(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国 际 局

(43) 国际公布日
2018 年 1 月 4 日 (04.01.2018)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2018/000955 A1

(51) 国际专利分类号:
B60K 6/36 (2007.10) *B60K 17/08* (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2017/084020

(22) 国际申请日: 2017 年 5 月 11 日 (11.05.2017)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201620680285.2 2016年6月29日 (29.06.2016) CN

(71) 申请人: 比亚迪股份有限公司 (BYD COMPANY LIMITED) [CN/CN]; 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。

(72) 发明人: 刘静 (LIU, Jing); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。 华煜 (HUA, Yu); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。 柴领道 (CHAI, Lingdao); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。

(74) 代理人: 北京清亦华知识产权代理事务所 (普通合伙) (TSINGYIHUA INTELLECTUAL PROPERTY LLC); 中国北京市海淀区清华园清华大学照澜院商业楼301室, Beijing 100084 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU,

(54) **Title:** POWER DRIVE SYSTEM AND VEHICLE

(54) 发明名称: 动力驱动系统和车辆

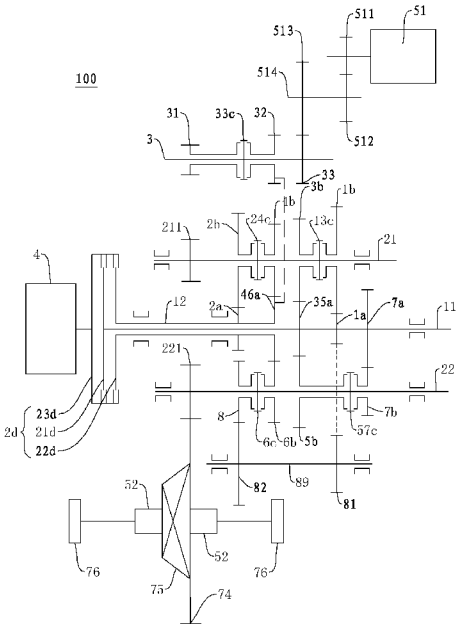


图 8

(57) Abstract: A power drive system comprising: an engine (4); multiple input shafts (11 and 12), the engine (4) being configured as selectively engaging at least one of the multiple input shafts (11 and 12), multiple gear-position active gears being provided on each input shaft; multiple output shafts (21 and 22), multiple gear-position passive gears being provided on each of the output shafts (21 and 22), the multiple gear-position passive gears correspondingly meshing the multiple gear-position active gears, one of the multiple output shafts (21 and 22) having sleeved thereupon a reverse gear output gear (8) and being provided with a reverse gear synchronizer (6c) used for engaging the reverse gear output gear (8); a reverse gear shaft (89), the reverse gear shaft (89) being configured as linked with one of the multiple output shafts (11 and 12) and linked with the reverse gear output gear (8); a motor power shaft (3), a motor power shaft first gear (31) and a motor power shaft second gear (32) being sleeved upon the motor power shaft (3), a motor power shaft synchronizer (33c) arranged between the motor power shaft first gear (31) and the motor power shaft second gear (32) being provided also on the motor power shaft (3), where the motor power shaft second gear (32) is configured as linked with one gear-position active gear of the multiple gear-position active gears; and a first electric engine (51), the first electric engine (51) being

WO 2018/000955 A1

[见续页]

IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:
— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

configured as linked with the motor power shaft (3). Also disclosed is a vehicle, which comprises the power drive system.

(57) 摘要: 一种动力驱动系统，包括：发动机（4）；多个输入轴（11，12），发动机（4）设置成可选择性地接合多个输入轴（11，12）中的至少一个，每个输入轴上设置有多个挡位主动齿轮；多个输出轴（21，22），每个输出轴（21，22）上设置有多个挡位从动齿轮，多个挡位从动齿轮与多个挡位主动齿轮对应地啮合，多个输出轴（21，22）中的一个上空套设置有倒挡输出齿轮（8）且还设置有用于接合倒挡输出齿轮（8）的倒挡同步器（6c）；倒挡轴（89），倒挡轴（89）设置成与多个输入轴（11，12）中的一个联动且还与倒挡输出齿轮（8）联动；电机动力轴（3），电机动力轴（3）上空套设置有电机动力轴第一齿轮（31）和电机动力轴第二齿轮（32），电机动力轴上（3）还设置有位于电机动力轴第一齿轮（31）与电机动力轴第二齿轮（32）之间的电机动力轴同步器（33c），其中电机动力轴第二齿轮（32）设置成与多个挡位主动齿轮中的一个挡位主动齿轮联动；以及第一电动发电机（51），第一电动发电机（51）设置成与电机动力轴（3）联动。还公开了一种车辆，其包括该动力驱动系统。

动力驱动系统和车辆

技术领域

本公开涉及汽车技术领域，尤其是涉及一种动力驱动系统和车辆。

背景技术

随着能源的不断消耗，新能源车型的开发和利用已逐渐成为一种趋势。混合动力汽车作为新能源车型中的一种，通过发动机和/或电机进行驱动，具有多种模式，可以改善传动效率和燃油经济性。

但是，发明人所了解的相关技术中，混合动力汽车中的变速器一般结构复杂，传动模式少，传动效率偏低。此外，传统混合动力汽车中的变速器多为五挡或六挡，传动效率不高。

发明内容

本公开旨在至少在一定程度上解决现有技术中的上述技术问题之一。为此，本公开的一个目的在于提出一种动力驱动系统，该动力驱动系统传动模式丰富，并具有多个（如七个）前进挡位，能够更好地满足车辆行驶时对动力与扭矩的需求。

本公开的另一个目的在于提出一种车辆，该车辆包括上述的动力驱动系统。

根据本公开实施例的动力驱动系统，包括：发动机；多个输入轴，所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个，每个输入轴上设置有多个挡位主动齿轮；多个输出轴，每个输出轴上设置有多个挡位从动齿轮，所述多个挡位从动齿轮与所述多个挡位主动齿轮对应地啮合，所述多个输出轴中的一个上空套设置有倒挡输出齿轮且还设置有用于接合所述倒挡输出齿轮的倒挡同步器；倒挡轴，所述倒挡轴设置成与所述多个输入轴中的一个联动且还与所述倒挡输出齿轮联动；电机动力轴，所述电机动力轴上空套设置有电机动力轴第一齿轮和电机动力轴第二齿轮，所述电机动力轴上还设置有位于所述电机动力轴第一齿轮与所述电机动力轴第二齿轮之间的电机动力轴同步器，其中所述电机动力轴第二齿轮设置成与所述多个挡位主动齿轮中的一个挡位主动齿轮联动；以及第一电动发电机，所述第一电动发电机设置成与所述电机动力轴联动。

根据本公开实施例的动力驱动系统，能够在车辆行驶以及驻车时实现充电功能，丰富了充电模式，至少在一定程度上解决了现有动力传动系统充电方式单一、充电效率低等问题。简言之，根据本公开实施例的动力驱动系统能够实现行车充电和驻车充电两类充电模式。而

且，根据本公开实施例的动力驱动系统具有多个（如七个）前进挡位，可以更加平顺地传递动力，传动效率高，而且多个（如七个）不同的传动速比能够更好地满足车辆在不同路况下对动力和扭矩的需求。

此外，根据本公开实施例的动力驱动系统还可以具有如下附加技术特征：

根据本公开的一些实施例，所述多个输入轴包括：第一输入轴和第二输入轴，所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上；所述多个输出轴包括：第一输出轴和第二输出轴；所述第一输入轴上固定设置有一挡主动齿轮、三五挡主动齿轮和七挡主动齿轮，所述第二输入轴上固定设置有二挡主动齿轮和四六挡主动齿轮；所述第一输出轴上空套设置有一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮和四挡从动齿轮，所述第二输出轴上空套设置有五挡从动齿轮、六挡从动齿轮和七挡从动齿轮；所述一挡从动齿轮与所述三挡从动齿轮之间设置有一三挡同步器，所述二挡从动齿轮与所述四挡从动齿轮之间设置有二四挡同步器，所述五挡从动齿轮与所述七挡从动齿轮之间设置有五七挡同步器，所述六挡从动齿轮的一侧设置有六挡同步器。

根据本公开的一些实施例，所述倒挡输出齿轮空套设置在所述第二输出轴上且与所述六挡从动齿轮相邻，所述倒挡输出齿轮与所述六挡从动齿轮共用六挡同步器，从而所述六挡同步器构成倒挡同步器。

根据本公开的一些实施例，所述第一输出轴上固定设置有第一输出轴输出齿轮，所述第二输出轴上固定设置有第二输出轴输出齿轮，所述第一输出轴输出齿轮、所述第二输出轴输出齿轮和所述电机动力轴第一齿轮均与车辆的主减速器从动齿轮啮合。

根据本公开的一些实施例，动力驱动系统还包括：双离合器，所述双离合器具有输入端、第一输出端和第二输出端，所述发动机与所述输入端相连，所述第一输出端与所述第一输入轴相连，所述第二输出端与所述第二输入轴相连。

根据本公开的一些实施例，所述电机动力轴第二齿轮与所述四六挡主动齿轮或所述七挡主动齿轮联动。

根据本公开的一些实施例，所述倒挡输出齿轮与所述多个挡位从动齿轮中与所述倒挡输出齿轮相邻的一个挡位从动齿轮共用挡位同步器，共用的所述挡位同步器构成倒挡同步器。

根据本公开的一些实施例，所述倒挡输出齿轮位于所述六挡从动齿轮的靠近所述发动机的一侧。

根据本公开的一些实施例，所述二挡主动齿轮、所述四六挡主动齿轮、所述三五挡主动齿轮、所述一挡主动齿轮和所述七挡主动齿轮与所述发动机的距离递增。

根据本公开实施例的车辆，包括上述实施例中的动力驱动系统。

附图说明

图 1 是根据本公开一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 2 是根据本公开另一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 3 是根据本公开又一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 4 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 5 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 6 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 7 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 8 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 9 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图；以及

图 10 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图。

具体实施方式

下面详细描述本公开的实施例，所述实施例的示例在附图中示出，其中自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本公开，而不能理解为对本公开的限制。

在本公开的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“纵向”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”“内”、“外”、“顺时针”、“逆时针”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本公开和简化描述，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本公开的限制。

此外，术语“第一”、“第二”仅用于描述目的，而不能理解为指示或暗示相对重要性或者隐含指明所指示的技术特征的数量。由此，限定有“第一”、“第二”的特征可以明示或者隐含地包括一个或者更多个该特征。在本公开的描述中，“多个”的含义是至少两个，例如两个，三个等，除非另有明确具体的限定。

在本公开中，除非另有明确的规定和限定，术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语应做广义理解，例如，可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或成一体；可以是机械连接，也可以是电连接或可以互相通讯；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连，可以是两个元件内部的连通或两个元件的相互作用关系。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本公开中的具体含义。

在本公开中，除非另有明确的规定和限定，第一特征在第二特征之“上”或之“下”可以包括第一和第二特征直接接触，也可以包括第一和第二特征不是直接接触而是通过

它们之间的另外的特征接触。而且，第一特征在第二特征“之上”、“上方”和“上面”包括第一特征在第二特征正上方和斜上方，或仅仅表示第一特征水平高度高于第二特征。第一特征在第二特征“之下”、“下方”和“下面”包括第一特征在第二特征正下方和斜下方，或仅仅表示第一特征水平高度小于第二特征。

下面结合图 1-图 10 对根据本公开实施例的动力驱动系统 100 进行详细描述，该动力驱动系统 100 适用于诸如混合动力汽车的车辆中，并作为车辆的动力系统，为车辆正常行驶提供充足的动力和电能。

根据本公开实施例的动力驱动系统 100 主要包括两大部分，其一可为动力源，动力源可以包括发动机 4、电动发电机等，其二可为变速器（包括多个输入轴、多个输出轴、挡位齿轮副等），变速器用于实现对动力源输出动力的变速功能，满足车辆行驶要求或充电要求等。

