



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 105051421 A

(43) 申请公布日 2015. 11. 11

(21) 申请号 201480018136. 3

代理人 张立国

(22) 申请日 2014. 02. 25

(51) Int. Cl.

(30) 优先权数据

F16H 3/66(2006. 01)

102013205388. 6 2013. 03. 27 DE

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2015. 09. 25

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2014/053584 2014. 02. 25

(87) PCT国际申请的公布数据

W02014/154417 DE 2014. 10. 02

(71) 申请人 腓特烈斯港齿轮工厂股份公司

地址 德国腓特烈斯港

(72) 发明人 S·贝克 C·西布拉 W·里格尔

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

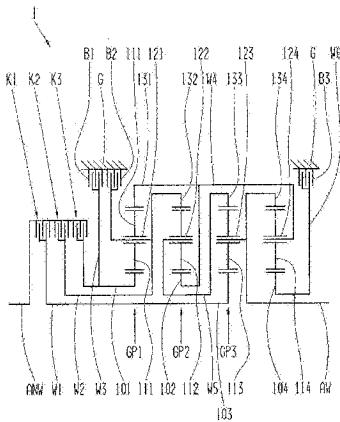
权利要求书3页 说明书12页 附图18页

(54) 发明名称

用于机动车的变速器

(57) 摘要

本发明涉及一种用于机动车的变速器、特别是多级变速器，该变速器包括壳体、驱动轴、从动轴、至少四个行星齿轮组以及多个切换元件，其中，各行星齿轮组分别包括一个太阳轮、至少一个行星轮、一个行星架和一个齿圈，六个切换元件以至少三个离合器和至少两个制动器的形式构成，驱动轴能经由第二离合器而与第一行星齿轮组的行星架连接并且能经由第二制动器而与壳体连接，并且驱动轴能经由第三离合器而与第一制动器和与第一行星齿轮组的太阳轮连接。本发明同样涉及一种包括变速器的机动车以及一种用于使变速器运行的方法。



1. 用于机动车的变速器(1)、特别是多级变速器，包括壳体(G)、驱动轴(ANW)、从动轴(AW)、至少四个行星齿轮组(GP1、GP2、GP3、GP4)以及多个切换元件(K1、K2、K3、K4、B1、B2)，其中，各行星齿轮组(GP1、GP2、GP3、GP4)分别包括一个太阳轮(101、102、103、104)、至少一个行星轮(111、112、113、114)、一个行星架(121、122、123、124)和一个齿圈(131、132、133、134)，其特征在于：六个切换元件以至少三个离合器(K1、K2、K3、B3'、B3")和至少两个制动器(B1、B2)的形式构成，驱动轴(ANW)能经由第二离合器(K2)而与第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)连接并且能经由第二制动器(B2)而与壳体(G)连接，并且驱动轴(ANW)能经由第三离合器(K3)而与第一制动器(B1)和与第一行星齿轮组(GP1)的太阳轮(101)连接。

2. 根据权利要求1所述的变速器，其特征在于，各行星齿轮组(GP1、GP2、GP3、GP4)相继地、特别是在几何上相继地设置在变速器(1)中。

3. 根据权利要求1至2之一所述的变速器，其特征在于：驱动轴(ANW)能经由第一离合器(K1)而与第三行星齿轮组(GP3)的太阳轮(103)连接，第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)与第二行星齿轮组(GP2)的齿圈(132)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的太阳轮(102)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的行星架(122)与第三行星齿轮组(GP3)的齿圈(133)相连接，并且第三行星齿轮组(GP3)的行星架(123)与从动轴(AW)相连接。

4. 根据权利要求1至3之一所述的变速器，其特征在于：驱动轴(ANW)与第三行星齿轮组(GP3)的太阳轮(103)相连接，第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)与第二行星齿轮组(GP2)的齿圈(132)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的太阳轮(102)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的行星架(122)与第三行星齿轮组(GP3)的齿圈(133)相连接，并且第三行星齿轮组(GP3)的行星架(123)能经由第一离合器(K1')而与从动轴(AW)连接。

5. 根据权利要求1至4之一所述的变速器，其特征在于：驱动轴(ANW)与第三行星齿轮组(GP3)的太阳轮(103)相连接，第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)与第二行星齿轮组(GP2)的齿圈(132)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的太阳轮(102)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的行星架(122)能经由第一离合器(K1")而与第三行星齿轮组(GP3)的齿圈(133)连接，并且第三行星齿轮组(GP3)的行星架(123)与从动轴(AW)相连接。

6. 根据权利要求1至5之一所述的变速器，其特征在于：驱动轴(ANW)与第三行星齿轮组(GP3)的太阳轮(103)相连接，第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)与第二行星齿轮组(GP2)的齿圈(132)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的太阳轮(102)能经由第一离合器(K1'')而与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)连接，第二行星齿轮组(GP2)的行星架(122)与第三行星齿轮组(GP3)的齿圈(133)相连接，并且第三行星齿轮组(GP3)的行星架(123)与从动轴(AW)相连接。

7. 根据权利要求1至6之一所述的变速器，其特征在于：驱动轴(ANW)与第三行星齿轮组(GP3)的太阳轮(103)相连接，第一行星齿轮组(GP1)的行星架(121)能经由第一离合器(K1'')而与第二行星齿轮组(GP2)的齿圈(132)连接，第二行星齿轮组(GP2)的太阳轮(102)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接，第二行星齿轮组(GP2)的行星

架(122)与第三行星齿轮组(GP3)的齿圈(133)相连接，并且第三行星齿轮组(GP3)的行星架(123)与从动轴(AW)相连接。

8. 根据权利要求1至7之一所述的变速器，其特征在于：所述六个切换元件以三个离合器(K1、K2、K3)和三个制动器(B1、B2、B3)的形式设置，第四行星齿轮组(GP4)的太阳轮(104)能经由第三制动器(B3)而与壳体(G)连接，第四行星齿轮组(GP4)的行星架(124)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接并且第四行星齿轮组(GP4)的齿圈(134)与从动轴(AW)相连接。

9. 根据权利要求1至7之一所述的变速器，其特征在于：所述六个切换元件以四个离合器(K1、K2、K3、B3')和两个制动器(B1、B2)的形式设置，第四行星齿轮组(GP4)的太阳轮(104)与壳体(G)相连接，第四行星齿轮组(GP4)的行星架(124)能经由第四离合器(B3')而与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)连接并且第四行星齿轮组(GP4)的齿圈(134)与从动轴(AW)连接。

10. 根据权利要求1至7之一所述的变速器，其特征在于：所述六个切换元件以四个离合器(K1、K2、K3、B3'')和两个制动器(B1、B2)的形式设置，第四行星齿轮组(GP4)的太阳轮(104)与壳体(G)相连接，第四行星齿轮组(GP4)的行星架(124)与第一行星齿轮组(GP1)的齿圈(131)相连接并且第四行星齿轮组(GP4)的齿圈(134)能经由第四离合器(B3'')而与从动轴(AW)连接。

11. 用于使变速器(1)、特别是根据权利要求1至8之一所述的变速器运行的方法，该变速器包括三个制动器(B1、B2、B3)和三个离合器(K1、K2、K3)，其特征在于：

第一挡(V1)借助打开的第一制动器(B1)、闭合的第二制动器(B2)、打开的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、打开的第二离合器(K2)和闭合的第三离合器(K3)形成；以及

第二挡(V2)借助闭合的第一制动器(B1)、闭合的第二制动器(B2)、打开的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、打开的第二离合器(K2)和打开的第三离合器(K3)形成；以及

第三挡(V3)借助打开的第一制动器(B1)、闭合的第二制动器(B2)、闭合的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、打开的第二离合器(K2)和打开的第三离合器(K3)形成；以及

第四挡(V4)借助闭合的第一制动器(B1)、打开的第二制动器(B2)、闭合的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、打开的第二离合器(K2)和打开的第三离合器(K3)形成；

第五挡(V5)借助打开的第一制动器(B1)、打开的第二制动器(B2)、闭合的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、打开的第二离合器(K2)和闭合的第三离合器(K3)形成；以及

第六挡(V6)借助打开的第一制动器(B1)、打开的第二制动器(B2)、闭合的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、闭合的第二离合器(K2)和打开的第三离合器(K3)形成；以及

第七挡(V7)借助打开的第一制动器(B1)、打开的第二制动器(B2)、打开的第三制动器(B3)、闭合的第一离合器(K1)、闭合的第二离合器(K2)和闭合的第三离合器(K3)形成；以及

第八挡 (V8) 借助打开的第一制动器 (B1)、打开的第二制动器 (B2)、闭合的第三制动器 (B3)、打开的第一离合器 (K1)、闭合的第二离合器 (K2) 和闭合的第三离合器 (K3) 形成；以及

第九挡 (V9) 借助闭合的第一制动器 (B1)、打开的第二制动器 (B2)、闭合的第三制动器 (B3)、打开的第一离合器 (K1)、闭合的第二离合器 (K2) 和打开的第三离合器 (K3) 形成；以及

倒挡 (R) 借助打开的第一制动器 (B1)、闭合的第二制动器 (B2)、闭合的第三制动器 (B3)、打开的第一离合器 (K1)、打开的第二离合器 (K2) 和闭合的第三离合器 (K3) 形成。

12. 根据权利要求 11 所述的方法，其特征在于，附加挡 (VZ) 借助闭合的第一制动器 (B1)、打开的第二制动器 (B2)、打开的第三制动器 (B3)、闭合的第一离合器 (K1)、闭合的第二离合器 (K2) 和打开的第三离合器 (K3) 形成。

13. 机动车、特别是轿车或载货车，包括根据权利要求 1 至 10 之一所述的变速器 (1)。

用于机动车的变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于机动车的变速器、特别是多级变速器，该变速器包括壳体、驱动轴、从动轴、至少四个行星齿轮组以及多个切换元件，其中，各行星齿轮组分别包括一个太阳轮、至少一个行星轮、一个行星架和一个齿圈。

背景技术

[0002] 这种变速器例如由 WO2012/052284A1 已知。在 WO2012/052284A1 中公开了一种具有六个前进挡和一个倒挡的多级变速器，该多级变速器包括四个行星齿轮组、七根可转动的轴和五个切换元件，其中，第一行星齿轮组的太阳轮与第六轴相连接，该第六轴能经由第一制动器耦联到变速器的壳体上，第一行星齿轮组的行星架与第五轴相连接，该第五轴与第二行星齿轮组的太阳轮相连接并且该第五轴能经由第二制动器耦联到壳体上，驱动轴与第一行星齿轮组的齿圈和第三行星齿轮组的太阳轮相连接并且驱动轴能经由一个离合器可松脱地与连接于第三行星齿轮组的行星架和第四行星齿轮组的齿圈的第七轴连接，第四轴与第三行星齿轮组的齿圈和第二行星齿轮组的行星架相连接并且第四轴能经由第三制动器耦联到壳体上，从动轴与第二行星齿轮组的齿圈和第四行星齿轮组的行星架相连接并且第四行星齿轮组的太阳轮与第三轴相连接，该第三轴能经由第四制动器耦联到壳体上。

[0003] 在此不利的是，内部的切换元件、例如多片式离合器或制动器被液压操纵。该液压操纵导致高的液压损失。为了绕开这些操纵损失而建议，设置机电式或电液式操纵。在此不利的又是，切换元件、尤其是离合器难以接近，特别是当在结构耗费小的情况下力求良好的啮合效率和小的构件负荷时。

发明内容

[0004] 因此，本发明的目的是，提供一种用于机动车的变速器，该变速器具有良好的效率、小的构件负荷和低的构造耗费。此外，本发明的目的是，提供一种用于机动车的变速器，该变速器的切换元件可容易地从外部接近。本发明的另一目的是，给出一种备选的用于机动车的变速器。

[0005] 一种用于机动车的变速器、特别是多级变速器包括壳体、驱动轴、从动轴、至少四个行星齿轮组以及多个切换元件，其中，各行星齿轮组分别包括太阳轮、行星轮、行星架和齿圈，本发明在该变速器中通过如下方式解决所述目的，即，六个切换元件以至少三个离合器和至少两个制动器的形式构成，驱动轴能经由第二离合器而与第一行星齿轮组的行星架连接并且能经由第二制动器而与壳体连接，并且驱动轴能经由第三离合器而与第一制动器和与第一行星齿轮组的太阳轮连接。

[0006] 本发明同样在一种包括根据权利要求 1 至 10 之一所述的变速器的机动车中、尤其是轿车或载货车中解决所述目的。

[0007] 本发明同样以一种用于使变速器、特别是根据权利要求 1 至 8 之一所述的变速器（该变速器包括三个制动器和三个离合器）运行的方法通过如下方式实现所述目的，即：第

一挡借助闭合的第一制动器、闭合的第二制动器、打开的第三制动器、闭合的第一离合器、打开的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及第二挡借助闭合的第一制动器、闭合的第二制动器、打开的第三制动器、闭合的第一离合器、打开的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及第三挡借助打开的第一制动器、闭合的第二制动器、闭合的第三制动器、闭合的第一离合器、打开的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及第四挡借助闭合的第一制动器、打开的第二制动器、闭合的第三制动器、闭合的第一离合器、打开的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及第五挡借助打开的第一制动器、打开的第二制动器、闭合的第三制动器、闭合的第一离合器、打开的第二离合器和闭合的第三离合器形成；以及第六挡借助打开的第一制动器、打开的第二制动器、闭合的第三制动器、闭合的第一离合器、闭合的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及第七挡借助打开的第一制动器、打开的第二制动器、打开的第三制动器、闭合的第一离合器、闭合的第二离合器和闭合的第三离合器形成；以及第八挡借助打开的第一制动器、打开的第二制动器、闭合的第三制动器、打开的第一离合器、闭合的第二离合器和闭合的第三离合器形成；以及第九挡借助闭合的第一制动器、打开的第二制动器、闭合的第三制动器、打开的第一离合器、闭合的第二离合器和打开的第三离合器形成；以及倒挡借助打开的第一制动器、闭合的第二制动器、闭合的第三制动器、打开的第一离合器、打开的第二离合器和闭合的第三离合器形成。

