[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16D 25/12 (2006.01)
F16H 3/08 (2006.01)

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200610006710.0

[43] 公开日 2006 年 8 月 9 日

[11] 公开号 CN 1815051A

[22] 申请日 2006.2.5
[21] 申请号 200610006710.0
[30] 优先权
[32] 2005. 1.31 [33] JP [31] 2005 - 022627
[71] 申请人 株式会社日立制作所
地址 日本东京都
[72] 发明人 越智辰哉 箕轮利通 冈田隆
坂本博史 松村哲生
[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司
代理人 朱 丹

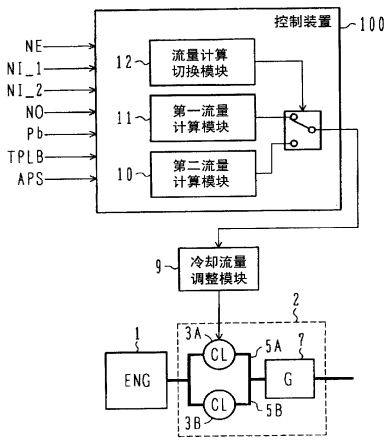
权利要求书 3 页 说明书 25 页 附图 16 页

[54] 发明名称

齿轮式变速器的控制装置以及控制方法

[57] 摘要

本发明公开一种齿轮式变速器的控制装置及方法，其中第一流量计算模块(11)，计算使摩擦离合器(3A、3B)的冷却作用优先的冷却流量。第二流量计算模块(10)，计算使摩擦离合器(3A、3B)的制动拖滞抑制优先的冷却流量。流量计算切换模块(12)，能够在第一流量计算模块(11)和第二流量计算模块(10)之间切换。冷却流量调整模块(9)，基于第一流量计算模块(11)或第二流量计算模块(10)的输出，而调整冷却流量。从而，能够回避与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。



1、一种齿轮式变速器的控制装置，其通过连接于发动机的齿轮式变速器中的至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，并通过对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却液的流量进行调整的冷却流量调整模块，而使供给到所述摩擦离合器的冷却流量变化，其中，

备有：

第一流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的冷却作用优先的冷却流量；

第二流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的冷却流量；

流量计算切换模块，其切换所述第一流量计算模块和所述第二流量计算模块；

所述流量调整模块，基于所述第一流量计算模块或第二流量计算模块的输出，而调整冷却流量。

2、根据权利要求 1 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述第一流量计算模块，基于所述摩擦离合器的产生热量等的温度参数，而计算所述冷却流量。

3、根据权利要求 1 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述流量计算切换模块，在所述发动机的停止请求指令时，切换为所述第二流量计算模块。

4、根据权利要求 1 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述流量计算切换模块，在所述发动机的起动请求指令时，切换为第二流量计算模块。

5、根据权利要求 1 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述流量计算切换模块，在所述齿轮式变速器的变速请求指令时，切换为所述第二流量计算模块。

6、根据权利要求 1 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述齿轮式变速器是具有两个摩擦离合器的双离合器系统；

所述流量计算切换模块，在所述齿轮式变速器的换挡动作之前，从所述第一流量控制模块切换到所述第二计算控制模块。

7、一种齿轮式变速器的控制装置，其对于具有一个以上的摩擦离合器的齿轮式变速器，通过所述摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，其中，

备有：

第一流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的冷却作用优先的冷却流量；

第二流量计算模块，其计算与所述第一流量计算模块所计算的流量相比少的冷却流量；

冷却流量调整模块，其基于所述第一流量计算模块或所述第二流量计算模块所计算出的冷却流量，而使供给到所述摩擦离合器的冷却流量变化。

8、根据权利要求 7 所述的齿轮式变速器的控制装置，其特征在于，

所述第二流量计算模块所计算的流量是零。

9、一种齿轮式变速器的控制装置，其对于具有一个以上的摩擦离合器的齿轮式变速器，通过所述摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，其中，

备有：

控制模块，其从使所述摩擦离合器的冷却作用优先的第一冷却流量，切换到使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的第二冷却流量，而使供给到所述摩擦离合器的冷却流量变化。

10、一种车辆控制装置，包括：发动机；齿轮式变速器，其通过至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比；以及冷却流量调整模块，其对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却流量进行调整，

能够基于给定的条件而自动地于运转状态和停止状态相互地变更所述发动机，其特征在于，

备有：

流量判定模块，其判定所述冷却流量；

控制模块，其基于所述冷却流量判定模块的判定结果，在所述冷却流量较小的情况下，禁止所述发动机的自动停止。

11、一种齿轮式变速器的控制方法，其通过连接于发动机的齿轮式变

速器中的至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，并通过对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却液的流量进行调整，而使供给到所述摩擦离合器的冷却流量变化，其中，

从使所述摩擦离合器的冷却作用优先的第一冷却流量，切换到使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的第二冷却流量，而使供给到所述摩擦离合器的冷却流量变化。

齿轮式变速器的控制装置以及控制方法

技术领域

本发明涉及齿轮式变速器的控制装置以及控制方法，特别是涉及适合用于具备至少一个以上的摩擦离合器的齿轮式变速器的控制装置以及控制方法。

背景技术

近年，从汽车的低燃料费的观点出发，将齿轮式变速器自动化的变速器已被开发出来。该变速器，是备有例如啮合离合器并通过执行机构（actuator）自动地切换该啮合离合器而进行变速动作的自动变速器，其中所述啮合离合器具有在设于平行两轴上的轴上，可空转的多个齿轮列以及同步装置（参照例如专利文献1）。这样，由于是使用高机械效率的啮合离合器的简单的结构，因此能够对燃料消耗率的提高有所贡献。

在这些变速器中，在较狭窄地接近的变速器箱内部动作的摩擦离合器以及复杂的齿轮装置，在开始前进或变速动作中通过平滑的状态而圆滑地传递扭矩，因此产生大量的热。热的蓄积，会使离合器自体的本质恶化。特别是，在嵌入两个这些离合器的双离合器变速器中，由于产生大量的热，因此其冷却方法成为重要的课题。

因此，作为离合器单元的冷却方法，已经周知有以下技术，例如，基于每个配合·解除的离合器变速时的发动机扭距和旋转数差而计算离合器的产生热量，并加算由当前供给的冷却流量所产生的冷却效果，从而预测离合器的温度上升，并改为计算离合器的冷却所需要的流量，高效地为每个配合或解除的离合器供给必要的冷却流量，从而抑制有过剩的流量供给而引起的效率低下（例如参照专利文献2）。

〔专利文献1〕特开平8－320054号公报

〔专利文献2〕特开2004－144304号公报

然而，在上述方式中，在离合器处于高温状态中较为大量地供给冷却流量的状况中，在例如使发动机停止或起动时，会产生以下的问题。

也就是说，在摩擦离合器的产生热量较大的情况下，离合器的冷却流量被大量地供给。为此，在发动机停止时，离合器中的制动拖滞增加，该制动拖滞作为负荷而起作用，因此发动机的旋转数从初始状态而降低，通过与车体的共振频率区域的时间变长。其结果，出现车体产生振动且驾驶性恶化的问题。

另外，在摩擦离合器的产生热量较大的情况下，离合器的冷却流量被大量地供给。为此，在发动机起动时，离合器中的制动拖滞增加，该制动拖滞作为负荷而起作用，因此发动机旋转数上升到相当于空载旋转数的所需要时间延长。也就是说，产生了始动性恶化的问题。

这种发动机停止·起动时的驾驶性恶化的问题，在近年来正被普及的怠速停止系统（idle stop system）中更为明显。所谓怠速停止系统是从燃料费提高的观点出发而于近年来正被普及的系统。在车辆因红灯或度堵车等而停车的情况下，自动地使发动机停止，其后在给定的条件成立时（例如驾驶者进行了将脚从制动踏板离开而踩踏在油门踏板上的操作时），再次自动地开始发动机，这是公知技术。这样，因为和驾驶者的意志没有关系地自动地使发动机停止、开始，从而重视到了没有不适感的动作和驾驶性。

发明内容

本发明的目的为提供一种齿轮式变速器的控制装置以及控制方法，其能够避免伴随着摩擦离合器的冷却流量增加的驾驶性的恶化。

（1）为达到上述目的，本发明提供一种齿轮式变速器的控制装置，其通过连接于发动机的齿轮式变速器中的至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，并通过对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却液的流量进行调整的冷却流量调整模块，而变化供给到所述摩擦离合器的冷却流量，其中设计为，备有：第一流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的冷却作用优先的冷却流量；第二流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的冷却流量；流量计算切换模块，其切

换所述第一流量计算模块和所述第二流量计算模块；所述流量调整模块，基于所述第一或第二流量计算模块的输出，而调整冷却流量。

按照所涉及结构，能够避免与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。

（2）在上述（1）中，优选设计成，所述第一流量计算模块，基于所述摩擦离合器的产生热量等温度参数而计算所述冷却流量。

（3）在上述（1）中，优选设计成，所述流量计算切换模块，在所述发动机的停止请求指令时，切换为所述第二流量计算模块。

（4）在上述（1）中，优选设计成，所述流量计算切换模块，在所述发动机的起动请求指令时，切换为第二流量计算模块。

（5）在上述（1）中，优选设计成，所述流量计算切换模块，在所述齿轮式变速器的变速请求指令时切换为所述第二流量计算模块。

（6）在上述（1）中，优选设计成，所述齿轮式变速器是具有两个摩擦离合器的双离合器系统；所述流量计算切换模块，在所述齿轮式变速器的换挡动作之前，从所述第一流量控制模块切换到所述第二计算控制模块。

（7）另外，为达到上述目的，本发明提供一种齿轮式变速器的控制装置，其对具有一个以上的摩擦离合器的齿轮式变速器，通过所述摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，其中，备有：第一流量计算模块，其计算使所述摩擦离合器的冷却作用优先的冷却流量；第二流量计算模块，其计算与所述第一流量计算模块所计算的流量相比而较少的冷却流量；冷却流量调整模块，基于所述第一流量计算模块或所述第二流量计算模块所计算出的冷却流量，而变化供给到所述摩擦离合器的冷却流量。

按照所涉及结构，能够回避与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。

（10）此外，为达到上述目的，本发明提供一种齿轮式变速器的控制装置，其对具有一个以上的摩擦离合器的齿轮式变速器，通过所述摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，其中备有：控制模块，其通过从使所述摩擦离合器的冷却作用优先的第一冷却流量切换到使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的第二冷却流量，而变化供给到所述摩擦离合器的冷却流

量。

按照所涉及结构，能够回避与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。

（11）另外，为达到上述目的，本发明提供一种车辆的控制装置，其包括：发动机；齿轮式变速器，其通过至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比；以及冷却流量调整模块，其对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却流量进行调整，能够基于给定的条件而自动地于运转状态和停止状态相互地变更所述发动机，其中，备有：流量判定模块，其判定所述冷却流量；控制模块，其基于所述冷却流量判定模块的判定结果，在所述冷却流量较小的情况下，禁止所述发动机的自动停止。

按照所涉及结构，能够回避与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。

（12）另外，为达到上述目的，本发明提供一种齿轮式变速器的控制方法，其通过连接于发动机的齿轮式变速器中的至少一个以上的摩擦离合器的配合·解除而变更变速比，并通过对用于促进所述摩擦离合器的冷却或润滑的冷却液的流量进行调整，而变化供给到所述摩擦离合器的冷却流量，其中，通过从使所述摩擦离合器的冷却作用优先的第一冷却流量切换到使所述摩擦离合器的制动拖滞抑制优先的第二冷却流量，而变化供给到所述摩擦离合器的冷却流量。

按照所涉及结构，能够回避与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的驾驶性恶化。

附图说明

图 1 是表示本发明第一实施方式的使用摩擦离合器的齿轮式变速器的控制装置的主要部分结构的方框图。

图 2 是表示本发明第一实施方式的摩擦离合器的冷却流量供给系统的系统图。

图 3 是表示本发明第一实施方式的齿轮式变速器的结构的概略图。

图 4 是表示本发明第一实施方式的控制装置的动作的主要部分的流程图。

图 5 是表示本发明第一实施方式的控制装置的动作的时序图。

图 6 是表示本发明第二实施方式的齿轮式变速器的结构的概略图。

图 7 是表示本发明第二实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的流程图。

图 8 是表示基于以往的从 4 速向 3 速的关机变速动作的时序图。

图 9 是表示本发明第二实施方式的控制装置的从 4 速向 3 速的关机变速动作的时序图。

图 10 是表示作为本发明第三实施方式的齿轮式变速器的输入离合器而使用的干式单板离合器的释放载荷特性。

图 11 是表示本发明第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的主要部分的流程图。

图 12 是表示本发明第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的主要部分的流程图。

图 13 是表示本发明第四实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的流程图。

图 14 是表示本发明第四实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的流程图。

图 15 是表示本发明第五实施方式的怠速停止系统的结构的系统方框图。

图 16 是表示本发明第五实施方式的控制停止系统的控制动作的理论图。

图中：1－发动机，2－齿轮式变速器，3A－第一离合器，3B－第二离合器，5A－第一输入轴，5B－第二输入轴，7－齿轮列，9－冷却流量调整模块，10－第二流量计算模块，11－第一流量计算模块，12－流量计算切换模块，100－控制装置。

