[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F02D 41/38 (2006.01)

[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 99102175.4

[45] 授权公告日 2007 年 9 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 100339582C

[22] 申请日 1999.2.10 [21] 申请号 99102175.4

[30] 优先权

[32] 1998. 2.10 [33] JP [31] 28738/98

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

[72] 发明人 小田富久 福间隆雄 原田泰生

[56] 参考文献

EP0780559A2 1997.6.25

US5201294A 1993.4.13

US5483940A 1996.1.16

审查员 连书勇

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

代理人 张天安 黄力行

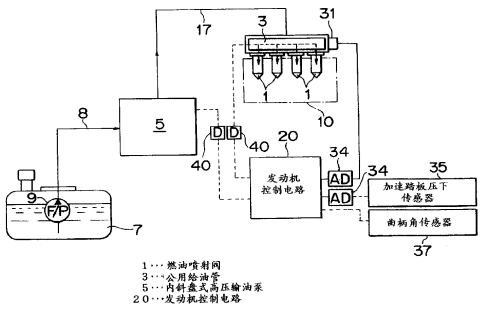
权利要求书 3 页 说明书 26 页 附图 14 页

[54] 发明名称

液压泵控制装置和方法

[57] 摘要

由控制电路(ECU)调整公用给油管的承压油量的控制装置和方法。 ECU 设定基本排出油量和从公用给油管喷出的油量。 ECU 计算随着公用给油管目标压力的变化而变化所需的排出油量。 ECU 设定基本排出油量、所需排出油量与转移油量之和作为排出油量的设定值。 如果排出油量设定值超过液压泵的预定容量，ECU 设定在排出油量设定值与预定容量之间的差值作为转移到下一个排出油量设定值中的转移油量，由此把它们之间的差值反馈在排出油量的下一个设定值中。



1.一种用于液压泵的液压泵控制装置，该装置把流体排出到一个容纳加压流体的蓄压室中，包括:

第一控制装置，该装置根据在蓄压室中的目标压力值设定一个由该液压泵排出的基本的流体排出量;

第二控制装置，该装置计算为把该蓄压室中的压力从现在水平改变成目标压力值所需要的需用流体排出量;

设定装置，该装置设定所需要的流体总量，该总量包括由第二控制装置计算出来的需用的流体排出量和由第一控制装置设定的液压泵的基本的流体排出量，该总量作为由液压泵排出的流体排出量的设定值; 以及

转移量设定装置，该装置用来当由设定装置设定的流体排出量的设定值超过液压泵的预定的流体排出量时设定一个流体转移量，该流体转移量就是流体排出量的设定值超过预定流体排出量的这部分量，它被转移到下一个流体排出量的设定值中。

2.根据权利要求 1 所述的液压泵控制装置，其特征在于，该所需的流体总量是该需用流体排出量与该转移量之和。

3.根据权利要求 2 所述的液压泵控制装置，其特征在于，当所需的流体总量小于预定量时，该设定装置把该基本的流体排出量设定为流体排出量的设定值，以及该转移量设定装置将转移量设定为零。

4.根据权利要求 3 所述的液压泵控制装置，其特征在于，该装置还包括:

预测装置，该装置根据该蓄压室中在现在的流体排出操作开始以前的压力、从该蓄压室喷射出来的流体量以及流体排出量计算出该蓄压室中在下一个流体排出操作开始以前的预测压力;

预测反馈装置，该装置根据目标压力值和由该预测装置预测的在蓄压室中的压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的预测反馈量，使得在下一个流体排出操作结束时所产生的蓄压室内的压力基本上等于该目标压力值; 以及

校正装置，该装置通过使用该预测反馈量来校正在下一个流体排出操作时所排出的流体排出量，该流体排出量是由设定装置所设定的。

5.根据权利要求 1 所述的流体泵控制装置，其特征在于:

该装置还包括第三控制装置，该第三控制装置根据在蓄压室中的目标压力值和现在的实际压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的反馈校正量，使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标压力值，以及

当所需的流体总量等于或超过预定的流体排出量时，该第三控制装置就这样设定反馈校正量，使得该反馈校正量比当所需的流体总量小于该预定的流体排出量时的更小；以及

该设定装置把流体排出量的设定值设定为由第一控制装置设定的基本的流体排出量，所需的流体总量以及反馈校正量之和。

6.根据权利要求 1 所述的液压泵控制装置，其特征在于：

该装置还包括第三控制装置，该第三控制装置根据目标压力值和在蓄压室中现在的实际压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的反馈校正量，使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标压力值；以及

当所需的流体总量等于或超过预定的流体排出量时，该设定装置把流体排出量的设定值设定为由第一控制装置设定的基本的流体排出量以及由第三控制装置设定的反馈校正量之和。

7.一种用于流体泵的液压泵控制方法，该方法用来把流体排出到一个容纳加压流体的蓄压室中，该方法包括以下步骤：

根据在蓄压室中的目标压力值设定一个由液压泵排出的基本的流体排出量；

计算一个为把蓄压室中的压力从现在的压力改变成目标压力值所需要的流体排出量；

设定所需要的流体总量，该总量包括由计算步骤计算出来的需用流体排出量和根据目标压力值设定的基本的流体排出量，该总量作为由液压泵排出的流体排出量的设定值；以及

当该流体排出量的设定值超过预定的流体排出量时设定一个转移量，该转移量就是流体排出量的设定值超过流体泵的预定的流体量的这部分量，它被转移到下一个流体排出量的设定值中。

8.根据权利要求 7 所述的液压泵控制方法，其特征在于，该所需的流体总量是所需的流体排出量与转移量之和。

9.根据权利要求 8 所述的液压泵控制方法，其特征在于，当所需

的流体总量小于该预定量时，基本的流体排出量被设定为流体排出量的设定值并且转移量被设定为零。

10.根据权利要求 9 所述的液压泵控制方法，其特征在于，该方法还包括以下步骤：

根据蓄压室中在现在的流体排出操作开始以前的压力，从该蓄压室喷射出来的流体量以及流体排出量预测出该蓄压室中在下一个流体排出操作开始以前的压力；

根据目标压力值和预测出的蓄压室中的压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的预测反馈量，使得在下一个流体排出操作结束时所产生的蓄压室中的压力基本上等于目标压力值；以及

通过使用该预测反馈量来校正在下一个操作时所排出的流体排出量的设定值。

11.根据权利要求 7 所述的液压泵控制方法，其特征在于：

根据目标压力值和蓄压室中现在的实际压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的反馈校正量，使得在蓄压室中的实际压力为基本上等于目标压力值；以及

如果需用流体排出量等于或超过一个预测量并且所需的流体总量等于或超过一个预测量，就这样设定反馈校正量，使得该反馈校正量比当所需的流体总量小于该预定量时的更小；以及

把基本的流体排出量，所需的流体总量以及反馈校正量之和设定为流体排出量的设定值。

12.根据权利要求 7 所述的液压泵控制方法，其特征在于：

根据目标压力值和在蓄压室中的现在的实际压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的反馈校正量，使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标压力值；以及

当所需的流体总量小于预定量时，把基本的流体排出量和反馈校正量之和设定为流体排出量的设定值。

液压泵控制装置和方法

1998 年 2 月 10 日提交的日本专利申请平 10－28738 的公开文件包括说明书、附图和摘要作为一个整体通过引用结合在本文中。

本发明涉及一种用来控制液压泵的装置和方法。

公用给油管型燃油喷射装置是众所周知的，其中设置有一个用于容纳高压燃油的公用给油管（蓄压室）以及一个燃油喷射阀与该公用燃油管相连接，以便把燃油喷射到内燃发动机中。

在公用给油管型燃油喷射装置中，燃油喷射阀的燃油喷射速度是根据公用给油管压力即在公用的给油管内的压力而变化的。因此，必须高精度地控制公用给油管压力，以便能够得到一个与发动机工作状态相一致的最佳的燃油喷射速度。

公用给油管压力通常通过调整从把燃油供给公用给油管的高压输油泵喷出的燃油量（即燃油排出量）来进行控制。通常使用柱塞泵来作为高压输油泵。

在公用给油管型燃油喷射装置中，容纳在公用给油管中的高压燃油是从分别为各油缸设置的燃油喷射阀喷射到油缸中去的。因此，公用给油管中的压力将在每次燃油喷射完成后降低。所以，需要有一种燃油泵控制装置，它能够在每次燃油喷射以后使燃油泵向公用给油管排出所需要的燃油量，以便使公用给油管内的压力保持在目标压力上。此外，在实际工作中，公用给油管的目标压力本身在发动机工作状态急剧变化的过渡工作状态期间是在与发动机工作状态一致的很大范围内发生急剧变化的。因此，在过渡工作状态期间，燃油泵控制装置必须调整从燃油泵排出的燃油量（即燃油排出量），以便防止在蓄压室中的压力随着目标压力的变化而产生超调量或欠调量的情况，也就是说，以便实现对蓄压室中的压力的良好的可调整性。

用来作为公用给油管型燃油泵的柱塞泵通常是一种内斜盘式柱塞泵，如图 11 中所示。由于燃油泵需要为把燃油喷射到发动机的每个油缸中去而排出燃油，因此在泵的一转期间排出燃油的次数必须与缸的数目相一致。图 11 中所示的泵具有四个凸轮凸起部和四个柱塞。在图 11 所示的泵内，柱塞在每个循环即泵驱动轴转动 90°期间同时排出和吸入

燃油。因此，该燃油泵每转排出燃油四次。在四冲程发动机中，把燃油喷射到所有油缸中去在发动机两转内完成。因此，图 11 中示出的泵可以通过以与曲轴转速相等的转速来驱动泵的方法而用于四冲八缸发动机中。该泵还可以通过以曲轴转速的一半的转速来驱动泵的方法而用于四冲程四缸发动机中。然而，在使用图 1 所示的内凸轮的四个凸轮凸起部来驱动柱塞时，必须为每个凸轮凸起部的凸轮轮廓设定较大的变化率，而这将导致泵的驱动转矩产生较大的波动。而泵驱动转矩的较大波动将增加作用在泵驱动装置的部件（例如链条或皮带）上的载荷并且由此可能减少泵驱动装置的使用寿命。

为了减少泵驱动转矩的波动，就需要减少凸轮凸起部的数目并且减少凸轮轮廓的变化率。图 2 示出了一个其中凸轮凸起部已经减少为两个的两凸轮凸起部泵。该凸轮泵具有四个柱塞并且该泵被设计成每对对置地设置的凸轮凸起部可以同时进行排出和吸入冲程。每个柱塞在泵驱动轴转动 180°的循环内工作。在具有两对柱塞的情况下，该泵装置可以泵每转中排出燃油四次。

关于用于调整柱塞泵的排出量的方法，人们熟知的有预先冲程调整法和吸入调整法。

该预先冲程调整法通过把每个柱塞的吸入阀保持在开启位置直到该柱塞排出冲程的中间阶段时止的方法来调整每个柱塞的排出量。更准确地说，在预先冲程调整法中，每个柱塞在吸入冲程期间把与柱塞的整个冲程相当的燃油量吸入相应的油缸中。在排出冲程的早期阶段，一定量的吸入燃油通过吸入阀从油缸中排出。在排出冲程期间该吸入阀关闭以后，在那时包含在油缸中的燃油量受到柱塞的加压。当达到一个预定的燃油压力以后，由弹簧推动的喷射阀被迫开启，从而把燃油排出到公用给油管中。

吸入调整法通过在吸入冲程的中间阶段关闭每个柱塞的吸入阀而把一个必须的燃油量吸入每个油缸中。因此，在排出冲程期间就将吸入每个油缸中的全部燃油量从该缸中排出。

由于预先冲程调整法在排出冲程期间关闭了每个吸入阀，因而该方法需要使用能在比吸入调整法所使用的吸入阀更高压力下应用的吸入阀。因此，用于预先冲程调整法的装置的成本就比较高。此外，在预先冲程调整法中，吸入到每个缸中的燃油剩余量必须在排出冲程的早期阶

段通过使用相应的柱塞从缸中排出。因此，与吸入调整法相比较，预先调整法具有使泵的驱动功率增加的危险。

因此，最好该公用给油管燃油泵是一个双凸起部凸轮泵，该泵可以减少驱动转矩的波动，并且由该凸轮泵排出的燃油量用吸入调整法进行调整，该方法可以减少装置成本和功率损失。

但是，一个双凸起部凸轮泵与吸入调整法的组合通常会引起在公用给油管压力调整方面的灵敏度降低的问题。

预先冲程调整法根据在柱塞的排出冲程期间吸入阀的关闭时间来确定由每个柱塞所排出的燃油量，而吸入调整法则根据吸入阀关闭时间，即在柱塞的吸入冲程期间吸入阀的开启时间，来确定由每个柱塞所排出的燃油量。因此，预先冲程调整法可以根据开始排出以前即刚好在吸入阀开始关闭以前的发动机工作状态和公用给油管压力来调整排出量。另一方面，吸入调整法需要确定吸入冲程的早期阶段的排出量。因此，在吸入调整法中，在排出量的确定与排出的实际开始之前的时间间隔就变得较长。如果在该时间间隔中，发动机工作状态或者公用给油管压力发生了变化，那么这种变化将不可能反映在排出量中。

如果把吸入调整法应用于双凸起部凸轮泵中，由于该方法所引起的问题将变得更加严重。参看图 12，对于用于一台使用双凸起部凸轮泵并通过吸入调整法进行调整的四冲程四缸发动机的公用给油管的问题将在下面作出说明。

在图 12 的曲线中，曲线（A）表示公用给油管中的压力变化。公用给油管压力在每次燃油喷射到每个油缸中时根据喷出的燃油量而降低。接着，公用给油管压力由于燃油泵把燃油排出到公用给油管中而增加。在图 12 中，用＃1、＃3、＃4 表示的点分别表示对第一、第三和第四缸的三次顺序的燃油喷射操作所引起的压力降。竖直线 T_1、T_2、T_3 表示设定从燃油泵排出的燃油量的时间点，其中在 T_1 与 T_2 之间的间隔以及在 T_2 与 T_3 之间的间隔折合曲轴转角为 180°。线（B）表示在公用给油管中的目标压力 PCTRG。公用给油管的目标压力是根据在设定排出的燃油量时的发动机工作状态设定的。

按照一种典型的常规的燃油泵控制，燃油排出量被确定为由燃油喷射量指令值所决定的前馈量和在设定排出量时的公用给油管压力以及由在设定排出量时在公用给油管目标压力与公用给油管实际压力之间的差

值所决定的反馈量之和。

图 12 中的曲线（C）表示吸入调整型双凸起部凸轮泵的两对柱塞的冲程循环。由于用于四冲程四缸发动机的双凸起凸轮泵是以发动机曲轴的一半转速转动的，该两对柱塞（柱塞组 A 和柱塞组 B）在曲轴转动角每 180°时交替地排出燃油。

