



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104246237 B

(45)授权公告日 2016.08.17

(21)申请号 201380018871.X

(22)申请日 2013.04.01

(30)优先权数据

2012-089670 2012.04.10 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.10.08

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/059946 2013.04.01

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/153984 JA 2013.10.17

(73)专利权人 日立建机株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 竹林圭文 高桥究 森和繁

中村夏树

(74)专利代理机构 北京市金杜律师事务所

11256

代理人 陈伟

(51)Int.Cl.

F15B 11/08(2006.01)

E02F 9/22(2006.01)

F15B 11/02(2006.01)

F15B 11/05(2006.01)

(56)对比文件

JP 2009-167618 A, 2009.07.30, 权利要求3、说明书第0018-0054段, 附图1-4.

JP 7-76861 A, 1995.03.20, 说明书第0015-0038段, 附图1-6.

CN 101230869 A, 2008.07.30, 全文.

US 5680760 A, 1997.10.28, 全文.

JP 11-336135 A, 1999.12.07, 全文.

JP 2010-101095 A, 2010.05.06, 全文.

审查员 蒋中立

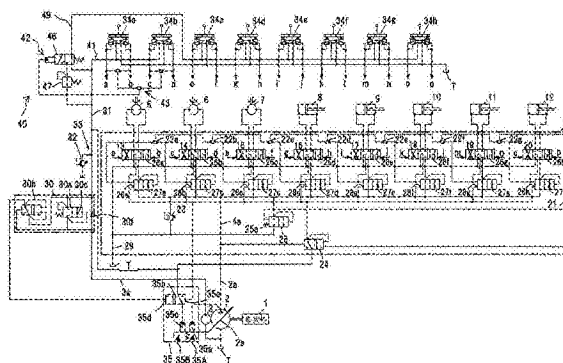
权利要求书3页 说明书16页 附图9页

(54)发明名称

工程机械的液压驱动装置

(57)摘要

一种工程机械的液压驱动装置, 使用在行程终点处不完全闭合的压力补偿阀, 且当进行行驶操作时将先导一次压减压而向行驶以外的操作装置的遥控阀(34c~34h)供给。由此在行驶复合操作中, 能够抑制液压油向行驶以外的执行机构流入, 而确保对行驶马达所必要的量的液压油。由此, 在进行负载传感控制的工程机械的液压驱动装置中, 在因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合操作而产生饱和的情况下, 防止低负荷压力侧的压力补偿阀的闭合, 而防止低负荷压力侧的执行机构的减速、停止, 并且也能够确保对高负荷压力的执行机构所必要的量的液压油, 而防止高负荷压力执行机构的减速、停止, 以得到良好的复合操作性。



1. 一种工程机械的液压驱动装置,其具有:
 - 可变容量型的液压泵;
 - 多个执行机构,由从该液压泵排出的液压油来驱动;
 - 多个流量控制阀,控制从所述液压泵向多个所述执行机构供给的液压油的流量;
 - 多个操作装置,与多个所述执行机构对应地设置,并具有遥控阀,该遥控阀生成用于驱动多个所述流量控制阀的操作先导压;
 - 多个压力补偿阀,分别控制多个所述流量控制阀的前后压差;和
 - 泵控制装置,对所述液压泵的容量进行负载传感控制,以使所述液压泵的排出压力比多个所述执行机构的最高负荷压力仅高出目标压差,
 - 多个所述压力补偿阀是在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合型的压力补偿阀,
 - 多个所述执行机构包括驱动行驶体的行驶马达,
 - 所述行驶马达是在进行与其他执行机构的复合操作时其负荷压力能够提高到使所述其他执行机构的压力补偿阀到达行程终点程度的执行机构,所述工程机械的液压驱动装置的特征在于,
 - 具有先导一次压回路,其向多个所述操作装置的遥控阀供给作为先导液压源压力的先导一次压,
 - 所述先导一次压回路具有:
 - 第一回路,其向多个所述操作装置中的所述行驶马达的操作装置的遥控阀供给所述先导一次压;和
 - 第二回路,其向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给所述先导一次压,
 - 所述第二回路在所述行驶马达的操作装置没有被操作时,将所述先导一次压不做改变地向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,在所述行驶马达的操作装置被操作时,将所述先导一次压减压而向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给。
2. 根据权利要求1所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
 - 所述第二回路具有:不做改变地引导所述先导一次压的第三回路;将所述先导一次压减压而引导的第四回路;和切换阀,其将所述第三回路与所述第四回路的压力切换而向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导。
3. 根据权利要求2所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
 - 所述第四回路具有将所述先导一次压减压的减压阀。
4. 根据权利要求1所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
 - 所述第二回路具有:第五回路,该第五回路具有先导作动式减压阀,在引导至所述先导作动式减压阀的先导压为第一压力的情况下,所述第五回路将所述先导一次压不做改变地向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导,在引导至所述先导作动式减压阀的先导压切换为第二压力的情况下,所述第五回路将所述先导一次压减压而向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导;和第六回路,其具有切换阀,该切换阀将引导至所述先导作动式减压阀的先导压切换为所述第一压力与所述第二压力。

5. 根据权利要求1所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
还具有操作检测装置,其检测多个所述操作装置中的所述行驶马达的操作装置的操作,

所述第二回路在所述操作检测装置没有检测到所述行驶马达的操作装置的操作的情况下,将所述先导一次压不做改变地向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,在所述操作检测装置检测到所述行驶马达的操作装置的操作的情况下,将所述先导一次压减压而向所述行驶马达的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给。

6. 根据权利要求2所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
还具有往复滑阀,其检测多个所述操作装置中的所述行驶马达的操作装置的遥控阀所生成的操作先导压,并作为液压信号而将其输出,

所述切换阀是通过所述液压信号进行切换的液压切换阀。

7. 根据权利要求2所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
还具有压力传感器,其检测多个所述操作装置中的所述行驶马达的操作装置的遥控阀所生成的操作先导压,并作为电信号而将其输出,

所述切换阀是基于所述电信号而动作的电磁切换阀。

8. 根据权利要求1所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,
还具有能够切换为第一位置与第二位置的手动选择装置,
在所述手动选择装置位于所述第一位置的情况下,所述第二回路使对所述行驶马达的操作装置被操作时的所述先导一次压进行减压的功能有效,在所述手动选择装置切换为所述第二位置的情况下,所述第二回路使对所述行驶马达的操作装置被操作时的所述先导一次压进行减压的功能无效。

9. 一种工程机械的液压驱动装置,其具有:
可变容量型的液压泵;
多个执行机构,由从该液压泵排出的液压油来驱动;
多个流量控制阀,控制从所述液压泵向多个所述执行机构供给的液压油的流量;
多个操作装置,与多个所述执行机构对应地设置,并具有遥控阀,该遥控阀生成用于驱动多个所述流量控制阀的操作先导压;
多个压力补偿阀,分别控制多个所述流量控制阀的前后压差;和
泵控制装置,对所述液压泵的容量进行负载传感控制,以使所述液压泵的排出压力比多个所述执行机构的最高负荷压力仅高出目标压差,
多个所述压力补偿阀是在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合型的压力补偿阀,所述工程机械的液压驱动装置的特征在于,

具有先导一次压回路,其向多个所述操作装置的遥控阀供给作为先导液压源压力的先导一次压,

所述先导一次压回路具有:

第一回路,其向多个所述操作装置中与特定的执行机构对应的特定的操作装置的遥控阀供给所述先导一次压;和

第二回路,其向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给所述先导一次压,
所述第二回路在所述特定的操作装置没有被操作时,将所述先导一次压不做改变地向

所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,在所述特定的操作装置被操作时,将所述先导一次压减压而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,

所述第二回路具有:不做改变地引导所述先导一次压的第三回路;将所述先导一次压减压而引导的第四回路;和切换阀,其将所述第三回路与所述第四回路的压力切换而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导。

工程机械的液压驱动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及液压挖掘机等工程机械的液压驱动装置,尤其涉及如下这样的工程机械的液压驱动装置,其负载传感控制液压泵的排出流量,以使液压泵的排出压力比多个执行机构的最高负荷压力仅高出目标压差。

背景技术

[0002] 在液压挖掘机等工程机械的液压驱动装置中,具有如下的装置,其控制液压泵的排出流量,以使液压泵(主泵)的排出压力比多个执行机构的最高负荷压力仅高出目标压差,且该控制被称为负载传感控制。在进行该负载传感控制的液压驱动装置中,分别由压力补偿阀将多个流量控制阀的前后压差保持为规定压差,并能够在同时驱动多个执行机构的复合操作时,不论各个执行机构的负荷压力的大小均以与各个流量控制阀的开口面积对应的比例来向多个执行机构供给液压油。

[0003] 在进行这种负载传感控制的液压驱动装置中,压力补偿阀通常例如如专利文献1中所述地构成为,当向开口面积减少方向动作而滑阀到达至行程终点时完全闭合。

[0004] 对此,在专利文献2中记载了如下的液压驱动装置,其构成为,即使向开口面积减少方向动作而滑阀到达至行程终点,也不使压力补偿阀完全闭合。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献1:日本特开2007-24103号公报

[0007] 专利文献2:日本特开平7-76861号公报

[0008] 但是,在上述以往技术中具有如下的问题。

[0009] 如上所述,在进行以往(例如如专利文献1所述)的负载传感控制的液压驱动装置中,分别由压力补偿阀将多个流量控制阀的前后压差保持为规定压差,并能够在同时驱动多个执行机构的复合操作时,不论负荷压力的大小均以与流量控制阀的开口面积对应的比例向多个执行机构供给液压油。

[0010] 但是,对于液压泵的排出流量存在上限,即存在最大可能排出流量,因此,在同时驱动多个执行机构的复合操作时,会产生当液压泵到达至最大可能排出流量时液压泵的排出流量不足的状态(以下称为饱和)。

[0011] 在专利文献1所述的液压驱动装置中,将液压泵的排出压力和多个执行机构的最高负荷压力之间的压差(以下称为负载传感压差)作为目标补偿压差而向压力补偿阀的开口面积增加方向动作的受压部引导,并将压力补偿阀的各自的目标补偿压差设定为与负载传感压差相当的相同值,而使流量控制阀的前后压差保持为该负载传感压差。由此在同时驱动多个执行机构的复合操作时产生了饱和的情况下,根据饱和的程度负载传感压差也会降低,多个压力补偿阀的目标补偿压差(即流量控制阀的前后压差)均变小,由此,能够将液压泵的排出流量按各自的执行机构所要求的流量的比进行再分配。

[0012] 但是,在如专利文献1所记载的液压驱动装置那样构成为压力补偿阀在开口面积减少方向的行程终点处完全闭合的情况下,当因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合

操作而产生饱和时,低负荷压力侧的压力补偿阀会极端地收紧或闭合,而有可能导致低负荷侧的执行机构减速、停止。

[0013] 在专利文献2所述的液压驱动装置中,由于压力补偿阀构成为在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合,所以即使因如上述的复合操作而产生饱和,低负荷侧的压力补偿阀也不会极端地收紧或紧闭,能够防止低负荷侧的执行机构减速、停止。

