



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105683541 B

(45)授权公告日 2018.11.02

(21)申请号 201480059863.4

(22)申请日 2014.10.23

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105683541 A

(43)申请公布日 2016.06.15

(30)优先权数据
2013-224533 2013.10.29 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2016.04.29

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2014/005380 2014.10.23

(87)PCT国际申请的公布数据
W02015/064065 JA 2015.05.07

(73)专利权人 马自达汽车株式会社
地址 日本国广岛县安芸郡府中町新地3番1号

(72)发明人 长津和弘 井上淳 松本浩太
神长隆史 宫本亨 养祖隆

(74)专利代理机构 上海市华诚律师事务所
31210
代理人 张丽颖 高永志

(51)Int.Cl.
F02D 41/00(2006.01)
F02D 41/30(2006.01)
F02M 25/12(2006.01)

(56)对比文件
JP 2009197740 A,2009.09.03,
CN 102374059 A,2012.03.14,
CN 103061909 A,2013.04.24,
CN 101925730 A,2010.12.22,
审查员 林秀霞

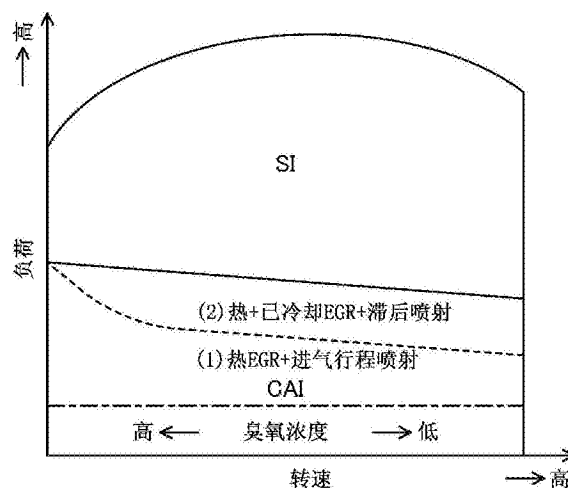
权利要求书1页 说明书13页 附图9页

(54)发明名称

压缩点火式发动机的控制装置

(57)摘要

压缩点火式发动机的控制装置包括控制器，该控制器构成为：在发动机主体的运转状态处于压缩点火区域时，使气缸内的混合气进行压缩点火燃烧而让发动机主体运转。当发动机主体的运转状态处于压缩点火区域中的低于规定负荷的低负荷区域内时，控制器将由燃料喷射阀喷射燃料的燃料喷射时刻设定在压缩行程前半部分以前，并且利用臭氧生成器将臭氧引入气缸内。当发动机主体的运转状态处于低负荷区域内时，控制器还使高速侧的臭氧浓度比低速侧低。



1. 一种压缩点火式发动机的控制装置,该压缩点火式发动机的控制装置包括发动机主体、燃料喷射阀、臭氧生成器以及控制器,

所述发动机主体具有气缸,

所述燃料喷射阀构成为:直接向所述气缸内喷射燃料,

所述臭氧生成器构成为:生成被引入所述气缸内的臭氧,

所述控制器构成为:当所述发动机主体的运转状态处于事先设定好的压缩点火区域时,让所述气缸内的混合气进行压缩点火燃烧,由此而让所述发动机主体运转,该压缩点火式发动机的控制装置的特征在于:

当所述发动机主体的运转状态处于所述压缩点火区域中的低于规定负荷的低负荷区域内时,所述控制器将由所述燃料喷射阀喷射燃料的燃料喷射时刻设定在压缩行程前半部分以前,并且利用所述臭氧生成器将臭氧引入所述气缸内;

当所述发动机主体的运转状态处于所述低负荷区域内时,所述控制器使高速侧的臭氧浓度比低速侧低。

2. 根据权利要求1所述的压缩点火式发动机的控制装置,其特征在于:

该压缩点火式发动机的控制装置进一步包括内部废气再循环系统,该内部废气再循环系统构成为:控制所述发动机主体的进气阀和排气阀的打开和关闭,由此而让废气回流到所述气缸内,

当所述发动机主体的运转状态处于所述低负荷区域内时,所述控制器利用所述内部废气再循环系统让所述废气回流到所述气缸内,并且使所述废气量与所述气缸内的所有气体量之比即废气再循环率在规规定值以上。

3. 根据权利要求2所述的压缩点火式发动机的控制装置,其特征在于:

所述内部废气再循环系统构成为:至少调节所述排气阀的关闭时刻来在排气行程和进气行程设置所述排气阀和所述进气阀都关闭的时间,由此而让所述废气的一部分残留在所述气缸内。

4. 根据权利要求2所述的压缩点火式发动机的控制装置,其特征在于:

所述内部废气再循环系统构成为:在进气行程中的所述进气阀的打开时间内将所述排气阀打开,或者在排气行程中的所述排气阀的打开时间内将所述进气阀打开,由此而让所述废气回流到所述气缸内。

5. 根据权利要求2到4中任一项权利要求所述的压缩点火式发动机的控制装置,其特征在于:

该压缩点火式发动机的控制装置进一步包括外部废气再循环系统,所述外部废气再循环系统构成为:经由连通所述发动机主体的排气通路和进气通路的废气再循环通路,让温度低于由所述内部废气再循环系统回流的所述废气的低温废气回流到所述气缸内,

当所述发动机主体的运转状态处于所述压缩点火区域中的所述规定负荷以上的高负荷区域内时,所述控制器至少利用所述外部废气再循环系统让所述低温废气回流到所述气缸内。

压缩点火式发动机的控制装置

技术领域

[0001] 这里所公开的技术涉及一种压缩点火式发动机的控制装置。

背景技术

[0002] 例如专利文献1中记载了以下发动机,该发机构成为:当发动机的运转状态处于低转速低负荷的规定区域时进行压缩点火燃烧。而且,该发动机在进行压缩点火燃烧的区域设置夹着排气上止点将进气阀和排气阀双方都关闭的时间(即,负重叠时间)而将废气中的一部分引入气缸内(准确地讲,将废气中的一部分封闭在气缸内)。专利文献1中还记载了以下内容:通过根据发动机负荷的高低来调节排气阀的关闭时刻,发动机的负荷越低,就使被引入气缸内的内部废气再循环(EGR:Exhausted Gas Recycle)气体越多。因为内部EGR气体的温度相对较高,所以被引入气缸内的内部EGR气体越多,压缩开始温度和压缩上止点温度就越高,发动机负荷低时的压缩点火的点火性和压缩点火燃烧的稳定性的提高。

[0003] 专利文献2中还记载了以下发动机,该发机构成为:当该发动机的运转状态处于低转速低负荷的规定运转区域时,让气缸内的混合气进行压缩点火燃烧。该发机构成为:在进行压缩点火燃烧的运转区域将臭氧和新鲜空气一起引入气缸内。专利文献2中还记载了以下内容:发动机负荷越低,就使被引入气缸内的臭氧引入量越多,由此来提高压缩点火的点火性和燃烧稳定性。

[0004] 专利文献1:日本公开专利公报特开2009-197740号公报

[0005] 专利文献2:日本公开专利公报特开2002-276404号公报

发明内容

[0006] -发明要解决的技术问题-

[0007] 在专利文献2所记载的发动机中,发动机转速越高,就使臭氧引入量越多。但是,因为发动机转速越高,每单位时间的进气流量就越多,所以如果要在发动机转速高时增大臭氧引入量,臭氧生成器的功耗就会大幅度增加。这就有可能导致耗油量增加。

[0008] 这里所公开的技术正是为解决上述问题而完成的。其目的在于:抑制在规定区域进行压缩点火燃烧的压缩点火式发动机因引入臭氧而导致功耗增加。

[0009] -用于解决技术问题的技术方案-

[0010] 这里所公开的技术涉及一种压缩点火式发动机的控制装置。该压缩点火式发动机的控制装置包括发动机主体、燃料喷射阀、臭氧生成器以及控制器。所述发动机主体具有气缸;所述燃料喷射阀构成为直接向所述气缸内喷射燃料;所述臭氧生成器构成为生成被引入所述气缸内的臭氧;所述控制器构成为:当所述发动机主体的运转状态处于事先设定好的压缩点火区域时,让所述气缸内的混合气进行压缩点火燃烧,由此而让所述发动机主体运转。

[0011] 当所述发动机主体的运转状态处于压缩点火区域中的低于规定负荷的低负荷区域内时,所述控制器将由所述燃料喷射阀喷射燃料的燃料喷射时刻设定在压缩行程前半部

分以前,并且利用所述臭氧生成器将臭氧引入所述气缸内;当所述发动机主体的运转状态处于所述低负荷区域内时,所述控制器使高速侧的臭氧浓度比低速侧低。

[0012] 这里,“压缩行程前半部分”可以是当相对于曲轴转角的旋转方向将压缩行程二等分为前半部分和后半部分时的前半部分,“压缩行程前半部分以前”包含压缩行程前半部分和进气行程。

[0013] “低于规定负荷的低负荷区域”指的是,因发动机负荷低,伴随于此,气缸内的温度低,故压缩点火的点火性和燃烧稳定性有可能降低那样的负荷区域。低负荷区域是为了可靠地确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性而需要采取某些措施的区域。

[0014] 根据上述构成方式,当发动机主体的运转状态处于进行压缩点火燃烧的压缩点火区域中的低于规定负荷的低负荷区域内时,将由燃料喷射阀喷射燃料的燃料喷射时刻设定在压缩行程前半部分以前。通过在较早的时刻喷射燃料而形成均匀的混合气,该均匀混合气就会在压缩上止点附近进行压缩点火燃烧。

[0015] 当发动机主体的运转状态处于所述低负荷区域内时,将由臭氧生成器生成的臭氧引入气缸内。这里,“臭氧生成器”可以采用以下构成方式:例如设置在进气通路上,且向被引入气缸内的新鲜空气添加臭氧;或者利用已被引入气缸内的新鲜空气在气缸内生成臭氧。通过将臭氧引入气缸内,在低负荷区域内压缩点火的点火性和燃烧稳定性也会提高。

