



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200610006737. X

[45] 授权公告日 2008 年 10 月 1 日

[11] 授权公告号 CN 100422013C

[22] 申请日 2001. 9. 28

[21] 申请号 200610006737. X

分案原申请号 01816503. 6

[30] 优先权

[32] 2000. 9. 28 [33] JP [31] 296132/2000

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

共同专利权人 株式会社电装

[72] 发明人 山本贵之 沢田直树

[56] 参考文献

DE19813194A1 1999. 10. 7

DE19530735A1 1997. 2. 27

DE19826131A1 1999. 12. 16

US5962997A 1999. 10. 5

US5139315A 1992. 8. 18

审查员 刘启东

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 王琼

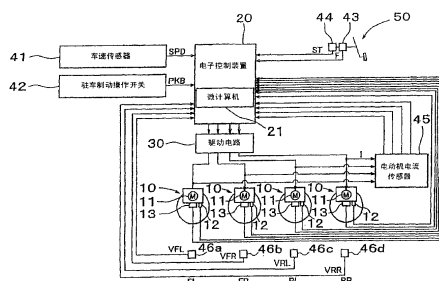
权利要求书 1 页 说明书 56 页 附图 17 页

[54] 发明名称

车辆制动控制设备以及车辆制动装置的控制方法

[57] 摘要

本发明提出一种车辆制动控制设备，包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电动机，当向该电动机输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上；工作状态检测装置，用于检测制动操作量；滑移率检测装置，用于检测车轮的滑移率；以及电流控制装置，如果基于检测的制动操作量判断出需要减小制动力矩，则就切断输送给电驱动装置的电流；以及如果基于检测的滑移率判断出需要减小制动力矩，则就向电动机供电从而使电动机沿着与预定方向相反的方向旋转。



1. 一种车辆制动控制设备，包括：
受制动元件，其随车轮一起转动；
制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；
电动机，当向该电动机输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，
而将制动元件紧压到受制动元件上；
工作状态检测装置，用于检测制动操作量；
滑移率检测装置，用于检测车轮的滑移率；以及
电流控制装置，如果基于检测的驾驶员的制动操作量判断出需要
减小制动力矩，则就切断输送给电动机的电流；以及如果基于检测的
滑移率判断出需要减小制动力矩，则就向电动机供电从而使电动机沿
着与预定方向相反的方向旋转；

其中电动机的旋转运动通过滚珠丝杠机构转换为在电动机的转子的
轴线方向上的运动。

2. 根据权利要求1所述的车辆制动控制设备，其特征在于：还包括：
复位力施加装置，用于在一个方向上向电动机施加作用力，其中的
方向与电动机将制动元件与受制动元件压紧的施力方向相反。

3. 根据权利要求1或2所述的车辆制动控制设备，其特征在于：
电动机包括压力检测装置，用于检测电驱动装置将制动元件压紧到受
制动元件上的实际压力；以及

电流控制装置基于检测的制动操作量和检测的滑移率确定一目标
压力，确定在检测的实际压力和确定的目标压力之间的差值是否大于
一预定值，以及当所述差值大于预定值时开始电流到电动机的供给，
所述差值是在制动力矩预期变化量。

车辆制动控制设备以及车辆制动装置的控制方法

本申请是申请日为 2001 年 9 月 28 日、申请号为 01816503.6、发明名称为“车辆制动控制设备以及车辆制动装置的控制方法”的发明申请的分案申请。

技术领域

本发明涉及一种车辆制动控制设备以及车辆制动装置的控制方法，该装置及方法用于利用一电驱动装置来控制制动力矩。

背景技术

例如在日本专利申请特开平 9-264351 中就公开了一种上述类型的制动控制装置。该专利申请公开了一种用在电制动器中的致动器的结构。该致动器包括一能将电动机的转动运动转换为活塞直线运动的机构；致动器还包括一机构，该机构利用活塞将一制动衬片紧压到一盘形转子上，从而产生制动力矩。该申请还教导了这样的内容：上述的致动器可用在各种制动控制工作中，其中的制动控制工作例如为防抱死控制、牵引力控制、自动刹车控制等等。

但是，上述的专利申请并没有具体描述在制动控制过程中是如何来对电动机进行控制的。

发明内容

本发明的第一个目的是提供一种车辆制动控制设备，在电制动器所用的致动器被实际安装到车辆上的情况下，该控制装置能有效地执

行制动控制。

本发明的第二个目的是提供一种控制方法，在电制动器所用的致动器被实际安装到车辆上的情况下，该控制方法能有效地执行制动控制。

在下文中，将描述根据本发明的车辆制动控制设备以及控制方法的优选实施形式。

本发明的第一种实施形式体现为一种车辆制动控制设备，包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；工作状态检测装置，用于检测包括制动操作量的车辆的工作状态，并输出一状态量，该状态量代表车辆的工作状态；改变制动力矩请求的判断装置，其基于所述制动操作量选择性地决定是否需要增大制动力矩、还是需要减小制动力矩；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出需要增大制动力矩，则就使电驱动装置在预定的方向上驱动，其中在基于驾驶员的制动操作量电驱动装置沿着与预定方向相反的方向驱动时，如果实际制动力矩小于目标制动力矩，则就切断输送给电驱动装置的电流；以及如果基于除了制动操作量以外的其它车辆状态量判断出应当减小制动力矩，电驱动装置就沿着与预定方向相反的方向驱动。

根据该实施方式，如果基于车辆的状态量判断出应当增大制动力矩，就向电驱动装置输送电流，从而使电驱动装置在预定的方向上驱动工作，由此来增大制动力矩。另外，如果基于车辆的状态量判断出应当减小制动力矩，就不让电驱动装置在预定方向上驱动工作，由此来减小制动力矩。

下面解释为何当电驱动装置不在预定方向上驱动时、制动力矩就会下降的原因。也就是说，当制动元件被压紧到受制动元件上、从而产生制动力矩时，制动元件处于受压缩状态。因而，如果通过控制输送给电驱动装置的电流而使电驱动装置不在预定方向上驱动时，制动元件对受制动元件的压紧力就或者是消失了、或者是变为负力、或者是小于一复原力了，从而制动元件趋于恢复到受压前的状态，其中，所述复原力是指制动元件恢复到其初始状态时的力。

本发明的第二种实施模式是一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；工作状态检测装置，用于检测车辆的工作状态，并输出一代表车辆工作状态的状态量；判断装置，其能基于所检测到的车辆状态量，对要求改变制动力矩的请求进行判断，从而选择性地决定是否增大制动力矩、还是需要减小制动力矩；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出应当增大制动力矩，则就使电驱动装置在预定的方向上驱动，而如果判断出应当减小制动力矩，则就切断输送给电驱动装置的电流（停止供应电流、或者是将电流量设为“0”）。

根据该实施模式，如果基于车辆的状态量判断出应当增大制动力矩，就向电驱动装置输送电流，该电流驱使电驱动装置在预定的方向上工作，从而增大了制动力矩。与此相反，如果基于车辆的状态量判断出应当减小制动力矩，则就不向电驱动装置输送电流。当制动元件压紧到受制动元件上、因而产生制动力矩时，制动元件处于受压缩状

态。因而，如果通过切断电驱动装置的电流供应的方法来消除制动元件与受制动元件之间的压紧力时，制动元件就会恢复到其初始状态，从而减小了制动力矩。

在此情况下，优选的情况是：车辆制动控制设备包括复位力施加装置，用于在一个方向上向电驱动装置施加作用力，其中的方向与电驱动装置将制动元件与受制动元件压紧的施力方向相反。

因而，如果通过切断电驱动装置的电流供应而消除了将制动元件压紧到受制动元件上的作用力时，由于除了制动元件的恢复力之外，复位力施加装置也施加作用力，所以能可靠地减小制动力矩。

本发明的第三实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；工作状态检测装置，用于检测车辆的工作状态，并输出一代表车辆工作状态的状态量；判断装置，其能基于所检测到的车辆状态量，对要求改变制动力矩的请求进行判断，从而选择性地决定是否增大制动力矩、还是需要减小制动力矩；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出应当增大制动力矩，则就使电驱动装置在预定的方向上驱动，而如果判断出应当减小制动力矩，则就向电驱动装置输送电流，使得电驱动装置在与所述预定方向相反的方向上驱动。

根据该实施模式，如果基于车辆的状态量判断出应当增大制动力矩，就向电驱动装置输送一电流，该电流驱使电驱动装置在预定的方向上工作，从而增大了制动力矩。与此相反，如果基于车辆的状态量

判断出应当减小制动力矩，则就向电驱动装置输送另一电流，该电流驱使电驱动装置在与所述预定方向相反的方向上工作。当制动元件压紧到受制动元件上、因而产生制动力矩时，制动元件处于受压缩的状态。因而，如果通过切断电驱动装置的电流供应的方法来消除制动元件与受制动元件之间的压紧力时，制动元件会恢复到其初始状态。但是，如果设置在电驱动装置与制动元件之间的运动转换机构是这样一套机构：其并不能将有效地从制动元件一侧向电驱动装置一侧传递力，则如仅利用制动元件自身的恢复力，将不能良好地减小制动力矩。因而，对电驱动装置的反向驱动将能可靠地减小制动力矩。

在此情况下，优选的是：车辆制动控制设备包括复位力施加装置，用于在一个方向上向电驱动装置施加作用力，其中的方向与电驱动装置将制动元件与受制动元件压紧的施力方向相反。

采用上述的复位力施加装置，就可以通过切断电驱动装置的电流供应来消除将制动元件与受制动元件压紧的作用力，从而能减小制动力矩。但是，如果对于这样的制动力矩减小请求—例如当需要降低车轮的过高的滑移率时，则就希望利用上述的特征来使电驱动装置反向工作，从而能没有延迟地、可靠地降低制动力矩。

本发明的第四实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；制动操作检测装置，用于检测由操作人员执行的制动操作，并输出一制动操作量，该操作量代表制动操作的状态；工作状态检测装置，其用于对车辆的工作状态进行检测，而并非对制动操作量进行检测，

并输出一代表车辆工作状态的状态量；电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而，如果是基于制动操作量而判断出应当减小制动力矩，则就切断电驱动装置的电流供应，如果是基于状态量判断出应当减小制动力矩，则就向电驱动装置输送一电流，该电流使得电驱动装置在与所述预定方向相反的方向上驱动。

根据该实施模式，如果基于由制动操作量检测装置检测到的制动操作量而判断出应当减小制动力矩时，就切断电驱动装置的电流供应。与此相反，如果是基于车辆的状态量、而非制动操作量而判断出应当减小制动力矩时，则向电驱动装置输送一电流，使得电驱动装置在与预定方向相反的方向上驱动。如果电驱动装置是一台电动机，则对于一个基于制动操作量的制动力矩减小请求，所要求的响应性并不很高，其中的制动操作量例如为对制动踏板的踩踏力、制动踏板的行程量等。因而，在输送给电动机的电流被切断（或者是减小电流输送）的情况下，制动力矩是由于制动元件的恢复力等原因而降低的。结果就是：能减小电动机的启动次数（反转频度），从而能提高电动机的工作寿命（尤其是对于安装有电刷的电动机）。与此相反，对于基于车辆工作状态量（车轮滑移率等指标）、而非制动操作量的制动力矩减小请求，则需要有很高的响应性。因而，就要向电动机输送一个预定的电流，从而能迅速地减小制动力矩。结果就是：能实现精确的制动力矩控制。在对上述基于车辆状态量、而非制动操作量的制动力矩减小请求进行判断时，可考虑到制动操作量的影响。

这样的结构设计适用于这样的车辆制动控制设备：其包括复位力施加装置，用于在与电驱动装置将制动元件压紧到受制动元件上的施力方向相反的方向上、向电驱动装置施加一个复位力，该装置基本上能实现相同的优点。

本发明的第五实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；工作状态检测装置，用于检测车辆的工作状态，并输出一代表车辆工作状态的状态量；判断装置，其能基于所检测到的车辆状态量，对要求改变制动力矩的请求进行判断，从而选择性地决定是否需要增大制动力矩、还是需要减小制动力矩；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出应当增大制动力矩，则就使电驱动装置在预定的方向上驱动，而如果判断出应当减小制动力矩，则就减少输送给电驱动装置的电流，使该电流小于驱使电驱动装置在所述预定方向上工作所需的电流。

下面将解释为何当输送给电驱动装置的电流小于驱使该装置在所述预定方向上工作所需的电流时、制动力矩就会降低的原因。也就是说，当制动元件被压紧到受制动元件上、从而产生制动力矩时，制动元件处于受压缩状态。因而，如果通过将输送电驱动装置的电流减小到低于驱使该装置在预定方向上工作所需电流的程度，则就能消除将制动元件压紧到受制动元件上的作用力，或者该作用力被改变为负力、或小于制动元件恢复到其初始状态的恢复力，从而制动元件就趋于恢复到受压缩之前的状态。

本发明的第六实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上驱动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而

向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；工作状态检测装置，用于检测车辆的工作状态，并输出一代表车辆工作状态的状态量；判断装置，其能基于所检测到的车辆状态量，对要求改变制动力矩的请求进行判断，从而选择性地决定是否需要增大制动力矩、还是需要减小制动力矩；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出应当增大制动力矩，则就使电驱动装置在预定的方向上驱动，而如果判断出应当减小制动力矩，则就使输送给电驱动装置的电流不足以驱使电驱动装置在预定方向上工作。

在第一到第六实施模式中，电驱动装置可包括一电动机。在这些情况下，通过使电动机在预定的方向上转动，电驱动装置将制动元件压紧到受制动元件上。

本发明第七实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过将制动元件紧压到受制动元件上，而向车轮施加一制动力矩；电流供应装置，用于向电驱动装置供应一电流；工作状态检测装置，用于检测车辆的工作状态，并输出一代表车辆工作状态的状态量；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而，如果基于所检测到的车辆状态量判断出的制动力矩预期变化量大于一预定值，则开始向电驱动装置输送一预定的电流。

根据该实施模式，只有当基于车辆状态量判断出的制动力矩变化量的预期值大于预定值时，才开始向电驱动装置输送预定的电流，从而驱动电驱动装置。例如，如果电驱动装置是一电动机，则能减少电动机的工作（转动）次数。因而，就可提高电动机的工作寿命（尤其

是对于安装有电刷的电动机)。

在此情况下,优选的情况是:车辆制动控制设备还包括制动压力检测装置,用于检测电动机将制动元件压紧到受制动元件上的实际制动压力,且电流控制装置被设计成:基于所检测到的车辆状态量来确定目标制动压力;并根据所检测到的实际制动压力与所确定出的目标制动压力之间的差值来确定出制动力矩的预期变化量。

也就是说,设计了这样一种构造:在该构造中,只有在实际制动压力与目标制动压力存在很大差值的情况下,电动机才发生转动。

本发明的第八实施模式涉及一种车辆制动控制设备,其包括:受制动元件,其随车轮一起转动;制动元件,当其被压紧到受制动元件上时,能产生一制动力矩;电驱动装置,当向该装置输送电流时,其通过将制动元件紧压到受制动元件上,而向车轮施加一制动力矩;电流供应装置,用于向电驱动装置供应一电流;工作状态检测装置,用于检测车辆的工作状态,并输出一代表车辆工作状态的状态量;以及电流控制装置,用于对输送给电驱动装置的电流进行控制,从而,如果基于所检测出的车辆状态量判断出需要将制动力矩保持在一恒定数值上,则向电驱动装置输送一预定的电流。

根据此实施模式,如果基于所检测出的车辆状态量判断出应当将制动力矩保持在一恒定数值上,则就向电驱动装置输送一预定的电流。因而,利用由电驱动装置产生的作用力,可防止制动力矩被制动元件的恢复力减小。因而,就可能将制动力矩保持在恒定的数值上。

如果上述的车辆制动控制设备包括复位力施加装置,用于在一方向上向电驱动装置施加作用力,且该作用方向与电驱动装置将制动元件压紧到受制动元件上的施力方向相反,则优选的情况是:可按照上述的特征向电驱动装置输送电流。原因在于:如果不向电驱动装置输

送电流，则由于复位力施加装置的作用，制动力矩会被减小，从而制动力矩就不能保持在恒定的数值上。

在第八实施模式中，电驱动装置可以是一电动机。

本发明的第九实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其利用一预定的制动压力而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；滑移率检测装置，用于检测车轮的滑移率；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而使制动压力的变化率随所检测出的滑移率进行变化。

在第九实施模式中，电驱动装置可以是一电动机。

根据该实施模式，可以对制动压力等参数执行精确的控制，在该实施模式中，例如，如果车轮的滑移率变得大于了一预定值，则就要增大制动压力的减小率，由此来快速地减小制动压力，从而能迅速降低滑移率；当滑移率减小到一定水平时，就要降低制动压力的减小率，从而来平缓地减小制动压力；当滑移率变得更小时，就要增大制动压力。尤其是：该实施模式能防止在切换制动压力的增加、减小方向时出现欠调或超调现象。

本发明的第十实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其利用一预定的制动压力而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；滑移率检测装置，用于检测车轮的滑移率；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而，如果当所检测出的滑移率大于某一预定值时，使得制动压力先迅速地减

小，然后再平缓地减小。

在第十实施模式中，电驱动装置可以是一电动机。

根据该实施模式，如果检测出的滑移率变得大于预定数值，则就对输送给电动机的电流进行控制，使得制动压力先迅速减低，然后再平缓地减小。因而，在滑移率变小、因而应当加大制动压力的时刻，电动机的转速可被减小。因而，就可以防止出现对制动压力的欠调。

本发明的第十一实施模式涉及一种车辆制动控制设备，其包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其利用一预定的制动压力而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩；滑移率检测装置，用于检测车轮的滑移率；以及电流控制装置，用于对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而，如果当所检测出的滑移率大于某一预定值时，制动压力先减小，而后再增大，且当制动压力被增大时，制动压力的变化率是逐渐减小的。

根据该实施模式，随着滑移率的过度增大，制动压力先被减小，然后再被加大，且制动压力的增加率是逐渐减小的。因而，就能降低滑移率变得过大、从而要再次减小制动压力的可能性。结果就是：能防止制动压力频繁地减小、增加。

另外，还可采用这样的结构设计：在该结构中，用于判断制动力矩改变请求的判断装置能选择性地判断是否需要保持制动力矩，且在该结构中，如果确定出需要保持制动力矩，则就向电驱动装置输送一电流，来此保持制动力矩。

这样的结构设计能完成精细的制动控制。

在第十一实施模式中，电驱动装置可以是一电动机。

本发明的第十二实施模式涉及一种对车辆制动控制设备进行控制

的方法，其中的车辆制动控制设备包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其通过在预定的方向上进动，而将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩。所述方法包括步骤：检测车辆的工作状态；产生一状态量，该状态量表征车辆的工作状态；基于所述状态量，选择性地判断制动力矩是否需要增加还是需要减小；对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果判断出需要增大制动力矩，就使电驱动装置在所述预定方向上进动，且如果判断出需要减小制动力矩，就使得输送给电驱动装置的电流不会使电驱动装置在预定方向上驱动。

本发明的第十三实施模式涉及一种对车辆制动控制设备进行控制的方法，其中的车辆制动控制设备包括：受制动元件，其随车轮一起转动；制动元件，当其被压紧到受制动元件上时，能产生一制动力矩；电驱动装置，当向该装置输送电流时，其利用一预定的制动压力将制动元件紧压到受制动元件上，从而向车轮施加一制动力矩。所述方法包括步骤：检测车辆的工作状态，该步骤包括检测车轮滑移率的过程；判断滑移率是否大于一预定值；以及对输送给电驱动装置的电流进行控制，从而如果滑移率变得大于所述预定值，则就使电驱动装置先快速地减小制动力矩、然后再平缓地减小制动力矩。