例如，在一些实施例中，如图 1-图 10 所示，动力驱动系统 100 可以包括发动机 4、第一电动发电机 51 和变速器，但不限于此。

结合图 1-10 所示，在一些实施例中，变速器主要包括多个输入轴（例如，第一输入轴 11、第二输入轴 12）、多个输出轴（例如，第一输出轴 21、第二输出轴 22）和电机动力轴 3 及各轴上相关齿轮以及换挡元件（如，同步器）。

在发动机 4 与输入轴之间进行动力传递时，发动机 4 设置成可选择性地接合多个输入轴中的至少一个。换言之，例如，在发动机 4 向输入轴传输动力时，发动机 4 能够选择性地与多个输入轴中的一个接合以传输动力，或者发动机 4 还能够选择性地与多个输入轴中的两个或两个以上输入轴同时接合以传输动力。

例如，在图 1-图 10 的示例中，多个输入轴可以包括第一输入轴 11 和第二输入轴 12，发动机 4 能够选择性地与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 之一接合以传输动力。或者，发动机 4 还能与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 同时接合以传输动力。当然，应当理解的是，发动机 4 还可同时与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 断开。

对于本领域的普通技术人员而言，发动机 4 与输入轴的接合状态与动力驱动系统 100 的具体工况相关，这将在下面结合具体的实施例进行详述，这里不再详细说明。

输入轴与输出轴之间可以通过挡位齿轮副进行动力传动。例如，每个输入轴上均设置有多个挡位主动齿轮，每个输出轴上均设置有多个挡位从动齿轮，多个挡位从动齿轮与多个挡位主动齿轮对应地啮合，从而构成多对速比不同的齿轮副。

在本公开的一些实施例中，动力驱动系统 100 可以具有七个前进挡齿轮副，即一挡齿轮副、二挡齿轮副、三挡齿轮副、四挡齿轮副、五挡齿轮副、六挡齿轮副和七挡齿轮副。

如图 1-图 10 所示，输出轴中的一个上空套设置有倒挡输出齿轮 8，并且该输出轴上还设置有用于接合倒挡输出齿轮 8 的倒挡同步器（例如六挡同步器 6c），换言之，倒挡同步器

同步倒挡输出齿轮 8 和该对应的输出轴，从而使得该输出轴与倒挡输出齿轮 8 联动，进而倒挡动力能够从该输出轴输出。

在一些实施例中，如图 1-图 10，倒挡输出齿轮 8 为一个，该一个倒挡输出齿轮 8 可以空套设置在第二输出轴 22 上，倒挡同步器可以是六挡同步器 6c（即，挡位同步器）。

倒挡轴 89 设置成与输入轴中的一个联动且还与倒挡输出齿轮 8 联动。例如，经输入轴中的所述一个传递的动力可以通过倒挡轴 89 传递至倒挡输出齿轮 8，从而倒挡动力能够从倒挡输出齿轮 8 输出。在本公开的示例中，倒挡输出齿轮 8 空套设置在第二输出轴 22 上，并且倒挡轴 89 与第一输入轴 11 联动，由此发动机 4 输出的倒挡动力可通过第一输入轴 11、倒挡轴 89 输出至倒挡输出齿轮 8。

需要说明的是，上述的“联动”可以理解为多个部件（例如，两个）关联运动，以两个部件联动为例，在其中一个部件运动时，另一个部件也随之运动。

例如，在本公开的一些实施例中，齿轮与轴联动可以理解为在齿轮旋转时，与其联动的轴也将旋转，或者在该轴旋转时，与其联动的齿轮也将旋转。

又如，轴与轴联动可以理解为在其中一根轴旋转时，与其联动的另一根轴也将旋转。

再如，齿轮与齿轮联动可以理解为在其中一个齿轮旋转时，与其联动的另一个齿轮也将旋转。

在本公开下面有关“联动”的描述中，如果没有特殊说明，均作此理解。

进一步，如图 1-图 10 所示，倒挡轴 89 上可以设置有倒挡轴第一齿轮 81，倒挡轴第一齿轮 81 可与输入轴中的所述一个上的挡位主动齿轮啮合传动。例如，倒挡轴第一齿轮 81 可与第一输入轴 11 上的一挡主动齿轮 1a 直接啮合传动，但不限于此。

再进一步，倒挡轴 89 上还设置有倒挡轴第二齿轮 82，倒挡轴第二齿轮 82 固定在倒挡轴 89 上，并且倒挡轴第二齿轮 82 与倒挡输出齿轮 8 对应地啮合。

如图 1-图 10 所述，倒挡输出齿轮 8 是空套设置在输出轴上的，因此若要传递至倒挡输出齿轮 8 的倒挡动力从其空套设置的输出轴输出，需要设置倒挡同步器（例如六挡同步器 6c）同步倒挡输出齿轮 8 和对应的输出轴。在本公开的一些实施例中，倒挡输出齿轮 8 与相邻的一个挡位从动齿轮（例如六挡从动齿轮 6b）共用挡位同步器（例如六挡同步器 6c）。换言之，对于与倒挡输出齿轮 8 布置在同一输出轴上的挡位从动齿轮而言，由于挡位从动齿轮同样空套设置在该输出轴上并需要挡位同步器将其与输出轴同步以输出动力，因此倒挡输出齿轮 8 可以邻近该挡位从动齿轮设置，从而与该挡位从动齿轮共用挡位同步器，这样被共用的挡位同步器的接合套沿输出轴向左或向右移动时可以接合倒挡输出齿轮 8 或对应的挡位从动齿轮。

由此，可以减少同步器的数量和拨叉机构的数量，使得动力驱动系统 100 的轴向尺寸和

径向尺寸相对更小，结构更加紧凑，控制更方便，降低了成本。

当然，可以理解的是，本公开实施例中的倒挡同步器也可以是独立于其他挡位同步器的单独的同步器。

关于挡位同步器构成倒挡同步器的具体实施例，将在下面结合附图进行详细描述，这里不再详细说明。

下面对电机动力轴 3 进行详细描述。如图 1-图 10 所示，电机动力轴 3 上空套设置有电机动力轴第一齿轮 31、电机动力轴第二齿轮 32。电机动力轴第一齿轮 31 可与主减速器从动齿轮 74 啮合传动。

电机动力轴第二齿轮 32 设置成与一个挡位从动齿轮联动，在具有根据本公开实施例的动力驱动系统 100 的车辆处于某些工况时（具体工况将在下面结合具体的实施例进行详述），动力源输出的动力可以在电机动力轴第二齿轮 32 以及与其联动的挡位从动齿轮之间进行传递，此时电机动力轴第二齿轮 32 与该挡位从动齿轮联动。

例如在图 1-图 4 的示例中，电机动力轴第二齿轮 32 分别与一挡从动齿轮 1b、二挡从动齿轮 2b、三挡从动齿轮 3b 或四挡从动齿轮 4b 联动。以图 1、图 5-图 7 为例，电机动力轴第二齿轮 32 与二挡从动齿轮 2b 可以直接啮合或通过中间传动部件间接传动，这将在下面结合具体的实施例进行详细描述。

进一步，电机动力轴 3 上还设置有电机动力轴同步器 33c，电机动力轴同步器 33c 位于电机动力轴第一齿轮 31 与电机动力轴第二齿轮 32 之间，电机动力轴同步器 33c 可以选择性地接合电机动力轴第一齿轮 31 或电机动力轴第二齿轮 32，以使电机动力轴第一齿轮 31 或电机动力轴第二齿轮 32 与电机动力轴 3 联动。例如在图 1 和图 3 的示例中，电机动力轴同步器 33c 的接合套向左移动可接合电机动力轴第二齿轮 32，向右移动则可接合电机动力轴第一齿轮 31。然而，在图 2 和 4-10 的示例中，电机动力轴同步器 33c 的接合套向左移动可接合电机动力轴第一齿轮 31，向右移动则可接合电机动力轴第二齿轮 32。

类似地，第一电动发电机 51 设置成能够与电机动力轴 3 联动。例如，第一电动发电机 51 在作为电动机工作时，可将产生的动力输出给电机动力轴 3。又如，在第一电动发电机 51 作为发电机工作时，经电机动力轴 3 传递的动力可以输出至第一电动发电机 51，从而驱动第一电动发电机 51 进行发电。

这里，需要说明一点，在本公开实施例中有关“电动发电机”的描述中，如果没有特殊说明，该电动发电机可以理解为是具有发电机与电动机功能的电机。

如上所述，电机动力轴第二齿轮 32 适于与一个挡位从动齿轮联动，并且在电机动力轴第二齿轮 32 与该挡位从动齿轮进行联动时，第一电动发电机 51 能够利用输出自发动机 4 的至少部分动力在车辆行驶以及驻车时进行发电。

换言之，在车辆处于行驶状态且电机动力轴第二齿轮 32 和该挡位从动齿轮联动时，发动机 4 的至少部分动力可以通过该挡位从动齿轮、电机动力轴第二齿轮 32、电机动力轴 3 输出至第一电动发电机 51，从而驱动第一电动发电机 51 进行发电，实现发动机 4 边驱动边充电的工况。

在车辆处于驻车状态（车辆停止但发动机 4 仍处于工作状态，如发动机 4 怠速）且电机动力轴第二齿轮 32 与该挡位从动齿轮联动时，发动机 4 的至少部分动力可以通过该挡位从动齿轮、电机动力轴第二齿轮 32、电机动力轴 3 输出至第一电动发电机 51，从而驱动第一电动发电机 51 进行发电，实现驻车充电功能（即“停车”充电），由此可以大大提高充电效率以及发动机 4 的燃油经济性。

对于电机动力轴第一齿轮 31 而言，由于其与主减速器从动齿轮 74 啮合，因此第一电动发电机 51 可通过电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第一齿轮 31 而将产生的动力直接从电机动力轴第一齿轮 31 输出，这样可以缩短传动链，减少中间传动部件，提高传动效率。

需要说明一点，在本公开的描述中，电机动力轴 3 可以是第一电动发电机 51 自身的电机轴。当然，可以理解的是，电机动力轴 3 与第一电动发电机 51 的电机轴也可以是两个单独的轴。

由此，根据本公开实施例的动力驱动系统 100，能够在车辆行驶以及驻车时实现充电功能，丰富了充电模式，至少在一定程度上解决了现有动力传动系统充电方式单一、充电效率低等问题。简言之，根据本公开实施例的动力驱动系统 100 能够实现行车充电和驻车充电两类充电模式。而且，根据本公开实施例的动力驱动系统 100 具有七个前进挡位，使得动力在传递时更加平顺，传动效率高，而且七个不同的传动速比能够更好地满足车辆在不同路况下对动力和扭矩的需求。

下面参照图 1-图 10 对动力驱动系统 100 的具体构造结合具体的实施例进行详细描述。

首先，对电机动力轴 3 与挡位从动齿轮的传动方式结合具体实施例进行详细说明。

在本公开的一些实施例中，如图 1-图 4 所示，动力驱动系统 100 还包括中间轴 71，中间轴 71 上固定设置有中间轴第一齿轮 711 和中间轴第二齿轮 712，中间轴第一齿轮 711 与一个挡位从动齿轮（例如，二挡从动齿轮 2b）啮合，中间轴第二齿轮 712 与电机动力轴第二齿轮 32 啮合。简言之，在该些实施例中，电机动力轴第二齿轮 32 通过中间轴第二齿轮 712 和中间轴第一齿轮 711 与所述一个挡位从动齿轮联动。

而在另一些实施例中，如图 5 所示，中间轴 71 上只固定设置有中间轴第三齿轮 713，电机动力轴第二齿轮 32 通过中间轴第三齿轮 713 与所述一个挡位从动齿轮（例如，二挡从动齿轮 2b）传动。