实施方式

以下，利用图 1～5 说明本发明第一实施方式的齿轮式变速器的控制装置以及控制方法。

首先，使用图 1，说明使用本实施方式的摩擦离合器的齿轮式变速器

的控制装置的主要结构。

图 1 是表示本发明第一实施方式的使用摩擦离合器的齿轮式变速器的控制装置的主要部分结构的方框图。

作为车辆的动力源的发动机 1，使用汽油发动机、柴油发动机、或 LPG 发动机等的内燃机。在发动机 1 的动力传递路径上，配置有齿轮式变速器 2。齿轮式变速器 2，由如下构件构成：第一离合器 3A 和第二离合器 3B；连接于各离合器的第一输入轴 5A 和第二输入轴 5B；以及配设于这些轴上的齿轮列 7。另外，有关齿轮式变速器 2 的详细情况，将于以后使用图 3 说明。

第一离合器 3A 和第二离合器 3B，由于重复起动和变速等频繁的配合·解除的动作，因此产生大量的热量。因此，在本实施方式中，通过冷却流量调整模块 9，而将用于保护离合器的冷却液供给到第一离合器 3A 和第二离合器 3B，从而抑制发热。冷却流量调整模块 9，由图 2 所后述的泵和油压控制阀而构成。冷却流量控制模块 9，将冷却液调整为给定流量，并供给到第一离合器 3A 和第二离合器 3B。

这里，对离合器的过剩的流量供给，与离合器的冷却作用相伴，将产生由制动拖滞增大所引起的效率降低等负面影响。

因此，控制装置 100，基于来自各种传感器的输入信号（发动机旋转数 NE、第一离合器输入轴旋转数 NI_1、第二离合器输入轴旋转数 NI_2、变速器输出轴旋转数 NO、油压开关信号 Pb、冷却液的油温 TPLB、油门开度 APS），而计算用于各离合器的冷却或润滑的适当的流量，并向冷却流量调整模块 9 输出电控制信号。

控制装置 100 备有用于运算供给到各离合器的流量的第一流量计算模块 10 和第二流量计算模块 11。第一流量计算模块 10，计算使离合器的冷却作用优先而供给多量的流量时的必要的流量。作为其一例，基于第一离合器 3A 或第二离合器 3B 中产生热量等温度参数，而计算冷却所必要的流量。另一方面，第二流量计算模块 11，使离合器中的制动拖滞的抑制优先，而计算出与离合器的产生热量等温度参数等温度参数无关的少量的流量。至于这两个计算结果，由流量计算切换模块 12，根据车辆的运转条件选择其中一方的计算结果，向冷却流量调整模块 9 输出电控制信号。

如此，构成控制装置 100 的主要部分，并通过根据运转条件而切换供给到离合器的冷却流量计算模块，由此能够避免与离合器的冷却流量增加相伴随的驾驶性恶化。

接下来，使用图 2，说明本实施方式所涉及的摩擦离合器的冷却流量的供给系统。

图 2 是表示本发明第一实施方式的摩擦离合器的冷却流量供给系统的系统图。另外，与图 1 相同的符号，表示相同部分。

泵 14，由电机 13 所驱动，贮存在油盘的冷却液（冷却油）由滤器 15 吸起而升压。被升压后的冷却液，通过蓄压器 16 而被暂时蓄压，被蓄压后的油压 Pb 被油压传感器 18 所检测。图 1 中所示的控制装置 100，以油压传感器 18 的输出成为给定范围的方式，而切换电机 13 的驱动・非驱动状态。

另外，在蓄压器 16 中，油冷却器 19 以串联的方式而被配设。油冷却器 19，在与图中未示出的发动机室内的散热器制成一体化的冷却介质内部循环冷却液，由此冷却冷却液。以上的结构要素作为离合器的冷却系统的油压源而起作用。

此外，主油路 20 被分路为两个系统，流量控制阀 21、22 被配设于各自的油路。这些流量控制阀 21、22，根据来自控制单元 100 的电控制信号而驱动内部的直线螺线管，使油路的开口面积变化，从而使输出流量变化。从以上的结构，构成冷却流量调整机构 9。

被流量控制阀 21 和流量控制阀 22 而进行了流量调整的冷却液，经由油路 23 和油路 24 而被分别供向上述第一离合器 3A 和第二离合器 3B。另外，在油盘中，安装有温度传感器 25。由温度传感器 25 所检测出的油温 TPLB，在控制装置 100 中不仅用作计算冷却流量的参数，而且也能够用于判定这些冷却流量供给系统是否正在正常地动作。

另外，构成上述的摩擦离合器的冷却流量供给系统的各要素，不是限定本发明概念的器件，作为油压源也可以是连接于发动机输出轴并通过发动机驱动而产生油压的机械式泵。另外，也不限定油冷却器的设置位置和油温传感器的配置位置，可以配置于能够满足离合器的冷却功能和温度检测功能的任意位置。

接下来，利用图 3 说明本实施方式的齿轮变速器 2 的结构。

图 3 是表示本发明第一实施方式的齿轮变速器的结构的概略图。另外，与图 1 相同的符号表示相同的部分。

图 3 所示的齿轮式变速器，是所谓的双离合器变速器，由如下结构构成：第一离合器 3A，其进行第一输入轴 5A 和发动机输出轴 4 的断开和连接；第二离合器 3B，其进行第二输入轴 5B 和发动机输出轴 4 的断开和连接。

在第一输出轴 5A 上，配置 1 速、3 速、以及 5 速用的驱动侧齿轮 31、33、35，以及倒车用驱动侧齿轮 R1。1 速用驱动侧齿轮 31 以及倒车用驱动侧齿轮 R1 以与第一输入轴 5A 成为一体而旋转的方式被配置，此外的 3 速和 5 速用的驱动侧齿轮 33、35 以在第一输入轴 5A 上可以空转的方式而被配置。在与第一输入轴 5 同轴的外周侧，设置有第二输入轴 5B。

在第二输入轴 5B 上，配置有 2 速、4 速以及 6 速用的驱动侧齿轮 32、34、36。6 速用驱动侧齿轮 36 以与第二输入轴 5B 形成一体而旋转的方式被配置，此外的 2 速以及 4 速用的驱动侧齿轮 32、34，在第二入轴 5B 上可以空转的方式而被配置。

另外，与第一输入轴 5A 和第二输出轴 5B 相平行，设置有输出轴 26 和副轴 27。在输出轴 26 上，配置有从 1 速到 6 速的被动侧齿轮 41、42、43、44、45、46 以及倒车用第三齿轮 R3。2 速、3 速、4 速、5 速用被动侧齿轮 42、43、44、45 以及倒车用第三齿轮 R3，以与输出轴 26 成为一体而旋转的方式而被配置，1 速以及 6 速用被动侧齿轮 41、46，配置为输出轴 26 上可以空转。另外，在副轴 27 上，设置有第二倒车用齿轮 R2。该第二倒车用齿轮 R2，配置为副轴 27 上可以空转。

在第一输入轴 5A 上，设置有 3－5 速同步装置 110。另外，在第二输入轴 5B 上，设置有 2－4 速同步装置 120。另外，在输出轴 26 上设置有 1－6 速同步装置 130。另外，在副轴 27 上设置有倒车同步装置 140。

这里，上述的第一离合器 3A、第二离合器 3B 以及多个同步装置 110、120、130，由控制装置 100 自动地控制。在控制装置 100 中，输入如下器件的传感器或开关信号：作为传感器组的发动机旋转数传感器 51、油门开度传感器 52、第一输入轴旋转数传感器 53、第二输入轴旋转数传感器 54、

输出轴旋转数传感器 55、制动器开关 56、所述油压传感器 18、所述冷却油温传感器 25 等。控制装置 100，基于这些输入信号，而使所述的第一离合器 3A、第二离合器 3B、3－5 速同步装置 110、2－4 速同步装置 120、1－6 速同步装置 130 以及倒车同步装置 140 动作而实现自动变速。

从控制装置 100 输出的电控制信号，输入到油压控制装置 30。在油压控制装置 30 上设置有多个比例螺线管，产生与控制信号相对应的油压力和流量。第一离合器 3A 和第二离合器 3B，通过变化设置于油压控制装置 30 的压力控制阀的油压力，而自动地控制其配合·解除动作。另外，通过变化设于油压控制装置 30 上的流量控制阀的流量，而自动地控制供给到第一离合器 3A 和第二离合器 3B 的冷却液的流量。此外，通过变化设置于油压控制装置 30 上的压力控制阀的油压力，并控制换挡执行器 40 的作用于各汽缸的油压参数，上述同步装置 110、120、130、140，在各自轴上向图中左右滑动。由此，使驱动侧齿轮或被动侧齿轮与各轴配合，并选择对应于变速指令的扭力传达路径。

这里，本实施方式的齿轮式变速器，如上所述，通过油压执行器而驱动螺线管和汽缸等变速器的构成要素，但是也可以构成为使用电机等电气式执行器。或者，也可以构成为第一离合器 3A 和第二离合器 3B 作为油压式执行器，同步装置 110、120、130 作为所谓的电气式执行器而组合的驱动方式。

接下来，说明各变速状态动力的传递路径。另外，在变速时以外的行驶时，基本上第一冷却 3A 和第二离合器 3b 的双方联接，并通过其中任何一个进行扭矩的传递。

（空挡状态）

第一离合器 3A 和第二离合器 3B 均为解除状态，或者即使处于配合状态，而所有的同步装置处于空挡位置时，也形成空挡状态。

（1 速状态）

通过第一离合器 3A，将 1－6 速同步装置 130 驱动至右侧。发动机扭矩以如下方式传递：第一离合器 3A→第一输入轴 5A→第一驱动侧齿轮 31→输出轴 26 上的第一被动侧齿轮 41→未图示的最终减速齿轮。

（2 速状态）

通过第二离合器3B，将2－4速同步装置120驱动至左侧。发动机扭矩以如下方式传递：第二离合器3B→第二输入轴5B→第二驱动侧齿轮32→输出轴26上的第二被动侧齿轮42→未图示的最终减速齿轮。

（3速状态）

通过第一离合器3A，将3－5速同步装置110驱动至左侧。发动机扭矩以如下方式传递：第一离合器3A→第一输入轴5A→第三驱动侧齿轮33→输出轴23上的第三被动侧齿轮43→未图示的最终减速齿轮。

（4速状态）

通过第二离合器3B，将2－4速同步装置120驱动至右侧。发动机扭矩以如下方式传递：第二离合器3B→第二输入轴5B→第四驱动侧齿轮34→输出轴26上的第四被动侧齿轮44→未图示的最终减速齿轮。

（5速状态）

通过第一离合器3A，将3－5速同步装置110驱动至右侧。发动机扭矩以如下方式传递：第一离合器3A→第一输入轴5A→第五驱动侧齿轮35→输出轴26上的第五被动侧齿轮45→未图示的最终减速齿轮。

（6速状态）

通过第二离合器3B，将1－6速同步装置230驱动至左侧。发动机扭矩以如下方式传递：第二离合器3B→第二输入轴5B→第六驱动侧齿轮36→输出轴26上的第六被动侧齿轮46→未图示的最终减速齿轮。

（倒车状态）

通过第一离合器3A，将倒车同步装置140驱动至左侧。发动机扭矩以如下方式传递：第一离合器3A→第一输入轴5A→第一倒车用齿轮R1→第二倒车用齿轮R2→输出轴26上的第三倒车用齿轮R3→未图示的最终减速齿轮。

接下来，说明实际的变速动作。第一离合器3A和第二离合器3B，通过各同步装置110、120、130而对于各种齿轮列的执行器协调而配合·解除，并有选择地将发动机扭矩传递到输出轴26。

作为一例，对于从车辆的静止状态到起动的情况，以车辆变速器2的最低齿轮比，即以第一速齿轮比而配合。因此，进行如下方式的配合，即1－6速同步装置130从空挡位置被驱动至右侧，从而将第一被动侧齿轮

41 结合到输出轴 26，第一离合器 3A 通过第一速齿轮列而将扭矩从发动机 1 传递到输出轴 26。接下来，车辆速度上升，控制装置 100 若判定为成为向 2 速的上行换挡所必要的条件，则首先将 2－4 速同步装置 120 从空挡位置驱动至左侧，并将第二驱动侧车辆 32 结合于第二输入轴 5B。接下来，随着将第一离合器 3A 离脱而配合第二离合器 3B，进行没有扭矩遮断的变速。

这种第一离合器 3A 和第二离合器 3B 的离合器构架替代，是对每次齿轮变速器 2 的变速而进行的。因此，若在变速前的状态中，配合非动作状态的离合器（这里是配合侧的离合器），则根据所施加的载荷，并通过离合器传递扭矩的急增，与此相伴，由于在离合器上产生的滑动而产生热。若不进行适当的冷却，则配合侧的离合器的温度有可能会上升至损伤离合器盘或摩擦材料的给定温度。另外，在热量的蓄积不能适当地消散的情况下，由于使齿轮式变速器 2 整体的温度显著上升，因此也成为实际发生所述损伤的原因。同时，在配合侧的离合器的温度急剧上升期间，解除侧的离合器停止扭矩的传递。若负荷减少，则被解除的离合器的热的发生减少，所以其冷却变得没有必要性。

