正部73以及入口节流开口运算部74、最大值选择器75、最高负载压执行机构判定部77、方向切换阀入口节流开口运算部78、修正后请求流量运算部79以及目标压差运算部80中,基于多个操作杆装置60a、60b、60c的操作杆的输入量对多个方向切换阀6a、6b、6c各自的入口节流部的开口面积进行运算,并基于该入口节流部的开口面积和多个执行机构3a、3b、3c各自的请求流量对多个方向切换

阀6a、6b、6c中特定的方向切换阀的入口节流部的压损进行运算,并将该压损作为上述目标压差 ΔP_{sd} 进行输出来控制卸荷阀15的整定压力。

[0093] 另外,控制器70在最大值选择器75、最高负载压执行机构判定部77以及修正后请求流量运算部79和目标压差运算部80中,作为特定的方向切换阀的入口节流部的压损,而运算与多个方向切换阀6a、6b、6c中的最高负载压的执行机构对应的方向切换阀的入口节流压损,并将该压损作为上述目标压差 ΔP_{sd} 进行输出来控制卸荷阀15的整定压力。

[0094] 控制器70还在主泵目标倾转角运算部83中,对用于使由压力传感器42(第二压力传感器)检测到的主泵2的排出压等于最高负载压加上上述目标压差而得到的压力的指令值 P_{i_fc} 进行运算,将该指令值 P_{i_fc} 输出至调节器11(泵控制装置)来控制主泵2的排出流量。

[0095] 图6示出主泵实流量运算部71的功能框图。

[0096] 在主泵实流量运算部71中,将从倾转角传感器50输入的倾转角 q_m 和从转速传感器51输入的旋转数 N_m 利用乘法器71a相乘,来算出实际上从主泵2排出的流量 Q_a' 。

[0097] 图7示出请求流量运算部72的功能框图。

[0098] 在请求流量运算部72中,从压力传感器41a、41c、41e输入的操作压 P_{i_a} 、 P_{i_c} 、 P_{i_e} 分别利用表72a、72b、72c而转换成基准请求流量 q_{r1} 、 q_{r2} 、 q_{r3} ,并且分别利用乘法器72d、72e、72f与从转速传感器51输入的旋转数 N_m 相乘,来算出多个执行机构3a、3b、3c……的请求流量 Q_{r1} 、 Q_{r2} 、 Q_{r3} 。

[0099] 图8示出请求流量修正部73的功能框图。

[0100] 在请求流量修正部73中,请求流量运算部72的输出即请求流量 Q_{r1} 、 Q_{r2} 、 Q_{r3} 输入至乘法器73c、73d、73e和总和器73a,利用总和器73a算出合计值 Q_{ra} ,该合计值 Q_{ra} 经由限制最小值和最大值的限制器73f而输入至除法器73b的分母侧。另一方面,主泵实流量运算部71的输出即流量 Q_a' 被输入值除法器73b的分子侧,除法器73b将 Q_a'/Q_{ra} 的值输出至乘法器73c、73d、73e。在乘法器73c、73d、73e分别将前述的 Q_{r1} 、 Q_{r2} 、 Q_{r3} 和前述的 Q_a'/Q_{ra} 做乘法,来算出修正后的请求流量 Q_{r1}' 、 Q_{r2}' 、 Q_{r3}' 。

[0101] 图9示出入口节流开口运算部74的功能框图。

[0102] 在入口节流开口运算部74中,从压力传感器41a、41c、41e输入的操作压 P_{i_a} 、 P_{i_c} 、 P_{i_e} 利用表74a、74b、74c而转换成各方向切换阀的入口节流开口面积 A_{m1} 、 A_{m2} 、 A_{m3} 。表74a、74b、74c预先存储有方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口面积,在操作压为0时输出0,被设定为随着操作压变大而输出更大的值。另外,入口节流开口面积的最大值以使因方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口而会产生的压损即入口节流压损(LS压差)变得极小的方式而被设定为极大的值。

[0103] 图10示出流量控制阀开口运算部76的功能框图。

[0104] 在流量控制阀开口运算部76中,从压力传感器40a、40b、40c输入的各执行机构的负载压 P_{l1} 、 P_{l2} 、 P_{l3} 分别作为差分器76a、76b、76c各自的负侧而导入,向差分器76a、76b、76c的正侧导入来自最大值选择器75的最高负载压 P_{lmax} 。运算出的差分压力 $P_{lmax}-P_{l1}$ 、 $P_{lmax}-P_{l2}$ 、 $P_{lmax}-P_{l3}$ 分别被发送至限制器76d、76e、76f,通过限制器76d、76e、76f限制了最小值以及最大值,作为 ΔP_{l1} 、 ΔP_{l2} 、 ΔP_{l3} 而分别被导入运算器76g、76h、76i。还从请求流量修正部73向运算器76g、76h、76i导入修正后的请求流量 Q_{r1}' 、 Q_{r2}' 、 Q_{r3}' 。

[0105] 运算器76g、76h、76i分别通过下式来运算流量控制阀开口面积A1、A2、A3(流量控制阀7a、7b、7c各自的目标开口面积),将该流量控制阀开口面积A1、A2、A3输出至表76j、76k、76l。在此,C为预先决定的缩流系数, ρ 为工作油的密度。

[0106] 【数学式1】

$$[0107] \quad A1 = \frac{Qr1'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl1}}$$

$$[0108] \quad A2 = \frac{Qr2'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl2}}$$

$$[0109] \quad A3 = \frac{Qr3'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl3}}$$

[0110] 利用表76j、76k、76l将流量控制阀开口面积A1、A2、A3转换成针对电磁比例减压阀20a、20b、20c的指令压力(指令值)Pi_a1、Pi_a2、Pi_a3并进行输出。

[0111] 图11示出最高负载压执行机构判定部77的功能框图。

[0112] 在最高负载压执行机构判定部77中,压力传感器40a、40b、40c输入的各执行机构的负载压P11、P12、P13被导入至差分器77a、77b、77c的负侧,在差分器77a、77b、77c的正侧导入来自最大值选择器75的最高负载压Plmax,差分器77a、77b、77c分别将Plmax-P11、Plmax-P12、Plmax-P13输出至判定器77d、77e、77f。判定器77d、77e、77f在各自的判定文为真的情况下成为ON状态而切换至图中上侧,在判定文为伪的情况下成为OFF状态而切换至图中下侧。

[0113] 图11示出了Plmax=P11的情况、也就是Plmax-P11为0的情况,因此,在该情况下,选择运算器77g,作为标识符i而将i=1输出至总和器77m。另一方面,由于判定器77e、77f中判定文处于伪的情况,所以分别选择运算器77j、77l,并且作为标识符i而将i=0一并导入总和器77m。利用总和器77m对运算器77g、77j、77l的输出进行总和,输出i=1。

[0114] 像这样,总和器77m输出Plmax=P11的情况i=1。同样地,在Plmax=P12的情况下输出i=2,在Plmax=P13的情况下输出i=3。

[0115] 图12示出最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78的功能框图。

[0116] 最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78中,从最高负载压执行机构判定部77输入的标识符i被导入至判定器78a、78b、78c,从入口节流开口运算部74输入的入口节流开口面积Am1、Am2、Am3被分别导入至运算器78d、78f、78h。图12示出i=1的情况。

[0117] 由于i=1,所以判定器78a成为ON状态而切换至图中上侧,选择运算器78d,作为入口节流开口面积Ami而将Am1导入至总和器78i。另外,判定器78b、78c成为OFF状态而切换至图中下侧,分别选择运算器78g、78j,作为入口节流开口面积Ami而一并将0导入总和器78j。在总和器78j输出Am1+0+0=Am1来作为入口节流开口面积Ami。

[0118] 同样地,在i=2的情况下,输出Am2来作为入口节流开口面积Ami,在i=3的情况下,输出Am3来作为入口节流开口面积Ami。

[0119] 图13示出最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79的功能框图。

[0120] 在最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79中,从最高负载压执行机构判

定部77输入的标识符*i*被导入判定器79a、79b、79c,从请求流量修正部73输入的修正后请求流量*Qr1'*、*Qr2'*、*Qr3'*分别被导入运算器79d、79g、79h。图13示出*i*=1的情况。

[0121] 由于*i*=1,所以判定器79a成为ON状态而切换至图中上侧,选择运算器79d,作为修正后请求流量*Qri'*而将*Qr1'*导入总和器79j。另外,判定器79b、79c处于OFF状态而切换至图中下侧,分别选择运算器79g、79i,作为修正后请求流量*Qri'*而一并将0导入总和器79j。在总和器79j输出*Qr1'+0+0*来作为修正后请求流量*Qri'*。

[0122] 同样地,在*i*=3的情况下输出*Qr2'*来作为修正后请求流量*Qri'*,在*i*=3的情况下输出*Qr3'*来作为修正后请求流量*Qri'*。

[0123] 图14示出目标压差运算部80的功能框图。

[0124] 在目标压差运算部80中,从最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79输入的修正后请求流量*Qri'*被导入运算器80a,从最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78输入的入口节流开口面积*Ami*经由限制最小值和最大值的限制器80c而导入运算器80a,利用下式运算出最高负载压执行机构的方向切换阀的入口节流压损 ΔP_{sd} 。在此,C为预先决定的缩流系数, ρ 为工作油的密度

[0125] 【数学式2】

$$[0126] \quad \Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qri')^2}{C^2 \cdot (Ami)^2}$$

[0127] 该压损 ΔP_{sd} 从限制最小值和最大值的限制器80d通过,作为目标压差 ΔP_{sd} (用于可变地控制卸荷阀15的整定压力的调整压力)而输出至表80b、和外部的加法器81。利用表80b将目标压差 ΔP_{sd} 转换成向电磁比例减压阀22的指令压力(指令值) Pi_{ul} 并输出。

[0128] 图15示出主泵目标倾转角运算部83的功能框图。

[0129] 在主泵目标倾转角运算部83中,由差分器82运算得到的压差 $\Delta P (=P_{sd}-P_s)$ 被输入至表83a,并转换成目标容量增减分 Δq 。 Δq 通过加法器83b而与从延迟要素83c输出的一个控制周期前的目标容量*q'*相加,并作为新的目标容量*q*输出至限制器83d,于是,被限制为最小值与最大值之间的值,作为限制后的目标容量*q'*而被导入表83e。目标容量*q'*利用表83e而被转换为向电磁比例减压阀21的指令压力(指令值) Pi_{fc} ,并被输出。

[0130] ~运转~

[0131] 说明以上述方式构成的液压驱动装置的运转。

[0132] 从固定容量式的先导泵30排出的液压油被供给液压油供给路31a,通过先导溢流阀32而在液压油供给路31a生成一定的先导1次压 Pi_0 。

[0133] (a) 所有操作杆为中立的情况

[0134] 由于所有操作杆装置60a、60b、60c……的操作杆为中立,所以所有先导阀中立,操作压a、b、c、d、e、f……成为油箱压力,因此,所有方向切换阀6a、6b、6c……处于中立位置。

[0135] 动臂抬升操作压a、斗杆回收操作压c、旋转操作压e分别由压力传感器41a、41c、41e检测,操作压 Pi_a 、 Pi_c 、 Pi_e 被导入请求流量运算部72和入口节流开口运算部74。

[0136] 请求流量运算部72的表72a、72b、72c预先存储有动臂抬升,斗杆回收、旋转动作各自的对应于各杆输入的基准请求流量,在输入为0时输出0,被设定为随着输入增大而输出更大的值。

[0137] 如上所述,在所有操作杆为中立的情况下,由于操作压 Pi_a 、 Pi_c 、 Pi_e 均与油箱

压力相等,所以利用表72a、72b、72c运算出的基准请求流量 $qr1$ 、 $qr2$ 、 $qr3$ 均为0。由于 $qr1$ 、 $qr2$ 、 $qr3$ 均为0,所以乘法器72d、72e、72f的输出即请求流量 $Qr1$ 、 $Qr2$ 、 $Qr3$ 均为0。

[0138] 另外,入口节流开口运算部74的表74a、74b、74c预先存储有方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口,在输入为0时输出0,且构成为随着输入增大而输出更大的值。

[0139] 如上所述,在所有操作杆为中立的情况下,由于操作压 Pi_a 、 Pi_c 、 Pi_e 均与油箱压力相等,所以表74a、74b、74c的输出即入口节流开口面积 $Am1$ 、 $Am2$ 、 $Am3$ 均为0。

[0140] 请求流量 $Qr1$ 、 $Qr2$ 、 $Qr3$ 被向请求流量修正部73输入。

[0141] 输入至请求流量修正部73的请求流量 $Qr1$ 、 $Qr2$ 、 $Qr3$ 被导入总和器73a和乘法器73c、73d、73e。

[0142] 通过总和器73a对 $Qra = Qr1 + Qr2 + Qr3$ 进行运算,但如上所述,在所有操作杆为中立的情况下,成立 $Qra = 0 + 0 + 0$ 。

[0143] 通过限制器73f而限制在主泵2可排出的最小值与最大值之间。在此,若将最小值设为 $Qmin$ 、将最大值设为 $Qmax$,则在所有操作杆为中立的情况下,成立 $Qra = 0 < Qmin$,因此,限制器73f被限制为 $Qmin$,将 $Qra' = Qmin$ 导入除法器73b的分母侧。

[0144] 另一方面,如后述那样,在所有操作杆为中立的情况下,主泵实流量保持在最小值 $Qmin$,因此,除法器73b将 $Qr' / Qra' = 1$ 输出至乘法器73c、73d、73e。

[0145] 如上所述,在所有操作杆为中立的情况下, $Qr1$ 、 $Qr2$ 、 $Qr3$ 均为0,因此,乘法器73c、73d、73e的输出 $Qr1'$ 、 $Qr2'$ 、 $Qr3'$ 均为 $0 \times 1 = 0$ 。

[0146] 另一方面,向流量控制阀开口运算部76导入的压力传感器40a、40b、40c的输出即各执行机构的负载压 $P11$ 、 $P12$ 、 $P13$ 在所有操作杆为中立的情况下均与油箱压力相等,最大值选择器75的输出 $Plmax$ 也与油箱压力相等。

[0147] 为了防止在接受限制器76d、76e、76f的输出的运算器76g、76h、76i进行基于0的除法,而对限制器76d、76e、76f预先设定比0大的最小值 $\Delta P11min$ 、 $\Delta P12min$ 、 $\Delta P13min$,在所有操作杆为中立的情况下,如上所述, $Plmax - P11 = Plmax - P12 = Plmax - P13 = 0$,但限制器76d、76e、76f的输出分别保持在最小值 $\Delta P11min$ 、 $\Delta P12min$ 、 $\Delta P13min$ 。

