



# (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107249946 B

(45)授权公告日 2019.11.08

(21)申请号 201680009816.8

(22)申请日 2016.02.16

(65)同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 107249946 A

(43)申请公布日 2017.10.13

(30)优先权数据  
2015-029434 2015.02.18 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日  
2017.08.10

(86)PCT国际申请的申请数据  
PCT/IB2016/000140 2016.02.16

(87)PCT国际申请的公布数据  
W02016/132204 EN 2016.08.25

(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 高木清式 番匠谷英彦 河本笃志

铃木晴久 今村达也 金田俊树  
田端淳

(74)专利代理机构 北京金信知识产权代理有限公司 11225

代理人 黄威 夏云龙

(51)Int.Cl.  
B60W 10/02(2006.01)  
B60W 10/06(2006.01)  
B60W 10/08(2006.01)  
B60W 20/40(2016.01)

(56)对比文件  
WO 2014/184852 A1,2014.11.20,  
CN 104093617 A,2014.10.08,  
JP 2005-297786 A,2005.10.27,  
US 2013/0217538 A1,2013.08.22,  
JP 2013-60043 A,2013.04.04,

审查员 王赛飞

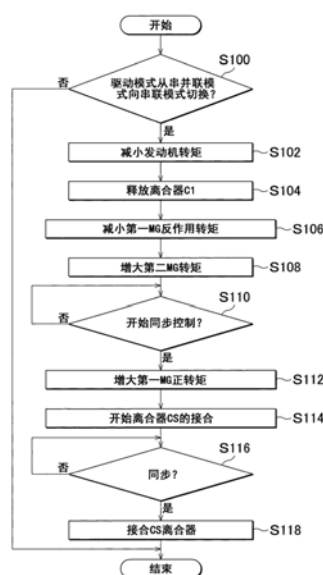
权利要求书1页 说明书20页 附图20页

## (54)发明名称

混合动力车辆

## (57)摘要

执行一种包括以下步骤的控制过程。该控制过程包括在从串并联模式向串联模式切换(在S100中为是)时减小发动机转矩的步骤(S102)、释放离合器(C1)的步骤(S104)、减小第一旋转电机(第一MG)的反作用转矩的步骤(S106)和增大第二旋转电机(第二MG)的转矩的步骤(S108),以及在开始同步(在S110中为是)时增大第一MG的正转矩的步骤(S112)和开始接合离合器(CS)的步骤(S114),还有在第一旋转电机(第一MG)的转速和发动机的转速彼此同步(在S116中为是)时接合离合器(CS)的步骤(S118)。



1. 一种混合动力车辆,其特征在于包括:

内燃机;

第一旋转电机;

第二旋转电机,其被配置成输出动力至驱动轮;

动力传递单元,其包括输入元件和输出元件,所述输入元件被构造成从所述内燃机接收动力,所述输出元件被构造成将输入至所述输入元件的动力输出,并且所述动力传递单元被构造成在非空档状态与空档状态之间切换,在所述非空档状态,动力在所述输入元件与所述输出元件之间传递,在所述空档状态,在所述输入元件与所述输出元件之间不传递动力;

差动单元,其包括第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件,所述第一旋转元件连接至所述第一旋转电机,所述第二旋转元件连接至所述第二旋转电机和所述驱动轮,所述第三旋转元件连接至所述输出元件,并且所述差动单元被构造成使得:当确定了所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任意两个的转速时,所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的其余一个的转速被确定;

离合器,其被构造成在接合状态与释放状态之间切换,在所述接合状态,动力从所述内燃机传递至所述第一旋转电机,在所述释放状态,中断从所述内燃机到所述第一旋转电机的动力的传递,来自所述内燃机的动力通过第一路径或第二路径中的至少一个被传递至所述第一旋转电机,所述第一路径是动力从所述内燃机经由所述动力传递单元和所述差动单元传递至所述第一旋转电机所通过的路径,并且所述第二路径是动力从所述内燃机传递至所述第一旋转电机所通过的路径,所述第二路径与所述第一路径不同并且不包括所述差动单元,并且所述离合器被设置在所述第二路径中;以及

控制器,其被配置成:在从串并联模式向串联模式切换时,在开始控制所述动力传递单元使得所述动力传递单元置于所述空档状态之后,控制所述第二旋转电机以使得所述第二旋转电机的输出转矩增加,所述串并联模式是所述离合器处于所述释放状态并且所述动力传递单元处于所述非空档状态的模式,所述串联模式是所述离合器处于所述接合状态并且所述动力传递单元处于所述空档状态的模式。

2. 根据权利要求1所述的混合动力车辆,其特征在于

所述控制器被配置成:直到所述离合器置于所述接合状态时为止,控制所述第一旋转电机和所述第二旋转电机中的至少任一个以使得作为将所述离合器置于所述接合状态的结果而发生的转矩波动减小。

3. 根据权利要求1所述的混合动力车辆,其特征在于

所述控制器被配置成:在从所述串并联模式向所述串联模式切换时,将所述动力传递单元置于所述空档状态并且减小所述内燃机的输出转矩。

## 混合动力车辆

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种混合动力车辆,并且更具体地,涉及一种包括第一旋转电机和第二旋转电机以及变速单元的混合动力车辆。

### 背景技术

[0002] 已知一种混合动力车辆,其不仅包括发动机、两个旋转电机和动力分配机构,还包括位于发动机与动力分配机构之间的变速机构。

[0003] 国际申请公开第2013/114594号中描述的一种混合动力车辆采用串并联混合动力系统。在具有串并联混合动力系统的车辆中,发动机的动力被传递至第一旋转电机(第一电动发电机)并且用来发电,同时发动机的部分动力还经由动力分配机构传递至驱动轮。

[0004] 还已知一种具有如下构造(串联混合动力系统)的混合动力车辆:通过该构造,该混合动力车辆通过使用发动机的动力发电并且以由产生的电力驱动电动机的串联模式行驶。在这种串联混合动力系统中,发动机的动力未被传递至驱动轮。

[0005] 国际申请公开第2013/114594号中描述的这种混合动力车辆不能以串联模式行驶,因为在发动机的动力被传递至第一电动发电机时,发动机的动力还经由动力分配机构传递至驱动轮。

[0006] 在该串并联混合动力系统中,会担心由于在低车速时发动机的转矩波动等而在发动机与驱动轮之间的驱动系统中设置的齿轮机构中发生齿接触噪声,所以需要选择发动机的工作点来使得齿接触噪声不会发生,并且发动机可工作在燃料消耗并非最佳的工作点处。因此,在燃料消耗方面存在改善的空间。

[0007] 另一方面,在串联混合动力系统中,发动机与设置在驱动系统中的齿轮机构完全地隔离,因此并不需要如此多地考虑这种齿接触噪声。然而,由于发动机的全部转矩一度转换成电力且随后该电力借助电动机转换回驱动轮的转矩,因此在发动机的运行效率高的速度范围中,该串联混合动力系统在燃料消耗方面逊于串并联混合动力系统。

[0008] 以这种方式,存在串联混合动力系统优于串并联混合动力系统的点,并且还可能存在串并联混合动力系统优于串联混合动力系统的点,因此期望构造成允许响应于车辆的状况来选择串联模式和串并联模式下的一种。

[0009] 顺带一提的是,当例如通过接合离合器以将第一电动发电机直接联接至发动机来实现从串并联模式向串联模式的切换时,动力传递状态在该切换时从动力能够在发动机与驱动轮之间传递的状态改变为动力在发动机与驱动轮之间隔离的状态。因此,从发动机至驱动轮的直接转矩减小,因此车辆的驱动力可在从串并联模式向串联模式切换前后减小。

### 发明内容

[0010] 本发明提供一种抑制驱动力在驱动模式从串并联模式向串联模式切换时减小的混合动力车辆。

[0011] 本发明的一个方案提供了一种混合动力车辆。所述混合动力车辆包括内燃机、第

一旋转电机、第二旋转电机、动力传递单元、差动单元、离合器和控制器。第二旋转电机被构造造成输出动力至驱动轮。所述动力传递单元包括输入元件和输出元件。所述输入元件被构造造成从所述内燃机接收动力。所述输出元件被构造造成将输入至所述输入元件的动力输出。所述动力传递单元被构造造成在非空档状态与空档状态之间切换,在所述非空档状态,动力在所述输入元件与所述输出元件之间传递,在所述空档状态,在所述输入元件和所述输出元件之间不传递动力。所述差动单元包括第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件。所述第一旋转元件连接至所述第一旋转电机。所述第二旋转元件连接至所述第二旋转电机和所述驱动轮。所述第三旋转元件连接至所述输出元件。所述差动单元被构造造成使得:当确定了所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任意两个的转速时,所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的其余一个的转速被确定。所述离合器被构造造成在接合状态与释放状态之间切换,在所述接合状态,动力从所述内燃机传递至所述第一旋转电机,在所述释放状态,中断了从所述内燃机到所述第一旋转电机的动力的传递。来自所述内燃机的动力通过第一路径或第二路径中的至少一个被传递至所述第一旋转电机。所述第一路径是动力从所述内燃机经由所述动力传递单元和所述差动单元传递至所述第一旋转电机所通过的路径,并且所述第二路径是动力从所述内燃机经由与所述第一路径不同的路径传递至所述第一旋转电机所通过的路径。所述离合器被设置在所述第二路径中。所述控制器被配置成:在从串并联模式向串联模式切换时,在开始控制所述动力传递单元以使得所述动力传递单元置于所述空档状态之后,控制所述第二旋转电机以使得所述第二旋转电机的输出转矩增加。所述串并联模式是所述离合器处于所述释放状态并且所述动力传递单元处于所述非空档状态的模式。所述串联模式是所述离合器处于所述接合状态并且所述动力传递单元处于所述空档状态的模式。

[0012] 通过如此配置的混合动力车辆,可以通过增加第二旋转电机的输出转矩来补偿从内燃机经由动力传递单元至驱动轮的直接转矩,该直接转矩随着动力传递单元愈加接近空档状态而减小。因此,可以抑制车辆的驱动力在驱动模式从串并联模式向串联模式切换时减小。

[0013] 在所述混合动力车辆中,所述控制器可以被配置成:直到所述离合器置于所述接合状态时为止,控制所述第一旋转电机和所述第二旋转电机中的至少任一个以使得作为将所述离合器置于所述接合状态的结果而发生的转矩波动减小。

[0014] 通过如此配置的混合动力车辆,可以抑制由于将所述离合器置于所述接合状态导致的冲击经由所述差动单元传递至所述驱动轮。因此,可以在从串并联模式向串联模式切换时抑制冲击的发生。

[0015] 所述控制器可以被配置成:在从所述串并联模式向所述串联模式切换时,将所述动力传递单元置于所述空档状态并且减小所述内燃机的输出转矩。通过如此配置的混合动力车辆,可以抑制内燃机的转速的不必要的增大。

[0016] 通过如此配置的混合动力车辆,可以抑制内燃机的转速的不必要的增加。

[0017] 通过如此构造的混合动力车辆,可以通过增加第二旋转电机的输出转矩来补偿从内燃机经由动力传递单元至驱动轮的直接转矩,该直接转矩随着动力传递单元愈加接近空档状态而减小。因此,可以提供如下的混合动力车辆:在驱动模式从串并联模式向串联模式切换时,该混合动力车辆抑制驱动力的减小。

## 附图说明

[0018] 将在下文参照附图描述本发明的示例性实施例的特征、优点以及技术和工业意义,在附图中,相同附图标记表示相同的元件,并且其中:

[0019] 图1是示出包括根据本发明的实施例的驱动系统的混合动力车辆的整体构造的视图;

[0020] 图2是示意性地示出图1中的车辆的部件的动力传递路径的框图;

[0021] 图3是示出用于图1中的车辆的控制器的构造的框图;

[0022] 图4是示意性地示出安装在图1所示的混合动力车辆上的液压回路的构造的视图;

[0023] 图5是示出混合动力车辆中的每种驱动模式以及在每种驱动模式下变速单元的离合器和制动器的受控状态的图表;

[0024] 图6是作为图5所示的驱动模式下的一种的单电动机EV模式下的列线图;

[0025] 图7是作为图5所示的驱动模式下的一种的双电动机EV模式下的列线图;

[0026] 图8是作为图5所示的驱动模式下的一种的串并联HV模式下的列线图;

[0027] 图9是作为图5所示的驱动模式下的一种的串联HV模式下的列线图;

[0028] 图10是示出图1所示的驱动系统的壳结构的视图;

[0029] 图11是示出根据实施例的由控制器执行的同步控制的控制过程的流程图;

[0030] 图12是用于图示根据实施例的同步控制的过程的列线图;

[0031] 图13是用于图示根据实施例的同步控制的过程的时序图;

[0032] 图14是用于图示根据实施例的替代实施例的在离合器CS的接合时机改变的情况下的同步控制的过程的时序图;

[0033] 图15是用于图示根据实施例的另一替代实施例的在用于减少离合器接合时的冲击的冲击减少控制与同步控制一起执行的情况下的控制过程的时序图;

[0034] 图16是示出在根据实施例的又一替代实施例的每种驱动模式下变速单元的离合器和制动器的受控状态的图表;

[0035] 图17是用于图示在根据图16所示的替代实施例的驱动模式之中的E4行和E5行的操作的列线图;

[0036] 图18是用于图示在根据图16所示的替代实施例的驱动模式之中的H6行至H8行的操作的列线图;

[0037] 图19是示出图1所示的混合动力车辆的齿轮机构的第一替代实施例的视图;以及

[0038] 图20是示出图1所示的混合动力车辆的齿轮机构的第二替代实施例的视图。

## 具体实施方式

[0039] 此后,将参照附图描述本发明的实施例。相同附图标记在下面的实施例中指代相同或对应的部分,并且将不再重复其描述。

[0040] 图1是示出包括根据本发明的实施例的驱动系统的混合动力车辆的整体构造的视图。

[0041] 如图1所示,混合动力车辆1(下文也称作车辆1)包括发动机10、驱动系统2、驱动轮90和控制器100。该驱动系统2包括作为第一旋转电机的第一电动发电机(下文称作第一MG)20、作为第二旋转电机的第二电动发电机(下文称作第二MG)30、变速单元40、差动单元50、

离合器CS、输入轴21、作为驱动系统2的输出轴的副轴70、差动齿轮组80和液压回路500。

[0042] 混合动力车辆1是发动机前置前轮驱动 (FF) 混合动力车辆,其通过使用发动机10、第一MG 20和第二MG 30中的至少一者的动力来行驶。混合动力车辆1可以是插电式混合动力车辆,在这种插电式混合动力车辆中,车载电池(未示出)是可由外部电源再充电的。

[0043] 发动机10例如是内燃机,诸如汽油机和柴油机。第一MG 20和第二MG30中的每个例如是永磁体同步电动机,其包括嵌入有永磁体的转子。该驱动系统2是双轴驱动系统,在该双轴驱动系统中,第一MG 20沿着第一轴线12与发动机10的曲轴同轴设置并且第二MG 30沿着与第一轴线12不同的第二轴线14设置。第一轴线12和第二轴线14彼此平行。

[0044] 变速单元40、差动单元50和离合器CS进一步沿着第一轴线12设置。变速单元40、差动单元50、第一MG 20和离合器CS以所述次序从靠近发动机10的那侧起布置。

[0045] 第一MG 20设置成使得能够从发动机10接收动力。更具体地,驱动系统2的输入轴21连接至发动机10的曲轴。该输入轴21沿着第一轴线12在远离发动机10的方向上延伸。输入轴21在其从发动机10延伸的远侧端连接至离合器CS。第一MG 20的旋转轴22以圆柱形状沿着第一轴线12延伸。输入轴21在输入轴21连接至离合器CS之前的部分处经过旋转轴22的内部。输入轴21经由离合器CS连接至第一MG 20的旋转轴22。

[0046] 离合器CS设置在从发动机10至第一MG 20的动力传递路径中。离合器CS是能够将输入轴21联接至第一MG 20的旋转轴22的液压摩擦接合元件。当离合器CS置于接合状态时,输入轴21和旋转轴22彼此联接,并且允许动力从发动机10传递至第一MG 20。当离合器CS置于释放状态时,释放了输入轴21与旋转轴22的联接,并且中断了从发动机10经由离合器CS向第一MG 20的动力的传递。

[0047] 变速单元40将来自发动机10的动力变速,然后输出动力到差动单元50。变速单元40包括单小齿轮型行星齿轮机构、离合器C1和制动器B1。该单小齿轮型行星齿轮机构包括太阳轮S1、小齿轮P1、齿圈R1和行星架CA1。

[0048] 太阳轮S1设置成使得太阳轮S1的旋转中心与第一轴线12一致。齿圈R1在太阳轮S1的径向外侧与太阳轮S1同轴地设置。小齿轮P1布置在太阳轮S1与齿圈R1之间,并且与太阳轮S1和齿圈R1啮合。小齿轮P1由行星架CA1可旋转地支撑。行星架CA1连接至输入轴21,并且与输入轴21一体地旋转。每个小齿轮P1设置成使得能够绕第一轴线12公转并且能够绕小齿轮P1的中心轴线自转。

[0049] 如图6至图9、图17以及图18(在后面进行描述)所示,太阳轮S1的转速、行星架CA1的转速(即,发动机10的转速)和齿圈R1的转速处于由每个列线图(即,当任意两个转速确定时其余的一个转速也被确定的关系)中的直线所连接的点表示的关系(即,当任意两个转速确定时其余的一个转速也被确定的关系)。