优选的是：所述预定值是一个用来确定车轮被抱死的可能性的数值，且当车轮被抱死的可能性消失之后，就将电流从一个数值变为另一数值，其中的前一个电流值使电驱动装置能迅速地降低制动力矩，后一个电流值使电驱动装置平缓地降低制动力矩。

根据该方法，可对制动力矩进行控制而防止将车轮抱死。因而，可缩短车辆的制动距离。

另外，在本发明的第十三实施模式中，优选的是：在检测车辆工作状态的步骤中，对车轮的滑移率进行检测，且所述控制方法还包括步骤：判断滑移率是否大于一预定值，如果滑移率大于所述预定值，则在电流供应步骤中对输送给电驱动装置的电流进行控制，使得电驱动装置能先迅速地减小制动力矩，然后再增大制动力矩，且当增大制动力矩时，制动力矩的变化率是逐渐减小的。

在第十三实施模式中，电驱动装置可以是一电动机。

附图说明

图 1 中的视图表示了一电制动装置的总体构造，该制动装置包括根据本发明第一实施例的车辆制动控制设备；

图 2 中的剖面图表示了图 1 中所示的电动盘式制动器；

图 3 中的流程图表示了由图 1 中的微计算机执行的主控逻辑（程序）；

图 4 中的时序图表示了第一实施例中目标制动压力、实际制动压力、向电动机输送的电流、以及标记符 F1 和 F2 的变化图线；

图 5A 表示了存储器中储存的一映射图，图 1 中的微计算机参照该映射图；

图 5B 表示了存储器中储存的一映射图，图 1 中的微计算机参照该映射图，且该映射图规定了目标制动压力与电动机供电电流之间的关系；

图 6 中的流程图表示了由图 1 中的微计算机执行的 ABS 控制逻辑（程序）；

图 7 中的流程图表示了由图 1 中的微计算机执行的、快速减小模式的子逻辑（子程序）；

图 8 中的流程图表示了由图 1 中的微计算机执行的、平缓减小模式的子逻辑（子程序）；

图 9 中的流程图表示了由图 1 中的微计算机执行的、快速增大模式的子逻辑（子程序）；

图 10 为一流程图，表示了由图 1 中的微计算机执行的、平缓增大模式的子逻辑（子程序）；

图 11 为一时序图，表示了对于第一实施例、在执行 ABS 控制的过程中，目标滑移率与实际滑移率之间的差值；

图 12 为一时序图，表示了在第一实施例中、在制动压力减小的过程中，滑移率以及制动压力的变化；

图 13 为一剖面图，表示了根据第一实施例一种改型方式的电动盘式制动器；

图 14 中的剖面图表示了根据本发明第二实施例的电动盘式制动器；

图 15 中的流程图表示了由第二实施例中的微计算机执行的主控逻辑（程序）；

图 16 中的流程图表示了由第二实施例中的微计算机执行的、平缓增大模式的子逻辑（程序）；

图 17 表示了一种电制动装置的总体结构，该制动装置带有根据本发明第三实施例的车辆制动控制设备；

图 18 为一剖面图，表示了图 17 所示的电动鼓式制动器；以及

图 19 是沿图 18 中的 19—19 线对电致动器所作的剖视图。

具体实施方式

下面将参照附图对本发明车辆制动控制设备的几种实施方式进行

描述。

图 1 表示了一种电动制动装置的总体结构，该装置中带有根据第一实施例的车辆制动控制设备。

该电动制动装置包括：为车辆的左右前轮 FR 和 FL、以及左右后轮 RR、RL 设置的四个电动盘式制动器 10；一电控装置 20；一驱动电路 30；以及一制动踏板 50，其作为行车制动的制动操作元件。

每一电动盘式制动器 10 具有一盘形转子 102，该转子是一个随车轮一同转动的驱动元件，该盘形转子在图 2 中有详细的表示。盘形转子 102 的两相对表面被形成为摩擦面 104、106。一对制动衬片 108、110 被布置成分别面对着摩擦面 104、106。

每一制动衬片 108、110 在其面朝向摩擦面 104、106 的那一表面上都带有一摩擦元件 108a、110a，这两个摩擦元件与摩擦面 104、106 相接触。每一制动衬片 108、110 的结构都是这样的：其钢制背板 108b、110b 被固定到摩擦元件 108a、110a 的背面。制动衬片 110 被称为内侧衬片。

每个电动盘式制动器 10 都具有有一安装支架 112。安装支架 112 以这样的方式不可转动地连接到车体一侧的构件上：使得安装支架 112 跨在两制动衬片 108、110 上方。安装支架 112 以这样的方式保持这两制动衬片 108、110：使得制动衬片 108、110 可在平行于盘形转子 102 转动轴线的方向上移动。

每一电动盘式制动器 10 都包括一卡钳 114。卡钳 114 具有一整体臂（图中未示出）。沿平行于衬片运动方向的方向，整体臂上延伸出两销（图中未示出），销可滑动地装配到安装支架 112 的销孔中，从而使卡钳 114 被安装成可在平行于盘形转子 102 转动轴线的方向上移动。

在两制动衬片 108、110 的内侧衬片 110 的背部，设置了一加压元件 116，其被设置成可在轴线方向上移动。加压元件 116 被设计成这样：当加压元件 116 向内侧衬片 110 移动预定量之后，加压元件 116 的前向面能与内侧衬片 110 的背面（背板 110b 一侧的表面）相接触。在加压元件 116 的背面（在与内侧衬片 110 相反的一侧）设置有一电动机 11。加压元件 116 和电动机 11 是同轴设置的，并平行于衬片的运动方向，它们通过一滚珠丝杠 118 互相连接起来，该滚珠丝杠 118 作为一运动转换机构。

电动机 11 的壳体 120 是由一圆筒形主体部分 120a 构成的，且有一封口部分 120b 封闭了主体部分 120a 的一个开口。主体部分 120a 和封口部分 120b 用螺栓（图中未示出）紧固地连接在一起。在与封闭部分 120b 相对的开口端，壳体 120 利用螺栓（图中未示出）固定到卡钳 114 上。电动机 11 的定子 122 被固定到壳体 120 的内表面上。定子 122 具有金属制成的磁芯 124，线圈绕组 126 缠绕在该磁芯 124 上。设置了数块永磁体 128，它们面朝向定子，且在定子与磁体之间留有很小的气隙。永磁体 128 被固定到滚珠丝杠 118 的螺帽 130 上。永磁体 128 与螺帽 130 一道构成了电动机 11 的转子。

螺帽 130 为带有通孔的圆柱体。螺帽 130 具有一小直径部分 130a，该部分通过一径向轴承 132 可转动地支撑在壳体 120 的封口部分 120b 中；螺帽还具有一大直径部分 130b，该部分通过一径向止推轴承 134 支撑到卡钳 114 上，其支撑方式使得大直径部分 130b 能发生转动，但不能在轴线方向上移动。永磁体 128 被固定在螺帽 130 大直径部分 130b 与小直径部分 130 之间的外周部分上。在螺帽 130 的内周面上以恒定的节距形成有一用于容纳滚珠丝杠 118 上滚珠的滚珠槽。螺帽 130 还具有一条管道（图中未示出），该管道构成了一条滚珠通道，其从滚

珠丝杠上一合适位置延伸到滚珠丝杠上的另一位置。

永磁体 136 以 N 级与 S 级交替设置的方式等距分布在螺帽 130 的外周面上的，并固定该外周面上。在卡钳 114 上固定有用霍尔 (Hall) 元件构成的位置传感器 12，该传感器被安装成面朝向永磁体 136。位置传感器 12 通过对螺帽 130 的转动进行检测而确定出内侧衬片 110、制动元件相对于电动机 11 的位置 X，其中，对螺帽 130 的转动的检测是根据由永磁体 136 转动而造成的磁场变化来进行的。

加压元件 116 包括一整体制成的丝杠轴 138，该丝杠轴延伸穿过螺帽 130 的内部。丝杠轴 138 的外周面上制有该滚珠丝杠 118 的、螺旋角为预定值的滚珠槽。制在丝杠轴 138 外周面上的滚珠槽、制在螺帽 130 内周面上的滚珠槽、以及上述管道构成了滚珠丝杠的滚珠循环通路。滚珠丝杠 118 属于现有类型，其结构是这样的：多个滚珠 140 排成一队紧密地容纳在循环通路中。尽管在该实施例中，滚珠丝杠 118 的滚珠循环通路是管道类型的，但滚珠循环通路也可以是通常所谓的偏转挡板 (deflector) 类型。

由于采用了这样的结构，所以如果螺帽 130 被电动机 11 驱动而前向转动 (在预定方向上转动) 时，由于滚珠丝杠 118 的作用，丝杠轴 138 就会向图 2 中的右侧移动。因而，加压元件 116 就会将内侧衬片 110 (也就是说制动元件) 顶压向盘形转子 102 上。结果就是，内侧衬片 110 被压紧到盘形转子 102 上。

在加压元件 116 的表面内植入了一个与内侧衬片 110 相接触的制动压力传感器 13，该传感器也即是一个应变传感器。制动压力传感器 13 被设计成利用加压元件 116 中发生的应变变量来检测到加压元件 116 作用在内侧衬片 110 上的实际制动压力 (实际制动压力 P)。

再返过来参见图 1，电控装置 20 包括一微计算机 21，其具有一存

储器和一 CPU（图中未示出）。电控装置 20 执行存储在储存器中的程序。电控装置 20 与微计算机 21、制动压力传感器 13、车辆速度传感器 41、驻车制动操作开关 42、踩踏力传感器 43、行程传感器 44、电动机电流传感器 45、以及车轮速度传感器 46a—46d 相连接。电控装置 20 从这些传感器等元件输入信号。车速传感器 41 通过检测变速箱输出轴（图中未示出）的转速来对车辆的速度 SPD 进行检测（下文中该速度将称为“车速”）。当操作人员操作驻车制动操作开关 42、从而来控制驻车制动器的工作时，操作开关产生一驻车制动操作指令信号 PKB。踩踏力传感器 43 作为所述的车辆状态量检测装置，用于检测由操作人员施加在制动踏板 50 上的踏板踩踏力 F。行程传感器 44 也作为一车辆状态量检测装置，对制动踏板 50 的工作行程 ST 进行检测。作为车辆状态量检测装置的车轮速度传感器 46a 到 46d 是分别为四个车轮 FR、FL、RR、RL 设置的，用于检测车轮的速度 VFR、VFL、VRR、VRL。电动机电流传感器 45 检测出输送给电动机 11 的实际供电电流（该电流值已计入了占空比的影响）。

驱动电路 30 是一个开关电路，该电路的输入侧与电控装置 20 相连接，其输出侧与电动机 11 相连接，且该电路还与车辆上作为电源的电池（图中未示出）相连接。驱动电路 30 向各个电动机 11 输送一个电流，该电流值与电控装置 20 发出的、指示占空比的指令信号（该指令信号中包含有关电流方向的信息）相对应。上述的电动机电流传感器 45 连接在从驱动电路 30 通向电动机的供电线路上。

下面，将对用于上述车辆制动装置的控制装置的工作过程进行描述。图 3 是一个流程图，表示了每隔一预定的时间段、由微计算机 21 为完成制动控制（即对由制动压力传感器 13 所检测到的制动压力 P 所执行的控制）而执行的一个程序（主控制逻辑）。图 4 是一个时序图，

在该时序图中，制动压力的目标值 P^* 、制动压力实际值 P 、输送给各个电动机 11 的电流 I 、以及标记符 $F1$ 和 $F2$ 被表示为时间的函数关系，其中，所述的标记符将在下文进行描述。一般来讲，目标制动压力 P^* 是首先发生改变，然后是实际制动压力 P 发生改变，从而能跟随制动压力目标值 P^* 的变化。为了使描述简单一些，在图 4 所对应的情况中，目标制动压力 P^* 为恒定值，而实际制动压力 P 则是变化的，原因在于：在将向电动机 11 输送的电流切断之后，螺帽 130 存在惯性、路面的振动、以及其它的因素。图 4 表示了这样的情形：制动踏板被踩下，且实际制动压力 P 变得大致上等于目标制动压力 P^* 。图 5A 和图 5B 表示了存储在储存器中的映射图，微计算机 21 参照该映射图进行工作。

首先对执行常规制动控制（即在通常情况下对制动压力进行的控制）的情形进行描述，也就是说，此时并未执行防抱死控制（下文中将把此控制称为“ABS 控制”），当车轮被抱死时，就要执行该 ABS 控制，且该情形对应于即将到达图 4 中 t_1 时刻之前时的状态，也就是说，此时电动机尚未开始转动，且实际制动压力 P 接近于目标制动压力 P^* （下文将要描述的阈值 $-B < P - P^* <$ 下述的阈值 A ）。以预定的定时，微计算机 21 从图 3 所示逻辑图中的步骤 300 开始执行制动控制过程，然后过程进行到步骤 305，在该步骤中，微计算机 21 判断是否在执行 ABS 控制。由于在当前阶段并未执行 ABS 控制，所以微计算机 21 在步骤 305 中得出的判断是否定的，过程然后进行到步骤 310 中。在步骤 310 中，微计算机 21 根据一映射图以及当前实际踩踏力确定出应当具有的目标制动压力 P^* ，其中的映射图表达了目标制动压力 P^* 与由踩踏力传感器 43 检测到的实际踩踏力 F 之间的关系。

而后，微计算机 21 执行到步骤 315，在该步骤中，微计算机 21 判断标记符 $F1$ 的数值是否为“1”。当电动机 11 反转时，标记符 $F1$

的数值被设定为“0”。类似地，也就是说当电动机 11 为前向转动、或处于停机状态时，标记符 F1 的数值被设定为“1”。由于在 t_1 之前的紧邻时刻，电动机 11 并未反转，所以标记符 F1 的数值为“1”。因而，微计算机在步骤 315 的判断结果为“YES”，然后，过程进行到步骤 320。在步骤 320 中，微计算机判断由制动压力传感器 13 检测的实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 $(P-P^*)$ 是否大于一预定的阈值 A (A 为正值)。由于当前时刻是 t_1 之前的紧邻时刻，所以实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值小于预定阈值。因而，微计算机 21 在步骤 320 中的判断结果是否定的，然后，过程进行到步骤 325 中。

在步骤 325 中，微计算机 21 判断标记符 F2 的数值是否为“1”。如果电动机 11 为前向运转，则标记符 F2 的数值就被设定为“0”。或者也就是说，如果电动机 11 是在反转或处于停机状态，则标记符 F2 的数值就被设定为“1”。由于在 t_1 之前的紧邻时刻，电动机 11 并未前向运转，所以标记符 F2 的数值为“1”。因而，在步骤 325 中，微机 21 的判断结果为“YES”，然后控制过程进行到步骤 330 中。在步骤 330 中，微计算机 21 判断目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 是否大于一预定阈值 B (B 为正值)。由于在 t_1 之前的紧邻时刻，目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 小于预定阈值 B 。因而，在步骤 330 中，微计算机 21 的判断结果是否定的，然后，控制过程进行到步骤 395 中。在步骤 395 中，微计算机暂时终止了控制逻辑。

因而，在未向电动机供应电流从而电动机未发生前向或反向转动、且实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 $(P-P^*)$ 在阈值 $-B$ 与 A 之间的情况下，微计算机并不开始向电动机 11 输送电流，因而电动

机并不转动。

下面将对这样的情况进行描述：实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值变得大于阈值 A （见图中的 t_1 时刻）。如果处于这样的情况下，则微计算机 21 就会以预定的定时开始执行图 3 所示的逻辑过程，微计算机 21 先执行步骤 305、310、315，在随后的步骤 320 中，得到肯定的判断结果，然后，控制过程进入到步骤 335 中。在步骤 335 中，微计算机 21 将输送给电动机 11 的电流设定为一预定的负值（ $-I_0$ ）。因而，经过一电动机驱动逻辑程序（图中未示出），电流 $-I_0$ 输送给电动机 11，从而电动机 11 开始反转。在随后的步骤 340 中，微计算机 21 将标记符 F_1 的数值设定为“0”。

然后，微计算机 21 执行步骤 325。由于标记符 F_2 的数值仍然为“1”，所以在步骤 325 中，微计算机的判断结果为肯定的。然后，由于目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值（ P^*-P ）小于阈值 B ，微计算机在步骤 330 中的判断结果为“ No ”，然后，控制进程转向步骤 395。在步骤 395 中，微计算机 21 暂时终止了控制逻辑。

这样，如果实际制动压力 P 变得大于阈值 A 与目标制动压力 P^* 之和，则微计算机 21 就使电动机 11 反转来减小实际制动压力 P ，从而使实际制动压力 P 接近于目标制动压力 P^* 。

相比于当电动机 11 前向转动时其所受到的载荷，当通过向电动机 11 输送电流 $-I_0$ 使电动机 11 反转时，电动机 11 所受的载荷是非常小的。当电动机前向转动时，其需要通过加压元件 116 将制动衬片 108、110（即制动元件）顶压到盘形转子 102（即受制动元件）上。但是，当电动机 11 反转时，则不存在这样的载荷要求。因而，如果供应恒定的电流 $-I_0$ ，电动机 11 就会持续地反转，使得实际制动压力 P 连续地下降。但是，在持续到时刻 t_2 的时间段内，实际制动压力 P 始终大于

目标制动压力 P^* 。

如果在此状态过程中，微计算机 21 执行了图 3 所示的控制逻辑，且由于在前一循环的步骤 340 中标记符 F1 已被设定为“0”，所以在步骤 305、310 之后的步骤 315 中，微计算机的判断结果为“NO”。然后，微计算机 21 就执行步骤 345，在该步骤中，微计算机 21 判断实际制动压力 P 是否已等于或小于目标制动压力 P^* 。如上所述，此时实际制动压力 P 大于目标制动压力 P^* 。因而，微计算机在步骤 345 中的判断结果为“NO”。随后，微计算机执行步骤 325、330，然后再执行步骤 395，在步骤 395 中，微计算机 21 暂时终止控制逻辑。作为结果，电动机 11 就一直反转着，从而进一步减小实际制动压力 P 。

因而，当达到时刻 t_2 时，实际制动压力 P 会变为与目标制动压力 P^* 相等。这样，如果微计算机 21 在 t_2 时刻或之后的紧邻时刻执行图 3 所示的逻辑，在执行完步骤 305、310、315 之后，微计算机 21 在步骤 345 中获得肯定的判断结果，然后进行到步骤 350。在步骤 350 中，微计算机 21 将输送给电动机 11 的电流 I 设定为“0”，由此停止了电动机 11 的反转运行。随后，在步骤 355 中，微计算机将标记符 F1 的数值设为“1”。然后，微计算机 21 执行步骤 325、330 的操作，并随后进行到步骤 395，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了逻辑过程的进行。

如上所述，当实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 ($P - P^*$) 大于阈值 A 时，电动机 11 就开始反转。当实际制动压力 P 等于或小于目标制动压力 P^* 时，电动机 11 就停止反转。考虑到电动机 11 的惯性，合适的作法是采用这样的设计：当实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 ($P - P^*$) 等于一预定阈值时，停止电动机 11 的反转，其中的阈值在“0”到阈值 A 之间。

在从时刻 t_2 到 t_3 的时间段内, 实际制动压力 P 小于目标制动压力 P^* , 但却接近于目标制动压力 P^* , 从而使目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 的差值 (P^*-P) 小于预定阈值 B 。在此状态下, 微计算机 21 依次执行步骤 305、310、320。在步骤 320 中, 微计算机 21 得到否定的判断结果。然后, 微计算机 21 执行步骤 325。

