



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 112424485 A

(43) 申请公布日 2021.02.26

(21) 申请号 201980048928.8

(74) 专利代理机构 上海瀚桥专利代理事务所

(22) 申请日 2019.08.01

(普通合伙) 31261

(30) 优先权数据

代理人 曹芳玲

2018-151071 2018.08.10 JP

(51) Int.CI.

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

F15B 11/16 (2006.01)

2021.01.22

E02F 9/22 (2006.01)

F15B 11/05 (2006.01)

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2019/030113 2019.08.01

(87) PCT国际申请的公布数据

W02020/031816 JA 2020.02.13

(71) 申请人 川崎重工业株式会社

地址 日本兵库县神户市

申请人 卡特彼勒S.A.R.L公司

(72) 发明人 青木诚司 东出善之 大平真裕

中岛秀树

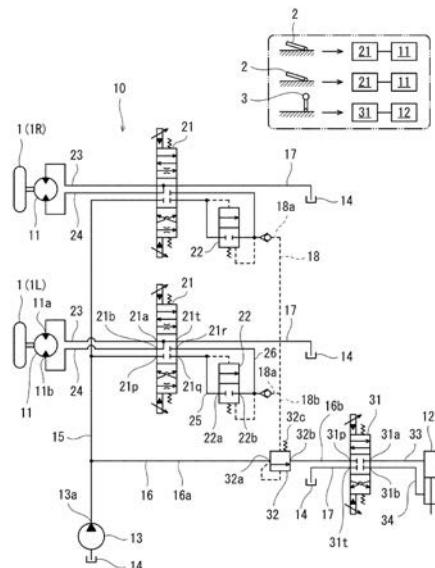
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

(54) 发明名称

工程机械的油压回路

(57) 摘要

工程机械的油压回路具备：使泵的吐出口与第一方向切换阀的泵端口连接的第一泵管线；从第一泵管线分叉，与第二方向切换阀的泵端口连接的第二泵管线；以及设于第二泵管线上的优先阀。优先阀构成为：在泵的吐出压与第一执行器的负荷压的压差大于设定值时，使第二泵管线全开，在压差小于设定值时，该压差越小则使第二泵管线的开度越小。



1. 一种工程机械的油压回路,其特征在于,具备:

第一执行器;

第二执行器;

泵;

具有与泵端口及所述第一执行器连接的一对给排端口,进行使所述第一执行器工作的操作时使该泵端口与该给排端口的一方连接的第一方向切换阀;

具有与泵端口及所述第二执行器连接的一对给排端口,进行使所述第二执行器工作的操作时使该泵端口与该给排端口的一方连接的第二方向切换阀;

使所述泵的吐出口与所述第一方向切换阀的所述泵端口连接的第一泵管线;

使所述泵的吐出口与所述第二方向切换阀的所述泵端口连接的第二泵管线;以及

设于所述第二泵管线上的优先阀;

所述优先阀构成为:在所述泵的吐出压与所述第一执行器的负荷压的压差大于设定值时,使所述第二泵管线全开;在所述压差小于所述设定值时,该压差越小则使所述第二泵管线的开度越小。

2. 根据权利要求1所述的工程机械的油压回路,其特征在于,

还具备与所述第一执行器对应设置的压力补偿阀;

所述第一方向切换阀还具有与所述压力补偿阀的一次侧连接的一次端口以及通过二次补偿管线而与所述压力补偿阀的二次侧连接的二次端口;

进行使所述第一执行器工作的操作时,所述第一方向切换阀的所述泵端口与所述一次端口连通且所述二次端口与所述第一方向切换阀的所述给排端口的一方连通,所述泵端口通过所述一次端口、所述压力补偿阀及所述二次端口而与所述给排端口的一方连接;

所述优先阀通过信号压供给管线与所述二次补偿管线连接,流通于所述二次补偿管线的工作油压作为所述第一执行器的负荷压供给至所述优先阀。

3. 根据权利要求1或2所述的工程机械的油压回路,其特征在于,

所述第一执行器为行驶用执行器,所述第二执行器为用于使作业装置工作的执行器。

## 工程机械的油压回路

### 技术领域

[0001] 本发明涉及搭载于工程机械的油压回路。

### 背景技术

[0002] 工程机械中,一般行驶用执行器及作业装置用执行器都采用油压式。小型的工程机械的情况下,有时搭载将两执行器的压油源作为一台泵的油压回路、即所谓的“单泵系统”。在单泵系统中,同时进行行驶操作和作业装置的操作的情况下,有可能泵吐出流量相对于要求流量不足,行驶速度和作业装置的动作速度两者都不足够。

