

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102300729 A

(43) 申请公布日 2011. 12. 28

(21) 申请号 200980155978. 2

M. 克诺普 O. 瓦格纳

(22) 申请日 2009. 12. 28

(74) 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001

(30) 优先权数据

代理人 李永波 梁冰

102009000572. 2 2009. 02. 03 DE

102009027939. 3 2009. 07. 22 DE

(51) Int. Cl.

(85) PCT申请进入国家阶段日

B60G 17/016(2006. 01)

2011. 08. 02

B60G 17/018(2006. 01)

(86) PCT申请的申请数据

B60G 17/08(2006. 01)

PCT/EP2009/067965 2009. 12. 28

(87) PCT申请的公布数据

W02010/089007 DE 2010. 08. 12

(71) 申请人 罗伯特·博世有限公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 S. 比特纳 I. 杜尔德维克

R. 伯克 R. 桑金 A. 哈贝尼希特

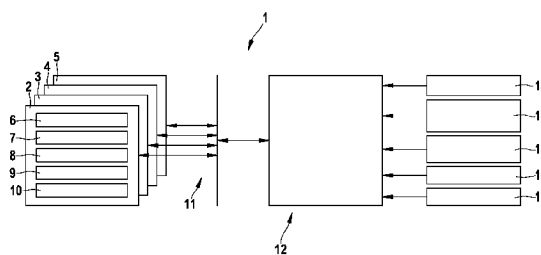
权利要求书 2 页 说明书 15 页 附图 11 页

(54) 发明名称

用于对机动车进行行车平衡调节的方法及用于实施的装置

(57) 摘要

本发明涉及用于对机动车进行行车平衡调节的一种方法和一种装置,所述机动车具有至少一个支撑着机动车车身的设有至少一个减震器的车轮悬架,所述减震器则具有能够在硬度方面调节的拉力级和能够在硬度方面调节的压力级,其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷来说改变尤其提高所述压力级的硬度,并且对于所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的拉力负荷来说额外地改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷来说改变尤其提高所述拉力级的硬度,并且对于所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的压力负荷来说额外地改变尤其提高所述压力级的硬度。



1. 用于对机动车进行行车平衡调节的方法,所述机动车具有至少一个支撑着机动车车身的设有至少一个减震器的车轮悬架,所述减震器则具有能够在硬度方面调节的拉力级和能够在硬度方面调节的压力级,其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷来说改变尤其提高所述压力级的硬度,并且对于所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的拉力负荷来说额外地改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷来说改变尤其提高所述拉力级的硬度,并且对于所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的压力负荷来说额外地改变尤其提高所述压力级的硬度。

2. 按权利要求 1 所述的方法,其特征在于,所述减震器具有至少一个用于对压力级的硬度进行调节的第一阀和至少一个用于对拉力级的硬度进行调节的第二阀,并且其中在所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的压力负荷之前切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度并且在进行压力加荷的过程中额外地切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者在所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷之前切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度并且在进行拉力加荷的过程中切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度。

3. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,在为了调节所述减震器的硬度而切换所述第一阀和 / 或第二阀时考虑到机动车车身的总体的运动和 / 或所述减震器的局部的运动。

4. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,根据机动车的转向盘转角、制动踏板位置、加速踏板位置、额定加速度、额定转矩和 / 或至少一个实际状态参量来估计可预料的总体的运动。

5. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,根据制动踏板位置和 / 或加速踏板位置来确定触发总体的运动的制动过程或加速过程。

6. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,在制动过程中在机动车停止之前切换机动车的后轴上的减震器的相应第一阀和机动车的前轴上的减震器的相应第二阀用于提高所述硬度,并且在达到停止状态时额外地切换机动车的后轴上的减震器的第二阀和机动车的前轴上的减震器的第一阀用于提高所述硬度。

7. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,根据转向盘转角来估计触发总体的运动的转弯行驶。

8. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,在开始转弯行驶时切换至少一个在弯道中处于外面的减震器的第一阀和至少一个在弯道中处于里面的减震器的第二阀,用于提高所述硬度,并且在进行转弯行驶时切换至少一个在弯道中处于外面的减震器的第二阀和至少一个在弯道中处于里面的减震器的第一阀,用于提高所述硬度。

9. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,在超过能够确定的阈值时才切换第一阀和 / 或第二阀用于提高所述硬度。

10. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,如果在特定的时段里没有达到所述阈值,则切换第一阀和 / 或第二阀用于降低所述硬度。

11. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,借助于至少一种减震器压力来确定所述局部的运动。

12. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,所述局部的运动是在减震器的固定点上进行的垂直运动。

13. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,所述局部的运动从减震器力和/或压差中尤其在重视减震器的特性曲线的情况下来计算。

14. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,所述减震器力和/或压差从减震器的上室中的压力和减震器的下室中的压力中确定。

15. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,所述减震器是单管减震器并且尤其对其减震器位移进行估计。

16. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,针对高频份额对所述局部的运动进行分析并且/或者针对低频的份额对所述总体的运动进行分析。

17. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,从所述局部的运动和所述总体的运动中分别确定用于所述压力级和用于所述拉力级的减震器硬度。

18. 按前述权利要求中任一项所述的方法,其特征在于,将来自局部的运动的减震器硬度和来自总体的运动的减震器硬度合并为总减震器硬度。

19. 用于对机动车(61)进行行车平衡调节的装置,尤其用于实施按前述权利要求中的一项或多项所述的方法,其具有至少一个支撑着机动车车身(62)的设有减震器(2、3、4、5)的车轮悬架,所述减震器则具有能够在硬度方面调节的拉力级和能够在硬度方面调节的压力级,其中对于所述减震器(2、3、4、5)的通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷来说改变尤其提高所述压力级的硬度,并且对于所述减震器(2、3、4、5)的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的拉力负荷来说额外地改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中对于所述减震器(2、3、4、5)的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷来说改变尤其提高所述拉力级的硬度,并且对于所述减震器(2、3、4、5)的通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的压力负荷来说额外地改变尤其提高所述压力级的硬度。

20. 按权利要求19所述的装置,其特征在于,所述减震器(2、3、4、5)具有至少一个用于对压力级的硬度进行调节的第一阀和至少一个用于对拉力级的硬度进行调节的第二阀,其中在所述减震器(2、3、4、5)的通过所述特定的机动车车身运动产生的压力负荷之前切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度并且在进行压力加荷的过程中额外地切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者在所述减震器(2、3、4、5)的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷之前切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度并且在进行拉力加荷的过程中切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度。

21. 按前述权利要求中任一项所述的装置,其特征在于,所述减震器(2、3、4、5)具有分析单元(7)和/或至少一个压力测量装置(6)并且/或借助于所述分析单元(7)能够调节所述减震器(2、3、4、5)的至少一个阀(10)。

22. 按前述权利要求中任一项所述的装置,其特征在于,所述分析单元(7)通过数据总线(11)与机动车的既存的对总体的运动进行估计的控制仪(12)相连接。

## 用于对机动车进行行车平衡调节的方法及用于实施的装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于对机动车进行行车平衡调节的方法,所述机动车具有至少一个支撑着机动车车身的设有减震器的车轮悬架。

[0002] 此外,本发明涉及一种用于对机动车进行行车平衡调节尤其用于实施提到的方法的装置,其中所述机动车的至少一个车轮悬架具有能够调节的减震器。

### 背景技术

[0003] 用于对机动车进行行车平衡调节的方法从现有技术中为人所知。比如从 DE 41 120 04 C2 中公开了一种用于对机动车的能够在其减振特性方面调节的减震器进行触发的方法。所述减震器为此目的具有能够为调节减振特征而调节的阀,其中为了对机动车的性能进行优化而有待在减振特征之间实行的转换依赖于减震器是受到压力负荷还是受到拉力负荷。在此如此调节所述减震器的硬度也就是说减振程度,使得机动车车身的运动得到缓冲。

### 发明内容

[0004] 按本发明设置了至少一个支撑着机动车车身的具有减震器的车轮悬架,所述减震器具有能够在硬度方面调节的拉力级和能够在硬度方面调节的压力级,其中对于通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷来说改变尤其提高所述压力级的硬度,并且对于通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的拉力负荷来说额外地改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中对于通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷来说改变尤其提高所述拉力级的硬度,并且对于通过所述特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的压力负荷来说额外地改变尤其提高所述压力级的硬度。由此设置了一种减震器,该减震器构造为二级的结构并且其不同的级也就是压力级和拉力级在不依赖于彼此的情况下在其硬度方面或者说在其减振程度方面得到调节。所述压力级和拉力级在此根据特定的机动车车身运动在其硬度方面得到调节,其中在机动车车身运动的第一阶段中首先仅仅对所述级之一在其硬度方面进行调节并且随后在所述机动车车身运动的紧随其后的阶段中对第二个级在其硬度方面进行调节。由此所述减震器可以在相应的机动车车身运动阶段中(压力负荷或者拉力负荷)最佳地进行工作。尤其在机动车车身运动后面跟随的机动车车身返回运动可以独立地得到缓冲。所述特定的机动车车身运动尤其可以通过制动过程和/或通过转弯行驶引起的机动车车身运动。

[0005] 有利的是,所述减震器具有至少一个用于对压力级的硬度进行调节的第一阀和至少一个用于对拉力级的硬度进行调节的第二阀,其中在所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的压力负荷之前切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度并且在随后进行的压力加荷的过程中额外地切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中在所述减震器的通过所述特定的机动车车身运动产生的拉力负荷之前切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度并且在随后进行的拉力加荷的过程中

切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度。对于这样的减震器来说,总是在相应的无作用力的空行程中进行减震器硬度或者说减振程度的调节。由此所述调节指令或者分配给相应的级的阀的切换只有在未加荷的状态中切换所述阀时才实现其作用。在此,所述第一阀用于所述减震器的压力级的硬度并且所述第二阀用于调节其拉力级的硬度。在减震器的所预料的将会通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷之前,按本发明切换所述第一阀用于提高所述压力级的硬度,并且而后如果在实际上通过机动车车身运动进行压力加荷,则切换所述第二阀用于提高所述拉力级的硬度。所述减震器的压力负荷与拉力负荷之间的转换在机动车车身运动之后也预料到机动车车身返回运动时有规律地出现。为了提高相应的减振程度还在进行减震器的压力加荷之前切换所述第一阀并且在进行减震器的压力加荷的过程中额外地切换所述第二阀,由此所述减震器可以在压力加荷的过程中并且在拉力加荷的过程中最佳地工作。尤其所述机动车车身返回运动可以在不依赖于机动车车身运动的情况下得到缓冲。相应地按本发明在所述减震器的通过所预料的机动车车身运动产生的拉力负荷之前切换所述第二阀用于提高拉力级的硬度并且在进行拉力加荷的过程中切换所述第一阀用于提高压力级的硬度。在所述机动车车身运动的过程中给所述减震器加载压力负荷还是加载拉力负荷基本上依赖于激发类型并且依赖于所述减震器在机动车上的布置或者说具有所述减震器的车轮悬架在机动车上的布置。

[0006] 在为了调节减震器的硬度而切换所述第一阀和 / 或第二阀时有利地考虑到机动车车身的总体的运动和 / 或减震器的局部的运动。所述减震器的局部的运动主要是指通过路面不平度所激发的运动。这样的运动通常以较高的偏移频率来出现。相反,减震器的总体的运动首先通过机动车的驾驶员的行车干预以及与此相关联的机动车车身运动所引起。所述减震器的总体的运动的特征主要在于与所述局部的运动相比较低的偏移频率。但是,在此当然也存在着相互的作用。因此路面不平度也会激发总体的机动车车身运动并且并且驾驶员的行车干预也会引起减震器的局部的运动。对于有利的方法来说,因而优选确定或者说检测所述减震器的局部的运动和 / 或机动车的总体的机动车车身运动并且在此基础上调节或者说控制和 / 或调整减震器的硬度。所述减震器为此有利地具有为其分配的电子装置,该电子装置具有自身的微型控制器以及连接到共同的数据总线上的接头,从而可以放弃单独的中央控制仪并且取而代之使用底盘区域的既存的控制仪(比如 ESP 控制仪或者底盘工作范围的中央控制仪)并且可以放弃外部的附加传感装置比如垂直加速度传感器或者弹簧行程传感器。所述减震器的局部的运动有利地借助于分配给该减震器的分析单元来分析。所述分析直接在所述减震器上或者说在分配给所述减震器的分析单元中进行。通过这种方式,可以很快地对所述局部的运动的变化作出反应,由此提高减震器的控制和 / 或调节的质量。所述分析单元可以分配给所述减震器或者甚至集成到该减震器中。有利地在机动车的既存的控制仪中对所述总体的运动进行估计。由驾驶员输入操作(Fahrereingaben)比如制动或者转向引起的总体的运动必须得到估计,因为否则所述减震器的控制和 / 或调节由于机动车车身的所测量的运动数据会始终滞后于实际的要求。用车身运动传感器进行的识别以及通过信号传输和处理引起的延时为此太慢了。在估计所述总体的运动时,可以测定一些参量比如车身的摆动角、摆动率和 / 或摆动加速度、俯仰角、俯仰率和 / 或俯仰加速度。所述估计可以前瞻性地进行,从而确定特定的可预料的机动车车身运动。