[0050] 在本实施例中,行星架CA1设置为输入元件,动力从发动机10输入至该输入元件,并且齿圈R1设置为将输入至行星架CA1的动力输出的输出元件。通过使用包括太阳轮S1、小齿轮P1、齿圈R1和行星架CA1的该行星齿轮机构,输入至行星架CA1的动力被变速并且从齿圈R1输出。

[0051] 离合器C1是能够将太阳轮S1联接至行星架CA1的液压摩擦接合元件。当离合器C1置于接合状态时,太阳轮S1和行星架CA1彼此联接,并且彼此一体地旋转。当离合器C1置于释放状态时,太阳轮S1和行星架CA1的一体旋转被取消。

[0052] 制动器B1是能够限制(锁定)太阳轮S1的旋转的液压摩擦接合元件。当制动器B1置

于接合状态时,太阳轮S1被固定至驱动系统的壳体,并且太阳轮S1的旋转受到限制。当制动器B1置于释放状态(分离状态)时,太阳轮S1从驱动系统的壳体分离,并且允许太阳轮S1的旋转。

[0053] 变速单元40的速比(作为输入元件的行星架CA1的转速与作为输出元件的齿圈R1的转速的比,具体地,行星架CA1的转速/齿圈R1的转速)响应于离合器C1和制动器B1的接合/释放状态的组合而改变。当离合器C1接合并且制动器B1释放时,建立了速比为1.0(直接联接状态)的低档位Lo。当离合器C1释放并且制动器B1接合时,建立了速比小于1.0(例如0.7,所谓的过驱动状态)的高档位Hi。当离合器C1接合并且制动器B1接合时,太阳轮S1的旋转和行星架CA1的旋转受到限制,因此齿圈R1的旋转也受到限制。

[0054] 变速单元40被构造成能够在非空档状态与空档状态之间切换。在非空档状态,动力被传递。在空档状态,动力未被传递。在本实施例中,上述的直接联接状态和过驱动状态对应于非空档状态。另一方面,当离合器C1和制动器B1都被释放时,允许行星架CA1绕第一轴线12惯性滑动。从而,获得了空档状态,在该空档状态,从发动机10传递至行星架CA1的动力未从行星架CA1传递至齿圈R1。

[0055] 差动单元50包括单小齿轮型行星齿轮机构和副驱动齿轮51。该单小齿轮型行星齿轮机构包括太阳轮S2、小齿轮P2、齿圈R2和行星架CA2。

[0056] 太阳轮S2设置成使得太阳轮S2的旋转中心与第一轴线12一致。齿圈R2在太阳轮S2的径向外侧与太阳轮S2同轴地设置。小齿轮P2布置在太阳轮S2与齿圈R2之间,并且与太阳轮S2和齿圈R2啮合。小齿轮P2由行星架CA2可旋转地支撑。行星架CA2连接至变速单元40的齿圈R1,并且与齿圈R1一体地旋转。每个小齿轮P2设置成使得能够绕第一轴线12公转并且能够绕小齿轮P2的中心轴线自转。

[0057] 第一MG 20的旋转轴22连接至太阳轮S2。第一MG 20的旋转轴22与太阳轮S2一体地旋转。副驱动齿轮51连接至齿圈R2。副驱动齿轮51是差动单元50的输出齿轮。该输出齿轮与齿圈S2一体地旋转。

[0058] 如图6至图9、图17以及图18所示,太阳轮S2的转速(即,第一MG 20的转速)、行星架CA2的转速和齿圈R2的转速处于由每个列线图直线所连接的点表示的关系(即,当任意两个转速确定时其余的一个转速也被确定的关系)。因此,当行星架CA2的转速为预定值时,可以通过调整第一MG 20的转速来无级地改变齿圈R2的转速。

[0059] 在本实施例中,描述了差动单元50由行星齿轮机构形成的情况。然而,差动单元50并不限于这种构造。任意构造的差动单元50都是适用的,只要该差动单元50构造成使得:当三个旋转元件中的任意两个的转速确定时,这三个旋转元件中的其余一个的转速得以确定。例如,差动单元50可以具有类似于差动齿轮组的齿轮结构。

[0060] 副轴70平行于第一轴线12和第二轴线14延伸。副轴70布置为平行于第一MG 20的旋转轴22和第二MG 30的旋转轴31。从动齿轮71和驱动齿轮72设置在副轴70上。从动齿轮71与差动单元50的副驱动齿轮51啮合。即,发动机10的动力和第一MG 20的动力经由差动单元50的副驱动齿轮51传递至副轴70。

[0061] 变速单元40和差动单元50在从发动机10至副轴70的动力传递路径中彼此串联地连接。因此,来自发动机10的动力在变速单元40和差动单元50中变速,然后被传递至副轴70。

[0062] 从动齿轮71与连接至第二MG 30的旋转轴31的减速齿轮32啮合。即,第二MG 30的动力经由减速齿轮32传递至副轴70。

[0063] 驱动齿轮72与差动齿轮组80的差动齿圈81啮合。差动齿轮组80经由对应的左右驱动轴82连接至左右驱动轮90。即,副轴70的旋转经由差动齿轮组80传递至左右驱动轴82。

[0064] 通过设置有离合器CS的上述构造,混合动力车辆1被允许在使用串并联系统的模式(下文称作串并联模式)下运行,并且还被允许在使用串联系统的模式(下文称作串联模式)下运行。就这点而言,将参照图2所示的示意图描述在每种模式下如何从发动机传递动力。

[0065] 图2是示意性地示出图1中的车辆的部件的动力传递路径的框图。如图2所示,混合动力车辆1包括发动机10、第一MG 20、第二MG 30、变速单元40、差动单元50、电池60以及离合器CS。

[0066] 第二MG 30设置成使得能够输出动力至驱动轮90。变速单元40包括输入元件和输出元件。发动机10的动力被输入至该输入元件。该输出元件将输入至该输入元件的动力输出。变速单元40被构造成能够在非空档状态与空档状态之间切换。在非空档状态,动力在输入元件与输出元件之间传递。在空档状态,在输入元件和输出元件之间没有传递动力。

[0067] 电池60在第一MG 20和第二MG 30中的一个的发动期间供给电力至相应的第一MG 20或第二MG 30,并且在第一MG 20和第二MG 30中的一个的再生期间储存由相应的第一MG 20或第二MG 30产生的电力。

[0068] 差动单元50包括第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件。第一旋转元件连接至第一MG 20。第二旋转元件连接至第二MG 30和驱动轮90。第三旋转元件连接至变速单元40的输出元件。差动单元50如在行星齿轮机构等的情况下被构造,使得当第一至第三旋转元件中的任意两个的转速确定时,第一至第三旋转元件中的其余一个的转速被确定。

[0069] 混合动力车辆1被构造成能够使用两个路径K1、K2中的至少任一个传递有动力的路径来从发动机10传递动力至第一MG 20。路径K1是动力从发动机10经由变速单元40和差动单元50传递至第一MG 20所经过的路径。路径K2不同于路径K1,并且是动力从发动机10传递至第一MG 20所经过的路径。离合器CS设置在路径K2中,并且能够在接合状态与释放状态之间切换。在接合状态,动力从发动机10传递至第一MG 20。在释放状态,中断了从发动机10到第一MG 20的动力传递。

[0070] 在发动机运行的HV模式下,离合器C1和制动器B1中的任一个置于接合状态,而离合器C1和制动器B1中的另一个置于释放状态。从而,当变速单元40被控制为非空档状态时,动力从发动机10经过路径K1传递至第一MG 20。这时,当离合器CS置于释放状态以在此时中断路径K2时,车辆能够以串并联模式运行。

[0071] 另一方面,在发动机运行的HV模式下,当通过利用离合器CS将发动机10直接联接至第一MG 20来经过路径K2传递动力并且通过控制变速单元40以使得变速单元40通过将离合器C1和制动器B1两者置于释放状态而被置于空档状态来中断路径K1时,车辆能够以串联模式运行。这时,在变速单元50中,连接至变速单元40的旋转元件能够自由地旋转,因此另外两个旋转元件彼此不影响且能够旋转。因此,可以独立地进行通过利用发动机10的旋转来使第一MG 20旋转而发电的操作和通过利用所产生的电力或电池60中所充的电力驱动第二MG 30来使驱动轮旋转的操作。

[0072] 变速单元40不总要求能够改变速比。只要可以中断路径K1中在发动机10与差动单元50之间的动力传递,仅离合器也是适用的。

[0073] 图3是示出图1所示的车辆的控制器100的构造的框图。如图3所示,控制器100包括HV ECU 150、MG ECU 160和发动机ECU 170。HV ECU 150、MG ECU 160和发动机ECU 170中的每个是包括计算机的电子控制单元。ECU的数量不限于三个。可以作为整体提供集成的单个ECU,或者可以提供两个或四个以上分开的ECU。

[0074] MG ECU 160控制第一MG 20和第二MG 30。MG ECU 160例如通过调整供给至第一MG 20的电流值来控制第一MG 20的输出转矩,并且通过调整供给至第二MG 30的电流值来控制第二MG 30的输出转矩。

[0075] 发动机ECU 170控制发动机10。发动机ECU 170例如控制发动机10的电子节气门的开度,通过输出点火信号控制发动机的点火,或者控制向发动机10的燃料喷射。该发动机ECU 170通过对电子节气门的开度控制、喷射控制、点火控制等来控制发动机10的输出转矩。

[0076] HV ECU 150综合地控制整个车辆。车速传感器、加速器操作量传感器、MG1转速传感器、MG2转速传感器、输出轴转速传感器、电池传感器等连接至该HV ECU 150。通过这些传感器,该HV ECU 150获取车速、加速器操作量、第一MG 20的转速、第二MG 30的转速、动力传递系统的输出轴的转速、电池状态SOC等。

[0077] 该HV ECU 150基于所获取的信息计算用于车辆的要求驱动力、要求动力、要求转矩等。该HV ECU 150基于计算出的要求值来确定第一MG 20的输出转矩(下文还称作MG1转矩)、第二MG 30的输出转矩(下文还称作MG2转矩)和发动机10的输出转矩(下文还称作发动机转矩)。该HV ECU 150向MG ECU 160输出MG1转矩的命令值和MG2转矩的命令值。该HV ECU 150向发动机ECU 170输出发动机转矩的命令值。

[0078] 该HV ECU 150基于驱动模式(稍后进行描述)等控制离合器C1、CS以及制动器B1。该HV ECU 150向图1所示的液压回路500输出供给至离合器C1的液压的命令值(PbC1)、供给至离合器CS的液压的命令值(PbCS)和供给至制动器B1的液压的命令值(PbB1)。该HV ECU 150向图1所示的液压回路500输出控制信号NM和控制信号S/C。

[0079] 图1所示的液压回路500响应于命令值PbC1、命令值PbB1控制分别供给至离合器C1和制动器B1的液压,响应于控制信号NM控制电动油泵,并且响应于控制信号S/C对是否允许或禁止离合器C1、制动器B1和离合器CS的同时接合进行控制。

[0080] 接下来,将描述液压回路的构造。图4是示意性地示出安装在混合动力车辆1上的液压回路500的构造的视图。液压回路500包括机械油泵(下文还称作MOP) 501;电动油泵(下文还称作EOP) 502;压力调节阀510、520;线性电磁阀SL1、SL2、SL3;同时供给防止阀530、540、550;电磁切换阀560;止回阀570;以及油路LM、LE、L1、L2、L3、L4。

[0081] MOP 501由差动单元50的行星架CA2的旋转所驱动以产生液压。因此,当行星架CA2例如通过驱动发动机10而旋转时,该MOP 501也被驱动;反之,当行星架CA2停止时,该MOP 501也停止。该MOP 501向油路LM输出产生的液压。

[0082] 油路LM中的液压通过压力调节阀510而调节(减小)到预定压力。下文中,通过压力调节阀510调节的油路LM中的液压也被称作管路压力PL。管路压力LP被供给至线性电磁阀SL1、SL2、SL3中的每个电磁阀。

[0083] 线性电磁阀SL1通过响应于来自控制器100的液压命令值PbC1调节管路压力PL来产生用于接合离合器C1的液压(下文称作C1压力)。该C1压力经由油路L1供给至离合器C1。

[0084] 线性电磁阀SL2通过响应于来自控制器100的液压命令值PbB1调节管路压力PL来产生用于接合制动器B1的液压(下文称作B1压力)。该B1压力经由油路L2供给至制动器B1。

[0085] 线性电磁阀SL3通过响应于来自控制器100的液压命令值PbCS调节管路压力PL来产生用于接合离合器CS的液压(下文称作CS压力)。该CS压力经由油路L3供给至离合器CS。

[0086] 同时供给防止阀530设置在油路L1中,并且被构造成防止离合器C1与制动器B1和离合器CS中的至少一个同时接合。具体地,油路L2、L3连接至该同时供给防止阀530。该同时供给防止阀530通过使用经过油路L2、L3的B1压力和CS压力作为信号压力来操作。

[0087] 当作为B1压力和CS压力的两个信号压力未被输入至同时供给防止阀530时(即,当制动器B1和离合器CS两者被释放时),该同时供给防止阀530处于C1压力被供给至离合器C1的正常状态。图4图示了该同时供给防止阀530处于正常状态的情况。

[0088] 另一方面,当作为B1压力和CS压力的信号压力中的至少一个输入至同时供给防止阀530时(即,当制动器B1和离合器CS中的至少一个接合时),即便当离合器C1接合时,该同时供给防止阀530也切换到排出状态,在该排出状态下,到离合器C1的C1压力的供给被切断并且离合器C1中的液压被释放到外部。从而,离合器C1被释放,所以防止了离合器C1与制动器B1和离合器CS中的至少一个被同时接合。

[0089] 类似地,同时供给防止阀540响应于作为信号压力的C1压力和CS压力进行操作来防止制动器B1与离合器C1和离合器CS中的至少一个被同时接合。具体地,当作为C1压力和CS压力的两个信号压力未被输入至同时供给防止阀540时,该同时供给防止阀540处于正常状态,在该正常状态下,B1压力被供给至制动器B1。另一方面,当作为C1压力和CS压力的信号压力中的至少一个被输入至同时供给防止阀540时,该同时供给防止阀540切换到排出状态,在该排出状态下,向制动器B1的B1压力的供给被切断并且制动器B1中的液压被释放到外部。图4图示了以下情况:C1压力作为信号压力被输入至同时供给防止阀540并且该同时供给防止阀540处于排出状态。

[0090] 类似地,该同时供给防止阀550通过使用C1压力和B1压力作为信号压力进行操作以防止离合器CS与离合器C1和制动器B1中的至少一个被同时接合。具体地,当作为C1压力和B1压力的两个信号压力未被输入至同时供给防止阀550时,该同时供给防止阀550处于正常状态,在该正常状态下,CS压力被供给至离合器CS。另一方面,当作为C1压力和B1压力的信号压力中的至少一个被输入至同时供给防止阀550时,该同时供给防止阀550切换到排出状态,在该排出状态下,向离合器CS的CS压力的供给被切断并且离合器CS中的液压被释放到外部。图4图示了如下情况:C1压力被输入至同时供给防止阀550并且该同时供给防止阀550处于排出状态。

[0091] EOP 502被设置在内部的电动机(下文还称作内部电动机)502A驱动以产生液压。该内部电动机502A由来自控制器100的控制信号NM控制。因此,EOP 502能够不管行星架CA2是否旋转而操作。该EOP 502将所产生的液压输出到油路LE。

[0092] 油路LE中的液压由压力调节阀520调节(减小)至预定压力。该油路LE经由止回阀520连接至油路LM。当油路LE中的液压比油路LM中的液压高预定压力以上时,止回阀570打开,并且油路LE中的液压经由止回阀570供给至油路LM。从而,同样在MOP 501的停止期间,

可以通过驱动EOP 502来将液压供给至油路LM。

[0093] 电磁切换阀560响应于来自控制器100的控制信号S/C切换到开启状态和关闭状态中的任一种状态。在开启状态下,该电磁切换阀560将油路LE与油路L4连通。在关闭状态下,该电磁切换阀560将油路LE从油路L4中断,并且将油路L4中的液压释放到外部。图4图示了电磁切换阀560处于关闭状态的情况。

[0094] 油路L4连接至同时供给防止阀530、540。当电磁切换阀560处于开启状态时,油路LE中的液压经由油路L4作为信号压力被输入至同时供给防止阀530、540。当来自油路L4的信号压力被输入至同时供给防止阀530时,不管是否从油路L2输入信号压力(B1压力),同时供给防止阀530被强制地固定到正常状态。类似地,当信号压力从油路L4输入至同时供给防止阀540时,不管是否从油路L1输入信号压力(C1压力),同时供给防止阀540被强制地固定到正常状态。因此,通过驱动EOP 502并且将电磁切换阀560切换到开启状态,同时供给防止阀530、540被同时固定到正常状态。从而,离合器C1和制动器B1被允许同时接合,并且实现了双电动机模式(稍后进行描述)。

[0095] 此后,将参照操作接合图表和列线图描述混合动力车辆1的控制模式的细节。

[0096] 图5是示出每种驱动模式以及在每种驱动模式下变速单元40的离合器C1和制动器B1的受控状态的图表。

[0097] 控制器100引起混合动力车辆1以电动机驱动模式(下文称作EV模式)或混合动力模式(下文称作HV模式)行驶。该EV模式是如下的控制模式:发动机10停止并且通过使用第一MG 20和第二MG 30中的至少一个的动力来引起混合动力车辆1行驶。该HV模式是如下的控制模式:通过使用发动机10的动力和第二MG 30的动力来引起混合动力车辆1行驶。EV模式和HV模式下的每个被进一步划分成一些控制模式。

