



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101678825 B

(45) 授权公告日 2012. 11. 14

(21) 申请号 200880016628. 3

B60K 6/547(2007. 01)

(22) 申请日 2008. 05. 16

B60L 11/12(2006. 01)

(30) 优先权数据

B60L 11/14(2006. 01)

138942/2007 2007. 05. 25 JP

B60L 15/20(2006. 01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

B60W 10/11(2012. 01)

2009. 11. 19

B60W 10/08(2006. 01)

B60W 10/113(2012. 01)

(86) PCT申请的申请数据

B60W 30/19(2012. 01)

PCT/JP2008/058999 2008. 05. 16

F02D 29/02(2006. 01)

(87) PCT申请的公布数据

W02008/146617 JA 2008. 12. 04

(73) 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 胜田浩司 大庭秀洋

(74) 专利代理机构 北京东方亿思知识产权代理

有限责任公司 11258

代理人 柳春雷 南霆

(56) 对比文件

US 5980410 A, 1999. 11. 09, 全文.

CN 1840373 A, 2006. 10. 04, 全文.

JP 2005155891 A, 2005. 06. 16, 全文.

JP 2003106389 A, 2003. 04. 09, 全文.

US 2006142104 A1, 2006. 06. 29, 全文.

JP 2005125876 A, 2005. 05. 19, 全文.

审查员 吴磊

(51) Int. Cl.

B60K 6/365(2007. 01)

B60K 6/445(2007. 01)

权利要求书 4 页 说明书 30 页 附图 15 页

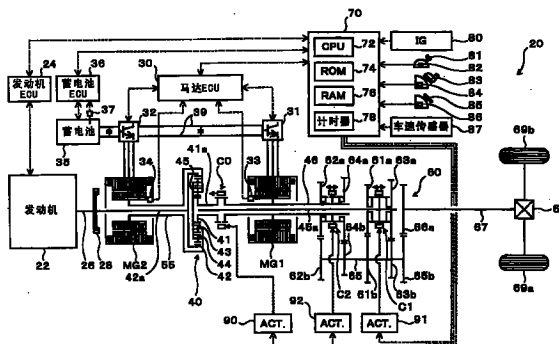
(54) 发明名称

动力输出装置、具有该动力输出装置的混合动力汽车、以及动力输出装置的控制方法

(57) 摘要

在混合动力汽车 (20) 中,如果在通过变速器 (60) 连结了行星齿轮架 (45) 与驱动轴 (67) 时预定的变速状态切换条件成立了,则执行使马达 MG1 的转速与基于变速器 (60) 的齿轮比和驱动轴 (67) 的转速的目标转速  $N_{m1}^*$  相一致的转速调整处理、通过变速器 (60) 的与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系实现的太阳齿轮 (41) 与驱动轴 (67) 的连结、在同时结合状态下在马达 MG1 与 MG2 之间移换转矩并使得马达 MG1、MG2 分别输出在与目标变速级数  $n^*$  相对应的变速后状态下各自应输出的转矩的动力移换处理、以及行星齿轮架 45 与驱动轴 67 的连结的解除。

CN 101678825 B



1. 一种动力输出装置,向驱动轴输出动力并包括:

内燃机;

第一电动机,能够输入输出动力;

第二电动机,能够输入输出动力;

蓄电单元,能够与所述第一和第二电动机中的每一个交换电力;

动力分配统合机构,具有与所述第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与所述第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与所述内燃机的内燃机轴连接的第三元件,并基于对这三个元件中的两个元件输入输出的动力而对剩余的一个元件输入输出动力;

变速传递单元,能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者或双方选择性地与所述驱动轴连结,并能够将来自所述第一元件的动力和来自所述第二元件的动力分别以预定的变速比传递给所述驱动轴;

要求动力设定单元,设定作为对所述驱动轴要求的动力的要求动力;以及

控制单元,在当预定的变速状态切换条件在以下期间内成立了时解除所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结并将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结的情况下,控制所述内燃机、所述第一和第二电动机、以及所述变速传递单元,使得伴随着转速调整处理、通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的连结、动力移换处理、以及通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结的解除,基于被设定了的所述要求动力的动力被输出给所述驱动轴,其中所述期间是指在通过所述变速传递单元连结了所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的状态下所述内燃机运转、并且所述第一和第二电动机被进行驱动控制的期间,所述转速调整处理是指调整与所述第一和第二元件中的另一者相对应的所述第一或第二电动机的转速以使得所述第一和第二元件中的另一者能够与所述驱动轴连结,所述动力移换处理是指在通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结了的状态下在所述第一和第二电动机之间移换动力并使得所述第一和第二电动机分别输出在仅将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结了时所述第一和第二电动机各自应输出的动力。

2. 如权利要求 1 所述的动力输出装置,其中,

所述动力移换处理为以下处理:当处于通过所述变速传递单元连结所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴之前的变速前状态时,将根据预定定时的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为起始点转矩,并且当处于通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结被解除了之后的变速后状态时,将根据预定定时的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩向所述终点转矩改变。

3. 如权利要求 2 所述的动力输出装置,其中,

所述控制单元在执行所述动力移换处理期间,每当所述要求动力被设定了时,根据被设定了的所述要求动力和基于所述要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩来设定所

述第一和第二电动机的所述起始点转矩和所述终点转矩,并且控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。

4. 如权利要求 2 所述的动力输出装置,其中,

所述控制单元在所述动力移换处理的执行开始时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,在执行所述动力移换处理期间,每当所述要求动力被设定了时,根据被设定了的所述要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。

5. 如权利要求 2 所述的动力输出装置,其中,

所述控制单元在所述动力移换处理的执行开始时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,并且基于被设定了的所述起始点转矩、所述变速前状态和所述变速后状态下的通过所述变速传递单元实现的所述第一或第二元件与所述驱动轴之间的变速比来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得每当所述要求动力被设定了时,所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。

6. 如权利要求 2 所述的动力输出装置,其中,

所述控制单元在执行所述动力移换处理时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,并且基于被设定了的所述起始点转矩、所述变速前状态和所述变速后状态下的通过所述变速传递单元实现的所述第一或第二元件与所述驱动轴之间的变速比来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得所述第一和第二电动机输出基于所述终点转矩的转矩。

7. 如权利要求 1 所述的动力输出装置,其中,

所述转速调整处理为以下处理:使与所述第一和第二元件中的另一者相对应的所述第一或第二电动机的转速与目标转速相一致,所述目标转速是基于通过所述变速传递单元实现的所述动力分配统合机构的所述第一元件与所述驱动轴之间的变速比和所述第二元件与所述驱动轴之间的变速比、以及所述驱动轴的转速而确定的。

8. 如权利要求 1 所述的动力输出装置,其中,

所述变速传递单元是包括第一变速机构和第二变速机构的平行轴式变速器,所述第一变速机构具有能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动

轴连结的至少一组平行轴式齿轮系,所述第二变速机构具有能够将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结的至少一组平行轴式齿轮系。

9. 如权利要求 1 所述的动力输出装置,其中,

所述变速传递单元是包括第一行星齿轮机构和第二行星齿轮机构的行星齿轮式变速器,所述第一行星齿轮机构能够将所述动力分配综合机构的所述第一元件与所述驱动轴连结,所述第二行星齿轮机构能够将所述动力分配综合机构的所述第二元件与所述驱动轴连结。

10. 如权利要求 1 所述的动力输出装置,其中,

所述变速传递单元是包括行星齿轮机构和连结机构的行星齿轮式变速器,所述行星齿轮机构能够将所述动力分配综合机构的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴连结,所述连结机构能够将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结。

11. 一种混合动力汽车,包括通过来自驱动轴的动力而被驱动的驱动轮,所述混合动力汽车还包括:

内燃机;

第一电动机,能够输入输出动力;

第二电动机,能够输入输出动力;

蓄电单元,能够与所述第一和第二电动机中的每一个交换电力;

动力分配综合机构,具有与所述第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与所述第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与所述内燃机的内燃机轴连接的第三元件,并基于对这三个元件中的两个元件输入输出的动力而对剩余的一个元件输入输出动力;

变速传递单元,能够将所述动力分配综合机构的所述第一和第二元件中的一者或双方选择性地与所述驱动轴连结,并能够将来自所述第一元件的动力和来自所述第二元件的动力分别以预定的变速比传递给所述驱动轴;

要求动力设定单元,设定作为对所述驱动轴要求的动力的要求动力;以及

控制单元,在当预定的变速状态切换条件在以下期间内成立了时解除所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结并将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结的情况下,控制所述内燃机、所述第一和第二电动机、以及所述变速传递单元,使得伴随着转速调整处理、通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的连结、动力移换处理、以及通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结的解除,基于被设定了的所述要求动力的动力被输出给所述驱动轴,其中所述期间是指在通过所述变速传递单元连结了所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的状态下所述内燃机运转、并且所述第一和第二电动机被进行驱动控制的期间,所述转速调整处理是指调整与所述第一和第二元件中的另一者相对应的所述第一或第二电动机的转速以使得所述第一和第二元件中的另一者能够与所述驱动轴连结,所述动力移换处理是指在通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结了的状态下在所述第一和第二电动机之间移换动力并使得所述第一和第二电动机分别输出在仅将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结了时所述第一和第二电动机各自应输出的动力。

12. 一种动力输出装置的控制方法,所述动力输出装置包括:

驱动轴；

内燃机；

第一和第二电动机，分别能够输入输出动力；

蓄电单元，能够与所述第一和第二电动机中的每一个交换电力；

动力分配统合机构，具有与所述第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与所述第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与所述内燃机的内燃机轴连接的第三元件，并基于对这三个元件中的两个元件输入输出的动力而对剩余的一个元件输入输出动力；以及

变速传递单元，能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者或双方选择性地与所述驱动轴连结，并能够将来自所述第一元件的动力和来自所述第二元件的动力分别以预定的变速比传递给所述驱动轴；

所述动力输出装置的控制方法包括以下步骤：

(a) 当在以下期间内预定的变速状态切换条件成立了时，调整与所述第一和第二元件中的一者相对应的所述第一或第二电动机的转速，以使得所述第一和第二元件中的一者能够与所述驱动轴连结，其中所述期间是指在通过所述变速传递单元连结了所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的状态下所述内燃机运转、并且所述第一和第二电动机被进行驱动控制的期间；

(b) 通过所述变速传递单元连结所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴；

(c) 在通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结了的状态下，在所述第一和第二电动机之间移换动力，使得所述第一和第二电动机分别输出在仅将所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴连结了时所述第一和第二电动机各自应输出的动力；以及

(d) 解除通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的连结。

## 动力输出装置、具有该动力输出装置的混合动力汽车、以及 动力输出装置的控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及向驱动轴输出动力的动力输出装置、具有该动力输出装置的混合动力汽车、以及动力输出装置的控制方法。

### 背景技术

[0002] 以往,作为这种动力输出装置而公知有以下的动力输出装置,该动力输出装置包括内燃机、两个电动机、所谓拉维奈尔赫型的行星齿轮机构、以及能够选择性地分别将与电动机连接的行星齿轮机构的两个输出元件与输出部件连结的平行轴式变速器(例如参照专利文献1)。另外,以往还公知有包括行星齿轮机构和平行轴式变速器的动力输出装置,所述行星齿轮机构包括与内燃机连接的输入元件和分别与电动机连接的两个输出元件,所述平行轴式变速器包括分别与该行星齿轮机构的对应的输出元件连接并与输出轴连结的两个副轴(例如参照专利文献2)。在这些动力输出装置中,能够切换通过平行轴式变速器与输出部件或输出轴连结的行星齿轮机构的输出元件。另外,以往还公知有包括动力分配机构和两个离合器的动力输出装置,所述动力分配机构包括与内燃机连接的输入元件、与第一电动发电机连接的反力元件、以及与第二电动发电机连接的输出元件,所述两个离合器用于将作为输出部件的车轴选择性地与动力分配机构的输出元件和反力元件连接(例如参照专利文献3)。

[0003] 专利文献1:日本专利文献特开2005-155891号公报;

[0004] 专利文献2:日本专利文献特开2003-106389号公报;

[0005] 专利文献3:日本专利文献特开2005-125876号公报。

### 发明内容

[0006] 上述以往的动力输出装置能够切换与输出轴等连结的行星齿轮机构的输出元件,但是上述各专利文献未具体地公开与输出轴等连结的行星齿轮机构的输出元件的切换次序。

[0007] 因此,本发明的主要目的在于:在能够选择性地将动力分配统合机构的第一和第二元件与驱动轴连结的动力输出装置中,更加恰当地切换动力分配统合机构的第一和第二元件与驱动轴的连结状态,从而在更宽的运转范围内提高动力的传递效率。

[0008] 本发明的动力输出装置、具有该动力输出装置的混合动力汽车、以及动力输出装置的控制方法为了达到上述主要目的而采用了以下手段。

[0009] 本发明的动力输出装置向驱动轴输出动力并包括:内燃机;第一电动机,能够输入输出动力;第二电动机,能够输入输出动力;蓄电单元,能够与所述第一和第二电动机中的每一个交换电力;动力分配统合机构,具有与所述第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与所述第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与所述内燃机的内燃机轴连接的第三元件,并基于对这三个元件中的两个元件输入输出的动力而对剩余的一个元件输入输出动

力;变速传递单元,能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者或双方选择性地与所述驱动轴连结,并能够将来自所述第一元件的动力和来自所述第二元件的动力分别以预定的变速比传递给所述驱动轴;要求动力设定单元,设定作为对所述驱动轴要求的动力的要求动力;以及控制单元,在当预定的变速状态切换条件在以下期间内成立了时解除所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结并将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结的情况下,控制所述内燃机、所述第一和第二电动机、以及所述变速传递单元,使得伴随着转速调整处理、通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的连结、动力移换处理、以及通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结的解除,基于被设定了的所述要求动力的动力被输出给所述驱动轴,其中所述期间是指在通过所述变速传递单元连结了所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的状态下所述内燃机运转、并且所述第一和第二电动机被进行驱动控制的期间,所述转速调整处理是指调整与所述第一和第二元件中的另一者相对应的所述第一或第二电动机的转速以使得所述第一和第二元件中的另一者能够与所述驱动轴连结,所述动力移换处理是指在通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结了的状态下在所述第一和第二电动机之间移换动力并使得所述第一和第二电动机分别输出在仅将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结了时所述第一和第二电动机各自应输出的动力。

[0010] 该动力输出装置包括变速传递单元,该变速传递单元能够将动力分配统合机构的第一和第二元件中的一者或双方选择性地与驱动轴连结,并且能够将来自第一元件的动力和来自第二元件的动力分别以预定的变速比传递给驱动轴。在该动力输出装置中,在当预定的变速状态切换条件在以下期间内成立了时解除第一和第二元件中的一者与驱动轴的连结并将第一和第二元件中的另一者与驱动轴连结的情况下,在使基于被设定了的要求动力的动力被输出给驱动轴的同时,在执行了转速调整处理之后通过变速传递单元来连结第一和第二元件中的另一者与驱动轴,其中所述期间是指在通过变速传递单元连结了第一和第二元件中的一者与驱动轴的状态下内燃机运转、并且第一和第二电动机被进行驱动控制的期间,所述转速调整处理是指调整与第一和第二元件中的另一者相对应的第一或第二电动机的转速以使得该第一和第二元件中的另一者能够与驱动轴连结。并且,在使基于被设定了的要求动力的动力被输出给驱动轴的同时,在执行了动力移换处理之后解除通过变速传递单元实现的第一和第二元件中的一者与驱动轴的连结,所述动力移换处理是指在通过变速传递单元连结了第一和第二元件这两者与驱动轴的状态下在第一和第二电动机之间移换动力并使得第一和第二电动机分别输出在仅将第一和第二电动机中的另一者与驱动轴连结了时第一和第二电动机各自应输出的动力。这样,如果在通过变速传递单元连结了第一和第二元件中的一者与驱动轴时,在执行了上述转速调整处理后暂时将第一和第二元件这两者与驱动轴连结,然后在执行了上述动力移换处理后解除第一和第二元件中的另一者与驱动轴的连结,则能够在抑制了伴随着输出给驱动轴的动力变动而产生的冲击的情况下更恰当地切换动力分配统合机构的第一元件与驱动轴连结的状态和第二元件与驱动轴连结的状态。因此,在该动力输出装置中,能够更恰当地切换动力分配统合机构的第一和第二元件与驱动轴的连结状态,从而能够在更宽的运转区域中提高动力的传递效率。

[0011] 另外,也可以采用以下方式,即,所述动力移换处理为以下处理:当处于通过所述

变速传递单元连结所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴之前的变速前状态时,将根据预定定时的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为起始点转矩,并且当处于通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴的连结被解除了之后的变速后状态时,将根据预定定时的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩向所述终点转矩改变。由此,能够更加恰当地执行动力移换处理,该动力移换处理用于使第一和第二电动机分别输出在仅将第一和第二元件中的另一者与驱动轴连结了时第一和第二电动机各自应输出的动力。

[0012] 在该情况下,也可以采用以下方式,即,所述控制单元在执行所述动力移换处理期间,每当所述要求动力被设定了时,根据被设定了的所述要求动力和基于所述要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩来设定所述第一和第二电动机的所述起始点转矩和所述终点转矩,并且控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。这样,如果在执行动力移换处理期间,每当要求动力被设定了时就逐一地设定第一和第二电动机的起始点转矩和终点转矩并使由第一和第二电动机输出的转矩分别从起始点转矩逐渐地向终点转矩改变,则能够在抑制了伴随着输出给驱动轴的转矩的变动而产生的冲击并应对要求动力的变动的同时在第一和第二电动机之间移换动力。另外,如果每当要求动力被设定了时就逐一地设定起始点转矩和终点转矩,则即使向变速后状态的转换中断了,也能够在抑制了伴随着转矩的变动而产生的冲击并应对要求动力的变动的同时返回到变速前状态。

[0013] 另外,也可以采用以下方式,即,所述控制单元在所述动力移换处理的执行开始时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,在执行所述动力移换处理期间,每当所述要求动力被设定了时,根据被设定了的所述要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。这样,即使根据在即将通过变速传递单元将第一和第二元件这两者与驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的要求内燃机转矩来设定起始点转矩,并且每当要求动力被设定了时就逐一地设定第一和第二电动机的终点转矩并使由第一和第二电动机输出的转矩分别从起始点转矩逐渐地向终点转矩改变,也能够在抑制了伴随着输出给驱动轴的转矩的变动而产生的冲击并应对要求动力的变动的同时在第一和第二电动机之间移换动力。另外,如果仅在动力移换处理刚开始之后执行起始点转矩的设定,则能够减轻伴随着动力移换处理而产生的运算负担。

[0014] 另外,也可以采用以下方式,即,所述控制单元在所述动力移换处理的执行开始时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结



之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,并且基于被设定了的所述起始点转矩、所述变速前状态和所述变速后状态下的通过所述变速传递单元实现的所述第一或第二元件与所述驱动轴之间的变速比来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得每当所述要求动力被设定了时,所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且由所述第一和第二电动机输出的转矩分别从所述起始点转矩逐渐地向所述终点转矩改变。这样,如果根据在即将通过变速传递单元将第一和第二元件这两者与驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的要求内燃机转矩来设定起始点转矩和终点转矩这两者,并且使由第一和第二电动机输出的转矩分别从起始点转矩逐渐地向终点转矩改变,则能够在进一步减轻了伴随着动力移换处理而产生的运算负担并抑制了伴随着输出给驱动轴的转矩的变动而产生的冲击的同时在第一和第二电动机之间移换动力。

[0015] 另外,也可以采用以下方式,即,所述控制单元在执行所述动力移换处理时,将根据在即将通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结之前设定了的要求动力和基于该要求动力的对所述内燃机的要求内燃机转矩确定的对所述第一和第二电动机的要求电动机转矩设定为所述起始点转矩,并且基于被设定了的所述起始点转矩、所述变速前状态和所述变速后状态下的通过所述变速传递单元实现的所述第一或第二元件与所述驱动轴之间的变速比来设定所述第一和第二电动机的所述终点转矩,并控制所述内燃机、所述第一和第二电动机,以使得所述内燃机输出基于所述要求内燃机转矩的转矩,并且使得所述第一和第二电动机输出基于所述终点转矩的转矩。由此,虽然可能会由于第一和第二电动机的输出转矩的变动而多少产生一些冲击,但是能够在进一步减轻了运算负担的情况下迅速地切换动力分配统合机构的第一元件与驱动轴连结的状态和第二元件与驱动轴连结的状态。

[0016] 另外,也可以采用以下方式,即,所述转速调整处理为以下处理:使与所述第一和第二元件中的另一者相对应的所述第一或第二电动机的转速与目标转速相一致,所述目标转速是基于通过所述变速传递单元实现的所述动力分配统合机构的所述第一元件与所述驱动轴之间的变速比和所述第二元件与所述驱动轴之间的变速比、以及所述驱动轴的转速而确定的。由此,能够在抑制了冲击的發生的情况下使此前未与驱动轴连结的第一和第二元件中的另一者更恰当地与驱动轴连结,实现动力分配统合机构的第一和第二元件这两者与驱动轴连结的状态。

[0017] 另外,也可以采用以下方式,即,所述变速传递单元是包括第一变速机构和第二变速机构的平行轴式变速器,所述第一变速机构具有能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴连结的至少一组平行轴式齿轮系,所述第二变速机构具有能够将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结的至少一组平行轴式齿轮系。

[0018] 另外,也可以采用以下方式,即,所述变速传递单元是包括第一行星齿轮机构和第二行星齿轮机构的行星齿轮式变速器,所述第一行星齿轮机构能够将所述动力分配统合机构的所述第一元件与所述驱动轴连结,所述第二行星齿轮机构能够将所述动力分配统合机构的所述第二元件与所述驱动轴连结。

[0019] 另外,也可以采用以下方式,即,所述变速传递单元是包括行星齿轮机构和连结机构的行星齿轮式变速器,所述行星齿轮机构能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴连结,所述连结机构能够将所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴连结。

[0020] 本发明的混合动力汽车包括上述任一动力输出装置,并包括通过来自所述驱动轴的动力而被驱动的驱动轮。该混合动力汽车所具有的动力输出装置能够更恰当地切换动力分配统合机构的第一和第二元件与驱动轴的连结状态并能够在更宽的运转区域中提高动力的传递效率,因此能够使该混合动力汽车具有良好的耗油率和行驶性能。

[0021] 本发明提供一种动力输出装置的控制方法,所述动力输出装置包括:驱动轴;内燃机;第一和第二电动机,分别能够输入输出动力;蓄电单元,能够与所述第一和第二电动机中的每一个交换电力;动力分配统合机构,具有与所述第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与所述第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与所述内燃机的内燃机轴连接的第三元件,并基于对这三个元件中的两个元件输入输出的动力而对剩余的一个元件输入输出动力;以及变速传递单元,能够将所述动力分配统合机构的所述第一和第二元件中的一者或双方选择性地与所述驱动轴连结,并能够将来自所述第一元件的动力和来自所述第二元件的动力分别以预定的变速比传递给所述驱动轴;所述动力输出装置的控制方法包括以下步骤:(a) 当在以下期间内预定的变速状态切换条件成立了时,调整与所述第一和第二元件中的一者相对应的所述第一或第二电动机的转速,以使得所述第一和第二元件中的一者能够与所述驱动轴连结,其中所述期间是指在通过所述变速传递单元连结了所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的状态下所述内燃机运转、并且所述第一和第二电动机被进行驱动控制的期间;(b) 通过所述变速传递单元连结所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴;(c) 在通过所述变速传递单元将所述第一和第二元件这两者与所述驱动轴连结了的状态下,在所述第一和第二电动机之间移换动力,使得所述第一和第二电动机分别输出在仅将所述第一和第二元件中的一者与所述驱动轴连结了时所述第一和第二电动机各自应输出的动力;以及(d) 解除通过所述变速传递单元实现的所述第一和第二元件中的另一者与所述驱动轴的连结。