[0148] 另一方面,从请求流量修正部73输入的、修正后的请求流量 $Qr1'$ 、 $Qr2'$ 、 $Qr3'$ 均为0。

[0149] 运算器76g、76h、76i中,作为分子的 $Qr1'$ 、 $Qr2'$ 、 $Qr3'$ 为0,且作为分母的 $\Delta P11$ 、 $\Delta P12$ 、 $\Delta P13$ 如上所述为比0大的最小值 $\Delta P11min$ 、 $\Delta P12min$ 、 $\Delta P13min$,因此均输出0来作为开口面积 $A1$ 、 $A2$ 、 $A3$ 。

[0150] 开口面积 $A1$ 、 $A2$ 、 $A3$ 通过表76j、76k、76l而分别被转换成向电磁比例减压阀20a、20b、20c的指令压力 Pi_a1 、 Pi_a2 、 Pi_a3 。如上所述,在 $A1$ 、 $A2$ 、 $A3$ 为0的情况下。指令压力 Pi_a1 、 Pi_a2 、 Pi_a3 也保持在最低压。

[0151] 由于指令压力 Pi_a1 、 Pi_a2 、 Pi_a3 保持在最低压,所以流量控制阀7a、7b、7c保持为全闭。

[0152] 另一方面,在最大值选择器75输出各负载压 $P11$ 、 $P12$ 、 $P13$ 的最大值来作为 $Plmax$,但如上所述,在所有操作杆为中立的情况下, $Plmax$ 也保持在油箱压力0。

[0153] 最高负载压执行机构判定部77通过差分器77a、77b、77c分别算出 $Plmax - P11$ 、 $Plmax - P12$ 、 $Plmax - P13$,且分别向判定器77d、77e、77f输入上述的输出。

[0154] 如上所述,在 P_{11} 、 P_{12} 、 P_{13} 、 $P_{1\max}$ 全保持在油箱压力的情况下, $P_{1\max}-P_{11}$ 、 $P_{1\max}-P_{12}$ 、 $P_{1\max}-P_{13}$ 均为0。由于判定器77d中对应 $P_{1\max}-P_{11}=0$,所以 $i=1$ 被输出至总和器77m。在判定器77e中为 $P_{1\max}-P_{11}=0$,因此作为标识符 i 而将 $i=0$ 输出至总和器77m。同样地由于在判定器77f中 $P_{1\max}-P_{11}=0$,所以 $i=0$ 被输出至总和器77m。

[0155] 在总和器77m中作为标识符 i 而输出 $1+0+0$ 、即1。

[0156] 最高负载压执行机构判定部77的输出 i 分别被导入最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78、和最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79。

[0157] 导入至最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78的标识符 i 在所有操作杆为中立的情况下,如上所述为1,因此,在判定器78a中对应 $i=1$,从而作为入口节流开口面积 A_{mi} 而选择了 A_{m1} 的值,并被导入总和器78j。在 $i=1$ 的情况下,判定器78b、78c均将0作为入口节流开口面积 A_{mi} 而导入总和器78j。在总和器78j中作为入口节流开口面积 A_{mi} 而输出 $A_{m1}+0+0$ 、即 A_{m1} 。

[0158] 另一方面,由于导入最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79的 i 为1,所以在判定器79a中对应 $i=1$,作为 Q_{ri}' 而选择 Q_{r1}' ,并导入至总和器79j。在 $i=1$ 的情况下,判定器79b、79c均将0作为 Q_{ri}' 而导入总和器。在总和器79j中作为 Q_{ri}' 而输出 $Q_{r1}'+0+0$ 、即 Q_{r1} 。

[0159] 在目标压差运算部80中, A_{m1} 和 Q_{r1}' 分别被导入运算器80a, A_{m1} 被限制为由限制器80c预先规定的比0大的最小值 A_{m1}' 。

[0160] 在所有操作杆为中立的情况下,如上所述, A_{m1} 和 Q_{r1}' 均为0,但如上所述,由于 A_{m1} 被限制为比0大的某个值,所以运算器80a的输出 ΔP_{sd} 成为0。运算器80a的输出通过限制器80d而被限制为在0以上且在预先规定的目标压差的最大值 ΔP_{sd_max} 以下的值。

[0161] 在所有操作杆为中立的情况下,目标压差 ΔP_{sd} 成为0。

[0162] 限制器80d的输出即目标压差 ΔP_{sd} 通过表80b而被转换为向电磁比例减压阀22的指令压力(指令值)。

[0163] 如上所述,在所有操作杆为中立的情况下,最高负载压 $P_{1\max}$ 成为油箱压力。

[0164] 卸荷阀15针对其整定压力,利用导入至受压部15a的最高负载压 $P_{1\max}$ 、和导入至弹簧15b、受压部15c的电磁比例减压阀22的输出压 ΔP_{sd} 来决定,但最高负载压 $P_{1\max}$ 、电磁比例减压阀22的输出压 ΔP_{sd} 均成为油箱压力,因此卸荷阀15的整定压力被保持在由弹簧15b规定的非常小的值。

[0165] 因此,从可变容量型的主泵2排出的液压油从卸荷阀15向油箱排出,液压油供给路5的压力被保持在前述的很低的压力。

[0166] 另一方面,目标压差运算部80的输出即目标压差 ΔP_{sd} 通过加法器81而与最高负载压 $P_{1\max}$ 相加,但如上所述,在所有操作杆为中立的情况下 $P_{1\max}$ 、 ΔP_{sd} 成为油箱压力0,因此,该输出即目标泵压 P_{sd} 也为0。

[0167] 目标泵压 P_{sd} 、和由压力传感器42检测到的泵压 P_s 分别被导入差分器82的正侧和负侧,作为它们的差 $\Delta P=P_{sd}-P_s$ 而被输入至主泵目标倾转角运算部83。

[0168] 在主泵目标倾转角运算部83中,利用表83a将前述的 $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 在表83a中转换成目标容量增减量 Δq 。如图15所示,表83a构成为,在 $\Delta P<0$ 时成立 $\Delta q<0$,在 $\Delta P=0$ 时成立 $\Delta q=0$,在 $\Delta P>0$ 时成立 $\Delta q>0$,在 ΔP 在某种程度以上很大或者很小的情况下被限制

为预先规定的值。

[0169] 目标容量增减量 Δq 通过加法器83b而与后述的1个控制步骤前的目标容量 q' 相加而成为 q , 通过限制器83d被限制在主泵2的物理上的最小/最大之间的值, 并作为目标容量 q' 而输出。

[0170] 目标容量 q' 通过表83e而被转换成向电磁比例减压阀21的指令压力 P_{i_fc} , 来控制电磁比例减压阀21。

[0171] 如上所述, 在所有操作杆为中立的情况下, $P_{sd} (= \text{最高负载压 } P_{lmax} + \text{目标压差 } \Delta P_{sd})$ 与油箱压力相等。

[0172] 另一方面, 如上所述, 液压油供给路5的压力、即泵压 P_s 通过卸荷阀15而保持在比油箱压力大出由弹簧15b规定大小的压力。

[0173] 因此, 在所有操作杆为中立的情况下, 成为 $\Delta P (= P_{sd} - P_s) < 0$, 因此通过表83a而成为 $\Delta q < 0$ 。与由延迟要素83c得到的一个步骤前的目标容量 q' 通过加法器83b相加而得到新的 q , 但通过限制器83d而被主泵2所具有的最小以及最大倾转限制, 因此, 一个步骤前的目标容量 q' 被保持在其最小值。

[0174] (b) 进行了动臂抬升操作的情况

[0175] 从动臂用的操作杆装置60a的先导阀输出动臂抬升操作压 a 。动臂抬升操作压 a 被导向方向切换阀6a和压力传感器41a, 方向切换阀6a在图中被向右方向切换。

[0176] 动臂抬升操作压 a 作为压力传感器41a的输出 P_{i_a} 而被输入值请求流量运算部72, 并算出请求流量 Q_{r1} 。

[0177] 根据来自倾转角传感器50、转速传感器51的输入而利用主泵实流量运算部71算出主泵2实际上排出的流量, 但在刚从所有操作杆为中立的状态进行了动臂抬升操作之后, 如(a)在所有操作杆为中立的情况下所述那样, 主泵2的倾转被保持在最小, 因此主泵实流量 Q_a' 也成为最小的值。

[0178] 请求流量 Q_{r1} 通过请求流量修正部73而被限制为主泵实流量 Q_a' , 从而被修正为 Q_{r1}' 。

[0179] 另外, 动臂抬升操作压 a 作为压力传感器41a的输出 P_{i_a} 而也被导入入口节流开口运算部74, 并通过表74a被转换成入口节流开口面积 A_{m1} 而输出。

[0180] 另一方面, 动臂液压缸3a的负载压经由方向切换阀6a被导入压力传感器40a, 并且经由往返滑阀9a而作为最高负载压 P_{lmax} 被导入卸荷阀15。

[0181] 动臂液压缸3a的负载压作为压力传感器40a的输出 P_{l1} 而被分别导入最大值选择器75、流量控制阀开口运算部76、最高负载压执行机构判定部77。

[0182] 最大值选择器75在仅操作动臂液压缸3a的情况下, 作为最高负载压 P_{lmax} 而选择 P_{l1} 。

[0183] 在流量控制阀开口运算部76中, 通过差分器76a而对最高负载压 P_{lmax} 与动臂液压缸3a的负载压 P_{l1} 的差即 $P_{lmax} - P_{l1}$ 进行运算, 但在单独进行动臂抬升操作的情况下, $P_{lmax} = P_{l1}$, 因此, $P_{lmax} - P_{l1} = 0$ 。通过限制器76d而被保持在预先规定的无限接近于0的最小值, 作为 ΔP_{l1} 而被输入运算器76g。从请求流量修正部73输出的 Q_{r1}' 也被输入运算器76g, 但如上所述, 在进行动臂抬升单独操作的情况下, ΔP_{l1} 成为非常小的值, 因此利用下式计算出的运算器76g的输出 $A1$ 为接近于无限大的值。

[0184] 【数学式3】

$$[0185] \quad A1 = \frac{Qr1'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P11}}$$

[0186] A1在表76j中被转换成向电磁比例减压阀20a的指令压力Pi_a1,但如上所述,由于A1成为接近于无限大的值,所以Pi_a1被保持为该最大值,由电磁比例减压阀20a控制的流量控制阀7a也被保持在其最大开口。

[0187] 像这样,从主泵2排出的液压油经由液压油供给路5、流量控制阀7a、单向阀8a、方向切换阀6a而被向动臂液压缸3a的缸底侧,使动臂液压缸3a伸长。

[0188] 另外,在流量控制阀开口运算部76中,同样地计算出流量控制阀7b、7c的开口A2、A3,但在进行动臂抬升单独操作的情况下,斗杆液压缸3b的负载压P12、旋转马达3c的负载压P13仅与油箱压力相等,因此,由差分器76b、76c计算出的Plmax-P12、Plmax-P13均与Plmax、也就是P11相等。另一方面,从请求流量修正部73输入的修正后的请求流量Qr2'、Qr3'均为0,因此,运算器76h、76i的输出A2、A3均输出0。A2、A3通过表76k、76l而分别被转换成向电磁比例减压阀20b、20c的指令压力Pi_a2、Pi_a3,但如上所述,由于A2、A3均为0。所以Pi_a2、Pi_a3均成为油箱压力,因此,流量控制阀7b、7c均被保持在全闭的状态。

[0189] 最高负载压执行机构判定部77在单独进行了动臂抬升操作的情况下如上所述成为Plmax-P11=0,因此,由判定器77d将i=1向总和器77m导入。另一方面,通过判定器77e、77f均将i=0导入总和器77m。

[0190] 总和器77m作为标识符i而将1向最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78、最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79输出。

[0191] 最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78通过判定器78a而选择Am1来作为入口节流开口面积Ami,并输出至总和器78j。另外,通过判定器78b、78c选择0来作为入口节流开口面积Ami,并输出至总和器78j。结果为,作为入口节流开口面积而输出Am1+0+0=Am1。

[0192] 另外,最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79通过判定器79a而选择Qr1'来作为Qri',并输出至总和器79j。另外,通过判定器79b、79c均选择0来作为Qri',并输出至总和器79j。结果为,作为修正后的请求流量而输出Qr1'+0+0=Qr1'。

[0193] 从最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78输出的入口节流开口面积Am1、从最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79输出的修正后的请求流量Qr1'被导入目标压差运算部80。

[0194] 在目标压差运算部80,Am1和Qr1'被导入运算器80a,并进行由下式示出的运算,输出目标压差ΔPsd。

[0195] 【数学式4】

$$[0196] \quad \Delta Psd = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr1')^2}{C^2 \cdot (Am1)^2}$$

[0197] 由运算器80a输出的目标压差ΔPsd被限制为限制器80d的范围内的值之后,通过表80b被转换成向电磁比例减压阀22的指令压力Pi_u1。

[0198] 电磁比例减压阀22的输出ΔPsd被导入卸荷阀15的受压部15c,以使卸荷阀15的整

定压力仅增高 ΔP_{sd} 的量的方式起作用。

[0199] 如上所述,由于向卸荷阀15的受压部15a导入动臂液压缸3a的负载压 P_{l1} 来作为 P_{lmax} ,所以卸荷阀15的整定压力被设定为 $P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ +弹簧力、也就是 P_{l1} (动臂液压缸3a的负载压)+ ΔP_{sd} (因动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a的入口节流开口而产生的压差)+弹簧力,遮断液压油供给路5向油箱排出的油路。

[0200] 另一方面,被限制为限制器80d的范围的目标压差 ΔP_{sd} 被输出至加法器81。

[0201] 加法器81对最高负载压 P_{lmax} 和前述的 ΔP_{sd} 相加,算出目标泵压 $P_{sd} = P_{lmax} + \Delta P_{sd}$,但在进行了动臂抬升单独操作的情况下,如上所述成为 $P_{lmax} = P_{l1}$,因此,算出目标泵压 $P_{sd} = P_{l1}$ (动臂液压缸3a的负载压)+ ΔP_{sd} (因动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a的入口节流开口而产生的压差),并输出至差分器82。

[0202] 差分器82将前述的目标泵压 P_{sd} 、与由压力传感器42检测到的液压油供给路5的压力(实际的泵压 P_s)的差计算为 $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$,并输出至主泵目标倾转角运算部83。

[0203] 主泵目标倾转角运算部83将压差 ΔP 通过表83a而转换成目标容量的增减量 Δq ,但在从所有杆为中立的状态变为进行动臂抬升操作的情况下,在动作的最初阶段,实际的泵压 P_s 被保持在比目标泵压 P_{sd} 小的值(记载于(a)所有杆为中立的情况),因此, $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ 为正值。

