(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 103223853 A
(43)申请公布日 2013.07.31

(21)申请号 201310018773.8

(22)申请日 2013.01.18

(30)优先权数据
102012201376.8 2012.01.31 DE

(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 P·齐默

(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
代理人 董华林

(51)Int.Cl.
B60K 6/365(2007.01)
B60K 6/48(2007.01)

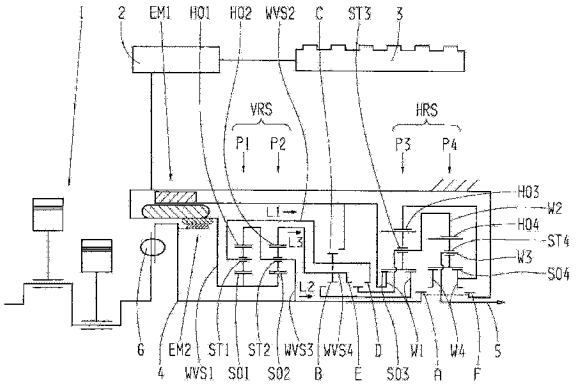
权利要求书2页 说明书8页 附图5页

(54)发明名称

用于汽车的混合动力系统

(57)摘要

一种用于汽车的混合动力系统，其包括变速器，该变速器包括一个变速器输入轴(4)和一个变速器输出轴(5)和三个功率路径，所述功率路径位于变速器输入轴和具有两个单行星齿轮组的主齿轮组(HRS)之间，该主齿轮组具有第一、第二、第三和第四轴，至少一个电机(EM1)与主齿轮组的第一轴(W1)连接，第一轴能通过第一切换元件(C)与第一功率路径连接并且能通过第二切换元件(B)与第三功率路径连接，第二轴(W2)能通过第三切换元件(D)与第一功率路径连接并且能通过第四切换元件(E)与第三功率路径连接，第三轴(W3)与变速器输出轴永久连接，第四轴(W4)能通过第五切换元件(A)与第二功率路径连接并且能通过第六切换元件(F)固定。



CN 103223853 A

1. 变速器，其包括一个变速器输入轴（4）和一个变速器输出轴（5）和三个功率路径（L1、L2、L3），所述功率路径位于变速器输入轴（4）和具有两个单行星齿轮组（P3、P4）的主齿轮组（HRS）之间，所述主齿轮组具有按转速顺序被称为第一、第二、第三和第四轴的四个轴（W1、W2、W3、W4），其特征在于，在变速器输入轴和主齿轮组（HRS）之间设置三个功率路径（L1、L2、L3），在这三个功率路径中，第一功率路径（L1）具有第一固定传动比（i1）、第二功率路径（L2）具有第二固定传动比（i2），并且第三功率路径（L3）具有第三固定传动比（i3），第三固定传动比（i3）小于第二固定传动比（i2）并且第二固定传动比（i2）小于第一固定传动比（i1），至少一个电机（EM1）与主齿轮组（HRS）的所述四个轴（W1、W2、W3、W4）中的至少一个轴连接，第一轴（W1）能通过第一切换元件（C）与第一功率路径（L1）连接并且能通过第二切换元件（B）与第三功率路径（L3）连接，第二轴（W2）能通过第三切换元件（D）与第一功率路径（L1）连接并且能通过第四切换元件（E）与第三功率路径（L3）连接，第三轴（W3）与变速器输出轴（5）永久连接，第四轴（W4）能通过第五切换元件（A）与第二功率路径（L2）连接并且能通过第六切换元件（F）固定。

2. 根据权利要求 1 的变速器，其特征在于，所述电机（EM1）永久地或能接通和断开地、直接或通过传动机构连接到主齿轮组（HRS）的第一轴（W1）上。

3. 根据权利要求 1 或 2 的变速器，其特征在于，通过六个切换元件（A、B、C、D、E、F）选择性的成对接合能实现十二个前进挡，这十二个前进挡中的十一个是能动力换挡的并且是能以非成组切换的方式切换的，第一前进挡通过闭合第六切换元件（F）和第一切换元件（C）产生，第二前进挡通过闭合第六切换元件（F）和第二切换元件（B）产生，第三前进挡通过闭合第六切换元件（F）和第三切换元件（D）产生，第四前进挡通过闭合第三切换元件（D）和第二切换元件（B）产生，第五前进挡通过闭合第三切换元件（D）和第一切换元件（C）产生，第六前进挡通过闭合第三切换元件（D）和第五切换元件（A）产生、第七前进挡通过闭合第一切换元件（C）和第五切换元件（A）产生，第八前进挡通过闭合第二切换元件（B）和第五切换元件（A）产生，第九前进挡通过闭合第四切换元件（E）和第五切换元件（A）产生，第十前进挡通过闭合第二切换元件（B）和第四切换元件（E）产生，第十一前进挡通过闭合第一切换元件（C）和第四切换元件（E）产生并且另一挡通过闭合第六切换元件（F）和第四切换元件（E）产生。

4. 根据权利要求 1 至 3 之一的变速器，其特征在于，所述变速器输出轴（5）同轴于变速器输入轴（4）设置，第一功率路径（L1）具有用于发出小于变速器输入轴（4）转速的转速的第一行星齿轮组（P1），第一切换元件（C）和第三切换元件（D）连接到第一行星齿轮组（P1）的一个轴（WVS2）上，第二功率路径（L2）为直接传动，在第二功率路径上连接第五切换元件（A），第三功率路径（L3）具有用于发出大于变速器输入轴（4）转速的转速的第二行星齿轮组（P2），第二切换元件（B）和第四切换元件（E）连接到第二行星齿轮组（P2）的一个轴（WVS4）上，第一和第二行星齿轮组（P1、P2）是双重耦联的，第一和 / 或第二行星齿轮组（P1、P2）的至少另一个轴（WVS1）固定并且第一和 / 或第二行星齿轮组的至少又一个轴（WVS3）与变速器输入轴（4）永久连接或通过第七切换元件（K1）连接。

5. 根据权利要求 4 的变速器，其特征在于，

第一行星齿轮组（P1）是构造为减速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮（SO1）固定并且其齿圈（HO1）与第二行星齿轮组（P2）的行星架（ST2）连接，第一切换元件（C）和第

三切换元件(D)连接到第一行星齿轮组(P1)的行星架(ST1)上；

第二行星齿轮组(P2)是构造为增速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮(SO2)固定并且其行星架(ST2)与变速器输入轴(4)永久连接或能通过第七切换元件(K1)与变速器输入轴(4)连接，并且其齿圈(HO2)连接到第二切换元件(B)和第四切换元件(E)上。

6. 根据权利要求5的变速器，其特征在于，第一行星齿轮传动机构(P1)的行星架(ST1)能通过第三切换元件(D)与主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的行星架(ST3)可松开地连接，主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的行星架(ST3)与主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的齿圈(HO4)连接，并且第二行星齿轮传动机构(P2)的齿圈(HO2)能通过第四切换元件(E)与主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的行星架(ST3)可松开地连接并且能通过第二切换元件(B)与主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的太阳轮(SO3)可松开地连接，并且第一行星齿轮传动机构(P1)的行星架(ST1)能通过第一切换元件(C)也与主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的太阳轮(SO3)可松开地连接，变速器输入轴(4)能通过第五切换元件(A)与主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的太阳轮(SO4)可松开地连接，主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的行星架(ST4)与变速器输出轴(5)永久连接，并且主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的太阳轮(SO4)能借助第六切换元件(F)固定。