[0022] 如果如该方法那样,在通过变速传递单元连结了第一和第二元件中的一者与驱动轴时,在执行了步骤(a)的转速调整处理之后通过步骤(b)暂时将第一和第二元件这两者与驱动轴连结,并且在执行了步骤(c)的动力移换处理之后通过步骤(d)来解除第一和第二元件中的另一者与驱动轴的连结,则能够在抑制了伴随着输出给驱动轴的动力的变动而产生的冲击的情况下更恰当地切换动力分配统合机构的第一元件与驱动轴连结的状态和第二元件与驱动轴连结的状态。因此,根据该方法,能够更恰当地切换动力分配统合机构的第一和第二元件与驱动轴的连结状态,从而能够在更宽的运转区域中提高动力的传递效率。另外,在该方法中,也可以在执行步骤(a)~(d)的期间内设定对内燃机、第一和第二电动机的转矩指令以使得基于对驱动轴要求的要求动力的动力被输出给该驱动轴。

## 附图说明

[0023] 图1是本发明的实施例的混合动力汽车20的简要构成图;

[0024] 图2是例示出在使实施例的混合动力汽车20随着离合器C0的结合和发动机22

的运转而行驶的情况下使变速器 60 的变速状态改变时的动力分配统合机构 40 和变速器 60 的主要元件的转速和转矩的关系的说明图；

[0025] 图 3 是与图 2 相同的说明图；

[0026] 图 4 是与图 2 相同的说明图；

[0027] 图 5 是与图 2 相同的说明图；

[0028] 图 6 是与图 2 相同的说明图；

[0029] 图 7 是与图 2 相同的说明图；

[0030] 图 8 是与图 2 相同的说明图；

[0031] 图 9 是表示以下的共线图的一个例子的说明图,该共线图表示马达 MG1 作为发电机而发挥功能、并且马达 MG2 作为电动机而发挥功能时的动力分配统合机构 40 的各元件的转速和转矩的关系；

[0032] 图 10 是表示以下的共线图的一个例子的说明图,该共线图表示马达 MG2 作为发电机而发挥功能、并且马达 MG1 作为电动机而发挥功能时的动力分配统合机构 40 的各元件的转速和转矩的关系；

[0033] 图 11 是用于说明实施例的混合动力汽车 20 的马达行驶模式的说明图；

[0034] 图 12 是表示在伴随着离合器 C0 的结合和发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时由混合动力 ECU70 执行的驱动控制例程的一个例子的流程图；

[0035] 图 13 是表示在伴随着离合器 C0 的结合和发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时由混合动力 ECU70 执行的驱动控制例程的一个例子的流程图；

[0036] 图 14 是表示要求转矩设定用映射图的一个例子的说明图；

[0037] 图 15 是例示出发动机 22 的工作线和发动机转速  $N_e$  与发动机转矩  $T_e$  的相关曲线（等功率线）的说明图；

[0038] 图 16 是表示由混合动力 ECU70 执行的同时结合时驱动控制例程的一个例子的流程图；

[0039] 图 17 是表示同时结合时驱动控制例程的其他例子的流程图；

[0040] 图 18 是表示同时结合时驱动控制例程的另一例子的流程图；

[0041] 图 19 是表示同时结合时驱动控制例程的又一例子的流程图；

[0042] 图 20 是变形例的混合动力汽车 20A 的简要构成图；

[0043] 图 21 是表示能够应用于混合动力车辆 20 等的其他变速器 100 的简要构成图；

[0044] 图 22 是表示能够应用于混合动力车辆 20 等的其他变速器 200 的简要构成图；

[0045] 图 23 是变形例的混合动力车辆 20B 的简要构成图。

## 具体实施方式

[0046] 以下,使用实施例来说明用于实施本发明的最佳方式。

[0047] 图 1 是本发明的实施例的混合动力车辆 20 的简要构成图。该图所示的混合动力车辆 20 作为后轮驱动车辆而构成并包括以下等部件:发动机 22,配置在车辆前部;动力分配统合机构 40,与作为发动机 22 的曲轴(内燃机轴)26 连接;马达 MG1,与动力分配统合机构 40 连接并能够发电;马达 MG2,与该马达 MG1 同轴配置并与动力分配统合机构 40 连接,能够发电;变速器 60,能够将来自动力分配统合机构 40 的动力变速后传递给驱动轴 67;以

及混合动力用电子控制单元（以下称为“混合动力 ECU”）70，对整个混合动力车辆 20 进行控制。

[0048] 发动机 22 是接受汽油或轻油等烃系燃料的供应而输出动力的内燃机，从发动机用电子控制单元（以下称为“发动机 ECU”）24 接受燃料喷射量、点火正时、吸入空气量等的控制。向发动机 ECU24 输入来自对发动机 22 设置的、检测该发动机 22 的运行状态的各种传感器的信号，所述各种传感器例如为安装在曲轴 26 上的未图示的曲轴位置传感器。并且，发动机 ECU24 与混合动力 ECU70 进行通信，基于来自混合动力 ECU70 的控制信号和来自上述传感器的信号等来控制发动机 22 的运转，并根据需要将与发动机 22 的运转状态相关的数据输出给混合动力 ECU70。

[0049] 马达 MG1 和马达 MG2 均是能够作为发电机进行动作并能够作为电动机进行动作的相同规格的同步发电电动机，该马达 MG1 和马达 MG2 经由逆变器 31、32 与作为二次电池的蓄电池 35 进行电力的交换。连接逆变器 31、32 和蓄电池 35 的电线 39 作为各逆变器 31、32 共用的正极母线和负极母线而构成，由马达 MG1、MG2 中的一个发出的电力可以由另一个马达消耗。因此，蓄电池 35 基于从马达 MG1、MG2 中的一个产生的电力或不足的电力而进行充放电，并且如果通过马达 MG1、MG2 取得了电力收支的平衡，则不进行充放电。马达 MG1、MG2 的驱动均由马达用电子控制单元（以下称为“马达 ECU”）30 控制。控制马达 MG1、MG2 的驱动所需要的信号，例如来自检测马达 MG1、MG2 的转子的旋转位置的旋转位置检测传感器 33、34 的信号或通过未图示的电流传感器检测出的施加给马达 MG1、MG2 的相电流等输入到马达 ECU30，从马达 ECU30 输出对逆变器 31、32 的开关控制信号等。马达 ECU30 基于从旋转位置检测传感器 33、34 输入的信号来执行未图示的转速计算例程，计算出马达 MG1、MG2 的转子的转速 Nm1、Nm2。另外，马达 ECU30 与混合动力 ECU70 进行通信，基于来自混合动力 ECU70 的控制信号等来控制马达 MG1、MG2 的驱动，并且根据需要将与马达 MG1、MG2 的运转状态相关的数据输出给混合动力 ECU70。

[0050] 蓄电池 35 由蓄电池用电子控制单元（以下称为“蓄电池 ECU”）36 管理。管理蓄电池 35 所需要的信号，例如来自设置在蓄电池 35 的端子之间的未图示的电压传感器的端子间电压、来自安装在与蓄电池 35 的输出端子连接的电线 39 上的未图示的电流传感器的充放电电流、来自安装在蓄电池 35 上的温度传感器 37 的蓄电池温度 Tb 等输入到蓄电池 ECU36。另外，蓄电池 ECU36 根据需要将与蓄电池 35 的状态相关的数据通过通信输出给混合动力 ECU70 和发动机 ECU24。并且，实施例的蓄电池 ECU36 为了管理蓄电池 35，基于由电流传感器检测出的充放电电流的积分值计算出剩余容量 SOC，基于该剩余容量 SOC 计算出蓄电池 35 的充放电要求功率  $P_b^*$ ，基于剩余容量 SOC 和电池温度 Tb 计算出作为充电允许功率的输入限制  $W_{in}$  和作为放电允许功率的输出限制  $W_{out}$ ，所述充电允许功率是蓄电池 35 的充电所允许的功率，所述放电允许功率是蓄电池 35 的放电所允许的功率。另外，可以通过以下方式来设定蓄电池 35 的输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$ ：基于蓄电池温度 Tb 来设定输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  的基本值并基于蓄电池 35 的剩余容量 (SOC) 来设定输出限制用修正系数和输入限制用修正系数，使设定了的输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  的基本值与修正系数相乘。

[0051] 动力分配统合机构 40 与马达 MG1、MG2、变速器 60 一起容纳在未图示的变速箱中，该动力分配统合机构 40 离开发动机 22 预定的距离而与曲轴 26 同轴配置。实施例的动力分配统合机构 40 是以下的双小齿轮式行星齿轮机构，该双小齿轮式行星齿轮机构包括：太

阳齿轮 41, 为外齿齿轮; 内啮合齿轮 42, 与该太阳齿轮 41 配置在同心圆上, 为内齿齿轮; 以及行星齿轮架 45, 可自由自转并可自由公转地保持至少一组的、由两个小齿轮 43、44 组成的组, 所述两个小齿轮 43、44 互相啮合, 并且其中的一个与太阳齿轮 41 啮合、另一个与内啮合齿轮 42 啮合。太阳齿轮 41 (第二元件)、内啮合齿轮 42 (第三元件)、以及行星齿轮架 45 (第一元件) 能够互相进行差动旋转。另外, 在实施例, 动力分配统合机构 40 被构成为其齿轮比  $\rho$  (太阳齿轮 41 的齿数除以内啮合齿轮 42 的齿数而得到的值) 等于 0.5。由此, 由于对于太阳齿轮 41 和行星齿轮架 45 来说来自发动机 22 的转矩的分配比例相同, 因此能够在不是用减速齿轮机构等的情况下使马达 MG1 和 MG2 的规格相同, 从而能够实现动力输出装置的小型化、生产率的提高、以及低成本化。但是, 动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$  例如也可以在值 0.4 ~ 0.6 左右的范围内选择。在该动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 上经由从该太阳齿轮 41 向与发动机 22 相反的一侧 (车辆后方) 延伸的中空的太阳齿轮轴 41a 和中空的第一马达轴 46 连接有作为第二电动机的马达 MG1 (中空的转子)。另外, 在作为第一元件的行星齿轮架 45 上经由向发动机 22 延伸的中空的第二马达轴 55 连接有作为第一电动机的马达 MG2 (中空的转子)。另外, 在作为第三元件的内啮合齿轮 42 上经由通过第二马达轴 55 和马达 MG2 而延伸的内啮合齿轮轴 42a 和减振器 28 连接有发动机 22 的曲轴 26。

[0052] 另外, 如图 1 所示, 在太阳齿轮轴 41a 与第一马达轴 46 之间设置有进行两者的连接 (驱动源元件连接) 和该连接的解除的离合器 C0 (连接断开单元)。在实施例, 离合器 C0 例如作为包括可动结合部件的犬牙式离合器而构成, 所述可动结合部件能够与固定在太阳齿轮轴 41a 上的结合部和固定在第一马达轴 46 上的结合部这两者结合, 并能够通过电磁式、电气式、或油压式执行器 90 而在太阳齿轮轴 41a 和第一马达轴 46 等的轴向上进退。当通过离合器 C0 解除了太阳齿轮轴 41a 与第一马达轴 46 的连接时, 作为第二电动机的马达 MG1 与动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 的连接被解除, 能够通过动力分配统合机构 40 的功能将发动机 22 实质上与马达 MG1、MG2 或变速器 60 断开。另外, 能够如上所述那样地经由离合器 C0 与动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41 连结的第一马达轴 46 从马达 MG1 进一步向与发动机 22 相反的一侧 (车辆后方) 延伸而与变速器 60 连接。另外, 行星齿轮架轴 (连结轴) 45a 从动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 通过中空的太阳齿轮轴 41a 和第一马达轴 46 向与发动机 22 相反的一侧 (车辆后方) 延伸, 该行星齿轮架轴 45a 也与变速器 60 连接。由此, 在实施例, 动力分配统合机构 40 与两个马达 MG1、MG2 同轴地配置在彼此同轴配置的马达 MG1 与马达 MG2 之间, 发动机 22 与马达 MG2 同轴地并列设置, 并且隔着动力分配统合机构 40 而与变速器 60 相对。即, 在实施例, 发动机 22、马达 MG1、MG2、动力分配统合机构 40、以及变速器 60 这些动力输出装置的构成元件从车辆前方开始按照发动机 22、马达 MG2、动力分配统合机构 40、马达 MG1、变速器 60 的顺序配置。由此, 能够使动力输出装置小型化并使其安装性优良而适用于主要驱动后轮而行驶的混合动力车辆 20。

[0053] 变速器 60 作为能够多级地设定变速状态 (变速比) 的平行轴式自动变速器而构成并包括: 构成一档齿轮系的第一副轴驱动齿轮 61a 和第一副轴从动齿轮 61b、构成二档齿轮系的第二副轴驱动齿轮 62a 和第二副轴从动齿轮 62b、构成三档齿轮系的第三副轴驱动齿轮 63a 和第三副轴从动齿轮 63b、构成四档齿轮系的第四副轴驱动齿轮 64a 和第四副轴从

动齿轮 64b、固定有各副轴从动齿轮 61b ~ 64b 和齿轮 65b 的副轴 65、离合器 C1、C2、安装在驱动轴 67 上的齿轮 66a、以及未图示的倒档齿轮系等（以下，将“一档至四档齿轮系”简称为“齿轮系”，将“副轴驱动齿轮”和“副轴从动齿轮”简称为“齿轮”）。另外，在实施例的变速器 60 中，一档齿轮系的齿轮比（变速比） $G(1)$  最大，随着向二档齿轮系、三档齿轮系、四档齿轮系转换，齿轮比  $G(n)$  变小。

[0054] 如图 1 所示，一档齿轮系的第一齿轮 61a 可自由旋转并在轴向上无法移动地被从动力分配统合机构 40 的作为第一元件的行星齿轮架 45 延伸出的行星齿轮架轴 45a 保持，并始终与固定在副轴 65 上的第一齿轮 61b 啮合。同样，三档齿轮系的第三齿轮 63a 也被行星齿轮架轴 45a 可自由旋转并在轴向上无法移动地保持，并始终与固定在副轴 65 上的第三齿轮 63b 啮合。并且，在实施例中，在行星齿轮架轴 45a 侧（副轴驱动齿轮侧）配置有离合器 C1，该离合器 C1 能够将第一齿轮 61a（一档齿轮系）和第三齿轮 63a（三档齿轮系）中的一者相对于行星齿轮架轴 45a 选择性地固定，并且能够使第一齿轮 61a 和第三齿轮 63a 这两者可以相对于行星齿轮架轴 45a 自由地旋转（断开）。在实施例中，离合器 C1 例如作为以下的犬牙式离合器而构成，该犬牙式离合器包括可动结合部件，该可动结合部件能够通过电磁式、电气式、或油压式执行器 91 而在太阳齿轮轴 41a 等的轴向上进退以使固定在第一齿轮 61a 上的结合部和固定在第三齿轮 63a 上的结合部中的一者与固定在行星齿轮架轴 45a 上的结合部连结。这些一档齿轮系的齿轮 61a、61b、三档齿轮系的齿轮 63a、63b、以及离合器 C1 构成了变速器 60 的第一变速机构。另外，二档齿轮系的第二齿轮 62a 被能够经由离合器 C0 与动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 连结的第一马达轴 46 可自由旋转并在轴向上无法移动地保持，并始终与固定在副轴 65 上的第二齿轮 62b 啮合。同样地，四档齿轮系的第四齿轮 64a 也被第一马达轴 46 可自由旋转并在轴向上无法移动地保持，并始终与固定在副轴 65 上的第四齿轮 64b 啮合。另外，在实施例中，在第一马达轴 46 侧（副轴驱动齿轮侧）配置有离合器 C2，该离合器 C2 能够将第二齿轮 62a（二档齿轮系）和第四齿轮 64a（四档齿轮系）中的一者相对于第一马达轴 46 选择性地固定，并且能够使第二齿轮 62a 和第四齿轮 64a 这两者可以相对于第一马达轴 46 自由地旋转（断开）。在实施例中，离合器 C2 例如也作为以下的犬牙式离合器而构成，该犬牙式离合器包括可动结合部件，该可动结合部件能够通过电磁式、电气式、或油压式执行器 92 而在第一马达轴 46 等的轴向上进退以使固定在第二齿轮 62a 上的结合部和固定在第四齿轮 64a 上的结合部中的一者与固定在第一马达轴 46 上的结合部连结。这些二档齿轮系的齿轮 62a、62b、四档齿轮系的齿轮 64a、64b、以及离合器 C2 构成了变速器 60 的第二变速机构。

[0055] 并且，从行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 传递给副轴 65 的动力经由齿轮 65b、66a（在实施例中，齿轮 65a 与 66a 之间的齿轮比为 1 : 1）被传递给驱动轴 67，并经由差速齿轮 68 被最终输出给作为驱动轮的后轮 69a、69b。通过如实施例的变速器 60 那样将离合器 C1、C2 设置在行星齿轮架轴 45a、第一马达轴 46 侧，能够减少通过离合器 C1、C2 将齿轮 61a ~ 64a 固定在行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 上时的损耗。即，虽然也与各齿轮系的齿数比相关，但特别是对于包括减速比小的四档齿轮系的第二变速机构来说，在通过离合器 C2 被固定在第一马达轴 46 上之前空转的齿轮 64a 的转速比分别对应的副轴 65 侧的齿轮 64b 的转速低，因此如果至少将离合器 C2 设置在第一马达轴 46 侧，则能够使齿轮 64a 的卡爪与第一马达轴 46 的卡爪以较少的损耗结合。另外，对于包括减速比大的一档齿轮系

的第一变速机构来说,也可以将离合器 C1 设置在副轴 65 侧。

[0056] 根据这样构成的变速器 60,如果使离合器 C2 成为断开状态并通过离合器 C1 将第一齿轮 61a(一档齿轮系)和第三齿轮 63a(三档齿轮系)中的一者固定在行星齿轮架轴 45a 上,则能够将来自行星齿轮架轴 45a 的动力经由第一齿轮 61a(一档齿轮系)或第三齿轮 63a(三档齿轮系)和副轴 65 传递给驱动轴 67。另外,如果在使离合器 C0 连接的同时使离合器 C1 成为断开状态并通过离合器 C2 将第二齿轮 62a(二档齿轮系)和第四齿轮 64a(四档齿轮系)中的一者固定在第一马达轴 46 上,则能够将来自第一马达轴 46 的动力经由第二齿轮 62a(二档齿轮系)或第四齿轮 64a(四档齿轮系)和副轴 65 传递给驱动轴 67。以下,将使用一档齿轮系传递动力的状态称为“第一变速状态(一档)”,将使用二档齿轮系传递动力的状态称为“第二变速状态(二档)”,将使用三档齿轮系传递动力的状态称为“第三变速状态(三档)”,将使用四档齿轮系传递动力的状态称为“第四变速状态(四档)”。

[0057] 另外,混合动力 ECU70 作为以 CPU72 为中心的微处理器而构成,除了 CPU72 以外,该混合动力 ECU70 还包括:存储各种处理程序的 ROM74;暂时存储数据的 RAM76;按照计时指令来执行计时处理的计时器 78;以及未图示的输入输出端口和通信端口等。另外,来自点火开关(启动开关)80 的点火信号、来自检测作为换档杆 81 的操作位置的换档位置 SP 的换档位置传感器 82 的换档位置 SP、来自检测加速踏板 83 的踩下量的加速踏板位置传感器 84 的加速器开度 Acc、来自检测制动踏板 85 的踩下量的制动踏板位置传感器 86 的制动踏板位置 BP、以及来自车速传感器 87 的车速 V 经由输入端口被输入给混合动力 ECU70。如上所述,混合动力 ECU70 经由通信端口与发动机 ECU24、马达 ECU30、以及蓄电池 ECU36 连接,并与发动机 ECU24、马达 ECU30、以及蓄电池 ECU36 进行各种控制信号和数据的交换。另外,驱动离合器 C0 和变速器 60 的离合器 C1 和 C2 的执行器 90~92 也由混合动力 ECU70 控制。

[0058] 下面,参照图 2 至图 11 来说明上述混合动力车辆 20 的动作的简要情况。在图 2 至图 8 中,S 轴表示动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41 的转速(马达 MG1、即第一马达轴 46 的转速 Nm1),R 轴表示动力分配统合机构 40 的内啮合齿轮 42 的转速(发动机 22 的转速 Ne),C 轴表示动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)的转速。另外,61a 轴~64a 轴、65 轴、67 轴分别表示变速器 60 的第一齿轮 61a~第四齿轮 64a、副轴 65、以及驱动轴 67 的转速。

[0059] 在上述混合动力车辆 20 中,当伴随着离合器 C0 的结合和发动机 22 的运行而行驶时,如果使离合器 C2 成为断开状态并通过离合器 C1 将第一齿轮 61a(一档齿轮系)固定在行星齿轮架轴 45a 上,则如图 2 所示,能够在第一变速状态(一档)下将来自行星齿轮架轴 45a 的动力基于一档齿轮系(第一齿轮 61a、61b)的齿轮比 G(1)变速(减速)后输出给驱动轴 67。另外,在第一变速状态下,如果根据车速 V(驱动轴 67 的转速)的变化而使第一马达轴 46(太阳齿轮 41)与第二齿轮 62a 的旋转同步(所述第二齿轮 62a 与固定在副轴 65 上的第二齿轮 62b 始终啮合),则如图 3 所示,能够在通过离合器 C1 将第一齿轮 61a(一档齿轮系)固定在行星齿轮架轴 45a 上的状态下通过离合器 C2 将第二齿轮 62a(二档齿轮系)固定在第一马达轴 46 上。以下,将这样通过变速器 60 的一档齿轮系将动力分配统合机构 40 的作为第一元件的行星齿轮架 45 与驱动轴 67 连结、通过变速器 60 的二档齿轮系将作为第二元件的太阳齿轮 41 与驱动轴 67 连结的状态(图 3)称为“一档-二档同时结合状态”或“第一同时结合状态”。如果在该一档-二档同时结合状态下将对马达 MG1 和 MG2 的转矩

指令设定为值 0,则能够将来自发动机 22 的动力(转矩)在不转变为电能的情况下以第一固定变速比  $\gamma_1 (= (1-\rho) \cdot G(1) + \rho \cdot G(2))$  机械地(直接地)传递给驱动轴 67,所述第一固定变速比  $\gamma_1$  是一档齿轮系的齿轮比  $G(1)$  与二档齿轮系的齿轮比  $G(2)$  之间的值。另外,实现该一档-二档同时结合状态时的动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41(马达 MG1)、内啮合齿轮 42(发动机 22)、以及行星齿轮架 45(马达 MG2) 的转速按照驱动轴 67 的每一转速(车速  $V$ ) 并基于变速器 60 的齿轮比  $G(1)$ 、 $G(2)$  和动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$  来确定。并且,如果在图 3 所示的一档-二档同时结合状态下使离合器 C1 成为断开状态,则如图 4 中的双点划线所示,通过离合器 C2 仅将第二齿轮 62a(二档齿轮系)固定在第一马达轴 46(太阳齿轮 41)上,能够在第二变速状态(二档)下将来自第一马达轴 46 的动力基于二档齿轮系(第二齿轮 62a、62b)的齿轮比  $G(2)$  变速后输出给驱动轴 67。

[0060] 同样,在第二变速状态下,如果根据车速  $V$  的变化而使行星齿轮架轴 45a(行星齿轮架 45)与第三齿轮 63a 的旋转同步(所述第三齿轮 63a 与固定在副轴 65 上的第三齿轮 63b 始终啮合),则如图 5 所示,能够在通过离合器 C2 将第二齿轮 62a(二档齿轮系)固定在第一马达轴 46 上的状态下通过离合器 C1 将第三齿轮 63a(三档齿轮系)固定在行星齿轮架轴 45a 上。以下,将这样通过变速器 60 的二档齿轮系将动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 与驱动轴 67 连结、通过变速器 60 的三档齿轮系将作为第一元件的行星齿轮架 45 与驱动轴 67 连结的状态(图 5)称为“二档-三档同时结合状态”或“第二同时结合状态”。如果在该二档-三档同时结合状态下也将对马达 MG1 和 MG2 的转矩指令设定为值 0,则能够将来自发动机 22 的动力(转矩)在不转变为电能的情况下以第二固定变速比  $\gamma_2 (= \rho \cdot G(2) + (1-\rho) \cdot G(3))$  机械地(直接地)传递给驱动轴 67,所述第二固定变速比  $\gamma_2$  是二档齿轮系的齿轮比  $G(2)$  与三档齿轮系的齿轮比  $G(3)$  之间的值。另外,实现该二档-三档同时结合状态时的动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41(马达 MG1)、内啮合齿轮 42(发动机 22)、以及行星齿轮架 45(马达 MG2) 的转速按照驱动轴 67 的每一转速(车速  $V$ ) 并基于变速器 60 的齿轮比  $G(2)$ 、 $G(3)$  和动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$  来确定。并且,如果在图 5 所示的二档-三档同时结合状态下使离合器 C2 成为断开状态,则如图 6 中的单点划线所示,通过离合器 C1 仅将第三齿轮 63a(三档齿轮系)固定在行星齿轮架轴 45a(行星齿轮架 45)上,能够在第三变速状态(三档)下将来自行星齿轮架轴 45a 的动力基于三档齿轮系(第三齿轮 63a、63b)的齿轮比  $G(3)$  变速后输出给驱动轴 67。