[0007] 有利地根据机动车的转向盘转角、制动踏板位置、加速踏板位置、额定加速度、额

定转矩和 / 或至少一个实际状态参量来估计可预料的总体的运动。所提到的参量是通过驾驶员直接引起的并且能够容易地检测到的参量。尤其对转向盘转角、主制动缸中的压力、通过驾驶员协助系统(比如自适应巡航控制系统 :ACC)引起的制动操纵的要求、所要求的发动机力矩(额定转矩)以及换挡的存在情况进行分析。信号通常已经存在于行车稳定系统比如上面提到的 ESP 中。额定加速度不仅可以涉及机动车的纵向加速度而且可以涉及其横向加速度并且同样可以通过驾驶员协助系统来检测和 / 或测定。偏转比率的测定也是有利的并且比如可以从转角中来确定。

[0008] 根据本发明的一种改进方案,根据制动踏板位置和 / 或加速踏板位置来确定或者说估计触发总体的机动车车身运动的制动或加速过程。从制动踏板位置中获得机动车的负的额定加速度并且从加速踏板位置中获得机动车的正的额定加速度,其中所述负的额定加速度(= 减速)也可以通过制动压力来确定。通过制动过程产生机动车车身的围绕着横向轴线的俯仰运动。借助于上面所描述的方法可以在制动过程中相应地对机动车车身运动进行缓冲。随着制动开始,也就是说一旦通过制动踏板位置识别出制动愿望,那就切换前轴上的减震器的第一阀(压力级)和后轴上的减震器的第二阀(拉力级)用于提高所述硬度或者说减振程度。由此在进行制动的过程中机动车车身的前倾运动得到缓冲。如果实施制动过程直到机动车停止,那么机动车车身在机动车停止之后随后后仰。因此在制动过程中就在机动车停止之前切换机动车的后轴上的减震器的第一阀(压力级)和机动车的前轴上的减震器的第二阀(拉力级)用于提高所述硬度,而借助于相应的第二阀将后轴上的减震器的拉力级并且借助于相应第一阀将前轴上的减震器的压力级切换到其相应的正常状态中。所预料的机动车车身运动在这种情况下在机动车停止时是机动车的后仰。如上面所描述的一样,而后有利地如此切换所述第一阀和第二阀,从而提高了后轴上的减震器的压力级的减振程度以及前轴上的拉力级的减振程度。根据上面所描述的有利的用于进行行车平衡调节的方法,而后在达到停止状态时也就是在机动车车身的后仰运动的过程中额外地切换机动车的后轴上的减震器的第二阀及其前轴上的减震器的第一阀用于提高所述硬度。换句话说,对于跟随在所述后仰运动之后进行的机动车车身返回运动来说额外地提高后轴上的减震器的拉力级的减振程度和前轴上的减震器的压力级的减振程度。如果机动车车身由此在已经得到缓冲的后仰运动之后返向前倾,那么同样在得到缓冲的情况下进行所述返回前倾。总之因此有利地 a)随着制动开始提高前轴上的压力级的硬度和后轴上的拉力级的硬度,b)就在机动车停止之前提高前轴上的拉力级的硬度和后轴上的压力级的硬度,c)在机动车车身在停止之后后仰的过程中提高剩余的压力级及拉力级的硬度并且 d)在俯仰运动衰减之后将所述减震器的所有压力级和拉力级切换到其正常位置中(正常的减振程度)。其中在 b)过程中有利地将前轴上的压力级的和后轴上的拉力级切换到其正常状态中。由此在制动到停止状态中之后对机动车车身的开始的俯仰力矩进行抑制并且对由此产生的俯仰振动进行缓冲。在这方面尤其研究机动车的制动压力和纵向速度,其中为此只能使用 ESP 传感装置。通过单个的减震器级(拉力级或者压力级)的调节来产生平衡力矩。因为所述平衡力矩由于减震器的结构设计无法主动地形成,所以所述平衡力矩仅仅作为反作用力矩来起作用。相应的级(拉力级或者压力级)的调节必须在车轮与机动车车身之间的相对运动之前进行,因为所述阀在运动中无法切换。如上面所描述的一样,在此以预测方式将相反的轴的压力级和拉力级调节得更硬。

[0009] 根据本发明的一种改进方案,根据转向盘转角来估计或者确定触发总体的运动的转弯行驶。一旦驾驶员借助于对转向盘转角的调节通过转向盘上的控制干预来进行侧向的线路更改,机动车车身就得到总体的激发。这种激发由于机动车车身的惯性而使其围绕着机动车纵轴线进行旋转运动(摆动)。

[0010] 在通过转向盘转角的改变来开始转弯行驶时切换至少一个在弯道中处于外面的减震器的第一阀和至少一个在弯道中处于里面的减震器的第二阀,用于提高所述硬度。在此因而进行所述减震器的依赖于机动车侧的触发,相反在制动过程中则实施依赖于轴的触发。在进行转弯行驶时也就是在进行机动车车身的摆动运动时,切换至少一个在弯道中处于外面的减震器的第二阀和至少一个在弯道中处于里面的减震器的第一阀,用于提高所述硬度。换句话说,在开始转弯行驶时预料在弯道中处于外面的减震器的压力负荷,并且由此切换所述第一阀用于提高所述压力级的硬度,而在弯道中处于里面的一侧上的减震器的拉力级的硬度得到切换用于提高所述硬度,在所述处于里面的一侧上减震器得到了拉力负荷。在机动车车身返回振动或者说进行机动车车身返回运动之前,同样切换所述减震器的其余的级用于提高所述硬度。由此在转弯行驶过程中将机动车车身的摆动运动降低到最低限度并且提高行驶舒适性。

[0011] 根据本发明的一种有利的改进方案,只有在超过能够确定的与减震器的负荷有关的阈值时才切换所述第一阀和 / 或第二阀用于提高所述硬度。由此防止所述减震器的拉力级和 / 或压力级在仅仅出现较小的偏移时就已经在其减振程度上得到调节。

[0012] 尤其由此防止所述减震器的较小的对于整个机动车车身来说倒不如能够忽略的局部的偏移或者说运动始终导致所述硬度的调节。

[0013] 如果在特定的时段里没有达到所述阈值,则有利地切换所述第一阀和 / 或第二阀用于降低所述硬度。由此将所述减震器又返回切换到其原始位置。

[0014] 本发明的一种改进方案规定,根据至少一种减震器压力来确定所述局部的运动。因而在所述减震器上设置了一些器件,用于确定至少一种减震器压力。比如可以在分配给所述减震器的分析单元中对所述减震器压力进行分析,用于确定所述局部的运动。在此也可以对所述减震器压力的(相对的)变化进行分析。

[0015] 本发明的一种改进方案规定,所述局部的运动是在所述减震器的固定点上进行的垂直运动。所述减震器的固定点表明相应的部位,在该部位上所述减震器固定在机动车上尤其固定在机动车的车身上。在此仅仅对垂直速度进行研究。所有其它的速度分量都省略或者算入所述垂直速度中。

[0016] 本发明的一种改进方案规定,所述局部的运动从减震器力和 / 或压差中尤其在重视减震器的特性曲线的情况下来计算。因而首先要确定减震器力和 / 或压差。这比如可以通过所述减震器的多种压力的测定来进行,其中有利的是测定所述减震器的压力级中的压力及其拉力级中的压力。所述局部的运动,这通过减震器速度来描述 - 也就是说减震器活塞与减震器管之间的相对速度 - 可以借助于减震器特性曲线的反演从减震器力中或者从压差中来确定,其中使用属于当前的阀位置的特性曲线。也可以使用所提到的计算方法的组合。

[0017] 本发明的一种改进方案规定,确定所述减震器力和 / 或由减震器的上室中的压力和减震器的下室中的压力构成的压差。因而设置了一些器件,用于不仅确定拉力级中而且

确定压力级中的减震器压力。在此所述上室中的压力相当于所述拉力级的压力并且所述下室中的压力相当于所述压力级的压力。

[0018] 本发明的一种改进方案规定,所述减震器是单管减震器并且尤其对其减震器位移进行估计。对于单管减震器来说,可以在不依赖于减震器力和减震器速度的情况下来估计减震器位移。为此对由于活塞杆挤入到减震器中随弹簧弹跳行程增加而上升的压力的平均的压力进行分析。体积补偿对于单管减震器来说通过气体体积来进行,在此气体体积减少了挤入的活塞杆的体积。

[0019] 本发明的一种改进方案规定,针对高频的份额对所述局部的运动进行分析并且/或者针对低频的份额对所述总体的运动进行分析。所述高频的份额比如是处于车轮固有频率也就是大约 10 到 15Hz 的范围内的频率,而低频的份额则是处于机动车的车身的固有频率的范围内的频率。后者大约处于 1 到 2Hz 的范围内的。为此目的,可以设置至少一个滤波器,该滤波器对于所述局部的运动来说仅仅让高频的份额通过并且/或者对于所述总体的运动来说仅仅让低频的份额通过。

[0020] 本发明的一种改进方案规定,从所述局部的运动和总体的运动中分别确定用于压力级和用于拉力级的减震器硬度。分开地为所述总体的运动和所述局部的运动来确定所述减震器硬度。为此目的,设置了若干分析路径。一条分析路径用于所述局部的运动并且另一条分析路径用于所述总体的运动。从这两条分析路径中分别产生用于所述压力级和用于所述拉力级的减震器硬度。

[0021] 本发明的一种改进方案规定,将来自所述局部的运动的减震器硬度和来自所述总体的运动的减震器硬度合并为总减震器硬度。也就是在确定不仅用于所述局部的运动而且用于所述总体的运动的减震器硬度之后,将这些减震器硬度合并为总减震器硬度。在此有利地分开地处理用于拉力级和压力级的减震器硬度和/或总减震器硬度。所述减震器硬度通常是处于 0 到 1 的范围内的数值,其中 0 代表着很软并且 1 代表着很硬。

[0022] 本发明的一种改进方案规定,根据所述总减震器硬度来调节所述减震器。如此控制和/或调节所述减震器,使得其根据特定的总减震器硬度来表现。因而不是仅仅按照用于所述局部的运动的减震器硬度或者用于所述总体的运动的减震器硬度而是根据这两个数值的组合来调节所述减震器。

[0023] 按本发明的装置的突出之处在于至少一个支撑着机动车车身的具有减震器的车轮悬架,所述减震器具有能够在硬度方面调节的拉力级和能够在硬度方面调节的压力级,其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷来说改变尤其提高所述压力级的硬度,并且对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的拉力负荷来说额外地改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者其中对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷来说改变尤其提高所述拉力级的硬度,并且对于所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的紧接着跟随的压力负荷来说额外地改变尤其提高所述压力级的硬度。

[0024] 所述减震器有利地具有至少一个用于调节压力级的硬度的第一阀和至少一个用于调节拉力级的硬度的第二阀,其中在所述减震器的通过特定的机动车车身运动产生的压力负荷之前切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度并且在进行压力加荷的过程中额外地切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度,或者在所述减震器的



通过特定的机动车车身运动产生的拉力负荷之前切换所述第二阀用于改变尤其提高所述拉力级的硬度并且在进行拉力加荷的过程中切换所述第一阀用于改变尤其提高所述压力级的硬度。

[0025] 本发明的一种改进方案规定,所述减震器具有一个分析单元和 / 或至少一个压力测量装置并且 / 或者能够借助于所述分析单元来调节所述减震器的至少一个阀的输出级。所述分析单元、压力测量装置 - 也就是用于测量压力的器件 - 以及所述阀与分配给所述阀的输出级一起分配给所述减震器并且 / 或者集成在该减震器上。