7. 根据权利要求6的变速器，其特征在于，主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的齿圈(HO3)与主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的太阳轮(SO4)连接。

8. 根据权利要求6的变速器，其特征在于，主齿轮组(HRS)的第一单行星齿轮组(P3)的齿圈(HO3)与主齿轮组(HRS)的第二单行星齿轮组(P4)的行星架(ST4)连接。

9. 用于汽车的混合动力系统，其包括至少一个内燃机(1)和至少一个电机(EM1)，其特征在于，所述混合动力系统具有根据权利要求1至8之一的变速器。

10. 根据权利要求9的混合动力系统，其特征在于，设有至少一个与内燃机直接或通过传动机构连接的或能通过至少一个第八切换元件(K0)可松开地连接的、优选为起动机或起动机－发电机形式的第二电机(EM2)。

11. 根据权利要求9或10的混合动力系统，其特征在于，第一切换元件(C)和第二切换元件(B)、和／或第三切换元件(D)和第四切换元件(E)、和／或第五切换元件(A)和第六切换元件(F)、和／或第七切换元件(K1)和第八切换元件(K0)能相应地通过一个双作用的致动器操作。

用于汽车的混合动力系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种变速器。本发明还涉及一种用于汽车的包括至少一个内燃机和至少一个电机的混合动力系统。

背景技术

[0002] 上述类型的变速器例如由 EP0434525A1 公开。在这种已知的包括五个切换元件(它们选择性的成对接合在变速器输入轴和变速器输出轴之间产生不同传动比)的变速器中实现六个前进挡和一个倒挡。

[0003] 本申请人的专利申请 DE102010028026 还公开了一种包括一个内燃机和多个电机的混合动力系统。在该混合动力系统中使用具有分变速器的齿轮变速器,所述分变速器分别具有一个可切换的挡位。除了同轴的驱动端和从动端时的一个直接挡外,存在于分变速器中的可切换的挡位分别仅由一个单变速器、例如一个圆柱齿轮对或一个行星齿轮传动机构产生。据此,具有同轴从动端的十一挡中间轴式变速器为十一个挡需要至少十一个形式为十一个圆柱齿轮对的单变速器。

发明内容

[0004] 因此本发明的任务是借助一种多挡变速器减小上述类型的混合动力系统所需的构造耗费。

[0005] 按本发明,该任务借助一种变速器解决,其包括一个变速器输入轴和一个变速器输出轴和三个位于变速器输入轴和具有两个单行星齿轮组的主齿轮组之间的功率路径,所述主齿轮组具有按转速顺序被称为第一、第二、第三和第四轴的四个轴,在这三个功率路径中,第一功率路径具有第一固定传动比、第二功率路径具有第二固定传动比,并且第三功率路径具有第三固定传动比,第三固定传动比小于第二固定传动比并且第二固定传动比小于第一固定传动比,至少一个电机与主齿轮组的所述四个轴中的至少一个轴连接,第一轴能通过第一切换元件与第一功率路径连接并且能通过第二切换元件与第三功率路径连接,第二轴能通过第三切换元件与第一功率路径连接并且能通过第四切换元件与第三功率路径连接,第三轴与变速器输出轴永久连接并且第四轴能通过第五切换元件与第二功率路径连接并且能通过第六切换元件固定。

[0006] 本发明解决方案的特征主要在于显著减小和简化的结构,因此也可实现整体重量和所需安装空间方面的优化。每两个切换元件可借助一个双作用的致动器交替地操作。在此第一切换元件的闭合可引起第二切换元件的打开。所有在本文中提到的切换元件可优选构造为形锁合的切换元件、例如牙嵌式切换元件、尤其是牙嵌式离合器或牙嵌式制动器。按本发明的变速器的另一优点在于可实现速比间隔(速比间隔以相邻速比的比值表示)的渐减的变化。速比间隔渐减的变化是指速比间隔随着挡位升高而变小。此外所使用的切换元件不需要同步装置,因为切换元件的同步能通过电机和内燃机在无负载状态中进行。此外电机可用作转速传感器(求解器)。在此在驱动端和从动端上能通过电机上始终确定的转速

在挡位传动路线之内和之外避免行星齿轮组上不确定的转速状态。此外在借助内燃机行驶时动力换挡也能通过电机进行。

[0007] 所使用的行星齿轮传动机构优选构造为负传动比行星齿轮组。单级的负传动比行星齿轮组包括太阳轮、齿圈和行星架，行星齿轮可旋转地支承在行星架上，行星齿轮分别与太阳轮和齿圈啮合。由此，齿圈在行星架固定时具有与太阳轮相反的旋转方向。与此相反，单级的正传动比行星齿轮组包括太阳轮、齿圈和行星架，内侧和外侧的行星齿轮可旋转地支承在行星架上，所有内侧的行星齿轮与太阳轮啮合并且所有外侧的行星齿轮与齿圈啮合，并且每个内侧的行星齿轮与各一个外侧的行星齿轮啮合。由此，齿圈在行星架固定时具有与太阳轮相同的旋转方向。但按本发明，当替换行星架和齿圈连接并且同时行星齿轮组固定传动比的值与作为负传动比行星齿轮组的实施方式相比增加 1 时，负传动比行星齿轮组也可被正传动比行星齿轮组代替。

[0008] 本发明的一种通过电机起动、开动、倒转、助力、回收以及动力换挡的特别有利的方案规定，电机永久或能接通和断开地、直接或通过传动机构连接到主齿轮组的第一轴上。另一优点可在于，无需单独的倒挡。

[0009] 本发明的一种所需切换元件数量较少并且在顺序切换方式中避免双切换的实施方式规定，通过六个切换元件选择性的成对接合可实现十二个前进挡，这十二个前进挡中的十一个是能动力换挡的并且是能以非成组切换的方式切换的，第一前进挡通过闭合第六切换元件和第一切换元件产生，第二前进挡通过闭合第六切换元件和第二切换元件产生，第三前进挡通过闭合第六切换元件和第三切换元件产生，第四前进挡通过闭合第三切换元件和第二切换元件产生，第五前进挡通过闭合第三切换元件和第一切换元件产生，第六前进挡通过闭合第三切换元件和第五切换元件产生，第七前进挡通过闭合第一切换元件和第五切换元件产生，第八前进挡通过闭合第二切换元件和第五切换元件产生，第九前进挡通过闭合第四切换元件和第五切换元件产生，第十前进挡通过闭合第二切换元件和第四切换元件产生，第十一前进挡通过闭合第一切换元件和第四切换元件产生并且另一挡通过闭合第六切换元件和第四切换元件产生。

[0010] 一种有利实施方式规定，变速器输出轴同轴于变速器输入轴设置，第一功率路径具有用于发出小于变速器输入轴转速的转速的第一行星齿轮组，第一切换元件和第三切换元件连接到第一行星齿轮组的一个轴上，第二功率路径在此为直接传动，在第二功率路径上连接第五切换元件，第三功率路径具有用于发出大于变速器输入轴转速的转速的第二行星齿轮组，第二切换元件和第四切换元件连接到第二行星齿轮组的一个轴上，第一和第二行星齿轮组构造成双重耦联的，第一和 / 或第二行星齿轮组的至少另一个轴固定，第一和 / 或第二行星齿轮组的又至少另一个轴与变速器输入轴永久连接或通过第七切换元件连接。

