



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105473872 B

(45)授权公告日 2017.08.11

(21)申请号 201480046560.9

(22)申请日 2014.11.26

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105473872 A

(43)申请公布日 2016.04.06

(30)优先权数据

2013-246803 2013.11.28 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.02.22

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2014/081146 2014.11.26

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/080112 JA 2015.06.04

(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 钧贺靖贵 高桥究 冈崎康治

延泽博幸 山田健治

(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 严星铁

(51)Int.Cl.

F15B 11/02(2006.01)

E02F 9/22(2006.01)

F15B 11/00(2006.01)

(56)对比文件

CN 103299087 A, 2013.09.11,

JP 特开2008-274988 A, 2008.11.13,

JP 特开平9-209415 A, 1997.08.12,

US 2006/0018765 A1, 2006.01.26,

CN 101040122 A, 2007.09.19,

审查员 冯瑶

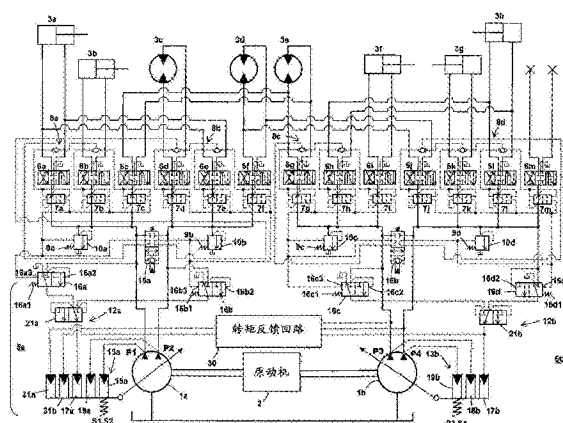
权利要求书2页 说明书23页 附图11页

(54)发明名称

工程机械的液压驱动装置

(57)摘要

通过以纯液压的结构高精度地检测另一方的液压泵的转矩并反馈至一方的液压泵侧，高精度地进行全转矩控制，有效利用原动机的额定输出转矩，且提高搭载性。为了该目的，设置：转矩反馈回路(30)，其引导第一液压泵(1a)的排出压力与道路传感驱动压力，以成为模拟了第二液压泵(1b)的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵(1b)的排出压力并输出；以及第一及第二减转矩控制活塞(31a、31b)，其引导该转矩反馈回路(30)的输出压力，以随着该输出压力变高而减少第一液压泵(1a)的容量，从而减少最大转矩(T1max)的方式控制第一液压泵(1a)的容量。转矩反馈回路(30)具有分压节流部(34a、34b)、分压阀(35a、35b)及降压阀(37a、37b)。



1. 一种工程机械的液压驱动装置,具备:

原动机;

由上述原动机驱动的可变容量型的第一液压泵;

由上述原动机驱动的可变容量型的第二液压泵;

由从上述第一液压泵及第二液压泵排出的压力油驱动的多个驱动器;

控制从上述第一液压泵及第二液压泵供给至上述多个驱动器的压力油的流量的多个流量控制阀;

分别控制上述多个流量控制阀的前后压力差的多个压力补偿阀;

控制上述第一液压泵的排出流量的第一泵控制装置;以及

控制上述第二液压泵的排出流量的第二泵控制装置,

上述第一泵控制装置具有第一转矩控制部,该第一转矩控制部在上述第一液压泵的排出压力与容量的至少一方增大,上述第一液压泵的吸收转矩增大时,以上述第一液压泵的吸收转矩不超过第一最大转矩的方式控制上述第一液压泵的容量,

上述第二泵控制装置具有:

第二转矩控制部,该第二转矩控制部在上述第二液压泵的排出压力与容量的至少一方增大,上述第二液压泵的吸收转矩增大时,以上述第二液压泵的吸收转矩不超过第二最大转矩的方式控制上述第二液压泵的容量;以及

负载传感控制部,该负载传感控制部在上述第二液压泵的吸收转矩比上述第二最大转矩小时,以上述第二液压泵的排出压力比由从上述第二液压泵排出的压力油驱动的驱动器的最高负荷压力高目标压力差的方式控制上述第二液压泵的容量,

该工程机械的液压驱动装置的特征在于,

上述第一转矩控制部具有第一转矩控制驱动器及设定上述第一最大转矩的第一加力机构,该第一转矩控制驱动器引导上述第一液压泵的排出压力,以在上述排出压力上升时,减少上述第二液压泵的容量且吸收转矩减少的方式控制上述第一液压泵的容量,

上述第二转矩控制部具有第二转矩控制驱动器及设定上述第二最大转矩的第二加力机构,该第二转矩控制驱动器引导上述第二液压泵的排出压力,以在上述排出压力上升时,减少上述第二液压泵的容量且吸收转矩减少的方式控制上述第二液压泵的容量,

上述负载传感控制部具有控制阀以及负载传感控制驱动器,该控制阀以随着上述第二液压泵的排出压力与上述最高负荷压力的压力差比上述目标压力差小而变低的方式使负载传感驱动压力变化,该负载传感控制驱动器以随着上述负载传感驱动压力变低而增加上述第二液压泵的容量且排出流量增加的方式控制上述第二液压泵的容量,

上述第一泵控制装置还具有:

转矩反馈回路,其引导上述第二液压泵的排出压力与上述负载传感驱动压力,以在上述第二液压泵受到上述第二转矩控制部的控制的限制而以上述第二最大转矩进行动作时和上述第二液压泵不受到上述第二转矩控制部的控制的限制且上述负载传感控制部控制上述第二液压泵的容量时的任一个情况下,均成为模拟了上述第二液压泵的吸收转矩的特性的方式,基于上述第二液压泵的排出压力与上述负载传感驱动压力,修正上述第二液压泵的排出压力,并作为转矩控制压力输出;以及

第三转矩控制驱动器,其引导上述转矩控制压力,以随着上述转矩控制压力变高,减少

上述第一液压泵的容量且上述第一最大转矩减少的方式控制上述第一液压泵的容量，
上述转矩反馈回路具有：

引导上述第二液压泵的排出压力的固定节流件；

位于该固定节流件的下游侧，且下游侧与油箱连接的可变节流阀；以及

与上述固定节流件和上述可变节流阀之间的油路连接，且以不成为开始上述第二转矩控制部的控制的压力以上的方式控制上述油路的压力的压力限制阀，

上述可变节流阀构成为，在上述负载传感驱动压力处于最低压力时全闭，随着上述负载传感驱动压力变高，开口面积变大，

上述转矩反馈回路基于上述固定节流件与上述可变节流阀之间的油路的压力生成上述转矩控制压力，将该转矩控制压力引导至上述第三转矩控制驱动器。

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，

上述转矩反馈回路还具备将上述第二液压泵的排出压力作为一次压力引导的减压阀，

将上述固定节流件与上述可变节流阀之间的油路的压力作为设定上述减压阀的指定压力的目标控制压力引导至上述减压阀，

上述减压阀在上述第二液压泵的排出压力比上述指定压力低时，将上述第二液压泵的排出压力原样作为二次压力输出，在上述第二液压泵的排出压力比上述指定压力高时，将上述第二液压泵的排出压力减压为上述指定压力并输出，将上述减压阀的输出压力作为上述转矩控制压力引导至上述第三转矩控制驱动器。

3. 根据权利要求1或2所述的工程机械的液压驱动装置，其特征在于，

上述压力限制阀是降压阀。

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,尤其涉及具备至少两个可变容量型的液压泵,其中一方的液压泵具有至少进行转矩控制的泵控制装置(调节器),另一方具有进行道路传感控制与转矩控制的泵控制装置(调节器)的工程机械的液压驱动装置。

背景技术

[0002] 在液压挖掘机等工程机械的液压驱动装置中,广泛利用具备以液压泵的排出压力比多个驱动器的最高负荷高目标压力差的方式控制液压泵的容量(流量)的调节器的装置,该控制被称为道路传感控制。专利文献1记载了在具备进行这种道路传感控制的调节器的工程机械的液压驱动装置中,设置两个液压泵,利用两个液压泵的各个进行道路传感控制的双泵道路传感系统。

[0003] 另外,在工程机械的液压驱动装置的调节器中,通常以通过伴随液压泵的排出压力变高而减少液压泵的容量,从而液压泵的吸收转矩不会超过原动机的额定输出转矩的方式进行转矩控制,防止原动机成为过剩转矩而停止(发动机失速)。在液压驱动装置具备两个液压泵的情况下,一方的液压泵的调节器不仅以自身的排出压力,还取入与另一方的液压泵的吸收转矩相关的参数来进行转矩控制(全转矩控制),实现原动机的停止防止与原动机的额定输出转矩的有效利用。

[0004] 例如在专利文献2中,将一方的液压泵的排出压力通过减压阀导向另一方的液压泵的调节器,进行全转矩控制。减压阀的指定压力是恒定的,并且该指定压力设定为模拟了另一方的液压泵的调节器的转矩控制的最大转矩的值。由此,在只驱动与一方的液压泵相关的驱动器的作业中,一方的液压泵能有效地使用原动机的额定输出转矩的大致全部,并且在同时驱动与另一方的液压泵相关的驱动器的复合操作的作业中,泵整体的吸收转矩不会超过原动机的额定输出转矩,能防止原动机停止。

[0005] 在专利文献3中,为了相对于两个可变容量型的液压泵进行全转矩控制,将另一方的液压泵的倾转角作为减压阀的输出压力检测,将该输出压力导向一方的液压泵的调节器。在专利文献4中,通过将另一方的液压泵的倾转角置换为摆动臂的腕长度并检测,提高全转矩控制的控制精度。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2011-196438号公报

[0009] 专利文献2:日本特许第3865590号公报

[0010] 专利文献3:日本特公平3-7030号公报

[0011] 专利文献4:日本特开平7-189916号公报

发明内容

[0012] 发明所要解决的课题

[0013] 通过在专利文献1记载的双泵道路传感系统中组装专利文献2记载的全转矩控制的技术,即使在专利文献1记载的双泵道路传感系统中,也能进行全转矩控制。但是,在专利文献2的全转矩控制中,如上所述,减压阀的指定压力设定为模拟了另一方的液压泵的转矩控制的转矩的恒定的值。因此,在同时驱动与两个液压泵相关的驱动器的复合操作的作业中,另一方的液压泵受到转矩控制的限制,成为以转矩控制的最大转矩进行动作的运转状态时,能够实现原动机的额定输出转矩的有效利用。但是,在另一方的液压泵未受到转矩控制的限制,成为利用道路传感控制进行容量控制的运转状态时,不论另一方的液压泵的吸收转矩比转矩控制的最大转矩是否小,模拟了最大转矩的减压阀的输出压力均导向一方的液压泵的调节器,以将一方的液压泵的吸收转矩减少为必要以上的方式进行控制。因此,无法高精度地进行全转矩控制。

[0014] 在专利文献3中,通过将另一方的液压泵的倾转角作为减压阀的输出压力检测,将该输出压力导向一方的液压泵的调节器,从而提高全转矩控制的精度。但是,一般地,泵的转矩用排出压力与容量的积、即(排出压力 $\times$ 泵容量)/ 2π 求出,相对于此,在专利文献3中,将一方的液压泵的排出压力导向带台阶活塞的两个引导室的一方,将减压阀的输出压力(另一方的液压泵的排出量比例压力)导向带台阶活塞的另一方的引导室,将排出压力与排出量比例压力的和作为输出转矩的参数控制一方的液压泵的熔炉,因此,具有在与实际所使用的转矩之间产生相当的误差的问题。

[0015] 在专利文献4中,通过将另一方的液压泵的倾转角置换为摆动臂的腕长度并检测,提高全转矩控制的控制精度。但是,专利文献4的调节器为摆动臂与设于调节器活塞内的活塞一边传递力一边相对滑动的非常复杂的结构,当具备具有充分的耐久性的结构时,不得不使摆动臂与调节器活塞等部件结实,存在调节器难以小型化之类的问题。特别地,在小型的液压挖掘机且后端半径小的所谓的后方小旋转型的情况下,收纳液压泵的空间小,存在难以搭载的情况。

[0016] 本发明的目的在于提供一种液压驱动装置,该液压驱动装置的一方的液压泵至少具有进行转矩控制的泵控制装置,另一方的液压泵具有道路传感控制与转矩控制的至少两个可变容量型的液压泵,通过以纯液压的结构高精度地检测另一方的液压泵的吸收转矩并反馈至一方的液压泵侧,从而高精度地进行全转矩控制,能有效利用原动机的额定输出转矩且提高搭载性。

[0017] 用于解决课题的方法

[0018] (1) 为了实现上述目的,本发明的工程机械的液压驱动装置具备:原动机;由上述原动机驱动的可变容量型的第一液压泵;由上述原动机驱动的可变容量型的第二液压泵;由从上述第一液压泵及第二液压泵排出的压力油驱动的多个驱动器;控制从上述第一液压泵及第二液压泵向上述多个驱动器供给的压力油的流量的多个流量控制阀;分别控制上述多个流量控制阀的前后压力差的多个压力补偿阀;控制上述第一液压泵的排出流量的第一泵控制装置;控制上述第二液压泵的排出流量的第二泵控制装置,上述第一泵控制装置具有第一转矩控制部,在上述第一液压泵的排出压力与容量的至少一方增大,上述第一液压泵的吸收转矩增大时,上述第一转矩控制部以所述第一液压泵的吸收转矩不会超过第一最大转矩的方式控制上述第一液压泵的容量,上述第二泵控制装置具有:第二转矩控制部,在上述第二液压泵的排出压力与容量的至少一方增大,上述第二液压泵的吸收转矩增大时,

上述第二转矩控制部以上述第二液压泵的吸收转矩不会超过第二最大转矩的方式控制上述第二液压泵的容量;以及道路传感控制部,在上述第二液压泵的吸收压力比上述第二最大转矩小时,上述道路传感控制部以上述第二液压泵的排出压力比由从上述第二液压泵排出的压力油驱动的驱动器的最高负荷压力高目标压力差的方式控制上述第二液压泵的容量,上述第一转矩控制部具有:第一转矩控制驱动器,其引导上述第一液压泵的排出压力,以在上述排出压力上升时减少上述第二液压泵的容量且吸收转矩减少的方式控制上述第一液压泵的容量;以及设定上述第一最大转矩的第一加力机构,上述第二转矩控制部具有:第二转矩控制驱动器,其引导上述第二液压泵的排出压力,以在上述排出压力上升时减少上述第二液压泵的容量且吸收转矩减少的方式控制上述第二液压泵的容量;设定上述第二最大转矩的第二加力机构,上述道路传感控制部具有:控制阀,其以随着上述第二液压泵的排出压力与上述最高负荷压力的压力差比上述目标压力差小而变低的方式使道路传感驱动压力变化;以及道路传感控制驱动器,其以随着上述道路传感驱动压力变低而增加上述第二液压泵的容量,且排出流量增加的方式控制上述第二液压泵的容量,上述第一泵控制装置还具有:转矩反馈回路,其引导上述第二液压泵的排出压力与上述道路传感驱动压力,基于上述第二液压泵的排出压力与上述道路传感驱动压力修改上述第二液压泵的排出压力,并作为转矩控制压力输出,从而在上述第二液压泵受到上述第二转矩控制部的控制的限制,以上述第二最大转矩进行动作时以及上述第二液压泵不受到上述第二转矩控制部的控制的限制,上述道路传感控制部控制上述第二液压泵的容量时的任一个情况下,均成为模拟了上述第二液压泵的吸收转矩;以及第三转矩控制驱动器,其引导上述转矩控制压力,以随着上述转矩控制压力变高,减少上述第一液压泵的容量,上述第一最大转矩减少的方式控制上述第一液压泵的容量,上述转矩反馈回路具有引导上述第二液压泵的排出压力的固定节流件、位于该固定节流件的下游侧且下游侧与油箱连接的可变节流阀以及压力限制阀,该压力限制阀连接于上述固定节流件与上述可变节流阀之间的油路,以使上述油路的压力不会成为开始上述第二转矩控制部的控制的压力以上的方式进行控制,上述可变节流件构成为,在上述道路传感驱动压力为最大压力时全开,随着上述道路传感驱动压力变高,开口面积变大,上述转矩反馈回路基于上述固定节流件与上述可变节流阀之间的油路的压力生成上述转矩控制压力,将该转矩控制压力导向上述第三转矩控制驱动器。

[0019] 在这样构成的本发明中,第二液压泵不受到第二转矩控制部的控制的限制,在道路传感控制部控制第二液压泵的容量时(第二液压泵的排出压力比开始第二转矩控制部的控制的压力低时),固定节流件与可变节流阀之间的油路的压力随着第二液压泵的排出压力增加而增加,并且,随着道路传感驱动压力变高而变小。该压力的变化与在第二液压泵不受到第二转矩控制部的控制的限制,道路传感控制部控制第二液压泵的容量时,随着第二液压泵的排出压力增加而增加,并且,随着道路传感驱动压力变高(第二液压泵的容量变小)而变小的第二液压泵的吸收转矩的变化近似。另外,转矩控制压力基于固定节流件与可变节流阀之间的油路的压力而生成,转矩控制压力的变化也与第二液压泵的吸收转矩的变化近似。由此,能够以纯液压的结构高精度地检测第二液压泵的吸收转矩,转矩反馈回路以成为模拟了第二液压泵的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵的排出压力,并作为转矩控制压力输出。

