



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200610137621.X

[45] 授权公告日 2009年8月26日

[11] 授权公告号 CN 100532178C

[22] 申请日 2006.10.31
 [21] 申请号 200610137621.X
 [30] 优先权
 [32] 2005.11.2 [33] JP [31] 2005-319512
 [73] 专利权人 丰田自动车株式会社
 地址 日本爱知县丰田市
 [72] 发明人 提拉瓦·林皮汶特恩格 小城隆博
 [56] 参考文献
 EP1533210A2 2005.5.25
 CN1594004A 2005.3.16
 JP2004-352031A 2004.12.16
 US6219603B1 2001.4.17
 US4874054A 1989.10.17
 审查员 卫安乐

[74] 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司
 代理人 王艳江 段 斌

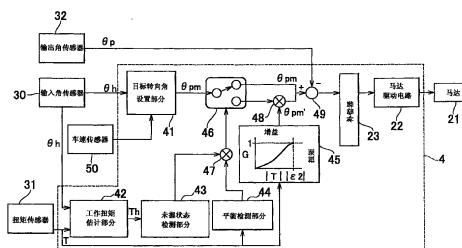
权利要求书2页 说明书10页 附图9页

[54] 发明名称

车辆转向控制设备及其控制方法

[57] 摘要

工作扭矩估计部分(42)基于输入角 θ_h 和从扭矩传感器(31)输出的输入扭矩 T 估计驾驶员的工作扭矩 T_h 。未握状态检测部分(43)通过比较所估计的工作扭矩 T_h 的绝对值和预定值 ϵ_1 来确定驾驶员是否握住方向盘。平衡检测部分(44)通过比较输入扭矩 T 的绝对值和预定值 ϵ_2 来确定是否达到平衡点。当确定驾驶员未握方向盘且达到平衡点时,切换部分(46)切换到如下一个位置,使得目标转向调节部分(45)将目标输出角 θ_{pm} 和根据输入扭矩 T 的预定增益 G 相乘,以使得目标转向角变得更小。



1. 一种车辆转向控制设备，其特征在于，包括：

可变转向传动比控制装置，用于通过向转向输入施加驱动力来控制转向轮的转向角；

输入扭矩获得装置，用于获得通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩；

工作扭矩计算装置，用于计算驾驶员施加到方向盘的工作扭矩；以及

目标转向角调节装置，用于将所述可变转向传动比控制装置的目标转向角设定为：当在所述工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在所述输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时的目标转向角小于当所述第一条件和所述第二条件中至少一个条件不满足时的目标转向角。

2. 如权利要求1所述的车辆转向控制设备，其中

所述输入扭矩获得装置包括检测所述输入扭矩的扭矩检测器（31）。

3. 如权利要求1所述的车辆转向控制设备，其中

所述可变转向传动比控制装置包括向所述转向输入施加所述驱动力的电动马达（21）和检测供给到所述电动马达的电流值的马达电流检测器（24）；以及

所述输入扭矩获得装置包括基于所检测的电流值估计所述输入扭矩的扭转力估计部分（25）。

4. 如权利要求1至3中任一项所述的车辆转向控制设备，其中

所述工作扭矩计算装置包括基于所述输入扭矩、转向角速度和转向角加速度估计所述工作扭矩的工作扭矩估计部分（42）。

5. 如权利要求1至3中任一项所述的车辆转向控制设备，其中

随着所述输入扭矩变小，所述目标转向角调节装置将所述目标转向

角设定得更小。

6. 一种用于车辆的转向控制方法，所述车辆包括通过向转向输入施加驱动力来控制转向轮的转向角的可变转向传动比控制装置，其特征在于，包括以下步骤：

获得通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩；

计算驾驶员施加到方向盘的工作扭矩；以及

将所述可变转向传动比控制装置的目标转向角设定为：当在所述工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在所述输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时的目标转向角小于当所述第一条件和所述第二条件中至少一个条件不满足时的目标转向角。

7. 如权利要求 6 所述的用于车辆的转向控制方法，其中

基于所述输入扭矩、转向角速度和转向角加速度估计所述工作扭矩。

车辆转向控制设备及其控制方法

技术领域

本发明涉及一种车辆转向控制设备，其包括通过向转向输入施加驱动力来改变转向轮的转向角和方向盘的转向角之间的关系的可变转向传动比控制装置。

背景技术

包括能够改变方向盘的转向角和转向轮的转向角之间的关系的可变转向传动比控制装置的转向控制设备(VGRS: Variable Gear Ratio Steering 可变传动比转向系统)是公知的(例如参看日本专利公布 No.JP-A-H11-321684)。该技术旨在通过例如根据车辆速度改变转向传动比来实现在车辆的各种操作条件下的理想的转向响应性。为实现这种可变转向传动比控制装置，例如在方向盘侧的输入轴和转向拉杆侧的输出轴之间的联结点处设置诸如齿轮的变速部分，并且通过由执行器将驱动力施加到变速部分来改变输入轴和输出轴的相对转动角。应注意，将驱动力施加到变速部分的执行器可构成变速部分。注意，对于这种转向传动比控制，存在一种进行反馈控制的方法，以获得目标转向角。

在用于上述可变传动比控制的反馈控制中，位置控制的精度通过设置较高的控制增益得以提高。然而，当驾驶员未握方向盘(需要时将称之为“未握状态”)时，来自执行器的反作用力没有被方向盘侧所接收，从而控制系统变得不稳定。因此，方向盘可能会发生振动。这种未握状态可在方向盘正返回中间位置时产生。

日本专利公布申请 No.JP-A-H11-321684 所披露的技术中，为达到在驾驶员未握方向盘时减小振动的目的，基于驾驶员施加到方向盘上的扭矩检测这种未握状态，并且一旦检测到未握状态，就减小控制增益。

然而，当控制增益按该方式减小时，位置控制精度以及转向响应性

都会降低，从而存在由于外部扰动引起位置偏差变大这一问题。

发明内容

本发明的目的是提供一种能抑制在驾驶员未握方向盘时产生的振动、同时减小由于外部扰动引起的位置偏差的车辆转向控制设备及其控制方法。

本发明的第一方面涉及一种车辆转向控制设备，包括：（1）可变转向传动比控制装置，用于通过向转向输入施加驱动力来控制转向轮的转向角；（2）输入扭矩获得装置，用于获得通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩；（3）工作扭矩计算装置，用于计算驾驶员施加到方向盘的工作扭矩；以及（4）目标转向角调节装置，用于将可变转向传动比控制装置的目标转向角设定为：当在工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时的目标转向角小于当第一条件和第二条件中至少一个条件不满足时的目标转向角。