在又一些实施例中，如图 6-图 7 所示，电机动力轴第二齿轮 32 与所述一个挡位从动齿

轮（例如，二挡从动齿轮 2b）直接啮合传动。

其次，对电机动力轴 3 与第一电动发电机 51 的传动方式结合具体实施例进行详细说明。

在一些实施例中，如图 1-图 6 所示，电机动力轴 3 上还固定设置有电机动力轴第三齿轮 33，第一电动发电机 51 设置成与电机动力轴第三齿轮 33 直接啮合传动或间接传动。

进一步，如图 1-图 4 所示，第一电动发电机 51 的电机轴上设置有第一电机齿轮 511，第一电机齿轮 511 通过中间齿轮 512 与电机动力轴第三齿轮 33 传动。又如，在图 5-图 6 的示例中，第一电动发电机 51 的电机轴上设置有第一电机齿轮 511，第一电机齿轮 511 直接与电机动力轴第三齿轮 33 啮合。再如，在图 7 的示例中，第一电动发电机 51 与电机动力轴 3 也可以同轴相连，换言之，电机动力轴 3 即为第一电动发电机 51 的电机轴。

当然，本公开并不限于此，在上面的实施例中，电机动力轴第二齿轮 32 与一个挡位从动齿轮联动，而在其它实施例中，例如图 8-图 10 的实施例中，电机动力轴第二齿轮 32 也可以与一个挡位主动齿轮联动。例如，电机动力轴第二齿轮 32 可与四六挡主动齿轮 46a 或七挡主动齿轮 7a 联动，但不限于此。

换言之，图 8-图 10 中实施例与上述实施例的区别在于第一电动发电机 51 的不同动力连接对象，即在上述实施例中第一电动发电机 51 与挡位从动齿轮动力连接，而在图 8-图 10 的实施例中，第一电动发电机 51 与挡位主动齿轮动力连接，如四六挡主动齿轮 46a 或七挡主动齿轮 7a。这样，在发动机 4 与第一电动发电机 51 之间进行动力传递时，传动链相对更短，传动能耗损失小，传动效率更高。

可以理解，第一电动发电机 51 与挡位主动齿轮的配合方式可与上述实施例中第一电动发电机 51 与挡位从动齿轮的配合方式完全相同。此外，对于第一电动发电机 51 与挡位主动齿轮的配合方式，还可以采用其它相似的方式得以实现。

例如，参照图 8 所示，第一电动发电机 51 的电机轴上设置有第一电机齿轮 511，第一电机齿轮 511 与中间齿轮 512 啮合，中间齿轮 512 与中间齿轮 513 同轴地固定在齿轮轴 514 上，中间齿轮 513 与电机动力轴第三齿轮 33 啮合，电机动力轴第二齿轮 32 与四六挡主动齿轮 46a 啮合。由此，第一电动发电机 51 可以获得更佳的传动速比，提高传动效率。

参照图 9 所示，图 9 中实施例与图 8 中实施例的区别在于增加了中间轴 71，中间轴 71 上固定设置有中间轴第一齿轮 711 和中间轴第二齿轮 712，中间轴第二齿轮 712 与电机动力轴第二齿轮 32 啮合，而中间轴第一齿轮 711 则与挡位主动齿轮（如四六挡主动齿轮 46a）啮合。

参照图 10 所示，图 10 中实施例与图 8 中实施例的区别在于第一电机齿轮 511 与电机动力轴第三齿轮 33 之间只通过中间齿轮 512 进行动力传动。由此结构更加紧凑，传动链更短，传动效率高。可以理解，图 8-图 10 中实施例的电机动力轴第一齿轮 31 与主减速器从动齿轮

74 啮合。

应当理解的是，上述多个实施例的变化在于第一电动发电机 51 与电机动力轴 3 的不同配合方式以及电机动力轴 3 与挡位主动齿轮或挡位从动齿轮的不同配合方式。对于本领域的普通技术人员而言，在阅读了上述多个实施例的基础之上，显然可以将不同实施例中第一电动发电机 51 与电机动力轴 3 的配合方式以及电机动力轴 3 与挡位主动齿轮或挡位从动齿轮的配合方式进行组合和/或修改和/或改变，通过组合和/或修改和/或改变所形成的新的实施方式同样落入本公开的保护范围之内，因此这里不再一一穷举。

下面结合图 1-图 10 的实施例对输入轴、输出轴以及各挡位齿轮副进行详细描述。

在本公开的一些实施例，如图 1-图 10 所示，输入轴可以是两个，即第一输入轴 11 和第二输入轴 12，第二输入轴 12 可以是空心轴，第一输入轴 11 可以是实心轴，第一输入轴 11 的一部分可以嵌设在空心的第二输入轴 12 内，第一输入轴 11 的另一部分可从第二输入轴 12 内沿轴向向外伸出。在本公开的一些实施例中，第一输入轴 11 和第二输入轴 12 可以同轴布置。

输出轴可以是两个，即第一输出轴 21 和第二输出轴 22，第一输出轴 21 和第二输出轴 22 与输入轴平行布置，第一输出轴 21 和第二输出轴 22 可以均为实心轴。

根据本公开实施例的动力驱动系统 100 可以具有七个前进挡位，其中一个输入轴如第一输入轴 11 上可以布置奇数挡挡位主动齿轮，另一个输入轴如第二输入轴 12 上可以布置偶数挡挡位主动齿轮，从而第一输入轴 11 负责奇数挡挡位齿轮副的动力传递，第二输入轴 12 负责偶数挡挡位齿轮副的动力传递。另外，在本公开的一些实施例中，在多个挡位主动齿轮中，至少有一个挡位主动齿轮分别与两个挡位从动齿轮啮合传动，即至少有一个挡位主动齿轮为两个挡位从动齿轮所共用，由此可以减少挡位主动齿轮的数量，减小动力驱动系统的轴向尺寸，便于布置。

如图 1-10 所示，第一输入轴 11 上可以布置有一挡主动齿轮 1a、三五挡主动齿轮 35a 和七挡主动齿轮 7a，第二输入轴 12 上可以布置有二挡主动齿轮 2a 和四六挡主动齿轮 46a，每个挡位主动齿轮均随对应的输入轴同步转动。

对应地，如图 1-10 所示，第一输出轴 21 上设置有一挡从动齿轮 1b、二挡从动齿轮 2b、三挡从动齿轮 3b 和四挡从动齿轮 4b，第二输出轴 22 上设置有五挡从动齿轮 5b、六挡从动齿轮 6b 和七挡从动齿轮 7b，每个挡位从动齿轮均空套设置在对应的输出轴上，即每个挡位从动齿轮相对于对应的输出轴能够差速转动。

一挡从动齿轮 1b 与一挡主动齿轮 1a 啮合从而构成一挡齿轮副，二挡从动齿轮 2b 与二挡主动齿轮 2a 啮合从而构成二挡齿轮副，三挡从动齿轮 3b 与三五挡主动齿轮 35a 啮合从而构成三挡齿轮副，四挡从动齿轮 4b 与四六挡主动齿轮 46a 啮合从而构成四挡齿轮副，五挡

从动齿轮 5b 与三五挡主动齿轮 35a 啮合从而构成五挡齿轮副，六挡从动齿轮 6b 与四六挡主动齿轮 46a 啮合从而构成六挡齿轮副，七挡从动齿轮 7b 与七挡主动齿轮 7a 啮合从而构成七挡齿轮副。

四挡齿轮副和六挡齿轮副共用四六挡主动齿轮 46a，三挡齿轮副和五挡齿轮副共用三五挡主动齿轮 35a，从而可以减少两个挡位主动齿轮，使得动力驱动系统 100 的结构更加紧凑，轴向尺寸更小。

由于从动齿轮空套设置在输出轴上，因此需要设置同步器将从动齿轮与相应的输出轴进行同步，以实现动力的输出。

在一些实施例中，结合图 1-10 所示，动力驱动系统 100 包括一三挡同步器 13c、二四挡同步器 24c、五七挡同步器 57c 和六挡同步器 6c。

如图 1 所示，一三挡同步器 13c 设置在第一输出轴 21 上且位于一挡从动齿轮 1b 与三挡从动齿轮 3b 之间，一三挡同步器 13c 可将一挡从动齿轮 1b 或三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 进行接合，从而使该从动齿轮与第一输出轴 21 能够同步转动。

例如，结合图 1 所示，当一三挡同步器 13c 的接合套向左移动时，可将三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 接合，从而三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 能够同步转动。当一三挡同步器 13c 的接合套向右移动时，可将一挡从动齿轮 1b 与第一输出轴 21 接合，从而一挡从动齿轮 1b 与第一输出轴 21 能够同步转动。

如图 1 所示，类似地，二四挡同步器 24c 设置在第一输出轴 21 上且位于二挡从动齿轮 2b 与四挡从动齿轮 4b 之间，二四挡同步器 24c 可将二挡从动齿轮 2b 或四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 进行接合，从而使该从动齿轮与第一输出轴 21 能够同步转动。

例如，结合图 1 所示，当二四挡同步器 24c 的接合套向左移动时，可将二挡从动齿轮 2b 与第一输出轴 21 接合，从而二挡从动齿轮 2b 与第一输出轴 21 同步转动。当二四挡同步器 24c 的接合套向右移动时，可将四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 接合，从而四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 同步转动。

如图 1 所示，类似地，五七挡同步器 57c 设置在第二输出轴 22 上，五七挡同步器 57c 位于五挡从动齿轮 5b 和七挡从动齿轮 7b 之间，五七挡同步器 57c 用于将五挡从动齿轮 5b 或七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 接合。例如，当五七挡同步器 57c 的接合套向右移动时，则可将七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 接合，从而七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 同步转动。又如，当五七挡同步器 57c 的接合套向左移动时，则可将五挡从动齿轮 5b 与第二输出轴 22 接合，从而五挡从动齿轮 5b 与第二输出轴 22 同步转动。

如图 1 所示，类似地，六挡同步器 6c 设置在第二输出轴 22 上，六挡同步器 6c 位于六挡从动齿轮 6b 的一侧，例如左侧，六挡同步器 6c 用于将六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22

接合。例如，当六挡同步器 6c 的接合套向右移动时，则可将六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 接合，从而六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 同步转动。

如图 1-10 所示，倒挡输出齿轮 8 与六挡从动齿轮 6b 相邻设置以与六挡从动齿轮 6b 共用六挡同步器 6c，从而六挡同步器 6c 构成倒挡同步器。结合图 1-图 10 所示，当六挡同步器 6c 的接合套向左移动时，可将倒挡输出齿轮 8 与第二输出轴 22 接合，而当六挡同步器 6c 的接合套向右移动时，可将六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 接合。在本公开的一些实施例中，倒挡输出齿轮 8 位于六挡从动齿轮 6b 的靠近发动机 4 的一侧。

在一些实施例中，如图 1 所示，二挡主动齿轮 2a、四六挡主动齿轮 46a、三五挡主动齿轮 35a、一挡主动齿轮 1a、七挡主动齿轮 7a 与发动机 4 的距离递增。由此，挡位布置更加合理，动力驱动系统 100 更加紧凑，径向及轴向尺寸相对更小。

在本公开的一些实施例中，发动机 4 与变速器的第一输入轴 11 和第二输入轴 12 之间可以通过双离合器 2d 进行动力传递或分离。

参照图 1-图 10 所示，双离合器 2d 具有输入端 23d、第一输出端 21d 和第二输出端 22d，发动机 4 与双离合器 2d 的输入端 23d 相连。例如，发动机 4 可以通过飞轮、减震器或扭转盘等多种形式与双离合器 2d 的输入端 23d 相连。

双离合器 2d 的第一输出端 21d 与第一输入轴 11 相连，从而第一输出端 21d 与第一输入轴 11 同步旋转。双离合器 2d 的第二输出端 22d 与第二输入轴 12 相连，从而第二输出端 22d 与第二输入轴 12 同步旋转。

