



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200710197106.5

[45] 授权公告日 2010年3月10日

[11] 授权公告号 CN 100593658C

[22] 申请日 2007.12.4

US2006/0211536A1 2006.9.21

[21] 申请号 200710197106.5

US5033328A 1991.7.23

[30] 优先权

审查员 池建军

[32] 2006.12.4 [33] JP [31] 327008/2006

[74] 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

代理人 马江立 柴智敏

地址 日本爱知县

[72] 发明人 松原亨 田端淳 贝吹雅一

加藤英则

[56] 参考文献

JP2006-220225A 2006.8.24

CN1221081A 1999.6.30

CN1497251A 2004.5.19

CN1777769A 2006.5.24

CN1488528A 2004.4.14

JP2005-344882A 2005.12.15

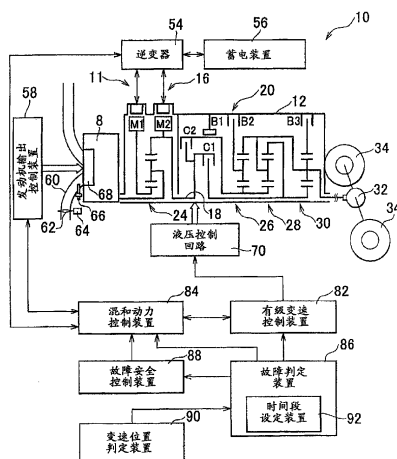
权利要求书4页 说明书34页 附图11页

## [54] 发明名称

用于车辆用驱动装置的控制装置和控制方法

## [57] 摘要

本发明涉及用于车辆用驱动装置的控制装置和控制方法。当第二电动机理论转速( $N_{M2T}$ )和第二电动机转速( $N_{M2}$ )之间的差值( $\Delta N_{M2}$ )保持等于或高于异常状态判定值达故障安全开始判定时间段( $T_F$ )时,故障判定装置(86)判定为自动变速部分(20)中发生故障。第二电动机理论转速( $N_{M2T}$ )是基于由输出用于变速的指令表示的档位变速比( $\gamma$ )和输出轴转速( $N_{OUT}$ )而算出的。当第二电动机转速( $N_{M2}$ )低时,故障安全开始判定时间段( $T_F$ )被设定为较长的时间段。这样,能够判定为故障在适当定时发生。当第二电动机转速( $N_{M2}$ )位于低转速区域中时,能够降低错误地判定为故障发生的可能性。当第二电动机转速( $N_{M2}$ )处于高转速区域中时,可以快速地判定为故障发生。



1. 一种用于车辆用驱动装置(10)的控制装置,所述车辆用驱动装置包括驱动力源(8, M2)和从所述驱动力源(8, M2)向驱动轮(34)传递动力的动力传递装置(11, 20),其中所述控制装置包括用于通过在与预定旋转部件的转速有关的实际值和理论值之间进行比较而判定在所述动力传递装置(11, 20)中是否发生故障的故障判定装置(86),所述预定旋转部件构成所述车辆用驱动装置(10)的至少一部分,所述控制装置的特征在于:

当比较值保持等于或高于预定值达预定时间段( $T_F$ )时,所述故障判定装置(86)判定为在所述动力传递装置(11, 20)中发生故障;

通过在与所述预定旋转部件的转速有关的所述实际值和所述理论值之间进行比较而获得所述比较值; 以及

所述故障判定装置(86)根据所述动力传递装置(11, 20)的运行状态设定所述预定时间段( $T_F$ )。

2. 根据权利要求1所述的控制装置,其特征在於,

与当所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )高时相比,当所述实际转速( $N_{M2}$ )低时,所述故障判定装置(86)将所述预定时间段( $T_F$ )设定为长的时间段。

3. 根据权利要求1所述的控制装置,其特征在於,

与当所述比较值大时相比,当所述比较值小时,所述故障判定装置(86)将所述预定时间段( $T_F$ )设定为长的时间段。

4. 根据权利要求1至3中任一项所述的控制装置,其特征在於,

所述比较值是所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )和理论转速( $N_{M2T}$ )之间的差值( $\Delta N_{M2}$ )。

5. 根据权利要求4所述的控制装置,其特征在於,

所述理论转速( $N_{M2T}$ )基于与所述动力传递装置(11, 20)的至少一部分(20)的输出转速有关的值和所述动力传递装置(11, 20)的所述至

少一部分(20)的变速比而计算出。

6. 根据权利要求1至3中任一项所述的控制装置,其特征在于,所述比较值是所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )与所述预定旋转部件的理论转速( $N_{M2T}$ )的比率。

7. 根据权利要求6所述的控制装置,其特征在于,所述理论转速( $N_{M2T}$ )基于与所述动力传递装置(11,20)的至少一部分(20)的输出转速有关的值和所述动力传递装置(11,20)的所述至少一部分(20)的变速比而计算出。

8. 根据权利要求1至3中任一项所述的控制装置,其特征在于,所述比较值是所述动力传递装置(11,20)的至少一部分(20)的实际变速比( $\gamma$ )和理论变速比( $\gamma_T$ )之间的差值( $\Delta\gamma$ )。

9. 根据权利要求1至3中任一项所述的控制装置,其特征在于还包括:

故障安全控制装置(88),所述故障安全控制装置用于在所述故障判定装置(86)判定为在所述动力传递装置(11,20)中发生故障时执行故障安全控制,以防止所述预定旋转部件超速。

10. 根据权利要求9所述的控制装置,其特征在于,所述故障安全控制装置(88)通过减少由所述预定旋转部件传递的驱动力而防止所述预定旋转部件超速。

11. 根据权利要求1至3中任一项所述的控制装置,其特征在于,所述动力传递装置(11,20)包括差速部分(11)和变速部分(20);所述差速部分(11)包括差速机构(16),所述差速机构包括连接到发动机(8)的第一元件(RE1)、连接到第一电动机(M1)的第二元件(RE2)以及连接到传递部件(18)和第二电动机(M2)的第三元件(RE3),并且所述差速机构(16)从所述发动机(8)向所述第一电动机(M1)和所述传递部件(18)分配输出;

所述变速部分(20)设置在从所述传递部件(18)到所述驱动轮(34)的动力传递路径中,并用作自动变速器;以及

所述故障判定装置(86)判定在所述变速部分(20)中是否发生故障。

12. 根据权利要求11所述的控制装置,其特征还在于还包括:

故障安全控制装置(88),所述故障安全控制装置用于在所述故障判定装置(86)判定为在所述变速部分(20)中发生故障时执行故障安全控制,以防止所述传递部件(18)和所述第二电动机(M2)中的至少一者超速。

13. 根据权利要求12所述的控制装置,其特征还在于,

所述故障安全控制装置(88)执行减少从所述发动机(8)和所述第二电动机(M2)中的至少一者输出并被输入到所述变速部分(20)的动力的所述故障安全控制。

14. 根据权利要求11所述的控制装置,其特征还在于,

所述差速部分(11)通过控制所述第一电动机(M1)的运行状态而作为无级变速器工作。

15. 一种用于车辆用驱动装置(10)的控制方法,所述车辆用驱动装置包括驱动力源(8, M2)和从所述驱动力源(8, M2)向驱动轮(34)传递动力的动力传递装置(11, 20),其中所述控制方法包括通过在与预定旋转部件的转速有关的实际值和理论值之间进行比较而判定在所述动力传递装置(11, 20)中是否发生故障,所述预定旋转部件构成所述车辆用驱动装置(10)的至少一部分,所述控制方法的特征在于包括:

当比较值保持等于或高于预定值达预定时间段( $T_F$ )时,判定为在所述动力传递装置(11, 20)中发生故障,

其中:

通过在与所述预定旋转部件的转速有关的所述实际值和所述理论值之间进行比较而获得所述比较值; 并且

根据所述动力传递装置(11, 20)的运行状态设定所述预定时间段( $T_F$ )。

16. 根据权利要求15所述的控制方法,其特征还在于,

与当所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )高时相比,当所述实际转速( $N_{M2}$ )低时,将所述预定时间段( $T_F$ )设定为长的时间段。

17. 根据权利要求 15 所述的控制方法，其特征在于，  
与当所述比较值大时相比，当所述比较值小时，将所述预定时间段( $T_F$ )  
设定为长的时间段。
18. 根据权利要求 15 至 17 中任一项所述的控制方法，其特征在于，  
所述比较值是所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )和理论转速( $N_{M2T}$ )  
之间的差值( $\Delta N_{M2}$ )。
19. 根据权利要求 15 至 17 中任一项所述的控制方法，其特征在于，  
所述比较值是所述预定旋转部件的实际转速( $N_{M2}$ )与所述预定旋转部  
件的理论转速( $N_{M2T}$ )的比率( $R_{M2}$ )。
20. 根据权利要求 15 至 17 中任一项所述的控制方法，其特征在于，  
所述比较值是所述动力传递装置(11, 20)的至少一部分(20)的实  
际变速比( $\gamma$ )和理论变速比( $\gamma_T$ )之间的差值( $\Delta \gamma$ )。
21. 根据权利要求 15 至 17 中任一项所述的控制方法，其特征在于还  
包括：  
当判定为在所述动力传递装置(11, 20)中发生故障时，执行故障安  
全控制，以防止所述预定旋转部件超速。

## 用于车辆用驱动装置的控制装置和控制方法

### 技术领域

本发明涉及一种用于车辆用驱动装置的控制装置和控制方法，该车辆用驱动装置包括驱动力源，和从驱动力源向驱动轮传递动力的动力传递装置。更具体地，本发明涉及一种用于判定动力传递装置中是否发生故障的技术。

### 背景技术

可获得用于车辆用驱动装置的控制装置。该控制装置通过在构成车辆用驱动装置的预定旋转部件实际转速和理论转速之间进行比较而判定车辆用驱动装置中提供的动力传递装置中是否发生故障。例如，日本专利申请 No.2001-108090 (JP-A-2001-108090) 公开了一种技术，其中其通过基于变速装置的输入转速和变速比计算变速装置输出转速的理论值，并比较由转速传感器检测的实际输出转速和所计算的理论值，而判定变速装置中是否发生故障。同样，日本专利申请 No.2006-220225 (JP-A-2006-220225)、日本专利申请 No.10-196779 (JP-A-10-196779)，和日本专利申请 No.2002-283880 (JP-A-2002-283880) 也公开了涉及本发明的技术。

在判定上述动力传动装置是否发生故障的情况中，当判定动力传递装置在预定时间段保持异常状态时，可以判定动力传递装置中发生故障。这改善了判定准确性。

但是，在转速传感器检测旋转部件实际转速的情况下，当实际转速处于低转速区域中时，与实际转速处于高转速区域中时相比，由于转速传感器的特性，检测转速的准确性通常较低，且检测转速的定时通常会延迟。因而，例如，如果上述预定时间段被设为恒定值，当转速处于低转速区域

中时，即使无故障发生也会错误地判定为故障发生，或者当转速处于高转速区域中时，判定为故障发生的准确性会降低。

例如，在开始预定控制的情况下，当判定动力传递装置中发生故障时，开始防止旋转部件超速的故障安全控制，以提高动力传递装置的耐用性，当转速处于低转速区域中时，期望尽可能地避免错误地判定发生故障和由于错误判定导致执行故障安全控制，而当转速处于高转速区域中时，期望快速开始故障安全控制，因为当转速处于高转速区域中时，转速和超速值之间的差异较小。

例如，可获得包括差速部分和变速部分的动力传递装置。差速状态包括连接至发动机的第一旋转元件（第一元件），连接至第一电动机的第二旋转元件（第二元件），和连接至传递部件和第二电动机的第三旋转元件（第三元件）。差速部分向第一电动机和传递部件分配发动机输出。变速部分位于从传递部件到驱动轮的动力传递路径中。在采用该构造的动力传递装置中，如果由于与变速部分有关的故障，而在传递部件下游的区域（即，比传递部件更靠近驱动轮的区域）中没有负荷，则传递部件和/或第二电动机可能超速。传递部件和/或第二电动机可能超速的问题还没有充分检查。考虑到这一点，当与变速部分有关的故障发生时，可以执行防止传递部件和/或第二电动机超速的故障安全控制。因而，当转速处于高转速区域中时，期望提高判定为故障发生的准确性，并减小错误且不必要地判定为故障发生的可能性。

包括差速部分和变速部分的动力传递装置是动力传递装置的一个例子。问题不限于在上述动力传递装置中判定是否发生故障。动力传递装置的另一个例子可以是在动力传递允许状态和动力传递中断状态之间切换动力传递路径状态的接合装置，来自于动力驱动源的动力通过动力传递路径传递至驱动轮。自然地，在确定上述接合装置中是否发生故障时产生该问题。

发明内容

本发明提供一种用于车辆用驱动装置的控制装置和控制方法，其在正确的时间判定动力传递装置发生故障。

本发明的一个方面涉及用于车辆用驱动装置的控制装置，所述车辆用驱动装置包括驱动力源和从所述驱动力源向驱动轮传递动力的动力传递装置。该控制装置包括用于通过在与预定旋转部件的转速有关的实际值和理论值之间进行比较而判定在所述动力传递装置中是否发生故障的故障判定装置，所述预定旋转部件构成所述车辆用驱动装置的至少一部分。当比较值保持等于或高于预定值达预定时间段时，所述故障判定装置判定为在所述动力传递装置中发生故障。通过在与所述预定旋转部件的转速有关的所述实际值和所述理论值之间进行比较而获得所述比较值。所述故障判定装置根据所述动力传递装置的运行状态设定所述预定时间段。

本发明的另一个方面涉及用于车辆用驱动装置的控制方法，所述车辆用驱动装置包括驱动力源和从所述驱动力源向驱动轮传递动力的动力传递装置。该控制方法包括通过在与预定旋转部件的转速有关的实际值和理论值之间进行比较而判定在所述动力传递装置中是否发生故障，所述预定旋转部件构成所述车辆用驱动装置的至少一部分。该控制方法包括当比较值保持等于或高于预定值达预定时间段时，判定为在所述动力传递装置中发生故障，其中通过在与所述预定旋转部件的转速有关的所述实际值和所述理论值之间进行比较而获得所述比较值。根据所述动力传递装置的运行状态设定所述预定时间段。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，当比较值在预定时间段内保持等于或高于预定值时，判定动力传递装置中发生故障。比较值通过在实际值和与预定旋转部件转速有关的理论值之间进行比较而获得，该旋转部件构成车辆用驱动装置的至少一部分。此外，预定时间段根据动力传递装置的操作状态而设定。因而，可以在正确的定时判定为动力传动装置中发生故障。例如，当预定旋转部件的实际转速处于低转速区域中时，由此很可能错误地判定为故障发生，预定时间段被设定为相对较长的时间段。当预定旋转部件的实际转速处于高转速区域中时，由此实际转