[0014] 但是,在专利文献2所述的液压驱动装置中,具有这样的问题:在因两个执行机构的负荷压力的差进一步变大的复合操作而产生了饱和的情况下,主泵的排出流量的大部分被低负荷压力侧的执行机构所夺取,高负荷压力侧的执行机构会停止。

[0015] 例如,在行驶中对行驶以外执行机构(例如动臂、斗杆、铲斗的液压缸)进行驱动时,特别是在上坡等行驶负荷压力变大的条件下,液压泵的排出流量会完全流向比行驶马达负荷压力低的动臂液压缸、斗杆液压缸、铲斗液压缸等执行机构,而会发生行驶停止。

[0016] 而且,在行驶中和铲板的复合操作中,若在行驶中突然操作铲板,则液压油会瞬间地流向铲板液压缸,由此,行驶会减速、停止而会损害操作感。

[0017] 即使在行驶马达以外,例如与铲斗交换来使用的粉碎机等在附加装置中所具有的预备的执行机构,大多是负荷压力变高、且负荷压力的差会因与其他执行机构(例如动臂、斗杆、铲斗的液压缸)的复合操作而变大的执行机构,由此会发生同样的问题。

发明内容

[0018] 本发明的目的在于,提供一种工程机械的液压驱动装置,在进行负载传感控制的液压驱动装置中,在因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合操作而产生了饱和的情况下,防止低负荷压力侧的压力补偿阀的完全闭合而防止低负荷压力侧的执行机构的减速、停止,并且也确保对高负荷压力的执行机构所必要的量的液压油,而防止高负荷压力执行机构的减速、停止,而能够得到良好的复合操作性。

[0019] 在本说明书中,液压驱动装置为如行驶马达或粉碎机等预备的执行机构那样地负荷压力变高的执行机构,并具有如专利文献2所述那样在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合的压力补偿阀,在该液压驱动装置中,将如下的执行机构称为“特定的执行机构”:在进行负荷压力的差会变大的复合操作而产生了饱和的情况下,主泵的排出流量的大部分被低负荷压力侧的执行机构所夺取而有可能会停止。

[0020] 为了实现上述目的,本发明提供一种工程机械的液压驱动装置,其具有:可变容量型的液压泵;多个执行机构,由从该液压泵排出的液压油来驱动;多个流量控制阀,控制从所述液压泵向多个所述执行机构供给的液压油的流量;多个操作装置,其与多个所述执行机构对应地设置,并具有遥控阀,该遥控阀生成用于驱动多个所述流量控制阀的操作先导压;多个压力补偿阀,分别控制多个所述流量控制阀的前后压差;和泵控制装置,其负载传感控制所述液压泵的容量,以使所述液压泵的排出压力比多个所述执行机构的最高负荷压力仅高出目标压差,多个所述压力补偿阀是在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合型的压力补偿阀,其中,所述工程机械的液压驱动装置具有先导一次压回路,其向多个所述操作装置的遥控阀供给作为先导液压源压力的先导一次压,所述先导一次压回路具有:第一回路,其向多个所述操作装置中与特定的执行机构对应的特定的操作装置的遥控阀供给所述先导一次压;和第二回路,其向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给所

述先导一次压,所述第二回路在所述特定的操作装置没有被操作时,将所述先导一次压不做改变地向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,在所述特定的操作装置被操作时,将所述先导一次压减压而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给。

[0021] 在这样构成的本发明中,多个压力补偿阀是在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合型的压力补偿阀,由此,能够在因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合操作而产生饱和的情况下,防止低负荷压力侧的压力补偿阀的紧闭,而防止低负荷压力侧的执行机构的减速、停止。

[0022] 而且,第二回路在特定的操作装置没有被操作时,将先导一次压不做改变地向特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,并在特定的操作装置被操作时,将先导一次压减压而向特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,由此,能够抑制液压油向与特定的操作装置以外的操作装置对应的执行机构流入。由此,在因特定的执行机构成为高负荷压力侧且负荷压力的差变大的复合操作而产生饱和的情况下,能够确保对特定的执行机构(高负荷压力的执行机构)所必要的量的液压油,而防止特定的执行机构的减速、停止,从而得到良好的复合操作性。

[0023] 而且,本发明能够以各种结构来实现上述第二回路。

[0024] 例如,所述第二回路具有:不做改变地引导所述先导一次压的第三回路;将所述先导一次压减压而引导的第四回路;和切换阀,其将所述第三回路与所述第四回路的压力切换而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导。

[0025] 在该情况下,所述第四回路具有将所述先导一次压减压的减压阀。而且,也可以为,所述第四回路具有将所述先导一次压减压的节流回路。

[0026] 而且,也可以为,所述第二回路具有:第五回路,该第五回路具有先导作动式减压阀,并在引导至所述先导作动式减压阀的先导压为第一压力的情况下,将所述先导一次压不做改变地向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导,且在引导至所述先导作动式减压阀的先导压切换为第二压力的情况下,将所述先导一次压减压而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀引导;和第六回路,其具有切换阀,该切换阀将引导至所述先导作动式减压阀的先导压切换为所述第一压力与所述第二压力。

[0027] 并且,优选为,还具有操作检测装置,其检测多个所述操作装置中与特定的执行机构对应的特定的操作装置的操作,所述第二回路在所述操作检测装置没有检测到所述特定的操作装置的操作的情况下,将所述先导一次压不做改变地向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给,在所述操作检测装置检测到所述特定的操作装置的操作的情况下,将所述先导一次压减压而向所述特定的操作装置以外的操作装置的遥控阀供给。

[0028] 而且,液压驱动装置作为操作检测装置还具有往复滑阀,其检测多个所述操作装置中与特定的执行机构对应的特定的操作装置的遥控阀所生成的操作先导压,并作为液压信号而将其输出,在该情况下,所述切换阀是通过所述液压信号进行切换的液压切换阀。

[0029] 也可以为,液压驱动装置作为操作检测装置还具有压力传感器,其检测多个所述操作装置中与特定的执行机构对应的特定的操作装置的遥控阀所生成的操作先导压,并作为电信号而将其输出,在该情况下,所述切换阀是基于所述电信号而动作的电磁切换阀。

[0030] 也可以为,液压驱动装置还具有能够切换为第一位置与第二位置的手动选择装置,所述第二回路在所述手动选择装置位于所述第一位置的情况下,使对所述特定的操作

装置被操作时的所述先导一次压进行减压的功能有效,并当所述手动选择装置切换为所述第二位置时,使对所述特定的操作装置被操作时的所述先导一次压进行减压的功能无效。

[0031] 发明的效果

[0032] 根据本发明,在进行负载传感控制的液压驱动装置中,在因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合操作而产生饱和的情况下,能够防止低负荷压力侧的压力补偿阀的紧闭,而防止低负荷压力侧的执行机构的减速、停止,并且也能够确保对高负荷压力的执行机构所必要的量的液压油,而防止高负荷压力执行机构的减速、停止,从而得到良好的复合操作性。

附图说明

[0033] 图1A是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置的图。

[0034] 图1B是放大表示多个操作装置和其先导回路部分的图。

[0035] 图2是表示作为工程机械的液压挖掘机的外观的图。

[0036] 图3A是表示遥控阀所生成的操作先导压相对于操作装置的杆操作量的关系(操作先导压特性)的图。

[0037] 图3B是表示流量控制阀的滑阀行程相对于操作装置的遥控阀所生成的操作先导压的关系(滑阀行程特性)的图。

[0038] 图3C是表示流量控制阀2的开口面积相对于流量控制阀的滑阀行程的关系(开口面积特性)的图。

[0039] 图4是表示在本发明的第二实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分的图。

[0040] 图5是表示在本发明的第三实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分的图。

[0041] 图6是表示在本发明的第四实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分的图。

[0042] 图7是表示在本发明的第五实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分的图。

具体实施方式

[0043] 以下,依照附图来说明本发明的实施方式。

[0044] <液压挖掘机>

[0045] 在图2中表示液压挖掘机的外观。

[0046] 在图2中,作为工作机械被熟知的液压挖掘机具有:上部旋转体300;下部行驶体301;和摆动式的前作业机302,前作业机302由动臂306、斗杆307、铲斗308构成。上部旋转体300能够通过旋转马达7的旋转而在下部行驶体301上旋转。在上部旋转体300的前部安装有摆动柱303,在该摆动柱303上能够上下运动地安装有前作业机302。摆动柱303通过摆动液压缸9(参照图1)的伸缩而能够相对于上部旋转体300沿水平方向转动,前作业机302的动臂306、斗杆307、铲斗308通过动臂液压缸10、斗杆液压缸11、铲斗液压缸12的伸缩而能够沿上下方向转动。下部行驶体301具有中央构架304,在该中央构架304上安装有通过铲板液压缸

8(参照图1A)的伸缩而进行上下动作的铲板305。下部行驶体301通过行驶马达5、6的旋转来驱动左右的履带310、311从而进行行驶。

[0047] <第一实施方式>

[0048] 在图1A中表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置。

[0049] ~基本构成~

[0050] 首先,说明本实施方式的液压驱动装置的基本构成。

[0051] 本实施方式的液压驱动装置具有:发动机1;由发动机1驱动的主液压泵(以下称为主泵)2;与主泵2连动地由发动机1驱动的先导泵3;由从主泵2排出的液压油驱动的作为多个执行机构5、6、7、8、9、10、11、12的左右的行驶马达5、6、旋转马达7、铲板液压缸8、摆动液压缸9、动臂液压缸10、斗杆液压缸11、铲斗液压缸12;和控制阀4。本实施方式的液压挖掘机例如是迷你液压挖掘机。

[0052] 控制阀4具有:多个阀构件(valve section)13、14、15、16、17、18、19、20,其与主泵2的供给油路2a连接,并分别控制从主泵2向各个执行机构供给的液压油的方向与流量;多个往复滑阀22a、22b、22c、22d、22e、22f、22g,选择多个执行机构5、6、7、8、9、10、11、12的负荷压力中最高的负荷压力(以下,称为最高负荷压力) PL_{max} 而向信号油路21输出;主溢流阀23,连接于与主泵2的供给油路2a连接的阀内供给油路4a,并限制主泵2的最高排出压力(最高泵压);压差减压阀24,与先导液压源33(后述)连接,将供给油路4a以及信号油路21的压力作为信号压力输入,并将主泵2的排出压力(泵压) P_d 和最高负荷压力 PL_{max} 之间的压差 PLS 作为绝对压输出;和卸荷阀25,与阀内供给油路4a连接,将供给油路4a以及信号油路21的压力作为信号压力输入,并在泵压 P_d 和最高负荷压力 PL_{max} 之间的压差 PLS 超过由弹簧25a设定的某个固定值时,将主泵2的排出流量的一部分返回至油箱T,而将压差 PLS 保持为由弹簧25a设定的固定值以下。卸荷阀25以及主溢流阀23的出口侧与阀内油箱油路29连接,并经由该油路29与油箱T连接。

