

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510075219.9

B60W 10/08 (2006.01)
B60W 10/10 (2006.01)
B60W 20/00 (2006.01)
B60K 6/445 (2007.10)
F16H 61/32 (2006.01)
F16H 3/72 (2006.01)

[45] 授权公告日 2009年7月8日

[11] 授权公告号 CN 100509513C

[22] 申请日 2005.6.7

[21] 申请号 200510075219.9

[30] 优先权

[32] 2004.6.7 [33] JP [31] 168423/2004

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

[72] 发明人 田端淳 多贺丰

[56] 参考文献

US5931757A 1999.8.3

CN1413855A 2003.4.30

JP2000-346187A 2000.12.12

US2004/0058769A1 2004.3.25

CN1176903A 1998.3.25

审查员 梅奋永

[74] 专利代理机构 北京东方亿思知识产权代理有
限责任公司

代理人 柳春雷

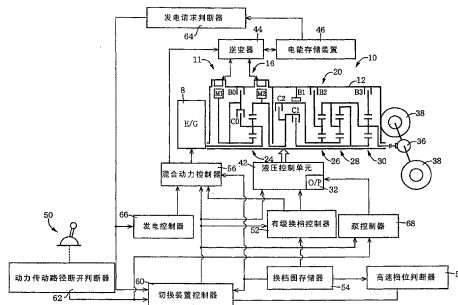
权利要求书 5 页 说明书 39 页 附图 17 页

[54] 发明名称

控制车辆驱动设备的控制设备及包括其的车辆驱动系统

[57] 摘要

公开了一种控制车辆驱动设备的控制设备及车辆驱动系统。该车辆驱动设备包括：动力传动构件；差速机构，其具有连接到发动机的第一元件、连接到第一电动机的第二元件、以及连接到第二电动机和动力传动构件的第三元件，并将发动机的驱动动力分配到第一电动机和动力传动构件；构成动力传动构件和驱动轮之间的动力传动路径至少一部分的自动变速器；和差速状态切换装置，其可操作来将差速机构选择性地置于其第二和第三元件可在各自不同速度下旋转的差速状态与不可在各自不同速度下旋转的非差速状态中。控制设备包括切换装置控制器，其可操作来至少在动力传动路径断开时由第一和/或第二电动机中发电期间，使差速状态切换装置将差速机构置于差速状态。



1. 一种控制设备，用于控制车辆驱动设备，所述车辆驱动设备包括：（i）动力传动构件；（ii）差速机构，其具有连接到发动机的第一元件、连接到第一电动机的第二元件、以及连接到第二电动机和所述动力传动构件的第三元件，并且其将所述发动机的驱动动力分配到所述第一电动机和所述动力传动构件；（iii）构成所述动力传动构件和驱动轮之间的动力传动路径至少一部分的自动变速器；和（iv）差速状态切换装置，其可操作来将所述差速机构选择性地置于其差速状态和其非差速状态中，在所述差速状态中至少所述第二元件和第三元件可在各自彼此不同的速度下旋转，在所述非差速状态中至少所述第二元件和第三元件不可在各自彼此不同的速度下旋转，所述控制设备的特征在于包括：

切换装置控制器，其可操作来至少在所述动力传动路径断开的同时由所述第一电动机和第二电动机中至少一个产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于所述差速状态。

2. 如权利要求 1 所述的控制设备，还包括动力传动路径断开判断器，其可操作来在所述自动变速器被置于其空档位置和其停车位置之一中时，判断所述动力传动路径断开，

其中所述切换装置控制器至少在所述动力传动路径断开判断器判断所述动力传动路径断开时所述产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于所述差速状态。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的控制设备，还包括发电控制器，其可操作来在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机，以使得所述第一电动机和第二电动机在其各自彼此不同的工作点下工作，而产生所述电能。

4. 如权利要求 3 所述的控制设备，其中所述发电控制器在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机，以在所述第一电动机的转速和转矩中的至少一个不同于所述第二电动机的情况下，通过各个所述第一电动机和第二电动机的

旋转来产生所述电能。

5. 如权利要求 3 所述的控制设备, 其中所述发电控制器在所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机, 以使得所述第一电动机和第二电动机的发电效率最大化。

6. 如权利要求 1 或 2 所述的控制设备, 还包括泵控制器, 其可操作来至少在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间, 控制向所述自动变速器供应受压工作油的电动液压泵, 以使得供应到所述自动变速器的所述工作油的压力减小成基本上为零。

7. 如权利要求 1 或 2 所述的控制设备, 还包括:

发电请求判断器, 其可操作来基于电能存储装置中剩余的电能, 而判断是否请求所述产生电能;

动力传动路径断开判断器, 其可操作来根据所述自动变速器是否处于其空档位置和其停车位置之一中, 而判断所述动力传动路径是否断开; 和

泵控制器, 其可操作来控制向所述自动变速器供应受压工作油的电动液压泵, 以使得供应到所述自动变速器的所述工作油的压力, 在由所述发电请求判断器和所述动力传动路径断开判断器分别进行的判断的两者中都得到肯定结果时, 比在由所述发电请求判断器和所述动力传动路径断开判断器分别进行的判断的至少一个中得到否定结果时更低。

8. 如权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备, 其中, 当所述差速机构切换到所述差速状态时用作无级变速器, 并且当所述差速机构切换到所述非差速状态时用作有级变速器。

9. 如权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备, 其中, 所述车辆驱动设备还包括开关(48), 所述开关(48)用于将所述差速机构切换到所述差速状态或者所述非差速状态, 并且在所述动力传递路径断开的同时由所述第一和第二电动机产生电能时, 即使当所述开关选择了所述非差速状态, 所述差速机构被切换到所述差速状态。

10. 如权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备, 其

中，所述自动变速器（20）包括第一行星齿轮组（26）、第二行星齿轮组（28）和第三行星齿轮组（30），并且具有布置为第一元件、第二元件、第三元件、第四元件和第五元件的五个旋转元件，所述五个旋转元件的每个由所述第一、第二和第三行星齿轮组中的太阳轮、行星轮架和齿圈中至少一个构成，所述第一元件（RE4）通过第二离合器（C2）选择性连接到所述动力传递构件，并且通过第一制动器（B1）选择性固定到所述变速器壳体（12），所述第二元件（RE5）通过第二制动器（B2）选择性固定到所述变速器壳体，所述第三元件（RE6）通过第三制动器（B3）选择性固定到所述变速器壳体，所述第四元件（RE7）固定到所述自动变速器的输出旋转构件（22），所述第五元件（RE8）通过第一离合器（C1）选择性连接到所述动力传递构件，所述自动变速器具有多个操作位置，所述操作位置通过所述第一离合器、第二离合器、第一制动器、第二制动器和第三制动器的相应组合的啮合动作而建立。

11. 如权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备，其中，所述自动变速器（20）包括单级行星齿轮式第一行星齿轮组（26）、单级行星齿轮式第二行星齿轮组（28）和单级行星齿轮式的第三行星齿轮组（30），所述第一行星齿轮组具有第一太阳轮（S2）、第一行星轮架（CA2）和第一齿圈（r2），所述第二行星齿轮组具有第二太阳轮（S3）、第二行星轮架（CA3）和第二齿圈（R3），并且所述第三行星齿轮组具有第三太阳轮（S4）、第三行星轮架（CA4）和第三齿圈（R4），所述第一太阳轮和所述第二太阳轮通过第二离合器（C2）选择性连接到所述动力传递构件，并且通过第一制动器（B1）选择性固定到变速器壳体（12），所述第一行星轮架通过第二制动器（B2）选择性固定到所述变速器壳体，并且所述第三齿圈通过第三制动器（B3）选择性固定到所述变速器壳体，并且其中，所述第一齿圈、所述第二行星轮架和所述第三行星轮架固定到所述自动变速器的输出旋转构件（22），并且所述第二齿圈和所述第三太阳轮通过第一离合器选择性连接到所述动力传递构件。

12. 如权利要求 1 所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备，其

中,所述自动变速器(72)包括第一行星齿轮组(26)和第二行星齿轮组(28),并且具有布置为第一元件、第二元件、第三元件和第四元件的四个旋转元件,所述四个旋转元件的每个由所述第一和第二行星齿轮组中的太阳轮、行星轮架和齿圈中至少一个构成,所述第一元件(RE4)通过第二离合器(C2)选择性连接到所述动力传递构件,并且通过第一制动器(B1)选择性固定到所述变速器壳体(12),所述第二元件(RE5)通过第二制动器(B2)选择性固定到所述变速器壳体,并且所述第三元件(RE6)固定到所述自动变速器的输出旋转构件(22),所述第四元件(RE7)通过第一离合器(C1)选择性连接到所述动力传递构件,所述自动变速器具有多个操作位置,所述操作位置通过所述第一离合器、第二离合器、第一制动器和第二制动器的相应组合的啮合动作而建立。

13. 如权利要求1所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备,其中,所述自动变速器(72)包括单级行星齿轮式第一行星齿轮组(26)、单级行星齿轮式第二行星齿轮组(28),所述第一行星齿轮组具有第一太阳轮(S2)、第一行星轮架(CA2)和第一齿圈(R2),并且所述第二行星齿轮组具有第二太阳轮(S3)、第二行星轮架(CA3)和第二齿圈(R3),所述第一太阳轮和所述第二太阳轮通过第二离合器(C2)选择性连接到所述动力传递构件,并且通过第一制动器(B1)选择性固定到变速器壳体(12),所述第二行星轮架通过第二制动器(B2)选择性固定到所述变速器壳体,并且所述第一行星轮架和所述第二齿圈固定到所述自动变速器的输出旋转构件(22),所述第一齿圈通过第一离合器(C1)选择性连接到所述动力传递构件。

14. 如权利要求10至13中任一项所述的用于控制车辆驱动设备的控制设备,所述第一和第二离合器(C1、C2)设置在输入侧以将所述自动变速器与所述传递构件连接或者断开。

15. 一种车辆驱动系统,包括:

车辆驱动设备,包括:(i)动力传动构件;(ii)差速机构,其具有连接到发动机的第一元件、连接到第一电动机的第二元件、以及连接到第二电动机和所述动力传动构件的第三元件,并且其将所述

发动机的驱动动力分配到所述第一电动机和所述动力传动构件；(iii) 构成所述动力传动构件和驱动轮之间的动力传动路径至少一部分的自动变速器；和 (iv) 差速状态切换装置，其可操作来将所述差速机构选择性地置于其差速状态和其非差速状态中，在所述差速状态中至少所述第二元件和第三元件可在各自彼此不同的速度下旋转，在所述非差速状态中至少所述第二元件和第三元件不可在各自彼此不同的速度下旋转；和

如权利要求 1 或 2 所述的控制设备，设置来控制所述车辆驱动设备。

16. 如权利要求 15 所述的车辆驱动系统，

其中所述自动变速器可通过布置在所述自动变速器和所述动力传动构件之间的至少一个离合器，而连接到所述动力传动构件，

并且其中所述至少一个离合器选择性地啮合和分离来将所述自动变速器和所述动力传动构件彼此连接和断开，以选择性地连接和断开所述动力传动路径。

控制车辆驱动设备的控制设备及包括其的车辆驱动系统

技术领域

本发明一般地涉及用于控制车辆驱动设备的控制设备，该车辆驱动设备配备有由于其差速作用而用作变速器的差速机构。更具体而言，本发明涉及提高在断开驱动动力传动路径时的发电效率的技术。

背景技术

如在 JP-2000-238555A、JP-2003-130203A 和 JP-2003-127681A 中所公开的，已知一种混合动力车辆驱动设备，其包括：（i）动力传动构件；和（ii）差速机构，其具有连接到内燃机的第一元件、连接到具有发电功能的第一电动机的第二元件、以及连接到动力传动构件和第二电动机的第三元件，该第二电动机通过电气路径可连接到第一电动机。该驱动设备的差速机构用作动力分配机构，用于将发动机的驱动动力或驱动力分配到第一电动机和动力传动构件。该差速机构由行星齿轮组构成，其差速作用允许发动机驱动力的主要部分机械地传递到驱动轮，并且还允许其余的驱动力通过电气路径从第一电动机电气传递到第二电动机，从而用作能够电控改变其速比的变速器，由此使得可以利用被保持在具有减小燃油消耗的最优工作状态下的发动机来驱动车辆。此外，作为与本发明相关的其他现有技术，JP-H09-98516A 公开了一种用于减小混合动力车燃油消耗的技术，并且 JP-2001-41073A 公开了一种用于提高由车辆发动机驱动的发电机进行发电的效率的技术。具体而言，JP-2001-41073A 教导了在发电过程中松开离合器，用于避免将发动机的旋转运动传递到位于离合器相对两侧中远离发动机的一侧上的液力耦合器（变矩器），从而提高发电效率。

在上述混合动力车驱动设备中，当试图用置于其例如空档位置的非驱动位置中的驱动设备来发电时，必须将第二元件的转速增加到这样的值，所述值允许动力传动构件的转速为零。这意味着无法自由确定连接到第二

元件的第一电动机的转速，即，作为发电机的第一电动机不能在使发电效率最大化的工作点下工作。就是说，在上述混合动力车驱动设备中，对于发电效率的提高有限制。考虑到这一点，在配备有由于其差速作用而用作变速器的差速机构的车辆驱动设备中，已经有对于这样的控制设备的需求，该控制设备在驱动设备置于非驱动位置中时能够按需要最大化发电效率。

发明内容

本发明是在考虑到上述背景技术的情况下做出的。所以本发明的第一目的是在配备有由于其差速作用而用作变速器的差速机构的车辆驱动设备中，提供一种在车辆驱动设备置于其非驱动位置中时能够最大化发电效率的控制设备。本发明的第二目的是提供一种车辆驱动系统，其中可以在将驱动设备置于其非驱动位置中时使产生电能的效率最大化。第一目的可以根据下述本发明的第一至第八方面中任何一个来实现。第二目的可以根据下述本发明的第九至第十二方面中任何一个来实现。

本发明的第一方面提供了一种控制设备，用于控制车辆驱动设备，所述车辆驱动设备包括：（i）动力传动构件；（ii）差速机构，其具有连接到发动机的第一元件、连接到第一电动机的第二元件、以及连接到第二电动机和所述动力传动构件的第三元件，并且其将所述发动机的驱动动力分配到所述第一电动机和所述动力传动构件；（iii）构成所述动力传动构件和驱动轮之间的动力传动路径至少一部分的自动变速器；和（iv）差速状态切换装置，其可操作来将所述差速机构选择性地置于其差速状态和其非差速状态中，在所述差速状态中至少所述第二元件和第三元件可在各自彼此不同的速度下旋转，在所述非差速状态中至少所述第二元件和第三元件不可在各自彼此不同的速度下旋转，所述控制设备包括：切换装置控制器，其可操作来至少在所述动力传动路径断开的同时，即在驱动设备或自动变速器置于其非驱动位置的同时，由所述第一电动机和第二电动机中至少一个产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于所

述差速状态。

根据本发明的第二方面，本发明第一方面所限定的控制设备还包括动力传动路径断开判断器，其可操作来在所述自动变速器被置于其空档位置和其停车位置之一中时，判断所述动力传动路径断开，其中所述切换装置控制器至少在所述动力传动路径断开判断器判断所述动力传动路径断开时所述产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于所述差速状态。

根据本发明的第三方面，本发明第一或第二方面所限定的控制设备还包括发电控制器，其可操作来在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机，以使得所述第一电动机和第二电动机在其各自彼此不同的工作点下工作，而产生所述电能。

根据本发明的第四方面，在本发明第三方面所限定的控制设备中，所述发电控制器在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机，以在所述第一电动机的转速和转矩中的至少一个不同于所述第二电动机的情况下，通过各个所述第一电动机和第二电动机的旋转来产生所述电能。

根据本发明的第五方面，在本发明第三或第四方面所限定的控制设备中，所述发电控制器在所述产生电能期间控制所述第一电动机和第二电动机，以使得所述第一电动机和第二电动机的发电效率最大化。

根据本发明的第六方面，本发明第一至第五方面中任一个所限定的控制设备还包括泵控制器，其可操作来至少在所述动力传动路径断开的同时所述产生电能期间，控制向所述自动变速器供应受压工作油的电动液压泵，以使得供应到所述自动变速器的所述工作油的压力减小成基本上为零。

根据本发明的第七方面，本发明第一至第五方面中任一个所限定的控制设备还包括：发电请求判断器，其可操作来基于电能存储装置中剩余的电能，而判断是否请求所述产生电能；动力传动路径断开判断器，其可操作来根据所述自动变速器是否处于其空档位置和其停车位置之一中，而判断所述动力传动路径是否断开；和泵控制器，其可操作来控制向所述自

动变速器供应受压工作油的电动液压泵，以使得供应到所述自动变速器的所述工作油的压力，在由所述发电请求判断器和所述动力传动路径断开判断器分别进行的判断的两者中都得到肯定结果时，比在由所述发电请求判断器和所述动力传动路径断开判断器分别进行的判断的至少一个中得到否定结果时更低。