[0008] 由此达到的优点之一是，按这种方式确保了可容易地接近所有切换元件。此外，结构耗费小，这对于变速器意味着更低的成本或者重量。

[0009] 特别优选地，经由所述驱动轴将一驱动轴、例如内燃机的驱动轴的转矩或者说旋转运动导入变速器中。优选地，在驱动轴和从动轴之间存在启动元件、如液力变矩器或液力耦合器。

[0010] 在下文中，轴不仅可理解成例如圆柱形的、可转动支承的用于传递转矩的机器元件，而是对此还可以理解成通常的将个别构件或元件相互连接的连接元件、特别是将多个元件不可相对转动地连接的连接元件。

[0011] 特别是当在两个元件之间存在固定的、特别是不可相对转动的连接时，这两个元件被称为相连接的。特别是，这样连接的元件以相同的转速转动。

[0012] 此外，当在两个元件之间存在可松脱的连接时，这两个元件被称为能（可）连接的。特别是，当存在连接时，这样的元件以相同的转速转动。

[0013] 本发明的不同构件和元件在此可以经由轴或者说连接元件、但也可以直接地、例如借助焊接连接、压紧连接或其他连接而相互连接。

[0014] 优选在说明书中、特别是在权利要求书中，离合器可以理解成根据操纵状态的不同而允许在两个构件之间的相对运动或者实现用于传递转矩的连接的元件。例如，相对运动可理解成两个构件的旋转，其中，第一构件的转速和第二构件的转速彼此不同。此外，也可想到这两个构件中的仅仅一个构件旋转，而另一个构件停止或者沿相反的方向旋转。

[0015] 在下文中，未被操纵的离合器应理解成打开的离合器。这意味着，在两个构件之间的相对运动是可能的。在离合器被操纵或者说闭合时，这两个构件与此相应地以相同的转速沿同一个方向旋转。

[0016] 优选在说明书中、特别是在权利要求书中，制动器应理解成在一侧与固定的元件例如壳体相连接的、而在另一侧与可旋转的元件相连接的切换元件。

[0017] 在下文中,未被操纵的制动器应理解成打开的制动器。这意味着,旋转的构件可自由旋转,这就是说,制动器优选对旋转的构件的转速没有影响。在制动器被操纵或者说闭合时,可旋转的构件的转速降低直至停止,这就是说,在可旋转的元件与固定的元件之间可建立固定的连接。在这上下文中,元件和构件可等同。

[0018] 原则上,使用在未被操纵的状态下闭合并且在被操纵的状态下打开的切换元件也是可能的。与此相应地,在功能和上述切换状态之中的切换状态之间的配置关系也须按颠倒的方式理解。在下文的依据附图的实施例中,首先基于被操纵的切换元件闭合、而未被操纵的切换元件打开的布置结构。

[0019] 一个行星齿轮组包括一个太阳轮、一个行星架或者说行星轮支架和一个齿圈。在行星架或者说行星轮支架上可转动地支承有行星轮或者行星,这些行星轮或者行星与太阳轮的齿部和 / 或齿圈的齿部啮合。

[0020] 在下文中,负传动比行星齿轮组描述包括一个在其上可转动地支承有行星轮的行星架、包括一个太阳轮并且包括一个齿圈的行星齿轮组,其中,至少其中一个行星轮的齿部不仅与太阳轮的齿部、而且与齿圈的齿部啮合,从而当太阳轮在行星架固定的情况下旋转时,齿圈和太阳轮沿相反的转动方向旋转。

[0021] 正传动比行星齿轮组与刚刚描述的负传动比行星齿轮组的区别在于,正传动比行星齿轮组具有可转动地支承在行星架上的内侧行星轮和外侧行星轮。在此,内侧行星轮的齿部一方面与太阳轮的齿部、并且另一方面与外侧行星轮的齿部啮合。此外,外侧行星轮的齿部与齿圈的齿部啮合。这导致,在行星架固定的情况下,齿圈和太阳轮沿相同的转动方向旋转。

[0022] 通过使用多个行星齿轮组可以实现特别紧凑的变速器,由此在车辆中设置变速器时实现大的自由度。

[0023] 行星齿轮组的元件特别是指行星齿轮组的太阳轮、齿圈、行星架或者说行星轮支架和行星轮或者说行星。

[0024] 特别优选地,切换元件可被选择性地、亦即单独地和按需求地操纵,由此能通过在驱动轴和从动轴之间的不同传动比实现不同的挡。挡数越多,在一个大的变速器速比范围的情况下就可以实现越精细的挡分级并且因此例如可以使机动车的内燃机在优化的转速范围内且因而尽可能经济地运行。同时,这有助于提高行驶舒适性,因为内燃机优选能在低的转速水平上运行。因此,例如也降低了由于内燃机运行而产生的噪声排放。

[0025] 术语“前置横向布置结构”应理解成驱动轴、例如内燃机横向于行驶方向地安装在机动车中并且优选前轴的车轮能被驱动轴或变速器驱动的布置结构。此外,切换元件可以构成为这样的,使得为了改变切换元件的切换状态、但不是为了保持切换状态本身而需要能量。

[0026] 可按需求操纵的切换元件、例如机电式切换元件或者电磁式切换元件特别适合于此。特别是与可传统液压式操纵的切换元件相比,它们的突出之处在于特别小的并且有效的能量需求,因为它们几乎可以没有损失地运行。此外,可以有利地放弃永久地维持用于操纵例如传统液压式切换元件的控制压力,或者放弃给相应的切换元件在切换状态下永久地加载必需的液压压力。由此例如可以取消其他构件、如液压泵,只要这些其他构件仅用于驱动和供给可传统液压式操纵的切换元件。如果给其他构件供给润滑剂不是经由单独的润滑

剂泵、而是经由相同的液压泵实现，则可以至少将该液压泵的尺寸确定成更小的。尤其是在旋转的构件中在液压循环回路的油传输部位处的也可能出现的不密封性取消。这特别优选地同样有助于以更高效率的形式提高变速器的效益。

[0027] 在使用上述类型的可按需要操纵的切换元件时特别有利的是，这些切换元件也可容易地从外部接近。此外，这具有如下优点，即，可以良好地给切换元件供应所需的切换能量。因此，切换元件特别良好地优选这样设置，使得这些切换元件可容易地从外部接近。在切换元件的意义上，可容易地从外部接近意味着，在变速器的壳体和切换元件之间没有设置其他构件，或者说切换元件特别优选地设置在驱动轴上或在从动轴上。

[0028] 优选在说明书中、特别是在权利要求书中，术语“可连接性”应理解成在不同的几何位置时保证接口的相同连接或者说接合，而各连接元件或轴不交叉。

[0029] 术语“行星架固定传动比”应理解成当行星轮支架或者说行星架固定时通过在相应行星齿轮组的太阳轮和齿圈之间的传动比实现的那个传动比。

[0030] 在从属权利要求中描述了本发明的进一步的有利的实施方式、特征和优点。

[0031] 有利地，各行星齿轮组相继地、特别是在几何上相继地设置在变速器中。这能实现行星齿轮组的简单制造以及在保养情况下的更容易的可接近性。

[0032] 适宜地，驱动轴能经由第一离合器而与第三行星齿轮组的太阳轮连接，第一行星齿轮组的行星架与第二行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的太阳轮与第一行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的行星架与第三行星齿轮组的齿圈相连接，并且第三行星齿轮组的行星架与从动轴相连接。一方面，由此可按柔性的方法将力和转矩从驱动轴居中地传递到第三行星齿轮组的太阳轮上。另一方面，简化了变速器的构造，因为第一行星齿轮组与第二行星齿轮组并且第二行星齿轮组与第三行星齿轮组分别以相同的方式相互连接。

[0033] 有利地，驱动轴与第三行星齿轮组的太阳轮相连接，第一行星齿轮组的行星架与第二行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的太阳轮与第一行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的行星架与第三行星齿轮组的齿圈连接，并且第三行星齿轮组的行星架能经由第一离合器而与从动轴连接。按这种方式同样简化了变速器的构造，因为第一行星齿轮组与第二行星齿轮组并且第二行星齿轮组与第三行星齿轮组分别以相同的方式相互连接。此外，第三行星齿轮组可以按柔性的方法与从动轴经由第一离合器与该从动轴连接。

[0034] 适宜地，驱动轴与第三行星齿轮组的太阳轮相连接，第一行星齿轮组的行星架与第二行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的太阳轮与第三行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的行星架能经由第一离合器而与第三行星齿轮组的齿圈连接，并且第三行星齿轮组的行星架与从动轴相连接。按这种方式可以将力和转矩从驱动轴直接地并且居中地传递到第三行星齿轮组上。此外简化了变速器的构造，因为第一行星齿轮组与第二行星齿轮组并且第二行星齿轮组与第三行星齿轮组分别以相同的方式相互连接或者能连接。最后，在第二行星齿轮组和第三行星齿轮组之间的借助离合器的连接是柔性的，从而这两个行星齿轮组可以按需要相互连接。

[0035] 有利地，驱动轴与第三行星齿轮组的太阳轮相连接，第一行星齿轮组的行星架与第二行星齿轮组的齿圈相连接，第二行星齿轮组的太阳轮能经由第一离合器而与第一行星

齿轮组的齿圈连接,第二行星齿轮组的行星架与第三行星齿轮组的齿圈相连接,并且第三行星齿轮组的行星架与从动轴相连接。按这种方式可以将力和转矩从驱动轴直接地并且居中地传递到第三行星齿轮组上。此外简化了变速器的构造,因为第一行星齿轮组与第二行星齿轮组并且第二行星齿轮组与第三行星齿轮组分别以相同的方式相互连接或者能连接。最后,在第一行星齿轮组和第二行星齿轮组之间的借助离合器的连接是柔性的,从而这两个行星齿轮组可以按需要相互连接。

[0036] 适宜地,驱动轴与第三行星齿轮组的太阳轮相连接,第一行星齿轮组的行星架能经由第一离合器而与第二行星齿轮组的齿圈连接,第二行星齿轮组的太阳轮与第一行星齿轮组的齿圈相连接,第二行星齿轮组的行星架与第三行星齿轮组的齿圈相连接,并且第三行星齿轮组的行星架与从动轴相连接。按这种方式可以将力和转矩从驱动轴直接地并且居中地传递到第三行星齿轮组上。此外简化了变速器的构造,因为第一行星齿轮组与第二行星齿轮组以及第二行星齿轮组与第三行星齿轮组分别以相同的方式相互连接或者能连接。最后,在第一行星齿轮组和第二行星齿轮组之间的借助离合器的连接是柔性的,从而这两个行星齿轮组可以按需要相互连接。

[0037] 有利地,所述六个切换元件以多个离合器和三个制动器的形式设置,第四行星齿轮组的太阳轮能经由第三制动器而与壳体连接,第四行星齿轮组的行星架与第一行星齿轮组的齿圈相连接并且第四行星齿轮组的齿圈与从动轴相连接。在这里有利的是,第四行星齿轮组的中央元件能不可相对转动地与壳体经由第三制动器柔性地连接,并且第四行星齿轮组与不直接相邻的行星齿轮组相连接。此外,借助第四行星齿轮组可以将力和转矩直接传递到从动轴上。

[0038] 适宜地,所述六个切换元件以四个离合器和两个制动器的形式设置,第四行星齿轮组的太阳轮与壳体连接,第四行星齿轮组的行星架能经由第四离合器而与第一行星齿轮组的齿圈连接并且第四行星齿轮组的齿圈与从动轴相连接。按这种方式,第四行星齿轮组以其中央元件不可相对转动地与壳体相连接。同时可以按柔性的形式经由离合器在第四行星齿轮组和第一行星齿轮组之间建立连接,用以传递力和转矩。最后,可以按极其可靠的方式将力和转矩从第四行星齿轮组直接传递到从动轴上。

[0039] 有利地,所述六个切换元件以四个离合器和两个制动器的形式设置,第四行星齿轮组的太阳轮与壳体连接,第四行星齿轮组的行星架与第一行星齿轮组的齿圈相连接并且第四行星齿轮组的齿圈能经由第四离合器而与从动轴连接。按这种方式,第四行星齿轮组以其中央元件不可相对转动地与壳体连接。同时,该第四行星齿轮组可以按柔性的形式经由离合器与从动轴连接。

[0040] 适宜地,附加挡借助闭合的第一制动器、打开的第二制动器、打开的第三制动器、闭合的第一离合器、闭合的第二离合器和打开的第三离合器形成。由此在应用在不同车辆中方面还进一步提高变速器的柔性。同时,通过该附加挡可以实现还要更精细的挡位分级。

[0041] 本发明的其他重要特征和优点由从属权利要求、由附图和由依据附图的所属附图说明得出。

[0042] 当然,上文提到的以及下文还要阐述的特征不仅可以以相应给出的组合、而且也可以以其他组合或单独地应用,而不离开本发明的范围。

附图说明

- [0043] 本发明的优选的实施方案和实施方式在附图中示出并且在下面的说明中进一步阐述，其中，相同的附图标记涉及相同的或类似的或功能相同的构件或元件。
- [0044] 在此，附图分别以示意的形式示出：
- [0045] 图 1 示出按照本发明的第一实施方式的变速器；
- [0046] 图 2 示出按照本发明的第一实施方式的变速器的换挡矩阵；
- [0047] 图 3 示出按照本发明的第二实施方式的变速器；
- [0048] 图 4 示出按照本发明的第三实施方式的变速器；
- [0049] 图 5 示出按照本发明的第四实施方式的变速器；
- [0050] 图 6 示出按照本发明的第五实施方式的变速器；
- [0051] 图 7 示出按照本发明的第六实施方式的变速器；
- [0052] 图 8 示出按照本发明的第七实施方式的变速器；
- [0053] 图 9 示出按照本发明的第八实施方式的变速器；
- [0054] 图 10 示出按照本发明的第九实施方式的变速器；
- [0055] 图 11 示出按照本发明的第十实施方式的变速器；
- [0056] 图 12 示出按照本发明的第十一实施方式的变速器；
- [0057] 图 13 示出按照本发明的第十二实施方式的变速器；
- [0058] 图 14 示出按照本发明的第十三实施方式的变速器；
- [0059] 图 15 示出按照本发明的第十四实施方式的变速器；
- [0060] 图 16 示出按照本发明的第十五实施方式的变速器；
- [0061] 图 17 示出按照本发明的第十六实施方式的变速器；以及
- [0062] 图 18 示出按照本发明的第十七实施方式的变速器。