[0053] 阀构件13由流量控制阀26a和压力补偿阀27a构成,阀构件14由流量控制阀26b和压力补偿阀27b构成,阀构件15由流量控制阀26c和压力补偿阀27c构成,阀构件16由流量控制阀26d和压力补偿阀27d构成,阀构件17由流量控制阀26e和压力补偿阀27e构成,阀构件18由流量控制阀26f和压力补偿阀27f构成,阀构件19由流量控制阀26g和压力补偿阀27g构成,阀构件20由流量控制阀26h和压力补偿阀27h构成。

[0054] 流量控制阀26a~26h分别控制从主泵2向各个执行机构5~12供给的液压油的方向和流量,压力补偿阀27a~27h分别控制流量控制阀26a~26h的前后压差。

[0055] 压力补偿阀27a~27h具有目标压差设定用的开阀侧受压部28a、28b、28c、28d、28e、28f、28g、28h,压差减压阀24的输出压力被引导至该受压部28a~28h,通过液压泵压 P_d 和最高负荷压力 PL_{max} 之间的压差 PLS 的绝对压(以下称为绝对压 PLS)来设定目标补偿压差。通过这样地将流量控制阀26a~26h的前后压差控制为相同压差 PLS 这一值,从而压力补偿阀27a~27h进行控制,以使流量控制阀26a~26h的前后压差变得等于液压泵压 P_d 和最高负荷压力 PL_{max} 的压差 PLS 。由此在同时驱动多个执行机构的复合操作时,不论执行机构5~12的负荷压力的大小,都能够与流量控制阀26a~26h的开口面积比对应地分配主泵2的排出流量,而确保复合操作性。而且,在成为主泵2的排出流量不满足要求流量的饱和状态的情况下,压差 PLS 会与该供给不足的程度对应地下降,并相应地,压力补偿阀27a~27h所控

制的流量控制阀26a~26h的前后压差以相同比例下降而使流量控制阀26a~26h的通过流量以相同比例减少,由此,该情况下也能够与流量控制阀26a~26h的开口面积比对应地分配主泵2的排出流量,而确保复合操作性。

[0056] 如从图1A的标识显示可知,压力补偿阀27a~27h是在开口面积减少方向(图示左方向)的行程终点处不完全闭合型的压力补偿阀。

[0057] 而且,液压驱动装置具有:发动机转速检测阀30,与先导泵3的供给油路3a连接,且与先导泵3的排出流量对应地输出绝对压;先导液压源33,与发动机转速检测阀30的下游侧连接,且具有将先导油路31的压力恒定地保持的先导溢流阀32;和操作装置34a、34b、34c、34d、34e、34f、34g、34h,与先导油路31连接,且具有用于生成操作先导压(先导二次压)a、b、c、d、e、f、g、h、i、j、k、l、m、n、o、p的遥控阀34a-2、34b-2、34c-2、34d-2、34e-2、34f-2、34g-2、34h-2(参照图1B),其中,该操作先导压(先导二次压)a、b、c、d、e、f、g、h、i、j、k、l、m、n、o、p用于将先导液压源32的压力作为原始压力(先导一次压)来操作流量控制阀26a~26h。

[0058] 发动机转速检测阀30具有:节流要素(固定节流部)30f,设在将先导泵3的供给油路3a与先导油路31连接的油路上;流量检测阀30a,与节流要素30f并列地连接;和压差减压阀30b。流量检测阀30a的输入侧与先导泵3的供给油路3a连接,流量检测阀30a的输出侧与先导油路31连接。流量检测阀30a具有随着通过流量增大而使开口面积变大的可变节流部30c,先导泵3的排出油从节流要素30f以及流量检测阀30a的可变节流部30c的双方通过而向先导油路31侧流动。这时,在节流要素30f以及流量检测阀30a的可变节流部30c上产生随着通过流量增大而变大的前后压差,压差减压阀30b将该前后压差作为绝对压 P_a 而输出。由于先导泵3的排出流量根据发动机1的转速而变化,所以通过检测节流要素30f以及可变节流部30c的前后压差,而能够检测先导泵3的排出流量,从而能够检测发动机1的转速。而且,可变节流部30c构成为,随着通过流量增大(随着前后压差变高)而使开口面积变大,由此随着通过流量增大而使前后压差的上升程度变缓。

[0059] 主泵2是可变容量型的液压泵,具有用于控制其倾转角(容量)的泵控制装置35。泵控制装置35由泵扭矩控制部35A和LS控制部35B构成。

[0060] 泵扭矩控制部35A具有扭矩控制倾转执行机构35a,扭矩控制倾转执行机构35a以当主泵2的排出压力变高时使主泵2的倾转角(容量)减小的方式驱动主泵2的斜盘(容量可变部件)2s,而进行限制以使主泵2的输入扭矩不超过预先设定的最大扭矩。由此限制主泵2的消耗马力,防止基于超负荷而造成的发动机1的停止(发动机熄火;engine stall)。

[0061] LS控制部35B具有LS控制阀35b以及LS控制倾转执行机构35c。

[0062] LS控制阀35b具有对置的受压部35d、35e,由发动机转速检测阀30的压差减压阀30b所生成的绝对压 P_a 作为负载传感控制的目标压差(目标LS压差)而经由油路40引导至受压部35d,由压差减压阀24所生成的绝对压PLS(主泵2的排出压力 P_d 与最高负荷压力 PL_{max} 的压差PLS)作为反馈压差而引导至受压部35e。LS控制阀35b在绝对压PLS变得比绝对压 P_a 高时($PLS > P_a$),将先导液压源33的压力向LS控制倾转执行机构35c引导,在绝对压PLS变得比绝对压 P_a 低时($PLS < P_a$),使LS控制倾转执行机构35c与油箱T连通。LS控制倾转执行机构35c当先导液压源33的压力被引导来时,驱动主泵2的斜盘2s以使主泵2的倾转角减小,并在与油箱T连通时,驱动主泵2的斜盘2s以使主泵2的倾转角增大。由此控制主泵2的倾转角(容量)以使主泵2的排出压力 P_d 比最高负荷压力 PL_{max} 仅高出绝对压 P_a (目标压差)。

[0063] 在这里,由于绝对压 P_a 是根据发动机转速而变化的值,所以将绝对压 P_a 作为负载传感控制的目标压差来使用,并将压力补偿阀27a~27h的目标补偿压差通过主泵2的排出压力 P_d 与最高负荷压力 P_{Lmax} 之间的压差的绝对压 PLS 来设定,由此,能够实现与发动机转速对应的执行机构速度的控制。

[0064] 卸荷阀25的弹簧25a的设定压被设定为,与发动机1为额定最高转速时的由发送机转速检测阀30的压差减压阀30b生成的绝对压 P_a (负载传感控制的目标压差)相比稍微高。

[0065] 图1B是放大表示操作装置34a、34b、34c、34d、34e、34f、34g、34h和其先导回路部分的图。

[0066] 操作装置34a具有操作杆34a-1和遥控阀34a-2,遥控阀34a-2具有1对减压阀 P_{Va} 、 P_{Vb} 。当将操作杆34a-1向图示右方向操作时,遥控阀34a-2的减压阀 P_{Va} 动作而生成大小与操作杆34a-1的操作量对应的操作先导压 a ,当将操作杆34a-1向图示左方向操作时,遥控阀34a-2的减压阀 P_{Vb} 动作而生成大小与操作杆34a-1的操作量对应的操作先导压 b 。

[0067] 操作装置34b~34h也同样地构成。即操作装置34b~34h分别具有操作杆34b-1、34c-1、34d-1、34e-1、34f-1、34g-1、34h-1和遥控阀34b-2、34c-2、34d-2、34e-2、34f-2、34g-2、34h-2,当将操作杆34b-1、34c-1、34d-1、34e-1、34f-1、34g-1、34h-1向图示右方向操作时,遥控阀34b-2、34c-2、34d-2、34e-2、34f-2、34g-2、34h-2的减压阀 P_{Vc} 、 P_{Ve} 、 P_{Vg} 、 P_{Vi} 、 P_{Vk} 、 P_{Vm} 、 P_{Vo} 分别动作而生成大小与操作杆34b-1、34c-1、34d-1、34e-1、34f-1、34g-1、34h-1的操作量对应的操作先导压 c 、 e 、 g 、 i 、 k 、 m 、 o ,当将操作杆34b-1、34c-1、34d-1、34e-1、34f-1、34g-1、34h-1向图示左方向操作时,遥控阀34b-2、34c-2、34d-2、34e-2、34f-2、34g-2、34h-2的减压阀 P_{Vd} 、 P_{Vf} 、 P_{Vh} 、 P_{Vj} 、 P_{Vl} 、 P_{Vn} 、 P_{Vp} 分别动作而生成大小与操作杆34b-1、34c-1、34d-1、34e-1、34f-1、34g-1、34h-1的操作量对应的操作先导压 d 、 f 、 h 、 j 、 l 、 n 、 p 。

[0068] ~特征构成~

[0069] 接下来,说明本实施方式的液压驱动装置的特征构成。

[0070] 本实施方式的液压驱动装置作为其特征构成而具有先导一次压回路40,其对操作装置34a、34b、34c、34d、34e、34f、34g、34h的遥控阀34a-2、34b-2、34c-2、34d-2、34e-2、34f-2、34g-2、34h-2供给作为先导液压源33的压力的先导一次压,且该先导一次压回路40具有:第一回路41,向行驶的操作装置34a、34b的遥控阀34a-2、34b-2供给先导一次压;和第二回路42,向行驶操作装置以外的操作装置(以下简单地称为行驶以外的操作装置)34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2供给先导一次压。

[0071] 第二回路42构成为,在行驶的操作装置34a、34b没有被操作时,将先导一次压不做改变地向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2供给,在行驶的操作装置34a、34b被操作时,将先导一次压减压而向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2供给。

[0072] 行驶马达5、6是特定的执行机构,行驶的操作装置34a、34b是多个操作装置34a~34h中与特定的执行机构(行驶马达5、6)对应的特定的操作装置。而且,在本说明书中,特定的执行机构是指如下的执行机构:在进行同时驱动该特定执行机构和其他执行机构的复合操作时,其他的执行机构成为低负荷压力侧,且特定的执行机构的负荷压力提高到使其他的执行机构(低负荷侧的执行机构)的压力补偿阀动作至行程终点附近为止的程度。

[0073] 而且,本实施方式的液压驱动装置还具有检测行驶的操作装置34a、34b的操作的

操作检测装置43,该操作检测装置43具有检测行驶的操作装置34a、34b的遥控阀34a-2、34b-2所生成的操作先导压(行驶的操作先导压)并作为液压信号而输出的往复滑阀48a、48b、48c。第二回路42具有:将先导一次压不做改变地引导的第三回路44;将先导一次压减压而引导的第四回路45;和切换阀46,切换第三回路44的压力和第四回路45的压力而向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2引导,第四回路45具有将先导一次压减压的减压阀47,切换阀46具有先导受压部46a,来自往复滑阀48a、48b、48c的液压信号经由油路48d而引导至该先导受压部46a。

[0074] 在行驶的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1没有被操作,而没有生成行驶的操作先导压时,切换阀46位于图示右侧的第一位置,第三回路44与到达至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2的回路49连通,先导一次压被不做改变地向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2引导。在行驶的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作,而生成行驶的操作先导压时,行驶的操作先导压向切换阀46的先导受压部46a被引导,切换阀46切换为图示左侧的第二位置,第四回路45与到达至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2为止的回路49连通,先导一次压被减压阀47减压而向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2引导。

