

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200610140114.1

B60W 10/02 (2006.01)

B60W 10/06 (2006.01)

B60W 10/08 (2006.01)

B60W 20/00 (2006.01)

[45] 授权公告日 2009 年 11 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 100558588C

[22] 申请日 2006.9.30

[21] 申请号 200610140114.1

[30] 优先权

[32] 2005.10.6 [33] JP [31] 2005-293248

[73] 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县横滨市

[72] 发明人 城新一郎

[56] 参考文献

WO2004/111441A1 2004.12.23

US6098584A 2000.8.8

CN1221474A 1999.6.30

JP2005-231585A 2005.9.2

JP2003-293816A 2003.10.15

审查员 梁 晨

[74] 专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理有限公司

代理人 何立波 张天舒

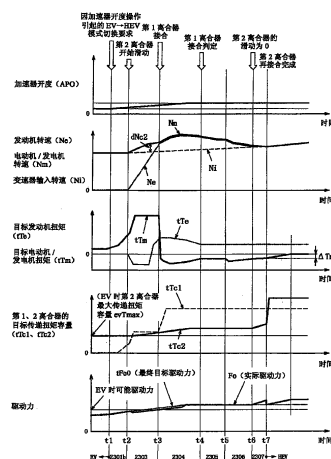
权利要求书 4 页 说明书 29 页 附图 11 页

[54] 发明名称

混合动力车辆的发动机启动控制装置

[57] 摘要

本发明可以没有扭矩消失感且在低冲击下进行从电动行驶(EV)模式向混合(HEV)模式切换时的发动机启动。在随着加速度增加的EV→HEV模式切换要求时t1,利用模式2301b开始控制,增加HEV用的第1离合器传递扭矩容量tTc1以用于驱动力控制,在EV&HEV用的第2离合器开始滑动前,利用第1离合器的拖曳开始旋转发动机的动力输出轴。在模式2301b中将第2离合器传递扭矩容量tTc2维持为EV模式时的最大驱动力evTmax。在第2离合器开始滑动的t2转换为模式2303,其确定tTc2以使得第2离合器滑动,并进行由第1离合器拖曳所引起的发动机启动,tTc1确定为维持驱动力的提高和第2离合器的稳定滑动。



1. 一种混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，
具有发动机及电动机/发电机作为动力源，
在发动机和电动机/发电机之间具有可以变更传递扭矩容量的第
1 离合器，

在电动机/发电机和驱动轮之间具有可以变更传递扭矩容量的第
2 离合器，

通过在断开第 1 离合器的同时接合第 2 离合器，选择仅利用来自电动机/发电机的动力的电动行驶模式，通过同时接合第 1 离合器和第 2 离合器，选择利用来自发动机以及电动机/发电机这两者、或者来自发动机的动力的混合动力行驶模式，

构成为，在伴随从电动行驶模式向混合动力行驶模式的模式切换而使前述第 1 离合器进行接合的发动机启动时，对前述第 2 离合器进行滑动控制，

在前述第 2 离合器的滑动控制中，设定：

第 1 阶段，其将第 2 离合器的传递扭矩容量控制为对车辆所要求的驱动力相当值；以及

第 2 阶段，其在该第 1 阶段后，一边由第 2 离合器的传递扭矩容量操作来控制车辆的驱动力，一边进行控制以使得前述电动机/发电机的扭矩增加伴随发动机启动的扭矩量，同时维持第 2 离合器的滑动状态。

2. 根据权利要求 1 所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

在前述第 1 阶段，由前述电动机/发电机的扭矩操作控制车辆的驱动力，同时将第 2 离合器的传递扭矩容量控制为对车辆所要求的驱动力相当值。

3. 根据权利要求 1 所述的混合动力车辆的发动机启动控制装

置，其特征在于，

构成为，在进入前述第2阶段后，进行前述发动机启动。

4. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，在所述第1阶段中，利用第2离合器的差旋转伺服控制，实现使第2离合器的传递扭矩容量成为驱动力相当值的控制。

5. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，在所述第1阶段，从第2离合器不滑动的油压范围开始使第2离合器接合油压降低，将第2离合器开始滑动时的接合油压设定为目标驱动力相当的油压值，如果第2离合器开始滑动则转换为第2阶段。

6. 根据权利要求5所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，作为第2离合器开始滑动的第1阶段结束时的第2离合器接合油压，使用第2离合器接合油压的实际油压，该实际油压是基于针对该第2离合器接合油压指令值的实际油压的推定响应，由第2离合器接合油压指令值推定出的。

7. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，在第2阶段，以第1阶段结束时的第2离合器接合油压和目标驱动力之间的关系为基准，相应于针对第2离合器接合油压初始值的目标驱动力的增减，来增减第2离合器接合油压。

8. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，在第1阶段中，在规定的油温范围内，利用第2离合器差旋转伺服控制，实现使第2离合器的传递扭矩容量为驱动力相当值的控制，但在低于该规定的油温范围的情况下，利用使第2离合器接合油压从第2离合器不滑动的油压范围逐渐降低的接合油压控制来实现。

9. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，加速踏板踏入量越大，使前述第1阶段的时间越短。

10. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

构成为，在电动行驶模式的行驶过程中随着加速踏板的踏入而向混合动力行驶模式转换的情况下，省略前述第1阶段。

11. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，

在所述第2阶段中，求出用于实现第2离合器的目标滑动量的目标电动机/发电机转速，并控制电动机/发电机的转速以使得电动机/发电机转速与该目标电动机/发电机转速一致，从而维持第2离合器的滑动状态。

12. 一种混合动力车辆的发动机启动控制装置，其特征在于，具有发动机及电动机/发电机作为动力源，

在发动机和电动机/发电机之间具有可以变更传递扭矩容量的第1离合器，

在电动机/发电机和驱动轮之间具有可以变更传递扭矩容量的第2离合器，

通过在断开第1离合器的同时接合第2离合器，选择仅利用来自电动机/发电机的动力的电动行驶模式，通过同时接合第1离合器

和第 2 离合器，选择利用来自发动机以及电动机/发电机这两者、或者来自发动机的动力的混合动力行驶模式，

构成为，在伴随从电动行驶模式向混合动力行驶模式的模式切换而使前述第 1 离合器进行接合的发动机启动时，对前述第 2 离合器进行滑动控制，

前述第 2 离合器的滑动控制的控制方式为：

一边将第 2 离合器的传递扭矩容量控制为对车辆所要求的驱动力，一边进行控制以使得前述电动机/发电机的扭矩增加伴随发动机启动的扭矩量，同时在直到前述第 1 离合器的接合完成之前，维持第 2 离合器的滑动状态。

混合动力车辆的发动机启动控制装置

技术领域

本发明涉及一种除了发动机外还能够利用来自电动机/发电机的动力进行行驶的混合动力车辆，其具有：电动行驶（EV）模式，其仅利用来自电动机/发电机的动力行驶；以及混合动力行驶（HEV）模式，其利用来自发动机以及电动机/发电机这两者、或者来自发动机的动力行驶，特别地，本发明涉及这样一种装置，其用于当在前者的EV模式行驶过程中还需要发动机输出而转换为后者的HEV模式时，使发动机启动。

背景技术

作为上述这种混合动力车辆中使用的混合动力驱动装置，已经提出多种形式，作为其中一个，已知如专利文献1所述的装置。

该混合动力驱动装置的结构为，具有电动机/发电机，其与将发动机旋转传递给变速器的轴相结合，设置在该发动机和变速器之间，还具有第1离合器，其可分离地将发动机和电动机/发电机连接，同时，取代扭矩转换器而具有第2离合器，其可分离地将电动机/发电机和变速器输出轴之间连接。

具有该混合动力驱动装置的混合动力车辆，在断开第1离合器同时接合第2离合器的情况下，成为仅利用来自电动机/发电机的动力而行驶的电动行驶（EV）模式，在同时接合第1离合器和第2离合器的情况下，成为利用来自发动机以及电动机/发电机这两者、或者来自发动机的动力而行驶的混合动力行驶（HEV）模式。

在该混合动力车辆中，当在以前者的EV模式的行驶过程中需要发动机输出，而从EV模式向后者的HEV模式切换的时候，必须一边启动发动机一边进行该模式切换。

在该模式切换及发动机启动的时候，当前，如专利文献1所述，

将在发动机和电动机/发电机之间处于断开状态的第 1 离合器进行接合，利用该第 1 离合器的拖曳使停止状态的发动机的动力输出轴旋转，启动发动机，由此进行从 EV 模式向 HEV 模式的切换。

但是，在上述发动机启动时会产生发动机扭矩变动或随着第 1 离合器的接合而产生的扭矩变化，这些扭矩变化传递到驱动轮上而成为冲击。

为了解决该冲击的相关问题，在专利文献 1 中还提出了如下技术，即，使在电动机/发电机和变速器之间处于接合状态的第 2 离合器暂时断开，在该状态下，进行利用上述第 1 离合器的接合的发动机的启动。

专利文献 1：特开平 11-082260 号公报

发明内容

但是，根据现有装置，在使发动机和电动机/发电机之间的第 1 离合器接合而使发动机的动力输出轴旋转的期间，使电动机/发电机和变速器之间的第 2 离合器成为断开状态的情况下，

因为在该发动机的动力输出轴旋转中，第 2 离合器将动力源和驱动轮之间断开而不进行向驱动轮的扭矩传递，因此向驱动轮的输出扭矩为零，使得在发动机的动力输出轴旋转中感觉到输出扭矩消失，担心给驾驶者造成不适感。

本发明取代现有方式中将第 2 离合器完全断开的方式，基于如果使其滑动接合，则不仅能够防止由第 1 离合器接合引起的发动机启动时的变化传递给驱动轮，且能够消除在发动机的动力输出轴旋转中，向驱动轮输出的扭矩为零而产生输出扭矩消失的感觉这一可以解决上述问题的事实认识，

主要目的在于，将该构想具体化，提出一种实现上述问题的解决的混合动力车辆的发动机启动控制装置。

本发明的目的还在于，提出一种混合动力车辆的发动机启动控制装置，当上述发动机启动时的第 2 离合器滑动接合时，即使在实际油压相对于第 2 离合器接合油压指令值波动的情况下，也不会受到其

影响，能够可靠地实现上述问题的解决。

为了实现这些目的，本发明所涉及的混合动力车辆的发动机启动控制装置，采用技术方案1所述的如下结构。

首先，说明作为前提的混合动力车辆，

其具有发动机及电动机/发电机作为动力源，在发动机和电动机/发电机之间具有可以变更传递扭矩容量的第1离合器，在电动机/发电机和驱动轮之间具有可以变更传递扭矩容量的第2离合器，

通过在断开第1离合器的同时接合第2离合器，可以选择仅利用来自电动机/发电机的动力的电动行驶模式，通过同时接合第1离合器和第2离合器，可以选择利用来自发动机以及电动机/发电机这两者、或者来自发动机的动力的混合动力行驶模式。

本发明在该混合动力车辆上，首先

构成为，在伴随从电动行驶模式向混合动力行驶模式的模式切换而使前述第1离合器进行接合的发动机启动时，或者，在混合动力行驶模式中从停止对发动机的燃料供应的断油状态到再次打开燃料供应的发动机启动时，对前述第2离合器进行滑动控制。

其次，在前述第2离合器的滑动控制中，设定：

第1阶段，其将第2离合器的传递扭矩容量控制为对车辆所要求的驱动力相当值；以及

第2阶段，其在该第1阶段后，一边由第2离合器的传递扭矩容量操作来控制车辆的驱动力，一边进行控制以使得前述电动机/发电机的扭矩增加伴随发动机启动的扭矩量，同时维持第2离合器的滑动状态。

根据上述本发明的混合动力车辆的发动机启动控制装置，

由于在电动行驶模式的行驶过程中转换为混合动力行驶模式时的发动机启动时，或者在混合动力行驶模式中从断油状态到再次打开燃料供应而进行的发动机启动时，进行第2离合器的滑动控制，

因此，通过第2离合器的上述滑动控制，能够将驱动力连续地传递到车轮上，但却不会将发动机启动时的扭矩变化传递给驱动车轮，从而在避免发动机启动时的扭矩变化所引起的冲击，同时还能够