[0020] 并且,通过将该转矩控制压力导向第三转矩控制驱动器,将第二液压泵的吸收转

矩反馈至第一液压泵(一方的液压泵)侧,从而第二液压泵受到第二转矩控制部的控制的限制,在以第二最大转矩进行动作时以及第二液压泵受到第二转矩控制部的控制的限制,道路传感控制部控制第二液压泵的容量时的任一个情况下,能够使第一液压泵的第一转矩控制部所设定的第一最大转矩减少第二液压泵的吸收转矩量,能有效进行全转矩控制,有效利用原动机的额定输出转矩。另外,由于是纯液压地检测第二液压泵的吸收转矩的结构,因此,能使第一泵控制装置小型化,提高搭载性。

[0021] (2)在上述(1)中,优选上述转矩反馈回路还具备上述第二液压泵的排出压力作为一次压力引导的减压阀,上述固定节流件与上述可变节流阀之间的油路的压力作为设定上述减压阀的指定压力的目标控制压力被导向上述减压阀,上述减压阀在上述第二液压泵的排出压力比上述指定压力低时,将上述第二液压泵的排出压力将上述第二液压泵的排出压力原样作为二次压力输出,在上述第二液压泵的排出压力比上述指定压力高时,将上述第二液压泵的排出压力减压为上述的指定压力并输出,上述减压阀的输出压力作为上述转矩控制压力导向上述第三转矩控制驱动器。

[0022] 通过这样根据第二液压泵的排出压力并利用减压阀生成转矩控制压力,确保利用转矩控制压力驱动第三转矩控制驱动器时的流量,能使驱动第三转矩控制驱动器时的使驱动第三转矩控制驱动器时的应答性良好。

[0023] 另外,固定节流件与可变节流阀之间的油路的压力未直接作为转矩控制压力使用,因此,能独立地进行另外,固定节流件与可变节流阀之间的油路的压力未直接作为转矩控制压力使用,因此,能独立地进行用于得到必要的目标控制压力的固定节流件与可变节流阀的设定及第三转矩控制驱动器的应答性的设定,能容易且正确地进行应答性的设定,能容易且正确地进行用于发挥必要的性能的性能的转矩反馈回路的设定。

[0024] 另外,在第二液压泵的排出压力比减压阀的指定压力高时,第二液压泵的排出压力变动由减压阀阻挡,不会影响第三转矩控制驱动器,因此确保系统的稳定性。

[0025] (3)在上述(1)或(2)中,优选上述压力限制阀是降压阀。

[0026] 发明效果

[0027] 根据本发明,通过能以纯液压的结构(转矩反馈回路)高精度地检测第二液压泵的吸收转矩,并且将该吸收转矩反馈至第一液压泵(一方的液压泵)侧,从而能高精度地进行全转矩控制,有效利用原动机的额定输出转矩。另外,由于是纯液压地检测第二液压泵的吸收转矩的结构,因此,能使第一泵控制装置小型化,提高搭载性。由此,能提供能量效率高、低燃费且实用的工程机械。

附图说明

[0028] 图1A是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的整体的液压回路图。

[0029] 图1B是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的转矩反馈回路的详细的液压回路图。

[0030] 图2是表示本发明的第一实施方式的液压挖掘机(工程机械)的液压驱动装置的整体方框图。

[0031] 图3是表示道路传感控制活塞进行动作时的LS驱动压力与第一及第二液压泵的斜

板的倾转角的关系的图。

[0032] 图4A是第一转矩控制部的转矩控制线图。

[0033] 图4B是第二转矩控制部13b的转矩控制线图。

[0034] 图5A是表示LS驱动压力与第一及第二分布阀的开口面积的关系的图。

[0035] 图5B是表示第一及第二分压阀的开口面积与目标控制压力的关系的图。

[0036] 图5C是表示LS驱动压力变化时的第三及第四排出口的排出压力与目标控制压力的关系的图。

[0037] 图5D是表示LS驱动压力变化时的第三及第四排出口的排出压力与转矩控制压力的关系的图。

[0038] 图6是表示以(6)式及(7)式表示的第三及第四排出口的排出压力、转矩控制压力与LS驱动压力的关系的图。

[0039] 图7是表示液压挖掘机的外观的图。

[0040] 图8是作为比较例,表示在具备图1所示的第一及第二液压泵的双泵道路传感系统上组装专利文献2记载的全转矩控制的技术的情况的液压系统的图。

[0041] 图9是表示图8所示的比较例的全转矩控制的图。

[0042] 图10是表示本实施方式的全转矩控制的图。

具体实施方式

[0043] 下面,根据附图说明本发明的实施方式。

[0044] -结构-

[0045] 图1A、图1B及图2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,图1A是表示液压驱动装置整体的液压回路图,图2是表示液压驱动装置整体的方框图。图1B是表示图1A及图2所示的转矩反馈回路的详细的液压回路图。

[0046] 在图1A及图2中,本实施方式的液压驱动装置具备:具有第一及第二两个排出口P1、P2的可变容量型的第一液压泵1a;具有第三及第四两个排出口P3、P4的可变容量型的第二液压泵1b;与第一及第二液压泵1a、1b连接,且驱动第一及第二液压泵1a、1b的原动机2;由第一及第二液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的排出油及第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出油驱动的多个驱动器3a~3h;配置于第一及第二液压泵1a、1b的第一~第四排出口P1~P4与多个驱动器3a~3h之间,控制从第一及第二液压泵1a、1b的第一~第四排出口P1~P4供给至多个驱动器3a~3h的压力油的流动的控制阀4。

[0047] 第一液压泵1a的容量与第二液压泵1b的容量相同。第一液压泵1a的容量与第二液压泵1b的容量也可以不同。

[0048] 第一液压泵1a具有相对于第一及第二排出口P1、P2共通地设置的第一泵控制装置(调节器)5a,同样地,第二液压泵1b具有相对于第三及第四排出口P3、P4共通地设置的第二泵控制装置(调节器)5b。

[0049] 另外,第一液压泵1a是具备单一的容量控制机构(斜板)的分流类型的液压泵,第一泵控制装置5a驱动该单一的容量控制机构且控制第一液压泵1a的容量(斜板的倾转角),从而控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量。同样地,第二液压泵1b是具备单一的容量控制机构(斜板)的分流类型的液压泵,第二泵控制装置5b驱动该单一的容量控制机构且控制

第二液压泵1b的容量(斜板的倾转角),从而控制第三及第四排出口P3、P4的排出流量。

[0050] 第一及第二液压泵1a、1b可以分别组装具有单一的排出口的可变容量型的液压泵,在该情况下,只要由第一泵控制装置5a驱动第一液压泵1a的两台液压泵的两个容量控制机构(斜板),由第二泵控制装置5b驱动第二液压泵1b的两台液压泵的两个容量控制机构(斜板)即可。

[0051] 原动机2例如是柴油发动机。柴油发动机如公知那样,例如具备电子控制器,通过控制燃料喷射量控制转数与转矩。发动机转数由电动机控制刻度盘等操作机构设定。原动机2可以是电动马达。

[0052] 控制阀4具备:密封型的多个流量控制阀6a~6m;与流量控制阀6a~6m的上游侧连接,且控制流量控制阀6a~6m的入口节流部的前后压力差的压力补偿阀7a~7m;与流量控制阀6a~6c的负荷压力口连接,并检测驱动器3a、3b、3e的最高负荷压力的第一梭阀组8a;与流量控制阀6d~6f的负荷压力口连接,检测驱动器3a、3c、3d的最高负荷压力的第二梭阀组8b;与流量控制阀6g~6i的负荷压力口连接,检测驱动器3e、3f、3h的最高负荷压力的第三梭阀组8c;与流量控制阀6j~6m的负荷压力口连接,且当在驱动器3d、3g、3h与流量控制阀6m上连接预备驱动器时,检测该预备驱动器的最高负荷压力的第四梭阀组8d;第一及第二卸载阀10a、10b,其分别与第一液压泵1a的排出口P1、P2连接,当排出口P1、P2的排出压力比在由第一及第二梭阀组8a、8b检测的最高负荷压力加上弹簧9a、9b的指定压力(卸载压力)而得的压力高时成为打开状态,使排出口P1、P2的排出油返回油箱,限制排出压力上升;第三及第四卸载阀10c、10d,其分别与第二液压泵1b的排出口P3、P4连接,当排出口P3、P4的排出压力比在由第三及第四梭阀组8c、8d检测的最高负荷压力加上弹簧9c、9d的指定压力(卸载压力)而得的压力高时成为打开状态,使排出口P3、P4的排出油返回油箱,限制排出压力上升;配置于第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的各自的排出油路之间以及第一及第二梭阀组8a、8b的各自的输出油路之间的第一连通控制阀15a;配置于第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的各自的排出油路之间以及第三及第四梭阀组8c、8d的各自的输出油路之间的第二连通控制阀15d。第一~第四卸载阀10a~10d的弹簧9a~9d的指定压力设定为与后述的道路传感控制的目标压力差相等或比之稍高的压力。

[0053] 另外,未图示,但控制阀4具备:分别与第一液压泵1a的排出口P1、P2连接,作为安全阀起作用的第一及第二主降压阀;以及分别与第二液压泵1b的排出口P3、P4连接,作为安全阀起作用的第三及第四主降压阀。

[0054] 压力补偿阀7a~7f构成为将第一液压泵1a的排出口P1、P2的排出压力与由第一及第二梭阀组8a、8b检测的最高负荷压力的压力差作为目标补偿压力差进行设定,压力补偿阀7g~7m构成为将第二液压泵1b的排出口P3、P4的排出压力与由第三及第四梭阀组8c、8d检测的最高负荷压力的压力差作为目标补偿压力差进行设定。具体地说,压力补偿阀7a~7c将第一排出口P1的排出压力导向打开方向动作侧,将由第一及第二梭阀组8a、8b检测的驱动器3a~3e的最高负荷压力导向关闭方向动作侧,以流量控制阀6a~6c的入口节流部的前后压力差与两者的压力差相等的方式进行控制。压力补偿阀7d~7f将第二排出口P2的排出压力导向打开方向动作侧,将由第一及第二梭阀组8a、8b检测的驱动器3a~3e的最高负荷压力导向关闭方向动作侧,以流量控制阀6d~6f的入口节流部的前后压力差与两者的压力差相等的方式进行控制。压力补偿阀7g~7i将第三排出口P3的排出压力导向打开方向动

作侧,将由第三及第四梭阀组8c、8d检测的驱动器3d~3h的最高负荷压力导向关闭方向动作侧,以流量控制阀6g~6i的入口节流部的前后压力差与两者的压力差相等的方式进行控制。压力补偿阀7j~7m将第四排出口P4的排出压力导向打开方向动作侧,将由第三及第四梭阀组8c、8d检测的驱动器3d~3h的最高负荷压力导向关闭方向动作侧,以流量控制阀6j~6m的入口节流部的前后压力差与两者的压力差相等的方式进行控制。由此,在第一液压泵1a与第二液压泵1b的各个中,在同时驱动多个驱动器的复合操作时,不论驱动器的负荷压力的大小如何,均不仅能进行根据流量控制阀的开口面积比的流量的分配,而且即使成为第一~第四排出口P1~P4的排出流量不足的饱和状态,也能根据饱和程度减少流量控制阀的入口节流部的前后压力差,确保良好的复合操作性。

[0055] 多个驱动器3a~3d例如分别是液压挖掘机的臂缸、铲斗缸、旋转马达、左行驶马达,多个驱动器3e~3h例如分别是右行驶马达、摇摆缸、叶片缸及动臂缸。

[0056] 在此,臂缸3a以第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的两方的排出油合流并供给的方式通过流量控制阀6a、6e与压力补偿阀7a、7e与第一及第二排出口P1、P2连接,动臂缸3h以第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4两方的排出油合流并供给的方式通过流量控制阀6h、6l与压力补偿阀7h、7l与第三及第四排出口P3、P4连接。

[0057] 左行驶的行驶马达3d以作为第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的一侧的排出口的排出口P2与作为第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的一侧的排出口的排出口P4的排出油合流并供给的方式,通过流量控制阀6f、6j与压力补偿阀7f、7j与第二及第四排出口P2、P4连接,行驶右的行驶马达3e以作为第一泵1a的第一及第二排出口P1、P2的另一侧的排出口的第一排出口P1与作为第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的另一侧的排出口的第三排出口P3的排出油合流并供给的方式通过流量控制阀6c、6g与压力补偿阀7c、7g与第一及第三排出口P1、P3连接。

[0058] 另外,铲斗缸3b以供给第一液压泵1a的第一排出口P1的排出油的方式通过流量控制阀6b与压力补偿阀7b与第一排出口P1连接,旋转马达3c以供给第一液压泵1a的第二排出口P2的排出油的方式通过流量控制阀6d与压力补偿阀7d与第二排出口P2连接。

[0059] 摇摆缸3f以供给第二液压泵1b的第三排出口P3的排出油的方式通过流量控制阀6i与压力补偿阀7i与第三排出口P3连接,叶片缸3g以供给第二液压泵1b的第四排出口P4的排出油的方式通过流量控制阀6k与压力补偿阀7k与第四排出口P4连接。

[0060] 流量控制阀6m与压力补偿阀7m是预备用(附件),例如在将铲斗308更换为破碎机的情况下,破碎机的开闭缸通过流量控制阀6m与压力补偿阀7m与第四排出口P4连接。

[0061] 第一连通控制阀15a在同时驱动与行驶马达3d、3e和第一液压泵1a相关的其他驱动器(动臂缸3a、铲斗缸3b、旋转马达3c)的至少一个的复合动作时以外(以下称为行驶复合动作时以外)位于图示上侧的遮断位置,在同时驱动行驶马达3d、3e与该其他驱动器的至少一个的复合动作时(以下称为行驶复合动作时)切换至图示下侧的连通位置。

[0062] 第二连通控制阀15b在同时驱动与行驶马达3d、3e和第二液压泵1b相关的其他驱动器(摇摆缸3f、叶片缸3g、动臂缸3h)的至少一个的复合动作时以外(以下称为行驶复合动作时以外)位于图示上侧的遮断位置,在同时驱动行驶马达3d、3e与该驱动器的至少一个的复合动作时(以下称为行驶复合动作时)切换至图示下侧的连通位置。

[0063] 第一连通控制阀15a位于图示上侧的遮断位置时,遮断第一液压泵1a的第一及第

二排出口P1、P2的各自的排出油路的连通,切换至图示下侧的连通位置时,连通第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的各自的排出油路。

[0064] 第二连通控制阀15b也相同,在位于图示上侧的遮断位置时,遮断第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的各自的排出油路的连通,切换至图示下侧的连通位置时,连通第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的各自的排出油路。

[0065] 另外,第一连通控制阀15a内置梭阀,在位于图示上侧的遮断位置时,遮断第一梭阀组8a的输出油路与第二梭阀组8b的输出油路的连通,并且使第一及第二梭阀组8a、8b的各自的输出油路分别与各自的下游侧连通,当切换至图示下侧的连通位置时,使第一及第二梭阀组8a、8b的各自的输出油路通过梭阀连通,将高压侧的最高负荷压力导出至各自的下游侧。

[0066] 第二连通控制阀15b也同样地内置梭阀,在位于图示上侧的遮断位置时,遮断第三梭阀组8c的输出油路与第四梭阀组8d的输出油路的连通,并且使第三及第四梭阀组8c、8d的各自的输出油路分别与各自的下游侧连通,当切换至图示下侧的连通位置时,使第三及第四梭阀组8c、8d的各自的输出油路通过梭阀连通,将高压侧的最高负荷压力导出至各自的下游侧。

[0067] 在第一连通控制阀15a位于图示上侧的遮断位置时,在第一液压泵1a的第一排出口P1侧,由第一梭阀组8a检测到的驱动器3a、3b、3e的最高负荷压力导出至第一卸载阀10a与压力补偿阀7a~7c,基于该最高负荷压力,第一卸载阀10a限制第一排出口P1的排出压力的上升,压力补偿阀7a~7c控制流量控制阀6a~6c的入口节流部的前后压力差。在第一液压泵1a的第二排出口P2侧,由第二梭阀组8b检测到的驱动器3a、3c、3d的最高负荷压力导向第二卸载阀10b与压力补偿阀7d~7f,基于该最高负荷压力,第二卸载阀10b限制第二排出口P2的排出压力的上升,压力补偿阀7d~7f控制流量控制阀6d~6f的入口节流部的前后压力差。

