

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

B60T 13/18 (2006.01)

B60T 7/12 (2006.01)

B60T 8/40 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410007096.0

[45] 授权公告日 2006 年 11 月 8 日

[11] 授权公告号 CN 1283503C

[22] 申请日 2004.2.24

[21] 申请号 200410007096.0

[30] 优先权

[32] 2003.2.24 [33] JP [31] 045824/2003

[71] 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

[72] 发明人 张继成 中村英夫

审查员 张旭波

[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 付建军

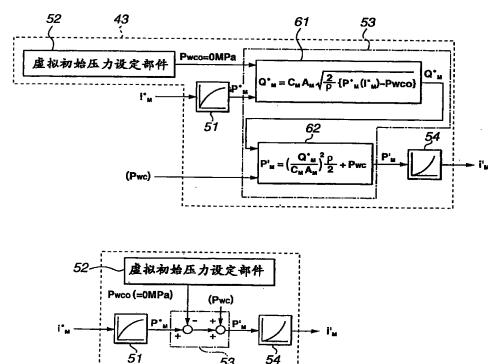
权利要求书 3 页 说明书 13 页 附图 12 页

[54] 发明名称

电控液压制动系统

[57] 摘要

一种电控液压制动系统其被配置成：获得当将电动机驱动电流命令值施加到增压泵电动机上时实现的获得制动液压；设置制动液压的虚拟初始压力；通过使用实际制动液压线性地补偿获得制动液压来获得执行线性补偿的获得制动液压；由液压流率方程式计算增压泵的理想流率；根据理想流率和实际制动液压，通过执行流率方程式的反计算得到执行线性补偿的获得制动液压；以及通过执行用于获得执行线性补偿的获得制动液压的的计算的反计算得到执行线性补偿的电动机驱动电流命令值。



1. 一种电控液压制动系统, 包括:

用于增加制动液压线路中的制动液压的增压泵;

连接到所述增压泵的电动机, 根据电动机驱动电流命令值控制所述电动机以使所述制动液压达到目标制动液压;

用于检测所述制动液压线路中的实际制动液压的压力检测器; 以及

连接到所述电动机和所述压力检测器的控制器,

其特征在于, 该控制器被配置成执行以下操作:

计算到达制动液压, 该到达制动液压是当所述电动机响应电动机驱动电流命令值操作时所获得的最大制动液压,

通过使用所述实际制动液压线性地补偿所述到达制动液压而得到经线性补偿后的到达制动液压,

基于所述经线性补偿后的到达制动液压, 通过执行用于计算经线性补偿后的到达制动液压的计算的反计算来获得经线性补偿后的电动机驱动电流命令值, 以及

基于所述经线性补偿后的电动机驱动电流命令值来控制所述电动机。

2. 如权利要求 1 所述的电控液压制动系统, 其特征在于, 所述控制器被进一步配置成将估计的虚拟初始压力设定为制动液压的初始值, 以及借助于将所述实际制动液压增加到通过从所述到达制动液压中减去所述虚拟初始压力而获得的值上, 从而获得所述经线性补偿后的到达制动液压。

3. 如权利要求 2 所述的电控液压制动系统, 其特征在于, 所述控制器被进一步配置成获得由所述增压泵产生的制动流体的理想流率, 以及由所述理想流率和所述实际制动液压得到所述经线性补偿后的到达制动液压。

4. 如权利要求 3 所述的电控液压制动系统, 其特征在于, 所述控

制器被进一步配置成使用基于流体动力学的流率方程式来获得所述理想流率，以及通过执行所述流率方程式的反计算来获得所述经线性补偿后的到达制动液压。

5. 如权利要求 4 所述的电控液压制动系统，其特征在于，所述流率方程式中的流率系数为固定值。

6. 如权利要求 4 所述的电控液压制动系统，其特征在于，所述流率方程式中的流率系数是根据在控制开始制动液压和控制结束制动液压之间的未到达的制动液压而改变的变量。

7. 如权利要求 1 所述的电控液压制动系统，进一步包括位于所述制动液压线路中并连接到所述控制器的减压阀，所述控制器控制所述减压阀来减少所述实际制动液压。

8. 如权利要求 7 所述的电控液压制动系统，其特征在于，当将要增加所述实际制动液压时，所述控制器控制所述电动机，以及当将要减小所述实际制动液压时，该控制器控制所述减压阀。

9. 一种电控液压制动系统，其通过将电动机驱动电流命令值输出到用于增加制动液压的增压泵的电动机上，电子地控制在用于车辆的制动液压线路中的制动液压，其特征在于，所述电控液压制动系统包括：

控制器，其被配置成对当电动机响应电动机驱动电流命令值操作时获得的最大制动液压进行线性补偿，以及通过执行用于计算经线性补偿后的最大制动液压的的反计算来获得所述电动机驱动电流命令值。

10. 如权利要求 9 所述的电控液压制动系统，其特征在于，所述控制器包括：

用于计算所述到达制动液压的到达制动液压计算装置；

到达制动液压补偿装置，用于通过使用实际制动液压线性地补偿所述到达制动液压来得到经线性补偿后的到达制动液压；

经线性补偿后的电动机驱动电流命令值计算装置，用于基于所述经线性补偿后的到达制动液压，通过执行所述反计算来得到经线性补

偿后的电动机驱动电流命令值;

控制装置,用于基于所述经线性补偿后的电动机驱动电流命令值来控制所述电动机。

11. 一种通过控制使制动液压增加的增压泵的电动机来电子地控制制动液压线路中的制动液压的方法,其特征在于,所述方法包括:

计算到达制动液压,该到达制动液压是当增压泵的电动机响应电动机驱动电流命令值操作时所获得的最大制动液压;

通过使用在所述制动液压线路中实际检测到的制动液压线性地补偿所述到达制动液压,从而获得经线性补偿后的到达制动液压;

基于所述经线性补偿后的到达制动液压,通过执行用于计算经线性补偿后的到达制动液压的計算的反計算来获得经线性补偿后的电动机驱动电流命令值;以及

基于所述经线性补偿后的电动机驱动电流命令值来控制所述电动机。

电控液压制动系统

技术领域

本发明涉及电控液压制动系统，其通过电控增压泵，将制动流体供应到制动液压线路中来增加制动液压，更具体地说，本发明涉及控制用于增压泵的电动机的驱动电流命令值以便线性补偿制动液压的非线性特性的方法。

背景技术

日本公开专利申请 No.2001-301592 公开了一种电控液压制动系统中的用于泵驱动电动机的电控系统，如图 10 所示。这一电控系统被安置成根据实际制动（制动分泵（wheel cylinder））液压的变化率，通过将主缸液压（制动液压命令值） P_{mc} 的变化率（变化速度） dP_{mc}/dt 与系数 $C1$ 相乘，获得所需电动机输出（前馈控制变量） W_s ，通过将该所需电动机输出 W_s 与常数 $C2$ 相乘，获得由于所需电动机输出 W_s 引起增加量 δP_{ws} ，通过将实际制动（制动分泵）液压 P_{wc} 增加到所获得的增加量 δP_{ws} 获得制动液压估计值 P_{es} ，以及通过根据制动液压估计值 P_{es} 与制动液压命令值（主缸液压） P_{mc} 间的差值 ΔP 执行反馈计算，诸如 PID 控制，获得用于估计制动液压差 ΔP 所需的电动机输出反馈控制变量 ΔW 。另外，将制动控制系统安置成通过将目标电动机输出设置为所需电动机输出（前馈控制变量） W_s 与电动机输出反馈控制变量 ΔW 的总和以便获得所需输出来控制电动机。

发明内容

可将增压泵的流率模型，诸如模型化增压泵的流率特性（ Q_M ）算术上表示为如图 11 所示。然而，模型化增压泵中的制动液压（制动分泵液压） P_{wc} 的时间序列变化特性通常表示为图 12 所示，其中示出了

20%、40%和 60%泵电动机驱动效率 (drive duty) (相应于驱动电流 i_M 的特性曲线。如从图 12 所看到的, 制动液压 P_{wc} 的时间序列变化特性显示出非线性特性, 以致制动液压 P_{wc} 的时间变化率 θ_1 、 θ_2 和 θ_3 随制动液压增加而增加, 以及作为当施加电动机驱动电流 i_M 时获得的最大制动液压的获得制动液压 (attainment brake hydraulic pressure) (饱和压力) 随电动机驱动电流 i_M 增加而增加。

因此, 在系数 $C1$ 根据实际制动液压的变化率改变的情况下 (系数 $C1$ 用于通过将系数 $C1$ 与主缸液压 P_{mc} 的变化的速率 dP_{mc}/dt 相乘获得命令电动机输出 W_s), 在制动液压 P_{wc} 达到获得制动液压之前, 由于液压 P_{wc} 的时间变化率 θ_1 、 θ_2 和 θ_3 不为零, 所以可以在某种程度上线性地补偿制动液压 P_{wc} 的非线性特性。然而, 在制动液压 P_{wc} 达到获得制动液压之后, 由于液压 P_{wc} 的时间变化率 θ_1 、 θ_2 和 θ_3 为零, 因此不可能线性地补偿制动液压 P_{wc} 的非线性特性。