因此，为了兼顾离合器的冷却作用和由过剩的流量供给引起的制动拖滞增大，则需要根据每个离合器的发热状态和热负荷而供给冷却流量。另外，在随着流量增大而驾驶性恶化的特异状况中，需要通过暂时减少冷却流量而避免驾驶性恶化。

接下来，使用图 4，说明本实施方式的控制装置 100 的动作。

图 4 是表示本发明第一实施方式的控制装置的动作的主要部分的流程图。

在步骤 S11 和步骤 S12 中，流量计算切换模块 12，进行如下判定，即是发动机从停止状态的起动请求，还是发动机从驱动状态的停止请求。这里，在产生起动或停止的任何一个请求的情况下，进入步骤 S14；若不是该情况下，则进入步骤 S13。

对于既非起动时，又非停止时的情况下，在步骤 S13 中，第一流量计算模块 11，使冷却作用优先，而计算与各离合器的产生热量等温度参数对应的冷却流量，并积极地促进冷却作用。

另一方面，在起动时或停止时的情况下，在步骤S14中，第二流量计算模块10，使制动拖滞抑制优先，而与离合器的产生热量和温度参数无关地，计算不牵涉由制动拖滞引起的负面影响的上流（包含流量0）的冷却流量，并结束一系列动作。

这里，发动机的起动请求以及发动机停止请求，不仅由驾驶者的键操作和连动而产生，而且也可以与怠速停止系统等驾驶者的操作无关系地自动地产生发动机起动请求以及发动机停止请求。

如上所述，通过控制装置100的控制，伴随着离合器的冷却流量增加，能够避免发动机起动时或发动机停止时的驾驶性恶化。

接下来，参照图5说明本实施方式的控制装置100的动作。

图5是表示本发明的第一实施方式的控制装置的动作的流程图。图5（A）表示自动起动触发信号；图5（B）表示自动停止触发信号；图5（C）表示第一离合器冷却流量信号；图5（D）表示发动机旋转数。

这里，示出了怠速停止时的时序图。也就是说示出了在时速t0怠速停止条件成立而自动地停止发送机，其后在时刻t3再起动条件成立而自动地开始发动机时的时序图。另外，图5的虚线的波形表示以往的控制方法的动作，实线的波形表示本实施方式的控制方法的动作。

自动停止触发产生的时刻t0以前的第一离合器冷却流量，如图5（C）所示的那样，供给很大的流量QH，在第一流量计算模块11中，执行依存于第一离合器3A的热负荷等温度参数的流量计算。

因此，若在时刻t0使自动停止触发产生，则如图5（C）的实线所示的那样，使第一离合器冷却流量降低为零。即通过第二流量计算模块10计算并供给少量的冷却流量（包含流量0）。因此，由于发动机停止过程中的离合器的制动拖滞降低，因此如图5（D）所示的那样，抑制了发动机旋转数的急剧降低。

在发动机停止时，对于摩擦离合器的产生热量较大的情况，若以图中虚线所示的那样极大地供给离合器的冷却流量，则离合器中的制动拖滞增加，其制动拖滞作为负荷而起作用。其结果，如图5（D）中虚线所示的那样，由于发动机旋转数从初始状态降低，通过与车体共振的频率区域AR的时间T1变长。为此，产生车体振动且驾驶性恶化。

另一方面，在本实施方式中，由于离合器的制动拖滞被降低，因此若时刻 t0 产生发动机停止触发信号，则能够如图 5（D）中实线所示的那样，在初始阶段平缓地降低发动机旋转数，将旋转数降低到图中阴影所示的与车体的共振频率区域 AR 附近后，急剧地降低发动机旋转数，并能够实现发动机控制装置控制燃料量、点火时间以及主汽门开度。由此，能够降低通过与车体的共振频率区域 AR 的时间 T0，并能够通过降低车体的振动而提高驾驶性能。也就是说，抑制了由发动机停止时的发动机旋转数的急变引起的车体的振动，以及由通过共振频率区域引起的车体的振动。

接下来，若在时刻 t2 判断为发动机停止，则再次切换流量计算方法，如图 5（C）所示的那样，第一离合器冷却流量上升到原始值 QH，并供给用于促进离合器的冷却的流量。

接下来，在时刻 t3，若如图 5（A）所示，产生自动起动触发，则与发动机停止时同样，如图 5（C）所示，将第一离合器冷却流量降低到零。因此，由于发动机起动过程中离合器的制动拖滞被降低，因而如图中实线所示，能够缩短从产生起动触发到发动机完爆的所需要时间 Ts，发动机的旋转数迅速地上升。

在以往的方式中，发动机起动时，在摩擦的发生热量较大的情况下，如图 5（C）中虚线所示，大量地供给离合器的冷却流量。因此，由于离合器中制动拖滞增加，且该制动拖滞作为负荷而起作用，因此发动机旋转数上升到怠速旋转数相当前的时间 Ts’被延长。即，始动性变得恶化。

这里，虽然在图 5 中停止触发信号或起动触发信号同时地使冷却流量减少，但是由于实际上供给到离合器的流量中存在应答迟滞，因此有可能在触发信号刚发生之后继续制动拖滞增加的状态。因此，也可以设计为如下控制方法，即从触发信号发生起经过给定时间后，通过使燃料喷射量、点火时间等发动机控制系统，或启动器动作，而实际地开始使发动机停止或起动的动作。

另外，在图 5 中虽然将第一离合器冷却流量暂时降低为零，但是也可以设计为如下控制方法，即供给不产生由制动拖滞引起的负面影响的给定值以下的流量。

另外，也可以设计为如下控制方法，即根据发动机停止时或发动机起

动时的发动机旋转数的时间变化，间接地计算出由离合器制动拖滞引起的负荷，并在该值低于预先设定的给定值时，切换冷却流量计算方法而暂时地降低流量。

如以上的说明，根据本实施方式，能够避免与离合器的冷却流量增加相伴的发动机停止时或发动机起动时的驾驶性恶化。

图 6 是表示本发明第二实施方式的齿轮式变速器的结构的概略图。

图 6 所示的齿轮式变速器 2A，是使用助推离合器的前进 5 速的变速机构，是其主要构成要素以现存的手动变速器为基础，并通过将摩擦离合器安装在变速器内部，而能够实现没有变速时的扭矩遮断的变速性能的齿轮式变速器。

输入轴 5 和发动机输出轴 4 之间的断开和连接通过输入离合器 3 进行。输入离合器 3 是一般的干燥单板离合器。由发动机 1 所产生的动力，从离合器罩壳（未图示）传递到压力板（未图示），并通过由弹簧（未图示）的按压负荷所产生的摩擦力，传递到离合器摩擦片（未图示）。此外，通过离合器的旋转方向缓冲机构（未图示），向齿轮式变速器 2 的输入轴 5 传递。

在输入轴 5 上，配置有 1 速、2 速、3 速、4 速和 5 速用的驱动侧齿轮 31、32、33、34、35 以及倒车用的驱动侧齿轮 R1，驱动侧齿轮 31、32、和 R1 与输入轴 5 成为一体而旋转，驱动侧齿轮 33、34 和 35 可空转地被配置于输入轴 5 上。另外，与输入轴 25 平行地设置输出轴 26 和副轴 27。在输出轴 26 上，配置有从 1 速到 5 速的被动侧齿轮 41、42、43、44、45，以及倒车用第三齿轮 R3。被动侧齿轮 43、44、45 和倒车用第三齿轮 R3，以与输出轴 26 成为一体而旋转的方式被配置，被动侧齿轮 41、42 可空转地配置于输出轴 26 上。另外，在副轴 27 上设有第二倒车用齿轮 R2。第二倒车用齿轮 R2，可空转地配置于副轴 27 上。在输入轴 5 上，设有 3－4 速同步装置 150，在输出轴 26 上设有 1－2 速同步装置 160。另外，在副轴 27 上，设有倒车同步装置 140。

在以这种手动变速器为基础的变速器构内部，安装有摩擦离合器 60。在 5 速用驱动侧齿轮 35 上安装有离合器鼓 60a，多个被驱动侧板与离合器鼓 60a 一体地旋转。在输入轴 5 上，安装离合器毂盘（图中未示出），多

个驱动侧板与离合器毂盘一体地旋转。是其驱动侧板和被驱动侧板通过油压将（离合器活塞）向轴方向按压，并通过夹杂在板间的油的遮断力而传递扭矩的公知湿式多半离合器。通过配合该摩擦离合器 60，能够形成第 5 变速段。

这里，上述的输入离合器 3、摩擦离合器 60 以及多个同步装置 150、160，通过自动装置 100A 而被自动地控制。从控制装置 100A 输出的电控制信号，被输入到油压控制装置 30。在油压控制装置 30 中，设有多个比例螺线管，从而产生与控制信号相对应的油压力或流量。输入离合器 3，通过变化设置于油压控制装置 30 的流量控制阀的流量，而自动地控制其配合·解除。另外，摩擦离合器 60 通过变化设于油压控制装置 30 上的压力控制阀的油压力，而自动地控制其配合·解除，并通过变化设于油压控制装置 30 的流量控制阀的流量，而控制供给到摩擦离合器 60 的冷却液的流量。

此外，通过变化设于油压控制装置 30 的压力控制阀的油压力，并控制换挡执行器 40 的作用于各汽缸的油压力的平衡，从而使同步装置 140、150、160 有选择地在各自的轴上向图中左右滑动。藉此，使驱动侧齿轮或被动侧齿轮与各轴配合，从而选择对应于变速指令的扭矩传递路径。

如图 1 所说明的那样，控制装置 100A 备有第一和第二流量计算模块 10、11，以及流量计算切换模块 12。

这里，虽然本实施方式的齿轮变速器通过螺线管和汽缸等油压执行器而驱动变速器的构成要素，但是也可用电机等电气式执行器而构成。或者，也可以将摩擦离合器 60 设为油压执行器，也可以设为安装了输入离合器 3 和多个同步装置形成电气式执行器的驱动方式的结构。

接下来，说明实际的变速动作。作为一例，在车辆的从静止状态向起动的情况下，以齿轮式变速器 2 的最低齿轮比，即第一齿轮比配合。

通过将 1—2 速同步装置 160 从空挡位置驱动至左侧，而将第一被动侧齿轮 41 配合于输出轴 26，输入离合器 3 以如下方式被配合，即通过第一齿轮列将扭矩从发动机 1 传递到输出轴 26 而配合。接下来，车辆速度上升，若控制装置 100A 判断为达到了需要向 2 速上行换挡的条件，则增加摩擦离合器 60 的配合力。于是，在发动机扭矩和摩擦离合器 60 的配合力平衡时，1—2 速同步装置 160 被驱动至空挡位置，发动机的扭矩经由第

5 齿轮列而向输出轴 26 传递。接下来，1～2 速同步装置 160 被从空挡位置驱动至右侧，而将第二驱动侧齿轮 42 配合在输出轴 26，从而结束一系列变速动作。如此，执行无扭矩遮断的变速。

这里，在本实施方式的齿轮式变速器中，若与双离合器变速器同样地配合摩擦离合器 60，则通过所施加的载荷，扭矩的急增通过摩擦离合器而被传递，并与此相伴因在离合器中产生打滑而产生热。因此，需要向脉冲离合器 60 供给冷却流量，而抑制发热。

接下来，使用图 7，说明本实施方式的齿轮式变速器的控制装置 100A 的控制动作。

图 7 是表示本发明的第二实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的流程图。

在步骤 S21 中，控制装置 100A，基于油门开度、输出轴旋转数等传感器信号，而决定变速种类（例如，1－2 变速、4－3 变速等）。

接下来，在步骤 S22 中，控制装置 100A 的流路计算切换模块 12，基于油门开度等传感器信号，以及输出轴旋转数的时间变化等运算结果，而对由输出轴对发动机逆驱动的关机状态进行判定，同时基于同步装置的位置信息等，而进行变速动作中的判定。这里，在判断为处于关机状态且在变速中的情况下，进入步骤 S24，在非该种情况下，进入步骤 S23。

在非关机且变速的情况下，在步骤 S23 中，第一流路计算模块 11，使冷却作用优先，并计算与摩擦离合器 60 的产生热量等温度参数对应的冷却流量，而积极地促进摩擦离合器的冷却作用。

另一方面，在判定为关机状态且变速中的情况下，在步骤 S24 中，第二流量计算模块 10，使制动拖滞抑制优先，并与摩擦离合器 60 的产生热量等的温度参数没有关系地计算少量的冷却流量（包含流量 0），并结束一系列处理。

这里，步骤 S21 中变速种类的决定，也可以是由控制装置 100A 自动决定的变速种类，也可以是根据设于驾驶席的操纵杆或开关等信号而决定的变速种类。

按照上述的那样，通过控制装置 100A 的控制，能够避免伴随者离合器的冷却流量增加的关机变速时的变速应答性恶化。

这里，使用图 8 说明在摩擦离合器 60 处于高温状态中极大地供给冷却流量的状况中，例如关机状态中的变速动作的问题。

图 8 是表示以往方式的从 4 速向 3 速的关机变速动作的时序图。图 8（A）表示摩擦离合器的冷却流量；图 8（B）表示发动机旋转数 NE 以及变速器的输入轴旋转数 NI；图 8（C）表示输入离合器扭矩；图 8（D）表示 3－4 速同步装置的位置；图 8（E）表示前后加速度。