[0068] 当第一连通控制阀15a切换至图示下侧的连通位置时,在第一液压泵1a的第一排出口P1侧,由第一及第二梭阀组8a、8b检测到的驱动器3a~3e的最高负荷压力导向第一卸载阀10a与压力补偿阀7a~7c,基于该最高负荷压力,第一卸载阀10a限制第一排出口P1的排出压力的上升,压力补偿阀7a~7c控制流量控制阀6a~6c的入口节流部的前后压力差。在第一液压泵1a的第二排出口P2侧,同样地,由第一及第二梭阀组8a、8b检测到的驱动器3a~3e的最高负荷压力导向第二卸载阀10b与压力补偿阀7d~7f,基于该最高负荷压力,第二卸载阀10b限制第二排出口P2的排出压力的上升,压力补偿阀7d~7f控制流量控制阀6d~6f的入口节流部的前后压力差。

[0069] 在第二连通控制阀15b位于图示上侧的遮断位置时,在第二液压泵1b的第三排出口P3侧,将由第三梭阀组8c检测到的驱动器3e、3f、3h的最高负荷压力导向第三卸载阀10c与压力补偿阀7g~7i,基于该最高负荷压力,第三卸载阀10c限制第三排出口P3的排出压力的上升,压力补偿阀7g~7i控制流量控制阀6g~6i的入口节流部的前后压力差。在第二液压泵1b的第四排出口P4侧,将由第四梭阀组8d检测到的驱动器3d、3g、3h的最高负荷压力导向第四卸载阀10d与压力补偿阀7j~7m,基于该最高负荷压力,第四卸载阀10d限制第四排出口P4的排出压力的上升,压力补偿阀7j~7m控制流量控制阀6j~6m的入口节流部的前后压力差。

[0070] 当第二连通控制阀15b切换至图示下侧的连通位置时,在第二液压泵1b的第三排出口P3侧,将由第三及第四梭阀组8c、8d检测到的驱动器3d~3h的最高负荷压力导向第三卸载阀10c与压力补偿阀7g~7i,基于该最高负荷压力,第三卸载阀10c限制第三排出口P3的排出压力的上升,压力补偿阀7g~7i控制流量控制阀6g~6i的入口节流部的前后压力差。在第二液压泵1b的第四排出口P4侧,同样地,将由第三及第四梭阀组8c、8d检测到的驱动器3d~3h的最高负荷压力导向第四卸载阀10d与压力补偿阀7j~7m,基于该最高负荷压力,第四卸载阀10d限制第四排出口P4的排出压力的上升,压力补偿阀7j~7m控制流量控制阀6j~6m的入口节流部的前后压力差。

[0071] 第一泵控制装置5a具有第一道路传感控制部12a与第一转矩控制部13a,该第一道路传感控制部12a以第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的排出压力比多个驱动器3a~3h中的、由第一及第二排出口P1、P2的排出油驱动的驱动器3a~3e的最高负荷压力高预定压力的方式控制第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量),该第一转矩控制部13a以第一液压泵1a的吸收转矩不超过预定值的方式限制控制第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量)。

[0072] 第二泵控制装置5b具有第二道路传感控制部12b与第二转矩控制部13b,该第二道路传感控制部12b以第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力比多个驱动器3a~3h中的、由第三及第四排出口P3、P4的排出油驱动的驱动器3d~3h的最高负荷压力高预定压力的方式控制第二液压泵1b的斜板的倾转角(容量),该第二转矩控制部13b以第二液压泵1b的吸收转矩不超过预定值的方式限制控制第二液压泵1b的斜板的倾转角(容量)。

[0073] 第一道路传感控制部12a具备生成道路传感驱动压力(以下称为LS驱动压力)的道路传感控制阀16a、16b、选择道路传感控制阀16a、16b生成的LS驱动压力的低压侧并输出的低压选择阀21a、引导低压选择阀21a选择并输出的LS驱动压力且根据该LS驱动压力使第一液压泵1a的斜板的倾转角变化的道路传感控制活塞(道路传感控制驱动器)17a。

[0074] 第二道路传感控制部12b具备生成道路传感驱动压力(以下称为LS驱动压力)的道路传感控制阀16c、16d、选择道路传感控制阀16c、16d生成的LS驱动压力的低压侧并输出的低压选择阀21b、引导低压选择阀21b选择并输出的LS驱动压力且根据该LS驱动压力使第二液压泵1b的斜板的倾斜角变化的道路传感控制活塞(道路传感控制驱动器)17b。

[0075] 在第一道路传感控制部12a中,控制阀16a具备设定道路传感控制的目标压力差的弹簧16a1、位于与该弹簧16a1对置的位置且引导第一排出口P1的排出压力的受压部16a2以及位于与弹簧16a1相同侧的受压部16a3。在第一连通控制阀15a位于图示上侧的遮断位置时,向控制阀16a的受压部16a3引导由第一梭阀组8a检测到的驱动器3a、3b、3e的最高负荷压力,当第一连通控制阀15a切换至图示下侧的连通位置时,向控制阀16a的受压部16a3引导由第一及第二梭阀组8a、8b检测到的驱动器3a~3e的最高负荷压力。控制阀16a利用引导至受压部16a2的第一排出口P1的排出压力、引导至受压部16a3的驱动器3a、3b、3e或驱动器3a~3e的最高负荷压力、弹簧16a1的作用力的平衡位移,对LS驱动压力进行增减。

[0076] 即,引导至受压部16a2的第一排出口P1的排出压力比在引导至受压部16a2的最高负荷压力加上由弹簧16a1设定的目标压力差(预定压力)的压力高时,通过控制阀16a向图示左侧移动并使二次口与液压源(第一排出口P1)连通,使LS驱动压力上升,当引导至受压部16a2的第一排出口P1的高压侧的排出压力比在引导至受压部16a2的最高负荷压力加上由弹簧16a1设定的目标压力差(预定压力)的压力低时,通过控制阀16a向图示右侧移动并

使二次口与油箱连通,使LS驱动压力下降。在控制阀16a向图示左侧移动时,二次口连通的液压源可以是形成于引导泵的排出油路,生成恒定的引导压力的引导液压源。

[0077] 控制阀16b具备设定道路传感控制的目标压力差的弹簧16b1、位于与该弹簧16b1对置的位置且引导第二排出口P2的排出压力的受压部16b2、位于与弹簧16b1相同侧的受压部16b3。在第一连通控制阀15a位于图示上侧的遮断位置时,向控制阀16b的受压部16b3引导由第二梭阀组8b检测到的驱动器3a、3c、3d的最高负荷压力,当第一连通控制阀15a切换至图示下侧的连通位置时,向控制阀16b的受压部16a3引导由第一及第二梭阀组8a、8b检测到的驱动器3a~3e的最高负荷压力。控制阀16b利用引导至受压部16b2的第二排出口P2的排出压力、引导至受压部16b3的驱动器3a、3c、3d或驱动器3a~3e的最高负荷压力、弹簧16b1的作用力的平衡位移,与控制阀16a相同地使LS驱动压力增减。

[0078] 低压选择阀21a选择道路传感控制阀16a、16b生成的LS驱动压力的低压侧并输出至道路传感控制活塞17a。道路传感控制活塞17a基于该LS驱动压力使第一液压泵1a的斜板的倾转角变化,使第一及第二排出口P1、P2的排出流量增减。

[0079] 在第二道路传感控制部12b中,控制阀16c具备设定道路传感控制的目标压力差的弹簧16c1、位于该弹簧16c1的对置位置且引导第三排出口P3的压力压力的受压部16c2、位于与弹簧16c1相同侧的受压部16c3。在第二连通阀15b位于图示上侧的遮断位置时,向控制阀16c的受压部16c3引导由第三梭阀组8c检测到的驱动器3e、3f、3h的最高负荷压力,当第二连通控制阀15b切换至图示下侧的连通位置时,向控制阀16c的受压部16c3引导由第三及第四梭阀组8c、8d检测到的驱动器3d~3h的最高负荷压力。控制阀16c利用引导至受压部16c2的第三排出口P3的排出压力、引导至受压部16c3的驱动器3e、3f、3h或驱动器3d~3h的最高负荷压力、弹簧16c1的作用力的平衡位移,与控制阀16a相同地使LS驱动压力增减。

[0080] 控制阀16d具备设定道路传感控制的目标压力差的弹簧16d1、位于与该弹簧16d1对置的位置且引导第四排出口P4的排出压力的受压部16d2、位于与弹簧16d1相同侧的受压部16d3。在第二连通控制阀15b位于图示上侧的遮断位置时,向控制阀16d的受压部16d3引导由第四梭阀组8d检测到的驱动器3d、3g、3h的最高负荷压力,当第二连通控制阀15b切换至图示下侧的连通位置时,向控制阀16d的受压部16d3引导由第三及第四梭阀组8c、8d检测到的驱动器3d~3h的最高负荷压力。控制阀16d利用引导至受压部16d2的第四排出口P4的排出压力、引导至受压部16d3的驱动器3d、3g、3h或驱动器3d~3h的最高负荷压力、弹簧16d1的作用力的平衡位移,与控制阀16a相同地使LS驱动压力增减。

[0081] 低压选择阀21b选择道路传感控制阀16c、16d生成的LS驱动压力的低压侧并输出至道路传感控制活塞17b。道路传感控制活塞17b基于该LS驱动压力使第二液压泵1b的斜板的倾转角变化,使第三及第四排出口P3、P4的排出流量增减。

[0082] 图3是表示道路传感控制活塞17a、17b动作时的LS驱动压力与第一及第二液压泵1a、1b的斜板的倾转角的关系的图。图中,用 P_{x1} 、 P_{x2} 表示作用在道路传感控制活塞17a、17b的LS驱动压力,用 q_1 、 q_2 表示第一及第二液压泵1a、1b的斜板的倾转角。

[0083] 如图3所示,道路传感控制活塞17a当LS驱动压力 P_{x1} 上升时,减小第一液压泵1a的斜板的倾转角 q_1 ,减少第一及第二排出口P1、P2的排出流量,当LS驱动压力 P_{x1} 下降时,增大第一液压泵1a的斜板的倾转角 q_1 ,增大第一及第二排出口P1、P2的排出流量。由此,第一道路传感控制部12a以第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2的高压侧的排出压力比由第

一及第二排出口P1、P2的排出油驱动的驱动器3a~3e的最高负荷压力高预定压力的方式控制第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量)。图中,K是相对于LS驱动压力 P_{x1} 的第一液压泵1a的斜板的倾转角 q_1 的变化率,是由后述的弹簧S3、S4的弹簧常数与第二液压泵1b的倾转角 q_2 (容量)的关系决定的值。

[0084] 道路传感控制活塞17b也与道路传感控制活塞17a相同地根据LS驱动压力 P_{x2} 的增减使第二液压泵1b的斜板的倾转角 q_2 变化,以第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的高压侧的排出压力比由第三及第四排出口P3、P4的排出油驱动的驱动器3d~3h的最高负荷压力高预定压力的方式控制第二液压泵1b的斜板的倾转角(容量)。

[0085] 在第一及第二道路传感控制部12、12b中,由弹簧16a1、16b1及弹簧16c1、16d1设定的道路传感控制的目标压力差分别例如是2Mpa左右。

[0086] 另外,在第一泵控制装置5a中,第一转矩控制部13a具备导入第一排出口P1的排出压力的第一转矩控制活塞(第一转矩控制驱动器)18a、导入第二排出口P2的排出压力的第二转矩控制活塞(第一转矩控制驱动器)19a及作为设定最大转矩 T_{1max} (第一最大转矩)的加力机构的弹簧S1、S2(为了简略化,图1中只图示一个弹簧)。

[0087] 第二转矩控制部13b具备导入第三排出口P3的排出压力的第三转矩控制活塞(第二转矩控制驱动器)18b、导入第四排出口P4的排出压力的第四转矩控制活塞(第二转矩控制驱动器)19b及作为设定最大转矩 T_{2max} (第二最大转矩)的加力机构的弹簧S3、S4(为了简略化,在图1中只图示一个弹簧)。

[0088] 另外,第一转矩控制部13a引导作用在第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力与第二道路传感控制部12b的道路传感控制活塞17b的LS驱动压力,具备转矩反馈回路30、第一减转矩控制活塞(第三转矩控制器)31a及第二减转矩控制活塞(第三转矩控制驱动器)31b,该转矩反馈回路30以在第二液压泵1b受到第二转矩控制部13b的控制的限制且以最大转矩 T_{2max} (第二最大转矩)进行动作时和第二液压泵1b不受到第二转矩控制部13b的控制的限制且第二道路传感控制部12b控制第二液压泵1b的容量时(比后述的第二液压泵1b的吸收转矩恒定控制的开始压力 P_b 低时)的任一个场合均成为模拟第二液压泵1b的吸收转矩的方式,基于第三及第四排出口P3、P4的排出压力与LS驱动压力修正第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力并输出,该第一减转矩控制活塞引导修正了第二液压泵1b的第三排出口P3的排出压力的转矩反馈回路30的输出压力,且随着该输出压力变高而减少第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量),减少由弹簧S1、S2设定的最大转矩 T_{1max} ,该第二减转矩控制活塞引导修正了第二液压泵1b的第四排出口P4的排出压力的转矩反馈回路30的输出压力,随着该输出压力变高,减少第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量),减少由弹簧S1、S2设定的最大转矩 T_{1max} 。

[0089] 图4A是第一转矩控制部13a的转矩控制线图,图4B是第二转矩控制部13b的转矩控制线图,在转矩控制线图中,纵轴是倾转角(容量) q_1 、 q_2 ,将纵轴置换为排出流量 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 时,该图为马力控制线图。另外,横轴是泵排出压力,在图4A中,是第一及第二排出口P1、P2的平均排出压力 $(P_{1p}+P_{2p}/2)$,在图4B中,是第三及第四排出口P3、P4的平均排出压力 $(P_{3p}+P_{4p}/2)$ 。

[0090] 在图4A中,在未向驱动器3d~3h供给第二液压泵1b的排出油时,转矩反馈回路30及第一及第二减转矩控制活塞31a、31b不起作用,在第一转矩控制部13a中利用弹簧S1、S2

设定最大扭矩 $T_{1\max}$ 。TP1a、TP1b是设定该最大扭矩 $T_{1\max}$ 的弹簧S1、S2的特性线。

[0091] 在该状态下,向与第一液压泵1a相关的驱动器3a~3e的任一个供给第一液压泵1a的排出油,在第一及第二排出口P1、P2的平均排出压力上升时,在该平均排出压力是特性线TP1a的始端的压力(转矩控制开始压力) P_a 以下期间,第一转矩控制部13a不进行动作。在该情况下,第一液压泵1a的斜板的倾转角(容量) q_1 不受到第一转矩控制部13a的控制的限制,利用第一道路传感控制部12a的控制,并根据操作杆装置的操作量(要求流量)能增加至第一液压泵1a具有的最大倾转角 $q_{1\max}$ 。

[0092] 当在第一液压泵1a的斜板是最大倾转角 $q_{1\max}$ 的状态下,第一及第二排出口P1、P2的平均排出压力超过 P_a 时,第一转矩控制部13a进行动作,随着平均排出压力上升,以沿特性线TP1a、TP1b减小第一液压泵1a的最大倾转角(最大容量)的方式进行吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制)。在该情况下,第一道路传感控制部12a无法使第一液压泵1a的倾转角超过特性线TP1a、TP1b规定的倾转角地增加。

[0093] 如图所示,特性线TP1a、TP1b利用两个弹簧S1、S2以近似于吸收转矩恒定曲线(双曲线)TP1的方式设定。由此,第一转矩控制部13a在第一液压泵1a的平均排出压力上升时,以第一液压泵1a的吸收转矩不会超过最大扭矩 $T_{1\max}$ 的方式进行吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制)。最大扭矩 $T_{1\max}$ 以比发动机2的额定输出转矩 T_{ER} 稍少的方式设定。

[0094] 在图4B中,在第二转矩控制部13b中,不论第一液压泵1a的动作状态如何,均利用弹簧S3、S4设定最大扭矩 $T_{2\max}$ 。TP2a、TP2b是设定该最大扭矩 $T_{1\max}$ 的弹簧S3、S4的特性线。

[0095] 在向与第二液压泵1b相关的驱动器3d~3h的任一个供给第二液压泵1b的排出油,第三及第四排出口P3、P4的平均排出压力上升时,在该平均排出压力是特性线TP2a的始端的压力(转矩控制开始压力) P_b 以下期间,第二转矩控制部13b不进行动作。在该情况下,第二液压泵1b的斜板的倾转角(容量) q_2 不受第二转矩控制部13b的控制的限制,利用第二道路传感控制部12b的控制,能根据操作杆装置的操作量(要求流量)增加至第二液压泵1b具有的最大倾转角 $q_{2\max}$ 。

[0096] 当在第二液压泵1b的斜板处于最大倾转角 $q_{2\max}$ 的状态下,第三及第四排出口P3、P4的平均排出压力超过 P_b 时,第二转矩控制部13b进行动作,随着平均排出压力上升,以沿着特性线TP2a、TP2b减少第二液压泵1b的最大倾转角(最大容量)的方式进行吸收转矩恒定控制。在该情况下,第二道路传感控制部12b无法使第二液压泵1b的倾转角超过特性线TP2a、TP2b规定的倾转角地增加。