图 12 中的曲线（D）表示预先冲程调整型四凸起部凸轮泵的冲程循环。该四凸起部凸轮泵以曲轴的一半转速被驱动，因而它在曲轴每转动 180°时排出燃油。

如图 12 的曲线（D）所示，四凸起部凸轮泵在曲轴每转动 180°时完成一个排出和吸入冲程的冲程循环。排出量通过在排出冲程期间的吸入阀关闭时间决定。因此，图 12 中时间点 T_1 处计算出的燃油量完全在曲线（D）示出的时间点 P_1 处排出。如上所述，排出的燃油量是根据在时间点 T_1 处的公用给油管压力，在该时间点处的燃油喷射量指令值（即，被喷射到第一缸中的燃油量），以及在时间点 T_1 处的目标压力 PCTRG 与实际压力 PC_1 之间的差值所决定的。因此，当在时间点 P_1 处完成燃油排出后，公用给油管就被供应有一个燃油量，该燃油量可以完全补偿由于燃油喷射到第一缸中而引起的公用给油管压力的下降以及在时间点 T_1 处发生的公用给油管实际压力同目标压力的偏差。因此，在时间点 P_1 处，公用给油管实际压力就精确地等于目标压力 PCTRG。

在吸入调整型双凸起部凸轮泵中，每个柱塞的冲程循环是 180°，如曲线（C）所示。在时间点 T_1 设定的排出燃油量由柱塞组 A 的吸入冲程所吸入并且在曲线（C）上示出的时间点 P_1' 处供应给公用给油管中，该排出燃油量在燃油喷射到第一缸中以后在燃油喷射到第三缸中的终点处供入。因此，根据在时间点 T_1 处的工作状态设定的排出燃油量在设定排出燃油量的下一个时间点（T2）处以前不会供应到公用给油管中。更准确地说，与在四凸起部凸轮泵中的时间相比较，该排出量设定的作用时间延迟了 180°。

此外，在双凸起部凸轮泵的情况下，由柱塞组 B 排出的燃油发生在柱塞组 A 的排出量设定的时间点 T_1 与完成由柱塞组 A 实际燃油供应的时间点 P_1' 之间的周期内。因此，在完成由柱塞组 A 排出燃油时的公用给油管实际压力与在时间点 T_1 处的公用给油管压力不同。因此，如果使用吸入调整型双凸起部凸轮泵来进行前馈/反馈控制，公用给油管压力的可

调整性在目标燃油压力变化时将会降低，从而使公用给油管压力很可能变成超调整或者欠调整。

下面将参照图 14 来说明这个问题。

图 14 的曲线示出了目标和实际公用给油管压力的变化，根据常规技术，其中根据实际公用给油管压力同目标压力的偏差的前馈控制和反馈控制是使用吸入调整型双凸起部凸轮泵进行的。在图 14 中，t0 至 t8 表示从燃油泵排出燃油的时间；PCTRG 表示公用给油管目标压力的变化，即指令值；以及 PC 表示在燃油泵排出的燃油量由常规的前馈/反馈控制进行调整的情况下公用给油管压力所发生的变化。在图 14 中，假定公用给油管压力 PCTRG 从 $PCTRG_0$ 显著地变化到 $PCTRG_1$，以及目标值 PCTRG 保持不变并且等于 t_0 处的公用给油管压力。

如果公用给油管目标压力在时间点 t_1 处发生变化，反馈量 TFBK 就根据在变化的目标压力 $PCTRG_1$ 与公用给油管实际压力 $PCTRG_0$ 之间的差值ΔP_0 进行设定。另一方面，前馈量 TFBSE 根据变化的目标压力进行设定。如果目标压力不变化，前馈量 TFBSE 的值仍旧保持。如果在时间点 T_1 处目标压力发生变化，由燃油泵的排出量就根据目标压力的变化而变化。但是，由于目标压力实际上变化较大，所设定的燃油排出量将大大地超过预定的最大燃油排出量 Q_{MAX}，也就是说，所需要的整个燃油量不可能通过一次燃油排出操作供应。由于燃油排出操作必须进行多次才能供应所需的燃油量，在目标压力变化以后，实际的公用给油管压力是逐步增加的。虽然由于燃油喷射是在燃油排出操作期间进行而使实际压力增加图形与图 14 中所示的压力增加图形不同，但在图 14 的曲线中略去了由于燃油喷射引起的公用给油管的压力波动的便使图形简化。

在吸入调整型双凸起部凸轮泵中，设定一个燃油排出量的时间点和实际从一个柱塞组排出燃油的时间点之间被插置有从另一个柱塞组排出的燃油。如果公用给油管压力如图 14 中所示逐步地增加，根据例如在时间点 t_3 处的压力差ΔP_3 设定的燃油量实际上在时间点 t_5 处由一个柱塞组排出，而从另一个柱塞组排出的燃油则在中间时间点 t_4 处进行。因而，在时间点 t_5 处发生的公用给油管压力就高于在设定燃油排出量的时间点（t_3）处发生的公用给油管压力。更准确地说，由在时间点 t_5 处进行的燃油排出操作所供应的燃油量与发生在图 14 中时间点 t_3 处的压力差ΔP_3 相对应，该压力差显著地大于刚好在时间点 t_5 处的实际燃油排出之前发

生的压力差ΔP_4。因此，在时间点 t_3 处设定一个排出量和在 t_5 处排出该设定的燃油量的操作将使公用给油管压力超过目标压力，也就是说，引起一个超调量。实际上，在下一个燃油排出时（t_6），实际公用给油管压力超过了目标压力，因而必须减少燃油排出量。然而，在时间点 t_6 处，根据在时间点 t_4 处的压力差ΔP_4 设定的燃油量仍被排出，因而公用给油管压力进一步增加，也就是说，增加了超调量，由于在设定燃油排出量时的公用给油管压力与实际排出该设定的燃油量时的公用给油管压力之间存在着一个差值，公用给油管压力的超调量之后跟随有一个在下一个（或后一个）燃油排出操作时（t_8）的欠调量。此外，公用给油管压力可能发生振荡，从而使公用给油管压力的可调整性变坏。虽然该可调整性的变坏可以通过根据发动机工作状态来改变反馈控制的增益而减少到一定程度，如同相关技术装置中的情况那样，但是根据相关技术的情况来看，很难充分地减少或者防止上述超调量或欠调量。

公用给油管压力的可调整性变坏，特别是公用给油管压力的超调量是不利的，因为这种情况很可能会导致发动机噪音的增加和排气净化的恶化。

虽然相关技术的问题是就吸入调整型双凸起部凸轮泵用于四缸发动机中的公用给油管的情况进行说明的，但是同样的问题还可能在具有其他数目缸的发动机中发生。也就是说，如果吸入调整型双凸起部凸轮泵用于发动机中的公用给油管型燃油喷射装置中，公用给油管压力的可调整性的变坏问题可能发生在发动机的过渡工作状态的时间内。

因此，本发明的目的是提供一种用于控制液压泵的液化排出量的装置和方法，它适用于吸入调整型双凸起部凸轮泵用来向公用给油管供应流体的情况并且能够改进公用给油管压力的可调整性以及公用给油管压力变化时能防止发生超调量和欠调量。

为了实现上述和其他目的，本发明的第一方面的内容提供了一种用于把流体排出到一个容纳承压流体的蓄压室中的液压泵控制装置。该控制装置包括一个第一控制装置，用来根据在蓄压室中的目标压力值设定一个由液压泵排出的基本的流体排出量；一个第二控制装置，用来计算为把蓄压室中的压力从现有水平改变成目标压力值所需要的需用流体排出量；一个设定装置，用来设定所需要的流体总量，该总量包括由第二控制装置计算出来的需用流体排出量和由第一控制装置设定的液压泵的

基本的流体排出量，该总量作为由液压泵排出的流体排出量的设定值；以及一个转移量设定装置。如果由设定装置设定的流体排出量的设定值超过液压泵的预定的流体排出量，该转移量设定装置就设定一个量作为流体转移量，该流体转移量就是流体排出量的设定值超过预定流体排出量的这部分量，它被转移到下一个流体排出量的设定值中。所需的流体总量可以是需用流体排出量与转移量之和。

在该控制装置中，第二控制装置根据目标压力同先前设定的目标压力值的变化量来计算为把蓄压室中的压力从现有水平改变成变化后的目标压力所需要的需用流体排出量。例如，如果目标压力增加了，此时除了需要一部分流体量（与基本流体排出量相当）来补偿由于流体喷射而流出蓄压室外的流体量以保持蓄压室内的恒定压力以外，还需要一部分流体量来使蓄压室内的压力增加到目标压力。需用流体排出量由目标压力的变化量决定。根据目标压力的变化量，第二控制装置计算需用流体排出量。设定装置把由第一控制装置计算出来的基本流体排出量与由第二控制装置计算出来的需用流体排出量相加，由此设定一个该泵的流体排出量的设定值。如果设定的流体排出量可以由一个排出冲程排入蓄压室内，蓄压室内的压力就可以通过一次流体排出操作达到目标压力。但是，如果流体排出量的设定值大于泵的最大流体排出量，如图 14 所示实例中的情况那样，与设定值相对应的全部量就不可能通过一次流体排出冲程由泵排出。因此，在本发明中，需用流体排出量中的一部分应当排出但又不能由现有的排出冲程排出的量（即超过最大流体排出量的那部分量）被转移到下一个流体排出操作中，也就是说，转移量被加到下一个设定操作的流体排出量的数值中。

图 13 示出了一个实例，其中蓄压室中的压力根据本发明随着与图 14 的实例的蓄压室的目标压力的相同变化而变化。在图 13 中，假定在时间点 t_0 处存在有在蓄压室中的目标压力值 $PCTRG_1$ 与蓄压室中的实际压力 $PCTRG_0$ 之间的差值ΔP_0，并且假定流体排出量 Q_H 是为使在蓄压室中的压力随着目标压力值的变化而增加所需要的流体量。在这种情况下还假定，设定装置把流体排出量的设定值设定为 Q_0（$Q_0 = Q_H + Q_B$），其中 Q_B 代表基本的流体排出量，并且假定流体排出量的设定值 Q_0 大于泵的最大流体排出量 Q_{MAX}。在这种情况下，在时间点 t_0（T_1 和更后面）处，由第二控制装置所计算出来的需用流体排出量为零，因为在蓄压室中的目标

压力在时间点 t_0 以后没有变化。因此，流体排出量的设定值就变成在时间点 t_1 及更后面处的基本的流体排出量与转移量之和。因此，如果基本的流体排出量保持不变，由转移量设定装置所设定的转移量即为：

$Q_0 - Q_{MAX} = Q_H + (Q_B - Q_{MAX})$ 在时间点 t_0 处；

$Q_B + Q_0 - 2 \times Q_{MAX} = Q_H + 2 \times (Q_B - Q_{MAX})$ 在时间点 t_1 处；

$2 \times Q_B + Q_0 - 3 \times Q_{MAX} = Q_H + 3 \times (Q_B - Q_{MAX})$ 在时间点 t_2 处；

$3 \times Q_B + Q_0 - 4 \times Q_{MAX} = Q_H + 4 \times (Q_B - Q_{MAX})$ 在时间点 t_3 处。

由于 $Q_B < Q_{MAX}$，转移量在每次如上所述的流体排出操作以后都将减少。例如，在图 13 的 t_3 处，如果转移量 $Q_H + 4 \times (Q_B - Q_{MAX})$ 与基本的流体排出量之和 $Q_B + (Q_H + 4 \times (Q_B - Q_{MAX}))$ 小于最大流体排出量 Q_{MAX}，下一个操作的转移量将变成零。也就是说，通过排出在该阶段设定的流体排出量 Q_5（即在时间点 t5 处排出的流体排出量），就已经把使蓄压室中的压力增加到变化的目标压力所需要的全部流体量供应到蓄压室中了。也就是说，在本发明中，只要根据目标压力在变化时的变化量 ΔP_0。计算出为把蓄压室中的压力从现在水平增加到变化后的目标压力所需要附加供应的需用流体排出量 Q_H 以后，任凭蓄压室中实际压力发生变化也不再进行需用流体排出量的计算。除非目标压力再次发生变化。因此，如果所设定的需用流体排出量超过泵的最大流体排出量，也就是说，如果全部需用流体排出量不能由一个流体排出冲程所供应，不能由现在的排出冲程排出的需用流体排出量就被转移到下一个流体排出冲程中。通过这项操作，即使在蓄压室中设定流体排出量时的压力与实际排出流体排出量时的压力之间存在着差值，为把蓄压室中的实际压力增加到目标压力所需的精确的液化量 Q_H 将最终通过多个流体排出冲程（在图 13 的实例中为在时间点 t_2 至 t_5 四个排出冲程）供应到蓄压室中。如果目标压力在时间点 t_0 处变化以后又发生了改变（这与图 13 中的实例不同，其中目标压力在时间点 t_0 后保持不变），一个新的需用流体排出量可以由第二控制装置算出并且反映在流体排出总量中。如果所需的流体总量较大，由第二控制装置计算出的新的需用流体排出量就被加到直到现在操作的转移流体量中，并且进行与上述控制相类似的控制。因此，即使蓄压室中的实际压力在设定流体排出量时与实际排出该流体排出量时是不同的，如同吸入调整型双凸起部凸轮泵的情况那样，本发明的控制装置仍能消除超调量和欠调量，并且可使蓄压室中的实际压力在减少的一

段时间内会聚到目标压力上，由此显著地改进了公用给油管压力的可调整性。

在本发明中，如果通过由第二控制装置计算出的需用流体排出量和在先前的流体排出量设定操作时设定的转移量相加所设定的所需的流体总量小于预定量，设定装置可以把由第一控制装置设定的基本的流体排出量作为流体排出量的设定值，以及转移量设定装置可以把转移量设定为零。

在该可任选的结构中，如果由第二控制装置计算出的所需的流体总量小于预定量，所需的流体总量就不会反映在实际的流体排出量中。在目标压力的变化较小以及在蓄压室中的目标压力与实际压力之间的差值较小的情况下，所需的流体总量也变得较小。如果把较小的所需的流体总量反映在流体排出量中从而每次出现这样的所需的流体总量，在蓄压室中的压力就可能变成不稳定并且受到振荡。因此，为了防止振荡，本发明的控制装置在所需的流体总量足够小时，也就是说，在蓄压室中的压力只通过第一控制装置进行控制就能够基本上保持在目标压力上时，就使根据所需的流体总量进行的流体排出量控制停止。