[0098] 在图5中,C1、B1、CS、MG1以及MG2分别表示离合器C1、制动器B1、离合器CS、第一MG 20以及第二MG 30。C1栏、B1栏和CS栏中的每栏的圆圈标记(O)指示接合状态,叉标记(x)指示释放状态,且三角标记(△)指示离合器C1和制动器B1中的任意一个在发动机制动期间被接合。MG1栏和MG2栏中的每栏中的符号G指示MG1或MG2主要作为发电机运转。MG1栏和MG2栏中的每栏中的符号M指示MG1或MG2主要作为电动机运转。

[0099] 在EV模式下,控制器100响应于用户的要求转矩等选择性地在单电动机模式与双电动机模式之间切换。在单电动机模式下,通过仅使用第二MG 30的动力来引起混合动力车辆1行驶。在双电动机模式下,通过使用第一MG 20和第二MG 30两者的动力来引起混合动力车辆1行驶。

[0100] 当驱动系统2的负荷低时,使用单电动机模式。当驱动系统2的负荷变高时,驱动模式改变为双电动机模式。

[0101] 如图5的E1行所示,当混合动力车辆1在单电动机EV模式下被驱动(前进或倒退移动)时,控制器100通过释放离合器C1并释放制动器B1而将变速单元40置于空档状态(无动力传递的状态)。这时,控制器100引起第一MG 20主要作为用于将太阳轮S2的转速固定到零的固定装置来运行,并引起第二MG 30主要作为电动机运行(参见图6(稍后进行描述))。为了引起第一MG 20作为固定装置来运行,可以通过反馈第一MG 20的转速来控制第一MG 20的电流以使得该转速变为零。当第一MG 20的转速保持为零时,即使在转矩为零时,也可以在不增加电流的情况下利用齿槽转矩。当变速单元40置于空档状态时,发动机10在制动期

间不共转,因此损失减小了该量,并且可以恢复大的再生电力。

[0102] 如图5中的E2行所示,当混合动力车辆1在单电动机EV模式下制动并且要求发动机制动时,控制器100接合离合器C1和制动器B1中的任一个。例如,当在仅利用再生制动而制动力不足时,发动机制动与再生制动一起使用。例如,当电池的SOC接近满充电状态时,再生电力不能充电,因此可以想到建立发动机制动状态。

[0103] 通过接合离合器C1和制动器B1中的任一个,建立了所谓的发动机制动状态。在发动机制动状态下,驱动轮90的旋转被传递至发动机10,然后发动机10旋转。这时,控制器100引起第一MG 20主要作为电动机运行,并且引起第二MG 30主要作为发电机运行。

[0104] 另一方面,如图5中的E3行所示,当混合动力车辆1在双电动机EV模式下被驱动(前进或倒退移动)时,控制器100通过接合离合器C1并接合制动器B1来限制(锁定)变速单元40的齿圈R1的旋转。从而,差动单元50的联接至变速单元40的齿圈R1的行星架CA2的旋转也受到限制(锁定),因此差动单元50的行星架CA2保持在停止状态(发动机转速 $N_e=0$ )。控制器100引起第一MG 20和第二MG 30主要作为电动机运行(参见图7(稍后进行描述))。

[0105] 在EV模式(单电动机模式或双电动机模式)中,发动机10停止,因此MOP 501也停止。因此,在EV模式下,离合器C1或制动器B1通过使用由EOP 502产生的液压进行接合。

[0106] 在HV模式下,控制器100引起第一MG 20主要作为发电机运行,并且引起第二MG 30主要作为电动机运行。

[0107] 在HV模式下,控制器100将控制模式设定为串并联模式和串联模式下的任一种模式。

[0108] 在串并联模式下,为了驱动驱动轮90而使用发动机10的一部分动力,并且将发动机10的其余部分的动力用作在第一MG 20中发电的动力。第二MG 30通过使用由第一MG 20产生的电力来驱动驱动轮90。在串并联模式下,控制器100响应于车速来改变变速单元40的速比。

[0109] 当引起混合动力车辆1在中速或低速范围内前进移动时,控制器100如图5中的H2行所示通过接合离合器C1并释放制动器B1来建立低档位Lo(参见图8(稍后进行描述)中的实线)。另一方面,当引起混合动力车辆1在高速范围内前进移动时,控制器100如图5中的H1行所示通过释放离合器C1并且接合制动器B1来建立高档位Hi(参见图8(稍后进行描述)中的虚线)。不论是在建立了高档位还是在建立了低档位时,变速单元40和差动单元50整体上作为无级变速器来运行。

[0110] 当混合动力车辆1倒退时,控制器100如图5中的H3行所示接合离合器C1并释放制动器B1。当存在电池的SOC的余量时,控制器100使第二MG 30独自在反方向上旋转;反之,当不存在电池的SOC的余量时,控制器100通过操作发动机10利用第一MG 20来发电,并使第二MG 30在反方向上旋转。

[0111] 在串联模式下,发动机10的全部动力被用作用于利用第一MG 20发电的动力。第二MG 30通过使用由第一MG 20产生的电力来驱动驱动轮90。在串联模式下,当混合动力车辆1前进移动或者当混合动力车辆1倒退时,控制器100如图5中的H4行和H5行所示释放离合器C1和制动器B1两者并且接合离合器CS(参见图9(稍后进行描述))。

[0112] 在HV模式下,发动机10正在运行,因此MOP 501也正在运行。因此,在HV模式下,离合器C1、离合器CS或制动器B1主要通过使用由MOP 501产生的液压来接合。

[0113] 此后,将参照列线图描述图5所示的每种运行模式下的旋转元件的状态。

[0114] 图6是单电动机EV模式下的列线图。图7是双电动机EV模式下的列线图。图8是串并联模式下的列线图。图9是串联模式下的列线图。

[0115] 在图6至图9中,S1、CA1和R1分别表示变速单元40的太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1,S2、CA2和R2分别表示差动单元50的太阳轮S2、行星架CA2和齿圈R2。

[0116] 将参照图6描述单电动机EV模式下的受控状态(图5中的E1行)。在单电动机EV模式下,控制器100释放变速单元40的离合器C1、制动器B1和离合器CS,使发动机10停止,并且引起第二MG 30主要作为电动机运行。因此,在单电动机EV模式下,混合动力车辆1通过使用第二MG 30的转矩(下文称作第二MG转矩 $T_{m2}$ )来行驶。

[0117] 这时,控制器100对第一MG 20的转矩(下文称作第一MG转矩 $T_{m1}$ )执行反馈控制,使得太阳轮S2的转速变为零。因此,太阳轮S2不旋转。然而,因为变速单元40的离合器C1和制动器B1被释放,差动单元50的行星架CA2的旋转不受到限制。因此,差动单元50的齿圈R2和行星架CA2以及变速单元40的齿圈R1在与第二MG 30相同的方向上与第二MG 30的旋转联动地旋转(惯性滑动)。

[0118] 另一方面,因为发动机10停止,变速单元40的行星架CA1保持在停止状态。变速单元40的太阳轮S1在与齿圈R1的旋转方向相反的方向上与齿圈R1的旋转联动地旋转(惯性滑动)。

[0119] 为了在单电动机EV模式下使车辆减速,允许除使用第二MG 30的再生制动之外触发发动机制动。在这种情况下(图5中的E2行),通过接合离合器C1和制动器B1中的任一个,发动机10也在行星架CA2从驱动轮90侧被驱动时旋转,因此触发发动机制动。

[0120] 接下来,将参照图7描述双电动机EV模式下的受控状态(图5中的E3行)。在双电动机EV模式下,控制器100接合离合器C1和制动器B1,释放离合器CS,并且使发动机10停止。因此,限制了变速单元40的太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1中的每个的旋转,使得转速变为零。

[0121] 因为限制了变速单元40的齿圈R1的旋转,差动单元50的行星架CA2的旋转也受到限制(锁定)。在这种状态下,控制器100引起第一MG 20和第二MG 30主要作为电动机运行。具体地,通过将第二MG转矩 $T_{m2}$ 设定为正转矩而使第二MG 30在正向上旋转,并且通过将第一MG转矩 $T_{m1}$ 设定为负转矩而使第一MG 20在负向上旋转。

[0122] 当通过接合离合器C1限制行星架CA2的旋转时,第一MG转矩 $T_{m1}$ 通过使用行星架CA2作为支撑点而传递至齿圈R2。传递至齿圈R2的第一MG转矩 $T_{m1}$ (下文称作第一MG传递转矩 $T_{m1c}$ )作用在正向上,并且传递至副轴70。因此,在双电动机EV模式下,混合动力车辆1通过使用第一MG传递转矩 $T_{m1c}$ 和第二MG转矩 $T_{m2}$ 来行驶。控制器100调整第一MG转矩 $T_{m1}$ 和第二MG转矩 $T_{m2}$ 之间的分配比,使得第一MG传递转矩 $T_{m1c}$ 和第二MG转矩 $T_{m2}$ 的和满足用户的要求转矩。

[0123] 将参照图8描述串并联HV模式下的受控状态(图5中的H1行至H3行)。图8图示了车辆正以低档位Lo前进行驶的情况(参见图5中的H2行,以及图8中的S1、CA1和R1的列线图所示的共用实线)以及车辆正以高档位Hi前进行驶的情况(参见图5中的H1行,以及图8中的S1、CA1和R1的列线图所示的共用虚线)。为了方便描述,假定无论当车辆正以低档位Lo前进行驶时还是当车辆正以高档位Hi前进行驶时,齿圈R1的转速都是相同的。

[0124] 当在串并联HV模式下建立了低档位Lo时,控制器100接合离合器C1,并释放制动器

B1和离合器CS。因此,旋转元件(太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1)彼此一体地旋转。从而,变速单元40的齿圈R1也与行星架CA1以相同的转速旋转,并且发动机10的旋转以相同的转速从齿圈R1传递至差动单元50的行星架CA2。也就是说,发动机10的输入至变速单元40的行星架CA1的转矩(下文称作发动机转矩 $T_e$ )从变速单元40的齿圈R1被传递至差动单元50的行星架CA2。当建立了低档位Lo时,从齿圈R1传递的转矩(下文称作变速单元输出转矩 $T_{r1}$ )等于发动机转矩 $T_e$  ( $T_e = T_{r1}$ )。

[0125] 发动机10的传递至差动单元50的行星架CA2的旋转通过使用太阳轮S2的转速(第一MG 20的转速)而无级地变速,并且传递至差动单元50的齿圈R2。这时,控制器100基本引起第一MG 20作为发电机运行以在负向上施加第一MG转矩 $T_{m1}$ 。从而,第一MG转矩 $T_{m1}$ 用作将输入至行星架CA2的发动机转矩 $T_e$ 传递至齿圈R2的反作用力。

[0126] 传递至齿圈R2的发动机转矩 $T_e$ (下文称作发动机传递转矩 $T_{ec}$ )从副驱动齿轮51被传递至副轴70,并且充当混合动力车辆1的驱动力。

[0127] 在串并联HV模式下,控制器100引起第二MG 30主要作为电动机运行。第二MG转矩 $T_{m2}$ 从减速齿轮32被传递至副轴70,并且充当混合动力车辆1的驱动力。即,在串并联HV模式下,混合动力车辆1通过使用发动机传递转矩 $T_{ec}$ 和第二MG转矩 $T_{m2}$ 来行驶。

[0128] 另一方面,当在串并联HV模式下建立了高档位Hi时,控制器100接合制动器B1,释放离合器C1和离合器CS。由于制动器B1被接合,太阳轮S1的旋转受到限制。从而,发动机10的输入至变速单元40的行星架CA1的旋转在速度上增大,并且从变速单元40的齿圈R1传递至差动单元50的行星架CA2。因此,当建立了高档位Hi时,变速单元输出转矩 $T_{r1}$ 小于发动机转矩 $T_e$  ( $T_e > T_{r1}$ )。

[0129] 将参照图9描述串联HV模式下的受控状态(图5中的H4行)。在串联HV模式下,控制器100释放离合器C1和制动器B1,并接合离合器CS。因此,当离合器CS接合时,差动单元50的太阳轮S2与变速单元40的行星架CA1以相同的转速旋转,并且发动机10的旋转以相同的转速从离合器CS被传递至第一MG 20。从而,允许通过使用发动机10作为动力源利用第一MG20来发电。

[0130] 另一方面,由于离合器C1和制动器B1都被释放,因此变速单元40的太阳轮S1和齿圈R1中的每个的旋转以及差动单元50的行星架CA2的旋转不受限制。即,因为变速单元40处于空档状态且差动单元50的行星架CA2的旋转不受限制,第一MG 20的动力和发动机10的动力没有被传递至副轴70。因此,第二MG 30的第二MG转矩 $T_{m2}$ 被传递至副轴70。因此,在串联HV模式下,尽管通过使用发动机10作为动力源利用第一MG 20发电,但混合动力车辆1通过利用所产生的电力的部分或全部而使用第二MG转矩 $T_{m2}$ 来行驶。

[0131] 因为允许达成串联模式,故而可以不必担心由于发动机转矩波动发生齿轮机构的齿接触噪声来选择发动机的工作点,当车辆以低车速行驶或者当车辆处于背景噪声低的车辆状态时,在串并联模式下需要关注这种齿接触噪声。从而,增强了既能实现车辆的安静度又能改善燃料消耗的车辆状态。

[0132] 接下来,将描述变速单元、差动单元、第一MG和离合器的布置。图10是示出图1所示的驱动系统的壳结构的视图。如图10所示,变速单元40、差动单元50、第一MG 20和离合器CS沿着第一轴线12设置。

[0133] 沿着第一轴线12,离合器CS自发动机10越过第一MG 20而设置。在变速单元40、差

动单元50、第一MG 20和离合器CS之中,离合器CS设置在最远离发动机10的位置处。变速单元40、差动单元50和第一MG 20沿着第一轴线12设置在发动机10与离合器CS之间。离合器CS和第一MG 20沿着第一轴线12彼此相邻设置。

[0134] 当在第一轴线12的方向上观察时,离合器CS的直径D1小于第一MG 20的直径D2 ( $D1 < D2$ )。即,离合器CS的最外直径(直径D1)小于第一MG 20的最外直径(直径D2)。

[0135] 驱动系统2包括壳体15。该壳体15具有箱形,并且容纳驱动系统2的诸如变速单元40、差动单元50、第一MG 20和离合器CS的部件。

[0136] 壳体15包括变速驱动桥(T/A)壳16和后罩17。T/A壳16具有如下的这种形状:T/A壳16在围绕变速单元40、差动单元50和第一MG 20的同时以圆柱形状远离发动机10延伸。T/A壳16具有沿着第一轴线12的延伸的开口。后罩17设置成使得封闭T/A壳16的开口。后罩17设置成使得覆盖从T/A壳16的开口突出的离合器CS。

[0137] 后罩17具有作为其构成部分的顶部17p和阶部17q。顶部17p设置成使得在第一轴线12的方向上面向离合器CS。阶部17q设置成使得具有在第一轴线12的方向上相对于顶部17p的阶。阶部17q具有如下的这种凹进形状:阶部17q在从顶部17p的周边在靠近发动机10的方向上凹进。

[0138] 利用具有比第一MG 20小的直径的离合器CS布置在远离发动机10的侧上的构造,可以使得壳体15紧凑。更具体地,因为凹部通过第一MG 20的端面和离合器CS的外周而形成在第一轴线12的方向上的端部处,因此允许阶部17q设置在后罩17中。从而,形成了空间18,并且可以有效地利用驱动系统2周围的空间。

[0139] 在本实施例中,用于供给液压油至离合器CS的油路设置在壳体15(后罩17)中。通过将离合器CS设置在离合器CS在第一轴线12的方向上面向壳体15(后罩17)的位置处,可以容易地提供将液压油经过壳体15(后罩17)供给至离合器CS的机制。从而,可以简化液压油至离合器CS的油路结构。

[0140] 在本实施例中,沿着第一轴线12,差动单元50、第一MG 20和离合器CS以所述次序从靠近发动机10那侧起布置。利用上面的构造,可以将离合器CS添加到差动单元50和第一MG 20以所述次序从靠近发动机10那侧起布置的双轴驱动系统,而不需要诸如增大差动单元50与第一MG 20之间的间距(pitch)的显著的设计变化来设置离合器CS。

[0141] 变速单元40、差动单元50、第一MG 20和离合器CS沿着第一轴线12的布置不局限于图10所示的模式。例如,离合器CS可以布置在差动单元50与第一MG 20之间,或者可以布置在变速单元40与差动单元50之间。

[0142] 通过将离合器CS的位置设置在端部,可以在设置有离合器CS并具有串联模式是可行的这种构造的车辆用驱动系统与未设置有离合器CS并具有输入轴21和旋转轴22不彼此连接的这种构造的车辆用驱动系统之间共用T/A壳16。因此,可以减小在制造多个模型时的制造成本。

[0143] 在具有上述构造的车辆1中,在从离合器CS处于释放状态且变速单元处于非空档状态的串并联模式向离合器CS处于接合状态且变速单元处于空档状态的串联模式切换时,车辆1从发动机10的直接转矩能够传递至驱动轮90的状态改变为在发动机10与驱动轮90之间中断动力的传递的状态。因此,从发动机10至驱动轮90的直接转矩减小,因此车辆1的驱动力可在从串并联模式向串联模式切换前后减小。

[0144] 在本实施例的特征部分中,在控制器100从串并联模式向串联模式切换时,控制器100控制变速单元40使得变速单元40置于空档状态,然后控制第二MG 30使得第二MG 30的输出转矩增加。

[0145] 利用这种配置,可以通过增加第二MG 30的输出转矩来补偿从发动机经由变速单元40至驱动轮90的直接转矩的减少量,该直接转矩随着变速单元40愈加接近空档状态而减小。因此,可以在驱动模式从串并联模式向串联模式切换时抑制车辆的驱动力的减小。