[0061] 并且,在第三变速状态下,如果根据车速  $V$  的变化而使第一马达轴 46(太阳齿轮 41)与第四齿轮 64a 的旋转同步(所述第四齿轮 64a 与固定在副轴 65 上的第四齿轮 64b 始终啮合),则如图 7 所示,能够在通过离合器 C1 将第三齿轮 63a(三档齿轮系)固定在行星齿轮架轴 45a 上的状态下通过离合器 C2 将第四齿轮 64a(四档齿轮系)固定在第一马达轴 46 上。以下,将这样通过变速器 60 的三档齿轮系将动力分配统合机构 40 的作为第一元件的行星齿轮架 45 与驱动轴 67 连结、通过变速器 60 的四档齿轮系将作为第二元件的太阳齿轮 41 与驱动轴 67 连结的状态(图 7)称为“三档-四档同时结合状态”或“第三同时结合状态”。如果在该三档-四档同时结合状态下将对马达 MG1 和 MG2 的转矩指令设定为值 0,则能够将来自发动机 22 的动力(转矩)在不转变为电能的情况下以第三固定变速比  $\gamma_3 (= (1-\rho) \cdot G(3) + \rho \cdot G(4))$  机械地(直接地)传递给驱动轴 67,所述第三固定变速比  $\gamma_3$  是三档齿轮系的齿轮比  $G(3)$  与四档齿轮系的齿轮比  $G(4)$  之间的值。另外,实现该三档-四



档同时结合状态时的动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41 ( 马达 MG1)、内啮合齿轮 42 ( 发动机 22)、以及行星齿轮架 45 ( 马达 MG2) 的转速按照驱动轴 67 的每一转速 ( 车速  $V$ ) 并基于变速器 60 的齿轮比  $G(3)$ 、 $G(4)$  和动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$  来确定。并且,如果在图 7 所示的三档 - 四档同时结合状态下使离合器 C1 成为断开状态,则如图 8 中的双点划线所示,通过离合器 C2 仅将第四齿轮 64a ( 四档齿轮系) 固定在第一马达轴 46 ( 太阳齿轮 41) 上,能够在第四变速状态 ( 四档) 下将来自第一马达轴 46 的动力基于四档齿轮系 ( 第四齿轮 64a、64b) 的齿轮比  $G(4)$  变速后输出给驱动轴 67。

[0062] 在如上所述伴随着发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时,如果将变速器 60 设定为第一或第三变速状态,则能够控制马达 MG1、MG2 的驱动,使得动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 成为输出元件,与该行星齿轮架 45 连接的马达 MG2 作为电动机而发挥功能,并且与作为反力元件的太阳齿轮 41 连接的马达 MG1 作为发电机而发挥功能。此时,动力分配统合机构 40 将经由内啮合齿轮 42 输入的来自发动机 22 的动力根据太阳齿轮 41 侧和行星齿轮架 45 侧的齿轮比  $\rho$  分配给太阳齿轮 41 侧和行星齿轮架 45 侧,并且将来自发动机 22 的动力和来自作为电动机发挥功能的马达 MG2 的动力合并而输出给行星齿轮架 45 侧。以下,将马达 MG1 作为发电机而发挥功能、并且马达 MG2 作为电动机而发挥功能的模式称为“第一转矩变换模式”。在该第一转矩变换模式下,来自发动机 22 的动力通过动力分配统合机构 40、马达 MG1 和 MG2 进行转矩变换后被输出给行星齿轮架 45,通过控制马达 MG1 的转速,能够使发动机 22 的转速  $N_e$  与作为输出元件的行星齿轮架 45 的转速之比无级且连续地变化。将表示第一转矩变换模式下的动力分配统合机构 40 的各元件的转速和转矩的关系的共线图的一个例子表示在图 9 中。在图 9 中,S 轴、R 轴、C 轴分别表示与图 2 至图 8 相同的内容, $\rho$  表示动力分配统合机构 40 的齿轮比 ( 太阳齿轮 41 的齿数 / 内啮合齿轮 42 的齿数),各轴上的粗线箭头分别表示作用在对应的元件上的转矩。另外,在图 9 中,S 轴、R 轴、C 轴的转速在比 0 轴 ( 水平轴) 靠上侧时为正的,在比 0 轴靠下侧时为负的值。并且,在图 9 中,粗线箭头表示作用在各元件上的转矩,当箭头在图中向上时转矩的值为正,当箭头在图中向下时转矩的值为负 ( 图 2 至图 8、图 10、图 11 也相同)。

[0063] 另外,在伴随着发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时,如果将变速器 60 设定为第二或第四变速状态,则能够控制马达 MG1、MG2 的驱动,使得动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41 成为输出元件,与该太阳齿轮 41 连接的马达 MG1 作为电动机而发挥功能,并且与作为反力元件的行星齿轮架 45 连接的马达 MG2 作为发电机而发挥功能。此时,动力分配统合机构 40 将经由内啮合齿轮 42 输入的来自发动机 22 的动力根据太阳齿轮 41 侧和行星齿轮架 45 侧的齿轮比  $\rho$  分配给太阳齿轮 41 侧和行星齿轮架 45 侧,并且将来自发动机 22 的动力和来自作为电动机发挥功能的马达 MG1 的动力合并而输出给太阳齿轮 41 侧。以下,将马达 MG2 作为发电机而发挥功能、并且马达 MG1 作为电动机而发挥功能的模式称为“第二转矩变换模式”。在该第二转矩变换模式下,来自发动机 22 的动力通过动力分配统合机构 40、马达 MG1 和 MG2 进行转矩变换后被输出给太阳齿轮 41,通过控制马达 MG2 的转速,能够使发动机 22 的转速  $N_e$  与作为输出元件的太阳齿轮 41 的转速之比无级且连续地变化。将表示第二转矩变换模式下的动力分配统合机构 40 的各元件的转速和转矩的关系的共线图的一个例子表示在图 10 中。

[0064] 这样,在实施例的混合动力车辆 20 中,第一转矩变换模式和第二转矩变换模式伴

随着变速器 60 的变速状态（变速比）的改变而交替地被切换，因此尤其当作为电动机而发挥功能的马达 MG2 或 MG1 的转速  $N_{m2}$  或  $N_{m1}$  提高了时，能够使作为发电机而发挥功能的马达 MG1 或 MG2 的转速  $N_{m1}$  或  $N_{m2}$  不变为负值。因此，在混合动力车辆 20 中，能够抑制以下的动力循环，从而能够在更宽的运转区域中提高动力的传递效率，所述动力循环是指：在第一转矩变换模式下，伴随着马达 MG1 的转速变负，马达 MG2 使用输出给行星齿轮架轴 45a 的动力的一部分而进行发电，并且由马达 MG1 消耗马达 MG2 发出的电力而输出动力；或者在第二转矩变换模式下，伴随着马达 MG2 的转速变负，马达 MG1 使用输出给第一马达轴 46 的动力的一部分而进行发电，并且由马达 MG2 消耗马达 MG1 发出的电力而输出动力。另外，由于伴随着这样的对动力循环的抑制而能够抑制马达 MG1、MG2 的最高转速，因而由此还能够使马达 MG1、MG2 小型化。另外，在混合动力车辆 20 中，能够以上述一档 - 二档同时结合状态、二档 - 三档同时结合状态、以及三档 - 四档同时结合状态各自所固有的变速比（固定变速比  $\gamma(1) \sim \gamma(3)$ ）将来自发动机 22 的动力机械地（直接地）传递给驱动轴 67，因此能够增加在不伴随着向电能的转换的情况下从发动机 22 向驱动轴 67 机械地输出动力的机会，从而能够在更宽的运转区域中进一步提高动力的传递效率。一般来说，在使用了发动机、两个电动机、以及如行星齿轮机构这样的差动旋转机构的动力输出装置中，当发动机与驱动轴之间的减速比较大时，发动机的动力被更多地转换为电能，因此动力的传递效率会恶化，并且存在着会导致马达 MG1、MG2 发热的倾向，因此上述同时结合模式尤其有利于发动机 22 与驱动轴之间的减速比较大的情况。

[0065] 接着，参照图 11 等来说明在使发动机 22 停止了的状态下使用来自蓄电池 35 的电力而使马达 MG1 和马达 MG2 输出动力、由此使混合动力车辆 20 行驶的马达行驶模式的简要情况。在实施例的混合动力车辆 20 中，马达行驶模式被大致分为离合器结合一马达行驶模式、离合器断开一马达行驶模式、以及两马达行驶模式。当执行离合器结合一马达行驶模式时，在使离合器 C0 连接后，将变速器 60 的一档齿轮系的第一齿轮 61a 或三档齿轮系的第三齿轮 63a 固定在行星齿轮架轴 45a 上，仅使马达 MG2 输出动力，或者将变速器 60 的二档齿轮系的第二齿轮 62a 或四档齿轮系的第四齿轮 64a 固定在第一马达轴 46 上，仅使马达 MG1 输出动力。在离合器结合一马达行驶模式下，通过离合器 C0 连接动力分配统合机构 40 的太阳齿轮 41 和第一马达轴 46，因此不输出动力的马达 MG1 或 MG2 被输出动力的马达 MG2 或 MG1 带动而空转（参照图 11 中的虚线）。另外，当执行离合器断开一马达行驶模式时，在使离合器 C0 成为断开状态后，将变速器 60 的一档齿轮系的第一齿轮 61a 或三档齿轮系的第三齿轮 63a 固定在行星齿轮架轴 45a 上，仅使马达 MG2 输出动力，或者将变速器 60 的二档齿轮系的第二齿轮 62a 或四档齿轮系的第四齿轮 64a 固定在第一马达轴 46 上，仅使马达 MG1 输出动力。在离合器断开一马达行驶模式下，如图 11 中的点划线和双点划线所示，离合器 C0 为断开状态，太阳齿轮 41 与第一马达轴 46 的连接被解除，因此能够通过动力分配统合机构 40 的功能来避免被停止了了的发动机 22 的曲轴 26 的随动旋转，并且能够通过使离合器 C2 或 C1 成为断开状态来避免停止了了的马达 MG1 或 MG2 的随动旋转，由此能够抑制动力的传递效率降低。另外，当执行两马达行驶模式时，在使离合器 C0 成为断开状态并使用离合器 C1 和 C2 将变速器 60 设定为上述一档 - 二档同时结合状态、二档 - 三档同时结合状态、或三档 - 四档同时结合状态之后控制马达 MG1 和 MG2 中的至少一者的驱动。由此，能够在避免了发动机 22 的随动旋转的情况下从马达 MG1 和 MG2 这两者输出动力，从而能够在

马达行驶模式下将大的动力传递给驱动轴 67,因此能够很好地执行所谓的坡路起动,并能够很好地确保马达行驶时的牵引性能等。

[0066] 并且,在实施例的混合动力车辆 20 中,如果选择了离合器断开一马达行驶模式,则能够容易地改变变速器 60 的变速状态(变速比)以将动力高效率地传递给驱动轴 67。例如,当在离合器断开一马达行驶模式下将变速器 60 的一档齿轮系的第一齿轮 61a 或三档齿轮系的第三齿轮 63a 固定在行星齿轮架轴 45a 上并仅使马达 MG2 输出动力时,如果使停止了马达 MG1 的转速与二档齿轮系的第二齿轮 62a 或四档齿轮系的第四齿轮 64a 的转速同步并通过离合器 C2 将第二齿轮 62a 或第四齿轮 64a 固定在第一马达轴 46 上,则能够转换到上述一档-二档同时结合状态、二档-三档同时结合状态、三档-四档同时结合状态中的一者,即两马达行驶模式。并且,如果在该状态下使变速器 60 的离合器 C1 成为断开状态并仅使马达 MG1 输出动力,则能够经由变速器 60 的二档齿轮系或四档齿轮系将由马达 MG1 输出的动力传递给驱动轴 67。结果,在实施例的混合动力车辆 20 中,在马达行驶模式下也能够使用变速器 60 对行星齿轮架轴 45a、第一马达轴 46 的转速进行变速并增大转矩等,因此能够降低对马达 MG1、MG2 要求的最大转矩,从而能够实现马达 MG1、MG2 的小型化。另外,当这样在马达行驶期间改变变速器 60 的变速比时也暂时地执行变速器 60 的同时结合状态、即两马达行驶模式,因此在改变变速比时不会产生所谓的转矩缺失,从而能够非常顺畅且无冲击地执行变速比的改变。另外,当在这些马达行驶模式下要求动力增大或者蓄电池 35 的剩余容量 SOC 降低了时,通过根据变速器 60 的变速比而不输出动力的马达 MG1 或 MG2 来带动(cranking)发动机 22,由此使发动机 22 起动。

[0067] 接下来,参照图 12 至图 16 来具体地说明在伴随着离合器 C0 的结合和发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时改变变速器 60 的变速状态(变速比)时的动作。图 12 和图 13 是表示当伴随着离合器 C0 的结合和发动机 22 的运转而使混合动力车辆 20 行驶时由混合动力 ECU70 每隔预定的时间(例如数 msec)执行的驱动控制例程的一个例子的流程图。

[0068] 0043

[0069] 在图 12 和图 13 的驱动控制例程开始时,混合动力 ECU70 的 CPU72 首先输入来自加速踏板位置传感器 84 的加速器开度 Acc、来自车速传感器 87 的车速 V、发动机 22(曲轴 26)的转速  $N_e$ 、马达 MG1 和 MG2 的转速  $N_{m1}$  和  $N_{m2}$ 、充放电要求功率  $P_b^*$ 、蓄电池 35 的输入输出限制  $W_{in}$  和  $W_{out}$ 、变速器 60 的当前变速级数  $n$ (在本实施例中, $n$  等于 1、2、3、4 中的一个)和目标变速级数  $n^*$ (同样,在本实施例中, $n$  等于 1、2、3、4 中的一个)、换档标记  $F_{sc}$  的值等控制所需要的数据(步骤 S100)。这里,发动机 22 的转速  $N_e$  是通过通信从发动机 ECU24 输入的、根据来自未图示的曲轴位置传感器的信号计算出的数据,马达 MG1、MG2 的转速  $N_{m1}$ 、 $N_{m2}$  是通过通信从马达 ECU30 输入的数据。另外,充放电要求功率  $P_b^*$ (在实施例中,当放电时为正值)、蓄电池 35 的输入限制  $W_{in}$  和输出限制  $W_{out}$  是通过通信从蓄电池 ECU36 输入的数据。另外,当前变速级数  $n$  表示变速器 60 的一档至四档齿轮系中的被用于行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67 的连结的齿轮系,在行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67 经由一档至四档齿轮系中的某一齿轮系连结的时刻被存储在 RAM76 的预定区域中。另外,目标变速级数  $n^*$  和换档标记  $F_{sc}$  经由通过混合动力 ECU70 另外执行的未图示的变速判断例程而被设定。在执行变速判断例程时,一旦例如考虑发动机 22 与驱动轴

67 之间的传递效率、马达 MG1 和 MG2 的性能和发热状态、变速器 60 的齿轮比  $G(1) \sim G(4)$  等而预先确定了、与车速  $V$  (驱动轴 67 的转速) 和加速器开度  $Acc$  等相关联的预定的变速状态切换条件成立了, 则混合动力 ECU70 将保持变速器 60 的变速状态 (变速比) 时设定为值 0 的换档标记  $F_{sc}$  设定为值 1, 并根据车速  $V$  和加速器开度  $Acc$  的状态等, 在混合动力汽车 20 处于加速状态时将当前变速级数  $n$  与值 1 相加而得到的值设定为目标变速级数  $n^*$ , 在混合动力汽车 20 处于减速状态时将当前变速级数  $n$  减去值 1 而得到的值设定为目标变速级数  $n^*$ 。

[0070] 在步骤 S100 的数据输入处理之后, 根据输入的加速器开度  $Acc$  和车速  $V$  来设定应向驱动轴 67 输出的要求转矩  $Tr^*$ , 并设定对发动机 22 要求的要求功率  $Pe^*$  (步骤 S110)。在实施例中, 预先确定了加速器开度  $Acc$ 、车速  $V$ 、要求转矩  $Tr^*$  的关系的要求转矩设定用映射图存储在 ROM74 中, 从该映射图中导出、设定与给出的加速器开度  $Acc$  和车速  $V$  相对应的要求转矩  $Tr^*$ 。图 14 表示了要求转矩设定用映射图的一个例子。另外, 在实施例中, 要求功率  $P^*$  作为在步骤 S110 中设定了的要求转矩  $Tr^*$  乘以表示驱动轴 67 的转速的车速  $V$  与换算系数  $k$  之积而得到的值、充放电要求功率  $Pb^*$ 、以及损耗  $Loss$  (基于动力分配统合机构 40 的转矩变换中的机械损耗与伴随着马达 MG1、MG2 的驱动而产生的电气损耗之和) 的总和而计算出来。另外, 也可以对驱动轴 67 设置检测其转速的转速传感器并在设定要求功率  $Pe^*$  时使用实测的驱动轴 67 的转速来代替车速  $V$  与换算系数  $k$  相乘而得到的值。然后, 判断在步骤 S100 中输入了的换档标记  $F_{sc}$  是否为值 0 (步骤 S120)。在换档标记  $F_{sc}$  为值 0 而不需要改变变速器 60 的变速状态 (变速比) 的情况 (变速状态切换条件不成立的情况) 下, 基于在步骤 S110 中设定了的要求功率  $Pe^*$  来设定发动机 22 的目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$  (步骤 S130)。这里, 基于工作线和要求功率  $Pe^*$  来设定目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$ , 所述工作线被预先确定为能够使发动机 22 高效工作而能够进一步改善耗油率。在图 15 中例示了发动机 22 的工作线和发动机转速  $Ne$  与发动机转矩  $Te$  的相关曲线 (等功率线)。如该图所示, 目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$  可以作为工作线与表示要求功率  $Pe^* (Ne \times Te)$  为恒定值的相关曲线的交点求出。

[0071] 在这样设定了目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$  后, 判断在步骤 S100 中输入了的当前变速级数为值 1 至 4 中的哪一个值 (一档至四档齿轮系中的哪一个齿轮系) (步骤 S140)。在当前变速级数  $n$  为值 1 或 3 的情况下, 行星齿轮架轴 45a 通过变速 60 与驱动轴 67 连结, 因此使用在步骤 S130 中设定了的目标转速  $Ne^*$ 、行星齿轮架轴 45a (行星齿轮架 45) 的转速 ( $Nm2$ )、动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ , 按照下式 (1) 计算出马达 MG1 的目标转速  $Nm1^*$ , 并基于计算出的目标转速  $Nm1^*$  和当前的转速  $Nm1$  进行式 (2) 的计算, 设定马达 MG1 的转矩指令  $Tm1^*$  (步骤 S150)。这里, 式 (1) 是对于动力分配统合机构 40 的旋转元件的力学关系式, 能够从图 9 的共线图容易地导出。另外, 式 (2) 是用于使马达 MG1 以目标转速  $Nm1^*$  旋转的反馈控制的关系式, 在式 (2) 中, 右边第二项的“ $k11$ ”为比例项的增益, 右边第三项的“ $k12$ ”为积分项的增益。然后, 通过使蓄电池 35 的输入输出限制  $Win$ 、 $Wout$  与马达 MG1 的消耗功率 (发电功率) 之间的偏差除以马达 MG2 的转速  $Nm2$  (马达 MG1 的消耗功率是在 S150 中设定了的马达 MG1 的转矩指令  $Tm1^*$  与当前的马达 MG1 的转速  $Nm1$  的积), 计算出作为可以从马达 MG2 输出的转矩的上下限的转矩限制  $Tmin$ 、 $Tmax$  (步骤 S160)。然后, 使用要求转矩  $Tr^*$ 、转矩指令  $Tm1^*$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、动力分配统

合机构 40 的齿轮比  $\rho$  并按照式 (3) 计算出作为应从马达 MG2 输出的转矩的假定马达转矩  $T_{m2tmp}$  (步骤 S170)。可以从图 9 的共线图容易地导出式 (3)。然后,通过在步骤 S160 中计算出的转矩限制  $T_{max}$ 、 $T_{min}$  限制计算出的假定马达转矩  $T_{m2tmp}$ ,由此设定马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$  (步骤 S180)。通过这样来设定马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$ ,能够将输出给行星齿轮架轴 45a 的转矩设定为限制在了蓄电池 35 的输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  的范围内的转矩。在这样设定了发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$ 、马达 MG1 和 MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$  后,将发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$  发送给发动机 ECU24,将马达 MG1 和 MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$  发送给马达 ECU30 (步骤 S190),然后再次执行步骤 S100 以后的处理。接收到目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$  的发动机 ECU24 执行用于获得目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$  的控制。另外,接收到转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$  的马达 ECU30 对逆变器 31、32 的开关元件进行开关控制以按照转矩指令  $T_{m1}^*$  来驱动马达 MG1 并按照转矩指令  $T_{m2}^*$  来驱动马达 MG2。

$$[0072] \quad N_{m1}^* = 1/\rho \cdot (N_{e}^* - (1-\rho) \cdot N_{m2}) \quad \dots (1)$$

$$[0073] \quad T_{m1}^* = -\rho \cdot T_{e}^* + k_{11} \cdot (N_{m1}^* - N_{m1}) + k_{12} \cdot \int (N_{m1}^* - N_{m1}) dt \quad \dots (2)$$

$$[0074] \quad T_{m2tmp} = T_r^*/G(n) + (1-\rho)/\rho \cdot T_{m1}^* \quad \dots (3)$$

[0075] 另外,在当前变速级数  $n$  为值 2 或 4 的情况下,第一马达轴 46 通过变速器 60 与驱动轴 67 连结,因此使用在步骤 S130 中设定了的目标转速  $N_{e}^*$ 、与第一马达轴 46 (太阳齿轮 41) 的转速相一致的马达 MG1 的转速  $N_{m1}$ 、动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ ,按照下式 (4) 计算出马达 MG2 的目标转速  $N_{m2}^*$ ,并基于计算出的目标转速  $N_{m2}^*$  和当前的转速  $N_{m2}$  进行式 (5) 的计算,设定马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$  (步骤 S200)。这里,式 (4) 也是对于动力分配统合机构 40 的旋转元件的力学关系式,能够从图 10 的共线图容易地导出。另外,式 (5) 是用于使马达 MG2 以目标转速  $N_{m2}^*$  旋转的反馈控制的关系式,在式 (5) 中,右边第二项的“ $k_{21}$ ”为比例项的增益,右边第三项的“ $k_{22}$ ”为积分项的增益。然后,通过使蓄电池 35 的输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  与马达 MG2 的消耗功率 (发电功率) 之间的偏差除以马达 MG1 的转速  $N_{m1}$  (马达 MG2 的消耗功率是在 S200 中设定了的马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$  与当前的马达 MG2 的转速  $N_{m2}$  的积),计算出作为可以从马达 MG1 输出的转矩的上下限的转矩限制  $T_{min}$ 、 $T_{max}$  (步骤 S210)。然后,使用要求转矩  $T_r^*$ 、转矩指令  $T_{m2}^*$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$  并按照式 (6) 计算出作为应从马达 MG1 输出的转矩的假定马达转矩  $T_{m1tmp}$  (步骤 S220)。可以从图 10 的共线图容易地导出式 (6)。然后,通过在步骤 S210 中计算出的转矩限制  $T_{max}$ 、 $T_{min}$  限制计算出的假定马达转矩  $T_{m1tmp}$ ,由此设定马达 MG1 的转矩指令  $T_{m1}^*$  (步骤 S230)。通过这样来设定马达 MG1 的转矩指令  $T_{m1}^*$ ,能够将输出给第一马达轴 46 的转矩设定为限制在了蓄电池 35 的输入输出限制  $W_{in}$ 、 $W_{out}$  的范围内的转矩。在这样设定了发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$ 、马达 MG1 和 MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$  后,将发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$  发送给发动机 ECU24,将马达 MG1 和 MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$  发送给马达 ECU30 (步骤 S190),然后再次执行步骤 S100 以后的处理。

$$[0076] \quad 0048$$

$$[0077] \quad N_{m2}^* = (N_{e}^* - \rho \cdot N_{m1}) / (1-\rho) \quad \dots (4)$$

$$[0078] \quad T_{m2}^* = -(1-\rho) \cdot T_{e}^* + k_{21} \cdot (Nm_{2}^* - Nm_2) + k_{22} \cdot \int (Nm_{2}^* - Nm_2) dt \dots (5)$$

$$[0079] \quad T_{m1tmp} = T_r^*/G(n) + \rho / (1-\rho) \cdot T_{m2}^* \dots (6)$$

