

[51] Int. Cl.

F16H 61/00 (2006.01)



[12] 发 明 专 利 说 明 书

专利号 ZL 200510053063.4

[45] 授权公告日 2009 年 4 月 29 日

[11] 授权公告号 CN 100482982C

[22] 申请日 2005.3.7

[21] 申请号 200510053063.4

[30] 优先权

[32] 2004. 3. 9 [33] JP [31] 2004 – 066449

[73] 专利权人 爱信艾达株式会社

地址 日本爱知县

[72] 发明人 清水哲也 土田建一 铃木明智

石川和典 柴山芳则

[56] 参考文献

US5005444A 1991.4.9

JP2002 - 266995A 2002. 9. 18

CN1340430A 2002.3.20

CN1501013A 2004.6.2

CN1277332A 2000.12.20

CN1479027A 2004.3.3

审查员 李佑宏

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公
司

代理人 汗惠民

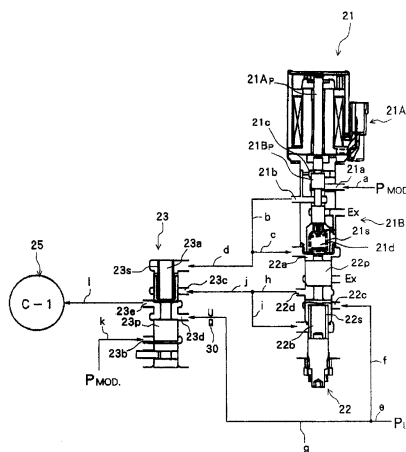
权利要求书 2 页 说明书 19 页 附图 9 页

[54] 发明名称

自动变速器的油压控制装置

[57] 摘要

本发明提供一种自动变速器的油压控制装置，其具有：基于供给的油压控制离合器(C-1)的结合状态的油压伺服系统(25)，对油压进行调压而输出信号压的C-1用直线电磁阀(21)，输出基于该C-1用直线电磁阀(21)的信号压对管路压(P_L)进行调压而得到的控制压的控制阀(22)，和输入控制压和管路压(P_L)并进行选择切换、向油压伺服系统(25)进行输出的C-1操作继动阀(23)。在向该C-1操作继动阀(23)输入管路压(P_L)的油路(g)中设置有对流量进行限制的节流孔(30)。由此，能够有利于提高车辆燃油效率，实现自动变速器的小型化，并可以防止变速冲击。



1. 一种自动变速器的油压控制装置，包括：

供给管路压的第1油路和第2油路；

基于供给的油压控制摩擦结合元件的结合状态的油压伺服系统；

具有电磁阀并对经由第1油路输入的管路压进行调压、从而输出供给油压伺服系统的控制压的控制压输出机构；以及

输入上述控制压和经由第2油路输入的管路压，选择切换上述控制压和经由第2油路输入的管路压并向上述油压伺服系统进行输出的切换阀，其特征在于：

在向上述切换阀输入上述管路压的第2油路中，具有对第2油路的管路压的流量进行限制的流量限制机构。

2. 根据权利要求1所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述流量限制机构是在向上述切换阀输入上述管路压的油路中设置的节流孔。

3. 根据权利要求1所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述控制压输出机构由对油压进行调压而输出信号压的电磁阀、和输出基于上述电磁阀的信号压对管路压进行调压而得到的控制压的控制阀组成。

4. 根据权利要求1所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述切换阀具有：滑柱、将该滑柱向一个方向推动的弹簧、向该滑柱的一端输入与上述经由第2油路输入的管路压连动的油压的第1油室、和向该滑柱的另一端输入上述信号压或上述控制压的第2油室，当上述弹簧的压力和上述第2油室的上述信号压或上述控制压的压力大于与上述第1油室的上述经由第2油路输入的管路压连动的油压的压力时，根据上述滑柱的位置，将上述经由第2油路输入的管路压输出到上述油压伺服系统。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述自动变速器是具有多个摩擦结合元件并通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速的多级式变速器，

上述摩擦结合元件是在较低速档结合的第1离合器。

6. 根据权利要求1至4中任一项所述的自动变速器的油压控制装置，

其特征在于：上述自动变速器是具有多个摩擦结合元件并通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速的多级式变速器，

上述摩擦结合元件是在倒退档结合的第2离合器。

7. 根据权利要求1至4中任一项所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述自动变速器是具有多个摩擦结合元件并通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速，并且进行使在空档时进行动力传送的摩擦结合元件在即将结合之前待机的空档控制的多级式变速器，

上述摩擦结合元件是为了在上述空档时进行防倒滑控制而结合的第1制动器。

8. 根据权利要求7所述的自动变速器的油压控制装置，其特征在于：上述第1制动器由带制动器构成。

自动变速器的油压控制装置

技术领域

本发明涉及一种通过油压对搭载在汽车等上的自动变速器中的摩擦结合元件的结合状态进行控制的自动变速器的油压控制装置，更详细地说，涉及具有切换选择由电磁阀控制的控制压和管路压、将其供给到摩擦结合元件的油压伺服系统的切换阀的自动变速器的油压控制装置。

背景技术

过去的搭载在汽车等上的自动变速器中，具有通过对各油压伺服系统进行的油压控制来控制离合器或制动器等摩擦结合元件的结合状态的油压控制装置。在该油压控制中，特别是进行摩擦结合元件的结合动作或释放动作时，必须利用电磁阀和被该电磁阀控制的控制阀等对所供给的油压进行精细控制，以使其结合动作或释放动作平稳进行，防止急剧的转矩变化（变速冲击）。

但是，结合动作之后，即通过例如上述控制阀继续供给结合中的油压，有可能由于该控制阀被粘住等而损害行驶能力。因此，提出了利用切换阀来切换由电磁阀控制的油压（以下称为“控制压”）和管路压的方案（专利文献1）。

专利文献1：特开2002-266995号公报

这里，简单说明过去的油压控制装置。图7表示过去的油压控制装置的油压回路。图8为表示利用过去油压控制装置进行N-D换档时的实验例的时间图。如图7所示，在C-1用直线电磁阀21中，利用主调节器阀等对来自与图中未表示的发动机连动的油泵的油压进行调压后的管路压 P_l 上，输入有经过调压以使其不超过规定值的调制器压（modulator pressure） P_{MOD} ，该C-1用直线电磁阀21被控制驱动后，对该调制器压 P_{MOD} 进行调压，从接口21b输出信号压 P_{SLC1} 。该信号压 P_{SLC1} 输出到控制阀22的油室

22a 和 C-1 操作继动阀 23 的油室 23a。

另一方面,上述管路压 P_L 输入到上述控制阀 22 的接口 22c 和上述 C-1 操作继动阀 23 的接口 23d, 还有, 对输入到该控制阀 22 的接口 22c 的管路压 P_L 进行调压后的控制压通过接口 22d 进行输出, 并输入到该 C-1 操作继动阀 23 的接口 23c。然后, 上述调制器压 P_{MOD} 输入到该 C-1 操作继动阀 23 的油室 23b。

通常情况下, 离合器 C-1 进行结合操作时, 向 C-1 操作继动阀 23 的油室 23b 输入调制器压 P_{MOD} , 滑柱 23p 成为上位置而使接口 23c 与接口 23e 连通, 这样通过控制阀 22 输出的控制压被供给到 C-1 油压伺服系统 25。但是, 如果由于例如油温高、发动机转速低, 而使油泵的吐出量减少时, 有可能出现如下问题。

即如图 8 所示, 在时刻 t_1 , 如果例如驾驶员将换档手柄 (图中未表示) 进行 N-D 换档 (从空档换到驱动档), 在时刻 t_2 , C-1 油压伺服系统 25 的活塞 (图中未表示) 靠近摩擦片, 即开始所谓快速充油 (fast fill) 操作。C-1 用直线电磁阀 21 受到电子控制而进行驱动, 油流入该 C-1 直线电磁阀 21 (以及油路 b、c、d、油室 22a、23a), 管路压 P_L (调制器压 P_{MOD}) 下降, 直至时刻 t_3 为止。

因此, C-1 操作继动阀 23 的油室 23b 的油压下降, 在时刻 t_3 , 该 C-1 操作继动阀 23 的滑柱 23p 由于输入到油室 23a 的信号压 P_{SLC1} 和弹簧 23s 的压力而产生到下位置的误操作。然后, 接口 23d 与接口 23e 连通, 油流入 C-1 油压伺服系统 25 的工作油室, 从而管路压 P_L (调制器压 P_{MOD}) 进一步下降 (即滑柱 23p 停留在下位置)。这样, 在时刻 t_4 开始冲程的活塞不会只进行快速充油操作, 而进一步受压, 在时刻 t_5 , 离合器 C-1 结合, 如图所示, 输出转矩发生变动, 即本来没有结合的快速充油操作中, 离合器 C-1 发生结合, 从而产生变速冲击。

还有, 这种问题不限于 N-D 换档时, 在 N-R 换档 (从空档换到倒车档) 时、反拖 (发动机制动) 状态的降档时、以及空档控制 (将在行驶档中进行动力传送的离合器维持在即将结合之前的状态) 时也可能产生。还有, 虽然由于例如仅 1 个直线电磁阀的驱动所引起的管路压 P_L 的降低, 不会造成切换阀的误动作, 但是当油流入其他的摩擦结合元件的油压伺服

系统时，管路压降低，有可能引起该切换阀的误动作，此时也会产生同样的问题。

通过增加油泵的吐出量，防止管路压 P_L （调制器压 P_{MOD} ）降低，即防止切换阀的误动作，从而可以解决上述问题。但是，为了增加油泵的吐出量，必须提高怠速转速或使油泵大型化，从而阻碍了提高车辆燃油效率、或阻碍了实现自动变速器的小型化。

发明内容

本发明的目的在于提供能够不阻碍提高车辆燃油效率、或不阻碍实现自动变速器的小型化的油压控制装置。

本发明之1（参照图1至图6）为自动变速器（10）的油压控制装置，具有：基于供给的油压（例如 P_{C1} 、 P_{B1} ）控制摩擦结合元件（例如 C-1、B-1）的结合状态的油压伺服系统（例如 25、45）、装有电磁阀（例如 21、41）并对管路压（ P_L ）进行调压、从而输出供给油压伺服系统（例如 25、45）的控制压（例如 $P_{CONT C1}$ 、 $P_{CONT B1}$ ）的控制压输出机构（例如 21、22、41、42）、和输入上述控制压（例如 $P_{CONT C1}$ 、 $P_{CONT B1}$ ）和上述管路压（ P_L ）并进行选择切换、向上述油压伺服系统（例如 25、45）进行输出的切换阀（例如 23、43），其特征在于：上述切换阀（例如 23、43）中设置有对输入上述管路压（ P_L ）的油路（例如 g、s）的流量进行限制的流量限制机构（例如 30、50）。

