



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 114270077 A

(43) 申请公布日 2022. 04. 01

(21) 申请号 202080058616.8

(22) 申请日 2020.10.22

(30) 优先权数据

102019216510.9 2019.10.25 DE

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2022.02.18

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2020/079810 2020.10.22

(87) PCT国际申请的公布数据

WO2021/078894 DE 2021.04.29

(71) 申请人 ZF 腓德烈斯哈芬股份公司

地址 德国腓德烈斯哈芬

(72) 发明人 马蒂亚斯·赖施 斯特凡·贝克

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限
责任公司 11219

代理人 潘小军 王伟达

(51) Int.Cl.

F16H 48/06 (2012.01)

F16H 48/22 (2012.01)

F16H 48/32 (2012.01)

F16H 48/34 (2012.01)

F16H 48/38 (2012.01)

B60K 1/00 (2006.01)

B60K 17/16 (2006.01)

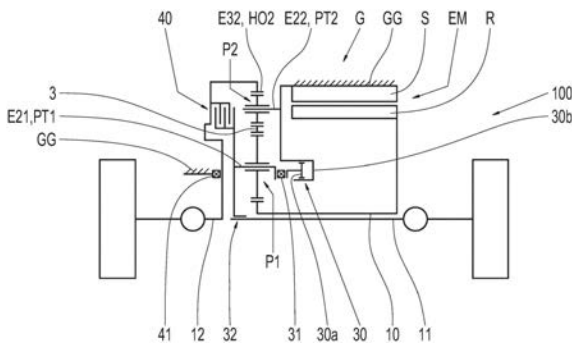
权利要求书2页 说明书17页 附图30页

(54) 发明名称

传动装置、驱动系和具有传动装置的车辆

(57) 摘要

本发明涉及一种传动装置(G),其包括输入轴(10)、第一输出轴(11)、第二输出轴(12)、第一行星齿轮组(P1)以及与第一行星齿轮组连接的第二行星齿轮组(P2),其中,行星齿轮组(P1、P2)分别包括多个元件(E11、E21、E31、E12、E22、E32),其中,-输入轴(10)与第一行星齿轮组的第一元件(E11)抗相对转动地连接,-第一输出轴(11)与第一行星齿轮组的第二元件(E21)抗相对转动地连接,-第二输出轴(12)与第二行星齿轮组的第三元件(E32)抗相对转动地连接,-第一行星齿轮组(P1)的第三元件(E31)经由轴(3)与第二行星齿轮组的第一元件(E12)抗相对转动地连接,以及-第二行星齿轮组的第二元件(E22)被固设在抗相对转动的结构元件(GG)上。设置有切换元件,切换元件布置和构造成使两个输出轴(11、12)以传递转矩的方式相互连接起来,从而使得转矩在切换元件径向外被引导到两个输出轴(11、12)中的一个输出轴。



CN 114270077 A

1. 传动装置(G), 所述传动装置包括输入轴(10)、第一输出轴(11)、第二输出轴(12)、第一行星齿轮组(P1)以及与所述第一行星齿轮组连接的第二行星齿轮组(P2), 其中, 所述行星齿轮组(P1、P2)分别包括多个元件(E11、E21、E31、E12、E22、E32), 其中,

- 所述输入轴(10)与所述第一行星齿轮组的第一元件(E11)抗相对转动地连接,
- 所述第一输出轴(11)与所述第一行星齿轮组的第二元件(E21)抗相对转动地连接,
- 所述第二输出轴(12)与所述第二行星齿轮组的第三元件(E32)抗相对转动地连接,
- 所述第一行星齿轮组(P1)的第三元件(E31)经由轴(3)

与所述第二行星齿轮组的第一元件(E12)抗相对转动地连接, 以及

- 所述第二行星齿轮组的第二元件(E22)被固设在抗相对转动的结构元件(GG)上,

其中, 设置有切换元件(40), 所述切换元件布置和构造成使所述两个输出轴(11、12)以传递转矩的方式相互连接起来, 从而使得转矩在所述切换元件径向外被引导到所述两个输出轴(11、12)中的一个输出轴。

2. 根据权利要求1所述的传动装置, 其中, 所述切换元件(40)是离合器, 优选是摩擦离合器、牙嵌式离合器或同步器。

3. 根据权利要求1或2所述的传动装置, 其中, 所述切换元件(40)至少部分地布置在所述第二行星齿轮组(P2)的第三元件(E32)的径向内部或其接驳到所述第二输出轴(12)上的接驳部的径向内部。

4. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 设置有被构造为液压活塞(30a)的促动器(30)以用于促动所述切换元件(40)。

5. 根据权利要求4所述的传动装置, 其中, 所述液压活塞(30a)与传动装置壳体(GG)的一部分或与所述两个第二元件(E21、E22)中的一个第二元件的一部分一件式地实施。

6. 根据权利要求4至5中任一项所述的传动装置, 其中, 所述液压活塞(30a)或所述液压缸以如下方式布置, 使得所述液压活塞或所述液压缸能够与所述两个输出轴(11、12)中的一个输出轴一起旋转。

7. 根据权利要求6所述的传动装置, 其中, 用于操纵所述液压活塞(30a)的液压流体能引导穿过与所述两个输出轴(11、12)中的一个输出轴一起旋转的构件。

8. 根据权利要求4至7中任一项所述的传动装置, 其中, 用于操纵所述液压活塞(30a)的液压流体能引导穿过所述两个第二元件(E21、E22)中的一个第二元件的孔。

9. 根据前述权利要求1至3中任一项所述的传动装置, 其中, 设置有机电式的操纵机构以用于促动所述切换元件(40)。

10. 根据权利要求9所述的传动装置, 其中, 所述机电式的操纵机构包括主轴或斜坡。

11. 根据权利要求9或10所述的传动装置, 其中, 所述机电式的操纵机构包括杠杆。

12. 根据前述权利要求1至11中任一项所述的传动装置, 其中, 用于促动切换元件的机构被设立成穿过所述两个第二元件(E21、E22)中的一个第二元件地传递轴向力。

13. 根据前述权利要求1至11中任一项所述的传动装置, 其中, 所述两个行星齿轮组(P1、P2)中的一个行星齿轮组的第二元件(E21、E22)被设立成轴向移动以用于传递轴向力。

14. 根据权利要求12所述的传动装置, 其中, 用于传递轴向力的构件被布置并设立成引导轴向力穿过所述两个第二元件(E21、E22)中的一个第二元件。

15. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 所述切换元件(40)是摩擦离合

器并且还设立成除了传递促动器力之外还传递来自斜齿部的力。

16. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 为了减少在操纵所述切换元件(40)时的支承力而设置有用力转换的一起旋转的机构, 优选是开槽的碟形弹簧, 所述碟形弹簧优选以常开的实施方案存在。

17. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 所述输入轴(10)和/或所述第一行星齿轮组(P1)的第一元件(E11)被浮动支承。

18. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 所述第一行星齿轮组(P1)的第二元件(E21)和/或所述第二行星齿轮组(P2)的第三元件(E32)被浮动支承。

19. 根据前述权利要求中任一项所述的传动装置, 其中, 所述第一行星齿轮组(P1)的第三元件(E31)上的齿部斜度和所述第二行星齿轮组(P2)的第一元件(E12)上的齿部斜度基本上是相同的且具有相同符号。

20. 驱动系, 所述驱动系具有根据权利要求1至29中任一项所述的传动装置。

21. 车辆, 所述车辆具有根据权利要求20所述的驱动系或根据权利要求1至19中任一项所述的传动装置。

传动装置、驱动系和具有传动装置的车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及传动装置、尤其是用于机动车辆的传动装置。本发明还涉及驱动系以及车辆。

背景技术

[0002] 由现有技术,例如DE 10 2011 079 975 A1所已知的传动装置提供了作为输出转矩与输入转矩之比的转矩转换以及作为输入转速与输出转速之比的速比。

[0003] 由DE 10 2018 112 880 A1公开了一种具有集成式的差速器的电动车辆。该电动车辆驱动系包含电动马达、包括太阳轮、行星架和齿圈元件在内的第一和第二行星传动装置、第一和第二输出轴以及壳体。第一行星传动装置的元件与电动马达、第一从动轴和第二行星传动装置的一个元件连接。第二行星传动装置的元件与第一行星传动装置、壳体和第二从动轴连接。第一行星传动装置提供差速减速设备,并且第二行星传动装置提供换向和减速设备。可选的离合器可以提供限滑差速器的功能并将转矩分配给一个从动轴或另一从动轴。

[0004] 这样的传动装置(其也被称为滚动式差速器)不会像现有技术中其他常见的那样(例如在差速器笼上)形成累积转矩。防止生成累积转矩意味着:施加在两个输出轴上的单个转矩之和没有被施加在旋转的结构元件,如输入轴、输出轴、行星齿轮组的元件上。

[0005] 车辆差速器通常需要锁止效果。例如如果在具有开放式的差速器的车辆中一个被驱动的车轮与地面失去接触,即该车轮悬空,则该车轮上的驱动力矩为零。假设忽略质量力,在差速器没有锁止效果的情况中,则同一车桥上的另一车轮的力矩也必然为零。因此无法实现推进。

[0006] 所谓的锁止式差速器能够实现在一个车轮或车桥缺乏牵引的情况下将转矩传递到与地面处于接触的车轮上。这可以以形状锁合(formschlüssig)或摩擦锁合(reibschlüssig)的方式来实现。在已知的锥齿轮差速器和圆柱齿轮差速器中,为此在其中一个输出轴与差速器笼之间发生直接耦合。

[0007] 由DE 20 2006 017 096 U1已知有一种差速锁,其中,其中,膜片式离合器作用于差速器笼与输出轴之间。操纵经由相对壳体固定的、也就是说非旋转的压力活塞和推力轴承来进行。操纵力经由右侧的圆锥滚子轴承返回。

发明内容

[0008] 本发明的任务在于改进已知的集成式的差速器,尤其是为已知的集成式的差速器提供锁止力矩,以便改善牵引和行驶特性。

[0009] 该任务通过独立权利要求的特点来解决。优选的实施形式由从属权利要求得出。

[0010] 本发明所基于的传动装置包括输入轴、第一输出轴、第二输出轴、第一行星齿轮组和与第一行星齿轮组连接的第二行星齿轮组,其中,行星齿轮组分别包括多个元件,其中

[0011] 输入轴与第一行星齿轮组的第一元件抗相对转动地连接,

[0012] 第一输出轴与第一行星齿轮组的第二元件抗相对转动地连接，

[0013] 第二输出轴与第二行星齿轮组的第三元件抗相对转动地连接，

[0014] 第一行星齿轮组的第三元件经由轴与第二行星齿轮组的第一元件抗相对转动地连接，并且

[0015] 第二行星齿轮组的第二元件固设在抗相对转动的结构元件上。

[0016] 该传动装置的特征在于设置有切换元件，该切换元件被布置和构造成使两个输出轴以传递转矩方式并且尤其是不抗相对转动地彼此连接起来，从而使得转矩在切换元件径向外被传递至两个输出轴之一。

[0017] 对于以传递转矩方式连接来说，两个输出轴没有必要彼此是抗相对转动的。因此尤其优选的是，以传递转矩方式连接是滑差式的。尤其地，可以为这种传递部设置有滑差式或滑动式的切换元件。因此例如在运行情况下，能够将不能在较快转动的车轮处导引到路面上的转矩可以例如经由滑动式的切换元件导引到较慢的但抓地力强的车轮上。

[0018] 尤其优选的是，第二行星齿轮组的第三元件接驳到第二输出轴上的接驳部包围切换元件。例如，该接驳部可以以轴的形式存在。

[0019] 因此，第二行星齿轮组第三元件的转矩尤其可以在切换元件径向外引导至第二输出轴。

[0020] 借助该传动装置，一方面可以借助壳体支撑来实现转矩转换，另一方面可以将转矩分配到输出轴上。附加地还可以提供锁止功能。

[0021] 尤其是与现有技术中使转矩轴向地在切换元件旁边引导至输出轴的已知的传动装置相比，根据本发明的切换元件的布置能够实现轴向结构特别短的传动装置。

[0022] 在本发明的意义中，“轴”应被理解为传动装置的能旋转的构件，传动装置的各个所属的部件经由该轴被抗相对转动地彼此连接起来，或者在操纵相应的切换元件时经由该轴建立这种连接。各自的轴可以在此轴向或径向彼此连接，或者同时轴向和径向彼此连接。因此，各自的轴也可以作为中间件存在，经由中间件例如径向将各自的部件接驳起来。

[0023] 这些元件尤其是以太阳轮、行星架和齿圈的形式存在。

[0024] 在本发明的意义中，“轴向”是指在纵向中心轴线的方向上的定向，行星齿轮组沿该纵向中心轴线彼此同轴布置。所谓“径向”是指位于该纵向中心轴线上的轴在直径方向的定向。

[0025] 如果元件是固设的，则它就被阻止转动运动。传动装置的抗相对转动的结构元件可以优选是永久静止的部件，优选是传动装置的壳体、这种壳体的一部分或与之抗相对转动地连接的结构元件。

[0026] 关于传动装置的转矩转换：传动装置具有两个输出轴，它们相对于输入转矩的转矩之和描述了传动装置的转换情况。各自的输出轴的速比最初没有限定。只有两个输出轴例如经由车辆在路面上的车轮耦合才产生限定的转速。如果两个输出轴以相同的转速转动，例如在直线行驶时，速比则可以就像现有技术那样形成为输入转速与两个相同的输出转速之一之间的转速比率。在其他所有情况下都不能用对速比的常用定义来命名该传动装置的速比。

[0027] 第一和第二行星齿轮组可以轴向彼此相邻布置。然而，第一行星齿轮组也可以布置在第二行星齿轮组径向内部。后者实施方案也被称为行星齿轮组的嵌套布置。与堆叠的

行星齿轮组相结合地,从外部输送转矩有助于使传动装置的尺寸轴向很短地构成。

[0028] 优选的是,第一和第二行星齿轮组的两个彼此连接的元件的齿部、即第一行星齿轮组的第三元件的和第二行星齿轮组的第一元件的齿部构造在同一个构件上。

[0029] 优选的是,第一行星齿轮组的第三元件上的齿部的斜度和第二行星齿轮组的第一元件上的齿部的斜度相同且具有相同符号。相同的斜度能够实现连接构件或耦接轴无轴向力,从而可以取消复杂的轴向支承部。

[0030] 斜齿部的斜度或进程量(Ganghöhe)被理解为沿所属的转动轴线测量的轴向行程,在齿假想延续超过齿轮实际宽度的情况下该轴向行程要求引起齿绕轴线360°缠绕。在螺纹的情况下,以类似方式使用术语螺距。因此,具有多个齿的斜齿齿轮类似于多头螺纹。在主轴的情况下,进程量一词也常用于相应的尺寸。

[0031] 优选的是,用于将转矩引入到传动装置的输入轴与驱动机、尤其是电机或内燃机连接。在电机的情况下优选的是,电机的转子抗相对转动地与输入轴连接。优选的是,转子经由至少一个速比级与输入轴相连。

[0032] 电机要么可以与行星齿轮组同轴布置要么可以与它们轴线平行布置。在前一种情况下,电机的转子在此要么可以直接抗相对转动地与输入轴连接,要么可以经由一个或多个中间的速比级与该输入轴耦合,其中,后者可以更有利地设计出具有更高的转速和更低的转矩的电机。至少一个速比级在此可以被实施为圆柱齿轮级和/或行星级。

[0033] 而如果电机与行星齿轮组轴线错开地设置,则经由一个或多个中间的速比级和/或牵引机构传动装置进行耦合。一个或多个速比级在此也可以单独地要么实现为圆柱齿轮级要么实现为行星级。牵引机构传动装置要么可以是皮带传动装置,要么也可以是链条传动装置。

[0034] 在电机同轴布置的情况下优选的是,第一输出轴被引导穿过电机的转子。由此使得具有电机的传动装置特别紧凑。

[0035] 优选的是,第二行星组的定轴传动比至少近似由第一行星组的定轴传动比的倒数减去1来计算,即:
$$i_{02} = \frac{1}{i_{01}} - 1。$$

[0036] 针对两个行星组被实施为负行星组(例如根据图2或图3)的情况,该计算规则在忽略传动损耗的情况下引起动力输出转矩各一半地被分布到两个输出轴上。当本发明被用于将转矩分布到在同一车桥上的两个车轮上时,这一点尤其是有利的。

[0037] 如果期望其他的转矩分布或者不同地实施行星齿轮组(例如图4至图9),可以以按意义的方式限定计算规则(图19)。由于在运行中在实际条件下,至两个输出轴的传动损耗不对称,可能会导致与计算规则稍有偏差有利于在两个轴上获得相同的动力输出转矩,因此措辞为“至少近似”。此外,使用这种表达是因为例如在声学要求方面有时不可能在保持整数的齿数和有利的齿数组合的情况下完全遵守计算规则。

[0038] 优选的是,第二行星齿轮组的行星件的数量大于第一行星齿轮组的行星件的数量。借助这种配置,使得尽管应用了上述计算规则,但仍能够实现大的传动比,这又能够实现尤其紧凑和廉价的电机。优选的是,第二行星齿轮组具有六个行星件,并且第一行星齿轮组具有三个或四个行星件。当然,即使不应用该计算规则,第二行星齿轮组的行星轮的数量也可以大于第一行星齿轮组的行星轮的数量。

[0039] 优选的是, 驱动器横向于行驶方向地安装。优选的是, 两个输出轴抗相对转动地与车辆的车轮连接。

[0040] 优选的是, 两个输出轴将所引入的转矩分布到车辆的不同车桥上。因此能够实现纵向分配器传动装置(也被称为纵向分配器)的布置, 即将引入的转矩分布到例如多个车桥、尤其是车辆的前桥和后桥上的传动装置。

[0041] 传动装置的转矩分布不一定要均匀地分配到输出轴上。尤其是在作为纵向分配器传动装置的实施形式中, 在一个车桥与其他车桥间能够进行不均匀的分布。例如, 由输入轴提供的转矩能够以这样的方式进行分配分布, 即将60%导引到后桥上, 并将40%导引到前桥上。

[0042] 这两个行星齿轮组可以实施为负行星齿轮组或实施为正行星齿轮组。负和正行星齿轮组的组合也是可能的。

[0043] 负行星组以本领域技术人员原则上已知的方式和方法由如下元件组成, 即, 太阳轮、行星架和齿圈, 其中, 行星架以能转动支承的方式引导至少一个、但优选多个行星轮, 行星架详细地分别与太阳轮和周围的齿圈咬合。

[0044] 在正行星组的情况下同样存在如下元件, 即, 太阳轮、齿圈和行星架, 其中, 后者引导至少一个行星轮副, 其中, 一个行星轮与内置的太阳轮啮合, 而另一个行星轮与周围的齿圈啮合, 以及行星轮相互咬合。

[0045] 在允许各个元件的接驳的情况下, 负行星组可以转变成正行星组, 其中, 与作为负行星组的实施方案相比, 齿圈接驳方式和行星架接驳方式相互互换, 以及定轴传动比增加了一。反过来, 正行星组也可以被负行星组所取代, 只要传动装置的元件的接驳允许这样做即可。在此, 与正行星组相比, 齿圈接驳方式和行星架接驳方式也彼此互换, 以及定轴传动比减少一, 并且符号也改变。然而, 在本发明的范围内, 两个行星齿轮组优选分别实施为负行星组。