这里，所谓的关机变速是由输出轴 26 对发动机 1 进行逆驱动，即所谓的发动机制动发挥作用的状况中的变速。如上述那样，本实施方式的齿轮变速器 2 能够通过摩擦离合器 2 而实现没有扭矩遮断的变速，但是已经周知：在关机变速的情况下，如图 8 所示，暂时地解除输入离合器且执行扭矩遮断的某种变速动作的方法，实现了良好的变速感觉。

在图 8 的时刻 t0 中，若产生了从 4 速向 3 速的变速请求，则如图 8（C）所示，首先通过减少输入离合器 3 的离合器扭距而解除正配合着的离合器。

因此，若在时刻 t1 中判定输入离合器 3 的解除状态，则如图 8（D）所示，驱动 3－4 同步装置 150，并从 4 速位置移向空挡位置。此时，如图 8（A）所示，由于向摩擦离合器 60 供给了极大的冷却流量 QH，因此摩擦离合器的制动拖滞增大，如图 8（B）所示，输入轴 5 的旋转数 NI 从 4 速相当的旋转数降低到 5 速相当的旋转数。

接下来。在时刻 t2 中，如图 8（D）所示，使 3－4 同步装置 120 从空挡位置向三速位置移动，如图 8（B）所示，使输入轴旋转数 NI 上升，并同步于 3 速相当的旋转数。但是，由于摩擦离合器 60 的制动拖滞作为负荷而起作用，因此旋转同步所要求的时间延长了。

于是，若在时刻 t3 中判断为如图 8（D）所示，3－4 同步装置 120 已经向 3 速位置移动结束，则如图 8（C）所示，通过再次将输入离合器 3 配合，并通过从扭矩遮断的状态产生负方向的加速度，而结束一系列的变速动作。也就是说，若极大地供给冷却流量，则产生关机变速中的扭矩遮断时间 Tsft 延长且变速应答性劣化的问题。

接下来，利用图 9，说明本实施方式的控制装置 100A 的动作。

图 9 是表示本发明的第二实施方式的控制装置的从 4 速向 3 速的关机变速动作的流程图。图 9（A）～图 9（E）的纵轴，与图 8（A）～图 8（E）

相同。

若在时刻t0发生从4速向3速的关机变速请求，则如图9（C）所示，首先减少输入离合器3的离合器扭矩，解除正配合着的输入离合器3。并且同时，如图9（A）所示，将供给到摩擦离合器60的冷却流量降低到零。

接下来，若在时刻t1中判定离合器3的解除状态，则如图9（D）所示，驱动3－4同步装置120，并从4速位置向空挡位置移动。这里，变速指令摩擦离合器60的冷却流量是零，由于摩擦离合器中制动拖滞减小，因此不发生如图8（B）所示的输入轴旋转数NI显著的降低。

接下来，在时刻t2中，如图9（D）所示，若将3－4速同步装置120从空挡位置向3速位置移动，则由于如图9（B）所示的那样输入旋转数NI快速地上升并同步于3速相当的旋转数，因而扭矩遮断时间tsft不会长期化。

因此，若判定为在时刻t3中3－4速同步装置120已经向3速位置移动结束，则如图9（C）所示，再次配合输入离合器3，并如图9（A）所示，摩擦离合器的冷却流量也再次上升，从而通过供给原流量而促进摩擦离合器的冷却作用。因此，扭矩遮断的时间Tsft不延长，变速应答性也不恶化。于是，在时刻t4中，输入离合器3被完全配合，并结束一系列的变速动作。

如上述的那样，根据本实施方式，能够避免与离合器的冷却流量增加相伴的关机变速时的变速应答性恶化。

另外，在图9（A）中，将摩擦离合器冷却流量在变速中暂时地降低为零，但是也可以设计为供给不产生由制动拖滞引起的负面影响的给定值以下的流量。

另外，本实施方式中所述的控制方法，也可以适用于上述的第一实施方式的齿轮式变速器的双离合器系统。在双离合器系统中，若在执行关机变速时向第一离合器3A或第二离合器3B供给大量的冷却流量，则由于离合器中的制动拖滞增大，因此第一输入轴5A或第二输入轴5B的旋转数与发动机的旋转数相连。其结果，虽然以应当形成给定变速段地驱动同步装置，但是由于该同步动作被妨碍，因此扭矩遮断时间延长，变速应答性恶化。因此，即使在双离合器变速器中，同样通过在关机变速中暂时降

低向离合器的冷却流量，能够避免变速应答性恶化。

接下来，使用图 10～图 12，说明本发明第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置以及控制方法。另外，在齿轮式变速器的结构中，与图 6 所示的结构相同。

最初，利用图 10，说明作为本实施方式的齿轮式变速器的输入离合器 3 而使用的干式单板离合器的释放载荷特性。

图 10 是表示作为本发明第三实施方式的齿轮式变速器的输入离合器而使用的干式单板离合器的释放载荷特性的特性图。

对于干式单板离合器，其膜片弹簧和离合器盘形弹簧的载荷被设于平衡位置（完全联接位置）。若增加向离合器的操作力即释放载荷，则通过将释放支承压入而借助弹簧可在输入轴 5 上滑动而结合着的离合器盘的按压载荷减小，离合器成为解除状态。另一方面，若减少离合器的操作力即释放载荷，则通过膜片的弹簧反力而压入释放支承的位置被压回，离合器成为联接状态。

由于作为干式单板离合器的输入离合器 3 具有这种特征，因此对于在控制装置 100A 中自动地控制离合器的传递扭矩即向盘形弹簧的按压负荷的情况，如图 10 所示，将释放支承的位置和盘形弹簧的按压载荷的相关关系（离合器缓冲特性）预先作为数据而存储，并感知释放支承位置而位置控制的方法已被周知。另外，由于每个离合器的个体差和制造时的安装误差，或者离合器盘的磨耗，因此缓冲特性变化。因此，检测开始图 10 所示的扭矩传递的位置（相遇位置），并通过更新该变化履历而校正该缓冲特性的相遇位置学习，已被周知。

但是，由于供给到安装在本实施方式的齿轮式变速器 2 的摩擦离合器 60 的冷却流量，因此出现对输入离合器 3 的相遇位置的学习结果产生负面影响的问题。以下，说明通过本实施方式解决该问题的方法。

这里，使用图 11 和图 12，说明本发明的第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置 100A 的控制动作。

图 11 是表示本发明的第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的主要部分的流程图。图 12 是表示本发明的第三实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的主要部分的时序图。

在图 11 的步骤 S31 中，流量计算切换模块 12，基于制动开关、车辆停止状态、发动机旋转数、齿轮位置等信息，而判定对执行用于校正缓冲特性的相遇位置学习的条件是否成立。在步骤 S31 中，在条件成立的情况下，进入步骤 S33，在非该种情况下，进入步骤 S32。

在相遇位置学习条件不成立的情况下，在步骤 S32 中，第一流量计算模块 11，使冷却作用优先，并算出与摩擦离合器 60 的产生热量等温度参数相对应的冷却流量，积极地促进冷却作用。

另一方面，在相遇位置学习条件成立的情况下，在步骤 S24 中，第二流量计算模块 10，为了防止由摩擦离合器 60 的制动拖滞引起的对相遇位置的负面影响，而与摩擦离合器 60 的产生热量等温度参数无关系地计算出少量的冷却流量，并结束一系列的处理。

如上所述，通过控制装置 100A 的控制，能够防止与摩擦离合器的冷却流量增加相伴的对干式单板离合器的相遇位置学习的负面影响。

接下来，使用图 12，说明输入离合器 3 的相遇位置学习动作。图 12（A）表示学习控制中标志；图 12（B）表示输入离合器冷却流量；图 12（C）表示输入离合器位置；图 12（D）表示相遇位置学习值；图 12（E）表示发动机旋转数 NE 以及变速器的输入轴旋转数 NI。

在时刻 t0，基于制动开关、车辆停止状态、发动机旋转数、齿轮位置等信息，若开始用于校正缓冲特性的相遇位置学习的条件成立，则如图 12（A）所示，设定学习控制中标志。

在相遇位置学习中，将齿轮式变速器 2 的各同步装置作为空挡位置，如图 12（C）所示，将输入离合器 3 从解除位置平缓地配合。因此，若离合器位置到达开始扭矩传递的位置，则输入轴旋转数 NI 向着空挡位置的发动机旋转数 NE 急剧地上升。即，通过检测输入轴旋转数 NI 的上升，而检测输入离合器 3 的相遇位置，并校正离合器的缓冲特性。

这里，如图 12（B）中虚线所示的波形，若输入离合器 3 的冷却流量被以极大 QH 地供给，则制动拖滞增大，因此作为对抗输入旋转数上升的负荷而起作用。其结果，必须到达比以往的相遇位置更靠近配合侧的位置，输入轴旋转数才上升。其结果，对相遇位置误学习，从而不能在变速和开始行进时实现良好的性能。与此相反，如图 12（B）中实线的波形图所示，

在学习控制中标志被设定期间，对向输入离合器 3 供给的冷却流量的计算方法进行切换，并暂时地将冷却流量降低至零。由此，输入离合器 3 的制动拖滞被降低，并正确地检测相遇位置，且高精度地校正缓冲特性。

如上述那样，根据本实施方式，能够抑制与离合器的冷却流量增加相伴的关机变速时的变速应答性恶化。

另外，这里，虽然在图 12 中在学习位置将输入离合器冷却流量暂时地降低为零，但是也可以是，供给不产生由制动拖滞引起的负面影响的给定值以下的流量的控制方法。

接下来，使用图 13 和图 14，说明本发明第四实施方式的齿轮式变速器的控制装置以及控制方法。另外，在齿轮式变速器的结构中，与图 3 所示的结构相同。

图 13 是表示本发明第四实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的流程图。图 14 是表示本发明第四实施方式的齿轮式变速器的控制装置的控制动作的时序图。

在图 3 所示的双离合器系统中，在变速动作的前阶段，与连接于非作动状态的离合器的同步装置结合，并通过形成所定变速段而执行进行变速动作的待机的“预换挡控制”。预换挡控制，由于预想以下的变速种类并事先结束齿轮变速动作，在实际的变速动作中仅实施离合器的替换，能够寻求变速动作的所需时间缩短。可是，若非动作离合器的冷却流量被过剩地供给，则出现以下问题，即由于离合器的制动拖滞而达到同步装置的配合前的时间延长，或者同步装置的配合没有结束，预换挡动作不结束。因此，若同时地执行包含进行上述预换挡的齿轮切换的控制动作以及减小上述流量的控制，则从冷却流量的指令值变化开始到时间供给到离合器的冷却流量减少，产生应答迟滞。该应答迟滞在油温低温时变得显著，并由于该应答迟滞，在产生制动拖滞的状态中，由于执行齿轮切换，因此会产生齿轮鸣音的课题。因此，在本实施方式中以如下方式构成，即通过以先行实际的齿轮切换动作而减少冷却流量。

图 13 所示的流程图是表示预换挡控制中的一系列的齿轮切换动作和冷却流量控制的的协调控制的流程图。

首先，在步骤 S51 中，选择用于形成齿轮段的齿轮，所述齿轮段由在

控制装置 100 中所运算的上述的预换挡控制所决定。

接下来，在步骤 S52 中，流量计算切换模块 12 对连接于由上述步骤 S51 所选择的齿轮的离合器是否为解除状态进行判定。这里，在判定为该离合器处于解除状态的情况下，进入步骤 S53，在判定为非该种情况下，进入步骤 S54。

在连接于所选择的齿轮的离合器未处于解除状态的情况下，在步骤 S53 中，第一流量计算模块 11，使冷却作用优先，并计算出对应于摩擦离合器 60 的产生热量等温度参数的冷却流量，积极地促进摩擦离合器 60 的冷却作用。

另一方面，在连接于所选择的齿轮的离合器处于联接状态的情况下，在步骤 S54 中，第二流量计算模块 10，使制动拖滞抑制优先，并与摩擦离合器 60 的产生热量等温度参数无关地计算出少量的冷却流量（包含流量 0）。

接下来，进入步骤 S55，增加作为冷却流量减少控制中的继续时间。

接下来，在步骤 S56 中，判定上述冷却流量减少时间是否超过预先设定的给定值。

在冷却流量减少时间超过给定值的情况下，在步骤 S57 中判断为实际供给的冷却流量已经足够地降低，并执行用于形成预换挡齿轮的齿轮切换动作，并结束一系列的处理流程。

如上述那样，按照本实施方式，通过执行考虑了冷却流量减少的应答迟滞的齿轮切换动作，而能够抑制冷却流量对换挡动作的负面影响。

接下来，使用图 14，说明齿轮切换动作和冷却流量切换动作的协调控制。图 14 是表示在 3 速恒常行走中产生从 4 速向 2 速的预换挡请求时的动作的时序图。

图 14（A）表示离合器 B 的冷却流量；图 14（B）表示预换挡目标齿轮位置；图 14（C）表示 2－4 速同步装置位置；图 14（D）表示 3～5 速同步装置位置，图 14（E）表示发动机旋转数 NE（□输入轴 A 的旋转数 NIA）以及输入轴 B 的旋转数 NIB。

