

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580013103.0

[51] Int. Cl.

- B60K 6/04 (2006.01)*
- F16H 61/04 (2006.01)*
- B60L 11/14 (2006.01)*
- B60L 15/20 (2006.01)*
- B60W 10/06 (2006.01)*
- B60W 10/08 (2006.01)*

[43] 公开日 2007年4月11日

[11] 公开号 CN 1946582A

[51] Int. Cl. (续)

B60W 10/10 (2006.01)

B60W 20/00 (2006.01)

[22] 申请日 2005.2.23

[21] 申请号 200580013103.0

[30] 优先权

[32] 2004.2.25 [33] JP [31] 050532/2004

[32] 2004.11.26 [33] JP [31] 342882/2004

[86] 国际申请 PCT/JP2005/003425 2005.2.23

[87] 国际公布 WO2005/080112 日 2005.9.1

[85] 进入国家阶段日期 2006.10.25

[71] 申请人 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

[74] 专利代理机构 北京东方亿思知识产权代理有限公司

代理人 王安武

权利要求书 8 页 说明书 74 页 附图 28 页

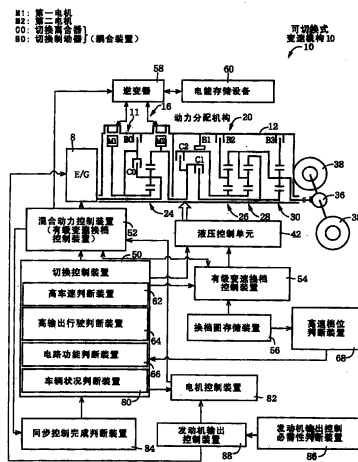
[54] 发明名称

车用驱动系统的控制设备

[57] 摘要

本发明公开了一种可在无级变速换挡状态和有级变速换挡状态之间切换的车用变速机构，和用于控制该变速机构的换挡状态的切换的操作以减少其切换震动并提高耦合设备的耐久度的控制设备。通过在切换控制装置(50)的控制下切换离合器(C0)和制动器(B0)的选择性的松开和啮合动作，变速机构(10)可在电控建立的无级变速换挡状态和有级变速换挡状态之间切换。在切换控制装置(50)的控制下由切换离合器(C0)或制动器(B0)的松开动作来切换到无级变速换挡状态时，第一电机(M1)由电机控制装置(82)控制，使得由第一电机产生反作用转矩，由此切换离合器(C0)或制动器(B0)的反作用转矩被第一电机(M1)的反作用转矩适当地代替，以减小变速机构切换时的切换震动，并且减小耦合设备的输入和输出速度之间的差，结果减小耦合设备

上在其部分啮合状态下的负载，并由此提高耦合设备的耐久度。



1. 一种用于车用驱动系统的控制设备，所述车用驱动系统设置为将发动机的输出传递到车辆的驱动轮，所述控制设备的特征在于包括：

包括动力分配机构和耦合设备的可切换式变速器机构，所述动力分配机构具有固定到所述发动机的第一元件、固定到第一电动机的第二元件、以及固定到第二电机和动力传递构件的第三元件，所述耦合设备可操作以将所述第一至第三元件中的任意两个互相连接并/或将所述第二元件固定到静止构件，所述可切换式变速器机构可在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换，在所述无级变速换档状态中所述可切换式变速器机构可作为电控无级变速器操作，在所述有级变速换档状态中所述可切换式变速器机构可作为有级变速器操作；

切换控制装置，所述切换控制装置用于基于所述车辆的预定状态将所述耦合设备在松开状态和啮合状态之间切换，以将所述可切换式变速器机构选择性地置于所述无级变速换档状态和所述有级变速换档状态之一；和

电机控制装置，所述电机控制装置用于控制所述第一电机以在所述耦合设备松开时产生反作用转矩，并/或在所述耦合设备啮合时减小所述第一元件、所述第二元件、及所述第三元件之间的速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的速度差。

2. 根据权利要求 1 所述的控制设备，其中所述切换控制装置可操作以松开所述耦合设备，来将所述可切换式变速器机构置于其中所述第一、第二和第三元件相对于彼此旋转的无级变速换档状态，并可操作以啮合所述耦合设备，来将所述可切换式变速器机构置于其中所述第一、第二和第三元件彼此连接或所述第二元件保持静止的所述有级变速换档状态。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述可切换式变速器机构从所述有级变速换档状态切换到所述无级变速换档状态时可操作，以在由所述第一电机在所述电机控制装置的控制下产生了所述反作用转矩之后开始所述耦合设备的松开动作。

4. 根据权利要求 1 或 2 所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所

述可切换式变速器机构从所述有级变速换挡状态切换到所述无级变速换挡状态时可操作，且所述电机控制装置在所述耦合设备在所述切换控制装置的控制下的松开动作的过程中控制所述第一电机，使得所述第一电机的所述反作用转矩随着所述耦合设备松开而增大。

5. 根据权利要求 4 所述的控制设备，其中所述电机控制装置反馈控制所述第一电机的速度，以减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差。

6. 根据权利要求 3-5 中任一项所述的控制设备，其中所述电机控制装置控制所述第一电机的速度，使得所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的所述速度差维持在所述耦合设备的所述松开动作开始之前的值，直到由所述切换控制装置控制的所述松开动作完成。

7. 根据权利要求 1-6 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述可切换式变速器机构从所述无级变速换挡状态切换到所述有级变速换挡状态时可操作，以在所述第一电机的速度已经被所述电机控制装置控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的所述速度差之后，开始所述耦合设备的啮合动作。

8. 根据权利要求 1-6 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述可切换式变速器机构从所述无级变速换挡状态切换到所述有级变速换挡状态时可操作，以在由所述电机控制装置对所述第一电机的速度进行控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的所述速度差的过程中，能够进行所述耦合设备的啮合动作。

9. 根据权利要求 7 或 8 所述的控制设备，还包括用于控制所述发动机的转矩或输出的发动机输出控制装置，且其中所述发动机输出控制装置限制所述发动机的所述转矩或所述输出，以防止所述发动机的所述转矩或所述输出超过由所述第一电机的额定值确定的上限，直到由所述切换控制装置控制的所述耦合设备的所述啮合动作完成。

10. 根据权利要求 1-9 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的

行驶速度的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述行驶速度的实际值高于所述预定上限值时将所述可切换式变速器机构置于所述有级变速换档状态。

11. 根据权利要求 1-10 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的驱动力相关值的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述驱动力相关值高于所述预定上限值时将所述可切换式变速器机构置于所述有级变速换档状态。

12. 根据权利要求 1-11 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的行驶速度的实际值和所述车辆的驱动力相关值的实际值，并根据所存储的切换边界线图来判断所述车辆的所述预定状况，所述切换边界线图包括由所述车辆的所述行驶速度和所述驱动力相关值形式的参数界定的高速行驶边界线和高输出行驶边界线。

13. 根据权利要求 1-12 中任一项所述的控制设备，其中所述车辆的所述预定状况是功能劣化判断条件，当用于将所述可切换式变速器机构置于电学地建立的所述无级变速换档状态的控制部件中的任一个的功能劣化时，所述功能劣化判断条件就得以满足，且所述切换控制装置在所述功能劣化判断条件满足时将所述可切换式变速器机构置于所述有级变速换档状态。

14. 根据权利要求 1-13 中任一项所述的控制设备，其中所述动力分配机构是行星齿轮组，且所述第一元件是所述行星齿轮组的行星轮架，所述第二元件是所述行星齿轮组的太阳轮，而所述第三元件是所述行星齿轮组的齿圈，

且其中所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可操作以将所述行星轮架、所述太阳轮和所述齿圈中的任意两个元件互相连接，所述制动器可操作以将所述太阳轮固定到所述静止构件。

15. 根据权利要求 14 所述的控制设备，其中所述行星齿轮组是单级行星齿轮式。

16. 根据权利要求 1-13 中任一项所述的控制设备，其中所述动力分配机构是差速齿轮设备，且所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合

器可操作以将所述第一、第二和第三元件中的任意两个元件互相连接，所述制动器可操作以将所述第二元件固定到所述静止构件。

17. 根据权利要求 16 所述的控制设备，其中所述差速齿轮设备是锥齿轮式。

18. 根据权利要求 14-17 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置啮合所述离合器以使所述动力分配机构能够作为速比为 1 的变速器操作，或者啮合所述制动器以使所述动力分配机构能够作为具有低于 1 的速比的增速变速器操作。

19. 根据权利要求 1-18 中任一项所述的控制设备，其中所述可切换式变速器机构包括自动变速器并具有由所述自动变速器的速比确定的速比，所述自动变速器布置在所述动力传递构件和所述驱动轮之间并串联连接到所述动力分配机构。

20. 根据权利要求 19 所述的控制设备，其中所述可切换式变速器机构具有由所述动力分配机构的速比和所述自动变速器的所述速比界定的总速比。

21. 根据权利要求 19 或 20 所述的控制设备，其中所述自动变速器是根据所存储的换档边界线图换档的有级变速自动变速器。

22. 一种用于车用驱动系统的控制设备，所述车用驱动系统包括差速部分和布置在动力传递构件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中的第二电机，所述差速部分可作为电控差速设备操作，并且包括可操作以将发动机的输出分配到第一电机和动力传递构件并具有多个旋转元件的差速机构，所述控制设备的特征在于包括：

耦合设备，所述耦合设备设置在所述差速机构中并可操作以将所述差速部分在差速状态和锁止状态之间切换，在所述差速状态中所述差速部分可作为所述电控差速设备操作并能够执行差速功能，在所述锁止状态中所述差速部分不能执行所述差速功能；

切换控制装置，所述切换控制装置用于基于所述车辆的预定状况将所述耦合设备在松开状态和啮合状态之间切换，以将所述差速部分选择性地置于所述差速状态和所述锁止状态之一；和

电机控制装置，所述电机控制装置用于控制所述第一电机以在所述耦合设备松开时产生反作用转矩，并/或在所述耦合设备啮合时减小所述多个旋转元件之间的速度差或所述多个旋转元件之中所述第一电机固定到其上的一个旋转元件与静止构件之间的速度差。

23. 根据权利要求 22 所述的控制设备，其中所述差速机构的所述多个旋转元件包括固定到所述发动机的第一元件、固定到所述第一电机的第二元件、以及固定到所述动力传递构件的第三元件，且所述耦合设备可操作以连接所述第一至第三元件中任意两个元件，并/或将所述第二元件固定到所述静止构件。

24. 根据权利要求 23 所述的控制设备，其中所述切换控制装置可操作以松开所述耦合设备以将所述差速部分置于所述差速状态，并可操作以啮合所述耦合设备来将所述差速部分置于所述锁止状态，在所述差速状态中所述第一、第二和第三元件可相对于彼此旋转，在所述锁止状态中所述第一、第二和第三元件作为一个单元旋转或者所述第二元件保持静止。

25. 根据权利要求 23 或 24 所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述差速部分从所述锁止状态切换到所述差速状态时可操作，以在由所述第一电机在所述电机控制装置的控制下产生所述反作用转矩之后开始所述耦合设备的松开动作。

26. 根据权利要求 23 或 24 所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述差速部分从所述锁止状态切换到所述差速状态时可操作，且所述电机控制装置在所述耦合设备在所述切换控制装置的控制下的松开动作的过程中控制所述第一电机，使得所述第一电机的所述反作用转矩随着所述耦合设备松开而增大。

27. 根据权利要求 26 所述的控制设备，其中所述电机控制装置反馈控制所述第一电机的速度，以减小所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的所述速度差。

28. 根据权利要求 25-27 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置控制所述第一电机的速度，使得所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的所述速度差维持在所述耦

合设备的所述松开动作开始之前的值，直到由所述切换控制装置控制的所述松开动作完成。

29. 根据权利要求 23-28 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述差速部分从所述差速状态切换到所述锁止状态时可操作，以在所述第一电机的速度已经被所述电机控制装置控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的所述速度差之后，开始所述耦合设备的啮合动作。

30. 根据权利要求 23-28 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置在所述差速部分从所述差速状态切换到所述锁止状态时可操作，以在由所述电机控制装置对所述第一电机的速度进行控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的所述速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的所述速度差的过程中，能够进行所述耦合设备的啮合动作。

31. 根据权利要求 29 或 30 所述的控制设备，还包括用于控制所述发动机的转矩或输出的发动机输出控制装置，且其中所述发动机输出控制装置限制所述发动机的所述转矩或输出，以防止所述发动机的所述转矩或输出超过由所述第一电机的额定值确定的上限，直到由所述切换控制装置控制的所述耦合设备的所述啮合动作完成。

32. 根据权利要求 23-31 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的行驶速度的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述行驶速度的实际值高于所述预定上限值时将所述差速部分置于所述锁止状态。

33. 根据权利要求 23-32 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的驱动力相关值的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述驱动力相关值高于所述预定上限值时将所述差速部分置于所述锁止状态。

34. 根据权利要求 23-33 中任一项所述的控制设备，其中基于所述车辆的行驶速度的实际值和所述车辆的驱动力相关值的实际值，并根据所存储的切换边界线图来判断所述车辆的所述预定状况，所述切换边界线图包括由所述车辆的所述行驶速度和所述驱动力相关值形式的参数界定的高速行

驶边界线和高输出行驶边界线。

35. 根据权利要求 23-34 中任一项所述的控制设备，其中所述车辆的预定状况是功能劣化判断条件，当用于使所述差速部分能够作为电控差速设备操作的控制部件中的任一个的功能劣化时，所述功能劣化判断条件就得以满足，且所述切换控制装置在所述功能劣化判断条件满足时将所述差速部分置于所述锁止状态。

36. 根据权利要求 23-35 中任一项所述的控制设备，其中所述差速机构是行星齿轮组，且所述第一元件是所述行星齿轮组的行星轮架，所述第二元件是所述行星齿轮组的太阳轮，而所述第三元件是所述行星齿轮组的齿圈，

且其中所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可操作以将所述行星轮架、所述太阳轮和所述齿圈中的任意两个元件互相连接，所述制动器可操作以将所述太阳轮固定到所述静止构件。

37. 根据权利要求 36 所述的控制设备，其中所述行星齿轮组是单级行星齿轮式。

38. 根据权利要求 23-35 中任一项所述的控制设备，其中所述差速机构是差速齿轮设备，且所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可操作以将所述第一、第二和第三元件中的任意两个元件互相连接，所述制动器可操作以将所述第二元件固定到所述静止构件。

39. 根据权利要求 38 所述的控制设备，其中所述差速齿轮设备是锥齿轮式。

40. 根据权利要求 36-39 中任一项所述的控制设备，其中所述切换控制装置啮合所述离合器以使所述差速机构能够作为速比为 1 的变速器操作，或者啮合所述制动器以使所述差速机构能够作为具有低于 1 的速比的增速变速器操作。

41. 根据权利要求 23-40 中任一项所述的控制设备，其中所述动力传递路径包括自动变速器部分，且所述车用驱动系统具有由所述自动变速器部分的速比和所述差速部分的速比界定的总速比。

42. 根据权利要求 41 所述的控制设备，其中所述自动变速器部分是根

据所存储的换档边界线图换档的有级变速自动变速器。

车用驱动系统的控制设备

技术领域

本发明涉及车用驱动系统的控制设备，更具体而言，涉及将驱动系统在电控建立的无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换的控制技术。

背景技术

公知有一种车辆，设置有用于控制驱动系统的控制设备，驱动系统包括布置为将发动机的输出分配到第一电机和输出轴的动力分配机构，以及布置在动力分配机构的输出轴和车辆的驱动轮之间的第二电机。此控制设备的示例包括如专利文献 1 所公开的用于混合动力车辆的控制设备。在该专利文献所公开的混合动力车辆驱动系统中，动力分配机构由三个旋转元件组成，第一元件连接到发动机，第二元件连接到第一电机，而第三元件连接到第二电机，使得由发动机产生的驱动力的主要部分机械地直接传递到驱动轮，同时驱动力的其余部分从第一电机通过形成在其的电路电气地传递到第二电机，且驱动系统被控制为使得发动机保持最优运行状态，允许车辆以提高的燃油经济性来行驶。

专利文献 1: JP-2003-130202A

专利文献 2: JP-2003-130203A

专利文献 3: JP-2003-127681A

专利文献 4: JP-11-19868A

专利文献 5: JP-11-198670A

专利文献 6: JP-11-217025A

专利文献 7: WO 03/016749A1

发明内容

本发明解决的问题

通常，无级变速器公知是用于提高车辆的燃油经济性的设备，而在另一方面，诸如有级变速器之类的行星齿轮式动力传递设备公知是具有较高动力传递效率的设备。但是，已知没有任何适用于提高燃油经济性和动力传递效率两者的动力传递机构。例如，如在上述文献中公开的传统混合动力车辆驱动系统具有电能可以通过其从第一电机传递到第二电机的电路，即，车辆驱动力的一部分作为电能通过其传递的动力传递路径。这些驱动系统在对发动机的需求输出增大的情况下要求第一电机大尺寸化，由此利用从第一电机产生的电能运行的第二电机也被要求大尺寸化，这导致驱动系统趋向于不利地大尺寸化。可选地，其发动机输出的一部分被一次转换为电能并接着传递到驱动轮的传统车用驱动系统具有在车辆的一些行驶状况下（例如，车辆以相对高速行驶期间）燃油经济性劣化的风险。

作为努力解决上述问题的扩展研究的结果，本发明人发现在发动机以常态或相对低的输出范围运行的情况下第一和第二电机不需要具有大尺寸，但在发动机以高输出范围运行以例如提供最大输出用于车辆的高输出行驶的情况下，电机的需求尺寸取决于需求容量或输出而增大。基于此事实，本发明人还发现，通过控制驱动系统使得当发动机以高输出范围运行时发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，可以减小第一和第二电机的需求尺寸以使得驱动系统紧凑。发明人还发现在车辆的高速行驶期间，主要通过机械动力传递路径将发动机输出传递到驱动轮使得可以通过减小由第一电机进行的从发动机输出的一部分到电能的能量转换的损失来进一步提高燃油经济性，所述电能通过电路供应到第二电机并由第二电机转换为机械能以传递到驱动轮。于是，驱动系统可以小尺寸化，并可以通过取决于车辆的具体状况，将驱动系统在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间合适地切换来提高燃油经济性。驱动系统包括可操作以连接动力分配机构的第一至第三元件中的任意两个元件的耦合设备，和/或可操作以将第二元件固定到静止构件的耦合设备。动力分配机构在通过松开一个或多个耦合设备建立的无级变速换档状态中可作为电控无级变速器操作，并在通过啮合耦合设备或多个耦合设备之一建立的有级变速换档

状态中可作为有级变速器操作。

驱动系统通过松开或啮合耦合设备而在无级变速和有级变速换挡状态之间切换。例如，驱动系统通过松开耦合设备而从有级变速换挡状态切换到无级变速换挡状态。在此情况下，正被讨论的耦合设备的反作用转矩在其松开动作的过程中逐渐减小，同时电机的反作用转矩逐渐增大。驱动系统遭受在动力分配机构的切换动作时切换震动发生的风险，这取决于切换动作时耦合设备和电机的反作用转矩改变的时机，或者反作用转矩的大小。即，如果切换动作时反作用转矩改变的时机或者电机的反作用转矩的大小未被合适地控制，则驱动系统具有切换震动发生的风险。换言之，耦合设备的反作用转矩是在其松开动作的过程中通过耦合设备传递的发动机的转矩，因此如果通过耦合设备传递的发动机转矩未被电机的反作用转矩迅速地代替，则驱动系统可能遭受由于传递到驱动轮的发动机转矩的暂时改变引起的切换震动。此外，耦合设备在其松开动作的过程中（即，在耦合设备的部分滑移动作期间）的输入和输出速度之间的较大的差，可能导致耦合设备上的过载，这带来了耦合设备耐久度劣化的风险。

当驱动系统通过啮合耦合设备而从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时，耦合设备可能遭受由于通过耦合设备的啮合动作而互相连接的两个旋转元件之间的较大速度差引起的啮合震动，该速度差在啮合动作完成来建立有级变速换挡状态时成为零。此外，耦合设备在其啮合动作的过程中（即，在耦合设备的部分滑移动作期间）的输入和输出速度之间较大的差可能导致耦合设备上的过载，这也带来了此耦合设备耐久度劣化的风险。

考虑到上述背景进行了本发明。因此本发明的目的是提供一种用于车用驱动系统的控制设备，其设置为减小在无级变速换挡状态和有级变速换挡状态之间切换时驱动系统的切换震动，或者提供一种用于该驱动系统的控制设备，其设置为提高用于将驱动系统在两种换挡状态之间切换而设置的耦合设备的耐久度，在无级变速换挡状中驱动系统可作为电控无级变速器操作，在有级变速换挡状态中驱动系统可作为有级变速器操作。

解决问题的手段

根据第 1 方面的本发明，提供了一种用于车用驱动系统的控制设备，所述车用驱动系统设置为将发动机的输出传递到车辆的驱动轮，所述控制设备包括（a）包括动力分配机构和耦合设备的可切换式变速机构，所述动力分配机构具有固定到所述发动机的第一元件、固定到第一电动机的第二元件以及固定到第二电机和动力传递构件的第三元件，所述耦合设备可操作以将所述第一至第三元件中的任意两个互相连接并/或将所述第二元件固定到静止构件，所述可切换式变速机构可在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换，在所述无级变速换档状态中所述可切换式变速机构可作为电控无级变速器工作，在所述有级变速换档状态中所述可切换式变速机构可作为有级变速器工作；（b）切换控制装置，所述切换控制装置用于基于所述车辆的预定状态将所述耦合设备在松开状态和啮合状态之间切换，以将所述可切换式变速机构选择性地置于所述无级变速换档状态和所述有级变速换档状态之一；和（c）电机控制装置，所述电机控制装置用于控制所述第一电机以在所述耦合设备的松开时产生反作用转矩，并/或在所述耦合设备的啮合时减小所述第一元件、所述第二元件和所述第三元件之间的速度差或所述第二元件与所述静止构件之间的速度差。

在本控制设备中，电机控制装置设置为控制包括动力分配机构和耦合设备的可切换式变速机构的第一电机，所述动力分配机构具有固定到发动机的第一元件、固定到第一电动机的第二元件以及固定到第二电机和动力传递构件的第三元件，所述耦合设备可操作以将第一至第三元件中的任意两个互相连接并/或将第二元件固定到静止构件。可切换式变速机构可在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换，在无级变速换档状态中可切换式变速机构可作为电控无级变速器工作，在有级变速换档状态中可切换式变速机构可作为有级变速器工作。电机控制装置控制第一电机以在耦合设备的松开时产生反作用转矩，并/或在耦合设备的啮合时减小第一、第二和第三元件之间的速度差或第二元件和静止构件之间的速度差。因此，耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩合适地代替，由此减小了可切换式变速机构切换时的切换震动。此外，由第一电机的反作用转矩补

偿耦合设备的反作用转矩的减小，如同耦合设备仍保持在啮合状态，由此减小了耦合设备的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上在其部分啮合状态下的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。可选地，旋转元件的速度改变到将在切换到有级变速换档状态之后建立的值，由此减小由于耦合设备的啮合时的速度差引起的切换震动，并减小耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小耦合设备上的负载，结果改善了耦合设备。还应注意，动力分配机构由三个元件和耦合设备简单地构成，且通过耦合设备在切换控制装置的控制下将可切换式变速机构容易地在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换。

在根据第 2 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置可工作以松开所述耦合设备，来将所述可切换式变速机构置于其中所述第一、第二和第三元件相对于彼此旋转的无级变速换档状态，并可工作以啮合所述耦合设备，来将所述可切换式变速机构置于其中所述第一、第二和第三元件中任意两个元件彼此连接或所述第二元件保持静止的所述有级变速换档状态。切换控制装置的此设置允许可切换式变速机构容易地在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换。

在根据第 3 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述可切换式变速机构从所述有级变速换档状态切换到所述无级变速换档状态时可工作，以在由所述第一电机在所述电机控制装置的控制下产生了反作用转矩之后开始所述耦合设备的松开动作。根据此设置，耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩合适地代替，由此减小了在可切换式变速机构的切换时的切换震动。此外，由第一电机产生的反作用转矩允许不管耦合设备的反作用转矩的减小而合适地控制第二元件的速度，由此提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 4 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述可切换式变速机构从所述有级变速换档状态切换到所述无级变速换档状态时可工作，且所述电机控制装置在所述耦合设备在所述切换控制装置的控制下的松开动作的过程中控制所述第一电机，使得所述第一电机的反作用转矩随着耦合设备松开而增大。根据此设置，耦合设备的反作用转矩被第一

电机的反作用转矩适当地代替，由此减小了可切换式变速机构切换时的切换震动。此外，由第一电机产生的反作用转矩允许不管耦合设备的反作用转矩的减小而适当地控制第二元件的速度，由此提高耦合设备的耐久度。

在根据第 5 方面的本发明的优选形式中，所述电机控制装置反馈控制所述第一电机的速度，以减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差。根据此设置，在耦合设备的松开动作的过程中，减小第一、第二和第三元件之间的速度差或第二元件和静止构件之间的速度差，由此耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩迅速地代替。

在根据第 6 方面的本发明的优选形式中，所述电机控制装置控制所述第一电机的速度，使得所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差维持在所述耦合设备的松开动作开始之前的值，直到由所述切换控制装置控制的所述松开动作完成。根据此设置，耦合设备在其部分啮合状态中的输入和输出速度之间的差减小，直到由松开动作完成，由此减小了耦合设备上由于打滑现象引起的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 7 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述可切换式变速机构从所述无级变速换档状态切换到所述有级变速换档状态时可工作，以在所述第一电机的速度已经被所述电机控制装置控制而减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差之后，开始所述耦合设备的啮合动作。根据此设置，每个旋转元件的速度被控制以改变到将在切换到有级变速换档状态之后建立的值，由此减小了耦合设备的啮合时的速度差引起的切换震动，并减小了耦合设备的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 8 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述可切换式变速机构从所述无级变速换档状态切换到所述有级变速换档状态时可工作，以在由所述电机控制装置对所述第一电机的速度进行控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件

之间的速度差的过程中，能够进行所述耦合设备的啮合动作。根据此设置，每个旋转元件的速度被控制以改变到将在切换到有级变速换档状态之后建立的值，由此减小了耦合设备的啮合时由于速度差引起的切换震动，并减小了耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 9 方面的本发明的优选形式中，控制设备还包括用于控制所述发动机的转矩或输出的发动机输出控制装置，且所述发动机输出控制装置限制所述发动机的转矩或输出，以防止所述发动机的转矩或输出超过由所述第一电机的额定值确定的上限，直到由所述切换控制装置控制的所述耦合设备的啮合动作完成。根据此设置，例如，在可切换式变速机构响应于车辆高输出行驶的需求从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，即使第一电机不具有与发动机的高输出范围对应的容量或输出，可切换式变速机构也在切换到有级变速换档状态之前被适当地保持在其无级变速换档状态。

在根据第 10 方面的本发明的优选形式中，基于所述车辆的行驶速度的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的行驶速度的实际值高于所述预定上限值时将所述可切换式变速机构置于所述有级变速换档状态。因此，在车辆的其中实际车速高于上限值的高速形式状态下，发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，由此与无级变速换档状态下的情况相比，在有级变速换档状态下由于机械能和电能之间转换损失的减少而提高了燃油经济性。

优选地，基于车辆的行驶速度的预定上限值判断车辆的预定状况，并且切换控制装置在车辆行驶速度的实际值高于预定上限值时禁止可切换式变速机构置于无级变速换档状态。因此，在车辆的其中实际车速高于上限值的高速行驶状态下，防止可切换式变速机构置于无级变速换档状态，由此发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，并与无级变速换档状态下的情况相比，在有级变速换档状态下由于机械能和电能之间转换损失的减少而提高了燃油经济性。

在根据第 11 方面的本发明的预定形式中，基于所述车辆的驱动力相

关值的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述驱动力相关值高于所述预定上限值时将所述可切换式变速机构置于所述有级变速换档状态。根据此设置，当诸如车辆驾驶员所期望的车辆驱动力或实际车辆驱动力之类的驱动力相关值高于预定上限时，发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮。因此，可以减少应该由第一电机产生的电能的最大量，由此可以减小第一电机的需求尺寸，从而可以减小包括第一电机的车用驱动系统的需求尺寸。驱动力相关值是与车辆的驱动力直接或间接相关的参数，例如发动机的输出转矩、可切换式变速机构的输出转矩、驱动轮的驱动转矩、动力传递路径中的任何其他转矩或旋转驱动力、以及表示这些转矩值的发动机的节气门的打开角度。确定车辆输出的上述预定上限值来判断车辆是否处于高输出行驶状态。

优选地，基于车辆的驱动力相关值的预定上限值判断车辆的预定状况，并且切换控制装置在车辆的驱动力相关值的实际值高于预定上限值时禁止可切换式变速机构置于有级变速换档状态。根据此设置，当诸如车辆驾驶员所期望的车辆驱动力或实际驱动力之类的车辆的驱动力相关值高于预定上限值的高输出行驶状态下，防止可切换式变速机构置于无级变速换档状态，可以减少应该由第一电机产生的电能的最大需求量，且发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，由此可以减小第一电机的需求尺寸，从而可以减小包括第一电机的车用驱动系统的需求尺寸。

在根据第 12 方面的本发明的优选形式中，基于所述车辆的行驶速度的实际值和所述车辆的驱动力相关值的实际值，并根据所存储的切换边界线图来判断所述车辆的所述预定状况，所述切换边界线图包括由所述车辆的所述行驶速度和所述驱动力相关值形式的参数界定的高速行驶边界线和高输出行驶边界线。根据此设置，可以帮助对车辆是否处于高速行驶状态或高输出行驶状态的判断。

在根据第 13 方面的本发明的优选形式中，所述车辆的预定状况是功能劣化判断条件，当用于将所述可切换式变速机构置于电控建立的无级变速换档状态的控制部件中的任一个的功能劣化时，所述功能劣化判断条件就得以满足，且所述切换控制装置在所述功能劣化判断条件满足时将所述

可切换式变速机构置于所述有级变速换档状态。根据此布置，在判断出功能劣化的事件（其将禁止将可切换式变速机构置于无级变速换档状态）时，变速机构被置于有级变速换档状态，使得即使存在功能劣化的情况下，车辆也可以在有级变速换档状态下行驶。

优选地，车辆的预定状况是功能劣化判断条件，该条件在用于将可切换式变速机构置于电控建立的无级变速换档状态的控制部件中的任一个功能劣化时得以满足，且切换控制装置在功能劣化判断条件满足时禁止可切换式变速机构置于有级变速换档状态。根据此设置，在判断出用于将可切换式变速机构置于电控建立的无级变速换档状态中的任何控制部件的功能劣化的事件时，防止可切换式变速机构被置于无级变速换档状态，由此即使在存在功能劣化的情况（其使得可切换式变速机构不能被置于无级变速换档状态）下，变速机构被置于有级变速换档状态以使得车辆在有级变速换档状态下行驶。

