

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F15B 11/05

E02F 9/22

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 00800274.6

[43] 公开日 2001 年 5 月 23 日

[11] 公开号 CN 1296552A

[22] 申请日 2000.3.3 [21] 申请号 00800274.6

[30] 优先权

[32] 1999.3.4 [33] JP [31] 57026/1999

[86] 国际申请 PCT/JP00/01281 2000.3.3

[87] 国际公布 WO00/52340 日 2000.9.8

[85] 进入国家阶段日期 2000.11.3

[71] 申请人 日立建机株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 野泽勇作 东崎光久

西村良纯 高桥欣也

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所

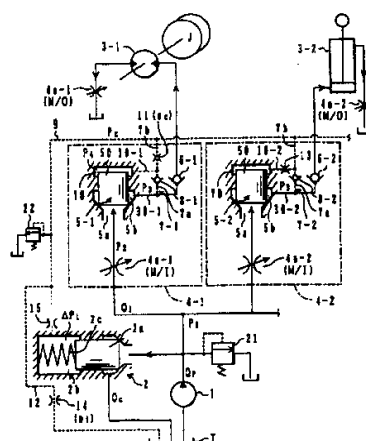
代理人 何腾云

权利要求书 3 页 说明书 22 页 附图页数 11 页

[54] 发明名称 液压回路装置

[57] 摘要

负载压力检测油道 7—1 从分流阀 5—1 的出口通道 5b 和保持单向阀 6—1 之间的油道 30—1 上分出来,与信号检测油道 9 相连接,信号检测油道 9 经过节流阀 14 (面积 at) 与油箱 T 相连接,控制油道 10—1 从负载压力检测油道 7—1 上分出来,与控制室 70 相连接,单向阀 8—1 设置在负载压力检测油道 7—1 的、油道 30—1 和控制油道 10—1 的分支点之间的油道部分 7a 上,节流阀 11 (面积 ac) 设置在负载压力检测油道 7—1 的、控制油道 10—1 的分支点和信号检测油道 9 之间的油道部分 7b 上。因此,具备载荷感知系统的液压回路装置能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性,且结构简单,即使是滑阀式的控制阀也能容易应用。



权利要求书

1. 一种液压回路装置，包括：液压泵（1）；由从该液压泵排出的高压油驱动的多个液压执行元件（3-1、3-2）；配置在上述液压泵和多个执行元件之间的多个控制阀（4-1、4-2）；引导基于上述多个液压执行元件的最高负载压力的信号压力的信号检测油道（9）；控制上述液压泵的排出压力，使其比上述信号压力仅仅高出规定值的泵控制机构（2），

上述多个控制阀（4-1、4-2）分别具有：具备控制供给到上述液压执行元件（3-1、3-2）的高压油流量的入口节流可调节流阀（M/I）的主阀（4a-1、4a-2）；配置在上述入口节流可调节流阀和上述执行元件之间的分流阀（5-1、5-2），上述分流阀各自具有一端位于与上述入口节流可调节流阀相连的入口通道（5a）中、另一端位于控制室（70）中的阀芯（50），上述阀芯靠上述控制室的压力和上述入口通道的压力的平衡的进行冲程运动，控制上述入口通道的压力，由此控制上述入口节流可调节流阀的前后压差，其特征是：具有：

分别设置在上述多个控制阀（4-1、4-2）上，在与本身相关的液压执行元件（3-1、3-2）的负载压力是上述最高压力时，检测该负载压力、引导至上述控制室（70）的第1油道（7a、8-1、8-2、10-1、10-2）；

分别设置在上述多个控制阀（4-1、4-2）上、将上述控制室连到上述信号检测油道（9）上，在与本身相关的液压执行元件的负载压力不是上述最高负载压力时，将上述信号检测油道的信号压力引导至上述控制室的第2油道（7b）；

将上述信号检测油道（9）连向油箱的第3油道（12）；

设置在上述第3油道（12）上的第1节流阀（14）；

设置在上述多个控制阀中的至少1个控制阀（4-1）的上述第2油道（7b）上，在与本身相关的液压执行元件（3-1）的负载压力是上述最高负载压力时，与上述第1节流阀（14）共同作用，调节该负载压

力，作为上述信号压力引导至上述信号检测油道（9）的第2节流阀（11）。

2. 权利要求1所记载的液压回路装置，其特征是：

上述多个控制阀（4-1、4-2）进一步分别具有配置在上述分流阀（5-1、5-2）和液压执行元件（3-1、3-2）之间的保持单向阀（6-1、6-2），上述第1油道（7a、8-1、8-2、10-1、10-2）将上述入口节流可调节流阀（M/I）和保持单向阀（6-1、6-2）之间的压力作为上述负载压力进行检测。

3. 权利要求1或2所记载的液压回路装置，其特征是：

上述分流阀（50A-1）具有：形成于该阀芯（50A）的外周、在上述分流阀的出口通道（5b）上设有开口的油道槽（20）；设置在该油道槽和上述控制室（70）之间、在上述分流阀的阀芯向开阀的方向运动规定的距离（X）时，使上述油道槽与上述控制室连通的重叠部（32），由上述油道槽和重叠部形成上述第1油道。

4. 权利要求1或2所记载的液压回路装置，其特征是：上述多个控制阀（4B-1、4B-2）的各自分流阀（5B-1、5B-2）的阀芯（50B），其上述入口通道（5a）一侧的受压面积比上述控制室（70）一侧的受压面积大。

5. 权利要求1或2所记载的液压回路装置，其特征是：上述第2节流阀是可调节流阀（11A），设置调整该可调节流阀的开口面积的机构（40）。

6. 一种液压回路装置，包括：液压泵（1A）；由从该液压泵排出的高压油驱动的多个液压执行元件（3-1、3-2）；配置在上述液压泵和多个执行元件之间的多个控制阀（4F-1、4F-2）；引导基于上述多个液压执行元件的最高负载压力的信号压力的信号检测油道（9）；控制上述液压泵的排出压力，使其比上述信号压力仅仅高出规定值的泵控制机构（2A），

上述多个控制阀（4F-1、4F-2）分别具有：具备控制供给到上述液压执行元件（3-1、3-2）的高压油的流量的入口节流可调节流阀

(M/I)的主阀(4Fa-1、4Fa-2)；配置在上述液压泵和上述入口节流可调节流阀之间，控制上述入口节流可调节流阀的前后压差的压力补偿阀(5F-1、5F-2)，其特征是：具有：

分别设置在上述多个控制阀(4F-1、4F-2)上、为了控制上述入口节流可调节流阀(M/I)的前后压差而将与本身相关的液压执行元件(3-1、3-2)的负载压力引导至上述压力补偿阀(5F-1、5F-2)的承压部(81-1、81-2)的第1油道(90-1、90-2、91-1、91-2)；

分别设置在上述多个控制阀上、检测与本身相关的液压执行元件的负载压力的第2油道(96-1、96-2)；

检测上述多个控制阀的各自的上述第2油道压力中的最高压力、将其作为上述信号压力引导至上述信号检测油道(9)的选择机构(98)；

将上述信号检测油道(9)连向油箱的第3油道(12)；

设置在上述第3油道(12)上的第1节流阀(14)；

设置在上述多个控制阀(4F-1、4F-2)中的至少1个控制阀(4F-1)的上述第2油道(96-1)上、在与本身相关的液压执行元件(3-1)的负载压力是上述最高压力时，与上述第1节流阀(14)共同作用，调节该负载压力，传递至上述选择机构(98)，作为上述信号压力引导至上述信号检测油道(9)的第2节流阀(11)。

说明书

液压回路装置

本发明涉及一种搭载在可同时操作多个液压执行元件的工程机械上、例如液压挖掘机上，能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性的液压回路装置。

搭载在液压挖掘机等工程机械上的液压回路装置，有使用具有泄流回路的中心旁通型的控制阀的，也有使用不具有泄流回路的封闭中心型的控制阀的，后者采用控制液压泵的排出流量、使其基本上能供给控制阀所要求的流量的载荷感知系统。在以简化液压机械为目的的场合，不具备泄流回路的，即后者是有利的。但是，存在的问题是，由于不具备泄流回路，在驱动具有很大的惯性的液压执行元件时，过渡性地产生压力突然上升、急剧加速的现象，或者压力的振动（压力脉动）不容易衰减，不能获得平稳的起动特性。

即，由于用载荷感知系统控制液压泵的排出流量，使其供给控制阀所要求的流量，所以在执行元件驱动的负载是旋转等的惯性体、执行元件不能消耗油泵排出的流量的场合，会出现这样的变化：液压泵的出口压力急剧上升，液压泵排出的能量贮存在管系中，当此后执行元件通过加速区，不需要加速压力时，则随着驱动压力的降低，贮存在管系中的能量被释放出来，执行元件超调，随之驱动压力进一步降低，若然后执行元件的速度降低，则驱动压力再次上升，过渡性地产生压力的急剧上升现象，且压力脉动不容易衰减。

而且，作为一种随着驱动压力的上升、减少供向执行元件的流量，以抑制压力的急剧上升的方法，日本专利公报特开平 4-191501 号、特开平 5-263804 号、特开平 10-89304 号，已提出了方案。

日本专利公报特开平 4-191501 号和特开平 5-263804 号所记载的方法是同一个意思，用先导阀的阀开度控制具有窄缝的比例座阀的位移的控制阀，根据执行元件的驱动压力，控制先导阀的阀位移，以控

