



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103201483 B

(45) 授权公告日 2016. 01. 27

(21) 申请号 201080070072. 3

(22) 申请日 2010. 09. 24

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2013. 05. 10

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2010/066604 2010. 09. 24

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02012/039066 JA 2012. 03. 29

(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 加藤春哉 松原亨 熊崎健太  
田端淳

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专  
利商标事务所 11038  
代理人 黄永杰

(51) Int. Cl.

F02D 41/04(2006. 01)

F02D 41/00(2006. 01)

F02N 11/08(2006. 01)

F02N 19/00(2010. 01)

B60K 6/48(2007. 01)

B60K 6/547(2007. 01)

B60W 10/06(2006. 01)

(56) 对比文件

JP 2004-225561 A, 2004. 08. 12, 全文.

JP 2006-125342 A, 2006. 05. 18, 全文.

JP 2008-163792 A, 2008. 07. 17, 全文.

US 2010/0012086 A1, 2010. 01. 21, 全文.

审查员 张广宇

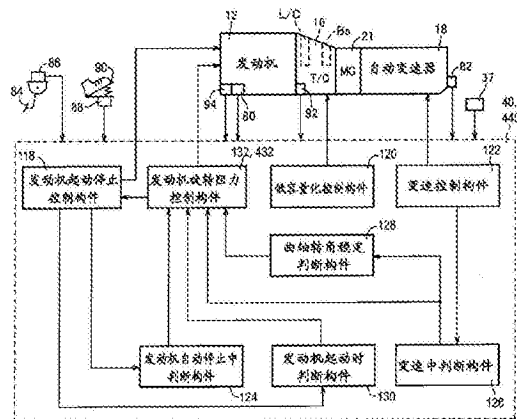
权利要求书2页 说明书33页 附图12页

(54) 发明名称

车辆的发动机起动控制装置

(57) 摘要

提供一种车辆的发动机起动控制装置, 在对自动停止了发动机进行再起动的情况下, 可以抑制给驾驶员带来的不适感并迅速且可靠地起动发动机。发动机(12)的曲轴转角( $AG_{CR}$ )被控制并停止该发动机, 以使发动机自动停止时的曲轴转角( $AG_{CR}$ )进入曲轴转角停止范围( $AG_{ST}$ )内。而且, 发动机旋转阻力控制构件(132)执行发动机旋转阻力控制, 该发动机旋转阻力控制使在发动机(12)的自动停止中因发动机(12)的燃烧室内的气压变化而产生的发动机旋转阻力相比发动机起动时增大。因此, 在发动机(12)的自动停止中, 曲轴(14)难以因外力而转动, 在发动机(12)的再起时, 曲轴(14)停止在发动机起动性好的曲轴转角停止范围( $AG_{ST}$ )内或其附近, 因此, 可以抑制给驾驶员带来的不适感并迅速且可靠地起动发动机。



1. 一种车辆的发动机起动控制装置,该发动机起动控制装置控制发动机的自动停止时的曲轴转角以使该曲轴转角进入预定的曲轴转角停止范围内,并且,在预定的发动机起动条件成立的情况下,对自动停止了所述发动机进行起动,其特征在于,

所述车辆具有构成所述发动机和驱动轮之间的动力传送路径的一部分的自动变速器,

所述车辆的发动机起动控制装置执行发动机旋转阻力控制,该发动机旋转阻力控制使因该发动机的燃烧室内的气压变化而产生的该发动机的旋转阻力,在使所述发动机自动停止了该发动机的自动停止中且在所述自动变速器的变速中的变速比变化中,相比发动机起动时增大,

所述发动机具有进气门开闭正时变更装置和排气门开闭正时变更装置中的至少一方,所述进气门开闭正时变更装置使进气门的打开正时和关闭正时双方提前或滞后,所述排气门开闭正时变更装置使排气门的打开正时和关闭正时双方提前或滞后,

在所述发动机旋转阻力控制中,通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机的旋转阻力,该处理包括:使所述进气门的开闭正时与所述发动机起动时相比向提前方向偏移、以及使所述排气门的开闭正时与所述发动机起动时相比向滞后方向偏移。

2. 一种车辆的发动机起动控制装置,该发动机起动控制装置控制发动机的自动停止时的曲轴转角以使该曲轴转角进入预定的曲轴转角停止范围内,并且,在预定的发动机起动条件成立的情况下,对自动停止了所述发动机进行起动,其特征在于,

所述车辆具有构成所述发动机和驱动轮之间的动力传送路径的一部分的自动变速器,

所述车辆的发动机起动控制装置执行发动机旋转阻力控制,该发动机旋转阻力控制使因该发动机的燃烧室内的气压变化而产生的该发动机的旋转阻力,在使所述发动机自动停止了该发动机的自动停止中且在所述自动变速器的变速中的变速比变化中,相比发动机起动时增大,

所述发动机具有进气门开闭正时变更装置和排气门开闭正时变更装置中的至少一方,所述进气门开闭正时变更装置使进气门的打开正时和关闭正时分别独立地变更,所述排气门开闭正时变更装置使排气门的打开正时和关闭正时分别独立地变更,

在所述发动机旋转阻力控制中,通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机的旋转阻力,该处理包括:使所述进气门及所述排气门的任一方或双方的打开正时与所述发动机起动时相比向滞后方向偏移、使所述进气门及所述排气门的任一方或双方的关闭正时与所述发动机起动时相比向提前方向偏移、以及不论所述发动机的曲轴转角如何都将所述进气门及所述排气门维持在关闭状态。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的车辆的发动机起动控制装置,其特征在于,

在所述发动机旋转阻力控制中,通过使调节向所述发动机吸入的吸入空气量的电动节气门相比所述发动机起动时进一步关闭,来增大所述发动机的旋转阻力。

4. 如权利要求 1 或 2 所述的车辆的发动机起动控制装置,其特征在于,

在所述发动机旋转阻力控制中,基于来自驾驶员的要求和车辆状态中的至少一方,设定所述发动机停止中的所述发动机的旋转阻力。

5. 如权利要求 1 或 2 所述的车辆的发动机起动控制装置,其特征在于,

在所述发动机旋转阻力控制中,在所述自动变速器的变速中的变速比变化开始之前,完成使所述发动机的旋转阻力向相比发动机起动时增大的方向变化。

6. 如权利要求 1 或 2 所述的车辆的发动机起动控制装置,其特征在于,  
在判断所述发动机的曲轴转角在所述自动变速器的变速结束后成为了预定的稳定状态的情况下,结束所述发动机旋转阻力控制。

7. 如权利要求 1 或 2 所述的车辆的发动机起动控制装置,其特征在于,  
在所述发动机旋转阻力控制中,在使所述发动机的旋转阻力相比所述发动机起动时增大时存在使所述发动机起动的发动机起动要求的情况下,使所述发动机的旋转阻力返回到所述发动机起动时的大小后使所述发动机起动。

## 车辆的发动机起动控制装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及对存在自动停止的情况的车辆用的发动机进行控制的技术。

### 背景技术

[0002] 在具有作为行驶用的驱动力源的发动机的车辆用驱动装置中,在预定的发动机起动条件成立的情况下起动自动停止了所述发动机的车辆的发动机起动控制装置是众所周知的。例如,专利文献 1 中记载的发动机起动控制装置就属于上述装置。该专利文献 1 的发动机起动控制装置在例如怠速停止时等发动机停止时,将发动机的曲轴转角(发动机曲轴转角)控制在规定的曲轴转角停止范围内。该规定的曲轴转角停止范围指的是例如根据发动机各种要素预先通过实验确定的适合于发动机再起动的曲轴转角的范围。例如,若在发动机的曲轴转角处于上述曲轴转角停止范围内时使发动机起动,则可以抑制发动机起动冲击并获得良好的发动机起动性。在此,专利文献 1 的发动机起动控制装置如上所述在发动机停止时将上述曲轴转角控制在规定的曲轴转角停止范围内,但有可能因某些原因而导致上述曲轴转角在直至发动机停止后再起动这期间偏移而从规定的曲轴转角停止范围离开。于是,在发动机起动时,在上述曲轴转角处于规定的曲轴转角停止范围内的情况下,专利文献 1 的发动机起动控制装置利用作为马达及电动机起作用的马达发电机起动发动机。另一方面,在存在上述曲轴转角从规定的曲轴转角停止范围离开的可能性的情况下,利用作为马达起作用的 DC 启动机起动发动机。

[0003] 在先技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献 1 :日本特开 2004-239111 号公报

[0006] 专利文献 2 :日本特开 2006-316689 号公报

[0007] 专利文献 3 :日本特开 2005-299390 号公报

### 发明内容

[0008] 发明要解决的课题

[0009] 上述专利文献 1 的发动机起动控制装置,根据发动机起动时的曲轴转角分别使用两种发动机起动方法来迅速且可靠地起动发动机,但若在发动机起动时不论驾驶员的意图如何都选择上述发动机起动方法中的任一种,则有可能给包括驾驶员在内的乘员带来不适感。另一方面,若在所述曲轴转角从所述曲轴转角停止范围离开的情况下也想要利用所述马达发电机提高发动机转速来起动发动机,则因所述马达发电机的输出不足等而不能迅速地提高发动机转速,导致发动机起动性降低,有可能给上述乘员带来不适感。另外,如上所述的课题还未公开。

[0010] 本发明以上述情况为背景而作出,其目的在于提供一种车辆的发动机起动控制装置,在对自动停止了的发动机进行再起动的情况下,可以抑制给驾驶员带来的不适感并迅速且可靠地起动发动机。

[0011] 用于解决课题的方案

[0012] 用于实现上述目的的本发明的主旨为：(a) 一种车辆的发动机起动控制装置，对曲轴转角进行控制，以使发动机自动停止时的曲轴转角进入预定的曲轴转角停止范围内，并且，在预定的发动机起动条件成立的情况下，对自动停止了所述发动机进行起动，(b) 所述车辆具有构成所述发动机和驱动轮之间的动力传送路径的一部分的自动变速器，(c) 所述发动机起动控制装置执行发动机旋转阻力控制，该发动机旋转阻力控制使因所述发动机的燃烧室内的气压变化而产生的该发动机的旋转阻力，在使所述发动机自动停止了该发动机的自动停止中且在所述自动变速器的变速中的变速比变化中，相比发动机起动时增大。

[0013] 发明的效果

[0014] 若如上所述构成，则在发动机的自动停止中，发动机的曲轴难以因外力而转动，因此，可以使发动机的停止时的曲轴转角不变或几乎不变地将其保持。而且，发动机自动停止时的曲轴转角被控制成该曲轴转角进入所述曲轴转角停止范围内，因此，通过将该曲轴转角停止范围确定在适合于发动机再起动的曲轴转角范围，可以使发动机以能够减轻发动机起动冲击等适合于发动机再起动的曲轴转角停止。因此，在发动机的再起动时，上述曲轴停止在上述曲轴转角停止范围内或其附近，因此，在对自动停止了的发动机进行再起动的情况下，可以确保良好的发动机起动性，可以抑制给驾驶员带来的不适感并迅速且可靠地起动发动机。

[0015] 另外，尽管自动变速器变速中的变速比变化中该自动变速器的输入轴转速较大地变化，并且发动机的曲轴被拖曳而容易转动，但通过在如上所述的变速比变化中执行所述发动机旋转阻力控制，能够有效地增大发动机的旋转阻力并抑制发动机曲轴转角的变化。另外，上述自动变速器的变速无论是升挡还是降挡都可以，但由于在降挡中自动变速器的输入轴转速在变速中上升，因此，可认为所述发动机旋转阻力控制在降挡中效果特别好。

[0016] 在此，优选为，在所述发动机旋转阻力控制中，使因所述发动机的燃烧室内的空气压缩而产生的该发动机的旋转阻力、即因所述发动机的压缩而产生的该发动机的旋转阻力，在所述发动机的自动停止中相比发动机起动时增大。

[0017] 另外，优选为，(a) 所述发动机具有进气门开闭正时变更装置和排气门开闭正时变更装置中的至少一方，所述进气门开闭正时变更装置使进气门的打开正时和关闭正时双方提前或滞后，所述排气门开闭正时变更装置使排气门的打开正时和关闭正时双方提前或滞后，(b) 在所述发动机旋转阻力控制中，通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机的旋转阻力，该处理包括：使所述进气门的开闭正时与所述发动机起动时相比向提前方向偏移、以及使所述排气门的开闭正时与所述发动机起动时相比向滞后方向偏移。若如上所述构成，则在实际的车辆用的发动机中，大多具有所述进气门开闭正时变更装置和所述排气门开闭正时变更装置，这样，在具有所述进气门开闭正时变更装置及所述排气门开闭正时变更装置的发动机中，不用特别附加新的装置，利用该进气门开闭正时变更装置和排气门开闭正时变更装置中的至少一方就能够容易地执行所述发动机旋转阻力控制。

[0018] 另外，优选为，(a) 所述发动机具有进气门开闭正时变更装置和排气门开闭正时变更装置中的至少一方，所述进气门开闭正时变更装置使进气门的打开正时和关闭正时分别独立地变更，所述排气门开闭正时变更装置使排气门的打开正时和关闭正时分别独立地变

更, (b) 在所述发动机旋转阻力控制中, 通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机的旋转阻力, 该处理包括: 使所述进气门及所述排气门的任一方或双方的打开正时与所述发动机起动时相比向滞后方向偏移、使所述进气门及所述排气门的任一方或双方的关闭正时与所述发动机起动时相比向提前方向偏移、以及不论所述发动机的曲轴转角如何都将所述进气门及所述排气门维持在关闭状态。若如上所述构成, 则与进气门或排气门的打开正时及关闭正时一并提前或滞后的情况相比, 在所述发动机旋转阻力控制中可以容易地得到更大的所述发动机旋转阻力。

[0019] 另外, 优选为, 在所述发动机旋转阻力控制中, 以增加随着所述发动机的旋转在该发动机的燃烧室内被压缩的空气量的方式变更所述进气门和所述排气门的任一方或双方的打开正时或关闭正时, 来增大所述发动机的旋转阻力。若如上所述构成, 则只要所述发动机具有所述进气门开闭正时变更装置及所述排气门开闭正时变更装置, 就能够执行所述发动机旋转阻力控制, 也能够迅速且容易地增大或减小所述发动机的旋转阻力。

[0020] 另外, 优选为, 在所述发动机旋转阻力控制中, 通过相比所述发动机起动时进一步关闭对向所述发动机吸入的吸入空气量进行调节的电动节气门, 来增大所述发动机的旋转阻力。若如上所述构成, 则在实际的车辆用发动机中具有上述电动节气门的发动机较多, 即便是例如不具有所述进气门开闭正时变更装置及所述排气门开闭正时变更装置的发动机, 也能够执行所述发动机旋转阻力控制。另外, 在所述发动机旋转阻力控制中, 通过使所述电动节气门处于全闭状态, 也可以相比所述发动机起动时增大所述发动机的旋转阻力。

[0021] 另外, 优选为, 在所述发动机旋转阻力控制中, 基于来自驾驶员的要求和车辆状态中的至少一方, 设定所述发动机停止中的所述发动机的旋转阻力。在此, 在发动机停止中, 为了获得良好的发动机起动性, 发动机的旋转阻力小时较好, 为了减小所述发动机曲轴转角的变化量, 发动机的旋转阻力大时较好。因此, 若如上所述构成, 则能够根据来自驾驶员的要求或车辆状态来设定上述发动机的旋转阻力, 以便能够兼顾例如减轻发动机起动冲击等发动机起动性和减小所述发动机曲轴转角的变化量。

[0022] 另外, 优选为, 在所述发动机旋转阻力控制中, 在所述自动变速器的变速中的变速比变化开始之前, 完成使所述发动机的旋转阻力向相比发动机起动时增大的方向变化。若如上所述构成, 则上述发动机的旋转阻力在上述变速比变化开始前、换言之在上述自动变速器的输入轴转速随着变速进展开始变化前已经增大, 因此, 可以充分抑制发动机的曲轴伴随着上述输入轴转速的变速进展而产生的变化拖曳而转动。

[0023] 另外, 优选为, 在判断所述发动机的曲轴转角在所述自动变速器的变速结束后成为了预定的稳定状态的情况下, 结束所述发动机旋转阻力控制。在此, 即便通过执行该发动机旋转阻力控制使得发动机的旋转阻力增大, 发动机曲轴转角的变化量也并非为零, 假定产生一定程度的变化量。而且, 在变速结束时上述输入轴转速的变化停止时, 由此, 发动机的曲轴向与变速中相反的方向稍微旋转并欲朝向变速开始前的发动机曲轴转角返回。因此, 若如上所述构成, 则在发动机的曲轴在变速刚结束后稍微旋转而欲返回时执行所述发动机旋转阻力控制, 因此, 该曲轴的欲返回的旋转被促进, 可以进一步减小在变速前后进行了比较的发动机曲轴转角的变化量。

[0024] 另外, 优选为, 在从所述自动变速器的变速结束时开始经过了规定的变速后延缓时间的情况下, 判断所述发动机的曲轴转角成为了所述稳定状态。若如上所述构成, 则通过

测量经过时间,可以容易地判断上述曲轴转角是否成为了上述曲轴转角稳定状态。

[0025] 另外,优选为,在所述发动机旋转阻力控制中,在使所述发动机的旋转阻力相比所述发动机起动时增大时存在使所述发动机起动的发动机起动要求的情况下,使所述发动机的旋转阻力返回到所述发动机起动时的大小后使所述发动机起动。若如上所述构成,则发动机的旋转阻力减小后进行发动机起动,因此,可以确保良好的发动机起动性,例如可以减轻发动机起动冲击。

[0026] 另外,优选为,所述车辆具有夹设在所述发动机和所述自动变速器之间的流体传动装置。若如上所述构成,则可以利用上述流体传动装置切断所述发动机和所述自动变速器之间的动力传送。

[0027] 另外,优选为,所述车辆具有:差动用电动机、和夹设在所述发动机和所述自动变速器之间的差动机构,通过控制该差动用电动机,该差动机构的差动状态被控制。若如上所述构成,则通过所述差动用电动机的控制,可以切断所述发动机和所述自动变速器之间的动力传送。

[0028] 另外,优选为,(a)所述车辆具有与所述驱动轮连结的行驶用电动机,(b)在使所述发动机停止地使车辆行驶的情况下,利用所述行驶用电动机驱动所述驱动轮。若如上所述构成,则可以进行使所述发动机停止并利用所述行驶用电动机使车辆行驶的马达行驶,作为行驶用的驱动力源,可以适当地分别使用所述发动机和所述行驶用电动机,使得车辆的油耗降低。

#### 附图说明

[0029] 图 1 是用于说明本发明一实施例即实施例 1 的车辆用驱动装置的结构示意图。

[0030] 图 2 是表示图 1 所示的变矩器的逆驱动状态下的制动器的滑移率和变矩器的逆驱动时容量系数之间的关系的图。

[0031] 图 3 是表示图 1 所示的变矩器的逆驱动状态下的速度比和逆驱动时转矩比之间的关系的图。

[0032] 图 4 是表示图 1 所示的变矩器的逆驱动状态下的速度比和逆驱动容量系数之间的关系的图。

[0033] 图 5 是在图 1 所示的自动变速器中用于使各变速挡成立的各液压式摩擦卡合装置的动作表。

[0034] 图 6 是表示在图 1 的车辆用驱动装置中,在将车速和要求输出转矩作为参数的同一个二维坐标中构成的、作为自动变速器的变速判断的基础的预先存储的变速线图的一例、以及具有用于切换发动机行驶和马达行驶的、发动机行驶区域和马达行驶区域的分界线的预先存储的驱动力源切换线图的一例的图,也是表示各自的关系的图。

[0035] 图 7 是用于说明图 1 的车辆用驱动装置所具有的发动机的结构的概略结构图。

[0036] 图 8 是用于说明在设置于图 1 的车辆用驱动装置的发动机的停止中,因发动机的燃烧室内的气压变化而产生的发动机的旋转阻力(发动机旋转阻力)和进气门及排气门的开闭正时之间的关系的图。

[0037] 图 9 是用于说明对图 1 的车辆用驱动装置进行控制的电子控制装置所具有的控制功能的主要部分的功能模块线图。

[0038] 图 10 是以在图 1 的车辆用驱动装置中在 EV 行驶中从自动变速器的第三挡(3rd)向第二挡(2nd)降挡的情况为例,用于说明发动机旋转阻力控制的时序图。

[0039] 图 11 是表示图 10 所示的进气正时提前幅度  $A_{INH}$  及排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$  各自与加速踏板开度之间的预定的关系的图。

[0040] 图 12 是表示图 10 所示的进气正时提前幅度  $A_{INH}$  及排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$  各自与蓄电装置的充电剩余量之间的预定的关系的图。

[0041] 图 13 是用于说明图 9 的电子控制装置的控制动作的第一主要部分、即自动停止发动机并进行再起动的控制动作的流程图。

[0042] 图 14 是用于说明图 9 的电子控制装置的控制动作的第二主要部分、即执行低容量化控制的控制动作的流程图。

[0043] 图 15 是用于说明图 9 的电子控制装置的控制动作的第三主要部分、即抑制发动机 12 自动停止中的曲轴转角的变化控制动作的流程图。

[0044] 图 16 是用于说明本发明的其他实施例即实施例 2 的车辆用驱动装置的结构示意图。

[0045] 图 17 是在图 16 的车辆用驱动装置所具有的自动变速部中用于使各变速挡成立各液压式摩擦卡合装置的动作表。

[0046] 图 18 是可以在直线上表示在图 16 的车辆用驱动装置所具有的动力传送装置中,对应每个齿轮级使得连结状态不同的各旋转要素的转速的相对关系的共线图。