[0204] 在表83a中呈现出在压差 ΔP 为正值的情况下目标容量增减量 Δq 也为正的特性,因此目标容量增减量 Δq 也为正。

[0205] 通过加法器83b、延迟要素83c将一个控制步骤前的目标容量 q' 加上前述的容量增减量 Δq 来计算出新的 q ,但如上所述,目标容量增减量 Δq 为正,因此目标容量 q' 增加。

[0206] 另外,目标容量 q' 通过表83e而被转换成向电磁比例减压阀21的指令压力 P_{i_fc} ,电磁比例减压阀21的输出(P_{i_fc})被导入主泵2的调节器11内的流量控制倾转控制阀11i的受压部11h,主泵2的倾转角被控制为变得与目标容量 q' 相等。

[0207] 目标容量 q' 以及主泵2的排出量增加直到实际的泵压 P_s 变得与目标泵压 P_{sd} 相等为止继续进行,最终实际的泵压 P_s 保持在与目标泵压 P_{sd} 相等的状态。

[0208] 像这样,主泵2将因动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a中的入口节流开口而会产生的压损 ΔP_{sd} 加上最高负载压 P_{lmax} 而得到的压力设为目标压,对其流量进行增减,因此能够进行目标压差可变的负载传感控制。

[0209] (c) 同时进行了动臂抬升操作和斗杆回收操作的情况

[0210] 从动臂用的操作杆装置60a的先导阀输出动臂抬升操作压 a ,从斗杆用的操作杆装置60b的先导阀输出斗杆回收操作压 c 。动臂抬升操作压 a 被导入方向切换阀6a和压力传感器41a,方向切换阀6a在图中切换至右方向。斗杆回收操作压 c 被导入方向切换阀6b和压力传感器41c,方向切换阀6b在图中切换至右方向。

[0211] 动臂抬升操作压 a 作为压力传感器41a的输出 P_{i_a} 而被输入至请求流量运算部72,算出请求流量 Q_{r1} 。

[0212] 斗杆回收操作压 c 作为压力传感器41c的输出 P_{i_c} 而被输入至请求流量运算部72,算出请求流量 Q_{r2} 。

[0213] 主泵实流量运算部71根据来自倾转角传感器50、转速传感器51的输入来算出主泵2实际上排出的流量,但在刚从所有操作杆为中立的状态进行了动臂抬升和斗杆回收操作

之后,如(a)所有操作杆为中立的情况所述的那样,主泵2的倾转保持在最小,因此,主泵实流量 Qa' 也成为最小的值。

[0214] 在请求流量修正部73将动臂抬升请求流量 $Qr1$ 和斗杆回收请求流量 $Qr2$ 导入总和器73a,算出 $Qra (=Qr1+Qr2+Qr3=Qr1+Qr2)$ 。

[0215] 由总和器73a算出的 Qra 被限制为限制器73f的范围的值,在此基础上,由除法器73b进行与主泵实流量运算部71的输出即主泵实流量 Qa' 的除法 Qa'/Qra ,并将该输出导入乘法器73c、73d、73e。

[0216] 也就是说,请求流量修正部73针对动臂抬升请求流量 $Qr1$ 和斗杆回收请求流量 $Qr2$,在主泵2实际上排出的流量 Qa' 的范围内对 $Qr1$ 与 $Qr2$ 之比进行再分配。

[0217] 例如,在 Qa' 为30L/min、 $Qr1$ 为20L/min、 $Qr2$ 为40L/min的情况下, $Qra=Qr1+Qr2+Qr3=60L/min$,因此, $Qa'/Qra=1/2$ 。

[0218] 修正后的动臂抬升请求流量成为 $Qr1' = Qr1 \times 1/2 = 20L/min \times 1/2 = 10L/min$,修正后的斗杆回收请求流量成为 $Qr2' = Qr2 \times 1/2 = 40L/min \times 1/2 = 20L/min$ 。

[0219] 另外,动臂抬升操作压 a 、斗杆回收操作压 c 作为压力传感器41a、41c的输出 Pi_a 、 Pi_c 也被导入口节流开口运算部74,通过表74a、74b而转换成入口节流开口面积 $Am1$ 、 $Am2$ 并输出。

[0220] 另一方面,动臂液压缸3a的负载压经由方向切换阀6a而被导入压力传感器40a和往返滑阀9a,斗杆液压缸3b的负载压经由方向切换阀6b而被导入压力传感器40b和往返滑阀9a。

[0221] 往返滑阀9a选择动臂液压缸3a的负载压和斗杆液压缸3b的负载压中压力高的一方来作为最高负载压 $P1max$ 。在假设为空中进行的动作的情况下,通常,大多情况下动臂液压缸3a的负载压 $>$ 斗杆液压缸3b的负载压,因此,在此假设动臂液压缸3a的负载压 $>$ 斗杆液压缸3b的负载压的情况,若如此,则最高负载压 $P1max$ 与动臂液压缸3a的负载压相等。

[0222] 最高负载压 $P1max$ 被导入卸荷阀15的受压部15a。

[0223] 动臂液压缸3a和斗杆液压缸3b的负载压各自作为压力传感器40a、40b的输出 $P11$ 、 $P12$ 而分别被导入最大值选择器75、流量控制阀开口运算部76、最高负载压执行机构判定部77。

[0224] 在最大值选择器75输出动臂液压缸3a和斗杆液压缸3b的负载压中大的一方作为最高负载压 $P1max$,但如上所述,在此,考虑到动臂液压缸3a的负载压 $P11$ 比斗杆液压缸3b的负载压 $P12$ 更大的情况,因此,成立最高负载压 $P1max=P11$ 。

[0225] 流量控制阀开口运算部76首先分别通过最高差分器76a、76b、76c运算负载压 $P1max$ 与各执行机构的负载压 $P11$ 、 $P12$ 、 $P13$ 的差。

[0226] 在同时操作动臂抬升和斗杆回收、且动臂液压缸3a的负载压 $>$ 斗杆液压缸3b的负载压的情况下,最高负载压 $P1max$ 与动臂液压缸3a的负载压 $P11$ 的差成立 $P1max-P11=0$ 。通过限制器76d被保持在预先规定的无限接近于0的最小值,并作为 $\Delta P11$ 输入至运算器76g。从请求流量修正部73输出的 $Qr1'$ 也输入至运算器76g,但如上所述在进行动臂抬升单独操作的情况下, $\Delta P11$ 成为非常小的值,因此,利用下式计算出的运算器76g的输出 $A1$ 成为接近无限大的值。

[0227] 【数学式5】

$$[0228] \quad A1 = \frac{Qr1'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P11}}$$

[0229] 另一方面,最高负载压 $P1_{\max}$ 与斗杆液压缸3b的负载压 $P12$ 的差 $P1_{\max}-P12$ 为比0大的某个值。 $P1_{\max}-P12$ 经由限制器76e而作为 $\Delta P12$ 与修正后的请求流量 $Qr2'$ 一并被输入至运算器76h,利用下式运算流量控制阀7b的目标开口 $A2$ 。

[0230] 【数学式6】

$$[0231] \quad A2 = \frac{Qr2'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P12}}$$

[0232] 像这样,与斗杆液压缸3b对应关联的流量控制阀7b的目标开口 $A2$ 在流过斗杆回收的修正后请求流量 $Qr2'$ 的情况下为了使最高负载压 $P1_{\max}$ 与斗杆液压缸3b的负载压 $P12$ 的压差产生,而运算为唯一决定的值。

[0233] 流量控制阀7a、7b的开口 $A1$ 、 $A2$ 通过表76j、76k而被转换成向电磁比例减压阀20a、20b的指令压力 Pi_a1 、 Pi_a2 ,但如上所述, $A1$ 成为接近无限大的值,因此, Pi_a1 保持在该最大值,由流量控制阀用电磁比例减压阀20a控制的流量控制阀7a也保持在该最大开口,另一方面,如上所述, $A2$ 保持在使最高负载压 $P1_{\max}$ 与 $P12$ 的压差产生的开口。

[0234] 该运转为模拟了以往的负载传感系统中的压力补偿阀的运转的动作。

[0235] 也就是说,就控制动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b的方向切换阀6a、6b的前后压差而言,如上所述,与低负载侧的执行机构(在本次的情况中为斗杆液压缸3b)对应关联的流量控制阀以使最高负载压 $P1_{\max}$ 与斗杆液压缸3b的压差产生的方式控制该流量控制阀的开口,因此,结果上控制动臂液压缸3a以及斗杆液压缸3b的方向切换阀6a、6b的前后压差变得相等,与方向切换阀6a、6b的入口节流开口对应地向动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b分流液压油。

[0236] 像这样,从可变容量型的主泵2排出的液压油经由液压油供给路5且经由流量控制阀7a、单向阀8a、方向切换阀6a供给至动臂液压缸3a的缸底侧,该液压油还经由液压油供给路5且经由流量控制阀7b、单向阀8b、方向切换阀6b供给至斗杆液压缸3b的缸底侧,使动臂液压缸3a以及斗杆液压缸3b伸长。

[0237] 另外,同样地,流量控制阀开口运算部76同样运算出流量控制阀7c的开口 $A3$,但在进行旋转非操作的情况下,旋转马达3c的负载压 $P13$ 变得与油箱压力相等,因此由差分器76c计算出的 $P1_{\max}-P13$ 与 $P1_{\max}$ 相等。另一方面,从请求流量修正部73输入的修正后的请求流量 $Qr3'$ 均为0,因此,运算器76i的输出 $A3$ 均输出0。 $A3$ 通过表76l而分别被转换成向电磁比例减压阀20c的指令压力 Pi_a3 ,但如上所述,由于 $A3$ 为0,所以 Pi_a3 成为油箱压力,流量控制阀7c保持在全闭的状态。

[0238] 最高负载压执行机构判定部77在动臂液压缸3a的负载压 $P11$ 比斗杆液压缸3b的负载压 $P12$ 高的情况下,如上所述,成立 $P1_{\max}-P11=0$,因此,通过判定器77d将 $i=1$ 导入总和器77m。另一方面,通过判定器77e、77f均将 $i=0$ 导入总和器77m。

[0239] 总和器77m作为标识符 i 将1输出至最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78、最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79。

[0240] 最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78通过判定器78a选择

Am1来作为入口节流开口面积Ami,并输出至总和器78j。另外,通过判定器78b、78c均选择0来作为入口节流开口面积Ami,并输出至总和器78j。结果为,输出Am1+0+0=Am1来作为最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口面积Ami。

[0241] 另外,最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79通过判定器79a选择Qr1'来作为Qri',并输出至总和器79j。另外,通过判定器79b、79c均选择0来作为Qri',并输出至总和器79j。结果为,输出Qr1'+0+0=Qr1'来作为最高负载压执行机构的修正后请求流量Qri'。

[0242] 从最高负载压执行机构的方向切换阀入口节流开口运算部78输出的入口节流开口面积Am1、从最高负载压执行机构的修正后请求流量运算部79输出的修正后的请求流量Qr1'被导入目标压差运算部80。

[0243] 在目标压差运算部80将Am1和Qr1'导入运算器80a,进行利用下式示出的运算,并输出目标压差 ΔP_{sd} 。

[0244] 【数学式7】

$$[0245] \quad \Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{r1'})^2}{C^2 \cdot (Am1)^2}$$

[0246] 由运算器80a输出的目标压差 ΔP_{sd} 被限制在限制器80d的范围内的值之后,通过表80b被转换成向电磁比例减压阀22的指令压力Pi_ul。

[0247] 电磁比例减压阀22的输出 ΔP_{sd} 被导入卸荷阀15的受压部15c,以使卸荷阀15的整定压力仅增高 ΔP_{sd} 的量的方式起作用。

[0248] 如上所述,由于向卸荷阀15的受压部15a导入动臂液压缸3a的负载压P11来作用Plmax,所以卸荷阀15的整定压力被设定为Plmax+ ΔP_{sd} +弹簧力、也就是P11(动臂液压缸3a的负载压)+ ΔP_{sd} (因动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a的入口节流开口而产生的压差)+弹簧力,遮断液压油供给路5向油箱排出的油路。

[0249] 另一方面,被限制为限制器80d的范围的目标压差 ΔP_{sd} 被输出至加法器81。

[0250] 加法器81对最高负载压Plmax和前述的 ΔP_{sd} 相加,算出目标泵压Psd=Plmax+ ΔP_{sd} ,但在同时操作动臂抬升和斗杆回收、且动臂液压缸3a的负载压比斗杆液压缸3b的负载压高的情况下,如上所述,成为Plmax=P11,因此,算出目标泵压Psd=P11(动臂液压缸3a的负载压)+ ΔP_{sd} (因动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a的入口节流开口而产生的压差),并输出至差分器82。

[0251] 差分器82将前述的目标泵压Psd、与由压力传感器42检测到的液压油供给路5的压力(实际的泵压Ps)的差计算为 $\Delta P (=Psd-Ps)$,并输出至主泵目标倾转角运算部83。

[0252] 主泵目标倾转角运算部83将目标泵压 ΔP 通过表83a而转换成目标容量的增减量 Δq ,但在从所有杆中立的状态进行动臂抬升和斗杆回收的同时操作的情况下,在动作的最初阶段,实际的泵压Ps被保持在比目标泵压Psd小的值(记载于(a)所有杆为中立的情况),因此, $\Delta P (=Psd-Ps)$ 为正的值得。

[0253] 在表83a中呈现出 ΔP 为正的值得且 Δq 也为正的特性,因此, Δq 也为正。

[0254] 通过加法器83b、延迟要素83c将一个控制步骤前的目标容量q'加上前述的 Δq 来计算出新的q,但如上所述, Δq 为正,因此目标容量q'增加。

[0255] 另外,目标容量 q' 通过表83e而被转换成向电磁比例减压阀21的指令压力 Pi_fc ,电磁比例减压阀21的输出 Pi_fc 被导入主泵2的调节器11内的流量控制倾转控制阀11i的受压室,主泵2的倾转角被控制为变得与 q' 相等。

[0256] 目标容量 q' 以及主泵2的排出量增加直到实际的泵压 P_s 变得与目标泵压 P_{sd} 相等为止继续进行,最终实际的泵压 P_s 保持在与目标泵压 P_{sd} 相等的状态。

[0257] 像这样,主泵2将因作为最高负载压执行机构的动臂液压缸3a控制用的方向切换阀6a中的入口节流开口而会产生的压损 ΔP_{sd} 加上最高负载压 P_{lmax} 而得到的压力设为目标压,对其流量进行增减,因此,进行目标压差可变的负载传感控制。