[0011] 优选第一行星齿轮组是构造为减速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮固定并且其齿圈与第二行星齿轮组的行星架连接，第一切换元件和第三切换元件连接到第一行星齿轮组的行星架上，第二行星齿轮组是构造为增速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮固定并且其行星架与变速器输入轴永久连接或能通过第七切换元件与变速器输入轴连接，并且其齿圈连接到第二切换元件和第四切换元件上。

[0012] 根据一种特别有利的特点为存在于切换元件和行星齿轮组中的力矩较小的方案，第一行星齿轮传动机构的行星架能通过第三切换元件与主齿轮组的第一单行星齿轮组的

行星架可松开地连接，主齿轮组的第一单行星齿轮组的行星架与主齿轮组的第二单行星齿轮组的齿圈连接，第二行星齿轮传动机构的齿圈能通过第四切换元件与主齿轮组的第一单行星齿轮组的行星架可松开地连接并且能通过第二切换元件与主齿轮组的第一单行星齿轮组的太阳轮可松开地连接，并且第一行星齿轮传动机构的行星架也能通过第一切换元件与主齿轮组的第一单行星齿轮组的太阳轮可松开地连接，变速器输入轴能通过第五切换元件与主齿轮组的第二单行星齿轮组的太阳轮可松开地连接，主齿轮组的第二单行星齿轮组的行星架与变速器输出轴永久连接并且主齿轮组的第二单行星齿轮组的太阳轮可借助第六切换元件固定。本发明方案基于切换元件和行星齿轮组中较小的力矩允许节省空间地设计尺寸。

[0013] 本发明的一种方案规定，主齿轮组的第一单行星齿轮组的齿圈与主齿轮组的第二单行星齿轮组的太阳轮连接。

[0014] 但根据一种替换的实施方式可规定，主齿轮组的第一单行星齿轮组的齿圈与主齿轮组的第二单行星齿轮组的行星架连接。

[0015] 按本发明，上述任务也可借助开头所提类型的混合动力系统以下述方式来解决，即所述混合动力系统具有本发明的变速器。

[0016] 按本发明另一种实施方式，可设置至少一个与内燃机直接或通过传动机构连接的或能通过至少一个第八切换元件可松开地连接的、优选为起动机或起动机－发电机形式的第二电机。本发明方案优点在于，通过打开第八切换元件可在所有挡位中允许纯电动的、能动力换挡的行驶运行。此外该实施方式还带来这样的优点，即产生与电池大小无关的系统，因为可进行内燃机－电动机驱动行驶。尤其是在从第一挡向第二挡或从第二挡向第三挡升挡时发电机运行可用于制动内燃机。

[0017] 一种特别简单且节省空间的结构以下述方式实现：第一切换元件和第二切换元件、和／或第三切换元件和第四切换元件、和／或第五切换元件和第六切换元件、和／或第七切换元件和第八切换元件能相应地通过一个双作用的致动器操作。

附图说明

[0018] 下面借助附图所示的几个不起限制作用的实施例详细说明本发明和其它优点。示意性的附图如下：

[0019] 图 1 为按本发明的具有按本发明变速器的混合动力系统的第一种实施方式的变速器示意图；

[0020] 图 2 为按本发明的变速器的转速图表；

[0021] 图 3 为图 1 和图 2 所示变速器的换挡示意图；

[0022] 图 4 为按本发明的具有按本发明变速器的混合动力系统的第二种实施方式的变速器示意图；

[0023] 图 5 为图 4 所示混合动力系统的换挡示意图。

具体实施方式

[0024] 首先要指出，在不同的实施方式中相同部件使用相同附图标记或相同构件名称，在全部说明书中包含的公开内容可以按意义转到具有相同附图标记或相同构件名称的部

件上。

[0025] 根据图 1，按本发明的用于汽车的混合动力系统包括一个内燃机 1 和至少一个电机 EM1。此外，可设置用于电机 EM1 的控制装置 2 和蓄电器 3。

[0026] 该混合动力系统包括一个本发明的具有一个变速器输入轴 4 和一个变速器输出轴 5 的变速器。为了减振，可在内燃机 1 和变速器之间设置一个扭振减振器 6。此外可设置例如起动机或起动机－发电机形式的第二电机 EM2。在输出侧也可设置轮间差速器和 / 或轴间差速器。

[0027] 如图 1 和 2 可见，在变速器输入轴 4 和具有两个单行星齿轮组 P3、P4 的主齿轮组 HRS 之间实现三个功率路径 L1、L2 和 L3。这三个功率路径构成用于从变速器输入轴 4 发出的转速的三个不同的传递路径。第一功率路径 L1 具有第一固定传动比 i1、第二功率路径 L2 具有第二固定传动比 i2 并且第三功率路径 L3 具有第三固定传动比 i3。第三传动比 i3 小于第二传动比 i2 并且第二传动比 i2 小于第一传动比 i1。

[0028] 主齿轮组 HRS 包括四个按转速顺序、即根据它们在转速平面图中的顺序被称为第一、第二、第三和第四轴的可旋转的轴 W1、W2、W3、W4。第一轴 W1 能通过第一切换元件 C 与第一功率路径 L1 连接并且能通过第二切换元件 B 与第三功率路径 L3 连接。第二轴 W2 能通过第三切换元件 D 与第一功率路径 L1 连接并且能通过第四切换元件 E 与第三功率路径 L3 连接。第三轴 W3 与变速器输出轴 5 永久连接。在此应指出，在本文中概念“永久”和“固定”或“抗旋转”为同义词。如图 1 所示，第四轴 W4 能通过第五切换元件 A 与第二功率路径 L2 连接并且能通过第六切换元件 F 固定。

[0029] 主齿轮组 HRS 的第一轴 W1 可与主齿轮组 HRS 的第一单行星齿轮组 P3 的太阳轮 SO3 连接，主齿轮组 HRS 的第二轴 W2 可与主齿轮组 HRS 的第二单行星齿轮组 P4 的齿圈 HO4 和主齿轮组 HRS 的第一单行星齿轮组 P3 的行星架 ST3 连接。主齿轮组 HRS 的第三轴 W3 可与第二单行星齿轮组 P4 的行星架 ST4 连接，而主齿轮组 HRS 的第四轴 W4 可与主齿轮组 HRS 的第二单行星齿轮组 P4 的（分开的）太阳轮 SO4 和第一单行星齿轮组 P3 的齿圈 HO3 连接，如图 1 所示。

[0030] 电机 EM1 可永久固定在主齿轮组 HRS 的第一轴 W1 上。但作为永久连接的替换方案，电机 EM1 也能可接通和断开地、直接或通过传动机构、尤其是通过皮带传动机构、链传动机构、圆柱齿轮传动机构或行星齿轮传动机构连接到第一轴 W1 上。原则上，电机 EM1 也可在第二轴 W2 和第四轴 W4 之间可转换地连接。电机 EM1 也可仅连接到第二轴 W2 上并且为此附加地将另一电机连接到第四轴 W4 上以确保动力换挡性。