[0097] 如图所示,特性线TP2a、TP2b利用两个弹簧S3、S4以使吸收转矩恒定曲线(双曲线)TP2近似的方式设定。由此,第二转矩控制部13b在第二液压泵1b的平均排出压力上升时,以第二液压泵1b的吸收转矩不会超过最大扭矩 $T_{2\max}$ 的方式进行吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制)。最大扭矩 $T_{2\max}$ 比第一转矩控制部13a所设定的最大扭矩 $T_{1\max}$ 小,设定为发动机2的额定输出转矩 T_{ER} 的1/2左右。

[0098] 另外,向与第二液压泵1b相关的驱动器3d~3h的任一个供给第二液压泵1b的排出油,利用第二液压泵1b的排出油驱动驱动器3d~3h的任一个时,转矩反馈回路30以成为模拟第二液压泵1b的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力并输出,第一及第二减转矩控制活塞31a、31b随着转矩反馈回路30的输出压力变高,减少第一转矩控制部13a所设定的最大扭矩 $T_{1\max}$ 。

[0099] 在图4A中,两个箭头R1、R2表示第一及第二减转矩控制活塞31a、31b减少最大转矩 T_{1max} 的效果。第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力上升,此时的第二液压泵1b的吸收转矩是比最大转矩 T_{2max} 小的 T_2 ,在转矩反馈回路30模拟的吸收转矩是 T_{2s} ($\equiv T_2$)时,第一及第二减转矩控制活塞31a、31b如图4A所示的箭头R1所示,使最大转矩 T_{1max} 向 $T_{1max}-T_{2s}$ 减少。另外,在第二液压泵1b的吸收转矩是最大转矩 T_{2max} ,转矩反馈回路30模拟的吸收转矩是 T_{2max} ($\equiv T_{2max}$)时,第一及第二减转矩控制活塞31a、31b如图4A所示的箭头R2所示,使最大转矩 T_{1max} 向 $T_{1max}-T_{2maxs}$ 减少。

[0100] 在此,第一转矩控制部13a所设定的最大转矩 T_{1max} 如上所述,比发动机2的额定输出转矩 T_{ER} 小,第二液压泵1b的排出油未供给至驱动器3d~3h,第一液压泵1a的排出油供给至驱动器3a~3e的任一个,驱动驱动器3a~3e的任一个时,第一转矩控制部13a通过以第一液压泵1a的吸收转矩不超过最大转矩 T_{1max} 的方式进行吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制),从而以第一液压泵1a的吸收转矩不超过发动机2的额定输出转矩 T_{ER} 的方式进行控制。由此,能最大限有效利用发动机2的额定输出转矩 T_{ER} ,并且能防止发动机2停止(发动机失速)。

[0101] 另外,在第二液压泵1b的排出油供给至驱动器3d~3h的任一个,通过第二液压泵1b的排出油驱动驱动器3d~3h的任一个时,如上所述,第一及第二减转矩控制活塞31a、31b如图4A所示的箭头X所示,使最大转矩 T_{1max} 向 $T_{1max}-T_{2s}$ 或 $T_{1max}-T_{2msxs}$ 减少。由此,即使同时驱动与第一液压泵1a相关的驱动器3a~3e的任一个和与第二液压泵1b相关的驱动器3d~3h的任一个的复合操作时,也以第一液压泵1a与第二液压泵1b的总计的吸收转矩不超过发动机2的额定输出转矩 T_{ER} 的方式进行全转矩控制,在该情况下,也能最大限有效利用发动机2的额定输出转矩 T_{ER} ,能防止发动机2停止(发动机失速)。

[0102] 图1B是表示转矩反馈回路30的详细的图。

[0103] 转矩反馈回路30具有以成为模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵1b的第三排出口P3的排出压力并输出的第一转矩反馈回路部30a、以成为模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵1b的第四排出口P4的排出压力并输出的第二转矩反馈回路部30b。

[0104] 第一转矩反馈回路部30a具有将第三排出口P3的排出压力作为一次压力引导的第一转矩减压阀32a、生成用于设定该第一转矩减压阀32a的指定压力的目标控制压力的第一分压回路3a,第一转矩减压阀32a在第三排出口P3的排出压力比指定压力低时,将第三排出口P3的排出压力原样作为二次压力输出,在第三排出口P3的排出压力比指定压力高时,将第三排出口P3的排出压力减压为指定压力(目标控制压力)并输出,该输出压力(二次压力)作为转矩控制压力被引导至第一减转矩控制活塞31a。

[0105] 第一分压回路3a包括引导第三排出口P3的排出压力的第一分压节流部34a、位于该第一分压节流部34a的下游侧的第一分压阀35a、与第一分压节流部34a和第一分压阀35a之间的第一油路36a连接且使第一油路36a的压力不为指定压力(降压)以上的第一降压阀(压力限制阀)37a。第一分压节流部34a是固定节流件,具有恒定的开口面积。第一分压阀35a是引导作用在第二道路传感控制部12b的道路传感控制活塞17b的LS驱动压力 P_{x2} ,根据该LS驱动压力 P_{x2} 使开口面积变化的可变节流阀。在LS驱动压力 P_{x2} 是油箱压力时,第一分压阀35a的开口面积是零(全闭),随着LS驱动压力 P_{x2} 上升,第一分压阀35a的开口面积增

加,当LS驱动压力 P_{x2} 上升为预定的压力以上时,第一分压阀35a的开口面积为最大(全开)。根据该第一分压阀35a的开口面积的变化,在第一分压节流件34a与第一分压阀35a之间的第一油路36a生成的目标控制压力从第一降压阀37a的指定压力连续地变化至油箱压力(零),根据该目标控制压力的变化,第一转矩减压阀32a生成的转矩控制压力也连续地变化。第一降压阀37a的指定压力与第二转矩控制部13b的转矩控制开始压力 P_b (图4B)一致,设定为与 P_b 相等。

[0106] 第二转矩反馈回路部30b也与第一转矩反馈回路部30a同样地构成。即,第二转矩反馈回路部30b具有将第四排出口P4的排出压力作为一次压力引导的第二转矩减压阀32b、生成用于设定该第二转矩减压阀32b的指定压力的目标控制压力的第二分压回路33b,第二转矩减压阀32b在第四排出口P4的排出压力比指定压力低时,将第四排出口P4的排出压力原样作为二次压力输出,在第四排出口P4的排出压力比指定压力高时,将第四排出口P4的排出压力减压为指定压力(目标控制压力)并输出,将该输出压力(二次压力)作为转矩控制压力引导至第二减转矩控制活塞31b。

[0107] 第二分压回路33b包括引导第四排出口P4的排出压力的第二分压节流部34b、位于该第二分压节流部34b的下游侧的第二分压阀35b、与第二分压节流部34b和第二分压阀35b之间的第二油路36b连接且使第二油路36b的压力不为指定压力(降压)以上的第二降压阀(压力限制阀)37b。第二分压节流部34b是固定节流件,具有恒定的开口面积。第二分压阀35b是引导作用在第二道路传感控制部12b的道路传感控制活塞17b上的LS驱动压力 P_{x2} ,根据该LS驱动压力 P_{x2} 使开口面积变化的可变节流阀。在LS驱动压力 P_{x2} 是油箱压力时,第二分压阀35b的开口面积是零(全闭),随着LS驱动压力 P_{x2} 上升,第二分压阀35b的开口面积增加,当LS驱动压力 P_{x2} 上升为预定的压力以上时,第二分压阀35b的开口面积为最大(全开)。根据该第二分压阀35b的开口面积的变化,第二分压节流件34b与第二分压阀35b之间的第二油路36b所生成的目标控制压力从第二降压阀37b的指定压力连续地变化至油箱压力(零),根据该目标控制压力的变化,第二转矩减压阀32b生成的转矩控制压力也连续地变化。第二降压阀37b的指定压力与第二转矩控制部13b的转矩控制开始压力 P_b (图4B)一致,与 P_b 相等地设置。

[0108] 图5A是表示LS驱动压力 P_{x2} 与第一及第二分压阀35a、35b的开口面积的关系的图,图5B是表示第一及第二分压阀35a、35b的开口面积与目标控制压力的关系的图,图5C是表示LS驱动压力 P_{x2} 变化时的第三及第四排出口的排出压力与目标控制压力的关系的图,图5D是表示LS驱动压力 P_{x2} 变化时的第三及第四排出口的排出压力与转矩控制压力的关系的图。图中, AP_3 、 AP_4 是第一及第二分压阀35a、35b的开口面积, P_{3tref} 、 P_{4tref} 是第一及第二油路36a、36b所生成的目标控制压力, P_{3p} 、 P_{4p} 是第三及第四排出口的排出压力, P_{3t} 、 P_{4t} 是第一及第二转矩减压阀32a、32b生成的转矩控制压力。

[0109] 如图5A所示,在作用在第二道路传感控制部12b的道路传感控制活塞17b上的LS驱动压力 P_{x2} 是油箱压力时,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积 AP_3 、 AP_4 是零(全闭),随着LS驱动压力 P_{x2} 上升,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积 AP_3 、 AP_4 增加,当LS驱动压力 P_{x2} 上升为预定的压力 P_{x2a} 以上时,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积 AP_3 、 AP_4 为最大 AP_{max} (全开)。

[0110] 如图5B所示,在第一及第二分压阀35a、35b的开口面积 AP_3 、 AP_4 是零(全闭)时,第

一及第二油路36a、36b的压力与第三及第四排出口的排出压力P3p、P4p相等。但是,第一及第二油路36a、36b的压力无法为第一及第二减压阀37a、37b的指定压力以上。随着第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4从零(全闭)增加,目标控制压力P3tref、P4tref下降,当第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4为最大APmax(全开)时,目标控制压力P3tref、P4tref为油箱压力(零)。

[0111] 如图5C所示,在LS驱动压力是油箱压力(零)时,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4是零(全闭),目标控制压力P3tref、P4tref与第三及第四排出口的排出压力相等。其结果,在第三及第四排出口的排出压力上升时,目标控制压力P3tref、P4tref也以与第三及第四排出口的排出压力相同的值上升。表示此时的目标控制压力P3tref、P4tref的上升比例的直线的斜率是1。当第三及第四排出口的排出压力到达第一及第二减压阀37a、37b的指定压力时,目标控制压力P3tref、P4tref以第一及第二减压阀37a、37b的指定压力恒定。

[0112] 在LS驱动压力从油箱压力上升时,据此,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4增加,随着第三及第四排出口的排出压力上升,在第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4是零(全闭)时,目标控制压力P3tref、P4tref以更小的比例(小直线的斜率)上升。随着LS驱动压力上升,目标控制压力P3tref、P4tref的上升比例(直线的斜率)小,由相同的第三及第四排出口的排出压力得到的目标控制压力P3tref、P4tref变低。当第三及第四排出口的排出压力到达作为第一及第二减压阀37a、37b的指定压力的转矩控制开始压力Pb时,目标控制压力P3tref、P4tref以第一及第二减压阀37a、37b的指定压力(Pb)恒定。

[0113] 当LS驱动压力上升至预定的压力Px2时,第一及第二分压阀35a、35b的开口面积AP3、AP4为最大APmax(全开),目标控制压力P3tref、P4tref为油箱压力(零)。

[0114] 当这样第三及第四排出口的排出压力上升时,目标控制压力P3tref、P4tref变化的结果,如图5D所示,转矩控制压力P3t、P4t也与目标控制压力P3tref、P4tref相同地变化。即,在LS驱动压力是油箱压力(零)时,转矩控制压力P3t、P4t与第三及第四排出口的排出压力相同,随着LS驱动压力上升,转矩控制压力P3t、P4t的上升比例(直线的斜率)变小,由相同的第三及第四排出口的排出压力得到的转矩控制压力P3t、P4t变低。第三及第四排出口的排出压力到达作为第一及第二减压阀37a、37b的指定压力的转矩控制开始压力Pb时,转矩控制压力P3t、P4t以第一及第二减压阀37a、37b的指定压力(Pb)恒定。当LS驱动压力到达预定的压力Px2时,转矩控制压力P3t、P4t为油箱压力(零)。

[0115] 接着,对如上所述,由转矩反馈回路部30a、30b生成的转矩控制压力P3t、P4t是模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性进行说明。

[0116] 在图1A及图1B所示的第二泵控制装置5b中,若使第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的实际的吸收转矩分别为 τ_3 、 τ_4 ,则吸收转矩 τ_3 、 τ_4 以下式计算。

$$[0117] \quad \tau_3 = (P_{3p} \times q_2) / 2\pi \cdots (1)$$

$$[0118] \quad \tau_4 = (P_{4p} \times q_2) / 2\pi \cdots (2)$$

[0119] 如上所述,P3p、P4p是第三及第四排出口P3、P4的排出压力,q2是第二液压泵1b的倾转角。

[0120] 另外,在不受到第二转矩控制部13b的吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制)的限制的情况下,第二液压泵1b的倾转角由第二道路传感控制部12b控制。此时,第二液压泵1b

的斜板受到LS驱动压力 P_{x2} 与弹簧S3、S4的作用力,倾转角 q_2 以下式表示。

$$[0121] \quad q_2 = q_{2\max} - K \times P_{x2} \cdots (3)$$

[0122] 在此,K是由弹簧S3、S4的弹簧常数与第二液压泵1b的倾转角 q_2 (容量)的关系决定的常数,是与图3所示的斜率K相当的值得。

[0123] 另一方面,为了使转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 成为模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性,需要通过转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 的施加,在第一及第二减转矩控制活塞31a、31b产生的作用力为与第三及第四排出口P3、P4的吸收转矩 τ_3 、 τ_4 成比例的值,因此,需要以下的关系成立。

$$[0124] \quad \tau_3 = C(A \times P_{3t}) \cdots (4)$$

$$[0125] \quad \tau_4 = C(A \times P_{4t}) \cdots (5)$$

[0126] 在此,A是第一及第二减转矩控制活塞31a、31b的受压面积,C是比例常数。

[0127] 根据上述(1)~(5)式,转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 以下式表示。

$$[0128] \quad \tau_3 = (P_{3p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2})) / 2\pi = C(A \times P_{3t})$$

$$[0129] \quad \tau_4 = (P_{4p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2})) / 2\pi = C(A \times P_{4t})$$

[0130] 若变形,则为下式。

$$[0131] \quad P_{3t} = ((P_{3p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2})) / 2\pi) / C \times A$$

$$[0132] \quad P_{4t} = ((P_{4p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2})) / 2\pi) / C \times A$$

[0133] 若置换为 $D = 2\pi / C \times A$,则为下式。

$$[0134] \quad P_{3t} = D(P_{3p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2}))$$

$$[0135] \quad P_{4t} = D(P_{4p} \times (q_{2\max} - K \times P_{x2}))$$

[0136] 若以 $D \times q_{2\max}$ 为1的方式设定A与C的值,则如下式。

$$[0137] \quad P_{3t} = P_{3p}(1 - (K \times P_{x2} / D)) \cdots (6)$$

$$[0138] \quad P_{4t} = P_{4p}(1 - (K \times P_{x2} / D)) \cdots (7)$$

[0139] 图6是表示由(6)式及(7)式表示的第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 与转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 和LS驱动压力 P_{x2} 的关系的图。

[0140] 如图6所示,在(6)式及(7)式中,在LS驱动压力 P_{x2} 是油箱压力(零)时,转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 与第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 相同。另外,随着LS驱动压力 P_{x2} 上升,表示转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 的上升比例的直线的斜率 $(1 - (K \times P_{x2} / D))$ 的值小,由相同的第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 得到的转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 低。当第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 的排出压力上升至转矩控制开始压力 P_b 时,第二转矩控制部13b的吸收转矩恒定控制(或马力恒定控制)开始,第二液压泵1b的吸收转矩恒定。由此,只要转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 也以转矩控制开始压力 P_b 恒定即可。

[0141] 从图5D与图6的比较可以看出,以图5D所示的第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 上升时的转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 的增加比例(直线的斜率)与图6所示的第三及第四排出口的排出压力 P_{3p} 、 P_{4p} 上升时的转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 的增加比例(直线的斜率)相同的方式,以随着LS驱动压力 P_{x3} 上升而变小的方式变化,当转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 到达作为第一及第二减压阀37a、37b的指定压力的转矩控制开始压力 P_b 时,以该指定压力(P_b)恒定。

[0142] 这样由转矩反馈回路部30a、30b生成的转矩控制压力 P_{3t} 、 P_{4t} 为模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性,转矩反馈回路部30a、30b具有下述功能:当第二液压泵1b受到第二

转矩控制部13b的控制的限制,以最大转矩 $T_{2\max}$ (第二最大转矩) 进行动作时和第二液压泵1b不受到第二转矩控制部13b的控制的限制,第二道路传感控制部12b控制第二液压泵1b的容量时 (比第二液压泵1b的吸收转矩恒定控制的开始压力 P_b 低时) 的任一个情况下均成为模拟了主泵202的吸收转矩的特性的方式修正主泵202的排出压力并输出。