本发明的第二方面涉及一种包括相位调节装置的车辆转向控制设备，所述相位调节装置用于当在工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时，将可变转向传动比控制装置的目标转向角的相位设定为与当第一条件和第二条件中至少一个条件不满足时所设定的相位不同的相位。在该设备中，设置相位调节装置，而不是设置根据本发明第一方面的设备的目标转向角调节装置，所述目标转向角调节装置用于将可变转向传动比控制装置的目标转向角设定为：当在工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时的目标转向角小于当第一条件和第二条件中至少一个条件不满足时的目标转向角。

本发明的第三方面涉及一种用于车辆的转向控制方法，所述车辆包括通过向转向输入施加驱动力来控制转向轮的转向角的可变转向传动比

控制装置。在所述车辆的转向控制方法中，获得通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩以及驾驶员施加到方向盘的工作扭矩，并且将可变转向传动比控制装置的目标转向角设定为：当在工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时的目标转向角小于当第一条件和第二条件中至少一个条件不满足时的目标转向角。

本发明的第四方面涉及一种用于车辆的转向控制方法，所述车辆包括通过向转向输入施加驱动力来控制转向轮的转向角的可变转向传动比控制装置。在所述车辆的转向控制方法中，获得通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩以及驾驶员施加到方向盘的工作扭矩，并且当在工作扭矩小于第一预定值时满足的第一条件和在输入扭矩小于第二预定值时满足的第二条件都满足时，将可变转向传动比控制装置的目标转向角的相位设定为与当第一条件和第二条件中至少一个条件不满足时所设定的相位不同的相位。

当驾驶员未握方向盘时在包括可变转向传动比控制装置的转向系中产生的上述振动趋向于在方向盘返回到中间位置附近之后在平衡点附近间歇性地产生。按照本发明，在驾驶员未握方向盘（即工作扭矩小于第一预定值）同时达到平衡（即输入扭矩小于第二预定值）时，进行振动减小控制。应注意，此处术语“平衡点”指输入到方向盘侧的扭矩和来自转向轮的反作用力处于平衡的点。

按照本发明的振动减小控制改变目标转向角的响应性，并且在第一方法中，通过将转向角设置得更小，强制地衰减振动。在第二方法中，通过将目标转向角的相位变成与引起振动的相位不同，促进振动的衰减。作为改变相位的方法，例如可改变用于计算目标转向角的滤波频率。

按照本发明，当驾驶员在平衡点附近未握方向盘时，通过改变目标转向角的响应性促进振动的衰减和防止振动的产生。因此，有可能有效地防止或者减小平衡点附近的振动。此外，只有在驾驶员未握方向盘且

达到平衡点时才进行振动减小控制，因此不会降低位置控制精度和转向响应性。当存在一些外部扰动时，不进行振动减小控制，从而也能防止由于外部扰动引起的位置偏差。

附图说明

从以下参考附图的优选实施例的说明，将更加清楚本发明的上述以及另外的目的、特征和优点，其中相同的数字用于代表相同的元件，其中：

图 1 是显示包括按照本发明的第一实施例的车辆转向控制设备的转向系的示意图；

图 2 是显示第一实施例结构的控制框图；

图 3 是显示第一实施例的转向控制结果和未进行振动减小控制的转向控制结果之间的比较图；

图 4 是显示由第一实施例修改而得的转向系的示意图；

图 5 是显示第二实施例结构的控制框图；

图 6 是显示第二实施例的转向控制结果和未进行振动减小控制的转向控制结果之间的比较图；

图 7 是显示包括按照本发明的第三实施例的车辆转向控制设备的转向系的示意图；

图 8 是显示第三实施例结构的控制框图；以及

图 9 是显示由第一实施例修改而得的包括可变传动比控制装置的转向系的示意图。

具体实施方式

以下将参考附图详细说明本发明的优选实施例。为便于理解该说明，在附图中尽可能用相同的参考数字表示相同的元件，并且省略各个元件的相同说明。

如图 1 和图 2 所示, 当转动方向盘 10 时, 转向系用于转动作为转向轮的右前轮 FR 和左前轮 FL。连接在方向盘 10 上的转向轴的转动在转向齿轮箱 13 处转变成沿水平方向的直线运动, 然后通过转向拉杆 14 传递到前轮 FR、FL。

转向轴包括连接于方向盘 10 的输入轴 11 和连接于转向齿轮箱 13 的输出轴 12。齿轮机构 20 设置在输入轴 11 和输出轴 12 之间。电动马达 21 与齿轮机构 20 相连。上述元件构成可变转向传动比控制装置。

输入角传感器 30 和扭矩传感器 31 设置在输入轴 11 上。输入角传感器 30 检测方向盘 10 的工作角 θ_h , 扭矩传感器 31 检测转向系的转向机构的输入扭矩 T 。输入扭矩 T 是施加到转向系的转向机构的外力的合力, 而不是工作扭矩 T_h (如下文将详细说明的)。检测马达输出轴回转角 θ_p 的马达输出角传感器 32 设置在马达 21 的马达输出轴上。输出轴 12 的回转角为 θ_h 与 θ_p 之和: $(\theta_h + \theta_p)$, 该值与前轮 FR、FL 的转向角具有预定的关系。

转向控制单元 4 包括中央处理器 (CPU)、只读存储器 (ROM)、随机存储器 (RAM) 和电路等, 并且来自输入角传感器 30、扭矩传感器 31、马达输出角传感器 32 和检测车辆车速的车速传感器 50 的输出信号输入到转向控制单元 4。转向控制单元 4 控制马达 21 的驱动。

如图 2 所示, 转向控制单元 4 还包括目标转向角设置部分 41、工作扭矩估计部分 42、未握状态检测部分 43、平衡检测部分 44、目标转向角调节部分 45、切换部分 46、补偿器 23、马达驱动电路 22、乘法器 47、48 和加法器 49。

目标转向角设置部分 41 基于由车速传感器 50 检测的车速 V 和由输入角传感器 30 检测的工作角 θ_h 设置目标输出角 θ_{pm} 。输出轴 12 的回转角 $\theta_h + \theta_p$ 和转向轮的转向角 δ 之间具有由转向齿轮箱 13 的特性所确定的预定关系。因此, 根据工作角 θ_h 设置目标输出角 θ_{pm} 等同于设置目标转向角 δ_m 。