制比例座阀的阀位移。即，从液压马达的入口部通过节流阀导入的压力，反抗先导阀的操作力引导至先导阀。从液压马达的入口部通过节流阀导入的压力是与液压马达的驱动压力成比例增加的压力，因此，先导阀的阀开度与该驱动压力成比例地减小，随之比例座阀的阀开度也减小。由此进行控制使其来自液压泵的高压油也减少，有助于缓和压力的急剧上升和衰减压力脉动。

在日本专利公报特开平 10-89304 号中，压力补偿阀是为了能用载荷感知系统进行复合操作而设置的，使压力补偿阀具有随着负载压力的增加，减小补偿压差的负载依存特性，由此进行控制，使其若负载压力增加，则减少供向执行元件的流量，减少液压泵的排出流量。压力补偿阀的负载依存特性通过以下方法获得：在压力补偿阀的受压面积中，使入口节流可调节流阀的入口压力作用在关闭方向上的受压面积，比入口节流的节流阀的出口压力作用在打开方向上的受压面积大。这样一来，当设有受压面积差时，由于其相差部分的受压面积，产生随负载压力的增加而增大的关闭方向的液压力，所以能进行控制，使入口节流的节流阀的前后压差与负载压力成比例地减小，减少供向执行元件的流量。由于供向该执行元件的流量的减少，进行载荷感知控制的液压泵减少排出流量，避免压力的急剧上升，而且还能提前衰减压力脉动。

另一方面，日本专利公报特开平 2-296002 号所记载的方案，是具备载荷感知系统的液压回路装置，并不改变设定在泵控制机构上的载荷感知控制的目标压差，而是仅仅使特定的液压执行元件的驱动速度慢一些，能进行微速操作。该方案将检测负载压力的单向阀的弹簧力设定为某一强度，通过由单向阀部分给出压力损失来调节负载压力，由于信号压力仅仅比负载压力降低了该压力损失的部分，进行载荷感知控制的液压泵的排出压力和负载压力的压差也从正常的压差仅仅降低该压力损失部分，随之控制流量减少。

另外，国际申请公开公报 W098/31940 所记载的控制阀，是在具备载荷感知系统的液压回路装置上组合分流阀和保持单向阀，作为阀组

合体简化结构的。该控制阀将分流阀的阀芯部分地内藏于保持单向阀的中空状的阀芯中，同时，将控制阀的负载压力检测油道作为分流阀的内部油道（油道槽）制成，而且利用该内部通道使其具有单向阀功能，因此不需要作为阀要素的单向阀，简化了控制阀的整体结构。

根据日本专利公报特开平 4-191501 号和特开平 5-263804 号所记载的方案、以及特开平 10-89304 号所记载的方案，由于供向液压执行元件的流量与负载压力成比例地减少，液压泵的排出流量减少，所以能避免在驱动液压执行元件时的压力突然上升现象且还能提前衰减压力脉动，能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性。但是，这些现有技术存在以下问题：

日本专利公报特开平 4-191501 号和特开平 5-263804 号所记载的方案，是使用由先导阀的阀开度控制比例座阀位移的阀，作为控制阀，使用通常的滑阀式的控制阀实施该方案结构上难以实现。特别是，最近控制阀利用滑阀内部，作为用于组装反馈回路的油通道，因而困难倍增。

日本专利公报特开平 10-89304 号的方案，虽然是使用滑阀式的控制阀情况下的压力补偿阀的阀结构，但为了使压力补偿阀的受压面积有差别，所以考虑可组装性则结构过于复杂，另外，确定面积（面积管理）也很麻烦。

日本专利公报特开平 2-296002 号的方案，是以仅仅使特定的液压执行元件的驱动速度慢一些，能进行微速操作为目的的。但是，由于液压泵的排出流量减少了，结果，防止了驱动液压执行元件时的压力急剧上升现象的出现，便于提前衰减压力脉动。另外，由于仅仅是用检测负载压力的单向阀部分给出压力损失，所以，还有结构简单这一优点。但是，由于用单向阀给出的压力损失是用弹簧力设定的，所以，是与负载压力无关的某一定值，不能获得随惯性体的大小而变化的控制特性，即负载依存特性。因此，产生的问题是，由于驱动的惯性体大小的不同，在驱动执行元件时，产生压力突然上升的现象，或不能提前衰减压力脉动。

国际申请公开公报 W098/31940 所记载的控制阀，由于组合分流阀和保持单向阀，作为阀组合体，其中装入了种种功能，所以，具有控制阀的整体结构简单这一优点。但是，没有采取对付在驱动具有大的惯性的执行元件时的压力急剧上升和压力脉动的措施，在驱动的惯性体较大的情况下，出现的问题是，在驱动执行元件时，产生压力的突然上升现象，或者压力脉动不能提前衰减。

本发明的目的是提供一种液压回路装置，使其在具备载荷感知系统的液压回路装置上，能获得与驱动的惯性体的大小无关的、平稳的起动特性，且结构简单，即使是滑阀式的控制阀也能容易应用。

(1) 为了达到上述目的，本发明的液压回路装置，具备：液压泵；由从该液压泵排出的高压油驱动的多个液压执行元件；配置在上述液压泵和多个执行元件之间的多个控制阀；引导基于上述多个液压执行元件的最高负载压力的信号压力的信号检测油道；控制上述液压泵的排出压力，使其比上述信号压力仅仅高出规定值的泵控制机构，上述多个控制阀分别具有：具备控制供给到上述液压执行元件的高压油流量的入口节流可调节流阀的主阀；配置在上述入口节流可调节流阀和上述执行元件之间的分流阀，上述分流阀各自具有一端位于与上述入口节流可调节流阀相连的入口通道中、另一端位于控制室中的阀芯，上述阀芯靠上述控制室的压力和上述入口通道的压力的平衡进行冲程运动，控制上述入口通道的压力，由此控制上述入口节流可调节流阀的前后压差，该液压回路装置具有：分别设置在上述多个控制阀上，在与本身相关的液压执行元件的负载压力是上述最高压力时，检测该负载压力、引导至上述控制室的第 1 油道；分别设置在上述多个控制阀上、将上述控制室连到上述信号检测油道上，在与本身相关的液压执行元件的负载压力不是上述最高负载压力时，将上述信号检测油道的信号压力引导至上述控制室的第 2 油道；将上述信号检测油道连向油箱的第 3 油道；设置在上述第 3 油道上的第 1 节流阀；设置在上述多个控制阀中的至少 1 个控制阀的上述第 2 油道上，在与本身相关的液压执行元件的负载压力是上述最高负载压力时，与上述第 1 节流阀

共同作用，调节该负载压力，作为上述信号压力引导至上述信号检测油道的第 2 节流阀。

这样一来，由于分别在多个控制阀上设置第 1 油道和第 2 油道，在至少 1 个控制阀的第 2 油道上设置与第 1 节流阀共同作用、调节引导至控制室的负载压力，引导至信号检测油道的第 2 节流阀，所以，随着与上述至少 1 个控制阀相关的液压执行元件的负载压力（最高负载压力）的升高，第 2 节流阀的前后压差增大，对引导至信号检测油道的信号压力进行减压的作用增强。由于泵控制机构控制液压泵的排出压力，使其比该信号压力仅仅高出规定值，所以，该控制阀的入口节流可调节流阀的前后压差随着负载压力的提高而变小，具有减少控制流量的作用。所以，由于在起动与特定的控制阀相关的液压执行元件时，随着负载压力的增加，供向液压执行元件的流量减少，液压泵的排出流量减少，所以，能避免驱动液压执行元件时的压力突然上升现象，而且还便于提前衰减压力脉动，能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性。

另外，由于仅仅是在第 2 油道上增加第 2 节流阀，所以，结构极其简单，即使控制阀的主阀是滑阀式的也能很容易地应用。另外，由于仅仅增加第 2 节流阀，所以也不必担心误动作。

(2) 在上述 (1) 中，最好是，上述多个控制阀进一步分别具有配置在上述分流阀和液压执行元件之间的保持单向阀，上述第 1 油道将上述入口节流可调节流阀和保持单向阀之间的压力作为上述负载压力进行检测。

因此，即使液压执行元件的负载压力比主阀的入口节流节流阀的高，负载压力也能由保持单向阀保持住，高压油不会通过第 1 油道、第 2 油道、第 2 节流阀、信号检测油道、第 3 油道和第 1 节流阀倒流回油箱。

(3) 在上述 (1) 或 (2) 中，最好是，上述分流阀具有：形成于其阀芯的外周、在上述分流阀的出口通道上设有开口的油道槽；设置在该油道槽和上述控制室之间、在上述分流阀的阀芯向开阀的方向运

动规定的距离时，使上述油道槽与上述控制室连通的重叠部，由上述油道槽和重叠部形成上述第1油道。

因此，制成控制阀的第1油道，作为分流阀的内部通道（油道槽），且利用其内部通道（油道槽）使其具有单向阀功能，简化控制阀的整体结构。

（4）另外，在上述（1）或（2）中，最好是，上述多个控制阀的各自分流阀的阀芯，其上述入口通道一侧的受压面积比上述控制室一侧的受压面积大。

因此，即能在复合操作时，用低负载压力一侧的控制阀消除作用在分流阀上的液动力的影响等，改善低负载压力一侧的控制阀的特性，还能进行很好的复合操作。另外，上述（1）所述的改善高负载压力一侧的控制阀特性的机构（第2节流阀的设置）和改善低负载压力一侧的控制阀特性的机构（改变受压面积）是相互独立的，能用独立的机构实现高负载压力一侧的特定的改善和低负载压力一侧的特性的改善，能大幅度地增加机器的选择自由度。