[0046] 优选的是, 两个行星齿轮组都实施为负行星齿轮组。负行星齿轮组具有很好的效率并且能够轴向并排布置并径向嵌套。

[0047] 在负行星齿轮组和正行星齿轮组以嵌套布置方式组合的情况下优选的是, 径向内部的行星齿轮组是负行星齿轮组并且径向外部的行星齿轮组是正行星齿轮组。在此, 一方面保持了易于实现的可嵌套性。此外, 在这方面, 固设的齿圈提供的优点在于, 由于正行星齿轮组所引起的(通常)较差的效率只影响到唯一的输出轴。

[0048] 在本发明的范围内, 在传动装置上游附加地可以接有速比传动装置或多挡的传动装置、优选是2挡传动装置。速比传动装置或多挡的传动装置也可以是所述传动装置的组成部分, 并通过如下方式用于设计附加的速比, 即, 例如将驱动机的转速进行速比转化并用该经速比转化的转速驱动输入轴。多挡的传动装置或速比传动装置尤其以行星传动装置的形式存在。

[0049] 传动装置的元件优选可以如下实施:

[0050] a) 具有两个负行星齿轮组的传动装置, 其中

[0051] - 第一行星齿轮组的第一元件是太阳轮,

[0052] - 第一行星齿轮组的第二元件是行星架, 以及

[0053] - 第一行星齿轮组的第三元件是齿圈, 并且其中

- [0054] -第二行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0055] -第二行星齿轮组的第二元件是行星架，并且
- [0056] -第二行星齿轮组的第三元件是齿圈。
- [0057] 该传动装置可以被称为具有两个负行星齿轮组的第一构思。
- [0058] b) 具有两个负行星齿轮组的传动装置，其中
- [0059] -第一行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0060] -第一行星齿轮组的第二元件是齿圈，以及
- [0061] -第一行星齿轮组的第三元件是行星架，并且其中
- [0062] -第二行星齿轮组的第一元件是齿圈，
- [0063] -第二行星齿轮组的第二元件是行星架，以及
- [0064] -第二行星齿轮组的第三元件是太阳轮。
- [0065] 该传动装置可以被称为具有两个负行星齿轮组的第二构思。
- [0066] c) 传动装置具有两个负行星齿轮组，其中
- [0067] -第一行星齿轮组的第一元件是齿圈，
- [0068] -第一行星齿轮组的第二元件是行星架，以及
- [0069] -第一行星齿轮组的第三元件是太阳轮，并且其中
- [0070] -第二行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0071] -第二行星齿轮组的第二元件是行星架，以及
- [0072] -第二行星齿轮组的第三元件是齿圈。
- [0073] 该传动装置可以被称为具有两个负行星齿轮组的第五构思。
- [0074] d) 具有一个正行星齿轮组和一个负行星齿轮组的传动装置，其中，第二行星齿轮组是负行星齿轮组，其中
- [0075] -第一行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0076] -第一行星齿轮组的第二元件是齿圈，以及
- [0077] -第一行星齿轮组的第三元件是行星架，并且其中
- [0078] -第二行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0079] -第二行星齿轮组的第二元件是行星架，以及
- [0080] -第二行星齿轮组的第三元件是齿圈。
- [0081] 该传动装置在一定程度上是具有正行星齿轮组的第一构思。
- [0082] e) 具有一个正行星齿轮组和一个负行星齿轮组的传动装置，其中，第一行星齿轮组是负行星齿轮组，其中
- [0083] -第一行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0084] -第一行星齿轮组的第二元件是行星架，以及
- [0085] -第一行星齿轮组的第三元件是齿圈，并且其中
- [0086] -第二行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0087] -第二行星齿轮组 (P2) 的第二元件是齿圈，以及
- [0088] -第二行星齿轮组的第三元件是行星架。
- [0089] 该传动装置在一定程度上是具有正行星齿轮组的第一构思。
- [0090] f) 传动装置具有两个正行星齿轮组，其中

- [0091] -第一行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0092] -第一行星齿轮组的第二元件是齿圈，以及
- [0093] -第一行星齿轮组的第三元件是行星架，并且其中
- [0094] -第二行星齿轮组的第一元件是太阳轮，
- [0095] -第二行星齿轮组的第二元件是齿圈，以及
- [0096] -第二行星齿轮组的第三元件是行星架。
- [0097] 该传动装置在一定程度上是具有两个正行星齿轮组的第一构思。
- [0098] 优选的是，切换元件是离合器，优选是摩擦离合器、牙嵌式离合器或同步器。在这方面，具有至少两个相对应的摩擦面的推力滑动轴承也被理解为离合器进而是切换元件。摩擦离合器的摩擦面例如可以是平坦的或锥形的。
- [0099] 优选的是，切换元件至少部分地布置在第二行星齿轮组的第三元件的或其与第二输出轴的接驳部的径向内部，即当第三元件作为齿圈存在时，例如布置在齿圈的径向内部。
- [0100] 为了促动切换元件而设置有促动器。该促动器例如可以是液压或机电式的促动器。
- [0101] 因此优选的是，设置有被构造为液压活塞的促动器用于促动切换元件。优选的是，液压活塞与传动装置壳体的一部分或与两个第二元件之一的一部分一件式地实施。优选的是，液压缸以如下方式布置，即，使得其可以与两个输出轴之一一起旋转。优选的是，用于操纵液压缸的液压流体能引导穿过与输出轴一起旋转的构件。优选的是，液压流体能引导穿过两个第二元件之一的孔用来操纵液压缸。
- [0102] 对此替代地优选的是，设置有机电式的操纵机构用来促动切换元件。优选的是，机电式的操纵机构包括主轴或斜坡。优选的是，机电式的操纵机构包括杠杆。
- [0103] 优选的是，用于促动切换元件的机构被设立成穿过两个第二元件之一地传递轴向力。
- [0104] 优选的是，两个行星齿轮组之一的第二元件被设立成轴向移动以用于传递轴向力。
- [0105] 优选的是，设置有用于传递轴向力的构件并被设立成穿过两个第二元件之一地引导轴向力。
- [0106] 优选的是，切换元件是摩擦离合器并且还被设立成除了传递促动器的力之外还传递来自斜齿部的力。
- [0107] 优选的是，设置有用于将力从齿部引入到壳体中的轴承，该轴承同时作为反作用轴承用于支撑在接合轴承处输入到切换元件中的轴向力。
- [0108] 优选的是，为了减少操纵切换元件时的轴承力而设置有用于力转换的共同旋转的机构，优选是有槽的碟形弹簧，它优选是以常开实施方案存在。常开意味着，只有在操纵时弹簧才建立力锁合的连接。在切换元件的非操纵状态下，连接是断开的。
- [0109] 优选的是，输入轴和/或第一行星齿轮组的第一元件被浮动支承。
- [0110] 优选的是，第一行星齿轮组的第二元件和/或第二行星齿轮组的第三元件被浮动支承。
- [0111] 浮动支承部在轴向方向上具有十分之几毫米的游隙，也就是说，相应的轴在轴向方向上没有明显的固设或固定。这就能够实现容易将齿部力向着摩擦元件的方向引导。此

外,浮动支承部是廉价的,其只具有较少的设计结构耗费,并且允许轴在游隙区域内例如由于温度引起的膨胀。

[0112] 尤其地,传动装置是用于混合动力车辆或电动车辆的机动车辆驱动系的一部分,并且然后被布置在机动车辆的被设计为内燃机或电机的驱动机与驱动系的另外的在向机动车辆的驱动车轮的力流方向上后续的部件之间。传动装置也可以是用于传统机动车辆的、即只由内燃机驱动的车辆驱动系的一部分。

[0113] 传动装置的两个结构元件抗相对转动地“连接”或“耦合”或“彼此连接”在本发明的意义下是指这些结构元件永久耦合,从而这些结构元件不能够彼此独立地旋转。在这方面,在这些可以是行星齿轮组的元件和/或轴和/或传动装置的抗相对转动的结构元件之间未设置切换元件,而是相应的结构元件彼此牢固地耦合。两个构件之间的转动弹性的连接也被理解为抗相对转动。尤其地,抗相对转动的连接也可以包含万向节,例如以便能够实现车轮的转向运动或弹跳。

[0114] 总的来说,通过本发明提供了一种传动装置和一种具有这种传动装置的车辆,该传动装置具有集成式的结构形式,即具有转矩转换和转矩分配以及紧凑且轴向结构短的(尤其是在嵌套布置的情况下)的结构形式。此外,该传动装置的特征在于具有好的效率,并且由于复杂性低而成本低。出现了明显较低的齿部力。此外,还可以减少侵蚀疑难的问题。此外,还能表现出有利的锁止值。

[0115] 本发明不限于独立权利要求或从属权利要求中所指明的特征组合。此外,还给出了组合各个特征的可能性,这些特征也从权利要求书、以下对本发明优选实施例的描述或直接从附图中得知。通过使用附图标记将权利要求书引用到附图中不应限制权利要求书的保护范围。

附图说明

[0116] 本发明的将在下面阐述的有利实施形式在图中示出。其中:

[0117] 图1a至图1e示出机动车辆驱动系的示意性的视图;

[0118] 图2至图5示出可以用于图1的机动车辆驱动系中的每个都是优选的实施方案的各一个传动装置的示意性的视图;

[0119] 图6示出可以用于图1的机动车辆驱动系中的是优选的实施方案的传动装置的示意性的视图;

[0120] 图7至图9示出可以用于图1的机动车辆驱动系中的每个都是优选的实施方案的各一个传动装置的示意性的视图;

[0121] 图10至图13示出可以用于图1的机动车辆驱动系中的每个都是优选的实施方案的各一个传动装置的示意性的视图;

[0122] 图14示出根据图3的实施方案的剖视图;

[0123] 图15至图18示出本发明的功能原理的示意图;

[0124] 图19示出各个实施形式的定轴传动比的概览;

[0125] 图20至图26示出涉及在图3的传动装置的示例的切换元件的优选的实施形式;并且

[0126] 图27示出根据图20的示例性的略图。

[0127] 具体实施形式

[0128] 图1a至图1e分别示出形式为轿车的车辆1000的机动车辆驱动系100的传动装置G的示意性的视图。

[0129] 根据图1a的驱动系100示出对车辆1000的后桥A进行驱动的电驱动器。驱动系包括传动装置G,该传动装置将电机EM的驱动力矩分布到两个输出轴11和12上。传动装置G以及电机布置在共同的壳体中。前进的行驶方向通过箭头99表示。此外从图1a中可以看出,传动装置G和电机EM相对车辆的行驶方向横向取向。

[0130] 根据图1b的驱动系100示出对车辆1000的后桥A进行驱动的内燃发动机式的驱动器。驱动系包括传动装置G,该传动装置将内燃机VM的驱动力矩分布到两个输出轴11和12上,其中,在传动装置G与内燃机VM之间布置有另外的传动装置,例如车辆的自动变速器。前进的行驶方向通过箭头99表示。此外从图1b中可以看出,传动装置G和内燃机VM相对车辆的行驶方向纵向取向。

[0131] 根据图1c的驱动系100示出对车辆1000的后桥A和前桥B进行驱动的内燃发动机式的驱动器。驱动系包括传动装置G,该传动装置将内燃机VM的驱动力矩分布到车桥A和B上,其中,在传动装置G与内燃机VM之间布置有另外的传动装置,例如车辆的自动变速器。于是,传动装置G可以经由输出轴11与后轮桥A的车桥差速器连接,并经由输出轴12与前桥B的车桥差速器连接。前进的行驶方向通过箭头99表示。此外从图1c中可以看出,传动装置G和内燃机VM相对车辆的行驶方向纵向取向。

[0132] 根据图1d的驱动系100示出对车辆1000的前桥B进行驱动的电驱动器,即前横置电驱动器。驱动系包括传动装置G,该传动装置将电机EM的驱动力矩分布到两个输出轴11和12上。传动装置G和电机布置在共同的壳体中。前进的行驶方向通过箭头99表示。此外从图1d中可以看出,传动装置G和电机EM相对车辆的行驶方向横向取向。

[0133] 根据图1e的驱动系100示出了对车辆1000的后桥A和前桥B进行驱动的全轮电驱动器。其涉及实施为纵向分配器的传动装置。驱动系包括传动装置G,该传动装置将电机EM的驱动力矩分布到两个输出轴11和12上。输出轴11将转矩传递到前桥B上,而输出轴12将转矩传递到后桥A上,然后,各自的转矩又被引入到各自的车桥差速器中。传动装置G以及电机布置在共同的壳体中。前进的行驶方向通过箭头99表示。此外从图1e中可以看出,传动装置G和电机EM相对车辆的行驶方向横向取向。

[0134] 下面的图2至图14示出多个优选的实施形式中的传动装置。在这些附图中存在但未示出根据本发明的切换元件40,其被布置和构造成将两个输出轴11、12抗相对转动地彼此连接起来,使得转矩在切换元件径向外部地被传递至两个输出轴11、12中的一个输出轴。切换元件40在下文将参照图20至图27进行详细阐述。

[0135] 图2示出第一优选的实施形式的传动装置G。传动装置G包括输入轴10、第一输出轴11、第二输出轴12、第一行星齿轮组P1以及与第一行星齿轮组P1连接的第二行星齿轮组P2。行星齿轮组P1和P2在当前分别构造为负行星齿轮组。行星齿轮组P1、P2分别包括多个元件E11、E21、E31、E12、E22、E32,其中,第一元件E11是太阳轮S01,第二元件E21是行星架PT1,并且第一行星齿轮组P1的第三元件E31是齿圈H01。在第二行星齿轮组P2中,第一元件E12是太阳轮S02,第二元件E22是行星轮架PT2,以及第三元件E32是齿圈H02。行星轮架PT1、PT2分别支承多个行星轮,这些行星轮被示出但没有被标注。行星轮一方面与各自的径向内置的太

阳轮咬合,另一方面与各自的周围的齿圈咬合。

[0136] 输入轴10在当前与第一元件E11抗相对转动地连接。第一输出轴11与第一行星齿轮组的第二元件E21抗相对转动地连接。第二输出轴12抗相对转动地与第二行星齿轮组的第三元件E32连接。第一行星齿轮组P1的第三元件E31抗相对转动地与第二行星齿轮组P2的第一元件E12连接,而第二行星齿轮组P2的第二元件E22则固设在抗相对转动的结构元件GG上。抗相对转动的结构元件GG是传动装置G的传动装置壳体。

[0137] 第三元件E31(即第一行星齿轮组P1的齿圈H01)和第一元件E12(即第二行星齿轮组的太阳轮S02)形成共同的构件,该构件在当前作为轴3存在。

[0138] 从图2中可以看出,输入轴10、第一输出轴11和第二输出轴12彼此同轴布置。两个行星齿轮组P1、P2同样彼此同轴布置。根据该实施形式,两个行星齿轮组P1、P2在轴向上彼此隔开地布置。

[0139] 输入轴10可以与驱动机连接,并因此将输入转矩引入到传动装置G中。也就是说,输入轴和输出轴在相同的方向上转动。通过将两个行星齿轮组P1、P2彼此连接以及将第二元件E22支撑在壳体GG上,可以将所引入的输入转矩分布到两个输出轴11、12上。在此,传动装置不仅承担了速比传动装置的功能,而且还承担了差速传动装置的功能。这意味着,所引入的转矩不仅发生变换,而且还被分布到不同的输出轴上。在该实施形式中,未发生转动方向变向。

[0140] 图3示出传动装置G的另外的优选的实施形式。与根据图2的实施形式相比,根据图3的实施形式示出了两个行星齿轮组P1、P2的径向嵌套的布置方式。根据图2的实施形式提出了一种径向上极为紧凑的解决方案,而根据图3的实施形式能够实现轴向上极为紧凑的传动装置G。第一行星齿轮组P1在此形成径向内置的行星齿轮组。第二行星齿轮组P2形成径向外置的行星齿轮组。因此,第一行星齿轮组P1位于第二行星齿轮组P2径向内部。在该实施形式中,第一行星齿轮组P1的第一齿圈H01与第二行星齿轮组的太阳轮S02的连接也构造为唯一的构件,该构件在当前同样作为轴3存在。在该实施形式中,同样未发生转动方向变向。

[0141] 图4示出了另外优选的实施形式的传动装置G。与图2相比,第一行星齿轮组P1现在被构造为正行星齿轮组。这意味着,第一行星齿轮组的第三元件E31被构造为行星轮架,行星轮架抗相对转动地与第二行星齿轮组的第一元件E12,即太阳轮S02连接。第二元件E21现在构造为齿圈H01并抗相对转动地与第一输出轴11连接。第一行星齿轮组的第三元件E31和第二行星齿轮组的第一元件E12再次构造为同一构件,该构件在当前作为轴3存在。其余的参考图2的陈述。

[0142] 图5示出了传动装置G的另外优选的实施形式。与根据图2的实施形式相比,两个行星齿轮组P1、P2现在都被构造为正行星齿轮组。因此,第二元件E21被构造为齿圈H01并与第一输出轴11抗相对转动地连接。第三元件E31现在被构造为行星架PT1并抗相对转动地与第二行星齿轮组P2的第一元件E12,即太阳轮S02连接。第二行星齿轮组P2的第二元件E22现在被构造为齿圈H02并被固设在抗相对转动的结构元件GG上。而第二行星齿轮组P2的第三元件E32被构造为行星架PT2并抗相对转动地与第二输出轴12连接。

[0143] 因此,在这两个行星齿轮组P1、P2中行星架接驳方式和齿圈接驳方式已经互换。其余参考图2的陈述。

[0144] 图6示出了另外优选的实施形式的传动装置。与根据图2的实施形式相比,第二行

星齿轮组P2现在被构造为正行星齿轮组,而第一行星齿轮组P1保持不变。因此,第二行星齿轮组P2的齿圈H02被固设在壳体GG上。此外,行星架PT2与第二输出轴12抗相对转动地连接。因此,第二行星齿轮组的行星架接驳方式和齿圈接驳方式已经互换。其余参考图2的陈述。

[0145] 图7示出了传动装置G的另外优选的实施形式。与根据图6的实施形式不同的是,根据图7的实施形式设置有径向嵌套的行星齿轮组P1、P2。径向内置的行星齿轮组是第一行星齿轮组P1。径向外置的行星齿轮组是第二行星齿轮组P2。其余参考图6或图2的陈述。

[0146] 图8示出了另外优选的实施形式的传动装置G。该实施形式与根据图2的实施形式相比具有以下区别。首先,设置有形式为电机EM的驱动机。电机EM包括相对壳体固定的定子S以及包括转子R。电机EM的转子R抗相对转动地与第一行星齿轮组的第一元件E11,即太阳轮S01连接。另外的区别在于,第一行星齿轮组的第二元件E21被构造为齿圈H01并抗相对转动地与第一输出轴11连接。此外,第一行星齿轮组P1的第三元件E31被构造为行星架PT1并抗相对转动地与第二行星齿轮组P2的第一元件E12连接,该第一元件在当前被构造为齿圈H02。第二行星齿轮组的第二元件E22还被构造为行星架PT2并被固设在壳体GG上。因此,第三元件E32被构造为太阳轮S02并与第二输出轴抗相对转动地连接。在该优选的实施形式中,发生输入转速的转动方向变向。在该实施形式中,行星齿轮组P1、P2的嵌套无法实现。

