



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 105008766 A

(43) 申请公布日 2015. 10. 28

(21) 申请号 201480009705. 8

沃尔夫冈·里格尔

(22) 申请日 2014. 01. 22

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限
责任公司 11219

(30) 优先权数据

102013202888. 1 2013. 02. 22 DE

代理人 杨靖 车文

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2015. 08. 20

(51) Int. Cl.

F16H 3/66(2006. 01)

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2014/051166 2014. 01. 22

(87) PCT国际申请的公布数据

W02014/127943 DE 2014. 08. 28

(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 斯特凡·贝克 克里斯蒂安·西卜拉

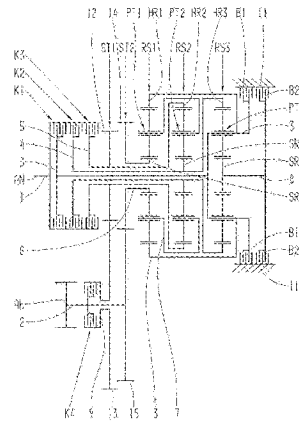
权利要求书2页 说明书7页 附图3页

(54) 发明名称

行星结构式多级变速器

(57) 摘要

本发明提出了一种用于车辆的行星结构式多级变速器,其具有壳体(11),其中,第一轴(1)设置为驱动件(A_n),而与之轴平行地布置的第二轴(2)设置为输出件(A_b),其中,设置有三个行星齿轮组(RS1、RS2、RS3)和另外的轴(3、4、5、6、7、8、9)以及六个换挡元件(K1、K2、K3、K4、B1、B2),通过对它们的操作可以实现多个挡位级,其中,还设置有机件元件(ST1、ST2)用来在驱动件(A_n)与输出件(A_b)之间进行转矩传递,其中,作为驱动件的第一轴(1)能与第三行星齿轮组(RS3)的行星齿轮架(PT3)、与第一行星齿轮组(RS1)的齿圈(HR1)、与第二行星齿轮组(RS2)的太阳轮(SR2)、与第三行星齿轮组(RS3)的齿圈(HR3)、与第二行星齿轮组(RS2)的齿圈(HR2)并且与第一机械元件(ST1)连接,并且其中,作为输出件(A_b)的第二轴(2)与第一机械元件(ST1)并且与第二机械元件(ST2)连接或能连接。



1. 一种用于车辆的行星结构式多级变速器,所述多级变速器具有壳体(11),其中,第一轴(1)设置为驱动件(An),而与之轴平行地布置的第二轴(2)设置为输出件(Ab),其中,设置有三个行星齿轮组(RS1、RS2、RS3)和另外的轴(3、4、5、6、7、8、9)以及六个换挡元件(K1、K2、K3、K4、B1、B2),通过对它们的操作能实现多个挡位级,并且其中,设置有机件元件(ST1、ST2)用来在驱动件(An)与输出件(Ab)之间进行转矩传递,其特征在于,作为驱动件的第一轴(1)能与第三行星齿轮组(RS3)的行星齿轮架(PT3)、与第一行星齿轮组(RS1)的齿圈(HR1)、与第二行星齿轮组(RS2)的太阳轮(SR2)、与第三行星齿轮组(RS3)的齿圈(HR3)、与第二行星齿轮组(RS2)的齿圈(HR2)并且与第一机械元件(ST1)连接,并且作为输出件(Ab)的第二轴(2)与第一机械元件(ST1)并且与第二机械元件(ST2)连接或能连接。

2. 根据权利要求1所述的多级变速器,其特征在于,圆柱齿轮级(ST1、ST2)或链设置为机械元件。

3. 根据权利要求1或2所述的多级变速器,其特征在于,第一轴(1)能经由实施为离合器的第一换挡元件(K1)并且经由第三轴(3)与第三行星齿轮组(RS3)的行星齿轮架(PT3)并且与第一行星齿轮组(RS1)的齿圈(HR1)连接,其中,第三行星齿轮组(RS3)的行星齿轮架(PT3)和第一行星齿轮组(RS1)的齿圈(HR1)彼此连接。

4. 根据权利要求3所述的多级变速器,其特征在于,第三行星齿轮组(RS3)的行星齿轮架(PT3)和第一行星齿轮组(RS1)的齿圈(HR1)能经由第三轴(3)并且经由实施为制动器的第五换挡元件(B1)与壳体(11)连接。

5. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第一轴(1)能经由实施为离合器的第二换挡元件(K2)并且经由第四轴(4)与第二行星齿轮组(RS2)的太阳轮(SR2)并且与第三行星齿轮组(RS3)的齿圈(HR3)连接。

6. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第一轴(1)能经由实施为离合器的第三换挡元件(K3)并且经由第五轴(5)与第一圆柱齿轮级(ST1)并且与第二行星齿轮组(RS2)的齿圈(HR2)连接。

7. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第二轴(2)与第二圆柱齿轮级(ST2)的固定齿轮(15)连接,并且第二轴(2)能经由实施为离合器的第四换挡元件(K4)并且经由第九轴(9)与第一圆柱齿轮级(ST1)的空套齿轮(13)连接。

8. 根据权利要求1至6中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第二轴(2)与第一圆柱齿轮级(ST1)的固定齿轮(13A)并且与第二圆柱齿轮级(ST2)的固定齿轮(15)连接,并且第一圆柱齿轮级(ST1)的空套齿轮(12A)能经由第九轴(9)并且经由实施为离合器的第四换挡元件(K4)和第五轴(5)以及经由实施为离合器的第三换挡元件(K3)与第一轴(1)连接。

9. 根据权利要求8所述的多级变速器,其特征在于,第一圆柱齿轮级(ST1)的空套齿轮(12A)能经由第九轴(9)并且经由实施为离合器的第四换挡元件(K4)和第五轴(5)与第二行星齿轮组(RS2)的齿圈(HR2)连接。

10. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第二圆柱齿轮级(ST2)的固定齿轮(14)经由第六轴(6)与第一行星齿轮组(RS1)的太阳轮(SR1)连接。

11. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在于,第一行星齿轮组

(RS1) 的行星齿轮架 (PT1) 经由第七轴 (7) 与第二行星齿轮组 (RS2) 的行星齿轮架 (PT2) 连接。

12. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在於,太阳轮 (SR3) 能经由第八轴 (8) 并且经由实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 与壳体 (11) 连接。

13. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在於,能切换至少九个前进挡 (G1 至 G9) 和至少一个倒挡 (R)。

14. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在於,所设置的换挡元件 (K1、K2、K3、K4、B1、B2) 能实施为摩擦锁合或形状锁合的换挡元件。

15. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在於,为了切换第一前进挡 (G1),实施为离合器的第二换挡元件 (K2)、实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合;为了切换第二前进挡 (G2),实施为离合器的第一换挡元件 (K1)、实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合;为了切换第三前进挡 (G3),实施为离合器的第一换挡元件 (K1)、实施为离合器的第二换挡元件 (K2) 和实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 闭合;为了切换第四前进挡 (G4),实施为离合器的第二换挡元件 (K2)、实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 和实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 闭合;为了切换第五前进挡 (G5),实施为离合器的第一换挡元件 (K1)、实施为离合器的第二换挡元件 (K2) 和实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 闭合;为了切换第六前进挡 (G6),实施为离合器的第一换挡元件 (K1)、实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合;为了切换第七前进挡 (G7),实施为离合器的第二换挡元件 (K2)、实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合;为了切换第八前进挡 (G8),实施为离合器的第三换挡元件 (K3)、实施为制动器的第五换挡元件 (B1) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合;为了切换第九前进挡 (G9),实施为离合器的第二换挡元件 (K2)、实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 和实施为制动器的第五换挡元件 (B1) 闭合;为了切换倒挡 R,实施为离合器的第二换挡元件 (K2)、实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 和实施为制动器的第五换挡元件 (B1) 闭合。

16. 根据前述权利要求中任一项所述的多级变速器,其特征在於,为了切换替选的第二前进挡 (M1、M2、M3),实施为离合器的第三换挡元件 (K3)、实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 和实施为制动器的第五换挡元件 (B1) 闭合,或者实施为离合器的第三换挡元件 (K3)、实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 和实施为制动器的第六换挡元件 (B2) 闭合,或者实施为离合器的第一换挡元件 (K1)、实施为离合器的第三换挡元件 (K3) 以及实施为离合器的第四换挡元件 (K4) 闭合。

行星结构式多级变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种根据在权利要求 1 的前序部分中详细限定类型的用于车辆的行星结构式多级变速器。

背景技术

[0002] 例如由文献 DE 10 2007 014 150 A1 公知了一种能负载换挡的多级变速器。在该多级变速器中,驱动轴经由扭振减振器牢固地与第一轴系的第一轴连接。此外,与之平行地布置的第二轴系包含被称为第二轴的输出轴。两个轴系经由三个圆柱齿轮级彼此连接。在第一轴系上存在有三轴式的第一行星齿轮级。在第二轴系上存在有第二行星齿轮级和第三行星齿轮级。因此,多级变速器包括十个轴,它们经由三个圆柱齿轮级和三个行星齿轮级彼此处于连接中。为了切换八个前进挡和一个倒挡,需要五个换挡元件。所设置的换挡元件以液压方式操作。