[0080] 另一方面,如果在步骤 S120 中判断为换档标记 Fsc 为值 1、应改变变速器 60 的变速状态(变速比)(变速状态切换条件成立),则如图 13 所示,判断在步骤 S100 中输入了的当前变速级数 n 为值 1 至 4 中的哪一个值(一档至四档齿轮系中的哪一个齿轮系)(步骤 S240)。在当前变速级数 n 为值 1 或 3 的情况下,判断预定的标记 F 是否为值 0(步骤 S250),如果标记 F 为值 0,则将标记 F 设定为值 1(步骤 S260),并如图所示那样基于动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ 、与当前变速级数 n 相对应的齿轮系的齿轮比 G(n)、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比 G( $n^*$ ) 计算出第 N 固定变速比  $\gamma(N)$ (步骤 S270)。这里,值“N”在实施例中是根据当前变速级数 n 和目标变速级数  $n^*$  确定的值 1 至 3 中的某个值,例如如果  $n = 1, n^* = 2$ ,则  $N = 1$ ,例如如果  $n = 4, n^* = 3$ ,则  $N = 3$ 。另外,在通过步骤 S270 计算出第 N 固定变速比  $\gamma(N)$  的情况下,由于通过步骤 S260 将标记 F 设定为值 1,因此在本例程的下一执行时之后,在步骤 S250 中作出否定判断并跳过步骤 S260 和 S270 的处理。在步骤 S270 或 S250 的处理之后,设定发动机 22 的目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$ (步骤 S280)。在步骤 S280 中,根据当前变速级数 n 为值 1 或 3、与马达 MG2 相对应的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45)与驱动轴 67 通过变速器 60 而连结的情况,将与驱动轴 67 的转速(车速 V)相对应的第 N 同时结合状态下的发动机 22 的转速设定为目标转速  $Ne^*$ 。即,在步骤 S280 中,将在步骤 S100 中输入了的马达 MG2 的转速除以与当前变速级数 n 相对应的齿轮系的齿轮比 G(n) 而得到的值(驱动轴 67 的转速)与在步骤 S270 中计算出的第 N 固定变速比  $\gamma(N)$  的积值设定为发动机 22 的目标转速  $Ne^*$ 。并且,在步骤 S280 中,将在步骤 S110 中设定了的要求功率  $Pe^*$  除以目标转速  $Ne^*$  而得到的值和发动机 22 的额定转矩  $Temax$  中的较小的一者设定为发动机 22 的目标转矩  $Te^*$ 。

[0081] 然后,作为目标转速  $Nm1^*$  而计算出与驱动轴 67 的转速(车速 V)相对应的第 N 同时结合状态下的马达 MG1 的转速,并且为了使第一马达轴 46(太阳齿轮 41)与对应于目标变速级数  $n^*$  的二档或四档齿轮系的第二或第四齿轮 62a 或 64a 的旋转同步,按照上述式(2)来设定对马达 MG1 的转矩指令  $T_{m1}^*$ (步骤 S290)。可以通过在步骤 S100 中输入了的马达 MG2 的转速除以与当前变速级数 n 相对应的齿轮系的齿轮比 G(n) 而得到的值(驱动轴 67 的转速)与对应于目标变速级数  $n^*$  的齿轮系的齿轮比 G( $n^*$ ) 相乘来得出目标转速  $Nm1^*$ 。然后,执行作为与上述步骤 S160 ~ S180 相同的处理的步骤 S300 ~ S320 的处理,设定对马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$ ,并将发动机 22 的目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$  发送给发动机 ECU24,将马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  发送给马达 ECU30(步骤 S330)。然后,在执行了步骤 S330 的数据发送处理后,判断在步骤 S100 中输入了的马达 MG1 的转速  $Nm1$  与目标转速  $Nm1^*$  的偏差的绝对值是否小于等于预定值  $\alpha$ (步骤 S340),如果该偏差的绝对值大于预定值  $\alpha$ ,则再次执行步骤 S100 以后的处理。与此相对,如果该偏差的绝对值小于等于预定值  $\alpha$ ,则认为第一马达轴 46(太阳齿轮 41)与对应于目标变速级数  $n^*$  的二档或四档齿轮系的第二或第四齿轮 62a 或 64a 的旋转同步,并将指令信号发送给离合器 C2 的执行器 92 以使第二或第四齿轮 62a 或 64a(二档齿轮系或四档齿轮系)固定(结合)在第一马达轴 46 上并将标记 F 设定为值 0(步骤 S350),然后结束本例程。另外,预定值  $\alpha$  被预先确定为小至

能够认为转速  $N_{m1}$  与目标转速  $N_{m1}^*$  实质上是一致的程度的值。

[0082] 另外,在当前变速级数  $n$  为值 2 或 4 的情况下,判断预定的标记  $F$  是否为值 0(步骤 S360),如果标记  $F$  为值 0,则将标记  $F$  设定为值 1(步骤 S370),并如图所示那样基于动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  计算出第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$ (步骤 S380)。并且,在步骤 S360 或 S380 的处理之后,设定发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$ (步骤 S390)。在步骤 S390 中,根据当前变速级数  $n$  为值 2 或 4、与马达 MG1 相对应的太阳齿轮 41(第一马达轴 46)与驱动轴 67 通过变速器 60 而连结的情况,将与驱动轴 67 的转速(车速  $V$ )相对应的第  $N$  同时结合状态下的发动机 22 的转速设定为目标转速  $N_{e}^*$ 。即,在步骤 S390 中,将在步骤 S100 中输入了的马达 MG1 的转速除以与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  而得到的值(驱动轴 67 的转速)与在步骤 S380 中计算出的第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$  的积值设定为发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$ 。并且,在步骤 S390 中,将在步骤 S110 中设定了的要求功率  $P_{e}^*$  除以目标转速  $N_{e}^*$  而得到的值和发动机 22 的额定转矩  $T_{max}$  中的较小的一者设定为发动机 22 的目标转矩  $T_{e}^*$ 。

[0083] 然后,作为目标转速  $N_{m2}^*$  而计算出与驱动轴 67 的转速(车速  $V$ )相对应的第  $N$  同时结合状态下的马达 MG2 的转速,并且为了使行星齿轮架轴 45a(行星齿轮架 45)与对应于目标变速级数  $n^*$  的一档或三档齿轮系的第一或第三齿轮 61a 或 63a 的旋转同步,按照上述式(5)来设定对马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$ (步骤 S400)。可以通过在步骤 S100 中输入了的马达 MG1 的转速除以与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  而得到的值(驱动轴 67 的转速)与对应于目标变速级数  $n^*$  的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  相乘来得出目标转速  $N_{m2}^*$ 。然后,执行作为与上述步骤 S210 ~ S230 相同的处理的步骤 S410 ~ S430 的处理,设定对马达 MG1 的转矩指令  $T_{m1}^*$ ,并将发动机 22 的目标转速  $N_{e}^*$  和目标转矩  $T_{e}^*$  发送给发动机 ECU24,将马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  发送给马达 ECU30(步骤 S440)。然后,在执行了步骤 S440 的数据发送处理后,判断在步骤 S100 中输入了的马达 MG2 的转速  $N_{m2}$  与目标转速  $N_{m2}^*$  的偏差的绝对值是否小于等于预定值  $\alpha$ (步骤 S450),如果该偏差的绝对值大于预定值  $\alpha$ ,则再次执行步骤 S100 以后的处理。另外,如果该偏差的绝对值小于等于预定值  $\alpha$ ,则认为行星齿轮架轴 45a(行星齿轮架 45)与对应于目标变速级数  $n^*$  的一档或三档齿轮系的第一或第三齿轮 61a 或 63a 的旋转同步,并将指令信号发送给离合器 C1 的执行器 91 以使第一或第三齿轮 61a 或 63a(一档齿轮系或三档齿轮系)固定(结合)在第一马达轴 46 上并将标记  $F$  设定为值 0(步骤 S350),然后结束本例程。

[0084] 如上所述,当在以下期间内换档标记  $F_{sc}$  被设定为值 1 时,执行转速调整处理(步骤 S240 ~ S340、或 S240 和 S360 ~ S440),即,使与此前未通过变速器 60 和驱动轴 67 连结的太阳齿轮 41(第一马达轴 46)和行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)中的另一者相对应的马达 MG1 或 MG2 的转速  $N_{m1}$  或  $N_{m2}$  与基于变速器 60 的齿轮比  $G(1) \sim G(4)$  和驱动轴 67 的转速(车速  $V$ )的目标转速  $N_{m1}^*$  或  $N_{m2}^*$  相一致,所述期间是指在行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 中的一者与驱动轴 67 通过变速器 60 而连结的状态下发动机 22 运转、并且马达 MG1 和 MG2 被进行驱动控制的期间,在上述转速调整处理后使行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 中的另一者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结(步骤 S350)。由此,能够在通过与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系而连结了行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67

的状态下,在抑制了冲击的發生的情况下通过与目标级数  $n^*$  相对应的齿轮系更恰当地连结第一马达轴 46 或行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67,实现与当前变速级数  $n$  和目标变速级数  $n^*$  相对应的第  $N$  同时结合状态。并且,在经过了步骤 S350 的处理、图 12 和图 13 的驱动控制例程结束了之后,由混合动力 ECU70 执行图 16 所示的同时结合时驱动控制例程。

[0085] 接下来,说明图 16 的同时结合时驱动控制例程。在该同时结合时驱动控制例程开始时,混合动力 ECU70 与图 12 的步骤 S100 同样地首先输入来自加速踏板位置传感器 84 的加速器开度  $Acc$ 、来自车速传感器 87 的车速  $V$ 、发动机 22 的转速  $Ne$ 、马达 MG1 和 MG2 的转速  $Nm1$  和  $Nm2$ 、充放电要求功率  $Pb^*$ 、蓄电池 35 的输入输出限制  $Win$  和  $Wout$ 、当前变速级数  $n$ 、目标变速级数  $n^*$  等控制所需要的数据(步骤 S500),然后与图 12 的步骤 S110 同样地设定要求转矩  $Tr^*$  和要求功率  $Pe^*$ (步骤 S510)。然后,将在步骤 S500 中输入了的发动机 22 的转速  $Ne$  设定为发动机 22 的目标转速  $Ne^*$ ,并将在步骤 S510 中设定了的要求功率  $Pe^*$  除以目标转速  $Ne^*$ ( $= Ne$ ) 而得到的值和发动机 22 的额定转矩  $Temax$  中的较小的一者设定为发动机 22 的目标转矩  $Te^*$ (步骤 S520)。然后,判断预定的标记  $Fx$  是否为值 0(步骤 S530),如果标记  $Fx$  为值 0,则起动计时器 78 并将标记  $Fx$  设定为值 1(步骤 S540)。另外,一旦在步骤 S540 中将标记  $Fx$  设定成了值 1,则在本例程的下一执行时之后,在步骤 S530 中会作出否定判断并跳过步骤 S540 的处理。

[0086] 在步骤 S540 或 S530 的处理后,判断在步骤 S500 中输入了的目标变速级数  $n^*$  为值 1 至 4 中的哪一个值(一档至四档齿轮系中的哪一个齿轮系)(步骤 S550)。在目标变速级数  $n^*$  为值 2 或 4 的情况下,当处于行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结的第  $N$  同时结合状态之前的变速前状态、即仅行星齿轮轴 45a 经由与当前变速级数  $n$  相对应的一档齿轮系或三档齿轮系与驱动轴 67 连结的状态时,如下式(7)所示那样将基于在步骤 S520 中设定了的发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  确定的对马达 MG1 的要求马达转矩作为起始点转矩  $Tm1a$  而计算出来,并如下式(8)所示那样将基于所述起始点转矩  $Tm1a$ (目标转矩  $Te^*$ )、在步骤 S510 中设定了的要求转矩  $Tr^*$ 、以及与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  确定的对马达 MG2 的要求马达转矩作为起始点转矩  $Tm2a$  而计算出来(步骤 S560)。然后,当处于行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结的第  $N$  同时结合状态之后的变速后状态、即仅第一马达轴 46 经由与目标变速级数  $n^*$  相对应的二档齿轮系或四档齿轮系与驱动轴 67 连结的状态时,如下式(9)所示那样将基于在步骤 S520 中设定了的发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  确定的对马达 MG2 的要求马达转矩作为终点转矩  $Tm2b$  而计算出来,并如下式(10)所示那样将基于所述终点转矩  $Tm2b$ (目标转矩  $Te^*$ )、在步骤 S510 中设定了的要求转矩  $Tr^*$ 、以及与目标变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  确定的对马达 MG1 的要求马达转矩作为终点转矩  $Tm1b$  而计算出来(步骤 S570)。

$$[0087] \quad Tm1a = -\rho \cdot Te^* \quad \dots (7)$$

$$[0088] \quad Tm2a = Tr^*/G(n) + (1-\rho)/\rho \cdot Tm1a \quad \dots (8)$$

$$[0089] \quad Tm2b = -(1-\rho) \cdot Te^* \quad \dots (9)$$

$$[0090] \quad Tm1b = Tr^*/G(n^*) + \rho/(1-\rho) \cdot Tm2a \quad \dots (10)$$

[0091] 另外,在目标变速级数  $n^*$  为值 1 或 3 的情况下,当处于行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结的第  $N$  同时结合状态之前的变速前状态、



即仅第一马达轴 46 经由与当前变速级数  $n$  相对应的二档齿轮系或四档齿轮系与驱动轴 67 连结的状态时,如下式 (11) 所示那样将基于在步骤 S520 中设定了的发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  确定的对马达 MG2 的要求马达转矩作为起始点转矩  $Tm2a$  而计算出来,并如下式 (12) 所示那样将基于所述起始点转矩  $Tm2a$  (目标转矩  $Te^*$ )、在步骤 S510 中设定了的要求转矩  $Tr^*$ 、以及与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  确定的对马达 MG1 的要求马达转矩作为起始点转矩  $Tm1a$  而计算出来 (步骤 S580)。然后,当处于行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结的第  $N$  同时结合状态之后的变速后状态、即仅行星齿轮架轴 45a 经由与目标变速级数  $n^*$  相对应的一档齿轮系或三档齿轮系与驱动轴 67 连结的状态时,如下式 (13) 所示那样将基于在步骤 S520 中设定了的发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  确定的对马达 MG1 的要求马达转矩作为终点转矩  $Tm1b$  而计算出来,并如下式 (14) 所示那样将基于所述终点转矩  $Tm1b$  (目标转矩  $Te^*$ )、在步骤 S510 中设定了的要求转矩  $Tr^*$ 、以及与目标变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  确定的对马达 MG2 的要求马达转矩作为终点转矩  $Tm2b$  而计算出来 (步骤 S590)。

$$[0092] \quad Tm2a = -(1-\rho) \cdot Te^* \quad \dots (11)$$

$$[0093] \quad Tm1a = Tr^*/G(n) + \rho / (1-\rho) \cdot Tm2a \quad \dots (12)$$

$$[0094] \quad Tm1b = -\rho \cdot Te^* \quad \dots (13)$$

$$[0095] \quad Tm2b = Tr^*/G(n^*) + (1-\rho) / \rho \cdot Tm1a \quad \dots (14)$$

[0096] 在这样通过步骤 S560、S570 或 S580、以及 S590 计算出起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  和终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$  之后,基于计算出的起始点转矩  $Tm1a$  和  $Tm2a$ 、终点转矩  $Tm1b$  和  $Tm2b$ 、由计时器 78 计时的经过时间  $t$ 、以及预定的转矩移换时间  $t_s$  执行下式 (15) 和 (16) 的计算,设定对马达 MG1、MG2 的转矩指令  $Tm1^*$ 、 $Tm2^*$  (步骤 S600)。该步骤 S600 的处理是设定对马达 MG1、MG2 的转矩指令  $Tm1^*$ 、 $Tm2^*$  以使得在转矩移换时间  $t_s$  内由马达 MG1、MG2 输出的转矩分别从起始点转矩向终点转矩逐渐地改变的处理。这里,转矩移换时间  $t_s$  根据马达 MG1、MG2 的特性和驱动轴 67 的转矩冲击等而被预先确定为尽可能短的时间。在设定了转矩指令  $Tm1^*$ 、 $Tm2^*$  之后,将发动机 22 的目标转速  $Ne^*$  和目标转矩  $Te^*$  发送给发动机 ECU24,并将马达 MG1、MG2 的转矩指令  $Tm1^*$ 、 $Tm2^*$  发送给马达 ECU30 (步骤 S610)。在执行了步骤 S610 的数据发送处理后,判断由计时器 78 计时的经过时间  $t$  是否大于等于转矩移换时间  $t_s$  (步骤 S620),如果经过时间  $t$  小于转矩移换时间  $t_s$ ,则再次执行步骤 S500 以后的处理。通过这样重复地执行步骤 S500 ~ S610 的处理,每当在步骤 S510 中设定要求转矩  $Tr^*$  等时,逐一计算出作为对马达 MG1、MG2 的变速前状态下的要求马达转矩的起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  和作为对马达 MG1、MG2 的变速后状态下的要求马达转矩的终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$ ,并基于起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  和终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$  来执行马达 MG1、MG2 之间的转矩的移换以使得在实质上从本例程开始后经过了转矩移换时间  $t_s$  的阶段马达 MG1、MG2 输出在与目标变速级数  $n^*$  相对应的变速后状态下被要求的转矩。然后,一旦在步骤 S620 中判断出经过时间  $t$  大于等于转矩移换时间  $t_s$ ,则将指令信号发送给离合器 C1 或 C2 的执行器 91 或 92 以解除对应于当前变速级数  $n$  的齿轮系与行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 的固定 (结合) 并将目标变速级数  $n^*$  设定为当前变速级数  $n$ ,并且停止计时器 78 并将标记  $F_x$  和换档标记  $F_{sc}$  分别设定为值 0 (步骤 S630),然后结束本例程。由此,能够切换动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 (行星齿轮架轴 45a) 与驱动轴 67 连结的状态和太阳齿轮 41 (第一马达轴 46) 与

驱动轴 67 连结的状态,将变速器 60 的变速状态(变速比)改变为与目标变速级数  $n^*$  相对应的状态。另外,在这样改变了变速器 60 的变速状态(变速比)之后,再次执行图 12 和图 13 的驱动控制例程。

$$[0097] \quad Tm1^* = ((ts-t) \cdot Tm1a+t \cdot Tm1b)/ts \quad \dots (15)$$

$$[0098] \quad Tm2^* = ((ts-t) \cdot Tm2a+t \cdot Tm2b)/ts \quad \dots (16)$$

[0099] 如上所述,实施例的混合动力汽车 20 具有变速器 60,该变速器 60 能够将动力分配统合机构 40 的行星齿轮架(第一元件)和太阳齿轮 41(第二元件)中的一者或双方选择性地与驱动轴 67 连结,并能够分别以预定的齿轮比  $G(1)$ 、 $G(3)$  或  $G(2)$ 、 $G(3)$  将来自行星齿轮架 45 的动力和来自太阳齿轮 41 的动力传递给驱动轴 67。并且,在混合动力汽车 20 中,当在以下期间内换档标记  $Fsc$  被设定为值 1(变速状态切换条件成立)、解除行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的一者与驱动轴 67 的连结并通过变速器 60 的与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系来连结行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的另一者与驱动轴 67 时,在使基于要求转矩  $Tr^*$  的转矩被输出给驱动轴 67 的同时,在执行了转速调整处理(图 13 的步骤 S240 ~ S340、或 S240 和 S360 ~ S440 等)之后使行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的另一者通过变速器 60 的与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系与驱动轴 67 连结(图 13 中的步骤 S350),所述期间是指在通过变速器 60 的与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系连结了行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的一者与驱动轴 67 的状态下发动机 22 运转、并且马达  $MG1$  和  $MG2$  被进行驱动控制的期间,所述转速调整处理是指使对应于此此前未通过变速器 60 与驱动轴 67 连结的太阳齿轮 41(第一马达轴 46)和行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)中的另一者的马达  $MG1$  或  $MG2$  的转速  $Nm1$  或  $Nm2$  与基于变速器 60 的齿轮比  $G(1) \sim G(4)$  和驱动轴 67 的转速(车速  $V$ )的目标转速  $Nm1^*$  或  $Nm2^*$  相一致。然后,在使基于要求转矩  $Tr^*$  的转矩被输出给驱动轴 67 的同时,在执行了动力移换处理(图 16 的步骤 S500 ~ S620)之后解除通过变速器 60 的与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系实现的行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的一者与驱动轴 67 的连结(图 16 的步骤 S630),所述动力移换处理是指:在通过变速器 60 的与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系和与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系将行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 这两者与驱动轴 67 连结了的状态下在马达  $MG1$ 、 $MG2$  之间移换转矩,使马达  $MG1$ 、 $MG2$  分别输出在仅行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的另一者与驱动轴 67 连结的变速后状态下应输出的转矩。这样,如果在通过变速器 60 连结了动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的一者与驱动轴 67 时执行上述转速调整处理,则能够在抑制了冲击的發生的情况下使此前未与驱动轴 67 连结的太阳齿轮 41(第一马达轴 46)和行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)中的另一者更恰当地与驱动轴 67 连结,实现行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 这两者与驱动轴 67 连结的第  $N$  同时结合状态。并且,如果在第  $N$  同时结合状态下执行了上述动力移换处理后解除行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的另一者与驱动轴 67 的连结,则能够在抑制了伴随着输出给驱动轴 67 的转矩的变动而产生的冲击的發生、并且不会对离合器  $C1$  和  $C2$  施加过量转矩的情况下更加恰当地切换动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)与驱动轴 67 连结的状态和太阳齿轮 41(第一马达轴 46)与驱动轴 67 连结的状态。因此,在实施例的混合动力汽车 20 中,能够更加恰当地切换动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 与驱动轴 67 的连结状态,从而能够在更宽的运转区域中提高动力的传递效率。