双离合器 2d 的输入端 23d 可以是双离合器 2d 的壳体，第一输出端 21d 和第二输出端 22d 可以是两个从动盘。一般地，壳体与两个从动盘可以是都断开的，即输入端 23d 与第一输出端 21d 和第二输出端 22d 均断开。在输入端 23d 需要接合其中一个从动盘时，可以控制壳体与相应从动盘进行接合从而同步旋转，即输入端 23d 与第一输出端 21d 和第二输出端 22d 之一接合，从而由输入端 23d 传来的动力可以通过第一输出端 21d 和第二输出端 22d 中的一个输出。

在本公开的一些实施例中，壳体也可以同时与两个从动盘接合，即输入端 23d 也可以同时与第一输出端 21d 和第二输出端 22d 接合，从而由输入端 23d 传来的动力可同时通过第一输出端 21d 和第二输出端 22d 输出。

应当理解，双离合器 2d 的具体接合状态受到控制策略的影响，对于本领域的技术人员而言，可以根据实际所需的传动模式而适应性设定控制策略，从而可以在输入端 23d 与两个输出端全部断开以及输入端 23d 与两个输出端中至少之一接合的多种模式中进行切换。

下面结合图 1-图 10 对三个动力输出轴（即第一输出轴 21、第二输出轴 22 和电机动力轴 3）与车辆差速器 75 之间的连接关系进行详细描述。

车辆的差速器75可以布置在一对前轮76之间或一对后轮之间。在本公开的一些示例中，差速器75位于一对前轮76之间。差速器75的功用是当车辆转弯行驶或在不平路面上行驶时，使左右驱动车轮以不同的角速度滚动，以保证左右两侧驱动车轮与地面间作纯滚动运动。差速器75上设置有主减速器从动齿轮74，例如主减速器从动齿轮74可以布置在差速器75的壳体上。主减速器从动齿轮74可以是锥齿轮，但不限于此。

进一步，第一输出轴21上固定设置有第一输出轴输出齿轮211，第一输出轴输出齿轮211随第一输出轴21同步转动，第一输出轴输出齿轮211与主减速器从动齿轮74啮合传动，从而经第一输出轴21传递的动力能够从第一输出轴输出齿轮211传递至主减速器从动齿轮74以及差速器75。

类似地，第二输出轴22上固定设置有第二输出轴输出齿轮221，第二输出轴输出齿轮221随第二输出轴22同步转动，第二输出轴输出齿轮221与主减速器从动齿轮74啮合传动，从而经第二输出轴22传递的动力能够从第二输出轴输出齿轮221传递至主减速器从动齿轮74以及差速器75。

类似地，电机动力轴第一齿轮31可用于输出经电机动力轴3传递的动力，因此电机动力轴第一齿轮31同样与主减速器从动齿轮74啮合传动。

根据本公开实施例的动力驱动系统100的一些典型工况包括驻车发电、双离合器2d同时接合情况下的边驱动边充电模式以及倒挡模式。

首先，描述驻车发电这一典型工况。在车辆处于驻车状态时，发动机4设置成将产生的动力输出至与电机动力轴第二齿轮32联动的挡位从动齿轮，并且通过电机动力轴同步器33c电机动力轴第二齿轮32与电机动力轴3同步，从而使得动力输出至第一电动发电机51以驱动第一电动发电机51进行发电。

结合图1所示的实施例，发动机4在车辆驻车后能够将动力通过双离合器2d输出至第二输入轴12，电机动力轴同步器33c接合电机动力轴第二齿轮32，以使电机动力轴第二齿轮32与电机动力轴3同步，从而经第二输入轴12传递的动力可以通过二挡齿轮副、中间轴第一齿轮711、中间轴71、中间轴第二齿轮712、电机动力轴第二齿轮32、电机动力轴同步器33c、电机动力轴3、电机动力轴第三齿轮33、中间齿轮512、第一电机齿轮511输出至第一电动发电机51，从而驱动第一电动发电机51作为发电机进行发电。

由此，实现了驻车发电功能，丰富了充电模式，且驻车发电工况下车辆处于静止状态，发动机4的动力可以全部用于充电，提高了充电效率，实现快速供电功能。

其次，描述双离合器2d的输入端23d同时接合第一输出端21d和第二输出端22d情况下的边驱动边充电工况。在该工况下，由于双离合器2d的输入端23d与第一输出端21d和第二输出端22d同时接合，因此发动机4能够将一部分动力通过一个输出轴输出至车轮以作

为车辆行驶的动力，并将另一部分动力通过电机动力轴第二齿轮 32 输出至第一电动发电机 51 以驱动第一电动发电机 51 进行发电。

结合图 1 所示的实施例，该工况下，电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第二齿轮 32，发动机 4 的一部分动力可输出至第一输入轴 11，再通过一挡齿轮副、三挡齿轮副、五挡齿轮副或七挡齿轮副输出，发动机 4 的另一部分动力可经由第二输入轴 12、二挡齿轮副、电机动力轴第二齿轮 32 输出至第一电动发电机 51，从而驱动第一电动发电机 51 发电。

由于在具有双离合器 2d 的传统动力传动系统中，双离合器 2d 在同一时刻只有一个离合器处于工作状态，而根据本公开实施例的动力驱动系统 100 实现了对双离合器 2d 的突破性应用，即在双离合器 2d 的两个离合器全部处于接合状态的情况下（即输入端 23d 同时接合第一输出端 21d 和第二输出端 22d），发动机 4 的一部分动力由一个输出轴（例如第一输出轴 21 或第二输出轴 22）输出以驱动车辆行驶，另一部分动力则输出至第一电动发电机 51，驱动第一电动发电机 51 发电，丰富了传动模式，兼顾车辆行驶以及充电要求。

再次，描述倒挡模式。根据本公开实施例的动力驱动系统 100 具有机械倒挡模式、电动倒挡模式以及混动倒挡模式三种倒挡模式。

机械倒挡模式是利用发动机4的动力实现车辆的倒车功能。在车辆处于机械倒挡模式时，发动机 4 作为动力源将产生的动力输出至倒挡轴 89，并且倒挡同步器同步倒挡输出齿轮 8 与第二输出轴 22，从而使得发动机 4 产生的倒挡动力从第二输出轴 22 输出。

例如，结合图 1 所示的实施例，六挡同步器 6c 接合倒挡输出齿轮 8，以使倒挡输出齿轮 8 与第二输出轴 22 同步，并且发动机 4 产生的动力通过第一输入轴 11、倒挡轴 89 输出至倒挡输出齿轮 8。由于倒挡同步器 6c 的接合作用，倒挡输出齿轮 8 与第二输出轴 22 联动，所以倒挡动力最终可从第二输出轴 22 输出。

简言之，在车辆处于机械倒挡模式时，如图 1 所示，只有倒挡同步器 6c 接合倒挡输出齿轮 8。

电动倒挡模式是利用第一电动发电机 51 实现车辆的倒车功能。在车辆处于电动倒挡模式时，第一电动发电机 51 作为动力源并且电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第一齿轮 31，以使电机动力轴第一齿轮 31 与电机动力轴 3 同步，从而使得第一电动发电机 51 产生的动力从电机动力轴第一齿轮 31 输出，实现倒车。

结合图 1 的实施例，电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第一齿轮 31，第一电动发电机 51 输出的动力经第一电机齿轮 511、中间齿轮 512、电机动力轴第三齿轮 33、电机动力轴 3、电机动力轴同步器 33c 输出至电机动力轴第一齿轮 31，并由电机动力轴第一齿轮 31 进一步输出。

这种情况下，传动链较短、中间传动部件较少，倒挡效率高，可以认为是第一电动发电

机 51 的直接倒挡路径。

简言之，该电动倒挡模式下，只有电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第一齿轮 31。

混动倒挡模式是同时利用发动机 4 和第一电动发电机 51 实现车辆的倒车功能。混动倒挡模式为上述机械倒挡模式与电动倒挡模式的结合。

在车辆处于混动倒挡模式时，发动机 4 作为动力源并将产生的动力输出至倒挡轴 89，并且倒挡同步器将倒挡输出齿轮 8 与第二输出轴 22 同步，从而使得发动机 4 产生的动力从第二输出轴 22 输出。

与此同时，第一电动发电机 51 也作为动力源并且电机动力轴同步器 33c 将电机动力轴第一齿轮 31 与电机动力轴 3 同步，从而使得第一电动发电机 51 产生的动力从电机动力轴第一齿轮 31 输出。

如图 1 所示，在动力驱动系统 100 处于混动倒挡模式时，结合了上述机械倒挡模式以及电动倒挡模式，发动机 4 按照上述机械倒挡模式将倒挡动力从第二输出轴 22 输出，第一电动发电机 51 按照上述电动倒挡模式将倒挡动力从电机动力轴第一齿轮 31 输出，两部分动力在主减速器从动齿轮 74 处耦合后共同输出至车轮，实现混动倒车。

此时，第一电动发电机 51 能够进行调速，使得主减速器从动齿轮 74 能够平衡地同步接收来自发动机 4 以及第一电动发电机 51 的动力，提高传动的平顺性、协调性。

简言之，在混动模式下，如图 1 所示，电机动力轴同步器 33c 接合电机动力轴第一齿轮 31 且倒挡同步器 6c 接合倒挡输出齿轮 8。

由此，根据本公开实施例的动力驱动系统 100 能够实现三种倒挡模式，即机械倒挡模式、电动倒挡模式以及混动倒挡模式，丰富了倒挡工况，可以根据实际情况灵活地在该三种倒挡模式中进行切换，满足驾驶要求。

例如，在车辆电池荷电量充足的情况下，可以采用电动倒挡模式，这样在倒车时不仅不会排放有害气体，而且还能降低能耗。特别对于新手驾驶员倒车入位而言，可能需要操作多次才能将车辆倒入指定位置，而发动机 4 在低速倒车时会产生较多的有害气体，同时发动机 4 在倒车时一般工作在非经济转速区域，油耗相对较高。因此，采用电动倒挡模式可以很好地改善这一问题，不仅能够降低排放，同时采用电机作为动力能够以低能耗实现低速倒车，对发动机 4 的燃油经济性有一定改善。

又如，在车辆电池荷电量不充足或较低的情况下，可以采用机械倒挡模式。再如，在需要快速倒车或者需要大马力倒车等工况下，则可以采用混动倒挡模式，增加车辆的动力性，方便倒车。

当然，上述关于三种倒挡模式应用环境的描述仅是示意性的，不能理解为是对本公开的一种限制或暗示在车辆处于上述环境下必须采用上述对应的倒挡模式。对于本领域的普通技

术人员而言，显然可以根据需要或实际情况来具体设定相应倒车环境下所需的倒挡模式。

由此，进一步丰富了动力驱动系统 100 的倒挡模式，给驾驶员更多的选择，充分提高驾驶乐趣，更好地满足不同路况的倒挡要求。

根据本公开的一些实施例的动力驱动系统 100，如图 1-图 10 所示，还可以增设第二电动发电机 52 以增加动力驱动系统 100 的动力性，丰富传动模式。

例如，在一些实施例中，第二电动发电机 52 可与主减速器从动齿轮 74 传动，例如第二电动发电机 52 的电机轴上可以设置齿轮，该齿轮与主减速器从动齿轮 74 直接啮合传动。又如，在另一些实施例中，第二电动发电机 52 也可以设置成与第一输入轴 11 相连或与第一输出轴 21 相连。再如，在再一些实施例中，第二电动发电机 52 为两个且分别设置在差速器 75 的两侧，该两个第二电动发电机 52 可以与差速器 75 集成为一体。在本发明的一些实施例中，上述发动机 4 和第一电动发电机 51 用于驱动前轮，第二电动发电机 52 可以为轮边电机并用于驱动后轮，或者第二电动发电机 52 可以通过一个减速机构驱动两个后轮，或者第二电动发电机 52 为两个且每个第二电动发电机 52 分别通过一个减速机构驱动一个后轮。