[0026] 本发明的一种改进方案规定,所述分析单元通过数据总线与机动车的既存的对所述总体的运动进行估计的控制仪相连接。所述控制仪是机动车的已经存在的控制仪比如 ESP 控制仪或者底盘工作范围的中央控制仪。借助于这台控制仪对所述总体的运动进行估计,也就是说未设置单独的用于所述用于进行行车平衡调节的装置的中央控制仪。所述减震器的分析单元通过数据总线与这台控制仪相连接,从而可以在其之间进行数据交换。这些数据比如包括减震器硬度和总减震器硬度和 / 或用于减震器的局部的运动和 / 或机动车的总体的运动的数值。

#### 附图说明

[0027] 下面在不限制本发明的情况下借助于在附图中示出的实施例对本发明进行详细解释。附图示出如下:

图 1 是用于对机动车进行行车平衡调节的装置或者说方法的示意图;

图 2 是所述装置和方法的功能结构,

图 3 是比如可以与所述方法和 / 或装置一起使用的单管减震器,

图 4 是用于从图 2 中获知的功能结构的方框的流程图,

图 5 是用于所述功能结构的另一个方框的流程图,

图 6A 和 B 是在俯仰运动时有利的方法的一种示意性的实施例,

图 7 是状态自动装置的方框图,

图 8 是用于在俯仰过程中实施所述方法的方框图,

图 9 是用于在摆动运动时实施所述方法的实施例,并且

图 10 是用于在摆动过程中实施所述方法的方框图。

#### 具体实施方式

[0028] 图 1 示出了比如可以用在按本发明的方法和 / 或按本发明的装置中的系统结构 1。在此设置了四个减震器 2、3、4 和 5,其中每个减震器分配给机动车的一个车轮(未示出)。所述减震器 2、3、4 和 5 设置在所述机动车的车轮与车身之间,也就是是车轮悬架(同样未示出)的组成部分。每个调节减震器都拥有压力传感器 6、微处理器 7、两个输出级 8,借助于所述输出级 8 可以相应地操纵阀驱动装置 9 并且通过所述阀驱动装置 9 可以操纵阀 10。所述压力传感器 6、输出级 8、阀驱动装置 9 和阀 10 中的每一个都分别分配给所述减震器 2 的一个拉力级和一个压力级。所述压力传感器 6 中的一个因而用于测定所述压力级中的压力,而所述压力传感器 6 中的另一个则用于测定所述拉力级中的压力。借助于输出级 8、阀驱动装置 9 和阀 10 可以相应地调节所述减震器 2 的压力级和 / 或拉力级的硬度。

[0029] 所述输出级 8 在此由所述微处理器 7 来触发,所述微处理器 7 不仅分析所述压力传感器 6 的信号,而且通过数据总线 11 与机动车的既存的控制仪 12 相连接并且与其交换数据。所述控制仪 12 比如是 ESP 控制仪。所述控制仪 12 额外地从转向角传感器 13、用于测定偏转率和 / 或横向加速度的传感器和 / 或用于测定制动缸(未示出)中的压力的压力传感器 15 处接收数据。

[0030] 此外,所述控制仪从发动机控制系统 16 和变速器控制系统 17 处得到数据。所述发动机控制系统 16 比如可以提供所要求的发动机力矩和 / 或机动车的驱动机组的当前的转速。所述变速器控制系统 17 比如向所述控制仪 12 通报,挂入了哪个挡位以及当前是否实施换挡。

[0031] 借助于所述控制仪 12 可以确定所述总体的运动或者说机动车车身运动并且从所述总体的运动中确定减震器硬度。所述减震器 2、3、4 或者 5 的微处理器 7 尤其从所述压力传感器 6 的数据中确定所述局部的运动并且从该局部的运动中同样计算减震器硬度。来自所述总体的运动的减震器硬度由所述控制仪 12 通过数据总线 11 传输给所述微处理器 7。该微处理器 7 从用于所述局部的运动的减震器硬度和用于所述总体的运动的减震器硬度中确定总减震器硬度。随后借助于输出级 8、阀驱动装置 9 和阀 10 在所述减震器 2、3、4 或者 5 上调节这个总减震器硬度。在此相应地为所述减震器 2、3、4 或者 5 的拉力级和压力级确定所述减震器硬度或者说总减震器硬度。每个减震器 2、3、4、5 的压力传感器 6、微处理器 7、输出级 8、阀驱动装置 9 和阀 10 分配给相应的减震器 2、3、4 或 5,也就是说减震器局部所具有的装置。相反,所述控制仪 12 设置用于分析机动车的总体的运动并且是中心的组成部分。因此,所述总体的运动也可以称为中心的运动。减震器 2 设置在机动车上的左前方,减震器 3 设置在右前方,减震器 4 设置在左后方并且减震器 5 设置在右后方。

[0032] 图 2 示出了可以设置在按本发明的方法或者说按本发明的装置中的功能结构 18。所述机动车或者说其车轮和车身通过方块 19 来表示。若干影响因素比如驾驶员 - 通过方块 20 来表示 - 以及路面 - 通过方块 21 来表示 - 作用于所述机动车。相应的影响通过箭头 22 和 22' 来表示。所述机动车的车轮和车身与所述减震器 2、3、4 和 5 处于相互作用之中,所述减震器 2、3、4 和 5 通过方块 23 来示出,其中所述相互作用通过箭头 24 来表示。所述方块 23 因而表示通过机动车的驾驶员所引起的影响,而方块 21 则描绘了路面影响。在第一功能块 25 中,将驾驶员的影响(方块 20)用于估计所述总体的运动或者说机动车车身运动。这根据从所述转向角传感器 13、传感器 14、压力传感器 15、发动机控制系统 16 和 / 或变速器控制系统 17 向所述控制仪 12 提供的数据来进行。

[0033] 预测性的估计是必要的,因为所述总体的运动的极为有效的减震只能在运动本身中进行。用分配给车身的运动传感器进行识别这个过程由于通过信号传输和处理引起的延时而太慢。第一功能块 25 提供总体的运动的参量,比如摆动角、摆动率、摆动加速度和 / 或俯仰角、俯仰率、俯仰加速度和 / 或偏转角、偏转率、偏转加速度。将在第一功能块 25 中估计的参量传输到第二功能块 26 中。在这个第二功能块 26 中,从所估计的参量中确定为所述四个减震器 2、3、4 和 5 的压力级和拉力级调节减震器的要求。比如进行所预测的向右的滚动运动时使机动车的右侧上的减震器 3 和 5 的压力级和机动车的左侧上的减震器 2 和 4 的拉力级硬化。在预测所述滚动运动的回振(返回运动)时,额外地使其它的减震器调节硬化。在进行所预测的前倾运动时,使机动车上的前面的减震器 2 和 3 的压力级和机动车上

的后面的减震器 4 和 5 的拉力级硬化。将所述第一功能块 25 和第二功能块 26 集成到行车稳定系统(比如 ESP)的假定存在的控制仪 12 中或者集成到底盘工作范围的既存的中央控制仪中。由此,现在相应地对所述减震器 2、3、4 和 5 的压力级和拉力级来说存在着来自所述总体的运动的减震器硬度。

[0034] 在第三功能块 27 中确定所述减震器 2、3、4 和 5 的运动以及作用于所述减震器 2、3、4 和 5 的力。这从借助于压力传感器 6 来测定的压力中来进行。在此为所述压力级分配了压力  $p_{oben}$  并且为所述拉力级分配了压力  $p_{unten}$ 。减震器运动比如通过减震器速度和 / 或减震器位移(弹簧弹跳行程)这些参量来描述。在对借助于压力传感器 6 测定的压力进行处理之前,首先对这些压力进行数据整理(aufbereiten),也就是说,可能以一个偏移值对这些压力进行校正和 / 或滤波,用于抑制测量噪声。此外,可以使用压力的监控,用于将错误地测定的压力从接下来的分析中排除出去。减震器力  $F_{Dämpfer}$  可以借助于方程式

$$F_{Dämpfer} = A_{oben} \cdot p_{oben} - A_{unten} \cdot p_{unten}$$

来确定,其中  $A_{oben}$  和  $A_{unten}$  分别是减震器 2 的减震器活塞的上面和下面的横截面面积。

[0035] 减震器速度  $v_D$  也就是减震器 2、3、4 和 5 的减震器活塞与减震器管之间的相对速度可以用两种不同的方法来确定。首先减震器力  $F_D$  可以借助于属于当前的阀位置的减震器特性曲线  $F_D = f_1(v_D, \text{阀 10 的位置})$  的反演来确定。随后减震器速度  $v_D$  借助于方程式

$$v_D = f_1^{-1}(F_D, \text{阀 10 的位置})$$

来计算。

[0036] 同样减震器速度  $v_D$  的计算可以从压差  $\Delta p = p_{oben} - p_{unten}$  借助于属于阀 10 的当前位置的特性曲线来进行。这借助于方程式

$$v_D = f_2(\Delta p, \text{阀 10 的位置})$$

来进行。

[0037] 这两种计算方法可以单个地或者组合地使用。在组合的情况下,仲裁逻辑电路判定,使用哪个数值或者说平均值。如果所述减震器 2、3、4、5 是单管减震器,那也可以不依赖于减震器力和减震器速度来估算减震器位移  $z_{Dämpfer}$ 。为此对平均的压力  $(p_{unten} + p_{oben}) / 2$  进行分析,该平均的压力  $(p_{unten} + p_{oben}) / 2$  由于活塞杆进入到减震器 2、3、4、5 中随弹簧弹跳行程的增加而上升。体积补偿对于单管减震器来说通过气体体积来进行,在此将气体体积减少了挤入的活塞杆的体积。这一点接下来借助于图 3 来解释。借助于合适的估计算法从减震器速度中估计所述减震器 2、3、4、5 的车身侧的固定点上的垂直速度  $v_{Dämpfer}$ 。作为估计方法这里比如卡尔曼滤波器是合适的。下面借助于图 4 来给出关于所述第三功能块 27 的功能的概况。

[0038] 从压力信号中估计的减震器运动参量和 / 或减震器力在第四功能块 28 和第五功能块 29 中得到继续处理。在所述第四功能块 28 中,在所述减震器运动参量和 / 或减震器力的基础上在依赖于路面的情况下确定减震器硬度。这意味着,从所述局部的运动中确定减震器硬度。减震器外部的参量在这种确定过程中不予考虑。调节目标是在处于大约 10 到 15Hz 的范围内的车轮固有振动的频率范围内降低车轮负荷波动并且改进舒适性。作为算法,在此比如考虑选频的触发。下面借助于图 5 示出了所述选频的触发。

[0039] 在第五功能块 29 中,从由所述第三功能块 27 提供的减震器局部的信息中确定关于机动车车身的运动模式也就是关于升降、滚动(摆动)和俯仰运动的信息。合适的用于

机动车车身的运动的描述参量比如是车身的重心中的升降速度  $v_z$ 、滚动率  $dt_{\text{phi}}$  和俯仰率  $dt_{\text{theta}}$ 。集合过程(Aggregation)比如按照方程式

$$v_z = (v_{\text{FL}} + v_{\text{FR}} + v_{\text{RL}} + v_{\text{RR}}) / 4$$

$$dt_{\text{phi}} = (-v_{\text{FL}} + v_{\text{FR}} - v_{\text{RL}} + v_{\text{RR}}) / (2 \cdot b)$$

$$dt_{\text{theta}} = (-v_{\text{FL}} - v_{\text{FR}} + v_{\text{RL}} + v_{\text{RR}}) / (2 \cdot L)$$

来进行。在此  $v_{\text{Dämpfer}}$  表示相应的减震器 2、3、4 和 5 的车身侧的固定点上的垂直速度， $b$  表示轮距并且  $L$  表示轴距。FL 代表着左前减震器，FR 代表着右前减震器，RL 代表着左后减震器并且 RR 代表着右后减震器。

[0040] 在第六功能块 30 中使用车身运动的这些估计参量，用于进行车身的运动的调节。所述第六功能块 30 作为输入参量具有所述车身运动的额定值 33 (典型地等于 0) 以及车身运动的来自于所述第五功能块 29 的估计参量比如  $v_z$ 、 $dt_{\text{phi}}$  和  $dt_{\text{theta}}$ 。所述第六功能块 30 从这些输入参量中根据拉力级和压力级相应分开地确定减震器硬度。与所述第二功能块 26 相类似，所述第六功能块 30 因而确定减震器硬度，在此需要所述减震器硬度用于对机动车的总体的运动进行缓冲。