[0031] 变速器输出轴 5 优选同轴于变速器输入轴 4 设置，在主齿轮组 HRS 前面设置包括两个行星齿轮传动机构 P1、P2 的前置齿轮组 VRS，该前置齿轮组具有四个按转速顺序被称为第一、第二、第三和第四轴的轴 WVS1、WVS2、WVS3、WVS4。根据图 1，第一功率路径 L1 可包括前置齿轮组 VRS 的行星齿轮组 P1，第一行星齿轮组 P1 用于发出小于变速器输入轴 4 转速的转速。第一切换元件 C 和第三切换元件 D 连接到第一行星齿轮组 P1 的一个轴 WVS2 上，在此第二功率路径 L2 为直接传动，在其上连接第五切换元件 A。

[0032] 第三功率路径 L3 可具有用于发出大于变速器输入轴 4 转速的转速的第二行星齿轮组 P2，第二切换元件 B 和第四切换元件 E 连接到第二行星齿轮组 P2 的一个轴 WVS4 上。第一和第二行星齿轮组 P1、P2 构造成双重耦联的，前置齿轮组 VSR 的另一个轴 WVS1 固定并

且轴 WVS3 与变速器输入轴 4 如图 1 所示永久连接或如图 4 所示可通过第七切换元件 K1 连接。

[0033] 第一行星齿轮组 P1 可以是构造为减速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮 SO1 固定并且其齿圈 HO1 与第二行星齿轮组 P2 的行星架 ST2 连接。第一切换元件 C 和第二切换元件 D 可连接到第一行星齿轮组 P1 的行星架 ST1 上。第二行星齿轮组 P2 可以是构造为增速行星齿轮组的负传动比齿轮组，其太阳轮 SO2 也固定并且其行星架 ST2 与变速器输入轴 4 永久连接或可通过第七切换元件 K1 与变速器输入轴 4 连接，并且其齿圈 HO2 连接到第二切换元件 B 和第四切换元件 E 上。

[0034] 根据图 1 的实施方式，第一行星齿轮传动机构 P1 的行星架 ST1 能通过第三切换元件 D 与主齿轮组 HRS 的第一单行星齿轮组 P3 的行星架 ST3 连接。第一单行星齿轮组 P3 的行星架 ST3 可与主齿轮组 HRS 的第二单行星齿轮组 P4 的齿圈 HO4 连接。第二行星齿轮传动机构 P2 的齿圈 HO2 能通过第四切换元件 E 与第一单行星齿轮组 P3 的行星架 ST3 连接并且能通过第二切换元件 B 与单行星齿轮组 P3 的太阳轮 SO3 连接。第一行星齿轮传动机构 P1 的行星架 ST1 也能通过第一切换元件 C 与单行星齿轮组 P3 的太阳轮 SO3 连接。变速器输入轴 4 能通过第五切换元件 A 与单行星齿轮组 P4 的太阳轮 SO4 连接，单行星齿轮组 P4 的行星架 ST4 与变速器输出轴 5 永久连接并且单行星齿轮组 P4 的太阳轮 SO4 可借助第六切换元件 F 固定。单行星齿轮组 P3 的齿圈 HO3 可与单行星齿轮组 P4 的太阳轮 SO4 连接，如图 1 所示。

[0035] 在此应指出，作为图 1 所示实施方式的替换方案，第一功率路径 L1 也可以是直接传动，在其上连接第一切换元件 C 和第三切换元件 D。第二功率路径 L2 在此情况下可包括用于发出大于变速器输入轴 4 转速的转速的行星齿轮组 P1。在该实施例中，第三轴 WVS3 可与行星齿轮组 P1 的齿圈 HO1、太阳轮 SO1 或行星架 ST1 连接，第五切换元件 A 连接到第三轴 WVS3 上。第三功率路径 L3 在此可包括用于发出大于第二功率路径 L2 转速的转速的行星齿轮组 P2。第四轴 WVS4 可与行星齿轮组 P2 的齿圈 HO2、太阳轮 SO2 或行星架 ST2 连接，并且第二切换元件 B 和第四切换元件 E 连接到第四轴 WVS4 上。这两个行星齿轮组 P1 和 P2 构造成双重耦联的，与至少一个元件 SO1、HO1、ST1、SO2、HO2 或 ST2 连接的第一轴 WVS1 固定，与至少一个元件 SO1、HO1、ST1、SO2、HO2 或 ST2 连接的第二轴 WVS2 永久或通过切换元件 K1 与变速器输入轴 4 连接，例如采用两个负传动比齿轮组 P1、P2，其太阳轮 SO1、SO2 固定并且其行星架 ST1、ST2 与变速器输入轴 4 永久或通过切换元件 K1 连接。

[0036] 作为上述实施方式的替换方案，第三功率路径 L3 可以是直接传动，在其上连接第二切换元件 B 和第四切换元件 E。在此时第二功率路径 L2 可包括用于发出小于变速器输入轴 4 转速的转速的行星齿轮组 P2。在该实施例中，第三轴 WVS3 可与行星齿轮组 P2 的齿圈 HO2、太阳轮 SO2 或行星架 ST2 连接，第五切换元件 A 连接到第三轴 WVS3 上。在该实施例中，第一功率路径 L1 可具有行星齿轮组 P1。第二轴 WVS2 在此可与行星齿轮组 P1 的齿圈 HO1、太阳轮 SO1 或行星架 ST1 连接，第一切换元件 C 和第三切换元件 D 连接到第二轴 WVS2 上。这两个行星齿轮组 P1 和 P2 构造成双重耦联的，与至少一个元件 SO1、HO1、ST1、SO2、HO2 或 ST2 连接的第一轴 WVS1 固定，与至少一个元件 SO1、HO1、ST1、SO2、HO2 或 ST2 连接的第四轴 WVS4 永久或通过切换元件 K1 与变速器输入轴 4 连接，例如采用一个正传动比齿轮组 P2 和一个负传动比齿轮组 P1，其太阳轮 SO1、SO2 固定并且正传动比齿轮组 P2 的行星架 ST2 与

变速器输入轴 4 永久或通过切换元件 K1 连接并且负传动比齿轮组 P1 的齿圈 HO1 耦合到正传动比齿轮组 P2 的行星架 ST2 上。

[0037] 通过变速器的六个切换元件 A、B、C、D、E、F 选择性的成对接合可实现十二个前进挡，这十二个前进挡中的十一个是能动力换挡的并且是能以非成组切换的方式切换的。在当前情况下概念“能以非成组切换的方式切换”理解为，切换到下一个更高或下一个更低挡时仅一个切换元件打开并且仅另一个切换元件闭合。

[0038] 由图 2 所示的转速图表或者说转速平面图可见通过切换元件 A、B、C、D、E、F 选择性的接合所实现的挡位和每个轴 W1、W2、W3、W4 的传动比之间的关系。在各个轴 W1、W2、W3、W4 上在垂直方向上示出转速比。轴之间的水平距离通过传动产生，因此能通过直线连接属于某一工作点的转速比。在某一驱动转速下，主齿轮组 HRS 的十一条工作线表示十一个前进挡中的转速比。

[0039] 图 3 示出图 1 所示多挡变速器的示例性换挡示意图。为每个挡闭合两个切换元件。该换挡示意图示例性示出各个挡位的相应传动比和可由其确定的与下一个更高挡的速比间隔，变速器具有 11.0 的速比范围(速比范围以最大速比与最小速比的比值表示)。由图 3 可见，在顺序切换方式中可避免双切换或成组切换，因为两个相邻的挡位共同使用一个切换元件。在当前情况下构造为负传动比行星齿轮组的行星齿轮传动机构 P1、P2、P3、P4 的固定传动比的常见值为 :P1 的为 -2.0、P2 的为 -3.0、P3 的为 -2.0、P4 的为 -1.5。