具体实施方式

- [0063] 图 1 示出按照本发明的第一实施方式的变速器。
- [0064] 在图 1 中，附图标记 1 表示多级变速器。多级变速器 1 具有形式为三个离合器 K1、K2、K3 以及三个制动器 B1、B2、B3 的六个切换元件。借助这三个离合器 K1、K2、K3 可以将变速器的驱动侧和从动侧经由轴和 / 或行星齿轮组耦联或者说连接，用以传递力和转矩。为此，第一离合器 K1、第二离合器 K2 以及第三离合器 K3 在驱动侧与驱动轴 ANW 相连接。第一离合器 K1 还与第一轴 W1 相连接，从而第一离合器 K1 在操纵时将力和转矩从驱动轴 ANW 传递到第一轴 W1 上。相应的内容也适用于第二离合器 K2 和第三离合器 K3。在第二离合器 K2 闭合时，力和转矩从驱动轴 ANW 传递到第二轴 W2 上；在第三离合器 K3 闭合时，力和转矩从驱动轴 ANW 传递到第三轴 W3 上。
- [0065] 在变速器 1 中还设置有四个行星齿轮组 GP1、GP2、GP3、GP4 以及六个轴 W1、W2、W3、W4、W5 和 W6。
- [0066] 在下文中，现在首先描述第一行星齿轮组 GP1、第二行星齿轮组 GP2、第三行星齿轮组 GP3 以及第四行星齿轮组 GP4 的一般构造。前面提到的行星齿轮组 GP1、GP2、GP3 和 GP4 按常见方式构造并且分别具有一个中央的太阳轮 101、102、103、104，该太阳轮与行星轮 111、112、113、114 配合作用，用以传递力和转矩。行星轮 111、112、113、114 可转动地支

承在行星架 / 行星轮支架 121、122、123、124 上。在行星轮 111、112、113、114 的径向外侧设置有齿圈 131、132、133、134，相应的行星轮 111、112、113、114 喷合到该齿圈中，用以传递力和转矩。行星架或者说行星轮支架 121、122、123、124 还分别与一个轴相连接。在图 1 中可看到用于太阳轮、行星轮、行星轮支架 / 行星架和齿圈的各个附图标记。出于清楚的原因，在其余图中省去了对此的附图标记。

[0067] 此外，现在描述所述六个不同的轴 W1、W2、W3、W4、W5 和 W6。

[0068] 第一轴 W1 将第一离合器 K1 与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 相连接。第二轴 W2 将第二离合器 K2 与第一行星齿轮组 GP1 的行星架 121 和第二行星齿轮组 GP2 的齿圈 132 连接并且能经由第二制动器 B2 而与壳体 G 耦联。第三轴 W3 将第三离合器 K3 与第一行星齿轮组 GP1 的太阳轮 101 相连接并且能经由第一制动器 B1 而与壳体 G 耦联。第四轴 W4 一方面将第一行星齿轮组 GP1 的齿圈 131、第二行星齿轮组 GP2 的太阳轮 102 和第四行星齿轮组 GP4 的行星架 124 连接。第五轴 W5 将第二行星齿轮组 GP2 的太阳轮 102 与第三行星齿轮组 GP3 的齿圈 133 连接。第六轴 W6 能经由第三制动器 B3 与壳体 G 耦联并且与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 相连接。从动轴 AW 一方面与第三行星齿轮组 GP3 的行星架 123 和第四行星齿轮组 GP4 的齿圈 134 相连接。此外，第一行星齿轮组 GP1 的太阳轮 101 和行星架 121 能经由第二轴 W2、第三轴 W3 以及第二离合器 K2 和第三离合器 K3 相互锁定。

[0069] 图 2 示出用于按照本发明的第一实施方式的变速器的换挡矩阵。

[0070] 在图 2 中示出用于按照图 1 的变速器 1 的换挡矩阵。垂直于此地向下首先示出九个用附图标记 V1 至 V9 标出的前进挡位以及一个用 R 标出的倒挡挡位。此外示出用附图标记 VZ 标出的另一前进挡位的附加实现方案。水平地示出相应的切换元件，其中，首先示出所述三个制动器 B1、B2、B3 并且接着示出所述三个离合器 K1、K2、K3。此外示出相应的传动比 / 比例 i 以及在两个相继的挡 / 挡位之间的相应的挡速比间隔 / 步距 Φ。就此而言，在换挡矩阵中在两个相邻的挡 / 挡位之间示出相应的挡速比间隔 Φ。在前进挡 VZ 的附加实施方案中仅仅给出传动比。

[0071] 在换挡矩阵中空白的登记、亦即例如在前进挡位 V1 中对于第一制动器 B1、第三制动器 B3 以及第二离合器 K2 表明，相应的切换元件或者说制动器或离合器是打开的，这就是说，切换元件在这里不从变速器的连接到该切换元件上的或者与之连接的相应的轴或元件传递力或转矩。在换挡矩阵中的配设叉的登记表示被相应操纵的或者说闭合的切换元件，亦即在换挡矩阵中例如在前进挡位 V1 中对于制动器 B2 以及离合器 K1 和 K3。只要未另作说明，相应的切换元件 B1、B2、B3、K1、K2、K3 就是打开的。

[0072] 为了借助按照图 1 的变速器 1 实现第一前进挡 V1，制动器 B2 以及离合器 K1 和 K3 是闭合的。传动比 i 为 5.444。为了实现第二前进挡 V2，制动器 B1 和制动器 B2 以及离合器 K1 是闭合的。传动比 i 为 3.845。

[0073] 为了实现第三前进挡 V3，制动器 B2 和制动器 B3 以及离合器 K1 是闭合的。传动比 i 为 2.979。为了实现第四前进挡 V4，制动器 B1 和制动器 B3 以及离合器 K1 是闭合的。传动比 i 为 1.947。

[0074] 为了实现第五前进挡 V5，制动器 B3 以及离合器 K1 和 K3 是闭合的。传动比 i 为 1.442。为了实现第六前进挡 V6，制动器 B3 以及离合器 K1 和 K2 是闭合的。传动比 i 为 1.101。

[0075] 为了实现第七前进挡 V7,所有制动器是打开的并且所有离合器 K1、K2、K3 是闭合的。传动比 i 为 1.000。为了实现第八前进挡 V8,制动器 B3 以及离合器 K2 和 K3 是闭合的。传动比 i 为 0.761。

[0076] 为了实现第九前进挡 V9,制动器 B1 和制动器 B3 以及离合器 K2 是闭合的。传动比 i 为 0.605。为了实现倒挡 R,制动器 B1 以及离合器 K1 和 K2 是闭合的。传动比 i 为 -2.947。

[0077] 为了实现附加挡位 VZ,制动器 B1 以及离合器 K1 和 K2 是闭合的。传动比 i 为 0.929。

[0078] 在第一前进挡 V1 和第二前进挡 V2 之间的挡速比间隔 Φ 为 1.416,在第二前进挡 V2 和第三前进挡 V3 之间的挡速比间隔为 1.291。在第三前进挡 V3 和第四前进挡 V4 之间的挡速比间隔 Φ 为 1.530,在第四前进挡 V4 和第五前进挡 V5 之间的挡速比间隔为 1.350。在第五前进挡 V5 和第六前进挡 V6 之间的挡速比间隔 Φ 为 1.310,在第六前进挡 V6 和第七前进挡 V7 之间的挡速比间隔为 1.101。在第七前进挡 V7 和第八前进挡 V8 之间的挡速比间隔 Φ 为 1.315,在第八前进挡 V8 和第九前进挡 V9 之间的挡速比间隔为 1.258。总的挡速比间隔为 9.003。

[0079] 在此,第一行星齿轮组 GP1 具有 $i_0 = -3.874$ 的行星架固定传动比,第二行星齿轮组 GP2 具有 $i_0 = -1.500$ 的行星架固定传动比,第三行星齿轮组 GP3 具有 $i_0 = -2.845$ 的行星架固定传动比以及第四行星齿轮组 GP4 具有 $i_0 = -3.180$ 的行星架固定传动比。

[0080] 图 3 示出按照本发明的第二实施方式的变速器。

[0081] 在图 3 中示出按照图 1 的变速器 1。在图 3 中可看到用于第一离合器 K1 的四个备选的位置 A、B、C 和 D,在这四个位置中,第一离合器 K1 可以设置成与按照图 1 的位置作用相同的。

[0082] 用于第一离合器 K1 的备选的第一位置 A 位于第三行星齿轮组 GP3 的行星架 123 与从动轴 AW 的连接于第四行星齿轮组 GP4 齿圈 134 的区段之间。

[0083] 用于第一离合器 K1 的备选的第二位置 B 在第五轴 W5 上位于第二行星齿轮组 GP2 的行星架 122 与第三行星齿轮组 GP3 的齿圈 133 之间。

[0084] 用于第一离合器 K1 的备选的第三位置 C 在第四轴 W4 上位于第二行星齿轮组 GP2 的太阳轮 102 与第四轴 W4 的将第一行星齿轮组 GP1 的齿圈 131 和第四行星齿轮组 GP4 的行星架 124 相连接的区段之间。

[0085] 用于第一离合器 K1 的备选的第四位置 D 在第二轴 W2 上位于第二行星齿轮组 GP2 的齿圈 132 与第二轴 W2 的将第二离合器 K2 和第一行星齿轮组 GP1 的行星架 121 相连接的区段之间。

[0086] 图 4 示出按照本发明的第三实施方式的变速器。

[0087] 在图 4 中示出按照图 1 的变速器 1。在图 4 中可看到用于第三制动器 B3 的两个备选的位置 E 和 F,在这两个位置中,第三制动器 B3 可以设置成与按照图 1 的位置作用相同的。

[0088] 用于第三制动器 B3 的备选的第一位置 E 在第四轴 W4 上位于第四行星齿轮组 GP4 的行星架 124 与第四轴 W4 的将第二行星齿轮组 GP2 的太阳轮 102 和第一行星齿轮组 GP1 的齿圈 131 相连接的区段之间。

[0089] 用于第三制动器 B3 的备选的第二位置 F 在从动轴 AW 上位于第四行星齿轮组 GP4

的齿圈 134 与从动轴 AW 的连接于第三行星齿轮组 GP3 的行星架 123 的区段之间。在备选的位置 E 和 F, 制动器 B3 在(第四)离合器的意义上起作用。

[0090] 图 5 示出按照本发明的第四实施方式的变速器。

[0091] 在图 5 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同, 在按照图 5 的变速器 1 中, 这里用附图标记 K1' 标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第一位置 A。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0092] 图 6 示出按照本发明的第五实施方式的变速器。

[0093] 在图 6 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同, 在按照图 6 的变速器 1 中, 这里用附图标记 K1" 标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第二位置 B。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0094] 图 7 示出按照本发明的第六实施方式的变速器。

[0095] 在图 7 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同, 在按照图 7 的变速器 1 中, 这里用附图标记 K1'" 标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第三位置 C。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0096] 图 8 示出按照本发明的第七实施方式的变速器。

[0097] 在图 8 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同, 在按照图 8 的变速器 1 中, 这里用附图标记 K1"" 标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第四位置 D。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0098] 图 9 示出按照本发明的第八实施方式的变速器。

[0099] 在图 9 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同, 在按照图 9 的变速器 1 中, 这里用附图标记 B3' 标出的第三制动器 B3 现在设置在按照图 4 的备选的第一位置 E。第六轴 W6 现在一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接, 另一方面与壳体 G 固定连接。按照图 9 的制动器 B3' 现在在离合器的意义上起作用。

[0100] 图 10 示出按照本发明的第九实施方式的变速器。

[0101] 在图 10 中基本上示出按照图 5 的变速器 1。与按照图 5 的变速器 1 不同, 在按照图 10 的变速器 1 中, 这里用附图标记 B3' 标出的制动器 B3 现在设置在按照图 4 的备选的第一位置 E。制动器 B3' 因此在离合器的意义上起作用。第六轴 W6 一方面与壳体 G 固定连接, 而另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 因而直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0102] 图 11 示出按照本发明的第十实施方式的变速器。

[0103] 在图 11 中基本上示出按照图 10 的变速器 1。与按照图 10 的变速器 1 不同, 在按照图 11 的变速器 1 中, 这里用附图标记 K1" 标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第二位置 B。第六轴 W6 一方面与壳体 G 固定连接, 而另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 因而直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0104] 图 12 示出按照本发明的第十一实施方式的变速器。

[0105] 图 12 基本上示出按照图 10 的变速器 1。与按照图 10 的变速器 1 不同，在按照图 12 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1””标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第三位置 C。第六轴 W6 一方面与壳体 G 固定连接，而另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 因而直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0106] 图 13 示出按照本发明的第十二实施方式的变速器。

[0107] 图 13 基本上示出按照图 10 的变速器 1。与按照图 10 的变速器 1 不同，在按照图 13 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1””标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第四位置 D。第六轴 W6 一方面与壳体 G 固定连接，而另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 因而直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0108] 图 14 示出按照本发明的第十三实施方式的变速器。

[0109] 在图 14 中基本上示出按照图 1 的变速器 1。与按照图 1 的变速器 1 不同，在按照图 14 的变速器 1 中，这里用附图标记 B3””标出的第三制动器 B3 现在设置在按照图 4 的备选的第二位置 F。第六轴 W6 现在一方面与壳体 G 固定连接，另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。