[0047] 图 19 是用于说明作为图 16 的车辆用驱动装置的控制装置起作用的电子控制装置所具有的控制功能的主要部分的功能模块线图。

[0048] 图 20 是用于说明图 9 的电子控制装置的控制动作的主要部分的实施例 3 的流程图,是与图 15 相当的流程图。

## 具体实施方式

[0049] 以下,参照附图详细说明本发明的一实施例。

[0050] 实施例 1

[0051] 图 1 是说明应用了本发明的车辆 8 所具有的车辆用驱动装置 10 的结构示意图。在图 1 中,车辆用驱动装置 10 优选被用于 FR(前置发动机后轮驱动)方式的车辆,该车辆用驱动装置具有:作为内燃机的发动机 12、与该发动机 12 的曲轴 14 连结的作为流体传动装置的变矩器 16、配设在该变矩器 16 和驱动轮 17 之间并与变矩器 16 连结的自动变速器 18、配设在变矩器 16 和自动变速器 18 之间并与自动变速器 18 的输入轴 20(变速器输入轴 20)连结的行驶用电动机 21。在如上所述构成的车辆用驱动装置 10 中,发动机 12 的动力从发动机 12 的曲轴 14 依次经过变矩器 16、自动变速器 18、差动齿轮装置 35 及一对驱动车轴等向一对驱动轮 17 传送。另外,在发动机 12 的曲轴 14 和变矩器 16 的泵叶轮 16p 之间夹设有飞轮减振器 15,利用该飞轮减振器 15,在发动机 12 和变矩器 16 之间转矩的脉动被吸收地进行转矩传送。另外,变矩器 16、自动变速器 18 及行驶用电动机 21 等相对于它们共用的轴心对称地构成,在图 1 中,该轴心的下半部分的图示被省略。

[0052] 变矩器 16 是被夹设在发动机 12 和自动变速器 18 之间的流体传动装置。变矩器 16 具有:由发动机 12 驱动而旋转,从而利用变矩器 16 内的工作油的流动来产生流体流的



泵叶轮 16p ;与自动变速器 18 的输入轴 20 连结,接收来自上述泵叶轮 16p 的流体流而旋转的涡轮叶轮 16t ;配设在从该涡轮叶轮 16t 流向泵叶轮 16p 的流体流中,并经由制动器 Bs 与作为非旋转部件的变速箱 24 选择性地连结的定子叶轮 16s。上述自动变速器 18 的输入轴 20 也作为变矩器 16 的输出部件起作用。

[0053] 在该变矩器 16 中,在利用来自发动机 12 的转矩使泵叶轮 16p 旋转时,该泵叶轮 16p 的旋转经由工作油被传送到涡轮叶轮 16t,从而使涡轮叶轮 16t 旋转。将该状态即泵叶轮 16p 驱动涡轮叶轮 16t 使其旋转的状态称为变矩器 16 的正驱动状态。由此,发动机 12 的转矩被传送到自动变速器 18 的输入轴 20。另外,与上述情况相反,例如在滑行行驶时(加速踏板放开的惯性行驶时),在利用来自驱动轮 17 的转矩使涡轮叶轮 16t 旋转时,该涡轮叶轮 16t 的旋转经由工作油被传送到泵叶轮 16p,从而使泵叶轮 16p 旋转。将该状态即涡轮叶轮 16t 驱动泵叶轮 16p 使其旋转的状态称为变矩器 16 的逆驱动状态。由此,来自驱动轮 17 的转矩被传送到发动机 12。

[0054] 制动器 Bs 是与后述的制动器 B1、B2 等相同的液压式摩擦卡合装置,配设在定子叶轮 16s 和变速箱 24 之间并将它们选择性地连结。通过使该制动器 Bs 完全卡合,从而将定子叶轮 16s 不能旋转地固定在变速箱 24 上。另外,通过松开制动器 Bs,使定子叶轮 16s 相对于变速箱 24 处于自由旋转状态。在变矩器 16 中,在其正驱动状态下的变换区域中,使上述制动器 Bs 完全卡合,使得定子叶轮 16s 被固定,从而可以得到转矩放大作用,在正驱动状态下的联接区域中,松开上述制动器 Bs,使得定子叶轮 16s 处于自由旋转状态,从而可以抑制效率降低。另外,通过控制制动器 Bs 的卡合转矩,从而使制动器 Bs 相对于变速箱 24 的滑移率  $R_s$  [%] 连续地变化。另外,上述滑移率  $R_s$  的值越小,越能够抑制定子叶轮 16s 的旋转。而且,在滑移率  $R_s$  为零时,定子叶轮 16s 不能旋转地固定在变速箱 24 上。

[0055] 图 2 是表示变矩器 16 的逆驱动状态下的制动器 Bs 的滑移率  $R_s$  和变矩器 16 的容量系数(逆驱动时容量系数) $C$  [ $N \cdot m / rpm^2$ ] 之间的关系图。如图 2 所示,制动器 Bs 的滑移率  $R_s$  越小,则变矩器 16 的逆驱动时容量系数  $C$  越小。这是因为:因定子叶轮 16s 的旋转被抑制,从而导致变矩器 16 内的工作油的流动被阻碍。

[0056] 图 3 是表示变矩器 16 的逆驱动状态下的速度比  $N_e/N_t$  和转矩比(逆驱动时转矩比) $t$  之间的关系图。图 4 是表示变矩器 16 的逆驱动状态下的速度比  $N_e/N_t$  和逆驱动容量系数  $C$  之间的关系图。上述速度比  $N_e/N_t$  是由发动机转速传感器 80 (参照图 9) 检测出的发动机转速(曲轴 14 的转速) $N_e$  和由涡轮转速传感器 92 检测出的涡轮转速(涡轮叶轮 16t 的转速) $N_t$  之比。另外,上述转矩比  $t$  是涡轮叶轮 16t 的转矩  $T_t$  和泵叶轮 16p 的转矩  $T_p$  之比。在图 3 及图 4 中,虚线表示的是松开制动器 Bs 时的值,另外,实线表示的是制动器 Bs 完全卡合时的值。如这些图所示,制动器 Bs 的卡合转矩被控制而使得滑移率  $R_s$  越小,则逆驱动时转矩比  $t$  越接近 1.0,而且,逆驱动时容量系数  $C$  越降低。而且,通过使制动器 Bs 完全卡合,逆驱动时转矩比  $t$  成为 1,而且,逆驱动时容量系数  $C$  成为与速度比  $N_e/N_t$  相应的最小值。

[0057] 像这样,在使逆驱动时容量系数  $C$  降低了的状态下,与该逆驱动时容量系数  $C$  较大的情况相比,涡轮叶轮 16t 和泵叶轮 16p 处于容易相对旋转的状态即容易滑移的状态,来自车辆 8 的驱动轮 17 的转矩(逆驱动转矩)难以传送到发动机 12。因此,例如在车辆 8 的滑行行驶时,即便来自驱动轮 17 的转矩经由变矩器 16 施加于发动机 12,自驱动轮 17 经由变

矩器 16 作用于曲轴 14 的拖曳转矩  $T_d$  也降低, 与此相应地 可以增加行驶用电动机 21 的再生量。另外, 在使逆驱动时容量系数  $C$  降低了的状态下, 在发动机 12 产生的冲击、例如发动机停止时的冲击难以向驱动轮 17 传送。

[0058] 回到图 1, 所述变矩器 16 具有在泵叶轮 16p 和涡轮叶轮 16t 之间设置的锁止离合器 L/C。该锁止离合器 L/C 被控制在完全卡合状态、滑移状态及松开状态中的任一种状态。在锁止离合器 L/C 处于松开状态的情况下, 如前所述曲轴 14 和自动变速器 18 的输入轴 20 之间的转矩传送经由变矩器 16 内的工作油进行传送。而且, 在锁止离合器 L/C 处于完全卡合状态的情况下, 发动机 12 的曲轴 14 和自动变速器 18 的输入轴 20 相互一体地连结, 这些曲轴 14 和输入轴 20 之间的转矩传送不经由变矩器 16 内的工作油而直接进行传送。

[0059] 行驶用电动机 21 是构成为能够选择性地得到作为使其产生驱动转矩的电动马达的功能和作为使其产生再生转矩的发电机的功能的旋转机械, 例如由交流同步型马达发电机构成。该行驶用电动机 21 根据其驱动, 能够将正负两个旋转方向的驱动转矩施加给自动变速器 18 的输入轴 20。另外, 行驶用电动机 21 根据其发电(再生), 能够将反转方向的负载转矩即制动转矩施加给上述输入轴 20, 并且能够对经由变换器 36 与行驶用电动机 21 能够交接电力地连结的电动机用电源即蓄电装置(蓄电池)37 进行充电。另外, 行驶用电动机 21 的正转方向指的是发动机驱动中的曲轴 14 的旋转方向, 反转方向指的是其相反方向。

[0060] 在此, 在车辆用驱动装置 10 中, 在车辆 8 滑行行驶时, 实施切断向发动机 12 的燃料供给的所谓燃料切断。由此, 发动机 12 的燃料消耗降低, 车辆 8 的油耗降低。另外, 在本实施例中, 例如, 车辆 8 的油耗指的是每单位燃料消耗量的行驶距离等, 油耗降低指的是每单位燃料消耗量的行驶距离变长, 或者作为车辆 8 整体的燃料消耗率(= 燃料消耗量 / 驱动轮输出)减小。反之, 油耗增加指的是每单位燃料消耗量的行驶距离变短, 或者作为车辆 8 整体的燃料消耗率增大。

[0061] 自动变速器 18 是如下装置: 构成发动机 12 和驱动轮 17 之间的动力传送路径的一部分, 对变矩器 16 及行驶用电动机 21 的输出进行变速并从输出轴 22 输出。该自动变速器 18 具有被收纳在作为非旋转部件的变速箱 24 内的第一变速部 26 及第二变速部 28。上述第一变速部 26 以双小齿轮型第一行星齿轮装置 30 为主体而构成。另外, 上述第二变速部 28 以单个小齿轮型第二行星齿轮装置 32 及双小齿轮型第三行星齿轮装置 34 为主体而构成。

[0062] 在第一变速部 26 中, 第一行星齿轮装置 30 的太阳轮 S1 与变速箱 24 连结且不能旋转地被固定。另外, 第一行星齿轮装置 30 的齿轮架 CA1 与自动变速器 18 的输入轴 20 连结, 并且, 经由离合器 C4 与第二行星齿轮装置 32 的太阳轮 S2 连结。另外, 第一行星齿轮装置 30 的内齿轮 R1 经由离合器 C1 与第三行星齿轮装置 34 的太阳轮 S3 连结, 并且, 经由离合器 C3 与第二行星齿轮装置 32 的太阳轮 S2 连结。

[0063] 而且, 在第二变速部 28 中, 第二行星齿轮装置 32 的太阳轮 S2 经由制动器 B1 与变速箱 24 连结并且不能旋转地被固定。另外, 第二行星齿轮装置 32 及第三行星齿轮装置 34 的齿轮架 CA2 经由制动器 B2 与变速箱 24 连结且不能旋转地被固定, 并且, 经由离合器 C2 与自动变速器 18 的输入轴 20 连结。另外, 第二行星齿轮装置 32 及第三行星齿轮装置 34 的内齿轮 R2 与输出轴 22 连结且不能旋转地被固定。

[0064] 另外, 上述离合器 C1 ~ C4 及制动器 B1、B2 是具有液压缸和根据被供给到该液压

缸的液压进行摩擦卡合的湿式多板离合器或制动器的液压式摩擦卡合装置。

[0065] 在该自动变速器 18 中,各液压式摩擦卡合装置(离合器 C1 ~ C4、制动器 B1、B2)按照图 5 所示的规定的动作表分别进行卡合或松开,从而使得变速比  $\gamma_{18}$ (= 变速器输入轴转速  $N_{ATIN}$ / 变速器输出轴转速  $N_{ATOUT}$ ) 分别不同的前进 8 挡及后退 2 挡的变速挡成立。在图 5 中,“○”表示卡合状态,空白栏表示松开状态。上述变速器输入轴转速  $N_{ATIN}$  是变速器输入轴 20 的转速,由图 1 可知,与涡轮转速  $N_t$  相同。上述变速器输出轴转速  $N_{ATOUT}$  是输出轴 22 的转速,也可以称为车辆用驱动装置 10 的输出轴转速  $N_{OUT}$ 。

[0066] 另外,上述自动变速器 18 的自动变速控制,如图 6 所示,按照由在车速轴和要求输出转矩轴的二维坐标内设定的多条变速线构成的被预先存储的变速线图来执行。具体而言,根据图 6 所示的变速线图,基于车速  $V$ [km/h] 及要求输出转矩  $T_{OUT}$ [N·m],确定自动变速器 18 的应变速的变速挡,进而按照所述图 5 所示的动作表使各液压式摩擦卡合装置(离合器 C1 ~ C4、制动器 B1、B2)动作,以使上述被确定的齿轮级成立。另外,构成图 6 的变速线图的纵轴的要求输出转矩  $T_{OUT}$  利用例如由加速踏板开度传感器 88 (参照图 9)检测出的、驾驶员操作加速踏板 90 的操作量即加速踏板开度  $Acc$  表示,因此,也可以将图 6 的变速线图的纵轴从要求输出转矩  $T_{OUT}$  替换为加速踏板开度  $Acc$ 。

[0067] 如上所述构成的车辆用驱动装置 10 根据车辆 8 的行驶状态,利用发动机 12 的动力使车辆 8 行驶的发动机行驶和发动机 12 停止而利用行驶用电动机 21 的动力使车辆 8 行驶的马达行驶(也称为 EV 行驶)被切换来进行动作。基于车辆 8 的行驶状态(车辆状态)属于前述图 6 中用单点划线划分而示出的发动机行驶区域及马达行驶区域中的哪一个区域,来进行上述发动机行驶和马达行驶的切换。

[0068] 在车辆 8 的行驶状态在图 6 中属于发动机行驶区域的情况下,车辆 8 的行驶模式被切换到所述发动机行驶。即,从发动机 12 输出的转矩经由曲轴 14 输入变矩器 16,在该变矩器 16 中被放大后输入到自动变速器 18 的输入轴 20。接着,输入到了上述输入轴 20 的转矩在自动变速器 18 中进行变速后从输出轴 22 输出。由此,来自发动机 12 的转矩被传送到车辆 8 的驱动轮 17。另外,在车辆用驱动装置 10 中,在使用从发动机 12 传递到了上述输入轴 20 的一部分输出来驱动行驶用电动机 21 的情况下,该行驶用电动机 21 作为发电机起作用,从而对蓄电装置 37 进行充电。另一方面,在所述发动机行驶中,基本上利用发动机 12 的动力使车辆 8 行驶,但例如在加速踏板 90 较大地被踩下的情况等需要大的驱动力的情况下,适当地使行驶用电动机 21 作为电动马达起作用并输出辅助转矩。因此,在所述发动机行驶中,存在仅将发动机 12 作为行驶用的驱动力源的情况和将发动机 12 及行驶用电动机 21 双方作为行驶用的驱动力源的情况。

[0069] 另外,在车辆 8 的行驶状态在图 6 中属于马达行驶区域的情况下,车辆 8 的行驶模式被切换到所述马达行驶。即,使发动机 12 停止,并且,通过从蓄电装置 37 将电力供给到行驶用电动机 21,使行驶用电动机 21 作为电动马达起作用,从该行驶用电动机 21 输出的车辆行驶用的转矩输入到自动变速器 18 的输入轴 20。接着,输入到了上述输入轴 20 的转矩在自动变速器 18 中进行变速后从输出轴 22 输出。由此,来自行驶用电动机 21 的转矩被传送到车辆 8 的驱动轮 17。

[0070] 另外,在车辆用驱动装置 10 中,在车辆 8 的减速行驶中使用来自驱动轮 17 的转矩使行驶用电动机 21 再生,从而使得该行驶用电动机 21 作为发电机起作用并对蓄电装置 37

进行充电。

[0071] 另外,在车辆用驱动装置 10 中,例如即便车辆 8 的行驶状态属于马达行驶区域,在蓄电装置 37 的充电状态 SOC (state of charge) 即充电剩余量 SOC 在规定值以下的情况下,也进行发动机行驶。另外,在车辆 8 的急起步时或急加速时等,适当进行使用发动机 12 及行驶用电动机 21 双方的输出使车辆 8 行驶等控制。

[0072] 图 7 是用于说明发动机 12 的结构概略结构图。发动机 12 是众所周知的端口喷射型汽车用汽油发动机,可以是单缸发动机或两缸以上的多缸发动机,在本实施例中例如是直列四缸发动机。而且,发动机 12 是在曲轴 14 转两转期间完成由进气行程、压缩行程、膨胀行程、排气行程构成的一个循环的四冲程发动机。发动机 12 具有:设置在缸盖和活塞 50 之间的燃烧室 52;与燃烧室 52 的进气口连接的进气管 54;与燃烧室 52 的排气口连接的排气管 56;设置于缸盖并对向燃烧室 52 吸入的进气喷射供给燃料的燃料喷射装置 58;对由利用燃料喷射装置 58 喷射供给的燃料和被吸入的空气构成的燃烧室 52 内的混合气进行点火的点火装置 60;使燃烧室 52 的进气口打开或关闭的进气门 62;通过与曲轴 14 的旋转同步地使该进气门 62 往复运动而使其进行开闭动作的进气门驱动装置 64;使燃烧室 52 的排气口打开或关闭的排气门 66;通过与曲轴 14 的旋转同步地使该排气门 66 往复运动而使其进行开闭动作的排气门驱动装置 68;检测发动机 12 的曲轴转角(发动机曲轴转角)AG<sub>CR</sub>的曲轴转角传感器 94。该发动机 12 在发动机起动时利用行驶用电动机 21 提高发动机转速 Ne、即利用行驶用电动机 21 使曲轴旋转来进行起动。在利用该行驶用电动机 21 使发动机 12 的曲轴旋转时,使锁止离合器 L/C 处于松开状态,变矩器 16 的逆驱动时容量系数 C 利用制动器 Bs 被控制在适合于发动机起动的大小,以使行驶用电动机 21 的输出转矩充分地传送到曲轴 14。像这样,在发动机起动时,行驶用电动机 21 经由变矩器 16 与发动机 12 能够传递动力地连结,因此,发动机起动冲击被变矩器 16 吸收而难以传递至驱动轮 17。

[0073] 在进气管 54 内,在其上游部分设置有电动节气门 70,该电动节气门 70 利用电动的节气门促动器 72 进行开闭动作。该电动节气门 70 的开度  $\theta_{TH}$  (以下称为“节气门开度  $\theta_{TH}$ ”)基本上被控制为,加速踏板 90 的操作量即加速踏板开度 Acc 越增加,节气门开度  $\theta_{TH}$  越增加,随着节气门开度  $\theta_{TH}$  的增加,被吸入发动机 10 的吸入空气量 Q 也增加。上述吸入空气量 Q (单位例如是“g/sec”或“g/rev”)是发动机 10 每单位时间吸入的空气质量或发动机 10 每转一转吸入的空气质量。电动节气门 70 是能够根据其开闭动作来调节吸入空气量 Q 的吸入空气量调节阀,通过使节气门开度  $\theta_{TH}$  为零即全闭状态,能够将进气管 54 内的流向所有气缸的空气质量流动大致切断。

[0074] 在该发动机 12 中,燃料从燃料喷射装置 58 被喷射供给到从进气管 54 向燃烧室 52 吸入的吸入空气而形成混合气,该混合气在燃烧室 52 内利用点火装置 60 被点火而燃烧。由此,发动机 12 被驱动,燃烧后的上述混合气作为排气向排气管 56 内排出。

[0075] 进气门驱动装置 64 基本上使进气门 62 与曲轴 14 的旋转同步地进行开闭动作,但也具有适当变更进气门 62 的开闭正时及提升量等的功能,利用传感器检测出上述被变更的进气门 62 的开闭正时及提升量等并向电子控制装置 40 逐次输出。即,进气门驱动装置 64 也作为变更进气门 62 的开闭正时的进气门开闭正时变更装置起作用。作为进气门驱动装置 64 的动作原理,众所周知各种动作原理,例如,进气门驱动装置 64 可以是与曲轴 14 的旋转连动的凸轮机构,通过液压控制或电动控制来选择性地使用形状彼此不同的多个

凸轮中的任一个使进气门 62 进行开闭动作,或者,也可以一并利用与曲轴 14 的旋转连动的凸轮机构和通过液压控制或电动控制来修正该凸轮机构的凸轮的动作用的机构,使进气门 62 进行开闭动作。总之,进气门驱动装置 64 例如以上述凸轮机构为主体而构成,具有作为使进气门 62 的打开正时和关闭正时双方提前或滞后的进气门开闭正时变更装置的功能。

[0076] 排气门驱动装置 68 也与进气门驱动装置 64 相同,排气门驱动装置 68 基本上使排气门 66 与曲轴 14 的旋转同步地进行开闭动作,但也具有适当变更排气门 66 的开闭正时及提升量等的功能,利用传感器检测出上述被变更的排气门 66 的开闭正时及提升量等并向电子控制装置 40 逐次输出。即,排气门驱动装置 68 也作为变更排气门 66 的开闭正时的排气门开闭正时变更装置起作用。排气门驱动装置 68 的动作原理与进气门驱动装置 64 相同。总之,排气门驱动装置 68 例如以所述凸轮机构为主体而构成,具有作为使排气门 66 的打开正时和关闭正时双方提前或滞后的排气门开闭正时变更装置的功能。

[0077] 另外,在发动机停止时,行驶用电动机 21 及制动器 Bs 被控制,从而使发动机 12 的曲轴 14 在能够减轻发动机再起动机时的发动机起动冲击等适合于再起动的规定的曲轴转角停止范围(起动最佳曲轴转角范围) $AG_{ST}$ 内停止旋转。因此,若发动机 12 停止时的曲轴转角  $AG_{CR}$ 维持原样不变地被保持到发动机 12 再起动机时,则可以减轻发动机起动冲击并顺畅地再起动机 12。上述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$ 对应每种发动机类型通过实验预先确定,例如对于本实施例的发动机 12 而言,被预先确定在从与发动机 12 具有的多个气缸中的任一个活塞 50 的上止点对应的曲轴转角  $AG_{CR}$ 的跟前 40 度左右到 60 度左右的范围。

[0078] 图 8 是用于说明在发动机停止中,因发动机 12 的燃烧室 52 内的气压变化而产生的发动机 12 的旋转阻力(发动机旋转阻力)和进气门 62 及排气门 66 的开闭正时之间的关系图。在图 8 中,箭头 AR01 表示进气门 62 打开的曲轴转角  $AG_{CR}$ 的范围即进气门 62 的打开期间,箭头 AR02 表示排气门 66 打开的曲轴转角  $AG_{CR}$ 的范围即排气门 66 的打开期间。

