



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107614894 B

(45)授权公告日 2020.06.16

(21)申请号 201680031608.8

(73)专利权人 日立建机株式会社

(22)申请日 2016.02.25

地址 日本东京都

(65)同一申请的已公布的文献号

(72)发明人 清水自由理 斋藤哲平 平工贤二
秋山悠基 高桥宏政

申请公布号 CN 107614894 A

(43)申请公布日 2018.01.19

(74)专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243
代理人 丁文蕴 金成哲

(30)优先权数据

2015-112851 2015.06.03 JP

(51)Int.Cl.

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2017.11.29

F15B 11/08(2006.01)

F16K 11/07(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2016/055723 2016.02.25

(56)对比文件

(87)PCT国际申请的公布数据

W02016/194417 JA 2016.12.08

EP 0056230 A1,1982.07.21,

JP S59208205 A,1984.11.26,

审查员 冯瑶

权利要求书2页 说明书15页 附图6页

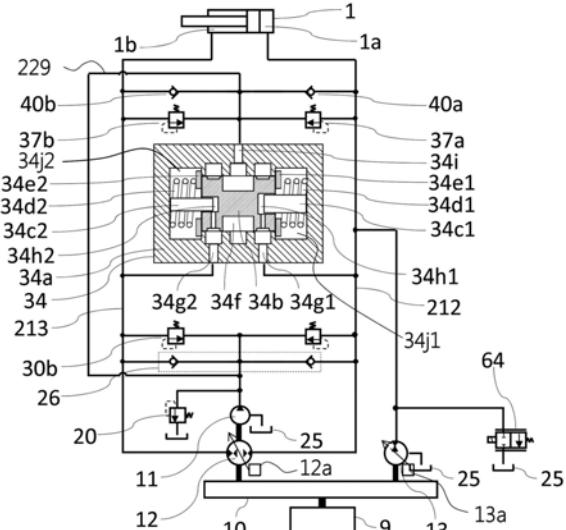
(54)发明名称

作业机械

(57)摘要

本发明提供一种在闭路系统中施加于单杆缸的负荷反转时也实现良好的操作性，具备小型且应对大流量的溢流阀的作业机械。溢流阀具备：阀主体；根据在阀主体的内部的配置的位置，能够选择连接第一流路和第三流路，或者连接第二流路和第三流路，或者切断第一流路和第二流路和第三流路之间的柱塞；设置于阀主体的内部且来自第一流路的工作油所流入的第一液室；推压流入第一液室的工作油且通过第一液室的液压而使柱塞移动到连接第二流路与第三流路的位置的第一活塞；设置于阀主体内部且来自第二流路的工作油所流入的第二液室；推压流入第二液室的工作油且通过第二液室的液压而使柱塞移动到第一流路与第三流路连接的位置的第二活塞。

CN 107614894 B



1. 一种作业机械,具备:

具有控制所排出的工作油的流量和方向的调整器的第一液压泵;被上述工作油驱动且驱动作业装置的单杆液压缸;由上述工作油所流动的流路以闭路状连接上述第一液压泵与上述单杆液压缸的液压闭路;排出上述工作油的供给泵;与上述供给泵的排出流路连接的安全阀;与上述液压闭路中的上述单杆液压缸的头部侧油室连接的第一流路;以能够从上述供给泵的排出流路向上述第一流路供给上述工作油的方式连接的第一单向阀;与上述液压闭路中的上述单杆液压缸的杆侧油室连接的第二流路;以能够从上述供给泵的排出流路向上述第二流路供给上述工作油的方式连接的第二单向阀;经由上述安全阀与罐体连接的第三流路;以及溢流阀,

上述作业机械的特征在于,

上述溢流阀具备:

与上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路连接的阀主体;

根据在上述阀主体的内部的配置位置,能够选择连接上述第一流路和上述第三流路,或者连接上述第二流路和上述第三流路,或者切断上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路之间的柱塞;

形成于上述柱塞的轴向的一端面的第一凹部;

以滑动自如的方式嵌合于上述第一凹部的第一活塞;

在上述阀主体的内部形成于上述第一活塞与上述第一凹部之间且来自上述第一流路的上述工作油所流入的第一液室;

形成于上述柱塞的轴向的另一端面的第二凹部;

以滑动自如的方式嵌合于上述第二凹部的第二活塞;以及

在上述阀主体的内部形成于上述第二活塞与上述第二凹部之间且来自上述第二流路的上述工作油所流入的第二液室,

上述第一活塞推压流入上述第一液室的上述工作油,通过上述第一液室的液压而使上述柱塞移动到连接上述第二流路与上述第三流路的位置,

上述第二活塞推压流入上述第二液室的上述工作油且通过上述第二液室的液压而使上述柱塞移动到连接上述第一流路与上述第三流路的位置。

2. 根据权利要求1所述的作业机械,其特征在于,

上述第一活塞的受压部的面积比上述第二活塞的受压部的面积大。

3. 根据权利要求2所述的作业机械,其特征在于,

将上述第一活塞的受压部的面积和上述第二活塞的受压部的面积的比率设定为与上述单杆液压缸的头部侧油室的受压部的面积和杆侧油室的受压部的面积的比率相等。

4. 根据权利要求3所述的作业机械,其特征在于,

上述溢流阀具备产生将上述柱塞维持在切断上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路的位置的力的弹簧,

将上述弹簧的设定负荷设定为,从上述安全阀的安全设定压作用于上述第一液室的情况下产生于上述第一活塞的第一负荷减去上述安全阀的安全设定压作用于上述第二液室的情况下产生于上述第二活塞的第二负荷所计算出的值以上。

5. 根据权利要求1所述的作业机械,其特征在于,

上述第一活塞与上述第二活塞的受压部的面积相同，

上述溢流阀具备产生将上述柱塞维持在切断上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路的位置的力的弹簧，

将上述弹簧的设定负荷设定为，在从上述单杆液压缸的头部侧油室的受压面积除以杆侧油室的受压面积的值减去1的值上，乘以上述安全阀的安全设定压作用于上述第一液室的情况下产生于上述第一活塞的负荷所计算出的值以上。

作业机械

技术领域

[0001] 本发明涉及作业机械,更详细而言涉及液压挖掘机等的具备液压驱动控制装置的作业机械。

背景技术

[0002] 近年来,在液压挖掘机等的作业机械中,为了减少使液压缸等的液压促动器驱动的液压回路内的调节要素而减少燃料消耗率,推进了以将工作油从液压泵等的液压驱动源送到液压促动器且使在液压促动器中进行了工作的工作油不返回到罐体而返到液压泵的方式连接的液压回路(以下,称为闭路)的开发。

[0003] 作为本技术领域的背景技术,有日本特开昭59-208205号公报(专利文献1)。该公报中记载如下:在排出液压闭路内的多余流量的溢流阀中,具备产生使选择连接源的柱塞驱动的力的连接于单杆缸的杆侧的流路的第一受压部和连接于头部侧的流路的第二受压部,并且将第二受压部的受压面积设定为比第一受压部的面积大。

[0004] 通过具备这样的溢流阀,在单杆缸内的压力平衡瞬间变动的情况下溢流阀的切换也能稳定化,能够使单杆缸顺利地驱动。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:特开昭59-208205号公报

发明内容

[0008] 发明所要解决的课题

[0009] 一般,就溢流阀而言,为了提高液压闭路的响应性,在促动器的负荷方向反转时,特别是成为无负荷状态,会切断全部的接口的连接。单杆缸在无负荷状态下,头部室受压部的面积比杆室受压部的面积大,所以与头部室压相比杆室压较高。

[0010] 在专利文献1中,示出了以溢流阀的第一受压部和第二受压部的面积比与单杆缸的头部室受压部和杆室受压部的面积比相同的方式形成的溢流阀。该情况下,单杆缸的杆室压和头部室压相互平衡的状态下,对于溢流阀的柱塞从第一受压部施加的力和从第二受压部施加的力相互平衡。另外,此时,在切断全部的接口的连接的位置上具备用于维持柱塞的弹簧。

[0011] 此外,在溢流阀的第一受压部和第二受压部的面积比、与单杆缸的头部室受压部和杆室受压部的面积比有误差的情况下,单杆缸在无负荷状态下,产生使溢流阀的柱塞驱动的力。此时,为了将柱塞保持在遮挡溢流阀的全接口的位置,需要以安装弹簧时给予的预负荷来抑制因面积比的误差而产生的力。