[0075] 图3A~图3C是表示流量控制阀26c~26h的开口面积与此时的操作装置34c~34h的杆操作量对应的变化的图。

[0076] 在行驶的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1没有被操作时,由于没有生成行驶的操作先导压,所以切换阀46位于图示右侧的第一位置,先导液压源33的先导一次压不做改变地向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2引导。由此,当行驶以外的操作装置34c~34h的操作杆34c-1~34h-1被操作时,遥控阀34c-2~34h-2所生成的操作先导压、行驶以外的流量控制阀26c~26h的滑阀行程以及开口面积分别如图3A的特性A1、图3B的特性A2以及图3C的特性A3所示地变化。即,操作先导压随着杆操作量增大而从最小压力 P_{pmin} 增大到最大压力 P_{pmax} (图3A的特性A1),行驶以外的流量控制阀26c~26h的滑阀行程随着操作先导压增大而从零增大到最大 S_{max} (图3B的特性A2),入口节流(meter-in)的开口面积随着滑阀行程增大而从零增大到最大 A_{max} (图3C的特性A3)。

[0077] 另一方面,在行驶的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时,由于生成行驶的操作先导压且切换阀46切换为图示左侧的第二位置而将先导液压源33的先导一次压减压,所以当行驶以外的操作装置34c~34h的操作杆34c-1~34h-1被操作时,遥控阀34c-2~34h-2所生成的操作先导压、行驶以外的流量控制阀26c~26h的滑阀行程以及开口面积分别如图3A的特性B1、图3B的特性B2以及图3C的特性B3所示地变化。即,虽然操作先导压随着杆操作量增大而增大,但是当杆操作量增大到中间的操作量 X_a 且操作先导压上升到 P_{pa} 之后,即使从此继续增大杆操作量,操作先导压也不会继续增大,操作先导压为 P_{pa} 而固定(图3A的特性B1)。操作先导压 P_{pa} 是与先导一次压的被减压的压力(通过减压阀47减压的压力)相等的压力。

[0078] 该结果为,行驶以外的流量控制阀26c~26h的滑阀行程从零仅增大至与操作先导压 P_{pa} 相当的中间行程 Str 为止,行驶以外的流量控制阀26c~26h的最大行程被限制在中间行程 Str (图3B的特性B2),入口节流的开口面积也被限制为与中间行程 Str 对应的中间的开口面积 A_{str} (图3C的特性B3)。由此在操作了行驶的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、

34b-1来进行行驶时,即使操作行驶以外的操作装置34c~34h的操作杆34c-1~34h-1,行驶以外的流量控制阀26c~26h的入口节流的开口面积也被限制,而限制流量控制阀26c~26h的要求流量。

[0079] ~基本构成的动作~

[0080] 首先,说明本实施方式的液压驱动装置的基本构成的动作。

[0081] <所有的操作杆为中立的时候>

[0082] 在所有的操作装置34a~34h的操作杆34a-1~34h-1位于中立位置的情况下,所有的流量控制阀26a~26h位于中立位置,液压油没有供给至执行机构5~12。而且,流量控制阀26a~26h位于中立位置时,由往复滑阀22a~22g检测到的最高负荷压力 PL_{max} 为油箱压力。

[0083] 来自主泵2的排出油供给到供给油路2a、4a,则供给油路2a、4a的压力上升。在供给油路4a上设有卸荷阀25,当供给油路2a的压力与最高负荷压力 PL_{max} (现在的情况下是油箱压力)相比高出弹簧25a的设定压以上时,卸荷阀25成为打开状态而使供给油路2a的液压油返回至油箱来限制供给油路2a的压力的上升。由此主泵2的排出压力控制在最低压力 P_{min} 。

[0084] 压差减压阀24将主泵2的排出压力 P_d 和最高负荷压力 PL_{max} (现在的情况下是油箱压力)之间的压差 PLS 作为绝对压而输出。发动机转速检测阀30的输出压力和压差减压阀24的输出压力被引导至主泵2的LS控制部35B的LS控制阀35b,则主泵2的排出压力上升,当压差减压阀24的输出压力变得比发动机转速检测阀30的输出压力大时,LS控制阀35b切换为图示右侧的位置上,则先导液压源33的压力被引导至LS控制倾转执行机构35c,而使主泵2的倾转角变小的方式进行控制。但是,在主泵2上设有对该最小倾转角规定的限位器(非图示),由此主泵2保持为由该限位器规定的最小倾转角 q_{min} ,排出最少流量 Q_{min} 。

[0085] <操作杆被操作的情况>

[0086] 在任意的被驱动部件,例如动臂用的操作装置34f的操作杆34f-1被操作的情况下,动臂用的流量控制阀26f被切换,向动臂液压缸10供给液压油,驱动动臂液压缸10。

[0087] 流经流量控制阀26f的流量是由流量控制阀26f的入口节流阀的开口面积和入口节流阀的前后压差所决定的,通过压力补偿阀27f控制入口节流阀的前后压差以使其变得与压差减压阀24的输出压力相等,由此,流经流量控制阀26f的流量(因此为动臂液压缸10的驱动速度)与操作杆的操作量对应地被控制。

[0088] 另一方面,动臂液压缸10的负荷压力由往复滑阀22a~22g作为最高负荷压力而检测到,并传递到压差减压阀24以及卸荷阀25。

[0089] 当动臂液压缸10的负荷压力作为最高负荷压力而引导至卸荷阀25时,与此对应地卸荷阀25的开启压力(cracking pressure)(卸荷阀25开始打开的压力)上升,当供给油路2a的压力比最高负荷压力过度地高出弹簧25a的设定压力以上时,卸荷阀25打开而使供给油路4a的液压油返回至油箱。由此限制供给油路2a、4a的压力比最高负荷压力 PL_{max} 上升至弹簧25a的设定压力以上。

[0090] 当动臂液压缸10开始动作之后,供给油路2a、4a的压力会临时地降低。这时,供给油路2a的压力和动臂液压缸10的负荷压力的差作为压差减压阀24的输出压力而被输出,由此压差减压阀24的输出压力降低。

[0091] 发动机转速检测阀30的输出压力和压差减压阀24的输出压力被引导至主泵2的LS

控制部35B的LS控制阀35b,当压差减压阀24的输出压力降低到比发动机转速检测阀30的输出压力更低时,LS控制阀35b切换为图示左侧的位置,使LS控制倾转执行机构35c与油箱T连通而使LS控制倾转执行机构35c的液压油返回至油箱,而以使主泵2的倾转角增加的方式进行控制,而主泵2的排出流量会增加。该主泵2的排出流量的增加持续进行直到压差减压阀24的输出压力与发动机转速检测阀30的输出压力相等。通过这些一系列的動作,控制成使主泵2的排出压力(供给油路2a、4a的压力)比最高负荷压力 PL_{max} 仅高出发动机转速检测阀30的输出压力(目标压差),将动臂用的流量控制阀26f所要求的流量供给到动臂液压缸10,即进行了所谓的负载传感控制。

[0092] 在两个以上的被驱动部件的操作装置,例如动臂用的操作装置34f和斗杆用的操作装置34g的操作杆34f-1、34g-1被操作的情况下,流量控制阀26f、26g被切换,液压油被供给至动臂液压缸10以及斗杆液压缸11,则动臂液压缸10以及斗杆液压缸11被驱动。

[0093] 动臂液压缸10以及斗杆液压缸11的负荷压力中较高一方的压力,由往复滑阀22a~22g作为最高负荷压力 PL_{max} 而检测到,并传递到压差减压阀24以及卸荷阀25。

[0094] 由往复滑阀22a~22g检测到的最高负荷压力 PL_{max} 被引导至卸荷阀25时的动作,与单独驱动动臂液压缸10时是相同的,卸荷阀25的开启压力与最高负荷压力 PL_{max} 的上升对应地上升,并限制供给油路2a、4a的压力比最高负荷压力 PL_{max} 上升至弹簧25a的设定压力以上。

[0095] 而且,发动机转速检测阀30的输出压力和压差减压阀24的输出压力被引导至主泵2的LS控制部35B的LS控制阀35b,与单独驱动动臂液压缸10时相同地,进行控制以使主泵2的排出压力(供给油路2a、4a的压力)比最高负荷压力 PL_{max} 仅高出发动机转速检测阀30的输出压力(目标压差),将流量控制阀26f、26g所要求的流量供给到动臂液压缸10以及斗杆液压缸11,即进行了所谓的负载传感控制。

[0096] 压差减压阀24的输出压力作为目标补偿压差而被引导至压力补偿阀27a~27h,压力补偿阀27f、27g进行控制以使流量控制阀26f、26g的前后压差变得与主泵2的排出压力和最高负荷压力 PL_{max} 之间的压差相等。由此不论动臂液压缸10以及斗杆液压缸11的负荷压力的大小,都能够以与流量控制阀26f、26g的入口节流阀部的开口面积对应的比例来向动臂液压缸10以及斗杆液压缸11供给液压油。

[0097] 这时,在成为主泵2的排出流量不满足流量控制阀26f、26g所要求的流量的饱和状态的情况下,与饱和的程度对应地压差减压阀24的输出压力(主泵2的排出压力与最高负荷压力 PL_{max} 的压差)降低,随之压力补偿阀27a~27h的目标补偿压差也变小,因此,能够以流量控制阀26f、26g所要求的流量的比来再分配主泵2的排出流量。

[0098] 而且,压力补偿阀27a~27h构成为,在开口面积减少方向(图示左方向)的行程终点处不完全闭合,由此,即使因在动臂液压缸10和斗杆液压缸11的一方的操作中将另一方操作的复合操作而产生饱和,而使低负荷侧的压力补偿阀向开口面积减少方向大幅地动作,也会防止低负荷压力侧的压力补偿阀的紧闭,不会完全地截断液压油,由此能够防止低负荷压力侧的执行机构的减速、停止。

[0099] <将发动机转速降低的情况>

[0100] 以上的动作是发动机1位于最高额定转速时的动作。在将发动机1的转速降低到低速的情况下,由于发动机转速检测阀30的输出压力与之对应地降低,所以LS控制部35B的LS

控制阀35b的目标压差也同样地降低。而且,负载传感控制的结果导致压力补偿阀27a~27h的目标补偿压差也同样地降低。由此主泵2的排出流量和流量控制阀26a~26h的要求流量与发动机转速的降低配合地减少,不会使执行机构5~12的驱动速度变得过快,能够提高在将发动机转速降低的情况下的微操作性。

[0101] ~特征构成的动作~

[0102] 接下来,说明本实施方式的液压驱动装置的特征构成的动作。

[0103] 在行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时,也与上述的复合操作的情况相同地,流量控制阀26a、26b被切换而使液压油供给到行驶马达5、6,并且通过负载传感控制来控制主泵2的排出流量,使流量控制阀26a、26b所要求的流量供给到马达5、6,则液压挖掘机进行行驶。

[0104] 在行驶中为了改变前作业机的姿势而操作了动臂、斗杆、铲斗的某一个,例如操作了斗杆用操作装置34g的操作杆34g-1的情况下,流量控制阀26g被切换而使液压油也供给至斗杆液压缸11,则驱动斗杆液压缸11。