[0146] 此后,将参照图11描述本实施例中的在驱动模式从串并联模式切换到串联模式的情况下由控制器100执行的控制过程。

[0147] 在步骤(下文中,步骤被缩写为S) 100中,控制器100判定驱动模式是否从串并联模式向串联模式切换。例如,当车辆的状态已经从串并联模式区域改变为串联模式区域时,控制器100判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换。

[0148] 串并联模式区域例如是车辆负荷(例如,其由加速踏板操作量等计算出)为大于预定负荷的正值的区域,或者是车辆的速度高于预定速度的区域。串联模式区域例如是车辆负荷小于预定负荷的区域,和车辆的速度低于预定速度的区域。串联模式区域包括车辆负荷为负值的区域。串并联模式区域和串联模式区域不具体地限定为上述的区域。当判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换(在S100中为是)时,该过程进行到S102。否则(在S100中为否),该过程结束。

[0149] 在S102中,控制器100减小发动机10的输出转矩。在本实施例中,控制器100例如控制发动机10使得该输出转矩根据刚刚判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换之前的输出转矩随着时间流逝而逐阶地减小。每一阶段中输出转矩的减小量被设定成使得抑制发动机10的转速的陡增,并且例如响应于第一MG 20的反作用转矩的减小而被确定(稍后进行描述)。在本实施例中,假定逐阶地实施发动机转矩从串并联模式向串联模式切换开始时的减小来进行描述;然而,发动机转矩的减小并不特别地限于逐阶地减小。发动机转矩可以线性地或非线性地减小。控制器100例如通过调整发动机10的节气门(未示出)的开度来减小输出转矩。

[0150] 在S104中,控制器100通过减小供给至离合器C1的液压来开始用于将离合器C1置于释放状态的释放控制。例如,通过将供给至离合器C1的液压的控制命令值减小到预定值然后以预定减小速率来减小该控制命令值,控制器100将离合器C1置于释放状态。

[0151] 在S106中,控制器100减小第一MG 20对发动机10的输出转矩的反作用转矩(负旋转方向上的转矩)。控制器100控制第一MG 20使得该反作用力转矩根据刚刚判定驱动模式是否从串并联模式向串联模式切换之前的反作用转矩随着时间流逝而逐阶减小(接近零)。每一阶段中的第一MG 20的反作用转矩的减小量被设定成使得抑制第一MG 20的转速的陡增,并且例如响应于发动机10的输出转矩的减小而被确定。在本实施例中,假定随着发动机转矩的逐阶减小来逐阶地实施在开始从串并联模式向串联模式切换时的反作用转矩的减小来进行描述;但是反作用转矩的减小不特别限于逐阶减小。反作用转矩可以线性地或非线性地减小。

[0152] 上述的过程S102、S104和S106的执行不特别地限于流程图中描述的顺序。执行的次序可以改变。

[0153] 在S108中,控制器100增大第二MG 30的输出转矩。控制器100控制第二MG 30使得

输出转矩根据刚刚判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换之前的输出转矩随着时间流逝而增大。当作为离合器C1从接合状态切换到释放状态的结果,变速单元40改变到空档状态时,从发动机经由变速单元40至驱动轮90的直接转矩随着变速单元40变得接近空档状态而减小。因此,控制器100将第二MG 30的输出转矩增大到从发动机至驱动轮90的直接转矩的减小量的上限。例如,通过用第二MG 30的输出转矩补偿直接转矩的全部减小量,可以抑制在驱动模式从串并联模式向串联模式切换的情况下的车辆1的驱动力的变化。可替代地,通过用第二MG 30的输出转矩的增大来补偿直接转矩的减小量的恒定量或补偿直接转矩的减小量的恒定速率,可以抑制在驱动模式从串并联模式向串联模式切换的情况下的车辆1的驱动力的变化,同时抑制由于第二MG 30的输出转矩的增大导致的电力消耗。该控制器100可以基于离合器C1的液压或离合器C1的液压命令值等来例如估算直接转矩的减小量。

[0154] 在S110中,控制器100判定是否开始同步控制。该控制器100例如在满足了针对同步控制的开始条件时判定开始同步控制。该开始条件可例如包括从判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换时起已经经过了预定时间的条件,或者在从判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换时到当离合器CS被接合时的时间段内第一MG 20的第一转速与发动机10的第二转速之间的差大于阈值的条件。当判定开始同步控制(在S110中为是)时,该过程进行至S112。否则(在S110中为否),该过程返回到S110。

[0155] 在S112中,控制器100控制第一MG 20使得由第一MG 20产生正转矩。从而,第一MG 20的转速在正旋转方向上增大。控制器100控制第一MG 20使得第一MG 20的输出转矩变为预定正转矩。

[0156] 当第一MG 20的第一转速低于发动机10的第二转速时,控制器100可以通过产生预定正转矩来增大正旋转方向上的转速。当第一转速高于第二转速时,控制器100可以通过产生预定负转矩来增大负旋转方向上的转速。

[0157] 在S114中,控制器100开始供给液压至离合器CS。例如,当从开始同步控制时起已经经过了预定时间时,控制器100开始供给液压至离合器CS。例如,控制器100开始供给液压到可以减小间隙(消除无效行程)这种程度。

[0158] 在S116中,控制器100判定第一MG 20的旋转轴的第一转速和发动机10的输出轴(曲轴)的第二转速是否彼此同步。例如,当第一转速和第二转速之间的差小于阈值时,控制器100判定第一转速和第二转速彼此同步。当判定第一转速和第二转速彼此同步(在S116中为是)时,该过程进行至S118。否则(在S116中为否),该过程返回到S116。

[0159] 在S118中,控制器100通过将供给至离合器CS的液压增大到最大值来将离合器CS置于接合状态。例如,该控制器100从判定第一转速和第二转速彼此同步时起到经过预定时间为止以预定的变化速率增大供给至离合器CS的液压,并且在已经经过了预定时间时逐阶地增大供给至离合器CS的液压。

[0160] 将参照图12和图13描述基于上述结构和流程图的本实施例中的控制器100的操作。

[0161] 图12示出了在从串并联模式向串联模式切换之前和之后列线图的变化。图13示出了在从串并联模式向串联模式切换时发动机10的转速、发动机转矩、第一MG 20的转矩、第一MG 20的转速、变速单元40的输出轴的转速、第二MG 30的转矩、第二MG 30的转速、离合器

C1的液压、离合器CS的液压和车辆纵向G的瞬时变化。

[0162] 例如,假定离合器C1处于接合状态并且制动器B1和离合器CS两者都处于释放状态。假定发动机10正在运行中,使用第一MG 20的发电操作正被实施,并且发动机10的部分转矩作为直接转矩经由差动单元50传递至驱动轮90。

[0163] 如由图12的列线图中共用线(实线)所表示的,因为离合器C1处于接合状态,所以变速单元40中的太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1彼此一体地旋转。因为齿圈R1和行星架CA2彼此联接使得旋转中心彼此一致,所以太阳轮S1、行星架CA1、齿圈R1和行星架CA2与发动机10以相同的转速来旋转。发动机10的发动机转矩 $T_e$ 通过差动单元50分配到第一MG 20侧和第二MG 30侧。发动机转矩 $T_e$ 的分配到第二MG 30侧的部分转矩作为直接转矩从发动机10被传递至驱动轮90。发动机转矩 $T_e$ 的分配到第一MG 20侧的部分转矩被用于发电操作。在负旋转方向上的转矩 $T_g$ 在发电操作期间从第一MG 20被输出。在这种状态下,当在正旋转方向上的发动机转矩作用在第一MG 20的旋转轴上并且第一MG 20在正旋转方向上旋转时,进行发电。

[0164] 如图13所示,在时间T(0)时,由于车辆1的状态从串并联模式区域向串联模式区域切换的事实而判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换(在S100中为是)。在从判定该切换时起已经经过预定时间的时间T(1),发动机10被控制使得发动机转矩逐阶地减小(S102)。液压回路500(具体地,线性电磁阀SL1)被控制使得供给至离合器C1的液压减小(S104)。另外,第一MG 20被控制使得在负旋转方向上的第一MG 20的转矩(反作用转矩)逐阶地减小(接近零)(S106)。

[0165] 当发动机转矩在时间T(2)进一步逐阶地减小时,第一MG 20的转速与发动机10的转矩一起减小。因此,在变速单元40中,发动机10的转速和第一MG 20的转速中的每个均减小至由图12的列线图中共用线(交替的长短划线)所示的位置。这时,第一MG 20的转速小于发动机10的转速。因为变速单元40随着供给至离合器C1的液压减小而变得接近空档状态,所以从发动机10经由变速单元40传递至驱动轮90的直接转矩减小。

[0166] 在这种情况下,因为第二MG 30的转矩增大到直接转矩的减小量的上限(S108),所以抑制了在驱动模式从串并联状态向串联模式切换期间车辆1的驱动力的减小。

[0167] 因为由于第一转速和第二转速中的每个的降低而导致的惯性的消散,车辆纵向G在驱动轮90中改变而朝向车辆1的前方增大。

[0168] 在时间T(3),当由于从判定驱动模式从串并联模式向串联模式切换时起已经经过预定时间的事实而满足了针对同步控制的开始条件时(S110中为是),第一MG 20的正转矩增大(S112)。从而,第一MG 20的转速增大,因此第一MG 20的转速变得接近在第一MG 20的转速与发动机10的转速同步情况下的同步转速。于是,第一MG 20的转速增大到由图12的列线图中共用线(虚线)所表示的点。

[0169] 因为第一MG 20的正转矩的增大,所以第一转速增大。因此,由于惯性的牵引,车辆纵向G在驱动轮90中改变而朝向车辆1的后方增大。

[0170] 在从开始同步控制起已经经过预定时间的时间T(4),开始对离合器CS的接合控制(S114)。在时间T(5),当第一转速和第二转速彼此同步时(在S116中为是),供给到离合器CS的液压增大(S118),并且离合器CS到时间T(6)时置于接合状态。因为在时间T(5)时开始离合器CS的接合,第一MG 20被控制成使得产生与发电量对应的负转矩。这时,因为离合器C1

和制动器B1两者都处于释放状态,所以发动机10与驱动轮90分离。另一方面,因为离合器CS处于接合状态,所以发动机10的动力经由离合器CS仅能够传递至第一MG 20。因此,由于在第一MG 20中产生了发电转矩(反作用转矩),因此实施使用发动机10作为动力源的发电操作。在时间T(6),当发动机转矩增大到与串联模式对应的大小时,第一MG 20的反作用转矩也增大到与串联模式对应的大小。

[0171] 如上所述,利用根据本实施例的混合动力车辆,可以通过增加第二MG 30的输出转矩来补偿从发动机经由变速单元40至驱动轮90的直接转矩的减少量,该直接转矩随着变速单元40愈加接近空档状态而减小。因此,可以提供如下的混合动力车辆:在驱动模式从串并联模式向串联模式切换时,该混合动力车辆抑制驱动力的减小。

[0172] 另外,在从串并联模式向串联模式切换时,控制器100控制变速单元40使得变速单元40置于空档状态,并且控制发动机10使得发动机10的输出转矩减小。

[0173] 利用这种配置,可以抑制发动机10的转速的不必要增大。

[0174] 此后,将描述有关使用第一MG 20的同步控制的替代实施例。在本实施例中,假定在从同步控制开始时起经过预定时间之后开始离合器CS的接合来进行描述。作为替代,例如,离合器CS的接合可以在同步控制开始时开始。

[0175] 例如,作为本实施例的替代实施例,如图14所示,在时间T(4)之前的时间T(3),可以开始同步控制,并且可以开始向离合器CS的液压的供给。图14示出了与图13的改变类似的改变,除了车辆纵向G的变化被忽略并且离合器CS的液压的增大的时机不同。因此,将不再重复对其详细描述。

[0176] 利用这种配置,相较于在图13所示的时机开始离合器CS的液压的供给时,可以缩短从串并联模式向串联模式切换所要求的时间。例如,当由驾驶员选择了诸如运动驱动模式的要求高驱动力的模式时,期望实施将开始离合器CS的接合的时机提前的操作。

[0177] 利用这种配置,例如,当由用户实施加速器的下压量的增大或加速器的返回时,可以高效响应于用户的请求来从串并联模式向串联模式切换。

[0178] 在本实施例中,假定当在开始同步控制之后第一转速和第二转速彼此同步时离合器CS接合来进行描述。作为替代,可以在同步控制结束时执行用于减小第一MG 20和第二MG 30中的至少任一个的转矩的控制。

[0179] 当第一MG 20的第一转速在同步控制中增大时,如作为本实施例的替代实施例的图15所示,第一转速可能在第一转速与第二转速同步的点附近冲过第二转速,或者第一转速可能振荡。在这种情况下,当离合器CS接合时,可能发生冲击,该冲击可能传递至驱动轮90,于是,可能在车辆1中发生冲击。

[0180] 例如,如图15所示,当在时间T(7)第一转速超过第二转速或第一转速与第二转速之间的差变得小于阈值(大于用于判定同步的阈值的值)时,控制器100可以在第一转速和第二转速之间的差收敛的时间T(8)之前将第二MG 30的输出转矩减小预定值。代替第二MG 30的输出转矩的减小或除了第二MG 30的输出转矩的减小之外,控制器100可将第一MG 30的转矩相较于时间T(7)之前的转矩减小预定值。该值并不需要是恒定的。例如,当第一转速和第二转速之间的差小于用于判定同步的阈值时以及当每预定时间的差的瞬时变化量(例如,每单位时间的变化量)小于阈值时,控制器100可以判定第一转速和第二转速之间的差已经收敛。

[0181] 利用这种配置,因为由于离合器CS接合而使转矩波动受到抑制,所以可以从串并联模式平顺地切换到串联模式。

[0182] 针对EV模式和HV模式的控制的替代实施例

[0183] 如图5所示的控制模式下所描述的,当在HV模式下借助离合器CS将发动机10和第一MG 20彼此直接联接并且通过将离合器C1和制动器B1两者都置于释放状态而将变速单元40控制到空档状态时,该车辆能够在串联模式下运行。

[0184] 此后,将描述以下事实:可以通过使用离合器CS而引起车辆在又一运行模式下运行。

[0185] 图16示出了本实施例的又一替代实施例并且是示出在每种驱动模式下变速单元40的离合器C1和制动器B1的受控状态的图表。

[0186] 在图16中,E4行和E5行被加到图5中的EV模式,并且H6行至H9行被加到图5中的HV模式。图16中的标记与图5中的标记表示相似的含义。

[0187] 最初,将描述被加到EV模式的E4行和E5行。这些另外的模式以及E3行是双电动机模式,并且与E3行的不同在于:即便在发动机转速 $N_e$ 不为零时,这些另外的模式仍然是可运行的(图16中的 $N_e$ 自由)。

[0188] 图17是用于图示图16中的E4行和E5行的操作的列线图。将参照图17描述双电动机EV模式下的受控状态。图17图示了车辆正以低档位Lo前进行驶的情况(参见图17所示的共用实线)和车辆正以高档位Hi行驶的情况(参见图17所示的共用虚线)。为了方便描述,假定无论车辆正以低档位Lo前进行驶时还是车辆正以高档位Hi前进行驶时的齿圈R1的转速是相同的。

[0189] 当在双电动机EV模式下建立了低档位Lo时(图16中的E5行),控制器100接合离合器C1和离合器CS,并释放制动器B1。因此,变速单元40的旋转元件(太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1)彼此一体地旋转。当离合器CS接合时,变速单元40的行星架CA1和差动单元50的太阳轮S2彼此一体地旋转。从而,变速单元40和差动单元50的所有旋转元件以相同的转速一体地旋转。因此,当通过第一MG 20与第二MG 30一同在正旋转方向上产生第一MG转矩 $T_{m1}$ 时,可以通过使用这两个电动机来引起混合动力车辆1行驶。因为发动机10不是自主地在EV模式下被驱动,所以发动机10处于通过第一MG 20和第二MG 30两者的转矩驱动发动机10的从动状态。因此,期望可以操作每个阀的开启/关闭时机,使得发动机的旋转期间的阻力减小。

[0190] 传递至齿圈R2的第一MG传递转矩 $T_{m1c}$ 从副驱动齿轮51被传递至副轴70,并且充当混合动力车辆1的驱动力。同时,第二MG转矩 $T_{m2}$ 从减速齿轮32被传递至副轴70,并且充当混合动力车辆1的驱动力。也就是说,当在双电动机EV模式下建立了低档位Lo时,混合动力车辆1通过使用第二MG转矩 $T_{m2}$ 和传递至齿圈R2的第一MG转矩 $T_{m1}$ 来行驶。

[0191] 另一方面,当在双电动机EV模式下建立了高档位Hi时(图16中的E4行),控制器100接合制动器B1和离合器CS,并释放离合器C1。因为制动器B1被接合,所以太阳轮S1的旋转受到限制。

[0192] 因为离合器CS被接合,所以变速单元40的行星架CA1和差动单元50的太阳轮S2彼此一体地旋转。因此,太阳轮S2的转速等于发动机10的转速。

[0193] 图18是用于图示图16中的H6行至H9行的操作的列线图。将参照图18描述在双电动

机HV(并联模式:有级)模式下的受控状态。图18图示了车辆正以低档位Lo前进行驶的情况(参见图18所示的共用实线)和车辆正以高档位Hi行驶的情况(参见图18所示的共用虚线)。

[0194] 如通过图17与图18之间的比较显而易见,在双电动机HV(并联模式:有级)模式下,发动机10被自主地驱动,因此如图18所示发动机转矩 $T_e$ 被施加至行星架CA1。因此,发动机转矩 $T_e$ 也被加到齿圈R2。图18所示的列线图的其余点与图17中的那些相同,因此将不再重复进行描述。

