

[12] 发 明 专 利 说 明 书

[21] ZL 专利号 95116256.X

[45]授权公告日 2001 年 10 月 17 日

[11]授权公告号 CN 1073204C

[22]申请日 1995.9.6

[21]申请号 95116256.X

[30]优先权

[32]1994.9.6 [33]JP [31]239436/1994

[32]1995.3.17 [33]JP [31]059397/1995

[73]专利权人 马自达汽车株式会社

地址 日本广岛县

[72]发明人 水户部典朗 清水功 南谷邦公

堀保义 西冈太 细贝徹志 冈宪児

寺尾秀志 藤志操 原田政树

[56]参考文献

US5088454 1992. 2. 18 F02M

US5205120 1993. 4. 27 F01N

日本汽车工程师协会科技会议论文集第 2 卷 924068 1992.

10. 1 日本汽车工程师协会

审查员 庄一方

[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

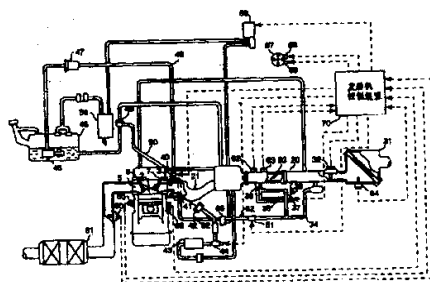
代理人 张祖昌

权利要求书 4 页 说明书 39 页 附图页数 20 页

[54]发明名称 汽车的稀混合气发动机

[57]摘要

一种稀混合气发动机适于在发动机低速和发动机低负载的范围内建立比理论计算空—燃比稀薄预定比率的 规定空燃比,这种稀混合气发动机设有在发动机低速范围内提供高充气效率的低速型进气系统,以及甚至在稀燃过程中也能消除 排气中的氧化氮的排气系统。



权 利 要 求 书

1. 一种稀混合气发动机，它在发动机低速和发动机低负载的稀燃范围内，建立比理论计算空-燃比稀薄的规定的空-燃比，以便使产生的排气中的氧化氮的比例充分地小于预定的水平，并使输出转矩的变化小于允许的水平，在发动机高负载的范围内，使空-燃比等于或浓于所述理论计算空-燃比，所述稀混合气发动机包括：

一个低速型进气系统，它使充气效率在发动机低速范围内增加；以及

一个排气系统，它能够在空-燃比稀于理论计算空-燃比的稀燃过程中消除排气中的氧化氮排放；

所述稀混合气发动机还在发动机工作条件的规定的范围内建立一个比较稀薄的空-燃比，在上述规定范围中，发动机负载高于在所述发动机低速范围内的发动机负载，其中一个规定的空-燃比被建立，并且在发动机工作范围的所述规定的范围中，在发动机负载较高的一侧，随着发动机负载的增加，使空-燃比在规定的范围内逐渐变小。

2. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：在发动机工作条件的所述规定的范围内，除了在普通的发动机工作期间以外，在发动机过渡工作期间，混合气也受控在一个稀薄的空-燃比上。

3. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：还包

括多个喷油嘴，为每个所述气缸设置一个，以及燃油喷射控制装置，它用于控制喷油嘴以便在进气冲程规定的定时喷射燃油。

4. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：在发动机负载增加到在发动机工作条件的所述规定的范围内不再出现进气量的增加的水平之前，混合气受控在所述规定的空-燃比上，在发动机负载高于所述水平的一侧，随着发动机节气门开度的增加，混合气量在规定的范围内增加。

5. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：发动机工作条件的所述规定的范围是由所述节气门相对于其完全打开的大约 6/8 的开度限定的。

6. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统包括一个通入燃烧室的第一进气道以便在所述燃烧室中产生混合气的紊流，一个通入所述燃烧室的第二进气道，以及一个用于在所述发动机低速范围内关闭所述第二进气道的阀。

7. 如权利要求 6 所述的稀混合气发动机，其特征在于：还包括多个喷油嘴，为每个所述气缸设置一个，以及燃油喷射控制装置，它用于控制喷油嘴以便在进气冲程规定的定时喷射燃油。

8. 如权利要求 6 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述第一进气道被成形以便形成所述混合气的紊流，所述紊流具有一条与所述燃烧室的垂向中心线形成 35° 和 55° 之间的一个角的中心线。

9. 如权利要求 6 的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统的结构使得，当所述第二进气道闭合时，进气的动态效果可调谐在发动机低速和发动机低负载的所述稀燃范围内的一个发动

机中间转速上。

10. 如权利要求 9 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统的结构使得，当第二进气道打开时，进气的动态效果可以调谐在发动机低速和发动机低负载的所述稀燃范围的较高转速侧的一个转速上。

11. 如权利要求 10 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统还包括一个减震筒和一个共振室，所述共振室的容积容量大于所述减震筒，且与减震筒相连通，在所述第二进气道闭合和所述第二进气道打开时，所述进气的动态效果分别调谐的发动机转速之间的发动机转速范围内，所述共振室呈现出进气的动态效果。

12. 如权利要求 6 所述的稀混合气发动机，其特征在于：还包括多个喷油嘴，为每个所述气缸设置一个，以及燃油喷射控制装置，它用于控制喷油嘴以便在进气冲程规定的定时喷射燃油。

13. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统包括在一个低速型进气阀，它的关闭定时使充气效率在所述发动机低速范围内增加，所述排气系统包括一个快速型排气阀，它的打开定时使得在发动机的高速范围内加速排出废气，所述排气阀从在排气冲程所述排气阀开始打开的时刻至下死点的一段时间比从进气冲程下死点至所述进气阀开始闭合的时刻的一段时间长相当于曲柄角 10° 的时间。

14. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述排气系统包括一个具有催化剂的排气净化装置，催化剂至少包括由作为载体的沸石承载的作为活化剂的铂。

15. 如权利要求 14 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述催化剂还包括作为活化剂的铈和铈之一。

16. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：所述进气系统还包括进气控制装置，其用于按照发动机工作条件的所述规定的范围的发动机工作条件，控制越过所述节气门的进气量。

17. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：还包括为多个气缸的每一个设置一个的空气混合型喷油嘴，向其输送空气以便雾化通过所述喷油嘴喷射的燃油。

18. 如权利要求 17 所述的稀混合气发动机，其特征在于：从一燃油蒸汽排送系统向所述喷油嘴输送燃油蒸汽。

19. 如权利要求 1 所述的稀混合气发动机，其特征在于：还包括为每个气缸设置一个的多个喷油嘴，以及燃油喷射控制装置，其用于控制喷油嘴以便在进气冲程规定的定时喷射燃油。

说明书

汽车的稀混合气发动机

本发明涉及汽车的稀混合气发动机，这种发动机在发动机工作条件的特定范围内进行稀混合气燃烧以便节省燃料。

近年来，已经研制了各种稀混合气发动机，其在发动机低转速和发动机负载的范围内燃烧稀的燃油混合气。由于稀燃油混合气含有相对于燃油来说过剩的空气，因而这种稀混合气发动机不仅减少了泵气损失，也降低了废气的温度，泵气损失尤其是指由于吸气冲程出现负压而引起的损失，而废气温度的下降可减少热损失和排气损失，热损失是指由冷却系从燃烧室及其周围带走的热能。泵气损失和热损失的减少可以提高发动机的热效率，实现燃油消耗的减少。在研制稀混合气发动机的过程中，人们进行各种努力以改善空—燃比控制的精度和可燃性，以便可以燃烧较稀的混合气，同时改善排放物控制。