[0100] 另外,实施例的混合动力汽车 20 中的动力移换处理是指:当处于行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 这两者通过变速器 60 与驱动轴 67 连结之前的变速前状态时,将在设定了要求转矩  $Tr^*$  的定时根据该要求转矩  $Tr^*$  和基于要求转矩  $Tr^*$  的发动机 22 的目标转矩(要求内燃机转矩)  $Te^*$  确定的对马达 MG1、MG2 的要求马达转矩设定为起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$ (图 16 的步骤 S560 或 S580),当处于通过变速器 60 实现的行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的一者与驱动轴 67 的连结被解除了之后的变速后状态时,将在设定了要求转矩  $Tr^*$  的定时根据该要求转矩  $Tr^*$  和发动机 22 的目标转矩(要求内燃机转矩)  $Te^*$  确定的对马达 MG1、MG2 的要求马达转矩设定为终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$ (图 16 的步骤 S570 或 S590),并且控制发动机 22、马达 MG1 和 MG2,以使得发动机 22 输出基于目标转矩  $Te^*$  的转矩,并且由马达 MG1、MG2 输出的转矩分别从起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  改变为终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$ 。这样,在执行动力移换处理时,如果将基于预定定时的要求转矩  $Tr^*$  和发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  的变速前状态下的要求马达转矩作为起始点并将基于预定定时的要求转矩  $Tr^*$  和发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  的变速后状态下的要求马达转矩作为终点而使马达 MG1、MG2 输出的转矩改变,则能够更加恰当地执行动力移换处理,所述动力移换处理用于使马达 MG1、MG2 分别输出在仅行星齿轮架 45 和太阳齿轮 41 中的另一者与驱动轴 67 连结的变速后状态下应输出的转矩。并且,如果如上述实施例那样在执行动力移换处理期间每当设定要求转矩  $Tr^*$  时就逐一地计算出马达 MG1、MG2 的起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  和终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$  并使由马达 MG1、MG2 输出的转矩分别在转矩移换时间  $t_s$  内从起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  逐渐地改变为终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$ ,则能够在抑制了伴随着输出给驱动轴 67 的转矩的变动而产生的冲击并应对要求转矩  $Tr^*$  的变动的同时在马达 MG1、MG2 之间移换转矩。另外,如果每当设定要求转矩  $Tr^*$  时就逐一地计算出起始点转矩  $Tm1a$ 、 $Tm2a$  和终点转矩  $Tm1b$ 、 $Tm2b$ ,则即使向变速后状态的转换中断了,也能够在抑制了伴随着转矩的变动而产生的冲击并应对要求转矩  $Tr^*$  的变动的同时容易地返回到变速前状态。

[0101] 另外,在图 13 的驱动控制例程中,在通过步骤 S340 或 S450 判断出马达 MG1 或 MG2 的实际的转速  $Nm1$  或  $Nm2$  与目标转速  $Nm1^*$  或  $Nm2^*$  的偏差的绝对值小于等于预定值  $\alpha$  的时刻执行步骤 S350 的处理,但是不限于此。即,步骤 S340 或 S450 的处理也可以是判断上述偏差的绝对值处于预定范围内的状态是否持续了预定时间的处理。由此,能够在更可靠地使动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)或太阳齿轮 41(第一马达轴 46)与对应于目标变速级数  $n^*$  的齿轮系的齿轮的旋转同步之后固定行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 和对应于目标变速级数  $n^*$  的齿轮系。

[0102] 图 17 是例示出能够在上述混合动力汽车 20 中执行的其他的同时结合时驱动控制例程的流程图。该例程也是通过图 13 的步骤 S350 在以与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系连结了行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67 的状态下以与目标级数  $n^*$  相对应的齿轮系连结了第一马达轴 46 或行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67 之后由混合动力 ECU70 来执行。图 17 所示的同时结合时驱动控制例程与图 16 的例程同样地也包括步骤 S500 ~ S540、S550、S570、S590、S600 ~ S630 的处理,但是代替图 16 的步骤 S560、S580 的处理而在步骤 S540 之后包括以下步骤 S545 的处理:将转矩指令  $Tm1^*$  的上次值作为关于马达 MG1 的起始点转矩  $Tm1a$  来保持并将转矩指令  $Tm2^*$  的上次值作为关于马达 MG2 的起始点转矩  $Tm2a$  来设定、保持。根据图 17 可知,一旦在步骤 S540 中将标记  $F_x$  设定为值 1,则在本例程的下一

次执行时之后,在步骤 S530 中作出否定判断并跳过步骤 S540 和 S545 的处理。因此,步骤 S545 的处理仅在本例程刚开始后执行一次。由此,如果开始了图 17 的同时结合时驱动控制例程,则在经过了步骤 S500 ~ S540 的处理之后,将转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  的上一次值、即根据在即将通过变速器 60 将行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45)和太阳齿轮 41(第一马达轴 46)这两者与驱动轴 67 连结之前被设定了的要求转矩  $Tr^*$  和基于该要求转矩  $Tr^*$  的发动机 22 的目标转矩(要求内燃机转矩)  $Te^*$  确定的对马达 MG1、MG2 的要求马达转矩作为起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$  来设定、保持(步骤 S545)。并且,在执行动力移换处理期间、即重复执行本例程期间,每当设定要求转矩  $Tr^*$  时就基于该要求转矩  $Tr^*$  和发动机 22 的目标转矩  $Te^*$  计算出变速后状态下的马达 MG1、MG2 的终点转矩  $T_{m1b}$ 、 $T_{m2b}$ (步骤 S570 或 S590),并控制发动机、马达 MG1 和 MG2,以使得发动机 22 输出基于目标转矩  $Te^*$  的转矩,并且由马达 MG1、MG2 输出的转矩在转矩移换时间  $t_s$  内从通过仅在本例程刚开始之后执行一次的步骤 S545 设定、保持的起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$  逐渐地改变为逐一计算出的终点转矩  $T_{m1b}$ 、 $T_{m2b}$ (步骤 S600 ~ S620)。即使采用这样的图 17 的同时结合时驱动控制例程,也能够抑制了伴随着输出给驱动轴 67 的转矩的变动而产生的冲击并应对要求转矩  $Tr^*$  的变动的同时在马达 MG1、MG2 之间移换转矩。另外,如果像这样仅在同时结合时驱动控制例程(动力移换处理)刚开始后执行起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$  的设定,则能够减轻伴随着动力移换处理而产生的运算负担。

[0103] 图 18 是例示出能够在上述混合动力汽车 20 中执行的其他的同时结合时驱动控制例程的流程图。该例程也是通过图 13 的步骤 S350 在以与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系连结了行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67 的状态下以与目标级数  $n^*$  相对应的齿轮系连结了第一马达轴 46 或行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67 之后由混合动力 ECU70 来执行。图 18 所示的同时结合时驱动控制例程与图 17 的例程同样地也包括步骤 S500 ~ S545、S600 ~ S630 的处理,但是代替图 17 的步骤 S550、S570、S590 的处理而在步骤 S545 与 S600 之间包括目标变速级数  $n^*$  的判别处理(步骤 S555)和以下步骤 S575、S595 的处理:基于在步骤 S545 中设定、保持的起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$ 、以及变速前状态和变速后状态下的通过变速器 60 实现的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)或太阳齿轮 41(第一马达轴 46)与驱动轴 67 之间的变速比(与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  和与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$ )来设定马达 MG1、MG2 的终点转矩  $T_{m1b}$ 、 $T_{m2b}$ 。根据图 18 可知,一旦在步骤 S540 中将标记  $F_x$  设定为值 1,则在本例程的下一执行时之后,在步骤 S530 中作出否定判断并跳过步骤 S540 ~ S555、以及 S575 或 S595 的处理。因此,步骤 S540 ~ S555、以及 S575 或 S595 的处理仅在本例程刚开始后执行一次。由此,如果开始了图 18 的同时结合时驱动控制例程,则在经过了步骤 S500 ~ S540 的处理之后,将转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  的上一次值、即根据在即将通过变速器 60 将行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45)和太阳齿轮 41(第一马达轴 46)这两者与驱动轴 67 连结之前被设定了的要求转矩  $Tr^*$  和基于该要求转矩  $Tr^*$  的发动机 22 的目标转矩(要求内燃机转矩)  $Te^*$  确定的对马达 MG1、MG2 的要求马达转矩作为起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$  来设定、保持(步骤 S545)。并且,根据目标变速级数  $n^*$  的值,基于在步骤 S545 中设定了的起始点转矩  $T_{m1a}$  和  $T_{m2a}$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  来设定马达 MG1、MG2 的终点转矩  $T_{m1b}$ 、 $T_{m2b}$ (步骤 S575 或 S595)。并且,在执行动力移换处理

期间、即重复执行本例程期间,控制发动机 22、马达 MG1 和 MG2,以使得发动机 22 输出基于在步骤 S520 中逐一设定的目标转矩  $T_e^*$  的转矩,并且由马达 MG1、MG2 输出的转矩在转矩移换时间  $t_s$  内从通过仅在本例程刚开始之后执行一次的步骤 S545、以及 S575 或 S595 设定、保持的起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$  逐渐地改变为终点转矩  $T_{m1b}$ 、 $T_{m2b}$ (步骤 S600 ~ S620)。如果采用这样的图 18 的同时结合时驱动控制例程,则虽然对要求转矩  $T_r^*$  的变动的应对稍微变差,但是能够在进一步减轻了伴随着动力移换处理而产生的运算负担并抑制了伴随着输出给驱动轴 67 的转矩的变动而产生的冲击的同时在马达 MG1、MG2 之间移换转矩。

[0104] 图 19 是例示出能够在上述混合动力汽车 20 中执行的其他的时驱动控制例程的流程图。该例程也是通过图 13 的步骤 S350 在以与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系连结了行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 与驱动轴 67 的状态下以与目标级数  $n^*$  相对应的齿轮系连结了第一马达轴 46 或行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67 之后由混合动力 ECU70 来执行。在执行图 19 所示的时驱动控制例程的情况下,混合动力 ECU70 的 CPU72 在与图 16 的步骤 S500 ~ S520 同样地执行了控制所需要的数据的输入处理(步骤 S700)、要求转矩  $T_r^*$  和要求功率  $P_e^*$  的设定(步骤 S710)、发动机 22 的目标转速  $N_e^*$  和目标转矩  $T_e^*$  的设定(步骤 S720)之后与图 17 的步骤 S545 同样地设定马达 MG1、MG2 的起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$ (步骤 S730),并判断在步骤 S700 中输入了的目标变速级数  $n^*$  为值 1 至 4 中的哪一个值(步骤 S740)。在目标变速级数  $n^*$  为值 2 或 4 的情况下,基于在步骤 S730 中设定了的起始点转矩  $T_{m1a}$  和  $T_{m2a}$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  并按照下式 (17) 和 (18) 来设定对马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$ (步骤 S750),并且基于动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  计算出第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$ (步骤 S760)。然后,基于设定了的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$ 、齿轮比  $G(n)$  和  $G(n^*)$ 、以及计算出的第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$  计算出作为输出给驱动轴 67 的转矩的推定值的推定输出转矩  $T_{est}$ (步骤 S770),然后判断在步骤 S710 中设定了的要求转矩  $T_r^*$  是否小于推定输出转矩  $T_{est}$ (步骤 S780)。如果要求转矩  $T_r^*$  小于推定输出转矩  $T_{est}$ ,则按照下式 (19) 来再次设定对马达 MG1 的转矩指令  $T_{m1}^*$  以不向驱动轴 67 输出过剩的转矩(步骤 S790)。另外,在要求转矩  $T_r^*$  大于等于推定输出转矩  $T_{est}$  的情况下,跳过步骤 S790 的处理。另外,在目标变速级数  $n^*$  为值 1 或 3 的情况下,基于在步骤 S730 中设定了的起始点转矩  $T_{m1a}$  和  $T_{m2a}$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  并按照下式 (20) 和 (21) 来设定对马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$ (步骤 S800),并且基于动力分配统合机构 40 的齿轮比  $\rho$ 、与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$ 、以及与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$  计算出第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$ (步骤 S810)。然后,基于设定了的转矩指令  $T_{m1}^*$  和  $T_{m2}^*$ 、齿轮比  $G(n)$  和  $G(n^*)$ 、以及计算出的第  $N$  固定变速比  $\gamma(N)$  计算出作为输出给驱动轴 67 的转矩的推定值的推定输出转矩  $T_{est}$ (步骤 S820),然后判断在步骤 S710 中设定了的要求转矩  $T_r^*$  是否小于推定输出转矩  $T_{est}$ (步骤 S830)。如果要求转矩  $T_r^*$  小于推定输出转矩  $T_{est}$ ,则按照下式 (22) 来再次设定对马达 MG2 的转矩指令  $T_{m2}^*$  以不向驱动轴 67 输出过剩的转矩(步骤 S840)。另外,在要求转矩  $T_r^*$  大于等于推定输出转矩  $T_{est}$  的情况下,跳过步骤 S840 的处理。在这样设定了发动机 22 的目标转速  $N_e^*$ 、目标转矩  $T_e^*$ 、马达 MG1、

MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  之后,将发动机 22 的目标转速  $N_e^*$  和目标转矩  $T_e^*$  发送给发动机 ECU24,并将马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  发送给马达 ECU30(步骤 S850)。然后,在步骤 S850 的数据发送处理后,向离合器 C1 或 C2 的执行器 91 或 92 发送指令信号以解除与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系与行星齿轮架轴 45a 或第一马达轴 46 的固定(结合),并将目标变速级数  $n^*$  设定为当前变速级数  $n$ ,将换挡标记  $F_{sc}$  设定为值 0(步骤 S860),然后结束本例程。这样,也可以将基于在即将通过变速器 60 实现第  $N$  同时结合状态之前设定了的要求转矩  $T_r^*$  和发动机 22 的目标转矩  $T_e^*$  的要求马达转矩(转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  的上次值)设定为起始点转矩  $T_{m1a}$ 、 $T_{m2a}$ ,并基于设定了的起始点转矩  $T_{m1a}$  和  $T_{m2a}$ 、以及变速前状态和变速后状态下的通过变速器 60 实现的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)或太阳齿轮 41(第一马达轴 46)与驱动轴 67 之间的变速比(与当前变速级数  $n$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n)$  和与目标变速级数  $n^*$  相对应的齿轮系的齿轮比  $G(n^*)$ )来设定对马达 MG1、MG2 的转矩指令  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$ (终点转矩),并控制发动机 22、马达 MG1、MG2,以使得发动机 22 输出基于目标转矩  $T_e^*$  的转矩,并且马达 MG1、MG2 输出基于转矩指令(终点转矩)  $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$  的转矩。由此,虽然可能会由于马达 MG1、MG2 的输出转矩的变动而多少产生一些冲击,但是能够在进一步减轻了运算负担的情况下迅速地切换动力分配统合机构 40 的行星齿轮架 45 与驱动轴 67 连结的状态和太阳齿轮 41 与驱动轴 67 连结的状态。

$$[0105] \quad T_{m1}^* = G(n)/G(n^*) \cdot T_{m2a} \quad \dots (17)$$

$$[0106] \quad T_{m2}^* = G(n^*)/G(n) \cdot T_{m1a} \quad \dots (18)$$

$$[0107] \quad T_{m1}^* = (T_r^* - T_{m2}^* \cdot G(n) - T_e^* \cdot \gamma(N))/G(n^*) \quad \dots (19)$$

$$[0108] \quad T_{m1}^* = G(n^*)/G(n) \cdot T_{m2a} \quad \dots (20)$$

$$[0109] \quad T_{m2}^* = G(n)/G(n^*) \cdot T_{m1a} \quad \dots (21)$$

$$[0110] \quad T_{m2}^* = (T_r^* - T_{m1}^* \cdot G(n) - T_e^* \cdot \gamma(N))/G(n^*) \quad \dots (22)$$

[0111] 另外,混合动力汽车 20 具有构成为齿轮比  $\rho$  为值 0.5 的动力分配统合机构 40,但是不限于此,动力分配统合机构也可以构成为齿轮比  $\rho$  为值 0.5 以外的值。图 20 表示了具有动力分配统合机构 40A 的混合动力汽车 20A,所述动力分配统合部件 40A 是齿轮比  $\rho$  小于值 0.5 的双小齿轮式行星齿轮机构。该混合动力汽车 20A 具有配置在动力分配统合机构 40A 与发动机 22 之间的减速齿轮机构 50。减速齿轮机构 50 是以下的单小齿轮式行星齿轮机构,该单小齿轮式行星齿轮机构包括:太阳齿轮 51,经由第二马达轴 55 与马达 MG2 的转子连接,为外齿齿轮;内啮合齿轮 52,与该太阳齿轮 51 配置在同心圆上并固定在动力分配统合机构 40A 的行星齿轮架 45 上,为内齿齿轮;多个小齿轮 53,与太阳齿轮 51 和内啮合齿轮 52 这两者啮合;以及行星齿轮架 54,可自由自转并可自由公转地保持多个小齿轮 53,并且相对于变速箱固定。通过这样的减速齿轮机构 50 的作用,来自马达 MG2 的动力被减速后被输入给动力分配统合机构 40A 的行星齿轮架 45,并且来自行星齿轮架 45 的动力被增速后被输入给马达 MG2。当如上所述采用作为齿轮比  $\rho$  小于值 0.5 的双小齿轮式行星齿轮机构的动力分配统合机构 40A 时,来自发动机 22 的转矩对于行星齿轮架 45 的分配比率相对于太阳齿轮 41 的分配比率大。因此,通过在动力分配统合机构 40A 的行星齿轮架 45 与马达 MG2 之间配置减速齿轮机构 50,能够实现马达 MG2 的小型化并降低其动力损失。另外,如果如实施例那样将减速齿轮机构 50 配置在马达 MG2 与动力分配统合机构 40A 之间并使其与动力分配统合机构 40A 一体化,则能够进一步使动力输出装置小型化。另外,在图 20 的

例子中,如果将减速齿轮机构 50 构成为:当动力分配统合机构 40A 的齿轮比为  $\rho$  时,减速齿轮机构 50 的减速比(太阳齿轮 51 的齿数/内啮合齿轮 52 的齿数)为  $\rho/(1-\rho)$  附近的值,则能够使马达 MG1 和 MG2 的规格相同,因此能够提高混合动力车辆 20A 和安装在其上的动力输出装置的生产率并降低成本。

[0112] 另外,上述混合动力车辆 20、20A 也可以代替动力分配统合机构 40、40A 而具有作为以下的行星齿轮机构而构成的动力分配统合机构,该行星齿轮机构包括:第一太阳齿轮和第二太阳齿轮,具有互不相同的齿数;以及行星齿轮架,保持至少一个阶梯齿轮,该阶梯齿轮通过连结与第一太阳齿轮啮合的第一小齿轮和与第二太阳齿轮啮合的第二小齿轮而构成。另外,在上述混合动力车辆 20、20A 中,离合器 C0 设置在动力分配统合机构 40、40A 的作为第二元件的太阳齿轮 41 与作为第二电动机的马达 MG1 之间并执行两者的连接和该连接的解除,但是不限于此。即,离合器 C0 也可以设置在动力分配统合机构 40、40A 的作为第一元件的行星齿轮架 45 与作为第一电动机的马达 MG2 之间并执行两者的连接和该连接的解除,或者还可以设置在动力分配统合机构 40、40A 的作为第三元件的内啮合齿轮 42 与发动机 22 的曲轴 26 之间并执行两者的连接和该连接的解除。

[0113] 另外,实施例的变速器 60 是包括以下部件的平行轴式变速器:第一变速机构,具有一档齿轮系和三档齿轮系,该一档齿轮系和三档齿轮系是能够将动力分配统合机构 40 的作为第一元件的行星齿轮架 45 与驱动轴 67 连结的平行轴式齿轮系;以及第二变速机构,具有二档齿轮系和四档齿轮系,该二档齿轮系和四档齿轮系是能够将马达 MG1 的第一马达轴 46 与驱动轴 67 连结的平行轴式齿轮系。但是,在实施例的混合动力车辆 20 中,也可以代替平行轴式的变速器 60 而采用行星齿轮式的变速器。

[0114] 图 21 是表示能够应用于上述混合动力车辆 20、20A 的行星齿轮式的变速器 100 的简要构成图。该图所示的变速器 100 也能够多级地设定变速状态(变速比)并包括:第一变速用行星齿轮机构 110,能够将动力分配统合机构 40 的作为第一元件的行星齿轮架 45(行星齿轮架轴 45a)与驱动轴 67 连结;第二变速用行星齿轮机构 120,能够将马达 MG1 的第一马达轴 46(太阳齿轮 41)与驱动轴 67 连接;制动器 B1(第一固定机构),相对于第一变速用行星齿轮机构 110 设置;制动器 B2(第二固定机构),相对于第二变速用行星齿轮机构 120 设置;以及制动器 B3(第三固定机构)和离合器 C1(变速用连接断开机构)等。第一变速用行星齿轮机构 110 和制动器 B1 构成了变速器 100 的第一变速机构,第二变速用行星齿轮机构 120 和制动器 B2 构成了变速器 100 的第二变速机构。如图 21 所示,第一变速用行星齿轮机构 110 是以下的单小齿轮式行星齿轮机构,该单小齿轮式行星齿轮机构包括:太阳齿轮(输入元件)111,与行星齿轮架轴 45a 连接;内啮合齿轮(可固定元件)112,与该太阳齿轮 111 配置在同心圆上,为内齿齿轮;以及行星齿轮架(输出元件)114,保持多个与太阳齿轮 111 和内啮合齿轮 112 这两者啮合的小齿轮 113 并与驱动轴 67 连接。另外,第二变速用行星齿轮机构 120 是以下的单小齿轮式行星齿轮机构,该单小齿轮式行星齿轮机构包括:太阳齿轮(输入元件)121,与第一马达轴 46 连接;内啮合齿轮(可固定元件)122,与该太阳齿轮 121 配置在同心圆上,为内齿齿轮;以及与第一变速用行星齿轮机构 110 共用的行星齿轮架(输出元件)114,保持多个与太阳齿轮 121 和内啮合齿轮 122 这两者啮合的小齿轮 123。在图 21 的例子中,第二变速用行星齿轮机构 120 与第一变速用行星齿轮机构 110 同轴地并列设置,并且比该第一变速用行星齿轮机构 110 靠近车辆前方,第二变速用行星

齿轮机构 120 的齿轮比  $\rho_2$  (太阳齿轮 121 的齿数 / 内啮合齿轮 122 的齿数) 被设定成比第一变速用行星齿轮机构 110 的齿轮比 (太阳齿轮 111 的齿数 / 内啮合齿轮 112 的齿数)  $\rho_1$  大一些。制动器 B1 能够将第一变速用行星齿轮机构 110 的内啮合齿轮 112 相对于变速箱无法旋转地固定, 并且能够断开该内啮合齿轮 112 而使其可以自由旋转。另外, 制动器 B2 能够将第二变速用行星齿轮机构 120 的内啮合齿轮 122 相对于变速箱无法旋转地固定, 并且能够断开该内啮合齿轮 122 而使其可以自由旋转。另外, 制动器 B3 能够经由固定在第一马达轴 46 上的定子 130 将第一马达轴 46、即动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 相对于变速箱无法旋转地固定, 并且能够断开定子 130 而使第一马达轴 46 可以自由地旋转。另外, 离合器 C1 能够进行第一变速用行星齿轮机构 110 的作为输出元件的行星齿轮架 114 与作为可固定元件的内啮合齿轮 112 的连接和该连接的解除。这些制动器 B1、B2、B3 和离合器 C1 分别由未图示的电磁式、电气式、或油压式的执行器驱动。这样构成的变速器 100 与平行轴式的变速器相比能够减小轴向和径向上的尺寸。另外, 第一变速用行星齿轮机构 110 和第二变速用行星齿轮机构 120 能够与发动机 22、马达 MG1、MG2、以及动力分配统合机构 40 同轴地配置在它们的下游侧, 因此如果使用变速器 100, 则能够简化轴承并减少轴承的数量。