（5）再有，在上述（1）或（2）中，最好是，上述第2节流阀是可调节流阀，设置调整该可调节流阀的开口面积的机构。

因此，能自由地调节第2节流阀的开口面积，能根据执行元件的负载设定最佳的负载依存特性。

（6）另外，为了达到上述目的，本发明的液压回路装置，具备：液压泵；由从该液压泵排出的高压油驱动的多个液压执行元件；配置在上述液压泵和多个执行元件之间的多个控制阀；引导基于上述多个液压执行元件的最高负载压力的信号压力的信号检测油道；控制上述液压泵的排出压力，使其比上述信号压力仅仅高出规定值的泵控制机构，上述多个控制阀分别具有：具备控制供给到上述液压执行元件的高压油流量的入口节流可调节流阀的主阀；配置在上述液压泵和上述入口节流可调节流阀之间、控制上述入口节流可调节流阀的前后压差的压力补偿阀，该液压回路装置具有：分别设置在上述多个控制阀上、为了控制上述入口节流可调节流阀的前后压差而将与本身相关的液压

执行元件的负载压力引导至上述压力补偿阀的承压部的第 1 油道；分别设置在上述多个控制阀上、检测与本身相关的液压执行元件的负载压力的第 2 油道；检测上述多个控制阀的各自的上述第 2 油道压力中的最高压力、将其作为上述信号压力引导至上述信号检测油道的选择机构；将上述信号检测油道连向油箱的第 3 油道；设置在上述第 3 油道上的第 1 节流阀；设置在上述多个控制阀中的至少 1 个控制阀的上述第 2 油道上、在与本身相关的液压执行元件的负载压力是上述最高压力时，与上述第 1 节流阀共同作用，调节该负载压力，传递至上述选择机构，作为上述信号压力引导至上述信号检测油道的第 2 节流阀。

因此，具备前控型的分流阀（压力补偿阀）的液压回路装置能获得上述（1）所述的作用效果。

图 1 是表示根据本发明的第 1 实施例设计的液压回路装置的图。

图 2 是用液压符号表示控制阀的主阀部机能的图。

图 3 所示是由于设置节流阀而能获得的、在单独或复合操作时高负载压力一侧的控制阀的负载依存特性。

图 4A 所示是为了研究在惯性矩 $J=1$ 的情况下、因节流阀的负载依存特性所产生的效果而进行的模拟结果。

图 4B 所示是为了研究在惯性矩 $J=3$ （图 4A 的 3 倍）的情况下、因节流阀的负载依存特性所产生的效果而进行的模拟结果。

图 5 是表示根据本发明的第 2 实施例设计的液压回路装置的主要部分的图。

图 6 是表示根据本发明的第 2 实施例设计的液压回路装置的图。

图 7 是表示复合操作时的低负载压力一侧的控制阀的特性的图。

图 8 是表示根据本发明的第 4 实施例设计的液压回路装置的图。

图 9 是表示改变节流阀的开口面积时控制阀的负载依存特性的变化的图。

图 10 是表示根据本发明的第 5 实施例设计的液压回路装置的图。

图 11 是表示根据本发明的第 6 实施例设计的液压回路装置的主要部分的图。

图 12 表示在使用可变容量型液压泵の場合、载荷感知系统的泵控制机构的图。

图 13 是表示根据本发明的第 7 实施例设计的液压回路装置的图。

以下，利用附图对本发明的实施例进行说明。

首先，根据图 1～图 4A 和图 4B，对依据本发明的第 1 实施例设计的液压回路装置进行说明。

在图 1 中，本实施例的液压回路装置具备固定容量型的液压泵 1 和能以较小的超调量将液压泵 1 的全部排出流量排出的泄流阀 2，通过液压泵 1 和泄流阀 2 的组合构成定量泵的载荷感知系统。

从液压泵 1 排出的高压油供给到多个液压执行元件 3-1、3-2，在液压泵 1 和液压执行元件 3-1、3-2 之间，设置有具有滑阀式的主阀 4a-1，4a-2 的控制阀 4-1、4-2，主阀 4a-1，4a-2 具备如图 2 所示的入口节流可调节流阀 M/I 和出口节流可调节流阀 M/O，通过切换主阀 4a-1，4a-2 能控制供给到液压执行元件 3-1、3-2 的高压油的流动方向和流量。液压执行元件 3-1 是驱动大的惯性体的执行元件，例如是驱动液压挖掘机的旋转体的旋转马达，液压执行元件 3-2 是大多与液压执行元件 3-1 同时操作的执行元件，例如在液压执行元件 3-1 是旋转马达的情况下，是驱动液压挖掘机的前作业机的连杆之一即伸臂的伸臂油缸。

而且，在本实施例，虽然仅示出了 2 个执行元件，当然能使用的执行元件的数量并不限于这些。另外，在图 1 中为了便于表示，仅示出了主阀 4a-1、4a-2 的位于单侧的切换位置的入口节流可调节流阀 M/I 和出口节流可调节流阀 M/O，且分为入口节流侧和出口节流侧进行表示。

控制阀 4-1、4-2 除了分别具备上述入口节流可调节流阀 M/I 和出口节流可调节流阀 M/O 的主阀 4a-1、4a-2 之外，还内藏有能进行复合操作的分流阀 5-1、5-2 和保持单向阀 6-1、6-2。

在控制阀 4-1 中，分流阀 5-1、保持单向阀 6-1 设置在入口节流可调节流阀 M/I 和液压执行元件 3-1 之间，分流阀 5-1 设置在入口节流

可调节流阀 M/I 和保持单向阀 6-1 之间。

另外，分流阀 5-1 具有在壳体内进行冲程运动、在入口通道 5a 和出口通道 5b 之间改变开口面积的阀芯 50，在该阀芯 50 的后部，设有控制室 70。阀芯 50 的打开阀门的作用端位于入口通道 5a 中，关闭阀门的作用端位于控制室 70 中，阀芯 50 靠控制室 70 的压力和入口通道 5a 的压力的平衡而进行冲程运动，以控制使入口通道 5a 的压力与控制室 70 的压力相同，由此控制主阀 4a-1 和入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差。

负载压力检测油道 7-1 从分流阀 5-1 的出口通道 5b 和保持单向阀 6-1 之间的油道 30-1 上分出来，该负载压力检测油道 7-1 与信号检测油道 9 相连接，信号检测油道 9 经油道 12 和设置在该油道 12 上的节流阀 14（面积 a_t ）与油箱 T 相连接。另外，控制油道 10-1 从负载压力检测油道 7-1 上分出来，与控制室 70 相连接。在负载压力检测油道 7-1 的、油道 30-1 和控制油道 10-1 的分支点之间的油道部分 7a 上，设有单向阀 8-1，该单向阀 8-1 只允许高压油从油道 30-1 向信号检测油道 9 流动，在负载压力检测油道 7-1 的、控制油道 10-1 的分支点和信号检测油道 9 之间的油道部分 7b 上，设有是本发明的特征的节流阀 11（面积 $a_c > a_t$ ）。

在此，油道部分 7a 和单向阀 8-1 构成带单向阀功能的油道，该油道在本身与之相关的液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，从分流阀 5-1 和保持单向阀 6-1 之间，检测其负载压力，引导至控制室 70。另外，油道部分 7b 使控制室 70 与信号检测油道 9 相连接，在本身与之相关的液压执行元件 3-1 的负载压力不是最高负载压力时，将信号检测油道 9 的信号压力引导至控制室 70。再有，设置在油道部分 7b 上的节流阀 11，在本身与之相关的液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，与设置在信号检测油道 9 上的节流阀 14（面积 a_t ）共同作用，调节其负载压力（后述），作为信号压力引导至信号检测油道 9。

在控制阀 4-2 上，虽然在负载压力检测油道 7-2 的、控制油道 10-1

的分支点和信号检测油道 9 之间的油道部分 7b 不设置节流阀 11, 但为了使负载压力检测油道 7-1 的节流阀 11 的设置位置更加明确且进行比较, 在控制油道 10-2 上设置节流阀 13。前者的节流阀 11 具有如上所述那样与信号检测油道 9 的节流阀 14 共同作用、调节在信号检测油道 9 测得的负载压力的功能, 与其相对应, 后者的节流阀 13 虽然有使分流阀 5-2 的动作缓慢的功能, 但没有象节流阀 11 那样的调节检测的负载压力的功能。控制阀 4-2 的其它结构与控制阀 4-1 相同, 在图中, 在与控制阀 4-1 的结构要素同等的零件上, 标主号码相同, 分号码从“-1”改成“-2”的标号, 且省略其说明。

泄流阀 2, 具有阀芯 2a、阀芯 2a 的关闭方向的作用端所处的弹簧室 2b、和配置在该弹簧室 2b 中, 使阀芯 2a 具有向关闭的方向运动的趋势的弹簧 2c, 弹簧室 2b 通过节流阀 15 与信号检测油道 9 相连接, 在信号检测油道 9 测得的信号压力被引导至弹簧室 2b。若假设油泵 1 的排油压力为 P_1 , 信号检测油道 9 的信号压力为 P_c , 泄流阀 2 起的作用是, 若 P_1 和 P_c 的差在由弹簧 2c 设定的压差 ΔPL 以上, 则来自液压泵 1 的剩余流量回流到油箱 T。这意味着, 若由于流过控制阀 4-1、4-2 的流量所产生的压差——入口节流可调节流阀 M/I 的入口压力 ($=P_1$) 和信号检测油道 9 的信号压力 P_c 的压差超过 ΔPL , 则剩余流量回流到油箱 T。