根据本发明的第八方面，在本发明第一至第七方面中任一个所限定的控制设备中，所述切换装置控制器至少在所述动力传动路径断开同时所述产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于其作为所述差速状态的无级换档状态中，在所述差速状态中所述差速机构用作无级变速器，以允许各个所述第二元件和第三元件的转速之间的比例可连续变化。

本发明的第九方面提供了一种车辆驱动系统，包括：（a）车辆驱动设备，其包括：（a-i）动力传动构件；（a-ii）差速机构，其具有连接到发动机的第一元件、连接到第一电动机的第二元件、以及连接到第二电动机和所述动力传动构件的第三元件，并且其将所述发动机的驱动动力分配到所述第一电动机和所述动力传动构件；（a-iii）构成所述动力传动构件和驱动轮之间的动力传动路径至少一部分的自动变速器；和（a-iv）差速状态切换装置，其可操作来将所述差速机构选择性地置于其差速状态和其非差速状态中，在所述差速状态中至少所述第二元件和第三元件可在各自彼此不同的速度下旋转，在所述非差速状态中至少所述第二元件和第三元件不可在各自彼此不同的速度下旋转；和（b）本发明第一至第八方面中任一个中所限定的控制设备，设置来控制所述车辆驱动设备。

根据本发明的第十方面，在本发明第九方面所限定的车辆驱动系统中，所述差速机构是可在其作为所述非差速状态的有级换档状态和其作为所述差速状态的无级换档状态之间切换的可切换变速器，在所述非差速状态中所述差速机构用作有级变速器，在所述差速状态中所述差速机构用作无级变速器，以允许各个所述第二元件和第三元件的转速之间的比例可连续变化，并且其中所述切换装置控制器至少在所述动力传动路径断开同时所述产生电能期间，使得所述差速状态切换装置将所述差速机构置于其所

述无级换档状态中。

根据本发明的第十一方面，在本发明第十方面所限定的车辆驱动系统中，作为所述差速机构的所述可切换变速器包括行星齿轮组，使得连接到所述发动机的所述第一元件由所述行星齿轮组的行星轮架提供，使得连接到所述第一电动机的所述第二元件由所述行星齿轮组的太阳轮提供，并使得连接到所述第二电动机的所述第三元件由所述行星齿轮组的齿圈提供，其中所述差速状态切换装置包括离合器和制动器中的至少一个，所述离合器选择性地啮合和分离来将所述行星轮架、太阳轮和齿圈中的两个彼此连接和断开，所述制动器选择性地啮合和分离来将所述太阳轮和静止构件彼此连接和断开，并且其中至少在所述动力传动路径断开同时所述产生电能期间，所述差速状态切换装置的所述离合器和所述制动器中所述至少一个的每一个都被分离，来将所述差速机构置于其所述无级换档状态中。

根据本发明的第十二方面，在本发明第九至第十一方面中任一个所限定的车辆驱动系统中，所述自动变速器可通过布置在所述自动变速器和所述动力传动构件之间的至少一个离合器，而连接到所述动力传动构件，并且其中所述至少一个离合器选择性地啮合和分离来将所述自动变速器和所述动力传动构件彼此连接和断开，以选择性地连接和断开所述动力传动路径。

在本发明第一至第十二方面中每一个的控制设备或驱动系统中，在动力传动路径断开的同时，即变速器置于其非驱动位置的同时产生电能期间，控制设备的切换装置控制器将差速机构置于其中至少第二和第三元件可在各自不同的速度下旋转的差速状态中，而非其中至少第二和第三元件不可在各自不同的速度下旋转（即其中第一至第三元件作为一个单元旋转或者其中第二元件不可旋转）的非差速状态中。将差速机构置于其差速状态，在确定分别连接到第二和第三元件的第一和第二电动机的转速时提供了更高的自由度，由此允许第一和第二电动机在优选的工作点下工作。就是说，在配备有由于其差速作用而用作变速器的差速机构的车辆驱动设备中，根据本发明构造的控制设备或驱动系统能够按照需要使在动力传动路径断开时产生电能的效率最大。

在本发明第三至第五方面中每一个的控制设备中，设置发电控制器来在断开动力传动路径时产生电能的过程中控制第一和第二电动机，以使得第一和第二电动机在各自彼此不同的工作点下工作，由此使得第一和第二电动机在更加优选的工作点下工作。

在本发明第五方面的控制设备中，发电控制器被布置来在产生电能的过程中控制第一和第二电动机，以使得第一和第二电动机的总发电效率最大，由此使得第一和第二电动机能够在最优工作点下工作。

在本发明第六或第七方面的控制设备中，设置泵控制器来控制电动液压泵，以使得在动力传动路径被断开的时候产生电能的过程中，从泵供应到自动变速器的工作油的压力被降低或基本上为零。该布置有效地减少了由泵的起动所消耗的电能并提高了车辆的燃油经济性。

在本发明第八、第十和第十一方面中每一个的控制设备或驱动系统中，在动力传动路径被断开的时候产生电能的过程中，差速机构被置于其作为差速状态的无级换档状态中，在所述差速状态中差速机构用作无级变速器，以允许各个第二元件和第三元件的转速之间的比例可连续变化。在此布置中，因为各个第二元件和第三元件的转速之间的比例可连续变化，所以可以自由确定连接到各个第二元件和第三元件的各个第一电动机和第二电动机的转速，由此方便了第一电动机和第二电动机在所期望的工作点下工作。

附图说明

通过结合附图考虑来阅读对本发明当前优选实施例的以下详细说明，将更好地理解本发明的以上和其他目的、特征、优点以及技术和工业重要性，附图中：

图 1 是图示根据本发明一个实施例构造的混合动力车驱动系统中所包括的驱动设备的基本布置的示意图；

图 2 是一张表，表示与实现各个换档动作的液压操作摩擦耦合装置的操作状态的不同组合相关的，可在无级换档状态或有级换档状态下工作的图 1 的驱动设备的换档动作；

图 3 是共线图，示出在驱动系统的不同驱动位置中，在有级换档动作下工作的图 1 的驱动设备中所包括的多个旋转元件的相对转速；

图 4 是示出驱动设备的动力分配机构（差速部分）在切换到其无级换档状态（差速状态）时的操作状态示例的视图，此视图对应于图 3 的共线图中示出动力分配机构的部分；

图 5 是示出通过啮合切换离合器 C0 而切换到其有级换档状态（非差速状态）下的动力分配机构的操作状态，此视图对应于图 3 的共线图中示出动力分配机构的部分；

图 6 是示出作为控制图 1 的车辆驱动设备的控制设备的电子控制装置（ECU）的输入和输出信号的视图；

图 7 是图示由图 6 的 ECU 中所包括的各个功能手段的功能框图；

图 8 是在由表示车辆行驶速度 V 的横轴和表示输出转矩 T_{OUT} 的纵轴所定义的二维坐标系中，示出作为所存储有级换档控制图和所存储切换控制图的组合的复杂控制图的曲线图，其中有级换档控制图用于确定自动变速器部分的换档动作，而切换控制图用于确定变速器机构的换档状态；

图 9 是在与上述相同的二维坐标系中，示出根据界定发动机驱动区域和电机驱动区域的边界线，用来选择发动机驱动状态和电机驱动状态的所存储驱动动力源选择控制图的示例的曲线图；

图 10 是示出切换到其无级换档状态（差速状态）下的动力分配机构（差速部分）的操作状态的视图，其中在电机驱动状态下发动机转速基本上为零，此视图对应于图 3 的共线图中示出动力分配机构的部分；

图 11 是示出所存储图的曲线图，其具有界定无级换档区域和有级换档区域的边界线，并被用于建立由图 8 中虚线所示的边界线；

图 12 是示出变速器机构在置于有级换档状态下时的升档动作的结果而引起的发动机转速变化的示例的曲线图；

图 13 是示出用作选择器开关的交互转换开关形式的换档状态选择装置的示例的视图，其可由用户手动操作来选择换档状态；

图 14 是示出手动可操作换档装置示例的视图，该装置包括换档手柄并被用来选择多个操作位置；

图 15 是示出切换到其无级换档状态（差速状态）下的动力分配机构（差速部分）的操作状态的视图，其中在利用处于其非驱动位置中的变速器机构来进行发电的过程中，第一齿圈 R1 的转速基本上为零；

图 16 和 17 是作为示例分别表示第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的等效率曲线的曲线图；

图 18 是图示由图 6 的 ECU 执行的发电控制例程的流程图；

图 19 是图示根据本发明另一个实施例构造的混合动力车驱动系统中所包括的驱动设备的基本布置的示意图；

图 20 是一张表，表示与实现各个换档动作的液压操作摩擦耦合装置的操作状态的不同组合相关的，可在无级换档状态或有级换档状态下工作的图 19 的驱动设备的换档动作；和

图 21 是共线图，示出在驱动系统的不同驱动位置中，在有级换档动作下工作的图 19 的驱动设备中所包括的多个旋转元件的相对转速。

具体实施方式

首先将参照图 1—18 详细描述本发明的第一实施例。

图 1 是示出构成用于混合动力车的驱动设备一部分的变速器机构 10 的示意图。变速器机构 10 包括：采用输入轴 14 形式的输入旋转构件，其布置在变速器壳体 12 中的公共轴上，壳体 12 用作安装到车身上的静止构件；直接或经由（未示出的）脉动吸收阻尼器或减振装置而间接连接到输入轴 14 的差速部分 11；有级或多级自动变速器部分 20，其布置在差速部分 11 和一对驱动轮 38 之间，并通过动力传动轴或构件 18 串联连接到差速部分 11 和驱动轮 38；以及采用输出轴 22 形式的输出旋转构件，其连接到变速器部分 20。在此变速器机构 10 中，输入轴 14、差速部分 11、变速器部分 20 和输出轴 22 彼此串联连接。此变速器机构 10 适合用于横置 FR 车辆（发动机前置后驱车辆），并且布置在汽油或柴油发动机 8 形式的驱动动力源和该对驱动轮 38 之间，以通过动力传动路径将作为发动机 8 输出的驱动动力或力传递到该对驱动轮 38，该路径具有由差速齿轮装置（主减速器）36 和一对驱动轴构成的部分，如图 7 所示。注意，在图 1 中省略了

相对于其轴线对称构造的变速器机构 10 的下半部分。

变速器机构 10 的差速部分 11 包括：第一电动机 M1；用作差速机构的动力分配机构 16，其可操作来将传递到输入轴 14 的发动机 8 的输出机械分配到第一电动机 M1 和动力传动构件 18；以及可与动力传动构件 18 一体旋转的第二电动机 M2。注意，第二电动机 M2 可以布置在动力传动构件 18 和驱动轮 38 之间的动力传动路径内的任何部分中。

在本实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 中的每个都是也用作发电机的所谓电动/发电机。但是，第一电动机 M1 可以适合于专门用作在产生反作用力的同时可操作来产生电能的发电机，而第二电动机 M2 可以适合于专门用作可操作来产生车辆驱动力的电动机。第一电动机 M1 和第二电动机 M2 两者与发动机 8 协作来用作用于驱动车辆的驱动动力源。

作为主要部件，动力分配机构 16 包括具有例如约 0.418 的传动比 ρ_1 的单级行星齿轮式的第一行星齿轮组 24、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。第一行星齿轮组 24 具有旋转元件，包括：第一太阳轮 S1；第一行星齿轮 P1；第一行星轮架 CA1，其支撑第一行星齿轮 P1 使得每个第一行星齿轮 P1 可以绕其轴线旋转并且可绕第一太阳轮 S1 的轴线旋转；和通过第一行星齿轮 P1 与第一太阳轮 S1 啮合的第一齿圈 R1。在第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 的齿数分别由 ZS1 和 ZR1 表示的情况下，上述传动比 ρ_1 由 ZS1/ZR1 表示。

在动力分配机构 16 中，行星轮架 CA1 连接到输入轴 14，即连接到发动机 8，并且构成机构 16 的第一旋转元件 RE1（第一元件）。太阳轮 S1 连接到第一电动机 M1，并构成机构 16 的第二旋转元件 RE2（第二元件）。齿圈 R1 连接到动力传动构件 18，并构成机构 16 的第三旋转元件 RE3（第三元件）。动力分配机构 16 将发动机 8 的输出通过第二旋转元件 RE2 分配到第一电动机 M1，并通过第三旋转元件 RE3 分配到动力传动构件 18，使得发动机 8 的一部分输出被用来驱动第一电动机 M1 而产生电能，此电能被存储或者用来驱动第二电动机 M2。切换制动器 B0 布置在太阳轮 S1 和变速器壳体 12 之间，而切换离合器 C0 布置在太阳轮 S1 和行星轮架 CA1 之间。当切换离合器 C0 和制动器 B0 两者都松开时，动力分配

机构 16 被置于差速状态，在此差速状态中，太阳轮 S1、行星轮架 CA1 和齿圈 R1 可在各自彼此不同的速度下旋转，以能够执行差速功能，使得发动机 8 的输出可以在可变的分配比下分配到第一电动机 M1 和动力传动构件 18。就是说，例如在其中动力分配机构 16 用作其速比 γ_0 可以从最小值 γ_{0min} 连续变化到最大值 γ_{0max} 的电控无级变速器的无级换档状态下，动力分配机构 16 被置于所谓的无级换档状态（电控建立的 CVT 状态），在此无级换档状态中动力传动构件 18 的转速可连续变化而无论发动机 8 的转速 N_E 如何，即动力分配机构 16 被置于差速状态，其中动力分配机构 16 的速比 γ_0 （=输入轴 14 的转速/动力传动构件 18 的转速）从最小值 γ_{0min} 电控变化到最大值 γ_{0max} 。

当动力分配机构 16 被置于无级换档状态的同时在利用发动机 8 的输出使车辆行驶过程中，而使切换离合器 C0 或制动器 B0 啮合时，机构 16 进入其锁止状态或非差速状态，在此非差速状态中差速功能不可用，即太阳轮 S1、行星轮架 CA1 和齿圈 R1 不可在各自彼此不同的速度下旋转。具体而言，当切换离合器 C0 啮合时，太阳轮 S1 和行星轮架 CA1 连接到一起，由此将动力分配机构 16 置于非差速状态，其中第一行星齿轮组 24 的包括太阳轮 S1、行星轮架 CA1 和齿圈 R1 的三个旋转元件 RE1—RE3 可作为一个单元旋转，从而使发动机 8 的转速和动力传动构件 18 的转速彼此相等。就是说，动力分配机构 16 被置于其固定速比状态，其中该机构 16 用作固定速比 γ_0 等于 1 的变速器。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被啮合时，太阳轮 S1 固定到变速器壳体 12，使得动力分配机构 16 被置于非差速状态，其中第一太阳轮 S1 不可旋转。因为使得齿圈 R1 的转速高于行星轮架 CA1 的转速，所以动力分配机构 16 被置于另一固定速比状态，其中该机构 16 用作固定速比 γ_0 小于 1（例如约 0.7）的增速变速器。在本实施例中，切换离合器 C0 和制动器 B0 用作差速状态切换装置，其可操作来选择性地将动力分配机构 16 置于差速状态（无级换档状态或者非锁止状态）以及锁止或非差速状态，在差速状态中该机构 16 用作其速比可连续变化的电控无级变速器，在非差速状态中该机构 16 不用作电控无级变速器。即，切换离合器 C0 和制动器 B0 用作差速状态切换装置，

其可操作来在差速状态和固定速比换档状态之间切换动力分配机构 16，在后一状态中该机构 16 用作具有一个速比的单个档位或者具有各自速比的多个档位的变速器。还应注意，包括第一电动机 M1、第二电动机 M2 和动力分配机构 16 的差速部分 11 协作来用作换档状态可切换式换档部分（机构），其可在无级换档状态（或其中换档部分 11 用作其速比可连续变化的电控无级变速器的状态）和锁止状态之间切换，在锁止状态中换档部分 11 不用作电控无级变速器，而用作具有一个速比的单个档位或者具有各自速比的多个档位的变速器。上述动力分配机构 16 用作可在锁止状态和非锁止状态之间切换的可切换式差速（行星）齿轮装置。

自动变速器部分 20 包括单级行星齿轮式第二行星齿轮组 26、单级行星齿轮式第三行星齿轮组 28 和单级行星齿轮式第四行星齿轮组 30。第二行星齿轮组 26 包括：第二太阳轮 S2；第二行星齿轮 P2；第二行星轮架 CA2，其支撑第二行星齿轮 P2 使得每个第二行星齿轮 P2 可以绕其轴线旋转并且可绕第二太阳轮 S2 的轴线旋转；和通过第二行星齿轮 P2 与第二太阳轮 S2 啮合的第二齿圈 R2。例如，第二行星齿轮组 26 具有约 0.562 的传动比 ρ_2 。第三行星齿轮组 28 包括：第三太阳轮 S3；第三行星齿轮 P3；第三行星轮架 CA3，其支撑第三行星齿轮 P3 使得每个第三行星齿轮 P3 可以绕其轴线旋转并且可绕第三太阳轮 S3 的轴线旋转；和通过第三行星齿轮 P3 与第三太阳轮 S3 啮合的第三齿圈 R3。例如，第三行星齿轮组 28 具有约 0.425 的传动比 ρ_3 。第四行星齿轮组 30 包括：第四太阳轮 S4；第四行星齿轮 P4；第四行星轮架 CA4，其支撑第四行星齿轮 P4 使得每个第四行星齿轮 P4 可以绕其轴线旋转并且可绕第四太阳轮 S4 的轴线旋转；和通过第四行星齿轮 P4 与第四太阳轮 S4 啮合的第四齿圈 R4。例如，第四行星齿轮组 30 具有约 0.421 的传动比 ρ_4 。在第二太阳轮 S2、第二齿圈 R2、第三太阳轮 S3、第三齿圈 R3、第四太阳轮 S4 和第四齿圈 R4 的齿数分别由 ZS2、ZR2、ZS3、ZR3、ZS4 和 ZR4 表示的情况下，上述传动比 ρ_2 、 ρ_3 和 ρ_4 分别由 ZS2/ZR2、ZS3/ZR3 和 ZS4/ZR4 表示。