本发明之2（参照图1及图3）为本发明之1所述的自动变速器的油压控制装置，上述流量限制机构为在向上述切换阀（例如 23、43）输入上述管路压（ P_L ）的油路（例如 g、s）中设置的节流孔（例如 30、50）。

本发明之3（参照图1及图3）为本发明之1或2所述的自动变速器的油压控制装置，上述控制压输出机构由对油压进行调压而输出信号压（例如 P_{SLC1} 、 P_{SLB1} ）的电磁阀（例如 21、41）、和输出基于上述电磁阀（例如 21、41）的信号压（例如 P_{SLC1} 、 P_{SLB1} ）对管路压（ P_L ）进行调压而得到的控制压（例如 $P_{CONT C1}$ 、 $P_{CONT B1}$ ）的控制阀（例如 22、42）组成。

本发明4（参照图1及图3）为本发明之1至3中任一项所述的自动变速器的油压控制装置，上述切换阀（例如 23、43）具有滑柱（例如 23p、

43p)、将该滑柱(例如 23p、43p)向一个方向推动的弹簧(例如 23s、43s)、向该滑柱(例如 23p、43p)的一端输入与上述管路压(P_L)连动的油压(P_{MOD})的第 1 油室(例如 23b、43b)、向该滑柱(例如 23p、43p)的另一端输入上述信号压(例如 P_{SLC1} 、 P_{SLB1})或上述控制压(例如 P_{CONTCl} 、 P_{CONTB1})的第 2 油室(例如 23a、43a),当上述弹簧(例如 23s、43s)的压力和上述第 2 油室(例如 23a、43a)的上述信号压(例如 P_{SLC1} 、 P_{SLB1})或上述控制压(例如 P_{CONTCl} 、 P_{CONTB1})的压力大于与上述第 1 油室(例如 23b、43b)的上述管路压(P_L)连动的油压(P_{MOD})的压力时,根据上述滑柱(例如 23p、43p)的位置,将上述管路压(P_L)输出到上述油压伺服系统(例如 25、45)。

本发明之 5(参照图 1 及图 6)为本发明之 1 至 4 中任一项所述的自动变速器的油压控制装置,上述自动变速器为具有多个摩擦结合元件(例如 C-1、C-2、C-3、B-1、B-2)、通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速的多级式变速器(10),上述摩擦结合元件为在较低速档结合的第 1 离合器(C-1)。

本发明之 6 为本发明之 1 至 5 中任一项所述的自动变速器的油压控制装置,上述自动变速器为具有多个摩擦结合元件(例如 C-1、C-2、C-3、B-1、B-2)、通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速的多级式变速器(10),上述摩擦结合元件为在倒退档结合的第 2 离合器(C-3)。

本发明之 7 为本发明之 1 至 6 中任一项所述的自动变速器的油压控制装置,上述自动变速器为具有多个摩擦结合元件(例如 C-1、C-2、C-3、B-1、B-2)、通过这些多个摩擦结合元件的组合进行变速、并且进行使在空档时进行动力传送的摩擦结合元件(C-1 或 C-3)在即将结合之前待机的空档控制的多级式变速器(10),上述摩擦结合元件为用于在上述空档时进行防倒滑控制的第 1 制动器(B-1)。

本发明之 8 为本发明之 7 所述的自动变速器的油压控制装置,上述第 1 制动器(B-1)由带制动器构成。

还有,上述括号中的符号用于与附图对照,目的在于方便理解发明,对本发明的保护范围不产生任何影响。

根据本发明之 1,由于切换阀中设置有对输入管路压的油路的流量进

行限制的流量限制机构，即使切换阀出现误动作，也可以防止油急剧流入摩擦结合元件的油压伺服系统，从而可以提高车辆的燃油效率，实现自动变速器的小型化，同时可以防止变速冲击。还有，可以防止管路压太低，因而可以防止其他摩擦结合元件的结合动作中的切换阀的误动作。

根据本发明之 2，由于流量限制机构为在向切换阀输入管路压的油路中设置的节流孔，从而可以限制该油路的流量。

根据本发明之 3，由于控制压输出机构由对油压进行调压而输出信号压的电磁阀、和输出基于电磁阀的信号压对管路压进行调压而得到的控制压的控制阀组成，所以可以输出对管路压进行调压而得到的控制压。

根据本发明之 4，由于当弹簧的压力和第 2 油室的信号压的压力大于与第 1 油室的管路压连动的油压的压力时，根据滑柱的位置，将管路压输出到油压伺服系统，所以管路压下降后，虽然切换阀有可能发生误动作，但即使切换阀发生误动作，也可以防止油急剧流入摩擦结合元件的油压伺服系统，从而可以防止变速冲击。

根据本发明之 5，由于摩擦结合元件为在较低速档结合的第 1 离合器，当从空档切换到行驶档时、或在较低车速时的反拖状态时，虽然切换阀有可能发生误动作，但即使切换阀发生误动作，也可以防止油急剧流入摩擦结合元件的油压伺服系统，从而可以防止变速冲击。

根据本发明之 6，由于摩擦结合元件为在倒退档结合的第 2 离合器，当从空档切换到倒退档时，虽然切换阀有可能发生误动作，但即使切换阀发生误动作，也可以防止油急剧流入摩擦结合元件的油压伺服系统，从而可以防止变速冲击。

根据本发明之 7，由于摩擦结合元件为用于在上述空档时进行防倒滑控制的第 1 制动器，从而可以防止油急剧流入第 1 制动器的油压伺服系统，防止管路压大幅下降。这样，可以防止特别是与进行空档控制中的动力传送的摩擦结合元件有关的切换阀的误动作，从而可以防止在空档控制中进行该动力传送的摩擦结合元件出现误结合。

根据本发明之 8，由于第 1 制动器由带制动器构成，油压伺服系统的工作油室的体积比较大，虽然油急剧流入时，管路压会大幅下降，但由于可以防止油急剧流入第 1 制动器的油压伺服系统，从而可以防止管路压大

幅下降。

附图说明

图 1 为表示本发明的离合器 C-1 的油压回路的概图。

图 2 为表示本发明的 N-D 换档时的时间图。

图 3 为表示本发明的制动器 B-1 的油压回路的概图。

图 4 为表示利用过去的油压控制装置进行空档控制时的实验例的时间图。

图 5 为表示本发明的空档控制时的时间图。

图 6 表示自动变速器 10, (a) 为原理图, (b) 为其结合表。

图 7 为表示过去的油压控制装置的油压回路的概图。

图 8 为表示利用过去的油压控制装置进行 N-D 换档时的实验例的时间图。

图中：10—自动变速器、多级式变速器，21—控制压输出机构、电磁阀（C-1 用直线电磁阀），22—控制阀，23—切换阀（C-1 操作继动阀），23a—第 2 油室，23b—第 1 油室，23p—滑柱，23s—弹簧，25—油压伺服系统，30—流量限制机构、节流孔，41—控制压输出机构、电磁阀（B-1 用直线电磁阀），42—控制阀，43—切换阀（B-1 操作继动阀），43a—第 2 油室，43b—第 1 油室，43p—滑柱，43s—弹簧，45—油压伺服系统，50—流量限制机构、节流孔， P_L —管路压， P_{MOD} —与管路压连动的油压（调制器压）， P_{C1} —所供给的油压（C-1 油压）， P_{SLC1} —信号压， $P_{CONT C1}$ —控制压， P_{B1} —所供给的油压（B-1 油压）， P_{SLB1} —信号压， $P_{CONT B1}$ —控制压，g—输入管路压的油路，s—输入管路压的油路，C-1—摩擦结合元件、第 1 离合器，C-2—摩擦结合元件，C-3—摩擦结合元件、第 2 离合器，B-1—摩擦结合元件、第 1 制动器，B-2—摩擦结合元件。

实施形式

下面利用附图说明本发明的实施方式。首先，利用图 6 说明适合本发明的自动变速器的一个例子。图 6 表示自动变速器 10, (a) 为原理图, (b) 为其结合表。

如图6的(a)所示,适合例如FF类型(前置发动机,前轮驱动)的车辆自动变速器10具有能够与图中未表示的发动机连接的输入轴11,该输入轴11的轴方向为中心,装备有液力变矩器14、和变速机构13。

上述液力变矩器14具有与自动变速器10的输入轴11连接的泵叶轮14a、和通过操作流体传送该泵叶轮14a的旋转的涡轮14b。该涡轮14b与同轴设置的上述变速机构13的输入轴15连接。还有,该液力变矩器14上装备有锁止离合器12,该锁止离合器12在图中未表示的油压控制装置的油压控制下进行结合后,上述自动变速器10的输入轴11的旋转则直接传送到变速机构13的输入轴15。还有,上述泵叶轮14a与油泵16连接,即通过与图中未表示的发动机连动的形式驱动该油泵16。

上述变速机构13的输入轴15上,具有行星齿轮SP、和行星齿轮单元PU。上述行星齿轮SP具有太阳轮S1、行星架CR1、齿圈R1,该行星架CR1具有与太阳轮S1及齿圈R1相互啮合的小齿轮P1,即为所谓的单行星齿轮。还有,该行星齿轮单元PU具有太阳轮S2、太阳轮S3、行星架CR2、以及齿圈R2,该行星架CR2上,与太阳轮S3啮合的短行星齿轮P2和与太阳轮S2及齿圈R2啮合的长行星齿轮P3相互啮合,即所谓的拉威挪式行星齿轮。

上述行星齿轮SP的太阳轮S1一体化固定在部分省略表示的变速器壳体17上,还有,上述齿圈R1与上述输入轴15连接,与该输入轴15的旋转进行相同旋转(以下称为“输入旋转”)。另外,行星架CR1通过该固定的太阳轮S1和该进行输入旋转的齿圈R1,使输入旋转减速为减速旋转,同时与第1离合器C-1以及第3离合器C-3连接。

上述行星齿轮单元PU的太阳轮S2与上述第3离合器C-3连接,自由输入上述行星架CR1的减速旋转,同时与带制动器组成的第1制动器B-1连接,相对变速器壳体17而自由固定。还有,上述太阳轮S3与第1离合器C-1连接,自由输入上述行星架CR1的减速旋转。

另外,上述行星架CR2与输入有输入轴15的旋转的第2离合器C-2连接,自由输入输入旋转,同时与单向离合器F-1及第2制动器B-2连接,通过该单向离合器F-1,限制其相对变速器壳体17的一个方向的旋转,而