[0195] 在双电动机HV(并联模式:有级)模式下,发动机转矩 $T_e$ 、第一MG转矩 $T_{m1}$ 和第二MG转矩 $T_{m2}$ 都被允许用于驱动轮的前进旋转转矩,因此当驱动轮需要大的转矩时特别有效。

[0196] 在单电动机HV(并联模式:有级)模式下的受控状态对应于图18中 $T_{m1}=0$ 的情况。

[0197] 接下来,将描述齿轮机构的替代实施例。图19示出了图1中的混合动力车辆的齿轮机构的第一替代实施例。如图19所示,在根据本替代实施例的混合动力车辆1A中,变速单元40包括双小齿轮型行星齿轮机构、离合器C1和制动器B1。该双小齿轮型行星齿轮机构包括太阳轮S1、小齿轮P1A、小齿轮P1B、齿圈R1和行星架CA1。

[0198] 利用这种构造,可以在安装性等同于包括单小齿轮型行星齿轮机构的变速单元40的情况下设定较大的齿数比幅宽。

[0199] 图20是示出图1中的混合动力车辆的齿轮机构的第二替代实施例的视图。如图20所示,在根据本替代实施例的混合动力车辆1B中,该混合动力车辆是通过使用发动机10、第一MG 20和第二MG 30中的至少任一个的动力来行驶的发动机前置后轮驱动(FR)混合动力车辆。

[0200] 第一MG 20和第二MG 30沿着第一轴线12与发动机10的曲轴同轴设置。变速单元40B、差动单元50B、离合器CS和减速单元55进一步沿着第一轴线12设置。变速单元40B、离合器CS、第一MG 20、差动单元50B、第二MG 30和减速单元55以所述次序从靠近发动机10那侧起布置。

[0201] 第一MG 20设置成使得来自发动机10的动力能够输入至第一MG 20。更具体地,输入轴21连接至发动机10的曲轴。变速单元40B的行星架CA1连接至输入轴21,并且随输入轴21一体地旋转。变速单元40B的行星架CA1经由离合器CS连接至第一MG 20的旋转轴22。

[0202] 离合器CS设置在从发动机10至第一MG 20的动力传递路径中。离合器CS是能够将第一MG 20的旋转轴22联接至变速单元40B的随输入轴21一体地旋转的行星架CA1的液压摩擦接合元件。当离合器CS置于接合状态时,行星架CA1和旋转轴22彼此联接,因此允许了从发动机10向第一MG 20的动力传递。当离合器CS置于释放状态时,释放了行星架CA1与旋转轴22的联接,因此中断了从发动机10向第一MG 20的动力传递。

[0203] 输出轴70A沿着第一轴线12延伸。输出轴70A连接至差动单元50B的齿圈R2,并且随齿圈R2一体地旋转。

[0204] 减速单元55包括单小齿轮型行星齿轮机构,其包括太阳轮S3、小齿轮P3、齿圈R3和行星架CA3。第二MG 30的旋转轴31连接至太阳轮S3。第二MG 30的旋转轴31随太阳轮S3一体地旋转。齿圈R3固定至驱动系统的壳体。输出轴70A连接至行星架CA3。输出轴70A随行星架CA3一体地旋转。输出轴70A的旋转经由差动单元(未示出)传递至左驱动轴和右驱动轴(未示出)。

[0205] 在本替代实施例中,通过将输出轴70A与发动机10的曲轴同轴布置,可以将驱动系

统安装在FR混合动力车辆上。

[0206] 上述实施例在所有方面都是说明性的而不是限制性的。本发明的范围由所附权利要求而不是上面的描述限定。本发明的范围旨在涵盖所附权利要求及其等同形式的范围内的所有变型。

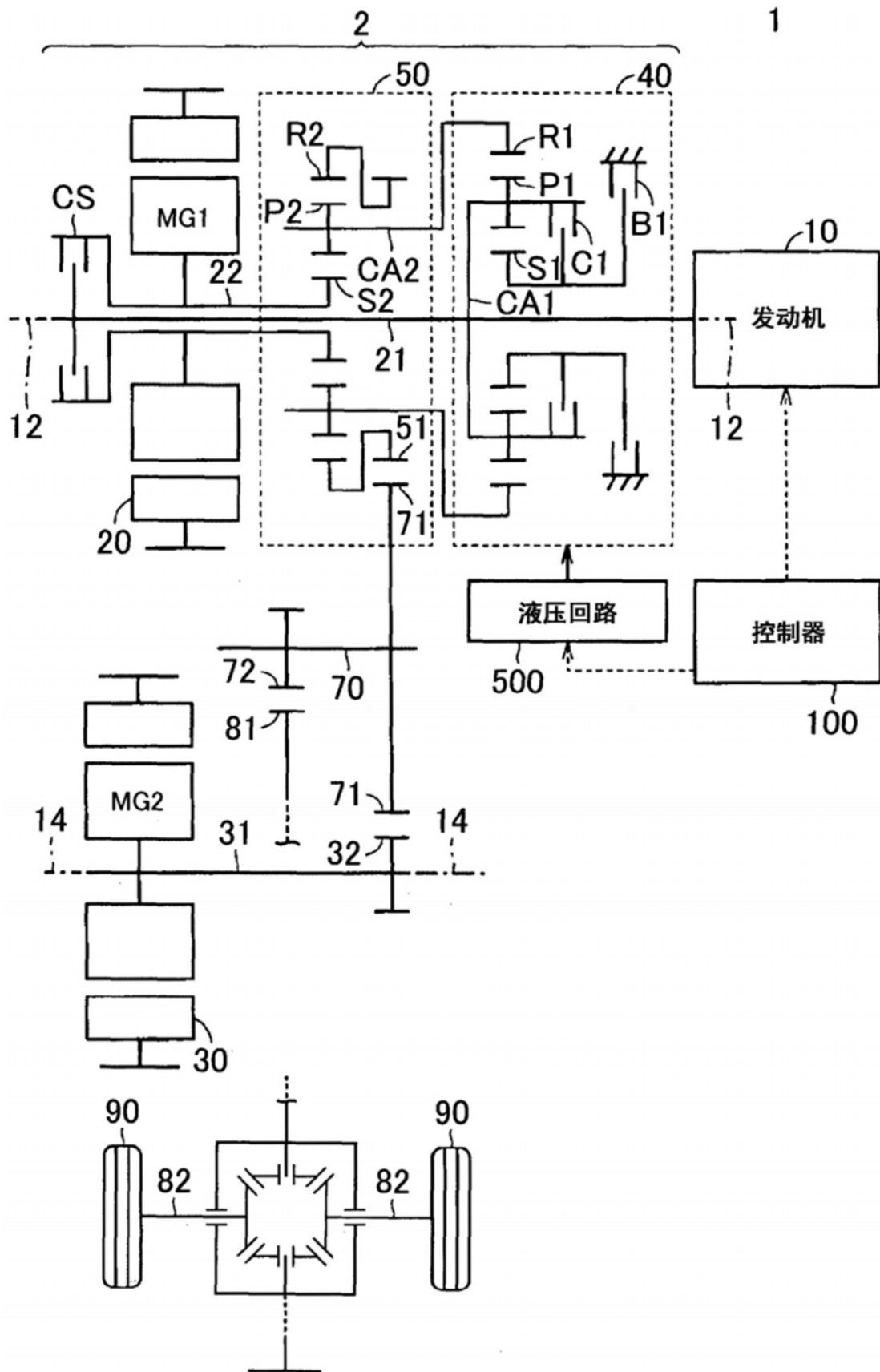


图1

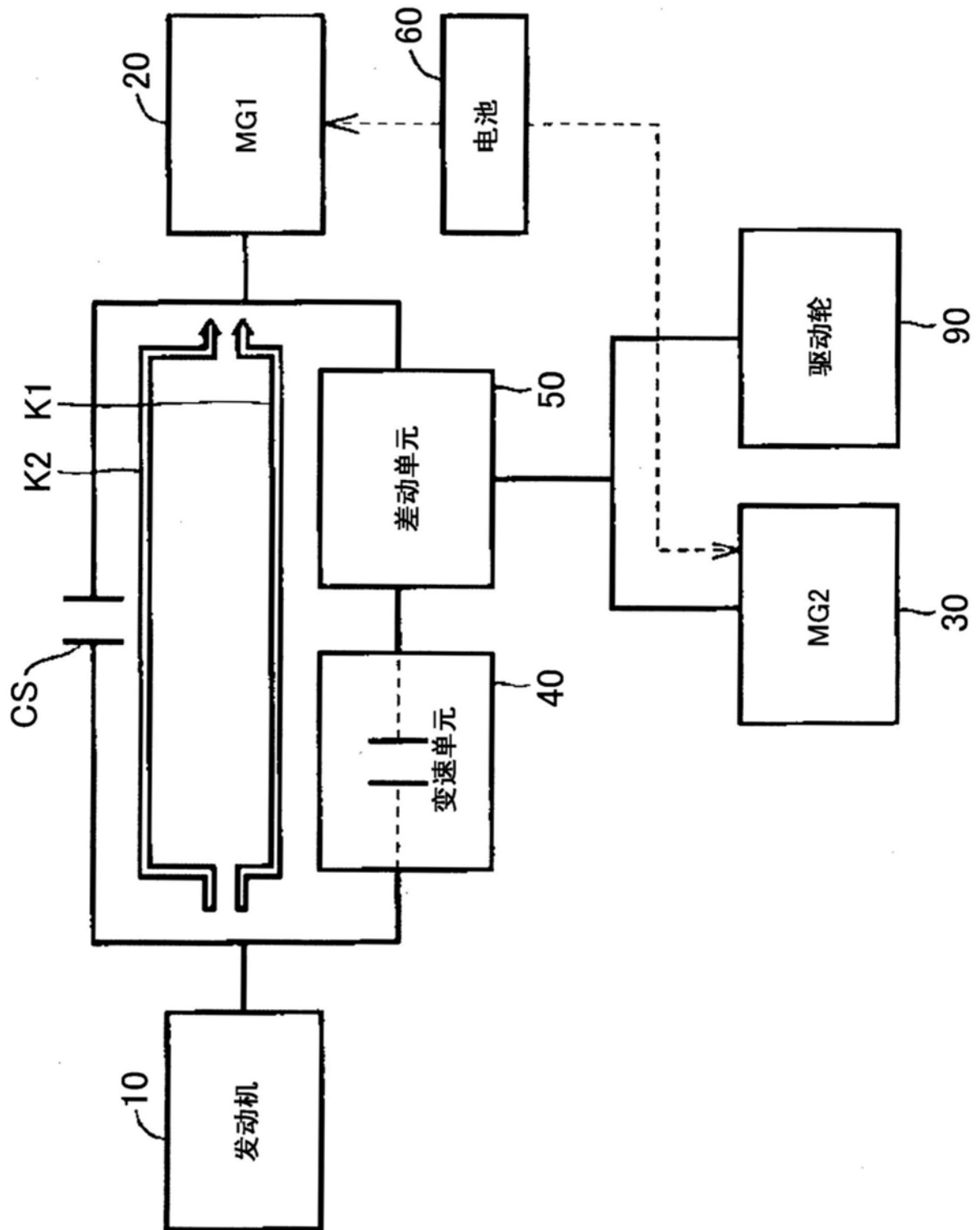


图2

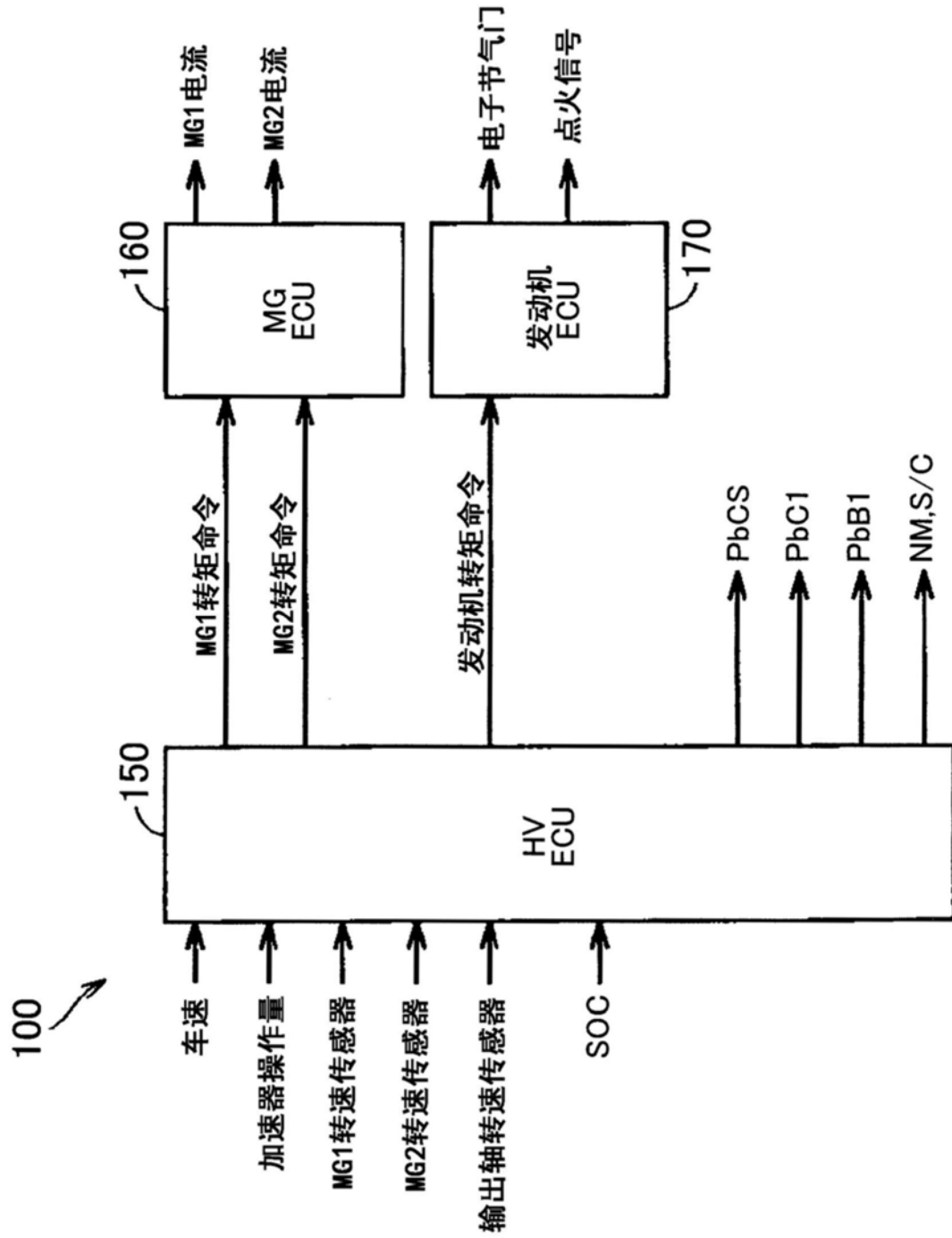


图3

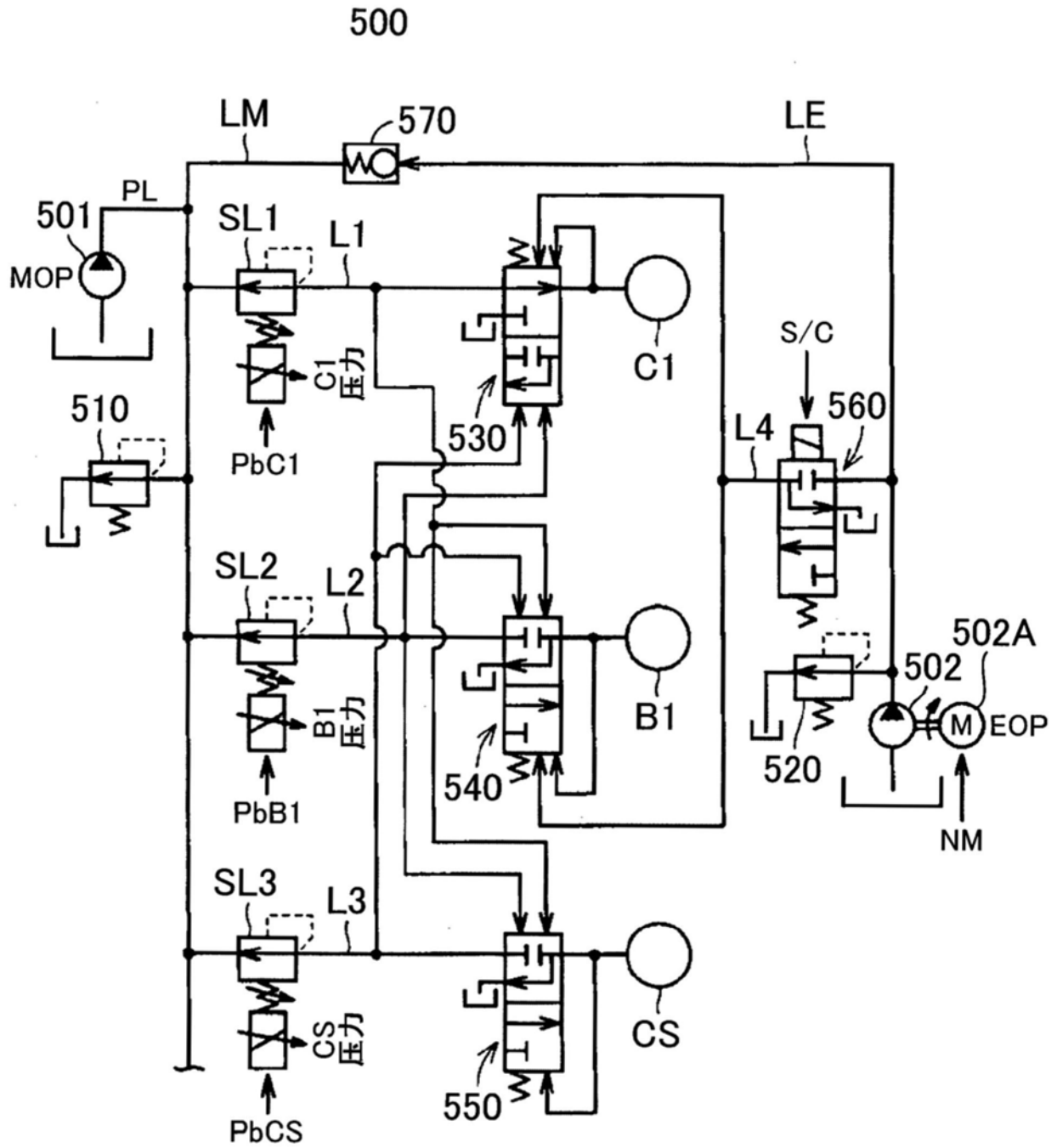


图4

行驶状态						C1	B1	CS	MG1	MG2
E1	EV模式	前进/倒退	单电动机	驱动期间	Ne=0	×	×	×		M
E2				发动机制动期间		△	△	×	M	G
E3			双电动机	○		○	×	M	M	
H1	串并联模式 HV模式	前进	高档位			×	○	×	G	M
H2			低档位			○	×	×	G	M
H3		倒退	低档位			○	×	×	G	M
H4		前进				×	×	○	G	M
H5		倒退				×	×	○	G	M