21 是用于保护主回路的主溢流阀, 22 是用于保护信号回路的辅助溢流阀。

以下对象以上那样构成的液压回路装置的动作进行说明。而且, 在以下的说明中, 假设油泵 1 的排油压力和信号检测油道 9 的信号压力, 象上述那样, 分别为 P_1 、 P_c , 假设分流阀 5-1 的入口通道 5a 的压力 (以下为方便起见称为入口压力) 为 P_2 , 出口通道 5b 的压力 (以下为方便起见称为出口压力) 为 P_3 , 控制室 70 的压力 (以下为方便起见称为控制压力) 为 P_4 。另外, 保持单向阀 6-1 的压力损失是很微小的, 假设分流阀 5-1 的出口压力 P_3 大致等于液压执行元件 3-1 的负载压力。

首先对节流阀 11 的调节检测的负载压力的功能进行说明。

若假设节流阀 11 的面积为 a_c ，节流阀 14 的面积为 a_t ，通过节流阀 11、14 的流量为 q ，则控制压力 P_4 和信号压力 P_c 的关系如下式所示。但是， $a_c > a_t$ 。另外，假设单向阀 8-1 的压力损失可以忽略不计。根据

$$\begin{aligned} q &= C \cdot a_c \cdot \sqrt{(2g/\gamma)} \sqrt{(P_4 - P_c)} \\ &= C \cdot a_t \sqrt{(2g/\gamma)} \sqrt{P_c} \end{aligned}$$

C : 流量系数

g : 重力

γ : 粘性系数

的关系，被调节的检测信号压力 P_c 为：

$$P_c = \{a_c^2 / (a_c^2 + a_t^2)\} \cdot P_4$$

根据

$$P_4 - P_c = \{a_t^2 / a_c^2 + a_t^2\} \cdot P_4 \quad \dots (1)$$

的关系，确定 $P_4 - P_c$ 的压差、即节流阀 11 的前后压差。从该式可以看出，随着液压执行元件 3-1 的负载压力（出口压力 P_3 ）的上升和控制压力 P_4 的升高，节流阀 11 的前后压差 $P_4 - P_c$ 增加，由节流阀 11 引起的降低信号压力 P_c 的作用增强。即，节流阀 11 具有依靠负载压力（出口压力 P_3 ）使压差 $P_4 - P_c$ 增大、降低信号压力的调节功能。

以下对单独操作液压执行元件 3-1 时、或复合操作时液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力的控制阀 4-1 的动作进行说明。

假设分流阀 5-1 的入口压力 P_2 和控制室 70 的控制压力 P_4 的压差为 ΔP_{b1} 。该压差 ΔP_{b1} 虽然是从入口通道 5a 至控制室 70 的油道的压力损失，是控制流量的函数，但要设法尽量降低压力损失，使流量的影响较小。在这种场合， ΔP_{b1} 很微小，控制压力 P_4 大致与分流阀 5-1 的出口压力 P_3 、即负载压力相等。

假设没有节流阀 11，则是 $P_4 = P_c$ ，主阀 4a-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差为：

$$P_1 - P_2 = (P_c + \Delta P_L) - (P_4 + P_{b1})$$

$$= \Delta PL - \Delta Pb1 \quad \dots (2)$$

与此相对应，若插入节流阀 11，则由于节流阀 11 的调节检测的负载压力的功能，信号压力 P_c 比控制压力 P_4 低，主阀 4a-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差为：

$$\begin{aligned} P_1 - P_2 &= (P_c + \Delta PL) - (P_4 + Pb1) \\ &= \Delta PL - \Delta Pb1 - (P_4 - P_c) \quad \dots (3) \end{aligned}$$

仅减少 $P_4 - P_c$ 的压差部分。

因此，由于上述式 (1) 所示的节流阀 11 的调节功能，式 (3) 所示的压差 $P_4 - P_c$ 随着负载压力（出口压力 P_3 ）的增高而增大，因此具有随着负载压力的增高而减少控制流量的作用。即，控制阀 4-1 由于设置了节流阀 11，所以，具有如图 3 所示那样的、若负载压力（出口压力 P_3 ）上升则控制流量 Q 减少的负载依存特性。

图 4A 和图 4B 所示是为了研究节流阀 11 的效果而进行的模拟的结果。在图 4A 和图 4B 中，使图 4A 和图 4B 的液压执行元件 3-1 的惯性矩不同，图 4B 相对图 4A 具有 3 倍的惯性矩。另外，图 4A 和图 4B 的上层表示液压泵 1 的排出流量 Q_p 和流向负载的流量 Q_1 与泄流阀 2 排出的流量 Q_c 的关系。控制阀 4-1 能在 0.5 秒的时间内达到完全工作状态。图 4A 和图 4B 中层所示是泵排油压力 P_1 ，下层所示是液压执行元件 3-1 的角速度 ω 。为了看清节流阀 11 的效果，选择节流阀 11 的开口面积 a_c 和节流阀 14 的开口面积 a_t 的比 $k = a_c/a_t$ 作为参数。

1) 在节流阀 11 无效、 $k=25$ 的情况下，压力脉动大，在惯性矩大的场合尤其显著。由于该模拟假设主溢流阀 21 没有动作，所以液压泵 1 的排油压力（驱动压力） P_1 由于惯性矩大而相当高。

2) 在 $k=5.76$ 的情况下，由于泄流阀 2 的作用，过渡性地泄流流量增加，液压执行元件 3-1 的旋转也平稳，压力脉动也很快减弱。

（ $k=5.76$ ，若用节流阀的直径进行比较，则相对 $d_t=0.5$ ，有 $d_c=1.2$ 的关系）若旋转速度为一定值，则驱动压力也会降低， $P_4 - P_c$ 的值也要变小，能获得与不调节检测压力的场合相同的旋转速度。

在复合操作且液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，低

负载压力一侧的控制阀 4-2 的动作, 以及在复合操作且液压执行元件 3-1 以外的执行元件的负载压力是最高负载压力时, 控制阀 4-1、4-2 的动作, 与一般的带分流阀的控制阀相同。在前者的情况下, 假设信号压力 P_c 传递至分流阀 5-2 的控制室 70, 分流阀 5-2 的入口压力和控制室 70 的控制压力的压差为 ΔP_{b2} , 则分流阀 5-2 进行控制, 使主阀 4a-2 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差为与上述式 (2) 同样的 $\Delta P_L - \Delta P_{b2}$ 。在后者的情况下, 在信号检测油道 9 中检测其负载压力 (最高负载压力) 作为信号压力, 其信号压力 P_c 分别传递至控制阀 4-1、4-2 的分流阀 5-1、5-2 的控制室 70, 分流阀 5-1 进行控制, 使主阀 4a-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差如上述式 (2) 所示的那样, 分流阀 5-2 进行控制, 使主阀 4a-2 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差为与上述式 (2) 同样的 $\Delta P_L - \Delta P_{b2}$ 。

如以上所述, 根据本实施例, 在单独操作液压执行元件 3-1 时, 或在复合操作且液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时, 由于在起动液压执行元件 3-1 时, 随着负载压力的增加, 供向液压执行元件 3-1 的流量减少, 液压泵 1 的排出流量减少, 所以能避免在驱动液压执行元件时的压力急剧上升现象, 且还便于提前减弱脉动, 能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性。

另外, 在负载检测油道 7-1 的油道部分 7b 上设置节流阀 11, 该节流阀 11 与信号检测油道 9 的节流阀 14 协同工作, 使其随着负载压力的增加, 其前后压差增大。利用这一现象, 使控制阀 4-1 具有负载依存特性, 所以, 能获得与主阀 4a-1 的冲程运动位置 (入口节流可调节流阀 M/I 的开度)、即产生主阀 4a-1 的操作信号的、图未示的操纵杆的操作位置无关的、而仅与负载压力有关的上述作用效果, 可操作性很好。

另外, 由于仅仅是在负载压力检测油道 7-1 上增加了节流阀 11, 所以, 结构极为简单, 即使控制阀 4-1 的主阀 4a-1 是滑阀型的也能很容易地应用。另外, 由于仅仅是增加节流阀 11, 所以也不必担心误动作。

再有，由于具备单向阀 8-1、8-2 的负载检测油道 7-1、7-2 的油道部分 7a，从分流阀 5-1、5-2 和保持单向阀 6-1、6-2 之间的油道 30-1、30-2 分出来，将该部分的压力作为负载压力进行检测，所以，即使液压执行元件 3-1、3-2 的负载压力比主阀 4a-1、4a-2 的入口节流阀 M/I 的高，负载压力也能由保持单向阀 6-1、6-2 保持住，高压油不会通过负载压力检测油道 7-1、7-2、信号检测油道 9、油道 12 和节流阀 14 倒流回油箱。

以下根据图 5 对本发明的第 2 实施例进行说明。图 1 所示的第 1 实施例，将控制阀上的负载压力检测油道配置在分流阀的外侧，而本实施例是将负载压力检测油道作为分流阀的内部通道装入的。在图中，与图 1 所示的同等的零件标相同的标号。