且通过该第2制动器 B-2 自由固定该旋转。然后，上述齿圈 R2 与向图中未表示的驱动车轮输出旋转的反转齿轮 18 连接。

接着，利用图 6 (a) 和图 6 (b) 说明自动变速器 10 的作用。

如图 6 (b) 所示，在例如 D (驱动) 位的前进 1 挡 (1st)，离合器 C-1 以及单向离合器 F-1 结合。这样，如图 6 (a) 所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-1 输入到太阳轮 S3。还有，由于单向离合器 F-1，行星架 CR2 的旋转限制在一个方向 (正向旋转方向)，即防止行星架 CR2 的反向旋转而处于固定状态。然后，输入到太阳轮 S3 的减速旋转通过固定的行星架 CR2，输出到齿圈 R2，从反转齿轮 18 输出作为前进 1 挡的正向旋转。

还有，发动机制动 (反拖时) 时，制动器 B-2 制动，固定行星架 CR2，从而防止该行星架 CR2 的正向旋转，维持上述前进 1 挡的状态。还有，在该前进 1 挡时，通过单向离合器 F-1 防止行星架 CR2 的反向旋转，而且使得正向旋转成为可能，因此能够通过单向离合器 F-1 的自动结合实现平稳地从例如非行驶位切换到行驶位时的前进 1 挡。

如图 6 (b) 所示，在前进 2 挡 (2nd)，离合器 C-1 结合，制动器 B-1 制动。这样，如图 6 (a) 所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将进行减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-1 输入到太阳轮 S3。还有，利用制动器 B-1 的制动固定太阳轮 S2 的旋转。这样，行星架 CR2 的旋转为低于太阳轮 S3 的低速旋转，输入到该太阳轮 S3 的减速旋转通过该行星架 CR2 输出到齿圈 R2，并从反转齿轮 18 输出作为前进 2 挡的正向旋转。

这里，说明 D 档的空档控制。在例如 D 档时，车辆处于停车状态后 (车速=0)，如图 6 (b) 所示，离合器 C-1 的油压伺服系统受到油压控制，使得该油压伺服系统的活塞处于即将与摩擦片接触的状态。这样，离合器 C-1 位于即将结合的状态，如图 6 (a) 所示，切断了输入轴 15 与反转齿轮 18 之间的动力传送，自动变速器 10 被控制在不传送动力的空档状态。还有，由于通常车辆在停止时被选择为前进 1 档或前进 2 档，因此从上述前进 1 档或前进 2 档的状态进行该空档控制。

此时，如图 6 (b) 所示，制动器 B-1 制动 (还有，向制动器 B-1 的油

压伺服系统供给的不是通常结合时的管路压，而是控制压的低油压，以进行制动），如图 6（a）所示，通过该制动器 B-1 对太阳轮 S2 的制动、和单向离合器 F-1 对行星架 CR2 的制动，固定齿圈 R2 的旋转。这样，进行所谓的防倒滑控制，以保证车辆在例如坡路上不会倒退。

接着，如图 6（b）所示，在前进 3 挡（3rd），离合器 C-1 和离合器 C-3 结合。这样，如图 6（b）所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将进行减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-1 输入到太阳轮 S3。还有，由于离合器 C-3 的结合，行星架 CR1 的减速旋转输入到太阳轮 S2。即由于行星架 CR1 的减速旋转输入到太阳轮 S2 及太阳轮 S3，行星轮单元 PU 处于减速旋转的直连状态，减速旋转直接输出到齿圈 R2，并从反转齿轮 18 输出作为前进 3 挡的正向旋转。

如图 6（b）所示，在前进 4 挡（4th），离合器 C-1 和离合器 C-2 结合。这样，如图 6（a）所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将进行减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-1 输入到太阳轮 S3。还有，由于离合器 C-2 的结合，输入旋转输入到行星架 CR2。这样，由于输入到该太阳轮 S3 的减速旋转和输入到行星架 CR2 的输入旋转，将高于上述前进 3 挡的增速旋转输出到齿圈 R2，从反转齿轮 18 输出作为前进 4 挡的正向旋转。

如图 6（b）所示，在前进 5 挡（5th），离合器 C-2 和离合器 C-3 结合。这样，如图 6（a）所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将进行减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-3 输入到太阳轮 S2。还有，由于离合器 C-2 的结合，输入旋转输入到行星架 CR2。这样，由于输入到该太阳轮 S2 的减速旋转和输入到行星架 CR2 的输入旋转，成为仅比输入旋转高一点点的减速旋转并输入到齿圈 R2，从反转齿轮 18 输出作为前进 5 挡的正向旋转。

如图 6（b）所示，在前进 6 挡（6th），离合器 C-2 结合，制动器 B-1 制动。这样，如图 6（a）所示，通过离合器 C-2 的接合将输入旋转输入到行星架 CR2，同时由于制动器 B-1 的制动使得太阳轮 S2 的旋转固定。这样，由于固定的太阳轮 S2，行星架 CR2 的输入旋转成为大于上述前进 5 挡的增速旋转，并输出到齿圈 R2，从反转齿轮 18 输出作为前进 6 挡的正

向旋转。

还有，在例如 R（反向）位的倒退 1 挡（ $V \leq 7$ ，车速为 7km/h 以下），如图 6（b）所示，离合器 C-3 结合，制动器 B-2 制动。这样，如图 6（a）所示，利用固定的太阳轮 S1 和输入旋转的齿圈 R1，将进行减速旋转的行星架 CR1 的旋转通过离合器 C-3 输入到太阳轮 S2。还有，利用制动器 B-2 的制动固定行星架 CR2 的旋转。这样，输入到太阳轮 S2 的减速旋转通过固定的行星架 CR2 输出到齿圈 R2，从反转齿轮 18 输出作为倒退 1 挡的反向旋转。

另外，在倒退 1 挡、车速大于 7km/h（ $V > 7$ ）时，如图 6（b）所示，离合器 C-3 被释放，如图 6（a）所示，切断输入轴 15 与反转齿轮 18 之间的动力传送，处于自动变速器 10 不传送动力的空档状态，控制使其不向倒退方向加速。

这里，说明 R 档的空档控制。在例如 R 档时，车辆处于停车状态后（车速=0），如图 6（b）所示，离合器 C-3 的油压伺服系统受到油压控制，使得该油压伺服系统的活塞处于即将与摩擦片接触的状态。这样，离合器 C-3 位于即将结合的状态，如图 6（a）所示，切断了输入轴 15 与反转齿轮 18 之间的动力传送，自动变速器 10 被控制在不传送动力的空档状态。

还有，此时如图 6（b）所示，制动器 B-2 制动，同时制动器 B-1 制动（还有，向制动器 B-1 的油压伺服系统供给的不是通常结合时的管路压，而是控制压的低油压，以进行制动），如图 6（a）所示，通过该制动器 B-1 对太阳轮 S2 的制动、和制动器 B-2 对行星架 CR2 的制动，固定齿圈 R2 的旋转。这样，进行所谓的防倒滑控制，以保证车辆在例如坡路上不会倒退。

还有，在例如 P（停车）档及 N（空档）档，如图 6（b）所示，离合器 C-1、离合器 C-2 及离合器 C-3 释放，因此如图 6（a）所示，输入轴 15 与反转齿轮 18 之间的动力传送处于切断状态，自动变速机构 10 处于不传送动力的状态。

接着，利用附图说明本发明的自动变速器的油压控制装置。图 1 为表示本发明的离合器 C-1 的油压回路的概图。图 2 为表示本发明的 N-D 换档时的时间图。图 3 为表示本发明的制动器 B-1 的油压回路的概图。图 4 为

表示利用过去的油压控制装置进行空档控制时的实验例的时间图。图5为表示本发明的空档控制时的时间图。

另外，图1及图3所示的油压回路只表示了与离合器C-1或者制动器B-1的油压供给有关的部分，本来自动变速器的油压控制装置中还具有其他多个阀或油路等，但为了便于理解本发明，省略了这些部分的图与说明，以下只说明与本发明有关的部分。

如图1所示，作为自动变速器的油压控制装置，在离合器C-1的油压回路中，具有C-1用直线电磁阀（控制压输出机构）21、控制阀22、C-1操作继动阀（切换阀）23、C-1油压伺服系统25，通过后面详细叙述的多个油路a~1连接组成。

另一方面，在所省略的自动变速器的油压控制装置的部分图中，具有对上述油泵16产生的油压进行调压并作为管路压 P_L 进行输出的主调节器阀，和使该管路压 P_L 不超过规定值而进行调压并作为调制器压 P_{MOD} 进行输出的调制阀。还有，该调制器压 P_{MOD} 只要不超过规定压，则与管路压 P_L 大致相同，即为与管路压 P_L 连动的油压。

上述C-1用直线电磁阀21具有基于来自图中未表示的电子控制装置等的信号输出对滑柱21Ap进行驱动控制的直线驱动部21A、利用该滑柱21Ap驱动滑柱21Bp的阀部21B。阀21B的滑柱21Bp被弹簧21s压向图中上方，当直线驱动部21A的滑柱21Ap受到电子控制向下驱动时，则抵抗弹簧21s的压力向下移动。该阀21B具有接口21a、接口21b、以及排放口EX，上述调制器压 P_{MOD} 通过油路a输入到该接口21a。

该C-1用直线电磁阀21为常开型，在不驱动该C-1用直线电磁阀21时，接口21a与接口21b连通，调制器压 P_{MOD} 作为信号压 P_{SLC1} 输入到油路b。还有，C-1用直线电磁阀21的直线驱动部21A受到电子控制而驱动、而使滑柱21Ap向下方调节移动量时，阀部21B的滑柱21Bp向下抵抗弹簧21s的压力进行移动驱动，信号压 P_{SLC1} 进行调压，以使接口21a与排放口EX逐渐连通。即滑柱21Bp位于最下位置时，从接口21b向油路b输出的信号压 P_{SLC1} 为0。

另外，阀部21B中分别具有与接口21B连通的输入信号压 P_{SLC1} 的反馈油压的油室21c、与排放口EX连通的输入排放油压的反馈油压的油室

21d。

控制阀 22 配置在上述 C-1 用直线电磁阀 21 的下方侧, 由滑柱 22p、将该滑柱 22p 压向上方侧的弹簧 22s、滑柱 22p 的上端的油室 22a、滑柱 22p 的下端的油室 22b、接口 22c、和接口 22d 组成。

信号压 P_{SLC1} 通过油路 b、c 输入到上述油室 22a, 上述滑柱 22p 被该信号压 P_{SLC1} 驱动而抵抗弹簧 22s 的压力向下方侧移动。还有, 上述管路压 P_L 通过图中未表示的手动换档阀的 D 档用接口、油路 e、f 等输入到接口 22c, 该滑柱 22p 基于上述信号压 P_{SLC1} 向下驱动移动时, 接口 22c 和接口 22d 逐渐连通, 被信号压 P_{SLC1} 控制的控制压 P_{CONTCl} 从该接口 22d 输出到油路 h。还有, 从油路 h 输出的控制压 P_{CONTCl} 的反馈油压通过油路 i 输入到油室 22b。