避免驱动力的消失感，不会产生与之相应的不适感。

另外，在进行上述第2离合器的滑动控制时，

因为首先在第1阶段，利用电动机/发电机的扭矩操作控制驱动力，同时将第2离合器的传递扭矩容量控制为驱动力相当值，

接下来的第2阶段，利用第2离合器的传递扭矩容量操作控制驱动力，同时利用电动机/发电机的控制维持第2离合器的滑动状态，

因此，即使在实际油压相对第2离合器的接合油压指令值波动的情况下，也不会由于受到其影响，使得在第2离合器的滑动前后驱动力消失，或产生扭矩阶梯差，从而能够实现冲击小的发动机启动，更加可靠地实现上述作用效果。

附图说明

图1是表示可使用本发明的构想的混合动力车辆的动力传动系的简要平面图。

图2是表示可使用本发明的构想的另一混合动力车辆的动力传动系的简要平面图。

图3是表示可使用本发明的构想的又一混合动力车辆的动力传动系的简要平面图。

图4是表示图3所示的动力传动系的控制系统的框图。

图5是同一控制系统中的集中控制器的功能框图。

图6是表示该功能框图中的动作点指令部所执行的控制程序的流程图。

图7是由图6的流程求取最终目标驱动力时所使用的最终目标驱动力的特性曲线图。

图8是表示混合动力车辆的电动行驶（EV）模式区域以及混合动力行驶（HEV）模式区域的区域曲线图。

图9是表示混合动力车辆的相对于蓄电池蓄电状态的目标充放电特性特性曲线图。

图10是搭载于混合动力车辆上的自动变速器的变速曲线图。

图11是例示搭载于混合动力车辆上的发动机的最大容许扭矩的

特性曲线图。

图 12 是混合动力车辆从电动行驶 (EV) 模式切换到混合动力行驶 (HEV) 模式时的模式切换对应图。

图 13 是表示在随着加速器操作而从电动行驶 (EV) 模式向混合动力行驶 (HEV) 模式切换的情况下的、根据图 6 所示的控制程序进行的动作时序图。

图 14 是在随着车速变化或蓄电池蓄电的状态的变化而从电动行驶 (EV) 模式向混合动力行驶 (HEV) 模式切换的情况下的、根据图 6 所示的控制程序进行的动作时序图。

具体实施方式

下面, 根据附图所示的实施例, 详细说明本发明的实施方式。

图 1 表示具有可使用本发明的前述发动机启动控制装置的混合动力驱动装置的前置发动机·后轮驱动车辆(后轮驱动式混合动力车辆)的动力传动系, 1 是发动机, 2 是驱动轮(后轮)。

在图 1 所示的混合动力车辆的动力传动系中, 与普通的后轮驱动车同样地, 在发动机 1 的车辆前后方向的后方, 串联配置自动变速器 3, 设置电动机/发电机 5, 其与轴 4 连接, 该轴 4 将来自发动机 1 (曲轴 1a) 的旋转向自动变速器 3 的输入轴 3a 传递。

因为电动机/发电机 5 作为电动机使用或作为发电机使用, 所以配置在发动机 1 和自动变速器 3 之间。

在该电动机/发电机 5 和发动机 1 之间、更具体地说在轴 4 和发动机曲轴 1a 之间, 具有第 1 离合器 6, 利用该第 1 离合器 6, 将发动机 1 和电动机/发电机 5 间以可分离的方式连接。

在这里, 第 1 离合器 6 可以连续或阶跃地使传递扭矩容量 (Torque Capacity) 变化, 例如由湿式多板离合器构成, 其利用比例螺线管连续或阶跃地控制离合器动作油流量以及离合器动作油压(离合器接合油压), 以可以变更传递扭矩容量。

在电动机/发电机 5 和自动变速器 3 之间、更具体地说在轴 4 和变速器输入轴 3a 之间, 具有第 2 离合器 7, 利用该第 2 离合器 7, 将

电动机/发电机 5 和自动变速器 3 间以可分离的方式连接。

第 2 离合器 7 也与第 1 离合器 6 同样地，可以连续或阶跃地使传递扭矩容量变化，例如由湿式多板离合器构成，其利用比例螺线管连续或阶跃地控制离合器动作油流量以及离合器动作油压（离合器接合油压），以可以变更传递扭矩容量。

自动变速器 3 与 2003 年 1 月，日产汽车（株）发行的“skyline 新型车（CV35 型车）说明书”的第 C-9 页～第 C-22 页所述的相同，通过选择性地接合或断开多个摩擦要素（离合器或制动器等），由这些摩擦要素的接合・断开组合确定传动系路径（变速档）。

因此，自动变速器 3 将来自于输入轴 3a 的旋转，以对应于旋转变速档的传动比进行变速，输出给输出轴 3b。

该输出旋转利用差动齿轮装置 8 向左右后轮 2 分配进行传递，供给车辆的行驶。

自动变速器 3 不限于上述有级式的，当然也可以是无级变速器。

在上述图 1 的动力传动系中，在要求包括从车辆的停车状态起步时等低负载・低车速时使用的电动行驶（EV）模式的情况下，断开第 1 离合器 6，接合第 2 离合器 7，使自动变速器 3 成为动力传递状态。

如果在该状态下驱动电动机/发电机 5，则仅来自于该电动机/发电机 5 的输出旋转到达变速器输入轴 3a，自动变速器 3 将向该输入轴 3a 输入的旋转，对应于选择中的变速档进行变速，利用变速器输出轴 3b 输出。

来自变速器输出轴 3b 的旋转之后经由差动齿轮装置 8 到达后轮 2，从而可以使车辆仅利用电动机/发电机 5 进行电动行驶（EV 行驶）。

在要求高速行驶时或大负载行驶时等中使用的混合动力行驶（HEV 行驶）模式的情况下，同时接合第 1 离合 6 以及第 2 离合器 7，使自动变速器 3 成为动力传递状态。

在该状态下，来自发动机 1 的输出旋转以及来自电动机/发电机 5 的输出旋转这两者、或者来自发动机 1 的输出旋转，到达变速器输入轴 3a，自动变速器 3 将向该输入轴 3a 输入的旋转，对应于选择中

的变速档进行变速，利用变速器输出轴 3b 输出。

来自变速器输出轴 3b 的旋转，之后经由差动齿轮装置 8 到达后轮 2，以可以使车辆利用发动机 1 以及电动机/发电机 5 这两者进行混合动力行驶（HEV 行驶）。

在该 HEV 行驶过程中，在发动机 1 以最佳油耗行驶而能量有剩余的情况下，利用该剩余能量使电动机/发电机 5 作为发电机进行动作，将剩余能量变换为电力，为了在电动机/发电机 5 的电动机驱动中使用而将该发电电力蓄电，由此可以改善发动机 1 的油耗。

另外，在图 1 中，使将电动机/发电机 5 和驱动轮 2 以可以分离的方式接合的第 2 离合器 7，设在电动机/发电机 5 和自动变速器 3 之间，

但在如图 2 所示，使第 2 离合器 7 设在自动变速器 3 和差动齿轮装置 8 之间的情况下，也可以发挥同样的功能。

另外，在图 1 以及图 2 中，作为第 2 离合器 7，将专用的装置加在自动变速器 3 之前或者之后，

但也可以取代之，作为第 2 离合器 7，使用图 3 所示的自动变速器 3 中已有的前进变速档选择用的摩擦要素或后退变速档选择用的摩擦要素。

该情况下，第 2 离合器 7 在具有前述模式选择功能的基础上，还可以在为了实现该功能而接合时，使得自动变速器成为动力传递状态，不需要专用的第 2 离合器 7，在成本方面有利。

构成图 1~3 所示的混合动力车辆的动力传动系的发动机 1、电动机/发电机 5、第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7，利用图 4 所示的系统进行控制。

此外下面，对动力传动系为图 1 所示的情况进行说明。

图 4 的控制系统，具有集中控制动力传动系的动作点的集中控制器 20，动力传动系的动作点，由目标发动机扭矩 tTe 、目标电动机/发电机扭矩 tTm （也可以是电动机/发电机转速 tNm ）、第 1 离合器 6 的目标传递扭矩容量 $tTc1$ 、和第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 $tTc2$ 规定。

为了确定上述动力传动系的动作点，集中控制器 20 中输入下述信号：

来自检测发动机转速 N_e 的发动机转速传感器 11 的信号；

来自检测电动机/发电机转速 N_m 的电动机/发电机转速传感器 12 的信号；

来自检测变速器输入转速 N_i 的输入转速传感器 13 的信号；

来自检测变速器输出转速 N_o 的输出转速传感器 14 的信号；

来自检测表示发动机 1 的要求负载状态的加速踏板踏入量（加速器开度 $AP0$ ）的加速器开度传感器 15 的信号；以及

来自检测积蓄电动机/发电机 5 用的电力的蓄电池 9 的蓄电状态 SOC（可输出电力）的蓄电状态传感器 16 的信号。

而且，在上述传感器中，发动机转速传感器 11、电动机/发电机转速传感器 12、输入转速传感器 13 以及输出转速传感器 14，可以分别以图 1～图 3 所示的方式配置。

集中控制器 20 根据上述输入信息中的加速器开度 $AP0$ 、蓄电池蓄电状态 SOC、以及变速器输出转速 N_o （车速 VSP ），选择可以实现驾驶者希望的车辆驱动力的行驶模式（EV 模式、HEV 模式），同时分别运算目标发动机扭矩 tTe 、目标电动机/发电机扭矩 tTm （也可以是目标电动机/发电机转速 tNm ）、目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 、以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 。

目标发动机扭矩 tTe 提供给发动机控制器 21，目标电动机/发电机扭矩 tTm （也可以是电动机/发电机转速 tNm ）提供给电动机/发电机控制器 22。

发动机控制器 21 控制发动机 1，以使得发动机扭矩 Te 达到目标发动机扭矩 tTe ，

电动机/发电机控制器 22 通过蓄电池 9 以及逆变器 10 控制电动机/发电机 5，以使得电动机/发电机 5 的扭矩 Tm （或者转速 Nm ）达到目标电动机/发电机扭矩 tTm （或者目标电动机/发电机转速 tNm ）。

集中控制器 20 将与目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 相对应的螺线管电流，提供给第 1

离合器 6 以及第 2 离合器 7 的接合控制螺线管（未图示），分别对第 1 离合器 6 以及第 2 离合器 7 进行接合力控制，以使得第 1 离合器 6 的传递扭矩容量 T_{c1} 与目标传递扭矩容量 tT_{c1} 一致，以及，使得第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 与目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} 一致。

集中控制器 20 如图 5 的功能框线图所示，执行上述的驾驶模式（EV 模式、HEV 模式）的选择，以及目标发动机扭矩 tT_e 、目标电动机/发电机扭矩 tT_m （也可以是目标电动机/发电机转速 tN_m ）、目标第 1 离合器传递扭矩容量 tT_{c1} 、以及目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} 的运算。

利用目标驱动力运算部 30，使用图 7 所示的最终目标驱动力对应图，根据加速器开度 AP_0 以及车速 VSP 运算正常的最终目标驱动力 tF_{o0} 。

利用驾驶模式选择部 40，使用如图 8 所示的 EV—HEV 区域对应图，根据加速器开度 AP_0 以及车速 VSP 确定作为目标的驾驶模式。

由图 8 所示的 EV—HEV 区域对应图可知，在高负载·高车速时选择 HEV 模式，在低负载·低车速时选择 EV 模式，在 EV 行驶中由加速器开度 AP_0 以及车速 VSP 的组合确定的驾驶点超过 EV→HEV 切换线而进入 HEV 区域时，进行从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换，并且，在 HEV 行驶中驾驶点超过 HEV→EV 切换线而进入 EV 区域时，进行从 HEV 模式向 EV 模式的模式切换。

利用图 5 的目标充放电电量运算部 50，使用图 9 所示的充放电电量对应图，根据蓄电池蓄电状态 SOC 运算目标充放电电量（电力） tP 。

利用动作点指令部 60，根据加速器开度 AP_0 、最终目标驱动力 tF_{o0} 、目标驾驶模式、车速 VSP 、目标充放电电力 tP ，将它们作为动作点到达目标，运算各个时刻的过渡性的目标发动机扭矩 tT_e 、目标电动机/发电机扭矩 tT_m 、第 1 离合器 6 的目标螺线管电流 I_{s1} 、第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 tT_{c2} 、目标变速档 SHIFT。

利用变速控制部 70，输入上述目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} 、目标变速档 SHIFT，驱动自动变速器 3 内的对应的电磁阀，以

使得实现该目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 以及目标变速档 SHIFT。

由此，图 3 的自动变速器 3 为了实现目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 而接合控制第 2 离合器 7，并且成为目标变速档 SHIFT 被选择的动力传递状态。