速和超速值之间的差异较小，预定时间段被设定为相对较短的时间段。因而，可能在正确的定时判定为动力传递装置中发生故障。同样，例如，当比较值较小，因而，异常的程度较低时，预定时间段被设置为相对较长的时间段。当比较值较大，因而，异常的程度较高时，预定时间段被设置为相对较短的时间段。因而，可能在正确的定时判定动力传递装置中发生故障。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，与当预定旋转部件的实际转速高时相比，当所述实际转速低时，将所述预定时间段设定为长的时间段。通过该构造，当预定旋转部件的实际转速处于低转速区域中时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当实际转速处于高转速区域中时，可以快速地判定为故障发生。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，与当所述比较值大时相比，当所述比较值小时，将所述预定时间段设定为长的时间段。通过该构造，当比较值较小，因而，异常的程度较低时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当比较值较大，因而，异常的程度较高时，可以快速地判定为故障发生。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，比较值可以是所述预定旋转部件的实际转速和理论转速之间的差值。通过该构造，可以正确地判定比较值是否等于或高于预定值。同样，例如，当预定旋转部件实际转速和理论转速之间的差值较小，因而，异常的程度较低时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当差值较大，因而，异常的程度较高时，可以快速地判定为故障发生。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，比较值可以是所述预定旋转部件的实际转速与所述预定旋转部件的理论转速的比率。通过该构造，可以正确地判定比较值是否等于或高于预定值。例如，当预定旋转部件实际转速和预定旋转部件理论转速之比接近1时，因而，异常的程度较低时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当比值远离，并大于1时，因而，异常的程度较高时，可以快速地判定为故障发生。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，理论转速可以基于与所述动力传递装置的至少一部分的输出转速有关的值和所述动力传递装置的所述至少一部分的变速比而计算出。通过该构造，可以准确而容易地计算理论转速。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，比较值可以是所述动力传递装置的至少一部分的实际变速比和理论变速比之间的差值。通过该构造，可以正确地判定比较值是否等于或高于预定值。同样，例如，当动力传递装置至少一部分实际变速比和理论变速比之间的差值较小，因而，异常的程度较低时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当差值较大，因而，异常的程度较高时，可以快速地判定为故障发生。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，当确定动力传递装置中发生故障时，可以执行故障安全控制以防止预定旋转部件超速。通过该构造，可以减小错误地判定动力传递装置中发生故障的可能性。这减小了不必要地执行故障安全控制的可能性。同样，当预定旋转部件超速的可能性较高时，快速地执行故障安全控制。

在用于车辆用驱动装置的该控制装置和控制方法中，可以通过减少由预定旋转部件所传递的驱动力而防止预定旋转部件超速。通过该构造，当确定动力传递装置中发生故障时，可以恰当地防止预定旋转部件超速。

在用于车辆用驱动装置的控制装置中，动力传递装置可以包括差速部分，和变速部分。差速部分包括差速机构，差速机构包括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传递部件和第二电动机的第三元件，并且所述差速机构从所述发动机向所述第一电动机和所述传递部件分配输出；而所述变速部分设置在从所述传递部件到所述驱动轮的动力传递路径中，并用作自动变速器。故障判定装置判定变速部分中是否发生故障。通过该构造，可以在正确的定时判定动力传递装置中是否发生故障。例如，当第二电动机的实际转速处于低转速区域中时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当实际转速处于高转速区域中时，可以快速地判定为故障发生。或者，当通过在与第二电动机转速有关的实际

值和理论值之间进行比较而获得的比较值较小，因而，异常的程度较低时，可以减小错误地判定为发生故障的可能性。当比较值较大，因而，异常的程度较高时，可以快速地判定为故障发生。

该用于车辆用驱动装置的控制装置还可以包括故障安全控制装置，所述故障安全控制装置用于在所述故障判定装置判定为在所述变速部分中发生故障时执行故障安全控制，以防止所述传递部件和所述第二电动机中的至少一者超速。通过该构造，可以减小故障判定装置错误地判定变速部分中发生故障的可能性。这减小了故障安全控制不必要地执行的可能性。同样，当传递部件和第二电动机中的至少一个超速的可能性较高时，快速地执行故障安全控制。

在用于车辆用驱动装置的控制装置中，故障安全控制装置可以执行减少从所述发动机和所述第二电动机中的至少一者输出并被输入到所述变速部分的动力的所述故障安全控制。通过该构造，当确定动力传递装置中发生故障时，可以恰当地防止传递部件和第二电动机超速。

在用于车辆用驱动装置的控制装置中，差速部分可以通过控制所述第一电动机的运行状态而作为无级变速器工作。通过该构造，无级变速器由差速部分和变速部分组成。因而，可以平滑地改变驱动转矩。差速部分可以通过连续改变变速比而作为电动无级变速器操作，或者通过以有级方式改变变速比而作为有级变速器操作。

差速机构可以是行星齿轮单元，行星齿轮单元具有连接至发动机的第一元件，连接至第一电动机的第二元件，和连接至传递部件的第三元件。第一元件可以是行星齿轮组的行星架。第二元件可以是行星齿轮组的太阳齿轮。第三元件可以是行星齿轮组的齿圈。通过该构造，差速机构在轴向上的尺寸减小。同样，差速机构易于构造成采用一个行星齿轮组。

同样，行星齿轮组可以是单小齿轮型行星齿轮组。通过该构造，差速机构在轴向上的尺寸减小。同样，差速机构易于构造成采用一个单小齿轮型行星齿轮组。

同样，车辆用驱动装置的总变速比可以基于变速部分的变速比（齿数

比)和差速部分的变速比而确定。通过该构造,使用变速部分的变速比,可以获得驱动力较宽的范围。

同样,变速部分可以是有级自动变速器。例如,通过该构造,可以通过组合用作电动无级变速器的差速部分,及有级自动变速器而形成无级变速器。在该情况下,可以平滑地改变驱动转矩。当差速部分的变速比被控制为恒定时,有级变速器基本上由组合差速部分和有级自动变速器而形成。在该情况下,车辆用驱动装置的总变速比以有级方式改变,快速获得驱动转矩。

与输出转速有关的值可以是与动力传递装置至少一部分(例如,变速部分)的输出转速一一对应的值。除了动力传递装置至少一部分的输出转速,例如,轮轴转速,传动轴转速,差速齿轮单元的输出转速,车速(即,车辆速度)可以用作与输出转速有关的值。

#### 附图说明

参考附图,通过阅读下面本发明实施例的详细说明,将更好地理解本发明的特征,优点,及技术和工业上的意义。

图1是说明根据本发明一个实施例的混合动力车辆用驱动装置构造的示意图;

图2是说明用于图1中驱动装置变速操作的液压摩擦接合装置操作组合的工作表;

图3是说明在图1中驱动装置各档相对转速的共线图;

图4是说明图1中驱动装置所提供电子控制单元及相关输入和输出信号的视图;

图5是在液压控制回路中,与控制离合器C和制动器B的线性电磁阀有关的回路图;

图6表示包括变速杆的变速操作装置的例子,操作变速杆以在多个位置中选择变速位置;

图7是说明由图4中电子控制单元所执行的控制操作主要部分的功能

框图；

图 8 表示用于驱动装置变速控制中的变速映射图的一个例子，及用于在发动机驱动模式和电动机驱动模式之间切换驱动模式的驱动力源切换控制中的驱动力源切换映射图，且图 8 还表示变速映射图和驱动力源切换映射图之间的关系；

图 9 是表示发动机转速和发动机转矩之间关系的视图，即，其中虚线是最优燃料效率曲线的燃料效率图例子；

图 10 表示用于设定故障安全开始判定时间段的故障安全开始判定时间段映射图的例子；

图 11 是说明由图 4 中电子控制单元所执行的控制操作，即，被执行来在正确定时判定自动变速部分中发生故障的控制操作的流程图；以及

图 12 表示用于在本实施例变形例中用于设置故障安全开始判定时间段的故障安全开始判定时间段映射图的例子，图 12 对应于图 10。

## 具体实施方式

在下面的说明和附图中，将结合实施例详细说明本发明。

下面将说明根据一个实施例的用于车辆用驱动装置的控制装置。图 1 是说明构成应用本发明的混合动力车辆用驱动装置一部分的变速机构 10 的示意图。在图 1 中，变速机构 10 包括在变速器壳（下文中，简称为“壳体”）12 中在公共轴上串联布置的输入轴 14，差速部分 11，自动变速部分 20，和输出轴 22。变速器壳 12，其为非旋转部件，固定至车身。输入轴 14 是输入旋转部件。差速部分 11，其为 CVT 部分，直接连接至输入轴 14，或者通过脉冲吸收缓冲装置（即，振动缓冲装置，图中未示出）等间接连接至输入轴 14。自动变速部分 20 为动力传递部件。自动变速部分 20 位于差速部分 11 和驱动轮 34（参考图 7）之间的动力传递路径中，且通过传递部件（传动轴）18 直接连接至差速部分 11。输出轴 22，其为输出旋转部件，连接至自动变速部分 20。例如，变速机构 10 位于发动机纵向布置的发动机前置后轮驱动车辆中。变速机构 10 位于诸如汽油机或柴油机的

内燃机（下文中，简称为“发动机”）8，和一对驱动轮 34 之间的动力传递路径中。发动机 8 是用于驱动车辆的驱动力源，其直接连接至输入轴 14，或者通过脉冲吸收缓冲装置（图中未示出）间接连接至输入轴 14。变速机构 10 通过差速齿轮单元（末级减速器）32（参考图 7），一对车轴等从发动机 8 向一对驱动轮 34 传递动力，这些构成动力传递路径的一部分。

这样，发动机 8 在本实施例中直接连接至变速机构 10 中的差速部分 11。即，发动机 8 连接至差速部分 11，而在发动机 8 和差速部分 11 之间没有提供诸如变矩器或液力耦合器的液力传动装置。例如，当发动机 8 通过上述脉冲吸收缓冲装置连接至差速机构 11 时，可以看成发动机 8 直接连接至差速部分 11。因为变速机构 10 相对于其轴线对称，因此在图 1 中变速机构 10 的下部省略。

差速部分 11 包括第一电动机 M1，动力分配机构 16，和第二电动机 M2。动力分配机构 16 是机械地分配输入至输入轴 14 的发动机 8 输出的机械机构。即，动力分配机构 16 是将发动机 8 的输出分配至第一电动机 M1 和传递部件 18 的差速机构。第二电动机 M2 可操作性地连接至传递部件 18，使得第二电动机 M2 与传递部件 18 一起旋转。在本实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 是具有产生电力功能（发电功能）的所谓电动发电机。第一电动机 M1 至少具有用于承受反作用力的发电功能。第二电动机 M2 至少具有用于输出驱动力作为驱动力源的电动机功能。

动力分配机构 16 主要包括第一行星齿轮组 24。第一行星齿轮组 24 是单小齿轮型，且具有预定齿数比  $\rho_1$ ，例如，大约“0.418”。第一行星齿轮组 24 包括第一太阳齿轮 S1，第一行星齿轮 P1，第一行星架 CA1，和第一齿圈 R1，它们是旋转元件。第一行星架 CA1 支承第一行星齿轮 P1，使得第一行星齿轮 P1 在其轴线上旋转，并围绕第一太阳齿轮 S1 运动。第一齿圈 R1 通过第一行星齿轮 P1 与第一太阳齿轮 S1 啮合。齿数比  $\rho_1$  等于  $ZS1/ZR1$ 。在该等式中，ZS1 表示第一太阳齿轮 S1 的齿数，而 ZR1 表示第一齿圈 R1 的齿数。

在动力分配机构 16 中，第一行星架 CA1 连接至输入轴 14，即，发动

机 8。第一太阳齿轮 S1 连接至第一电动机 M1。第一齿圈 R1 连接至传递部件 18。当第一行星齿轮组 24 的三个元件，即，第一太阳齿轮 S1，第一行星架 CA1，和第一齿圈 R1 能够相对于彼此旋转时，具有上述构造的动力分配机构 16 被置于可以执行差速动作，即执行差速动作的差速模式中。因而，发动机 8 的输出被分配至第一电动机 M1 和传递部件 18。同样，第一电动机 M1 使用分配至第一电动机 M1 的部分发动机 8 输出产生电能，且所产生的电能被存储起来，或者用于使第二电动机 M2 旋转。这样，差速部分 11（动力分配机构 16）用作电动差速机构。因此，例如，差速部分 11 被置于所谓的无级变速（CVT）模式（电 CVT 模式）。即，差速部分 11 连续改变传递部件 18 的转速，而不管发动机 8 的转速如何。即，当动力分配机构 16 被置于差速模式中时，差速部分 11 也被置于差速模式。这样，差速部分 11 用作电 CVT，其中变速比  $\gamma_0$ （输入轴 14 的转速  $N_{IN}$ /传递部件 18 的转速  $N_{18}$ ）从最小值  $\gamma_{0min}$  连续变化至最大值  $\gamma_{0max}$ 。

自动变速部分 20 包括单小齿轮型第二行星齿轮组 26，单小齿轮型第三行星齿轮组 28，和单小齿轮型第四行星齿轮组 30。自动变速部分 20 作为有级自动变速器。即，自动变速部分 20 是具有多个档位的行星齿轮型自动变速器。第二行星齿轮组 26 包括第二太阳齿轮 S2，第二行星齿轮 P2，第二行星架 CA2，和第二齿圈 R2。第二行星架 CA2 支承第二行星齿轮 P2，使得第二行星齿轮 P2 在其轴线上旋转，并围绕第二太阳齿轮 S2 运动。第二齿圈 R2 通过第二行星齿轮 P2 与第二太阳齿轮 S2 啮合。第二行星齿轮组 26 具有预定齿数比  $\rho_2$ ，例如，大约“0.562”。第三行星齿轮组 28 包括第三太阳齿轮 S3，第三行星齿轮 P3，第三行星架 CA3，和第三齿圈 R3。第三行星架 CA3 支承第三行星齿轮 P3，使得第三行星齿轮 P3 在其轴线上旋转，并围绕第三太阳齿轮 S3 运动。第三齿圈 R3 通过第三行星齿轮 P3 与第三太阳齿轮 S3 啮合。第三行星齿轮组 28 具有预定齿数比  $\rho_3$ ，例如，大约“0.425”。第四行星齿轮组 30 包括第四太阳齿轮 S4，第四行星齿轮 P4，第四行星架 CA4，和第四齿圈 R4。第四行星架 CA4 支承第四行星齿轮 P4，使得第四行星齿轮 P4 在其轴线上旋转，并围绕第四太阳齿轮 S4

运动。第四齿圈 R4 通过第四行星齿轮 P4 与第四太阳齿轮 S4 啮合。第四行星齿轮组 30 具有预定齿数比  $\rho_4$ ，例如，大约“0.421”。齿数比  $\rho_2$  等于  $ZS2/ZR2$ 。在该等式中，ZS2 表示第二太阳齿轮 S2 的齿数，而 ZR2 表示第二齿圈 R2 的齿数。齿数比  $\rho_3$  等于  $ZS3/ZR3$ 。在该等式中，ZS3 表示第三太阳齿轮 S3 的齿数。ZR3 表示第三齿圈 R3 的齿数。齿数比  $\rho_4$  等于  $ZS4/ZR4$ 。在该等式中，ZS4 表示第四太阳齿轮 S4 的齿数，而 ZR4 表示第四齿圈 R4 的齿数。