[0012] 然而,作为作业机械的液压挖掘机搭载有杆室和头部室的受压面积比不同的多种类的单杆缸。因此,如果将专利文献1记载的溢流阀用于液压挖掘机,则需要对多种类的单杆缸的每一种准备溢流阀,所以存在不能共用部件而成本上升的问题。

[0013] 另外,为了增加通过溢流阀的压力油流量,需要增大柱塞的直径,然而伴随于此第一受压部和第二受压部的面积也增大。如果第一受压部和第二受压部的面积增大,则由于单杆缸的无负荷状态下的面积比的误差而产生的力也增大,产生还要增大上述的弹簧的预负荷的需要。

[0014] 为了提高溢流阀的响应性,需要使溢流阀的弹簧的弹簧常量较低。因此,为了维持预定的弹簧常量且增大预负荷,需要弹簧的大型化,伴随于此存在溢流阀整体大型化的问题。

[0015] 本发明基于上述的事实而完成,其目的在于提供如下作业机械:在通过液压泵来驱动液压促动器的闭路系统中,在施加到单杆缸的负荷反转时也能够实现良好的操作性,且具备小型且对应大流量的溢流阀。

[0016] 用于解决课题的方案

[0017] 为了解决上述课题,例如采用权利要求书记载的构成。本申请包含多个解决上述课题的手段,举出其一个例子,作业机械具备:具有控制所排出的工作油的流量和方向的流量调整单元的一液压泵;被上述工作油驱动且驱动作业装置的单杆液压缸;由上述工作油所流动的流路以闭路状连接上述一液压泵和上述单杆液压缸的液压闭路,以及排出上述工作油的其他的液压泵;与上述其他的液压泵的排出流路连接的安全阀;与上述液压闭路中的上述单杆液压缸的头部侧油室连接的第一流路;以能够从上述其他的液压泵的排出流路向上述第一流路供给上述工作油的方式连接的第一单向阀;与上述液压闭路中的上述单杆液压缸的杆侧油室连接的第二流路;以能够从上述其他的液压泵的排出流路向上述第二流路供给上述工作油的方式连接的第二单向阀;经由上述安全阀与罐体连接的第三流路;溢流阀,上述作业机械的特征在于,上述溢流阀具备:连接于上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路的阀主体;根据在上述阀主体的内部的配置位置,能够选择连接上述第一流路和上述第三流路,或者连接上述第二流路和上述第三流路,或者切断上述第一流路、上述第二流路、上述第三流路之间的柱塞,设置于上述阀主体的内且来自上述第一流路的上述工作油所流入的第一液室;推压流入上述第一液室的上述工作油且通过上述第一液室的液压而使上述柱塞移动到连接上述第二流路和上述第三流路的位置的第一活塞;以及设置于上述阀主体的内部且来自上述第二流路的上述工作油所流入的第二液室;推压流入上述第二液室的上述工作油且通过上述第二液室的液压而使上述柱塞移动到连接上述第一流路与上述第三流路的位置的第二活塞。

[0018] 发明的效果

[0019] 根据本发明,设置了控制溢流阀的连接状态和流量的柱塞以及推压柱塞的两个活塞,所以能够提供具备小型且对应大流量的溢流阀的作业机械。

附图说明

[0020] 图1是表示本发明的作业机械的第一实施方式的液压挖掘机的侧视图。

[0021] 图2是包含构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的液压回路图。

[0022] 图3A是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的理想特性的特性图。

[0023] 图3B是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的理想区域的特性

图。

[0024] 图3C是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图。

[0025] 图3D是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的弹簧的设置负荷的其他的例的特性图。

[0026] 图3E是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的具有异径活塞的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图。

[0027] 图3F是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的具有异径活塞的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图。

[0028] 图4A是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的动作的一个例子的剖视图。

[0029] 图4B是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的动作的其他的例的剖视图。

[0030] 图5是包含构成本发明的作业机械的第二实施方式的溢流阀的液压回路图。

具体实施方式

[0031] 以下使用附图,说明本发明的作业机械的实施方式。

[0032] 实施例1

[0033] 图1是表示本发明的作业机械的一实施方式的液压挖掘机的侧视图,图2是包含构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的液压回路图。

[0034] 本实施方式在液压挖掘机100具有的液压驱动控制装置内,对于各液压单杆缸,将第一泵连接为闭路状,将第二泵以排出侧成为闭路的流路,吸入侧成为罐体的方式连接为开路状。一个液压单杆缸中,通过专有闭路的第一泵和开路的第二泵的构成,不受其他的促动器的压力的变动的影响而能够适当地控制流入液压单杆缸的流量。其结果,得到确保良好的操作性的作业机械。

[0035] 图1中,液压挖掘机100具备具有履带式的行驶装置8的下部行驶体101、在下部行驶体101上经由旋转装置7以能够旋转的方式设置的上部旋转体102。在上部旋转体102配置有操作人员搭乘的驾驶室103。另外,在上部旋转体102的前侧以能够转动的方式安装有前方作业装置104的基端部。

[0036] 前方作业装置104是具有起重臂2、悬臂4、铲斗6的多关节构造,起重臂2通过由液压单杆缸构成的起重臂缸1的伸缩而相对于上部旋转体102在上下方向转动,悬臂4通过由液压单杆缸构成的悬臂缸3的伸缩相对于起重臂2在上下以及前后方向转动,铲斗6通过由液压单杆缸构成的铲斗缸5的伸缩相对于悬臂4在上下以及前后方向转动。

[0037] 本实施方式中,其特征在于,对于一个液压单杆缸,具备一台闭路泵和一台开路泵,当驱动液压单杆缸时,组合闭路泵、开路泵以及比例阀来进行流量控制。

[0038] 接下来,对图2所示的液压回路中的液压驱动控制装置的系统构成进行说明。

[0039] 图2中,作为动力源的发动机9的驱动轴与分配动力的动力传递装置10连接。在动力传递装置10连接有作为一液压泵的第一液压泵12和第二液压泵13和作为其他的液压泵的供给泵11。

[0040] 第一液压泵12和第二液压泵13各自具备:具有作为流量调整单元的一对输入输出接口的双向倾转斜板机构;以及调整双向倾转斜板的倾转角的调整器。第一液压泵12和第二液压泵13通过调整双向倾转斜板的倾转角,从而能够控制来自输入输出接口的工作油的排出流量和方向。另外,如果接受压力油的供给则也作为液压马达发挥功能。供给泵11从罐体25向液压试回路补充压力油。

[0041] 在第一液压泵12的一对输入输出接口连接有作为第一流路的流路212和作为第二流路的流路213。第一液压泵12分别经由流路212、213与起重臂缸1连接从而构成闭路。

[0042] 第二液压泵13的一对输入输出接口的一侧与流路212连接。第二液压泵13的一对输入输出接口的另一侧连接在与罐体25连通的流路。

[0043] 在作为与供给泵11的排出口连接的第三流路的流路229设置有供给用安全阀20和供给用单向阀26、40a、40b。供给泵11的吸入口连接在与罐体25连通的流路。

[0044] 供给用安全阀20调整供给用单向阀26、40a、40b的供给压力。供给用单向阀26在流路212、213的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,将供给泵11的压力油供给至流路212、213。供给用单向阀40a、40b在流路212、213的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,将供给泵11的压力油供给至流路212、213。

[0045] 就设置在流路212和流路213的安全阀30a、30b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20放到罐体25而保护液压试回路。另外,就设置在流路212和流路213的安全阀37a、37b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20放到罐体25而保护液压试回路。

[0046] 作为第一流路的流路212与起重臂缸1的头部侧油室1a连接。作为第二流路的流路213与起重臂缸1的杆侧油室1b连接。起重臂缸1是接受工作油的供给而进行伸缩动作的液压单杆缸。起重臂缸1的伸缩方向取决于工作油的供给方向。另外,设置在流路212与213之间的溢流阀34将流路内的多余油经由供给用安全阀20,排出到罐体25。

[0047] 接下来,对溢流阀34的构造进行说明。

[0048] 溢流阀34具备:来自作为第一流路的流路212的压力油所供给的第一接口34g1;来自作为第二流路的流路213的压力油所供给的第二接口34g2;与作为连通在罐体25的第三流路的流路229连接的第三接口34i;以及形成这些的接口的阀主体34a。