在根据第 14 方面的本发明的优选形式中，所述动力分配机构是行星齿轮组，且所述第一元件是所述行星齿轮组的行星轮架，所述第二元件是所述行星齿轮组的太阳轮，而所述第三元件是所述行星齿轮组的齿圈，且其中所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可工作以将所述行星轮架、所述太阳轮和所述齿圈中的任意两个元件互相连接，所述制动器可工作以将所述太阳轮固定到所述静止构件。根据此设置，可以减小动力分配机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成动力分配机构。

在根据第 15 方面的本发明的优选形式中，所述行星齿轮组是单级行星齿轮式。根据此设置，可以减小动力分配机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成动力分配机构。

在根据第 16 方面的本发明的优选形式中，所述动力分配机构是差速齿轮设备，且所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可工作以将所述第一、第二和第三元件中的任意两个元件互相连接，所述制动器可工作以将所述第二元件固定到所述静止构件。根据此设置，可以减小动力分配机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成动力分配机

构。

在根据第 17 方面的本发明的优选形式中，所述差速齿轮设备是锥齿轮式。根据此设置，可以减小动力分配机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成动力分配机构。

在根据第 18 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置啮合所述离合器以使所述动力分配机构能够作为速比为 1 的变速器工作，或者啮合所述制动器以使所述动力分配机构能够作为具有低于 1 的速比的增速变速器工作。根据此设置，由切换控制装置容易地控制动力分配机构，以选择性地作为具有单个固定速比的变速器或具有多个固定速比的变速器来工作。

在根据第 19 方面的本发明的优选形式中，所述可切换式变速机构包括自动变速器并具有由所述自动变速器的速比确定的速比，所述自动变速器布置在所述动力传递构件和所述驱动轮之间并串联连接到所述动力分配机构。根据此设置，通过利用自动变速器的速比，可以获得在较宽范围的速比上的车辆驱动力。

在根据第 20 方面的本发明的优选形式中，所述可切换式变速机构具有由所述动力分配机构的速比和所述自动变速器的速比界定的总速比。根据此设置，通过利用自动变速器的速比，可以获得在较宽范围的速比上的车辆驱动力，由此可以提高动力分配机构的无级变速换档控制的效率。优选地，自动变速器是有级自动变速器。在此情况下，动力分配机构和有级自动变速器协作以建立无级变速换档状态和有级变速器换档状态，在无级变速换档状态中可切换式变速机构可作为无级变速器工作，在有级变速换档状态中变速机构作为有级自动变速器工作。

在根据第 21 方面的本发明的优选形式中，所述自动变速器是根据所存储的换档边界线图换档的有级变速自动变速器。根据此设置，容易地执行有级自动变速器的换档。

切换控制装置优选地设置为基于车辆的预定状况将可切换式变速机构选择性地置于无级变速换档状态和有级变速换档状态之一。即，切换控制装置基于车辆状况控制耦合设备以用于将可切换式变速机构在无级变速换

档状态和有级变速换档状态之间选择性地切换，该耦合设备结合于可切换式变速机构的动力分配机构中并设置为连接动力分配机构的第一至第三元件中的任意两个，或将第二元件固定到静止构件。因此，驱动系统不仅具有由于电控无级变速器的功能带来的燃油经济性提高的优点，还具有由于能够机械传递车辆驱动力的有级变速器功能带来的高动力传递效率的优点。例如，当车辆处于低速或中速行驶状态时，或处于低输出或中输出行驶状态时，可切换式变速机构被置于无级变速换档状态，由此提高车辆的燃油经济性。在另一方面，当车辆处于高速行驶状态时，可切换式变速机构被置于其中变速机构可作为有级变速器工作的有级变速换档状态，且发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，由此由于在机械能和电能之间能量转换损失的减少而提高燃油经济性，当变速机构作为电控无级变速器时将发生机械能和电能之间的能量转换。当车辆处于高输出行驶状态时，可切换式变速机构被置于有级变速换档状态。于是，变速机构仅在车辆处于低速或中速行驶状态或处于低输出或中输出行驶状态时才作为电控无级变速器工作，由此可以减少由电机产生电能的需求量，即，必需从电机传递的电能的最大量，使得其可以最小化电机的需求尺寸，并最小化包括电机的驱动系统的需求尺寸。

优选地，可切换式变速机构设置为使得第二电机直接连接到动力传递构件。根据此设置，动力分配机构的需求输出转矩可以相对于上述自动变速器的输出轴的转矩减小，由此可以减小第二电机的需求尺寸。

根据第 22 方面的本发明，提供了一种用于车用驱动系统的控制设备，所述车用驱动系统包括差速部分和布置在动力传递构件和车辆的驱动轮之间的动力传递路径中的第二电机，所述差速部分可作为电控差速设备工作，并且包括可工作以将发动机的输出分配到第一电机和动力传递构件并具有多个旋转元件的差速机构，所述控制设备的特征在于包括：(a) 耦合设备，所述耦合设备设置在所述差速机构中并可工作以将所述差速部分在差速状态和锁止状态之间切换，在所述差速状态中所述差速部分可作为电控差速设备工作并能够执行差速功能，在所述锁止状态中所述差速部分不能执行所述差速功能，(b) 切换控制装置，所述切换控制装置用于

基于所述车辆的预定状况将所述耦合设备在松开状态和啮合状态之间切换，以将所述差速部分选择性地置于所述无级变速换档状态和所述有级变速换档状态之一，和（c）电机控制装置，所述电机控制装置用于控制所述第一电机以在所述耦合设备松开时产生反作用转矩，并/或在所述耦合设备啮合时减小所述多个旋转元件之间的速度差或所述多个旋转元件之中所述第一电机固定到其上的一个旋转元件与静止构件之间的速度差。

根据本控制设备，切换控制装置设置为基于车辆的预定状况将耦合设备在松开状态和啮合状态之间切换，以用于将差速部分选择性地置于所述无级变速换档状态和所述有级变速换档状态之一，在差速状态中差速部分可作为电控差速设备工作并能够执行差速功能，在锁止状态中差速部分不能执行差速功能。

由于在切换控制装置的控制下基于车辆的预定状况将差速部分选择性地置于差速状态和锁止状态之一，所以驱动系统不仅具有由于其速比电学地改变的变速器功能带来的燃油经济性提高的优点，还具有由于能够机械传递车辆驱动力的齿轮式动力传递设备的功能带来的高动力传递效率的优点。例如，当在发动机处于常态输出范围的情况下，车辆处于低速或中速行驶状态时，或处于低输出或中输出行驶状态时，差速部分被置于差速状态，由此提高车辆的燃油经济性。在另一方面，当车辆处于高速行驶状态时，差速部分被置于其中发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮的锁止状态，由此由于在机械能和电能之间能量转换损失的减少而提高燃油经济性，当变速机构作为电控无级变速器时将发生机械能和电能之间的能量转换。当车辆处于高输出行驶状态时，差速部分被置于锁止状态。于是，差速部分仅在车辆处于低速或中速行驶状态或处于低输出或中输出行驶状态时才作为其速比可电学地改变的变速器工作，由此可以减少由电机产生的电能的需求量，即，必需从电机传递的电能的最大量，使得其可以最小化电机的需求尺寸，并最小化包括电机的驱动系统的需求尺寸。

在用于控制包括可在差速状态和锁止状态之间切换的差速部分的驱动系统的本控制设备中，电机控制装置设置为控制第一电机，以在耦合设备

的松开时产生反作用转矩，并/或以在耦合设备的啮合时减小第一、第二和第三元件之间的速度差或第二元件和静止构件之间的速度差。因此，当耦合设备松开时，耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩适当地代替，由此减小了差速部分在切换控制装置控制下的切换时的切换震动。此外，由第一电机的反作用转矩补偿耦合设备的反作用转矩的减小，如同耦合设备仍保持在啮合状态，由此减小耦合设备的输入和输出速度之间的差，从而减小耦合设备在其部分啮合状态下的负载，结果提高耦合设备的耐久度。当耦合设备啮合时，多个旋转元件的速度被改变到将在耦合设备的啮合动作完成之后（即，在差速部分切换到锁止状态之后）建立的值，由此减少了在耦合设备的啮合时由于速度差引起的切换震动，并减小了耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果改善了耦合设备。

在根据第 23 方面的本发明的优选形式中，所述差速机构的所述多个旋转元件包括固定到所述发动机的第一元件、固定到所述第一电机的第二元件和固定到所述动力传递构件的第三元件，且所述耦合设备可工作以连接所述第一至第三元件中任意两个元件，并/或将所述第二元件固定到所述静止构件。根据此设置，由三个元件和耦合设备简单地构成使差速部分能够在差速状态和锁止状态之间切换的差速机构。

在根据第 24 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置可操作以松开所述耦合设备来将所述差速部分置于所述差速状态，并可操作以啮合所述耦合设备来将所述差速部分置于所述锁止状态，在所述差速状态中所述第一、第二和第三元件可相对于彼此旋转，在所述锁止状态下所述第一、第二和第三元件作为一个单元旋转或者所述第二元件保持静止。根据此设置，通过由切换控制装置控制的耦合设备，差速部分可以容易地在差速状态和锁止状态之间切换。

优选地，切换控制装置可操作以基于车辆的预定状况将耦合设备在松开和啮合状态之间切换，以将差速机构选择性地置于差速状态和锁止状态，由此当差速机构置于差速状态时，差速部分置于差速状态，而当差速机构置于锁止状态时，差速部分置于锁止状态。在此情况下，差速部分容

易地在差速状态和锁止状态之间切换。

在根据第 25 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述差速部分从所述锁止状态切换到所述差速状态时可工作，以在由所述第一电机在所述电机控制装置的控制下产生反作用转矩之后开始所述耦合设备的松开动作。根据此设置，耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩合适地代替，由此减小了在差速部分的切换时的切换震动。此外，由第一电机产生的反作用转矩允许不管耦合设备的反作用转矩的减小而合适地控制第二元件的速度，由此提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 26 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述差速部分从所述锁止状态切换到所述差速状态时可工作，且所述电机控制装置在所述耦合设备在所述切换控制装置的控制下的松开动作的过程中控制所述第一电机，使得所述第一电机的反作用转矩随着耦合设备松开而增大。根据此设置，耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩适当地代替，由此减小了差速部分切换时的切换震动。此外，由第一电机产生的反作用转矩允许不管耦合设备的反作用转矩的减小而适当地控制第二元件的速度，由此提高耦合设备的耐久度。

在根据第 27 方面的本发明的优选形式中，所述电机控制装置反馈控制所述第一电机的速度，以减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差。根据此设置，在耦合设备的松开动作的过程中，减小第一、第二和第三元件之间的速度差或第二元件和静止构件之间的速度差，由此耦合设备的反作用转矩被第一电机的反作用转矩迅速地代替。

在根据第 28 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置控制所述第一电机的速度，使得所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差维持在所述耦合设备的松开动作开始之前的值，直到由所述切换控制装置控制的所述松开动作完成。根据此设置，耦合设备在其部分啮合状态中的输入和输出速度之间的差减小，直到由松开动作完成，由此减小了耦合设备上由于打滑现象引起的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 29 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述差速部分从所述差速状态切换到所述锁止状态时可工作，以在所述第一电机的速度已经被所述电机控制装置控制而减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差之后，开始所述耦合设备的啮合动作。根据此设置，每个旋转元件的速度被控制以改变到将在切换到有级变速换档状态之后建立的值，由此减小了耦合设备的啮合时的速度差引起的切换震动，并减小了耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 30 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置在所述差速部分从所述差速状态切换到所述锁止状态时可工作，以在由所述电机控制装置对所述第一电机的速度进行控制以减小所述第一、第二和第三元件之间的速度差或所述第二元件和所述静止构件之间的速度差的过程中，能够进行所述耦合设备的啮合动作。根据此设置，每个旋转元件的速度被控制以改变到将在切换到有级变速换档状态之后建立的值，由此减小了耦合设备的啮合时由于速度差引起的切换震动，并减小了耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

在根据第 31 方面的本发明的优选形式中，控制设备还包括用于控制所述发动机的转矩或输出的发动机输出控制装置，且其中所述发动机输出控制装置限制所述发动机的转矩或输出，以防止所述发动机的转矩或输出超过由所述第一电机的额定值确定的上限，直到由所述切换控制装置控制的所述耦合设备的啮合动作完成。根据此设置，例如，在差速部分响应于车辆高输出行驶的需求从差速状态切换到锁止状态时，即使第一电机不具有与发动机的高输出范围对应的容量或输出，差速部分也在切换到有级变速换档状态之前被适当地保持在其差速状态。

在根据第 32 方面的本发明的优选形式中，基于所述车辆的行驶速度的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的行驶速度的实际值高于所述预定上限值时将所述差速部分置于所述

锁止状态。因此，在车辆的其中实际车速高于上限值的高速形式状态下，发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，由此与无级变速换挡状态下的情况相比，在有级变速换挡状态下由于机械能和电能之间转换损失的减少而提高了燃油经济性。

优选地，基于车辆的行驶速度的预定上限值判断车辆的预定状况，并且切换控制装置在车辆行驶速度的实际值高于预定上限值时禁止差速部分置于差速状态。因此，在车辆的其中实际车速高于上限值的高速行驶状态下，防止差速部分置于差速状态，由此发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，并与差速状态下的情况相比，在锁止状态下由于机械能和电能之间转换损失的减少而提高了燃油经济性。

在根据第 33 方面的本发明的优选形式中，基于所述车辆的驱动力相关值的预定上限值判断所述车辆的所述预定状况，且所述切换控制装置在所述车辆的所述驱动力相关值高于所述预定上限值时将所述差速部分置于所述锁止状态。根据此设置，当诸如车辆驾驶员所期望的车辆驱动力或实际车辆驱动力之类的驱动力相关值高于预定上限时，发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮。因此，可以减少应该由第一电机产生的电能的最大量，由此可以减小第一电机的需求尺寸，从而可以减小包括第一电机的车用驱动系统的需求尺寸。驱动力相关值是与车辆的驱动力直接或间接相关的参数，例如发动机的输出转矩、可切换式变速机构的输出转矩、驱动轮的驱动转矩、动力传递路径中的任何其他转矩或旋转驱动力、以及表示这些转矩值的发动机的节气门的打开角度。确定车辆输出的上述预定上限值来判断车辆是否处于高输出行驶状态。

优选地，基于车辆的驱动力相关值的预定上限值判断车辆的预定状况，并且切换控制装置在车辆的驱动力相关值的实际值高于预定上限值时禁止差速部分置于锁止状态。根据此设置，当诸如车辆驾驶员所期望的车辆驱动力或实际驱动力之类的车辆的驱动力相关值高于预定上限值的高输出行驶状态下，防止可切换式变速机构置于差速状态，可以减少应该由第一电机产生的电能的最大需求量，且发动机的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮，由此可以减小第一电机的需求尺寸，从而可以减小包

括第一电机的车用驱动系统的需求尺寸。

在根据第 34 方面的本发明的优选形式中，基于所述车辆的行驶速度的实际值和所述车辆的驱动力相关值的实际值，并根据所存储的切换边界线图来判断所述车辆的所述预定状况，所述切换边界线图包括由所述车辆的所述行驶速度和所述驱动力相关值形式的参数界定的高速行驶边界线和高输出行驶边界线。根据此设置，可以帮助对车辆是否处于高速行驶状态或高输出行驶状态的判断。

在根据第 35 方面的本发明的优选形式中，所述车辆的预定状况是功能劣化判断条件，当用于使所述差速部分能够作为电控差速设备工作的控制部件中的任一个的功能劣化时，所述功能劣化判断条件就得以满足，且所述切换控制装置在所述功能劣化判断条件满足时将所述差速部分置于所述锁止状态。根据此布置，在判断出功能劣化的事件（其将禁止将可切换式变速机构置于无级变速换档状态）时，变速机构被置于锁止状态，使得即使存在功能劣化的情况下，车辆也可以在锁止状态下行驶。

优选地，车辆的预定状况是功能劣化判断条件，该条件在用于将可切换式变速机构置于电控建立的无级变速换档状态的控制部件中的任一个的功能劣化时满足，且切换控制装置在功能劣化判断条件满足时将禁止差速部分置于有级变速换档状态。根据此设置，在判断出用于将差速部分置于差速状态中的任何控制部件的功能劣化的事件时，防止可切换式变速机构被置于差速状态，由此即使在存在功能劣化的情况（其使得差速部分不能被置于差速状态）下，差速部分被置于锁止状态以使得车辆在锁止状态下行驶。

在根据第 36 方面的本发明的优选形式中，所述差速机构是行星齿轮组，且所述第一元件是所述行星齿轮组的行星轮架，所述第二元件是所述行星齿轮组的太阳轮，而所述第三元件是所述行星齿轮组的齿圈，且所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可工作以将所述行星轮架、所述太阳轮和所述齿圈中的任意两个元件互相连接，所述制动器可工作以将所述太阳轮固定到所述静止构件。根据此设置，可以减小差速机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成差速机构。

在根据第 37 方面的本发明的优选形式中，所述行星齿轮组是单级行星齿轮式。根据此设置，可以减小差速机构的轴向尺寸，并可以由一个行星齿轮组简单地构成差速机构。

在根据第 38 方面的本发明的优选形式中，所述差速机构是差速齿轮设备，且所述耦合设备包括离合器和/或制动器，所述离合器可工作以将所述第一、第二和第三元件中的任意两个元件互相连接，所述制动器可工作以将所述第二元件固定到所述静止构件。根据此设置，可以减小动力分配机构，并可以由一个差速齿轮设备简单地构成动力分配机构。

在根据第 39 方面的本发明的优选形式中，所述差速齿轮设备是锥齿轮式。根据此设置，可以减小差速机构的轴向尺寸，并可以由一个锥齿轮式差速齿轮设备简单地构成差速机构。

在根据第 40 方面的本发明的优选形式中，所述切换控制装置啮合所述离合器以使所述差速机构能够作为速比为 1 的变速器工作，或者啮合所述制动器以使所述差速机构能够作为具有低于 1 的速比的增速变速器工作。根据此设置，由切换控制装置容易地控制差速机构，以选择性地作为具有单个固定速比的变速器或具有多个固定速比的变速器来工作。

在根据第 41 方面的本发明的优选形式中，所述动力传递路径包括自动变速器部分，且所述车用驱动系统具有由所述自动变速器部分的速比和所述差速部分的速比界定的总速比。根据此设置，通过利用自动变速器的速比，可以获得在较宽范围的速比上的车辆驱动力。

在根据第 42 方面的本发明的优选形式中，所述自动变速器部分是根据所存储的换档边界线图换档的有级变速自动变速器。根据此设置，容易地执行有级自动变速器的换档。

优选地，第二电机直接可工作地连接到动力传递构件。根据此设置，差速部分的需求输出转矩可以相对于自动变速器部分的输出轴的转矩减小，由此可以减小第二电机的需求尺寸。

附图说明

图 1 是用于解释根据本发明的一个实施例的混合动力车辆驱动系统的

布置的示意图。

图 2 是表示图 1 的实施例的混合动力车辆驱动系统的换档动作的表，该混合动力车辆驱动系统可以与实现各个换档动作的液压操作摩擦耦合设备的操作状态的不同组合相关地、以无级变速换档状态和有级变速换档状态操作。

图 3 是共线图，表示在有级变速换档状态下操作的图 1 实施例的混合动力车辆驱动系统的旋转元件在不同档位下的相对转速。

图 4 是表示电子控制设备的输入和输出信号的图，设置该电子控制设备以控制图 1 的实施例的驱动系统。

图 5 是解释由图 4 的电子控制设备执行的主要控制功能的功能框图。

图 6 是解释由图 5 的实施例中的电子控制设备的切换控制装置执行的切换操作的视图。

图 7 是表示所存储图的视图，该表示界定了无级变速换档区域和有级变速换档区域的边界线，其用于图示由图 6 的虚线表示并界定了无级变速换档区域和有级变速换档区域的边界线。

图 8 是作为有级变速器的升档动作的结果的发动机速度变化的示例的视图。

图 9 是解释当作为加速踏板的松开动作的结果，变速机构从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，由图 4 的电子控制设备执行的主要控制操作的流程图。

图 10 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换离合器的松开动作而从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时执行的图 9 的控制操作的时序图。

图 11 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换制动器的松开动作而从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时执行的图 9 的控制操作的时序图。

图 12 是解释当作为加速踏板的松开动作的结果，可切换式变速器部分从锁止状态切换到非锁止状态时，由图 4 的电子控制设备执行的主要控制操作的流程图。

图 13 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换离合器的松开动作而从锁止状态切换到非锁止状态时执行的图 12 的控制操作的时序图。

图 14 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换离合器的松开动作从有级变速换挡状态切换到无级变速换挡状态时，在作为对图 10 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 9 的控制操作的时序图。

图 15 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换制动器的松开动作从有级变速换挡状态切换到无级变速换挡状态时，在作为对图 10 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 9 的控制操作的时序图。

图 16 是用于解释当变速机构在加速踏板的松开的情况下通过切换离合器的松开动作从锁止状态切换到非锁止状态时，在作为对图 13 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 12 的控制操作的时序图。

图 17 是解释当作为加速踏板的按压动作的结果，可切换式变速器部分从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时，由图 4 的电子控制设备执行的主要控制操作的流程图。

图 18 是用于解释代替图 6 所示的切换操作的，由图 5 的实施例的电子控制设备的切换控制装置执行的切换操作的视图。

图 19 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换离合器的啮合动作而从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时执行的图 17 的控制操作的时序图。

图 20 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换制动器的啮合动作而从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时执行的图 17 的控制操作的时序图。

图 21 是解释当作为加速踏板的按压动作的结果，可切换式变速器部分从非锁止状态切换到锁止状态时，由图 4 的电子控制设备执行的主要控制操作的流程图。

图 22 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换离

合器的啮合动作而从非锁止状态切换到锁止状态时执行的图 21 的控制操作的时序图。

图 23 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换离合器的松开动作从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，在作为对图 19 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 17 的控制操作的时序图。

图 24 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换制动器的啮合动作从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，在作为对图 20 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 17 的控制操作的时序图。

图 25 是用于解释当变速机构在加速踏板的按压的情况下通过切换离合器的啮合动作从非锁止状态切换到锁止状态时，在作为对图 22 的实施例是可选方案的实施例中执行的图 21 的控制操作的时序图。

图 26 是与图 1 对应的示意图，示出了根据本发明另一个实施例的混合动力车辆驱动系统的布置。

图 27 是与图 2 对应的表，表示图 26 的实施例的混合动力车辆驱动系统的换档动作，该混合动力车辆驱动系统可以与实现各个换档动作的液压操作摩擦耦合设备的操作状态的不同组合相关地、以无级变速换档状态和有级变速换档状态操作。

图 28 是与图 3 对应的共线图，表示在有级变速换档状态下操作的图 26 实施例的混合动力车辆驱动系统的旋转元件在不同档位下的相对转速。

图 29 是用于解释根据本发明的又一个实施例的设置的可切换式变速器部分中的动力分配机构的示意图，该动力分配机构代替图 1 的实施例中的可切换式变速器部分的动力分配机构。

图 30 是示出采用交互转换式开关 44 形式的手动操作的换档状态选择设备的视图，该换档状态选择设备设置作为用于选择换档状态的切换设备。

具体实施方式

将参照附图详细说明本发明的优选实施例。

第一实施例

图 1 是设置为用于混合动力车的变速机构的可切换式变速机构 10（以下称作变速机构 10），此变速机构由根据本发明一个实施例的控制设备控制。如图 1 所示，变速机构 10 包括：采用输入轴 14 形式的输入旋转构件，其布置在变速器箱体 12 中的公共轴上，箱体 12 用作安装到车身上的静止构件；采用可切换式变速器部分 11 形式的差速部分，其直接地或经由未示出的脉动吸收阻尼器（减振设备）间接地连接到输入轴 14；用作有级自动变速器的自动变速器部分 20，其布置在车辆的可切换式变速器部分 11 和驱动轮 38（如图 5 所示）之间，并通过动力传递机构 18 串联连接到可切换式变速器部分 11 和驱动轮 38；以及采用输出轴 22 形式的输出旋转构件，其连接到自动变速器部分 20。输入轴 14、可切换式变速器部分 11、自动变速器部分 20 和输出轴 22 彼此串联连接。如图 5 所示，此变速机构 10 适合用于横置 FR 车辆（发动机前置后驱车辆），并且布置在发动机 8 形式的驱动动力源和该对驱动轮 38 之间，以通过差速齿轮设备 36（最终减速齿轮）和一对驱动轴将车辆驱动力从发动机 8 传递到该对驱动轮 38。注意，在图 1 中省略了相对于其轴线对称构造的变速机构 10 的下半部分。在下面说明的每个其他实施例中也同样如此。

可切换式变速器部分 11 包括：第一电机 M1；用作差速机构的动力分配机构 16，其可操作来将由输入轴 14 接收的发动机 8 的输出机械地分配到第一电机 M1 和动力传递构件 18；以及其轴出轴可随动力传递构件 18 一起旋转的第二电机 M2。第二电机 M2 可以布置在动力传递构件 18 和驱动轮 38 之间的动力传递路径的任何位置。用于本实施例的第一电机 M1 和第二电机 M2 中的每个都是具有电动机功能和发电机功能的所谓电动/发电机。但是，第一电机 M1 应当至少用作可操作以产生电能和反作用力的发电机，而第二电机 M2 应当至少用作可操作来产生车辆驱动力的驱动动力源。

动力分配机构 16 包括作为主要部件的以下部件，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，第一行星轮架 CA1 连接到输入轴 14，即连接到发动机 8，并且第一太阳轮 S1 连接到第一电机 M1，而第一齿圈 R1 连接到动力传递构件 18。切换制动器 B0 布置在第一太阳轮 S1 和变速器箱体 12 之间，而切换离合器 C0 布置在第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 之间。当切换离合器 C0 和制动器 B0 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，作为第一行星齿轮组 24 的三个旋转元件（三个元件）的第一太阳轮 S1、第一行星轮架 CA1 和第一齿圈 R1 相对于彼此可旋转，以执行差速功能，使得发动机 8 的输出被分配到第一电机 M1 和动力传递构件 18，由此发动机 8 的一部分输出被用来驱动第一电机 M1 而产生电能，此电能被存储或者用来驱动第二电机 M2。所以，可切换式变速器部分 11 被置于无级变速换档状态（电控建立的 CVT 状态），在此无级变速换档状态中，变速器部分 11 起电控差速设备的作用，且动力传递构件 18 的转速可连续变化而无论发动机 8 的转速如何。即，当动力分配机构 16 被置于差速状态时，可切换式变速器部分 11 也被置于差速状态，以就是说被置于无级变速换档状态，在该无级变速换档状态中变速器部分 11 用作其速比 γ_0 （输入轴 14 的转速/动力传递构件 18 的转速）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。

在车辆随着发动机的输出而行驶期间，当可切换式变速器部分 11 被置于无级变速换档状态的同时使切换离合器 C0 或制动器 B0 啮合时，动力分配机构 16 进入非差速状态或锁止状态，在此状态中差速功能不可用。更具体而言，当切换离合器 C0 啮合时，第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 连接到一起，使得动力分配机构 16 被置于锁止状态或者非差速状

态，其中第一行星齿轮组 24 的包括第一太阳轮 S1、第一行星轮架 CA1 和第一齿圈 R1 的三个旋转元件可作为一个单元旋转，使得可切换式变速器部分 11 也被置于非差速状态。在此非差速状态下，发动机 8 的转速和动力传递构件 18 的转速彼此相等，因此可切换式变速器部分 11 被置于固定速比换档状态或者有级变速换档状态，其中变速器部分 11 用作具有等于 1 的固定速比 γ_0 的变速器。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 被啮合时，第一太阳轮 S1 固定到变速器箱体 12，使得动力分配机构 16 被置于其中第一太阳轮 S1 不可旋转的锁止或者非差速状态，且可切换式变速器部分 11 也被置于非差速状态。因为使得第一齿圈 R1 的转速高于第一行星轮架 CA1 的转速，所以动力分配机构 16 用作增速机构，且可切换式变速器部分 11 被置于固定速比换档状态或者有级变速换档状态，其中变速器部分 11 用作具有比 1 小的固定速比 γ_0 （例如约 0.7）的增速变速器。

于是，切换离合器 C0 和切换制动器 B0 用作充当差速状态切换装置的耦合设备，其可操作来选择性地将动力分配机构 16 置于差速状态（非锁止状态）和锁止状态（非差速状态）。即，切换离合器 C0 和切换制动器 B0 充当耦合设备，该耦合设备可操作以将可切换式变速器部分 11 在差速状态（非锁止状态）和锁止状态（非差速状态）之间选择性地切换，在差速状态下变速器部分 11 可以作为具有差速功能的电控差速装置来工作，而在锁止状态下该差速功能不可用。例如，切换离合器 C0 和制动器 B0 形式的耦合设备布置为将可切换式变速器部分 11 在差速状态和锁止状态之间选择性地切换，在该差速状态下变速器部分 11 可以作为其速比可连续变化的无级变速器工作，而在该锁止状态下变速器部分 11 不能作为电控无级变速器工作且速比恒定保持在固定值。换言之，切换离合器 C0 和制动器 B0 布置为将变速器部分 11 在无级变速换档状态和固定速比换档状态之间选择性地切换，在无级变速换档状态下速比可电控地连续变化，在固定速比换档状态下变速器 11 可以作为包括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来工作。

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 具有：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 具有：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 具有：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递构件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到箱体 12。第二行星轮架 CA2 通过第二制动器 B2 选择性地固定到变速器箱体 12，且第四齿圈 R4 通过第三制动器 B3 选择性地固定到变速器箱体 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递构件 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设备。这些摩擦耦合设备中的每一个都由包括多个摩擦盘的湿式多片离合器构成，所述多个摩擦盘通过液压致动器而彼此压紧，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致动器张紧。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。

如图 2 的表中所示，在如上所述构造的变速机构 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 中选择的摩擦耦合设备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）和空档位置其中之一。这些档位具有成几何级数变化的不同速比 γ （输入轴速度 N_{IN} /输出轴速度 N_{OUT} ）。特别地，注意动力分配机构 16 设置有切换离合器 C0 和制动器 B0，因此如上所述，可切换式变速器部分 11 可以通过切换离合器 C0 和切换制动器 B0 的啮合而被选择性地置于固定速比换档状态以及无级变速换档状态，在固定速比换档状态下机构 16 可以作为其速比保持恒定的变速器来工作，在无级变速换档状态下机构 16 可以作为无级变速器来工作。因此，在本变速机构 10 中，由自动变速器部分 20 以及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无级变速器部分 11 来构成有级变速器。此外，由自动变速器部分 20 以及在切换离合器 C0 和制动器 B0 均未被啮合时而被置于无级变速换档状态的无级变速器部分 11 来构成无级变速器。换言之，变速机构 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变速换档状态，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变速换档状态。可切换式变速器部分 11 也被视为可在有级变速换档状态和无级变速换档状态之间切换的变速器。

在变速机构 10 用作有级变速器的情况下，例如，如图 2 所示，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。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 1.424 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 来建立空档位置 N。