[0105] 并且,行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作而产生了行驶的操作先导压,切换阀46被切换为图示左侧的第二位置,先导液压源33的先导一次压被减压而向斗杆用的操作装置34g的遥控阀34g-2被引导,由此如使用如图3A、图3B、图3C所说明地那样,斗杆用的操作装置34g的遥控阀34g-2所生成的操作先导压被限制为图3A的Ppa,流量控制阀26g的滑阀行程被限制为图3B的Str,入口节流的开口面积被限制为图3C的中间的开口面积Astr,该结果为,即使完全操作斗杆用的操作装置34g的操作杆34g-1,流量控制阀26g的要求流量也会被限制。

[0106] 但是,在压力补偿阀为在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合式的压力补偿阀的以往构成中,当在行驶中操作了其他的被驱动部件(例如动臂、斗杆、铲斗)时,特别是在上坡等行驶负荷压力变大的条件下,负荷压力比行驶马达低的动臂液压缸、斗杆液压缸、铲斗液压缸等低负荷执行机构的压力补偿阀,即使到达至行程终点也会打开,由此,液压泵的排出流量完全流向低负荷的执行机构,会发生行驶减速、停止。

[0107] 对此,在本实施方式中,即使如上所述地完全操作斗杆用的操作装置34g的操作杆34g-1,由于流量控制阀26g的入口节流的开口面积被限制为Astr且要求流量被限制,所以流向低负荷压力的执行机构的流量减少。由此确保对行驶马达5、6所必要的量的液压油,防止行驶减速、停止,而能够得到良好的复合操作性。

[0108] 在行驶中在突然操作铲板用的操作装置34d的操作杆34d-1的情况下,在压力补偿阀为在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合式的压力补偿阀的以往构成中,由于液压油瞬间地流向铲板液压缸8,所以行驶也会减速、停止而产生身体可感觉到的震动,而损害操作感。对此在本实施方式中,与在行驶中为了改变前作业机的姿势而操作了动臂、斗杆、铲斗的某一个的操作装置的操作杆的情况相同地,由于铲板用的流量控制阀26d的要求流量被限制,所以确保对行驶马达5、6所必要的量的液压油,防止行驶的减速、停止,而能够提高操作感。

[0109] ~效果~

[0110] 如以上那样地根据本实施方式,在因两个执行机构的负荷压力的差较大的复合操作而产生饱和的情况下,防止低负荷压力侧的压力补偿阀的紧闭而防止低负荷压力侧的执

行机构的减速、停止,并且在包含作为特定执行机构的行驶马达5、6的驱动在内的行驶复合操作中,通过限制行驶以外的执行机构的操作先导压,而抑制液压油向行驶以外的执行机构流入,而确保对行驶马达必要的量的液压油而防止行驶的减速、停止,能够提高行驶复合操作性。

[0111] <第二实施方式>

[0112] 在图4中表示在本发明的第二实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分。图中,对与在图1B中表示的部件相同的部件赋予相同的附图标记,并省略说明。本实施方式,将先导一次压减压的构成和将先导一次压切换的构成是与第一实施方式不同的。

[0113] 即,本实施方式的液压驱动装置具有先导一次压回路40A,先导一次压回路40A的第二回路42A具有:第五回路52,其具有先导作动式减压阀51;和第六回路54,其具有切换阀53,该切换阀53将引导至先导作动式减压阀51的先导受压部51a的先导压切换为先导液压源33的压力(第一压力)和油箱压力(第二压力),第五回路52构成为,在引导至先导作动式减压阀51的先导受压部51a的先导压是先导液压源33的压力时,将先导一次压不做改变地向行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2引导,并在引导至先导作动式减压阀51的先导受压部51a的先导压切换为油箱压力时,将先导一次压减压而向行驶以外的操作的遥控阀引导。

[0114] 在如此构成的本实施方式中,在行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1没有被操作时,先导液压源33的压力经由切换阀53而引导至先导作动式减压阀51,由此先导作动式减压阀51的出口侧压力不被减压,先导液压源33的压力(先导一次压)供给到行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2。由此不限制流量控制阀26c~26h的滑阀行程(入口节流的开口面积),能够进行通常的掘削动作等动作。

[0115] 在行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时,行驶的操作先导压被引导至切换阀53的先导受压部53a而使切换阀53被切换,引导至先导作动式减压阀51的先导受压部51a的液压油被截断。由此通过先导作动式减压阀51而引导至行驶以外的操作装置的遥控阀34c~34h的一次先导压被减压,流量控制阀26c~26h的滑阀行程(入口节流的开口面积)被限制,且要求流量被限制,由此确保对行驶马达5、6所必要的量的液压油,防止行驶停止,能够得到良好的复合操作性。

[0116] 因此,在本实施方式中也能够得到与第一实施方式同样的效果。

[0117] <第三实施方式>

[0118] 在图5中表示在本发明的第三实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分。图中,对与在图1B中表示的部件相同的部件赋予相同的附图标记,并省略说明。本实施方式中,将先导一次压减压的构成(第四回路)是与第一实施方式不同的。

[0119] 即,本实施方式的液压驱动装置具有先导一次压回路40B,先导一次压回路40B的第二回路42B具有:第三回路61,将先导一次压不做改变地引导;第四回路62,将先导一次压减压而引导;和切换阀63,将第三回路61的压力与第四回路62的压力切换而向行驶以外的操作装置的遥控阀引导,第四回路62具有将先导一次压减压的节流回路64。节流回路64构成为,具有:油路64b,其上游侧与先导油路31连接且下游侧经由低压溢流阀64a而与油箱T连接;设在该油路64b上的两个固定节流阀64c、64d;和连接在两个固定节流阀64c、64d之间

的油路64e,由两个固定节流阀64c、64d减压的中间压被引导至油路64e。

[0120] 先导液压源33的压力(先导一次压)通过固定节流阀64c而保持着由先导溢流阀32(参照图1A)设定的通常压力,在行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1没有被操作时,先导液压源33的压力(先导一次压)经由切换阀63而供给到行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2、34h-2,由此,流量控制阀26c~26h的滑阀行程(入口节流的开口面积)被限制,能够进行通常的掘削动作等动作。

[0121] 在行驶用的操作装置34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时,行驶的操作先导压被引导至切换阀63的先导受压部63a而使切换阀63被切换,由节流回路64的固定节流阀64c、64d减压的压力被引导至行驶以外的操作装置的遥控阀34c~34h。由此流量控制阀26c~26h的滑阀行程(入口节流的开口面积)被限制且要求流量被限制,因此确保对行驶马达5、6所必要的量的液压油,防止行驶停止,而能够得到良好的复合操作性。

[0122] 因此,在本实施方式中也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0123] <第四实施方式>

[0124] 在图6中表示在本发明的第四实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分。图中,对与在图1B中表示的部件相同的部件赋予相同的附图标记,并省略说明。在本实施方式中,切换第三回路与第四回路的构成是与第一实施方式不同的。

[0125] 即,本实施方式的液压驱动装置具有先导一次压回路40C,先导一次压回路40C的第二回路42C取代第一实施方式的液压式的切换阀46而具有电磁切换阀46C和控制器71,操作检测装置43C具有压力传感器72,该压力传感器72检测多个操作装置中行驶的操作装置的遥控阀所生成的操作先导压而输出电信号。压力传感器72的电信号输入至控制器71,控制器71将该电信号转换为电磁切换阀46C的驱动信号并向电磁切换阀46C的螺线管46b输出。

[0126] 电磁切换阀46C在行驶的操作装置(特定的操作装置)34a、34b的操作杆34a-1、34b-1没有被操作而没有从控制器71输出驱动信号时位于图示右侧的第一位置,第三回路44与到达至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2的回路49连通,先导一次压被不做改变地引导至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2。当行驶的操作装置34a、24b的操作杆34a-1、34b-1被操作,而从控制器71输出驱动信号时,电磁切换阀46C动作而切换为图示左侧的第二位置,第四回路45与到达至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2的回路49连通,先导一次压由减压阀47减压而引导至行驶以外的操作装置34c~34h的遥控阀34c-2~34h-2。

[0127] 因此,在本实施方式中也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0128] 此外,在本实施方式中,虽然将图1B的切换阀46设为电磁切换阀,但是,也能够将图4的切换阀53和图5的切换阀63设为电磁切换阀,并设置与本实施方式相同的压力传感器和控制器,并由来自控制器的电信号来切换电磁切换阀。

[0129] <第五实施方式>

[0130] 在图7中表示在本发明的第五实施方式的液压挖掘机的液压驱动装置中的操作装置和其先导回路部分。图中,对与在图1B中表示的部件相同的部件赋予相同的附图标记,并省略说明。在本实施方式中,切换第二回路的切换阀的构成是与第一实施方式不同的。

[0131] 即,本实施方式的液压驱动装置还具有能够切换至第一位置和第二位置的手动选

择装置81。手动选择装置81例如是输出与切换位置对应的电信号的开关。而且,在本实施方式中,先导一次压回路40D的第二回路42D还具有电磁切换阀83,该电磁切换阀83配置在将由操作检测装置43检测到的液压信号向切换阀46的先导受压部46a引导的油路48d上,并基于来自手动选择装置(手动开关)81的电信号而动作。

[0132] 电磁切换阀83在手动选择装置81位于第一位置而没有输出电信号时,位于图示右侧的第一位置,并能够将由操作检测装置43检测到的液压信号引导至切换阀46,并在手动选择装置81被切换为第二位置而向电磁切换阀83的螺线管83a输出有电信号时,切换为图示左侧的第二位置,并不将由操作检测装置43检测到的液压信号向切换阀46引导。由此当手动选择装置81位于第一位置时,将行驶的操作装置(特定的操作装置)34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时的先导一次压减压的功能是有效的,与上述的实施方式相同地,在行驶复合操作时行驶以外的执行机构的操作先导压被减压,能够进行限制要求流量的控制。另一方面,当手动选择装置81切换为第二位置时,将行驶的操作装置(特定的操作装置)34a、34b的操作杆34a-1、34b-1被操作时的先导一次压减压的功能是无效的,即使在行驶复合操作时,对行驶以外的执行机构的操作先导压也不被减压,流量控制阀26c~26h的最大行程不被限制,能够实现以往的动作。

[0133] 在如此构成的本实施方式中,能够根据操作者的喜好或作业的种类来自由地选择是否利用本发明的限制对行驶以外的执行机构的要求流量的控制。

[0134] <其他>

[0135] 以上的实施方式能够在本发明的精神的范围内进行各种变更。例如,在上述实施方式中,说明了特定的执行机构为行驶马达的情况,但在行驶马达以外,只要是如下的执行机构就适用本发明而能够得到同样的效果,该执行机构是在具有在开口面积减少方向的行程终点处不完全闭合的压力补偿阀的液压驱动装置中,在进行负荷压力的差变大的复合操作而产生饱和的情况下,主泵的排出流量的大部分被低负荷压力侧的执行机构夺取而有可能停止的执行机构。例如具有粉碎机等附加装置的预备的执行机构大多负荷压力会变高,通过将预备的执行机构作为特定的执行机构来适用本发明,而在与其他执行机构(例如,动臂、斗杆、铲斗等)的复合操作时限制向其他的执行机构的要求流量,而能够向预备的执行机构优先供给液压油。

