



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105492780 B

(45)授权公告日 2017.05.24

(21)申请号 201480047109.9

(22)申请日 2014.12.02

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105492780 A

(43)申请公布日 2016.04.13

(30)优先权数据

2014-054196 2014.03.17 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.02.25

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2014/081912 2014.12.02

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/141073 JA 2015.09.24

(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 森和繁 竹林圭文

中村夏树

(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 张敬强 金成哲

(51)Int.Cl.

F15B 11/02(2006.01)

E02F 9/22(2006.01)

F15B 11/00(2006.01)

F15B 11/05(2006.01)

F15B 11/17(2006.01)

(56)对比文件

CN 101709623 A, 2010.05.19,

CN 1132320 A, 1996.10.02,

EP 0913586 A1, 1999.05.06,

US 2012067443 A1, 2012.03.22,

JP S5758737 A, 1982.04.08,

WO 2011093378 A1, 2011.08.04,

审查员 丁芳芳

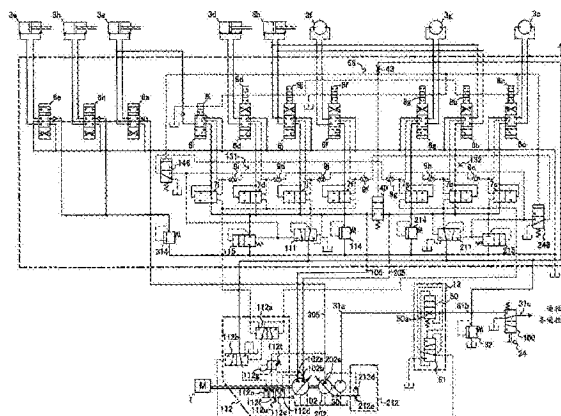
权利要求书2页 说明书21页 附图9页

(54)发明名称

工程机械的液压驱动装置

(57)摘要

在包含特定的驱动器的复合操作中,在负载压的差较大、且特定的驱动器的操作装置的操作是微操作的情况下,抑制压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗,并且利用负载压使向特定的驱动器供给的压力油的流量灵活地变化,从而得到良好的操作性。因此,相对于起重臂缸(3a)设置对来自主泵(202)的排出油进行控制的中位全开型的流量控制阀(6a)和对来自主泵(102)的排出油进行控制的中位全闭型的流量控制阀(6i),对主泵(102)进行负荷传感控制。在起重臂缸(3a)用的操作装置(123)的操作区域中的直到中间区域,打开流量控制阀(6a)对供给流量进行控制,中间区域以后打开流量控制阀(6a、6i)的双方对供给流量进行控制。



1. 一种工程机械的液压驱动装置,其特征在于,具备:

容量可变型的第一泵装置;

第二泵装置;

利用从上述第一泵装置排出的压力油进行驱动的多个第一驱动器;

利用从上述第二泵装置排出的压力油进行驱动的多个第二驱动器;

对从上述第一泵装置向上述多个第一驱动器供给的压力油的流动进行控制的多个中位全闭型的流量控制阀;

对从上述第二泵装置向上述多个第二驱动器供给的压力油的流动进行控制的多个中位全开型的流量控制阀;

对上述多个中位全闭型的流量控制阀的前后差压分别进行控制的多个压力补偿阀;以及

第一泵控制装置,其具有负荷传感控制部,该负荷传感控制部对上述第一泵装置的容量进行控制,以使上述第一泵装置的排出压比上述多个第一驱动器的最高负载压仅高目标差压,

上述多个第一驱动器及第二驱动器包括作为共用驱动器的至少一个第一特定驱动器,

上述多个第一驱动器包括在与上述第一特定驱动器的复合操作中所使用的频度高的第二特定驱动器,

上述多个中位全开型的流量控制阀包括第一流量控制阀,该第一流量控制阀对从上述第二泵装置向上述第一特定驱动器供给的压力油的流动进行控制,

上述多个中位全闭型的流量控制阀包括第二流量控制阀,该第二流量控制阀对从上述第一泵装置向上述第一特定驱动器供给的压力油的流动进行控制,

将上述第一流量控制阀及第二流量控制阀的开口面积特性设定为,当将上述第一特定驱动器的操作装置操作到操作范围的中间区域时,仅上述第一流量控制阀开阀而从上述第二泵装置向上述第一特定驱动器供给压力油,当从上述中间区域进一步操作了上述操作装置时,上述第一流量控制阀及第二流量控制阀的双方开阀,来自上述第一泵装置及第二泵装置的压力油合流供给至上述第一特定驱动器。

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,

上述第一流量控制阀将上述开口面积特性设定为,随着阀柱行程的增加,开口面积增加,在达到最大的阀柱行程前成为最大开口面积,

上述第二流量控制阀将上述开口面积特性设定为,在阀柱行程达到中间行程前,开口面积为零,在上述中间行程开口,之后,随着阀柱行程的增加,开口面积增加,在达到最大的阀柱行程前成为最大开口面积。

3. 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,

还具备对上述第二泵装置的容量进行控制的第二泵控制装置,

上述第一泵控制装置具有:上述负荷传感控制部;以及第一转矩控制部,当上述第一泵装置的排出压被导入,且上述第一泵装置的排出压和容量的至少一方增加而上述第一泵装置的吸收转矩增加时,对上述第一泵装置的容量进行限制控制,以免上述第一泵装置的吸收转矩超过第一预定值,

上述第二泵控制装置具有第二转矩控制部,当上述第二泵装置的排出压被导入,且上

述第二泵装置的排出压增加而上述第二泵装置的吸收转矩增加时,且当上述第二泵装置的吸收转矩为第二预定值以下时,将上述第二泵装置的容量维持为最大,若上述第二泵装置的吸收转矩上升至上述第二预定值,则对上述第二泵装置的容量进行限制控制,以免上述第二泵装置的吸收转矩超过第二预定值,

上述第一泵控制装置还具有:

减压阀,当上述第二泵装置的排出压被导入,且上述第二泵装置的排出压为上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力以下时,原样输出上述第二泵装置的排出压,若上述第二泵装置的排出压上升至大于上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力,则将上述第二泵装置的排出压减压为上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力并输出;以及

减转矩控制驱动器,随着上述减压阀的输出压被导入且上述减压阀的输出压变高,使上述第一泵装置的容量减少,以使上述第一预定值减少。

4. 根据权利要求1~3任一项中所述的工程机械的液压驱动装置,其特征在于,

上述第一特定驱动器是对液压挖掘机的起重臂进行驱动的起重臂缸,上述第二特定驱动器是对液压挖掘机的悬臂进行驱动的悬臂缸。

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,尤其涉及进行负荷传感控制的液压驱动装置,该负荷传感控制将液压泵的排出流量控制为液压泵的排出压比多个驱动器的最高负载压仅高目标差压。

背景技术

[0002] 液压挖掘机等工程机械的液压驱动装置包含将液压泵的排出流量控制为液压泵(1泵)的排出压比多个驱动器的最高负载压仅高目标差压的装置,该控制称为负荷传感控制。在进行该负荷传感控制的液压驱动装置中,如专利文献1所记载的那样,分别利用压力补偿阀将多个流量控制阀的前后差压保持为预定差压,在同时驱动多个驱动器的复合操作时,与各个驱动器的负载压的大小无关地能够以与各流量控制阀的开口面积相应的比率将液压供给至多个驱动器。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2009—14122号公报

发明内容

[0006] 发明所要解决的课题

[0007] 在专利文献1所记载的液压驱动装置中,在同时驱动多个驱动器的复合操作中,液压泵的排出压总是被控制为比多个驱动器的最高负载压仅高目标差压,因此在同时进行负载压的差大的例如起重臂上升微操作(负载压:高)和悬臂接地操作(负载压:低)的水平整平动作等的复合操作的情况下,液压泵的排出压被控制为比起重臂缸的高的负载压仅高某设定压量,并且为了防止压力油过于流向负载压低的驱动器(在水平整平动作中,悬臂缸),负载压低的驱动器用的压力补偿阀进行节流,由于该无益的节流损失而消耗了动力(能量)。

[0008] 另外,液压挖掘机在使铲斗爪尖与地面接触的状态下沿地面移动,收集石片、混凝土片、木片等碎片垃圾,从而有进行对地面进行清扫的称为清扫作业的作业的情况。该清扫作业与水平整平动作相同,在起重臂上升微操作(负载压:高)和悬臂接地操作(负载压:低)的复合操作下进行。但是,在清扫作业中,需要维持地面的形状,因此即使在地面存在一些凹凸的情况下,也需要沿该地面的凹凸灵活地调整铲斗爪尖的上下位置。

[0009] 在此,为了沿地面灵活地调整铲斗爪尖的上下位置,希望起重臂缸的伸缩速度与根据铲斗爪尖接触地面的凹凸的力的大小而变化的起重臂缸的负载压相应地灵活变化。

[0010] 然而,在专利文献1所记载的液压驱动装置中,即使起重臂操作是微操作,向驱动器(起重臂缸)供给压力油的液压泵也由负荷传感控制控制排出流量,而且流量控制阀的前后差压由压力补偿阀保持为预定差压。因此,向起重臂缸供给的压力油的流量不易受起重臂缸的负载压的影响,仅由操作装置的杆输入来决定,因此在地面存在凹凸的情况下,存在

难以在使铲斗爪尖与地面接触的状态下沿地面的凹凸移动之类的问题。

[0011] 本发明的目的是提供一种工程机械的液压驱动装置,在包含特定的驱动器的复合操作中,在负载压的差较大且特定的驱动器的操作装置的操作是微操作的情况下,抑制压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗,并且利用负载压使向特定的驱动器供给的压力油的流量灵活地变化,从而能够得到良好的操作性。

[0012] 用于解决课题的方案

[0013] (1) 为了实现上述目的,本发明是一种工程机械的液压驱动装置具备:容量可变型的第一泵装置;第二泵装置;利用从上述第一泵装置排出的压力油进行驱动的多个第一驱动器;利用从上述第二泵装置排出的压力油进行驱动的多个第二驱动器;对从上述第一泵装置向上述多个第一驱动器供给的压力油的流动进行控制的多个中位全闭型的流量控制阀;对从上述第二泵装置向上述多个第二驱动器供给的压力油的流动进行控制的多个中位全开型的流量控制阀;对上述多个中位全闭型的流量控制阀的前后差压分别进行控制的多个压力补偿阀;以及第一泵控制装置,其具有负荷传感控制部,该负荷传感控制部对上述第一泵装置的容量进行控制,以使上述第一泵装置的排出压比上述多个第一驱动器的最高负载压仅高目标差压,上述多个第一驱动器及第二驱动器包括作为共用驱动器的至少一个第一特定驱动器,上述多个第一驱动器包括在与上述第一特定驱动器的复合操作中所使用的频度高的第二特定驱动器,上述多个中位全开型的流量控制阀包括第一流量控制阀,该第一流量控制阀对从上述第二泵装置向上述第一特定驱动器供给的压力油的流动进行控制,上述多个中位全闭型的流量控制阀包括第二流量控制阀,该第二流量控制阀对从上述第一泵装置向上述第一特定驱动器供给的压力油的流动进行控制,将上述第一流量控制阀及第二流量控制阀的开口面积特性设定为,当将上述第一特定驱动器的操作装置操作到操作范围的中间区域时,仅上述第一流量控制阀开阀而从上述第二泵装置向上述第一特定驱动器供给压力油,当从上述中间区域进一步操作了上述操作装置时,上述第一流量控制阀及第二流量控制阀的双方开阀,来自上述第一泵装置及第二泵装置的压力油合流供给至上述第一特定驱动器。

[0014] 在这样构成的本发明中,即使在第一特定驱动器(相当于发明的目的中所说的“特定的驱动器”,例如起重臂缸)和第二特定驱动器(例如悬臂缸)的复合操作(例如水平整平动作、清扫作业)中第一特定驱动器和第二特定驱动器的负载压的差较大的情况下,第一及第二特定驱动器分别利用来自各自的泵装置的压力油驱动(第一特定驱动器利用从第二泵装置排出的压力油驱动,第二特定驱动器利用从第一泵装置排出的压力油驱动),因此不会产生压力补偿阀的节流损失,能够抑制因压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗。

[0015] 另外,由于对从第二泵装置向第一特定驱动器供给的压力油的流动进行控制的第一流量控制阀为中位全开型,因此通过将第一特定驱动器用作起重臂缸,从而在如清扫作业那样起重臂缸的操作装置的操作量较小的情况下,利用起重臂缸的负载压使向起重臂缸供给的压力油的流量灵活地变化,因此能够得到良好的操作性。

[0016] 根据以上,在包含特定的驱动器的复合操作中,在负载压的差较大、且特定的驱动器的操作装置的操作是微操作的情况下,抑制压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗,并且利用负载压使向特定的驱动器供给的压力油的流量灵活地变化,从而能够得到良

好的操作性。

[0017] (2) 在上述(1)中,优选上述第一流量控制阀将上述开口面积特性设定为,随着阀柱行程的增加,开口面积增加,在达到最大的阀柱行程前成为最大开口面积,上述第二流量控制阀将上述开口面积特性设定为,在阀柱行程达到中间行程前,开口面积为零,在上述中间行程开口,之后,随着阀柱行程的增加,开口面积增加,在达到最大的阀柱行程前成为最大开口面积。

[0018] 由此,在将第一特定驱动器的操作装置操作到操作范围的中间区域时,仅第一流量控制阀开阀,从第二泵装置向第一特定驱动器供给压力油,在从中间区域进一步操作了操作装置时,第一及第二流量控制阀这两方开阀,来自第一及第二泵装置的压力油合流供给至第一特定驱动器。

[0019] (3) 在上述(1)中,优选还具备对上述第二泵装置的容量进行控制的第二泵控制装置,上述第一泵控制装置具有:上述负荷传感控制部;以及第一转矩控制部,当上述第一泵装置的排出压被导入,且上述第一泵装置的排出压和容量的至少一方增加而上述第一泵装置的吸收转矩增加时,对上述第一泵装置的容量进行限制控制,以免上述第一泵装置的吸收转矩超过第一预定值,上述第二泵控制装置具有第二转矩控制部,当上述第二泵装置的排出压被导入,且上述第二泵装置的排出压增加而上述第二泵装置的吸收转矩增加时,且当上述第二泵装置的吸收转矩为第二预定值以下时,将上述第二泵装置的容量维持为最大,若上述第二泵装置的吸收转矩上升至上述第二预定值,则对上述第二泵装置的容量进行限制控制,以免上述第二泵装置的吸收转矩超过第二预定值,上述第一泵控制装置还具有:减压阀,当上述第二泵装置的排出压被导入,且上述第二泵装置的排出压为上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力以下时,原样输出上述第二泵装置的排出压,若上述第二泵装置的排出压上升至大于上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力,则将上述第二泵装置的排出压减压为上述第二转矩控制部的容量限制控制的开始压力并输出;以及减转矩控制驱动器,随着上述减压阀的输出压被导入且上述减压阀的输出压变高,使上述第一泵装置的容量减少,以使上述第一预定值减少。