[0049] 另外,在阀主体34a形成有柱塞孔34f,柱塞34b插入该柱塞孔34f。在柱塞孔34f的周围形成有与流路229连接的第三接口34i,将此夹在中央在图示右侧形成有与流路212连接的第一接口34g1,在图示左侧形成有与流路213连接的第二接口34g2。在柱塞孔34f的两侧设置有直径比柱塞孔34f大的第一弹簧室34j1、第二弹簧室34j2,在第一以及第二弹簧室34j1、34j2配置有推压柱塞34b的第一弹簧34d1、第二弹簧34d2和第一弹簧座34e1、第二弹簧座34e2、第一活塞34c1、第二活塞34c2。

[0050] 柱塞34b在左右的第一以及第二接口34g1、34g2的部分具有大径部,第三接口34i的部分为小径。在柱塞34b的右端面形成有第一活塞34c1以可滑动的方式嵌合的第一凹部,在柱塞34b的左端面形成有第二活塞34c2以可滑动的方式嵌合的第二凹部。在第一活塞34c1与第一凹部之间形成有第一油室34h1,在第二活塞34c2与第二凹部之间形成有第二油室34h2。第一油室34h1与第一接口34g1连通,供来自流路212的压力油流入。第二油室34h2与第二接口34g2连通,供来自流路213的压力油流入。

[0051] 溢流阀34b的第一弹簧34d1、第二弹簧34d2和第一弹簧座34e1、第二弹簧座34e2如图2所示,具有将柱塞34b从左右推压,保持第一接口34g1、第二接口34g2、第三接口34i被遮挡的状态的中间位置的功能。

[0052] 另外,溢流阀34b的第一活塞34c1推压柱塞34b,以使第二接口34g2和第三接口34i通过与第一接口34g1连通的第一油室34h1的液压而连通。相同地,第二活塞34c2推压柱塞34b,以使第一接口34g1和第三接口34i通过与第二接口34g2连通的第二油室34h2的液压而连通。

[0053] 溢流阀34需要具有将第一接口34g1和第二接口34g2中的压力低的一侧与第三接口34i连接的低压选择阀的功能。这里,利用图3A来说明液压系统中的溢流阀的理想的特性,该液压系统相对于图2所示的一个液压单杆缸具备一台闭路泵和一台开路泵,当驱动液压单杆缸时,组合闭路泵、开路泵以及比例阀来进行流量控制。

[0054] 图3A是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的理想的特性的特性图。图3A在横轴表示作为起重臂缸1的头部侧油室1a的压力的头部压Ph,在纵轴表示作为杆侧油室1b的压力的杆压Pr,表示各压力的组合中的溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i的连接状态。

[0055] 在图2所示的液压回路中,如图3A所示,头部压Ph和杆压Pr中的低压侧的压力变得与用供给用安全阀20调整的供给压力Pch相等,所以理想地只研究以区域A、B、C表示的线上的压力组合条件即可。图3A中,将起重臂缸1的头部侧油室1a的压力Ph和杆侧油室1b的压力Pr都与供给压力Pch相等的点设为点b。另外,将起重臂缸1成为平衡状态的点设为点a。将杆压Pr比点a大的范围设为区域A,将点a与点b之间的范围设为区域B。另外,将头部压Ph比点b大的范围设为区域C。在点a上,作用于起重臂缸1的外力为0,所以从杆侧油室1b作用的力Fr与从头部侧油室1a作用的力Fh相互平衡。此时,根据起重臂缸1的杆侧油室1b的受压面积Ar和头部侧油室1a的受压面积Ah的关系,杆压Pr和头部压Ph的关系能够由以下的数学式(1)~(3)计算。

$$Fr = Fh \dots \dots (1)$$

$$Pr \times Ar = Ph \times Ah \dots \dots (2)$$

$$Pr = Ah / Ar \times Ph \dots \dots (3)$$

[0059] 与杆侧油室1b的受压面积Ar相比,头部侧油室1a的受压面积Ah较大,所以根据上述的关系可知,起重臂缸1成为平衡状态的情况下,杆压Pr比头部压Ph高。另外,低压侧始终成为供给压Pch,所以点a的头部压Ph和杆压Pr能够由以下的数学式(4)、(5)计算。

$$Ph = Pch \dots \dots (4)$$

$$Pr = Ah / Ar \times Pch \dots \dots (5)$$

[0062] 图3A所示的区域B中,需要将柱塞34b配置在中立位置,使第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i成为遮挡的状态。

[0063] 区域B中杆压Pr比头部压Ph高,所以图2所示的液压回路中,如果使溢流阀34只具有通常的低压选择阀的功能,则第一接口34g1与第三接口34i连通。如果从该状态希望使起重臂缸1伸长,则从闭路泵12、开路泵13排出的压力油经由流路212、第一接口34g1、第三接口34i从供给用安全阀20向罐体25流出,所以起重臂缸1不驱动。然而,区域B中,如果保持遮挡溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2和第三接口34i的状态,则从起重臂缸1的平衡

状态,希望使起重臂缸1伸长时,从闭路泵12和开路泵13排出的压力油经由流路212流入起重臂缸1的头部侧油室1a,所以起重臂缸1伸长驱动。

[0064] 图3A的杆压Pr比点a大的区域A中,杆压Pr变得比头部压Ph高,所以溢流阀34需要通过图2所示的第二液室34h2的液压而使柱塞34b向右侧移动,从而使第一接口34g1与第三接口34i连通。另外,在头部压Ph比点b大的区域C中,头部压Ph比杆压Pr高,所以需要通过图2所示的第一液室34h1的液压使柱塞34b向左侧移动,溢流阀34使第二接口34g2和第三接口34i连通。

[0065] 在实际的溢流阀34中存在如下情况:由于供给泵11的流量不足、供给用安全阀20的响应延迟,从而低压侧的压力从供给压Pch变动。因此,区域A、B、C不仅要研究线上,也需要研究图3B所示的全区域。图3B是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的理想区域的特性图。

[0066] 接下来,使用图3C和图3D说明用于实现图3B所示的理想区域A、B、C的第一活塞34c1与第二活塞34c2的直径之比率、第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷的决定方法。图3C是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图,图3D是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的弹簧的设置负荷的其他的例的特性图。

[0067] 首先,对第一活塞34c1与第二活塞34c2的受压面积相同的情况进行说明。第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷为0的情况下,如图3C所示,溢流阀34的第三接口34i与第一接口34g1连接,还是与第二接口34g2连接的边界特性线为以通过点b的点划线表示的直线c。这里,将第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷Fpre设定为由以下的数学式(6)计算出的值。

[0068] $F_{pre} = (A_h/A_r - 1) \times P_{ch} \times A_p \dots \dots (6)$

[0069] A_p 是第一活塞34c1以及第二活塞34c2的剖面面积。这换言之,弹簧的设定负荷Fpre设为在从单杆缸1的头部侧油室1a的受压面积Ah除以杆侧油室1b的受压面积Ar的值减去1的值,乘以在安全阀20的安全设定压Pch作用于第一液室34h1的情况下在第一活塞34c1产生的负荷($P_{ch} \times A_p$)来计算的值。

[0070] 通过对第一弹簧34d1和第二弹簧34d2给予设置负荷Fpre,能够形成由直线c'以及直线c"包围的区域B'。

[0071] 通过点a的直线c'的特性由数学式(7)设定,直线c"的特性由数学式(8)设定。

[0072] $P_r = P_h + F_{pre}/A_p \dots \dots (7)$

[0073] $P_r = P_h - F_{pre}/A_p \dots \dots (8)$

[0074] 通过这样决定负荷Fpre,直线c'通过点a,能够将点a与点b之间作为溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i遮挡的区域B'。另外,在杆压Pr比直线c'高的区域A'中,溢流阀34通过图2所示的第二液室34h2的液压使柱塞34b向右侧移动,从而使第一接口34g1和第三接口34i连通。另外,在头部压Ph比直线c"高的区域C'中,溢流阀34通过图2所示的第一液室34h1的液压使柱塞34b向左侧移动,从而使第二接口34g2和第三接口34i连通。

[0075] 另外,如图3D所示,在能够独立设定第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷的情况下,仅对第一弹簧34d1给予设置负荷Fpre,直线c'也能够通过点a。由此,能够将点a与