[0079] 在图 8 中,在活塞 50 从下止点向上止点移动的行程中,发动机 12 的燃烧室 52 内的空气在从进气门 62 关闭到活塞 50 到达上止点为止的期间被压缩,因该空气压缩而产生所述发动机旋转阻力。因此,若进气门 62 关闭的关闭正时例如从虚线 L01 向滞后方向偏移而成为了虚线 L02 所示的曲轴转角  $AG_{CR}$ ,则与从进气门 62 的关闭正时到上止点的活塞 50 的行程对应的发动机气缸 53 的容积即气缸内压缩容积减小,因此,例如上止点处的燃烧室 52 内的气压降低,所述发动机旋转阻力减小。即,进气门 62 的关闭正时越向滞后方向偏移,上述发动机旋转阻力越减小。另外,上述气缸内压缩容积根据沿活塞 50 的行程方向投影的活塞 50 的面积(单位例如是  $mm^2$ )和从进气门 62 的关闭正时到上止点的活塞 50 的移动距离(单位例如是 mm)的乘积来算出。

[0080] 另外,在活塞 50 从上止点向下止点移动的行程中,在活塞 50 从上止点移动到排气门 66 打开的期间,发动机 12 的燃烧室 52 内的空气膨胀,通过打开排气门 66 而成为大气压。即,利用由直至该排气门 66 打开为止的空气膨胀产生的负压,产生所述发动机旋转阻力。因此,若排气门 66 打开的打开正时例如从双点划线 L03 向提前方向偏移而成为了双点划线 L04 所示的曲轴转角  $AG_{CR}$ ,则与从上止点到排气门 66 的打开正时的活塞 50 的行程对应的发动机气缸 53 的容积即气缸内膨胀容积减小,因此,例如排气门 66 即将打开之前的燃烧室 52 内的气压升高,所述发动机旋转阻力减小。即,排气门 66 的打开正时越向提前方向偏移,上述发动机旋转阻力越减小。另外,上述气缸内膨胀容积根据沿活塞 50 的行程方向

投影的活塞 50 的面积(单位例如是  $\text{mm}^2$ )和从上止点到排气门 66 的打开正时的活塞 50 的移动距离(单位例如是 mm)的乘积来算出。

[0081] 图 9 是用于说明电子控制装置 40 所具有的控制功能的主要部分的功能模块线图。该电子控制装置 40 与本发明的发动机起动控制装置对应,具有作为车辆用驱动装置 10 的控制装置的功能,包括具有 CPU、RAM、ROM、输入输出接口等的所谓微型计算机而构成,CPU 利用 RAM 的暂时存储功能的同时按照预先存储在 ROM 中的程序进行信号处理,从而执行发动机 12 的输出控制、自动变速器 18 的变速控制及行驶用电动机 21 的输出控制等。如图 9 所示,电子控制装置 40 具有:作为发动机起动停止控制部的发动机起动停止控制构件 118;作为低容量化控制部的低容量化控制构件 120;作为变速控制部的变速控制构件 122;作为发动机自动停止中判断部的发动机自动停止中判断构件 124;作为变速中判断部的变速中判断构件 126;作为曲轴转角稳定判断部的曲轴转角稳定判断构件 128;作为发动机起动时判断部的发动机起动时判断构件 130;以及作为发动机旋转阻力控制部的发动机旋转阻力控制构件 132。

[0082] 在预定的发动机停止条件成立的情况下,发动机起动停止控制构件 118 不依靠驾驶员的操作,使发动机 12 自动停止。而且,在预定的发动机起动条件成立的情况下,使发动机 12 起动的发动机起动要求被提出,发动机起动停止控制构件 118 不依靠驾驶员的操作,使发动机 12 自动起动。具体而言,在使发动机 12 自动停止的情况下,发动机起动停止控制构件 118 通过控制行驶用电动机 21 及制动器 Bs 来执行停止时曲轴转角控制,在该停止时曲轴转角控制中,控制发动机曲轴转角  $AG_{CR}$ 并使发动机 12 停止,以使发动机 12 自动停止时的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$ 进入所述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$ 内。另外,发动机起动停止控制构件 118 在发动机起动时,利用制动器 Bs 将变矩器 16 的逆驱动时容量系数 C 控制在适合于发动机起动的大小,并且利用行驶用电动机 21 提高发动机转速  $Ne$  来起动发动机 12。若列举车辆 8 的混合动力行驶,则所述发动机停止条件成立的情况指的是在图 6 中车辆状态从发动机行驶区域向马达行驶区域变化的情况,所述发动机起动条件成立的情况指的是在图 6 中车辆状态从马达行驶区域向发动机行驶区域变化的情况。另外,若列举在车辆行驶中临时停车时等进行的怠速停止控制,所述发动机停止条件成立的情况指的是例如点火装置开启、由车速传感器 82(参照图 1)检测出的车速  $V$  为零、制动踏板 84 处于踩踏中(操作中)、且加速踏板开度  $Acc$  为零等怠速停止执行条件成立的情况,所述发动机起动条件成立的情况指的是上述怠速停止执行条件不成立的情况、例如被踩下的制动踏板 84 被松开等情况。另外,上述制动踏板 84 是用于使作为对驱动轮 17 施加制动转矩(制动力)的制动装置众所周知的脚踏制动装置(车轮制动装置)工作的操作装置,通过踩下制动踏板 84,对驱动轮 17 施加上述制动力,是否踩下该制动踏板 84 由脚踏制动开关 86 检测。

[0083] 在车辆行驶中及临时停车中使发动机 12 停止期间,例如在 EV 行驶中或停车时的怠速停止中,低容量化控制构件 120 使制动器 Bs 完全卡合并将定子叶轮 16s 不能旋转地固定,从而使变矩器 16 的逆驱动时容量系数 C 相比定子叶轮 16s 相对于作为非旋转部件的变速箱 24 处于自由旋转状态时的值而降低。

[0084] 变速控制构件 122 根据具有如图 6 所示那样的预先设定的升挡线(实线)及降挡线(虚线)的关系(变速线图),基于利用实际的车速  $V$  及与加速踏板开度  $Acc$  等对应的自动变速器 18 的要求输出转矩  $T_{OUT}$ 表示的车辆状态,进行指示应该使自动变速器 18 变速的变

速判断、即判断应该使自动变速器 18 变速的变速挡,并执行自动变速器 18 的自动变速控制以便得到上述判断的变速挡。例如,在图 6 中上述车辆状态使上述升挡线从低车速侧的区域横穿向高车速侧的区域的情况下,变速控制构件 122 进行指示应该使自动变速器 18 升挡的变速判断,并执行与该横穿的升挡线对应的自动变速器 18 的升挡。另一方面,在图 6 中上述车辆状态使上述降挡线从高车速侧的区域横穿向低车速侧的区域的情况下,变速控制构件 122 执行与该横穿的降挡线对应的自动变速器 18 的降挡。另外,对于上述变速判断而言,若作出该变速判断,则要求自动变速器 18 变速,因此,也可以称为变速要求。

[0085] 发动机自动停止中判断构件 124 判断是否处于发动机 12 自动停止的自动停止中。换言之,判断是否为所述发动机停止条件成立、发动机 12 利用发动机起动停止控制构件 118 自动停止且该停止状态持续。例如,在马达行驶中(EV 行驶中)或怠速停止控制的发动机停止中,处于发动机 12 的自动停止中。另一方面,在驾驶员通过点火钥匙的操作使发动机 12 停止的情况下,并非处于发动机 12 的自动停止中。

[0086] 变速中判断构件 126 判断自动变速器 18 是否处于变速中。具体而言,该自动变速器 18 的变速中指的是:从作出了自动变速器 18 的所述变速判断时开始直至随着自动变速器 18 的变速进展的变速器输入轴 20 的转速变化结束时即惯性相结束时。因此,详细而言,变速中判断构件 126 判断自动变速器 18 的变速是否开始、即是否作出了自动变速器 18 的所述变速判断。接着,判断自动变速器 18 的变速是否结束、即上述惯性相是否结束。之所以利用变速中判断构件 126 判断自动变速器 18 是否处于变速中是因为:在自动变速器 18 的变速中,涡轮转速  $N_t$  在惯性相中较大地变化,被该涡轮转速  $N_t$  的变化拖曳而使得发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  相比非变速中更容易变化。虽然在发动机停止中,利用低容量化控制构件 120 使变矩器 16 的逆驱动时容量系数  $C$  降低,但逆驱动时容量系数  $C$  并非完全成为零,因此,存在被涡轮叶轮 16t 的旋转拖曳而使得曲轴转角  $AG_{CR}$  产生变化的可能性。

[0087] 曲轴转角稳定判断构件 128 判断自动停止中的发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  在自动变速器 18 的变速结束后是否成为了预定的稳定状态(曲轴转角稳定状态)。上述曲轴转角稳定状态指的是发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  不再变化的状态或大致不再变化的状态,例如,在由曲轴转角传感器 94 逐次检测出的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  在规定的经过时间内的变化量成为零的情况或成为可看作大致为零的规定变化量以下的情况下,判断曲轴转角  $AG_{CR}$  成为了上述曲轴转角稳定状态。曲轴转角稳定判断构件 128 虽然可以如上所述基于曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化量判断曲轴转角  $AG_{CR}$  是否成为了上述曲轴转角稳定状态,但为了更简单地判断,在本实施例,根据经过时间对其进行判断。具体而言,曲轴转角稳定判断构件 128 判断从自动变速器 18 的变速结束时开始是否经过了规定的变速后延缓时间  $TIME01$ 。即,在从上述变速结束时开始经过了变速后延缓时间  $TIME01$  的情况下,判断发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  已稳定、即曲轴转角  $AG_{CR}$  成为了所述曲轴转角稳定状态。该变速后延缓时间  $TIME01$  预先通过实验求出并设定,以使被在自动变速器 18 变速的惯性相中进行转速变化的变速器输入轴 20 拖曳而变化的曲轴转角  $AG_{CR}$ ,在从所述变速结束时起到经过了该变速后延缓时间  $TIME01$  为止的期间成为上述曲轴转角稳定状态。

[0088] 发动机起动时判断构件 130 判断是否存在使停止中的发动机 12 起动的发动机起动要求。该发动机起动要求例如在所述发动机起动条件成立的情况下提出。另外,也可以基于驾驶员的操作提出上述发动机起动要求。若提出发动机起动要求,则此后发动机 12 被

起动。

[0089] 发动机旋转阻力控制构件 132 执行发动机旋转阻力控制,在该发动机旋转阻力控制中,使因发动机 12 的燃烧室 52 内的气压变化而产生的发动机 12 的旋转阻力(以下称为“发动机旋转阻力”),在发动机 12 的自动停止中且在自动变速器 18 的变速中,相比发动机起动时增大。发动机旋转阻力控制构件 132 在该发动机旋转阻力控制中,也可以增大曲轴 14 的正转方向及反转方向的双方的发动机旋转阻力,但若自动变速器 18 的变速为降挡,则至少增大曲轴 14 的正转方向的发动机旋转阻力,若自动变速器 18 的变速为升挡,则至少增大曲轴 14 的反转方向的发动机旋转阻力。上述发动机 12 是否处于自动停止中基于发动机自动停止中判断构件 124 的判断来进行判断,上述自动变速器 18 是否处于变速中基于变速中判断构件 126 的判断来进行判断。用于具体说明该发动机旋转阻力控制的时序图在图 10 中示出。

[0090] 图 10 是以 EV 行驶中自动变速器 18 从第三挡(3rd)向第二挡(2nd)进行了降挡的情况为例、用于说明所述发动机旋转阻力控制的时序图。在图 10 中,实线表示执行了所述发动机旋转阻力控制时的时序图,双点划线 LT01、LT02、LT03、LT04、LT05 表示未执行所述发动机旋转阻力控制的情况下的时序图。在图 10 的进气正时及排气正时的时序图中,其纵轴的单位为“度”,纵轴的 0 度是基准角度、例如是与上止点相当的角度。

[0091] 在图 10 中,无论是  $t_1$  时刻还是该时刻之后,车辆 8 都处于 EV 行驶中。在  $t_2$  时刻,作出指示应该使自动变速器 18 从第三挡向第二挡降挡的变速判断(变速要求)。即,在  $t_2$  时刻,车辆状态横穿过从第三挡向第二挡降挡的降挡线(参照图 6)。因此,从  $t_2$  时刻开始自动变速器 18 的上述降挡。具体而言,从  $t_2$  时刻起,向离合器 C3 供给的松开液压开始降低,以使作为松开侧卡合要素的离合器 C3 进行松开动作,并且,向制动器 B1 供给的卡合液压开始上升,以使作为卡合侧卡合要素的制动器 B1 进行卡合动作。

[0092] 接着, $t_3$ 时刻是自动变速器 18 的变速的惯性相开始时, $t_4$ 时刻是该变速的惯性相结束时。因此,涡轮转速  $N_t$  在  $t_3$  时刻~ $t_4$  时刻期间随着自动变速器 18 的变速进展而上升,在  $t_4$  时刻以后恒定。 $t_5$  时刻表示从变速结束时即  $t_4$  时刻开始经过了所述变速后延缓时间 TIME01 的时刻。另外,上述涡轮转速  $N_t$  从图 1 可知在本实施例中与行驶用电动机 21 的转速  $N_{mg}$  (以下表示为“电动机转速  $N_{mg}$ ”)相同。

[0093] 在图 10 中,在  $t_1$  时刻已处于 EV 行驶中,因此,发动机旋转阻力控制构件 132 从变速开始时即  $t_2$  时刻开始所述发动机旋转阻力控制。在该发动机旋转阻力控制中,改变进气门 62 和排气门 66 中的任一方或双方的开闭正时,以使由发动机 12 的泵气而产生的所述发动机旋转阻力增大。例如,发动机旋转阻力控制构件 132 利用进气门驱动装置 64 使进气门 62 的开闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移或利用排气门驱动装置 68 使排气门 66 的开闭正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移,从而可以增大上述发动机旋转阻力。在本实施例的上述发动机旋转阻力控制中,使进气门 62 和排气门 66 双方的开闭正时(打开正时及关闭正时)变更。即,发动机旋转阻力控制构件 132 从图 10 的  $t_2$  时刻开始,利用进气门驱动装置 64 使进气门 62 的开闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移,并且,利用排气门驱动装置 68 使排气门 66 的开闭正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移。因此,在图 10 中,从  $t_2$  时刻开始,进气门 62 的开闭正时即进气正时与  $t_2$  时刻前相比向提前方向偏移,排气门 66 的开闭正时即排气正时与  $t_2$  时刻前相比向滞后方向偏移。通过这些进气正



时及排气正时的变更,伴随着曲轴 14 的旋转在发动机 12 中的泵气所需的气缸内空气容积  $CP_{CL}$  即所述气缸内压缩容积从  $t_2$  时刻开始增加。换言之,在压缩行程的气缸中随着发动机 12 (曲轴 14) 的旋转在燃烧室 52 内被压缩的空气量(单位例如是 g)从  $t_2$  时刻开始增加。而且,上述泵气所需的气缸内空气容积  $CP_{CL}$  越增加,则越过处于压缩行程中的气缸的上止点所需的转矩越大、所述发动机旋转阻力越大。

[0094] 另外,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,在从作出了所述变速判断时起至变速器输入轴转速  $N_{ATIN}$  (= 涡轮转速  $N_t$ ) 随着自动变速器 18 的变速进展开始变化为止的期间,具体而言在从  $t_2$  时刻起至  $t_3$  时刻为止的期间,完成使所述发动机旋转阻力向相比发动机起动时增大的方向变化。总之,在自动变速器 18 变速中的变速比变化开始之前,完成使所述发动机旋转阻力向相比发动机起动时增大的方向变化。因此,如图 10 所示,在从  $t_2$  时刻起至  $t_3$  时刻为止的期间,使进气门 62 的开闭正时(进气正时)随着时间经过向提前方向变化,并且,使排气门 66 的开闭正时(排气正时)随着时间经过向滞后方向变化。而且,该进气正时及排气正时的随着时间经过的变化到  $t_3$  时刻为止结束,在  $t_3$  时刻以后,直至所述发动机旋转阻力控制结束、即  $t_5$  时刻,所述进气正时及所述排气正时保持恒定。因此,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,在自动变速器 18 变速中的变速比变化中( $t_3 \sim t_4$  时刻),使所述发动机旋转阻力相比发动机起动时增大。

[0095] 另外,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,基于来自驾驶员的要求(驾驶员要求)和车辆状态中的至少一方,设定发动机停止中的所述发动机旋转阻力。具体而言,基于所述驾驶员要求和车辆状态中的至少一方,确定进气正时提前幅度  $A_{INH}$  和排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$ , 使所述进气正时相比发动机起动时向提前方向偏移该确定的进气正时提前幅度  $A_{INH}$ , 并且,使所述排气正时相比发动机起动时向滞后方向偏移该确定的排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$ 。因此,如图 10 所示,在所述发动机旋转阻力控制中,与发动机起动时相比、即与所述发动机旋转阻力控制开始前即  $t_2$  时刻前相比,所述进气正时向提前方向偏移进气正时提前幅度  $A_{INH}$ , 并且,所述排气正时向滞后方向偏移排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$ 。在此,作为所述驾驶员要求的例子,列举车室内的空调设定、加速踏板开度  $Acc$  等,作为所述车辆状态的例子,列举蓄电装置 37 的充电剩余量  $SOC$ 、车速  $V$ 、发动机停止时的曲轴转角  $AG_{CR}$  等。例如,根据图 11、图 12 所示那样的预定的关系,可以说所述发动机旋转阻力控制开始前的确定所述进气正时提前幅度  $A_{INH}$  及所述排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$  时的加速踏板开度  $Acc$  越大或上述充电剩余量  $SOC$  越低,则处于越容易进行发动机起动的状况,因此,所述进气正时提前幅度  $A_{INH}$  及所述排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$  分别设定得小。另外,被确定的进气正时提前幅度  $A_{INH}$  和排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$ , 它们的绝对值既可以相互相同,也可以不同。

[0096] 另外,在利用曲轴转角稳定判断构件 128 判断自动停止中的发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  在自动变速器 18 的变速结束后成为了所述曲轴转角稳定状态的情况下,发动机旋转阻力控制构件 132 结束所述发动机旋转阻力控制。即,在从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了规定的变速后延缓时间  $TIME01$  后结束上述发动机旋转阻力控制。因此,如图 10 所示,在从上述变速结束时即  $t_4$  时刻开始经过了上述变速后延缓时间  $TIME01$  的  $t_5$  时刻之后,使所述发动机旋转阻力控制结束,所述进气正时及所述排气正时在该  $t_5$  时刻后返回到  $t_2$  时刻前的状态即发动机起动时的状态。如图 10 所示,在变速结束后的  $t_4$  时刻~  $t_5$  时刻期间,在发动机 12 的任意气缸内被压缩的空气伴随着在惯性相中的涡轮转速  $N_t$  上升结束

而膨胀,因此,发动机 12 的曲轴 14 向与  $t_4$  时刻前相反的方向旋转,曲轴转角  $AG_{cr}$  从  $t_4$  时刻向  $t_5$  时刻逐渐恢复。接着,在经过了上述变速后延缓时间  $TIME01$  的  $t_5$  时刻以后,发动机转速  $Ne$  成为零,上述曲轴转角  $AG_{cr}$  不再变化即成为所述曲轴转角稳定状态。

[0097] 像这样发动机旋转阻力控制构件 132 在 EV 行驶时的自动变速器 18 的变速中执行所述发动机旋转阻力控制,从而如图 10 的发动机转速  $Ne$  的时序图所示,上述变速中的发动机转速  $Ne$  的变化幅度与未执行所述发动机旋转阻力控制的情况、即不使所述进气正时及所述排气正时变化的情况(参照双点划线  $LT04$ ) 相比,被抑制得较小。其结果是,变速结束后即  $t_5$  时刻的发动机 12 的曲轴转角  $AG_{cr}$  相对于  $t_2$  时刻前的变化幅度,与未执行所述发动机旋转阻力控制的情况(参照双点划线  $LT05$ ) 相比变小。即,所述发动机旋转阻力控制以使发动机停止时的曲轴转角  $AG_{cr}$  不变地将其保持的方式进行作用。

[0098] 回到图 9,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,如前所述利用进气门驱动装置 64 使所述进气正时向提前方向偏移并且利用排气门驱动装置 68 使所述排气正时向滞后方向偏移,但也可以利用其他方法增大所述发动机旋转阻力。例如,发动机旋转阻力控制构件 132 也可以在所述发动机旋转阻力控制中,通过相比所述发动机起动时进一步关闭电动节气门 70,来增大所述发动机旋转阻力。这是因为:电动节气门 70 的关闭程度越大、即节气门开度  $\theta_{tm}$  越小,则发动机 12 的进气阻力越大、上述发动机旋转阻力越大。因此,发动机旋转阻力控制构件 132 若通过电动节气门 70 来增大所述发动机旋转阻力,则例如使电动节气门 70 处于全闭状态。相比所述发动机起动时进一步关闭该电动节气门 70 这种操作可以代替上述进气正时及上述排气正时的变更或与上述进气正时及上述排气正时的变更一并进行。

[0099] 另外,发动机旋转阻力控制构件 132 在发动机起动时对所述进气正时和所述排气正时在它们的可调节范围内进行调节以使所述发动机旋转阻力成为最小,之后利用发动机起动停止控制构件 118 使发动机 12 起动。具体而言,执行如下的发动机起动时进气排气正时控制:利用进气门驱动装置 64 将进气门 62 的开闭正时(进气正时)在其可调节范围内设定在最大滞后角侧的最大滞后角位置(最大滞后角进气正时),并且,利用排气门驱动装置 68 将排气门 66 的开闭正时(排气正时)在其可调节范围内设定在最大提前角侧的最大提前角位置(最大提前角排气正时)。通过如上所述的进气正时及排气正时的设定,因伴随着曲轴 14 的旋转的发动机 12 的泵气而产生的所述发动机旋转阻力成为最小,因此,在上述发动机起动时进气排气正时控制的执行完成后使发动机 12 起动。因此,本实施例中的所述发动机起动时的进气正时指的是所述最大滞后角进气正时,所述发动机起动时的排气正时指的是所述最大提前角排气正时。另外,发动机旋转阻力控制构件 132 如上所述对发动机起动时的所述进气正时和所述排气正时进行调节,因此,在发动机 12 的自动停止中以存在所述发动机起动要求这种情况为条件,执行将进气正时设定在最大滞后角进气正时将排气正时设定在最大提前角排气正时的所述发动机起动时进气排气正时控制,但在本实施例中,如图 10 所示,在未执行所述发动机旋转阻力控制的自动变速器 18 的非变速中、详细而言从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了所述变速后延缓时间  $TIME01$  之后,执行所述发动机起动时进气排气正时控制。基于发动机起动时判断构件 130 的判断来确定是否存在所述发动机起动要求。