[0136] 而且,在以上的实施方式中,虽然说明了工程机械为液压挖掘机的情况,但是在液压挖掘机以外的工程机械(例如液压起重机、轮式挖掘机等)中也能够适用本发明,并能够获得同样的效果。附图标记说明

[0137]	1	发动机
[0138]	2	液压泵(主泵)
[0139]	2a	供给油路
[0140]	3	先导泵
[0141]	3a	供给油路
[0142]	4	控制阀
[0143]	4a	阀内供给油路
[0144]	5~12	执行机构
[0145]	5、6	行驶马达

[0146]	7	旋转马达
[0147]	8	铲板液压缸
[0148]	9	摆动液压缸
[0149]	10	动臂液压缸
[0150]	11	斗杆液压缸
[0151]	12	铲斗液压缸
[0152]	13~20	阀构件
[0153]	21	信号油路
[0154]	22a~22g	往复滑阀
[0155]	23	主溢流阀
[0156]	24	压差减压阀
[0157]	25	卸荷阀
[0158]	25a	弹簧
[0159]	26a~26h	流量控制阀
[0160]	27a~27h	压力补偿阀
[0161]	29	阀内油箱油路
[0162]	30	发动机转速检测阀装置
[0163]	30a	流量检测阀
[0164]	30b	压差减压阀
[0165]	30c	可变节流部
[0166]	30f	固定节流部
[0167]	31	先导油路
[0168]	32	先导溢流阀
[0169]	33	先导液压源
[0170]	34a~34h	操作装置
[0171]	34a-1~34h-1	操作杆
[0172]	34a-2~34h-2	遥控阀
[0173]	35	泵控制装置
[0174]	35A	泵扭矩控制部
[0175]	35B	LS控制部
[0176]	35a	扭矩控制倾转执行机构
[0177]	35b	LS控制阀
[0178]	35c	LS控制倾转执行机构
[0179]	35d、35e	受压部
[0180]	40、40A、40B、40C、40D	先导一次压回路
[0181]	41	第一回路
[0182]	42、42A、42B、42C、42D	第二回路
[0183]	43、43C	操作检测装置
[0184]	44	第三回路

[0185]	45	第四回路
[0186]	46	切换阀
[0187]	46C	电磁切换阀
[0188]	47	减压阀
[0189]	48a、48b、48c	往复滑阀
[0190]	48d	油路
[0191]	51	先导作动式减压阀
[0192]	52	第五回路
[0193]	53	切换阀
[0194]	61	第三回路
[0195]	62	第四回路
[0196]	63	切换阀
[0197]	64	节流回路
[0198]	64a	低压溢流阀
[0199]	64b	油路
[0200]	64c、64d	固定节流阀
[0201]	64e	油路
[0202]	71	控制器
[0203]	72	压力传感器
[0204]	81	手动选择装置(手动开关)
[0205]	83	电磁切换阀
[0206]	300	上部旋转体
[0207]	301	下部行驶体
[0208]	302	前作业机
[0209]	303	摆动柱
[0210]	304	中央构架
[0211]	305	铲板
[0212]	306	动臂
[0213]	307	斗杆
[0214]	308	铲斗
[0215]	310、311	履带