[0003] 为了减小液压损失,将换挡元件布置为可以从外部很好地接近的。但在变速器在车辆中的前置横向安装 (Front-Quereinbau) 的情况下,仅提供了有限的轴向结构空间。

发明内容

[0004] 本发明的任务在于提供一种多级变速器,其在具有很好的啮合效率以及尽可能小的轴向结构空间需求的同时还具有尽可能高的挡位级数量和换挡元件的很好的可达到性。

[0005] 根据本发明,该任务通过权利要求 1 的特征来解决,其中,本发明的有利改进方案由从属权利要求和说明书以及附图得到。

[0006] 因此,提出了一种能负载换挡的行星结构式多级变速器或具有壳体的用于车辆的多挡位的行星变速器,其中,针对优选的前置横向安装方式,驱动件或驱动轴和输出件或输出轴彼此轴平行地布置。根据本发明的多级变速器包括仅九个轴、三个行星齿轮组和仅六个换挡元件,以便可以实现至少九个前进挡和一个倒挡。此外,为了联接驱动件和输出件,优选设置仅有二个机械元件。

[0007] 通过如下方式得到根据本发明的多级变速器,即,作为驱动件的第一轴与第三行星齿轮组的行星齿轮架、与第一行星齿轮组的齿圈、与第三行星齿轮组的齿圈、与第二行星齿轮组的太阳轮、与第二行星齿轮组的齿圈并且与第一机械元件分别以能松开的方式连接或者能连接,而作为输出件的第二轴与第一机械元件并且与第二机械元件连接或以能松开的方式连接或能连接,该多级变速器能够实现对换挡元件的效率改进且进而符合需求的操作,其中,用于前置横向结构形式的多级变速器的有利的更小数量的变速器元件以如下方式彼此嵌套,即,能够实现特别节省轴向结构空间的布置方案。除了改进的效率之外,还得到了很小的构件负载和很少的结构费用。

[0008] 此外,换挡元件的很好的可接近性一方面可以经由用作换挡元件的制动器来实现,另一方面也可以经由用作换挡元件的离合器来实现,这些换挡元件优选定位在外置的轴上,在根据本发明的多级变速器中优选定位在驱动件和输出件上。由于很少的结构费用,

以有利的方式得到了根据本发明的多级变速器的很低的制造成本和很小的重量。

[0009] 在本发明的可能的实施方式的范围内可以规定,至少一个圆柱齿轮级或类似装置用作用于驱动件与输出件之间的联接或转矩传递的机械元件,其实现了用于差速输出所需的传动比。优选的是,设置仅两个机械元件或圆柱齿轮级。但也可以使用其他机械元件,例如链、皮带或类似装置来传递转矩或力。

[0010] 从轴向上来观察,行星齿轮组以第一行星齿轮组、第二行星齿轮组和第三行星齿轮组的顺序布置,其中,优选仅设置有负行星齿轮组。但在允许可连接性的情况下,当同时更换行星架或行星齿轮架接驳件和齿圈接驳件并将标准传动比的值提高数值 1 时,其中单个或多个负行星齿轮组可以转换为正行星齿轮组。负行星齿轮组公知地在行星齿轮架上具有以可扭转的方式支承的行星齿轮,这些行星齿轮与该行星齿轮组的太阳轮和齿圈咬合,从而在行星齿轮架固定且太阳轮转动的情况下,齿圈沿着与太阳轮转动方向相反的方向转动。正行星齿轮组公知地在其行星齿轮架上具有以可扭转的方式支承的并且彼此齿啮合的内部的和外部的行星齿轮,其中,该行星齿轮组的太阳轮与内部的行星齿轮咬合,并且该行星齿轮组的齿圈与外部的行星齿轮咬合,从而在行星齿轮架固定且太阳轮转动的情况下,齿圈沿着与太阳轮转动方向相同的方向转动。

[0011] 在根据本发明的多级变速器中,液力变矩器或液力离合器可以作为起动元件使用。也能想到的是,使用附加的起动离合器或集成的起动离合器或者起动制动器。此外可能的是,在其中至少一个轴上布置有电机或其他动力/功率源。此外,在其中至少一个轴上布置有相对壳体或者相对其他轴的超越离合器(Freilauf)。

[0012] 优选的是,在根据本发明的多级变速器中,有九个前进挡和至少一个倒挡可以经由所设置的换挡元件进行切换。但也能想到的是,优选针对第四前进挡或者针对其他挡位级,另外的换挡组合可以通过组合其他换挡元件来实现。