点b之间,作为溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i遮挡的区域B'。

[0076] 接下来,使用图3E、图3F,对第一活塞34c1和第二活塞34c2的面积比与起重臂缸1的头部侧油室1a的受压面积Ah和杆侧油室1b的受压面积Ar的面积比相等的情况下进行说明。图3E是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的具有异径活塞的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图,图3F是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的具有异径活塞的溢流阀的弹簧的设置负荷的一个例子的特性图。

[0077] 第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷为0的情况下,如图3E所示,溢流阀34的第三接口34i与第一接口34g1连接,还是与第二接口34g2连接的边界特性线为由通过点a的双点划线表示的直线d。直线d的特性由数学式(9)设定。

$$[0078] Pr = Aph/Apr \times Ph \dots \dots (9)$$

[0079] Aph是第一活塞34c1的剖面积,Apr是第二活塞34c2的剖面积。这里,第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷Fpre设定为由以下的数学式(10)计算出的值。

$$[0080] Fpre = (Aph/Apr - 1) \times Pch \times Apr$$

$$[0081] \therefore Fpre = (Aph - Apr) \times Pch \dots \dots (10)$$

[0082] 这换言之,将弹簧的设置负荷Fpre设为,从安全阀20的安全设定压Pch作用于第一液室34h1的情况下在第一活塞34c1产生的第一负荷(Aph×Pch)减去安全阀20的安全设定压Pch作用于第二液室34h2的情况下在第二活塞34c2产生的第二负荷(Apr×Pch)而计算出的值。

[0083] 这样,通过对第一弹簧34d1和第二弹簧34d2赋予设置负荷Fpre,能够形成由图3E所示的直线d'和直线d''包围的区域B''。

[0084] 直线d'的特性由数学式(11)设定,通过点b的直线d''的特性由数学式(12)设定。

$$[0085] Pr = Aph/Apr \times Ph + Fpre/Apr \dots \dots (11)$$

$$[0086] Pr = Aph/Apr \times Ph - Fpre/Apr \dots \dots (12)$$

[0087] 如图3F所示,能够独立设定第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的设置负荷的情况下,只对第二弹簧34d2给予设置负荷Fpre,也能够使直线d''通过点b。由此,能够将点a与点b之间设为溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i遮挡的区域B''。

[0088] 在图3C所示的第一活塞34c1和第二活塞34c2的受压面积相同的情况下,与图3E所示的第一活塞34c1和第二活塞34c2的面积比与起重臂缸1的头部侧油室1a的受压面积Ah和杆侧油室1b的受压面积Ar的面积比相等的情况下相比,较大地形成区域B'。区域B'是溢流阀34的第一接口34g1、第二接口34g2以及第三接口34i成为遮挡的状态的区域,所以有在头部压Ph和杆压Pr的高低关系反转时,压力高侧的接口与第三接口34i连接的风险降低,动作容易稳定的优点。

[0089] 相反,如图3E所示的第一活塞34c1和第二活塞34c2的面积比与起重臂缸1的头部侧油室1a的受压面积Ah和杆侧油室1b的受压面积Ar的面积比相等的情况下,与图3C所示的第一活塞34c1和第二活塞34c2的受压面积相同的情况下相比,较大地形成区域C''。区域C''是通过图2所示的第一液室34h1的液压使柱塞34b向左侧,从而使溢流阀34的第二接口34g2和第三接口34i连通的区域。

[0090] 特别是在液压挖掘机100进行工作时的缸伸长动作时,如果头部压Ph变高,则较大地形成区域C'',所以杆压Pr与第三接口34i连通,降低杆压Pr。由此,有头部压Ph不会上升到

必要以上,抑制施加到闭路泵12和开路泵13的负荷,容易改善油耗的优点。

[0091] 接下来,使用图4A和图4B对本发明的作业机械的第一实施方式的动作进行说明。图4A是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的动作的一个例子的剖视图,图4B是说明构成本发明的作业机械的第一实施方式的溢流阀的动作的其他的例的剖视图。图4A以及图4B中,与图1至图3F所示的附图标记相同的附图标记是相同部分,所以省略其详细的说明。

[0092] 在图2所示的液压回路中,起重臂缸1的头部侧油室1a的压力Ph经由流路212和溢流阀34的第一接口34g1,施加到第一油室34h1。作用于第一油室34h1的压力Ph作用于第一活塞34c1的受压面积Aph从而产生将柱塞34b向左侧推压的力Fn。另外,起重臂缸1的杆侧油室1b的压力Pr经由流路213和溢流阀34的第二接口34g2,施加到第二油室34h2。作用于第二油室34h2的压力Pr作用于第二活塞34c2的受压面积Apr从而产生将柱塞34b向右侧推压的力Fm。

[0093] 图4A表示将作为起重臂缸1的头部侧油室1a的压力的头部压Ph和作为杆侧油室1b的压力的杆压Pr比较时,杆压Pr充分高,柱塞34b向右方向移动,溢流阀34使流路212和供给用安全阀20连通的状态。在杆压Pr比头部压Ph高的情况下,第一活塞34c1所产生的力Fn和第二活塞34c2所产生的力Fm的关系如以下的数学式(13)~(15)。

$$[0094] Ph < < Pr \dots \dots \dots (13)$$

$$[0095] Ph \times Aph < Pr \times Apr \dots \dots \dots (14)$$

$$[0096] Fn < Fm \dots \dots \dots (15)$$

[0097] 与第一活塞34c1所产生的力Fn相比,第二活塞34c2所产生的力Fm更大,所以柱塞34b被推压到右侧。由此,如图4A所示,第一接口34g1和第三接口34i连通。

[0098] 图4B表示将作为起重臂缸1的头部侧油室1a的压力的头部压Ph和作为杆侧油室1b的压力的杆压Pr比较时,头部压Ph充分高,柱塞34b向左方向移动,溢流阀34使流路213和供给用安全阀20连通的状态。在头部压Ph比杆压Pr高的情况下,第一活塞34c1所产生的力Fn和第二活塞34c2所产生的力Fm的关系如以下的数学式(16)~(18)。

$$[0099] Ph > > Pr \dots \dots \dots (16)$$

$$[0100] Ph \times Aph > Pr \times Apr \dots \dots \dots (17)$$

$$[0101] Fn > Fm \dots \dots \dots (18)$$

[0102] 第一活塞34c1所产生的力Fn比第二活塞34c2所产生的力Fm大,所以柱塞34b被推压到左侧。由此,如图4B所示,第二接口34g2和第三接口34i连通。

[0103] 在本实施方式中成为如下构造:从柱塞34b的左右的两端由第一活塞34c1和第二活塞34c2来对控制通过溢流阀34的压力油的流量的柱塞34b的位置进行控制。因此,例如,将溢流阀34的通过流量大流量化的情况下,将柱塞34b的大小保持相似形而大型化即可,没必要变更第一活塞34c1、第二活塞34c2。

[0104] 特别是设定预负荷的情况下,以往构造中,伴随着大流量化受压部变得大型化,所以产生增大预负荷的必要,不得不使第一弹簧34d1和第二弹簧34d2大型化。本实施方式中,与流量无关地第一活塞34c1、第二活塞34c2恒定,所以预负荷也可以恒定,没必要将第一弹簧34d1和第二弹簧34d2大型化。由此,能够与以往构造的溢流阀34相比将阀主体小型化。

[0105] 根据上述的本发明的作业机械的第一实施方式,设置了控制溢流阀34的连接状态

和流量的柱塞34b、推压柱塞34b的两条活塞34c1、34c2,所以能够提供具备小型且能够应对大流量的溢流阀34的作业机械。

[0106] 此外,本实施方式中,举例说明了设置第一弹簧34d1和第二弹簧34d2的;两条弹簧的情况,但不限于此。也可以为使用一条或者两条以上弹簧的构造。另外,只要能够保持弹簧的中立位置,设定负荷也可以为由数学式(6)表示的值以上。

[0107] 实施例2

[0108] 以下,使用附图对本发明的作业机械的第二实施方式进行说明。图5是包含构成本发明的作业机械的第二实施方式的溢流阀的液压回路图。图5中,与图1至图4B所示的附图标记相同的附图标记是相同部分,省略其详细的说明。本实施方式中,对于三种的液压单杆缸和三种的液压马达,具备四台闭路泵和四台开路泵,驱动液压单杆缸时,组合一台闭路泵和一台开路泵来进行流量控制。另外构成为,通过对各泵设置切换阀,从而对一个液压单杆缸,能够将多个闭路泵和多个开路泵合流。向一个液压单杆缸合流时,具备以组合一台闭路泵和一台开路泵而合流的方式控制切换阀的控制器。