[0040] 第一前进挡通过闭合第六切换元件 F 和第一切换元件 C 产生，第二前进挡通过闭合第六切换元件 F 和第二切换元件 B 产生，第三前进挡通过闭合第六切换元件 F 和第三切换元件 D 产生，第四前进挡通过闭合第三切换元件 D 和第二切换元件 B 产生，第五前进挡通过闭合第三切换元件 D 和第一切换元件 C 产生，第六前进挡通过闭合第三切换元件 D 和第五切换元件 A 产生，第七前进挡通过闭合第一切换元件 C 和第五切换元件 A 产生，第八前进挡通过闭合第二切换元件 B 和第五切换元件 A 产生，第九前进挡通过闭合第四切换元件 E 和第五切换元件 A 产生，第十前进挡通过闭合第二切换元件 B 和第四切换元件 E 产生，第十一前进挡通过闭合第一切换元件 C 和第四切换元件 E 产生。另一挡通过闭合第六切换元件 F 和第四切换元件 E 产生。根据图 3 的传动比，第一挡可用作爬行挡。

[0041] 纯电动行驶运行通过闭合第六切换元件 F 和打开第一、第二、第三、第四和第五切换元件 A、B、C、D、E 产生。

[0042] 如图 4 可见，优选起动机或起动机－发电机形式的第二电机 EM2 能通过第八切换元件 KO 与内燃机 1 连接。作为替换方案，第二电机 EM2 也可与内燃机 1 永久连接。

[0043] 由图 4 还可见，作为图 1 所示实施方式的替换方案，第一单行星齿轮组 P3 的齿圈 HO3 可与主齿轮组 HRS 的第二单行星齿轮组 P4 的行星架 ST4 连接。

[0044] 图 5 示出图 4 所示混合动力系统的示例性换挡示意图。在电动行驶运行中为每个能动力换挡的挡闭合三个切换元件，而切换元件 KO 打开。在切换元件 KO 闭合时并且切换元件 K1 打开时产生内燃机－电动机驱动行驶运行。该换挡示意图示例性示出各个挡位的相应传动比和可由其确定的与下一个更高挡的速比间隔，变速器具有 8.1 的速比范围。由图 5 也可见，在顺序切换方式中可避免双切换或成组切换，因为两个相邻的挡位共同使用两个切换元件。

[0045] 在此也应指出，在本发明所有所描述的实施方式中，切换元件 A、B、C、D、E 以及切

换元件 K0、K1 优选构造为牙嵌式离合器并且切换元件 F 优选构造为牙嵌式制动器。在本发明所有实施方式中，第一切换元件 C 和第二切换元件 B、和 / 或第三切换元件 D 和第四切换元件 E、和 / 或第五切换元件 A 和第六切换元件 F、和 / 或第七切换元件 K1 和第八切换元件 K0 能相应地通过一个双作用的致动器操作。因此每一对切换元件能通过一个唯一的致动器操作，从而能简化结构并降低所需的安装空间和制造成本。

[0046] 如图 3 和 5 中所示换挡示意图可见，在借助内燃机行驶时动力换挡通过电机 EM1 进行。在切换元件 F 闭合（从第一挡到第二挡和从第二挡到第三挡的切换过程）或在切换元件 A 闭合（例如在从第七挡切换到第八挡时）的情况下在电机运行中并且在切换元件 D 闭合（从第三挡到第四挡和从第四挡到第五挡的切换过程）或切换元件 E 闭合（例如在从第十挡切换到第十一挡时）在发电机运行中，除了切换元件 F 闭合的情况外，内燃机 1 处于负载之下。

[0047] 也可在借助构造为牙嵌式制动器的闭合的切换元件 F 的纯电动行驶运行中在牵引力不中断的情况下接通内燃机 1。内燃机 1 可在预先的同步后在第一挡至第三挡中以及在通过闭合第六切换元件 F 和第二切换元件 E 产生的挡位中在牵引力不中断的情况下被接通。

[0048] 为了在纯电动行驶运行期间起动内燃机 1，切换元件 F 可脱开并且优选切换元件 B 或切换元件 C 在预先的同步后闭合，以便利用前置齿轮组 VSR 的传动比。接着，能通过电机起动内燃机 1。之后牙嵌式制动器 F 可在预先的同步后再次闭合并且在第一挡（C 和 F 闭合）或第二挡（B 和 F 闭合）中通过内燃机继续行驶。当然，在所有其它挡位——其中也包括在换挡逻辑中未提到的挡位（E 和 F 闭合）——中也可在相应的同步后通过内燃机 1 驱动而继续行驶。

[0049] 由图 3 和 5 还可见，也可在一个挡中进行纯电动行驶（前进起动 / 后退起动）。在图中该纯电动挡的传动比为 5.00 或 4.33。根据总传动比和电机的转速极限，速度可超过 50km/h。附图标记列表