上述动作点指令部 60 执行如图 6 所示的控制程序，运算上述过渡性的目标发动机扭矩 t_{Te} 、目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} 、第 1 离合器目标螺线管电流 I_{s1} 、目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 、目标变速档 SHIFT。

在步骤 S61 中，运算由当前的驱动力，以具有规定的调整量的响应，向前述最终目标驱动力 t_{Fo0} 切换所需要的过渡目标驱动力 t_{Fo} 。

进行该运算时，例如，可以将使最终目标驱动力 t_{Fo0} 通过规定时间常数的低通滤波器所得到的输出，作为过渡目标驱动力 t_{Fo} 。

在之后的步骤 S62 中，利用下式的运算，求得用于获得过渡目标驱动力 t_{Fo} 所必需的自动变速器 3 的目标输入扭矩 t_{Ti}

$$t_{Ti} = t_{Fo} \times R_t / i_f / i_G \quad \cdots (1)$$

在这里， R_t 为驱动轮 2 的轮胎有效半径， i_f 为最终传动比， i_G 为由当前的选择变速档确定的自动变速器 3 的传动比。

在步骤 S63 中，进行对应于由图 5 的驾驶模式选择部 40 确定的目标驾驶模式的驾驶模式选择。

正常情况下，如果目标驾驶模式为 EV 模式则选择 EV 模式，如果目标驾驶模式为 HEV 模式则选择 HEV 模式。

如果在 HEV 模式的行驶过程中目标驾驶模式为 EV 模式，则进行从 HEV 模式到 EV 模式的转换，

如果在 EV 模式的行驶过程中目标驾驶模式为 HEV 模式，则按照图 12 所示的状态转换图，如后所述进行模式切换，由此执行本发明所涉及的伴随发动机 1 启动的从该 EV 模式向 HEV 模式的模式切换。

在步骤 S64 中，使用图 10 所例示的预定的变速对应图，根据加

速器开度 APO 以及车速 VSP 确定目标变速档 SHIFT, 将其向图 5 的变速控制部 70 指令, 以使得自动变速器 3 向目标变速档 SHIFT 变速。

另外, 在图 10 中, 实线为相邻的变速档间的升档线, 虚线为相邻变速档间的降档线。

但是, 即使穿过该升档线或者降档线而产生相对应的变速要求, 如果处于从 EV 模式向 HEV 模式的切换中, 则在该模式切换结束前也不执行该变速要求, 而在模式切换后再进行相对应的变速。

在步骤 S65 中, 如下所述求取目标发动机扭矩 t_{Te} 。

如果为 HEV 模式, 则首先根据在步骤 S62 中求出的目标输入扭矩 t_{Ti} 、自动变速器 3 的输入转速 N_i 、发动机转速 N_e , 使用下式运算理想发动机扭矩 t_{Te0} 。

$$t_{Te0} = (t_{Ti} \times N_i - t_P) / N_e \quad \cdots (2)$$

然后, 根据图 11 所例示的最大发动机扭矩对应图, 求取对应于发动机转速 N_e 的最大发动机扭矩 T_{max} , 将根据上式求得的目标发动机扭矩 t_{Te0} 以不超过最大发动机扭矩 T_{max} 的方式限制后的值, 作为目标发动机扭矩 t_{Te} 。

另外, 因为如果是 EV 模式则不需要发动机扭矩, 所以目标发动机扭矩 t_{Te} 为零。

此外, 如果是驾驶模式的切换过程中, 则按照后面详述的模式切换中的操作, 确定目标发动机扭矩 t_{Te} 。

上述方式确定的目标发动机扭矩 t_{Te} , 向图 4 的发动机控制器 21 指令, 发动机控制器 21 控制发动机 1, 以实现目标发动机扭矩 t_{Te} 。

在步骤 S66 中, 如果是 EV 模式或 HEV 模式中的任意一个, 则使用下式, 运算利用与目标发动机扭矩 t_{Te} 的共同作用而产生目标变速器目标输入扭矩 t_{Ti} 所需要的目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} 。

$$t_{Tm} = t_{Ti} - t_{Te} \quad \cdots (3)$$

如果是模式切换过程中, 则按照后述的模式切换过程中的操作, 确定目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} 。

按照上述方式确定的目标电动机/发电机 t_{Tm} , 向图 4 的电动机/发电机控制器 22 指令, 电动机/发电机控制器 22 通过逆变器 10 进行

控制，以使得电动机/发电机 5 实现目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} 。

在步骤 S67 中，以如下方式确定第 1 离合器 6 的目标传递扭矩容量 t_{Tc1} 。

如果是 EV 模式，则因为断开第 1 离合器 6，所以使其目标传递扭矩容量 t_{Tc1} 为零，如果是 HEV 模式，则因为接合第 1 离合器 6，所以使目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} 为最大值。

此外，如果是模式切换过程中，则按照后述的模式切换中的操作，确定目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} 。

以上述方式确定的目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} ，变换为图 5 所示的目标第 1 离合器螺线管电流 I_{s1} ，在图 4 所示的第 1 离合器 6 的接合控制中使用，对第 1 离合器 6 进行接合控制，以实现目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} 。

在步骤 S68 中，按照下述方式确定第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 t_{Tc2} 。

如果是 EV 模式，则使目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 为 EV 模式下的最大驱动力相当值 evT_{max} （EV 时第 2 离合器最大传递扭矩容量），如果是 HEV 模式，则使目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 为最大值。

此外，如果是在模式切换过程中，则按照后述的模式切换过程中的操作，确定目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 。

按照上述方式确定的目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} ，通过图 5 的变速控制部 70，在第 2 离合器 7 的接合控制中使用，对第 2 离合器 7 进行接合控制，以实现目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 。

也就是说，目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} ，与目标变速档 SHIFT 同时向图 5 的变速器控制部 70 指令，提供给自动变速器 3 的向目标变速档 SHIFT 的变速控制。

在这里，以下根据图 12 所示的状态变化图、图 13、14 所示的时序图，详细说明本发明所涉及的伴随发动机启动的从 EV 模式向 HEV 模式的切换控制。

在 EV 模式下的行驶过程中，如图 13 所示增加加速器开度 APO

（目标驱动力增大），结果驾驶点例如从图 8 的 A 点向 A' 点变化，目标模式成为 HEV 模式，产生从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换的情况下，

如图 12 以及图 13 所示，从 EV 模式首先转换为模式 2301b，开始模式切换，之后经由模式 2303~2307 直至 HEV 模式。

关于模式 2301b 及模式 2303~2307 后面详述。

在 EV 模式下的行驶过程中，加速器开度 APO 如图 14 所示恒定而车速 VSP 提高，结果驾驶点例如从图 8 的 B 点变化到 B' 点，目标模式成为 HEV 模式，产生从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换的情况下，

以及在将驾驶点固定在例如图 8 的 C 而蓄电池蓄电状态 SOC 降低，结果目标模式成为 HEV 模式，产生从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换的情况下，

如图 12 及图 14 所示，从 EV 模式首先切换为模式 2301a 而开始模式切换，之后，经过模式 2302a（模式 2302a1 或者模式 2302a2）以及模式 2303~2307，直至 HEV 模式。

关于模式 2301a 以及模式 2302a（模式 2302a1，2302a2）后面详述。

首先，对于前者的伴随加速器开度增加（目标驱动力增加）的、经由模式 2301b 从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换，参考图 12 以及图 13 进行说明。

因为该模式切换是由加速踏板的踏入引起的从 EV 模式向 HEV 模式的切换要求（发动机启动要求），所以与平滑的模式切换（发动机启动）相比，希望利用更高响应的模式切换（发动机启动）以尽早地使驱动力增大。

另外，因为处于对应于加速操作的驱动力变化过程中，所以一定程度的模式切换（发动机启动）力冲击，是驾驶者感受不到该冲击的驾驶状态。

因此，通过该模式 2301b 的模式切换控制如下进行。

在因加速踏板的踏入而产生的从 EV 模式向 HEV 模式的切换要

求瞬时 t_1 (图 13), 向模式 2301b 转换, 开始模式切换, 在该模式 2301b 中, 第 2 离合器 7 可分担范围的驱动力在 EV 模式中产生, 如果达到超过第 2 离合器 7 可分担范围的驱动力, 则控制使得第 2 离合器 7 尽早滑动, 因此成为下述控制状态。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

根据上述希望快速启动发动机 1 的要求, 如图 13 所示, 增加目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} , 在第 2 离合器 7 开始滑动之前, 利用第 1 离合器 6 的拖曳扭矩, 使发动机 1 的动力输出轴开始旋转(发动机转速 $N_e \geq 0$)。

但是, 因为如果第 1 离合器 6 的拖曳扭矩过大则会使驱动力降低而产生减速感, 所以为了防止这种情况, 使目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} 为下式所示范围内的值, 即, 比在电动机/发电机 5 产生最大扭矩 T_{mmax} 时, 实现目标变速器输入扭矩 t_{Ti} 的第 1 离合器传递扭矩容量小的值。

$$t_{Tc1} < T_{mmax} - t_{Ti} \quad \dots (4)$$

《第 2 离合器 7 的接合控制》

在上述模式 2301b 中, 因为第 2 离合器 7 可分担范围的驱动力在 EV 模式下产生, 如果达到超过第 2 离合器 7 可分担范围的驱动力, 则使第 2 离合器 7 尽早滑动,

所以, 如图 13 所示, 将模式 2301b 中的目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 维持为 EV 模式下的最大驱动力相当值 evT_{max} 。

《发动机 1 的控制》

在模式 2301b 中, 因为是发动机启动之前, 所以如图 13 所示, 使模式 2301b 中的目标发动机扭矩 t_{Te} 为零。

《电动机/发电机 5 的控制》

在模式 2301b 中, 因为要抑制由第 1 离合器 6 的拖曳扭矩(发动机动力输出轴旋转扭矩)所引起的车轮驱动力降低, 所以作为目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} , 是在实现过渡目标驱动力 t_{Fo} 的目标变速器输入扭矩 t_{Ti} 上, 加上第 1 离合器 6 的拖曳扭矩补偿量 t_{Tc1} 而得到的, 如图 13 所示, 得到下式表示的扭矩值。

$$tT_m = tT_i + tT_{c1} \quad \dots (5)$$

《向下一个模式 2303 的转换条件》

在上述控制中，由于与伴随着加速器开度 APO 增大的目标变速器输入扭矩 tT_i 提高相对应的目标电动机/发电机扭矩 tT_m 提高过程中，如果从电动机/发电机 5 向第 2 离合器 7 输入的扭矩，超过 EV 模式下的维持为最大驱动力相当值的 EV 时第 2 离合器最大传递扭矩容量 evT_{max} ，则第 2 离合器 7 开始滑动。

由此，在第 2 离合器 7 开始滑动（开始变为 $N_m > N_i$ ）的图 13 的瞬时 t_2 ，从前述的模式 2301b 向下一个模式 2303 变换。

因为在第 2 离合器 7 开始滑动的前后，第 2 离合器 7 传递的扭矩连续或阶跃地从电动机/发电机的扭矩切换为第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} ，所以驱动力没有阶梯差，能够确保其连续性。

另外，为了在确保第 1 离合器 6 的拖曳扭矩的同时使第 2 离合器 7 滑动，必须使第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 下降到 EV 模式中可输出的驱动力范围，但因为从 EV 模式开始，预先将第 2 离合器传递扭矩容量 T_{c2} 维持为在 EV 模式下可输出的最大驱动力相当值，所以可以减短第 2 离合器 7 的接合动作油压降低到 EV 模式下可输出的驱动力范围的时间，提高由发动机启动引起的驱动力提高的响应。

在转换（瞬时 t_2 ）后的模式 2303 中，以减少第 1 离合器 6 的接合时的驱动力变化冲击为目的，为了在使第 2 离合器 7 滑动的同时进行由第 1 离合器 6 的拖曳扭矩引起的发动机启动，为下述控制方式。

《第 2 离合器的接合控制》

在第 2 离合器 7 滑动时，无论在第 2 离合器 7 的输入侧产生怎样的扭矩变动，第 2 离合器的输出扭矩都成为第 2 离合器传递扭矩容量。

因此，在模式 2303 中，根据下式确定目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} ，

$$tT_{c2} = tT_i \quad \dots (6)$$

使该目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} ，对应图 13 所示的过渡

目标驱动力 t_{Fo0} （目标变速器输入扭矩 t_{Ti} ）的提高而提高。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

如果驱动力上升，则为了维持第 2 离合器 7 的稳定滑动，在模式 2303 中的第 1 离合器 6 的传递扭矩容量 t_{Tc1} ，使用下式表示的范围内的值。

$$T_{c1min} < t_{Tc1} < T_{mmax} - t_{Tc2} = T_{mmax} - t_{Ti} \quad \cdots (7)$$