[0258] ~效果~

[0259] 根据本实施方式,能得到以下的效果。

[0260] 1. 在本实施方式中,在控制器70中,运算多个方向切换阀6a、6b、6c的请求流量、和最高负载压与多个执行机构3a、3b、3c各自的负载压分别的压差,且基于这些请求流量和压差对多个流量控制阀7a、7b、7c各自的目标开口面积进行运算,以成为该目标开口面积的方式控制多个流量控制阀7a、7b、7c的开口面积。由此,就与各执行机构3a、3b、3c对应关联的各流量控制阀7a、7b、7c的开口而言,无需液压上反馈与各执行机构3a、3b、3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口的前后压差,而被控制为由根据各操作杆的输入量运算出的当时的主泵(液压泵)2的请求流量、和最高负载压与各执行机构3a、3b、3c的负载压的压差唯一决定的值。其结果为,即使在与各执行机构3a、3b、3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c的前后压差(入口节流压损)非常小的情况下,也能够稳定地进行多个方向切换阀6a、6b、6c的分流控制。

[0261] 2. 另外,在本实施方式中,在控制器70中,基于各操作杆的输入量对多个方向切换阀6a、6b、6c的入口节流部的开口面积进行运算,基于多个方向切换阀6a、6b、6c中的与最高负载压执行机构对应关联的方向切换阀(特定的方向切换阀)的开口面积和该方向切换阀(特定的方向切换阀)的请求流量,对该方向切换阀(特定的方向切换阀)的入口节流部的压损进行运算,将该压损作为目标压差 ΔP_{sd} 进行输出,以可变地控制卸荷阀15的整定压力($P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ + 弹簧力)。由此,卸荷阀15的整定压力被控制为最高负载压加上其目标压差 ΔP_{sd} 和弹簧力而得到的值,因此,在进行操作杆的半操作等对与最高负载压执行机构对应关联的方向切换阀(特定的方向切换阀)的入口节流开口进行节流调节的情况下,根据方向切换阀的入口节流开口的压损精细地控制卸荷阀15的整定压力。其结果为,例如,即使在从与最高负载压执行机构对应关联的方向切换阀中的操作杆的包含半操作在内的复合操作向半单独操作过渡时等请求流量发生骤变、泵流量控制的响应性并不充分而使得泵压急剧上升的情况下,也能够将从卸荷阀15向油箱浪费地排出液压油的泄放损失抑制为最小,抑制能量效率的降低,且防止因向各执行机构供给的液压油的流量的急剧变化引起的执行机构速度的急剧变化,从而抑制不适的打击的产生,能够实现优越的复合操作性。

[0262] 3. 另外,在本实施方式中,如上所述,在各方向切换阀6a、6b、6c的前后压差非常小的情况下也能够稳定地进行多个方向切换阀6a、6b、6c的分流控制,且能够根据方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口的压损而精细地控制卸荷阀15的整定压力,因此,能够将各方向切换阀6a、6b、6c的入口节流部的最终开口(主滑阀的全行程的入口节流开口面积)设为极度大,由此能够减少入口节流损失,实现高能量效率。

[0263] 4.在专利文献1记载的那种以往的负载传感控制下,液压泵以使LS压差与预先决定的目标LS压差相等的方式对液压泵的排出流量进行增减,但如上所述,在将主滑阀的入口节流最终开口开得极度大的情况下LS压差几乎等于0,因此,液压泵在容许范围内会排出最大流量,存在无法进行响应各操作杆输入的流量控制这样的问题。

[0264] 在本实施方式中,在控制器70中,对用于调整卸荷阀15的整定压力的目标压差 ΔP_{sd} 进行运算,利用该目标压差 ΔP_{sd} ,以使由压力传感器42检测到的主泵2的排出压与最高负载压加上目标压差 ΔP_{sd} 而得到的压力相等的方式控制主泵2的排出流量。因此,即使在将各方向切换阀6a、6b、6c的入口节流部的最终开口开得极度大,也不会产生向以往的负载传感控制中将LS压差设为0的情况那样导致无法进行泵流量控制这样的问题,能够根据操作杆输入来控制主泵2的排出流量。

[0265] 5.而且,由于主泵2进行了考虑了与最高负载压执行机构对应关联的方向切换阀的入口节流压损在内的负载传感控制,所以通过响应于各操作杆的输入的泵流量控制,使主泵2不会过于不足地排出各执行机构所必要的液压油,因此,与单纯利用各操作杆输入来决定目标流量的流量控制相比,能够实现高能量效率的液压系统。

[0266] <第二实施方式>

[0267] 以下针对本发明的第二实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置,以与第一实施方式不同的部分为中心进行说明。

[0268] ~构成~

[0269] 图16是示出第二实施方式的工程机械所具备的液压驱动装置的构成的图。

[0270] 在图16中,第二实施方式成为如下的构成:相对于第一实施方式废止了用于检测液压油供给路5的压力、即泵压的压力传感器42,取代控制器70而设置控制器90。

[0271] 图17示出本实施方式中的控制器90的功能框图。

[0272] 在图17中,与图5示出的第一实施方式不同的部分为请求流量运算部91、目标压差运算部92、主泵目标倾转角运算部93。

[0273] 控制器90在目标压差运算部92中,作为特定的方向切换阀的入口节流部的压损而选择多个方向切换阀6a、6b、6c的入口节流部的压损的最大值,将该压损作为目标压差 ΔP_{sd} 进行输出,来控制卸荷阀15的整定压力。

[0274] 控制器90在请求流量运算部91以及主泵目标倾转角运算部93中,基于多个操作杆装置60a、60b、60c的操作杆的输入量,算出多个执行机构3a、3b、3c的请求流量的总和。对于使主泵2(液压泵)的排出流量与请求流量的总和相等的指令值 Pi_fc 进行运算,将该指令值 Pi_fc 输出至调节器11(泵控制装置)来控制主泵2的排出流量。

[0275] 图18示出请求流量运算部91的功能框图。

[0276] 从压力传感器41a、41c、41e输入的各操作杆的操作压 Pi_a 、 Pi_c 、 Pi_e 利用表91a、91b、91c而分别被转换成请求倾转角(容量) $qr1$ 、 $qr2$ 、 $qr3$,利用乘法器91d、91e、91f将来自转速传感器51的输入 Nm 计算为请求流量 $Qr1$ 、 $Qr2$ 、 $Qr3$,并且通过总和器91g来算出 $qra (= qr1+qr2+qr3)$,将请求倾转角的总和 qra 向主泵目标倾转角运算部93输出。

[0277] 图19示出目标压差运算部92的功能框图。

[0278] 来自请求流量修正部73的输入 $Qr1'$ 、 $Qr2'$ 、 $Qr3'$ 分别输入至运算器92a、92b、92c。另外,来自入口节流开口运算部74的输入 $Am1$ 、 $Am2$ 、 $Am3$ 分别经由限制最小和最大值的限制

器92f、92g、92h而输入至运算器92a、92b、92c。运算器92a、92b、92c分别利用输入 $Qr1'$ 、 $Qr2'$ 、 $Qr3'$ 和 $Am1$ 、 $Am2$ 、 $Am3$ 通过下式来运算方向切换阀6a、6b、6c的入口节流压损 ΔP_{sd1} 、 ΔP_{sd2} 、 ΔP_{sd3} 。在此,C为预先规定的缩流系数, ρ 为工作油的密度。

[0279] 【数学式8】

$$[0280] \quad \Delta P_{sd1} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr1')^2}{C^2 \cdot (Am1)^2}$$

$$[0281] \quad \Delta P_{sd2} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr2')^2}{C^2 \cdot (Am2)^2}$$

$$[0282] \quad \Delta P_{sd3} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr3')^2}{C^2 \cdot (Am3)^2}$$

[0283] 这些压损 ΔP_{sd1} 、 ΔP_{sd2} 、 ΔP_{sd3} 分别经由限制最小值和最大值的限制器92i、92j、92k而输入至最大值选择器92d,最大值选择器92d将方向切换阀6a、6b、6c的入口节流压损 ΔP_{sd1} 、 ΔP_{sd2} 、 ΔP_{sd3} 内最大的入口节流压损作为目标压差 ΔP_{sd} 进行输出,而且,目标压差 ΔP_{sd} 通过表92e而转换成指令压力(指令值) Pi_{ul} ,并输出至电磁比例减压阀22。

[0284] 图20示出主泵目标倾转角运算部93的功能框图。

[0285] 来自请求流量运算部91的输入 $qra (=qr1+qr2+qr3)$ 通过限制器93a而限制为主泵2的倾转的最小值以及最大值之间的值,在此基础上,通过表93b被转换成向电磁比例减压阀21的指令压力 Pi_{fc} 。

[0286] ～运转～

[0287] 使用图16～图20以与第一实施方式不同的部分为中心说明第二实施方式的运转。

[0288] 首先,在第一实施方式中,利用最高负载压执行机构判定部77判定最高负载压执行机构,目标压差运算部80计算该最高负载压执行机构的入口节流压损作为全体的目标压差 ΔP_{sd} ,而与之相对地,第二实施方式的目标压差运算部92分别对与动臂液压缸3a、斗杆液压缸3b、旋转马达3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c的入口节流压损 ΔP_{sd1} 、 ΔP_{sd2} 、 ΔP_{sd3} 进行计算,将这些的最大值设为全体的目标压差 ΔP_{sd} 。

[0289] 与第一实施方式同样地,卸荷阀15被控制为由其目标压差 ΔP_{sd} 、最高负载压 P_{lmax} 、和弹簧力决定的整定压力。

[0290] 另外,在第一实施方式中,进行以使液压油供给路5的压力、即泵压成为最高负载压 P_{lmax} +最高负载压执行机构的入口节流压损的方式控制主泵2的排出流量即所谓的负载传感控制,而与之相对地,在第二实施方式中,主泵目标倾转角运算部93仅通过仅由各操作杆的输入量决定的请求倾转角 qra 决定主泵2的排出流量。

[0291] ～效果～

[0292] 根据本实施方式,能得到以下的效果。

[0293] 1. 与第一实施方式同样地,就与各执行机构3a、3b、3c对应关联的各流量控制阀7a、7b、7c的开口而言,无需液压上反馈与各执行机构3a、3b、3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口的前后压差,而被控制为由各操作杆的输入量、当时的主泵(液压泵)2的请求流量、和最高负载压与各执行机构3a、3b、3c的负载压的压差唯一决定的值,因此,

即使在与各执行机构3a、3b、3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c的前后压差(入口节流压损)非常小的情况下,也能够稳定地进行多个方向切换阀6a、6b、6c的分流控制。

[0294] 2. 另外,如上所述,即使在各方向切换阀6a、6b、6c的前后压差非常小的情况下,也能够稳定地进行多个方向切换阀6a、6b、6c的分流控制,且根据方向切换阀6a、6b、6c的入口节流开口的压损而精细地控制卸荷阀15的整定压力,因此,能够将各方向切换阀6a、6b、6c的入口节流部的最终开口(主滑阀的全行程的入口节流开口面积)开得极度大,由此,能够减少入口节流损失,实现高能量效率。

[0295] 3. 另外,可获得与第一实施方式的效果2类似的以下效果。

[0296] 在控制器90中,与执行机构3a、3b、3c对应关联的方向切换阀6a、6b、6c对各自的入口节流压损进行运算,选择该入口节流压损的最大值(运算特定的方向切换阀的入口节流部的压损),将该最大值的压损作为目标压差 ΔP_{sd} 来输出,从而可控地控制卸荷阀15的整定压力($P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ +弹簧力)。由此,卸荷阀15的整定压力被控制为最高负载压加上其目标压差 ΔP_{sd} 和弹簧力而得到的值,因此,例如即使在与不是最高负载压执行机构的执行机构对应关联的方向切换阀将其入口节流开口调节为极度小的情况下,也根据方向切换阀的入口节流开口的压损而精细地控制卸荷阀15的整定压力。其结果为,即使在从入口节流压损成为最大值的方向切换阀中的操作杆的包含半操作在内的复合操作向半单独操作过渡时等请求流量发生骤变、泵流量控制的响应性并不充分而使得泵压急剧上升的情况下,也能够将从卸荷阀15向油箱浪费地排出液压油的泄放损失抑制为最小,抑制能量效率的降低,且防止因向各执行机构供给的液压油的流量的急剧变化而引起的执行机构速度的急剧变化,从而抑制不适的打击的产生,能够实现优越的复合操作性。

[0297] 4. 而且,由于主泵2进行基于各操作杆的输入量来算出多个方向切换阀6a、6b、6c的请求流量的总和从而决定目标流量的流量控制,所以与第一实施方式示出的进行反馈控制的一种负载传感控制的情况相比,能够实现更稳定的液压系统。另外,能够省略用于检测泵压的压力传感器,能够减少液压系统的成本。

[0298] <其他>

[0299] 此外,在上述实施方式中,为了使卸荷阀15的动作稳定而设置了弹簧15b,但也可以不设置弹簧15b。另外,不对卸荷阀15设置弹簧15b,也可以在控制器70或者90内将“ ΔP_{sd} +弹簧力”的值作为目标压差来进行运算。

[0300] 另外,在第二实施方式中可以与第一实施方式同样地,作为泵控制装置而使用进行负载传感控制的装置,或者也可以在第一实施方式中与第二实施方式同样地,作为泵控制装置而使用计算多个方向切换阀6a、6b、6c的请求流量的总和来进行流量控制的装置。

[0301] 而且,上述实施方式对工程机械为在下部行使体具有履带的液压挖掘机的情况进行了说明,但也可以为除此以外的工程机械、例如轮式的液压挖掘机、液压起重机等,在此情况下也能获得同样的效果。

[0302] 附图标记说明

[0303] 1发动机

[0304] 2可变容量型的主泵(液压泵)

[0305] 3a~3h执行机构

[0306] 4控制阀块

- [0307] 5液压油供给路(主)
- [0308] 6a~6c方向切换阀(控制阀装置)
- [0309] 7a~7c流量控制阀(控制阀装置)
- [0310] 8a~8c单向阀
- [0311] 9a~9c往返滑阀(最高负载压检测装置)
- [0312] 11调节器(泵控制装置)
- [0313] 14溢流阀
- [0314] 15卸荷阀
- [0315] 15a、15c受压部
- [0316] 15b弹簧
- [0317] 20a~20c、21、22电磁比例减压阀
- [0318] 30先导泵
- [0319] 31a液压油供给路(先导)
- [0320] 32先导溢流阀
- [0321] 40a~40c、41a~41e、42压力传感器
- [0322] 60a~60c操作杆装置
- [0323] 70、90控制器。

