



## (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 111788378 A

(43) 申请公布日 2020.10.16

(21) 申请号 201780097467.4

(51) Int.Cl.

(22) 申请日 2017.12.22

F02D 23/00 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2020.06.04

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2017/046104 2017.12.22

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02019/123624 JA 2019.06.27

(71) 申请人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

申请人 雷诺股份公司

(72) 发明人 新城崇 滨本高行 木村容康

(74) 专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理  
有限公司 11112

代理人 何立波 张天舒

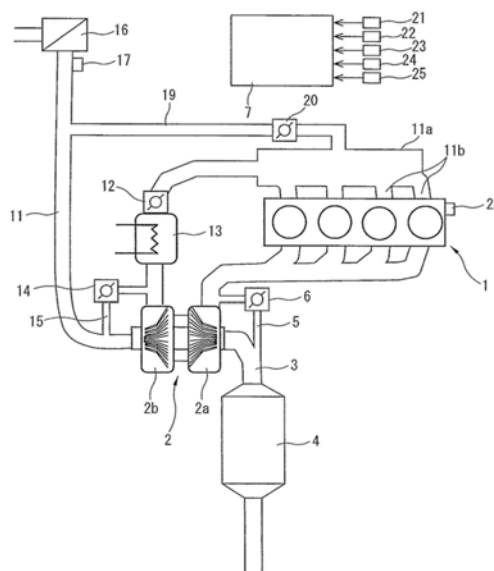
权利要求书1页 说明书5页 附图3页

### (54) 发明名称

内燃机及其控制方法

### (57) 摘要

内燃机(1)具有涡轮增压器(2),并且能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式、与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式。在将节流阀(12)下游的总管(11a)与进气通道(11)的压缩机(2b)的上游侧连通的空气旁通通道(19)中设置有空气旁通阀(20)。在从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时,关闭节流阀(12),并且暂时打开空气旁通阀(20),使总管(11a)内的压力迅速降低。



1. 一种内燃机的控制方法, 该内燃机具有涡轮增压器, 并且在进气通道中的该涡轮增压器的压缩机的下游侧具有节流阀, 并且, 该内燃机能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式、与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式, 在该内燃机的控制方法中,

在从所述稀薄燃烧模式向所述化学计量燃烧模式转换时, 使所述节流阀的开度降低, 并且暂时打开与进气通道中的比所述节流阀更靠下游侧的位置连通的空气旁通阀, 使总管内的进气旁通至所述压缩机的上游侧。

2. 根据权利要求1所述的内燃机的控制方法, 其中,

进一步地, 暂时打开在将进气通道中的所述压缩机的下游侧与上游侧连接的再循环通道设置的再循环阀, 使所述压缩机与所述节流阀之间的进气返回至所述压缩机的上游侧。

3. 根据权利要求1或2所述的内燃机的控制方法, 其中,

进一步地, 将能够对进气阀的开闭时机或者升程量中的至少一方进行变更的可变动阀机构, 暂时控制在体积效率降低的控制位置。

4. 根据权利要求1至3中任一项所述的内燃机的控制方法, 其中,

在从所述稀薄燃烧模式向所述化学计量燃烧模式转换时, 进行点火时机延迟。

5. 一种内燃机, 其具有涡轮增压器, 并且在进气通路中的该涡轮增压器的压缩机的下游侧具有节流阀, 并且, 该内燃机能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式、与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式, 在该内燃机中, 具有:

空气旁通通道, 其从进气通道中的比所述节流阀更靠下游侧的位置至所述压缩机的上游侧;

空气旁通阀, 其对该空气旁通通道进行开闭; 以及  
控制器,

在从所述稀薄燃烧模式向所述化学计量燃烧模式转换时, 所述控制器使所述节流阀的开度降低, 并且暂时打开所述空气旁通阀, 使总管内的进气旁通至所述压缩机的上游侧。

## 内燃机及其控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式，与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式的内燃机以及其控制方法，特别涉及一种为了确保稀薄燃烧模式下的进气量而具有涡轮增压器的内燃机以及其控制方法。