[0109] 对图5所示的液压回路中的液压驱动控制装置的系统构成进行说明。

[0110] 图5中,作为动力源的发动机9的驱动轴与分配动力的动力传递装置10连接。在动力传递装置10连接有第一液压泵12、第二液压泵13、第三液压泵14、第四液压泵15、第五液压泵16、第六液压泵17、第七液压泵18、第八液压泵19、供给泵11。

[0111] 第一液压泵12和第三液压泵14经由动力传递装置10和驱动轴69连接,第五液压泵16和第七液压泵18经由动力传递装置10和驱动轴68连接。

[0112] 另外,第二液压泵13和第四液压泵15经由动力传递装置10和驱动轴71连接,第六液压泵17和第八液压泵19经由动力传递装置10和驱动轴72连接,供给泵11经由动力传递装置10和驱动轴70连接。

[0113] 第一液压泵12、第二液压泵13、第三液压泵14、第四液压泵15、第五液压泵16、第六液压泵17、第七液压泵18以及第八液压泵19具备具有一对输入输出接口的两倾转斜板机构和调整两倾转斜板的倾斜角的调整器12a、13a、14a、15a、16a、17a、18a以及19a。

[0114] 调整器12a至19a根据来自控制器57的信号,调整第一液压泵12~第八液压泵19的两倾转斜板的倾转角。第一液压泵12~第八液压泵19构成为,通过调整各两倾转斜板的倾转角,从而能够控制来自输入接口的工作油的排出流量和方向。

[0115] 供给泵11对流路229补充压力油。第一液压泵12~第八液压泵19接受压力油的供给,从而也能够作为液压马达发挥功能。

[0116] 第一液压泵12在一对输入输出接口连接有流路200、201,在流路200、201连接有切换阀43a、43b、43c以及43d。切换阀43a、43b、43c以及43d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。切换阀43a、43b、43c以及43d在没有来自控制器57的信号的情况下成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀43a、43b、43c以及43d不会同时成为导通状态。

[0117] 切换阀43a分别经由流路212、213与起重臂缸1连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀43a成为导通状态,则第一液压泵12经由流路200、201、切换阀43a以及流路212、213,与起重臂缸1连接从而构成闭路。切换阀43b分别经由流路214、215与悬臂缸3连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀43b成为导通状态,则第一液压泵12经由流路200、201、切换阀43b以及流路214、215,与悬臂缸3连接从而构成闭路。

[0118] 切换阀43c分别经由流路216、217与铲斗缸5连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀43c成为导通状态,则第一液压泵12经由流路200、201、切换阀43c以及流路216、217,与铲斗缸5连接从而构成闭路。切换阀43d分别经由流路218、219与旋转装置7连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀43d成为导通状态,则第一液压泵12经由流路200、201、切换阀43d以及流路218、219,与旋转装置7连接从而构成闭路。

[0119] 第三液压泵14在一对输入输出接口连接有流路203、204,在流路203、204连接有切换阀45a、45b、45c以及45d。切换阀45a、45b、45c以及45d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。切换阀45a、45b、45c以及45d在没有来自控制器57的信号的情况下,成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀45a、45b、45c以及45d不会同时成为导通状态。

[0120] 切换阀45a分别经由流路212、213与起重臂缸1连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀45a成为导通状态,则第三液压泵14经由流路203、204、切换阀45a以及流路212、213,与起重臂缸1连接从而构成闭路。切换阀45b分别经由流路214、215与悬臂缸3连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀45b成为导通状态,则第三液压泵14经由流路203、204、切换阀45b以及流路214、215,与悬臂缸3连接从而构成闭路。

[0121] 切换阀45c分别经由流路216、217与铲斗缸5连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀45c成为导通状态,则第三液压泵14经由流路203、204、切换阀45c以及流路216、217,与铲斗缸5连接从而构成闭路。切换阀45d分别经由流路218、219与旋转装置7连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀45d成为导通状态,则第三液压泵14经由流路203、204、切换阀45d以及流路218、219,与旋转装置7连接从而构成闭路。

[0122] 第五液压泵16在一对输入输出接口连接有流路206、207,在流路206、207连接有切换阀47a、47b、47c以及47d。切换阀47a、47b、47c以及47d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。切换阀47a、47b、47c以及47d在没有来自控制器57的信号的情况下成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀47a、47b、47c以及47d不会同时成为导通状态。

[0123] 切换阀47a分别经由流路212、213与起重臂缸1连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀47a成为导通状态,则第五液压泵16经由流路206、207、切换阀47a以及流路212、213,与起重臂缸1连接从而构成闭路。切换阀47b分别经由流路214、215与悬臂缸3连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀47b成为导通状态,则第五液压泵16经由流路206、207、切换阀47b以及流路214、215,与悬臂缸3连接从而构成闭路。

[0124] 切换阀47c分别经由流路216、217与铲斗缸5连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀47c成为导通状态,则第五液压泵16经由流路206、207、切换阀47c以及流路216、217,与铲斗缸5连接从而构成闭路。切换阀47d分别经由流路218、219与旋转装置7连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀47d成为导通状态,则第五液压泵16经由流路206、207、切换阀47d以及流路218、219,与旋转装置7连接从而构成闭路。

[0125] 第七液压泵18在一对输入输出接口连接有流路209、210,在流路209、210连接有切换阀49a、49b、49c以及49d。切换阀49a、49b、49c以及49d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。切换阀49a、49b、49c以及49d在没有来自控制器57的信号的情况下成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀49a、49b、49c以及49d不会同时成为导通状态。

[0126] 切换阀49a分别经由流路212、213与起重臂缸1连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀49a成为导通状态,则第七液压泵18经由流路209、210、切换阀49a以及流路212、

213,与起重臂缸1连接从而构成闭路。切换阀49b分别经由流路214、215与悬臂缸3连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀49b成为导通状态,则第七液压泵18经由流路209、210、切换阀49b以及流路214、215,与悬臂缸3连接从而构成闭路。

[0127] 切换阀49c分别经由流路216、217与铲斗缸5连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀49c成为导通状态,则第七液压泵18经由流路209、210、切换阀49c以及流路216、217,与铲斗缸5连接从而构成闭路。切换阀49d分别经由流路218、219与旋转装置7连接。如果根据来自控制器57的信号,切换阀49d成为导通状态,第七液压泵18经由流路209、210、切换阀49d以及流路218、219,与旋转装置7连接从而构成闭路。

[0128] 第二液压泵13在一对输入输出接口的一侧连接有流路202,在流路202连接有切换阀44a、44b、44c、44d以及安全阀21。第二液压泵13的一对输入输出接口的另一侧与连通在罐体25c的流路连接。就安全阀21而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油放到罐体25c而保护回路。切换阀44a、44b、44c以及44d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。在没有来自控制器57的信号的情况下,切换阀44a、44b、44c以及44d成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀44a、44b、44c以及44d不会同时成为导通状态。

[0129] 切换阀44a经由流路212与起重臂缸1连接。切换阀44b经由流路214与悬臂缸3连接。切换阀44c经由流路216与铲斗缸5连接。切换阀44d经由流路220,与比例切换阀54、55连接。

[0130] 第四液压泵15在一对输入输出接口的一侧连接有流路205,在流路205连接有切换阀46a、46b、46c、46d以及安全阀22。第四液压泵15的一对输入输出接口的另一侧与连通在罐体25d的流路连接。就安全阀22而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油放到罐体25d而保护回路。切换阀46a、46b、46c以及46d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。在没有来自控制器57的信号的情况下,切换阀46a、46b、46c以及46d成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀46a、46b、46c以及46d不会同时成为导通状态。

[0131] 切换阀46a经由流路212与起重臂缸1连接。切换阀46b经由流路214与悬臂缸3连接。切换阀46c经由流路216与铲斗缸5连接。切换阀46d经由流路220,与比例切换阀54、55连接。

[0132] 第六液压泵17在一对输入输出接口的一侧连接有流路208,在流路208连接有切换阀48a、48b、48c、48d以及安全阀23。第六液压泵17的一对输入输出接口的另一侧与和罐体25e连通的流路连接。就安全阀23而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油放到罐体25e而保护回路。切换阀48a、48b、48c以及48d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通和切断。在没有来自控制器57的信号的情况下,切换阀48a、48b、48c以及48d成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀48a、48b、48c以及48d不会同时成为导通状态。