[0013] 术语换挡元件被理解为变速器的两个元件之间的可切换的连接件,其中,在这两个元件之间所要传递的转矩借助力锁合(Kraftschluss)或摩擦锁合(Reibschluss)或借助形状锁合(Formschluss)来传递。如果可切换的连接的两个元件可旋转地实施,那么换挡元件就被称为离合器,而如果可切换的连接的两个元件中的仅一个旋转时,那么换挡元件就被称为制动器。此外,只要可连接性是允许的,那么各个换挡元件的几何上的位置或顺序可以自由选择。以该方式,各个元件在其位置方面可以任意地移位。此外,只要外部造型是允许的,那么多个齿轮组也可以在径向上相叠地,也就是彼此嵌套地布置。

[0014] 力锁合的换挡元件的实施例是多片式离合器或多片式制动器、带式制动器、锥形离合器或锥形制动器、电磁离合器、磁粉离合器和电流变离合器。形状锁合的换挡元件的实施例有爪式离合器或爪式制动器和齿式离合器

[0015] 因此,通常使用摩擦锁合的和形状锁合的换挡元件来作为换挡元件。优选的是,基于其特征,实施为离合器的第二换挡元件和实施为离合器的第四换挡元件尤其可以实施为爪式换挡元件,由此实现显著的消耗方面的优点。

附图说明

[0016] 下面借助附图更详尽地阐述本发明。其中:

[0017] 图 1 示出根据本发明的多级变速器的第一实施变体的示意图;

[0018] 图 2 示出多级变速器的第二实施变体的示意图；

[0019] 图 3 示出针对多级变速器的不同实施变体的换挡图表。

具体实施方式

[0020] 在图 1 和图 2 中分别示例性地示出用于车辆的例如作为自动化的变速器的或自动变速器的根据本发明的行星结构式多级变速器的实施变体。

[0021] 不依赖于相应的实施变体,多级变速器包括仅示意性地示出的壳体 11,该多级变速器具有作为驱动件 An 的第一轴 1 和与之轴平行地布置的作为输出件 Ab 的第二轴 2 以及另外七个轴 3、4、5、6、7、8、9。此外,还设置有第一行星齿轮组 RS1、第二行星齿轮组 RS2 和第三行星齿轮组 RS3,它们优选地实施为负行星齿轮组。为了切换多个挡位级,设置有实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第三换挡元件 K3、实施为离合器的第四换挡元件 K4、实施为制动器的第五换挡元件 B1 和实施为制动器的第六换挡元件 B2。

[0022] 为了驱动件 An 与输出件 Ab 之间的联接或转矩传递,优选设置有两个任意的机械元件,它们在实施变体中示例性地实施为第一圆柱齿轮级 ST1 和第二圆柱齿轮级 ST2。在根据图 1 的第一实施变体中,第一圆柱齿轮级 ST1 包括固定齿轮 12,其与第五轴 5 连接,并且包括与该固定齿轮咬合的空套齿轮 13,其经由第九轴 9 并且经由第四换挡元件 K4 与第二轴 2 连接。第二圆柱齿轮级 ST2 包括固定齿轮 14,其与第六轴 6 连接,并且包括与该固定齿轮咬合的固定齿轮 15,其与第二轴 2 连接。不同于第一实施变体,在根据图 2 的第二实施变体中,第一圆柱齿轮级 ST1 包括空套齿轮 12A,其能经由第九轴 9 和实施为离合器的第四换挡元件 K4 与第五轴 5 连接。空套齿轮 12A 与固定齿轮 13A 咬合,该固定齿轮与第二轴 2 连接。

[0023] 关于所设置的轴 1、2、3、4、5、6、7、8、9 以及所设置的三个行星齿轮组 RS1、RS2、RS3 以及所设置的壳体 11 和所设置的换挡元件 K1、K2、K3、K4、B1、B2 以及所设置的圆柱齿轮级 ST1、ST2 之间的连接可能性,术语“能连接”被理解为:所描述的元件例如经由换挡元件以能松开的方式连接,从而在换挡元件激活的情况下连接是闭合的,而在换挡元件未激活的情况下连接是断开的。除了换挡元件之外,以能松开的方式的连接也可以经由至少一个另外的元件,例如轴或类似装置来实现。术语“连接”被理解为:所描述的元件几乎牢固地,也就是以不能松开的方式彼此连接。直接或间接的牢固的连接例如可以经由另外的元件来实现。

[0024] 根据本发明,在多级变速器中规定,作为驱动件 An 的第一轴 1 与第三行星齿轮组 RS3 的行星齿轮架 PT3 和第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HR1 以能松开的方式连接或者能连接。此外,第一轴 1 还能与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SR2 并且与第三行星齿轮组 RS3 的齿圈 HR3 连接。此外,第一轴 1 还能与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HR2 和第一机械元件或者说第一圆柱齿轮级 ST1 连接。根据实施变体的不同,作为输出件 Ab 的第二轴 2 与第一机械元件或者说第一圆柱齿轮级 ST1 并且与第二机械元件或者说第二圆柱齿轮级 ST2 连接或者能连接。