### 背景技术

[0002] 已知一种为了降低燃料消耗率而能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式的内燃机。在专利文献1中公开了一种内燃机，其具有进行使用了涡轮增压器的增压并且将目标空燃比设为稀薄空燃比的增压稀薄燃烧模式、和不进行增压而将目标空燃比设为理论空燃比的无增压化学计量燃烧模式。在这样的内燃机中，在从增压稀薄燃烧模式向无增压化学计量燃烧模式进行了切换时，需要减少吸入至气缸内的进气量。因此，在专利文献1中记载了如下内容，即，在从增压稀薄燃烧模式向无增压化学计量燃烧模式切换时，打开能够将涡轮增压器的压缩机的下游侧与该压缩机的上游侧连通的空气旁通阀，使过量的压缩空气向压缩机的上游侧返回。

[0003] 但是，在专利文献1中成为如下结构，即，节流阀位于涡轮增压器的压缩机的下游侧，压缩空气经由空气旁通阀从上述压缩机与节流阀之间逸出。因此，如果在从增压稀薄燃烧模式向无增压化学计量燃烧模式进行了转换时，为了减少进气量而关闭节流阀，则节流阀下游侧的区域实质上成为密闭空间，无法使其压力经由空气旁通阀逸出。

[0004] 因此，从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时的进气量降低的响应性低，例如会产生暂时的扭矩变动。

[0005] 本发明的目的在于，在从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时迅速地降低进气阀上游的总管内的压力，使得进气不会被过量地取入气缸。

[0006] 专利文献1：日本特开2008-121511号公报

### 发明内容

[0007] 本发明涉及一种内燃机，其具有涡轮增压器并且在该涡轮增压器的压缩机下游侧具有节流阀，并且能够切换为将理论空燃比设为目标空燃比的化学计量燃烧模式与将稀薄空燃比设为目标空燃比的稀薄燃烧模式，在该内燃机中，在从所述稀薄燃烧模式转换成所述化学计量燃烧模式时，使所述节流阀的开度降低，并且暂时打开与所述节流阀的下游侧的位置连通的空气旁通阀，使总管内的进气旁通至所述压缩机的上游侧。

[0008] 这样，通过从节流阀的下游侧经由空气旁通阀使增压进气逸出，从而迅速降低总管内的压力。因此，从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时的进气量降低的响应性变高，抑制了扭矩变动等。

## 附图说明

[0009] 图1是表示成为本发明的一个实施例的内燃机的系统结构的结构说明图。

[0010] 图2是设定了化学计量燃烧运转区域和稀薄燃烧运转区域的控制对应图的说明图。

[0011] 图3是表示从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时的动作的时序图。

## 具体实施方式

[0012] 下面,基于附图详细说明本发明的一个实施例。

[0013] 图1表示成为本发明的一个实施例的内燃机1的系统结构。该实施例具有涡轮增压器2作为增压单元。内燃机1例如是四冲程循环的火花点火式汽油发动机,特别地,成为能够切换为将理论空燃比(即,过量空气系数 $\lambda=1$ )设为目标空燃比的化学计量燃烧模式、与将稀薄空燃比(例如, $\lambda=2$ 附近)设为目标空燃比的稀薄燃烧模式的结构。在稀薄燃烧模式下,与化学计量燃烧模式相比需要更多的空气,以通过涡轮增压器2进行的增压为前提设定目标空燃比。

[0014] 在内燃机1的排气通道3配置有涡轮增压器2的排气涡轮2a,在该排气涡轮2a的下游侧配置有例如使用了三元催化剂的催化转化器4。在排气通道3的更下游侧设置有未图示的排气消声器,排气通道3经由该排气消声器向外部开放。上述涡轮增压器2具有旁通通道5以及废气门阀6,该旁通通道5为了进行增压压力控制而将排气涡轮2a的出口侧与入口侧连通,该废气门阀6对该旁通通道5进行开闭。该废气门阀6成为具有由电动机等构成的未图示的电动致动器、基于来自发动机控制器7的控制信号而通过电动致动器对开度进行控制的结构。