上述努力之一可见日本专利公开文本第 59—208141 号。其中所使用的方案是利用在稀混合气控制系统中的稀混合气体感器，它提供一个大约与排气中氧含量成正比的输出信号。在这种稀混合气控制系统中，空—燃比控制的精度通过按照上述传感器输出信号对空—燃比的反馈控制而改善，按照预计空—燃比建立和修正一个控制上述传感器的输出信号的目标值。

另一种方案是,一方面通过增强涡流来提高混合气稀燃极限,另一方面燃烧在上述极限之上尽可能稀的混合气,以控制或减轻排放物,使之含有足够低浓度的有害物如氮的氧化物(NO_x)。一种稀混合气发动机可见日本汽车工程师协会 1992 年 10 月 1 日出版的科技会议论文集第 2 卷中刊载的论文《新一代稀混合气发动机的发展》(论文号 924068)。该技术方案涉及在发动机低转速和发动机低负载的较窄范围(不要求高的发动机转矩)内的稀燃。

为了进一步提高燃油经济性,扩展发动机稀燃的工作条件范围是至关重要的。关于扩展发动机稀燃的工作条件范围,上述出版物所述的稀混合气发动机的有待解决的问题在于,提高发动机转矩和减少氮的氧化物的排放。

在上述论文中,稀混合气发动机所产生的氮的氧化物排放显示,在空—燃比为 16 的排气中比例最大,当混合气变稀时倾向于减小氮的氧化物的比例。此外,在排气净化系统中使用的废气三元催化净化装置(CCRO),对于空—燃比为 14.7 的理想的或理论计算混合气来说,具有净化氧化氮(NO_x)的高效率,但是,对于比理论计算混合气稀的混合气来说,效果并不总是那么好。因此,为了使现有技术的稀混合气发动机可以燃烧高度稀薄的混合气而又排放较低比例的氧化氮(NO_x),关键是将空—燃比的稀度极限提高至大约 20,使稀混合气发动机产生足够低比例的氧化氮排放。但是,这样稀薄的混合气对发动机输出转矩会有严重的限制。因此,现有技术的稀混合气发动机必须一方面在发动机低转速和产生需要输出转矩的发动机低负载的范围内进行稀燃,另一方面必须在发动机高负载范围内燃烧理论计算混合气或更浓的混合气,以便在上述范

围内产生足够的转矩和减少氧化氮的排放。在这种情况下,为了使现有技术的稀混合气发动机扩展发动机稀燃工作条件范围,关键是要对于高度稀薄的混合气提高可用转矩。据认为,通过下述方式可以扩展对于比理论计算混合气稀的混合气的发动机工作条件范围,即,在发动机负载处在高于给出需要的发动机转矩的发动机负载范围的一侧时,逐渐减少在混合气中燃油的比例,同时获得尽可能高的发动机转矩。但是,这会导致氧化氮排放量的增加。

在研制高效的稀混合气发动机时另一个问题是,在发动机工作条件过渡期如加速时的燃油经济性。在现有技术的稀混合气发动机中,为了保证发动机转矩,甚至在发动机稀燃工作条件范围内出现加速时,也会中止稀燃,这种中止,按照燃油经济性来说,对于稀混合气发动机并不总是合乎需要的。另外,如果在氧化氮允许量的空—燃比极限和空燃比稀薄极限之间只有一窄带的话,那么,根据驱动条件的变化,空—燃比会超过上述极限(上述驱动条件变化是由于在控制过程中空—燃比的变化,在缸间空—燃比的变化和/或燃烧室中混合气分布变化而引起的)。这也导致必须提高空—燃比的稀薄极限。

另外,很多的注意力赋予了与提高转矩技术有关的技术方案,这涉及在燃烧室中混合气可燃性的改善,以及发动机输出特性的改善等。对于进气和排气系统的机械结构和燃烧室的结构,人们也进行了各种尝试,例如日本未审定的专利申请公开文本第5-10645号。在稀混合气发动机中,进气系统经过改进,以便在副进气道关闭时借助通过主进气道引入的空气在燃烧室中产生涡流。如果稀混合气发动机包括适于在预定的定时开、闭的时、排气阀,那么,

分配给进气阀的,在吸气冲程活塞达到下死点(BDC)之时和进气阀关闭之时之间的时间大致等于分配给排气阀的在排气阀开始打开之时和在排气冲程活塞达到下死点(BDC)之时之间的时间。也就是说,如果需要在发动机低转速范围内增加发动机的输出转矩,那么,进、排气阀在适于低速型进气系统的定时被驱动,以便趋向或离开下死点而打开一个大致相同短的时间。另一方面,如果需要在发动机高转速范围内增加发动机输出转矩,那么,进、排气阀在适于高速型进气系统的定时被驱动,以便向着或离开下死点而打开一个大致相同长的时间。这种类型的稀混合气发动机难于在发动机低转速范围和发动机高转速范围内增加发动机的输出转矩。另外,由于在这种稀混合气发动机中,要按照发动机的工作条件改变阀的定时,以便按照发动机的转速范围增加发动机输出转矩,因此使阀的定时改变机构和阀的定时控制难度大且很繁复。

某些类型的稀混合气发动机,如上述公开文本第4—208141号中所述的稀混合气发动机,设有辅助供气系统,其用于向各气缸的喷油嘴供送空气。这种辅助供气系统在冷机运转时被启动以便供气,从而促进燃油的雾化,因此改善燃油的可燃性。这种类型的稀混合气发动机在冷机运转时能够有效地雾化燃油,其中,必须增加供应的燃油量并减少碳氢化合物(HC)、氧化氮(NO_x)和一氧化碳(CO)等的排放,一般来说,由于供应的燃油量增加也会使这些排放物增加。但是,稀混合气发动机根据不利用辅助供气系统以减少氧化氮的排放。这是因为辅助供气促进燃油的燃烧,这会导致在排气中氧化氮(NO_x)的排放量,因此,使用辅助供气系统是与减少氧化氮(NO_x)的排放的需求不相适应的。

另一种稀混合气发动机,如日本未审定的专利公开文本第4—350352号中所述,设有燃油蒸汽输送系统,用于将燃油蒸汽送入进气系统,以便将其送入燃烧室。这种稀混合气发动机利用供气系统来输送燃油蒸汽和辅助压缩空气。具体来说,辅助供气系统包括一压缩泵,其吸气孔连接于一个罐的排气管,以便将燃油蒸汽及辅助压缩空气输送到空气辅助喷油嘴。在这种技术方案中也可以将燃油蒸汽送入进气系统的减震筒(Surge tank)。

为了使设有燃油蒸汽处理系统的稀混合气发动机保持稳定的燃烧,在可以使用高度稀薄的混合气的发动机工作条件范围内一般不利用燃油蒸汽。这种稀混合气发动机,在稀燃过程中,超过罐的容量的燃油蒸汽被放入大气中,使实际燃油经济性下降。即使在稀燃过程中需要将燃油蒸汽送入燃烧室时,对于在各气缸间燃油蒸汽的均匀分配必须有各种限制,这对发动机输出转矩和燃烧室中混合气的分层具有影响,而燃烧室中混合气的分层对空—燃比的稀薄极限具有影响。