[0025] 在根据图 1 的第一实施变体中,第二轴 2 与第二圆柱齿轮级 ST2 的固定齿轮 15 连接。此外,第二轴 2 能经由实施为离合器的第四换挡元件 K4 并且经由第九轴 9 与第一圆柱

齿轮级 ST1 的空套齿轮 13 连接。

[0026] 在根据图 2 的第二实施变体中,第二轴 2 与第一圆柱齿轮级 ST1 的固定齿轮 13A 并且与第二圆柱齿轮级 ST2 的固定齿轮 15 分别直接固定连接。第一圆柱齿轮级 ST1 的空套齿轮 12A 经由第九轴 9 并且经由实施为离合器的第四换挡元件 K4 以及第五轴 5 并且经由实施为离合器的第三换挡元件 K3 与第一轴 1 以能松开的方式连接或能连接。此外,第一圆柱齿轮级 ST1 还能经由第九轴 9 并且经由实施为离合器的第四换挡元件 K4 以及经由第五轴 5 与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HR2 连接。

[0027] 在根据图 2 的作用相同的变速器变体中,将第一圆柱齿轮级 ST1 与输出轴或与第二轴 2 连接的实施为离合器的第四换挡元件 K4 定位到另一圆柱齿轮侧上,也就是定位到变速器输入轴或第一轴 1 这侧上。为此,原来的固定齿轮 12 变成空套齿轮 12A,而原来的空套齿轮 13 变成固定齿轮 13A。

[0028] 在根据本发明的多级变速器中,第一轴 1 能经由实施为离合器的第一换挡元件 K1 并且经由第三轴 3 与第三行星齿轮组 RS3 的行星齿轮架 PT3 并且与第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HR1 连接,从而第三行星齿轮组 RS3 的行星齿轮架 PT3 和第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HR1 彼此连接,其中,第三行星齿轮组 RS3 的行星齿轮架 PT3 和第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HR1 能经由第三轴 3 并且经由实施为制动器的第五换挡元件 B1 与壳体 11 连接。此外,第一轴 1 能经由实施为离合器的第二换挡元件 K2 并且经由第四轴 4 与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SR2 并且与第三行星齿轮组 RS3 的齿圈 HR3 连接。在第一实施变体中,第一轴 1 经由实施为离合器的第三换挡元件 K3 并且经由第五轴与第一圆柱齿轮级 ST1 的固定齿轮 12 和第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HR2 连接或能连接。在第二实施变体中,第一轴 1 能经由实施为离合器的第三换挡元件 K3、经由轴 5 并且经由实施为离合器的第四换挡元件 K4 以及经由轴 9 与第一圆柱齿轮级 1 的空套齿轮 12A 连接,此外,第一轴 1 还能经由实施为离合器的第三换挡元件 K3 以及经由轴 5 与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HR2 连接。

[0029] 不依赖于相应的实施变体,第二圆柱齿轮级 ST2 经由第六轴 6 与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SR1 连接。此外,第一行星齿轮组 RS1 的行星齿轮架 PT1 经由第七轴 7 与第二行星齿轮组 RS2 的行星齿轮架 PT2 连接。此外,第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SR3 能经由第八轴 8 并且经由实施为制动器的第六换挡元件 B2 与壳体 11 连接。

[0030] 在图 3 中示出了针对根据图 1 和图 2 的两个作用相同的变速器变体的换挡图表或换挡矩阵。在换挡图表中,以表格形式示出了所要闭合的或者说所要激活的换挡元件 K1、K2、K3、K4、B1、B2,其中,针对每个挡位级提供了传动比 i ,并且在不同的挡位级之间提供了相应的挡间传动比比值 ϕ 。除了九个前进挡 G1、G2、G3、G4、G5、G6、G7、G8、G9 和所提供的倒挡 R1 之外,还提供了另外附加的换挡组合,作为替选的第四前进挡 M1、M2、M3。从换挡图表中总体上得出,所提出的多级变速器具有最佳的传动比序列,该传动比序列具有很低的绝对和相对转速,以及具有很小的行星齿轮组力矩和换挡元件力矩。此外,从所选择的齿轮组布置方案中还得到很好的啮合效率和很小的带排力矩。