C-1 操作继动阀 23 具有滑柱 23p、将该滑柱 23p 压向下方侧的弹簧 23s、滑柱 23p 的上端 (另一端) 的油室 23a、滑柱 23p 的下端 (一端) 的油室 23b、接口 23c、接口 23d、和接口 23e 而组成。

上述信号压 P_{SLC1} 通过油路 b、d 输入到上述油室 23a, 还有, 上述调制器压 P_{MOD} 通过油路 k 输入到上述油室 23b。当调制器压 P_{MOD} 如上所述从没有被驱动的 C-1 用直线电磁阀 21 输入到油室 23a、且调制器压 P_{MOD} 输入到油室 23b 时, 上述滑柱 23p 在弹簧 23s 的压力作用下位于下位置。还有, 当如上所述 C-1 用直线电磁阀 21 被驱动、信号压 P_{SLC1} 低于规定压时, 则油室 23b 的调制器压 P_{MOD} 变得比油室 23a 的信号压 P_{SLC1} 和弹簧 23s 的压力强, 该滑柱 23p 被切换到上位置。当该滑柱 23p 位于下位置时, 接口 23d 与接口 23e 连通, 通过油路 g 输入的管路压 P_L 从接口 23e 输出到油路 l, 另外, 当该滑柱 23p 位于上位置时, 接口 23c 与接口 23e 连通, 通过油路 h、j 输入的上述控制压 P_{CONTCl} 从接口 23e 输出到该油路 l。即, 利用该 C-1 操作继动阀 23 的切换, 可以向 C-1 油压伺服系统 25 的工作油室选择切换输入管路压 P_L 和控制压 P_{CONTCl} 。

作为本发明的自动变速器的油压控制装置, 在将管路压 P_L 输入到 C-1 操作继动阀 23 的接口 23d 的油路 g 中, 设置有限制通过该油路 g 的油的流量的节流孔 30。

接着, 利用图 1 和图 2 说明 N-D 换档时本自动变速器的油压控制装置

的作用。假如驾驶员将图中未表示的换档手柄放入 N 档,如上所述,自动变速器 10 的离合器 C-1、C-2、C-3 处于释放状态(参照图 6)。还有,此时利用图中未表示的手动换档阀排放管路压 P_L ,输入到油路 e 的管路压 P_L 为 0,同时输入到油路 a、k 的调制器压 P_{MOD} 也为 0。

这里,如图 2 所示,在例如时刻 t_1 ,当图中未表示的换档手柄从 N 档换入 D 档时,如图 1 所示,从手动换档阀(图中未表示)的 D 档用接口供给管路压 P_L ,分别开始向油路 e 供给管路压 P_L ,向油路 a、k 供给调制器压 P_{MOD} 。

接着,在时刻 t_2 ,基于图 2 所示的 C-1 直线电磁阀驱动信号,驱动 C-1 直线电磁阀 21。此时,由于 C-1 直线电磁阀 23 处于上位置,接口 23d 的管路压 P_L 被遮断,来自接口 23c 的控制压 P_{CONTCl} 要通过接口 23e、油路 1 开始向 C-1 油压伺服系统 25 供给,但是此时在 C-1 用直线电磁阀 21 的阀部 21B 中,调制器压 P_{MOD} 被排放,因此管路压 P_L 开始降低。

然后,直至时刻 t_3 ,由于调制器压 P_{MOD} 降低,C-1 操作继动阀 23 的弹簧 23s 的压力占上风,滑柱 23p 处于误动作的下位置,管路压 P_L 供给到 C-1 油压伺服系统 25,C-1 油压 P_{C1} 开始上升。但是,由于设置在油路 g 中的节流孔 30 限制了油路 g 的油的流量,所以油不会急剧流入 C-1 油压伺服系统 25,C-1 油压伺服系统 25 的活塞的移动(C-1 活塞冲程)变慢。其结果是不能到达活塞的冲程末端,即活塞不能与摩擦片接触,离合器 C-1 在快速充油动作时不会结合,输出转矩不会出现变化。

之后,在时刻 t_5 ,C-1 直线电磁阀驱动信号下降、C-1 用直线电磁阀 21 的排放量减少后,管路压 P_L 上升,同时调制器压 P_{MOD} 上升,C-1 操作继动阀 23 回到正常位置。然后,与往常一样,基于 C-1 用直线电磁阀 21 的信号压 P_{SLC1} 的控制压 P_{CONTCl} 供给到 C-1 油压伺服系统 25。然后,在时刻 t_6 之后,离合器 C-1 结合,输出转矩慢慢上升。

另外,在以上说明的实施方式中,说明了在前进 1 档、前进 2 档等比较低速档结合的离合器 C-1 的油压回路,但同样在倒退 1 档结合的离合器 C-3 的油压回路中,通过在向 C-3 操作继动阀输入管路压 P_L 的油路中设置节流孔,在 N-R 换档时也能获得同样的效果。

接着,说明将本发明应用于有关制动器 B-1 的油压回路的情况。如图

3 所示, 作为自动变速器的油压控制装置, 在作为带制动器的制动器 B-1 的油压回路中, 与上述离合器 C-1 的油压回路大致一样, 具有 B-1 用直线电磁阀 (控制压输出机构) 41、控制阀 42、B-1 操作继动阀 (切换阀) 43、B-1 油压伺服系统 45, 通过后面详细说明的多个油路 $m \sim x$ 连接在一起。

上述 B-1 用直线电磁阀 41 具有基于来自图中未表示的电子控制装置等的信号输出对滑柱 41Ap 进行驱动控制的直线驱动部 41A、利用该滑柱 41Ap 驱动控制滑柱 41Bp 的阀部 41B。阀 41B 的滑柱 41Bp 被弹簧 41s 压向图中上方, 当直线驱动部 41A 的滑柱 41Ap 受到电子控制向下驱动时, 则抵抗弹簧 41s 的压力向下移动。该阀 41B 具有接口 41a、接口 41b、以及排放口 EX, 上述调制器压 P_{MOD} 通过油路 m 输入到该接口 41a。

该 B-1 用直线电磁阀 41 为常开型, 在不驱动该 B-1 用直线电磁阀 41 时, 接口 41a 与接口 41b 连通, 调制器压 P_{MOD} 作为信号压 P_{SLB1} 输入到油路 n 。还有, B-1 用直线电磁阀 41 的直线驱动部 41A 受到电子控制而驱动、而使滑柱 41Ap 向下调节移动量时, 阀部 41B 的滑柱 41Bp 向下抵抗弹簧 41s 的压力进行移动驱动, 信号压 P_{SLB1} 进行调压, 以使接口 41a 与排放口 EX 逐渐连通。即滑柱 41Bp 位于最下位置时, 从接口 41b 向油路 n 输出的信号压 P_{SLB1} 为 0。

另外, 阀部 41B 中分别具有与接口 41B 连通的输入信号压 P_{SLB1} 的反馈油压的油室 41c、与排放口 EX 连通的输入排放油压的反馈油压的油室 41d。

控制阀 42 配置在上述 B-1 用直线电磁阀 41 的下方侧, 具有滑柱 42p、将该滑柱 42p 压向上方侧的弹簧 42s、滑柱 42p 的上端的油室 42a、滑柱 42p 的下端的油室 42b、接口 42c、和接口 42d 而构成。

上述信号压 P_{SLB1} 通过油路 n 、 o 输入到上述油室 42a, 上述滑柱 42p 被该信号压 P_{SLB1} 驱动而抵抗弹簧 42s 的压力向下方侧移动。还有, 上述管路压 P_L 通过图中未表示的手动换档阀的 D 档用接口、油路 q 、 r 等输入到接口 42c, 该滑柱 42p 基于上述信号压 P_{SLB1} 而向下驱动移动时, 接口 42c 和接口 42d 逐渐连通, 被信号压 P_{SLB1} 控制的控制压 P_{CONTB1} 从该接口 42d 输出到油路 t 。还有, 从油路 t 输出的控制压 P_{CONTB1} 的反馈油压通过油路 u 输入到油室 42b。

B-1 操作继动阀 43 具有滑柱 43p、将该滑柱 43p 压向上方侧的弹簧 43s、滑柱 43p 的上端（另一端）的油室 43a、滑柱 43p 的下端（一端）的油室 43b、接口 43c、接口 43d、和接口 43e 而组成。

上述信号压 P_{SLB1} 通过油路 n、p 输入到上述油室 43a，还有，上述调制器压 P_{MOD} 通过油路 w 输入到上述油室 43b。当调制器压 P_{MOD} 如上所述从没有被驱动的 B-1 用直线电磁阀 41 输入到油室 43a、且调制器压 P_{MOD} 输入到油室 43b 时，上述滑柱 43p 在弹簧 43s 的压力作用下位于下位置。还有，当如上所述 B-1 用直线电磁阀 41 被驱动、信号压 P_{SLB1} 低于规定压时，油室 43b 的调制器压 P_{MOD} 变得比油室 43a 的信号压 P_{SLB1} 和弹簧 43s 的压力强，该滑柱 43p 被切换到上位置。当该滑柱 43p 位于下位置时，接口 43d 与接口 43e 连通，通过油路 s 输入的管路压 P_L 从接口 43e 输出到油路 x，另外，当该滑柱 43p 位于上位置时，接口 43c 与接口 43e 连通，通过油路 t、v 输入的上述控制压 P_{CONTB1} 从接口 43e 输出到该油路 x。即，利用该 B-1 操作继动阀 43 的切换，可以对后面详细叙述的 B-1 油压伺服系统 45 的工作油室 45a 选择切换输入管路压 P_L 和控制压 P_{CONTB1} 。

B-1 油压伺服系统 45 具有壳体 45c、活塞部件 45p、与该活塞部件 45p 连接、并连接到图中未表示的制动器带上的带紧固部件 45b、复位弹簧 45s、密封部件 45d、由壳体 45c、活塞部件 45p、以及密封部件 45d 形成的工作油室 45a。油压供给到上述工作油室 45a 后，向上方侧压活塞部件 45p 以及带紧固部件，图中未表示的制动器带对例如离合器 C-3 的离合器鼓等进行紧固，从而固定太阳轮 S2 的旋转（参照图 6）。

另外，由于该制动器 B-1 的油压伺服系统 45 为带制动器，与多板式离合器或制动器的油压伺服系统的工作油室相比，需要较大的活塞冲程，因此使油压伺服系统 45 动作时的工作油室 45a 的体积较大，所供给的油量较多。

