

(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

2015年8月6日 (06.08.2015)



(10) 国际公布号

WO 2015/113423 A1

W I P O | P C T

- (51) 国转 利分类号 : (74) 代理人:北京清亦华知识产权代理事务所 (普通  
B60K 6/36 (2007. 10) B60W 20/00 (2006.01) 合伙) (TSINGYIHUA INTELLECTUAL PROP-  
B60W 10/02 (2006.01) ERTY 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)。
- (21) 国际申请号 : PCT/CN20 14/089841 (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,  
(22) 国际申请日 : 2014 年 10 月 29 日 (9. 10.2014) BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR,  
(25) 申職 言 : 中文 CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB,  
(26) 公布语言 : 中文 GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS,  
(30) 优先权 : 2014 10044655.9 2014 年 1 月 30 日 (01.01.2014) CN JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU,  
201420058166.4 2014 年 1 月 30 日 (01.01.2014) CN LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,  
(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)。 (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,  
(72) 发明人:杨冬生 (YANG, Dongsheng); 中国广东省深  
圳市坪山新区比亚迪路 3009 号, Guangdong 518118  
(CN)。 廉玉波 (LIAN, Yubo); 中国广东省深圳市  
坪山新区比亚迪路 3009 号, Guangdong 518118  
(CN)。 张金涛 (ZHANG, Jintao); 中国广东省深圳  
市坪山新区比亚迪路 3009 号, Guangdong 518118  
(CN)。 罗红斌 (LUO, Hongbin); 中国广东省深圳  
市坪山新区比亚迪路 3009 号, Guangdong 518118  
(CN)。 (CN)。 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, 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))。

(54) Title: VEHICLE AND POWER TRANSMISSION SYSTEM THEREOF

(54) 发明名称:车辆及其动力传动系统

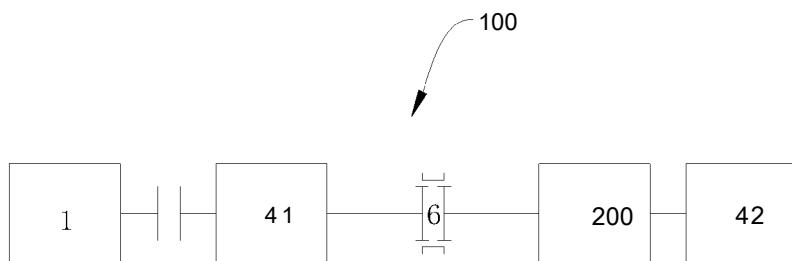


图 1 | FIG.1

(57) Abstract: A power transmission system (100) and a vehicle comprising the same. The power transmission system (100) comprises an engine unit (1), input shafts (21, 22), an output shaft (24), an output portion (5), a synchronizer (6), a first electric motor generator (41), and a pair of second electric motor generators (42). The input shafts (21, 22) are selectively combined with the engine unit (1). The output shaft (24) is configured to output at least one part of power transmitted on the input shafts (21, 22). The synchronizer (6) is used for combining the output portion (5) and the output shaft (24). The first electric motor generator (41) is transmission with one input shaft or the output shaft. The pair of second electric motor generators (42) is wheel-side motors and is used for driving two front wheels (210) or rear wheels (220).

(57) 摘要:一种动力传动系统 (100) 及具有其的车辆。该动力传动系统 (100) 包括发动机单元 (1)、输入轴 (21、22)、输出轴 (24)、输出部 (5)、同步器 (6)、第一电动发电机 (41) 和一对第二电动发电机 (42)。输入轴 (21、22) 与发动机单元 (1) 可选地接合, 输出轴 (24) 构造成输出输入轴 (21、22) 上传输的动力的至少一部分, 同步器 (6) 用于接合输出部 (5) 和输出轴 (24), 第一电动发电机 (41) 与一个输入轴或输出轴传动, 一对第二电动发电机 (42) 为轮边电机且驱动两个前轮 (210) 或后轮 (220)。

2 15/113423 A1

## 车辆及其动力传动系统

## 技术领域

本发明涉及车辆技术领域，尤其是涉及一种用于车辆的动力传动系统及具有其的车辆。

5

## 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，混合动力汽车中的动力传动系统一般结构复杂，体积庞大，传动效率偏低，在挡位切换或模式切换时需要同时控制多个换挡执行元件，控制策略复杂。

## 发明内容

15 本发明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，本发明需要提供一种用于车辆的动力传动系统，该动力传动系统结构紧凑，传动效率高且控制方便。

进一步地，本发明需要提供一种车辆，该车辆包括上述的动力传动系统。

根据本发明实施例的用于车辆的动力传动系统，包括：发动机单元；输入轴，所述输入轴与所述发动机单元可选地接合，以传输所述发动机单元所产生的动力；输出轴，所述输出轴构造为输出所述输入轴上传输的动力的至少一部分；输出部，所述输出部相对所述输出轴可差速转动；同步器，所述同步器设置在所述输出轴上且设置成可选择性地接合所述输出部以使所述输出部随所述输出轴同步转动，从而通过所述输出部输出所述动力以驱动所述车辆的前轮和/或后轮；第一电动发电机，所述第一电动发电机与所述输入轴和所述输出轴中的一个直接传动或间接传动；以及一对第二电动发电机，所述一对第二电动发电机为轮边电机且用于驱动两个所述前轮或两个所述后轮。

根据本发明实施例的动力传动系统，发动机单元和/或第一电动发电机输出的动力可以通过动力切换装置而输出至输出部，再由输出部输出给车辆的前轮和/或后轮。

同时，由于第二电动发电机的引入，第二电动发电机可以对前轮或后轮进行扭矩补偿，同时也可配合发动机单元以及第一电动发电机对车辆进行驱动，增加了车辆的运行模式，使得车辆可以更好地适应不同工况，达到较佳的燃油经济性，同时减少有害气体的排放。

根据本发明的另外一方面，提供了一种车辆，所述车辆包括如上所述的用于车辆的

动力传动系统。

本发明的附加方面和优点将在下面的描述中部分给出，部分将从下面的描述中变得明显，或通过本发明的实践了解到。

## 5 附图说明

本发明的上述和/或附加的方面和优点从结合下面附图对实施例的描述中将变得明显和容易理解，其中：

图1是根据本发明实施例的动力传动系统的原理简图；

图2是根据本发明一个实施例的动力传动系统的示意图；

10 图3是根据本发明另一个实施例的动力传动系统的示意图；

图4是根据本发明又一个实施例的动力传动系统的示意图；

图5是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图6是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图7是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

15 图8是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图9是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图10是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图11是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图12是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

20 图13是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图14是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图15是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图16是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图17是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

25 图18是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图；

图19是根据本发明再一个实施例的动力传动系统的示意图。

## 具体实施方式

下面详细描述本发明的实施例，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，仅用于解释本发明，而不能理解为对本发明的限制。

在本发明的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”“内”、“外”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发明和简化描述，

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发明的限制。

需要说明的是，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。进一步地，在本发明的描述中，除非另有说明，“多个”的含义是两个或两个以上。

下面参考图1-图19详细描述根据本发明实施例的动力传动系统100，该动力传动系统100适用于车辆，特别适用于以发动机单元1和电动发电机为主要动力源的混合动力车辆中。

如附图所示，根据本发明实施例的动力传动系统100可以包括发动机单元1、变速器单元2a、第一电动发电机41、第二电动发电机42、输出部5和动力切换装置（例如同步器6、离合器9）。

变速器单元2a适于选择性地与发动机单元1动力耦合连接。发动机单元1可以例如通过离合器等选择性地将其产生的动力输出给变速器单元2a；可选择性地，变速器单元2a也可将例如来自第一电动发电机41的启动力矩输出给发动机单元1，以启动发动机单元1。在本公开的上下文中，发动机单元1与变速器单元2a之间可以进行例如通过自身或者通过其他部件所产生的动力的传递称之为动力耦合连接。

发动机单元1的特点是液体或气体燃料和空气混合后直接输入机器内部燃烧而产生能量，然后再转变成机械能。对于车辆而言，其发动机单元1一般可采用四冲程的汽油机或柴油机，发动机单元1一般可以包括机体组、曲柄连杆机构、供给系统、点火系统、冷却系统和润滑系统等。

机体组是发动机单元1各机构、系统的装配机体，曲柄连杆机构可将活塞的直线往复运动转变为曲轴的旋转运动并可输出动力。配气机构用于定时进气、排气，保证发动机单元1各循环的顺利进行。供给系统可将油气混合物供给气缸内用于燃烧。冷却系统用于冷却发动机单元1，保证发动机单元1的工作温度处在适宜的温度区间内。润滑系统用于润滑发动机单元1内的各运动副，减少磨损和能量损耗。

应当理解的是，上述关于发动机单元1及其各个子系统、子机构的具体构造、工作原理等均已为现有技术，且为本领域普通技术人员所熟知，这里出于简洁的目的，不再一一详细赘述。

第一电动发电机41与变速器单元2a动力耦合连接。换言之，第一电动发电机41与变速器单元2a配合传动，即第一电动发电机41可以驱动变速器单元2a，而变速器单元2a也可以反过来驱动第一电动发电机41。

例如，发动机单元1可将产生的至少部分动力通过变速器单元2a输出给第一电动发电机41。

发 电 机 41，此 时 第 一 电 动 发 电 机 41 可 发 电， 并 可 将 机 械 能 转 换 为 电 能 储 存 在 蓄 能 部 件 例 如 电 池 组 件 中。又 如， 第 一 电 动 发 电 机 41 可 以 将 来 自 电 池 组 件 的 电 能 转 换 为 机 械 能， 且 可 通 过 变 速 器 单 元 2a 输 出 给 输 出 部 5 以 驱 动 车 辆。

5 第 一 电 动 发 电 机 41 是 具 有 电 动 机 和 发 电 机 功 能 的 电 机，在 本 发 明 有 關 “ 电 动 发 电 机 ” 的 描 述 中，如 果 没 有 特 殊 说 明，均 作 此 理 解。

输 出 部 5 构 造 成 将 经 过 变 速 器 单 元 2a 变 速 的 动 力 传 输 至 车 辆 的 车 轮 200，即 前 轮 210 和 / 或 后 轮 220。简 言 之，输 出 部 5 适 于 输 出 来 自 变 速 器 单 元 2a 的 动 力。

10 动 力 切 换 装 置 如 同 步 器 6 适 于 在 输 出 部 5 和 变 速 器 单 元 2a 之 间 进 行 动 力 的 传 输 或 者 断 开。换 言 之，动 力 切 换 装 置 可 以 将 变 速 器 单 元 2a 输 出 的 动 力 通 过 输 出 部 5 输 出 至 前 轮 210 和 / 或 后 轮 220，或 者 动 力 切 换 装 置 也 可 断 开 变 速 器 单 元 2a 与 输 出 部 5，此 时 变 速 器 单 元 2a 无 法 直 接 通 过 输 出 部 5 而 将 动 力 输 出 至 前 轮 210 和 / 或 后 轮 220。

参 照 图 1 且 结 合 图 2- 图 13 所 示，第 二 电 动 发 电 机 42 用 于 驱 动 前 轮 210 或 后 轮 220。

15 由 此，在 输 出 部 5 用 于 驱 动 前 轮 210 而 第 二 电 动 发 电 机 42 也 用 于 驱 动 前 轮 210 时，具 有 该 动 力 传 动 系 统 100 的 车 辆 可 为 两 驱 车 辆。在 输 出 部 5 用 于 驱 动 前 轮 210 而 第 二 电 动 发 电 机 42 用 于 驱 动 后 轮 220 时，具 有 该 动 力 传 动 系 统 100 的 车 辆 可 为 四 驱 车 辆，同 时 可 以 在 两 驱 模 式 与 四 驱 模 式 之 间 切 换。在 输 出 部 5 用 于 驱 动 前 轮 210 和 后 轮 220 而 第 二 电 动 发 电 机 42 用 于 驱 动 前 轮 210 和 后 轮 220 中 的 一 个 时，具 有 该 动 力 传 动 系 统 100 的 车 辆 可 为 四 驱 车 辆。

20 根 据 本 发 明 实 施 例 的 动 力 传 动 系 统 100，发 动 机 单 元 1 和 / 或 第 一 电 动 发 电 机 41 输 出 的 动 力 可 以 通 过 动 力 切 换 装 置 而 输 出 至 输 出 部 5，再 由 输 出 部 5 输 出 给 车 辆 的 前 轮 210 和 / 或 后 轮 220。

25 同 时，由 于 第 二 电 动 发 电 机 42 的 引 入，第 二 电 动 发 电 机 42 可 以 对 前 轮 210 或 后 轮 220 进 行 扭 矩 补 偿，同 时 也 可 以 配 合 发 动 机 单 元 1 以 及 第 一 电 动 发 电 机 41 对 车 辆 进 行 驱 动，增 加 了 车 辆 的 运 行 模 式，使 得 车 辆 可 以 更 好 地 适 应 不 同 工 况，达 到 较 佳 的 燃 油 经 济 性，同 时 减 少 有 害 气 体 的 排 放。

根 据 本 发 明 的 一 些 实 施 例，如 图 1- 图 16 所 示，动 力 切 换 装 置 构 造 成 同 步 器 6，同 步 器 6 设 置 成 适 于 在 输 出 部 5 和 变 速 器 单 元 2a 之 间 可 选 择 地 同 步，从 而 通 过 输 出 部 5 输 出 动 力 以 驱 动 车 辆 的 车 轮 200。

30 这 里，同 步 器 6 的 作 用 可 以 是 最 终 同 步 输 出 部 5 和 变 速 器 单 元 2a，即 通 过 同 步 器 6 的 同 步 作 用 后，使 得 输 出 部 5 能 够 与 变 速 器 单 元 2a 同 步 动 作，从 而 由 输 出 部 5 作 为 动 力 输 出 端，将 变 速 器 单 元 2a 的 动 力 输 出。而 在 同 步 器 6 未 同 步 变 速 器 单 元 2a 与 输 出 部 5 时，变 速 器 单 元 2a 的 动 力 无 法（通 过 输 出 部 5）直 接 输 出 至 车 轮 200。

简言之，同步器 6 起到了动力切换的目的，即同步器 6 接合，变速器单元 2a 的动力可以通过输出部 5 输出并用于驱动车轮 200，而同步器 6 断开，变速器单元 2a 无法通过输出部 5 将动力传递给车轮 200，这样通过控制一个同步器 6 的接合或断开，从而可以实现整车驱动模式的转换。

5 由于应用场合的特殊性，此处同步器 6 相比离合器具有如下优点：

a，当同步器 6 断开时，需要将发动机单元 1、变速器单元 2a 和第一电机发电机 41 与车轮 200 的动力彻底断开，使得双方各自进行的运动（发电、驱动、功率扭矩传输等）互不影响，这一需求对减少车辆的能量消耗尤为重要。同步器 6 可以很好的做到这一点，而离合器通常会出现摩擦片分离不彻底的情况，增加了摩擦损失和能量消耗。

10 b，当同步器 6 接合时，需要将发动机单元 1 和第一电动发电机 41 的合成（耦合后的）驱动力经过变速器单元 2a 的扭矩放大后传递至车轮 200，或将车轮 200 的驱动力传递至第一电动发电机 41（发电），这就要求此处的动力耦合装置可以传递很大的扭矩，并具有很高的稳定性。同步器 6 可以很好的做到这一点，而如果选用离合器，则需要设计与整个系统（发动机、变速器、电机）不相匹配的超大体积的离合器，增加了布置难度，提高了重量和成本，并且在扭矩冲击时，有打滑的风险。

