[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
B60W 30/02 (2006.01)
B62D 6/04 (2006.01)
B60T 8/1755 (2006.01)

[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510069364.6

[45] 授权公告日 2007 年 12 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 100357144C

[22] 申请日 2005.5.13
[21] 申请号 200510069364.6
[30] 优先权
[32] 2004. 5.13 [33] JP [31] 143426/2004
[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 铃村将人 服部义和
[56] 参考文献
US – 6648426B1 2003.11.18
JP – 6135345A 1994.5.17
JP – 5105055A 1993.4.27
JP – 2003182556A 2003.7.3
US – 6085860A 2000.7.11
US – 6640173B1 2003.10.28
审查员 邵海岳

[74] 专利代理机构 北京市中咨律师事务所
代理人 马江立 吴 鹏

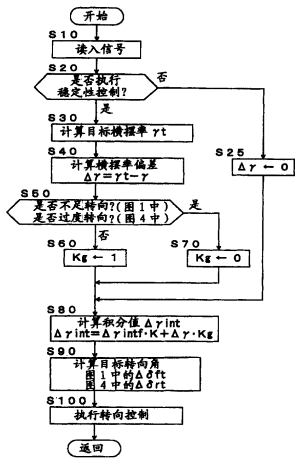
权利要求书 2 页 说明书 14 页 附图 5 页

[54] 发明名称

车辆行驶控制装置

[57] 摘要

本发明涉及车辆行驶控制装置。 该新型车辆行驶控制装置用于通过产生横摆力矩将车辆横摆角修正到驾驶员所期望的横摆方向，以及用于车辆稳定性控制。 为了实现横摆角修正，本发明装置操作横摆力矩产生装置例如转向装置，以便基于实际横摆率与目标横摆率之间的偏差的积分值产生方向修正横摆力矩。 所述方向修正横摆力矩可被产生用于修正在稳定性控制终止之后仍然存在的横摆角偏差。



1、一种用于控制车辆的行驶状况的装置，该车辆具有车身和位于所述车身上的第一横摆力矩产生装置；所述用于控制车辆的行驶状况的装置包括判定车辆行驶状况的部分和通过操作所述第一横摆力矩产生装置产生作用在所述车辆上的稳定横摆力矩而执行车辆行驶稳定性控制的部分；其中，所述车辆具有位于所述车身上的第二横摆力矩产生装置和检测所述车辆的实际横摆率的检测器；所述用于控制车辆的行驶状况的装置还包括基于驾驶员的操作计算所述车辆的目标横摆率的部分，和计算所述实际横摆率与所述目标横摆率之间的横摆率偏差的积分值的横摆率积分值计算部分；和通过操作所述第二横摆力矩产生装置产生方向修正横摆力矩并基于所述横摆率的积分值执行修正所述车身的横摆方向的控制的方向修正控制执行部分；其中，所述横摆率积分值计算部分每隔预定时期计算横摆率偏差并在减小以前预定时期的横摆率偏差的权重的同时计算所述积分值。

2、根据权利要求1所述的装置，其特征在于，在执行所述行驶稳定性控制时，所述横摆率积分值计算部分对所述横摆率偏差进行积分。

3、根据权利要求1所述的装置，其特征在于，所述积分值是由当前时期的横摆率偏差值与一个由在所述当前时期之前的时期内计算的积分值乘以一忘却系数所得的值相加而算出的。

4、根据权利要求1所述的装置，其特征在于，越早期的时期的横摆率偏差的权重越小。

5、根据权利要求1所述的装置，其特征在于，所述第一横摆力矩产生装置和所述第二横摆力矩产生装置各自选自通过控制作用在各个车轮上的制动力和驱动力产生横摆力矩的装置以及通过控制车轮的转向角产生横摆力矩的装置。

6、根据权利要求1所述的装置，其特征在于，所述第二横摆力矩产生装置是通过控制所述车辆的前轮的转向角产生横摆力矩的装置，并且当所述车辆落入不足转向状况时，所述方向修正控制执行部分抑制所述第二横

摆力矩产生装置的控制量的增加。

7、根据权利要求 1 所述的装置，其特征在于，所述第二横摆力矩产生装置是通过控制所述车辆的后轮的转向角产生横摆力矩的装置，并且在所述车辆落入过度转向状况时，所述方向修正控制执行部分抑制所述第二横摆力矩产生装置的控制量的增加。

8、根据权利要求 1 所述的装置，其特征在于，所述第一横摆力矩产生装置和所述第二横摆力矩产生装置是产生所述稳定横摆力矩和所述方向修正横摆力矩的同一装置。

车辆行驶控制装置

技术领域

本发明涉及一种用于至少在行驶状况恶化时产生横摆力矩以使车辆例如汽车的行驶状况稳定的行驶控制装置，更具体地说，本发明涉及一种用于控制车辆的转向及其行驶稳定性的装置。

背景技术

车辆的行驶状况可通过绕其质心产生横摆力矩加以稳定。在众所周知的车辆稳定性控制（VSC）中，车辆上轮胎力分配被控制以产生沿与车辆的过度转向、不足转向以及其它不合意的横摆方向趋势相反的方向的横摆力矩（反向横摆力矩），从而辅助驾驶员的转向操作以抑制这种不合意的趋势。

此外，在配备有这种可使得车轮转向独立于驾驶员转向操作的转向系统的车辆中，还可通过车轮的自动转向产生用于辅助驾驶员抑制行驶状况恶化的横摆力矩。例如，在日本专利待审公告 No.5-105055 和日本专利 No.2540742 中，车轮的转向角被控制以产生反向横摆力矩以防止车辆左右轮之间制动力不均衡，从而保证车辆的直线稳定性。日本专利待审公告 No.6-135345 提出，在四轮转向车辆中，可通过运用实际横摆率与目标横摆率的偏差的比例、微分值以及积分值对辅助转向系统进行控制，从而改善辅助转向系统对由于主转向系统的突然转向及侧风干扰等造成的车身侧滑的响应度。

由于车辆前轮和/或后轮上的轮胎力饱和、左右轮间的轮胎力不均衡等造成的过度转向和/或不足转向趋势以及其它横摆行为趋势主要表现在车辆的横摆率中。因此，在用于使车辆的行驶状况稳定的常规装置例如 VSC

装置中，通常是产生反向横摆力矩以减小实际横摆率与可基于以车轮或操作手柄的转向角、车速等为参数的理论运动等式确定的目标横摆率即理想横摆率之间的偏差。这种将实际横摆率向目标横摆率调整的过程将抑制横摆行为的进一步恶化，从而防止车辆的自旋（打转）和/或侧滑、不合意的转向、横摆方向上的摆动。