0:接合    △:在使用发动机制动的同时组合中的任一一个被接合    x:释放  
G:主要作为发电机    M:主要作为电动机;然而,在再生期间作为发电机

图5

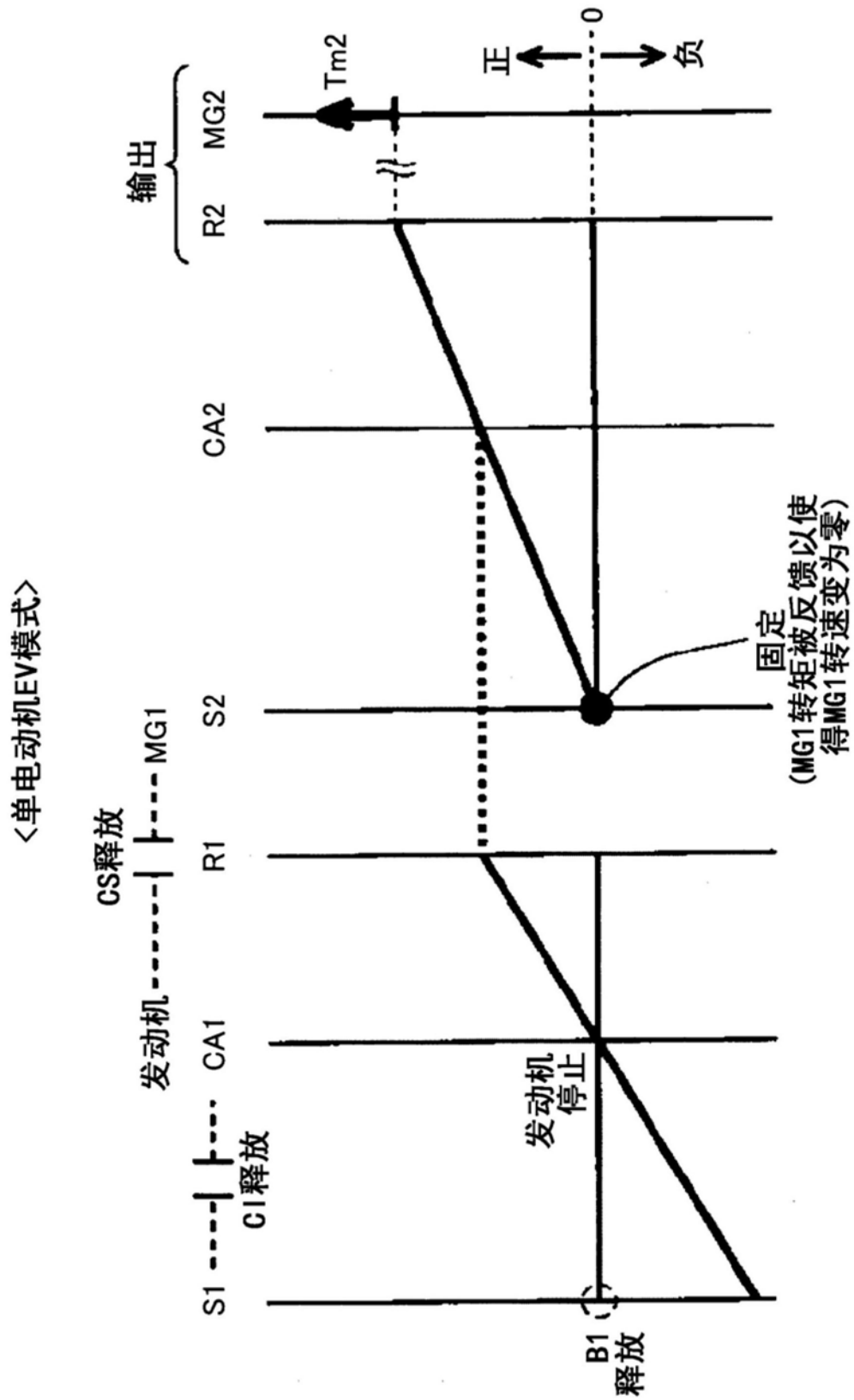


图6

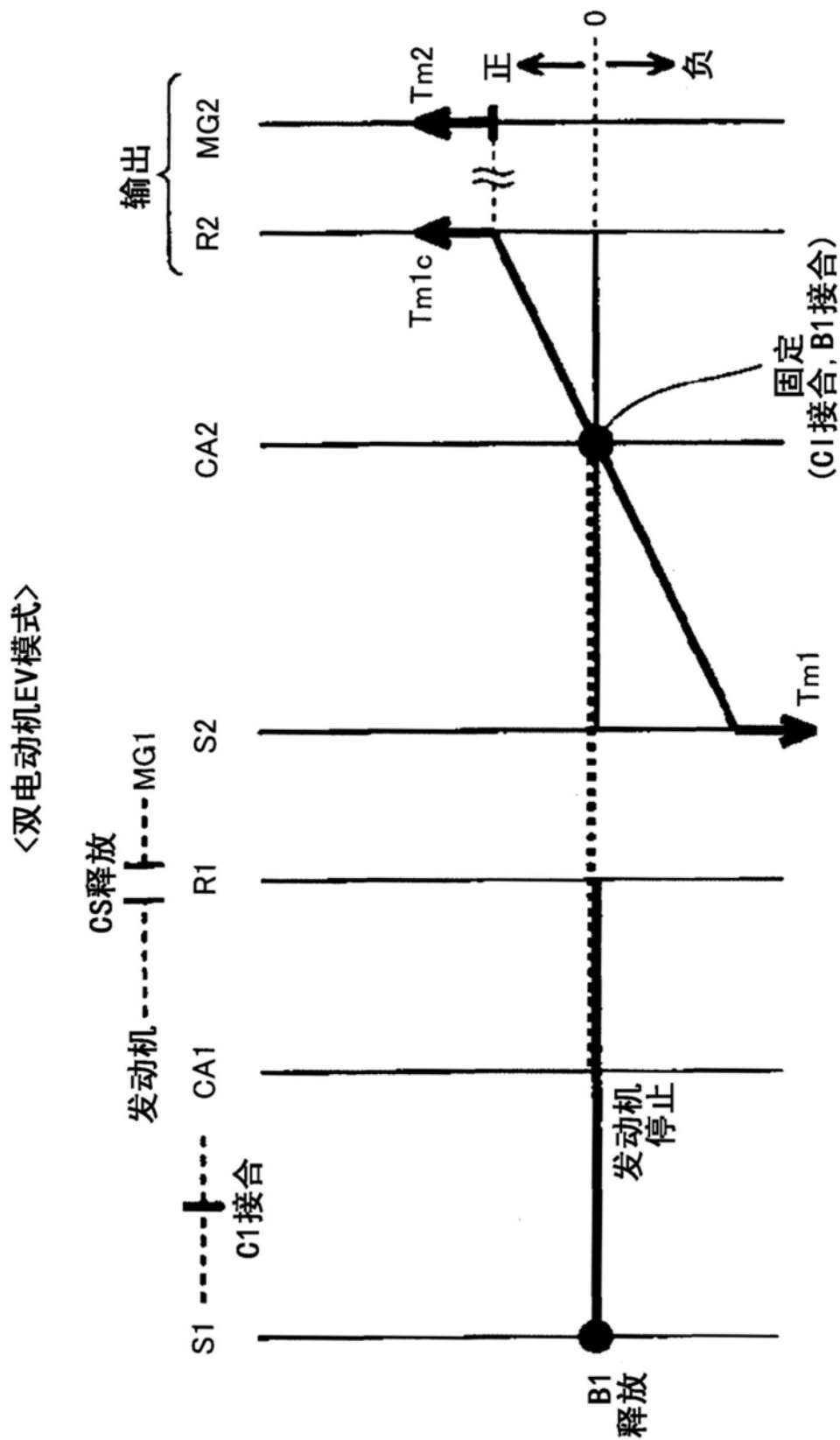


图7

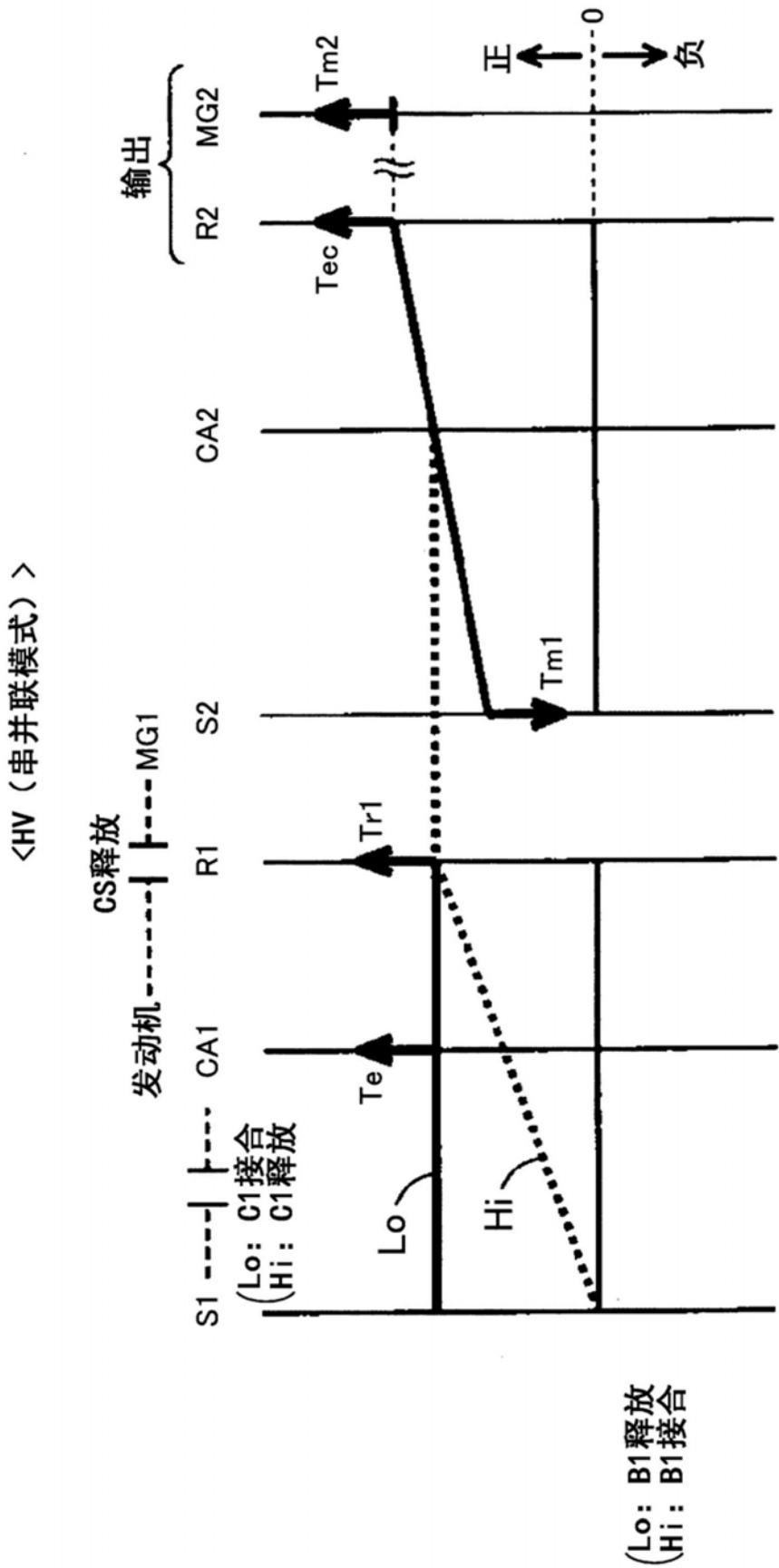


图8

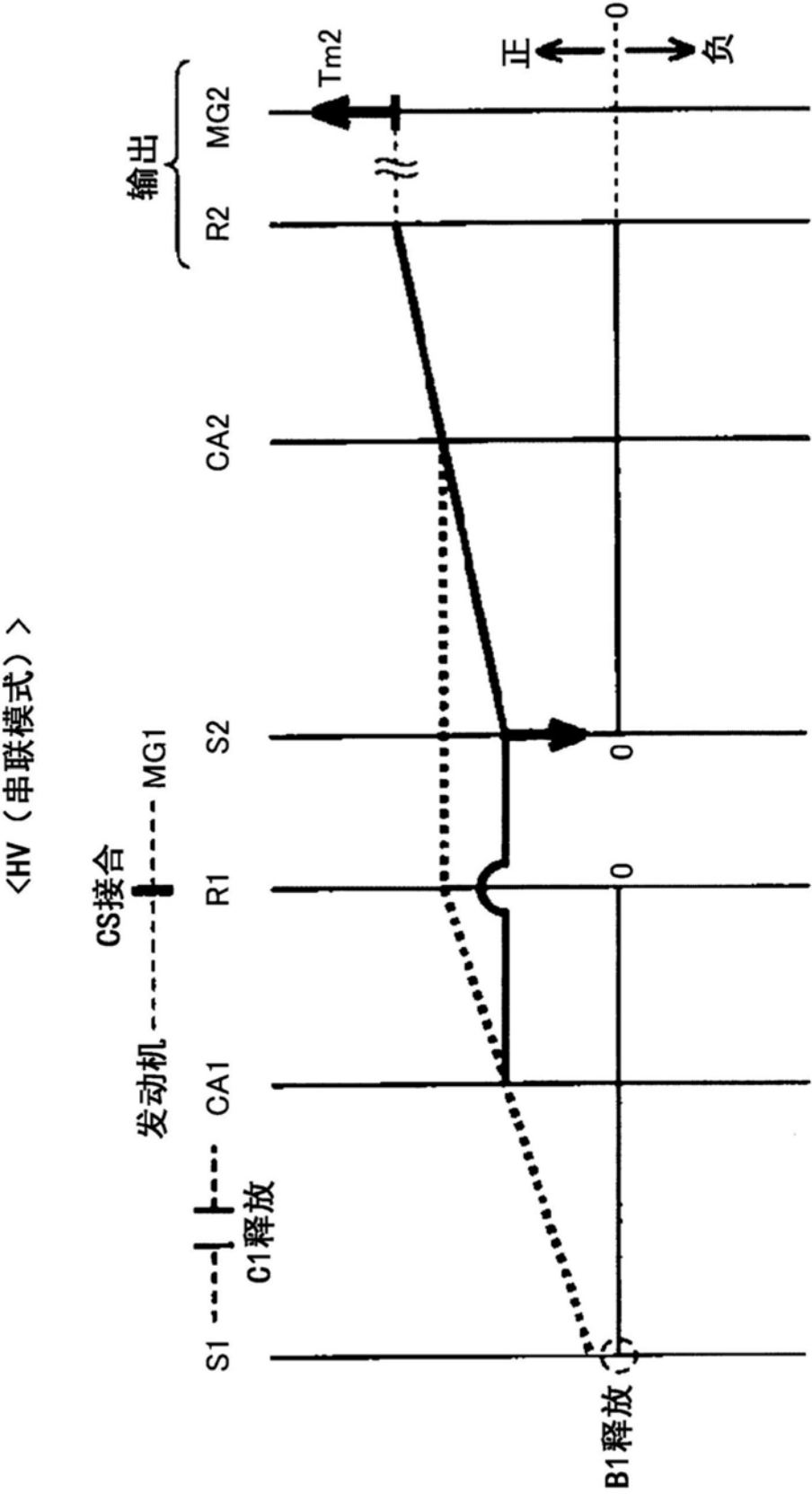


图9

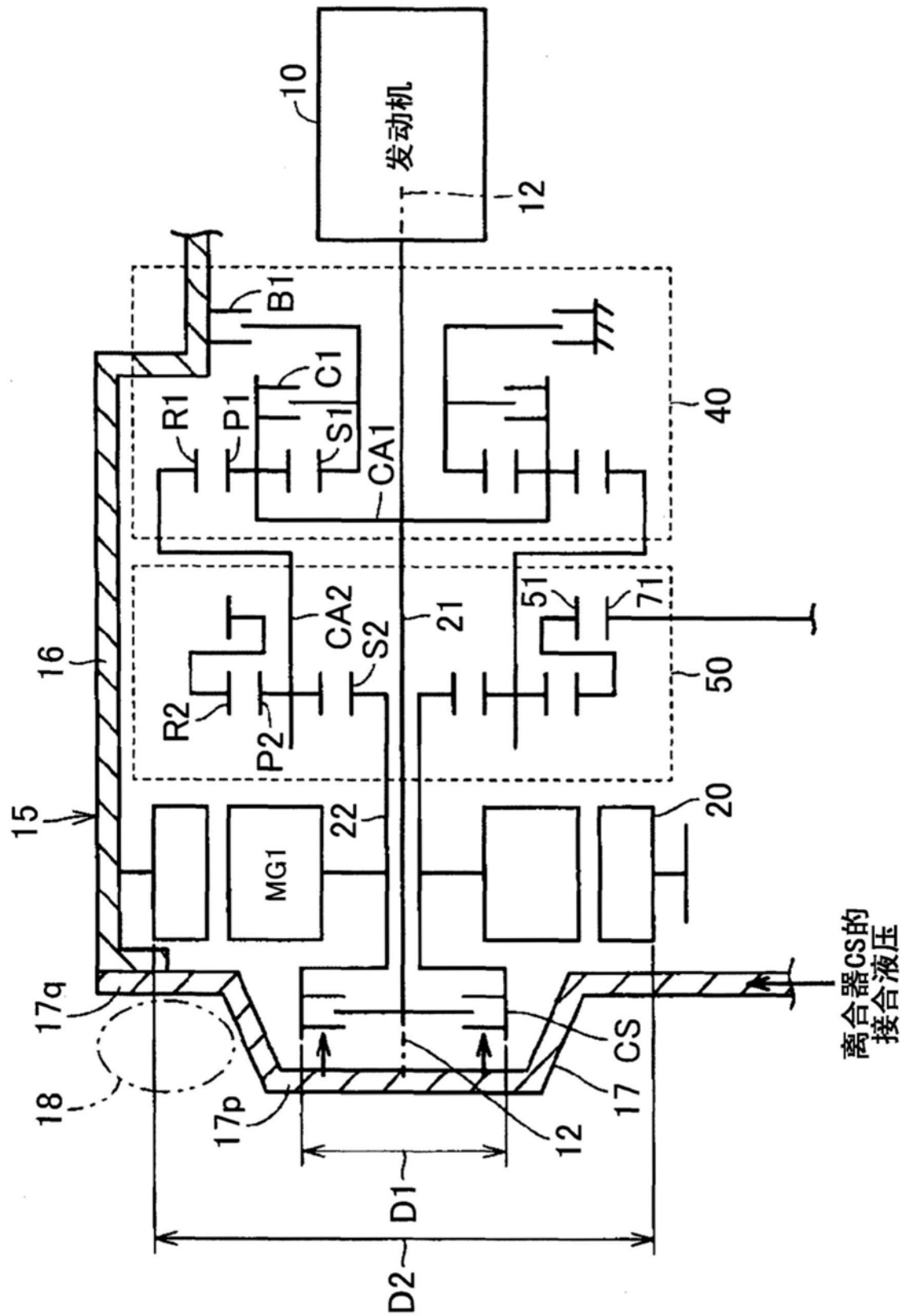