[0133] 切换阀48a经由流路212与起重臂缸1连接。切换阀48b经由流路214与悬臂缸3连接。切换阀48c经由流路216与铲斗缸5连接。切换阀48d经由流路220,与比例切换阀54、55连接。

[0134] 第八液压泵19在一对输入输出接口的一侧连接有流路211,在流路211连接有切换阀50a、50b、50c、50d以及安全阀24。第八液压泵19的一对输入输出接口的另一侧与连通在罐体25f的流路连接。就安全阀24而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油放到罐体25f而保护回路。切换阀50a、50b、50c以及50d根据来自控制器57的信号,切换流路的导通

和切断。在没有来自控制器57的信号的情况下,切换阀50a、50b、50c以及50d成为切断状态。另外,控制器57控制为切换阀50a、50b、50c以及50d不会同时成为导通状态。

[0135] 切换阀50a经由流路212与起重臂缸1连接。切换阀50b经由流路214与悬臂缸3连接。切换阀50c经由流路216与铲斗缸5连接。切换阀50d经由流路220,与比例切换阀54、55连接。

[0136] 供给泵11的排出口经由流路229,与供给用安全阀20、供给用单向阀26、27、28、29、40a、40b、41a、41b、42a以及42b连接。供给泵11的吸入口与连通在罐体25b的流路连接。供给用安全阀20调整供给用单向阀26、27、28、29、40a、40b、41a、41b、42a以及42b的供给压力。

[0137] 就供给用单向阀26而言,在流路200、201的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路200、201供给供给泵11的压力油。就供给用单向阀27而言,在流路203、204的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路203、204供给供给泵11的压力油。就供给用单向阀28而言,在流路206、207的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路206、207供给供给泵11的压力油。就供给用单向阀29而言,在流路209、210的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路209、210供给供给泵11的压力油。

[0138] 就供给用单向阀40a、40b而言,在流路212、213的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路212、213供给供给泵11的压力油。就供给用单向阀41a、41b而言,在流路214、215的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路214、215供给供给泵11的压力油。就供给用单向阀42a、42b而言,在流路216、217的压力低于在供给用安全阀20设定的压力的情况下,向流路216、217供给供给泵11的压力油。

[0139] 就设置于流路200和201的安全阀30a、30b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20,放到罐体25b而保护回路。就设置于流路203和204的安全阀31a、31b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20放到罐体25b而保护回路。

[0140] 就设置于流路206和207的安全阀32a、32b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20,放到罐体25b而保护回路。就设置于流路209和210的安全阀33a、33b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20放到罐体25b而保护回路。

[0141] 流路212与起重臂缸1的头部侧油室1a连接。流路213与起重臂缸1的杆侧油室1b连接。起重臂缸1是接受工作油的供给而进行伸缩动作的液压单杆缸。起重臂缸1的伸缩方向取决于工作油的供给方向。

[0142] 就设置于流路212和流路213的安全阀37a、37b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20,放到罐体25b而保护回路。设置于流路212和流路213的溢流阀34将流路内的多余油经由供给用安全阀20,排出到罐体25b。与流路212连接的压力传感器64a测量流路212的压力而输入到控制器57。与流路213连接的压力传感器64b测量流路213的压力而输入到控制器57。

[0143] 流路214与悬臂缸3的头部侧油室3a连接。流路215与悬臂缸3的杆侧油室3b连接。悬臂缸3是接受工作油的供给而进行伸缩动作的液压单杆缸。悬臂缸3的伸缩方向取决于工作油的供给方向。

[0144] 就设置于流路214和流路215的安全阀38a、38b而言,在流路压成为预定的压力以

上时,将工作油经由供给用安全阀20,放到罐体25b而保护回路。设置于流路214和流路215的溢流阀35将流路内的多余油经由供给用安全阀20,排出到罐体25b。与流路214连接的压力传感器65a测量流路214的压力而输入到控制器57。与流路215连接的压力传感器65b测量流路215的压力而输入到控制器57。

[0145] 流路216与铲斗缸5的头部侧油室5a连接。流路217与铲斗缸5的杆侧油室5b连接。铲斗缸5是接受工作油的供给而进行伸缩动作的液压单杆缸。铲斗缸5的伸缩方向取决于工作油的供给方向。

[0146] 就设置于流路216和流路217的安全阀39a、39b而言,在流路压成为预定的压力以上时,将工作油经由供给用安全阀20,放到罐体25b而保护回路。设置于流路216和流路217的溢流阀36将流路内的多余油经由供给用安全阀20,排出到罐体25b。与流路216连接的压力传感器66a测量流路216的压力而输入到控制器57。与流路217连接的压力传感器66b测量流路217的压力而输入到控制器57。

[0147] 流路218和流路219与旋转装置7连接。旋转装置7是接受工作油的供给而旋转的液压马达。就设置于流路218和流路219的安全阀51a、51b而言,在流路218和219的流路压力差成为预定的压力以上时,将工作油从高压侧的流路放到低压侧的流路而保护回路。与流路218连接的压力传感器67a测量流路218的压力而输入到控制器57。与流路219连接的压力传感器67b测量流路219的压力而输入到控制器57。

[0148] 流路221和流路222连接比例切换阀54与行驶装置8a。

[0149] 就设置于流路221和流路222的安全阀52a、52b而言,在流路221和流路222的流路压力差成为预定的压力以上时,将工作油从高压侧的流路放到低压侧的流路而保护回路。比例切换阀54根据来自控制器57的信号,将流路220和罐体25a的连接源切换为流路221或者流路222,并且还能够进行流量调整。行驶装置8a是接受工作油的供给而旋转的液压马达。

[0150] 流路223和流路224连接比例切换阀55与行驶装置8b。

[0151] 就设置于流路223和流路224的安全阀53a、53b而言,在流路223和流路224的流路压力差成为预定的压力以上时,将工作油从高压侧的流路放到低压侧的流路而保护回路。比例切换阀55根据来自控制器57的信号,将流路220和罐体25a的连接源切换为流路223或者流路224,并且还能够进行流量调整。行驶装置8b是接受工作油的供给而旋转的液压马达。

[0152] 操作杆56a将起重臂缸1的伸缩方向和速度的指令值提供给控制器57。操作杆56b将悬臂缸3的伸缩方向和速度的指令值提供给控制器57。操作杆56c将铲斗缸5的伸缩方向和速度的指令值提供给控制器57。操作杆56d将旋转装置7的旋转方向和旋转速度的指令值提供给控制器57。另外,虽未图示,还具备将行驶装置8a、8b的旋转方向和旋转速度的指令值提供给控制器57的操作杆。

[0153] 控制器57基于来自各操作杆56a～56d的起重臂缸1、悬臂缸3以及铲斗缸5的伸缩方向和速度的指令值、旋转装置7和行驶装置8a、8b的旋转方向和旋转速度的指令值、液压回路内的传感器信息,控制第一液压泵12的调整器12a～第八液压泵19的调整器19a、切换阀43a～43d、44a～44d、45a～45d、46a～46d、47a～47d、48a～48d、49a～49d、50a～50d、以及比例切换阀54、55。

[0154] 接下来,对本实施方式中的溢流阀34、35、36的设定进行说明。

[0155] 图5所示的起重臂缸1的杆侧油室1b和头部侧油室1a的受压面积比率、悬臂缸3的杆侧油室3b和头部侧油室3a的受压面积比率、铲斗缸5的杆侧油室5b和头部侧油室5a的受压面积比率分别不同。本实施方式中,使用相同式样的溢流阀,对每个溢流阀设定不同的弹簧的设置负荷Fpre。另外,这些溢流阀举例说明第一活塞的受压面积和第二活塞的受压面积相等的情况。