在时刻 t0 中，对于变速齿轮位置选定为 3 速齿轮，并且预换挡目标齿轮位置选择为 4 速。因此，连接于离合器 A 的 3－5 速同步装置成为 3 速

啮合位置（图 14（D）），另一方面，连接于离合器 B 的 2－4 速同步装置成为 4 速啮合位置（图 14（C））。另外，由于离合器 A 是连接状态，且离合器 B 为解除状态，因此，如图 14（E）所示的那样，输入轴 A 的旋转数是与发动机旋转数 NE 相同的旋转数，且输入轴 B 的旋转数成为 4 速相当的旋转数。也就是说，是发动机的动力通过 3 速齿轮从离合器 A 传递到输出轴的 3 速正常行进状态。

这里，在时刻 t1，若接下来的变速种类是 4－2 速，即若预测为接下来的变速齿轮位置为 2 速，则如图 14（B）所示，将预换挡目标齿轮位置从 4 速向 2 速替换。此外，如图 14（A）所示，使离合器 B 冷却流量减小。

接下来，若在时刻 t2 判定为从离合器 B 冷却流量减少起已经经过了给定时间，则为了执行实际的齿轮切换动作，如图 14（C）所示，2－4 速同步装置从 4 速啮合位置被解除向空挡位置，并如图 14（E）所示，降低输入轴 B 的旋转数。

接下来，在时刻 t3，2－4 速同步装置在 2 速阻挡位置附近静止，并如图 14（E）所示，输入轴 B 的旋转数同步于 2 速相当的旋转数。

于是，在时刻 t4，若输入轴 B 旋转数与 2 速相当的旋转数一致，则 2－4 速同步装置可移动到 2 速啮合位置，并结束预换挡动作。由此，向 2 速齿轮的变速准备结束，其后，再继续 3 速正常行进。

这里，在从时刻 t2 向时刻 t4 所示的齿轮切换中，离合器 B 的冷却流量极大地供给的情况下，如图 14（E）所示，由于离合器 B 的制动拖滞，输入轴 B 旋转数被维持于相当于发动机旋转数。结果，2－4 速同步装置不能够从 2 速阻挡位置开始冲程，并不能够结束预换挡动作。

另外，若在时刻 t1 从刚开始冷却流量减少之后就执行齿轮切换动作，则由于在实际的冷却流量没有充分降低的状态中执行齿轮解除动作，因而将会出现产生由离合器制动拖滞引起的齿轮噪音等负面影响。

可是，在本实施方式中，如图 14（A）所示，以设定从减少冷却流量到开始实际的齿轮切换动作的待机时间的方式构成。

按照上述的那样，通过执行考虑了冷却流量减少的应答迟滞的齿轮切换动作，能够抑制冷却流量对换挡动作产生的负面影响。

接下来，利用图 15 和图 16 说明本发明第五实施方式所涉及的齿轮式

变速器的控制装置以及控制方法。

图 15 是表示本发明第五实施方式的怠速停止系统的结构的系统方框图。图 16 是表示本发明第五实施方式的怠速停止系统的动作控制的理论图。

一般地，在怠速停止系统中，基于来自各传感器的输入信号，而判断是否自动地停止或重新起动发动机，并控制启动器信号、燃料量、点火时间以及主汽门开度。在图 15 中，控制发动机的发动机控制单元（ECU）200，通过双方向通信与齿轮式变速器 2 的控制装置 100 连接，不仅考虑齿轮式变速器的状态，而且执行怠速停止的动作。

发动机控制单元 200，根据图 16 所示的理论条件，输出将许可怠速停止的发动机自动地停止的信号。在以往的怠速停止系统中，除了驾驶者的制动操作和传送等传感器信号的条件外，在齿轮式变速器的润滑油温度较低的状态时，禁止怠速停止。这是因为如下原因，即润滑油在低温的情况下润滑油的粘度变高，无法确保再起动后的开始前进性能，因而禁止怠速停止。即，仅在润滑油为给定温度以上的情况下许可怠速停止。可是，在这种以往的怠速停止的许可条件中，如图 1 的例子所说明的那样，在摩擦离合器发热而极大地供给冷却流量的情况下，许可怠速停止。因此，不能够回避，怠速停止动作中发动机停止时或发动机起动时的运转性恶化。

因此，在本实施方式中，如图 16 所示的那样，发动机控制单元 200，通过通信从控制装置 100 接收，基于摩擦离合器的热负荷等温度参数而计算的离合器的冷却液的流量的结果，并仅在低于预先设定的上限值 QO_H 时，许可怠速停止。也就是说，在极大地供给冷却流量的状况下，为了使摩擦离合器的作用优先，而禁止怠速停止。

其他的怠速停止许可条件，设计为满足如下所有条件时，许可怠速停止：即发动机的冷却水温比给定温度 TW_C 高且比给定温度 TW_H 低；蓄电池电压比给定电压 VB_L 高；制动器开关处于 ON；怠速开关处于 ON；换挡范围是倒车 R 位置以外；发动机旋转数比给定旋转数 NE_H 低；车速是 0km/h；离合器的冷却液温度比给定温度 TO_L 高；除了这些条件还有离合器的冷却液流量比给定的流量值 QO_H 低。另外，作为怠速停止的许可条件，不限于这些条件，并且也可以没有这些条件的其中一部分。作为

本实施方式的特征，对于怠速停止的许可条件，需要离合器的冷却液的流量比给定流量值 QO_H 低。

按照本实施方式，能够避免与摩擦离合器冷却流量增加相伴的怠速停止动作中的发动机停止或发动机起动时的运转性恶化。

5

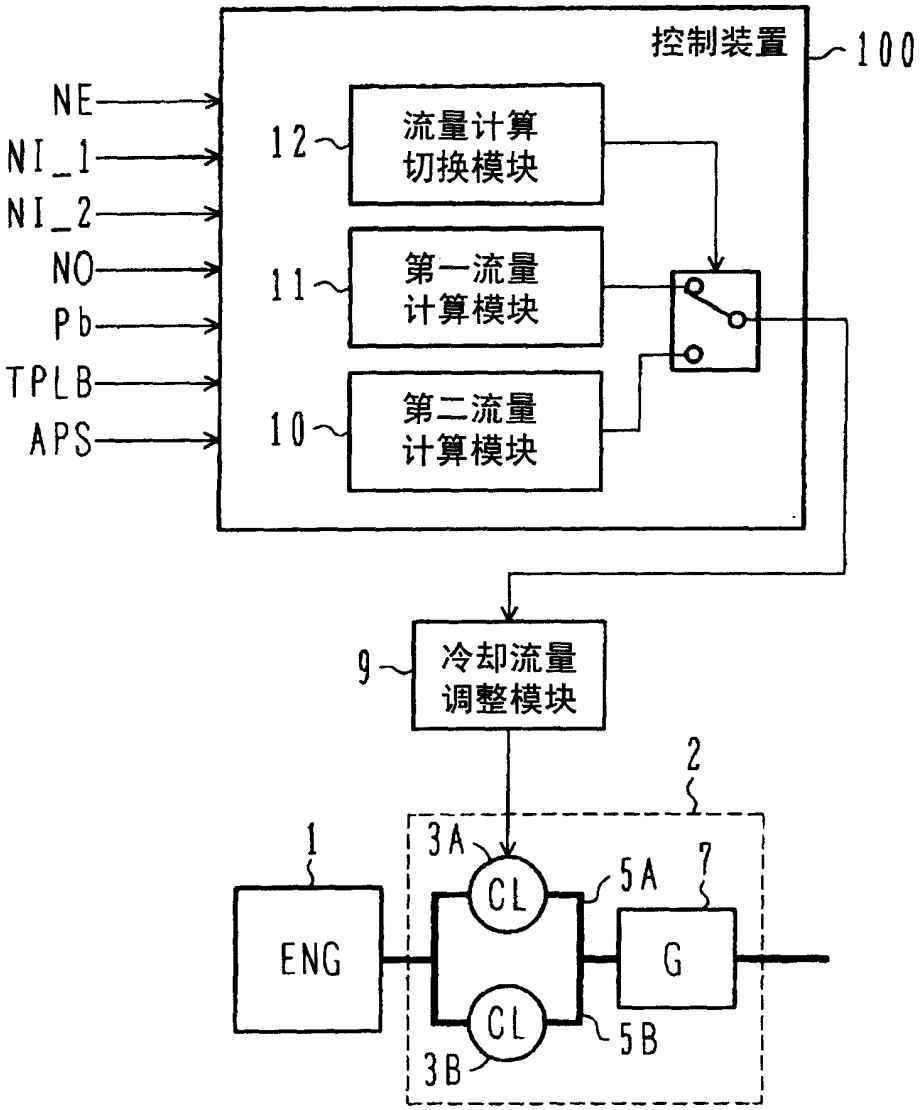

控制装置
100
NE
NI_1
NI_2
NO
Pb
TPLB
APS
12
流量计算
切换模块
11
第一流量
计算模块
10
第二流量
计算模块
9
冷却流量
调整模块
2
1
3A
CL
5A
7
ENG
G
CL
5B
3B