[0100] 另外,在所述发动机旋转阻力控制的执行中在存在所述发动机起动要求的情况

下,上述的发动机起动时的进气正时及排气正时的调节也一样。即发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,在相比所述发动机起动时增大所述发动机旋转阻力时存在所述发动机起动要求的情况下,执行所述发动机起动时进气排气正时控制使上述发动机旋转阻力返回到上述发动机起动时的大小,之后利用发动机起动停止控制构件 118 使发动机 12 起动。

[0101] 图 13 是用于说明电子控制装置 40 的控制动作的第一主要部分、即发动机 12 自动停止并进行再起动的控制动作的流程图,例如以数 msec 至数十 msec 左右的极短周期反复执行。该图 13 所示的控制动作单独或与其他控制动作并列地执行。图 13 所示的全部步骤与发动机起动停止控制构件 118 对应。

[0102] 在图 13 中,首先,在步骤(以下省略“步骤”)SA1 中,判断所述发动机停止条件是否已成立。在该 SA1 的判断为肯定的情况下、即上述发动机停止条件已成立的情况下,转到 SA3。另一方面,在该 SA1 的判断为否定的情况下,转到 SA2。

[0103] 在 SA2 中,判断所述发动机起动条件是否已成立。在该 SA2 的判断为肯定的情况下、即上述发动机起动条件已成立的情况下,转到 SA4。另一方面,在该 SA2 的判断为否定的情况下,结束本流程图。

[0104] 在 SA3 中,发动机 12 停止。在该发动机 12 自动停止时,执行所述停止时曲轴转角控制,由此,发动机 12 停止,使得发动机刚停止后的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  进入所述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内。

[0105] 在 SA4 中,发动机 12 被起动。但是,在通过后述的图 15 的 SC6 或 SC9 中执行的所述发动机起动时进气排气正时控制完成了进气门 62 的进气正时及排气门 66 的排气正时的调节后,发动机 12 进行曲轴转动而被起动。

[0106] 图 14 是用于说明电子控制装置 40 的控制动作的第二主要部分、即执行所述低容量化控制的控制动作的流程图,例如以数 msec 至数十 msec 左右的极短周期反复执行。该图 14 所示的控制动作单独或与其他控制动作并列地执行。图 14 所示的全部步骤与低容量化控制构件 120 对应。

[0107] 在图 14 中,首先,在 SB1 中判定发动机 12 是否处于停止中。

[0108] 在上述 SB1 的判定为否定的情况下,本流程图结束。另一方面,在上述 SB1 的判定为肯定的情况下,在 SB2 中,实施所述低容量化控制,该低容量化控制使制动器 Bs 完全卡合而将定子叶轮 16s 不能旋转地固定,从而使变矩器 16 的逆驱动时容量系数 C 相比定子叶轮 16s 相对于变速箱 24 处于自由旋转状态时的值而降低,结束本流程图。

[0109] 图 15 是用于说明电子控制装置 40 的控制动作的第三主要部分、即抑制发动机 12 自动停止中的曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化的控制动作的流程图,例如以数 msec 至数十 msec 左右的极短周期反复执行。该图 15 所示的控制动作单独或与其他控制动作并列地执行。

[0110] 在图 15 中,首先,在与发动机自动停止中判断构件 124 对应的 SC1 中,判断发动机 12 是否处于自动停止中。例如,在发动机 12 已停止的车辆行驶即 EV 行驶中,由于发动机 12 处于自动停止中,因此,SC1 的判断是肯定的判断。在该 SC1 的判断为肯定的情况下、即发动机 12 处于自动停止中的情况下,转到 SC2。另一方面,在该 SC1 的判断为否定的情况下,本流程图结束。

[0111] 在与变速中判断构件 126 对应的 SC2 中,判断是否作出了自动变速器 18 的所述变

速判断(变速要求)。图 15 内的 AT 部指的是自动变速器 18。在该 SC2 的判断为肯定的情况下、即作出了上述变速判断的情况下,转到 SC3。另一方面,在该 SC2 的判断为否定的情况下,转到 SC5。

[0112] 在与发动机旋转阻力控制构件 132 对应的 SC3 中,确定所述发动机旋转阻力控制中的与进气门 62 及排气门 66 的开闭正时相关的控制量。具体而言,分别基于所述驾驶员要求(使用者要求)和行驶条件等车辆状态中的至少一方,计算并确定所述进气正时提前幅度  $A_{\text{INH}}$  和所述排气正时滞后幅度  $A_{\text{EXH}}$ 。上述进气正时提前幅度  $A_{\text{INH}}$  可以称为进气门 62 的开闭正时控制量,上述排气正时滞后幅度  $A_{\text{EXH}}$  可以称为排气门 66 的开闭正时控制量。SC3 之后转到 SC4。

[0113] 在与发动机旋转阻力控制构件 132 对应的 SC4 中,执行所述发动机旋转阻力控制。具体而言,在该发动机旋转阻力控制中,进气门 62 的开闭正时利用进气门驱动装置 64 与发动机起动时相比向提前方向偏移,并且,排气门 66 的开闭正时利用排气门驱动装置 68 与发动机起动时相比向滞后方向偏移。此时的控制量是在 SC3 被算出的量。在 SC4 中,也可以仅使进气门 62 和排气门 66 中的任一方的开闭正时相对于发动机起动时进行变更。另外,在所述发动机旋转阻力控制中,也可以使电动节气门 70 动作以使其相比发动机起动时进一步关闭。若处于所述发动机起动时进气排气正时控制的执行中,则在该发动机起动时进气排气正时控制被中止后执行上述发动机旋转阻力控制。

[0114] 在与发动机起动时判断构件 130 对应的 SC5 中,判断是否存在所述发动机起动要求。在该 SC5 的判断为肯定的情况下、即存在所述发动机起动要求的情况下,转到 SC6。另一方面,在该 SC5 的判断为否定的情况下,转到 SC7。

[0115] 在与发动机旋转阻力控制构件 132 对应的 SC6 中,执行所述发动机起动时进气排气正时控制。若处于所述发动机旋转阻力控制的执行中,则在该发动机旋转阻力控制被中止后执行上述发动机起动时进气排气正时控制。具体而言,在该发动机起动时进气排气正时控制中,进气门 62 的开闭正时被设定在所述最大滞后角位置,并且,排气门 66 的开闭正时被设定在所述最大提前角位置。而且,在所述发动机起动时进气排气正时控制中的进气门 62 及排气门 66 的开闭正时的调节完成后,发动机 12 被起动。

[0116] 在与变速中判断构件 126 对应的 SC7 中,判断是否处于自动变速器 18 的变速结束后即自动变速器 18 的变速是否已结束。在该 SC7 的判断为肯定的情况下、即自动变速器 18 的变速已结束的情况下,转到 SC8。另一方面,在该 SC7 的判断为否定的情况下,本流程图结束。

[0117] 在与曲轴转角稳定判断构件 128 对应的 SC8 中,判断自动停止中的发动机 12 的曲轴转角  $AG_{\text{CR}}$  在自动变速器 18 的变速结束后是否成为了所述曲轴转角稳定状态。虽然可以基于发动机转速  $N_e$  或曲轴转角  $AG_{\text{CR}}$  的变化等来判断该曲轴转角  $AG_{\text{CR}}$  是否成为了上述曲轴转角稳定状态,但在本实施例中根据经过时间来进行判断。因此,在 SC8 中,判断从自动变速器 18 的变速结束时开始是否经过了所述变速后延缓时间  $\text{TIME01}$ 。接着,当从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了变速后延缓时间  $\text{TIME01}$  时,判断为上述曲轴转角  $AG_{\text{CR}}$  在上述变速后成为了上述曲轴转角稳定状态。在该 SC8 的判断为肯定的情况下、即从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了所述变速后延缓时间  $\text{TIME01}$  的情况下,转到 SC9。另一方面,在该 SC8 的判断为否定的情况下,本流程图结束。

[0118] 在与发动机旋转阻力控制构件 132 对应的 SC9 中,若处于所述发动机旋转阻力控制的执行中,则使该发动机旋转阻力控制结束。接着,执行所述发动机起动时进气排气正时控制。

[0119] 在实施例中,具有如下所述的效果(A1)至(A10)。(A1)根据本实施例,在发动机 12 自动停止的情况下,发动机起动停止控制构件 118 执行所述停止时曲轴转角控制,在该停止时曲轴转角控制中,控制发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  并停止发动机 12,以使发动机 12 自动停止时的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  进入所述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内。接着,发动机旋转阻力控制构件 132 执行所述发动机旋转阻力控制,在该发动机旋转阻力控制中,使因发动机 12 的燃烧室 52 内的气压变化而产生的所述发动机旋转阻力,在发动机 12 的自动停止中,相比发动机起动时增大。因此,在发动机 12 的自动停止中,发动机 12 的曲轴 14 难以因外力而转动,因此,可以使发动机 12 的停止时的曲轴转角  $AG_{CR}$  不变或几乎不变地将其保持。换言之,可以减小发动机 12 停止中的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化。而且,发动机 12 自动停止时的曲轴转角  $AG_{CR}$  被控制成使其进入所述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内,因此,通过将该曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  确定在适合于发动机再起动的曲轴转角范围,可以使发动机停止在能够减轻发动机起动冲击等适合于发动机再起动的曲轴转角  $AG_{CR}$ 。因此,在发动机 12 的再起动时,曲轴 14 停止在曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内或其附近,因此,在对自动停止了发动机 12 进行再起动的情况下,可以确保良好的发动机起动性,可以抑制给驾驶员带来的不适感并迅速且可靠地起动发动机。另外,在曲轴转角  $AG_{CR}$  在发动机 12 的自动停止中因某些原因而离开了曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  的情况下,可考虑进行利用行驶用电动机 21 使曲轴 14 旋转以使曲轴转角  $AG_{CR}$  返回到曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内(进行修正)的控制,来代替所述发动机旋转阻力控制,但如上所述的使曲轴转角  $AG_{CR}$  返回的控制因进行检测该曲轴转角  $AG_{CR}$  的偏移并对其进行修正的工作,因此,从执行开始到完成需要时间,若如上所述的控制每次曲轴转角  $AG_{CR}$  离开曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  时被执行,则不能进行迅速的发动机起动,并且有可能给驾驶员带来不适感。

[0120] (A2)另外,根据本实施例,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,使进气门 62 的开闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移并且使排气门 66 的开闭正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移,来增大所述发动机旋转阻力,但也可以通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机的旋转阻力,该处理包括:使进气门 62 的开闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移、以及使排气门 66 的开闭正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移。若如上所述构成,则在实际的车辆用的发动机中,具有进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 的发动机较多,该进气门驱动装置 64 具有作为所述进气门开闭正时变更装置的功能,该排气门驱动装置 68 具有作为所述排气门开闭正时变更装置的功能,在具有如上所述的进气门驱动装置 64 及排气门驱动装置 68 的发动机 12 中,不用特别附加新的装置,利用该进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 中的至少一方就能够容易地执行所述发动机旋转阻力控制。

[0121] (A3)另外,根据本实施例,发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中,改变进气门 62 的开闭正时和排气门 66 的开闭正时,以使伴随着曲轴 14 的旋转在发动机 12 的燃烧室 52 内被压缩的空气量增加即增加所述气缸内压缩容积,从而增大所述发动机的旋转阻力。因此,若发动机 12 具有本实施例那样的进气门驱动装置 64 及排气门

驱动装置 68, 则能够执行所述发动机旋转阻力控制, 并且也能够迅速且容易地增大或减小所述发动机旋转阻力。

[0122] (A4) 另外, 根据本实施例, 发动机旋转阻力控制构件 132 也可以在所述发动机旋转阻力控制中, 通过相比发动机起动时进一步关闭电动节气门 70 来增大所述发动机旋转阻力。若如上所述构成, 则在实际的车辆用发动机中具有电动节气门 70 的发动机较多, 即便例如进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 并未分别具有作为所述进气门开闭正时变更装置的功能和作为所述排气门开闭正时变更装置的功能, 也能够执行所述发动机旋转阻力控制。

[0123] (A5) 另外, 根据本实施例, 发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中, 基于来自驾驶员的要求(驾驶员要求)和车辆状态中的至少一方来设定发动机停止中的所述发动机旋转阻力。因此, 可以根据驾驶员要求或车辆状态来设定发动机 12 的旋转阻力, 以便能够兼顾例如减轻发动机起动冲击等发动机起动性和减小发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化量。

[0124] (A6) 另外, 根据本实施例, 车辆 8 具有构成发动机 12 和驱动轮 17 之间的动力传送路径的一部分的自动变速器 18, 发动机旋转阻力控制构件 132 在发动机 12 的自动停止中且在自动变速器 18 的变速中执行所述发动机旋转阻力控制, 在该发动机旋转阻力控制中, 使所述发动机旋转阻力在自动变速器 18 变速中的变速比变化中相比发动机起动时增大。因此, 虽然在自动变速器 18 变速中的变速比变化中, 如图 10 的时序图所示, 变速器输入轴转速  $N_{ATTN}$  (= 涡轮转速  $N_t$ ) 较大地变化而使得发动机 12 的曲轴 14 被其拖曳而容易转动, 但通过在如上所述的变速比变化中执行所述发动机旋转阻力控制, 能够有效地增大所述发动机旋转阻力并抑制发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化。

[0125] (A7) 另外, 根据本实施例, 发动机旋转阻力控制构件 132 在所述发动机旋转阻力控制中, 在自动变速器 18 变速中的变速比变化开始之前, 完成使所述发动机旋转阻力向相比发动机起动时增大的方向变化。因此, 上述发动机旋转阻力在上述变速比变化开始前、换言之在变速器输入轴转速  $N_{ATTN}$  随着变速进展开始变化前已经增大, 因此, 可以充分抑制发动机 12 的曲轴 14 被伴随着变速器输入轴转速  $N_{ATTN}$  的变速进展而产生的变化拖曳而转动。

[0126] (A8) 另外, 根据本实施例, 在利用曲轴转角稳定判断构件 128 判断自动停止中的发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  在自动变速器 18 的变速结束后成为了所述曲轴转角稳定状态的情况下, 发动机旋转阻力控制构件 132 结束所述发动机旋转阻力控制。在此, 即便通过执行该发动机旋转阻力控制使得所述发动机旋转阻力增大, 发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化量也并非为零, 假定产生一定程度的变化量。而且, 在自动变速器 18 的变速结束时变速器输入轴转速  $N_{ATTN}$  的变化停止时, 由此, 发动机 12 的曲轴 14 向与变速中相反的方向稍微旋转并欲朝向变速开始前的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  返回。因此, 在发动机 12 的曲轴 14 在变速刚结束后稍微旋转而欲返回时执行所述发动机旋转阻力控制, 因此, 该曲轴 14 的欲返回的旋转被促进, 可以进一步减小在变速前后进行了比较的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  的变化量。

[0127] (A9) 另外, 根据本实施例, 曲轴转角稳定判断构件 128 在从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了规定的变速后延缓时间  $TIME01$  的情况下, 判断发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  成为了所述曲轴转角稳定状态。因此, 通过测量经过时间, 可以容易地判断上述曲轴转角  $AG_{CR}$  是否成为了上述曲轴转角稳定状态。

[0128] (A10)另外,根据本实施例,发动机旋转阻力控制构件 132,在所述发动机旋转阻力控制中在使所述发动机旋转阻力相比所述发动机启动时增大时存在所述发动机启动要求的情况下,执行所述发动机启动时进气排气正时控制,使上述发动机旋转阻力返回到发动机启动时的大小,之后使发动机 12 启动。因此,在上述发动机旋转阻力减小后进行发动机启动,因此,可以确保良好的发动机启动性,例如可以减轻发动机启动冲击。

[0129] 接着,说明本发明的其他实施例。另外,在以下的实施例的说明中,对于实施例相互重复的部分,标注相同的附图标记并省略其说明。

[0130] 实施例 2

[0131] 图 16 是用于说明本发明其他实施例的实施例 2 的车辆 306 所具有的车辆用驱动装置 308 的结构示意图。该车辆用驱动装置 308 具有:发动机 12 和夹设在该发动机 12 和驱动轮 17 之间的车辆用动力传送装置 310 (以下表示为“动力传送装置 310”),优选用于混合动力车辆。在图 16 中,动力传送装置 310 串联地设置有:在安装在车体上的作为非旋转部件的变速箱 312 (以下表示为“箱体 312”)内配设在共用的轴心上的输入轴 314 ;与该输入轴 314 连结的作为无级变速部的差动部 311 ;在该差动部 311 和驱动轮 17 之间的动力传送路径上经由传送部件 318 串联连结的作为动力传送部的自动变速部 320 ;以及与该自动变速部 320 连结的输出轴 322。该动力传送装置 310 优选用于例如在车辆上被纵向放置的 FR (前置发动机后轮驱动)型车辆,在作为经由飞轮减振器 15 与输入轴 314 直接连结的行驶用动力源的例如汽油发动机或柴油发动机等内燃机的发动机 12 和驱动轮 17 之间设置,将来自发动机 12 的动力依次经由构成动力传送路径的一部分的差动齿轮装置 35 及车轴等向前后各一对驱动轮 17 传送。

[0132] 像这样,在本实施例的动力传送装置 310 中,输入轴 314 经由飞轮减振器 15 与发动机 12 的曲轴 14 串联连结,利用该飞轮减振器 15,在发动机 12 的曲轴 14 和输入轴 314 之间转矩的脉动被吸收地进行转矩传送。另外,由于动力传送装置 310 相对于其轴心对称地构成,因此,在图 16 的示意图中其下侧被省略。

[0133] 差动部 311 是电气式差动部,其具有:动力分配机构 316 ;与动力分配机构 316 能够传送动力地连结并作为用于控制动力分配机构 316 的差动状态的差动用电动机起作用的第一电动机 M1 ;以及以及以与传送部件 318 一体地旋转的方式与该传送部件 318 能够传送动力地连结的第二电动机 M2。另外,传送部件 318 虽然是差动部 311 的输出旋转部件,但也相当于自动变速部 320 的输入旋转部件。

[0134] 第一电动机 M1 及第二电动机 M2 (以下,在未特别区分电动机 M1、M2 时表示为“电动机 M”)是具有作为从电能产生机械驱动力的发动机的功能及作为从机械驱动力产生电能的发电机的功能的所谓马达发电机。总之,第一电动机 M1 及第二电动机 M2 是与前述的实施例 1 的行驶用电动机 21 相同的马达发电机。另外,在动力传送装置 310 中,电动机 M 进行如下等工作:从由其他动力源产生的驱动力通过再生产生电能,经由变换器 36 供给到另一个电动机 M 或将该电能充电到蓄电装置 37 中。

[0135] 第一电动机 M1 至少具有用于产生反作用力的发电机(发电)功能。另外,第二电动机 M2 与驱动轮 17 能够传送动力地连结,并且为了作为行驶用电动机起作用而至少具有马达(电动机)功能,该行驶用电动机作为行驶用的第二驱动力源而输出驱动力。另外,优选为,第一电动机 M1 及第二电动机 M2 均构成为能够连续地改变其作为发电机的发电量。在

第一电动机 M1 中设置有由分解器等构成的 M1 转速传感器 334, 利用该 M1 转速传感器 334, 检测出第一电动机 M1 的转速  $N_{M1}$  (以下表示为“第一电动机转速  $N_{M1}$ ”) 及其旋转方向。在第二电动机 M2 中设置有由分解器等构成的 M2 转速传感器 336, 利用该 M2 转速传感器 336, 检测出第二电动机 M2 的转速  $N_{M2}$  (以下表示为“第二电动机转速  $N_{M2}$ ”) 及其旋转方向。另外, 第一电动机 M1 及第二电动机 M2 设置在作为动力传送装置 310 的框体的箱体 312 内, 利用动力传送装置 310 的工作流体即自动变速部 320 的工作油被冷却。

[0136] 动力分配机构 316 是与发动机 12 和自动变速部 320 之间连结的差动机构, 以具有例如“0.416”左右的规定的齿数比  $\rho_0$  的单个小齿轮型差动部行星齿轮装置 324 为主体而构成, 并且是将输入到了输入轴 314 的发动机 12 的输出机械地分配的机械式机构。该差动部行星齿轮装置 324 作为旋转要素(要素)而具有: 差动部太阳轮 S0、差动部行星齿轮 P0、将该差动部行星齿轮 P0 能够自转及公转地支承的差动部齿轮架 CA0、经由差动部行星齿轮 P0 与差动部太阳轮 S0 啮合的差动部内齿轮 R0。另外, 若将差动部太阳轮 S0 的齿数设为 ZS0、将差动部内齿轮 R0 的齿数设为 ZR0, 则上述齿数比  $\rho_0$  为 ZS0/ZR0。

[0137] 在该动力分配机构 316 中, 差动部齿轮架 CA0 与输入轴 314、即发动机 12 连结, 差动部太阳轮 S0 与第一电动机 M1 连结, 差动部内齿轮 R0 与传送部件 318 连结。如上所述构成的动力分配机构 316 处于作为差动部行星齿轮装置 324 的 3 要素的差动部太阳轮 S0、差动部齿轮架 CA0、差动部内齿轮 R0 分别能够相互地相对旋转而使得差动作用能够发挥即差动作用起作用的可差动状态(差动状态), 因此, 发动机 12 的输出被分配到第一电动机 M1 和传送部件 318, 并且, 利用被分配的发动机 12 的一部分输出由第一电动机 M1 产生的电能被蓄积或用于驱动第二电动机 M2 旋转, 所以, 差动部 311 (动力分配机构 316) 作为电气差动装置起作用, 例如差动部 311 成为所谓无级变速状态(电气 CVT 状态), 尽管发动机 12 进行规定旋转, 传送部件 318 的旋转仍连续地变化。即, 动力分配机构 316 成为差动状态时, 差动部 311 也成为差动状态, 差动部 311 成为作为其变速比  $\gamma_0$  (输入轴 314 的转速  $N_{IN}$ / 传送部件 318 的转速  $N_{318}$ ) 从最小值  $\gamma_{0min}$  连续地变化到最大值  $\gamma_{0max}$  的电气无级变速器起作用的无级变速状态。像这样动力分配机构 316 成为差动状态时, 与动力分配机构 316 (差动部 311) 能够传送动力地连结的第一电动机 M1 及第二电动机 M2 的一方或双方的运转状态(动作点) 被控制, 从而动力分配机构 316 的差动状态、即输入轴 314 的转速和传送部件 318 的转速的差动状态被控制。另外, 在本实施例中, 由图 16 可知, 输入轴 314 的转速  $N_{IN}$  (以下称为“输入轴转速  $N_{IN}$ ”) 是与发动机转速  $N_e$  相同的转速。