由于标记符 F_2 的数值为“1”, 所以在步骤 325 中, 微计算机 21 的判断结果是肯定的, 而后再执行步骤 330。在步骤 330, 目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 小于预定的阈值 B , 所以微计算机 21 的判断结果为“NO”。然后, 微计算机 21 执行步骤 395, 在该步骤中, 微计算机 21 暂时终止了逻辑程序的执行。

因而, 如果目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 小于阈值 B , 则就不向电动机 11 输送电流, 从而将电动机 11 保持在停机状态。

下面将对这样的情况进行描述: 目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 变得大于了阈值 B (见图中的 t_3 时刻)。在此情况下, 微计算机 21 依次执行步骤 305、310、315、320、325、330。在步骤 330 中, 微计算机 21 得出肯定的判断结论。然后, 微计算机 21 执行步骤 360。

在步骤 360 中, 微计算机 21 从一映射图和当前的目标制动压力 P^* 确定出要输送的电流值 I , 其中的映射图如图 5B 所示, 表达了目标制动压力 P^* 与电流 I 之间的关系。结果就是, 利用一电动机驱动控制逻辑 (图中未示出), 向电动机 11 输送一电流 $I=g(P^*)$, 从而使电动机 11 前向转动, 而增大了实际制动压力 P 。然后, 在步骤 365 中, 微计算机 21 将标记符 F_2 的数值设定为“0”, 然后再执行步骤 395, 在步骤 395 中, 微计算机 21 暂时停止执行逻辑程序。

从该时刻开始，当微计算机 21 执行图 3 所示的程序时，其依次执行步骤 305、310、320、325。在此情况下，由于在上一次循环的 365 步骤中已将标记符 F2 的值设为“0”，所以微计算机在步骤 325 中的判断结果将是否定的，然后执行步骤 370。在步骤 370 中，微计算机 21 判断实际制动压力 P 是否已经等于或大于目标制动压力 P^* 。由于在当前时刻，电动机 11 的前向转动刚刚开始，所以实际制动压力 P 小于目标制动压力 P^* 。因而，微计算机 21 在步骤 370 中得到否定的判断，然后执行步骤 375。在步骤 375 中，微计算机 21 将输送给电动机 11 的电流 I 加大一个数值 I 。之后，微计算机 21 执行步骤 395。在步骤 395 中，微计算机暂时终止了逻辑程序的执行。

因而，当执行电动机的驱动逻辑程序（图中未示出）时，输送给电动机 11 的电流 I 加大了一个电流值 I ，从而在图 4 所示的 t_3 时刻到 t_4 时刻，所供应的电流 I 是持续增大的。结果就是，电动机 11 在前向转动方向上的扭矩是不断增大的。这样，就能逐渐地加大实际制动压力 P 。反复执行上述步骤 375，直到到达实际制动压力 P 等于或大于目标制动压力 P^* 的 t_4 时刻为止。

下面将对这样的情况进行描述：当电动机 11 在前向转动时，实际制动压力 P 变成了等于或大于目标制动压力 P^* （见图 4 中的时刻 t_4 ）。在此情况下，微计算机 21 就执行步骤 305、310、320、325、370。在步骤 370 中，微计算机 21 得到肯定的判断结果。然后，微计算机 21 执行步骤 380。在步骤 380，微计算机将输送给电动机 11 的电流 I 设定为“0”，从而停止了电动机 11 的前向转动。在将标记符 F2 的数值设定为“1”之后，微计算机 21 执行步骤 395，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了逻辑过程的执行。

这样，当目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P)

大于阈值 B 时，电动机 11 开始前向转动。当实际制动压力 P 变为与目标制动压力 P^* 相等时，电动机 11 的前向转动停止。考虑到电动机 11 的惯性，还可采用这样的设计：当目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值 (P^*-P) 等于一预定阈值时，停止电动机 11 的前向转动，其中的预定阈值在“0”到阈值 B 之间。

如果如同 t_4 时刻之后的情况那样：实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 $(P-P^*)$ 在 -B 到 A 的阈值范围内，则微计算机 21 就执行步骤 305、310、315、320、325、330，并随后在步骤 395 中暂时终止逻辑程序的执行，此情形类似于 t_1 时刻前的状态。因而，此时电动机 11 并不转动。

上述的控制过程是根据该实施例的、在常规情况下对制动压力执行的控制。在该实施例中，如果实际制动压力 P 与目标制动压力 P^* 之间的差值 (P^*-P) 在 -B 到 A 的阈值范围（对控制不敏感的区间）内，则就禁止电动机 11 工作。因而，就可以避免电动机频繁地反复正转和反转。结果就是，电动机 11 的工作寿命得以延长，并消除了不必要的能量消耗，同时还能降低噪音。尽管在该实施例中，当在 t_3 时刻到 t_4 时刻之间时，输送给电动机 11 的电流是逐渐增加的，但也可以采用这样的设计：采用一 PID（比例-积分-微分）控制模式或其它的控制模式，使得电流值能根据目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值进行变化，且一直增大供应电流，直到目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值变为了最小为止，此后，减小电流的输送。

下面，将参照图 3 以及图 6 到图 11 对在 ABS 控制中的工作过程进行介绍。除了图 3 所示的主控逻辑之外，每隔一段预定的时间 ΔT_a ，微计算机 21 就执行图 6 所示的、对于左后轮 RL 的 ABS 控制。每隔一段预定的时间 ΔT_a ，微计算机 21 还执行与图 6 所示逻辑类似的、对应于

右后轮 RR、左右前轮 FR 和 FL 控制过程。

首先，将对图 11 中 t10 时刻到 t11 时刻区间所对应的情形进行描述，在该情况中，制动踏板 50 开始被踩下，且车轮尚未被抱死，ABS 控制尚未开始执行。在上述的时间段内，通过执行图 3 所示的主逻辑程序（步骤 310），根据踏板踩踏力 F 而确定出目标制动压力 P*。这样，就可以驱动电动机 11，使得实际制动压力 P 变为等于确定出的目标制动压力 P*。

在一预定时刻，微计算机 21 从步骤 600 开始执行 ABS 控制的逻辑过程。在步骤 605 中，微计算机 21 按照下面表达式 1 中列出的计算公式计算出实际滑移率 S，该滑移率作为车辆的一个状态量。在表达式 1 中，VS 为车体的速度，VW 为车轮的速度。由于 ABS 控制的目标物为左后轮 RL，所以此处车轮速度 VW 为左后轮的速度 VRL。在针对于不同车轮的 ABS 控制中，车轮的速度 VW 分别为对应目标车轮的速度 VRR、VFR、VFL。从表达式 1 可以理解：如果在车轮上未作用有任何制动力，则 VW=VS，因而 S=0。如果车轮被完全抱死，则 VW=0，因而 S=1。

$$S = (VS - VW) / VS \quad \dots \text{表达式 1}$$

车体速度 VS 是由如下的表达式 2 来确定的，式中 VWmax 是由车轮速度传感器 46a-46d 检测的车轮速度 VFR、VFL、VRR、VRL 的最大值，VS0 是在执行逻辑控制的过程中确定出的车体速度，且 α_u 和 α_d 为预定的正常数。另外，在表达式 2 中，MED 为选择函数，该函数是从括号中列出的多个变量中选出中值变量。

$$VS = \text{MED} (VW_{\max}, VS0 + \alpha_u \cdot \Delta Ta, VS0 - \alpha_d \cdot \Delta Ta) \quad \dots \text{表达式 2}$$

然后，微计算机 21 执行步骤 610，在该步骤中，微计算机按照表达式 3 计算出一个差值。在表达式 3 中， S^* 为目标滑移率，尽管该数值取决于路面状况，但其是一个常数（例如为 0.2）。

$$e=S^*-S \quad \cdots\text{表达式 3}$$

然后，微计算机 21 执行步骤 615，在该步骤中，微计算机 21 判断 ABS 控制是否已被终止。由于在当前时刻，ABS 控制尚未执行，所以在步骤 615 中，微计算机 21 的判断结果是肯定的，然后控制过程进行到步骤 620。在步骤 620 中，微计算机判断差值 e 是否小于一第一参考差值 $-e_1$ (e_1 为正值)。数值 e_1 代表这样的情况：车轮存在被抱死的可能性。由于在当前时刻车轮未处于抱死状态，所以如图 11 所示那样，差值 e 大于第一参考差值 $-e_1$ ，因而，在步骤 620 中，微计算机得出否定的结论。随后进行到步骤 695，微计算机 21 暂时终止了逻辑程序的执行。因而，在此情况下，ABS 控制并未启动。

下面将对在 t_{11} 时刻、车轮被抱死的情况进行描述。在时刻 t_{11} 之后，当微计算机 21 第一次执行到步骤 615 时，ABS 控制尚未开始执行。因而，微计算机在步骤 615 中的判断结果是肯定的，然后，再执行步骤 620。由于在此情况下，车轮处于抱死状态，所以差值 e 就会小于第一参考差值 $-e_1$ 。因而，微计算机 21 在步骤 620 的判断结果为“YES”，并执行步骤 625。在步骤 625 中，微计算机 21 将由制动压力传感器 13 测得的当前实际制动压力 P （也可用由踩踏力传感器 43 确定出的当前目标制动压力 P^* 代替该数值）作为一初始制动压力 P_M 存储到一存储器中。之后，微计算机 21 执行到步骤 630，在该步骤中，微计

计算机 21 开始执行图 7 所示的、有关快速减压模式的子逻辑程序，目的在于启动一快速减压模式。随后，微计算机 21 执行步骤 695，在该步骤中，微计算机暂时地终止了 ABS 程序。这样，就启动了 ABS 控制。如下文将要描述的那样，上述的初始制动压力 P_M 被用在步骤 665 中。另外，由于 $S^*-S=-e1$ 时的条件表明了这样一种情况：在该情况中，车轮趋于被抱死，初始制动压力 P_M 所代表的制动压力数值会造成这样的情况：车轮可能要被抱死。

在开始执行图 7 所示的、迅速减小目标制动压力的快速减压模式子程序之后，每隔一预定时间 ΔT_b ，微计算机 21 就反复执行快速减压模式的子程序。在快速减压模式的子程序中，微计算机 21 经步骤 700 进入到步骤 705 中，在步骤 705 中，微计算机将一个数值作为新的目标制动压力 P^* ，其中的数值是从当前目标制动压力 P^* 中减去一预定正值 a 而得到的。

另外，在 ABS 控制过程中，微计算机 21 以预定的定时开始执行图 3 所示的主逻辑过程，并在步骤 305 中判断 ABS 控制是否正在执行。由于在当前情况下正在执行 ABS 控制，所以微计算机 21 会作出肯定的判断，并执行步骤 315。这样，就没有执行步骤 310。因而，目标制动压力 P^* 并不会变为步骤 310 中确定出的那个目标制动压力 P^* ，而是变为在快速减压模式子程序的 705 步骤中确定出的目标制动压力 P^* 值。随后，为了执行从步骤 315 开始的过程，微计算机 21 对输送给电动机 11 的电流 I 进行控制，从而使实际制动压力 P 等于上述确定出的目标制动压力 P^* 。此控制过程在下文有详细的描述。

当快速减压模式就这样开始执行时，每过一个预定时段 ΔT_b ，实际制动压力 P 就减小一个正值 a ，且电动机 11 相应地一直在转动（反转），由此来减小实际制动压力 P ，从而使制动力矩迅速下降。在其它的 ABS

控制模式（平缓减压模式、快速加压模式、以及平缓加压模式）中，类似地执行这些操作：设定目标制动压力 P^* ；对输送给电动机 11 的电流 I 进行控制，以便于使实际制动压力 P 等于目标制动压力 P^* （见图 3）。

如果在此状态过程中，微计算机 21 在步骤 600 处开始了执行图 6 所示的 ABS 控制程序，则微计算机 21 就在步骤 605 中更新时间滑移率 S ，并在步骤 610 中更新差值 e 。由于当前选定的工作模式为快速减压模式，且 ABS 控制正在执行，因而微计算机 21 在步骤 615 中的判断结果将是否定的，然后执行步骤 635。在步骤 635 中，微计算机 21 判断当前模式是否为快速减压模式。由于当前模式就是快速减压模式，微计算机在步骤 635 中的判断结果为“YES”，然后执行步骤 640。在步骤 640 中，微计算机 21 判断差值 e 是否大于一第二参考差值 $-e_2$ （如图 11 所示， e_2 是一个小于 e_1 的正值）。数值 $-e_2$ 是这样一个数值：其表明车轮发生抱死的可能性已消失。在当前情况下，由于制动力矩的快速减小过程刚刚开始执行，且车轮仍然未从抱死状态中恢复出来。因而，差值 e 小于第二参考差值 $-e_2$ 。因而，微计算机 21 在步骤 640 中得出否定的判断结果，然后执行步骤 695，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了逻辑程序的执行。

如果一直为上述的状态，则就反复地执行图 7 中的 705 步骤，使得目标制动压力 P^* 迅速降低。结果就是，制动力矩快速下降，车轮速度 V_{RL} 得到恢复（增大）。因而，在图 11 中的 t_{12} 时刻，使得实际滑移率 S 变得接近于目标滑移率 S^* ，且差值 e 变为大于第二参考差值 $-e_2$ 。因而，微计算机 21 将以预定的定时执行步骤 640，并在步骤 640 中获得肯定的结果。随后，微计算机 21 执行步骤 645。在步骤 645 中，微计算机 21 开始执行图 8 所示的平缓减压模式子程序，以便于开始执行

平缓的减压操作，在该模式中，目标制动压力 P^* 被平缓地减小。如同在快速减压模式子程序中的情况，此情况下，微计算机 21 在开始执行平缓减压模式的子程序之后，每隔预定的时间段 ΔT_b ，就反复执行一次平缓减压模式子程序，直到要执行其它模式的子程序时为止。

在平缓减压模式子程序中，微计算机从步骤 800 开始执行步骤 805。在步骤 805 中，微计算机 21 将一个数值设为新的目标制动压力 P^* ，其中的数值是通过将当前目标制动压力 P^* 减去一个预定的正值 b 而获得的。预定的正值 b 是这样一个数值：其小于上述的预定正值 a 。因而，当执行图 3 所示的主逻辑程序时，电动机 11 根据减小了预定正值 b 的新目标制动压力 P^* 转动（反转），从而使制动力矩（实际制动压力 P ）减小一力矩量，该减小量对应于所述正值 b 。

当在此状态过程中时，开始执行图 6 所示的 ABS 控制程序，微计算机 21 依次执行步骤 605、610。由于当前模式为平缓减压模式，微计算机 21 在步骤 615、635 中得到的判断结果为“NO”，然后执行步骤 650。在步骤 650，微计算机 21 判断当前工作模式是否为平缓减压模式。微计算机 21 在步骤 650 中的判断结果为“YES”，然后执行步骤 655。在步骤 655 中，微计算机 21 判断差值 e 是否大于一第三差值 $-e_3$ （如图 11 所示， e_3 是一个小于 e_2 的正值）。由于平缓减压模式刚刚开始，所以差值 e 小于第三参考差值 $-e_3$ ($e < -e_3$)，所以微计算机 21 在步骤 655 得到的判断结果是否定的，然后执行步骤 695，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了逻辑程序的执行。

如果上述的状态继续下去，则就反复执行图 8 中的步骤 805，从而使目标制动压力 P^* 平缓地减小（每隔一预定时间 ΔT_b ，减小数值 b ）。结果就是，制动力矩被逐渐地减小，车轮速度进一步地恢复。因而，在图 11 所示的 t_{13} 时刻，实际滑移率 S 就接近于目标滑移率 S^* ，且差

值 e 变为大于第三参考差值 $-e_3$ 。这样，当微计算机 21 以预定的定时执行步骤 655 时，其在步骤 655 得到肯定的判断。然后，微计算机 21 执行步骤 660，在该步骤中，微计算机 21 开始执行图 9 所示的快速加压模式子程序，目的在于启动使目标制动压力 P^* 迅速增加的快速加压模式。如同在快速减压模式和平缓减压模式中的情况那样，微计算机 21 在开始执行快速加压模式之后，将以预定时间 ΔT_b 为间隔周期反复地执行快速加压子程序，直到开始执行其它模式的子程序为止。

在快速加压模式的子程序中，微计算机 21 从步骤 900 开始执行步骤 905。在步骤 905 中，微计算机 21 将一个数值设定为新的目标制动压力 P^* ，该数值是通过将当前目标制动压力 P^* 加上一个预定的正值 c 而得到的。然后，微计算机 21 执行步骤 995，在该步骤中，微计算机 21 暂时地终止逻辑程序的执行。至于预定正值 c ，可选择一个与预定正值 a 大致相同的数值。因而，当执行图 3 所示的主控程序时，电动机会按照目标制动压力 P^* 加上预定正值 c 所得到的数值进行转动（前向转动），从而使制动力矩（实际制动压力 P ）增大一个力矩，该力矩增加量对应于正值 a 。

如果在此状态的过程中，开始执行了图 6 所示的 ABS 控制过程，则微计算机 21 就会执行步骤 605、610。由于当前模式为快速加压模式，所以微计算机 21 在步骤 615、635 和 650 中得到的判断结果是否定的，然后执行步骤 665。在步骤 665 中，微计算机 21 判断目标制动压力 P^* 是否大于一个乘积值，该乘积是通过将一预定值 α （例如为 0.8）与在步骤 625 中存储到储存器中的实际制动压力（初始制动压力） P_M 进行相乘而得到的，也就是说，该乘积值为 $0.8 \cdot P_M$ 。由于该阶段是在快速加压模式开始执行之后紧接着进行的，所以目标制动压力 P^* 要小于初始制动压力 P_M 的 α 倍。因而，微计算机 21 在步骤 665 中得到否定的判

断结果，然后执行步骤 670。在步骤 670 中，微计算机 21 判断差值 e 是否大于一第四参考差值 e_4 (如图 11 所示, e_4 是一个大于 e_3 的正值)。由于在当前时刻，制动力矩快速加压模式才刚刚开始执行，所以差值 e 小于第四参考差值 e_4 。因而，微计算机 21 在步骤 670 中得到否定的判断，然后执行步骤 695，在该步骤中，微计算机暂时终止了逻辑程序的执行。数值 α 可从参考值 e_4 来定出。也可以是从预定值 α 来定出参考值 e_4 。

如果该状态持续下去，则就反复执行图 9 中的步骤 905，使得目标制动压力 P^* 迅速地增大 (每隔一预定时间 ΔT_b 就增大 c)。结果就是，制动力矩也相应增加。如果在差值 e 大于第四参考值 e_4 (见图 11 中的 t_{14} 时刻) 之前，目标制动压力 P^* 就变成了大于 α 倍的初始制动压力 P_M ，则微计算机 21 就在图 6 的步骤 665 中得到肯定的判断结果，其中，微计算机以预定的定时执行到步骤 665。然后，微计算机 21 执行步骤 675，在该步骤中，微计算机 21 开始执行图 10 中所示的平缓加压模式子程序，用于启动平缓加压模式。

与此相反，如果在快速加压模式中，在目标制动压力 P^* 大于 α 倍初始制动压力 P_M 之前 (见图 11 中的 t_{14} 时刻)，差值 e 就大于了第四参考值 e_4 ，则微计算机 21 就在图 6 中的步骤 670 中得到肯定的判断，其中，微计算机是以预定的定时执行到步骤 670 的。然后，微计算机执行到步骤 675，在该步骤中，微计算机 21 开始执行图 10 所示的平缓加压模式子程序，目的在于启动平缓加压模式。如同在快速减压模式子程序等的情况中那样，微计算机 21 在开始执行平缓加压模式子程序之后，以预定的时间 ΔT_b 为间隔周期，反复地执行平缓加压模式的子程序。