[0016] 在上述构成方式下,当发动机主体的运转状态处于低负荷区域内的高速侧时,使臭氧浓度比处于低速侧时低。这里,可以让臭氧浓度相对于发动机主体转速的高低连续性或阶段性地变化。例如,可以根据发动机转速的高低将低负荷区域分为多个区域,对该每个转速区域设定臭氧浓度。

[0017] 与发动机主体的转速低即低速时相比,发动机主体的转速高时每单位时间内产生的热量多,伴随于此气缸内的温度相对升高。因此,压缩点火的点火性和燃烧稳定性有可能比低速时高。于是,在上述构成方式下,使发动机主体的运转状态处于高速侧时的臭氧浓度比处于低速侧时低。这样做以后,当发动机主体的运转状态处于低负荷区域内时,在整个转速区域内都能够确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性。另一方面,在高速侧使臭氧浓度低了多少,臭氧生成器的功耗就会相应地减少多少。

[0018] 可以是这样的,所述压缩点火式发动机的控制装置进一步包括内部废气再循环系统,该内部废气再循环系统构成为:控制所述发动机主体的进气阀和排气阀的打开和关闭,由此而让废气回流到所述气缸内。当所述发动机主体的运转状态处于所述低负荷区域内时,所述控制器利用所述内部废气再循环系统让所述废气回流到所述气缸内,并且使所述废气量与所述气缸内的所有气体量之比即废气再循环率在规定值以上。

[0019] 因为内部EGR系统将废气中的一部分实质上封闭在气缸内,所以开始压缩时的气缸内的温度变得比较高,伴随于此,压缩上止点温度也变得比较高。

[0020] 在上述构成方式下,当发动机主体的运转状态处于低负荷区域内时,由内部EGR系统让废气回流到气缸内,故压缩开始温度和压缩上止点温度分别升高。这有利于提高压缩点火的点火性和燃烧稳定性,从而能够减少被引入气缸内的臭氧量。这有利于减少臭氧生成器的功耗。

[0021] 可以是这样的,所述内部废气再循环系统构成为:至少调节所述排气阀的关闭时刻来设置所述排气阀和所述进气阀夹着排气上止点一起关闭的时间,由此而让所述废气回

流到所述气缸内。

[0022] 也就是说,内部EGR系统可以通过设定所谓的负重叠时间将废气中的一部分封闭在气缸内。这里,在负重叠时间内,封闭在气缸内的废气被压缩,故会导致开始压缩时的温度因通过气缸壁面放热而降低。但是,尽管这样的温度降低在发动机主体转速低时会有某种程度的增大,但因为在发动机主体转速高而使得每个循环的时间短时,几乎不散热,所以几乎不会产生开始压缩时的温度降低。也就是说,在发动机主体的转速高时,能够利用开始压缩时的高温和伴随于此的高压缩上止点温度来确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性,因此而能够使臭氧浓度低。这有利于减少臭氧生成器的功耗。

[0023] 可以是这样的,所述内部废气再循环系统构成为:在所述进气阀或所述排气阀的打开时间内将所述排气阀或所述进气阀打开,由此而让所述废气回流到所述气缸内。

[0024] 也就是说,该构成方式下的内部EGR系统通过以下所谓的排气的二次打开或所谓的进气的二次打开让废气中的一部分回流到气缸内。上述所谓的排气的二次打开的具体情况如下:通过在进气阀的打开时间内再次将排气阀打开,从而将在排气行程中暂时排出到排气道的废气中的一部分再次引入气缸内。上述所谓的进气的二次打开的具体情况如下:通过在排气阀的打开时间内将进气阀打开一次,从而在排气行程中将废气中的一部分排出到进气道中,在进气行程中将该废气与新鲜空气一起引入气缸内。因为上述排气的二次打开或进气的二次打开与设置上述负重叠时间的构成方式不同,在排气行程中不进行压缩,所以不会导致冷却损失增大。其结果是,能够使开始压缩时的温度相对较高。这能够使压缩上止点温度升高,从而有利于提高压缩点火的点火性和燃烧稳定性。这也能够降低臭氧浓度,从而能够减少臭氧生成器的功耗。

[0025] 可以是这样的,该压缩点火式发动机的控制装置进一步包括外部废气再循环系统,所述外部废气再循环系统构成为:经由连通所述发动机主体的排气通路和进气通路的废气再循环通路,让温度低于由所述内部废气再循环系统回流的所述废气的低温废气回流到所述气缸内,当所述发动机主体的运转状态处于所述压缩点火区域中的所述规定负荷以上的高负荷区域内时,所述控制器至少利用所述外部废气再循环系统让所述低温废气回流到所述气缸内。

[0026] 当发动机主体的运转状态处于压缩点火区域中的规定负荷以上的高负荷区域内时,因为发动机主体的负荷较高,所以气缸内的温度也变高。因此,即使不将臭氧引入气缸内,也能够充分地确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性。另一方面,如果气缸内的温度过高,气缸内的压力上升(即, dP/dt)伴随着压缩点火燃烧就会变得陡峭,而会出现燃烧噪音的问题。

[0027] 因此,在上述构成方式下,当发动机主体的运转状态处于高负荷区域内时,至少利用外部废气再循环系统让温度低于由内部废气再循环系统回流的所述废气的低温废气回流到气缸内。这样一来,就能够防止气缸内的温度过高,从而能够避免气缸内的压力上升伴随着压缩点火燃烧变得陡峭。也就是说,能够避免燃烧噪音。

[0028] -发明的效果-

[0029] 如上所述,当发动机主体的运转状态处于压缩点火区域中的低负荷区域内时,上述压缩点火式发动机的控制装置通过使高速侧的臭氧浓度比低速侧低,既能够在整个转速区域内确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性,又能够减少臭氧生成器的功耗。

附图说明

- [0030] 图1是示出压缩点火式发动机的结构的简图。
- [0031] 图2是与压缩点火式发动机的控制有关的方框图。
- [0032] 图3是放大示出燃烧室的剖视图。
- [0033] 图4是示例性地示出臭氧生成器的结构的概念图。
- [0034] 图5示例性地示出控制发动机运转的控制图表。
- [0035] 图6A是在CAI模式下进行进气行程喷射时的燃料喷射时刻之一例和CAI燃烧下伴随于此的放热率的示例。
- [0036] 图6B是在CAI模式下进行高压滞后喷射时的燃料喷射时刻之一例和CAI燃烧下伴随于此的放热率的示例。
- [0037] 图7是示例性地示出EGR率(废气再循环率)与发动机负荷的高低之间的关系和被引入气缸内的臭氧浓度与发动机负荷的高低之间的关系的关系的图。
- [0038] 图8是和结构与图2不同的压缩点火式发动机的控制相关的方框图。
- [0039] 图9是构成为能够切换大移动量和小移动量的进气阀的移动量曲线的示例、和构成为能够切换正常的打开动作和在进气行程时再次打开的特殊动作的排气阀的移动量曲线的示例。

具体实施方式

[0040] 下面参照附图对压缩点火式发动机的控制装置的实施方式做说明。以下说明的优选实施方式是示例。图1、图2示出发动机(发动机主体)1的大致结构。该发动机1安装在车辆上,并且是接收至少含有汽油的燃料的火花点火式汽油发动机。发动机1具有:设置有多个气缸18的气缸体11(其中,图1中仅图示出一个气缸,例如为四气缸直列设置)、设置在该气缸体11上的气缸盖12、以及设置在气缸体11的下侧且贮存润滑油的油盘13。活塞14嵌插在各气缸18内能够做往复运动,活塞14经由连杆142与曲轴15相连结。在活塞14的顶面上形成有与柴油发动机的凹形燃烧室形状一样的腔室141。当活塞14位于压缩上止点附近时,腔室141与后述的喷油器67相对。由气缸盖12、气缸18以及具有腔室141的活塞14划分出燃烧室19。此外,燃烧室19的形状并不限于图示的形状。例如腔室141的形状、活塞14的顶面形状以及燃烧室19顶部的形状等都可以适当地改变。

[0041] 出于提高理论热效率和实现后述的压缩点火燃烧的稳态化等目的,该发动机1的几何压缩比被设定为15以上的较高几何压缩比。此外,只要在15以上20以下左右的范围内对几何压缩比做适当的设定即可。

[0042] 在气缸盖12上针对每一个气缸18分别形成有进气道16和排气道17。在进气道16上设置有将燃烧室19侧的开口打开、关闭的进气阀21;在排气道17上设置有将燃烧室19侧的开口打开、关闭的排气阀22。

[0043] 在对进气阀21和排气阀22分别进行驱动的气门传动机构中排气侧气门传动机构上,设置有能够改变排气凸轮轴相对于曲轴15的旋转相位的可变气门正时机构(以下记作VVT:Variable Valve Timing)75。VVT75只要适当地采用液压式、电磁式或机械式公知构造即可,省略图示其详细构造。排气阀22能够利用VVT75让其打开时刻和关闭时刻在规定范围

内连续地变化。

[0044] 与包括VVT75的排气侧气门传动机构一样,在进气侧气门传动机构上设置有VVT72,如图2所示。与排气侧的VVT75一样,进气侧的VVT72只要适当地采用液压式、电磁式或者机械式公开构造即可,省略图示其详细构造。进气阀21也能够利用VVT72让其打开时刻和关闭时刻在规定范围内连续地变化。

[0045] 详情后述,进气阀21和排气阀22的打开时间根据发动机的运转状态进行切换,特别是在进行与内部EGR相关的控制之际,在排气行程和进气行程设置让进气阀21和排气阀22双方都关闭的负重叠时间,而让已燃气体中的一部分残留在气缸18内。