[0138] 自动变速部 320 具有单个小齿轮型第一行星齿轮装置 326 及单个小齿轮型第二行星齿轮装置 328, 构成发动机 12 和驱动轮 17 之间的动力传送路径的一部分, 该自动变速部 320 是作为多个变速比  $\gamma_{AT}$  以机械方式阶段性地被设定的有级自动变速器起作用的行星齿轮式多级变速器。换言之, 自动变速部 320 在具有相互不同的变速比  $\gamma_{AT}$  并预先以机械方式被设定的多个变速挡(1st ~ 4th) 中将一个变速挡切换到其他变速挡, 从而进行变速。另外, 如图 16 所示, 第二电动机 M2 与传送部件 318 连结, 因此, 自动变速部 320 可以说是构成第二电动机 M2 和驱动轮 17 之间的动力传送路径的一部分的自动变速器。第一行星齿轮装置 326 具有: 第一太阳轮 S01、第一行星齿轮 P01、将该第一行星齿轮 P01 能够自转及公转地支承的第一齿轮架 CA01、经由第一行星齿轮 P01 与第一太阳轮 S01 啮合的第一内齿轮 R01, 并具有例如“0.488”左右的规定的齿数比  $\rho_1$ 。第二行星齿轮装置 328 具有: 第二太阳轮



S02、第二行星齿轮 P02、将该第二行星齿轮 P02 能够自转及公转地支承的第二齿轮架 CA02、经由第二行星齿轮 P02 与第二太阳轮 S02 啮合的第二内齿轮 R02，并具有例如“0.455”左右的规定的齿数比  $\rho_2$ 。若将第一太阳轮 S01 的齿数设为 ZS01，将第一内齿轮 R01 的齿数设为 ZR01，将第二太阳轮 S02 的齿数设为 ZS02，将第二内齿轮 R02 的齿数设为 ZR02，则上述齿数比  $\rho_1$  为 ZS01/ZR01，上述齿数比  $\rho_2$  为 ZS02/ZR02。

[0139] 在自动变速部 320 中，第一太阳轮 S01 经由第三离合器 C3 与传送部件 318 连结并且经由第一制动器 B1 与箱体 312 选择性地连结，第一齿轮架 CA01 和第二内齿轮 R02 一体地连结并经由第二离合器 C2 与传送部件 318 连结，并且经由第二制动器 B2 与箱体 312 选择性地连结，第一内齿轮 R01 和第二齿轮架 CA02 一体地连结并与输出轴 322 连结，第二太阳轮 S02 经由第一离合器 C1 与传送部件 318 选择性地连结。并且，第一齿轮架 CA01 和第二内齿轮 R02 经由单向离合器 F01 与作为非旋转部件的箱体 312 连结，允许与发动机 12 相同方向的旋转但禁止相反方向的旋转。由此，第一齿轮架 CA01 及第二内齿轮 R02 作为不能反转的旋转部件起作用。另外，动力传送装置 310 具有输出轴转速传感器 332，输出轴 322 的转速  $N_{OUT}$ （以下表示为“输出轴转速  $N_{OUT}$ ”）利用输出轴转速传感器 332 检测。

[0140] 通过使松开侧卡合装置（松开侧卡合要素）松开并且使卡合侧卡合装置（卡合侧卡合要素）卡合，如上所述构成的自动变速部 320 进行变速。即，在自动变速部 320 中，通过改变卡合要素的夹持来执行离合器对离合器变速并使多个齿轮级（变速挡）选择性地成立，从而能够对应各齿轮级得到大致等比变化的变速比  $\gamma_{AT}$ （= 传送部件 318 的转速  $N_{318}$ / 输出轴 322 的转速  $N_{OUT}$ ）。由于该变速比  $\gamma_{AT}$  是大致等比地进行变化的设定，因此，若改变观点，则可以说自动变速部 320 的相互相邻的变速挡之间的变速比  $\gamma_{AT}$  的差（齿数比阶梯）以该变速挡越处于低车速侧越增大的方式被设定。例如，如图 17 的卡合动作表所示，根据第一离合器 C1 的卡合及单向离合器 F01，变速比成为“3.20”左右的第一挡齿轮级成立，根据第一离合器 C1 及第一制动器 B1 的卡合，变速比成为“1.72”左右的第二挡齿轮级成立，根据第一离合器 C1 及第二离合器 C2 的卡合，变速比成为“1.00”左右的第三挡齿轮级成立，根据第二离合器 C2 及第一制动器 B1 的卡合，变速比成为“0.67”左右的第四挡齿轮级成立，根据第三离合器 C3 及第二制动器 B2 的卡合，变速比成为“2.04”左右的后退齿轮级成立。另外，根据第一离合器 C1、第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2 的松开，成为空挡“N”状态。另外，在第一挡齿轮级的发动机制动时，使第二制动器 B2 卡合。

[0141] 像这样，自动变速部 320 内的动力传送路径根据第一离合器 C1、第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2 的卡合和松开的动作组合，在能够进行该动力传送路径的动力传送的动力可传送状态和切断动力传送的动力传送切断状态之间被切换。即，通过使第一挡齿轮级至第四挡齿轮级及后退齿轮级中的任意齿轮级成立，上述动力传送路径成为动力可传送状态，通过使任意齿轮级都不成立，例如使空挡“N”状态成立，上述动力传送路径成为动力传送切断状态。

[0142] 设置于自动变速部 320 的所述第一离合器 C1、第二离合器 C2、第三离合器 C3、第一制动器 B1 及第二制动器 B2（以下在未特别区分的情况下表示为离合器 C、制动器 B）是在以往的车辆用自动变速器中经常使用的作为卡合要素的液压式摩擦卡合装置，由相互重叠的多张摩擦板通过液压促动器被推压的湿式多板型、或者由在旋转的鼓的外周面卷绕的一条或两条带的一端通过液压促动器被绷紧的带式制动器等构成，用于选择性地连结夹设有

上述装置的两侧的部件。

[0143] 在如上所述构成的动力传送装置 310 中,由作为无级变速器起作用的差动部 311 和自动变速部 320 作为整体而构成无级变速器。另外,通过控制差动部 311 的变速比使其恒定,可以由差动部 311 和自动变速部 320 构成与有级式变速器同等的状态。

[0144] 具体而言,差动部 311 作为无级变速器起作用,并且与差动部 311 串联的自动变速部 320 作为有级式变速器起作用,由此,相对于自动变速部 320 的至少一个变速挡 M 被输入自动变速部 320 的转速即传送部件 318 的转速(以下称为“传送部件转速  $N_{318}$ ”)无级变化,在该变速挡 M 下可以得到无级变速比幅度。因此,动力传送装置 310 的综合变速比  $\gamma T$  ( $=$  输入轴转速  $N_{IN}$ / 输出轴 322 的转速  $N_{OUT}$ ) 可以不分级地得到,在动力传送装置 310 中构成无级变速器。该动力传送装置 310 的综合变速比  $\gamma T$  是基于差动部 311 的变速比  $\gamma 0$  和自动变速部 320 的变速比  $\gamma_{AT}$  形成的作为动力传送装置 310 整体的总变速比  $\gamma T$ 。例如,相对于图 17 的卡合动作表所示的自动变速部 320 的第一挡齿轮级至第四挡齿轮级、后退齿轮级的各齿轮级,传送部件转速  $N_{318}$  无级变化,各齿轮级可以得到无级变速比幅度。因此,自动变速部 320 的各齿轮级之间成为能够无级地连续变化的变速比,作为动力传送装置 310 整体的总变速比  $\gamma T$  能够不分级地得到。

[0145] 另外,差动部 311 的变速比以成为恒定的方式被控制,并且使离合器 C 及制动器 B 选择性地卡合工作,以使第一挡齿轮级至第四挡齿轮级中的任一个或后退齿轮级(后退变速挡)选择性地成立,从而可以对应各齿轮级得到大致等比变化的动力传送装置 310 的总变速比  $\gamma T$ 。因此,在动力传送装置 310 中构成与有级式变速器同等的状态。

[0146] 图 18 表示如下的共线图:在由作为无级变速部或第一变速部起作用的差动部 311 和作为有级变速部或第二变速部起作用的自动变速部 320 构成的动力传送装置 310 中,可以在直线上表示对应每个齿轮级使得连结状态不同的各旋转要素的转速的相对关系。该图 18 的共线图是由表示各行星齿轮装置 324、326、328 的齿数比  $\rho$  的关系的横轴和表示相对的转速的纵轴构成的二维坐标,三条横线中的下侧的横线 X1 表示转速为零,上侧的横线 X2 表示转速为“1.0”、即与输入轴 314 连结的发动机 12 的转速  $N_e$ ,横线 XG (X3) 表示传送部件 318 的转速  $N_{318}$ 、即从差动部 311 输入到自动变速部 320 的后述的第三旋转要素 RE3 的转速。

[0147] 另外,与构成差动部 311 的动力分配机构 316 的三个要素对应的三条纵线 Y1、Y2、Y3 从左侧依次表示与第二旋转要素(第二要素)RE2 对应的差动部太阳轮 S0、与第一旋转要素(第一要素)RE1 对应的差动部齿轮架 CA0、与第三旋转要素(第三要素)RE3 对应的差动部内齿轮 R0 的相对转速,它们的间隔根据差动部行星齿轮装置 324 的齿数比  $\rho 0$  来确定。并且,自动变速部 320 的四条纵线 Y4、Y5、Y6、Y7 从左侧依次表示与第四旋转要素(第四要素)RE4 对应的第二太阳轮 S02、与第五旋转要素 RE5 (第五要素)对应并相互连结的第一内齿轮 R01 及第二齿轮架 CA02、与第六旋转要素(第六要素)RE6 对应并相互连结的第一齿轮架 CA01 及第二内齿轮 R02、与第七旋转要素(第七要素)RE7 对应的第一太阳轮 S01,它们的间隔根据第一、第二行星齿轮装置 326、328 的齿数比  $\rho 1$ 、 $\rho 2$  分别确定。在共线图的纵轴间的关系中,太阳轮和齿轮架之间成为与“1”对应的间隔时,齿轮架和内齿轮之间成为与行星齿轮装置的齿数比  $\rho$  对应的间隔。即,在差动部 311 中,纵线 Y1 和 Y2 的纵线间被设定在与“1”对应的间隔,纵线 Y2 和 Y3 的间隔被设定在与齿数比  $\rho 0$  对应的间隔。另外,在自动

变速部 320 中,对于各第一、第二行星齿轮装置 326、328,其太阳轮和齿轮架之间被设定在与“1”对应的间隔,齿轮架和内齿轮之间被设定在与  $\rho$  对应的间隔。

[0148] 若使用上述图 18 的共线图进行表达,则本实施例的动力传送装置 310 在动力分配机构 316 (差动部 311) 中,差动部行星齿轮装置 324 的第一旋转要素 RE1 (差动部齿轮架 CA0)与输入轴 314 即发动机 12 连结,第二旋转要素 RE2 与第一电动机 M1 连结,第三旋转要素 (差动部内齿轮 R0)RE3 与传送部件 318 及第二电动机 M2 连结,经由传送部件 318 将输入轴 314 的旋转向自动变速部 320 传送(输入)。此时,由穿过 Y2 和 X2 的交点的倾斜的直线 L0,表示差动部太阳轮 S0 的转速和差动部内齿轮 R0 的转速之间的关系。

[0149] 例如,在差动部 311 中,第一旋转要素 RE1 至第三旋转要素 RE3 成为相互能够相对旋转的差动状态,在由直线 L0 和纵线 Y3 的交点表示的差动部内齿轮 R0 的转速被车速  $V$  限制而大致恒定的情况下,通过控制第一电动机 M1 的转速使由直线 L0 和纵线 Y1 的交点表示的差动部太阳轮 S0 的转速上升或下降时,使由直线 L0 和纵线 Y2 的交点表示的差动部齿轮架 CA0 的转速即发动机转速  $N_e$  上升或下降。另外,控制第一电动机 M1 的转速,使得差动部 311 的变速比  $\gamma_0$  被固定在“1”,以使差动部太阳轮 S0 的旋转成为与发动机转速  $N_e$  相同的旋转时,使直线 L0 与横线 X2 一致,并使差动部内齿轮 R0 的转速即传送部件 318 以与发动机转速  $N_e$  相同的旋转进行旋转。或者,控制第一电动机 M1 的转速,使得差动部 311 的变速比  $\gamma_0$  被固定在比“1”小的值例如 0.7 左右,以使差动部太阳轮 S0 的旋转成为零时,直线 L0 成为图 18 所示的状态,使传送部件 318 相比发动机转速  $N_e$  增速旋转。

[0150] 另外,在自动变速部 320 中,第四旋转要素 RE4 经由第一离合器 C1 与传送部件 318 选择性地连结,第五旋转要素 RE5 与输出轴 322 连结,第六旋转要素 RE6 经由第二离合器 C2 与传送部件 318 选择性地连结并且经由第二制动器 B2 与箱体 312 选择性地连结,第七旋转要素 RE7 经由第三离合器 C3 与传送部件 318 选择性地连结并且经由第一制动器 B1 与箱体 312 选择性地连结。

[0151] 在自动变速部 320 中,如图 18 所示,通过使第一离合器 C1、第二制动器 B2 卡合,由倾斜的直线 L1 和纵线 Y5 的交点表示第一挡(1st)的输出轴 322 的转速,该直线 L1 穿过表示第四旋转要素 RE4 的转速的纵线 Y4 和横线 X3 之间的交点以及表示第六旋转要素 RE6 的转速的纵线 Y6 和横线 X1 之间的交点,该纵线 Y5 表示与输出轴 322 连结的第五旋转要素 RE5 的转速。同样地,由倾斜的直线 L2 和纵线 Y5 的交点表示第二挡(2nd)的输出轴 322 的转速,该直线 L2 通过使第一离合器 C1、第一制动器 B1 卡合而确定,该纵线 Y5 表示与输出轴 322 连结的第五旋转要素 RE5 的转速;由水平的直线 L3 和纵线 Y5 的交点表示第三挡(3rd)的输出轴 322 的转速,该直线 L3 通过使第一离合器 C1、第二离合器 C2 卡合而确定,该纵线 Y5 表示与输出轴 322 连结的第五旋转要素 RE5 的转速;由倾斜的直线 L4 和纵线 Y5 的交点表示第四挡(4th)的输出轴 322 的转速,该直线 L4 通过使第二离合器 C2、第一制动器 B1 卡合而确定,该纵线 Y5 表示与输出轴 322 连结的第五旋转要素 RE5 的转速。

[0152] 图 19 是用于说明电子控制装置 340 说具有的控制功能的主要部分的功能模块线图。该电子控制装置 340 相当于实施例 1 的电子控制装置 40,具有作为车辆用驱动装置 308 的控制装置的功能。在图 19 中,电子控制装置 340 具有:作为有级变速控制部的有级变速控制构件 342、作为存储部的存储构件 344、以及作为混合动力控制部的混合动力控制构件 346。进而,电子控制装置 340 与前述的实施例 1 同样地具有:发动机自动停止中判断构件

124、变速中判断构件 126、曲轴转角稳定判断构件 128、发动机起动时判断构件 130 以及发动机旋转阻力控制构件 132。另外,如图 19 所示,混合动力控制构件 346 具有作为发动机起动停止控制部的发动机起动停止控制构件 348。

[0153] 有级变速控制构件 342 相当于实施例 1 的变速控制构件 122,作为进行自动变速部 320 的变速的变速控制构件起作用。虽然与图 6 相同,但前进四挡变速的变速线图预先被存储在存储构件 344 中,有级变速控制构件 342 根据该变速线图,与实施例 1 的变速控制构件 122 同样地,判断是否应该执行自动变速部 320 的变速、即判断自动变速部 320 的应该变速的变速挡,并执行自动变速部 320 的自动变速控制,以便能够得到上述判断的变速挡。

[0154] 有级变速控制构件 342 在执行上述自动变速部 320 的自动变速控制的情况下,向液压控制回路 370 输出使参与自动变速部 320 的变速的液压式摩擦卡合装置卡合及 / 或松开的指令(变速输出指令、液压指令)、即通过使参与自动变速部 320 的变速的松开侧卡合装置松开并且使卡合侧卡合装置卡合来执行离合器对离合器变速的指令,以便例如按照图 17 所示的卡合表实现变速挡。液压控制回路 370 使液压控制回路 370 内的线性电磁阀动作以使参与该变速的液压式摩擦卡合装置的液压促动器动作,以便按照该指令,例如使松开侧卡合装置松开并且使卡合侧卡合装置卡合来执行自动变速部 320 的变速。

[0155] 混合动力控制构件 346 包括作为控制发动机 12 的驱动的发动机驱动控制构件的功能和作为电动机工作控制构件的功能,该电动机工作控制构件控制经由变换器 36 由第一电动机 M1 及第二电动机 M2 进行的作为驱动力源或发电机的工作,根据这些控制功能执行利用发动机 12、第一电动机 M1 及第二电动机 M2 的混合动力驱动控制等。

[0156] 另外,混合动力控制构件 346 使发动机 12 在效率好的工作区域工作,并且,改变发动机 12 和第二电动机 M2 之间的驱动力的分配以及由第一电动机 M1 的发电产生的反作用力,使其成为最佳,以控制差动部 311 作为电气无级变速器的变速比  $\gamma_0$ 。例如,在此时的行驶车速  $V$  下,根据作为驾驶员的要求驱动力的加速踏板开度  $Acc$ 、车速  $V$  算出车辆 306 的目标(要求)输出,并从该车辆 306 的目标输出和充电要求值算出所需的总目标输出,考虑传送损失、辅助设备负载、第二电动机 M2 的辅助转矩等算出目标发动机输出(要求发动机输出)  $P_{ER}$ ,以便得到该总目标输出,控制发动机 12 并控制各电动机 M 的输出及发电,以达到可以得到该目标发动机输出  $P_{ER}$  的发动机转速  $N_e$  和发动机 12 的输出转矩(发动机转矩)  $T_e$ 。

[0157] 如上所述,作为动力传送装置 310 整体的变速比即综合变速比  $\gamma_T$ ,通过由有级变速控制构件 342 控制的自动变速部 320 的变速比  $\gamma_{AT}$  和由混合动力控制构件 346 控制的差动部 311 的变速比  $\gamma_0$  来确定。即,混合动力控制构件 346 及有级变速控制构件 342 作为经由液压控制回路 370、第一电动机 M1 及第二电动机 M2 等控制作为动力传送装置 310 整体的变速比即综合变速比  $\gamma_T$  的综合变速比控制构件起作用。

[0158] 例如,混合动力控制构件 346 为了提高动力性能、降低油耗等,考虑自动变速部 320 的变速挡来执行发动机 12 及各电动机 M 的控制。在如上所述的混合动力控制中,为了使发动机转速  $N_e$  和通过车速  $V$  及自动变速部 320 的变速挡确定的传送部件 318 的转速匹配,使差动部 311 作为电气无级变速器起作用,上述发动机转速  $N_e$  为了使发动机 12 在效率高的工作区域工作而被确定。即,在由发动机转速  $N_e$  和发动机转矩  $T_e$  构成的二维坐标内,在无级变速行驶时为了兼顾运转性和油耗性预先通过实验求出的作为发动机 12 的一种动作曲线的例如最佳油耗率曲线(油耗映射图、关系)预先存储在存储构件 344 中,混合动力控

制构件 346 确定动力传送装置 310 的总变速比  $\gamma_T$  的目标值,以使发动机 12 的动作点(以下表示为“发动机动作点”)沿着上述最佳油耗率曲线的同时使发动机 12 工作,例如成为用于产生使目标输出(总目标输出、要求驱动力)充足所需的发动机输出  $P_E$  的发动机转矩  $T_e$  和发动机转速  $N_e$ ,并且,混合动力控制构件 346 通过反馈控制来改变第一电动机 M1 的输出转矩  $T_{M1}$  (以下表示为“第一电动机转矩  $T_{M1}$ ”)以控制差动部 311 的变速比  $\gamma_0$ ,并将总变速比  $\gamma_T$  控制在其能够变速的变化范围内,以便得到该目标值。在此,上述发动机动作点是在将表示由发动机转速  $N_e$  及发动机转矩  $T_e$  等例示的发动机 12 的动作状态的状态量作为坐标轴的二维坐标中,表示发动机 12 的动作状态的动作点。

[0159] 此时,混合动力控制构件 346 使例如由第一电动机 M1 发出的电能流过变换器 36 向蓄电装置 37、第二电动机 M2 供给,因此,发动机 12 的动力(发动机输出  $P_E$ ) 的主要部分以机械方式向传送部件 318 传送,但发动机 12 的动力的一部分用于使电动机 M 发电而被消耗,从而被转换为电能,该电能流过变换器 36 向其他的电动机 M 供给,利用电能从该电动机 M 输出的驱动力向传送部件 318 传送。利用关联到从依靠与该发电相关的电动机 M 的电能的产生到被与驱动相关的电动机 M 消耗为止的设备,构成发动机 12 的动力的一部分被转换为电能、直至该电能被转换为机械能的电气通路。总之,在差动部 311 中,发动机输出  $P_E$  经由从输入轴 314 以机械方式向传送部件 318 传送的机械通路和所述电气通路这两个系统的动力传送路径,向传送部件 318 传送。另外,所述蓄电装置 37 是能够经由变换器 36 向第一电动机 M1 及第二电动机 M2 供给电力并且从上述电动机 M1、M2 接收电力的供给的电源,总之是在与第一电动机 M1 及第二电动机 M2 各自之间能够交接电力的电源。换言之,蓄电装置 37 是利用作为由发动机 12 旋转驱动的发电机起作用的第一电动机 M1 及第二电动机 M2 的任一方或双方充电的电源,例如是铅蓄电池等蓄电池或者电容器等。另外,第一电动机 M1 及第二电动机 M2 经由变换器 36 相互能够交接电力。

