



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410100677.9

[45] 授权公告日 2008 年 6 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 100393566C

[22] 申请日 2004.12.8

审查员 赵奕磊

[21] 申请号 200410100677.9

[30] 优先权

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

[32] 2003.12.10 [33] JP [31] 2003-411767

代理人 刘建

[73] 专利权人 株式会社小松制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 本多伸久 堀秀司 布谷贞夫
石崎直树 浅田寿士

[56] 参考文献

US5927072A 1999.7.27

US4043419A 1977.8.23

US4343151A 1982.8.10

CN2158823Y 1994.3.16

US4454716A 1984.6.19

JP11-115780A 1999.4.27

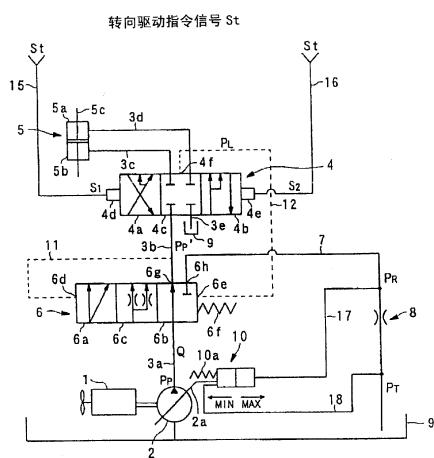
权利要求书 1 页 说明书 19 页 附图 4 页

[54] 发明名称

车辆的转向控制装置

[57] 摘要

一种车辆的转向控制装置，在降低能量损失的同时、提高转向控制系统的响应性。当急剧操作转向用操作部件时，转向用流量控制阀(4)的开口面积剧增，转向用流量控制阀(4)的前后压差($P_{p'} - PL$)急剧变小。当转向用流量控制阀(4)的前后压差($P_{p'} - PL$)急剧变小时，流量调节阀(6)，为了增大前后压差($P_{p'} - PL$)以与设定压力相一致，被弹簧(6f)的弹力推动，而迅速向阀位置(6b)侧移动。因此，此前流到排出用油路(7)中的富余的流量 α 的压油，从流量调节阀(6)经由转向用流量控制阀(4)而被迅速提供给转向用油压缸(5)。因此，相对于输入 St ，输出 Q' 就会迅速上升。



1. 一种车辆的转向控制装置，根据转向驱动指令信号，从可变容量型油压泵、经由压油供给油路、而对转向用油压驱动器供给压油，从而驱动车辆的转向；其特征在于，具备：

设在上述压油供给油路上、以向上述转向用油压驱动器供给与上述转向驱动指令信号相对应的流量的压油的方式动作的转向用流量控制阀；

在上述压油供给油路上、且在上述可变容量型油压泵和上述转向用流量控制阀之间设置，将上述可变容量型油压泵的喷出压油经由排出用油路排出至油箱、以使上述转向用流量控制阀的前后压差成为设定值的流量调节阀；

设在上述排出用油路上的节流件；以及

以使上述节流件的前后压差成为设定值的方式，控制上述可变容量型油压泵的容量的容量控制装置。

2. 一种车辆的转向控制装置，根据转向驱动指令信号，从可变容量型油压泵、经由压油供给油路、而对转向用油压驱动器供给压油，从而驱动车辆的转向；其特征在于，具备：

设在上述压油供给油路上、以向上述转向用油压驱动器供给与上述转向驱动指令信号相对应的流量的压油的方式动作的转向用流量控制阀；

在上述压油供给油路上、且在上述可变容量型油压泵和上述转向用流量控制阀之间设置，将上述可变容量型油压泵的喷出压油经由排出用油路排出至油箱、以使上述转向用流量控制阀的前后压差成为设定值的流量调节阀；

设在上述排出用油路上的节流件；以及

控制上述可变容量型油压泵的容量以使上述节流件的前后压差成为设定值、同时与上述转向驱动指令信号的大小相对应来控制增大上述可变容量型油压泵的容量的容量控制装置。

车辆的转向控制装置

技术领域

本发明涉及轮式装载机、叉式起重车等工程车辆，尤其是涉及控制车辆的转向的装置。

背景技术

在轮式装载机、叉式起重车等工程车辆中，根据转向盘、操纵杆等操作部件的操作驱动控制车辆的转向机构，从而使车辆的行驶方向变化。

以往技术 1

图 6 表示的是以往的工程车辆所采用的转向驱动控制用的油压回路。在该油压回路中，从固定容量型油压泵 22 喷出恒定喷出容量的压油。

即，固定容量型油压泵 22，例如由发动机 1 驱动。在固定容量型油压泵 22 的喷出口上连接着油路 23a。该油路 23a 与流量调节阀 36 的输入端口相连通。流量调节阀 36 的输出端口与油路 23b 相连通。油路 23b，与转向用流量控制阀 24 的从油压泵 22 看为上游侧的输入端口相连通。转向用流量控制阀 24，具有各阀位置 24a、24b、24c。阀位置 24a 是向转向用油压缸 5 的一方的油室 5a 供给压油、并使另一方的油室 5b 中的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 24b 是向转向用油压缸 5 的一方的油室 5b 供给压油、并使另一方的油室 5a 中的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 24c，是将向转向用油压缸 5 的压油的供给遮断的中立的阀位置。转向用流量控制阀 24 具备引导端口（pilot port）24d、24e，分别向引导端口 24d、24e 施加与转向驱动指令信号相对应的油压信号 S1、S2。当向引导端口 24d 施加了油压信号 S1 时，转向用流量控制阀 24 被置位于阀位置 24a 侧，当向引导端口 24e 施加了油压信号 S2 时，转向用流量控制阀 24 被置位于阀位

置 24b 侧。

转向用流量控制阀 24 的从油压泵 22 看为下游侧的输入输出端口，经由油路 23c、23d 而与转向用油压缸 5 的各油室 5a、5b 分别相连通。转向用流量控制阀 24 的油箱端口经由油路 23e 而与油箱 9 相连通。

转向用油压缸 5 的杆（活塞杆）与转向机构相连接，随着转向用油压缸 5 的杆的伸缩而转向机构动作，从而改变车辆的转弯半径。

对图 6 的转向驱动控制用油压回路的动作进行说明。

设定为：操作转向盘、转向用操纵杆等转向用操作部件，而生成转向驱动指令信号。在此，所谓转向驱动指令信号，是表示使车辆的方向发生变化这样的驾驶者的意图的信号，在作出了用于使车辆的方向从直行状态变化为转弯状态的操作时、或者在作出了用于从正常的转弯状态进一步增强或减弱转弯的操作时，才会生成。

当生成了转向驱动指令信号时，与该转向驱动指令信号相对应的油压信号 S1 或 S2，就被施加给转向用流量控制阀 24 的引导端口 24d 或 24e。

当向转向用流量控制阀 24 的引导端口 24d 施加了油压信号 S1 时，转向用流量控制阀 24 被置位于阀位置 24a 侧。因此从固定容量油压泵 22 喷出的压油，作为由转向用流量控制阀 24 所要求的压油，经由油路 23a、流量调节阀 36、油路 23b、转向用流量控制阀 24、油路 23c 而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5a。另外，在流量调节阀 36 中不需要的压油，经由油路 23p 而被排出到油箱 9 中。并且转向用油压缸 5 的油室 5b 的返回压油，经由油路 23d、转向用流量控制阀 24、油路 23e 而被排出到油箱 9。由此，车辆的例如左转弯的转弯半径发生变化。