然而，上面提到的在常规装置中调整横摆率的控制策略不能够完全修正（校正）车身的横摆角与同驾驶员所期望的行驶方向一致的横摆角的偏差。在这种调整横摆率的策略中，当实际横摆率与目标横摆率一致时，即使车身的方向，也就是车辆横摆角，与驾驶员所期望的行驶路线方向保持不一致，反向横摆力矩的产生也将被终止。在这一点上，对于由驾驶员操作驾驶的常规车辆来说，目标横摆角理论上不可能像目标横摆率一样由控制装置确定。由于目标横摆角本质上要由驾驶员的意向决定且转向角（驾驶员所期望的输入值）与车辆的实际行驶方向之间的关系很大程度上会随着车辆行驶状况变化，驾驶员不得不通过自己的操作调整横摆角并确定其车辆的实际行驶路线。

然而，为了达到车辆稳定性控制即辅助驾驶员的转向操作的目的，优选的是，至少要修正横摆角偏离驾驶员意向的趋势。因此，考虑到由横摆率偏差导致的横摆角偏差，常规车辆稳定性和/或转向控制装置还可被改善以便更适当地工作。

发明内容

根据本发明，提供了一种新型的车辆行驶控制装置，它不仅通过控制车辆的横摆率来使车辆横摆行为稳定，而且还执行车辆横摆角的修正，从而辅助驾驶员的转向操作，尤其是在车辆行驶状况恶化的时候。

在本发明的一个方面，本发明的控制装置可装配在车辆上，用于通过操作安装在车辆上的装置例如制动控制系统和/或转向装置以产生绕车身质心的横摆力矩来控制车辆行驶状况。本发明装置主要通过产生稳定横摆力矩以抑制过度转向、不足转向和/或其它不合意的横摆行为趋势来实施车

辆行驶稳定性控制。因此，所述装置可包括用于判定车辆行驶状况是否恶化的部分和用于通过调整车辆横摆率执行车辆的行驶稳定性控制例如常规的 VSC 控制的部分。

其次，除了稳定性控制，本发明装置还执行修正车身的横摆方向即减小车辆的横摆角与驾驶员所期望的横摆方向的偏差的控制。为了实现横摆角修正，本发明装置操作如上所述的横摆力矩产生装置并基于横摆率偏差的积分值产生沿减小实际横摆率与目标横摆率之间的偏差的方向的横摆力矩（即方向修正横摆力矩）。因此，本发明装置包括用于检测车辆的实际横摆率的检测器，用于基于驾驶员的操作计算车辆的目标横摆率的部分和用于计算实际横摆率与目标横摆率之间的偏差的积分值的部分。

如所了解的，车身的横摆角的变化可由横摆率的时间积分算出。因此，即使如前所述，目标横摆角不能被确定，如上所述的方向修正横摆力矩的产生也会减小由横摆率偏差导致的横摆角偏差，从而使车身的方向与驾驶员所期望的方向一致或者接近驾驶员所期望的方向，即抑制不合意的横摆角偏差的趋势。在这一点上，即使横摆率偏差通过稳定性控制被消除或减小从而足以抑制横摆行为进一步恶化，但在稳定性控制下调整横摆率期间仍然存在由于横摆率偏差造成的横摆角偏差。因此，应该注意的是，在横摆率偏差基本消除之后，可产生方向修正横摆力矩以修正仍然存在的横摆角偏差。

如上所述，对于行驶在正常道路上的正常车辆来说，由于车辆行驶方向本质上是由驾驶员决定的而且其控制装置难以推定驾驶员的意向，所以目标横摆角很难确定。驾驶员的意向是通过转向角输入的。然而，由于横摆角响应相对于响应于转向角变化的横摆力矩变化来说被二次延迟，因此，有可能所产生的横摆角响应不再与驾驶员当前的意向一致。换句话说，基于之前（过去）的横摆率偏差的积分分量的控制，可能使得横摆角的变化过度和/或不是驾驶员所预料的。

为避免这种意外的横摆角变化，首先，上述的本发明装置可设计成在执行行驶稳定性控制时对横摆率偏差进行积分。然后，在正常行驶状况下

将不产生方向修正横摆力矩，以避免过度频繁地执行方向修正控制。仅当在驾驶员对其车辆的可控性变得较低从而启动稳定性控制时才开始产生方向修正横摆力矩。由于积分时期受限，这种设计同样有助于避免横摆角的过度变化。

而且，由于目标横摆角不可得，所以无法判定通过控制产生的横摆角变化是否足够并且无法判定何时应该终止方向修正控制。此外，尽管驾驶员所期望的横摆角任何时候都可被改变，但时间积分值一旦被计算出就不能自身减小。因此，为了适时地终止方向修正横摆力矩的产生，本发明装置可设计成每隔预定时期计算横摆率偏差并在减小以前时期的横摆率偏差的权重的同时计算积分值。在此设计中，越早期的时期的横摆率偏差的权重越小。此外，在实际中，所述积分值可由当前时期的横摆率偏差与一个由在所述当前时期之前的时期内计算的积分值乘以一忘却系数所得的值相加而算出，其中忘却系数可为常数或随时间减小。与忘却系数的乘法运算降低了所得到的积分值中的越早期的横摆率偏差的权重。

在这种积分设计中，每个横摆率偏差对积分值的贡献将随着时间减小，因此，即使驾驶员所期望的横摆角改变，已被计算入积分值的横摆率偏差的作用也将被降低，从而有助于避免过度和/或意外的横摆角控制。在积分过程于大横摆率偏差被基本消除时终止之后，总积分值并且进而方向修正横摆力矩将逐渐减小。此设计也优选用于防止车辆状况由于方向修正横摆力矩的突然消失而造成的恶化。

应注意的是，可通过操作转向系统和制动系统中的任一个来执行稳定性控制和方向修正控制。对于配备有可使前轮的转向独立于驾驶员的转向操作的转向系统的车辆以及这种通过操作转向系统来产生基于横摆率偏差的积分确定的方向修正横摆力矩的设计，优选的是，当车辆落入不足转向状况时，抑制方向修正横摆力矩的增加或者不执行方向修正控制。这是因为前轮的轮胎力基本饱和，因此进一步转向以增加其角度将使车辆行驶状况恶化。而对于配备有可使后轮的转向独立于驾驶员的转向操作的转向系统的车辆即四轮转向车辆以及这种通过操作后轮转向系统来产生基于横摆

率偏差的积分确定的方向修正横摆力矩的设计，优选的是，当车辆落入过度转向状况时，抑制方向修正横摆力矩的增加或者不执行方向修正控制，这是因为后轮的轮胎力基本饱和。

稳定性控制和方向修正控制都可通过操作车辆的制动控制系统来执行（甚至在配备有可使车轮的转向独立于驾驶员的转向操作的转向系统的车辆中，也可通过操作制动系统来执行方向修正控制）。在这种情况下，要通过控制轮胎力分配产生的总目标横摆力矩是基于当前横摆率偏差确定的稳定横摆力矩与基于横摆率偏差的积分确定的方向修正横摆力矩之和。如上所述，在执行本发明的控制中，优选地，目标横摆力矩将主要由轮胎力未饱和的车轮产生。