图 1 示出根据本公开实施例的动力驱动系统 100 的基础实施例。图 2-图 4 中的实施例是图 1 中实施例的变型，与图 1 中实施例相比，这些实施例中的电机动力轴第二齿轮 32 与不同的挡位从动齿轮联动。而图 5-图 7 中的三个实施例与图 1 中实施例的区别在于第一电动发电机 51 与二挡从动齿轮 2b 之间的不同动力连接方式。

图 8-图 10 的实施例与图 1-图 7 的实施例的区别在于第一电动发电机 51 的不同动力连接对象，这已在上面详细描述。对于典型工况，图 8-图 10 的实施例与图 1-图 7 的实施例具有相同或相似的传动模式和传动原理，因此这里不再一一赘述。

此外，本公开的实施例进一步提供了包括如上所述的动力驱动系统 100 的车辆。应当理解的是，根据本公开实施例的车辆的其它构成（例如行驶系统、转向系统、制动系统等）均已为现有技术且为本领域的普通技术人员所熟知，因此对已知结构的详细说明在此处进行省略。

在本说明书的描述中，参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、 “示例”、“具体示例”、或“一些示例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或者特点包含于本公开的至少一个实施例或示例中。在本说明书中，对上述术语的示意性表述不必须针对的是相同的实施例或示例。而且，描述的具体特征、结构、材料或者特点可以在任何的一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。此外，本领域的技术人员可以将本说明书中描述的不同实施例或示例进行接合和组合。

尽管上面已经示出和描述了本公开的实施例，可以理解的是，上述实施例是示例性的，不能理解为对本公开的限制，本领域的普通技术人员在本公开的范围内可以对上述实施例进

行变化、修改、替换和变型。

权利要求书

1、一种动力驱动系统，其特征在于，包括：

发动机；

多个输入轴，所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个，每个输入轴上设置有多个挡位主动齿轮；

多个输出轴，每个输出轴上设置有多个挡位从动齿轮，所述多个挡位从动齿轮与所述多个挡位主动齿轮对应地啮合，所述多个输出轴中的一个上空套设置有倒挡输出齿轮且还设置有用于接合所述倒挡输出齿轮的倒挡同步器；

倒挡轴，所述倒挡轴设置成与所述多个输入轴中的一个联动且还与所述倒挡输出齿轮联动；

电机动力轴，所述电机动力轴上空套设置有电机动力轴第一齿轮和电机动力轴第二齿轮，所述电机动力轴上还设置有位于所述电机动力轴第一齿轮与所述电机动力轴第二齿轮之间的电机动力轴同步器，其中所述电机动力轴第二齿轮设置成与所述多个挡位主动齿轮中的一个挡位主动齿轮联动；以及

第一电动发电机，所述第一电动发电机设置成与所述电机动力轴联动。

2、根据权利要求 1 所述的动力驱动系统，其特征在于，

所述多个输入轴包括：第一输入轴和第二输入轴，所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上；

所述多个输出轴包括：第一输出轴和第二输出轴；

所述第一输入轴上固定设置有一挡主动齿轮、三五挡主动齿轮和七挡主动齿轮，所述第二输入轴上固定设置有二挡主动齿轮和四六挡主动齿轮；

所述第一输出轴上空套设置有一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮和四挡从动齿轮，所述第二输出轴上空套设置有五挡从动齿轮、六挡从动齿轮和七挡从动齿轮；

所述一挡从动齿轮与所述三挡从动齿轮之间设置有一三挡同步器，所述二挡从动齿轮与所述四挡从动齿轮之间设置有二四挡同步器，所述五挡从动齿轮与所述七挡从动齿轮之间设置有五七挡同步器，所述六挡从动齿轮的一侧设置有六挡同步器。

3、根据权利要求 2 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡输出齿轮空套设置在所述第二输出轴上且与所述六挡从动齿轮相邻，所述倒挡输出齿轮与所述六挡从动齿轮共用六挡同步器，从而所述六挡同步器构成倒挡同步器。

4、根据权利要求 2 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述第一输出轴上固定设置有第一输出轴输出齿轮，所述第二输出轴上固定设置有第二输出轴输出齿轮，所述第一输出轴输出齿轮、所述第二输出轴输出齿轮和所述电机动力轴第一齿轮均与车辆的主减速器从动齿

轮啮合。

5、根据权利要求 2 所述的动力驱动系统，其特征在于，还包括：双离合器，所述双离合器具有输入端、第一输出端和第二输出端，所述发动机与所述输入端相连，所述第一输出端与所述第一输入轴相连，所述第二输出端与所述第二输入轴相连。

6、根据权利要求 2 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述电机动力轴第二齿轮与所述四六挡主动齿轮或所述七挡主动齿轮联动。

7、根据权利要求 1 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡输出齿轮与所述多个挡位从动齿轮中与所述倒挡输出齿轮相邻的一个挡位从动齿轮共用挡位同步器，共用的所述挡位同步器构成倒挡同步器。

8、根据权利要求 3 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡输出齿轮位于所述六挡从动齿轮的靠近所述发动机的一侧。

9、根据权利要求 2 所述的动力驱动系统，其特征在于，所述二挡主动齿轮、所述四六挡主动齿轮、所述三五挡主动齿轮、所述一挡主动齿轮和所述七挡主动齿轮与所述发动机的距离递增。

10、一种车辆，其特征在于，包括根据权利要求 1-9 中任一项所述的动力驱动系统。

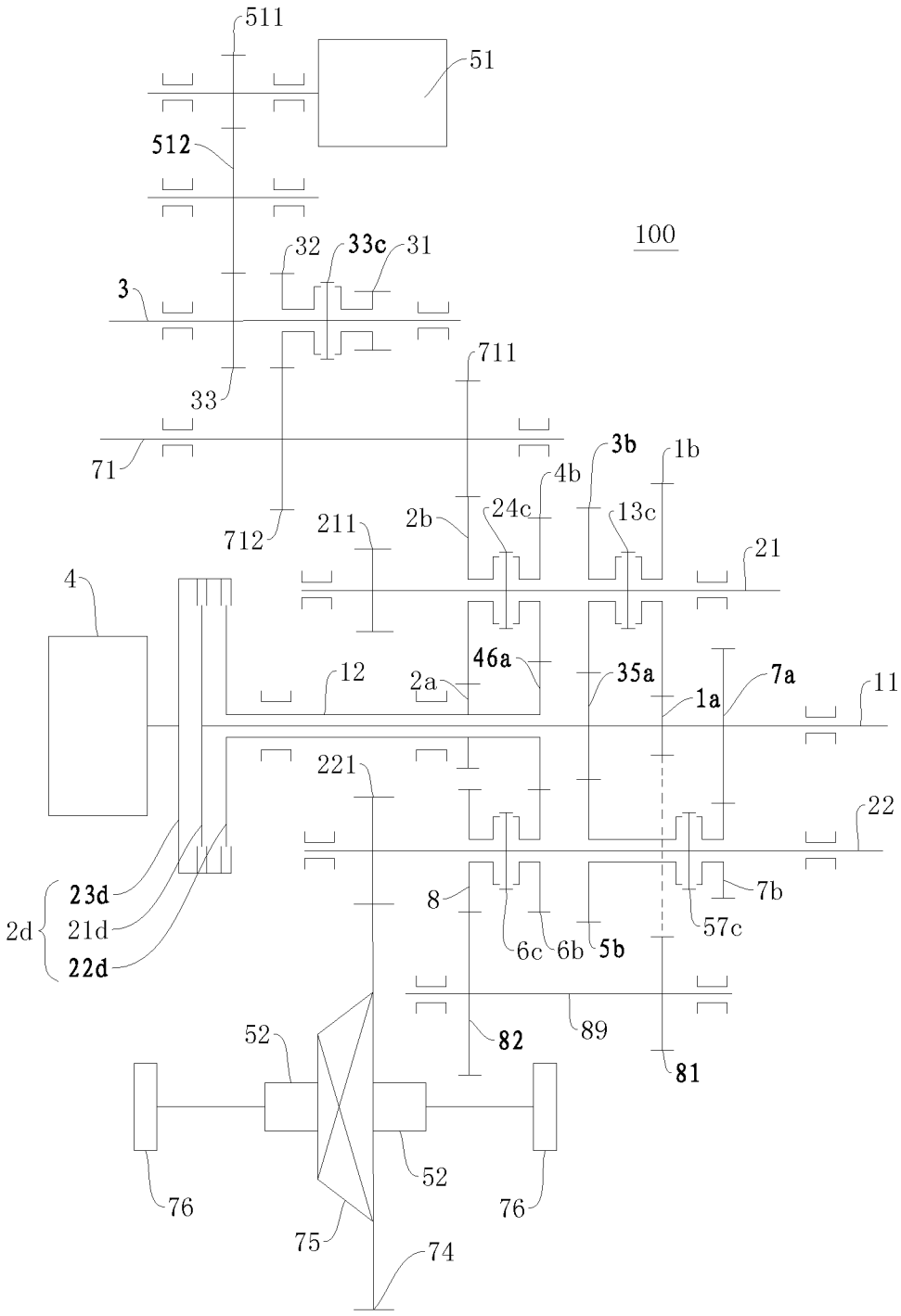

511
51
512
100
32
33c
31
3
711
33
71
712
3b
1b
4b
24c
13c
211
2b
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 1

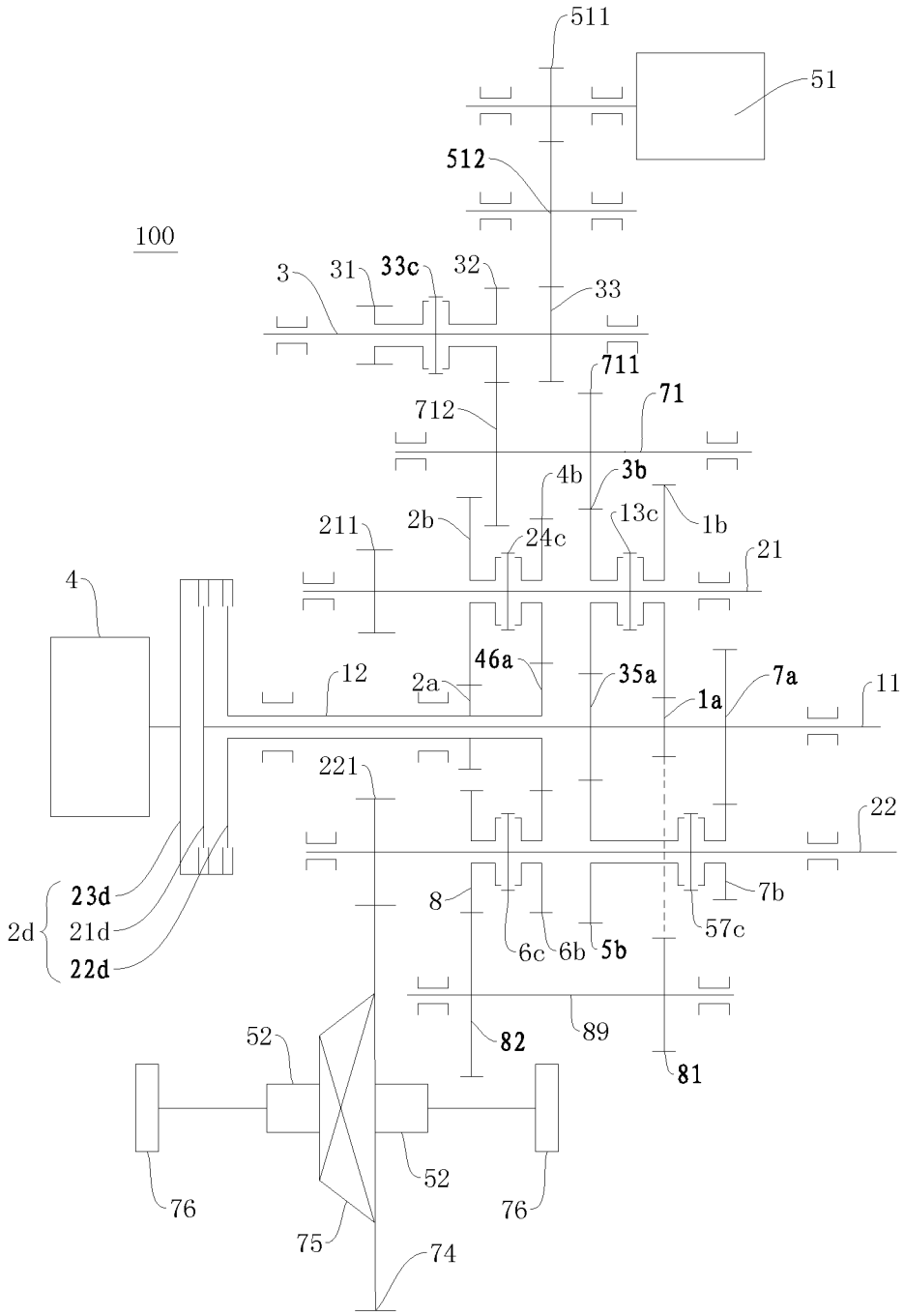

511
51
512
100
3
31
33c
32
33
711
71
712
4b
3b
2b
13c
1b
211
24c
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
2d
21d
22d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 2