[0015] 在内燃机1的进气通道11配置有上述涡轮增压器2的压缩机2b,在该压缩机2b的下游侧配置有对吸入空气量进行控制的电子控制型的节流阀12。上述节流阀12位于具有较大容积的总管11a的入口侧。在总管11a的下游侧,进气通道11作为分支部11b而分支至各个气缸。上述节流阀12成为具有电致动器、基于后述的加速器踏板开度等而通过发动机控制器7对开度进行控制的结构。

[0016] 在上述压缩机2b与上述节流阀12之间设置有对增压进气进行冷却的中间冷却器13。该中间冷却器13例如是冷却水进行循环的水冷式结构。

[0017] 另外,以将上述压缩机2b的出口侧与入口侧连通的方式设置有具有再循环阀14的再循环通道15。再循环阀14基于来自发动机控制器7的控制信号进行开闭,基本上,在内燃机1减速时即节流阀12突然关闭时被控制为打开状态。由此,被加压的进气经过再循环通道15循环至压缩机2b。

[0018] 在上述进气通道11的上游部配置有空气滤清器16,在该空气滤清器16的下游侧配置有进行吸入空气量的检测的空气流量计17。

[0019] 另外,设置有从进气通道11的节流阀12下游侧的位置至压缩机2b的上游侧为止的空气旁通通道19,并且设置有对该空气旁通通道19进行开闭的空气旁通阀20。在图示的例子中,空气旁通通道19的一端与总管11a连接,另一端与空气流量计17的下游且压缩机2b的上游的位置连接。另外,空气旁通阀20以使得总管11a的实际容积不会不必要地变大的方式,在空气旁通通道19中配置于与总管11a比较近的位置。空气旁通阀20仍然根据来自发动

机控制器7的控制信号进行开闭。

[0020] 内燃机1通过发动机控制器7进行统一控制。除了上述空气流量计17之外,用于检测内燃机转速的曲轴转角传感器21、作为检测驾驶者的扭矩请求的传感器而检测由驾驶者操作的加速器踏板的踩踏量(加速器踏板开度)的加速器开度传感器22、检测总管11a的增压压力(进气压力)的增压压力传感器23、检测排气空燃比的空燃比传感器24、检测冷却水温的水温传感器25等各种传感器类的检测信号被输入至发动机控制器7。发动机控制器7基于这些检测信号,对内燃机1的燃料喷射量、喷射时机以及点火时机、节流阀12的开度、废气门阀6的开度、再循环阀14的开度、空气旁通阀20的开度等进行最佳控制。

[0021] 并且,在本实施例中,具有对进气阀的气门正时(打开时机以及关闭时机)进行变更的可变气门正时机构26,发动机控制器7经由该可变气门正时机构26对进气阀的开闭时机的提前量进行最佳控制。

[0022] 图2表示将内燃机1的扭矩(换言之,负荷)和转速作为参数而设定了应设为化学计量燃烧模式的化学计量燃烧运转区域S、和应设为稀薄燃烧模式的稀薄燃烧运转区域L的控制对应图。该控制对应图与后述的目标空燃比对应图一起预先储存于发动机控制器7的存储装置。稀薄燃烧运转区域L被设定于扭矩比较小的低/中速域。除了稀薄燃烧运转区域L以外的其他区域基本上是化学计量燃烧运转区域S。此外,虽然未详细图示,但在化学计量燃烧运转区域S中,接近完全打开的区域的目标空燃比与理论空燃比相比稍大。这里,稀薄燃烧运转区域L基本上为增压区域。即,通过使用了涡轮增压器2的增压而供给实现作为目标空燃比的稀薄空燃比所需的空气。

[0023] 如果内燃机1的运转条件(扭矩以及转速)处于化学计量燃烧运转区域S内,则使用化学计量空燃比对应图作为目标空燃比对应图,进行将燃料喷射时机、点火时机等设定为适于化学计量燃烧的时机的化学计量燃烧模式下的运转。目标空燃比对应图是通过将目标空燃比分配给由扭矩以及转速确定的各个运转点而得到的对应图,在化学计量燃烧模式所使用的化学计量空燃比对应图中,理论空燃比或者其附近的(能够得到三元催化剂作用的空燃比范围)目标空燃比被分配给各个运转点。此外,化学计量空燃比对应图中的各个运转点的目标空燃比例如可以全部为“14.7”,也可以考虑其他条件而在一部分运转点分配如“14.6”、“14.8”那样不同的值。