另外，当向转向用流量控制阀 24 的引导端口 24e 施加了油压信号 S2 时，转向用流量控制阀 24 被置位于阀位置 24b 侧。因此从固定容量型油压泵 22 喷出的压油，作为由转向用流量控制阀 24 所要求的压油，经由油路 23a、流量调节阀 36、油路 23b、转向用流量控制阀 24、油路 23d，而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5b。并且在流量调节阀 36 中不需要的压油经由油路 23p 而被排出到油箱 9。另外，转向用油压缸 5 的油室 5a 的返

回压油，经由油路 23c、转向用流量控制阀 24、油路 23e 而被排出到油箱 9 中。由此，车辆的例如右转弯的转弯半径发生变化。

以往技术 2

另外，如图 7 所示，代替固定容量型油压泵 22 而使用可变容量型油压泵 22 进行容量控制的转向驱动控制用油压回路，也是众所周知的。

即，可变容量型油压泵 2，例如由发动机 1 驱动。在可变容量型油压泵 2 的喷出口上连接着油路 33a。该油路 33a 与转向用流量控制阀 4 的从油压泵 2 侧看为上游侧的输入端口相连通。转向用流量控制阀 4，具有各阀位置 4a、4b、4c。阀位置 4a 是向转向用油压缸 5 的一方的油室 5a 供给压油、并使另一方的油室 5b 中的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 4b 是向转向用油压缸 5 的一方的油室 5b 供给压油、并使另一方的油室 5a 的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 4c，是将向转向用油压缸 5 的压油的供给遮断的中立的阀位置。转向用流量控制阀 4 具备引导端口 4d、4e，分别向引导端口 4d、4e 施加与转向驱动指令信号相对应的油压信号 S1、S2。当向引导端口 4d 施加了油压信号 S1 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4a 侧，当向引导端口 4e 施加了油压信号 S2 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4b 侧。

转向用流量控制阀 4 的从油压泵 2 看为下游侧的输入输出端口，经由油路 33c、33d 而与转向用油压缸 5 的各油室 5a、5b 分别相连通。转向用流量控制阀 4 的油箱端口经由油路 33e 而与油箱 9 相连通。

转向用油压缸 5 的杆（活塞杆）与转向机构相连接，随着转向用油压缸 5 的杆的伸缩而转向机构动作，从而改变车辆的转弯半径。

可变容量型油压泵 2 的斜板 2a，与容量控制阀 10 的动作连动而动作。当容量控制阀 10 的阀位置向图中左侧移动时，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最小倾转角 MIN 侧移动，当容量控制阀 10 的阀位置向图中右侧移动时，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动。

在容量控制阀 10 上，设有赋予设定压力的弹簧 10a。转向用流量控制阀 4 的下游侧的压力、即转向用油压缸 5 的负载压力 PL，可以作为转向

用流量控制阀 4 的从油压泵 2 看为下游侧的出口端口 4f 的压力而被检测出来。转向用流量控制阀 4 的出口端口 4f, 经由引导油路 12 而与容量控制阀 10 的与弹簧 10a 同侧的引导端口相连通。

转向用流量控制阀 4 的上游侧的压力、即油压泵 2 的喷出压力 P_p , 可以作为油路 33a 内的压力检测出来。油路 33a 经由引导油路 11 而与容量控制阀 10 的与弹簧 10a 相反侧的引导端口相连通。

对图 7 的转向驱动控制用油压回路的动作进行说明。

当生成转向驱动指令信号时, 与该转向驱动指令信号相对应的油压信号 S_1 或 S_2 , 就被施加给转向用流量控制阀 4 的引导端口 4d 或 4e。

当向转向用流量控制阀 4 的引导端口 4d 施加了油压信号 S_1 时, 转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4a 侧。因此, 从可变容量型油压泵 2 中喷出的压油, 经由油路 33a、转向用流量控制阀 4、油路 33c 而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5a。另外, 转向用油压缸 5 的油室 5b 的返回压油, 经由油路 33b、转向用流量控制阀 4、油路 33d 而被排出到油箱 9。由此, 车辆的例如左转弯的转弯半径发生变化。

另外, 当向转向用流量控制阀 4 的引导端口 4e 施加了油压信号 S_2 时, 转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4b 侧。因此, 从可变容量型油压泵 2 喷出的压油, 经由油路 23a、转向用流量控制阀 4、油路 33b, 而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5b。另外, 转向用油压缸 5 的油室 5a 的返回压油, 经由油路 33c、转向用流量控制阀 4、油路 33d 而被排出到油箱 9。由此, 车辆的例如右转弯的转弯半径发生变化。

容量控制阀 10, 以经由引导油路 11 而作用的泵喷出压力 P_p 和经由引导油路 12 而作用转向用油压缸 5 的负载压力 PL 的压差 ($P_p - PL$)、与和弹簧 10a 的弹力相对应的设定压力相一致的方式, 控制可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 的倾转角、即容量。由此, 会无论转向用油压缸 5 的负载如何地, 向转向用油压缸 5 提供与转向用流量控制阀 4 的开口面积相对应的流量。

作为揭示了与上述以往技术 2 有关的一般技术水平的文献, 有如下所

例示的几篇。

在特开平 11-115780 号公报中，记载有如下那样的发明，其与图 7 所示的转向用流量控制阀 4 不同地，设置作业机用的流量控制阀，根据该作业机用流量控制阀的滑柱行程（操作行程）而使（转向用）可变容量型油压泵 2 的喷出容量增加，将该增加的部分提供给作业机用流量控制阀。

另外，在特开平 6-117402 号公报中，记载有如下那样的发明，其通过根据发动机转速设定可变容量型油压泵的最大喷出量，从而无论油压驱动器的负载如何均可使操纵杆的操作感提高。

图 3 表示的是上述的以往技术 1、以往技术 2 中的转向用流量控制阀的滑柱行程 d 和泵喷出流量 Q 的关系。另外，还是表示发动机 1 的转速为恒定时的关系的图。

另外，图 4，是在将转向驱动指令信号 St 作为输入、将转向用流量控制阀的通过流量（向转向用油压缸 5 的供给流量） Q' 作为输出时，将输出相对于输入的响应表示在时间（ t ）轴上的图。

如图 3 的①所示，在以往技术 1 的情况下，因为采用的是固定容量型油压泵 22，所以与转向用流量控制阀 24 的滑柱行程 d 无关地，喷出恒定的最大量的泵喷出流量。但是，该恒定的最大量的泵喷出流量之中、转向驱动所必需的量以外的部分，被排出到油箱 9 中，从而没有被使用在转向驱动上，因此，能量损失大。

与此相对，如图 3 的②所示的那样，在以往技术 2 的情况下，采用容量控制阀，可变容量型油压泵 2 的喷出流量 Q 随着转向用流量控制阀 4 的滑柱行程 d 的增大而增大，从油压泵 2 喷出转向驱动所必需的流量，从而供给转向用油压缸 5，因此，能量损失就变得极小。

接着，参照图 4 对与转向操作相对的油压泵的响应性进行说明。

在以往技术 1 的情况下，如图 4 的①所示的那样，从固定容量型油压泵 22，与滑柱行程 d 无关地始终喷出最大流量。因此，当使转向盘等转向用操作部件在时刻 t_1 急剧变动时，伴随转向驱动指令信号 St 的生成转向用流量控制阀 24 动作，向转向用油压缸 5 供给的流量 Q' 迅速上升，也就

