(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 1671567 B
(45)授权公告日 2010.04.28

(21)申请号 03817702.1

(22)申请日 2003.07.17

(30)优先权数据
02/09625 2002.07.22 FR

(85)PCT申请进入国家阶段日
2005.01.24

(86)PCT申请的申请数据
PCT/EP2003/007761 2003.07.17

(87)PCT申请的公布数据
WO2004/009383 FR 2004.01.29

(73)专利权人 米其林技术公司
地址 法国克莱蒙-费朗
专利权人 米其林研究和技术股份有限公司

(72)发明人 F·安德烈 M·布隆德莱 G·戈古 L·塞拉

(74)专利代理机构 北京戈程知识产权代理有限公司 11314
代理人 程伟

(51)Int.Cl.
B60G 3/20(2006.01)
B60G 7/02(2006.01)
B60G 17/015(2006.01)
B60G 21/00(2006.01)
B62D 17/00(2006.01)

审查员 张运慧

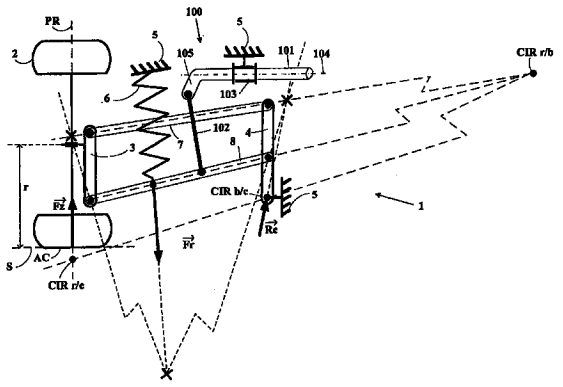
权利要求书 2 页 说明书 9 页 附图 10 页

(54)发明名称

机动车车轮的悬架系统

(57)摘要

本发明涉及一种悬架系统(1),其被设计用于将一个车轮支撑连接到车身(5)上,所述系统包括装置(4),其可以使车轮支撑相对于车身具有一定的相互独立的外倾自由度和变形自由度,所述悬架系统包括一抗侧倾装置(100),其可以控制车身的侧倾,所述抗侧倾装置被设计还用于影响外倾角变动,使外倾变动成为所述车轮的垂直变形与位于同一轴上的相对车轮的垂直变形之差的函数。



CN 1671567 B

1. 一种车辆悬架系统，包括上臂和下臂，上臂和下臂的外端铰接到车轮支撑，上臂和下臂的内端铰接到摇臂上并可绕该铰接的回转轴线转动，连杆包含有两个杆，摇臂绕着旋转瞬心 CIR b/c 的转动通过所述两个杆都铰接到车身上来实现，即所述两个杆的上端被铰接到车身上，所述两个杆的下端被铰接到摇臂上，所述两个杆的轴线在摇臂相对于车身的旋转瞬心 CIR b/c 处相交，从而摇臂绕该可相对于车身移动的旋转瞬心 CIR b/c 进行转动，所述连接方式使车轮支撑相对于车身具有彼此独立的一定的外倾自由度和一定的悬架变形自由度，还包括可控制车身侧倾的抗侧倾装置，该抗侧倾装置包括一预设一定转矩的抗侧倾杆，其安装在车身上且可绕抗侧倾杆的纵向轴线相对于车身转动，所述抗侧倾杆以相对于车身平移的方式被牢固地支撑，从而所述抗侧倾装置布置成使其可影响外倾变动，使外倾变动成为所述车轮的垂直变形与位于同一轴上的相对车轮的垂直变形之差的函数。

2. 根据权利要求 1 所述的悬架系统，其中所述车轮支撑支撑着与地面 (S) 接触的半径为 r 的车轮，车轮支撑相对于车身的外倾运动具有一个旋转瞬心 CIR r/c，该旋转瞬心位于地面上方 0.3r 到地面下方 1.0r 之间的范围内。

3. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述旋转瞬心 CIR r/c 位于地面上方 0.3r 到地面下方 0.5r 之间的范围内。

4. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中该抗侧倾装置是主动控制的。

5. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述车轮支撑被设计用于支撑一车轮，所述车轮以接触区域 (AC) 与地面 (S) 接触，其中该抗侧倾装置的结构使得在悬架小幅度垂直变形时，在接触区域产生的地面施加在车轮横向力 (Fy) 不超过 0.1P 的限度，其中 P 为轴负载，其中悬架小幅度垂直变形是指在车轮平均位置的任一侧上的悬架垂直变形不大于悬架允许变形的 20％时的悬架垂直变形。

6. 根据权利要求 5 所述的悬架系统，其中该横向力 (Fy) 不超过 0.05P 的限制。

7. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述车轮以接触区域 (AC) 与地面 (S) 接触，其中抗侧倾装置的结构使得在悬架小幅度垂直变形时，在没有地面施加的横向力 (Fy) 下，外倾变动不大于 2°，其中悬架小幅度垂直变形是指在车轮平均位置的任一侧上的悬架垂直变形不大于悬架允许变形的 20％时的悬架垂直变形。

8. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中抗侧倾装置的结构使得在悬架小幅度垂直变形时，悬架弹簧动作和悬架元件上的抗侧倾装置共同产生的推力轴线与理想推力轴线的汇聚点 (G) 最大相距距离 d，其中该距离 d 等于轴距的 6.5％，其中悬架小幅度垂直变形是指在车轮平均位置的任一侧上的悬架垂直变形不大于悬架允许变形的 20％时的悬架垂直变形。

9. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述抗侧倾装置布置成使其可以沿同一方向影响外倾变动和车身侧倾角变动。

10. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中抗侧倾装置包括一连接到悬架元件上的杆，在悬架的平均位置中，所述杆相对于垂直方向倾斜，这样所述杆的上端比下端更接近于车轮平面。

11. 根据权利要求 10 所述的悬架系统，其中在悬架的平均位置，所述杆相对于垂直方向倾斜角度大于 5°。

12. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述旋转瞬心 CIR r/c 位于地面 (S) 下方，

这样当在接触区域 (AC) 地面施加在车轮上的横向力指向车辆内侧时，所述横向力会使车轮支撑在减少外倾的方向上相对于车身倾斜，当所述横向力指向车轮外侧时，会使车轮支撑在增加外倾的方向上相对于车身倾斜。

13. 根据权利要求 2 所述的悬架系统，其中所述车轮支撑构成第一车轮支撑，且还包括一相对的共轴的车轮支撑，该相对的共轴的车轮支撑被设计用于支撑一相对的车轮，所述相对的共轴的车轮支撑以结构上对称于第一车轮支撑的方式与摇臂 (41) 相连。

14. 一种车辆，其装备有根据权利要求 1 所述的悬架系统。

机动车车轮的悬架系统

[0001] 本发明涉及车辆的接地系统，特别涉及了悬架系统，更特别地涉及车轮的导向。

[0002] 本发明的技术内容和在本申请中使用的术语已经在公开号为 WO01/72572 的国际申请中详细说明了。读者可以参考该申请，尤其是该申请的前三页。

[0003] 本发明涉及悬架系统，该悬架系统使车轮支撑相对于车身具有一定的外倾自由度和悬架垂直变形自由度，其中之间悬架彼此独立。专利申请 EP1070609 就公开了这样一个装置。这些系统与当前在车辆上使用的大多数产品相比，使车轮具有更多的自由度。这些系统可以通过“被动”的方式工作，即其构造使得作用在车辆上的力可以产生一个在所需方向上的外倾变动。该变动可以是随意的、或通过控制方式受控。相反，如果外倾变动主要由一个执行器产生，则该动作就是“主动的”。

[0004] 本发明的一个目的就是例如在车辆转弯时，增强、加快或促进所需的外倾变动。在实际中不可避免地存在摩擦、刚性或惯性，从而限制或阻止外倾变动。因此希望至少在某些行驶状态下，正确引导外倾变动。

[0005] 本发明的另一个目的是简化这种系统的设计，特别是与悬架弹簧的推力轴线的位置相关的设计。事实上，已经发现悬架弹簧的推力轴线的位置大大影响了悬架系统的动态平衡，其中悬架弹簧将车身的负载传递到车轴上。作为实例，当单向或双向垂直力作用在悬架上时，这种影响是非常灵敏的。因此，为了优化现有技术中系统的操作，定位弹簧推力轴线位置的自由度必须非常小。希望增加这种设计的自由度，以便能够例如选择弹簧的位置，可以优化车身下方空间的使用或减少弹簧的数量。

[0006] 通过前述弹簧系统可以实现这些目的，根据本发明，该弹簧系统还包括一抗侧倾装置，随着车身的侧倾，该抗侧倾装置对外倾的影响可变。

[0007] 优选地，在本发明的系统中，车轮支撑被设计用于支撑一半径为“r”的与地面接触的车轮，车轮支撑相对于车身的外倾具有一个旋转瞬心，该旋转瞬心位于地面上方 0.3r 到地面下方 1.0r，更优选地到地面下方 0.5r 之间的范围内。

[0008] 根据本发明，抗侧倾装置优选地包括一预设一定转矩的抗侧倾杆，其安装在车身上且可相对于车身转动，所述抗侧倾杆以相对于车身平移的方式被牢牢固定。

[0009] 根据本发明的一个实施例，该抗侧倾装置包括容纳有流体的腔室，其体积可随着悬架的垂直变形而变化。

[0010] 优选地，该抗侧倾装置可以被主动控制。

[0011] 优选地，本发明的装置的构造使得在悬架小幅度垂直变形时，地面施加在车轮接触区域的横向力 (Fy) 不超过 0.1P 的限度，优选地为 0.05P，其中“P”为轴负载。