图10

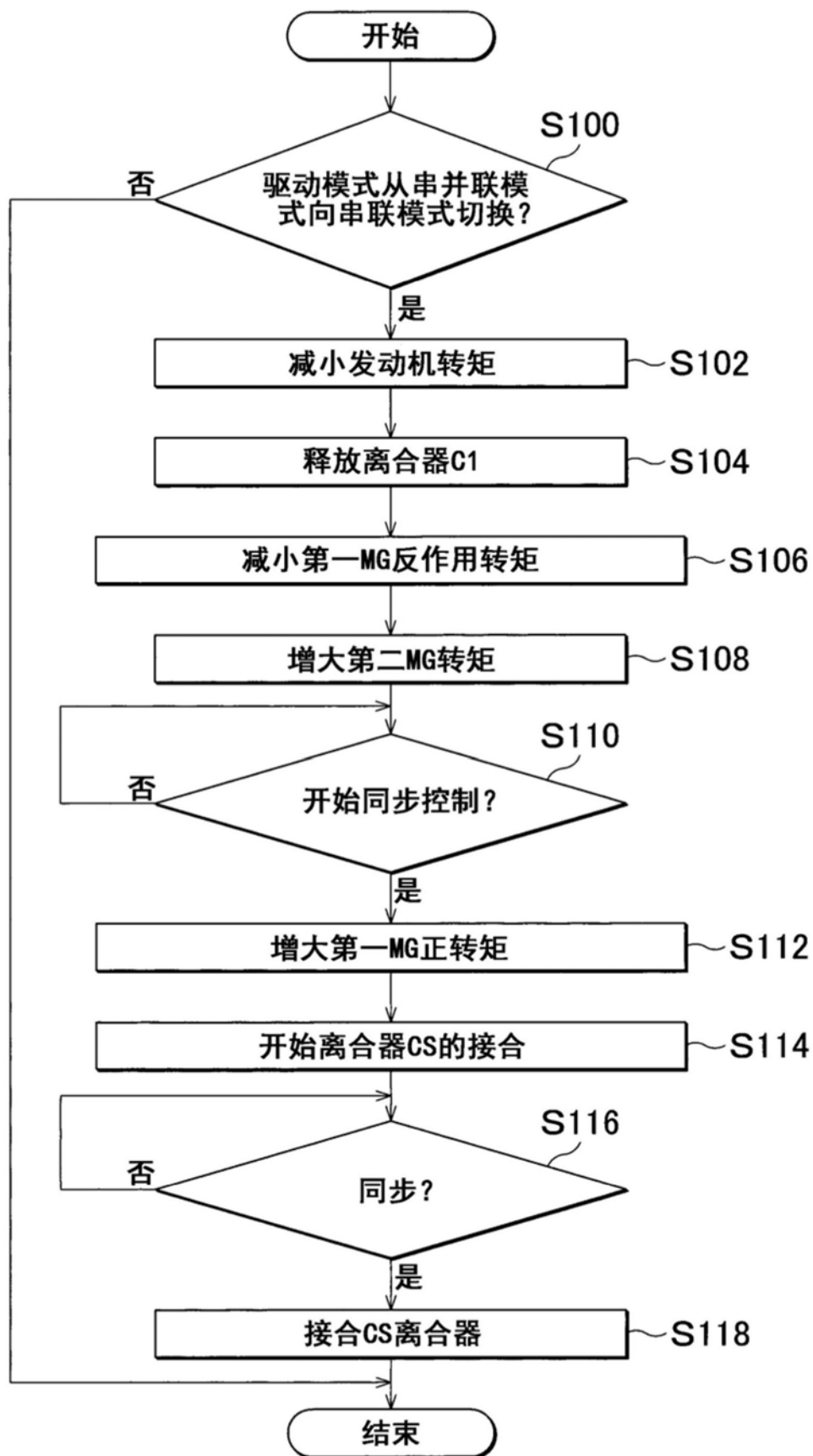


图11

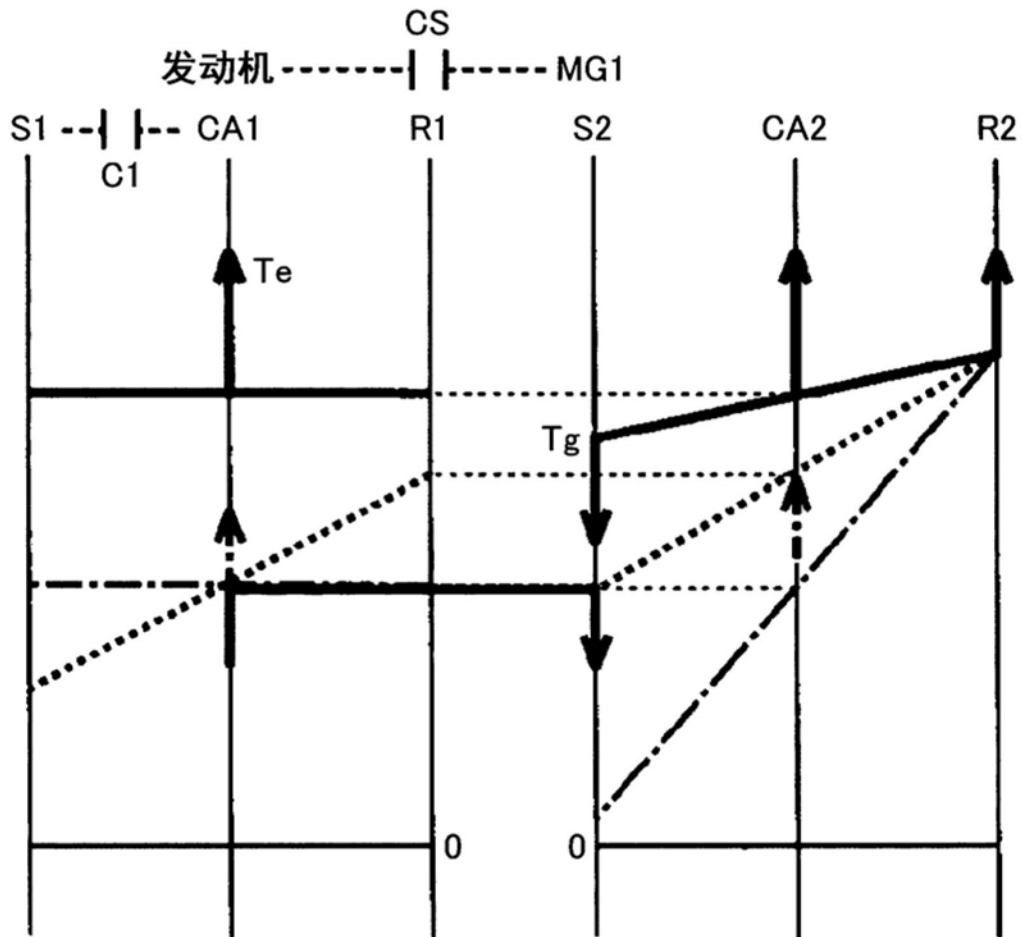


图12

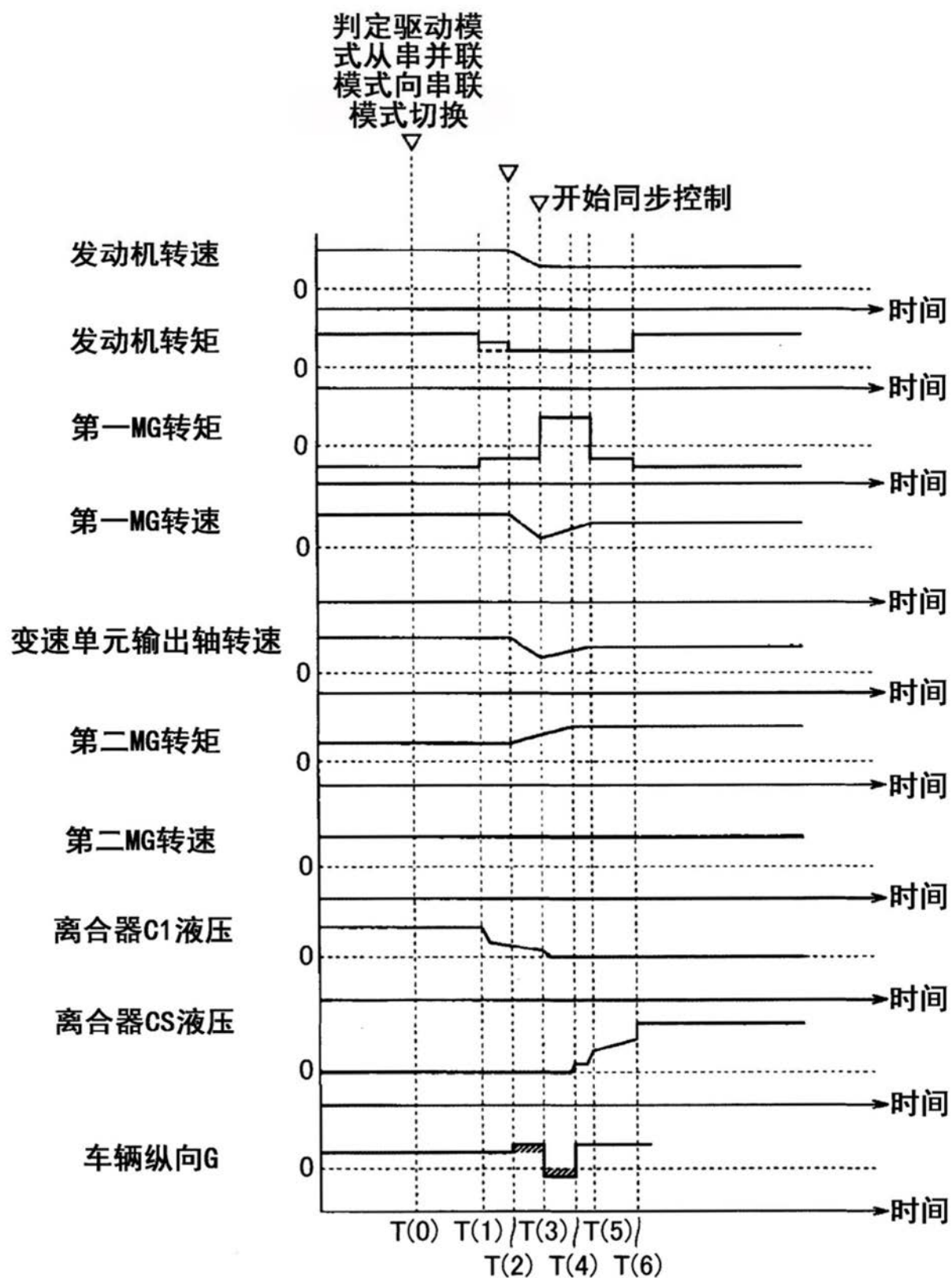


图13

### ＜替代实施例＞

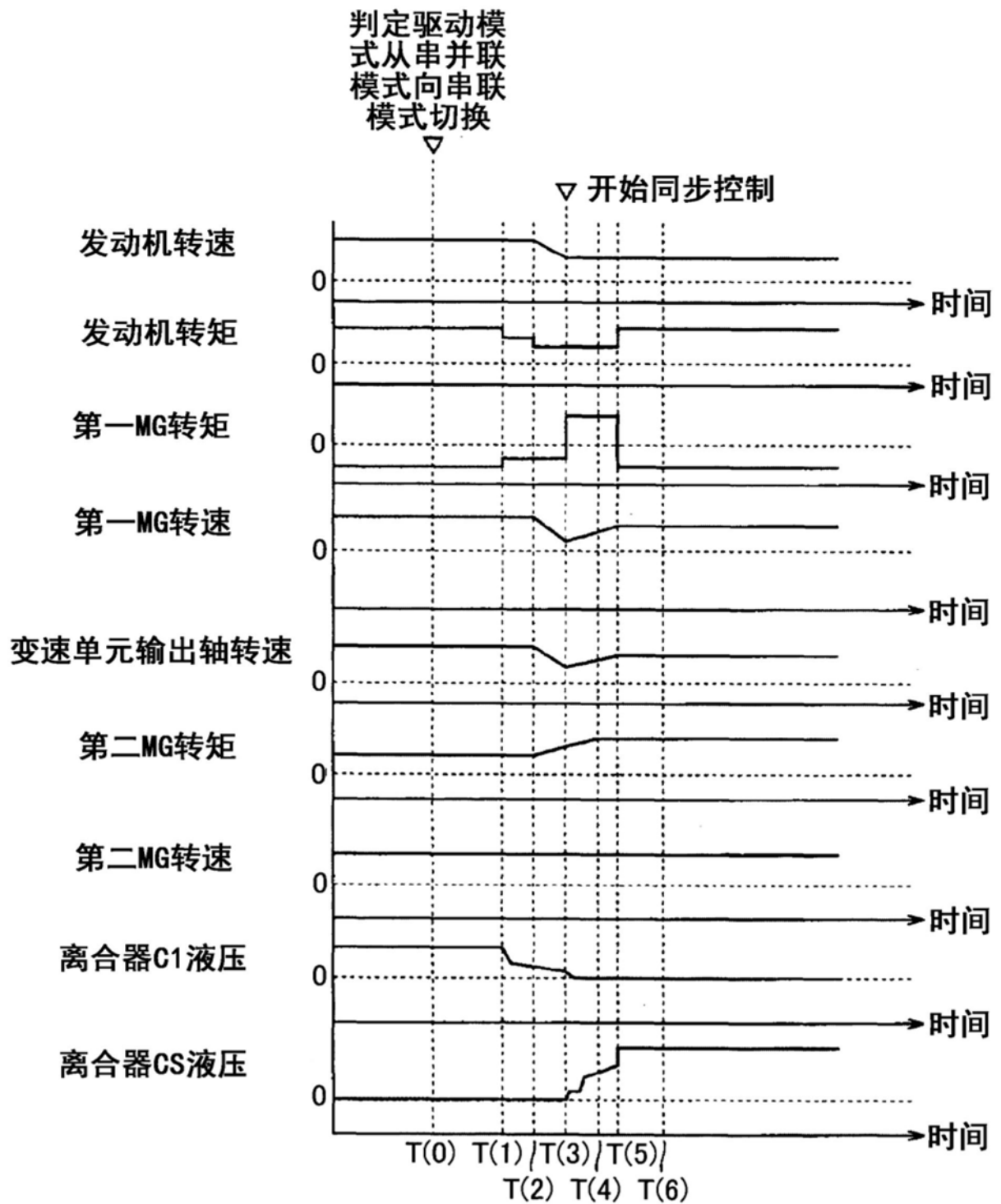


图14

## &lt;替代实施例&gt;

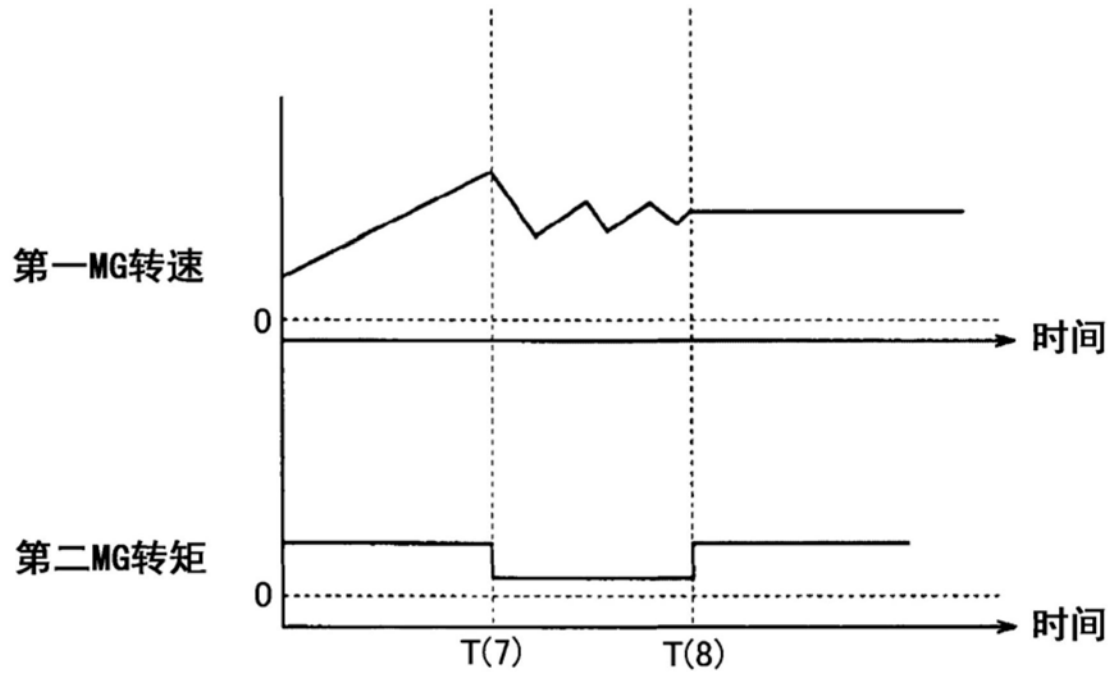


图15