工作扭矩估计部分 42 利用方程 (1) 估计由驾驶员施加的工作扭矩 T_h ，该方程以由扭矩传感器 31 检测的转向系的转向机构的输入扭矩 T 和由输入角传感器 30 检测的工作角 θ_h 作为因子。

$$T_h = I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} + C_h \frac{d\theta_h}{dt} + T \quad \dots (1)$$

参考符号 I_h 表示方向盘 10 上的惯性矩， C_h 表示抵抗输入轴 11 转动的粘滞摩擦系数。对于每种转向系类型或结构，惯性矩 I_h 和粘滞摩擦系数 C_h 具有特定的值。因此，通过事先获得惯性矩 I_h 和粘滞摩擦系数 C_h 并将它们存储在扭矩估计部分 42 中，就有可能由输入扭矩 T 、工作角 θ_h 的角速度和角加速度估计工作扭矩 T_h 。

然后，基于输入扭矩 T 和工作扭矩 T_h ，未握状态检测部分 43 检测未握状态、即驾驶员未握方向盘的状态，而平衡检测部分 44 检测是否达到以后将说明的平衡点。具体地，未握状态检测部分 43 通过比较工作扭矩 T_h 的绝对值和阈值 ε_1 检测未握状态。阈值 ε_1 设置为在该值处或该值之上可认为驾驶员按能控制的方式握住方向盘 10。亦即，如果绝对值 $|T_h|$ 等于或大于阈值 ε_1 ，则未握状态检测部分 43 确定不存在未握状态，从而将“0”输出到乘法器 47。相反地，当绝对值 $|T_h|$ 小于阈值 ε_1 时，未握状态检测部分 43 确定存在未握状态，从而将“1”输出到乘法器 47。同时，平衡检测部分 44 通过比较输入扭矩 T 的绝对值和阈值 ε_2 确定是否达到平衡点。阈值 ε_2 设置的值所对应的状态为：转向系的转向机构的各个输入，即驾驶员输入到方向盘 10 的输入平衡于来自马达 21 的辅助扭矩和来自转向轮 FL、FR 侧的反作用力。也就是说，如果绝对值 $|T|$ 等于或大于阈值 ε_2 ，则平衡检测部分 44 确定未达到平衡点，并将“0”输出到乘法器 47。如果绝对值 $|T|$ 小于阈值 ε_2 时，平衡检测部分 44 确定达到平衡点，并将“1”输出到乘法器 47。

来自未握状态检测部分 43 和平衡检测部分 44 的输出值 (0 或 1) 由乘法器 47 相乘。由此，只有当存在未握状态且达到平衡点时，“1”才会

输出到切换部分 46。当任一条件或者这两个条件都不满足时，例如当驾驶员握住方向盘 10、或者当驾驶员未握方向盘 10 但是未达到平衡点时，“0”输出到切换部分 46。

切换部分 46 连接在目标转向角设置部分 41 的输出侧，并且切换部分 46 的操作由来自乘法器 47 的输出控制。更具体地，当乘法器 47 的输出值为 0 时，如图所示，开关设到切换部分 46 的上部位置，并且从目标转向角设置部分 41 输出的 θ_{pm} 直接输入到加法器 49 的正输入端。当乘法器 47 的输出值为 1 时，如图所示，开关设到切换部分 46 的下部位置。乘法器 48 设置在加法器 49 的正输入端和切换部分 46 之间，通过乘法器 48 计算的 θ_{pm}' 输入到加法器 49 的正输入端。目标转向角调节部分 45 的输出值输入到乘法器 48。目标转向角调节部分 45 根据由扭矩传感器 31 检测的输入扭矩 T 设置增益 G 。当输入扭矩 T 的绝对值等于阈值 ε_2 时，增益 G 为 1，并且随着输入扭矩 T 的减小，增益 G 接近于 0。也就是说，作为乘法器 48 输出值的 θ_{pm}' 通过 G 与 θ_{pm} 相乘 ($G \times \theta_{pm}$) 得到，并且因此随着输入扭矩 T 减小， θ_{pm}' 接近于 0。

由马达输出角传感器 32 输出的 θ_p 输入到加法器 49 的负输入端。因此，当确定驾驶员未握方向盘 10 且达到平衡点时，来自加法器 49 的输出为 $\theta_{pm}' - \theta_p$ 。在其它情况下，加法器 49 的输出值为 $\theta_{pm} - \theta_p$ 。也就是说，调节后的目标输出角和真实的输出角之差输出到补偿器 23。

补偿器 23 根据目标输出角和真实输出角之差计算马达 21 的驱动量，并将计算的驱动量传送到马达驱动电路 22。然后，马达驱动电路 22 根据该驱动量驱动马达 21。这样，通过使得真实的输出角更接近目标输出角，将转向角控制为理想的角度。

图 3 是显示在将方向盘 10 转到最大转向角之后，驾驶员将其手放开方向盘 10 使其转回中间位置时，第一实施例的转向控制结果和未进行振动减小控制的转向控制结果之间的比较图。图中， θ_{pm1} 显示不含振动减小控制的转向控制期间目标输出角随时间的变化， θ_{p1} 显示不含振动

减小控制的转向控制期间真实输出角随时间的变化。另一方面， θ_{pm2} 显示本实施例的转向控制期间目标输出角随时间的变化， θ_{p2} 显示本实施例的转向控制期间真实输出角随时间的变化。

不可避免地，由于例如转向系的转向机构中的变形和摩擦，真实输出角的变化对于目标输出角的变化存在延迟。由于这种延迟，在不含振动减小控制的转向控制期间，在中间位置附近产生振动。为抑制这种振动，在本实施例的转向控制中，当方向盘到达对应于平衡点的中间位置时，减小目标输出角，以减小目标转向角（参见 θ_{pm2} ）。结果，马达 21 的操作量减小，从而有效抑制振动（参见 θ_{p2} ）。在这种情况下，控制增益与用于常规控制中的基本上相同，从而保持良好的转向响应性。同时，在外力作用在转向系的转向机构上并且因而未达到平衡点的情况下，进行常规控制，因此能够保持位置控制的精度和转向响应性。因此，本实施例的转向控制设备改善了总体转向感。