[0147] 换句话说,转矩仍然经由第一行星齿轮组P1的太阳轮S01引入,而动力输出则经由齿圈H01得到保证。与图2中不同,第一行星齿轮组P1的行星架现在抗相对转动地与第二行星齿轮组的齿圈H02连接。与根据图2的实施形式相比,第二行星齿轮组的动力输出因此经由太阳轮S02实现。

[0148] 图9示出了传动装置G的另外优选的实施形式。该实施形式与根据图2的实施形式有以下区别。首先,设置有形式为电机EM的驱动机,其具有相对壳体固定的定子S以及具有转子R,转子R与输入轴10抗相对转动地连接,而输入轴10又与第一元件E11连接,该第一元件在当前被构造为第一行星齿轮组P1的齿圈H01。第一输出轴11在当前与第一行星齿轮组P1的第二元件E21(在当前是行星架PT2)连接。第一行星齿轮组P1的第三元件E31(在当前其被构造为太阳轮S01)抗相对转动地与第二行星齿轮组P2的第一元件E12,即太阳轮S02连接。第二行星齿轮组的其余元件保持不变。

[0149] 与根据图2的实施形式不同,在根据图9的实施形式中,转矩经由第一行星齿轮组P1的齿圈H01引入,而第一行星齿轮组P1的动力输出仍然经由行星架PT1实现。与图2相比,两个行星齿轮组P1、P2经由在当前作为轴3存在的共同的太阳轮连接。

[0150] 图9a示出了用于图1c的驱动系的传动装置G的具体的实施形式。动力输出端12将转矩传递到后桥A上。动力输出端11将转矩传递到前桥B上。可以清楚地看到,输出轴11、12彼此轴线平行(而不是彼此同轴)布置。第二行星齿轮组P2的第二输出轴12与中间齿轮ZZ咬合,该中间齿轮又与如下轴相连,该轴又将转矩传递到未示出的后桥差速器中。

[0151] 图10示出了具有优选的实施形式的传动装置的车辆的驱动系100,其中,在传动装置G上游还附加地接有形式为行星齿轮组P3的速比传动装置。

[0152] 传动装置G是在此所参考的根据图3的实施形式。行星齿轮组P3被构造为负行星齿轮组并具有被构造为太阳轮的第一元件E13、被构造为行星架的第二元件E23、和被构造为齿圈H03的第三元件E33。第三行星齿轮组的第二元件E23抗相对转动地与传动装置G的输入轴10连接。

[0153] 此外,给行星传动装置P3配属有切换元件SE。切换元件SE被设立成用于将第三元件E33固设在抗相对转动的结构元件GG上。此外,切换元件SE被设立成用于在第二切换定位中将第三元件E33与第三行星齿轮组的第一元件E13连接起来,即联锁。如果行星齿轮组被联锁,则无论齿数如何速比总是1。换句话说,行星齿轮组作为整体周转。在第三切换定位中,第三元件E33既没有固设在壳体上,也没有使行星齿轮组P3联锁。在该情况下,切换元件SE处于中立的切换位置中。切换元件SE的第一切换位置用附图标记G1标识,它同时代表第一挡级。第二切换位置用附图标记G2标识,它同时代表第二挡级。行星齿轮组P3的第一元件E13经由输入轴14与未示出的驱动机构连接。如果切换元件SE处于其中立位置中,则引入到速比传动装置P3中的驱动力矩不传递到传动装置G的输入轴10上。

[0154] 此外从图10中可以容易得知,速比传动装置P3与输入轴10和输出轴11、12同轴布置。此外可以清楚看到,第一输出轴11是如何引导通过被实施为空心轴的输入轴10并进一步引导通过被实施为空心轴的另外的轴14。两个输出轴11、12分别与驱动车轮20连接。设置有等速万向节15,以便能够实现诸如转向运动和/或弹跳的车轮运动。切换元件SE在此表现为形状锁合的双切换元件。也能设想到单切换元件,尤其是负载切换元件。

[0155] 图11示出了另外优选的实施形式的具有根据本发明的传动装置的车辆的驱动系。传动装置G是被参考的根据图2的优选的实施形式。与图10不同,根据图11的实施形式上游没有速比传动装置。驱动机构造为电机EM。电机EM具有相对壳体固定的定子S以及具有转子R。转子R与输入轴10抗相对转动地连接。可以清楚地看到,电机EM与输入轴10和输出轴11、12同轴布置。此外,电机还与行星齿轮组P1、P2同轴布置。输入轴10被实施为空心轴,第一输出轴11被引导通过该输入轴。其余参考图10的陈述。

[0156] 图12示出了优选实施形式的具有传动装置G的另外的驱动系100。与根据图11的实施形式相比,行星齿轮组P1、P2并不轴向并排布置,而是径向相叠、即嵌套布置。因此,传动装置G是图3的优选实施形式。其余参考图11和图3的陈述。

[0157] 图13示出了另外优选的实施形式的驱动系100。该实施形式与根据图11的实施形式相似,其中,与后者相比,电机EM不是同轴布置,而是与传动装置G轴线平行布置。在此,接驳经由圆柱齿轮级SRS来实现,该圆柱齿轮级由第一圆柱齿轮SR1和第二圆柱齿轮SR2组成。第一圆柱齿轮SR1在此抗相对转动地接驳在输入轴10上。然后,圆柱齿轮SR1与抗相对转动地安设在电机EM的输入轴EW上的、在电机EM内部建立与电机EM的(在当前没有进一步示出的)转子的接驳的圆柱齿轮SR2啮合。

[0158] 在其他方面,根据图13的实施形式与根据图11的实施形式相应,从而参考在这方面的描述。

[0159] 图14示出了根据图3的传动装置G的优选实施形式的剖视图。位于中央的轴是输出轴11。在本图中,输入轴10与P1的太阳轮重合,即换言之,输入轴10与第一行星齿轮组P1的太阳轮相连。第一行星齿轮组P1的太阳轮又与第一行星齿轮组P1的行星轮啮合。第一行星齿轮组P1的行星轮又与第一行星齿轮组P1的周围的齿圈啮合,其中,齿圈同时形成第二行星齿轮组P2的太阳轮。第二行星齿轮组P2的太阳轮又与第二行星齿轮组P2的行星轮啮合。第二行星齿轮组P2的行星轮又与第二行星齿轮组P2的包围行星轮的齿圈啮合。

[0160] 可以清楚看到,第二行星齿轮组的行星件的数量大于第一行星齿轮组的行星件的数量。根据该实施形式,第二行星齿轮组具有六个行星件,而第一行星齿轮组具有四个行星

件。

[0161] 借助该配置能够实现大的传动比,这又能够实现结构特别紧凑且廉价的电机。

[0162] 然而,根据计算规则

$$[0163] \quad i_{02} = \frac{1}{i_{01}} - 1$$

[0164] 大的传动比导致第二行星齿轮组P2上的定轴传动比在数值上变小。较小的定轴传动比又导致小的行星件直径。小的行星件直径又会使啮合恶化并减少了针对行星件轴承的装入空间。

[0165] 已经发现,与第一行星齿轮组相比,让第二行星齿轮组中的行星件数量更多可以抵消该影响。

[0166] 下面的图15至17示出了本发明与现有技术(例如DE 10 2011 079975A1)相比的力引入和力支持。与现有技术对照的是尤其是在图2和图3中已述的具有两个负行星传动装置的优选的实施形式。然而,这一考虑按意义也适用于其余实施形式。

[0167] 对于图15至图17普遍适用的是:

[0168] 在第一行星齿轮组P1上,输入轴10的转矩被转换为用于第一动力输出端11的动力输出力矩。第一行星齿轮组P1的第三元件E31(其同时是第二行星齿轮组P2的第一元件E12)由于其反作用力矩而被反向驱动。第三元件E31的反向运动被允许,从而使其中一部分机械驱动功率(在横向差速器和直线行驶的情况下优选是50%)通过第一行星齿轮组P1被导引到第二行星齿轮组中。

[0169] 此外,反向转动增加了到第一动力输出端11的速比(定轴传动比 $i_0 = -3$,在齿圈固定的情况下只能够实现 $i = 4$ 的速比)。

[0170] 在第二行星组P2中,在第一元件E12处带入的转动方向(反向)借助壳体支撑E22变向(正向)到第二动力输出端12的动力输出运动中。在此,引入到第二行星组P2中的转矩和引出至第二动力输出端12的转矩累积成壳体支持力矩。第二行星组P2在此只传递导引至第二动力输出端12的那部分机械功率(典型为50%)。第二行星组P2只被加载以一部分功率,从而对整体效率起到积极影响。

[0171] 在现有技术中,转矩转换通常借助壳体支撑来进行。速比传动装置的反作用力矩在此直接导引到壳体中,并且不被用于产生第二动力输出力矩。其结果是,首先必须设计一种用于两个输出轴的累积力矩(通常是双倍转矩)的传动装置。随后需要单独的差速传动装置,以便将该在任何地方都不需要这种形式的累积力矩再次分布到两个动力输出力矩中。

[0172] 各个图15至图18具体示出:

[0173] 图15示意性地示出了传动装置G的第一行星齿轮组P1(右)和现有技术的圆柱齿轮差速器的第一级(左)。从行星轮到太阳轮的力引入经由3个静止的、也就是说固定的啮合部平行进行。至第一输出轴的动力输出经由太阳轮进行。

[0174] 与之相比,力引入根据优选的实施形式经由八个运动的、也就是说转动的啮合部平行进行。四个啮合部位于太阳轮S01与四个行星轮之间。四个另外的啮合部作用在各自的行星轮与未示出的齿圈H01之间。到第一输出轴11上的动力输出经由行星轮架PT1实现。其技术效果在于,作用在第一行星齿轮组上的齿力明显较少。

[0175] 图16示意性地示出了传动装置G的第二行星齿轮组P2(右)和现有技术的阶梯行星

件的第二级(左)。从行星轮到太阳轮的力引入经由3个静止的、也就是说固定的啮合部来实现。至第二输出轴的动力输出经由太阳轮进行。

[0176] 相比之下,力引入到第二行星齿轮组P2中根据优选的实施形式经由6个运动的、也就是说转动的啮合部平行进行。六个啮合部分别作用在六个行星轮中的一个行星轮与齿圈H02之间。承载有六个行星轮的固定的行星架PT2以及太阳轮S02没有示出。到第二输出轴12上的动力输出经由齿圈H02实现。技术效果在于:由于较大的有效直径并且由于可能的行星件数量较多而使作用在第二行星齿轮组上的齿力明显较少。

[0177] 图17示意性地示出了将支持力矩引入到壳体中的情况。根据现有技术,在阶梯行星件的情况下(左)力经由3个平行的啮合部被引入到固定的齿圈中。

[0178] 根据优选的实施形式,力经由12个平行的啮合部引入到固定的行星架PT2中。在第二行星齿轮组的太阳轮S02与六个行星轮之间作用有六个啮合部。六个另外的啮合部作用于第二行星齿轮组的每个行星轮与齿圈H02之间。其技术效果在于,作用在第二行星架PT2上的齿力明显较少。

[0179] 图18示出了图15至图17中详细所示的原理的另外的视图。

[0180] 根据本发明在齿轮组中的最大转矩(右)相当于唯一车轮的动力输出力矩。遵循物理定律,唯有壳体支撑具有高的转矩系数。

[0181] 根据现有技术的阶梯行星组(左)从输入转矩 M_{an} 产生出全部的动力输出转矩,即两个车轮的总转矩。变速器将该高力矩分成两个一半的车轮力矩 M_{an1} 和 M_{an2} 。

[0182] 在图中,转矩的大小在其通过传动装置的过程中被象征性地示出。转动方向没有示出。

[0183] 图19给出了各个实施形式的定轴传动比的计算规则的概览。在忽略传动损耗的情况下,这些定轴传动比在两个输出轴11、12上产生相同大小且符号相同的动力输出转矩。 i_{01} 表示第一行星齿轮组P1的定轴传动比, i_{02} 表示第二行星齿轮组P2的定轴传动比。根据传动装置的用途,可以选择具有相应定轴传动比的行星齿轮组配置中的一个。

[0184] 图20至图26示出了布置在第一和第二输出轴11、12之间的根据本发明的切换元件40。图20至26中使用的传动装置齿轮组与图3和图12中已知的传动装置轮组相应。也就是第一和第二行星齿轮组P1、P2在径向上叠置布置的那个实施形式。在这一点上要指出的是,输出轴11、12之间的切换元件40可以用在图2至图13的每个实施形式中。

[0185] 关于图20中所示的传动装置G参考根据图3的实施形式。关于电机EM与输入轴10的接驳情况参考图12的陈述。

[0186] 传动装置G包括促动器单元30,在当前,该促动器单元具有被构造为液压活塞30a的促动器和液压缸30b。液压活塞30a以已知的方式和方法在液压缸30b中被引导并被设立成用于产生作用到第二元件E21,即第一行星齿轮组P1的行星架PT1上的力。行星架PT1相对于作用在其上的齿部力没有轴向力并能轴向运动32。如果液压活塞30a在行星架PT1上产生力,则液压活塞30a的力在进一步过程中经由实施为膜片式切换元件的切换元件40被引入到第三元件E32、即第二行星齿轮组P2的齿圈H02与第二输出轴12之间的连接元件中。从那里,力流经由另外的轴承41通过壳体GG闭合。

[0187] 切换元件40轴向布置在齿圈E32与连接元件之间,该连接元件将转矩从齿圈E32引导向第二输出轴12。

[0188] 除了来自促动器单元30的力之外,来自元件E11和E32的斜齿部的力也可以作用到摩擦离合器40上。左边的也可以被称为反作用轴承的壳体轴承41优选也可以被用于吸收如齿部力和万向轴力的另外的力。轴承41也可以实施为固定轴承。

[0189] 在根据图21的实施形式中,促动器单元30的液压活塞30a被紧固在第二元件E22上,即被紧固在第二行星齿轮组P2的行星架PT2上,或者与该第二元件一件式地实施。

[0190] 如果液压活塞30a被操纵,那么以按图20意义的方式发生从液压活塞30a经由接合轴承31到切换元件40的力流。在进一步的过程中,力流经由切换元件40被导引到反作用轴承41,并因此回到壳体GG中。因此,可以取消第一行星齿轮组P1的行星架PT1的轴向可运动性。换句话说,可以取消图20中已知的轴承32。

[0191] 根据图22的实施形式与图21的那个实施形式不同之处在于,轴承41被放置在液压缸30b附近,从而操纵力直接从接合轴承31经由切换元件40通过轴承41回到相对壳体固定的构件30、GG中。由此没有必要让操纵力在壳体GG中围绕行星齿轮组P1、P2和切换元件40在外部引导。

[0192] 在根据图23的实施形式中,液压活塞30a的轴向力从相对壳体固定的促动器单元30经由推力轴承31导引到与第一输出轴11一起旋转的传递构件37中。传递构件37虚线示出,并穿透了第一行星齿轮组P1。该传递构件被设立成转送轴向力。

[0193] 由于传递构件37与输出轴11一起旋转进而也与第一行星齿轮组P1的行星架PT1一起旋转,因此有可能的是,径向上在第一行星齿轮组P1的太阳轮S01与齿圈H01之间并沿圆周方向在各个行星轮PR1之间穿过,以便将操纵力导引至切换元件40。力流如同根据图20的实施形式一样是闭合的。

[0194] 根据图24的实施形式与根据图23的实施形式不同之处在于具有一起旋转的液压活塞30a。液压缸30b抗相对转动地与第二输出轴12连接。因此,摩擦离合器40通过一起旋转的液压活塞30a来操纵。为此,操纵压力经由相对壳体固定的油输送部50通过用密封圈密封的转动式油输送部51传递到液压缸30b的缸腔35中。同样在该实施形式中,如图22那样,力流以“短路径”闭合,而壳体GG不受载。附加地,不需要接合和反作用轴承。

[0195] 在根据图25的实施形式中与根据图24的实施形式不同的是,液压缸30b抗相对转动地与第一输出轴11连接。因此,液压缸30b与第一输出轴11一起旋转。然后,压力油输送部50在理想情况下穿过第一行星齿轮组P1的行星架PT1。也就是说,油输送线路51至少部分地在轴向方向上延伸穿过第一行星齿轮组P1。穿过第一行星齿轮组P1的引导方式在图25中虚线示出。

[0196] 在根据图26的实施形式中,除了未示出的促动器30a的力之外,来自太阳轮S01和齿圈H02的斜齿部的力也经由切换元件40导引,以便在那里引起附加的摩擦力矩。其优点在于所需的促动力较小,这是因为通过来自斜齿部的力增加了与驱动力矩成比例的挤压力分量。此外,切换元件在正常运行时由此已经作用并由此具有较短的反应时间。此外,切换元件40具有与转矩成比例地起作用的自锁效果,由此能够实现切换元件40的第一快速反应,更确切地说在时间上相比用于驱控促动器单元30的电子机构和/或促动器单元30构建起实际的锁止力矩更为提前。

[0197] 图26中示出了在斜齿部中存在的轴向力 F_{E11} 和 F_{E32} 。轴3上的齿部的斜度优选如下这样地选择,使得来自齿圈H01和太阳轮S02的轴向力也得到平衡并因此使轴3本身得

到轴向平衡。因此,所绘出的轴向力 F_{E11} 、 F_{E32} 是行星齿轮组P1和P2上唯一能从外部感知到的力。倾斜方向以如下方式选择,即,使得箭头方向相应于前进的牵引运行。

[0198] 在太阳轮S01中在斜齿部中存在的轴向力 F_{E11} 经由轴承33压到行星架PT1上。在齿圈H02中在斜齿部中存在的轴向力 F_{E32} 拉动第二输出轴12。第二输出轴12经由切换元件40支撑在行星架PT1上。

[0199] 换句话说,力 F_{E11} 和 F_{E32} 相互支撑。这又意味着,在更频繁的前进的牵引运行的情况下,来自斜齿部的力不经由传动装置壳体导引。因此,来自斜齿部的轴向力经由切换元件40传递。由此,在前进的牵引运行中(并在后退的惯性滑行运行中)切换元件40得到与负载相关的、与转矩成比例的挤压力,并因此得到与负载相关的锁止力矩。由斜齿部造成的轴向力的力流经由切换元件40的摩擦元件闭合。

[0200] 这一原理的优点在于除了与转矩成比例的锁止效果外,还具有较低的轴承损耗的特点。此外,优点还在于减少了噪音排放,即改善了声学性能,这是因为齿部的轴向力 F_{E11} 、 F_{E32} 进而是它们叠加的轴向振动不被引入到壳体GG中。