[0050] 1 内燃机

[0051] 2 控制装置

[0052] 3 蓄电器

[0053] 4 变速器输入轴

[0054] 5 变速器输出轴

[0055] 6 扭振减振器

[0056] EM1 第一电机

[0057] EM2 第二电机

[0058] P1 第一行星齿轮传动机构

[0059] P2 第二行星齿轮传动机构

[0060] P3 第三行星齿轮传动机构

[0061] P4 第四行星齿轮传动机构

[0062] HRS 主齿轮组

[0063] W1 主齿轮组第一轴

[0064] W2 主齿轮组第二轴

[0065] W3 主齿轮组第三轴

[0066] W4 主齿轮组第四轴

[0067] VRS 前置齿轮组

[0068] WVS1 前置齿轮组第一轴

[0069] WVS2 前置齿轮组第二轴

[0070] WVS3 前置齿轮组第三轴

[0071] WVS4 前置齿轮组第四轴

[0072] C 第一切换元件

[0073] B 第二切换元件

[0074] D 第三切换元件

[0075] E 第四切换元件

[0076] A 第五切换元件

[0077] F 第六切换元件

[0078] K1 第七切换元件

[0079] K0 第八切换元件

[0080] SO1 第一行星齿轮传动机构的太阳轮

[0081] ST1 第一行星齿轮传动机构的行星架

[0082] HO1 第一行星齿轮传动机构的齿圈

[0083] SO2 第二行星齿轮传动机构的太阳轮

[0084] ST2 第二行星齿轮传动机构的行星架

[0085] HO2 第二行星齿轮传动机构的齿圈

[0086] SO3 第三行星齿轮传动机构的太阳轮

[0087] ST3 第三行星齿轮传动机构的行星架

[0088] HO3 第三行星齿轮传动机构的齿圈

[0089] SO4 第四行星齿轮传动机构的太阳轮

[0090] ST4 第四行星齿轮传动机构的行星架

[0091] HO4 第四行星齿轮传动机构的齿圈

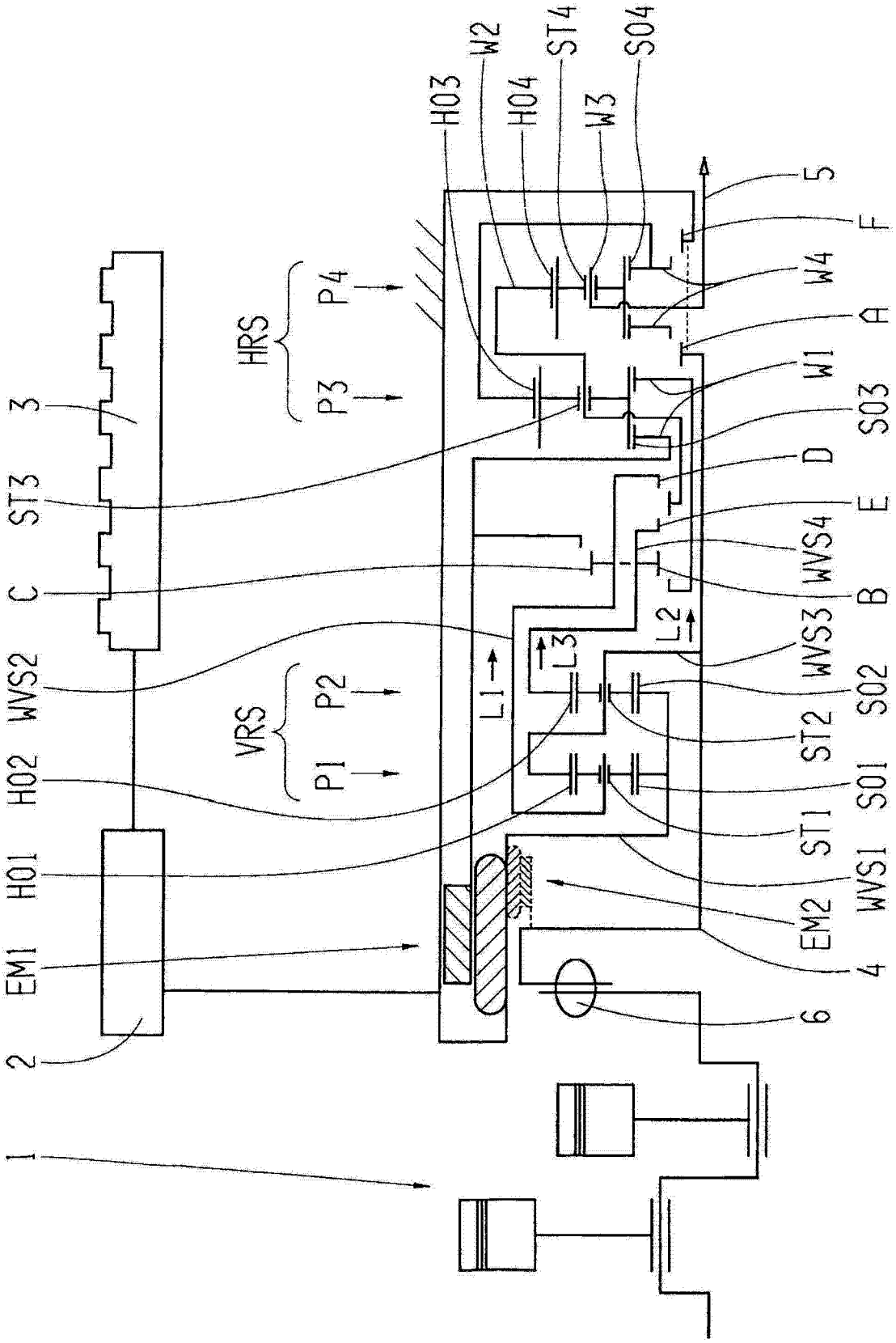

HO3
W2
HO4
ST4
W3
SO4
5
F
W4
A
W1
SO3
D
E
WVS4
B
WVS3
SO2
ST2
SO1
ST1
WVS1
4
EM2
6
HRS
P4
P3
VRS
P2
P1
L1
L2
L3
3
ST3
C
WVS2
HO2
HO1
EM1
2
1