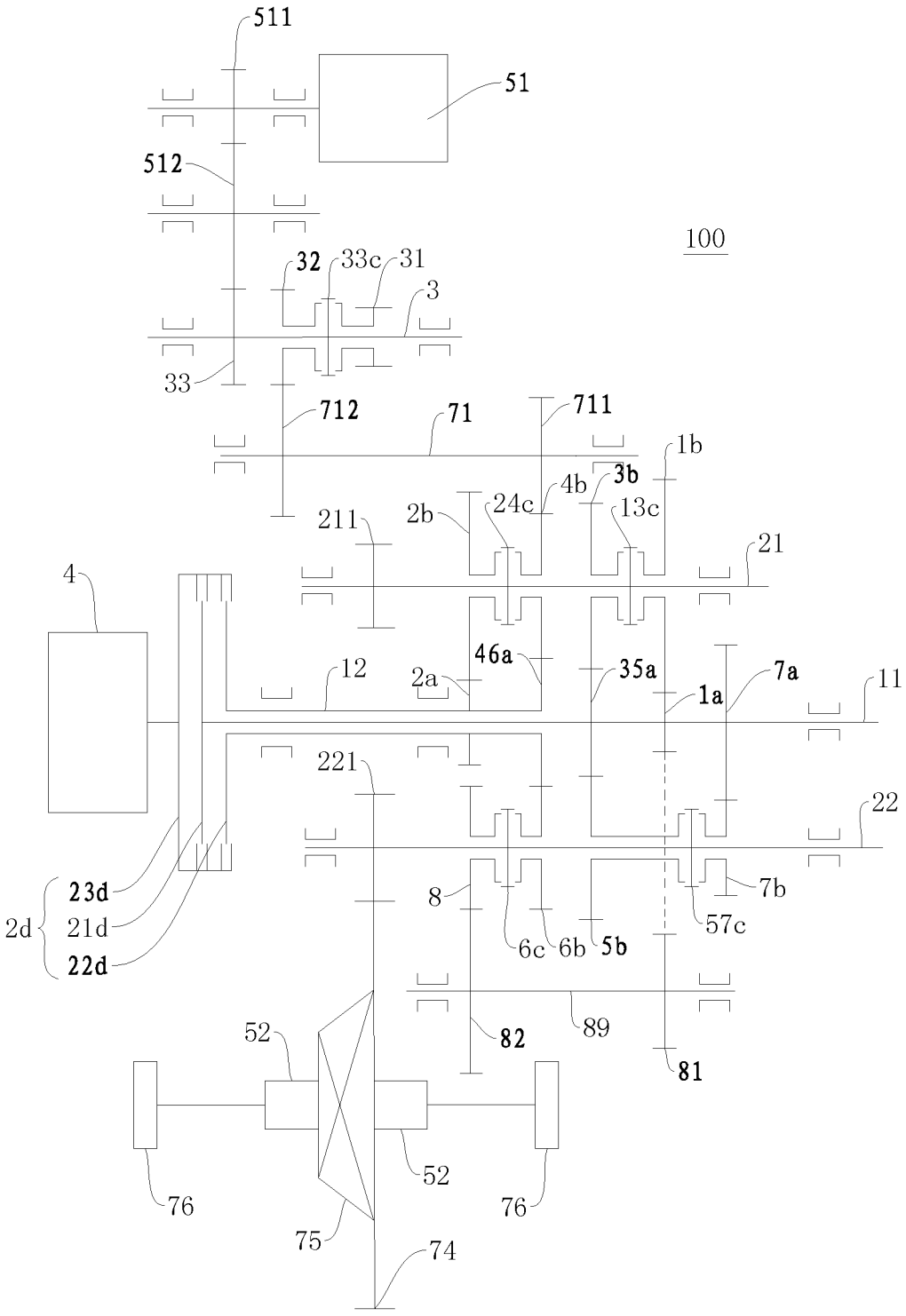

511
51
512
100
32
33c
31
3
33
712
71
711
1b
3b
4b
24c
2b
211
13c
21
4
46a
12
2a
35a
1a
7a
11
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 3

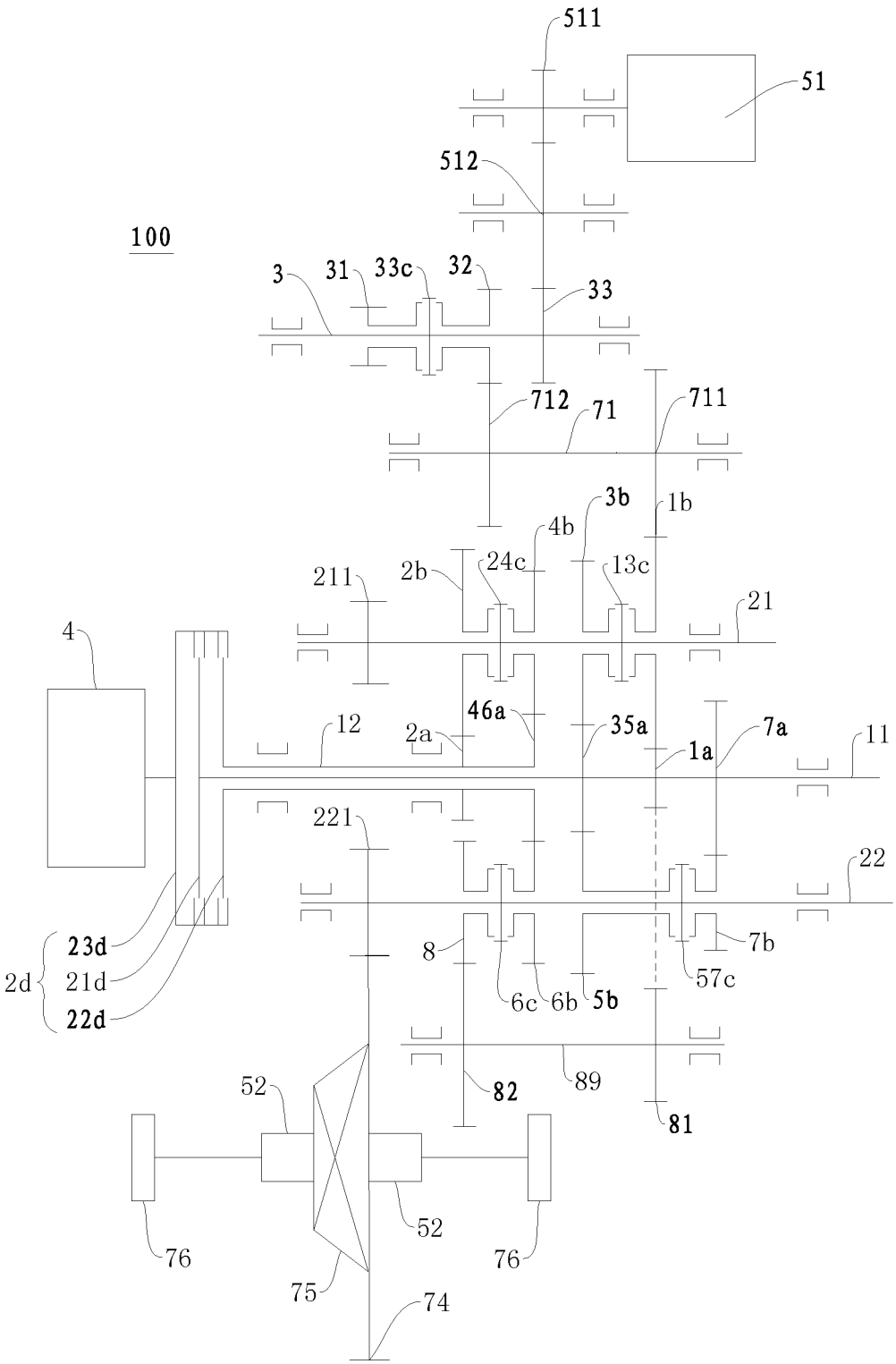

511
51
512
100
3
31
33c
32
33
712
71
711
3b
1b
4b
24c
13c
2b
211
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
2d
21d
22d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 4

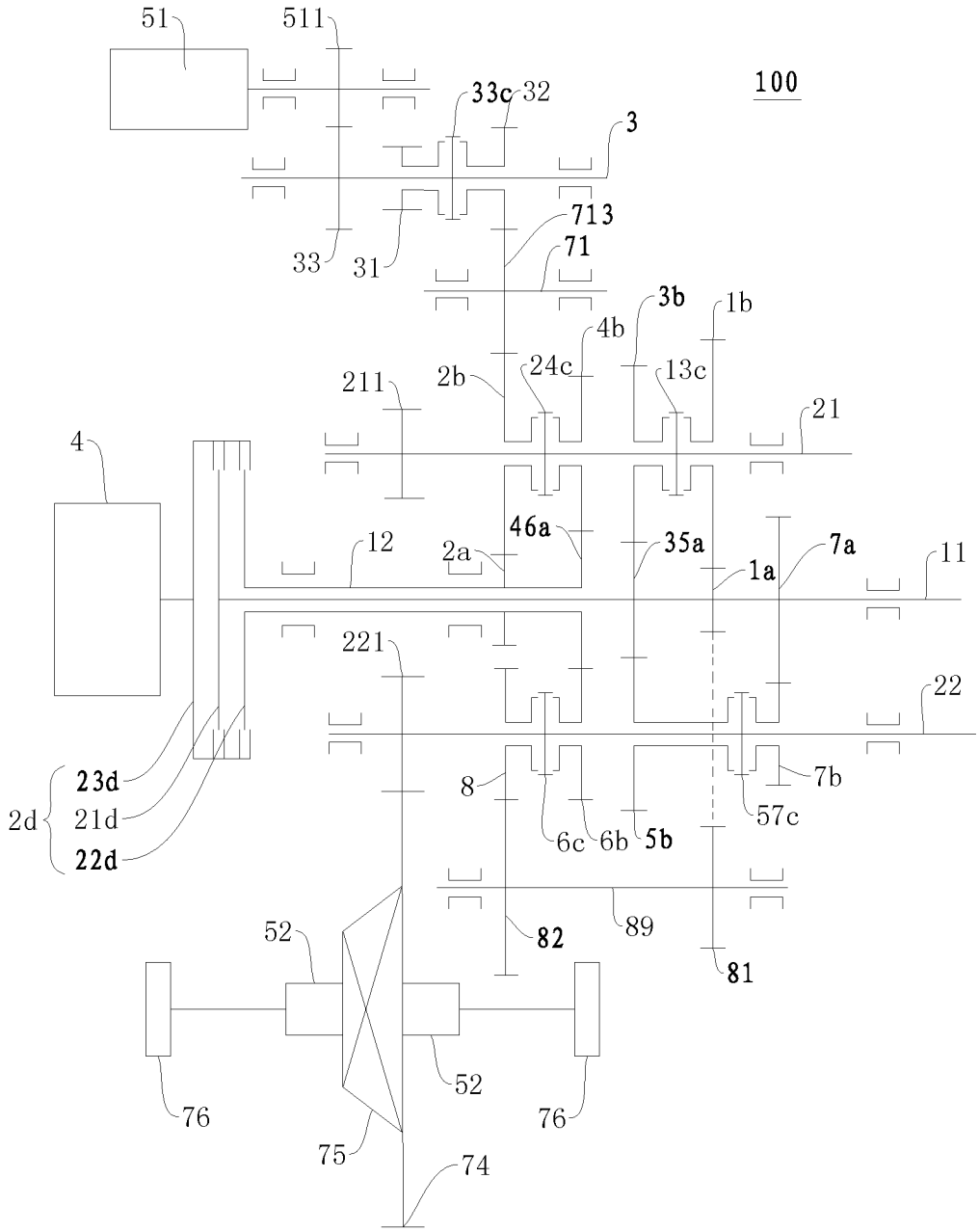

51
511
33c
32
100
3
713
71
33
31
3b
1b
4b
24c
13c
2b
211
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 5