因此，本发明的一个目的在于提供一种新型的车辆行驶控制装置，它用于通过产生横摆力矩将车辆的横摆角修正到驾驶员所期望的横摆方向，以及用于车辆稳定性控制。

本发明的另一个目的在于提供这样的一些装置，所述装置操作车辆的制动装置和/或转向装置以产生基于实际横摆率与目标横摆率之间的偏差或差值的积分值确定的方向修正横摆力矩。

本发明的又一个目的在于提供这样的一些装置，所述装置即使在横摆率偏差已通过稳定性控制消除后仍能保持产生横摆力矩用于修正车辆的横摆角。

本发明的再一个目的在于提供这样的一些装置，所述装置用于在不对车身施加过度和/或意外横摆力矩的情况下修正车辆的横摆角。

本发明还有一个目的在于提供一些用于修正车辆的横摆角的装置，其中，即使在目标横摆角不可得的时候，方向修正横摆力矩仍可平稳地消失。

本发明的其它目的与优点一部分是显然的，一部分将在下文的内容中进行描述。

附图说明

在附图中，

图 1 是后轮驱动的四轮车辆的概略性视图，该车辆装备有用作自动转向装置的半线控转向（semi-steer-by-wire）型前轮转向装置以及根据本发明第一实施例的车辆行驶控制装置；

图 2A 示出转向器传动比控制中使用的转向器传动比 Rg 与车速 V 之间的关系的曲线图；图 2B 和 2C 示出稳定性控制中使用的用自旋和侧滑状态量（条件值）SS 和 DS 计算分力 Fssfo 和 Fsall 的曲线图；

图 3 是根据本发明的图 1 和图 4 中车辆的第一和第二优选实施例中执行的方向修正控制程序的流程图；

图 4 是后轮驱动的四轮车辆的概略性视图，该车辆装备有后轮转向装置和根据本发明第二实施例的车辆行驶控制装置；

图 5 是由根据本发明的制动力控制（第三实施例）执行的方向修正控制的程序流程图。

具体实施方式

图 1 概略地示出后轮驱动的四轮车辆，它具有根据本发明第一优选实施例的车辆行驶控制装置。在该图中，车身 12 具有左前轮 10FL 和右前轮 10FR，左后轮 10RL 和右后轮 10RR。通常，该车辆被构成为经由差速齿轮（差速器）系统等（未示出）将发动机（未示出）根据响应于驾驶员的加速器踏板的踏下量的节气门开度输出的驱动转矩或转动驱动力传递到后轮 10RL 和 10RR。

本实施例中的车辆具有能够使前轮的转向独立于驾驶员的操作的转向装置 16。如图所示，前轮 10FL、10FR 各自经由横拉杆 20L、20R 利用响应于驾驶员对转向盘 14 的转动（操作）而致动的齿条齿轮式动力转向装置 16 转向。这里所用的转向装置 16 是半线控转向型的，它设置有作为辅助转向装置的转向角可变装置 24，该转向角可变装置能够独立于驾驶员的操作改变前轮的转向角。

转向角可变装置 24 包括驱动电动机 32，该驱动电动机具有经由上部转向（管柱）轴 22 与转向盘 14 可操作地相连接的壳体 24A 和经由下部转

向（管柱）轴 26 和万向节 28 与齿轮轴 30 可操作地相连接的转子 24B。驱动电动机 32 在如下所述的电子控制装置 34 的控制下使下部转向轴 26 相对于上部转向轴 22 转动。为了控制转向角可变装置 24 的操作，转向盘 14 的转向角 θ 即上部转向轴 22 的转动角 θ 以及从上部转向轴 22 测量的下部转向轴 26（壳体 24A 与转子 24B 之间）的相对（转动）角 θre 分别用角度传感器 50 和 52 检测。

动力转向装置 16 可采用液压动力转向型或电动转向型。然而，为了减小在自动转向控制过程中从装置 24 传递到转向盘 14 的反作用转矩，优选使用齿条同轴（rack-coaxial）型的电动转向装置，它具有电动机和用于将电动机的转矩转换成齿条 18 的线性运动力的机构。

在每个车轮上产生制动力的制动系统 36 具有包括贮油器、油泵和各种阀等（未示出）的液压回路 38，装配在各个车轮上的轮缸 40FL、40FR、40RL 和 40RR，以及响应于驾驶员对制动器踏板 42 的踏下量致动的主缸 44。在该制动系统中，每个轮缸内的制动压力以及进而作用在每个轮上的制动力可通过响应于主缸压力的液压回路 38 进行调整。每个轮缸内的制动压力也可如下所述的由电子控制装置 34 控制。为了控制制动压力，可安装压力传感器 62，64i（i=FL、FR、RL、RR，分别是前左、前右、后左、后右），用于分别检测主缸压力 Pm 和轮缸 40FL-40RR 内的压力 Pbi（i=FL、FR、RL、RR）。

控制转向角可变装置 24 和各个轮的制动压力（制动力）的电子控制装置 34 可以是普通类型的，该电子控制装置包括具有利用双向公用总线互连的 CPU、ROM、RAM 和输入/输出端口装置的微计算机和驱动电路。如图 1 中所示，输入到控制装置 34 的信号是：转向盘 14 的转向角 θ；下部转向轴的相对角 θre；用纵向加速度传感器 54 检测的纵向加速度 Gx；用横摆率传感器 58 检测的横摆率 γ；用横向加速度传感器 56 检测的横向加速度 Gy；轮缸 40FL-40RR 内的压力 Pbi（i=FL、FR、RL、RR）；以及用车轮速度传感器 61i（i=FL、FR、RL、RR）检测的车轮速度 Vwi（i=FL、FR、RL、RR）。

如下所述，电子控制装置 34 通过自动转向控制和/或调整各个车轮上的制动力或压力执行转向器传动比控制，稳定性控制及方向修正控制。在这一点上，下面表达式中的参数在向上和向左（图 1 中逆时针）的方向被定义为正。

对于转向器传动比控制，电子控制装置 34 通过电动机 32 的转动来控制转向角可变装置 24 以改变转向器传动比即前轮的转向角与转向盘 14 的转动角的比值，从而提供预定转向特性。在操作中，首先，基于可用车轮速度 Vwi 计算出的车速 V，利用图 2A 中所示的曲线图确定用于实现预定转向特性的转向器传动比 Rg。然后，目标转向角 δst 可这样计算:

$$\delta st=\theta/Rg \qquad (1)$$

转向角可变装置 24 被致动以使前轮转向，从而将其转向角调整为 δst。δst 也可以是用于提高车辆运动的瞬时响应的转向角速度的函数。应注意的是，转向器传动比也可用本领域公知的其它方法确定。

抑制不足转向和过度转向趋势的稳定性控制可通过用常规方式调整各个车轮上的制动力或压力来执行:

首先，为了推定车辆状况，自旋值 SV 和侧滑值 DV 可通过如下表达式确定:

$$SV=K1\cdot\beta+K2\cdot dVy;\ 或=K1\cdot\beta+K2\cdot d\beta \qquad (2)$$

$$DV=\gamma t-\gamma;\ 或=H\cdot(\gamma t-\gamma)/V \qquad (3)$$

其中 β 表示车辆的侧偏角（横偏角）；dVy 表示车辆的侧滑加速度；dβ 表示 β 的时间微分；K1，K2 表示适当的权重系数；γt 表示利用车速 V 和转向角 δ 推定的目标横摆率；γ 表示实际横摆率；H 表示轴距。dVy 由横向加速度 Gy 与横摆率 γ 和车速 V 的乘积之间的偏差算出：Gy-γ·V。β 通过侧滑速度与纵向速度的比值得到:Vy/Vx，其中 Vx=V 且 Vy 是通过对 dVy 进行积分算出的。γt 可由表达式 $\gamma t=V\cdot\delta/\{(1+Kh\cdot V^2)\cdot H\}\times 1/(1+Ts)$ 得到，其中 δ 表示基于转向角 θ 确定的实际转向角；Kh 表示稳定性系数；T 和 s 表示时间常数和拉普拉斯变换中的频率参数（拉普拉斯算子）。表达式（2）和（3）的出处在别处描述。

然后，自旋状态量 SS 和侧滑状态量 DS 被定义为：

SS=±SV （4）

DS=±DV （5）

（+：左转时；-：右转时。如果这些都为负，则 SS 和 DS 被定义为 0）。SS 和 DS 各自分别表示自旋和侧滑的程度（状况越恶化，值就越大）。

然后，用所得到的状态量，如下计算车轮的目标制动力：

Fsfo=Fssfo

Fsfi=0

Fsro=（Fsall-Fssfo）·（1-Ksri） （6）

Fsri=（Fsall-Fssfo）·Ksri

其中，Fsj（j=fo、fi、ro、ri：转弯外侧的前轮，转弯内侧的前轮，转弯外侧的后轮，转弯内侧的后轮）表示分别各个车轮的目标制动力。Fssfo 可用图 2B 的曲线图确定，它是 SS 的函数。Fsall 可用图 2C 的曲线图确定，它是 DS 的函数。Ksri 是后轮的适当分配系数（通常是大于 0.5 正常数）。如果算出的 Fsj 值为负，其将是无效的。上述定义的力分配产生本领域公知的抗自旋或抗侧滑的横摆力矩（这种力分配的具体效果将在别处描述）。

最后，将所得到的目标制动力分别转换为各个车轮的目标制动压力 Pti，其转换系数 Kb 如下：

[左转时]

Ptfl=Fsfi·Kb； Ptfr=Fsfo·Kb； Ptrl=Fsri·Kb； Ptrr=Fsro·Kb （7）

[右转时]

Ptfl=Fsfo·Kb； Ptfr=Fsfi·Kb； Ptrl=Fsro·Kb； Ptrr=Fsri·Kb （8）

可通过实际横摆率的符号来确定转弯方向。如果 Pti 全为零，将不执行稳定性控制。

根据如上所述的稳定性控制，实际横摆率 γ 与目标横摆率 γt 的偏差将被消除。然而，由于横摆率偏差，此控制不能完全补偿车身 12 的横摆角与驾驶员所期望的横摆方向的偏差。在稳定性控制终止时，车身的横摆角将与驾驶员所期望的行驶方向不一致。

然而，本发明装置的方向修正控制能够减小横摆角偏离的趋势，从而使车辆的行驶方向接近驾驶员最初期望的方向。在图 1 中所示的实施例中，通过操作转向装置 16 产生用于修正车身的行驶方向(横摆角)的横摆力矩，其中，目标转向角 δst 可在执行稳定性控制时基于横摆率偏差的积分值修正。在这一点上，优选的是，在稳定性控制终止以后，方向修正横摆力矩被继续产生用于消除或者减小仍然存在的横摆角偏差，但逐渐减小为零。此外，考虑到在方向修正控制执行时驾驶员所期望的行驶方向可能被改变，所以之前的行驶状况对方向修正横摆力矩的贡献较小或者越早期的横摆率偏差对方向修正横摆力矩的贡献越小（当目标转向角 δst 改变时，之前的横摆率偏差在控制中将变得没有意义）。

为了实现如上所述的方向修正横摆力矩的特性，可通过对预定时期(或时刻）的实际横摆率与目标横摆率之间的差值（偏差）Δγ 周期性地进行积分，同时用最后一个周期内的积分值Δγintf 与忘却系数 K 相乘，算出横摆率偏差的积分值Δγint，K 在 0 到 1 之间取值:

$$\Delta\gamma int=\Delta\gamma intf\cdot K+\Delta\gamma\cdot Kg \qquad (9)$$

其中，Kg 表示Δγ 的增益系数，在 0 到 1 之间取值，后面将描述如何确定该值。Δγ 由 γt-γ 算出，这是因为方向修正横摆力矩是沿减小实际横摆率与目标横摆率的偏差的方向施加的。目标横摆率 γt 可由下式算出（与稳定性控制中一样）:

$$\gamma t=\frac{1}{(1+\tau\cdot s)}\cdot\frac{1}{1+K_h\cdot V^2}\cdot\frac{V}{H}\cdot\delta \qquad (10)$$

在这一点上，目标横摆率 γt 和横摆率偏差值Δγ 可利用稳定性控制程序算出（Δγ 等于侧滑值 DV）。

然后，前轮的目标转向角的修正值Δδft 可通过利用所得到的积分值Δγint 由下式确定:

$$\Delta\delta ft=\Delta\gamma int\cdot Ksf \qquad (11A)$$

其中，Ksf 是转换系数。

在表达式（9）中，Δγ 在正常状况下及稳定性控制终止后被设为零。

因此，只有当执行稳定性控制时，才计算表达式（9）中第二项的积分。此外，在重复表达式（9）的计算过程中，通过周期性地用系数 K 与计算出的前一积分值Δγintf相乘，越早期的横摆率偏差对目标转向角并且进而对方向修正横摆力矩的贡献越小。因此，在稳定性控制终止以后，Δγint 值将逐渐减小。在这一点上，忘却系数K可为常数或者随着时间或在重复周期过程中减小。

当车辆的不足转向达到相当高的程度时，增益系数 Kg 被设为零。当前轮的轮胎力在不足转向状况下基本饱和时，前轮的转弯方向应力将导致前轮轮胎打滑。因此，在相当严重（advanced）的不足转向状况下，将不产生方向修正横摆力矩，以防止前轮打滑。在过度转向状况下，Kg 被设为 1。

图 3 示出用于如上所述产生方向修正横摆力矩的方向修正控制的操作的示例性流程图。此控制程序可通过关闭点火开关（图 1 中未示出）启动，并且在车辆运转过程中以例如毫秒为周期重复执行。