图 1

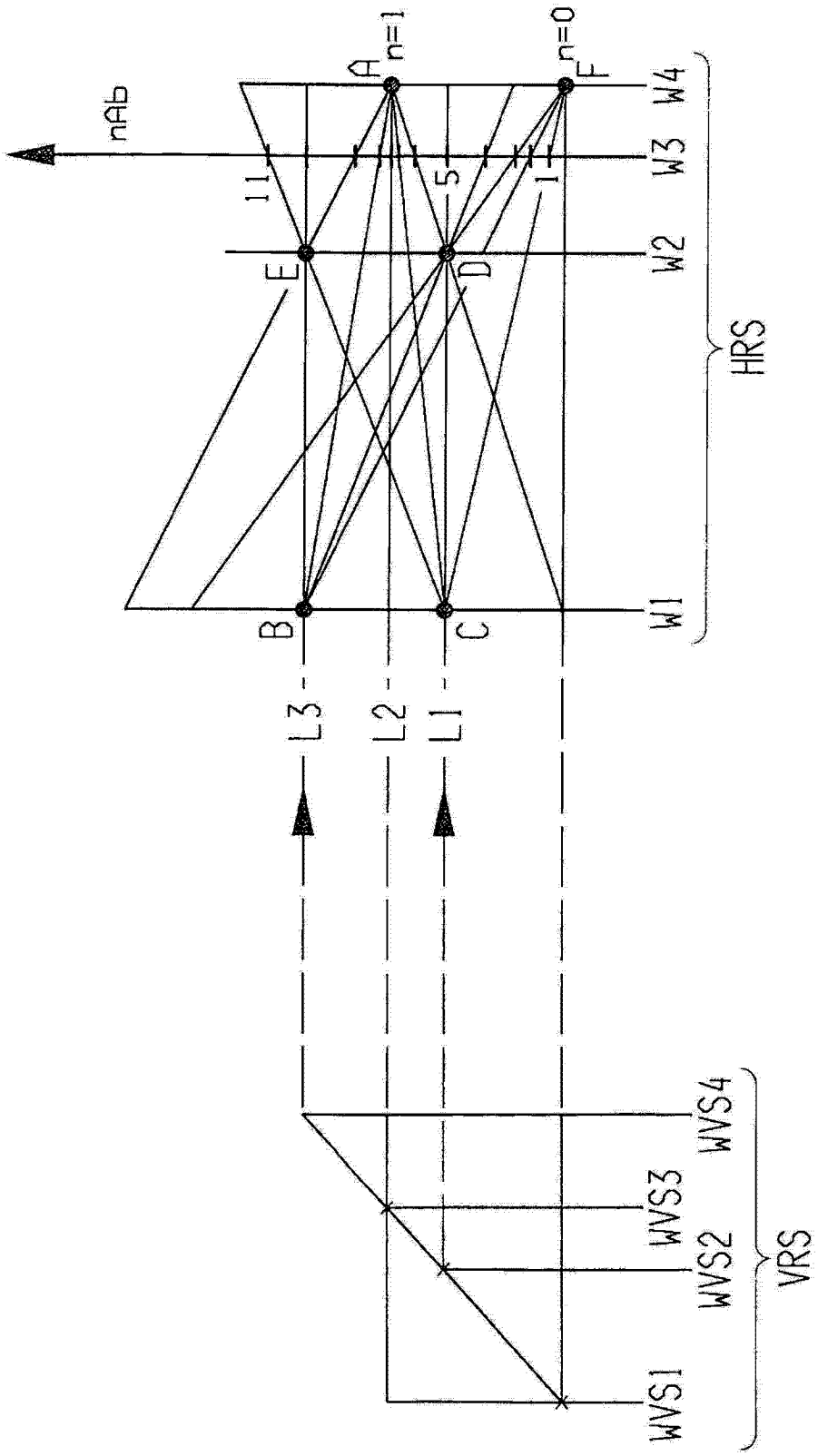
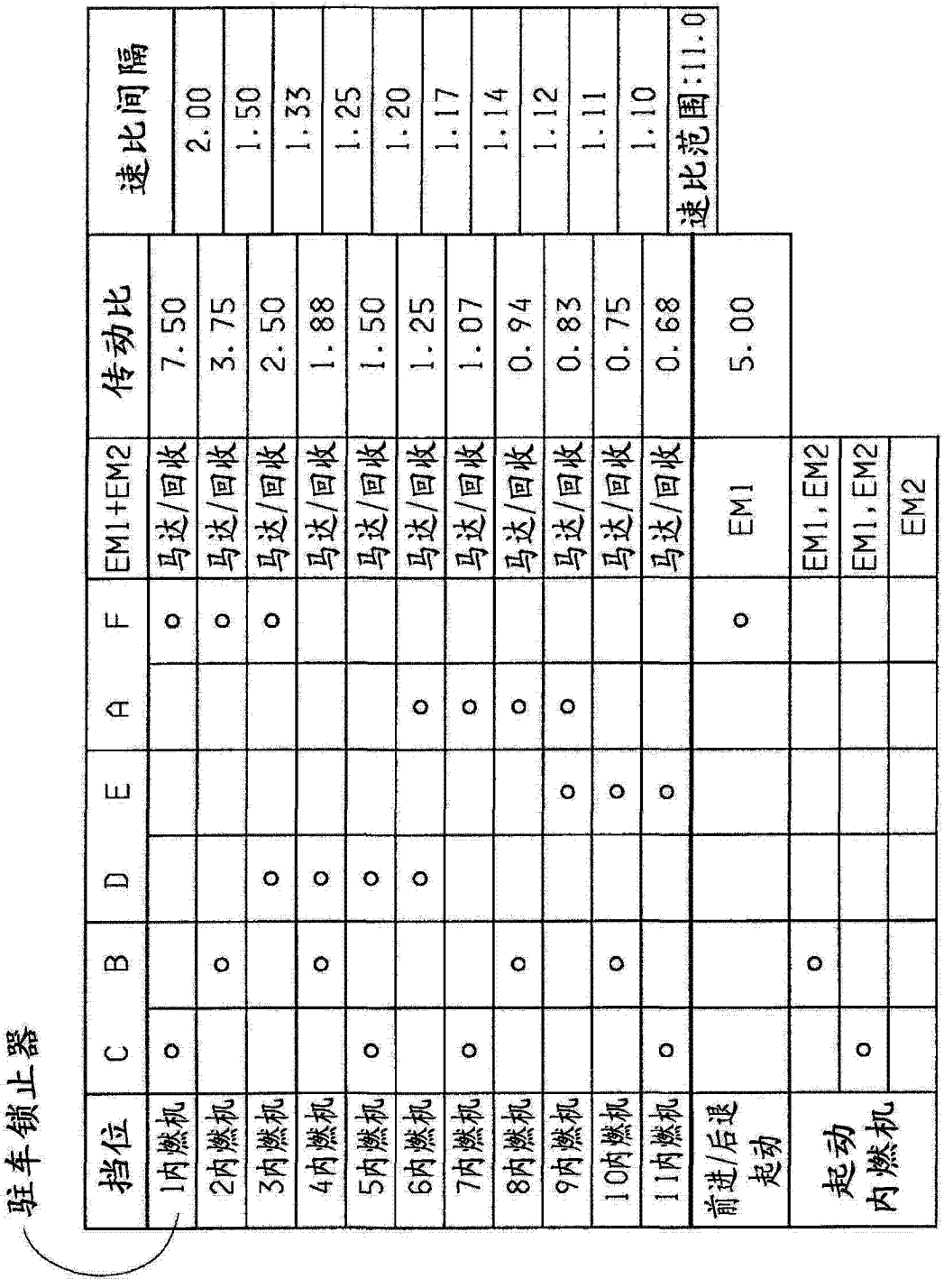

nAb
A
n=1
n=0
F
W4
W3
W2
W1
11
5
1
E
D
B
C
HRS
L3
L2
L1
WVS4
WVS3
WVS2
WVS1
VRS

图 2



挡位	C	B	D	E	A	F	EM1+EM2	传动比	速比间隔
1内燃机	o					o	马达/回收	7.50	
2内燃机		o				o	马达/回收	3.75	2.00
3内燃机			o			o	马达/回收	2.50	1.50
4内燃机		o	o				马达/回收	1.88	1.33
5内燃机	o		o				马达/回收	1.50	1.25
6内燃机			o		o		马达/回收	1.25	1.20
7内燃机	o				o		马达/回收	1.07	1.17
8内燃机		o			o		马达/回收	0.94	1.14
9内燃机				o	o		马达/回收	0.83	1.12
10内燃机		o		o			马达/回收	0.75	1.11
11内燃机	o			o			马达/回收	0.68	1.10
前进/后退起动						o	EM1	5.00	速比范围:11.0
起动内燃机		o					EM1,EM2		
	o						EM1,EM2		
							EM2		