[0012] 本发明的装置的结构优选使得在悬架小幅度垂直变形时，在没有地面施加的横向力下，外倾变动不大于 2° 。

[0013] 优选地，抗侧倾装置的结构使得在悬架小幅度单向垂直变形时，悬架弹簧动作和悬架元件上的抗侧倾装置共同产生的推力轴线与理想推力轴线的交叉点最大相距距离“d”，其中该距离“d”等于轴距 (widthofthe axle) 的 6.5%。

[0014] 优选地，所述抗侧倾装置的布局使其可以影响在同一方向上的外倾变动和车身侧

倾角变动。

[0015] 优选地，抗侧倾装置包括一连接到悬架元件上的臂，所述臂相对于所述悬架平均位置的垂直方向倾斜，这样所述臂的上端比下端更接近于车轮平面，更优选地，臂相对于垂直方向倾斜的角度大于 5°。

[0016] 优选地，悬架系统包括一摇臂，其一端连接在车身上，另一端连接在悬架元件上，摇臂与车身的连接允许具有所述的外倾自由度。

[0017] 优选地，所述旋转瞬心位于地面下方，这样当所述横向力指向车辆内侧时，接触区域地面施加在车轮上的横向力会使车轮支撑沿减少外倾的方向相对于车身倾斜，当所述横向力指向车轮外侧时，会使车轮支撑沿增加外倾的方向相对于车身倾斜。

[0018] 优选地，本发明的系统还包括一相对的车轮支撑，其用于支撑所述车轴上的一相对的车轮，所述相对的车轮支撑与对称配置的第一车轮支撑的摇臂相连，从而使悬架系统可以在同一根轴上引导和悬挂该两个车轮。

[0019] 优选地，本发明的系统包括控制转向的装置，其将车轮支撑连接到摇臂上。这些转向控制装置还可以以转向取决于外倾方式，将车轮支撑连接到摇臂上。

[0020] 本发明还涉及一种车辆，该车辆装备有本发明的系统。该车辆的同一轴上可以装备两个装置，所述装置相对于车辆纵向轴线基本对称地布置。这两个装置可以互相连接从而每个车轮支撑的外倾运动被连接在一起。如果该悬架装置包括一可控制执行器，则后者就可作为车辆驱动参数的函数来控制。该车辆还可以在同一轴上包括两个独立装置，每个都被一个执行器独立地控制。

[0021] 下面将说明本发明的几个实施例来解释其特征和原理。很自然地，本发明可能有许多其他变形实施例。

[0022] 图 1、1a、2 和 3：是从纵向看的示意图，表示根据本发明第一实施例的系统的原理和操作；

[0023] 图 4、5、5a、5b 和 5c：是从纵向看的示意图，表示根据本发明第二实施例的系统的原理和操作；

[0024] 图 6：是从纵向看的示意图，表示本发明第二实施例的变形实施例；

[0025] 图 7 和 8：是从纵向看的示意图，表示本发明其他实施例的系统的原理；

[0026] 图 9，10 和 11：是从纵向看的示意图，表示根据本发明的车辆的原理。

[0027] 附图不是按比例绘制的。

[0028] 图 1 为根据本发明的悬架系统 1 的纵向平面视图。该平面视图（即二维图）非常方便，因为它清晰地表示了根据本发明的系统与现有技术的系统的区别之处。

[0029] 悬架系统 1 包括一个用来保持车轮 2 平面 PR 的车轮支撑 3、上臂 7 和下臂 8、摇臂 4 和悬架弹簧 6。半径为“r”的车轮 2 通过其接触区域 AC 与地面 S 接触。上臂 7 和下臂 8 的外端（相对于打算使用该系统的车辆而言）铰接到车辆支撑 3，它们的内端铰接到摇臂 4。摇臂 4 铰接到车身 5（示意地表示）上。这样，悬架系统 1 的构造给予车轮支撑一个相对于车身 5 的外倾自由度，这是因为车轮支撑能够相对于车身倾斜，以及一个悬架自由度，这是因为车轮支撑能够以一种已知的方式，例如“多臂 (multi-arm)”系统方式，来承受基本上垂直的移动。

[0030] 根据本发明，悬架系统包括一个抗侧倾装置 100。在图 1 示意地示出的实施例中，

该抗侧倾装置包括一基本上横向于车辆延伸的杆 101，且通过一个或多个轴承 103 可绕着轴线 104 转动地安装在车身上。抗侧倾杆 101 具有一个弯曲端 105，其相对于轴线 104 充当一个力臂。这个通常为水平的力臂通过杆 102 连接到悬架的移动元件上，此时移动元件为下臂 8。图中示出了抗侧倾装置 101 的左侧部分。已知抗侧倾装置的右侧部分（与左侧部分对称，在图中未示出）与相对的车轮的悬架元件相连。

[0031] 采用车轮 2 与地面 S 单点接触的古典理论，这种在平面内移动的旋转瞬心必须共线的理论，使外倾移动的旋转瞬心 (CIR r/c) 位于车轮平面 PR 和另外两个旋转瞬心所在线的交叉点，所述另外两个旋转瞬心就是摇臂相对于车身移动的瞬心 (CIR b/c) 和车轮支撑相对于摇臂的移动的瞬心 (CIRr/b)。这个运动学理论普遍适用于悬架系统领域。因而可以理解通过结构的选择，即构成悬架系统的不同元件的尺寸和方向（通过确定悬架元件的特征轴的位置）的选择，可以获得外倾移动旋转瞬心 (CIR r/c) 的一个所需位置。图 1 示出了一个处于平均位置的悬架系统，该平均位置可以这样确定，即对应于在平坦路面上沿直线行驶额定负载的车辆的位置。

[0032] 抗侧倾装置的一个功能是限制车身侧倾。事实上，当车身 5 倾斜时（例如转弯时），即当一个车轮相对于其他车轮的垂直变形方向基本相反时，抗侧倾装置通过在悬架的最大变形部分施加力来抵抗这种侧倾运动，相反减少传递到悬架变形较小部分的载荷。这就是抗侧倾装置的功能。

[0033] 根据本发明，抗侧倾装置 100 的另一个功能是影响外倾。事实上，当位于同一轴上的两个车轮垂直变形方向相反时，抗侧倾装置的结构使得其传递到悬架元件上的力改变外倾。优选地抗侧倾装置的结构使得其传递到悬架元件的横向力影响外倾的方式与影响侧倾的方式相同，也就是例如当车轮向右转弯时，车身会向左倾斜，抗侧倾装置会施加一力偶使车身向右倾斜（朝转弯的内侧），同时施加横向力到悬架元件上使车轮 2 向右倾斜（朝转弯的内侧）。

[0034] 在这样一个装置的诸多设计约束中，从图中可以清楚地看出，摇臂在车身上的铰接点的位置由于接近地面而受到限制，朝向附图的下面。这样，根据车辆所需的离地间隙，可以选择不同的结构。

[0035] 图 1 表示了一种特定结构的情况，其中弹簧施加的力 Fr 倾向车辆内部。在接触区域地面没有施加任何横向力到车轮的情况下（力 Fz 是垂直的），当车身施加到摇臂上的力 Rc 如图所示稍微倾向车辆内部时，就获得了平衡。这种判断可通过计算或作图来完成。装置各元件平衡的图解结构在图 1 中用虚线表示。可以看出即使弹簧推力是倾斜的也可以获得平衡条件。

[0036] 与图 1 中结构相比，图 1a 示出了一种令人感兴趣的变动。在悬架系统 1a 中，想法是车身 5 施加到摇臂 4a 上的力 Rc 也应该是垂直的。

[0037] 图 1 和 1a 表示的图解结构是基于系统 1 和 1a 的各元件平衡基础上的。在图 1a 中，两个力 (Fz 和 Rc) 都垂直，悬架系统的整个平衡要求第三力 (Fr) 也是垂直的。与图 1 中的结构相比，由于车身（处于平均位置）不受任何横向力，这种结构可以获得良好的车身静平衡，在图 1 中作用在车身上的对称力保持了车身的静平衡。

[0038] 图 1a 中的虚线说明，摇臂 4a 也可以是相对的车轮（基本对称的）悬架系统的摇臂，这将结合附图 10 更详细地说明。

[0039] 在图 1a 中示出的抗侧倾装置 100 与图 1 中的完全相似。但是在这种情况下，杆 102 是与上臂 7 相连接的，同时弹簧 6 仍与下臂 8 连接。

[0040] 图 2 表示图 1 所示的悬架系统在处于承受反向外倾时的结构。车轮 2 通过绕外倾的旋转瞬心 (CIR r/c) 旋转而朝车辆内部倾斜。需要注意的是该点的位置不是固定的，因为在该实施例中，悬架旋转瞬心 (CIR r/b) 的位置是随着上下臂 7 和 8 的转动而轻微变动的。当然这种变动本身还由系统的几何结构来控制。

[0041] 由于外倾运动的旋转瞬心 (CIR r/c) 位于接触区域的下方，所以在接触区域 AC，地面 S 施加到车轮 2 上的横向力 Fy 导致这里所示的外倾变动。这个指向车辆内部的力 Fy 可以由横向加速度产生，当转弯或地面 S 相对于水平面倾斜时产生该横向加速度。

[0042] 图 3 重复了图 1 和 2 的实施例，但是处于正向外倾变化的情况下，该正向外倾是由指向车辆外部的横向力 Fy 导致的。

[0043] 类似于图 1，图 4 示出了本发明的第二实施例。为了能够与第一实施例直接比较，旋转瞬心 (CIR r/b，CIR b/c，CIR r/c) 的位置基本相同。但这只是一个实例（如第一实施例中的情况），可能存在无数的结构。与图 1 中结构的差别在于摇臂 41 相对于车身 5 的铰接方式。摇臂绕着旋转瞬心 CIR b/c 的转动通过包含有两个杆 9a 和 9b 的连杆来实现，这两个杆都铰接到车身上，且在图示的平均位置，它们的轴线在摇臂 41 相对于车身 5 的旋转瞬心 CIRb/c 处相交。从而，摇臂 41 通过一个虚拟轴铰接在车身上，该虚拟轴不是像前面所示那样的铰接在一个固定的唯一点上的实际枢轴。有两个重要结论：一方面由于在摇臂振动时会大幅度移动，该点的位置相对于车身是不固定的，另一方面其相对于地面的位置不受限制，而同一点在图 1 所示的结构中相对于地面的位置是受限制的。图 4 所示的系统还包括一抗侧倾装置 100，该抗侧倾装置 100 包括与前面附图示出的相同的元件。然而在该实施例中，抗侧倾装置相对于车辆布置得较低，且杆 102 与车轮支撑 3 相连。