其中， T_{c1min} 在发动机点火前为发动机摩擦力值，在发动机点火后为零。

《发动机 1 的控制》

在模式 2303 中，因为发动机 1 的动力输出轴旋转，所以进行使发动机 1 启动的控制。

《电动机/发电机 5 的控制》

在模式 2303 中的电动机/发电机控制时，例如按照下式，求出用于实现第 2 离合器 7 的目标滑动量 dN_{c2} 的目标电动机/发电机转速 tN_m ：

$$tN_m = N_i + dN_{c2} \quad \cdots (8)$$

利用 PI 控制器（P：比例控制、I：积分控制）控制电动机/发电机 5 的转速，以使得电动机/发电机转速 N_m 与该目标值 tN_m 一致。

根据该 PI 控制，如图 13 所示，对应于第 1 离合器 6 的接合时的离合器扭矩变化，电动机/发电机扭矩 tT_m 变化，以可以稳定地进行电动机/发电机 5 的转速控制。

但是，仅利用 PI 控制器，由于在利用第 1 离合器 6 的拖曳扭矩负载而发生旋转变化之后，为了抑制该旋转变化而电动机/发电机扭矩 tT_m 发生变化，所以在由该电动机/发电机扭矩 tT_m 引起的第 1 离合器 6 的旋转变化（扭矩变化）补偿中，为了增加电动机/发电机转速的暂时的降低量，对第 2 离合器 7 必须确保较大的滑动量。

因此，可以对应目标第 1 离合器传递扭矩容量 t_{Tc1} ，利用前馈控制，将补偿第 1 离合器 6 的扭矩变动的成分，加到目标电动机/发电机扭矩 tT_m 上。

由此，在增加前馈控制补偿的情况下，可以利用电动机/发电机

5 尽早补偿第 1 离合器 6 的扭矩变动，其结果，能够抑制电动机/发电机转速的暂时降低量增大，能够减少第 2 离合器的滑动量，抑制其发热。

此外，为了实现相同的目的，也可以取代增加上述前馈控制，而使用基于电动机/发电机的旋转惯性系的干扰观测器，将除了电动机/发电机扭矩之外的作用在电动机/发电机 5 上的扭矩视为干扰，进行干扰推定，由该干扰推定值修正电动机/发电机扭矩，进行干扰抵消。

作为不使用转速控制而维持第 2 离合器 7 的滑动的其他方法，还有以下方法，即，如下式所示，开环控制电动机/发电机 5，以使得目标电动机/发电机扭矩 t_{Tm} ，比在驱动力值（第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 t_{Tc2} ）上增加第 1 离合器 6 的拖曳扭矩补偿值 t_{Tc1} 后得到的值还大。

$$t_{Tm} > t_{Tc2} + t_{Tc1} \quad \cdots (9)$$

《向下一个模式 2304 的转换条件》

在上述控制中，在发动机转速 N_e 大于或等于电动机/发电机转速 N_m 的图 13 的瞬时 t_3 ，为了发动机转速 N_e 的过冲（over shoot）控制，从模式 2303 向模式 2304 转换。

利用上述控制，由于在第 1 离合器 6 接合完成时，第 2 离合器 7 也能够稳定地维持滑动状态，所以即使第 1 离合器接合完成，或者离合器前后的旋转差逆转而第 1 离合器 6 的传递扭矩突变，也能够避免伴随这些情况的第 1 离合器的传递扭矩变化传递到自动变速器 3 上，能够实现无冲击的发动机启动，同时能够抑制第 2 离合器 7 的发热。

在模式 2304 中，为了抑制发动机转速 N_e 的过冲，采用下述控制方式。

《第 2 离合器 7 的接合控制》

在该模式 2304 中，因为第 2 离合器 7 还在滑动，所以变速器输入扭矩 T_i 与第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} 相同。

因此，在模式 2304 中的目标第 2 离合器传递扭矩容量 t_{Tc2} ，按照前述式（6）所表示的方式确定，对应于过渡目标驱动力 t_{Fo} ，如

图 13 所示进行设定。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

在模式 2304 中，因为如上所述，第 1 离合器 6 完成接合，所以如图 13 所示，使该模式中的目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 成为最大传递扭矩容量。

《发动机 1 的控制》

在模式 2304 中，因为第 1 离合器 6 完成接合，是发动机启动后，所以设定 HEV 模式中的目标发动机扭矩作为目标发动机扭矩 tTe 。

《电动机/发电机 5 的控制》

在模式 2304 中的电动机/发电机控制时，与前述模式 2303 中相同地，例如根据前述式 (8) 以使其达到第 2 离合器滑动量 $dNc2$ 的方式，求得目标电动机/发电机转速 tNm ，控制电动机/发电机 5 的转速，以使得电动机/发电机转速 Nm 与该目标值 tNm 一致，

或者如前述式 (8) 所示，开环控制电动机/发电机 5，以使得目标电动机/发电机扭矩 tTm ，比在驱动力值（第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 $tTc2$ ）上加上第 1 离合器 6 的拖曳扭矩补偿值 $tTc1$ 后的值大。

《向下一个模式 2305 的转换条件》

在发动机转速 Ne 成为大于或等于电动机/发电机转速 Nm 的图 13 的瞬时 $t3$ 之后，在判断发动机转速 Ne 和电动机/发电机转速 Nm 在整个规定时间内都大致相同的图 13 的瞬时 $t4$ ，基于第 1 离合器 6 的接合可靠完成这一判断，从模式 2304 向模式 2305 转换。

利用上述控制，在第 1 离合器 6 接合完成时第 2 离合器 7 也稳定地维持在滑动状态，因此，即使第 1 离合器接合完成或者离合器前后的旋转差逆转而第 1 离合器 6 的传递扭矩突变，也能够避免与之伴随的第 1 离合器的传递扭矩变化传递给驱动轮 2，能够实现无冲击的发动机启动，同时抑制第 2 离合器 7 的发热。

在模式 2305 中，为了抑制第 2 离合器 7 的再接合时的冲击，以使得成为从发动机 1 以及电动机/发电机 5 输入至第 2 离合器 7 的扭矩，与第 2 离合器 7 的传递扭矩容量一致的状态为宗旨，采用下述控制方式。

《第2离合器7的接合控制》

在该模式2305中,因为第2离合器7还在滑动,所以变速器输入扭矩 T_i 成为与第2离合器的传递扭矩容量 $tTc2$ 相同的值。

因此,模式2305中的目标第2离合器传递扭矩容量 $tTc2$,按照前述式(6)所表示的方式确定,对应过渡目标驱动力 tFo 如图13所示进行设定。

《第1离合器6的接合控制》

在模式2305中,因为第1离合器6如上所述完成接合,所以使该模式中的目标第1扭矩传递扭矩容量 $tTc1$ 如图13所示,为最大传递扭矩容量。

《发动机1的控制》

在模式2305中,因为第1离合器6完成接合,是发动机启动之后,所以设定HEV模式中的目标发动机扭矩作为目标发动机扭矩 tTe 。

《电动机/发电机5的控制》

在模式2305中的电动机/发电机控制时,因为设置为后续的模式2306、2307中的平滑的第2离合器7的接合,所以为了稳定地实现第2离合器7的目标滑动量 $dNc2$,根据前述式(8)求取目标电动机/发电机转速 tNm ,并进行电动机/发电机5的转速控制,以使得电动机/发电机转速 Nm 与该目标值 tNm 一致。

《向下一个模式2306的转换条件》

在判断发动机转速 Ne 与电动机/发电机转速 Nm 在整个规定时间内大致相同(判定第1离合器6的接合完成)的图13的瞬时 $t4$ 之后,在判定电动机/发电机转速 Nm 在整个规定时间内接近目标电动机/发电机转速 tNm 的图13的瞬时 $t5$,是抑制旋转的过冲或扭矩变化而第2离合器7稳定为恒定速度的滑动状态,根据由发动机以及电动机/发电机5向第2离合器7输入的扭矩、与第2离合器传递扭矩容量 $Tc2$ 大致相同的判断,从模式2305向模式2306转换。

在此,最开始不以使第2离合器7的滑动为零作为目标,而以规定量的滑动状态作为目标,是为了抑制因电动机/发电机转速的下

冲 (under shoot) 而使第 2 离合器 7 的滑动方向逆转, 产生驱动力变化。

在该模式 2306 中, 为了一边维持由发动机 1 以及电动机/发电机 5 向第 2 离合器 7 输入的扭矩、与第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 大致相同的状态, 一边抑制因电动机/发电机转速 N_m 的下冲而使第 2 离合器 7 的滑动方向逆转, 产生驱动力变化, 采用以下的控制方式。

《第 2 离合器 7 的接合控制》

在该模式 2306 中, 因为第 2 离合器 7 还在滑动, 所以变速器输入扭矩 T_i 成为与第 2 离合器的传递扭矩容量 tT_{c2} 相同的值。

因此, 模式 2306 中的目标第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} , 按照前述式 (6) 所示的方式确定, 对应过渡目标驱动力 tF_o , 如图 13 所示进行设定。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

因为在模式 2306 中如上所述第 1 离合器 6 完成接合, 所以该模式中的目标第 1 离合器传递扭矩容量 tT_{c1} 如图 13 所示, 成为最大传递扭矩容量。

《发动机 1 的控制》

因为在模式 2306 中第 1 离合器完成接合, 是发动机启动后, 所以设定 HEV 模式中的目标发动机扭矩作为目标发动机扭矩 tT_e 。

《电动机/发电机 5 的控制》

在模式 2306 中的电动机/发电机控制时, 目标第 2 离合器滑动量 dN_{c2} 的变化速度, 以随着目标第 2 离合器滑动量 dN_{c2} 的减少而减小的方式, 使目标第 2 离合器滑动量 dN_{c2} 逐渐减小到零, 同时根据前述式 (8) 确定目标电动机/发电机转速 tN_m , 进行电动机/发电机 5 的转速控制, 以使得电动机/发电机转速 N_m 与该目标值 tN_m 一致。

《向下一个模式 2307 的转换条件》

在图 13 的瞬时 t_5 之后, 在规定时间内目标第 2 离合器滑动量 dN_{c2} 持续为接近零的状态的瞬时 t_6 , 向用于进行第 2 离合器 7 的再接合的模式 2307 转换。

由此, 如果在目标第 2 离合器滑动量 dN_{c2} 接近零时, 进行第 2

离合器 7 的再接合，则将会在由发动机 1 以及电动机/发电机 5 向第 2 离合器 7 输入的扭矩、与第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 大致一致的状态下，进行第 2 离合器 7 的再接合，即使第 2 离合器 7 的传递扭矩从该传递扭矩容量 $Tc2$ 切换为发动机扭矩以及电动机/发电机扭矩的合成扭矩，也能够抑制第 2 离合器 7 的再接合时的扭矩变化。

在该模式 2307 中，为了维持由发动机 1 以及电动机/发电机 5 向第 2 离合器 7 输入的扭矩、与第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 $Tc2$ 大致相同的状态，同时使第 2 离合器 7 再接合，采用下述控制方式。

《第 2 离合器 7 的接合控制》

在电动机/发电机 5 的转速控制中，由于受到转速传感器的精度及干扰扭矩的影响，有时使得第 2 离合器 7 的前后转速差可靠地为零需要时间。

因此，在该模式 2307 中，如果第 2 离合器 7 的滑动量未达到一定程度，则如图 13 所示，利用开环控制以使其小于或等于可容许的驱动力变化的方式，使第 2 离合器 7 的目标传递扭矩容量 $tTc2$ 逐渐增大，平滑地使第 2 离合器 7 的滑动量为零，同时进行该第 2 离合器 7 的再接合。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

因为在模式 2307 中第 1 离合器 6 为接合状态，所以使该模式中的目标第 1 离合器传递扭矩容量 $tTc1$ 如图 13 所示，成为最大扭矩容量。

《发动机 1 的控制》

在模式 2307 中第 1 离合器 6 为接合状态，因为是发动机启动后，所以设定 HEV 模式中的目标发动机扭矩作为目标发动机扭矩 tTe 。

《电动机/发电机 5 的控制》

在该模式 1307 中，将目标电动机/发电机扭矩 tTm 如图 13 所示，保持瞬时 $t6$ 的指令值。

《向 HEV 的转换条件》

在从图 13 的瞬时 $t6$ 开始经过规定时间的瞬时 $t7$ 转换为 HEV 模式，结束从 EV 模式向 HEV 模式的模式切换。

利用上述控制，能够无冲击而平滑地再接合第2离合器7，完成伴随发动机启动的从EV模式到HEV模式的模式切换。

但是，在使用电动机/发电机5的转速控制，使由发动机1以及电动机/发电机5向第2离合器7输入的扭矩、与第2离合器传递扭矩容量 T_{c2} 大致相等的情况下，因为利用电动机/发电机扭矩补偿目标发动机扭矩 tTe 和实际发动机扭矩 Te 之间的乖离量和干扰扭矩，所以在模式2307结束时刻 $t7$ ，在HEV模式中的目标电动机/发电机扭矩 tTm 和电动机/发电机扭矩 Tm 之间会产生偏差 ΔTm （参考图13）。