[0003] 这一点,在专利文献1中示出了斗杆作为作业装置的一例和斗杆缸作为使其工作的油压执行器的一例。单泵系统具备:根据行驶操作而工作的行驶用方向切换阀;根据斗杆操作而工作的斗杆用方向切换阀;控制行驶用方向切换阀的上/下游间的压差的行驶用压力补偿阀;以及控制斗杆用方向切换阀的上/下游间的压差的斗杆用压力补偿阀。

[0004] 此外,在该系统中设有基于同时操作时的行驶负荷压及斗杆负荷压,对行驶用压力补偿阀及斗杆用压力补偿阀输出控制压的控制压输出单元。借助控制压输出单元的作用,较小负荷侧的压力补偿阀的节流量变大,通过较大负荷侧的方向切换阀的流量变多。该控制压输出单元由与多个压力补偿阀分别对应的多个电磁阀构成。

[0005] 现有技术文献:

专利文献:

专利文献1:日本特开平7-76861号公报。

### 发明内容

[0006] 发明要解决的问题:

上述系统中,在同时操作时,或许能够抑制较大负荷的执行器的速度降低。但是需要多个压力补偿阀及多个电磁阀,又,为了向各压力补偿阀供给控制压需要复杂的油路群。此外,还需要构筑应对多种操作模式的电磁阀的控制例程。系统结构在硬件、软件两方面复杂化,因而系统成本高。

[0007] 因此,本发明的目的在于在所谓的单泵系统中,即便同时进行使不同的多个执行器工作的操作仍抑制各执行器的动作速度的降低,且使该系统结构简化。

[0008] 解决问题的手段:

本发明的作业用车辆的油压回路具备:第一执行器;第二执行器;泵;具有与泵端口及所述第一执行器连接的一对给排端口,进行使所述第一执行器工作的操作时使该泵端口与该给排端口的一方连接的第一方向切换阀;具有与泵端口及所述第二执行器连接的一对给排端口,进行使所述第二执行器工作的操作时使该泵端口与该给排端口的一方连接的第二方向切换阀;使所述泵的吐出口与所述第一方向切换阀的所述泵端口连接的第一泵管线;使所述泵的吐出口与所述第二方向切换阀的所述泵端口连接的第二泵管线;以及设于所述第二泵管线上的优先阀;所述优先阀构成为:在所述泵的吐出压与所述第一执行器的负荷

压的压差大于设定值时,使所述第二泵管线全开;在所述压差小于所述设定值时,该压差越小则使所述第二泵管线的开度越小。

[0009] 根据所述结构,能够在所谓的单泵系统中,进行使第一执行器及第二执行器同时工作操作的情况下,第一执行器的负荷压较高时,第二执行器的开度被节流。由此,能够不依据第二执行器的状态,确保对第一执行器供给的流量,抑制第一执行器的工作速度的降低。不像以往那样需要多个阀,能借助简单的系统结构,抑制第一执行器的动作速度降低。

[0010] 发明效果:

根据本发明,在所谓的单泵系统中,即便同时进行使不同种类的执行器工作的操作,也能不依据第二执行器的状态,抑制第一执行器的动作速度的降低,且使该系统结构简化。

## 附图说明

[0011] 图1为示出实施形态的油压回路的回路图;

图2为示出变形例的油压回路的回路图。

## 具体实施方式

[0012] 图1为示出实施形态的油压回路10的回路图。图1所示的油压回路10搭载于工程机械(尤其是小型的工程机械)。尽管省略了详细图示,工程机械具备安装于车身的作业装置,通过使作业装置动作而进行所需的作业。又,工程机械是具备左右一对履带(crawler)的履带车辆,可自行。作为像这样的工程机械,可以例示出挖掘车(shovel car)、起重(crane)车。

[0013] 油压回路10具备一个以上的第一执行器11及一个以上的第二执行器12。或者,油压回路10驱动工程机械上设置的一个以上的第一执行器11及一个以上的第二执行器12。图1中,为了简洁仅图示了一个第二执行器12。各执行器11、12为油压式。