在图 5 中，与液压执行元件 3-1（参照图 1）相关的控制阀 4A-1 的分流阀 5A-1 具有在壳体内运动，在入口通道 5a 和出口通道 5b 之间改变开口面积的阀芯 50A，在阀芯 50A 的后部设有控制室 70。阀芯 50A 的开阀方向的作用端位于入口通道 5a 处，关阀方向的作用端位于控制室 70 中，阀芯 50A 靠控制室 70 的压力和入口通道 5a 的压力的差值进行控制，以使入口通道 5a 的压力与控制室 70 的压力相同，由此控制控制阀 4A-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的前后压差。在这一方面，与第 1 实施例的控制阀 4-1 的分流阀 5-1 相同。

而且，本实施例的控制阀 4A-1，在阀芯 50A 的外周形成有在出口通道 5b 中设有开口的油道槽 20，油道槽 20 的控制室 70 一侧的端部 20a 不在阀芯 50A 的端部设置开口，而是形成一个在阀芯 50A 处于图示的关闭位置时，能在油道槽 20 和控制室 70 之间切断两者的连通的具有重叠量 X 的重叠部 32，使其若阀体 50A 从图示的关闭位置运动该重叠量 X 以上，则油道槽 20 与控制室 70 连通。即，重叠部 32 具有作为阀芯 50 动作时的不灵敏带的功能。控制室 70 通过油道 31 与信号检测油道 9 相连接，在油道 31 上设置节流阀 11。

在此，油道槽 20 和重叠部 32 构成带单向阀功能的油道，该油道在与本身相关的液压执行元件 3-1（参照图 1）的负载压力是最高负载压

力时，从分流阀 5A-1 和保持单向阀 6-1 之间检测该负载压力，并引导至控制室 70。就是说，重叠部 32 仅仅在与本身相关的液压执行元件 3-1（参照图 1）的负载压力是最高负载压力时，实现可以检测负载压力的单向阀的功能。另外，油道 31 使控制室 70 与信号检测油道 9 相连接，在本身相关的液压执行元件 3-1 的负载压力不是最高负载压力时，将信号检测油道 9 的信号压力引导至控制室 70，设置在油道 31 上的节流阀 11 在本身相关的液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，与节流阀 14 相互作用，调节该负荷压力（被引导至控制室 70 的负载压力），将其作为信号压力，引导至信号检测油道 9。

图 1 所示的控制阀 4-2 一侧的分流阀也具有与上述分流阀 5A-1 同样的结构。但是，在油道 31 上并不设置节流阀 11。

根据本实施例，由于将控制阀的负载压力检测油道作为分流阀的内部通道（油道槽 20），同时利用该内部通道（油道槽 20），使其具有单向阀功能，所以，不需要专用油道和作为阀的要素的单向阀，能使控制阀的整体结构简单。

以下根据图 6 和图 7 对本发明的第 3 实施例进行说明。本实施例不仅能改善单独操作和复合操作时的高负载压力一侧的控制阀的特性，而且还能改善复合操作时的低负载压力一侧的控制阀的特性。在图 6 中，与图 1 和图 5 所示的同等的零件，标相同的标号。

在图 6 中，控制阀 4B-1、4B-2 的结构基本上与图 5 的实施例的控制阀相同。即，在分流阀 5B-1、5B-2 的阀芯 50B 的外周形成有油道槽 20，由油道槽 20 和控制室 70 之间的重叠部 32，使其具有单向阀功能。另外，控制室 70 和信号检测油道 9 通过油道 31 相互连接，在控制阀 4B-1 一侧的油道 31 上设置节流阀 11。

而且，本实施例的控制阀 4B-1、4B-2，在分流阀 5B-1、5B-2 的阀芯 50B 的入口通道 5a 一侧的端部，设置使入口通道 5a 一侧的端部的直径比控制室 70 一侧的端部的直径大的扩径部 50a，使阀芯 50B 的入口通道 5a 一侧的受压面积 A_i 和控制室 70 一侧的受压面积 A_c 成 $A_i > A_c$ 的关系。

其他结构与图 1 所示的实施例相同。而且，在图 6，以液压源 1B 为代表表示图 1 所示的液压泵 1、泄流阀 2、溢流阀 21、22。

在复合操作时，高负载压力一侧和低负载压力一侧所要求的流量特性有多个不同之处。在复合操作时，作为低负载压力一侧所要求的流量特性之一，有时有的场合低负载压力一侧高压油流量大更好。例如，在液压挖掘机的伸臂和旋转进行复合操作时，要求想要以伸臂的伸出驱动压力驱动其旋转，在这种场合下，需要分流阀具有相当平稳的性能。作为第 2 个特性，是消除作用在低负载压力一侧的分流阀上的液动力的影响。作用在分流阀上的液动力由下式给出：

$$FL=2 \cdot C \cdot A(x) \cdot (P_{in}-P_{out}) \cdot \cos \theta$$

C: 流量系数

A(x): 由于阀芯冲程运动 x 所决定的开口面积

P_{in}: 入口压力

P_{out}: 出口压力

θ: 射流角

液动力 FL 随分流阀节流口的前后压差 P_{in}-P_{out} 的增加而增大。分流阀节流口的前后压差 P_{in}-P_{out}，低负载压力一侧的分流阀更大。因此，作用在分流阀上的液动力的影响低负载压力一侧更大。

如上所述，由于在高负载压力一侧的控制阀 4-1 上设置有节流阀 11，所以具有若负载压力（出口压力 P₃）增加，则控制流量 Q 减少的、图 3 所示的特性。在低负载压力一侧的控制阀 4-1 的分流阀 5-2 上，信号检测油道 9 的信号压力 P_c 被引导至其控制室 70。高负载压力一侧的分流阀 5-1 的阀芯 50 由于压力 P₂ 和压力 P₄ 而处于平衡的状态，与此相对应，低压侧的分流阀 5-2 的阀芯 50 相对被引导至控制室 70 的信号压力 P_c 而处于平衡的状态，由于该信号压力 P_c 是由节流阀 11 将检测的负载压力（出口压力 P₃）（=P₄）减压了的压力值，所以，低负载压力一侧的分流阀 5-2 的阀芯 50 应该是由比 P₂ 低的入口压力 P_{in} 平衡的。但是，由于在低负载压力一侧的分流阀 5-2 的阀体 50 上，在关阀的方向上作用有随阀芯 50 的节流口的前后压差 P_{in}-P₅ 的变化

而变化的液动力，由该液动力和控制室 70 的信号压力 P_c 使其平衡，所以，分流阀 5-2 的入口压力 P_{in} 其压力值必须在 P_2 以上。换言之，在低负载压力一侧，由于液动力的影响，不能忽视在第 1 实施例引用式 (2) 所说明的、分流阀 5-2 的入口压力 P_{in} 和控制室 70 的控制压力 P_c 的压差 ΔP_{b2} 。其结果，恐怕会如图 7 中虚线所示，变成随着 P_3 和 P_5 压差的增大，而控制流量 Q 减少的特性。在这种情况下，由高负载压力一侧的控制阀 4-1 进行控制，使其若负载压力增加，则流量减少，与此相对应，低负载压力一侧的控制阀 4-2 随着 P_3 和 P_5 压差的增加，控制流量减少，以抵消高负载压力一侧的作用。另外，在高负载压力一侧的压力一定、而低负载压力一侧的压力降低时，低负载压力一侧所消耗的流量减少，道理与此相反。

在本实施例，由于抵消了该低负载压力一侧的控制阀 4B-2 的分流阀 5B-2 上的液动力的影响，所以，如上所述，使其在入口通道 5a 一侧的受压面积 A_i 和控制室 70 一侧的受压面积 A_c 之间具有 $A_i > A_c$ 的关系，使分流阀 5B-2 的入口压力和出口压力的压差作用在 $A_i - A_c$ 的面积上。因此，液动力与压差 $P_3 - P_5$ 成比例地增大，作用在关闭阀芯 50B 的一侧，与此相对应，作用在面积 $A_i - A_c$ 上的、作用在打开阀芯 50B 一侧的力也与压差 $P_3 - P_5$ 成比例增大，所以，能抵消液动力的影响，获得如图 7 所示那样的随着压差 $P_3 - P_5$ 的增大，控制流量 Q 增大的特性。

根据本实施例，不仅使单独和复合操作时的高负载压力一侧的控制阀 4-1 具有负载依存特性，改善了控制阀 4-1 的特性，而且即使是复合操作时的低压负载一侧的控制阀 4-2，也能消除液动力的影响等等，改善其特性，能很好地进行复合操作。另外，改善高负载压力一侧的控制阀 4-1 的特性的机构仅仅是在负载压力检测油道上设置节流阀 11，改善低负载压力一侧的控制阀 4-2 的特性的机构仅仅是使分流阀 5-2 的受压面积不同，两改善机构是完全相互独立的。因此，能以相互独立的机构达到高负载压力一侧所要求的性能和低负载压力一侧所要求的性能，大幅度地增加了机器的选择自由度。

以下根据图 8 和图 9 对本发明的第 4 实施例进行说明。本实施例就是把使单独操作和复合操作时的高负载压力一侧的控制阀具有负载依存特性的节流阀改成可调节流阀。在图 8 中，与图 1 和图 5 所示的同样的零件标相同的标号。

在图 8 中，在与液压执行元件 3-1（参照图 1）相关的控制阀 4C-1 的油道 31 上设置可调节流阀 11A，该可调节流阀 11A 可以用例如设置在外部的操纵件 40 调整开口面积。图 9 所示是改变可调节流阀 11A 的开口面积情况下的负载依存特性的变化情况。随着节流阀开口面积的减小，节流阀的前后压差增大，结果，随着负载压力 P_3 的增加，减少的控制流量的减少程度增大。