在平缓加压模式中，微计算机经步骤 1000 进行到步骤 1005。在

步骤 1005 中，微计算机将一个数值设定为新的目标制动压力 P^* ，其中的数值是通过将当前目标制动压力 P^* 加上一个预定正数值 d 而得到的。该预定正值的大小类似于上述的预定正值 b ，但小于上述的预定正值 a 和 c 。

随后，在步骤 1010 中，微计算机 21 根据当前的踏板踩踏力 F 和图 5A 中表示的映射图而确定出目标制动压力的暂定值 $P0^*$ 。在随后的步骤 1015 中，微计算机 21 判断目标制动压力 P^* 是否大于该暂定的目标制动压力 $P0^*$ 。由于在当前时刻刚刚开始执行平缓加压模式，所以目标制动压力 P^* 通常要小于目标制动压力 $P0^*$ 的暂定值。因而，微计算机 21 在步骤 1015 中的判断结果为“NO”，然后执行步骤 1095，在该步骤中，微计算机暂时终止了逻辑程序的执行。

这样，在执行图 3 所示的主逻辑程序时，电动机 11 的工作（前向转动）是根据目标制动压力 P^* 与预定正值 c 之和进行的，从而使制动力矩（实际制动压力 P ）增大一个力矩，该力矩的增大量对应于正值 d 。

在此之后，以预定的时间 ΔT_b 为间隔周期，反复执行图 10 中所示的平缓加压模式的子程序，从而由于步骤 1005 的迭加，使得目标制动压力 P^* 逐渐增大。结果就是，制动力矩也逐渐增大（每隔一预定时间 ΔT_b ，就将力矩增大一与正值 d 相对应的数值）。如果在此情况下，作用在制动踏板 50 上的踏板踩踏力 F 减小了，因而，目标制动压力 $P0^*$ 的暂定值也被减小，或者是当目标制动压力 P^* 随时间而增大时，目标制动压力 P^* 就变为大于目标制动压力 $P0^*$ 的暂定值，此时，微计算机 21 就会在步骤 1015 中得到肯定的判断结果，然后进行到步骤 1020。在步骤 1020 中，微计算机 21 暂时终止 ABS 控制。在随后的步骤 1095 中，微计算机 21 暂时终止了整个逻辑程序的执行。

如上所述，如果在第一实施例的 ABS 控制中，差值 e 变得小于第

一参考差值 $-e_1$ （即如果滑移率变为了大于第一滑移率 $[=S^*+e_1]$ ），则就开始进行快速减压模式，从而迅速降低目标制动压力 P^* 。因而，实际制动压力 P （制动力矩）也被迅速减小，从而立即就能抑制过大的滑移率出现。

然后，当差值 e 变为大于第二参考差值 $-e_2$ 时（即当滑移率变为小于第二滑移率 $[=S^*+e_2]$ 时），就开始执行平缓减压模式，从而平缓地降低目标制动压力 P^* 。因而，实际制动压力 P （制动力矩）也被平缓地减小。

一般来讲，在ABS控制中，如果滑移率变得过大，则就通过快速减小制动力矩来降低滑移率。此后，再通过快速地增大制动力矩来将滑移率提高到一定的水平。为了在装备有电动机11的盘式电制动器10中执行这样的控制，必须要在使电动机11高速反转之后，立即让电动机高速正转。但是，当输送给电动机11的电流从反向电流转换为正向电流、以便于使电动机11在高速反转之后开始进行高速正转时，由于惯性，电动机11会继续在反向上转动。因而，就存在这样的可能性：出现实际制动压力 P 的欠调、或使制动压力下一次的压力升高响应性变差。因而，如果像在本实施例中那样：在快速减压模式之后先经过一平缓减压模式，然后再开始执行快速加压模式，则就能带来这样的优点：制动力矩不会出现调节不足的情况，且不会出现过高的滑移率。

如果采用了电动机11，就可以通过平缓减压模式来降低制动力矩。因而，相比于制动力矩被迅速减小后的情况，平缓减压模式降低了制动力矩的减小量，并能保持制动力矩，然后再快速增大制动力矩。下面将参照图12对此进行描述。即使采用了利用液压线性阀的液压制动件来作为液压制动系统，由于电磁阀结构上的限制，也很难将制动压力（制动力矩）控制成平缓的微调增加或平缓的微调减小。因而，就

如图 12 中的虚线所示的那样，在制动力矩被快速减低之后，将是一个保持制动力矩的阶段。但是，如果制动压力（制动力矩）被保持不动，则制动力矩的减小就将不是预期的了。因而，不可避免地会出现这样的情况：制动压力（制动力矩）被迅速降低，一直降低到使滑移率低达或小于参考值 $S1$ 的程度为止。与此相反，在本发明的该实施例中，制动力矩能被平缓地减小，这样就可以通过在滑移率减小到一大于参考值 $S1$ 的另一参考值 $S2$ 时启动平缓减压模式，来等待滑移率的恢复。因而，这样就能避免过度降低制动力矩，且电动机 11 除了必须要在随后的快速加压模式中工作之外，无须在减压阶段工作。结果就是，能节约无用的能量消耗。

下面，将参照图 3 和图 11 对在 ABS 控制过程中、基于主控程序进行的控制过程进行描述。

在制动踏板被踩下之后，在车轮被抱死之前——也就是说在 $t11$ 时刻之前，电动机 11 是前向转动，从而将制动衬片 110 压紧到盘形转子 102 上。

然后，在时刻 $t11$ ，当 ABS 控制启动时，在步骤 305 中得到肯定的判断结果，然后程序进行到步骤 315 中，而跳过了确定目标制动压力 P^* 的步骤。由于 ABS 控制刚刚启动，且在此时刻，电动机 11 的转动尚未反向，所以在步骤 315 中得到肯定的判断结果，过程进行到步骤 320。在步骤 320 中，判断 $P-P^*$ 是否大于阈值 A 。由于数值 P^* 是由图 7 所示快速减压模式中的步骤 705 定出的，也就是说，该数值是通过将原 P^* 减去一个预定数值 a 而得到的，并使步骤 320 中的判断结果为“YES”。因而，优选的是：所述的预定值 a 应当能使 $P-P^*$ 立即大于 A 。其原因在于所述预定值 a 是为了提高 ABS 的响应性。在随后的步骤 335 中，将电动机 11 的工作方向反向，从而来减小制动力矩，并使实际滑

移率也响应地降低。在随后的各个步骤中，电动机反向转动，且 P^* 小于 P 。因而，步骤 325 中的判断结果为“YES”，而在步骤 330 中的判断结果为“NO”。

下面将对在图 11 中 t_{11} 时刻到 t_{13} 时刻之间、基于主控程序的控制过程进行描述。在该时间段内，正在执行 ABS 控制，且电动机 11 正在反转， P^* 小于 P 。因而，步骤 305 的判断结果为“YES”，步骤 315 的判断结果为“NO”，步骤 345 的判断结果为“NO”，而在步骤 325 中的判断结果为“YES”，在步骤 330 中的判断结果为“NO”。在从 t_{11} 到 t_{13} 的时间段内，反复地执行该控制过程。

在 t_{13} 时刻，开始执行快速增大目标制动压力 P^* 的模式。也就是说，在图 9 中的步骤 905 中，目标制动压力 P^* 加上一个预定值 c 。在 t_{13} 之后的紧邻时刻，步骤 305 到 315 的判断结果与 t_{11} 到 t_{13} 期间的结果相同。在步骤 345 中，由于在步骤 905 中已将目标制动压力 P^* 加上了一个预定数值 c ，所以目标制动压力 P^* 就会高于实际制动压力 P 。因而，所述的预定数值 c 最好是这样一个数值：其能立即实现 $P \leq P^*$ 。该预定值 c 将提高触发快速加压模式的响应性。而后在步骤 350 中，停止电动机 11 的转动。在步骤 355 中，标记符 F1 被更新为“1”。由于在此时刻，电动机 11 的转动已停止，且目标制动压力 P^* 高于实际制动压力 P ，所以步骤 325 的判断结果为“YES”，步骤 330 的判断结果为“YES”。随后，在步骤 360 中，电动机 11 开始反转。在步骤 365 中，标记符 F2 被更新为“0”。

下面将对基于主控程序的控制过程进行描述，在该控制过程中，在 t_{13} 时刻之后终止执行 ABS 控制。在该时间段内，ABS 控制正在执行，标记符 F1 为“1”，且目标制动压力 P^* 大于实际制动压力 P ，而标记符则为“0”。因而，步骤 305 的判断结果为“YES”，在步骤 315 中

得到的判断结论是肯定的，步骤 320 的判断结果为“*No*”，在步骤 325 中作出否定的判断，而在步骤 370 中的判断结果是否定的。而后，在步骤 375 中，加大使电动机 11 前向转动的电流 I 。因而，直到在 t_{13} 时刻后终止 ABS 控制为止，上述的逻辑程序是在反复地执行的，从而使供电电流持续增大。因而，实际制动压力 P 就会增大，制动力矩也被增大。

然后，当在步骤 1020 中结束 ABS 控制时，过程恢复到主控程序常规工作时所执行的前述控制。

在此状态的过程中，电动机 11 为前向转动，且目标制动压力 P^* 大于实际制动压力 P 。因而，步骤 315 的判断结果为“*YES*”，步骤 320 的判断结果为“*No*”，并在步骤 325 得到否定的判断结果。

在前述的实施例中，在平缓减压模式之后，启动快速加压的模式，然后，当实际制动压力 P 或目标制动压力 P^* 恢复到 α 倍实际制动压力 P （指 ABS 控制开始执行—即开始执行快速减压模式时的实际制动压力）或 α 倍目标制动压力 P^* （初始制动压力 P_M ）—即 $\alpha \cdot P_M$ 时，将工作模式改变为平缓加压模式。因而，相比于将实际制动压力 P 迅速增大到目标制动压力 P^* 或实际制动压力 P （指在启动 ABS 控制时的实际制动压力）的情况，车轮被抱死的可能性降低了。因而，在本实施例中，可避免制动压力迅速减小，并避免频繁地启动快速加压工作，从而能实现更合适的 ABS 控制。

另外，由于采用了平缓的减压模式和加压模式，所以能平滑地从减小制动力矩的工况过渡到增大制动力矩的工况，从而能减弱车辆发生的振动。

在该第一实施例中，步骤 320、345、330、370 构成了对制动力矩变化请求进行判断的装置，用于基于实际制动压力 P 和踏板踩踏力 F （或

目标制动压力 P^*) —也即是检测到的车辆状态量来判断是否需要增大制动力矩、还是需要减小制动力矩。另外, 步骤 335、350、360、375、380 实现了电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制。从而, 如果判断出需要增大制动力矩, 就使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向(前向) 上进行驱动(转动)。如果判断出需要降低制动力矩, 则使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向上不进行驱动(转动)(对输送给电动机 11 的电流进行控制, 从而使将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其自身初始状态的恢复力; 切断输送给电动机的电流; 禁止向电动机输送电流; 防止电流输送向电动机; 通过切断电流来限制电流供应; 或者是向电动机输送这样的电流: 使得电动机 11 在与上述预定方向相反的方向上转动(即反转电动机))。另外, 步骤 335、350、360、375、380 能实现电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制, 从而, 如果判断出应当增大制动力矩时, 则就使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向上驱动(转动); 如果判断出应当减小制动力矩, 则就使输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流小于电驱动装置(电动机 11) 在预定方向上驱动(转动) 所需的电流(对输送给电动机 11 的电流进行控制, 从而使将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其自身初始状态的恢复力; 切断输送给电动机的电流; 禁止向电动机输送电流; 防止电流输送向电动机; 通过切断电流来限制电流供应; 或者是向电动机输送这样的电流: 使得电动机 11 在与上述预定方向相反的方向上转动(即反转电动机))。另外, 步骤 335、350、360、375、380 实现了电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制, 从而, 如果判断出需要加大制动力矩, 则就使电驱动装置(电动机 11) 在预定方

向（前向）上进行驱动（转动）；如果判断出制动力矩应当被减小，就使得输送给电驱动装置（电动机 11）的电流小于使电驱动装置（电动机 11）在预定方向上转动所需要的电流。

另外，步骤 320、330 构成了用于判断目标制动压力 P^* 与实际制动压力 P 之间的差值是否大于一预定量的装置，其中的差值也就是基于车辆的状态量所得出的要求改变制动力矩的请求量。步骤 335、360 构成电流供应的装置，用于根据变化请求量是否大于一预定量（阈值 A, B）来向电驱动装置（电动机 11）输送预定电流（即开始向其输送电流）。更进一步，步骤 310、705、805、905、1005 构成了目标制动压力确定装置，用于基于车辆的状态量来确定目标制动压力 P^* 。

此外，图 3、以及图 6 到图 10 所示的控制程序构成了电流控制装置，用于改变目标制动压力 P^* ，从而能根据所检测到的滑移率 S （在前述实施例中为差值 e ）来改变制动压力的变化率；并用于对输送给电驱动装置（电动机 11）的电流进行控制，从而使实际制动压力 P 变为等于目标制动压力 P^* ；该控制程序还形成了用于对输送给电驱动装置（电动机 11）的电流进行控制的电流控制装置，从而，当所检测到的滑移率变为大于一预定量 SL （即在前述实施例中，当差值 e 小于第一参考差值 $-e_1$ ）时，通过减小目标制动压力 P^* 来开始降低制动压力，然后（见图 11 中的 t_{13} 时刻），通过将目标制动压力 P^* 增大来提高制动压力，且在制动压力的增大过程中，通过改变目标制动压力 P^* 的变化率来使制动压力的变化率逐渐减小。

更进一步，图 3 以及图 6 到图 8 构成了电流控制装置，用于对输送给电动机 11 的电流进行控制，从而，当所检测到的滑移率变为等于一预定量时（也就是说：在上述的实施例中，当差值 e 变为小于第一参考差值 $-e_1$ 时），制动压力被迅速降低，且在此之后（即在上述实施

例中，当差值 e 变为大于第二参考差值 $-e_2$ 时），制动压力被平缓地降低。

另外，那些构成制动力矩改变请求装置的步骤还作为对制动力矩改变请求进行判断的装置。

下面将对第一实施例的一种变型形式进行描述，该变型区别于上述实施例的唯一之处在于：每一盘式制动器 10-1 都采用了图 13 所示的滚子丝杠。在下文的描述中，电动盘式制动器 10-1 中那些与电动盘式制动器 10 中相对应的部分将用相同的数字标号来指代，且不再对此作重复描述。下面将只对区别特征进行描述。

在根据该变型的电动盘式制动器 10-1 中，加压元件 116-1 与电动机 11 通过一用作运动转换机构的滚子丝杠 118-1 相互连接起来。更具体来讲，在螺帽 130-1 的内周面制有一条具有预定螺旋角的螺纹。在螺杆轴 138-1 的外周面上也制有一条螺纹，螺杆轴与加压元件 116-1 制为一体，并延伸到螺帽 130-1 的内部中。多个螺旋滚子 142 与螺帽 130-1 内周面上的螺纹、以及螺杆轴 138-1 外周面上的螺纹相接合，螺杆轴在一轴线方向上延伸。随着螺帽 130-1 的转动，螺旋滚子 142 会象行星齿轮那样转动，而不会在轴线方向上移动，从而使加压元件 116-1（以及螺杆轴 138-1 在轴线方向上移动。

在采用该滚子丝杠 118-1 的电动盘式制动器 10-1 中，滚子丝杠 118-1 的反转效率是很低的（其反转效率只有上述滚珠丝杠反转效率的约一半）。因而，即使加压元件 116-1 在使制动力矩减弱的方向上受到力的作用（即在图 13 中向左方向上的力），加压元件 116-1 也不能移动。因而，为了能在采用该电动盘式制动器 10-1 的情况下降低实际制动压力 P ，就必须象第一实施例中那样让电动机 11 反转。

下面将对本发明车辆制动控制设备的第二实施例进行描述。根据

该第二实施例的制动控制装置的总体结构与第一实施例大致相同。

第二实施例采用了图 14 所示的电动盘式制动器 10-2 而不是采用图 2 所示的电动盘式制动器 10。电动盘式制动器 10-2 与图 2 所示电动盘式制动器 10 的区别仅在于电动盘式制动器 10-2 具有一复位机构。因而，在下文的描述中，电动盘式制动器 10-2 中那些与电动盘式制动器 10 相对应的部分将用相同的数字标号来指代，并不重复介绍。下面只对不同的特征进行描述。

也就是说，电动盘式制动器 10-2 具有一边沿部分 116a，其从加压元件 116 位于电动机 11 一侧的外周部分上、沿垂直于加压元件 116 轴线的方向延伸出。一夹钳 114 具有一突出部分 114a，该突出部分面朝相边沿部分 116a。在边沿部分 116a 与突出部分 114a 之间设置有一作为复位弹簧的压缩弹簧 115。复位弹簧 115 将加压元件 116 促顶向电动机 11（顶向图 14 中的左侧）。复位弹簧 115 具有使制动衬片 108、110 与盘形转子 102 分离的功能（该功能与现有液压盘形制动器中活塞密封件的功能基本上相同）。复位弹簧 115 与边沿部分 116a 和突出部分 114a 一道，构成了上述的复位机构（即用于在一方向上向电动机施加作用力的复位力施加装置，所述方向与电动机将制动元件紧压到受制动元件上的作用力的方向相反）。因而，当电动机 11 不产生将加压元件 116 顶向盘形转子 102（图 14 中向右的方向上）的作用力时，加压元件 116 被复位弹簧 115 的弹性力推动，而在远离盘形转子 102 的方向上移动（图 14 中向左的方向上），因而不会产生制动力矩。

下面将对本发明第二实施例中制动控制装置的工作过程进行描述。在第二实施例中，微计算机 21 以一预定时间间隔为周期执行图 15 所示的主控逻辑程序而不是执行图 3 所示的主控程序。图 15 所示的主程序与图 3 所示的主程序具有一些相同的步骤。相同的步骤将用同

样的参考标号指代。

首先，对未启动 ABS 控制的情况进行描述。在一预定的定时，微计算机 21 从步骤 1500 开始执行控制过程。在步骤 1505 中，判断当前是否在执行 ABS 控制，微计算机 21 得到的判断结果为“NO”。然后，微计算机执行到步骤 1510，在该步骤中，微计算机根据踩踏力传感器 43 检测到的实际踩踏力 F 、以及图 5A 所示的映射图确定出当前的目标制动压力 P^* ，其中的映射图表达了踩踏力 F 与目标制动压力 P^* 之间的关系。随后，微计算机执行步骤 1515，在该步骤中，微计算机 21 判断实际制动压力 P 是否小于确定出的目标制动压力 P^* 。如果实际制动压力 P 小于目标制动压力 P^* ，则微计算机 21 在步骤 1515 中得到肯定的判断结果，然后过程进行到步骤 1520。在步骤 1520 中，微计算机 21 根据步骤 1510 确定出的目标制动压力 P^* 、以及图 5B 所示的映射图确定出输送电流 I 的大小，其中的映射图表达了目标制动压力 P^* 与供应电流 I 之间的关系。结果就是，利用一电动机驱动程序（图中未示出），向电动机 11 输送一电流 $I=g(P^*)$ ，从而使电动机前向转动。因而，实际制动压力 P 就会增大，制动力矩也随之增大。然后，微计算机 21 执行步骤 1595，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了程序的执行。