另一方面, 在变速机构 10 用作无级变速器的情况下, 如图 2 所示, 切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开, 使得无级变速器部分 11 用作无级变速器, 同时串联连接到可切换式变速器部分 11 的自动变速器部分 20 用作有级变速器, 由此传递到被置于第一到第四档位之一的自动变速器部分 20 的旋转运动的速度 (即动力传递构件 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, 由此变速机构 10 的总速比 γ_T 可连续变化。

图 3 的共线图用直线表示在变速机构 10 的每个档位中旋转元件的转速之间的关系, 变速机构 10 由用作无级变速换档部分或第一换档部分的可切换式变速器部分 11 以及用作有级变速换档部分或第二换档部分的自动变速器部分 20 构成。图 3 的共线图是矩形二维坐标系统, 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 的运行速度 NE。水平线 XG 表示动力传递构件 18 的转速。对应于可切换式变速器部分 11 的动力分配机构 16 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。相邻垂直线 Y1、Y2 和 Y3 之间的距离由第一行星齿轮组 24 的传动比 ρ_1 确定。即, 竖直线 Y1 和 Y2 之间的距离对应于“1”, 同时竖直线 Y2 和

Y3 之间的距离对应于传动比 ρ_1 。此外，对应于自动变速器部分 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。相邻垂直线 Y4-Y8 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。即，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，变速机构 10 的动力分配机构 16 被布置成：作为第一行星齿轮组 24 的三个旋转元件之一的第一行星轮架 CA1 被一体地固定到输入轴 14，并且通过切换离合器 C0 选择性地连接到第一太阳轮 S1 形式的另一个旋转元件，并且此第一太阳轮 S1 形式的旋转元件连接到第一电机 M1，并通过切换制动器 B0 选择性地固定到变速器箱体驱动轮 12，而第一齿圈 R1 形式的第三旋转元件固定到动力传递构件 18 和第二电机 M2，使得输入轴 14 的旋转运动通过动力传递构件 18 传递到自动变速器 20（有级变速器部分）。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。例如，当动力分配机构 16 通过切换离合器 C0 和制动器 B0 的松开动作而进入无级变速换档状态时，通过控制由第一电机 M1 的产生电能的运转而产生的反作用力，来提高或降低由线 L0 和竖直线 Y1 之间的交点所表示的第一太阳轮 S1 的转速，使得由线 L0 和竖直线 Y3 之间的交点所表示的第一齿圈 R1 的转速降低或升高。当切换离合器 C0 啮合时，第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 彼此连接，且动力分配机构 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，由此线 L0 与水平线 X2 对准，使得动力传递机构 18 以与发动机速度 NE 相等的速度旋转。在另一方面，当切换制动器 B0

啮合时，第一太阳轮 S1 的旋转停止，且动力分配机构 16 被置于非差速状态并用作增速机构，使得线 L0 以如图 3 所示的状态倾斜，由此，使得由线 L0 和 Y3 之间的交点所表示的第一齿环 R1 的转速（即动力传递构件 18 的转速）高于发动机速度 NE 并传递到自动变速器部分 20。

当第一离合器 C1 和第三制动器 B3 啮合时，自动变速器部分 20 被置于第一档位。如图 3 所示，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，在从动力分配机构 16 接收的驱动力的情况下，第八旋转元件 RE8 以与发动机速度 NE 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，在从动力分配机构 16 接收的驱动力的情况下，第八旋转元件 RE8 以高于发动机速度 NE 的速度旋转。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 4 图示了由设置用于控制变速机构 10 的电子控制设备 40 所接收的信号以及由电子控制设备 40 所产生的信号。此电子控制设备 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 以及电机 M1 和 M2 的混合动力驱动控制，以及例如自动变速器部分 20 的换档控制之类的驱动控制。

电子控制设备 40 被设置成从图 4 所示的各种传感器和开关接收各种信号，例如：表示发动机的冷却水温度的信号；表示换档手柄的当前所选择操作位置的输出信号；表示发动机 8 的运行速度 N_E 的信号；表示代表变速机构 10 的前驱位置的所选择组的值的信号；表示 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 的转速相对应的车速的信号；表示自动变速器部分 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；表示车辆的驱动轮速度的信号；表示有级变速换档开关的操作状态的信号，该有级变速换档开关被设置来将变速机构 10 置于其中变速机构 10 用作有级变速器的固定速比换档状态；表示无级变速换档开关的操作状态的信号，该无级变速换档开关被设置来将变速机构 10 置于其中变速机构 10 用作无级变速器的无级变速换档状态；表示第一电机 M1 的转速 N_{M1} 的信号；表示第二电机 M2 的转速 N_{M2} 的信号。电子控制设备 40 还被设置成产生各种信号，例如：驱动节气门致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 的点火正时的点火装置的信号；操作电机 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；操作用于表示传动比的传动比指示器的信号；操作用于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 致动器的信号；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 被设置来控制动力分配机构 16 和自动变速器部分 20 的液压操作摩擦耦合设备的液压致动器；操作被用作液压控制单元 42 的液压源的电动油泵的信号；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 5 是用于解释由电子控制设备 40 执行的主要控制功能的功能框图。如图 5 所示，切换控制装置 50 包括高速行驶判断装置 62、高输出行驶判断装置 64 和电路功能诊断装置 66，并设置为基于车辆的状况将可切换式变速器部分 11（即动力分配机构 16）在差速状态和锁止状态之间切换。即，切换控制装置 50 设置为基于车辆的状况将变速机构 10 在无级变速换档状态和有机变速换档状态之间切换。混合动力控制装置 52 设置为控制发动机 8 以高效率运行，并控制第一电机 M1 和/或第二电机 M2 以优化由发动机 8 和第二电机 M2 所产生的驱动力的比例，从而在变速机构 10 被置于无级变速换档状态的同时（即在可切换式变速器部分 11 被置于差速状态的同时），控制作为电控无级变速器工作的可切换式变速器部分 11 的速比 γ_0 。有级变速换档控制装置 54 被设置来基于由车速 V 和自动变速器部分 20 的输出 T_{out} 所表示的车辆状况，并且根据存储在图存储装置 56 中且如图 6 所示的换档边界线图，来判断自动变速器部分 20 的换档动作是否应当发生。有级变速换档控制装置 54 根据上述判断来命令自动变速器部分 20 以自动换档。

上述高速行驶判断装置 62 设置为判断实际车速 V 是否已经达到作为上限值的预定速度值 V_1 ，当超过该上限值时判断车辆处于高速行驶状态。上述高输出行驶判断装置 64 设置为判断与混合动力车辆的驱动力相关的、诸如自动变速器 20 的输出转矩 T_{out} 之类的驱动力相关值是否已经达到作为上限值的预定输出转矩值 T_1 ，当超过该上限值时判断车辆处于高输出行驶状态。上述电路功能诊断装置 66 设置为判断可操作以建立无级变速换档状态的变速机构 10 的部件是否具有功能劣化。由诊断装置 66 进行的此判断是根据与电路相关的部件的功能劣化，由第一电机 M1 所产生的电能通过该电路被转换为机械能。例如，基于第一电机 M1、第二电机 M2、逆变器 58、电能存储装置 60 和连接这些部件的电导线中的任一个部件的失效、或者由于失效或低温引起的功能劣化或缺陷，来进行判断。

上述驱动力相关值是对应于车辆的驱动力的参数，其可以是自动变速器部分 20 的输出转矩 T_{out} 、发动机 8 的输出转矩 T_E 或车辆的加速度值，

以及驱动轮 38 的驱动转矩或驱动力。发动机转矩 T_E 可以是基于加速踏板的操作量或节气门的打开角度（或进气量、空燃比或燃油喷射量）以及发动机速度 NE 所计算的 actual 值、或可以是基于由车辆驾驶员进行的对加速踏板的操作量或节气门的打开角度所计算的发动机转矩 T_E 或所需求的车辆驱动力的估计值。车辆驱动转矩可以不仅基于输出转矩 T_{out} 等来计算，还可以基于差速齿轮装置 36 的速比和驱动轮 38 的半径来计算，也可以由转矩检测器等直接检测。即，高输出行驶判断装置 64 基于直接或间接地表示车辆驱动力的驱动力相关参数来检测车辆的高输出状态。

高速档位判断装置 68 被设置成判断基于车辆状况并根据存储在图存储器 56 中并如图 6 所示的换档边界线图的变速机构 10 应当换档到的档位是否是高速档位，例如，第五档位。进行此判断，以判断切换离合器 C_0 和制动器 B_0 中应当被啮合的一个，以将变速机构 10 置于有级变速换档状态。当变速机构 10 整体被置于有级变速换档状态时，切换离合器 C_0 啮合以将变速机构 10 置于第一档位到第四档位中的任一个，而切换制动器 B_0 啮合以将变速机构 10 置于第五档位。

切换控制装置 50 在以下预定条件或情况下判断车辆状况处于有级变速换档区域，所述条件或情况是：高速行驶判断装置 62 已经判断车辆处于高速行驶状态；高输出行驶判断装置 64 已经判断车辆处于高输出行驶状态；和电路功能诊断装置 66 已经判断电路功能劣化。在此情况下，切换控制装置 50 使混合动力控制装置 52 不能工作，即禁止混合动力控制装置 52 进行混合动力控制或无级变速换档控制，并命令有级变速换档控制装置 54 进行预定的有级变速换档控制操作，例如，命令自动变速器 20 自动地切换到根据存储在换档图存储装置 56 中并如图 6 所示的换档边界线图所选择的档位的操作。图 2 的表格表示液压操作摩擦耦合设备，即 C_0 、 C_1 、 C_2 、 B_0 、 B_1 、 B_2 和 B_3 的与各个档位对应的操作状态的组合。因此，在此情况下，由可切换式变速器部分 11 和自动变速器 20 组成的变速机构 10 整体上用作所谓有级变速自动变速器，并实现如图 2 的表格所示的自动切换动作。

在高速档位判断装置 68 判断所选择的速度是第五档位的情况下，当

高速行驶判断装置 62 判断车辆处于高速行驶状态时或当高输出行驶判断装置 64 判断车辆处于高输出行驶状态时，切换控制装置 50 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，以使得可切换式变速器部分 11 能够用作例如具有为 0.7 的固定速比 γ_0 的辅助变速器，由此变速机构 10 整体上被置于高速档位，该高速档位是具有低于 1.0 速比的所谓“超速档位”。在高输出行驶判断装置 64 判断车辆处于高输出行驶状态的情况下，且在高速档位判断装置 68 判断所选择的档位不是第五档位的情况下，切换控制部分 50 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，使得可切换式变速器部分 11 用作例如具有为 1 的固定速比 γ_0 的辅助变速器，由此变速机构 10 整体上被置于其速比不低于 1.0 的低档位。于是，在上述预定条件的任何一个条件下，切换控制装置 50 将变速机构 10 置于有级变速换档状态，并选择性地将用作辅助变速器的可切换式变速器部分 11 置于高档位和低档位，同时使串联连接到可切换式变速器部分 11 的自动变速器部分 20 能够用作有级变速器，由此变速机构 10 整体上用作所谓的有级自动变速器。

例如，车速的车速上限 V_1 被确定为使得当车速 V 高于限值 V_1 时变速机构 10 被置于有级变速换档状态。如果变速机构 10 在相对较高的车辆行驶速度下被置于无级变速换档状态，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。根据第一电机 M1 的操作特性来确定输出转矩上限 T_1 ，第一电机 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相对较高时第一电机 M1 的反作用转矩不会很大。可选地，当车辆处于高输出行驶状态时，变速机构 10 被置于有级变速换档状态（固定速比换档状态）而不是无级变速换档状态，使得发动机速度 NE 随着自动变速器部分 20 的升档动作而改变，以确保在自动变速器 20 升档时令人舒适的发动机速度 NE 的节律性改变，如图 8 所示。在此方面，注意，当发动机处于高输出状态时，比满足提高燃油经济性的需求更重要的是满足车辆驾驶员的提高车辆可驾驶性的需求。

但是，当变速机构 10 整体上在其无级变速换档状态下常态操作时，即，当高速行驶判断装置 62 判断车辆未处于高速行驶状态时，当高输出

行驶判断装置 64 判断车辆未处于高输出行驶状态时，且当电路功能诊断装置 66 判断电路功能未劣化时，切换控制部分 50 命令液压控制单元 42 松开切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者以将可切换式变速器部分 11 置于无级变速换档状态。在此情况下，切换控制部分 50 使混合动力控制装置 52 能够实现混合动力控制，并且命令有级变速换档控制装置 54 将自动变速器部分 20 保持在为无级变速换档控制所选择的预定档位，或者允许自动变速器部分 20 自动地换档到根据存储在换档图存储器 56 中并如图 6 所示的换档边界线图所选择的档位。在此情况下，自动变速器 20 根据图 2 的表格中所表示的摩擦耦合设备的啮合状态的组合中合适的一个（切换离合器 C0 和制动器 B0 的啮合状态的组合除外），在有级变速换档控制装置 50 的控制下自动地换档。于是，在车辆的预定状况下，切换控制装置 50 使得可切换式变速器部分 11 以无级变速换档状态操作，以用作无级变速器，而串联连接到可切换式变速器部分 11 的自动变速器部分 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（即动力传递构件 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，由此变速机构 10 的总速比 γ_T 可连续地变化。

混合动力控制装置 52 控制发动机 8 以高效率运行，并且控制第一电机 M1 和/或第二电机 M2，以最优化由发动机 8 与第一电机 M1 和/或第二电机 M2 所产生的驱动力的比例。例如，混合动力控制装置 52 基于加速踏板的操作量和车辆行驶速度计算在车辆的当前行驶速度下车辆驾驶员所要求的输出，并且基于计算得出的所要求输出和要求由第一电机产生的电能产生量来计算所要求的车辆驱动力。基于计算得出的所要求车辆驱动力，混合动力控制装置 52 计算所期望的发动机 8 的速度 N_E 和总输出，并且根据计算出的所期望的发动机 8 的速度 N_E 和总输出，来控制发动机 8 的实际输出和电机的电能产生量。混合动力控制装置 52 被设置成在考虑自动变速器部分 20 的当前所选择档位的同时实现上述混合动力控制，以提高车

辆的可驾驶性和发动机 8 的燃油经济性。在混合动力控制中，可切换式变速器部分 11 被控制以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 和车速 V 、以及由自动变速器部分 20 的所选择档位确定的动力传递构件 18 的转速具有最优化协作。也就是说，混合动力控制装置 52 确定变速机构 10 的总速比 γ_T 的目标值，使得发动机 8 根据所存储的最高燃油经济性曲线而运行。所存储的最高燃油经济性曲线满足发动机 8 的期望工作效率和最高燃油经济性两者。混合动力控制装置 52 控制可切换式变速器部分 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，例如在 13 和 0.5 之间。

在混合动力控制中，混合动力控制装置 52 控制逆变器 58，使得由第一电机 M1 产生的电能通过逆变器 58 供应到电能存储装置 60 和第二电机 M2，从而使由发动机 8 产生的驱动力的主要部分被机械地传递到动力传递构件 18，而驱动力的其余部分被第一电机 M1 消耗以将此部分转换成电能，此电能通过逆变器 58 供应到第二电机 M2 或第一电机 M1 使得第二电机 M2 或第一电机 M1 用所供应的电能运行，以产生传递到动力传递构件 18 的机械能。于是，驱动系统设置有电路，由发动机 8 的驱动力的一部分转换所产生的电能通过此电路被转换成机械能。此电路包括与电能的产生和由第二电机 M2 对所产生电能的消耗相关的部件。

注意，混合动力控制装置 52 能够建立所谓“电机启动和驱动”模式，其中通过利用可切换式变速器部分 11 的电控 CVT 功能（差速功能），而无论发动机 8 是处于非运行状态还是怠速状态，车辆仅通过用作驱动动力源的电机（例如，第二电机 M2）来启动和驱动。当输出转矩 T_{OUT} 处于相对低的范围（其中发动机效率相对低）时，或当发动机处于低负载范围（其中车速 V 相对低）时，通常选择电机启动和驱动模式。

图 6 示出了存储在换档图存储装置 56 中并用于判断自动变速器部分 20 是否应该换档的换档边界线图。此换档边界线图界定在矩形二维坐标系统中，该矩形二维坐标系统具有对应于各个参数，即车速 V 和采用自动变速器部分 20 的输出转矩 T_{OUT} 的形式的驱动力相关值的两个轴。在图 6 中，实线是升档边界线，而点划线是降档边界线。图 6 中的虚线是界定被

切换控制部分 50 所使用的有级变速换档区域和无级变速换档区域的边界线。这些边界线表示车速上限 V_1 和输出转矩上限 T_1 ，并分别充当用于判断车辆状况是否处于高速行驶状态的高速行驶边界线和用于判断车辆状况是否处于高输出行驶状态的高输出行驶边界线。图 6 还示出了双点划线，它们是相对于虚线偏离适当的控制滞后量的边界线，使得选择性地使用虚线和双点划线作为边界线。于是，图 6 还示出了所存储的切换边界线图（关系），其被切换控制装置 50 使用以根据车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 是否高于预定上限值 V_1 、 T_1 ，来判断车辆是否处于有级变速换档状态或无级变速换档状态。因此，可以根据此切换边界线图并基于车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 的实际值来判断车辆状况。此切换边界线图以及换档边界线图可以存储在换档图存储器 56 中。切换边界线图可以包括表示车速上限 V_1 和输出转矩上限 T_1 的边界线中的至少一个，并且可以仅使用两个参数 V 和 T_{OUT} 中的一个。换档边界线图和切换边界线图可以被用于将实际车速 V 与限值 V_1 进行比较和将实际输出转矩 T_{OUT} 与限值 T_1 进行比较的存储方程式所替代。

图 6 中叠加在用于自动变速器部分 20 的换档边界线图上的由虚线表示的切换边界线是基于图 7 所示的所存储的换档区域切换图（关系），图 7 表示了具有对应于发动机速度 NE 和发动机转矩 T_e 形式的参数的两个轴的二维坐标系统中界定了有级变速换档区域和无级变速换档区域的边界线。换言之，基于图 7 的换档区域切换图获得图 6 的切换边界线图。切换控制装置 50 可以使用图 7 的换档区域切换图代替图 6 的切换边界线图，以判断所检测的车辆状况是否处于无级变速或有级变速区域。

由图 6 的切换边界线图所界定的有级变速换档区域被界定为其中输出转矩 T_{OUT} 不低于预定上限 T_1 的高转矩区域，或其中车速 V 不低于预定上限 V_1 的高速区域。因此，当发动机 8 的转矩 T_E 相对高时或当车速 V 相对高时，使有级变速换档控制有效，而当发动机 8 的转矩 T_E 相对低时或当车速 V 相对低时，即当发动机 8 处于常态输出状态时，使无级变速换档控制有效。类似地，由图 7 的换档区域切换图界定的有级变速换档区域被界定为其中发动机转矩 T_e 不低于预定上限 T_{E1} 的高转矩区域，或其中发动机速

度 N_E 不低于预定上限 N_{E1} 的高速区域，或者可选地界定为其中基于发动机转矩 T_e 和速度 N_E 计算的发动机 8 的输出不低于预定限度的高输出区域。因此，当发动机 8 的转矩 T_E 、速度 N_E 或输出相对高时，使有级变速换档控制有效，而当发动机 8 的转矩 T_E 、速度 N_E 或输出相对低时，即当发动机 8 处于常态输出状态时，使无级变速换档控制有效。图 7 的换档区域切换图的边界线可以被认为是高速阈值线或高发动机输出阈值线，其界定了车速 V 或发动机输出的上限。

切换控制装置 50 还包括车辆状况判断装置 88。此车辆状况判断装置 88 被设置成判断由实际的车速 V 和输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况或者由发动机速度 N_E 和发动机转矩 T_e 表示的车辆状况是否需要切换控制装置 50 来切换变速机构 10 的换档状态，或者是否需要由有级变速换档控制装置 54 使自动变速器部分 20 换档。例如，基于车辆状况的改变并根据图 6 的切换边界线图和换档边界线图进行此判断。换言之，车辆状况判断装置 88 可以被认为充当用于判断变速机构 10 是否应该选择性地从无级变速和有级变速换档状态中的一个换档状态切换到另一个换档状态的装置。在本实施例中，切换控制装置 50 和有级变速换档控制装置 54 可以执行重叠的切换和换档控制，其中由切换控制装置 50 进行的切换控制和由有级变速换档控制装置 54 进行的换档控制基本互相重叠。重叠的切换和换档控制可以基本同时初始化，或至少部分地互相重叠，使得切换控制的处理的一部分和换档控制的处理的一部分基本同时发生。

图 6 中的向下箭头线表示基本同时发生的升档动作和切换动作的示例，而图 18 中的向上箭头线表示基本同时发生的降档动作和切换动作。在这些示例中，输出转矩 T_{OUT} 是基于由车辆驾驶员对加速踏板的操作量计算的需求输出转矩 T_{OUT} 。更具体而言，当变速机构 10 置于有级变速换档状态时，进行如图 6 中的向下箭头线所表示的加速踏板的松开操作。在此情况下，将变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态的切换操作和自动变速器部分 20 的从第一档位到第二档位的升档动作基本同时发生。即，在没有任何一个由高速行驶判断装置 62、高输出行驶判断装置 64 和电路功能诊断装置 66 正在获得的肯定判断或决定的情况下，确

定变速机构 10 应该从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态，同时由于车辆状况已经改变以移动越过第一到第二升档边界线，基本同时判断自动变速器部分 20 应该由变速换档控制装置 54 从第一档位升档到第二档位。在另一方面，当变速机构 10 置于无级变速换档状态时，进行如图 18 中的向上箭头线所表示的加速踏板的按压操作。在此情况下，将变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态的切换操作和自动变速器部分 20 的从第二档位到第一档位的降档动作基本同时发生。即，在由高输出行驶判断装置 64 获得的肯定决定的情况下，确定变速机构 10 应该从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态，同时由于车辆状况已经改变以移动越过第二到第一降档边界线而基本同时地判断自动变速器部分 20 应该由变速换档控制装置 54 从第二档位降档到第一档位。在本实施例中，基本同时发生的由切换控制装置 50 进行的切换控制和由有级变速换档控制装置 54 进行的降档控制被合称作“降档换档/切换重叠控制”，而基本同时发生的由切换控制装置 50 进行的切换控制和由有级变速换档控制装置 54 进行的升档控制被合称作“升档换档/切换重叠控制”。

从图 6 和图 18 可以理解，加速踏板的操作量的改变，即基于加速踏板的操作量计算的需求输出转矩 T_{OUT} 的改变将引发用于切换变速机构 10 的换档状态的切换控制。车辆状况判断装置 80 基于加速踏板的松开和按压操作来判断车辆状况。在此方面，注意，可以基于除加速踏板的操作量之外的任何驱动力相关值（例如节气门的打开角度）来判断车辆状况。

变速机构 10 可在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换。例如，在通过啮合切换离合器 C0 建立有级变速换档状态的情况下，第一行星齿轮组 24 的第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 作为一个单元以与发动机速度 NE 相等的速度旋转。在此状态下，固定到第一太阳轮 S1 的第一电机 M1 的速度和固定到第一齿圈 R1 的第二电机 M2 的速度与发动机速度 NE 同步，但第一电机 M1 不一定提供输出转矩。当变速机构 10 通过松开切换离合器 C0 而切换到无级变速换档状态时，切换离合器 C0 在其松开动作的过程中的反作用转矩逐渐地减小，同时第一电机 M1 的反作用转矩逐渐地增大。如果切换离合器 C0 和第一电机 M1 的反作用转矩减小和增大的时

机未被合适地控制，则变速机构 11 将遭受切换震动发生的风险。换言之，耦合设备的反作用转矩是在其松开动作的过程中通过耦合设备传递的发动机的转矩，因此如果通过耦合设备传递的发动机转矩未被迅速地减小，则驱动系统可能遭受由于传递到驱动轮的发动机转矩的暂时改变引起的切换震动。

为降低上述切换震动发生的风险，设置电机控制装置 82 以控制第一电机 M1，使得第一和第二电机 M1、M2 中的至少第一电机 M1 产生反作用转矩，以在切换离合器 C0 或制动器 B0 松开时，即在变速机构 10 处于切换控制装置 50 的控制下从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，将变速机构 10 维持在与通过切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作所建立的有级变速换档状态基本相同的状态，即将第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 维持在相同的转速。对第一电机 M1 的此控制减少了变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时的切换震动。当在判断变速机构 10 应该从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，在电机控制装置 82 的控制下已经产生了第一电机 M1 的反作用转矩之后，切换控制装置 50 开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作。

更具体而言，电机控制装置 82 在切换离合器 C0 松开时命令混合动力控制装置 52 控制第一电机 M1 以产生与将由切换离合器 C0 的啮合动作所产生的反作用转矩相等的反作用转矩。在对第一电机 M1 的此控制状态下，第一太阳轮 S1 暂时地接收两种不同的转矩。例如，混合动力控制装置 52 控制由第一电机 M1 产生的电能的产生量，使得由第一电机 M1 产生的反作用转矩将第一电机的速度 NM1 和发动机速度 NE 维持在相同值。换言之，在通过切换离合器 C0 的松开动作从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，由电机控制装置 82 控制第一电机的速度 NM1，使得速度 NM1 被维持为与发动机速度 NE 基本相等。即，通过在电机控制装置 82 的控制下控制第一电机 M1，来控制第一太阳轮 S1 的转速使得第一太阳轮 S1 的转速保持与发动机速度 NE 基本相等。

在由切换制动器 B0 的啮合动作建立的有级变速换档状态下，第一太阳轮 S1 保持静止，即，第一太阳轮 S1 的转速保持为零。在此状态下，固

定到第一太阳轮 S1 的第一电机 M1 的速度也保持为零，但第一电机 M1 不一定产生转矩。当通过啮合切换制动器 B0，变速机构 10 切换到无级变速换档状态时，处于啮合状态下的切换制动器 B0 的反作用转矩逐渐地减小，而同时第一电机 M1 的反作用转矩逐渐地增大。如果切换制动器 B0 和第一电机 M1 的反作用转矩增大和减小的时机未被合适地控制，则变速器 11 会遭受在从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时的切换震动发生的风险。

为降低上述切换震动发生的风险，电机控制装置 82 在切换制动器 B0 松开时命令混合动力控制装置 52 控制第一电机 M1 以产生与将由切换制动器 B0 的啮合动作所产生的反作用转矩相等的反作用转矩。在对第一电机 M1 的此控制状态下，第一太阳轮 S1 暂时地接收两种不同的转矩。例如，混合动力控制装置 52 控制第一电机 M1 使得由第一电机 M1 产生的电能的产生量基本为零，从而使得由第一电机 M1 产生的反作用转矩将第一太阳轮 S1 维持静止。换言之，在通过切换离合器 C0 的松开动作从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时，由电机控制装置 82 控制第一电机的速度 NM1，使得速度 NM1 被维持为基本为零。即，通过在电机控制装置 82 的控制下控制第一电机 M1，来控制第一太阳轮 S1 的转速使得第一太阳轮 S1 的转速保持基本为零。

设置同步控制完成判断装置 84 来判断在确定变速机构 10 应该从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时在电机控制装置 82 的控制下是否已经由第一电机 M1 产生了与将由切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作产生的反作用转矩相等的预定反作用转矩。例如，通过判断由第一电机 M1 产生并供应到电能存储装置 60 的电能的量是否对应于上述预定反作用转矩，来由同步控制完成判断装置 84 进行此判断。

当同步控制完成判断装置 84 已判断第一电机 M1 的预定反作用转矩已经产生时，上述切换控制装置 50 开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作。基于松开动作的开始，切换离合器 C0 或制动器 B0 不需要产生反作用转矩，这是因为已经由第一电机 M1 产生预定的反作用转矩。因此，切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐减小，而可以迅速减小以用于

相对迅速地切换到无级变速换档状态。

在切换离合器 C0 的松开动作开始之前，电机控制装置 82 继续控制第一电机的速度 NM1 以维持第一、第二和第三元件 RE1、RE2 和 RE3 的速度差，即将第一太阳轮 S1 和发动机速度 NE 维持在相同速度，直到在切换控制装置 50 的控制下的切换离合器 C0 的松开动作完成。在切换离合器 C0 的松开动作完成之后，通过混合动力控制装置 52 控制由第一电机 M1 产生的反作用转矩使得所产生的反作用转矩对应于实际发动机转矩 T_e 。

可选地，在切换制动器 B0 的松开动作开始之前，电机控制装置 82 继续控制第一电机的速度 NM1 以维持上述第二元件和上述变速器箱体 12 的速度差，即，将第一太阳轮 S1 维持在其速度保持为零的静止状态，直到在切换控制装置 50 的控制下的切换制动器 B0 的松开动作完成。

图 9 是解释由电子控制设备 40 执行的主要控制操作的流程图，即，在变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时执行的控制例程。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。图 10 和图 11 是用于解释图 9 的流程图中所示的控制操作的示例的时序图。图 10 的时序图示出了当由切换离合器 C0 的啮合动作建立的有级变速换档状态被切换到由切换离合器 C0 的松开动作建立的无级变速换档状态时执行的控制操作，而图 11 的时序图示出了当由切换制动器 B0 的啮合状态建立的有级变速换档状态被切换到由切换制动器 B0 的松开动作建立的无级变速换档状态时执行的控制操作。

切换控制例程以对应于车辆状况判断装置 80 的步骤 SA1（此后将省略“步骤”这个词）开始，来判断加速踏板是否已经松开。基于加速踏板的操作量来进行此判断。当在 SA1 中获得肯定的结果时，控制流程进行到还对应于车辆状况判断装置 80 的 SA2，来判断由实际车速 V 和基于加速踏板的操作量计算的需求输出转矩 T_{OUT} 所表示的车辆状况是否已经改变，以至于要求变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态。例如，根据图 6 的图进行与车辆状况改变相关的该判断。如果在 SA1 或 SA2 获得否定的结果，则控制流程进行到 SA8 以维持车辆的当前行驶状态。这些步骤 SA1 和 SA2 可以修改为单个步骤来判断变速机构 10 是否应

该从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态。此判断可以通过如下判断来进行，即，通过判断是否未判断出高输出车辆行驶、高速车辆行驶和电路功能劣化中的任一个，或者通过判断要求有级变速换档状态的电路的功能劣化的判断已经改变到未判断出电路的功能劣化（即，电路是否从功能劣化得到恢复）。

当在 SA1 和 SA2 两者中都得到肯定的结果时（在如图 10 和 11 所示的时间点 t_1 处），控制流程进行到对应于电机控制装置 82 的 SA3，来控制第一电机 M1 使得在如图 10 和 11 所示的时间点 t_2 处由第一电机 M1 产生与切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩相等的预定反作用转矩，由此第一太阳轮 S1 暂时地接收两种不同的转矩。然后，控制流程进行到与同步控制完成判断装置 84 对应的 SA4，来判断是否已经由第一电机 M1 产生与切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩相等的预定转矩。例如，通过判断由第一电机 M1 产生并供应到电能存储装置 60 的电能的量是否对应于上述预定反作用转矩来进行该判断。重复执行 SA3 直到在此步骤中得到肯定的结果。当在 SA4 中得到肯定的结果时，控制流程进行到与切换控制装置 50 对应的 SA5，来开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作（在如图 10 和 11 所示的时间点 t_2 处）。由于在此状态下已经由第一电机 M1 产生了预定的反作用转矩，则不需要切换离合器 C0 或制动器 B0 产生反作用转矩，因此切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐减小，并因此可以在如图 10 所示的时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段迅速的减小，因此可以在较短的时间内完成切换到无级变速换档状态。