[0115] 另外, 在该变速器 100 中, 能够如下地来多级地设定变速状态 (变速比)。即, 如果通过制动器 B1 将第一变速用行星齿轮机构 110 的内啮合齿轮 112 相对于变速箱无法旋转地固定, 则能够以基于第一变速用行星齿轮机构 110 的齿轮比  $\rho_1$  的变速比 ( $\rho_1 / (1 + \rho_1)$ ) 对来自行星齿轮架轴 45a 的动力进行变速后传递给驱动轴 67 (将该状态称为“第一变速状态 (一档)”)。另外, 如果通过制动器 B2 将第二变速用行星齿轮机构 120 的内啮合齿轮 122 相对于变速箱无法旋转地固定, 则能够以基于第二变速用行星齿轮机构 120 的齿轮比  $\rho_2$  的变速比 ( $\rho_2 / (1 + \rho_2)$ ) 对来自第一马达轴 46 的动力进行变速后传递给驱动轴 67 (将该状态称为“第二变速状态 (二档)”)。另外, 如果通过离合器 C1 连接第一变速用行星齿轮机构 110 的行星齿轮架 114 和内啮合齿轮 112, 则构成第一变速用行星齿轮机构 110 的太阳齿轮 111、内啮合齿轮 112、以及行星齿轮架 114 实质上被锁定而一体地旋转, 因此能够将来自行星齿轮架轴 45a 的动力以变速比 1 传递给驱动轴 67 (将该状态称为“第三变速状态 (三档)”)。并且, 在变速器 100 中, 如果在上述第一变速状态下通过构成第二变速机构的制动器 B2 来固定内啮合齿轮 122, 则将行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者与驱动轴 67 连结, 从而能够将来自发动机 22 的动力或来自马达 MG1 和 MG2 中的至少一者的动力以固定变速比 (第一转换变速比) 机械地 (直接地) 传递给驱动轴 67 (将该状态称为“一档 - 二档同时结合状态”或“第一同时结合状态”)。另外, 即使在上述第二变速状态下通过离合器 C1 连接与离合器 C1 相对应的第一变速用行星齿轮机构 110 的行星齿轮架 114 和内啮合齿轮 112, 也能够将第一马达轴 46 和行星齿轮架 45 这两者与驱动轴 67 连结, 从而能够以与上述一档 - 二档同时结合状态不同的固定变速比 (第二固定变速比) 将来自发动机 22 的动力或来自马达 MG1 和 MG2 中的至少一者的动力机械地 (直接地) 传递给驱动轴 67 (将该状态称为“二档 - 三档同时结合状态”或“第二同时结合状态”)。另外, 如果在上述第三变速状态下通过制动器 B3 经由固定在第一马达轴 46 上的定子 130 将第一马达轴 46、即动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 相对于变速箱无法旋转地固定, 则能够以与上述一档 - 二档同时结合状态或二档 - 三档同时结合状态不同的、小于值 1 的固定变



速比  $(1/1-\rho)$  将来自发动机 22 或马达 MG2 的动力增速后机械地（直接地）传递给驱动轴 67（该状态也是同时结合状态的一个方式，称为“三档 OD(over drive, 超速档) 状态”）。这样，即使采用行星齿轮式的变速器 100，也能够获得与使用平行轴式的变速器 60 时相同的作用效果。

[0116] 另外，图 22 是表示能够应用于上述混合动力车辆 20、20A 的其他行星齿轮式变速器 200 的简要构成图。该图所示的变速器 200 也能够多级地设定变速状态（变速比）并包括变速用差动旋转机构（减速单元）201、离合器 C11 和 C12。变速用差动旋转机构 201 是以下的单小齿轮式行星齿轮机构，该单小齿轮式行星齿轮机构包括：太阳齿轮 202，为输入元件；内啮合齿轮 203，被相对于变速箱无法旋转地固定，与太阳齿轮 202 配置在同心圆上，并且为固定元件；以及行星齿轮架 205，保持多个与太阳齿轮 202 和内啮合齿轮 203 这两者啮合的小齿轮 204，并且为输出元件。离合器 C11 包括：第一结合部 211，设置在第一马达轴 46 的顶端；第二结合部 212，设置在行星齿轮架轴 45a 上；第三结合部 213，设置在与变速用差动旋转机构 201 的太阳齿轮 202 连接的中空的太阳齿轮轴 202a 上；第一可动结合部件 214，能够与第一结合部 211 和第三结合部 213 这两者结合，并且配置成能够在第一马达轴 46 和行星齿轮架轴 45a 等的轴向上移动；以及第二可动结合部件 215，能够与第二结合部 212 和第三结合部 213 这两者结合，并且配置成能够在轴向上移动。第一可动结合部件 214 和第二可动结合部件 215 分别由未图示的电磁式、电气式、或油压式执行器驱动，通过适当地驱动第一可动结合部件 214 和第二可动结合部件 215，能够将第一马达轴 46 和行星齿轮架轴 45a 中的一者或两者选择性地与变速用差动旋转机构 201 的太阳齿轮 202 连结。另外，离合器 C12 包括：第一结合部 221，设置在与变速用差动旋转机构 201 的作为输出元件的行星齿轮架 205 连接并向车辆后方延伸的中空的行星齿轮架轴 205a 的顶端；第二结合部 222，设置在通过太阳齿轮轴 202a 和行星齿轮架轴 205a 而延伸的行星齿轮架轴 45a 上；第三结合部 223，设置在驱动轴 67 上；第一可动结合部件 224，能够与第一结合部 221 和第三结合部 223 这两者结合，并且配置成能够在第一马达轴 46 和行星齿轮架轴 45a 等的轴向上移动；以及第二可动结合部件 225，能够与第二结合部 222 和第三结合部 223 这两者结合，并且配置成能够在轴向上移动。第一可动结合部件 224 和第二可动结合部件 225 分别由未图示的电磁式、电气式、或油压式执行器驱动，通过适当地驱动第一可动结合部件 224 和第二可动结合部件 225，能够将行星齿轮架轴 205a 和行星齿轮架轴 45a 中的一者或两者选择性地与驱动轴 67 连结。

[0117] 另外，在该变速器 200 中，能够如下地来多级地设定变速状态（变速比）。即，如果通过离合器 C11 将行星齿轮架轴 45a 与变速用差动旋转机构 201 的太阳齿轮 202 连接并通过离合器 C12 将行星齿轮架轴 205a 与驱动轴 67 连结，则能够以基于变速用差动旋转机构 201 的齿轮比的变速比对来自行星齿轮架轴 45a 的动力进行变速后传递给驱动轴 67（将该状态称为“第一变速状态（一档）”）。另外，如果通过离合器 C11 将第一马达轴 46 与变速用差动旋转机构 201 的太阳齿轮 202 连接并通过离合器 C12 将行星齿轮架轴 205a 与驱动轴 67 连结，则能够以基于变速用差动旋转机构 201 的齿轮比的变速比对来自第一马达轴 46 的动力进行变速后传递给驱动轴 67（将该状态称为“第二变速状态（二档）”）。另外，如果使离合器 C11 成为断开状态而使行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 均不与太阳齿轮轴 202a 连结并通过离合器 C12 将行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67 连结，则能够以变速比 1 将

来自行星齿轮架轴 45a 的动力传递给驱动轴 67(将该状态称为“第三变速状态(三档)”)。并且,在变速器 200 中,如果通过离合器 C11 将行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者与驱动轴 67 连结并通过离合器 C12 将行星齿轮架轴 205a 与驱动轴 67 连结,则能够将来自发动机 22 的动力或来自马达 MG1 和 MG2 中的至少一者的动力以固定变速比(第一固定变速比)机械地(直接地)传递给驱动轴 67(将该状态称为“一档-二档同时结合状态”或“第一同时结合状态”)。另外,如果通过离合器 C11 将行星齿轮架轴 45a 和第一马达轴 46 这两者与驱动轴 67 连结并通过离合器 C12 将行星齿轮架轴 45a 与驱动轴 67 连结,则能够以与上述一档-二档同时结合状态不同的固定变速比(第二固定变速比)将来自发动机 22 的动力或来自马达 MG1 和 MG2 中的至少一者的动力机械地(直接地)传递给驱动轴 67(将该状态称为“二档-三档同时结合状态”或“第二同时结合状态”)。另外,如果在上述第三变速状态下通过未图示的制动器将第一马达轴 46、即动力分配统合机构 40 的作为第二元件的太阳齿轮 41 相对于变速箱无法旋转地固定,则能够以与上述一档-二档同时结合状态或二档-三档同时结合状态不同的固定变速比将来自发动机 22 的动力、来自马达 MG2 的动力机械地(直接地)传递给驱动轴 67(该状态也是同时结合状态的一个方式,称为“三档固定状态”)。这样,即使采用行星齿轮式的变速器 200,也能够获得与使用平行轴式的变速器 60 时相同的作用效果。

[0118] 图 23 是表示变形例的混合动力车辆 20B 的简要构成图。上述混合动力车辆 20、20A 作为后轮驱动车辆而构成,与此相对变形例的混合动力车辆 20B 作为驱动前轮 69c、69d 的前轮驱动车辆而构成。如图 23 所示,混合动力车辆 20B 包括作为单小齿轮式行星齿轮机构的动力分配统合机构 10,该动力分配统合机构 10 包括:太阳齿轮 11;内啮合齿轮 12,与该太阳齿轮 11 配置在同心圆上;以及行星齿轮架 14,保持多个小齿轮 13,该小齿轮 13 与太阳齿轮 11 和内啮合齿轮 12 这两者啮合。在该情况下,发动机 22 被横向配置,发动机 22 的曲轴 26 与动力分配统合机构 10 的作为第三元件的行星齿轮架 14 连接。另外,在动力分配统合机构 10 的作为第一元件的内啮合齿轮 12 上连接有中空的内啮合齿轮轴 12a,在该内啮合齿轮轴 12a 上经由作为平行轴式齿轮系的减速齿轮机构 50B 和与第一马达轴 46 平行地延伸的第二马达轴 55 连接有马达 MG2。并且,能够通过离合器 C1 将构成变速器 60 的第一变速机构的一档齿轮系(齿轮 61a)和三档齿轮系(齿轮 63a)中的一者选择性地固定在内啮合齿轮轴 12a 上。另外,在动力分配统合机构 10 的作为第二元件的太阳齿轮 11 上连接有太阳齿轮轴 11a,该太阳齿轮轴 11a 通过中空的内啮合齿轮轴 12a 而与离合器 C0 连接,并能够通过该离合器 C0 与第一马达轴 46、即马达 MG1 连接。并且,能够使用离合器 C2 将构成变速器 60 的第二变速机构的二档齿轮系(齿轮 62a)和四档齿轮系(齿轮 64a)中的一者选择性地固定在第一马达轴 46 上。这样,本发明的混合动力车辆也可以作为前轮驱动车辆而构成。

[0119] 另外,不言而喻可以根据行驶状态等来分开使用图 16 至图 19 的同时结合时驱动控制例程。另外,上述混合动力汽车 20、20A、20B 均可以构成为基于后轮驱动或基于前轮驱动的四轮驱动车辆。并且,在上述实施例或变形例中说明了将动力输出装置安装在混合动力汽车 20、20A、20B 上,但是本发明的动力输出装置也可以安装在除了汽车以外的车辆、船舶、航空器等移动体上,或者还可以组装到建设设备等固定设备中。

[0120] 在这里,说明上述实施例和变形例的主要元件与发明内容部分所记载的发明的主

要元件之间的对应关系。即,在上述实施例和变形例中,发动机 22 相当于“内燃机”,能够输入输出动力的马达 MG2 相当于“第一电动机”,能够输入输出动力的马达 MG1 相当于“第二电动机”,能够与马达 MG1、MG2 交换电力的蓄电池 35 相当于“蓄电单元”,动力分配统合机构 40、40A、10 相当于“动力分配统合机构”,变速器 60、100、200 相当于“变速传递单元”,执行图 12 的步骤 S110、图 16 ~ 图 18 的步骤 S510、图 19 的步骤 S710 的处理的混合动力 ECU70 相当于“要求动力设定单元”,执行图 12 和图 13 的驱动控制例程和图 16 ~ 图 19 中的一种同时结合时驱动控制例程的混合动力 ECU70、按照来自混合动力 ECU70 的指令来控制发动机 22 的发动机 ECU24、以及按照来自混合动力 ECU70 的指令来控制马达 MG1、MG2 的马达 ECU30 的组合相当于“控制单元”。

[0121] 但是,“内燃机”不限于接受汽油或轻油等烃系燃料的供应而输出动力的内燃机 22,也可以是如氢发动机这样的其他任何形式的发动机。“第一电动机”和“第二电动机”不限于如马达 MG1、MG2 这样的同步发电电动机,也可以是如感应电动机这样的其他任何形式的电动机。“蓄电单元”不限于如蓄电池 35 这样的二次电池,只要能够与电力动力输入输出单元和电动机交换电力,则可以是如电容器这样的其他任何形式的蓄电单元。“动力分配统合机构”可以是满足以下条件的其他任何形式的机构:具有与第一电动机的旋转轴连接的第一元件、与第二电动机的旋转轴连接的第二元件、以及与内燃机的内燃机轴连接的第三元件,并且将基于对这三个元件中的两个输入输出的动力的动力对剩余的一个输入输出。“变速传递单元”可以是满足以下条件的其他任何形式的单元:能够将动力分配统合机构的第一和第二元件中的一者或双方选择性地与驱动轴连结,并且能够将来自第一元件的动力和来自第二元件的动力分别以预定的变速比传递给驱动轴。“要求动力设定单元”不限于基于加速器开度 Acc 和车速 V 来设定要求转矩  $T^*$  的单元,只要是根据驾驶者的驱动力要求操作来设定要求动力的话,则可以是仅基于加速器开度 Acc 来设定要求转矩等的其他任何形式的单元。“控制单元”可以是满足以下条件的如单一的电子控制单元那样的其他任何形式的单元:当在以下期间内预定的变速状态切换条件成立了时,控制内燃机、第一和第二电动机、以及变速传递单元,以使得伴随着转速调整处理、第一和第二元件中的另一者与驱动轴的连结、动力移换处理、第一和第二元件中的一者与驱动轴的连结的解除,基于要求动力的动力被输出给驱动轴,所述期间是指在第一和第二元件中的一者与驱动轴通过变速传递单元连结的状态下内燃机运转、并且第一和第二电动机被进行驱动控制的期间。无论如何,在这些实施例和变形例的主要元件与发明内容部分所记载的发明的主要元件之间的对应关系中,实施例是用于具体地说明用于实施发明内容部分所记载的发明的最佳方式的一个例子,因此并非用于限定发明内容部分所记载的发明的元件。即,实施例只不过是发明内容部分所记载的发明的一个具体的例子,对发明内容部分所记载的发明的解释应当基于该部分的记载来进行。

[0122] 以上使用实施例说明了本发明的实施方式,但是本发明不受上述实施例的任何限制,不言而喻可以在不脱离本发明的主旨的范围内进行各种变更。

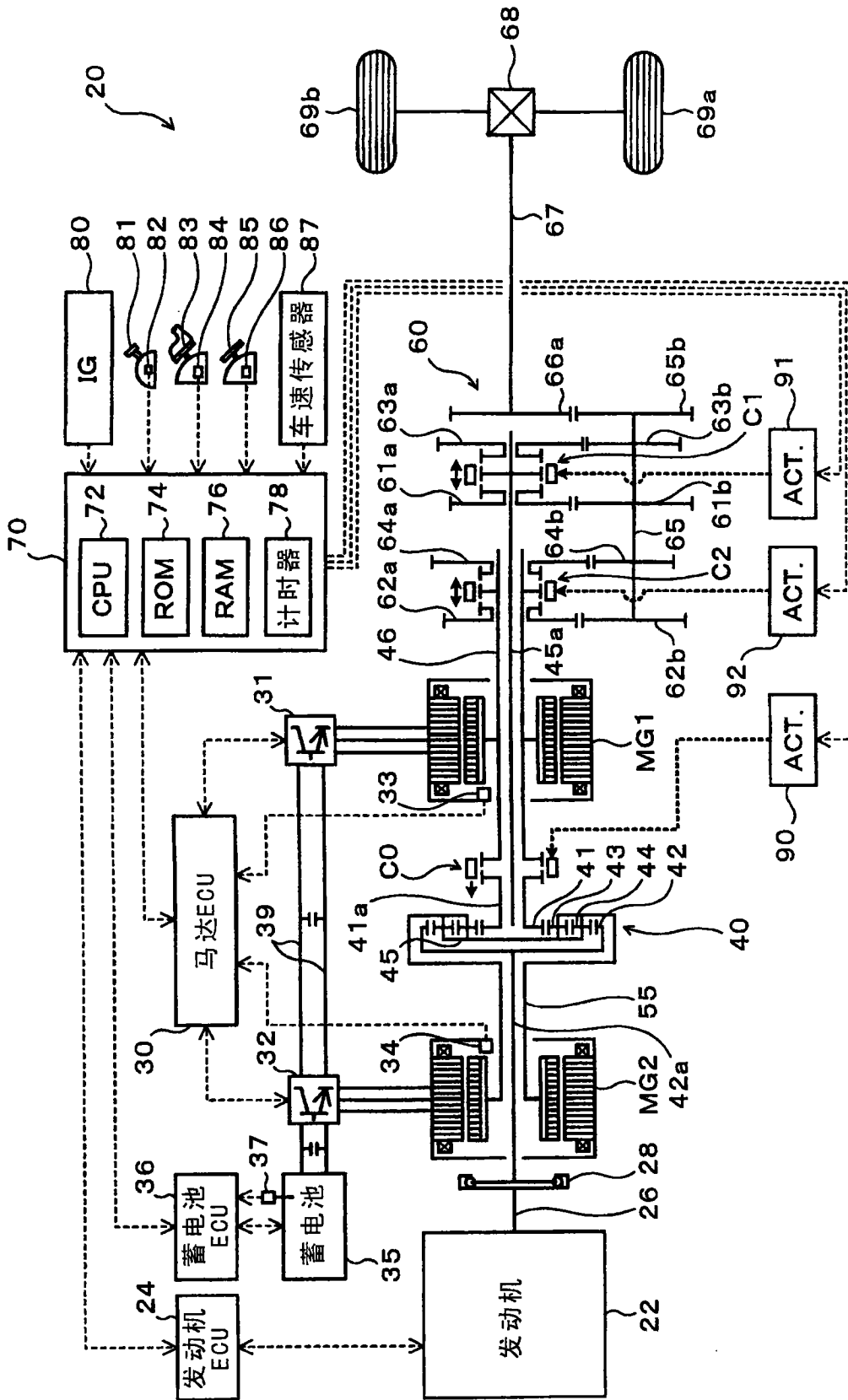


图1

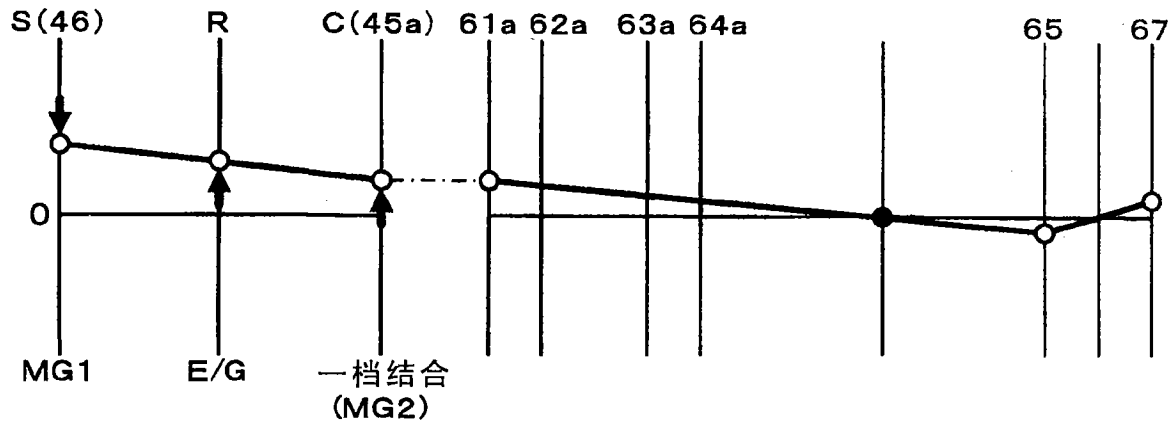


图 2

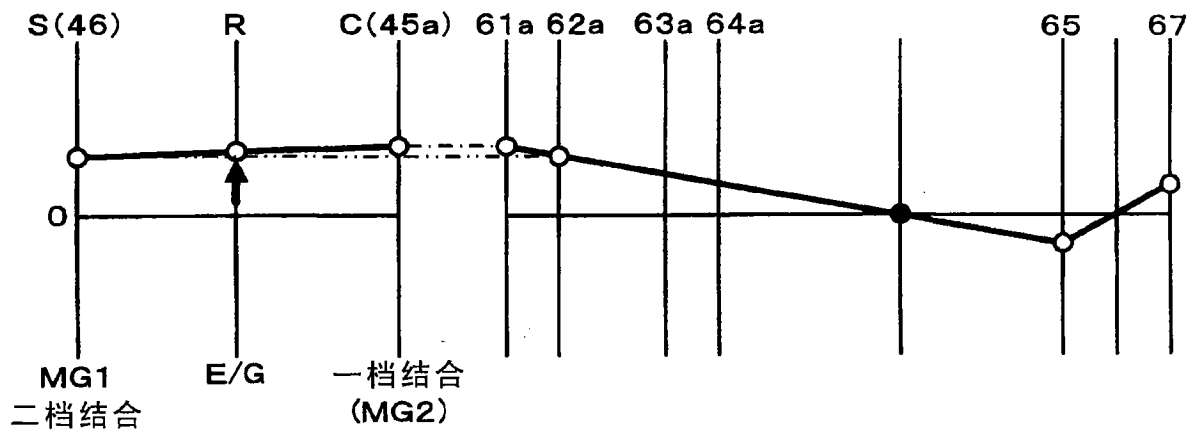


图 3

[图4]