与此相反，如果实际制动压力 P 大于目标制动压力 P^* ，则微计算机 21 在步骤 1515 中得到的判断结果为“NO”，然后再执行步骤 1525。在步骤 1525 中，微计算机将供应给电动机 11 的电流值 I 设定为“0”。因而，将没有任何电流流经电动机 11，电动机 11 不会产生任何转动例句。结果就是，加压元件 116 受上述复位结构的推顶而在远离盘形转子 102 的方向上移动。因而，实际制动压力 P 就会下降，且制动衬片 110 会远离盘形转子 102。因而制动力矩就会减小。然后，微计算机 21 这些步骤 1595。在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了程序的执行。执行

控制工作的过程与上述 ABS 控制未执行时的情况相同。

下面将对第二实施例在执行 ABS 控制时的工作过程进行描述。微计算机 21 以预定的时间为间隔周期执行上文结合第一实施例所描述的、图 6 到图 9 中所示的逻辑程序, 另外, 还以预定的时间间隔为周期执行图 16 所示的程序—而非执行图 10 所示的程序。因而, 第二实施例的工作方式基本上与第一实施例相同, 直到在执行图 16 所示的平缓减压模式程序(该逻辑程序与第一实施例中图 6 的 675 步骤所表示的平缓加压模式控制程序相对应)时为止。

更具体来讲, 在未执行 ABS 控制时, 如果滑移率的差值 e (等于目标滑移率 S^* -实际滑移率 S) 变为等于或小于第一参考差值 $-e_1$, 则微计算机 21 就按照快速减压模式启动 ABS 控制。这样, 微计算机 21 就开始每隔预定的时间 ΔT_b 执行一次图 7 所示的快速减压模式子程序。在此情况下, 由于 ABS 控制已经被启动, 所以微计算机在从步骤 1500 开始执行了图 15 所示的主程序之后, 其在步骤 1505 中得到肯定的判断结果。然后, 微计算机 21 执行步骤 1530。在步骤 1530 中, 微计算机 21 判断一标记符 FHOJI 的数值是否为“1”。当在下文介绍的平缓加压子程序中, 如果要求保持制动压力时, 就将标记符 FHOJI 的数值设定为“1”。在其它情况下, 标记符 FHOJI 的数值被设定为“0”。因而, 由于此时刻标记符 FHOJI 的数值为“0”, 所以微计算机 21 在步骤 1530 中的判断结果为“NO”, 然后再执行步骤 315 以及后序的其它步骤。

在此情况下, 在快速减压子程序中, 目标制动压力 P^* 被一正值 a 减小。因而, 微计算机 21 在步骤 320 中的判断结果将为“YES”。并执行步骤 335。在步骤 335 中, 微计算机 21 将输送给电动机 11 的电流 I 设定为一负电流 ($-I_0$)。这样, 通过一电动机驱动程序(图中未示

出)，向电动机 11 输送电流 $-I_0$ ，从而使电动机 11 反向转动，使实际制动压力 P 能无延迟地降低。

也就是说，由于在第二实施例中加压元件 116 上设置有复位机构，所以如果不向电动机 11 输送任何电流（当在未执行 ABS 控制的步骤 1525 中时），实际制动压力 P 自然地就会减小。但是，在 ABS 控制过程中——尤其是在快速减压模式的早期阶段，需要立即降低过高的滑移率，因而，如果只是切断电动机 11 的供电，则实际制动压力 P 的降低将会有一定的延迟。因而，在第二实施例中，如果在 ABS 控制过程中存在降低制动压力的要求（当 $P-P^* > A$ 时），要向电动机 11 输送一电流 I 来使电动机 11 反转。此后，微计算机 21 执行步骤 340、325、330，然后再执行步骤 1595。在该步骤中，微计算机 21 暂时终止程序的执行。

此后，持续执行快速减压模式，由此来降低实际制动压力 P 和制动力矩。因而，滑移率差值 e 将大于第二参考差值 $-e_2$ （参见描述第一实施例所用的图 11）。因而，微计算机 21 在图 6 的 640 步骤中就会得到肯定的判断结果。并执行步骤 645，在该步骤中，微计算机开始启动平缓减压模式。从此时开始，微计算机 21 将以预定的时间间隔 ΔT_b 为周期反复地执行图 8 所示的平缓减压模式子程序。在此情况下，标记符 FHOJI 的数值也被保持为“0”，从而微计算机 21 将执行图 15 中从步骤 315 到 385 的各个预定步骤。结果就是，执行了步骤 335，从而能平缓地降低实际制动压力 P ，也能平缓地减小制动力矩。

随着上述情形的继续，当滑移率差值 e 变得大于第三参考差值 $-e_3$ 时，微计算机 21 就会在图 6 中的 655 步骤中获得肯定的判断结果，并执行步骤 660，在该步骤中，微计算机 21 开始执行快速加压模式。从此刻开始，微计算机以预定的时间间隔 ΔT_b 为周期反复地执行图 9 中的快速加压模式子程序。在此情况下，标记符 FHOJI 的数值同样被保

持为“0”，从而微计算机 21 将执行图 15 中从 315 到 385 的各个对应步骤。结果就是，执行了步骤 360、375，从而是实际制动压力 P 迅速增大，制动力矩也快速提高。

此后，当实际制动压力 P 恢复到开始执行快速减压模式时的实际制动压力 P、或恢复到目标制动压力 P*（也就是初始制动压力 PM）的 α 倍（ $\alpha \cdot PM$ ）时；或者当滑移率差值 e 变为大于第四参考差值 e4 时，微计算机 21 将启动平缓加压模式。从此开始，微计算机将以预定的时间间隔 ΔT_b 为周期反复地执行平缓加压模式子程序。

下面将对平缓加压模式子程序进行描述。在步骤 1600 之后的步骤 1605 中，微计算机 21 判断一计时器 TM 的数值是否大于一预定数值 T0。计时器 TM 的初始数值被一初始化程序（图中未示出）设为最大值。因而，微计算机在步骤 1605 中将得到肯定的判断，并在步骤 1610 中将目标制动压力 P*加大一个正值 d。在随后的步骤 1615 中，微计算机 21 将计时器 TM 中的数值清零，并在步骤 1620 中将标记符 FHOJI 设定为“0”。由于此时标记符 FHOJI 的数值已被置“0”，所以步骤 1620 只是一个确认操作。

随后，微计算机 21 执行步骤 1625，在该步骤中，微计算机 21 根据当前的踏板踩踏力 F 和图 5A 所示的映射图确定出目标制动压力的一个暂定值 P0*。在步骤 1630 中，微计算机 21 判断目标制动压力 P*是否大于该暂定目标制动压力 P0*。如果目标制动压力 P*大于暂定的目标制动压力 P0*，则计算机 21 就执行步骤 1635，在该步骤中，微计算机 21 将 ABS 控制终止。在随后的 1695 步骤中，微计算机 21 终止了程序的执行。与此相反，如果目标制动压力 P*小于暂定的目标制动压力 P0*，则微计算机 21 就立即执行步骤 1695，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止程序的执行。

下面的描述基于这样的假定状态：目标制动压力 P^* 继续不超过暂定的目标制动压力 $P0^*$ 。这样，微计算机 21 不执行步骤 1635，从而 ABS 控制不会终止。因而，当微计算机 21 以预定的定时执行图 15 中的图 15 中的主控程序时，微计算机 21 在步骤 1505 中得到肯定的判断结果。在步骤 1530 中，由于标记符 FHOJI 的数值被保持为“0”，所以微计算机 21 的判断结果为“NO”。然后，微计算机 21 执行步骤 315 到 385 的各个对应步骤。结果就是，实际制动压力 P 就会接近于加上正值 d 的目标制动压力 P^* 。

在经过了预定的 ΔT_b 时间后，微计算机 21 从步骤 1600 开始再次执行平缓加压模式子程序。在此情况下，由于计时器 TM 的数值在先前循环的 1615 步骤中已被清零，所以将小于预定值 T_0 。因而，微计算机 21 将在步骤 1605 中得到否定的判断结果，并执行步骤 1640，在该步骤中，微计算机 21 将计时器 TM 的数值加 1。在随后的 1645 步骤中，微计算机 21 将标记符 FHOJI 的数值设为“1”。然后，微计算机 21 执行步骤 1625、1630，并执行到步骤 1695，在该步骤中，微计算机 21 暂时终止了程序的执行。

如果在此状态的过程中，微计算机 21 执行了图 15 中的主控程序，则微计算机 21 在步骤 1505 中得到肯定的判断结果后，执行步骤 1530，并在步骤 1530 中得到肯定的判断结果。随后，微计算机执行步骤 1535，在该步骤中，微计算机 21 将输送给电动机 11 的电流 I 设定为一保持电流 $IHOJI$ （为一预定正值的电流），用于将加压元件保持在当前的位置上。因而，通过电动机驱动程序（图中未示出），就向电动机 11 输送电流 $IHOJI$ ，从而使电动机 11 在将加压元件 116（内侧衬片 110）紧压到盘形转子 102 的方向上产生一个作用力。该作用力被设定为能平衡由复位机构产生的、使加压元件 116 远离盘形转子 102 的复位力。

因而，加压元件 116 并不会产生移位。结果就是，实际制动压力 P （制动力矩）被保持在恒定的数值上。

如果上述的状态持续下去，则就反复地执行图 16 中的步骤 1640。因而，计时器 TM 的数值会逐渐增大，当经过预定的时间后，该数值会超过预定值 $T0$ 。如果是在此情况中，则微计算机 21 就从步骤 1600 开始执行平缓加压模式的子程序，微计算机在步骤 1605 得到肯定的判断结果，并执行上述的步骤 1610 到 1620。因而，再次将目标制动压力 P^* 加上一个正值 d ，并将标记符 $FHOJI$ 的数值设定为“0”。因而，执行图 15 中的步骤 360 到 375，从而使实际制动压力 P 增大一定量，该增大量对应于正值 d 。

从此时开始，每当计时器 TM 的数值达到预定值 $T0$ 一次，目标制动压力 P^* 就增大一正值 d 。此后，目标制动压力 P^* 被保持在一恒定值上，直到被清零后的计时器 TM 数值超过了预定值 $T0$ 为止。然后，在上述状态的过程中，当目标制动压力 P^* 变为大于暂定的目标制动压力 $P0^*$ 时，就执行步骤 1630、1635，从而停止了 ABS 控制。

如上所述，在未执行 ABS 控制的常规行车制动情况下，当实际制动压力 P 小于目标制动压力 P^* 时，根据第二实施例的制动控制装置向电动机 11 输送一正电流 $I (=g(P^*))$ ，该电流值是达到目标制动压力 P^* 所需要的。如果实际制动压力 P 大于目标制动压力 P^* ，则制动控制装置就将输送给电动机 11 的电流 I 设定为“0”，从而使电动机 11 不产生任何的力矩，从而利用复位机构来降低实际制动压力 P 。因而，制动控制装置不需要电动机反复执行正反转，从而可延长电动机 11 的工作寿命。

在第二实施例中，步骤 1515、320、345、330、370 构成了用于对制动力矩改变请求进行判断的装置，用于根据踏板踩踏力 F （目标制动

压力 P^*) —即检测到的操作量和实际制动压力 P —即车辆的状态量来判断是否应当增大、还是应当减小制动力矩。步骤 1520、1525、335、350、360、375、380 实现了电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制。从而, 如果判断出应当加大制动力矩, 就使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向(前向方向) 上进行驱动(转动)。如果判断出应当减小制动力矩, 则就不使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向上进行驱动(转动)(对输送给电动机 11 的电流进行控制, 从而使将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其自身初始状态的恢复力; 切断输送给电动机的电流; 禁止向电动机输送电流; 防止电流输送向电动机; 通过切断电流来限制电流供应; 或者是向电动机输送这样的电流: 使得电动机 11 在与上述预定方向相反的方向上转动(即反转电动机))。步骤 1520、1525、335、350、360、375、380 实现了电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制。从而, 如果判断出应当加大制动力矩, 就使电驱动装置(电动机 11) 在预定方向(前向方向) 上进行驱动(转动)。如果判断出应当减小制动力矩, 则就使输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流小于在预定方向上驱动(转动) 电驱动装置(电动机 11) 所需的电流(对输送给电动机 11 的电流进行控制, 从而使将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其自身初始状态的恢复力; 切断输送给电动机的电流; 禁止向电动机输送电流; 防止电流输送向电动机; 通过切断电流来限制电流供应; 或者是向电动机输送这样的电流: 使得电动机 11 在与上述预定方向相反的方向上转动(即反转电动机))。另外, 步骤 1520、1525、335、350、360、375、380 实现了电流控制装置的功能, 用于对输送给电驱动装置(电动机 11) 的电流进行控制。从而, 如果判断出应当加大制

动力矩，就使电驱动装置（电动机 11）在预定方向（前向方向）上进行驱动（转动）。如果判断出应当减小制动力矩，则就使输送给电驱动装置（电动机 11）的电流小于在预定方向上驱动（转动）电驱动装置（电动机 11）所需的电流。此外，步骤 1535 构成了电流供应装置，用于在基于所检测的车辆状态量而判断出应当将制动力矩保持在一恒定数值上时，向电驱动装置（电动机 11）输送预定的电流（IHOJI）。

下面，将对本发明车辆制动控制设备的第三种实施例进行描述。第三实施例区别于第二实施例之处仅在于：为左右后轮 RR、RL 设置的制动器是图 17 所示的电动鼓式制动器 70。因而，下文的描述将主要是针对不同的特征进行的。在图 17 中，该制动控制装置中与图 1 所示制动控制装置相对应的部分将用相同的符号指代，且不对此作重复的描述。

每一电动鼓式制动器 70 包括：一刹车鼓 206—即一个可随车轮一道转动的受制动元件；作为制动元件的制动瓦 202a 和 202b，其被不可转动地安装在一背衬板上，其中的背衬板为车体一侧的元件，制动元件被设置成与刹车鼓 206 离开预定的间隙；一直流电动机 73，其能利用输送给其的电流而产生作用力；一位置传感器 74，其能检测制动瓦 202a、202b 的位置 X；以及一制动压力传感器 250。利用由电动机 73 产生的作用力，电动鼓式制动器 70 移动（顶推）制动瓦 202a、202b，而使它们与刹车鼓 206 的内周面相接触。通过将制动瓦 202a、202b 进一步地紧压到刹车鼓 206 的内周面上，电动鼓式制动器 70 就能产生出制动力矩，该制动力矩拖滞了车轮的转动。

电动鼓式制动器 70 属于双伺服（duo-servo）类型，在图 18 中对此有详细的表示。每个电动鼓式制动器 70 都包括：一盘形的背衬板 200，其不可转动地连接到车体一侧的元件（图中未示出）上；在背衬板 200

上设置的一对总体上为弧形的制动瓦 202a、202b；一刹车鼓 206，其随车轮一起转动，且其内周面 204 上具有一摩擦面；以及一电致动器 300，其胀撑开制动瓦 202a、202b 的两端部分，使它们相互分离。

通过将两制动瓦 202a、202b 的第一端利用一锚固销 208 接合到一起、并使它们相互面对，来对两制动瓦 202a、202b 进行安装，锚固销 208 固定到背衬板 200 上，这样就使得制动瓦 202a、202b 能发生转动，但却不能随刹车鼓 206 一起转动。

两制动瓦 202a、202b 的两第二端通过一支杆 210 相互连接起来。由于设置了支杆 210，作用在其中一个制动瓦上的作用力能传递到另一制动瓦上。另外，两制动瓦 202a、202b 分别通过两制动瓦夹压装置 212a、212b 而能随背衬板 220 移动。

两制动瓦 202a、202b 的第二端在相互移近的方向上受到一弹簧 214 的作用。制动瓦 202a、202b 的两第一端分别被复位弹簧 215a、215b 牵拉向锚固销 208。在制动瓦 202a、202b 的两第一端之间也设置了一支杆 216 和一复位弹簧 218。

在制动瓦 202a、202b 的外周面上安装有作为摩擦接合元件的制动刹车片 219a、219b。两刹车片 219a、219b 与刹车鼓 206 的内周面 204 摩擦接合，从而在刹车片 219a、219b 与刹车鼓 206 之间产生摩擦力。在该实施例中，支杆 210 具有一调节机构，其能根据刹车片 219a、219b 的磨损量调节刹车鼓内周面 204 与刹车片 219a、219b 之间的间隙。

制动瓦 202a、202b 分别包括边圈 224a、224b 和辐板 222a、222b。一杠杆 230 的第一端部通过一销 232 枢接到辐板 222a 上。杠杆 230 和辐板 222a 以及辐板 222b 的相互正对部分上制有切口部分。支杆 216 与这些切口部分相接合。

包括电动机 73 的电致动器 300 被连接到杠杆 230 的第二端上。当

出于行车制动的目的而踩下制动踏板 50 时，由于电动机 73（电致动器 300）进行了驱动，杠杆 230 发生摆动。结果就是，制动瓦 202a 被推向刹车鼓的内周面 204a，且制动瓦 202a 与支杆 216 之间的接合点、以及制动瓦 202a 与杠杆 230 的接合点作为转动支点。由于支杆 216 受到刹车鼓内周面 204 的反作用力，制动瓦 202b 也被推向刹车鼓的内周面 204。也就是说，由于电动机 73 的工作，制动瓦 202a、202b 被胀撑开，从而将摩擦接合元件（刹车片 219a、219b）紧压到刹车鼓 206 的内周面 204 上，也就是说：使摩擦接合元件与刹车鼓的内周面 204 发生摩擦接合。这样，就在车轮上施加了制动力矩 T 。

在上述的结构中，基于制动瓦—例如制动瓦 202b 的摩擦作用所产生的阻力、以及电致动器 300 产生的制动促动力（可将该作用力看作是用于将两制动瓦 202a、202b 撑开的胀撑力）通过支杆 210 从制动瓦 202b 的第二端传递到另一制动瓦 202a 的第二端。结果就是，另一制动瓦 202a 也被阻力和胀撑力的合力压向刹车鼓的内周面 204，从而使制动瓦 202a 产生的摩擦力大于由制动瓦 202b 产生的摩擦力。这样，制动瓦 202b 的输出力就变为了另一制动瓦 202a 的输入力，此外，还实现了双伺服的效果。以这样的方式，该双伺服型鼓式制动器能产生很大的制动力矩。

锚固销 208 上设置有一制动压力传感器 250，其用于检测施加到锚固销 208 的载荷。制动压力传感器 250 是一个应变传感器。如上所述，在该双伺服型鼓式制动器 70 中，由电致动器 300 产生的胀撑力与作用到其中一个制动瓦上的、基于摩擦作用产生的阻力通过支杆 210 传递到另一制动瓦上，从而用阻力与胀撑力的合力将另一制动瓦紧压到刹车鼓 206 上。由于存在另一制动瓦的伺服效应，通过支杆 210 传递到该制动瓦上的作用力被进一步放大了，该作用力然后再被作用到

锚固销 208 上。因而，通过确定出基于锚固销 208 上所受到的载荷而产生的制动力矩，就可以检测出由双伺服型电动鼓式制动器 70 所产生的制动力矩（实际制动力矩）。如果车轮正在转动、或如果车辆位于一斜坡上等等，则车辆就会受到一个趋于使车辆转动的力矩，实际制动力矩代表了制动瓦 202a、202b（刹车片 219a、219b）—即制动元件被压紧到刹车鼓 206—即受制动元件上的作用力（实际制动压力 P）。