[0014] 工程机械的驾驶台设有由作业员操作的一个以上的第一操作器2及一个以上的第二操作器3。一个以上的第一操作器2与一个以上的第一执行器11分别对应。操作某个第一操作器2时,与之对应的第一执行器11向与操作方向对应的工作方向工作。一个以上的第二操作器3与第二执行器12之间的关系也与之相同。

[0015] 仅作为一例,第一执行器11为行驶用执行器,第二执行器12为作业装置用执行器。

[0016] 该情况下,一个以上的第一执行器11包括驱动左履带所具备的左起动轮1L的左行驶马达11L以及驱动右履带所具备的右起动轮1R的右行驶马达11R。各第一执行器11为能够向两个方向(前进方向及后退方向)旋转的油压马达,具备一对给排端口11a、11b。

[0017] 工程机械为挖掘机的情况下,一个以上的第二执行器12包括:使作业装置与驾驶台一起回转的回转马达、驱动作业装置所具备的斗杆的斗杆缸、驱动作业装置所具备的铲斗的铲斗缸等。图1中,作为第二执行器12的一例,示出了具备两个给排端口12a、12b复动型油压缸。

[0018] 一个以上的第一操作器2包括使左行驶马达11L乃至左起动轮1L向前进方向或后退方向旋转的左行驶操作器2L、以及使右行驶马达11R乃至右起动轮1R向前进方向或后退方向旋转的右行驶操作器2R。例如,行驶用第一操作器2为踏板(pedal)式,作业装置用第二操作器3为手杆lever式。由此,能允许作业员使用手脚同时操作第一操作器2和第二操作

器3。

[0019] 工程机械也可以搭载附设于油压回路10的控制装置(换言之,工程机械也可以搭载具备油压回路10及其上附设的控制装置的油压系统)。控制装置可以是,根据检测各操作器2、3的操作量和/或操作方向的传感器的输出,电子控制构成油压回路10的油压部件的动作。

[0020] 油压回路10具备:泵13、油箱14、第一泵管线15、第二泵管线16、油箱管线17、一个以上的第一方向切换阀21、一个以上的压力补偿阀22、一对或多对第一给排管线23、24、一个以上的第二方向切换阀31、优先阀32以及一对或多对第二给排管线33、34。

[0021] 泵13吸入油箱14中积存的工作油,并从其吐出口13a吐出压油。泵13为执行器11、12的压油源。

[0022] 一个第一方向切换阀21、一个压力补偿阀22、一对第一给排管线23、24及一个第一执行器11构成一个模组(module)。各模组中,第一方向切换阀21具有泵端口21p及一对给排端口21a、21b。泵端口21p通过第一泵管线15与泵13的吐出口13a连接。给排端口21a通过给排管线23与对应的第一执行器11的给排端口11a连接,给排端口21b通过给排管线24与对应的第一执行器11的给排端口11b连接。第一方向切换阀21还具有油箱端口21t,油箱端口21t通过油箱管线17与油箱14连接(后述的其他油箱端口也相同)。

[0023] 进行使第一执行器11工作的操作时,泵端口21p与给排端口21a、21b的任一连接。该“连接”不仅包括在第一方向切换阀21内完成的端口间连通,还包括介由第一方向切换阀21外的油路的连接。

[0024] 这一点,本实施形态中,第一方向切换阀21还具有一次端口21q及二次端口21r。各模组中,第一方向切换阀21的一次端口21q通过配设于第一方向切换阀21之外的一次补偿管线25而与对应的压力补偿阀22的一次端口22a连接。压力补偿阀22的二次端口22b通过配设于第一方向切换阀21之外的二次补偿管线26而与对应的第一方向切换阀21的二次端口21r连接。行使第一执行器11工作的操作时,泵端口21p无论操作方向如何,在第一方向切换阀21内与一次端口21q连通。二次端口21r根据操作方向在第一方向切换阀21内根据操作方向与给排端口21a、21b的任一方连通。泵端口21p通过一次端口21q、对应的一次补偿管线25、对应的压力补偿阀22、对应的二次补偿管线26及二次端口21r而与给排端口21a、21b的任一方连接。

[0025] 第二泵管线16从第一泵管线15分叉。优先阀32设于第二泵管线16上。第二泵管线16包括使第一泵管线15与优先阀32的入口端口32a连接的上游部16a以及与优先阀32的出口端口32b连接的下游部16b。