是说，在以往技术 1 的情况下，输出 Q' 相对于输入 St 的响应、即转向控制系统的响应性好。

与此相对，在以往技术 2 的情况下，采用的是容量控制阀。在采用了容量控制阀的情况下，随着转向驱动指令 St 的生成转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_p - PL$) 发生变化。并且，与转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_p - PL$) 相对应地，油压泵 2 的喷出容量（斜板 2a 的倾转角）发生变化。并且，与油压泵 2 的喷出容量（斜板 2a 的倾转角）的变化相对应地，泵喷出量增加，向油压缸 5 的供给量发生变化。这样，与转向驱动指令信号 St 相对应地，转向用流量控制阀 4 动作，随着其动作可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 的倾转角变化，随着该斜板倾转角的变化向转向用油压缸 5 的供给量变化。因此，转向控制系统的响应性被可变容量型油压泵 2 的喷出容量变化（斜板倾转角变化）的响应性所支配。

在此，与阀门类的响应性相比，可变容量型油压泵的响应性不佳。尤其是可变容量型油压泵的动作初始的时滞较大。因此，如图 4 的②所示，从转向驱动指令信号 St 生成后，到可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 开始动作，产生了延迟，与此相应地，向转向用油压缸 5 的供给流量 Q' 的上升也变得延迟，转向控制系统的响应性与以往技术 1 相比变得较差。

综合上述内容，则如图 5 所示。

即，以往技术 1 的情况下，能量损失大，但转向控制系统的响应性好。另一方面，在以往技术 2 的情况下，能量损失小，但转向控制系统的响应性不好。

发明内容

本发明是鉴于这样的实际状况而提出的，其目的在于在能够降低能量损失的同时，使转向控制系统的响应性提高的车辆的转向控制装置。

第一发明，是一种车辆的转向控制装置，其根据转向驱动指令信号，从可变容量型油压泵 2 经由压油供给油路 3a、3b、3c、3d 而对转向用油压驱动器 5 供给压油，从而驱动车辆的转向；其特征在于，具备：

设在上述压油供给油路 3a、3b、3c、3d 上、以向上述转向用油压驱动器 5 供给与上述转向驱动指令信号相对应的流量的压油的方式动作的转向用流量控制阀 4;

在上述压油供给油路 3a、3b 上、且在上述可变容量型油压泵 2 和上述转向用流量控制阀 4 之间设置的，以使上述转向用流量控制阀 4 的前后压差成为设定值的方式，将上述可变容量型油压泵 2 的喷出压油经由排出用油路 7 排出至油箱 9 的流量调节阀 6；

设在上述排出用油路 7 上的节流件 8；以及

以使上述节流件 8 的前后压差成为设定值的方式，控制上述可变容量型油压泵 2 的容量的容量控制装置 10。

第二发明，是一种车辆的转向控制装置，其根据转向驱动指令信号，从可变容量型油压泵 2 经由压油供给油路 3a、3b、3c、3d 而对转向用油压驱动器 5 供给压油，从而驱动车辆的转向；其特征在于，具备：

设在上述压油供给油路 3a、3b、3c、3d 上、以向上述转向用油压驱动器 5 供给与上述转向驱动指令信号相对应的流量的压油的方式动作的转向用流量控制阀 4；

在上述压油供给油路 3a、3b 上、且在上述可变容量型油压泵 2 和上述转向用流量控制阀 4 之间设置的，以使上述转向用流量控制阀 4 的前后压差成为设定值的方式，将上述可变容量型油压泵 2 的喷出压油经由排出用油路 7 排出至油箱 9 的流量调节阀 26；

设在上述排出用油路 7 上的节流件 8；以及

控制上述可变容量型油压泵 2 的容量以使上述节流件 8 的前后压差成为设定值、同时基于上述转向驱动指令信号的大小来控制增大上述可变容量型油压泵 2 的容量的容量控制装置 20。

根据第一发明，如图 1 所示，当急剧操作转向用操作部件时，转向用流量控制阀 4 的开口面积剧增，转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_p - PL$) 急剧减小。当转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_p - PL$) 急剧减小时，流量调节阀 6，为了增大前后压差 ($P_p - PL$) 以与设定压力相一致，

被弹簧 6f 的弹力推动而向阀位置 6b 侧迅速移动。因此，此前流到排出用油路 7 中的富余的流量 a 的压油，就会从流量调节阀 6 经由转向用流量控制阀 4 而被迅速地供给给转向用油压缸 5。

因此，相对于输入 St，输出 Q' 就会迅速地上升（图 4 的③：本发明 1）。

排出用油路 7 内的压油返回到转向用油压缸 5 的结果是，排出用油路 7 内的压油的流量减少。因此节流件 8 的前后压差（PR—PT）变小。当节流件 8 的前后压差（PR—PT）变小时，容量控制阀 10，为了增大节流件 8 的前后压差（PR—PT）以与设定压差 ΔP 相一致，被弹簧 10a 的弹力推动而使阀位置向图中右侧移动，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a，向最大倾转角 MAX 侧移动。由此，可变容量型油压泵 2 的喷出容量增大，喷出流量 Q 增大，从而就向转向用油压缸 5 提供了与转向驱动指令信号 St 相匹配的流量 Q'（图 4 的③：本发明 1）。另外，因为随着转向用流量控制阀 4 的通过流量 Q' 的增加，转向控制阀 4 的前后压差（Pp'—PL）增加，所以流量调节阀 6，在前后压差（Pp'—PL）与设定压力相一致的位置取得平衡，从而富余的流量 a 再次从流量调节阀 6 向排出用油路 7 排出。上述的效果，即便在从直行状态急剧操作了转向用操作部件的情况下，或者即便在转弯操作期间进行了使转向操作部件的操作速度急剧增速那样的操作的情况下，也能够同样地获得。

根据第二发明，虽然是与第一发明同样地作用，但下述的点与第一发明不同。

即，在图 2 的油压回路中，与转向驱动指令信号 St 相对应的信号压力 Ps 作用在容量控制阀 20 上，从而使可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动。即，在转为排出用油路内的压油的流量实际地减小、节流件 8 的前后压差（PR—PT）实际地减小之前，抬起油压泵 2 的斜板 2a 的控制就已经开始，转向系统的响应性，比第一发明进一步提高（图 4 的④：本发明 2；③：本发明 1）。

根据第一发明（本发明 1）、第二发明（本发明 2），在与图 5 所示的以往技术 1、以往技术 2 相比较时，能够如以往技术 2 的那样减小能量损

失，并能够如以往技术 1 的那样提高转向控制系统的响应性。

进而，第二发明，能够比第一发明更加提高转向控制系统的响应性。

即，在第一发明中，在节流件 8 的前后压差 (PR—PT) 转为实际减少之后，才开始抬起油压泵 2 的斜板 2a 的控制，与此情况相对，在第二发明中，伴随转向驱动指令信号 St 的生成，抬起油压泵 2 的斜板 2a 的控制就已经开始，不会产生在节流件 8 的前后压差 (PR—PT) 转为实际减少之后才开始抬起油压泵 2 的斜板 2a 这样的延迟，因此，与第一发明相比能够提高转向控制系统的响应性。另外，能够与响应性的进一步提高的程度相对应地，减小通过排出用油路 7 排出到油箱 9 中的流量，因此能够进一步降低能量损失。