在自动变速部分 20 中，第二太阳齿轮 S2 和第三太阳齿轮 S3，它们彼此一体地连接，选择性地通过第二离合器 C2 连接至传递部件 18。同样，第二太阳齿轮 S2 和第三太阳齿轮 S3 通过第一制动器 B1 选择性地连接至壳体 12。第二行星架 CA2 通过第二制动器 B2 选择性地连接至壳体 12。第四齿圈 R4 通过第三制动器 B3 选择性地连接至壳体 13。第二齿圈 R2，第三行星架 CA3，和第四行星架 R4，它们彼此一体地连接，选择性地通过第一离合器 C1 连接至传递部件 18。

这样，自动变速部分 20 通过用于选择自动变速器 20 各档的第一离合器 C1 或第二离合器 C2 选择性地连接至差速部分 11（传递部件 18）。换句话说，第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的每一个用作选择性地切换传递部件 18 和自动变速部分 20 之间动力传递路径即，从差速部分 11（传递部件 18）至驱动轮 34 的动力传递路径状态的接合装置。动力传递路径的状态在动力传递允许状态和动力传递中断状态之间选择性地切换。当动力传递路径处于动力传递允许状态时，允许动力的传递。当动力传递路径处于动力传递中断状态时，动力的传递中断。即，当第一离合器 C1 和第二离合器 C2 中的至少一个接合时，动力传递路径被置于动力传递允许状态。当第一离合器 C1 和第二离合器 C2 分离时，动力传递路径被置于动力传递中断状态。

当自动变速部分 20 中需要分离的液压摩擦接合装置（下文中，简称为“分离侧接合装置”）分离，而需要接合的液压摩擦接合装置（下文中，简称为“接合侧接合装置”）接合时，执行离合器至离合器变速。结果，



选择一档至四档之一，或倒档，或空档状态。这样，实现各档的变速比  $\gamma$ （=传递部件 18 的转速  $N_{18}$ /输出轴 22 的输出轴转速  $N_{OUT}$ ）。变速比  $\gamma$  基本几何变化。如图 2 中接合操作表所示，例如，当变速机构 10 作为有级变速器时，一档，在该档变速比  $\gamma_1$  被设为最大值，例如，大约“3.357”，通过接合第一离合器 C1 和第三制动器 B3 而选择。二档，在该档变速比  $\gamma_2$  被设为小于变速比  $\gamma_1$  的值，例如，大约“2.180”，通过接合第一离合器 C1 和第二制动器 B2 而选择。三档，在该档变速比  $\gamma_3$  被设为小于变速比  $\gamma_2$  的值，例如，大约“1.424”，通过接合第一离合器 C1 和第一制动器 B1 而选择。四档，在该档变速比  $\gamma_4$  被设为小于变速比  $\gamma_3$  的值，例如，大约“1.000”，通过接合第一离合器 C1 和第二离合器 C2 而选择。“倒档”，在该档变速比  $\gamma_R$  被设为处于变速比  $\gamma_1$  和  $\gamma_2$  之间的值，例如，大约“3.209”，通过接合第二离合器 C2 和第三制动器 B3 而选择。空档“N”，通过分离第一离合器 C1，第二离合器 C2，第一制动器 B1，第二制动器 B2，和第三制动器 B3 而选择。

第一离合器 C1，第二离合器 C2，第一制动器 B1，第二制动器 B2，和第三制动器 B3（下文中，除非特定离合器或特定制动器需要与其它离合器或其它制动器区分开，统称为“离合器 C”和“制动器 B”）是通常用在传统自动变速器中的液压摩擦接合装置。每一离合器 C 和制动器 B 可以湿式多盘离合器和制动器，其中多个层叠摩擦盘由液压致动器压紧。每个制动器 B 可以是其中一个或两个制动带围绕旋转鼓外圆周表面缠绕的带式制动器，而一个或两个制动带的端部由液压致动器张紧。每一离合器 C 和制动器 B 选择性地连接位于其两侧的部件。

在具有上述构造的变速机构 10 中，CVT 通过组合作为 CVT 的差速部分 11 和自动变速部分 20 而形成。当差速部分 11 的变速比被控制成恒定时，有级变速器通常通过组合差速部分 11 和自动变速部分 20 而形成。

更具体地，当差速部分 11 用作 CVT 时，串联连接至差速部分 11 的自动变速部分 20，用作有级变速器，在自动变速部分 20 的至少一个档位 M 上输入至自动变速部分 20 的转速（下文中，简称为“自动变速部分 20

输入转速”），即，传递部件 18 的转速（下文中，简称为“传递部件转速  $N_{18}$ ”）连续变化。结果，变速比在至少一个档位  $M$  上在一定范围内连续变化。因此，变速部分 10 的总变速比  $\gamma T$ （=输入轴 14 的转速  $N_{IN}$ /输出轴 22 的转速  $N_{OUT}$ ）连续变化。这样，CVT 在变速机构 10 中形成。变速机构 10 的总变速比  $\gamma T$  基于差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  和自动变速部分 20 的变速比  $\gamma$  而确定。

例如，传递部件转速  $N_{18}$  在图 2 中接合工作表所示的自动变速部分 20 的一档至四档中的每一个，和倒档上连续改变。这样，变速比在一档至四档中每一个，和倒档的一定范围内连续改变。结果，变速比在一档和二档之间，二档和三档之间，及三档和四档之间连续改变。因此，整个变速机构 10 的总变速比  $\gamma T$  连续改变。一个档位的变速比与相邻更高档位的变速比之比如图 2 中的“步进比”部分中所示。如图 2 中“总幅”所示，一档变速比与四档变速比的比率是 3.36。

当差速部分 11 的变速比被控制成恒定时，离合器 C 和制动器 B 选择性地接合以选择一档至四档之一，倒档之一，实现整个变速机构 10 在各档的总变速比  $\gamma T$ 。总变速比  $\gamma T$  基本几何变化。因此，在变速机构 10 中，基本形成有级变速器。

例如，当差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  被控制成“1”时，实现变速机构 10 在自动变速部分 20 一档至四档之一，和倒档时的总变速比  $\gamma T$ ，如图 2 中的接合工作表所示。当差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  固定至小于“1”的值时，例如，大约 0.7，在自动变速部分 20 的四档中，总变速比  $\gamma T$  被设置成小于四档的值，例如，大约“0.7”。

图 3 是共线图，其中直线表示包括差速部分 11 和自动变速部分 20 的变速机构 10 中旋转元件转速之间的关系。每一旋转元件在各档中处于连接状态或断开状态。图 3 中的共线图是二维坐标。在图 3 中的共线图中，水平轴表示行星齿轮组 24, 26, 28, 和 30 齿数比  $\rho$  ( $\rho_1, \rho_2, \rho_3$ , 和  $\rho_4$ ) 之间的关系，而垂直轴表示相对转速。沿着三条水平线中的水平线 X1 表示“0”转速。水平线 X2 表示“1.0”转速，即，发动机 8 连接至输入轴

14 的转速  $N_E$ 。水平线 XG 表示传递部件 18 的转速。

三条垂直线 Y1, Y2, 和 Y3 表示构成差速部分 11 的动力分配机构 16 的三个旋转元件的相对转速。即, 垂直线 Y1 表示视为第二旋转元件 (第二元件) RE2 的第一太阳齿轮 S1 的相对转速。垂直线 Y2 表示视为第一旋转元件 (第一元件) RE1 的第一行星架 CA1 的相对转速。垂直线 Y3 表示视为第三旋转元件 (第三元件) RE3 的第三行星齿轮 R1 的相对转速。垂直线 Y1 和 Y2 之间, 及垂直线 Y2 和 Y3 之间的间隔基于第一行星齿轮组 24 的齿数比  $\rho_1$  而设定。此外, 五条垂直线 Y4, Y5, Y6, Y7, 和 Y8 表示自动变速部分 20 旋转元件的相对转速。即, 垂直线 Y4 表示第二太阳齿轮 S2 和第三太阳齿轮 S3 的相对转速, 它们彼此相连, 且它们被视为第四旋转元件 (第四元件) RE4。垂直线 Y5 表示被视为第五旋转元件 (第五元件) RE5 的第二行星架 CA2 的相对转速。垂直线 Y6 表示被视为第六旋转元件 (第六元件) RE6 的第四齿圈 R4 的相对转速。垂直线 Y7 表示第二齿圈 R2, 第三行星架 CA3, 和第四行星架 CA4 的相对转速, 它们彼此相连, 且它们被视为第七旋转元件 (第七元件) RE7。垂直线 Y8 表示第三齿圈 R3 和第四太阳齿轮 S4 的相对转速, 它们彼此相连, 且它们被视为第八旋转元件 (第八元件) RE8。这些垂直线之间的间隔基于第二行星齿轮组 26 的齿数比  $\rho_2$ , 第三行星齿轮组 28 的齿数比  $\rho_3$ , 和第四行星齿轮组 30 的齿数比  $\rho_4$  而设定。在该共线图中, 太阳齿轮和行星架之间的间隔被设为表示“1”。行星架和齿圈之间的间隔被设为表示齿数比  $\rho$  ( $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $\rho_3$ , 或  $\rho_4$ )。即, 在差速部分 11 中, 垂直线 Y1 和 Y2 之间的间隔被设为表示“1”, 而垂直线 Y2 和 Y3 之间的间隔被设为表示齿数比  $\rho_1$ 。在自动变速部分 20 中, 第二行星齿轮组 26, 第三行星齿轮组 28, 和第四行星齿轮组 30 每一个中太阳齿轮和行星架之间的间隔被设为表示“1”。第二行星齿轮组 26, 第三行星齿轮组 28, 和第四行星齿轮组 30 每一个中行星架和齿圈之间的间隔被设为表示齿数比  $\rho$  ( $\rho_2$ ,  $\rho_3$ , 或  $\rho_4$ )。

如图 3 中的共线图所示, 在实施例 10 中的变速机构 10 中的动力分配机构 16 (差速部分 11) 中, 第一旋转元件 RE1 (第一行星架 CA1) 连接至输入

轴 14, 即, 发动机 8, 而第二旋转元件 RE2 连接至第一电动机 M1, 而第三旋转元件 (第一齿圈 R1) 连接至传递部件 18 和第二电动机 M2。这样, 输入轴 14 的旋转通过传递部件 18 传递 (输入) 至自动变速部分 20。在该情况下, 穿过直线 Y2 和 X2 交点的倾斜直线 L0 表示第一太阳齿轮 S1 转速和第一齿圈 R1 转速之间的关系。

例如, 差速部分 11 可以被置于差速模式中, 使得第一旋转元件 RE1 至第三旋转元件 RE3 可相对于彼此旋转, 而第一齿圈 R1 的转速, 可基本恒定。在该情况中, 当通过控制第一电动机 M1 的转速而使第一太阳齿轮 S1 的转速升高或降低时, 第一行星架 CA1 的转速, 即, 发动机转速  $N_E$  升高或降低。第一齿圈 R1 的转速由直线 L0 和垂直线 Y3 的交点表示, 且取决于车速 V。第一太阳齿轮 S1 的转速由直线 L0 和垂直线 Y1 的交点表示。第一行星架 CA1 的转速由直线 L0 和垂直线 Y2 的交点表示。

当通过控制第一电动机 M1 的转速而使第一太阳齿轮 S1 的转速等于发动机转速  $N_E$ , 使得差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  固定为“1”时, 直线 L0 与水平线 X2 重合。这样, 传递部件 18 旋转使得第一齿圈 R1 的转速等于发动机转速  $N_E$ 。当通过控制第一电动机 M1 的转速而使第一太阳齿轮 S1 的转速为 0, 使得差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  固定为小于“1”的值时, 例如, 大约 0.7, 传递部件 18 以传递部件转速  $N_{18}$  旋转, 其高于发动机转速  $N_E$ 。

在自动变速部分 20 中, 第四旋转元件 RE4 通过第二离合器 C2 选择性地连接至传递部件 18, 并通过第一制动器 B1 选择性地连接至壳体 12。第五旋转元件 RE5 通过第二制动器 B2 选择性地连接至壳体 12。第六旋转元件 RE 通过第三制动器 B3 选择性地连接至壳体 12。第七旋转元件 RE7 连接至输出轴 22。第八旋转元件 RE8 通过第一离合器 C1 选择性地连接至传递部件 18。

当在差速部分 11 中直线 L0 与水平线 X2 重合时, 等于发动机转速  $N_E$  的转速从差速部分 11 输入至第八旋转元件 RE8, 一档时的输出轴 22 转速由自动变速部分 20 中倾斜直线 L1 和垂直线 Y7 的交点表示, 如图 3 中所示。直线 L1 通过接合第一离合器 C1 和第三制动器 B3 而设定。直线 L1

通过表示第八旋转元件 RE8 转速的垂直线 Y8 和水平线 X2 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 的交点。垂直线 Y7 表示连接至输出轴 22 的第七旋转元件 RE7 的转速。类似地，二档时的输出轴 22 转速由倾斜直线 L2 和垂直线 Y7 的交点表示。直线 L2 通过接合第一离合器 C1 和第二制动器 B2 而设定。三档时的输出轴 22 转速由倾斜直线 L3 和垂直线 Y7 的交点表示。直线 L3 通过接合第一离合器 C1 和第一制动器 B1 而设定。四档时的输出轴 22 转速由水平直线 L4 和垂直线 Y7 的交点表示。直线 L4 通过接合第一离合器 C1 和第二离合器 C2 而设定。

图 4 表示本实施例中输入至电子控制单元 80 的信号，和从电子控制单元 80 输出，以控制变速机构 10 的信号。电子控制单元 80 包括所谓的包括 CPU, ROM, RAM, 和输入/输出接口的微型计算机。电子控制单元 80 通过根据预先存储在 ROM 中的程序处理信号，使用 RAM 的临时存储功能，执行涉及发动机 8，及第一和第二电动机 M1 和 M2 的混合动力驱动控制，和包括用于自动变速部分 20 的变速控制的驱动控制。

电子控制单元 80 接收来自于图 4 中所示传感器和开关的信号。即，电子控制单元 80 接收表示发动机冷却液温度 TEMPW 的信号，表示变速杆 52（参考图 6）所处变速位置 P<sub>SH</sub> 的信号，表示变速杆 52 在位置“M”所操作次数的信号，表示发动机 8 转速的发动机转速信号 N<sub>E</sub>，表示齿数比系设定值的信号，提供手动模式（M-模式）指令的信号，表示空调工作的信号，表示取决于输出轴 22 转速 N<sub>OUT</sub> 的车速 V 的信号，表示自动变速部分 20 中液压油温度 T<sub>OIL</sub> 的信号，表示动力模式设定（来自于 ECT 开关的输出）的信号，表示驻车制动器操作的信号，表示脚踏制动器操作的信号，表示催化剂温度的信号，表示取决于驾驶员所需输出量的加速踏板操作量（即，加速踏板操作量 Acc）的信号，表示凸轮角度的信号，表示雪地模式设定的信号，表示纵向加速度 G 的信号，表示自动巡航模式的信号，表示车重的信号，表示每一车轮轮速的信号，表示第一电动机 M1 的转速 N<sub>M1</sub>（下文中，简称为“第一电动机转速 N<sub>M1</sub>”）的信号，表示第二电动机 M2 的转速 N<sub>M2</sub>（下文中，简称为“第二电动机转速 N<sub>M2</sub>”）的信号，表示蓄电