在这个程序中，通常，首先读入如上所述的信号（步骤 10），并判定是否正在执行稳定性控制（步骤 20）。当稳定性控制没有执行时，由于表达式（9）中的Δγintf和Δγ为零，所以积分值Δγint 计算结果为零（步骤 80）。

另一方面，当稳定性控制启动时，获取实际横摆率 γ 与目标横摆率 γt 之间的差值Δγ（步骤 30，40），并判定车辆是否落入相当严重的不足转向状况（步骤 50）。此判定可通过判定 signγ·Δγ 是否超过一正基准值Δγp 来实现，其中 signγ 是 γ 的符号。如果答案为是，Kg 被设为零（步骤 70），于是不对横摆率偏差进行积分，从而不产生方向修正横摆力矩。否则，Kg 被设为 1（步骤 60）。就此而论，只要车辆不足转向，方向修正横摆力矩的产生便被抑制（Δγp 将被设定为一小值）。

随后，分别在步骤 80，90 中用表达式（9）和（11A）计算积分值Δγint 和转向角Δδft 的修正值，并且转向角被控制为δst+δft，其中δst 由表达式（1）算出。应注意的是，稳定横摆力矩和方向修正横摆力矩均产生于

过度转向状况下的稳定性控制执行过程中。

在稳定性控制终止之后，尽管步骤 30-70 的积分运算被跳过，积分值 Δγint 还是被计算为 Δγintf·K，以便可产生方向修正横摆力矩以减小在稳定性控制终止之后仍然存在的横摆角偏差，如果存在的话。在重复周期中，通过忘却系数 K 的重复乘法运算，Δγint 即方向修正横摆力矩将逐渐减小为零。

图 4 概略性地示出后轮驱动的四轮车辆，该车辆具有根据本发明第二优选实施例的车辆行驶控制装置。在该车辆上设置有用于一对后轮 10RL、10RR 的转向装置 70，其中，经由横拉杆 74L、74R 利用液压或电动动力转向装置 72 使后轮转向。后轮的转向角由控制装置 34 控制。至于前轮，其转向角可仅由驾驶员的操作控制（也可安装图 1 所示的可使前轮的转向独立于驾驶员的操作的转向装置 16）。

在操作中，可与上面所述的第一实施例那样执行稳定性控制（及转向器传动比控制）。然而，将通过控制后轮的转向角执行方向修正控制；即，方向修正横摆力矩由后轮产生。在该方向修正控制中，横摆率偏差的积分运算可与第一实施例相同，只不过表达式（9）中的增益系数 Kg 在车辆高度过度转向时被设为 0。这是因为在相当严重的过度转向状况下，后轮的轮胎力基本饱和。另一方面，当车辆不足转向时，Kg 在表达式（9）中被设为 1。在图 3 的流程图的步骤 50 中，例如通过判定 signγ·Δγ 是否低于一预定负基准值 Δγn 来判定车辆是否落入过度转向状况。就此而论，只要车辆过度转向，方向修正横摆力矩的产生便被抑制（Δγn 将被设为一小值）。

后轮的目标转向角 Δδrt 被设定为：

$$\Delta\delta rt=\Delta\gamma int\cdot Ksr \qquad (11B)$$

其中，Ksr 是转换系数。应注意的是，后轮的目标转向角仅由 Δγint 控制。

顺便提一下，方向修正控制可通过控制各个车轮的制动压力的制动力分配控制以及稳定性控制来实施。在这种情况下，不需要可使车轮的转向独立于驾驶员的操作的转向装置，因此能够节省车辆制造成本。在操作中，

通过基于横摆率偏差的积分值确定的一个值修正作用在车轮上的用于产生方向修正横摆力矩的制动压力。然而，如果用于产生方向修正横摆力矩的车轮的轮胎力饱和，即如果车辆处于相当严重的不足转向或过度转向状况，则不产生方向修正横摆力矩。

图 5 示出与图 3 中流程图基本相同的通过制动力控制执行的方向修正控制的操作的示例性流程图。在该流程图中，在步骤 150 中由下式进行横摆率偏差的积分：

$$\Delta\gamma int=\Delta\gamma intf\cdot K+\Delta\gamma \qquad (12)$$

因此，在该表达式中，未使用图 3 中的增益系数 Kg。当车辆状况恶化时，对于轮胎力饱和的车轮来说，从积分值单位到前后轮的制动压力单位的转换系数 Kgf、Kgr 均分别无效。

如图 3 中流程图所示，读入如上所述的信号（步骤 10），并判定是否正在执行稳定性控制（步骤 20）。当稳定性控制没有执行时，由于 $\Delta\gamma intf$ 和 $\Delta\gamma$ 为零，因此积分值 $\Delta\gamma int$ 计算结果为零（步骤 150）。

另一方面，当稳定性控制被执行时，执行积分运算。在获得横摆率偏差 $\Delta\gamma$ 之后，判定车辆是否不足转向（步骤 50）。如果车辆不足转向，则将前后轮的转换系数 Kgf、Kgr 分别设定为 0 和 Kgrs（一预定值）（步骤 120）。否则，由于考虑到在稳定性控制下因为车辆状况沿任一方向恶化都会造成车辆过度转向，因此转换系数 Kgf、Kgr 被分别设定为 Kgfs（一预定值）和 0（步骤 130）。然后，积分值 $\Delta\gamma int$ 在步骤 150 中按表达式（12）进行计算。

用于产生方向修正横摆力矩的目标制动压力分量 Pcti（i=fl、fr、rl、rr）由下式确定：

[左转时]

$$Pctfl=0;\ Pctfr=|\Delta\gamma int|\cdot Kgf;\ Pctrl=\Delta\gamma int\cdot Kgr;\ Pctrr=0 \qquad (13)$$

[右转时]

$$Ptfl=\Delta\gamma int\cdot Kgf;\ Ptfr=0;\ Ptrl=0;\ Ptrr=|\Delta\gamma int|\cdot Kgr \qquad (14)$$

即，各个车轮的制动压力被修正以便增大反向横摆力矩。

由此，在稳定性控制执行过程中，总目标制动压力如下所示：

[左转时]

$$Ptfl=Fsfi\cdot Kb;\quad Ptfr=Fsfo\cdot Kb+|\Delta\gamma int|\cdot Kgf;$$

$$Ptrl=Fsri\cdot Kb+\Delta\gamma int\cdot Kgr;\quad Ptrr=Fsro\cdot Kb; \qquad (15)$$

[右转时]

$$Ptfl=Fsfo\cdot Kb+\Delta\gamma int\cdot Kgf;\quad Ptfr=Fsfi\cdot Kb;$$

$$Ptrl=Fsro\cdot Kb;\quad Ptrr=Fsri\cdot Kb+|\Delta\gamma int|\cdot Kgr \qquad (16)$$