因此, 如图 9 中的曲线 A 所示, 在逐步施加制动液压 (主缸液压) P_{mc} 的情况下, 由于图 12 中所示的非线性特性, 制动液压 P_{wc} 的响应特性生成大的响应延迟, 如图 9 中的曲线 B 所示。这一响应延迟导致与制动响应降低有关的问题。

因此, 本发明的目的是提供改进的电控液压制动系统, 其解决关于制动响应的问题, 以便通过在产生用于增压泵的电动机的电动机驱动电流命令值中采用特殊的想法来安全地执行制动液压的非线性特性的线性补偿。

根据本发明的一个方面, 提供一种电控液压制动系统, 包括: 用于增加制动液压线路中的制动液压的增压泵; 连接到所述增压泵的电动机, 根据电动机驱动电流命令值控制所述电动机以使所述制动液压达到目标制动液压; 用于检测所述制动液压线路中的实际制动液压的压力检测器; 以及连接到所述电动机和所述压力检测器的控制器, 其特征在于, 该控制器被配置成执行以下操作: 计算到达制动液压, 该到达制动液压是当所述电动机响应电动机驱动电流命令值操作时所获得的最大制动液压, 通过使用所述实际制动液压线性地补偿所述到达

制动液压而得到经线性补偿后的到达制动液压，基于所述经线性补偿后的到达制动液压，通过执行用于计算经线性补偿后的到达制动液压的的计算的反计算来获得经线性补偿后的电动机驱动电流命令值，以及基于所述经线性补偿后的电动机驱动电流命令值来控制所述电动机。

根据本发明的另一方面，提供一种电控液压制动系统，其通过将电动机驱动电流命令值输出到用于增加制动液压的增压泵的电动机上，电子地控制在用于车辆的制动液压线路中的制动液压，其特征在于，所述电控液压制动系统包括：控制器，其被配置成对当电动机响应电动机驱动电流命令值操作时获得的最大制动液压进行线性补偿，以及通过执行用于计算经线性补偿后的最大制动液压的的计算的反计算来获得所述电动机驱动电流命令值。

根据本发明的另一方面，提供一种通过控制使制动液压增加的增压泵的电动机来电子地控制制动液压线路中的制动液压的方法，其特征在于，所述方法包括：计算到达制动液压，该到达制动液压是当增压泵的电动机响应电动机驱动电流命令值操作时所获得的最大制动液压；通过使用在所述制动液压线路中实际检测到的制动液压线性地补偿所述到达制动液压，从而获得经线性补偿后的到达制动液压；基于所述经线性补偿后的到达制动液压，通过执行用于计算经线性补偿后的到达制动液压的的计算的反计算来获得经线性补偿后的电动机驱动电流命令值；以及基于所述经线性补偿后的电动机驱动电流命令值来控制所述电动机。

从下述参考附图的描述，将理解本发明的其他目的和特性。

附图说明

图 1 是根据本发明的一个实施例的电控液压制动控制系统的系统图。

图 2 是电控液压制动系统的制动液压控制器的框图。

图 3 是表示由制动液压控制器执行的控制程序的流程图。

图 4 是图 2 中所示的液压控制器的说明性框图。

图 5A 是在采用泵流模型 (pump flow model) 的情况下, 图 2 中的线性补偿器的框图, 以及图 5B 是在采用简化线性补偿器的情况下, 图 2 中的线性补偿器的框图。

图 6 是表示可应用于图 2 中的制动液压控制器的另一线性补偿器的框图。

图 7 是在采用图 5A 和 5B 所示的线性补偿器的情况下, 制动液压的时间序列变化的时序图。

图 8 是表示在采用图 6 中所示的线性补偿器的情况下, 制动液压的时间序列变化的时序图。

图 9 是在采用图 5A 和 5B 中所示的线性补偿器、采用图 6 中所示的线性补偿器以及不采用该线性补偿器的情况下, 制动液压的阶跃响应的时序图。

图 10 是表示相关技术的电控液压制动控制系统的泵驱动电动机的框图。

图 11 是用于增压泵流模型的说明图。

图 12 是表示在不采用线性补偿器的情况下, 制动液压的时间序列变化的时序图。

具体实施方式

参考附图论述根据本发明的电控液压制动系统的一个实施例。图 1 表示根据本发明的该实施例的用于车辆的电控液压制动系统的系统视图。这一电控液压制动控制系统应用于协调再生制动 (coordinated regenerative brake) 控制系统, 其中, 协调地控制制动液压和采用交流电同步电动机 (未示出) 的再生制动。另外, 该电控液压制动控制系统包括前轮制动液压线路和后轮制动液压线路, 以便与为前轮或后轮提供的再生制动电动机一起被协调地控制, 以及适应于前后分离线配置 (split line arrangement)。因此, 即使当与驾驶员的制动操纵力无关地控制该液压制动系统时, 该电控液压制动系统也能无关地控制这两条线路的液压。

当驾驶员按压制动踏板 1 以便生成驾驶员所需的制动力时, 液压增压器 2 (hydraulic booster) 使制动踏板 1 的下压力升高。升压力推动主缸 3 的活塞皮碗(未示出), 因此, 主缸 3 将根据制动踏板 1 的下压水平的主缸液压 P_{mc} 输出到前轮制动液压线路 4F 和后轮制动液压线路 4R。前轮制动液压线路 4F 构造用于左右前轮汽缸 6FL 和 6FR 的前轮制动液压系统。后轮制动液压线路 4R 构造用于左右后轮汽缸 6RL 和 6RR 的后轮制动液压系统。

液压增压器 2 和主缸 3 采用制动流体, 制动流体共同地或独立地返回到容器 7 (reservoir)。液压增压器 2 连接到泵 8, 泵 8 从容器 7 吸入制动流体并将制动流体排出到蓄压器 9 以便能总是以预定压力将加压制动流体施加到主缸 3 上。通过压力开关 10 的顺序控制控制蓄压器 9 中的制动流体的压力。液压增压器 2 在蓄压器 9 的压力的帮助下, 使制动踏板 1 的下压力增加。增加的力推动主缸 3 的活塞皮碗(未示出)。主缸 3 通过将从容器 7 提供的加压制动流体密封在前轮制动液压线路 4F 和后轮制动液压线路 4R 中来生成对应于制动踏板 1 的下压水平的主缸液压 P_{mc} , 如下文所述。压力传感器 11F 和 11R 分别检测前轮和后轮制动液压线路 4F 和 4R 中的主缸压力 P_{mc} , 并将表示主缸压力 P_{mc} 的信号输出到制动液压控制器 40。控制器 40 基于所检测的主缸压力 P_{mc} , 电子地控制前轮制动液压和后轮制动液压。

常开型电磁阀 12F 和 12R 分别位于前轮制动液压线路 4F 和后轮制动液压线路 4R 中, 并且电连接到控制器 40。常闭型电磁阀 13F 和 13R 分别位于主缸 3 和常开型电磁阀 12F 之间的前轮制动液压线路 4F 以及主缸 3 和常开型电磁阀 12R 之间的后轮制动液压线路 4R 中。另外, 冲程模拟器 (stroke simulator) 14F 和 14R 分别连接到常闭型电磁阀 13F 和 13R。因此, 当常开型电磁阀 12F 和 12R 以及常闭型电磁阀 13F 和 13R 处于各自的正常状态时, 即, 当常开型电磁阀 12F 和 12R 处于打开状态以及当常闭型电磁阀 13F 和 13R 处于关闭状态时, 主缸液压 P_{mc} 直接供给相应的制动分泵。当不可能电子地控制前轮制动液压 (P_{wc}) 和后轮制动液压 (P_{wc}) 时, 这一配置充当自动防故障

系统 (fail safe system)。

当压下用于车辆制动的制动踏板 1 时, 响应制动开关 15 的导通信号, 常开型电磁阀 12F 和 12R 以及常闭型电磁阀 13F 和 13R 均导通。通过所有阀 12F、12R、13F 和 13R 的这些导通操作, 关闭常开型电磁阀 12F 和 12R 以及打开常闭型电磁阀 13F 和 13R。由于关闭常开型电磁阀 12F 和 12R, 在主缸 3 与常开型电磁阀 12F 和 12R 之间的前轮和后轮制动液压线路 4F 和 4R 的位置生成根据制动踏板 1 的下压力的主缸压力 P_{mc} , 并且该压力在充当反作用力接收器的冲程模拟器 14F 和 14R 处被接收。此时, 由于冲程模拟器 14F 和 14R 的反作用力, 驾驶员具有与在正常状态下相同的制动踏板操作感受。另外, 压力传感器 11F 和 11R 检测主缸 P_{mc} 。