图 1

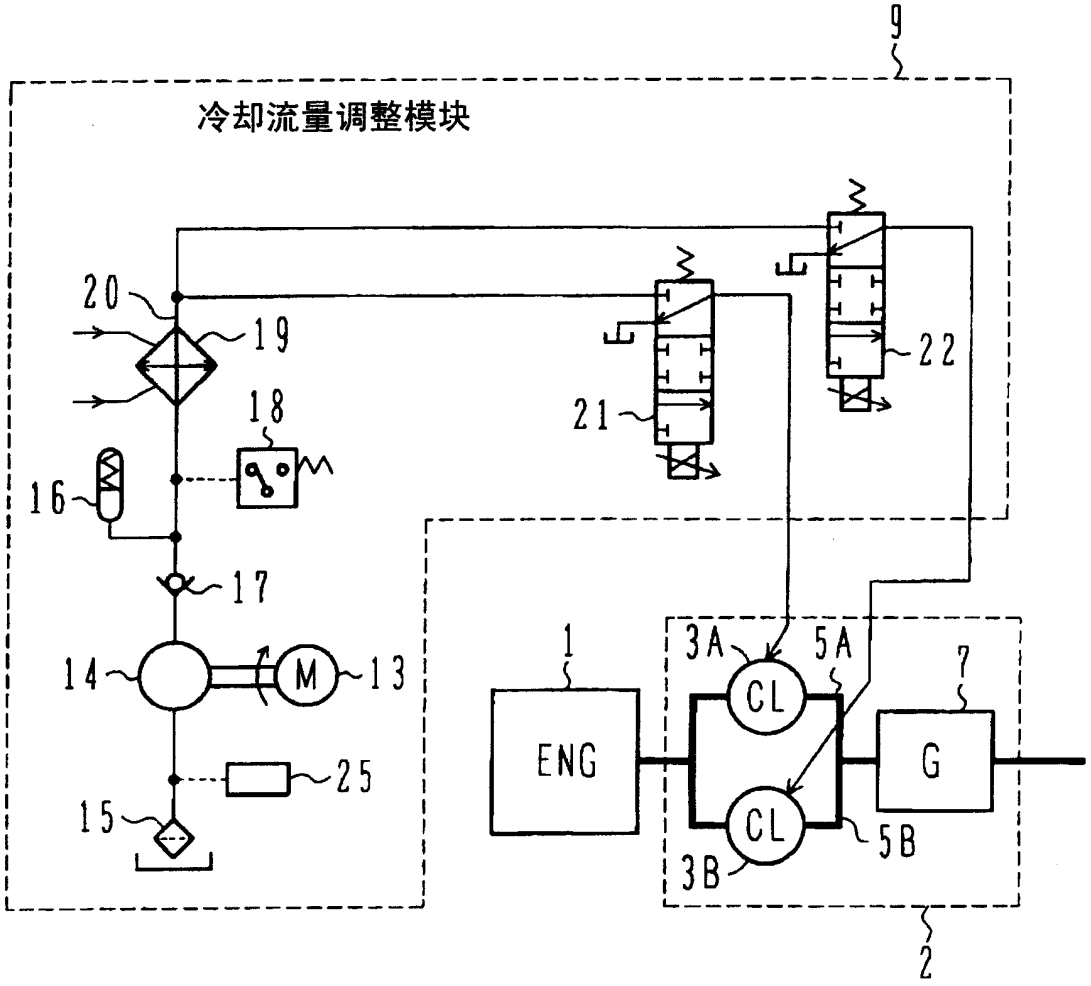

9
冷却流量调整模块
20
19
18
16
17
14
M
13
25
15
21
22
1
3A
5A
7
ENG
CL
G
CL
5B
3B
2

图 2

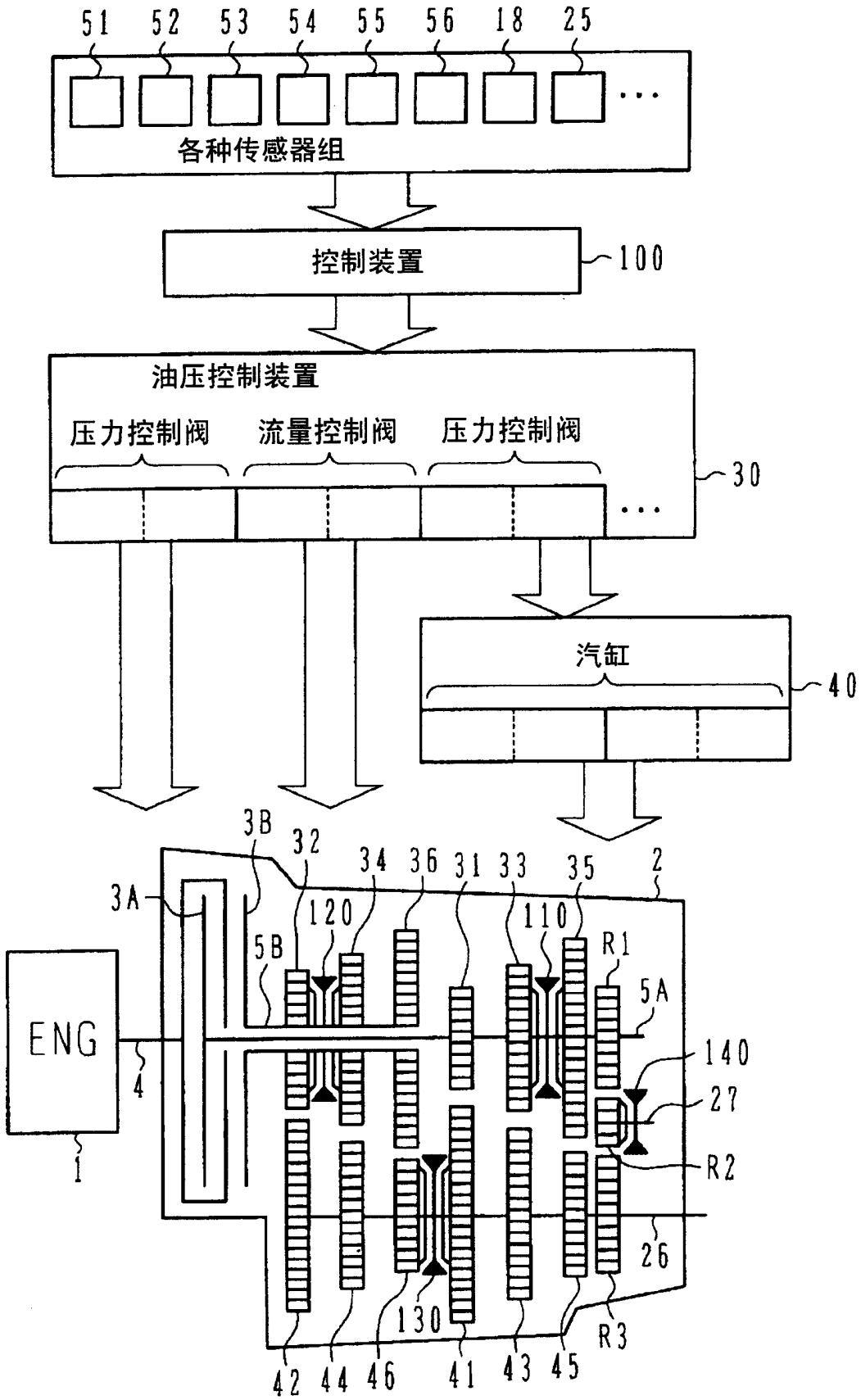

51
52
53
54
55
56
18
25
各种传感器组
控制装置
100
油压控制装置
压力控制阀
流量控制阀
压力控制阀
30
汽缸
40
3B
32
34
36
31
33
35
2
3A
120
110
5B
R1
5A
ENG
140
4
27
R2
1
26
130
R3
42
44
46
41
43
45

图 3

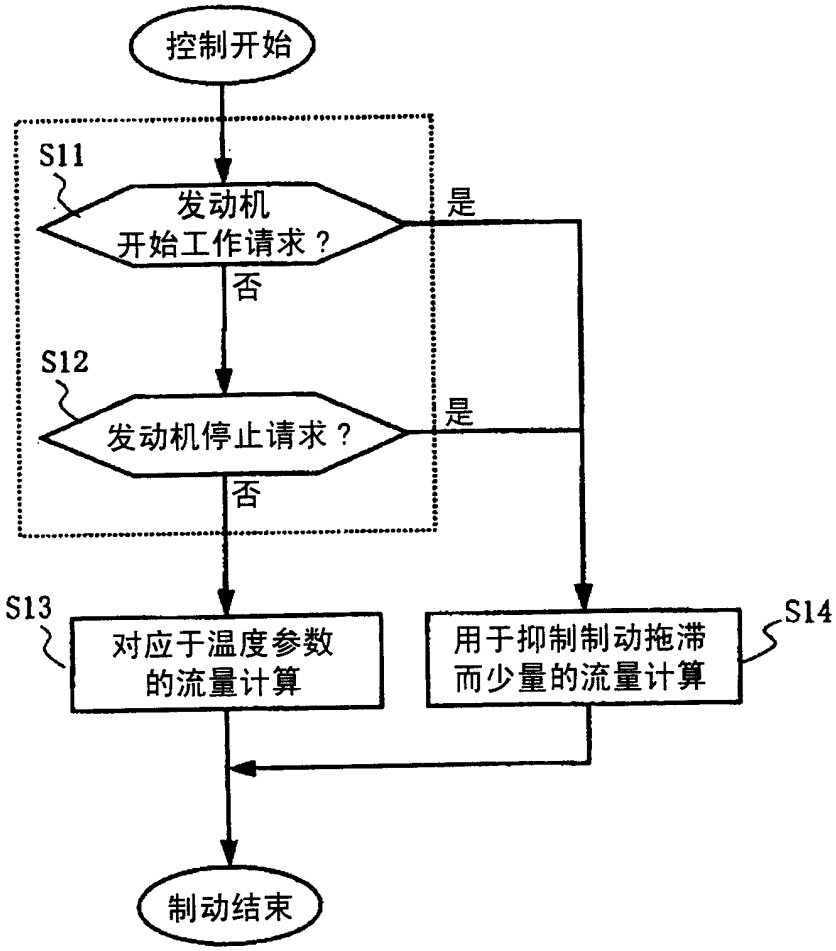

控制开始
S11
发动机
开始工作请求？
是
否
S12
发动机停止请求？
是
否
S13
对应于温度参数
的流量计算
S14
用于抑制制动拖滞
而少量的流量计算
制动结束

图 4

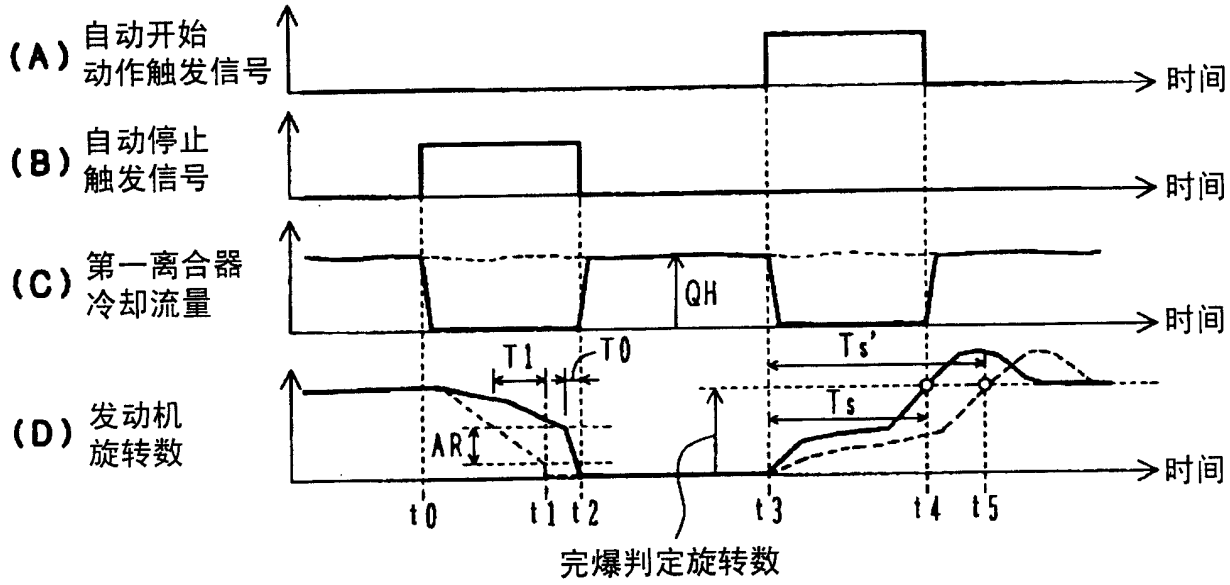

(A) 自动开始
动作触发信号
时间
(B) 自动停止
触发信号
时间
(C) 第一离合器
冷却流量
QH
时间
(D) 发动机
旋转数
T1
T0
Ts'
Ts
AR
时间
t0
t1
t2
t3
t4
t5
完爆判定旋转数

图 5

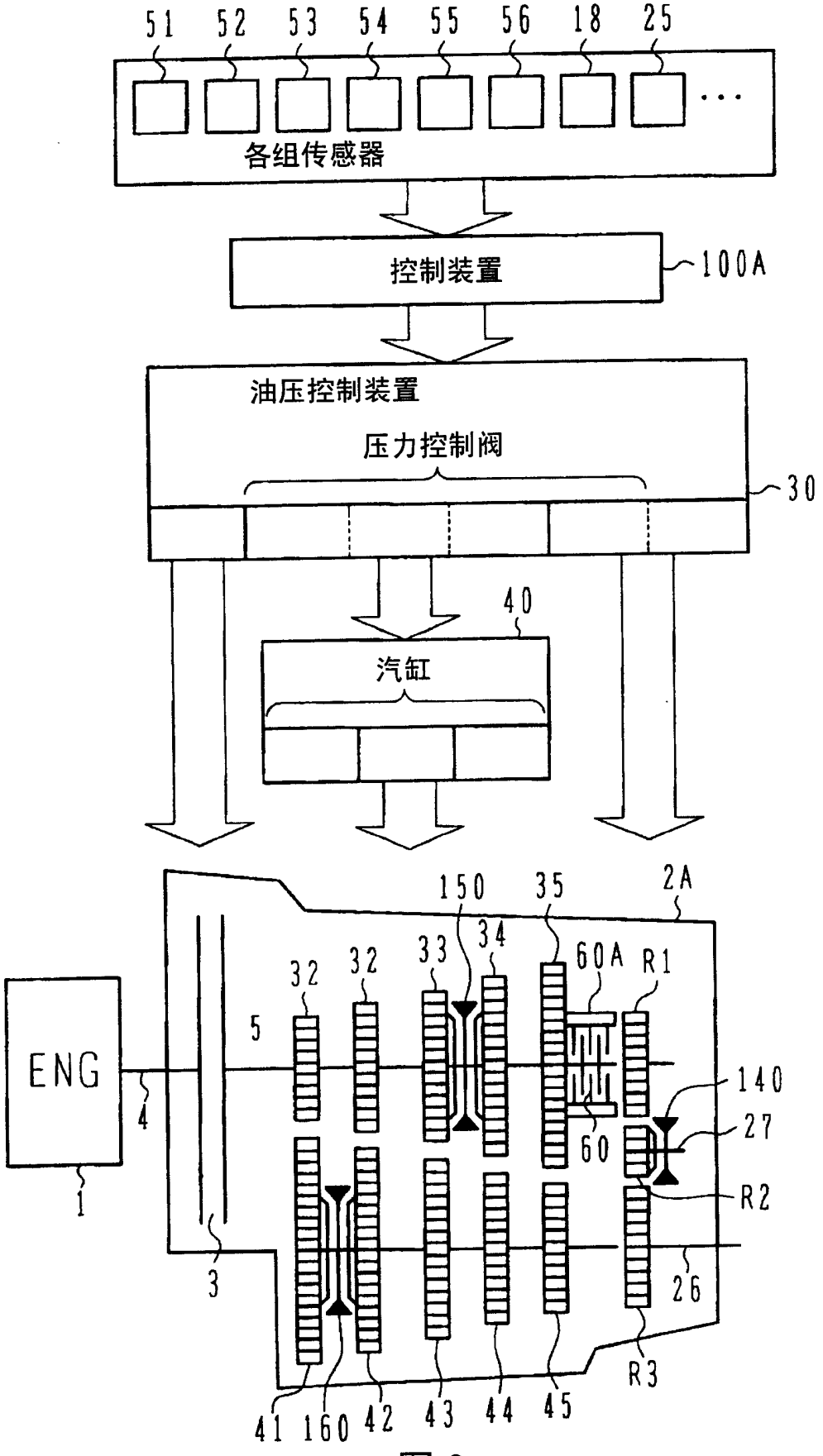

51
52
53
54
55
56
18
25
各组传感器
控制装置
100A
油压控制装置
压力控制阀
30
40
汽缸
150
35
2A
34
33
32
32
60A
R1
5
ENG
4
1
3
140
27
60
R2
26
R3
41
160
42
43
44
45