[0026] 一个第二方向切换阀31、一对第二给排管线33、34及一个第二执行器12构成一个模组。各模组中,第二方向切换阀31具有泵端口31p及一对给排端口31a、31b。泵端口31p通过第二泵管线16的下游部16b与优先阀32的出口端口32b连接。换言之,第二泵管线16从第一泵管线15分叉,与第二方向切换阀31的泵端口31p连接。给排端口31a通过第二给排管线33与第二执行器12的给排端口12a连接,给排端口31b通过第二给排管线34与第二执行器12的给排端口12b连接。第二执行器12为复动型油压缸的情况下,也可以是,给排管线33、34中与杆(rod)侧油室连接的一方上介设有提升阀(poppet)或连接有使工作油从油箱14逆流的管线。

[0027] 优先阀32构成为在泵13的吐出压与第一执行器11的负荷压的压差大于设定值时,使第二泵管线16全开。又,优先阀32构成为在压差小于设定值时,该压差越小则使第二泵管线16的开度越小。此处“压差”是指从泵13的吐出压减去第一执行器11的负荷压而得到的压力值。简而言之,若第一执行器11的负荷压较高,则第二泵管线16在优先阀32的作用下节流。

[0028] 本实施形态中,发挥上述作用的优先阀32以机械及油压形式构成,极力不使电子控制介入优先阀32的动作。例如,优先阀32具备变更第二泵管线16的开度的阀片、对阀片向闭方向施力的弹簧32c。“设定值”由该弹簧32c发挥的弹簧力调节。流通于第二泵管线16的上游部16a的工作油的油压(即、泵13的吐出压)对阀片向开方向作用。另一方面,第一执行器11的负荷压对阀片向闭方向作用。为了将负荷压供给至优先阀32,优先阀32通过信号压供给管线18与二次补偿管线26连接。信号压供给管线18从二次补偿管线26分叉,与优先阀32连接。由此,流通于二次补偿管线26的工作油压作为第一执行器11的负荷压与优先阀32连接。第一执行器11为多个的情况下,信号压供给管线18包括从多个二次补偿管线26分别延伸的多个分叉部18a、以及多个分叉部18a集合成一个系统而与优先阀32连接的共通部18b。图中示出了优先阀32的中立状态(泵13的停止状态)下第二泵管线16关停的样态,但此仅为一例,第二泵管线16也可以以小开度开放。

[0029] 对如上述构成的油压回路10的动作进行说明。第一方向切换阀21为三位置方向切换阀。根据第一操作器2的操作改变阀位置,切换端口的连通状态(功能;function)。该切换可以使用控制压,也可以使用电子控制(第二方向切换阀31也相同)。

[0030] 第一操作器2未操作时,第一方向切换阀21位于中立位置(参照图1的中央功能)。一对给排端口21a、21b均与油箱端口21t连接,剩余的三个端口21p、21q、21r被阻断。因此,停止对第一执行器11的压油供给,第一执行器11停止,起动轮1停止。

[0031] 第一操作器2向第一方向操作,则第一方向切换阀21位于第一位置(参照图1的上功能),泵端口21p与一次端口21q连接,二次端口21r与给排端口21a连接,油箱端口21t与给排端口21b连接。来自泵13的压油通过压力补偿阀22供给至第一执行器11的给排端口11a。作为一例,起动轮1向使车辆前进的前进方向(左侧面观察时沿逆时针)旋转。

[0032] 第一操作器2向第二方向操作,则第一方向切换阀21位于第二位置(参照图的下功能),泵端口21p与一次端口21q连接,二次端口21r与给排端口21b连接,油箱端口21t与给排端口21a连接。来自泵13的压油通过压力补偿阀22供给至第一执行器11的给排端口11b。作为一例,起动轮1向使车辆后退的后退方向(左侧面观察时沿顺时针)旋转。

[0033] 无论第一操作器2的操作方向如何,第一操作器2操作时,泵端口21p与一次端口21q连通。来自泵13的压油(一度经过第一方向切换阀21)通过一次补偿管线25、压力补偿阀22及二次补偿管线26,输入至第一方向切换阀21的二次端口21r。因此,第一执行器11的负荷压(二次补偿管线26中的油压,压力补偿阀22的二次压)被供给至优先阀32。由此,优先阀32的阀片上还作用有弹簧的施加力而被闭方向施力。