第一实施例中，扭矩传感器 31 设置在输入轴 11 上，但是可选地如图 4 所示其可设置在输出轴 12 上。在这种情况下，也可基于方程（1）估计工作扭矩 T_h 。

图 5 是显示根据本发明第二实施例的车辆转向控制设备的结构的框图。该设备用做图 1 或图 4 所示的转向系的转向控制设备。如前所述，在图 2 所示的第一实施例的转向控制单元 4 中，切换部分 46 设置在目标转向角设置部分 41 和加法器 49 之间，并且该切换部分根据乘法器 47 的输出值，在目标转向角设置部分 41 的输出直接输入到加法器 49 的模式和使用目标转向角调节部分 45 的输出值调节目标转向角设置部分 41 的输出的模式之间切换。同时，在第二实施例的转向控制单元 4a 中，切换部分 46 设置在输入角传感器 30 和目标转向角设置部分 41 之间，并且用于过滤输入到目标转向角设置部分 41 的输入角信号的滤波器在第一滤波器 51 和第二滤波器 52 之间切换。

第一滤波器 51 和第二滤波器 52 具有不同的滤波频率，因此由目标

转向角设置部分 41 设置的目标转向角的相位特性取决于所使用的第一滤波器 51 或者第二滤波器 52 而存在不同。具体地, 这种不同相位特性的使用可以抑制输入到加法器 49 的目标输出角和产生振动时测量的输出角之间的相位差所引起的共振。通过将第二滤波器 52 的滤波频率设置为高于或者低于第一滤波器 51 的滤波频率, 通过第二滤波器 52 获得的目标输出角的相位特性能够不同于通过第一滤波器 51 获得的相位特性。

图 6 是显示在将方向盘 10 转到最大转向角之后, 驾驶员将其手放开方向盘 10 使其转回中间位置时, 本实施例的转向控制结果和未进行振动减小控制的转向控制结果之间的比较图。图中, θ_{pm3} 显示不含振动减小控制的转向控制期间目标输出角随时间的变化, θ_{p3} 显示不含振动减小控制的转向控制期间真实输出角随时间的变化。另一方面, θ_{pm4} 显示本实施例的转向控制期间目标输出角随时间的变化, θ_{p4} 显示本实施例的转向控制期间真实输出角随时间的变化。

在不含振动减小控制的转向控制中, 当产生振动时, 由于目标输出角和真实输出角之间的相位关系促进共振, 因此不能减小振动, 并且结果振动持续很长时间。为防止这种共振, 在本实施例的转向控制期间, 选择性地设置目标输出角的相位特性。因此, 当正发生振动时, 能有效即时地衰减振动。与第一实施例类似, 在外力作用在转向系的转向机构上并且因而未达到平衡点的情况下, 即进行振动减小控制的条件之一得不到满足时, 进行常规控制, 从而不会降低位置控制的精度和转向响应性。因此, 本实施例的转向控制设备改善了总体转向感。

图 7 是显示包括根据本发明的第三实施例的车辆转向控制设备的转向系的结构示意图, 图 8 是显示转向控制设备的框图。如图 7 所示的第三实施例中的转向系与图 1 和图 4 所示的那些转向系不同, 区别在于去除了扭矩传感器 31 并且设置了用于检测供给到马达 21 的电流的马达电流传感器 24。

如图 8 所示, 转向控制单元 4b 基本上具有与第一实施例中的转向控

制单元 4 相同的结构。如前所述，在图 2 所示的转向系中，扭矩传感器 31 检测通过外力施加到转向系的转向机构的输入扭矩 T ，并且来自扭矩传感器 31 的输出直接输入到工作扭矩估计部分 42 和平衡检测部分 44。与此相反，在图 8 所示的第三实施例的转向系中，设置有扭转力估计部分 25，其接收从马达电流传感器 24 输出的电流值 I_r 并基于该电流值估计输入扭矩 T 。

在图 7 的转向系中，方向盘 10 不接收马达 21 产生的扭矩。因此，利用方程 (2) 估计作用在输入轴 11 上的扭转力，该方程以马达 21 和齿轮机构 20 的惯性矩 I_m 以及粘滞摩擦系数 C_m 作为因子。

$$T = KmGmI_r - I_m \frac{d^2\theta_p}{dt^2} - C_m \frac{d\theta_p}{dt} \quad \dots (2)$$

K_m 表示马达 21 的扭矩常量， G_m 表示可变转向传动比控制机构的传动比。通过将方程 (2) 的结果代入方程 (1) 可以估计由驾驶员施加的工作扭矩。

第三实施例能够获得与第一实施例类似的效果和优点。根据第三实施例的转向控制设备例如可有利地应用于液力转向装置。另一方面，根据第一实施例的转向控制设备可有利地应用于电力转向装置。

可变转向传动比控制机构不局限于上述装置，而是可以构造为例如如图 9 所示输入轴直接接收来自电动马达的扭矩。在这种情况下，由于转向系的运动方程不同于上述实施例的方程，因此使用不同的计算方法来估计驾驶员的工作扭矩和输入扭矩。然而，基本概念相同。

尽管本发明已参考其优选实施例进行了说明，但是要理解，本发明不局限于所披露的实施例或构造。相反，本发明意图包含各种修改和等同结构。此外，尽管按各种组合和结构显示了所公开的发明的各种元件，但是包括或多或少或者只有单个元件的其它组合和结构也在本发明的实质和范围之内。