[0041] 最后第七功能块 31 用于将在所述第二功能块 26 与第六功能块 30 中确定的减震器硬度合并为一种减震器硬度。这种合并相应地对于减震器 2、3、4 和 5 的拉力级和压力级来说分开地进行。用于那些用于进行这样的合并处理的仲裁方法的实例比如是：

$$\text{Zug (拉力)} = \max \{ \text{Zug}_{\text{lokal}}, \text{Zug}_{\text{global}} \}$$

$$\text{Druck (压力)} = \max \{ \text{Druck}_{\text{lokal}}, \text{Druck}_{\text{global}} \}$$

$$\text{Zug (拉力)} = \text{Zug}_{\text{lokal}} + \text{Zug}_{\text{global}} - \text{Zug}_{\text{lokal}} \cdot \text{Zug}_{\text{global}}$$

$$\text{Druck (压力)} = \text{Druck}_{\text{lokal}} + \text{Druck}_{\text{global}} - \text{Druck}_{\text{lokal}} \cdot \text{Druck}_{\text{global}}$$

在此拉力和压力相应地表示对减震器的硬度或者说减振程度的调节要求。所述减震程度以从 0 到 1 的数值范围来表示。由此现在在第七功能块 31 中存在着可以用于对所述总体的运动进行缓冲的减震器硬度。就像来自于所述第四功能块 28 的减震器硬度一样，将这个来自于所述第七功能块 31 的减震器硬度导入到第八功能块 32 中。这个第八功能块 32 因此作为输入参量拥有从所述局部的运动中确定的减震器硬度和从所述总体的运动中确定的减震器硬度。在所述第八功能块 32 中将这此减震器硬度合并为总减震器硬度。这在与所述第七功能块 31 相类似的情况下或者说用相同的仲裁方法来进行。如通过箭头 34 所表示的一样，借助于在所述第八功能块 32 中确定的总减震器硬度来调节所述减震器 2、3、4 和 5。

[0042] 所述第五功能块 29、第六功能块 30 和第七功能块 31 在所述控制仪 12 中来实施，所述控制仪 12 比如属于本来就存在的行车稳定系统(比如 ESP)。必要时，将所提到的功能块 29、30、31 集成到底盘工作范围的既存的中央控制仪中这种做法也是合适的。如果这个中央控制仪拥有扩展的具有升降速度  $a_z$ 、滚动率  $dt_{\text{phi}}$  和俯仰率  $dt_{\text{theta}}$  的测量功能的惯性传感装置，那就可以省去所述实施车身运动参量的计算的第五功能块 29。

[0043] 所述第三功能块 27、第四功能块 28 和第八功能块 32 可以在所述减震器 2、3、4 和 5 的微处理器 7 中来实施。

[0044] 图 3 示出了单管减震器 35，该单管减震器 35 比如可以用作减震器 2、3、4 和 5。在所述单管减震器 35 上设置了一些器件(未示出)，用于测定压力  $p_{\text{oben}}$  和压力  $p_{\text{unten}}$ 。所述压

力  $p_{oben}$  在此存在于活塞杆 37 上方的腔室 36 中,而所述压力  $p_{unten}$  则存在于腔室 38 中。在图 3 中也示出了在所述单管减震器 35 中存在的气体体积 39。

[0045] 图 4 示出了所述第三功能块 27 的结构。在此可以清楚地看出,这个第三功能块 27 具有两个计算段 40 和 41,其中作为输入参量所述计算段 40 具有压力  $p_{oben}$  并且所述计算系统 41 具有压力  $p_{unten}$ 。在这两个计算段 40 和 41 首先实施偏移校正(方块 42),随后运用低通滤波器(方块 43),并且最后实施可信性检查(方块 44)。紧接在方块 44 的后面将计算段 40 的结果输送到第一通道 45 中并且将计算系统 41 的结果输送到第二通道 46 中。在所述第一通道 45 和第二通道 46 中,因此存在着经过校正的用于压力  $p_{oben}$  或者说压力  $p_{unten}$  的压力信号。所述两个压力信号  $p_{oben}$  和  $p_{unten}$  相应地用作用于功能块 47、48 和 49 的输入参量。在所述功能块 47 中,借助于所述压力进行减震器力的估计,而后将所述减震器力就像压力  $p_{oben}$  和  $p_{unten}$  一样作为输入参量输送给所述功能块 48。在所述功能块 48 中,从这三个参量中实施减震器速度的估计。

[0046] 所述功能块 49 用于估计减震器位移。但是这只有在将单管减震器 35 设置为减震器 2、3、4 或 5 时才能得到实施。紧接在所述功能块 48 的后面设置了另一个功能块 50,在所述功能块 50 中从所述减震器速度中实施所述减震器 2、3、4 或 5 的固定点上的垂直运动的估计。因此在输出端 51 上加载着减震器力,在输出端 52 上加载着减震器速度,在输出端 53 上加载着减震器 2、3、4 或 5 的固定点上的垂直运动,并且在输出端 54 上加载着减震器位移。加载在输出端 51、52、53 及 54 上的参量随后可以用作所述第四功能块 28 和第五功能块 29 的输入参量。

[0047] 图 5 示范性地示出了所述第四功能块 28 的结构。这个功能块从所述减震器 2、3、4 或 5 的局部的运动中确定所述减震器硬度。在此如前面所解释的一样,所述第三功能块 27 的输出参量用作输入参量。这些输出参量加载在输入端 55 上。在所述第四功能块 28 中,将选频的触发用作算法。为此首先通过一个或者多个滤波器(方块 56)对减震器运动参量进行评估。滤波器比如可以是带通滤波器。随后实施振幅计算(方块 57)。如果超过相关的频率范围内的特定的振幅也就是在滤波器的输出端上(方块 56)所定义的极限值,那就要求所述减震器 2、3、4 或 5 的较大的硬度。对所述振幅计算的输出参量进行加权(方块 59)并且从这种加重的结果中确定用于所述减震器 2、3、4 和 5 的拉力级(方块 59)或者说压力级(方块 60)的特性曲线。

[0048] 图 6A 和 B 在实施例中示出了具有减震器 2、3、4 和 5 的机动车 61。所述减震器 2、3、4、5 中的每一个都分别具有一个用于调节减震器级的硬度的第一阀以及一个用于调节拉力级的硬度的第二阀。在所述减震器 2-5 的通过机动车 61 的机动车车身 62 的所预料的机动车车身运动产生的压力负荷之前,相应地切换所述第一阀用于提高所述压力级的硬度并且在进行压力加重的过程中额外地切换所述第二阀用于提高拉力级的硬度。在所述减震器 2-5 的通过所预料的机动车车身运动产生的拉力负荷之前,相应地切换所述(相应)第二阀用于提高所述拉力级的硬度并且在进行拉力加重的过程中额外地切换所述第一阀用于提高压力级的硬度。在图 6A 和 6B 所示出的情况中进行制动过程,在制动过程中如上面所描述的一样进行机动车的俯仰运动,其中机动车 61 围绕着横向轴线 Y 俯仰。在制动过程中,所述减震器 2 和 3 由此受到压力负荷并且减震器 4 和 5 受到拉力负荷。如果发现,应该对机动车 61 进行制动直至停止,那就在停止之前切换所述减震器 4 和 5 的第一阀以及所述减

震器 2 和 3 的第二阀,从而在机动车车身后仰时提高所述减震器 4 和 5 的压力级的减振程度以及所述减震器 2 和 3 的拉力级的减振程度。在机动车车身 62 后仰过程中,额外地切换所述减震器 2 和 3 的相应的第一阀和所述减震器 4 和 5 的相应的第二阀,从而在机动车车身又向前振动或者说前倾时其余的减震器级得到了硬化。

[0049] 普遍的策略在此可以通过在图 7 中所示出的状态自动装置 69 来示出。在图 7 中示出的方框图示意性地示出了有利的用于进行行车平衡调节的方法的实施情况。在第一步骤 63 中,所述减震器 2 到 5 处于其正常状态中。在此如通过方框 64 所表示的一样始终随后检查机动车状态,是否会预料导致减震器的压力负荷和 / 或拉力负荷的机动车车身运动。如果比如通过制动踏板角度的检测识别出制动情况,那就在接下来的步骤 C1 中如在图 6A 中示出的一样切换后轴上的减震器 4 和 5 的第一阀和前轴上的减震器 2 和 3 的第二阀,用于提高所述硬度,从而在机动车进入到停止状态中并且通过轴线 Y 后仰时(步骤 66),所述减震器 4 和 5 的压力级和所述减震器 2 和 3 的拉力级具有较高的减振程度。如果预料到回振(Zurückschwingen)或者说达到了机动车的停止状态,那就在另一个步骤 C2 中额外地切换所述减震器 4 和 5 的第二阀和所述减震器 2 和 3 的第一阀用于提高所述硬度,从而在机动车在步骤 67 中返回前倾时所述减震器 2 和 3 的压力级和所述减震器 4 和 5 的拉力级也得到了硬化。如果在有待确定的和 / 或能够确定的时间间隔之内未进行机动车车身 62 的进一步的或者超过能够确定的阈值的运动(步骤 C3),那就如此切换所述减震器 2 到 5 的第一及第二阀,使得所述减震器 2 到 5 又返回到其正常状态中(步骤 63)。

[0050] 所述状态自动装置 69 的转变条件可以用如下方法来定义:

$$C1 \Rightarrow \begin{cases} V_x < P_1 \\ P_{Brake} > P_{Brake} \end{cases}$$

$$C2 \Rightarrow V_x < P_2$$

由此在机动车纵向速度  $V_x$  低于特定的速度阈值  $P_1$  并且存在着高于阈值  $P_{Brake}$  的特定的驾驶员制动压力  $p_{Brake}$  时识别出直到停止状态的制动情况。停止状态借助于第二速度阈值  $P_2$  来定义,其中  $P_2 < P_1$ 。到开始的减震器状态的转变可以通过以下方式得到触发,即要么从模型中计算的俯仰率的幅度低于阈值并且 / 要么如上面所描述的一样已经过去了一定的时间。在此在图 8 中示出了作为  $p_B$  的  $p_{Brake}$  和作为  $P_B$  的  $P_{Brake}$ 。上面所描述的方法通过在制动直到停止状态之后的俯仰振动降低到最低限度这种做法提高了行驶舒适性。

[0051] 用于俯仰减振的减振触发由此可以划分为三种状态:

- a) 减震器 2 到 5 处于正常的状态中(63),
- b) 在朝压力级的方向开始俯仰运动之前(66)相反的车轴的减震器的压力级和拉力级的硬调节以及
- c) 在俯仰运动更换其方向之前(67)其余的级(压力级和拉力级)的硬调节。

[0052] 图 8 示出了用于对机动车车身的俯仰运动进行检测和缓冲的功能图解,其中方框 70 涉及机动车车身运动的估计并且另一个方框 71 涉及阀或者说减震器 2 到 5 的触发。从 a)到 b)的转变由制动压力  $p_{Brake}$ 、加速踏板位置  $x_{EnginePedal} = x_{EP}$  的梯度或者说由变速器的换挡过程来触发,其中定义了用于所有三个过程的尺度( $f_4$ )。在所预测的俯仰率达到第一半轴的最大程度之后进行从 a)到 c)的转变。一直保持所有减震器级的硬调节,直到摆动振动

衰减。这方面的标准是所预测的从稳定的纵向加速度  $\tilde{a}_x$  中来求得的俯仰率。在计算稳定的纵向加速度  $\tilde{a}_x$  时,在制动情况  $\tilde{a}_{x,Brake} = \tilde{a}_{xB}$  与加速情况  $\tilde{a}_{x,Acceleration} = \tilde{a}_{xA}$  之间进行区分。在制动情况中,主制动缸中的制动压力与纵向加速度之间的关系几乎是线性的关系。这个事实在线性的特性曲线  $f_2$  的形式的俯仰函数中得到利用。此外,考虑到离合器的状态  $K$  和所挂入的挡位  $i_G$ 。

[0053] 在加速情况中,借助于稳定的动量定理来求得纵向加速度:

$$\tilde{a}_{x,Acceleration} = \frac{F_x}{m}。$$

[0054] 驱动力  $F_x$  在简化的假设的情况下通过从发动机力矩扣除空气阻力及路面阻力这种方式来计算:

$$F_x = \frac{1}{r_{dyn}} \cdot \underbrace{[M_{Engine} - M_{nominal}(1-\eta)] \cdot i_{Gear} \cdot i_{Diff}}_{\text{驱动力}} - \underbrace{f_{roll} \cdot m \cdot g}_{\text{滚动阻力}} - \underbrace{\frac{\rho_{air}}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot V_x^2}_{\text{空气阻力}} - \underbrace{\mu \cdot F_z}_{\text{摩擦阻力}}$$