15 并且，第一电动发电机 41 可以通过调节变速器单元 2a 的速度，例如第一电动发电机 41 可以输出部 5 的转速为目标，通过转速的改变，调节变速器单元 2a 的速度，使得变速器单元 2a 与输出部 5 的速度以时间有效的方式迅速匹配，从而减少同步器 6 同步所需的时间，减少中间能量损失，同时还能够实现同步器 6 的无扭矩接合，极大地提高了车辆的传动效率、同步可控性和同步的实时性。此外，同步器 6 的寿命得以进一步延长，从而降低整车维护的成本。此外，根据本发明实施例的动力传动系统 100 结构紧凑且控制方便。

20 根据本发明的一些实施例，如图 2- 图 6 且结合图 7 所示，变速器单元 2a 包括变速器动力输入部 21a 和变速器动力输出部 22a，变速器动力输入部 21a 与发动机单元 1 可选择性地接合，以传输发动机单元 1 所产生的动力。变速器动力输出部 22a 构造成适于将来自变速器动力输入部 21a 上的动力通过同步器 6 的同步而将动力输出至输出部 5。

25 如图 2- 图 6 且结合图 7 所示，进一步，变速器动力输入部 21a 进一步包括：输入轴（例如第一输入轴 21、第二输入轴 22）和设置在输入轴上的主动齿轮 25，输入轴与发动机单元 1 可选择性地接合，以传输发动机单元 1 所产生的动力。换言之，在发动机单元 1 需要将动力输出给输入轴时，发动机单元 1 可与输入轴进行接合，从而发动机单元 1 输出的动力可传递至输入轴。发动机单元 1 与输入轴的接合方式可以通过离合器（例如，双离合器 31）来实现，关于这部分内容将在下面给出详细说明，这里不再赘述。

如图 2- 图 6 且结合图 7 所示，变速器动力输出部 22a 包括：输出轴 24 和从动齿轮 26，从动齿轮 26 设置在输出轴 24 上且与输入轴上的主动齿轮 25 对应地啮合。

参照图 2- 图 5 所示，输出轴 24 构造成输出输入轴上传输的动力的至少一部分。具体而言，输出轴 24 与输入轴配合传动，例如优选地，输出轴 24 与输入轴之间可以通过 5 上述的主动齿轮 25 和从动齿轮 26 进行传动。

当然，应当理解，对于输出轴 24 与输入轴的传动方式并不限于此，例如还可以是通过皮带轮传动机构、齿轮齿条传动机构等。对于本领域技术人员而言，可以根据实际情况而具体选择适宜的传动结构或者方式。

输出轴 24 用于传输输入轴上的至少一部分动力，例如在动力传动系统 100 处于某些传动模式时，如第一电动发电机 41 进行电动发电，此时输入轴上的动力可以部分用于第一电动发电机 41 的发电，另一部分也可以用于驱动车辆行驶，当然输入轴上的全部动力也可均用于发电。

根据本发明的一些实施例，第一电动发电机 41 与输入轴和输出轴 24 中的一个直接传动或间接传动。这里，“直接传动”指的是第一电动发电机 41 与相应轴直接相连进行传动，不经任何诸如变速装置、离合装置、传动装置等中间传动部件，比如第一电动发电机 41 的输出端直接与输入轴和输出轴 24 中的一个刚性相连。直接传动的优点在于减少了中间传动部件，降低了能量在传动过程中的损失。

“间接传动”即排除直接传动之外的任何其它传动方式，例如通过变速装置、离合装置、传动装置等中间部件进行传动。间接传动方式的优点在于布置更加方便，并且可以通过设置诸如变速装置来获得所需的传动比。

输出部 5 可以作为输出轴 24 的动力输出终端，用于输出输出轴 24 上的动力，输出部 5 相对于输出轴 24 是可以差速转动的，即输出部 5 相对输出轴 24 可以存在不同步转动的情况，也就是说二者之间存在转速差，没有刚性连接在一起。

同步器 6 设置在输出轴 24 上。具体地，参照图 1 且结合图 2- 图 6 所示，同步器 6 可以包括花键毂 61 和接合套 62，花键毂 61 可以固定在输出轴 24 上，花键毂 61 随输出轴 24 同步转动，接合套 62 相对花键毂 61 可沿输出轴 24 的轴向动作，以可选择性地接合输出部 5，从而使得输出部 5 随输出轴 24 同步转动，由此动力可从输出部 5 传递给前轮 210 和/或后轮 220，实现驱动车轮 200 的目的。但是，应当理解的是，同步器 6 的结构不限于此。

根据本发明实施例的动力传动系统 100，发动机单元 1 和/或第一电动发电机 41 输出的动力可以通过同步器 6 的接合而从输出部 5 输出，结构紧凑、控制方便，而且在车辆切换工况过程中，可能出现同步器 6 从分离状态转换为接合状态的情况，此时第一电

动发电机 41 可以输出部 5 的转速为目标，通过转速控制，调节输出轴 24 的转速，使输出轴 24 与输出部 5 的转速在短时间内匹配，方便同步器 6 的接合，从而大大提高了传动效率，同时减少了中间能量的传递损失，且可实现同步器 6 的无扭矩接合（即同步器 6 接合时基本无径向摩擦力或径向摩擦力远低于行业内一般水平）。

5 根据本发明的一些实施例，输出部 5 用于驱动车辆的第一对车轮，第二电动发电机 42 为一对且用于驱动第一对车轮。进一步，动力传动系统 100 还包括至少一个第三电动发电机 43，第三电动发电机 43 用于驱动车辆的第二对车轮。其中，第一对车轮为前轮 210 或后轮 220 中的一对，第二对车轮为前轮 210 或后轮 220 中的另一对。例如，在图 2- 图 8 的示例中，该第一对车轮指的是车辆的前轮 210，第二对车轮指的是车辆的后轮 220。  
10

由此，根据本发明实施例的动力传动系统 100 具有四类动力输出源，即发动机单元 1、第一电动发电机 41、第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43，其中发动机单元 1、第一电动发电机 41 和第二电动发电机 42 可以用于驱动车辆的其中一对车轮，第三电动发电机 43 可以用于驱动另一对车轮。因此，具有该动力传动系统 100 的车辆为四驱车辆。  
15

而且，在车辆切换工况过程中，可能出现同步器 6 从分离状态转换为接合状态的情况，此时第一电动发电机 41 可以输出部 5 的转速为目标，通过转速控制，调节输出轴 24 的转速，使输出轴 24 与输出部 5 的转速在短时间内匹配，方便同步器 6 的接合，从而大大提高了传动效率，同时减少了中间能量的传递损失。

20 同时，由于第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 的引入，第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 可以对车轮 200 进行扭矩补偿，从而间接反映到输出部 5，即第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 可以间接地调节输出部 5 的转速，例如在出现同步器 6 从分离状态转换为接合状态时，此时第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 可以按照需要间接调节输出部 5 的转速，使输出轴 24 与输出部 5 的转速在短时间内匹配，从而方便同步器 6 的接合。  
25

并且，第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 可以配合第一电动发电机 41 同时进行调速，使输出轴 24 和输出部 5 的转速在更短的时间内进行同步，从而在最快的时间内满足接合条件，使同步器 6 接合，大大提高了传动效率。

30 简言之，可选地，第一电动发电机 41 可以进行单独调速。或者，可选地，第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 中的至少一种可以进行单独调速。再者，进一步可选地，第一电动发电机 41、第二电动发电机 42、第三电动发电机 43 可以同时进行调速。

这样，同步器 6 的接合/断开控制了变速器单元 2a 动力的输出，同时第一电动发

机 41 和 / 或第二电动发电机 42 和 / 或第三电动发电机 43 在同步器 6 从断开状态转换为接合状态期间可分别对输出轴 24 和输出部 5 进行调速补偿，使得输出轴 24 和输出部 5 的转速快速匹配，从而快速实现同步器 6 的无扭矩接合。

根据本发明的一些优选实施例，如图 2- 图 9 所示，输入轴为多个，即两个或两个以上。该多个输入轴依次同轴嵌套设置，例如，输入轴为 N 个，则第 K 个输入轴套设在第 K-1 个输入轴上，其中  $N \geq K \geq 2$ ，并且该 N 个输入轴的中心轴线是重合的。

在图 2- 图 7，图 9- 图 19 的示例中，输入轴为两个，即第一输入轴 21 和第二输入轴 22，则第二输入轴 22 套设在第一输入轴 21 上且二者的中心轴线重合。又如，在图 8 的示例中，输入轴为三个，即第一输入轴 21、第二输入轴 22 和第三输入轴 23，则第三输入轴 23 套设在第二输入轴 22 上，第二输入轴 22 套设在第一输入轴 21 上，并且该三个轴的中心轴线重合。

在发动机单元 1 给输入轴传送动力或者与输入轴进行动力耦合连接时，发动机单元 1 可选择性地与多个输入轴中的一个接合。换言之，在需要将发动机单元 1 的动力传送出来时，发动机单元 1 的输出端是可与多个输入轴中的一个接合从而同步转动的。而在不需要发动机单元 1 工作或发动机单元 1 处于怠速时，则发动机单元 1 可与多个输入轴均断开，即发动机单元 1 不与任何一个输入轴相连，从而断开与发动机单元 1 的动力耦合连接。

进一步，如图 2- 图 6 所示，每个输入轴上固定有一个主动齿轮 25，主动齿轮 25 随输入轴同步旋转，主动齿轮 25 与对应输入轴的固定方式有多种，例如可以通过键槽配合方式固定，当然也可以通过热压、一体成型等多种方式将主动齿轮 25 与输入轴固定，保证二者可以同步旋转。

输出轴 24 上固定有多个从动齿轮 26，多个从动齿轮 26 随输出轴 24 同步旋转，从动齿轮 26 与输出轴 24 的固定方式也可采用上述主动齿轮 25 与输入轴的固定方式，但不限于此。

但是，本发明不限于此，如，在每个输入轴上设置的主动齿轮 25 上的数量可以不限于一个，对应地，在输出轴 24 上设置多个从动齿轮 26 已形成多个挡位，对于本领域技术人员而言是可以实现的。

如图 2- 图 6 所示，多个从动齿轮 26 与多个输入轴上的主动齿轮 25 分别对应地啮合，根据本发明的一个实施例，从动齿轮 26 的数量与输入轴的数量可以是相同的，例如从动齿轮 26 为两个，则输入轴为两个，这样两个从动齿轮 26 可以分别对应地与两个输入轴上的主动齿轮 25 啮合传动，使得该两对齿轮副可以构成两个挡位进行传动。

在根据本发明的一个实施例中，可以根据传动需要而设置三个或更多个输入轴，并

且在每个输入轴上均可固定一个主动齿轮 25，由此输入轴的数量越多，可以进行传动的挡位就越多，该动力传动系统 100 的传动比的范围就越大，从而适应多种车型对于传动的要求。

根据本发明的一些具体实施例，如图 2- 图 7 所示，多个输入轴包括第一输入轴 21 和第二输入轴 22，第二输入轴 22 套设在第一输入轴 21 上，第二输入轴 22 是空心轴，第一输入轴 21 优选为实心轴，当然可选地，第一输入轴 21 也可以是空心轴。

第一输入轴 21 可以采用轴承进行支承，为了保证第一输入轴 21 传动时的平顺性，轴承优选是多个且可沿第一输入轴 21 的轴向在不影响其余部件装配的位置进行布置。同样地，第二输入轴 22 也可采用轴承进行支承，这里不再详细描述。

进一步，参照图 2- 图 7 所示，发动机单元 1 与第一输入轴 21 和第二输入轴 22 之间设置有双离合器 31，双离合器 31 可以采用现有的干式双离合器 31 或湿式双离合器 310。

双离合器 31 具有输入端 313、第一输出端 311 和第二输出端 312，发动机单元 1 与双离合器 31 的输入端 313 相连，具体而言，发动机单元 1 可以通过飞轮、减震器或扭 15 转盘等多种形式与双离合器 31 的输入端 313 相连。

双离合器 31 的第一输出端 311 与第一输入轴 21 相连，从而该第一输出端 311 与第一输入轴 21 同步旋转。双离合器 31 的第二输出端 312 与第二输入轴 22 相连，从而该第二输出端 312 与第二输入轴 22 同步旋转。

其中，双离合器 31 的输入端 313 可以是双离合器 31 的壳体，其第一输出端 311 和第二输出端 312 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 313 与第一输出端 311 和第二输出端 312 均断开，在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 313 与第一输出端 311 和第二输出端 312 之一接合，从而输入端 313 传来的动力可以通过第一输出端 311 和第二输出端 312 中的一个输出。一般地，壳体与两个从动盘不会同时接合。

应当理解，双离合器 31 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，从而可以在输入端与两个输出端全部断开以及输入端与两个输出端之一接合的三种模式中进行切换。

在图 2- 图 7 的示例中，由于输入轴为同心的双轴结构，且每个输入轴上只设置有一个主动齿轮 25，因此该变速器单元 2a 具有两个不同的挡位，发动机单元 1 可以通过该两个挡位将动力输出至输出部 5，同步器 6 可以一直处于接合状态，即接合输出轴 24 和输出部 5。

在挡位之间切换时，同步器 6 无需像以传统布置方式的同步器结构要先断开再轴向

移动才能接合另外的齿轮，而只需简单地控制双离合器 31 的接合/断开状态，此时同步器 6 可以一直处于接合状态，这样在发动机单元 1 将动力输出至输出部 5 时，只需控制一个换挡执行元件即双离合器 31 即可，而无需控制同步器 6，这样可以大大简化控制策略，减少同步器 6 的接合/断开次数，提高同步器 6 的寿命。

5 根据本发明的一些实施例，第一电动发电机 41 设置成与主动齿轮 25 和从动齿轮 26 中的一个配合传动，换言之，第一电动发电机 41 是与输入轴和输出轴 24 中的一个间接传动。

进一步，作为可选的方案，第一电动发电机 41 与相应齿轮之间可以设置中间传动机构，该传动机构可以是蜗轮蜗杆传动机构、一级或多级齿轮副传动机构、链轮传动机构等，或者在不抵触的情况下，还可以是上述多种传动机构的组合，这样第一电动发电机 41 可以根据需要而布置在不同位置，降低了第一电动发电机 41 的布置难度。

10 考虑到便于空间上布置的问题，根据本发明的一个实施例，第一电动发电机 41 可以通过一个中间齿轮 411 进行传动。例如，在图 3 (结合图 2) 的示例中，第一电动发电机 41 与第一输入轴 21 上的主动齿轮 25 之间通过一个中间齿轮 411 间接传动。又如，在图 2 的示例中，第一电动发电机 41 与第二输入轴 22 上的主动齿轮 25 之间通过一个中间齿轮 411 间接传动。

15 但是，本发明并不限于此。在本发明的其它实施例中，第一电动发电机 41 可设置成与第一输入轴 21 和输出轴 24 中的一个相连。例如，第一电动发电机 41 可设置成与第一输入轴 21 直接相连。又如，第一电动发电机 41 可设置成与输出轴 24 直接相连。第一电动发电机 41 采用与相应轴直接相连的方式，可以使得动力传动系统 100 的结构更加紧凑，同时还能减少动力传动系统 100 的周向尺寸，便于布置在车辆的机舱内。

20 根据本发明的一个实施例，参照图 4 所示，第一电动发电机 41 与第一输入轴 21 同轴布置，并且第一电动发电机 41 与发动机单元 1 同轴布置。这里，“第一电动发电机 41 与发动机单元 1 同轴布置”应当理解为：第一电动发电机 41 的转子的转动轴线与发动机单元 1 的曲轴的旋转轴线是大体重合的。由此，使得动力传动系统 100 的结构更加紧凑。