本发明的流体泵控制装置还可以包括一个第三控制装置，该第三控制装置用来根据在蓄压室中的现在的目标压力值和在蓄压室中的现在的实际压力以这样的方式设定一个用于流体排出量的反馈校正量，使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标压力值，其中该第三控制装置在需用流体排出量等于或超过一个预定量并且所需的流体总量等于或超过一个预定量时这样地设定反馈校正量，使得该反馈校正量比在所需的流体总量小于该预定量时的反馈校正量更小。如果所需的流体总量等于或超过该预定量，该设定装置把流体排出量的设定值设定为由第一控制装置设定的基本的流体排出量，所需的流体总量以及反馈校正量之和。

第三控制装置设置用来校正流体排出量使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标压力。由第二控制装置计算的需用流体排出量只由目标压力在变化时的变化量决定，因而由第三控制装置计算的反馈校正量是由在设定流体排出量时蓄压室中的压力所决定。因此，如果根据所需的流体总量进行的控制和由第三控制装置进行的反馈控制同时进行，在它们之间可能会发生干扰，从而使蓄压室中的压力发生波动。因此，为了防止在这两种控制之间的干扰，本发明的控制装置在根据所需的流体总

量进行控制的同时（即当所需的流体总量等于或大于该预定量时），通过第三控制装置减少反馈控制对于流体排出量的影响。

根据本发明的另一个方面的内容，提供了一种液压泵控制装置，该装置用来把承压流体排出到一个与内燃发动机的流体喷射阀相连接的蓄压室中，该液压泵控制装置包括一个反馈控制装置，该反馈控制装置用来根据在蓄压室中的目标压力值和在蓄压室中的实际压力以这样的方式设定一个由液压泵排出的流体排出量，使得在蓄压室中的实际压力基本上等于目标值；以及一个预测装置，该装置用来根据流体喷射量，流体排出量以及蓄压室中在现在的流体排出操作开始以前的压力来计算蓄压室中在下一个流体排出操作开始以前的压力。反馈控制装置使用由预测装置所预测的蓄压室中的压力取代蓄压室中的实际压力来设定由下一个流体排出操作所排出的流体排出量。

在该液压泵控制装置中，预测在下一个流体排出操作开始以前（即，在现在的流体喷射和现在的流体排出操作结束以后）的蓄压室中的压力。通过使用该预测值和目标值，使流体排出量受到反馈控制。如果在流体排出量的计算时间与实际排出该流体排出量的时间之间的间隔较长的话，该计算出的流体排出量与实际需要的流体排出量可能差别较大。例如，在图 12 中所示的实例中，在时间点 T_1 处计算的柱塞组 A 的流体排出量是以蓄压室中的目标压力值和在时间点 T_1 处发生的蓄压室中的实际压力为基础的。如果在时间点 T_1 处的目标压力值与实际压力之间的差值较大，流体排出量也就变得较大。然而，在时间点 T_1 处设定的流体排出量在时间点 P_1' 以前实际上不会供应到蓄压室中。如果随着流体喷射进入第一发动机缸的柱塞组 B 的流体排出量（即现在的流体排出量）较大，在下一个流体排出操作开始以前的蓄压室中的压力（在时间点 T_2 处的压力）就比在时间点 T_1 处发生的压力更接近于目标压力。如果该流体排出量由柱塞组 A 排出，在蓄压室中的压力将需要增加更多。为了避免这个问题，本发明的控制装置在时间点 T_1 处计算预计在现在的流体喷射（到第一缸中）以后发生并且由紧接其后的柱塞组 B 的流体排出操作所实现的在蓄压室中的压力，也就是说，预计在时间点 T_2 处发生的蓄压室中的压力，来作为预测值。通过使用预计在时间点 T_2 处发生的蓄压室中的压力预测值和蓄压室中的目标压力值所进行的流体排出量的反馈控制，可以把在下一个排出操作（时间点 P_1'）结束时蓄压室中的压力精确地调整

到目标压力。

在该控制装置中，如果蓄压室中的实际压力同目标值的偏差小于一个预定值，反馈控制装置可以利用蓄压室中的实际压力来设定由下一个操作排出的流体排出量。

也就是说，如果蓄压室中的实际压力比较接近目标值，反馈控制就使用蓄压室中的实际压力取代蓄压室中的预测压力值进行。由于蓄压室中的预测压力值包含预测误差，因此当实际压力与目标值相等时，预测值不可能与目标值相等。如果在这种情况下继续根据预测值进行反馈控制，蓄压室中的压力可能会被调整到一个与目标值偏差预测误差量的压力值。为了避免发生这种不希望有的情况，本发明的液压泵控制装置在实际压力比较接近目标压力时（例如，当实际压力进入预测误差的范围内），就根据蓄压室中的实际压力来进行反馈控制。通过这项操作，蓄压室中的实际压力将精确地会聚在目标压力上。

本发明的上述和其他的目的、特点和优点通过下面参照附图对最佳实施例的说明将一目了然，附图中相同的标号用来代表相同的零件，其中：

图 1 是应用于汽车内燃机的公用给油管式燃油喷射装置中的本发明的燃油泵控制装置的示意图；

图 2 是一种吸入调整式双凸起部凸轮柱塞燃油泵的简图；

图 3 是示出设定由本发明的第一实施例的燃油泵所排出的燃油排出量的操作的流程图；

图 4 是示出设定由本发明的第二实施例的燃油泵所排出的燃油排出量的操作的流程图；

图 5 是示出设定由本发明的第三实施例的燃油泵所排出的燃油排出量的操作的流程图；

图 6 是示出本发明的第四实施例的燃油排出量设定方法的曲线图；

图 7 是示出设定由本发明的第四实施例的燃油泵所排出的燃油排出量的操作的流程图；

图 8 至 10 是示出设定由本发明的第五实施例的燃油泵所排出的燃油排出量的操作的流程图；

图 11 是一种常规的四凸起部凸轮柱塞燃油泵的简图；

图 12 是示出公用给油管的压力控制的曲线图，此处已将吸入调整

式双凸起部凸轮泵应用于内燃机的公用给油管式燃油喷射装置中;

图 13 是示出在蓄压室中的压力是如何根据本发明的第一实施例改变的曲线图; 以及

图 14 是示出已将吸入调整式双凸起部凸轮泵应用于内燃机的公用给油管式燃油喷射装置的相关技术的曲线图。

下面将参照附图详细说明本发明的几个最佳实施例。

图 1 是应用于汽车柴油发动机的本发明的实施例的示意图。

参看图 1, 发动机 10(在该实施例中是一台四缸柴油发动机)具有几个把燃油直接喷射到发动机 10 的相应的缸内去的燃油喷射阀 1。燃油喷射阀 1 与一个公用的蓄压室(公用给油管)相连接。公用给油管 3 容纳有从一台内斜盘式高压输油泵 5(以下称做“高压泵”)输送给它的压力燃油, 该泵下面还要说明, 并且可把该压力燃油分配给燃油喷射阀 1。

用于发动机 10 的燃油(在该实施例中为柴油)储藏在燃油箱 7 中并且从该油箱借助于低压输油泵 9 通过低压管 8 供应给高压燃油泵 5, 如图 1 中所示。从高压燃油泵 5 排出的燃油通过高压管 17 输送到公用给油管 3 中。然后, 燃油通过燃油喷射阀 1 从公用给油管 3 喷射到发动机 10 的相应的油缸中。

用来控制发动机 10 的发动机控制电路 20(ECU)被制成为一个微型计算机, 其中的一个只读存储器(ROM)、一个随机存取存储器、一个微处理器(CPU)以及输入输出口通过双向总线以一种已知的结构互相连接。ECU20 通过控制泵 5 的一个吸入调节阀(下面还要说明)来调整从高压燃油泵 5 抽送到公用给油管 3 中去的燃油量并且进行燃油压力的调整, 其中在公用给油管 3 中的燃油压是根据发动机载荷, 发动机转速等参数进行调整的。ECU 还进行燃油喷射量的调整, 其中喷射到每个油缸中的燃油量是通过控制相应的燃油喷射阀 1 的阀开启时间来调整的。

为了进行上述调整, ECU20 的输入口接受了各种电信号。一个与来自设置在公用给油管 3 中的燃油压力传感器 31 的公用给油管 3 中的燃油压力相对应的电信号通过另一个模拟数字(A/D)转换器 34 输入。一个与来自为加速踏板而设置的加速踏板压下传感器 35 的加速踏板(未示出)的操作量(压下量)相对应的信号通过另一个 A/D 转换器 34 输

入到 ECU20 的输入口中。

此外，ECU20 的输入口还接受来自靠近发动机曲轴（未示出）配置的曲柄角传感器 37 的两种类型的信号：基准脉冲信号，该信号当曲轴到达一个基准角位置（例如第一油缸的上死点）时输出；和转数脉冲信号，该信号在每间隔曲轴的一个恒定的转角时输出。

ECU20 从转数脉冲信号的时间间隔计算出曲轴的转速，并且通过计算相对于一个基准的脉冲信号输入随后输入的转数脉冲信号测定一个曲轴转角（相位）CA。

ECU20 的输出口通过驱动电路 40 与燃油喷射阀 1 相连接，以便控制每个燃油喷射阀 1 的动作，该输出口还通过另一个驱动电路 40 与一个控制高压燃油泵 5 的吸入调整阀的开启和关闭的电磁致动器相连接，以便控制来自泵 5 的泵送量。

下面参照图 2 说明高压燃油泵 5 的结构。

如图 2 中所示，内凸轮环 51 固定在泵壳（未示出）内。鞋形导座 55 通过泵驱动轴（未示出）在内凸轮环 51 内转动。油缸 54A 和 54B 在油缸座 54 内沿其直径方向形成。油缸 54A，54B 设置在垂直于泵驱动轴的平面内。油缸 54A，54B 互相垂直地延伸并且沿着泵驱动轴轴线的方向它们彼此间隔一个适当的距离。在每个油缸 54A，54B 内，一对柱塞 53A 或 53B 互相面对地配置。

在该实施例中，内凸轮环 51 是一个具有两个凸轮凸起部 51A，51B 的双凸起部凸轮。

每个柱塞都与一个凸轮滚柱 57 相连接，该滚柱与内凸轮环 51 的内表面处于滑动接触状态。当油缸座 54 转动时，每个柱塞在油缸座 54 内跟随内凸轮环 51 的凸轮轮廓作往复运动。在该实施例中，内凸轮环 51 的两个凸轮凸起部 51A，51B 围绕泵驱动轴的轴线或中心对称地配置。所以，当油缸座 54 转动时，在缸 54A 内的这对柱塞 53A 和在缸 53B 内的这对柱塞 53B 沿着径向在相反方向上移动。也就是说，当柱塞 53A 沿径向向外移动时，柱塞 53B 沿径向向内移动。分别在缸 54A，54B 内的柱塞 53A，53B 之间形成的泵室 56A，56B 随着柱塞的移动而改变其容量，由此吸入和排出燃油。

如图 2 中所示，入口压力通道 61A 与缸 54A 的泵室 56A 相连通。压力止回阀 67A 与入口压力通道 61A 和压力通道 65A 相连通。压力止回阀

69A 与入口压力通道 61A 和入口通道 63A 相连通。类似的入口压力通道 61B 为缸 54B 的泵室 56B 而设置。入口压力通道 61B 分别通过压力止回阀 67B 和入口止回阀 69B 与压力通道 65B 和入口通道 63B 相连通。该两个压力通道 65A、65B 在下游相会合并且与高压管 17 相连通，而该高压管又与公用给油管 3 相连通。该两个压力通道 63A，63B 在上游相会合并且与总入口通道 68 相连通。

总入口通道 68 通过吸入调节阀 71 与从上述输油泵 9 伸出的低压管 8 相连接。

在该实施例中，吸入调节阀 71 是一个具有电磁致动器的电磁开关阀。当该电磁致动器由驱动电路 40（它被 ECU20 的控制）通电时，该电磁阀就开启。当通电停止时，该电磁阀就关闭。

当缸内的柱塞随着高压燃油泵 5 的鞋形导座 55 的转动而靠近凸轮凸起部 51A，51B 时，柱塞就随着该凸轮凸起部向着油缸座 54 的中心移动。由此使该油缸的泵室的容量减小。所以，使在泵室中的燃油受到加压并且通过入口压力通道 61A 或 61B，压力止回阀 67A 或 67B 以及压力通道 65A 或 65B 排出到公用给油管 3 中。当柱塞通过凸轮凸起部 51A，51B 的最高峰并且从该最高峰离开时，泵容量就增加，从而使燃油通过入口通道 63A 或 63B，入口止回阀 69A 或 69B 以及入口压力通道 61A，61B 从总入口通道 68 流入泵室内。

如图 2 中所示，该实施例使用了双凸起部凸轮，从而使柱塞在泵的每一转中排出燃油两次。由于两缸 54A，54B 是互相垂直的，因而在该实施例中的泵 5 在每转中排出燃油 4 次。在该实施例中，泵 5 与发动机 10 的曲轴相连接并且以曲轴转速的一半转动。所以，每个缸 54A，54B 在曲轴每转 360°时进行一次吸入和排出燃油的冲程循环。也就是说，泵 5 在曲轴每转 180°时排出燃油。

下面说明该实施例的排出量调节方法，在该实施例中，由泵排出的燃油量是通过调整在每个缸的吸入冲程期间吸入泵室中的燃油量而进行控制的。当柱塞通过凸轮凸起部 51A，51B 的最高峰以后开始其吸入冲程时，ECU20 使吸入调节阀 71 的电磁致动器通电并且使吸入调节阀 71 在吸入冲程开始以后的一个预定时间内保持在开启位置，使得燃油流入泵室中。在预定时间过去以后，ECU20 对电磁致动器停止通电使吸入调节阀 71 关闭，从而使在该吸入冲程周期的其余时间内中断燃油供入泵

室内。当排出冲程开始后，在吸入冲程期间吸入泵室中的燃油量被排出缸外。

也就是说，从高压燃油泵 5 排出的燃油量在该实施例中是由吸入调节阀的阀开启时间即电磁致动器的通电时间所决定的。

在该实施例中，燃油通过交替地排出燃油的缸 54A，54B 在曲轴每转 180°时排出一次燃油，即每个缸在曲轴每转 360°时完成一次冲程循环。所以，在时间点 T_1 处设定的燃油量不是，紧接着在该燃油喷射到该发动机缸中以后，而是在该燃油喷射到下一个发动机缸（第三缸）中结束以后。被排出到公用给油管 3 中，此时间点 T_1 是刚好在燃油喷射到第一发动机缸中以前发动机工作状态在设定燃油量的时间点与在发动机过渡工作状态（或其他同类状态）期间实际排出该燃油量的时间点之间变化。因此，可能发生所排出的燃油量对于目前的工作状态不适当的问题。