[0034] 另一方面,第一操作器2未操作,则负荷压不供给至优先阀32。来自泵13的压油供给至第二泵管线16的上游部16a。流通于该上游部16a的工作油压(即、泵13的吐出压)作用于优先阀32的阀片。泵13的吐出压与负荷压的压差超过由弹簧的弹簧力调节的设定值,因此优先阀32全开。来自泵13的压油通过上游部16a、优先阀32及下游部16b供给至第二方向

切换阀31。

[0035] 第二方向切换阀31为三位置方向切换阀。根据第二操作器3的操作而改变阀位置，切换端口的连通状态(功能)。

[0036] 第二操作器3未操作，则第二方向切换阀31位于中央位置，四个端口31a、31b、31p、31t被阻断。停止对第二执行器12的压油供给，第二执行器12停止。第二操作器3向第一方向操作，则第二方向切换阀31位于第一位置(参照图1的上功能)。泵端口31p与给排端口31a连接，油箱端口31t与给排端口31b连接。来自泵13的压油供给至第二执行器12的给排端口12a，作业装置向一方向工作。第二操作器3向第二方向操作，则第二方向切换阀31位于第二位置(图1的下功能参照)，泵端口31p与给排端口31b连接，油箱端口31t与给排端口31a连接。来自泵13的压油供给至第二执行器12的给排端口12b，作业装置向与前述一方向相反的方向工作。

[0037] 第一操作器2和第二操作器3同时操作时，则第一方向切换阀21和第二方向切换阀31其阀位置从中立位置切换。第一方向切换阀21的阀位置从中立位置切换，由此第一执行器11的负荷压通过信号压供给管线18供给至优先阀32。本例中，在优先阀32的阀片上，泵13的吐出压向开方向作用，且弹簧32c的弹簧力和第一执行器11的负荷压向闭方向作用。泵13的吐出压与第一执行器11的负荷压的压差小于(由弹簧的弹簧力调节的)设定值时，由阀片的位置定义的第二泵管线16的开度较小。

[0038] 由此，第一执行器11的负荷越大，优先阀32中设定的第二泵管线16的节流量越大。由此，优先确保第一方向切换阀21乃至第一执行器11中流通的流量。因此，能抑制较大负荷侧的第一执行器11的动作速度的降低。

[0039] 本实施形态中，第一执行器11为行驶马达，第二执行器12为作业装置用油压执行器。能够在行驶操作和作业装置的操作同时进行的情况下，抑制行驶速度和作业装置的动作速度两者的降低，能使行驶速度维持在较高。

[0040] 像这样，能够在所谓的单泵系统中，抑制不同种类的执行器的动作速度两者降低。本实施形态中，该实现不需要第一操作器2的操作量、第二操作器3的操作量、第一执行器11的负荷压及第二执行器12的负荷压的电气检测，因此也不需要参照这些参数的检测结果的复杂的阀控制。取而代之地，在从第一泵管线15分叉的第二泵管线16上设置一个变更第二泵管线16的开度的优先阀32，设置对该优先阀32供给第一执行器11的负荷压作为控制压的信号压供给管线18。借助该结构，能简单地构成在同时操作时可抑制两个执行器的动作速度降低的系统。

[0041] 至此对本发明的实施形态进行了说明，但上述结构在本发明的范围内可适宜地变更。图2示出了变形例的油压回路10A，压力补偿阀22(也参照图1)可省略。省略压力补偿阀22的情况下，第一方向切换阀21的结构可以如图2所示的变形例那般与上述实施形态相同，又，也可以变更。第一方向切换阀21与上述实施形态结构相同的情况下，代替一次补偿管线25及二次补偿管线26(也参照图1)地，连接油路25A使一次端口21q与二次端口21r连接。信号压供给管线18从该连接油路25A分叉而与优先阀32连接。流通于连接油路25A的油压作为第一执行器(行驶马达)的负荷压供给至优先阀32。该变形例中，也能够抑制同时操作时行驶速度和作业装置的动作速度两者的降低，能使行驶速度维持为较高。