[0044] 图 5 示出了可与图 2 所示系统相媲美的处于外倾位置的相同悬架系统（但图中省略了抗侧倾装置）。

[0045] 为了确保接触区域在受到地面施加的垂直力 Fz 时保持很好的平衡，系统的结构必须使得在车轮的平均位置处，系统的每个元件都是平衡的。

[0046] 图 5a 和 5b 表示了一种获得这种平衡条件的方法。在图 4 所示实施例的基础上示出的这种结构基于一种假设，即弹簧在其中一个臂上产生垂直推力 Fr，这里所述臂为下臂 8。悬架系统的平衡取决于外力，所述外力为接触区域地面施加的垂直力 Fz、弹簧施加在臂 8 上的力 Fr、和杆 9a 和 9b 施加在摇臂上的合力 Fb。图 5b 表示了系统的特征尺寸。“E”为接触区域中心与车轮支撑 3 铰接到支撑该弹簧的臂 (8) 的铰接点之间的连线在水平线上投影的距离。“E′ ”为摇臂相对于车身的旋转瞬心 (CIR b/c) 到带弹簧的臂 (8) 铰接到摇臂 (41) 的铰接点之间的连线在水平线上投影的距离。“H”为在外倾平面上，摇臂 41 与带弹簧的臂 (8) 的铰接点到不带弹簧的臂 (7) 的轴线之间的距离。“A”为在外倾平面上，接触区域中心和弹簧推力 Fr 的轴线之间距离。“B”为在外倾平面上，旋转瞬心 (CIR b/c) 和弹簧推力 Fr 的轴线之间的距离。需要注意的是当旋转瞬心 CIR b/c 位于车辆中间平面内时，距离 A 和 B 的和等于车辆的半个轮距 (half-track)。

[0047] 从这些假设出发，各元件的平衡方程的解导出下列条件：当比率 EBH′ /E′ AH 等于 1 时可以获得良好的平衡。该公式是基于没有摩擦的连接或刚性连接的假设。实际上，

当系统构造成接近平衡时，可以获得满意的操作，例如比率 EBH′ /E′ AH 在 0.5 到 1.5 之间时。这个标准当然可以广泛应用于其他结构上，而不只限于这里所示的结构。将该标准应用到一给定的结构（给定 A+B,E,E′ ,H 和 H′ ）的一种方法是，例如，从中算出垂直推力 Fr 的理想轴线的位置（通过计算 A 和 B)。

[0048] 当推力不垂直时，为了充分满足系统和其元件的平衡条件，平衡方程的解显示出，对于给定的结构，弹簧推力的轴线必须经过一唯一点。该唯一点可定义为理想推力轴线的汇聚点。

[0049] 为了确定该汇聚点，可以确定出两个不同的理想轴线，并求出它们在外倾平面内的交叉点。已经发现，该点位于各理想推力轴线和一条线的交点，该一条线经过摇臂相对于车身的旋转瞬心和带弹簧的臂在摇臂上的枢轴点。如下所述的，该发现可以简单地从结构上判定汇聚点。

[0050] 在图 5c 中参照图 5 示出的实施例结构，表示了确定汇聚点的图解法。为了确定这个点 (G)，在此情况下，使用了一个特定的理想垂直推力轴线 (Drv)，其位置可确定为系统几何特征的函数。事实上，已经指出，在垂直推力的情况下，理想推力轴线的位置满足的条件为，比率 EBH′ /E′ AH 等于 1（参加图 5b)。线 Dcg 是经过点 CIR b/c 和带弹簧的臂（这里是下臂 8) 在摇臂 41 上的枢轴点的线。线 Drv 在点 G 处与线 Dcg 相交。因此该点 G 就是唯一点（对于给定结构），推力轴线必须经过该点以确保很好的平衡。G 是理想推力轴线的汇聚点。已经示出了在车轮平均位置上满足平衡条件的理想推力轴线的四个实施例 (Ar1，Ar2，Ar3，Ar4)。还示意地示出了弹簧。实际上弹簧可以以许多方式包含在系统中，关键的标准是其推力的轴线 (Ar1，Ar2，Ar3，Ar4) 位置。

[0051] 在悬架装置工作过程中，由于各元件位置的变化，弹簧的推力轴线也可以改变。于是弹簧的推力轴线可能从点 G（在平均位置上确定的）移开，这就失去了良好的平衡。

[0052] 除了其在装置工作过程中变化之外，在平均位置上，由于例如制造公差和 / 或如铰接刚度等的设计折衷，推力轴线也可能远离汇聚点。然而优选地，当车辆直线行驶时，在悬架发生大幅度垂直变形时，接触区域的地面产生的施加在车轮上的横向力不超过 0.3P 的限度，其中“P”为轴负载。一种满足该条件的方法是，当悬架发生大幅度垂直变形时，确保在外倾平面上点 G 和弹簧推力轴线之间的距离不超过距离 A+B 的 20％。同样优选地，当车辆直线行驶时，在悬架发生小幅度垂直变形时，接触区域的地面产生的施加在车轮上的横向力不超过 0.1P 的限度。一种满足该条件的方法是在平均位置上，确保在外倾平面上点 G 和弹簧推力轴线之间的距离不超过距离 A+B 的 13％。由于最后一个标准是应用在平均位置上的，所以可以很容易地通过悬架系统的静态测量方法进行检测。

[0053] 在悬架大幅度垂直变形时，为了满足上述的第一距离标准，已经用中心为汇聚点 G 的第一环 Cd（其半径等于距离 A+B 的 20％）示意地表示了推力轴线必须经过的区域。

[0054] 为了满足上述的第二距离标准，已经用第二环 Cs（其半径等于距离 A+B 的 13％）示意地表示了推力轴线必须经过的区域。

[0055] 图 5c 所示的实施例是一个特定结构，但很容易看出，对于根据本发明系统的任何结构，可以通过类似方法确定汇聚点 (G)，而与该理论有关的平衡标准也可适用。

[0056] “理想推力轴线”或“推力的理想轴线”是指弹簧的任何推力轴线，这样在接触区域地面不施加任何横向力的情况下，在车轮平均位置上，装置能够处于良好的平衡。车轮平均

位置可定义为设计位置，即当每个车轮都处于额定负载且车轮平面的定位与直线行驶方向相吻合时，该位置是车轮相对于车身的位置。

[0057] 在悬架小幅度、单向垂直变形时，考虑到抗侧倾装置的动作，该理论可以应用到总的推力轴线上，该推力轴线是悬架弹簧和抗侧倾装置的组合作用产生的。于是总的推力轴线必须满足上述平衡标准。

[0058] 优选地，抗侧倾装置的结构使得在悬架小幅度垂直变形时，地面没有施加任何横向力 (Fy) 时，外倾变化不超过 2° 。

[0059] 一个有趣的满足标准的方法是对结构参数做一系列实验，然后选择最较好的结构，选择该标准用于根据本发明装置的操作。

[0060] 术语“大幅度垂直变形”可以理解为在车轮平均位置的任一侧上的悬架垂直变形，该悬架垂直变形可达到该悬架允许变形的 80％，“小幅度垂直变形”是指在车轮平均位置的任一侧上的悬架垂直变形，该悬架垂直变形被限制为悬架允许变形的 20％。

[0061] “结构”可以理解为在车轮平均位置确定的悬架系统几何特征的组合。

[0062] 图 5a 表示了一个类似于图 1 的抗侧倾装置 100。

[0063] 图 6 表示了一个类似于图 4 和图 5 的实施例，但其外倾的旋转瞬心 (CIR r/c) 是通过不同的结构获得的。事实上，在该结构中，上下臂 71 和 81 都朝较低的一点 (CIR r/b) 汇聚（此时该点位于车辆外侧），摇臂 41 相对于车身 5 的枢轴点（即旋转瞬心 CIR b/c）必须也较低。在图示的实施例中，该点低于地面 S，也就是说它可以是一个虚点。图 1 到 3 所示的系统不能产生这种旋转瞬心。示出的实例表示了根据本发明抗侧倾装置的另一个实施例。该抗侧倾装置 110 是根据连通器的原理工作的。杆 112 控制一活塞 115，该活塞在一个连接到车身 5 上的缸体 114 中移动。活塞 115 分隔两个腔室，所述腔室分别充有流体（气体和 / 或液体）。通过管 111 两个腔室中的压力被传递到平衡装置中，该平衡装置作用在相对车轮的悬架系统上，从而车轮 2 的悬架变形会使相对车轮以相同的方向移动。由于这个原因，连接管 111 可以被联接成，例如，使缸体 114 的下腔室与相对缸的上腔室相连，反之亦然。还可以在这个流体管路中包含一主动或被动控制装置。

[0064] 图 7 表示了一个与上述实施例差别比较大的实施例，区别在于外倾旋转瞬心 (CIR r/c) 的所需位置是通过将摇臂 44 相对于车身 5 的位于上方旋转瞬心 (CIR b/c) 与车轮支撑相对于摇臂的位于臂 72 和 82 交叉处的旋转瞬心 (CIR r/b) 结合起来获得的。杆 (9e，9f) 的定位与前述结构相比来说是相反的，以获得点 CIR b/c 的这种位置。自然地，这只是一个实施例，摇臂 44 的铰接装置当然也可以具有图 1 所示的形式，只要转动是出现在相对于车身 5 的所需高度的位置就行。这种结构的一个优点就是这种悬架系统的侧倾中心略微高于前述结构的。这种效果在例如重心相对较高的车辆上，例如小型货车或 SUVs(“多功能运动车”) 上，是特别有利的。