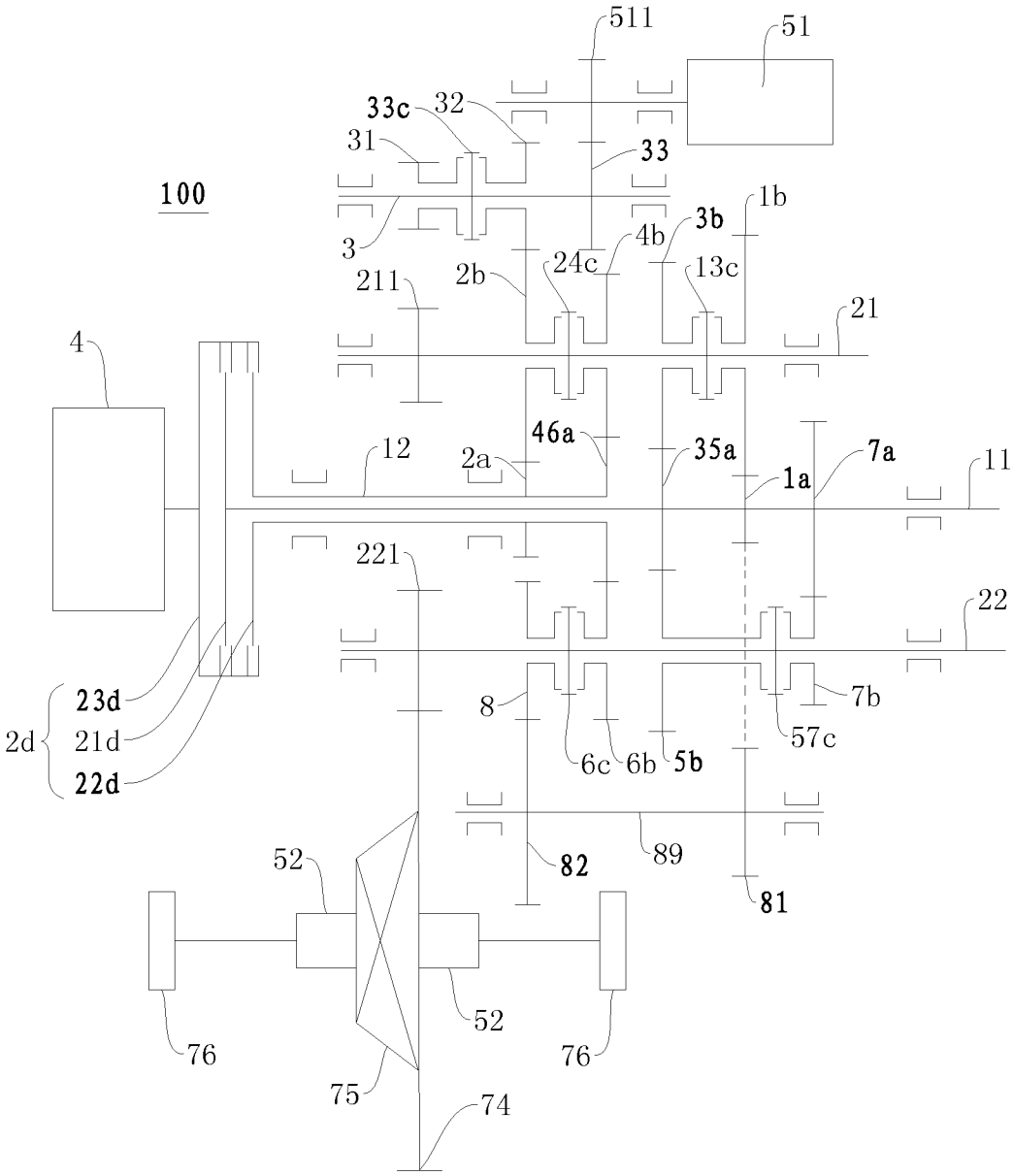

511
51
33c
32
31
33
100
3
1b
3b
4b
24c
13c
2b
211
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
2d
21d
22d
8
7b
6c
6b
5b
57c
52
82
89
81
52
76
76
75
74

图 6

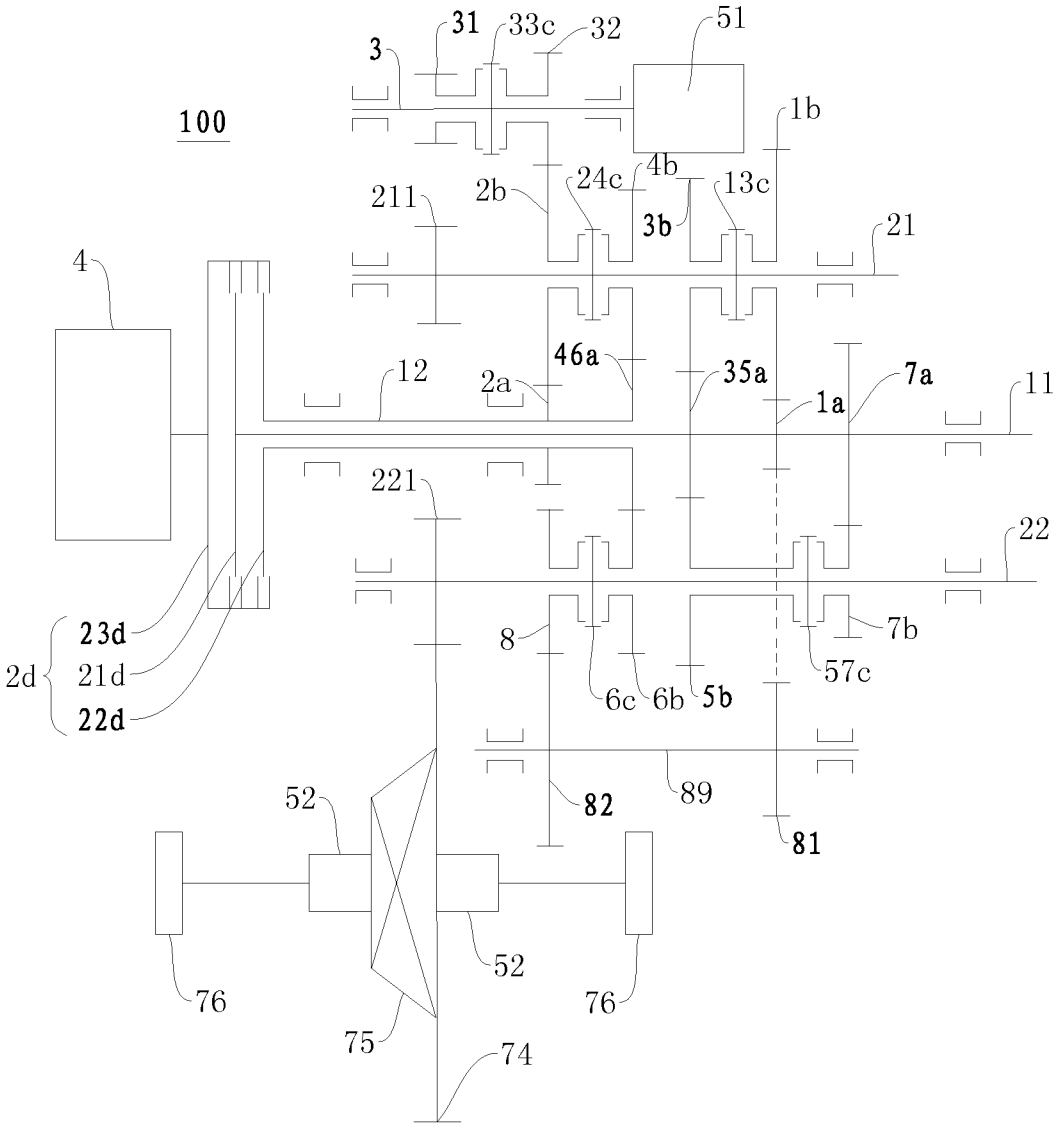

100
3
31
33c
32
51
1b
211
2b
24c
4b
13c
3b
21
4
46a
12
2a
35a
1a
7a
11
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
6c
6b
5b
57c
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 7

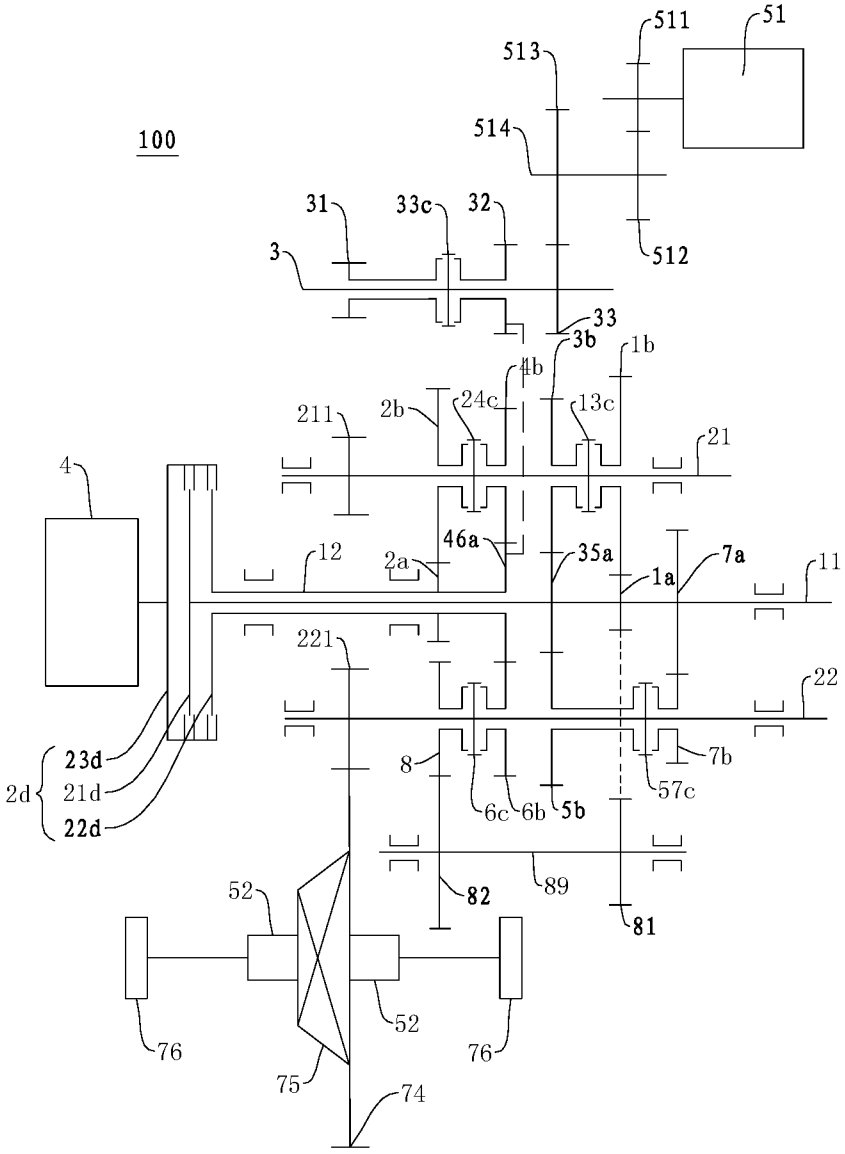

100
511
51
513
514
512
31
33c
32
3
33
3b
1b
4b
24c
13c
211
2b
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 8