下面结合第一至第六实施例来说明用来解决上述问题的措施。

下面说明本发明的第一实施例。

第一实施例计算了为把公用给油管的压力从目前水平增加到一个例如在图 13 中的时间点 t_0 处的变化的目标压力所需要的燃油量。该所需燃油量将根据一次操作所能排出的最大燃油量通过一次燃油排出操作或者几次燃油排出操作输送到公用给油管中。为把公用给油管的压力从目前水平增加到变化的目标压力所需要的燃油量与在公用给油管的目前压力与该变化的目标压力之前的差值成正比。假设该公用给油管的压力与变化前的目标压力相等，为使该压力增加所需的燃油量就只与该目标压力的变化量成正比。如果公用给油管被供应有在正常的燃油喷射时从该公用给油管喷射出的燃油总量，即基本排出量与为上述压力增加所需的燃油量之和，该公用给油管的压力将与该变化的目标压力相等。如果为压力增加所需的燃油总量不能由泵的一次燃油排出操作所排出，该所需的燃油总量可以通过多次燃油排出操作向公用给油管排出，使得公用给油管最终增加到目标压力。为压力增加所需的燃油量只由目标压力的变化量所决定并且不受目标压力变化后发生的公用给油管中压力变化的影响。所以，为把实际的公用给油管增加到目标压力所需要的精确的燃油量即使在每次燃油排出操作中发生公用给油管压力变化的情况下也能最终供应到公用给油管中。由此改进了公用给油管压力的可调整性。

图 3 示出了在该实施例中的燃油排出量设定操作的流程图。该操作

可以通过 ECU 恰恰在燃油喷射到每个油缸中去（即在图 12 中用 T_1，T_2，T_3 所示的时间点处）之前，也就是说刚好在曲轴每转动 180°时之前即时执行的一个例行程序来完成。

在图 3 中所示的操作开始后，ECU20 在步 301 中读出在公用给油管中的燃油压力 PC，现在的燃油喷射量指令值 TAU，以及公用给油管目标压力值 PCTRG。燃油喷射量指令值 TAU 是在图 3 中所示的操作开始以前，由 ECU20 单独执行的一个例行程序根据发动机转速和加速开口量（加速踏板压下量）计算出来的。公用给油管目标压力值 PCTRG 是根据发动机转速和燃油喷射量指令值 TAU 计算出来的。

接着，在步 303 中，在该操作的先前执行与现在执行之前形成的公用给油管目标压力的变化量ΔPCTRG 可由下式计算:

$$\Delta PCTRG = PCTRG - PCTRG_{OLD}$$

式中 $PCTRG_{OLD}$ 是在该操作的先前执行中使用的目标压力。

接着，在步 305 中，为使公用给油管压力增加该公用给油管压力的变化量ΔPCTRG 所需的燃油排出量 tTFFF 可由下式计算:

$$tTFFF = A \times \Delta PCTRG$$

为使公用给油管压力增加ΔPCTRG 所需的燃油量与ΔPCTRG 成正比，因为公用给油管的容量是不变的。所以，如果目标压力增加ΔPCTRG，就必须排出与ΔPCTRG 成比例的燃油量，以便公用给油管压力随着目标压力的变化而变化。在步 305 中，所需排出的燃油量 tTFFF 可以由上式计算，式中 A 是由公用给油管容量和燃油的体积弹性模数所决定的正比例系数。

接着，在步 307 中，现在所需要的燃油总量 TFFF 可以作为直到上次执行为止的燃油的转移量 TFFFp 与现在所需的燃油量 tTFFF 之和而计算出来。该转移量 TFFFp 将在后面说明。

接着，在步 309 中，ECU 计算该排出燃油量的反馈积分项 TFBKI。在该实施例中，该反馈积分项 TFBKI 被确定为一个与值∑（PCTRG－PC）成比例的值，该值∑（PCTRG－PC）是通过累加该操作的每次执行时在目标压力与实际的公用给油管压力之间的差值而得到的，也就是说，$TFBKI = B \times \sum (PCTRG - PC)$，式中 B 是一个积分常数（恒定值）。

如果根据具有高精度的目标压力变化量计算出所需要的燃油量，公用给油管压力就可以受到以该计算出的所需燃油量为基础的变化的目标

压力的精确控制。但是，尽管计算所需的燃油量具有高精度，然而，在实际结构中由于燃油泵、吸入调节阀等所具有的容差所产生的在特性方面的变化可能会在公用给油管压力与目标压力之间产生微小的变化。因此，除了根据目标压力的变化量进行控制以外，该实施例还使用了反馈积分项 TFBKI 来进行精确控制。

在步 311 中，对基本的燃油排出量 TFBSE 进行计算。在发动机处于稳定的工作状态并且燃油喷射量和公用给油管的目标压力值均为不变的情况下，基本的燃油排出量 TFBSE 与燃油排出量相一致。基本的燃油排出量 TFBSE 根据燃油喷射量 TAU 和公用给油管目标压力值 PCTRG 来决定。在该实施例中，使用燃油喷射量 TAU 和公用给油管目标压力值 PCTRG 并以数值表的形式将基本的燃油排出量 TFBSE 预存在 ECU20 的 ROM 中。

接着，在步 313 中，ECU20 由下式计算出燃油排出量的最后设定 TF:

TF = TFBSE + TFFF + TFBKI

也就是说，燃油排出量的设定值 TF 是作为在稳定状态下的燃油排出量 TFBSE，在过渡状态下使公用给油管压力随着目标压力的变化而变化所需要的燃油量 TFFF，以及用于各种系统的特性的变化的补偿燃油量 TFBKI 之和而计算出来的。

数值 TF 实际上代表吸入调节阀 71 的断开时间（曲轴角）。随着值 TF 的增加，燃油排出量也就增加。

接着，在步 315 中，应当确定如上述方法所设定的排出量 TF 是否超过泵 5 的最大燃油排出量 TFMAX。在该实施例中，值 TFMAX 是一个与泵 5 的柱塞的吸入冲程的终端相对应的曲柄角。但是，这只是示例性的。值 TFMAX 还可以是一个与预定的曲柄角相对应的数值。

如果在步 315 中所确定的 TF>TFMAX，这就意味着现在所需要的总燃油量不能由现在的泵冲程所提供。不能由现在的泵冲程提供的燃油量 TF－TFMAX 转移到下一个后面的燃油排出冲程（步 317）中。在步 319 中，最大燃油排出量 TFMAX 由现在的排出冲程排出。也就是说，如果公用给油管目标压力发生急剧的变化，使得所需的燃油量不能由一个燃油排出冲程提供，该所需的燃油量可由多个燃油排出冲程提供，以便最终提供所需的精确的燃油量。相反地，如果在步 315 中所确定的 TF≤TFMAX，燃油转移量 TFFFp 在步 321 就设定为零。在步 323 中，值 $PCTRG_{OLD}$ 被修改以便为操作的下一次执行作好准备。接着，本次执行结束。

当燃油排出量 TF 由上述操作设定时，泵 5 的吸入调节阀 71 处于开启状态，同时曲轴从一个与柱塞吸入冲程开始时相对应的角位置转动一个与值 TF 相对应的角度，从而使该设定的燃油量被吸入到泵 5 的相应的缸中。

该实施例最终向公用给油管提供了该公用给油管实际压力随着公用给油管目标压力的变化而变化所需要的精确的燃油量。因此，显著地改进了公用给油管压力的可调整性。

下面说明本发明的第二实施例。

第二实施例以与第一实施例相同的方式计算所需的燃油总量 TFFF，但是如果值 TFFF 小于一个预定值 C，则在现在的燃油排出量中不反映该总量 TFFF。总量 TFFF 随着变化的公用给油管目标压力值 PCTRG 的增加而增加。因此，在工作状态中的变化减少和该状态接近稳定状态的情况下，总量 TFFF 取较小值。如上所述，公用给油管目标压力值 PCTRG 根据发动机转速和燃油喷射量指令值 TAU 进行计算。因此，可能有这样一种情况，其中公用给油管目标压力值 PCTRG 即使在稳定工作状态下也会由于发动机转速的小波动而发生波动。如果每次计算机所需的燃油总量 TFFF 时公用给油管目标压力值 PCTRG 总是轻微地变化的话，公用给油管燃油压力 PC 的波动就可能变得很大以致引起振荡。因此，该实施例在值 TFFF 降低到或低于一个预定值时，停止在实际燃油排出量中反映所需的燃油总量 TFFF，以便防止振荡。

当该实施例停止在燃油排出量中反映所需要的燃油总量时，该实施例将根据公用给油管实际燃油压力 PC 同目标压力 PCTRG 的偏差，进行反馈比例控制，以加速公用给油管压力向目标值的会聚。该反馈比例控制只是在根据目标压力 PCTRG 进行的 TFFF 控制停止的情况下才进行，因为 TFFF 控制和反馈比例控制的同时进行可能导致互相干扰，使得公用给油管压力波动可能被放大。

虽然上述实施例在 TFFF 控制停止的情况下进行反馈比例控制，但是在 TFFF 控制停止的情况下并非必须进行反馈比例控制。也可以如正常操作时那样只进行根据基本燃油排出量 TFBSE 和反馈积分项 TFBKI 所作的控制。

图 4 示出了该实施例的燃油排出量设定操作的流程图。该操作可以在与第一实施例相同的时间内进行。

在图 4 的步 401，403 中，所需要的燃油总量 TFFF 以与图 3 中的步 301 至 307 相同的方式进行计算。

在算出总量 TFFF 以后，在步 405 中该实施例要确定总量 TFFF 的绝对值是否小于一个预定值 C。如果|TFFF|≥C, ECU20 在步 413 中就将标记 XF 设定为 1，并且在步 415 中将反馈比例项（下面要说明）设定为 0。标记 XF 表示总量 TFFF 是否反馈在燃油排出量中，也就是说是否进行 TFFF 控制，当 XF = 1 时表示 TFFF 在进行。在这种情况下，由于在步 415 中已将反馈比例项 TFBKP 设定为 0，反馈比例控制就不进行了。

如果在步 405 中确定|TFFF|<C, ECU20 在步 407 中将标记 XF 设定为 0（TFFF 控制被停止）并且在步 409 中将值 TFFF 设定为 0。接着，在步 411 中，反馈比例项 TFBKP 作为一个与公用给油管实际燃油压力同目标压力 PCTRG 的偏差成比例的值进行计算，也就是说，TFBKP = D ×（PCTRG - PC），式中 D 是正比例系数。

在步 405 中使用的常数 C 是在 TFFF 控制期间可能引起振荡的所需的燃油总量 TFFF 的下限值。常数 C 是精确数值根据实验确定。

在设定了值 TFFF 和 TFBKP 以后，在步 417 中，ECU20 以与图 3 中的步 309、311 中的同样的方式计算反馈积分项 TFBKI 和基本燃油排出量 TFBSE。接着，在步 419 中，将燃油排出量的最后设定值设定为：

TF = TFBSE + TFFF + TFBKP + TFBKI。

在步 421 至 429 中，转移燃油排出量 TFFFp 只是在 TFFF 控制进行的情况（XF = 1）下进行计算。

如上所述，如果值 TFFF 比较小，该实施例就将根据目标压力的变化量进行的 TFFF 控制停止。因此，该实施例能够防止公用给油管压力的振荡并且能使公用给油管压力精确地会聚于目标压力。

下面说明本发明的第三实施例。

如在第二实施例中的情况一样，如果值 TFFF 变小，第三实施例将停止 TFFF 控制并且进行反馈比例控制。该实施例与第二实施例的区别在于该反馈比例控制在 TFFF 控制期间也可以进行。在|TFFF|=C 时，第二实施例关闭了在 TFFF 控制与反馈比例控制之间的控制模式。虽然|TFFF|=C 是一个与从发动机过渡工作状态向稳定工作状态的转变相对应的状态，随着|TFFF|=C 的确定而从 TFFF 控制急剧转换为反馈比例控制可能降低压力可调整性。

另一方面，如上所述，TFFF 控制和反馈比例控制同时进行由于在两种控制之间的干扰可能会使压力波动放大。

因此，如果|TFFF|≥C,第三实施例使反馈比例控制和 TFFF 控制一起进行，并将反馈增益 D 设定在一个值上，该增益值 D 小于在 TFFF 控制停止时所使用的那个增益值。这种设定减少了反馈比例项 TFBKP 当 TFFF 控制进行时对于燃油排出量 TF 的设定值的影响，从而降低了反馈比例控制的影响。因此，防止了在反馈比例控制与 TFFF 控制之间的干扰。

图 5 示出了该实施例的燃油排出量设定操作的流程图。该操作可以由 ECU20 在与图 3 和 4 中所示实施例相同的时间内进行。

在图 5 的步 501，503 中，所需的燃油总量 TFFF 可以根据目标压力的变化量以与在图 3 中的步 301 至 307 以及在图 4 中的步 401，403 相同的方式进行计算。

接着，在步 505 中，ECU20 如在图 4 中所示的操作那样确定值|TFFF|是否小于常数 C。如果|TFFF|<C，ECU20 在步 507 中将值 TFFF 设定为 0，从而停止了 TFFF 控制。接着，在步 509 中，将反馈比例项的增益 D 设定为一个常数 D2。相反地，如果在步 505 中确定|TFFF|≥C，ECU20 将不改变 TFFF 值而是进行 TFFF 控制，并且把反馈比例项的增益 D 在步 511 中设定为 D_1，该 D_1 是小于 D_2 的正值，即 $0<D_1<D_2$。

在步 513 中，ECU20 通过使用这样设定的增益 D 来计算反馈比例项 TFBKP。通过该操作，反馈比例项在 TFFF 控制进行情况下的数值被设定成小于在 TFFF 控制停止进行情况下的数值，纵然在两种情况中的公用给油管实际压力与目标压力之间的差值都处于保持不变的情况下。从而防止了在 TFFF 控制与反馈比例控制之间的干扰。

在步 519 至 523 中，ECU20 进行与在图 3 中的步 315 至 319 相同的计算操作。

这样，该实施例能够防止由于进行在 TFFF 控制与反馈比例控制之间的转换而引起的公用给油管压力可调整性的降低，并且把公用给油管压力精确地保持在目标压力值上。

下面说明本发明的第四实施例。

该实施例不进行如在第一至第三实施例中进行的根据目标压力的变化量而作的 TFFF 控制，而只是使用基本燃油排出量 TFBSE，反馈积分项 TFBKI，以及反馈比例项 TFBKP 设定一个燃油排出量。

该实施例预测一个发生在下一个燃油排出量设定操作（图 12 中的时间点 T_2）进行期间的公用给油管压力 PRPC，并且使用该预测的公用给油压力 PRPC 代替实际的公用给油管压力 PC 来计算反馈比例项 TFBKP。