图 6

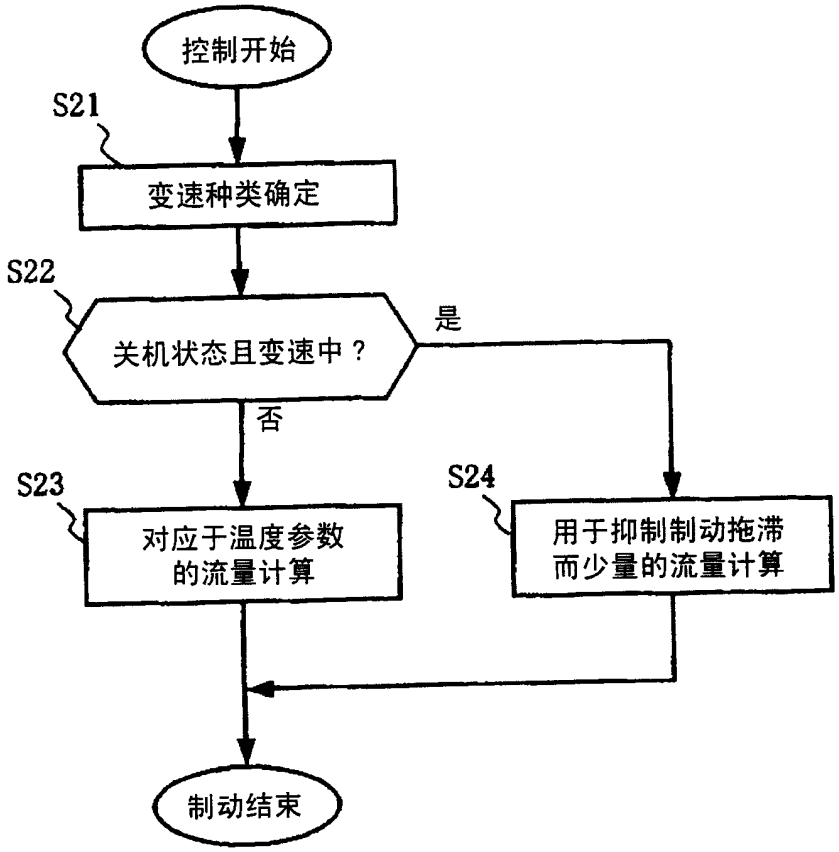

控制开始
S21
变速种类确定
S22
关机状态且变速中？
是
否
S23
对应于温度参数
的流量计算
S24
用于抑制制动拖滞
而少量的流量计算
制动结束

图 7

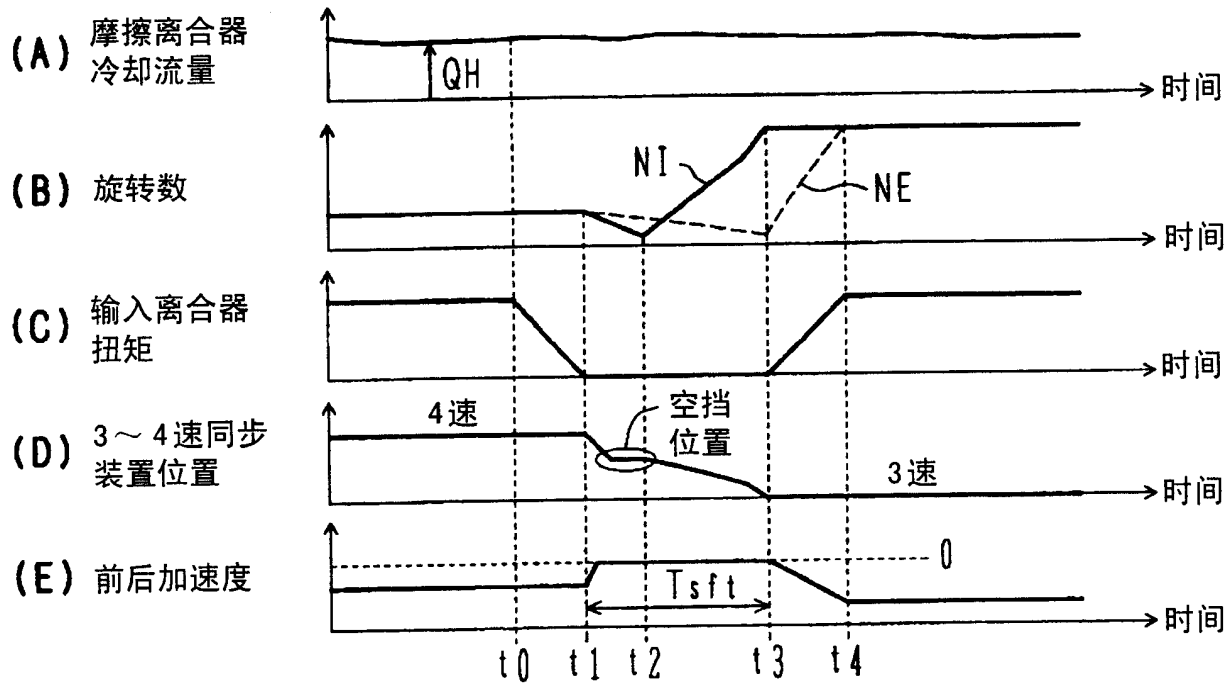

(A) 摩擦离合器冷却流量
QH
时间
(B) 旋转数
NI
NE
时间
(C) 输入离合器扭矩
时间
(D) 3～4速同步装置位置
4速
空挡位置
3速
时间
(E) 前后加速度
0
Tsft
时间
t0 t1 t2 t3 t4

图 8

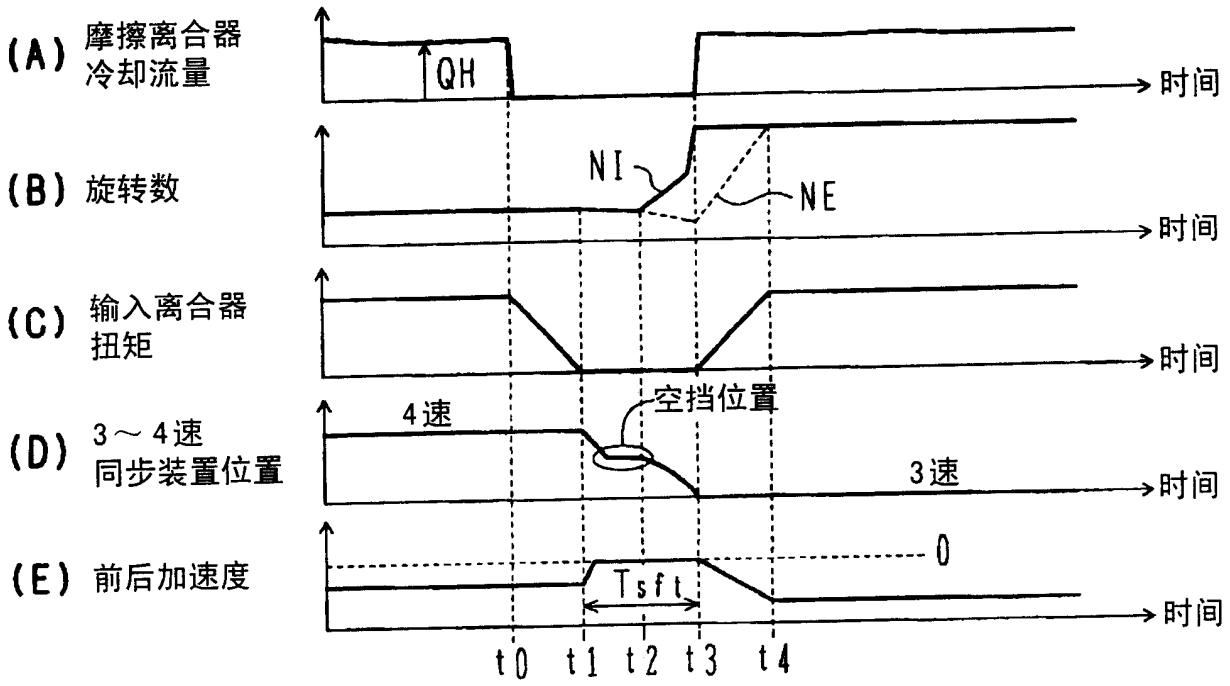

(A) 摩擦离合器
冷却流量
QH
时间
(B) 旋转数
NI
NE
时间
(C) 输入离合器
扭矩
时间
(D) 3～4速
同步装置位置
4速
空挡位置
3速
时间
(E) 前后加速度
0
Tsft
时间
t0 t1 t2 t3 t4

图 9

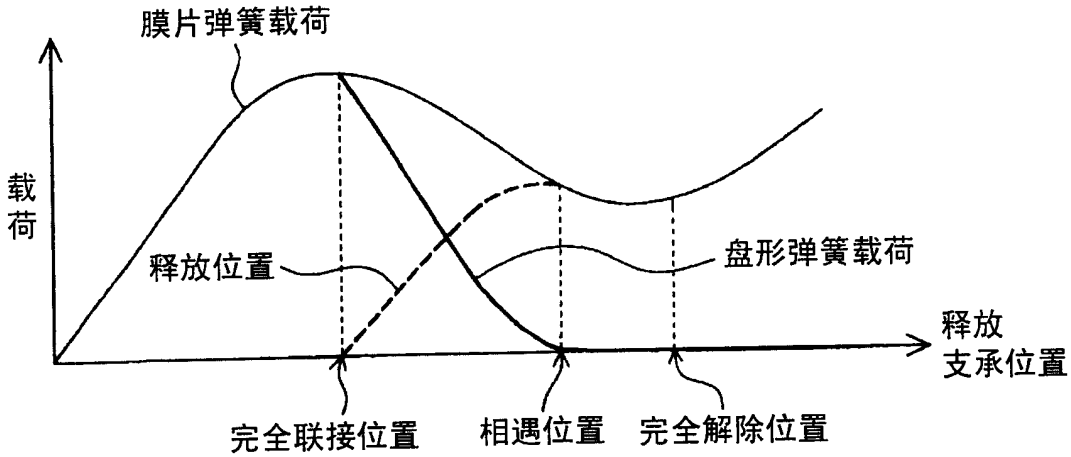


图 10

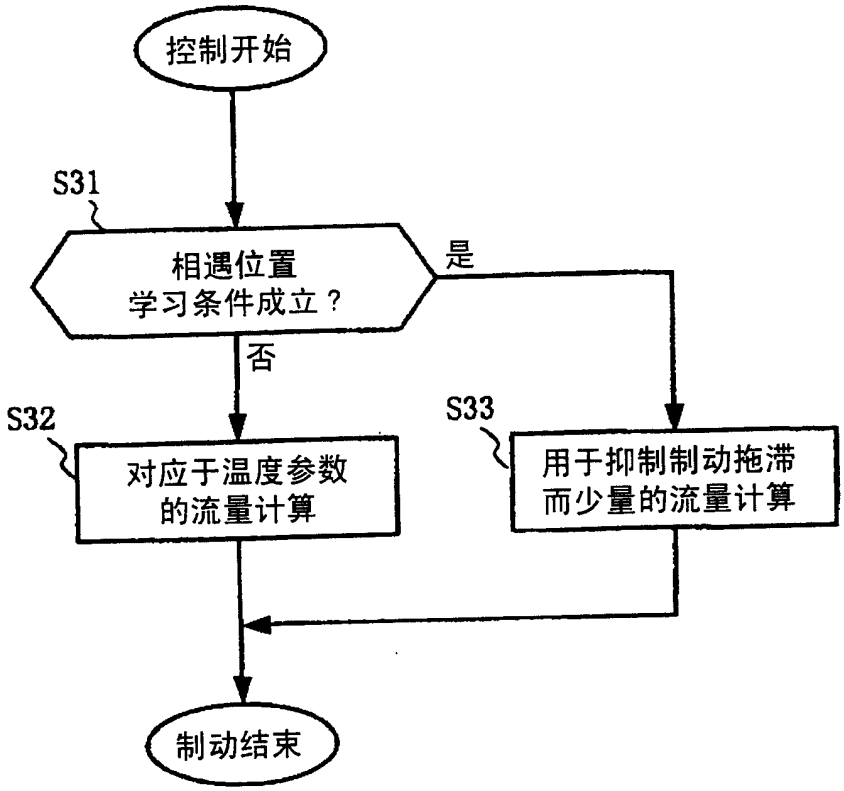

控制开始
S31
相遇位置
学习条件成立？
是
否
S32
对应于温度参数
的流量计算
S33
用于抑制制动拖滞
而少量的流量计算
制动结束

图 11

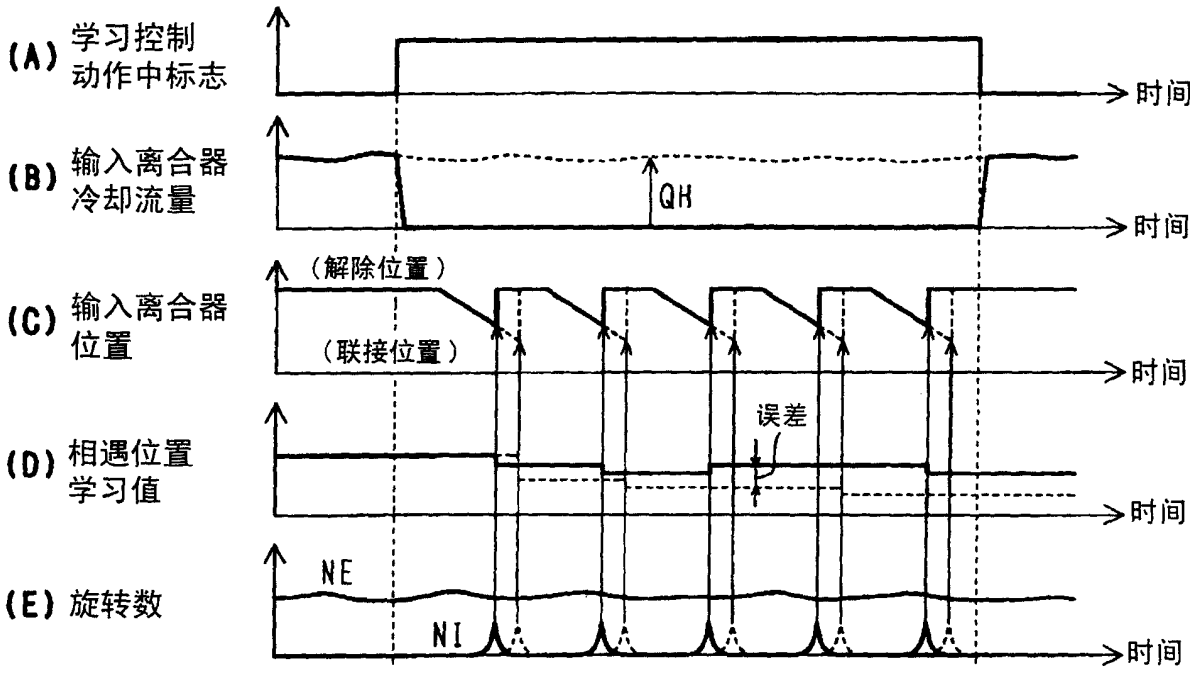

(A) 学习控制
动作中标志
时间
(B) 输入离合器
冷却流量
QH
时间
(C) 输入离合器
位置
(解除位置)
(联接位置)
时间
(D) 相遇位置
学习值
误差
时间
(E) 旋转数
NE
NI
时间