[0201] 只要促动器30a不被操纵,推力轴承33就是在差转速下传递轴向力的唯一轴承。

[0202] 朝向壳体GG示出的轴承41和42在前进惯性滑行运行中(并在后退牵引运行中)被加载来自齿部的轴向力(F_{E11} 、 F_{E32})。轴承42以具有轴向游隙的方式安装,从而可以实现浮动的支承部。在具有接合轴承31的操纵变体中(图20、21、22、23),轴承41附加地支持促动器30a的力(这在此也被称为反作用力的耗散)并同样可以实施为固定轴承。

[0203] 图27示出了根据图20的实施形式的纵截面的略图。布置在壳体GG中的液压活塞30a经由推力轴承31被压到行星架PT1上。此外,转子轴R或与转子连接的输入轴10由于其斜齿部而经由推力轴承33压到行星架PT1上。这两个力的总和支撑在切换元件40上并产生了锁止力矩。布置在第二输出轴12左侧的固定轴承41被用作相对壳体GG的反作用轴承。切换元件40以奇数个的摩擦面数,即5个摩擦面地实施。这就能够实现取消切换元件40上的附加的轴承。

[0204] 参照附图和说明书,对本发明进行了全面的描述和阐释。该描述和阐释应被理解为示例,而不应被限制性地理解。本发明不限于所公开的实施例形式。对于本领域技术人员来说在使用本发明时以及在仔细分析附图、公开内容和下面的权利要求书时将得到其他的实施例形式或变体。

[0205] 在权利要求书中,“包括”和“具有”这些词并不排除存在另外的元件或步骤。不定冠词“一个”或“一种”并不排除存在多个。单个元件或单个单元可以实施在权利要求书中提到的多个单元的功能。仅仅在多个不同的从属权利要求中提到一些措施不应被理解为,这些措施的组合也不能够有利地使用。

[0206] 附图标记列表

[0207]	G	传动装置
[0208]	GG	抗相对转动的结构元件、壳体
[0209]	E11	第一行星齿轮组的第一元件
[0210]	E21	第一行星齿轮组的第二元件
[0211]	E31	第一行星齿轮组的第三元件
[0212]	E12	第二行星齿轮组的第一元件

[0213]	E22	第二行星齿轮组的第二元件
[0214]	E32	第二行星齿轮组的第三元件
[0215]	E13	第三行星齿轮组的第一元件
[0216]	E23	第三行星齿轮组的第二元件
[0217]	E33	第三行星齿轮组的第三元件
[0218]	P1	第一行星齿轮组
[0219]	P2	第二行星齿轮组
[0220]	P3	第三行星齿轮组
[0221]	S0	太阳轮
[0222]	PT	行星架
[0223]	H0	齿圈
[0224]	EM	电机
[0225]	S	定子
[0226]	R	转子
[0227]	EW	电机的输入轴
[0228]	SRS	圆柱齿轮级
[0229]	SR1	第一圆柱齿轮
[0230]	SR2	第二圆柱齿轮
[0231]	SE	切换元件
[0232]	G1	第一切换位置、第一挡级
[0233]	G2	第二切换位置、第二挡级
[0234]	N	中立位置
[0235]	VM	内燃机
[0236]	A	车辆的后桥
[0237]	B	车辆的前桥
[0238]	3	轴
[0239]	10	输入轴
[0240]	11	第一输出轴
[0241]	12	第二输出轴
[0242]	15	万向节
[0243]	20	车轮
[0244]	30	促动器单元
[0245]	30a	促动器、液压活塞
[0246]	30b	液压缸
[0247]	31	轴承、接合轴承
[0248]	32	抗相对转动且能轴向运动的轴承(注:轴承通常不被理解为抗相对转动,所以在此进行了解释)
[0249]	33	轴承、推力轴承
[0250]	35	缸腔

[0251]	37	传递构件
[0252]	40	切换元件、膜片式离合器、摩擦离合器
[0253]	41	轴承
[0254]	42	轴承
[0255]	50	油输送部
[0256]	51	油线路
[0257]	99	前进的行驶方向
[0258]	100	驱动系
[0259]	1000	车辆
[0260]	i_{01}	第一行星齿轮组的定轴传动比
[0261]	i_{02}	第二行星齿轮组的定轴传动比