[0046] 在气缸盖12上针对每一个气缸18都安装有直接向气缸18内喷射燃料(直喷式样)的喷油器67。如图3放大所示,喷油器67被设置成其喷口从燃烧室19顶面的中央部分面向该燃烧室19内部。喷油器67在对应于发动机1的运转状态而设定的喷射时刻将量与发动机1的运转状态相对应的燃料直接喷到燃烧室19内。在该例中,喷油器67的详情省略图示,该喷油器67是具有多个喷口的多喷口式喷油器。这样一来,当由喷油器67喷射燃料时,雾状燃料就会从燃烧室19的中心位置呈放射状地扩展开。如图3中箭头所示,从燃烧室19的中央部分放射状地扩展着喷射而来的雾状燃料在活塞14位于压缩上止点附近的时刻会顺着形成在活塞顶面的腔室141的壁面流动。可以这样说,形成腔室141以便让在活塞14位于压缩上止点附近的时刻喷射出的雾状燃料落到腔室内部。该多喷口式喷油器67和腔室141的结合是一种有利于缩短燃料喷射后混合气形成时间且缩短燃烧时间的构成方式。此外,喷油器67并不限于多喷口式喷油器,还可以采用外开阀式喷油器。

[0047] 未图示的燃料箱和喷油器67之间经燃料供给路径相互连结起来。在该燃料供给路径上设置有燃料供给系统62,该燃料供给系统62包括燃料泵63和共轨64,且能够以较高的燃料压力将燃料供向喷油器67。燃料泵63将燃料从燃料箱压送到共轨64,该共轨64能够以较高的燃料压力将压送来的燃料储蓄起来。通过由喷油器67将阀打开,储蓄在共轨64内的燃料就会从喷油器67的喷口喷射出来。这里,燃料泵63是柱塞式泵,且由发动机1驱动,省略图示。构成为包括由该发动机驱动的泵的燃料供给系统62能够将30MPa以上的高燃料压力的燃料供向喷油器67。燃料压力最高可以设定在120MPa左右。供向喷油器67的燃料的压力根据发动机1的运转状态而变化,如后所述。此外,燃料供给系统62并不限于该构成方式。

[0048] 如图3所示,在气缸盖12上还安装有强制性地对燃烧室19内的混合气进行点火的火花塞25。该例中,火花塞25以从发动机1的排气侧朝着斜下方延伸的方式穿过气缸盖12。如图3所示,火花塞25的顶端面向位于压缩上止点的活塞14的腔室141内。

[0049] 如图1所示,进气通路30连接在发动机1的一侧面上,使得该进气通路30与各气缸18的进气道16连通。另一方面,排气通路40连接在发动机1的另一侧面上,以便将来自各气缸18的燃烧室19的已燃气体(废气)排出去。

[0050] 在进气通路30的上游端部设置有对吸进的空气进行过滤的空气滤清器31;在进气通路30的下游端附近设置有稳压罐33。该稳压罐33的下游侧的那部分进气通路30是对每一个气缸18分支的独立通路,各独立通路的下游端分别与各气缸18的进气道16相连接。

[0051] 在进气通路30上空气滤清器31和稳压罐33之间设置有将空气冷却或者加热的水冷式的中间冷却器/加热器34、以及调节被吸入各气缸18内的吸入空气量的节气门36。将中间冷却器/加热器34旁路的中间冷却器旁路通路35还与进气通路30相连接。在该中间冷却

器旁路通路35上设置有用于调节通过该中间冷却器旁路通路35的空气流量的中间冷却器旁路阀351。通过调节中间冷却器旁路阀351的开度来调节通过中间冷却器旁路通路35的空气流量和通过中间冷却器/加热器34的空气流量之比,由此就能够调节被引入气缸18内的新鲜空气的温度。此外,中间冷却器/加热器34以及该中间冷却器/加热器34所附带的部件也可以省略。

[0052] 排气通路40的上游侧部分由排气歧管构成,该排气歧管具有在每一个气缸18分支、与排气道17外侧端相连接的独立通路和该各独立通路集合起来的集合部。直接连接催化剂41和脚下催化剂 (underfoot catalyst) 42分别连接在排气通路40上排气歧管的下游侧,它们被作为对废气中的有害成分进行净化的废气净化装置使用。直接连接催化剂41和脚下催化剂42分别包括筒状壳体和布置在该壳体内的流路上的例如三效催化剂。此外,该发动机不包括NO_x净化催化剂。

[0053] 稳压罐33和节气门36之间的那部分进气通路30和直接连接催化剂41的上游侧的那部分排气通路40通过用于让废气中的一部分回流到进气通路30的EGR通路50相连接。该EGR通路50由主通路51和EGR冷却器旁路通路53构成,在该主通路51上设置有EGR冷却器52,该EGR冷却器52利用发动机冷却水对废气进行冷却,该EGR冷却器旁路通路53用于将EGR冷却器52旁路。在主通路51上设置有用于调节回流到进气通路30的废气回流量的EGR阀511,在EGR冷却器旁路通路53上设置有EGR冷却器旁路阀531,该EGR冷却器旁路阀531用于调节流过EGR冷却器旁路通路53的废气回流量。

[0054] 在进气通路30上节气门36和稳压罐33之间设置有将臭氧添加到被引入气缸18内的新鲜空气中的臭氧生成器 (O₃生成器) 76。例如,如图4所示,在进气管301的横截面上具有在上下或左右方向留有规定间隔而并列设置的多个电极而构成臭氧生成器76。臭氧生成器76以进气中所含有的氧为原料气体通过无声放电生成臭氧。也就是说,通过从未图示的电源对电极施加高频交流高电压而在放电间隙进行无声放电,通过那里的空气(即,进气)就被臭氧化。这样被添加了臭氧的进气从稳压罐33经由进气歧管被引入各气缸18内。通过改变对臭氧生成器76的电极施加电压的施加方式和/或改变施加电压的电极的个数,就能够调节通过臭氧生成器76后的进气中的臭氧浓度。如后所述,PCM10通过这样对臭氧生成器76进行控制来调节被引入气缸18内的进气中的臭氧浓度。

[0055] 发动机1由功率控制模块(以下称为PCM) 10控制。PCM10由微处理器构成,该微处理器具有CPU、存储器、计时器组、接口以及具有连接这些单元的总线。该PCM10构成控制器。

[0056] 如图1、图2所示,各种传感器SW1-SW16的检测信号输入PCM10。该各种传感器包括以下传感器。亦即:在空气滤清器31的下游侧检测新鲜空气的流量的空气流量传感器SW1和检测新鲜空气的温度的进气温度传感器SW2、设置在中间冷却器/加热器34下游侧且检测通过中间冷却器/加热器34后的新鲜空气的温度的第二进气温度传感器SW3、设置在EGR通路50的与进气通路30相连接的连接部附近且检测外部EGR气体的温度的EGR气体温度传感器SW4、安装在进气道16上且检测即将流入气缸18内的进气的温度的进气道温度传感器SW5、安装在气缸盖12上且检测气缸18内的压力的缸内压力传感器SW6、设置在排气通路40的与EGR通路50相连接的连接部附近且分别检测排气温度和排气压力的排气温度传感器SW7和排气压力传感器SW8、设置在直接连接催化剂41的上游侧且检测废气中氧的浓度的线性O₂传感器SW9、设置在直接连接催化剂41和脚下催化剂42之间且检测废气中氧的浓度的λ式O₂

传感器SW10、检测发动机冷却水的温度的水温传感器SW11、检测曲轴15的旋转角的曲轴转角传感器SW12、检测与车辆踏板(图示省略)的操作量相对应的油门开度的油门开度传感器SW13、进气侧和排气侧的凸轮转角传感器SW14、SW15、以及安装在燃料供给系统62的共轨64上且检测供向喷油器67的燃料的压力的燃料压力传感器SW16。

[0057] PCM10通过根据这些检测信号进行各种运算来判断发动机1、车辆的状态,再根据该判断结果向喷油器67、火花塞25、进气阀侧VVL72、排气阀侧VVL75、燃料供给系统62、各种阀(节气门36、中间冷却器旁路阀351、EGR阀511以及EGR冷却器旁路阀531)的执行元件以及臭氧生成器76输出控制信号。PCM10就这样让发动机1运转。

[0058] 图5示出发动机1的控制图表之一例。该发动机1出于降低耗油量、提高废气排放性能的目的,在发动机负荷相对较低的低负荷域,不用火花塞25点火,而是通过压缩自燃进行压缩点火燃烧(亦即,被控制的压缩自燃)。在图5之例中,比实线所示的燃烧切换负荷低的区域与进行压缩点火燃烧的压缩点火区域相对应。但是,随着发动机1负荷提高,压缩点火燃烧下的燃烧会变得过于急剧,而会引起例如燃烧噪音等问题。因此,该发动机1在发动机负荷相对较高的高负荷域,停止压缩点火燃烧,切换为利用火花塞25进行的强制点火燃烧(这里,火花点火燃烧)。在图5之例中,实线所示的燃烧切换负荷以上的区域与进行火花点火燃烧的火花点火区域相对应。就这样,该发动机1构成为:根据发动机1的运转状态,特别是发动机1的负荷,在进行压缩点火燃烧的CAI(被控制的自动点火:Controlled Auto Ignition)模式和进行火花点火燃烧的SI(Spark Ignition)模式之间切换。但是,模式切换的边界线并不限于图例。

[0059] CAI模式被进一步根据发动机负荷的高低分为两个区域。具体而言,在相当于CAI模式内的低中负荷的区域(1),为提高压缩点火燃烧的点火性和稳定性,将温度相对较高的热EGR气体引入气缸18内。这是因为如上所述,设置了让排气阀22和进气阀21夹着压缩上止点而一起关闭的负重叠时间之故。热EGR气体的引入会提高气缸18内的压缩上止点温度,在区域(1)有利于提高压缩点火的点火性和燃烧稳定性。在区域(1),如图6A所示,至少在从进气行程到压缩行程中期的那段时间内,通过由喷油器67向气缸18内喷射燃料来形成均匀的混合气。如图6A所示,均匀混合气在压缩上止点附近进行自我压缩点火。

[0060] 在包含CAI模式和SI模式的切换边界线(即,切换负荷)的、CAI模式内的高负荷区域(2),气缸18内的温度升高。因此,为抑制过早点火,一方面减少热EGR气体量,另一方面将通过EGR冷却器52而被冷却的已冷却EGR气体引入气缸18内。