[0065] 图 8 表示了一个与上述实施例差别比较大的实施例，区别在于使用了一种铰接到摇臂 45 的摆臂滑柱式 (Macpherson) 悬架结构 (73，83)，摇臂 45 的功能与上述的摇臂相同。外倾旋转瞬心 (CIRr/c) 的所需位置是通过将摇臂 45 相对于车身 5 的旋转瞬心 (CIR b/c) 和车轮支撑相对于摇臂的旋转瞬心 (CIR r/b) 结合起来获得的，其中旋转瞬心 (CIR r/b) 位于下臂 82 的轴线与摆臂滑柱 73 的轴线法线的交叉处。杆 (9g，9h) 的安放与前述实施例中的情况相似。自然地，在这里说明的大部分实施例中，摇臂与车身的连接可以是一个移动

的虚点（如图 8 所示）或固定的实点（如图 1 到 3 所示）或固定的虚点。

[0066] 图 9 表示了根据本发明的一种车辆。其具有两个根据本发明的悬架系统，这两个悬架系统相对于车辆纵向轴线基本上对称地布置。这里示出的悬架系统就是前面图 4 和图 5 所示悬架系统。它们之间当然可以彼此独立，也可选择通过一连接装置，例如一推杆 50（虚线表示）连接在一起。这使得两个车轮 (2a，2b) 的运动至少就外顷而言是连接的。这样的连接可使其更容易地满足车辆平衡条件。当两个系统是独立的时候，可以独立地对其进行控制。如果独立控制是主动的，那么每个车轮都可以不同的方式进行调节。例如，可能需要只改变位于转弯外侧的车轮的外倾。

[0067] 图 9 表示了相对较近的摇臂 (41a，41b)，但这只是一个特定结构，相比之下，每个摇臂都可以与它们各自的车轮较近。

[0068] 可选择地，在类似的设计中，例如为了使横向臂 (7a，8a，7b，8b) 变得长一些，摇臂 41a 和 41b 可以沿着车辆纵向轴线处于稍微不同的平面中，其中引导左侧车轮 2a 的臂铰接在右侧摇臂 41b 上，反之亦然。

[0069] 这里，抗侧倾装置 100 作为整体表示出。其与图 4 所示的抗侧倾装置类似，只是杆（分别是 102a 和 102b）与上臂或叉形臂 (wishbones) 连接（分别是 7a 和 7b）。

[0070] 图 10 表示了根据本发明的另一种车辆。其装备有根据本发明悬架系统 18 的优选实施例。该系统与前面所述系统比较而言，另外还包括一个相对的车轮支撑 3b，其被设计用来支撑一相对车轮 2b，该车轮的轴支撑车身 5。在与车轮支撑 3a 基本上对称的结构中，该相对的车轮支撑 3b 与摇臂 41 相连。该实施例的一个优点在于所包含的元件数量小于图 9 所示的实施例。这通常会直接影响成本。另一个优点在于完全具有图 9 所示的选择实施例的连接效果。根据本发明车辆的这个实施例与图 9 所示的相比，又一个不同之处是该系统可以安装在车辆下方，从而占据了较少的空间。已经在这里说明了一特定设计，但是自然地，本发明的任一个实施例（无论前面是否已说明了）都能够形成这样的单轴。

[0071] 这里，已经整体表示了抗侧倾装置 100。在该实施例中的抗侧倾装置与图 1 中所示的类似。

[0072] 在该图中，可用清楚地看出抗侧倾装置的工作过程：例如，如果左侧车轮 2a 相对于车身 5 向上移动，左侧杆 102a 就将左侧下臂 7a 的移动传递到抗侧倾杆 101 的左侧杆 105a 上。于是抗侧倾杆就绕着其轴线 104 旋转，并通过右侧杆 105b 和杆 102b 传递给右侧下臂 7b 一个力，该力使右侧车轮 2b 相对于车身向上移动。

[0073] 图 11 示意地表示了处于侧倾情况下的图 10 所示的车辆。例如，由于车辆向右转弯，车身就向左倾斜一角度 α。如上所示，当车身倾斜时，抗侧倾杆的轴线也倾斜且抗侧倾装置将载荷施加在悬架的左部分上，并减轻右部分的负载。还示意地表示了（通过左杆 105a 和右杆 105b 的不对称性）抗侧倾杆 101 绕着其轴线 104 扭曲的情况。图中清楚地示出了抗侧倾装置 100 还影响外倾。事实上，在侧倾作用期间，由于杆 102a 和 102b 相对于垂直方向倾斜，该抗侧倾装置施加一横向力到摇臂 41 上使其转动。在该图中，产生的力倾向于使车轮向图中右方向倾斜，即使外侧车轮（左车轮 2a）反向外倾，而内部车轮（右车轮 2b）外倾。

[0074] 因此左车轮 2a 的倾斜角 β 是由两个因素导致的：施加在轮胎接触区域（参见图 5）的横向力的作用和抗侧倾装置的作用。抗侧倾装置在外倾和车身侧倾上所起的作用是同

一轴上两个车轮之间的悬架垂直变形差的函数。

[0075] 这些附图清楚地表示了，所述杆相对于垂直方向的倾斜杆越大，其对外倾的影响越大。清楚地，抗侧倾杆的刚性必须是这种倾斜的函数，以确保车身侧倾控制的需求。

[0076] 很明显，所示结构结合了几何特征和技术特征。虽然没有明确地说明太多数量的结合，但是对于悬架系统领域的人员来说，很明显，所述的元件和已知的但未说明的任何元件可以通过不同方式结合在一起。附图的目的仅仅是用来说明本发明的原理。

[0077] 如所看到的那样，作为所需操作特性的一个函数，外倾旋转瞬心(CIR r/c)的位置可以在地面上方0.3r到地面下方0.5r的范围内进行选择(r是车轮的半径)。该点位于地面附近的事实使得半轮距变动受到限制。例如，在旋转瞬心位于距离地面0.5r的位置，且车轮半径为300mm的情况下，5°的外倾会使相对于车身的接触区域移动(半轮距变动)大约12mm。

[0078] 图中示出的各种不同的实施例说明了一个事实，即本发明的悬架系统可根据非常不同的悬架原理来制造，只要能够获得所需的运动学精度即可。特别地，以任意形式表示的摇臂可以采用任何适当的形式，只要这些形式允许铰接轴得到合理的定位，且能够支撑悬架应力。这些同样适用于其他构成元件，例如横向臂。

[0079] 外倾平面可以被定义为与地面垂直且横切车辆的平面，且经过接触区域内的合力作用点。图中示出了在该平面内的本发明的原理和不同实施例。这种二维图表示的优点在于能够清楚地表示出根据本发明系统的主要特征，其目的是外倾的变动可控。在这种表示法中，外倾是在平面内绕着一个枢轴点(旋转瞬心)的转动。然而不能忘记的是，在实际中(三维空间中)旋转是绕着一个实际的或虚的枢轴(旋转瞬时轴线)转动的。在图示的平面中，该轴线由一个点来表示。该轴构造成基本上与地面和车辆纵轴线平行，以使外倾变动为可见的。但是通过改变该轴线的定位，作为车轮在接触区域承受的横向(转弯)和纵向(制动，加速)力的函数，可以产生转向、前束、后束或方向稳定性(tracking)的附加效果。通过做实验和/应用理论，那些本领域技术人员可以确定作为系统预期动作的函数而采纳的定位。例如，实验已显示出枢轴相对于水平线倾斜6°可以产生与外倾相关的转向效果，其角度小于外倾角的10倍。从而当横向力产生5°的外倾时，转向效果为0.5°。例如，通过为车辆装备一相对垂直方向倾斜6°的装置，可获得所述枢轴的倾斜。

[0080] 图中没有表示出所有所需的元件，但是这些元件都已知为悬架系统的一部分。特别的，本领域技术人员将会理解如何确保车轮平面的纵向位置，例如，通过一纵向臂或通过引导摇臂，并通过一叉形臂或梯形臂将摇臂联接到车辆支撑上。类似地，在转向时，通过一与转向系统连接的元件，或者通过一固定尺寸的元件，例如一非转向轴的前杆(track rod)，来确保车轮平面的位置。然而，在根据本发明系统的一优选实施例中，这些转向控制元件直接将车轮支撑连接到摇臂上，这样可以控制转向而不会受到干扰，这些干扰是根据本发明装置的可能外倾变动造成的。优选地，由于摇臂的运动直接与外倾相连，摇臂与车轮支撑的这种连接可用来产生作为外倾的函数的转向效果。这样，当外倾被横向力控制时(在本发明系统以被动方式工作时)，转向可由横向力引起。因此该效果与上述枢轴倾斜相同。

[0081] 如前面所述，图中示出了图形，即外倾平面中的二维平面图。该图清晰地示出了根据本发明系统的理论外倾图形和轮距变动时的操作。在实际中，即在三维空间中，根据该技

术理论的系统可通过从二维图中精确地推断它们的特征来设计。在这种情况下，变成轴线的枢轴点垂直于外倾平面。然而，该技术理论还可以应用到这样的系统中，该系统与这里描述的二维图比较，在外倾平面上的投影不同，但在外倾平面上的运动相同。例如，这种系统可以包括一下叉形臂、一上叉形臂和一轮距杆。这种系统在外倾平面内的平移超出了在二维图中的平衡结构。它可能是车辆在外倾平面内绕着其平均平面移动的实验结果或理论研究结果，从而可推断出所述等效结构。