如图 12 中所示，根据在时间点 T_1 处的目标压力和公用给油管压力设定的燃油量在时间点 P_1'处供应给吸入调整型双凸起部凸轮泵的公用给油管内。因此，如果在时间点 T_1 处的目标压力与实际压力之间的差值较大，供应给时间点 P_1'处的公用给油管的燃油量也就变大。如果在时间点 T_1 以后排出到公用给油管的燃油量（在燃油喷射到第一发动机缸中以后排出的燃油量）足够大，公用给油管压力将随着排出操作而增加，从而使在时间点 T_2 处的目标压力与实际压力之间的差值变小。在这种情况下，即使在时间点 T_2 处的目标压力与公用给油管压力之间差值较小，在时间点 T_1 处设定的较大燃油量仍然供应给在时间点 P_1'处的公用给油管，从而使公用给油管压力可能增加到超过目标压力，由此造成超调量。相反地，如果在时间点 T_1 处的目标压力与公用给油管压力之间的差值较小，在时间点 T_2 处的目标压力与公用给油管之间的差值就可能变大（假定在时间点 T_1 后排出公用给油管的燃油量较小）。在这种情况下，在时间点 T_1 处设定的供应给公用给油管的燃油量就将造成不充分的燃油供应，从而使公用给油管压力不能达到目标压力，也就是说发生了欠调量。

因此，当设定在时间点 T_1 处的一个燃油排出量时，该实施例预测一个在时间点 T_2 处的公用给油管压力 PRPC，并且使用该预测的 PRPC 和目标压力来计算反馈比例项 TFBKP。

下面说明用于计算预测的公用给油管压力值 PRPC 的方法。

图 6 是示出在图 12 中显示的时间点 T_1 与 T_2 之间的公用给油管压力 PC 的变化情况的曲线图。在图 6 中，PD 表示由于燃油喷射到第一发动机缸中而造成的公用给油管压力下降的周期，以及 PU 表示在燃油喷射到第一发动机缸中以后由柱塞组 B 造成的公用给油管压力增加的周期。在时间点 T_1 以后保持在 PC_1 值上的公用给油管压力在燃油喷射期间 PD 内减少了 DPD 降低到 PCd 值。此后，公用给油管压力在燃油排出期间 PU 内增加了 DPU 达到时间点 T_2 处的 PC_2 值。由于燃油喷射而造成的公用给油管压力降低值 DPD 和由于燃油排出操作而造成的公用给油管压力增加值 DPU 可以由下式表示：

$$DPD = (Kv/VPC) \times TAU \times E$$

$DPU = (Kv/VPC) \times TF \times F$

式中 Kv 是燃油的体积弹性模数；VPC 是公用给油管 3 的内部容量；TAU 是在燃油喷射期间 PD 内喷射的燃油量（也就是说，喷射到第一缸中的燃油量）；TF 是在燃油排出期间 PU 内排出到公用给油管 3 中的燃油量（也就是说，由柱塞组 B 排出的燃油量）；以及 E，F 是用来把 TAU，TF 转换成实际容积的转换系数。

使用在时间点 T_1 处发生的 DPD，DPU 和公用给油管压力 PC_1，在时间点 T_2 处发生的公用给油管压力可以由下式表示：

$PC_2 = PC_1 - DPD + DPU$

在时间点 T_1 处，PD 期间的燃油喷射量指令值 TAU 和 PU 期间的燃油排出量设定值 TF 都已经计算出来。公用给油管 3 的内部容量 VPC 和燃油的体积弹性模数 Kv 都是已知的。因此，如果实际的燃油喷射量和实际燃油排出量分别等于燃油喷射量指令值 TAU 和燃油排出量的设定值 TF，就可以算出在时间点 T_1 处的 DPD 和 DPU。

在该实施例中，在时间点 T_1 处的 DPD 和 DPU 可以以上述方式计算，而在时间点 T_2 处的公用给油管压力 PC_2 的预测值 PRPC 则可通过下列方程式计算：

$PRPC = PC_1 - (Kv/VPC) \times (TAU \times E - TF \times F)$

利用由上述方程式计算的公用给油管压力的预测值 PRPC，就可以算出反馈比例项 TFBKP，从而可将公用给油管压力精确地调整到目标压力。

图 7 示出了该实施例的燃油排出量设定操作的流程图。该操作可以通过 ECU20 刚好在燃油喷射到油缸中去（在图 12 中用 T_1、T_2、T_3 所示的时间点处，即曲轴每转动 180°处）之前即时执行的一个例行程序来完成。

在图 7 的步 701 中，ECU20 阅读已经分别由 ECU20 计算出来的公用给油管燃油压力 PC、现在的目标压力 PCTRG、燃油喷射量指令值 TAU 和燃油排出量设定值 TF。

接着，在步 703 中，ECU20 利用 TAU 和 TF 通过下式计算在离开现在的曲柄角 180°的曲柄角处的预测的公用给油管压力 PRPC：

$PRPC = PC - (Kv/VPC) \times (TAU \times E - TF \times F)$

接着，在步 705 中，ECU20 利用在步 701 中读入的预测压力 PRPC 和目标压力 PCTRG 通过下式计算反馈比例项 TFBKP：

TFBKP = G × （ PCTRG - PRPC）

式中 G 是正的比例系数（增益）。

接着，ECU20 在步 707 中计算反馈积分项 TFBKI，并且以与上述各实施例相同的方式计算基本的燃油排出量 TFBSE。在步 711 中，ECU20 计算作为 TFBSE、TFBKP 与 TFBKI 之和的燃油排出量设定值 TF，即:

TF = TFBSE + TFBKP + TFBKI

下面说明本发明的第五实施例。

该实施例象第四实施例一样根据预测的公用给油管压力 PRPC 进行反馈比例控制。第五实施例与第四实施例的不同处在于，如果现在的公用给油管压力 PC 同目标压力 PCTRG 的偏差小于一个预定值，第五实施例不是使用预测压力 PRPC 而是使用实际的公用给油管压力 PC 来进行类似的反馈比例控制。

如上所述，预测的公用给油管压力值 PRPC 可以根据燃油喷射量指令值 TAU 和燃油排出量设定值 TF 计算。然而，由于有关燃油喷射阀和燃油泵的容差所造成的在特性方面的变化，实际燃油喷射量和实际燃油排出量可能分别与 TAU 和 TF 有很少的不同。如果是这样的话，预测的公用给油管压力值 PRPC 将包含一定的预测误差。因此，如果该反馈控制只是使用预测值 PRPC 进行的话，由于上述预测误差的存在该实际公用给油管压力可能会被调整到一个与目标压力 PCTRG 有偏差的值。为了消除这种偏差，该实施例在实际的公用给油管压力足够接近目标压力时，更准确地说，落入与目标压力的预测误差之内时，使根据预测压力进行的反馈比例控制停止并转换成根据实际的公用给油管压力进行控制。通过这种操作，公用给油管压力可以被精确地调整到目标压力。

图 8 示出了该实施例的燃油排出量设定操作的流程图。该操作可以在与图 7 所示的操作相同的时间内由 ECU20 进行。

在图 8 的步 801 中，ECU20 如在图 7 的步 701 中一样读入 PCTRG、PC、TAU 和 TF。

接着，在步 803 中，ECU20 确定在步 801 中读入的目标压力 PCTRG 与实际的公用给油管压力 PC 之间的差值的绝对值|PCTRG-PC|是否等于或大于一个预定的正值 Pe。值 Pe 与包含在预测公用给油管压力 PRPC 的预测误差相对应，其精确值通过实验确定。

如果在步 803 中确定|PCTRG-PC|≥Pe，ECU20 就以与图 7 的步 703、

705 相同的方式计算预测值 PRPC 并且根据 PRPC 计算反馈比例项 TFBKP。

相反地，如果在步 803 中确定|PCTRG-PC|<Pe，操作就转到步 809 中，其中反馈比例项 TFBKP 的数值通过使用方程式 TFBKP = H×（PCTRG - PC）根据实际的公用给油管压力 PC 计算，以避免预测误差对压力控制的影响。在步 809 中使用的比例系数（增益）被设定为小于在步 807 中使用的增益 G，即 0<H<G。由于实际公用给油管压力 PC 很接近目标压力 PCTRG，在步 809 中的处理可以进行。由于在步 809 中所使用的反馈比例项 TFBKP 的增益是一个减小的值，实际的公用给油管压力可以方便地会聚在目标压力上。

在通过上述步骤设定反馈比例项 TFBKP 之后，ECU20 以与图 7 的步 707 至 711 中相同的方式在步 811、813 中计算反馈积分项 TFBKI 和基本燃油排出量 TFBSE，以后在步 815 中计算作为 TFBKI 和 TFBSE 之和的燃油排出量设定值 TF。

下面说明本发明的第六实施例。第一和第三实施例只是使用以目标压力的变化量 PCTRG 为基础的所需的燃油总量 TFFF 进行控制。第四和第五实施例只进行的公用给油管压力的预测值 PRPC 为基础的反馈比例控制。与此相对比，第六实施例既使用了如第二实施例中的 TFFF 控制，又使用了如第四实施例中的以预测的公用给油管值为基础的反馈比例控制，以便以进一步改进的灵敏度把公用给油管压力精确地调整到目标压力。

图 9 和 10 示出了该实施例的燃油排出量设定操作的流程图。该操作可以通过 ECU20 刚好在燃油喷射到油缸中去（在图 12 中用 T_1、T_2、T3 所示的时间点处，即曲轴每转动 180°处）之前即时执行的一个例行程序来完成。在图 9 和 10 中，在步 901、903、933 - 941 中的操作与使用以目标压力的变化量 PCTRG 为基础的所需的燃油总量 TFFF 进行的控制相对应，以及在步 919 - 925 中的操作与以预测的公用给油管压力值 PRPC 为基础的反馈比例控制相对应。

下面将对图 9 和 10 的流程图作简要说明。在图 9 的步 901 中，ECU20 读入公用给油管目标压力值 PCTRG，公用给油管实际压力 PC，燃油喷射量指令值 TAU 和燃油排出量的设定值 TF。在步 903、905 中，ECU20 以与图 3 的步 303 - 307 中的相同方式，通过使用 $PCTRG_{OLD}$ 和 $TFFF_P$ 并根据 PCTRG 计算所需的燃油总量 TFFF。

如果在步 907 中值|TFFF|小于预定值 C，ECU20 就在步 909 中把标记 XF 设定为 0，并且在步 911 中把所需的燃油总量 TFFF 恢复为 0 位以停止以值 TFFF 为基础的控制，以及在步 913 中把反馈比例项 TFBKP 的增益 J 设定为 J_2。相反地，如果在步 907 中值|TFFF|等于或大于预定值 C，ECU20 就在步 915 中把标记 XF 设定为 1，以进行以在步 905 中算出的值 TFFF 为基础的控制。在步 917 中，ECU20 把反馈比例项 TFBKP 的增益 J 设定为 J_1。在这种情况下，TFFF 控制和反馈 TFBKP 控制都要进行。为了防止在两种控制之间发生干扰，应设定增益 J_1 小于 J_2，即 $0<J_1<J_2$。

接着，在图 10 的步 919－925 中，ECU20 进行与图 8 的步 803－809 中的操作相类似的操作。也就是说，如果现在的公用给油管压力 PC 同目标压力 PCTRG 的偏差等于或大于预定值 Pe，ECU20 就在步 922 中把增益 J 设定为 J3，即 $0<J3<J_2$，并且在步 921、923 中设定一个以预测的公用给油管压力值 PRPC 为基础的反馈比例项 TFBKP。如果实际的公用给油管压力的偏差小于预定值 Pe，ECU20 就在步 925 中根据实际的公用给油管压力 PC 计算反馈比例项 TFBKP。

在步 927、929 中，ECU20 以与图 8 的步 811、813 中相同方式计算反馈积分项 TFBKI 和基本的燃油排出量 TFBSE。在步 931 中，ECU20 可由下式计算燃油排出量的设定值 IF:

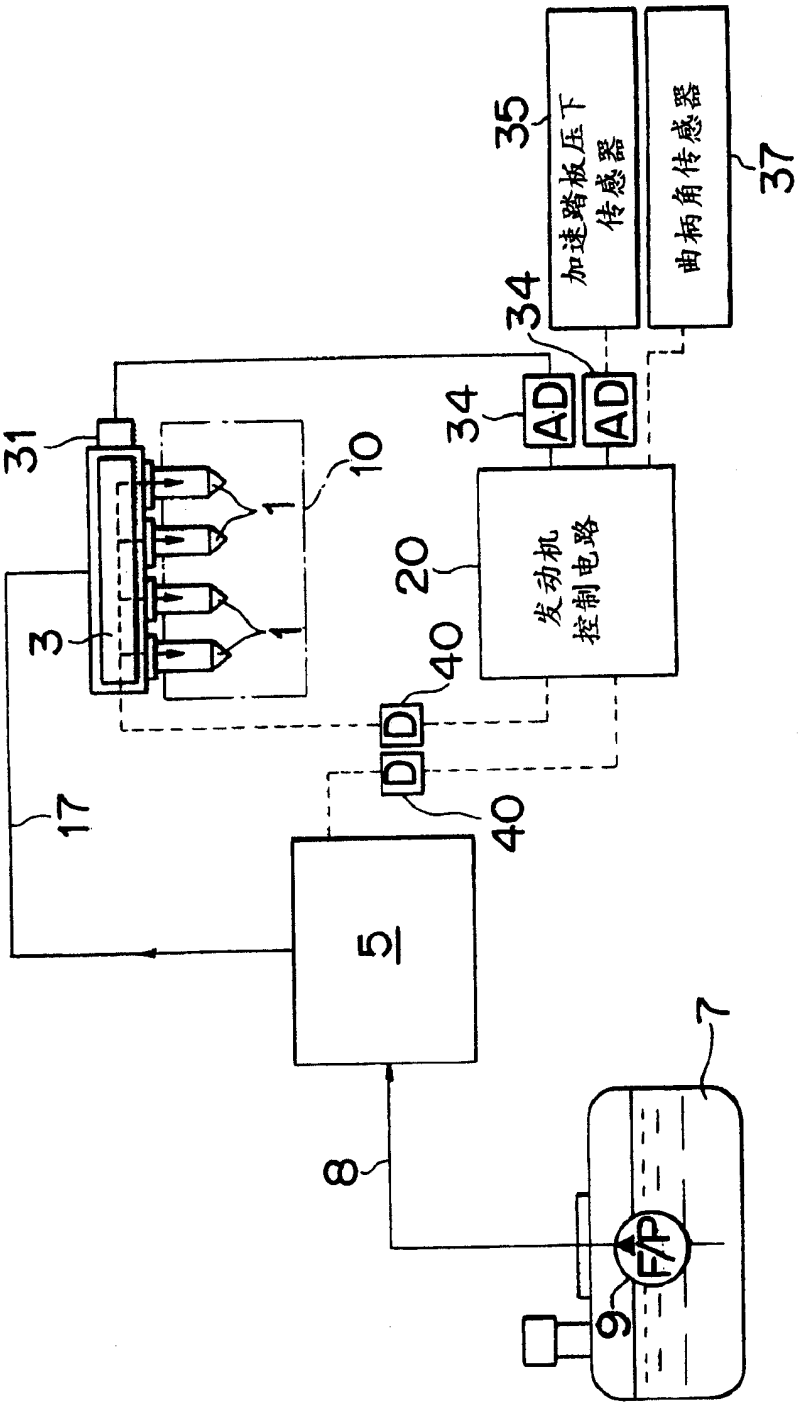
TF = TFBSE + TFFF + TFBKP + TFBKI

在步 931 至 941 中，ECU20 以与图 4 的步 421 至 427 中相同的方式计算转移燃油量 $TFFF_P$，但只有当标记 XF 值为 1 时（即只有当 TFFF 控制进行时）才进行这项计算。