[0061] 该发动机1还通过尽可能地将切换负荷设定得很高,而让CAI模式的区域尽可能地向高负荷侧扩大,在负荷高的区域(2),如果在从进气行程到压缩行程中期的这段时间内向气缸18内喷射燃料,就有可能产生过早点火等异常燃烧。另一方面,如果要大量地引入温度低的已冷却EGR气体而使气缸内的压缩上止点温度降低,这次则会导致压缩点火的点火性变差。也就是说,就区域(2)而言,只对气缸18内的温度进行控制,则不可能稳定地进行压缩点火燃烧。于是,在该区域(2),除了对气缸18内的温度进行控制以外,还通过对燃料喷射方式做改进,来既避免过早点火等异常燃烧,又谋求压缩点火燃烧的稳定化。具体而言,在该燃料喷射方式下,与现有技术相比被大幅度地高压化了的燃料压力,在至少从压缩行程后期到膨胀行程初期的这段时间(以下,称这段时间为滞后时间)内向气缸18内喷射燃料,如图6B所示。下面将该特征性的燃料喷射方式称为“高压滞后喷射”或简单地称为“滞后喷

射”。利用这样的高压滞后喷射,既谋求避免在区域(2)发生异常燃烧,又谋求压缩点火燃烧的稳定化。该高压滞后喷射的详情后述。

[0062] 相对于这样的CAI模式,在SI模式下,中止引入热EGR气体,另一方面,继续引入已冷却的EGR气体,但图5中未明确示出。在SI模式下,将节气门36完全打开,另一方面,调节EGR阀511的开度,由此来调节被引入气缸18内的新鲜空气量和外部EGR气体量,详情后述。这样调节被引入气缸18内的气体量之比能够收到以下效果:减少泵损失,并且,避免将大量的已冷却EGR气体引入气缸18内而导致异常燃烧,通过将火花点火燃烧的燃烧温度抑制得较低而谋求抑制未处理NO_x的生成和减少冷却损失。此外,在全负荷区域将EGR阀511关闭而让外部EGR为零。

[0063] 如上所述,将该发动机1的几何压缩比设定在15以上(例如18)。因为高压压缩比使压缩上止点温度和压缩上止点压力提高,所以在CAI模式内的、特别是低负荷区域(例如区域(1)),有利于压缩点火燃烧的稳定化。另一方面,该高压压缩比发动机1存在以下问题:在高负荷域即SI模式下容易产生过早点火、爆燃等异常燃烧。

[0064] 于是,该发动机1在SI模式下通过进行上述高压滞后喷射来避免异常燃烧。更详细而言,进行高压滞后喷射,该高压滞后喷射的具体情况是:以30MPa以上的高燃料压力,在从压缩行程后期到膨胀行程初期的滞后时间内向气缸18内喷射燃料。此外,还可以这样做(亦即,还可以进行分割喷射):在SI模式下,除了进行在滞后时间内的高压滞后喷射以外,在进气阀21处于打开状态的进气行程内向气缸18内喷射要喷射的燃料的一部分。

[0065] 这里,对SI模式下的高压滞后喷射做一简单说明。像例如本申请的申请人已提出的申请即日本特愿2011-38810号(日本公开专利公报特开2012-172665号公报)中所做的详细记载那样,高压滞后喷射的目的在于:谋求缩短从开始喷射燃料到燃烧结束为止的可反应时间,由此来避免异常燃烧。也就是说,可反应时间是将由喷油器67喷射燃料的时间((1)喷射时间)、从喷射结束后到在火花塞25周围形成可燃混合气的时间((2)混合气形成时间)、通过点火而开始的燃烧结束为止的时间((3)燃烧时间)相加后的时间。亦即,可反应时间是(1)+(2)+(3)。高压滞后喷射通过以高压向气缸18内喷射燃料来将喷射时间和混合气形成时间分别缩短。因为喷射时间和混合气形成时间的缩短能够使燃料的喷射时刻,更准确而言,喷射开始时刻为较晚的时刻,所以高压滞后喷射是在从压缩行程后期到膨胀行程初期的滞后时间内进行燃料喷射。

[0066] 伴随着以高燃料压力向气缸18内喷射燃料,该气缸内的紊流增强,气缸18内的紊流能升高。借助该紊流能升高和将燃料喷射的时刻设定在较晚的时刻上,就能够边维持着高紊流能,边进行火花点火来开始燃烧。这会缩短燃烧时间。

[0067] 就这样,高压滞后喷射将喷射时间、混合气形成时间以及燃烧时间分别缩短。其结果是,与现有技术中的在进气行程中喷射燃料的情况相比,能够大幅度地缩短未燃混合气的可反应时间。可反应时间缩短的结果是,抑制燃烧结束时未燃混合气反应还在继续进行,从而能够避免异常燃烧。

[0068] 这里,通过将燃料压力设定在例如30MPa以上,就能够有效地将燃烧时间缩短。30MPa以上的燃料压力也能够将喷射时间和混合气形成时间分别有效地缩短。此外,优选,根据所使用的至少含有汽油的燃料的性质适当地设定燃料压力。作为燃料压力的上限值之一例可以为120MPa。

[0069] 高压滞后喷射,是通过向气缸18内喷射燃料的燃料喷射方式做改进,来避免发生SI模式下的异常燃烧的一种方法。由现有技术可知:与此不同,使点火时刻迟后也是避免异常燃烧的一种方法。点火时刻的迟后会致热效率和扭矩降低,相对于此,在进行高压滞后喷射的情况下,是通过向燃料喷射方式做改进来避免异常燃烧,这样就能够让点火时刻相应地提前,因此热效率和扭矩提高。也就是说,高压滞后喷射不仅能够避免异常燃烧,还能够使点火时刻由于避免了异常燃烧而相应地提前,从而有利于降低耗油量。

[0070] 如上所述,SI模式下的高压滞后喷射能够将喷射时间、混合气形成时间及燃烧时间分别缩短,在CAI模式下的区域(2)进行的高压滞后喷射能够将喷射时间和混合气形成时间分别缩短。也就是说,通过以高燃料压力向气缸18内喷射燃料,气缸18内的紊流就会增强,由此已微粒化的燃料的混合性提高,即使在压缩上止点附近较晚的时刻喷射燃料,也能够迅速地形成比较均匀的混合气。CAI模式下的高压滞后喷射使对未燃混合气的开始反应时刻的控制成为可能。

[0071] CAI模式下的高压滞后喷射通过在负荷较高的区域在压缩上止点附近较晚的时刻喷射燃料,既能够防止在本来就不向气缸18内喷射燃料的压缩行程中的过早点火,又能够可靠地在压缩上止点以后进行压缩点火,后者是因为如上所述会迅速地形成大致均匀的混合气之故。通过在气缸18内的压力由于用电动机带动发动机空转而逐渐降低的膨胀行程中进行压缩点火燃烧,燃烧变得缓慢,从而能够避免气缸18内的压力上升(dP/dt)伴随着压缩点火燃烧而变得陡峭。因为这会解除NVH的制约,所以能够让CAI模式的区域向高负荷侧扩大。

[0072] 图7示出EGR率是如何随着发动机1负荷的高低而变化的(亦即,气缸18内的气体组分是如何变化的)。下面,按照从高负荷侧朝向低负荷侧这样的顺序说明EGR率是如何变化的。

[0073] (从最大负荷 T_{max} 到切换负荷 T_3)

[0074] 负荷比切换负荷 T_3 高的区域相当于SI模式。如上所述,在该SI区域仅将已冷却的EGR气体引入气缸18内。也就是说,节气门36维持着完全打开的状态,并且,EGR阀511一方面在全负荷下关闭,另一方面随着发动机负荷降低而逐渐打开。这样一来,在SI模式下,在将混合气的空燃比设定为理论空燃比($\lambda \approx 1$)的条件下将EGR率设定为最大。这有利于减少泵损失。将混合气的空燃比设定为理论空燃比使三效催化剂的利用成为可能。因为燃料喷射量随着发动机负荷降低而降低,所以EGR率连续升高。EGR率连续升高有利于提高控制性,这是因为在发动机负荷连续变化那样的时候,让气缸18内的气体组分连续变化之故。

[0075] (从切换负荷 T_3 到特定负荷 T_1)

[0076] 如上所述,切换负荷 T_3 与CAI模式和SI模式的切换相关,在切换负荷 T_3 以下的低负荷侧处于CAI模式。在夹着CAI模式和SI模式的切换负荷 T_3 的低负荷侧和高负荷侧各侧,混合气的空燃比被设定为理论空燃比($\lambda \approx 1$)。因此,EGR率从CAI模式到SI模式连续升高。EGR率从CAI模式到SI模式连续升高以后,那么,当在CAI模式和SI模式之间移动之际,除了切换火花点火的执行和非执行以外没有很大的变化,使从CAI模式向SI模式的切换或者其逆切换都很顺利,从而能够抑制扭矩冲击等的发生。

[0077] 与以切换负荷 T_3 为基准靠近高负荷侧的区域一样,在以切换负荷 T_3 为基准靠近低负荷侧的区域,边将较大量的EGR气体(已冷却EGR气体)引入气缸18内,边进行以上述30MPa

以上较高的燃料压力且在压缩上止点附近喷射燃料的高压滞后喷射,而进行压缩点火燃烧。这样做以后,在进行压缩点火燃烧的区域中的发动机1负荷较高的区域,能够边使压缩点火燃烧缓慢,解除 dP/dt 的制约,边稳定地进行压缩点火燃烧。

[0078] 在CAI模式下,设置负重叠时间,将内部EGR气体(即,热EGR气体)引入气缸18内。热EGR气体和已冷却的EGR气体相加后的EGR率随着发动机1负荷降低而连续升高。而且,已冷却的EGR气体与热EGR气体之比的情况是:随着发动机1负荷降低,已冷却的EGR气体逐渐减少且热EGR气体逐渐增多。通过控制EGR阀511的开度来调节已冷却的EGR气体的引入量。另一方面,通过调节排气阀22的关闭时间来调节热EGR气体的引入量。

[0079] 这样一来,在切换负荷 T_3 和特定负荷 T_1 之间的规定负荷 T_2 下,中止引入已冷却的EGR气体,当发动机1的负荷比规定负荷 T_2 低时,仅将热EGR气体引入气缸18内。这样,随着发动机1的负荷变低而增加热EGR气体的引入量,就会提高压缩开始前气缸内的气体温度,伴随于此使压缩上止点温度升高。使压缩上止点温度升高以后,在发动机1的低负荷区域就会有利于压缩点火的点火性提高,并且会有利于提高压缩点火燃烧的稳定性。