图 12

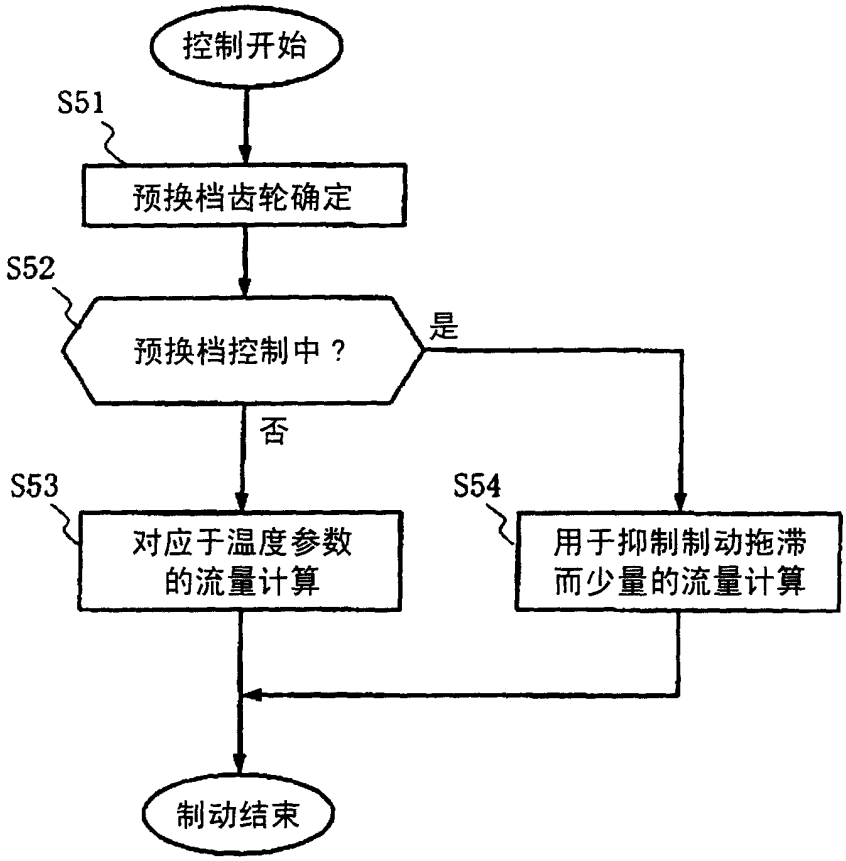

控制开始
S51
预换档齿轮确定
S52
预换档控制中？
是
否
S53
对应于温度参数
的流量计算
S54
用于抑制制动拖滞
而少量的流量计算
制动结束

图 13

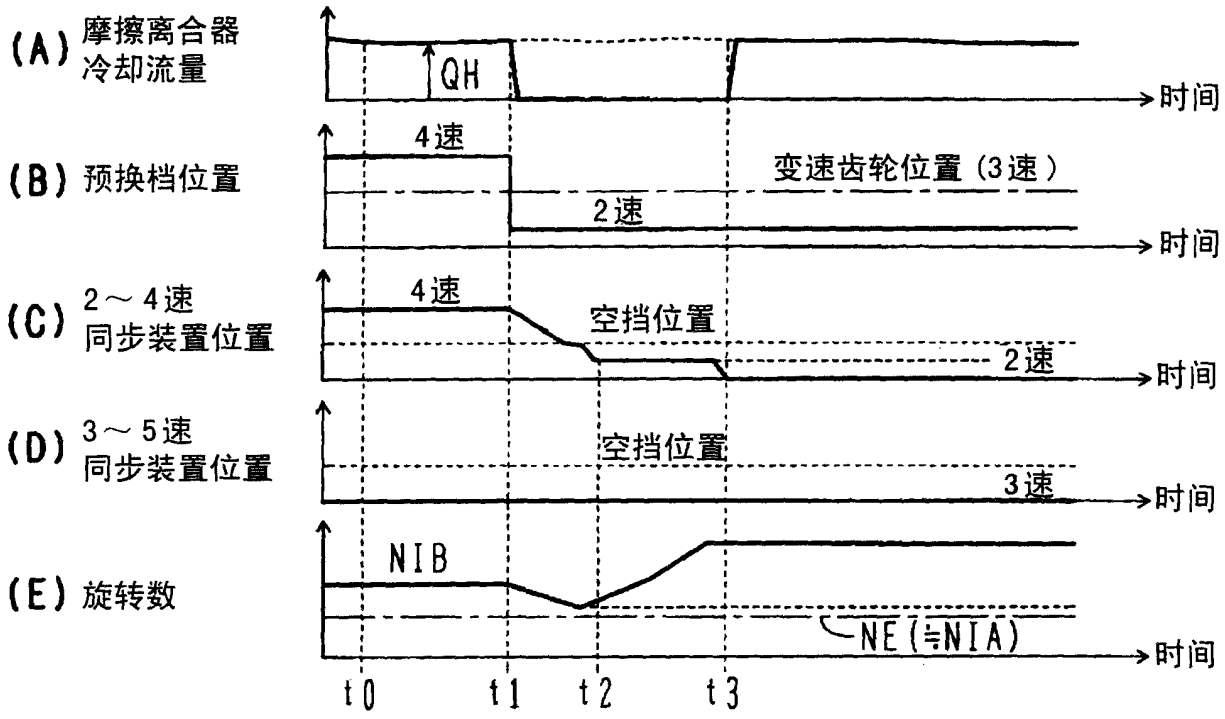

(A) 摩擦离合器冷却流量
QH
时间
(B) 预换档位置
4速
变速齿轮位置（3速）
2速
时间
(C) 2～4速同步装置位置
4速
空挡位置
2速
时间
(D) 3～5速同步装置位置
空挡位置
3速
时间
(E) 旋转数
NIB
NE(≒NIA)
时间
t0
t1
t2
t3

图 14

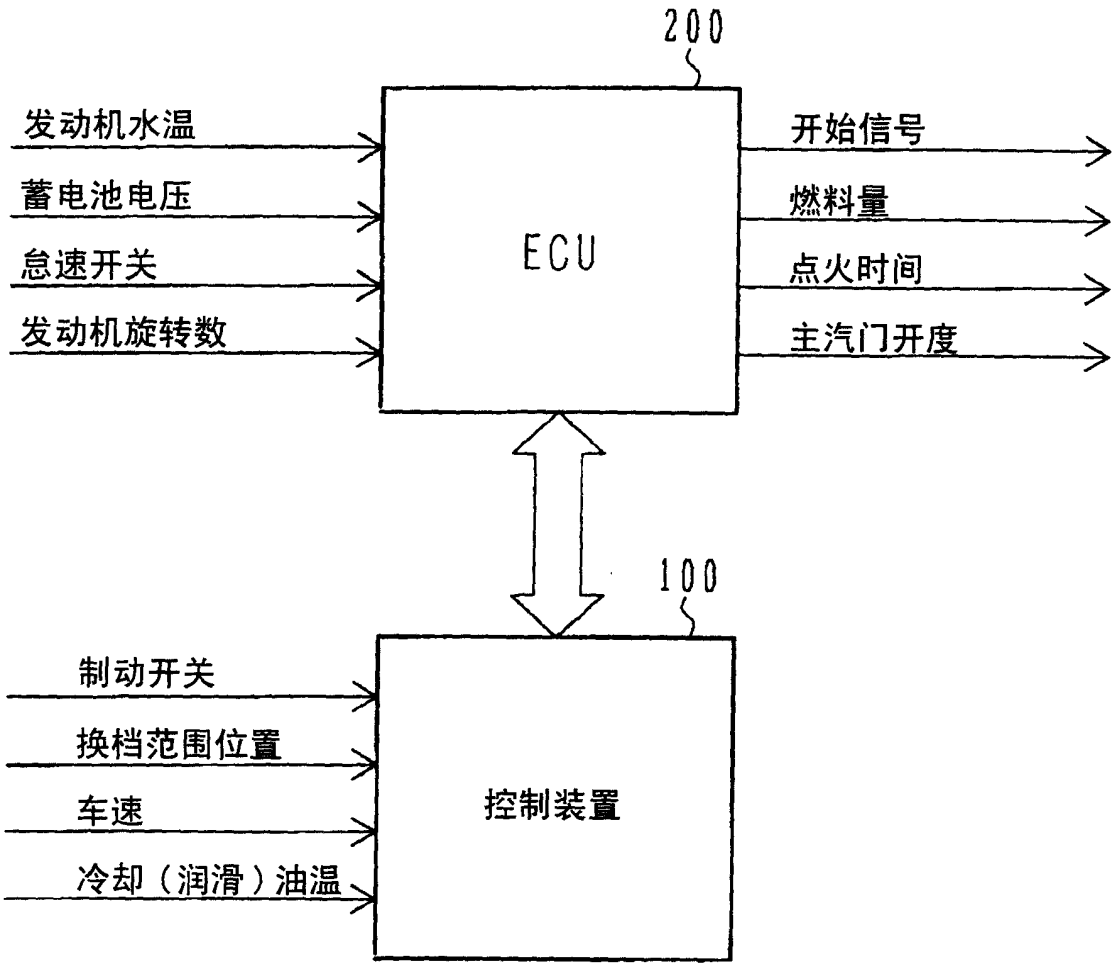

200
发动机水温
蓄电池电压
怠速开关
发动机旋转数
ECU
开始信号
燃料量
点火时间
主汽门开度
100
制动开关
换档范围位置
车速
冷却（润滑）油温
控制装置

图 15

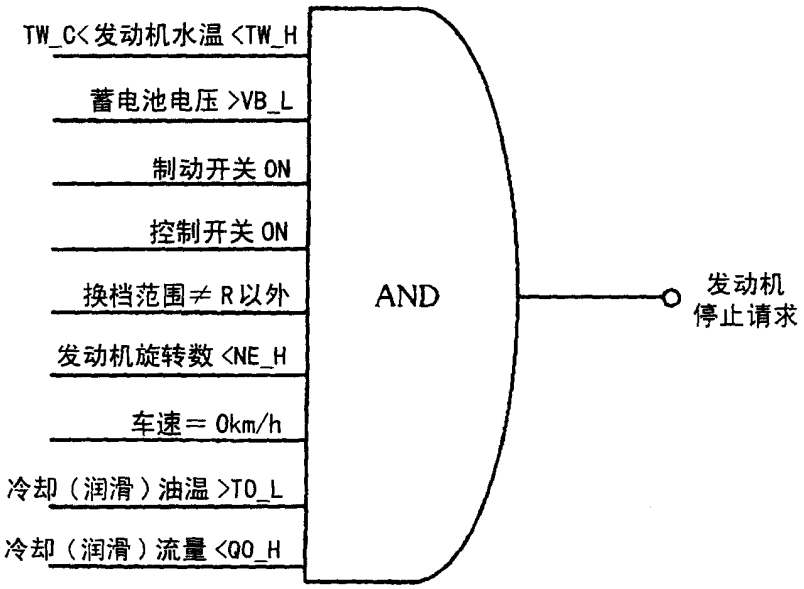

TW_C<发动机水温<TW_H
蓄电池电压>VB_L
制动开关 ON
控制开关 ON
换档范围≠R以外
发动机旋转数<NE_H
车速＝0km/h
冷却（润滑）油温>TO_L
冷却（润滑）流量<QO_H
AND
发动机
停止请求

图 16