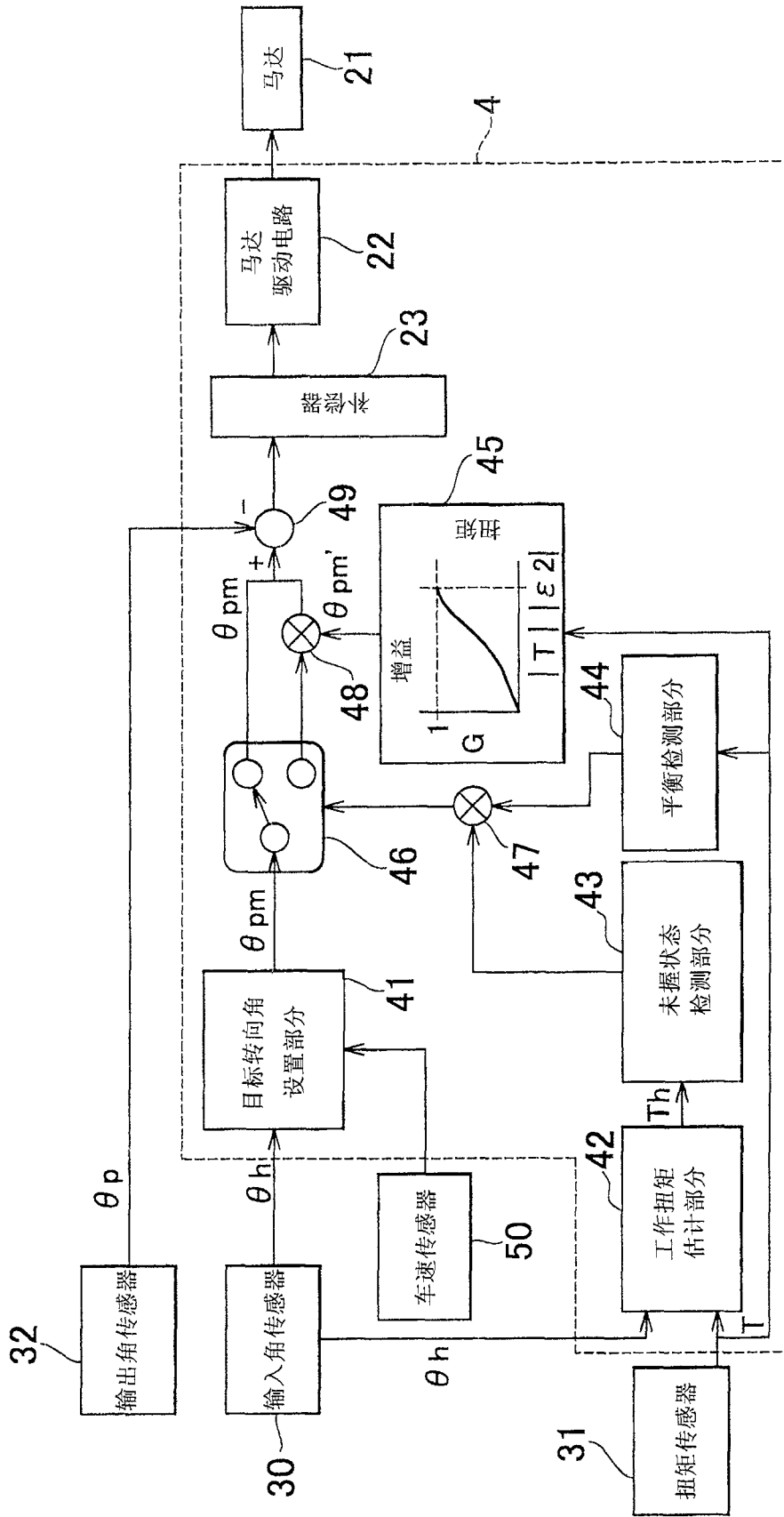


图2

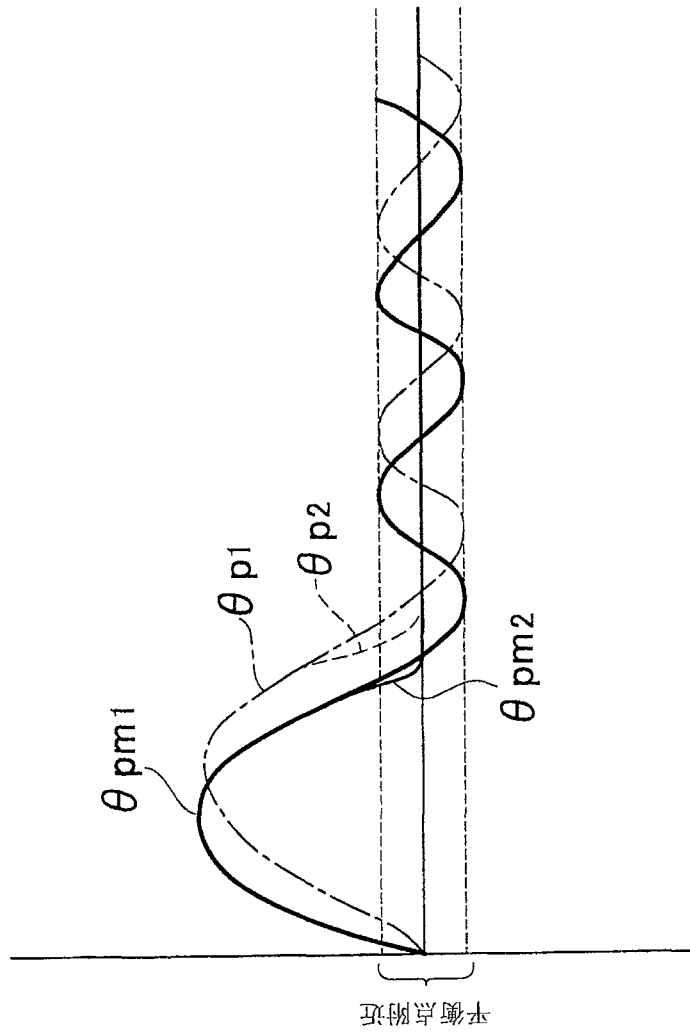


图3