[0156] 设置在起重臂缸1用闭路的溢流阀34中的弹簧的设置负荷Fpre1相对于起重臂缸1的杆侧油室1b的受压面积Ar1、头部侧油室1a的受压面积Ah1,设定为由以下的数学式(19)计算出的值。

$$F_{pre1} = (Ah1/Ar1 - 1) \times Pch \times Ap \dots \dots (19)$$

[0158] Ap是构成溢流阀34的第一活塞以及第二活塞的受压面积。Pch是在供给用安全阀20设定的供给压力。

[0159] 设置在悬臂缸3用闭路的溢流阀35中的弹簧的设置负荷Fpre2相对于悬臂缸3的杆侧油室3b的受压面积Ar2、头部侧油室3a的受压面积Ah2,设定为由以下的数学式(20)计算出的值。

$$F_{pre2} = (Ah2/Ar2 - 1) \times Pch \times Ap \dots \dots (20)$$

[0161] Ap是构成溢流阀35的第一活塞以及第二活塞的受压面积。Pch是在供给用安全阀20设定的供给压力。

[0162] 设置在铲斗缸5用闭路的溢流阀36中的弹簧的设置负荷Fpre3相对于铲斗缸5的杆侧油室5b的受压面积Ar3、头部侧油室5a的受压面积Ah3,设定为由以下的数学式(21)计算出的值。

$$F_{pre3} = (Ah3/Ar3 - 1) \times Pch \times Ap \dots \dots (21)$$

[0164] Ap是构成溢流阀36的第一活塞以及第二活塞的受压面积。Pch是在供给用安全阀20设定的供给压力。

[0165] 如上所述,能够将溢流阀的预负荷通过调整弹簧的设置负荷来设定,所以在每一个安装在作业机械的单杆缸的杆侧油室和头部侧油室的受压面积比不同的情况下,也能够使用相同式样的溢流阀。由此,实现部件的共用化。

[0166] 根据上述的本发明的作业机械的第二实施方式,能够得到与上述的第一实施方式相同的效果。

[0167] 另外,根据上述的本发明的作业机械的第二实施方式,在每一个安装于作业机械的单杆缸的杆侧油室和头部侧油室的受压面积比不同的情况下,也能够使用相同式样的溢流阀。其结果,实现部件的共用化,提高生产性。

[0168] 此外,本发明不限于上述的各实施方式,包含不脱离其要旨的范围内的各种变形例。例如,上述的实施方式中,说明了将本发明适用于液压挖掘机的情况,但不限于此,只要是具备液压促动器的作业机械,就能够适用于液压起重机、轮式装载机等,其他的作业机械。

[0169] 附图标记的说明

[0170] 1—起重臂缸(液压缸),1a—头部侧油室,1b—杆侧油室,3—悬臂缸(液压缸),5—铲斗缸(液压缸),9—发动机,10—动力传递装置,11—供给泵(其他的液压泵),12—第一液

压泵(一液压泵),12a—调整器(流量调整单元),13—第二液压泵,13a—调整器,20—供给用安全阀,25—工作油罐体,26—单向阀,34—溢流阀,34a—阀主体,34b—柱塞,34c1—第一活塞,34c2—第二活塞,34d1—第一弹簧,34d2—第二弹簧,34g1—第一接口,34g2—第二接口,34h1—第一油室(第一液室),34h2—第二油室(第二液室),34i—第三接口,40a—单向阀,40b—单向阀,212—流路(第一流路),213—流路(第二流路),229—流路(第三流路)。