附图说明

图 1 是第一实施形态的油压回路图。

图 2 是第二实施形态的油压回路图。

图 3 是比较显示本发明和以往技术的能量损失的差的图。

图 4 是比较显示本发明和以往技术的转向控制系统的响应性的差的图。

图 5 是显示本发明和以往技术的效果上的差的表。

图 6 是为说明以往技术 1 而使用的油压回路图。

图 7 是为说明以往技术 2 而使用的油压回路图。

具体实施方式

以下，参照附图对本发明的车辆的转向控制装置的实施形态进行说明。

图 1 表示的是第一实施形态的转向驱动控制用油压回路。图 1 的油压回路，被搭载在例如轮式装载机、叉式起重车等工程车辆上。

即，如图 1 所示，可变容量型油压泵 2 例如由发动机 1 等驱动源驱动。在可变容量型油压泵 2 的喷出口上连接有油路 3a。该油路 3a 与流量调节

阀 6 的从油压泵 2 侧看为上游侧的输入端口相连通。流量调节阀 6 的从油压泵 2 侧看为下游侧的第一出口端口 6g 与油路 3b 相连通，第二出口端口 6h 与排出用油路 7 相连通。油路 3b 与转向用流量控制阀 4 的从油压泵 2 看为上游侧的输入端口相连通。另外，排出用油路 7 与油箱 9 相连通。在排出用油路 7 设有节流件 8。

流量调节阀 6，是为了控制向转向用流量控制阀 4 供给压油的流量而设置的，具有阀位置 6a、6b、6c。阀位置 6a，是使压油经由输出端口 6h、排出用油路 7 而仅向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 6b，是使压油经由输出端口 6g、油路 3b 而仅提供给转向用流量控制阀 4 的阀位置；阀位置 6c，是使压油经由输出端口 6g、油路 3b 而向转向用流量控制阀 4 供给，同时使压油经由输出端口 6h、排出用油路 7 而向油箱 9 供给的阀位置。

在流量调节阀 6 上，设有赋予设定压力的弹簧 6f。转向用流量控制阀 4 的下游侧的压力、即转向用油压缸 5 的负载压力 PL，可作为转向用流量控制阀 4 的从油压泵 2 看为下游侧的输出端口 4f 的压力而检测出来。转向用流量控制阀 4 的输出端口 4f，经由引导油路 12 而与流量调节阀 6 的和弹簧 6f 同侧的引导端口 6e 相连通。

转向用流量控制阀 4 的上游侧的压力、即流量调节阀 6 的下游侧的压力 P_p' ，可作为油路 3b 内的压力而检测出来。油路 3b 经由引导油路 11 而与流量调节阀 6 的和弹簧 6f 为相反侧的引导端口 6d 相连通。

转向用流量控制阀 4，具有各阀位置 4a、4b、4c。阀位置 4a，是将压油向转向用油压缸 5 的一方的油室 5a 供给、将另一方的油室 5b 的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 4b，是将压油向转向用油压缸 5 的一方的油室 5b 供给、将另一方的油室 5a 的压油向油箱 9 排出的阀位置；阀位置 4c，是将向转向用油压缸 5 的压油的供给遮断的中立的阀位置。转向用流量控制阀 4，具备引导端口 4d、4e，对引导端口 4d、4e，分别施加与转向驱动指令信号 S_t 相对应的油压信号 S_1 、 S_2 。

即，根据转向盘、转向用操纵杆等转向用操作部件的操作而生成转向驱动指令信号 S_t 。在此，所谓转向驱动指令信号 S_t ，是使车辆的方向变化

这样的表现驾驶者的意图的信号，在作出了使车辆的方向从直行状态变化到转弯状态的操作时、或者在作出了用于从正常的转弯状态使转弯进一步加强或减弱的操作时，才会生成。

与转向驱动指令信号 St 的指令内容相对应的油压信号 S1 或 S2，被施加给流量控制阀 4 的引导端口 4d 或 4e。

当向引导端口 4d 施加了油压信号 S1 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4a 侧，当向引导端口 4e 施加了油压信号 S2 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4b 侧。

转向用流量控制阀 4 的从油压泵 2 看为下游侧的输入输出端口，经由油路 3d、3c 而分别与转向用油压缸 5 的各油室 5a、5b 相连通。转向用流量控制阀 4 的油箱端口经由油路 3e 而与油箱 9 相连通。

转向用油压缸 5 的杆与转向机构相连，随着转向用油压缸 5 的杆的伸缩，转向机构动作，从而车辆的旋转半径发生变化。

可变容量型油压泵 2 的斜板 2a，与容量控制阀 10 的动作连动动作。当容量控制阀 10 的阀位置向图中左侧移动时，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最小倾转角 MIN 侧移动，当容量控制阀 10 的阀位置向图中右侧移动时，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动。

在容量控制阀 10 上带有施加设定压力 ΔP 的弹簧 10a。

流经排出用油路 7 的排出压油的流量，可作为节流件 8 的前后压差、也就是节流件 8 的上游侧的压力 PR(流量调节阀 6 的出口端口 6h 的压力)和节流件 8 的下游侧的压力 PT(油箱 9 的压力)的压差 (PR-PT) 而检测出。容量控制阀 10，以节流件 8 的前后压差 (PR-PT) 成为与弹簧 10a 的弹力相对应的设定压力 ΔP 的方式，控制可变容量型油压泵 2 的斜板 2a (容量)。

即，在排出用油路 7 上、且节流件 8 的上游侧，分支成油路 17。油路 17，与容量控制阀 10 的和弹簧 10a 相反的一侧的引导端口相连通。

油箱 9 与油路 18 相连通。油路 18，与容量控制阀 10 的和弹簧 10a 同侧的引导端口相连通。

在此，对可变容量型油压泵 2 的喷出流量 Q、容量控制阀 10 的设定压力 ΔP 和节流件 8 的开口面积 A 的关系进行说明。

图 3 的③(本发明 1)，表示第一实施形态的油压泵 2 的喷出流量 Q。

本发明的第一实施形态的油压泵 2 的喷出流量 Q，被设定为比以往技术 2 的情况下的喷出流量多出富余的流量 a。即，从油压泵 2 喷出的流量，是在转向驱动所必需的流量上再加上富余的流量 a 之后的流量。

这样，容量控制阀 10，按照在节流件 8 的前后压差 (PR-PT) 与设定压力 ΔP 相一致地取得平衡时、使上述富余的流量 a 流向排出用油路 7 的方式，设定油压泵 2 的喷出流量 Q (富余流量 a)、容量控制阀 10 的设定压力 ΔP 、节流件 8 的开口面积 A。

对图 1 的转向驱动控制用油压回路的动作进行说明。

当转向盘、转向用操纵杆等转向用操作部件被操作、生成了转向驱动指令信号 St 时，与该转向驱动指令信号 St 相对应的油压信号 S1 或 S2，就被施加给转向用流量控制阀 4 的引导端口 4d 或 4e。

当向转向用流量控制阀 4 的引导端口 4d 施加了油压信号 S1 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4a 侧。因此，从可变容量型油压泵 2 喷出的压油，经由油路 3a、流量调节阀 6、油路 3b、转向用流量控制阀 4、油路 3d 而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5a。另外，转向用油压缸 5 的油室 5b 的返回压油，经由油路 3c、转向用流量控制阀 4、油路 3e 而被排出到油箱 9。由此，车辆的例如左转弯的转弯半径发生变化。