如上所述，通过使用以目标压力的变化量为基础的所需的燃油总量 TFFF 控制和以预测的公用给油管压力值为基础的反馈比例控制，该实施例进一步改进了公用给油管压力的可调整性。

虽然本发明已经参照目前认为是其最佳的实施例进行了说明，但应当指出，本发明不受这些已公开的实施例或结构的限制。相反，本发明可以包括各种改进和等效的结构。例如，虽然在第一至第三实施例中，使用以目标压力的变化量为基础的所需的燃油总量 TFFF 进行控制是应用于吸入调整型的双凸起部凸轮泵上的，但是也可以把 TFFF 控制应用于预先冲程型四凸起部凸轮泵上。

根据上述说明可以理解，在调整由燃油泵排出的燃油量时，本发明有利地改进了公用给油管压力的可调整性，因而例如一个双凸起部凸轮就能够用来把燃油供应到内燃发动机的公用给油管中。



1···燃油喷射阀
3···公用给油管
5···内斜盘式高压输油泵
20···发动机控制电路

图 1

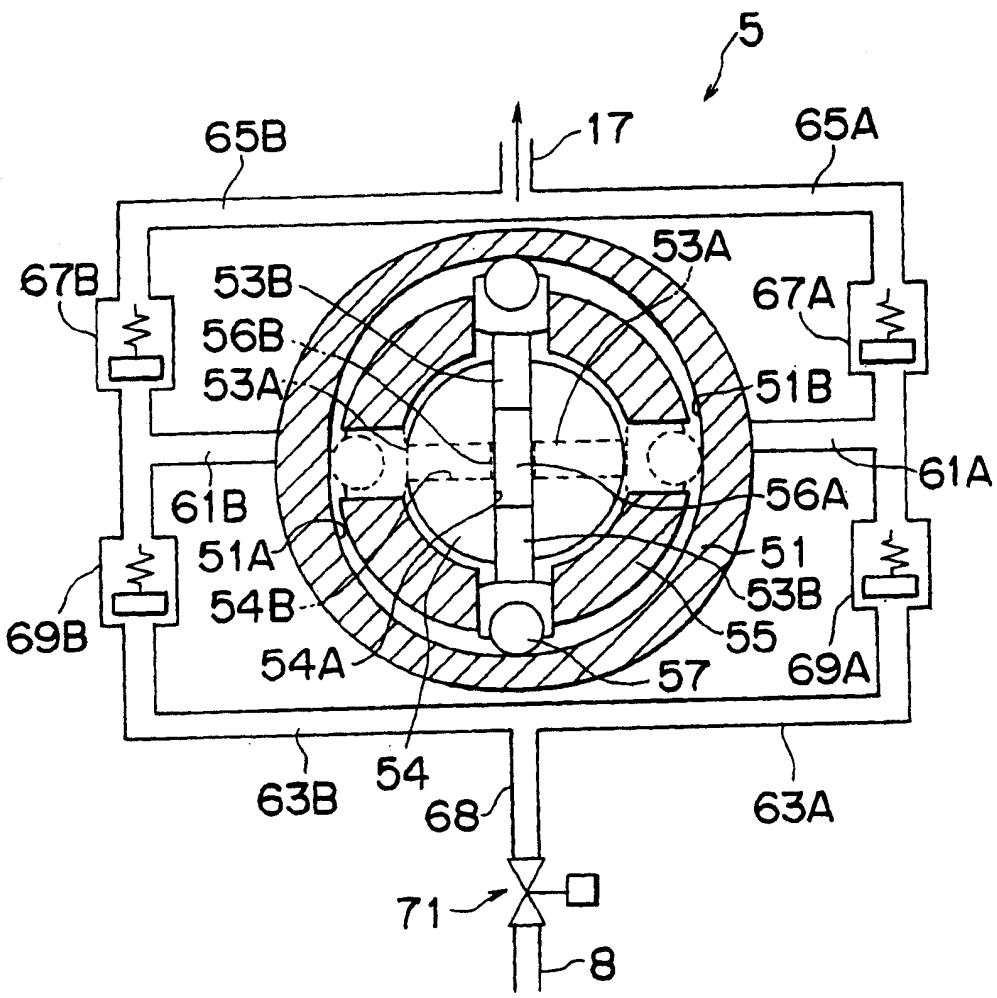

5
17
65B
65A
67B
67A
53B
53A
56B
53A
51B
61A
61B
56A
51A
51
53B
54B
55
69B
54A
57
69A
63B
54
68
63A
71
8

图 2

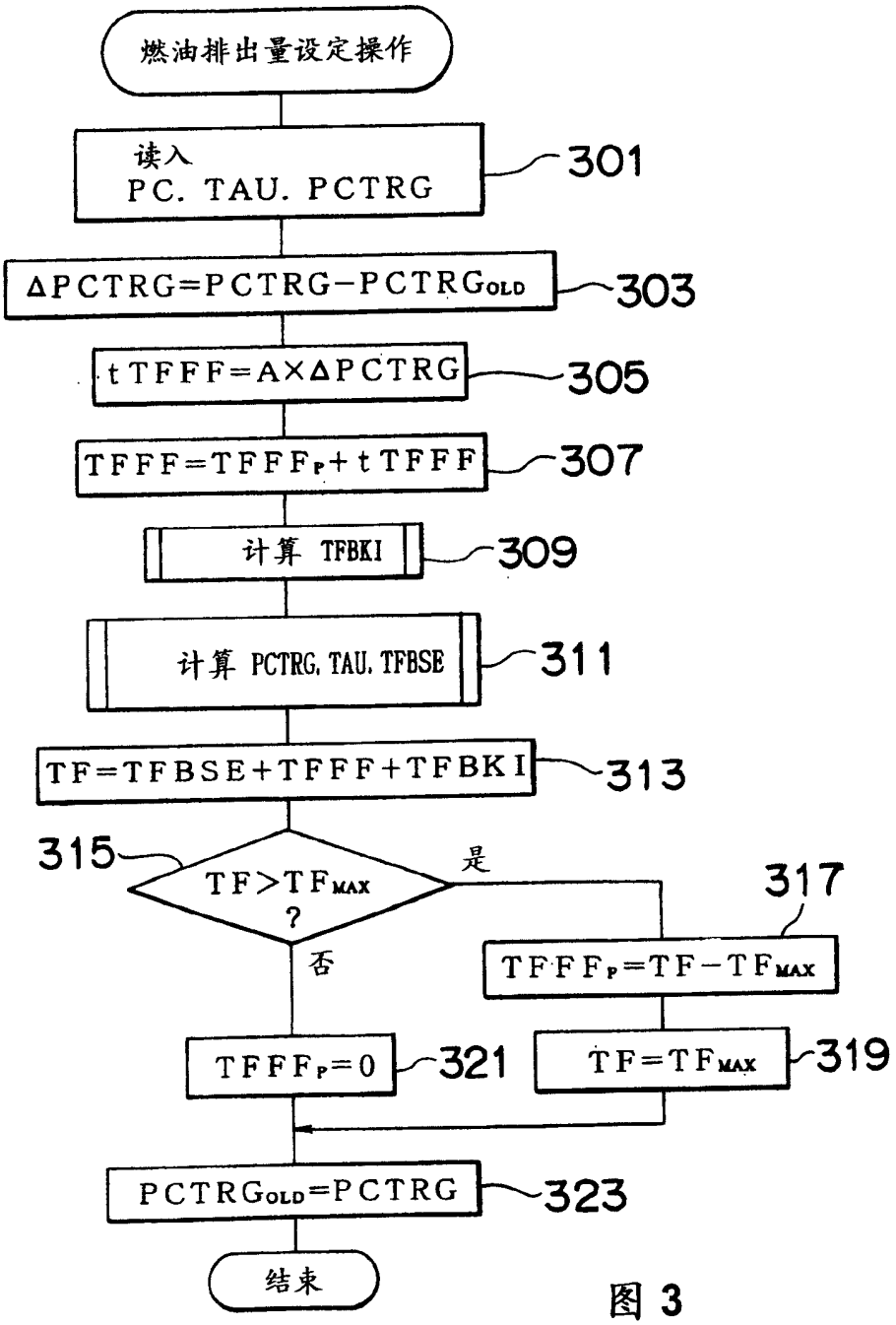

燃油排出量设定操作
读入
PC. TAU. PCTRG
301
ΔPCTRG=PCTRG−PCTRGOLD
303
tTFFF=A×ΔPCTRG
305
TFFF=TFFFP+tTFFF
307
计算 TFBKI
309
计算 PCTRG, TAU, TFBSE
311
TF=TFBSE+TFFF+TFBKI
313
315
TF>TFMAX
?
是
否
317
TFFFP=TF−TFMAX
TFFFP=0
321
TF=TFMAX
319
PCTRGOLD=PCTRG
323
结束

图 3

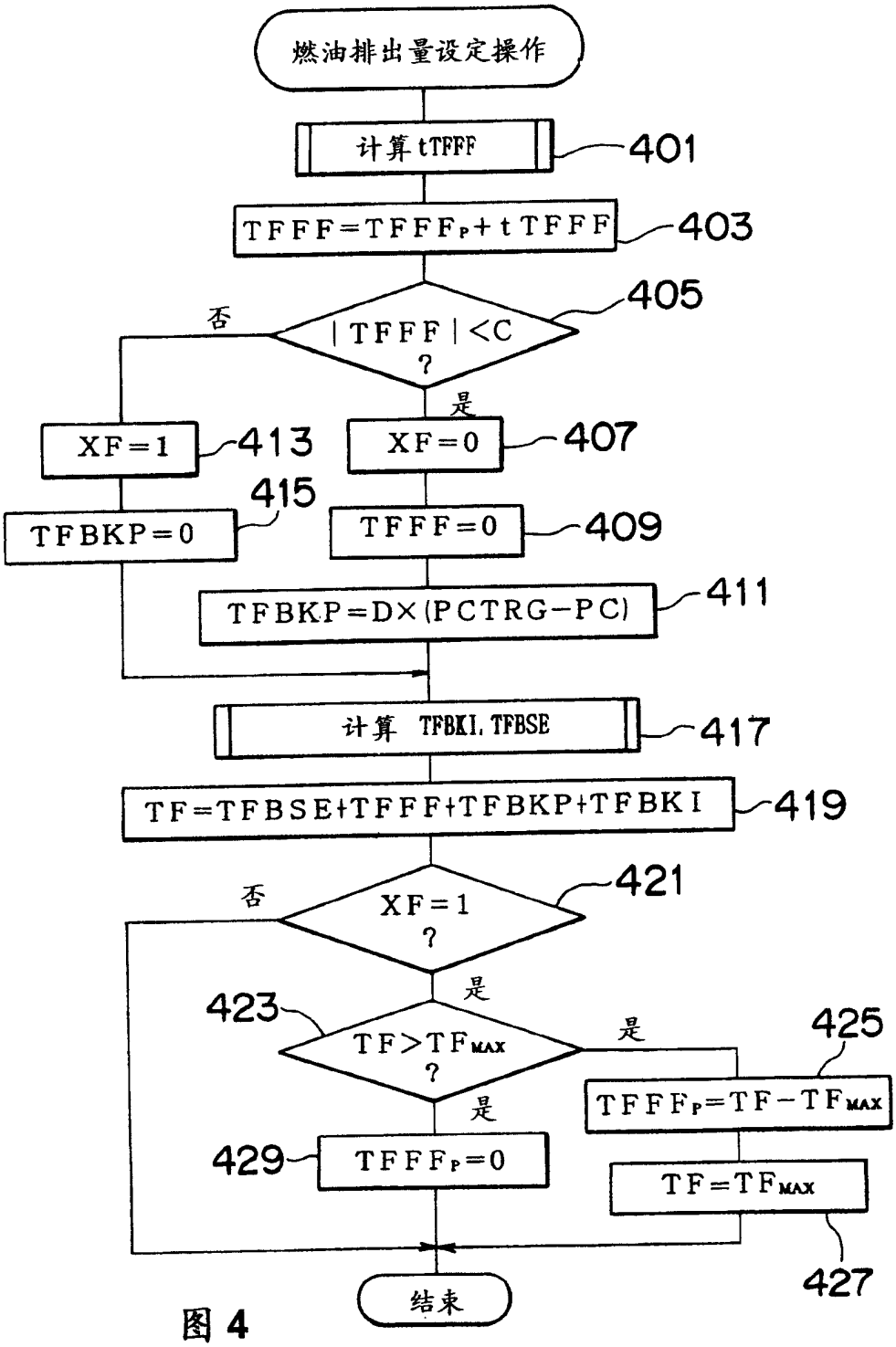

燃油排出量设定操作
计算 tTFFF
401
TFFF=TFFFP+tTFFF
403
|TFFF|<C
?
405
否
是
XF=1
413
XF=0
407
TFBKP=0
415
TFFF=0
409
TFBKP=D×(PCTRG-PC)
411
计算 TFBKI, TFBSE
417
TF=TFBSE+TFFF+TFBKP+TFBKI
419
XF=1
?
421
否
是
TF>TFMAX
?
423
是
425
TFFFP=TF-TFMAX
是
429
TFFFP=0
TF=TFMAX
427
结束