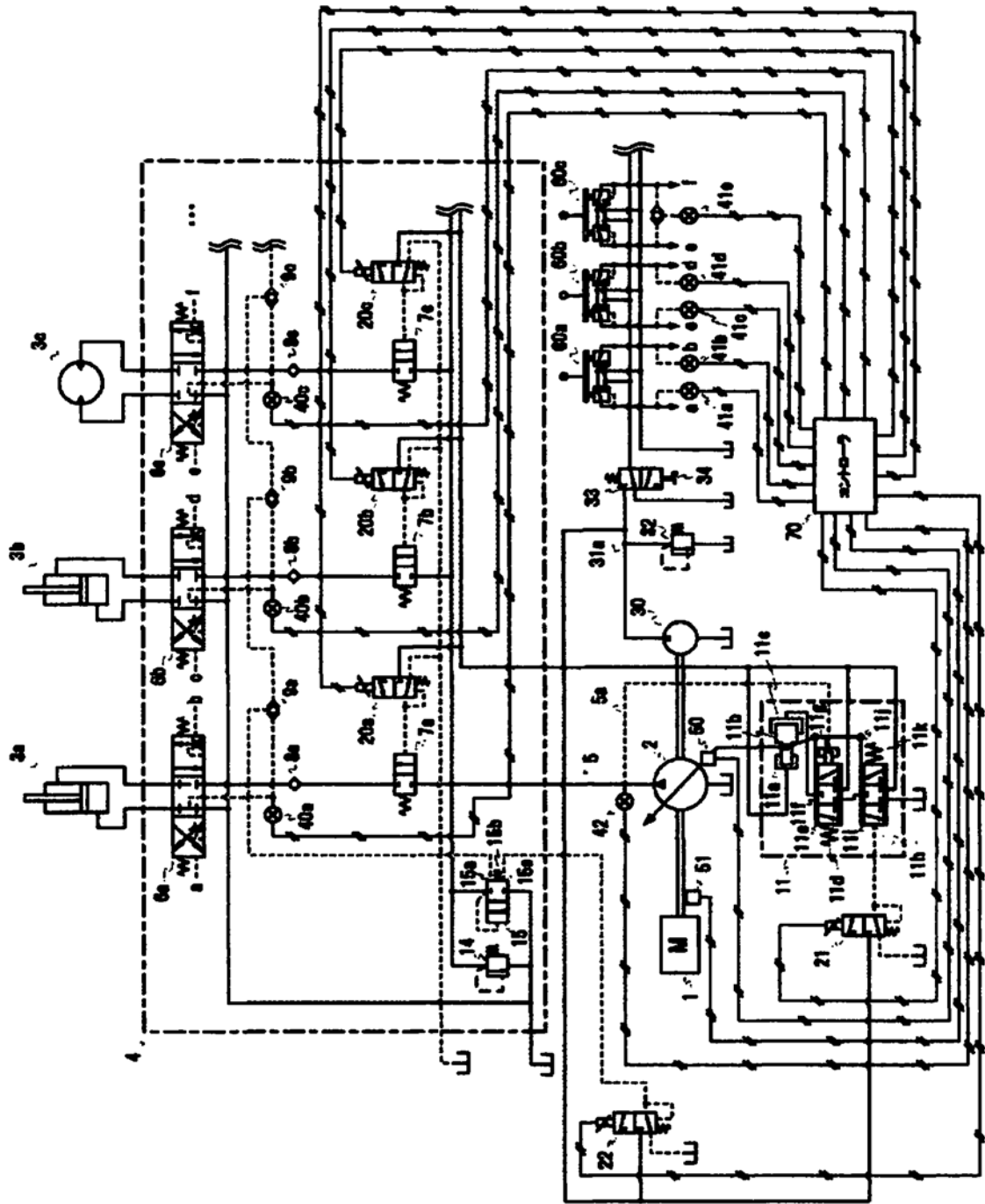


图1

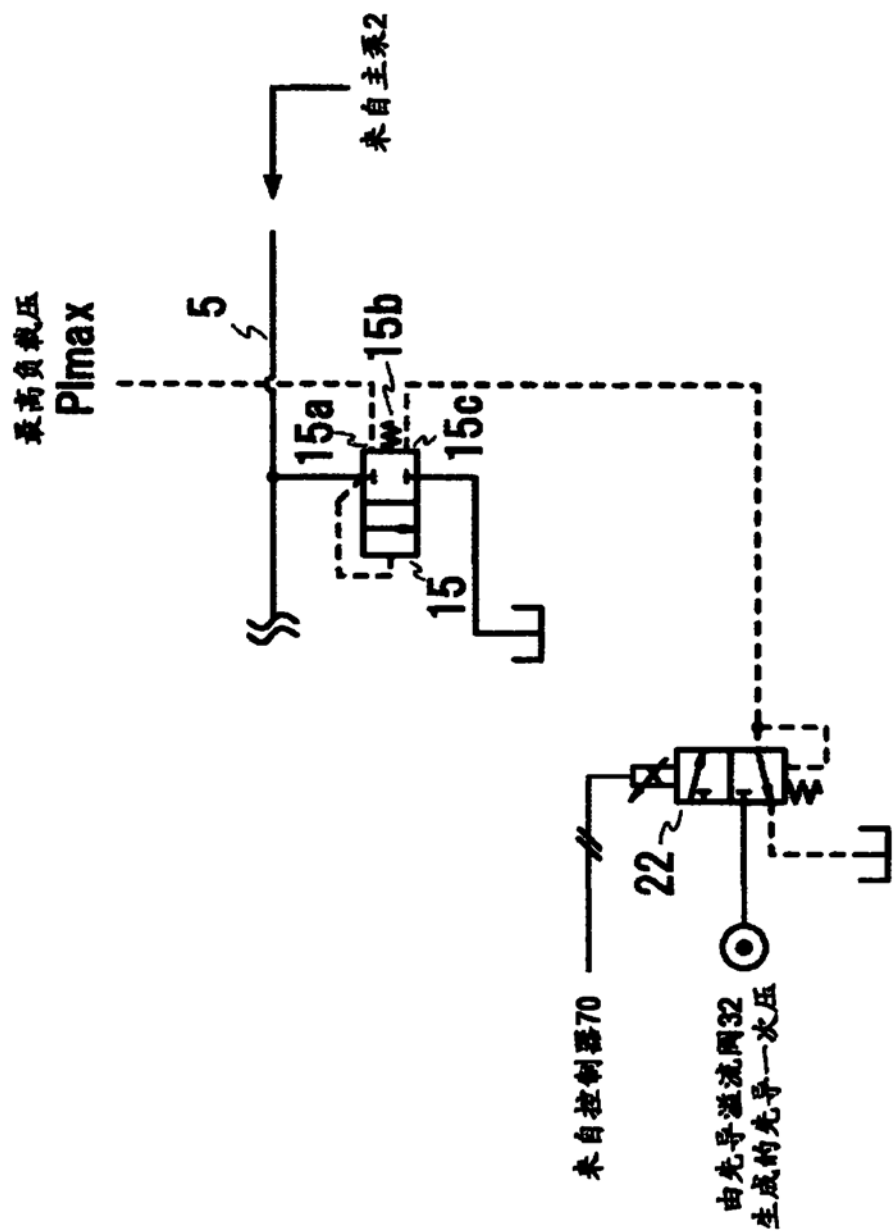


图2

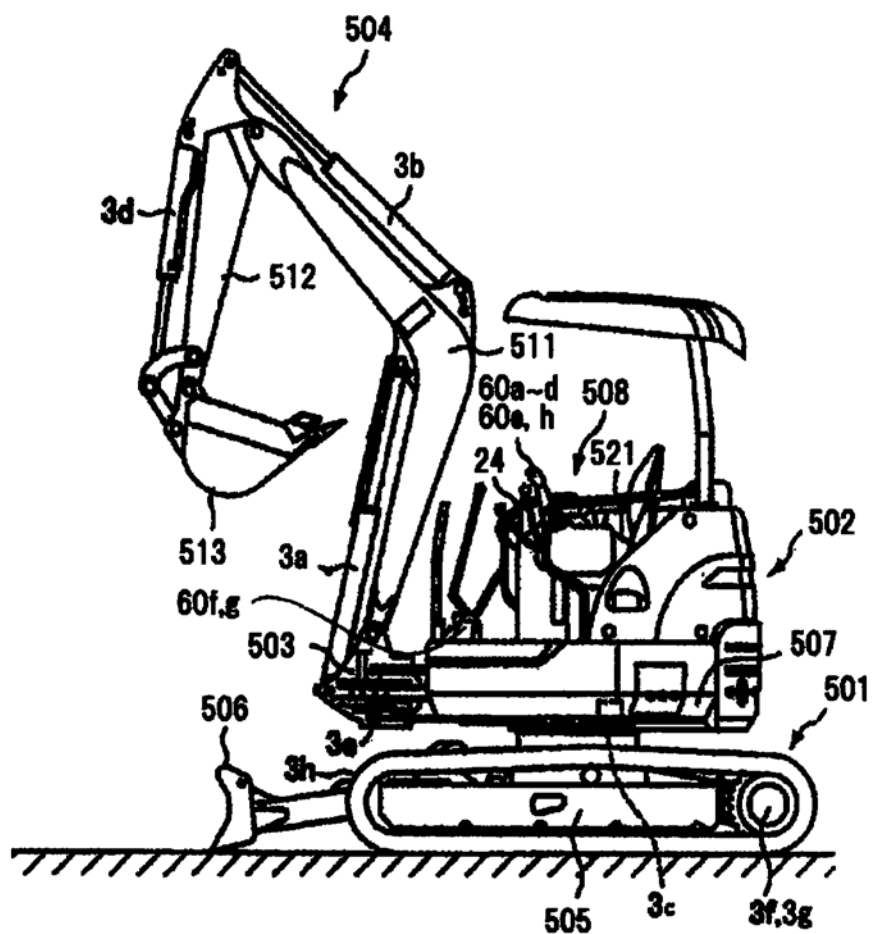


图4

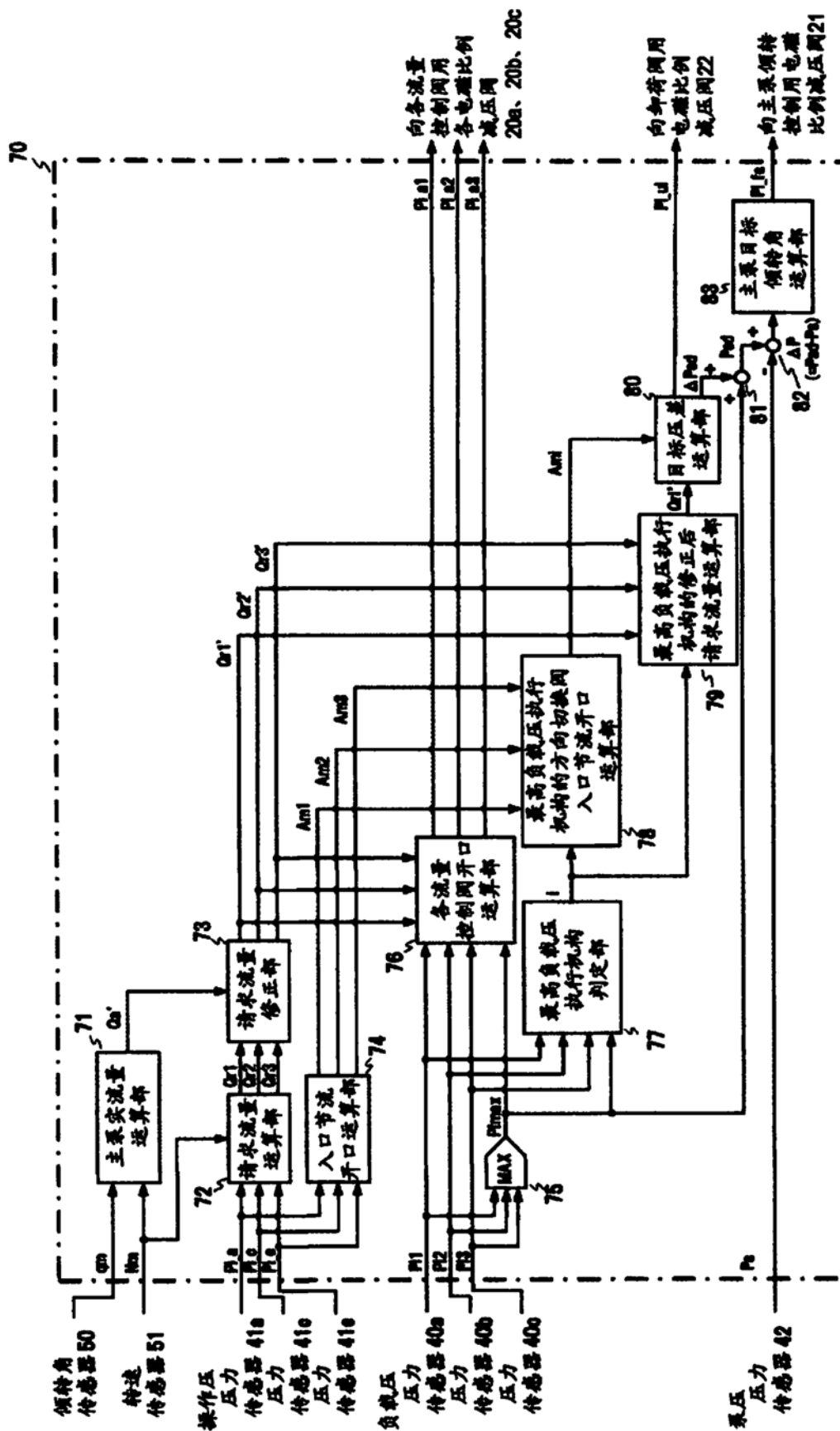


图5

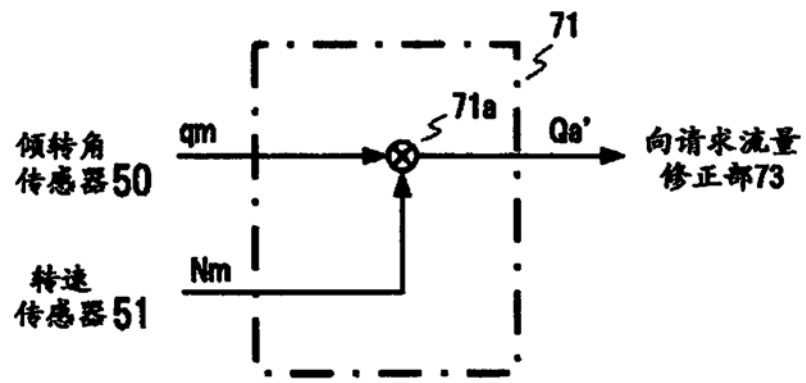