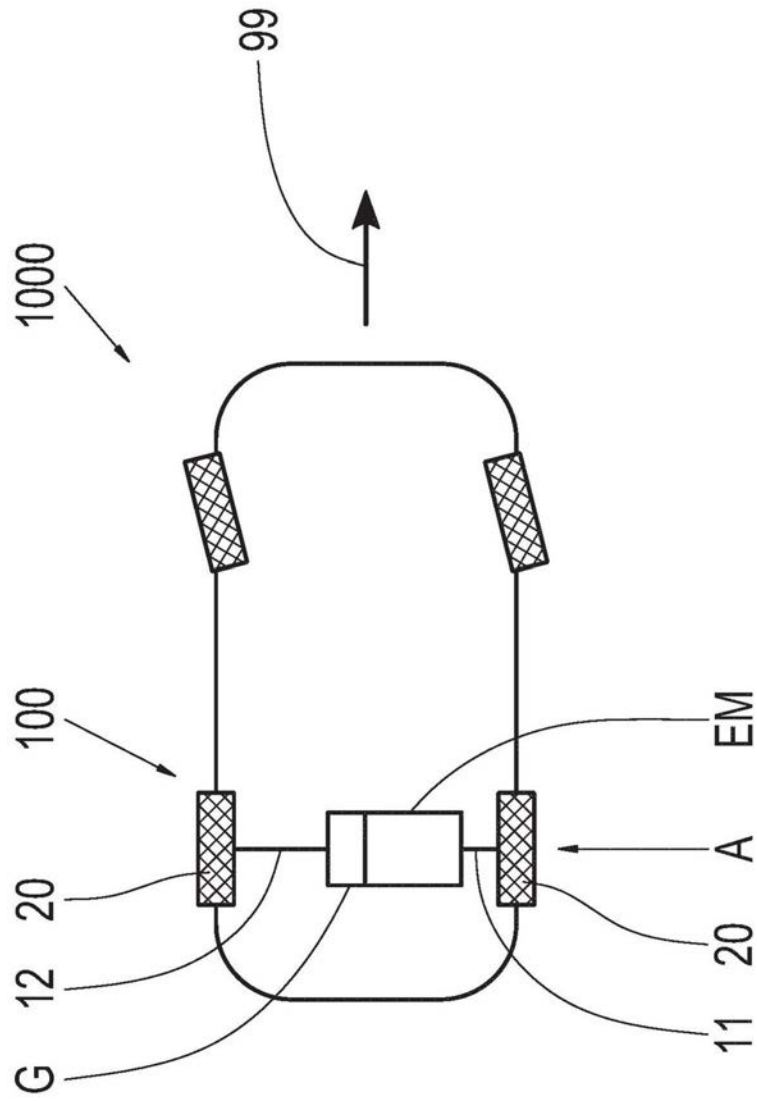


图1a

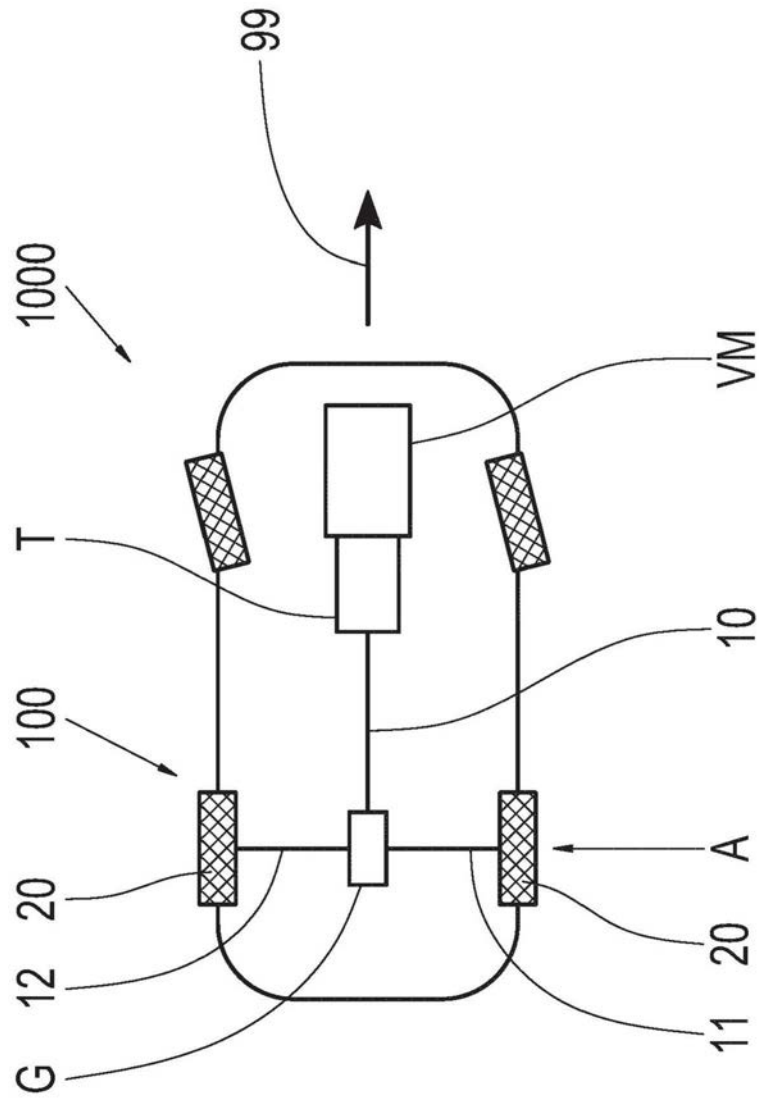


图1b

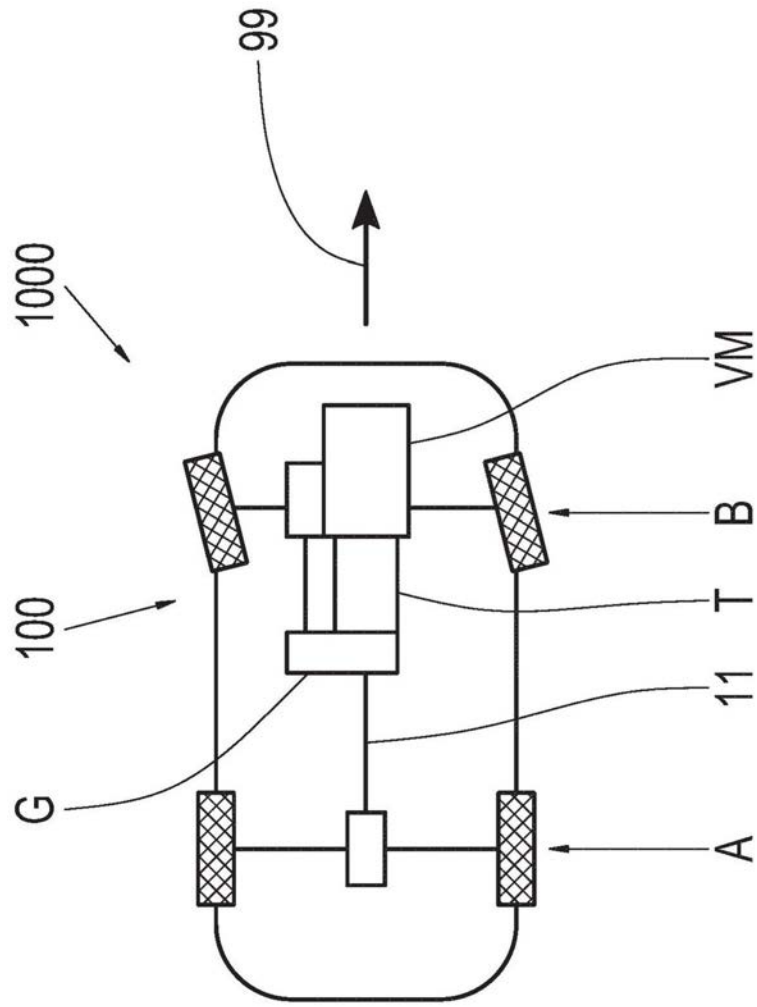


图1c

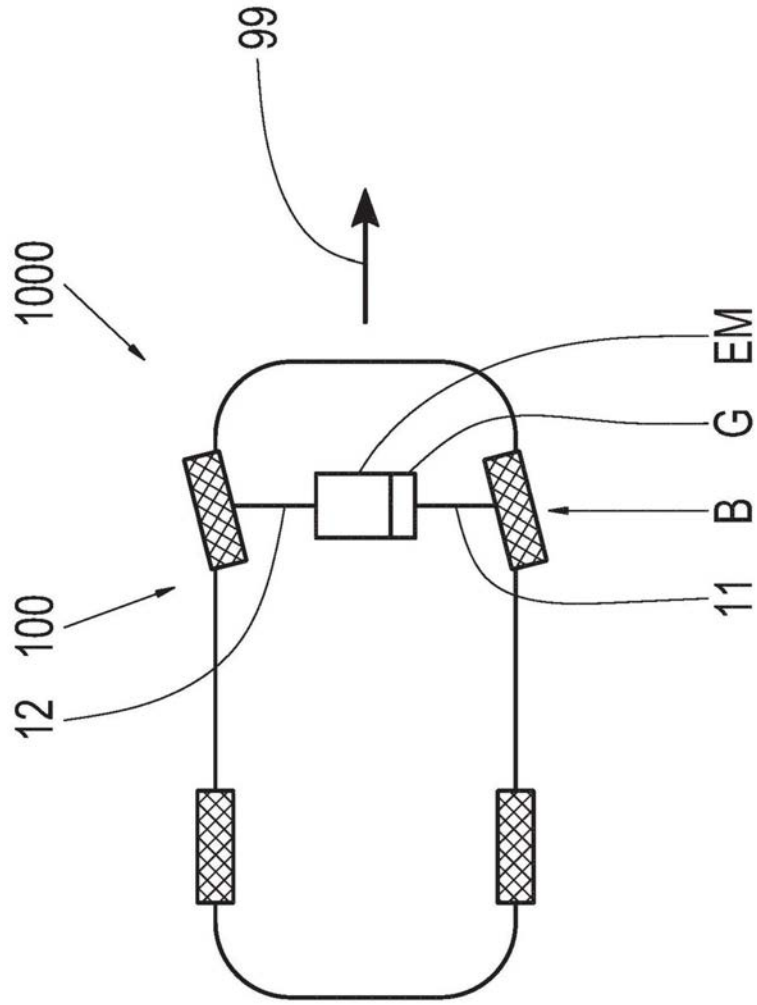


图1d

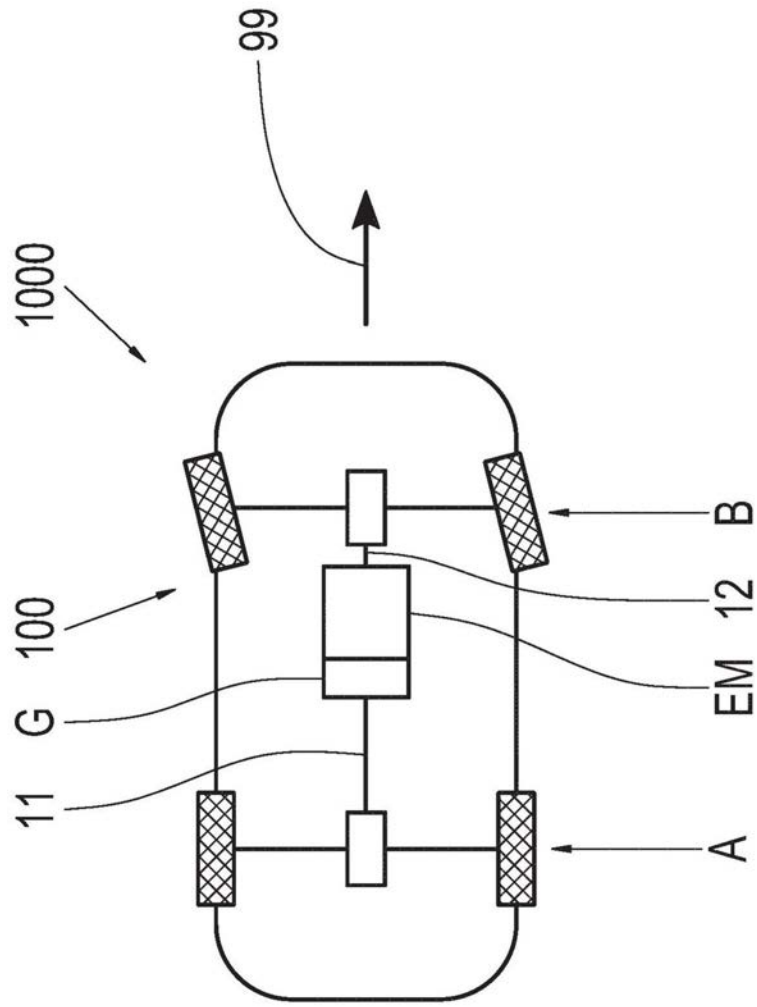


图1e

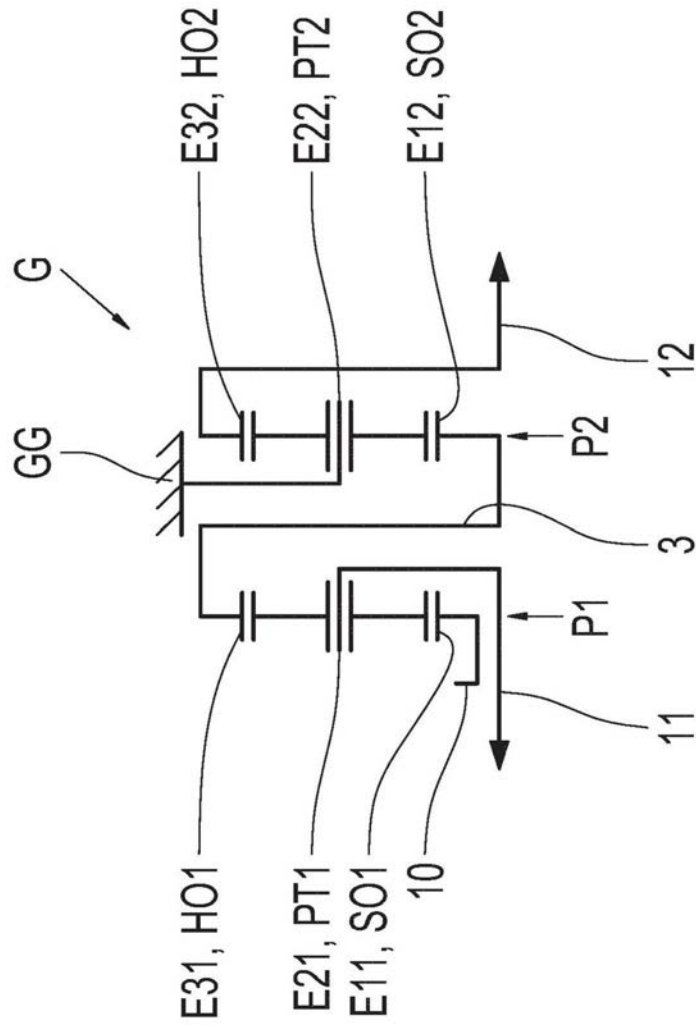


图2

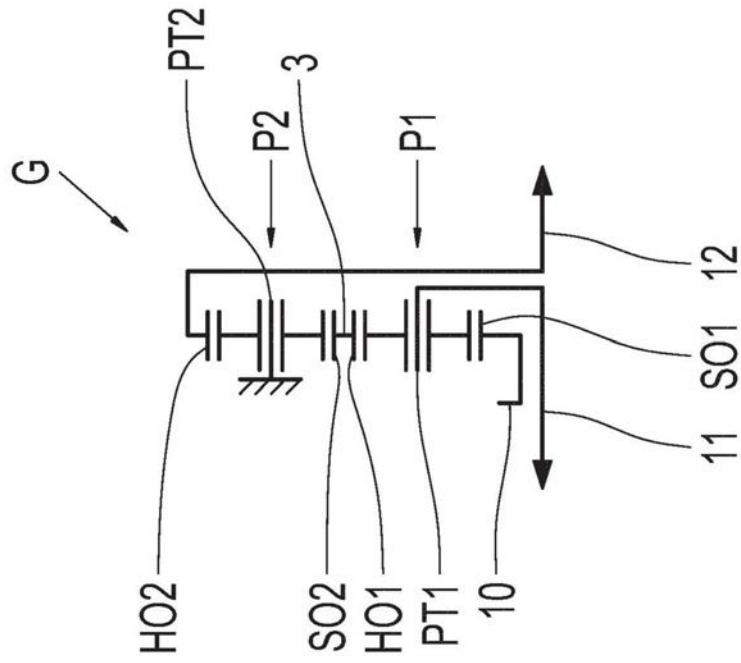


图3

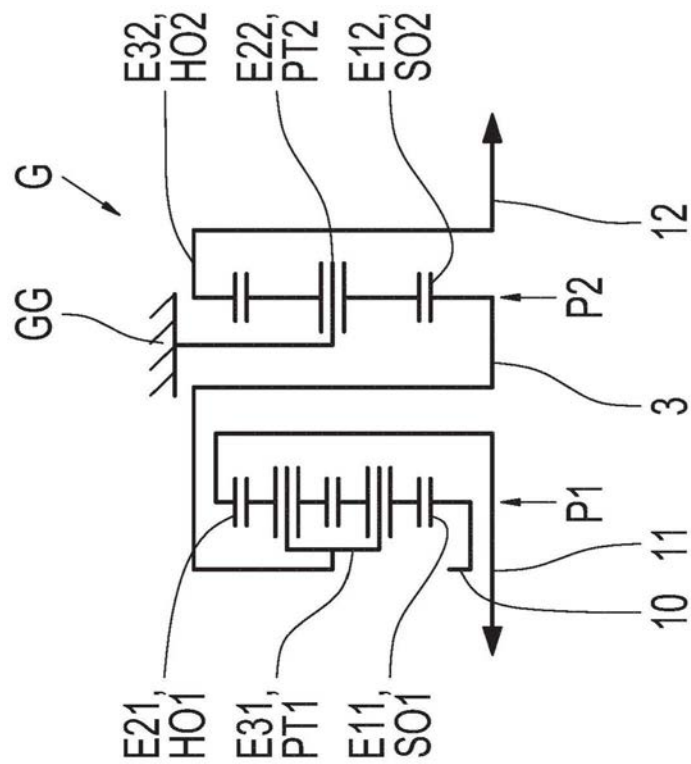


图4

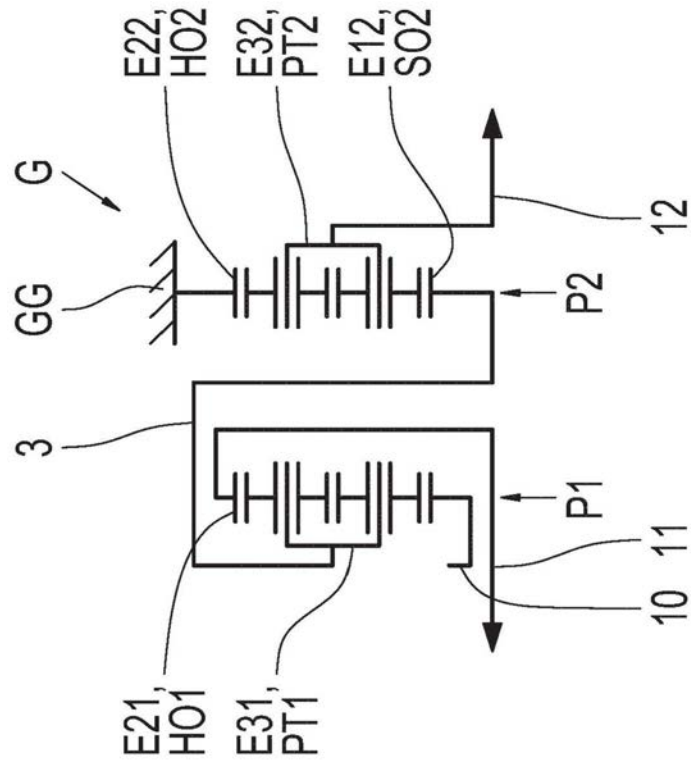


图5