[0020] 由此,不仅在第二泵装置的吸收转矩上升到第二预定值、且利用第二转矩控制部的控制限制为第二预定值而进行动作时,而且在第二泵装置的吸收转矩为第二预定值以下、且未限制为第二预定值时,也能够精度良好地进行全转矩控制,有效利用原动机的额定输出转矩。

[0021] (4) 在上述(1)~3任一项中,优选上述第一特定驱动器是对液压挖掘机的起重臂进行驱动的起重臂缸,上述第二特定驱动器是对液压挖掘机的悬臂进行驱动的悬臂缸。

[0022] 由此,在进行同时进行在负载压的差较大的起重臂上升微操作(负载压:高)和悬臂接地操作(负载压:低)的水平整平动作的情况下,抑制作为低负载侧的悬臂缸侧的压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗,并且在进行起重臂上升微操作(负载压:高)和悬臂接地操作(负载压:低)中进行清扫作业的情况下,利用负载压使向起重臂缸供给的压力油的流量灵活地变化,从而能够得到良好的操作性。

[0023] 发明的效果

[0024] 根据本发明,在包含特定的驱动器(第一特定驱动器)的复合操作中,在负载压的差较大、且特定的驱动器的操作装置的操作是微操作的情况下,抑制压力补偿阀的节流损

失造成的无益的能量消耗,并且利用负载压使向特定的驱动器供给的压力油的流量灵活地变化,从而能够得到良好的操作性。

[0025] 图面说明

[0026] 图1是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的图。

[0027] 图2A是表示起重臂缸以及悬臂缸以外的驱动器的流量控制阀的各个入口通路的开口面积特性的图。

[0028] 图2B是表示悬臂缸的主流量控制阀以及辅助流量控制阀的各个入口通路的开口面积特性(上侧)、和悬臂缸的主流量控制阀以及辅助流量控制阀的入口通路的合成开口面积特性(下侧)的图。

[0029] 图3是表示由第一转矩控制部得到的转矩控制特性(PQ特性)和减转矩控制活塞所产生的减转矩控制的效果的图。

[0030] 图4A是以PQ特性表示由第二转矩控制部得到的转矩控制特性的图。

[0031] 图4B是将纵轴置换为泵转矩来表示由第二转矩控制部得到的转矩控制特性的图。

[0032] 图5A是表示起重臂缸的主驱动用的流量控制阀(中位全开型—第一流量控制阀)的入口通路、出口通路以及旁通节流通路(中间位置旁通通路)的开口面积特性的图。

[0033] 图5B是表示起重臂缸的辅助驱动用的流量控制阀(中位全闭型—第二流量控制阀)的入口通路的开口面积特性的图。

[0034] 图5C是表示起重臂缸的第一及第二流量控制阀的各个入口的流量特性(上侧)、和起重臂缸的第一及第二流量控制阀的入口的合成流量特性(下侧)的图。

[0035] 图6是表示本发明的第二实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的图。

[0036] 图7是表示搭载有本发明的液压驱动装置的作为工程机械的液压挖掘机的外观的图。

具体实施方式

[0037] 以下。根据附图对本发明的实施方式进行说明。

[0038] <第一实施方式>

[0039] ~结构~

[0040] 图1是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的图。

[0041] 在图1中,本实施方式的液压驱动装置具备:原动机(例如柴油发动机)1;由该原动机1驱动且具有向第一及第二压力油供给路径105、205排出液压的的第一及第二排出口102a、102b的分流式容量可变型主泵102(第一泵装置);由原动机1驱动且具有向第三压力油供给路径305排出压力油的第三排出口202a的单流式容量可变型主泵202(第二泵装置);利用从主泵102的第一及第二排出口102a、102b以及主泵202的第三排出口202a排出的压力油驱动的多个驱动器3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3h;与第一~第三压力油供给路径105、205、305连接且对从主泵102的第一及第二排出口102a、102b以及主泵202的第三排出口202a向多个驱动器3a~3h供给的压力油的流动进行控制的控制阀单元4;用于对主泵102的第一及

第二排出口102a、102b的排出流量进行控制的调整器112(第一泵控制装置);以及用于对主泵202的第三排出口202a的排出流量进行控制的调整器212(第二泵控制装置)。

[0042] 多个驱动器3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3h中的驱动器3a、3b、3c、3d、3f、3g是利用从主泵102的第一及第二排出口102a、102b排出的压力油驱动的多个第一驱动器,驱动器3a、3e、3h是利用从主泵202的第三排出口202a排出的压力油驱动的多个第二驱动器,驱动器3a是包含于多个第一及第二驱动器这两方的共用驱动器。

[0043] 控制阀单元4具备:中位全闭型的多个流量控制阀6b、6c、6d、6f、6g、6i、6j,其与第一及第二压力油供给路径105、205连接,对从主泵102的第一及第二排出口102a、102b向多个第一驱动器3a、3b、3c、3d、3f、3g供给的压力油的流量进行控制;多个压力补偿阀7b、7c、7d、7f、7g、7i、7j,其以多个流量控制阀6b、6c、6d、6f、6g、6i、6j的前后差压与目标差压相等的方式对多个流量控制阀6b、6c、6d、6f、6g、6i、6j的前后差压分别进行控制;多个的操作检测阀8b、8c、8d、8f、8g、8i、8j,其与多个流量控制阀6b、6c、6d、6f、6g、6i、6j的阀柱一起滑动,且用于检测各流量控制阀的切换;中位全开型的多个流量控制阀6a、6e、6h,其与第三压力油供给路径305连接,对从主泵202的第三排出口202a向多个第二驱动器3a、3e、3h供给的压力油的流量进行控制;主安全阀114,其与第一压力油供给路径105连接,且对第一压力油供给路径105的压力进行控制以使其不会达到设定压力以上;主安全阀214,其与第二压力油供给路径205连接,且对第二压力油供给路径205的压力进行控制以使其不会达到设定压力以上;主安全阀314,其与第三压力油供给路径305连接,且对第三压力油供给路径305的压力进行控制以使其不会达到设定压力以上;放泄阀115,其与第一压力油供给路径105连接,当第一压力油供给路径105的压力比在通过从第一排出口102a排出的压力油驱动的驱动器的最高负载压加上弹簧的设定压力(规定压力)后的压力(放泄阀设定压)高时成为打开状态,从而使从第一压力油供给路径105的压力油返回容器;以及放泄阀215,其与第二压力油供给路径205连接,当第二压力油供给路径205的压力比在通过从第二排出口102b排出的压力油驱动的驱动器的最高负载压加上弹簧的设定压力(规定压力)后的压力(放泄阀设定压)高时成为打开状态,从而使第二压力油供给路径205的压力油返回容器;

[0044] 控制阀单元4还具备:第一负载压检测回路131,其包含往复阀9d、9f、9i、9j,该往复阀9d、9f、9i、9j与连接于第一压力油供给路径105连接的流量控制阀6d、6f、6i、6j的负载口连接,且检测驱动器3a、3b、3d、3f的最高负载压 $P_{1\max 1}$;第二负载压检测回路132,其包含往复阀9b、9e、9g,该往复阀9b、9e、9g与连接于第二压力油供给路径205的流量控制阀6b、6c、6g的负载口连接,且检测驱动器3b、3c、3g的最高负载压 $P_{1\max 2}$;差压减压阀111,其将第一压力油供给路径105的压力(即第一排出口102a的压力) P_1 与由第一负载压检测回路131检测出的最高负载压 $P_{1\max 1}$ (与第一压力油供给路径105连接的驱动器3a、3b、3d、3f的最高负载压)的差(LS差压)作为绝对压 P_{1s1} 输出;以及差压减压阀211,其将第二压力油供给路径205的压力(即第二排出口102b的压力) P_2 与由第二负载压检测回路132检测出的最高负载压 $P_{1\max 2}$ (与第二压力油供给路径205连接的驱动器3b、3c、3g的最高负载压)的差(LS差压)作为绝对压 P_{1s2} 输出。以下,将差压减压阀111、211输出的绝对压 P_{1s1} 、 P_{1s2} 适当地称为LS差压 P_{1s1} 、 P_{1s2} 。

[0045] 由第一负载压检测回路131检测出的最高负载压 $P_{1\max 1}$ 作为通过从第一排出口102a排出的压力油驱动的驱动器的最高负载压而被导向上述的放泄阀115,由第二负载压

检测回路132检测出的最高负载压 $P_{1\max 2}$ 作为通过从第二排出口102b排出的压力油驱动的驱动器的最高负载压而被导向上述的放泄阀215。

[0046] 另外,差压减压阀111输出的LS差压 P_{1s1} 被导向与第一压力油供给路径105连接的压力补偿阀7d、7f、7i、7j和主泵102的调整器112,差压减压阀211输出的LS差压 P_{1s2} 被导向与第二压力油供给路径205连接的压力补偿阀7b、7c、7g和主泵102的调整器112。

[0047] 在此,驱动器3a经由流量控制阀6i以及压力补偿阀7i和第一压力油供给路径105而与第一排出口102a连接,而且经由流量控制阀6a和第三压力油供给路径305而与第三排出口202a连接。驱动器3a例如是驱动液压挖掘机的起重臂的起重臂缸(第一特定驱动器),流量控制阀6a用于起重臂缸3a的主驱动(第一流量控制阀),流量控制阀6i用于起重臂缸3a的辅助驱动(第二流量控制阀)。驱动器3b经由流量控制阀6j以及压力补偿阀7j和第一压力油供给路径105而与第一排出口102a连接,而且经由流量控制阀6b以及压力补偿阀7b和第二压力油供给路径205而与第二排出口102b连接。驱动器3b例如是驱动液压挖掘机的悬臂的悬臂缸(第二特定驱动器),流量控制阀6b用于悬臂缸3b的主驱动,流量控制阀6j用于悬臂缸3b的辅助驱动。

[0048] 驱动器3d、3f分别经由流量控制阀6d、6f以及压力补偿阀7d、7f和第一压力油供给路径105而与第一排出口102a连接,驱动器3c、3g分别经由流量控制阀6c、6g以及压力补偿阀7c、7g和第二压力油供给路径205而与第二排出口102b连接。驱动器3d、3f分别是例如驱动液压挖掘机的铲斗的铲斗缸、驱动下部行驶体的左侧履带的左行驶马达。驱动器3c、3g分别是例如驱动液压挖掘机的上部回转体的回转马达、驱动下部行驶体的右侧履带的右行驶马达。驱动器3e、3h分别经由流量控制阀6e、6h和第三压力油供给路径305而与第三排出口202a连接。驱动器3e、3h分别是例如驱动液压挖掘机的摇摆柱的摇摆缸、驱动刮板的刮板缸。

[0049] 起重臂缸3a以及悬臂缸3b是最大的要求流量比其他驱动器大的驱动器。另外,悬臂缸3b(第二特定驱动器)是在与起重臂缸3a(第一特定驱动器)的复合操作中使用的频度高的驱动器。

[0050] 图2A是表示驱动器3c~3h(起重臂缸3a以及悬臂缸3b以外的驱动器)的流量控制阀6c~6h(中位全闭型)的各个入口通路的开口面积特性的图。这些流量控制阀以如下方式设定开口面积特性,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,从而使入口通路的开口面积增加,在最大的阀柱行程S3之前成为最大开口面积A3。最大开口面积A3根据驱动器的种类而分别具有固有的大小。

[0051] 图2B是表示悬臂缸3b(第二特定驱动器)的流量控制阀6b、6j(中位全闭型)的入口通路的开口面积特性的图,图2B的上侧个别地表示流量控制阀6b、6j的开口面积特性。

[0052] 悬臂缸3b的主驱动用的流量控制阀6b以如下方式设定开口面积特性,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,使入口通路的开口面积增加,在中间行程S2成为最大开口面积A1,之后,维持最大开口面积A1,直至最大的阀柱行程S3。

[0053] 悬臂缸3b的辅助驱动用的流量控制阀6j以如下方式设定开口面积特性,直到阀柱行程成为中间行程S2为止,入口通路的开口面积为零,随着阀柱行程超过中间行程S2而增加,使开口面积增加,在最大的阀柱行程S3之前成为最大开口面积A2。

[0054] 图2B的下侧是表示悬臂缸3b的流量控制阀6b、6j的入口通路的合成开口面积特性

的图。

[0055] 悬臂缸3b的流量控制阀6b、6j的入口通路分别具有上述那样的开口面积特性,其结果具有如下合成开口面积特性,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,使开口面积增加,在最大的阀柱行程S3之前成为最大开口面积 A_1+A_2 。

[0056] 在此,图2A所示的驱动器3c~3h的流量控制阀6c、6d、6e、6f、6g、6h的最大开口面积 A_3 和悬臂缸3b的流量控制阀6b、6j的合成的最大开口面积 A_1+A_2 具有 $A_1+A_2>A_3$ 的关系。

[0057] 流量控制阀6c~6h以及悬臂缸3b的流量控制阀6b、6j分别由压力补偿阀7c~7h以及压力补偿阀7b、7j控制前后差压。因此,流量控制阀6c~6h及6b、6j的通过流量与各自的入口通路的开口面积成比例地增加,流量控制阀6c~6h及6b、6j的流量特性成为与图2A及图2B相同的特性。

[0058] 图5A是表示起重臂缸3a(第一特定驱动器)的主驱动用的流量控制阀6a(中位全开型—第一流量控制阀)的入口通路、出口通路以及旁通节流通路(中间位置旁通通路)的开口面积特性的图。

[0059] 起重臂缸3a的主驱动用的流量控制阀6a以如下方式设定入口通路以及出口通路的开口面积特性,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,使开口面积增加,在达到最大的阀柱行程S3之前分别成为最大开口面积 A_4 、 A_5 。其中,入口通路的开口面积特性设定为,最大开口面积 A_4 比出口通路的开口面积特性的最大开口面积 A_5 大,而且设定为在阀柱行程超过中间行程S2而增加时,开口面积的增加比率比此前变大。另外,起重臂缸3a的主驱动用的流量控制阀6a以如下方式设定旁通节流通路的开口面积特性,在阀柱行程为0时,最大开口面积为 A_4 ,随着阀柱行程从零增加,开口面积减少,在中间行程S2,开口面积成为零。其中,旁通节流通路的开口面积特性设定为,在阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加时,开口面积的减少比率比此前变大小。