因此，作为本发明的自动变速器的油压控制装置，在向 B-1 操作继动阀 43 的接口 43d 输入管路压 P_L 的油路 s 中，设置有限制通过该油路 s 的油的流量的节流孔 50。

接着，利用图 1、图 3、图 4、图 5 说明空档控制时的自动变速器的油压控制装置的作用。当换挡手柄在位于例如 D 档的情况下、车辆进行停车

时,利用图中未表示的运算控制部的指令开始进行空档控制。于是,首先为了使离合器 C-1 处于即将结合的状态,驱动控制上述 C-1 用直线电磁阀 21,控制控制压 P_{CONTCl} ,使 C-1 油压伺服系统 25 的工作油室的油压下降到规定压,并控制 C-1 油压伺服系统 25 的活塞处于即将与离合器 C-1 的摩擦片结合、即活塞冲程处于冲程末端之前的位置。

这里,利用图 4,说明当例如油温高、发动机转速低、油泵吐出量少时(即没有提高怠速时),没有如图 3 所示在油路 s 中设置节流孔 50 时的实验例。如图 4 所示,直至例如时刻 t_a ,开始空档控制,使离合器 C-1 处于即将结合的状态后,在时刻 t_b ,为了使车辆在例如坡路等不会倒退,开始进行防倒滑控制。

然后,基于图 4 所示的 B-1 直线电磁阀驱动信号,驱动 B-1 用直线电磁阀 41。此时,由于 B-1 直线电磁阀 43 处于上位置,接口 43d 的管路压 P_L 被遮断,来自接口 43c 的控制压 P_{CONTB1} 通过接口 43e、油路 1 开始向 B-1 油压伺服系统 45 供给,但是此时在 B-1 用直线电磁阀 41 的阀部 41B 中,调制器压 P_{MOD} 被排放,因此管路压 P_L 开始降低。

因此,直至时刻 t_c ,由于调制器压 P_{MOD} 降低,B-1 操作继动阀 43 的弹簧 43s 的压力占上风,滑柱 43p 处于误动作的下位置,管路压 P_L 供给到 B-1 油压伺服系统 45 的工作油室 45a,B-1 油压 P_{B1} 开始上升。此时,由于如图 3 所示的油路 s 中没有节流孔 50,油更加急剧流入 B-1 油压伺服系统 45 的工作油室 45a,管路压 P_L 降低。

在时刻 t_c ,调制器压 P_{MOD} 大幅降低,油室 23b 的调制器压 P_{MOD} 低于图 1 所示的 C-1 操作继动阀 23 的弹簧 23s 的压力以及油室 23a 的信号压 P_{SLC1} ,该 C-1 操作继动阀 23 处于误动作的下位置。管路压 P_L 通过该 C-1 油压伺服系统 23 流入 C-1 油压伺服系统 25,C-1 油压 P_{C1} 上升。该离合器 C-1 处于空档控制中,处于即将结合的状态,通过 C-1 油压 P_{C1} 上升,立即开始结合,这样即使是在空档控制中,也向驱动车轮传送输出转矩。

然后,直至时刻 t_d ,结束对 B-1 油压伺服系统 45 的工作油室 45a 的供油后(即 B-1 活塞冲程到达冲程末端),由于油不流入该工作油室 45a,管路压 P_L 以恢复的形式上升,在时刻 t_e ,该 C-1 操作继动阀 23 也回到正常的上位置。这样,直至时刻 t_f ,C-1 油压 P_{C1} 也回到空档控制中的控制压

P_{CONTCl} ，因此，离合器 C-1 突然释放，输出转矩大幅变动。如上所述，产生结合冲击。

接着，利用图 5 说明本发明的自动变速器的油压控制装置、即上述油路 s 中设置节流孔的情况。与上述一样，如图 5 所示，直至例如时刻 t_a ，开始空档控制、使离合器 C-1 处于即将结合的状态后，在时刻 t_b ，为了使车辆在例如坡路等不会倒退，开始进行防倒滑控制。

然后，基于图 4 所示的 B-1 直线电磁阀驱动信号，驱动 B-1 用直线电磁阀 41。此时，由于 B-1 直线电磁阀 43 处于上位置，接口 43d 的管路压 P_L 被遮断，来自接口 43c 的控制压 P_{CONTB1} 通过接口 43e、油路 1 开始向 B-1 油压伺服系统 45 供给，但是此时在 B-1 用直线电磁阀 41 的阀部 41B 中，调制器压 P_{MOD} 被排放，因此管路压 P_L 开始降低。

然而，在预先发出将 B-1 操作继动阀切换到管路压供给侧、经过节流孔供给油的指令后，利用设置在油路 s 中的节流孔 50 限制油路 s 的油的流量，且可以相对于时间供给一定量，因而油不会急剧流入 B-1 油压伺服系统 45 的工作油室 45a，B-1 油压伺服系统的活塞的移动（B-1 活塞冲程）变慢。这样，管路压 P_L 不会大幅下降，调制器压 P_{MOD} 也不会大幅降低，油室 23b 的调制器压 P_{MOD} 不会低于图 1 所示的 C-1 操作继动阀 23 的弹簧 23s 的压力以及油室 23a 的信号压 P_{SLC1} 。即该 C-1 操作继动阀 23 不会位于误动作的下位置，C-1 油压 P_{C1} 维持不变。

然后，直至时刻 t_d ，B-1 活塞冲程到达冲程末端，即制动器 B-1 制动，如上所述，开始正常的防倒滑控制。

另外，在上述说明中，对在制动器 B-1 的油压回路中设置节流孔 50、进行空档控制的情况进行了说明，但是即使在例如反拖（发动机制动）状态、从前进 3 档换到前进 2 档等的情况下，也可以防止在要对制动器 B-1 进行制动时、出现管路压 P_L 下降、离合器 B-1 的 B-1 操作继动阀产生误动作的情况。还有，除此之外，通过在所有的离合器或制动器的操作继动阀的输入管路压 P_L 的油路中设置节流孔，即使出现例如操作继动阀暂时被粘住而位于误动作位置等任何情况，也可以防止管路压 P_L 急剧流入这些油压伺服系统、或者由于管路压下降引起操作继动阀的误动作。

如上所述，根据本发明的自动变速器的油压控制装置，由于在 C-1 操

作继动阀 23 中设置有限制输入管路压 P_L 的油路 g 的流量的节流孔 30, 即使例如 C-1 操作继动阀 23 出现误动作, 也可以防止油急剧流入油压伺服系统 25, 而不是利用提高怠速、或者加大油泵以防止管路压下降来防止 C-1 操作继动阀 23 的误动作, 即在提高车辆燃油效率、或实现自动变速器的小型化的同时, 防止产生变速冲击。还有, 通过例如在 B-1 操作继动阀 43 中设置有限制输入管路压 P_L 的油路 s 的流量的节流孔 50 等, 即使在一个摩擦结合元件的油压回路中设置节流孔, 也可以防止管路压 P_L 过多下降, 从而可以防止例如 C-1 操作继动阀 23 的误动作、即可以防止另一个摩擦结合元件的油压伺服系统的误动作。

还有, 特别是通过在较低速档结合的离合器 C-1 的油压回路中采用本发明, 在从空档切换到 D 档时、或在较低车速的反拖状态时, 即使 C-1 操作继动阀 23 产生误动作, 也可以防止油急剧流入 C-1 油压伺服系统 25, 可以防止变速冲击。

另外, 特别是通过在倒退档结合的离合器 C-3 的油压回路中采用本发明, 在从空档切换到 R 档时, 即使 C-3 操作继动阀 23 产生误动作, 也可以防止油急剧流入 C-3 油压伺服系统, 可以防止变速冲击。

另外, 特别是通过在用于空档时控制倒滑而结合的制动器 B-1 的油压回路中采用本发明, 可以防止油急剧流入制动器 B-1 的油压伺服系统 45, 可以防止管路压 P_L 大幅下降, 防止在空档控制中的进行动力传送的离合器 C-1 的 C-1 操作继动阀 23 的误动作, 防止空档控制中的离合器 C-1 的误结合。

还有, 由于制动器 B-1 由带制动器构成, 故油压伺服系统 45 的工作油室 45a 的体积比较大, 虽然油急剧流入时, 管路压 P_L 会大幅下降, 但由于可以防止油急剧流入制动器 B-1 的油压伺服系统 45, 从而可以防止管路压 P_L 大幅下降。

另外, 本实施方式中, 说明了制动器 B-1 为带制动器的情况, 但并不局限于此, 即使是多板式制动器, 特别是油泵的吐出量较少时, 由于防止管路压 P_L 下降同样重要, 所以对于不是带制动器、而是多板式制动器, 也希望采用本发明。

还有, 本实施方式中, 说明了利用电磁阀控制信号压、利用该信号压

控制的控制阀控制管路压、从而输出控制压的情况，但也可以不通过控制阀，而构成为利用电磁阀的动作对管路压进行直接调压（即将管路压压直接调压成控制压）的直动式的直线电磁阀。此时，用于对切换阀的滑柱进行切换的输入油压（通过滑柱与调制器压相向的油压）不是采用上述信号压，而是采用控制压。