因此，如果在成为HEV模式的瞬时 $t7$ 之后立刻将目标电动机/发电机扭矩 tTm 变为HEV模式中的目标电动机/发电机扭矩，则将产生基于电动机/发电机的扭矩偏差 ΔTm 的驱动力变化，成为冲击。

此外，如果继续保持该电动机/发电机扭矩偏差 ΔTm ，则会妨碍所要求的充放电量。

因此，通过从成为HEV模式的图13的瞬时 $t7$ 开始使电动机/发电机的扭矩偏差 ΔTm 逐渐为零，防止产生随着驱动力的剧变以及与之伴随的冲击。

下面参考图12以及图14，对随着蓄电池蓄电状态SOC的降低、车速VSP的提高了的、经由模式2301a的从EV模式到HEV模式的模式切换进行说明。

因为该模式切换并不是由于驾驶者的加速操作，而是在驾驶者继续一定的驾驶操作期间的、发动机启动所必要的模式切换，所以与快速的模式切换或发动机启动相比，希望实现驱动力变化（冲击）小且平滑的模式切换或发动机启动。

因此，利用通过该模式2301a的模式切换控制，按照下述方式进行。

在随着蓄电池蓄电状态SOC的降低、车速VSP的提高了的从EV模式向HEV模式的切换要求瞬时 $t1$ （图14），向模式2301a转换而开始进行模式切换，在该模式2301a中，为了使第2离合器7的动作

(接合)油压尽早消失,采用以下控制方式。

《第1离合器6的接合控制》

因为与高响应的发动机启动相比,要求更平滑的发动机启动,所以在该模式2301a中,不开始进行由第1离合器6的拖曳扭矩引起的发动机1的动力输入轴旋转。

《第2离合器7的接合控制》

为了防止在模式2301a中,第2离合器7的动作油压不必要地消失,产生第2离合器7的滑动而驱动力消失,如图14所示,使第2离合器7的动作油压(接合油压)降低,以使得目标第2离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 比目标变速器输入扭矩 tTi 相当值低一稍大的值。

《发动机1的控制》

在模式2301a中,因为是发动机启动前,所以如图14所示,将目标发动机扭矩 tTe 定为零。

《电动机/发电机5的控制》

在模式2301a中,因为是发动机启动前而还是EV行驶,所以使目标电动机/发电机扭矩 tTm ,为图14所例示的EV模式中的目标扭矩。

《向下一个模式2302a的转换条件》

在从图14的瞬时 $t1$,经过第2离合器7的动作油压消失所必需的规定时间的瞬时 $t2'$,从模式2301a转换为模式2302a(2302a1或者2302a2),此时如果离合器动作油温大于或等于规定值,则转换为模式2302a1,如果离合器动作油温小于规定值,则转换为模式2302a2。

在高温时选择的模式2302a1中,因为油温高而离合器动作油压的控制性好,所以采用下述控制方式。

《第2离合器7的接合控制》

在模式2302a1中的第2离合器7的接合控制时,滑动控制第2离合器7以实现第2离合器7的目标滑动量 $dNc2$,作为这种滑动控制器,可以使用PI控制器。

《第1离合器6的接合控制》

因为与发动机启动的响应性相比，平稳性更优先，所以在该模式 2302a1 中，如图 14 所示，还未开始由第 1 离合器 6 进行接合引起的发动机动力输出轴旋转。

《发动机 1 的控制》

在该模式 2302a1 中，因为发动机还是启动前，所以如图 14 所示，使目标发动机扭矩 tTe 为零。

《电动机/发电机 5 的控制》

在该模式 2302a1 中，因为还是 EV 模式下的行驶中，所以使目标电动机/发电机扭矩 tTm 为 EV 模式中的值。

另一方面，在低温时所选择的模式 2302a2 中，油温低而离合器动作油压的控制性差，不易进行第 2 离合器 7 的稳定滑动控制，所以与上述高温时的控制不同，采用以下的开环控制。

《第 2 离合器 7 的接合控制》

在模式 2302a2 中，通过开环控制，使目标第 2 离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 以规定的时间变化比率逐渐降低。

《第 1 离合器 6 的接合控制》

因为与高响应性的发动机启动相比，要求平滑的发动机启动，所以在该模式 2302a2 中，还未开始由第 1 离合器 6 的拖曳扭矩引起的发动机 1 的动力输出轴旋转。

《发动机 1 的控制》

因为在该模式 2302a2 中，还为发动机启动前，所以如图 14 所示，使目标发动机扭矩 tTe 为零。

《电动机/发电机 5 的控制》

因为在该模式 2302a2 中，还为发动机启动之前，进行由 EV 模式的行驶，所以使目标电动机/发电机扭矩 tTm 为 EV 模式下的目标电动机/发电机扭矩。

《向下一个模式 2303 转换的条件》

图 14 的瞬时 $t2'$ 之后，在进行模式 2302a1 的上述控制的情况下，在第 2 离合器 7 开始滑动的瞬时 $t2$ ，此外，在进行模式 2302a2 的上述控制的情况下，在第 2 离合器 7 开始滑动之后经过使该滑动稳定所

需的规定时间的瞬时 t_2 ，从模式 2302a（模式 2302a1 或者 2302a2）向模式 2303 转换。

根据上述控制，因为以第 2 离合器 7 的滑动保持为恒定的稳定状态为基础，所以第 2 离合器传递扭矩容量 T_{c2} 与第 2 离合器接合时的传递扭矩相同，使得第 2 离合器 7 滑动前后的变速器输入扭矩 T_i 大致相同，因此能够抑制驱动力的变化，减缓冲击。

以下说明其原因。

假定第 2 离合器 7 接合，变速器输入转速 N_i 以某一加速度 dN 加速，则此时电动机/发电机 5 的旋转系统运动方程式如下式所示。

$$J_m \times dN = T_m - T_{c2} \quad \cdots (10)$$

其中， J_m 是电动机/发电机 5 的惯性矩， T_m 是电动机/发电机扭矩， T_{c2} 是第 2 离合器 7 的传递扭矩容量。

由此，第 2 离合器传递扭矩容量 tT_{c2} 根据式 (10)，可以由下式表示。

$$T_{c2} = T_m - J_m \times dN \quad \cdots (11)$$

另外，因为在第 2 离合器 7 的滑动稳定为恒定值时，电动机/发电机 5 的加速度也是与接合第 2 离合器 7 时相同的 dN ，所以电动机/发电机 5 的旋转系统运动方程式可由前述式 (10) 表示。

因此，第 2 离合器 7 的传递扭矩容量 T_{c2} 也与接合第 2 离合器 7 时相同地由式 (11) 表示，所以如果第 2 离合器 7 的滑动稳定为恒定值，则可以将第 2 离合器的传递扭矩容量自动调节为与接合时的传递扭矩相同。

在图 14 的瞬时 t_2 ，在进行了从模式 2302a（模式 2302a1 或模式 2302a2）向模式 2303 转换之后，如图 12 所示，进行与经由模式 2301b 的情况相同的控制，然后进行图 14 的瞬时 t_2 之后所示的控制。

在经由图 12 的模式 2302a2 的低温时，因为在第 2 离合器 7 开始滑动之后，在经过了该滑动稳定所必需的时间后的时刻，进行从模式 2302a2 向模式 2303 的转换，所以可得到以下的作用效果。

当发生第 2 离合器 7 的滑动时，第 2 离合器的传递扭矩容量 T_{c2} 与变速器输入扭矩 T_i 大致一致，但因为离合器动作油压（接合油压）

延迟跟随目标值,所以第2离合器7滑动时刻的目标第2离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 比变速器输入扭矩 Ti 小一些。

因此,如果离合器动作油压稳定,则第2离合器7的传递扭矩容量 $Tc2$ 比滑动开始时略小,同时驱动力也减小,

但通过不仅以第2离合器7开始滑动为条件,而是在从该滑动开始,经过滑动稳定所必需的规定时间的时刻进行向模式2303的转换,由此,即使在由于低温而离合器动作油压的控制性差的时候,也能够抑制第2离合器开始滑动前后的驱动力阶梯差,能够提高控制精度。

另外,在经由模式2302a2的情况下,使从模式2301a的开始到模式2303的开始的时间 $t1 \sim t2$,相应于加速器开度 $AP0$ 的增大而缩短,同时,由此能够加快由于模式2302a2中的开环控制引起的目标第2离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 的降低(第2离合器7的接合油压的降低)。

根据上述本实施例所涉及的混合动力车辆发动机启动控制装置,

因为当在EV模式行驶过程中转换到HEV模式时,在通过第1离合器6的接合而启动发动机1时,对第2离合器7进行滑动控制,

所以,将驱动力连续传递给车轮2,相反不会将发动机启动时的扭矩变化传递给驱动轮2,能够避免由发动机启动时的扭矩变化造成的冲击,同时避免驱动力消失感,以及随之引起的不适感。

另外,在上述第2离合器的滑动控制时,

由于在模式2301b(模式2301a以及模式2302a1、2302a2)的第1阶段,由电动机/发电机5的扭矩(tTm)操作控制驱动力,同时将第2离合器7的传递扭矩容量 $tTc2$ 控制为驱动力相当值,

在下一个模式2303的第2阶段,由第2离合器7的传递扭矩容量($tTc2$)操作控制驱动力,同时利用电动机/发电机5的控制维持第2离合器7的滑动状态 $dNc2$,

因此,即使在实际油压相对于第2离合器接合油压的指令值波动的情况下,也不会受其影响,在第2离合器滑动前后不会出现驱动

力消失而产生扭矩阶梯差，能够实现冲击小的发动机启动，更加可靠地实现上述作用效果。

另外，因为构成为在进入上述第2阶段后使发动机启动，

所以发动机启动时的扭矩变化与第1阶段中的第2离合器传递扭矩容量控制无关，在第1阶段中的第2离合器传递扭矩容量控制过程中，也能高精度地控制EV模式时的驱动力。

另外，因为在第1阶段中利用第2离合器的差旋转伺服控制，实现使第2离合器7的传递扭矩容量 $tTc2$ 为驱动力相当值的控制，

所以第2离合器7的传递扭矩容量 $tTc2$ 会自动调整为驱动力相当值，能够高精度地实现驱动力相当的第2离合器传递扭矩容量 $tTc2$ 。

此外构成为，在第1阶段，从第2离合器7不滑动的油压范围开始降低第2离合器接合油压，将第2离合器7开始滑动时的接合油压定为与目标驱动力相当的油压值，如果第2离合器7开始滑动，则转换到第2阶段，

该情况下，即使在油压控制性差而不能得到第2离合器差旋转伺服系统性能时，也能够将第2离合器的接合油压稳定地设定在目标驱动力相当附近。

另外，也可以构成为，作为第2离合器7开始滑动的第1阶段结束时的第2离合器接合油压，使用第2离合器接合油压的实际油压，该实际油压是基于针对第2离合器接合油压指令值的实际油压的推定响应，由第2离合器接合油压指令值推定的，

该情况下，即使在油压控制性差而无法得到第2离合器差旋转伺服系统的性能时，也能够高精度地将第2离合器的接合油压设定为目标驱动力相当附近的油压值。

另外，也可以构成为，在第2阶段，以第1阶段结束时的第2离合器接合油压和目标驱动力的关系为基准，相应于针对第2离合器接合油压初始值的目标驱动力的增减，来使第2离合器接合油压增减，

该情况下，能够不受发动机启动所伴随的扭矩变化的影响，实

现高精度的驱动力控制。

并且，由于在第1阶段中，在规定的油温范围内，在模式2302a1中，利用第2离合器的差旋转伺服控制，实现使第2离合器的传递扭矩容量为驱动力相当值的控制，但如果超过该规定的油温范围，则在模式2302a2中，利用从第2离合器不滑动的油压范围开始，逐渐减小第2离合器的接合油压的接合油压控制来实现，