如图 19 所示，电致动器 300 包括电动机 73 以及一驱动部分 304，驱动部分能将电动机 73 的转动运动转变为工作轴 302 的往复直线运动。电动机 73 具有位置传感器 74，用于通过对电动机 73 的转动位置进行检测来检测制动瓦 202a（202b）的位置 Y。也可以用固定到背衬板 200 或其它元件上的间隙传感器等装置来直接检测制动瓦 202a（202b）的位置 Y。

电动机 73 被安装到驱动部分 304 的一个壳体 306 中。壳体 306 和电动机 73 被固定到背衬板 200 上。在电动机 73 的转动轴 23a 上固定一齿轮 308。齿轮 308 与一第一减速齿轮 310 相啮合，第一减速齿轮与一第二减速齿轮 312 相啮合。

第二减速齿轮 312 被设计成与一螺帽 312a 一体地转动。螺帽 312a 被支撑到壳体 306 上，从而使螺帽 312a 能相对于壳体 306 转动，但却不能在工作轴 302 的轴线方向上移动。工作轴 302 以这样的方式支撑在壳体 306 上：使得工作轴 302 不能相对于壳体 306 转动，但能在轴线方向上移动。工作轴 302 的一端具有一连接部分 302a，该连接部分与杠杆 230 相连接，工作轴 302 的另一端具有一螺杆轴部分 302b。

螺帽 312a 与工作轴 302 的螺杆轴部分 302b 通过一滚珠丝杠机构（图中未示出）相互连接起来，其中的滚珠丝杠机构类似于图 2 中作为运动转换机构的滚珠丝杠 118。因而，螺帽 312a 的转动就会被转变

为工作轴 302 在其轴线方向上的移动。

在该第三实施例中，由于设置了复位弹簧（其作为促动装置，用于促使制动元件在远离受制动元件的方向上移动，并作为复位力施加装置，用于在一方向上向电动机施加一作用力，该方向与电动机将制动元件压紧到受制动元件上的施力方向相反）等机构，制动瓦 202a、202b 在远离刹车鼓内周面 204 的方向上受到力的作用。另外，电致动器 300 的运动转换机构采用了滚珠丝杠机构，其具有很高的反向效率。因而，如果未向电动机 73 输送电流，制动瓦 202a、202b 将自动离开刹车鼓的内周面 204，实际制动压力 P 会自然地减小。因而，可采用与第二实施例类似的程序来对输送给电动机 73 的电流 I 进行控制。

如上所述，根据上述的各个实施例，能合适地开展对用电动机作为致动器的制动器的控制工作。本发明并不仅限于上述的实施例，在本发明的范围内，本发明包括多种变型形式。例如，尽管在上述实施例中，对于所有的车轮的致动器，都采用了直流电动机 11（73）作为动力源，但本发明也适于这样的车辆：其至少有一个车轮上设置了直流电动机 11（73）。在这样的情况下，车辆可采用这样的设计：左右前轮 FR、FL 上设置了常规的液压制动装置，而左右后轮 RR、RL 则设置了采用电动机的电制动装置；或者也可以采用这样的设计：左右前轮 FR、RL 设置了采用了电动机的电制动装置，而左右后轮 RR、RL 则设置有常规的液压制动装置。

各个车轮所采用的制动器可以是盘式制动器或鼓式制动器，且可设置或不设置上述的复位机构。在此情况下，根据是否设置复位机构，可合适地采用第一或第二实施例中的程序。另外，尽管在前述的实施例中，基于车辆状态量一而非制动操作量的制动力矩控制属于 ABS 控制，但该控制也可以是其它不同的制动力矩控制方式，例如可以是牵

引力控制、自动制动控制、紧急制动控制、车辆行为稳定性控制等。例如，车辆的状态量可以是基于车辆的转向量、偏航速度等以及车轮的滑移率的量，且执行制动控制的目的可以是为了使车辆稳定。更进一步，如果某一车轮的滑移率过高，就可以仅向滑移率过高的该车轮的电动机输送相应的电流来施加制动力。在这样的情况中，还可以采用这样的控制：除了控制制动力矩的增大或减小之外，还能保持制动力矩，从而可稳定车辆，或缩短车辆的制动距离。

在上述的各个实施例中，可根据车辆的状态而改变阈值 A 和 B；正值 a、b、c、d；以及参考值-e1、-e2、-e3、-e4。例如，如果基于由制动压力传感器所检测到的制动压力的一个信号脉冲的幅值大于一预定幅值时，就可以判断出车辆正行驶在砂砾路面上，由于路面与轮胎之间的摩擦系数很低，所以要将上述的数值改变到最优值。

在上述的各个实施例中，电动机 11、73 仅是作为本发明中电驱动装置与电动机的示例。电驱动装置也可以是直线运动的电磁型驱动装置。

在本发明中，对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制、从而使电驱动装置（电动机）不在预定方向上驱动（转动）的过程包括：对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制，使得将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其初始状态的恢复力；切断输送给电驱动装置（电动机）的电流；禁止向电驱动装置（电动机）输送电流；防止电流输送向电驱动装置（电动机）；通过切断电流来限制电流供应；或者是向电驱动装置（电动机）输送这样的电流：使得电驱动装置（电动机）在与预定方向相反的方向上驱动（转动）。另外，在具有复位力施加装置的车辆制动控制设备（例如像第二、第三实施例那样，具有复位弹簧的制动控制装置）中，对输

送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制、从而使电驱动装置（电动机）不在预定方向上驱动（转动）的过程包括：输送一电流，该电流使电驱动装置（电动机）在预定方向上产生的驱动力弱于制动元件恢复力与复位弹簧复位力的合力，其中，制动元件的恢复力使其自身恢复到初始状态。

在本发明中，对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制、从而使得输送给电驱动装置（电动机）电流小于电驱动装置（电动机）在预定方向上进行驱动（转动）所需的电流的过程包括：对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制，使得将制动元件压紧到受制动元件上的作用力小于制动元件恢复到其初始状态的恢复力；切断输送给电驱动装置（电动机）的电流；禁止向电驱动装置（电动机）输送电流；防止电流输送向电驱动装置（电动机）；通过切断电流来限制电流供应；或者是向电驱动装置（电动机）输送这样的电流：使得电驱动装置（电动机）在与预定方向相反的方向上驱动（转动）。另外，在具有复位力施加装置的车辆制动控制设备（例如第二、第三实施例中具有复位弹簧的制动控制装置）中，对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制、从而使输送给电驱动装置（电动机）电流小于电驱动装置（电动机）在预定方向上进行驱动（转动）所需电流的过程包括：输送一电流，该电流使电驱动装置（电动机）在预定方向上产生的驱动力弱于制动元件恢复力与复位弹簧复位力的合力，其中，制动元件的恢复力使其自身恢复到初始状态。

此处，“对输送给电驱动装置（电动机）的电流进行控制、从而使输送给电驱动装置（电动机）电流小于电驱动装置（电动机）在预定方向上进行驱动（转动）所需电流”以及“小于”是指当“输送给电驱动装置（电动机）的电流”与“驱动装置（电动机）在预定方向

上进行驱动（转动）所需电流”在同样的电流方向上进行比较时，前者“小于”后者。也就是说，用于在预定方向上驱动（转动）电驱动装置（电动机）的电流值是正的。而使电驱动装置（电动机）在与预定方向相反方向上驱动（转动）的电流值为负的。切断输送给电驱动装置（电动机）的电流时，电流值为零。