[0024] 另一方面,如果内燃机1的运转条件处于稀薄燃烧运转区域L内,则进行使用稀薄空燃比对应图作为目标空燃比对应图并且将燃料喷射时机、点火时机等设定为适于稀薄燃烧的时机的稀薄燃烧模式下的运转。稀薄空燃比对应图是对稀薄燃烧运转区域L的各个运转点分别分配了作为稀薄空燃比的目标空燃比的对应图。这里,在稀薄燃烧模式下成为目标空燃比的“稀薄空燃比”是NO<sub>x</sub>排出量低至某种程度的稀薄侧的空燃比,在一个实施例中,例如,成为“ $\lambda=2$ ”附近的25~33的范围的空燃比。此外,该稀薄空燃比的值只不过是例示,在本发明中,作为稀薄燃烧模式下的稀薄空燃比,只要是与化学计量空燃比对应图中的理论空燃比附近的空燃比范围不连续(换言之,相互分离的数值范围)的稀薄侧的空燃比范围即可。在稀薄空燃比对应图中,各个运转点的目标空燃比的值通常不是固定值,而是与扭矩以及转速相应地设定为稍微不同的值。

[0025] 例如,如果在稀薄燃烧模式下将作为目标空燃比的稀薄空燃比设为相当于“ $\lambda=2$ ”,则与理论空燃比的情况相比,需要2倍的空气。在上述内燃机1中,在稀薄燃烧模式下通

过涡轮增压器2进行的增压确保了所需的进气(新气)的量。因此,在从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时,所需的进气量减半,与此相对,即使节流阀12的开度减小,涡轮增压器2的旋转也不会立即降低,因此产生进气量降低的响应延迟。因此,在上述实施例中,在运转条件从稀薄燃烧运转区域L内转换为化学计量燃烧运转区域S内而进行从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式的切换时,暂时打开空气旁通阀20,使总管11a内的处于增压状态的进气旁通至压缩机2b的上游侧。

[0026] 图3是表示上述实施例的燃烧模式切换时的动作的时序图,对比表示了(a)排气空燃比、(b)增压压力、(c)节流阀12的开度、(d)空气旁通阀20的开度、(e)再循环阀14的开度、(f)废气门阀6的开度、(g)点火时机、(h)扭矩、(i)可变气门正时机构26的控制位置。在该例子中,直至时间 $t_1$ 为止,运转条件处于稀薄燃烧运转区域L内而在稀薄燃烧模式下运转,在时间 $t_1$ 从稀薄燃烧运转区域L向化学计量燃烧运转区域S转换,与此相伴进行向化学计量燃烧模式的切换。

[0027] 直至时间 $t_1$ 为止,目标空燃比是例如相当于“ $\lambda=2$ ”的稀薄空燃比,如果在时间 $t_1$ 转换为化学计量燃烧运转区域S,则切换成化学计量燃烧模式,目标空燃比成为理论空燃比。由于伴随着该目标空燃比的变化而所需的进气量减小,因此节流阀12的开度减小。但是,由于涡轮增压器2的旋转不会立即降低,因此在没有采取任何对策的情况下,总管11a内的增压压力如(b)栏中虚线所示那样缓慢地降低。与此相对,在上述实施例中,如(d)栏所示,空气旁通阀20暂时打开,使总管11a内的增压压力向压缩机2b的上游侧释放。由此,位于节流阀12下游侧的总管11a内的压力、进而进气阀紧前的压力如(b)栏的实线所示迅速降低。

[0028] 另外,如(e)栏所示,暂时打开再循环阀14的开度,使压缩机2b的出口侧与入口侧连通,由此,节流阀12上游侧的进气压力降低。并且,如(f)栏所示,废气门阀6的开度增大(例如完全打开),由此涡轮增压器2的转速降低。此外,在涡轮增压器2是可变喷嘴型的情况下,也可以通过可变喷嘴的控制而抑制涡轮增压器2的旋转。