[0082] 根据本发明的悬架系统的不同元件可通过各种不同的方式铰接。目前在地面接触系统领域中使用的弹性铰接使得系统能够更容易地获得平衡，这是因为它们引进了刚性。另外，已知它们还可以提高车辆的舒适度。

[0083] 可实施本发明的系统来补偿在现有车辆中地面接触系统元件的变形，并可以改善性能。换句话说，本发明的系统可用来保证车轮平面在所有情况下基本上保持与地面垂直或稍微倾斜，从而还允许轮胎的任何变形。该结果通常是由本发明系统来实现的，该系统有用的外倾幅度仅为几度。然而，本发明系统还用于实现较大的外倾变动，即允许地面接触系统的工作方式更像两轮摩托车，而不是像目前市场上的带三个或三个以上车轮的车辆。

[0084] 当使用抗侧倾杆时，轴承 103 必须确保该杆相对于车身轴向固定，以传递横向力。这可通过一刚性支座或一弹性接点来实现。一优选实施例使用弹性套筒，弹性套筒可以确保杆可以转动且同时横向被支撑。

[0085] 在本发明的悬架系统中，由于抗侧倾装置影响外倾，可控抗侧倾装置的使用能够通过控制抗侧倾装置来影响外倾。不同的主动或可控抗侧倾装置都是如此。

[0086] 总之，图中表示的车轮 (2) 包括一气胎，但是本发明当然与任何类型的车轮都相关，无论它是否是弹性轮胎、是否是气胎，其一个基本的特性在于旋转瞬心相对于接触区域的位置，无论在哪。

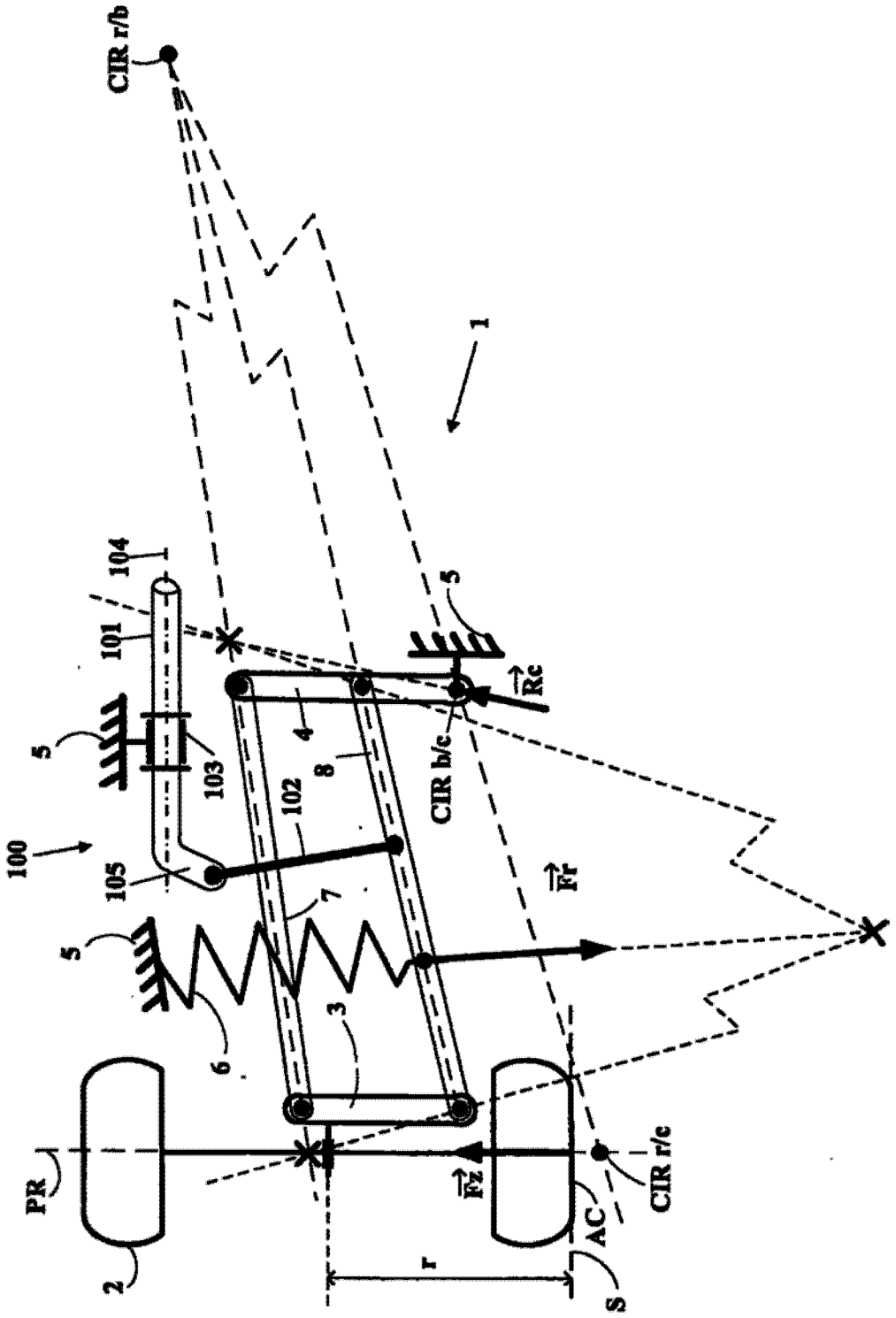

CIR r/b
1
104
101
5
103
100
105
102
8
4
CIR b/c
Rc
Fr
7
5
6
3
PR
2
Fz
AC
CIR r/c
r
S