另外，当向转向用流量控制阀 4 的引导端口 4e 施加了油压信号 S2 时，转向用流量控制阀 4 被置位于阀位置 4b 侧。因此，从可变容量型油压泵 2 喷出的压油，经由油路 3a、流量调节阀 6、油路 3b、转向用流量控制阀 4、油路 3c 而被提供给转向用油压缸 5 的油室 5b。另外，转向用油压缸 5 的油室 5a 的返回压油，经由油路 3d、转向用流量控制阀 4、油路 3e 而被排出到油箱 9。由此，例如车辆的右转弯的转弯半径发生变化。

在流量调节阀 6 中，调整阀位置，以使经由引导油路 11 而作用的转向用流量控制阀 4 的上游侧压力 P_p' 、和经由引导油路 12 而作用的转向用

流量控制阀 4 的下游侧压力 PL (转向用油压缸 5 的负载压力 PL) 的压差 ($P_{p'} - PL$)，与和弹簧 6f 的弹力相对应的设定压力相一致。由此，就会与转向用油压缸 5 的负载无关地向转向用油压缸 5 提供与转向用流量控制阀 4 的开口面积相对应的流量。

若当前转向用操作部件被以通常的操作速度施加了操作，则在流量调节阀 6 中，转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 被调整为与设定压力几乎相一致，上述富余的流量 a 流到排出用油路 7 中。

在此，设成转向用操作部件被急操作。当转向用操作部件被急操作时，转向用流量控制阀 4 的开口面积剧增，转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 急剧变小。当转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 急剧变小时，流量调节阀 6，为了增大前后压差 ($P_{p'} - PL$) 以与设定压力相一致，而被弹簧 6f 的弹力推动迅速向阀位置 6b 侧移动。因此，在此之前向排出用油路 7 流动的富余的流量 a 的压油，就会从流量调节阀 6 经由转向用流量控制阀 4 而被迅速提供给转向用油压缸 5。

因此，如图 4 的③所示，相对于输入 St，输出 Q' 迅速上升。

排出用油路 7 内的压油返回到转向用油压缸 5 的结果是，排出用油路 7 内的压油的流量减少。因此该节流件 8 的前后压差 ($PR - PL$) 变小。当节流件 8 的前后压差 ($PR - PL$) 变小时，容量控制阀 10，为了增大节流件 8 的前后压差 ($PR - PL$) 以与设定压力 ΔP 相一致，而被弹簧 10a 的弹力推动使阀位置向图中右侧移动，可变容量型油压泵 2 的斜板 2a，向最大倾转角 MAX 侧移动。由此，可变容量型油压泵 2 的喷出容量就增大，喷出流量 Q 增大，就向转向用油压缸 5 提供了与转向驱动指令信号 St 相匹配的流量 Q' (图 4 的③)。另外，随着转向用流量控制阀 4 的通过流量 Q' 的增加，转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 增加，因此，流量调节阀 6，在前后压差 ($P_{p'} - PL$) 与设定压力相一致的位置取得平衡，从而就会再次从流量调节阀 6 向排出用油路 7 排出富余的流量 a 。

接着，一并参照图 3、图 4，对本发明的第一实施形态和以往技术 1、2 进行比较。

如上所述，在第一实施形态中，如图 3 的③（本发明 1）所示的那样，因为油压泵 2 的喷出流量 Q ，被设定为比以往技术 2 的情况下的喷出流量多出富余的流量 α ，所以，虽然如果与以往技术 2 相比多少有些能量损失，但与以往技术 1 相比则能够明显使能量损失降低。

另外，如上所述，在第一实施形态中，如图 4 的③（本发明 1）所示的那样，虽然转向用操作部件被急剧操作，转向驱动指令信号 St （输入）急剧上升，但因为以与该急剧的上升相对应地使流出到排出用油路 7 中的富余的流量 α 的压油迅速地返回到转向用油压缸 5 的方式，使流量调节阀 6 动作，所以能够不延迟地追随向转向用油压缸 5 的供给流量 Q' （输出）。因此，转向控制系统的响应性，与以往技术 2 相比就会明显地提高，与以往技术 1 基本相同。不过，因为是在排出用油路 4 内的压油返回到转向用油压缸 5 中，排出用油路 7 内的流量实际地减少之后，容量控制阀 10 动作、可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 的倾转角提高，所以，此后的响应，受到斜板 2a 的响应性的影响，与以往技术 1 相比多少有些变差（图 4 的③、①）。

总结上述的内容，如图 5 所示。

即，第一实施形态（本发明 1）的情况，在与以往技术 1、以往技术 2 相比较时，能够使能量损失与以往技术 2 同等地降低，且能够使转向控制系统的响应性上升到与以往技术 1 同等程度。

接着，对于能够使转向控制系统的响应性比上述第一实施形态进一步提高的第二实施形态，参照图 2 进行说明。此外，在以下的说明中，对于与图 1 的油压回路相同的结构省略说明，而以不同的结构为中心进行说明。

图 2 表示的是第二实施形态的转向驱动控制用油压回路。

在图 2 的油压回路中，设置有与图 1 同样的流量调节阀 26。

即，流量调节阀 26 的从油压泵 2 看为下游侧的第一输出端口 26g 与油路 3b 相连通，第二输出端口 26h 与排出用油路 7 相连通。

流量调节阀 26，具有阀位置 26a、26b。阀位置 26a，是经由输出端口 26g、油路 3b 而向转向用流量控制阀 4 提供压油，并同时经由输出端口 26h、

排出用油路 7 将压油排出到油箱 9 中的阀位置；阀位置 26b，是与阀位置 26a 具有同样的功能、但可通过设置在阀内的节流件而减小向排出用油路 7 的排出量的阀位置。还可以在流量调节阀 26 上添加不向排出用油路 7 的供给压油、而仅向转向用流量控制阀 4 供给压油的阀位置。

在流量调节阀 26 上，设有施加设定压力的弹簧 26f。转向用流量控制阀 4 的输出端口 4f，经由油路 12 而和流量调节阀 26 的与弹簧 26f 同侧的引导端口 26e 相连通。油路 3b，经由引导油路 11 而和流量调节阀 26 的与弹簧 26f 相反侧的引导端口 26d 相连通。

油路 15 分支为油路 15a，该油路 15a 与梭阀 19 的一方的入口相连通。同样地，油路 16 分支为油路 16a，该油路 16a 与梭阀 19 的另一方的入口相连通。梭阀 19 的出口与油路 19a 相连通。

因此，油路 15 内的油压信号 S1、油路 16 内的油压信号 S2 之中，压力较大的信号的压力（最大信号压力 Ps），从梭阀 19 输出给油路 19a。

在图 2 的油压回路中，设有与图 1 同样的容量控制阀 20。

即，在容量控制阀 20 上，设有施加设定压力 ΔP 的弹簧 20a。在排出用油路 7 中流动的排出压油的流量，可以作为节流件 8 的前后压差、即节流件 8 的上游侧的压力 PR（流量调节阀 26 的出口端口 26h 的压力）和节流件 8 的下游侧的压力 PT（油箱 9 的压力）的压差（PR—PT）而检测出。