这样一来，由于可以从外部调整可调节流阀 11A 的开口面积，所以能自由地调节控制阀 4C-1 的流量特性的负载依存特性，能根据执行元件负载的种类设定最佳的负载依存特性。

以下根据图 10 和图 11 对本发明的第 5 和第 6 实施例进行说明。本实施例是使负载压力的检测位置不同。在图 10 和 11 中，与图 1 和图 5 所示的同样的零件标相同的标号。

在图 10 中，其结构为：本发明的第 5 实施例上的控制阀 4D-1 具有负载压力检测油道 7D-1，该负载压力检测油道 7D-1 的具备单向阀 8-1 的油道部分 7Da 从主阀 4a-1 的入口节流可调节流阀 M/I 和分流阀 5-1 的入口通道 5a 之间分出来，在本身相关的液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，从主阀 4a-1 和分流阀 5-1 之间检测负载压力，引导至控制室 70。控制阀 4D-2 一侧的负载压力检测油道 7D-2 的具备单向阀 8-2 的油道部分 7Da 也是一样的。

图 11 所示是本发明的第 6 实施例，和与图 1 的第 1 实施例相对应的图 5 的第 2 实施例一样，将图 10 所示的第 5 实施例的负载压力检测油道作为分流阀的内部通道组装进去。

在图 11 中，控制阀 4E-1 所具备的分流阀 5E-1 的阀芯 50E，具有在入口通道 5a 中设有开口的内部通道 20E，内部通道 20E 的相反一侧的端部 20a 在阀芯 50E 的外周面上设有开口，且形成有在阀芯 50E 处

于图示的闭位置时，在内部通道 20E 的开口端部 20a 和控制室 70 之间，切断两者的连通的重叠量为 X 的重叠部 32，若阀芯 50E 从图示的位置冲程运动该重叠量 X 以上，则内部通道 20E 与控制室 70 相连通。而且，在这种场合下，内部通道 20E 和重叠部 32 也构成带单向阀功能的油道，该油道在本身相关的液压执行元件 3-1（参照图 1）的负载压力是最高负载压力时，从分流阀 5E-1 和保持单向阀 6-1 之间检测该负载压力，引导至控制室 70。

图 10 所示的控制阀 4D-2 一侧的分流阀也有与上述分流阀 5E-1 相同的结构。但是，油道 31 上没有设置节流阀 11。

因此，由于在单独操作时，或者在是复合操作而本身相关的液压执行元件的负载压力是最高负载压力时，分流阀 5-1、5-2 处于全开状态，所以，分流阀 5-1、5-2 的入口通道 5a 的压力大至与出口通道 5b 的压力相等。因此，即使是上述的第 5 和第 6 实施例，也分别能获得与第 1 和第 2 实施例同样的效果。

而且，以上实施例，液压泵采用固定容量型的液压泵，载荷感知系统的泵控制机构采用泄流 2，但如图 12 所示，液压泵也可以采用可变容量型的液压泵 1A，载荷感知系统的泵控制机构也可以采用倾转控制器 2A，该倾转控制器 2A 对液压泵 1A 进行倾转控制，使液压泵 1A 的排油压力 P1 比信号检测油道 9 的信号压力 Pc 仅仅高出弹簧 2d 的设定值 ΔPL 。即使采用这样的载荷感知系统的泵控制机构，也能获得同样的效果。

以下根据图 13 对本发明的第 7 实施例进行说明。前面的实施例，主阀的控制入口节流可调节流阀的前后压差的机构，采用后控型的分流阀，而本实施例采用前控型的分流阀（压力补偿阀）。在图 13 中，与图 1 和图 12 所示的同等的零件标相同的标号。

在图 13 中，控制阀 4F-1、4F-2 分别内藏有具备入口节流可调节流阀 M/I 和出口节流可调节流阀 M/O 的主阀 4Fa-1、4Fa-2，和能进行复合操作的分流阀 5F-1、5F-2。主阀 4Fa-1、4Fa-2 在入口节流可调节流阀 M/I 的下游内藏有保持单向阀 6F-1、6f-2。

在控制阀 4F-1、4F-2 上，分流阀 5F-1、5F-2 是设置在油泵 1A 和主阀 4Fa-1、4Fa-2 的入口节流可调节流阀 M/I 之间的、前控型的压力补偿阀。

另外，分流阀 5-1 具有：阀芯——滑阀 50F-1；设置在该滑阀 50F-1 上的可调节流部 80-1；给滑阀 50F-1 在打开可调节流阀部 80-1 的方向上施加力的承压部 81-1、80-2；给滑阀 50F-1 在关闭可调节流阀部 80-1 的方向上施加力的承压部 83-1、84-1。承压部 81-1、83-1 是用于反馈控制油压力的，液压执行元件 3-1 的负载压力（主阀 4Fa-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的出口压力）通过油道 90-1、91-1 引导至承压部 81-1，主阀 4Fa-1 的入口节流可调节流阀 M/I 的入口压力通过油道 92-1 引导至承压部 83-1。承压部 82-1、84-1 用于设定目标补偿压差，液压泵 1A 的排油压力通过油道 93-1 引导至承压部 82-1，信号压力 P_c （后述）通过油道 94-1 引导至承压部 84-1。

主阀 4Fa-1 具有从入口节流可调节流阀 M/I 和保持单向阀 6F-1 之间分出的，将该部分的压力作为液压执行元件 3-1 的负载压力进行检测的内部油道 86-1，内部油道 86-1 与上述油道 90-1 和另一个油道（负载压力检测油道）96-1 相连接，在内部油道 86-1 测得的负载压力被引导至这些油道 90-1、96-1。油道 96-1 与梭阀 98 的输入侧相连接。

控制阀 4F-2 一侧也同样，在图 13 中，在与控制阀 4F-1 的结构要素同等的零件上，标主号码相同、将分号码从“-1”变成“-2”的标号，且省略其说明。

梭阀 90 检测油道 96-1、96-2 的压力中的高压侧（最高压力）的压力，将其作为信号压力 P_c 引导至信号检测油道 9，梭阀 90 的输出与信号检测油道 9 相连接，信号检测油道 9 进一步经油道 12 和设置在该油道 12 上的节流阀 14（面积 a_t ）与油箱 T 相连接。另外，上述油道 94-1、94-2 从信号检测油道 9 分出来，信号检测油道 9 的信号压力 P_c 通过该油道引导至分流阀 5F-1、5F-2 的承压部 84-1、84-2。

而且，在控制阀 4F-1 一侧的油道 88-1 上，设置有是本发明的特征的节流阀 11（面积 $a_c > a_t$ ）。该节流阀 11 与第 1 实施例一样，在

本身相关的液压执行元件 3-1 的负载压力是最高负载压力时，与节流阀 14 相互作用，调节该负载压力，传递至梭阀 98，作为信号压力 P_c 引导至信号检测油道 9。

即使是象上述那样构成的本实施例，随着液压执行元件 3-1 的负载压力（入口节流可调节流阀 M/I 的出口压力）的上升，节流阀 11 的前后压差增加，由节流阀 11 对信号压力 P_c 进行减压的作用增强。即节流阀 11 具有随负载压力的增加，使节流阀 11 的前后压差增大，对信号压力 P_c 进行减压的调节功能，控制阀 4F-1 具有若负载压力上升、则控制流量减少的负载依存特性。

因此，即使根据本实施例，在具备前控型的分流阀（压力补偿阀）的液压回路装置上，也能获得与第 1 实施例同样的效果。

以上对本发明几个实施例进行了说明，但这些实施例在本发明的精神的范围内，可以有种种变形。例如，在以上的实施例中，仅在液压执行元件 3-1 一侧的控制阀上设置节流阀 11，仅使该控制阀具有负载依存特性。但是，液压执行元件驱动的负载是或大或小的惯性体，也可以与液压执行元件的负载的种类无关地，同样在液压执行元件 3-1 一侧以外的控制阀（图 1 的实例可以说是控制阀 4-2）的负载检测油道上设置节流阀 11，使多个或全部的执行元件的控制阀具有负载依存特性。在这种情况下，最好是象图 8 所示的实施例那样，为能从外部调整各控制阀节流阀的可调节流阀，因此，在组装控制阀后，能根据执行元件负载的种类，从外部设定最佳的负载依存特性。

根据本发明，由于在起动液压执行元件时，随着负载压力的增加，供向液压执行元件的流量减少，液压泵的排出流量减少，所以能避免在驱动液压执行元件时的压力急剧上升现象，且便于提前衰减压力脉动，能获得与驱动的惯性体的大小无关的平稳的起动特性。

另外，由于在第 2 油道上设置第 2 节流阀，通过该第 2 节流阀与设置在信号检测油道上的第 1 节流阀协同工作，调节负载压力，由此使其随着负载压力的增加，增大前后压差，利用这一现象，使控制阀具有负载依存特性，所以，能获得与主阀的运动位置、即与产生主阀的

操作信号的操纵杆的操作位置无关的、而仅与负载压力有关的上述效果，可操作性很好。

另外，由于仅仅是在负载压力检测油道上增加第2节流阀，所以，结构极为简单，即使控制阀的主阀是滑阀型的也能很容易地应用。另外，由于仅仅是增加第2节流阀，所以也不必担心误动作。