[0160] 另外,不论车辆 306 是处于停止中还是行驶中,混合动力控制构件 346 都利用差动部 311 的电气 CVT 功能对第一电动机转速  $N_{M1}$  及 / 或第二电动机转速  $N_{M2}$  进行控制,以便将发动机转速  $N_e$  大致恒定地维持或旋转控制在任意的转速。换言之,混合动力控制构件 346 可以在将发动机转速  $N_e$  大致恒定地维持或控制在任意的转速的同时,将第一电动机转速  $N_{M1}$  及 / 或第二电动机转速  $N_{M2}$  旋转控制在任意的转速。

[0161] 例如,由图 18 的共线图也可以得知,混合动力控制构件 346 在车辆行驶中提高发动机转速  $N_e$  的情况下,将被车速  $V$  (驱动轮 17) 限制的第二电动机转速  $N_{M2}$  大致恒定地维持的同时提高第一电动机转速  $N_{M1}$ 。另外,混合动力控制构件 346 在自动变速部 320 的变速中将发动机转速  $N_e$  大致恒定地维持的情况下,将发动机转速  $N_e$  大致恒定地维持的同时使第一电动机转速  $N_{M1}$  向与伴随着自动变速部 320 的变速的第二电动机转速  $N_{M2}$  的变化相反的方向变化。

[0162] 另外,混合动力控制构件 346 单独或组合利用下述指示,该指令进行下述控制:为了进行节气门控制而利用节气门促动器 64 对电子节气门 62 进行开闭控制,此外,为了进行燃料喷射控制而对基于燃料喷射装置 66 的燃料喷射量、喷射正时进行控制,为了进行点火正时控制而对基于点火器等点火装置 68 的点火正时进行控制,并且,混合动力控制构件 346 执行发动机 12 的输出控制,以便产生所需的发动机输出  $P_E$ 。即,作为控制发动机 12 的驱动的发动机驱动控制构件起作用。

[0163] 例如,混合动力控制构件 346 基本上根据未图示的预先存储的关系并基于加速踏板开度 Acc 驱动节气门促动器 64,并执行节气门控制,以便加速踏板开度 Acc 越增加,则使节气门开度  $\theta_{TH}$  越增加。

[0164] 另外,无论发动机 12 处于停止或怠速状态,混合动力控制构件 346 都能够利用差动部 311 的电气 CVT 功能(差动作用),进行例如不使用发动机 12 而将第二电动机 M2 作为行驶用的驱动力源的马达行驶(EV 模式行驶)。例如,被划分为实施例 1 的图 6 所示那样的发动机行驶区域和马达行驶区域的驱动力源切换线图被预定,基于车辆 8 的行驶状态(车辆状态)在上述驱动力源切换线图中属于上述发动机行驶区域及上述马达行驶区域中哪一个,来进行上述发动机行驶和马达行驶的切换。上述驱动力源切换线图与所述变速线图一同预先存储在存储构件 344 中。

[0165] 而且,混合动力控制构件 346 基于根据例如所述驱动力源切换线图由实际的车速 V 及自动变速部 320 的要求输出转矩(要求输出转矩) $T_{OUT}$ 表示的车辆状态,判断属于马达行驶区域还是发动机行驶区域,若上述车辆状态属于马达行驶区域内,则进行马达行驶,若上述车辆状态属于发动机行驶区域内,则进行发动机行驶。

[0166] 另外,混合动力控制构件 346 在该马达行驶时,为了抑制停止着的发动机 12 的拖曳使油耗降低,以负的转速控制第一电动机转速  $N_{M1}$  并且例如使第一电动机 M1 成为无负载状态以使其空转,利用差动部 311 的电气 CVT 功能(差动作用),根据需要将发动机转速  $N_e$  维持为零或大致为零。

[0167] 另外,即便处于进行将发动机 12 作为行驶用的驱动力源的发动机行驶的发动机行驶区域,混合动力控制构件 346 也可以进行所谓转矩辅助,该转矩辅助通过将经由前述的电气通路传送的来自第一电动机 M1 的电能及 / 或来自蓄电装置 37 的电能向第二电动机 M2 供给,并驱动该第二电动机 M2 以便对驱动轮 17 施加转矩,从而对发动机 12 的动力进行辅助。因此,在本实施例的发动机行驶中,存在将发动机 12 作为行驶用的驱动力源的情况和将发动机 12 及第二电动机 M2 双方作为行驶用的驱动力源的情况。而且,本实施例的马达行驶指的是使发动机 12 停止并将第二电动机 M2 作为行驶用的驱动力源的行驶。

[0168] 混合动力控制构件 346 具有发动机起动停止控制构件 348,该发动机起动停止控制构件 348 对发动机 12 的工作状态在运转状态和停止状态之间进行切换即进行发动机 12 的起动及停止,以便对发动机行驶和马达行驶进行切换。该发动机起动停止控制构件 348 与实施例 1 的发动机起动停止控制构件 118 相当。在利用混合动力控制构件 346 根据例如所述驱动力源切换线图基于车辆状态判断为在马达行驶和发动机行驶之间进行切换的情况下,发动机起动停止控制构件 348 执行发动机 12 的起动或停止。

[0169] 例如,加速踏板 90 被踩踏操作、要求输出转矩  $T_{OUT}$  增大,利用混合动力控制构件 346 判断为车辆状态从马达行驶区域向发动机行驶区域变化了并判断为从马达行驶向发动机行驶切换的情况下,即利用混合动力控制构件 346 判断为发动机起动的情况下,发动机起动停止控制构件 348 起动发动机 12。但是,利用与实施例 1 的发动机起动停止控制构件 118 进行的发动机起动方法不同的方法进行发动机起动。具体而言,在判断为从马达行驶向发动机行驶切换的情况下,向第一电动机 M1 通电来提高第一电动机转速  $N_{M1}$ ,即利用动力分配机构 316 的差动作用使第一电动机 M1 作为启动机起作用,发动机起动停止控制构件 348 进行将发动机转速  $N_e$  提高到能够完爆的规定转速  $N_e'$  例如怠速转速以上的能够自主旋

转的规定的自主转速  $N_{EIDL}$  以上的发动机旋转驱动控制, 并且进行在规定的转速  $N_e'$  以上利用燃料喷射装置 66 供给(喷射) 燃料并利用点火装置 68 进行点火以产生发动机转矩  $T_e$  的发动机转矩产生控制, 从而起动机 12, 从马达行驶向发动机行驶切换。另外, 在被踩下的加速踏板 90 返回、要求输出转矩  $T_{OUT}$  减小且车辆状态从发动机行驶区域向马达行驶区域变化的情况下, 发动机起动机停止控制构件 348 使燃料喷射装置 66 停止燃料供给、即通过燃料切断来使发动机 12 停止, 从利用混合动力控制构件 346 进行的发动机行驶向马达行驶切换。另外, 在从发动机行驶向马达行驶的切换等自动停止发动机 12 的情况下, 发动机起动机停止控制构件 348 与实施例 1 的发动机起动机停止控制构件 118 同样地执行所述停止时曲轴转角控制, 但如图 16 所示, 由于在车辆用驱动装置 308 不存在制动器  $B_s$ 、变矩器 16 而设置有动力分配机构 316, 因此, 通过利用该动力分配机构 316 的差动作用控制第一电动机 M1, 来执行上述停止时曲轴转角控制。

[0170] 另外, 混合动力控制构件 346 可以通过使第一电动机 M1 处于无负载状态地自由旋转即使其空转, 从而使差动部 311 处于不能传送转矩的状态即与差动部 311 内的动力传送路径被切断的状态同等的状态, 并且是不产生来自差动部 311 的输出的状态。即, 混合动力控制构件 346 可以通过使第一电动机 M1 处于无负载状态, 从而使差动部 311 处于其动力传送路径被电气切断的中立状态(空挡状态)。

[0171] 另外, 在加速踏板放开的惯性行驶时(滑行行驶时)、依靠制动踏板的操作的车轮制动动作时等, 混合动力控制构件 346 为了使油耗降低(降低燃料消耗率)而使发动机 12 处于非驱动状态, 执行将从驱动轮 17 传送的车辆 306 的动能在差动部 311 转换为电能的再生控制。具体而言, 执行如下的再生控制: 利用从驱动轮 17 向发动机 12 侧传送的逆驱动力, 驱动第二电动机 M2 使其旋转并使其作为发电机工作, 将该电能即第二电动机发电电流经由变换器 36 向蓄电装置 37 充电。即, 混合动力控制构件 346 作为执行上述再生控制的再生控制构件起作用。

[0172] 本实施例的电子控制装置 340 具有相当于实施例 1 的发动机起动机停止控制构件 118 的发动机起动机停止控制构件 348, 发动机行驶和马达行驶被切换, 因此, 前述的图 13 的流程图所示的控制动作在本实施例中也执行。而且, 在本实施例中, 构成该图 13 的流程图的全部步骤与发动机起动机停止控制构件 348 对应。

[0173] 另外, 电子控制装置 340 具有: 实施例 1 的发动机自动停止中判断构件 124、变速中判断构件 126、曲轴转角稳定判断构件 128、发动机起动机时判断构件 130 以及发动机旋转阻力控制构件 132, 因此, 前述的图 15 的流程图所示的控制动作在本实施例中也执行。但是, 由于电子控制装置 340 不具有实施例 1 的低容量化控制构件 120, 因此, 前述的图 14 的流程图所示的控制动作在本实施例中未执行。

[0174] 在本实施例的车辆用驱动装置 308 中, 第一电动机 M1 处于无负载状态而进行空转, 发动机 12 的曲轴 14 和传送部件 318 之间的动力传送被切断, 但未完全切断, 即便第一电动机 M1 处于无负载状态, 也存在曲轴 14 被传送部件 318 的旋转拖曳的可能性。而且, 由于在本实施例中也执行图 15 的流程图所示的控制动作, 因此, 在本实施例中具有与实施例 1 中已说明的效果(A1)至(A10)相同的效果。

[0175] 实施例 3

[0176] 本实施例基本上与前述的实施例 1 相同, 因此, 以下说明与实施例 1 的不同之处。

[0177] 在前述的实施例 1 中,进气门驱动装置 64 以所述凸轮机构为主体而构成,但本实施例的进气门驱动装置 464 并未以上述凸轮机构为主体,而是具有电磁式气门驱动机构而构成,该电磁式气门驱动机构能够沿着进气门 62 往复运动的方向对进气门 62 施加电磁力。因此,进气门驱动装置 464 具有作为使进气门 62 的打开正时和关闭正时分别独立地变更的进气门开闭正时变更装置的功能。另外,本实施例的排气门驱动装置 468 的动作原理与进气门驱动装置 464 相同。即,排气门驱动装置 468 具有作为使排气门 66 的打开正时和关闭正时分别独立地变更的排气门开闭正时变更装置的功能。

[0178] 在此,在前述的实施例 1 中,使用图 8 对所述发动机旋转阻力与进气门 62 的关闭正时及排气门 66 的打开正时之间的关系进行了说明,但由于上述发动机旋转阻力也根据进气门 62 的打开正时或排气门 66 的关闭正时而变化,因此,使用图 8 对该发动机旋转阻力与进气门 62 的打开正时及排气门 66 的关闭正时之间的关系进行说明。

[0179] 在图 8 中,进气门 62 及排气门 66 都关闭的状态持续时间越长,则所述发动机旋转阻力越增大。例如,若在图 8 的上止点侧进行观察,则进气门 62 及排气门 66 都关闭的进气排气门关闭期间 PD1 越扩大,则上述发动机旋转阻力越增大。因此,进气门 62 的打开正时越向滞后方向偏移或排气门 66 的关闭正时越向提前方向偏移,则上述进气排气门关闭期间 PD1 越扩大,所以,上述发动机旋转阻力增大。但是,对作为进气门 62 的打开正时及排气门 66 的关闭正时的上止点侧进气排气正时进行变更这种情况,与对作为进气门 62 的关闭正时及排气门 66 的打开正时的下止点侧进气排气正时进行变更的情况相比,对上述发动机旋转阻力的影响度(贡献度)小。

[0180] 在本实施例中,再加上对所述上止点侧进气排气正时的发动机旋转阻力带来的影响,在所述发动机旋转阻力控制中,进气门 62 和排气门 66 各自的打开正时和关闭正时分别独立地变更。

[0181] 本实施例的电子控制装置 440 所具有的控制功能的主要部分与实施例 1 的电子控制装置 40 同样地在图 9 中被示出,但由于通过所述发动机旋转阻力控制,进气门 62 和排气门 66 各自的打开正时和关闭正时分别独立地变更,因此,电子控制装置 440 代替发动机旋转阻力控制构件 132 而具有发动机旋转阻力控制构件 432。

[0182] 发动机旋转阻力控制构件 432 在所述发动机旋转阻力控制中,分别独立地变更进气门 62 的打开正时和关闭正时,并分别独立地变更排气门 66 的打开正时和关闭正时,虽然这方面与实施例 1 的发动机旋转阻力控制构件 132 不同,但在其他方面与该发动机旋转阻力控制构件 132 相同。具体而言,发动机旋转阻力控制构件 432 在所述发动机旋转阻力控制中,利用进气门驱动装置 464 及排气门驱动装置 468 使进气门 62 及排气门 66 的打开正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移,并且使进气门 62 及排气门 66 的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移。由此,与发动机起动时相比,增大所述发动机旋转阻力。

[0183] 发动机旋转阻力控制构件 432 在所述发动机旋转阻力控制中,也可以代替如上所述使进气门 62 及排气门 66 的打开正时及关闭正时偏移这种情况,例如不论曲轴转角  $AG_{CR}$  如何都将进气门 62 及排气门 66 维持在关闭状态,来增大上述发动机旋转阻力。

[0184] 另外,发动机旋转阻力控制构件 432 在发动机起动时,与实施例 1 的发动机旋转阻力控制构件 132 同样地,对进气门 62 及排气门 66 的打开正时及关闭正时在它们的可调节范围内进行调节以使所述发动机旋转阻力成为最小,之后利用发动机起动停止控制构件



118 使发动机 12 起动。但是,在本实施例中,在这种情况下,关于进气门 62 及排气门 66 的打开正时及关闭正时的调节位置,存在与实施例 1 不同之处。具体而言,发动机旋转阻力控制构件 432 在发动机起动时,利用进气门驱动装置 464 及排气门驱动装置 468,将进气门 62 及排气门 66 的打开正时在它们的可调节范围内设定在最大提前角侧的最大提前角位置,并且,将进气门 62 及排气门 66 的关闭正时在它们的可调节范围内设定在最大滞后角侧的最大滞后角位置。在从自动变速器 18 的变速结束时开始经过了所述变速后延缓时间 TIME01 (参照图 10) 后,也同样地,将进气门 62 及排气门 66 的打开正时设定在上述最大提前角位置,并且,将进气门 62 及排气门 66 的关闭正时设定在上述最大滞后角位置。

[0185] 图 20 与实施例 1 的图 15 相当,是用于说明本实施例的电子控制装置 440 的控制动作的主要部分的流程图,例如以数 msec 至数十 msec 左右的极短周期反复执行。该图 20 所示的控制动作单独或与其他控制动作并列地执行。该图 20 基本上与图 15 的流程图相同,但在图 20 中,图 15 的 SC3、SC4、SC6 和 SC9 分别被替换为 SD3、SD4、SD6 和 SD9,在这方面不同。

[0186] 在图 20 的 SD3 中,与图 15 的 SC3 同样地,基于所述驾驶员要求和行驶条件等车辆状态中的至少一方,计算并确定所述发动机旋转阻力控制中的与进气门 62 及排气门 66 的开闭正时相关的控制量。该计算方法也与 SC3 的情况相同。但是,与进气门 62 的打开正时和关闭正时相关的控制量分别单独地算出,与排气门 66 的打开正时和关闭正时相关的控制量分别单独地算出,在这方面与图 15 的 SC3 不同。其他方面与 SC3 相同。

[0187] 在 SD4 中,执行所述发动机旋转阻力控制。但是,在该发动机旋转阻力控制中,利用进气门驱动装置 464 及排气门驱动装置 468,使进气门 62 及排气门 66 的打开正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移,并且,使进气门 62 及排气门 66 的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移,在这方面与图 15 的 SC4 不同。其他方面与 SC4 相同。

[0188] 在此,在 SD4 中,在所述发动机旋转阻力控制中,如上所述进气门 62 及排气门 66 的打开正时及关闭正时相对于发动机起动时的情况偏移,但 SD4 也可以实施下述处理中的至少一个:进气门 62 的打开正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移、进气门 62 的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移、排气门 66 的打开正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移、排气门 66 的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移、使电动节气门 70 以与发动机起动时相比进一步关闭的方式动作、以及不论曲轴转角  $AG_{CR}$  如何都将进气门 62 及排气门 66 维持在关闭状态。

[0189] 在 SD6 中,进气门 62 及排气门 66 的打开正时及关闭正时在它们的可调节范围内被调节,以使所述发动机旋转阻力成为最小。但是,利用进气门驱动装置 464 及排气门驱动装置 468,将进气门 62 及排气门 66 的打开正时设定在所述最大提前角位置,并且,将进气门 62 及排气门 66 的关闭正时设定在所述最大滞后角位置,在这方面与图 15 的 SC6 不同。其他方面与 SC6 相同。

[0190] 另外,SD9 与 SC9 的不同点和 SD6 与上述 SC6 的不同点相同。另外,SD3、SD4、SD6 及 SD9 对应于发动机旋转阻力控制构件 432。

[0191] 在本实施例中具有与在实施例 1 中已说明的效果(A1)、(A3)至(A10)相同的效果。而且,根据本实施例,发动机旋转阻力控制构件 432 在所述发动机旋转阻力控制中,利用进气门驱动装置 464 及排气门驱动装置 468 使进气门 62 及排气门 66 的打开正时与发动机起

动时相比向滞后方向偏移,并且,使进气门 62 及排气门 66 的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移,但也可以构成为,通过进行下述处理中的至少一个来增大所述发动机旋转阻力,该处理包括:使进气门 62 及排气门 66 的任一方或双方的打开正时与发动机起动时相比向滞后方向偏移、使进气门 62 及排气门 66 的任一方或双方的关闭正时与发动机起动时相比向提前方向偏移、以及不论发动机 12 的曲轴转角  $AG_{CR}$  如何都将进气门 62 及排气门 66 维持在关闭状态。若如上所述构成,则如实施例 1 那样与进气门 62 或排气门 66 的打开正时及关闭正时一并提前或滞后的情况相比,在所述发动机旋转阻力控制中可以容易地得到更大的所述发动机旋转阻力。

[0192] 以上,参照附图详细说明了本发明的一实施例,但本发明并不限于该实施例,也可以通过其他方式来实施。

[0193] 例如,在前述的实施例 1~3 中,发动机 12 是汽油发动机,但也可以是以轻油等为燃料的柴油发动机。

[0194] 另外,在前述的实施例 1、3 中,在车辆用驱动装置 10 中设置有制动器  $B_s$ ,但也可以代替该制动器  $B_s$  而设置单向离合器,该单向离合器配设在定子叶轮 16s 和变速箱 24 之间并将它们连结。在如上所述构成的情况下,代替制动器  $B_s$  的上述单向离合器相对于变速箱 24 连结定子叶轮 16s,使得该定子叶轮 16s 能够沿曲轴 14 的正转方向(发动机 12 工作时的曲轴 14 的旋转方向)旋转但不能沿反转方向旋转。而且,在变矩器 16 中,在变换区域中,定子叶轮 16s 经由上述单向离合器不能旋转地被固定,从而可以得到转矩放大作用,而且,在联接区域中,定子叶轮 16s 成为自由旋转状态,效率降低被抑制。另外,若不存在制动器  $B_s$ ,则不需要图 14 的流程图所示的控制动作。

[0195] 另外,在前述的实施例 1、3 中,发动机 12 在发动机起动时利用行驶用电动机 21 来提高发动机转速  $N_e$ ,但若与行驶用电动机 21 单独地另行设置有启动机马达,则在发动机起动时,也可以不使用行驶用电动机 21 而利用上述启动机马达来提高发动机转速  $N_e$ 。

[0196] 另外,在前述的实施例 1、3 中,在所述停止时曲轴转角控制中,行驶用电动机 21 及制动器  $B_s$  被控制,从而控制发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  并使发动机 12 停止,以使发动机 12 自动停止时的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  进入所述曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内,但也可以构成为,并非控制行驶用电动机 21 及制动器  $B_s$ ,而是通过控制由发动机 12 驱动的交流发电机(发电机)的发电量,来控制发动机停止时的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$ 。因此,上述停止时曲轴转角控制在不具有行驶用电动机 21 的通常的发动机车辆中也能够执行。另外,在所述停止时曲轴转角控制中,使发动机 12 停止,若发动机停止时(刚停止后)的发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  离开曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$ ,则也可以控制行驶用电动机 21 及制动器  $B_s$ ,使曲轴 14 旋转,以使发动机曲轴转角  $AG_{CR}$  进入曲轴转角停止范围  $AG_{ST}$  内。

[0197] 另外,在前述的实施例 1 已说明的图 10 的时序图中,示出自动变速器 18 的降挡的例子,但所述发动机旋转阻力控制也可以在自动变速器 18 的升挡中执行。

[0198] 另外,在前述实施例 1、3 的车辆用驱动装置 10 中,在发动机 12 的曲轴 14 和泵叶轮 16p 之间未设置电动机,但与行驶用电动机 21 相同的马达发电机(第二电动机)也可以与曲轴 14 和泵叶轮 16p 之间连结。

[0199] 另外,在前述的实施例 1、3 中,制动器  $B_s$  由液压式摩擦卡合装置构成,但例如也可以由电磁离合器等构成。

[0200] 另外,在前述的实施例 1、3 中,在使车辆 8 后退的情况下,使自动变速器 18 变速到图 5 所示的 Rev1 或 Rev2 并使变速器输入轴 20 向正转方向旋转,但也可以构成为,使自动变速器 18 变速到图 5 所示的 1st ~ 8th 中的任一个并使行驶用电动机 21 向反转方向驱动,从而使车辆 8 后退。