所以，能够以适用于油压的控制性的控制方式，进行第1阶段中使第2离合器的传递扭矩容量 $tTc2$ 为驱动力相当值时应进行的第2离合器接合油压的递减，能够得到对应于油压的控制性的最佳控制结果。

另外，在如前所述，加速踏板踏入量（加速器开度 $AP0$ ）越大使第1阶段的时间越短的情况下，可以与在加速器开度 $AP0$ 增大时所要求的驱动力变化的响应的提高相对应。

此外在该情况下，离合器接合油压的调整精度降低，与驱动力的目标值的偏差增大，但因为在加速器开度 $AP0$ 大的情况下，驱动力的变化也增大而不易感受到驱动力的偏差，所以不会感到上述偏差的显著驱动力冲击，不会增加身体感觉上的驱动力冲击，而能够真实感受到上述驱动力变化响应的提高。

而且，在随着EV模式行驶过程中的加速踏板踏入量，向混合动力行驶模式转换的情况下，上述第1阶段能够省掉。

该情况下，虽然驱动力的波动增大，但驱动力变化响应提高，能够使踏入加速时所要求的驱动力变化响应，优先于由驱动力波动引起的冲击而实现。

通常将本发明的构想应用于在从EV模式到HEV模式的模式切换时所进行的发动机启动中，

但作为发动机启动，除了上述模式切换所引起的发动机启动之外，也有从停止对发动机的燃料供应的断油状态到再次打开燃料供应所进行的燃料恢复所引起的发动机启动。该燃料切断状态也包含在EV行驶的一种状态中，在需要缓和从该状态开始的燃料恢复引起的发动机启动时的扭矩变化所导致的冲击的情况下，本发明所涉及的上