常开型电磁阀 12F 和 12R 下游的前轮和后轮制动液压线路 4F 和 4R 的部分被分别连接到左右前轮汽缸 6FL 和 6FR 以及左右后轮汽缸 6RL 和 6RR。更具体地说, 前轮制动液压线路 4F 通过线路 16FL 和常开防滑控制阀 17FL 连接到左前轮汽缸 6FL。另外, 左前轮汽缸 6FL 通过常闭防滑控制阀 18FL 连接到与容器 7 连接的回流管路 (return line) 19。此外, 前轮制动液压线路 4F 通过线路 20FR 和常开防滑控制阀 21FR 连接到右前轮汽缸 6FR。另外, 右前轮汽缸 6FR 通过常闭防滑控制阀 22FR 连接到与容器 7 连接的回流管路 19。类似地, 后轮制动液压线路 4R 通过线路 23RL 和常开防滑控制阀 24RL 连接到左后轮汽缸 6RL。另外, 左后轮汽缸 6RL 通过常闭防滑控制阀 25RL 连接到与容器 7 相连的回流管路 19。此外, 后轮制动液压线路 4R 通过线路 26RR 和常开防滑控制阀 27RR 连接到右后轮汽缸 6RR。另外, 右后轮汽缸 6RR 通过常闭防滑控制阀 28RR 连接到与容器 7 相连的回流管路 19。

由于通过控制每个车轮 5FL、5FR、5RL、5RR 的每个常开防滑控制阀和每个常闭防滑控制阀来执行的防滑控制与常规的已知控制相同, 故省略其详细说明。在下文中, 仅给出示意性说明。当车轮不处于滑动状态时, 即, 当滑动率 (Slip ratio) 小于对应于最大摩擦系数的

理想滑动率时，用于每个车轮的常开防滑控制阀和常闭防滑控制阀处于正常状态，因此，不将用于防滑控制的液压提供到每个车轮汽缸上。当车轮处于滑动状态时，即，当滑动率变得大于理想滑动率时，首先导通常开防滑控制阀使其处于关闭状态。关闭常开防滑控制阀连同常闭防滑控制阀的关闭状态一起来维持车轮汽缸的液压。当尽管执行上述操作，车轮仍然滑动时，通过以执行导通而打开常闭防滑控制阀的方式来降低车轮汽缸的液压，从而防止滑动。

为了电子地控制常开电磁阀 12F 下游的前轮液压线路 4F 和常开电磁阀 12R 下游的后轮液压线路 4R 的部分中的前轮液压和后轮液压 P_{wc} ，将增压泵 29F 和 29R 的排出口分别连接到常开电磁阀 12F 下游的前轮液压线路 4F 和常开电磁阀 12R 下游的后轮液压线路 4R 的部分。还分别将常闭电磁阀 30F 和 30R 连接到常开电磁阀 12F 下游的前轮液压线路 4F 和常开电磁阀 12R 下游的后轮液压线路 4R 的部分。另外，将增压泵 29F 和 29R 的吸入口连接到与容器 19 相连的回流管路 19。

通过电连接到控制器 40 的增压泵电动机 31 来驱动增压泵 29F 和 29R，因此，通过以增加施加到电动机 31 上的驱动效率（电动机驱动电流） i'_M 的方式来增加制动流体供应量，从而使前轮制动液压和后轮制动液压 P_{wc} 增加。另一方面，根据对提供到减压阀 30F 和 30R 的驱动效率（减压阀驱动电流） i^*_v 的增加，使减压阀 30F 和 30R 的开度从零增加。这种对减压阀 30F 和 30R 的开度使到回流管路 19 的制动流体的排出量增加，因此，通过这一操作，使前轮和后轮制动液压 P_{wc} 降低。即，能通过控制来自增压泵 29F 的制动流体供应量以及来自减压阀 30F 的制动流体排出量来控制前轮制动液压 P_{wc} 。能通过控制来自增压泵 29R 的制动流体供应量以及来自减压阀 30R 的制动流体排出量来控制后轮制动液压 P_{wc} 。压力传感器 32F 和 32R 分别检测前轮制动液压 P_{wc} 和后轮制动液压 P_{wc} 。

图 2 所示的制动液压控制器 40 执行图 3 中所示的控制程序，以便通过控制通常由电动机 31 共同驱动的增压泵 29F 和 29R 以及减压阀

30F 和 30R, 执行前轮制动液压 P_{wc} 和后轮制动液压 P_{wc} 的电子控制。尽管图 2 和 3 表示用于前轮制动液压线路和后轮液压线路中的一个的控制, 但另一线路的控制基本上与图 2 和 3 所示的相同, 因此, 在此省略用于另一线路的控制的说明。

以预定间隔重复地执行图 3 所示的控制程序, 在这一实施例中, 以 10msec 间隔执行。

在步骤 S1, 控制器 40 从压力传感器读取实际的制动液压 P_{wc} 。在步骤 S2, 控制器 40 基于所检测的压力计算目标制动液压 P^*_{wc} 。在这里, 基于由驾驶员命令的主缸压力 P_{mc} 获得目标制动液压 P^*_{wc} , 并进一步在考虑了使用再生制动的车辆行为控制和协调控制后对其进行自由确定。

在步骤 S3, 控制器 40 通过导通常开电磁阀 12F (12R), 响应压下制动踏板 1 (制动开关 15 的信号) 关闭制动液压系统 4F (4R), 以及通过导通常闭电磁阀 13F (13R) 打开制动液压系统 4F (4R), 从而由于冲程模拟器 14F (14R) 的反作用力, 驾驶员能具有制动踏板 1 正常操作的感觉。

在步骤 S4, 控制器 40 根据目标制动液压 P^*_{wc} 和实际制动液压 P_{wc} , 使用图 2 所示的液压控制器 41 计算制动液压系统 4F (4R) 的目标操作变量 (负载率转换量) i^* , 通过该计算, 实际制动液压更接近目标制动液压 P^*_{wc} 。

作为采用图 4 所示的“二自由度控制方法”的例子, 液压控制器 41 包括前馈补偿器 $G_{FF}(S)$ 、参考模型 $G_{ref}(S)$, 以及反馈补偿器 $G_{FB}(S)$ 。反馈补偿器 $G_{FB}(S)$ 调制控制系统的稳定性、耐干扰性和闭环性能, 前馈补偿器 $G_{FF}(S)$ 基本上相对于在基本无模型误差情况下的目标制动液压 P^*_{wc} 来调制实际制动液压 P_{wc} 的响应度。在这里, 前馈补偿器 $G_{FF}(S)$ 用下述表达式 (1) 表示。

$$G_{FF}(S) = S / (T_{ref} * S + 1) \quad \text{--- (1)}$$

T_{ref} 是时间常数, S 是拉普拉斯算子。参考模型 $G_{ref}(S)$ 由下述表达式 (2) 表示。

$$G_{ref}(S) = 1 / (T_{ref} * S + 1) \quad \text{--- (2)}$$

其中 T_{ref} 为时间常数。

反馈补偿器 $G_{FB}(S)$ 由下述表达式 (3) 表示。

$$G_{FB}(S) = (K_p * S + K_i) / S \quad \text{--- (3)}$$

其中 K_p 为比例控制常数, K_i 为积分控制常数。

为使受控对象的响应特性 $P(S)$ 对应于参考模型特性 $G_{ref}(S)$, 通过使用前馈补偿器 $G_{FF}(S)$ 处理目标制动液压 $P * w_c$ 的方式来执行前馈补偿 (相位补偿), 从而计算前馈操作变量 i^*_{FF} 。然后, 通过使用参考模型 $G_{ref}(S)$ 处理目标制动液压 $P * w_c$ 来计算图 9 中的曲线 C 所示的参考制动液压 P_{ref} 。另外, 计算参考制动液压 P_{ref} 与实际制动液压 P_{wc} 间的制动液压偏差 (差) ΔP ($\Delta P = P_{ref} - P_{wc}$)。通过以使用反馈补偿器 $G_{FB}(S)$ 处理制动液压差 ΔP 的方式来执行反馈补偿, 从而计算反馈操作变量 i^*_{FB} 。最后, 通过将前馈操作变量 i^*_{FF} 与反馈操作变量 i^*_{FB} 相加获得目标操作变量 i^* ($i^* = i^*_{FF} + i^*_{FB}$)。实际上, 根据将上述表达式表达成离散形式来执行这些计算。

在图 3 中的步骤 S5 至 S7, 压力增加和减少操作变量分配器 42 将制动液压系统 (线路) 4F (4R) 的目标操作变量 i^* 分配成减压阀 30F (30R) 的驱动电流命令值 i^* 和驱动电流命令值 i^*_M 。更具体地说, 在步骤 S5, 控制器 40 通过确定目标操作变量 i^* 是否大于或等于零 ($i^* \geq 0$) 来检查减压阀 30F (30R) 的目标操作变量 i^* 的极性。当在步骤 S5 的确定为“是”时, 即, 当目标操作变量 i^* 为正值时, 程序进入步骤 S6, 其中控制器 40 将增压泵电动机 31 的驱动电流命令值 i^*_M 设置为目标操作变量 i^* ($i^*_M = i^*$) 以及将减压阀驱动电流命令值目标操作变量 i^*_v 设置为 0 ($i^*_v = 0$)。当在步骤 S5 的确定为“否”时, 即, 当目标操作变量 i^* 为负值时, 程序进入步骤 S7, 其中控制器 40 将增压泵电动机 31 的驱动电流命令值 i^*_M 设置为 0 ($i^*_M = 0$), 以便停止电动机 31 以及将减压阀驱动电流命令值 i^*_v 设置为目标操作变量 i^* ($i^*_v = -i^*$)。