[0201] 另外,在前述的实施例 1、3 中,车辆用驱动装置 10 具有变矩器 16,但并不限于此,也可以具有液力联轴器。

[0202] 另外,在前述的实施例 1、3 中,不一定需要具有行驶用电动机 21。例如,也可以是进行怠速停止的通常的发动机车辆。

[0203] 另外,在前述的实施例 1、3 中,自动变速器 18 是有级式变速器,但也可以是能够使变速比连续地变化的无级变速器(CVT)。另外,对于前述实施例 2 中的自动变速部 320 也一样。

[0204] 另外,在前述的实施例 1、3 中,车辆用驱动装置 10 具有实施自动变速控制的自动变速器 18,但也可以考虑不具有自动变速器 18 的结构。另外,对于前述实施例 2 中的车辆用驱动装置 308 也一样。

[0205] 另外,在前述的实施例 1 ~ 3 中,车辆用驱动装置 10、308 并不限于用于 FR (前置发动机后轮驱动) 方式的车辆,也可以用于其他驱动方式的车辆。

[0206] 另外,在前述的实施例 1 ~ 3 中,发动机旋转阻力控制构件 132、432 在发动机 12 的自动停止中且在自动变速器 18 的变速中执行所述发动机旋转阻力控制,但也可以构成为,执行上述发动机旋转阻力控制而并不限于自动变速器 18 的变速中,在发动机起动时中止该发动机旋转阻力控制并执行所述发动机起动时进气排气正时控制。

[0207] 另外,在前述的实施例 1、2 中,在所述发动机旋转阻力控制中,进气门 62 和排气门 66 双方的开闭正时变更,但也可以仅变更任一方的开闭正时。

[0208] 另外,在前述实施例 1 中已说明的图 10 的时序图中,在所述发动机旋转阻力控制中,使所述发动机旋转阻力在从图 10 的 t2 时刻开始 到 t3 时刻为止的期间向增大的方向变化,但也可以使上述发动机旋转阻力从除此之外的正时例如惯性相开始时的 t3 时刻向增大的方向变化。

[0209] 另外,在前述实施例 1 中已说明的图 10 的时序图中,发动机旋转阻力控制构件 132 在从自动变速器 18 (自动变速部 320)的变速结束时(t4 时刻)起经过了规定的变速后延缓时间 TIME01 后,结束所述发动机旋转阻力控制,但也可以考虑在上述变速结束时立刻结束上述发动机旋转阻力控制。

[0210] 另外,在前述的实施例 1、2 中,在发动机起动时,进气门 62 的开闭正时被设定在所述最大滞后角位置,并且,排气门 66 的开闭正时被设定在所述最大提前角位置,但发动机起动时的进气门 62 及排气门 66 的开闭正时并不限于上述情况。对于实施例 3 也一样。

[0211] 另外,在前述的实施例 2 中,在从马达行驶向发动机行驶切换时的发动机起动时,发动机起动停止控制构件 348 可以执行使第一电动机 M1 的输出转矩变动的起动时振动抑制控制,以便消除发动机 12 的共振等振动。若如上所述构成,则通过执行所述停止时曲轴转角控制,更容易发挥上述起动时振动抑制控制的效果。

[0212] 另外,在前述的实施例 1、3 中,低容量化控制构件 120 并不限于前述的实施例的控制构件,例如也可以构成为,根据发动机转速 Ne 控制制动器 Bs 的卡合转矩,从而使变矩器

16 的逆驱动时容量系数 C 连续地变化。

[0213] 另外,在前述的实施例 1 中,发动机旋转阻力控制构件 132 基于所述驾驶员要求和车辆状态中的至少一方来确定进气正时提前幅度  $A_{INH}$  和排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$ ,但也可以构成为,不论所述驾驶员要求及车辆状态如何,该进气正时提前幅度  $A_{INH}$  及排气正时滞后幅度  $A_{EXH}$  都为恒定值。

[0214] 另外,在前述的实施例 1 中,进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 都具有变更气门的开闭正时的气门开闭正时变更功能,但也可以构成为,只有进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 中的任一一方具有上述气门开闭正时变更功能。对于前述的实施例 3 也一样,也可以构成为,只有进气门驱动装置 464 和排气门驱动装置 468 中的任一一方具有上述气门开闭正时变更功能。

[0215] 另外,在前述的实施例 1 中,进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 都以所述凸轮机构为主体而构成,但也可以构成为,只有进气门驱动装置 64 和排气门驱动装置 68 中的任一方以上述凸轮机构为主体而构成,另一方具有所述电磁式气门驱动机构而构成。

[0216] 另外,前述的多个实施例可以通过分别设置例如优先顺序等相互组合来实施。

[0217] 另外,上述的实施例只不过是一实施方式,其他的实施方式未逐一例示,但本发明可以采取在不脱离其主旨的范围内基于本领域技术人员知识进行各种变更、改良后的方式来实施。

[0218] 附图标记说明

[0219] 8、306 : 车辆

[0220] 12 : 发动机

[0221] 14 : 曲轴

[0222] 17 : 驱动轮

[0223] 18 : 自动变速器

[0224] 40、340、440 : 电子控制装置(发动机起动控制装置)

[0225] 52 : 燃烧室

[0226] 62 : 进气门

[0227] 64、464 : 进气门驱动装置(进气门开闭正时变更装置)

[0228] 66 : 排气门

[0229] 68、468 : 排气门驱动装置(排气门开闭正时变更装置)

[0230] 70 : 电动节气门

[0231] 320 : 自动变速部(自动变速器)

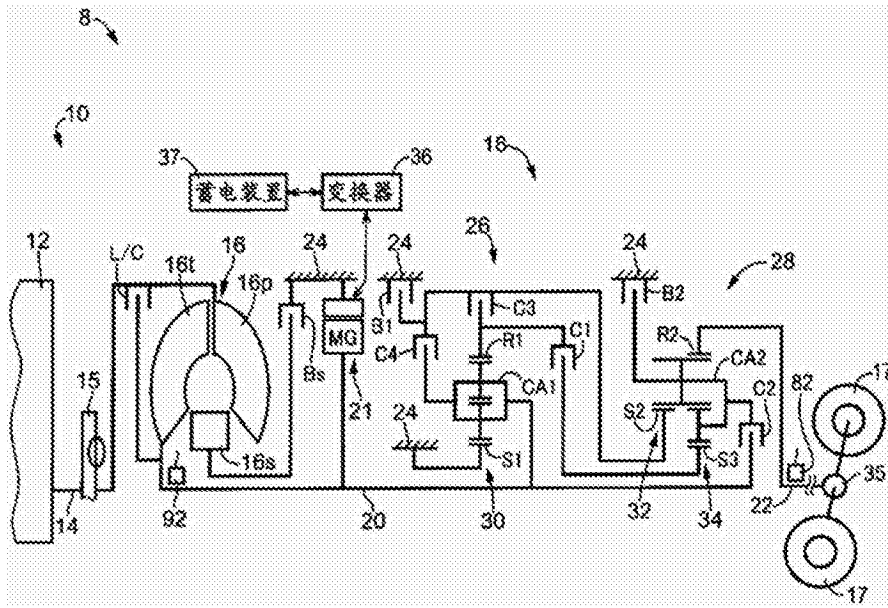


图 1

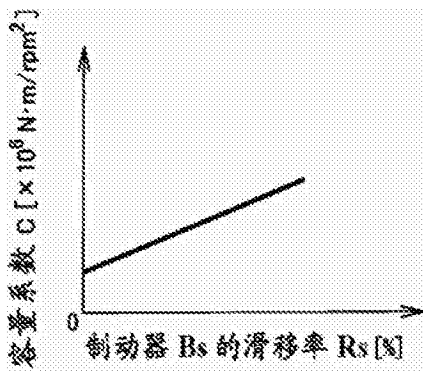


图 2

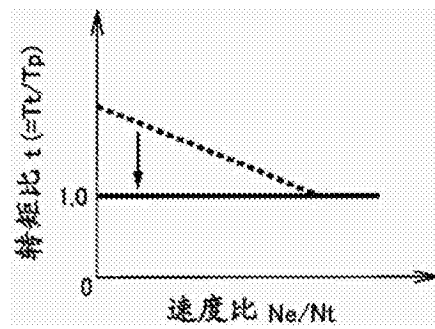


图 3

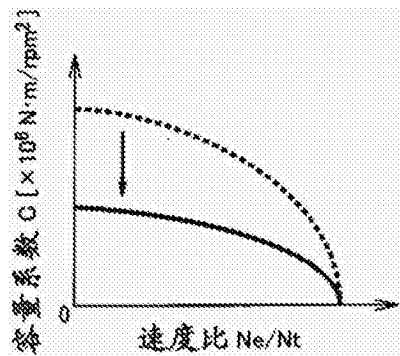


图 4

	C1	C2	C3	C4	B1	B2
1st	○					○
2nd	○				○	
3rd	○		○			
4th	○			○		
5th	○	○				
6th		○		○		
7th		○	○			
8th		○			○	
Rev1			○			○
Rev2				○		○