图 4

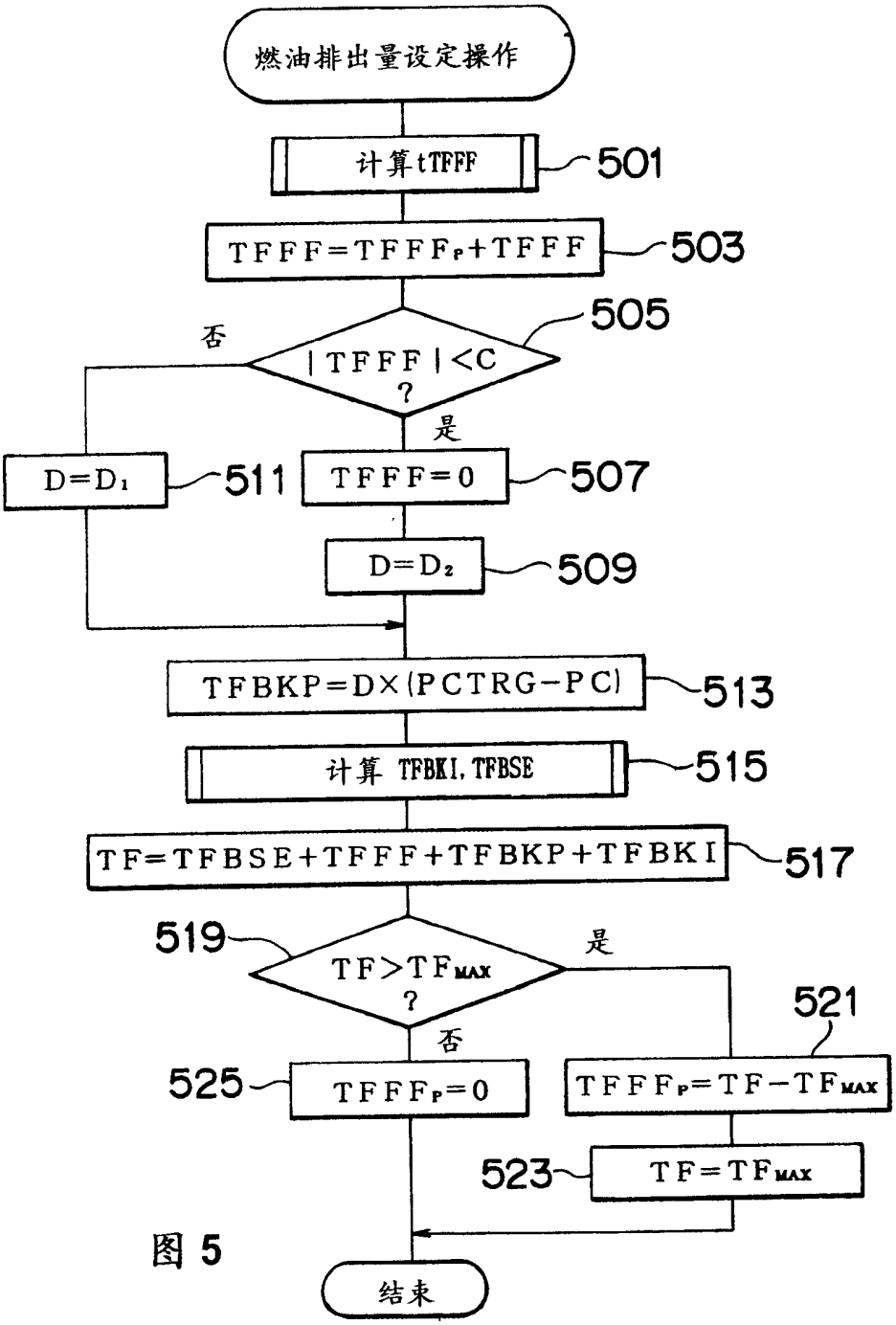

燃油排出量设定操作
计算tTFFF
501
TFFF=TFFFP+TFFF
503
否
|TFFF|<C
?
505
是
D=D1
511
TFFF=0
507
D=D2
509
TFBKP=D×(PCTRG-PC)
513
计算 TFBKI, TFBSE
515
TF=TFBSE+TFFF+TFBKP+TFBKI
517
519
TF>TFMAX
?
是
否
521
525
TFFFP=0
TFFFP=TF-TFMAX
523
TF=TFMAX
结束

图 5

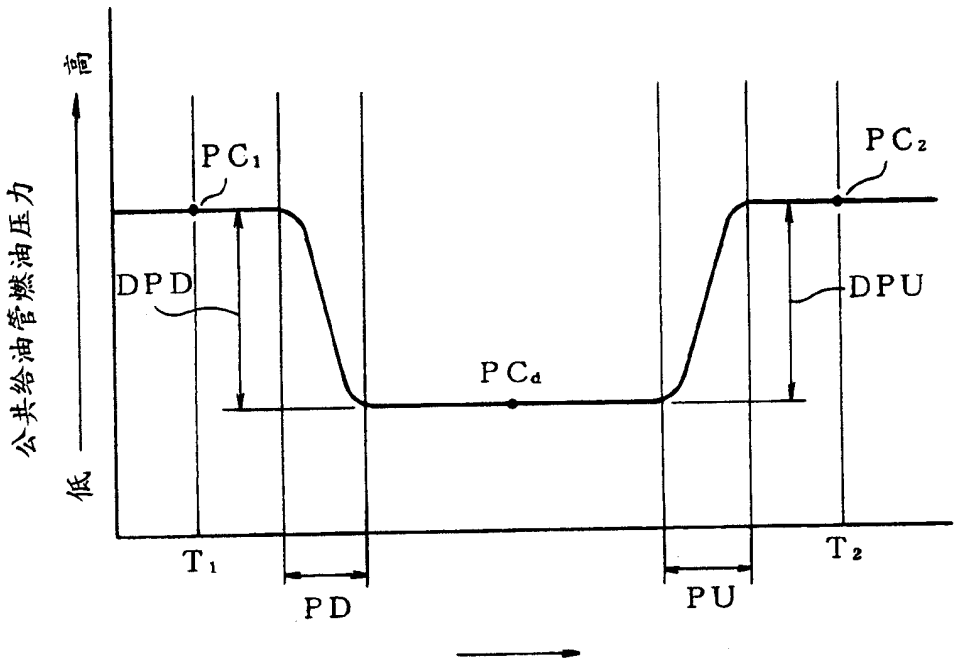


图 6

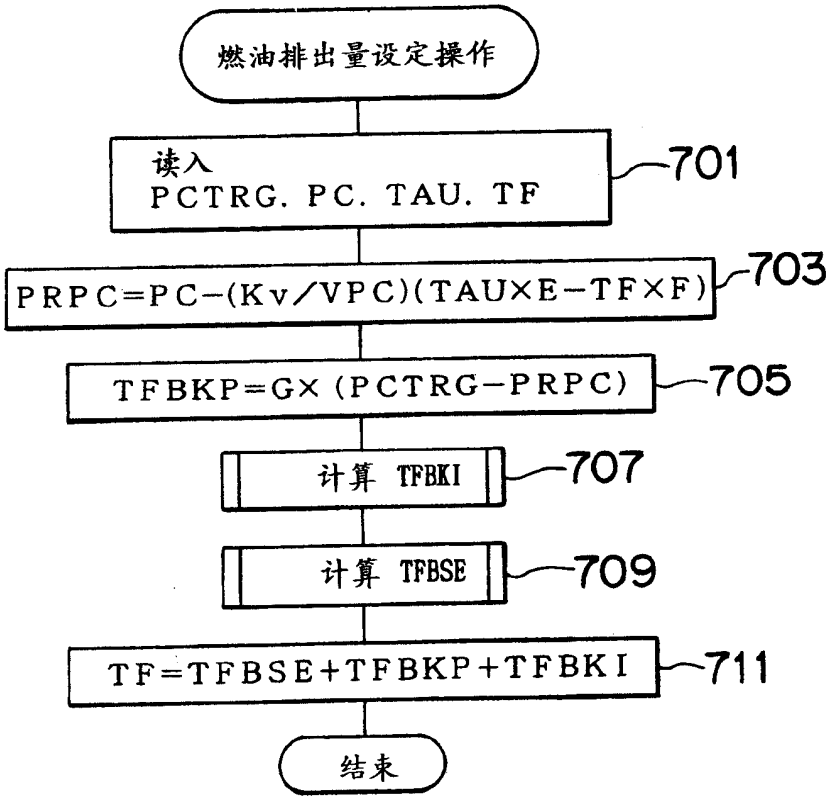

燃油排出量设定操作
读入
PCTRG. PC. TAU. TF
701
PRPC=PC-(Kv/VPC)(TAU×E-TF×F)
703
TFBKP=G×(PCTRG-PRPC)
705
计算 TFBKI
707
计算 TFBSE
709
TF=TFBSE+TFBKP+TFBKI
711
结束

图 7

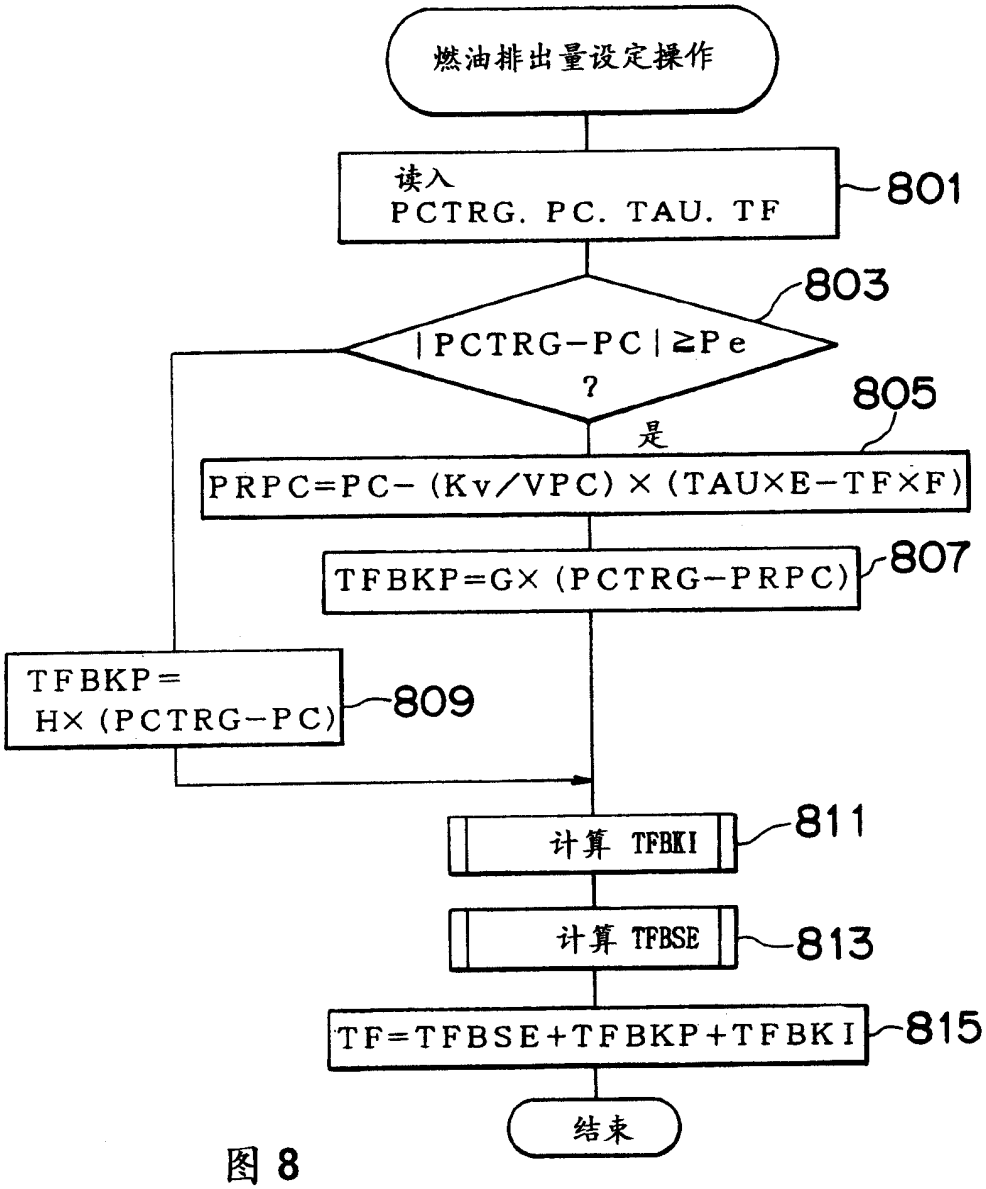

燃油排出量设定操作
读入
PCTRG. PC. TAU. TF
801
803
|PCTRG-PC|≥Pe
?
是
805
PRPC=PC-(Kv/VPC)×(TAU×E-TF×F)
TFBKP=G×(PCTRG-PRPC)
807
TFBKP=
H×(PCTRG-PC)
809
计算 TFBKI
811
计算 TFBSE
813
TF=TFBSE+TFBKP+TFBKI
815
结束

图 8

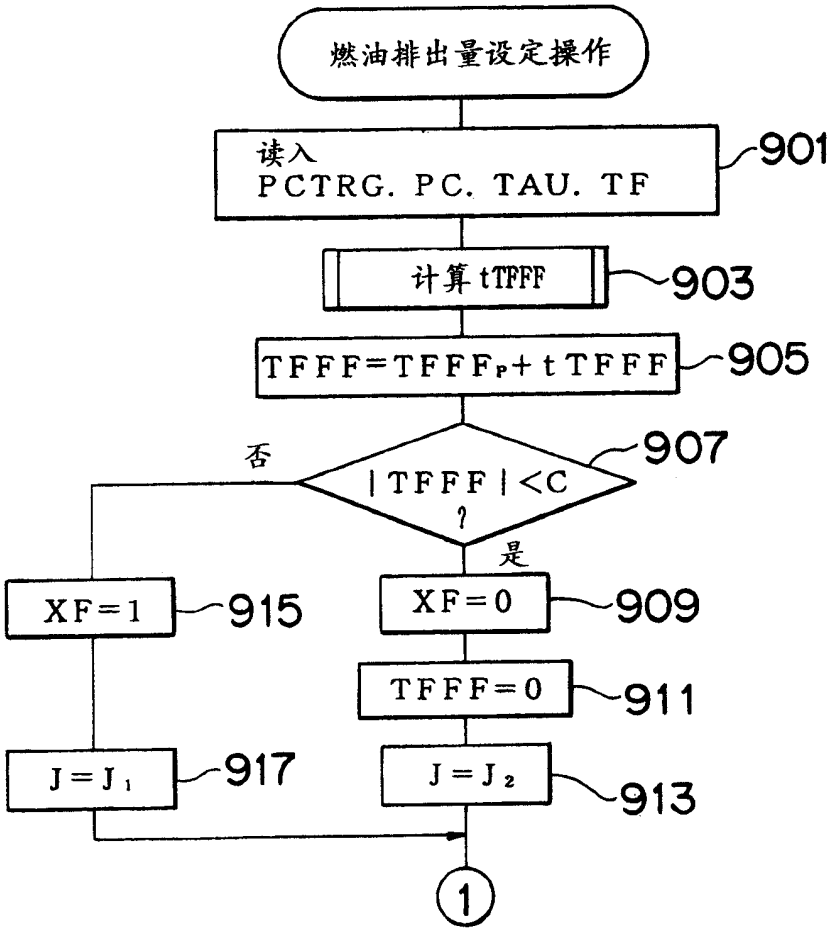

燃油排出量设定操作
读入
PCTRG. PC. TAU. TF
901
计算 tTFFF
903
TFFF=TFFFP+tTFFF
905
否
|TFFF|<C
?
907
是
XF=1
915
XF=0
909
TFFF=0
911
J=J1
917
J=J2
913
1