当在图 3 的步骤 S6, 将增压泵电动机 31 的驱动电流命令值 i^*_M 设置为目标操作变量 i^* ($i^*_M = i^*$) 的情况下, 如果直接使用这一设定

值执行增压泵电动机 31 的驱动控制, 则由于在图 12 的说明中论述的制动液压 P_{wc} 的非线性特性, 将导致如图 9 的曲线 B 所示的制动响应延迟。为解决这一问题, 在图 3 的步骤 S8, 控制器 40 使用图 2 中的线性补偿器 43, 获得在图 12 中所示的制动液压 P_{wc} 的非线性特性的线性补偿中采用的执行线性补偿的增压泵驱动电流命令值 i'_M 。

由获得制动液压计算部件 51、虚拟 (virtual) 初始压力设定部件 52、获得制动液压补偿部件 53 和执行线性补偿的增压泵驱动电流命令值计算部件 54 来构造图 2 中的线性补偿器 43, 如图 5A 所示。获得制动液压计算部件 51 使用获得制动液压图和预定的函数, 计算获得制动液压 P^*_M , 该获得制动液压 P^*_M 是当由驱动电流命令值 i^*_M 驱动电动机 31 时, 通过增压泵 29F (29R) 得到的可获得最大制动液压。虚拟初始压力设定部件 52 设定虚拟初始压力 P_{wco} , 该虚拟初始压力 P_{wco} 被虚拟地设置为制动液压的初始值。通常, 这一虚拟初始压力 P_{wco} 被设置为 0Mpa。

获得制动液压补偿部件 53 通过增加实际制动液压 P_{wc} 来执行获得制动液压 P^*_M 的线性补偿, 从而获得执行线性补偿的获得制动液压 P'_M 。获得制动液压补偿部件 53 由理想流率计算部件 61 和执行线性补偿的获得制动液压计算部件 62 构成。理想流率计算部件 61 计算增压泵的理想流率 Q^*_M , 不用说, 该理想流率是当将虚拟初始压力 P_{wco} 用作获得制动液压 P^*_M 下的标准时, 使用基于伯努利定理表示的下述液压流率表达式 (4) 获得的。

$$Q^*_M = C_M * A_M \{(2/\rho)[P^*_M(I^*_M) - P_{wco}]\}^{1/2} \quad \text{--- (4)}$$

其中 Q^*_M 是增压泵的理想流率, C_M 是流率系数 (固定值), A_M 是与图 11 中相同的增压泵 29F (29R) 的孔口打开面积 (orifice opening area), ρ 是流体比重, P^*_M 是获得制动液压, I^*_M 是增压泵 (电动机) 驱动电流命令值, 以及 P_{wco} 为虚拟初始压力。

执行线性补偿的获得制动液压计算部件 62 使用根据实际制动液压 P_{wc} 和理想流率 Q^*_M 的表达 (1) 的反运算, 获得执行线性补偿的获得制动液压 P'_M , 不用说, 该获得制动液压 P'_M 是当根据当前实际

制动液压 P_{wc} 确保理想流率 Q^*_M 时获得的。执行线性补偿的增压泵驱动电流命令值计算部件 54 基于执行线性补偿的获得制动液压 P'_M ，通过执行在获得制动液压计算部件 51 中执行的计算的反计算，即，通过对在获得制动液压计算部件 51 中采用的获得制动液压图进行反向检索(inverse index)，或通过使用预定反函数，获得执行线性补偿的电动机驱动电流命令值 i'_M 。

在执行步骤 S8 之后的步骤 S9，控制器 40 通过将在步骤 S8 获得的相应于图 2 中的线性补偿器 43 的执行线性补偿的电动机驱动电流命令值 i'_M 和在步骤 S6 或 S7 获得的减压阀驱动电流命令值 i^*_V 分别输出到增压泵电动机 31 和减压阀 30F (30R)，从而执行驱动控制。减压执行线性补偿的电动机驱动电流命令值 i'_M 补偿增压泵 29F (29R) 的流率特性以便执行与在虚拟初始压力 P_{wco} (= 0Mpa) 中相同的特性。因此，有可能将图 12 中所示的非线性特性线性化为图 7 中所示的线性特性。关于图 9 的说明，通过将制动液压 P_{wc} 的阶跃响应从表示传统特性的曲线 B 改进为曲线 D，改进的阶跃响应变得非常接近于由曲线 C 所示的参考制动液压 P_{ref} 。这降低了制动的响应延迟并解决了制动响应的问题。

获得制动液压补偿部件 53 使用计算部件 61 中的流率模型 (函数或图)，由获得制动液压 P^*_M 和虚拟初始压力 P_{wco} 得到增压泵的理想流率 Q^*_M 。另外，根据计算部件 62 中的反流率模型 (反函数或相反图)，由理想流率 Q^*_M 和实际制动液压 P_{wc} 得到执行线性补偿的获得制动液压 P'_M 。因此，能用流率模型表示增压泵的流率特性，其中，输入是获得制动液压 P^*_M 、虚拟初始压力 P_{wco} 以及实际制动液压 P_{wc} 。自由地获得与在虚拟液压状态中相同的流率特性变为可能。因此，在不受实际制动液压 P_{wc} 影响的情况下，相对于增压泵 (电动机) 驱动电流命令值 i^*_M 线性化液压变化率的特性。特别地，由于获得制动液压 P^*_M 不被增压泵 (电动机) 驱动电流命令值 i^*_M 改变，在必需的液压范围内，安全地确保流率特性的线性化。

尽管在通过使流率系数 C_M 接近固定值来确保上述功能和优点的

情况下,根据与泵流率密切相关的控制状态制动液压和控制完成制动液压之间的非获得(unattained)制动液压量来改变流率等式中的流率系数 C_M ,也可以将流率系数 C_M 视为固定值。在这种情况下,当用在图5A中的理想流率计算部件61中的流率模型的等式和用在执行线性补偿的获得制动液压计算部件62中的等式一起排列时,具有彼此消去的项。因此,用如图5B所示的简单形式表示线性补偿器43的获得制动液压补偿部件53。

从图5B可以看出,将获得制动液压补偿部件53配置成通过将实际制动液压 P_{wc} 与值($P^*_M - P_{wco}$)相加来获得执行线性补偿的获得制动液压 P'_M ,其中,通过将在获得制动液压计算部件51得到的获得制动液压 P^*_M 减去在虚拟初始压力设定部件52设定的虚拟初始压力 P_{wco} (=0MPa)来获得该值($P^*_M - P_{wco}$)。这一配置简化了控制模型的结构并简化了计算,因此,大大地降低了系统的总成本。另外,在与泵流率密切相关的获得制动液压 P^*_M 和实际制动液压 P_{wc} 之间的非获得制动液压用在线性补偿中,进一步精确地执行线性补偿。

图6表示可应用于以下这样一种情形的实施例的改进,在这种情形中,根据非获得制动液压量流率等式中的流率系数 C_M 大大地改变,因此,如果将流率系数 C_M 设置为固定值,则不能确保上述功能和优点。在这一改进中,在理想流率计算部件61和执行线性补偿的获得制动液压计算部件63中使用的流率模型和反模型中的流率系数 C_M 未被设置成固定值,并被视为在流率系数计算部件71和72中顺序获得的变量。

流率系数计算部件71使用预定图或预定函数,由作为实际制动液压 P_{wco} 与获得制动液压 P^*_M 之间的差的非获得制动液压量($P^*_M - P_{wco}$)获得流率系数 C_M ,所获得的流率系数 C_M 用在由理想流率计算部件61执行的计算中。流率系数计算部件72使用预定图或预定函数,由作为实际制动液压 P_{wco} 与执行线性补偿的获得制动液压 P'_M 之间的差的非获得制动液压量($P'_M - P_{wco}$)获得流率系数 C_M ,所获得的流率系数 C_M 用在由执行线性补偿的获得制动液压计算部件

62 执行的计算中。

通过这一改进，即使根据在控制开始制动液压和控制结束制动液压之间的非获得制动液压量大大地改变流率系数 C_M ，也可以通过图 8 所示的线性补偿处理制动液压 P_{wc} 的时间序列变化特性，以便通过将响应改进为图 9 的曲线 D 中表示的特性，使制动液压 P_{wc} 的阶跃响应非常接近图 9 的曲线 C 所示的参考制动液压 P_{ref} 。这一补偿降低了制动的响应延迟并解决了关于制动响应不足的问题。

本申请基于 2003 年 2 月 24 日在日本提交的日本专利申请 No.2003-45824。该日本专利申请的全部内容在此引入以供参考。

尽管通过参考本发明的某些实施例，已经描述了本发明，但本发明不限于上述实施例。鉴于上述教导，对本领域的技术人员来说，很容易想到上述实施例的改进和变形。参考下述权利要求书定义本发明的范围。