在稳定性控制终止以后，总目标制动压力将由表达式（13）或（14）算出。

尽管本发明已对其优选实施例和一些局部修正进行了详细描述，但很显然，本领域技术人员可在本发明范围内对所示实施例进行其它各种修正。

例如，在如图 3 和 5 所示的实施例中，应注意到，方向修正控制可与稳定性控制一起终止。此方向修正控制对独立于驾驶员操作执行的车辆的转向有影响。因此，在稳定性控制终止之后，可选择是否执行方向修正控制，这决定于驾驶员偏好。

此外，对于本领域的普通技术人员来说，应该很容易理解的是，在图 1 和 4 中的实施例中，稳定性控制和方向修正控制可分别由转向装置和制动装置执行。

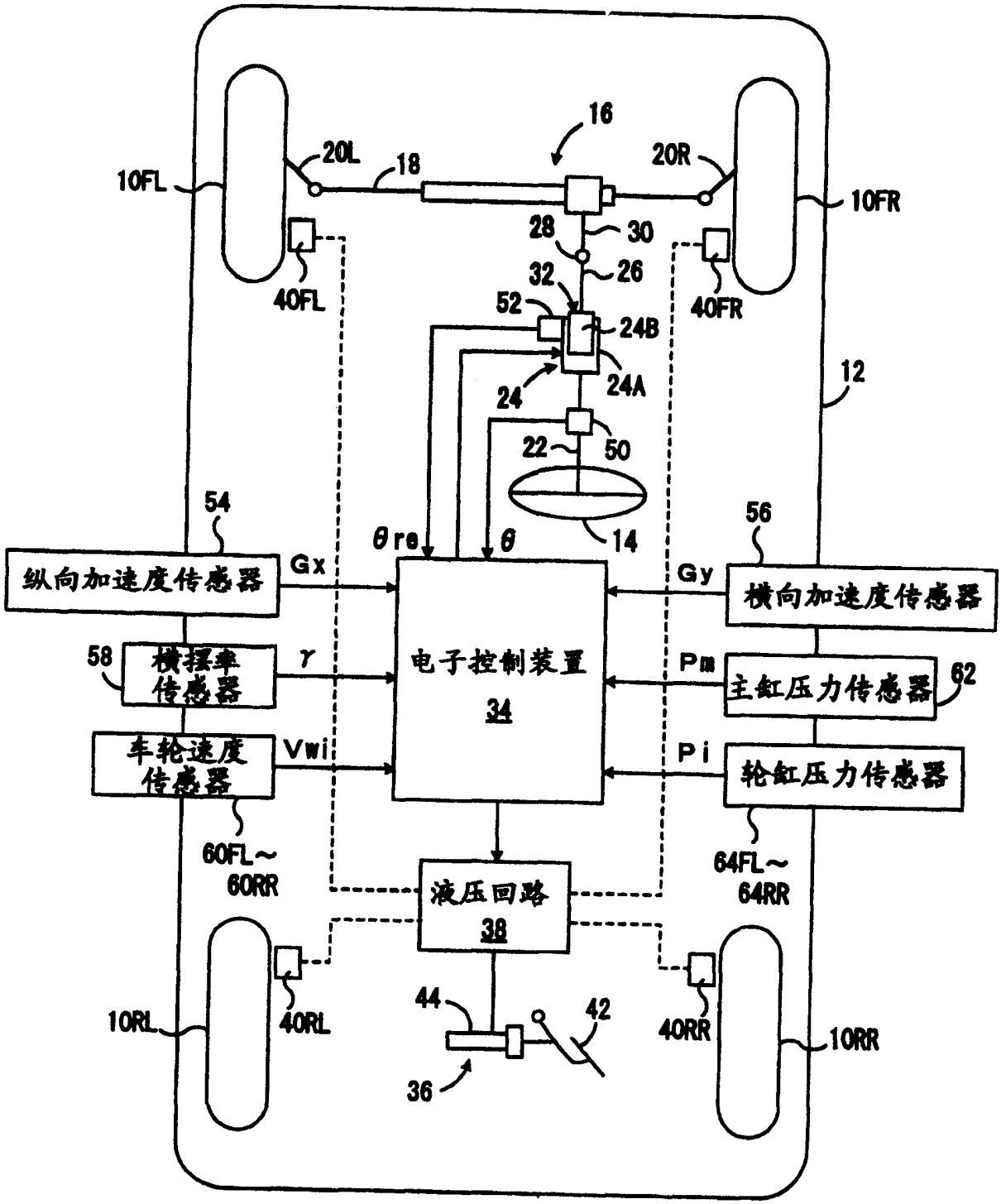

16
20L
18
20R
10FL
10FR
28
30
40FL
40FR
32
26
52
24B
24A
12
24
22
50
14
54
56
θre
θ
纵向加速度传感器
Gx
Gy
横向加速度传感器
58
横摆率传感器
γ
电子控制装置
34
Pm
主缸压力传感器
62
车轮速度传感器
Vwi
Pi
轮缸压力传感器
60FL~60RR
64FL~64RR
液压回路
38
44
42
10RL
40RL
40RR
10RR
36