根据本发明的一些实施例，参照图 2- 图 6 所示，输出部 5 可以包括输出齿轮 51 和接合齿圈 52，输出齿轮 51 与输出轴 24 可相对转动即差速转动，接合齿圈 52 与输出齿轮 51 固定，即接合齿圈 52 与输出齿轮 51 同步转动。

30 由此，同步器 6 需要将输出部 5 与输出轴 24 接合时，同步器 6 的接合套 62 可以沿着轴向向接合齿圈 52 的方向运动，在输出部 5 与输出轴 24 的转速同步后，接合套 62 可以与接合齿圈 52 接合，从而输出轴 24、同步器 6 和输出部 5 三者之间形成刚性连接，

进而三者同步旋转。

为了减少中间传动部件，降低能量损失，并尽可能地提高动力传动系统 100 的传动效率，作为优选的方式，如图 2- 图 6 所示，输出齿轮 51 可为主减速器主动齿轮，该主减速器主动齿轮可以与主减速器从动齿轮 53 直接啮合从而将动力输出，以驱动车轮 200。但是，本发明并不限于此，在输出齿轮 51 与主减速器之间也可以设置其它用于传动的中间部件。

参照图 2- 图 10 所示，第一对车轮例如前轮 210 之间设置有差速器 54，差速器 54 是与输出部 5 配合传动的，具体而言，在一些实施例中，差速器 54 上设置有主减速器从动齿轮 53，输出齿轮 51 为主减速器从动齿轮，主减速器主动齿轮与主减速器从动齿轮 53 喷合，从而动力可依次通过主减速器主动齿轮、主减速器从动齿轮 53 和差速器 54 后传递至两个前轮 210。

差速器 54 的作用是合理地分配给两个前轮 210 所需动力，差速器 54 可以是齿轮式差速器、强制锁止式差速器、托森差速器等。对于本领域的技术人员而言，可以根据不同车型而选择合适的差速器。

根据本发明的一些实施例，参照图 5- 图 7、图 10 所示，一对第二电动发电机 42 背靠背地设在差速器 54 的两侧，例如一对第二电动发电机 42 分别设在差速器 54 的两侧且与差速器 54 集成为一体结构。换言之，左侧的第二电动发电机 42 设在左侧半轴与差速器 54 的左侧之间，右侧的第二电动发电机 42 设在右侧半轴与差速器 54 的右侧之间。具体而言，图 5- 图 7 中的动力传动系统 100 为四驱形式，而图 10 中的动力传动系统 100 为两驱形式。需要说明的是，在下面有关电动发电机背靠背地设在差速器 54 的两侧，均可以理解为该电动发电机分别设在差速器 54 的两侧并与该差速器集成为一体结构。

根据本发明的另一些实施例，参照图 2- 图 4、图 9 所示，第二电动发电机 42 为轮边电机。换言之，其中一个第二电动发电机 42 设在左前轮的内侧，另一个第二电动发电机 42 设在右前轮的内侧，第二电动发电机 42 可以通过齿轮机构将动力传递至相应车轮的轮毂。具体而言，图 2- 图 4 中的动力传动系统 100 为四驱形式，而图 9 中的动力传动系统 100 为两驱形式。

在本发明的一些实施例中，第三电动发电机 43 为两个，且第三电动发电机 43 为轮边电机，如图 2 和图 5 所示。换言之，在图 2 和图 5 的示例中，一个第三电动发电机 43 设于左后轮的内侧，另一个第三电动发电机 43 设于右后轮的内侧，第三电动发电机 43 可以通过齿轮机构将动力传递给相应的后轮。

在本发明的另一些实施例中，第三电动发电机 43 为一个，该一个第三电动发电机 43 通过第一变速机构 71 驱动第二对车轮。其中，第一变速机构 71 优选是减速机构，

减速机构可以是一级减速机构或多级减速机构。减速机构可以是齿轮减速机构、蜗轮蜗杆减速机构等，对此本发明并不作特殊限定。

在该一些实施例中，第二对车轮可以通过一根车桥相连，该车桥可以是一体式结构，此时第三电动发电机43通过第一变速机构71可以直接驱动该一体式车桥，从而带动两个车轮同步转动。

在本发明的再一些实施例中，第三电动发电机43为两个，每个第三电动发电机43分别通过一个第二变速机构72驱动第二对车轮中的一个。其中，第二变速机构72优选是减速机构，该减速机构可以是一级减速机构或多级减速机构。该减速机构可以是齿轮减速机构、蜗轮蜗杆减速机构等，对此本发明并不作特殊限定。

在该一些实施例中，第二对车轮可以通过两个半桥与对应的第三电动发电机43以及第二变速机构72相连，也就是说，一个第三电动发电机43可以通过一个第二变速机构72来驱动对应的半桥，从而带动该半桥外侧的车轮旋转。

根据本发明的另一些实施例，如图9-图10所示，这些动力传动系统100均为两驱形式。在图9的示例中，输出部5驱动前轮210，第二电动发电机42为轮边电机且用于驱动前轮210。在图10的示例中，输出部5驱动前轮210，第二电动发电机42背靠背地设在差速器54的两侧，例如第二电动发电机42分别设在差速器54的两侧且集成为一体结构。如图11-图13所示，这些动力传动系统100均为四驱形式。在图11的示例中，输出部5驱动前轮210，第二电动发电机42为两个，每个第二电动发电机42均通过一个第四变速机构74驱动后轮220。在图12的示例中，输出部5驱动前轮210，第二电动发电机42为一个，该第二电动发电机42通过一个第三变速机构73驱动后轮220。在图13的示例中，输出部5驱动前轮210，第二电动发电机42为两个且为轮边电机，其用于驱动后轮220。

关于第三变速机构73，其可与第一变速机构71相同。类似地，第四变速机构74可与第二变速机构72相同。因此，这里不再赘述。

根据本发明的一些实施例，动力传动系统100还可以包括电池组件300，电池组件300优选与第一电动发电机41、第二电动发电机42和第三电动发电机43相连。由此，第一电动发电机41由发动机单元1驱动进行发电或制动回收的电能可以供给并存储在电池组件300中，第二电动发电机42和第三电动发电机43在制动工况时回收的电能也可以供给并存储在电池组件300中。在车辆处于电动模式时，可以由电池组件300将电能分别供给至第一电动发电机41和/或第二电动发电机42和/或第三电动发电机43。需要说明的是，图8中的虚线表示电池组件300可分别与第一电动发电机41、第二电动发电机42和第三电动发电机43电连接。

作为上述实施例中描述的动力传动系统 100 的一种变型实施例，如图 8 所示，多个输入轴包括三个轴，即第一输入轴 21、第二输入轴 22 和第三输入轴 23，第二输入轴 22 套设在第一输入轴 21 上，第三输入轴 23 套设在第二输入轴 22 上。

在该变型实施例中，动力传动系统 100 进一步包括三离合器 32，三离合器 32 具有输入 5 端 324、第一输出端 321、第二输出端 322 和第三输出端 323，发动机单元 1 与三离合器 32 的输入端 324 相连，三离合器 32 的第一输出端 321 与第一输入轴 21 相连、三离合器 32 的第二输出端 322 与第二输入轴 22 相连且第三离合器 32 的第三输出端 323 与第三输入轴 23 相连。

类似地，三离合器 32 的输入端可以是其壳体，其三个输出端可以是三个从动盘，输入 10 端可与三个输出端之一接合，或者输入端与三个输出端全部断开。可以理解的是，三离合器 32 的工作原理与双离合器 31 近似，这里不再赘述。

需要说明的是，在该变型实施例中，对于其余部分，例如第一电动发电机 41 与第一输入轴 21 或输出轴 24 的传动方式，第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 的设置位置和驱动形式等均可采用上述双离合器 31 技术方案中同样的设置方式，请一并参照上述双离合器 15 31 的技术方案，这里不再一一详细描述。

作为上述实施例中描述的动力传动系统 100 的另一种变型实施例，如图 14- 图 16 所示，在该动力传动系统 100 中，从动齿轮 26 为联齿齿轮结构，该联齿齿轮结构 26 空套设置在输出轴 24 上，即二者可差速转动。其中，同步器 6 设置在输出轴 24 上且可选择地与该联齿齿轮结构 26 接合。

在该实施例中，具体地，输入轴为两个，即第一输入轴 21 和第二输入轴 22，每个输入轴上固定有一个主动齿轮 25，联齿齿轮结构 26 为双联齿轮，该双联齿轮 26 具有第一齿轮部 261 和第二齿轮部 262，第一齿轮部 261 和第二齿轮部 262 分别与两个主动齿轮 25 对应地啮合。

该实施例中的动力传动系统 100 在进行动力传动时，同步器 6 可以接合双联齿轮 26，从而发动机单元 1 和/或第一电动发电机 41 输出的动力可以通过输出部 5（例如，主减速器主动齿轮 51）输出。

该实施例中，第一电动发电机 41 与输出轴或输出轴中的一个可以直接传动或间接传动，具体可采用上述实施例中描述的相关传动方式，这里不再详细说明。而对于其它部件，例如发动机单元 1 与输入轴之间的离合器（例如，双离合器 31 或三离合器 32）等均可采用与上述实施例中相同的设计方式，这里不再赘述。

采用联齿齿轮结构 26，可以使得动力传动系统 100 的结构更加紧凑，便于布置。减少了从动齿轮的个数，进而减小了动力传动系统的轴向尺寸，利于成本的降低，同时

也降低了布置难度。

而且，同步器 6 可由一个单独的拨叉控制其运动，使得控制步骤简单，使用可靠性更高。

作为上述联齿齿轮实施例中描述的动力传动系统 100 的另一种变型实施例，如图 5-17- 图 19 所示，在该动力传动系统 100 中，通过离合器 9 来取代上述实施例中的同步器 6。

具体地，在该一些实施例中，如图 17- 图 19 所示，动力切换装置为离合器 9，离合器 9 设置成适于在变速器单元 2a 和输出部 5 之间进行动力的传输或者断开。换言之，通过离合器 9 的接合作用，可以使得变速器单元 2a 与输出部 5 同步动作，此时输出部 5 可将变速器单元 2a 的动力输出至车轮 200。而离合器 9 断开后，变速器单元 2a 输出的动力无法直接通过输出部 5 输出。

在该一些实施例中，双联齿轮 26 空套设置在输出轴 24 上，输出部 5 固定设置在输出轴 24 上，离合器 9 具有主动部分（图 17 中的 C<sub>主</sub>）和从动部分（图 17 中的 C<sub>从</sub>），离合器 9 的主动部分和从动部分中的一个设在联齿齿轮结构例如双联齿轮 26 上，离合器 9 的主动部分和从动部分中的另一个设置在输出轴 24 上，离合器 9 的主动部分和从动部分可分离或接合。例如，在图 17 的示例中，主动部分可以设在输出轴 24 上，从动部分可以设在联齿齿轮结构 26 上，但不限于此。

由此，在离合器 9 的主动部分与从动部分接合后，输出轴 24 与空套其上的双联齿轮 26 接合，动力可从输出部 5 输出。而在离合器 9 的主动部分与从动部分断开后，联齿齿轮 26 空套与输出轴 24 上，输出部 5 不传递变速器单元 2a 的动力。

整体而言，根据本发明实施例的动力传动系统 100，由于采用同步器 6 进行动力切换，且同步器 6 具有体积小、结构简单、承受扭矩大、传动效率高等诸多优点，因此根据本发明实施例的动力传动系统 100 的体积有所减小、结构更加紧凑，且传动效率高并能满足大扭矩传动要求。

同时，通过第一电动发电机 41 和/或第二电动发电机 42 和/或第三电动发电机 43 的调速补偿，可以实现同步器 6 无扭矩接合，平顺性更好，且接合速度和动力响应更快，相比传统离合器传动方式，可以承受更大的扭矩而不会发生失效现象，大大地提高了传动的稳定性以及可靠性。

在本发明的一些实施例中，为实现对每个车轮的扭矩分配，如图 2、图 3、图 5、图 6、图 8 所示，该五个实施例中，采用了四个电动发电机分别负责驱动一个车轮，该四个独立电机驱动的优势在于：普通的机械四驱车仅能实现前后轮的扭矩分配，高端的全时四驱车转弯时仅能实现左右轮瞬时小范围扭矩差异。而上述五个实施例中，由于采用四个电机分别驱动，因此可随时实现左右轮电机的 +100% 到 -100% 的扭矩差异调节，从而大大提高了高

速转弯时的操控稳定性，改善了转向不足和转向过渡的问题。此外，低速时通过左右两个车轮的相反方向转动可以大大减小车辆转弯半径，使车辆操控更加自如。

下面参照图 2- 图 19 简单描述各具体实施例中动力传动系统 100 的构造。

5 实施例一：

如图 2 所示，发动机单元 1 与双离合器 31 的输入端 313 相连，双离合器 31 的第一输出端 311 与第一输入轴 21 相连，双离合器 31 的第二输出端 312 与第二输入轴 22 相连，第二输入轴 22 同轴地套设在第一输入轴 21 上。

第一输入轴 21 和第二输入轴 22 上分别固定设置有一个主动齿轮 25，第一电动发电机 10 41 通过一个中间齿轮 411 而与第二输入轴 22 上的主动齿轮 25 间接传动。输出轴 24 上固定设置有两个从动齿轮 26，该两个从动齿轮 26 分别与第一输入轴 21 和第二输入轴 22 上的主动齿轮 25 对应啮合，从而构成两个传动挡位。

同步器 6 设置在输出轴 24 上，主减速器主动齿轮（即，输出齿轮 51）相对输出轴 24 可差速转动，主减速器主动齿轮的左侧可以通过连接杆固定有与同步器 6 适配的接合齿圈 52。其中，主减速器主动齿轮与主减速器从动齿轮 53 外啮合，主减速器从动齿轮 53 可以固定在差速器 54 上，以将动力传递给差速器 54，差速器 54 分配完动力后可适应性传递给两侧的半桥，从而驱动车轮 200 例如前轮 210。

两个第二电动发电机 42 分别构成用于驱动两个前轮 210 的轮边电机，两个第三电动发电机 43 分别构成用于驱动两个后轮 220 的轮边电机，即该方案中，四个车轮处均设置有一个轮边电机。

该实施例中的动力传动系统 100，双离合器 31 可以通过切断或接合，使发动机单元 1 的动力可分别以大小两种速比传递到输出轴 24 上。第一电动发电机 41 通过挡位齿轮组，可以一固定速比将动力传递到输出轴 24 上。同步器 6 接合，输出轴 24 的动力可以通过主减速器和差速器 54 传递至前轮 210，同步器 6 切断，则输出轴 24 的动力不能传递至前轮 210。两个第二电动发电机 42 为轮边形式，可以直接驱动两个前轮。两个第三电动发电机 43 同为轮边形式，可以直接驱动两个后轮。

该实施例中的动力传动系统 100 可以至少具有如下工况：第三电动发电机 43 纯电动工况、纯电动四驱工况、并联工况、串联工况和制动/减速回馈工况。

工况一：

30 第三电动发电机 43 纯电动工况：双离合器 31 切断，同步器 6 切断，发动机单元 1、第一电动发电机 41 和第二电动发电机 42 不工作，两个第三电动发电机 43 分别驱动两个后轮 220。该工况主要用于匀速或城市工况等小负荷场合，且电池电量较高的情况。

该工况的优点在于第三电动发电机43直接驱动后轮220，相比于前驱车，拥有更好的加速性能、爬坡性能以及极限转向能力。并且，第三电动发电机43分别单独驱动左后轮和右后轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。而前驱部分则通过同步器6断开输出齿轮51和前轮210的关联，使得前驱没有机械损耗，降低了整车的能5耗。