其中  $r_{dyn}$  代表动态的轮胎半径,  $M_{Engine} = M_E$  代表发动机驱动力矩,  $i_{Gear} = i_G$  代表变速器的传动比,  $i_{Diff}$  代表差速机构的传动比,  $f_{roll} \cdot m \cdot g$  代表滚动阻力,  $\frac{\rho_{air}}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot V_x^2$  代表空气阻力并且  $\mu \cdot F_z$  代表着摩擦阻力。对于所有参数来说都假设了常数。用于计算滚动阻力的重力的分布以如下方法来求得:

$$F_z = \frac{h_{CoG}}{L} \cdot m \cdot \tilde{a}_{xK1} + \frac{L_{RA}}{L} \cdot m \cdot g,$$

其中  $h_{CoG}$  代表机动车重心的高度,  $L$  代表轴距并且  $L_{RA}$ 、 $L_{FA}$  分别代表后轴或者说前轴相对于机动车重心的间距。为此必要的纵向加速度可以从最后一个计算周期中获得(实时操作系统)。所预测的俯仰率( $\dot{\theta}$ )作为输入值从状态模型和纵向加速度中以如下方法来计算:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = A_{HCM_y} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + b_{HCM_y} \cdot \tilde{a}_x,$$

其中动态及输入矩阵描绘了关于机动车横向轴线  $Y$  的半机动车模型  $N$ 。所述控制可以以上面所描述的状态自动装置的形式得到实现。所述状态自动装置在此对制动压力、加速踏板或者所挂入的挡位以及所预测的俯仰率的变化作出反应。调节指令对于每个减震器 2 到 5 和相应的减震器 2 到 5 中的每个级来说单独地从用于俯仰激发(Nickanregung)的尺度  $f_4$  中来计算。用于俯仰激发的尺度计算如下:

$$Excitation = \left[ \frac{\dot{P}_{Brake}}{P_{Normal1}} \right]_{-1}^1 + \left[ \frac{\dot{x}_{GasPedal}}{P_{Norm2}} \right]_{-1}^1 + f(Gear)$$

伪参量“Excitation”E 的单项限制在 -1 与 1 之间；它本身被定义为俯仰激发的百分比大小。行驶制动压力  $\dot{P}_{Brake}$  和加速踏板位移  $\dot{x}_{GasPedal}$  的梯度得到标准化，使得相应最大的激发程度的数值相当于 1。借助于分散的函数来额外地对关于切换过程的信息加以考虑。所述状态自动装置的调节指令在此描述了减震器硬度的按比例的提高情况，其中 0 意味着减震器特征的最软的调节并且 1 意味着其最硬的调节。所述调节指令的计算借助于从以下原则性的调节基础上推导出来的模糊特性曲线来进行：

- 如果俯仰激发为零，那么所有的压力级和所有的拉力级都保持被动；
- 如果俯仰激发是正的，那么前面的压力级是硬的并且后面的拉力级是硬的；
- 如果俯仰激发是负的，那么后面的压力级是硬的并且前面的拉力级是硬的。

[0055] 如果满足以下条件，那就进行 a) 与 b) 之间的转变：

$$\begin{cases} Excitation > P_{Excitation} \\ V_x > P_{Vx} \end{cases}$$

由此用于俯仰激发的尺度 Excitation 或者说 E 必须超过特定的阈值  $P_{Excitation}$  并且达到特定的纵向速度  $P_{Vx}$ ，用于触发从 a) 到 b) 的转变。如果所预测的俯仰率开始下降(俯仰振动的应力松弛)，则转变到 c)。这根据以下公式来求得：

$$Sign(\ddot{\theta}_{Pred}) \neq Sign(\ddot{\theta}_{Pred}) \text{ 对于 } \Delta t_1 \text{ 来说。}$$

[0056] 如果俯仰率衰减，则转变为初始状态 a)。为此将所预测的俯仰率的数值与特定的阈值进行比较。如果俯仰率在特定的时间里低于这个阈值，那么所有的减震器级都返回到初始状态 a) 中。

[0057] 同样，如关于图 9 详细解释的一样，可以将所述按本发明的用于进行行车平衡调节的方法用于摆动减振。图 9 示出了机动车 61 以及机动车 61 的纵轴线 X。如上面已经描述的一样，对于摆动减振来说也可以将减震器触发划分为三种状态：

- d) 减震器 2 到 5 处于正常的状态中(无减震器触发)，
- e) 相反的机动车侧的压力级和拉力级的硬调节以及
- f) 在摆动运动更换其方向之前其余的级的硬调节。

[0058] 一旦转向角梯度超过特定的阈值，则转变为第二种状态 e)。在所预测的摆动率  $\dot{\phi}$  达到第一半轴的最小程度之后进行从 e) 到 f) 的转变。一直保持所有级的硬调节，直到摆动振动衰减。这方面的标准是所预测的从稳定的横向加速度  $\ddot{a}_y$  中借助于半机动车模型来求得的摆动率。稳定的横向加速度可以用前轴上的  $\delta_{FA}$  = 转向角和  $V_{ch}$  = 表征的速度从稳定的机动车单辙模型中以如下方法来求得：



$$\tilde{a}_y = \frac{1}{L} \cdot \frac{V_x^2}{1 + \left(\frac{V_x}{V_{ch}}\right)^2} \delta_{FA}$$

所预测的摆动率作为输入参量从状态模型和横向加速度中以如下方式来计算：

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} = A_{HCM_x} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix} + b_{HCM_x} \cdot \tilde{a}_y,$$

其中所述动态及输入矩阵(A和b)关于纵轴线X描绘半机动车模型W。整个摆动函数的结构在图10中示出,其中所述函数可以划分为两个单独的子函数;通过方框72示出的预测和通过方框73示出的控制。借助于所述摆动运动的预测在所述减震器2到5的阀通过由摆动运动产生的力而受到负荷之前提早将其激活。

[0059] 在图7中示出的状态自动装置在用于机动车车身的摆动运动时对转向盘转角 $\delta$ 及所预测的摆动率的变化作出反应。为每个减震器2到5和每个级单独地计算调节指令。调节指令在此描述相应的减震器级的减震器硬度的按比例的提高情况,其中0意味着减震器特征的最软的调节并且1意味着其最硬的调节。调节指令的计算借助于可以从以下原则性的调节基础中推导出来的模糊特性曲线来进行：

- 如果转向盘转角梯度为零,那么所有的压力级和所有的拉力级都保持被动(也就是说所有的减震器级都具有标准特征)；

- 如果转向盘转角梯度是正的,那么左边的压力级是硬的并且右边的拉力级是硬的；

- 如果转向盘转角梯度是负的,那么右边的压力级是硬的并且左边的拉力级是硬的。

[0060] 用于摆动函数的状态自动装置如前所述包括三种状态d)、e)、f),在此按顺序经过这三种状态。第一种状态d)包含所述控制的初始化。如果识别出摆动激发则转变到第二种状态e)。如果满足了以下条件,那就是这种情况：

$$\begin{cases} |\dot{\delta}| > P_\delta \\ V_x > P_{V_x} \end{cases}$$

这意味着,转向角速度必须超过特定的阈值并且必须达到特定的机动车纵向速度。如果处于第二种状态e)中,则在经受相反的摆动运动的机动车侧上使压力级硬化。同时使另一个机动车侧上的拉力级硬化。如果识别出摆动率的符号转变,则从e)转变到f)。这借助于以下条件来识别：

$$\text{Sign}(\dot{\phi}_{\text{Pred}}) \neq \text{Sign}(\ddot{\phi}_{\text{Pred}}) \text{ 对于 } \Delta t_1 \text{ 来说。}$$

[0061] 由此借助于所预测的摆动率与其梯度之间的符号比较来确定下降的摆动率。这两个符号在特定的时间里必须保持不同(避免由于信号噪声引起的误识别)。

[0062] 所述第三种状态f)就像在制动过程中一样也意味着所有减震器级的完全的硬化。由此保证,任意的摆动振动得到了最大程度的缓冲。在所推测的摆动运动衰减之后返回到减震器2到5的标准调节d)。为了识别真实情况,定义一种用于所预测的摆动率的频带(Band),其中衰减的摆动率应该处于这个频带之内。此外,在纵向速度较小时也不产生摆动

减振,因为由于较小的减震器速度标准调节与硬调节之间的差别能够忽略不计。由此一旦低于特定的速度阈值,那么所有减震器级就返回到标准调节状态。这种做法的条件定义如下:

$$|\dot{\varphi}_{Pred}| \leq P_{\dot{\varphi}}, \text{ 对于 } \Delta t_2 \text{ 来说}$$

$$V_x < P_{V_x}。$$

[0063] 上面所描述的函数为驾驶员在行驶舒适性和灵活性方面提供了大量优点。一方面通过摆动运动的降低来改进转向感觉以及侧向滑动,因为改进了机动车的自行转向性能并且将车轮支承力的振动降低到最低限度。此外通过俯仰振动的降低以及人对垂直加速度的感觉的降低显著改进了行驶舒适性。除此以外,通过降低车轮载荷振动的方式改进了牵引及制动性能。在此不需要额外的用于测量机动车车身的运动的传感器比如加速度传感器或者弹簧行程传感器,取而代之的是使用已经存在信号。有利的是,将两种来自俯仰及摆动运动的用于每个单个的减震器的调节要求以合适的方式比如用 MAX 算符联结起来。每条路径被划分为相应的运动的预测和对减震器促动器的调节要求的计算。