图 1

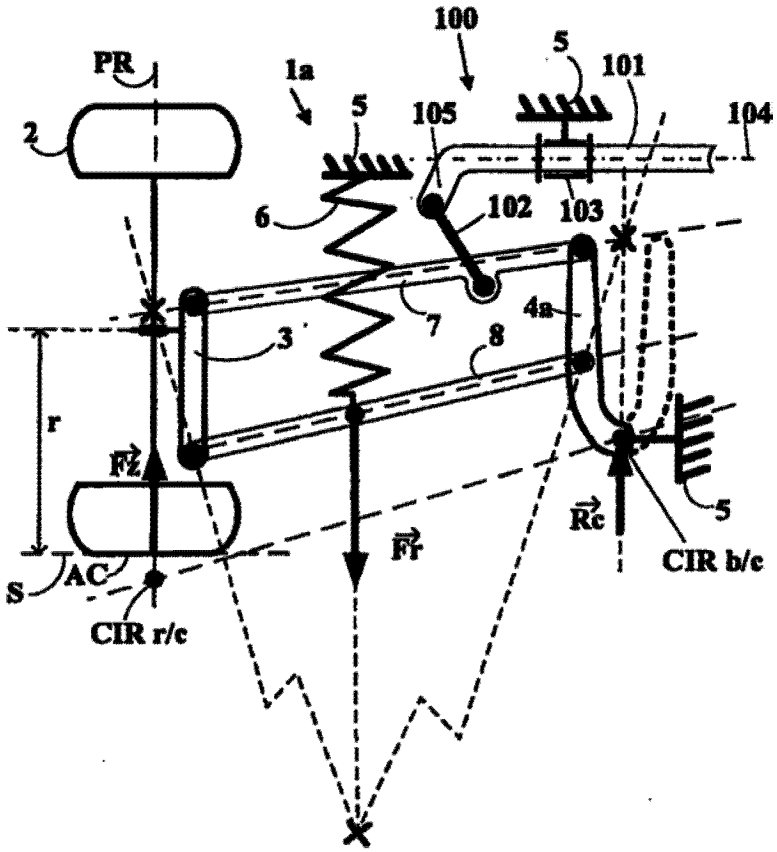

100
PR
1a
5
101
2
5
105
104
6
102
103
4a
7
3
8
r
Fz
Rc
5
Fr
S
AC
CIR b/c
CIR r/c

图 1a

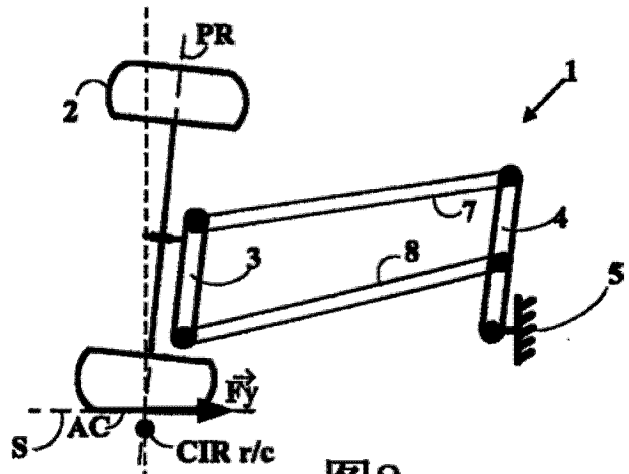


图2

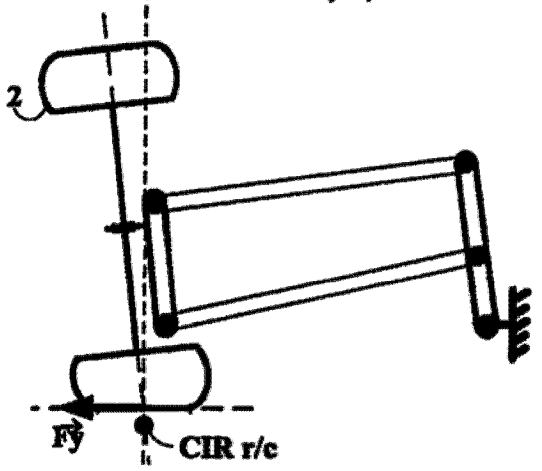


图3

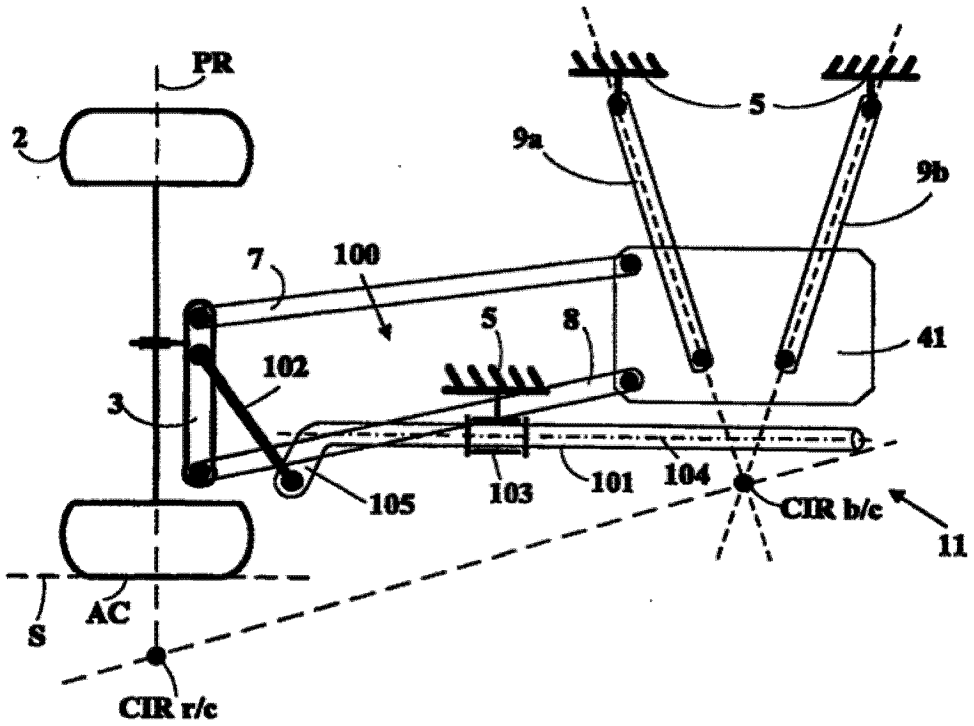

PR
2
5
9a
9b
7
100
5
8
41
102
3
105
103
101
104
CIR b/c
11
S
AC
CIR r/c

图 4

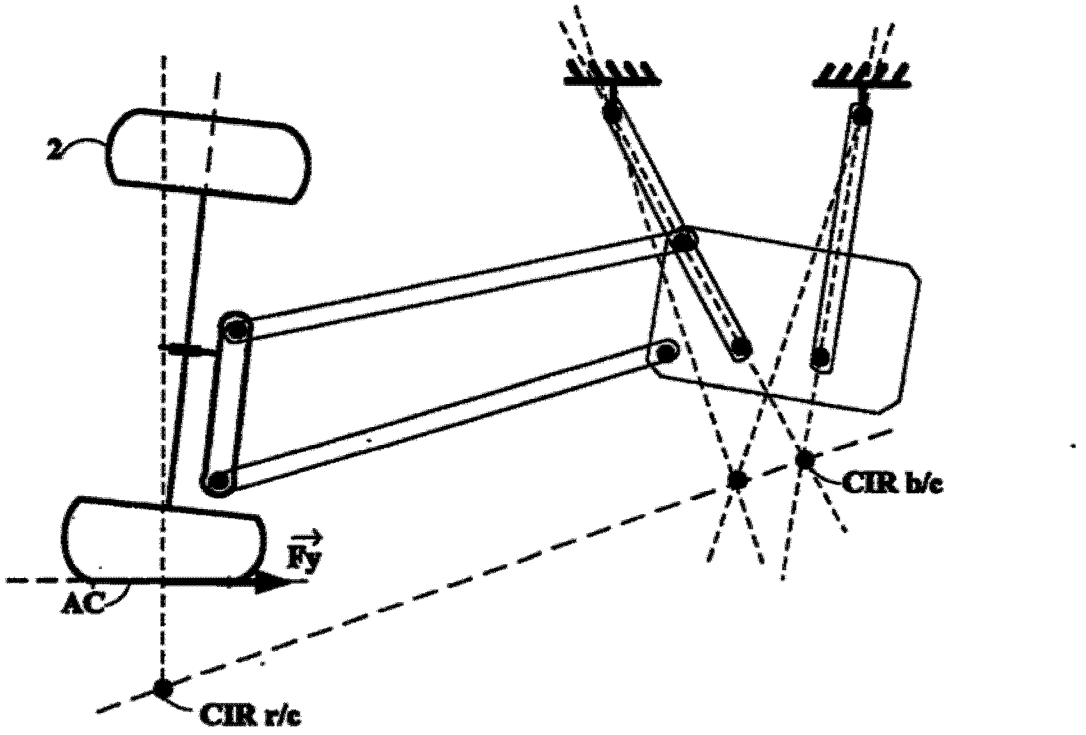

2
CIR b/c
Fy
AC
CIR r/c

图 5

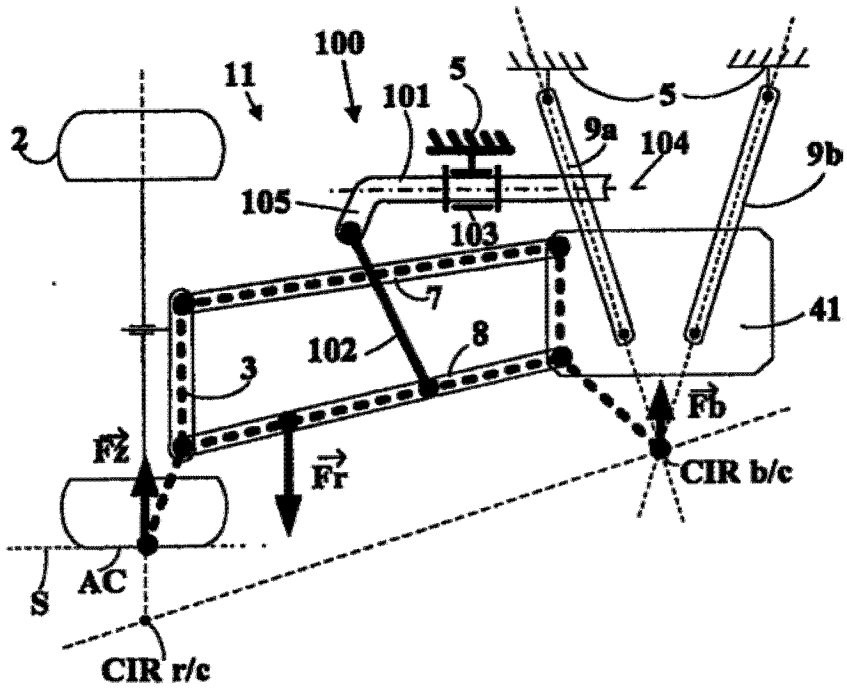

100
11
101
5
5
2
9a
104
9b
105
103
7