图2

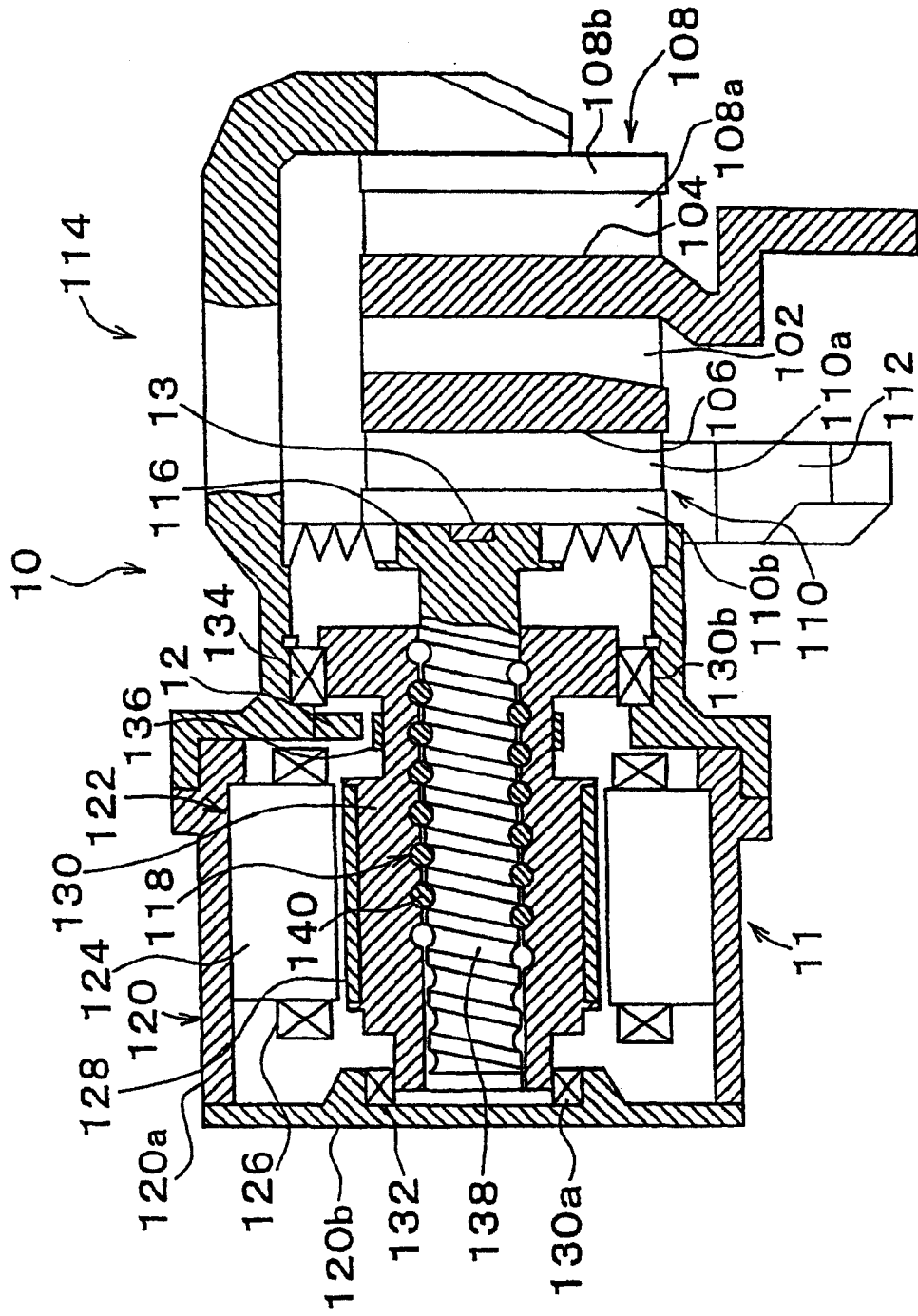


图3

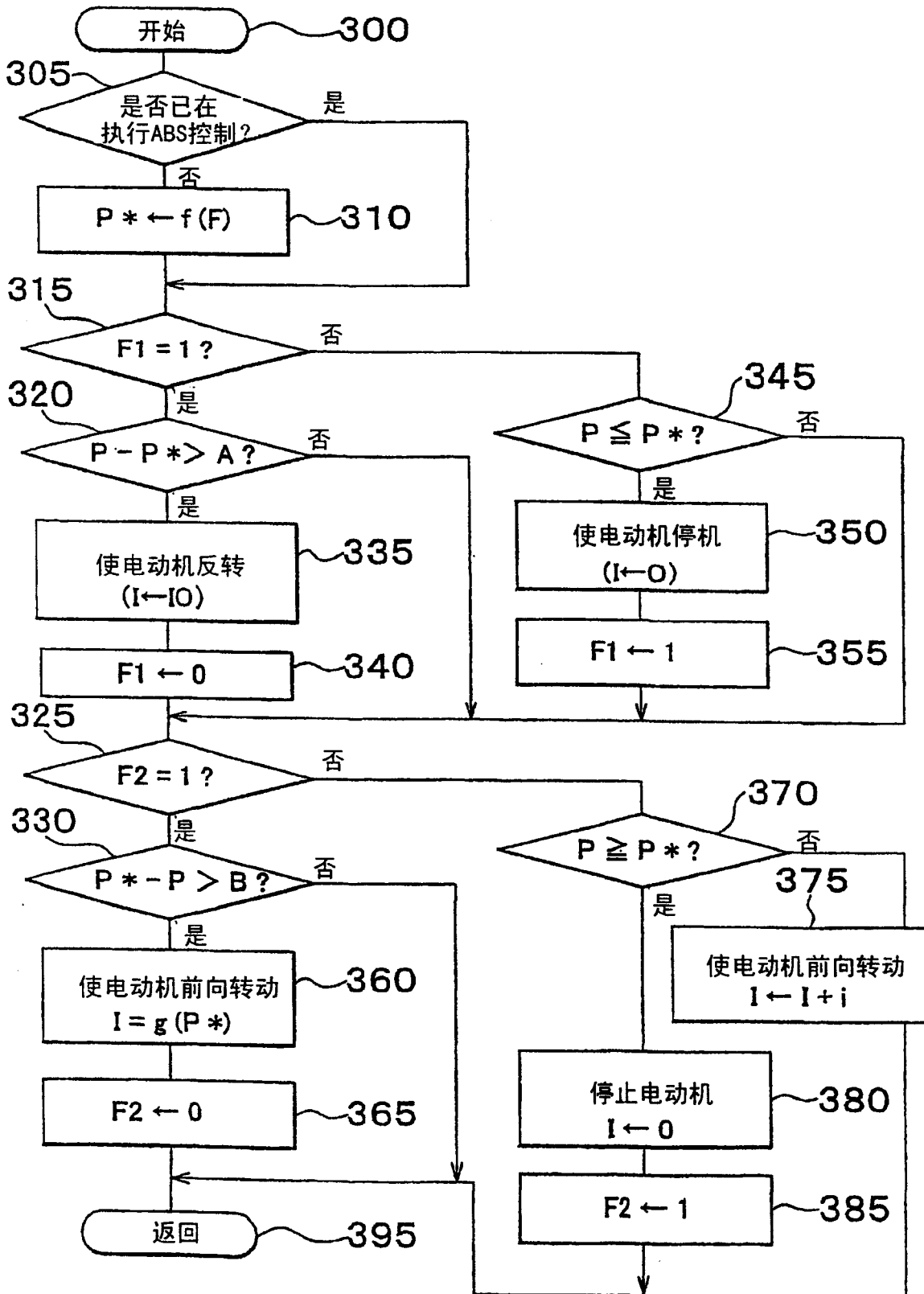


图4

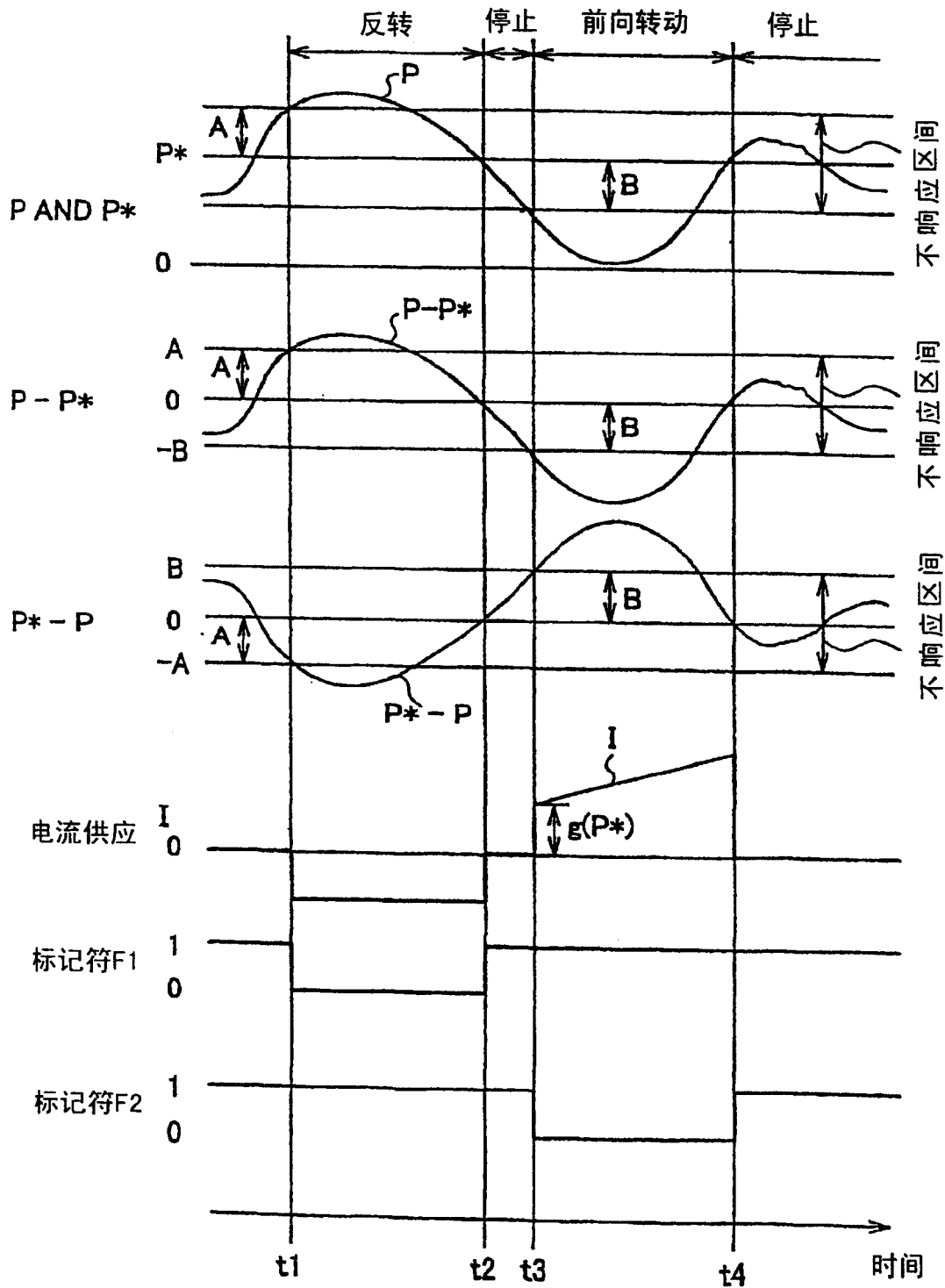


图5A

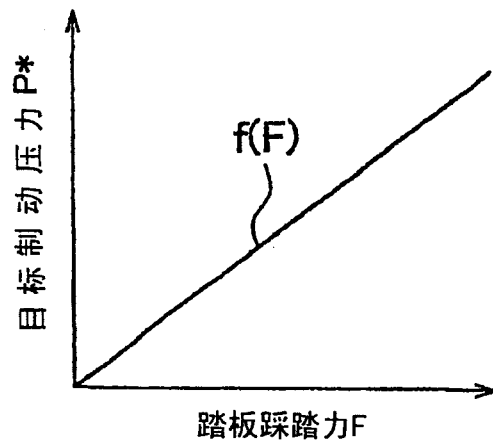


图5B

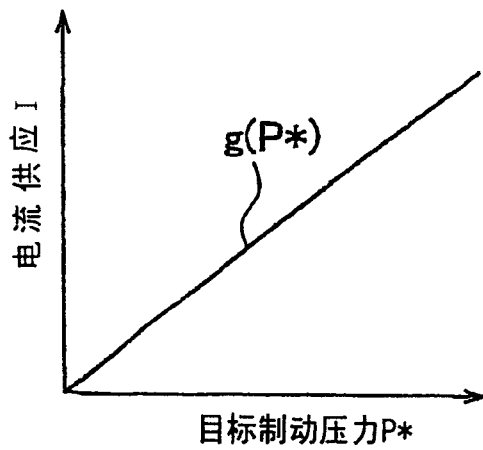


图6

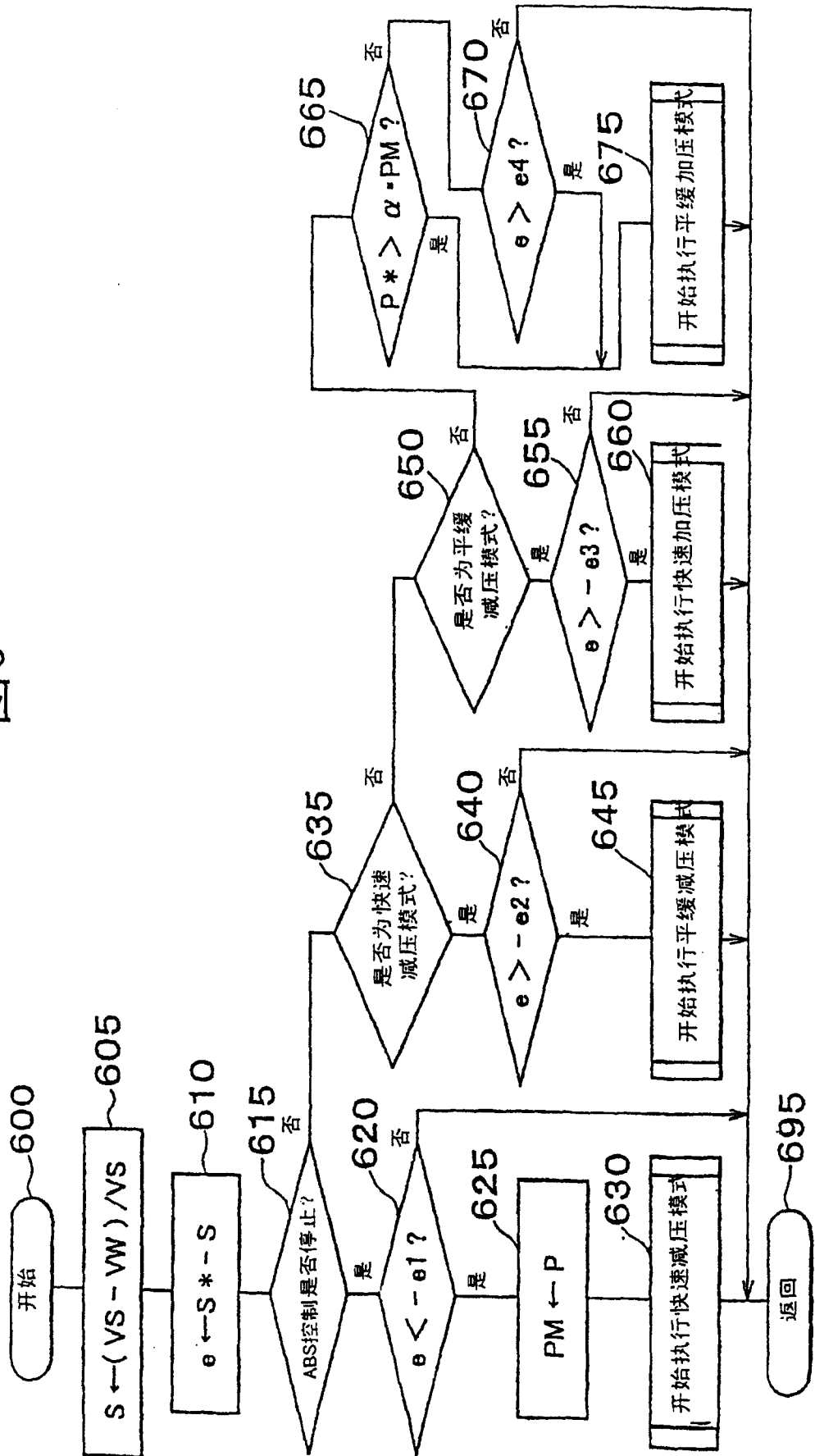


图7

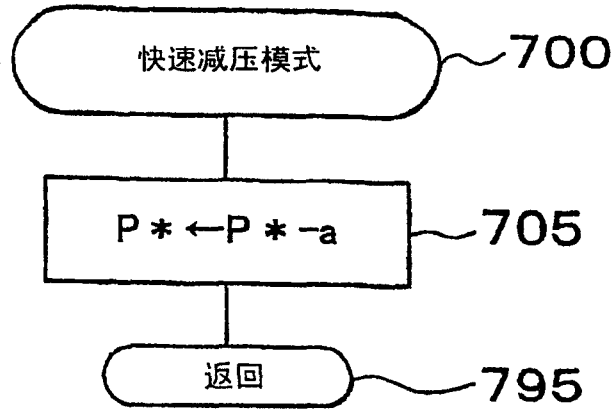


图8

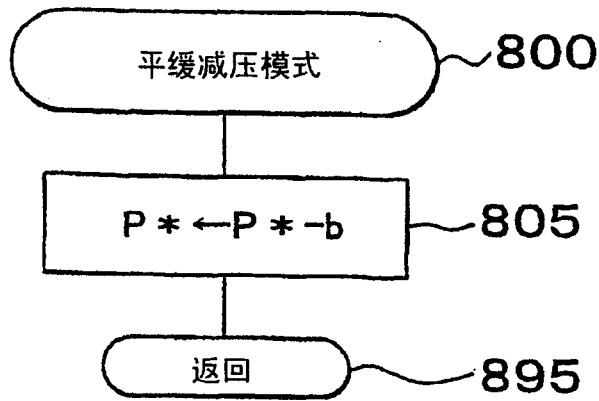


图9

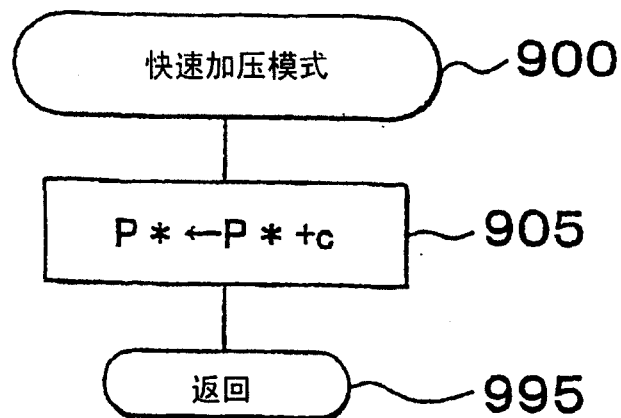


图10