图 5

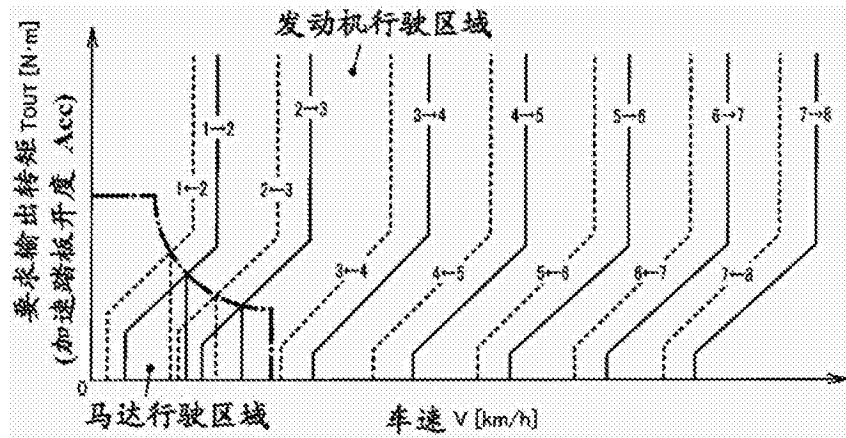


图 6

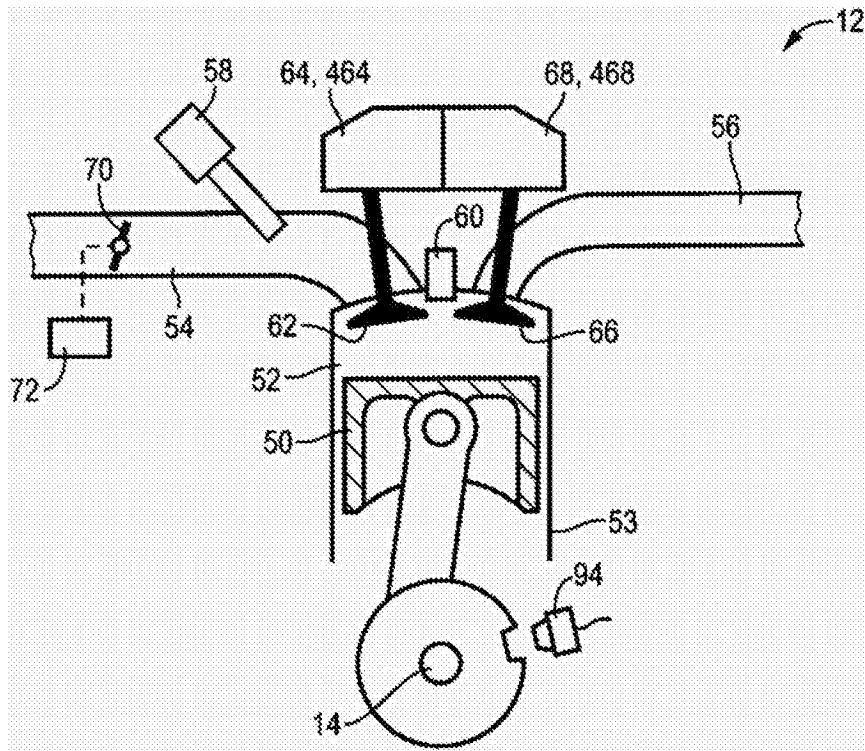


图 7

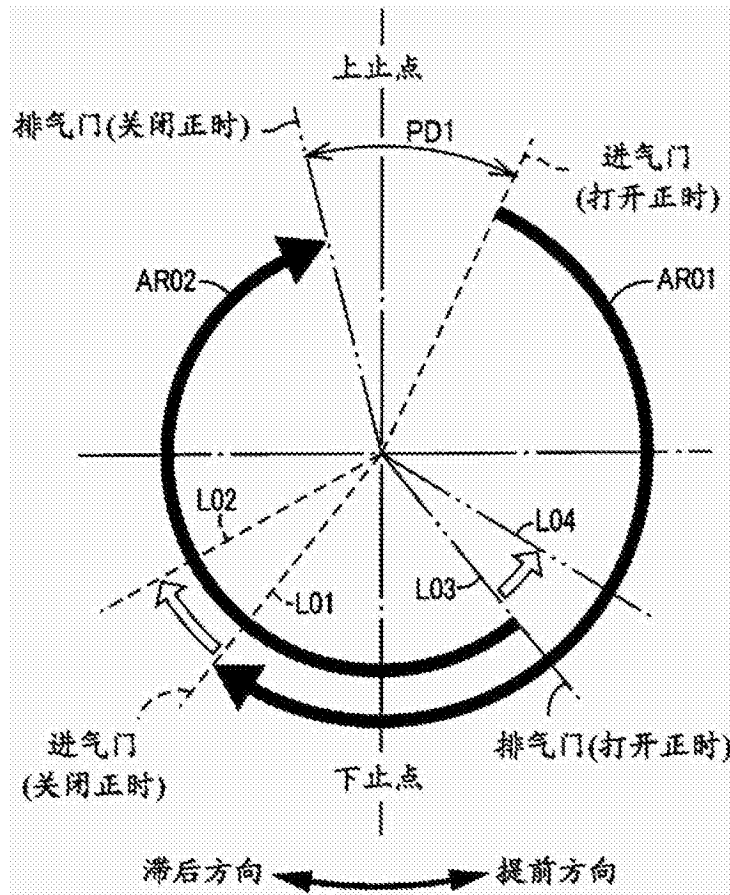


图 8

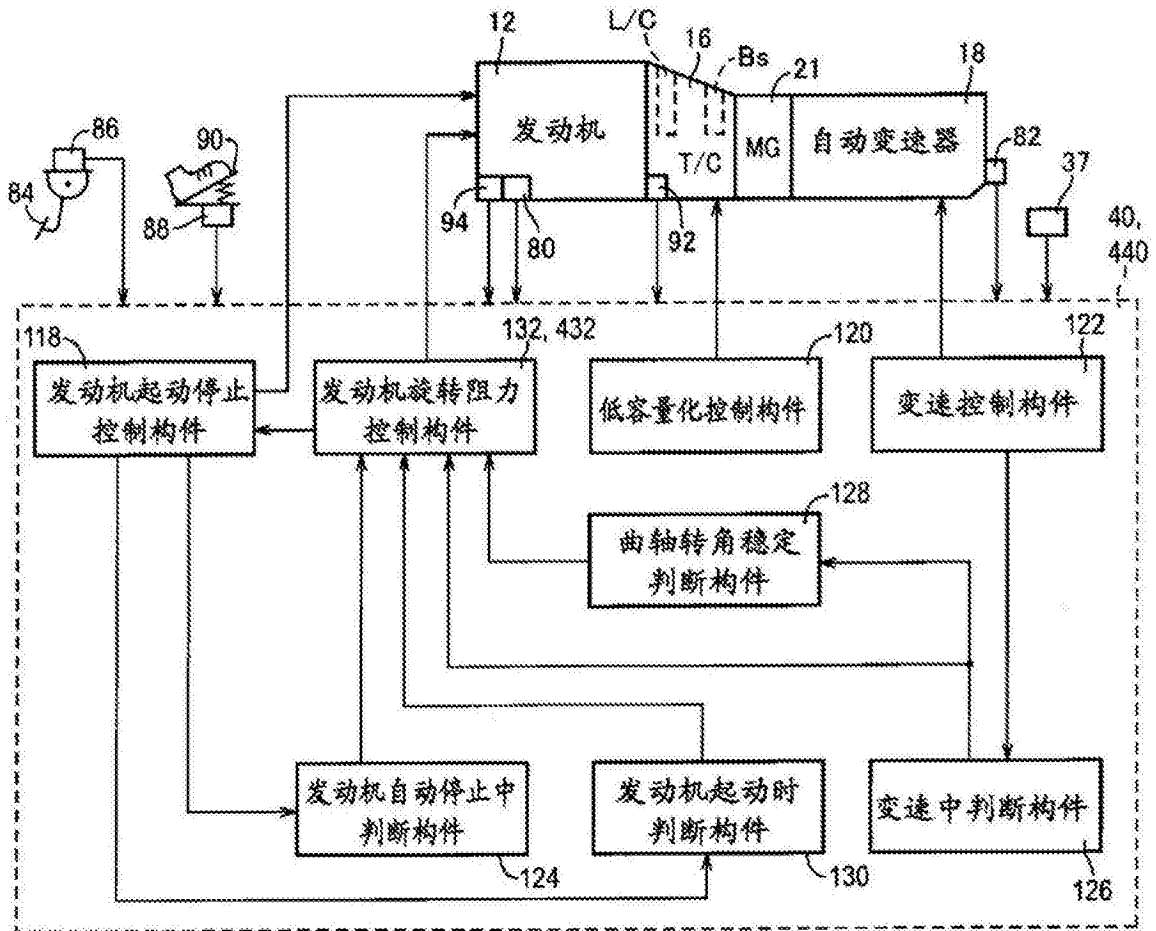


图 9



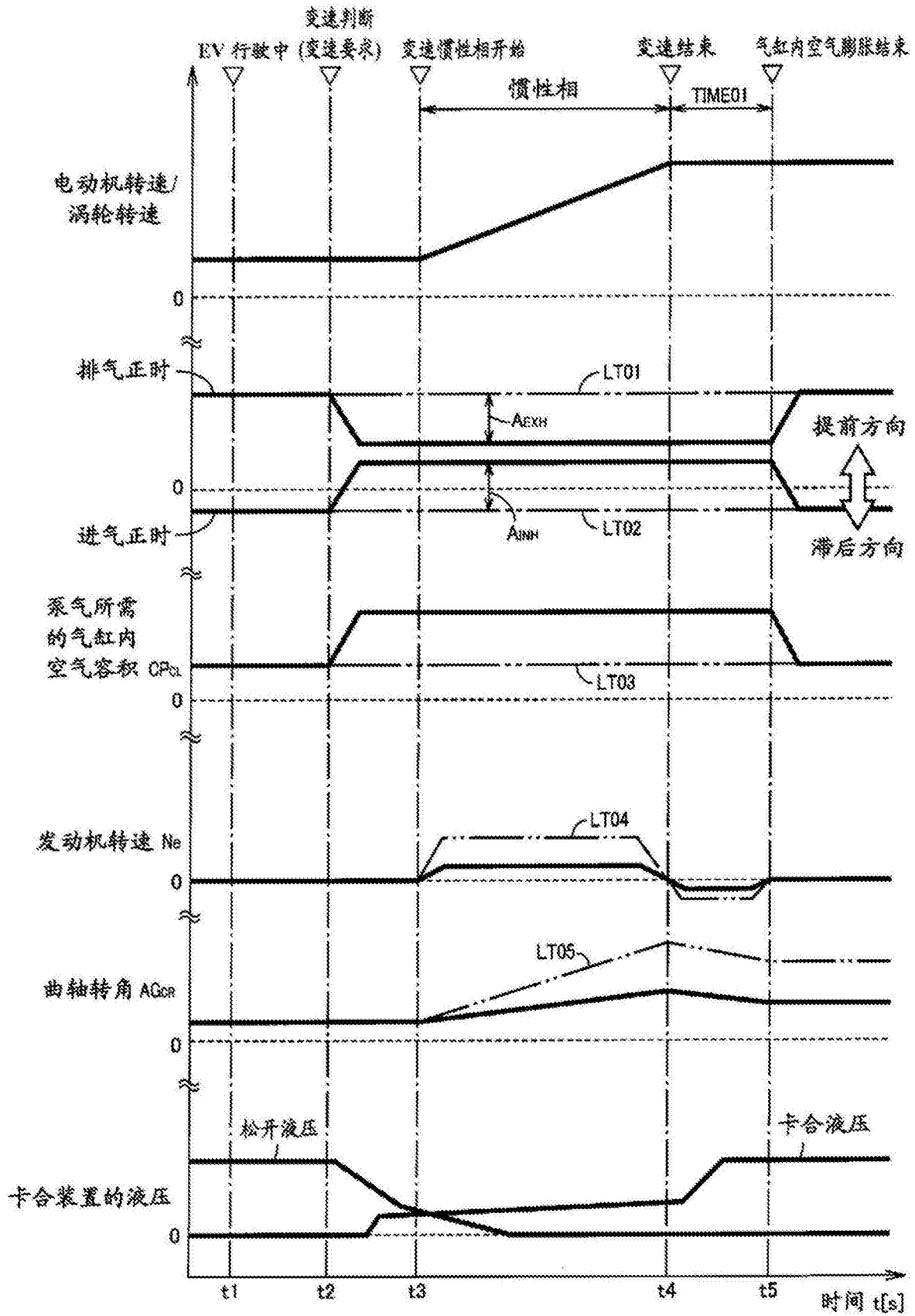


图 10

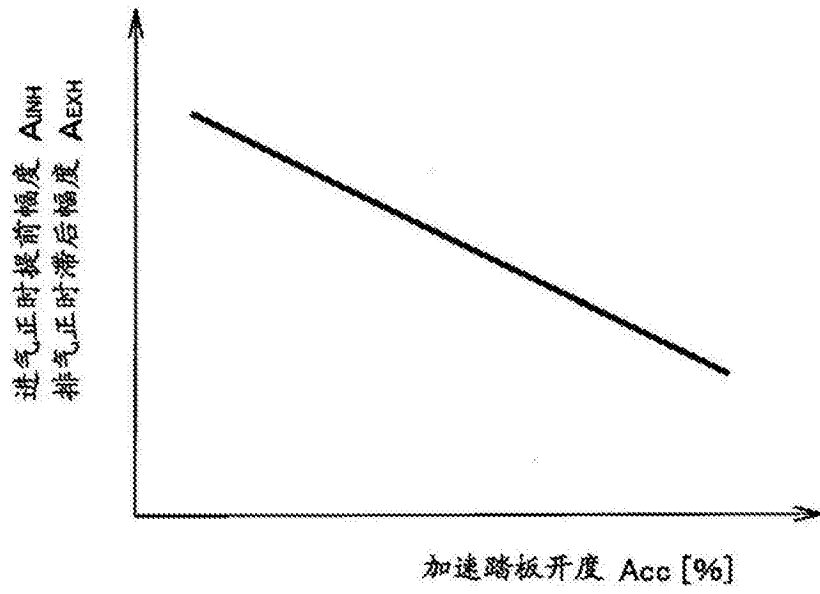


图 11

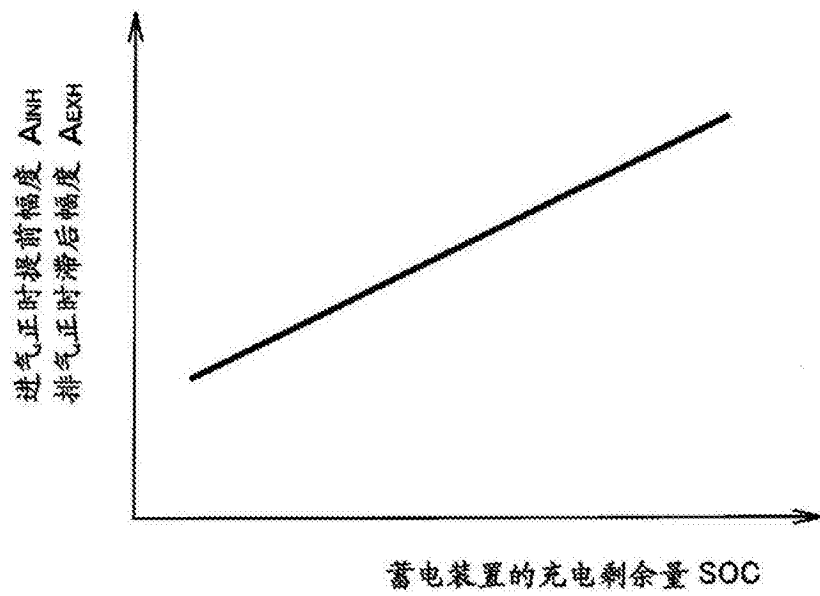


图 12

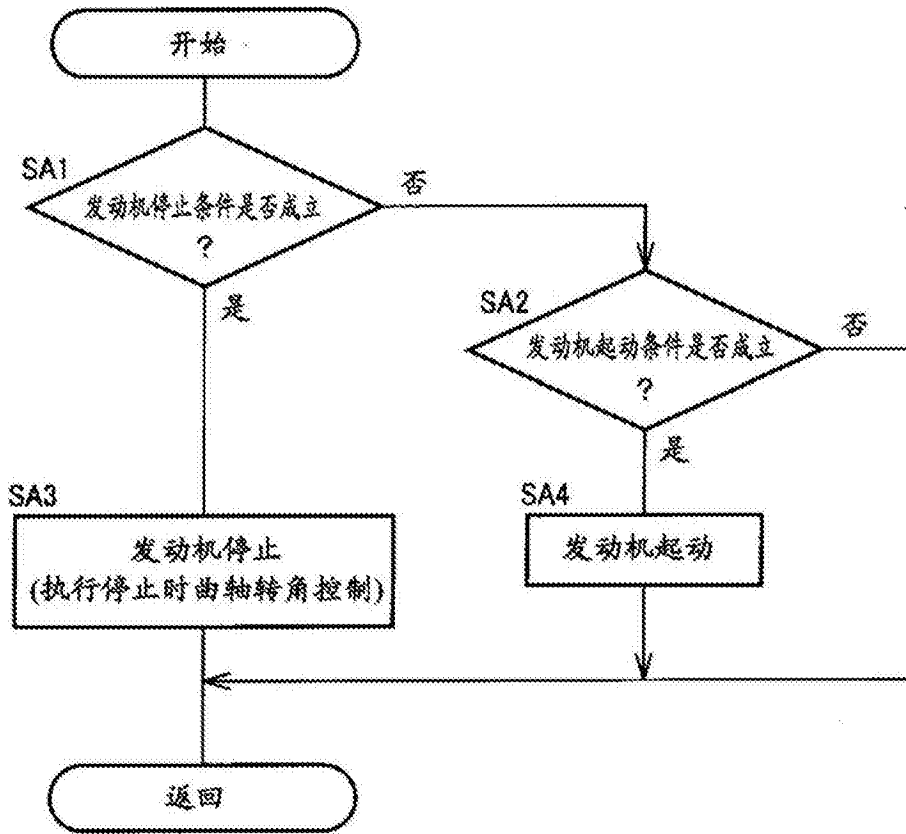


图 13

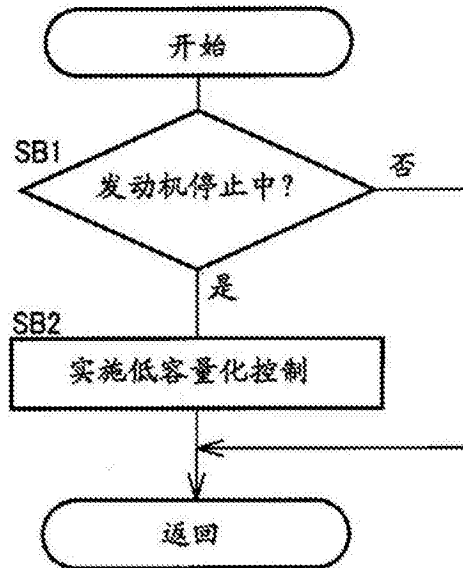


图 14

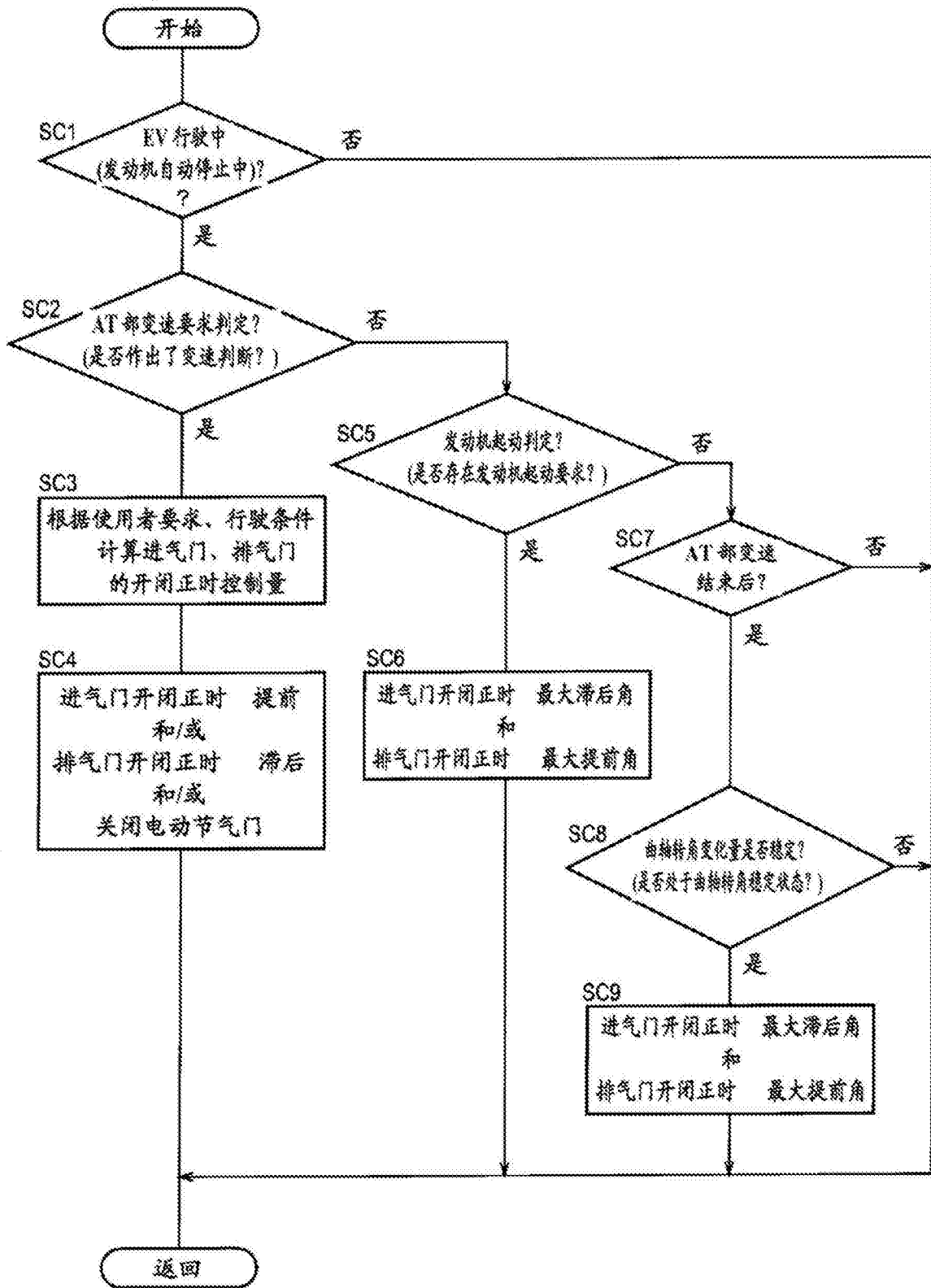


图 15

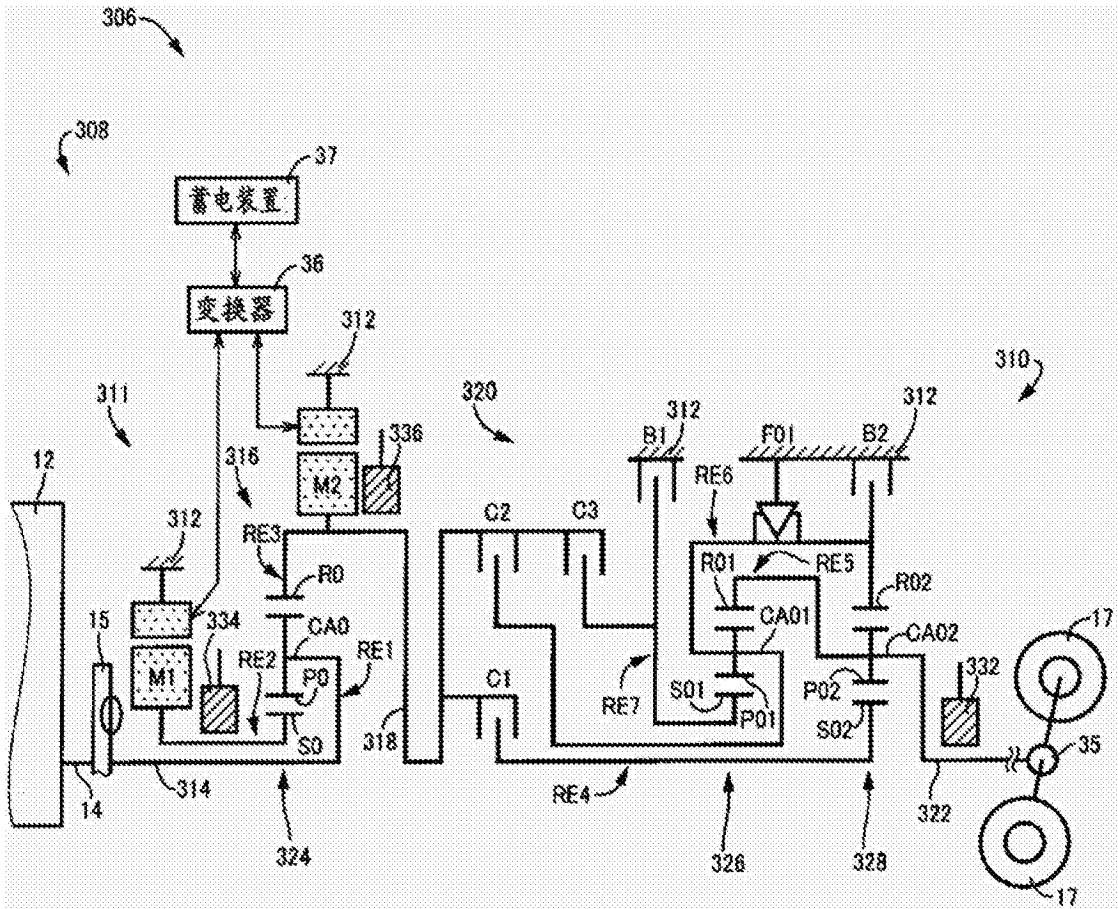


图 16

	C1	C2	C3	B1	B2	F01	变速比	阶梯
1st	○				(○)	○	3.20	阶梯
2nd	○			○			1.86	
3rd	○	○					1.72	
4th		○		○			1.49	
Rev			○		○		2.04	齿数比幅度
N								

图 17

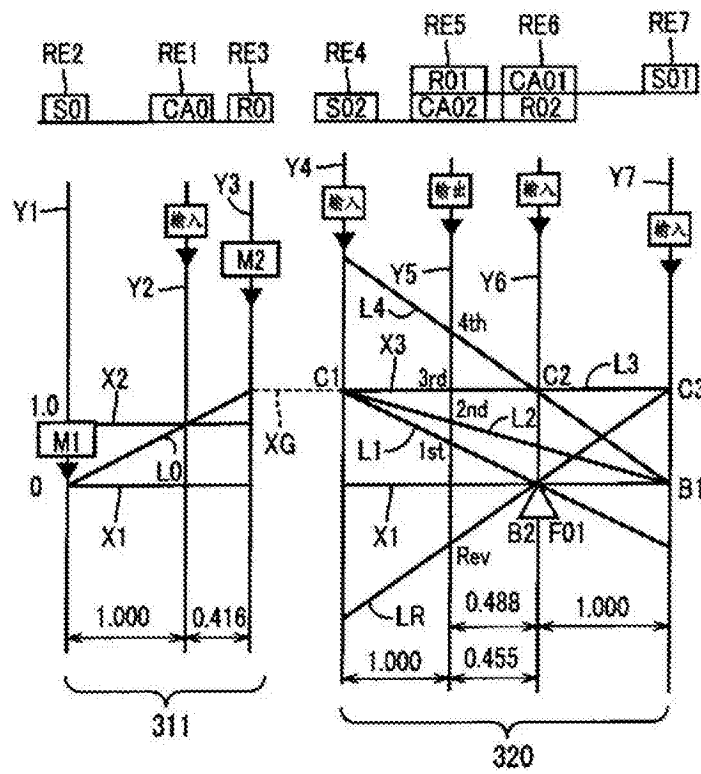


图 18

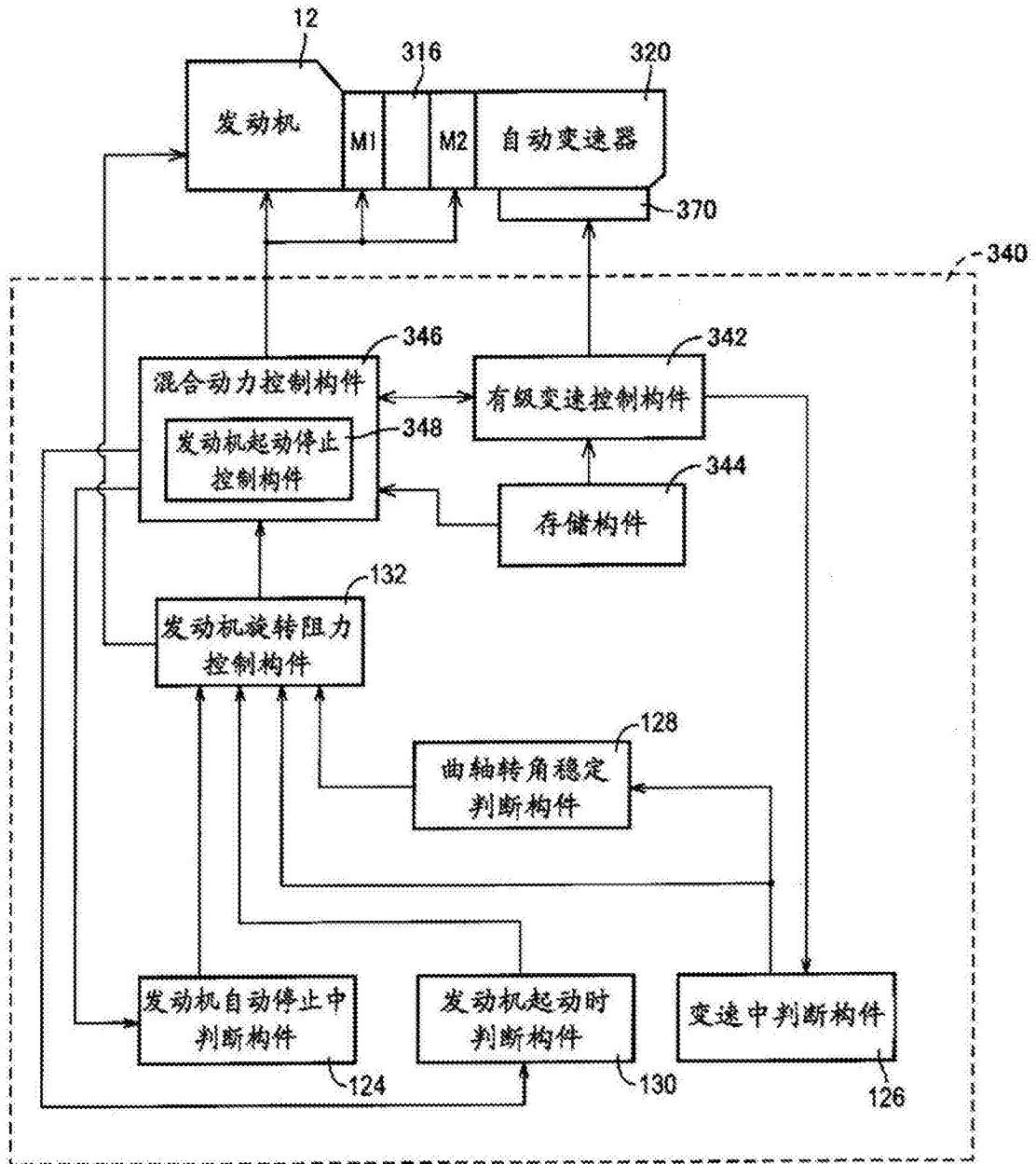


图 19

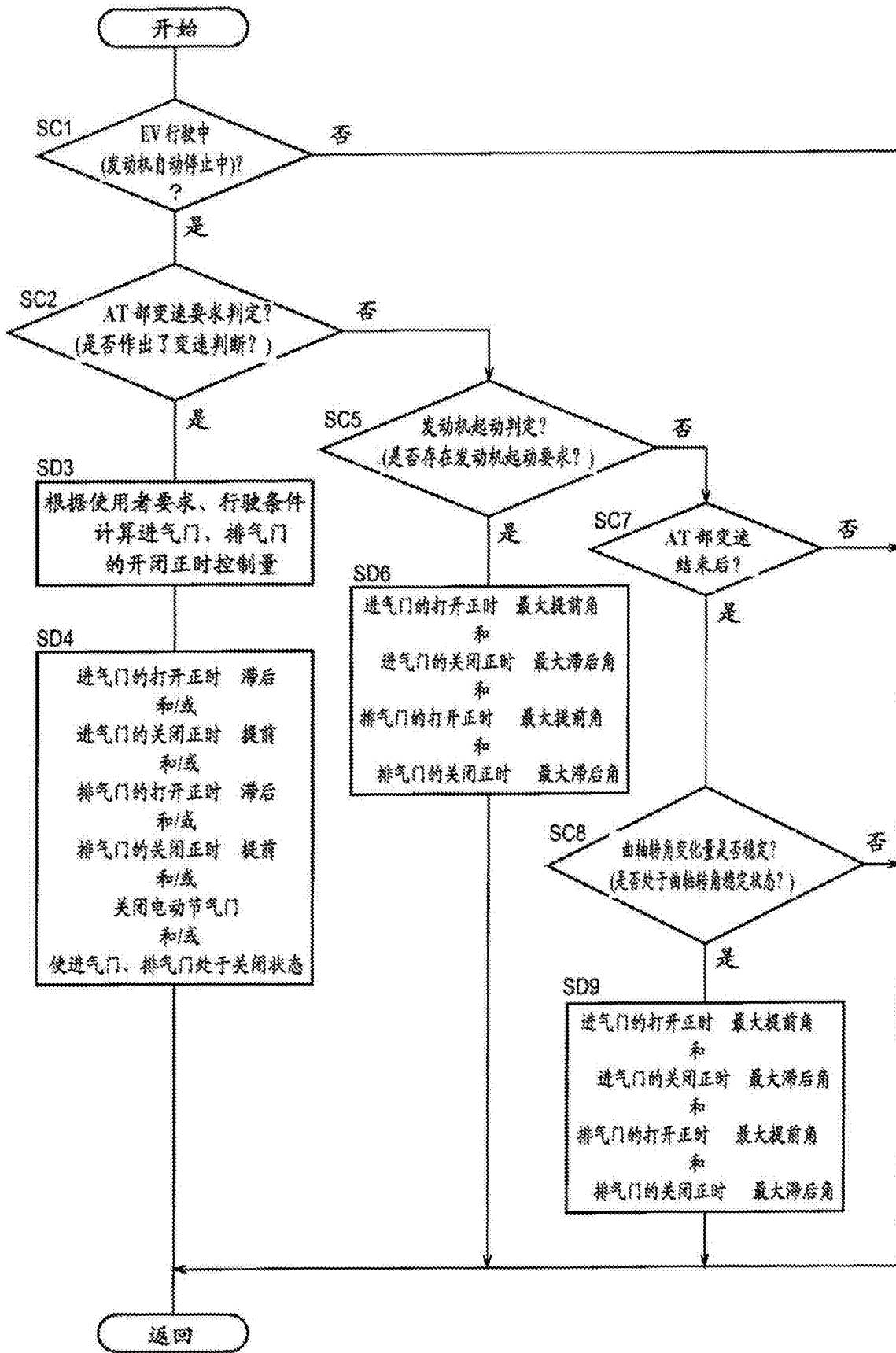


图 20