在容量控制阀 20 上设有滑柱 20b。在该滑柱 20b 的一端作用有弹簧 20a。以在滑柱 20b 上沿与弹簧 20a 的弹力相对向的方向作用节流件 8 的上游侧的压力 PR 的方式，将油路 17 连接在容量控制阀 20 上。另外，以在滑柱 20b 上沿着与弹簧 20a 的弹力的作用方向相同的方向作用最大信号压力 Ps 的方式，将油路 19a 连接在容量控制阀 20 上。同样地，以在滑柱 20b 上沿着与弹簧 20a 的弹力的作用方向相同的方向作用节流件 8 的下游侧的压力 PT 的方式，将油路 18 连接在容量控制阀 20 上。

由此，在容量控制阀 20 中，控制可变容量型油压泵 2 的斜板 2a（容量），以使节流件 8 的上游侧的压力 PR、和在节流件 8 的下游侧的压力 PT 上加上了最大信号压力 PS 后的压力 PT+PS 的压差 [PR—(PT+PS)]，

成为设定压差 ΔP 。

对图2的转向驱动控制用油压回路的动作进行说明。

当转向盘、转向用操纵杆等转向用操作部件被操作，生成了转向驱动指令信号St时，与该转向驱动指令信号St相对应的油压信号S1或S2，就被施加给转向用流量控制阀4的引导端口4d或4e。

当向转向用流量控制阀4的引导端口4d施加了油压信号S1时，转向用流量控制阀4被置位于阀位置4a侧。因此，从可变容量型油压泵2喷出的压油，经由油路3a、流量调节阀26、油路3b、转向用流量控制阀4、油路3d，而被提供给转向用油压缸5的油室5a。另外，转向用油压缸5的油室5b的返回压油，经由油路3c、转向用流量控制阀4、油路3e而被排出到油箱9中。由此，车辆的例如左转弯的转弯半径发生变化。

另外，当向转向用流量控制阀4的引导端口4e施加了油压信号S2时，转向用流量用控制阀4被置位于阀位置4b侧。因此，从可变容量型油压泵2喷出的压油，经由油路3a、流量调节阀26、油路3b、转向用流量控制阀4、油路3c而被提供给转向用油压缸5的油室5b。另外，转向用油压缸5的油室5a的返回压油，经由油路3d、转向用流量控制阀4、油路3e而被排出到油箱9中。由此，车辆的例如右转弯的转弯半径发生变化。

在流量调节阀26中，调整阀位置，以使经由引导油路11而作用的转向用流量控制阀4的上游侧压力Pp'、和经由引导油路12而作用的转向用流量控制阀4的下游侧压力PL（转向用油压缸5的负载压力PL）的压差（Pp'-PL），与和弹簧26f的弹力相对应的设定压力相一致。由此，能够与转向用油压缸5的负载无关地，向转向用油压缸5提供与转向用流量控制阀4的开口面积相对应的流量。

在当前设定为以通常的操作速度来操作转向用操作部件时，转向用流量控制阀4的前后压差（Pp'-PL）被调整为与设定压力基本相一致，向排出用油路7流动有富余的流量a。

在此，设成转向用操作部件被急剧操作。当转向用操作部件被急剧操作时，转向用流量控制阀4的开口面积剧增，转向用流量控制阀4的前后

压差 ($P_{p'} - PL$) 急剧地变小。当转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 急剧变小时, 流量调节阀 26, 增大前后压差 ($P_{p'} - PL$) 以与设定压力相一致, 而被弹簧 26f 的弹力推动, 向阀位置 26b 侧迅速移动。因此, 在此之前流到排出用油路 7 上的富余的流量 a 的压油, 就从流量调节阀 26 经由转向用流量控制阀 4 而被迅速提供给转向用油压缸 5。

因此, 输出 Q' 相对于输入 St 、会迅速地上升 [图 4 的④]。

排出用油路 7 内的压油返回到转向用油压缸 5 的结果是, 排出用油路 7 内的压油的流量减少。因此节流件 8 的前后压差 ($PR - PT$) 变小。当节流件 8 的前后压差 ($PR - PT$) 变小时, 容量控制阀 20, 为了增大节流件 8 的前后压差 ($PR - PT$), 而被弹簧 20a 的弹力推动, 向图中右侧移动, 可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动。由此, 可变容量型油压泵 2 的喷出容量增大, 喷出流量 Q 增大, 从而就向转向用油压缸 5 提供了与转向用驱动指令信号 St 相匹配的流量 Q' (图 4 的④)。另外, 随着转向用流量控制阀 4 的通过流量 Q' 的增加, 转向用流量控制阀 4 的前后压差 ($P_{p'} - PL$) 增大, 因此, 流量调节阀 26, 在前后压差 ($P_{p'} - PL$) 与设定压力相一致的阀位置取得平衡, 再次从流量调节阀 26 向排出用油路 7 排出富余的流量 a 。

在此, 在图 2 的油压回路中, 伴随转向驱动指令信号 St 的生成而向容量控制阀 20 作用最大信号压力 Ps , 使可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动。即, 在转变为排出用油路 7 内的压油的流量实际上减少、节流件 8 的前后压差 ($PR - PT$) 实际减少之前, 使油压泵 2 的斜板 2a 抬起的控制就已经开始。

在上述的说明中, 使与转向驱动指令信号 St 相对应的信号 Ps 作用在容量控制阀 20 的滑柱 20b 上, 进行随着转向驱动指令信号 St 的增大而使可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动, 使容量增大的控制。

但是, 也可以通过使与转向驱动指令信号 St 相对应的信号 Ps 作用在容量控制阀 20 的弹簧 20a 上来使弹力变化, 从而进行随着转向驱动指令

信号 St 的增大而使可变容量型油压泵 2 的斜板 2a 向最大倾转角 MAX 侧移动，使容量增大的控制。

重要的是，只要是以节流件 8 的前后压差 (PR-PL) 成为设定压力的那样控制可变容量型油压泵 2 的容量，同时进行随着转向驱动指令信号 St 的增大而使可变容量型油压泵 2 的容量增大的控制的结构即可。

另外，在图 1 所示的第一实施形态、图 2 所示的第二实施形态中，设定为在将转向驱动指令信号 St 变换成油压信号 S1、S2 之后再施加在转向用流量控制阀 4 上，但也可以设成为将电信号的转向驱动指令信号 St 直接施加在转向用流量控制阀 4 上的结构。

重要的是，不管转向驱动指令信号 St 是油压信号还是电信号，只要是根据转向驱动指令信号使转向用流量控制阀 4 动作的结构即可。

另外，在图 2 所示的第二实施形态中，设想使作为油压信号的转向驱动指令信号 St (信号压力 Ps) 作用在容量控制阀 20 上的结构而进行了说明，但也可以是使作为电信号的转向驱动指令信号 St 作用在容量控制阀 20 上、使其进行随着转向驱动指令信号 St 的增大而使可变容量型油压泵 2 的容量增大的控制的结构。

接着，一并参照图 3、图 4 对本发明的第二实施形态和以往技术 1、2 以及第一实施形态进行比较。

如上述的那样，在第二实施形态中，如图 3 的④ (本发明 2) 所示，因为设定为油压泵 2 的喷出流量 Q 比以往技术 2 的情况下的喷出流量多出富余的流量 α ，所以与以往技术 2 相比多少会有些能量损失，但与以往技术 1 相比则能够明显降低能量损失。