图 3

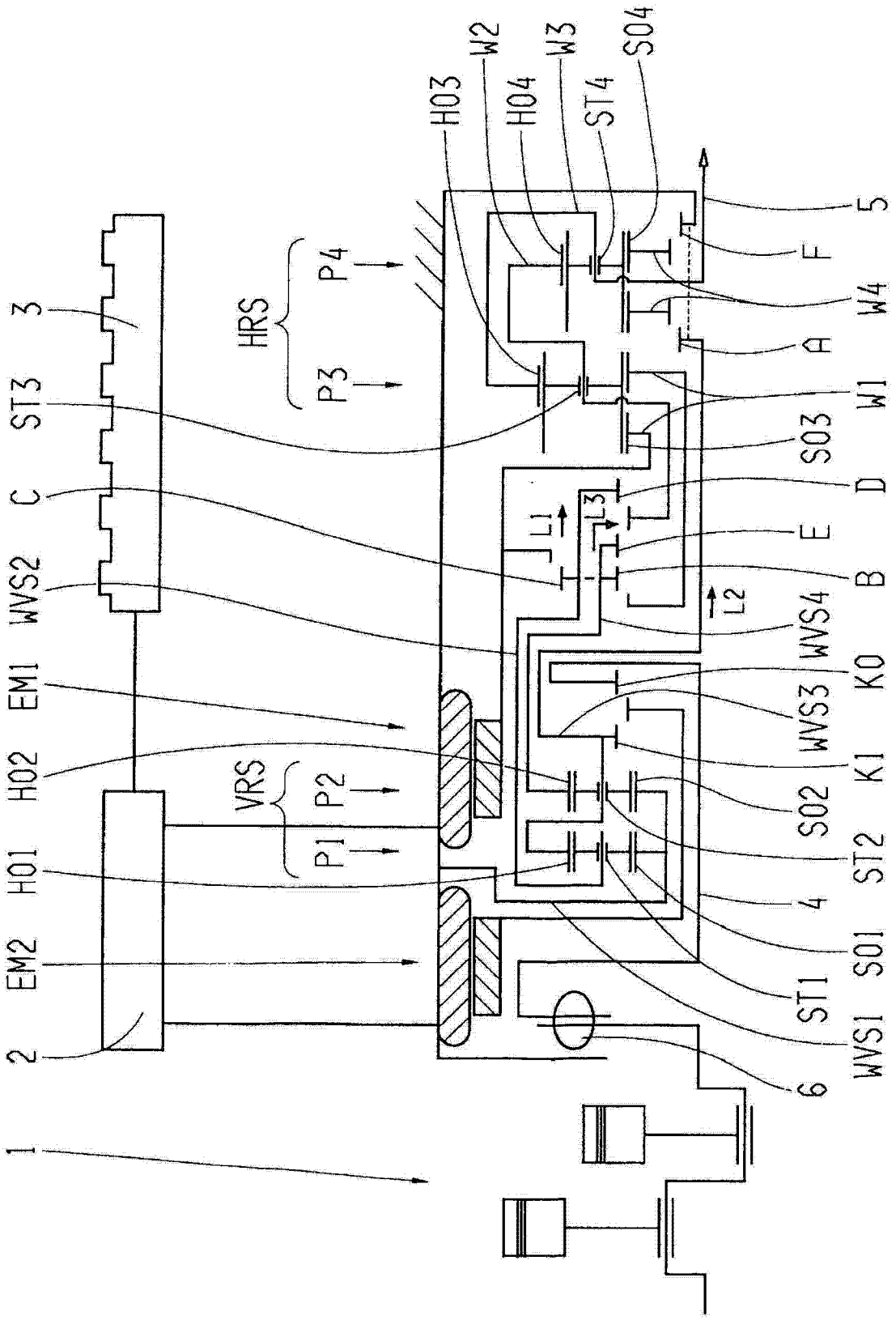
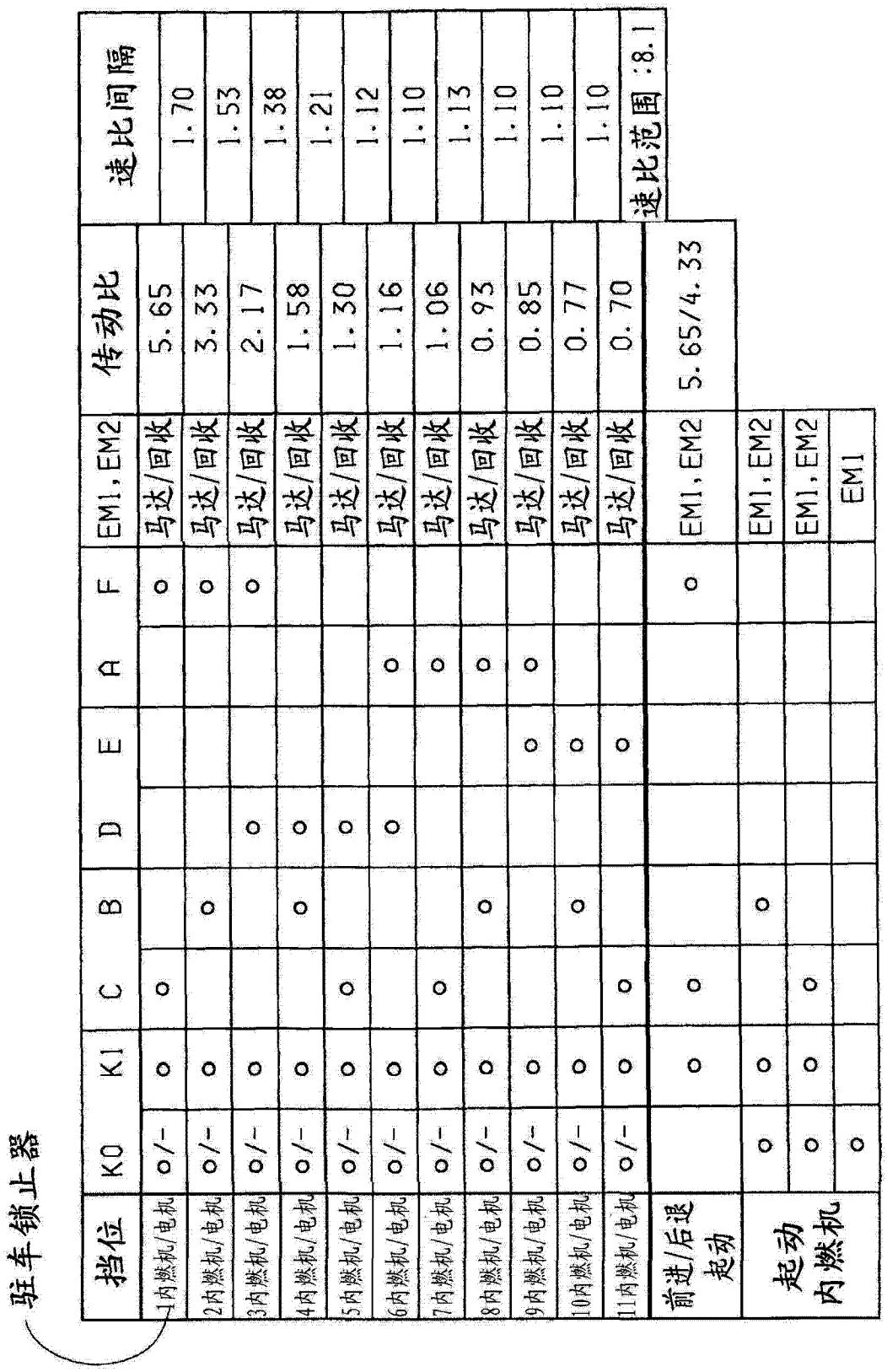

HO3
W2
HO4
W3
ST4
SO4
5
F
W4
A
W1
SO3
D
E
B
WVS4
K0
WVS3
K1
SO2
ST2
4
SO1
ST1
WVS1
6
HRS
P4
P3
3
ST3
C
WVS2
EM1
HO2
VRS
P2
P1
HO1
EM2
2
1
L1
L3
L2

图 4



挡位	K0	K1	C	B	D	E	A	F	EM1,EM2	传动比	速比间隔
1内燃机/电机	o/-	o	o					o	马达/回收	5.65	1.70
2内燃机/电机	o/-	o		o				o	马达/回收	3.33	1.53
3内燃机/电机	o/-	o			o			o	马达/回收	2.17	1.38
4内燃机/电机	o/-	o		o	o				马达/回收	1.58	1.21
5内燃机/电机	o/-	o	o		o				马达/回收	1.30	1.12
6内燃机/电机	o/-	o			o		o		马达/回收	1.16	1.10
7内燃机/电机	o/-	o	o				o		马达/回收	1.06	1.13
8内燃机/电机	o/-	o		o			o		马达/回收	0.93	1.10
9内燃机/电机	o/-	o				o	o		马达/回收	0.85	1.10
10内燃机/电机	o/-	o		o		o			马达/回收	0.77	1.10
11内燃机/电机	o/-	o	o			o			马达/回收	0.70	速比范围:8.1
前进/后退起动		o	o					o	EM1,EM2	5.65/4.33	
起动内燃机	o	o		o					EM1,EM2		
	o	o	o						EM1,EM2		
	o								EM1		

图 5