[0031] 在第一行星齿轮组 RS1 中例如 $i_0 = -1.600$ 的值,在第二行星齿轮组 RS2 中例如 $i_0 = -3.700$ 的值以及在第三行星齿轮组 RS3 中例如 $i_0 = -1.750$ 的值可以用作优选的标准传动比。作为标准传动比,在第一圆柱齿轮级 ST1 中选择例如 $i_{ST1} = -1.345$ 的值,而在第二圆柱齿轮级 ST2 中选择例如 $i_{ST2} = -1.000$ 的值。此外,从换挡图表得出,为了切换所

有挡位级 G1、G2、G3、G4、G5、G6、G7、G8、G9、R、M1、M2 和 M3, 分别闭合三个换挡元件。

[0032] 具体而言, 从根据图 3 的换挡图表中得出, 为了实现第一前进挡 G1, 实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第四换挡元件 K4 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。为了切换第二前进挡 G2, 实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第四换挡元件 K4 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。为了切换第三前进挡 G3, 实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第二换挡元件 K2 和实施为离合器的第四换挡元件 K4 闭合或者说激活。为了切换第四前进挡 G4, 实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第三换挡元件 K3 和实施为离合器的第四换挡元件 K4 闭合或者说激活。为了切换第五前进挡 G5, 实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第二换挡元件 K2 和实施为离合器的第三换挡元件 K3 闭合或者说激活。为了切换第六前进挡 G6, 实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第三换挡元件 K3 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。为了切换第七前进挡 G7, 实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第三换挡元件 K3 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。为了切换第八前进挡 G8, 实施为离合器的第三换挡元件 K3、实施为制动器的第五换挡元件 B1 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。为了切换第九前进挡 G9, 实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第三换挡元件 K3 和实施为制动器的第五换挡元件 B1 闭合或者说激活。最后, 为了切换倒挡 R, 实施为离合器的第二换挡元件 K2、实施为离合器的第四换挡元件 K4 和实施为制动器的第五换挡元件 B1 闭合或者说激活。

[0033] 关于替选的第四前进挡 M1、M2、M3 的换挡组合规定, 为了切换替选的第四前进挡 M1, 实施为离合器的第三换挡元件 K3、实施为离合器的第四换挡元件 K4 和实施为制动器的第五换挡元件 B1 闭合或者说激活。为了切换替选的第四前进挡 M2, 实施为离合器的第三换挡元件 K3、实施为离合器的第四换挡元件 K4 和实施为制动器的第六换挡元件 B2 闭合或者说激活。此外, 为了切换替选的第四前进挡 M3, 实施为离合器的第一换挡元件 K1、实施为离合器的第三换挡元件 K3 和实施为离合器的第四换挡元件 K4 闭合或者说激活。

[0034] 附图标记

- [0035] 1 作为驱动件的第一轴
- [0036] 2 作为输出件的第二轴
- [0037] 3 第三轴
- [0038] 4 第四轴
- [0039] 5 第五轴
- [0040] 6 第六轴
- [0041] 7 第七轴
- [0042] 8 第八轴
- [0043] 9 第九轴
- [0044] 11 壳体
- [0045] K1 作为离合器的第一换挡元件
- [0046] K2 作为离合器的第二换挡元件
- [0047] K3 作为离合器的第三换挡元件
- [0048] K4 作为离合器的第四换挡元件

[0049]	B1	作为制动器的第五换挡元件
[0050]	B2	作为制动器的第六换挡元件
[0051]	RS1	第一行星齿轮组
[0052]	RS2	第二行星齿轮组
[0053]	RS3	第三行星齿轮组
[0054]	SR1	第一行星齿轮组的太阳轮
[0055]	PT1	第一行星齿轮组的行星齿轮架
[0056]	HR1	第一行星齿轮组的齿圈
[0057]	SR2	第二行星齿轮组的太阳轮
[0058]	PT2	第二行星齿轮组的行星齿轮架
[0059]	HR2	第二行星齿轮组的齿圈
[0060]	SR3	第三行星齿轮组的太阳轮
[0061]	PT3	第三行星齿轮组的行星齿轮架
[0062]	HR3	第三行星齿轮组的齿圈
[0063]	ST1	机械元件（第一圆柱齿轮级）
[0064]	ST2	机械元件（第二圆柱齿轮级）
[0065]	12	第一圆柱齿轮级的固定齿轮
[0066]	12A	第一圆柱齿轮级的空套齿轮
[0067]	13	第一圆柱齿轮级的空套齿轮
[0068]	13A	第一圆柱齿轮级的固定齿轮
[0069]	14	第二圆柱齿轮级的固定齿轮
[0070]	15	第二圆柱齿轮级的固定齿轮
[0071]	G1	第一前进挡位级
[0072]	G2	第二前进挡位级
[0073]	G3	第三前进挡位级
[0074]	G4	第四前进挡位级
[0075]	G5	第五前进挡位级
[0076]	G6	第六前进挡位级
[0077]	G7	第七前进挡位级
[0078]	G8	第八前进挡位级
[0079]	G9	第九前进挡位级
[0080]	R	倒挡位级
[0081]	M1	替选的第四挡位级
[0082]	M2	替选的第四挡位级
[0083]	M3	替选的第四挡位级
[0084]	i	传动比
[0085]	i_0	行星齿轮组的标准传动比
[0086]	i_{ST1}	第一圆柱齿轮级的标准传动比
[0087]	i_{ST2}	第二圆柱齿轮级的标准传动比