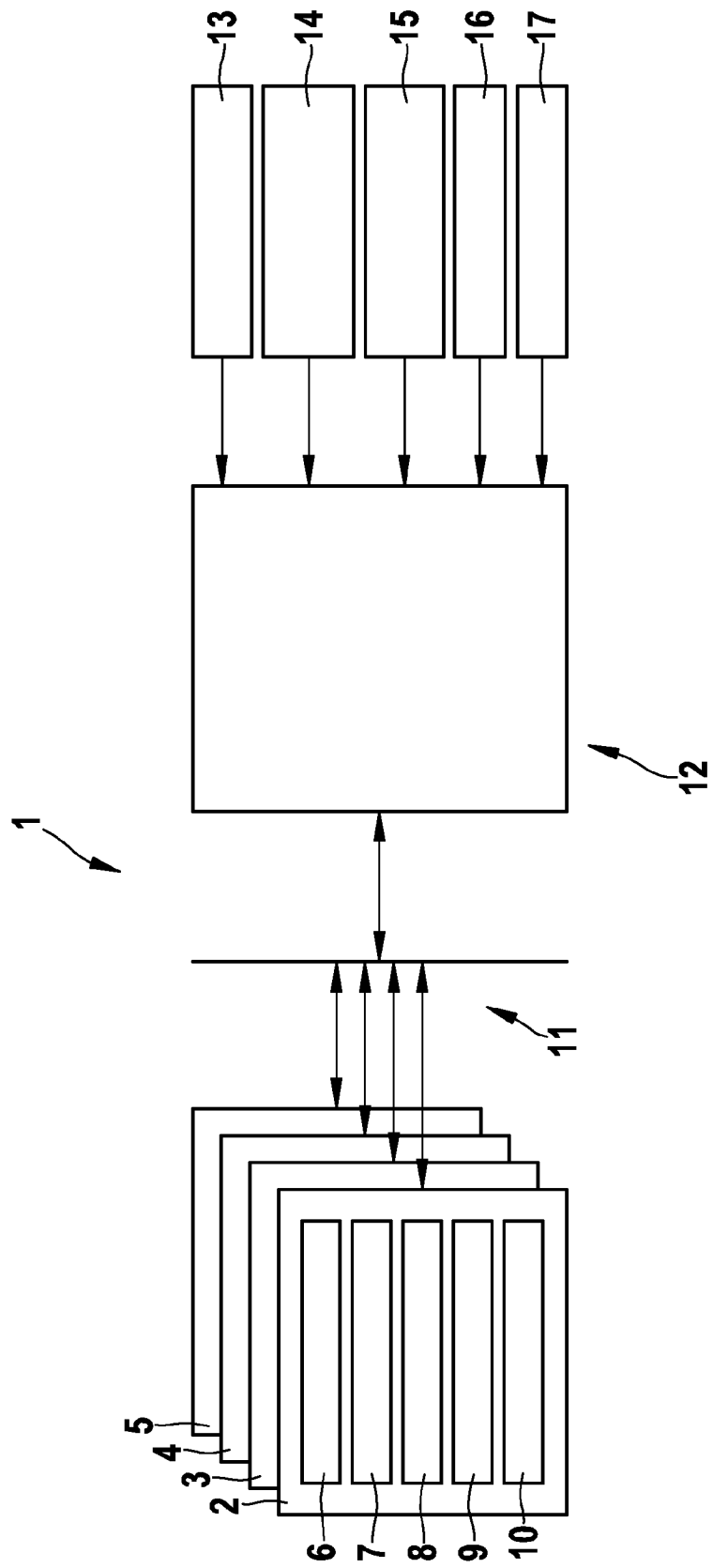


图 1

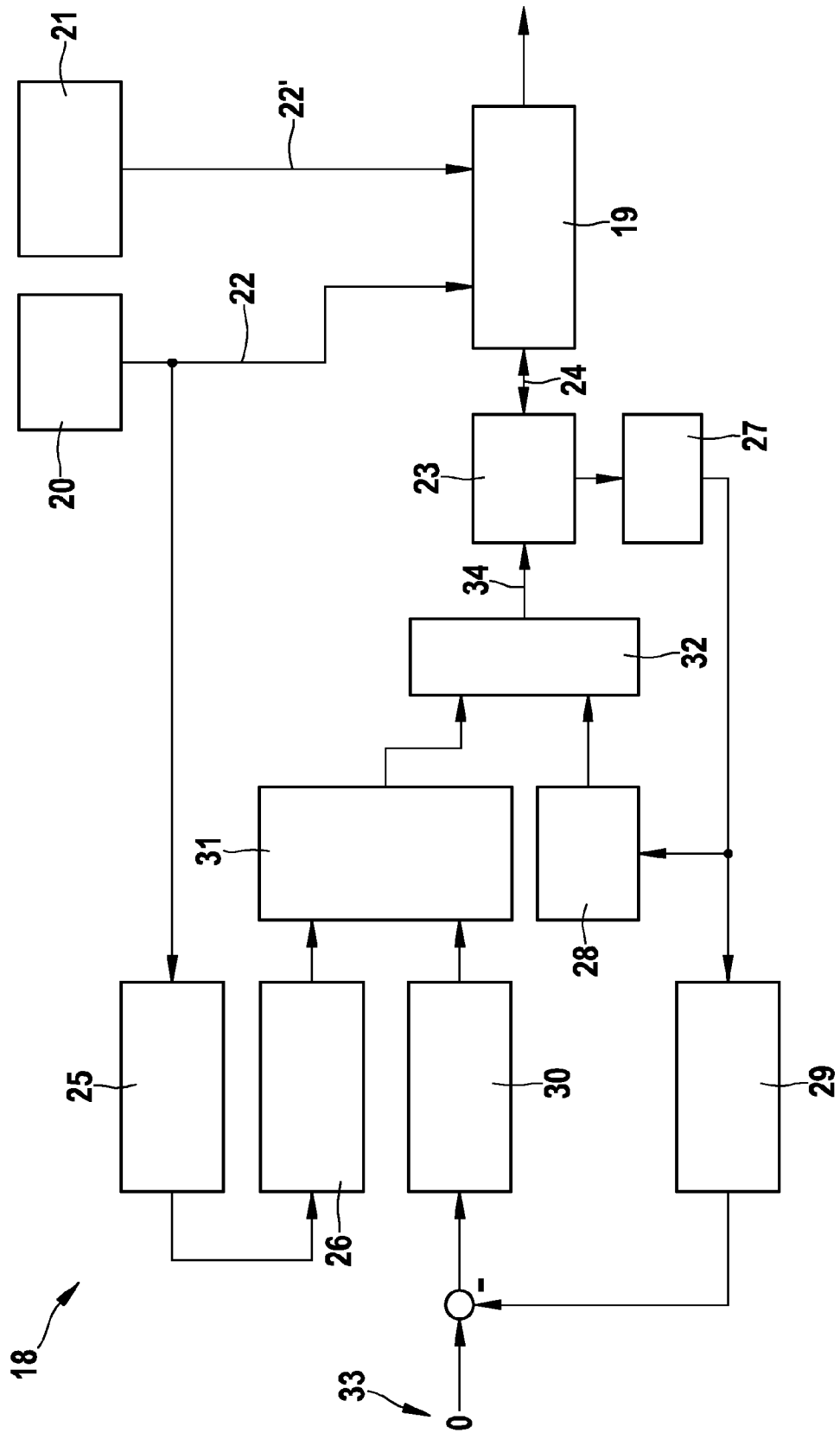


图 2

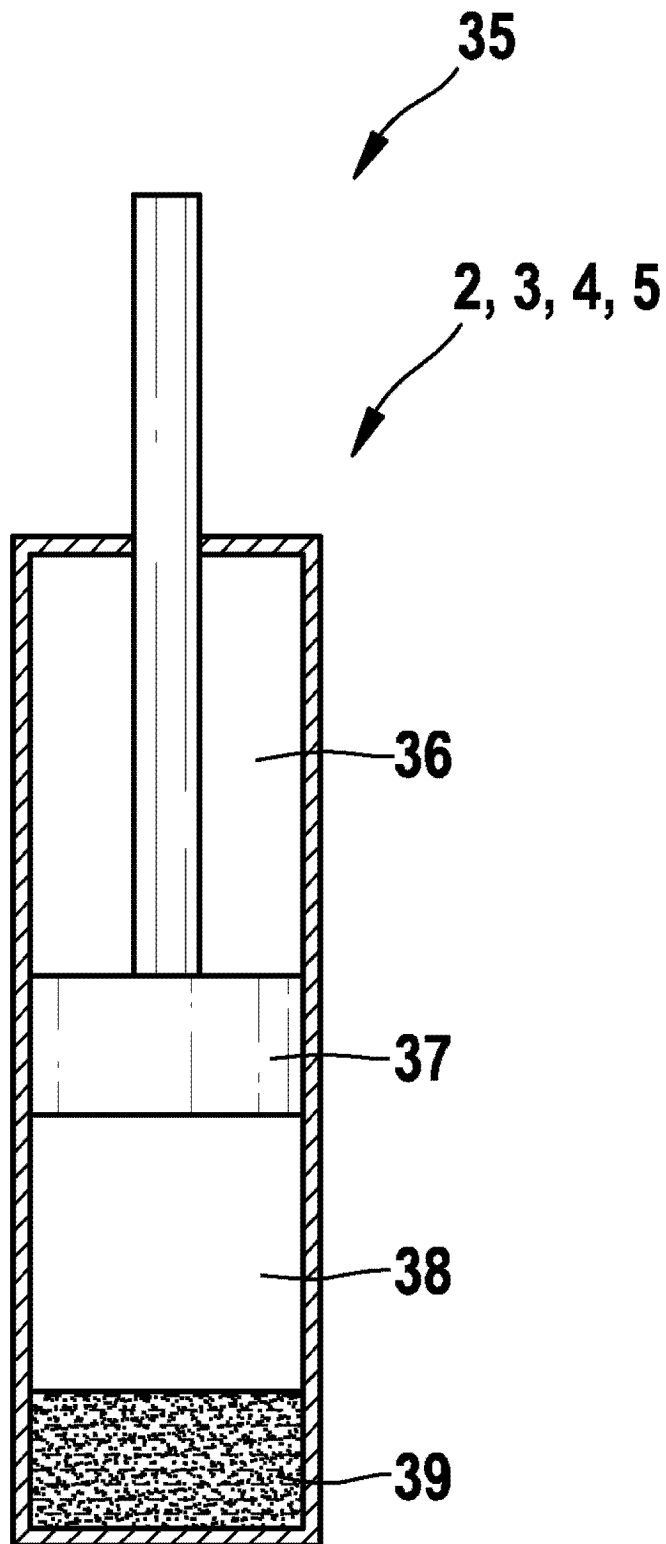


图 3

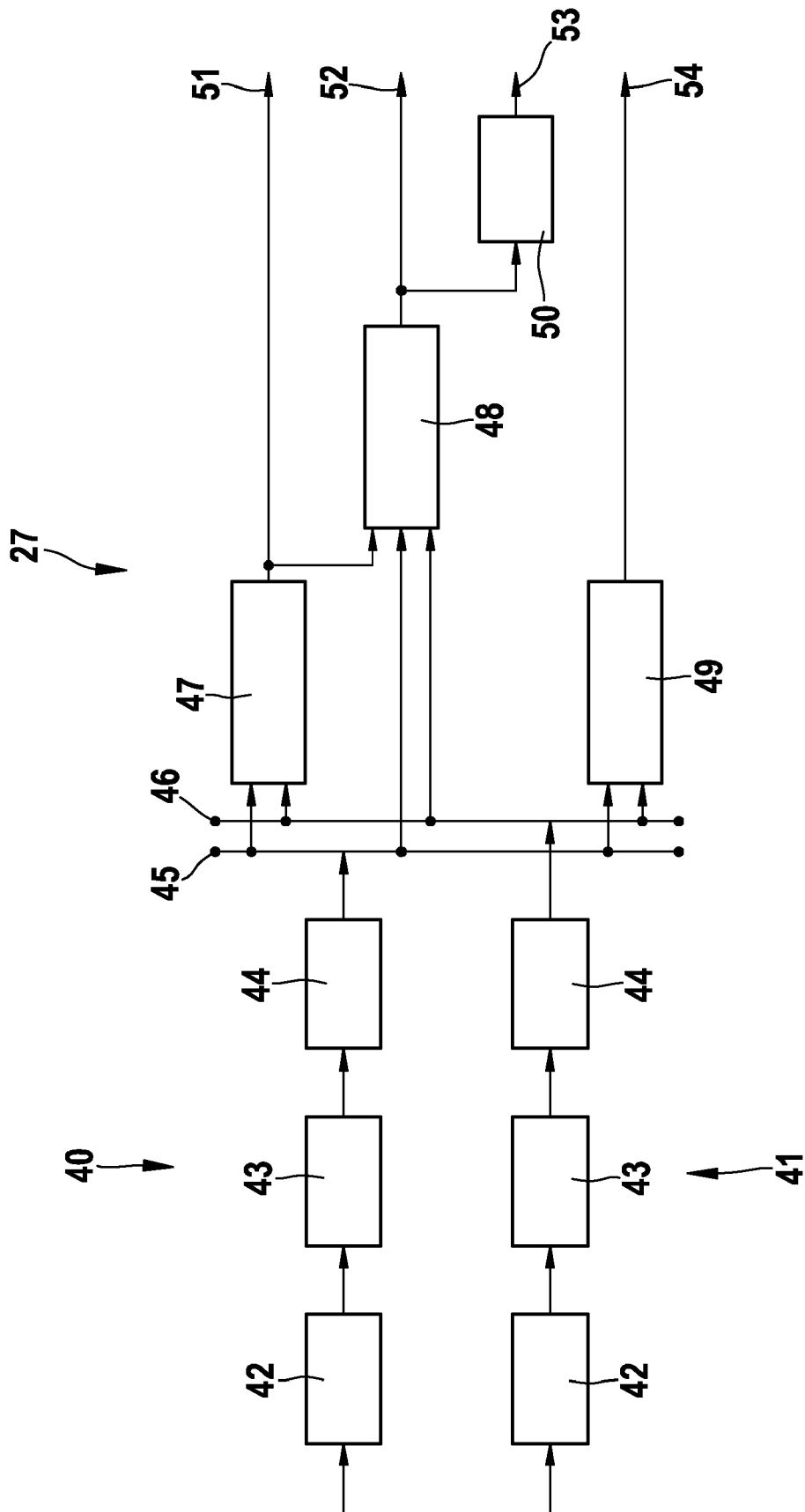