[0143] 图7表示液压挖掘机的外观。

[0144] 在图7中,液压挖掘机具备上部旋转体300、下部行驶体301及前作业机302,上部旋转体300能旋转地搭载在下部行驶体301上,前作业机302通过摇摆柱303能在上下及左右方向上转动地连结在上部旋转体300的前端部分。下部行驶体301具备左右的履带310、311,并且,在履带机架304的前方具备能上下动作的排土用的叶片305。上部旋转体300具备驾驶室(运转室) 300a,在驾驶室300a内设有前作业机及旋转用的操作杆装置309a、309b (只图示一方)、行驶用的操作杆/踏板装置309c、309d (只图示一方) 等操作机构。前作业机302构成为对动臂306、臂307及铲斗308进行销结合。

[0145] 上部行驶体300相对于下部行驶体301被旋转马达3c旋转驱动,前作业机302通过利用摇摆缸3f (参照图1A) 使摇摆柱303转动,从而在水平方向上转动,下部行驶体301的左右的履带310、311被左右的行驶马达3d、3e旋转驱动,叶片305被叶片缸3g上下地驱动。另外,动臂306、臂307、铲斗308分别通过使动臂缸3h、臂缸3a、铲斗缸3b伸缩而在上下方向上转动。

[0146] -动作-

[0147] 接着,说明本实施方式的动作。

[0148] <单独驱动>

[0149] 《第一液压泵1a侧驱动器的单独驱动》

[0150] 在单独驱动与第一液压泵1a侧连接的驱动器之一、例如臂缸3a并进行臂动作时,若操作臂用操作杆,则流量控制阀6a、6e切换,第一及第二排出口P1、P2的排出油与臂缸3a合流并供给。另外,此时如上所述,利用第一道路传感控制部12a的道路传感控制与第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量。

[0151] 在单独驱动铲斗缸3b或旋转马达3c并进行铲斗动作或旋转动作时,当操作各自的操作杆时,流量控制阀6b或流量控制阀6d切换,将一侧的排出口P1或P2的排出油供给至铲斗缸3b或旋转马达3c。另外,此时也利用第一道路传感控制部12a的道路传感控制与第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制,控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量。未向铲斗缸3b或旋转马达3c供给压力油的一侧的排出口P2或P1的排出油通过卸载阀10b或10a返回油箱。

[0152] 《第二液压泵1b侧驱动器的单独驱动》

[0153] 在单独驱动与第二液压泵1b侧连接的驱动器之一、例如动臂缸3h并进行动臂动作时,当操作动臂用操作杆时,流量控制阀6h、6i切换,第三及第四排出口P3、P4的排出油与动臂缸3h合流并供给。另外,此时如上所述,利用第二道路传感控制部12b的道路传感控制与第二转矩控制部13b的吸收转矩恒定控制,控制第三及第四排出口P3、P4的排出流量。

[0154] 在单独驱动摇摆缸3f或叶片缸3g并进行摇摆动作或叶片动作时,当操作各自的操作杆时,流量控制阀6i或流量控制阀6k切换,将一侧的排出口P3或P4的排出油供给至摇摆缸3f或叶片缸3g。另外,此时也利用第二道路传感控制部12b的道路传感控制与第二转矩控

制部13b的吸收转矩恒定控制,控制第三及第四排出口P3、P4的排出流量。未向摇摆缸3f或叶片缸3h供给压力油的一侧的排出口P4或P3的排出油通过卸载阀10d或10c返回油箱。

[0155] <第一液压泵1a侧驱动器与第二液压泵1b侧驱动器的同时驱动>

[0156] 《臂缸与动臂缸的同时驱动》

[0157] 在同时驱动臂缸3a与动臂缸3h进行臂307与动臂306的复合动作时,当操作臂用操作杆与动臂用操作杆时,流量控制阀6a、6e与流量控制阀6h、6i切换,第一及第二排出口P1、P2的排出油与臂缸3a合流并供给,第三及第四排出口P3、P4的排出油与动臂缸3h合流并供给。另外,在第一液压泵1a侧与第二液压泵1b侧的各侧,如上所述,利用第一及第二道路传感控制部12a、12b的道路传感控制与第一及第二转矩控制部13a、13b的吸收转矩恒定控制,控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量与第三及第四排出口P3、P4的排出流量。另外,在第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制中,进行图4A所示的全转矩控制。

[0158] 《旋转马达与动臂缸的同时驱动》

[0159] 在同时驱动旋转马达3c与动臂缸3h并进行上部旋转体300(旋转)与动臂306的复合动作时,当操作旋转用操作杆与动臂用操作杆时,流量控制阀6d与流量控制阀6h、6i切换,向旋转马达3c供给第二排出口P2的排出油,第三及第四排出口P3、P4的排出油与动臂缸3h合流并供给。另外,在第一液压泵1a侧与第二液压泵1b侧的各侧,如上所述,利用第一及第二道路传感控制部12a、12b的道路传感控制与第一及第二转矩控制部13a、13b的吸收转矩恒定控制,控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量与第三及第四排出口P3、P4的排出流量。另外,在第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制中,进行图4A所示的全转矩控制。关闭了流量控制阀6a~6c的一侧的第一排出口P1的排出油通过卸载阀10a返回油箱。

[0160] 《第一液压泵1a侧驱动器与第二液压泵1b侧驱动器的其他组合的同时驱动》

[0161] 即使在同时驱动只与第一液压泵1a的第一及第二排出口P1、P2连接的驱动器(臂缸3a、铲斗缸3b、旋转马达3c)的至少一个和只与第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4连接的驱动器(摇摆缸3f、叶片缸3g、动臂缸3h)的至少一个的上述以外的复合动作中,也与上述相同,利用道路传感控制与吸收转矩恒定控制,控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量与第三及第四排出口P3、P4的排出流量,在第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制中,进行图4A所示的全转矩控制。关闭了流量控制阀的一侧的排出口的排出油通过对应的卸载阀返回油箱。

[0162] <第一液压泵1a侧的两个驱动器的同时驱动>

[0163] 在同时驱动与第一液压泵1a的第一排出口P1连接的驱动器(臂缸3a、铲斗缸3b、行驶右的行驶马达3e)的至少一个和与第一液压泵1a的第二排出口P2连接的驱动器(臂缸3a、旋转马达3c、行驶左的行驶马达3d)的至少一个的复合动作中,与单独驱动臂缸3a的臂动作的情况相同,利用第一道路传感控制部12a的道路传感控制与第一转矩控制部13a的吸收转矩恒定控制,控制第一及第二排出口P1、P2的排出流量。另外,要求流量少的一侧的排出口的排出油的剩余流量或关闭了流量控制阀的一侧的排出口的排出油通过卸载阀返回油箱。此时,由第一梭阀组8a检测到的第一排出口P1侧的驱动器的负荷压力(最高负荷压力)引导至压力补偿阀7a~7c与第一卸载阀10a,将由第二梭阀组8b检测到的第二排出口P2侧的驱动器的负荷压力(最高负荷压力)引导至压力补偿阀7d~7f与第二卸载阀10b,在第一排出口P1侧与第二排出口P2侧分别进行压力补偿阀与卸载阀的控制。由此,在低负荷压力侧的

排出口的剩余流量返回油箱时,该排出口的压力利用该排出口侧的卸载阀并基于低的负荷压力限制压力上升,因此,剩余流量返回油箱时的卸载阀的压力损失减少,能进行能量损失少的运转。

[0164] <第二液压泵1b侧的两个驱动器的同时驱动>

[0165] 即使在同时驱动第二液压泵1b侧的两个驱动器的复合动作中,也与上述的同时驱动第一液压泵1a侧的两个驱动器的复合动作的情况相同,利用第二道路传感控制部12b的道路传感控制与第二转矩控制部13b的吸收转矩恒定控制,控制第三及第四排出口P3、P4的排出流量。另外,要求流量少的一侧的排出口的排出油的剩余流量或关闭了流量控制阀的一侧的排出口的排出油通过卸载阀返回油箱,此时的卸载阀的压力损失减少,能进行能量损失少的运转。

[0166] <行驶动作>

[0167] 在驱动行驶左的行驶马达3d与行驶右的行驶马达3e并进行行驶动作时,当操作左右的行驶用操作杆或踏板时,流量控制阀6f、6j与流量控制阀6c、6g切换,第一液压泵1a的第二排出口P2的排出油与第二液压泵1b的第四排出口P4的排出油与行驶左的行驶马达3d合流并供给,第一液压泵1a的第一排出口P1的排出油与第二液压泵1b的第三排出口P3的排出油与行驶右的行驶马达3e合流并供给。因此,即使第一液压泵1a的斜板的倾转角与第二液压泵1b的斜板的倾转角不同,在第一及第二排出口P1、P与第三及第四排出口P3、P4产生排出流量不同,行驶左的行驶马达3d的供给流量与行驶右的行驶马达3e的供给流量相同,车身不会蛇行,能直进行驶。

[0168] 即,在使第一排出口P1的排出流量为 Q_1 、使第二排出口P2的排出流量为 Q_2 、使第三排出口P3的排出流量为 Q_3 、使第四排出口P4的排出流量为 Q_4 的情况下,向行驶左的行驶马达3d的供给流量与向行驶右的行驶马达3e的供给流量分别如下。

[0169] 行驶左的供给流量: Q_2+Q_4

[0170] 行驶右的供给流量: Q_1+Q_3

[0171] 其中,存在 $Q_1=Q_2$ (由于为相同的斜板)、 $Q_3=Q_4$ (由于为相同的斜板)的关系。因此,即使为 $Q_1=Q_2 \neq Q_3=Q_4$, $Q_2+Q_4=Q_1+Q_3$ 的关系也成立,行驶左的行驶马达3d的供给流量与行驶右的行驶马达3e的供给流量相同。

[0172] 这样即使在第一及第二排出口P1、P2与第三及第四排出口P3、P4产生排出流量的不同,行驶左的行驶马达3d的供给流量与行驶右的行驶马达3e的供给流量也相同,车身不会蛇行,能直进行驶。

[0173] <行驶复合动作>

[0174] 对进行同时驱动行驶马达3d、3e和其他驱动器的至少一个、例如臂缸3a的行驶复合动作的情况进行说明。

[0175] 当实现行驶复合动作地操作左右的行驶用操作杆或踏板与臂用操作杆时,与流量控制阀6f、6j及流量控制阀6c、6g与流量控制阀6a、6e切换同时,第一连通控制阀215a切换至图示下侧的连通位置。由此,第一及第二排出口P1、P2的排出油从第一液压泵1a侧与行驶左的行驶马达3d合流并供给,从第二液压泵1b侧供给第四排出口P4的排出油,第一及第二排出口P1、P2的排出油从第一液压泵1a侧与行驶右的行驶马达3e合流并供给,从第二液压泵1b侧供给第三排出口P3的排出油。向臂缸3a供给向第一及第二排出口P1、P2的行驶马达

3d、3e供给的剩下的压力油。

[0176] 此时,另外,在第一液压泵1a侧,由于第一连通控制阀15a切换至图示下侧的连通位置,因此,将由第一及第二梭阀组8a、8b检测到的驱动器3a~3e的最高负荷压力引导至道路传感控制阀16a、16b与压力补偿阀7a~7c、7d~7f及第一卸载阀10a、10b,进行道路传感控制与压力补偿阀及卸载阀的控制。另一方面,在第二液压泵1b侧,由于第二连通控制阀15b被保持在图示上侧的遮断位置,因此,在第三排出口P3侧与第四排出口P4侧分别检测最高负荷压力,将各自的最高负荷压力引导至对应的道路传感控制阀16c、16d与压力补偿阀7g~7i、7j~7m及第三及第四卸载阀10c、10d,进行道路传感控制与压力补偿阀及卸载阀的控制。

[0177] 其中,对以行驶复合动作进行行驶直进的情况进行说明。

[0178] 当在行驶复合动作中实现行驶行进且对左右的行驶用操作杆或踏板进行等量操作时,以流量控制阀6g、6j的颈口量(开口面积)与流量控制阀6c、6g的颈口量(开口面积-要求流量)相同的方式进行切换。另外,当如上所述,第一液压泵1a的第二排出口P2的排出油与第二液压泵1b的第四排出口P4的排出油与行驶左的行驶马达3d合流并供给,第一及第二排出口P1、P2的排出油从第一液压泵1a侧与行驶左的行驶马达3d合流并供给,从第二液压泵1b侧供给第四排出口P4的排出油,第一及第二排出口P1、P2的排出油从第一液压泵1a侧与行驶右的行驶马达3e合流并供给,从第二液压泵1b侧供给第三排出口P3的排出油。由此,即使在行驶复合动作中,行驶左的行驶马达3d的供给流量与行驶右的行驶马达3e的供给流量相同,车身不会蛇行,能直进行驶。

[0179] 即,在使第一排出口P1的排出流量为Q1、使第二排出口P2的排出流量为Q2、使第三排出口P3的排出流量为Q3、使第四排出口P4的排出流量为Q4、使供给至行驶左的行驶马达3d的压力油的流量为Qd、使供给至行驶右的行驶马达3e的压力油的流量为Qe、使供给至作为行驶马达以外的驱动器的动臂缸3a的压力油的流量为Qa的情况下,供给至左右的行驶马达3d、3e的压力油的流量Qd、Qe如下。

[0180] 首先,从第一液压泵1a侧向左右的行驶马达3d、3e分别供给从第一及第二排出口P1、P2的排出油的合流流量Q1+Q2减去供给至臂缸3a的压力油的流量Qa的Q1+Q2-Qa的1/2。成为Q1+Q2-Qa的1/2是因为流量控制阀6f的颈口量(开口面积)与流量控制阀6c的颈口量(开口面积-要求流量)相同。另外,从第二液压泵1b侧向左右的行驶马达3d、3e分别供给第一及第二排出口P3、P4的排出油的合流流量Q3+Q4的1/2。在该情况下,成为Q3+Q4的1/2是因为流量控制阀6j的颈口量(开口面积)与流量控制阀6g的颈口量(开口面积-要求流量)相同。因此,供给至左右的行驶马达3d、3e的压力油的流量Qd、Qe如下那样表示。

[0181] 行驶右的供给流量 $Q_d = (Q_1 + Q_2 - Q_a) / 2 + (Q_3 + Q_4) / 2$

[0182] 行驶左的供给流量 $Q_e = (Q_1 + Q_2 - Q_a) / 2 + (Q_3 + Q_4) / 2$

[0183] 即, $Q_d = Q_e$,车身不会蛇行,能直进行驶。

[0184] 上述行驶复合动作的动作例是同时驱动行驶马达3d、3e与臂缸3a的例子。作为其他行驶复合动作的动作例,具有同时驱动由只从第一液压泵1a的第一排出口P1或第二排出口P2排出的压力油驱动的驱动器(铲斗缸3b、旋转马达3c)、或由只从第二液压泵1b的第三排出口P3或第四排出口P4排出的压力油驱动的驱动器(摇摆缸3f、叶片缸3g)的行驶复合动作。在本实施方式中,即使进行这种行驶复合动作的情况下,车身也不会蛇行,能直进行驶。

[0185] 另外,在本实施方式中,设置第一~第四梭阀组8a~8d与第一及第二连通控制阀15a、15b、道路传感控制阀16a~16d及低压选择阀21a、21b,由第一及第二连通控制阀15a、15b连通及遮断排出口与最大负荷压力的输出油路的两方的结构,但也可以为第一及第二连通控制阀15a、15b连通及遮断排出口的结构,其以外的回路结构可以与第一实施方式相同。即使在该情况下,也能通过第一及第二连通控制阀15a、15b在行驶复合动作时切换至连通位置,得到确保直进行驶性的效果。

[0186] -效果-

[0187] 接着,对由本实施方式得到的效果进行说明。

[0188] 图8是作为比较例,表示在具备图1所示的第一及第二液压泵1a、1b的双泵道路传感系统上组装专利文献2记载的全转矩控制的技术的场合的液压系统的图。图中,对与图1所示的要素同等的部件标注相同的符号。

[0189] 图8所示的比较例的液压系统代替转矩反馈回路30(第一转矩反馈回路部30a及第二转矩反馈回路部30b),具备减压阀41a、41b。减压阀41a、41b以二次压力(转矩控制压力)不会超过指定压力的方式对第二液压泵1b的第三及第四排出口的排出压力进行减压并输出。减压阀41a、41b的指定压力以成为由第二液压泵1b的转矩控制部的弹簧S3、S4设定的最大转矩 T_{2max} 相当的值(图4B所示的吸收转矩恒定控制的开始压力 P_b)的方式设定。

[0190] 图9是表示图8所示的比较例的全转矩控制的图。在图8所示的比较例中,在第二液压泵的第三及第四排出口的排出压力为吸收转矩恒定控制的开始压力以上的情况下,假想第二液压泵1b为吸收转矩恒定控制下,减压阀41a、41b将第二液压泵的第三及第四排出口的排出压力减压为最大转矩 T_{2max} 相当的压力,并引导至第一液压泵1a的减转矩控制活塞31a、31b,在第一液压泵1a侧,将最大转矩从 T_{1max} 减小 T_{2max} 而进行全转矩控制。