在自动变速器部分 20 中，第二太阳轮 S2 和第三太阳轮 S3 作为一个单元一体地彼此固定，通过第二离合器 C2 选择性地连接到动力传动构件

18, 并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到变速器壳体 12。第四齿圈 R4 通过第三制动器 B3 选择性地固定到变速器壳体 12。第二齿圈 R2、第三行星轮架 CA3 和第四行星轮架 CA4 一体地彼此固定并且固定到输出轴 22。第三齿圈 R3 和第四太阳轮 S4 一体地彼此固定, 并且通过第一离合器 C1 选择性地连接到动力传动构件 18。

上述切换离合器 C0、第一离合器 C1、第二离合器 C2、切换制动器 B0、第一制动器 B1、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 是传统车用自动变速器中使用的液压操作摩擦耦合装置。这些摩擦耦合装置中的每一个都由包括多个摩擦盘的湿式多片离合器构成, 所述多个摩擦盘彼此叠置并且通过液压驱动器而彼此压紧, 或者由包括转鼓和一条带或两条带的带式制动器构成, 所述带缠绕在转鼓的外周表面上并且在一端由液压驱动器张紧。离合器 C0-C2 和制动器 B0-B3 中的每一个被选择性地啮合, 以连接将每个离合器或制动器置于其间的两个构件。

在如上所述构造的变速器机构 10 中, 通过从上述切换离合器 C0、第一离合器 C1、第二离合器 C2、切换制动器 B0、第一制动器 B1、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 中选择的摩擦耦合装置的相应组合的啮合动作, 选择性地建立第一档位 (第一速位置) 至第五档位 (第五速位置)、倒车档位 (向后驱动位置) 和空档位置之一, 如图 2 的表中所示。这些档位具有基本上成几何级数变化的各自速比 γ ($=$ 输入轴速度 N_{IN} /输出轴速度 N_{OUT})。特别地, 注意设有切换离合器 C0 和制动器 B0 的动力分配机构 16, 可以通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的啮合而被选择性地置于固定速比换档状态以及无级换档状态, 在固定速比换档状态中该机构 16 可操作作为具有一个速比的单个档位或者具有不同速比的多个档位的变速器, 在无级换档状态中该机构 16 可操作作为无级变速器, 如上所述。所以在本变速器机构 10 中, 由自动变速器部分 20 和通过啮合切换离合器 C0 或切换制动器 B0 而被置于固定速比换档状态的差速部分 11 来构成有级变速器。此外, 由自动变速器部分 20 和在切换离合器 C0 和制动器 B0 中没有被啮合时而被置于无级换档状态的差速部分 11 来构成无级变速器。换言之, 变速器机构 10 通过啮合切换离合器 C0 和切换制动器 B0 中

的一个而被切换到有级换档状态，并且通过松开切换离合器 C0 和制动器 B0 两者而被切换到无级换档状态。即，变速器机构 10 用作可切换式的变速器机构，其可在其中变速器机构 10 可操作作为电控无级变速器的无级换档状态和其中变速器机构 10 可操作作为有级变速器的有级换档状态之间切换。差速部分 11 也被视为可在有级换档状态和无级换档状态之间切换的变速器。

在变速器机构 10 用作有级变速器的情况下，例如，通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第三制动器 B3 的啮合动作建立具有例如约 3.357 的最高速比 γ_1 的第一档位，并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的啮合动作来建立具有例如约 2.180 的速比 γ_2 （低于速比 γ_1 ）的第二档位，如图 2 所示。此外，通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的啮合动作来建立具有例如约 1.427 的速比 γ_3 （低于速比 γ_2 ）的第三档位，并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的啮合动作来建立具有例如约 1.000 的速比 γ_4 （低于速比 γ_3 ）的第四档位。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的啮合动作建立具有例如约 0.705 的速比 γ_5 （低于速比 γ_4 ）的第五档位。此外，通过第二离合器 C2 和第三制动器 B3 的啮合动作建立具有例如约 3.209 的速比 γ_R （其介于速比 γ_1 和 γ_2 之间）的倒车档位。通过仅啮合切换离合器 C0 或通过不啮合任一个摩擦耦合装置来建立空档位置 N。就是说，当选择空档位置 N 时，切换离合器 C0 除了在由第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能期间外都啮合，并且在产生电能期间松开（参见图 2）。

另一方面，在变速器机构 10 用作无级变速器的情况下，切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开，如图 2 所示，使得差速部分 11 用作无级变速器，同时串联连接到差速部分 11 的自动变速器部分 20 用作有级变速器，由此被传递到置于第一档位、第二档位、第三档位和第四档位之一的自动变速器部分 20 的旋转运动的速度，即动力传动构件 18 的转速被连续地改变，使得当自动变速器部分 20 被置于这些档位之一时变速器机构 10 的速比在预定范围上可连续变化。所以，自动变速器部分 20 的速比在

整个相邻档位上可连续变化，由此变速器机构 10 的总速比 γ_T 可连续变化。

图 3 的共线图用直线表示旋转元件在变速器机构 10 的每个档位中的转速之间的关系，变速器机构 10 由用作无级换档部分或第一换档部分的差速部分 11 或动力分配机构 16、以及用作有级换档部分或第二换档部分的变速器部分 20 构成。图 3 的共线图是矩形二维坐标系，其中行星齿轮组 24、26、28、30 的传动比 ρ 被取为沿着横轴，而旋转元件的相对转速被取为沿着纵轴。三条水平线 X1、X2、XG 中较低的一条，即水平线 X1 表示 0 的转速，而三条水平线中靠上的一条，即水平线 X2 表示 1.0 的转速，即连接到输入轴 14 的发动机 8 的工作速度 N_E 。水平线 XG 表示动力传动构件 18 的转速。

与主要构成差速部分 11 的动力分配机构 16 相对应的三条垂直线 Y1、Y2 和 Y3，分别表示第一太阳轮 S1 形式的第二旋转元件（第二元件）RE2、第一行星轮架 CA1 形式的第一旋转元件（第一元件）RE1、和第一齿圈 R1 形式的第三旋转元件（第三元件）RE3 的相对转速。垂直线 Y1、Y2 和 Y3 的相邻垂直线之间的距离由第一行星齿轮组 24 的传动比 ρ_1 确定。就是说，垂直线 Y1 和 Y2 之间的距离对应于“1”，而垂直线 Y2 和 Y3 之间的距离对应于传动比 ρ_1 。此外，对应于变速器部分 20 的五条垂直线 Y4、Y5、Y6、Y7 和 Y8 分别表示采用一体地彼此固定的第二和第三太阳轮 S2、S3 形式的第四旋转元件（第四元件）RE4、第二行星轮架 CA2 形式的第五旋转元件（第五元件）RE5、第四齿圈 R4 形式的第六旋转元件（第六元件）RE6、采用一体地彼此固定的第二齿圈 R2 以及第三和第四行星轮架 CA3、CA4 形式的第七旋转元件（第七元件）RE7、以及采用一体地彼此固定的第三齿圈 R3 和第四太阳轮 S4 形式的第八旋转元件（第八元件）RE8 的相对转速。垂直线 Y4-Y8 的相邻垂直线之间的距离由第二、第三和第四行星齿轮组 26、28、30 的传动比 ρ_2 、 ρ_3 和 ρ_4 确定。就是说，第二、第三和第四行星齿轮组 26、28、30 中每一个的太阳轮和行星轮架之间的距离对应于“1”，而这些行星齿轮组 26、28、30 中每一个的行星轮架和齿圈之间的距离对应于传动比 ρ 。

参照图 3 的共线图，变速器机构 10 的动力分配机构（无级换档部分）16 或者差速部分 11 被设置成：第一行星齿轮组 24 的第一旋转元件 RE1（第一行星轮架 CA1）被一体地固定到输入轴 14，并且通过切换离合器 C0 选择性地连接到第二旋转元件 RE2（第一太阳轮 S1）；第二旋转元件 RE2（第一太阳轮 S1）固定到第一电动机 M1，并通过切换制动器 B0 选择性地固定到变速器壳体 12；并且第三旋转元件 RE3（第一齿圈 R1）固定到动力传动构件 18 和第二电动机 M2，由此将输入轴 14 的旋转运动通过动力传动构件 18 传递到变速器部分（有级变速器）20。第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 的转速之间的关系由经过线 Y2 和 X2 之间的交点的倾斜直线 L0 表示。

图 4 和图 5 中的每个都对应于图 3 的共线图中示出差速部分 11 或动力分配机构 16 的部分。图 4 示出在切换离合器 C0 和切换制动器 B0 保持在松开状态下时被置于无级换档状态（差速状态）的动力分配机构 16 的工作状态的示例。通过控制第一电动机 M1 产生电能的操作所产生的反作用力来升高或者降低由直线 L0 和垂直线 Y1 之间的交点所表示的第一太阳轮 S1 的转速，使得由线 L0 和 Y3 之间的交点表示的第一齿圈 R1 的转速被降低或者升高。

图 5 示出了在切换离合器 C0 保持在啮合状态下时被置于固定速比换档状态（有级换档状态）的差速部分 11 或动力分配机构 16 的工作状态的示例。当在此固定速比换档状态中第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 被连接到彼此时，动力分配机构 16 被置于其中上述三个旋转元件作为一个单元旋转的非差速状态，因此直线 L0 与水平线 X2 对准，由此动力传动构件 18 在等于发动机速度 N_E 的速度下旋转。另一方面，当切换制动器 B0 被啮合时，第一太阳轮 S1 的旋转停止，并且动力分配机构 16 被置于其中机构 16 用作增速设备的非差速状态，使得直线 L0 在图 3 所示的状态下倾斜，由此使得由线 L0 和垂直线 Y3 之间的交点表示的第一齿圈 R1 的转速；即动力传动构件 18 的转速高于发动机速度 N_E ，并且被传递到变速器部分 20。

在变速器部分 20 中，第四旋转元件 RE4 通过第二离合器 C2 选择性地

连接到动力传动构件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12。第五旋转元件 RE5 通过第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12。第六旋转元件 RE6 通过第三制动器 B3 选择性地固定到壳体 12。第七旋转元件 RE7 固定到输出轴 22。第八旋转元件 RE8 通过第一离合器 C1 选择性地连接到动力传动构件 18。

当第一离合器 C1 和第三制动器 B3 啮合时，变速器部分 20 被置于第一档位。第一档位中输出轴 22 的转速由表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速的垂直线 Y7 和倾斜直线 L1 之间的交点表示，倾斜直线 L1 经过表示第八旋转元件 RE8 转速的垂直线 Y8 和水平线 X2 之间的交点以及表示第六旋转元件 RE6 转速的垂直线 Y6 和水平线 X1 之间的交点。类似地，通过第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的啮合动作建立的第二档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的倾斜直线 L2 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速的垂直线 Y7 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的啮合动作建立的第三档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的倾斜直线 L3 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速的垂直线 Y7 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的啮合动作建立的第四档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的水平线 L4 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速的垂直线 Y7 之间的交点表示。在切换离合器 C0 被置于啮合状态的第一档位至第四档位中，在接收自动力分配机构 16 的驱动力作用下，第八旋转元件 RE8 以与发动机速度 N_E 相同的速度旋转。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 啮合时，在接收自动力分配机构 16 的驱动力作用下，第八旋转元件 RE8 在高于发动机速度 N_E 的速度下旋转。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的啮合动作建立的第五档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的水平线 L5 和表示固定到输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速的垂直线 Y7 之间的交点表示。

图 6 图示了由作为控制主要由变速器机构 10 构成的驱动设备的控制设备的电子控制单元 (ECU) 40 所接收的信号，以及 ECU 40 所产生的信

号。此 ECU 40 包括具有 CPU、ROM、RAM 和输入/输出接口的所谓微计算机，并且被设置成在利用 RAM 的临时数据存储功能的同时根据存储在 ROM 中的程序来处理这些信号，以实现发动机 8 以及电动机 M1 和 M2 的混合动力驱动控制、电动机 M1 和 M2 的发电控制、以及例如变速器部分 20 的换档控制的驱动控制。应该注意，作为控制设备的 ECU 40 与驱动设备协作来构成根据本发明的优选实施例所构造的车辆驱动系统。

ECU 40 被设置成从图 6 所示的各种传感器和开关接收各种信号，例如：表示发动机 8 的冷却水温度的信号；表示换档手柄的所选择操作位置的信号；表示发动机 8 的工作速度 N_E 的信号；表示代表驱动系统的前驱位置的所选择组的值的信号；命令 M 模式（电机驱动模式）的信号；表示空调操作状态的信号；表示与输出轴 22 的转速相对应的车辆行驶速度 V 的信号；表示变速器部分 20 的工作油的温度的信号；表示驻车制动器的操作状态的信号；表示脚踏制动器的操作状态的信号；表示催化剂温度的信号；表示加速踏板的操作角度 Acc 的信号；表示凸轮角度的信号；表示对雪地驱动模式的选择的信号；表示车辆的纵向加速度值的信号；表示对自动巡航驱动模式的选择的信号；表示车辆重量的信号；表示车辆的各个驱动轮速度的信号；表示有级换档开关的操作状态的信号，该有级换档开关被设置来将差速部分 11 或动力分配机构 16 置于其中变速器机构 10 用作有级变速器的固定速比换档状态（非差速状态）；表示无级换档开关的操作状态的信号，该无级换档开关被设置来将差速部分 11 或动力分配机构 16 置于其中变速器机构 10 用作无级变速器的无级换档状态；表示第一电动机 M1 的转速 N_{M1} 的信号；以及表示第二电动机 M2 的转速 N_{M2} 的信号。

· ECU 40 还被设置成产生各种信号，例如：驱动节气门驱动器以控制节气门开度的信号；调节增压器的压力的信号；操作电力空调的信号；控制发动机 8 的点火正时的信号；操作电动机 M1 和 M2 的信号；操作用于表示换档手柄的所选择操作位置的换档范围指示器的信号；操作表示传动比的传动比指示器的信号；操作表示对雪地驱动模式的选择的雪地模式指示器的信号；操作用于车轮的防抱死制动的 ABS 驱动器的信号；操作用于

表示对 M 模式的选择的 M 模式指示器的信号；操作液压控制单元 42 中包括的电磁操作阀的信号，液压控制单元 42 被设置来控制差速部分 11（动力分配机构 16）和变速器部分 20 的液压操作摩擦耦合装置的液压驱动器；操作被用作液压控制单元 42 的液压源的电动油泵 32 的信号；驱动电热器的信号；以及被施加到巡航控制计算机的信号。

图 7 是解释由 ECU 40 执行的主要控制功能的功能框图。ECU 40 包括有级换档控制器 52，其可操作来通过例如根据存储在换档图存储器 54 中的图 8 的换档图，基于由车辆行驶速度 V 和变速器部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 所表示的车辆状况，判断在变速器部分 20 中是否应该进行换档动作，来实现自动换档控制。注意，换档图的换档边界线图由图 8 中的实线和点划线所表示。

ECU 40 还包括混合动力控制器 56，其被设置来在变速器机构 10 置于无级换档状态中的同时，即差速部分 11 置于差速状态中的同时，控制发动机 8 以高效率运行。混合动力控制器 56 还被设置成控制用作电控无级变速器的差速部分 11 的速比 γ_0 ，以建立由发动机 8 和第二电动机 M2 产生的驱动力的最优化比例，并最优化在第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能过程中所产生的反作用力。例如，混合动力控制器 56 基于加速踏板的操作量 Acc 和车辆行驶速度 V 计算在车辆的当前行驶速度下车辆驾驶员所要求的输出，并且基于计算出的所要求输出和要求产生的电能量来计算所要求的车辆驱动力。基于计算出的所要求车辆驱动力，混合动力控制器 56 计算所期望的发动机 8 的总输出和速度 N_E ，并且根据计算出的所期望的发动机的总输出和速度，来控制发动机 8 的实际输出和由第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生的电能量。

混合动力控制器 56 被设置成在考虑变速器部分 20 的当前所选择档位的同时实现上述混合动力控制，以提高发动机 8 的燃油经济性。在混合动力控制中，差速部分 11 被控制用作电控无级变速器，以使得为发动机 8 高效工作的发动机速度 N_E 和车辆行驶速度 V 、以及由变速器部分 20 的所选择档位确定的动力传动构件 18 的转速具有最优化协作。也就是说，混合动力控制器 56 确定变速器机构 10 的总速比 γ_T 的目标值，使得发动机