本发明的一个目的在于提供一种稀混合气发动机,它能够在加宽的发动机稀燃工作条件范围内保证输出转矩,并能够充分地减少氧化氮(NO_x)的排放量。

本发明的另一个目的在于提供一种稀混合气发动机,它能够在发动机低转速范围内增加发动机输出转矩,而在发动机高转速范围内保证足够的发动机输出转矩。

本发明的另一个目的在于提供一种稀混合气发动机,它能够在稀燃过程中改善燃油的可燃性,同时减少在排气中的氧化氮(NO_x)的排放量。

本发明的另一个目的在于提供一种稀混合气发动机,其中,以接近于空—燃比的稀薄极限的高度稀薄的空—燃比供送混合气的发动机工作条件范围内,可以使用燃油蒸汽以便提高燃油经济性,另外,可保证燃油燃烧的可靠的稳定性,以及稀混合气的分层,从而提高空—燃比的稀薄极限。

为了实现本发明的上述目的,按照本发明的汽车的稀混合气发动机,在发动机低转速和发动机低负载的范围内,将混合气控制在规定的空—燃比上,它比理论计算空—燃比稀薄预定的比率,以便使排气中氧化氮比例低于一预定的水平,使输出转矩的变化小于允许的水平,并且在发动机高负载的范围内,将混合气控制得等于或浓于理论计算空—燃比,本发明的稀混合气发动机设有低速型进气系统,它在发动机低转速范围内使充气效率增加,还设有一个排气系统,它即使在燃烧比理论计算混合气稀薄的混合气时也能够消除在排气中的氧化氮排放。在发动机低转速范围内所建立的空—燃比,在发动机工作条件的下述特定范围内是稀薄的,即,发动机的负载高于与发动机负载范围中极限负载接近的发动机负载,在发动机低转速范围内以规定的空燃比使发动机转矩增加,此时,进气系统使充气效率增加,在发动机工作条件的特定范围内发动机负载较高的一侧,发动机负载的增加时,空—燃比在规定的范围内逐渐变小。

上述结构的稀混合气发动机,在发动机低转速范围内,以增加的充气效率充气,因而在稀燃过程中产生提高的输出转矩极限。在排气净化装置(如具有铂、铈和铈中至少一种的催化净化装置)的协同下,一个以沸石为载体承载的活化剂能够消除由稀于理论计算

混合气的混合气产生的排气中的氧化氮的排放,即使空一燃达到接近理论计算空一燃比,而远离可使稀混合气发动机充分减少氧化氮排放量的稀薄空一燃比,稀混合气发动机也可以使氧化氮排放量减少。上述低转型进气系统和排气净化系统是互补的,以便在稀燃过程中提高发动机的转矩极限。因此,在发动机负载较高的一侧,稀混合气发动机扩展了发动机稀燃工作条件范围,而不会在排气中导致氧化氮排放量的增加。

除了在普通的发动机工作期间以外,在发动机过渡工作如加速期间,在特定的发动机稀燃工作条件范围内也可以将混合气控制在稀薄的空一燃比上。在这种情况下,稀混合气发动机保持了高的燃油经济性,很好地控制了加速期间的排放物,同时改善了充气效率的保证需要的输出转矩。

另外,当进气分层涉及到特定的发动机稀燃工作条件范围时,在发动负载范围内,混合气可以被控制在规定的空一燃比上,在发动机负载高于发动机负载范围时,节气门开度增加,可在规定的范围内增加混合气量。在这种理论下,规定的高度稀薄空一燃比形成的发动机低转速和发动机低负载范围被扩展,使得稀混合气发动机可以在规定的稀空一燃比产生可以得到的最大输出转矩。另外,在空一燃比稀于理论计算空一燃比时,在发动机工作条件范围内所供应的混合气量增加,使发动机输出转矩增加,因而改善了燃油消耗的经济性。

规定的发动机稀燃工作条件范围是由下述方式限定的,即,节气门最大开度为全开度的大约 $6/8$ 。这种接近于节气门全开度的发动机稀燃工作条件范围可以使稀混合气发动机得到广泛应用,不

仅可在普通街道上行驶,也可以在高速公路上行驶。

在特定的发动机低转速稀燃范围内,当第二进气道关闭时,进气系统借助第一进气道在燃烧室中产生燃油紊流,以便改善在稀燃过程中燃油的可燃性。第一进气道制成需要的形状,使形成的燃油紊流的中心线与燃烧室的垂向中心线相交 35° 至 55° 角。这种结构的第一进气道可产生增强的螺旋涡流,这是一种复杂的紊流,包括在燃烧室中的一垂向紊流(*tumble*)和一水平涡流(*Swirl*),使混合气总是可以均匀分布,适合于稀燃,因而改善了在稀燃过程中燃油的可燃性。

低速型进气系统的结构,使得当第二进气道关闭时进气的动态效果可以在发动机低转速的特定稀燃范围内调谐在一个发动机转速上,以便由于增加了在稀燃过程中的充气效率而增加发动机输出转矩。特别是在发动机低转速的特定稀燃范围的较高转速侧,进气的动态效果可以调谐在一个发动机转速上。在这种情况下,在发动机高速的范围内,在需要高的发动机输出转矩时,可以使充气效率增加。

这种动态效果可以借助设置在进气系统的共振室产生的,共振室具有大于减震筒的容量。共振室的结构,使得在所述第二进气道分别闭合和打开时,进气动态效果调谐的所述发动机两转速之间的转速范围内产生进气的动态效果。在第二进气道关闭时调谐的发动机转速和在第二进气道打开时调谐的发动机转速之间的范围内防止转矩的下降。

低速型进气系统的进气阀的关闭定时使得在发动机低转速的特定稀燃范围内可以增加充气效率,同样,快速型排气系统的排气

阀的打开定时使得在发动机高速范围内促进废气的排出。具体来说,在排气冲程离下死点(BDC)一段时间以前排气阀开始打开,上述一段时间比进气冲程中进气阀开始闭合时离开下死点的一段时间长一个相当于曲柄角 10° 的时间。经过上述那样定时的进、排气系统的稀混合气发动机可以向着高动机较高负载一侧扩展特定的发动机稀燃工作条件范围,此时,稀燃以减少的氧化氮排放量进行,它可增加在发动机低速范围中的输出转矩,因混合气的紊流而改善燃烧速度。因此,即使排气阀较早地开始打开,在发动机高速范围内,稀混合气发动机也不会产生能量损失和转矩下降。

进气系统还可以包括一个进气控制装置,它按照特定的发动机稀燃工作条件范围的发动机工作条件控制越过节气门和进气量,以便引入增加的进气量,从而弥补发动机转矩的不足。喷油嘴可以是空气混合式的,它提供辅助空气以便有效地使喷射的燃油雾化。包括这种空气混合型喷油嘴的稀混合气发动机可向着发动机较高负载一侧扩展特定的发动机稀燃工作条件范围,稀燃进行时,很好地控制了氧化氮的排放,同时它可使混合气由于燃油的雾化而均匀地分布,因而在稀燃的过程中,使氧化氮的排放量大大地减少。