#### 工况二：

纯电动四驱工况：双离合器31切断，同步器6切断，第一电动发电机41不工作，两个第二电动发电机42分别用于驱动两个前轮210，两个第三电动发电机43分别用于驱动后轮220。该工况主要用于加速、爬坡、超车、高速等较大负荷场合，且电池电量较高的情况。

该工况的优点在于相较于单电机驱动拥有更好的动力性能，相较于混合动力驱动拥有更好的经济性和更低的噪音。最能突出其优势的典型应用场合为大坡度（盘山路）的拥堵路况。

而且，相比于前驱和后驱车，纯电动四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。且两个第二电动发电机42和两个第三电动发电机43分别独立驱动四个车轮，使得每个车轮可以单独获得不同的扭矩和转速，实现了四轮单独控制，将动力性、操纵稳定性和越野性能达到了最大性能。而当相应电动发电机对左右车轮施加不同方向的扭矩时，还能够实现整车的原地转向。

#### 工况三：

并联工况：双离合器31接合，同步器6接合，发动机单元1与第一电动发电机41通过20挡位齿轮组和同步器6将动力传递至主减速器主动齿轮51，并通过差速器54将动力传至前轮210，同时两个第二电动发电机42分别将动力传递给对应的前轮210，且两个第三电动发电机43分别将动力传递给对应的后轮220。该工况主要用于急加速、爬大坡等最大负荷场合。

该工况的优点在于五个电动发电机和发动机单元1同时驱动车辆，可以发挥最大的动力25性能。相比于前驱和后驱车，混合动力四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。且第三电动发电机43分别单独驱动左后轮和右后轮，可以实现电子差速功能，省略了传动机械式差速器，减少了零部件，同时还能增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。

#### 工况四：

串联工况：双离合器31接合，同步器6切断，发动机单元1通过双离合器31和挡位齿30轮组带动第一电动发电机41发电，第二电动发电机42用于驱动前轮210且第三电动发电机43用于驱动后轮220。该工况主要用于中等负荷，且电池电量较少的情况。

该工况的优点在于相比前驱和后驱车，串联（即，四驱串联）工况拥有更好的加速性能、

爬坡性能、操控性能以及越野能力。且两个第二电动发电机 42 和两个第三电动发电机 43 分别独立驱动四个车轮，使得每个车轮可以单独获得不同的扭矩和转速，实现了四轮单独控制，将动力性、操纵稳定性和越野性能达到了最大性能。而当相应电动发电机对左右车轮施加不同方向的扭矩时，还能够实现整车的原地转向。此外，第一电动发电机 41 可以通过扭矩和转速调节，使发动机单元 1 保持在最佳经济区域运行，减少发电油耗。

##### 工况五：

制动/减速回馈工况：双离合器 31 接合，同步器 6 切断，发动机单元 1 带动第一电动发电机 41 发电，第二电动发电机 42 制动前轮并发电，第三电动发电机 43 制动后轮并发电。该工况主要用于车辆制动或减速。该工况的优点在于减速或制动时，第二电动发电机 42 第三电动发电机 43 分别制动四个车轮，无论在转弯还是直行，都能在保证整车制动力和稳定性的前提下，充分地吸收每个车轮的动力，达到回馈能量的最大化。且由于同步器 6 切断，在上述四个电动发电机对车轮制动的同时，发动机单元 1 和第一电动发电机 41 可以继续进行发电功能，使得发电状态稳定，避免频繁切换，增强了部件的寿命。

##### 工况六：

混联工况：双离合器 31 接合，同步器 6 接合，发动机单元 1 的部分动力通过双离合器 31 和挡位齿轮组带动第一电动发电机 41 发电，发动机单元 1 的另一部分动力通过挡位齿轮组和同步器 6 将动力传递至主减速器主动齿轮 51，第二电动发电机 42 直接通过主减速器主动齿轮 51 驱动前轮 210，同时第三电动发电机 43 分别驱动后轮 220。该工况主要用于加速、爬坡等较大负荷场合且电量不多的情况下。该工况的优点是可以发挥发动机单元 1 的全部动力，既保证车辆的动力性，又可以同时进行发电，保持电池的电量。

上述的六种工况可以进行切换，其中比较典型的工况切换为：由工况四切换为工况三，或者从工况四切换至工况五。

具体地，由工况四切换为工况三时：当需要急加速超车、躲避障碍物或其它情况时，根据司机的油门需求，动力传动系统 100 可从工况四切换至工况三。此时第一电动发电机 41 会以主减速器主动齿轮的转速为目标，通过转速控制，调节输出轴 24 的转速，使输出轴 24 和主减速器主动齿轮的转速尽可能的匹配，方便同步器 6 结合。

而在匹配过程中，第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 可以响应驾驶需求，增大扭矩，使车辆得到加速，而不必像通常的车辆那样，等到同步器 6 接合后才能加速。这一扭矩提前补偿的功能，可以大大地缩短扭矩响应时间，提高车辆的瞬时加速性能。

再如，从工况四切换至工况五：当车辆制动或减速时，根据司机的油门需求或踩踏制动踏板的动作，动力传动系统 100 可从工况四切换至工况五。第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 已经可以满足制动回馈的需求，无需第一电动发电机 41 进行回馈，此时第二电

动发电机 42 和第三电动发电机 43 能立即响应驾驶需求，对车轮进行制动，回馈电量，而不必像通常的车辆那样，等到同步器 6 接合后才能回馈电量。

与此同时，发动机单元 1 和第一电动发电机 41 可以保持原先的发电状态，待制动工况结束后，也无需转换，直接进入原先的串联工况。这一扭矩提前补偿功能，可以大大的缩短 5 电机制动响应时间，增加回馈的电量。

特别地，对于复杂路况，例如当车辆在上坡、下坡、颠簸、低附等复杂路况下行驶时，往往因为车速不稳定而导致同步器 6 接合困难。即使第一电动发电机 41 可以通过转速控制，调节输出轴 24 的转速，但由于主减速器主动齿轮的转速随车速不可控，也会给第一电动发电机 41 的调速的准确度和速度带来困难。在这些路况下，通过第二电动发电机 42 和第三 10 电动发电机 43 对车辆进行扭矩补偿，可以有效地稳定车速，既提高了整车的驾驶体验，也使得同步器 6 的接合变得简单。

#### 实施例二：

如图 3 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 2 中的动力传动系统 100 的区别可以 15 仅在于第三电动发电机 43 的布置形式。在该实施例中，每个第三电动发电机 43 均通过一个第二变速机构 72 驱动对应的后轮 220，对于其余部分则可与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。而关于具体工况，则与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，区别可以仅在于第三电动发电机 43 与对应的后轮 220 之间在进行动力传递时需 20 经过第二变速机构 72，这里同样不再详细说明。

20

#### 实施例三：

如图 4 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 2 中的动力传动系统 100 的区别可以 25 仅在于第三电动发电机 43 的布置形式。在该实施例中，第三电动发电机 43 为一个且通过一个第一变速机构 71 驱动对应的后轮 220，对于其余部分则可与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。而关于具体工况，则与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，区别可以仅在于，由于通过一个第三电动发电机 43 和一个第一变速机构 71 驱动两个后轮 220，因此在不增加新部件的前提下，仅通过一电机和一变速机构无法实现两个后轮 220 的差速功能，但是可以理解的是，可以增设差速器以实现两个后轮 220 的差速转动，该差速器可以与第一变速机构 71 集成为一体。

30

#### 实施例四：

如图 5 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 2 中的动力传动系统 100 的区别可以

仅在于第二电动发电机 42 的布置形式。在该实施例中，第二电动发电机 42 分别背靠背地设在差速器 54 的两侧，对于其余部分则可与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。而关于具体工况，则与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里同样不再详细说明。

5

#### 实施例五：

如图 6 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 5 中的动力传动系统 100 的区别可以仅在于第三电动发电机 43 的布置形式。在该实施例中，每个第三电动发电机 43 均通过一个第二变速机构 72 驱动对应的后轮 220，对于其余部分则可与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。而关于具体工况，则与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里同样不再详细说明。

#### 实施例六：

如图 7 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 5 中的动力传动系统 100 的区别可以仅在于第三电动发电机 43 的布置形式。在该实施例中，第三电动发电机 43 为一个且通过一个第一变速机构 71 驱动对应的后轮 220，对于其余部分则可与图 5 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。而关于具体工况，则与图 5 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，区别可以仅在于，由于通过一个第三电动发电机 43 和一个第一变速机构 71 驱动两个后轮 220，因此在不增加新部件的前提下，仅通过一电机和一变速机构无法实现两个后轮 220 的差速功能，但是可以理解的是，可以增设差速器以实现两个后轮 220 的差速转动，该差速器可以与第一变速机构 71 集成为一体。

#### 实施例七：

如图 8 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 2 中的动力传动系统 100 的区别可以仅在于离合器的形式以及输入轴、主动齿轮 25 以及从动齿轮 26 的个数，该实施例中离合器为三离合器 32，输入轴为三个，主动齿轮 25 和从动齿轮 26 对应为三对，对于其余部分则可与图 2 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。

#### 实施例八：

如图 9 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 2 中的动力传动系统 100 的区别可以仅在于取消了图 2 实施例中的第三电动发电机 43，该实施例中的动力传动系统 100 为两驱形式。

该实施例中的动力传动系统 100 至少可以具有如下工况：

工况一，第二电动发电机 42 纯电动：双离合器 31 切断，同步器 6 切断，发动机单元 1 和第一电动发电机 41 不工作，第二电动发电机 42 直接驱动前轮 210。该工况主要用于匀速或城市工况等小负荷场合，且电池电量较高的情况。

5 该工况的优点在于第二电动发电机 42 直接驱动前轮 210，传动链最短、参与工作的部件最少，可以达到最高的传动效率和最小的噪音。第二电动发电机 42 分别单独驱动左右不同的前轮 210，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。

工况二，三电机纯电动：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 不工作，第一电动发电机 41 通过挡位齿轮组和同步器 6 将动力传递至主减速器主动齿轮 51，并通过差速器 54 将动力平均分到左右前轮，同时第二电动发电机 42 直接驱动左右前轮。

10 该工况主要用于加速、爬坡、超车、高速等较大负荷场合，且电池电量较高的情况。该工况的优点在于相较于单电机驱动拥有更好的动力性能，相较于混合动力驱动拥有更好的经济性和更低的噪音。最能突出其优势的典型应用场合为大坡度（盘山路）的拥堵路况。

工况三，并联：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 与第一电动发电机 41 15 通过挡位齿轮组和同步器 6 将动力传递至主减速器主动齿轮 51，并通过差速器 54 将动力平均分到左右前轮，第二电动发电机 42 直接驱动前轮。该工况主要用于急加速、爬大坡等最大负荷场合。

该工况的优点在于三电机和发动机单元 1 同时驱动，可以发挥最大的动力性能。

工况四，串联：双离合器 31 接合，同步器 6 切断，发动机单元 1 通过双离合器 31 和挡位齿轮组带动第一电动发电机 41 发电，第二电动发电机 42 直接驱动车轮。该工况主要用于中等负荷，且电池电量较少的情况。

该工况的优点在于第二电动发电机 42 直接驱动车轮，传动链最短、参与工作的部件最少，可以达到最高的传动效率和最小的噪音。

25 同时第一电动发电机 41 可以通过扭矩和转速调节，使发动机单元 1 保持在最佳经济区域运行，减少发电油耗。第二电动发电机 42 分别单独驱动左右不同的车轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。

工况五，制动/减速回馈：双离合器 31 接合，同步器 6 断开，发动机单元 1 带动第一电动发电机 41 发电，第二电动发电机 42 直接制动车轮并发电。该工况主要用于车辆的制动或减速。该工况的优点在于在车辆减速或制动时，将第二电动发电机 42 分别制动两个车轮，30 可以最大限度的吸收制动能量，转化为电能，且发动机单元 1 和第一电动发电机 41 可以继续进行发电，保持发电工况的稳定性，并减少频繁切换。

上述的五种工况可以进行切换，其中比较典型的工况切换为：由工况四切换为工况三，

或者从工况四切换至工况五。

具体地，由工况四切换为工况三时，例如当需要急加速超车、躲避障碍物时，根据司机的油门需求，动力系统会从工况四切换至工况三。此时第一电动发电机41会以主减速器主动齿轮51的转速为目标，通过转速控制，调节输出轴24的转速，使二者的转速尽可能的5匹配，方便同步器6接合。而在匹配过程中，第二电动发电机42可以响应驾驶需求，增大扭矩，使车辆得到加速，而不必像通常的车辆那样，等到同步器6接合后才能加速。这一扭矩提前补偿功能，可以大大的缩短扭矩响应时间，提高车辆的瞬时加速性能。

由工况四切换为工况五时，例如当车辆制动或减速时，根据司机的油门需求或踩踏制动踏板的动作，动力传动系统100可从工况四切换至工况五。第二电动发电机42已经可以满足制动回馈的需求，无需第一电动发电机41进行回馈，此时第二电动发电机42能立即响应驾驶需求，对车轮进行制动，回馈电量，而不必像通常的车辆那样，等到同步器6接合后才能回馈电量。

与此同时，发动机单元1和第一电动发电机41可以保持原先的发电状态，待制动工况结束后，也无需转换，直接进入原先的串联工况。这一扭矩提前补偿功能，可以大大的缩短电机制动响应时间，增加回馈的电量。

特别地，对于复杂路况，例如当车辆在上坡、下坡、颠簸、低附等复杂路况下行驶时，往往因为车速不稳定而导致同步器6接合困难。即使第一电动发电机41可以通过转速控制，调节输出轴24的转速，但由于主减速器主动齿轮的转速随车速不可控，也会给第一电动发电机41的调速的准确度和速度带来困难。在这些路况下，通过第二电动发电机42对车辆20进行扭矩补偿，可以有效地稳定车速，既提高了整车的驾驶体验，也使得同步器6的接合变得简单。

#### 实施例九：

如图10所示，该实施例中的动力传动系统100与图9中的动力传动系统100的区别在于25第二电动发电机42的位置，在该实施例中，第二电动发电机42背靠背地设置于差速器54的两侧，对于其余部分则可与图9实施例中的动力传动系统100基本一致，这里不再赘述。

#### 实施例十：

如图11所示，该实施例中的动力传动系统100与图9中的动力传动系统100的区别在于30第二电动发电机42的位置，在该实施例中，第二电动发电机42为两个，每个第二电动发电机42均通过一个第四变速机构74驱动对应的后轮220，对于其余部分则可与图9实施

例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。

该实施例中的动力传动系统 100 至少具有如下工况：

工况一，第二电动发电机 42 纯电动：双离合器 31 切断，同步器 6 切断，发动机单元 1 和第一电动发电机 41 不工作，每个第二电动发电机 42 通过对应的第四变速机构 74 驱动后轮。该工况主要用于匀速或城市工况等小负荷场合，且电池电量较高的情况。该工况的优点在于第二电动发电机 42 驱动后轮，相比于前驱车拥有更好的加速性能、爬坡性能以及极限转向能力。且第二电动发电机 42 分别单独驱动左右不同的车轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。前驱通过同步器 6 断开齿轮组和前轮的关联，使得前驱没有机械损耗，降低了整车的能耗。