装置 56 (参考图 7) 中充电状态 SOC 的信号, 等。

电子控制单元 80 向控制发动机 8 输出的发动机输出控制装置 58 (参考图 7) 输出控制信号。例如, 电子控制单元 80 向节气门致动器 64 输出驱动信号以控制位于发动机 8 进气歧管 60 中的电子节气门 62 的节气门开度  $\theta_{TH}$ , 控制由燃料喷射装置 66 向发动机 8 进气歧管 60 或气缸所供应的燃料量的燃料供应量信号, 及提供用于点火装置 68 点燃发动机 8 中燃料的指令的定时的点火信号。电子控制单元 80 还输出调节增压器压力的增压器压力调节信号, 操纵电动空调的电动空调驱动信号, 提供用于电动机 M1 和 M2 操作的指令的指令信号, 表示操作变速指示器的变速位置 (操作位置) 指示信号, 使齿数比指示器指示齿数比的齿数比指示信号, 使雪地模式指示器指示选择雪地模式的雪地模式指示信号, 操作防止制动时车轮打滑的 ABS (防抱死制动系统) 操作信号, 使 M-模式指示器指示选择 M-模式的 M-模式指示器, 操作液压控制回路 70 (参考图 5 和图 7) 中电磁阀 (线性电磁阀), 以控制用于差速部分 11 和自动变速部分 20 中液压摩擦接合装置的液压致动器的阀指令信号, 操作用于在使用位于液压控制回路 70 中的调节阀调节管路压力  $P_L$  时, 提供用作基本压力的液压的电液泵的驱动指令信号, 去冬电加热器的信号, 用于巡航控制开关的计算机的信号, 等。

图 5 是涉及液压控制回路 70 中电磁阀 SL1 至 SL5 的回路图。电磁阀 SL1 至 SL5 分别控制用于离合器 C1 和 C2, 及制动器 B1 至 B3 的液压致动器 (液压缸)  $A_{C1}$ ,  $A_{C2}$ ,  $A_{B1}$ ,  $A_{B2}$ , 和  $A_{B3}$ 。

在图 5 中, 根据来自于电子控制单元 80 的指令信号, 线性电磁阀 SL1 至 SL5 分别使用管路压力  $P_L$  调节接合压力  $P_{C1}$ ,  $P_{C2}$ ,  $P_{B1}$ ,  $P_{B2}$ , 和  $P_{B3}$ 。例如, 调压阀根据由加速踏板操作量或节气门开度表示的发动机负荷等, 使用由电动油泵 (图中未示出) 或发动机 8 所旋转的机械油泵产生的液压, 作为基本压力, 将管路压力  $P_L$  调节至一个值。

线性电磁阀 SL1 至 SL5 基本上具有相同的构造。电子控制单元 80 独立地使线性电磁阀 SL1 至 SL5 通电/断电。因而, 液压致动器  $A_{C1}$ ,  $A_{C2}$ ,  $A_{B1}$ ,  $A_{B2}$ , 和  $A_{B3}$  的液压独立调节。因此, 用于离合器 C1 至 C4, 及制动

器 B1 和 B2 的接合压力  $P_{C1}$ ,  $P_{C2}$ ,  $P_{B1}$ ,  $P_{B2}$ , 和  $P_{B3}$  独立控制。在自动变速部分 20 中, 各档通过接合预定接合装置而选择, 例如, 如图 2 中接合工作表所示。在用于自动变速部分 20 的变速控制中, 例如, 涉及变速的离合器 C 和制动器 B 的接合与分离同步控制, 即, 执行所谓的离合器至离合器变速。

图 6 是表示变速操作装置 50 的框图。变速操作装置 50 是根据驾驶员执行的操作在多个位置中切换变速位置  $P_{SH}$  的切换装置。例如, 变速操作装置 50 位于驾驶员座椅侧。变速操作装置 50 包括操作成在多个位置中选择变速位置  $P_{SH}$  的变速杆 52。

变速杆 52 手动移动至驻车位置“P(驻车)”, 倒档位置“R(倒档)”, 空档位置“N(空档)”, 自动变速前进位置“D(驱动)”, 和手动变速前进位置“M(手动)”之一。当变速杆 52 处于“P(驻车)”位置时, 动力传递在变速机构 10, 即, 在自动变速部分 20 中的动力传递路径中中断, 使得变速机构 10 处于空档状态, 而自动变速部分 20 的输出轴被锁止。当变速杆 52 处于“R(倒档)”位置时, 车辆后退。当变速杆 52 处于“N(空档)”位置时, 动力传递在变速机构 10 中的动力传递路径中中断, 使得变速机构 10 处于空档状态。当变速杆 52 处于“D(驱动)”位置时, 执行自动变速控制以在总变速比  $\gamma_T$  可以改变的范围内选择变速机构 10 的总变速比  $\gamma_T$ 。

当变速杆 52 被切换到上述位置中的变速位置  $P_{SH}$  时, 例如电动地切换液压控制回路 70 的状态, 由此选择如图 2 接合工作表中所示的倒退驱动“R”档位, 空档“N”以及前进驱动档位“D”中的一个。

在位置“P”至“M”中, 位置“P”和“N”都是在使车辆停止行驶时选择的非行驶位置。当变速杆 52 处于位置“P”或“N”时, 第一离合器 C1 和第二离合器 C2 都分离, 如图 2 接合工作表中所示。也即, 位置“P”和“N”都是用于使自动变速部分 20 中的动力传递路径的状态被切换到通过分离第一离合器 C1 和第二离合器 C2 而获得的动力传递中断状态的非驱动位置, 使得动力传递路径中断动力传递, 并且车辆不能行驶。位置“R”、

“D”和“M”表示在使车辆行驶时选择的行驶位置。当变速杆 52 处于位置“R”、“D”或“M”时，第一离合器 C1 和/或第二离合器 C2 中至少一个被接合，如图 2 中接合工作表所示。也即，位置“R”、“D”和“M”都是用于将自动变速部分 20 中的动力传递路径的状态切换到通过接合第一离合器 C1 和/或第二离合器 C2 而获得的动力传递允许状态的驱动位置，以便动力传递路径允许传递动力，并且使车辆能够行驶。

更具体地，当变速杆 52 手动地从位置“P”或位置“N”移动到位置“R”时，自动变速部分 20 中动力传递路径的状态通过接合第二离合器 C2，从动力传递中断状态切换到动力传递允许状态。当变速杆 52 手动地从位置“N”移动到位置“D”时，自动变速部分 20 中动力传递路径的状态通过至少接合第一离合器 C1，从动力传递中断状态切换到动力传递允许状态。当变速杆 52 手动地从位置“R”移动到位置“P”或“N”时，自动变速部分 20 中动力传递路径的状态通过分离第二离合器 C2，从动力传递允许状态切换到动力传递中断状态。当变速杆 52 手动地从位置“D”移动到位置“N”时，自动变速部分 20 中动力传递路径的状态通过分离第一离合器 C1 和第二离合器 C2，从动力传递允许状态切换到动力传递中断状态。

图 7 是说明由电子控制单元 80 所执行的控制操作主要部分的功能框图。在图 7 中，有级变速控制装置 82 使用其中车速  $V$  和输出转矩  $T_{OUT}$  用作参数的预存变速程序（即，变速关系，或变速映射图），及提供的升档线（实线）和降档线（虚线），如图 8 中所示，基于由实际车速  $V$  和自动变速部分 20 输出的所需转矩  $T_{OUT}$  判定自动变速部分 20 是否应当变速。即，有级变速控制装置 82 基于车辆状况，使用变速程序，判定自动变速部分 20 应当换至的档位。然后，有级变速控制装置 82 执行自动变速控制，使得自动变速部分 20 变速至所确定的档位。

这时，有级变速控制装置 82 向液压控制回路 70 提供指令（即，用于变速输出的指令，或液压指令），以接合和/或分离与自动变速部分 20 变速有关的液压摩擦接合装置，使得自动变速部分 20 例如根据图 2 中所示接合操作表变速至所确定的档位。即，有级变速控制装置 82 向液压控制回路



70 输出指令，以分离与自动变速部分 20 变速有关的分离侧液压摩擦接合装置，并接合与自动变速部分 20 变速有关的接合侧液压摩擦接合装置，从而执行离合器至离合器变速。根据该指令，例如，液压控制回路 70 通过操作液压控制回路 70 中的线性电磁阀 SL，操作涉及变速的用于液压摩擦接合装置的液压致动器。这样，涉及变速的分离侧接合装置分离，而涉及变速的接合侧接合装置接合，使得自动变速部分 20 变速至所确定的档位。

混合动力控制装置 84 有效地操作发动机 8，并通过优化由发动机 8 提供的驱动力和由第二电动机 M2 提供的驱动力的比率，和优化当第一电动机 M1 产生电能时由第一电动机 M1 所产生的反作用力，控制作为电 CVT 的差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$ 。例如，混合动力控制装置 84 基于加速踏板操作量 Acc 其表示驾驶员所需的输出量，及车速 V，计算用于驱动车辆的目标（所需）输出；基于用于驱动车辆的目标输出和用于蓄电装置 56 充电所需的输出计算总目标输出；考虑传递损失，辅助机器负荷，由第二电动机 M2 所提供辅助转矩，等，计算目标发动机输出，使得可以获得总目标输出；并控制发动机 8 的发动机转速  $N_E$  和发动机转矩  $T_E$ ，以获得匹配目标发动机输出的发动机输出，并控制由第一电动机 M1 所产生的电能量。

例如，混合动力控制装置 84 考虑自动变速部分 20 的档位，执行混合动力控制以提高动力性能，燃料效率，等。在该混合动力控制中，差速部分 11 用作电 CVT，以配合发动机转速  $N_E$  和车速 V，它们设置成有效地操作发动机 8，及传递部件 18 的转速，其由自动变速部分 20 的档位设定。即，混合动力控制装置 84 设定变速机构 10 总变速比  $\gamma_T$  的目标值，使得发动机 8 根据图 9 中由虚线表示的最优燃料效率曲线（即，燃料效率映射图，关系图）操作。最优燃料效率曲线预先在由发动机转速  $N_E$  和发动机 8 输出转矩  $T_E$ （即，发动机转矩  $T_E$ ）构成的二维坐标中凭经验获得，使得当车辆在 CVT 模式中行驶时获得高驱动性能和高燃料效率。存储最优燃料效率曲线。例如，混合动力控制装置 84 设定变速机构 10 总变速比  $\gamma_T$  的目标值，以控制发动机转矩  $T_E$  和发动机转速  $N_E$ ，以获得匹配转矩输出（即，总转矩输出，或所需驱动力）的发动机输出。然后，混合动力控制

装置 84 考虑自动变速部分 20 的档位, 控制差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$ , 从而在总变速比  $\gamma_T$  能够变化的范围内控制总变速比  $\gamma_T$ 。

这时, 混合动力控制装置 84 通过变换器 54 向蓄电装置 56 和第二电动机 M2 提供由第一电动机 M1 产生的电能。因而, 虽然发动机 8 输出的动力有很大一部分机械传递至传递部件 18, 但发动机 8 输出的动力有一部分由第一电动机 M1 消耗以产生电能。即, 发动机 8 输出的动力有一部分在第一电动机 M1 中转化成电能。电能通过变换器 54 提供给第二电动机 M2, 从而驱动第二电动机 M2。这样, 机械能从第二电动机 M2 传递给传递部件 18。涉及从电能产生到电能在第二电动机 M2 中消耗的过程的装置构成电通路, 其中发动机 8 输出的动力有一部分转换成电能, 且该部分电能转换成机械能。

混合动力控制装置 84 能够使发动机转速  $N_E$  维持在基本恒定的值, 或者通过使用差速部分 11 的电 CVT 功能将发动机转速  $N_E$  控制成任何指定值, 以控制第一电动机转速  $N_{M1}$  和/或第二电动机转速  $N_{M2}$ , 而不考虑车辆是停止还是行驶。换句话说, 混合动力控制装置 84 能够将第一电动机转速  $N_{M1}$  和/或第二电动机转速  $N_{M2}$  控制成任何指定值, 同时将发动机转速  $N_E$  维持在基本恒定的值, 或者将发动机转速  $N_E$  控制成任何指定值。

例如, 如图 3 中的共线图所示, 当发动机转速  $N_E$  需要增大而车辆行驶时, 混合动力控制装置 84 提高第一电动机转速  $N_{M1}$  同时将取决于车速  $V$  (驱动轮 34 转速) 的第二电动机转速  $N_{M2}$  维持在基本恒定的值。当发动机转速  $N_E$  需要在自动变速部分 20 的变速过程中维持基本恒定的值时, 如果第二电动机  $N_{M2}$  转速由自动变速部分 20 的变速和车速  $V$  的变化而降低, 则混合动力控制装置 84 增大第一电动机转速  $N_{M1}$ , 而如果第二电动机  $N_{M2}$  转速由自动变速部分 20 的变速和车速  $V$  的变化而升高, 则降低第一电动机转速  $N_{M1}$ , 同时将发动机转速  $N_E$  维持在基本恒定的值。

同样, 混合动力控制装置 84 具有通过向发动机输出控制装置 58 输出用于使用节气门致动器 64 控制电子节气门 62 开启/关闭的指令, 用于控制由燃料喷射装置 66 所喷射燃料量, 和燃料由燃料喷射装置 66 所喷射定时

的指令，及用于控制燃料由诸如点火器的点火装置 68 点燃定时的指令之一，而执行发动机 8 输出控制，使得发动机 8 产生所需输出的功能。

例如，混合动力控制装置 84 基本上根据预存关系（未示出）基于加速踏板操作量  $A_{cc}$  执行节气门控制以驱动节气门致动器 64。即，混合动力控制装置 84 基本上在加速踏板操作量  $A_{cc}$  增大时执行节气门控制以提高节气门开度  $\theta_{TH}$ 。发动机输出控制装置 58 控制发动机转矩，例如，根据由混合动力控制装置 84 提供的指令，通过使用节气门致动器 64 控制电子节气门 62 开度，控制由燃料喷射装置 66 执行的燃料喷射，并控制燃料由诸如喷射器的燃料喷射装置 68 点燃的定时。