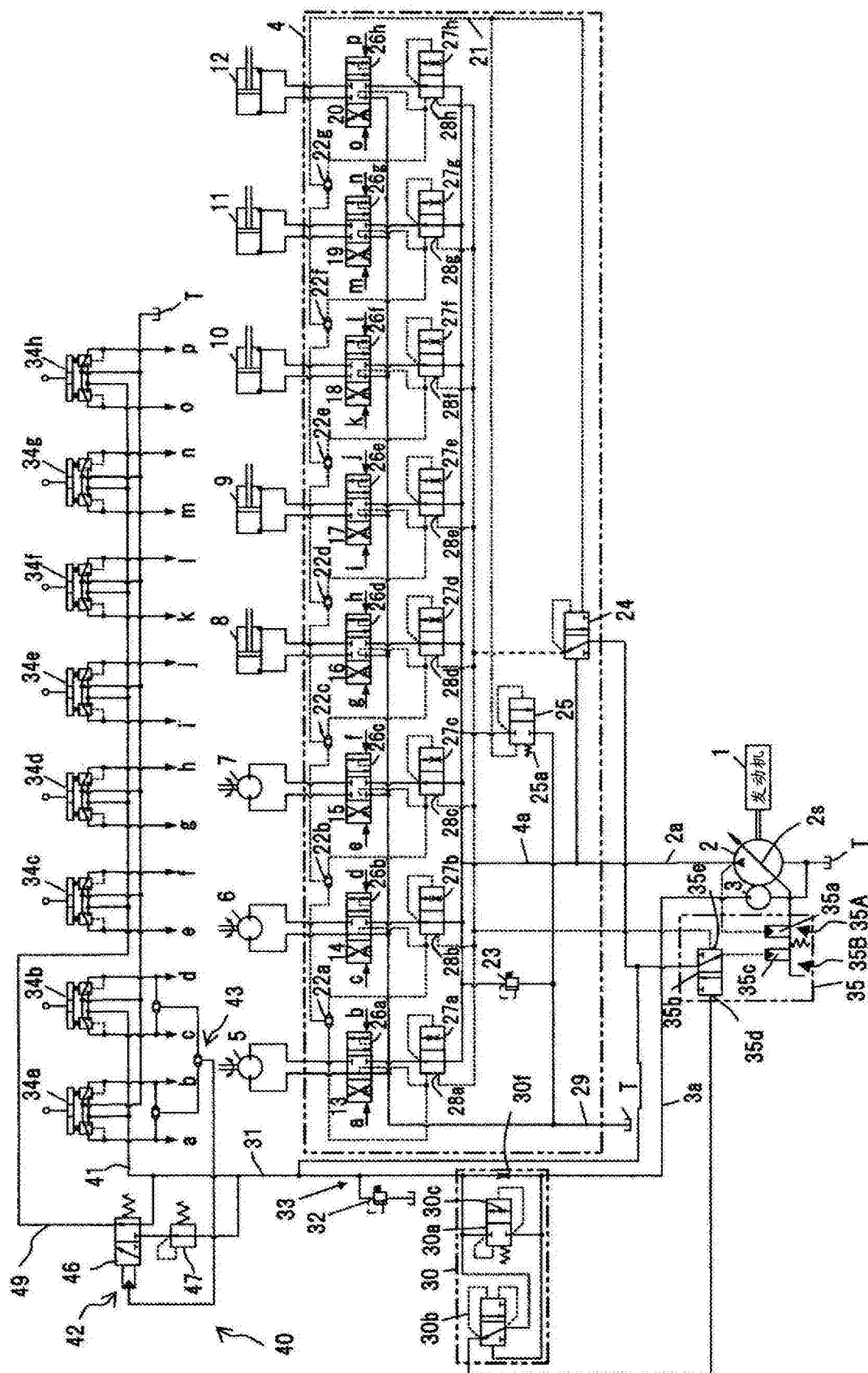


图1A

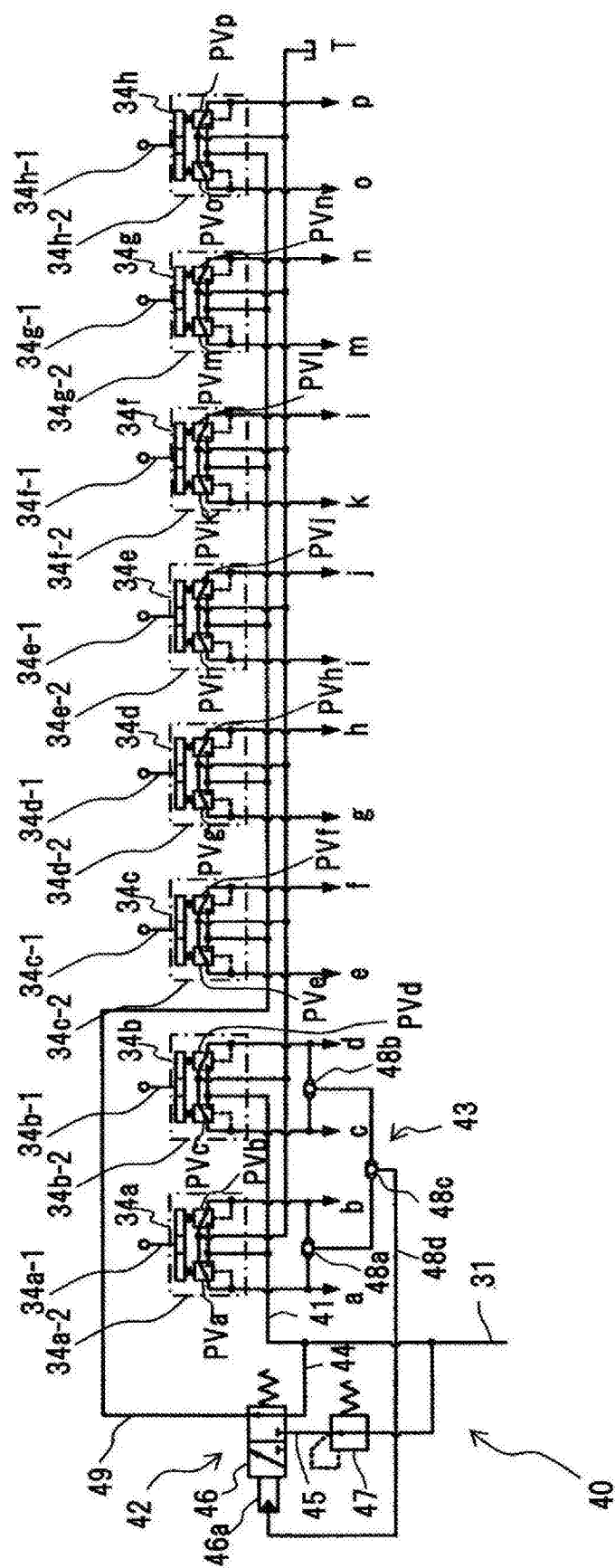


图 1B

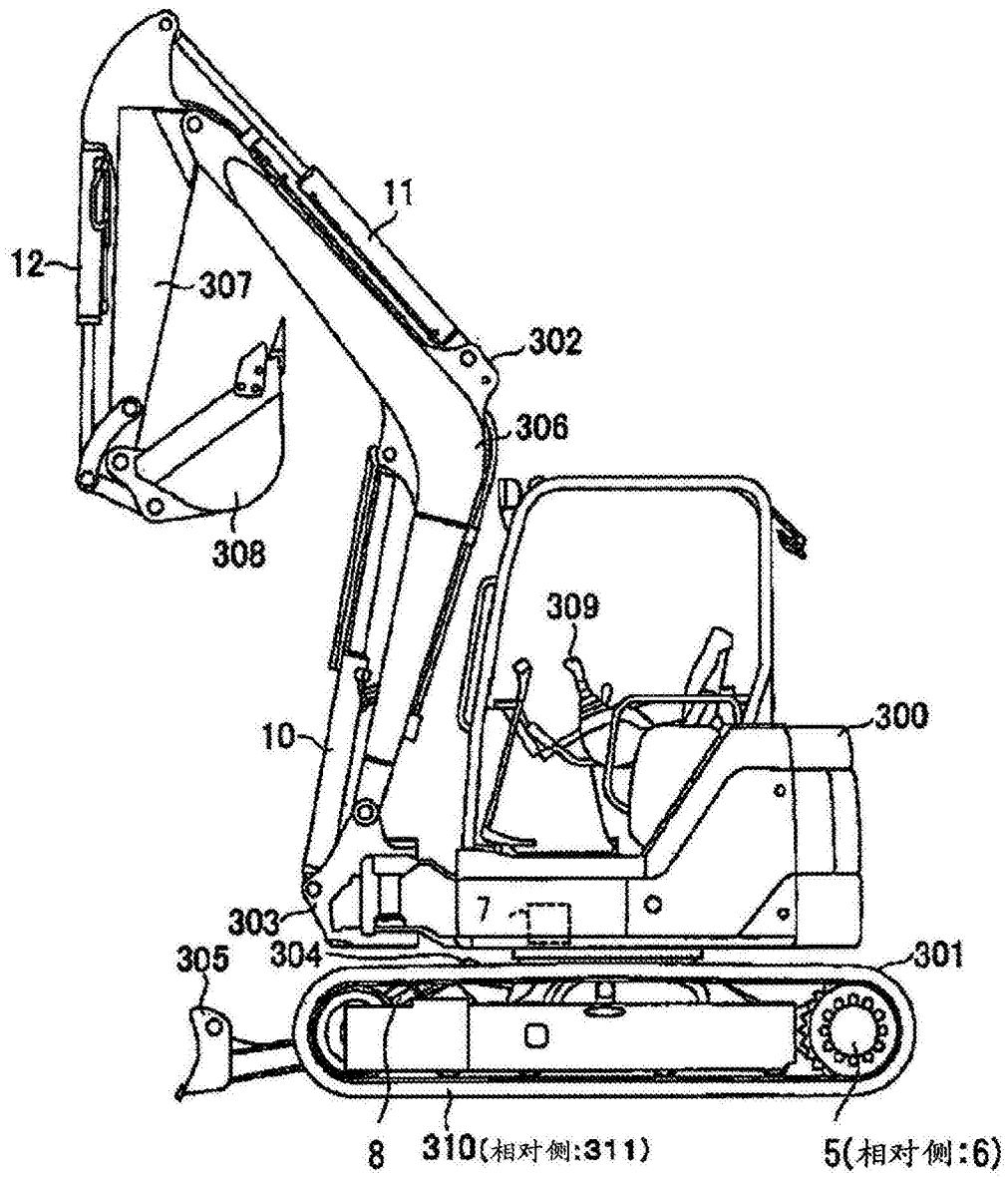


图2

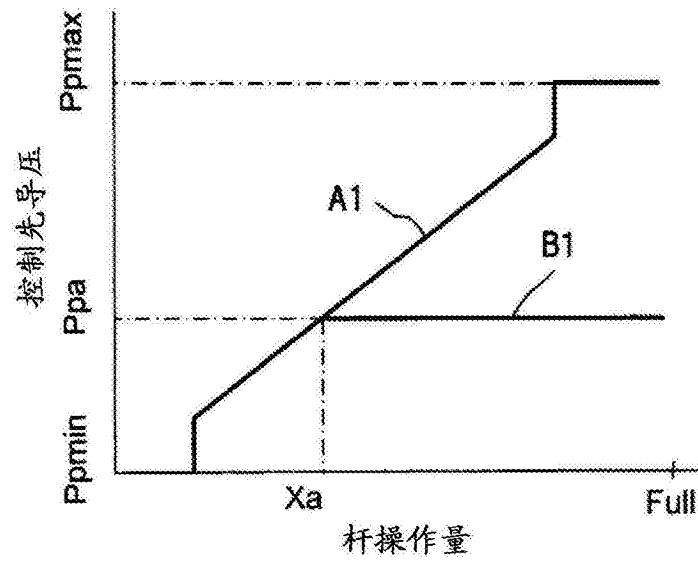


图3A

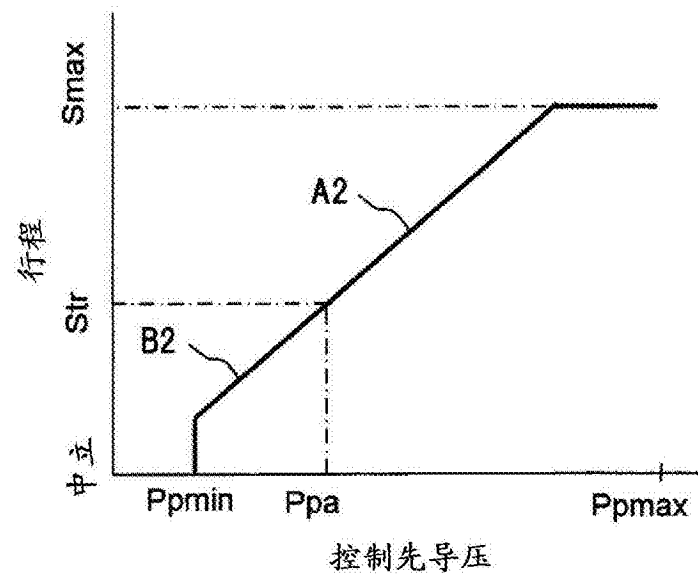