8 根据满足发动机 8 的期望工作效率和最高燃油经济性两者的所存储最高燃油经济性曲线而工作。混合动力控制器 56 控制差速部分 11 的速比 γ_0 ，以获得总速比 γ_T 的目标值，使得可以将总速比 γ_T 控制在预定范围内，例如 13 和 0.5 之间。

在混合动力控制中，混合动力控制器 56 将由第一电动机 M1 产生的电能通过逆变器 44 供应到电能存储装置 46 和第二电动机 M2。也就是说，由发动机 8 产生的驱动力的主要部分被机械地传递到动力传动构件 18，而驱动力的其余部分被第一电动机 M1 消耗以将此部分转换成电能，电能通过逆变器 44 供应到第二电动机 M2 或者在以后由第一电动机 M1 消耗。利用电能通过第二电动机 M2 或者第一电动机 M1 的操作产生的驱动力被传递到动力传动构件 18。于是，驱动系统设置有电气路径，由发动机 8 的驱动力的一部分转换所生成的电能通过此电气路径被转换成机械能。此电气路径包括与生成电能和由第二电动机 M2 消耗所生成电能相关的部件。还应注意，混合动力控制器 56 还被设置成通过利用差速部分 11 的电控 CVT 功能（差速功能）来建立车辆仅被用作驱动动力源的电动机（例如第二电动机 M2）所驱动的电机驱动模式，而无论发动机 8 是处于非工作状态还是怠速状态。混合动力控制器 56 可以建立通过第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 的操作进行的电机驱动模式，即使发动机 8 处于其非工作状态同时差速部分 11 被置于有级换档状态（固定速比换档状态）。

图 9 示出了所存储的关系的示例，即界定出发动机驱动区域和电机驱动区域并且被用来选择发动机 8 或者电动机 M1、M2 作为驱动动力源（选择发动机驱动模式和电机驱动模式之一）的边界线。也就是说，所存储的关系由矩形二维坐标系中的驱动动力源选择控制图（驱动动力源切换边界线图）表示，矩形二维坐标系统具有取为参数车速 V 的一个轴和取为形式为参数输出转矩 T_{OUT} 的驱动力相关值的一个轴。图 9 还示出了位于实线边界线内侧合适控制滞后量的点划线。例如，图 9 所示的驱动动力源选择控制图被存储在换档图存储器 54 中。混合动力控制器 56 判断由车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况是否在由驱动动力源选择控制图界定的电机驱动区域中。如从图 9 清楚可见，当输出转矩 T_{OUT} 相当小或者当车速 V 相

当低时，即当车辆负荷处于相当低范围（在此范围中发动机 8 的工作效率通常低于相当高范围中的工作效率）中时，混合动力控制器 56 选择电机驱动模式。

为了在电机驱动模式中减小拖动保持在其非工作状态的发动机 8 的趋势，以由此提高燃油经济性，混合动力控制器 56 控制差速部分 11，利用差速部分 11 的差速功能使得发动机速度 N_E 基本上保持为零，即保持为零或者接近零。图 10 是与图 3 的共线图中示出差速部分 11 的部分相对应的视图。图 10 的共线图表示在车辆的电机驱动模式中，被置于其无级换档状态的差速部分 11 的工作状态的示例。在车辆利用第二电动机 M2 的输出转矩而行驶的情况下，第一电动机 M1 在反方向上自由旋转，使得发动机速度 N_E （第一行星轮架 CA1 的转速）基本上保持为零，而第二电动机 M2 以对应于车辆行驶 V 的速度被操作。

ECU 40 还包括图 7 所示的高速档位判断器 58 和切换装置控制器 60。高速档位判断器 58 被设置成判断变速器机构 10 应当换档到的档位是否是高档位，例如第五档位。例如，基于车辆状况并根据存储在换档图存储器 54 中的图 8 的换档边界线图来做出此判断，以判断切换离合器 C0 和制动器 B0 中应当被啮合的一个，来将变速器机构 10 置于有级换档状态。

切换装置控制器 60 被设置成基于由车辆行驶 V 和变速器部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况来检测混合动力车的状况，并根据存储在换档图存储器 54 中的图 8 的换档图，来判断检测到的车辆状况是处于将变速器机构 10 置于无级换档状态的无级换档区域，还是处于将变速器机构 10 置于有级换档状态的有级换档区域。

当切换装置控制器 60 判断车辆状况处于有级换档区域时，切换装置控制器 60 禁止混合动力控制器 56 实现混合动力控制或者无级换档控制，并允许有级换档控制器 52 实现预定的有级换档控制。在此情况下，有级换档控制器 52 根据存储在图存储 56 中的图 8 的换档图来实现自动换档控制。图 2 表示被选择性地啮合以实现有级换档控制的液压操作摩擦耦合装置 C0、C1、C2、B0、B1、B2 和 B3 的操作状态的组合。在此自动有级换档控制模式中，整体上由差速部分 11 和自动变速器部分 20 构成的变速器

机构 10 用作所谓的“有级自动变速器”，其档位根据图 2 所示的摩擦耦合装置的啮合表来建立。

当高速档位判断器 58 判断应当建立第五档位作为高档位时，切换装置控制器 60 命令液压控制单元 42 松开切换离合器 C0 并啮合切换制动器 B0，使得差速部分 11 用作具有固定速比 γ_0 （例如 0.7 的速比 γ_0 ）的辅助变速器，由此变速器机构 10 整体上被置于具有低于 1.0 速比的所谓“超速档位”。当高速档位判断器 58 判断应当建立除第五档位之外的其他档位时，切换装置控制器 60 命令液压控制单元 42 啮合切换离合器 C0 并松开切换制动器 B0，使得差速部分 11 用作具有固定速比 γ_0 （例如 1 的速比 γ_0 ）的辅助变速器，由此变速器机构 10 整体上被置于其速比不低于 1.0 的低档位。于是，通过切换装置控制器 60，变速器机构 10 被切换到有级换档状态，并且置于有级换档状态的差速部分 11 被选择性地置于两个档位之一，使得差速部分 11 用作辅助变速器，而同时串联连接到差速部分 11 的变速器部分 20 用作有级变速器，由此变速器机构 10 整体上用作所谓的“有级自动变速器”。

另一方面，当切换装置控制器 60 判断车辆行驶状况处于将变速器机构 10 置于无级换档状态的无级换档区域中时，切换装置控制器 60 命令液压控制单元 42 松开切换离合器 C0 和切换制动器 B0 以将差速部分 11 置于无级换档状态，使得变速器机构 10 整体上被置于无级换档状态。同时，切换装置控制器 60 允许混合动力控制器 56 实现混合动力控制，并且命令有级换档控制器 52 选择并保持档位中预定的一个，或者命令其允许根据存储在换档图存储器 54 中的图 8 的换档图进行自动换档控制。在后一情况下，有级换档控制器 52 通过适当地选择图 2 的表中表示的摩擦耦合装置的操作状态的组合（除了包括啮合切换离合器 C0 和制动器 B0 的组合）来实现自动换档控制。于是，在切换装置控制器 60 的控制下被置于无级换档状态的差速部分 11 用作无级变速器，而串联连接到差速部分 11 的变速器部分 20 用作有级变速器，因此驱动系统提供足够的车辆驱动力，使得传递到置于第一档位、第二档位、第三档位和第四档位之一的自动变速器部分 20 的旋转运动的速度，即动力传动构件 18 的转速被连续地改变，

因此当自动变速器部分 20 被置于上述档位之一中时驱动系统的速比在预定范围上可连续变化。所以，自动变速器部分 20 的速比在整个相邻档位上可连续变化，由此作为整体的变速器机构 10 的总速比 γ_T 可连续地变化。换言之，切换装置控制器 60 控制采用切换制动器 B0 和切换离合器 C0 形式的差速状态切换装置的啮合和松开动作，以选择性地将动力分配机构 16 置于差速状态和非差速状态之一。

图 8 的换档图存储在换档图存储器 54 中，以用来判断是否应该实现变速器部分 20 的换档动作。该换档图是表示两个参数之间关系的换档图的示例，这两个参数即沿矩形二维坐标系的两个轴分别所取的车辆行驶速度 V 和作为驱动力相关值的输出转矩 T_{OUT} 。图 8 中的实线是升档边界线，而点划线是降档边界线。图 8 所示的虚线表示用来判断车辆状况是处于有级换档区域还是无级换档区域的车速上限 $V1$ 和输出转矩上限 $T1$ 。就是说，图 8 中的虚线是由一系列车速上限 $V1$ 构成的预定车速上限线（用于判断混合动力车是否处于高速行驶状态），并且还是由一系列输出上限（形式为作为驱动轮相关值的变速器部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 的上限 $T1$ ）构成的预定输出上限线（用于判断混合动力车是否处于高输出行驶状态）。图 8 还示出了双点划线，其是相对于虚线偏离适当的控制滞后量的极限线，以选择性地使用虚线和双点划线作为界定有级换档区域和无级换档区域的边界线。图 8 的换档图是所存储的切换边界线图（切换图或关系），其中每个都包括车速上限 $V1$ 和输出转矩上限 $T1$ ，并由切换装置控制器 60 用来基于车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 来判断车辆状况是处于有级换档区域还是无级换档区域中。此切换边界线图可以包括在存储于换档图存储器 54 的换档边界线图中。切换边界线图可以包括车速上限 $V1$ 和输出转矩上限 $T1$ 中的至少一个，并且可以仅使用车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 中的一个作为控制参数。上述换档边界线图和切换边界线图可以被用于将车速 V 的实际值与车速上限 $V1$ 进行比较和将输出转矩 T_{OUT} 的实际值与输出转矩上限 $T1$ 进行比较的表达式所替代。

上述驱动力相关值是与车辆的驱动力直接相对应的参数，并且可以不仅仅由驱动轮 38 的驱动转矩或驱动力来表示，而且可以由以下表示：变

变速器部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 、发动机转矩 T_E 或者车辆加速度值、或者从发动机速度 N_E 和加速踏板的操作角度或节气门开度（进气量、空燃比或者燃油喷射量）所计算的发动机转矩 T_E 的实际值、或者从加速踏板的操作量或节气门开度计算出的驾驶员所要求车辆驱动力的估计值。上述驱动转矩可以基于输出转矩 T_{OUT} 并考虑变速齿轮装置的速比、驱动轮 38 的半径等计算出来，或者由转矩传感器直接检测。各个其他转矩也可以基于与转矩相关的值计算出来，或者由转矩传感器直接检测。

车速上限 $V1$ 被确定为使得当车速 V 高于上限 $V1$ 时变速器机构 10 被置于有级换档状态。如果变速器机构 10 在相对较高的车辆行驶速度下被置于无级换档状态，则确定为这样对最小化车辆燃油经济性恶化的可能性很有效。根据第一电动机 $M1$ 的操作特性来确定输出转矩上限 $T1$ ，第一电动机 $M1$ 是小型的并且使得其最大电能输出相对较小，以使得当在车辆的高输出行驶状态中发动机输出较高时第一电动机 $M1$ 的反作用力矩不会很大。

图 11 示出了切换边界线图（切换图或者关系），其被存储在换档图存储器 54 中，并且具有界定出有级换档区域和无级换档区域的发动机输出线形式的切换边界线，由切换装置控制器 60 基于包括发动机速度 N_E 和发动机转矩 T_E 的参数来选择有级换档区域和无级换档区域之一。切换装置控制器 60 可以使用图 11 的该切换边界线图代替图 8 的切换边界线图，来判断由发动机速度 N_E 和发动机转矩 T_E 表示的车辆状况是处于有级换档区域还是处于无级换档区域。图 8 的虚线可以基于图 11 的切换边界线图而产生。换言之，图 8 的虚线是在具有由车辆行驶速度 V 和输出转矩 T_{OUT} 构成的参数的矩形二维坐标系中，基于图 11 的关系（图）而定义的切换边界线图。

如图 8 所示，有级换档区域被设置为输出转矩 T_{OUT} 不低于输出转矩上限 $T1$ 的高输出转矩区域以及车辆行驶速度 V 不低于车速上限 $V1$ 的高车速区域。所以，当在发动机 8 具有相当高输出的情况下车辆处于高输出行驶状态中时，或者当车辆处于高速行驶状态中时，进行有级换档控制，而当发动机 8 具有相当低输出的情况下车辆处于低输出行驶状态中时，或

者当车辆处于低速度行驶状态中时，即当发动机 8 处于正常输出状态中时，进行无级换档控制。类似地，图 11 所示的有级换档区域被设置为发动机输出转矩 T_E 不低于预定值 T_{E1} 的高转矩区域、发动机速度 N_E 不低于预定值 N_{E1} 的高速区域、或者由发动机 8 的输出转矩 T_E 和速度 N_E 确定的发动机输出不低于预定值的高输出区域。所以，当发动机 8 的转矩、速度或者输出相当高时进行有级换档控制，而当发动机的转矩、速度或者输出相当低时，即发动机处于正常输出状态时，进行无级换档控制。图 11 中界定出有级换档区域和无级换档区域的切换边界线，用作包括一系列车速上限的车速上限线和包括一系列输出上限的输出上限线。

所以，当车辆处于低速或中速行驶状态或者处于低输出或中输出行驶状态时，变速器机构 10 被置于无级换档状态，确保了车辆的高度燃油经济性。另一方面，当在车速 V 超过车速上限 $V1$ 的情况下车辆处于高速行驶状态时，变速器机构 10 被置于其中变速器机构 10 用作有级变速器的有级换档状态，并且发动机 8 的输出主要通过机械动力传动路径被传递到驱动轮 38，使得由于减少了机械能到电能的转换损失而提高了燃油经济性，当变速器机构 10 用作电控无级变速器时会发生此转换损失。当车辆处于其中采用输出转矩 T_{OUT} 形式的驱动力相关值超过输出转矩上限 $T1$ 的高输出行驶状态时，变速器机构 10 也被置于有级换档状态。所以，仅当车辆行驶速度 V 相对较低或中等大小，或者发动机输出相对较低或中等大小时，变速器机构 10 才被置于无级换档状态或者用作电控无级变速器，使得可以减小由第一电动机 $M1$ 产生的所要求电能量，即可以减小必须从第一电动机 $M1$ 传递的最大电能量，由此可以最小化第一电动机 $M1$ 的所要求大小以及包括电动机的驱动设备的所要求大小。换言之，在车辆驾驶员期望增大车辆驱动力而非提高燃油经济性的车辆高输出行驶状态中，变速器机构 10 从无级换档状态切换到有级换档状态（固定速比换档状态）。所以，车辆驾驶员对在有级换档状态中自动变速器部分 20 升档动作引起的发动机速度 N_E 的变化感到满意，即对发动机速度 N_E 舒适的节奏性变化感到满意，如图 12 所示。

图 13 示出了用作手动换档状态选择装置的交互转换式开关 48，其可

由用户手动操作来将动力分配机构 16 选择性地置于其差速状态或非差速状态，即将变速器机构 10 置于其无级换档状态或有级换档状态中。就是说，通过用户手动操作开关 48 来建立用户自己所期望的无级换档状态或有级换档状态之一。开关 48 具有标为“差速”与无级换档状态相应的部分以及标为“锁止”与有级换档状态相应的部分。当用户按下标为“差速”的部分时，动力分配机构 16 被置于其差速状态，由此变速器机构 10 被置于其中变速器机构 10 用作电控无级变速器的无级换档状态。当用户按下标为“锁止”的部分时，动力分配机构 16 被置于其非差速状态，由此变速器机构 10 被置于其中变速器机构 10 可用作有级变速器的有级换档状态。例如，当用户希望变速器机构 10 操作为无级变速器或者想提高发动机的燃油经济性时，车辆用户手动操作开关 48 以将变速器机构 10 置于无级换档状态中，或者当用户希望由操作为有级变速器的变速器机构 10 的换档动作引起发动机速度的变化时，将其置于有级换档状态。

将详细说明切换装置控制器 60 在电机驱动模式下的操作，在该模式中由于差速部分 11 的电控 CVT 功能（差速功能）而仅仅电动机（例如仅仅第二电动机 M2）用作驱动动力源。当判断车辆状况处于电机驱动模式中时，切换装置控制器 60 将动力分配机构 16 置于其差速状态，使得在混合动力控制器 56 的控制下，发动机速度 N_E 可以基本上保持为零，如图 10 所示，以减小在电机驱动模式下拖动保持在非工作状态中的发动机 8 的趋势，以由此提高燃油经济性。

在电机驱动模式中，切换装置控制器 60 将动力分配机构 16 置于其差速状态，即使通过开关 48 选择了动力分配机构 16 的有级换档状态或者非差速状态时。如从图 9 的驱动动力源选择控制图清楚可见，行驶在电机驱动模式下的车辆处于低负荷状态，其中在高转矩行驶状态下会得到的发动机速度的舒适变化无法作为自动变速器的换档动作结果而得到，并且其中车辆驾驶员不期望发动机速度的这种舒适变化。所以，在电机驱动模式中，即使当开关 48 选择了非差速状态时，切换装置控制器 60 也将动力分配机构 16 置于差速状态，以提高燃油经济性，。