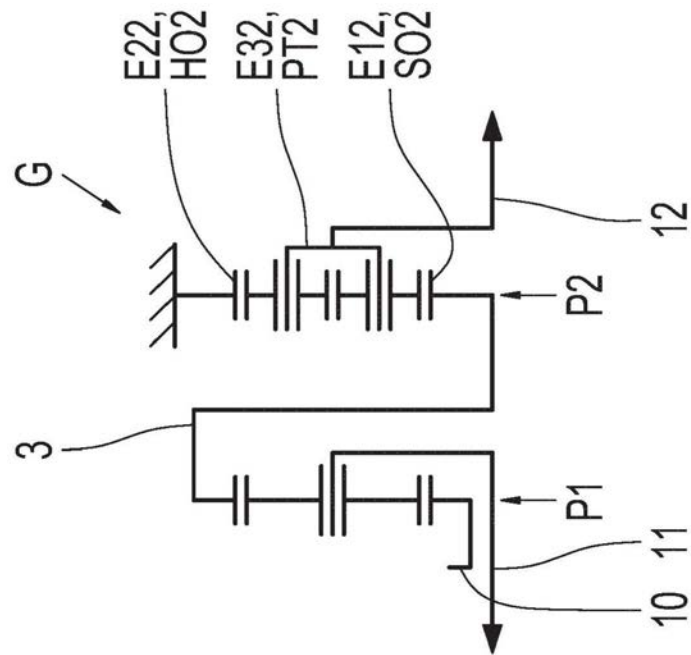


图6

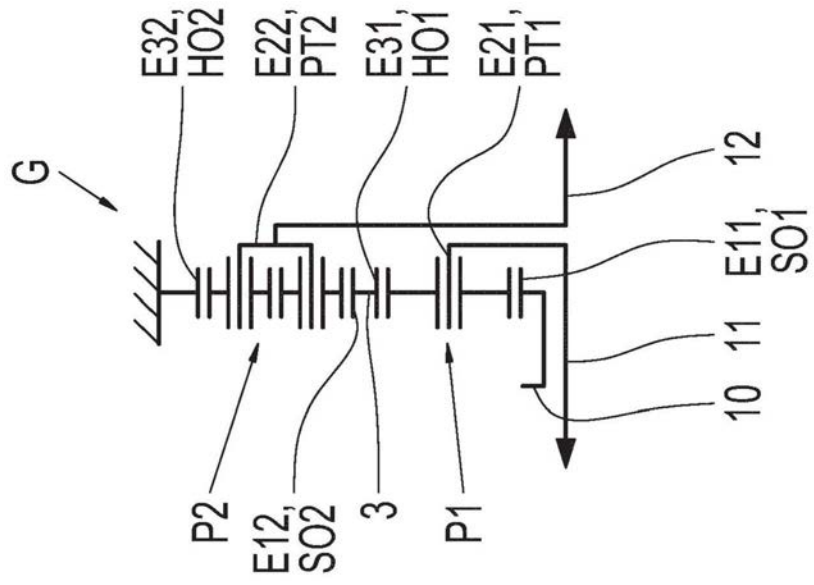


图7

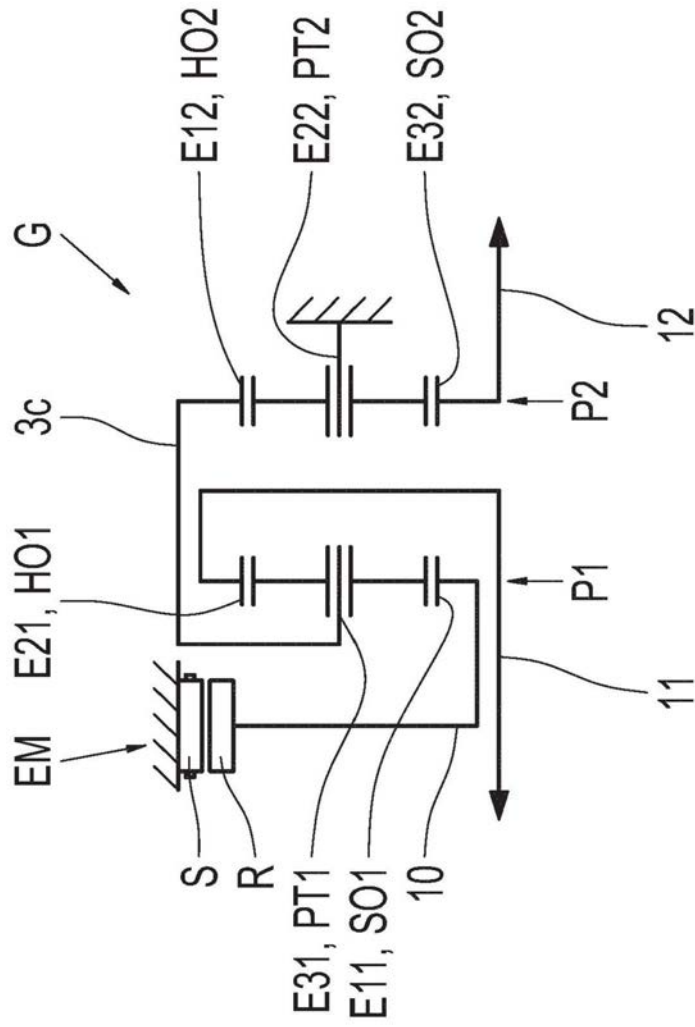


图8

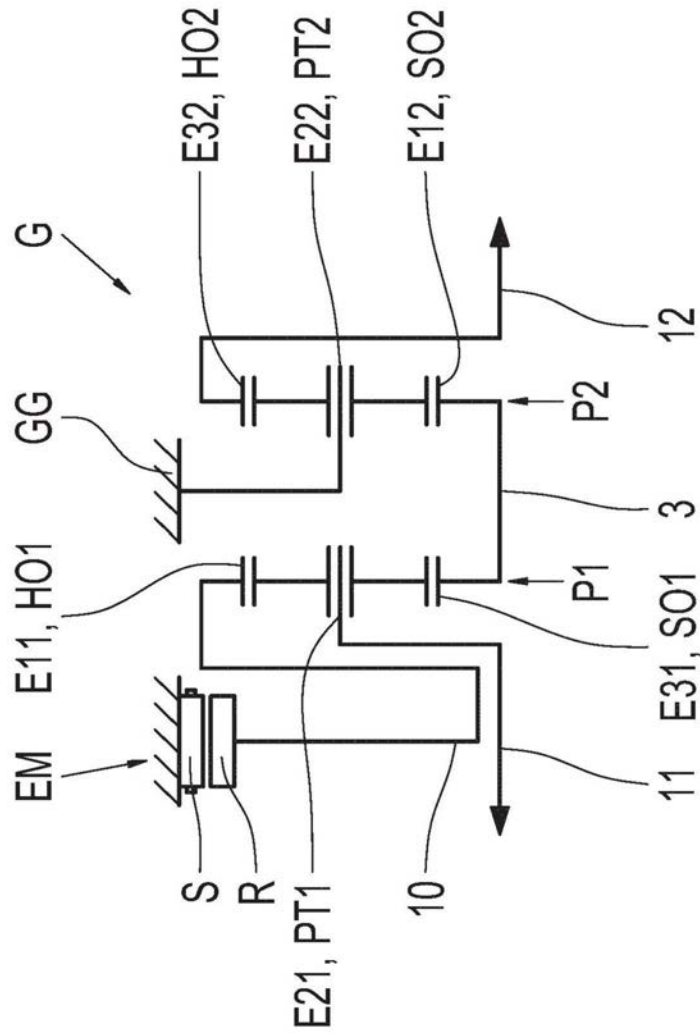


图9

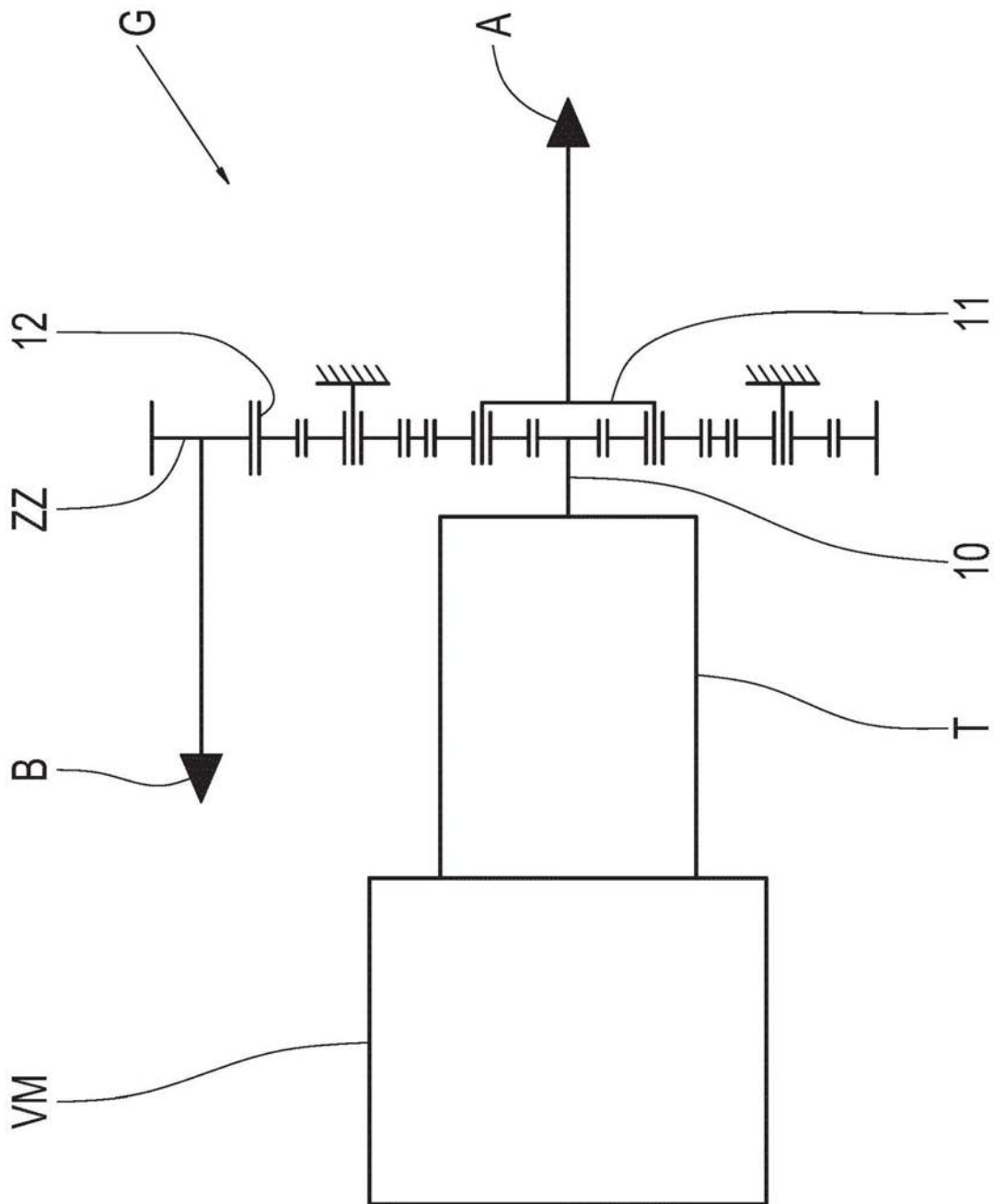


图9a

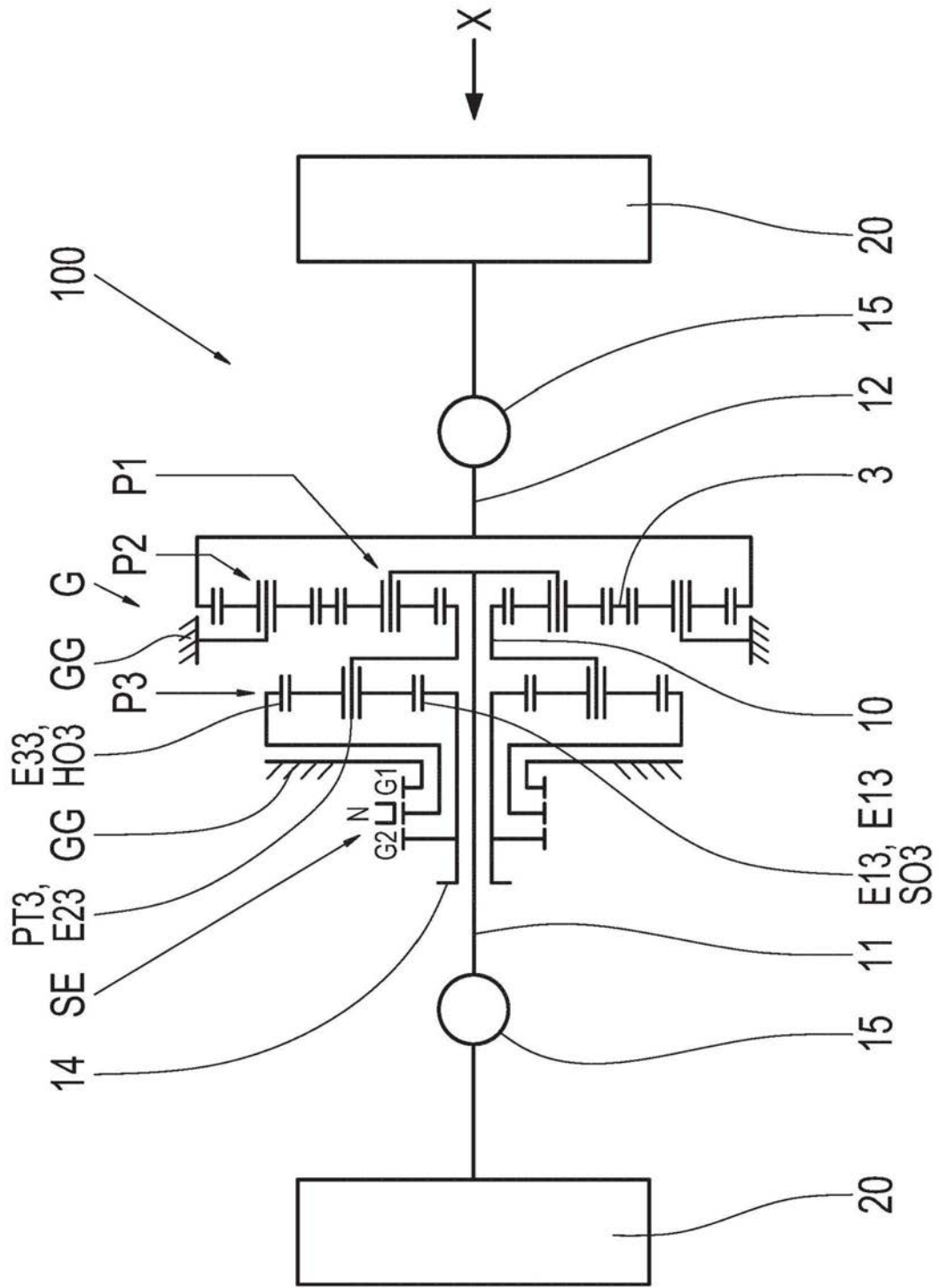


图10

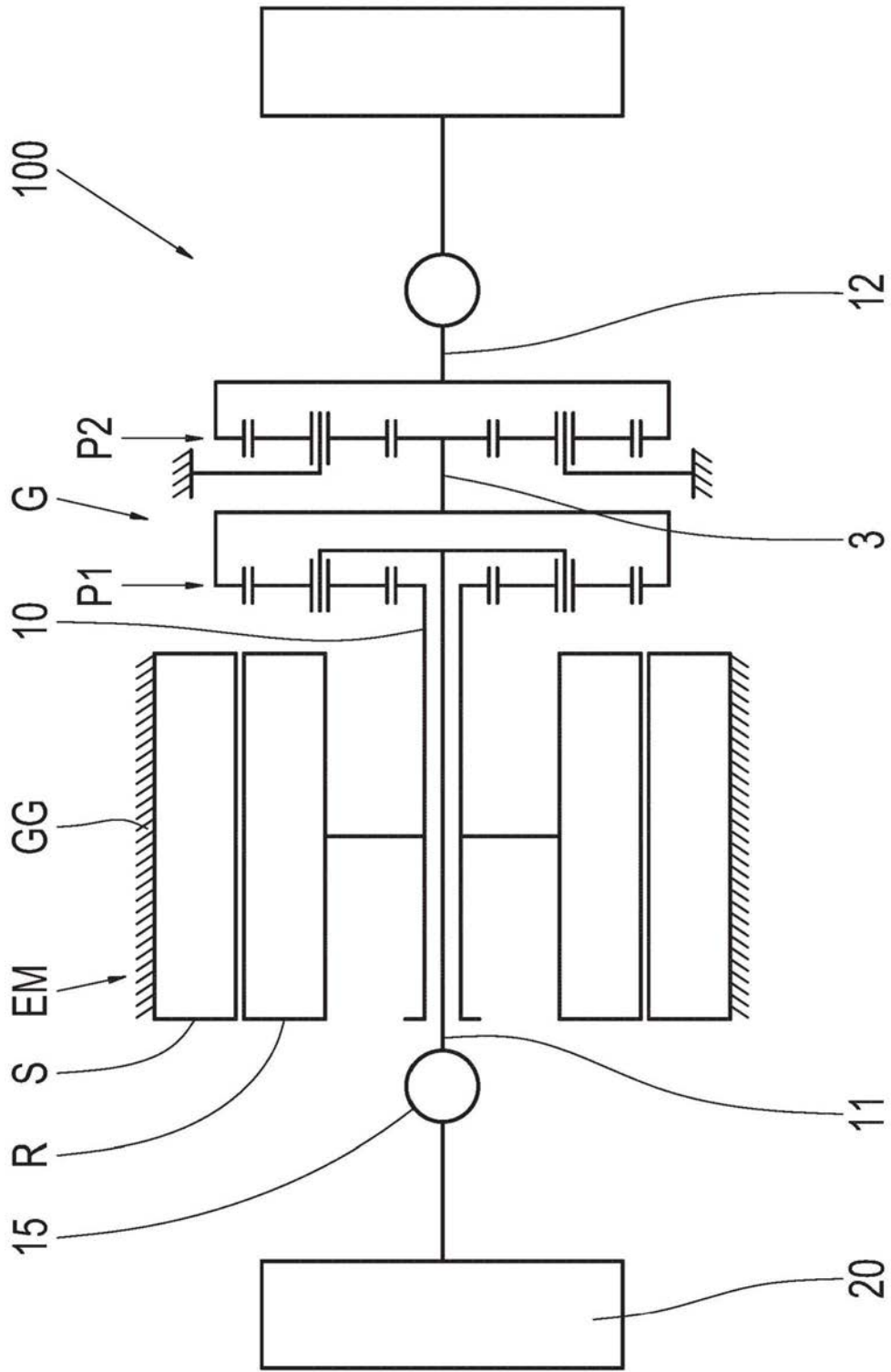


图11

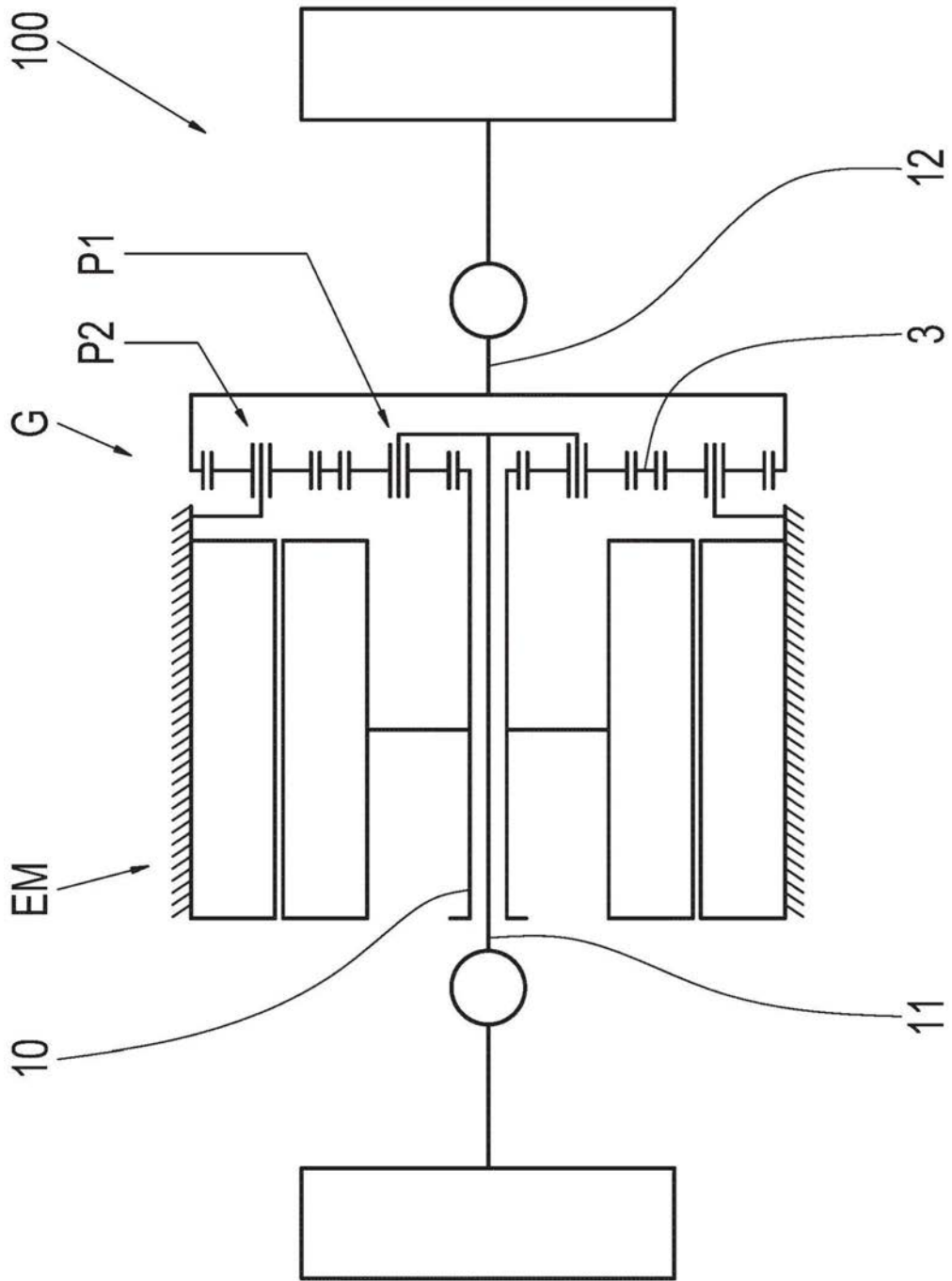


图12

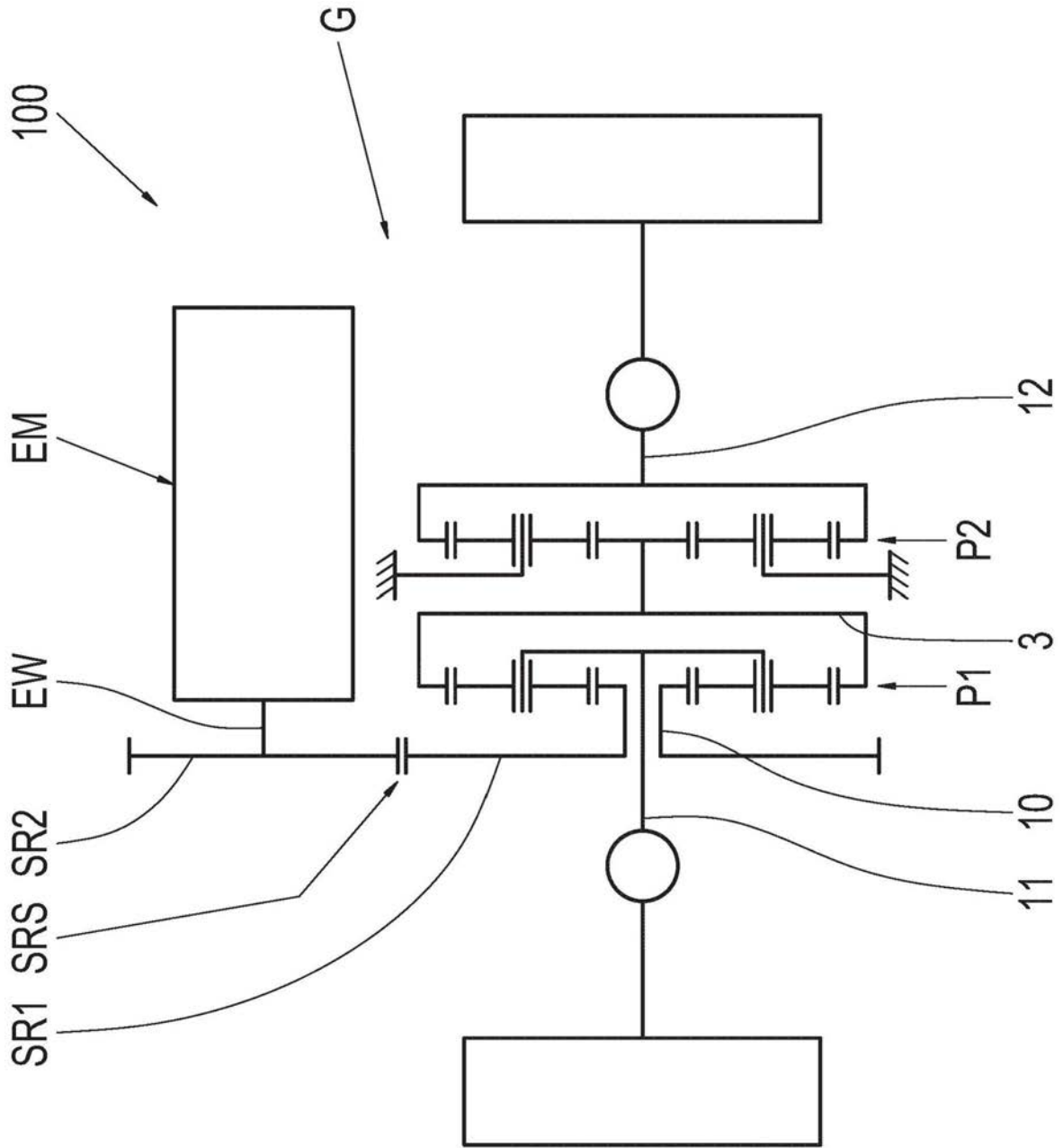


图13

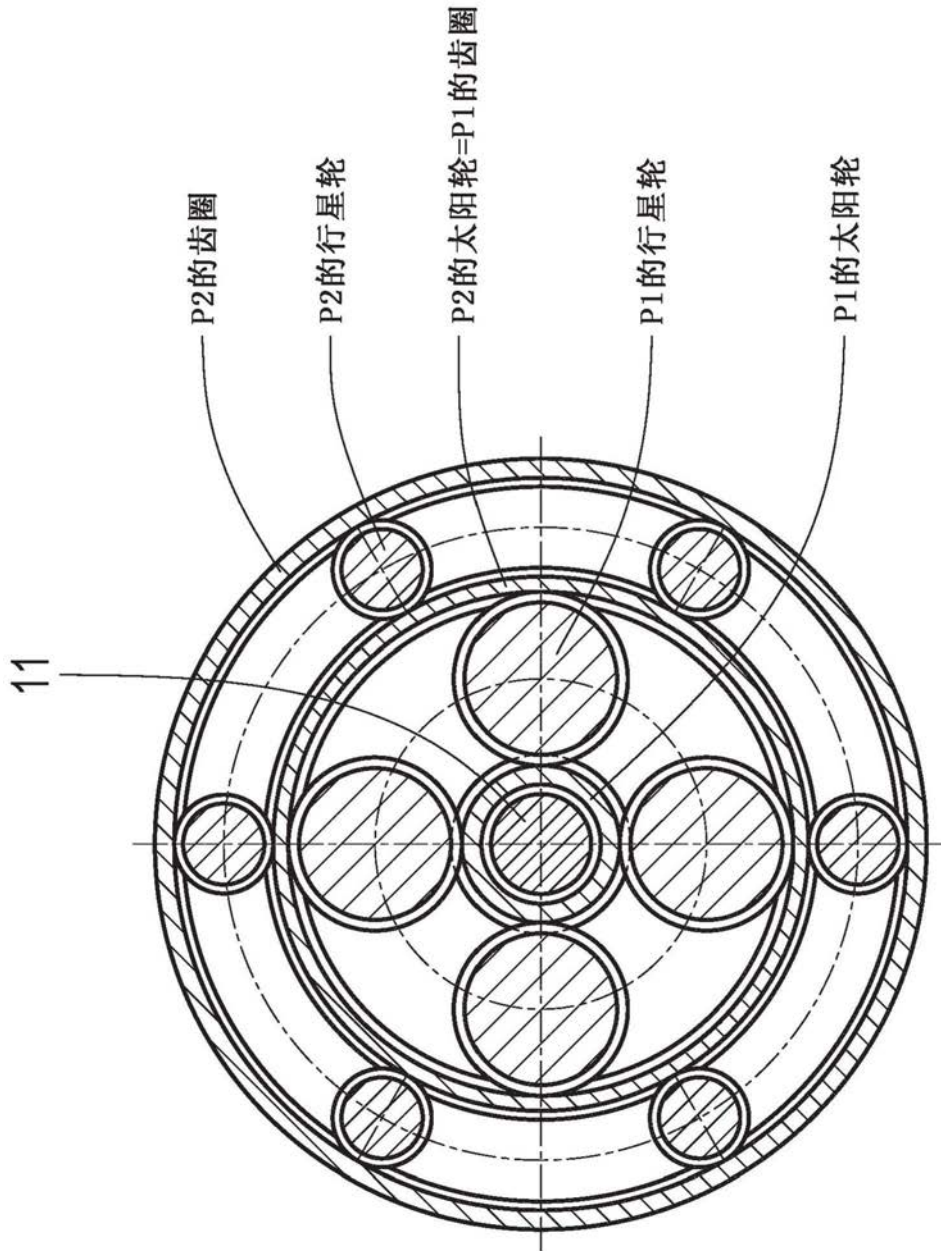