## <替代实施例>

## X:释放

个被接合

0: 接合    △: 在使用发动机制动的同时组合中的任意一个  
G: 主要作为发电机  
M: 主要作为电动机; 然而, 在再生期间作为发电机

图16

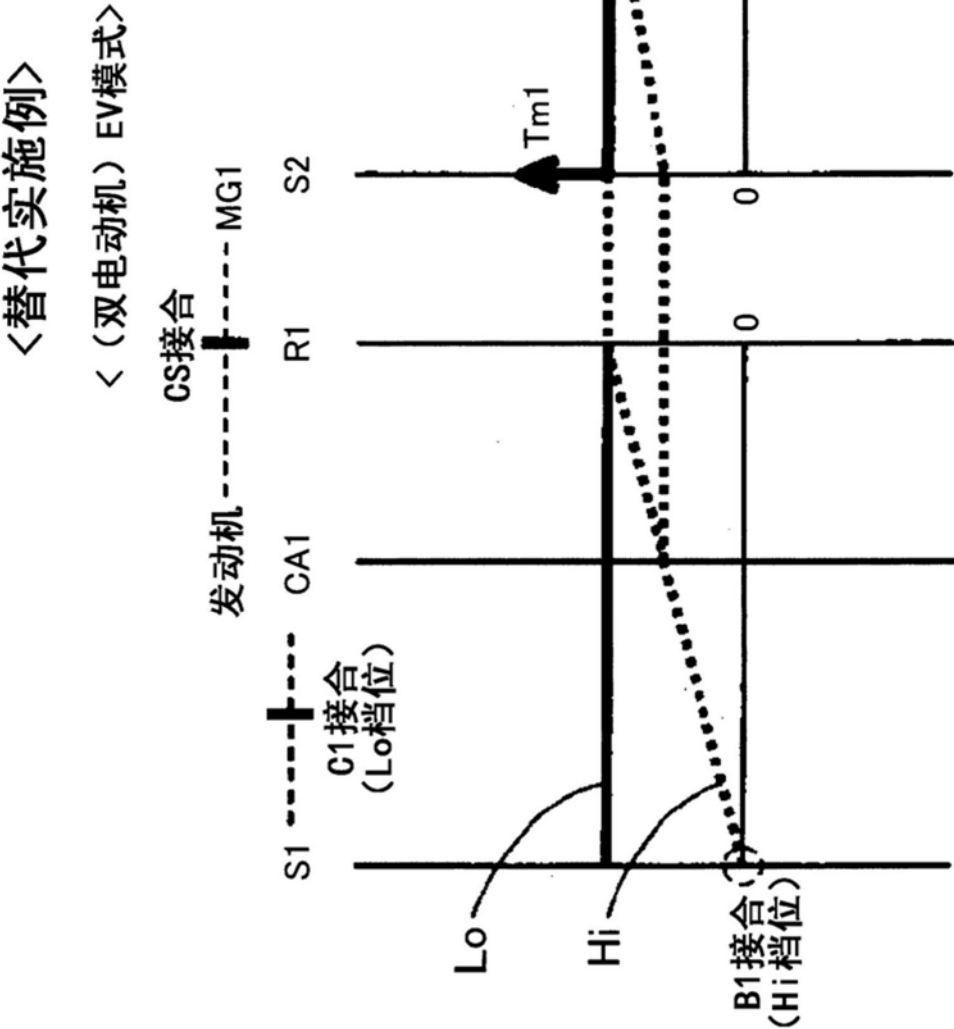


图17

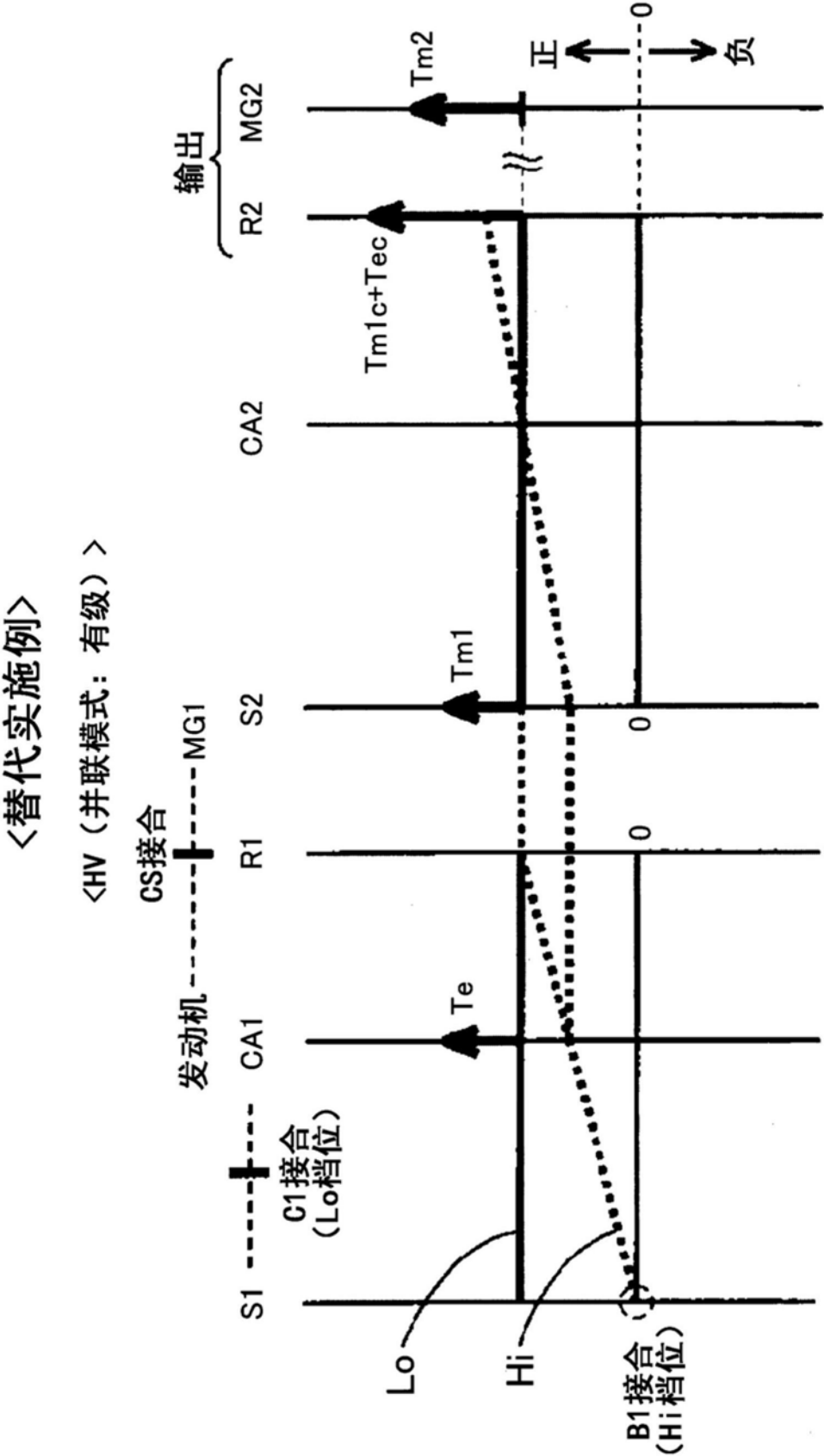


图18

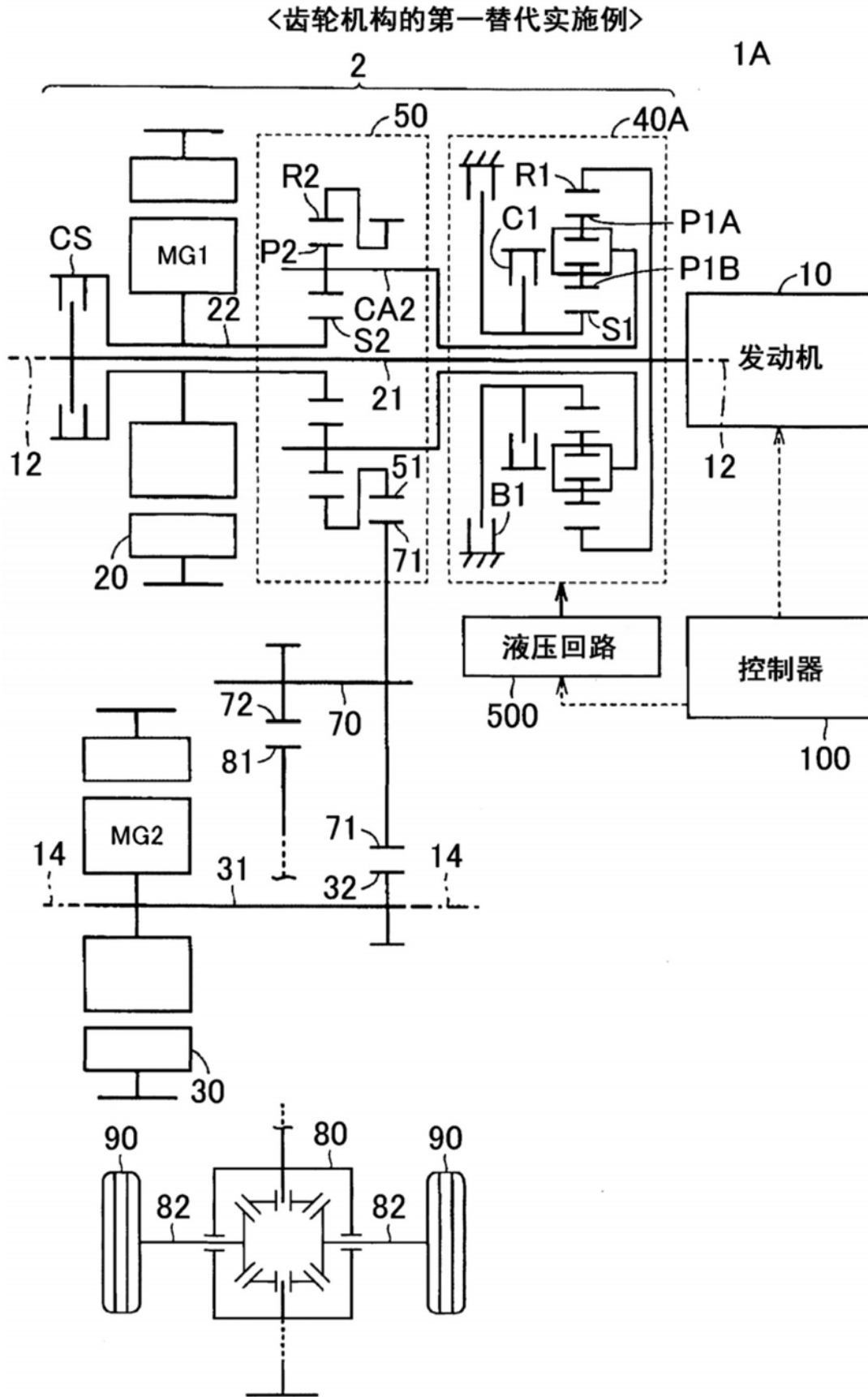


图19

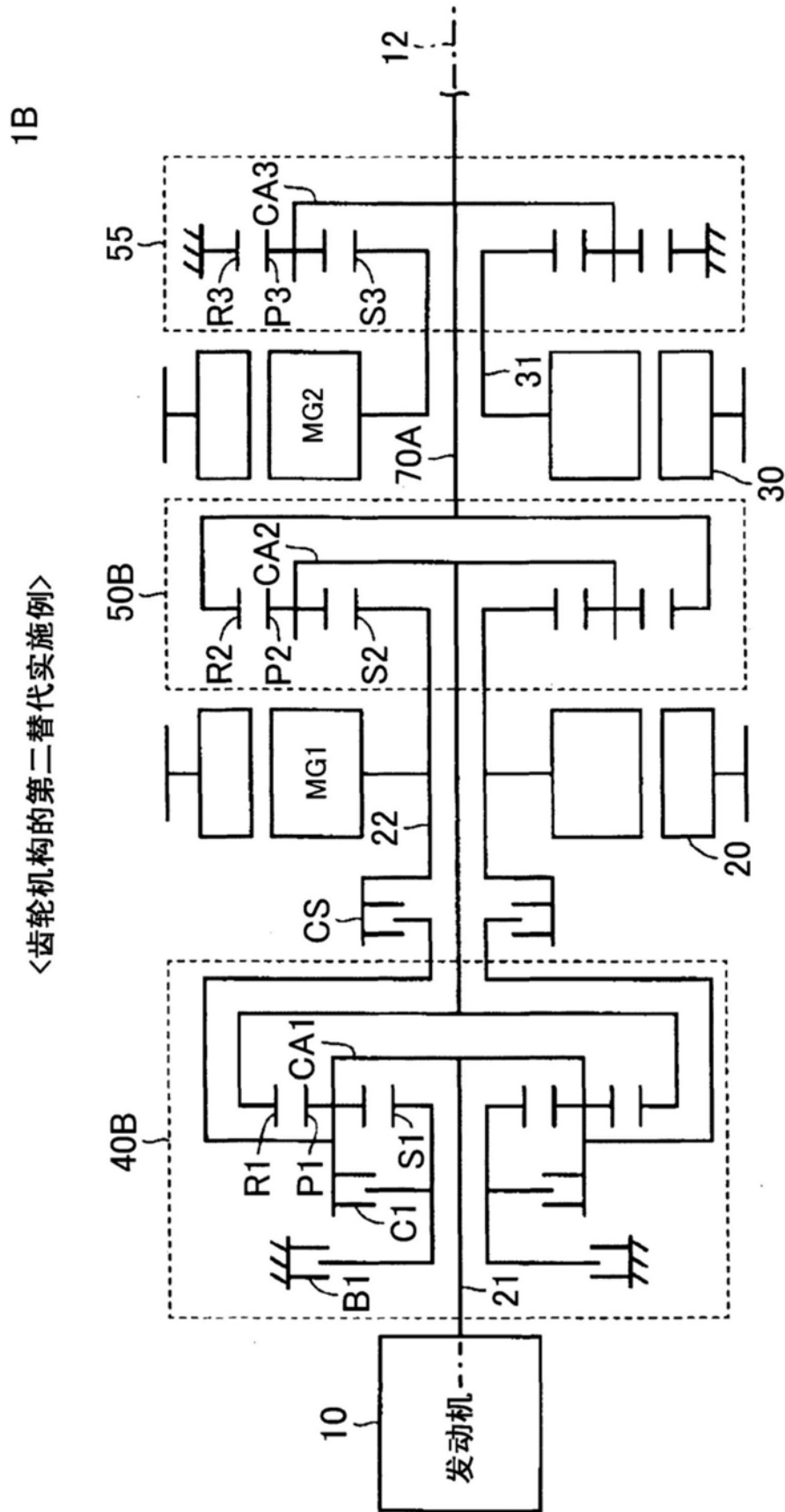


图20