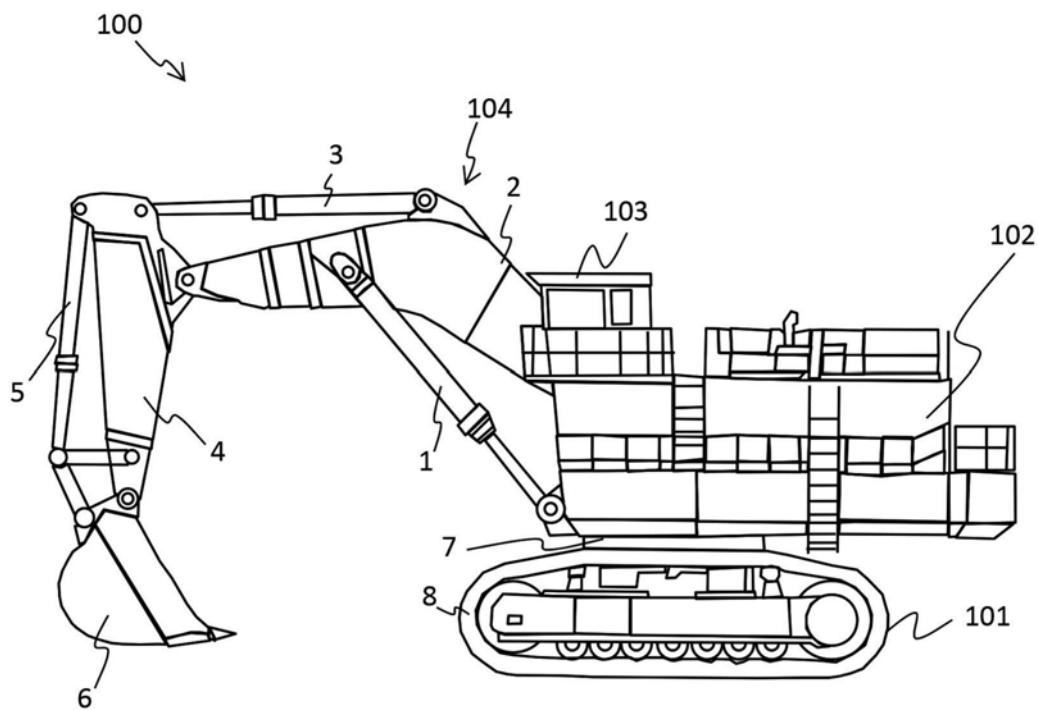


图1

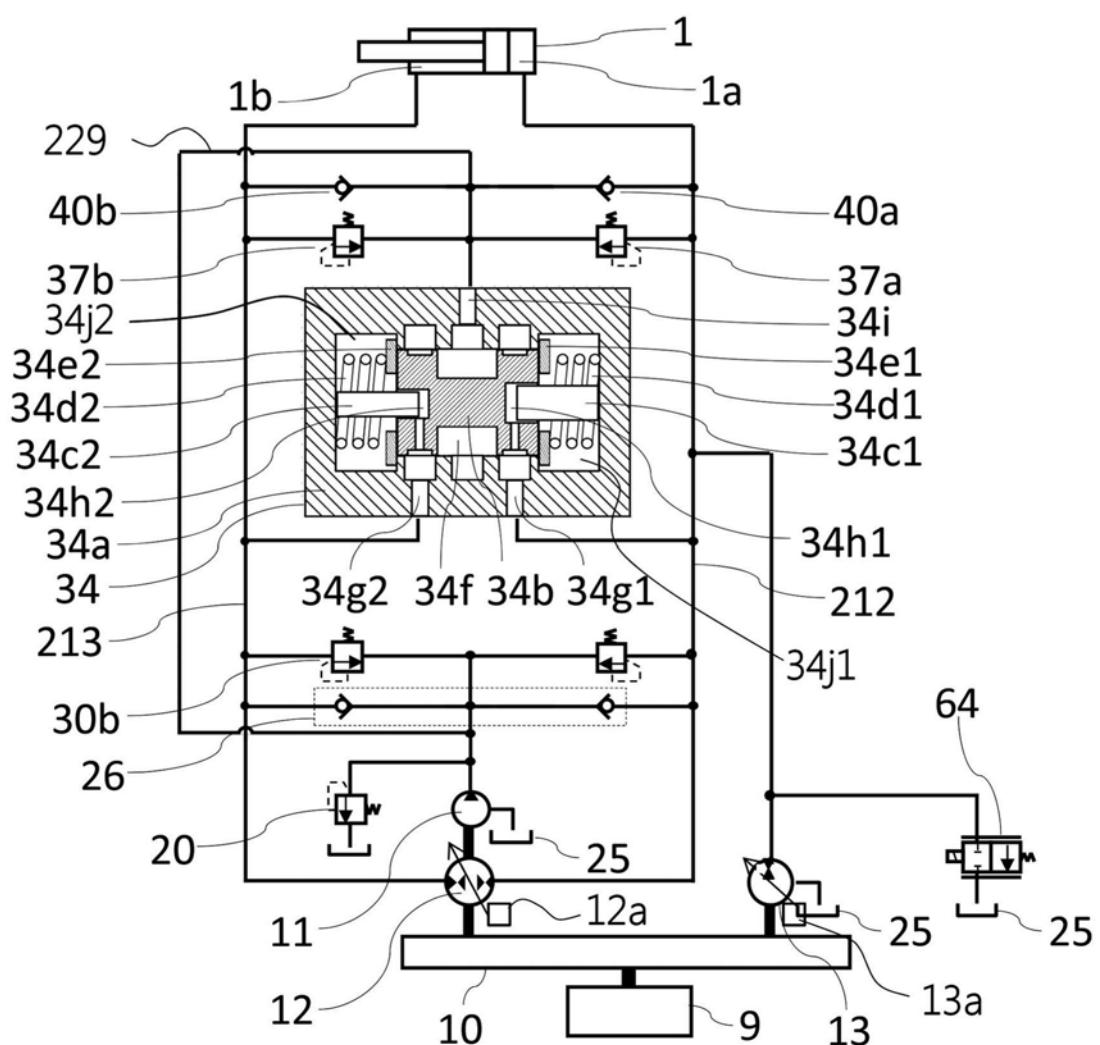


图2

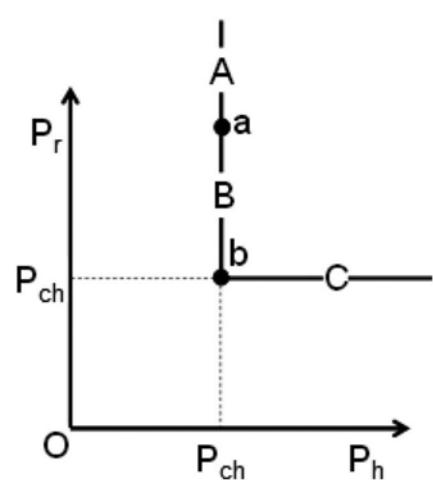


图3A

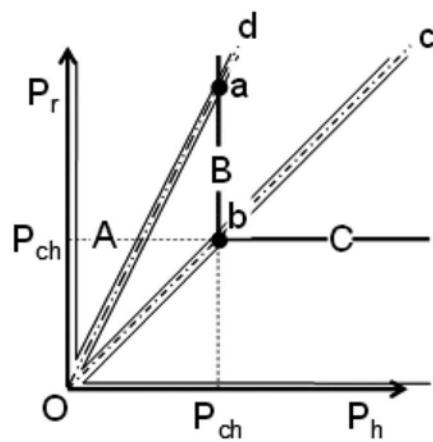


图3B

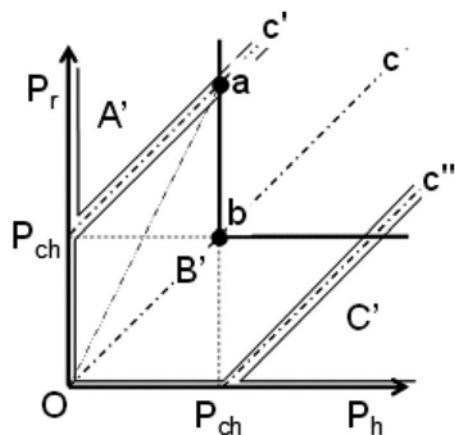


图3C

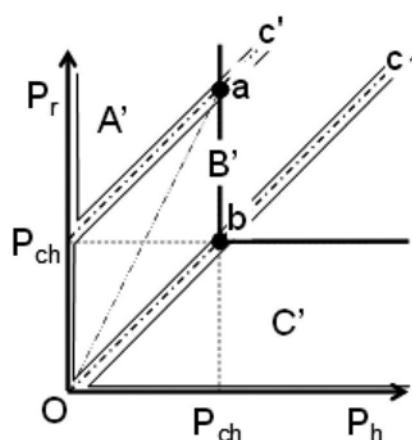


图3D

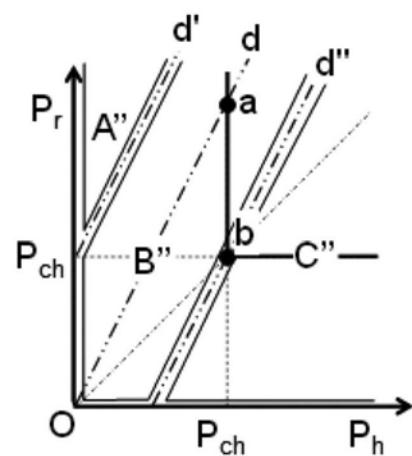


图3E

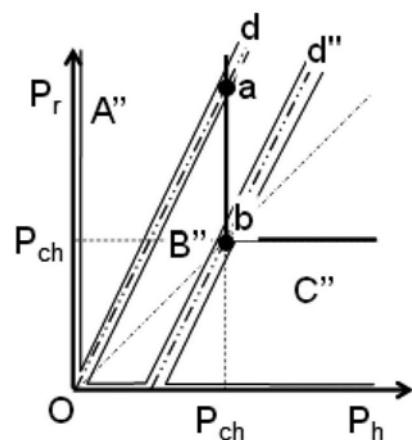


图3F

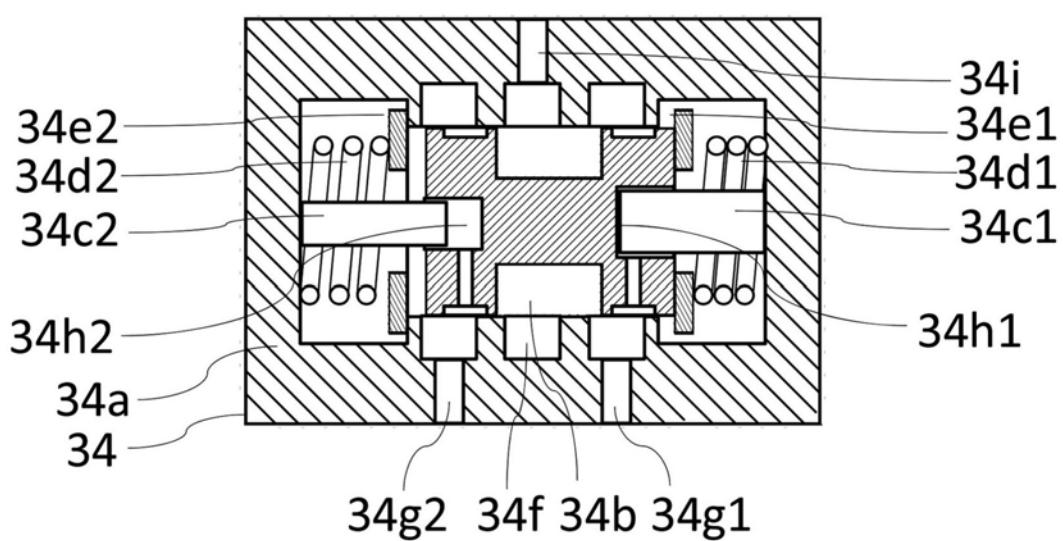


图4A

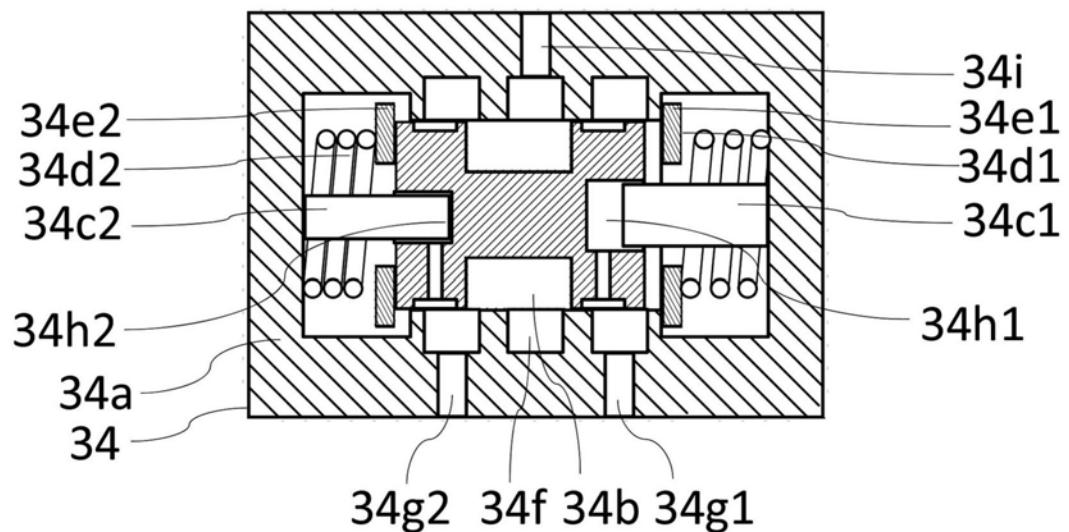


图4B