另外,通过燃油蒸汽排送系统向空气混合型喷油嘴供送燃油蒸汽。这使稀混合气发动机可以向各气缸中均匀地供送燃油蒸汽,从而防止稀混合气发动机在稀燃过程中产生输出转矩下降的情况。上述各气缸的空气混合型喷油嘴经过定时,在进气冲程的规定定时喷油,以便保证在每个气缸中混合气浓度的适宜分层,因此改善混合气在稀燃过程中的可燃性。

现在对照以下附图描述本发明的推荐实施例,更清楚地阐明

本发明的上述的和其它的目的和特征。

图 1 是按照本发明一推荐实施例的稀混合气发动机的示意图；

图 2 是稀混合气发动机的燃烧室的平面图；

图 3 是包括主进气道的稀混合气发动机燃烧室的截面图；

图 4 是包括引进气道的稀混合气发动机燃烧室的截面图；

图 5 是表示混合气平均紊流强度的曲线图；

图 6 是表示与垂向紊流和水平涡流有关的进气平均强度的曲线图；

图 7 是表示涡流测量的示意图；

图 8 是阀的定时图；

图 9 是进气歧管的截面图；

图 10 是进气歧管的另一截面图；

图 11 是沿图 9 中 IX—IX 线的截面图；

图 12 是发动机的转矩特性曲线图；

图 13 是表示空气和燃油蒸汽混合输送系统的示意图；

图 14 是表示空气混合型喷油嘴的细部的截面图；

图 15 是空气混合型喷油嘴的立体图；

图 16 是燃烧室中各种燃油分布模型的示意图；

图 17 是相关于燃油分布模型的氧化氮(NO_x)排放量曲线图；

图 18 是在各气缸间空—燃比分散的曲线图；

图 19 是表示与节气门开度和发动机转速有关的空—燃比控制模型的曲线图；

图 20 是与图 19 相似的曲线图，表示与进气负压和发动机转

速有关的空—燃比控制模型；

图 21 是表示发动机输出转矩相关于节气门开度的变化的曲线图；

图 22 是燃油喷射和燃油蒸汽供送的定时图；

图 23 是表示稀混合气发动机特性的曲线图；

图 24 是表示进气压力和空—燃比与节气门开度之关系的曲线图；

图 25 是气缸盖的底视图；

图 26 是按照另一推荐 实施例的稀混合气发动机的燃烧室的平面图；

图 27 是按照又一推荐 实施例的稀混合气发动机的燃烧室的平面图；

图 28 是表示稀混合发动机特性的曲线图；

图 29 是表示 稀混合气发动机的与燃油分布模型相关之特性的曲线图。

现在参阅附图详细描述，具体参阅图 1，图 1 表示按照本发明一推荐 实施例的稀混合气发动机 1（例如，一台四气缸直列式内燃机），一进气系统 20 和一排气系统 58 与发动机 1 配合工作。发动机 1 具有第一和第二进气道 3 和 4，其通入每个气缸（图中只画出一个）的楔形燃烧室 2，第一进气道（主进气道）和第二排气道（副排气道）5 和 6 通入燃烧室 2。进气道 3 和 4，以及排气道 5 和 6 分别通过进气阀 7 和 8 以及排气阀 9 和 9 在预定的定时打开和闭合。进气阀 7 和 8，以及排气阀 9 和 10 直接由预置凸轮轴式阀驱动机构驱动。

空气通过共用进气管 30 和通过减震筒 22 与共用进气管 30 连接的进气歧管 21 引入燃烧室 2。共同进气管 30 设有空气滤清器 31, 热式空气流传感器 32 和节气门 33, 从上游端按上述顺序排列。旁流管 34 从共用进气管分支并与其接合, 以便使空气可越过节气门 33。旁流管 34 设有气管 35 和气管 36。由一电磁铁(未画出)操纵的怠速控制阀调节通过气管 35 的空气流量, 以便控制在怠速期间引入燃烧室 2 的进气量。热式阀 38 当发动机 1 是冷的时候, 按照温度增加通过气管 36 的空气流量, 以便增加引入燃烧室 2 的进气量。进气管 30 还设有喷油嘴 40 和空气流量控制阀 41, 喷油嘴 40 位于进气道 3 和 4 中任一个(在本例中为进气道 3)附近, 空气流量控制阀 41 也称为紊流/水平涡流控制(TSC)阀, 紧靠另一个进气道 4。控制阀 41 响应于负压由执行器 42 操纵, 以便控制垂向紊流和水平涡流, 即进气紊流。为了向执行器 42 提供负压并排放负压, 在执行器 42 和减震筒 22 之间连接一真空筒 43, 以便将负压从减震筒 22 引入执行器 42 和设在真空筒 43 和执行器 42 之间的电磁阀 44, 以便控制负压的供应和排放。

空气混合型喷油嘴 40 借助在其嘴部输送空气而使燃油雾化成细滴。供油系统包括一燃油泵 46, 其设置在燃油箱 45 内, 将燃油从燃油箱 45 通过设有过滤器 47 的油管 48 送向喷油嘴 40。过剩的燃油从喷油嘴 40 通过设有调压器 49 的回油管 50 送回燃油箱 45。这种供油系统和辅助空气和燃油蒸流输送系统配合工作, 这将在下文详述。

排气系统 58 包括一排气管 59, 其上设有构成空—燃比控制系统一部分的氧气(O_2)传感器 60 和催化净化器 61。氧气传感器 60

产生一个与排气中氧气含量成正比的输出,使空—燃比控制系统确定一个适当的空—燃比,不断地监视排气以验证混合气调节的精度。催化净化器 62 净化排气,即,除去碳氢化合物(HC)、氧化氮(NO_x)和一氧化碳(CO)等有害排放物。

除空气流量传感器 32 和氧气传感器 60 以外,空—燃比控制系统还包括一个用于检测节气门 33 各种打开位置的节气门位置传感器 62,一个用于检测节气门 33 闭合位置的怠速位置传感器 63,一个用于检测进气温度的温度传感器 64,一个用于检测发动机冷却水的温度的温度传感器 65,一个用于检测发动机爆震的爆震传感器 66。另外,分电器 47 设有用于检测发动机曲轴(未画)转角的角度传感器 68 和用于区分正在点火气缸的气缸传感器 69。所有上述传感器都是本专业技术人员熟知的,可以采用任何公知的类型。

发动机控制装置 70 接受来自各传感器的信号,以便控制由一定的喷油嘴供送的燃油量,以及进行供油的定时,发动机控制装置下述控制怠速控制阀 37,与 TSC 阀 41 有关的电磁阀 44,以及辅助空气和燃油蒸汽输送系统的空气控制阀 55 和电磁阀 58。

催化净化器 61,在燃烧比理论计算混合气稀薄有混合气之后,使排气中的氧化氮(NO_x)还原。这种催化净化器 61 的实例可详见本申请的申请人提交的日本专利申请第 5—126552 号。催化净化器 61 的催化剂包括贵金属如铈和铂,或者铈、铂和铈,作为由载体如沸石承载的活化剂。这种催化净化器 61 可以有效地除掉排气中的氧化氮(NO_x),使排气得到净化。