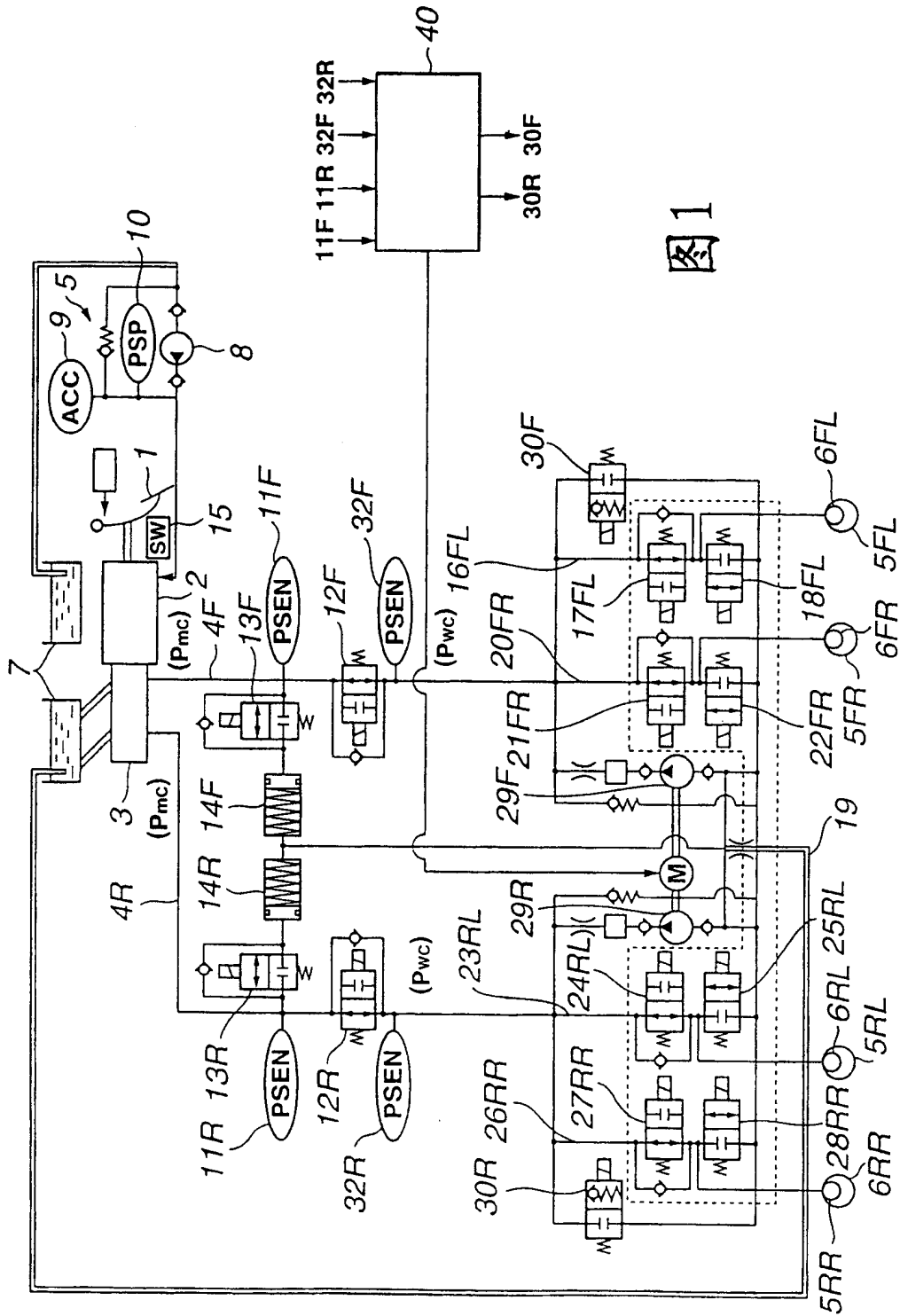


图 1

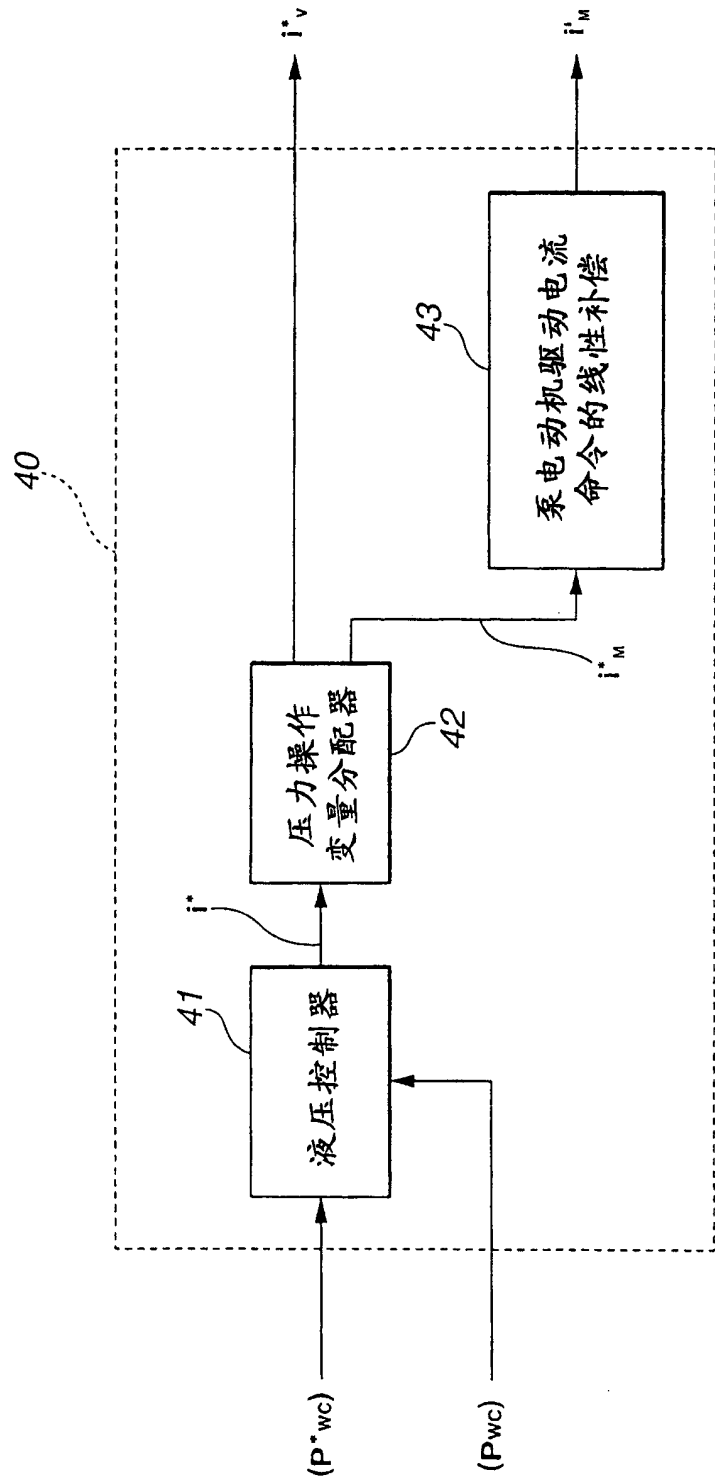


图2

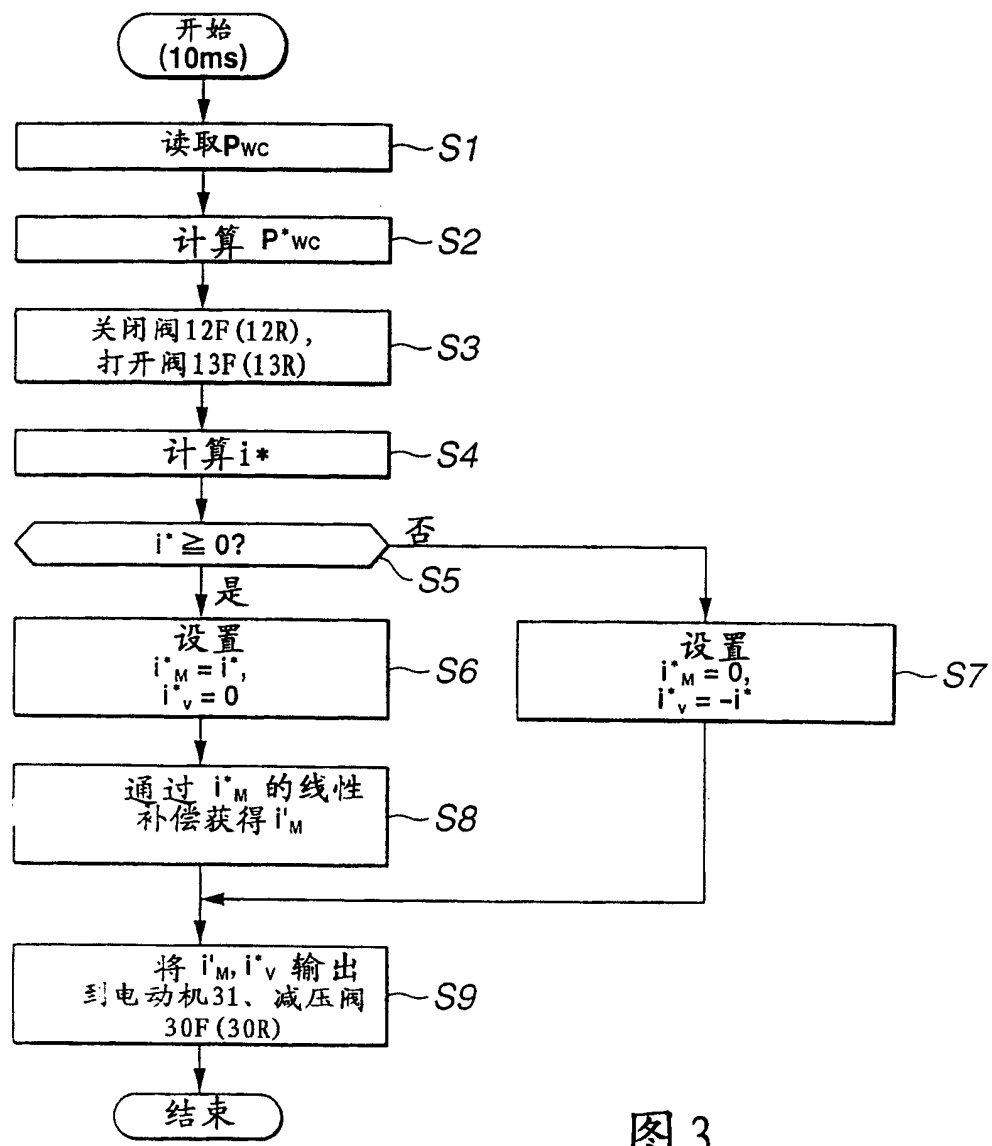


图 3