[0088] Φ 挡间传动比比值

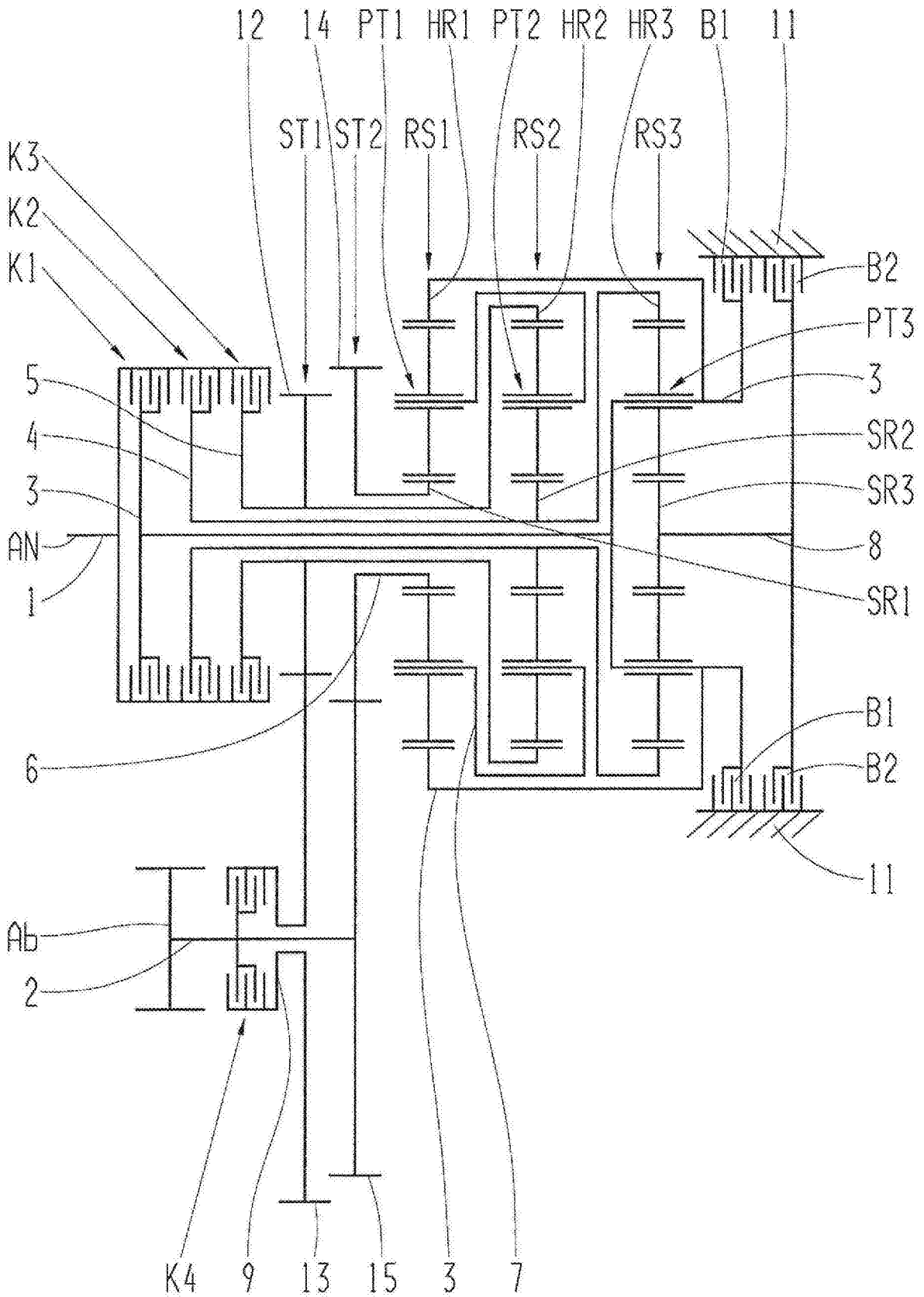


图 1

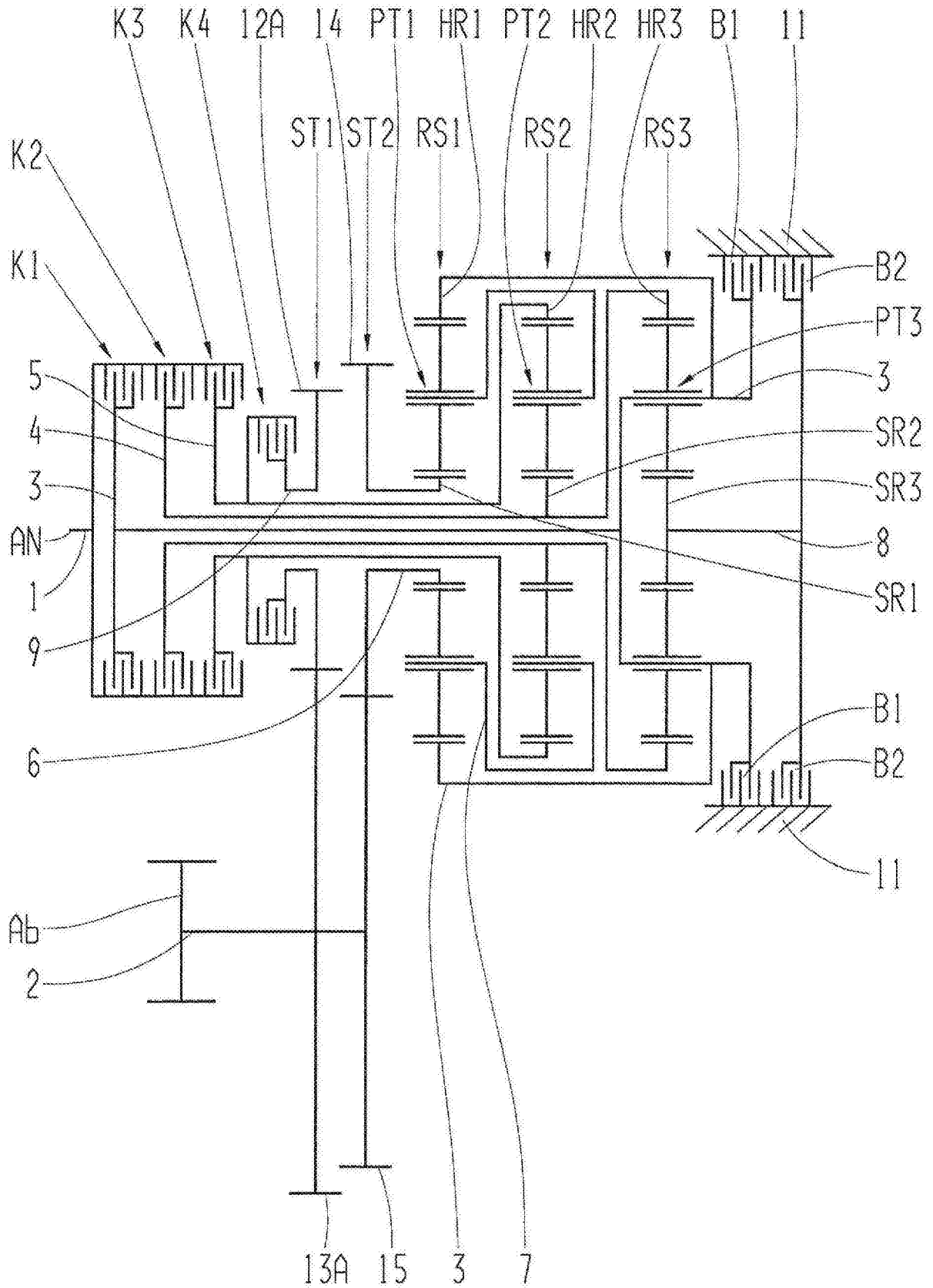


图 2

挡位 (gear)	闭合的换挡元件 (engaged shifting elements)						传动比 (ratio)	挡间传动比 比值 (step)
	制动器 (brake)		离合器 (clutch)					
	B1	B2	K1	K2	K3	K4		
G1		X		X		X	3.769	1.571
G2		X	X			X	2.399	1.433
G3			X	X		X	1.674	1.245
G4				X	X	X	1.345	1.345
G5			X	X	X		1.000	1.316
G6		X	X		X		0.760	1.202
G7		X		X	X		0.632	1.294
G8	X	X			X		0.489	1.270
G9	X			X	X		0.385	总计 (total) 9.8
R	X			X		X	-3.169	
M1	X				X	X	1.345	
M2		X			X	X	1.345	
M3			X		X	X	1.345	

图 3