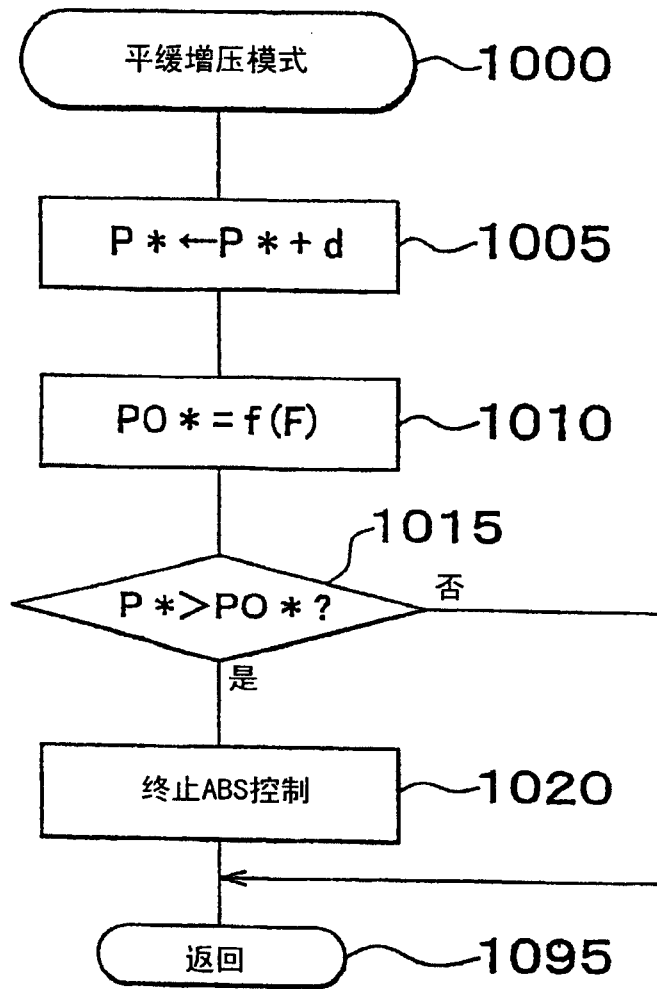


图 11

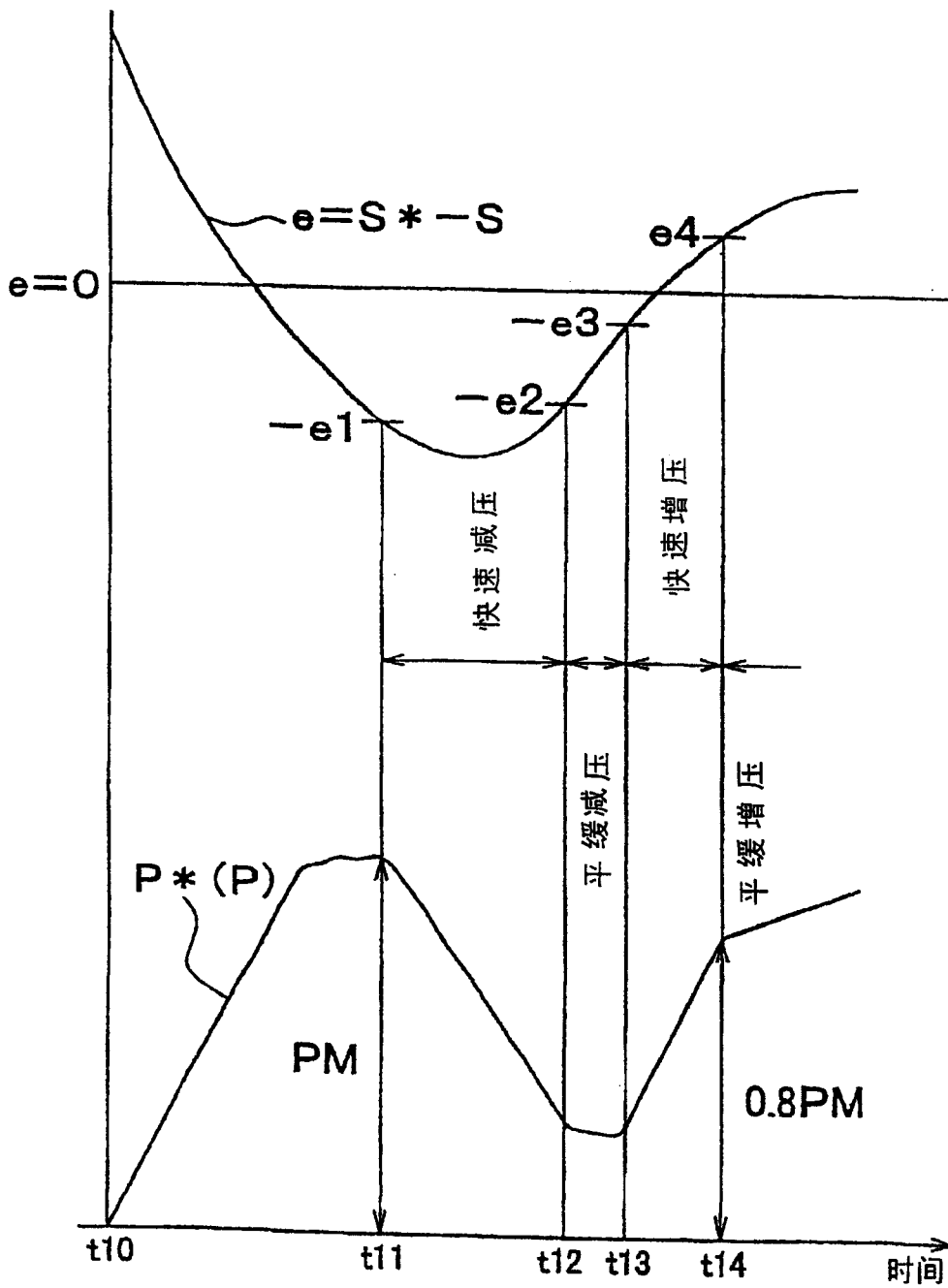


图12

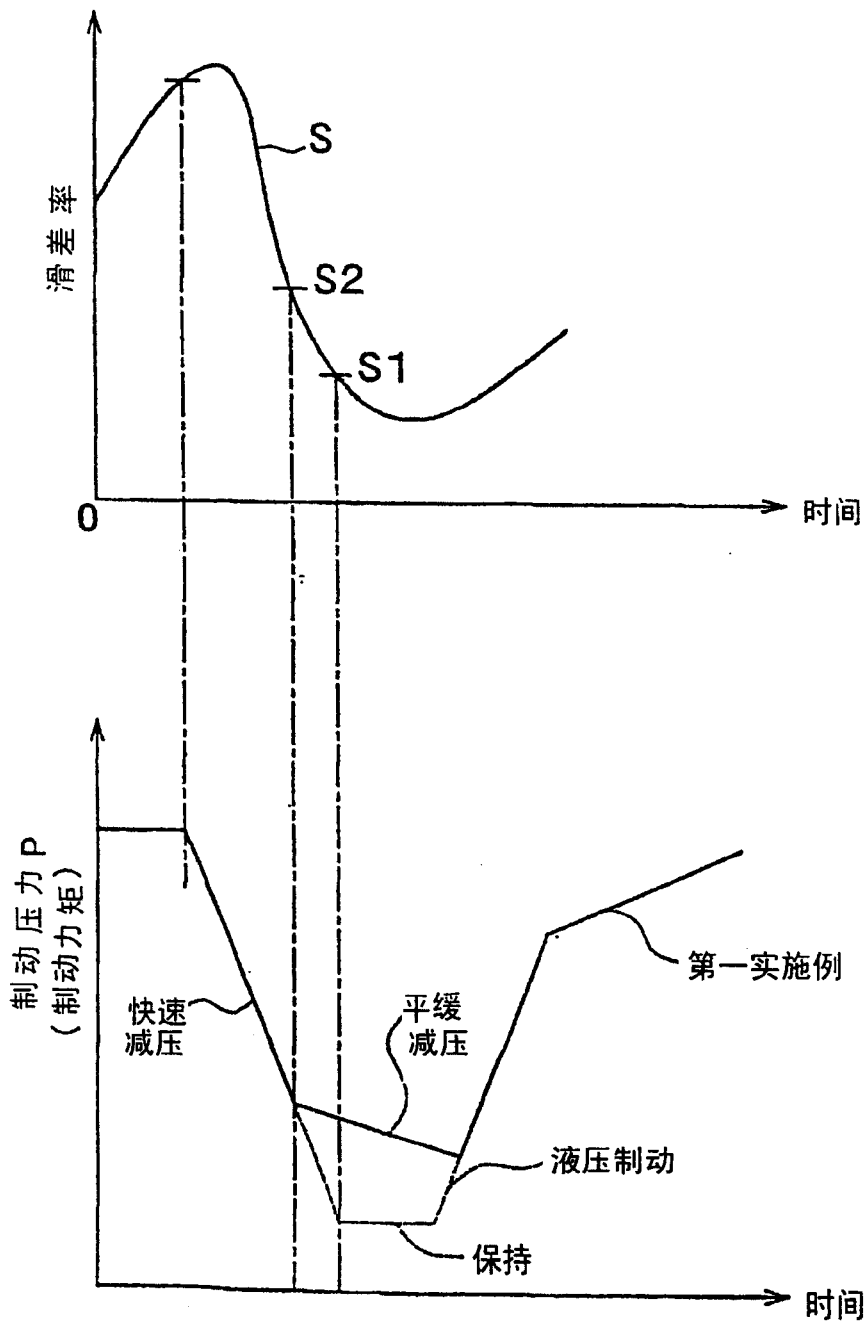


图13

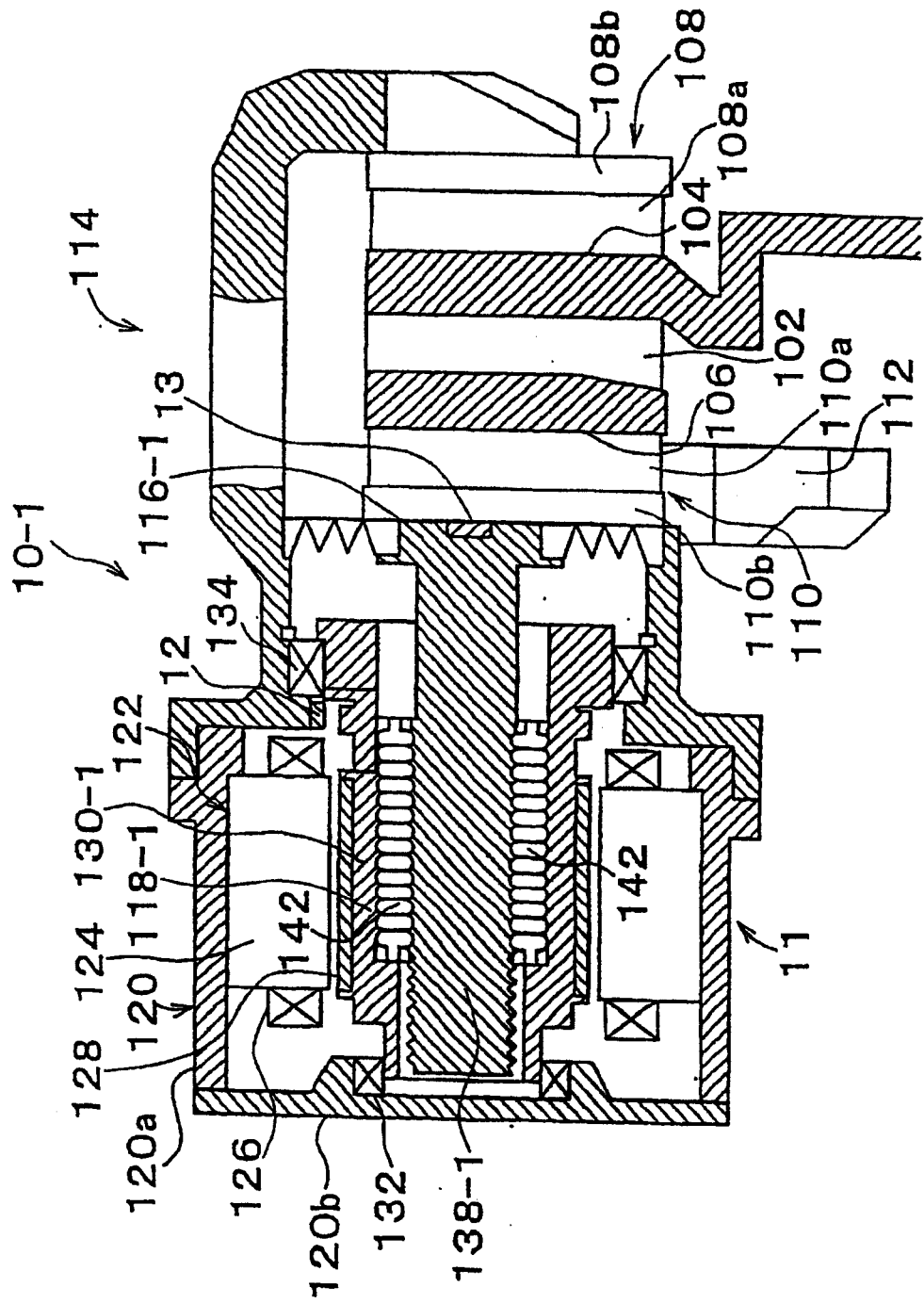


图14

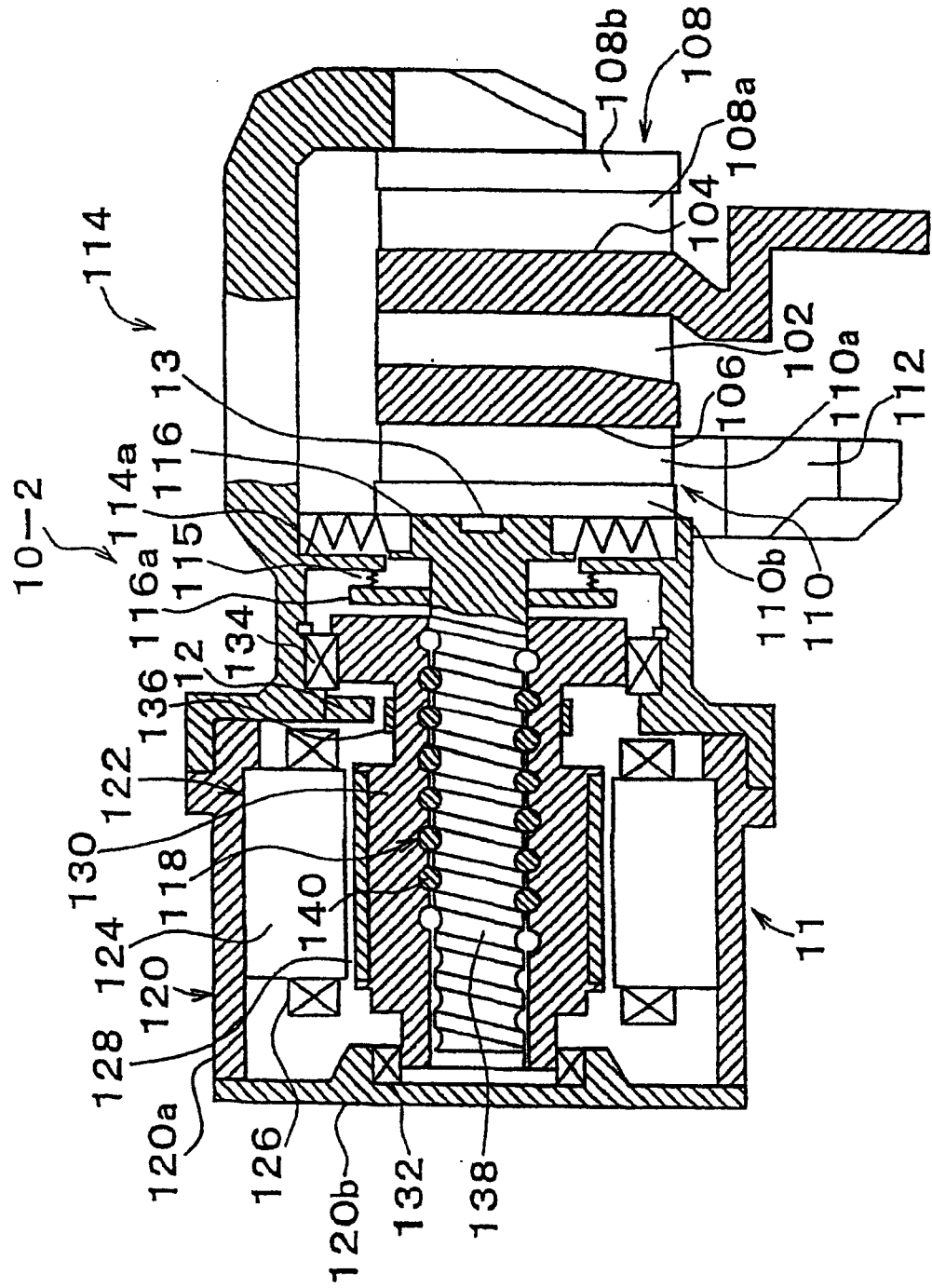


图15

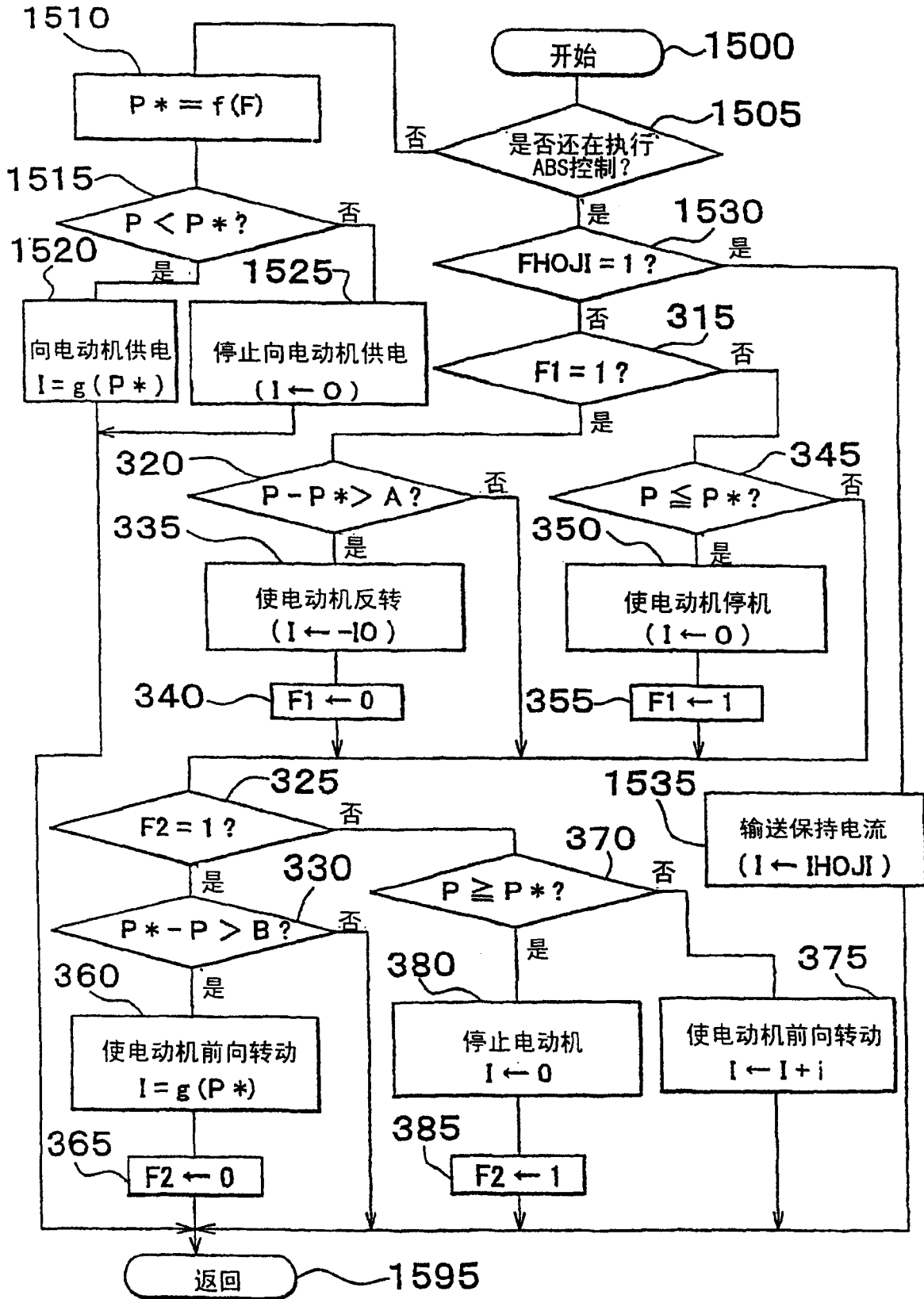


图16

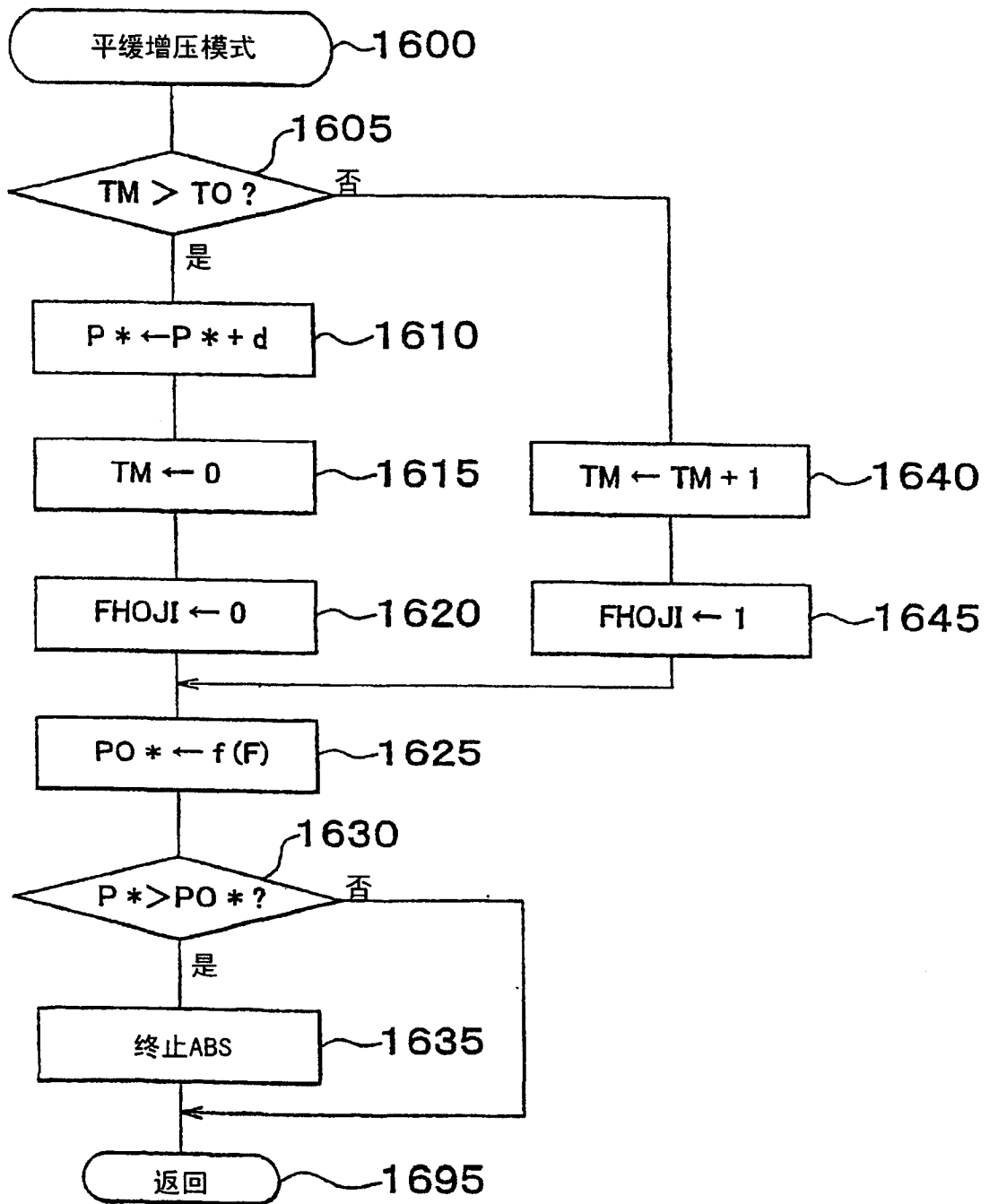


图17

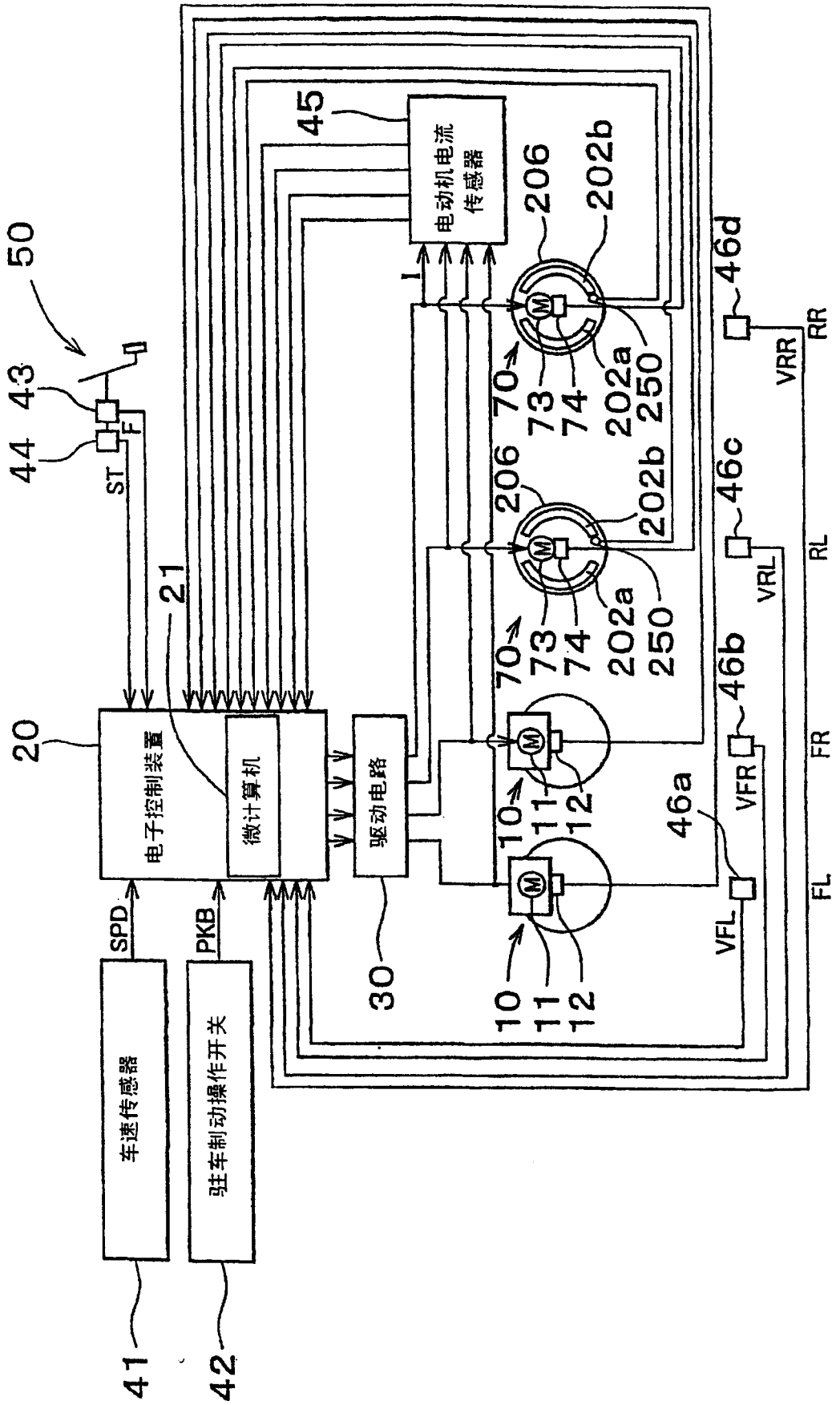


图18

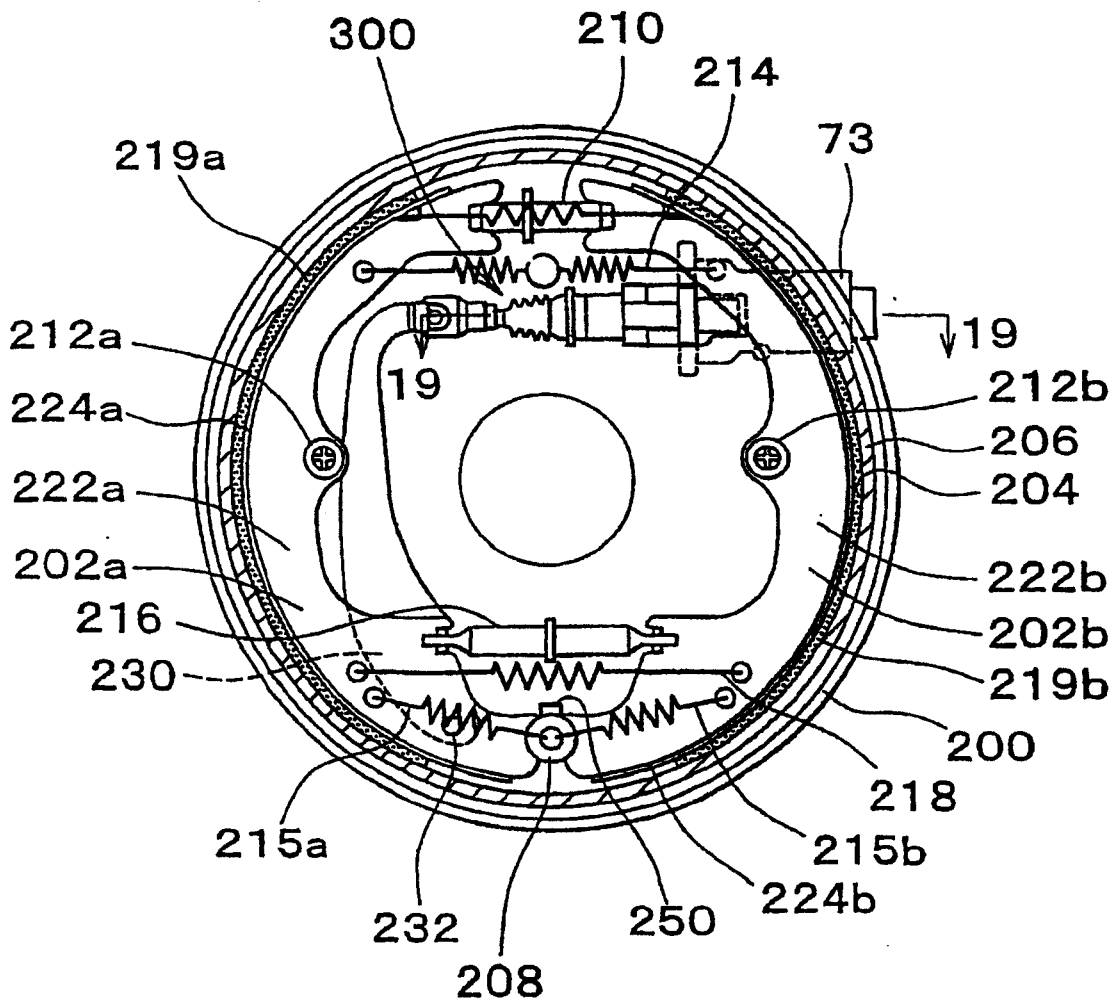


图19