[0029] 空气旁通阀20以及再循环阀14分别在规定时间内(或者经过规定循环后)恢复为关闭状态。废气门阀6在规定时间内(或者经过规定循环后)恢复至与运转条件(换言之请求增压压力)相应的开度,但在本例中,在时间 $t_1$ 转换后的运转点处于非增压区域,废气门阀6保持打开状态不变。

[0030] 通过这样的空气旁通阀20的控制等,燃烧模式切换时的进气量降低的响应性变高,如(a)栏所示,能够使排气空燃比从相当于“ $\lambda=2$ ”的排气空燃比阶段性地变化为相当于理论空燃比。由此,抑制了因中间的排气空燃比导致的过渡性的 $\text{NO}_x$ 的增加。

[0031] 此外,在内燃机1不具有再循环阀14的情况下,当然不进行燃烧模式切换时的再循环阀14的打开动作。

[0032] 另外,在图示的例子中,为了抑制由于进气量降低的响应延迟而引起的过渡性的扭矩上升(与请求扭矩相比,实际扭矩的上升),在燃烧模式切换时,执行如(g)栏所示的暂时的点火时机的延迟控制。由于这样的点火时机延迟而扭矩降低,因此能够抑制过渡性的扭矩上升。在时间 $t_1$ 延迟了的点火时机在规定时间内(或者经过规定循环后)恢复至与运转条件相应的点火时机。并且,进气阀开闭时机通过可变气门正时机构26而暂时延迟。即,成为进气阀关闭时机比下止点较大地延迟的所谓延迟关闭状态,由此,体积效率降低。因此,

即使总管11a内的增压压力相同,实际吸入气缸内的进气量也会变少。可变气门正时机构26在规定时间内(或者经过规定循环后)恢复至与运转条件相应的提前位置。因此,实现了抑制因模式切换时增压压力降低的延迟而引起的扭矩上升。这里,图示的例子表示伴随请求扭矩的降低(换言之加速器踏板开度的减小)而从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换的例子,因此,(h)栏所示的扭矩在时间 $t_1$ 以后与请求扭矩对应地变低。

[0033] 此外,上述点火时机的延迟控制以及可变气门正时机构26的控制也能够省略。

[0034] 另外,作为可变动阀机构也可以具有能够变更进气阀的升程量的可变气门升程机构,在该情况下,在从稀薄燃烧模式向化学计量燃烧模式转换时,仍然以体积效率降低的方式减小升程量即可。也可以是进气阀的开闭时机以及升程量双方均变化的可变动阀机构。