下面对照现有技术的催化净化器(CCRO)来描述在稀燃中消

除氧化氮的机构。在现有技术的催化净化器中,当燃烧理论计算混合气时,废气中的氧气不足以氧化废气中的 HC 和 CO。因此,氧化氮(NO_x)被分解成氮气和氧气,氧气用于氧化 HC 和 CO,以净化排气。但是,当燃烧稀混合气时,废气中含有大量氧气,足以氧化排气中的 HC 和 CO,氧化氮(NO_x)作为排放物留在排气中。

与现有技术的催化净化器不同的是,还原型催化净化器 61 在多孔的载体沸石中捕获大量 HC,使贵金属作为活化剂吸收氧化氮。另外,甚至当废气含有大量氧气时,催化净化器 61 也使载体沸石中的 HC 与吸收在活化剂中的 NO_x 发生化学反应,使 NO_x 分解,从而净化排气。以这种方式,甚至当燃烧稀混合气时,催化净化器 61 也可消除废气中的氧化氮。在本例中,铈具有将活化剂贵金属变成细颗粒的作用;以便改善催化净化器 61 的排气净化效率,并改善催化净化器 61 的耐用性。

已经研究出一种催化剂,它能够在燃烧稀混合气时积累氧化氮(NO_x),而在燃烧理论计算混合气时分解氧化氮(NO_x)。如果长时间燃烧稀混合气,那么这种催化剂就不再能够积累氧化氮(NO_x),从而使消除氧化氮的效率变劣。与这种催化剂不同的是,还原型的催化净化器 61 甚至当长时间燃烧稀混合气时,也可以保持消除氧化氮的高效率。

现在参阅表示与稀燃有关的发动机的详细结构的图 2—4,在进气冲程中,基本当进气阀 7 和 8 分别打开第一和第二进气道 3 和 4 时,发动机 1 通过第一和第二进气道 3 和 4 将混合气送入每个气缸的燃烧室 2。在压缩冲程中,活塞 11 压缩混合气之后,火花塞 12 点燃混合气。然后,在排气冲程中,排气阀 9 和 10 分别打开第一

和第二排气阀 5 和 6, 迫使废气排出燃烧室 2。进气道 3 和 4 的结构和相对于燃烧室 2 的定位, 使得在燃烧室 2 中产生很强的倾斜螺旋涡流, 这是一种复杂的紊流, 由一垂向紊流和一水平涡流构成。具体来说, 第一进气道 3 由具有直的直道中心线 LP_1 的直道 3a 和具有喉部中心线 LP_2 的喉部 3b 构成, 直道 3a 在进气方向的上游延伸, 喉部 3b 在下游从直道 3a 弯向阀座 13。同样, 第二进气道 4 由具有直道中心线 LS_1 的直道 4a 和具有喉部中心线 LS_2 的喉部 4b 构成, 直道 4a 在进气流方向的上游延伸, 喉部 4b 在下游从直道 4b 弯向阀座 14。直道 3a 的结构是, 其直道中心线 LP_1 的延长线在阀座 13 和阀头 7a 上的在最大阀升程时最靠近燃烧室 2 的垂向中心线的一点之间穿过。同样直道 4a 的结构是, 直道 4a 的直道中心线 LS_1 的延长线在阀座 14 和阀头 8a 上的, 在给定阀升程时最靠近燃烧室 2 的垂向中心线 LO 的一点之间穿过。这样结构的进气道 3 和 4 能使进气具有低的气流阻力。在这种情况下, 直道 3a 和 4a 的直道中心线 LP_1 和 LP_2 最好分别穿过阀座 13 和 14 的中心。

燃烧室 2 是屋脊形的, 具有进气道 3 和 4 和排气道 5 和 6, 它们具有最适宜的结构, 使进气阀 7 和排气阀 9 的阀中心线 L_{v7} 和 L_{v9} 和进气阀 8 和排气阀 10 的阀中心线 L_{v8} 和 V_{v10} 的交角 θ 为大约 30° 。第一进气道 3 还具有主喉部偏置角 α_1 , 角 α_1 与阀中心线 L_{v7} 和喉部中心线 LP_2 之间的夹角有关, 它大于第二进气道 4 的副喉部偏置角 α_2 , 角 α_2 与阀中心线 L_{v8} 喉部中心线 LS_2 的夹角有关。例如, 主、副喉部角 α_1 和 α_2 分别设定为 30° 和 12° 。由于第一进气道 3 的结构, 当进气只通过第一进气道 3 引入时, 在燃烧室 2 中会产生紊流 S , 其相对于垂向中心线 LO 的倾角 λ 大约为 35° 至 55° 。另一

方面,上述结构的第二进气道 4 在燃烧室 2 中产生进气的垂向紊流 T。

进气阀 7 和 8 包括阀头 7a 和 8a 以及阀杆 7b 和 8b, 阀头 7a 和 8a 的底面平行于楔形燃烧室 2 的顶面。进气阀 7 的阀头 7a, 其阀面角 β_1 大于进气阀 8 的阀面角 β_2 。换言之, 第一进气道 3 的阀座 13 的阀座角大于第二进气道 4 的阀座 14 的阀座角。上述结构的进气阀 7 和 8 提供了第一进气道的阀头 7a 和喉部 3b 之间的一条通路, 该通路宽于第二进气道 4 的阀头 8a 和喉部 4b 之间的通路。由于这种阀结构, 第一进气道 3 具有加速通过其引入的进气流的作用, 第二进气道 4 具有保证必要的进气量的作用。虽然, 为了使进气高速流动, 第一进气道 3 可具有一个窄的喉部, 但是, 由于气流阻力效果, 这并不总是理想的。为了产生向着排气阀 9 和 10 的急剧冲击, 第一进气道 3 在其出口圆周上有一边缘 15, 燃烧室 2 绕着第一进气道 3 的出口具有挤压区 16。

按照这种结构的发动机, 第一进气道 3 可在燃烧室 2 中产生强烈复杂的紊流, 包括垂向紊流和水平涡流, 因此, 即使在容易引起稀混合气慢速燃烧的稀燃过程中, 也可以一次实现混合气的均匀分布和改进的燃烧速度, 使稀混合气令人满意地燃烧。

图 6 表示在燃烧室中混合气的平均紊流强度, 如图 6 所示, 虽然在从进气冲程至压缩冲程前半部的时间内涡流强烈地扰动, 从而对混合气的均匀分布带来直接的效果, 但是, 在压缩冲程的后半部, 紊流相当弱。与水平涡流相反, 紊流中的垂向紊流在压缩冲程的前半部时间内弱, 但在压缩冲程的后半部时间内强。按照具有进气道 3 的上述结构的发动机, 在从进气冲程至压缩冲程的时间

内,由于水平涡流和垂向紊流的作用,混合气的紊流强度得到增强。图5表示涡流比 Sr 为3、3和4、2时,涡流倾角 λ 和平均紊流强度 R 之间的关系。如图5所示,使涡流具有大约 35° 至 55° ,最好为大约 45° 的倾角 λ 并使涡流比大于3,可以大大地增强混合气的紊流强度,使混合气得到改善的均匀分布,使混合气快速燃烧。