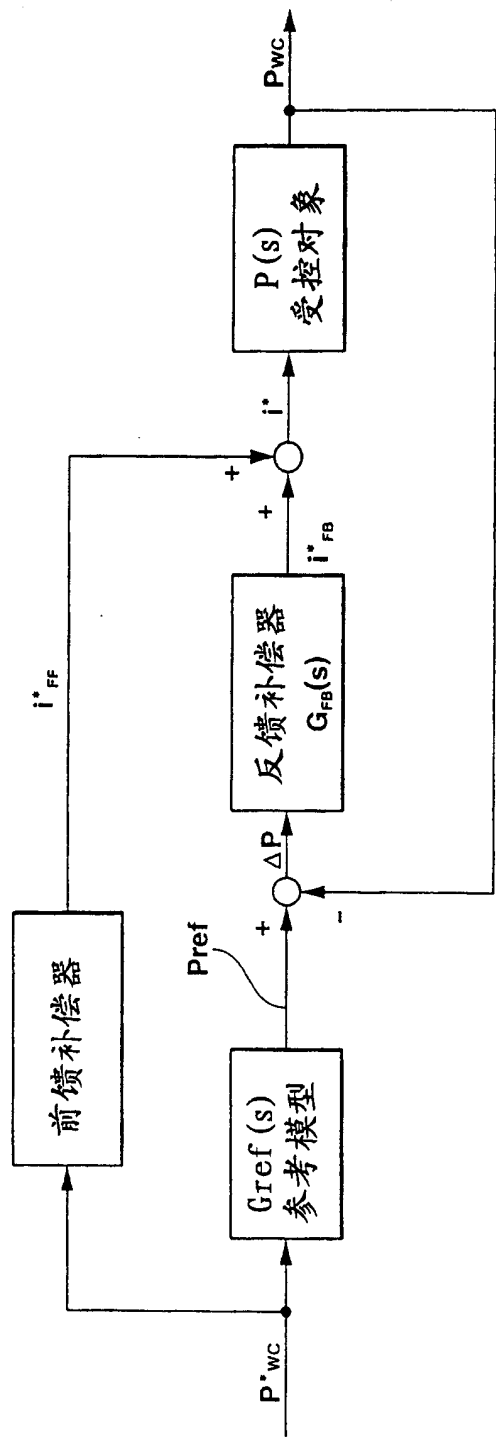
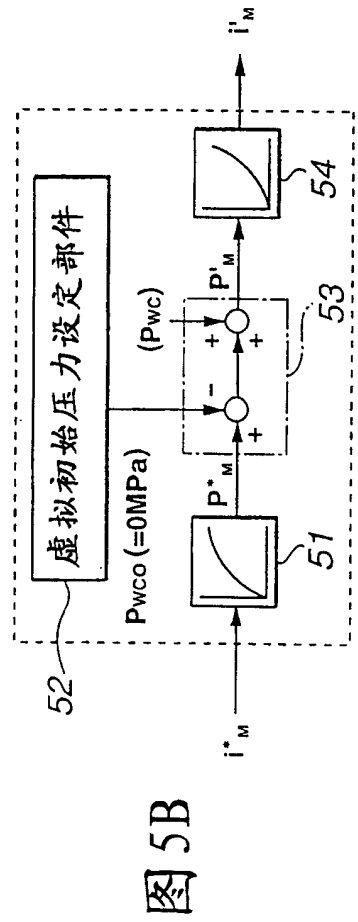
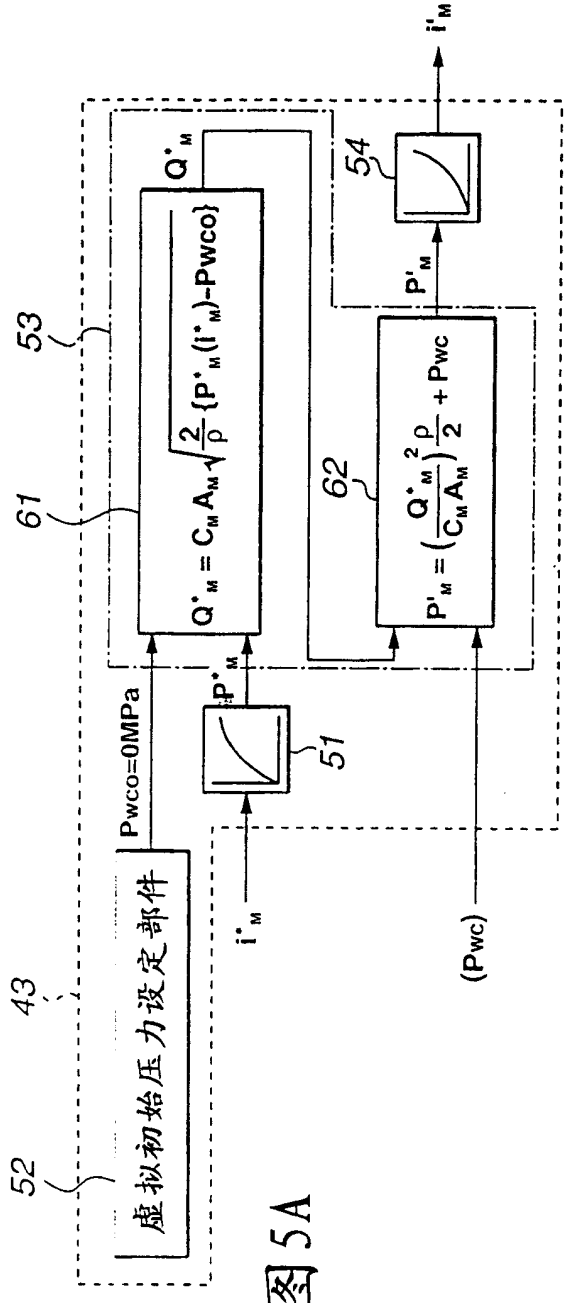
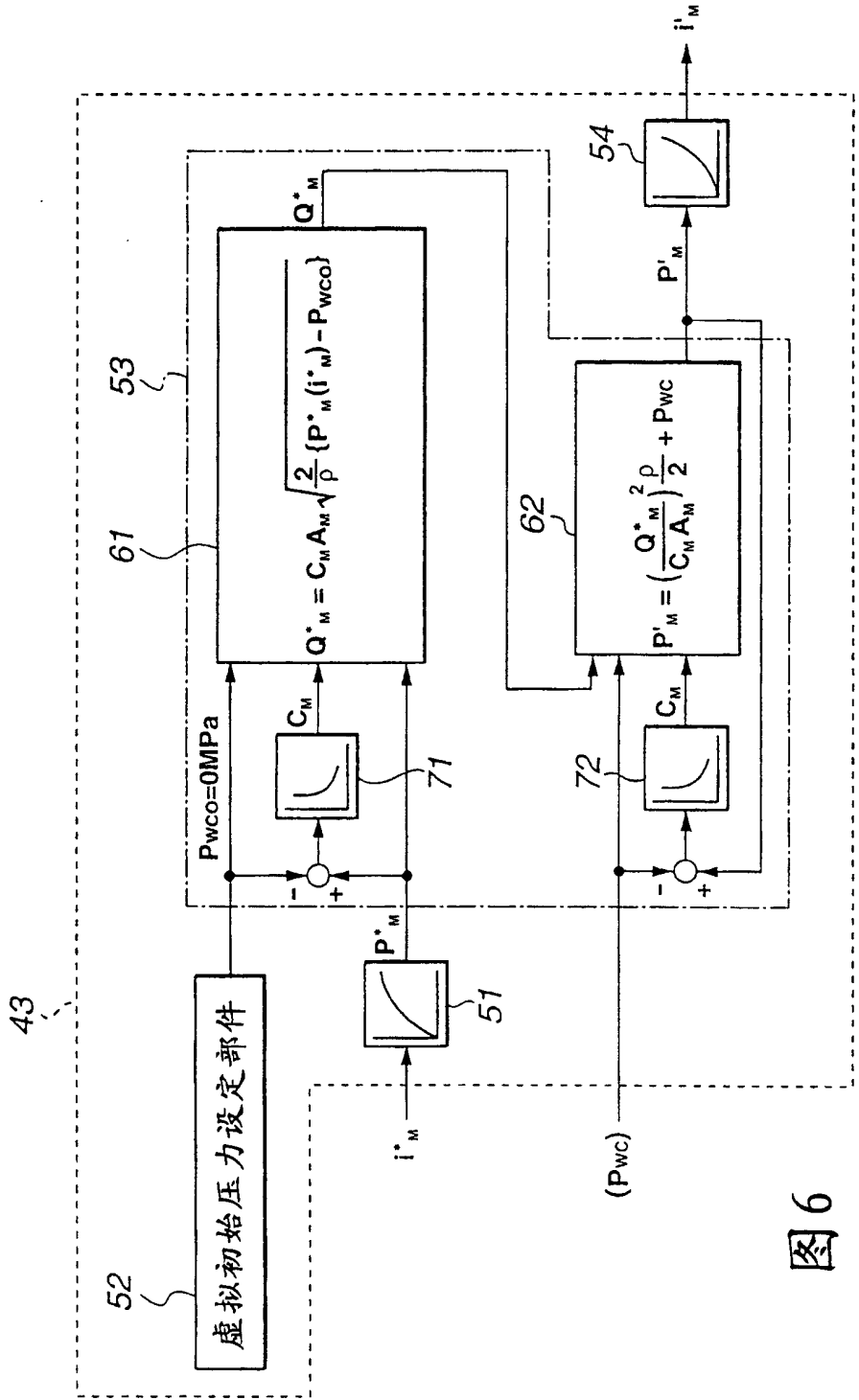