同样，混合动力控制装置 84 可以在电动机驱动模式中驱动车辆，使用差速部分 11 的电 CVT 功能（差速作用），而无论发动机 8 是停机还是怠速。

例如，混合动力控制装置 84 使用如图 8 中所示的预存关系图（驱动力源切换图，驱动力源映射图），基于由实际车速  $V$  和从自动变速部分 20 输出的所需转矩  $T_{OUT}$  指示的车辆状况，判定车辆状况是处于电动机驱动区域还是发动机驱动区域。在关系图中，车速  $V$  和从自动变速部分 20 输出的所需转矩  $T_{OUT}$  用作参数。图 8 中所示关系图包括发动机驱动区域和电动机驱动区域之间的边界曲线，其提供成在发动机 8 和第二电动机 M2 之间切换用于起动和驱动车辆的驱动力源。然后，混合动力控制装置 84 在电动机驱动模式或发动机驱动模式中驱动车辆。例如，由图 8 中实线 A 表示的驱动力源切换图，与图 8 中实线和点划线表示的变速映射图一起预存。从图 8 中可见，例如，混合动力控制装置 84 在低输出转矩  $T_{OUT}$  区域，即，在发动机效率通常低于高转矩区域的低发动机转矩  $T_E$  区域中，或者在车速  $V$  较低的低车速区域，即，低负荷区域中，在电动机驱动模式中驱动车辆。

当车辆在电动机驱动区域中驱动时，混合动力控制装置 84 执行控制以抑制停止的发动机 8 的拖曳，以提高燃料效率。即，当车辆在电动机驱动区域中驱动时，混合动力控制装置 84 控制第一电动机 M1，使得第一电动机转速  $N_{M1}$  为负值，例如，混合动力控制装置 84 将第一电动机 M1 置于非

负荷状态，由此实现怠速状态，从而按照需要，使用差速部分 11 的电 CVT 功能（差速作用）将发动机转速  $N_E$  维持为零或者基本为零。

即使当车辆在发动机驱动模式中驱动时，混合动力控制装置 84 可以通过经由电路径从第一电动机 M1 和/或蓄电装置 56 向第二电动机 M2 提供电能，并通过驱动第二电动机 M2 以向驱动轮 34 施加转矩，而执行所谓的转矩辅助操作以辅助发动机 8。

同样，混合动力控制装置 84 可以将第一电动机 M1 置于非负荷状态以允许第一电动机 M1 怠速。在该情况下，转矩无法在差速部分 11 中传递，即，动力的传递在差速部分 11 中的动力传递路径中基本中断，且差速部分 11 不产生输出。即，通过将第一电动机 M1 置于非负荷状态，混合动力控制装置 84 能够将差速部分 11 置于空位状态，使得动力传递在差速部分 11 内的动力传递路径中电中断。

在动力传递装置由本实施例中的差速部分 11 和自动变速部分 20 形成时，例如，当车辆加速时，如果自动变速部分 20 中的动力传递路径由于某些故障而被置于动力传递中断状态，则第二电动机 M2 被置于基本无负荷的状态。因而，第二电动机 M2 会超速，而第二电动机 M2 的耐用性会下降。发生某些故障的情况的一个例子如下。线性电磁阀 SL1 至 SL5 由于线路断路，或者线性电磁阀 SL1 至 SL5 中发生的故障，可能不会根据变速指令操作。在这种情况下，在车辆加速时应当接合的离合器 C 和制动器 B 分离。

在本实施例中，提供故障判定装置 86 和故障安全控制装置 88。故障判定装置 86 通过在与变速机构 10 预定旋转部件（例如，第二电动机 M2 或传递部件 18）转速有关的实际值和理论值之间进行比较，判定构成动力传递装置一部分的自动变速部分 20 中是否发生故障。当故障判定装置 86 确定自动变速部分 20 中发生故障时，故障安全控制装置 88 执行故障安全控制，以防止预定旋转部件超速。

更具体地，变速位置确定装置 90 基于表示变速杆 52 所被置于的变速位置  $P_{SH}$  的信号，判定变速杆 52 是否被置于诸如位置“D”，位置“M”，

或位置“R”的行驶位置。即，变速位置判定装置 90 判定自动变速部分 20 中的动力传递路径是否处于动力传递允许状态。

当第二电动机 M2 实际转速和理论转速之间的差值在预定时间段保持等于或高于预定值，即，自动变速部分 20 在预定时间段保持在异常状态中时，故障判定装置 86 判定自动变速部分 20 中发生的故障。第二电动机 M2 实际转速和理论转速之间的差值被视为通过在与变速机构 10 预定旋转部件转速有关的实际值和理论值之间进行比较而获得的比较值。

例如，当变速位置确定装置 90 判定变速杆 52 被置于行驶位置时，故障判定装置 86 基于在由有级变速控制装置 82 提供的用于变速而输出的指令指示的档位上的变速比  $\gamma$ ，和由输出轴转速传感器 72（参考图 4）检测的输出轴转速  $N_{OUT}$ （下文中，简称为“输出轴转速  $N_{OUT}$ ”），根据等式，第二电动机理论转速  $N_{M2T} = \text{输出轴转速 } N_{OUT} \times \text{由用于变速而输出的指令指示的档位上的变速比 } \gamma$ ，计算第二电动机 M2 的理论转速（下文中，简称为“第二电动机理论转速”） $N_{M2T}$ 。然后，当由 M2 转速传感器 74（参考图 4）所检测的第二电动机 M2 实际转速  $N_{M2}$  和第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  之间的差值  $\Delta N_{M2} = (N_{M2} - N_{M2T})$  在预定时间段保持等于或高于预定值，即，自动变速部分 20 在预定时间段保持在异常状态中时，故障判定装置 86 判定自动变速部分 20 中发生故障。注意，异常状态被视为基于其判定为故障发生的预定状态。更具体地，当自动变速部分 20 在预定时间段保持在异常状态中时，判定自动变速部分 20 中发生故障。这样，在本实施例中，“故障”和“异常状态”清楚地彼此区分。

预定值也被称为“异常状态判定值”。预定值通过经验判定并预先设定，使得当差值  $\Delta N_{M2}$  等于或高于预定值时，可以判定自动变速部分 20 处于异常状态。预定值被设为特定值，例如，大约 500rpm。预定时间段也被称为“故障判定时间段”。预定时间段被设定成减小虽然没有发生故障然而错误地判定为发生故障的可能性，即，准确地判定是否发生故障。下面将详细说明设定预定时间段的方法。

当故障判定装置 86 在动力驱动行驶的定时判定自动变速部分 20 中发

生故障时,故障安全控制装置 88 执行故障安全以防止第二电动机 M2 超速。例如,故障安全控制装置 88 向混合动力控制装置 84 输出指令,以减小由传递部件 18 传递的驱动力,以防止第二电动机 M2 超速,例如,转矩减小指令,以通过减小从发动机 8 和/或第二电动机 M2 输出并输入至自动变速部分 20 的转矩,减小输入至自动变速部分 20 的转矩  $T_{IN}$ 。

这样,预定时间段是用于判定故障安全控制装置 88 开始故障安全控制的定时的判定时间段。下文中,预定时间段将被称为“故障安全开始判定时间段  $T_F$ ”。

下文中,将详细说明设定故障安全开始判定时间段  $T_F$  的方法。如上所述,第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  基于由输出轴转速传感器 72 检测的输出轴转速  $N_{OUT}$  计算。实际第二电动机转速  $N_{M2}$  由 M2 转速传感器 74 检测。至于输出轴转速传感器 72,例如,采用众所周知的电磁拾取型转速传感器。至于 M2 转速传感器 74,例如,采用众所周知的分解器型转速传感器。当所检测的旋转部件转速处于低转速区域中时,由于转速传感器的特性,检测转速的精确性会降低,或者检测转速的定时会延迟。即,例如,在采用电磁拾取型转速传感器的情况中,当实际转速处于低转速区域中时,在特定时间段内的脉冲信号数量会变化,或者脉冲信号的输出定时会延迟。这样,检测精度会降低,或者转速检测的定时会延迟。

当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于高转速区域中时,与当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于低转速区域中时相比,第二电动机转速  $N_{M2}$  和预定超速值之间的差值小。因而,当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于高转速区域中,且自动变速部分 20 中发生故障时,第二电动机 M2 会在短时间内超速。

这样,例如,如果故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设置为恒定值,会发生下列情况。当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于低转速区域时,可能会错误地判定发生故障,而故障安全控制会不必要地执行。当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于高转速区域时,判定发生故障的准确性会下降,即,判定为故障发生的定时会延迟,因此,故障安全控制在第二电动机 M2 超速前可能会不执行。这样,更加强烈地期望提高当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于高转速区域中时,

判定为故障发生的准确性，并减小错误地判定为发生故障的可能性。

因此，故障判定装置 86 包括当由 M2 转速传感器 74 检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  较低时，与当第二电动机转速  $N_{M2}$  较高时相比，将故障安全开始判定时间段  $T_F$  设定成较长时间段的时间段设定装置 92。即，当第二电动机转速  $N_{M2}$  较低，因而，转速传感器检测第二电动机转速  $N_{M2}$  的准确性降低，而第二电动机 M2 不可能超速时，故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设定为较长的时间段，以减小错误地判定为故障发生的可能性。当第二电动机转速较高，因而，第二电动机 M2 可能超速时，故障安全保护开始确定时间段  $T_F$  被设定为较短时间段，以快速地确定故障发生。

例如，时间段设定装置 92 使用图 10 中所示关系（故障安全开始判定时间段图），该关系通过经验确定并预先设定使得随着第二电动机转速  $N_{M2}$  降低，故障开始判定时间段  $T_F$  增大，基于由 M2 转速传感器 74 检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  设定故障安全开始判定时间段  $T_F$ 。

图 11 是说明由电子控制单元 80 所执行的控制操作，即，执行成在正确定时判定自动变速部分 20 发生故障的控制操作主要部分的流程图。该控制操作在非常短的循环时间内，例如，大约几毫秒至几十毫秒，重复执行。

在图 11 中，首先在与变速位置判定装置 90 相对应的步骤 S1 中，基于表示变速杆 52 所处变速位置  $P_{SH}$  的信号，判定变速杆 52 是否处于诸如位置“D”或位置“R”的行驶位置。

当在步骤 S1 中作出否定判定时，在步骤 S8 中执行不是故障判定控制的控制。或者，程序结束。

当在步骤 S1 中作出肯定判定时，判定第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  和第二电动机转速  $N_{M2}$  之间的差值  $\Delta N_{M2}$  是否等于或高于预定值（异常状态判定值），即，自动变速部分 20 在与故障判定装置 86 相对应的步骤 S2 中是否处于异常状态。第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  基于在由输出用于变速的指令所指示的档位变速比  $\gamma$ ，和由输出轴转速传感器 72 检测的输出轴转速  $N_{OUT}$  而计算。第二电动机转速  $N_{M2}$  由 M2 转速传感器 74 检测。异常状态判定值被设定为特定值，例如，大约 500rpm。异常状态判定值会随着输出轴转速

$N_{OUT}$  下降而增大，或者会随着第二电动机转速  $N_{M2}$  下降而增大，以防止当转速处于低转速区域中时错误判定，并当转速处于高转速区域中时提高判定准确性。

当在步骤 S2 中作出肯定判定时，在与时间段设定装置 92 相对应的步骤 S3 中，使用如图 10 中所示的故障安全开始判定时间段图，设定故障安全开始判定时间段  $T_F$ 。故障安全开始判定时间段随着由 M2 转速传感器检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  下降而增大。同样，在步骤 S3 中，开始流逝时间段的测量。

当在步骤 S2 中作出否定判定时，程序继续与故障判定装置 86 相对应的步骤 S4。在步骤 S4 中，故障安全开始判定时间段  $T_F$  保持未设定，或者即使当所流逝时间段还未到达设定故障安全开始判定时间段时，在步骤 S3 中设定的故障安全开始判定时间段  $T_F$  重新设定（重置）。

接着步骤 S3，在与故障判定装置 86 相对应的步骤 S5 中，判定所流逝时间段是否已经达到在步骤 S3 中设定的故障安全开始判定时间段  $T_F$ 。即，在步骤 S2 中判定自动变速部分 20 处于异常状态后，判定自动变速部分 20 是否在故障安全开始判定时间段  $T_F$  内保持处于异常状态。

当在步骤 S5 中作出肯定判定时，在与故障安全控制装置 88 相对应的步骤 S6 中，执行故障安全控制以防止第二电动机 M2 超速。例如，为了防止第二电动机 M2 超速，输出转矩降低指令以通过减小从发动机 8 和/或第二电动机 M2 输出的转矩而减小输入到自动变速部分 20 的转矩  $T_{IN}$ 。

当在步骤 S5 中作出否定判定，或在步骤 S4 中的过程执行后，程序转向与有级变速控制装置 82 和混合动力控制装置 84 相对应的步骤 S7。在步骤 S7 中，执行用于自动变速部分 20 的普通自动变速控制，和用于作为电 CVT 的差速部分 11 的普通自动变速控制。

如上所述，在本实施例中，故障判定装置 86 判定第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  和第二电动机转速  $N_{M2}$  之间的差值  $\Delta N_{M2}$  是否等于或高于异常状态判定值，即，自动变速部分 20 是否处于异常状态。第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  基于在由输出用于变速的指令所指示的档位变速比  $\gamma$ ，和由输出轴转速传



感器 72 检测的输出轴转速  $N_{OUT}$  而计算。第二电动机转速  $N_{M2}$  由 M2 转速传感器 74 检测。当自动变速部分 20 在故障安全开始判定时间段  $T_F$  内保持处于异常状态时, 故障判定装置 86 判定自动变速部分 20 中发生故障。当第二电动机转速  $N_{M2}$  较低时, 与当第二电动机转速  $N_{M2}$  较高时相比, 故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设为较长时间段。这样, 可以在正确定时判定自动变速器 20 中发生故障。例如, 当由 M2 转速传感器 74 检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  处于低转速区域时, 可以减小错误地判定为故障发生的可能性。同样, 当第二电动机转速  $N_{M2}$  处于高转速区域时, 可以快速地判定发生故障。

在本实施例中, 当故障判定装置 86 判定为在自动变速部分 20 中出现故障时, 故障安全控制装置 88 执行故障安全控制, 以防止第二电动机 M2 超速。因此, 能够降低故障判定装置 86 错误地判定为自动变速部分 20 中出现故障的可能性。这减小了不必要地执行故障安全控制的可能性。同样, 当存在第二电动机 M2 超速的高可能性时, 快速地执行故障安全控制。

在本实施例中, 故障安全控制装置 88 执行降低从发动机 8 和/或第二电动机 M2 所输出转矩, 即, 输入至自动变速部分 20 的转矩  $T_{IN}$  的故障安全控制, 以防止第二电动机超速。因而, 当确定自动变速部分 20 中发生故障时, 可以正确地防止第二电动机 M2 超速。

下面, 将说明本发明的其它实施例。在下面的说明中, 与上述实施例中相同和相对应的部分用相同的附图标记表示, 且省略其说明。

接着, 将说明上述实施例的变形例。在上述实施例中, 时间段设定装置 92 基于由 M2 转速传感器 74 所检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  设定故障安全开始判定时间段  $T_F$ 。在变形例中, 取而代之, 或者除了基于第二电动机转速  $N_{M2}$  设定故障安全开始判定时间段  $T_F$  以外, 当比较值较小时, 与当比较值较大时相比, 时间段设定装置 92 将故障安全开始判定时间段设定为较长的时间段。比较值通过在与变速机构 10 预定旋转部件转速有关的实际值和理论值之间进行比较, 例如, 第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  和由 M2 转速传感器 74 检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  之间的差值  $\Delta N_{M2}$ , 而获得。这样, 当