[0191] 但是,即使是第二液压泵的第三及第四排出口的排出压力为吸收转矩恒定控制的开始压力以上的情况下,也存在第二液压泵1b不为吸收转矩恒定控制下,第二液压泵1b利用道路传感控制,被控制为比由吸收转矩恒定控制限制的倾转角小的倾转角的情况。在该情况下,以最大转矩 T_{2max} 相当的压力假想的第二液压泵1b的吸收转矩为比第二液压泵1b的实际的吸收转矩大的值。

[0192] 其结果,在引导最大转矩 T_{2max} 相当的压力,以 $T_{1max}-T_{2max}$ 的最大转矩进行全转矩控制的第一液压泵1a中,以最大转矩减少为必要以上的方式进行控制,能有效地使用原动机的输出转矩。

[0193] 图10是表示本实施方式的全转矩控制的图。

[0194] 在本实施方式中,转矩反馈回路30以在第二液压泵1b受到第二转矩控制部13b的控制的限制,以最大转矩 T_{2max} (第二最大转矩)进行动作时和第二液压泵1b不受到第二转矩控制部13b的控制的限制,第二道路传感控制部12b控制第二液压泵1b的容量时(比第二液压泵1b的吸收转矩恒定控制的开始压力 P_b 低时)的任一个情况下,均成为模拟了第二液压泵1b的吸收转矩的特性的方式修正第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的输出压力并输出,第一及第二减转矩控制活塞31a、31b随着转矩反馈回路30的输出压力变高,减少第一转矩控制部13a所设定的最大转矩 T_{1max} 。

[0195] 例如,如上所述,第二液压泵1b的第三及第四排出口P3、P4的排出压力上升,此时的第二液压泵1b的吸收转矩是比最大转矩 T_{2max} 小的 T_2 ,在转矩反馈回路30所模拟的吸收

转矩是 T_{2s} ($\equiv T_2$) 时, 第一及第二减转矩控制活塞31a、31b如图10箭头所示, 将最大转矩 $T_{1\max}$ 减少至 $T_{1\max}-T_{2s}$, 以该最大转矩 $T_{1\max}-T_{2s}$ 进行全转矩控制。其结果, 最大转矩未减少为必要以上, 能最大限有效利用发动机2的额定输出转矩 T_{ER} , 且能防止发动机2停止(发动机失速)。

[0196] 根据以上那样的本实施方式, 能够以纯液压的结构(转矩反馈回路30)高精度地检测第二液压泵1b的吸收转矩, 并且通过将该吸收转矩反馈至第一液压泵1a侧, 能高精度地进行全转矩控制, 有效利用原动机2的额定输出转矩 T_{ER} 。另外, 由于是纯液压地检测第二液压泵1b的吸收转矩的结构, 因此, 能使第一泵控制装置5a小型化, 包括泵控制装置的液压泵的搭载性提高。由此, 能提供能量效率好、低燃费且实用的工程机械。

[0197] 另外, 如图5C及图5D所示, 第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b之间的第一及第二油路36a、36b所形成的目标控制压力与第一及第二减压阀32a、32b输出的转矩控制压力是相同值的压力, 也能将形成于第一及第二油路36a、36b的压力直接作为转矩控制压力使用。

[0198] 但是, 在将形成于第一及第二油路36a、36b的压力直接作为转矩控制压力使用的情况下, 在以转矩控制压力驱动第一及第二减转矩控制活塞31a、31b时, 第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b克服阻力地向第一及第二减转矩控制活塞31a、31b供给充分的流量的压力油是困难的, 存在第一及第二减转矩控制活塞31a、31b的应答性恶化的可能性。

[0199] 另外, 在从第一及第二油路36a、36b向第一及第二减转矩控制活塞31a、31b供给压力油的情况下, 第一及第二油路36a、36b的油量变化而容易引起压力变化, 难以以成为图5C所示的压力变化的方式正确地设定形成于第一及第二油路36a、36b的压力。另外, 当第二液压泵1b的排出压力变动时, 该排出压力的变动有可能直接传递至第一及第二减转矩控制活塞31a、31b, 而阻碍系统的稳定性。

[0200] 在本实施方式中, 将第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b之间的第一及第二油路36a、36b的压力作为目标控制压力引导至第一及第二减压阀32a、32b, 设定第一及第二减压阀32a、32b的指定压力, 从第二液压泵1b的排出压力并利用第一及第二减压阀32a、32b生成转矩控制压力, 因此, 确保利用转矩控制压力驱动第一及第二减转矩控制活塞31a、31b时的流量, 能使驱动第一及第二减转矩控制活塞31a、31b时的应答性良好。

[0201] 另外, 第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b之间的第一及第二油路36a、36b的压力未直接作为转矩控制压力使用, 因此, 能独立地进行用于得到必要的目标控制压力的第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b的设定与第一及第二减转矩控制活塞31a、31b的应答性的设定, 能容易且正确地进行用于发挥必要的性能的转矩反馈回路30的设定。

[0202] 另外, 在第二液压泵1b的排出压力比第一及第二减压阀32a、32b的指定压力高时, 第二液压泵1b的排出压力变动由第一及第二减压阀32a、32b阻碍, 不会对第一及第二减转矩控制活塞31a、31b带来影响, 因此能确保系统的稳定性。

[0203] -其他-

[0204] 在以上的实施方式中, 对第一及第二液压泵是具有第一及第二排出口P1、P2及第三及第四排出口P3、P4的分流类型的液压泵的情况进行说明, 但也可以是第一及第二液压

泵的双方或一方具有单一的排出口的单一类型液压泵。在第一及第二液压泵是单一类型液压泵的情况下,转矩反馈回路30的回路部与引导转矩控制压力的减转矩控制活塞分别具有一个即可。另外,图4A及图4B的横轴为单一的排出口的压力(液压泵的排出压力)。

[0205] 另外,如上所述,在转矩反馈回路30中,由于形成于第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b之间的第一及第二油路36a、36b的目标控制压力与第一及第二减压阀32a、32b输出的转矩控制压力是相同值的压力,因此,可以为将形成于第一及第二油路36a、36b的压力直接作为转矩控制压力引导至第一及第二减转矩控制活塞31a、31b。

[0206] 另外,在上述实施方式中,在转矩反馈回路30中,以第一及第二分压节流部(固定节流件)34a、34b与第一及第二分压阀(可变节流阀)35a、35b之间的第一及第二油路36a、36b的压力不为指定压力(转矩开始压力 P_b)以上的方式设置第一及第二降压阀37a、37b,但可以代替降压阀而使用减压阀。在该情况下,将减压阀的指定压力设定为转矩开始压力 P_b ,通过将减压阀的输出压力用作目标控制压力 P_{3tref} 、 P_{4tref} ,能得到相同的功能。

[0207] 另外,第一泵控制装置5a具有第一道路传感控制部12a与第一转矩控制部13a,但第一泵控制装置5a中的第一道路传感控制部12a不是必须的,只要能根据操作杆的操作量(流量控制阀的开口面积-要求流量)控制第一液压泵的容量,则可以是所谓的积极控制或消极控制等其他控制方式。

[0208] 另外,上述实施方式的道路传感系统也是一例,道路传感控制系统能进行多种变形。例如,在上述实施方式中,设置将泵排出压力与最高负荷压力作为绝对压力输出的压力差减压阀,将该输出压力引导至压力补偿阀而设定目标补偿压力差,并且导向LS控制阀,设定道路传感控制的目标压力差,但也可以用不同的油路将泵排出压力与最高负荷压力引导至压力控制阀或LS控制阀。

[0209] 符号说明

[0210] 1a—第一液压泵,1b—第二液压泵,2—原动机(柴油发动机),3a~3h—驱动器,3a—臂缸,3d—行驶左的行驶马达,3e—行驶右的行驶马达,3h—动臂缸,4—控制阀,5a—第一泵控制装置,5b—第二泵控制装置,6a~6m—流量控制阀,7a~7m—压力补偿阀,8a—第一梭阀组,8b—第二梭阀组,8c—第三梭阀组,8d—第四梭阀组,9a~9d—弹簧,10a~10d—卸载阀,12a—第一道路传感控制部,12b—第二道路传感控制部,13a—第一转矩控制部,13b—第二转矩控制部,15a—第一连通控制阀,15b—第二连通控制阀,16a~16d—道路传感控制阀,17a、17b—道路传感控制活塞(道路传感控制驱动器),18a—第一转矩控制活塞(第一转矩控制驱动器),19a—第二转矩控制活塞(第一转矩控制驱动器),18b—第三转矩控制活塞(第二转矩控制驱动器),19b—第四转矩控制活塞(第二转矩控制驱动器),21a、21b—低压选择阀,30—转矩反馈回路,30a—第一转矩反馈回路部,30b—第二转矩反馈回路部,31a—第一减转矩控制活塞(第三转矩控制驱动器),31b—第二减转矩控制活塞(第三转矩控制驱动器),32a—第一转矩减压阀,32b—第二转矩减压阀,33a—第一分压回路,33b—第二分压回路,34a—第一分压节流部,34b—第二分压节流部,35a—第一分压阀,35b—第二分压阀,36a—第一油路,36b—第二油路,37a—第一降压阀(压力限制阀),37b—第二降压阀(压力限制阀),P1、P2—第一及第二排出口,P3、P4—第三及第四排出口,S1、S2—弹簧,S3、S4—弹簧。