图6

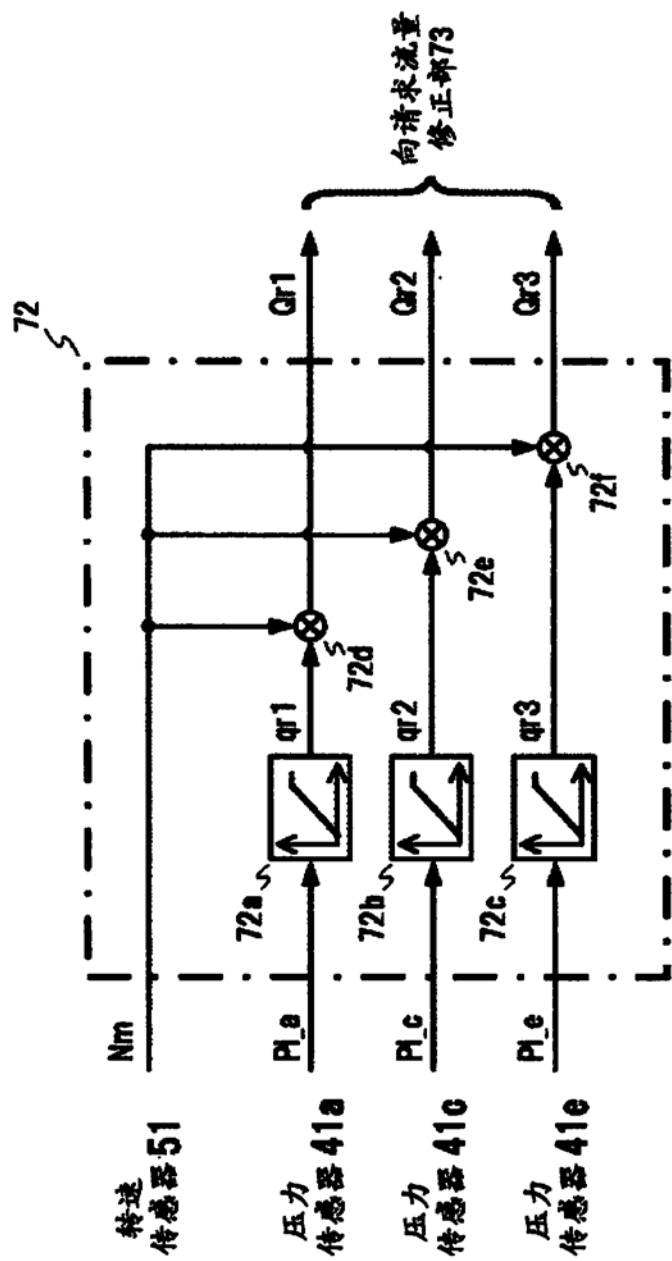


图7

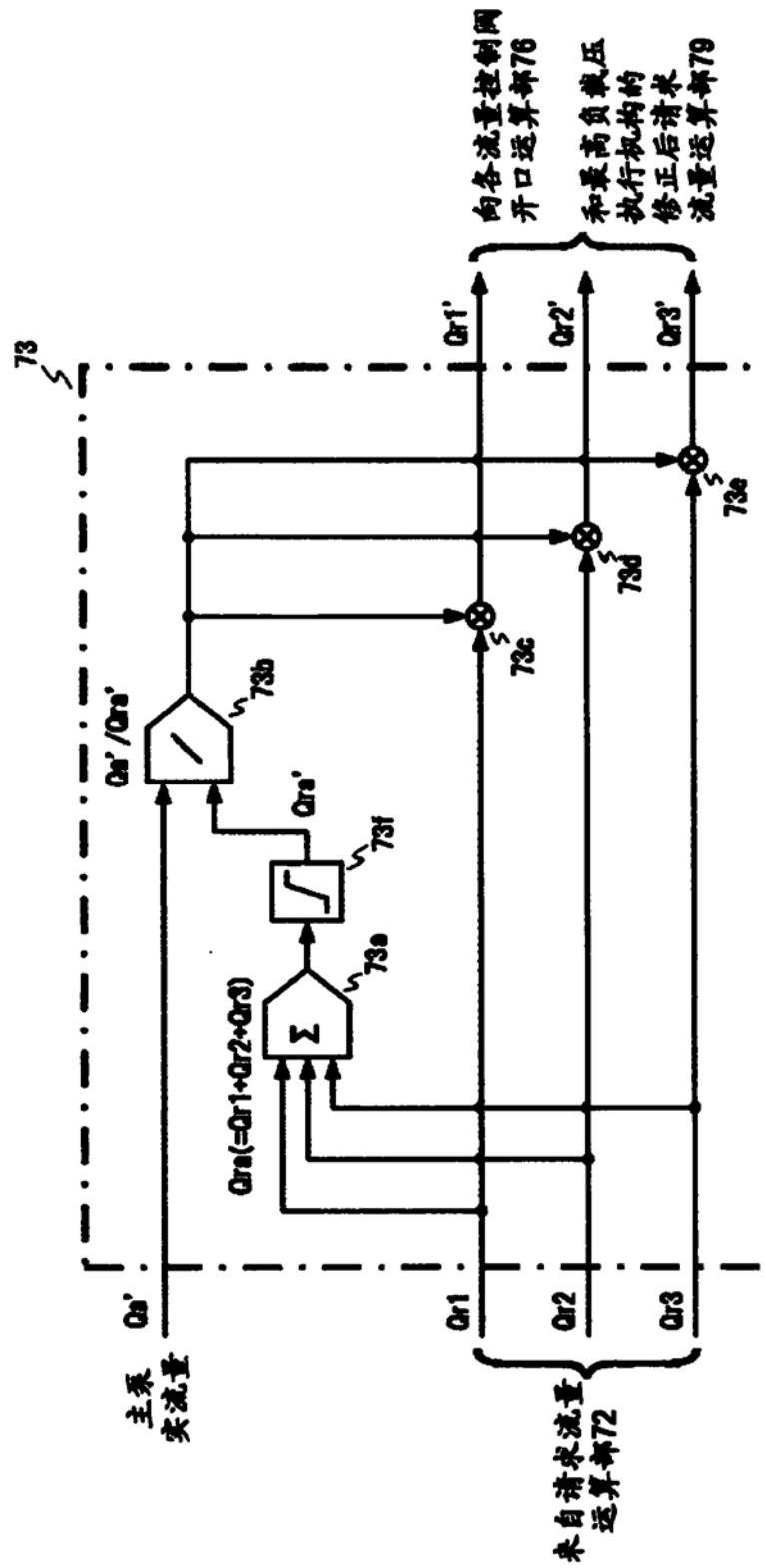


图8

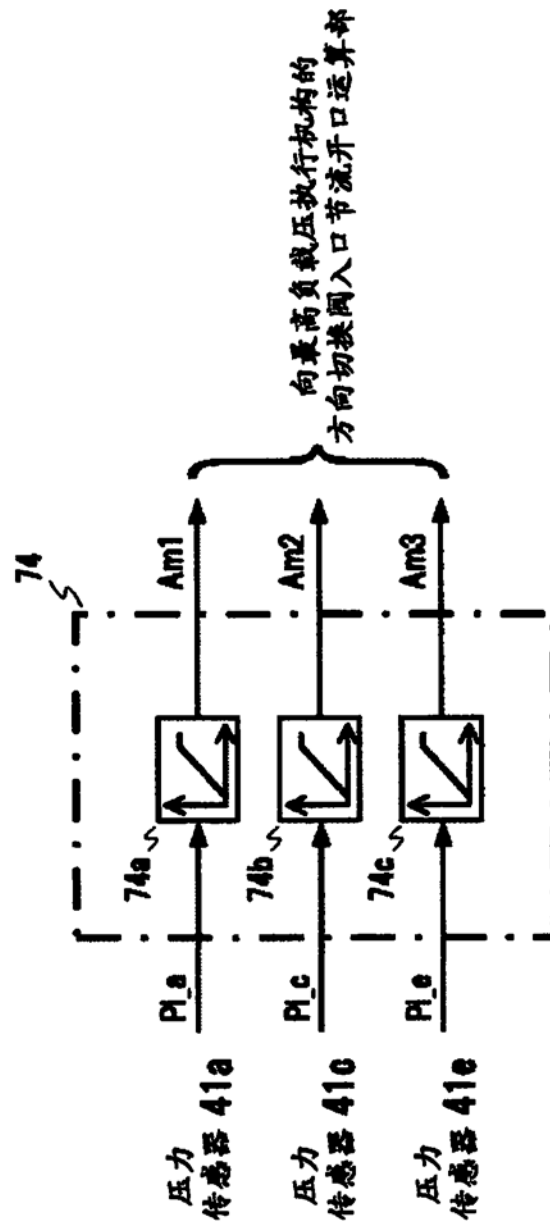


图9

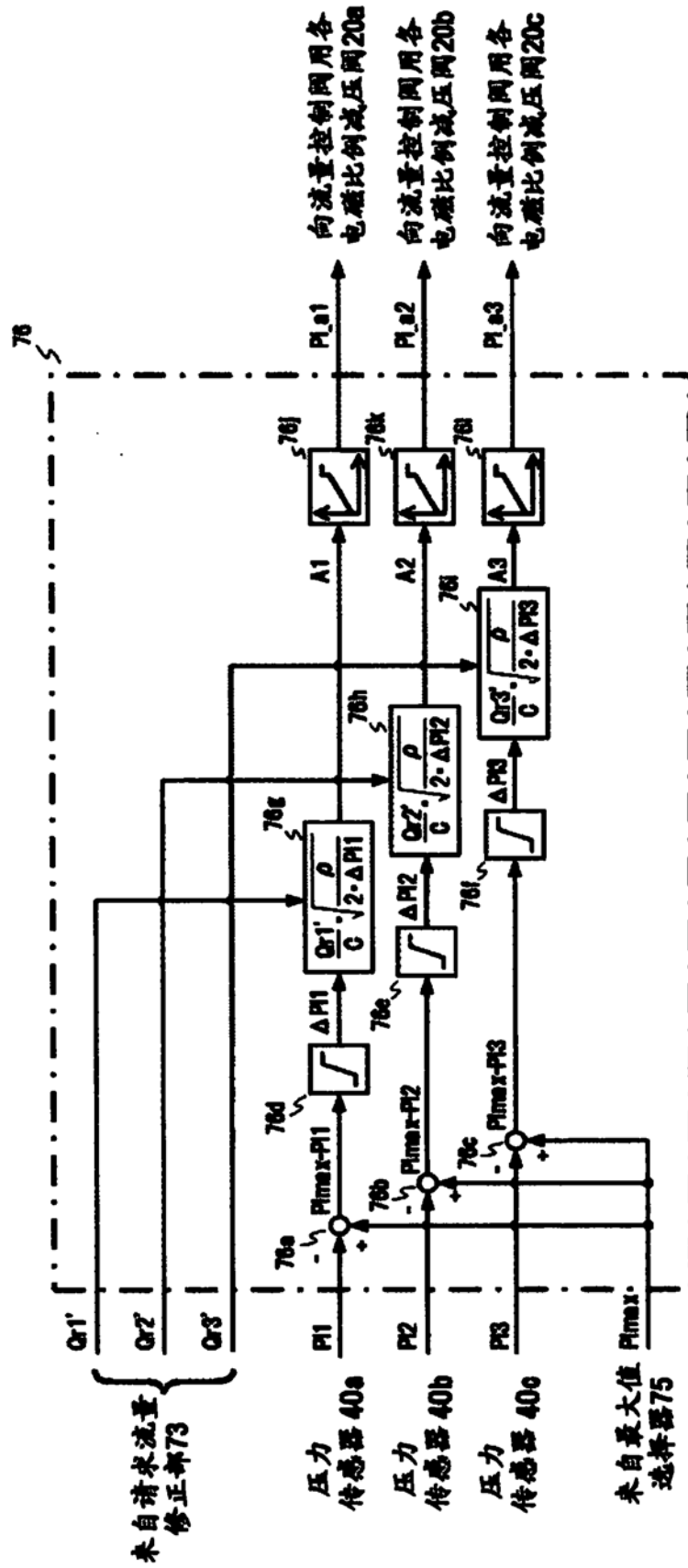


图10

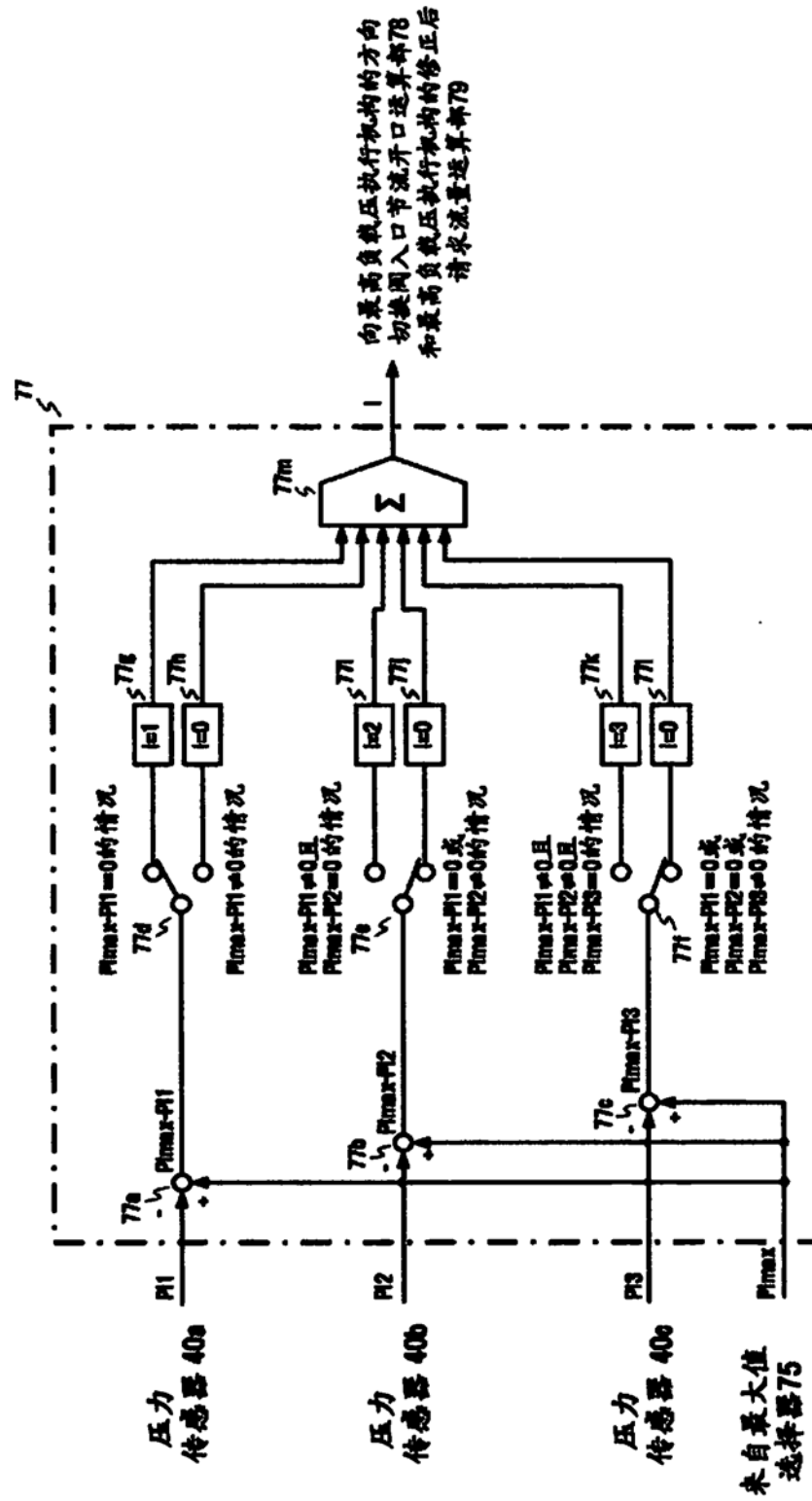