[0110] 图 15 示出按照本发明的第十四实施方式的变速器。

[0111] 在图 15 中基本上示出按照图 14 的变速器 1。与按照图 14 的变速器 1 不同，在按照图 15 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1’”标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第一位置 A。第六轴 W6 现在一方面与壳体 G 固定连接，另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0112] 图 16 示出按照本发明的第十五实施方式的变速器。

[0113] 在图 16 中基本上示出按照图 14 的变速器 1。与按照图 14 的变速器 1 不同，在按照图 16 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1””标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第二位置 B。第六轴 W6 现在一方面与壳体 G 固定连接，另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0114] 图 17 示出按照本发明的第十六实施方式的变速器。

[0115] 在图 17 中基本上示出按照图 14 的变速器 1。与按照图 14 的变速器 1 不同，在按照图 17 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1””标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第三位置 C。第六轴 W6 现在一方面与壳体 G 固定连接，另一方面与第四行星齿轮组 GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0116] 图 18 示出按照本发明的第十七实施方式的变速器。

[0117] 在图 18 中基本上示出按照图 14 的变速器 1。与按照图 14 的变速器 1 不同，在按照图 18 的变速器 1 中，这里用附图标记 K1””标出的第一离合器 K1 现在设置在按照图 3 的备选的第四位置 D。第六轴 W6 现在一方面与壳体 G 固定连接，另一方面与第四行星齿轮组

GP4 的太阳轮 104 固定连接。第一轴 W1 取消了。驱动轴 ANW 现在直接与第三行星齿轮组 GP3 的太阳轮 103 配合作用。

[0118] 总之,按照图 1 至 18 的变速器 1 包括四个行星齿轮组 GP1、GP2、GP3、GP4、六个切换元件 B1、B2、B3、K1、K2、K3,其中,切换元件以至少三个离合器和至少两个制动器的形式构成。此外,最多存在一个固定的壳体耦联。最后,设置有两个可同时切换的切换元件。

[0119] 作为用于变速器 1 的起动元件,可以设置液力变矩器、液力耦合器、附加的起动离合器、集成的起动离合器或制动器和 / 或附加的电机。在六个轴 W1 至 W6 中的每根轴上可以设置一个电机或其他动力源 / 功率源。此外,可以在轴 W1 至 W6 中的每根轴上或每个连接元件上设置与壳体 G 或与其他轴 W1、W2、W3、W4、W5、W6 的单向离合器。变速器 1 可以优选按标准传动安装方式或者还以前置 / 横向安装方式装入机动车中。摩擦锁合的和 / 或形锁合的切换元件可以作为切换元件。

[0120] 特别是第二制动器 B2 和第一离合器 K1 可以构造成形锁合的切换元件、特别是构造成爪齿式切换元件,这导致设有变速器并具有内燃机的机动车的明显的消耗优点。

[0121] 本变速器总共提供至少九个前进挡和至少一个倒挡。

[0122] 总而言之,本发明提供如下优点,即,变速器需要小的结构耗费,这使得变速器的制造成本更低并且重量更小。此外,变速器提供良好的传动比系列、低的绝对转速和相对转速以及低的行星齿轮组力矩和切换元件力矩。此外,本发明提供良好的啮合效率以及可实现非常容易地够到所有切换元件,特别是为了其保养。

[0123] 尽管在上面依据优选的实施例描述了本发明,但本发明不限于此,而是可以按多种多样的方式修改。

[0124] 因此,例如各个行星齿轮组 GP1、GP2、GP3、GP4 以及各个切换元件 K1、K2、K3、K1'、K1''、K1'''、B1、B2、B3、B3'、B3'' 的几何位置 / 顺序可以在考虑相应变速器元件相互间的可连接性的情况下自由选择。个别变速器元件因而可以在其在变速器 1 之内的位置方面任意移动。

[0125] 此外可能的是,在考虑可连接性的情况下,在交换行星架连接结构和齿圈连接结构并将行星架固定传动比提高 1 的同时将个别或多个构成为负传动比行星齿轮组的行星齿轮组变换为正传动比行星齿轮组。

[0126] 附图标记

[0127]	1	变速器
[0128]	GP1、GP2、GP3、GP4	行星齿轮组
[0129]	101、102、103、104	太阳轮
[0130]	111、112、113、114	行星轮
[0131]	121、122、123、124	行星架
[0132]	131、132、133、134	齿圈
[0133]	ANW	驱动轴
[0134]	AW	从动轴
[0135]	B1、B2、B3、B3'、B3''	制动器
[0136]	K1、K2、K3、K1'、K1''、K1'''	离合器
[0137]	G	壳体

[0138]	V1、V2、V3、V4、V5、	
[0139]	V6、V7、V8、V9、VZ	前进挡
[0140]	R	倒挡
[0141]	W1、W2、W3、W4、W5、W6	轴
[0142]	i	传动比 / 比例
[0143]	Φ	挡速比间隔 / 步距
[0144]	A、B、C、D	离合器位置
[0145]	E、F	制动器位置

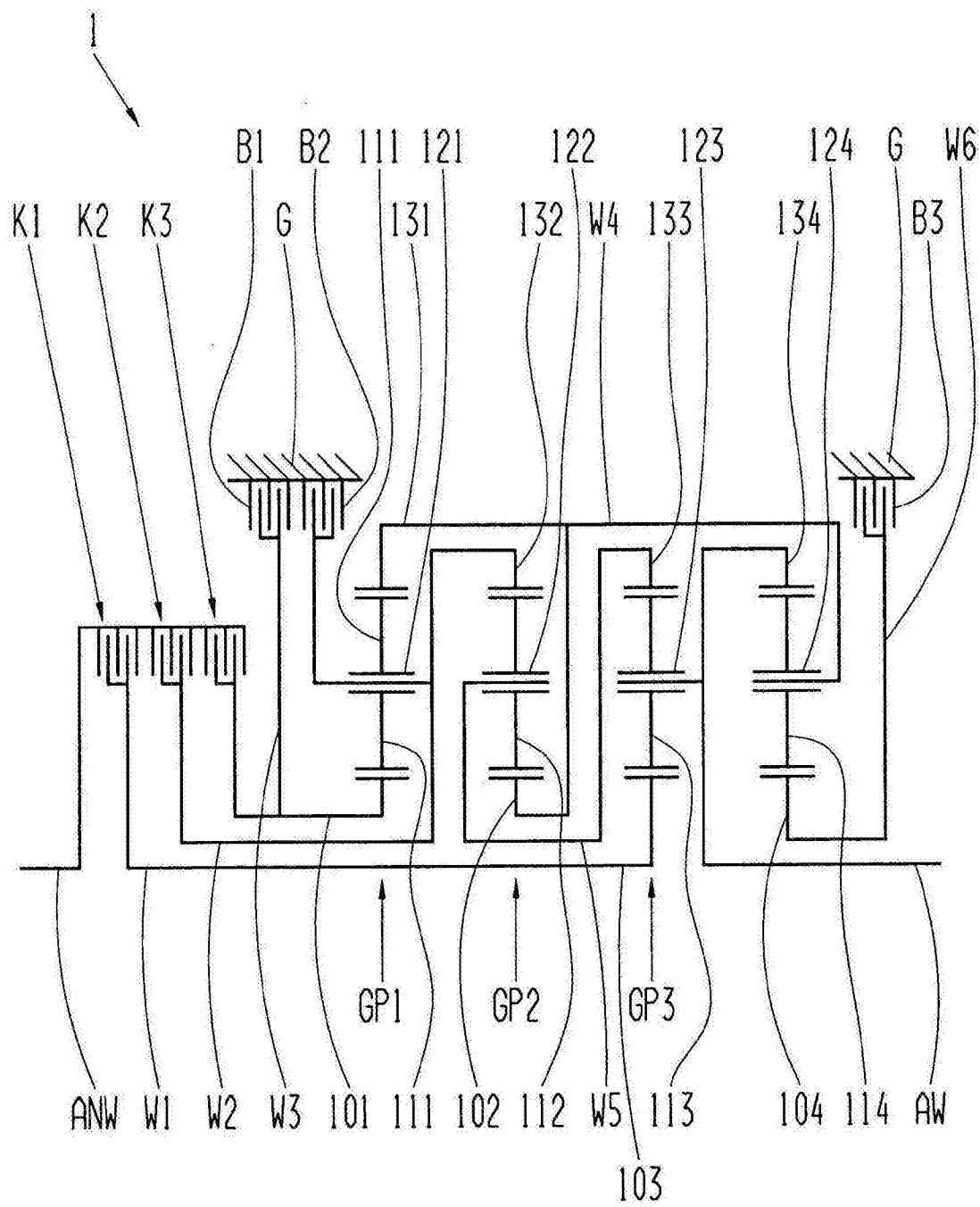


图 1

挡	闭合的切换元件						传动比 i	挡速比 间隔 φ		
	制动器			离合器						
	B1	B2	B3	K1	K2	K3				
V1		X		X		X	5.444	1.416		
V2	X	X		X			3.845	1.291		
V3		X	X	X			2.979	1.530		
V4	X		X	X			1.947	1.350		
V5			X	X		X	1.442	1.310		
V6			X	X	X		1.101	1.101		
V7				X	X	X	1.000	1.315		
V8			X		X	X	0.761	1.258		
V9	X		X		X		0.605			
R		X	X			X	-2.947	总计 9.003		
VZ	X			X	X		0.929			