然后，控制流程进行到也对应于电机控制装置 82 的 SA6，其中在由切换离合器 C0 的啮合动作建立有级变速换档状态的情况下，继续对第一电机 M1 的控制使得第一太阳轮 S1 的速度保持与发动机速度 NE 相等。在由切换制动器 B0 的啮合动作建立有级变速换档状态的情况下，继续对第一电机 M1 的控制使得第一太阳轮 S1 以其速度保持为零的状态保持静止。然后，控制流程进行到对应于混合动力控制装置 52 的 SA7，来用置于无级变速换档状态的变速机构 10 开始车辆控制，其中在最优化由发动机 8 与第一电机 M1 和/或第二电机 M2 产生的车辆驱动力的比例的同时，发动

机 8 高效运行。此无级变速换挡状态下的车辆控制在图 10 和 11 所示的时间点 t_3 开始。结果，切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合状态下产生的反作用转矩被第一电机 M1 产生的反作用转矩迅速代替，使得可以减小切换震动。此外，可以降低切换离合器 C0 或制动器 B0 在其松开动作或其部分啮合状态的过程中（在从如图 10 和 11 所示的时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段期间）的输入和输出速度之间的差，从而可以减小切换离合器 C0 或制动器 B0 上由于其打滑现象产生的负载，带来其耐久度的提高。

如上所述，电机控制装置 82（SA3、SA6）控制变速机构 10 的第一电机，控制变速机构 10 包括动力分配机构 16，动力分配机构 16 具有固定到发动机 8 的第一元件 RE1（第一行星轮架 CA1）、固定到第一电机 M1 的第二元件 RE2（第一太阳轮 S1）以及固定到第二电机 M2 和动力传递构件 18 的第三元件 RE3（第一齿圈 R1），并包括用于将第一和第二元件 RE1、RE2 互相连接的切换离合器 C0 以及用于将第二元件 RE2 固定到箱体 12 的切换制动器 B0，并且动力分配机构 16 可在其中动力分配机构 16 作为电控无级变速器工作的无级变速换挡状态和其中动力分配机构 16 作为有级变速器工作的有级变速换挡状态之间切换。电机控制装置 82 控制第一电机 M1 以在切换离合器 C0 或制动器 B0 松开时产生预定的反作用转矩，使得切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩被第一电机 M1 的反作用转矩适当地代替，以减小在变速机构的切换时的切换震动。此外，切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩的减小由第一电机 M1 的预定反作用转矩来补偿，如同切换离合器 C0 或制动器 B0 仍保持在啮合状态，使得切换离合器 C0 或制动器 B0 的输入和输出速度之间的差减小，从而减小切换离合器 C0 或制动器 B0 上在其部分啮合状态下的负载，带来离合器 C0 或制动器 B0 耐久度的提高。此外，动力分配机构 16 由三个元件以及切换离合器 C0 和制动器 B0 简单地构成，且在切换控制装置 50 的控制下通过切换离合器 C0 或制动器 B0，变速机构 10 容易地在无级变速和有级变速换挡状态之间切换。

根据本发明的控制设备还设置为使得在变速机构 10 从有级变速换挡状态切换到无级变速换挡状态时切换控制装置 50 可操作以在电机控制装

置 82 的控制下由第一电机 M1 产生了预定反作用转矩之后开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作。根据此设置, 切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩被第一电机 M1 的反作用转矩合适地代替, 使得在变速机构 10 的切换时的切换震动减小。此外, 由第一电机 M1 产生的反作用转矩允许不管切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩的减小, 被合适控制的第二元件 RE2 (第一太阳轮 S1) 的转速减小, 使得提高切换离合器 C0 或制动器 B0 的耐久度。

根据本实施例的控制设备还设置为使得电机控制装置 82 第一电机 M1 的速度, 以至于第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差在切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作之前保持在一个值, 指导由切换控制装置 50 控制的切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作完成。因此, 切换离合器 C0 或制动器 B0 在其松开动作的过程中或其部分啮合状态下的输入和输出速度降低直到松开动作完成, 使得切换离合器 C0 或制动器 B0 上的由于其打滑现象产生的负载减小, 结果提高其耐久度。

在本实施例中, 基于车辆的行驶速度的预定上限值 V_1 判断车辆的预定状况, 并且当车辆的实际行驶速度 V 高于预定上限值 V_1 时, 切换控制装置 50 将变速机构 10 置于有级变速换档状态。在其中车速 V 高于上限值 V_1 的车辆的高速行驶状态下, 发动机 8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38, 使得与无级变速换档状态相比, 因在有级变速换档状态中机械能和电能之间的转换损失的减少而提高了燃油经济性。

在本实施例中, 基于车辆的输出的预定上限值 T_1 判断车辆的预定状况, 并且当实际输出值 T_{OUT} 高于预定上限值 T_1 时, 切换控制装置 50 将变速机构 10 置于有级变速换档状态, 因此, 发动机 8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38。但是, 当车辆处于中输出或低输出行驶状态时, 变速机构 10 作为电控无级变速器操作。因此, 可以减少应该由第一电机 M1 产生的所需最大电能量, 即, 可以减少第一电机 M1 的需求输出容量, 因此可以减小第一电机 M1 和第二电机 M2 的需求尺寸, 从而可以减少包括第一和第二电机 M1、M2 在内的车用驱动系统的需求尺寸。

根据本实施例的控制设备还设置为使得切换控制装置 50 可以基于实际车速和输出转矩 T_{OUT} 并根据由车速 V 的上限 $V1$ 和输出转矩 T_{OUT} 的上限 $T1$ 界定的所存储的切换边界线图来容易地判断车辆是否处于高速或高输出行驶状态。

根据本实施例的控制设备还设置为使得切换控制装置 50 在功能劣化判断条件满足时确定变速机构 10 应该切换到有级变速换档状态，当用于将变速机构 10 置于无级变速换档状态的控制部件中的任一个的功能劣化时，满足功能劣化判断条件。因此，在判断功能劣化使得将要被置于无级变速换档状态的变速机构 10 无效的情况下，变速机构 10 被置于有级变速换档状态，因此即使在功能劣化存在的情况下，车辆也可以以有级变速换档状态行驶。

此外，由根据本实施例的控制设备控制的动力分配机构 16 简单地由单级行星齿轮式的第一行星齿轮组 24（其具有包括第一行星轮架 CA1、第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 的三个元件）构成，使得动力分配机构 16 的轴向尺度较小。此外，通过切换控制装置 50，动力分配机构 16 可以在无级变速换档状态和有级变速换档状态之间切换，切换控制装置 50 被设置为控制切换离合器 C0 和切换制动器 B0 形式的液压操作摩擦耦合设备，切换离合器 C0 用于将第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 互相连接，切换制动器 B0 用于将第一太阳轮 S1 固定到变速器箱体 12。

此外，由根据本实施例的控制设备控制的变速机构 10 的自动变速器部分 20 串联连接并插入在动力分配机构 16 和驱动轮 38 之间，且由动力分配机构 16 的速比，即由可切换式变速器部分 11 的速比和自动变速器部分 20 的速比来确定变速机构 10 的总速比。因此，通过利用自动变速器部分 20 的速比，可以在相对宽的速比范围上获得车辆驱动力，使得可以提高可切换式变速器部分 11 的无级变速控制效率，即混合动力控制效率。

此外，由本控制设备控制的可切换式变速器部分 11 可在如同其是自动变速器部分 20 的一部分的状态下来操作，并当变速机构 10 置于有级变速换档状态时具有速比小于 1 的采用第五档位形式的超速档位。

本控制设备的切换控制装置 50 设置为根据车辆状况将变速机构 10 在

无级变速和有级变速换档状态之间自动地切换，因此车用驱动系统不仅具有提高电控无级变速器的燃油经济性的优点，还具有有级变速器的较高机械动力传递效率的优点。因此，当发动机处于常态输出状态时，例如，处于其中车辆 V 不高于上限 $V1$ 而输出转矩 T_{OUT} 不低于上限 $T1$ 的如图 7 所示的无级变速换档区域或如图 6 所示的无级变速换档区域时，变速机构 10 被置于无级变速换档状态，使得在混合动力车辆的常态市区行驶（即，在车辆的中速和低速行驶且中输出和低输出行驶中）中提高燃油经济性。当发动机处于高速行驶状态时，例如，处于其中车速 V 高于上限 $V1$ 的如图 6 所示的无级变速换档区域中时，变速机构 10 被置于其中发动机 8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38 的有级变速换档状态，使得与无级变速换档状态相比，在有级变速换档状态中由于机械能和电能之间的转换损失的减少而提高燃油经济性。当发动机 8 处于高输出行驶状态时，例如处于其中输出转矩 T_{OUT} 不低于上限 $T1$ 的如图 6 所示的无级变速换档区域中时，变速机构 10 被置于其中发动机 8 的输出主要通过机械动力传递路径传递到驱动轮 38 的有级变速换档状态。于是，仅当车辆处于中速或低速行驶状态或者处于中输出或低输出状态时，变速机构 10 才被置于无级变速换档状态，以至于可以减少由第一电机 $M1$ 产生的需求电能量（即必须从第一电机 $M1$ 传递的最大电能量），使得可以减少第一和第二电机 $M1$ 、 $M2$ 的需求尺寸，和包括这些电机的车用驱动系统的需求尺寸。

在本实施例中，第二电机 $M2$ 固定到作为自动变速器部分 20 的输入旋转元件的动力传递构件 18，因此相对于变速器部分 20 的输出轴 22 的转矩，可以减小第二电机 $M2$ 的输出转矩，从而可以减小第二电机 $M2$ 的需求尺寸。

将说明本发明的其他实施例。在以下说明中，在本实施例中所用的相同标号将用于标识对应的元件，将不再对其说明。

第二实施例

图 12 是解释电子控制设备 40 的主要控制操作的流程图，即，在可切

换式变速器部分 11（即，动力分配机构 16）从锁止状态切换到差速状态（非锁止状态）时执行的例程。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。图 13 是用于解释如图 12 的流程图所示的控制操作的示例的时序图，该控制操作在由切换离合器 C0 的啮合动作建立的锁止状态切换到由切换离合器 C0 的松开动作建立的非锁止状态时执行。

图 12 的流程图的控制例程与图 9 的流程图的相同之处在于，在图 12 的流程图中，图 12 的控制例程应用于可切换式变速器部分 11 通过松开可切换式离合器 C0 或制动器 B0 进行的从锁止状态到非锁止状态的切换，以减少切换震动。在此方面，注意，变速机构 10 从有级变速换档状态到无级变速换档状态的切换可以认为等同于可切换式变速器部分 11 从锁止状态到非锁止状态的切换。

控制例程以对应于车辆状况判断装置 80 的 SA1' 开始，来判断加速踏板是否已经松开。基于加速踏板的操作量来进行此判断。当在 SA1' 中获得肯定的结果时，控制流程进行到还对应于车辆状况判断装置 80 的 SA2'，来判断车辆状况是否已经改变，以至于要求可切换式变速器部分 11 从锁止状态切换到非锁止状态。例如，根据图 6 的图进行与车辆状况改变相关的该判断。如果在 SA1' 或 SA2' 获得否定的结果，则控制流程进行到 SA8' 以维持车辆的当前行驶状态。这些步骤 SA1' 和 SA2' 可以修改为单个步骤来判断可切换式变速器部分 11 是否应该从锁止状态切换到非锁止状态。此判断可以通过如下判断来进行，即，通过判断是否未判断出高输出车辆行驶、高速车辆行驶和电路功能劣化中的任一个，或者通过判断要求锁止状态的电路的功能劣化的判断已经改变到未判断出电路的功能劣化（即，电路是否从功能劣化得到恢复）。

当 SA1' 和 SA2' 两者中都得到肯定的结果时（在如图 13 所示的时间点 t_1 处），控制流程进行到对应于电机控制装置 82 的 SA3'，来控制第一电机 M1 使得在如图 13 所示的时间点 t_2 处由第一电机 M1 产生与切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩相等的预定反作用转矩，由此第一太阳轮 S1 暂时地接收两种不同的转矩。然后，控制流程进行到与同步控制

完成判断装置 84 对应的 SA4'，来判断是否已经由第一电机 M1 产生与切换离合器 C0 或制动器 B0 相等的预定转矩。例如，通过判断由第一电机 M1 产生并供应到电能存储装置 60 的电能的量是否对应于上述预定反作用转矩来进行该判断。重复执行 SA3' 直到在此步骤中得到肯定的结果。当 SA4' 中得到肯定的结果时，控制流程进行到与切换控制装置 50 对应的 SA5'，来起动切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作（在如图 13 所示的时间点 t_2 处）。由于在此状态下已经由第一电机 M1 产生了预定的反作用转矩，故不需要切换离合器 C0 或制动器 B0 产生反作用转矩，因此切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐减小，并因此可以在如图 13 所示的时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段迅速的减小，从而可以在更短时间内完成到非锁止状态的切换。

然后，控制流程进行到也对应于电机控制装置 82 的 SA6'，其中在由切换离合器 C0 的啮合动作建立锁止状态的情况下，继续对第一电机 M1 的控制使得第一太阳轮 S1 的速度保持与发动机速度 NE 相等。在由切换制动器 B0 的啮合动作建立锁止状态的情况下，继续对第一电机 M1 的控制使得第一太阳轮 S1 以其速度保持为零的状态保持静止。然后，控制流程进行到对应于混合动力控制装置 52 的 SA7'，来在可切换式变速器部分 11 的差速状态下开始车辆控制，其中在最优化由发动机 8 与第一电机 M1 和/或第二电机 M2 产生的车辆驱动力的比例的同时，发动机 8 高效运行。结果，切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合状态下产生的反作用转矩被第一电机 M1 产生的反作用转矩迅速代替，使得可以减小切换震动。此外，可以降低切换离合器 C0 或制动器 B0 在其松开动作或其部分啮合状态的过程中（在从如图 13 所示的时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段期间）的输入速度和输出速度之间的差，从而可以减小切换离合器 C0 或制动器 B0 上由于其打滑现象产生的负载，带来其耐久度的提高。

关于在变速机构 10 通过松开切换离合器 C0 或制动器 B0 进行的换档状态的切换时的切换控制，根据本实施例的控制设备具有与根据先前实施例的控制设备相同的优点，这是因为变速机构 10 从有级变速换档状态到无级变速换档状态的切换等同于可切换式变速器部分 11 从锁止状态到非

锁止状态的切换。

第三实施例

在先前实施例中，仅在电机控制装置 82 的控制下已经产生了第一电机 M1 的预定反作用转矩之后，才通过切换控制装置 50 松开切换离合器 C0 或制动器 B0。本实施例与先前实施例的不同之处在于本实施例中的电机控制装置 82 被设置为命令混合动力控制装置 52 以控制第一电机 M1，使得在切换控制装置 50 的控制下切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作的过程中产生第一电机 M1 的预定反作用转矩，以便于减小切换离合器 C0 或制动器 B0 松开以将变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态或将可切换式变速器部分 11（动力分配机构 16）从锁止状态切换到非锁止状态时的切换震动。

具体而言，切换控制装置 50 慢慢松开切换离合器 C0，同时电机控制装置 82 在切换离合器 C0 的松开动作中控制第一电机的速度 NM1 使得第一太阳轮 S1 的速度（即第一电机的速度 NM1）保持与发动机速度 NE 相等。即，本实施例设置为能进行所谓“重叠切换和电机控制”，其中由切换控制装置 50 进行的对切换离合器 C0 的松开动作的控制与由电机控制装置 82 进行的对第一电机 M1 的速度的控制（即，通过控制其速度对第一电机 M1 的转矩的控制，更精确地说，对第一电机 M1 的转矩的控制以使电机速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等）同时进行。

结果，随着切换离合器 C0 在其松开动作的过程中的反作用转矩逐渐减小，由在电机控制装置 82 的控制下的第一电机 M1 产生的反作用转矩逐渐增大，使得切换离合器 C0 在其啮合状态下的反作用转矩逐渐被第一电机 M1 的反作用转矩代替。例如，电机控制装置 82 反馈控制第一电机的速度 NM1，使得速度 NM1 和发动机速度 NE 之间的差基本为零，以减小在上述第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 之间的速度差。

可选地，切换控制装置 50 慢慢地松开切换制动器 B0，同时电机控制装置 82 在切换离合器 C0 的松开动作的过程中控制第一电机的速度 NM1，使得第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。即，本实

施例设置为能进行所谓“重叠切换和电机控制”，其中由切换控制装置 50 进行的对切换离合器 C0 的松开动作的控制与由电机控制装置 82 进行的对第一电机 M1 的转矩的控制（该控制使得电机速度 NM1 等于发动机转速 NE）同时发生。

结果，随着切换制动器 B0 在其松开动作的过程中的反作用转矩逐渐减小，在电机控制装置 82 的控制下由第一电机 M1 产生的反作用转矩逐渐增大，使得切换制动器 B0 在其啮合状态下的反作用转矩逐渐被第一电机 M1 的反作用转矩代替。例如，电机控制装置 82 反馈控制第一电机的速度 NM1，以减小在上述第二元件 RE2 和箱体 12 的速度之间的速度差。

图 14 是用于解释变速机构 10 从由切换离合器 C0 的啮合动作建立的有级变速换档状态切换到由切换离合器 C0 的松开动作建立的无级变速换档状态时的控制操作的时序图。图 14 的时序图所示的示例是对于图 10 的时序图所示的示例的可选方案。图 15 是用于解释变速机构 10 从由切换制动器 B0 的啮合动作建立的有级变速换档状态切换到由切换制动器 B0 的松开动作建立的无级变速换档状态时的控制操作的时序图。图 15 的时序图所示的示例是对于图 11 的时序图所示的示例的可选方案。图 16 是用于解释变速机构 11 从由切换离合器 C0 的啮合动作建立的锁止状态切换到由切换离合器 C0 的松开动作建立的非锁止状态时的控制操作的时序图。图 16 的时序图所示的示例是对于图 13 的时序图所示的示例的可选方案。

在图 10、11 和 13 的示例中，仅在已经产生第一电机 M1 的预定反作用转矩之后，切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压才迅速地降低。图 14-16 的示例与图 10、11 和 13 的对应示例的不同之处主要在于，在图 14-16 的示例中能够进行所谓重叠切换和电机控制，使得对切换离合器 C0 或制动器 B0 的松开动作的控制以及对第一电机 M1 的速度控制（即，通过其速度控制进行对第一电机的转矩控制）彼此同时发生。因此，图 14 和 15 的示例与图 10 和 11 的示例不同之处在于，在图 14 和 15 的示例中，步骤 SA3 和 SA4 与步骤 SA5 同时执行，而图 16 的示例与图 13 的示例不同之处在于，步骤 SA3' 和 SA4' 与图 16 的示例中的步骤 SA5' 同时执行。

详细地说明，在切换离合器 C0 的松开动作的过程中，当第一太阳轮

S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持与发动机速度 NE 相等的同时，图 14 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3' 的时间段期间以比图 10 的示例中以更低的速度松开，在图 10 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段期间迅速地松开。即，在切换离合器 C0 的松开动作的过程中控制第一电机 M1 的转矩，使得第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。在图 14 所示的时间点 t_3' 之后，执行在变速机构 10 的无级变速换档状态下的车辆控制。

类似地，在切换制动器 B0 的松开动作的过程中，当第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持为零的同时，图 15 的示例中切换制动器 B0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3' 的时间段期间以比图 11 的示例更低的速度松开，在图 11 的示例中切换制动器 B0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段期间迅速地松开。即，在切换制动器 B0 的松开动作的过程中控制第一电机 M1 的转矩，使得第一电机的速度 NM1 保持为零。在图 15 所示的时间点 t_3' 之后，执行在变速机构 10 的无级变速换档状态下的车辆控制。

类似地，在切换离合器 C0 的松开动作的过程中，当第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持与发动机速度 NE 相等的同时，图 16 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3' 的时间段期间以比图 13 的示例中以更低的速度松开，在图 13 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_2 到时间点 t_3 的时间段期间迅速地松开。即，在切换离合器 C0 的松开动作的过程中控制第一电机 M1 的转矩，使得第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。在图 16 所示的时间点 t_3' 之后，执行在可切换式变速器部分 11 的差速状态下的车辆控制。

结果，随着切换离合器 C0 或制动器 B0 的反作用转矩在其松开动作的过程中逐渐减小，由第一电机 M1 产生的反作用转矩逐渐增大，使得切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合状态下的反作用转矩逐渐被第一电机 M1 的反作用转矩代替，从而减少了切换震动。此外，减小了切换离合器 C0 或制动器 B0 在其松开动作时或其部分啮合状态下（在从图 14-16 所示的时间点 t_2 到时间点 t_3' 的时间段期间）的输入和输出速度之间的差，结果

减小了切换离合器或制动器上由于打滑现象产生的负载，因此提高了切换离合器或制动器的耐久度。

在图 14、15 和 16 的示例中，可以取决于车速 V 或发动机转矩 T_c 来控制第一电机 $M1$ 的转矩的增大率或者切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的液压的减小率，以能够进行所谓重叠切换和电机控制，使得在切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 松开的同时增大电机转矩。

如上所述，根据本实施例的控制设备设置为使得在变速机构 10 从有级变速换档状态切换到无级变速换档状态时（即，在可切换式变速器部分 11（动力分配机构 16）从锁止状态切换到非锁止状态时）电机控制装置 82 可操作，且在切换控制装置 50 的控制下切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的松开动作的过程中，电机控制装置 82 控制第一电机 $M1$ ，使得第一电机 $M1$ 的反作用转矩随着切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 松开而增大。根据此设置，切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的反作用转矩被第一电机 $M1$ 的反作用转矩适当地代替，使得减小在变速机构切换时的切换震动。此外，由第一电机 $M1$ 产生的反作用转矩允许不管切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的反作用转矩的减小，第二元件 $RE2$ （第一太阳轮 $S1$ ）的转速都被合适地控制，由此提高了切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的耐久度。

根据本实施例的控制设备还设置为使得在切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的松开动作的过程中，电机控制装置 82 反馈控制第一电机 $M1$ 的速度以减小第一元件 $RE1$ 、第二元件 $RE2$ 和第三元件 $RE3$ 之间的速度差或第二元件 $RE2$ 和箱体 12 之间的速度差。因此，切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的反作用转矩在更短的时间段内被第一电机 $M1$ 的反作用转矩代替。

与其中在第一电机 $M1$ 的预定反作用转矩产生之后开始切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 的松开动作的先前实施例不同，本实施例设置为随着切换离合器 $C0$ 或制动器 $B0$ 松开而产生第一电机 $M1$ 的反作用转矩。除了上述控制的差别之外，本实施例具有与先前实施例相同的优点。

第四实施例

如上所述，变速机构 10 可在无级变速换档状态和有级变速换档状态

之间切换。例如，在无级变速换档状态下，变速机构 10 处于其中第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 的速度不受固定到第一太阳轮 S1 的第一电机 M1 和固定到第一齿圈 R1 的第二电机 M2 的影响或支配的自由状态。即，置于无级变速换档状态的变速机构 11 的速比相对于发动机速度 NE 不保持固定。在另一方面，例如在由切换离合器 C0 的啮合动作所建立的有级变速换档状态下，第一行星齿轮组 24 的旋转元件作为一个单元旋转，且第一太阳轮 S1 的速度和第一齿圈 R1 的速度保持与发动机速度 NE 相等，即与第一行星轮架 CA1 的速度相等。当变速机构 10 通过啮合切换离合器 C0 而切换到有级变速换档状态时第一行星轮架 CA1 和第一太阳轮 S1 不互相同步的情况下，切换离合器具有由于第一行星轮架 CA1 和第一太阳轮 S1 之间的速度差引起啮合震动的风险。换言之，变速机构 10 具有在变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时发生切换震动的风险。

为减小此切换震动，本实施例中的电机控制装置 82 被设置为在切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合时（即，变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时）控制第一电机 M1 的速度，以减小第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差，使得第一、第二和第三元件 RE1、RE2、RE3 具有与切换到有级变速换档状态之后所建立的速度基本相等的速度。换言之，电机控制装置 82 控制第一电机 M1 使得预定的反作用转矩控制第一电机 M1 使得由第一和第二电机 M1、M2 中的至少第一电机 M1 产生与由切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作产生的反作用转矩相等的预定反作用转矩，以便减小在变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时的切换震动。在另一方面，切换控制装置 50 开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作，以仅在电机控制装置 82 的控制下对第一电机 M1 的速度进行控制以减小第一、第二和第三元件 RE1、RE2 和 RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差之后，将变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态。

详细地说明，电机控制装置 82 在切换离合器 C0 的啮合时命令混合动

力控制装置 52 控制第一电机 M1，使得第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 朝向发动机速度 NE 改变，换言之，控制第一电机 M1 的转矩使得第一电机的速度 NM1 等于发动机转速 NE。控制在切换离合器 C0 的松开动作的过程中的切换使得第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。混合动力控制装置 52 通过控制由第一电机 M1 的电能产生量来控制第一电机 M1 以产生与切换离合器 C0 的反作用转矩相等的预定转矩。

在变速机构 10 通过切换离合器 C0 的啮合动作从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，同步控制完成判断装置 84 可操作以判断第一太阳轮 S1 的速度是否已经等于发动机速度 NE。例如，通过判断在电机控制装置 82 的控制下第一电机的速度 NM1 是否已经等于发动机速度 NE，来进行此判断。在变速机构 10 通过切换制动器 B0 的啮合动作从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，同步控制完成判断装置 84 可操作以判断第一太阳轮 S1 的速度是否已经为零。例如，通过判断第一电机的速度 NM1 在电机控制装置 82 的控制下是否已经为零来进行此判断。

在同步控制完成判断装置 84 进行的第一太阳轮 S1 的速度是否已经等于发动机速度 NE 或者是否已经为零的判断时可操作的切换控制装置 50 开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。在啮合动作开始时，由于已经由第一电机 M1 产生预定反作用转矩，所以不需要切换离合器 C0 或制动器 B0 产生反作用转矩。因此，切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐减小，而可以迅速减小，以用于相对迅速地切换到有级变速换档状态。

当变速机构 10 在切换控制装置 50 的控制下从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，电机控制装置 82 继续第一电机 M1 的控制，直到切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成的时刻，以用于维持预定反作用转矩，以使得第一太阳轮 S1 的速度保持与发动机速度 NE 相等从而减小切换离合器 C0 的啮合震动，或使得第一太阳轮 S1 的速度保持为零从而减小切换制动器 B0 的啮合震动。在切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成时，切换离合器或制动器暂时地接收两种不同的转矩。例如，通过混

合动力控制装置 52 控制由第一电机 M1 产生的反作用转矩，使得所产生的转矩等于实际发动机转矩 T_e 。

设置发动机输出控制必需性判断装置 86 来判断在变速机构切换到有级变速换档状态的过程中是否必需暂时地减小发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率，或者将发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率限制到不高于预定限度的值，以防止由第一电机 M1 产生和供应的电能超过由第一电机 M1 的额定值确定的预定上限。

设置发动机输出控制装置 88 以在由发动机输出控制必需性判断装置 86 得到肯定的判断时，暂时地减小发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率，或者限制发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率。

图 17 是解释由电子控制设备 40 执行的主要控制操作的流程图，即，在变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时执行的控制例程。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。图 19 和 20 是用于解释如图 17 所示的控制操作的示例的时序图。图 19 的时序图示出了当切换离合器 C0 啮合以用于从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时的控制操作，而图 20 的时序图示出了当切换制动器啮合以用于从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时的控制操作。

切换控制例程以对应于车辆状况判断装置 80 的步骤 SB1（此后将省略“步骤”这个词）开始，来判断加速踏板是否已经松开。基于加速踏板的操作量来进行此判断。当在 SB1 中获得肯定的结果时，控制流程进行到还对应于车辆状况判断装置 80 的 SB2，来判断由实际车速 V 和基于加速踏板的操作量计算的需求输出转矩 T_{OUT} 所表示的车辆状况是否已经改变，以要求变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态。例如，根据图 18 的图进行与车辆状况改变相关的该判断。如果在 SB1 或 SB2 获得否定的结果，则控制流程进行到 SB8 以维持车辆的当前行驶状态。这些步骤 SB1 和 SB2 可以修改为单个步骤来判断变速机构 10 是否应该从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态。此判断可以通过如下判断来进行，即，通过判断是否判断出高输出车辆行驶、高速车辆行驶和电

路功能劣化中的任一个。

当 SB1 和 SB2 两者中都得到肯定的结果时（在如图 19 和 20 所示的时间点 t_1 处），控制流程进行到对应于电机控制装置 82 的 SB3，来控制第一电机 M1 以例如在通过啮合切换离合器 C0 来建立有级变速换档状态的情况下，使得第一太阳轮 S1 的速度（即第一电机 M1 的速度 NM1）与发动机速度 NE 相等。即，第一电机 M1 被控制以产生为使速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等所需的预定反作用转矩。在通过啮合切换制动器 B0 来建立有级变速换档状态的情况下，控制第一太阳轮 S1 的速度（即第一电机的速度 NM1）以成为零。即，控制第一电机 M1 以产生为使第一太阳轮 S1 保持静止所需的预定反作用转矩。在从如图 19 和 20 所示的时间点 t_1 到时间点 t_3 的时间段期间发生对反作用转矩的这种控制。然后，控制流程进行到与同步控制完成判断装置 84 对应的 SB4，来判断在由切换离合器 C0 的啮合建立有级变速换档状态的情况下，第一太阳轮 S1 的速度是否已经等于发动机速度 NE。例如，通过判断由第一电机 M1 的速度 NM1 是否已经等于发动机速度 NE 来进行该判断。例如在通过啮合切换制动器 B0 来建立有级变速换档状态的情况下，通过判断第一电机的速度 NM1 是否已经为零来对第一太阳轮 S1 的速度是否已经为零进行判断。

重复执行 SB3 直到在 SB4 中得到肯定的结果。当在 SB4 中获得否定的结果时，控制流程进行到对应于发动机输出控制必需性判断装置 86 的 SB6，来判断是否必需暂时地减小发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率，或者将发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率限制到不高于预定限度的值，直到切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成。如果在 SB6 得到肯定的结果，则控制流程进行到对应于发动机输出控制装置 88 的 SB7，通过例如减小节气门的打开角度或供应到发动机 8 的燃油量，或者延迟发动机点火正时，来减小发动机转矩（在从如图 19 和 20 所示的时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间）。如果在 SB6 得到否定的结果，或在执行 SB7 之后，控制流程回到 SB3。

如果在 SB4 得到肯定的结果，则控制流程进行到对应于切换控制装置 50 的 SB5，来开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作（在如图 19 和