[0042] 第一执行器也可以是作业装置用执行器，第二执行器也可以是行驶用执行器。该

情况下,能够在同时操作时,在作业装置用执行器的负荷压较高时,优先确保向作业装置用执行器的流量,使作业装置的动作速度维持为较高。

[0043] 符号说明:

- |         |         |
|---------|---------|
| 10      | 油压回路    |
| 11      | 第一执行器   |
| 12      | 第二执行器   |
| 13      | 泵       |
| 15      | 第一泵管线   |
| 16      | 第二泵管线   |
| 18      | 信号压供给管线 |
| 21      | 第一方向切换阀 |
| 21a、21b | 给排端口    |
| 21p     | 泵端口     |
| 21q     | 一次端口    |
| 21r     | 二次端口    |
| 22      | 压力补偿阀   |
| 26      | 二次补偿管线  |
| 31      | 第二方向切换阀 |
| 31a、31b | 给排端口    |
| 31p     | 泵端口     |
| 32      | 优先阀。    |

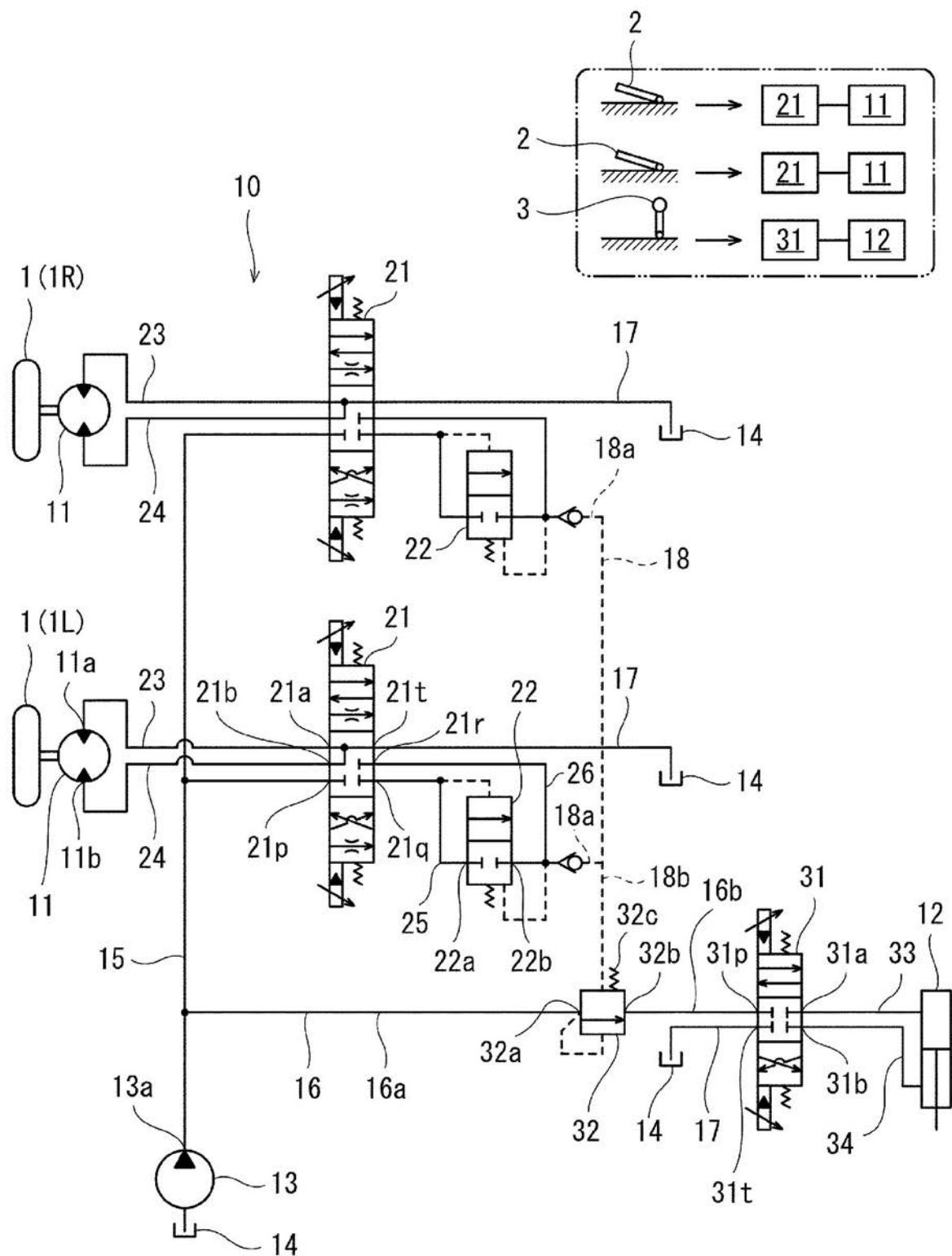


图1

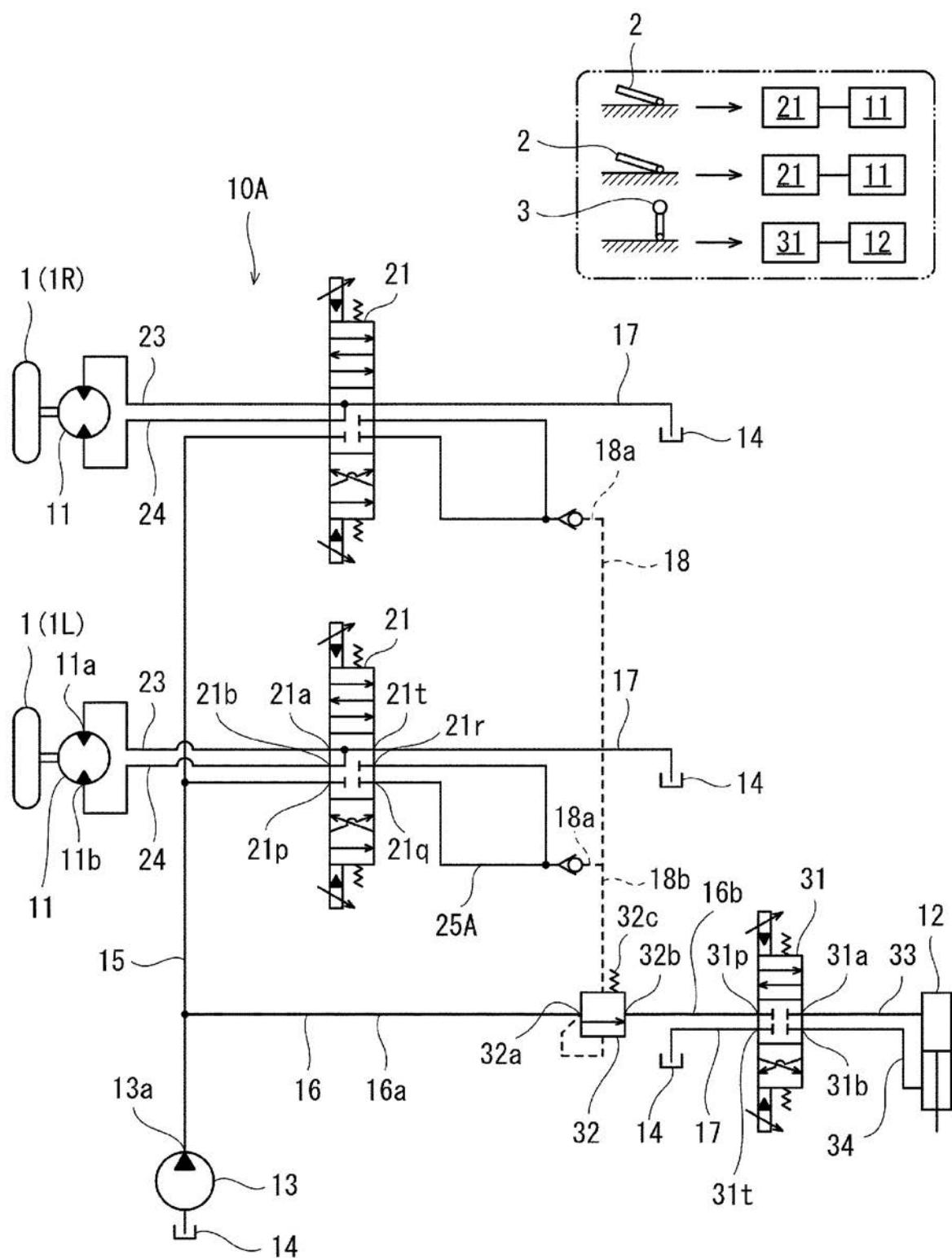


图2