图 2

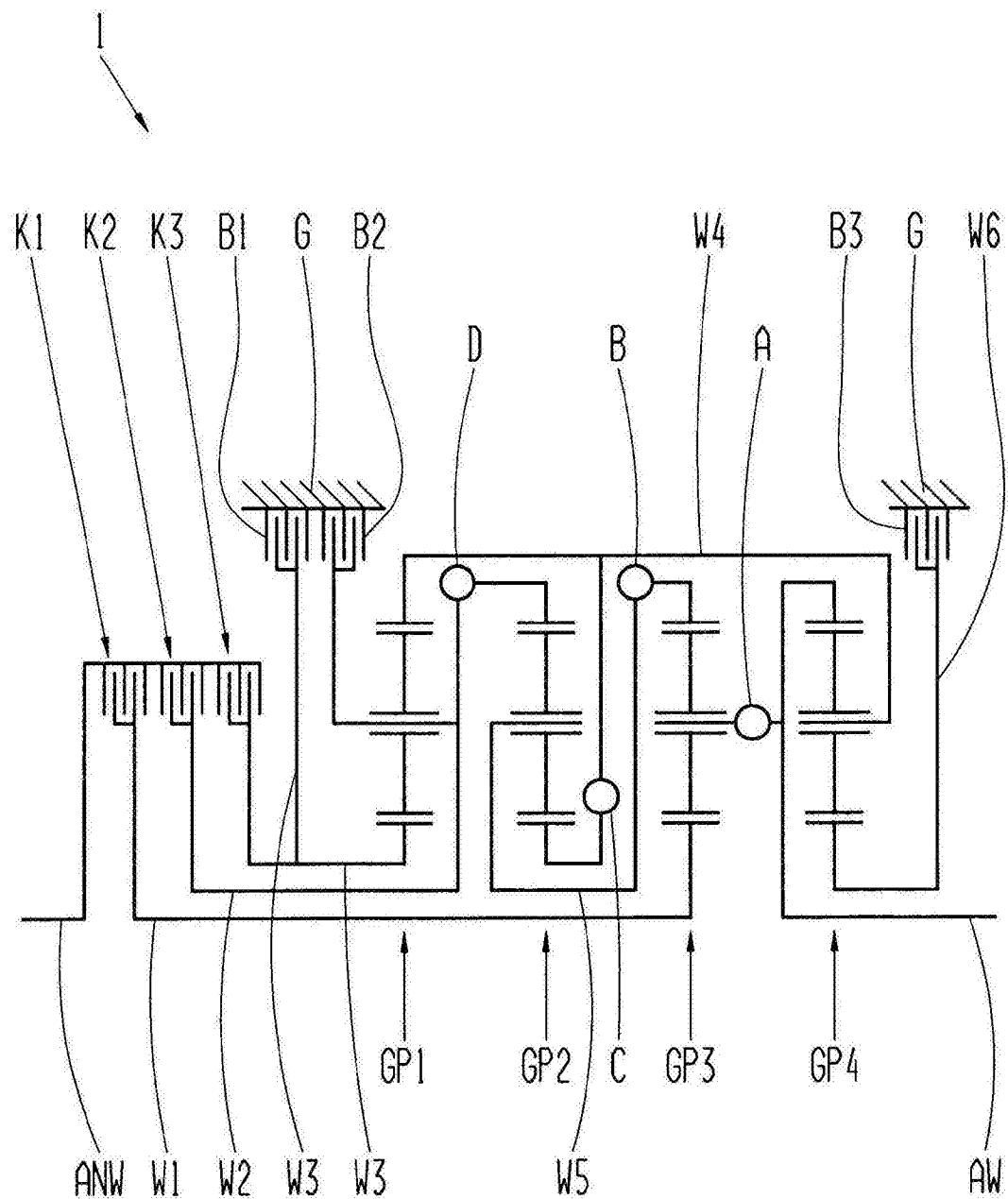


图 3

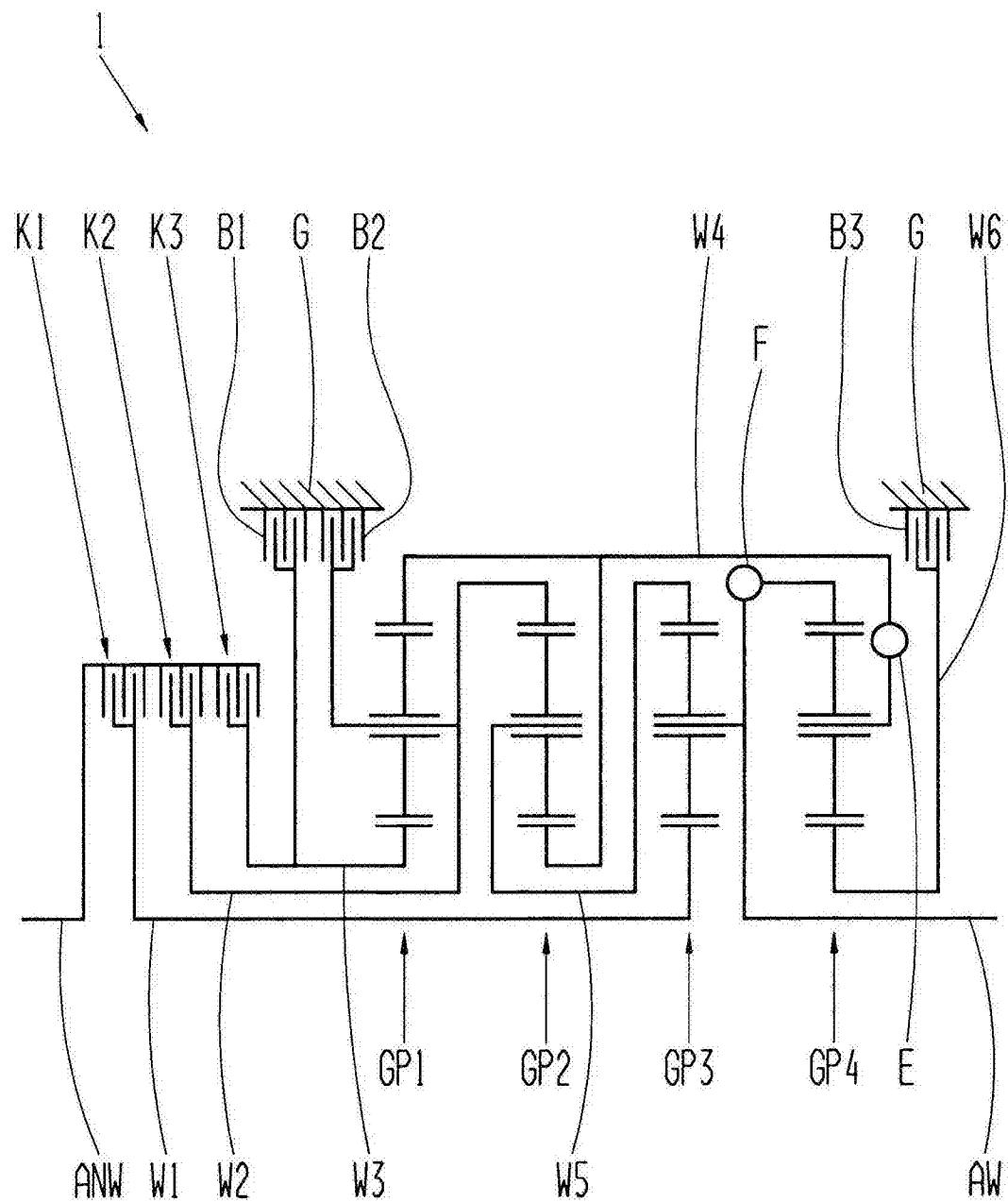


图 4

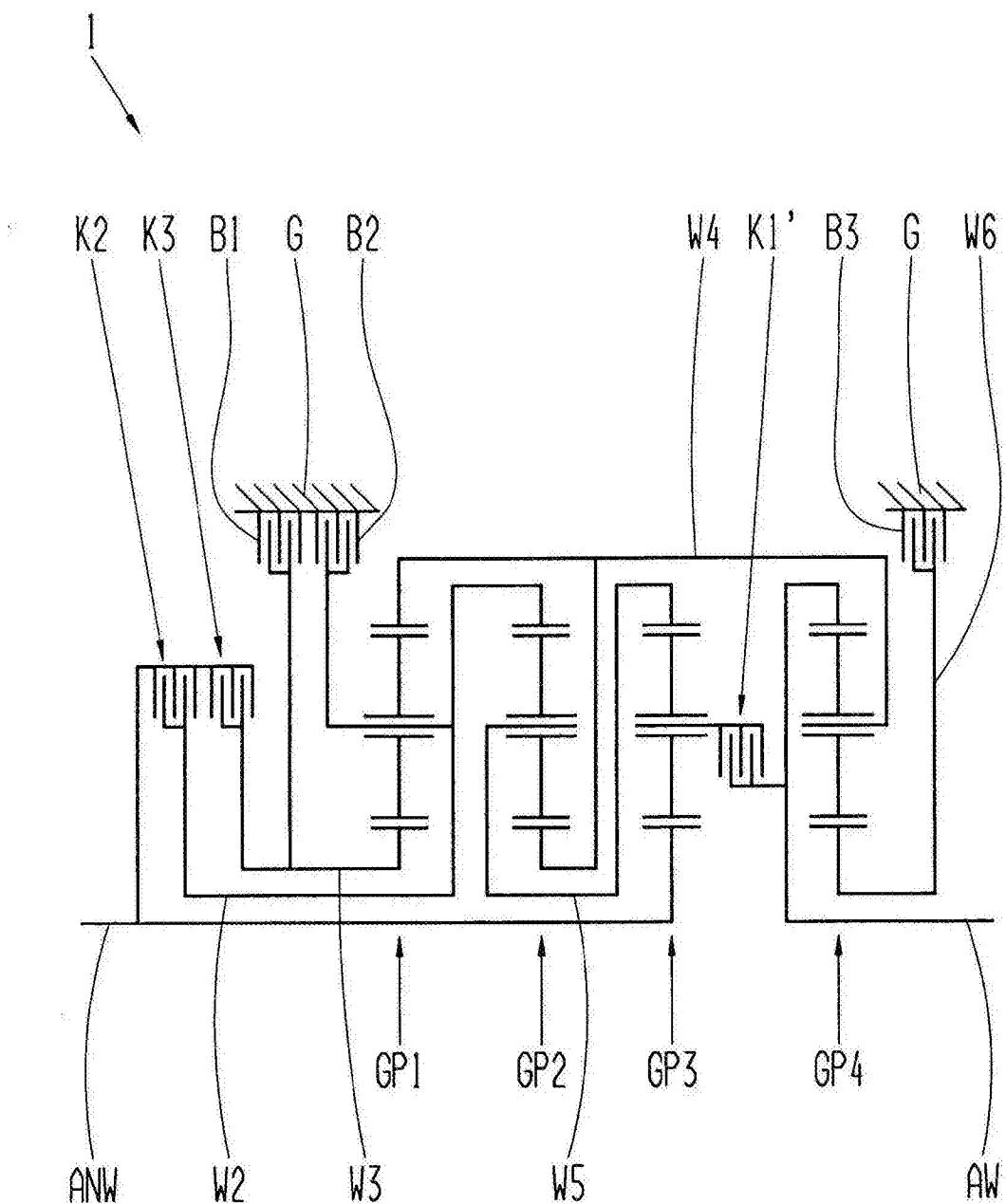


图 5

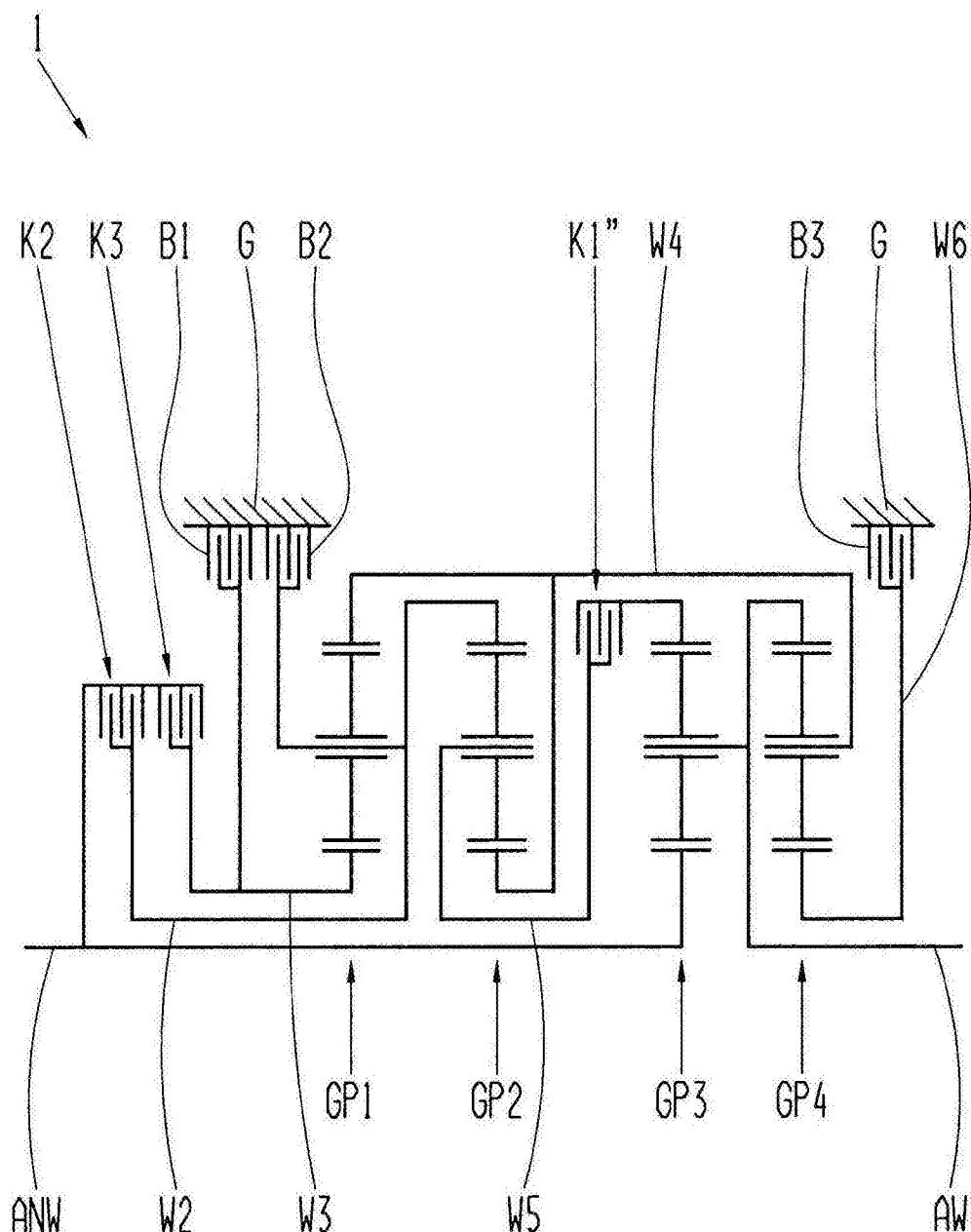


图 6