20 所示的时间点 t_3 处)。由于当在 SB4 得到肯定的结果时已经由第一电机 M1 产生了预定反作用转矩，所以在啮合动作的过程中不需要切换离合器 C0 或制动器 B0 产生反作用转矩，由此切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐增大，因此可以迅速增大。在如图 19 和 20 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间发生此液压的迅速增大。在切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成之后，第一电机 M1 不需要产生反作用转矩，因此对产生反作用转矩的第一电机的控制停止。虽然图 17 的流程图未示出此停止，图 19 和 20 示出了在时间点 t_4 处停止由第一电机 M1 产生反作用转矩，此后在变速机构置于有级变速换档状态下的情况下控制车辆。

作为该控制例程的执行结果，在第一太阳轮 S1 的速度等于发动机速度 NE 的同时啮合切换离合器 C0，由此减小切换离合器 C0 的啮合震动。可选地，在第一太阳轮 S1 在其速度为零的情况下静止的同时啮合切换制动器 B0，由此减小切换制动器 B0 的啮合震动。此外，切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合动作的过程中或在其部分啮合状态下（如图 19 和 20 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间）的输入和输出速度之间的速度差减小，由此减小了切换离合器 C0 或制动器 B0 上由于打滑现象产生的负载，从而提高了切换离合器或制动器的耐久度。

如上所述，电机控制装置 82 (SB3) 控制变速机构 10 的第一电机 M1，变速机构 10 包括动力分配机构 16，动力分配机构 16 具有固定到发动机 8 的第一元件 RE1 (第一行星轮架 CA1)、固定到第一电机 M1 的第二元件 RE2 (第一太阳轮 S1) 以及固定到第二电机 M2 和动力传递构件 18 的第三元件 RE3 (第一齿圈 R1)，并包括用于将第一和第二元件 RE1、RE2 互相连接的切换离合器 C0 以及用于将第二元件 RE2 固定到箱体 12 的切换制动器 B0，并且动力分配机构 16 可在其中动力分配机构 16 作为电控无级变速器工作的无级变速换档状态和其中动力分配机构 16 作为有级变速器工作的有级变速换档状态之间切换。在切换离合器 C0 或制动器的啮合时，电机控制装置 82 控制第一电机 M1 以减小第二元件 RE2 和第一元件 RE1 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差，使得减小了由于上述速度差引起的啮合震动，结果减小了切换震动，并且

减小切换离合器 C0 或制动器 B0 的输入和输出速度之间的速度差，结果减小了切换离合器或制动器上在其部分啮合状态时的负载，并由此提高了切换离合器 C0 或制动器 B0 的耐久度。还应注意，动力分配机构 16 由三个元件以及切换离合器 C0 和制动器 B0 简单地构成，且在切换控制装置 50 的控制下由切换离合器 C0 或制动器 B0 容易地将变速机构 10 在无级变速和有级变速换档状态之间切换。

根据本发明的控制设备还设置为使得在变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时切换控制装置可操作以在由电机控制装置 82 控制第一电机 M1 的速度来减小第一、第二和第三元件 RE1、RE2、RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差之后开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。因此，每个旋转元件的速度被控制以改变到将在切换至有级变速换档状态之后建立的值，使得切换离合器 C0 或制动器 B0 在啮合时由于速度差引起的切换震动减小，并且切换离合器 C0 或制动器 B0 在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差减小，从而减小切换离合器或制动器上的负载，这带来了切换离合器 C0 或制动器 B0 的耐久度的提高。

根据本实施例的控制设备还包括发动机输出控制装置 88 (SB7)，其用于控制发动机 8 的转矩 T_e 或输出，使得发动机转矩 T_e 或输出被限制以防止其超过由第一电机 M1 的额定值确定的预定上限，直到由切换控制装置 50 控制的切换离合器 C0 的啮合动作完成。例如，在变速机构 10 响应于车辆高输出行驶的需求从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时，即使在第一电机 M1 不具有与发动机 8 的高输出范围对应的容量或输出，变速机构 10 也在切换到有级变速换档状态之前被适当地保持在其无级变速换档状态。

第五实施例

图 21 是解释电子控制设备 40 的主要控制操作的流程图，即，在可切换式变速器部分 11 (即，动力分配机构 16) 从差速状态 (非锁止状态) 切换到锁止状态时执行的例程。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。图 22 是用于解释如图 21 的流程图所示的控制操作的示例的时序图，该控制操作非锁止状态切换到由切换离合器 C0 的啮合动作建立的锁止状态时执行。

图 21 的流程图的控制例程与图 17 的流程图的不同之处在于，图 21 的控制例程应用于可切换式变速器部分 11 通过啮合可切换式离合器 C0 或制动器 B0 进行的从非锁止状态到非锁止状态的切换，以减少切换震动。在此方面，注意，变速机构 10 从无级变速换档状态到有级变速换档状态的切换可以认为等同于可切换式变速器部分 11 从非锁止状态到锁止状态的切换。

控制例程以对应于车辆状况判断装置 80 的 SB1' 开始，来判断加速踏板是否已经被按压。基于加速踏板的操作量来进行此判断。当在 SB1' 中获得肯定的结果时，控制流程进行到还对应于车辆状况判断装置 80 的 SB2'，来判断由实际车速 V 和基于加速踏板的操作计算的需求输出转矩 T_{OUT} 表示的车辆状况是否已经改变，以至于要求可切换式变速器部分 11 从非锁止状态切换到锁止状态。例如，根据图 18 的图进行与车辆状况改变相关的该判断。如果在 SB1' 或 SB2' 获得否定的结果，则控制流程进行到 SB8' 以维持车辆的当前行驶状态。这些步骤 SB1' 和 SB2' 可以修改为单个步骤来判断可切换式变速器部分 11 是否应该从非锁止状态切换到锁止状态。此判断可以通过如下判断来进行，即，通过判断是否判断出高输出车辆行驶、高速车辆行驶和电路功能劣化中的任一个。

当 SB1' 和 SB2' 两者中都得到肯定的结果时（在如图 22 所示的时间点 t_1 处），在例如由啮合切换离合器 C0 建立锁止状态的情况下，控制流程进行到对应于电机控制装置 82 的 SB3'，来控制第一电机 M1 使得第一太阳轮 S1 的速度（即第一电机 M1 的速度 $NM1$ ）等于发动机速度 NE 。即，第一电机 M1 被控制以产生为使速度 $NM1$ 保持与发动机速度 NE 相等所需的预定反作用转矩。在由啮合切换制动器 B0 建立锁止状态的情况下，第一太阳轮 S1 的速度（即第一电机的速度 $NM1$ ）被控制为零。即，第一电机 M1 被控制以产生为使第一太阳轮 S1 静止所需的预定反作用转矩。在如图 22 所示的从时间点 t_1 到时间点 t_3 的时间段期间发生对反作用

转矩的此控制。然后，控制流程进行到与同步控制完成判断装置 84 对应的 SB4'，来判断在通过啮合切换离合器 C0 建立锁止状态的情况下第一太阳轮 S1 的速度是否已经等于发动机速度 NE。例如，通过判断第一电机 M1 的速度 NM1 是否已经等于发动机速度 NE 来进行该判断。例如在通过啮合切换制动器 B0 建立锁止状态的情况下，通过判断第一电机的转速 NM1 是否已经为零来进行对第一太阳轮 S1 的速度是否已经为零的判断。

重复执行 SB3' 直到在 SB4' 中得到肯定的结果。当 SB4' 中得到否定的结果时，控制流程进行到与发动机输出控制必需性判断装置 86 对应的 SB6'，来判断是否必需暂时地减小发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率，或者将发动机转矩 T_e 或发动机输出的增大率限制到不高于预定限度的值，直到切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成。如果在 SB6' 得到肯定的结果，则控制流程进行到对应于发动机输出控制装置 88 的 SB7'，通过例如减小节气门的打开角度或供应到发动机 8 的燃油量，或者延迟发动机点火正时，来减小发动机转矩（在如图 22 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间）。如果在 SB6' 得到否定的结果，或在执行 SB7' 之后，控制流程回到 SB3'。

如果在 SB4' 得到肯定的结果，则控制流程进行到对应于切换控制装置 50 的 SB5'，来开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作（在如图 22 所示的时间点 t_3 处）。由于当在 SB4' 得到肯定的结果时已经由第一电机 M1 产生了预定反作用转矩，所以在啮合动作的过程中不需要切换离合器 C0 或制动器 B0 产生反作用转矩，由此切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压不需要逐渐增大，而因此可以迅速增大。在如图 22 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间发生此液压的迅速增大。在切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成之后，第一电机 M1 不需要产生反作用转矩，因此对产生反作用转矩的第一电机的控制停止。虽然图 21 的流程图未示出此停止，图 22 示出了在时间点 t_4 处停止由第一电机 M1 产生反作用转矩，此后在可切换式变速器部分置于锁止状态下的情况下控制车辆。

作为该控制例程的执行结果，在第一太阳轮 S1 的速度等于发动机速度 NE 的同时啮合切换离合器 C0，由此减小切换离合器 C0 的啮合震动。

可选地，在第一太阳轮 S1 在其速度为零的情况下静止的同时啮合切换制动器 B0，由此减小切换制动器 B0 的啮合震动。此外，切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合动作的过程中或在其部分啮合状态下（如图 22 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间）的输入速度和输出速度之间的速度差减小，由此减小了切换离合器 C0 或制动器 B0 上由于打滑现象产生的负载，从而提高了切换离合器或制动器的耐久度。

关于在变速机构 10 通过松开切换离合器 C0 或制动器 B0 进行的换档状态的切换时的切换控制，根据本实施例的控制设备具有与根据先前实施例的控制设备相同的优点，这是因为变速机构 10 从无级变速换档状态到有级变速换档状态的切换等同于可切换式变速器部分 11 从非锁止状态到锁止状态的切换。

第六实施例

在先前实施例中，仅在由电机控制装置 82 控制第一电机 M1 的速度的情况下第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 之间的速度差或者第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差减小以减小切换离合器 C0 或制动器 B0 啮合时的切换震动之后，才通过切换控制装置 50 开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。本实施例与先前实施例的不同之处在于本实施例中的切换控制装置 50 在由电机控制装置 82 对第一电机 M1 的速度控制的过程中控制切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作，该速度控制是为了减小第一、第二和第三元件 RE1、RE2 和 RE3 之间的速度差或者第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差，来使切换离合器 C0 或制动器 B0 在切换控制装置 50 的控制下啮合，以便于减小在将变速机构 10 从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态或将可切换式变速器部分 11（动力分配机构 16）从非锁止状态切换到锁止状态时的切换震动。此外，本实施例中的电机控制装置 82 被设置为在切换离合器 C0 或制动器 B0 处于切换控制装置 50 的控制下的啮合动作的过程中减小第一电机 M1 的反作用转矩。

具体而言，在切换控制装置 50 控制切换离合器 C0 使得切换离合器 C0 慢慢啮合的同时，电机控制装置 82 控制第一电机使得第一太阳轮 S1 的

速度等于发动机速度 NE，以减小切换离合器 C0 的啮合震动。即，本实施例设置为能进行所谓“重叠切换和电机控制”，其中在切换控制装置 50 的控制下的切换离合器 C0 的啮合动作与由电机控制装置 82 进行的对第一电机 M1 的速度的控制（即，对第一电机 M1 的转矩的控制以使电机速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等）同时进行。

结果，在切换离合器 C0 在其松开动作的过程中的反作用转矩逐渐增大的同时，在电机控制装置 82 的控制下由第一电机 M1 产生的反作用转矩逐渐减小，使得第一电机 M1 的反作用转矩在切换离合器 C0 的啮合动作的过程中被切换离合器 C0 的反作用转矩代替。例如，在切换离合器 C0 慢慢啮合的同时，第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持与发动机速度 NE 相等。

可选地，当切换控制装置 50 控制切换制动器 B0 使得切换制动器 B0 慢慢啮合时，电机控制装置 82 控制第一电机 M1 使得第一太阳轮 S1 的速度为零，以减少切换制动器 B0 的啮合震动。即，本实施例设置为执行所谓“重叠切换和电机控制”，其中切换制动器 B0 在切换控制装置 50 的控制下的啮合动作与由电机控制装置 82 对第一电机 M1 的转矩控制以使得第一电机 M1 的速度 NM1 为零同时发生。

结果，随着切换制动器 B0 在其啮合动作的过程中的反作用转矩逐渐增大，由第一电机 M1 产生的反作用转矩逐渐减小，使得第一电机 M1 的反作用转矩逐渐被切换制动器 B0 在其啮合动作的过程中的反作用转矩代替。例如，在切换制动器 B0 慢慢啮合的同时，第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持为零。

图 23 是用于解释通过切换离合器 C0 的啮合动作从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时的控制操作的时序图。图 23 的时序图所示的示例是对于图 19 的时序图所示的示例的可选方案。图 24 是用于解释通过切换制动器 B0 的啮合动作从无级变速换档状态切换到有级变速换档状态时的控制操作的时序图。图 24 的时序图所示的示例是对于图 20 的时序图所示的示例的可选方案。图 25 是用于解释通过切换离合器 C0 的啮合动作从非锁止状态切换到锁止状态时的控制操作的时序图。图 25 的时序图所

示的示例是对于图 22 的时序图所示的示例的可选方案。

虽然图 19、20 和 22 的示例设置为在产生第一电机 M1 的预定反作用转矩的同时迅速增大切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压，但是图 23-25 的示例设置为执行重叠切换和电机控制，其中切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作与第一电机 M1 的速度控制同时发生以产生预定的反作用转矩。由此，图 23 和 24 的示例与图 19 和 20 的示例的不同之处在于图 17 的步骤 SB3 和 SB4 与图 23 和 24 的示例中的步骤 SB5 同时执行。类似地，图 25 的示例与图 22 的示例的不同之处在于图 21 的步骤 SB3' 和 SB4' 与图 25 的示例中的步骤 SB5' 同时执行。

详细地说明，在切换离合器 C0 的啮合动作的过程中，当第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持与发动机速度 NE 相等的同时，在图 23 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间以比图 19 的示例更低的速度啮合，在图 11 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_2 到时间点 t_4 的时间段期间迅速地啮合。即，在切换离合器 C0 的啮合动作的过程中控制第一电机 M1 的转矩，使得第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。在图 23 所示的时间点 t_4 之后，执行在变速机构 10 的有级变速换档状态下的车辆控制。

类似地，在切换制动器 B0 的啮合动作的过程中，当第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持为零的同时，图 24 的示例中切换制动器 B0 在从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间以比图 20 的示例更低的速度啮合，在图 20 的示例中切换制动器 B0 在从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间迅速地啮合。即，在切换制动器 B0 的啮合动作的过程中控制第一电机 M1 的转矩，使得第一电机的速度 NM1 保持为零。在图 24 所示的时间点 t_4 之后，执行在变速机构 10 的有级变速换档状态下的车辆控制。

类似地，在切换离合器 C0 的啮合动作的过程中，当第一太阳轮 S1 的速度，即第一电机的速度 NM1 被反馈控制以保持与发动机速度 NE 相等的同时，图 25 的示例中切换离合器 C0 在从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间以比图 22 的示例中以更低的速度啮合，在图 22 的示例中切换离合器 C0

在从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间迅速地啮合。即，在切换离合器 C0 的啮合动作的过程中第一电机 M1 的转矩逐渐减小，使得第一电机的速度 NM1 保持与发动机速度 NE 相等。在图 25 所示的时间点 t_4 之后，执行在可切换式变速器部分 11 的锁止状态下的车辆控制。

结果，在第一太阳轮 S1 的速度被控制以与发动机速度 NE 相等的同时啮合切换离合器 C0，使得减少切换离合器 C0 的啮合震动。可选地，在第一太阳轮 S1 的速度被控制为零的同时啮合切换制动器 B0，使得减少切换制动器 B0 的啮合震动。此外，减小了切换离合器 C0 或制动器 B0 在其啮合动作时或其部分啮合状态下（在图 23-35 所示的从时间点 t_3 到时间点 t_4 的时间段期间）的输入和输出速度之间的差，结果减小了切换离合器或制动器上由于打滑现象产生的负载，因此提高了切换离合器或制动器的耐久度。

在图 23、24 和 25 的示例中，可以取决于车速 V 或发动机转矩 T_e 来控制第一电机 M1 的转矩的逐渐增大率或者切换离合器 C0 或制动器 B0 的液压的增大率，以能够进行所谓重叠切换和电机控制，使得在切换离合器 C0 或制动器 B0 啮合的同时减小电机转矩。

如上所述，根据本实施例的控制设备设置为使得在变速机构 10 从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时（即，在可切换式变速器部分 11（动力分配机构 16）从非锁止状态切换到锁止状态时）切换控制装置 50 可操作，以能够在由电机控制装置 82 对第一电机 M1 的速度控制以减小第一、第二和第三元件 RE1、RE2、RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差的过程中进行切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。根据此设置，每个旋转元件的速度被控制以改变到在切换到有级变速换挡状态之后建立的值，由此减小由于耦合设备的啮合时的速度差引起的切换震动，并且减小了耦合设备在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差，从而减小了耦合设备上的负载，结果提高了耦合设备的耐久度。

根据本实施例的控制设备还设置为使得在变速机构 10 从无级变速换挡状态切换到有级变速换挡状态时，或在可切换式变速器部分 11（动力分

配机构 16) 从非锁止状态切换到锁止状态时, 在由电机控制装置 82 对第一电机 M1 的速度控制以减小第一元件 RE1、第二元件 RE2 和第三元件 RE3 之间的速度差或第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差的过程中进行切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。因此, 每个旋转元件的速度被控制成为在切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作完成时切换到有级变速换挡状态之后建立的值, 由此减小由于切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合时的速度差引起的切换震动。此外, 减小了切换离合器 C0 或制动器 B0 在其部分啮合状态下的输入和输出速度之间的差, 从而减小了切换离合器或制动器上的负载, 结果提高了切换离合器 C0 或制动器 B0 的耐久度。

与其中在第一、第二和第三元件 RE1、RE2 和 RE3 之间的速度差或者第二元件 RE2 和箱体 12 之间的速度差减小之后开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作, 以减小切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合时的切换震动的先前实施例不同, 本实施例设置为在第一、第二和第三元件 RE1、RE2 和 RE3 之间的上述速度差或者第二元件 RE2 和箱体 12 之间的上述速度差减小的过程中开始切换离合器 C0 或制动器 B0 的啮合动作。除了上述控制的差别之外, 本实施例具有与先前实施例相同的优点。

第七实施例

图 26 是可由根据本发明的控制设备控制的变速机构 70 的布置的示意图, 且图 27 是表示变速机构 70 的档位和用于分别建立这些档位的液压操作摩擦耦合设备的操作状态的不同组合的表, 而图 28 是用于解释变速机构 70 的换挡操作的共线图。

变速机构 70 包括可切换式变速器部分 11, 与第一实施例中相同, 其具有第一电动机 M1、动力分配机构 16 和第二电动机 M2。变速机构 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 布置在可切换式变速器部分 11 和输出轴 22 之间, 并且通过动力传递构件 18 串联连接到可切换式变速器部分 11 和输出轴 22。与第一实施例相同, 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。自动变速器部分 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递构件 18，并且通过第一制动器 B1 选择性地固定到变速器箱体 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递构件 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 中选择的摩擦耦合设备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。这些档位具有成几何级数变化的不同速比 γ （输入轴速度 N_{IN} /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变速换档状态，在固定速比换档状态中机构 16 可用作具有一个或多个固定速比的变速器，在无级变速换档状态中机构 16 如上所述地可用作无级变速器。所以在本变速机构 70 中，由自动变速器部分 20 和通过切换离合器 C0 或切换制动器 B0 的啮合而被置于固定速比换档状态的可切换式变速器部分 11 来构成有级变速器。此外，由自动变速器部分 20 和当切换离合器 C0 和制动器 B0 中均未被啮合时而置于无级变速换档状态的可切换式变速器部分 11 来构成无级变速器。换言之，变速机构 70 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变速换档状态，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变速换档状态。

在变速机构 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 23 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 来建立空档位置 N。

另一方面, 在变速机构 70 用作无级变速器时, 如图 27 所示。切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者都被松开, 使得可切换式变速器部分 11 用作无级变速器, 同时串联连接到可切换式变速器部分 11 的自动变速器部分 72 用作有级变速器, 由此被传递到置于第一至第三档位之一的自动变速器部分 72 的旋转运动的速度, 即动力传递构件 18 的转速被连续地改变, 使得当自动变速器部分 72 被置于上述档位之一时变速机构 10 的速比在预定范围上可连续变化。所以, 自动变速器部分 72 的速比在相邻档位上可连续变化, 由此变速机构 70 的总速比 γ_T 可连续变化。

图 28 的共线图用直线表示旋转元件在变速机构 70 的每个档位中的转速之间的关系, 变速机构 70 由用作无级变速换档部分或第一换档部分的可切换式变速器部分 11 和用作有级变速换档部分或第二换档部分的自动变速器部分 72 构成。图 28 的共线图表示当切换离合器 C0 和制动器 B0 两者都松开时动力分配机构 16 的各个元件的转速、以及当切换离合器 C0 或切换制动器 B0 啮合时这些元件的转速, 这与先前实施例中相同。

当第一离合器 C1 和第二制动器 B2 啮合时, 自动变速器部分 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 (R2) 转速的垂直线 Y7 和水平线 X2 的交点以及表示第五旋转元件 RE5 (CA3) 转速的垂直线 Y5 和水平线 X1 之间的交点, 如图 28 所示。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 (CA2、R3) 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，在从可切换式变速器部分 11 接收驱动力的情况下，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，在从可切换式变速器部分 11 接收驱动力的情况下，第六旋转元件 RE6 以高于发动机速度 N_E 的速度旋转。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。

变速机构 70 还由用作无级变速换档部分或第一换档部分的可切换式变速器部分 11 和用作有级变速换档部分或第二换档部分的自动变速器部分 72 构成，因此本变速机构 70 具有与第一实施例类似的优点。

第八实施例

图 29 是用于解释可切换式变速器部分 90 的动力分配机构 92 的示意图，动力分配机构 92 是对于先前实施例中的动力分配机构 16 的可选方案。

动力分配机构 92 包括作为主要部分见的如下部件，公知的锥齿轮式差速齿轮设备 94、切换离合器 C0 和切换制动器 B0。此差速齿轮设备 94 包括：第一锥齿轮 BE1；齿轮箱 98，其支撑第一锥齿轮 BE1 使得第一锥齿轮 BE1 可绕其轴线并绕差速齿轮设备 94 的轴线旋转；第二锥齿轮 BE2；和第三锥齿轮 BE3，其通过第一锥齿轮 BE1 与第二锥齿轮 BE2 啮合。齿轮箱 92 对应于第一元件 RE1，第二锥齿轮 BE2 对应于第二元件 RE2，而第三锥齿轮 BE3 对应于第三元件 RE3。

在此动力分配机构 92 中，齿轮箱 92 可操作地连接到一对中间轴齿轮

96, 其对应于输入轴 14 并具有例如 1.0 的传动比。即, 齿轮箱 92 通过一对中间轴齿轮 96 可操作地连接到发动机 8。第二锥齿轮 BE2 固定到第一电机 M1, 而第三锥齿轮 BE3 固定到动力传递构件 18。切换制动器 B0 布置在第二锥齿轮 BE2 和齿轮箱 92 之间, 而切换离合器 C0 布置在第二锥齿轮 BE2 和齿轮箱 92 之间。当这些切换离合器 C0 和制动器 B0 处于松开状态时, 齿轮箱 92 以及第二和第三锥齿轮 BE2、BE3 可相对于彼此旋转, 使得发动机 8 的输出被分配到第一电机 M1 和动力传递构件 18, 且分配到第一电机 M1 的发动机 8 输出的一部分被转换为电能, 该电能被存储或供应到第二电机 M2。于是, 动力分配机构 92 置于所谓无级变速换档状态 (电控 CVT 状态), 其中不论发动机 8 的速度如何, 动力传递构件 18 的速度都无级可变。即, 可切换式变速器部分 11 置于无级变速换档状态, 其中变速器部分 11 用作速比 (中间轴齿轮对 96 的速度/动力传递机构件 18 的速度) 从最小值 $\gamma_{0\min}$ 到最大值 $\gamma_{0\max}$ 无级可变的电控无级变速器。

当车辆在发动机 8 的输出下以可切换式变速器部分 90 的无级变速换档状态下行驶期间啮合切换离合器 C0 时, 第二锥齿轮 BE2 和齿轮箱 92 互相连接, 使得作为差速齿轮设备 94 的三个元件的齿轮箱 92 以及第二和第三锥齿轮 BE2、BE3 作为一个单元一起旋转, 由此使得发动机 8 的速度和动力传递构件 18 的速度彼此相等。结果, 可切换式变速器部分 90 置于固定速比换档状态, 其中变速器部分 90 用作具有 1.0 的固定速比的变速器。当切换制动器 B0 代替切换离合器 C0 啮合时, 第二锥齿轮 BE2 保持静止, 使得第三锥齿轮 BE3 的速度高于齿轮箱 92 的速度, 即, 高于发动机速度 N_E , 由此可切换式变速器部分 90 置于固定速比换档状态, 其中变速器部分 90 用作具有低于 1.0 (例如, 0.7) 的传动比的增速变速器。于是, 本实施例设置的切换离合器 C0 和切换制动器 B0 用作差速状态切换设备, 其可操作以将可切换式变速器部分 90 选择性地置于无级变速换档状态和锁止状态之一, 在无级变速换档状态中变速器部分 90 作为速比可连续变化的无级变速器操作, 在锁止状态中变速器部分 90 作为无级变速器操作且其速比保持在固定值, 即, 变速器部分 90 作为具有一个速比的单档位或具有不同速比的多档位的变速器操作的固定速比换档状态。

本实施例的可切换式变速器部分 90 还包括第一电机 M1，动力分配机构 92 形式的差速机构，和与动力传递构件 18 一起旋转的第二电机 M2，差速机构可操作以将传递到输入轴 14 的发动机 8 的输出分配到第一电机 M1 和动力传递机构。因此，本发明的原理可等同有效地应用于包括了代替先前实施例中使用的可切换式变速器部分 11 的此可切换式变速器部分 90 的车用驱动系统。

第九实施例

图 30 示出了用作换档状态选择设备的交互转换式开关 44（此后称作“开关 44”），其可手动操作来选择动力分配机构 16 的差速状态或非差速状态，即选择变速机构 10 的无级变速换档状态或有级变速换档状态。如图 30 所示，开关 44 具有标为“有级变速”的第一部分和标为“无级变速”的第二部分，并通过在其第一部分按压开关 44 而被置于有级变速换档位置，并通过在其第二部分按压开关 44 而被置于无级变速换档位置。

在先前实施例中，基于所检测的车辆状况并根据图 6 或图 18 的切换边界线图自动地切换变速机构 10、70 的换档状态。但是，变速机构 10、70 的换档状态可以通过交互转换式开关 44 的手动操作来手动切换。即，切换控制装置 50 可以设置为取决于开关 44 是否置于其无级变速换档位置或有级变速换档位置而选择性地将变速机构 10、70 置于无级变速换档状态或有级变速换档状态。例如，当用户希望变速机构 10、70 作为无级变速器操作或希望提高发动机的燃油经济性时，车辆的用户操作开关 44 以将变速机构 10、70 置于无级变速换档状态，或可选地当用户希望发动机速度的节律性变化（作为以有级变速器操作的自动变速器部分 20 的换档动作的结果）时将变速机构 10、70 置于有级变速换档状态。

除了无级变速换档位置和有级变速换档位置之外，开关 44 还可以具有中间位置。当用户不选择所期望的换档状态等或希望变速机构 10、70 自动地置于无级变速和有级变速换档状态之一时，开关 44 可以置于其中间位置。

即使当变速机构 10 的换档状态由开关 44 来手动选择时，根据本发明

的控制设备也可应用于该变速机构 10。

虽然以上已经参考附图详细说明了本发明的优选实施例，但是应理解本发明还可以以其他方式实施。

在先前实施例中，电机控制装置 82 设置为使第一太阳轮 S1 的转速和发动机速度 N_E 同步。但是，电机控制装置 82 不需要设置为能够使第一太阳轮 S1 的速度和发动机速度 N_E 完全同步，而可以设置为使得第一太阳轮 S1 的速度朝向发动机速度 N_E 改变。虽然电机控制装置 82 也设置为使第一太阳轮 S1 保持静止，电机控制装置 82 可以设置为将第一太阳轮 S1 的速度朝向零减小。这些修改方案也使得切换震动减小，并提高耦合设备的耐久度。

在所解释的实施例中，当可切换式变速器部分 11（动力分配部分 16）被选择性地置于其差速状态和非差速状态时，变速机构 10、70 被选择性地置于无级变速和有级变速换档状态之一，在差速状态中可切换式变速器部分 11 作为电控无级变速器操作，在非差速状态中可切换式变速器部分 11 不作为电控无级变速器操作。但是，当此变速器部分 11 保持在差速状态中时，变速机构 10、70 可以用作有级变速器，此时可切换式变速器部分 11 是有级变速的而不是无级变速的。换言之，可切换式变速器部分 11 的差速和非差速状态不一定分别对应于变速机构 10、70 的无级变速和有级变速换档状态，且可切换式变速器部分 11 不一定在无级变速和有级变速换档状态之间可切换。本发明的原理可应用于可在差速状态和非差速状态之间切换的任何变速机构（它的可切换式变速器部分 11 或动力分配机构 16）。

在所解释实施例中的动力分配机构 16 中，第一行星轮架 CA1 固定到发动机 8，第一太阳轮 S1 固定到第一电机 M1 而第一齿圈 R1 固定到动力传递构件 18。但是，此布置不是必需的。发动机 8、第一电机 M1 和动力传递构件 18 可以固定到从第一行星齿轮组 24 的三个元件 CA1、S1 和 R1 选择的任何其他元件。

在所解释实施例中的动力分配机构 92 中，齿轮箱 98 固定到发动机 8，第二锥齿轮 BE2 固定到第一电机 M1 而第三锥齿轮 BE3 固定到动力传

递构件 18。但是，此布置不是必需的。发动机 8、第一电机 M1 和动力传递构件 18 可以固定到从差速齿轮设备 94 的三个元件（包括齿轮箱 92、第二锥齿轮 BE2 和第三锥齿轮 BE3）选择的任何其他元件。

虽然在所解释实施例中发动机 8 直接固定到输入轴 14，但是发动机 8 可以通过诸如齿轮或带之类的任何合适构件可操作地连接到输入轴 14，并且不一定与输入轴 14 共轴布置。

在所解释的实施例中，第一电机 M1 和第二电机 M2 与输入轴 14 共轴布置，并分别固定到第一太阳轮 S1 和动力传递构件 18。但是，此布置不是必需的。例如，第一和第二电机 M1 和 M2 可以通过齿轮或带分别可操作地连接到第一太阳轮 S1 和动力传递构件 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，但是动力分配机构 16 不一定设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0 两者。虽然切换离合器 C0 设置为选择性地将第一太阳轮 S1 和第一行星轮架 CA1 互相连接，但是切换离合器 C0 可以设置为选择性地将第一太阳轮 S1 和第一齿圈 R1 互相连接，或选择性地将第一行星轮架 CA1 和第一齿圈 R1 互相连接。即，切换离合器 C0 可以设置为连接第一行星齿轮组 24 的三个元件中的任何两个元件。