图 9 （图 10）

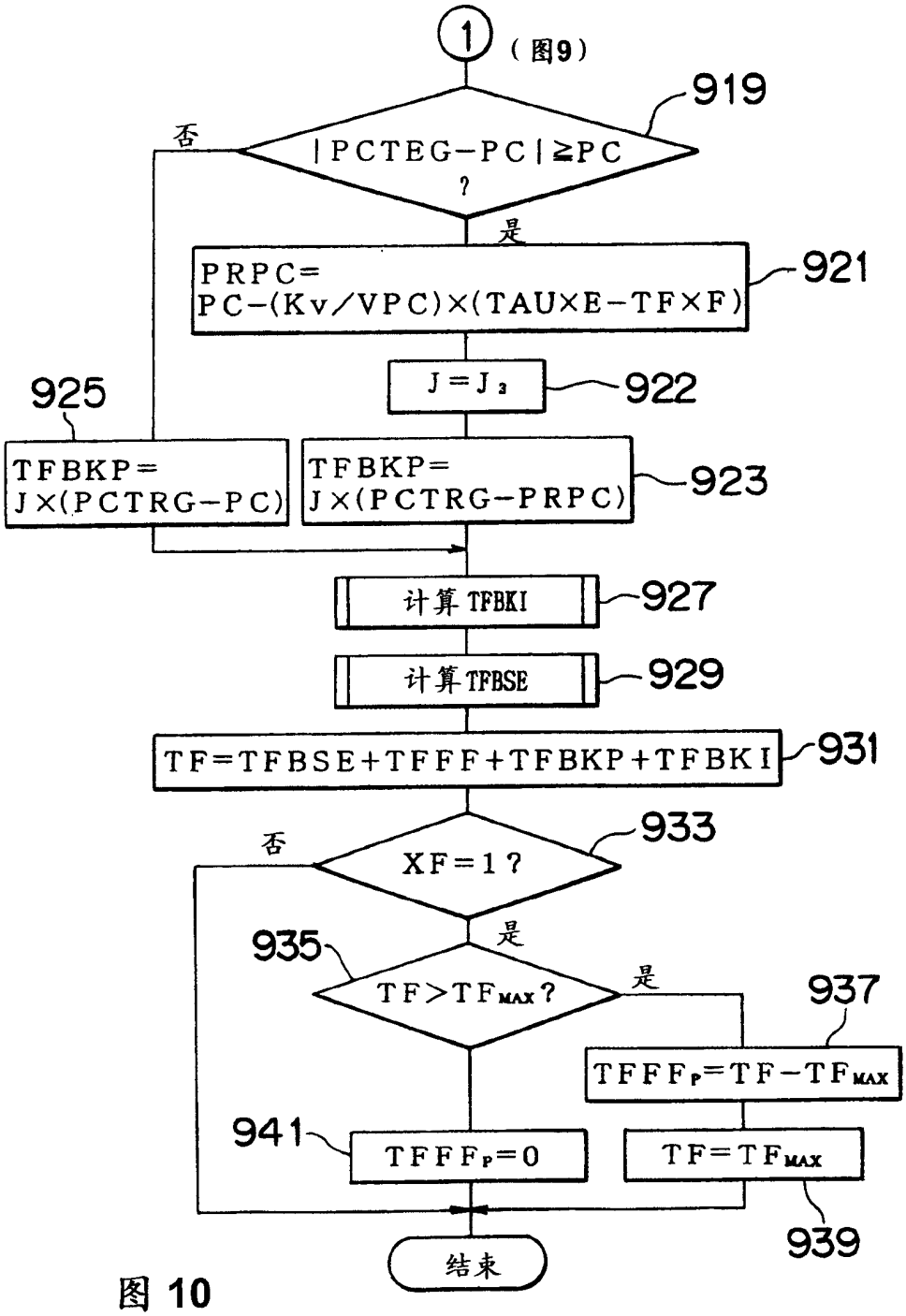

1
(图9)
919
否
|PCTEG-PC|≥PC
?
是
PRPC=
PC-(Kv/VPC)×(TAU×E-TF×F)
921
J=J2
922
925
TFBKP=
J×(PCTRG-PC)
TFBKP=
J×(PCTRG-PRPC)
923
计算TFBKI
927
计算TFBSE
929
TF=TFBSE+TFFF+TFBKP+TFBKI
931
否
XF=1?
933
是
935
TF>TFMAX?
是
937
TFFFP=TF-TFMAX
941
TFFFP=0
TF=TFMAX
939
结束

图 10

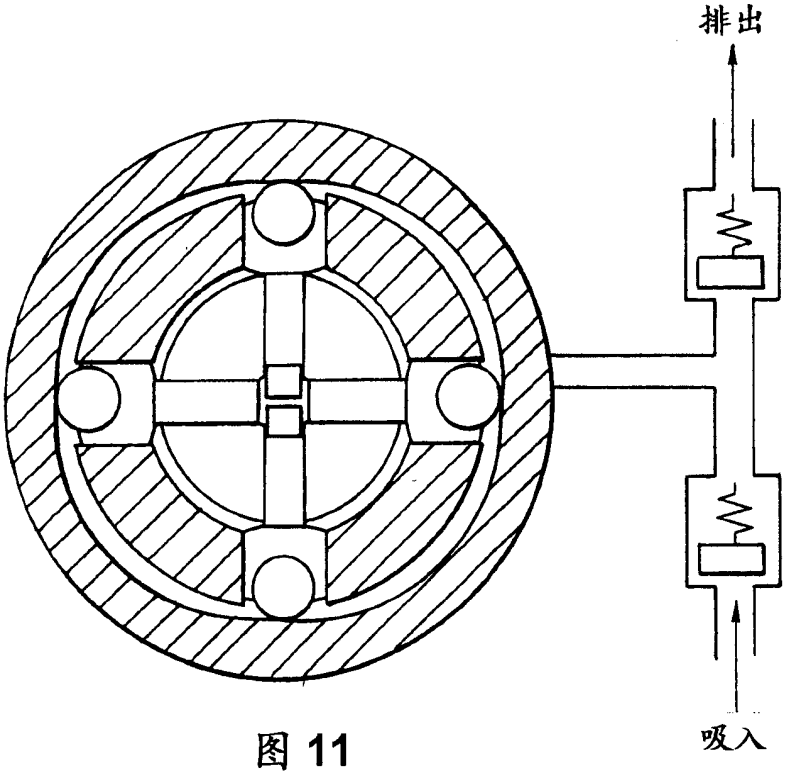


图 11
现有技术

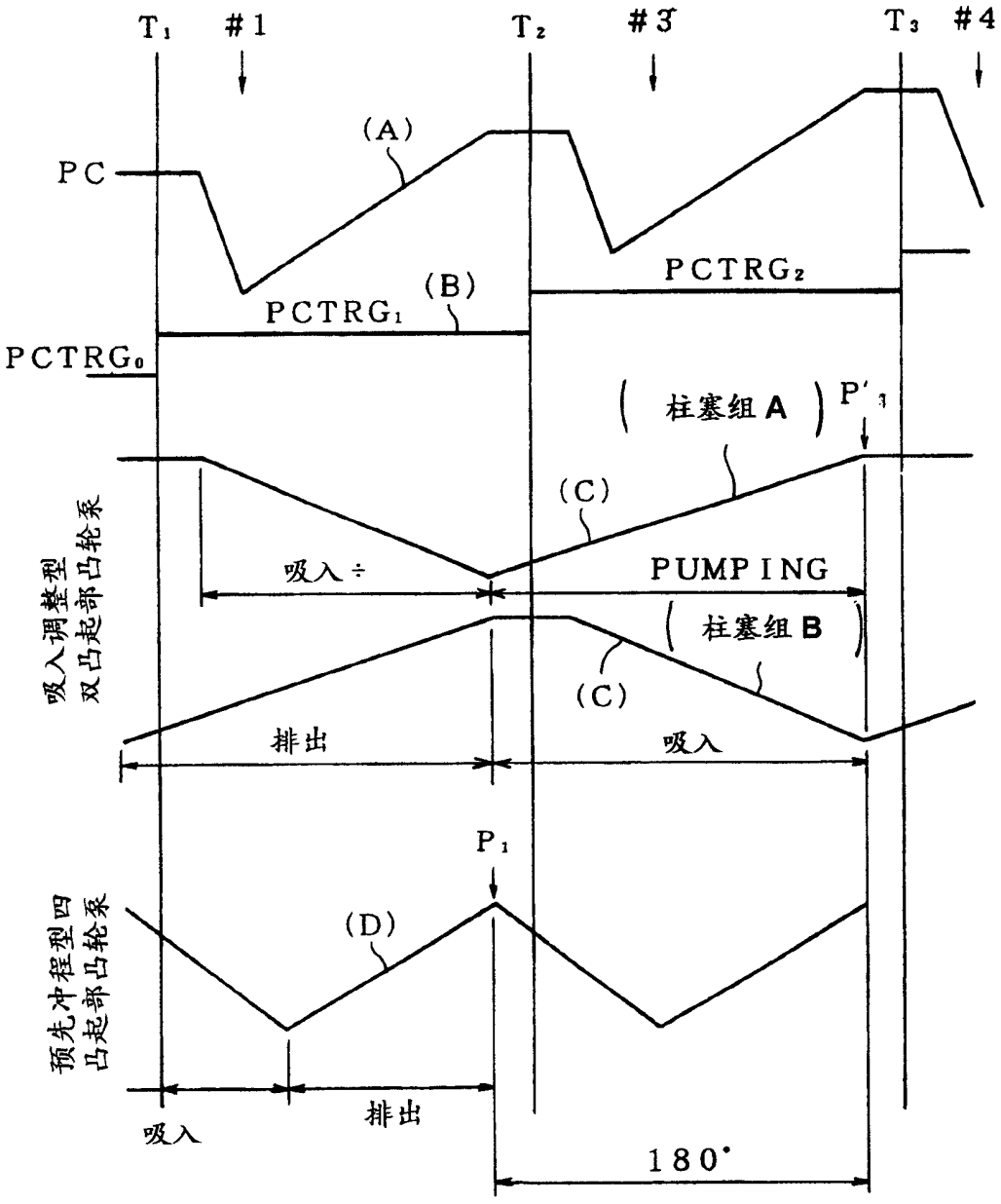
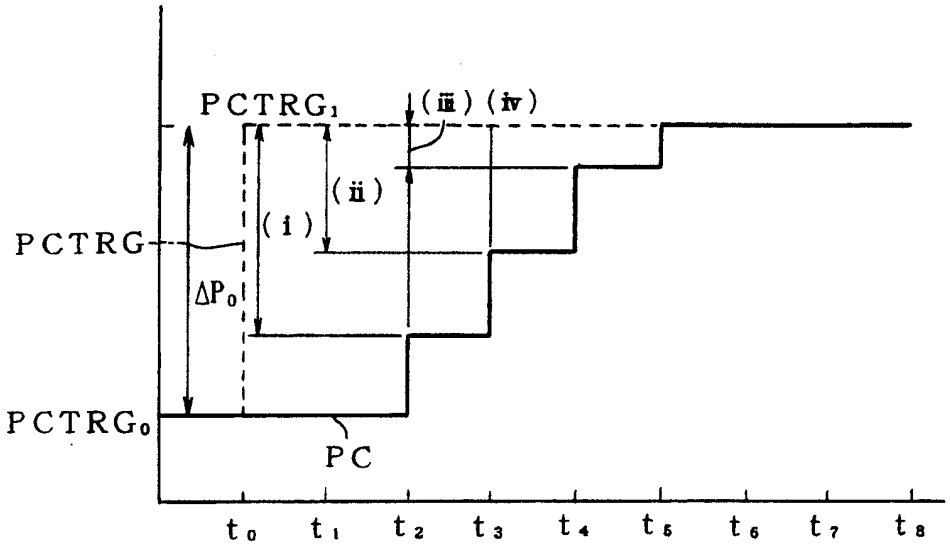

T1
#1
T2
#3
T3
#4
PC
(A)
PCTRG2
(B)
PCTRG1
PCTRG0
柱塞组A
P'1
(C)
吸入调整型
双凸起部凸轮泵
吸入
PUMPING
柱塞组B
(C)
排出
吸入
P1
(D)
预先冲程型四
凸起部凸轮泵
吸入
排出
180°

图 12



(i) 时间点 t_0 $Q_H+(Q_B-Q_{MAX})$
(ii) 时间点 t_1 $Q_H+2X(Q_B-Q_{MAX})$
(iii) 时间点 t_2 $Q_H+3X(Q_B-Q_{MAX})$
(iv) 时间点 t_3 0

图 13

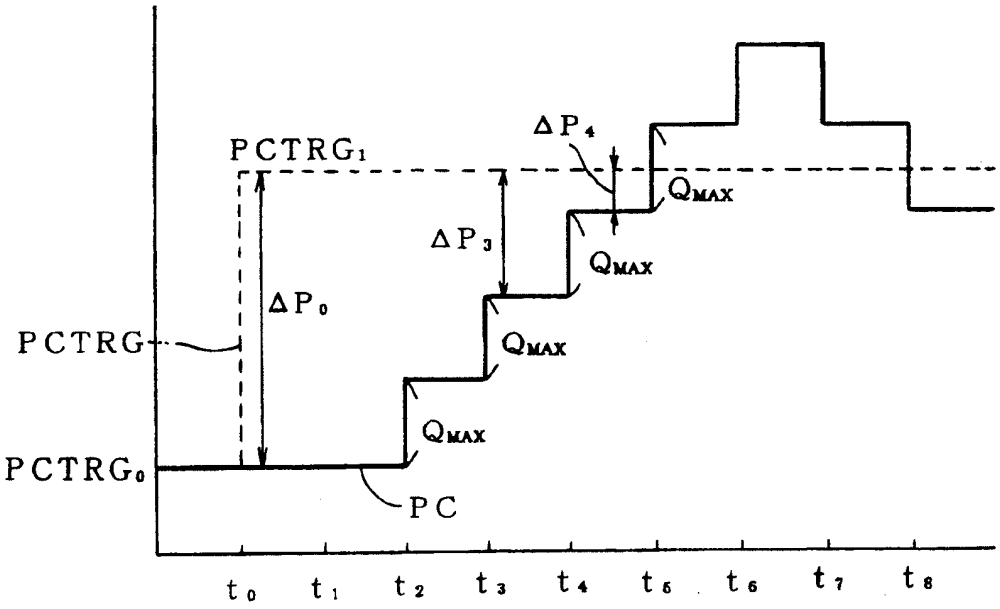

PCTRG1
ΔP4
ΔP3
ΔP0
QMAX
QMAX
QMAX
QMAX
PCTRG
PCTRG0
PC
t0 t1 t2 t3 t4 t5 t6 t7 t8

图 14

现有技术