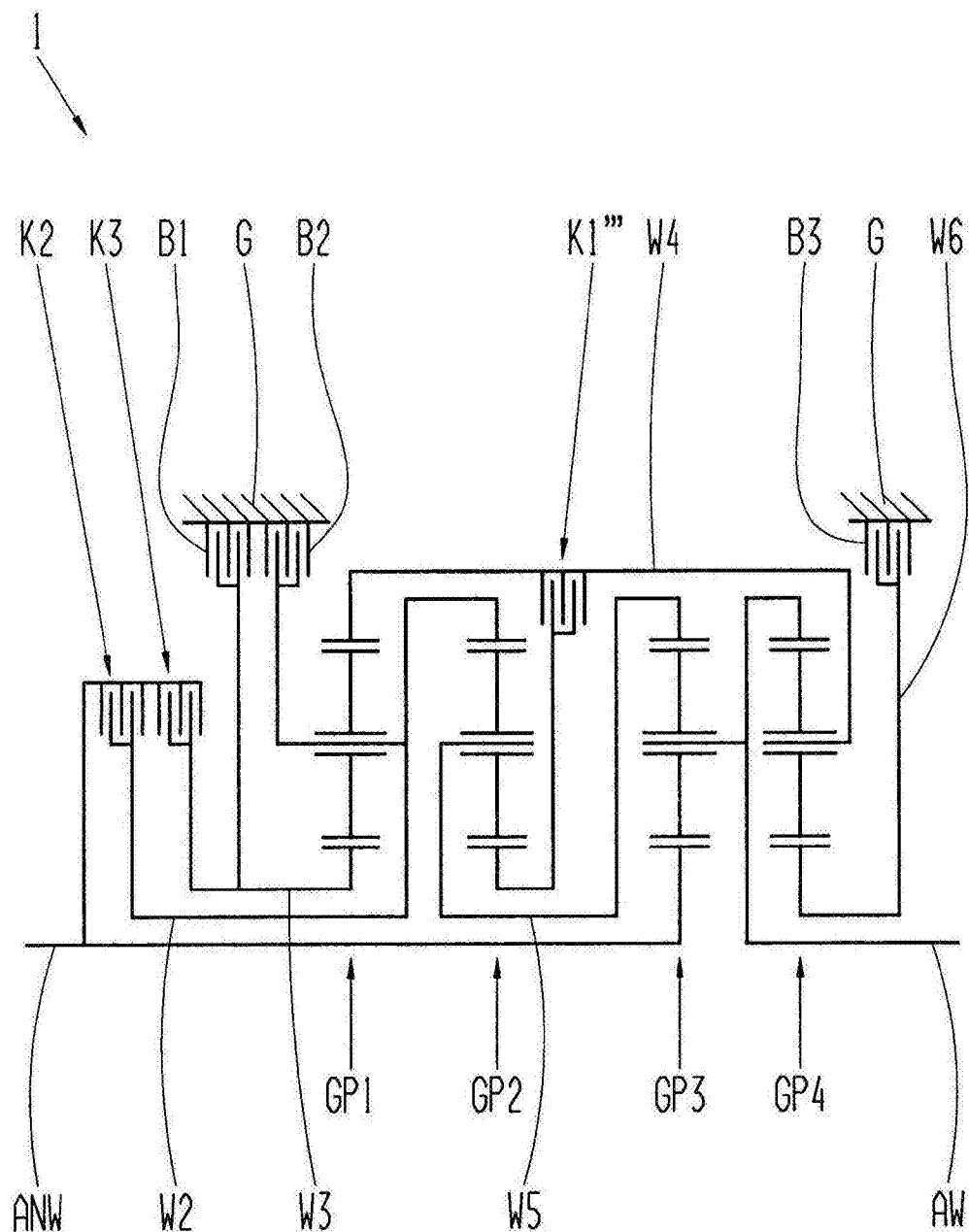


图 7

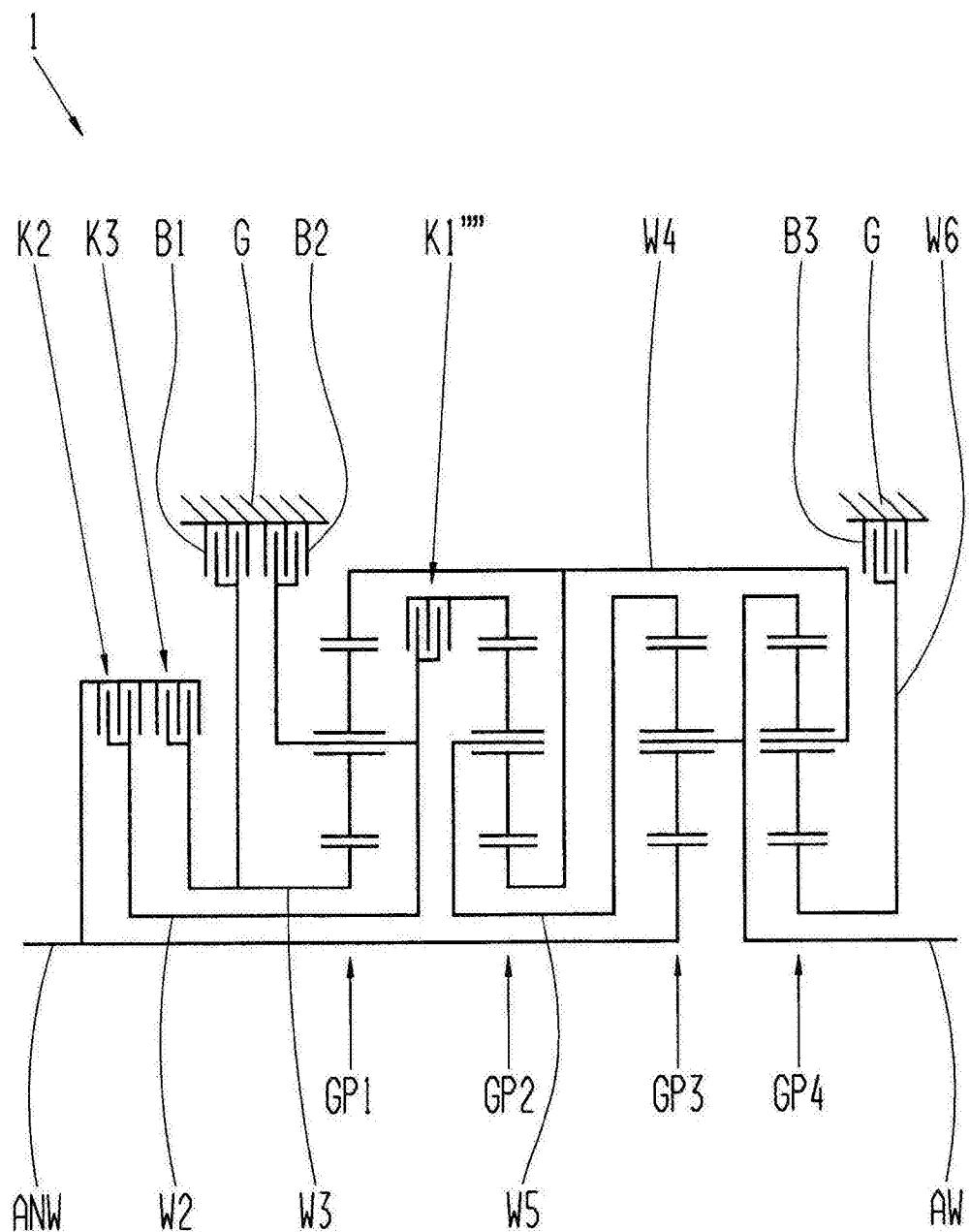


图 8

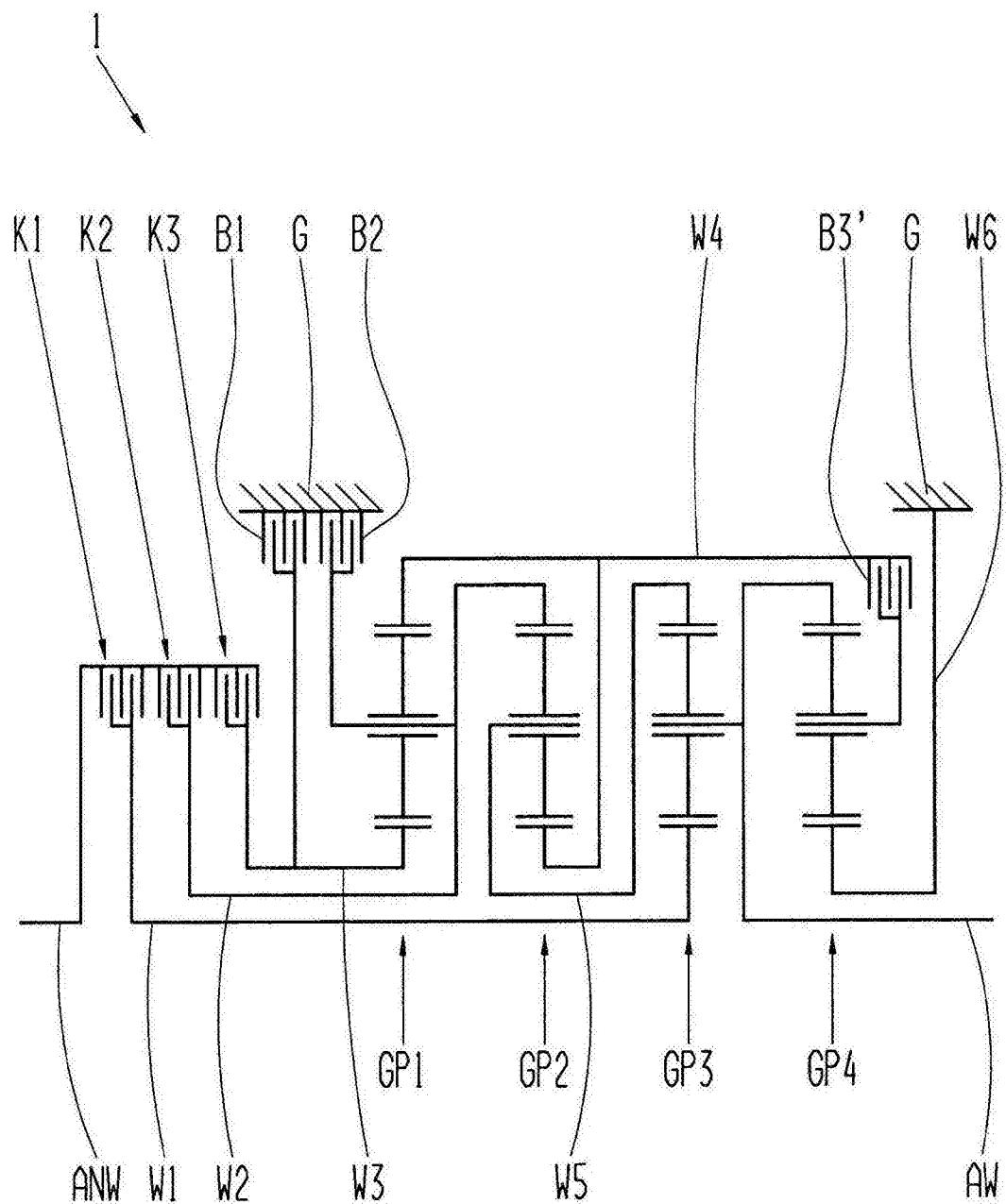


图 9

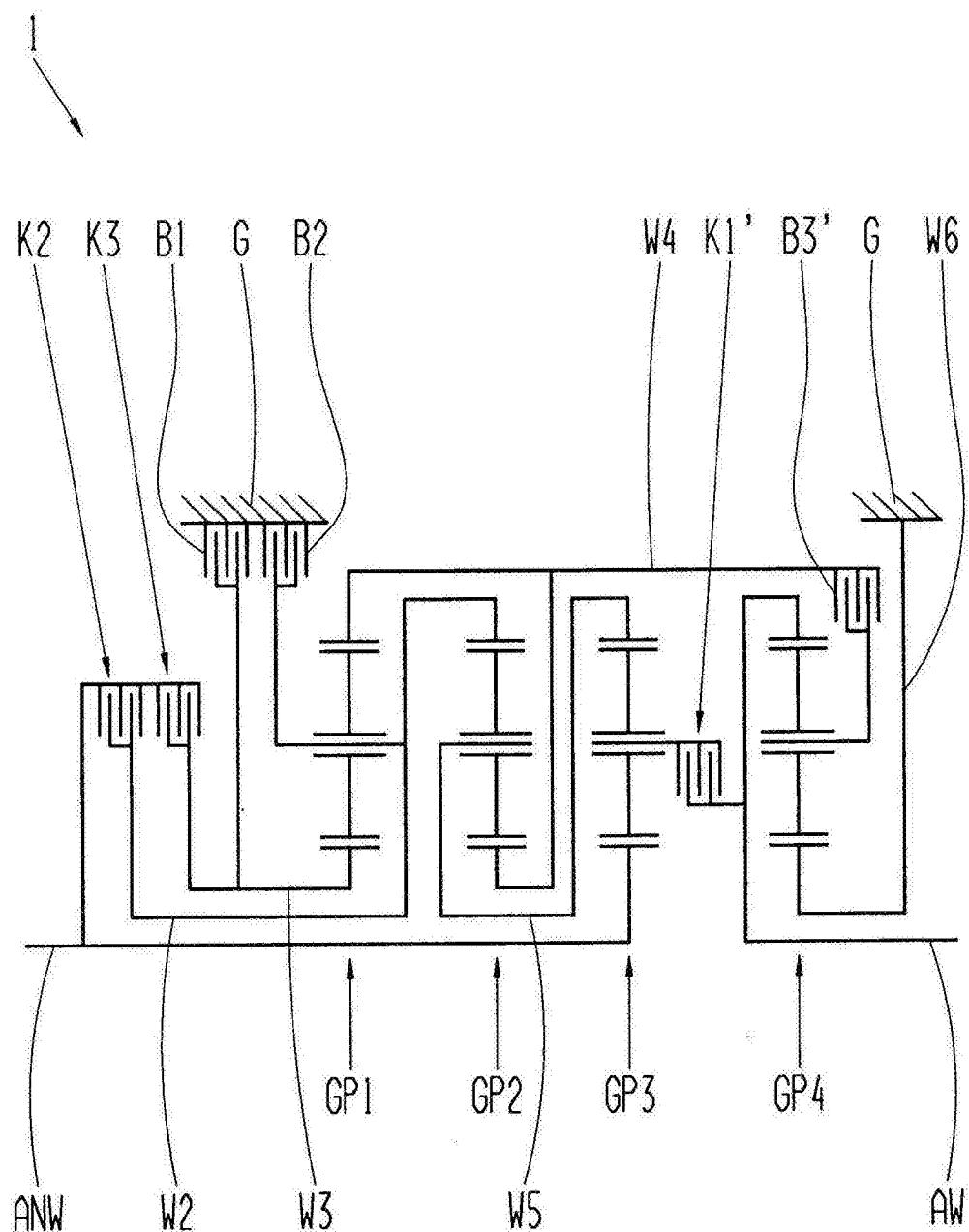


图 10