虽然上述动力分配机构 92 设置有切换离合器 C0 和切换制动器 B0，但是动力分配机构 92 不一定设置有切换离合器 C0 和制动器 B0 两者。当切换离合器 C0 设置为选择性地将第二锥齿轮 BE2 和齿轮箱 92 时，切换离合器 C0 可以设置为选择性地将第二锥齿轮 BE2 和第三锥齿轮 BE3 互相连接，或选择性地将齿轮箱 92 和第三锥齿轮 BE3 互相连接。即，切换离合器 C0 可以设置连接差速齿轮设备 94 的三个元件中的任意两个元件。

虽然在所解释的实施例中啮合切换离合器 C0 来建立空档位置 N，但是切换离合器 C0 不一定啮合以建立空档位置 N。

在所解释的实施例中用作切换离合器 C0、切换制动器 B0 等的液压操作摩擦耦合设备可以被磁动力式、电磁式或机械式的耦合设备代替，例如粉末离合器（磁粉离合器）、电磁离合器和啮合式爪形离合器。

在所解释的实施例中，第二电机 M2 固定到动力传递构件 18。但是，

第二电机 M2 可以固定到输出轴 22 或固定到自动变速器部分 20、72 的旋转构件。

在所解释的实施例中，自动变速器部分 20、72 布置在驱动轮 38 与作为可切换式变速器部分 11、90 或动力分配机构 16、92 的输出构件的动力传递构件 18 之间的动力传递路径中。但是，自动变速器部分 20、72 可以被任何其他类型的动力传递设备代替，例如作为一种自动变速器的无级变速器（CVT），或在构造上与公知的手动平行双轴常啮合式变速器基本相似但设置有用于自动换档动作的选择缸或换档缸的自动变速器。在设置无级变速器（CVT）的情况下，当动力分配机构 16 被置于固定速比换档状态时，变速机构整体上被置于有级变速换档状态。固定速比换档状态界定为其中动力主要通过机械动力传递路径传递，而没有通过电路的动力传递的状态。

在所解释的实施例中，变速机构 10、70 用于混合动力车辆，其中驱动轮 38 可以不仅由发动机 8 驱动而且可以由第一或第二电机 M1、M2 的转矩驱动。但是，本发明的原理可应用于非混合动力车用驱动系统，其中可切换式变速器部分 11、90 可以仅作为具有电控 CVT 功能的无级变速器操作。

虽然在所解释的实施例中自动变速器部分 20、72 通过动力传递构件 18 串联连接到可切换式变速器部分 11，但是自动变速器部分 20、72 可以安装在与输入轴 14 平行的中间轴上并与中间轴共轴布置。在此情况下，可切换式变速器部分 11 和自动变速器部分 20、72 通过动力传递构件 18 可操作地互相连接，该动力传递构件 18 采用一组两个动力传递构件的形式，例如一对中间轴齿轮，或者链轮和链的组合。

虽然在所解释的实施例中动力分配机构 16 由一个行星齿轮组构成，但是动力分配机构 16 可以由两个或更多行星齿轮组构成并设置为当置于其固定速比换档状态时作为具有两个或更多档位的变速器操作。

虽然上述开关 44 是交互转换式，但是开关 44 可以由单个按钮式开关、可选择性地按压为多个操作位置的两个按钮式开关、杠杆式开关、滑动式开关、或者可操作以选择无级变速换档状态（差速状态）和有级变速

换档状态（非差速状态）中所期望的一个的任何其他类型的开关或开关设备代替。开关 44 可以具有或不具有中间位置。在开关 44 不具有中间位置的情况下，可以设置附加的开关来启用和禁用交互转换式开关 44。此附加开关的功能对应于交互转换式开关 44 的中间位置。开关 44 可以由可操作以选择无级变速换档状态（差速状态）和有级变速换档状态（非差速状态）中的一个的任何其他设备代替，例如响应于车辆驾驶员声音的设备，或者可由车辆驾驶员的脚控制的设备。

虽然以上仅出于解释目的已经说明了本发明的优选实施例，但是应理解本发明可以以本领域的技术人员可以进行的各种改变和修改来实施。

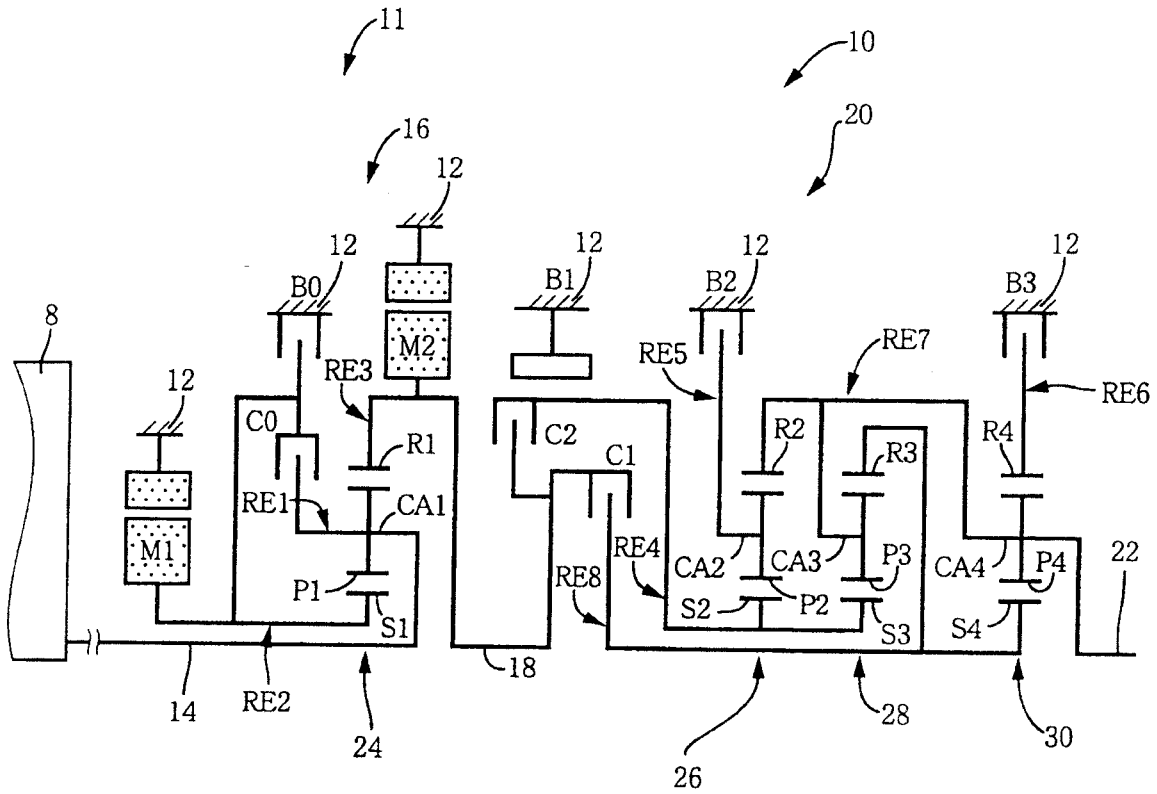


图1

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	速比	步进比
1st	◎	○					○	3.357	
2nd	◎	○				○		2.180	1.54
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