述构想当然也是适用的，也能够达到同样的作用效果。

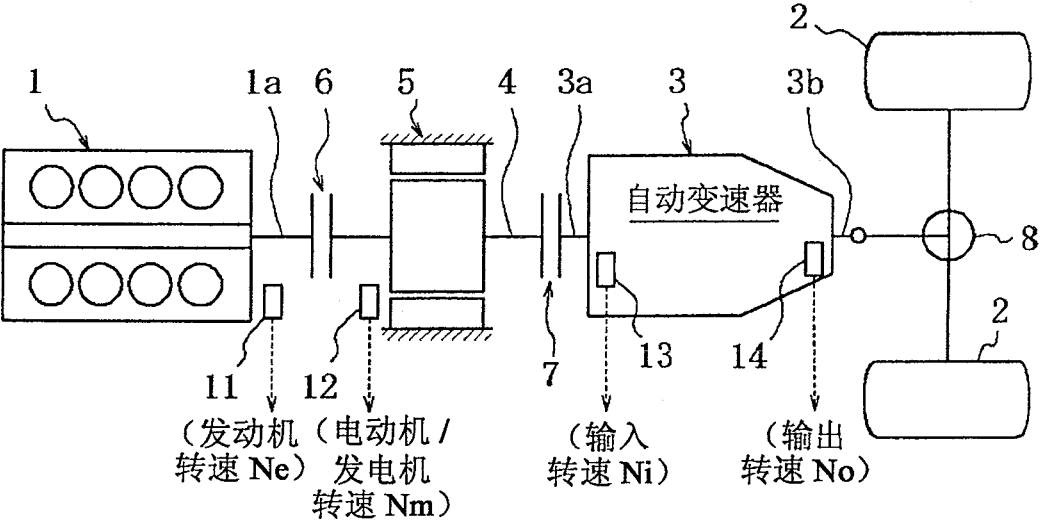


图 1

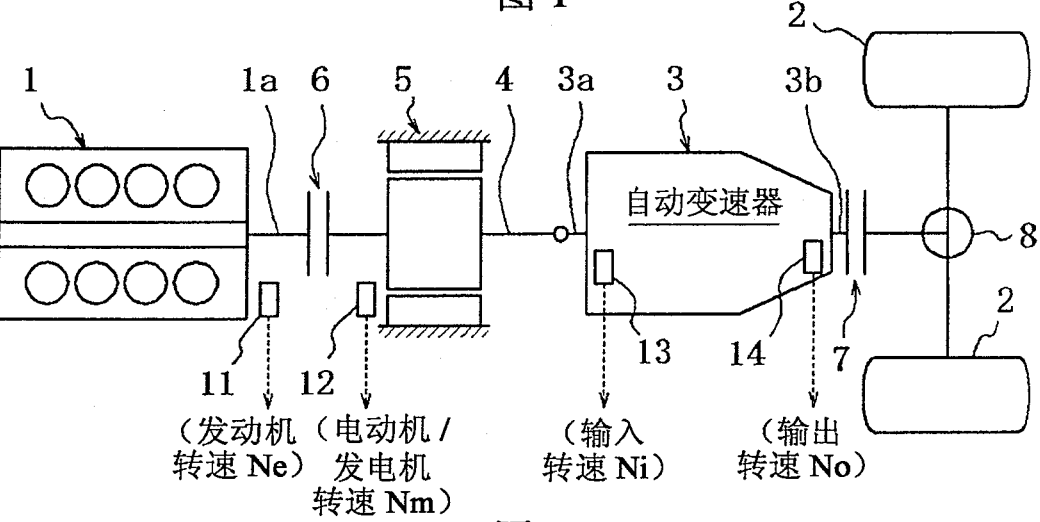


图 2

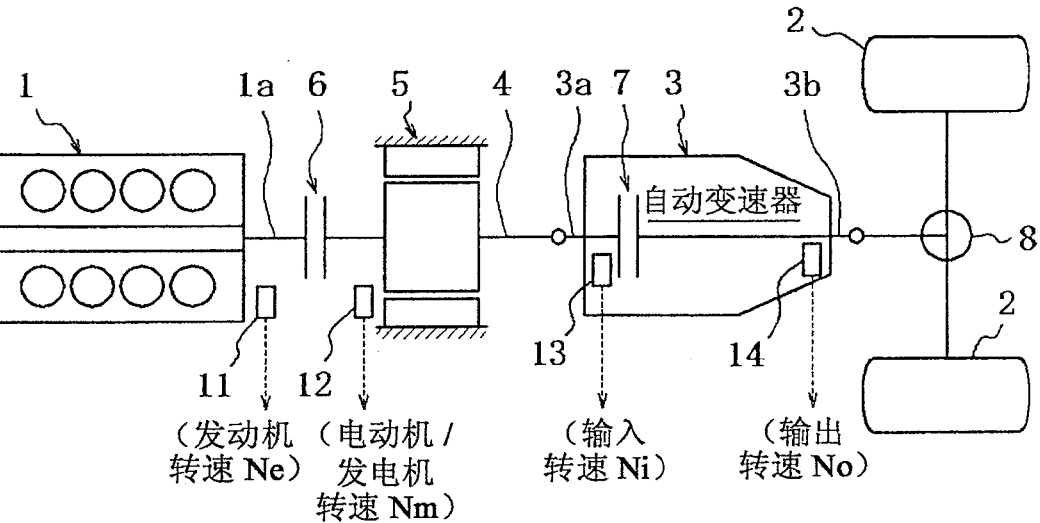


图 3

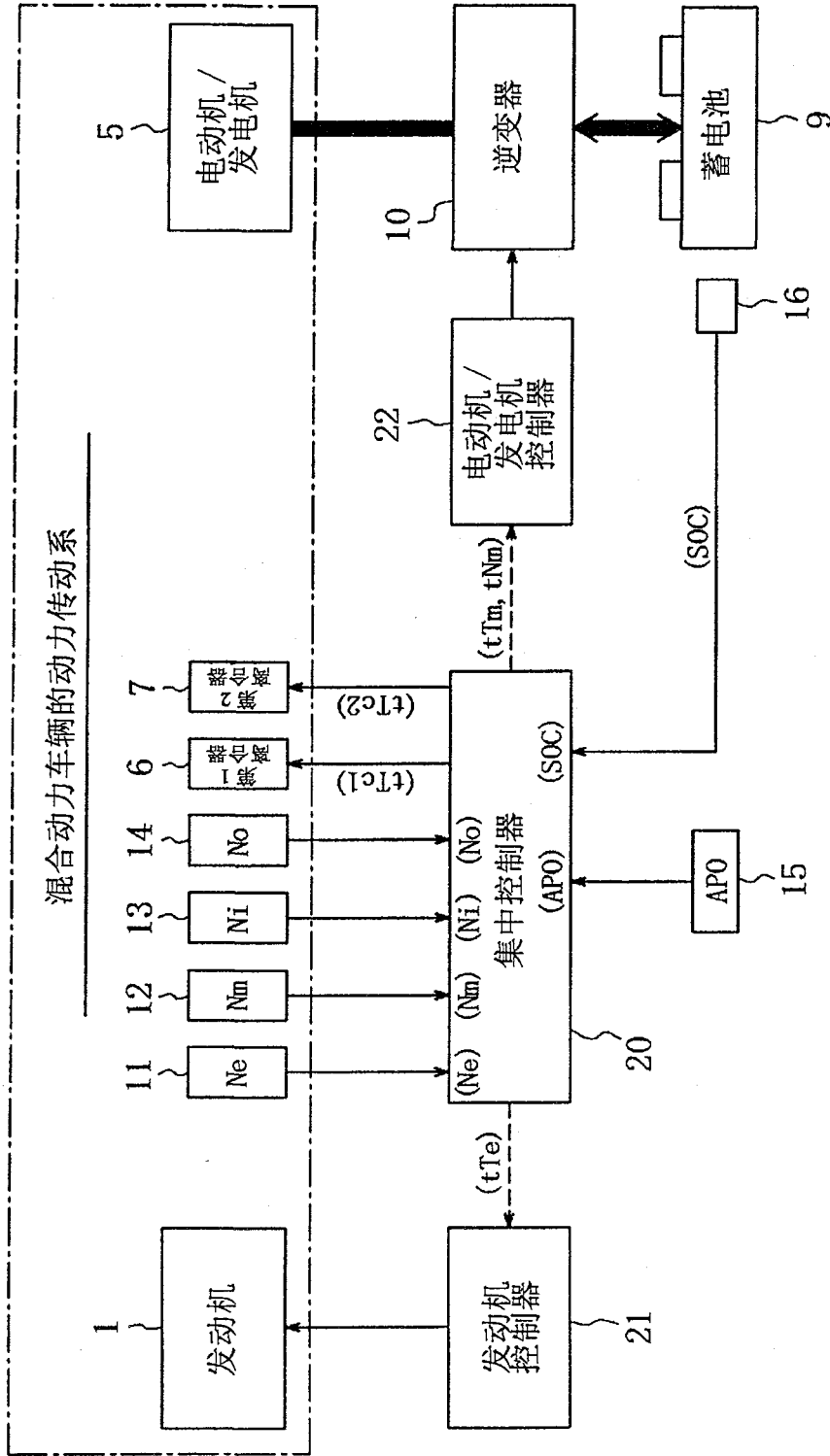


图 4

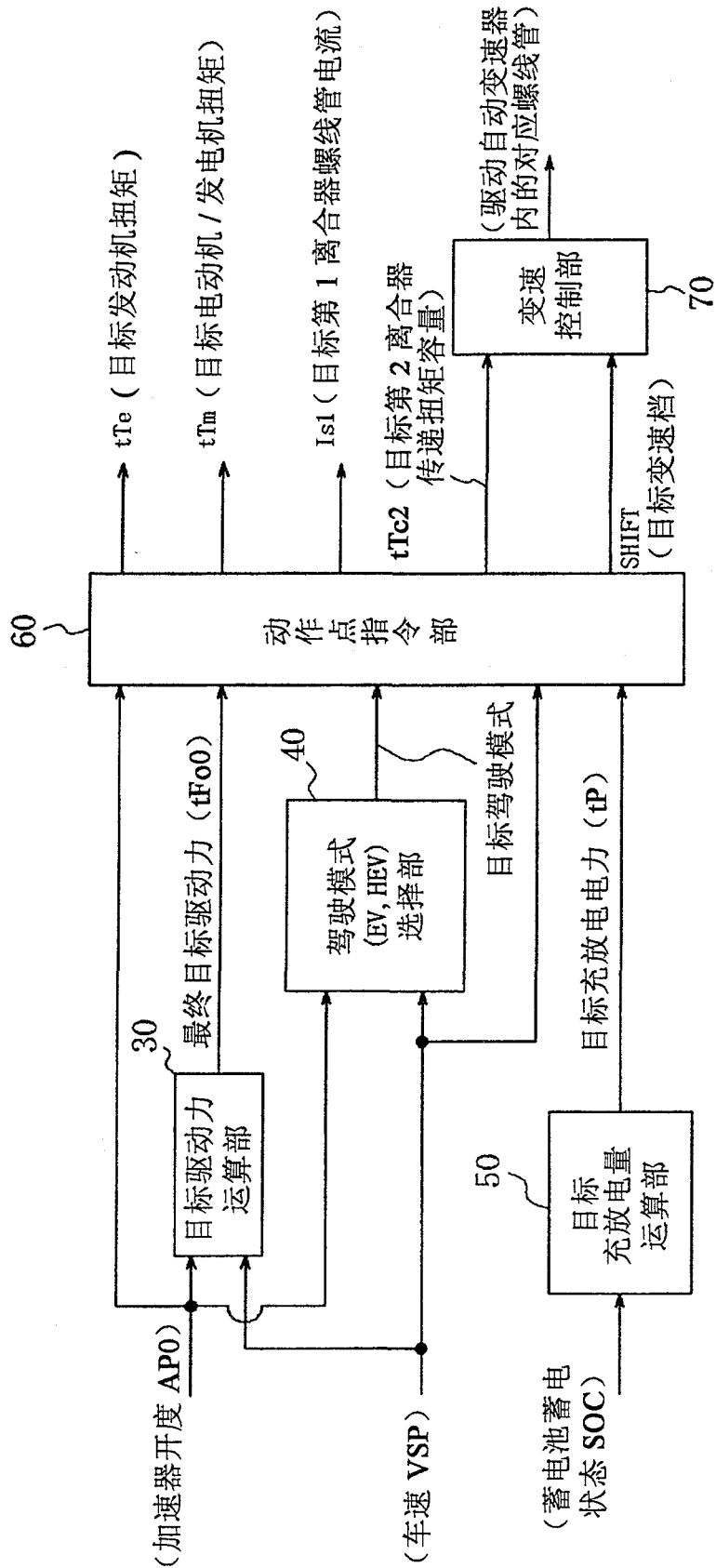


图 5

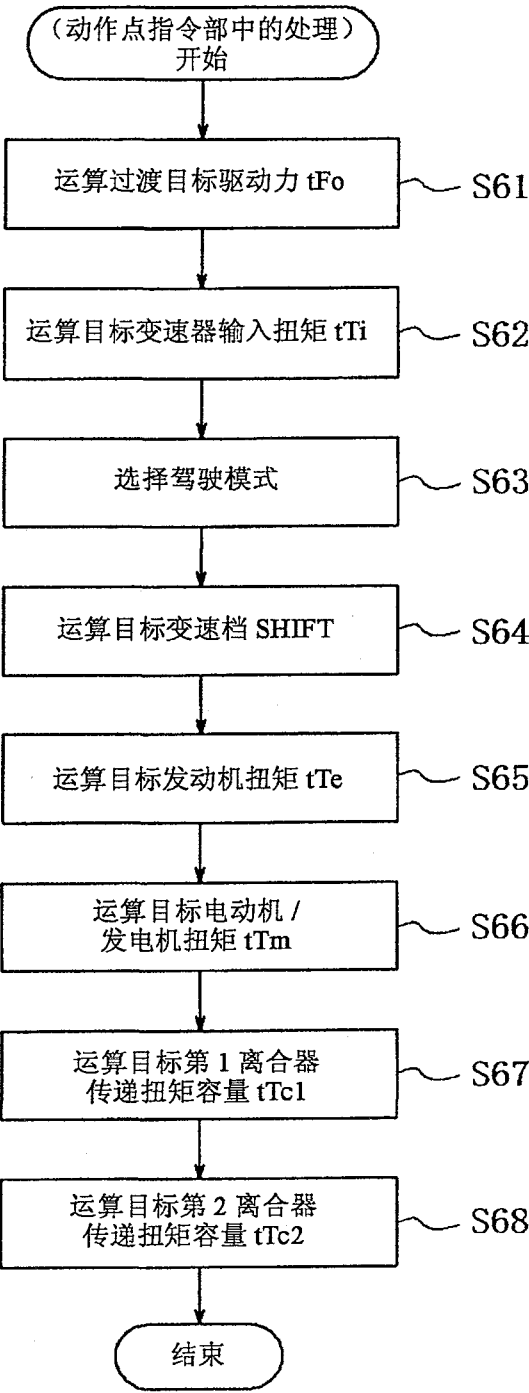


图 6

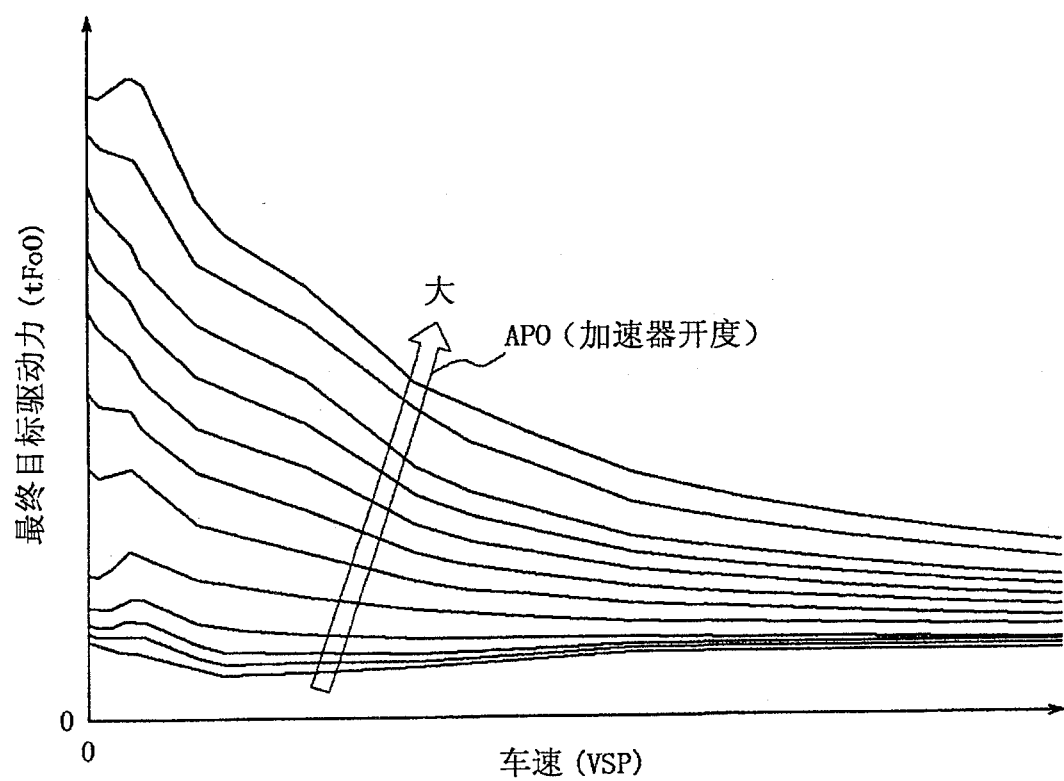