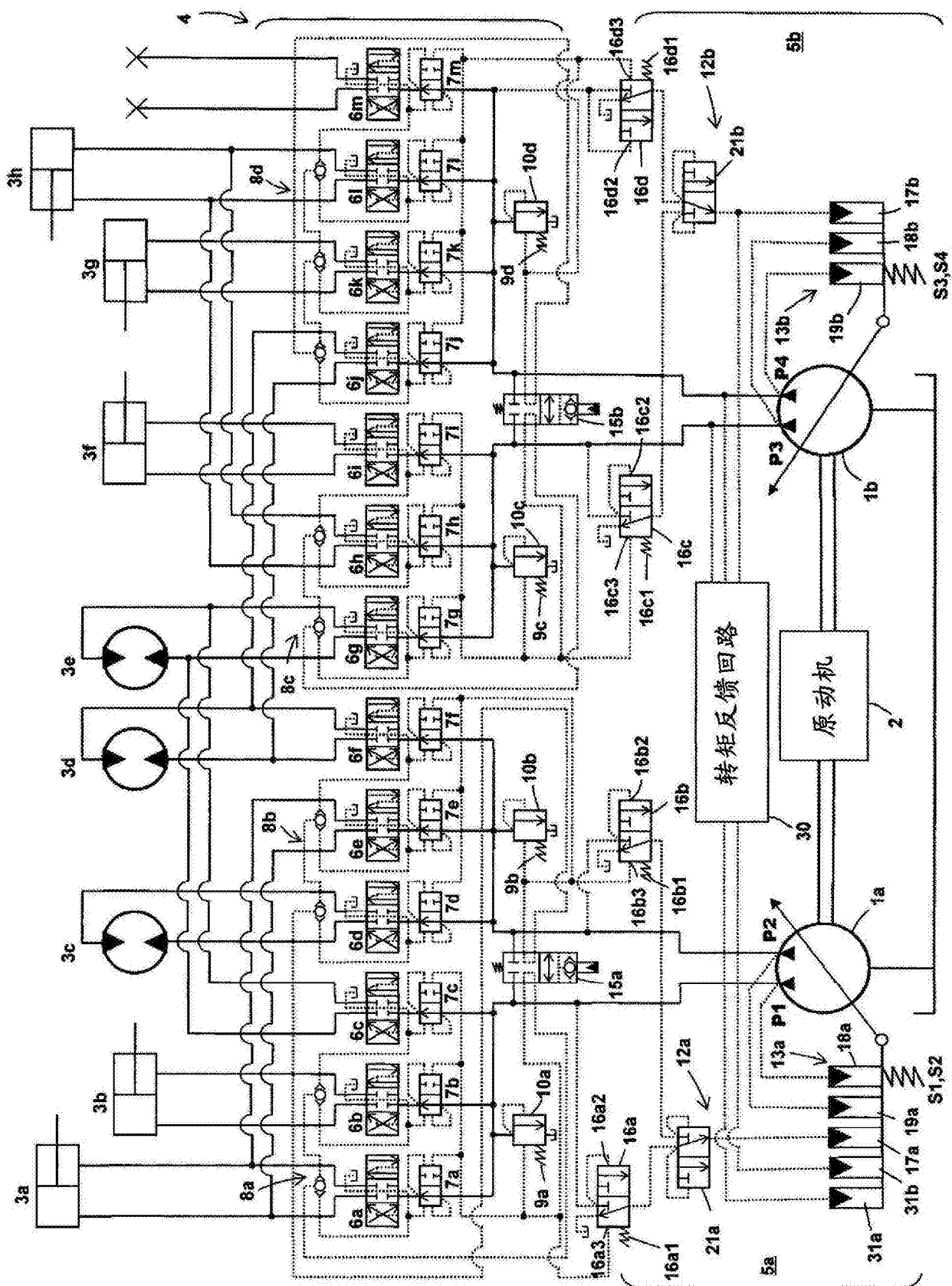


图 1A

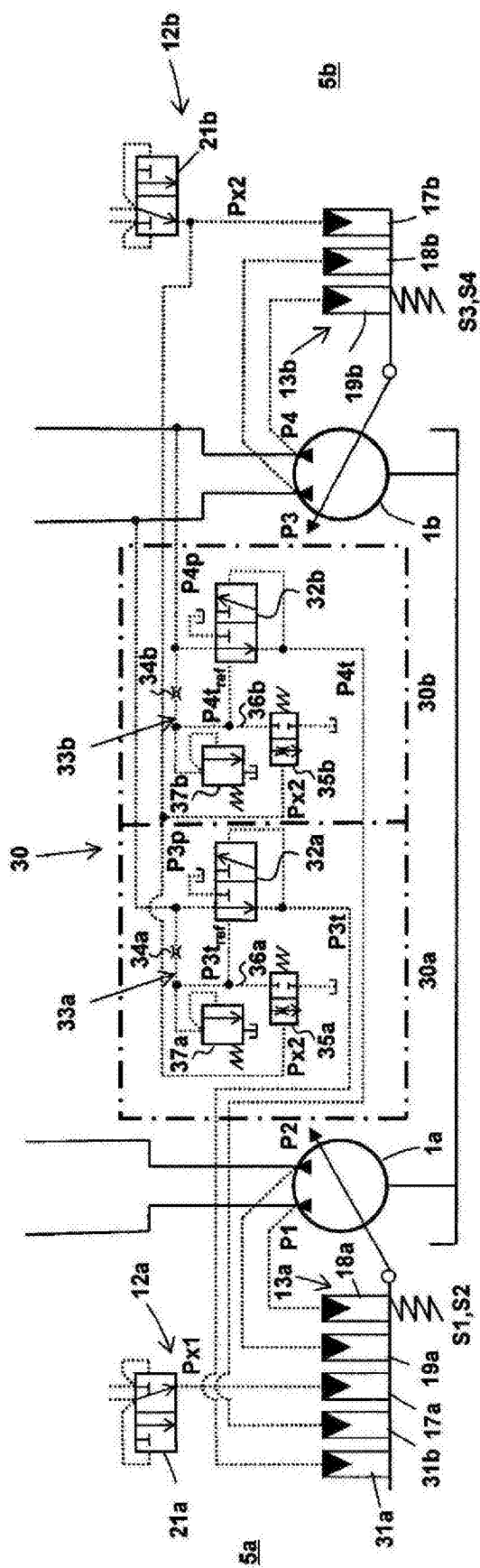


图1B

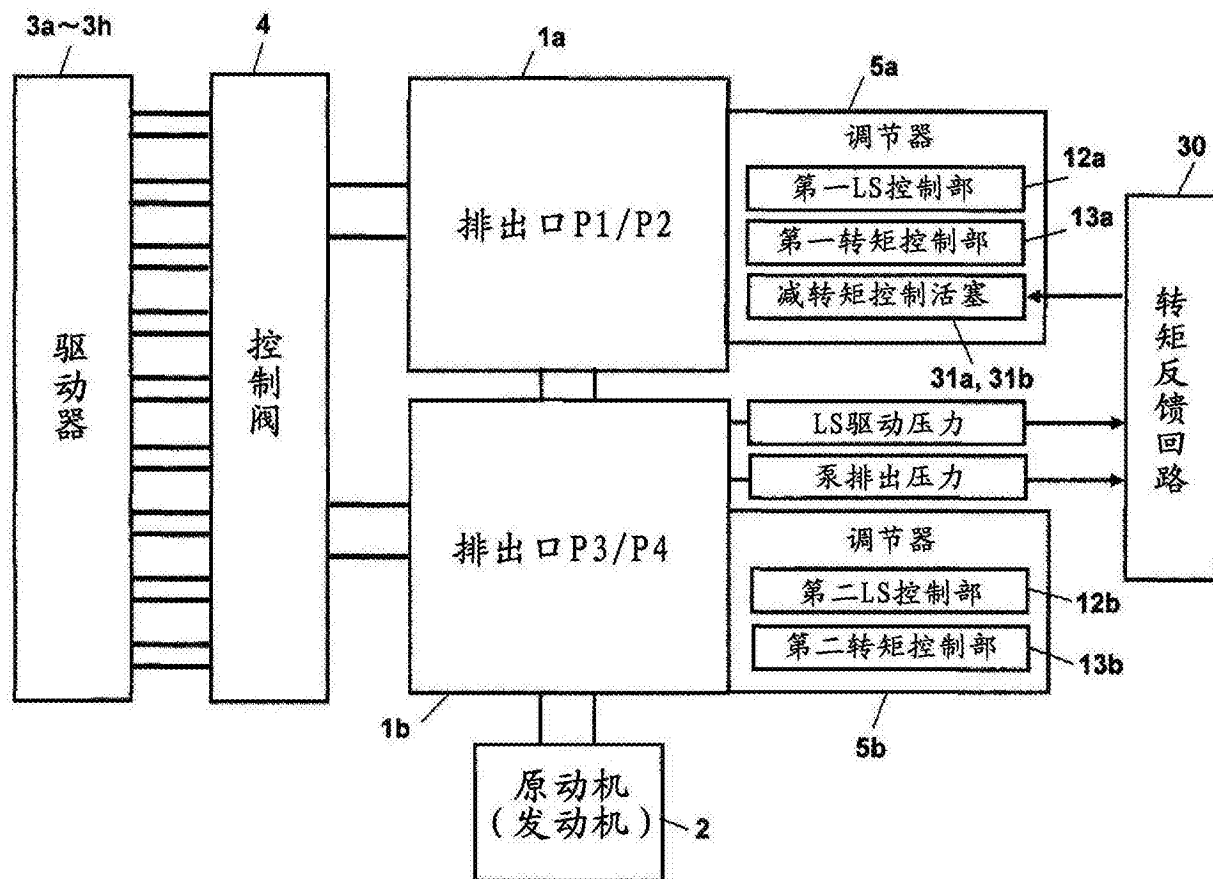


图2

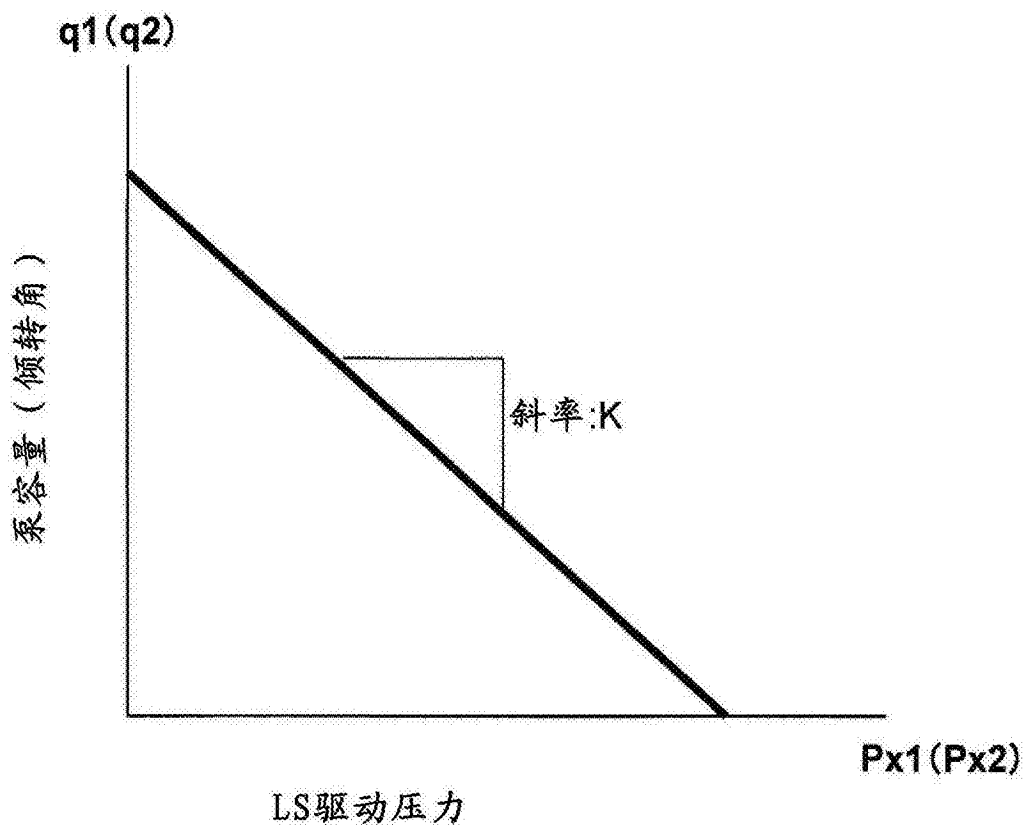


图3

第一泵1a的转矩控制线图

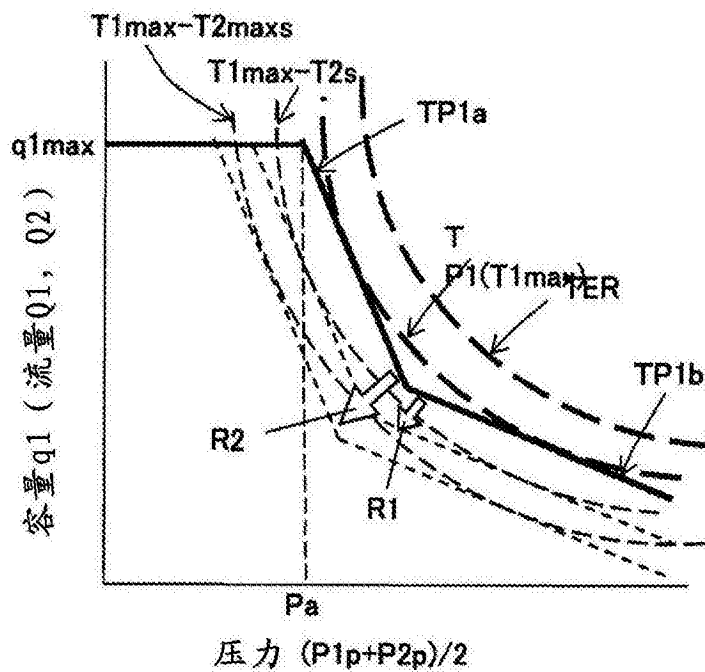


图4A

第二泵1b的转矩控制线图

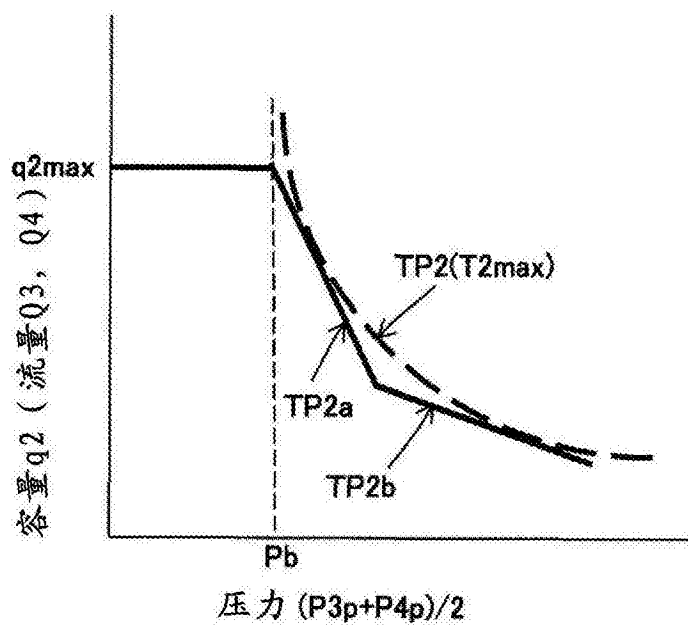


图4B

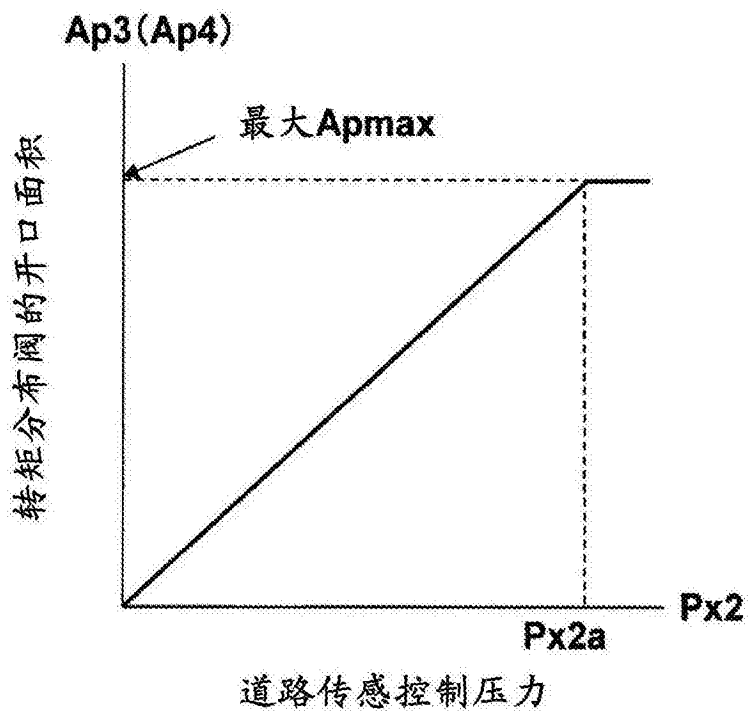


图5A