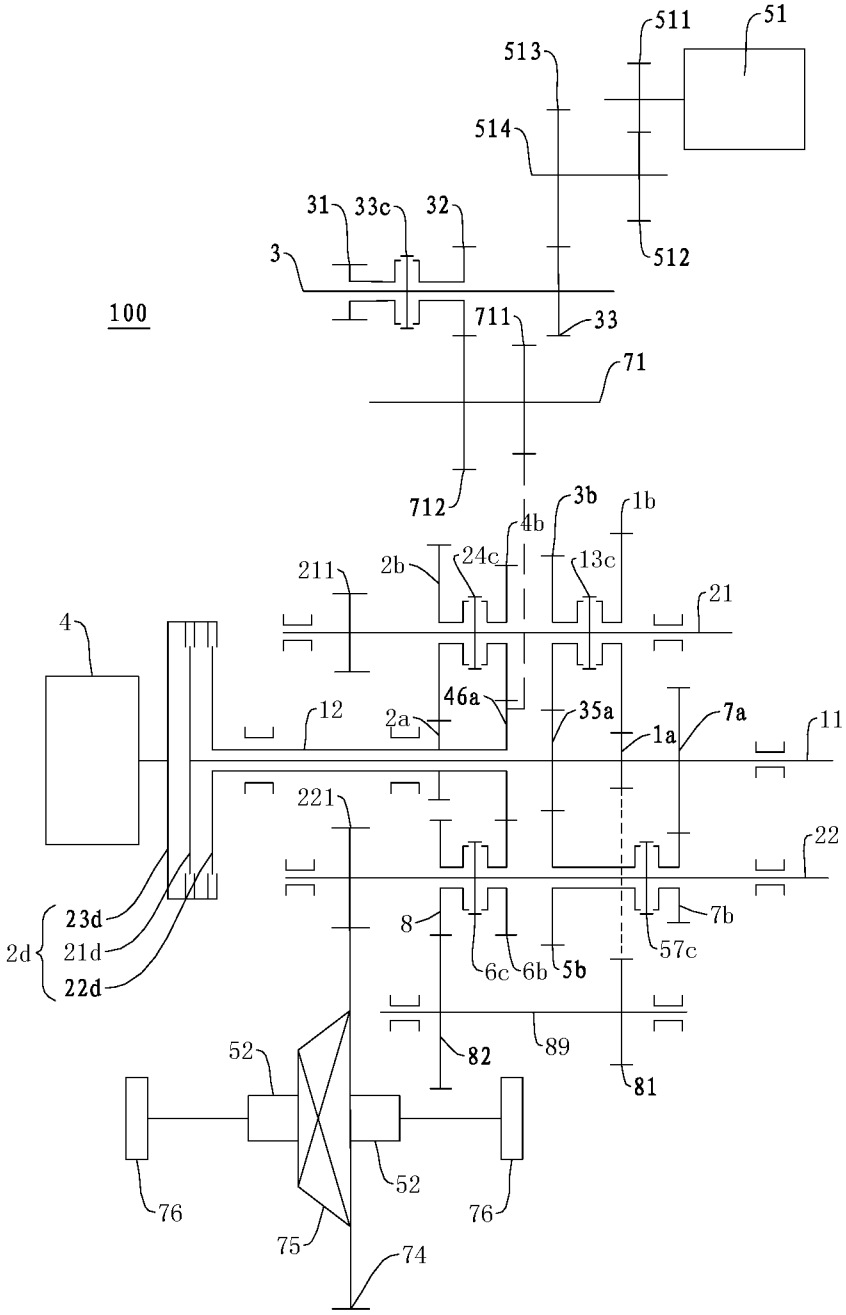

511
51
513
514
31
33c
32
512
3
100
711
33
71
712
3b
1b
4b
24c
13c
2b
211
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
21d
22d
2d
8
7b
57c
6c
6b
5b
89
82
81
52
52
76
76
75
74

图 9

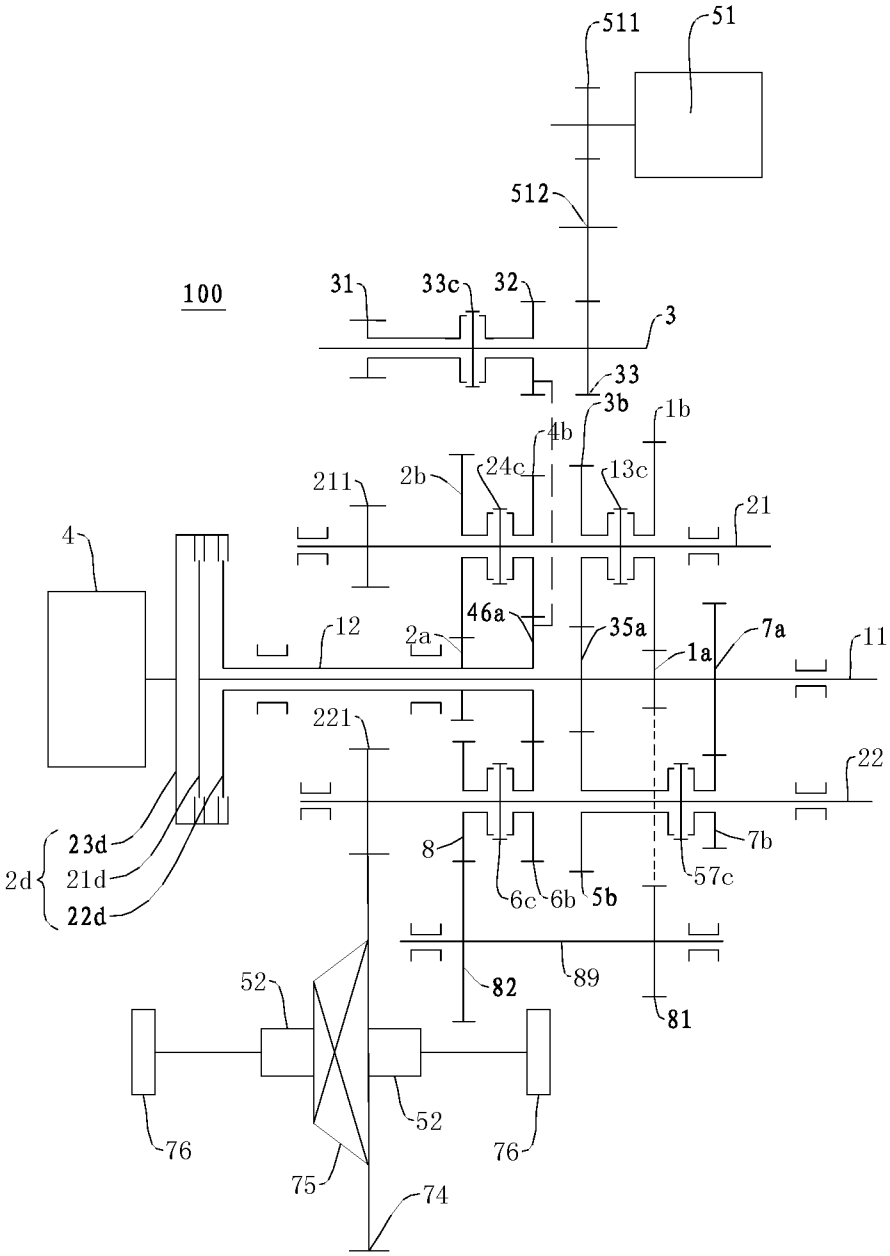

511
51
512
100
31
33c
32
3
33
3b
1b
4b
24c
13c
2b
211
21
4
46a
35a
7a
11
12
2a
1a
221
22
23d
2d
21d
22d
8
7b
6c
6b
5b
57c
89
82
81
52
76
75
74

图 10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2017/084020

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 6/36 (2007.10) i; B60K 17/08 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, CPRSABS, DWPI, VEN: transmission, reverse gear, shift, gear, transmission, reverse, engine, motor

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 206086346 U (BYD CO., LTD.) 12 April 2017 (12.04.2017) claims 1-10	1-10
X	CN 104773063 A (BYD CO., LTD.) 15 July 2015 (15.07.2015) description, paragraphs [0005]-[0012] and [0031]-[0159], and figure 1	1-10
A	CN 103029558 A (BYD CO., LTD.) 10 April 2013 (10.04.2013) the whole document	1-10
A	EP 1270301 A2 (HITACHI LTD.) 02 January 2003 (02.01.2003) the whole document	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
05 July 2017	23 August 2017

Name and mailing address of the ISA
State Intellectual Property Office of the P. R. China
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao
Haidian District, Beijing 100088, China
Facsimile No. (86-10) 62019451

Authorized officer
YAN, Zhou
Telephone No. (86-10) 62085299

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2017/084020

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 206086346 U	12 April 2017	None	
CN 104773063 A	15 July 2015	US 2016207392 A1	21 July 2016
		WO 2016112654 A1	21 July 2016
CN 103029558 A	10 April 2013	None	
EP 1270301 A2	02 January 2003	US 2002189397 A1	19 December 2002
		JP 2003079005 A	14 March 2003

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2017/084020

A. 主题的分类

B60K 6/36(2007.10)i；B60K 17/08(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

B60K

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称，和使用的检索词（如使用））

CNABS,CPRSABS,DWPI,VEN：挡位，齿轮，变速器，倒挡，电机，马达，shift, gear, transmission, reverse, motor

C. 相关文件

类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
PX	CN 206086346 U (比亚迪股份有限公司) 2017年 4月 12日 (2017-04-12) 权利要求1-10	1-10
X	CN 104773063 A (比亚迪股份有限公司) 2015年 7月 15日 (2015-07-15) 说明书第[0005]-[0012]、[0031]-[0159]段和附图1	1-10
A	CN 103029558 A (比亚迪股份有限公司) 2013年 4月 10日 (2013-04-10) 全文	1-10
A	EP 1270301 A2 (HITACHI LTD.) 2003年 1月 2日 (2003-01-02) 全文	1-10

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。

☑ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型：

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件，或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件（如具体说明的）

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布，与申请不相抵触，但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件，单独考虑该文件，认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件，当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时，要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期	国际检索报告邮寄日期
2017年 7月 5日	2017年 8月 23日
ISA/CN的名称和邮寄地址 中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 传真号 (86-10)62019451	受权官员 闫周 电话号码 (86-10)62085299

表 PCT/ISA/210 (第2页) (2009年7月)

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2017/084020

检索报告引用的专利文件			公布日（年/月/日）	同族专利			公布日（年/月/日）
CN	206086346	U	2017年 4月 12日		无		
CN	104773063	A	2015年 7月 15日	US	2016207392	A1	2016年 7月 21日
				WO	2016112654	A1	2016年 7月 21日
CN	103029558	A	2013年 4月 10日		无		
EP	1270301	A2	2003年 1月 2日	US	2002189397	A1	2002年 12月 19日
				JP	2003079005	A	2003年 3月 14日