图 4

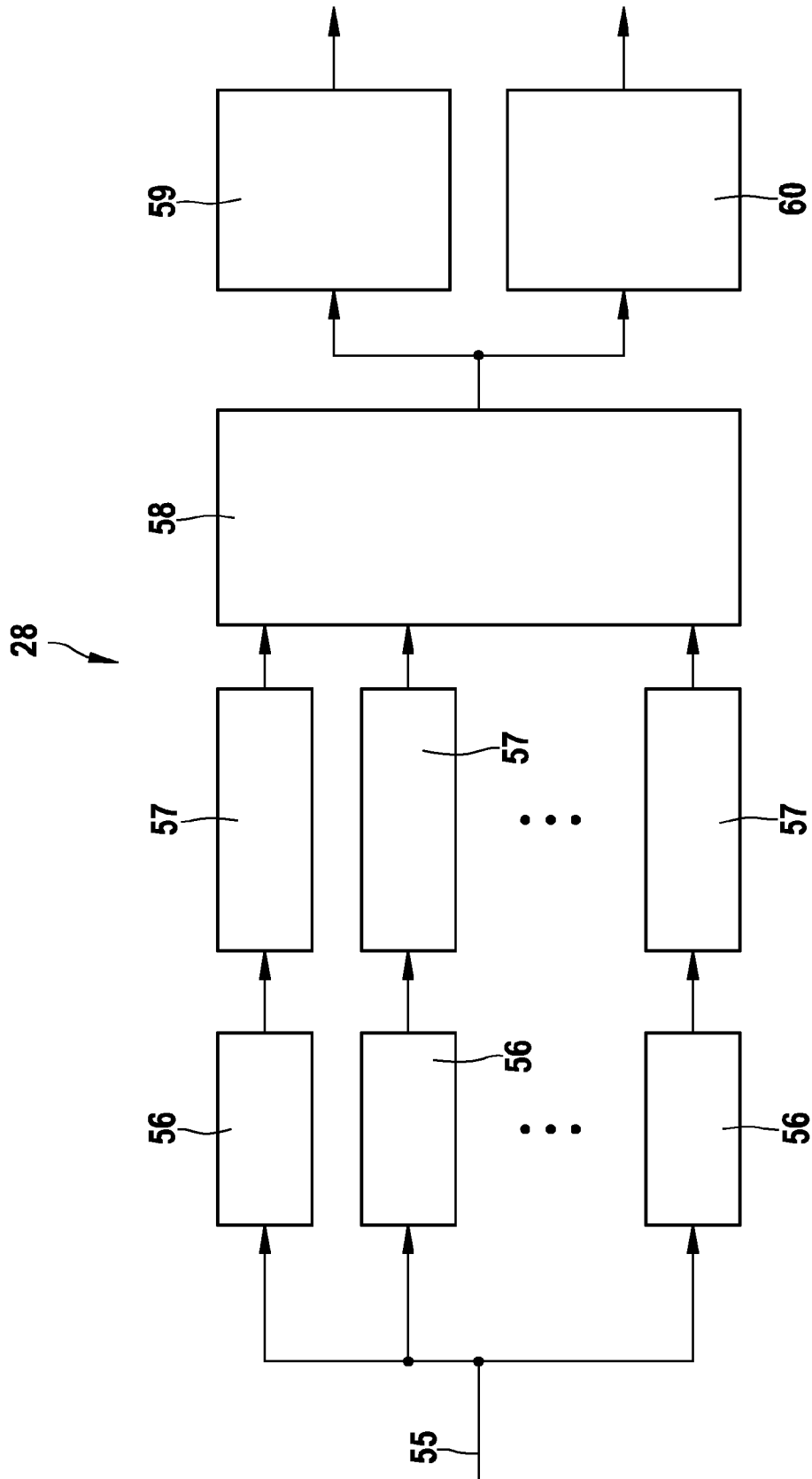


图 5

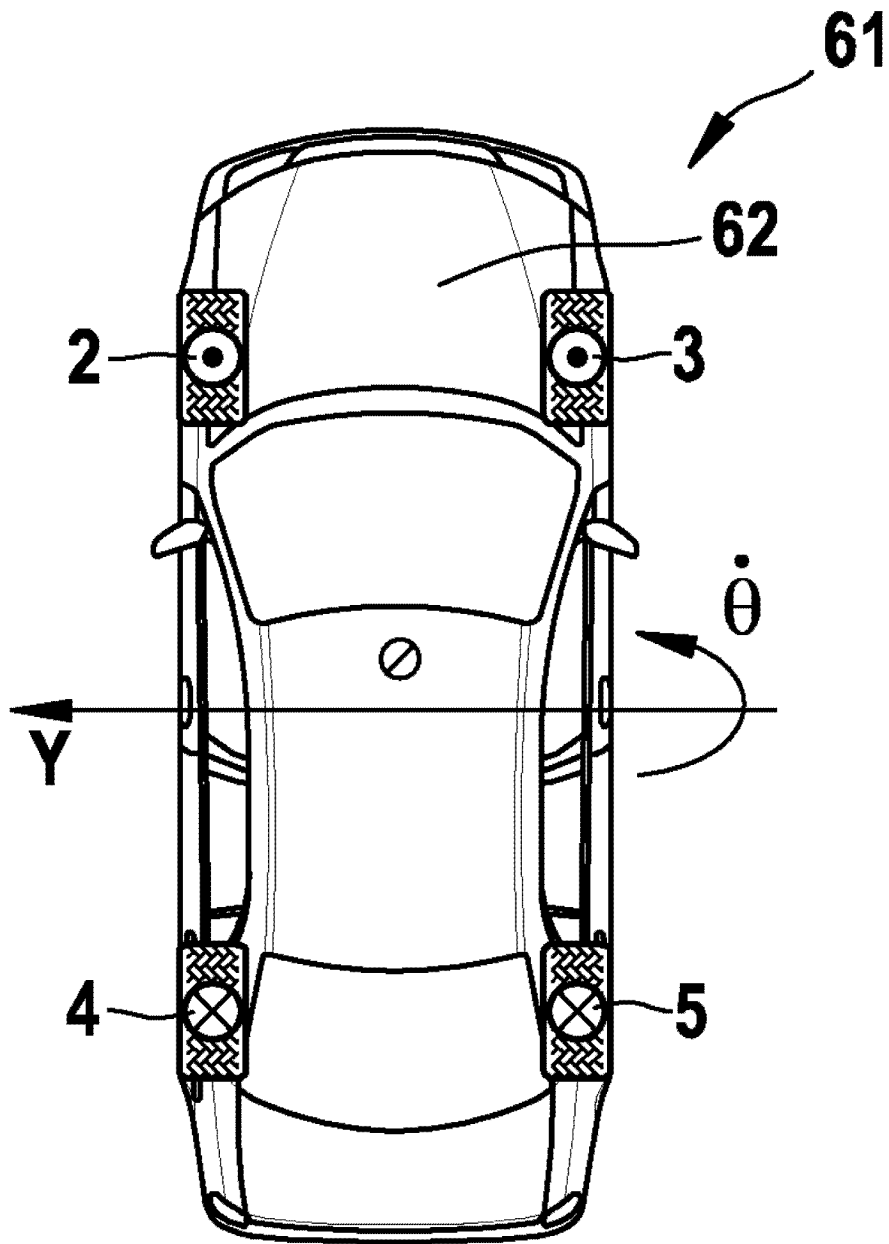


图 6A



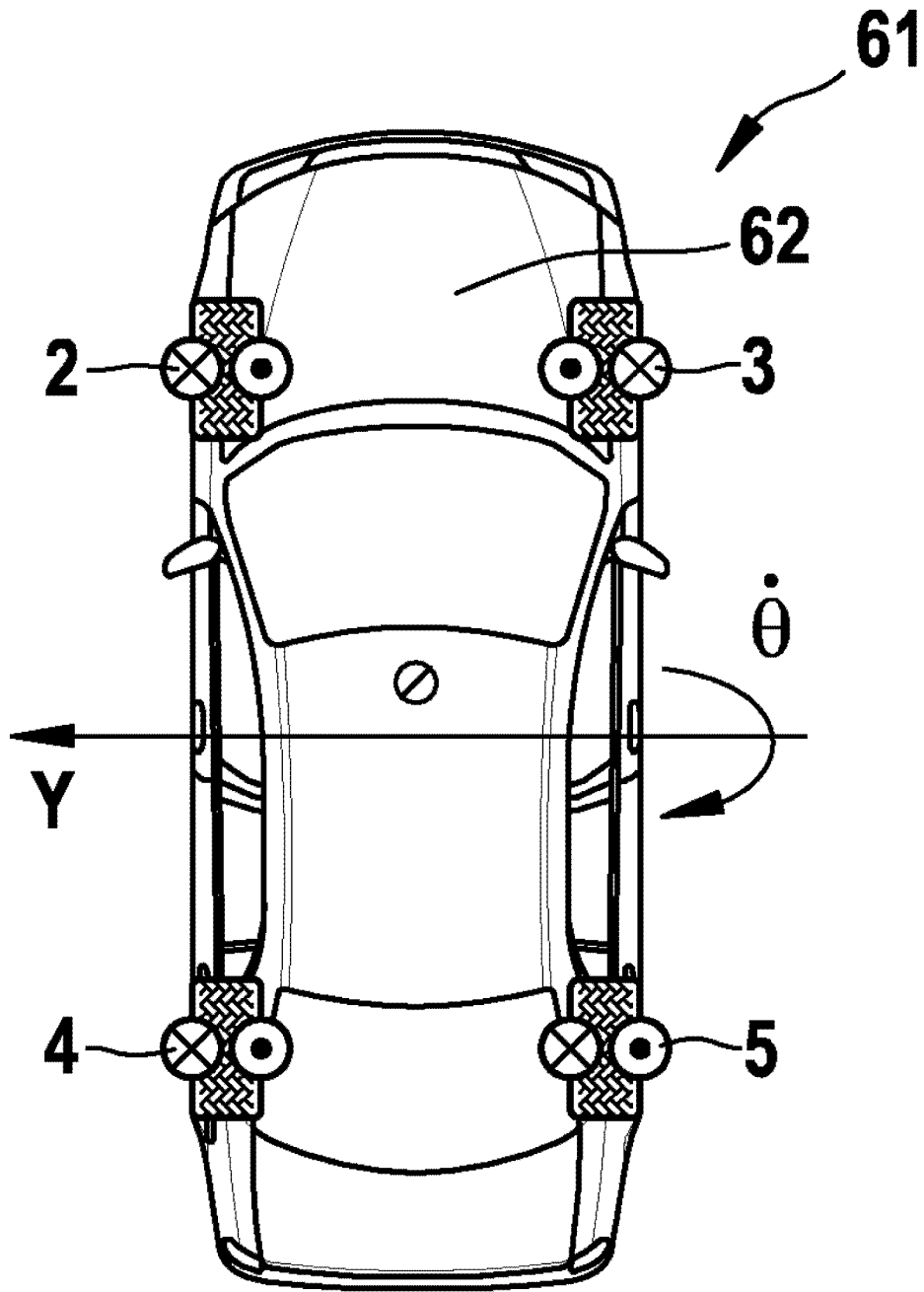


图 6B