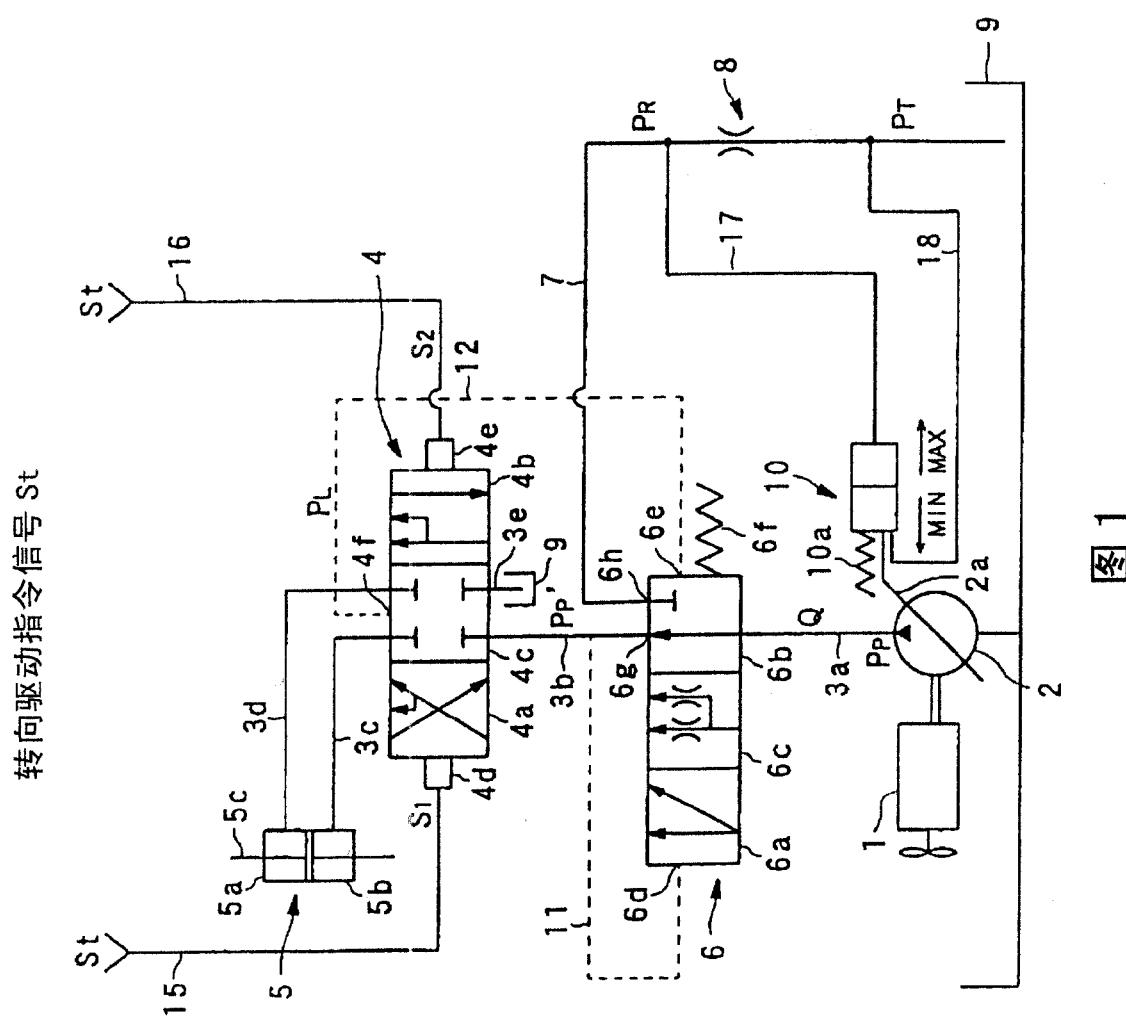
另外，如上述的那样，在第二实施形态中，如图 4 的④ (本发明 2) 所示，即使急剧操作转向用操作部件、转向驱动指令信号 St (输入) 急剧上升，也能够与该急剧的上升相对应地，以使流到排出用油路 7 的富余的流量 α 的压油迅速地返回到转向用油压缸 5 中的方式，使流量调节阀 26 动作，因此能够无延迟地追随向转向用油压缸 5 的供给流量 Q' (输出)。因此，转向控制系统的响应性，与以往技术 2 相比明显提高，达到与以往

技术 1 相同的程度。

并且，如上述的那样，在第一实施形态中，是在节流件 8 的前后压差 (PR—PT) 实际转为减少之后，才开始抬起油压泵 2 的斜板 2a 的控制，与此相对，在本发明的第二实施形态中，伴随转向驱动指令信号 St 的生成，抬起油压泵 2 的斜板 2a 的控制就已经开始，不会产生在节流件 8 的前后压差 (PR—PT) 转为实际减少之后才将油压泵 2 的斜板 2a 抬起这样的延迟，因此，即便与第一实施形态相比，也能够提高转向控制系统的响应性。

即，第二实施形态（本发明 2）的情况下，在与以往技术 1、以往技术 2 相比时，能够将能量损失降低到与以往技术 2 同等的程度，且能够将转向控制系统的响应性提高到与以往技术 1 同等、并且比第一实施形态（本发明 1）更高的程度。