[0080] 随着发动机1的负荷降低而连续升高的EGR率在特定负荷 T_1 下被设定为最高EGR率 r_{max} 。

[0081] (从特定负荷 T_1 到最低负荷)

[0082] 如上所述,到特定负荷 T_1 为止,将EGR率设定成随着发动机1的负荷降低而连续升高,但是,当发动机1的负荷比特定负荷 T_1 低时,不管发动机1负荷的高低如何,都让EGR率为最高EGR率 r_{max} ,一定不变。

[0083] 这里,将EGR率设定成不超过最高EGR率 r_{max} 出于以下原因:如果将EGR率设定得很高而将大量的废气引入气缸18内,气缸18内的气体的比热比就会变低。若如此,即使压缩开始前的气体温度高,压缩上止点温度反而也会低。

[0084] 也就是说,废气含有很多三原子分子即 CO_2 、 H_2O ,其比热比低于含有氮(N_2)、氧(O_2)的空气。因此,在使EGR率升高而导致引入气缸18内的废气增加时,气缸18内的气体的比热比就会降低。

[0085] 因为废气的温度比新鲜空气高,所以EGR率越高,开始压缩时气缸内的温度就变得越高。但是,因为EGR率越高,气体的比热比越低,所以即使压缩,气体的温度也不会高多少。其结果是,压缩上止点温度在规定的EGR率 r_{max} 下最高。即使让EGR率比规定的EGR率 r_{max} 还高,压缩上止点温度也变低。

[0086] 于是,在该发动机1中,将压缩上止点温度变得最高的EGR率设定为最高EGR率 r_{max} 。当发动机1的负荷低于特定负荷 T_1 时,将EGR率设定为最高EGR率 r_{max} ,由此来避免压缩上止点温度降低。可以将该最高EGR率 r_{max} 设定为50-90%。只要能够确保较高的压缩上止点温度,还是尽量将最高EGR率 r_{max} 设定得较高,优选为70-90%。该发动机1将几何压缩比设定为15以上的高压缩比,以便能够得到高的压缩上止点温度。在构成为尽量确保高的压缩上止点温度的发动机1中,例如可以将最高EGR率 r_{max} 设定在80%左右。尽量将最高EGR率 r_{max} 设定得很高有利于减少发动机1的未燃损失。也就是说,因为当发动机1的负荷低时,未燃损失容易升高,所以当发动机1的负荷比特定负荷 T_1 低时尽量将EGR率设定得很高这种做法,对于减少未燃损失由此降低耗油量是极其有效的。

[0087] 就这样,在该发动机1中,当发动机1的负荷比特定负荷 T_1 低时,也是通过确保高的

压缩上止点温度来确保压缩点火燃烧的点火性和燃烧稳定性。

[0088] 在发动机1的负荷比特定负荷 T_1 低的区域,该发动机1让臭氧生成器76开始工作,将臭氧添加到被引入气缸18内的进气中。将臭氧引入气缸18内会提高混合气的点火性,从而会提高压缩点火燃烧的稳定性。如图7中的下图和图5所示,臭氧浓度的详细情况如下:臭氧浓度相对于发动机1的负荷为一定值,但是臭氧浓度相对于发动机的转速来说,则是臭氧浓度在低速侧相对高且在高速侧相对较低。可以让臭氧浓度相对于转速的高低而阶段性地变化。例如还可以将发动机1的转速区域分为多个区域(例如,二等分为低速和高速这两个区域,或者三等分为低速、中速和高速三个区域),再针对分出来的每一个转速区域设定臭氧浓度。而且,又可以让臭氧浓度相对于发动机1转速的高低而连续变化。

[0089] 也就是说,因为发动机1的转速高时每单位时间所产生的热量增加,所以发动机1的转速高时气缸18内的温度比发动机1的转速低时高。而且,为了将热EGR气体引入气缸18内,在该发动机1中设置了负重叠时间,但是在该构成方式下,与发动机1的转速低时相比,在发动机1的转速高时更能够抑制废气温度降低,开始压缩时的温度和压缩上止点温度分别升高。在负重叠时间内,残留在气缸18内的废气被压缩,此时会通过气缸18的壁面而放热。该放热会使气缸18内的废气的温度降低,进而会使开始压缩时的温度和压缩上止点温度降低。但是,因为如果发动机1的转速升高,每个循环的时间就会变短,因此几乎不会产生上述放热,从而能够将废气的温度维持得较高。其结果是,与发动机1的转速低时相比,在发动机1的转速高时,开始压缩时的温度和压缩上止点温度分别更高。这样一来,当发动机1的转速高时,气缸内的温度升高,故易于确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性。于是,当发动机1的转速高时,让臭氧浓度相对降低。这样一来,既能够确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性,又能够使臭氧生成器76的功耗减少。当发动机1的转速高时,每单位时间的进气流量增加,因此,为维持高臭氧浓度,臭氧生成器76的功耗就会升高。但是如上所述,通过降低臭氧浓度,臭氧生成器76的功耗减少效果会更高,从而有利于降低耗油量。作为一例,可以将低速区域下的臭氧浓度设定为12ppm,将高速区域的浓度设定为10ppm。此外,可以将最大的臭氧浓度设定为例如50-30ppm左右。

[0090] 此外,并不限于发动机1转速的高低,还可以根据发动机1负荷的高低改变臭氧浓度。而且,图7中,当发动机1的负荷比特定负荷 T_1 低时将臭氧引入气缸18内,但是臭氧的引入既可以从比特定负荷 T_1 高的负荷开始,又可以从比特定负荷 T_1 低的负荷开始。也就是说,引入臭氧的运转区域相当于比图5中用点划线表示的负荷低的负荷区域,但是用该点划线表示的负荷能够适当地设定。

[0091] (有关气门传动机构的另一构成方式)

[0092] 图8示出有关对进气阀21和排气阀22分别进行驱动的气门传动机构的另一构成方式。具体而言,在排气侧气门传动机构上,设置有将排气阀22的工作模式切换为正常模式或特殊模式的、例如液压工作式的可变气门升程机构(以下记作VVL:Variable Valve Lift)71和VVT75。VVL71包括两种凸轮和空转机构(lost motion),该两种凸轮是具有一个凸轮尖的第一凸轮和具有两个凸轮尖的第二凸轮,该两种凸轮的凸轮轮廓不同;该空转机构选择性地将该第一、第二凸轮中的任一凸轮的工作状态传递给排气阀,该构成方式的详细情况省略图示。当将第一凸轮的工作状态传递给排气阀22时,排气阀22就会在正常模式下工作,该正常模式是排气阀22在排气行程中打开一次,如图9中实线所示。而在将第二凸轮的工作

状态传递给排气阀22时,排气阀22就会在特殊模式下工作,该特殊模式是进行排气阀22在排气行程中打开且在进气行程中也打开那样的、所谓的排气二次打开的模式,如图9中虚线所示。VVL71的正常模式和特殊模式根据发动机的运转状态切换。

[0093] 与包括VVL71和VVT75的排气侧气门传动机构一样,在进气侧气门传动机构上设置有VVL74和VVT72,如图8所示。进气侧的VVL74与排气侧的VVL71不同。进气侧的VVL74包括两种凸轮和空转机构。该两种凸轮是让进气阀21的移动量相对较大的大移动量凸轮和让进气阀21的移动量相对较小的小移动量凸轮,该两种凸轮的凸轮轮廓不同。该空转机构选择性地将大移动量凸轮和小移动量凸轮中任一凸轮的工作状态传递给进气阀21。当VVL74将大移动量凸轮的工作状态传递给进气阀21时,进气阀21以相对较大的移动量打开,并且其打开时间也长,如图9中实线所示。相对于此,当VVL74将小移动量凸轮的工作状态传递给进气阀21时,进气阀21以相对较小的移动量打开,并且其打开时间也短,如图9中虚线所示。将大移动量凸轮和小移动量凸轮的打开时刻或关闭时刻设定得相等,这样来进行切换。

[0094] 在该构成方式下的发动机1中,利用所谓的排气二次打开将热EGR气体(即,内部EGR气体)引入气缸18内。也就是说,当排气阀22在特殊模式下工作时,排气侧的VVL71在进气行程中也会打开,所以能够将在排气行程中排出到排气道的废气中的一部分再次引入气缸18内。这样的排气二次打开与设置负重叠时间的构成方式不同,其在排气行程中不压缩废气,从而不会使冷却损失增大。而且,这样的排气二次打开与将废气排出到温度相对较低的进气道中的进气二次打开不同,其能够抑制废气温度降低。因此这样的排气二次打开能够使开始压缩时的气体温度最高。结果是,采用排气二次打开,有利于提高压缩上止点温度,在上述低负荷区域,与发动机1转速的高低无关,能够从整体上降低臭氧浓度。

[0095] 此外,还可以采用进气二次打开这样的构成方式,在该构成方式下,在排气行程中让进气阀21打开,而将废气中的一部分排出到进气道中,并且在进气行程中将排出来的废气与新鲜空气一起引入气缸18内,省略图示。

[0096] 并不限于将这里所公开的技术应用到上述发动机的构成方式中。例如,进气行程下的喷射燃料,不是使用设置在气缸18内的喷油器67,而是利用另外设置在进气道16上的进气口喷油器向进气道16内喷射燃料,这样做也是可以的。

[0097] 还可以让发动机1包括NO_x净化催化剂。

[0098] 发动机1并不限于直列四缸发动机,还可以将这里所公开的技术应用于直列三缸、直列二缸、直列六缸发动机等。而且,这里所公开的技术对于V型六缸、V型八缸、水平对置四缸等各种发动机都适用。

[0099] 图5所示的控制图表,除此以外,还能够设定出各种各样的图。

[0100] 可以根据需要让高压滞后喷射为分割喷射,同样,还可以根据需要让进气行程喷射为分割喷射。分割喷射还可以是在进气行程和压缩行程各行程中喷射燃料。

[0101] 并不限于使发动机1的几何压缩比为15以上的高压缩比,还可以使发动机1的几何压缩比小于15。如上所述,当发动机1的运转状态处于低负荷区域时,通过将臭氧引入气缸18内来确保压缩点火的点火性和燃烧稳定性。因此,能够以将臭氧引入气缸18内为前提使几何压缩比更低。