如果在电机驱动模式中很可能起动发动机，则即使在电机驱动模式

中，切换装置控制器 60 也将动力分配机构 16 置于非差速状态，以提高发动机速度 N_E 来方便发动机的点火。如上所述，因为在电机驱动模式中发动机速度 N_E 基本上被保持为零，所以切换装置控制器 60 通过啮合切换制动器 B0 或切换离合器 C0 而将动力分配机构 16 置于非差速状态，以提高第一太阳轮 S1 的转速，而在比动力分配机构 16 的差速状态中由第一电动机 M1 提高第一太阳轮 S1 的转速的速率更高的速率下，提高发动机速度 N_E 。

图 14 示出了采用包括换档手柄 51 在内的换档装置 50 形式的手动操作换档装置示例，例如其布置在驾驶员座侧面附近，并且其手动操作来选择多个档位之一，所述多个档位包括：停车位置 P，用于将变速器机构 10（即变速器部分 20）置于空档状态并且同时变速器部分 20 的输出轴 22 处于锁止状态，在空档状态中由于切换离合器 C0 和制动器 B0 两者都被置于松开状态而断开动力传动路径；向后驱动位置 R，用于在向后方向上驱动车辆；空档位置 N，用于将变速器机构 10 置于空档状态；自动前驱换档位置 D；和手动前驱换档位置 M。停车位置 P 和空档位置 N 是当车辆不被驱动时选择的非驱动位置，而向后驱动位置 R 以及自动和手动前驱换档位置 D、M 是当车辆被驱动时选择的驱动位置。自动前驱换档位置 D 提供最高档位，而在手动前驱换档位置 M 中可选择的位置“4”至“L”是向车辆施加发动机制动的发动机制动位置。

手动前驱换档位置 M 位于在车辆的纵向上与自动前驱换档位置 D 相同的位置处，并且在车辆的横向上与自动前驱换档位置 D 隔开或者相邻。换档手柄 51 被操作到手动前驱换档位置 M，以手动选择五个换档范围“D”、“4”、“3”、“2”和“L”之一。具体而言，换档手柄 51 可以从手动前驱换档位置 M 移动到在车辆纵向上彼此隔开的升档位置“+”和降档位置“-”。每次换档手柄 51 移动到升档位置“+”或降档位置“-”时，当前所选择的换档范围就改变一个范围。五个换档范围“D”至“L”具有变速器机构 10 的总速比 γ_T 可在其中自动变化的范围的各自不同的下限，也就是说，具有各自不同的总速比 γ_T 的最低值，其与变速器机构 10 的最高输出速度相对应。也就是说，五个换档范围“D”至

“L”选择变速器部分 20 的可自动选择的各自不同的档位数，使得可用的最低总速比 γ_T 依赖于所选换档范围。换档手柄 51 由例如弹簧之类的偏置装置所偏置，使得换档手柄 51 自动地从升档位置“+”和降档位置“—”返回到手动前驱换档位置 M。换档装置 50 设置有可操作来检测换档手柄 51 当前所选择位置的换档位置传感器，从而将表示换档手柄 51 当前所选择操作位置和换档手柄 51 在手动前驱换档位置 M 中的换档操作数的信号输出到 ECU 40。

当换档手柄 51 被操作到自动前驱换档位置 D 时，切换装置控制器 60 根据图 8 所示的所存储的切换图来进行变速器机构 10 的自动切换控制，并且混合动力控制器 56 进行动力分配机构 16 的无级换档控制，而有级换档控制器 52 进行变速器部分 20 的自动换档控制。例如当变速器机构 10 被置于有级换档状态时，变速器机构 10 的换档动作被自动地控制以选择图 2 所示的第一档位至第五档位中合适的一个。当变速器机构 10 被置于无级换档状态时，动力分配机构 16 的速比被连续地改变，而变速器部分 20 的换档动作被自动地控制以选择第一档位至第四档位中合适的一个，从而控制变速器机构 10 的总速比 γ_T 在预定范围内可连续变化。自动前驱换档位置 D 是被选择以建立其中变速器机构 10 被自动换档的自动换档模式（自动模式）的位置。

另一方面，当换档手柄 51 被操作到手动前驱换档位置 M 时，变速器机构 10 的换档动作由有级换档控制器 52、混合动力控制器 56 和切换装置控制器 60 自动控制，使得总速比 γ_T 可以在预定范围内变化，此预定范围的下限由具有最低速比的档位确定，该档位由换档范围“D”至“L”中手动选择的一个确定。例如当变速器机构 10 被置于有级换档状态时，变速器机构 10 的换档动作在总速比 γ_T 的上述预定范围内被自动控制。当变速器机构 10 被置于无级换档状态时，动力分配机构 16 的速比被连续地改变，而变速器部分 20 的换档动作被自动控制以选择档位中适合的一个，所选择档位的档位数由换档范围“D”至“L”中手动选择的一个来确定，因此变速器机构 10 的总速比 γ_T 被控制为在预定范围内可连续变化。手动前驱换档位置 M 是被选择以建立其中变速器机构 10 的可选择档

位被手动选择的手动换档模式（手动模式）的位置。

ECU 40 还包括动力传动路径断开判断器 62、发电请求判断器 64、发电控制器 66 和泵控制器 68，这些在图 7 中示出。动力传动路径断开判断器 62 被布置来判断变速器部分 20 是否处于其动力传动断开状态，即变速器机构 10 或变速器部分 20 中上述动力传动路径是否断开。该判断例如是基于从换档位置传感器提供并表示换档手柄 51 当前所选操作位置的信号而做出的。在此判断中，当在换档装置 50 中选择了空档位置 N 或停车位置 P 时得到肯定结果（“是”）。

发电请求判断器 64 被布置来例如基于电能存储装置 46 中剩余的电能，而判断是否请求了作为发电机的第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能。在此判断中，当剩余的电能量不大于预定阈值时得到肯定结果（“是”），而当剩余的电能量大于预定阈值时得到否定结果（“否”）。

当在由发电请求判断器 64 进行的判断中得到肯定结果时，即当请求了由第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能时，发电控制器 66 被布置来操作，以通过混合动力控制器 56 控制起动第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 来产生电能，从而用所产生的电能对电能存储装置 46 充电。

当要在变速器部分 20 置于其动力传动断开状态中的情况下产生电能时，即当在由动力传动路径断开判断器 62 进行的判断以及发电请求判断器 64 进行的判断中得到肯定结果时，切换装置控制器 60 使得动力分配机构 16 被置于其差速状态。就是说，由切换装置控制器 60 通过液压控制单元 42 来控制采用切换制动器 B0 和切换离合器 C0 形式的差速状态切换装置，以将动力分配机构 16 置于其差速状态，在该差速状态中作为第一元件的第一行星轮架 CA1、作为第二元件的第一太阳轮 S1 和作为第三元件的第一齿圈 R1 可在各自彼此不同的速度下旋转。优选的是在变速器部分 20 置于其动力传动断开状态中的情况下发电的过程中，切换装置控制器 60 将动力分配机构 16 置于差速状态，即使由开关 48 选择了有级换档位置（非差速状态）时。

图 15 示出了在切换离合器 C0 和切换制动器 B0 保持在松开状态时被

置于无级换档状态（差速状态）下的差速部分 11 的工作状态的示例。在其中其变速器机构不包括变速器机构 20 并仅由具有电控 CVT 功能的差速部分 11 构成的传统车辆中，当要在变速器机构 20 置于其非驱动位置（例如空档位置）中的情况下产生电能时，动力传动构件 18 的转速必须基本上为零。为此，在车辆保持静止的同时，作为第二元件的第一太阳轮 S1 的转速，即第一电动机 M1 的转速被增大到这样的值，该值使得作为第三元件连接到动力传动构件 18 的第一齿圈 R1 的转速保持基本上为零，如图 15 所示。于是，确定第一电动机 M1 的转速为依赖于车辆行驶状况的唯一值，同时第二电动机 M2 的转速基本上为零。

图 16 和 17 分别是作为示例表示第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的等效率曲线的图。在图 16 和 17 的每个中，作为输出车辆驱动力的驱动动力源的电动机的效率被示出在该图的横轴上侧，而作为产生反作用力的发电机的电动机的效率被示出在该图的横轴下侧。在电动机 M1、M2 的每一个中，当各个转矩和转速值的组合位于由斜线表示的最大化区域中时发电效率最大，在该区域中可以利用电动机相对较低的转速来产生相对较大的电能。随着最大化区域和各个转矩和转速的实际值的组合之间的距离的增加，电动机的发电效率降低。就是说，作为发电机的每个电动机 M1、M2 的发电效率依赖于由电动机的转矩和转速所限定的工作点。在根据本发明当前实施例构造的驱动设备或系统中，在变速器部分 20 置于其动力传动断开状态中的情况下产生电能的过程中，在切换装置控制器 60 的控制下将动力分配机构 16 置于其差速状态，使得作为第一元件的第一行星轮架 CA1、作为第二元件的第一太阳轮 S1 和作为第三元件的第一齿圈 R1 可在各自彼此不同的速度下旋转，由此可以自由地确定第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的工作点。

当要在变速器部分 20 置于其动力传动断开状态中的情况下产生电能时，即当在由动力传动路径断开判断器 62 进行的判断以及发电请求判断器 64 进行的判断中得到肯定结果时，发电控制器 66 控制第一电动机 M1 和第二电动机 M2，使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在各自彼此不同的工作点下工作，从而在第一电动机 M1 和第二电动机 M2 之一的转速和

转矩中的至少一个不同于第一电动机 M1 和第二电动机 M2 中另一个的情况下，通过各个第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的旋转来产生电能。优选的是第一电动机 M1 和第二电动机 M2 由发电控制器 66 控制，使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的总发电效率，即由第一电动机 M1 和第二电动机 M2 产生的电能最大。

泵控制器 68 被布置来控制电动油泵 32 的起动，以控制从泵 32 供应的受压工作油的压力。当要在变速器部分 20 置于其动力传动断开状态中的情况下产生电能时，即当在由动力传动路径断开判断器 62 进行的判断以及发电请求判断器 64 进行的判断中得到肯定结果时，由泵控制器 68 控制泵 32，以使得工作油的压力被降低到基本上为零，或使得工作油的压力低于当在由动力传动路径断开判断器 62 进行的判断和/或发电请求判断器 64 进行的判断中得到否定结果时的压力。这是因为当变速器机构 10 被置于其非驱动位置（例如空档位置）时，即当液压操作摩擦耦合装置全都如图 2 所示地松开时，传递到每个液压操作摩擦耦合装置的工作油的压力可以降低或基本上为零。

图 18 是图示由 ECU 40 执行的发电控制例程的流程图，以控制第一电动机 M1 和第二电动机 M2 来产生电能。此控制例程以例如约数毫秒至数十毫秒的非常短的周期时间重复执行。

此例程以由动力传动路径断开判断器 62 实现的步骤 S1 开始，来基于从换档位置传感器提供并表示换档手柄 51 当前所选操作位置的信号判断变速器部分 20 是否处于其动力传动断开状态，即变速器机构 10 中上述动力传动路径是否断开。如果在步骤 S1 中得到否定结果（“否”），则控制流进行到由切换装置控制器 60 实现的步骤 S6，以将作为差速机构的动力分配机构 16 置于其差速状态和非差速状态之一，该状态适合于车辆的当前行驶状况。在实现步骤 S6 之后，结束本控制例程的一个执行周期。

如果在步骤 S1 中得到肯定结果（“是”），则由发电请求判断器 64 实现步骤 S2，以基于电能存储装置 46 中剩余的电能量，来判断是否请求了作为发电机的第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能。在此判断中，当剩余的电能量不大于预定阈值时得到肯定结果（“是”）。如果得

到否定结果（“否”），则在实现步骤 S6 之后，结束本控制例程的一个执行周期。如果得到肯定结果，则由泵控制器 68 实现步骤 S3 来控制电动油泵 32 的起动，以使得由泵 32 供应的工作油的压力被降低或基本上为零。步骤 S3 之后是由切换装置控制器 60 实现的步骤 S4，以控制液压控制单元 42 来将每个都用作差速状态切换装置的切换制动器 B0 和切换离合器 C0 置于其松开状态，由此将动力分配机构 16 置于其差速状态，其中作为第一元件的第一行星轮架 CA1、作为第二元件的第一太阳轮 S1 和作为第三元件的第一齿圈 R1 可在各自彼此不同的速度下旋转。步骤 S4 之后是由发电控制器 66 实现的步骤 S5，以控制第一电动机 M1 和第二电动机 M2，使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在各自彼此不同的工作点下工作，优选地使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的总发电效率，即由第一电动机 M1 和第二电动机 M2 产生的电能最大。

如上所述，根据本实施例构造的车辆驱动系统由车辆驱动设备和控制驱动设备的控制设备构成。该驱动设备主要由变速器机构 10 构成，而变速器机构 10 包括：动力传动构件 18；动力分配机构 16，其具有连接到发动机 8 的第一元件、连接到第一电动机 M1 的第二元件、以及连接到动力传动构件 18 和第二电动机 M2 的第三元件；布置在动力传动构件 18 和驱动轮 38 之间的自动变速器部分 20；以及作为差速状态切换装置的切换制动器 B0 和离合器 C0，其可操作来将动力分配机构 16 选择性地置于其差速状态和非差速状态中，在差速状态中第一至第三元件可在各自彼此不同的速度下旋转，在非差速状态中第一至第三元件作为一个单元旋转或者第二元件不可旋转。同时，作为控制设备的 ECU 40 包括被布置来实现上述发电控制例程的步骤 S4 和 S6 的切换装置控制器 60。在动力传动路径被断开的时候（即在变速器部分 20 被置于其非驱动位置中时）产生电能的过程中，切换装置控制器 60 使得作为差速状态切换装置的切换制动器 B0 和离合器 C0 将动力分配机构 16 置于其差速状态。将动力分配机构 16 置于其差速状态，在确定分别连接到第二和第三元件的第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的转速时提供了更高的自由度，由此允许第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在优选的工作点下工作。就是说，在配备有由于其差速作用

而用作变速器的动力分配机构 16 的车辆中，本车辆驱动系统能够在动力传动路径断开的情况下进行发电时的发电效率最大。

此外，在车辆驱动系统中，设置发电控制器 66 (S5) 来在断开动力传动路径时产生电能的过程中控制第一电动机 M1 和第二电动机 M2，以使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在各自彼此不同的工作点下工作，由此使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在更加优选的工作点下工作。

此外，发电控制器 66 被布置来在产生电能的过程中控制第一电动机 M1 和第二电动机 M2，以使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的总发电效率最大，由此使得第一电动机 M1 和第二电动机 M2 能够在最优工作点下工作。但是，在变速器机构 10 从诸如空档位置 N 之类的非驱动位置手动切换到前驱换档位置 D 或向后驱动位置 R 的情况下，可能对第二电动机 M2 的转速施加限制。

此外，在车辆驱动系统中，设置泵控制器 68 (S3) 来控制电动油泵 32，以使得在动力传动路径被断开的时候产生电能的过程中，从泵 32 供应到变速器部分 20 的工作油的压力被降低或基本上为零。该布置有效地减少了由泵 32 的起动所消耗的电能并提高了车辆的燃油经济性。

此外，在车辆驱动系统中，由可切换变速器来提供动力分配机构 16，该可切换变速器主要由第一行星齿轮组 24 构成并且可在其作为非差速状态的有级换档状态和作为差速状态的无级换档状态之间切换，在非差速状态中该差速机构用作有级变速器，在差速状态中该差速机构用作无级变速器，以允许各个第二元件 RE2 和第三元件 RE3 的转速之间的比例可连续变化。在动力传动路径被断开的时候产生电能的过程中，切换装置控制器 60 使得作为差速状态切换装置的切换制动器 B0 和离合器 C0 将动力分配机构 16 置于其无级换档状态。在此布置中，因为各个第二元件 RE2 和第三元件 RE3 的转速之间的比例可连续变化，所以可以自由确定连接到第二元件 RE2 和第三元件 RE3 的各个第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的转速，由此方便了第一电动机 M1 和第二电动机 M2 在所期望的工作点下工作。

接下来将参考图 19-21 描述根据本发明第二实施例构造的车辆驱动

系统。该车辆驱动系统与上述第一实施例的车辆驱动系统基本相同，除了将变速器机构 10 用构造不同于变速器机构 10 的变速器机构 70 代替。在以下关于第二实施例的说明中，与在上述第一实施例中使用的相同的标号将被用来标示功能上相对应的元件。

图 19 是解释变速器机构 70 的布置的示意图。图 20 是表示变速器机构 70 的档位和用于分别建立这些档位的液压操作摩擦耦合装置的啮合状态的不同组合的表。图 21 是用于解释变速器机构 70 的换档操作的共线图。