并且，虽然在本实施例中向油室 23a 输入信号压，但是也能够如图 9 所示，取代信号压而向油室 23a 输入控制压。

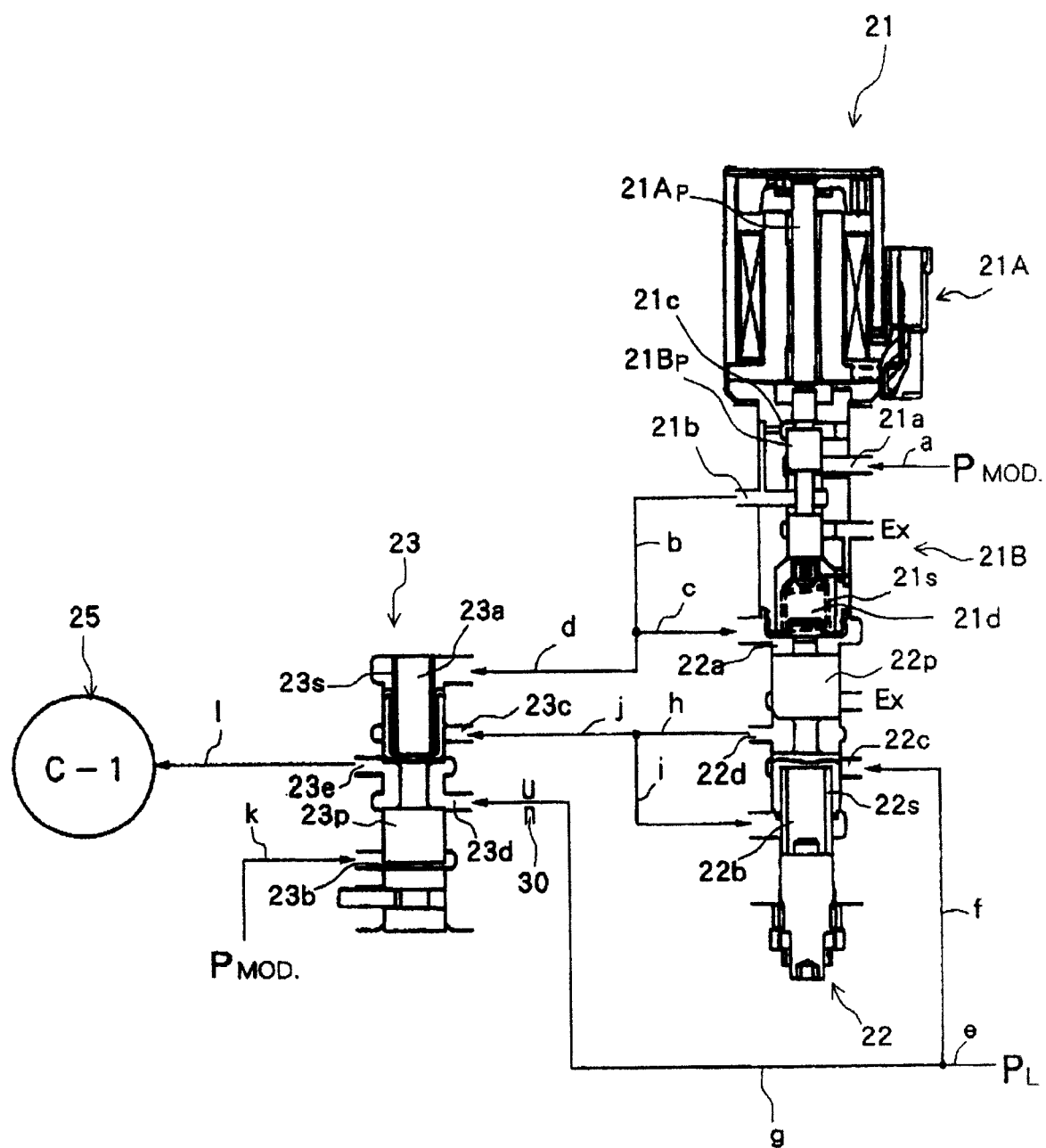


图 1

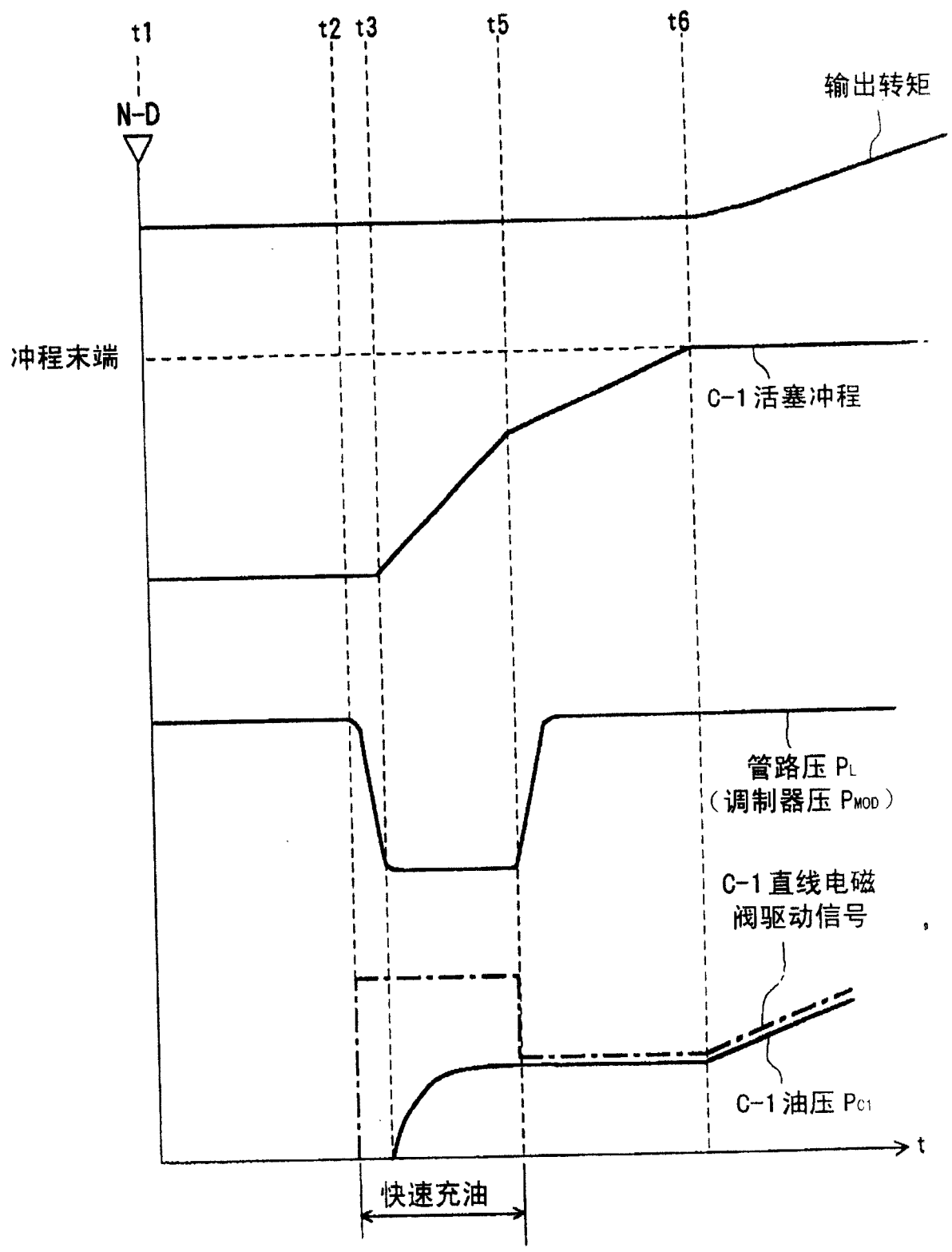


图 2

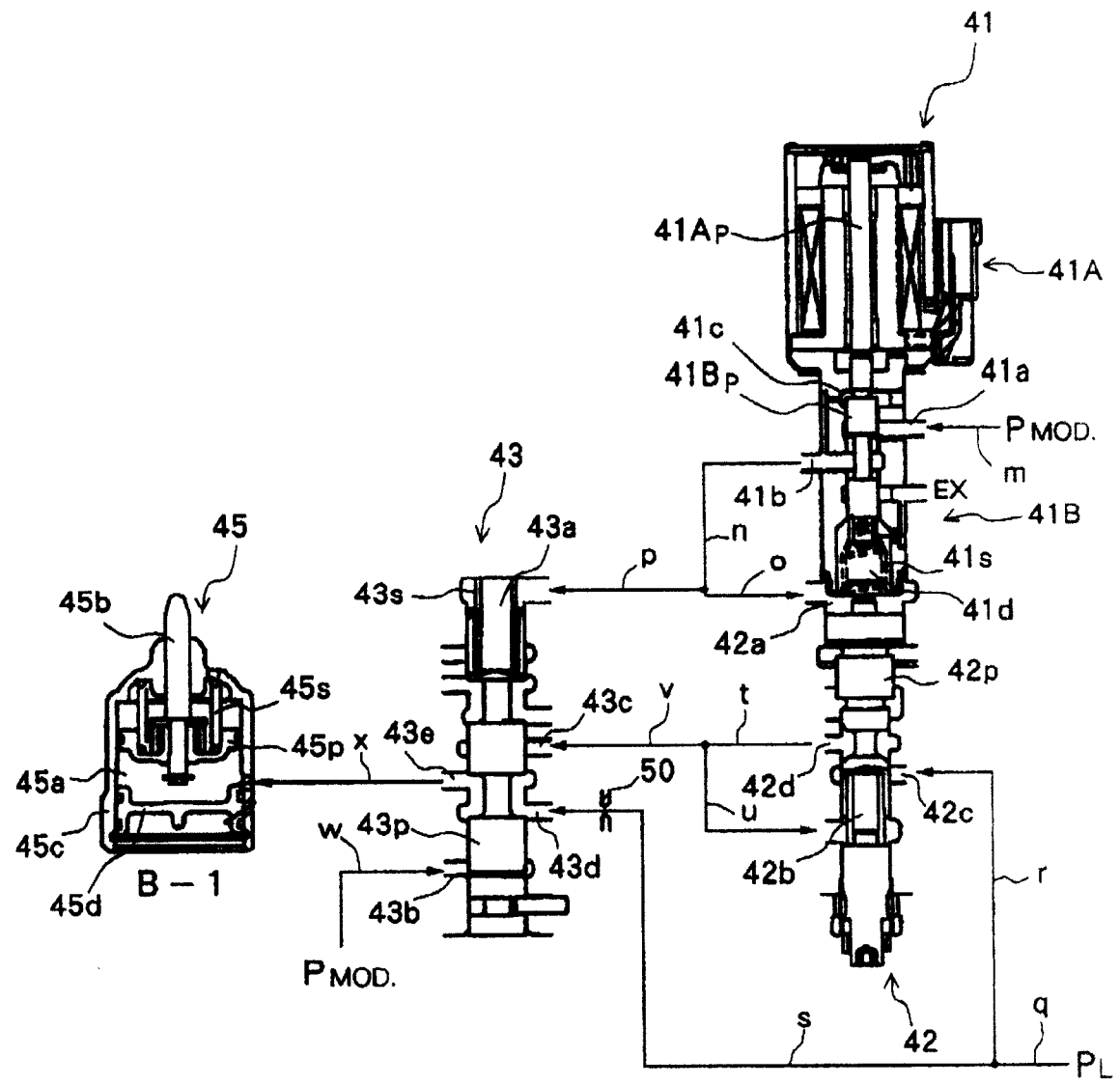


图 3

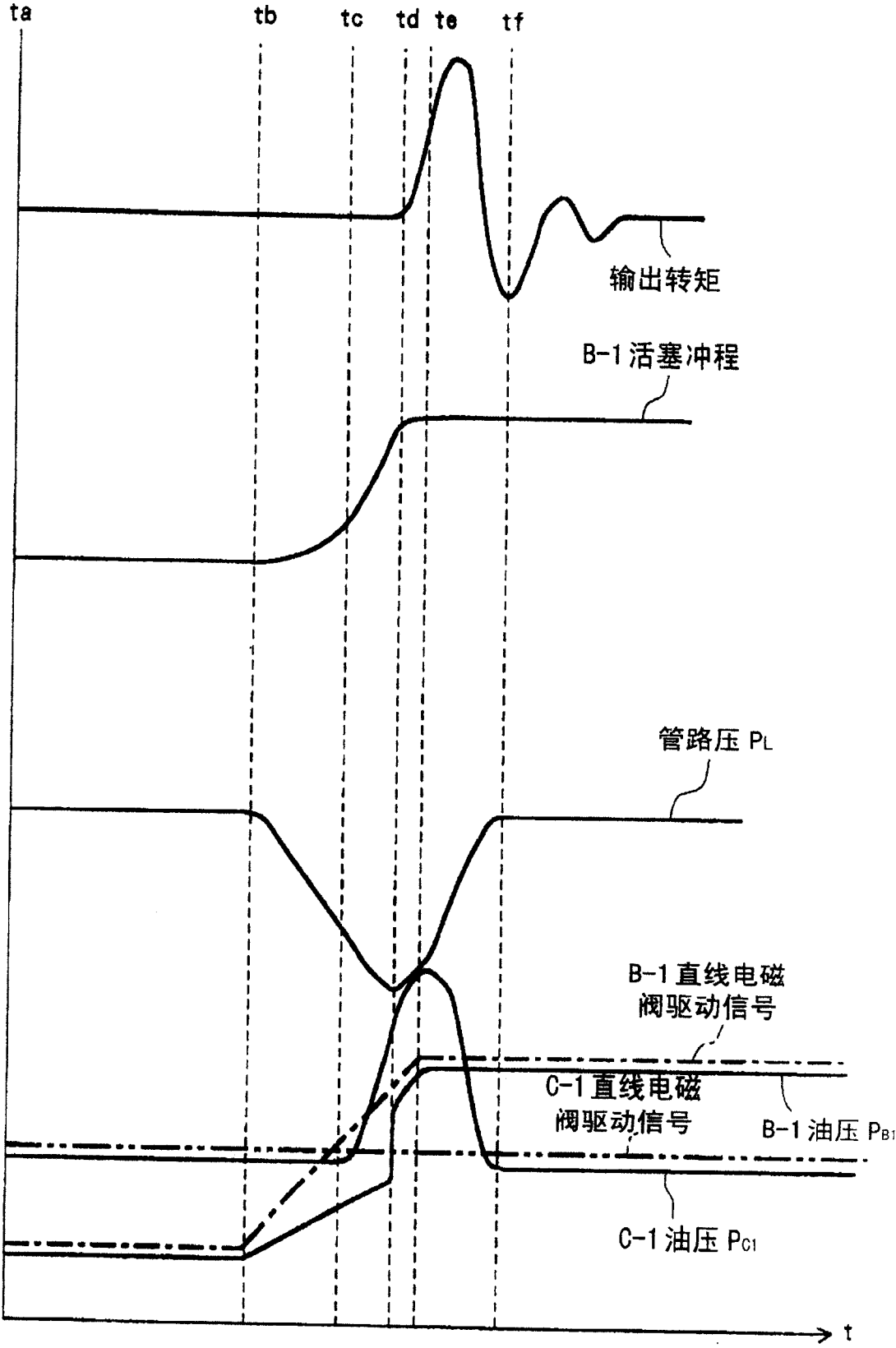


图 4

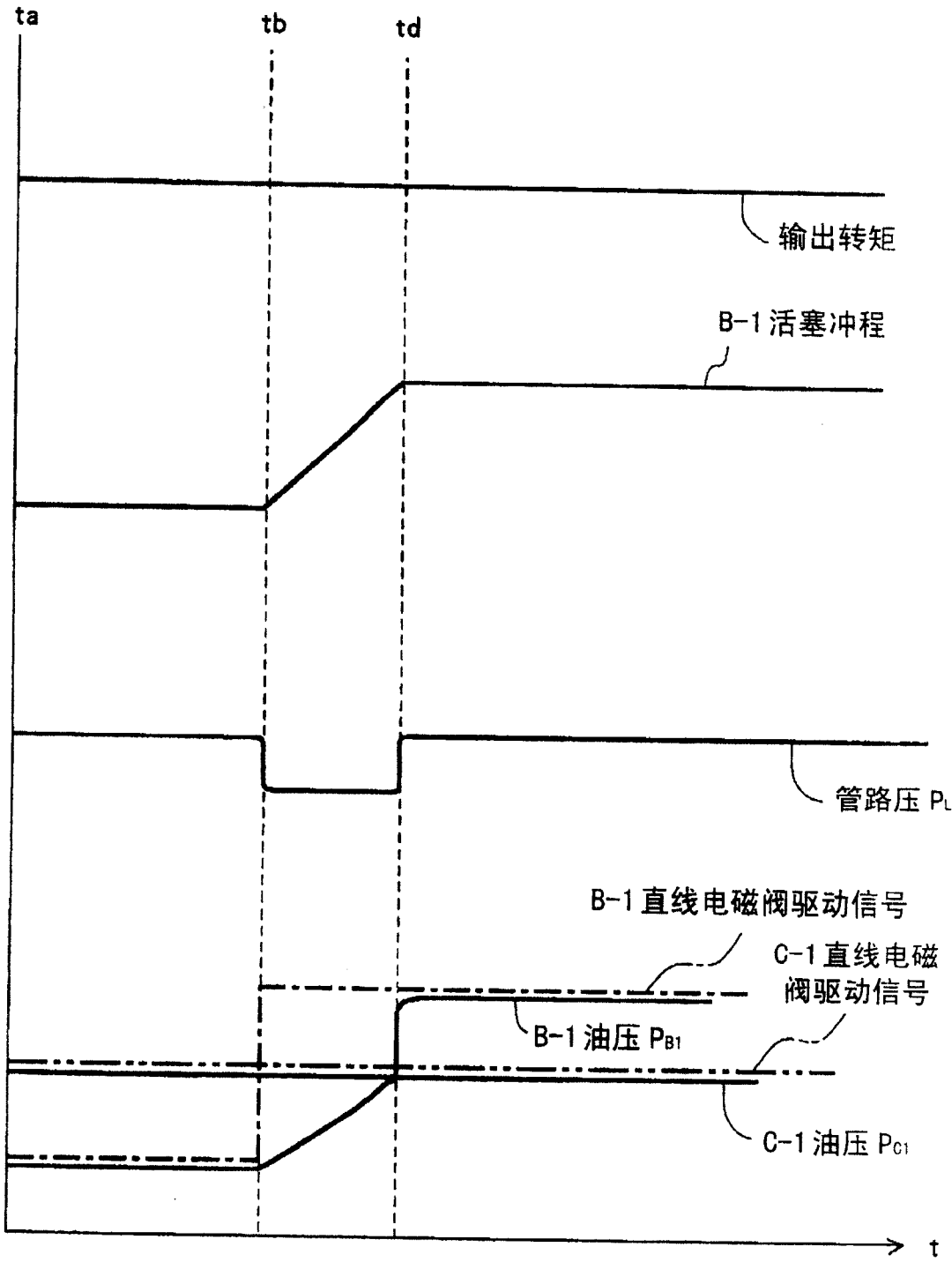
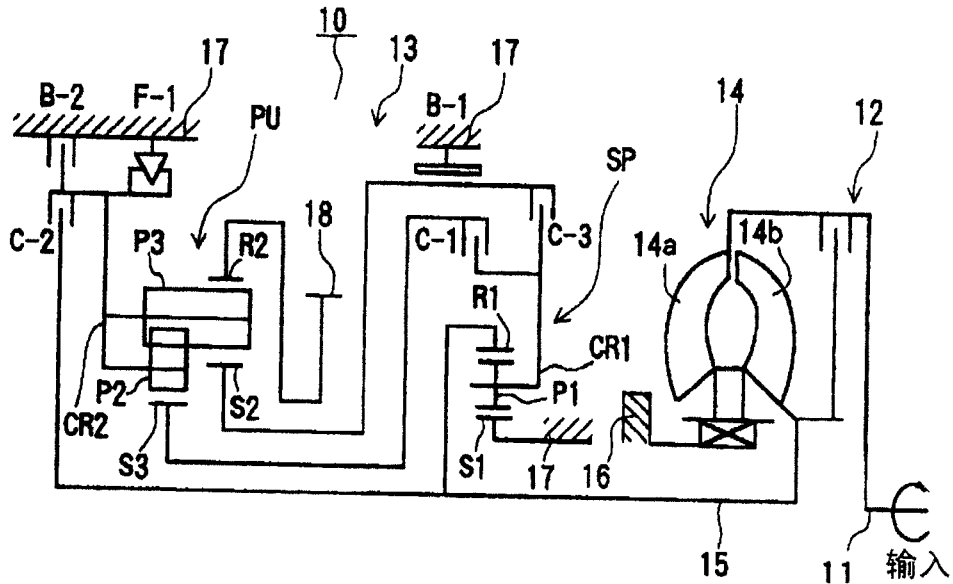


图 5

(a)



(b)

档位		离合器			制动器		单向 离合器
		C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1
P		×	×	×	×	×	×
R	$V \leq 7$	×	×	○	×	○	×
	$V > 7$	×	×	×	×	○	×
	N控制	×	×	△	△	○	×
N		×	×	×	×	×	×
D · 4 · 3 · 2	1ST	○	×	×	×	×	○
	E/G制动	○	×	×	×	○	○
	2ND	○	×	×	○	×	×
	N控制	△	×	×	△	×	○
	3RD	○	×	○	×	×	×
	4TH	○	○	×	×	×	×
	5TH	×	○	○	×	×	×
	6TH	×	○	×	○	×	×