[0060] 图5B是表示起重臂缸3a的辅助驱动用的流量控制阀6i(中位全闭型—第二流量控制阀)的入口通路的开口面积特性的图。

[0061] 起重臂缸3a的辅助驱动用的流量控制阀6i以如下方式设定开口面积特性,在阀柱行程成为中间行程S2前,入口通路的开口面积为零,在中间行程S2,入口通路开口,之后,随着后阀柱行程增加,入口通路的开口面积增加,在最大的阀柱行程S3之前,成为最大开口面积 A_6 。

[0062] 在此,如图5A、图5B的下侧所示,流量控制阀6a、6i的阀柱行程随着起重臂用的操作装置123(参照后述一图7)生成的操作先导压上升而增加。中间行程S2与在起重臂用的操作装置123的操作范围的中间区域生成的操作先导压对应。

[0063] 这样,以如下方式设定流量控制阀6a、6i(第一及第二流量控制阀)的开口面积特性,在将起重臂用的操作装置123操作到操作范围的中间区域时,仅流量控制阀6a(第一流量控制阀)开阀而从主泵202(第二泵装置)向起重臂缸3a(第一特定驱动器)供给压力油,在从上述中间区域进一步操作了操作装置123时,流量控制阀6a、6i(第一及第二流量控制阀)这两方开阀,来自主泵102、202(第一及第二泵装置)的压力油合流向起重臂缸3a(第一特定驱动器)供给。

[0064] 在此,在图5A及图5B中,将关闭流量控制阀6a的旁通节流通路的阀柱行程和敞开流量控制阀6i的入口通路的阀柱行程设为相同的中间行程S2,但如果很小则两者的中间行

程也可以不同。例如也可以在关闭流量控制阀6a的旁通节流通路之前敞开流量控制阀6i的入口通路,由此能够实现顺畅的流量增加。

[0065] 图5C是表示起重臂缸3a的流量控制阀6a、6i的入口的流量特性的图,图5C的上侧个别地表示流量控制阀6a、6i的入口的流量特性。

[0066] 主驱动用的流量控制阀6a(第一流量控制阀)在阀柱行程达到中间行程S2前,入口通路和旁通节流通路这两方敞开,这期间,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,随着供给流量增加而且负载压增加,供给流量减少。若阀柱行程达到中间行程S2,则旁通节流通路的开口面积成为零,主泵202的排出油的全量Q1被供给至起重臂缸3a。

[0067] 辅助驱动用的流量控制阀6i(第二流量控制阀)由压力补偿阀7b控制前后差压。因此,流量控制阀6i的通过流量与入口通路的开口面积成比例地增加,流量控制阀6i的流量特性成为与图5B相同的特性。即,在中间行程S2开始向起重臂缸3a供给压力油,之后,随着后阀柱行程增加,供给流量增加,在最大的阀柱行程S3之前,成为最大供给流量Q2。

[0068] 图5C的下侧是表示起重臂缸3a的流量控制阀6a、6i的入口的合成流量特性的图。

[0069] 起重臂缸3a的流量控制阀6a、6i的流量特性分别如上述那样设定,其结果,在阀柱行程达到中间行程S2之前,随着阀柱行程超过不灵敏带0—S1而增加,随着供给流量增加而且负载压增加,供给流量减少。在阀柱行程达到中间行程S2后,随着阀柱行程增加,供给流量增加,在最大的阀柱行程S3之前成为最大供给流量Q1+Q2。

[0070] 返回图1,控制阀单元4还具备:上游侧经由节流阀43而与先导压力油供给路径31b(后述)连接且下游侧经由操作检测阀8b、8c、8d、8f、8g、8i、8j而与容器连接的行驶复合操作检测油路53;以及基于由该行驶复合操作检测油路53生成的操作检测压而切换的第一切换阀40、第二切换阀146以及第三切换阀246。

[0071] 在不是同时驱动作为左行驶马达的驱动器3f(以下适当称为左行驶马达3f)以及/或者作为右行驶马达的驱动器3g(以下适当称为右行驶马达3g)、以及与第一压力油供给路径105和第二压力油供给路径205连接的左右行驶马达以外的驱动器3a、3b、3c、3d的至少一个的行驶复合操作时,行驶复合操作检测油路53至少经由操作检测阀8c、8d、8f、8g、8i、8j的任一个而与容器连通,从而油路53的压力成为容器压,该行驶复合操作时,操作检测阀8f、8g和操作检测阀8c、8d、8i、8j的任一个与分别对应的流量控制阀一起滑移而切断与容器的连通,由此在油路53生成操作检测压(操作检测信号)。

[0072] 就第一切换阀40而言,在不是行驶复合操作时,位于图示下侧的第一位置(切断位置),切断第一压力油供给路径105与第二压力油供给路径205的连通,在行驶复合操作时,利用在行驶复合操作检测油路53生成的操作检测压切换到图示上侧的第二位置(连通位置),从而使第一压力油供给路径105与第二压力油供给路径205连通。

[0073] 就第二切换阀146而言,在不是行驶复合操作时,位于图示下侧的第一位置,将容器压导向第二负载压检测回路132的最下游的往复阀9g,在行驶复合操作时,利用在行驶复合操作检测油路53生成的操作检测压切换到图示上侧的第二位置,将由第一负载压检测回路131检测出的最高负载压 P_{1max1} (与第一压力油供给路径105连接的驱动器3a、3b、3d、3f的最高负载压)导向第二负载压检测回路132的最下游的往复阀9g。

[0074] 就第三切换阀246而言,在不是行驶复合操作时,位于图示下侧的第一位置,将容器压导向第一负载压检测回路131的最下游的往复阀9f,在行驶复合操作时,利用在行驶复

合操作检测油路53生成的操作检测压切换到图示上侧的第二位置,将由第二负载压检测回路132检测出的最高负载压 P_{lmax2} (与第二压力油供给路径205连接的驱动器3b、3c、3g的最高负载压)导向第一负载压检测回路131的最下游的往复阀9f。

[0075] 通过基于由行驶复合操作检测油路53生成的操作检测压如上述那样上述切换第一切换阀40、第二切换阀146以及第三切换阀246,从而不是行驶复合操作时(行驶单独操作时),左行驶马达3f利用从分流式的主泵102的第一排出口102a排出的压力油进行驱动,右行驶马达3g利用从分流式的主泵102的第二排出口102b排出的压力油进行驱动。在行驶复合操作时,第一切换阀40切换到第二位置,从而第一压力油供给路径105与第二压力油供给路径205连通,第一及第二排出口102a、102b作为一个泵发挥功能,主泵102的第一排出口102a的排出油与第二排出口102b的排出油合流,利用该合流后的压力油驱动左行驶马达3f和右行驶马达3g。

[0076] 另外,在图1中,本实施方式的液压驱动装置具备:由原动机1驱动的固定容量型的先导泵30;与先导泵30的压力油供给路径31a连接,且将先导泵30的排出流量作为绝对压 P_{gr} 来检测的原动机转速检测阀13;与原动机转速检测阀13的下游侧的先导压力油供给路径31b连接,且在先导压力油供给路径31b生成恒定的先导一次压 P_{pilot} 的先导安全阀32;与先导压力油供给路径31b连接,且利用门锁杆24将下游侧的先导压力油供给路径31c切换为与先导压力油供给路径31b连接或与容器连接的门锁阀100;以及多个操作装置122、123、124a、124b(图7),其具有多个遥控阀(减压阀),该多个遥控阀(减压阀)与门锁阀100的下游侧的先导压力油供给路径31c连接,且生成用于对后述的多个流量控制阀6a、6b、6c、6d、6e、6f、6g、6h进行控制的操作先导压。

[0077] 原动机转速检测阀13具有:连接于先导泵30的压力油供给路径31a与先导压力油供给路径31b之间的流量检测阀50;以及将该流量检测阀50的前后差压作为绝对压 P_{gr} 而输出的差压减压阀51。

[0078] 流量检测阀50具有随着通过流量(先导泵30的排出流量)增大而使开口面积变大的可变节流部50a。先导泵30的排出油通过流量检测阀50的可变节流部50a流向先导压力油供给路径31b侧。此时,在流量检测阀50的可变节流部50a产生随着通过流量增加而变大的前后差压,差压减压阀51将该前后差压作为绝对压 P_{gr} 而输出。先导泵30的排出流量根据原动机1的转速而发生变化,通过检测可变节流部50a的前后差压,能够检测先导泵30的排出流量,从而能够检测原动机1的转速。原动机转速检测阀13(差压减压阀51)输出的绝对压 P_{gr} 作为目标LS差压被导向调整器112。以下,将差压减压阀51输出的绝对压 P_{gr} 适当地称为输出压 P_{gr} 或者目标LS差压 P_{gr} 。

[0079] 调整器112(第一泵控制装置)具备:低压选择阀112a,其选择差压减压阀111输出的LS差压 P_{ls1} 和差压减压阀211输出的LS差压 P_{ls2} 的低压侧;LS控制阀112b,低压选择的LS差压 P_{ls12} 和作为目标LS差压的原动机转速检测阀13的输出压 P_{gr} 被导入,使负荷传感驱动压力(以下称为LS驱动压力)变化,以使负荷传感驱动压力随着LS差压 P_{ls12} 比目标LS差压 P_{gr} 小而变低;LS控制活塞112c,其对主泵102的倾斜转动角进行控制,以便LS驱动压力被导入,且随着LS驱动压力变低而使主泵102的倾斜转动角(容量)增加,从而使排出流量增加;转矩控制(马力控制)活塞112e、112d(第一转矩控制驱动器),当主泵102的第一及第二排出口102a、102b各自的压力被导入,且这些压力上升时,对主泵102的倾斜转动角进行控制,以

使主泵102的斜板的倾斜转动角减少,从而使吸收转矩减少;以及作为第一加力机构的弹簧112u,其对最大转矩 T_{12max} (参照图3)进行设定。

[0080] 另外,调整器112(第一泵控制装置)具备:减压阀112g,当主泵202的第三排出口202a的排出压(第三压力油供给路径305的压力)被导入,且该压力为弹簧112t的设定压(容量限制控制的开始压力)以下的情况下,原样输出主泵202的第三排出口202a的排出压,若主泵202的第三排出口202a的排出压上升为超过弹簧112t的设定压(容量限制控制的开始压力),则将主泵202的第三排出口202a的排出压减压为弹簧112t的设定压(容量限制控制的开始压力)而输出;以及减转矩控制活塞112f,其使主泵102的容量减少,以便随着减压阀112g的输出压被导入,且减压阀112g的输出压变高而使主泵102的最大转矩(第一预定值)减少。

[0081] 低压选择阀112a、LS控制阀112b以及LS控制活塞112c构成第一负荷传感控制部,该第一负荷传感控制部将主泵102的容量控制为,主泵102的排出压(第一及第二排出口102a、102b的高压侧的排出压)比由从主泵102排出的压力油驱动的驱动器的最高负载压(最高负载压 P_{1max1} 与最高负载压 P_{1max2} 的高压侧的压力)仅高目标差压(目标LS差压 P_{gr})。

[0082] 转矩控制活塞112d、112e以及弹簧112u和减压阀112g以及减转矩控制活塞112f构成第一转矩控制部,当主泵102的第一及第二排出口102a、102b的各个排出压(主泵102的排出压)和主泵102的容量的至少一方增加,而主泵102的吸收转矩增加时,该第一转矩控制部对主泵102的容量进行限制控制,以免主泵102的吸收转矩超过最大转矩(第一预定值)。在此,主泵102的最大转矩(第一预定值)为可变,在 $T_{12max} \sim T_{12max} - T_{3max}$ 的范围变化(后述)。

[0083] 第一负荷传感控制部(低压选择阀112a、LS控制阀112b以及LS控制活塞112c)在主泵102不受第一转矩控制部的转矩控制的限制时发挥功能,利用负荷传感控制对主泵102的容量进行控制。

[0084] 调整器212(第二泵控制装置)具备:转矩控制(马力控制)活塞212d(第二转矩控制驱动器),对主泵202的倾斜转动角进行控制,以使当主泵202的排出压 P_3 被导入,且在该压力上升时,主泵202的斜板的倾斜转动角减少,从而使吸收转矩减少;以及作为第二加力机构的弹簧212e,其对最大转矩 T_{3max} (参照图4A)进行设定。

[0085] 转矩控制活塞212d和弹簧212e构成第二转矩控制部,在主泵202的排出压 P_3 增加而主泵202的吸收转矩增加时,当主泵202的吸收转矩为最大转矩 T_{3max} (第二预定值)以下时,将主泵202的容量维持为最大 q_{3max} ,若主泵202的吸收转矩上升至 T_{3max} (第二预定值),则对主泵202的容量进行限制控制,以免主泵202的吸收转矩超过 T_{3max} (第二预定值)。

[0086] 减压阀112g的弹簧112t的设定压设定为与作为弹簧212e的设定压的容量限制控制的开始压力(以下称为转矩控制开始压力) P_{3c} (图4A及图4B)相等,以便当主泵202的吸收转矩达到最大转矩 T_{3max} (第二预定值)时,将主泵202的第三排出口202a的排出压减压为与 T_{3max} (第二预定值)对应的压力并输出。以下,适当地将减压阀112g的弹簧112t的设定压称为减压阀112g的设定压。

[0087] 图3是表示利用第一转矩控制部(转矩控制活塞112d、112e、弹簧112u、减压阀112g以及减转矩控制活塞112f)得到的转矩控制特性(PQ特性)和利用了减转矩控制活塞112f的

减转矩控制的效果的图。图3中,横轴的P12是第一及第二压力油供给路径105、205的压力P1、P2的合计 $P1+P2$ (主泵102的排出压),纵轴的 $q12$ 是主泵102的斜板的倾斜转动角(容量), $q12_{\max}$ 是由主泵102的构造决定的最大倾斜转动角。主泵102的吸收转矩由主泵102的排出压P12 ($P1+P2$) 和倾斜转动角 $q12$ 的积表示。另外,横轴的 $P12_{\max}$ 是通过主安全阀114、214的设定压力得到的主泵102的最大排出压力。

[0088] 在图3中,502是表示由弹簧112u设定的主泵102的最大吸收转矩 $T12_{\max}$ 的转矩恒定曲线。在主泵202的驱动器不动作、且导向减转矩控制活塞112f的主泵202的排出压为容器压时,若主泵102的排出压或倾斜转动角增加而主泵102的吸收转矩增加且达到最大转矩 $T12_{\max}$,则主泵102的倾斜转动角由调整器112的转矩控制活塞112d、112e限制控制,以免主泵102的吸收转矩增加到其以上增加。例如,在主泵102处于最大倾斜转动角 $q12_{\max}$ 的状态下,若主泵102的排出压超过转矩控制开始压力而上升,则主泵102的倾斜转动角 $q12$ 沿转矩恒定曲线502减少。另外,在主泵102的倾斜转动角处于转矩恒定曲线502上的任一处的状态下,在控制为主泵102的倾斜转动角 $q12$ 增加的情况下,限制控制为主泵102的倾斜转动角 $q12$ 保持为转矩恒定曲线502上的倾斜转动角。图3中,TE是表示原动机1的额定输出转矩 $Terate$ 的转矩恒定曲线,最大转矩 $T12_{\max}$ 设定为比 $Terate$ 小的值。这样,通过设定最大转矩 $T12_{\max}$,限制为主泵102的吸收转矩不超过最大转矩 $T12_{\max}$,从而能够最大限度地有效利用原动机1的额定输出转矩 $Terate$,防止主泵102对驱动器进行驱动时的原动机1的停止(发动机停止)。