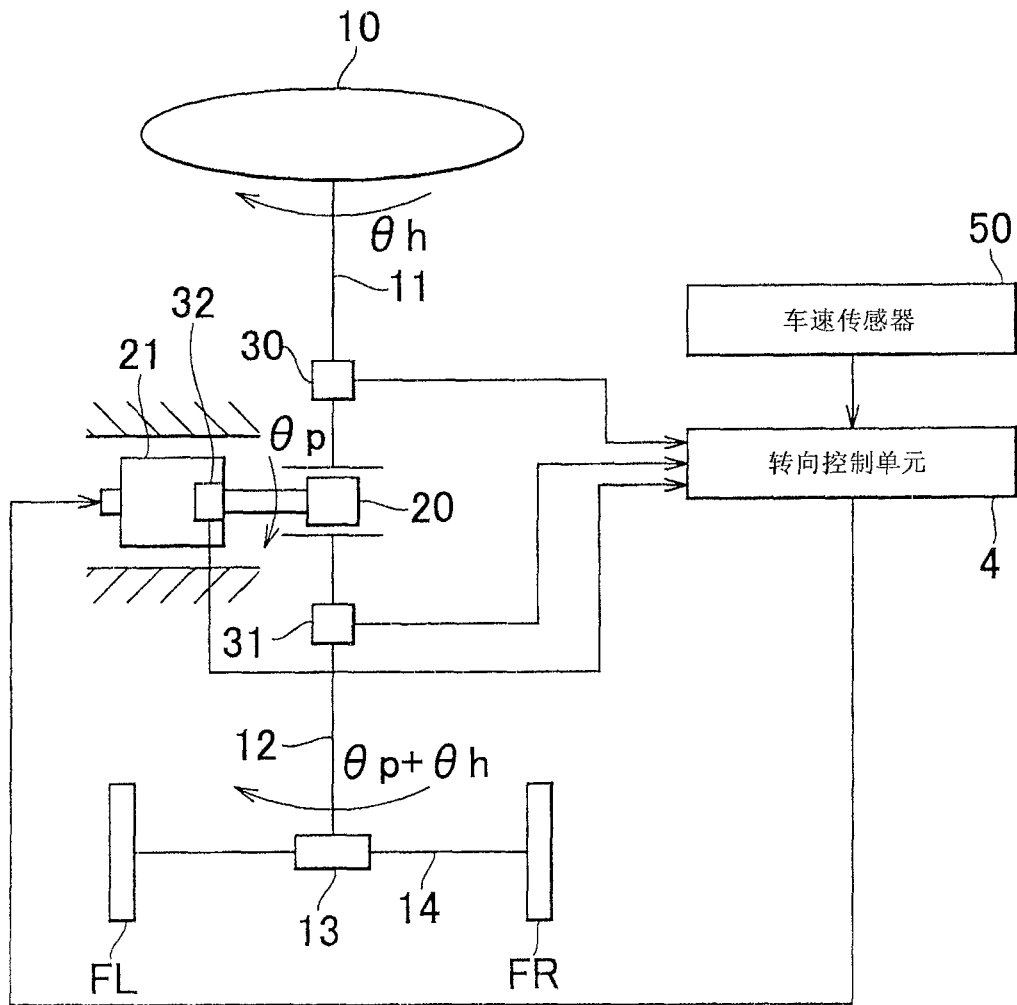


图4

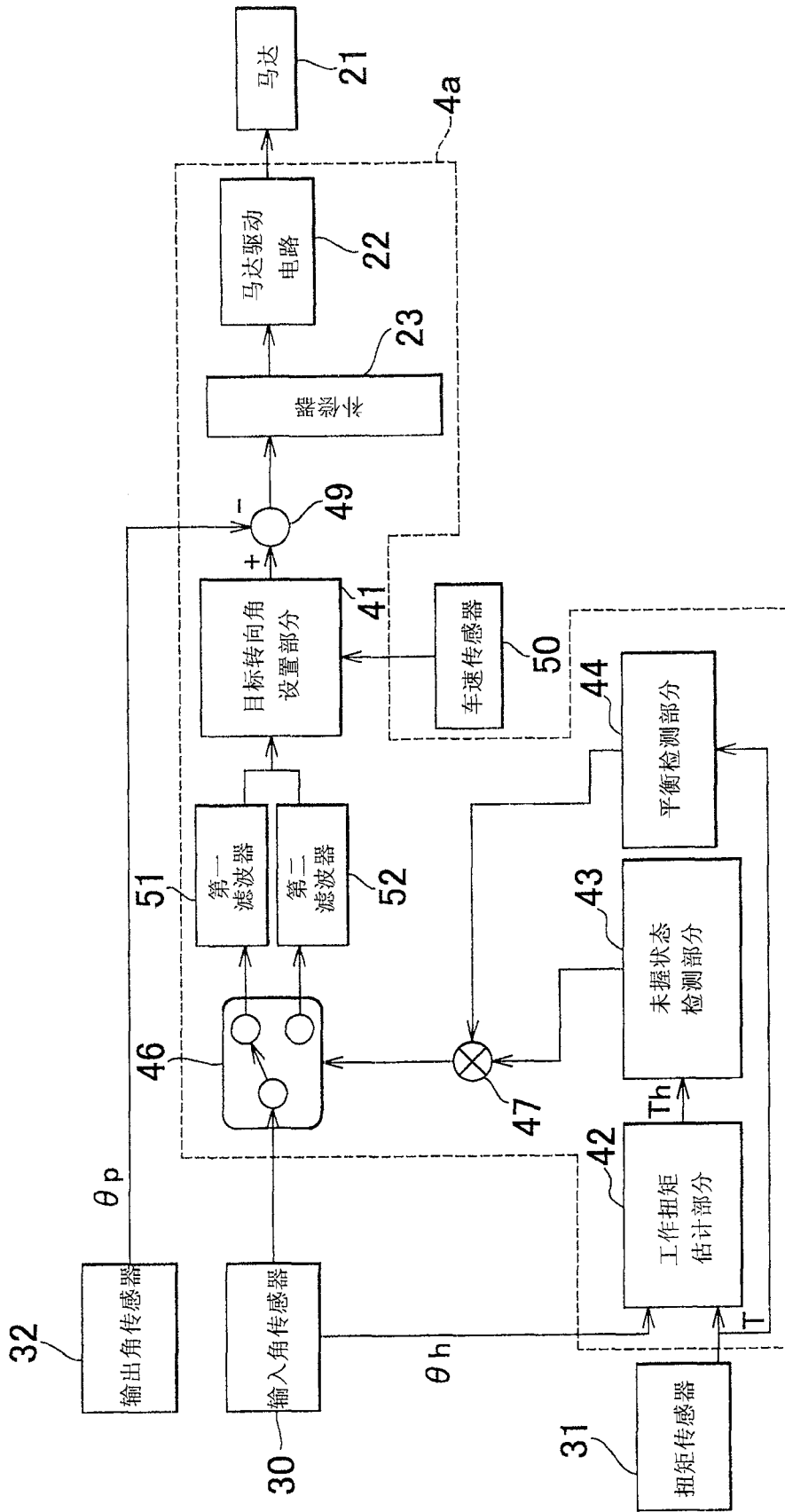


图5

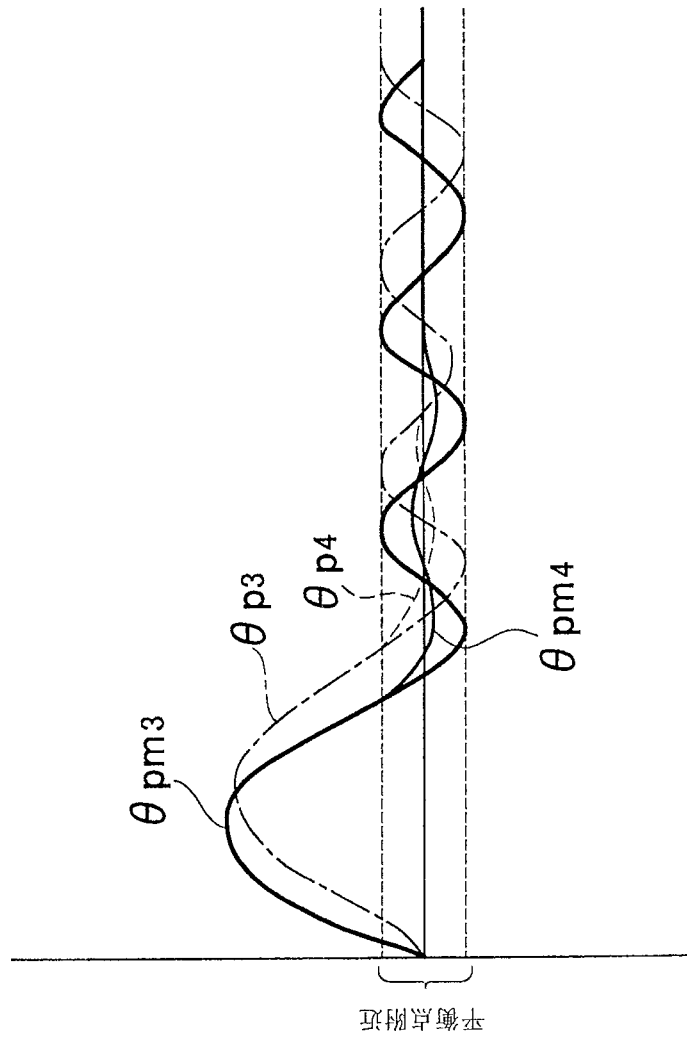