○结合 ×释放 △空档控制（防倒滑控制）

图 6

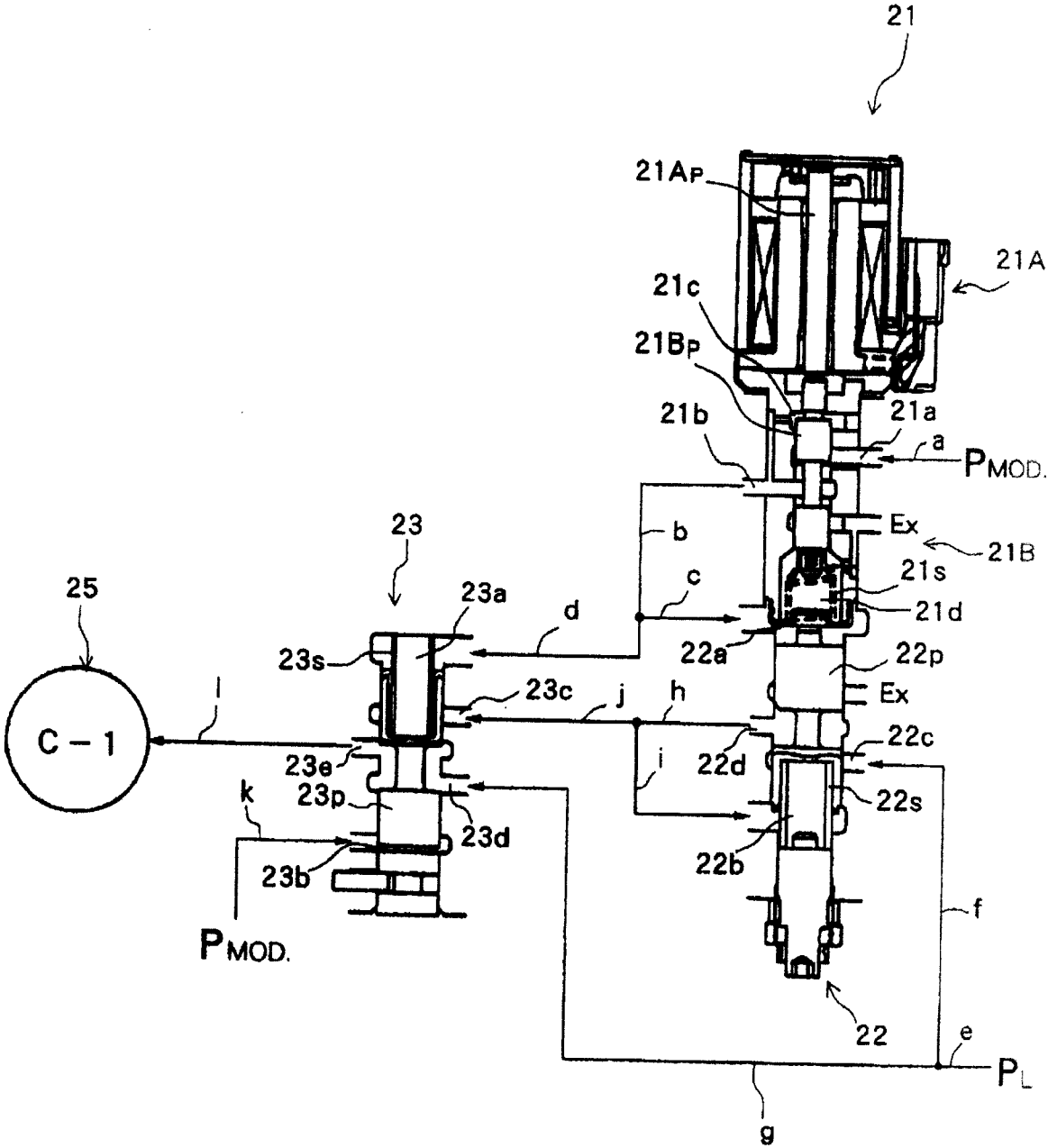


图 7

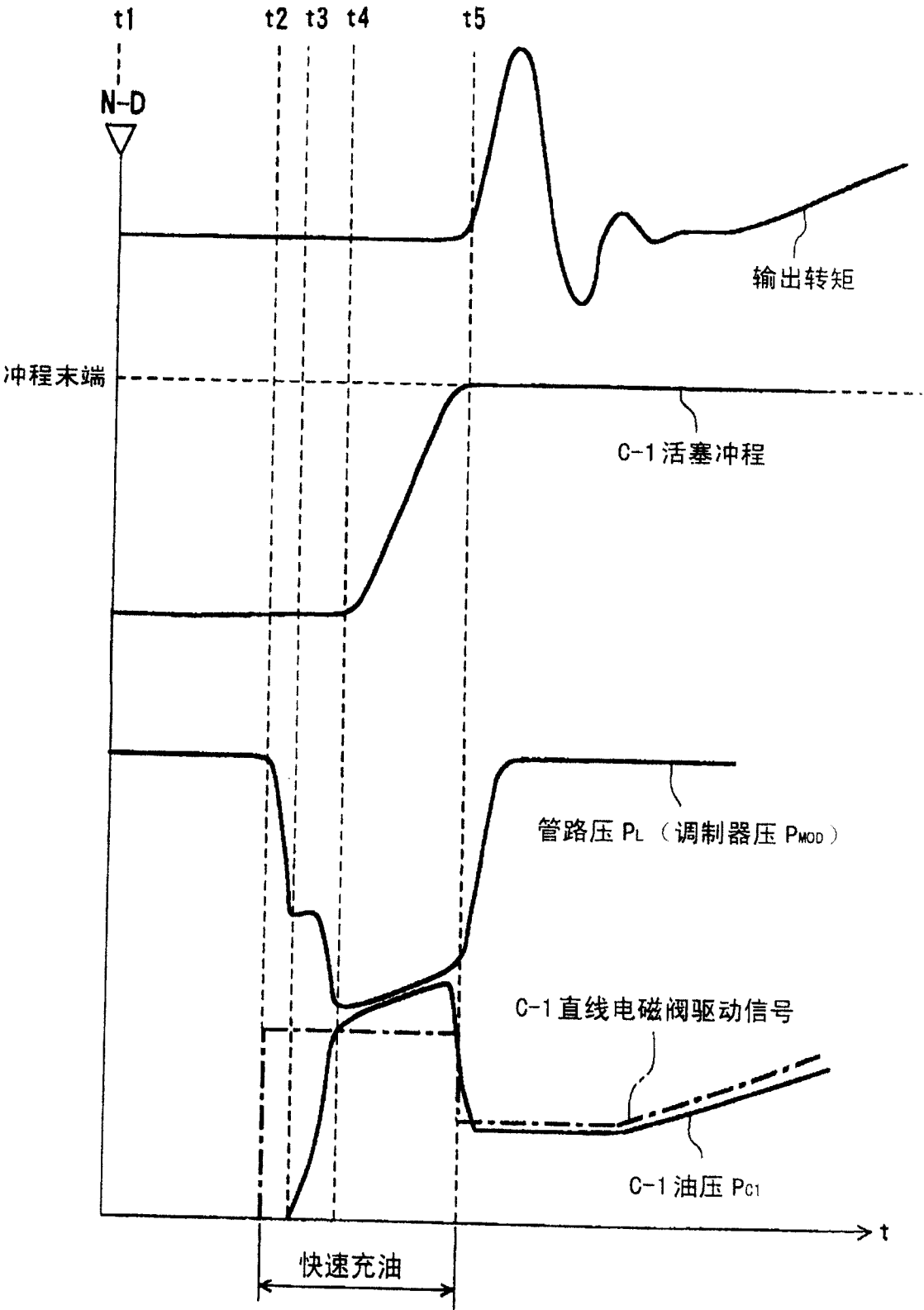


图 8

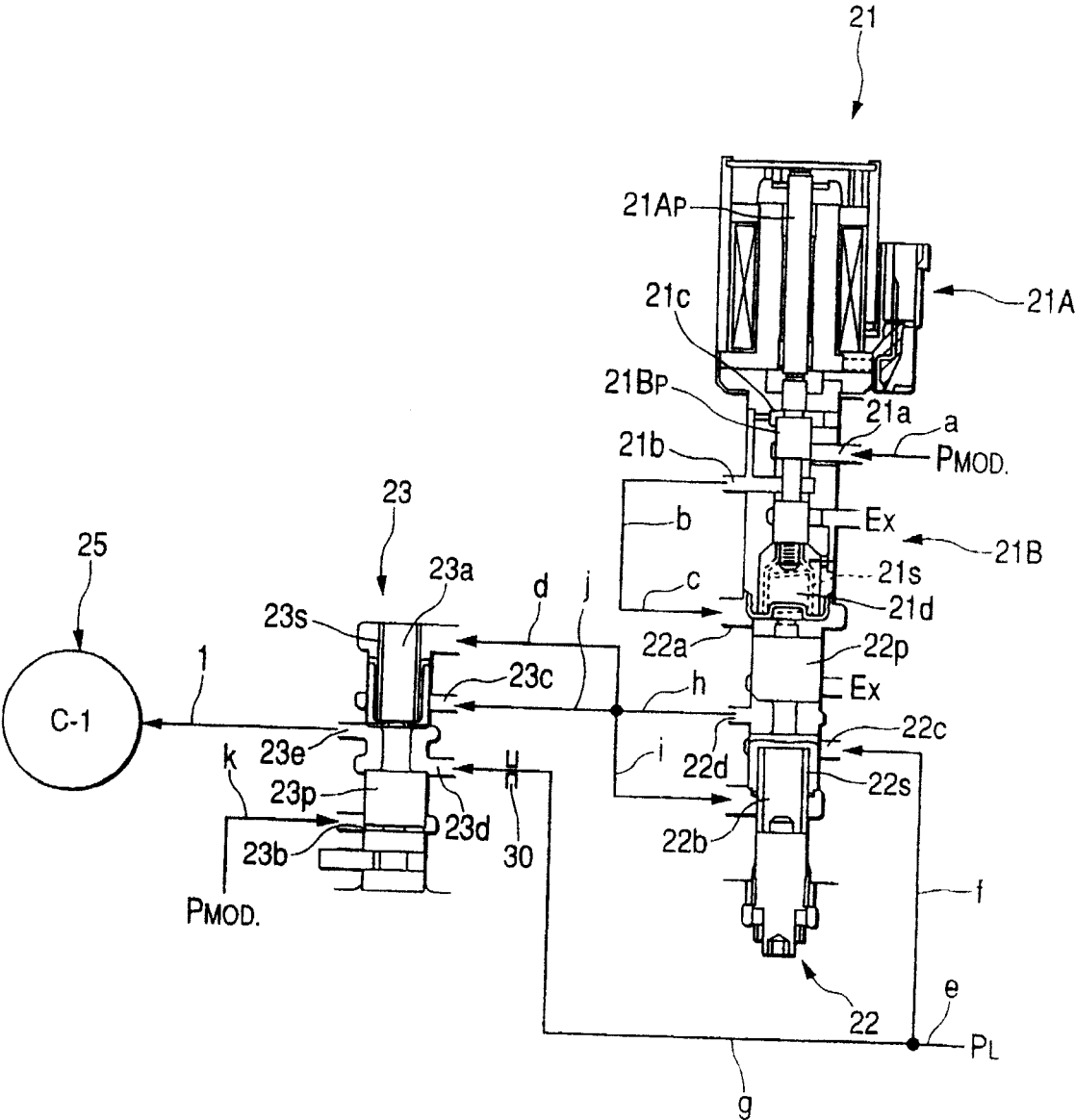


图 9