涡流比 Sr 是按下述方式限定并得到的。

一般来说,涡流比 Sr 定义为燃烧室中产生的混合气水平紊流的圆圈运动的数目除以发动机转数所得的商。水平紊流的圆圈运动的数目是以脉冲涡流转矩为基础操纵的,其方法是本专业技术人员熟的。上述脉冲涡流转矩是由脉冲涡流表测出的。例如,如图7所示,发动机1具有一个直径为 D 的气缸,脉冲涡流表80放在位置 F_2 上,位置 F_2 离开气缸盖底面 F_1 的距离为直径 D 的1.75倍。在图7中,基准 F_3 指示在一个冲程中活塞11在下死点(BDC)时活塞的顶面。在测量脉冲涡流转矩时,脉冲涡流表80放置在离开气缸盖底面 F_1 距离为 $1.75D$ 的位置 F_2 上,并模拟作用在活塞11的顶面上的涡流的能量,以便发现一般在活塞11的顶面 F_3 附近存在的圆圈运动的能量。脉冲涡流表80设有许多蜂窝状结构,涡流流动方向上的力作用在其上。通过求作用在各蜂窝状结构上的力的积分即可求得脉冲涡流转矩 G 。

具体来说,假设混合气从进气阀7和8开始打开直至活塞到达下死点连续地引入燃烧室2,混合气在该期间沿燃烧室2的内壁作圆圈运动,并且当活塞到达下死点时达到圆圈运动的最高速度。因此,通过对在该期间每曲轴运动单位角度的每个角动量进行积分即可求出涡流比 Sr 。以这种试验知识为基础,在本实施例例中,涡流

比 Sr 通过下式求出:

$$Sr = \eta V \cdot \{D \cdot S \cdot \int (cf \cdot Nr \cdot d\alpha)\} / \{n \cdot \alpha^2 d\alpha \cdot (\int cf \cdot d\alpha)^2\}$$

$$Nr = 8 \cdot G / (M \cdot D \cdot V_0) \dots (1)$$

式中: ηV 是容积效率(=1);

S 是活塞行程;

n 是进气阀数目;

d 是进气道喉部直径

c 是相对于每个阀升程的流动系数;

N 是相对于每个阀升程的无量纲装备涡流值;

α 是曲柄角;

G 是脉冲涡流转矩;

M 是在进气冲程中充入气缸中的空气量;

V_0 是活塞头速度。

上述式(2)作如下引导:

$$G = I \cdot \omega r \dots (3)$$

$$I = M \cdot D^2 / 8 \dots (4)$$

将式(4)代入式(3)

$$G = M \cdot D^2 \cdot \omega r / 8 \dots (5)$$

根据式(5)

$$D \cdot \omega r = 8 \cdot G (M/D) \dots (6)$$

又由于

$$Nr = D \cdot \omega / V_0 \dots (7)$$

根据式(6)和(7)

$$Nr = 8 \cdot G / (M \cdot D \cdot V_0)$$

在上述各式中, I 是在进气冲程结束时(下死点), 气缸中空气的惯性矩, ωr 是装备涡流值(rig Swirl value)。

由于第一和第二进气道 3 和 4, 以及进气阀 7 和 8 有上述如图 2—4 所示结构, 涡流比 S_r 和涡流倾角向上面所述那样确定, 以便提高平均紊流强度。另外, 因为第一和第二进气道 3 和 4, 以及进气阀 7 和 8 的结构使进气阀 7 的阀头的阀面角 β_1 大于进气阀 8 的阀头的阀面角 β_2 , 所以通过第一进气道 3 的进气流速度增加, 通过第一进气道 3 的进气的流量系数被限制得较小, 从而有助于增加充气效率。

为了在一定程度上增加燃油燃烧速度而又不有损于可燃性, 平均紊流强度最好在 1.5 和 2.5m/s 之间。另外, 为了使稀混合气缩短燃烧时间, 燃烧室 2 的结构制得紧凑以便具有小的面积/容积比, 从而建立尽可能短的火焰传播距离。在这方面, 作为一个实例, 一台四冲程, 顶置双凸轮轴式稀混合气发动机所具有的尺寸是: 排量为 1500cc, 气缸内径为 75mm, 活塞行程为 84mm, 压缩比为 9.4。虽然从热效率考虑, 压缩比要高, 但是, 在确定压缩比时要考虑到爆震因素的限制和排放物控制。

现在参阅图 8 所示阀的定时图, 图中实线表示发动机 1 的阀定时, 虚线表示现有技术的发动机的阀定时。排气阀 9, 10 在排气冲程下死点(BDC)之前开始打开, 在排气冲程接近上死点(TDC)时闭合。另一方面, 进气阀 7, 8 在进气冲程接近上死点(TDC)时开始打开, 在进气冲程下死点(BDC)之后闭合。具体来说, 在这个实例中, 进气阀 7, 8 在进气冲程距下死点一短时间 T_i 之后的时刻 I_C 较早地闭合, 这称为慢速型, 其中闭合的定时使进气量在发动机低速

范围内增加,以便减轻进气的回吹(back blow)。排气阀9,10在排气冲程离下死点较长时间 T_e 之前较早地打开,这称为快速型,其中排气阀打开的定时在发动机高速范围内促进废气的排出。另外,在排气冲程排气阀打开时刻 EO 和下死点之间的时间 T_e 相当于凸轮轴的 10° ,它大于进气冲程进气阀闭合时刻 IC 和下死点之间的时间 T_i 。例如,阀定时经设定,使排气阀在相当于凸轮轴在下死点之前 50° 的时刻 EO 打开,在上死点的时刻 TD 闭合,进气阀在上死点时刻 TDC 打开,在相当于凸轮在下死点之后 33° 的时刻 IC 闭合。上述时刻或凸轮角度都是以凸轮凸起部最高的一点为准限定的。如虚线所示,在现有技术的发动机中,阀定时经设定,在排气阀打开时刻和下死点之间的时间和进气阀闭合时刻和下死点之间的时间之间凸轮角几乎没有差别或最多只有 5° 差别。

另一方面,由于发动机1的上述阀定时,慢速型的进气阀7和8防止了在发动机低速范围内进气的回吹,从而提高了在发动机低速范围内的充气效率并提高了发动机输出转矩。另一方面,虽然排气阀9和10是快速型的,但是,它们在发动机低速范围内并不停止对发动机输出转矩的提高。这是因为在发动机低速范围内,垂向紊流/水平涡流控制41关闭,通过图2—4所示结构的进气道3和4形成的倾斜的涡流,同时通过空气混合型喷油嘴40的雾化作用,加速了混合气的燃烧。因此,即使排气阀早打开,燃烧的能量在排气阀打开前充分地赋予了活塞,并不出现排放入排气道的燃烧能量比赋予活塞的燃烧能量多的现象,因此,在发动机低速范围内对发动机输出转矩的提高并不停止。另外,因为在发动机高速范围内促进了废气的排放,所以在排气过程中减少了泵气损失,快速型排气阀

弥补了在发动机高速范围内的发动机输出转矩的下降。

图 9—11 表示进气歧管 21 的细部结构。进气歧管 21 经过改进,使其在发动机工作的不同条件如发动机高、低速工作条件下更有效。其中进气的动态或惯性作用是可以调谐的,与未经改进的改进以改变进气的动态作用的进气歧管相比较,进气歧管 21 在发动机高、低速范围内都可增加充气效率。进气歧管 21 还设有共振室,从而在中间范围增加了发动机转矩,因此,增大发动机整个低速范围,有助于发动机稀燃工作条件范围的扩展。