图6

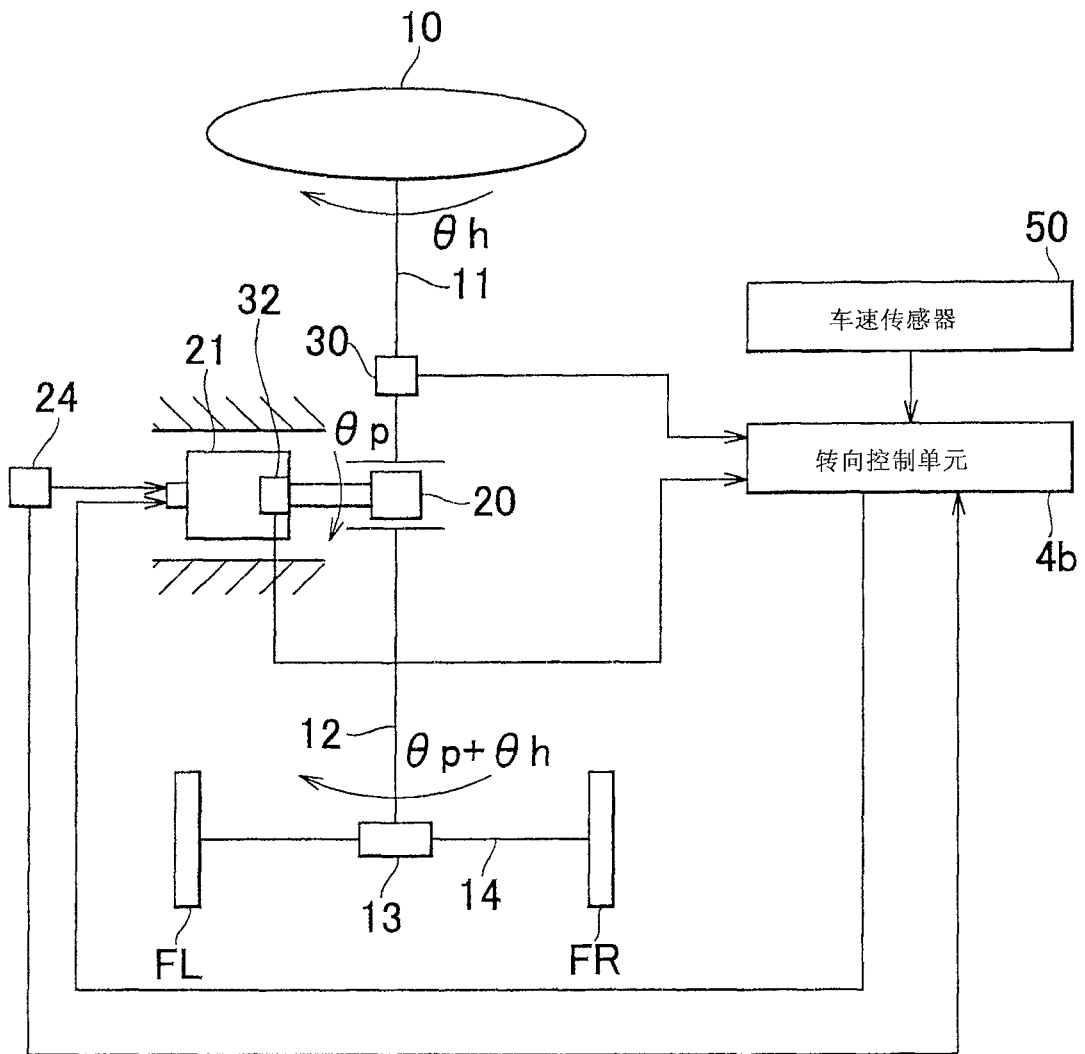
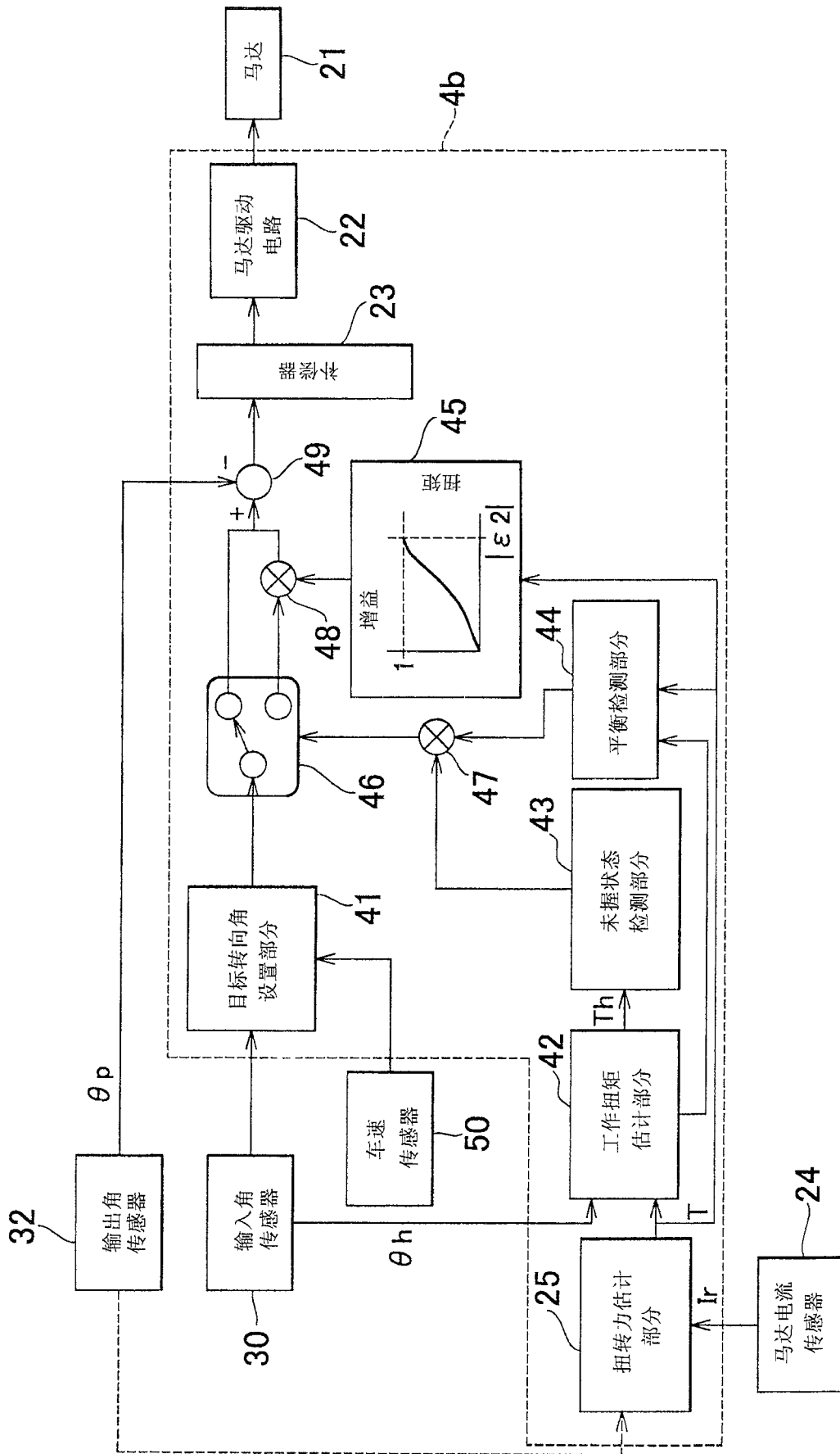