差值  $\Delta N_{M2}$  较小，从而，异常程度较低时，故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设为较长的时间段，以降低异常地判定为发生故障的可能性。当差值  $\Delta N_{M2}$  较大，从而，异常程度较高时，故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设为较短的时间段，以快速地判定为故障发生。

例如，时间段设定装置 92 基于实际差值  $\Delta N_{M2}$ ，使用图 12 中所示的关系（故障安全开始判定时间段图）设定故障安全开始判定时间段  $T_F$ ，该关系图由经验确定且预先存储使得随着差值（偏移量） $\Delta N_{M2}$  减小，故障安全开始判定时间段  $T_F$  增大。

如上所述，在变形例中，故障判定装置 86 判定第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  和第二电动机转速  $N_{M2}$  之间的差值  $\Delta N_{M2}$  是否等于或高于异常状态判定值，即，自动变速部分 20 是否处于异常状态。当自动变速部分 20 在故障安全开始判定时间段  $T_F$  中保持处于异常状态时，故障判定装置 86 判定自动变速部分 20 中发生故障。当差值  $\Delta N_{M2}$  较小时，与差值  $\Delta N_{M2}$  较大时相比，故障安全开始判定时间段  $T_F$  被设定为较长的时间段。因而，取而代之，或者除了上述实施例中获得的效果以外，可以在正确定时判定自动变速部分 20 中发生故障。例如，当差值  $\Delta N_{M2}$  较小，从而，异常程度较低时，可以减小异常地确定故障发生的可能性。同样，当差值  $\Delta N_{M2}$  较大，从而，异常程度较高时，可以快速地确定故障发生。

本发明的实施例已经参考附图详细说明。但是，本发明可以通过组合上述实施例而实现，或者以其它实施例实现。

例如，在上述实施例中，时间段设定装置 92 基于由 M2 转速传感器 74 所检测的第二电动机转速  $N_{M2}$ ，或者基于比较值，例如，差值  $\Delta N_{M2}$ ，设定故障安全开始判定时间段  $T_F$ 。但是，本发明不限于这些设定故障安全开始判定时间段  $T_F$  的方法。即，故障安全开始判定时间段  $T_F$  可以基于不同的表示操作状态的参数设定。例如，故障安全开始判定时间段  $T_F$  可以基于发动机转速  $N_E$  和差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  设定，因为第二电动机转速  $N_{M2}$  可以根据差速部分 11 旋转元件之间的关系，基于发动机转速  $N_E$  和差速部分 11 的变速比  $\gamma_0$  确定。同样，故障安全开始判定时间段  $T_F$  可以基

于发动机转速  $N_E$  和第一电动机转速  $N_{M1}$  设定。

同样，在上述实施例中，动力传递装置由差速部分 11 和自动变速部分 20 组成。但是，本发明不限于该构造。本发明可以应用于不同动力传递装置。例如，动力传递装置可以包括在动力传递允许状态和动力传递中断状态之间切换从变速器输出轴至驱动轮的动力传递路径状态的离合器。在该情况中，当判定离合器中发生故障时，例如，执行故障安全控制以防止变速器的预定旋转部件超速。特别地，在电动机选择性地连接至输出轴的情况中，执行故障安全控制以防止电动机超速。

同样，在上述实施例中，第二电动机 M2 用作预定旋转部件的一个例子。但是，任何旋转部件可以用作预定旋转部件，只要该旋转部件的实际转速可被检测，和该旋转部件的理论转速可以计算。但是，作为预定旋转部件，优选地使用基于旋转部件中发生故障的判定，在执行故障安全控制时需要防止超速的旋转部件。同样，因为第二电动机 M2 选择性地连接至传递部件 18，已经说明的实施例使用第二电动机转速  $N_{M2}$ 。但是，可以使用传递部件 18 的转速。而且，在上述实施例中，执行故障安全控制以防止第二电动机 M2 超速。但是，当第二电动机 M2 超速的旋转区域不同于传递部件 18 超速的旋转区域时，优选地故障安全控制应当对于第二电动机 M2 和在低转速区域中超速的传递部件 18 之一执行。

同样，在上述实施例中，在执行防止超速的故障安全控制情况中，故障确定装置 86 判定自动变速部分 20 中是否在动力传递行驶定时发生故障。但是，在执行除了防止超速的故障安全控制以外的控制情况中，故障判定装置 86 可以判定自动变速部分 20 中是否在不是动力传递行驶的定时发生故障。例如，可以判定自动变速部分 20 中是否在滑行的定时发生故障。在该情况中，当自动变速部分 20 处于异常状态中时，理论值高于实际值。因而，当实际值和理论值互相比时，必须判定理论值是否高于实际值。

同样，在上述实施例中，通过在与变速机构 10 的预定旋转部件有关的实际值和理论值之间进行比较而获得的比较值是由 M2 转速传感器 74 检测的第二电动机转速  $N_{M2}$  和第二电动机理论转速  $N_{M2T}$  之间的差值  $\Delta N_{M2}$

( $=N_{M2}-N_{M2T}$ )。但是,比较值不限于差值 $\Delta N_{M2}$ 。可以使用不同的比较值,只要可以使用这些比较值判定是否发生故障。

例如,比较值可以是转速比 $R_{M2}$ ( $=N_{M2}/N_{M2T}$ ),其是第二电动机转速 $N_{M2}$ 与第二电动机理论转速 $N_{M2T}$ 的比值。与上述实施例不同,在该情况下,例如,在图11中的步骤S2中,判定转速比 $R_{M2}$ 是否等于或高于通过1加预定值获得的异常状态判定值。以这种方式,异常判定装置86正确地判定自动变速部分20是否处于异常状态。同样,与上述实施例不同,当转速比 $R_{M2}$ 较小,即,当转速比 $R_{M2}$ 接近1时,与当转速比 $R_{M2}$ 较大,即,当转速比 $R_{M2}$ 远离1时相比,时间段设定装置92可以将故障安全开始判定时间段 $T_F$ 设定为较长的时间段。即,当转速比 $R_{M2}$ 接近1,从而,异常程度较低时,故障安全开始判定时间段 $T_F$ 被设定为较长的时间段,以减小错误地判定为发生故障的可能性。当转速比 $R_{M2}$ 远离1,从而,异常程度较高时,故障安全开始判定时间段 $T_F$ 被设定为较短的时间段,以快速地判定为故障发生。这样,当转速比 $R_{M2}$ 接近1,从而,异常程度较低时,能够减小错误地判定为发生故障的可能性。当转速比 $R_{M2}$ 远离1,从而,异常程度较高时,能够快速判定为故障发生。

同样,例如,比较值可以是构成动力传递装置至少一部分的自动变速部分20实际变速比 $\gamma$ (=由M2转速传感器74检测的第二电动机转速 $N_{M2}$ /由输出轴转速传感器72检测的输出轴转速 $N_{OUT}$ ),和理论变速比 $\gamma_T$ (由用于变速而输出的指令指示的档位上的变速比)之间的差值 $\Delta\gamma$ ( $\gamma-\gamma_T$ )。与上述实施例不同,在该情况下,例如,在图11中的步骤S2中,判定差值 $\Delta\gamma$ 是否等于或高于异常状态判定值。以这种方式,异常判定装置86正确地判定自动变速部分20中是否发生故障。同样,与上述实施例不同,当差值 $\Delta\gamma$ 较小时,与当差值 $\Delta\gamma$ 较大时相比,时间段设定装置92可以将故障安全开始判定时间段 $T_F$ 设定为较长的时间段。即,当差值 $\Delta\gamma$ 较小,从而,异常程度较低时,故障安全开始判定时间段 $T_F$ 被设定为较长的时间段,以降低不正确地判定为故障发生的可能性。当差值 $\Delta\gamma$ 较大,从而,异常程度较高时,故障安全开始判定时间段 $T_F$ 被设定为较短的时间段,以

快速地判定为故障发生。这样，当差值 $\Delta \gamma$ 较小，从而，异常程度较低时，能够减小错误地判定为发生故障的可能性。当差值 $\Delta \gamma$ 较大，从而，异常程度较高时，能够快速判定为故障发生。

在上述实施例中，差速部分 11（动力分配机构 16）用作电 CVT，其中变速比 $\gamma_0$ 从最小值 $\gamma_{0min}$ 连续变化到最大值 $\gamma_{0max}$ 。但是，例如，本发明可以用于包括这样的差速部分 11 的车辆用驱动装置，其中变速比 $\gamma_0$ 使用差速动作以有级方式变化，而不是连续改变变速比 $\gamma_0$ 。

在上述实施例中，差速部分 11 可以包括差速动作限制装置，其位于动力分配机构 16 中，且限制差速部分 11 的差速动作，使得差速部分 11 作为具有至少两个前进档的有级变速器操作。

同样，在上述实施例中的动力分配机构 16 中，第一行星架 CA1 连接至发动机 8，第一太阳齿轮 S1 连接至第一电动机 M1，而第一齿圈 R1 连接至传递部件 8。但是，连接关系不限于此。发动机 8，第一电动机 M1，和传递部件 18 中的每一个可以连接至第一行星齿轮组 24 三个元件 CA1，S1 和 R1 中的任何一个。

在上述实施例中，发动机 8 直接连接至输入轴 14。但是，例如，发动机 8 可以通过齿轮，皮带等可操作地连接至输入轴 14。发动机 8 和输入轴 14 不需要位于公共轴线上。

在上述实施例中，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 与输入轴 14 同轴布置，第一电动机 M1 连接至第一太阳齿轮 S1，而第二电动机 M2 连接至传递部件 18。但是，第一电动机 M1 和第二电动机 M2 不需要以这种方式布置。例如，第一电动机 M1 可以通过齿轮，皮带，减速器，等可操作地连接至第一太阳齿轮 S1，而第二电动机 M2 可以通过齿轮，皮带，减速器，等可操作地连接至传递部件 18。

在上述实施例中，液压摩擦接合装置中的每一个，诸如第一离合器 C1 和第二离合器 C2，可以是诸如磁粉离合器的磁粉接合装置，诸如电磁离合器的电磁接合装置，或者诸如啮合齿式离合器的机械离合器。例如，当采用电磁离合器时，液压控制回路 70 可以是开关装置，电磁开关装置等，其

切换向电磁离合器提供电指令信号的电指令信号电路的状态。

在上述实施例中，自动变速部分 20 位于传递部件 18 和驱动轮 34 之间的动力传递路径中，传递部件 18 是差速部件 11（即，动力分配机构 16）的输出部件。但是，其它类型的变速部分（变速器）可以位于该动力传递路径中。例如，可以提供自动变速器之一的无级变速器（CVT）。或者，可以提供其中使用选档缸和换档缸自动选档的常啮合平行两轴式自动变速器（虽然常啮合平行两轴式手动变速器是众所周知的）。本发明也可以用于这些情况。

在上述实施例中，自动变速部分 20 通过传递部件 18 串联连接至差速部分 11。但是，输入轴 14 可以布置成平行于中间轴，且自动变速部分 20 可以同轴地位于中间轴上。在该情况下，差速部分 11 连接至自动变速部分 20，使得动力可以通过传递部件组传递，传递部件组包括中间齿轮对，链轮，和链，且其用作传递部件 18。

在上述实施例中，动力分配机构 16，其用作差速机构，可以是包括由发动机旋转的小齿轮，和一对与小齿轮啮合的锥齿轮。在该情况下，差速齿轮单元可操作性地连接至第一电动机 M1 和传递部件 18（第二电动机 M2）。

在上述实施例中，动力分配机构 16 包括一个行星齿轮组。但是，动力分配机构 16 可以包括两个行星齿轮组。当动力分配机构 16 处于非差速模式（变速比固定模式）中时，动力分配机构 16 可以用作至少具有三个档位的变速器。至少两个行星齿轮组中的每一个不限于单小齿轮型行星齿轮组，且可以是双小齿轮型行星齿轮组。

在上述实施例中，变速操作装置 50 包括操作成在多个位置中选择变速位置  $P_{SH}$  的变速杆 52。除了变速杆 52，可以提供其它装置。例如，可以提供能够在多个位置中选择变速位置  $P_{SH}$  的开关，诸如按钮开关或滑动开关，能够响应驾驶员声音，而不是手动操作，在多个位置中改变变速位置  $P_{SH}$  的装置，或者根据脚操作在多个位置中改变变速位置  $P_{SH}$  的装置。同样，在上述实施例中，通过将变速杆 52 移动至位置“M”，设置变速范围。但

是，每一变速范围中的最高档可以被设置为档位。在该情况中，选择档位，自动变速部分 20 变速至所选档位。例如，当变速杆 52 在位置“M”中手动移动至升档位置“+”或降档位置“-”时，根据变速杆 52 的运动，在自动变速部分 20 中选择一档至四档之一。

虽然本发明已经参考其实施例进行了说明，但可以理解本发明不限于示例的实施例和结构。相反，本发明试图覆盖各种变化和等同布置。此外，虽然示例性实施例的各个部件在各个组合和构造中示出，但它们是示例性的，包括更多，更少，或仅有一个元件的其它组合和构造也在本发明的精神和范围内。