[0089] 图4A是用PQ特性表示由第二转矩控制部(转矩控制活塞212d和弹簧212e)得到的转矩控制特性的图,图4B是将纵轴置换为泵转矩来表示该转矩控制特性的图。图4A及图4B中,横轴的P3是主泵202的排出压,纵轴的 $q3$ 、 $T3$ 分别是主泵202的斜板的倾斜转动角(容量)以及吸收转矩, $q3_{\max}$ 是由主泵202的构造决定的最大倾斜转动角。主泵202的吸收转矩由主泵202的排出压P3和倾斜转动角 $q3$ 的积表示。另外,横轴的 $P3_{\max}$ 是通过主安全阀314的设定压力而得到的主泵202的最大排出压力。

[0090] 在图4A中,602是表示由弹簧212e设定的主泵202的最大吸收转矩 $T3_{\max}$ 的转矩恒定曲线。在主泵202的第三排出口202a的排出压为弹簧112u的设定压即转矩控制开始压力 $P3c$ (图4A及图4B)以下时,主泵202的容量为最大 $q3_{\max}$ 并恒定,如图4B所示,主泵202的吸收转矩随排出压上升而直线地成比例增加。若主泵202的第三排出口202a的排出压上升到转矩控制开始压力 $P3c$,则主泵202的吸收转矩达到最大转矩 $T3_{\max}$,与图3的调整器112的情况下相同,主泵202的倾斜转动角由调整器212的转矩控制活塞212d限制控制,以免主泵202的吸收转矩增加到其以上。

[0091] 另外,在如上述那样控制主泵202的吸收转矩(倾斜转动角)时,主泵202的排出压(第三排出口202a的压力)经由减压阀112g导向减转矩控制活塞112f,进行使弹簧212e的设定压即最大转矩 $T12_{\max}$ (第一预定值)减少的减转矩控制。

[0092] 即,在主泵202的第三排出口202a的排出压为转矩控制开始压力 $P3c$ (图4A及图4B)以下时,减压阀112g的输出压随主泵202的排出压上升而与图4B的主泵202的吸收转矩相同地增加,若主泵202的第三排出口202a的排出压达到转矩控制开始压力 $P3c$,则随主泵202的排出压上升而与图4B的主泵202的吸收转矩相同地成为恒定。另外,该恒定的压力与主泵202的最大转矩 $T3_{\max}$ (第二预定值)对应。这样,减压阀112g被控制为输出模拟主泵202的吸

收转矩的压力,该压力被导向减转矩控制活塞112f,从而主泵102的最大转矩(第一预定值)减少。

[0093] 在图3中,箭头表示减压阀112g以及减转矩控制活塞112f的减转矩控制的效果。在主泵202的排出压上升时,当主泵202的吸收转矩为 $T_{3\max}$ (第二预定值)以下时,减压阀112g将主泵202的第三排出口202a的排出压原样输出,减转矩控制活塞112f如图3的转矩恒定曲线504所示那样,使主泵102的最大转矩从转矩恒定曲线502的 $T_{12\max}$ 减少相当于主泵202的吸收转矩(T_3)。另外,若主泵202的排出压上升、且主泵202的吸收转矩达到 $T_{3\max}$ (第二预定值),则减压阀112g使主泵202的第三排出口202a的排出压减压为与 $T_{3\max}$ (第二预定值)对应的压力(转矩控制开始压力 P_{3c})并输出,减转矩控制活塞112f如图3的转矩恒定曲线503所示那样,使主泵102的最大转矩(第一预定值)从图3的转矩恒定曲线502的 $T_{12\max}$ 减少相当于主泵202的吸收转矩(最大转矩) $T_{3\max}$ 。

[0094] 由此,即使在同时驱动主泵102的驱动器和主泵202的驱动器的复合操作时或者驱动主泵102和主泵202这两方的驱动器(起重臂缸3a)的操作时,也能够将主泵102的吸收转矩和主泵202的吸收转矩的合计控制为不超过最大转矩 $T_{12\max}$ (全转矩控制或者全马力控制—以下成为全转矩控制),防止原动机1的停止(发动机停止)。另外,由于减压阀112g输出模拟主泵202的吸收转矩的压力,且将该压力导向减转矩控制活塞112f而使主泵102的最大转矩减少,因此不仅在主泵202以受到第二转矩控制部的限制的最大转矩 $T_{3\max}$ 进行动作时,而且在主泵202未受到第二转矩控制部的限制时,也能够精度良好地进行全转矩控制,有效利用原动机的额定输出转矩 T_{erate} 。

[0095] ~液压挖掘机~

[0096] 图7是表示搭载有上述的液压驱动装置的液压挖掘机的外观的图。

[0097] 在图7中,作为作业机械而众所周知的液压挖掘机具备下部行驶体101、上部回转体109、以及摇摆式的前作业机104,前作业机104由起重臂104a、悬臂104b、铲斗104c构成。上部回转体109相对于下部行驶体101能够通过回转马达3c回转。在上部回转体109的前部安装有摇摆柱103,在该摇摆柱103以能够上下动作的方式安装有前作业机104。摇摆柱103通过摇摆缸3e的伸缩而能够相对于上部回转体109在水平方向上转动,前作业机104的起重臂104a、悬臂104b、铲斗104c通过起重臂缸3a、悬臂缸3b、铲斗缸3d的伸缩而能够在上下方向上转动。在下部行驶体101的中央框架安装有通过刮板缸3h(参照图1)的伸缩来进行上下动作的刮板106。下部行驶体101通过利用行驶马达3f、3g的旋转来驱动左右的履带101a、101b(在图7中仅图示左侧)来进行行驶。

[0098] 在上部回转体109设置有顶盖式的驾驶室108,在驾驶室108内设有驾驶席121、前/回转用的左右操作装置122、123(在图7中仅图示左侧)、行驶用的操作装置124a、124b(在图7中仅图示左侧)、未图示的摇摆用的操作装置以及刮板用的操作装置、门锁杆24等。操作装置122、123的操作杆能够从中立位置向以十字方向为基准的任意的方向操作,当将左侧的操作装置122的操作杆向前后方向操作时,操作装置122作为回转用的操作装置发挥功能,当将该操作装置122的操作杆向左右方向操作时,操作装置122作为悬臂用的操作装置发挥功能,当将右侧的操作装置123的操作杆向前后方向操作时,操作装置123作为起重臂用的操作装置发挥功能,当将该操作装置123的操作杆向左右方向操作时,操作装置123作为铲斗用的操作装置发挥功能。

[0099] ~动作~

[0100] 接着,对本实施方式的动作进行说明。

[0101] 首先,从由原动机1驱动固定容量型的先导泵30排出的压力油向压力油供给路径31a供给。在压力油供给路径31a上连接有原动机转速检测阀13,原动机转速检测阀13利用流量检测阀50和差压减压阀51输出与先导泵30的排出流量相应的流量检测阀50的前后差压作为绝对压 P_{gr} (目标LS差压)。在原动机转速检测阀13的下游连接有先导安全阀32,在先导压力油供给路径31b生成恒定的压力(先导一次压 P_{pilot})。

[0102] (a) 全部操作杆为中立的情况

[0103] 由于全部的操作装置的操作杆为中立,因此全部的流量控制阀6a~6j处于中立位置。由于全部的流量控制阀6a~6j处于中立位置,因此与第一及第二压力油供给路径105、205连接的流量控制阀6b~6d、6f、6g、6i、6j的第一负载压检测回路131以及第二负载压检测回路132分别检测容器压作为最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} 。该最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} 分别导向放泄阀115、215和差压减压阀111、211。

[0104] 通过最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} 导向放泄阀115、215,第一及第二排出口102a、102b的压力 P_1 、 P_2 被保持为在最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} 加上放泄阀115、215各自的弹簧的设定压力后的压力(放泄阀设定压)即最小压。在此,若将放泄阀115、215的弹簧的设定压力设为 P_{unsp} ,则通常 P_{unsp} 设定为比作为目标LS差压的原动机转速检测阀13的输出压 P_{gr} 稍微高($P_{unsp} > P_{gr}$)。

[0105] 差压减压阀111、211分别输出第一及第二压力油供给路径105、205的压力 P_1 、 P_2 与最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} (容器压)的差压(LS差压)作为绝对压 P_{ls1} 、 P_{ls2} 。最高负载压 P_{lmax1} 、 P_{lmax2} 如上述那样分别是容器压,若将该容器压设为 P_{tank} ,则

[0106] $P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$

[0107] $P_{ls2} = P_2 - P_{lmax2} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$ 。

[0108] LS差压 P_{ls1} 、 P_{ls2} 导向调整器112的低压选择阀112a。

[0109] 在调整器112,被导向低压选择阀112a的LS差压 P_{ls1} 、 P_{ls2} 选择它们的低压侧,并作为LS差压 P_{ls12} 而被导向LS控制阀112b。此时,选择的 P_{ls1} 、 P_{ls2} 的任一个都是 $P_{ls12} > P_{gr}$,因此LS控制阀112b在图1中被按向左方向而切换到右侧的位置,LS驱动压力上升到由先导安全阀32生成的恒定的先导一次压 P_{pilot} ,该先导一次压 P_{pilot} 被导向LS控制活塞112c。由于先导一次压 P_{pilot} 被导向LS控制活塞112c,因此主泵102的容量(流量)保持为最小。

[0110] 另一方面,从主泵202排出的压力油被导向第三压力油供给路径305,经由在中位全开型的流量控制阀6a、6e、6h的中立位置开口的旁通节流通路而向容器排出。因此,第三压力油供给路径305的压力成为极低的压力,该极低的压力仅比容器压上升相当于从主泵202排出的压力油通过流量控制阀6a、6e、6h的旁通节流通路时产生的极小的阻力。

[0111] 第三压力油供给路径305的压力(主泵202的排出压)被导向设置在主泵202的调整器212的转矩控制(马力控制)活塞212d。但是,由于该压力较低,因此主泵202的容量(流量)保持为最大。

[0112] 在图4A及图5B中,用点A表示此时的主泵202的状态。主泵202的排出压 P_3 为 P_{3a} ,容量成为最大 q_{3max} ,排出流量也成为最大。

[0113] 另外,主泵202的排出压经由减压阀112g而被导向减转矩控制活塞112f。在减转矩控制活塞112f,由主泵202的排出压和减转矩控制活塞112f的受压面积的积决定的力作用于减小主泵102的容量(倾斜转动角)的方向。但是,如上所述,主泵102的容量(倾斜转动角)已经由LS控制活塞112c保持为最小,并维持该状态。

[0114] (b) 输入了起重臂操作杆的情况(微操作)

[0115] 考虑起重臂上升方向的操作杆输入较小、且仅以中位全开型的流量控制阀6a驱动起重臂缸3a的情况。

[0116] 若将起重臂用操作装置的操作杆(起重臂操作杆)向起重臂缸3a伸长的方向、也就是起重臂上升方向输入,则从起重臂用操作装置的遥控阀输出起重臂上升的先导压,起重臂缸3a驱动用的流量控制阀6a、6i与该压力相应地分别向图1中上方向切换。

[0117] 在起重臂操作杆为微操作的情况下,在图5A及图5B中,流量控制阀6a、6i的阀柱行程成为S1以上S2以下。此时,流量控制阀6i的入口通路保持关闭,从主泵202仅经由流量控制阀6a向起重臂缸3a的底侧供给压力油。

[0118] 另外,流量控制阀6a由于阀柱行程为S1以上S2以下,因此旁通节流通路不会成为全闭,如图5C的S1~S2的区间所示,由起重臂缸3a的负载压、由旁通节流通路的开口面积的大小和从主泵202供给的流量决定的第三压力油供给路径305的压力、以及入口通路的开口面积的大小决定的流量向起重臂缸3a供给,剩余的流量从旁通节流通路向容器排出。

[0119] 此时,第三压力油供给路径305的压力(主泵202的排出压)被导向设于主泵202的调整器212的转矩控制(马力控制)活塞212d,在第三压力油供给路径305的压力未达到由弹簧212e设定的转矩恒定曲线602的转矩控制开始压力P3c的情况下,主泵202的容量保持为最大 q_{3max} 。在第三压力油供给路径305的压力成为转矩控制开始压力P3c以上的情况下,主泵202的容量变小,直到活塞212d的力和弹簧212e的力进行平衡的倾斜转动位置。

[0120] 例如当主泵202在图4A及图4B的点B上动作时,主泵202的容量被维持为最大 q_{3max} 。起重臂缸3a的负载压变高,当第三压力油供给路径305的压力在图4A的转矩控制开始压力P3c(点C)以上的点D上动作,容量成为转矩恒定曲线602上的 q_{3d} ,排出流量减少为 q_{3d} 乘以原动机1的转速后的值。主泵202在转矩恒定曲线602上动作时的吸收转矩为恒定。这样,在第三压力油供给路径305的压力(主泵202的排出压)超过P3c而上升的情况下,主泵202进行转矩控制(马力控制),以使主泵202的吸收转矩成为恒定。

[0121] 另外,第三压力油供给路径305的压力(主泵202的排出压)被导向设于主泵102的调整器112的减压阀112g,在第三压力油供给路径305的压力为减压阀112g的设定压(转矩控制开始压力)P3c以下的情况下,第三压力油供给路径305的压力原样被导向减转矩控制活塞112f,在第三压力油供给路径305的压力比P3c高的情况下,被限制为P3c的压力被导向减转矩控制活塞112f。在减转矩控制活塞112f,由主泵202的排出压和减转矩控制活塞112f的受压面积的积决定的力作用于减小主泵102的容量(倾斜转动角)的方向。但是,现在起重臂操作杆是微操作,如上所述,主泵102的容量已经保持为最小,因此维持该状态。

[0122] (c) 输入了起重臂操作杆的情况(全操作)