变速器机构 70 包括动力分配机构 16，与上述第一实施例相同，动力分配机构 16 包括具有例如约 0.418 的传动比 ρ_1 的单级行星齿轮式的第一行星齿轮组 24、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。变速器机构 70 还包括具有三个前驱位置的自动变速器部分 72，自动变速器部分 72 布置在动力分配机构 16 和输出轴 22 之间，并且通过动力传动构件 18 串联连接到动力分配机构 16 和输出轴 22。变速器部分 72 包括具有例如约 0.532 的传动比 ρ_2 的单级行星齿轮式的第二行星齿轮组 26、以及具有例如约 0.418 的传动比 ρ_3 的单级行星齿轮式的第三行星齿轮组 28。第二行星齿轮组 26 的第二太阳轮 S2 和第三行星齿轮组 28 的第三太阳轮 S3 作为一个单元一体地彼此固定，通过第二离合器 C2 选择性地连接到动力传动构件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到变速器壳体 12。第二行星齿轮组 26 的第二行星轮架 CA2 和第三行星齿轮组 28 的第三齿圈 R3 一体地彼此固定并且固定到输出轴 22。第二齿圈 R2 通过第一离合器 C1 选择性地连接到动力传动构件 18，并且第三行星轮架 CA3 通过第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12。

在如上构造的变速器机构 70 中，通过从上述切换离合器 C0、第一离合器 C1、第二离合器 C2、切换制动器 B0、第一制动器 B1 和第二制动器 B2 中选择的摩擦耦合装置的相应组合的啮合动作，选择性地建立第一档位（第一速位置）至第四档位（第四速位置）、倒车档位（向后驱动位置）和空档位置之一，如图 20 中的表所示。这些档位具有基本上成几何级数变化的不同速比 γ （=输入轴速度 N_{IN} /旋转输出轴速度 N_{OUT} ）。特别地，注意设置有切换离合器 C0 和制动器 B0 的差速部分 11 或动力分配机

构 16 可以通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的啮合而被选择性地置于固定速比换档状态以及无级换档状态，在固定速比换档状态中机构 16 可用作具有一个速比的单个档位或各自速比的多个档位的变速器，在无级换档状态中机构 16 如上所述地可用作无级变速器。所以在本变速器机构 70 中，由变速器部分 72 和通过啮合切换离合器 C0 或切换制动器 B0 而被置于固定速比换档状态的动力分配机构 16 来构成有级变速器。此外，由变速器部分 72 和当切换离合器 C0 和制动器 B0 中没有一个被啮合时而置于无级换档状态的动力分配机构 16 来构成无级变速器。

在变速器机构 70 用作有级变速器的情况下，例如，通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二制动器 B2 的啮合动作建立具有例如约 2.804 的最高速比 γ_1 的第一档位，并通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的啮合动作来建立具有例如约 1.531 的速比 γ_2 （低于速比 γ_1 ）的第二档位，如图 20 所示。此外，通过切换离合器 C0、第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的啮合动作来建立具有例如约 1.000 的速比 γ_3 （低于速比 γ_2 ）的第三档位，并通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的啮合动作建立具有例如约 0.705 的速比 γ_4 （低于速比 γ_3 ）的第四档位。此外，通过第二离合器 C2 和第二制动器 B2 的啮合动作建立具有例如约 2.393 的速比 γ_R （其介于速比 γ_1 和 γ_2 之间）的倒车档位。通过仅啮合切换离合器 C0 或通过不啮合任何一个摩擦耦合装置来建立空档位置 N。就是说，当选择空档位置 N 时，切换离合器 C0 除了在由第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能期间外都啮合，并且在产生电能期间松开（参见图 20）。

另一方面，在变速器机构 70 用作无级变速器时，切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开，使得差速部分 11 或动力分配机构 16 用作无级变速器，同时串联连接到动力分配机构 16 的变速器部分 72 用作有级变速器，由此被传递到置于第一档位、第二档位和第三档位之一的自动变速器部分 72 的旋转运动的速度，即动力传动构件 18 的转速被连续地改变，使得当变速器部分 72 被置于上述档位之一时驱动设备的速比在预定范围上可连续变化。所以，变速器部分 72 的速比在整个相邻档位上可连续变

化，由此变速器机构 70 的总速比 γ_T 可连续变化。

图 21 的共线图用直线表示旋转元件在变速器机构 70 的每个档位中的转速之间的关系，变速器机构 70 由用作无级换档部分或第一换档部分的差速部分 11 或动力分配机构 16、以及用作有级换档部分或第二换档部分的变速器部分 72 构成。图 21 的共线图表示当切换离合器 C0 和制动器 B0 松开时动力分配机构 16 的各个元件的转速、以及当切换离合器 C0 或制动器 B0 啮合时这些元件的转速，这与上述第一实施例中相同。

在图 21 中，对应于变速器部分 72 的四条垂直线 Y4、Y5、Y6 和 Y7 分别表示采用一体地彼此固定的第二和第三太阳轮 S2、S3 形式的第四旋转元件（第四元件）RE4、第三行星轮架 CA3 形式的第五旋转元件（第五元件）RE5、采用一体地彼此固定的第二行星轮架 CA2 和第三齿圈 R3 形式的第六旋转元件（第六元件）RE6、以及第二齿圈 R2 形式的第七旋转元件（第七元件）RE7 的相对转速。在变速器部分 72 中，第四旋转元件 RE4 通过第二离合器 C2 选择性地连接到动力传动构件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到壳体 12。第五旋转元件 RE5 通过第二制动器 B2 选择性地固定到壳体 12。第六旋转元件 RE6 固定到变速器部分 72 的输出轴 22。第七旋转元件 RE7 通过第一离合器 C1 选择性地连接到动力传动构件 18。

当第一离合器 C1 和第二制动器 B2 啮合时，变速器部分 72 被置于第一档位。第一档位中输出轴 22 的转速由表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速的垂直线 Y6 和倾斜直线 L1 之间的交点表示，倾斜直线 L1 经过表示第七旋转元件 RE7 转速的垂直线 Y7 和水平线 X2 之间的交点以及表示第五旋转元件 RE5 转速的垂直线 Y5 和水平线 X1 之间的交点。类似地，通过第一离合器 C1 和第一制动器 B1 的啮合动作建立的第二档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的倾斜直线 L2 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速的垂直线 Y6 之间的交点表示。通过第一离合器 C1 和第二离合器 C2 的啮合动作建立的第三档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的倾斜直线 L3 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速的垂直线 Y6 之间的交点表示。在

切换离合器 C0 被置于啮合状态的第一档位至第三档位中，在接收自动力分配机构 16 的驱动力作用下，第七旋转元件 RE7 以与发动机速度 N_E 相同的速度旋转。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被啮合时，在接收自差速部分 11 或动力分配机构 16 的驱动力作用下，第六旋转元件 RE6 在高于发动机速度 N_E 的速度下旋转。通过第一离合器 C1、第二离合器 C2 和切换制动器 B0 的啮合动作建立的第四档位中的输出轴 22 的转速，由通过这些啮合动作所确定的水平线 L4 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速的垂直线 Y6 之间的交点表示。在通过第二离合器 C2 和第二制动器 B2 的啮合动作建立的向后驱动位置 R 中的输出轴 22 的转速，由这些啮合动作所确定的倾斜直线 LR 和表示固定到输出轴 22 的第六旋转元件 RE6 的转速的垂直线 Y6 之间的交点表示。

第二实施例的变速器机构 70 也由用作无级换档部分或第一换档部分的差速部分 11 或动力分配机构 16、以及用作有级换档部分或第二换档部分的变速器部分 72 构成，因此本变速器机构 70 具有与第一实施例类似的优点。

虽然如上所述参照附图说明了本发明的实施例，但本发明可以不同地修改。

通过将差速部分 11 或动力分配机构 16 在其差速状态和非差速状态之间切换，根据上述实施例的每个变速器机构 10、70 可以在变速器机构用作电控无级变速器的无级换档状态和变速器机构用作有级变速器的有级换档状态之间切换。在无级换档状态和有级换档状态之间的这种方式的切换是由于差速部分或动力分配机构 16 在差速状态和非差速状态之间的切换而导致的换档状态切换的一种模式。例如，差速部分 11 或动力分配机构 16 的速比即使在其差速状态中也可以按级变化而非连续变化，使得变速器机构在差速部分 11 和动力分配机构 16 的差速状态下用作有级变速器。换言之，每个变速器机构 10、70 的差速状态和非差速状态不一定要分别对应于无级换档状态和有级换档状态，并且每个变速器机构 10、70 不被布置成可在无级和有级换档状态之间切换。本发明的原理仅仅要求变速器机构 10、70（差速部分 11 或动力分配机构 16）在差速状态和非差速状态

（锁止状态）之间的切换。

在举例说明的实施例中，动力传动路径断开判断器 62 被布置来基于从换档位置传感器提供并表示换档手柄 51 当前所选操作位置的信号，判断变速器部分 20、72 是否处于其动力传动断开状态。但是，在满足预定条件时（例如，当在操作诸如脚踏制动器的制动器操作构件的情况下使节气门开度和车辆行驶速度 V 两者为零时），车辆驱动系统适于实现变速器部分 20、72 自动置于其动力断开状态下的所谓“空档控制”的情况下，动力传动路径断开判断器 62 被布置来不仅在换档手柄 51 置于相应操作位置时，而且在满足预定条件时，判断变速器部分 20、72 被置于其动力传动断开状态，使得当在满足预定条件的情况下发电时将动力分配机构 16 置于其差速状态。

在举例说明实施例的动力分配机构 16 中，第一行星轮架 CA1 被固定到发动机 8，而第一太阳轮 S1 固定到第一电动机 M1，同时第一齿圈 R1 固定到动力传动构件 18。但是，此布置不是必需的，如果发动机 8、第一电动机 M1 和动力传动构件 18 固定到第一行星齿轮组 24 的三个元件 CA1、S1 和 R1 中的各个元件。

虽然在举例说明的实施例中发动机 8 直接连接到输入轴 14，但是发动机 8 可以通过齿轮和皮带等可操作地连接到输入轴 14，而不需要被布置为与输入轴 14 共轴。

在举例说明的实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 中的每个都被布置为与输入轴 14 共轴，并且第一电动机 M1 固定到第一太阳轮 S1，而第二电动机 M2 固定到动力传动构件 18。但是，此布置不是必需的。例如，第一电动机 M1 可以通过齿轮、皮带等固定到第一太阳轮 S1，而第二电动机 M2 可以通过齿轮、皮带等固定到动力传动构件 18。

虽然上述动力分配机构 16 设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0，但动力分配机构 16 不需要设置切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者，而可以仅仅设置切换离合器 C0 和制动器 B0 之一。虽然切换离合器 C0 被设置来选择性地将太阳轮 S1 和行星轮架 CA1 连接到彼此，但切换离合器 C0 可以被设置来选择性地将太阳轮 S1 和齿圈 R1 连接到彼此，或者选择性地

连接行星轮架 CA1 和齿圈 R1。实际上，要求切换离合器 C0 是设置成连接第一行星齿轮组 24 的三个元件中的任何两个元件的切换装置。

在变速器机构 10、70 中啮合切换离合器 C0 来建立空档位置 N，除了在由第一电动机 M1 和/或第二电动机 M2 产生电能期间。但是，不一定要啮合切换离合器 C0 来建立空档位置 N。

在举例说明的实施例中使用的诸如切换离合器 C0 和切换制动器 B0 之类的液压操作摩擦耦合装置可以是磁粉式、电磁式或者机械式的耦合装置，例如粉末（磁粉）离合器、电磁离合器和啮合式爪形离合器。

在举例说明的实施例中，第二电动机 M2 被固定到动力传动构件 18。但是，第二电动机 M2 可以被固定到输出轴 22 或者自动变速器部分 20、72 的旋转构件。

在举例说明的实施例中，构成部分动力传动路径的自动变速器部分 20、72 被布置在驱动轮 38 和作为差速部分 11 或动力分配机构 16 的输出构件的动力传动构件 18 之间。但是，自动变速器部分 20、72 可以用任何其他类型的动力传动装置所代替，例如作为一种自动变速器的无级变速器（CVT）。在设置无级变速器（CVT）的情况下，当动力分配机构 16 被置于其固定速比换档状态中时，变速器机构 10、70 可以被置于有级换档状态。有级换档状态被解释为这样的状态，其中车辆驱动动力或驱动力主要通过机械动力传动路径被传递，而不使用电气路径。无级变速器（CVT）可以被设置来建立与有级变速器档位的速比相对应并存储在存储器中的多个预定固定速比。

在举例说明的实施例中，每个变速器部分 20、72 通过动力传动构件 18 串联连接到差速部分 11 并与其共轴。但是，变速器部分 20、72 可以被布置在平行于输入轴 14 的副轴上。在此情况下，差速部分 11 和变速器部分 20、72 通过一对反转齿轮、或诸如一组链轮与链条的动力传动装置而彼此连接，以在其间传递驱动力。

在举例说明的实施例中设置的动力分配机构 16 可以用这样的差速齿轮装置代替，此差速齿轮装置包括由发动机旋转的小齿轮、以及与小齿轮啮合并分别可操作地连接到第一电动机 M1 和第二电动机 M2 的一对斜齿

轮。

虽然在举例说明的实施例中动力分配机构 16 由一个行星齿轮组构成，但动力分配机构 16 可以由两个或多个行星齿轮组构成，并被设置成当被置于其固定速比换档状态（非差速状态）中时可用作具有三个或更多档位的变速器。

在举例说明的实施例中，置于其手动位置 M 中的换档手柄 51 允许手动选择五个换档范围“D”、“4”、“3”、“2”和“L”中的一个。但是，置于其手动位置 M 中的换档手柄 51 可以允许手动选择档位中与各个换档范围的最低速比相对应的一个档位。在此修改布置中，通过将换档手柄 51 手动移动到手动位置 M 的升档位置“+”或降档位置“-”，来选择第一至第四档位中的一个。

虽然在举例说明的实施例中开关 48 是交互转换式的，但开关 48 可以用单个按钮开关、被选择性地按压到操作位置中的两个按钮开关、杠杆式开关、滑动式开关或者可操作来选择无级换档状态（差速状态）和有级换档状态（非差速状态）中期望的一个状态的任何其他类型的开关或切换装置所代替。开关 48 可以具有或者可以不具有中立位置。在开关 48 不具有中立位置的情况下，可以设置额外的开关来允许或者禁止开关 48。此额外开关的功能对应于开关 48 的中立位置。

在举例说明的实施例中，电动油泵 32 构成用于向变速器机构 10 供应受压工作油的液压泵。但是，除了电动油泵 32 之外，液压泵可以由布置成被发动机 8 驱动的可变容积液压泵构成。在此修改布置中，电动油泵 32 也可以被控制成这样，使得当变速器部分 20、72 中的动力传动路径断开期间发电时减小工作油的压力或使其为零，以减小泵 32 起动所消耗的电能以及从可变容积液压泵供应的工作油的量，并提高车辆的燃油经济性。

虽然以上为了举例说明已经描述了本发明的实施例，但是应当理解到可以利用本领域技术人员可想到的各种改变和改进来实施本发明。

本申请基于 2004 年 6 月 7 日递交的日本专利申请 No. 2004-168423，其内容通过引用而被包含于此。

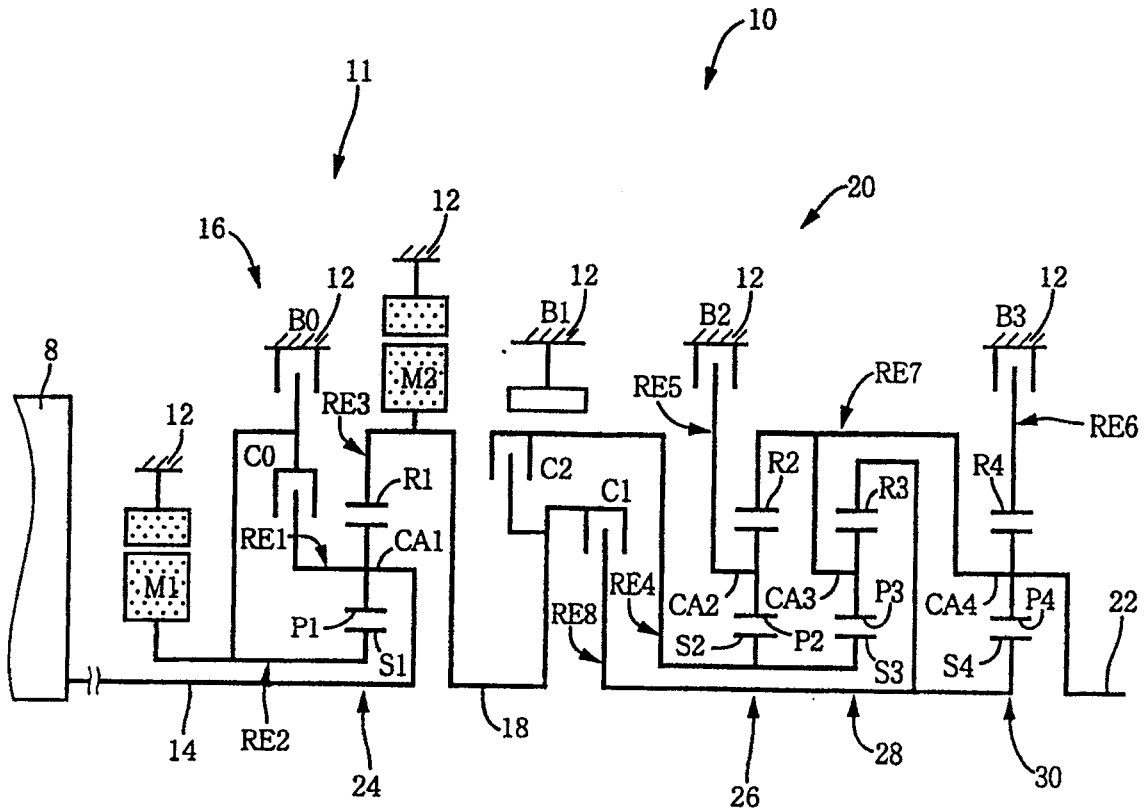


图1

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	速比	步进比
1st	⊙	○					○	3.357	1.54
2nd	⊙	○				○	2.180		
3rd	⊙	○			○		1.424	1.53	
4th	⊙	○	○				1.000	1.42	
5th		○	○	⊙			0.705	1.42	
R			○				○	3.209	广度
N	△								4.76