再有，由于第1油道从分流阀和保持单向阀之间的油道上分出来，将该部分的压力作为负载压力进行检测，所以，即使液压执行元件的负载压力比主阀的入口节流节流阀的高，负载压力也能由保持单向阀保持住，高压油不会通过第1油道、第2油道、第2节流阀、信号检测油道、第3油道和第1节流阀倒流回油箱。

另外，根据本发明，由于其结构是将控制阀的负载检测油道作为分流阀的内部通道，且利用该内部通道，使其具有单向阀功能，所以，整个控制阀的结构能很简单。

再有，根据本发明，能由复合操作时的高负载压力一侧的控制阀消除作用在分流阀上的液动力的影响等，改善低负载压力侧的控制阀的特性，能很好地进行复合操作，同时，还能用独立的机构达到改善高负载压力一侧的控制阀的特定的和改善低负载压力一侧的控制阀的特定的目的，能大幅度地增加机器的选择自由度。

图 2

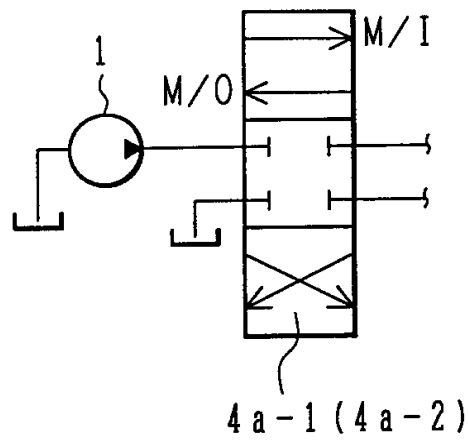


图 3

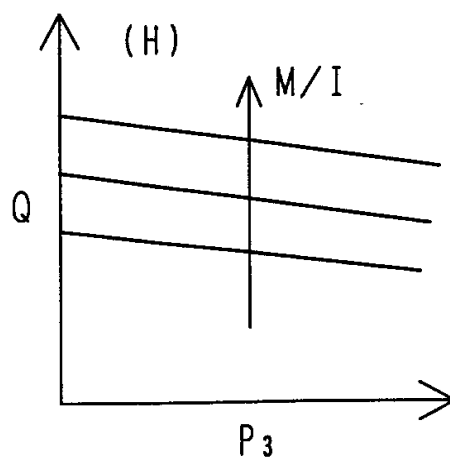


图 4A

$$J=1, k=\frac{ac}{at}$$

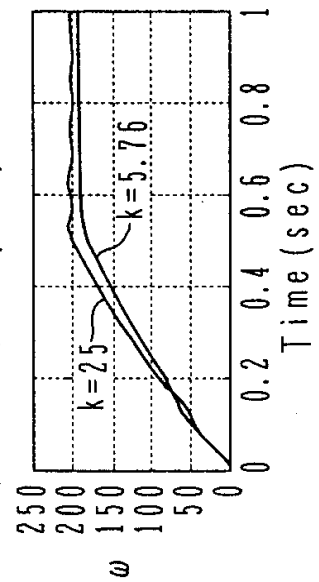
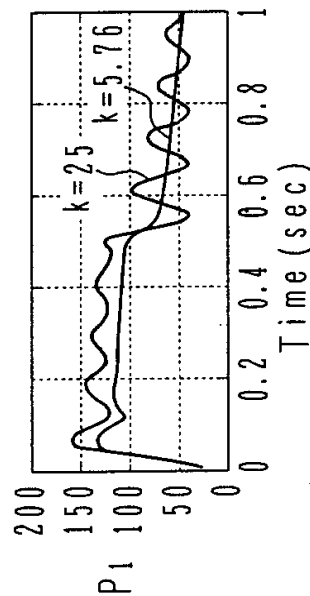
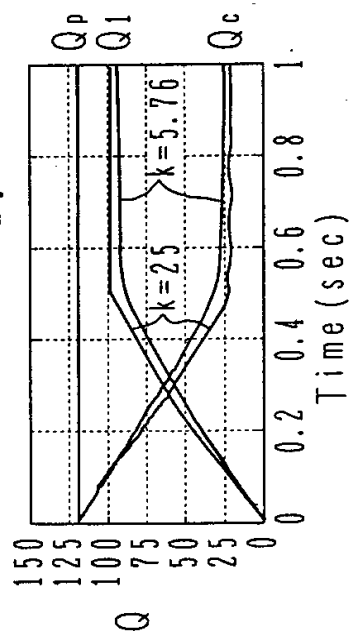


图 4B

$$J=3, k=\frac{ac}{at}$$

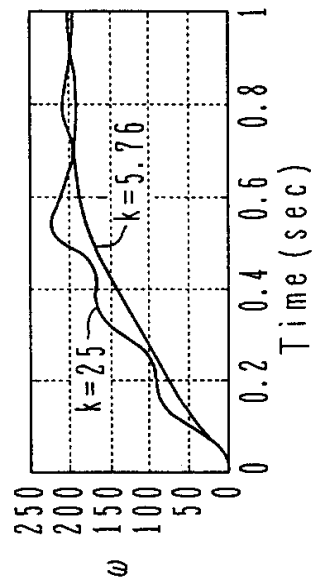
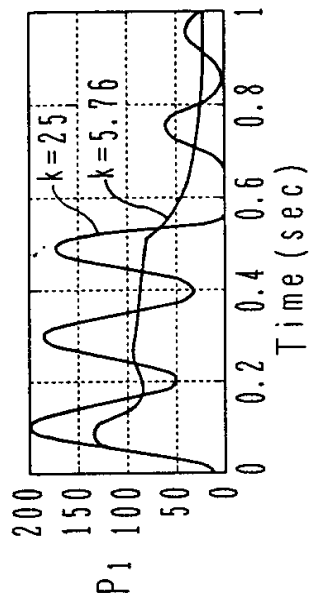
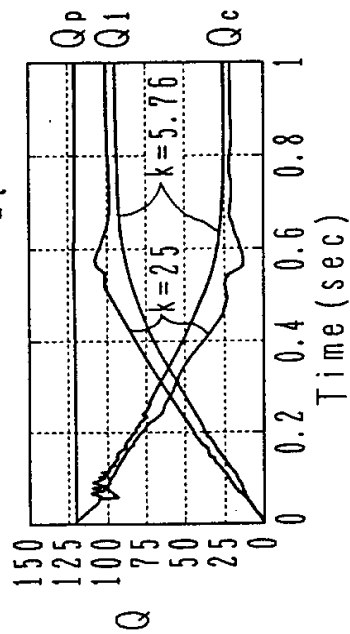