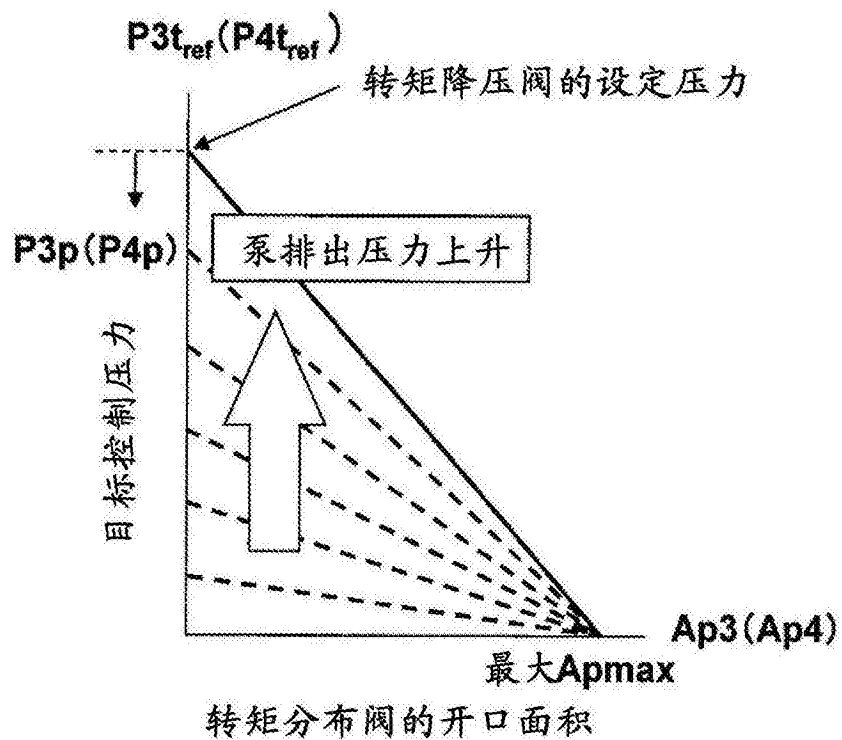


图5B

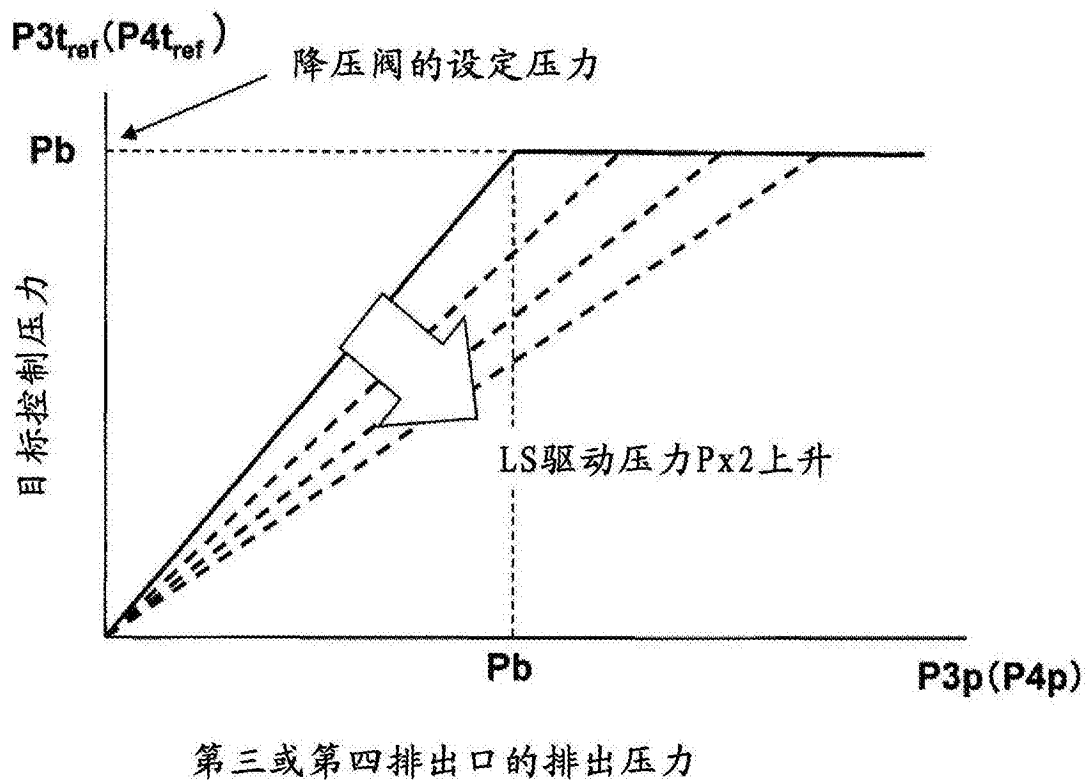


图5C

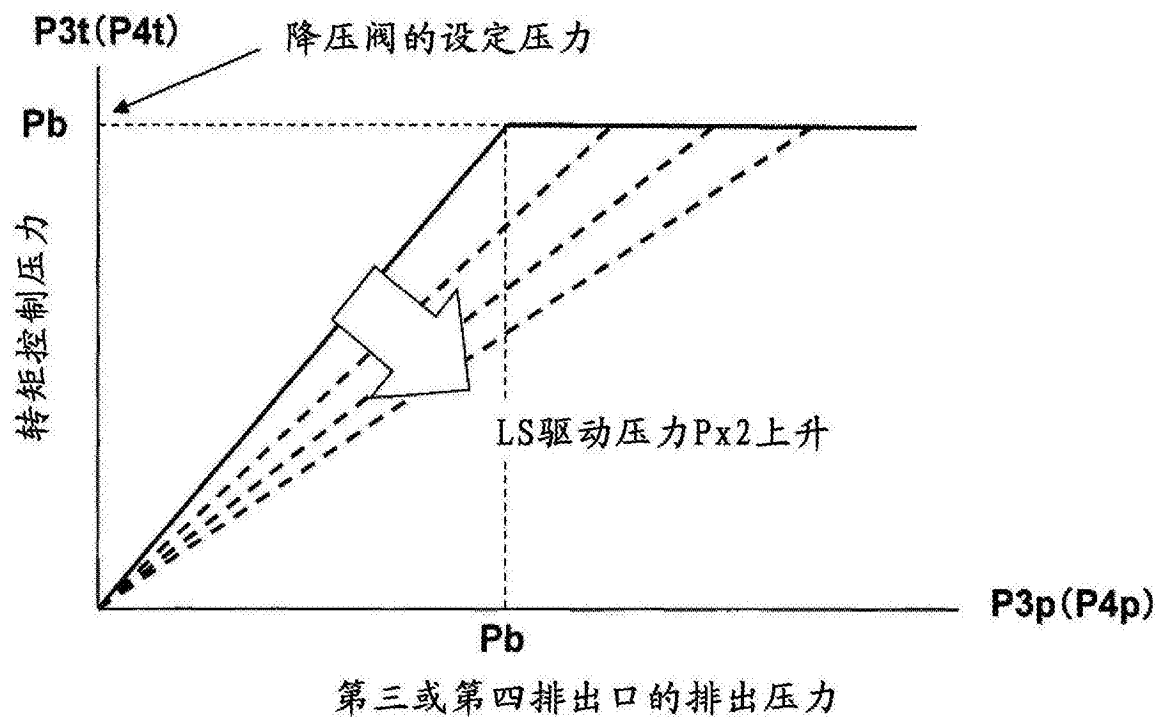


图5D

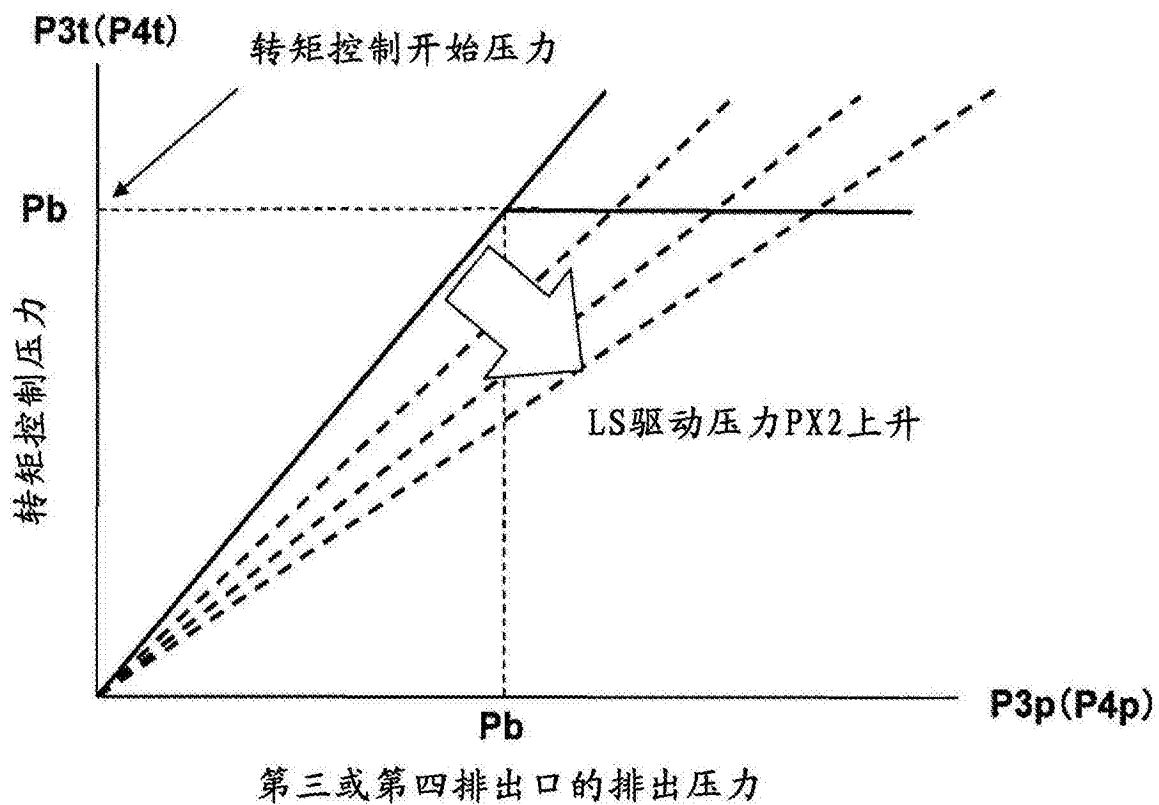


图6

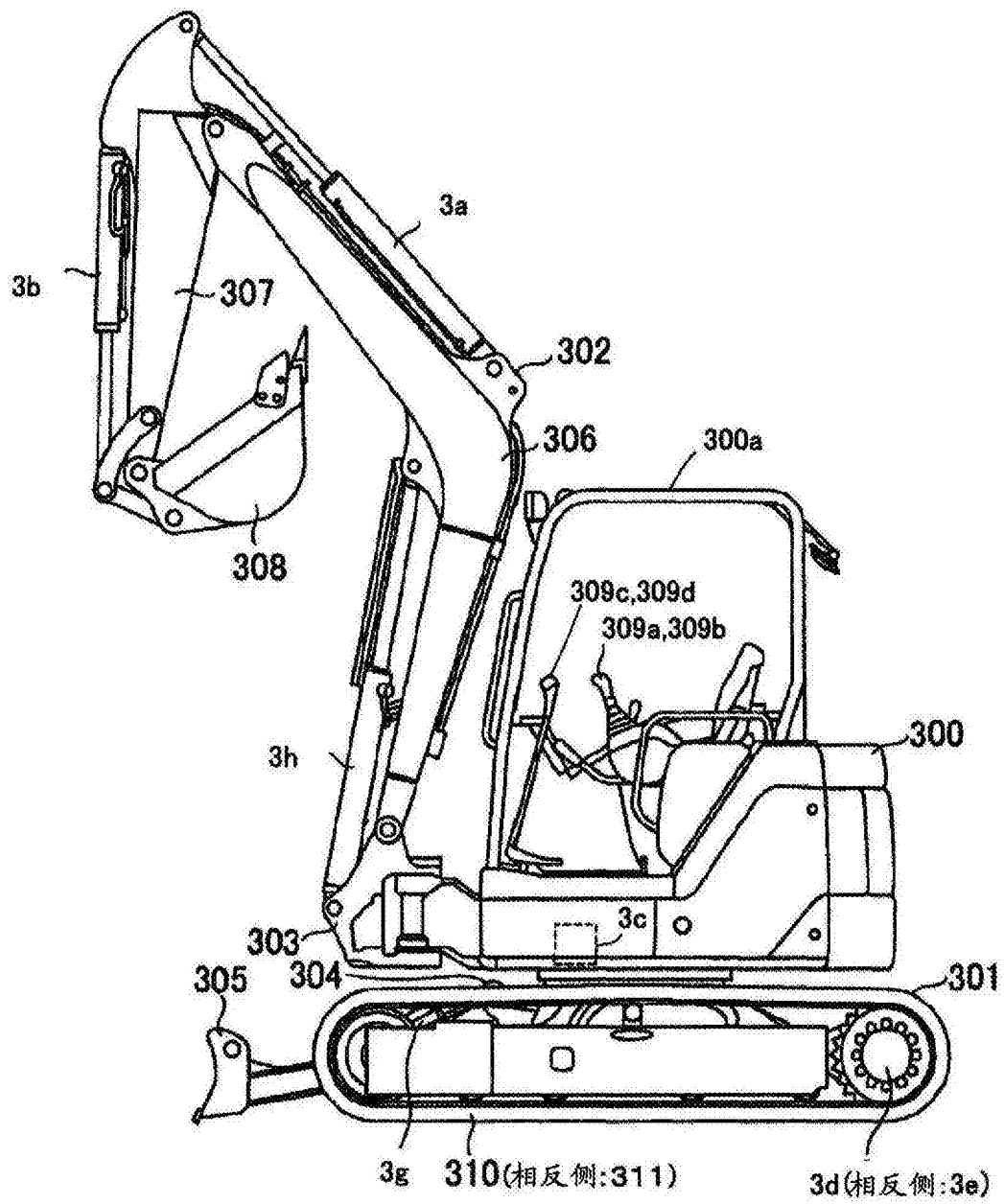


图7

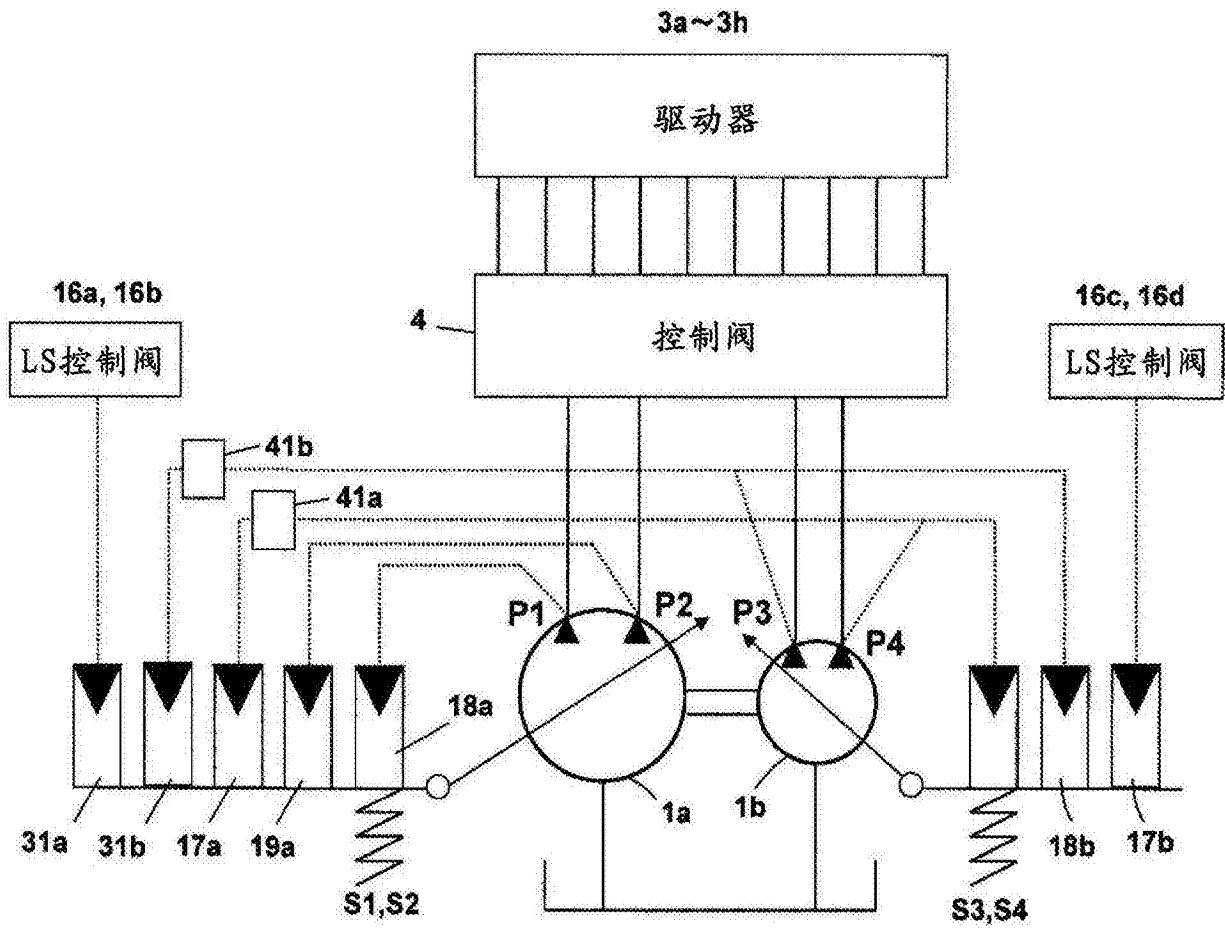


图8

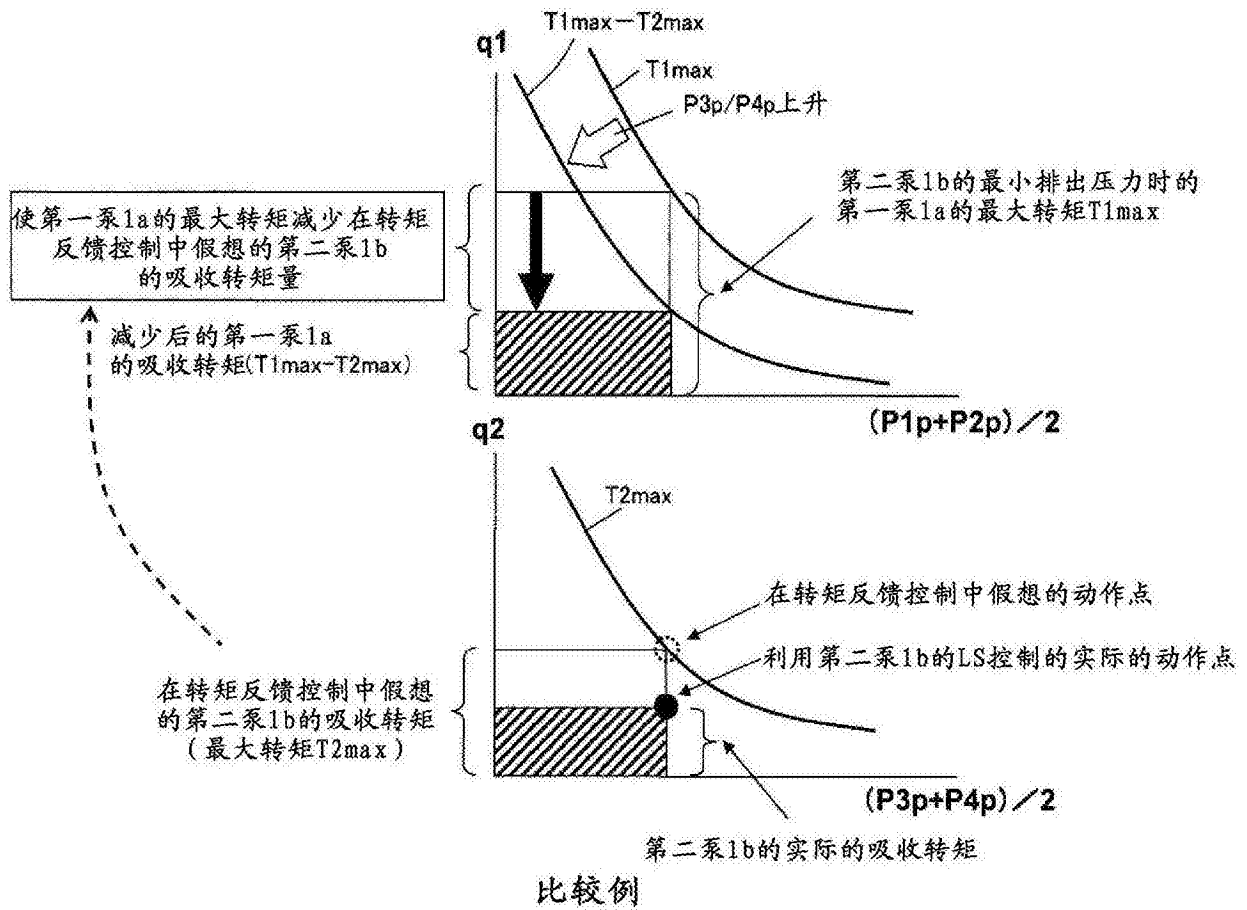
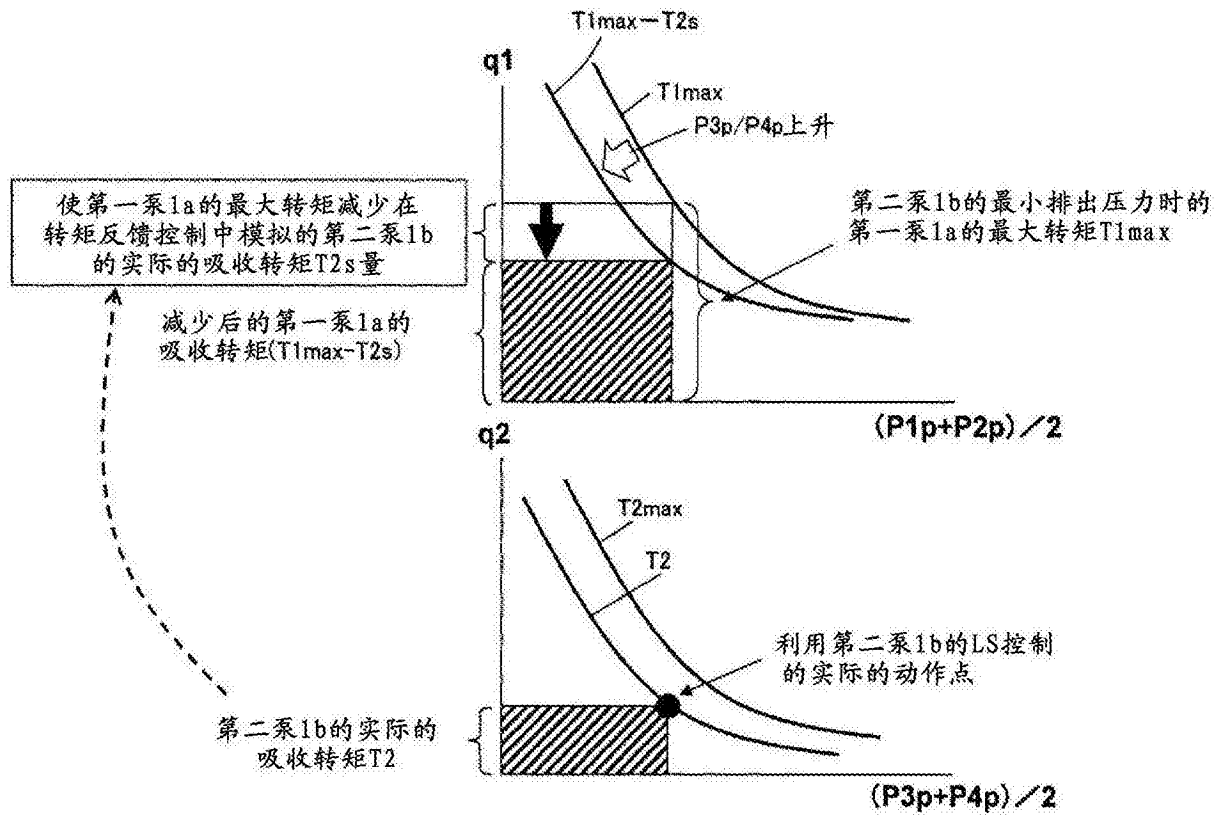


图9



本发明

图10