图4





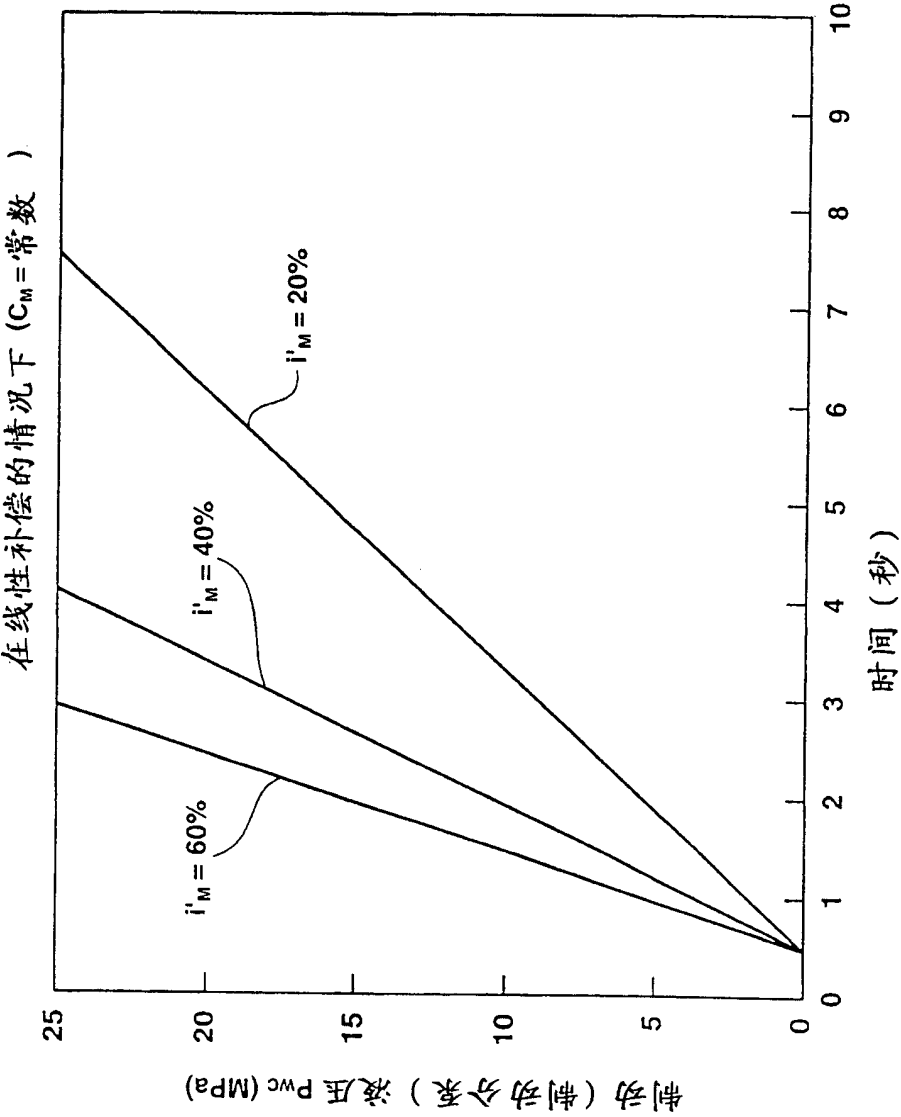


图7

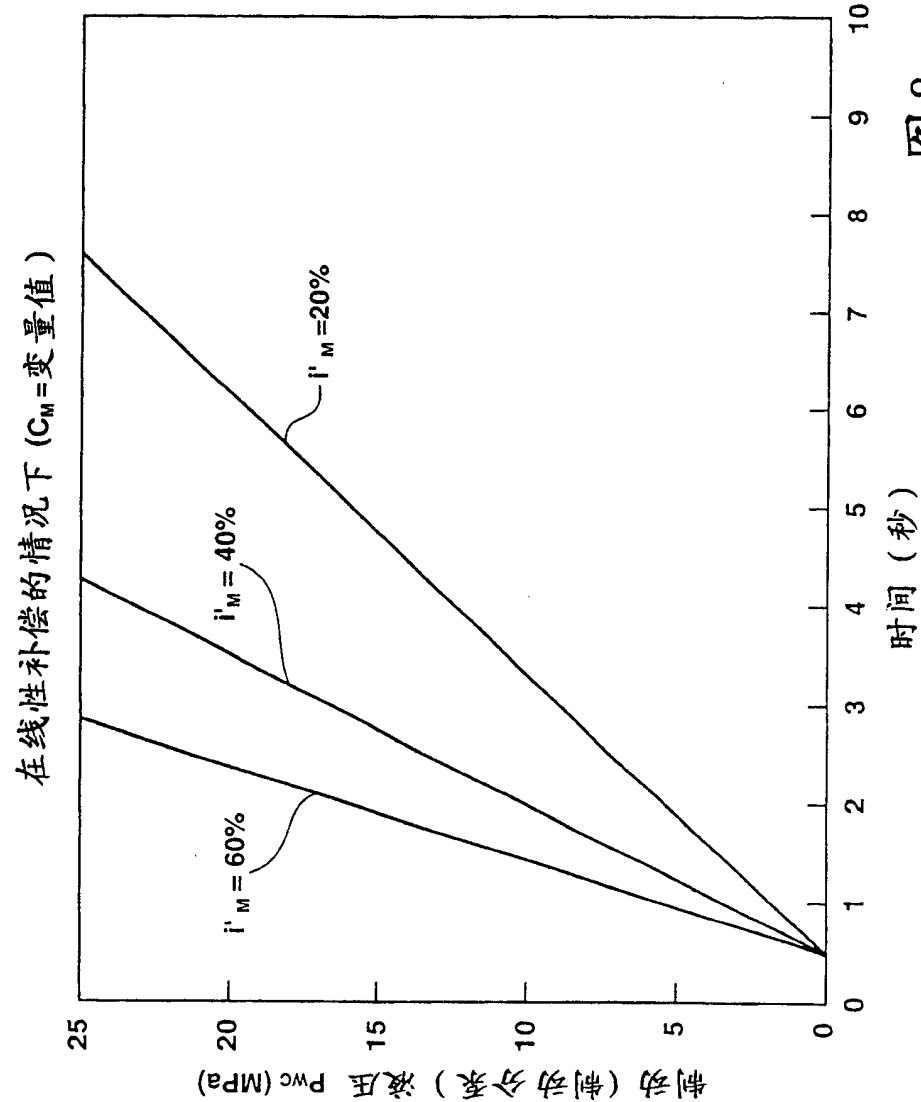


图 8

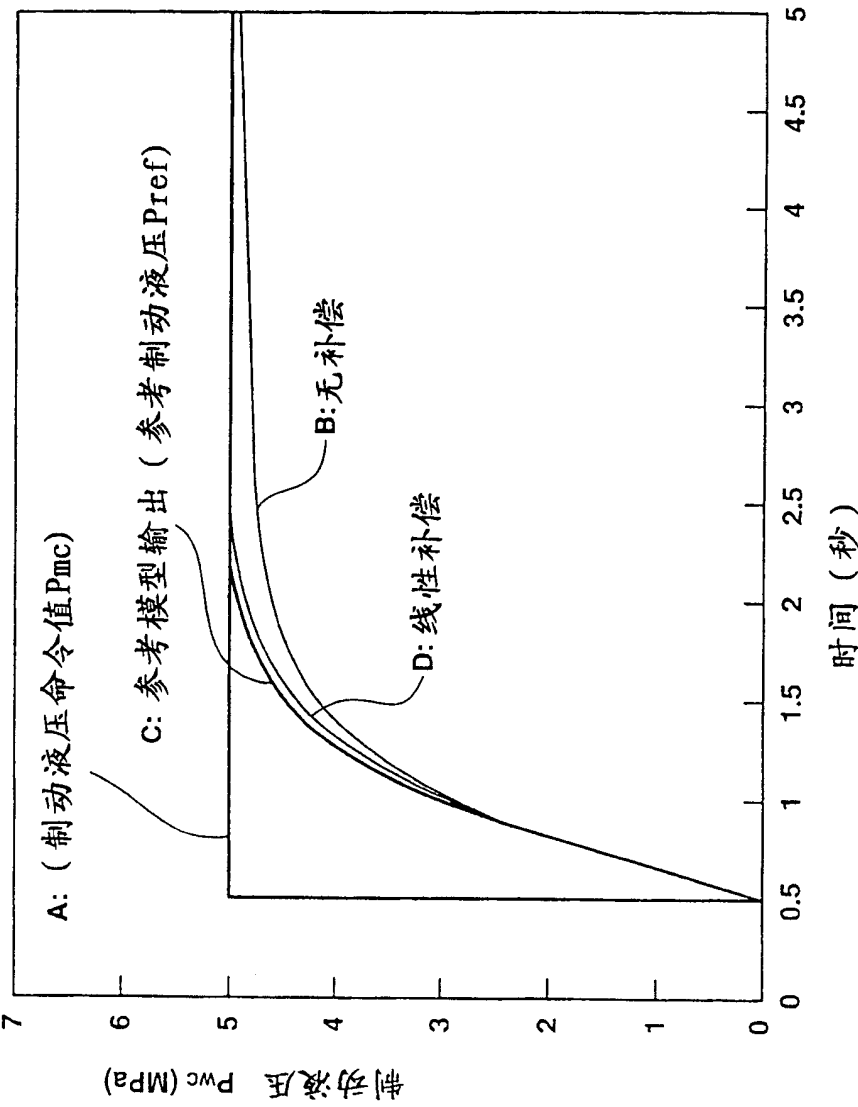


图9

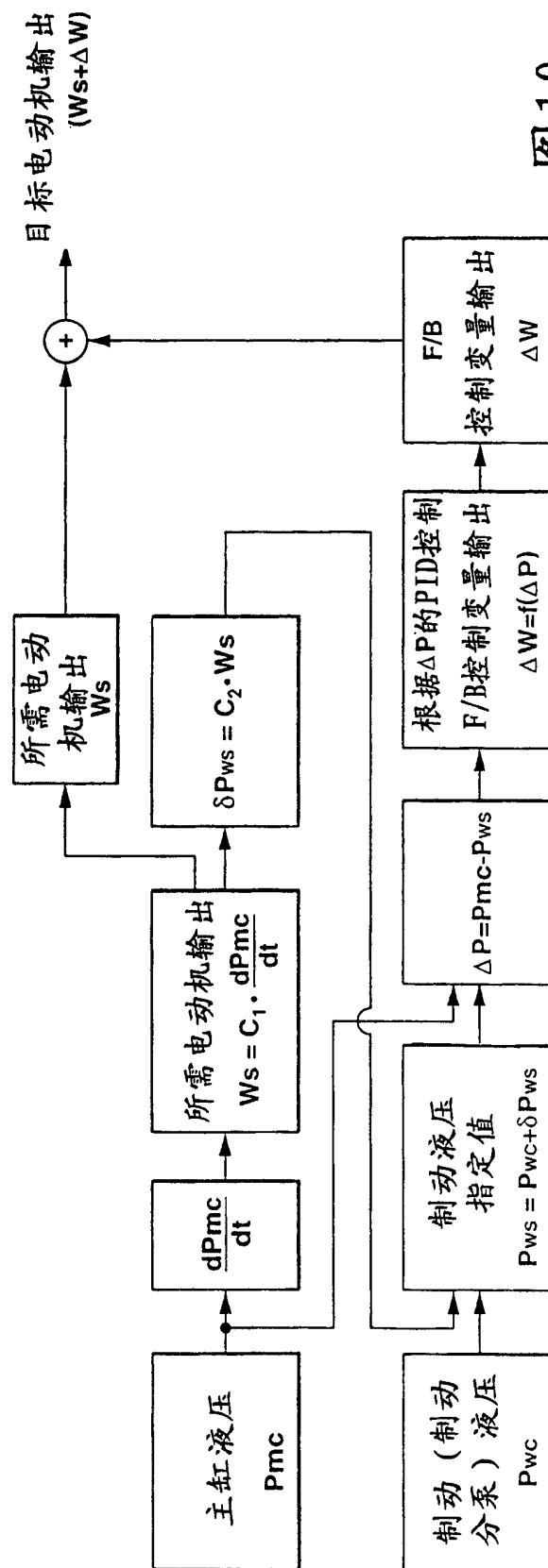
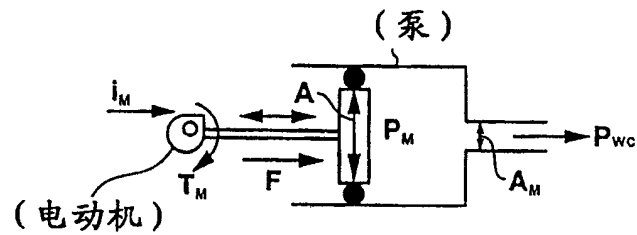


图10
(现有技术)



i_M : 泵驱动电动机电流 [A] (与负载率成比例)

T_M : 泵驱动电动机轴转矩 (N·s)