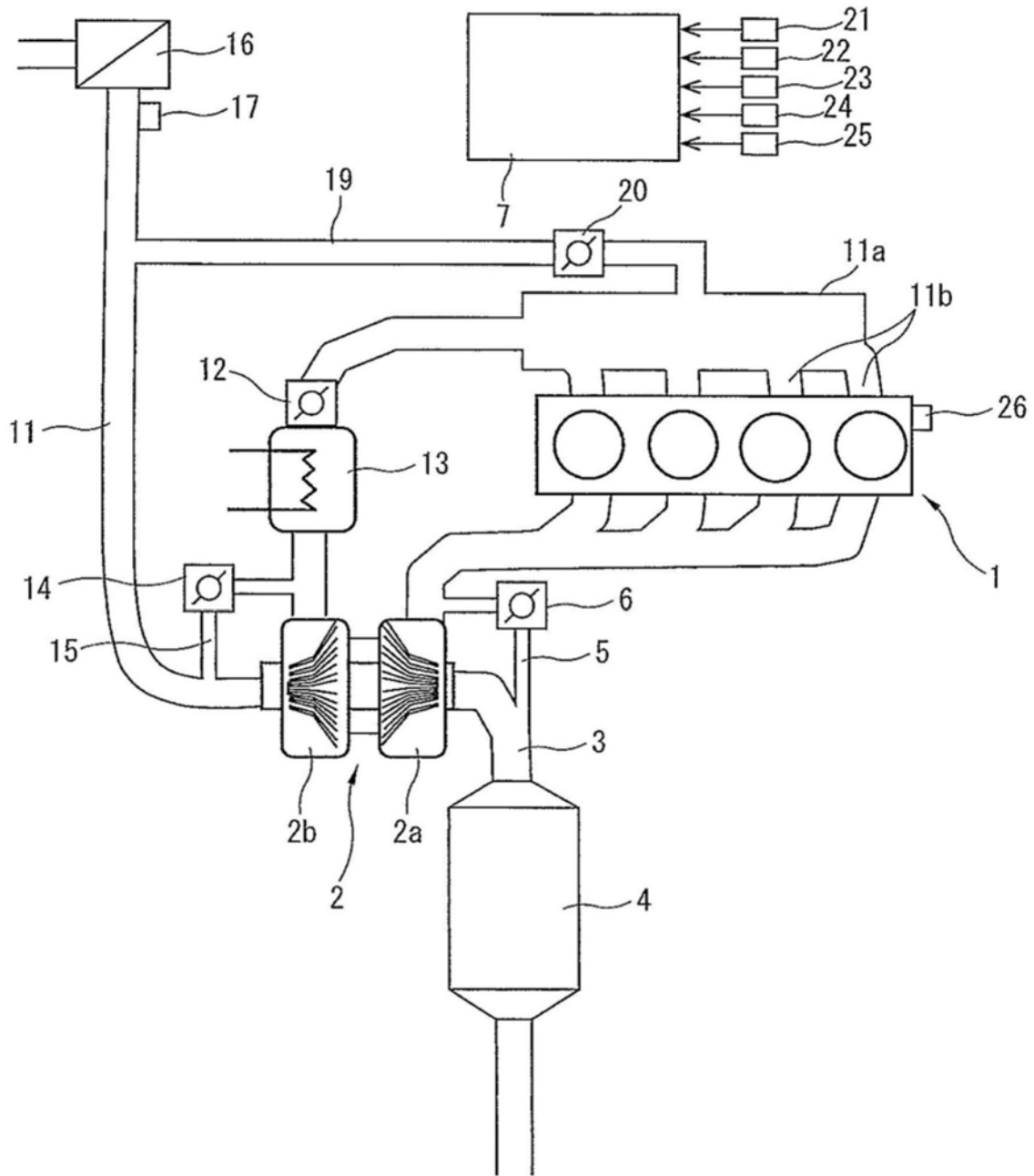


图1



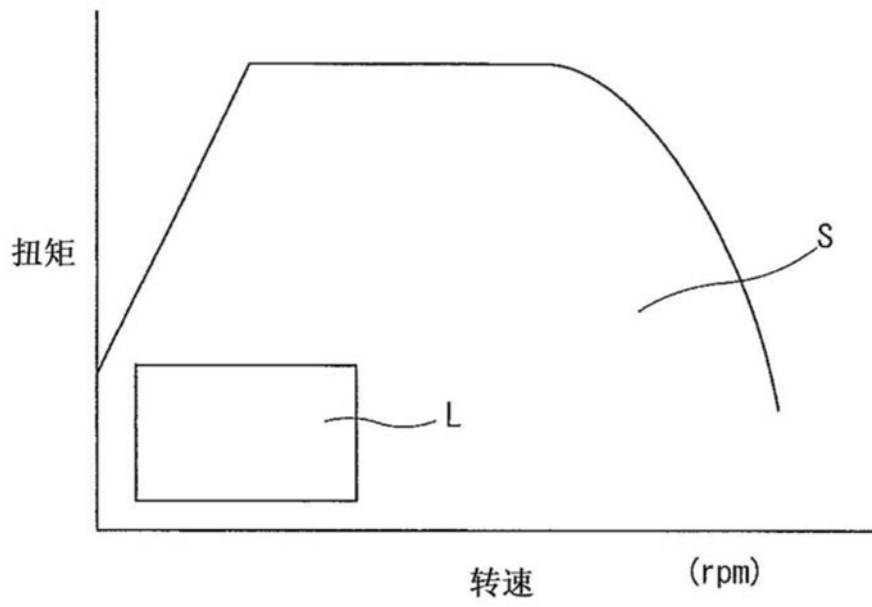