[0123] 考虑起重臂上升方向的操作杆输入较大、且由中位全开型的流量控制阀6a和中位全闭型的流量控制阀6i这两方来驱动起重臂缸3a的情况。

[0124] 在将起重臂操作杆向起重臂缸3a伸长的方向、也就是起重臂上升方向进行全操作

的情况下,起重臂缸3a驱动用的流量控制阀6a、6i被切换到图1中上方向,如图5A及图5B所示,流量控制阀6a、6i的阀柱行程成为S3,流量控制阀6a的旁通节流通路成为全闭状态,入口通路的开口面积保持为最大的A4(全开),流量控制阀6i的入口通路的开口面积也成为最大的A6(全开)。

[0125] 因此,在流量控制阀6a,与(b)的微操作的情况相同,从主泵202经由流量控制阀6a的入口通路向起重臂缸3a供给压力油。但此时,由于旁通节流通路成为全闭状态,因此如图5C的上侧的S3所示,主泵202的排出油的全量Q1被导向起重臂缸3a。

[0126] 另外,根据图4A所示的PQ特性控制主泵202的容量,主泵202根据第三压力油供给路径305的压力P3的大小而排出流量。即,在第三压力油供给路径305的压力P3小于P3c的情况下,主泵202的容量为最大容量 q_{3max} ,主泵202排出最大流量,在第三压力油供给路径305的压力P3成为P3c以上的情况下,在从点C至点E的范围内沿转矩恒定曲线602控制主泵202的容量。

[0127] 另一方面,起重臂缸3a的底侧的负载压经由流量控制阀6i的负载口由第一负载压检测回路131检测作为最高负载压 P_{lmax1} ,并被导向放泄阀115和差压减压阀111。通过最高负载压 P_{lmax1} 被导向放泄阀115,放泄阀115的设定压上升为在最高负载压 P_{lmax1} (起重臂缸3a的底侧的负载压)加上弹簧的设定压力 P_{unsp} 后的压力,并切断向容器排出第一压力油供给路径105的压力油的油路。另外,通过最高负载压 P_{lmax1} 被导向差压减压阀111,从而差压减压阀111输出第一压力油供给路径105的压力 P_1 与最高负载压 P_{lmax1} 的差压(LS差压)作为绝对压 P_{ls1} 。该 P_{ls1} 被导向调整器112的低压选择阀112a,由低压选择阀112a选择 P_{ls1} 和 P_{ls2} 的低压侧。

[0128] 在此,在对起重臂上升进行全操作那样的情况下, P_{ls2} 与操作杆的中立时相同,保持为比 P_{gr} 大的值($P_{ls2}=P_2-P_{lmax2}=(P_{tank}+P_{unsp})-P_{tank}=P_{unsp}>P_{gr}$)。另一方面,在开始起重臂上升的行動的情况下,LS差压 P_{ls1} 几乎等于零,成为 $P_{ls1}<P_{gr}$ 的关系。因而,在低压选择阀112a选择 P_{ls1} 作为低压侧的LS差压 P_{ls12} ,并被导向LS控制阀112b。LS控制阀112b比较目标LS差压 P_{gr} 和LS差压 P_{ls1} 。该情况下, $P_{ls1}<P_{gr}$,因此LS控制阀112b被切换到图1中的右方向,将LS控制活塞112c的压力油向容器放出。因此在LS驱动压力下降、且主泵102未受到第一转矩控制部(转矩控制活塞112d、112e、弹簧112u、减压阀112g以及减转矩控制活塞112f)的转矩控制的限制的情况下,主泵102的容量(流量)增加,主泵102的流量被控制为 P_{ls1} 与 P_{gr} 相等。

[0129] 由此,如图5C的下侧的S3所示,从主泵202经由流量控制阀6a供给的压力油和从主泵102的第一排出口102a经由流量控制阀6i供给的压力油合流并供给至起重臂缸3a,起重臂缸3a利用该合流后的压力油向伸长方向被驱动。

[0130] 此时,虽然向第二压力油供给路径205供给与向第一压力油供给路径105供给的压力油相同流量的压力油,但该压力油作为剩余流量经由放泄阀215返回容器。在此,由于第二负载压检测回路132检测容器压作为最高负载压 P_{lmax2} ,因此放泄阀215的设定压与弹簧的设定压力 P_{unsp} 相等,第二压力油供给路径205的压力 P_2 保持为 P_{unsp} 的低压。由此,降低剩余流量返回容器时的放泄阀215的压力损失,能够实现能量损失少的运转。

[0131] 另外,主泵202的排出油和主泵102的排出油合流并供给至起重臂缸时,主泵202侧的中位全开型的流量控制阀6a的旁通节流通路成为全闭,主泵102侧通过负荷传感控制来

控制主泵102的排出流量。因此,在液压挖掘机的挖掘后的装运动作等起重臂操作杆的操作量较大的作业中,得到不易使负载压受到影响的特性,能够得到强有力的操作拟合。

[0132] 另一方面,在主泵102受到第一转矩控制部(转矩控制活塞112d、112e、弹簧112u、减压阀112g以及减转矩控制活塞112f)的转矩控制的限制的情况下,根据图3所示的PQ特性来控制主泵102的容量。即,若主泵102的排出压(第一及第二压力油供给路径105、205的压力的合计)上升、且主泵102的吸收转矩达到最大转矩(第一预定值),则控制主泵102的容量,使其不超过最大转矩(第一预定值)。

[0133] 另外,第三压力油供给路径305的压力P3被导向设于主泵102的调整器112的减压阀112g,在第三压力油供给路径305的压力P3为减压阀112g的设定压(转矩控制开始压力)P3c以下的情况下,压力P3原样被导向减转矩控制活塞112f,在第三压力油供给路径305的压力P3比P3c高的情况下,被限制为P3c的压力被导向减转矩控制活塞112f。就减转矩控制活塞112f而言,如上所述,在第三压力油供给路径305的压力P3为减压阀112g的设定压P3c以下的情况下,如图3中转矩恒定曲线504所示,使主泵102的最大转矩减少相当于主泵202的吸收转矩(T3),在第三压力油供给路径305的压力P3比减压阀112g的设定压P3c高的情况下,如图3中转矩恒定曲线503所示,进行使主泵102的最大转矩减少相当于主泵202的吸收转矩(最高转矩T3max)的减转矩控制。

[0134] 这样,由于减压阀112g输出模拟了主泵202的吸收转矩的压力,并将该压力导向减转矩控制活塞112f而使主泵102的最大转矩减少,因此不仅在主泵202以受到第二转矩控制部的限制的最大转矩T3max进行动作时,而且在主泵202未受到第二转矩控制部的限制时,也能够精度良好地进行全转矩控制,有效利用原动机的额定输出转矩 T_{erate} 。

[0135] (d) 输入了悬臂操作杆的情况(微操作)

[0136] 例如若将悬臂用的操作装置的操作杆(悬臂操作杆)向悬臂缸3b伸长的方向、也就是悬臂接地方向输入,则悬臂缸3b驱动用的流量控制阀6b、6j向图1中的下方向切换。在此,悬臂缸3b驱动用的流量控制阀6b、6j的开口面积特性如使用图2B所说明的那样,流量控制阀6b用于主驱动,流量控制阀6j用于辅助驱动。流量控制阀6b、6j根据由操作装置的先导阀输出的操作先导压来滑移。

[0137] 悬臂操作杆是微操作,在流量控制阀6b、6j的滑移为图2B的S2以下的情况下,若悬臂操作杆的操作量(操作先导压)增加,则主驱动用的流量控制阀6b的入口通路的开口面积从零增加至A1。另一方面,辅助驱动用的流量控制阀6j的入口通路的开口面积维持为零。

[0138] 若流量切换阀6b向图1中下方向切换,则悬臂缸3b的底侧的负载压经由流量控制阀6b的负载口而由第二负载压检测回路132检测作为最高负载压 P_{lmax2} ,并被导向放泄阀215和差压减压阀211。通过最高负载压 P_{lmax2} 被导向放泄阀215,从而放泄阀215的设定压上升至最高负载压 P_{lmax2} (悬臂缸3b的底侧的负载压)加上弹簧的设定压力 P_{unsp} 后的压力,切断向容器排出第二压力油供给路径205的压力油的油路。另外,通过最高负载压 P_{lmax2} 被导向差压减压阀211,从而差压减压阀211输出第二压力油供给路径205的压力P2和最高负载压 P_{lmax2} 的差压(LS差压)作为绝对压 P_{ls2} ,该 P_{ls2} 被导向调整器112的低压选择阀112a。低压选择阀112a选择 P_{ls1} 和 P_{ls2} 的低压侧。

[0139] 输入悬臂接地起动时的操作杆之后,悬臂缸3b的负载压传递至第二压力油供给路径205,两者的压力之差基本消除,因此LS差压 P_{ls2} 几乎等于零,成为 $P_{ls2} < P_{gr}$ 的关系。另

一方面,此时, P_{1s1} 与操作杆的中立时相同,保持为比 P_{gr} 大的值($P_{1s1} = P_1 - P_{1max1} = (P_{tank} + P_{unsp}) - P_{tank} = P_{unsp} > P_{gr}$)。因而,低压选择阀112a选择 P_{1s2} 作为低压侧的LS差压 P_{1s12} , P_{1s2} 被导向LS控制阀112b。LS控制阀112b比较作为目标LS差压的原动机转速检测阀13的输出压 P_{gr} 和 P_{1s2} 。该情况下,由于如上述那样为 $P_{1s2} < P_{gr}$,因此LS控制阀112b向图1中右方向切换,将LS控制活塞112c的压力油向容器放出。因此,主泵102的容量(流量)增加,该流量增加持续到 $P_{1s2} = P_{gr}$ 。由此,从主泵102的第二排出口102b向悬臂缸3b的底侧供给与悬臂操作杆的输入相应的流量的压力油,悬臂缸3b向伸长方向被驱动。

[0140] 此时,向第一压力油供给路径105供给与向第二压力油供给路径205供给的压力油相同流量的压力油,该压力油作为剩余流量经由放泄阀115向容器返回。在此,由于第一负载压检测回路131检测容器压作为最高负载压 P_{1max1} ,因此放泄阀115的设定压变得与弹簧的设定压力 P_{unsp} 相等,第一压力油供给路径105的压力 P_1 保持为 P_{unsp} 的低压。由此,减低剩余流量返回容器时的放泄阀115的压力损失,能够实现能量损失少的运转。

[0141] 另外,此时,由于动主泵202的驱动器未被驱动,因此与全部的操作杆为中立的情况下相同,主泵202的排出压极低,该低的压力不由减压阀112g减压,而是被导向降转矩控制活塞112f,图3的主泵102的最大转矩维持为图3的曲线502的 T_{12max} 。

[0142] (e) 输入了悬臂操作杆的情况(全操作)

[0143] 例如在将悬臂操作杆向悬臂缸3b伸长的方向、也就是向悬臂接地方向进行全操作的情况下,悬臂缸3b驱动用的流量控制阀6b、6j向图1中的下方向切换,如图2B所示,流量控制阀6b、6j的阀柱行程成为 S_2 以上,流量控制阀6b的入口通路的开口面积保持为 A_1 ,流量控制阀6j的入口通路的开口面积成为 A_2 。

[0144] 如上述(d)中所说明的那样,悬臂缸3b的底侧的负载压经由流量控制阀6b的负载口而由第二负载压检测回路132检测作为最高负载压 P_{1max2} ,放泄阀215切断向容器排出第二压力油供给路径205的压力油的油路。另外,通过最高负载压 P_{1max2} 被导向差压减压阀211,从而输出LS差压 P_{1s2} ,并被导向调整器112的低压选择阀112a。

[0145] 另一方面,悬臂缸3b的底侧的负载压经由流量控制阀6j的负载口而由第一负载压检测回路131检测作为最高负载压 $P_{1max1} (= P_{1max2})$,并被导向放泄阀115和差压减压阀111。通过最高负载压 P_{1max1} 被导向放泄阀115,放泄阀115切断向容器排出第一压力油供给路径105的压力油的油路。另外,通过最高负载压 P_{1max1} 被导向差压减压阀111,从而LS差压 $P_{1s1} (= P_{1s2})$ 被导向调整器112的低压选择阀112a。

[0146] 输入悬臂接地起动时的操作杆之后,悬臂缸3b的负载压传递至第一及第二压力油供给路径105、205,两者的压力之后基本消除,因此LS差压 P_{1s1} 、 P_{1s2} 均大致等于零,成为 P_{1s1} 、 $P_{1s2} < P_{gr}$ 的关系。因而,低压选择阀112a选择 P_{1s1} 和 P_{1s2} 的任一个作为低压侧的LS差压 P_{1s12} , P_{1s12} 被导向LS控制阀112b。该情况下,由于如上述那样为 P_{1s12} (P_{1s1} 或 P_{1s2}) $< P_{gr}$,因此LS控制阀112b向图1中的右方向切换,将LS控制活塞112c的压力油向容器放出。因此,主泵102的容量(流量)增加,该流量增加持续到 $P_{1s12} = P_{gr}$ 。由此,从主泵102的第一及第二排出口102a、102b向悬臂缸3b的底侧供给与悬臂操作杆的输入相应的流量的压力油,悬臂缸3b利用来自第一及第二排出口102a、102b的合流后的压力油而向伸长方向被驱动。

[0147] 另外,此时,由于主泵202的驱动器未被驱动,因此也与全部的操作杆为中立的情

况相同,主泵202的排出压极低,该低的压力不由减压阀112g减压,而是导向转矩反馈活塞112f,图3的主泵102的最大转矩维持为图3的曲线502的 T_{12max} 。

[0148] 由此,第一转矩控制部将主泵102的倾斜转动角控制为主泵102的吸收转矩不超过最大转矩 T_{12max} ,在悬臂缸3b的负载增加的情况下,能够防止原动机1的停止(发动机停止)。

[0149] (f) 水平整平动作以及清扫作业的情况

[0150] 在水平整平动作、清扫作业中,通常悬臂操作杆以悬臂接地的全输入进行,起重臂操作杆以起重臂上升微操作进行。

[0151] 由于起重臂上升为微操作,因此如上述(b)中所说明的那样,起重臂缸3a经由中位全开型的流量控制阀6a而仅通过来自主泵202的压力油驱动。另外,流量控制阀6a的阀柱行程为 S_1 以上 S_2 以下,旁通节流通路不会成为全闭,如图5C的 $S_1 \sim S_2$ 的区间所示,由起重臂缸3a的负载压、由旁通节流通路的开口面积的大小和从主泵202供给的流量决定的第三压力油供给路径305的压力、以及入口通路的开口面积的大小决定的流量向起重臂缸3a供给,剩余的流量从旁通节流通路向容器排出。