图 1

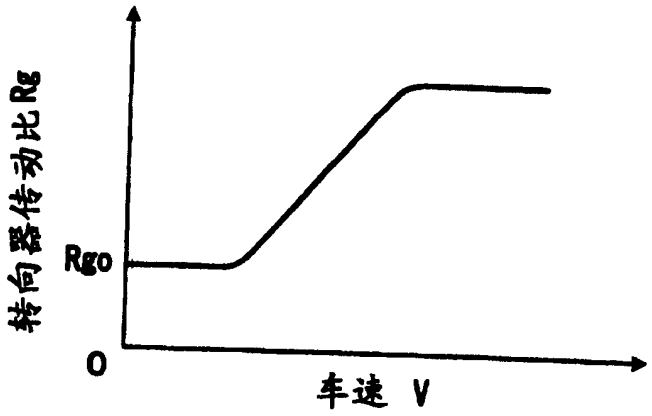

转向器传动比Rg
Rg0
0
车速 V

图 2A

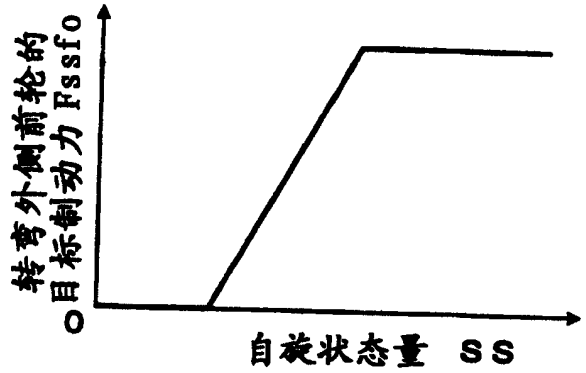

转弯外侧前轮的
目标制动力 Fssfo
0
自旋状态量 SS

图 2B

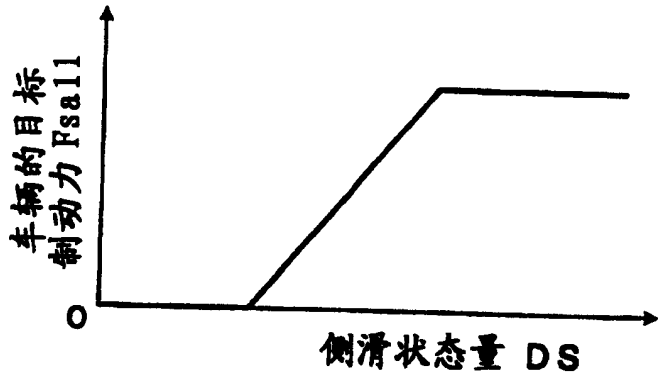

车辆的目标
制动力 Fsall
0
侧滑状态量 DS

图 2C

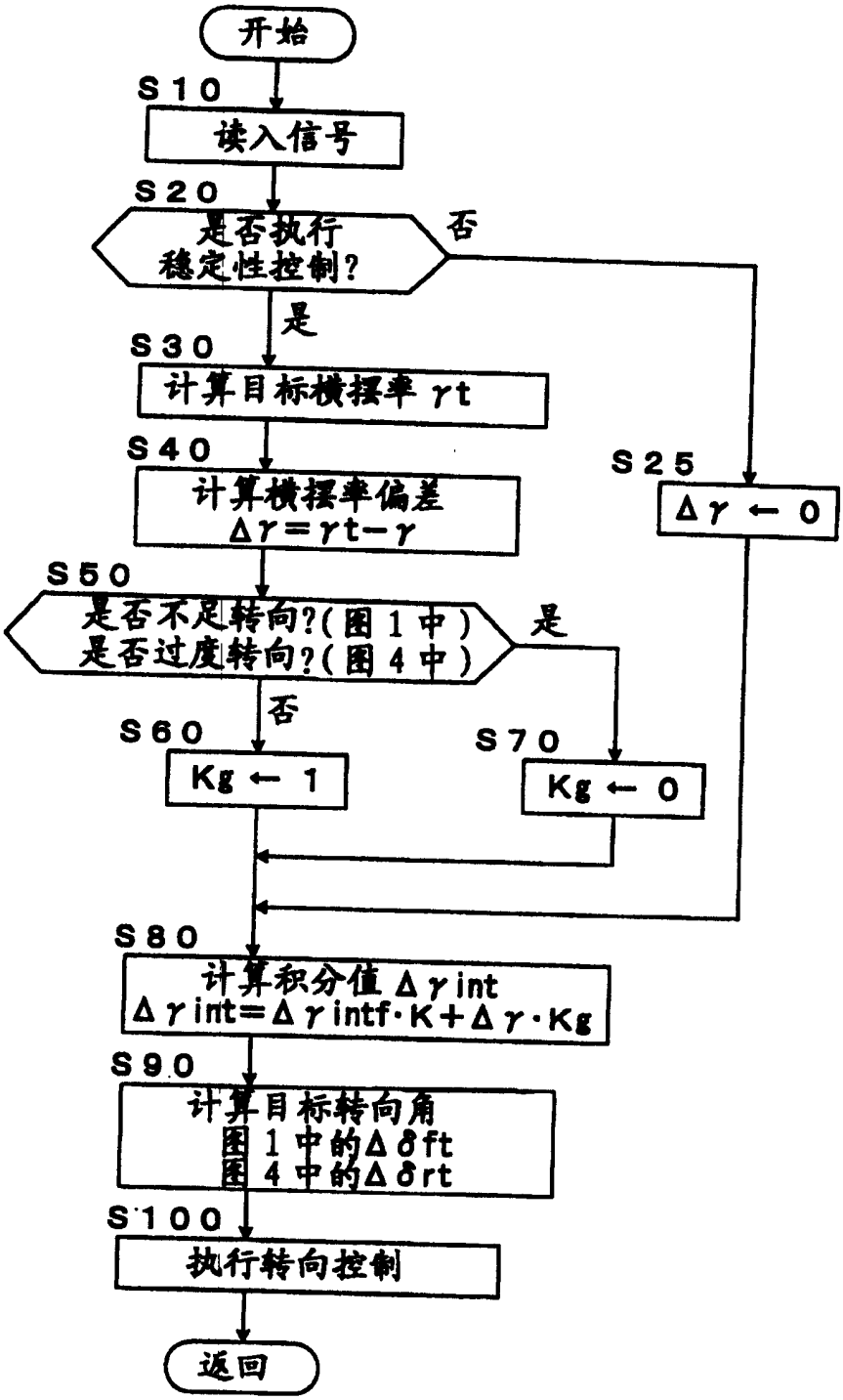

开始
S10
读入信号
S20
是否执行
稳定性控制?
否
是
S30
计算目标横摆率 γt
S40
计算横摆率偏差
Δγ=γt-γ
S25
Δγ ← 0
S50
是否不足转向?(图1中)
是否过度转向?(图4中)
是
否
S60
Kg ← 1
S70
Kg ← 0
S80
计算积分值 Δγint
Δγint=Δγintf·K+Δγ·Kg
S90
计算目标转向角
图1中的Δδft
图4中的Δδrt
S100
执行转向控制
返回