图2

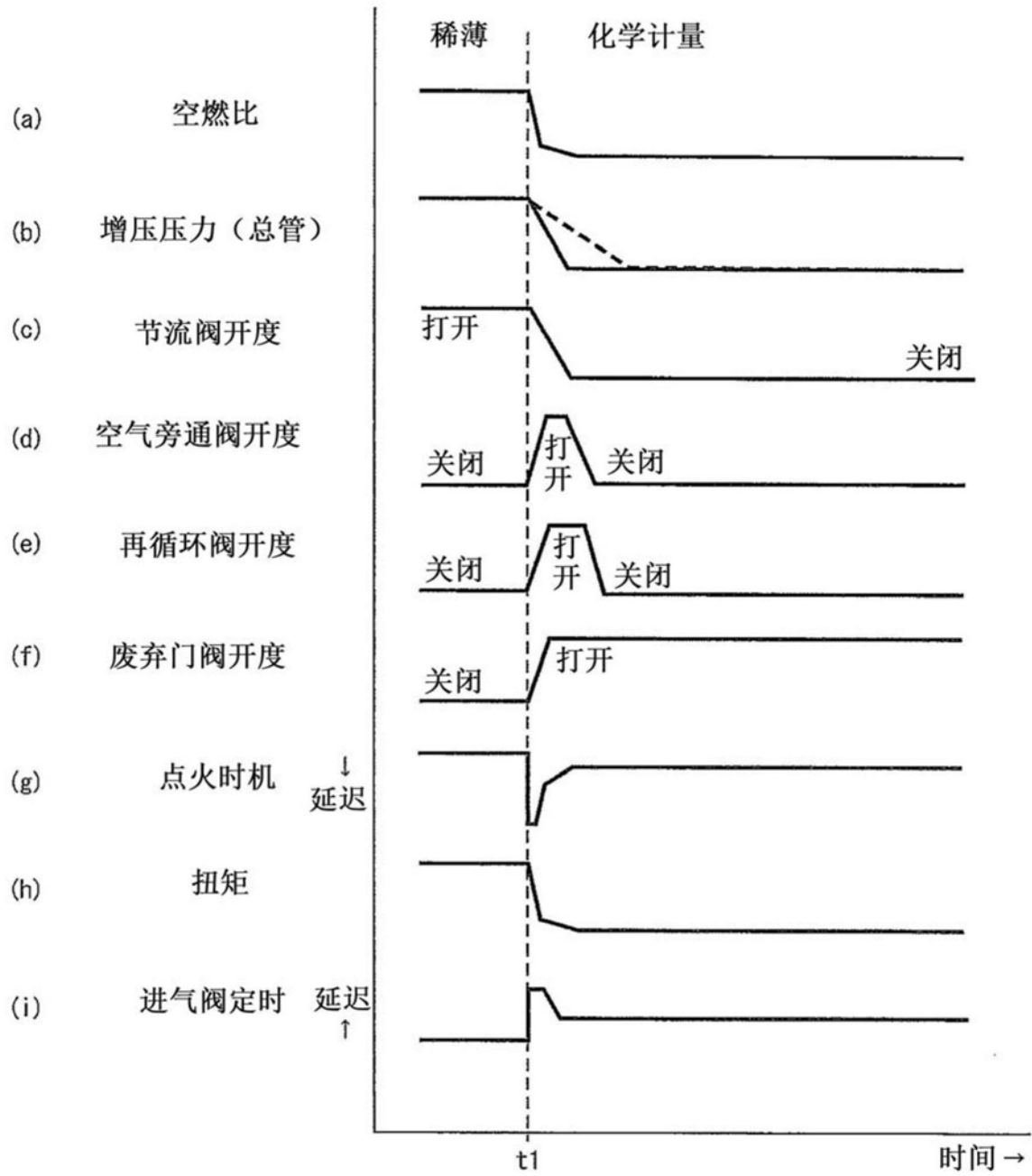


图3