41
102
8
3
Fb
Fz
Fr
CIR b/c
AC
S
CIR r/c

图 5a

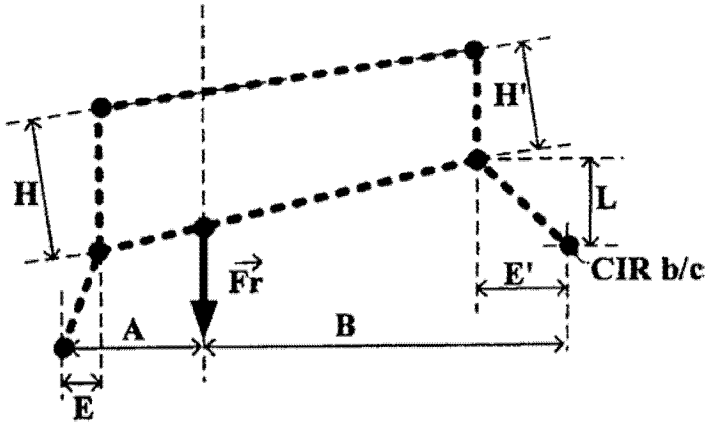

H'
H
L
Fr
E'
CIR b/c
A
B
E

图 5b

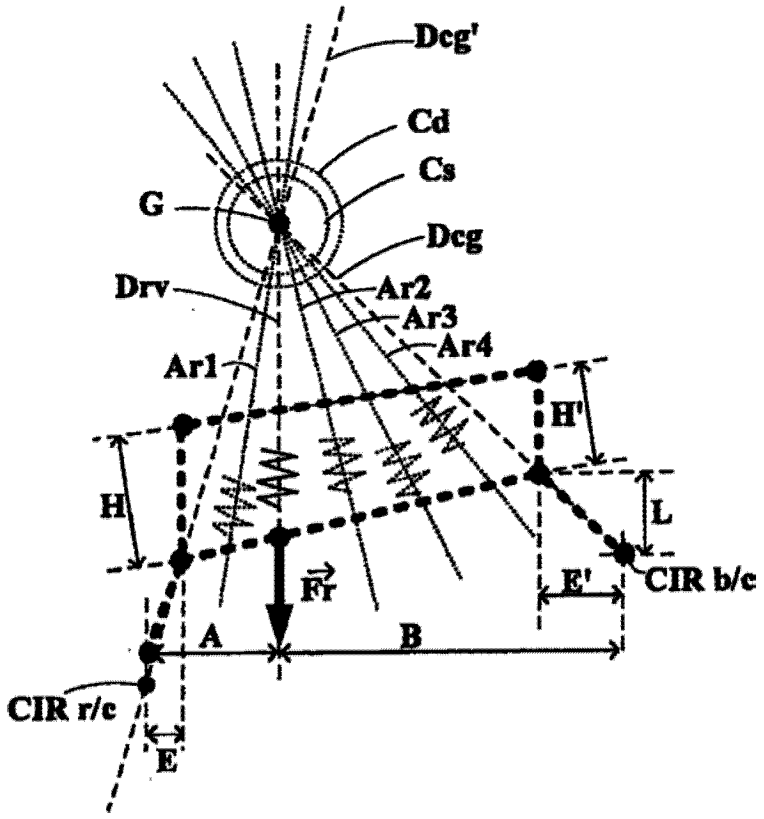

Dcg'
Cd
Cs
G
Dcg
Drv
Ar2
Ar3
Ar4
Ar1
H'
H
L
Fr
E'
CIR b/c
A
B
CIR r/c
E

图 5c

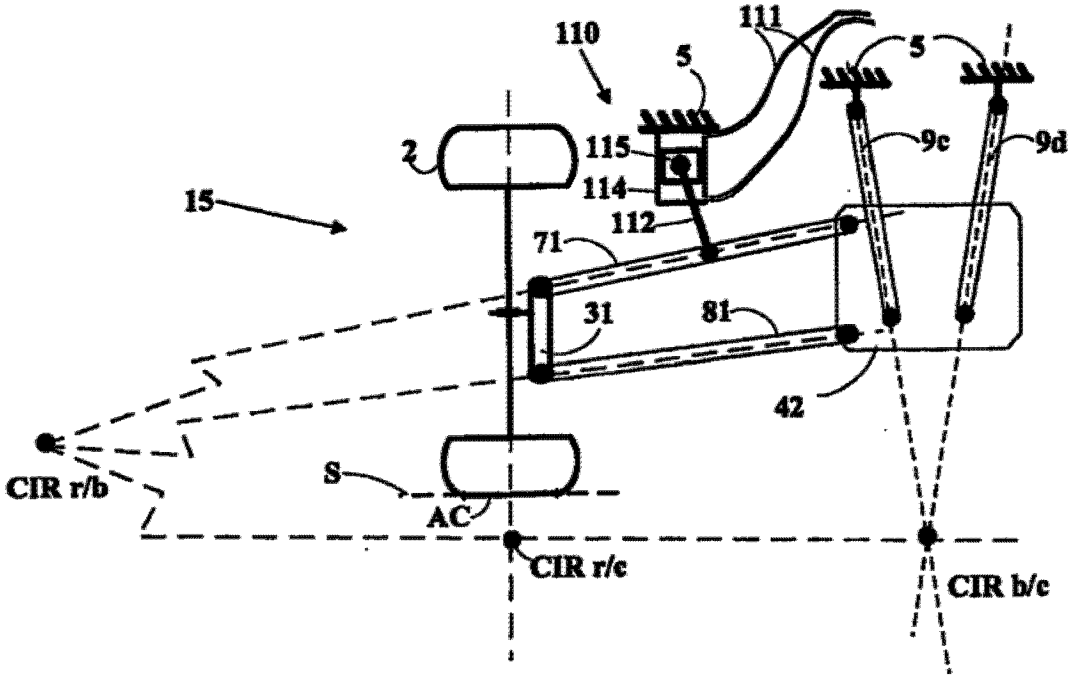

110
111
5
5
2
115
9c
9d
114
15
112
71
31
81
42
S
CIR r/b
AC
CIR r/c
CIR b/c

图 6

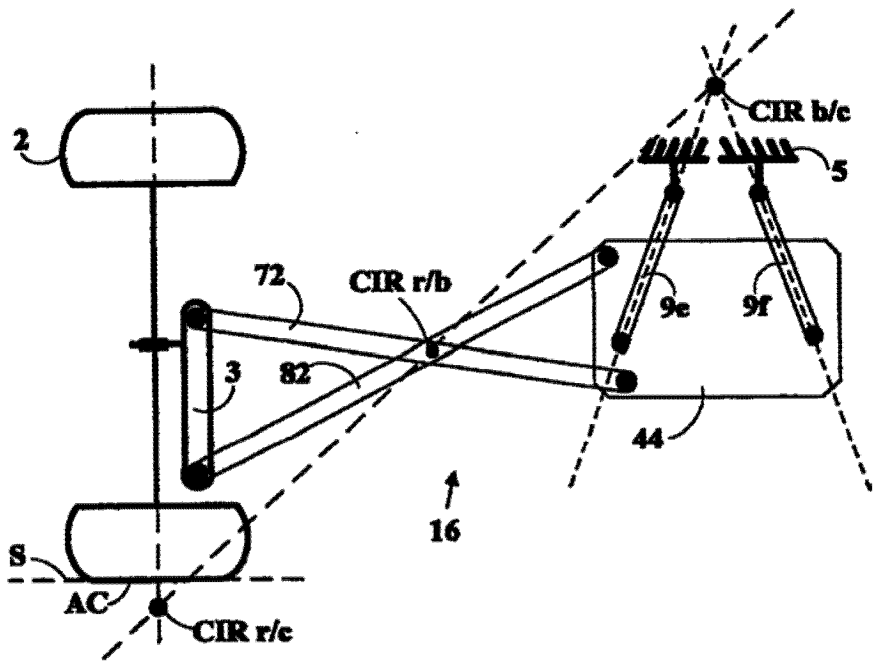

2
72
CIR r/b
CIR b/c
5
9e
9f
3
82
44
16
S
AC
CIR r/c

图 7

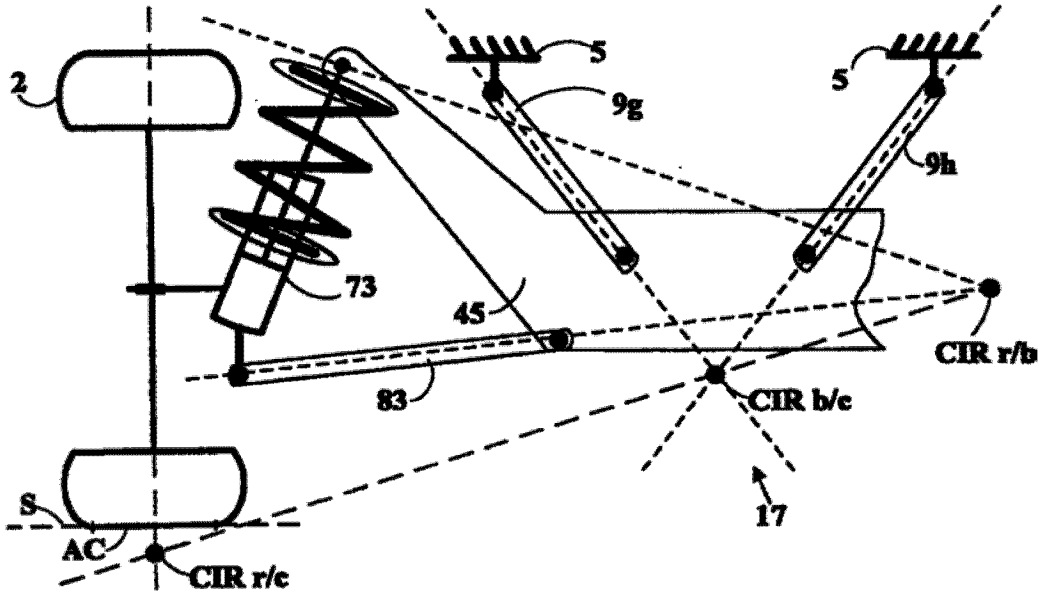