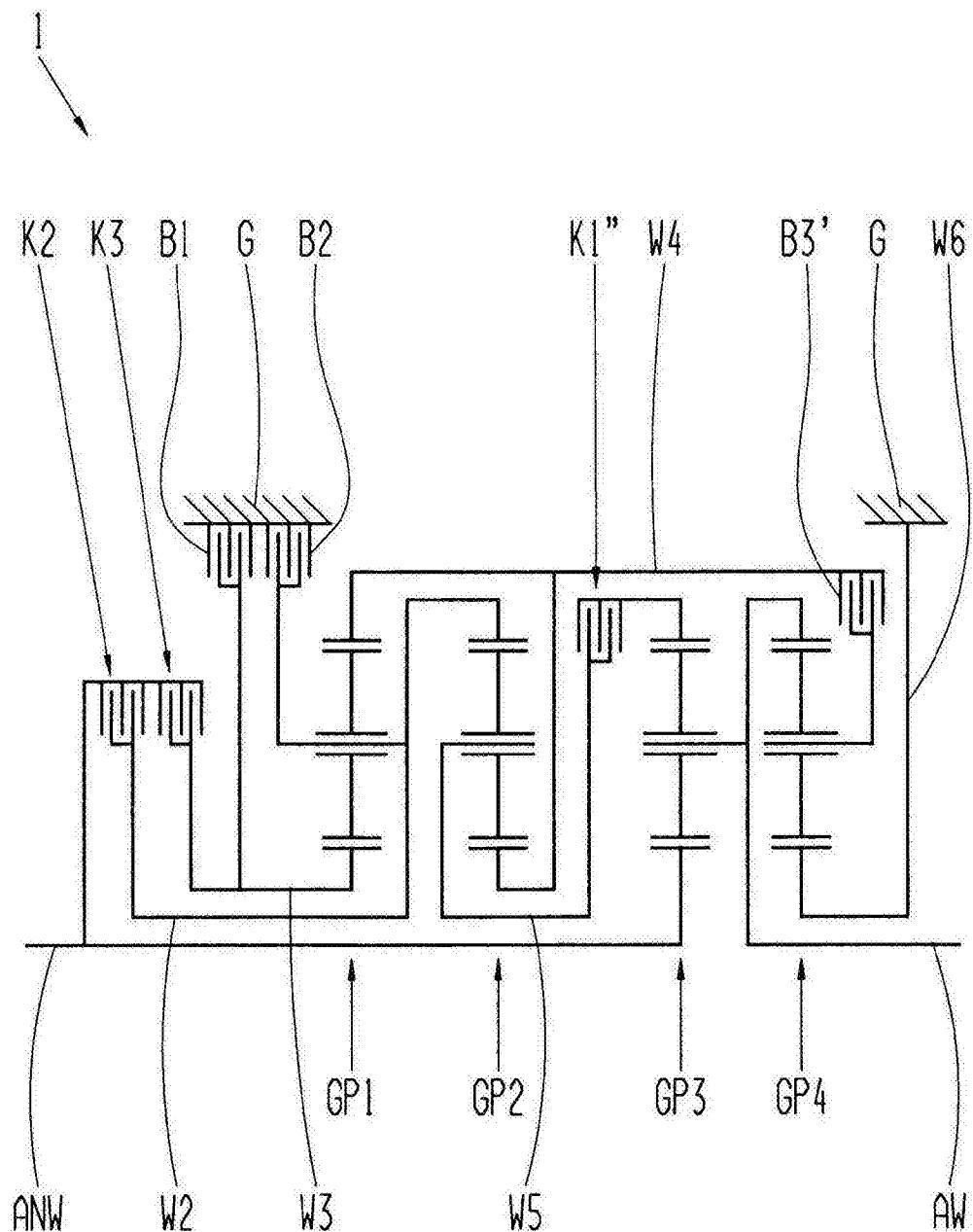


图 11

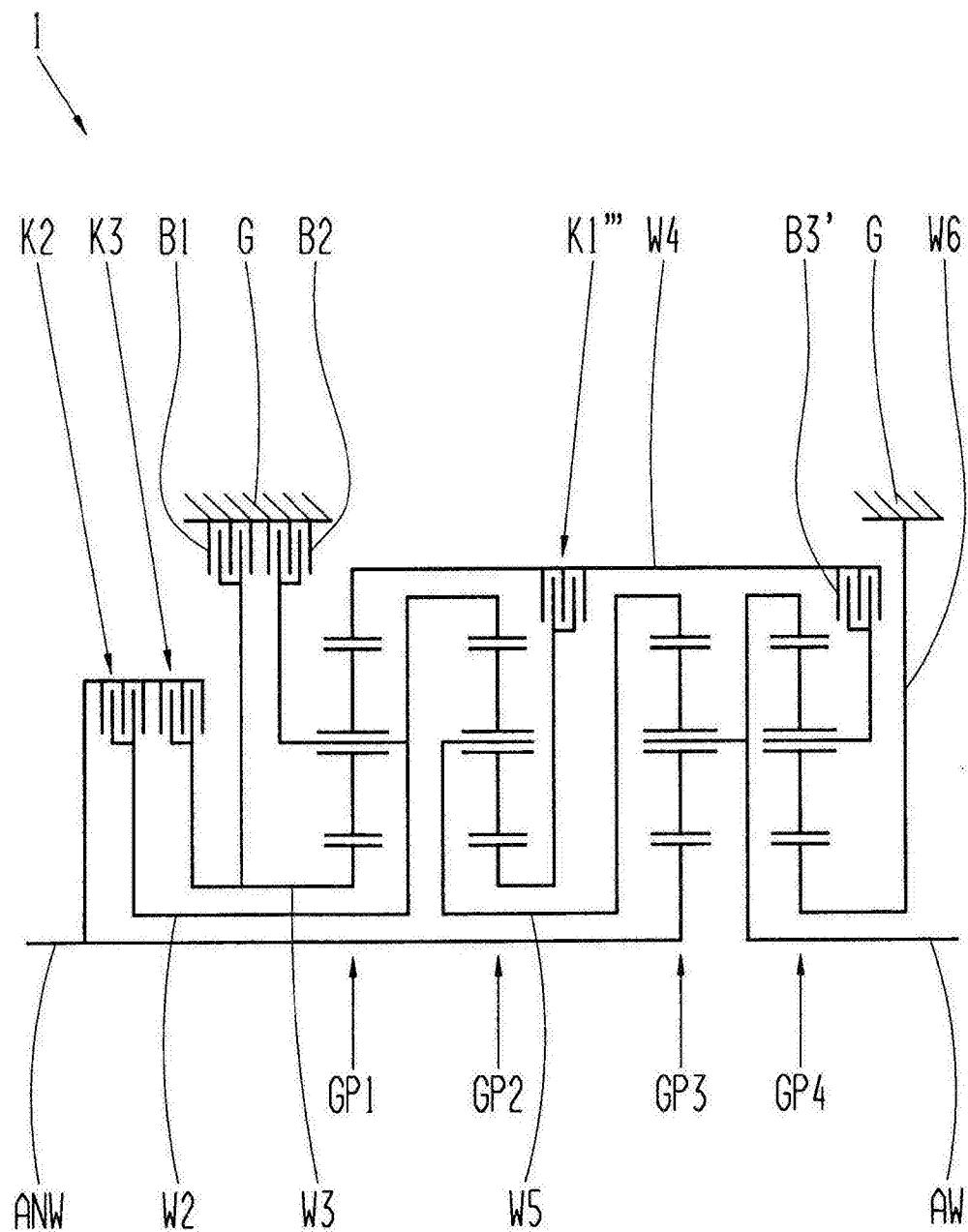


图 12

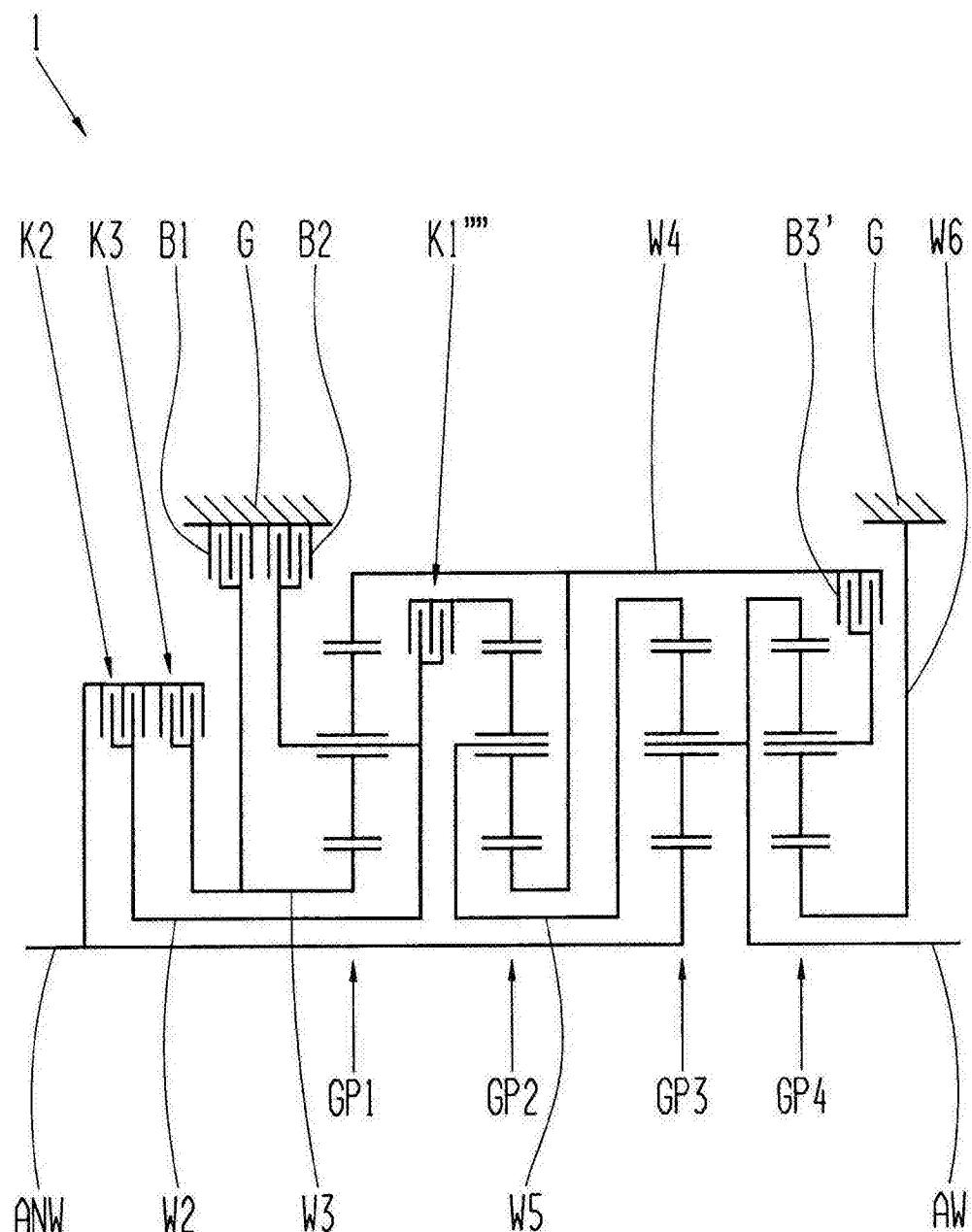


图 13

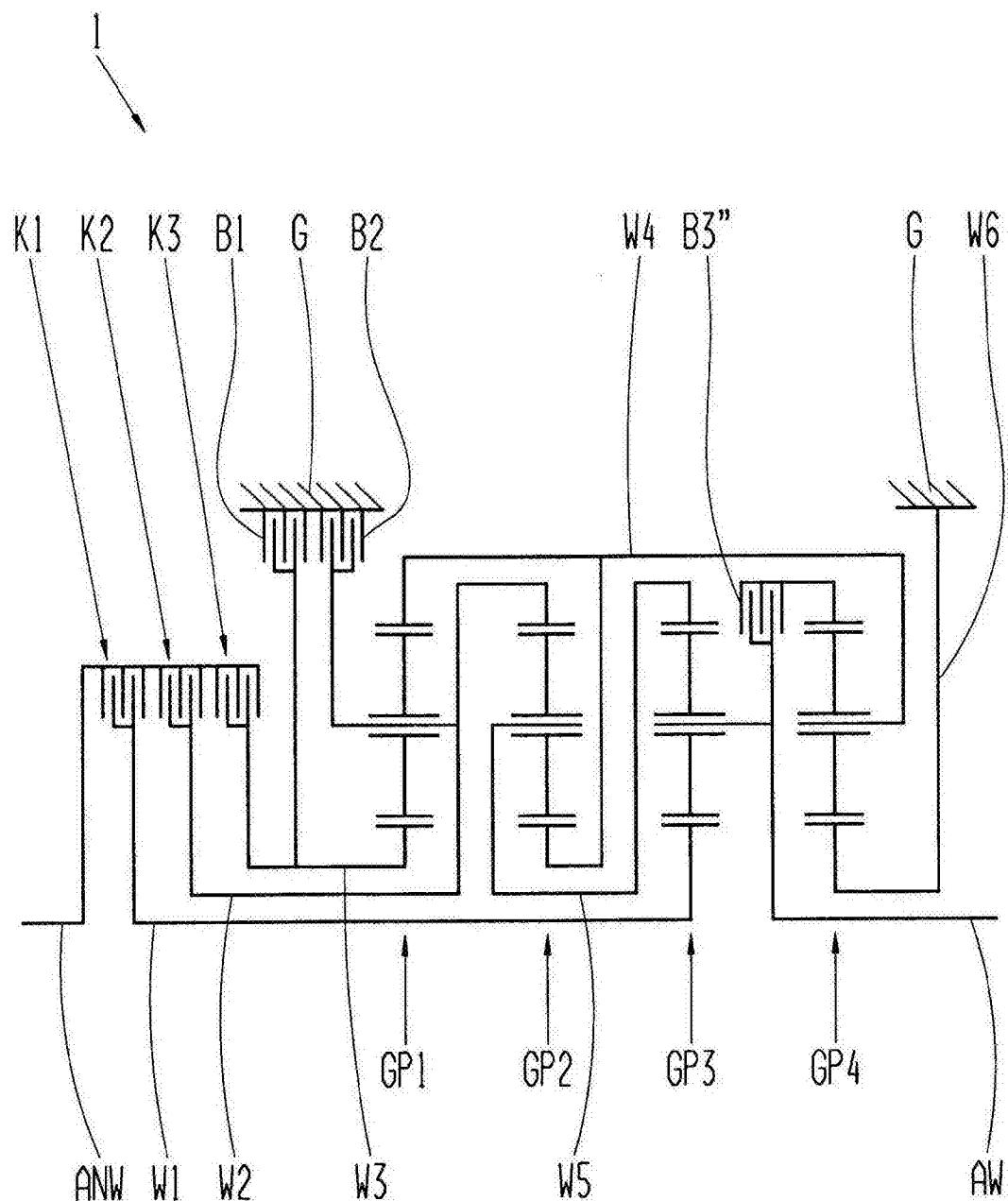


图 14