[0152] 另一方面,由于悬臂操作杆成为全输入,因此如在上述(e)中所说明的那样,悬臂缸3b的主驱动用的流量控制阀6b和辅助驱动用的流量控制阀6j以全行程切换,各自的入口通路的开口面积成为 A_1 、 A_2 。悬臂缸3b的负载压经由流量控制阀6b、6j的负载口而由第一及第二负载压检测回路131、132检测作为最高负载压 P_{1max1} 、 P_{1max2} ($P_{1max1} = P_{1max2}$),放泄阀115、215分别切断向容器排出第一及第二压力油供给路径105、205的压力油的油路。另外,最高负载压 P_{1max1} 、 P_{1max2} 被反馈至主泵102的调整器112,在主泵102未受到第一转矩控制部(转矩控制活塞112d、112e、弹簧112u、减压阀112g以及减转矩控制活塞112f)的转矩控制的限制的情况下,主泵102的容量(流量)与流量控制阀6b、6j的要求流量相应地增加,从主泵102的第一及第二排出口102a、102b向悬臂缸3b的底侧供给与悬臂操作杆的输入相应的流量的压力油,悬臂缸3b利用来自第一及第二排出口102a、102b的合流后的压力油向伸长方向被驱动。

[0153] 在此,水平整平动作的情况下,通常悬臂缸3b的负载压低、且起重臂缸3a的负载压高的情况较多。在本实施方式中,在水平整平动作中,以驱动起重臂缸3a的液压泵称为主泵202,驱动悬臂缸3b的液压泵称为主泵102的方式,将驱动负载压不同的驱动器的泵区别开,因此不会像由一个泵驱动负载压不同的多个驱动器的现有技术的单泵负荷传感系统那样,产生由低负载侧的压力补偿阀7b的节流损失造成的无益的能量消耗。

[0154] 另外,由于起重臂缸3a由中位全开型的流量控制阀6a进行控制,因此在其微操作区域中,旁通节流通路开口,如图5C的 $S_1 \sim S_2$ 的区间所示,通过起重臂缸3a的负载压向起重臂缸3a供给的压力油的流量灵活地变化。因此,在如清扫作业那样使铲斗爪尖沿地面动作时,从铲斗爪尖受到的反作用力微妙地变化的情况下,向起重臂缸3a供给的压力油的流量与该反作用力的大小相应地变化,因此能够得到良好的操作性。

[0155] 另一方面,在主泵102受到第一转矩控制部(转矩控制活塞112d、112e、弹簧112u、减压阀112g以及减转矩控制活塞112f)所产生的转矩控制的限制的情况下,根据图3所示的PQ特性来控制主泵102的容量。即,若主泵102的排出压(第一及第二压力油供给路径105、205的压力的合计)上升,且主泵102的吸收转矩达到最大转矩(第一预定值),则主泵102的

容量被控制为不超过最大扭矩(第一预定值)。

[0156] 另外,如上述(c)中所说明的那样,第三压力油供给路径305的压力P3被导向设于主泵102的调整器112的减压阀112g,在第三压力油供给路径305的压力P3为减压阀112g的设定压P3c(转矩控制开始压力P3c)以下的情况下,压力P3原样被导向减转矩控制活塞112f,在第三压力油供给路径305的压力P3比P3c高的情况下,被限制为P3c的压力被导向减转矩控制活塞112f。就减转矩控制活塞112f而言,如上所述,在第三压力油供给路径305的压力P3为减压阀112g的设定压P3c以下的情况下,如图3中转矩恒定曲线504所示,使主泵102的最大转矩减少相当于主泵202的吸收转矩(T3),在第三压力油供给路径305的压力P3比减压阀112g的设定压P3c高的情况下,如图3中转矩恒定曲线503所示,进行使主泵102的最大转矩减少相当于主泵202的吸收转矩(最高转矩T3max)的减转矩控制。

[0157] 这样,减压阀112g输出模拟了主泵202的吸收转矩的压力,并将该压力导向减转矩控制活塞112f而使主泵102的最大转矩减少,因此不仅在主泵202以受到第二转矩控制部的限制的最大转矩T3max进行动作时,而且在主泵202未受到第二转矩控制部的限制时,也精度良好地进行全转矩控制,能够有效利用原动机的额定输出转矩 T_{erate} 。

[0158] ~效果~

[0159] 根据本实施方式,得到以下的效果。

[0160] 1.即使在起重臂缸3a的负载压高且悬臂缸3b的负载压低的水平整平动作等起重臂缸3a和悬臂缸3b的负载压的差较大的复合操作中,由于起重臂缸3a和悬臂缸3b由来自各自的主泵202、102的压力油进行驱动,因此能够防止如以一个泵驱动负载压不同的多个驱动器的现有技术的单泵负荷传感系统那样,产生由低负载侧的压力补偿阀的节流损失造成的无益的能量消耗,从而能够提供高效的液压驱动装置。

[0161] 2.由于控制从主泵202向起重臂缸3a供给的压力油的流动的流量控制阀6a为中位全开型,因此在起重臂缸3a的操作装置的杆操作量较小的微操作区域,旁通节流通路开口,通过起重臂缸3a的负载压向起重臂缸3a供给的压力油的流量灵活地变化。因此,在如清扫作业那样使铲斗爪尖沿地面动作时,从铲斗爪尖受到的反作用力微妙地变化的情况下,向起重臂缸3a供给的压力油的流量与其反作用力的大小相应地变化,因此能够得到良好的操作性。

[0162] 3.如果加大起重臂缸3a的杆操作量,则主泵202侧的中位全开型的流量控制阀6a的旁通节流通路成为全闭,主泵102侧由负荷传感控制来控制主泵102的排出流量,因此在液压挖掘机的挖掘后的装运动作等起重臂操作杆的操作量较大的作业中,得到不易受使负载压受到影响的特性,能够得到强有力的操作拟合。

[0163] 4.主泵202的调整器212做成没有负荷传感控制部、只有第二转矩控制部(转矩控制活塞212d和弹簧212e)的结构,而且将减压阀112g的设定压(弹簧112t的设定压)设定为与第二转矩控制部的转矩控制开始压力(弹簧212的设定压)P3c相等,因此减压阀112g输出模拟了主泵202的吸收转矩的压力,且该压力被导向减转矩控制活塞112f。由此,不仅在主泵202以受到第二转矩控制部的限制的最大转矩T3max进行动作时,而且在主泵202未受到第二转矩控制部的限制时,也能够精度良好地进行全转矩控制,能够有效利用原动机的额定输出转矩 T_{erate} 。

[0164] 5.由于主泵202的调整器212没有负荷传感控制部,因此能够简化调整器212的机

构,并且即使不使用复杂的机构,减压阀112g也能够输出模拟主泵202的吸收转矩的压力,因此能够简化用于进行全转矩控制的调整器112的结构,能够实现包含主泵102、202和调整器112、212的泵整体的小型化,能够抑制成本的增大。

[0165] <第二实施方式>

[0166] ~结构~

[0167] 图6是表示本发明的第二实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的图。

[0168] 与图1所示的第一实施方式的差异在于:具备固定容量型的主泵202A来代替容量可变型的主泵202;以及伴随于此,主泵202A不具备位于主泵202的调整器212,主泵102的调整器112A不具备减压阀112g。

[0169] 除了关于主泵202A为固定容量型不同以外,本实施方式的动作基本上与第一实施方式相同,与第一实施方式相同地得到上述1~3的效果。

[0170] 另外,通过主泵202A的排出压被导向减转矩控制活塞112f,从而主泵102减少自身的转矩相当于主泵202A的吸收转矩,因此以主泵102和主泵202A的吸收转矩的合计不超过预先设定的值(最大转矩 T_{12max})的方式进行全转矩控制。

[0171] 并且,主泵202A为固定容量型,且不具备调整器,因此能够实现包含主泵102、202A和调整器112A的泵整体的进一步的小型化和低成本化。

[0172] <其他>

[0173] 以上的实施方式是一个例子,在本发明的精神的范围内能够进行各种变形。

[0174] 例如,在上述实施方式中,对第一泵装置是具有第一及第二排出口102a、102b的分流式的液压泵102的情况进行了说明,但第一泵装置也可以是具有单一的排出口的容量可变型的液压泵。

[0175] 另外,对工程机械是液压挖掘机、第一特定驱动器是起重臂缸3a、第二特定驱动器是悬臂缸3b的情况进行了说明,但如果第二特定驱动器是与第一特定驱动器以复合操作使用的频度高的驱动器,则也可以是起重臂缸和悬臂缸以外。

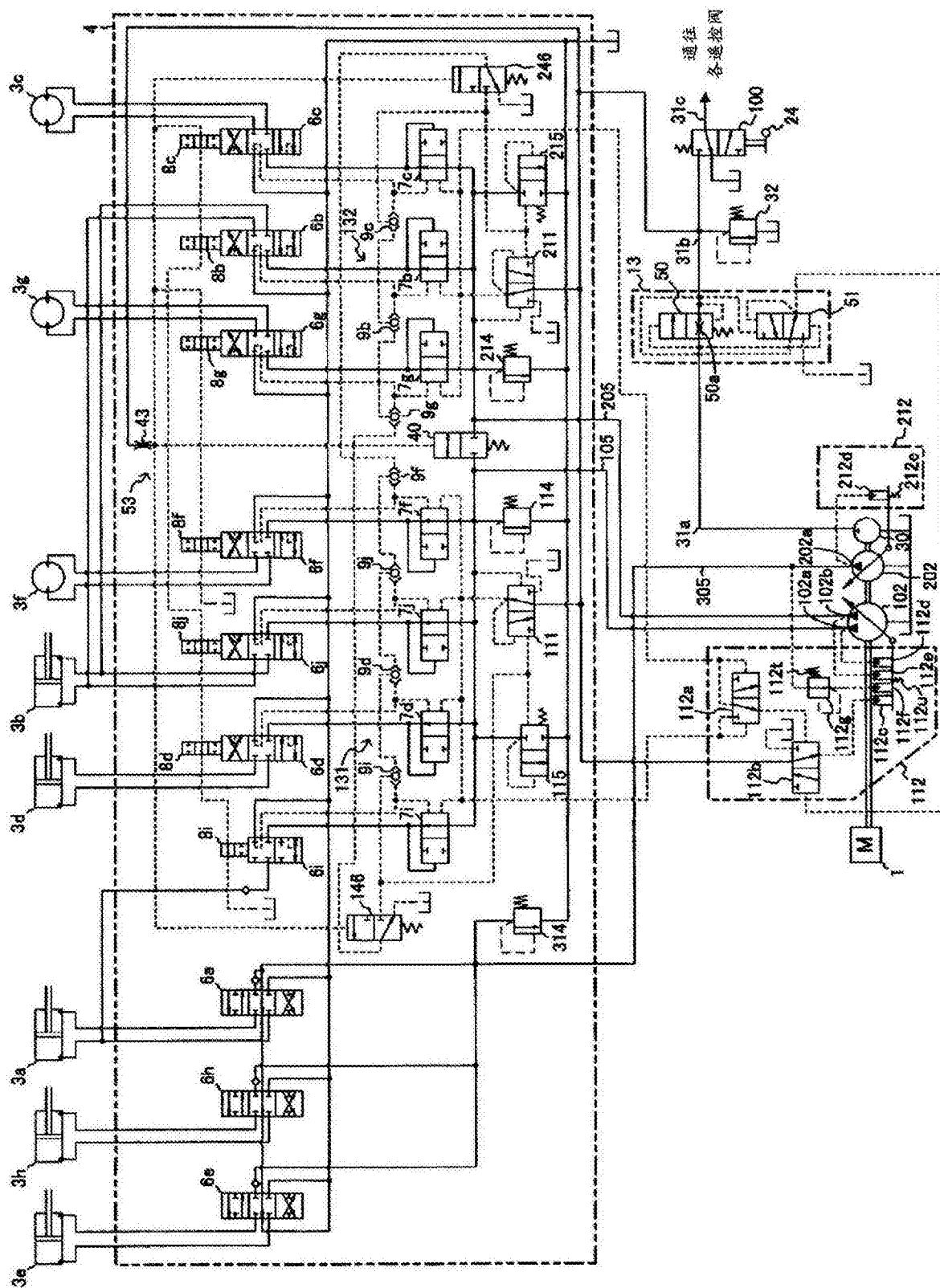
[0176] 并且,如果是具备满足这种第一及第二特定驱动器的动作条件的驱动器的工程机械,则液压行驶起重机等、液压挖掘机以外的工程机械也可以应用本发明。

[0177] 并且,上述实施方式的负荷传感系统是一个例子,负荷传感系统能够进行各种变形。例如,在上述实施方式中,设置输出泵排出压和最高负载压作为绝对压的差压减压阀,将该输出压导向压力补偿阀而设定目标补偿差压,而且导向LS控制阀,而设定负荷传感控制的目标差压,但是也可以用不同的油路将泵排出压和最高负载压导向压力补偿阀、LS控制阀。

[0178] 符号的说明

[0179] 1—原动机,102—容量可变型主泵(第一泵装置),102a、102b—第一及第二排出口,112—调整器(第一泵控制装置),112a—低压选择阀,112b—LS控制阀,112c—LS控制活塞,112d、112e—转矩控制活塞,112f—减转矩控制活塞,112g—减压阀,112t—弹簧,112u—弹簧,202—容量可变型主泵(第二泵装置),202a—第三排出口,212—调整器(第二泵控制装置),212d—转矩控制活塞,212e—弹簧,115—放泄阀,215—放泄阀,111、211—差压减压阀,146、246—第二及第三切换阀,3a~3h—多个驱动器,3a、3b、3c、3d、3f、3g—多个

第一驱动器,3a、3e、3h—多个第二驱动器,3a—起重臂缸(第一特定驱动器),3b—悬臂缸(第二特定驱动器),4—控制阀单元,6a、6e、6h—中位全开型的流量控制阀,6a—起重臂缸的主驱动用流量控制阀(第一流量控制阀),6b~6d、6f、6g、6i、6j—中位全闭型的流量控制阀,6i—起重臂缸的辅助驱动用流量控制阀(第二流量控制阀),7b~7d、7f、7g、7i、7j—压力补偿阀,8b~8d、8f、8g、8i、8j—操作检测阀,9d、9f、9i、9j—往复阀,9b、9c、9g—往复阀,13—原动机转速检测阀,24—门锁杆,30—先导泵,31a、31b、31c—先导压力油供给路径,32—先导安全阀,40—第一切换阀,53—行驶复合操作检测油路,100—门锁阀,122、123、124a、124b—操作装置,131—第一负载压检测回路,132—第二负载压检测回路,105—第一压力油供给路径,205—第二压力油供给路径,305—第三压力油供给路径。