工况二，纯电动四驱：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 不工作，第一电动发电机 41 驱动前轮，第二电动发电机 42 驱动后轮。该工况主要用于加速、爬坡、超车、高速等较大负荷场合，且电池电量较高的情况。该工况的优点在于相较于单电机驱动拥有更好的动力性能，相较于混合动力驱动拥有更好的经济性和更低的噪音。最能突出其优势的典型应用场合为大坡度（盘山路）的拥堵路况。相比于前驱和后驱车，纯电动四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。且第二电动发电机 42 分别单独驱动左右不同的后轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。

工况三，并联：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 与第一电动发电机 41 同时驱动前轮 210，第二电动发电机 42 驱动后轮。该工况主要用于急加速、爬大坡等最大负荷场合。该工况的优点在于双电机和发动机单元同时驱动，可以发挥最大的动力性能。相比于前驱和后驱车，混合动力四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。且第二电动发电机分别单独驱动左右不同的后轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。

工况四，串联：双离合器 31 接合，同步器 6 切断，发动机单元 1 驱动第一电动发电机 41 发电，第二电动发电机 42 驱动后轮。该工况主要用于中等负荷，且电池电量较少的情况。该工况的优点在于两个第二电动发电机分别驱动两个后轮，可以实现电子差速功能，增加操纵稳定性，减小轮胎的磨损量。相比于前驱车拥有更好的加速性能、爬坡性能以及极限转向能力。且第一电动发电机可以通过扭矩和转速调节，使发动机单元保持在最佳经济区域运行，减少发电油耗。

工况五，制动/减速回馈：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元不工作，第一电动发电机和第二电动发电机同时制动车辆并发电。该工况的优点在于车辆减速或制动时，有三个电机同时制动车辆，从而可以最大限度的吸收制动能量，转化为电能。且通过切断双离合器，消除了发动机单元摩擦力矩对车辆的制动，可以留下更多的动力让电机吸收。

前后驱一起制动回馈，可以在保证整车制动力的前提下，更好的分配制动力至前后电机，比单独前驱或后驱车型能回馈更多的电能。并且，两个第二电动发电机可以单独控制制动力的大小，在转弯制动时，能提高整车的稳定性，并进一步提高回馈的能量。

类似地，该实施例中的动力传动系统 100 的各个工况之间可以进行切换，比较经典的模式为工况四切换为工况三或工况五，对于这部分，与上述实施例中描述的相应切换部分原理类似，这里不再赘述。

#### 实施例十一：

如图 12 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 9 中的动力传动系统 100 的区别在于第二电动发电机 42 的位置，在该实施例中，第二电动发电机 42 为一个，该第二电动发电机 42 通过一个第三变速机构 73 驱动后轮 220，对于其余部分则可与图 9 实施例中的动力传动系统 100 基本一致，这里不再赘述。

该实施例中，可以采用第二电动发电机 42 单独驱动车辆，此时双离合器 31 和同步器 6 均切断，该工况主要用于匀速或城市工况等小负荷场合，且电池电量较高的情况。该工况的优点在于第二电动发电机 42 通过第三变速机构 73 直接驱动后轮 220，相比前驱，拥有更好的加速性能、爬坡性能以及极限转向能力。而且前驱部分通过同步器 6 断开，使得前驱部分没有机械损耗，降低了整车的能耗。其中，后驱部分还可以增设差速器，差速器可以与第三变速机构 73 集成为一体。

该实施例中，动力传动系统还可以具有纯电动四驱工况，此时双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 不工作，第一电动发电机 41 驱动前轮，第二电动发电机 42 驱动后轮。该工况主要用于加速、爬坡、超车、高速等较大负荷场合，且电池电量较高的情况。该工况相较于单电机驱动拥有更好的动力性能，相较于混合动力驱动拥有更好的经济性和更低的噪音。最能突出其优势的典型应用场合为大坡度（盘山路）的拥堵路况。相比于前驱或后驱车，纯电动四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。

该实施例中，动力传动系统还具有并联工况：双离合器 31 接合，同步器 6 接合，发动机单元 1 和第一电动发电机 41 共同驱动前轮 210，第二电动发电机 42 驱动后轮 220。该工况主要用于急加速、爬大坡等最大负荷场合。该工况主要优点在于双电机和发动机单元同时驱动，可以发挥最大的动力性能。相比于前驱和后驱车，混合动力四驱拥有更好的加速性能、爬坡性能、操控性能以及越野能力。

该实施例中，动力传动系统还具有串联工况：此时双离合器 31 接合，同步器 6 切断，发动机单元 1 驱动第一电动发电机 41 发电，第二电动发电机驱动后轮。该工况主要用于中等负荷，且电池电量较少的情况。该工况的优点在于第二电动发电机 42 驱动后轮，相比于

前驱车拥有更好的加速性能、爬坡性能以及极限转向能力。第一电动发电机 41 可以通过扭矩和转速调节，使发动机单元 1 保持在最佳经济区域运行，减少发电油耗。

该实施例中，动力传动系统还具有制动/减速回馈：双离合器 31 切断，同步器 6 接合，发动机单元 1 不工作，第一电动发电机 41 和第二电动发电机 42 同时制动车辆并发电。该 5 工况的优点在于车辆减速或制动时，将两个电机同时制动，可以最大限度的吸收制动能量，转化为电能。且通过切断双离合器 31，消除了发动机单元摩擦力矩对车辆的制动，可以留下更多的动力让电机吸收。前后驱一起制动回馈，可以在保证整车制动力的前提下，更好的分配制动力至前后电机，比单独前驱或后驱车型能回馈更多的电能。

类似地，该实施例中的动力传动系统 100 的各个工况之间可以进行切换，比较经典的模式为工况四切换为工况三或工况五，对于这部分，与上述实施例中描述的相应切换部分原理类似，这里不再赘述。

#### 实施例十二：

如图 13 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 9 中的动力传动系统 100 的区别在于第二电动发电机 42 的位置，在该实施例中，第二电动发电机 42 为两个且均为轮边电机，第二电动发电机 42 用于驱动对应的后轮 220，对于其余部分则可与图 9 实施例中的动力传动系统 100 基本一致（传动模式与图 11 类似），这里不再赘述。

#### 实施例十三：

如图 14 所示，发动机单元 1 与双离合器 31 的输入端 313 相连，双离合器 31 的第一输出端 311 与第一输入轴 21 相连，双离合器 31 的第二输出端 312 与第二输入轴 22 相连，第二输入轴 22 同轴地套设在第一输入轴 21 上。

第一输入轴 21 和第二输入轴 22 上分别固定设置有一个主动齿轮 25，输出轴 24 空套有双联齿轮 26（即，从动齿轮），双联齿轮 26 的第一齿轮部 261 与第一输出轴 21 上的主动齿轮 25 喷合，双联齿轮 26 的第二齿轮部 262 与第二输出轴 22 上的主动齿轮 25 喷合。

中间轴 45 上固定设置有第一中间轴齿轮 451 和第二中间轴齿轮 452，第一中间轴齿轮 451 与第二输入轴 22 上的主动齿轮 25 喷合，第一电动发电机 41 的输出端通过一个中间惰轮 44 与第二中间轴齿轮 452 间接传动。

同步器设置在输出轴 24 上且用于接合双联齿轮 26。主减速器主动齿轮 51 固定在输出轴 24 上。主减速器主动齿轮 51 与主减速器从动齿轮 53 外喷合，主减速器从动齿轮 53 可以固定在差速器 54 的壳体上，以将动力传递给差速器 54，差速器 54 分配完动力后可适应性传递给两侧的半桥，从而驱动车轮 200。

#### 实施例十四：

如图 15 所示，发动机单元 1 与双离合器 31 的输入端 313 相连，双离合器 31 的第一输出端 311 与第一输入轴 21 相连，双离合器 31 的第二输出端 312 与第二输入轴 22 相连，第二输入轴 22 同轴地套设在第一输入轴 21 上。

第一输入轴 21 和第二输入轴 22 上分别固定设置有一个主动齿轮 25，输出轴 24 空套有双联齿轮 26 (即，从动齿轮)，双联齿轮 26 的第一齿轮部 261 与第一输出轴 21 上的主动齿轮 25 喷合，双联齿轮 26 的第二齿轮部 262 与第二输出轴 22 上的主动齿轮 25 喷合。

中间轴 45 上固定设置有第一中间轴齿轮 451 和第二中间轴齿轮 452，第一中间轴齿轮 451 与第二输入轴 22 上的主动齿轮 25 喷合，第一电动发电机 41 的输出端直接与第二中间轴齿轮 452 喷合传动。

同步器设置在输出轴 24 上且用于接合双联齿轮 26。主减速器主动齿轮 51 固定在输出轴 24 上。主减速器主动齿轮 51 与主减速器从动齿轮 53 外喷合，主减速器从动齿轮 53 可以固定在差速器 54 的壳体上，以将动力传递给差速器 54，差速器 54 分配完动力后可适应性传递给两侧的半桥，从而驱动车轮 200。

#### 实施例十五：

如图 16 所示，发动机单元 1 与双离合器 31 的输入端 313 相连，双离合器 31 的第一输出端 311 与第一输入轴 21 相连，双离合器 31 的第二输出端 312 与第二输入轴 22 相连，第二输入轴 22 同轴地套设在第一输入轴 21 上。

第一输入轴 21 和第二输入轴 22 上分别固定设置有一个主动齿轮 25，输出轴 24 空套有双联齿轮 26 (即，从动齿轮)，双联齿轮 26 的第一齿轮部 261 与第一输出轴 21 上的主动齿轮 25 喷合，双联齿轮 26 的第二齿轮部 262 与第二输出轴 22 上的主动齿轮 25 喷合。第一电动发电机 41 的输出端直接与第一齿轮部 261 喷合传动。

同步器设置在输出轴 24 上且用于接合双联齿轮 26。主减速器主动齿轮 51 固定在输出轴 24 上。主减速器主动齿轮 51 与主减速器从动齿轮 53 外喷合，主减速器从动齿轮 53 可以固定在差速器 54 的壳体上，以将动力传递给差速器 54，差速器 54 分配完动力后可适应性传递给两侧的半桥，从而驱动车轮。

#### 实施例十六：

如图 17 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 14 中的动力传动系统 100 的区别在于：设置离合器 9 取代图 14 中动力传动系统 100 的同步器 6，将主减速器主动齿轮 51 固定

设置在输出轴 24 上。

#### 实施例十七：

如图 18 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 15 中的动力传动系统 100 的区别在于：设置离合器 9 取代图 15 中动力传动系统 100 的同步器 6，将主减速器主动齿轮 51 固定设置在输出轴 24 上。

#### 实施例十八：

如图 19 所示，该实施例中的动力传动系统 100 与图 16 中的动力传动系统 100 的区别在于：设置离合器 9 取代图 16 中动力传动系统 100 的同步器 6，将主减速器主动齿轮 51 固定设置在输出轴 24 上。

需要说明的是，参照图 14- 图 19 所示，该联齿齿轮结构 26 的变型实施例中，其还可以包括第二电动发电机 42 和第三电动发电机 43 或者只包括第二电动发电机 42（未在图 14- 图 19 中示出），其具体布置方式可采用图 2- 图 13 中对应的布置方式（例如采用轮边形式、15 背靠背地设在差速器两侧等）。例如作为一种可选的实施例，图 14- 图 19 所示的动力传动系统 100 的主减速器主动齿轮 51 可用于驱动前轮 210，其后驱可以采用图 12 的后驱模式，即通过一个第二电动发电机 42 以及一个减速机构来驱动后轮 220。

此外，根据本发明的实施例进一步提供了包括如上所述的动力传动系统 100 的车辆。20 应当理解的是，根据本发明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，因此对习知结构的详细说明此处进行省略。

在本说明书的描述中，参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、“示意性实施例”、“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发明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一定指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。25

尽管已经示出和描述了本发明的实施例，本领域的普通技术人员可以理解：在不脱离本发明的原理和宗旨的情况下可以对这些实施例进行多种变化、修改、替换和变型，本发明的范围由权利要求及其等同物限定。

## 权利要求书

1、一种用于车辆的动力传动系统，其特征在于，包括：

发动机单元；

5 输入轴，所述输入轴与所述发动机单元可选择性地接合，以传输所述发动机单元所产生的动力；

输出轴，所述输出轴构造成输出所述输入轴上传输的动力的至少一部分；

输出部，所述输出部相对所述输出轴可差速转动；

10 同步器，所述同步器设置在所述输出轴上且设置成可选择性地接合所述输出部以使所述输出部随所述输出轴同步转动，从而通过所述输出部输出所述动力以驱动所述车辆的前轮和/或后轮；

第一电动发电机，所述第一电动发电机与所述输入轴和所述输出轴中的一个直接传动或间接传动；以及

15 一对第二电动发电机，所述一对第二电动发电机为轮边电机且用于驱动两个所述前轮或两个所述后轮。

2、根据权利要求1所述的动力传动系统，其特征在于，所述输出部和所述第二电动发电机均用于驱动所述前轮。

3、根据权利要求2所述的动力传动系统，其特征在于，还包括：差速器，所述差速器设在两个所述前轮之间且与所述输出部配合传动。

20 4、根据权利要求1-3中任一项所述的动力传动系统，其特征在于，还包括：第三电动发电机，所述第三电动发电机用于驱动所述后轮。

5、根据权利要求4所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述第三电动发电机为两个，所述第三电动发电机为轮边电机。

25 6、根据权利要求4所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述第三电动发电机为一个，所述第三电动发电机通过第一变速机构驱动两个所述后轮。

7、根据权利要求4所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述第三电动发电机为两个，每个所述第三电动发电机分别通过一个第二变速机构驱动一个所述后轮。

30 8、根据权利要求1所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述输入轴为多个且依次同轴嵌套设置，在所述发动机单元给所述输入轴传送动力时，所述发动机单元可选择性地与所述多个输入轴中的一个接合。

9、根据权利要求8所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，每个所述输入轴上固定有一个主动齿轮，所述输出轴上固定有多个从动齿轮，所述多个从动齿轮与所述多个

输入轴上的主动齿轮分别对应地啮合。

10、根据权利要求 9 所述的用于车辆的动力传动系统，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。

11、根据权利要求 10 所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，还包括：

5 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，所述发动机单元与所述双离合器的输入端相连，所述双离合器的第一输出端与所述第一输入轴相连且所述双离合器的第二输出端与所述第二输入轴相连。

12、根据权利要求 9 所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述第一电动发电机设置成与所述主动齿轮和所述从动齿轮中的一个配合传动。

10 13、根据权利要求 10 所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述第一电动发电机设置成与所述第一输入轴和输出轴中的一个相连。

14、根据权利要求 9 所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，所述多个输入轴包括第一输入轴、第二输入轴和第三输入轴，所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上，所述第三输入轴套设在所述第二输入轴上。

15 15、根据权利要求 14 所述的用于车辆的动力传动系统，其特征在于，还包括：

三离合器，所述三离合器具有输入端、第一输出端、第二输出端和第三输出端，所述发动机单元与所述三离合器的输入端相连，所述三离合器的第一输出端与所述第一输入轴相连、所述三离合器的第二输出端与所述第二输入轴相连且所述三离合器的第三输出端与所述第三输入轴相连。