具体来说,进气歧管 21 包括基本是半圆形的上、下半壳体 21a 和 21b,它们固定在一起构成半圆形延伸的进气通路 23,在其下游端分别与各气缸相连通,相互是独立的。上半壳体 21a 形成有一与其连为整体的减震筒壳体,从而形成减震筒 22。各进气通路 23 连接于减震筒 22,减震筒 22 与直列气缸一起延伸。每条进气通路 23 包括一个由上半壳体 21 形成上半部 23a,它在其上游端与减震筒 22 相连通,还包括一个由下半壳体 21b 形成的下半部 23b,它在其下游端与气缸连通。下半壳体 21b 在其下游端有与凸缘 24,借其固定在发动机 1 的气缸盖上。进气在穿过固定在上半壳体 21a 上的节气门体(未画出)之后进入减震筒 22。如图 11 所示,每条进气通路 23 由隔壁 25 分成两个出口,即直接与主进气道 3 连通的主出口 23P 和直接与副进气道 4 连通的副出口 23S。垂向紊流/水平涡流控制阀 41 设置在各进气通路 23 的副出口 23S 内,通过阀轴 41a 与执行器 42 相连接,阀轴 41a 穿过副出口 23S,与直列的气缸一起延伸。执行器 42 连接于阀轴 41a 的一端,以便开、闭控制阀 41。

如图 9 和 10 所示,歧管 21 构成一个由上、下半壳体 21a 和

21b 包围的基本呈圆筒形的共振室 26。共振室 26 在直列气缸的方向上延伸,并与减震筒 22 相连通。在共振室 26 相邻发动机 1 的一侧,歧管 21 有一垂壁 27,垂壁 27 构成共振室 26 的一部分。垂壁 27 分成两部分,即与上半壳体 21a 连为整体的上壁 27a 和与下半壳体 21b 连为整体的下壁 27b,设有连接通路 28,其一端通入共振室 26,另一端通入减震筒 22。构成辅助空气和燃油蒸汽输送系统的一部分的一条通路 52 在进气歧管 21 的上半壳体 21a 中形成。在本实例中,共振室 26 的容积容量大于减震筒 22。另外,进气歧管 21 在长度和横截面的结构使得进气的动态效果当控制阀 41 使副进气道 4 闭合时,调谐在发动机低速范围,例如大约 2000 转/分,而当控制阀 41 使副进气道 4 打开时,调谐在发动机高速范围,例如大约 3500 至 4000 转/分。

如果进气歧管 21 的设计只考虑上述的进气动态效果可调谐范围,那么,只在图 12 中虚线所示的发动机低速范围和发动机高速范围中可实现发动机转矩的增加,而在中间范围则急剧下降。但是,当进气歧管 21 与共振室 26(共振室 26 的容积容量大于减震筒 22,且与减震筒连通)共同工作时,发动机转矩在发动机转速的整个范围上变化平缓,如图 12 中实线所示。这是因为共振室 26 的共振效果使充气效率在中间范围内增加的缘故。

图 13 表示与空气混合型喷油嘴配合工作的辅助空气燃油蒸汽输送系统。该系统包括一个使燃油蒸汽和空气混合的混合室 55。在混合室 55 的两侧,一条设有控制空气供应的空气控制阀 51 的供气管 51 从旁流管 34(见图 1)延伸至进气歧管 21。具体来说,供气管 52 在其下游端分叉成四条分别连接于喷油嘴 40 的管 52a。当发动

机 1 怠速或在高负载下工作时, 空气控制阀 51 使空气供应管 52 关闭, 或者使供气管 52 打开以便使空气被送至喷油嘴。供气管 52 还设有旁流管 53 以便使空气越过空气控制阀 51 流动。在旁流管上设有小孔 54 使得在怠速时有小量空气。辅助空气和燃油蒸汽供应系统还包括一条燃油蒸汽排送管 57, 其设有排送阀 58 如电磁阀, 管 57 从罐 56 延伸至混合室 55。排送阀 58 当打开时使燃油管 45 中产生的和罐 56 中的燃油蒸汽被送入混合室 55。在混合室 55 中产生的空气和燃油蒸汽的混合气送入包围喷油嘴 40 的各主进气道 3 并与在吸气冲程中通过喷油嘴 40 供应的燃油一起送入燃烧室 2。

排送阀 58 按照发动机转速和负载被驱动, 以便只当满足预定的燃油排送条件时, 例如当空—燃比的反馈控制过程中发动机冷却水的温度高于规定温度时, 才供应预定量的燃油蒸汽, 排送阀 58 被驱动负荷比(duty rate)是可以变化的, 以便供送理论计算混合气时, 将燃油蒸汽排送量控制得较少, 当进气量变小时, 增加一个使燃油蒸汽排送量减少的变化。

现在参阅图 14 和 15, 图中表示空气混合喷油嘴 40 和喷油嘴 40 周围的气缸盖部分的详细结构。喷油嘴 40 装配在气缸盖 1a 上形成的孔 400 中, 并与主进气道 3 连通。喷油嘴 40 具有包围其端部的喷射嘴(未画)的圆筒形隔套 401。在喷油嘴装配孔 400 的内壁和圆筒形隔套 401 之间形成一环形空间 402, 环形空间 402 通过气缸盖 1a 上的引气孔 403 与辅助空气和燃油蒸汽供应系统的供气管 52 的有关管 52a 相连通, 以便将空气引入主进气道 3。另外, 圆筒形隔套 401 设有径向向内延伸的空气喷嘴 404, 以便将空气从环形空间 402 送入包围燃油嘴端部的空间。每个上述空气喷嘴 404 上有

一小孔 405。

当喷油嘴 40 以预定的定时向主进气道 3 供送燃油,进气在围绕喷嘴端部的空间中形成负压时,引入环形空间 402 的空气通过空气喷嘴 404 的小孔 405 喷入围绕喷嘴端部的空间中,以便使燃油和空气混合。在本实例中,当排送阀 58 打开时,燃油蒸汽被引入环形空间 402 并通过空气喷嘴 404 的小孔 405 喷射。

图 16 表示在燃烧室中的各种燃油分布模型。所列举的第一种燃烧室中的燃油分布模型是借助设置在进气道中的普通喷嘴形成的,第二种模型是借助如本发明的上述实施例中所使用的空气混合型喷油嘴与辅助空气和燃油蒸汽供送系统相配合而形成的,第三种模型是当输送气化燃油混合气时形成的。从图 16 中可以看出,与普通喷油嘴相比较,利用辅助空气和燃油蒸汽供送系统的喷油嘴极大地改善了燃油的雾化。如果稀混合气含有粗雾化燃油,那么,由于燃烧温度的不均匀分布,容易在排气中产生氧化氮(NO_x),而燃烧温度的不均匀分布在燃烧室中的出现是由于燃油混合气不均匀分布而造成的。与此相反,如果稀混合气含有细小燃油滴,那么在燃烧室的整个区域中,稀混合气就会均匀地燃烧,从而防止出现燃烧温度均匀分布的情况,并减少在排气中的氧化氮(NO_x)含量。图 17 表示与第一种至第三种燃油分布模型有关的排气中氧化氮(NO_x)的排放量,图 17 表明,与普通喷油嘴相比较,利用辅助空气和燃油蒸汽供送系统的喷油嘴 40 可显著减少氧化氮的排放量。虽然气化的燃油混合物比其它两种更有效地减少了氧化氮的排放量,但是必然在结构中对燃油气化有各种限制,在结构中,喷油嘴要设置在一进气道中以便进行精确的空—燃比控制,并