本发明，如果适用于工程车辆，则能够实现能量损失的降低，并且明显能够提高相对于转向的急剧操作的响应性。本发明的技不限于工程车辆，即便是适用于一般的汽车也是有用的。



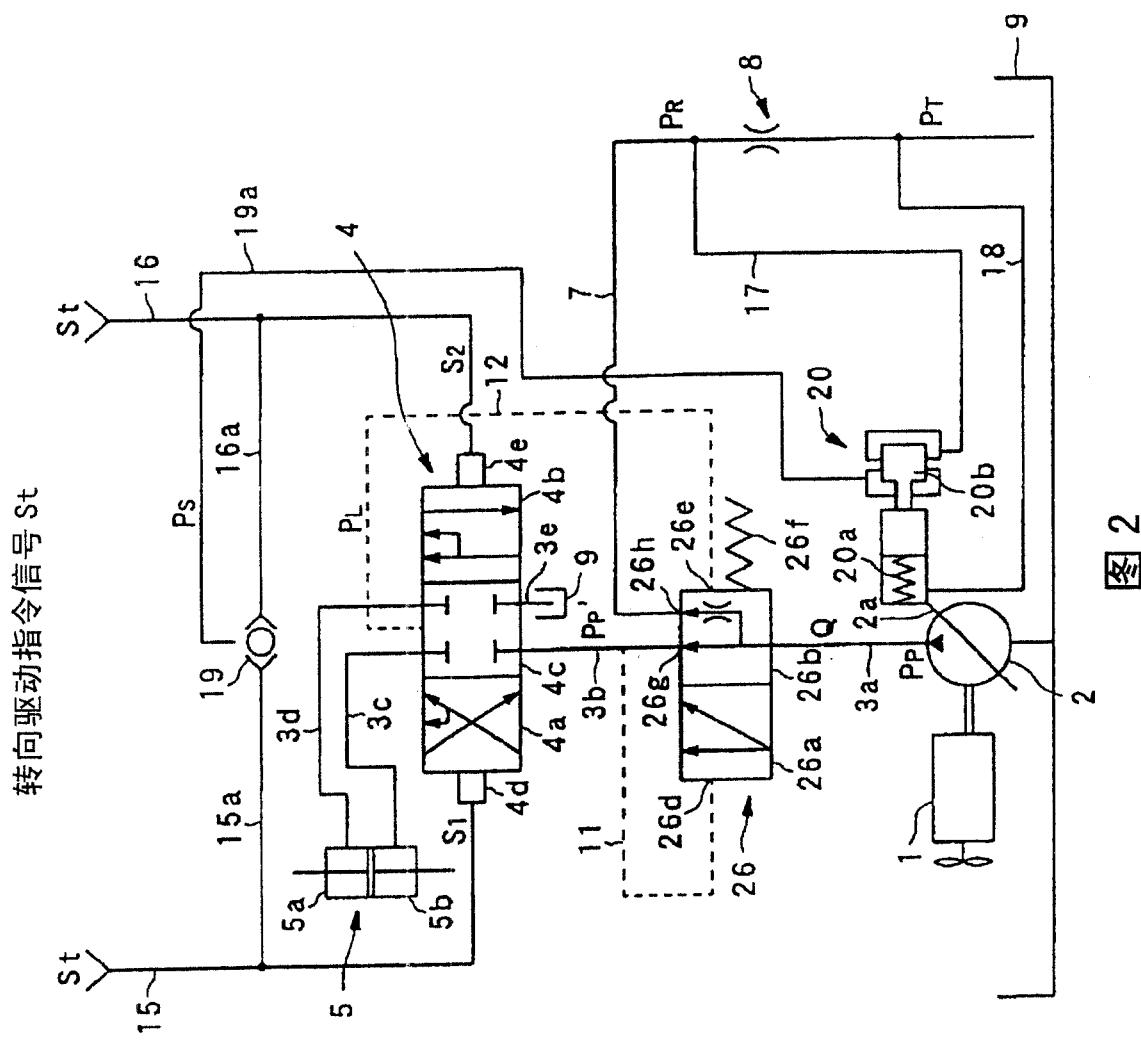


图 2

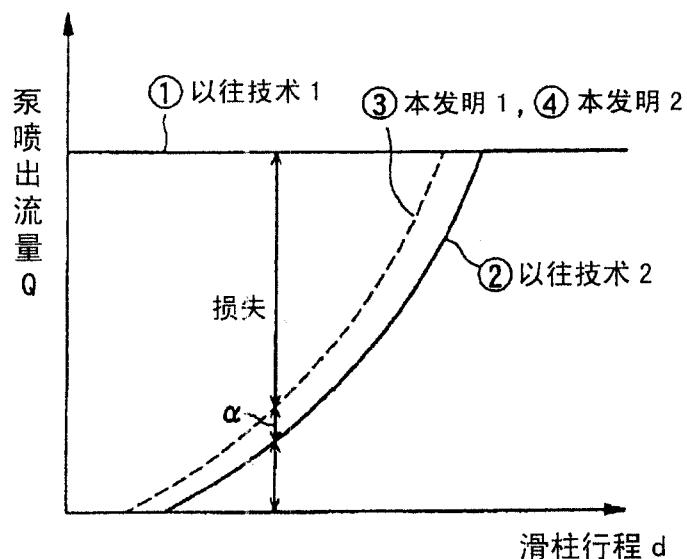


图 3

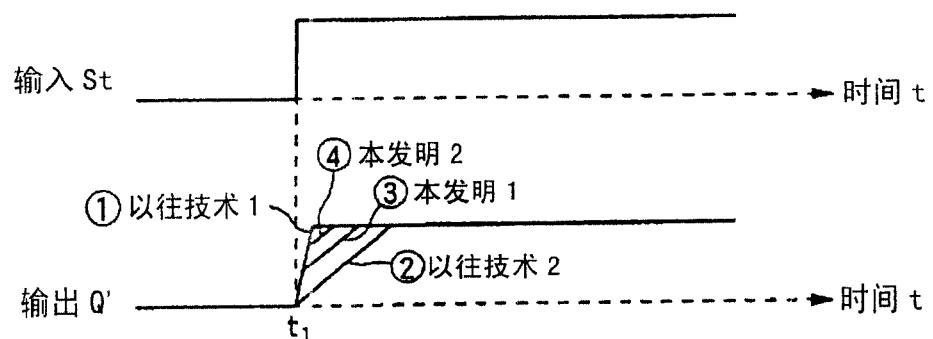


图 4

	① 以往技术 1	② 以往技术 2	③ 本发明 1 ④ 本发明 2
损失	×	○	○
响应	○	×	○

图 5

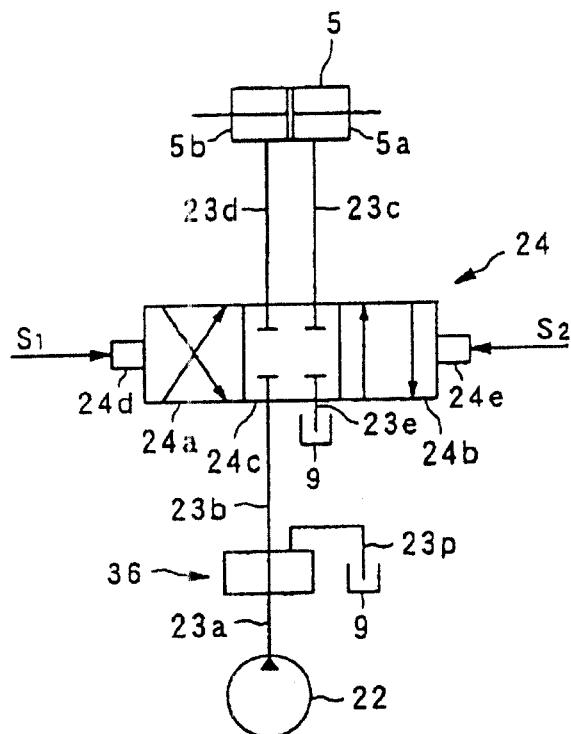


图 6

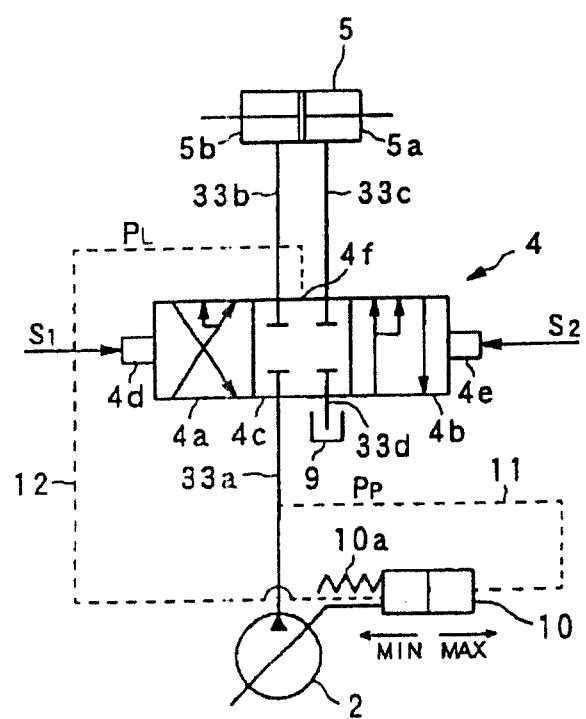


图 7