图11

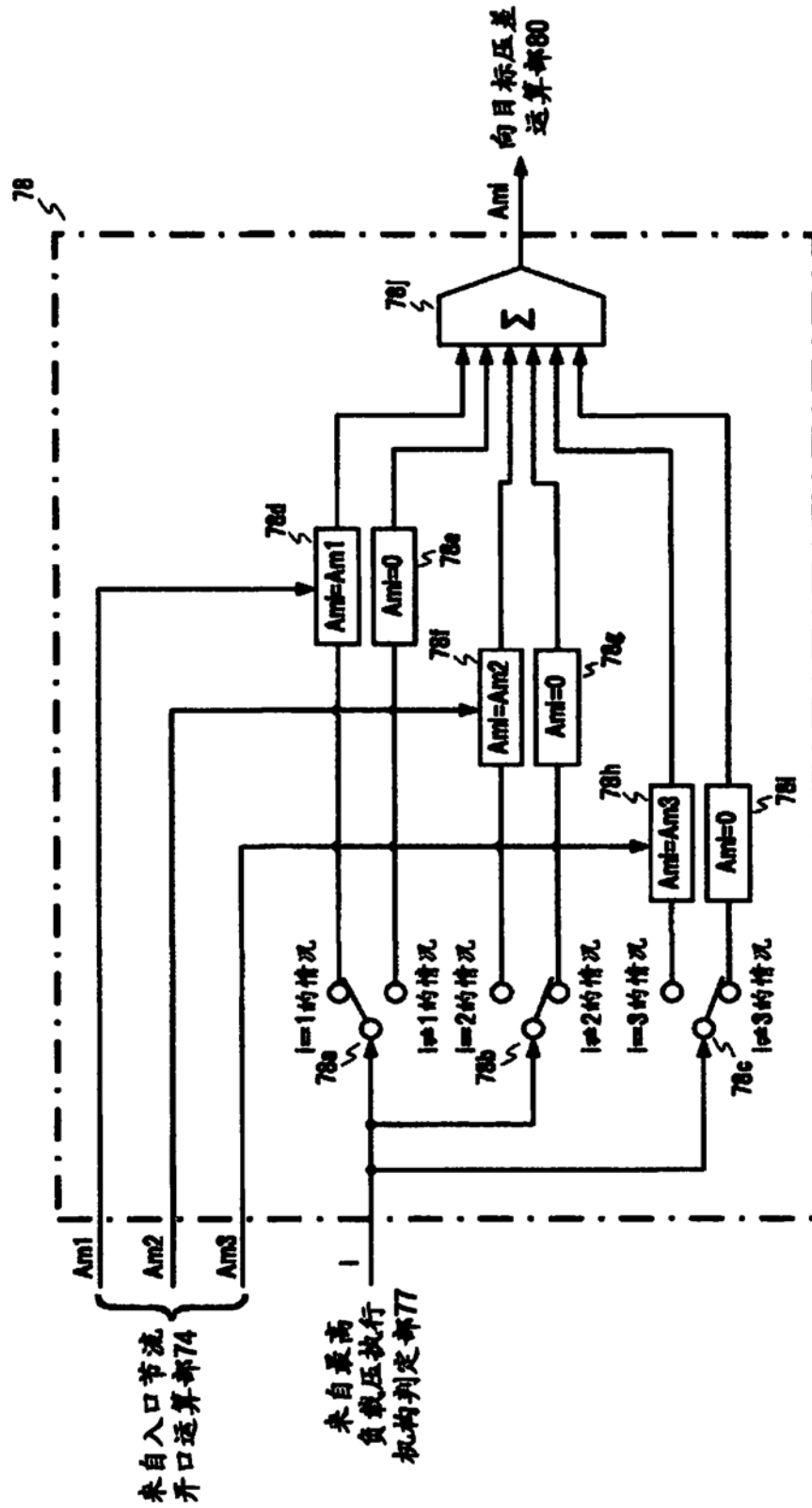


图12

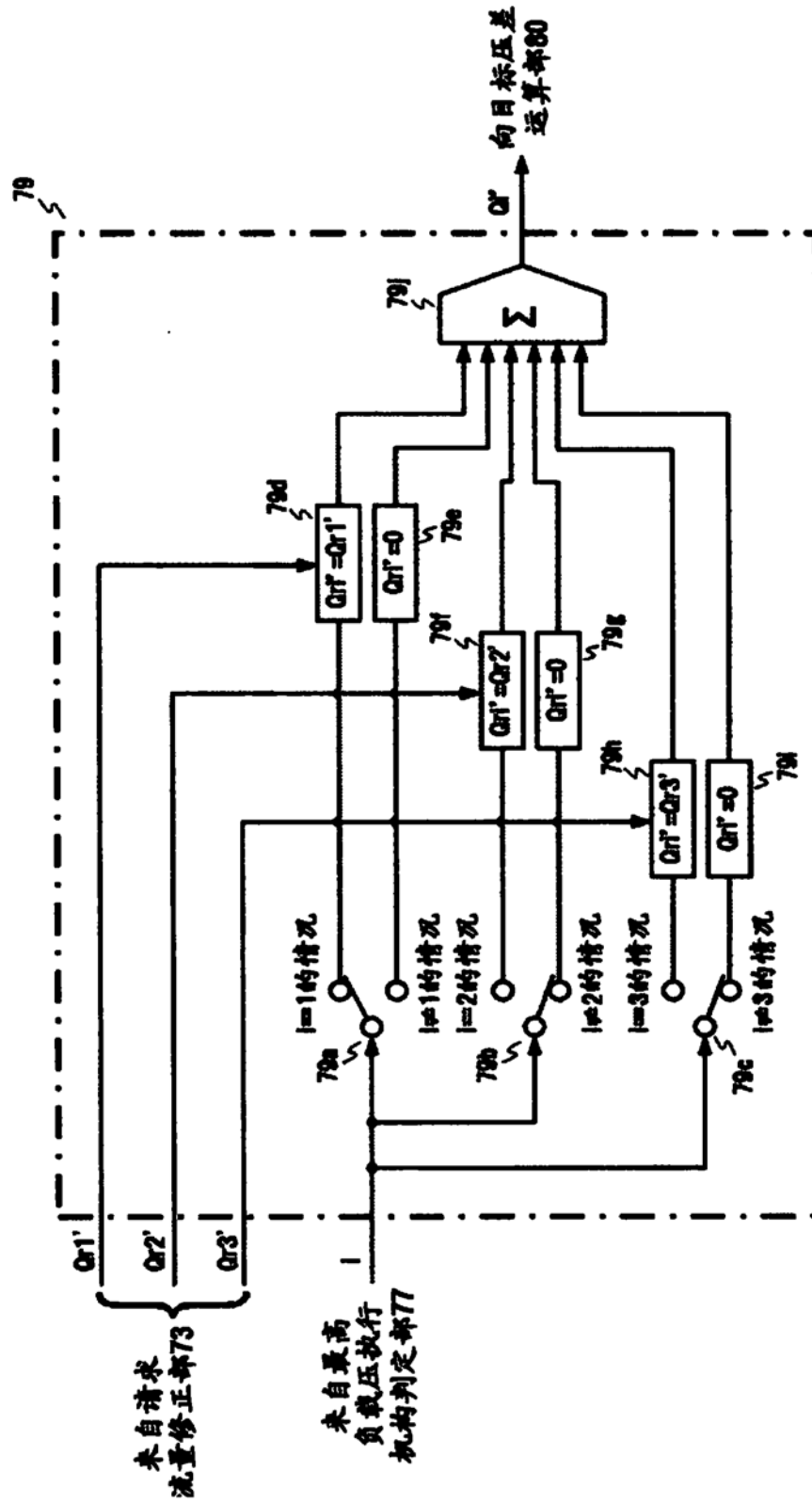


图13

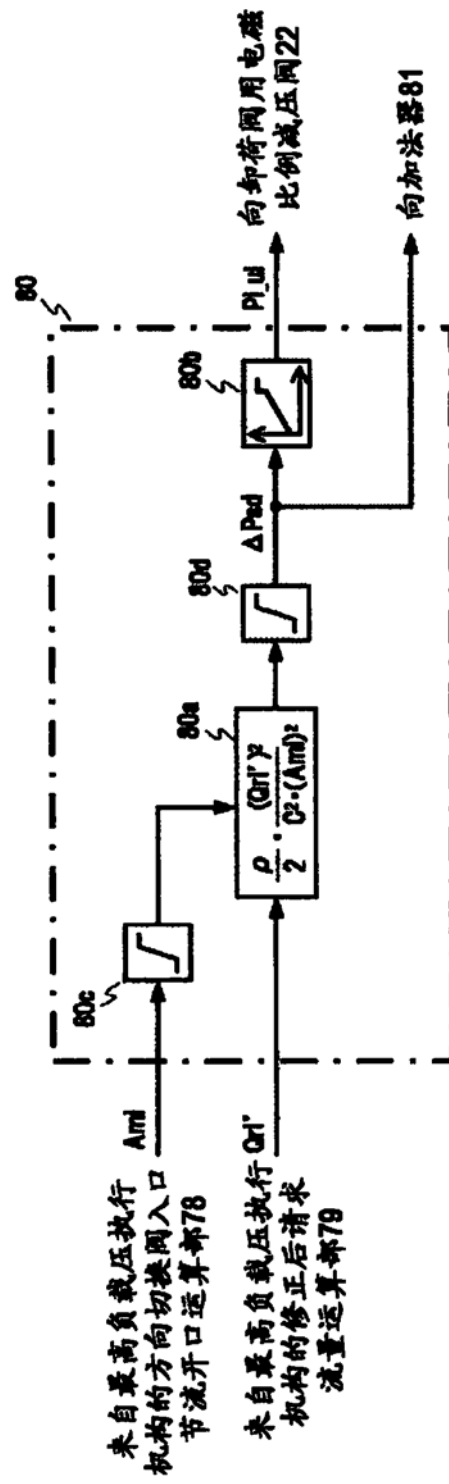


图14

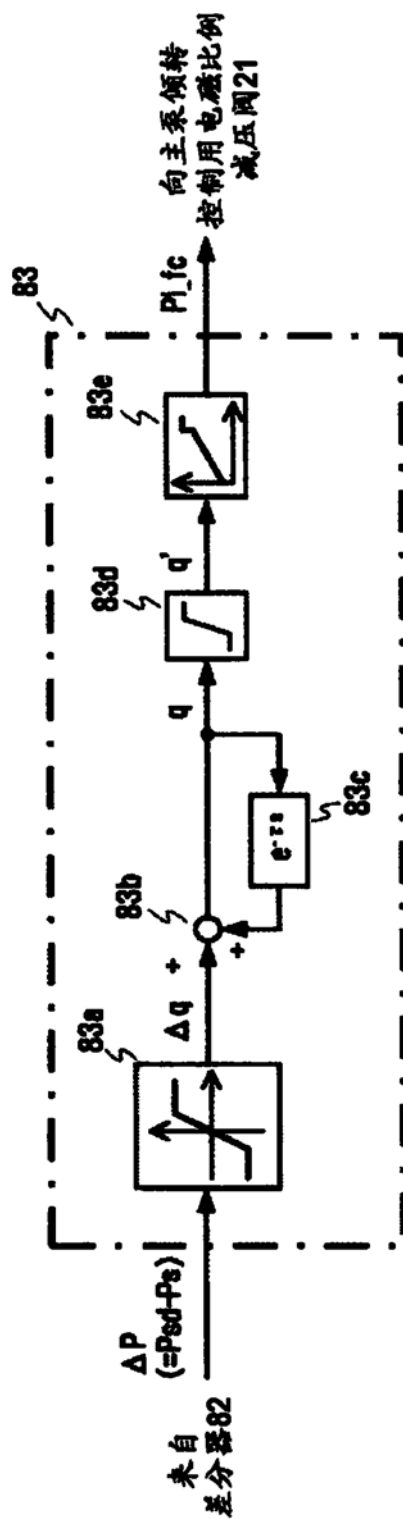


图15