20 16、一种车辆，其特征在于，包括根据权利要求 1-15 中任一项所述的用于车辆的动力传动系统。

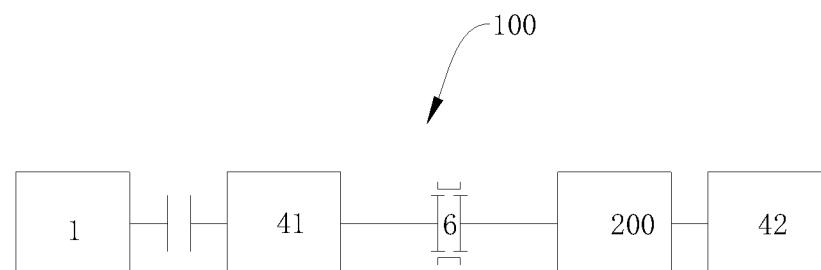


图 1

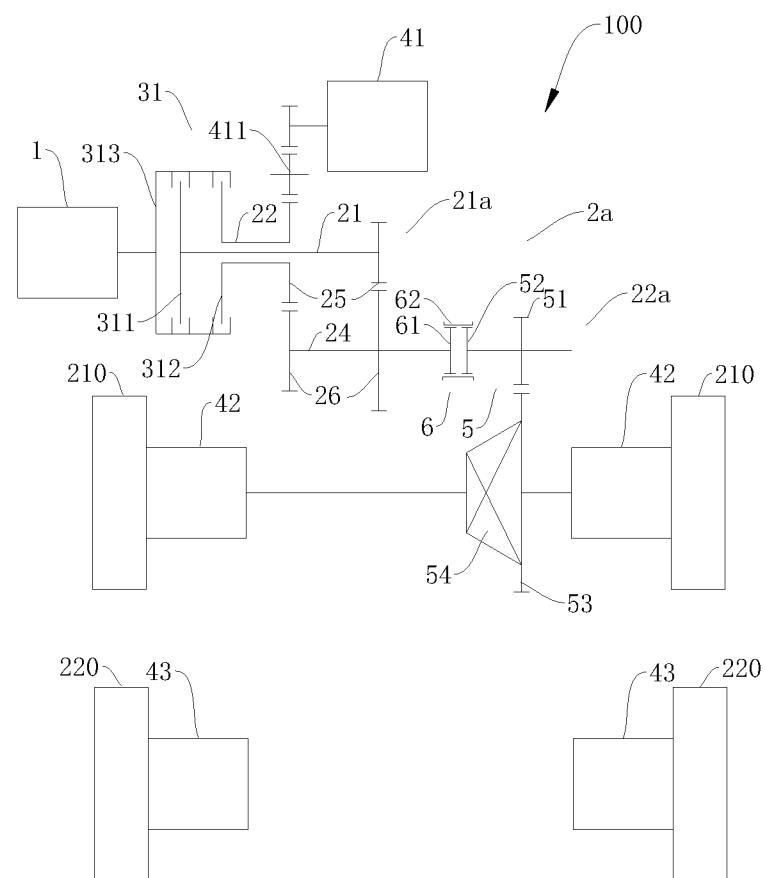


图 2

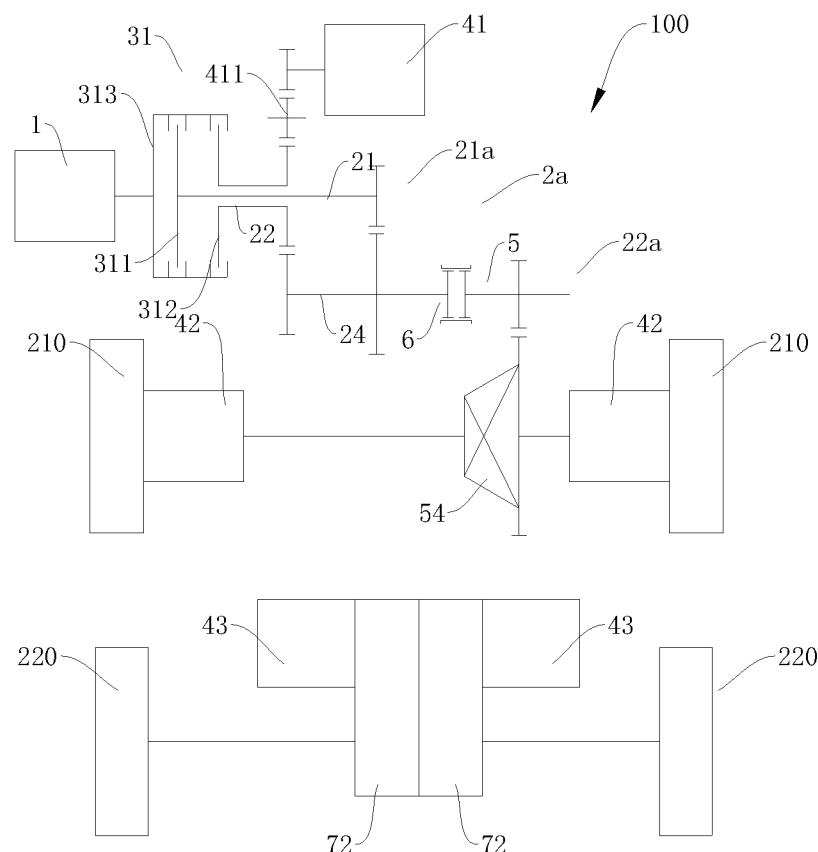


图 3

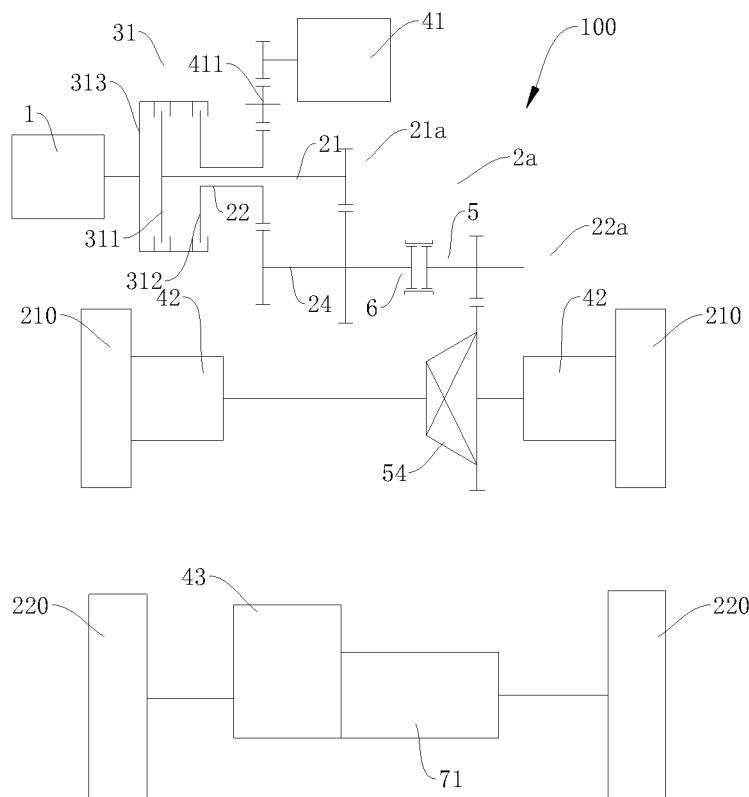


图 4

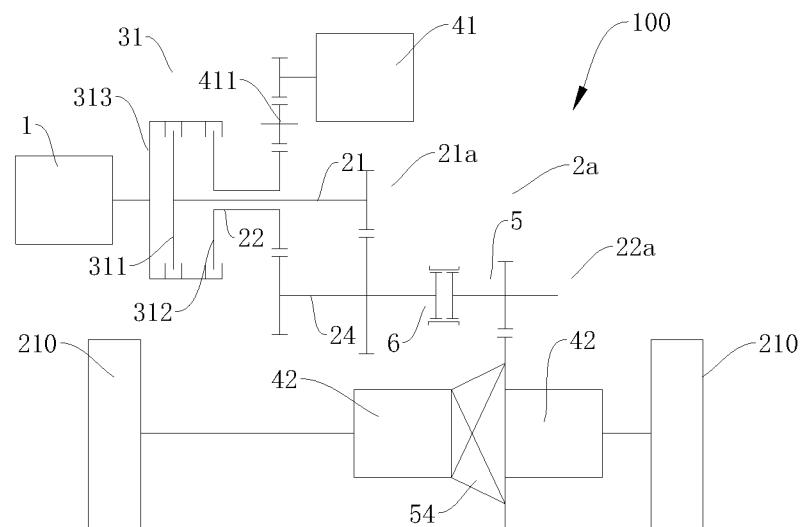


图 5

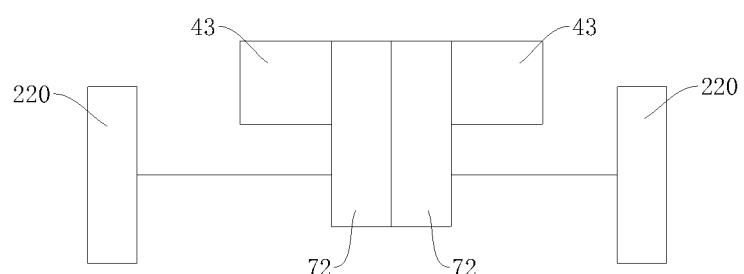
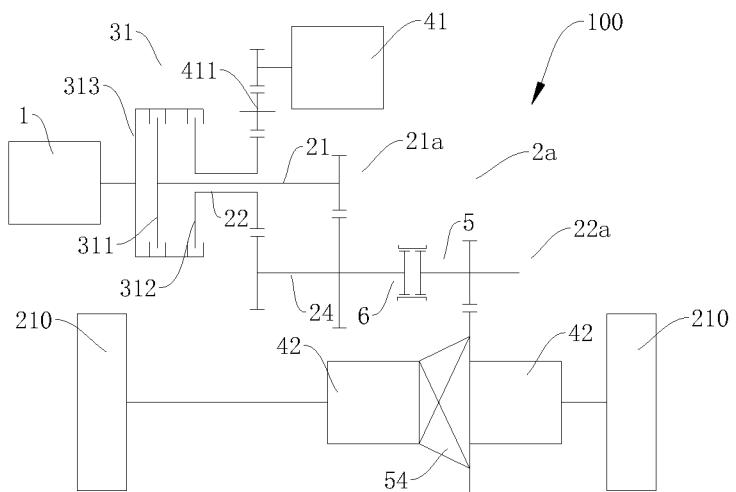