图3B

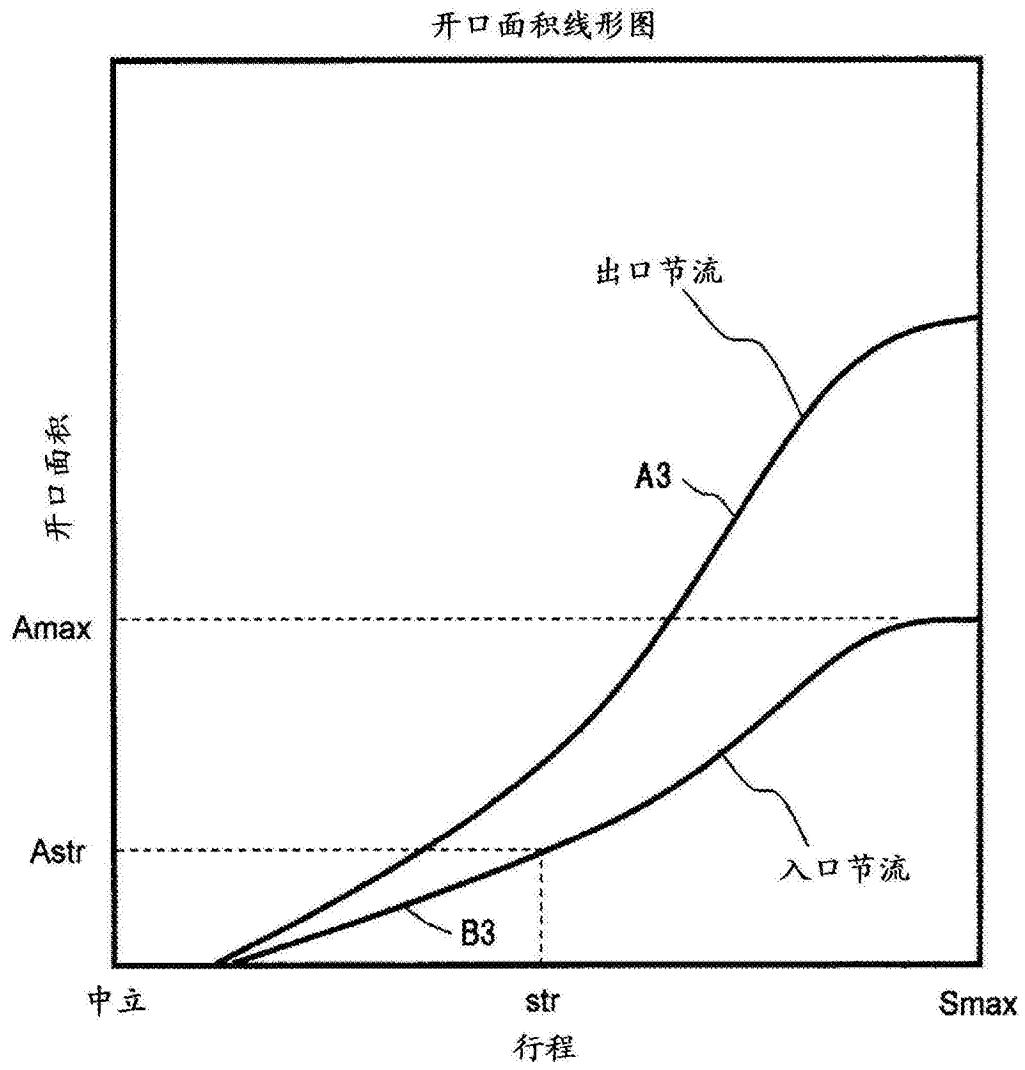


图3C

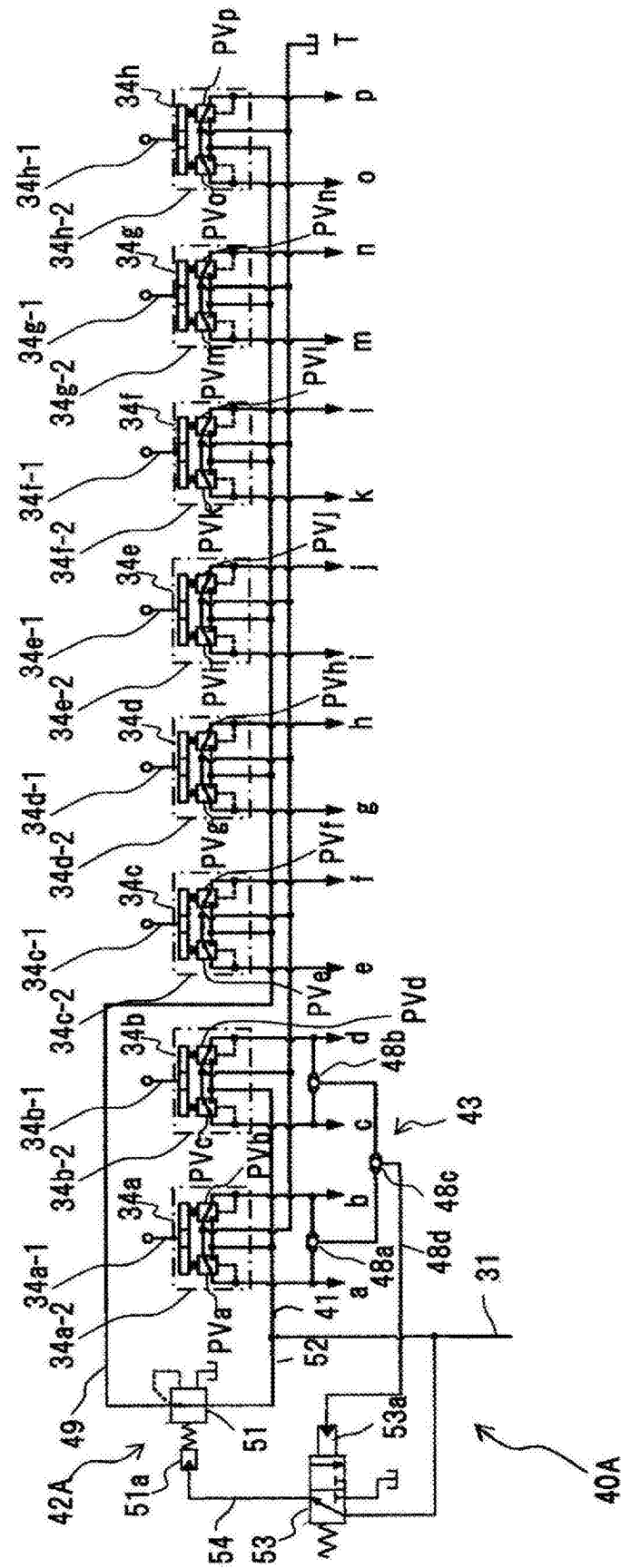


图4

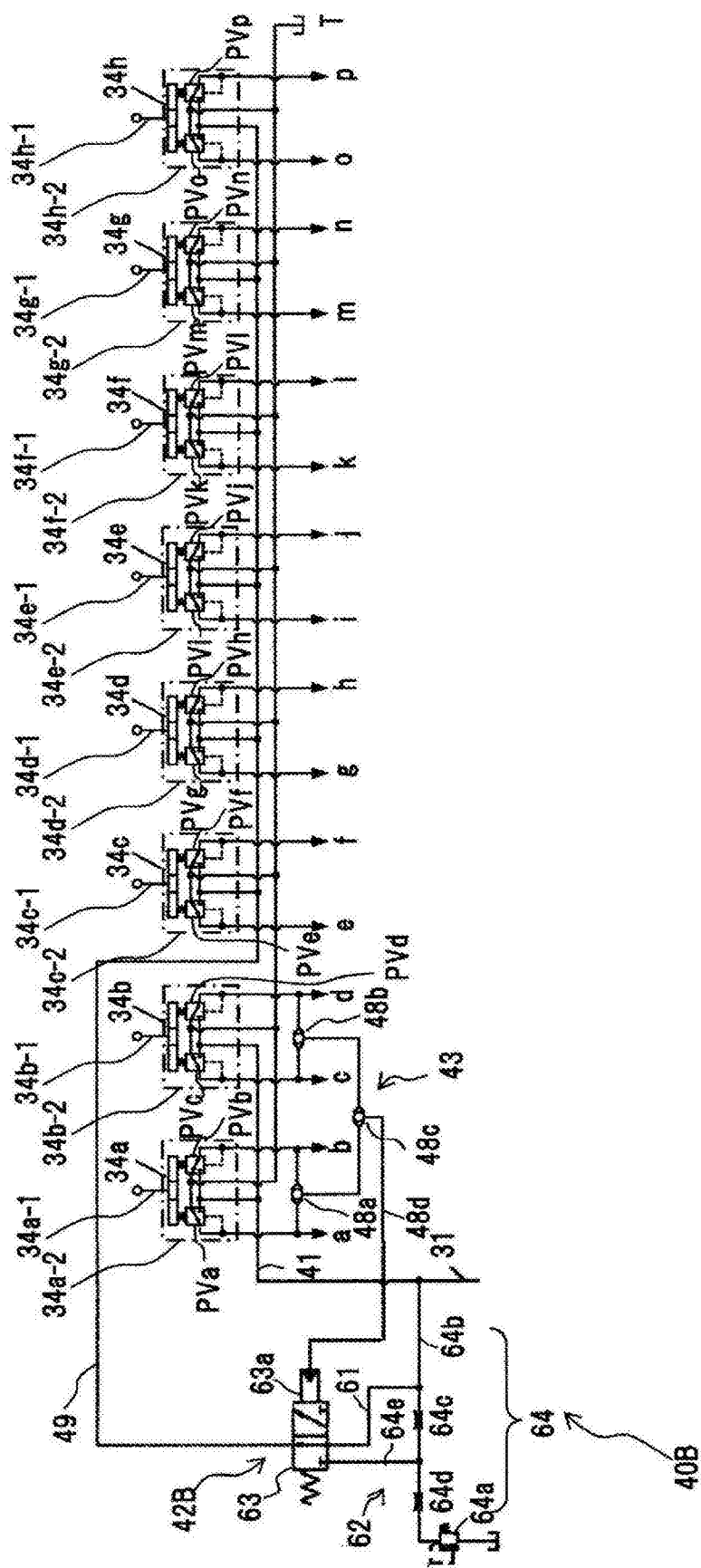


图5

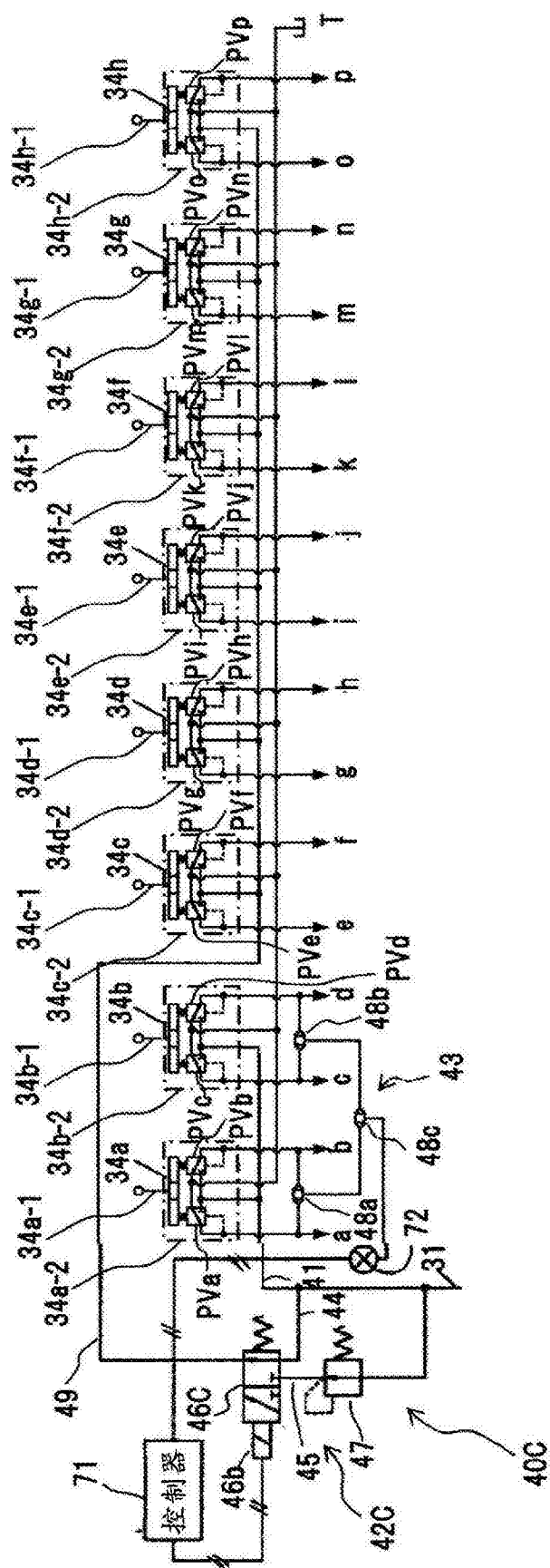


图6

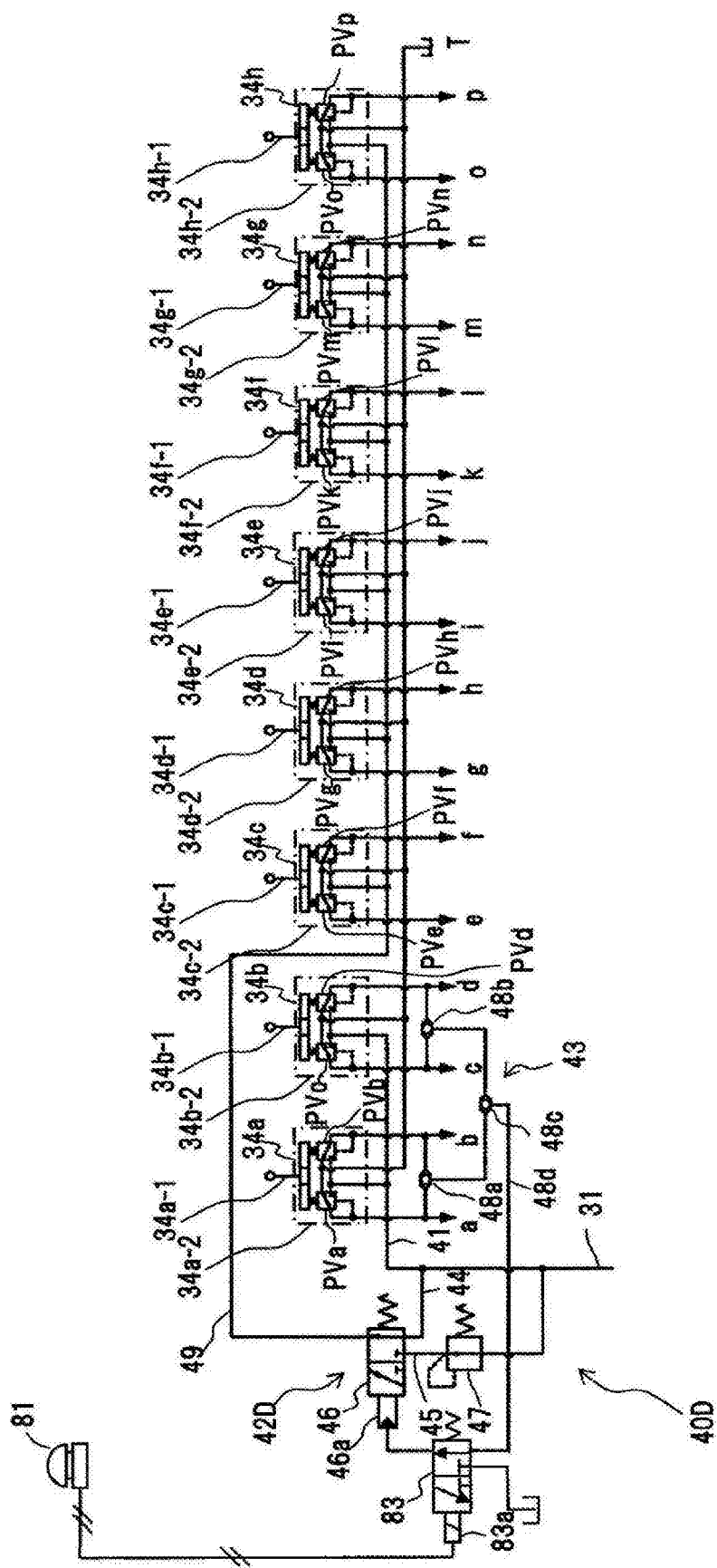


图7