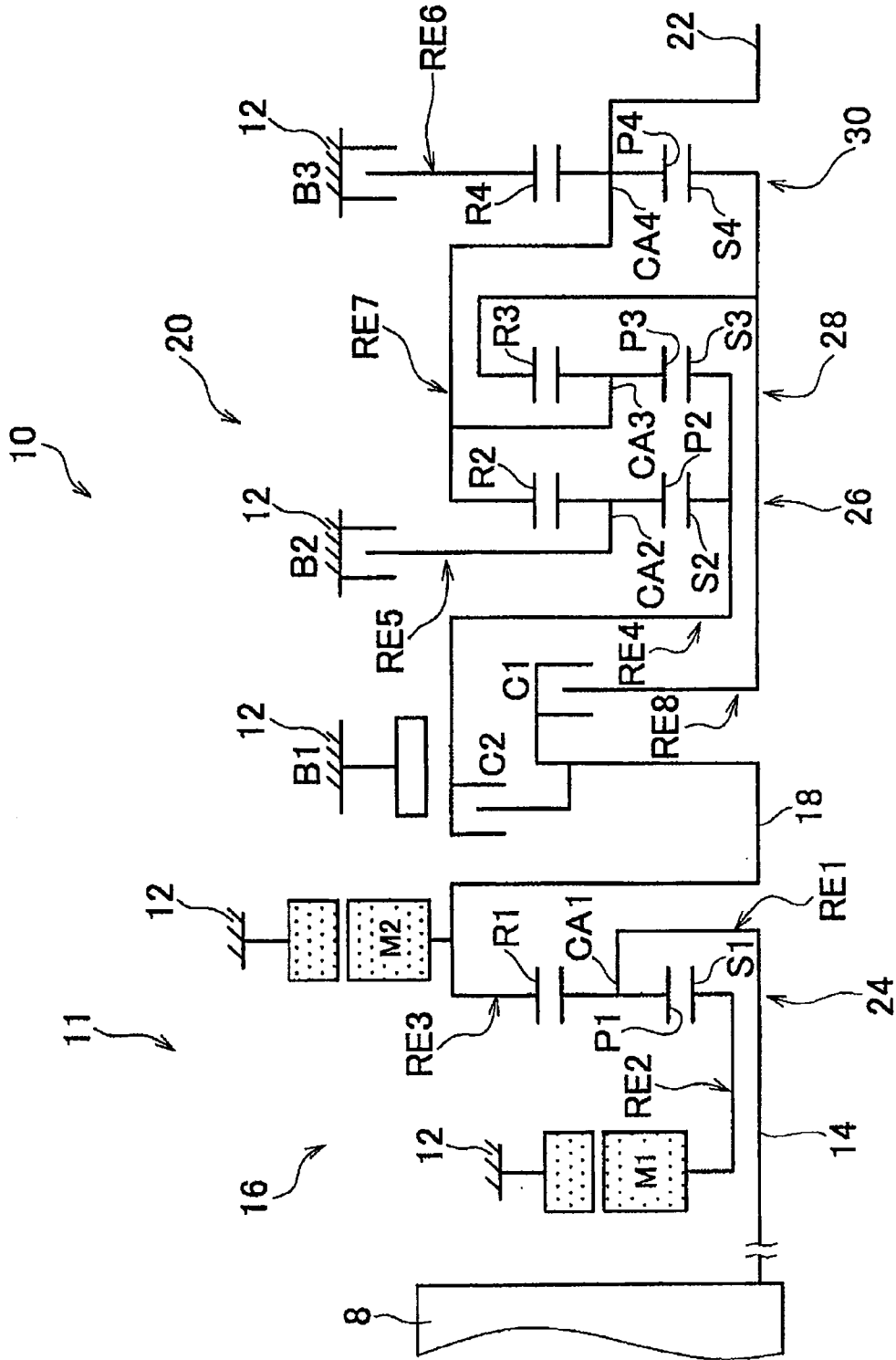


图 1



	C1	C2	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
R		○			○	3.209	总幅 3.36
N							