图14

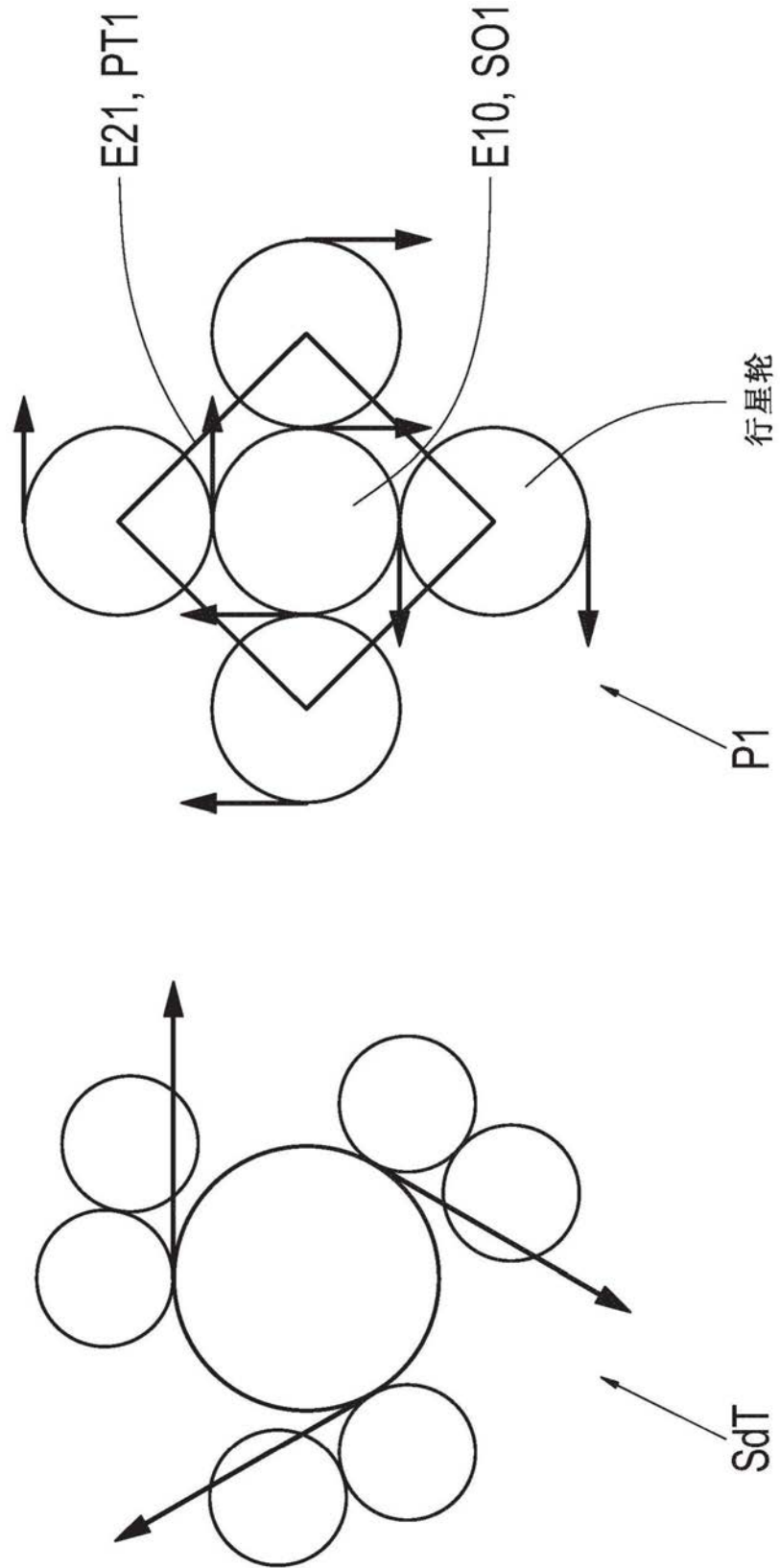


图15

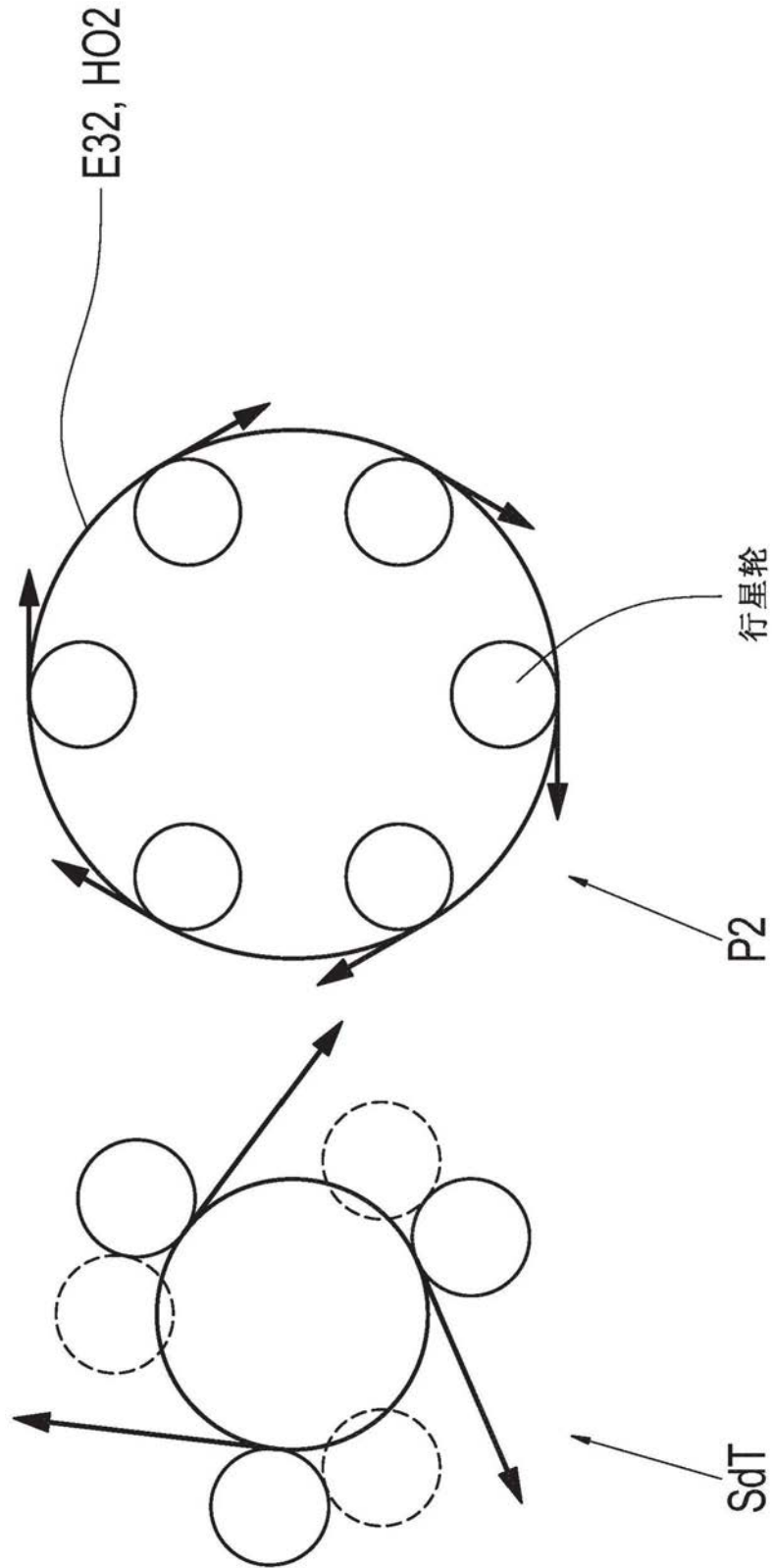


图16

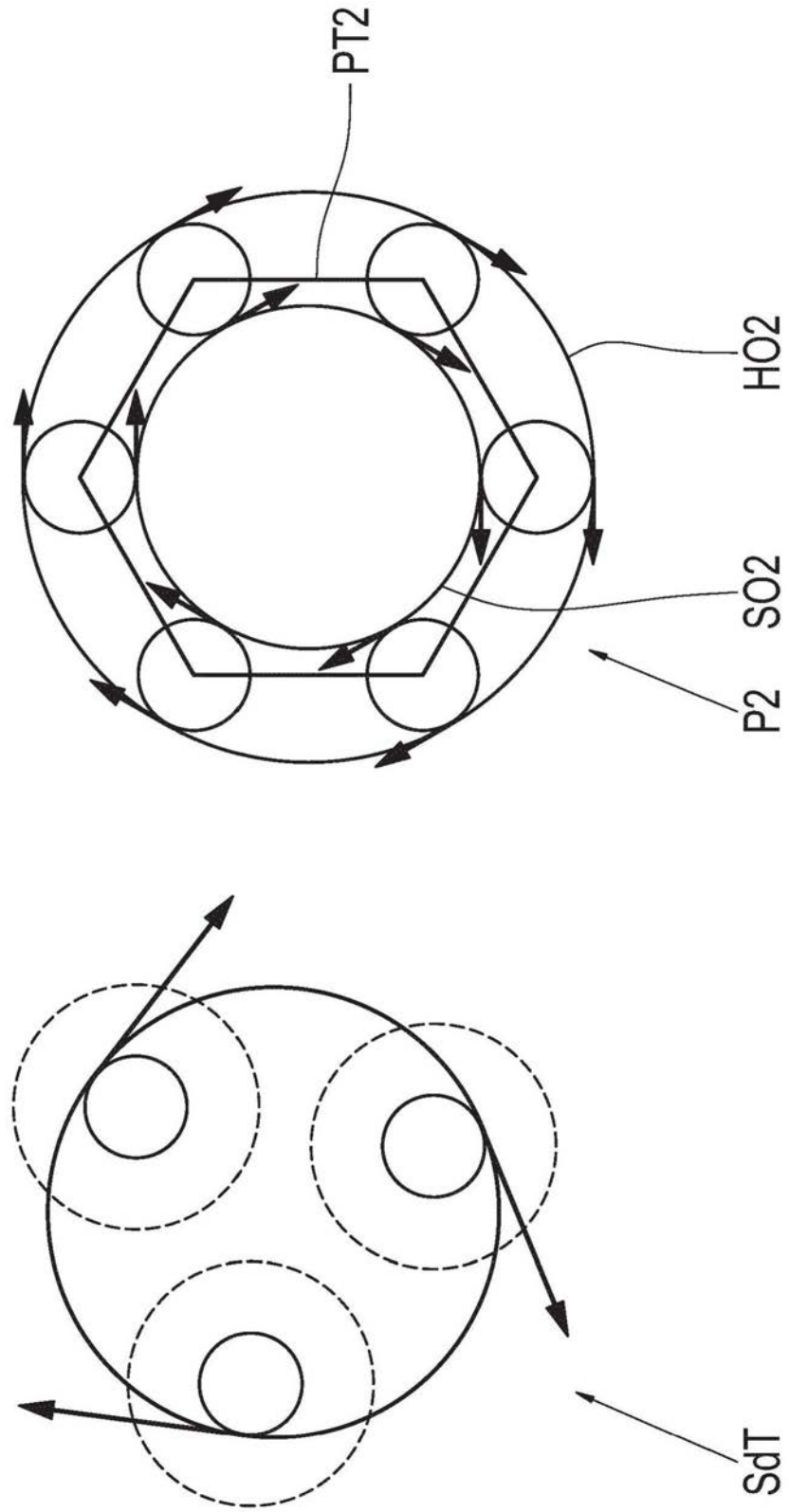


图17

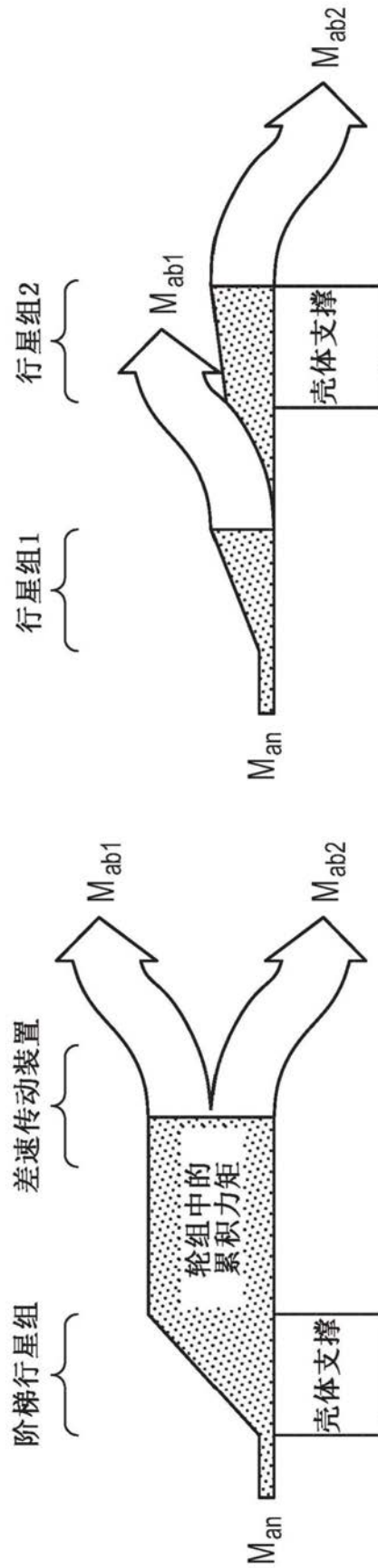


图18

图	P1	P2	计算规则
2, 3	负	负	$i_{02} = \frac{1}{i_{01}} - 1$
8	负	负	$i_{02} = \frac{1}{i_{01}} - 1$
9	负	负	$i_{02} = i_{01} - 1$
4	正	负	$i_{02} = \frac{1}{1 - i_{01}} - 1$
6	负	正	$i_{02} = 2 - \frac{1}{i_{01}}$
5	正	正	$i_{02} = 2 + \frac{1}{i_{01} - 1}$