2
5
9g
5
9h
73
45
CIR r/b
83
CIR b/c
17
S
AC
CIR r/c

图 8

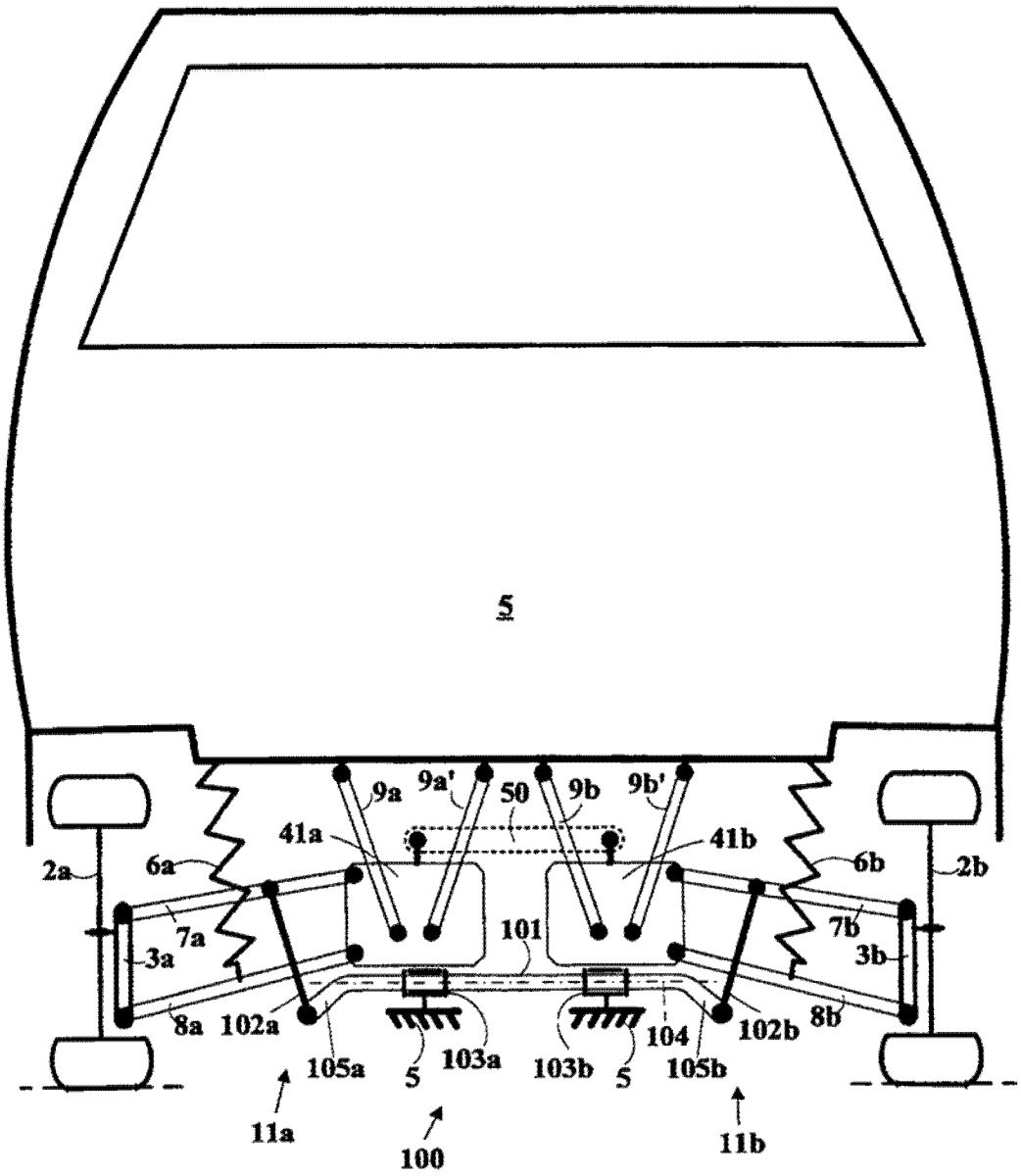

5
9a
9a'
50
9b
9b'
41a
41b
2a
6a
6b
2b
7a
7b
3a
3b
101
8a
102a
105a
5
103a
103b
5
104
102b
105b
8b
11a
100
11b

图 9

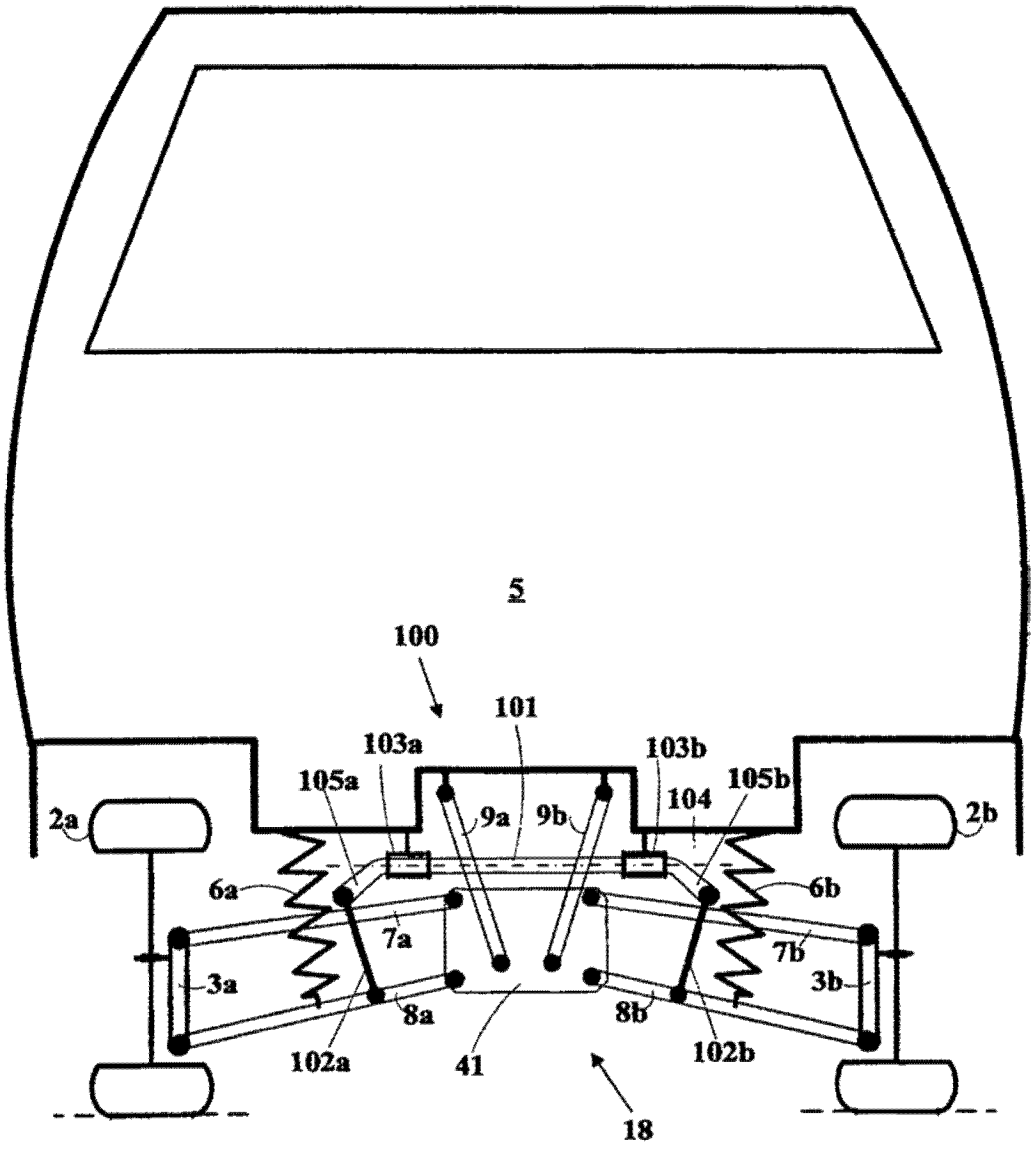

5
100
101
103a
103b
105a
105b
104
9a
9b
2a
2b
6a
6b
7a
7b
3a
3b
8a
8b
102a
102b
41
18

图 10

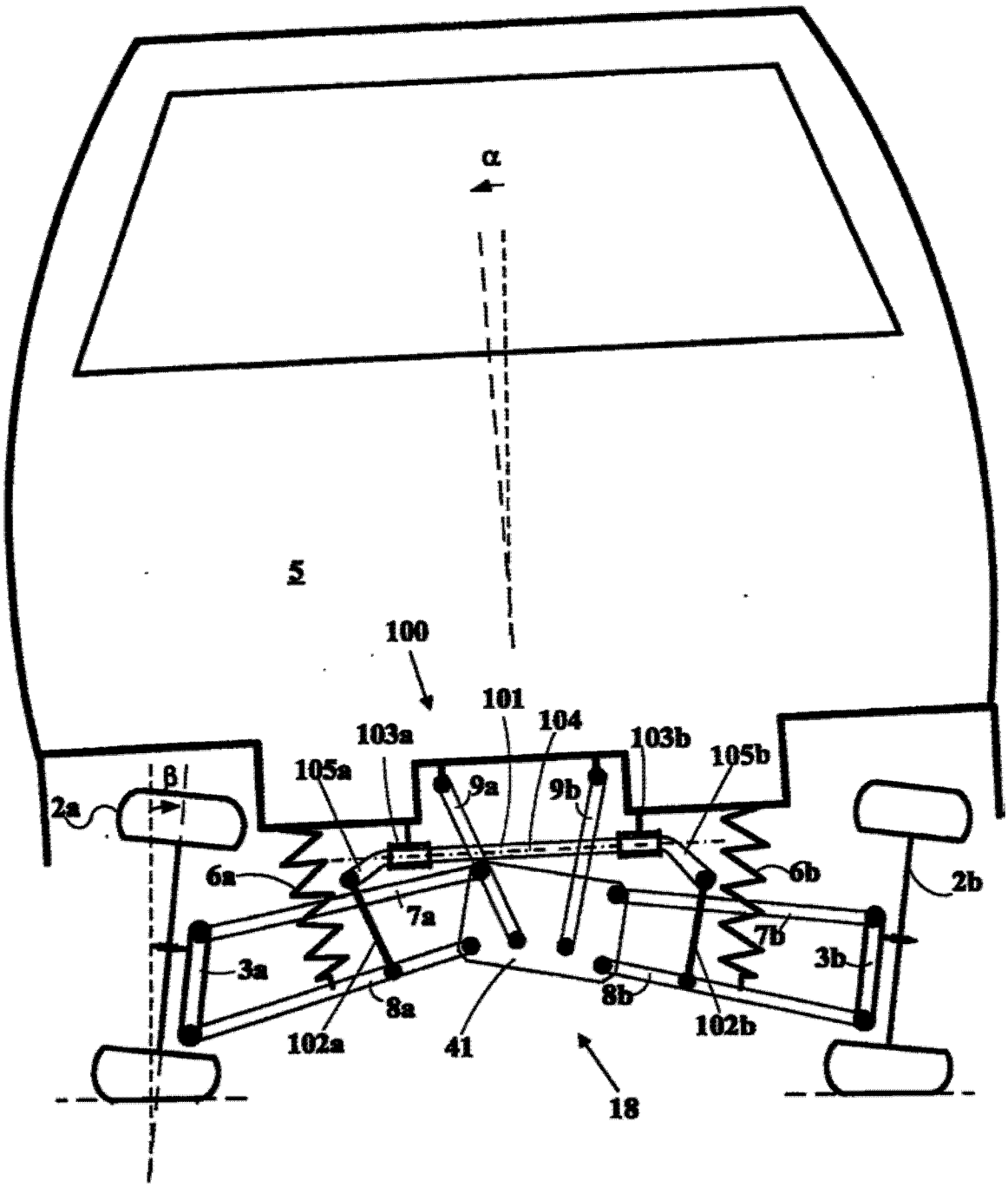

α
5
100
101
103a
104
103b
105b
105a
9a
9b
β
2a
6a
6b
2b
7a
7b
3a
3b
8a
8b
102a
102b
41
18

图 11