图 6

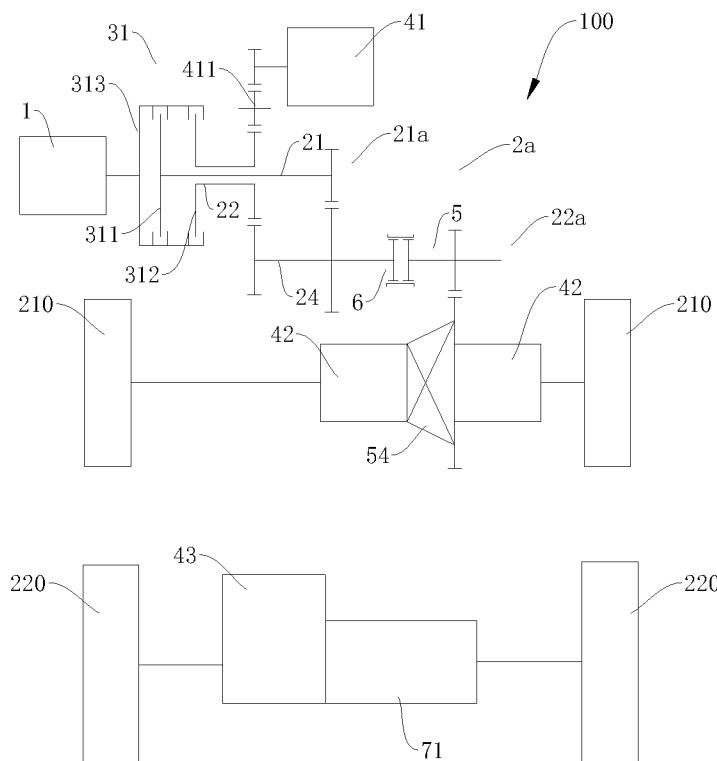


图 7

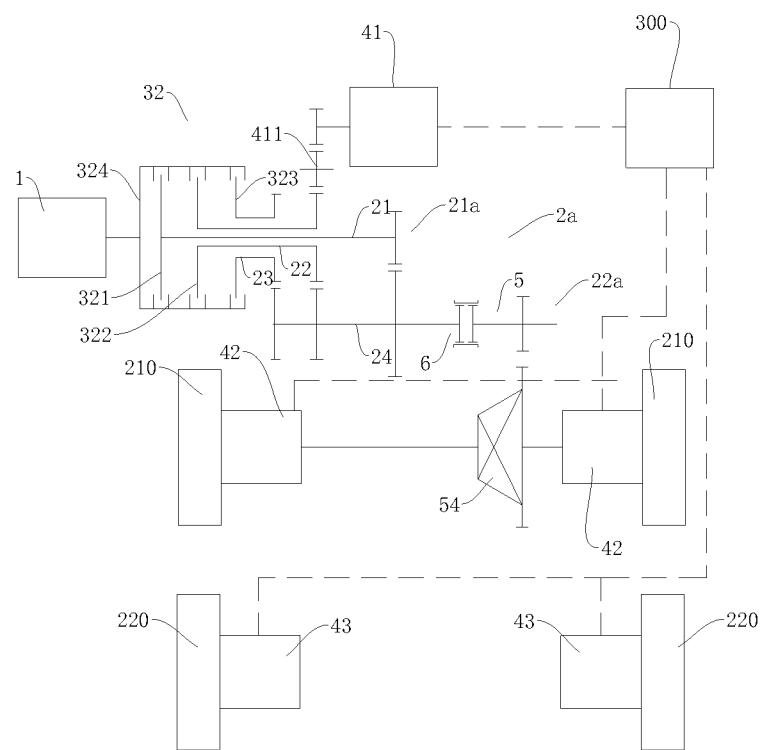


图 8

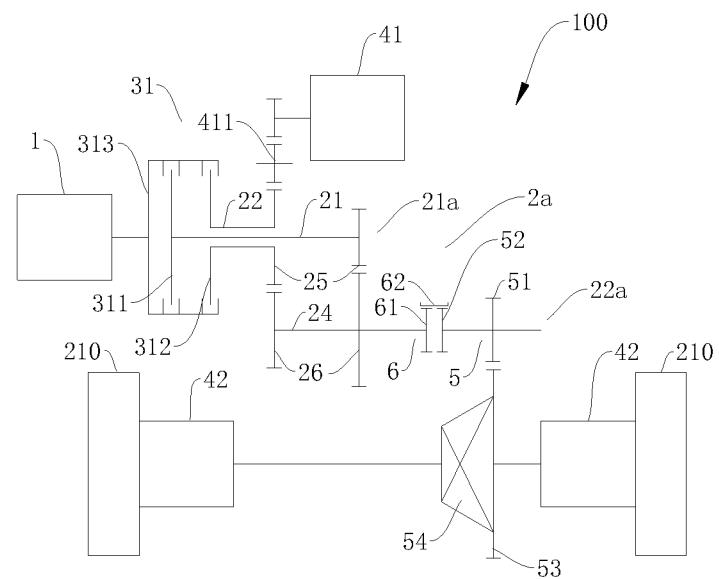


图 9

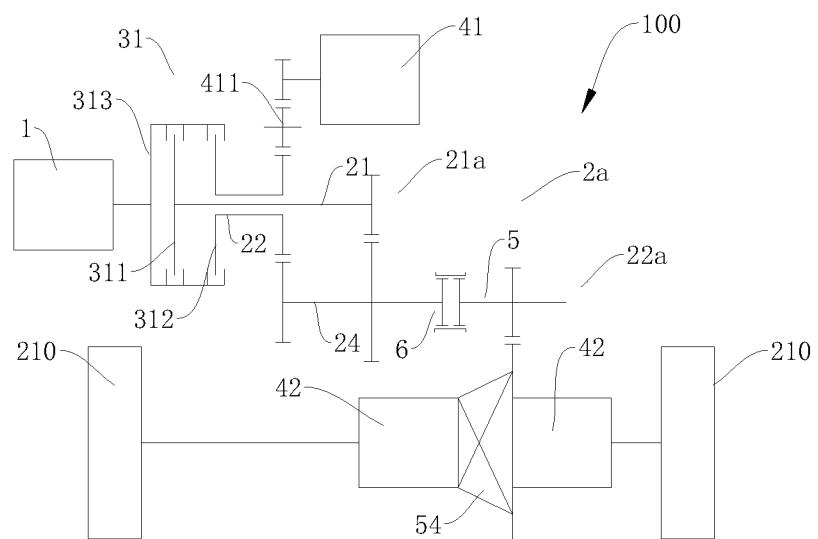


图 10

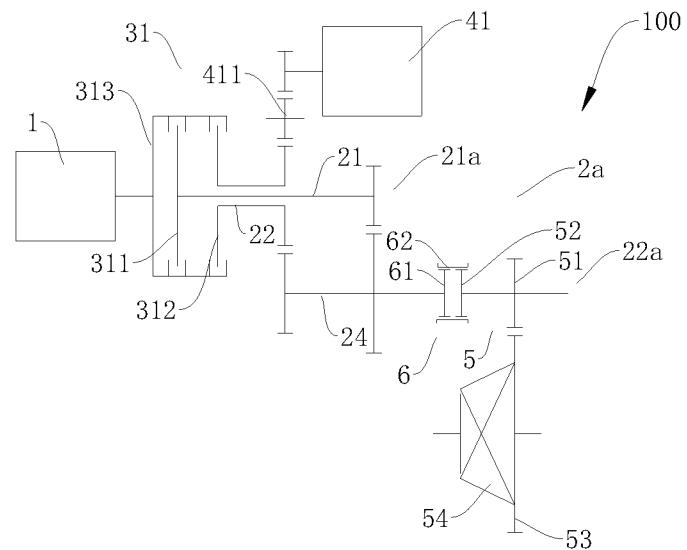


图 11

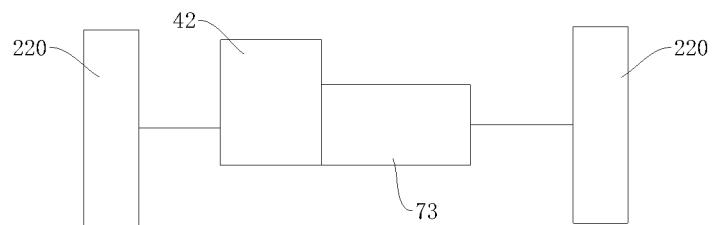
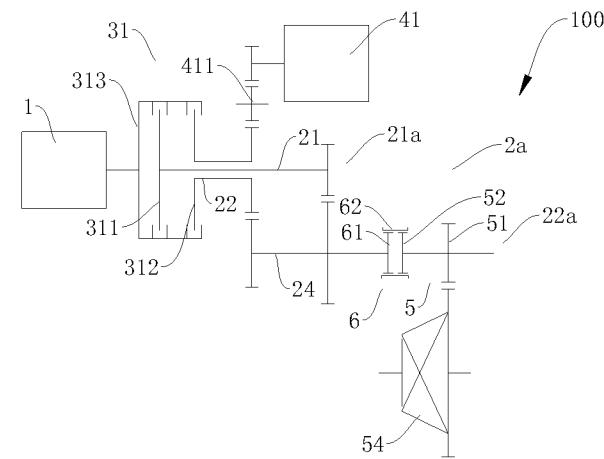