○ 圆圈：接合

图 2

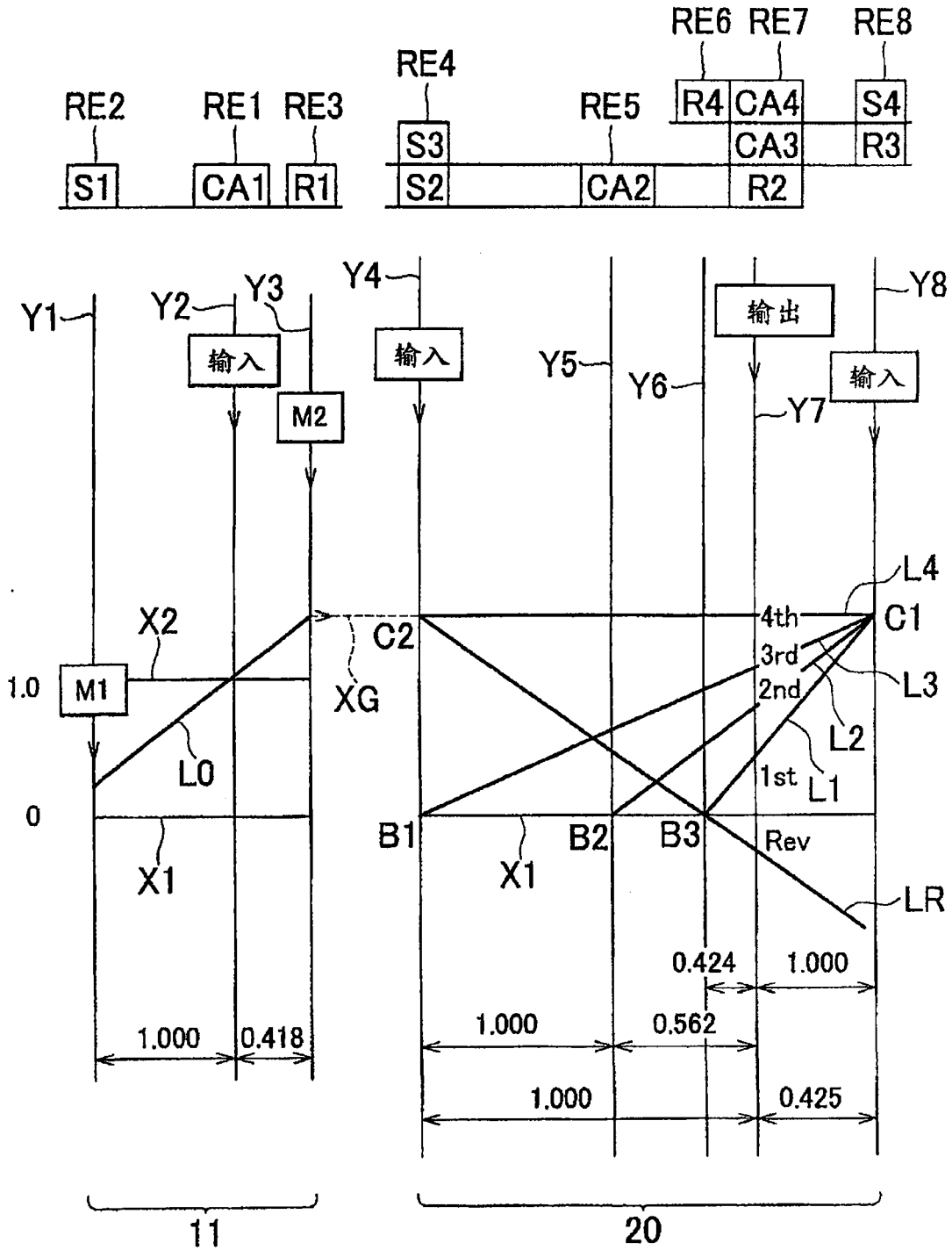


图 3

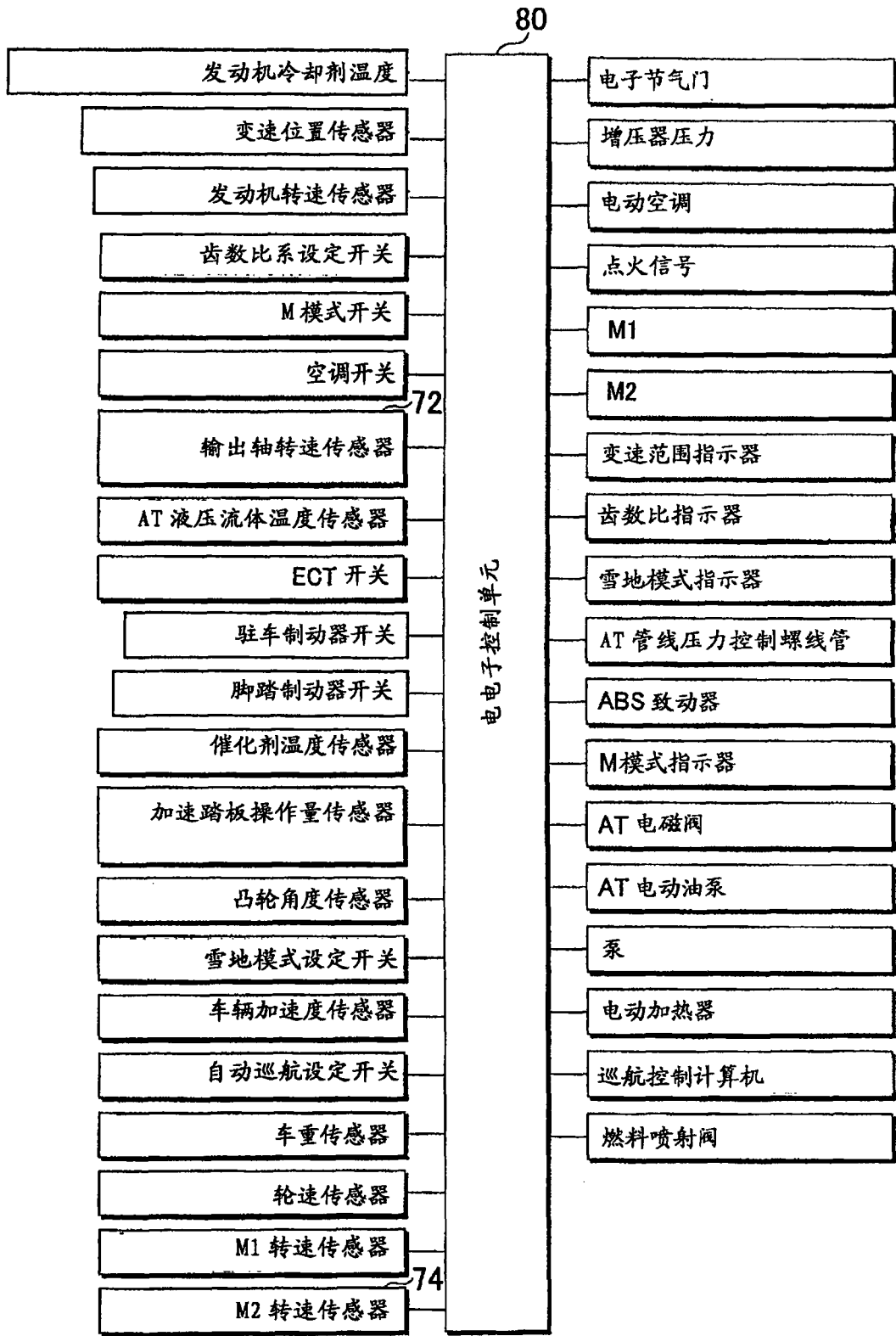


图 4

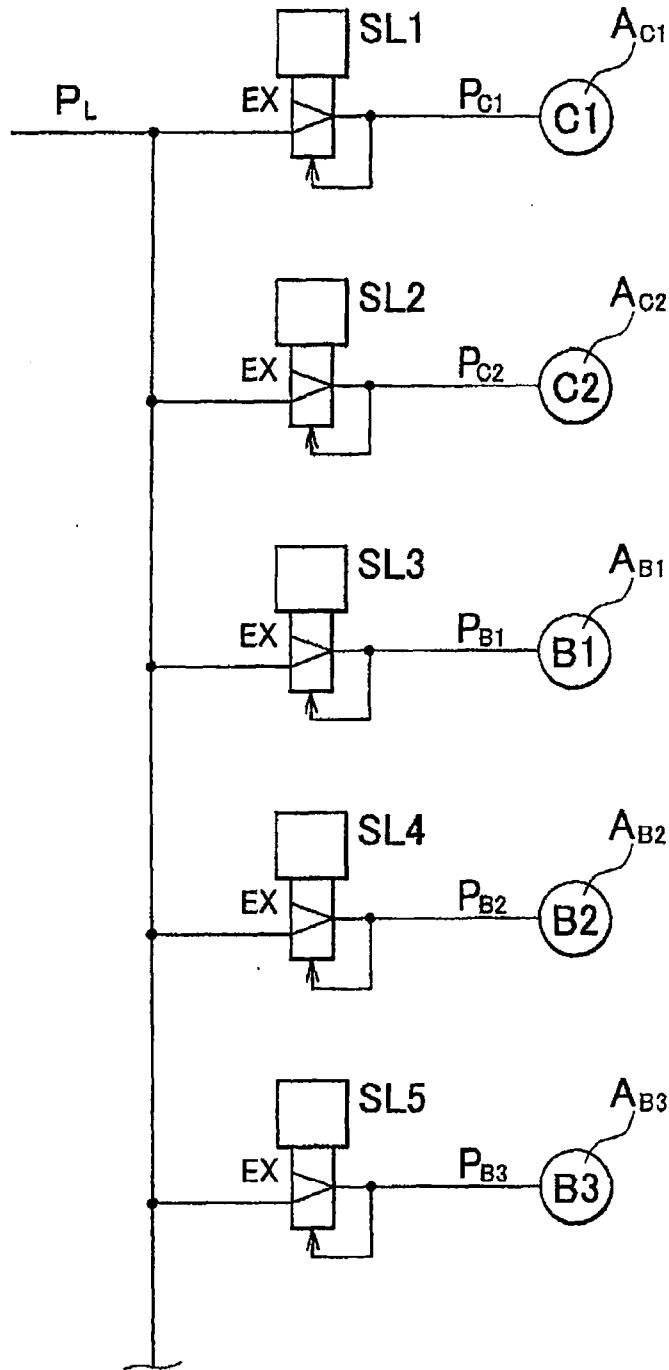


图 5

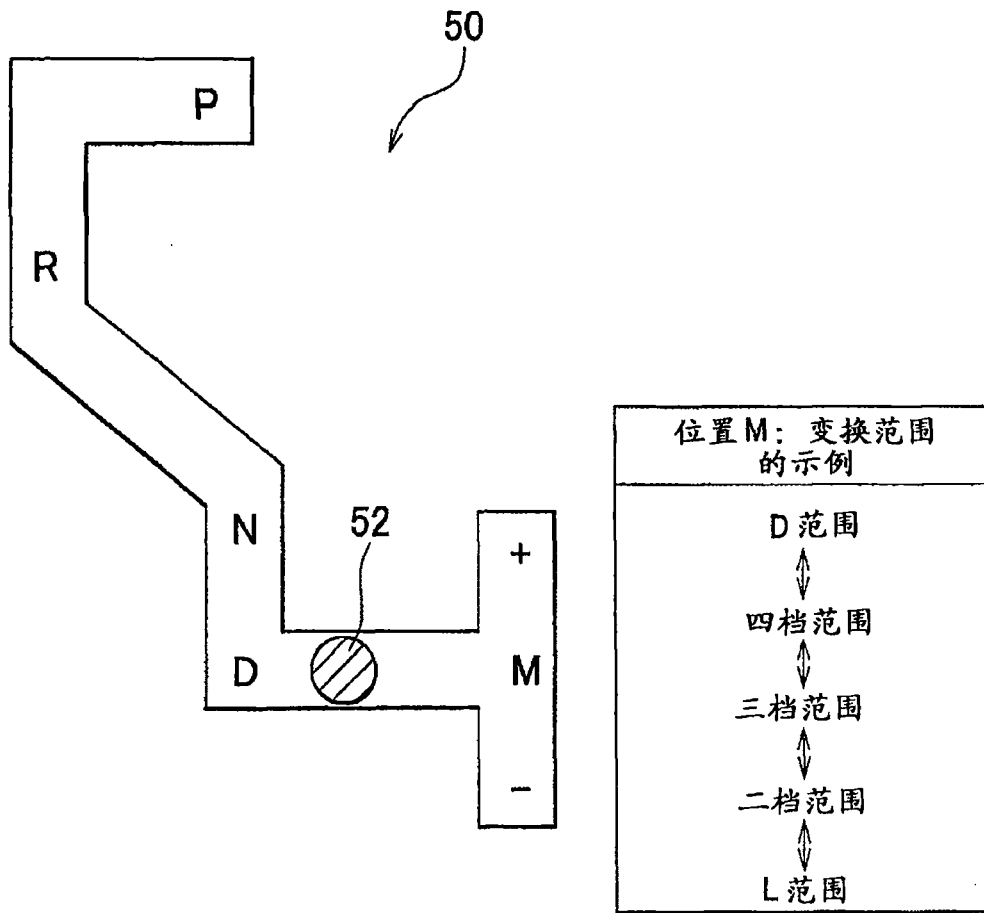


图 6

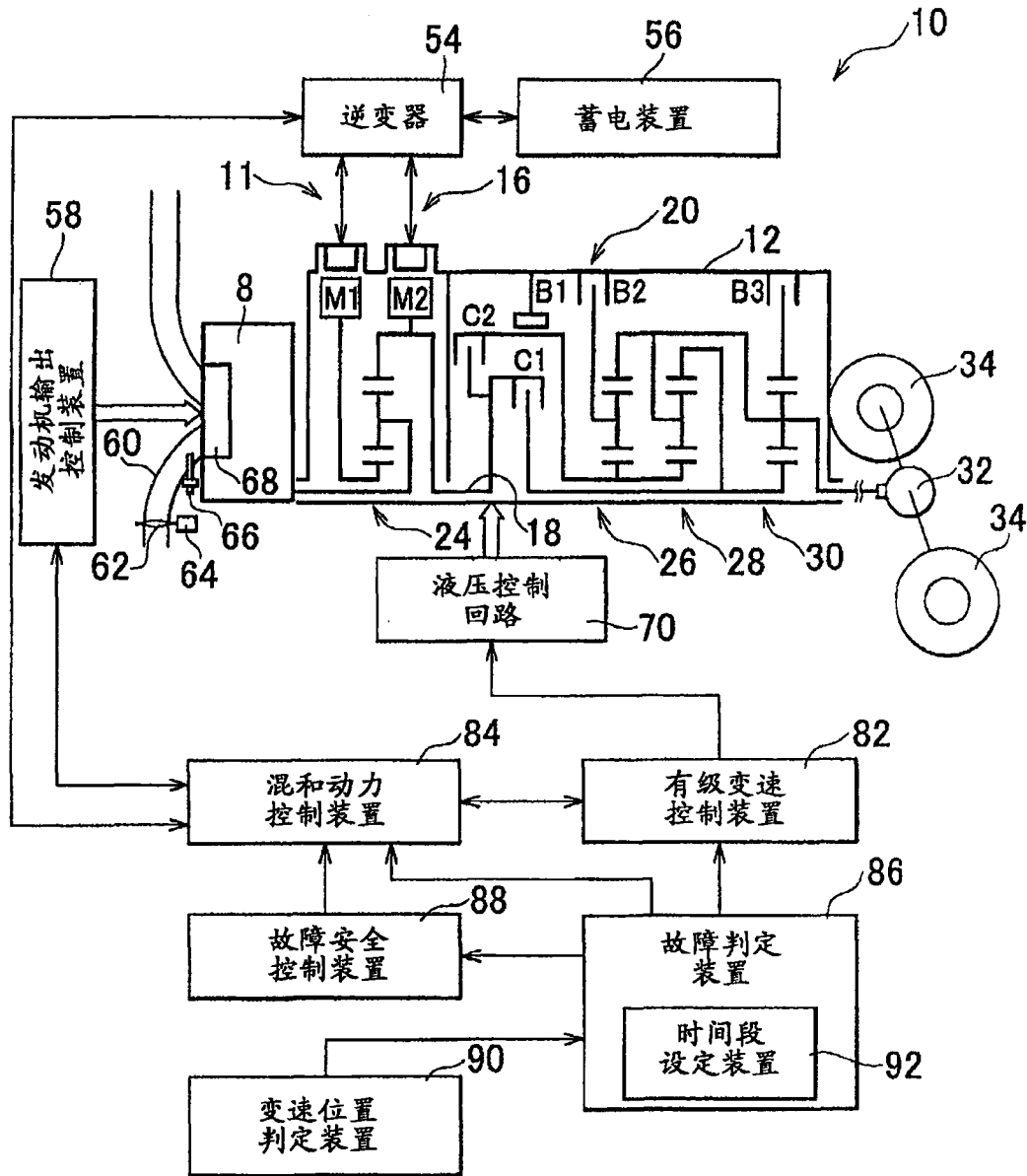


图 7

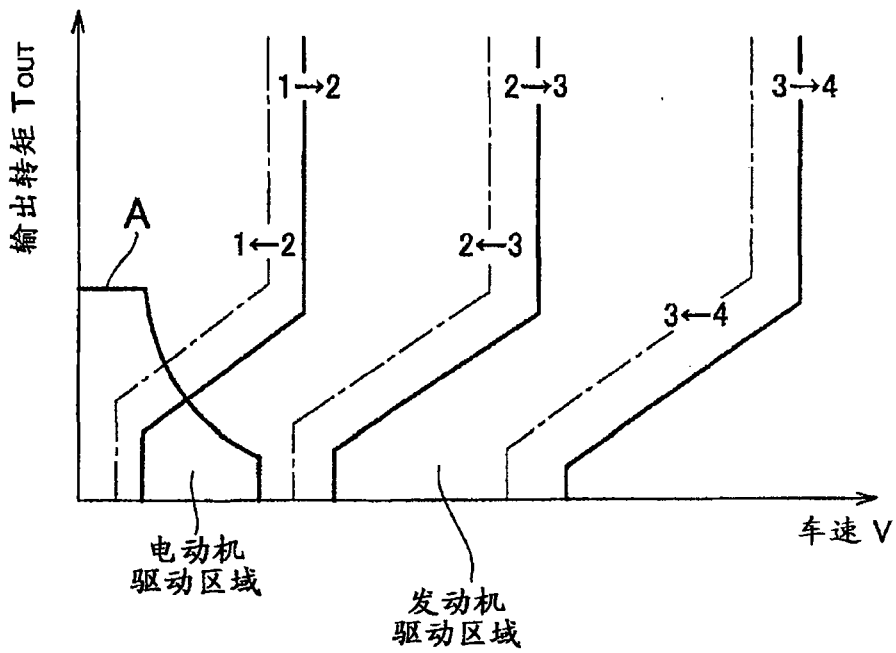


图 8

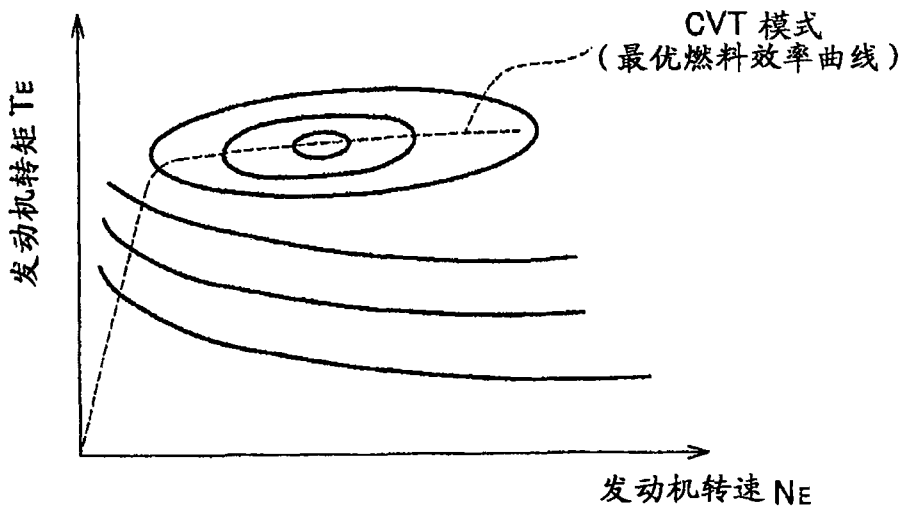


图 9

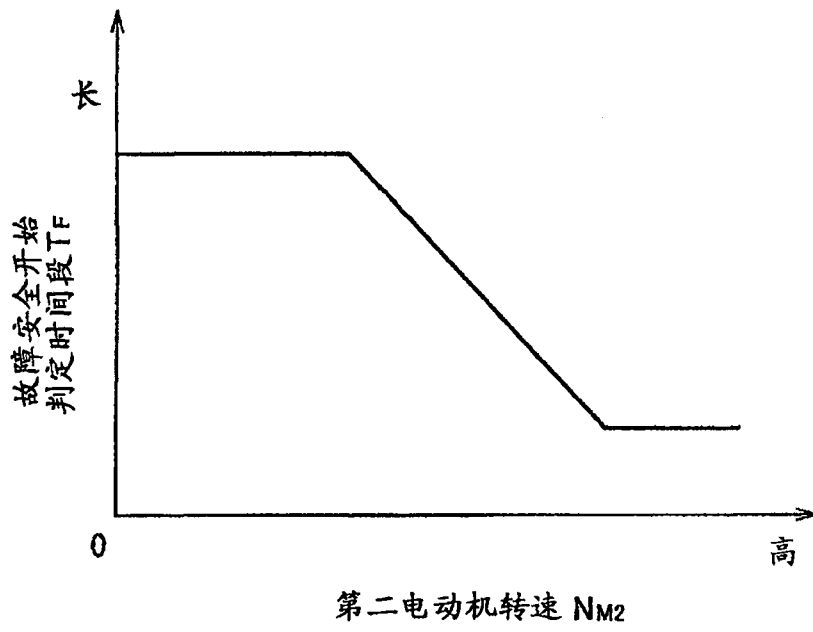


图 10



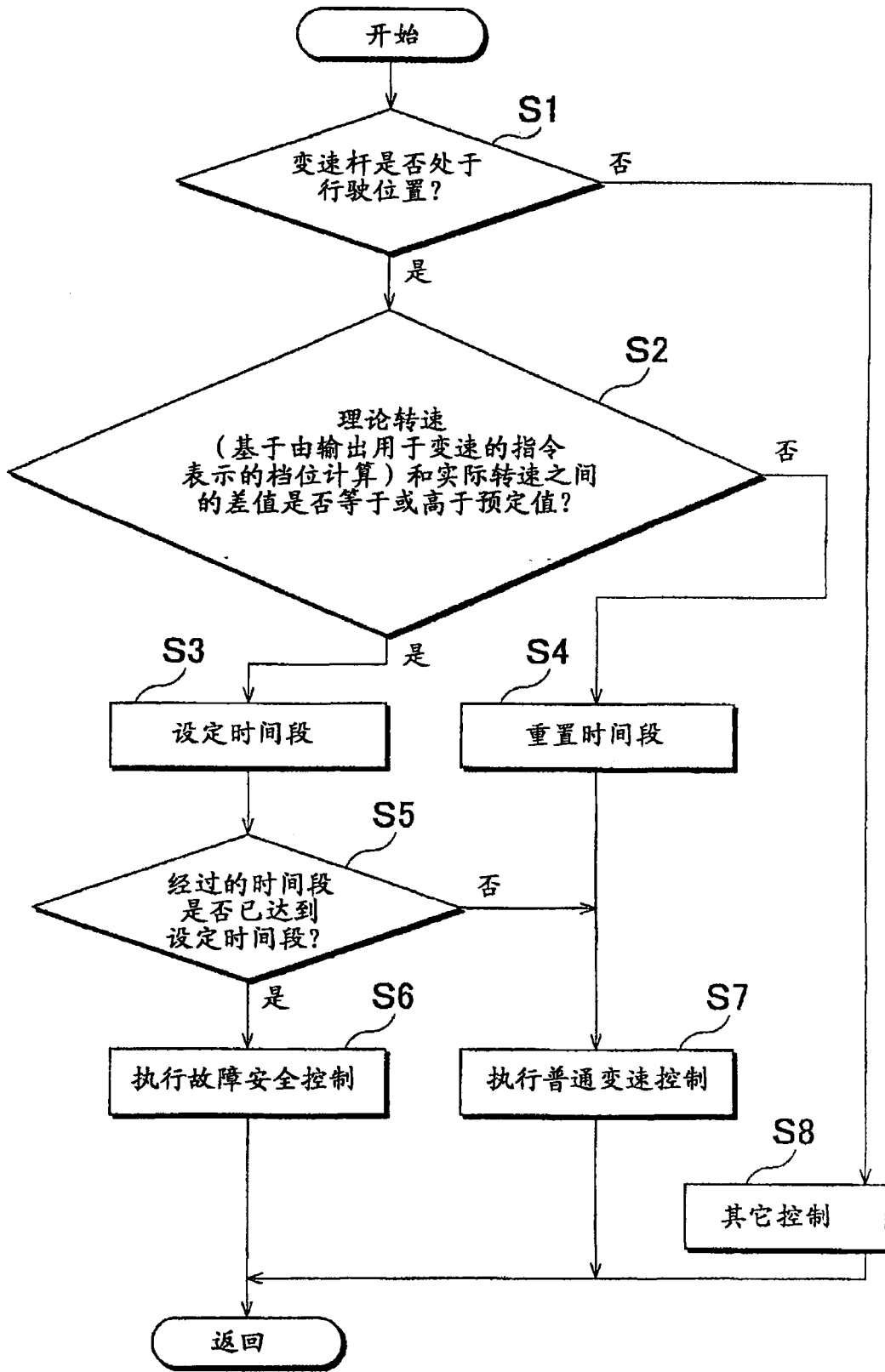


图 11

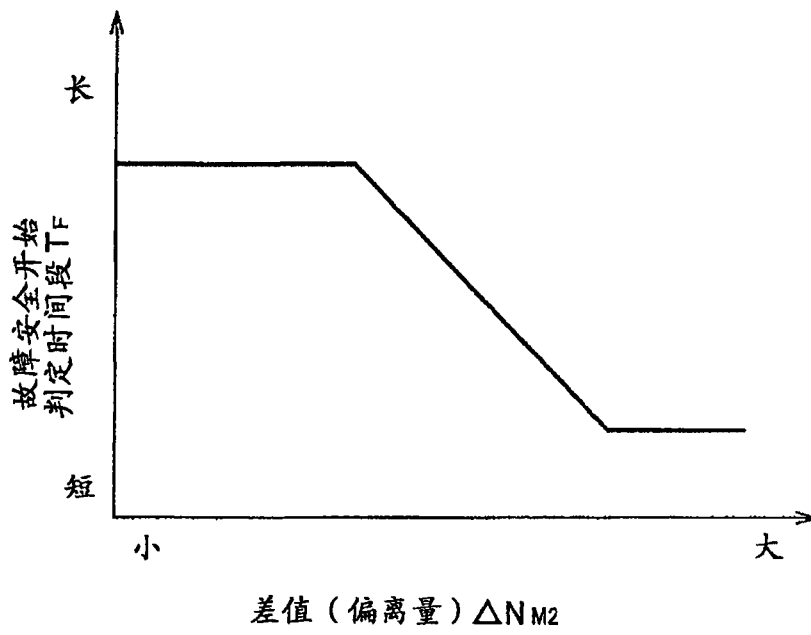


图 12