图7



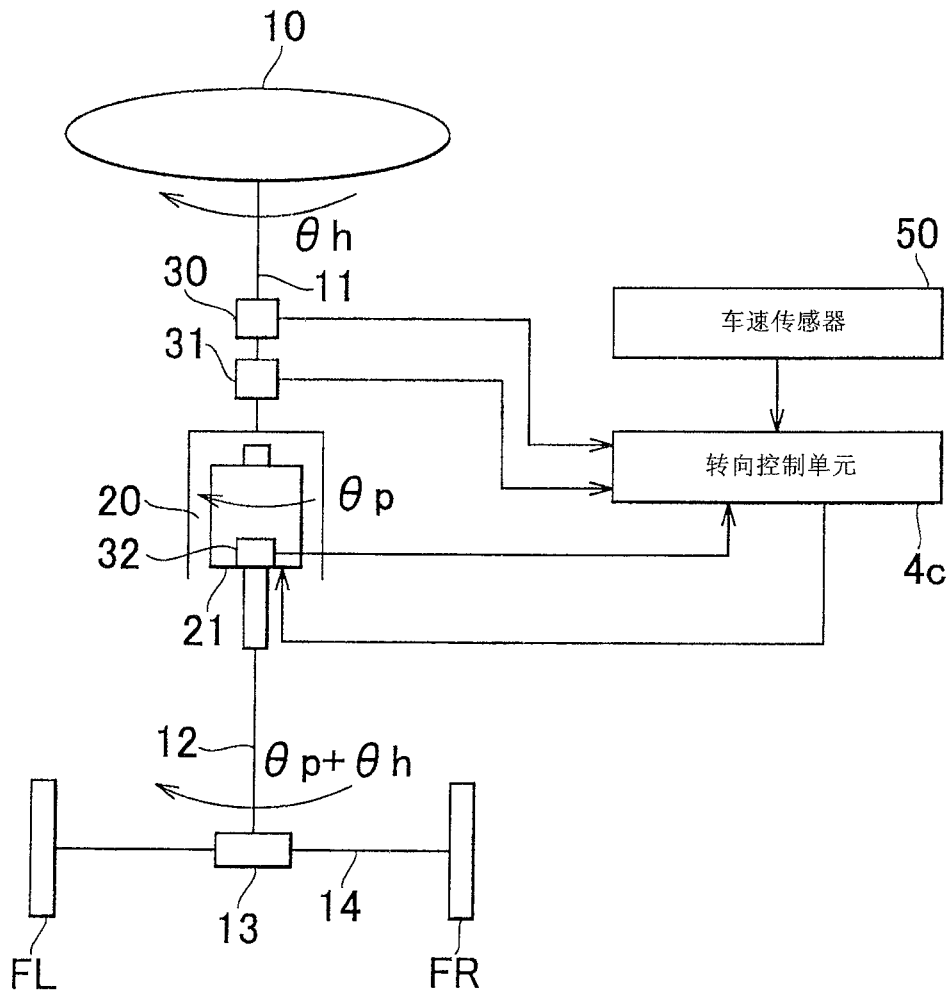


图9