图19

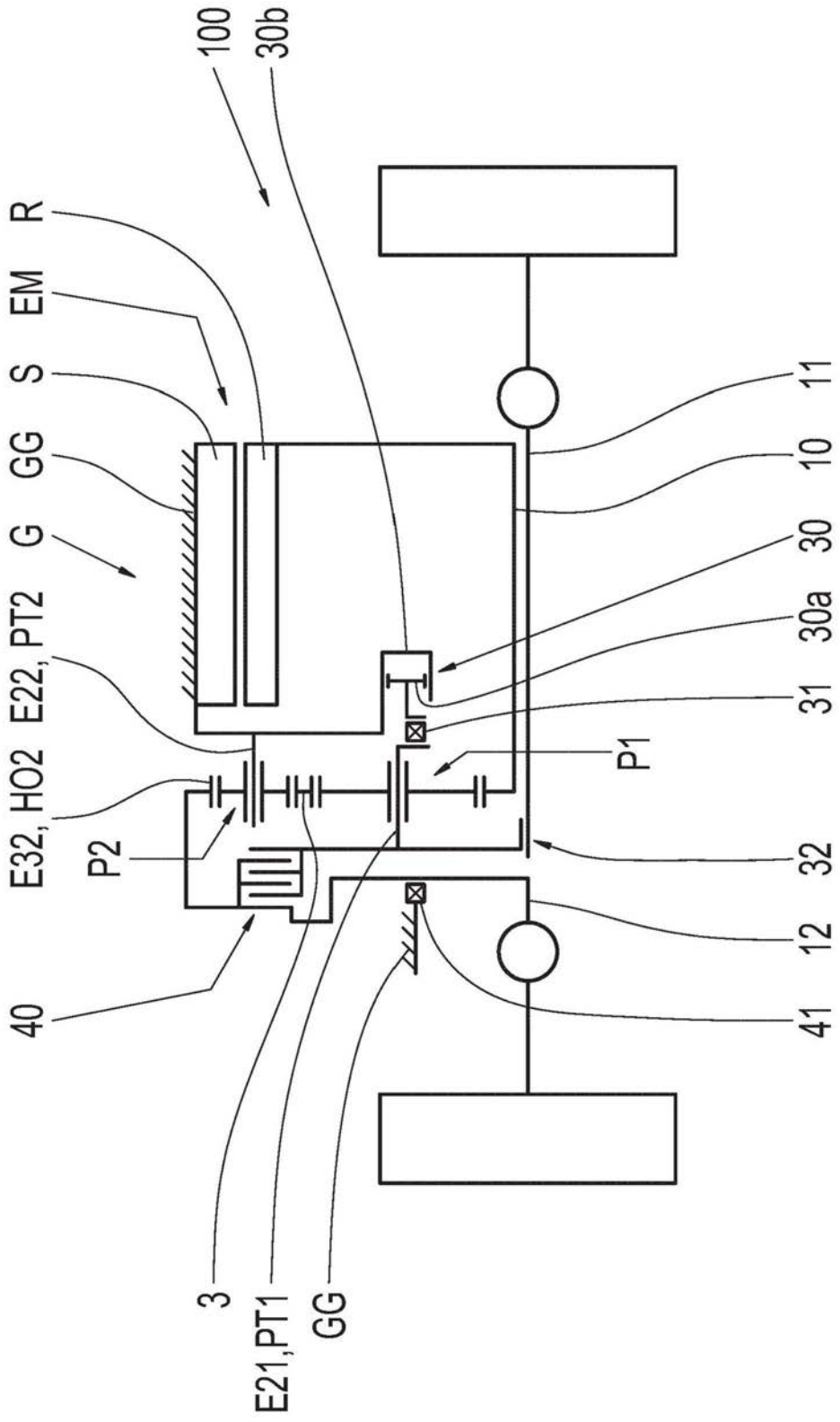


图20

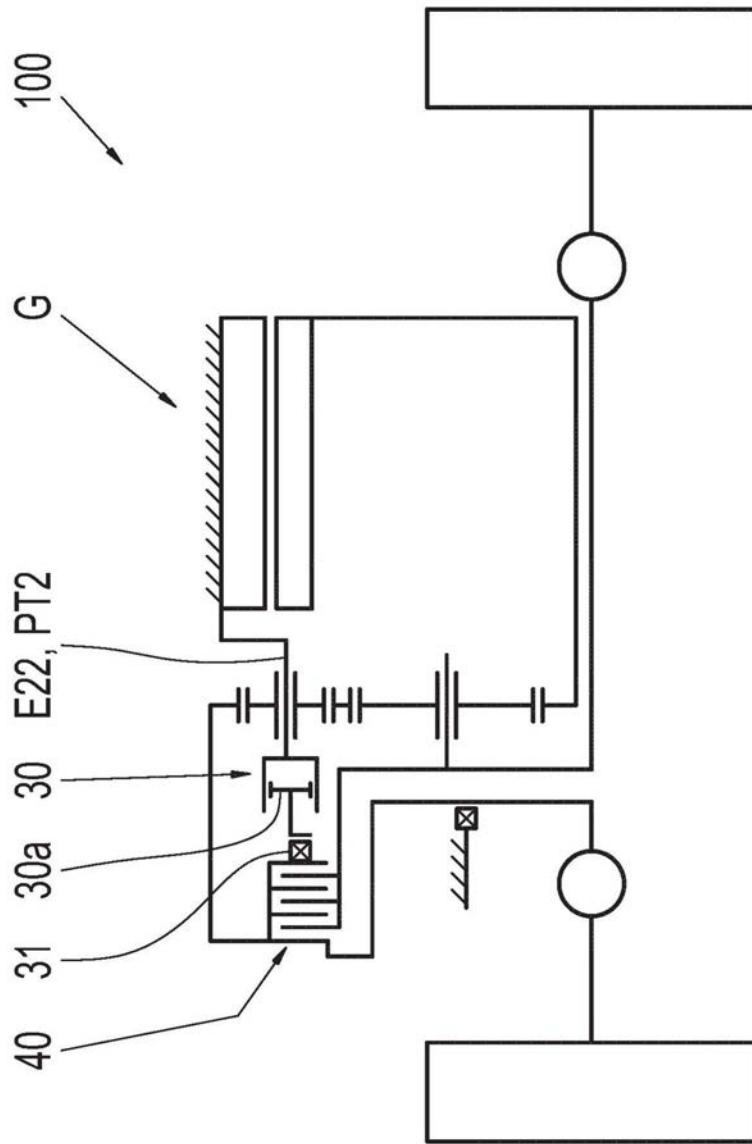


图21

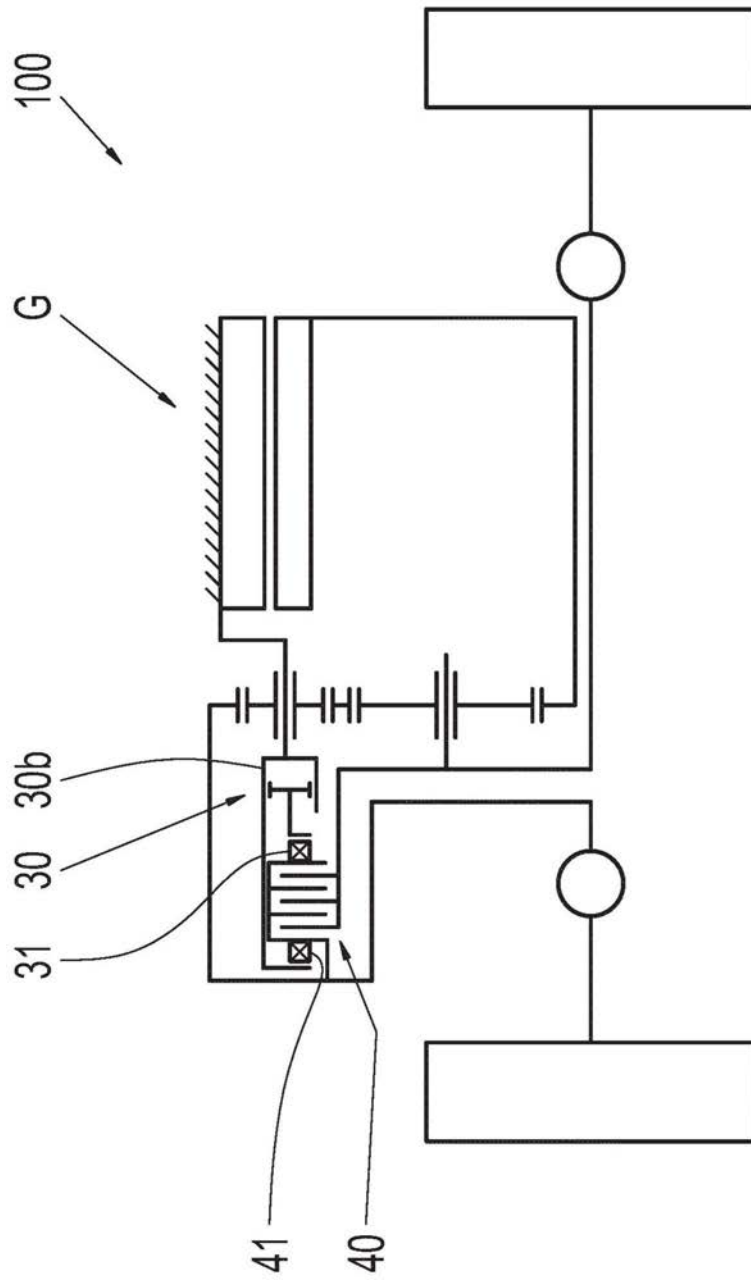


图22

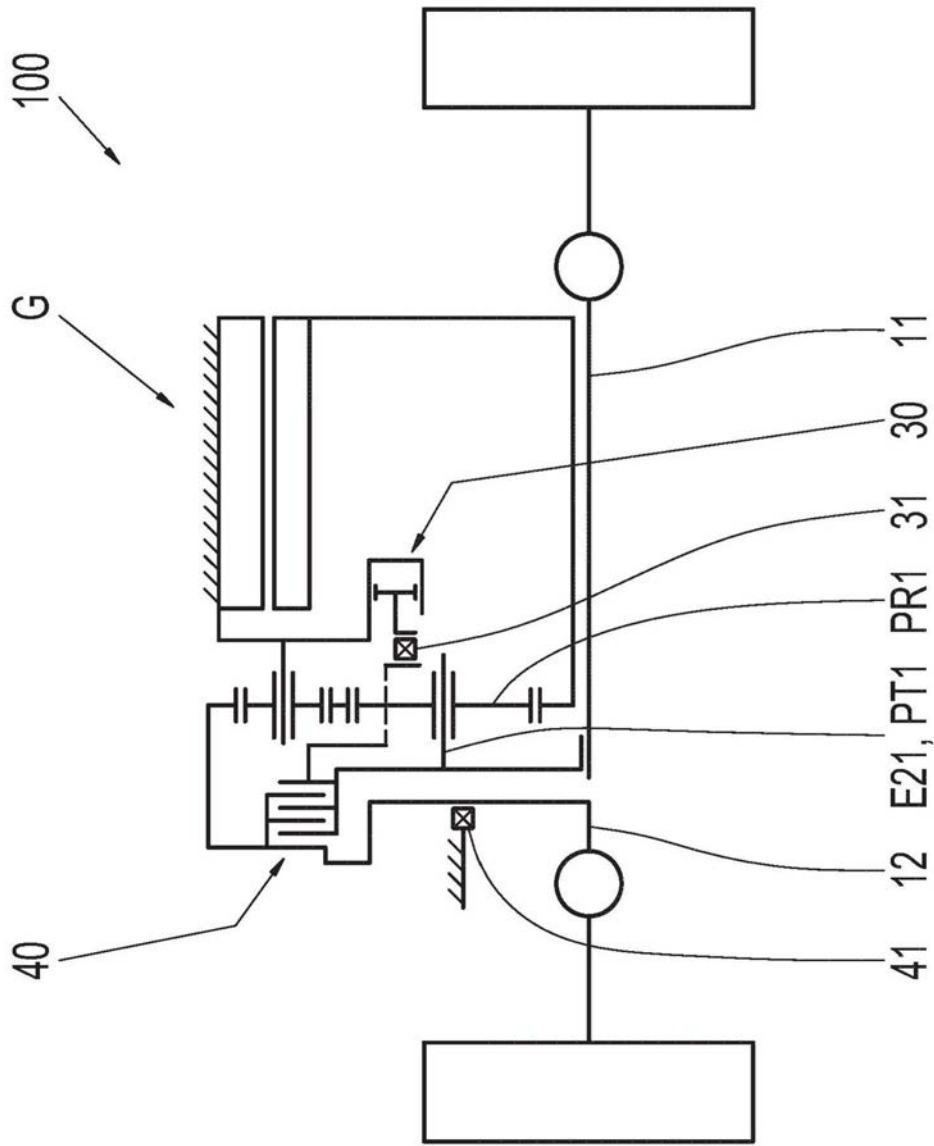


图23

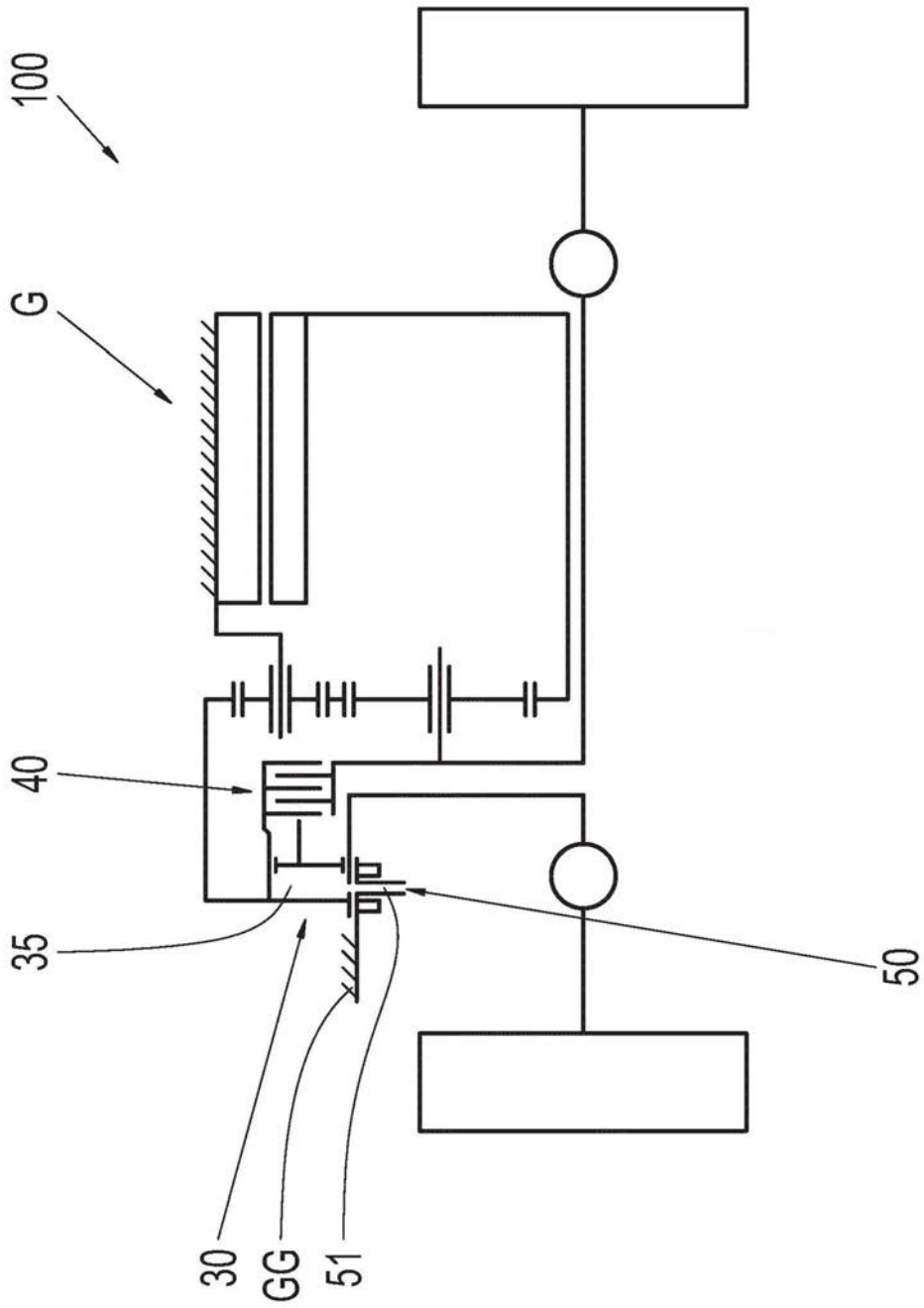


图24

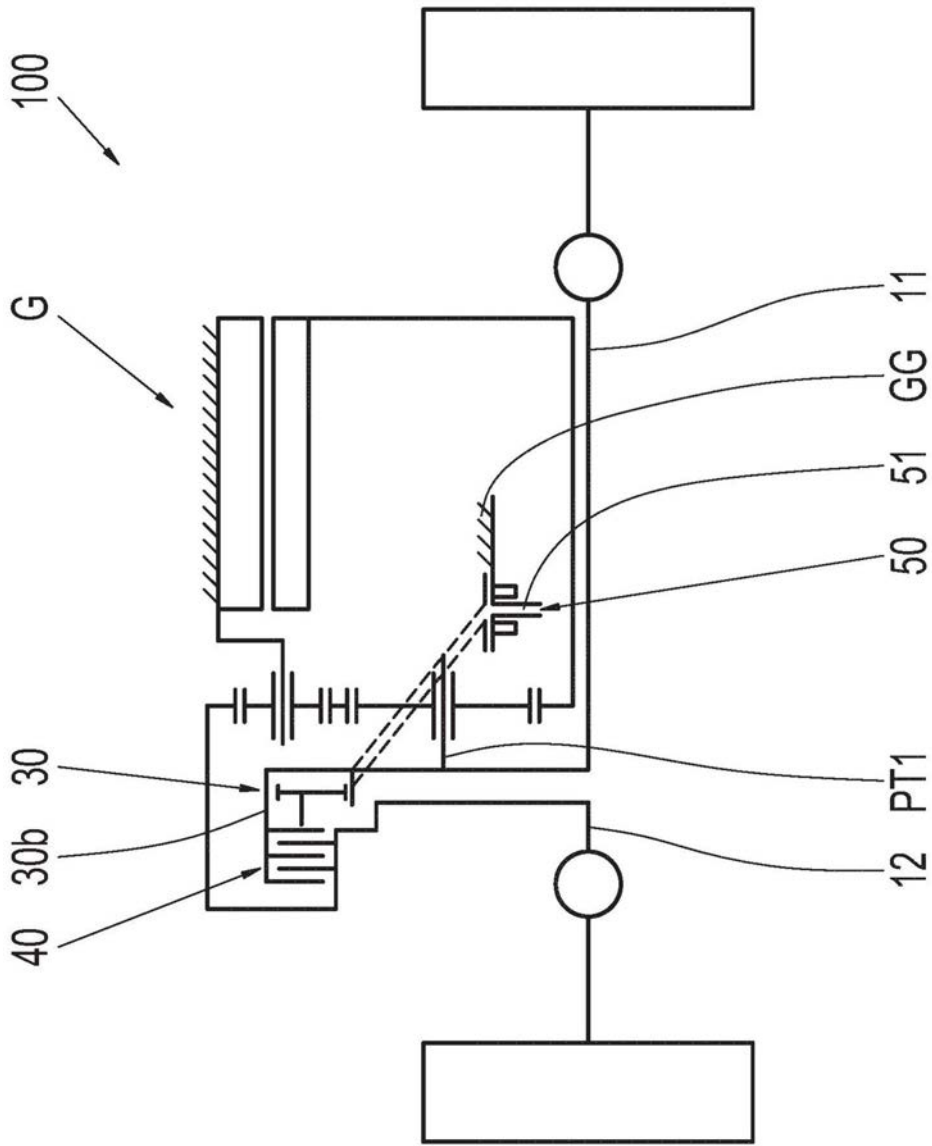


图25

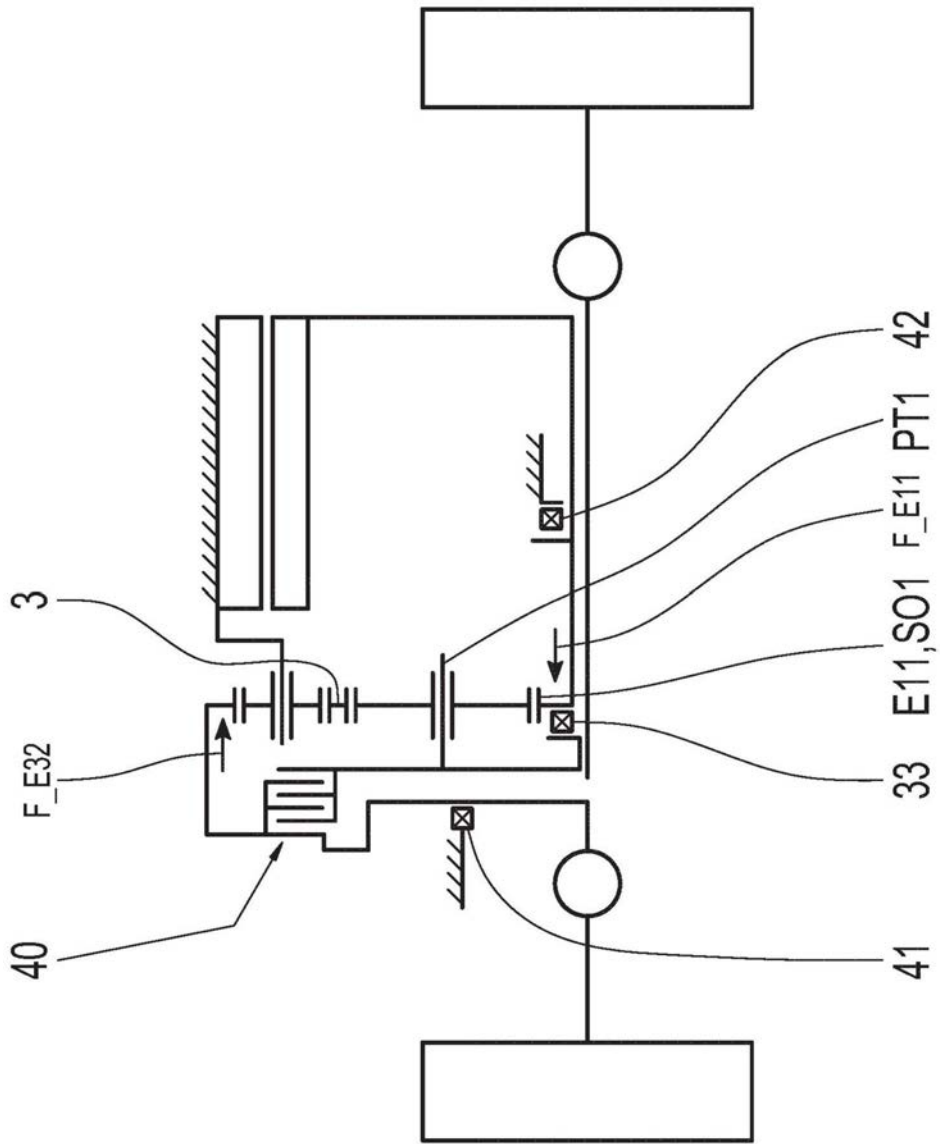


图26

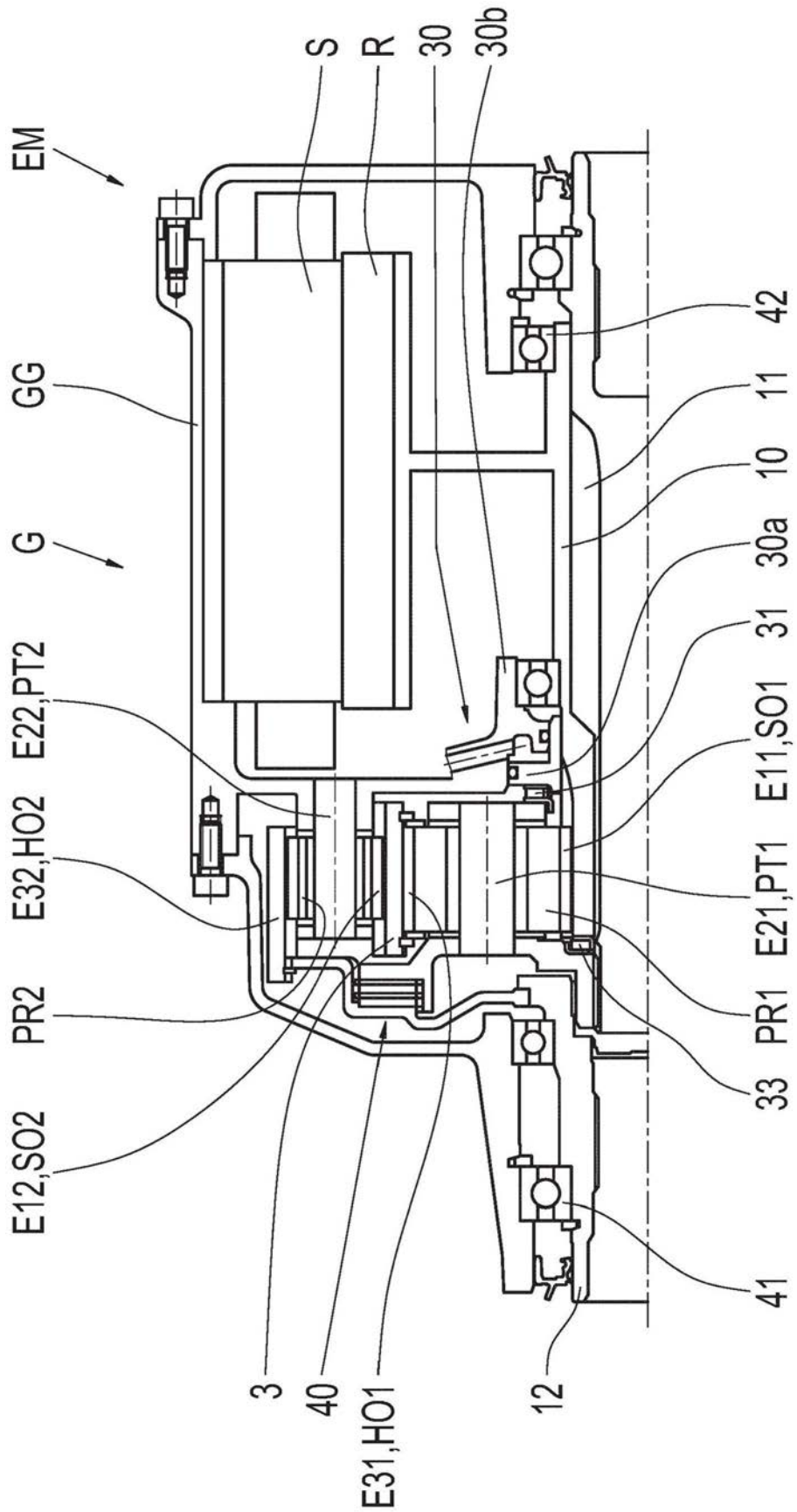


图27