图 7

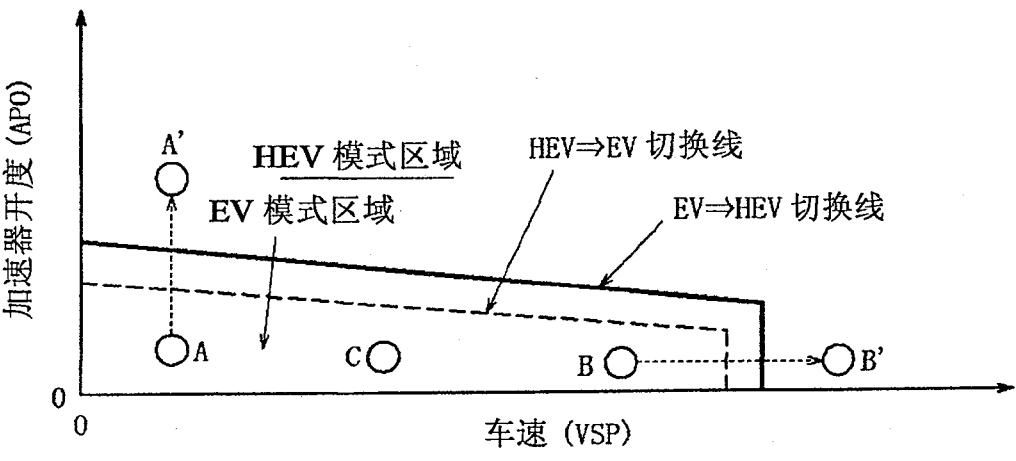


图 8

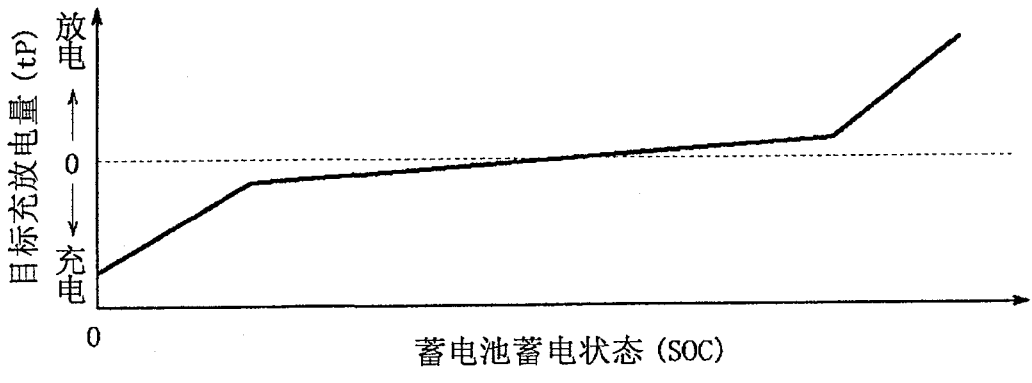


图 9

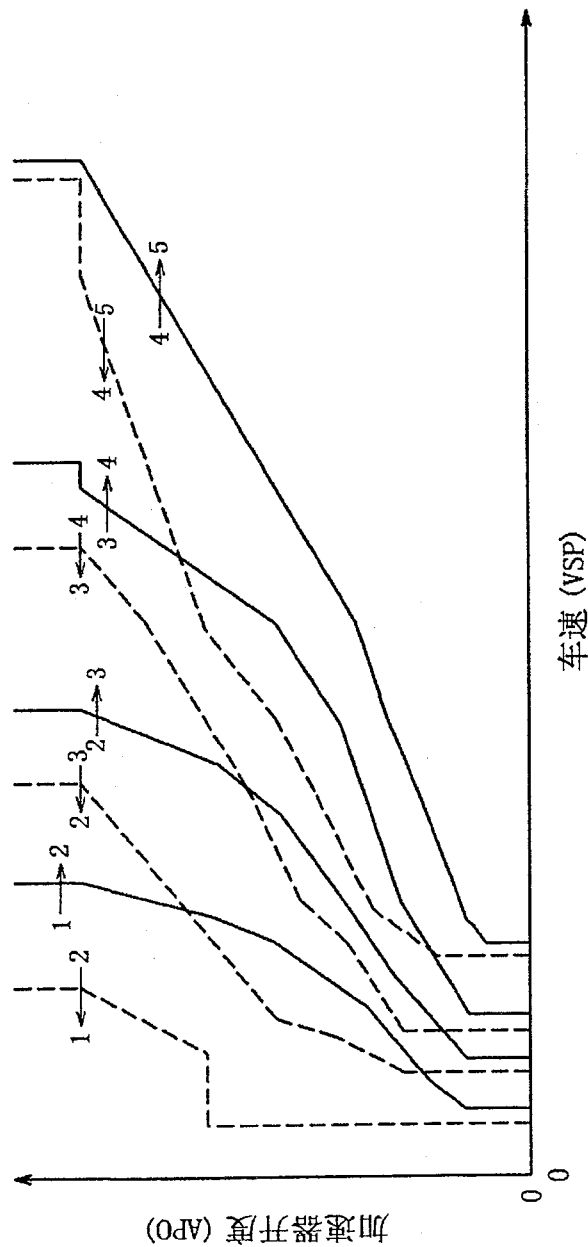


图 10

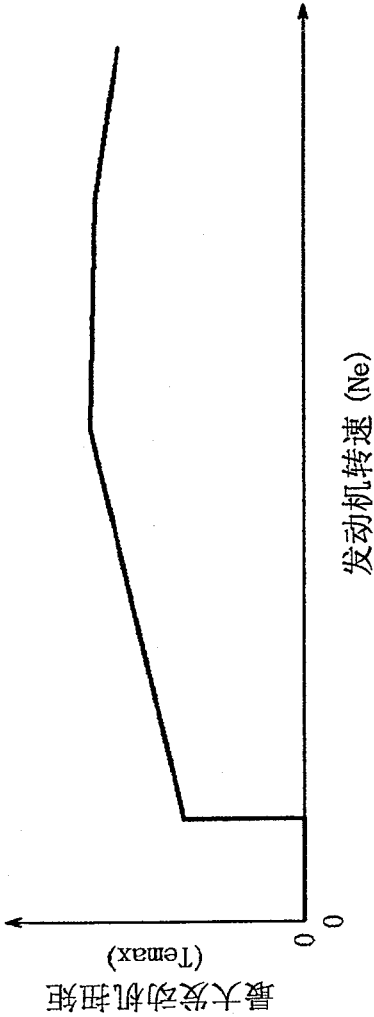


图 11

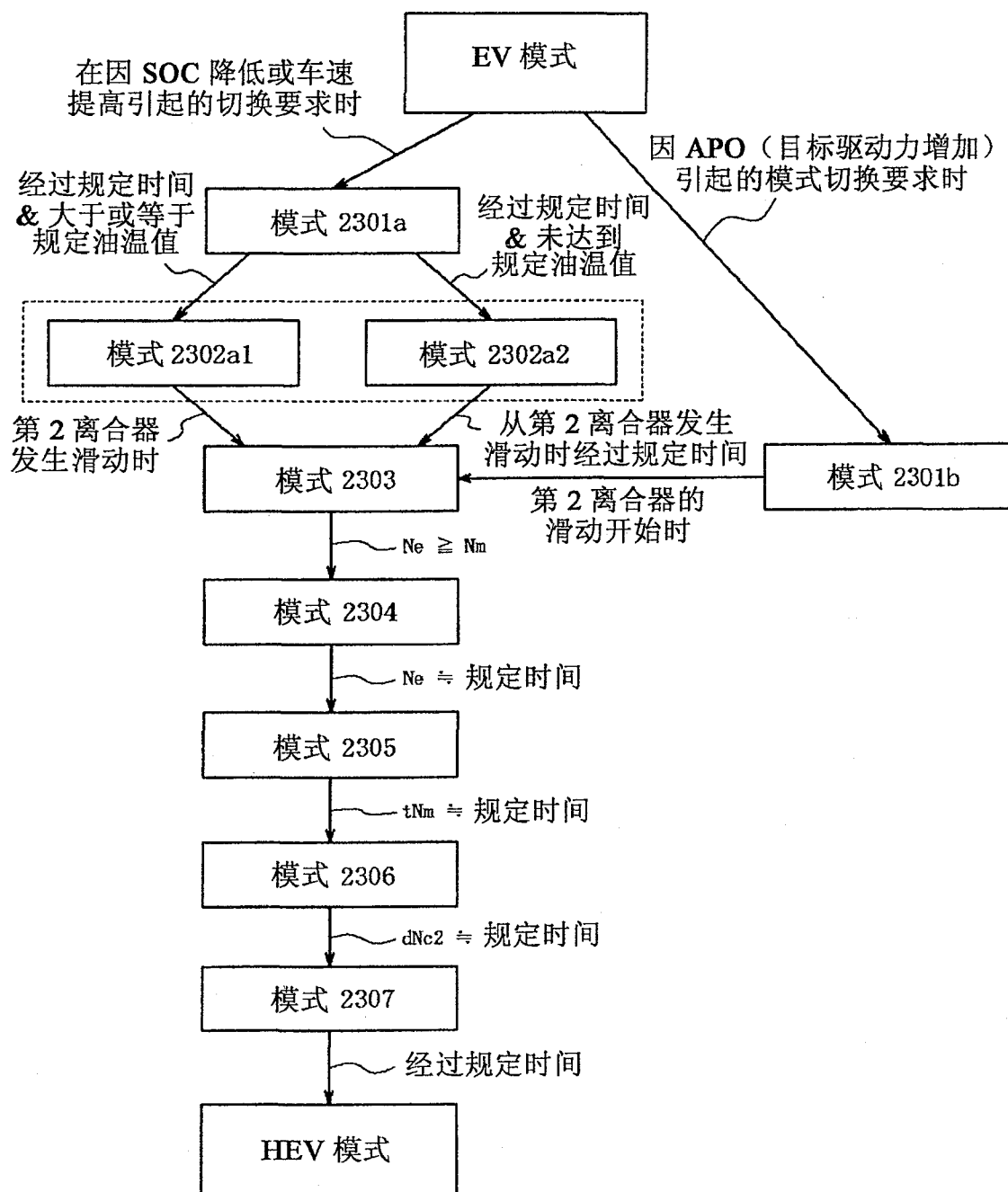


图 12

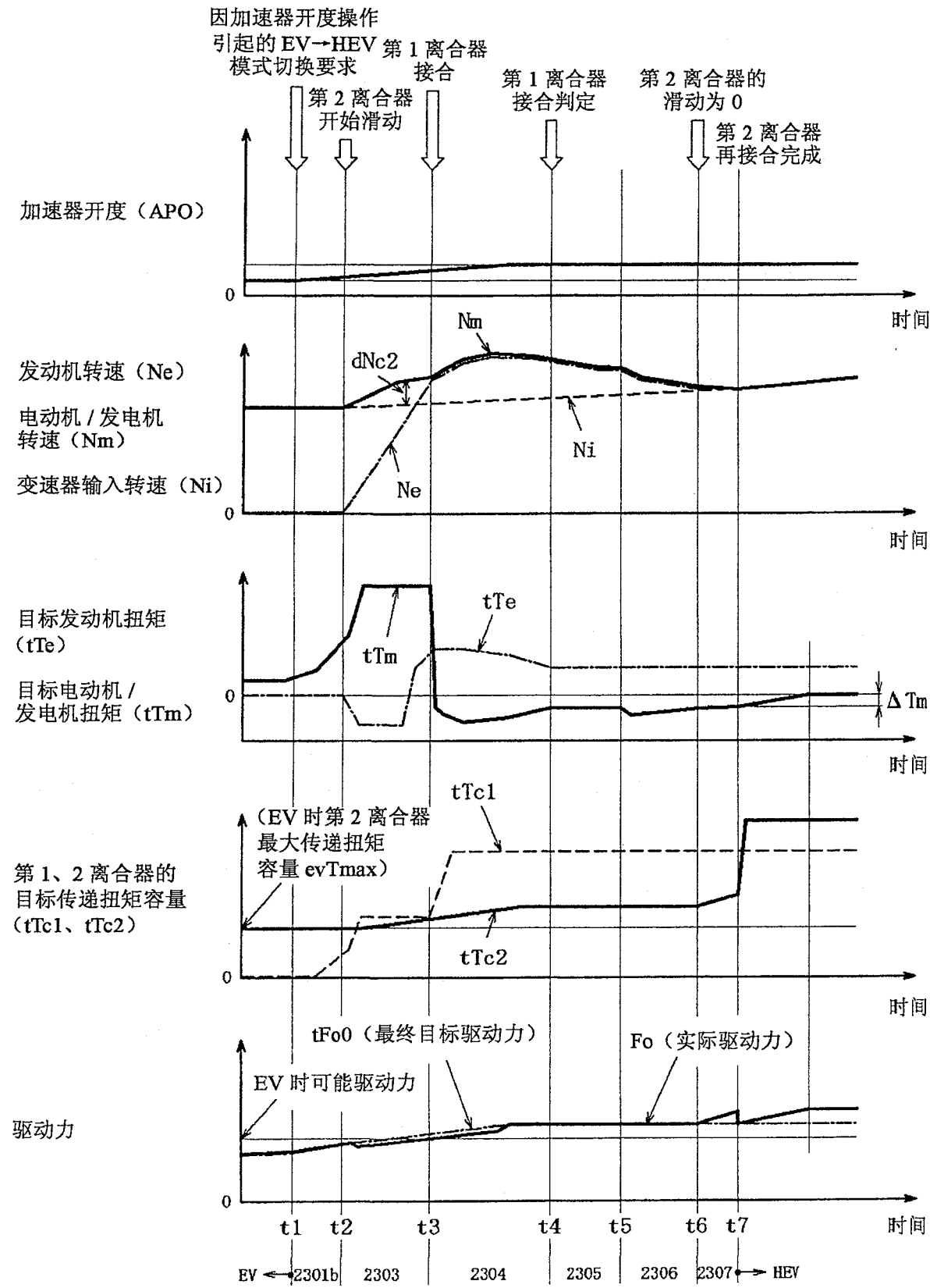


图 13

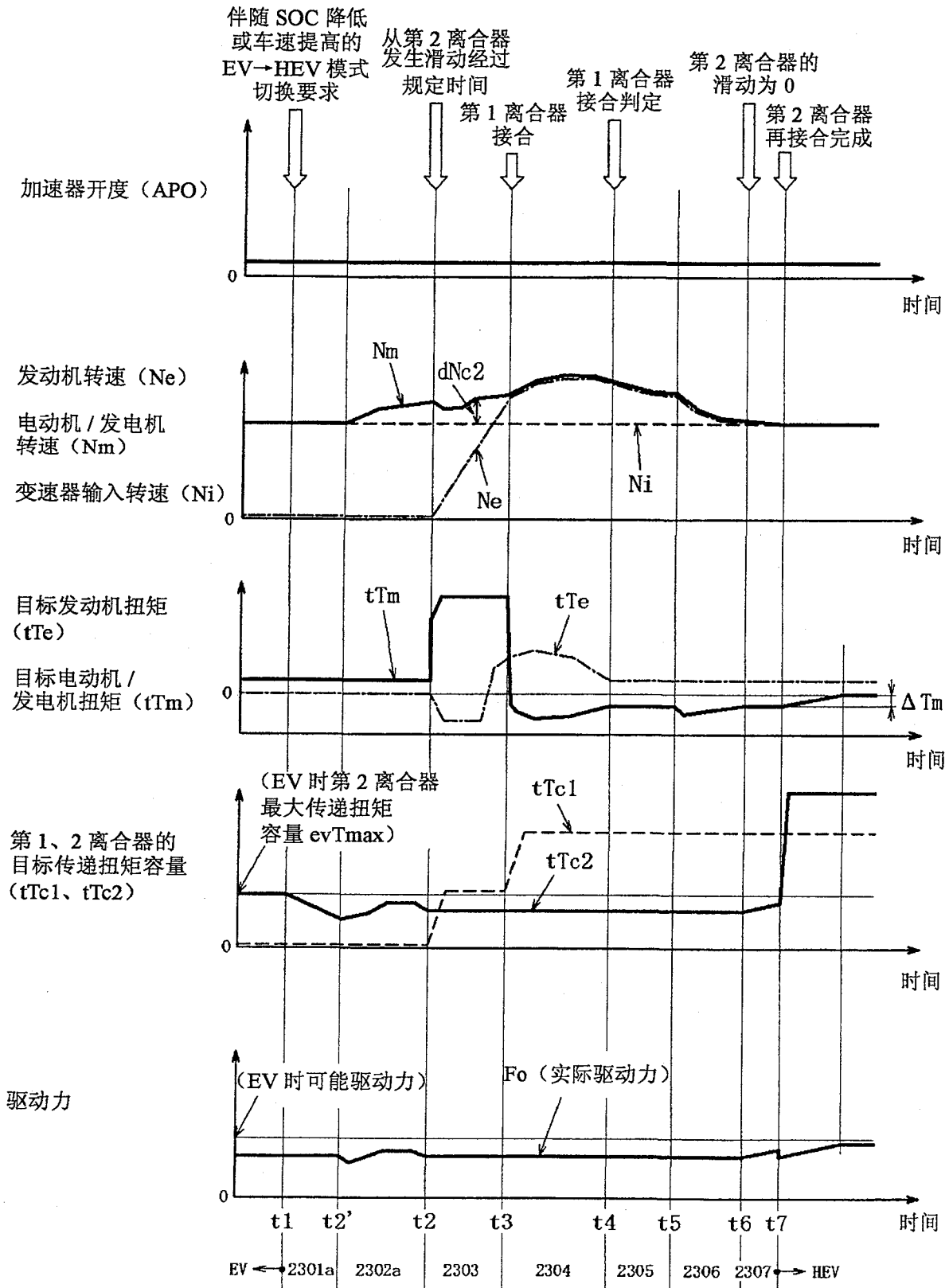


图 14