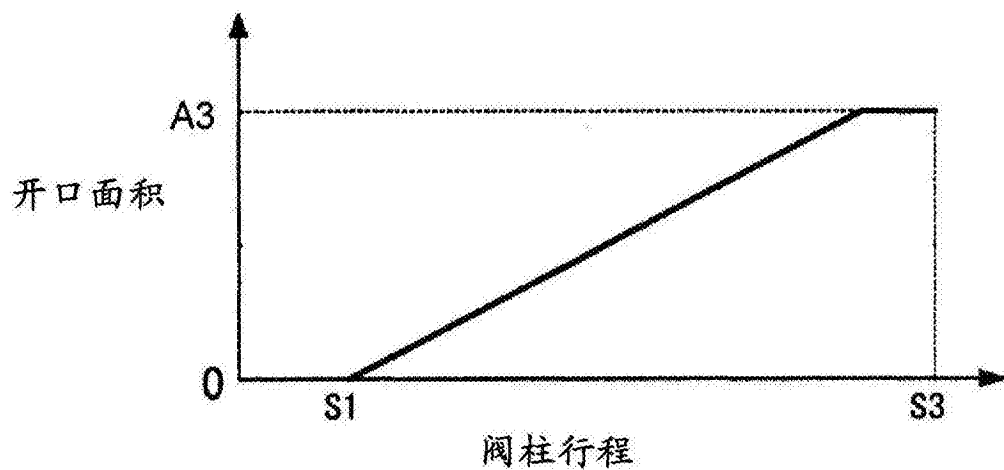


图2A

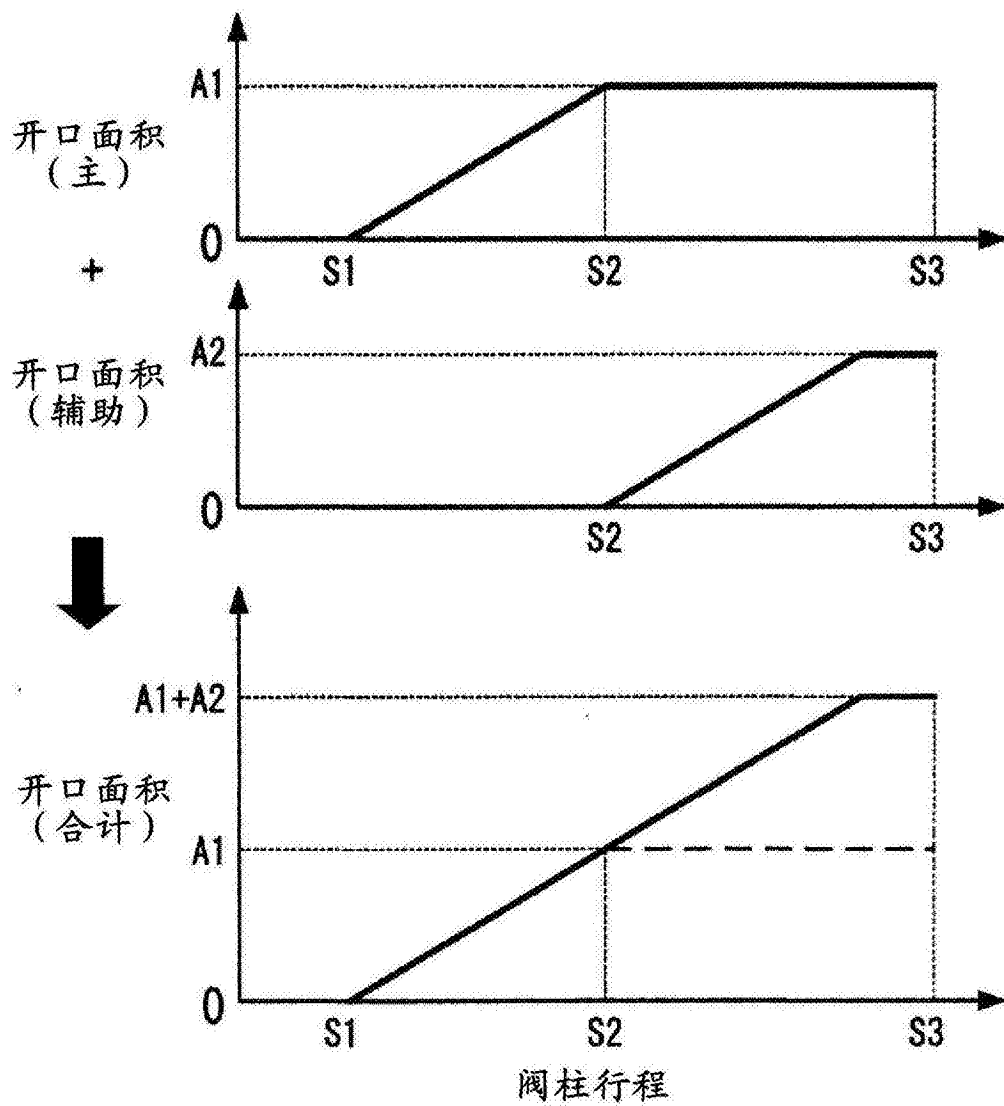


图2B

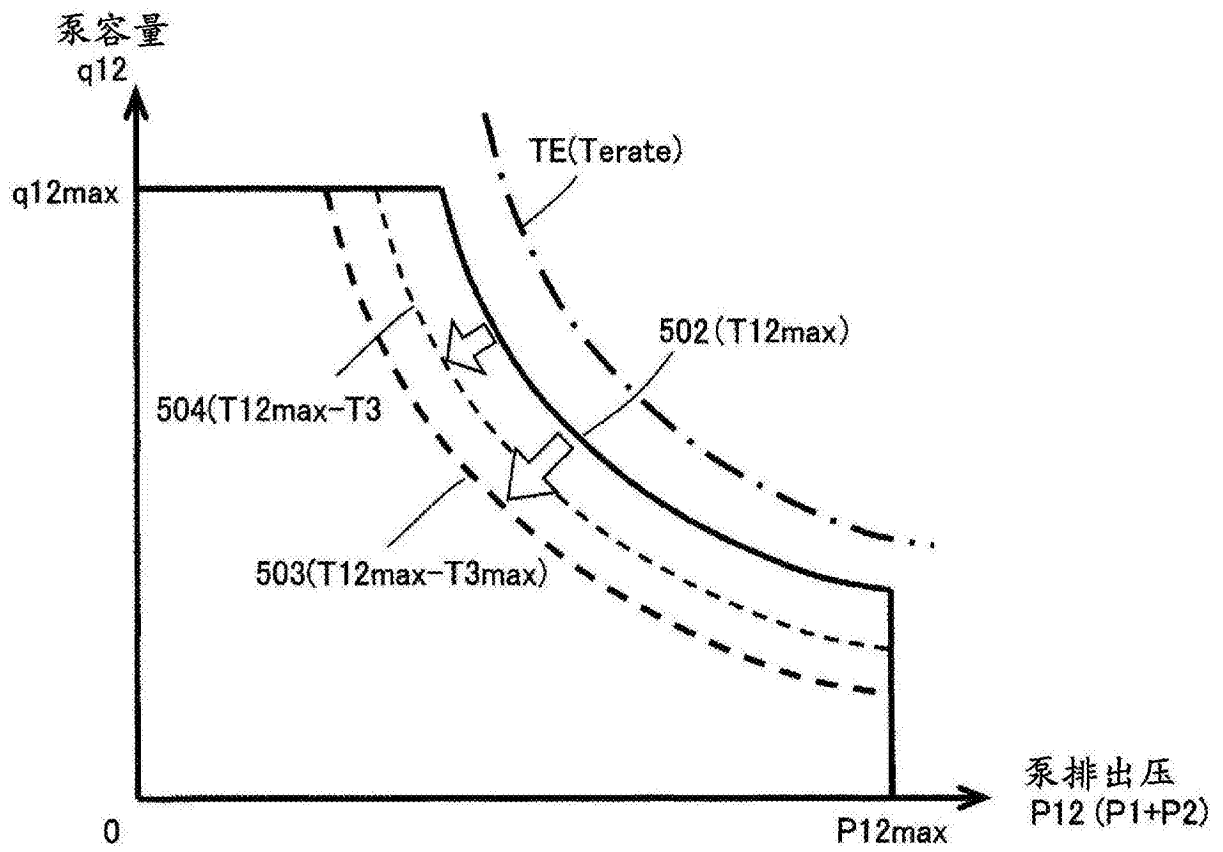


图3

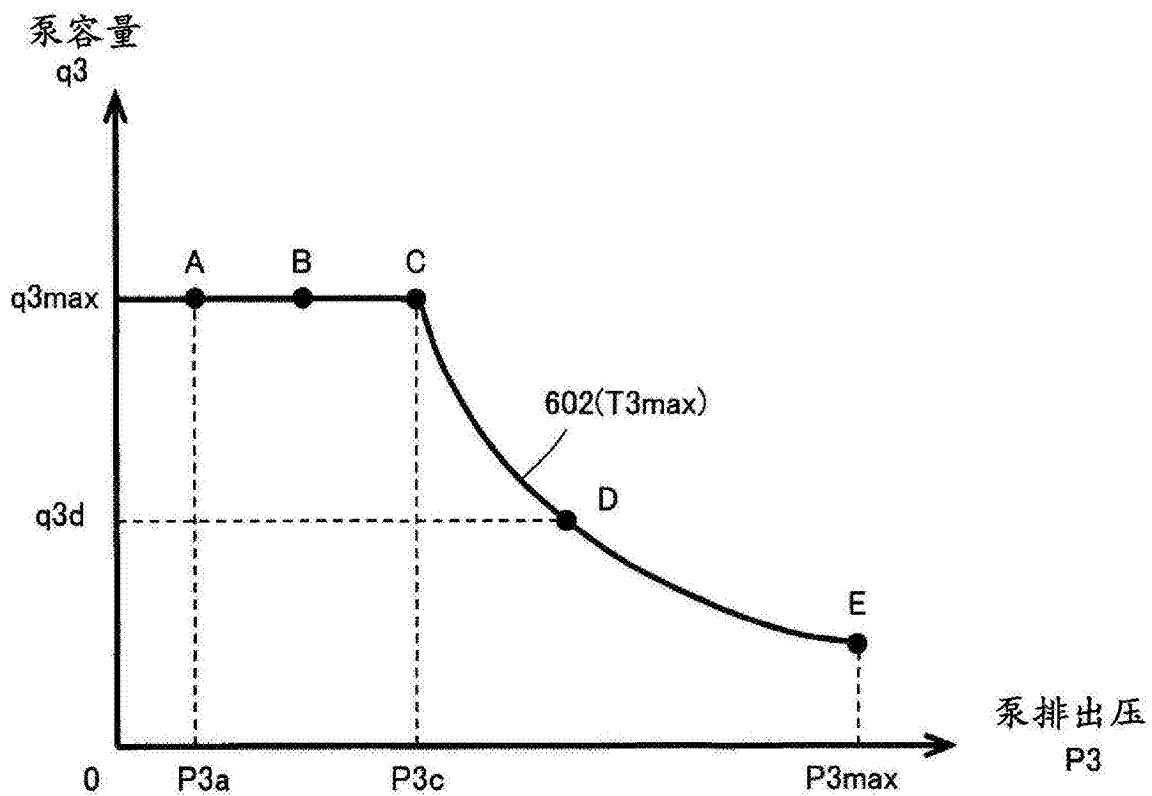


图4A

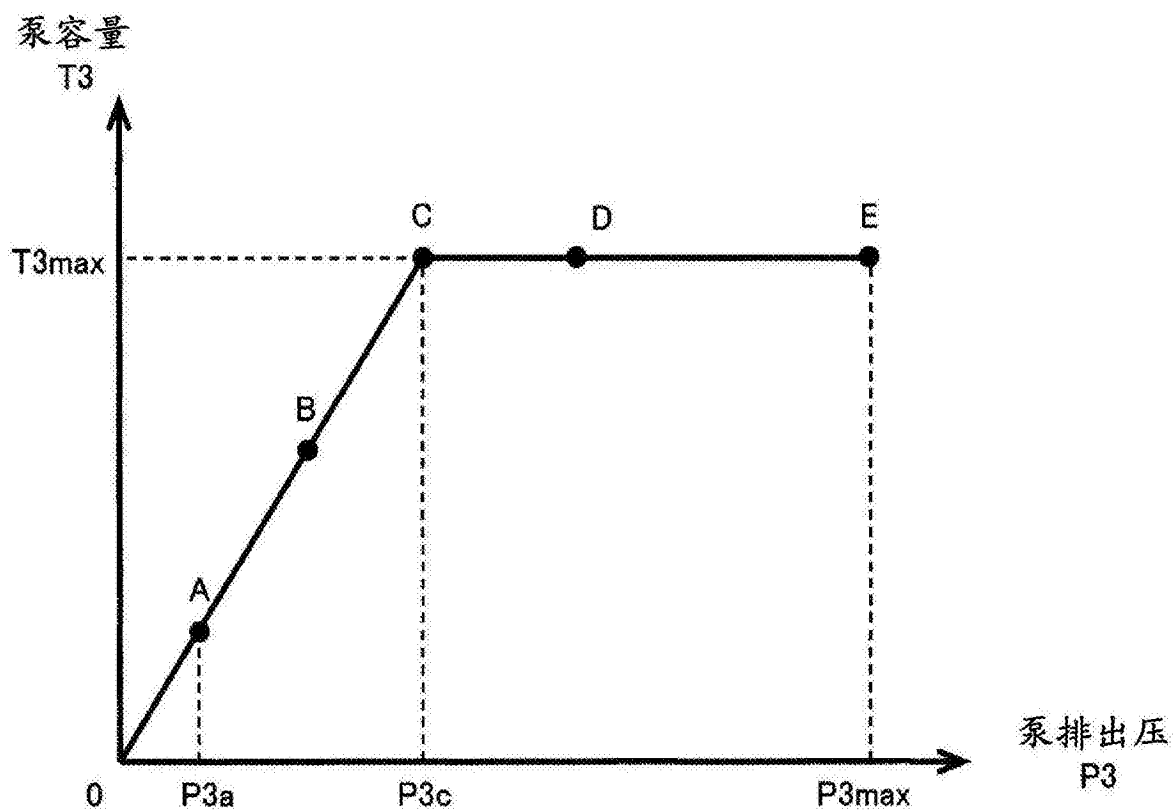
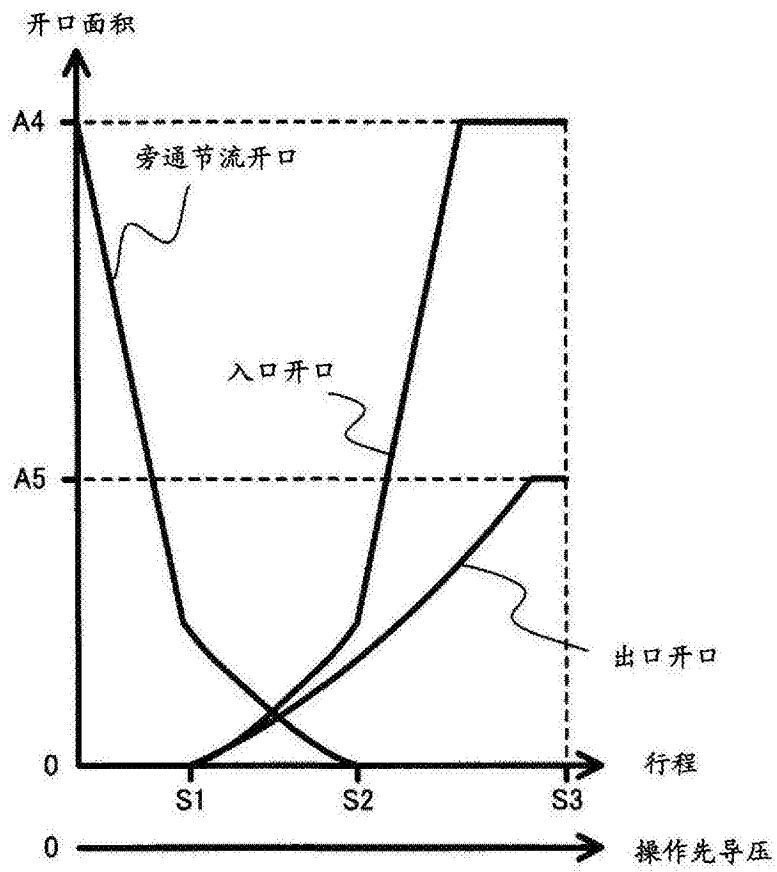