[0102] -符号说明-

[0103] 1 发动机(发动机主体)

[0104]	10	PCM (控制器)
[0105]	18	气缸
[0106]	21	进气阀
[0107]	22	排气阀
[0108]	50	EGR通路 (外部EGR系统)
[0109]	51	主通路 (外部EGR系统)
[0110]	511	EGR阀 (外部EGR系统)
[0111]	52	EGR冷却器 (外部EGR系统)
[0112]	67	喷油器 (燃料喷射阀)
[0113]	71	(排气侧) VVL (内部EGR系统)
[0114]	72	(进气侧) VVT (内部EGR系统)
[0115]	74	(进气侧) VVL (内部EGR系统)
[0116]	75	(排气侧) VVT (内部EGR系统)
[0117]	76	臭氧生成器

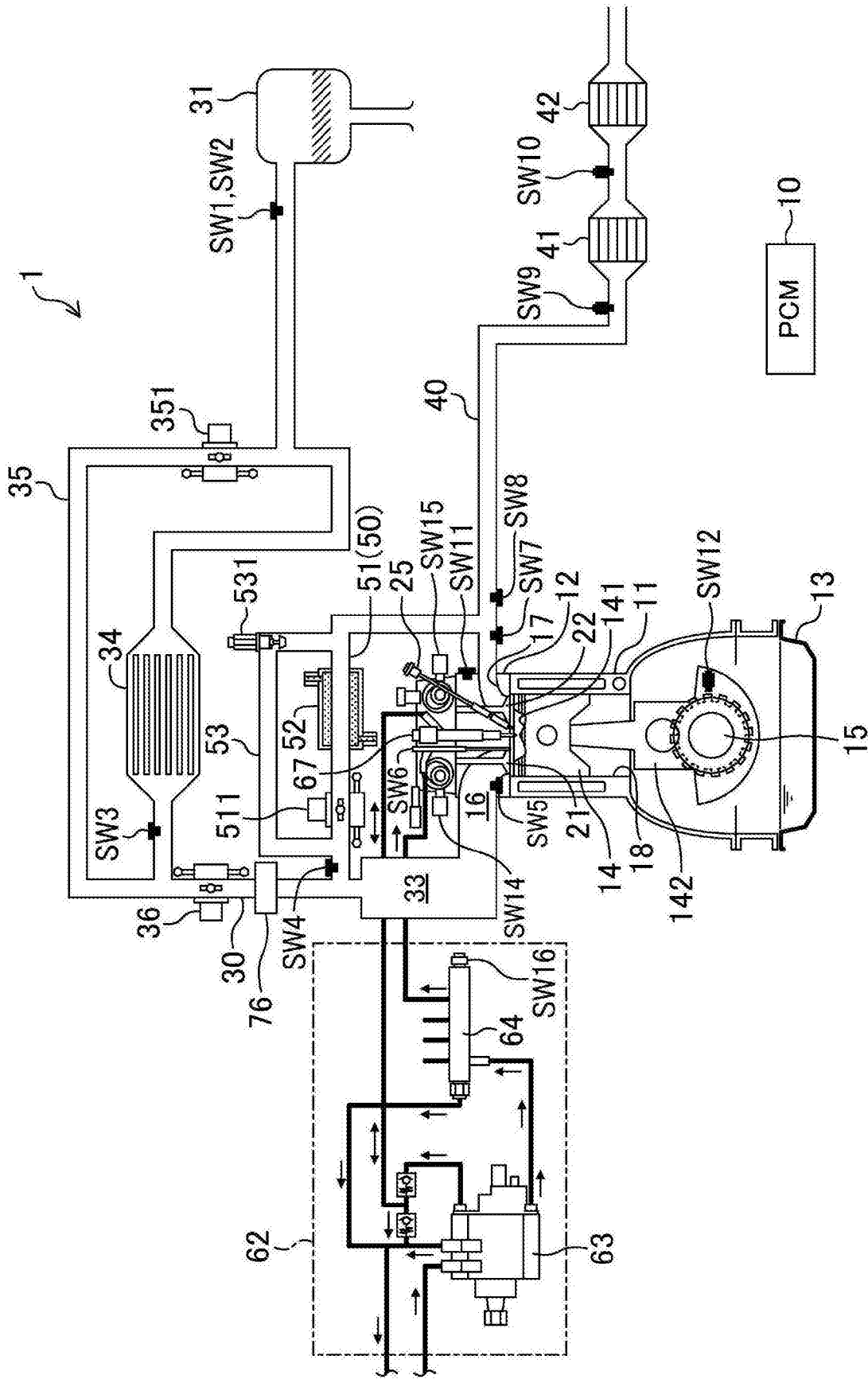


图1

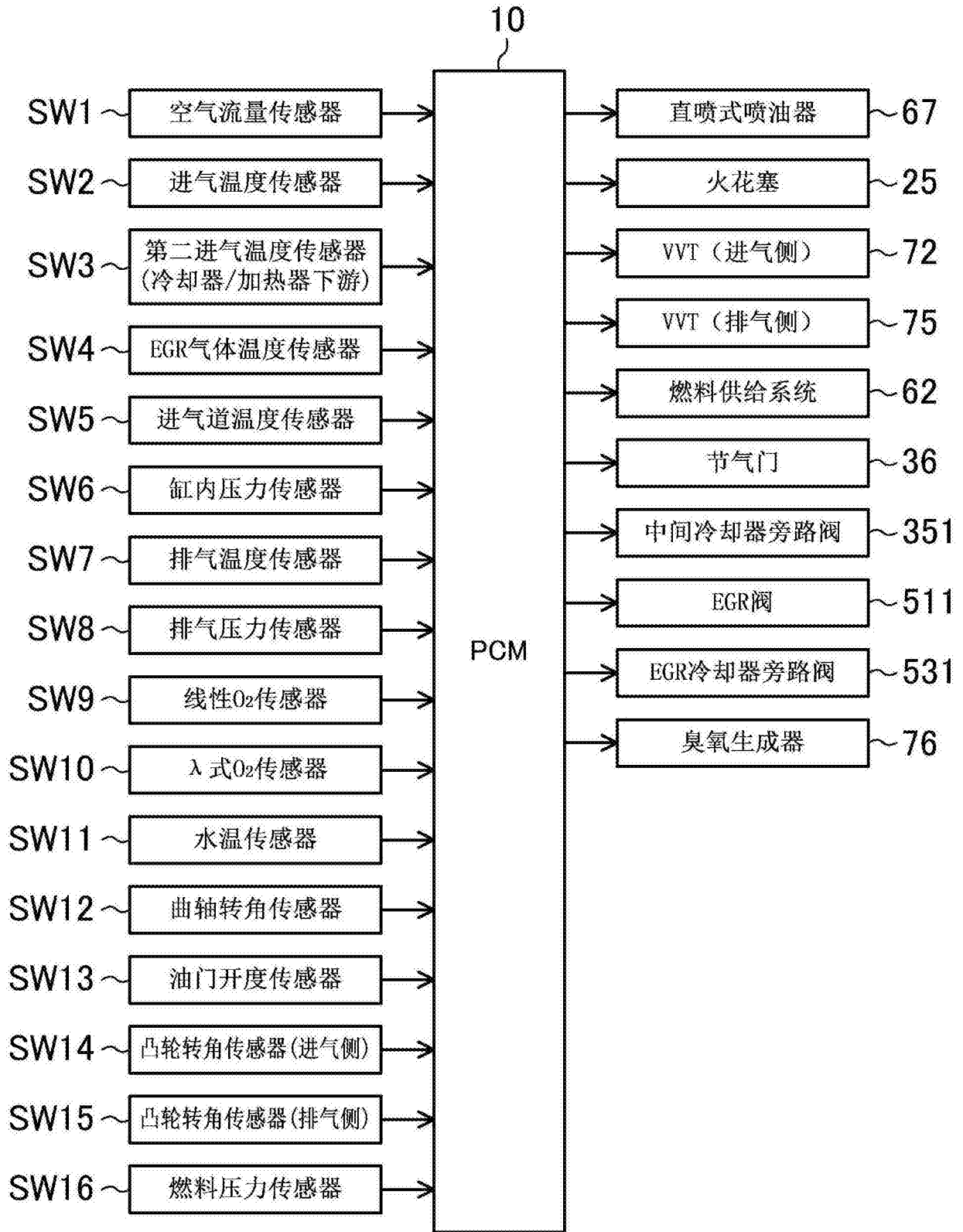


图2

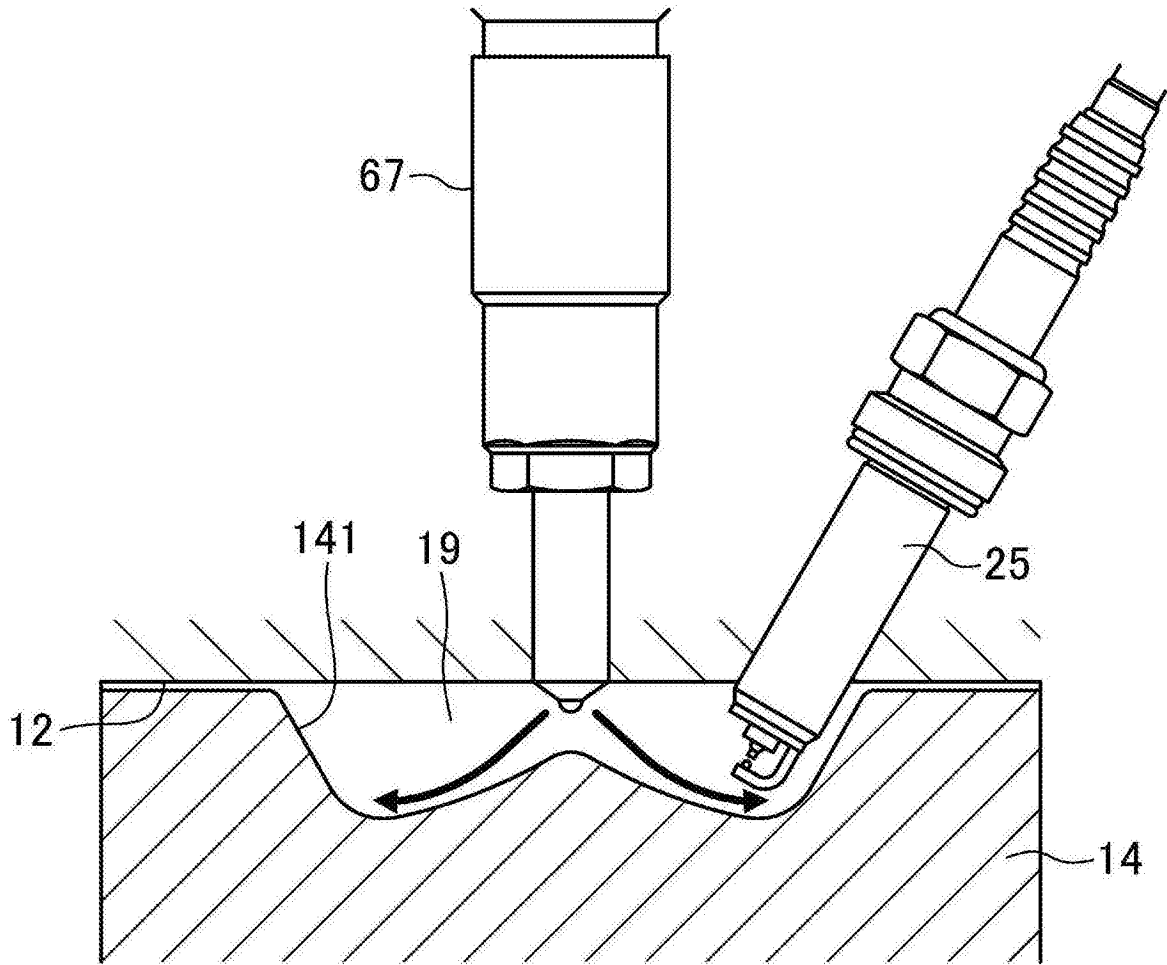


图3

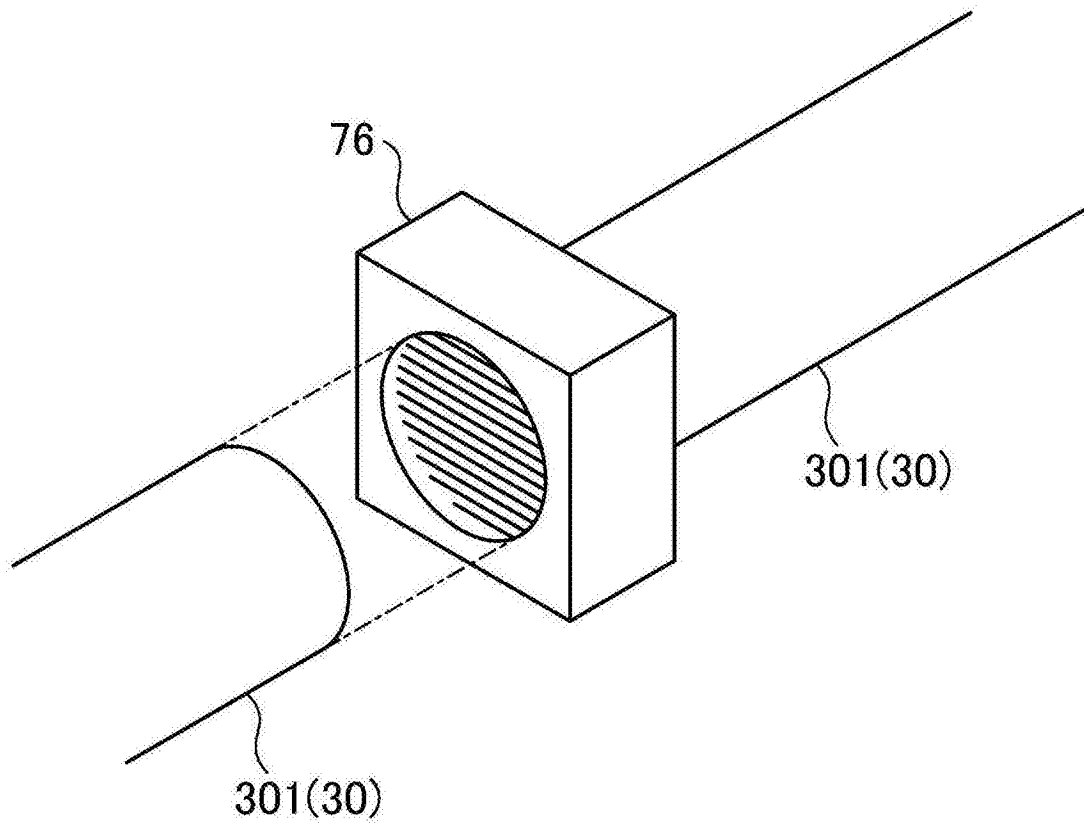


图4