F : 施加到横截面 A 上的力 [N]

A : 活塞横截面积 [m²]

P_M : 泵口上游压力 [MPa] (与活塞内压、泵驱动电动机电流成比例)

P_{wc} : 泵口下游压力 [MPa] (液压)

A_M : 泵孔口开口横截面积 [m²]

Q_M : 泵体积流率 [m³/s]

C_M : 增压侧流率系数

ρ : 流体密度 [kg/m³]

泵流率模型

$$Q_M = C_M A_M \sqrt{\frac{2}{\rho} \{P_M(i_M) - P_{wc}\}}$$

图 11

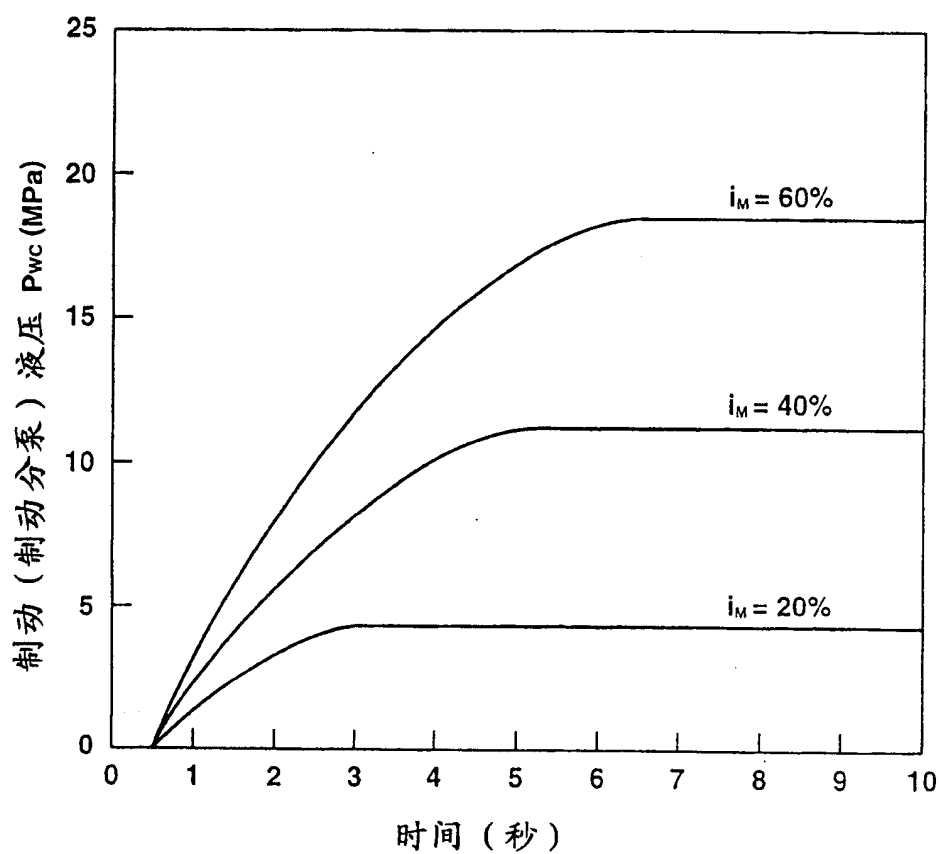


图12
(现有技术)