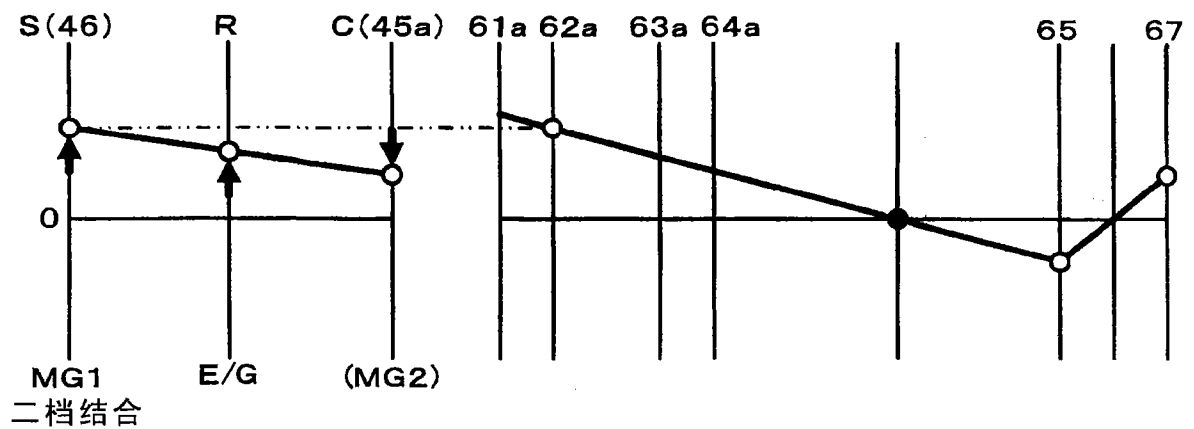


图 4

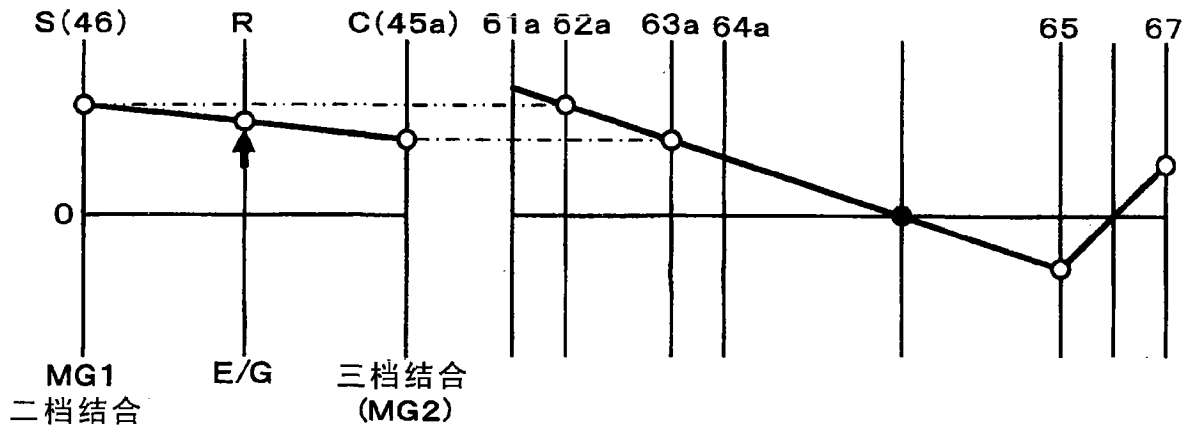


图 5

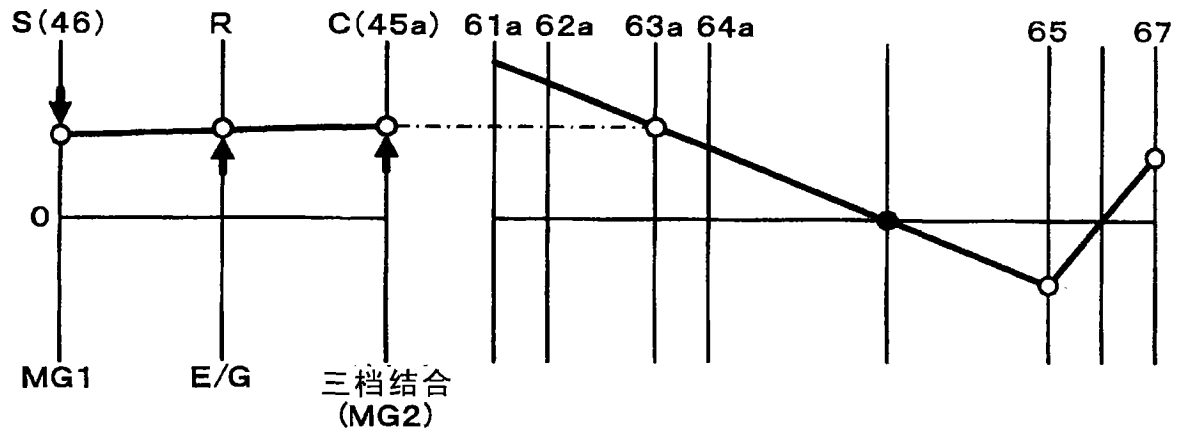


图 6

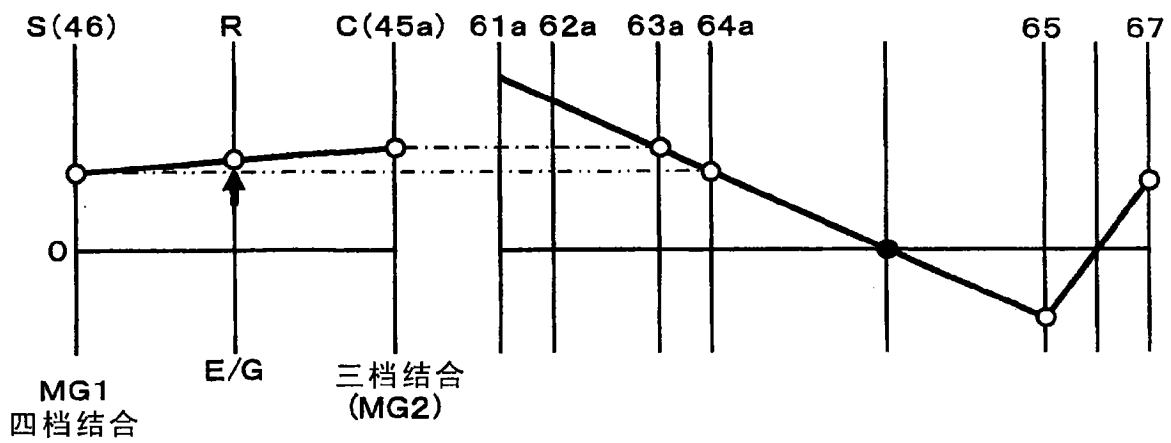


图 7

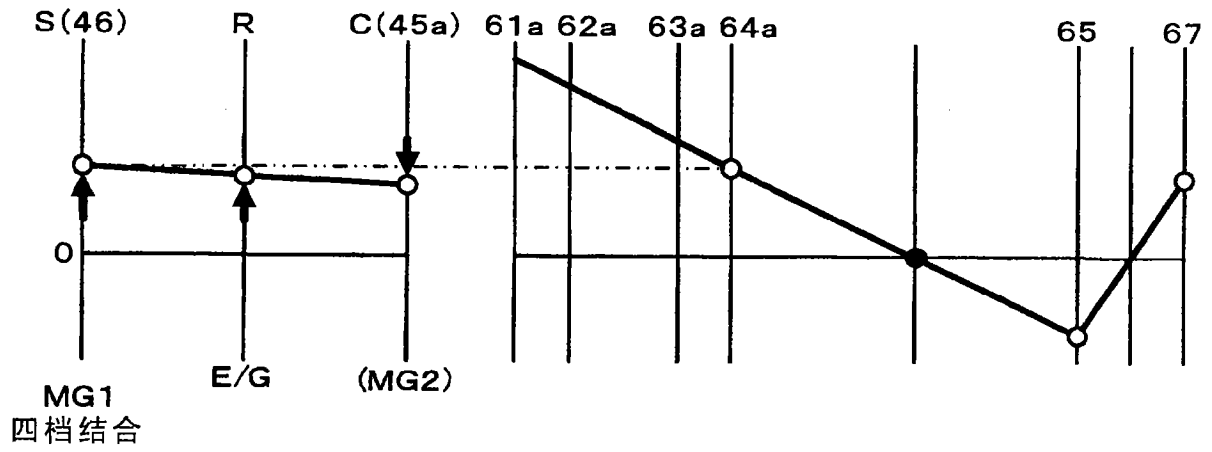


图 8

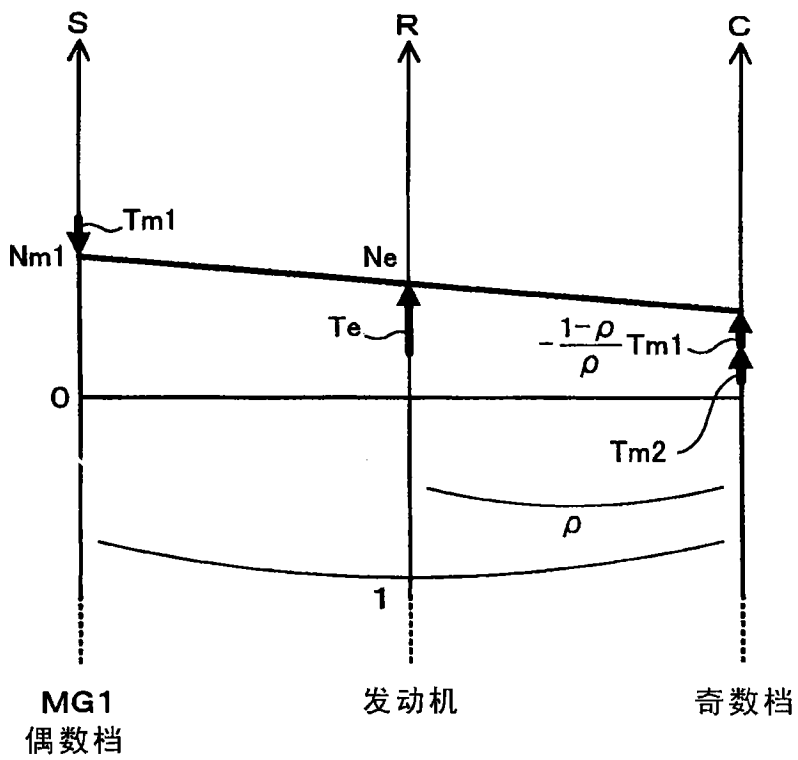


图 9

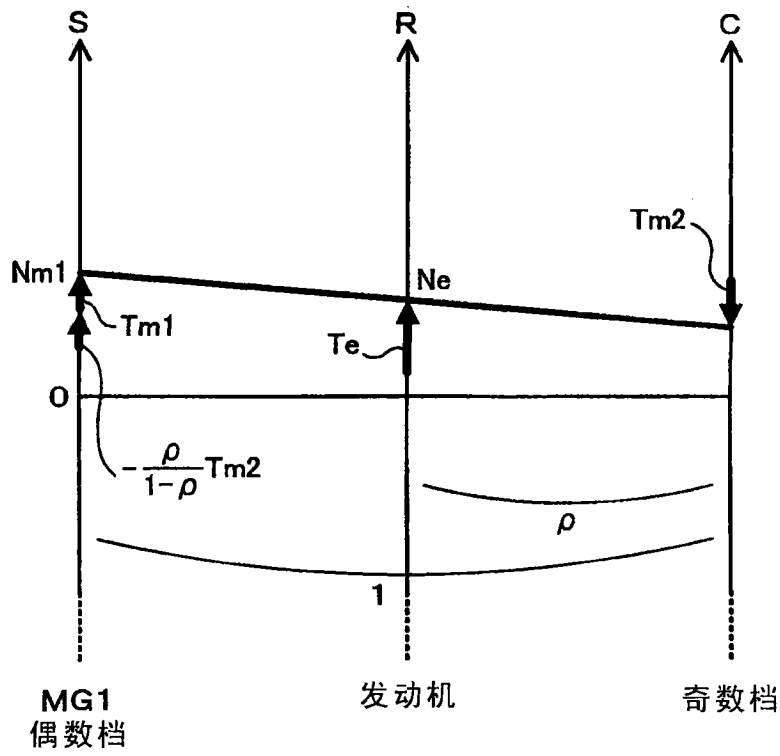


图 10

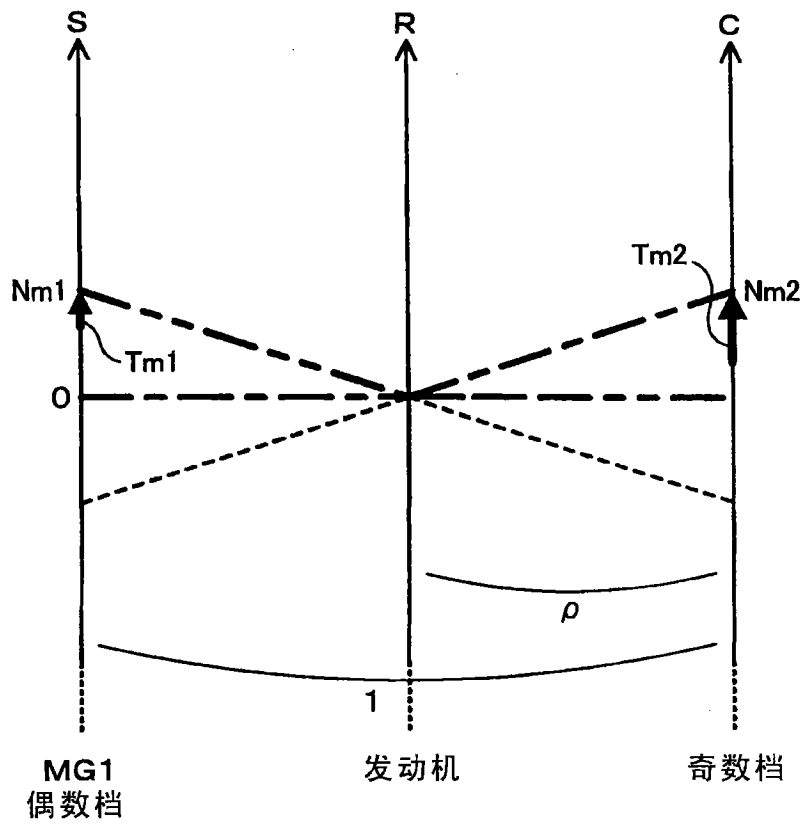


图 11



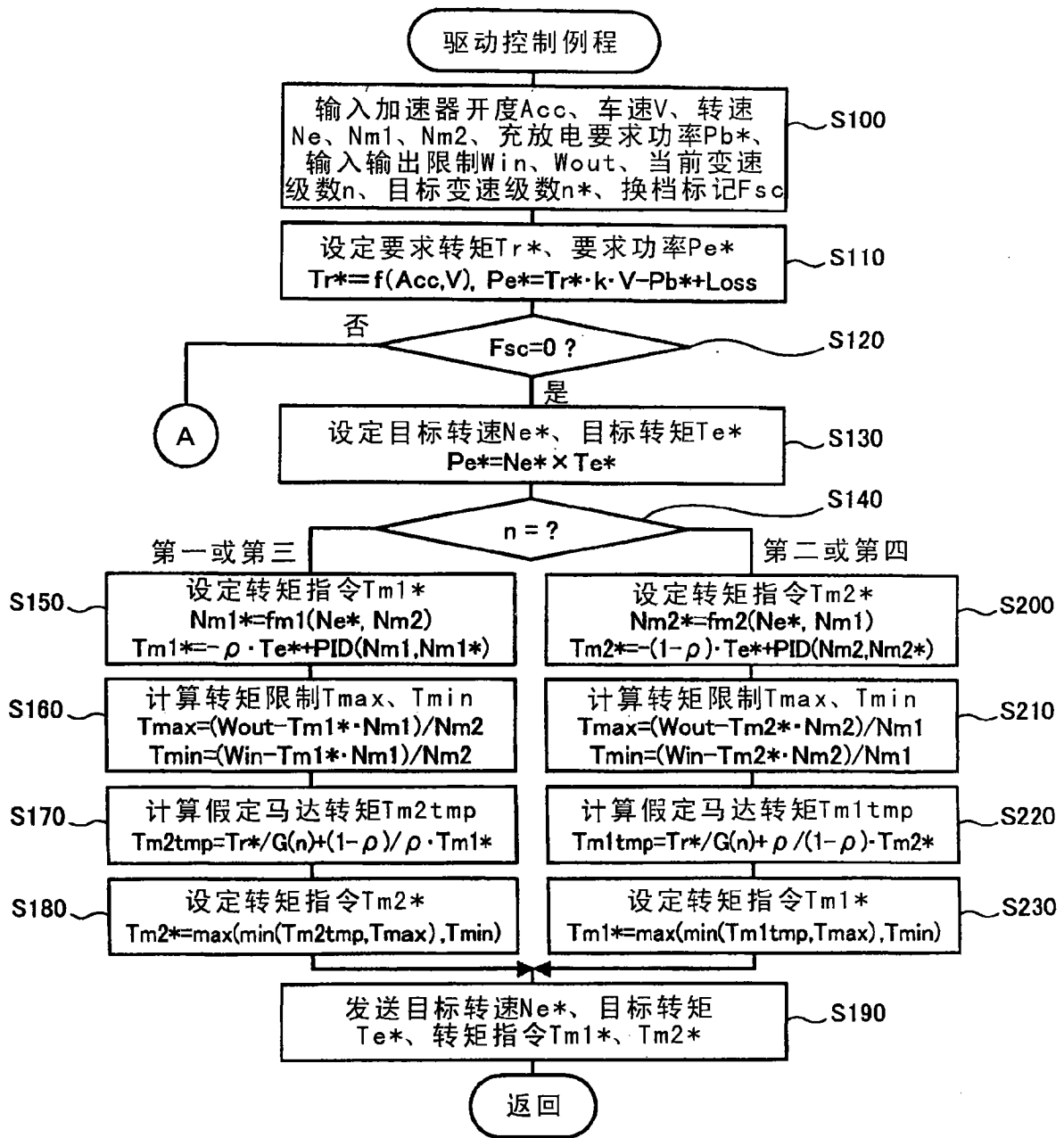


图 12

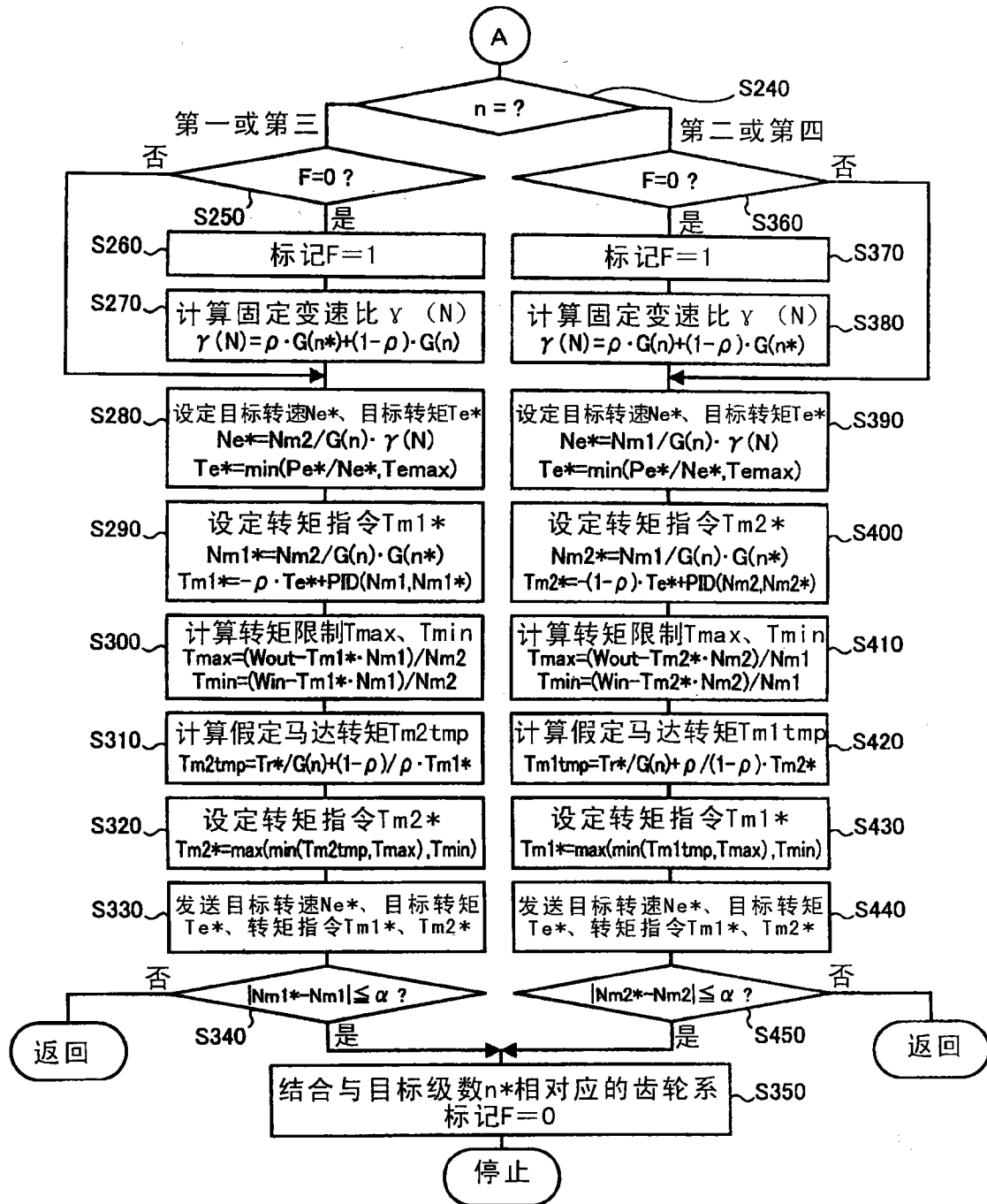


图 13