◎ 有级变速换档时啮合，无级变速换档时松开

图2

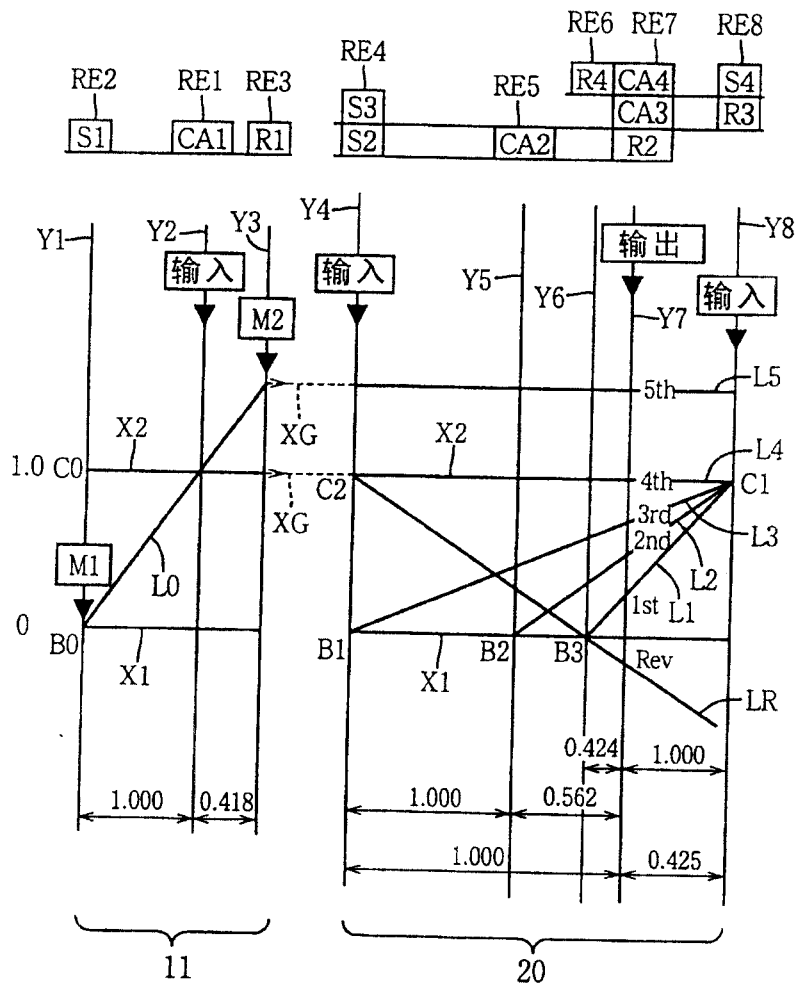


图3

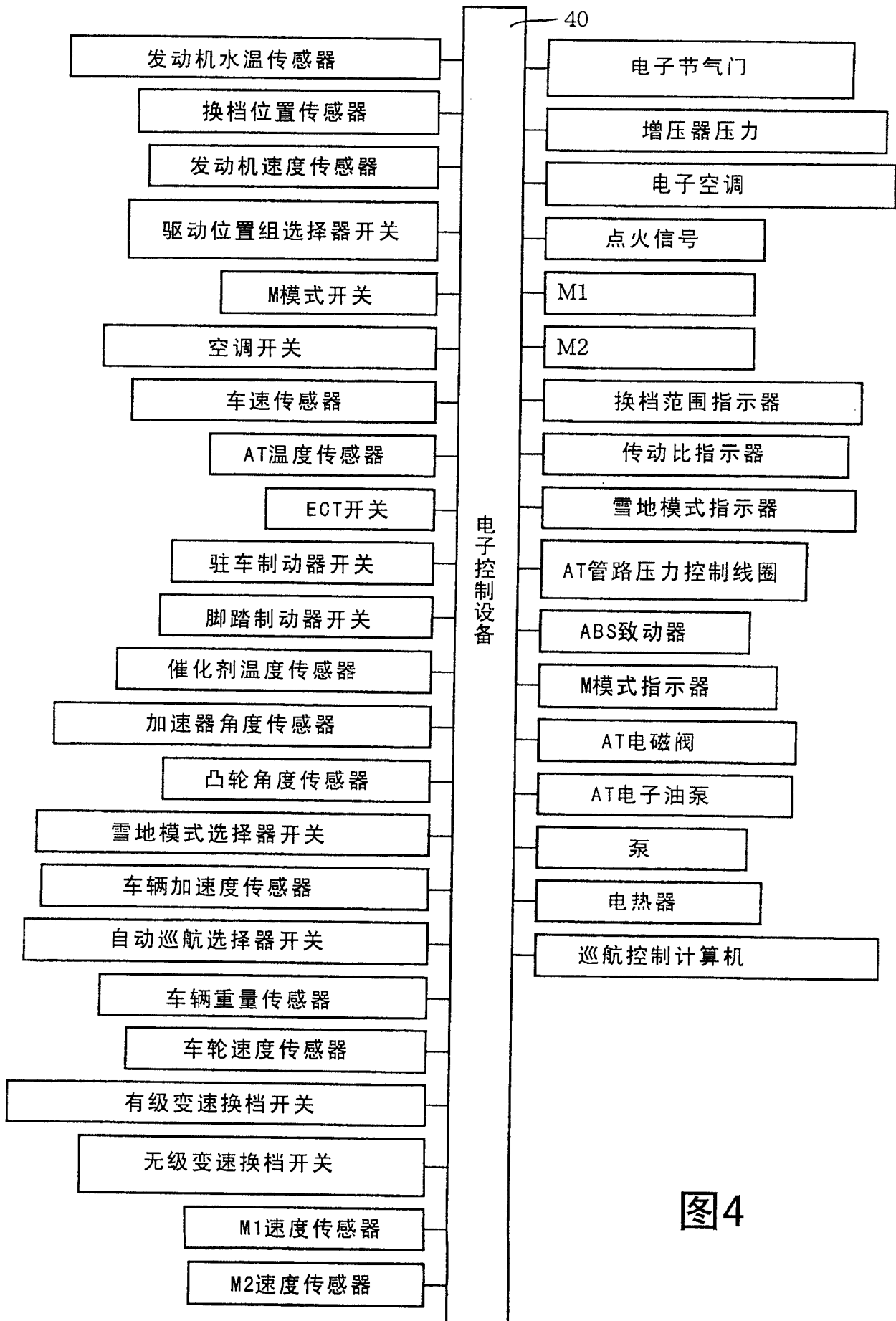


图4

M1: 第一电机
M2: 第二电机
C0: 切换离合器 } (耦合装置)
B0: 切换制动器

可切换式
变速机构 10

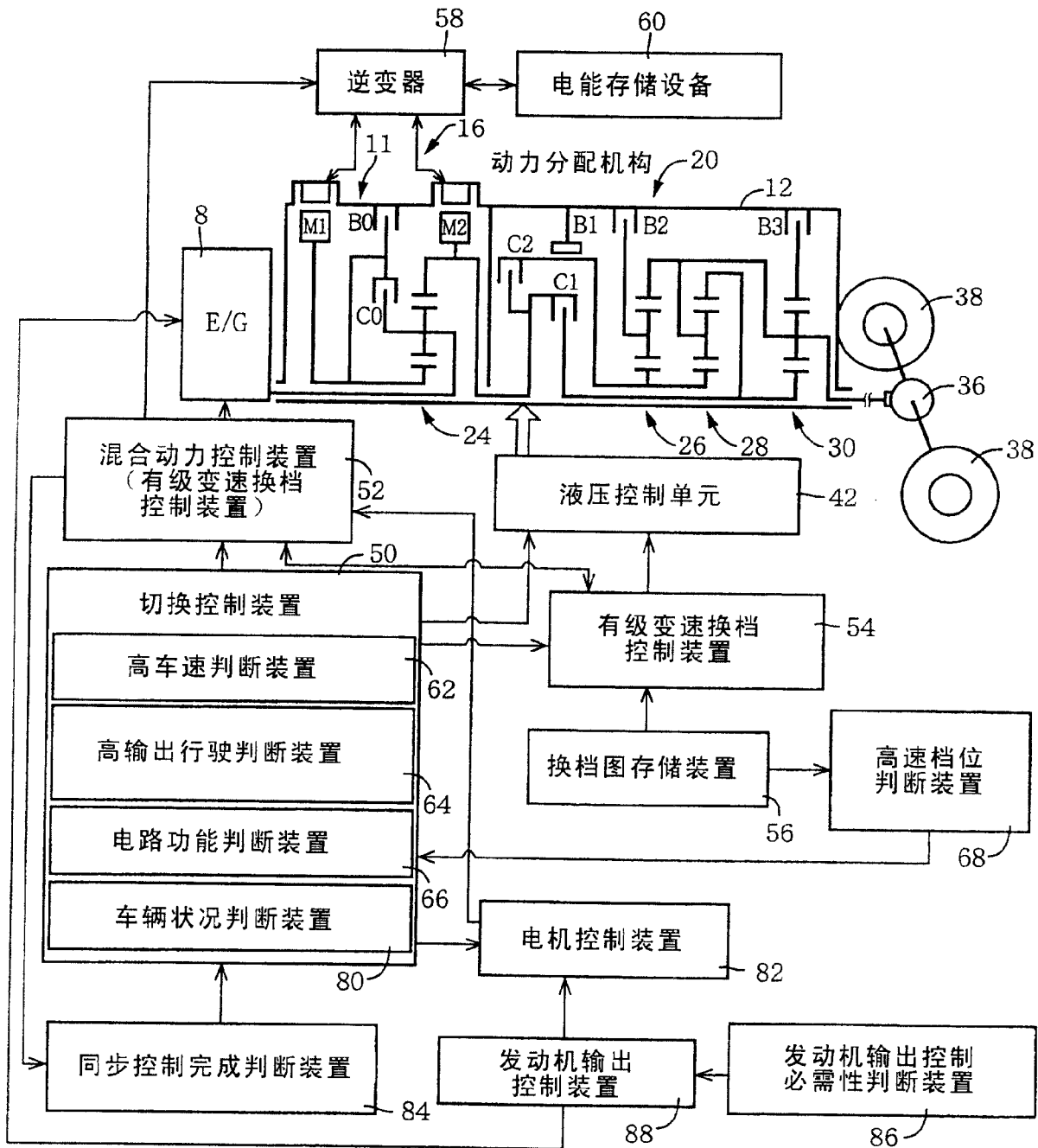


图5

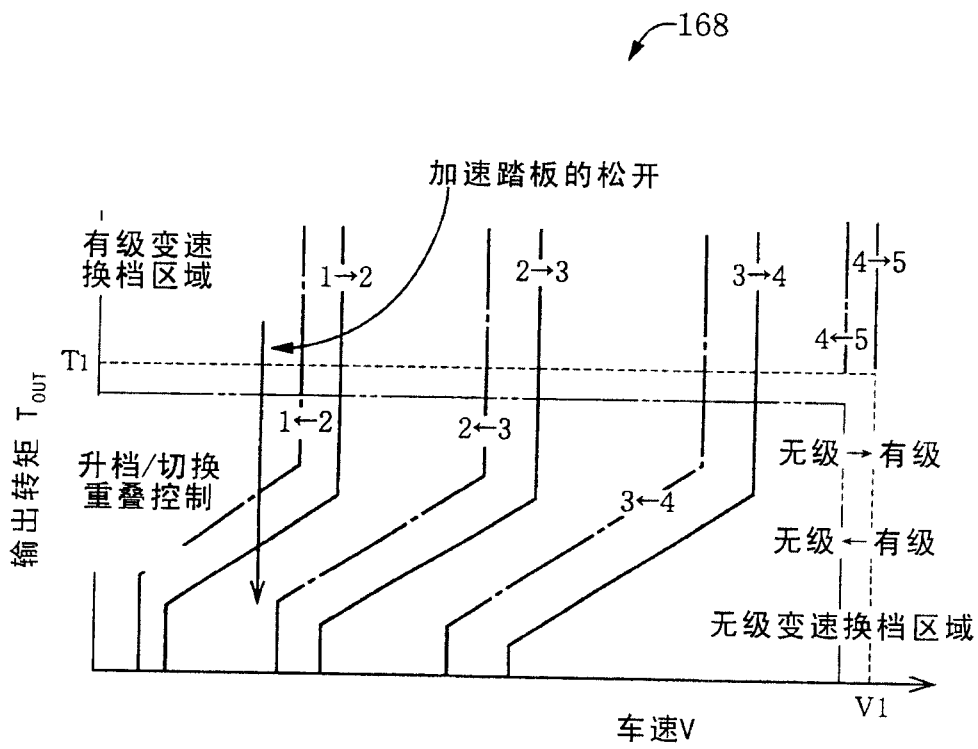


图6

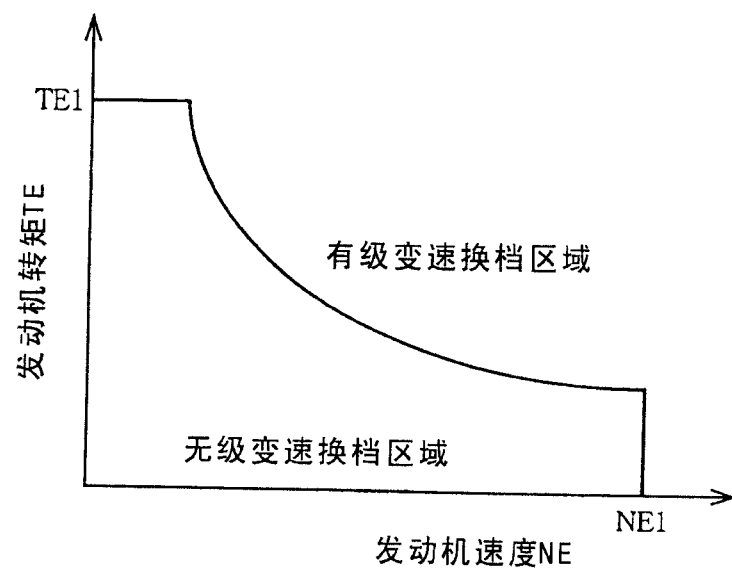


图7

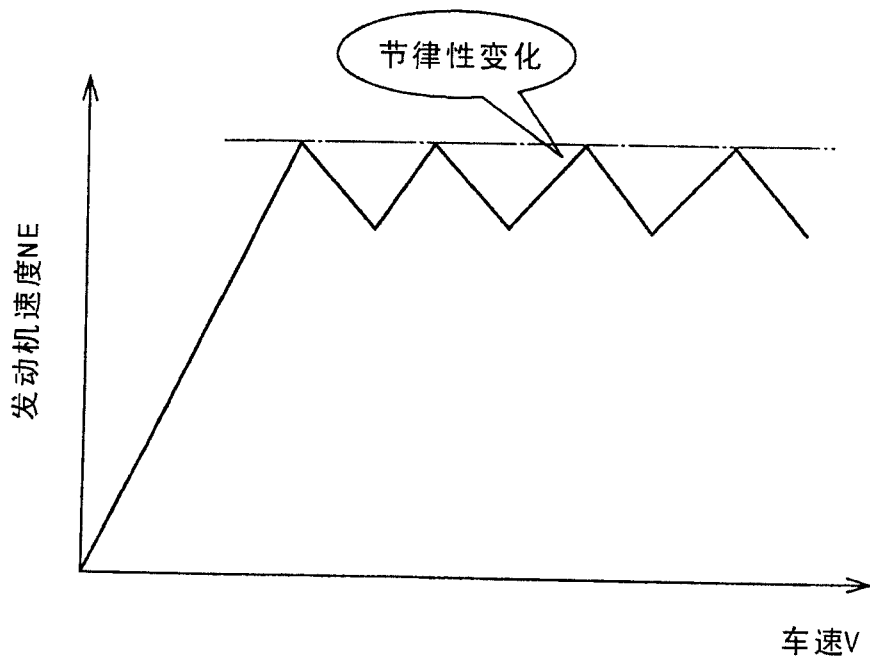


图8

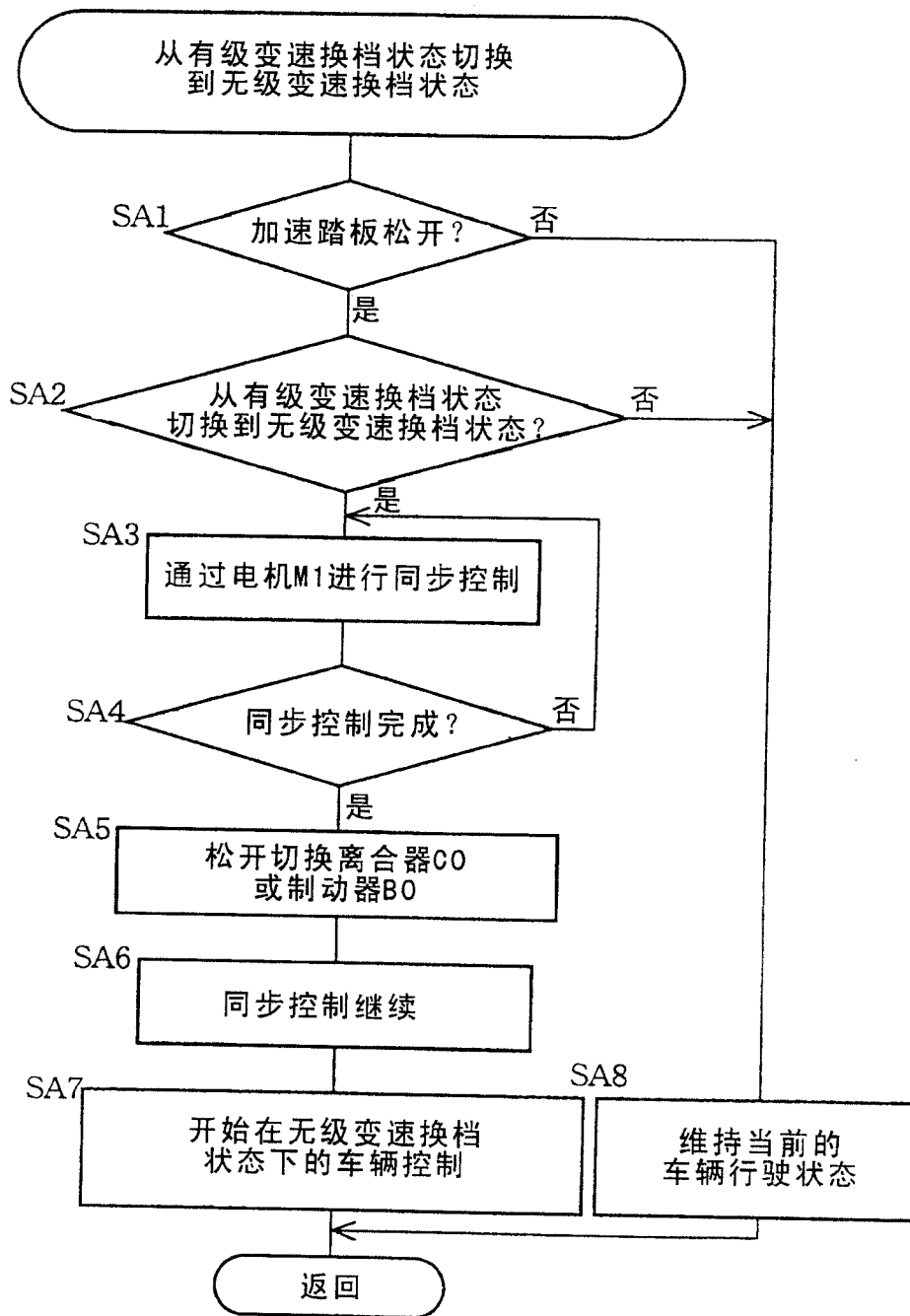


图9

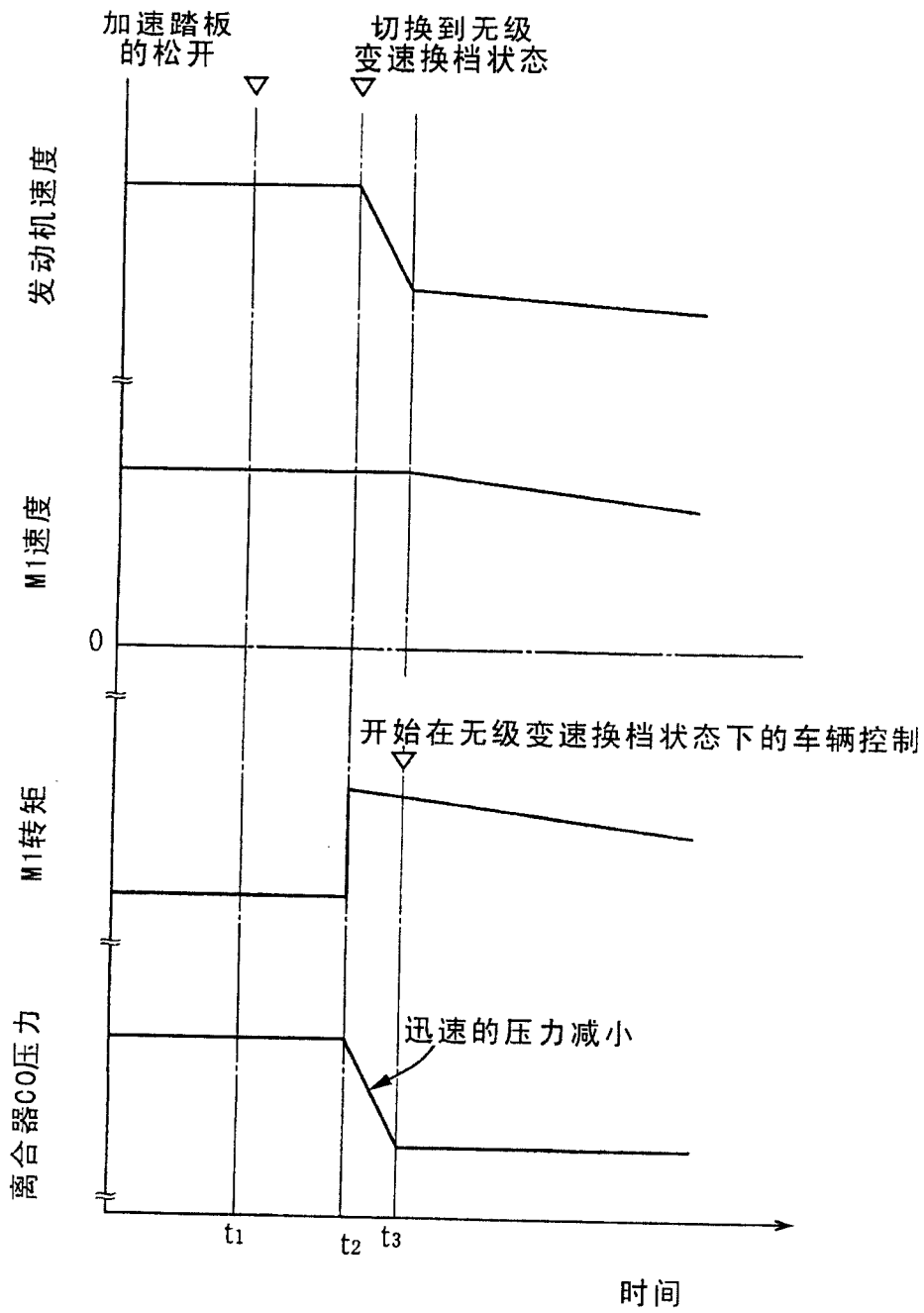


图10

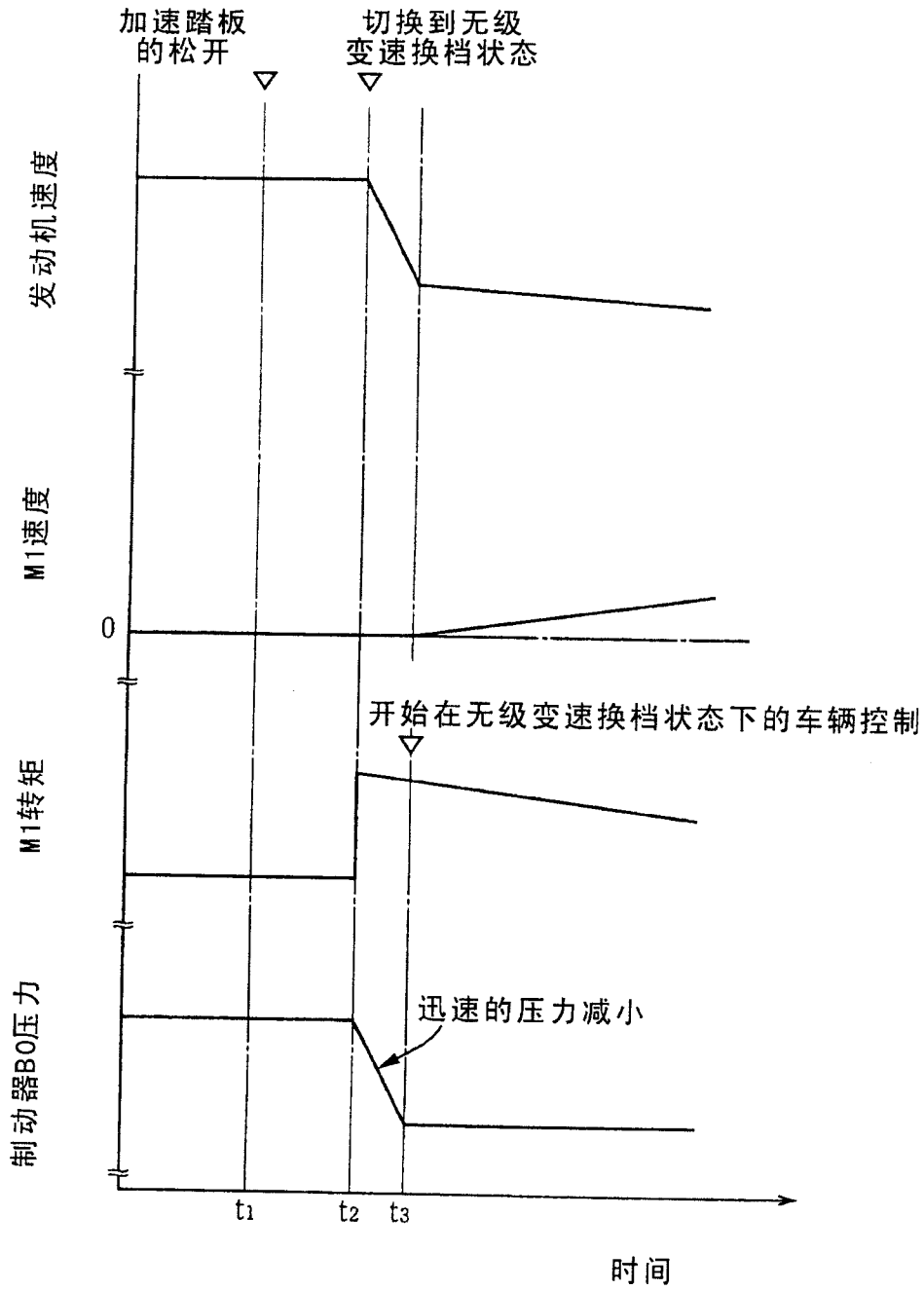


图 11

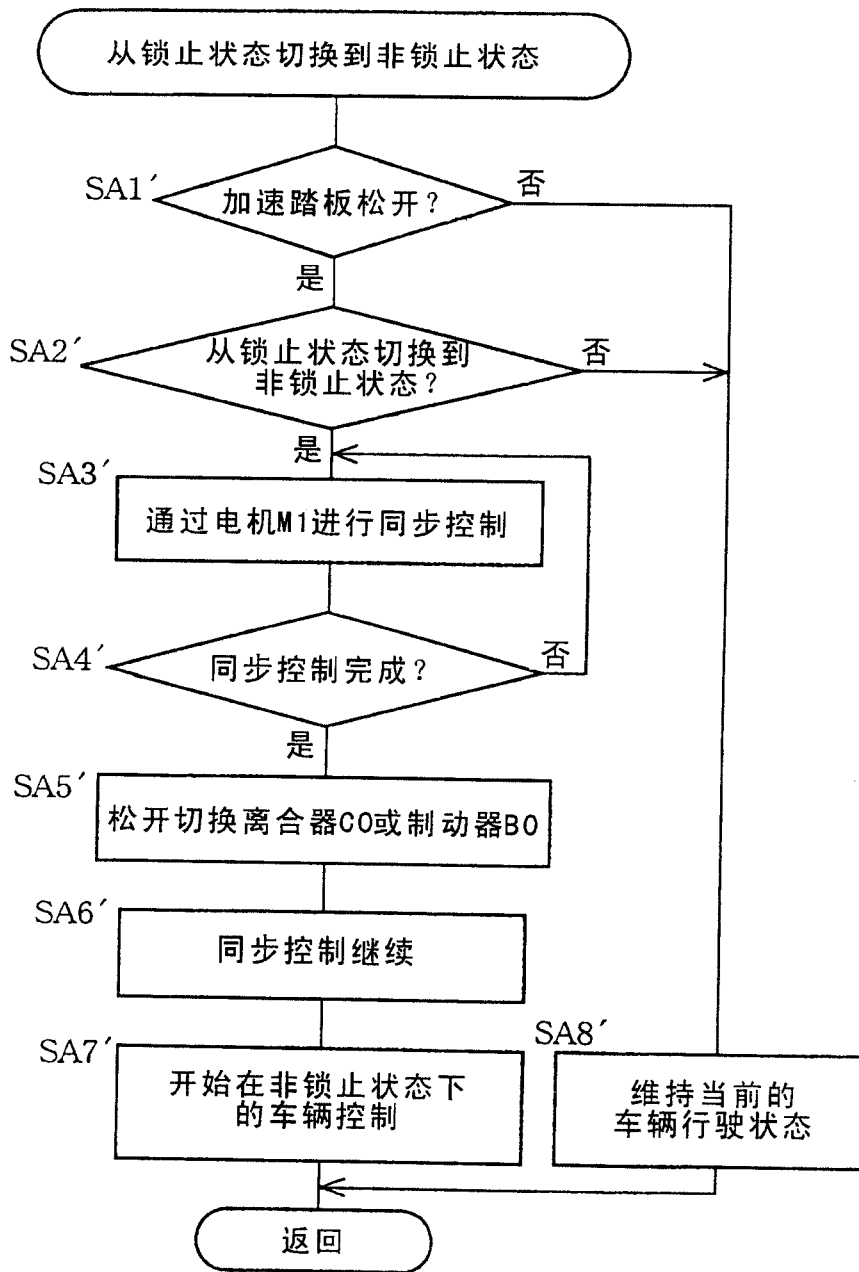


图12

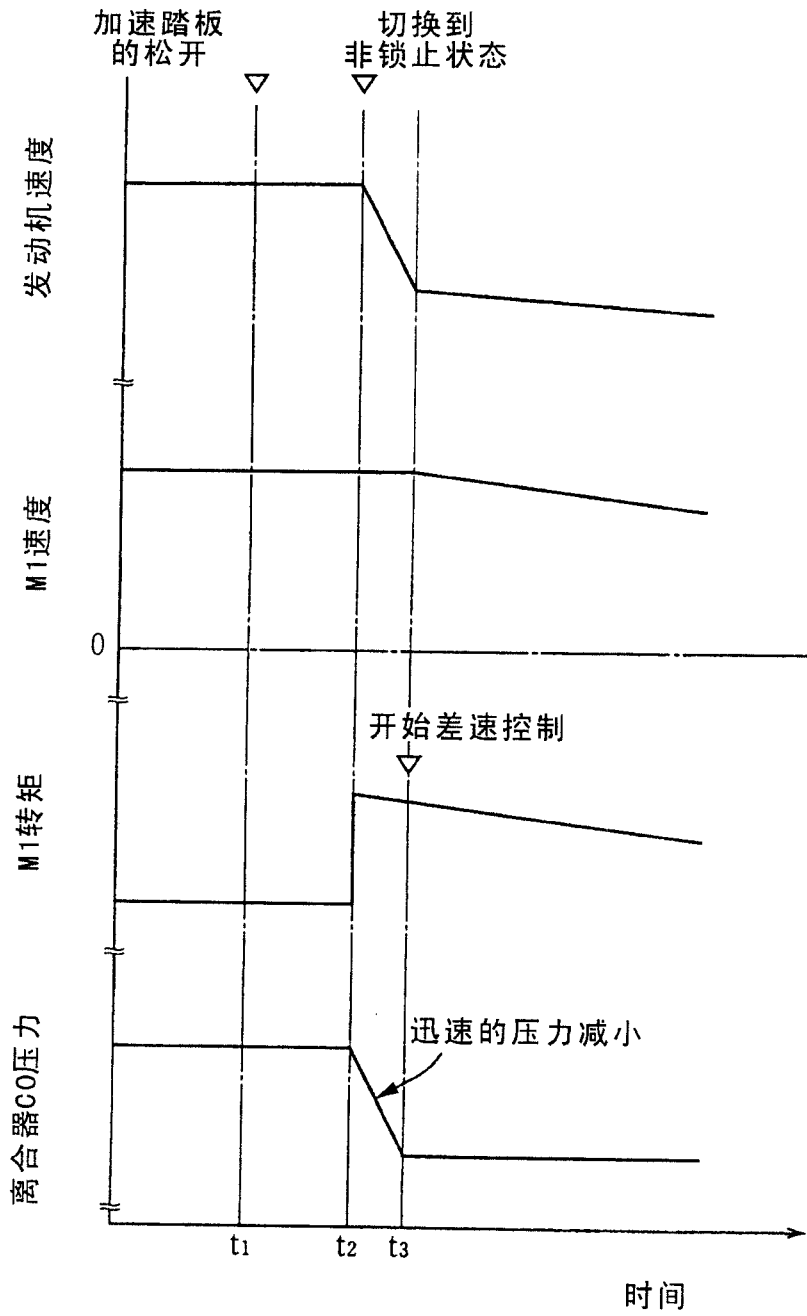


图13

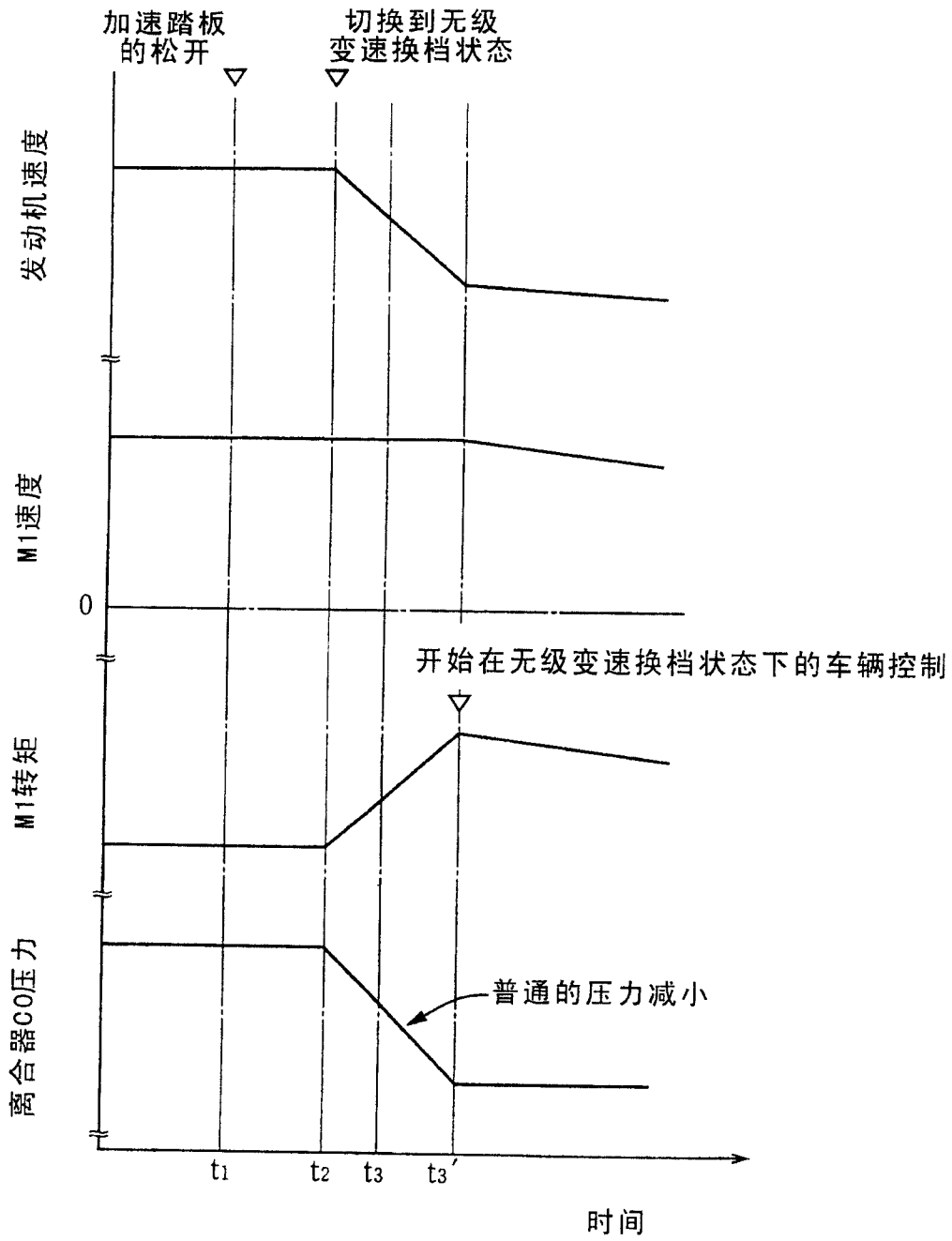


图14

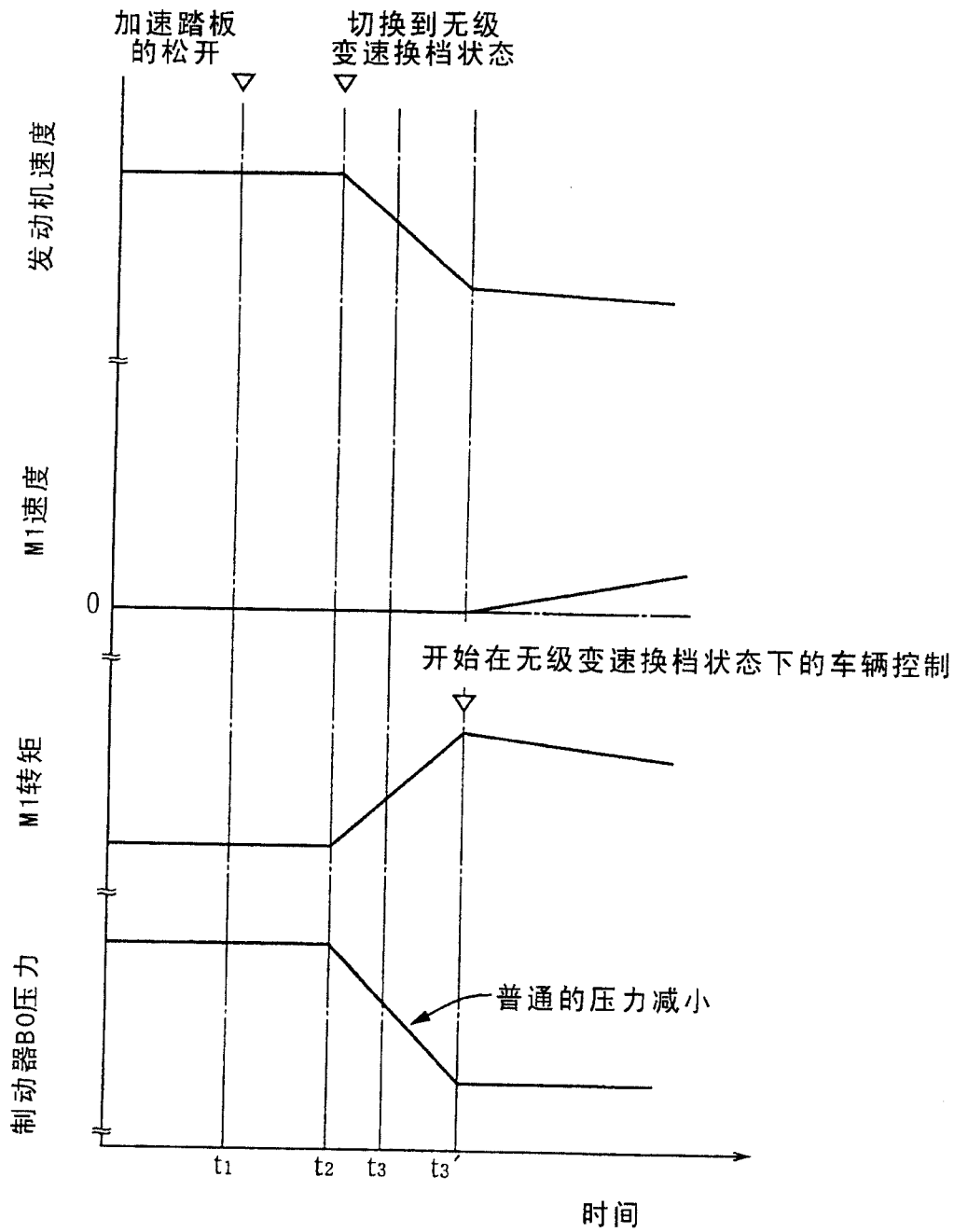


图15

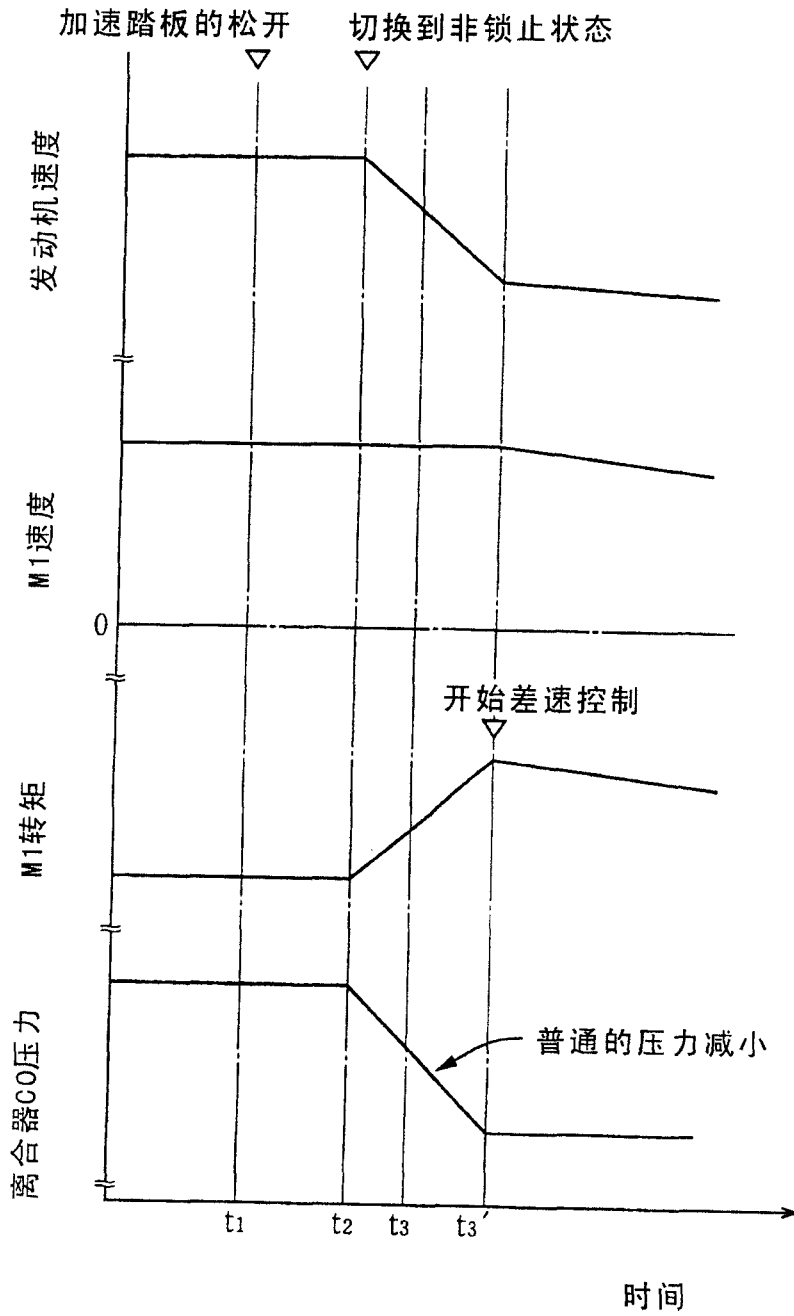


图16

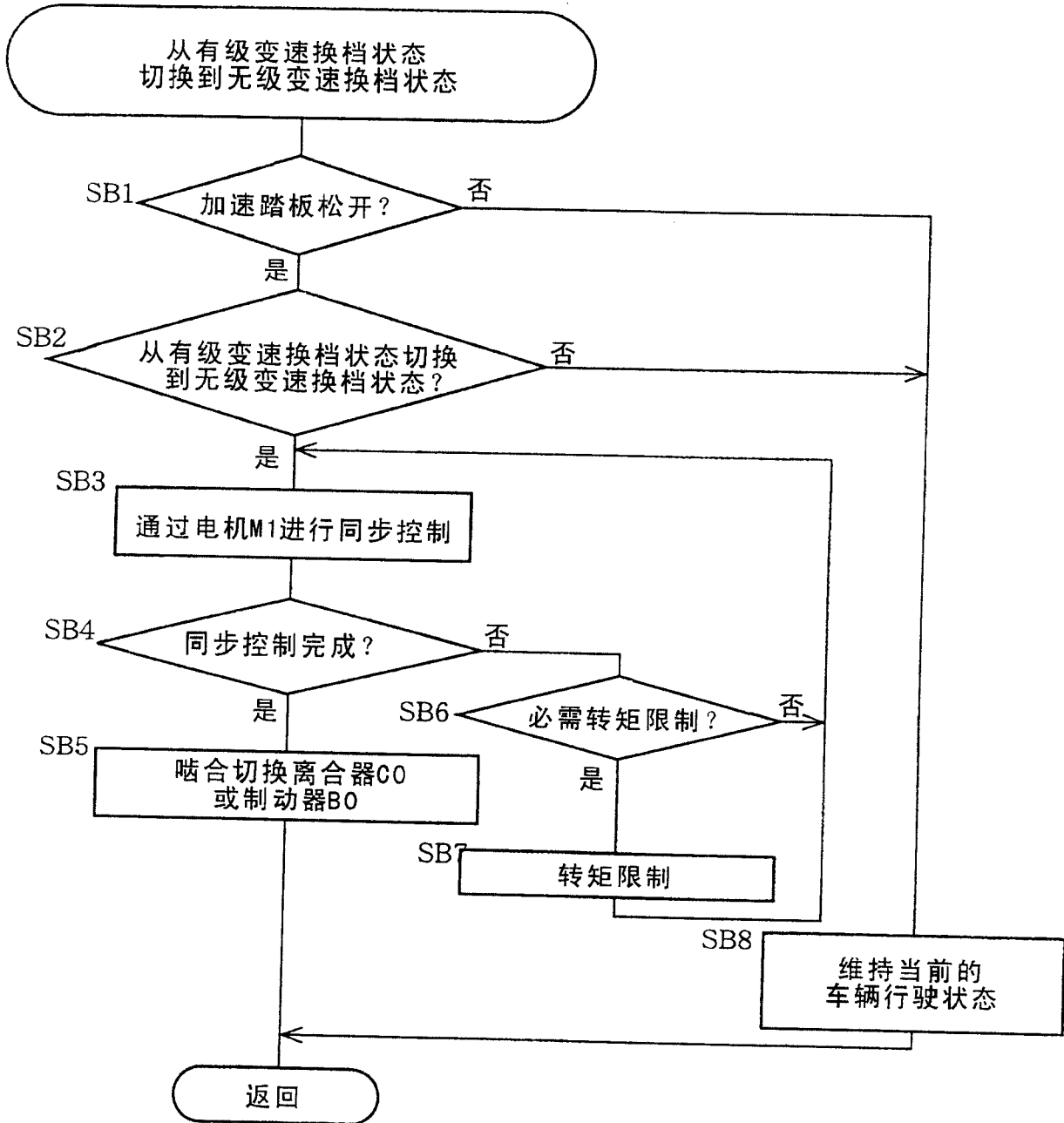


图17