○ 啮合

⊙ 有级换档时啮合，无级换档时松开

△ 除了发电期间外都啮合，发电期间松开

图2

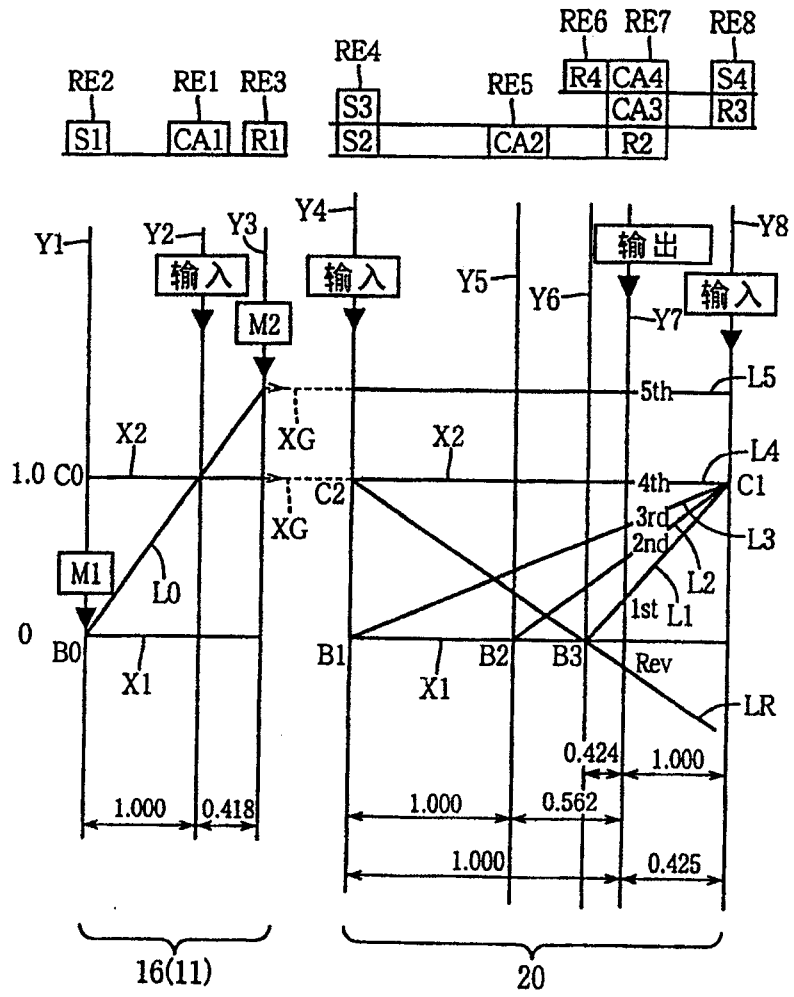


图3

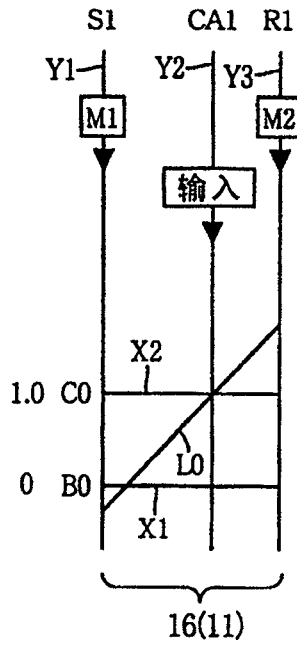


图4

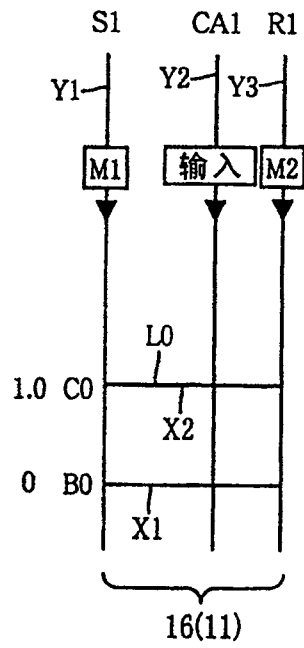


图5

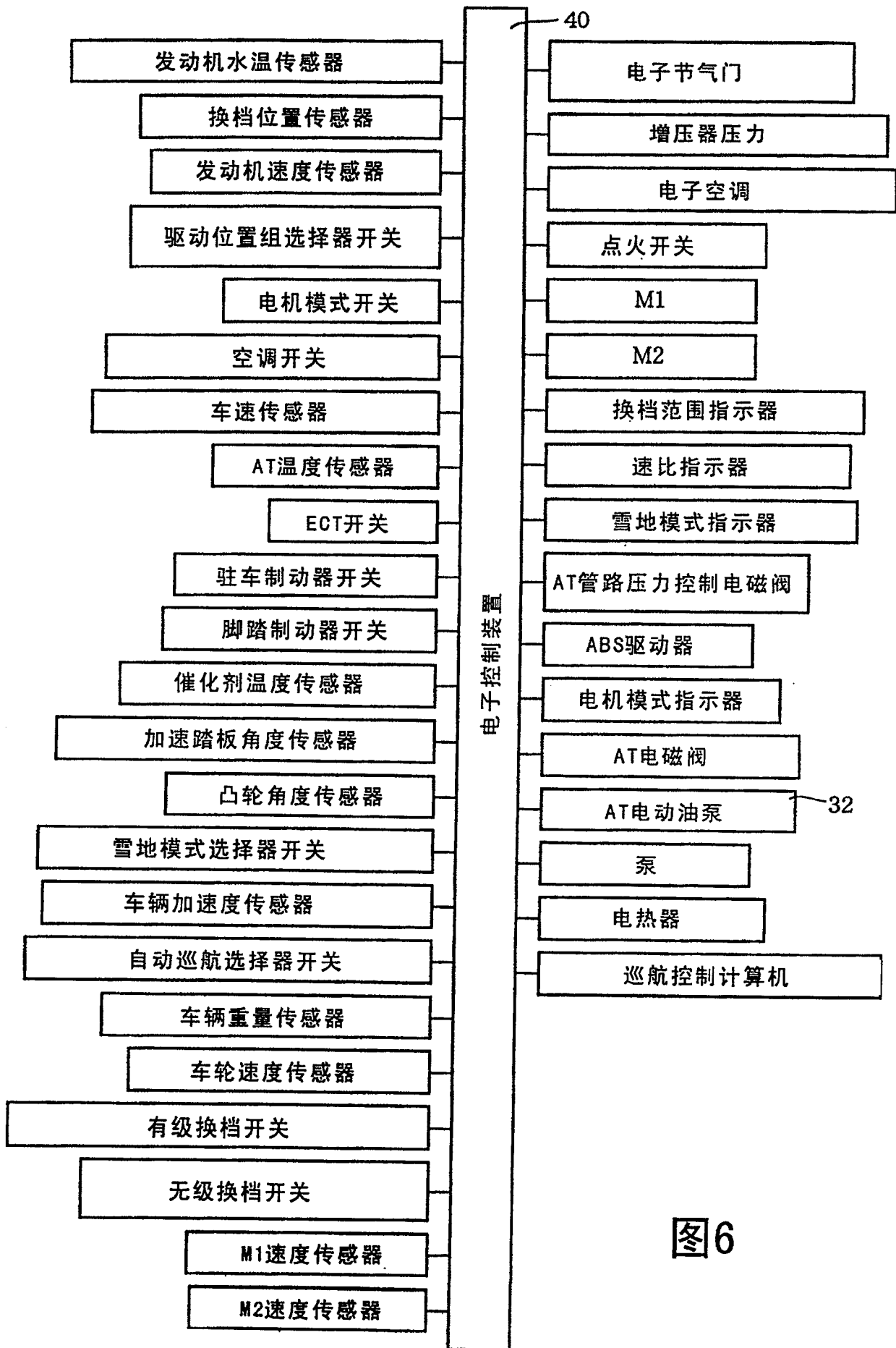


图6

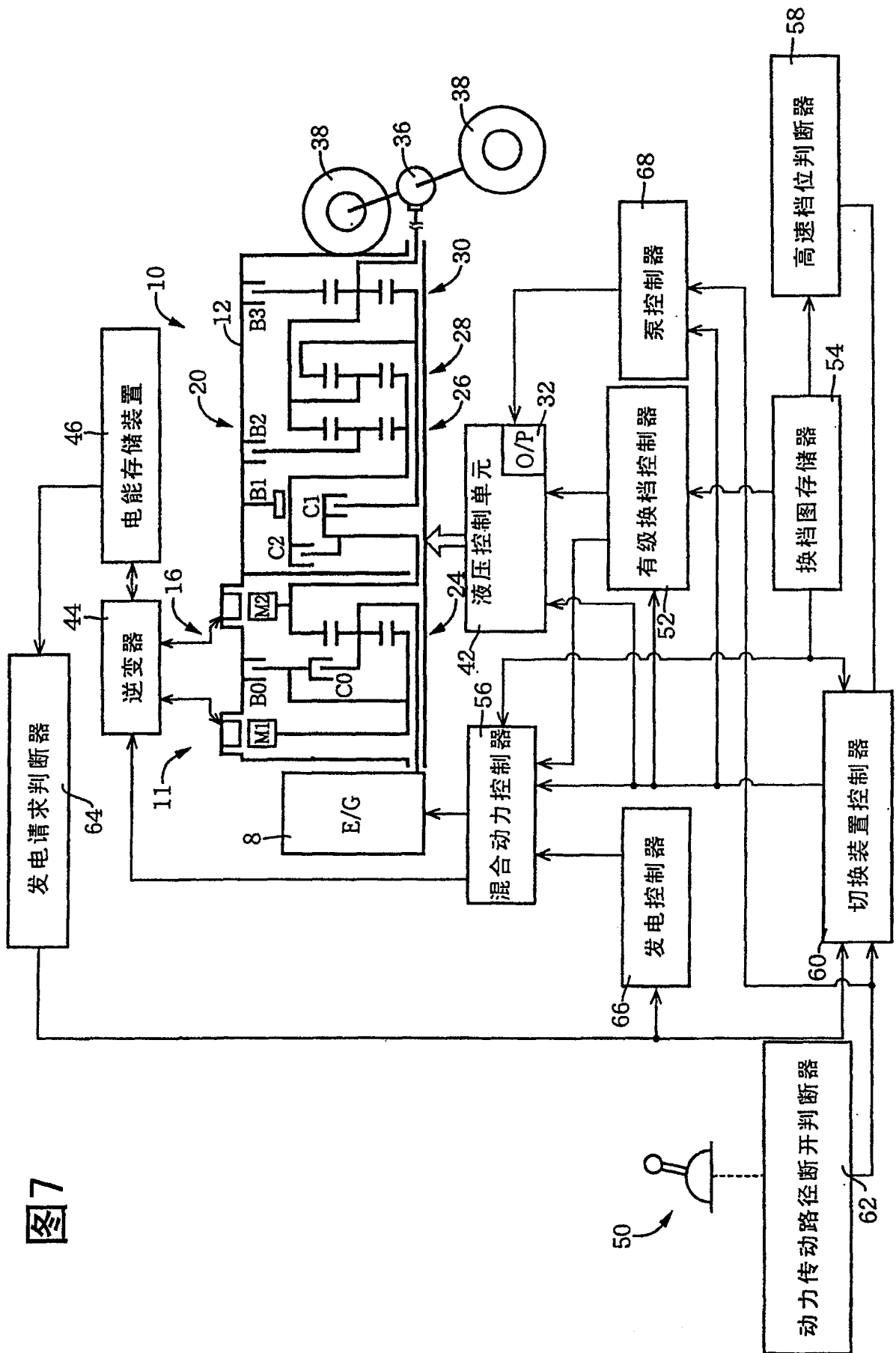


图7

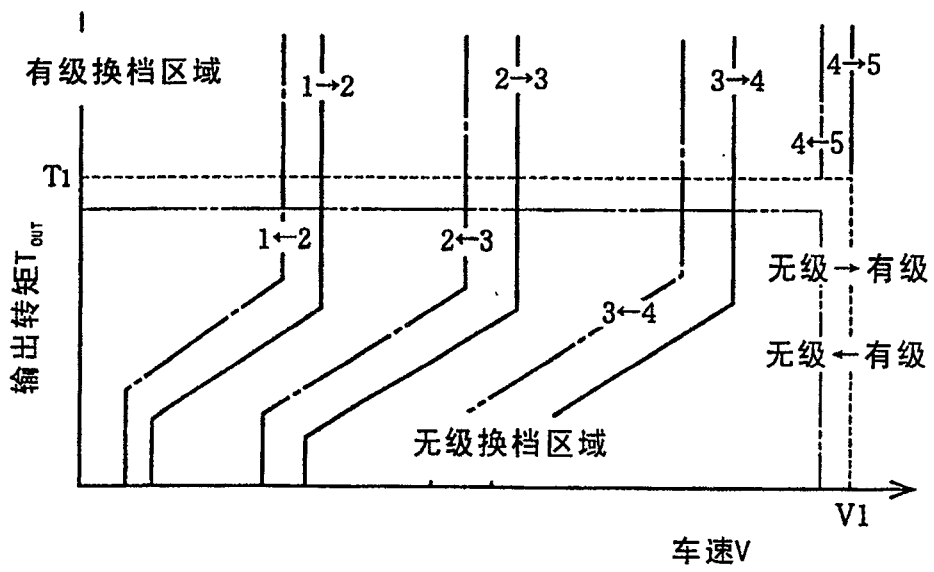


图8

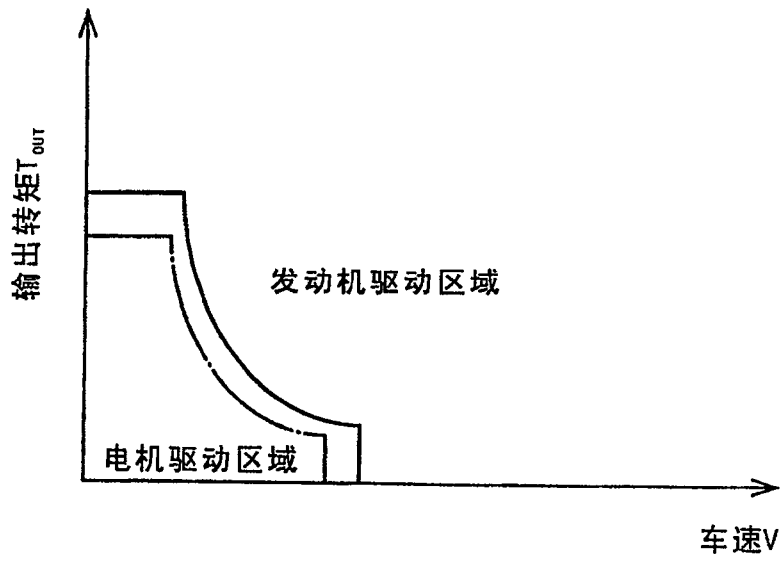


图9

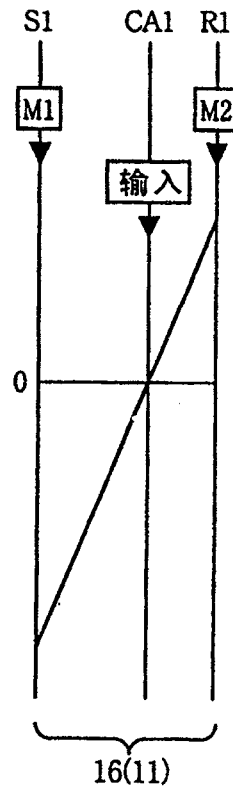


图10

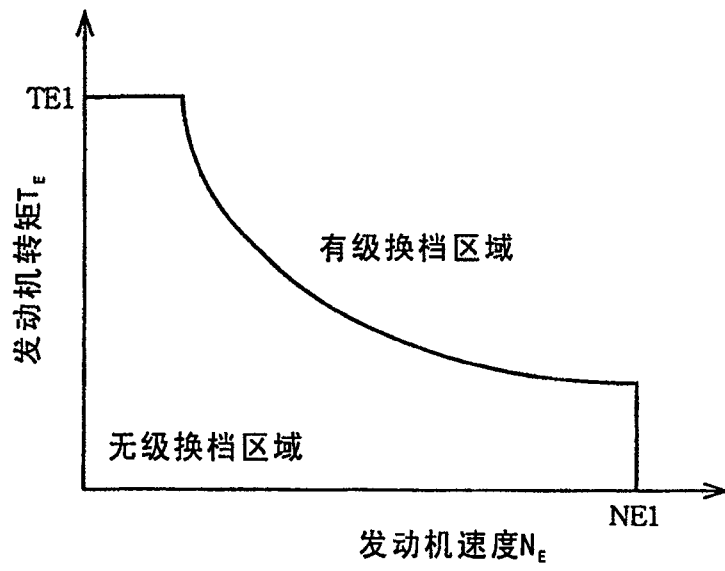


图11

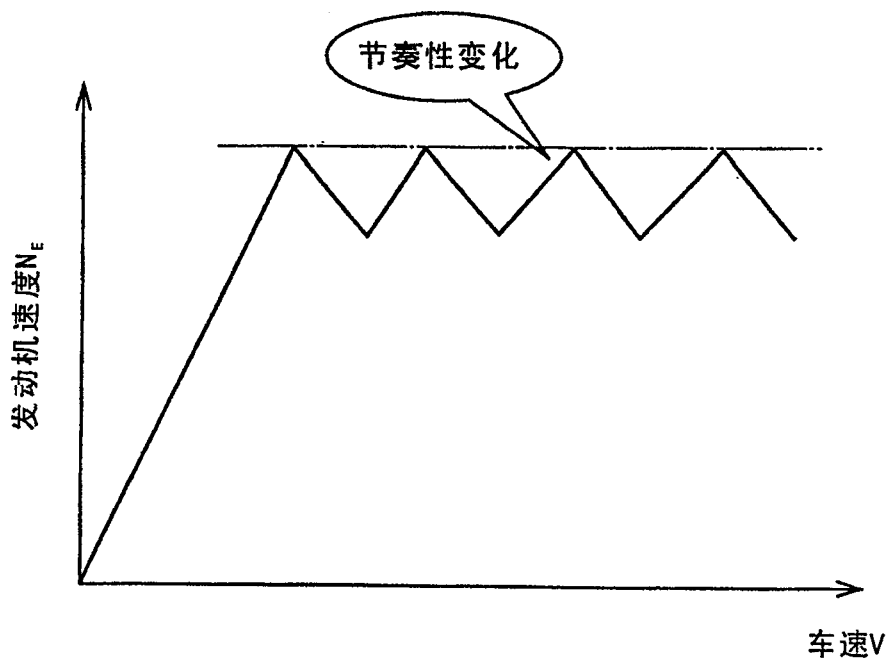


图12

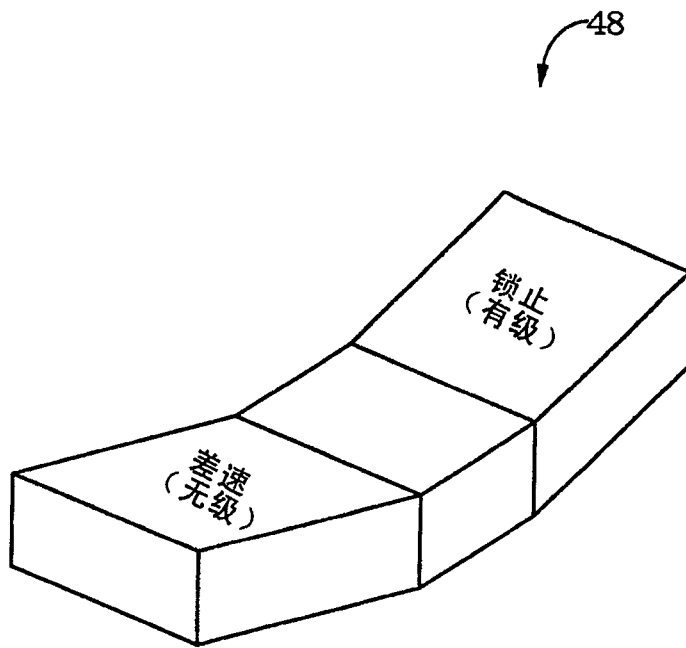