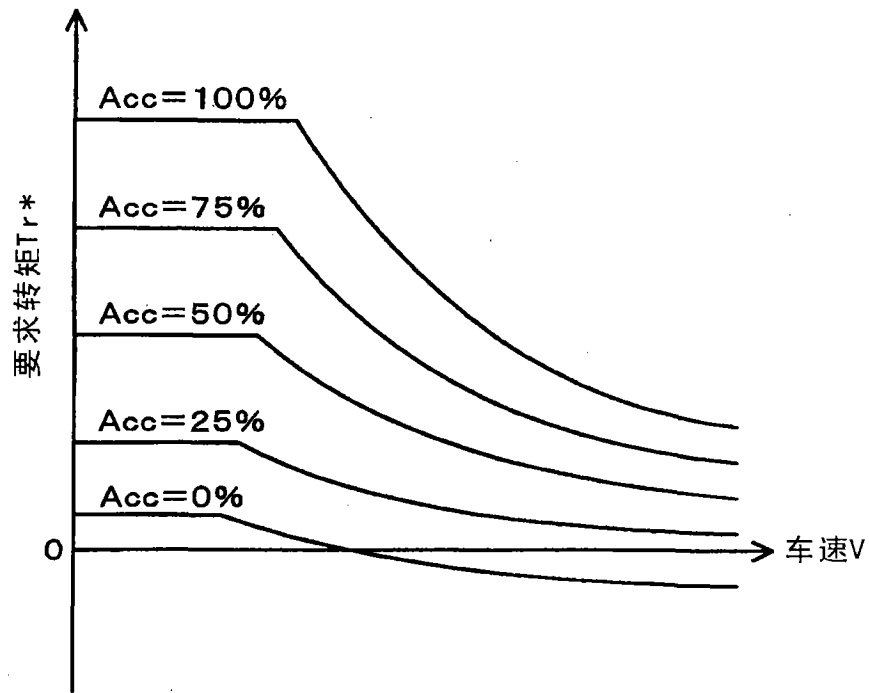


图 14

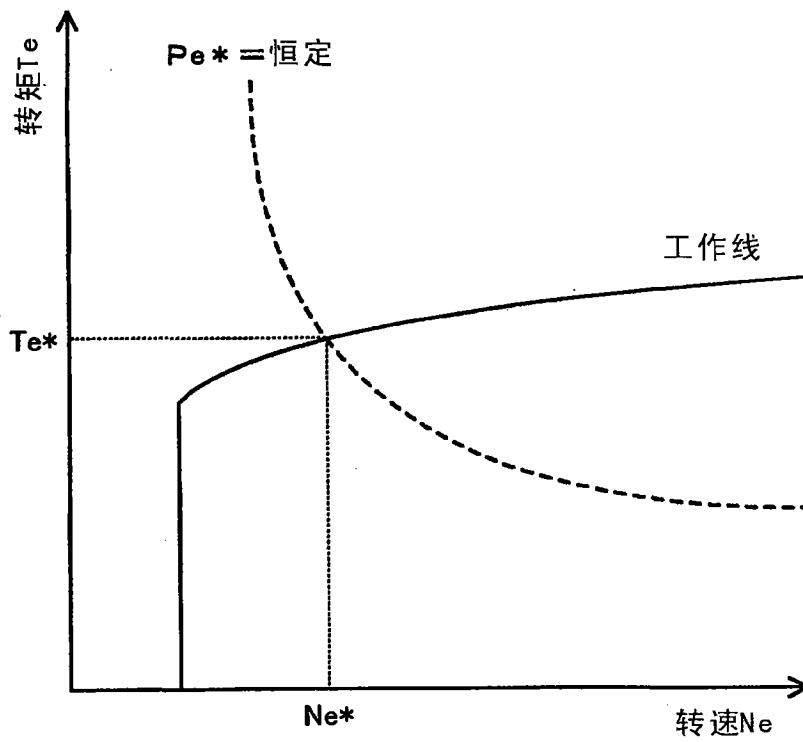


图 15

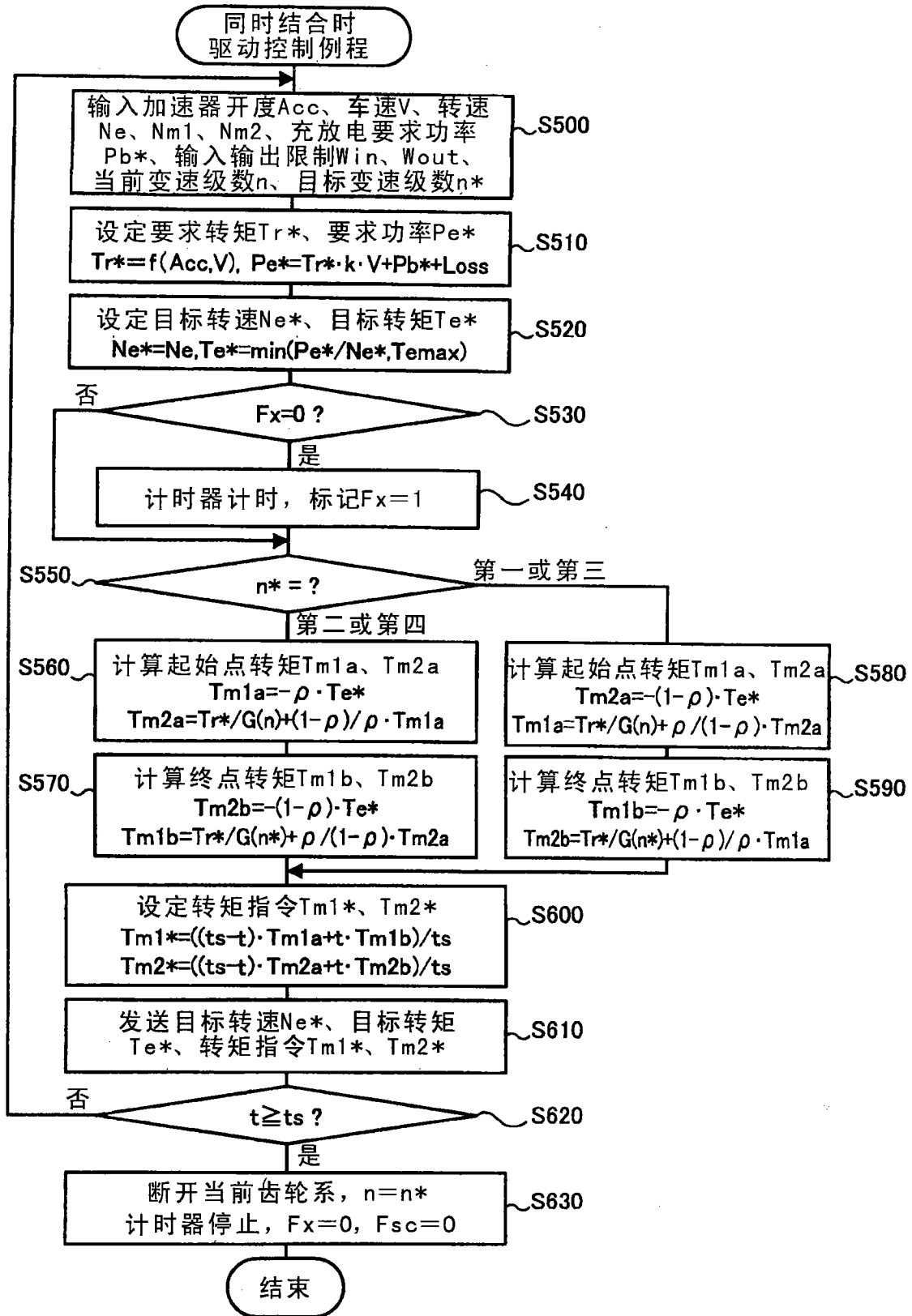


图 16

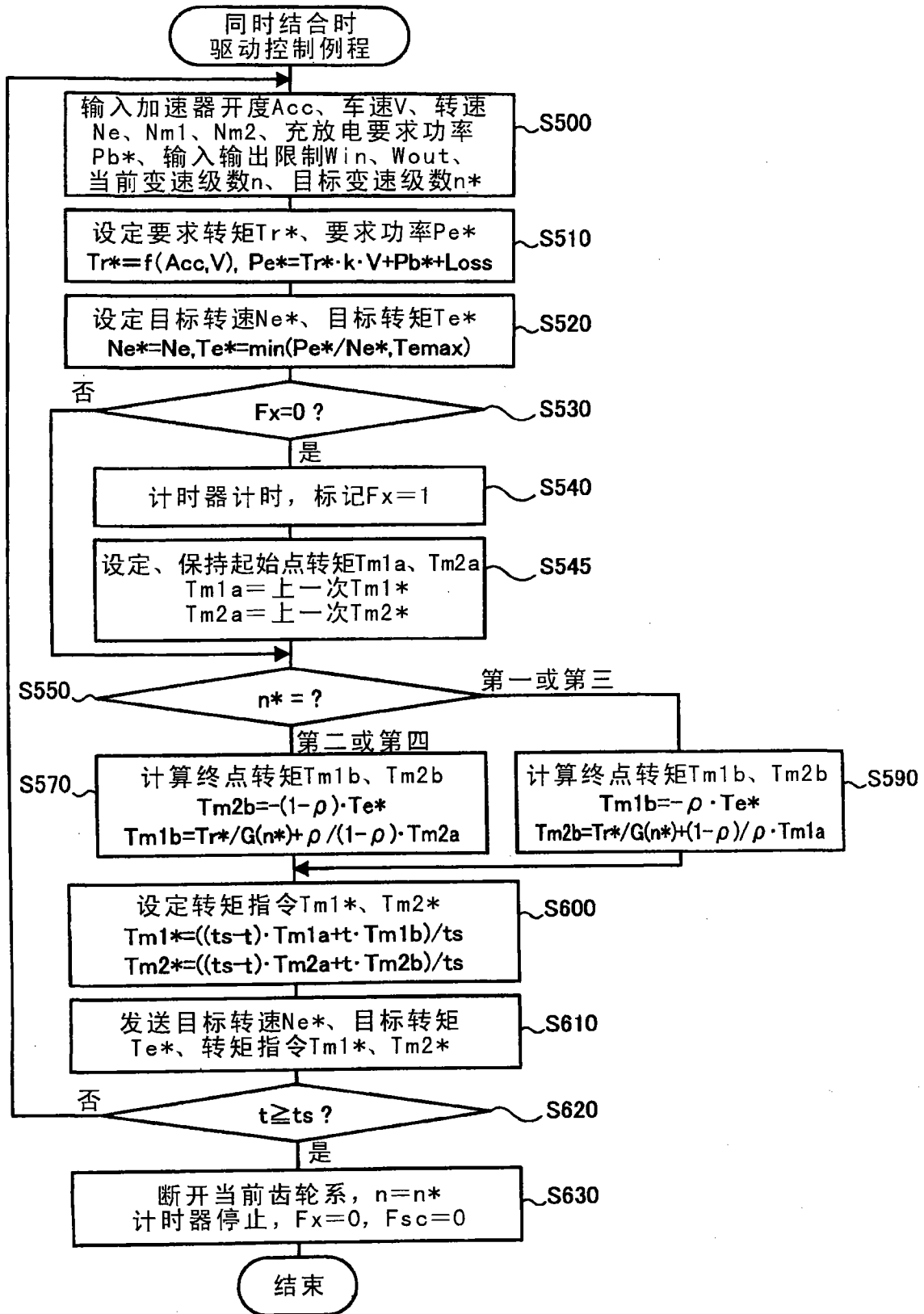


图 17

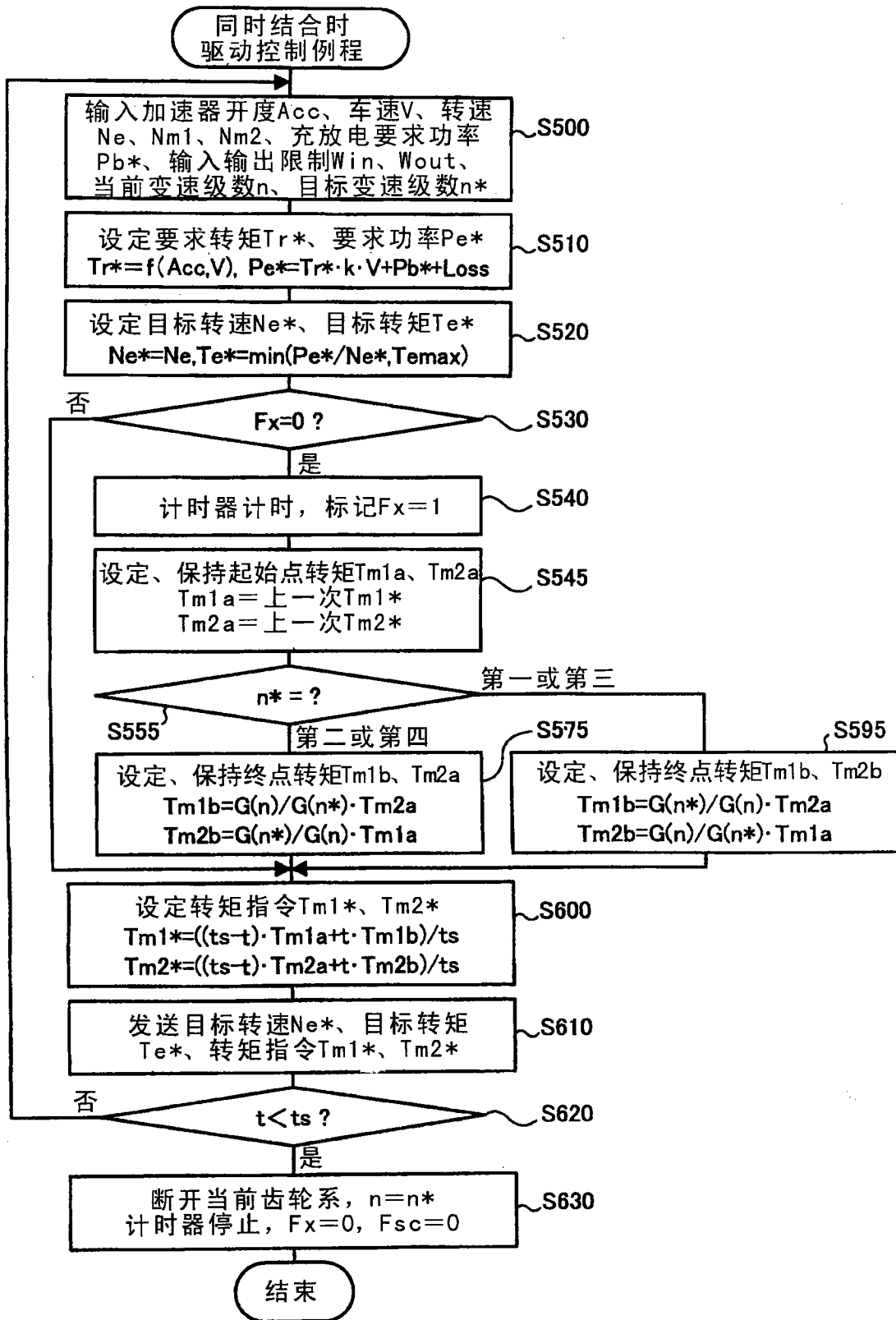


图 18

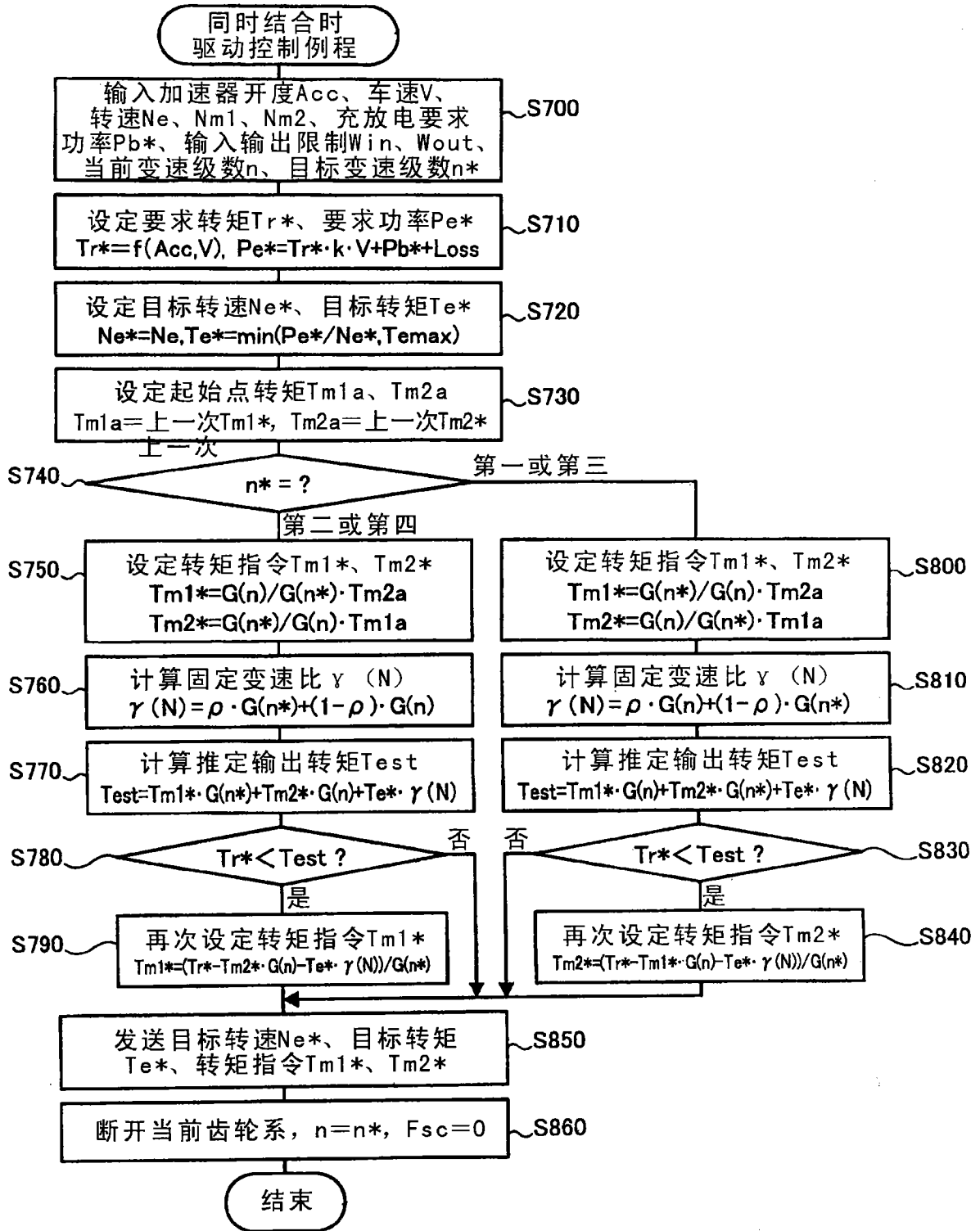


图 19

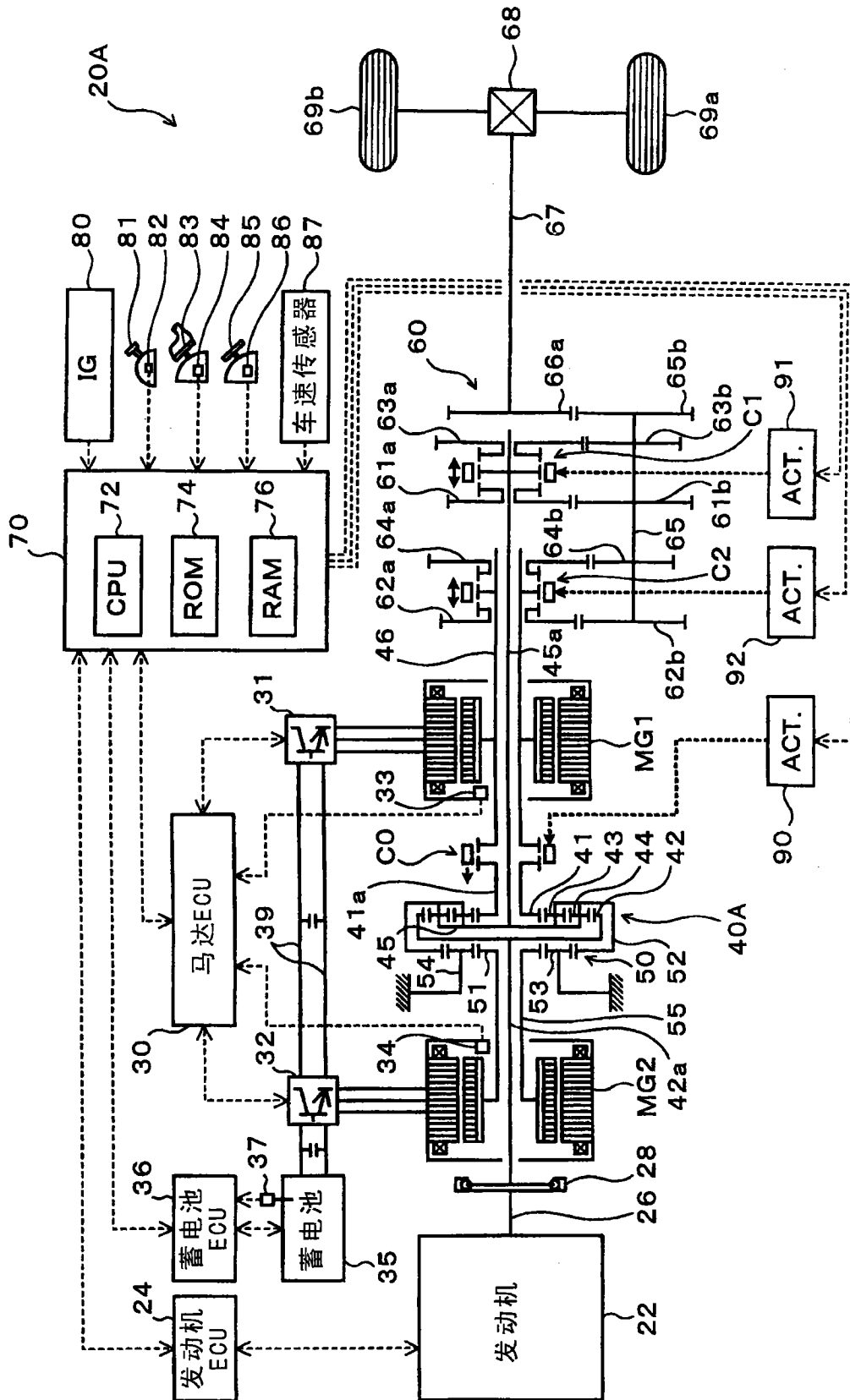


图 20



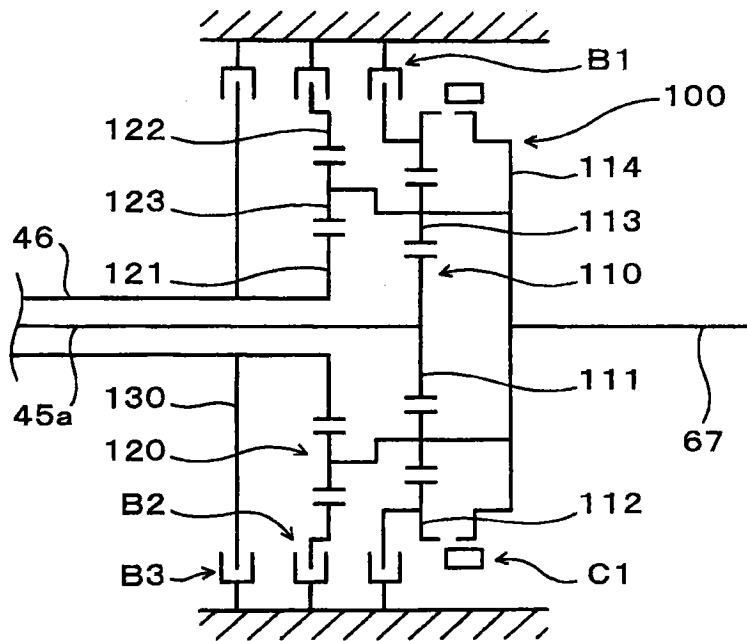


图 21

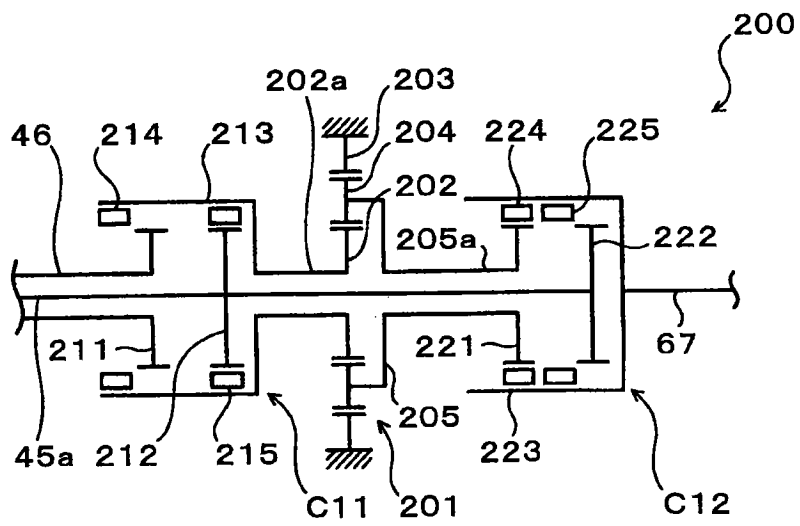


图 22

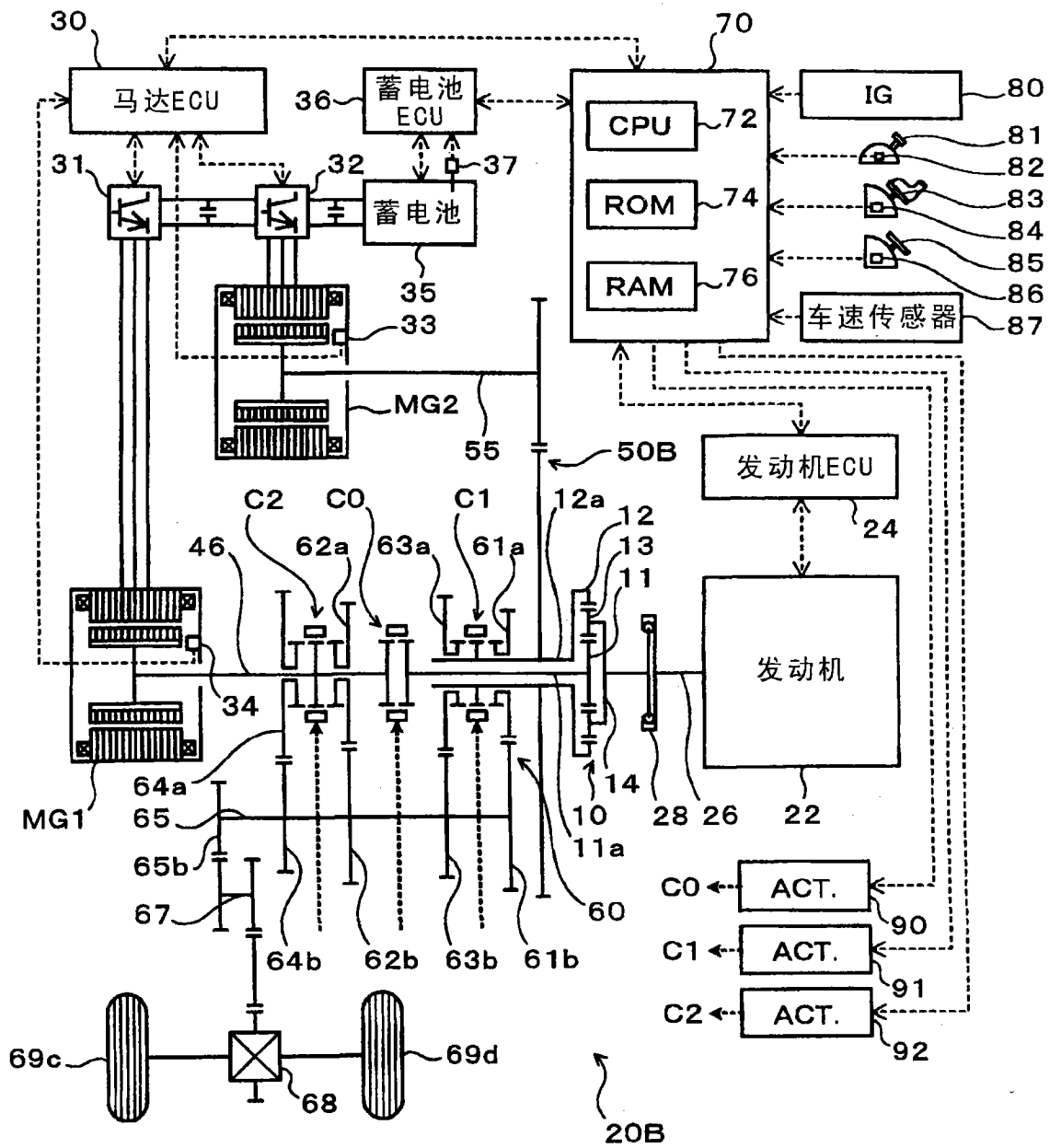


图 23