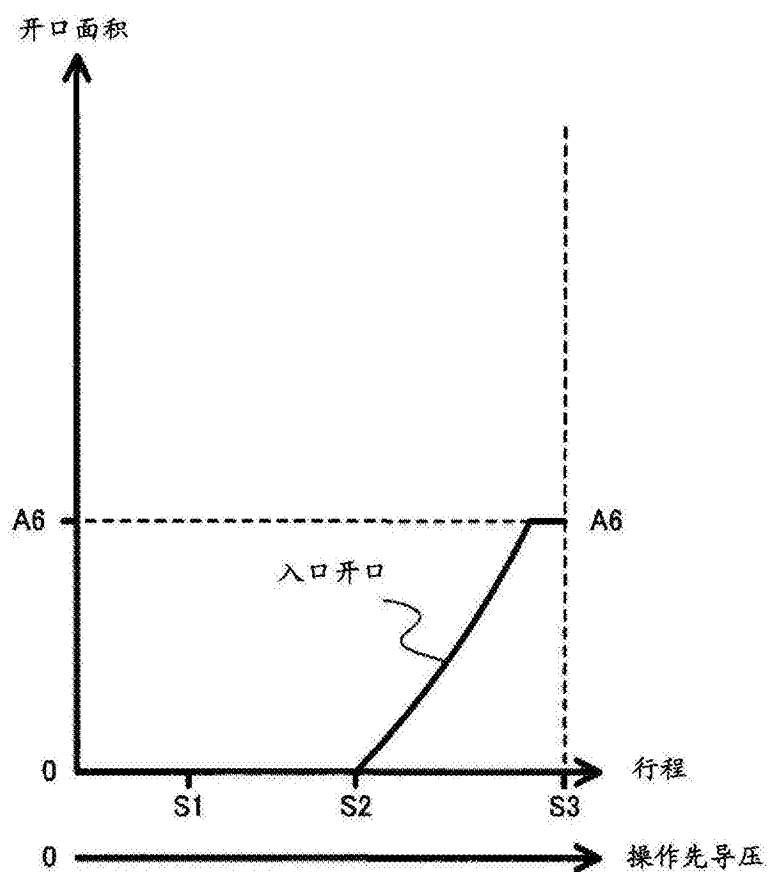


图4B



中位全开型流量控制阀（主驱动用）

图5A



中位全闭型流量控制阀（辅助驱动用）

图5B

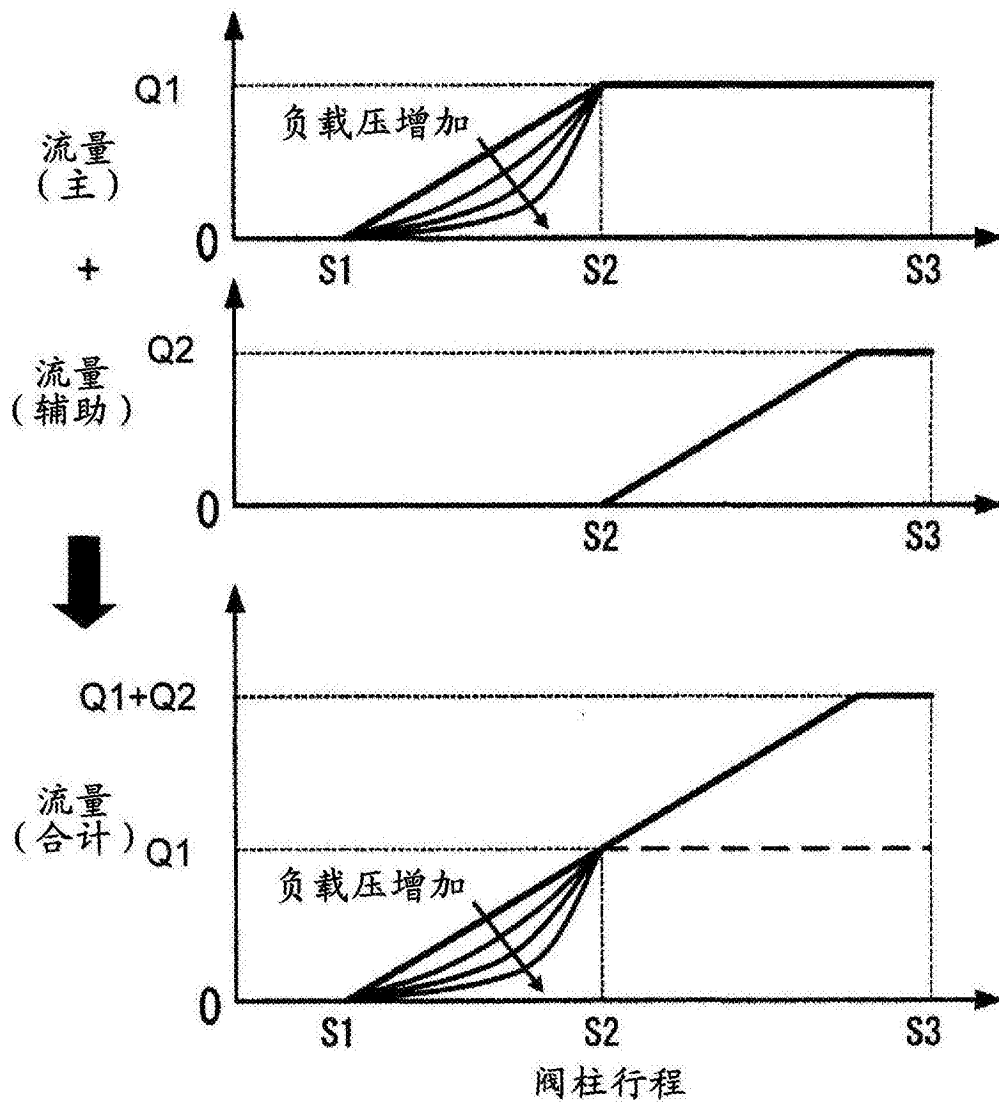


图5C

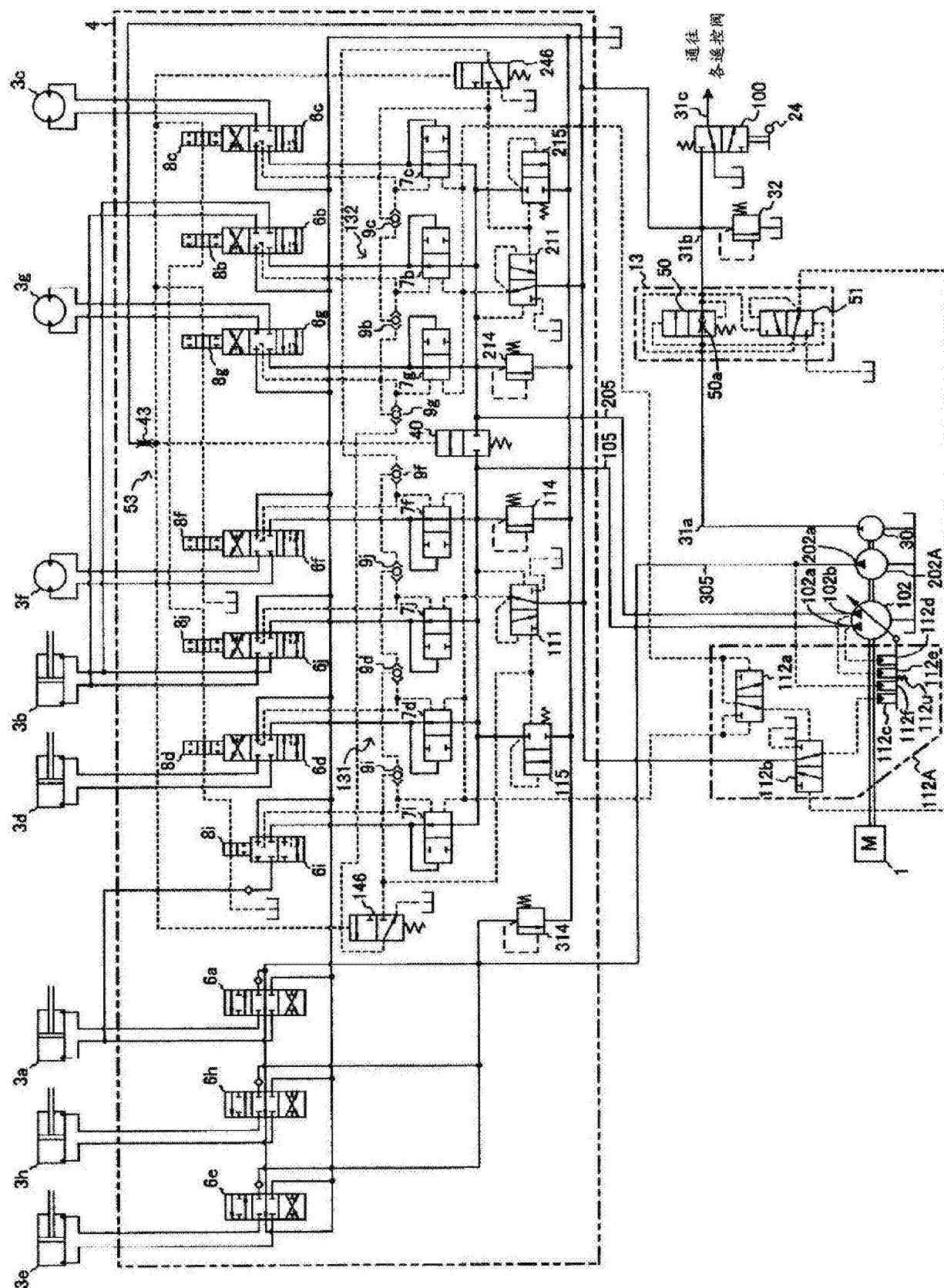


图6

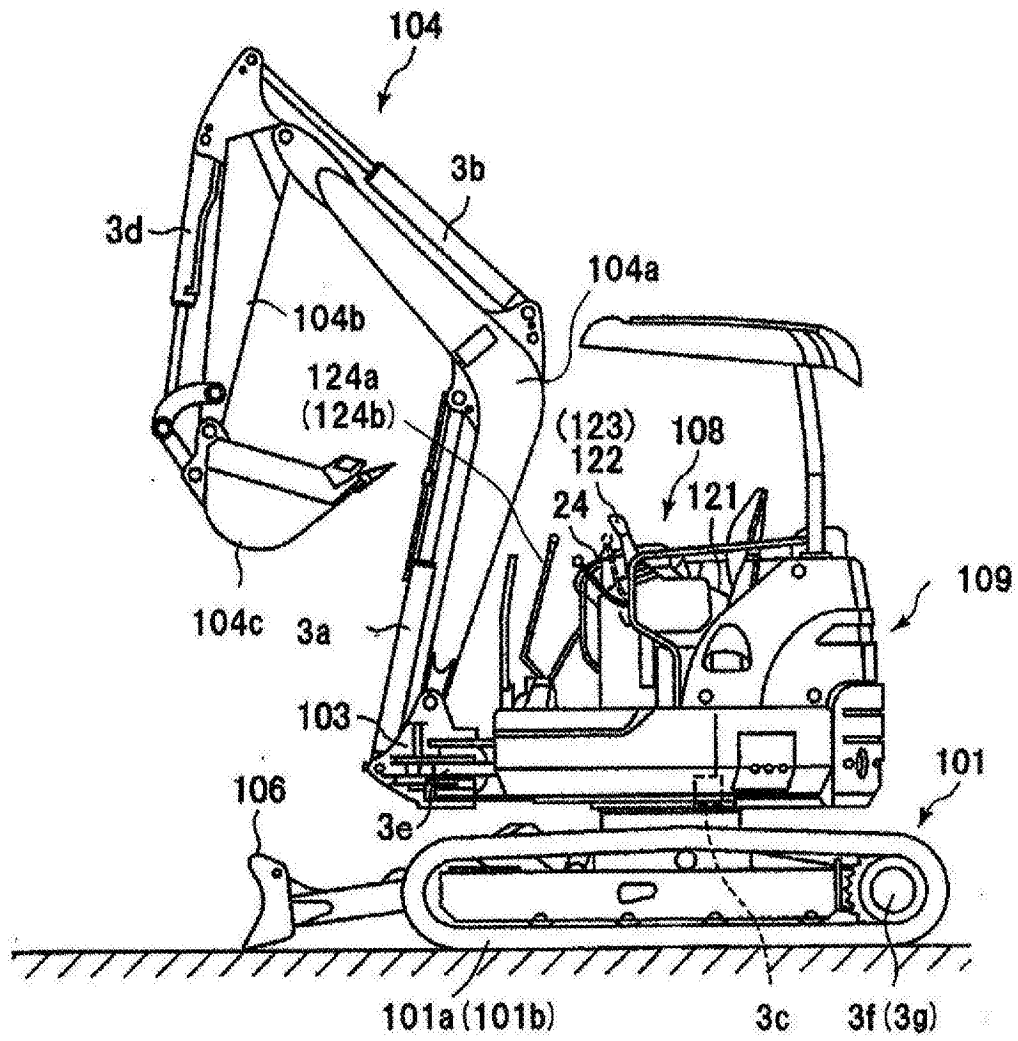


图7