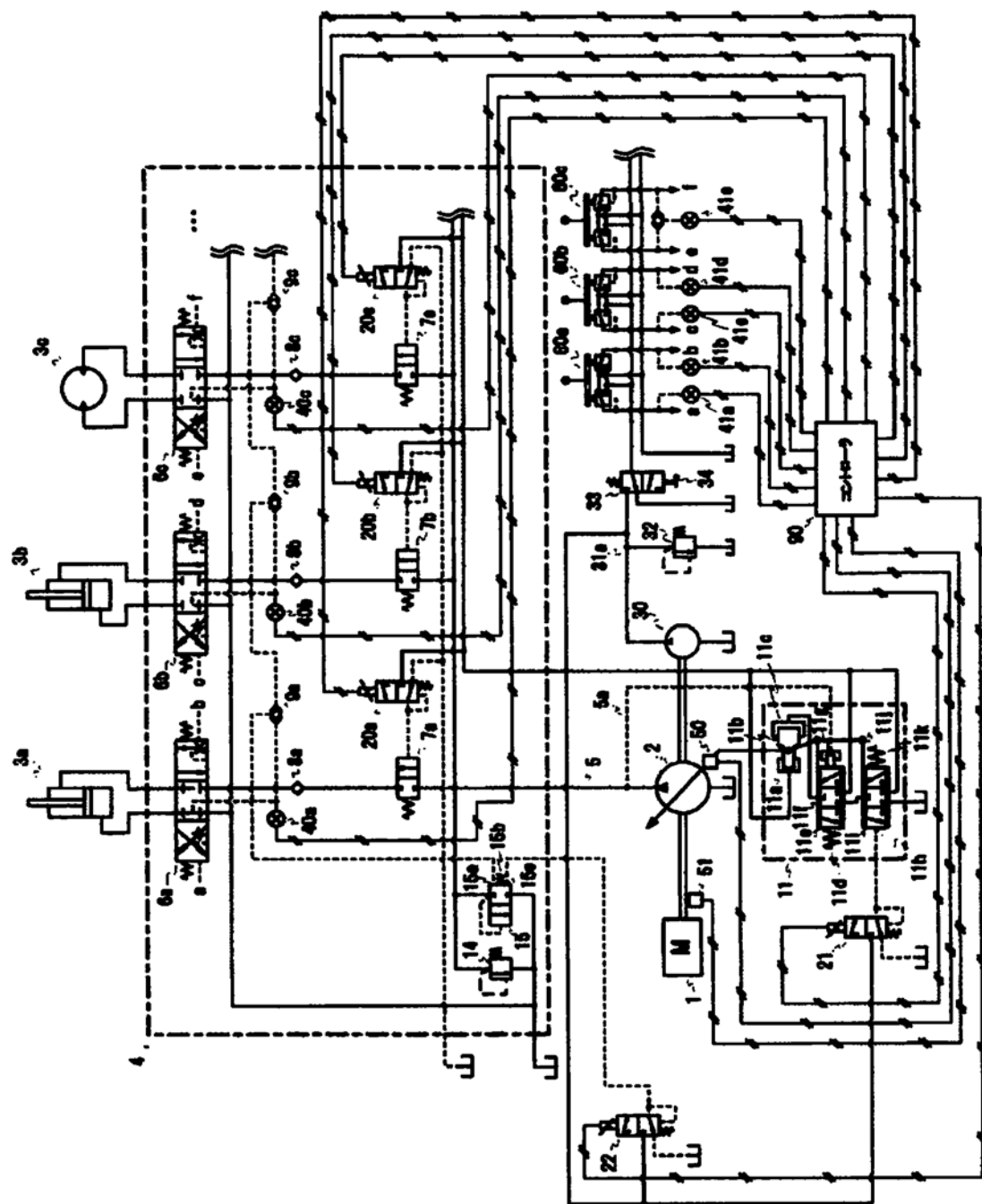


图16

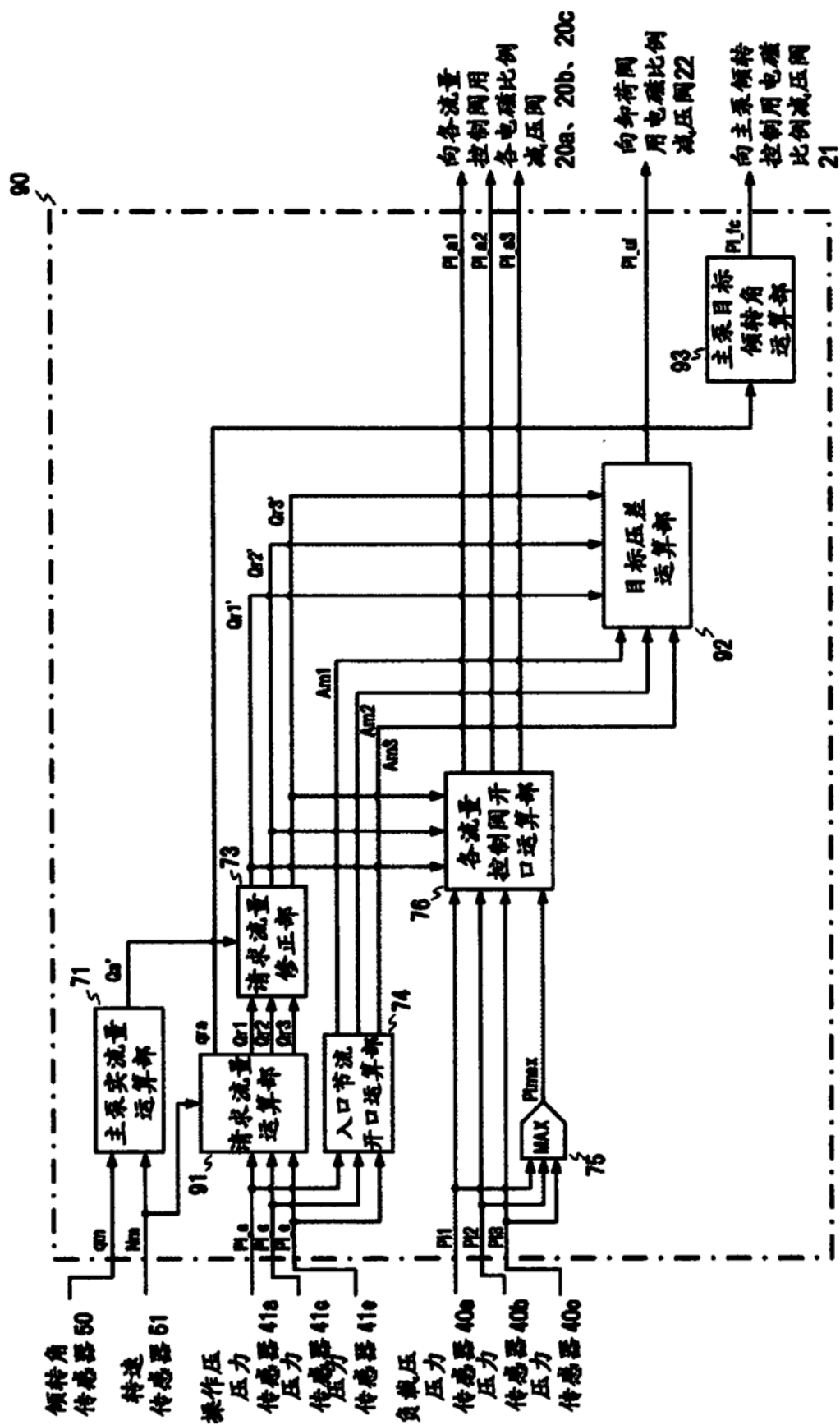


图17

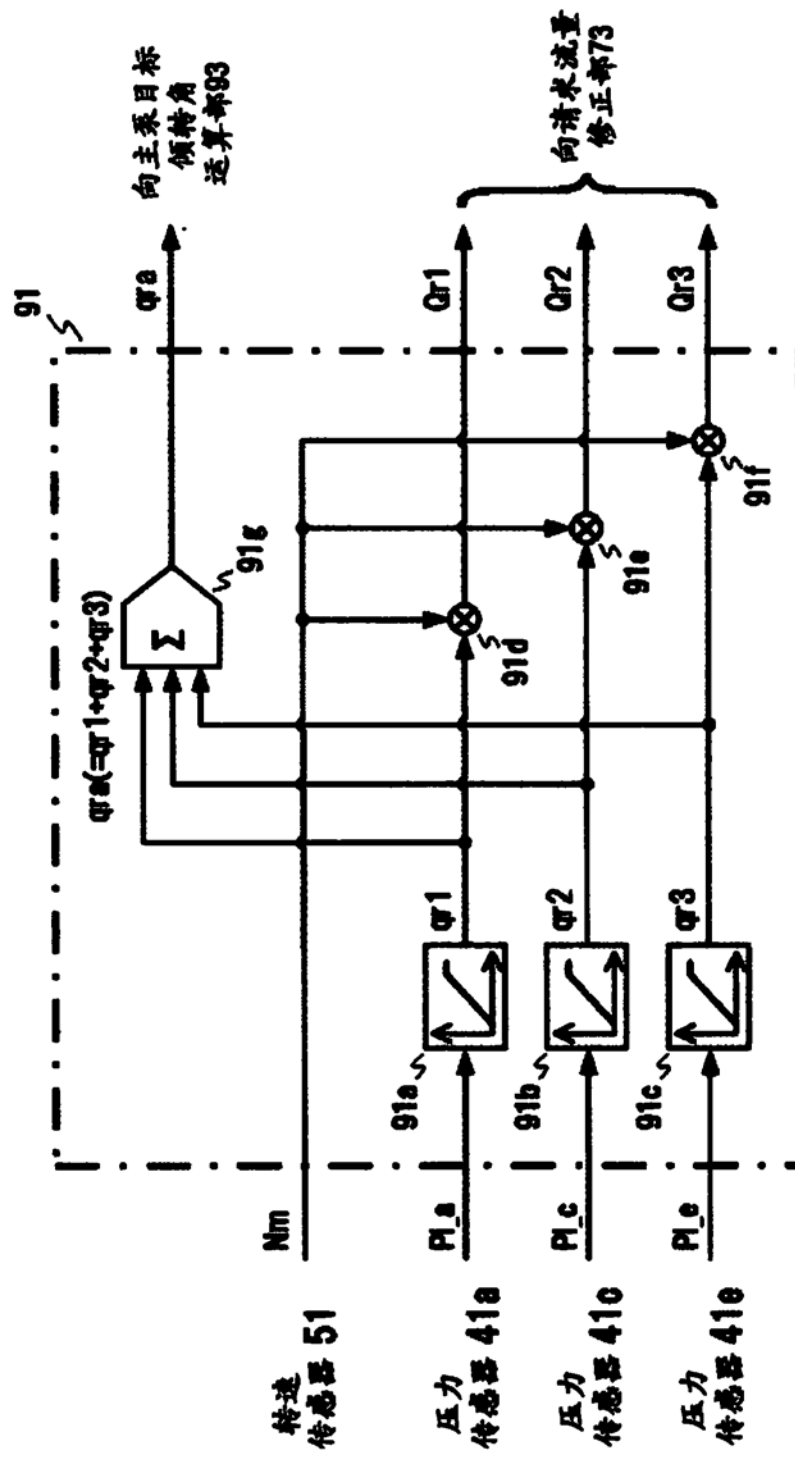


图18

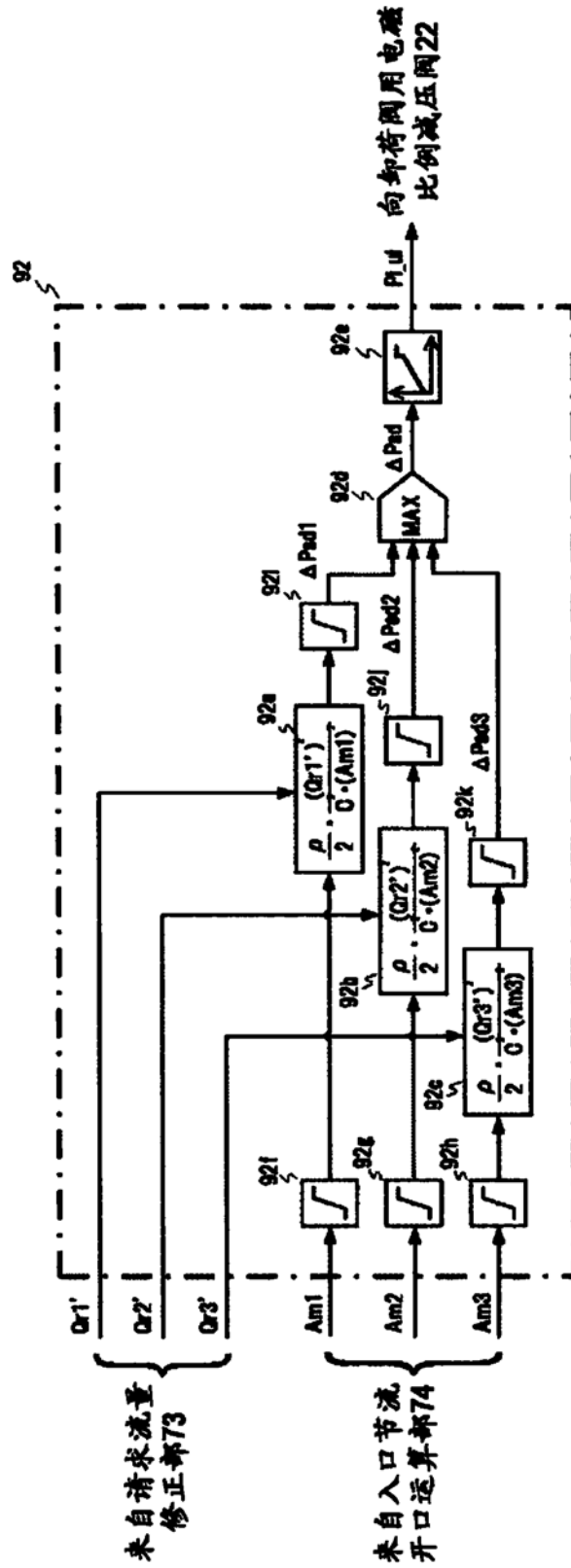


图19

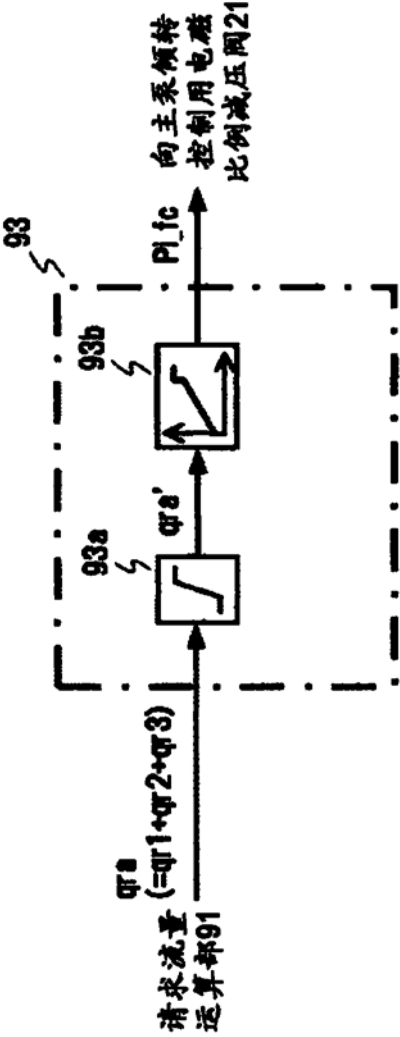


图20