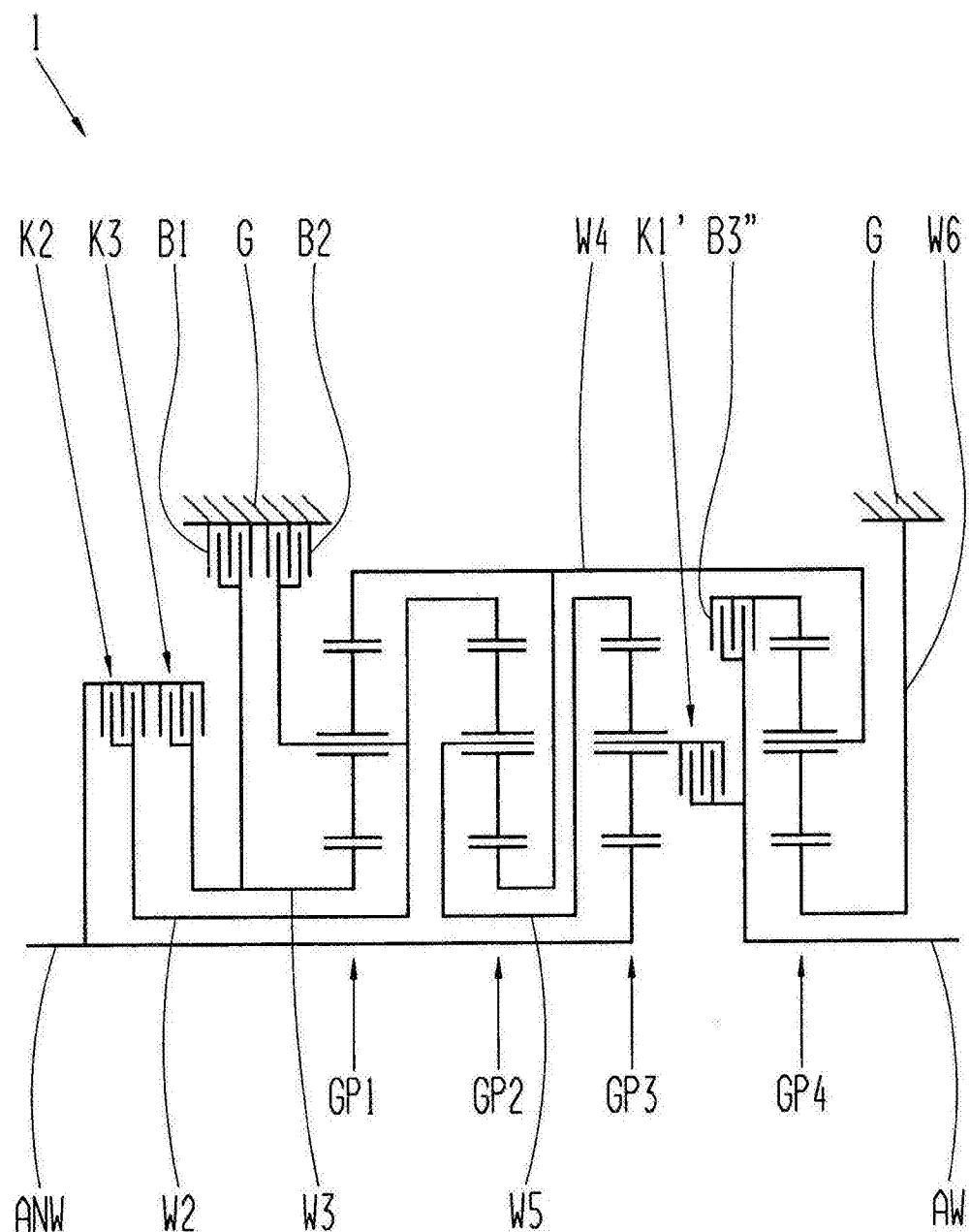


图 15

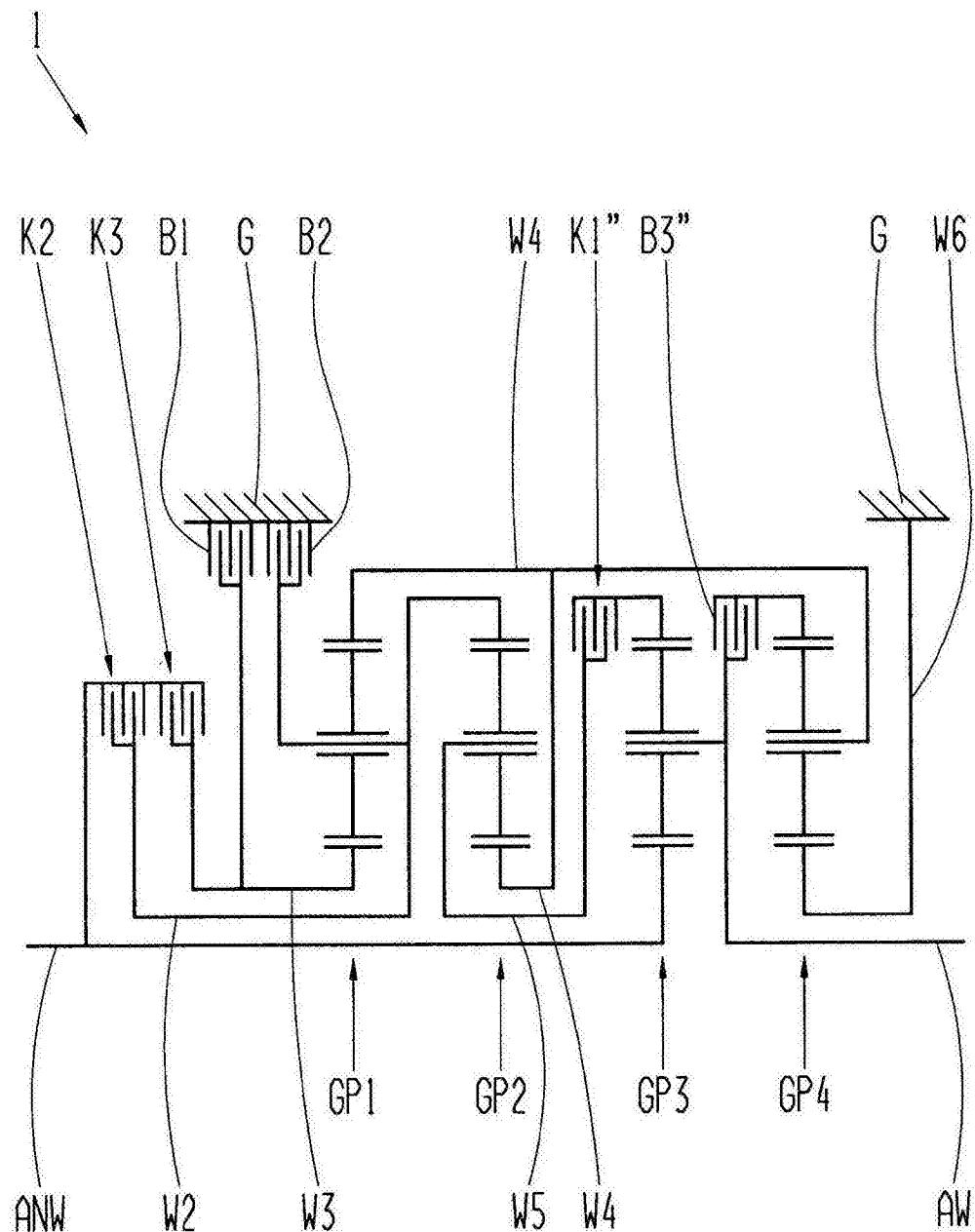


图 16

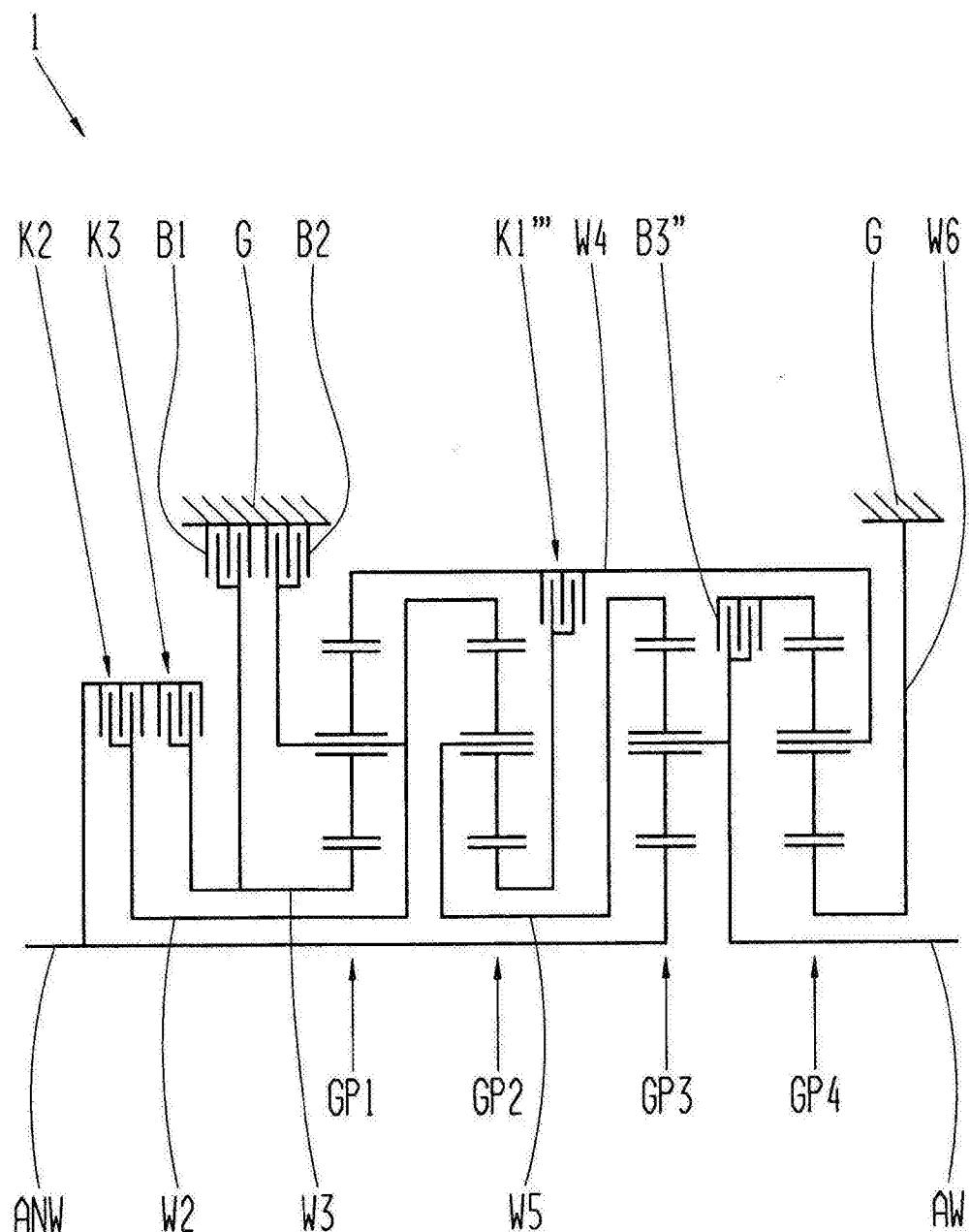


图 17

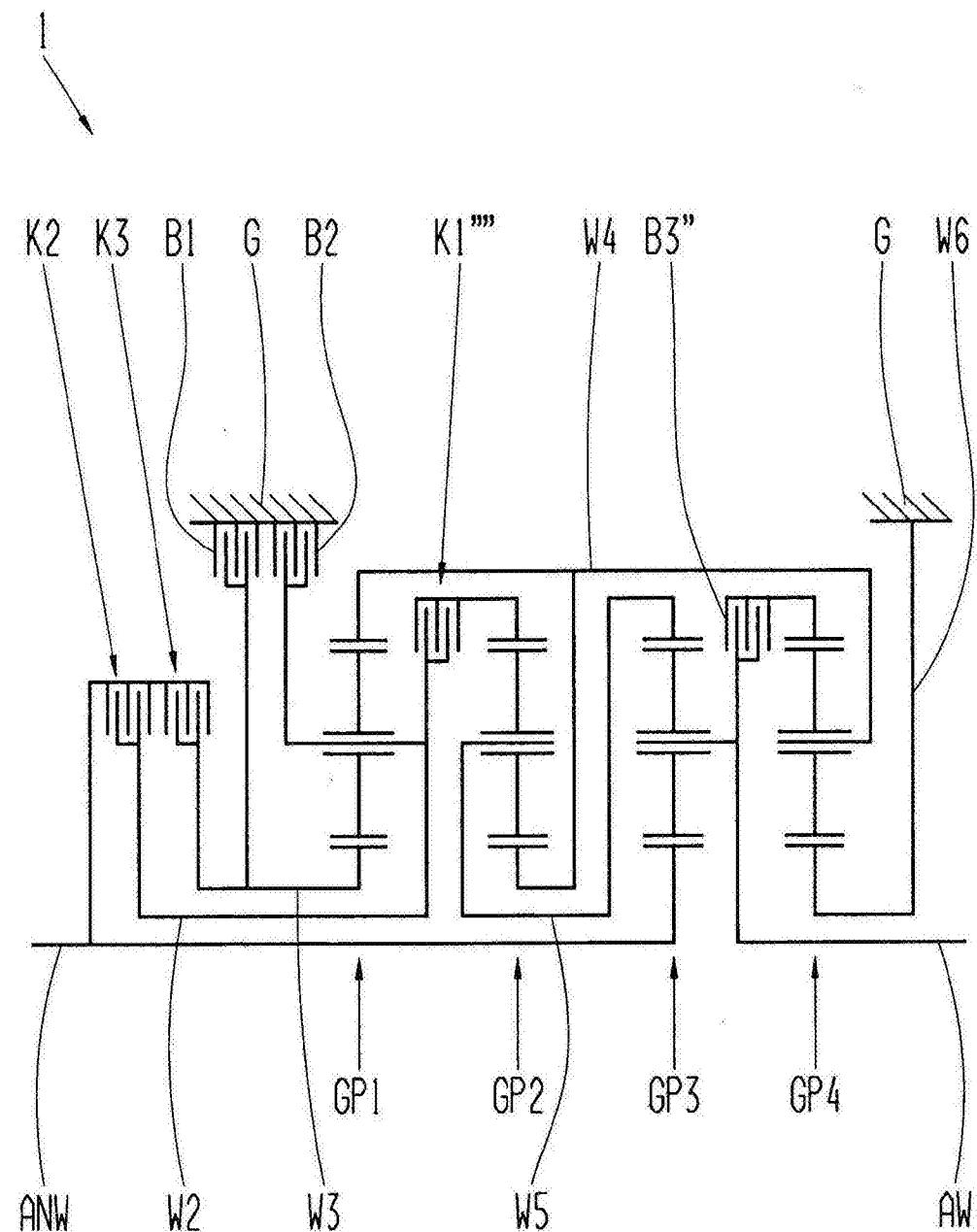


图 18