图 5

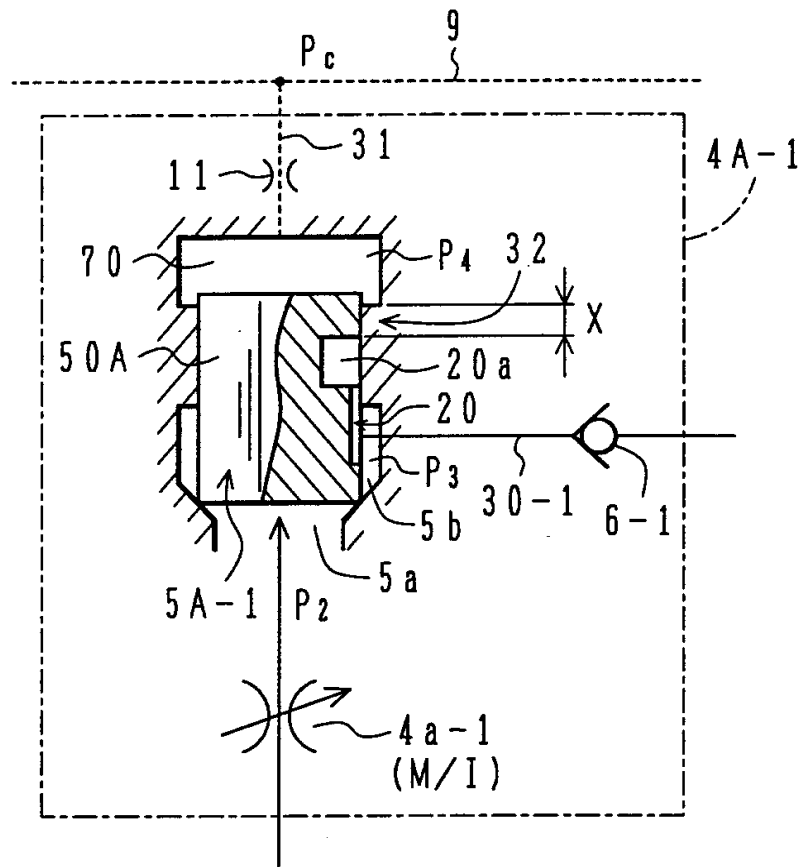


图 7

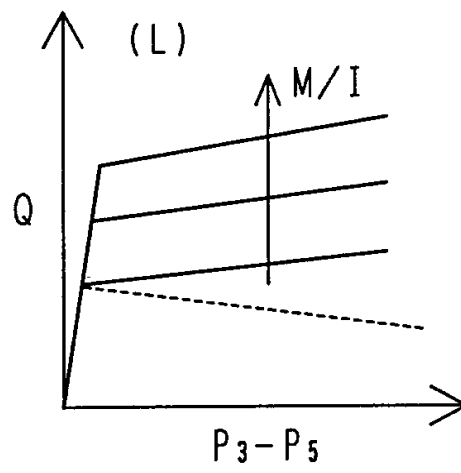


图 8

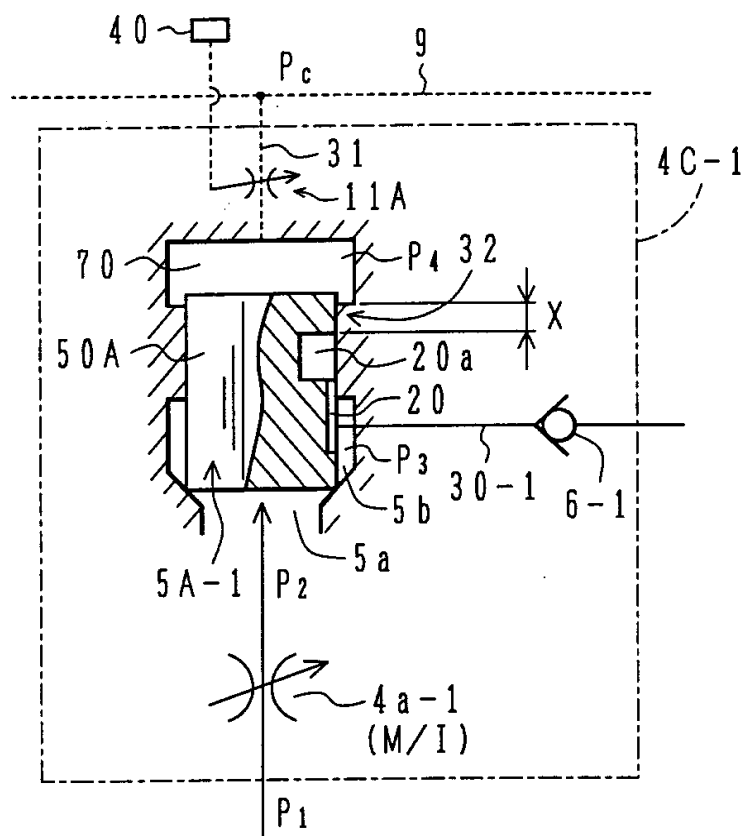


图 9

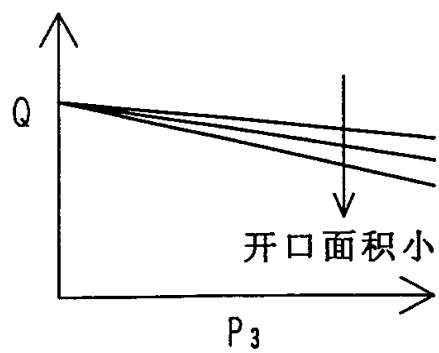


图 10

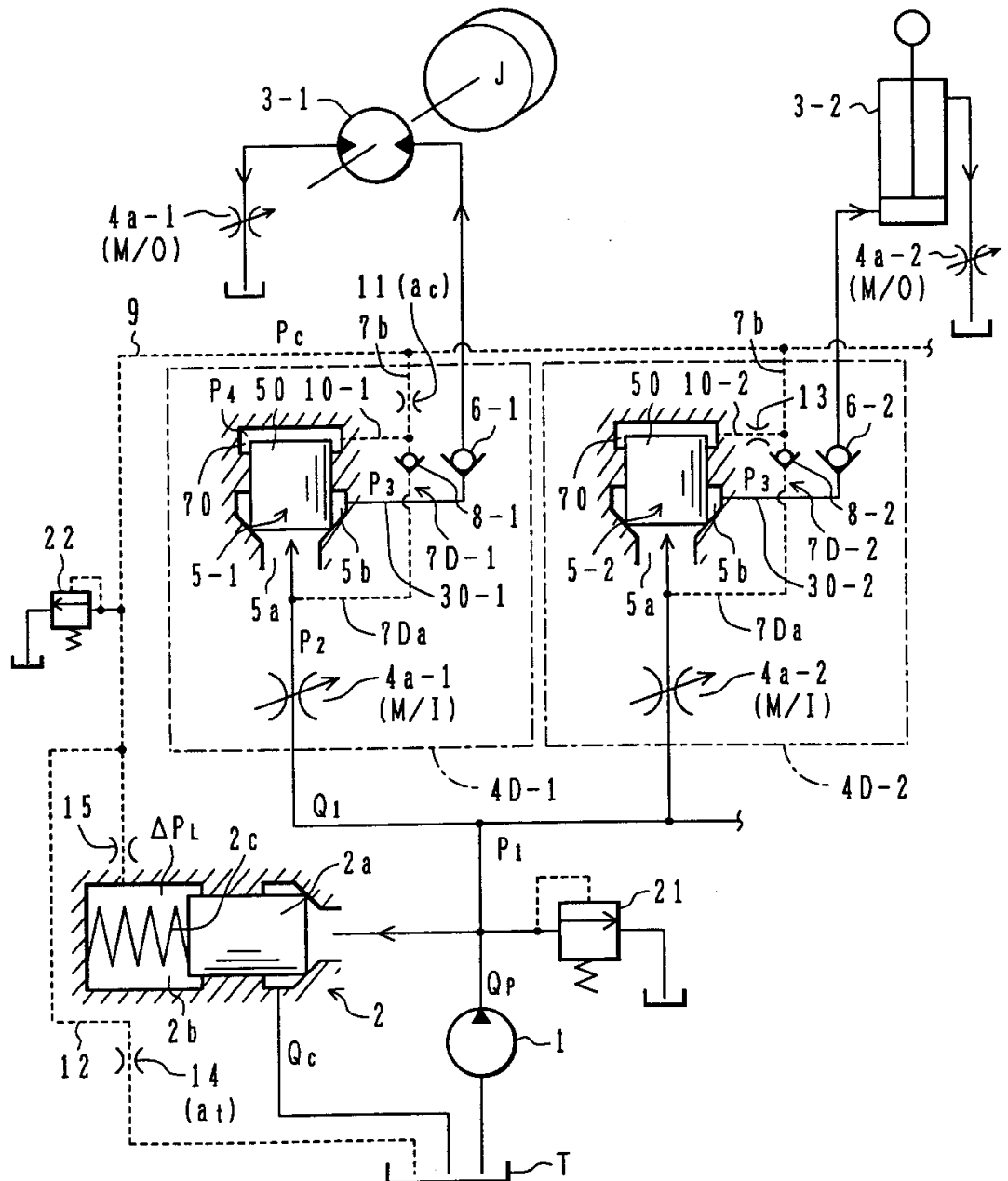


图 11

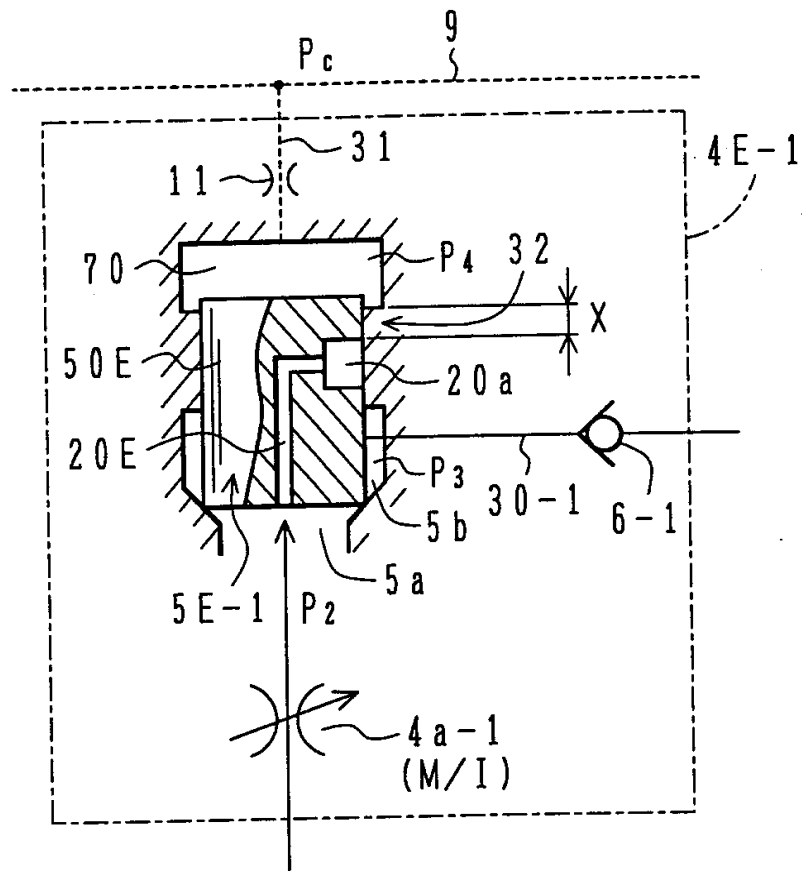


图 12

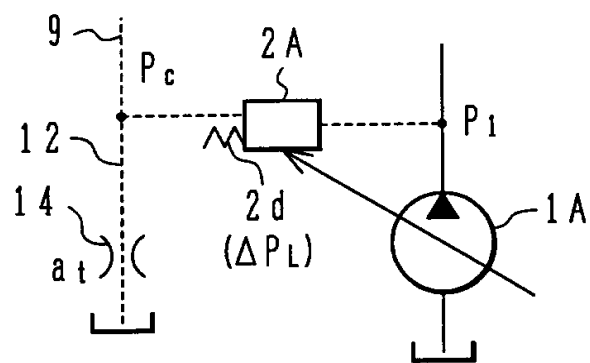


图 13