图 3

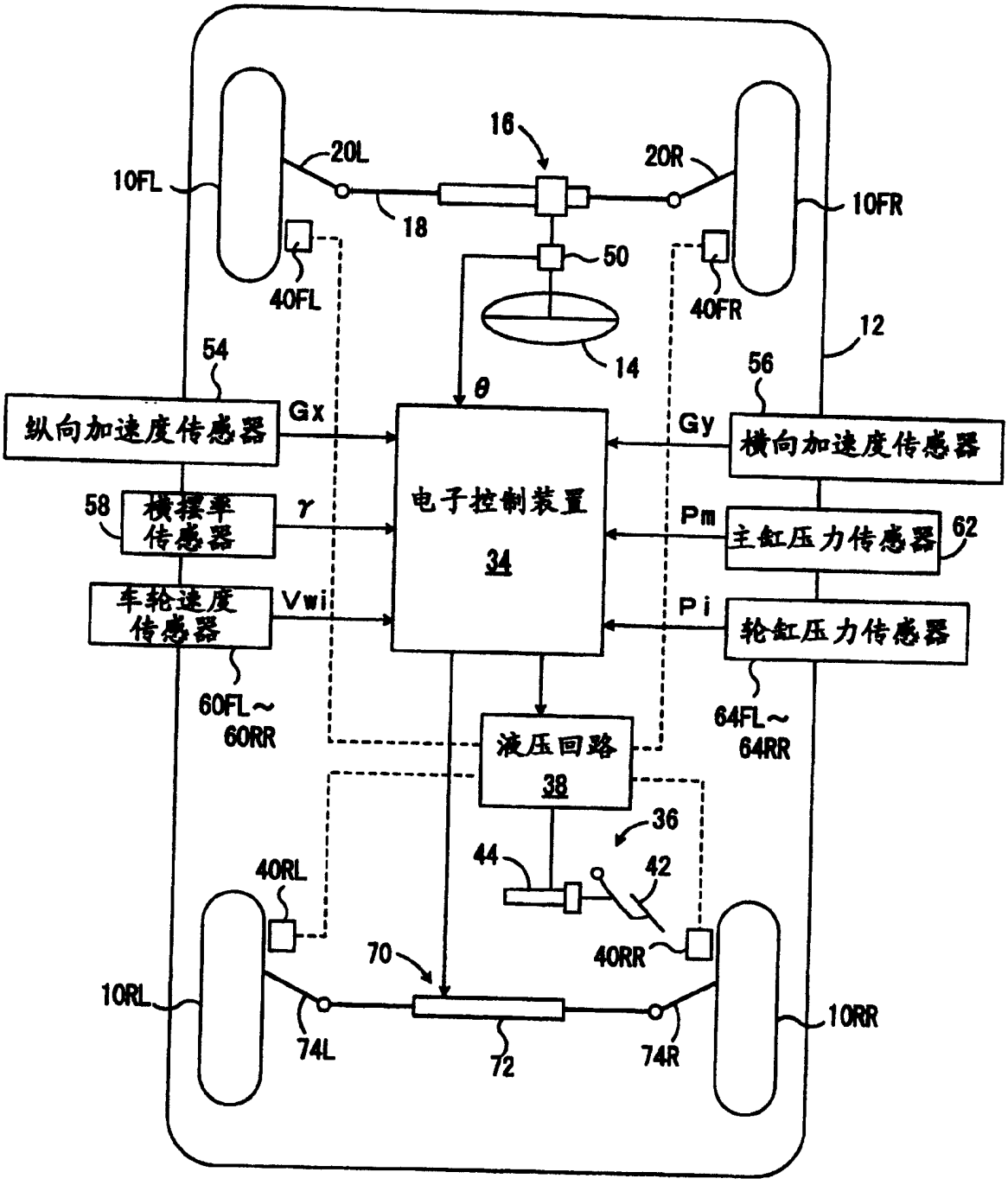

16
20L
20R
10FL
10FR
18
50
40FL
40FR
12
14
θ
54
56
纵向加速度传感器
Gx
Gy
横向加速度传感器
58
横摆率传感器
γ
电子控制装置
34
Pm
主缸压力传感器
62
车轮速度传感器
Vwi
Pi
轮缸压力传感器
60FL～60RR
64FL～64RR
液压回路
38
36
44
42
40RL
40RR
70
10RL
10RR
74L
72
74R

图 4

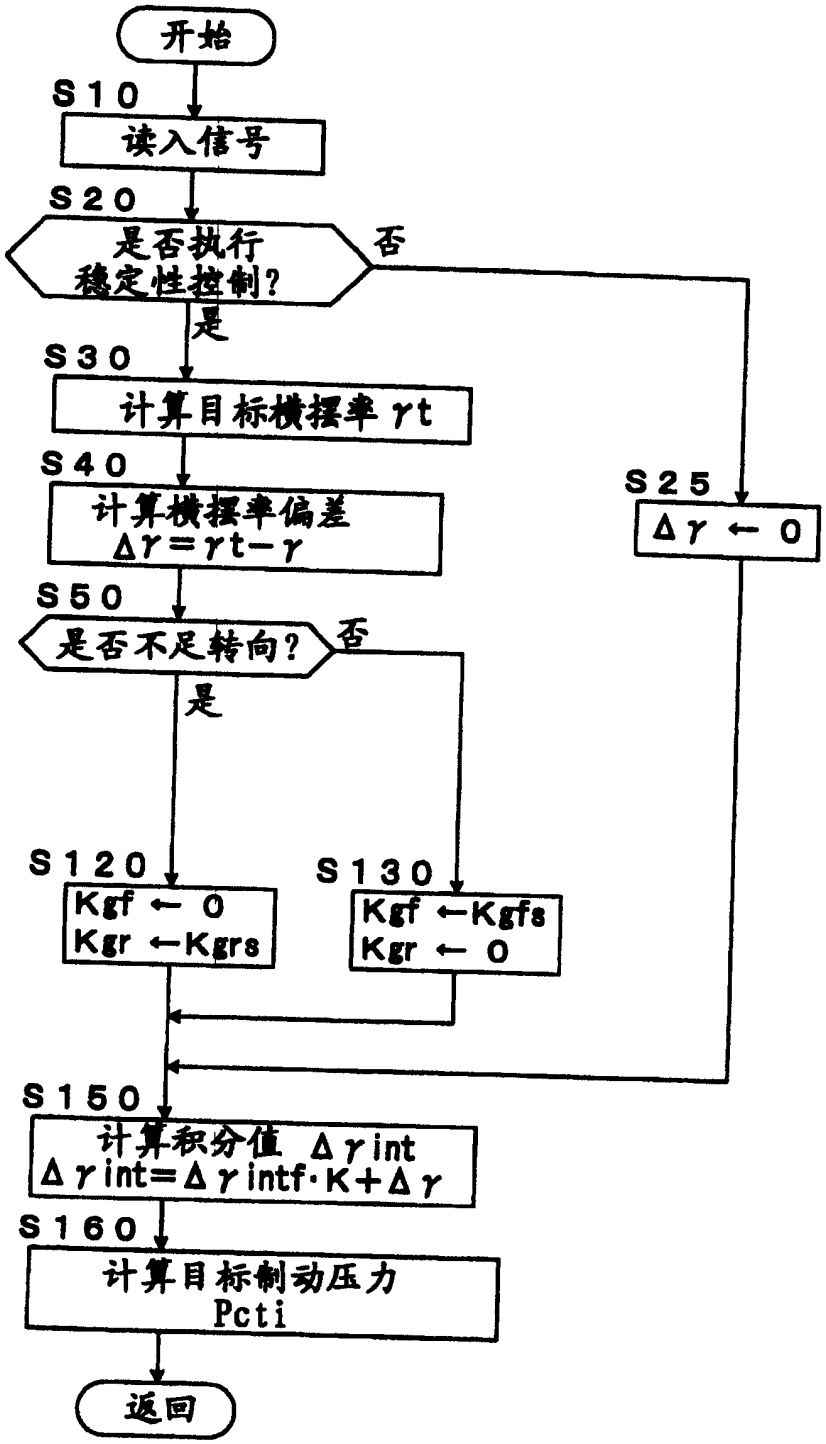

开始
S10
读入信号
S20
是否执行
稳定性控制?
否
是
S30
计算目标横摆率 γt
S40
计算横摆率偏差
Δγ=γt-γ
S25
Δγ ← 0
S50
是否不足转向?
否
是
S120
Kgf ← 0
Kgr ←Kgrs
S130
Kgf ←Kgfs
Kgr ← 0
S150
计算积分值 Δγint
Δγint=Δγintf·K+Δγ
S160
计算目标制动压力
Pcti
返回

图 5