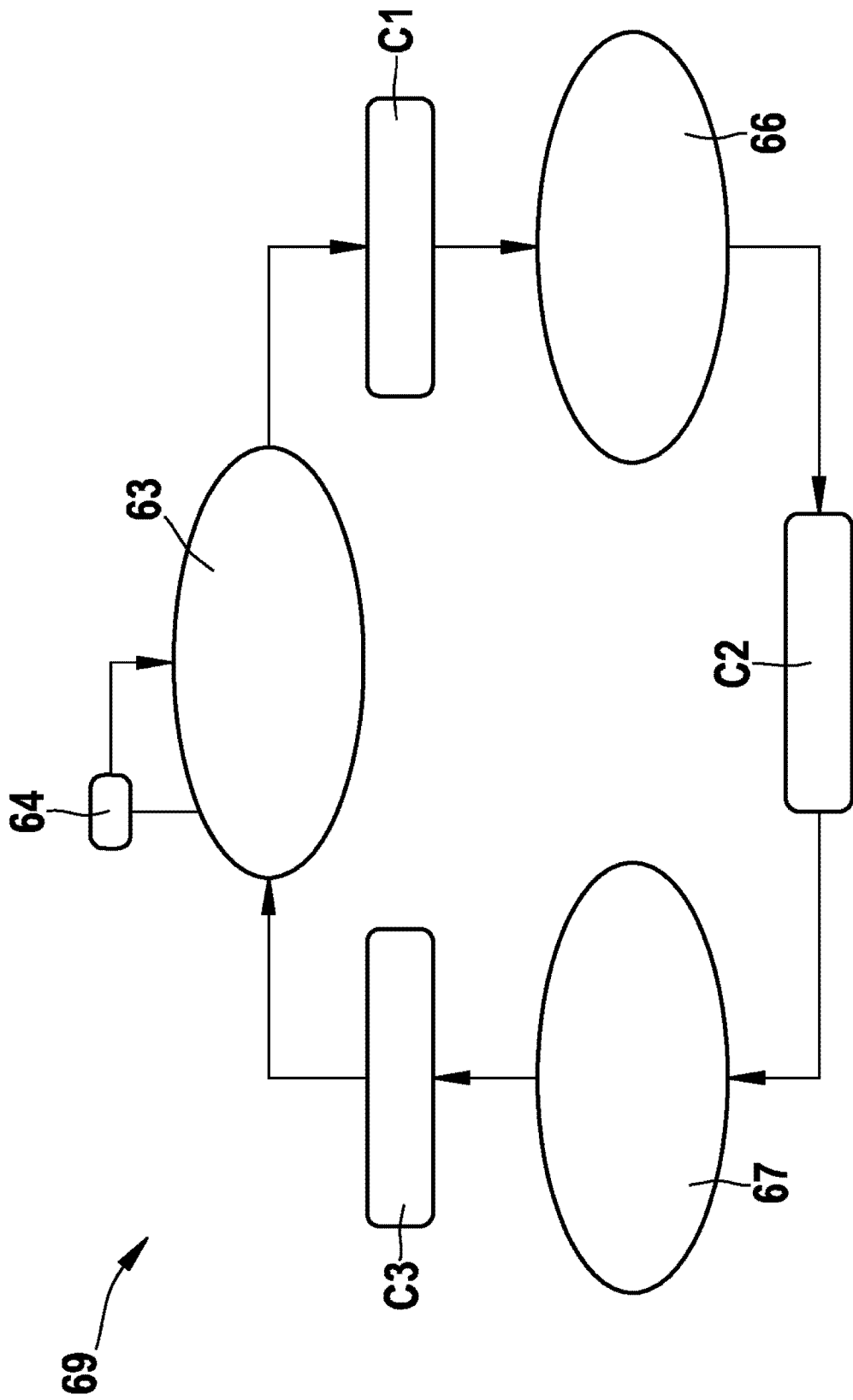


图 7

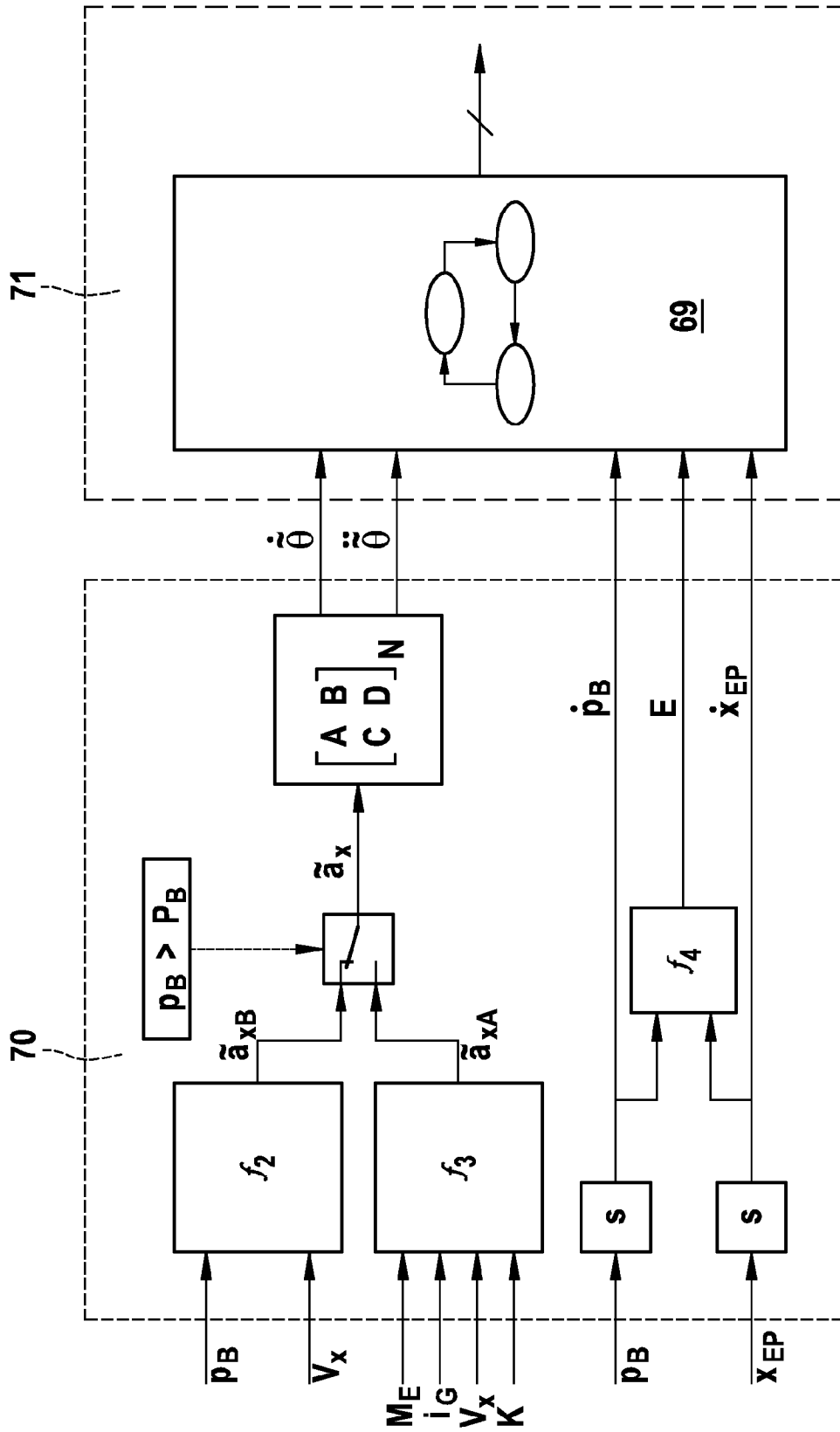


图 8

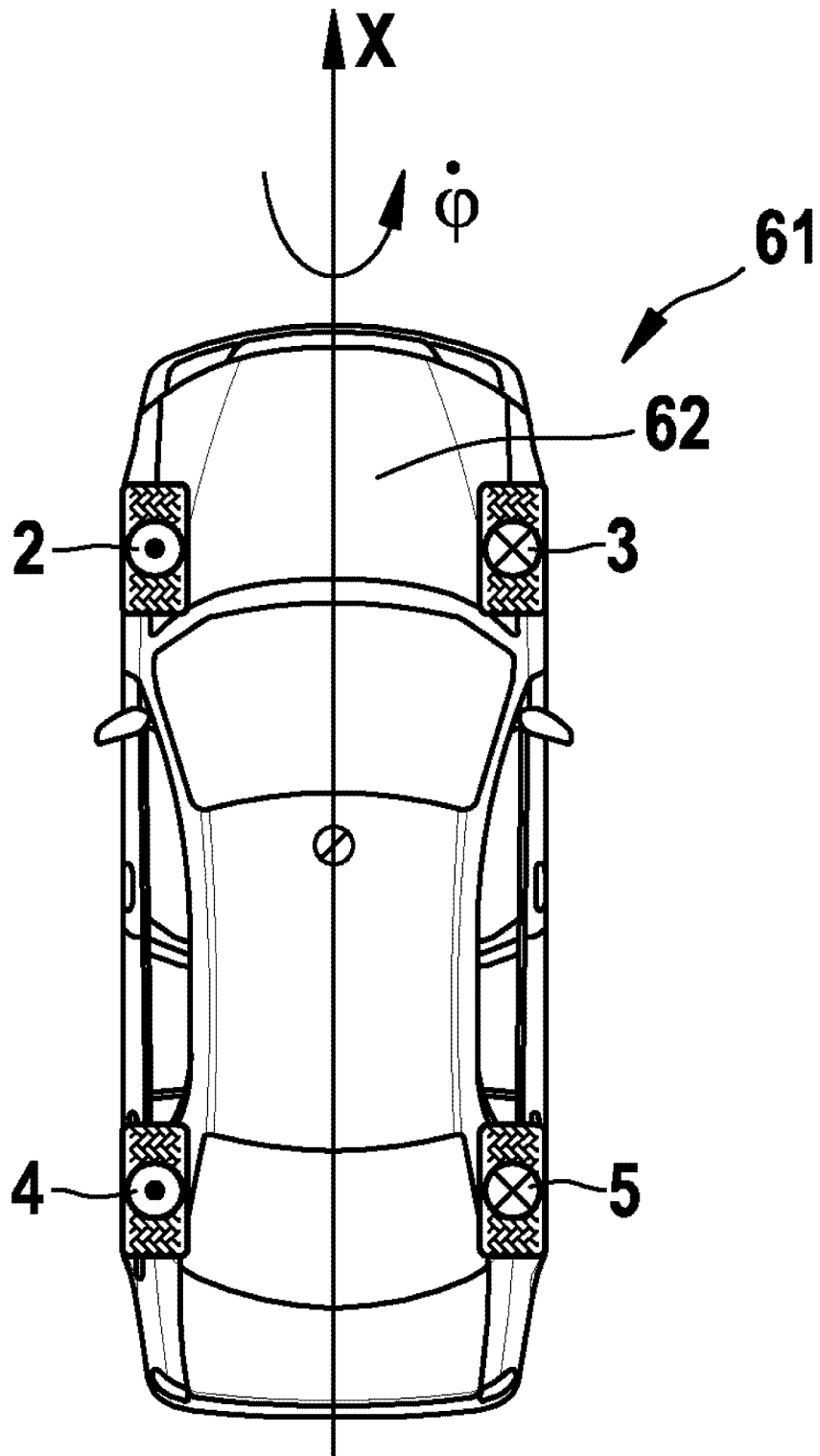


图 9

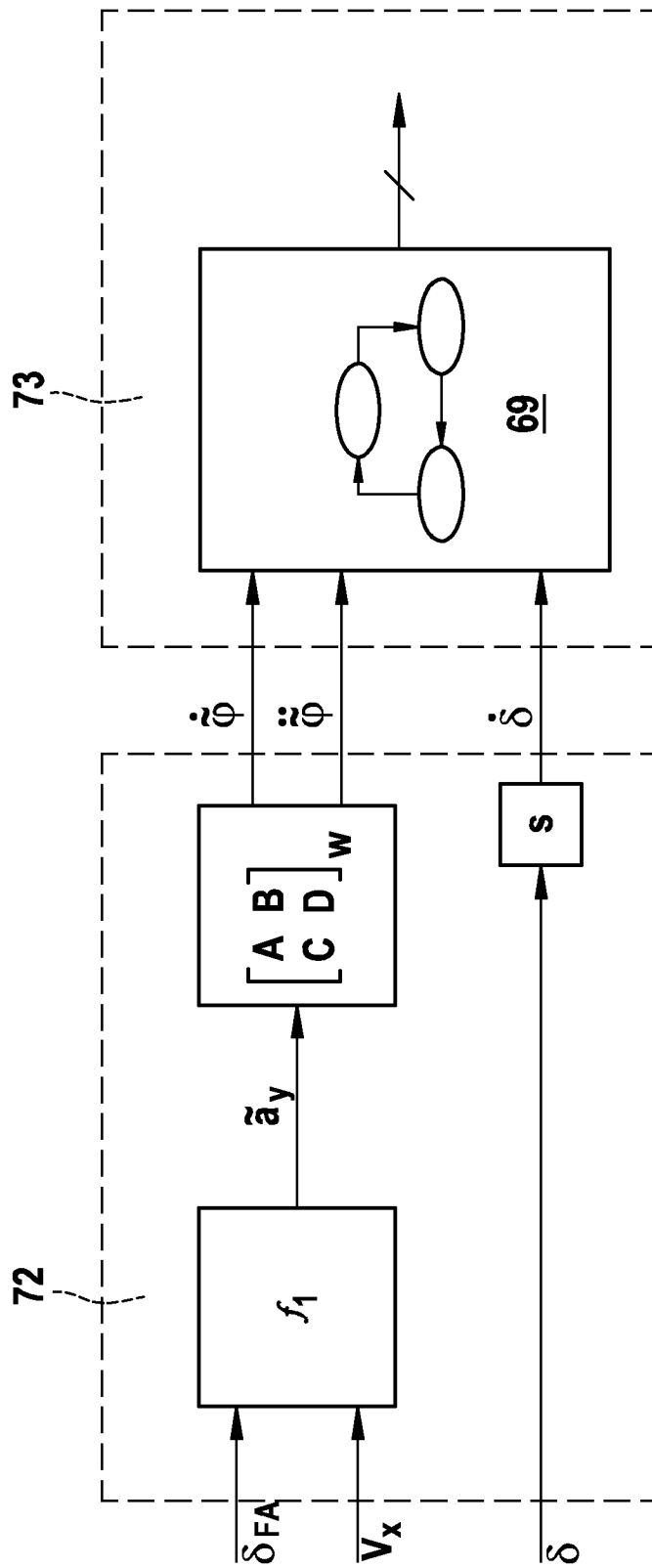


图 10