图13

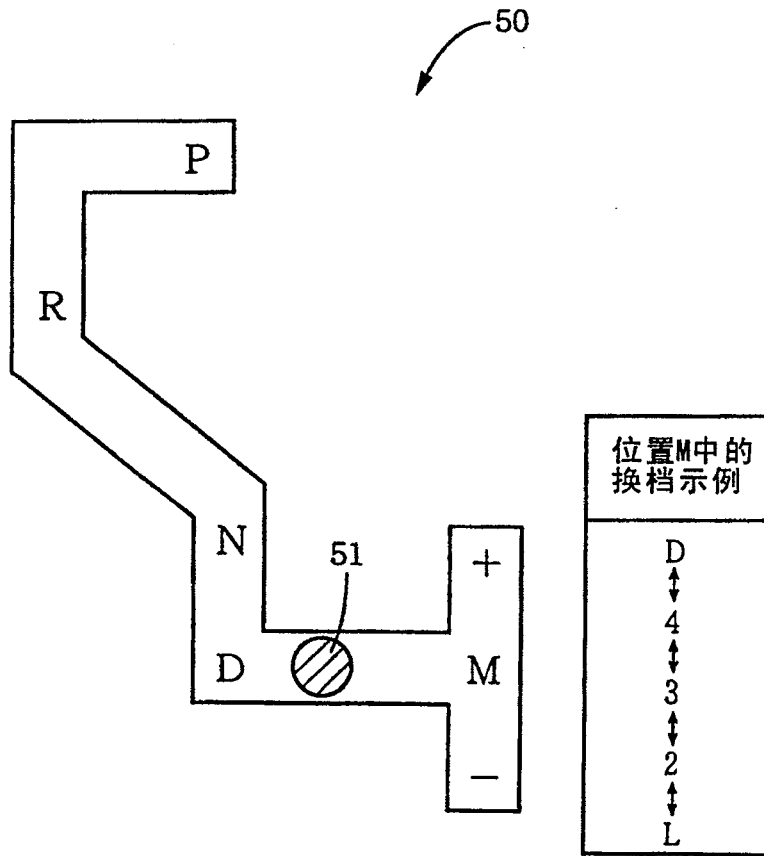


图14

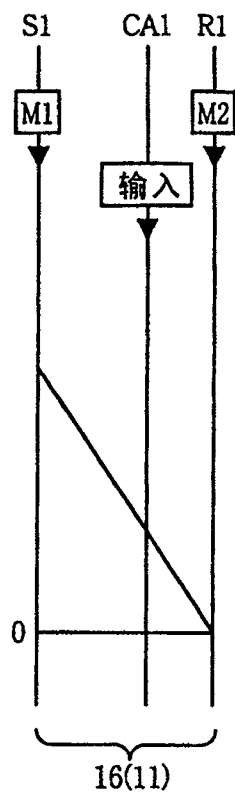


图15

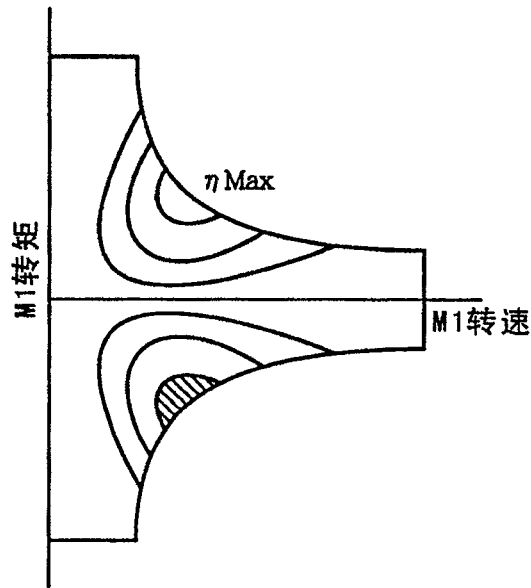


图16

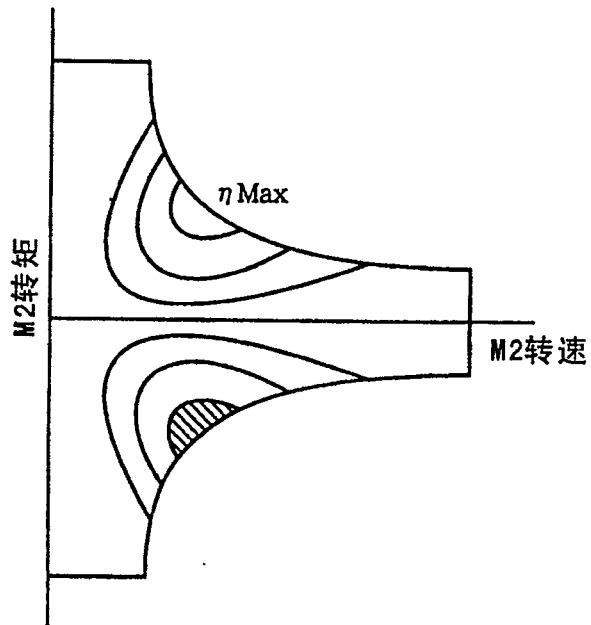


图17

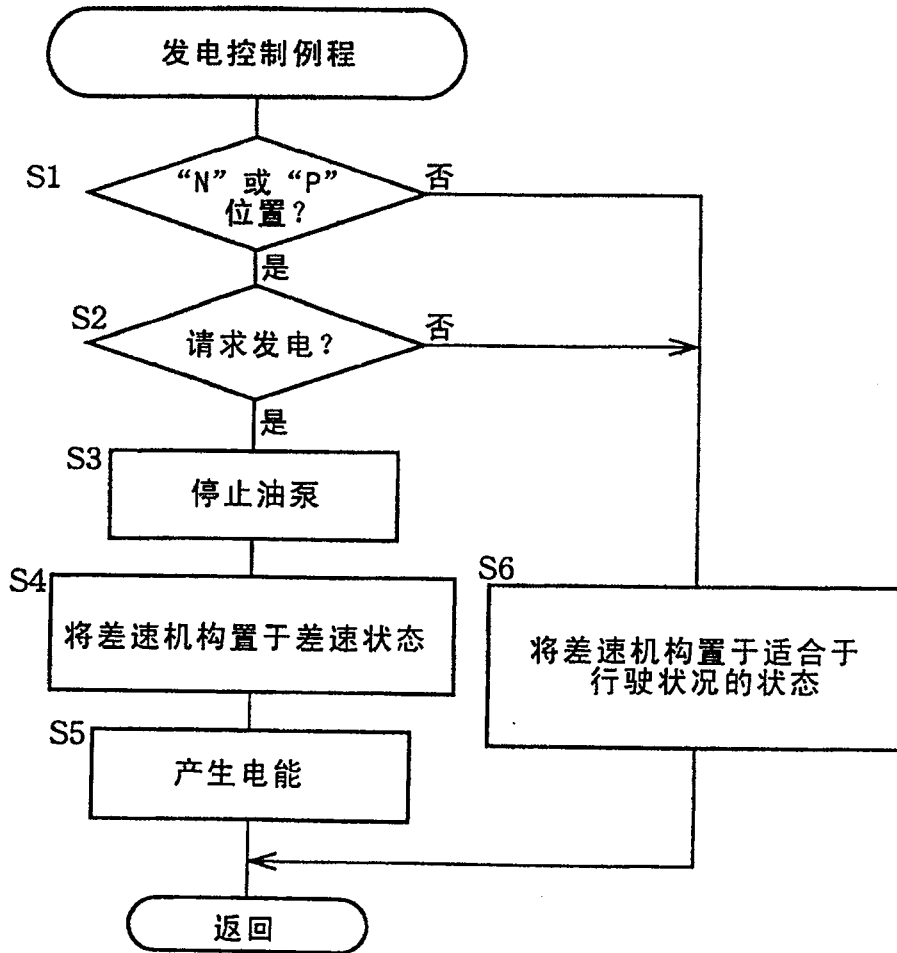


图18

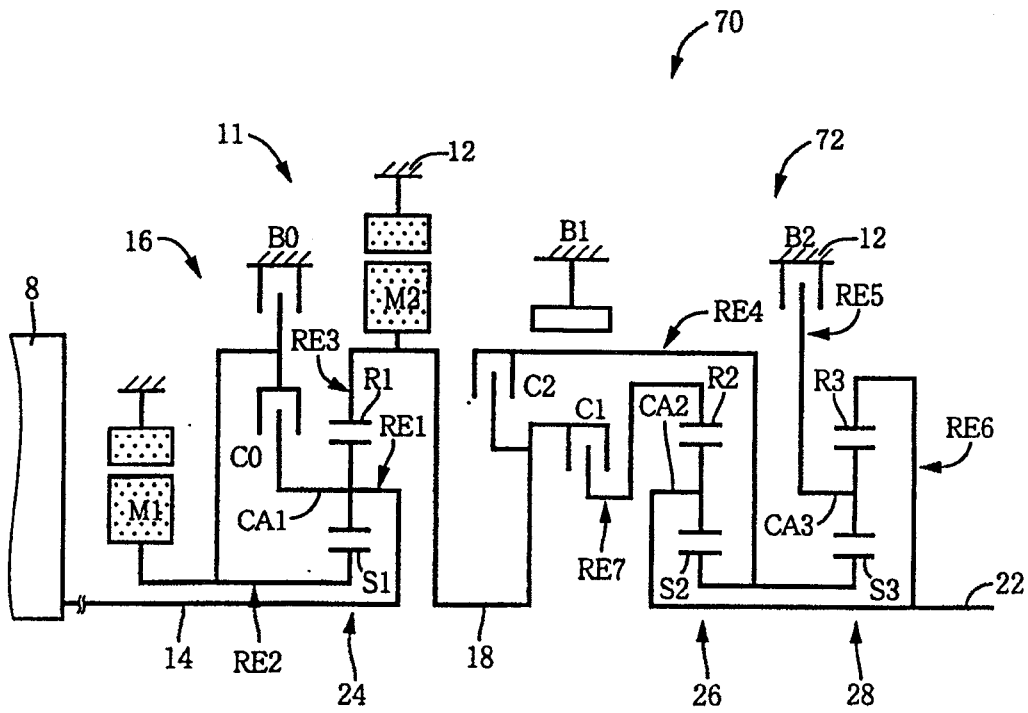


图19

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	速比	步进比
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	
R			○			○	2.393	广度 3.977
N	△							

○ 啮合

◎ 有级换档时啮合，无级换档时松开

△ 除了发电期间外都啮合，发电期间松开

图20

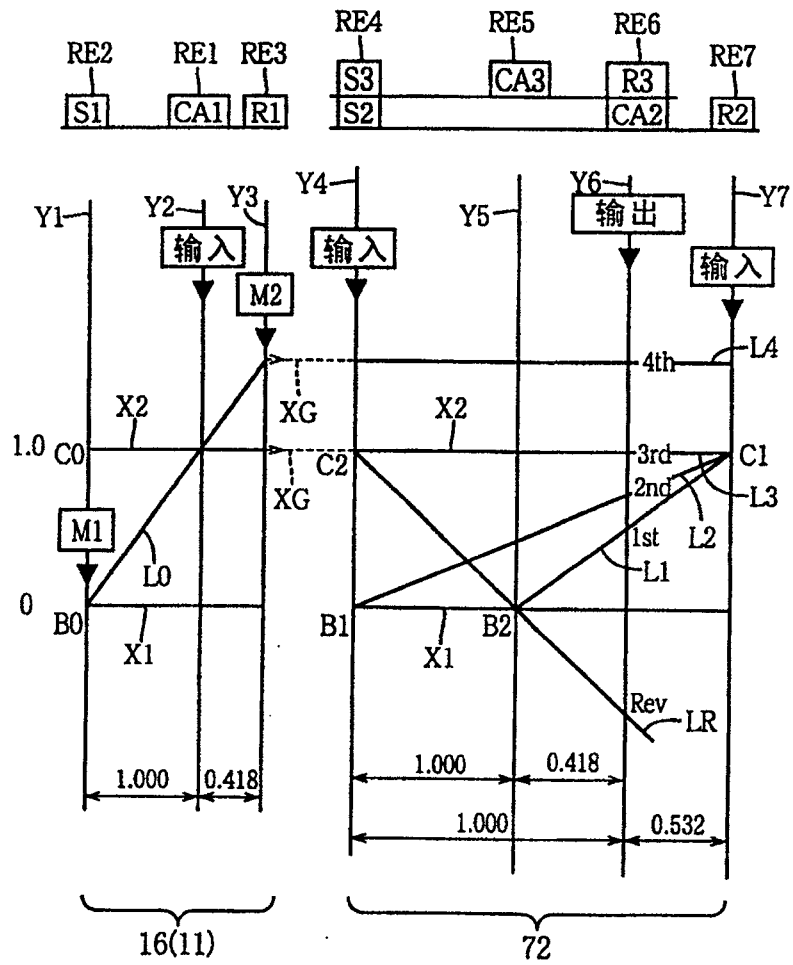


图21