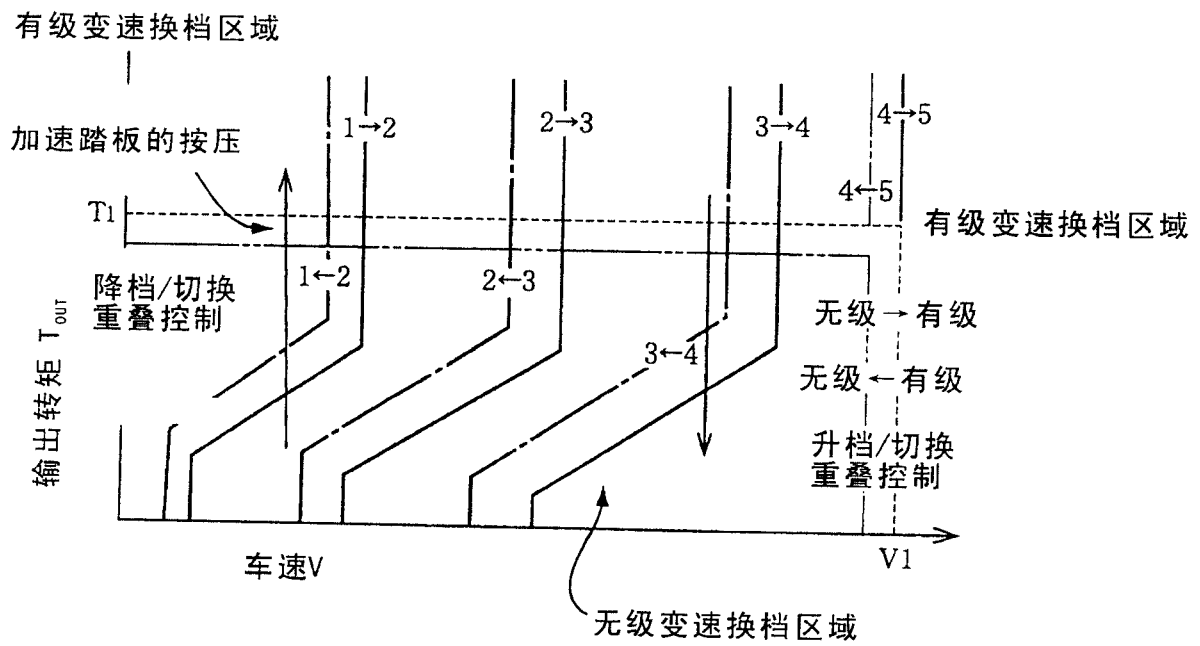


图18

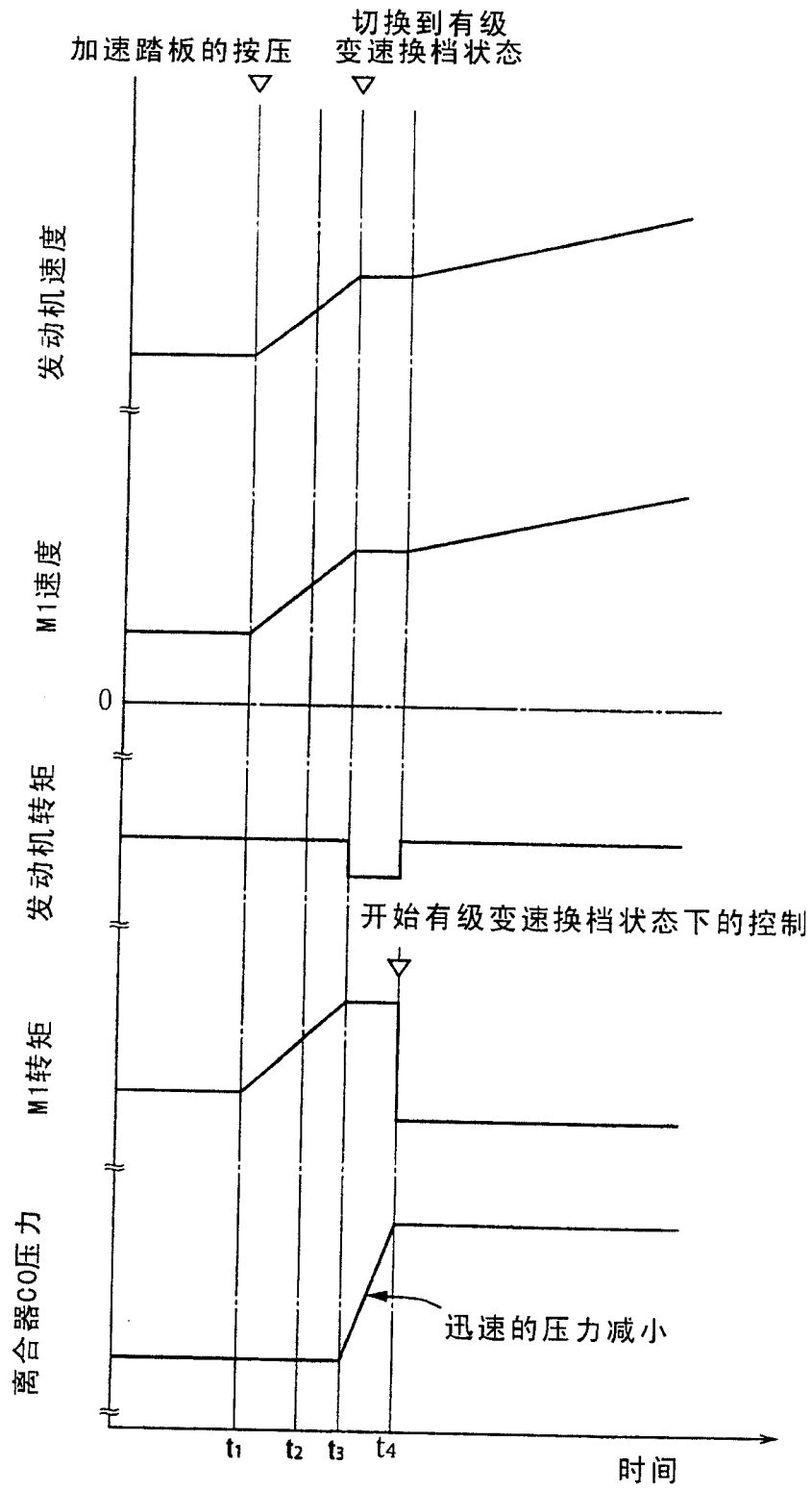


图19

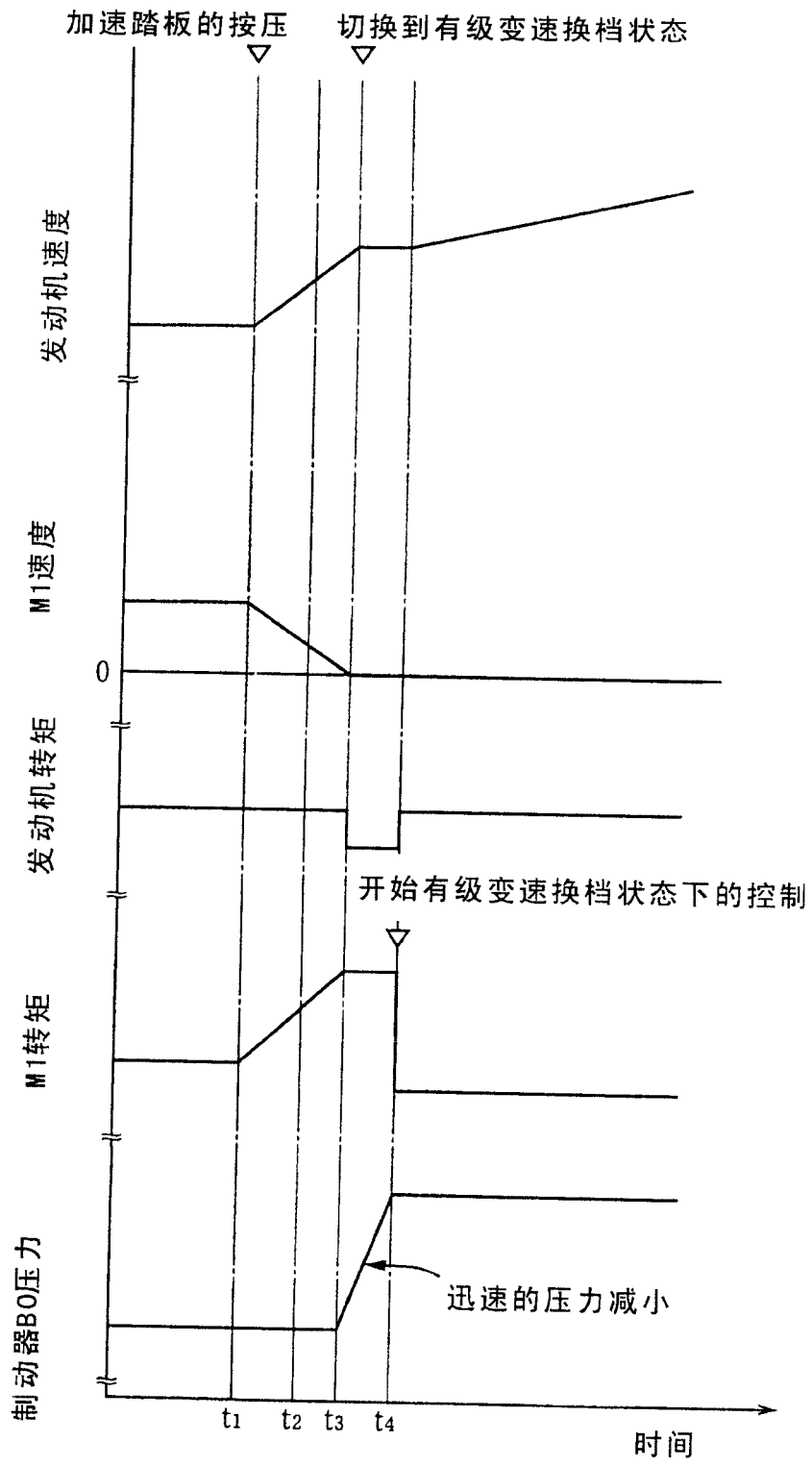


图20

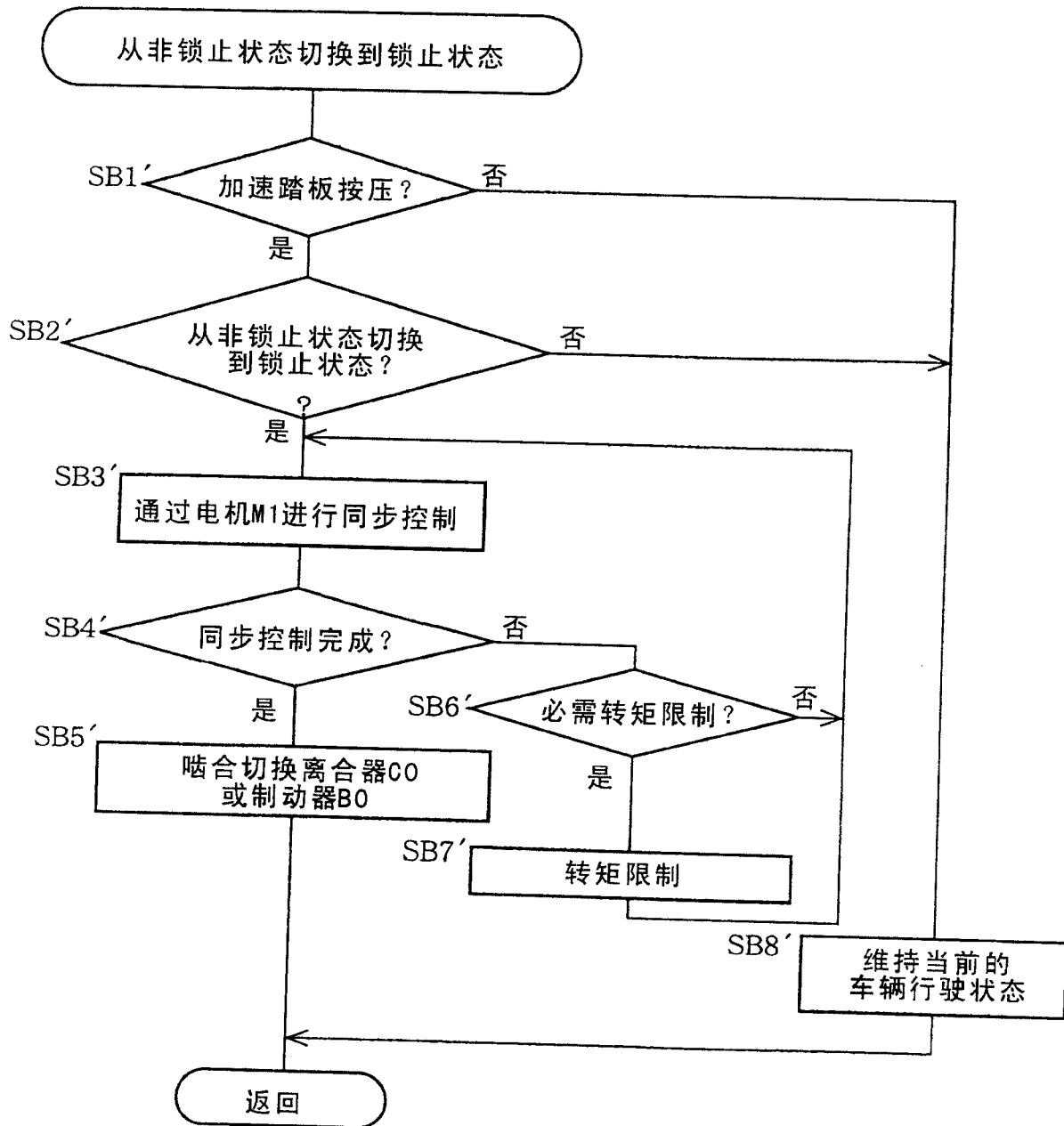


图21

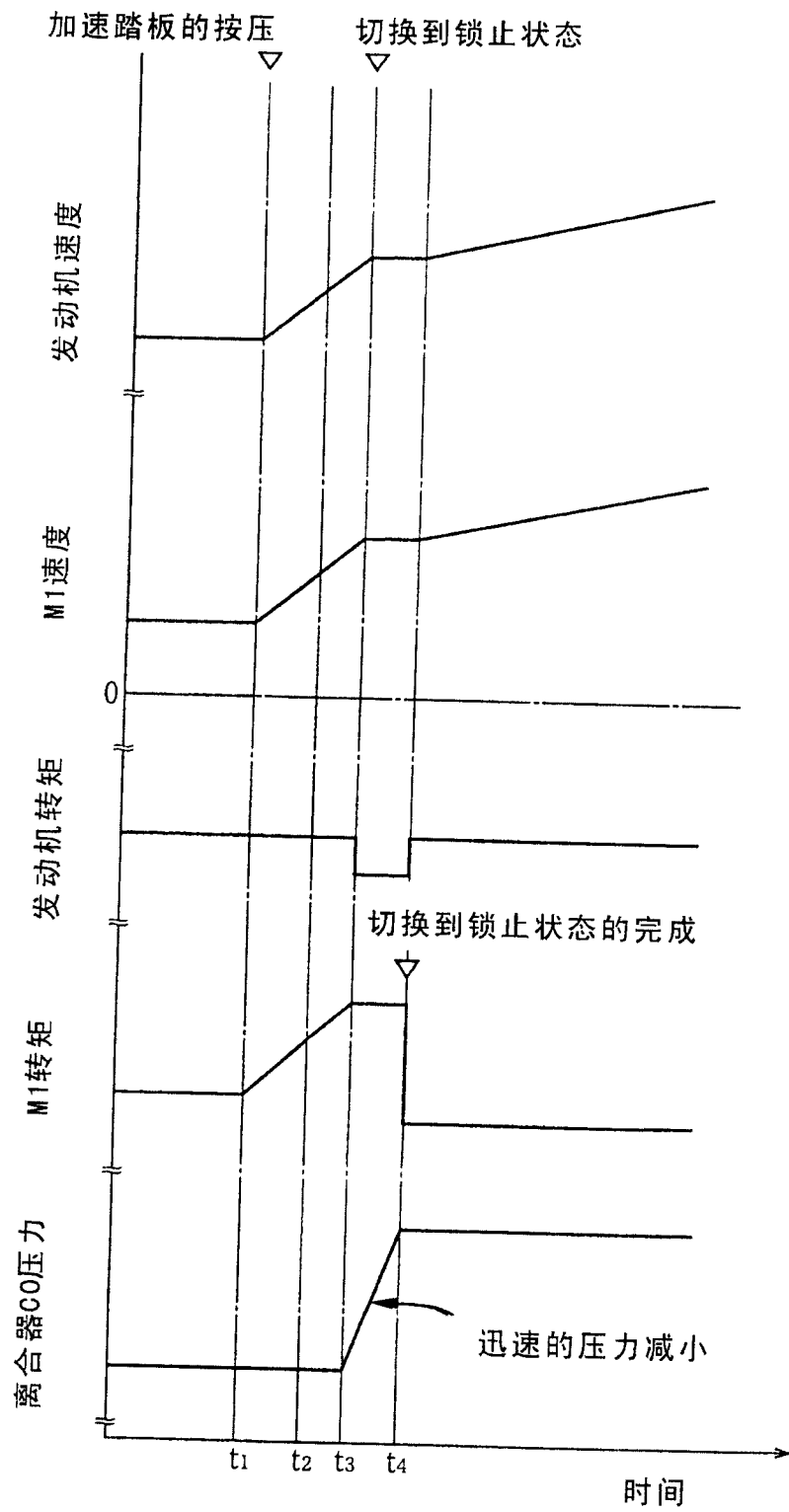


图22

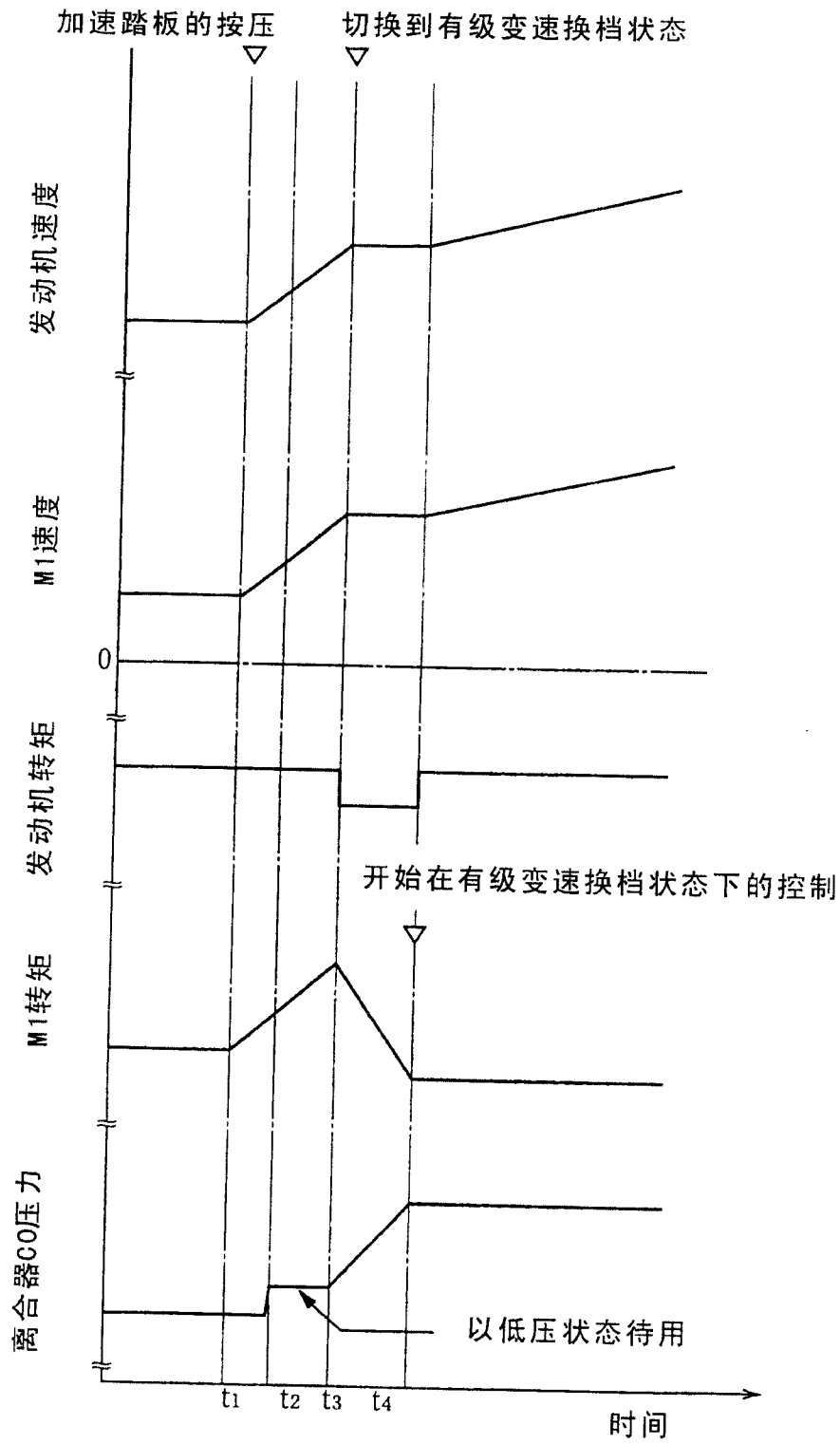


图23

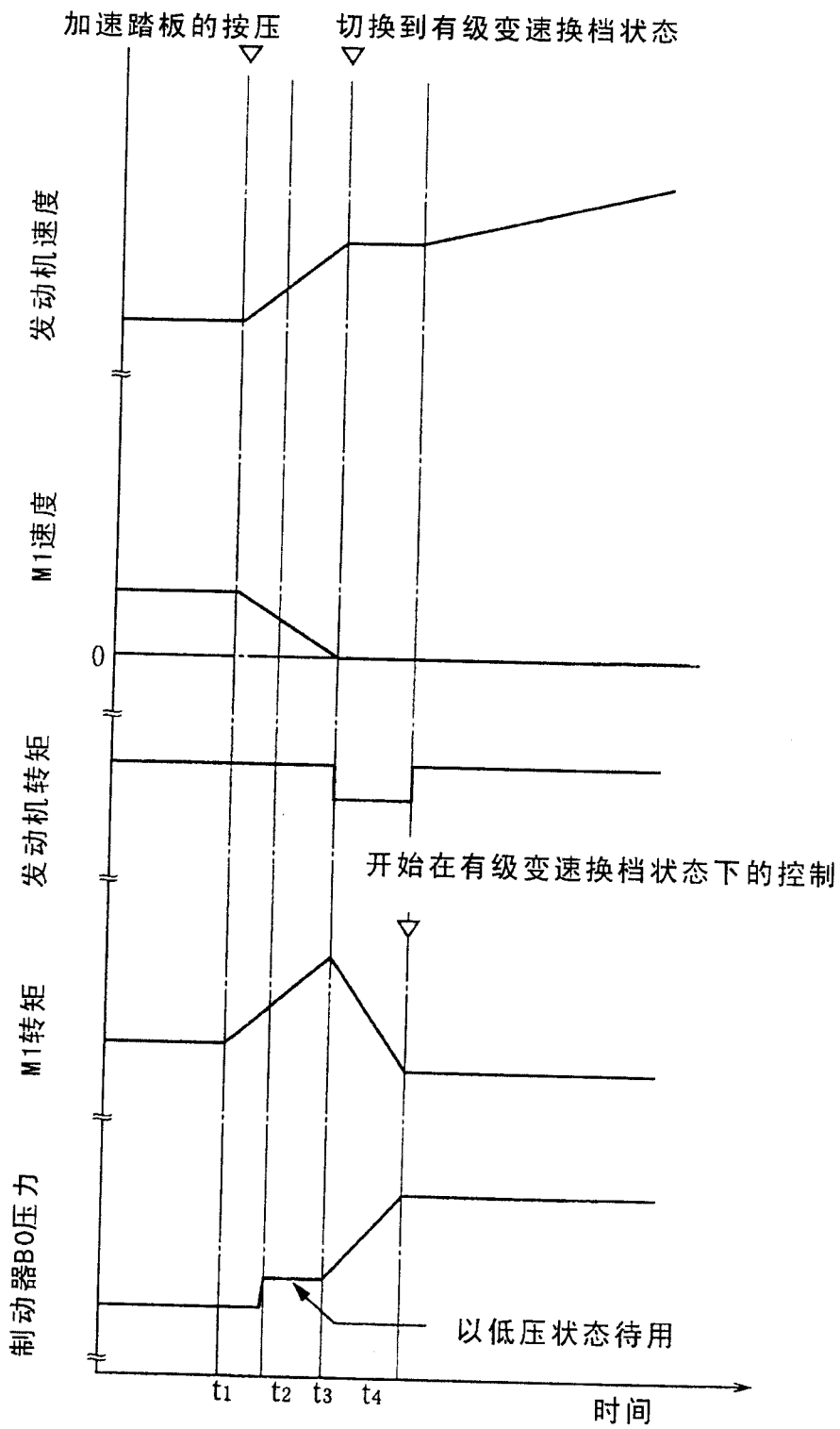


图24

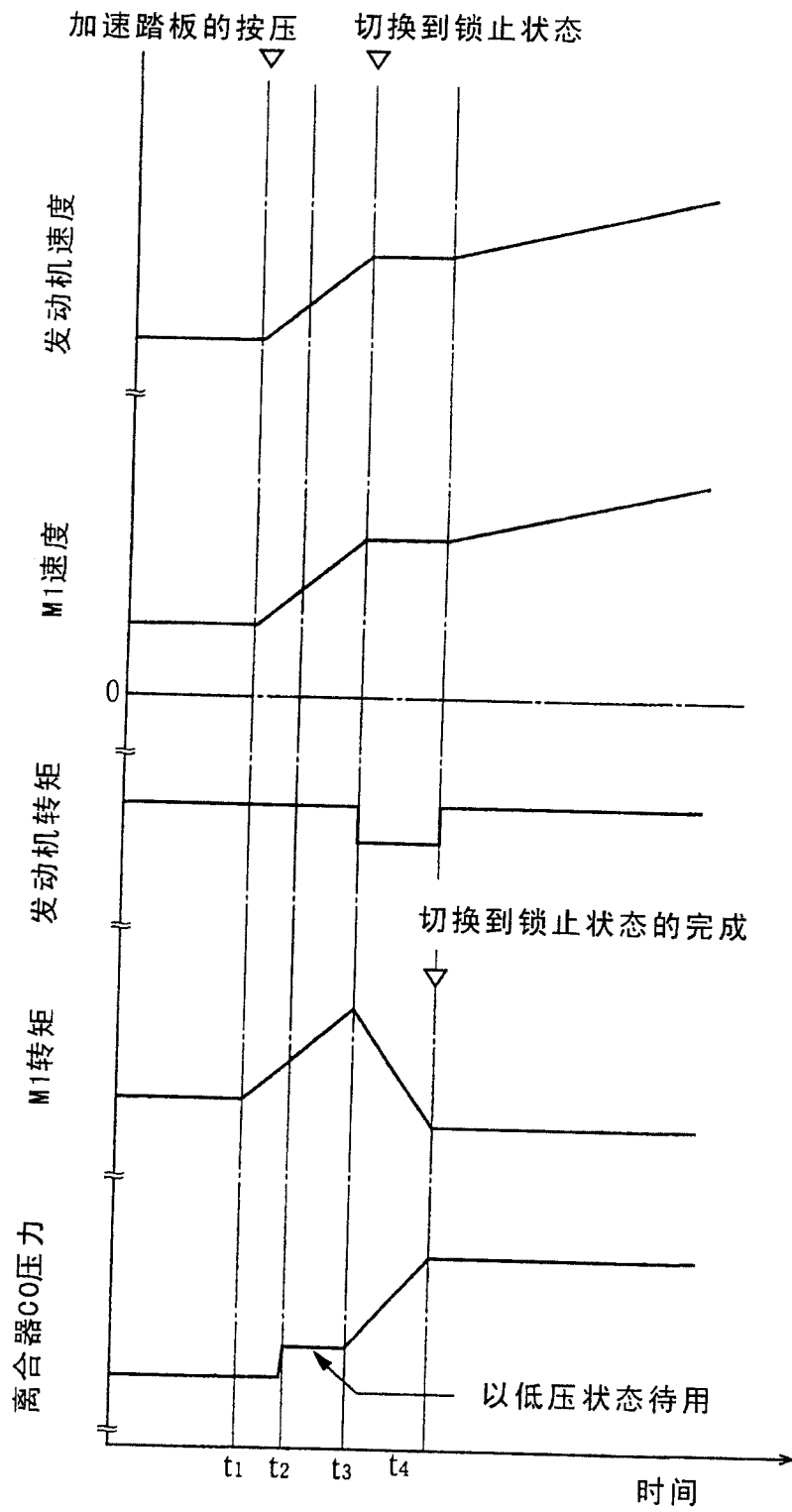


图25

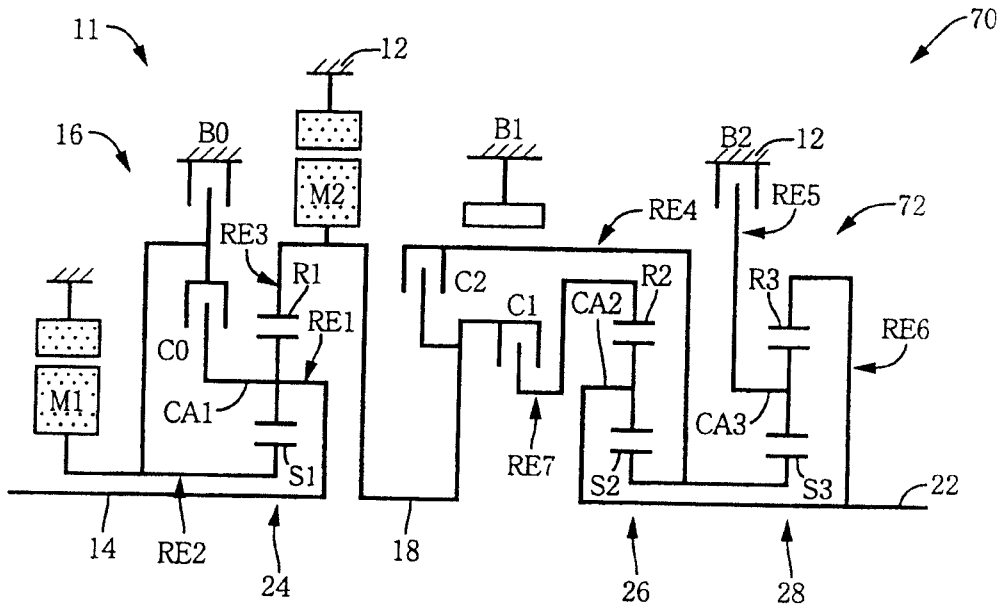


图26

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	速比	步进比
1st	⊙	○				○	2.804	
2nd	⊙	○			○		1.531	1.54
3rd	⊙	○	○				1.000	1.53
4th		○	○	⊙			0.705	1.42
R			○			○	2.393	广度
N	○							3.977

○ 啮合
 ⊙ 有级变速换档时啮合，
 无级变速换档时松开

图27

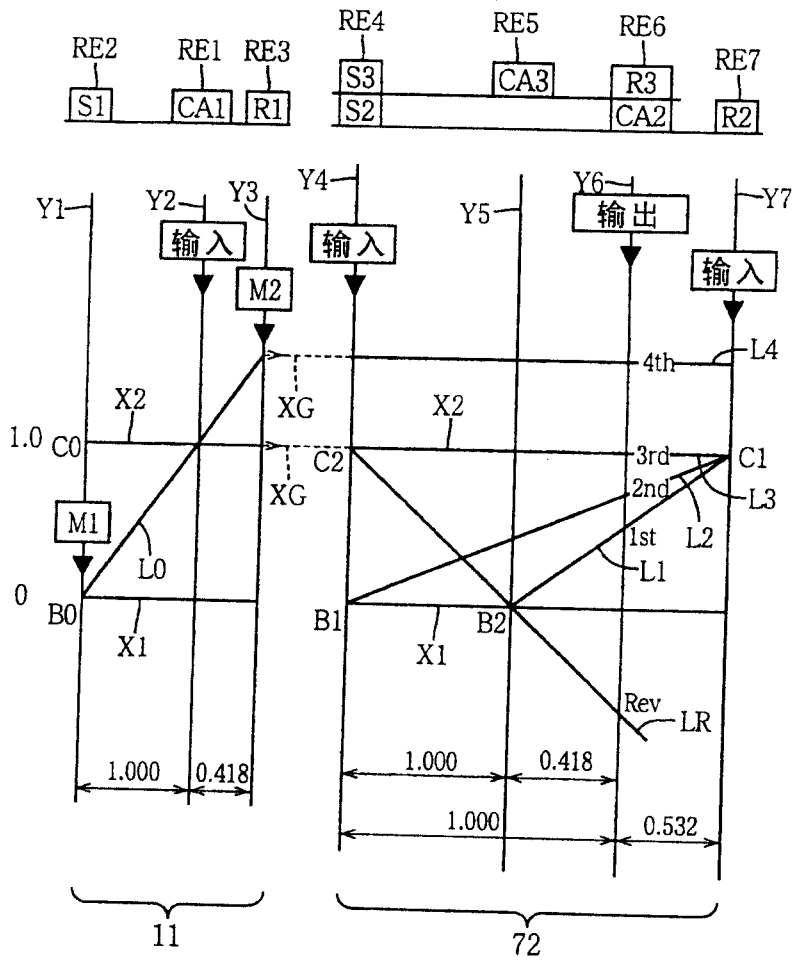


图28

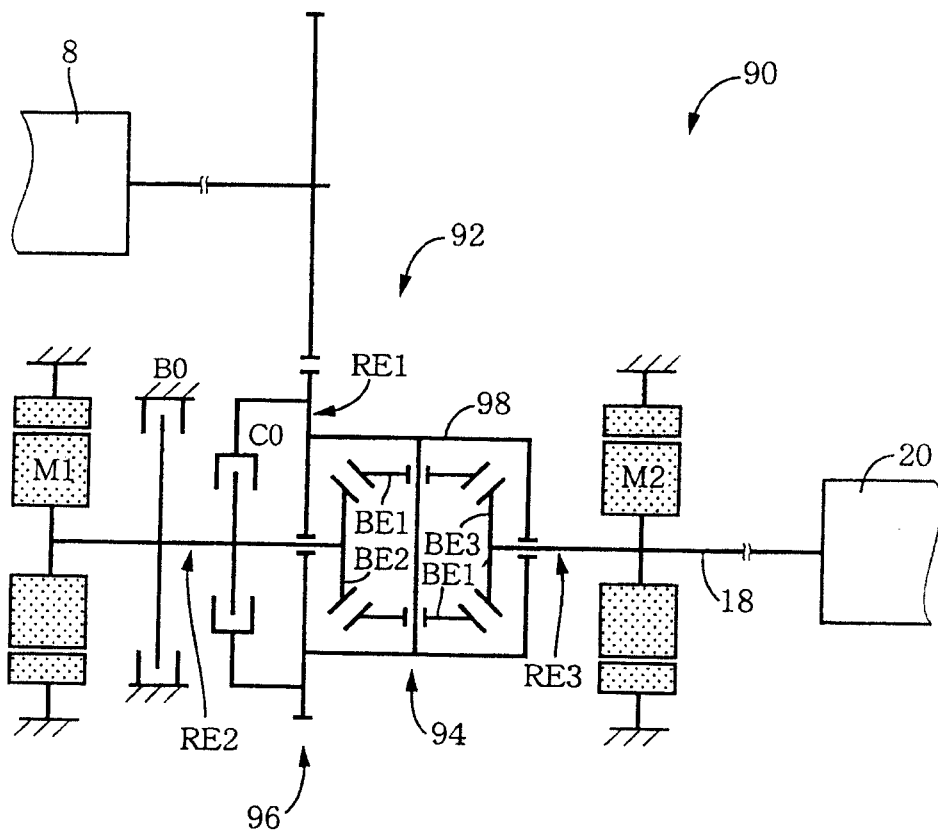


图29

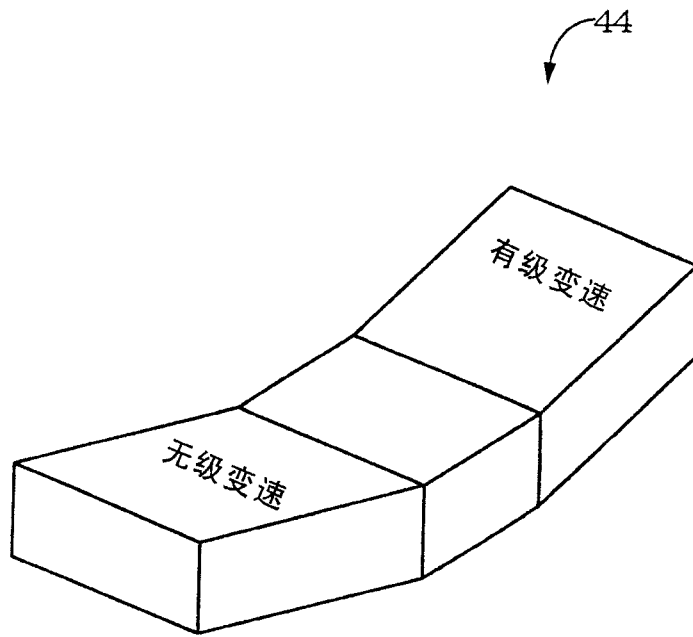


图30