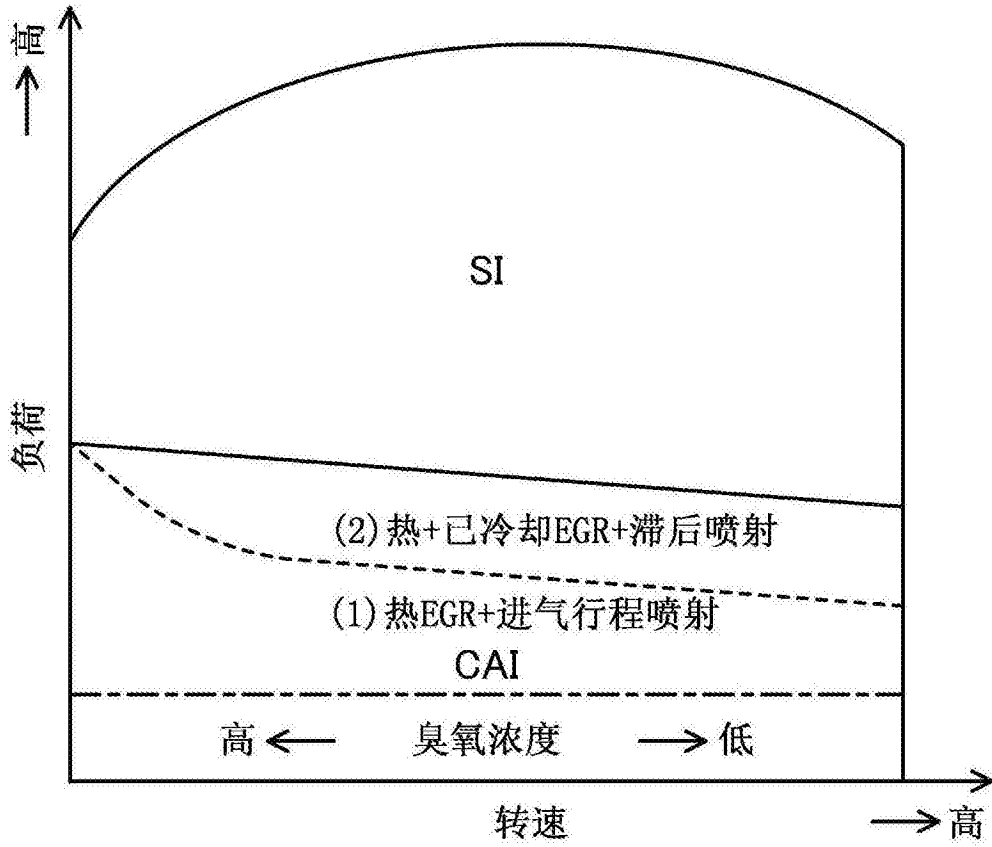


图5

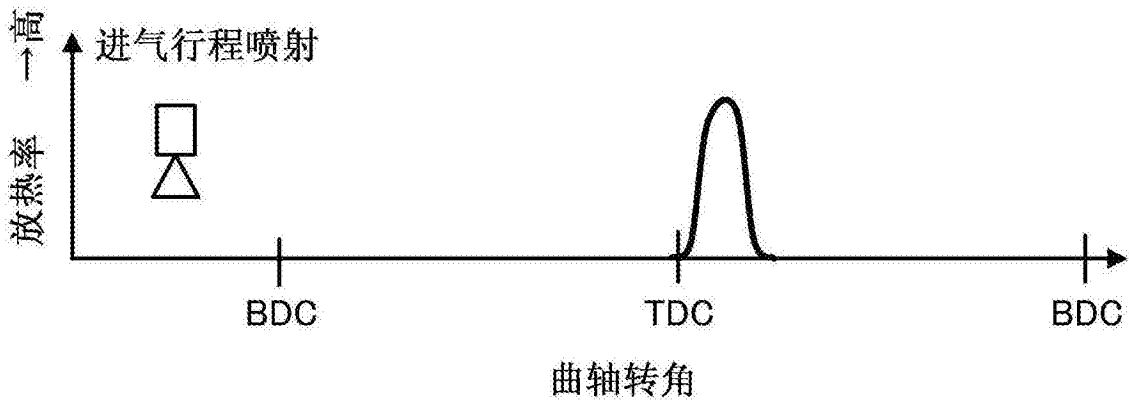


图6A

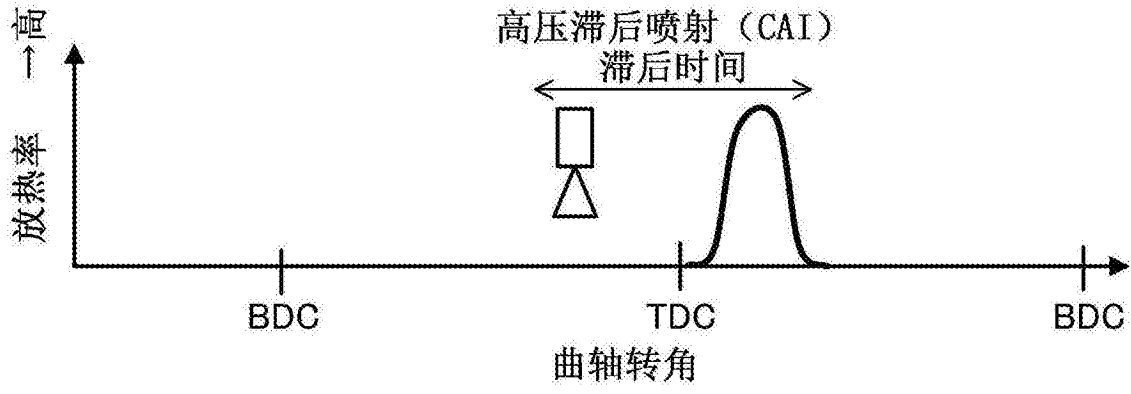


图6B

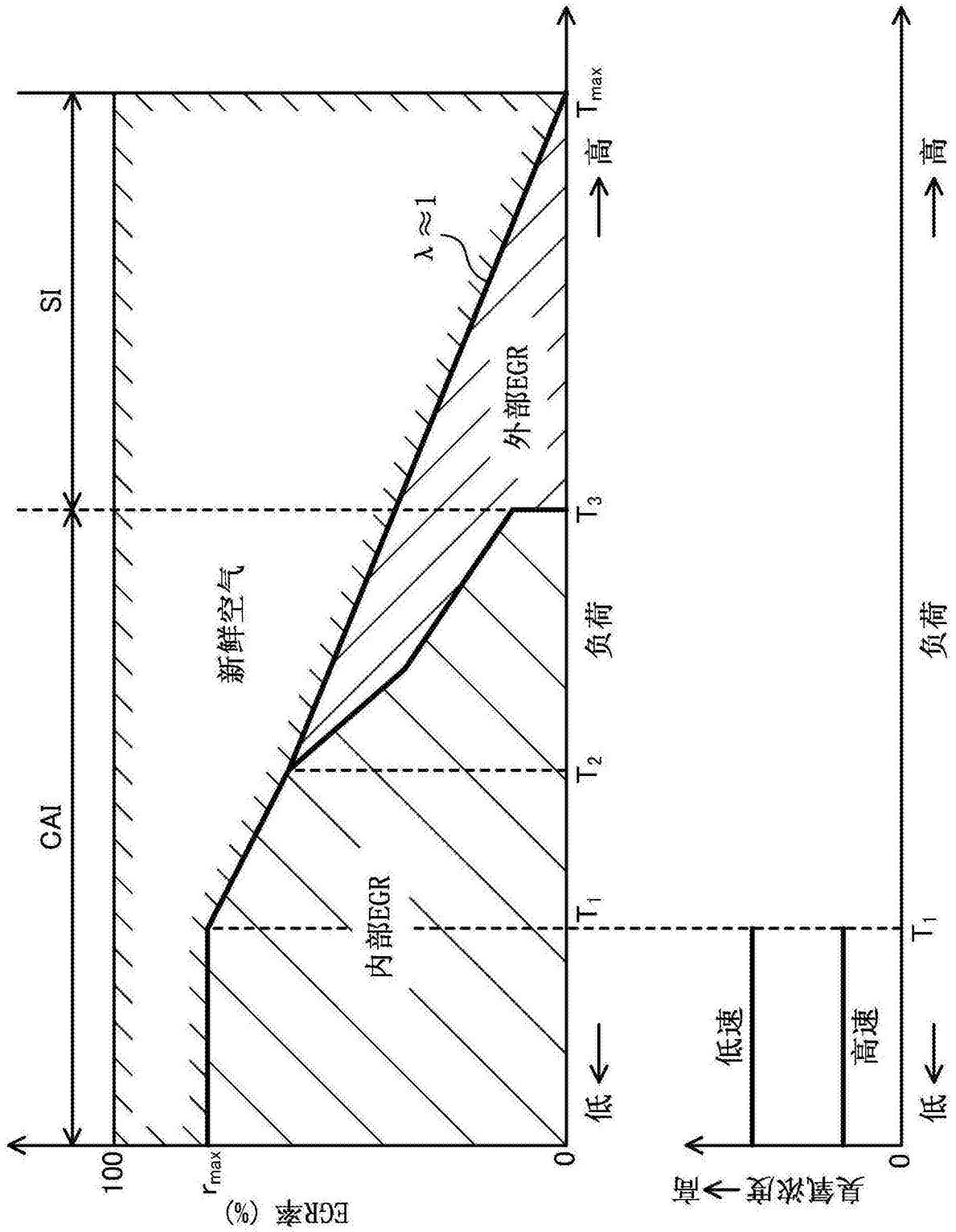


图7

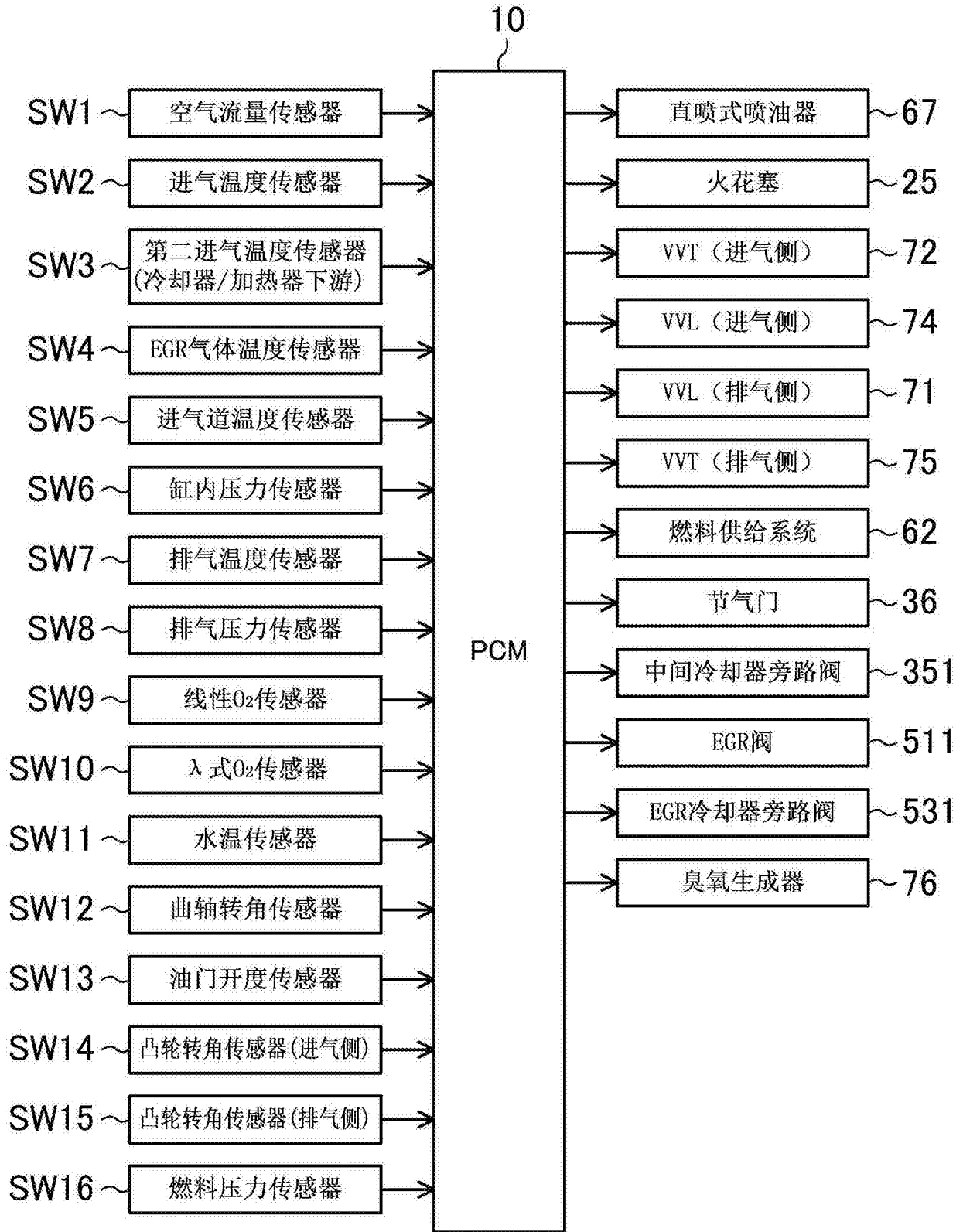


图8

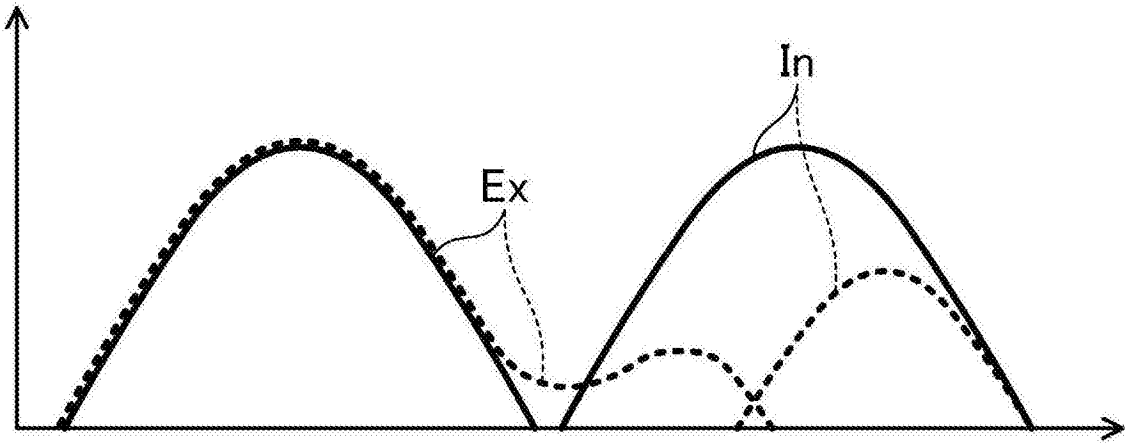


图9