图 12

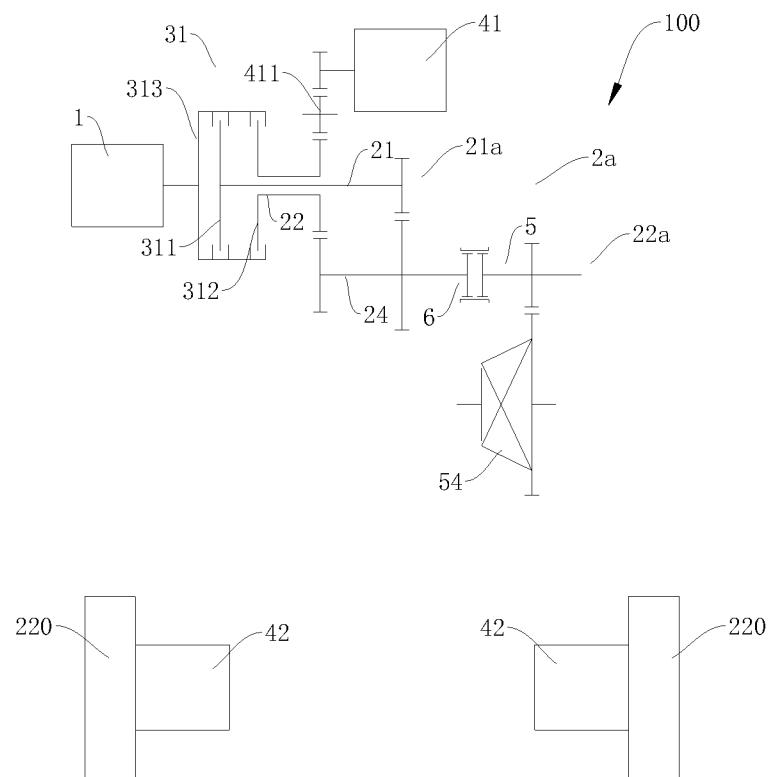


图 13

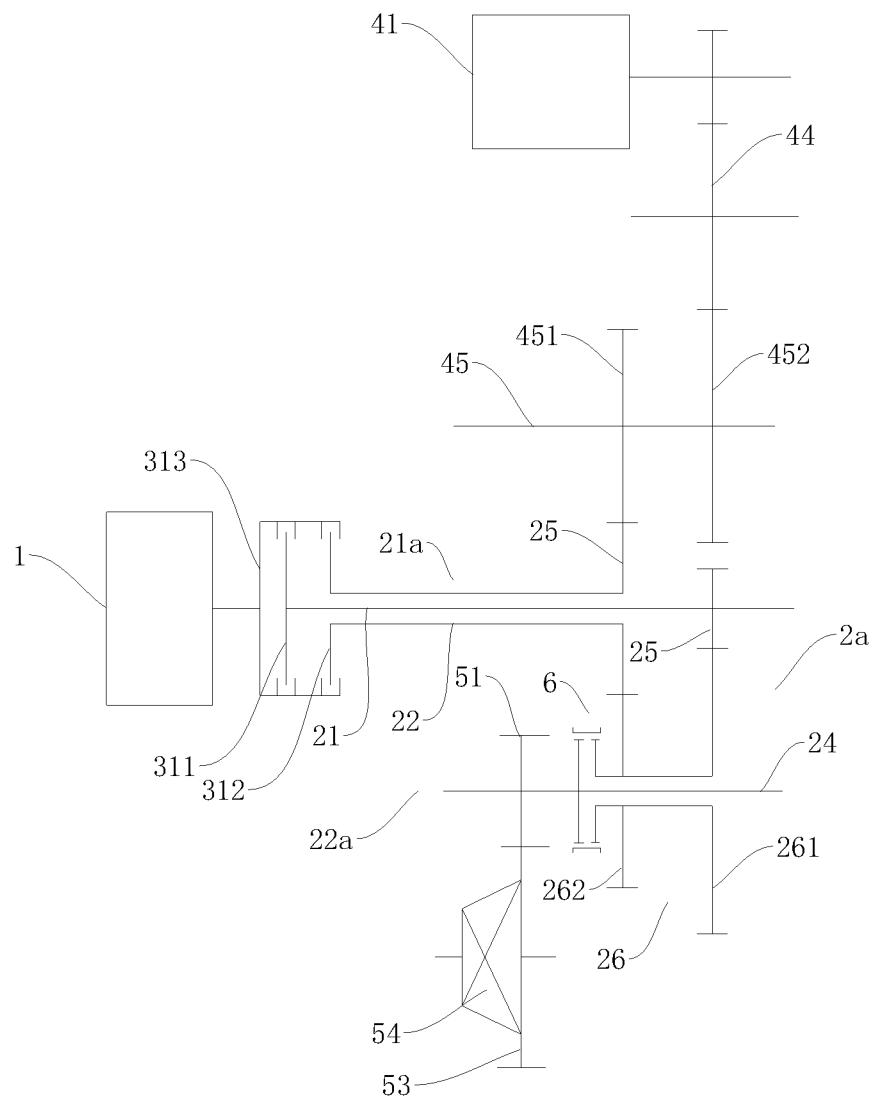


图 14

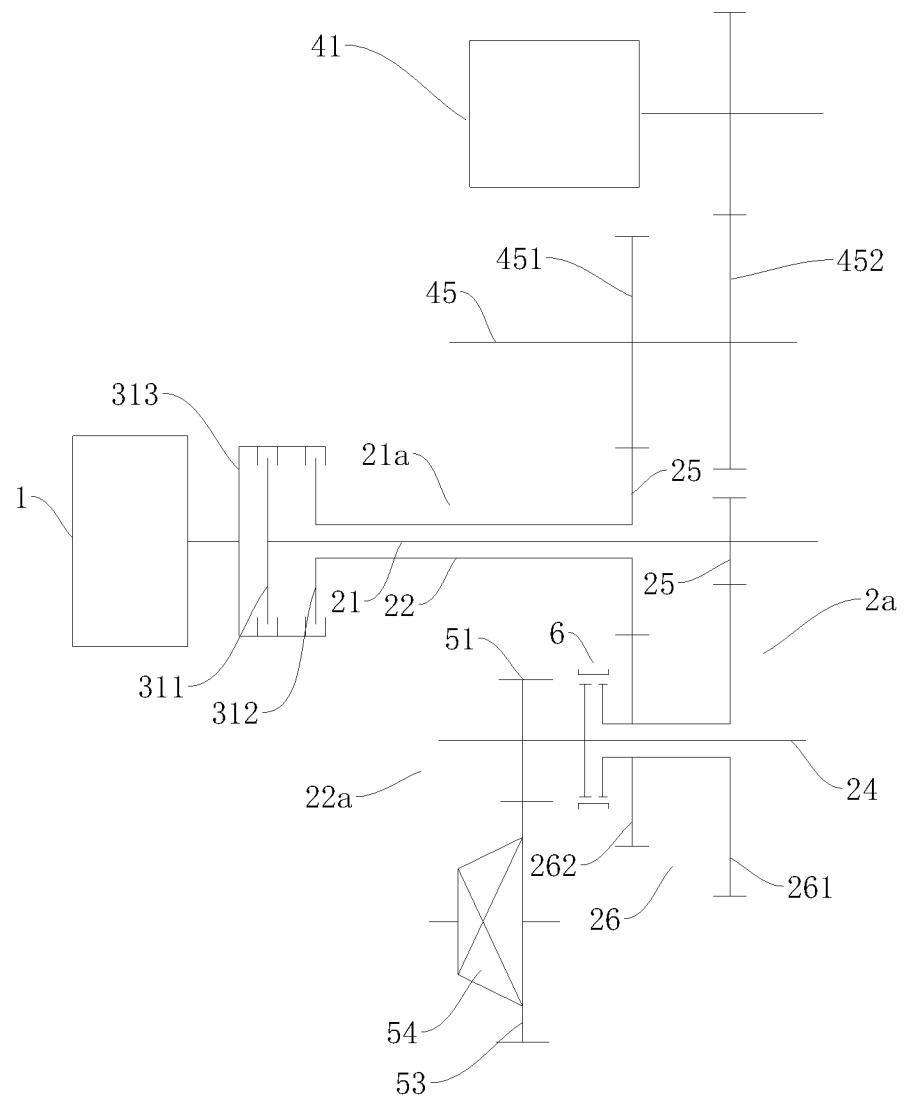


图 15

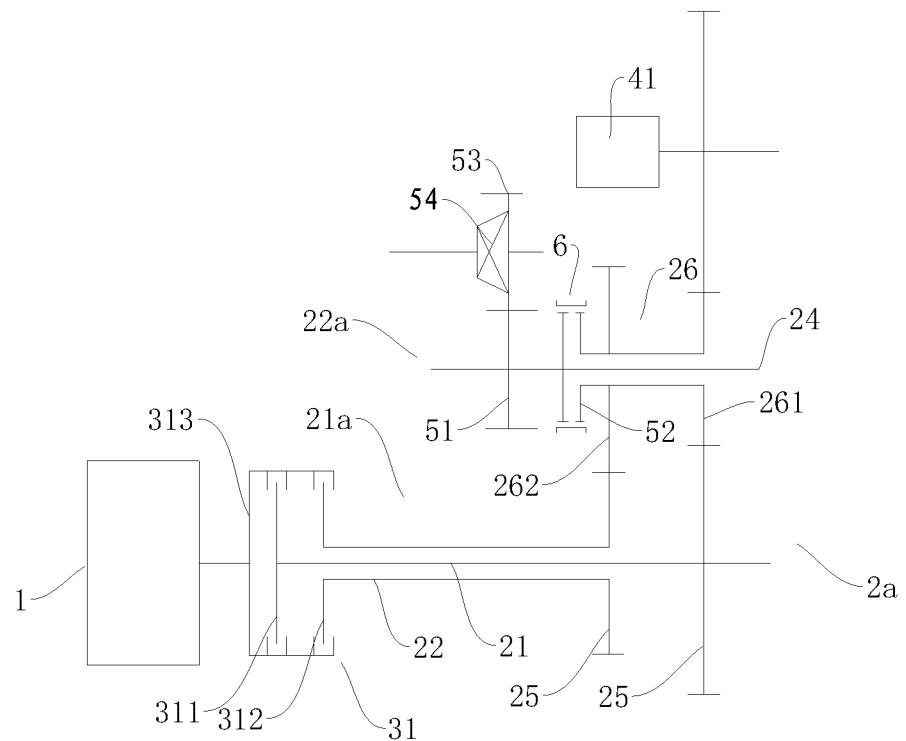


图 16

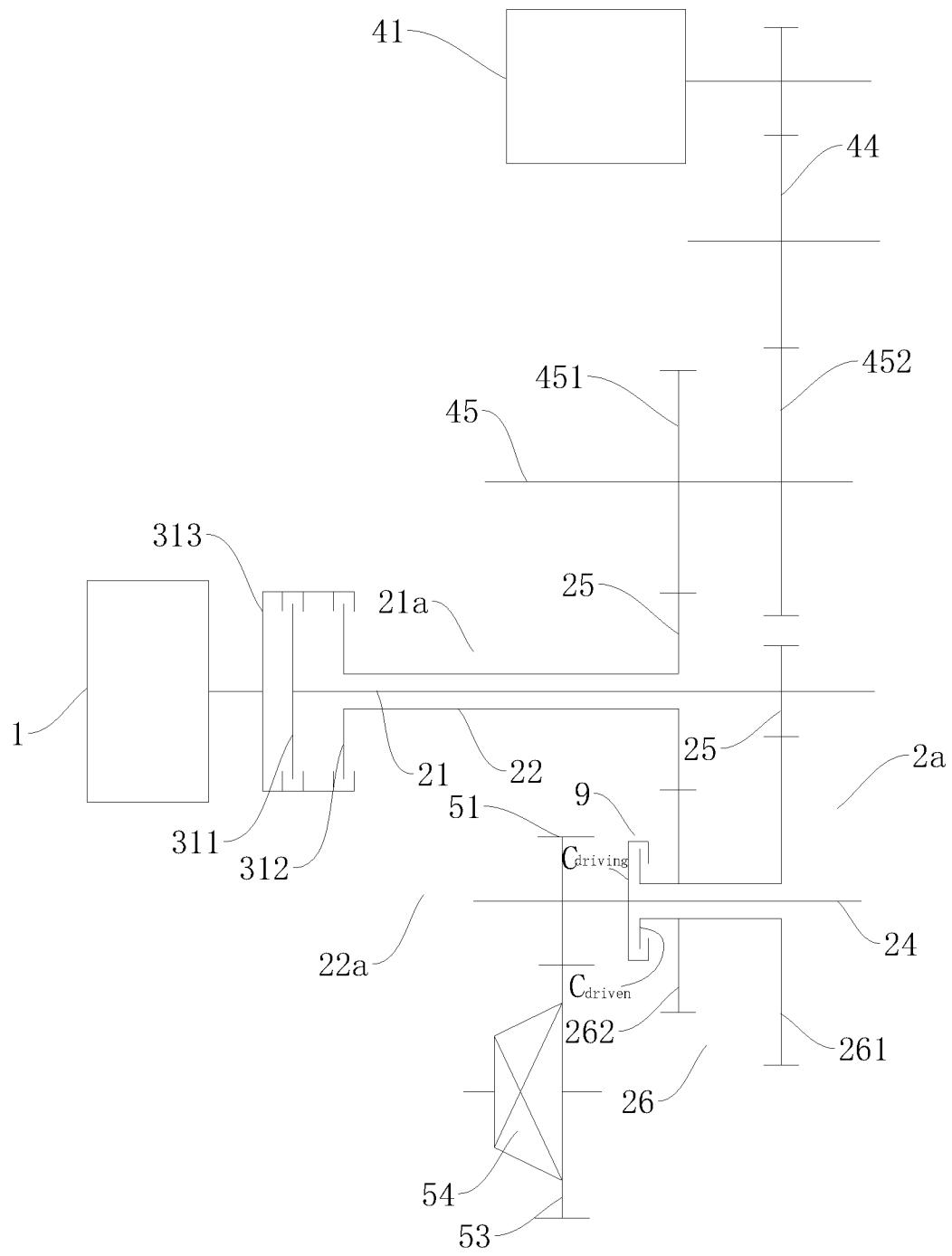


图 17

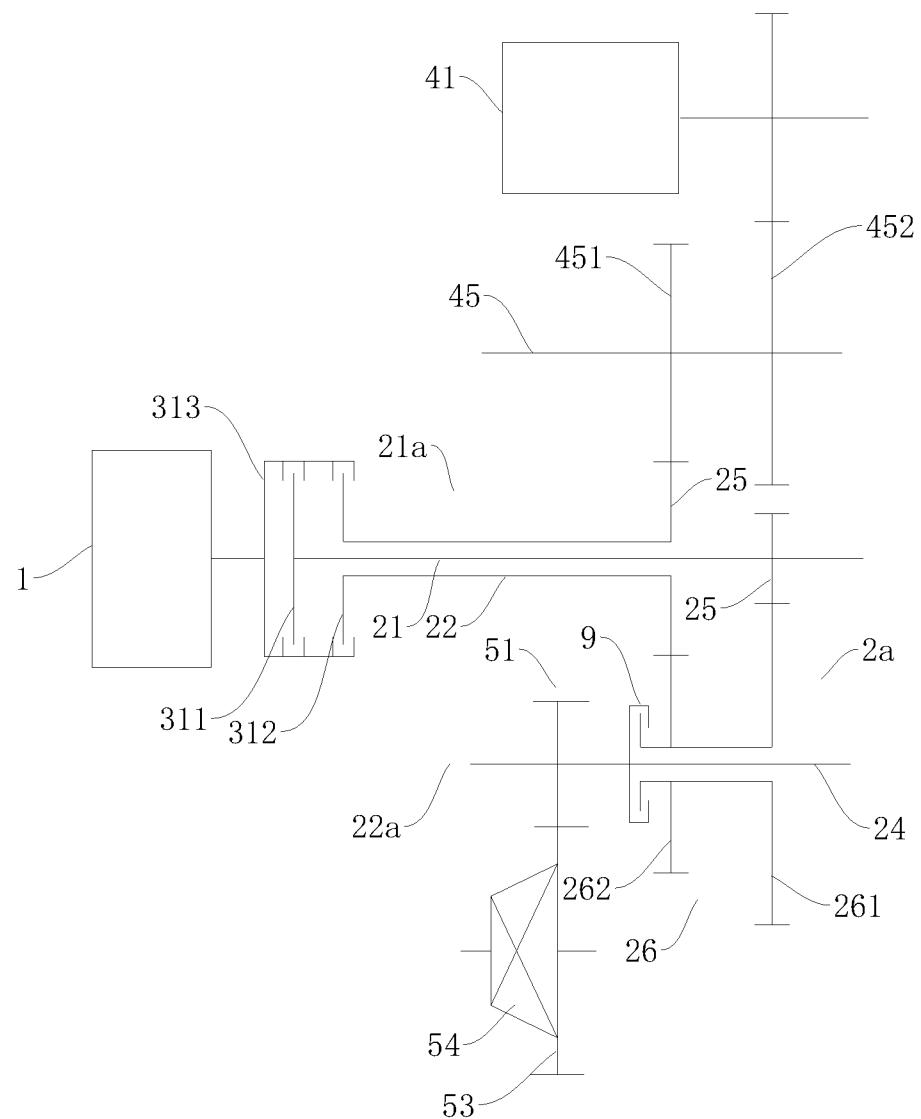


图 18

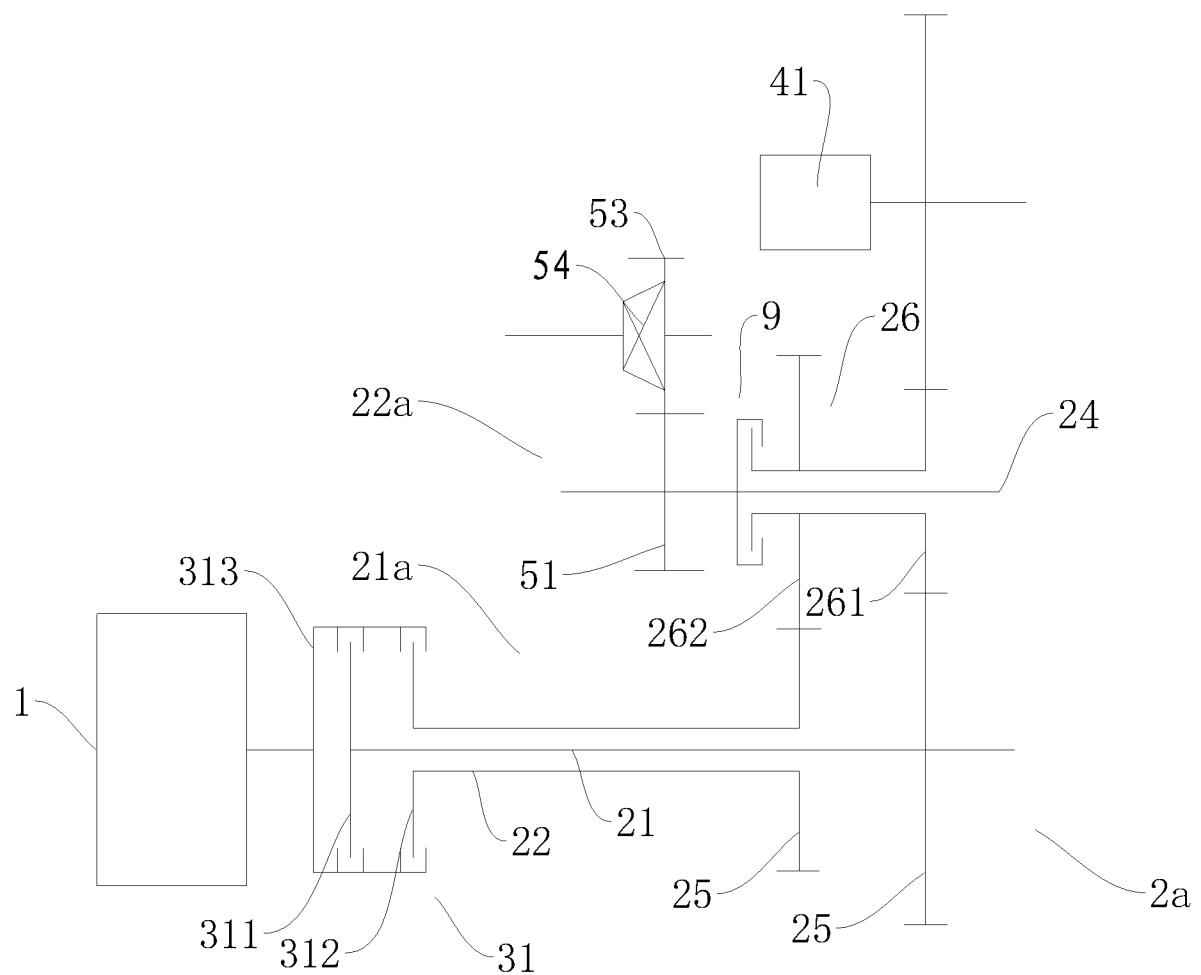


图 19

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2014/089841

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 6/36 (2007.01) i; B60W 10/02 (2006.01) i; B60W 20/00 (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; B60W

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)

EPODOC, WPI, CNPAT, CNKI: hybrid+, engine?, motor?, electric+ w machine?, generat+, synchroniz+, switch+, double w clutch??., twin w clutch??, triple w clutch??, clutch+

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	[CN 102490588 A (UNIV JILIN) 13 June 2012 (13.06.2012) description, paragraphs [0027] -[0043] and figures 1-7	1-7, 16
Y	[CN 102490588 A (UNIV JILIN) 13 June 2012 (13.06.2012) description, paragraphs [0027] -[0043] and figures 1-7	8-15
Y	CN 102678839 A (UNIV HENAN SCIENCE & TECH) 19 September 2012 (19.09.2012) description, paragraphs [0012] and [0013] and figure 1	8-15
Y	CN 1637327 A (HYUNDAI MOTOR CO LTD) 13 July 2005 (13.07.2005) description, page 6, lines 5-17 and figure 1	8-13

 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

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
12 January 2015Date of mailing of the international search report  
26 January 2015Name 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) 62019451Authorized officer  
HUANG, Sujun  
Telephone No. (86-10) 62085234

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2013112073 A (DAIMLER-BENZ AG) 10 June 2013 (10.06.2013) the whole document	1-16
A	CN 102673365 A (UNIV TONGJI) 19 September 2012 (19.09.2012) the whole document	1-16
A	US 2002033059 A1 (BERGER R et al.) 21 March 2002 (21.03.2002) the whole document	1-16
A	CN 102259584 A (BYD CO LTD) 30 November 2011 (30.11.2011) the whole document	1-16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT  
Information on patent family members

International application No.  
PCT/CN2014/089841

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 102490588 A	13 June 2012	CN 102490588 B	11 December 2013
CN 102678839 A	19 September 2012	None	
CN 1637327 A	13 July 2005	U S 2005139035 A I K R 100634589 B I J P 2005186931 A U S 7604565 B2 K R 20050064953 A D E 102004062530 B4 C N 1329677 C D E 102004062530 A I U S 7249537 B2 J P 4401284 B2 U S 2007028718 A I	30 June 2005 13 October 2006 14 July 2005 20 October 2009 29 June 2005 13 February 2014 01 August 2007 06 October 2005 31 July 2007 20 January 2010 08 February 2007
JP 2013112073 A	10 June 2013	None	
CN 102673365 A	19 September 2012	None	
U S 2002033059 A I	21 March 2002	F R 2817603 A I U S 6634247 B2 J P 2002089594 A B R 0102931 A U S 2005101432 A I D E 10133695 A I	07 June 2002 21 October 2003 27 March 2002 23 July 2002 12 May 2005 07 March 2002
CN 1022595 84 A	30 November 2011	C N 102259584 B	02 July 2014

## 国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2014/089841

## A. 主题的分类

B60K 6/36 (2007. 01) i ; B60W 10/02 (2006. 01) i ; B60W 20/00 (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, B60W

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))

EPODOC, WPI, CNPAT, CNKI : 混合动力, 发动机, 内燃机, 电动机, 电机, 马达, 发电机, 同步, 切换, 双离合, 三离合, 离合, hybrid+, engine?, motor?, electric+, W machine?, generat+, synchroniz+, switch+, double W clutch??, twin W clutch??, triple W clutch??, clutch+

## 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
X	CN 102490588 A (吉林大学) 2012年6月13日 (2012-06-13) 说明书第 [0027] - [0043] 段、附图1-7	1-7, 16
Y	CN 102490588 A (吉林大学) 2012年6月13日 (2012-06-13) 说明书第 [0027] - [0043] 段、附图1-7	8-15
Y	CN 102678839 A (河南科技大学) 2012年9月19日 (2012-09-19) 说明书第 [0012] - [0013] 段、附图1	8-15
Y	CN 1637327 A (现代自动车株式会社) 2005年7月13日 (2005-07-13) 说明书第6页第5-17行、附图1	8-13
A	JP 2013112073 A (DAIMLER-BENZ AG) 2013年6月10日 (2013-06-10) 全文	1-16
A	CN 102673365 A (同济大学) 2012年9月19日 (2012-09-19) 全文	1-16
A	US 2002033059 AI (BERGER R等) 2002年3月21日 (2002-03-21) 全文	1-16

 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

“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

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“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

“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 (如具体的说明的)

“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

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“&amp;” 同族专利的文件

“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

## 国际检索实际完成的日期

2015年1月12日

## 国际检索报告邮寄日期

2015年1月26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)  
北京市海淀区蓟门桥西土城路6号  
100088 中国

## 受权官员

黄素君

传真号 (86-10) 62019451

电话号码 (86-10) 62085234

## 国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2014/089841

## 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
A 全 文	CN 102259584 A (比亚迪股份有限公司) 2011年 11月 30日 (2011-11-30)	1-16

国际检索报告  
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2014/089841

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	102490588	A	2012	年 6月 13日	CN	102490588	B	2013 年 12月 11日
CN	102678839	A	2012	年 9月 19日		无		
CN	1637327	A	2005	年 7月 13日	US	2005139035	AI	2005 年 6月 30 日
					KR	100634589	B1	2006 年 10月 13 日
					JP	2005186931	A	2005 年 7月 14 日
					US	7604565	B2	2009 年 10月 20 日
					KR	20050064953	A	2005 年 6月 29 日
					DE	102004062530	B4	2014 年 2月 13 日
					CN	1329677	C	2007 年 8月 01 日
					DE	102004062530	AI	2005 年 10月 06 日
					US	7249537	B2	2007 年 7月 31 日
					JP	4401284	B2	2010 年 1月 20 日
					US	2007028718	AI	2007 年 2月 08 日
JP	20131 12073	A	2013	年 6月 10日		无		
CN	102673365	A	2012	年 9月 19日		无		
US	2002033059	AI	2002	年 3月 21日	FR	2817603	AI	2002 年 6月 07 日
					US	6634247	B2	2003 年 10月 21 日
					JP	2002089594	A	2002 年 3月 27 日
					BR	0102931	A	2002 年 7月 23 日
					US	2005101432	AI	2005 年 5月 12 日
					DE	10133695	AI	2002 年 3月 07 日
CN	102259584	A	2011	年 11月 30日	CN	102259584	B	2014 年 7月 02 日