借助所谓的程序定时喷油来实现燃油混合气浓度分层。

图 13 所示的空气和燃油蒸汽输送系统通过辅助空气输送管 52 向设置各喷油嘴 40 部位输送燃油蒸汽及空气,从而实现各气缸均匀输送燃油蒸汽。这样就可以在稀燃过程中有效地排入燃油蒸汽。现在对照图 18 具体描述空气和燃油蒸汽输送系统的作用,图 18 表示与理论计算混合气和稀混合气($A/F=22$)有关的,空—燃比在各气缸之间的分散,基本倾向是,与稀混合气有关的空—燃比要比与理论计算混合气有关的空—燃比分散更大。当用普通方式将燃油蒸汽送至进气歧管时,在各气缸之间出现的空—燃比分散由虚线表示。具体来说,稀混合气引起空—燃比的很大分散,如超过普通喘振线(*ordinary surge line*)。空—燃比的这种分散导致转矩变化。与此相反,由于空气和燃油蒸汽输送系统,使各气缸之间空—燃比只有较小的分散,甚至在稀燃过程中也不超过普通喘振线。因此,甚至在稀燃过程中,燃油蒸汽也可有效地输送而不引起显著的转矩变化。另外,燃油蒸汽是一种气化的燃油,它有助于形成有利于减少排气中氧化氮含量的某种燃油分布模型。

在与空—燃比控制有关的发动机控制装置 70 的工作中,各种空—燃比区域相对于发动机的工作条件而被预定,发动机的工作条件是由图 19 所示的,由节气门开度限定的发动机速和发动机负载,或者如图 20 所示的进气负压和发动机转速。

当发动机工作条件是在发动机低速和中速范围内,而且在由除怠速位置和减速的完全闭合位置外的节气门低位所限定的发动机低负载至由接近于节气门全开位置的预定的节气门大开度位置所限定的发动机高负载的发动机负载范围内时,发动机控制装置

70 产生比理论计算混合气($\lambda=1$)稀的混合气($\lambda>1$)。供送稀混合气的发动机稀燃工作条件范围,特别限定在进气系统 20 使充气效率增加的发动机转速范围内,节气门开度在相对于节气门全开位置来说大约 6/8 开度以下。在大部分发动机稀燃工作条件范围之内,在发动机 1 产生的排气中的氧化氮比例足够小并且转矩变化小于允许值的限度内,混合气被控制在预定的空—燃比(例如 22)上。允许预定高度稀薄空—燃比的,发动机稀燃工作条件的上限,是进气量达到饱和点的一点,即由于进气负压发展图 20 所示极限,使进气量不能增加的一点。

在允许预定的高度稀薄的空—燃比(A/F)的稀燃范围主要部分上,空—燃比设定在预定的特定范围内,以便小于预定的稀薄空—燃比或接近于理论计算空—燃比。例如,空—燃比被规定在 19 至 22 之间,对于允许的氧化氮排放量来说具有充分的余地。空—燃比的这个特定范围,下面还要详述,它可保证在催化净化器 61 之后排气中的氧化氮排放比例小于允许的极限。在允许高度稀薄空—燃比的稀燃范围的发动机负载较高侧,由于节气门开度增加,空—燃比在特定的范围内逐渐变小。

在允许预定的高度稀薄空—燃比的稀燃范围的较高侧,在发动机低速范围和发动机负载的一定范围内,或者在允许预定的高度稀薄空—燃比的稀燃范围的较高侧,在发动机低负载范围和发动机转速的一定范围内,混合气被控制为理论计算混合气($\lambda=1$)。另外,在发动机高负载和发动机高速范围内,混合气被加浓至比理论混合气($\lambda=1$)浓($\lambda<1$)。另外,在发动机怠速工作条件范围内,混合气被控制为理论计算混合气($\lambda=1$),然而在完全闭合位置以便减

速的范围内中止输送混合气。

按照来自氧气传感器 60 的输出信号, 发动机控制装置 70 在稀燃范围或理论计算浓度范围内进行空—燃比的反馈控制, 以便输送预定空—燃比的混合气, 从而符合由图 19 所示及上面所述的设定模型所限定的发动机工作条件。在本实例中, 在稀燃范围内, 进行空—燃比的反馈控制, 以便即使在发动机过渡操作如加速期间也输送由设定模型限定的预定空—燃比的混合气。换言之, 相同的空—燃比控制图用于发动机普通工作和发动机过渡工作。当发动机工作从稀燃范围变至理论计算范围或允许理论计算空—燃比浓的空—燃比的发动机工作条件范围时, 发动机控制装置 70 进行控制, 使空—燃比以提前的时间逐渐变化。

在发动机控制装置 70 的与喷油定时控制有关的工作中, 喷油嘴 40 被启动以便进行程序定时的燃油喷射。也就是说, 在进气冲程, 每个喷油嘴 40 被启动以特定的定时喷油, 因此, 虽然在有关的燃烧室 2 中形成大致均匀的燃油分布, 但是在有关的火花塞 12 附近局部地使混合气控制得比燃烧室 2 的其余部分稍浓些。为了防止由于混合气过浓, 特别是在火花塞 12 周围, 对混合气浓度分层的程度进行控制, 并且在进气冲程上死点 (TDC) 之后 60° 角的时刻对燃油喷射定时。在这种情况下, 如果期望的话, 在上述期间不完全地进行喷油, 称为“分段喷油 (divided injection)”, 其中, 在可以进行进气冲程之前提前进行燃油喷射的不完全的部分。在分段喷油中, 如果在进气冲程之前规定期间估算的, 所需要的燃油量大于在进气冲程过程中燃油喷射的最大极限, 那么, 在进气冲程之前提前进行燃油喷射的不可行的部分。然后在进气冲程开始喷油时喷射另一

部分需要的燃油。如果在进气冲程之前事实上已经提前喷油,那么,在进气冲程中则喷射其它需要的燃油量和已经输送的燃油量之差。

如前所述,由于热式空气流量传感器 32 的响应性,在测量后进气流入燃烧室 2 时的流动延迟,以及将燃油送入燃烧室 2 的延迟,因而借助燃油喷射进行的空—燃比控制会引起一定的控制误差。为了进行精确的燃油喷射,以进气和燃油的瞬态现象的理论动态模型为基础获得对上述误差的修正值。上述修正包括空气流量传感器 32 的热响应延迟的修正,由于进气管 30 的容量引起的向燃烧室 2 充气延迟的修正,在充气量工作和进气阀 7 和 8 闭合时间出现的进气的充注量的变化的修正,以及燃油附着在进气管 30 的壁上引起的燃油量变化的修正。

垂向紊流/水平涡流控制阀 41 受到控制以开、闭副进气道 4,这与作为界线的,稀燃范围的较高转速侧的限制线有关。具体来说,在稀燃范围的较高侧的发动机转速上,控制阀 41 打开副进气道 4,而在稀燃范围的较低侧的发动机转速上则关闭引进气道 4。

在发动机稀燃工作条件范围内,怠速控制阀 37 受控而打开气管 35 以便增加进入量,从而在稀燃过程中使发动机增加转矩。与允许预定的高度稀薄空—燃比的稀燃范围内没有上述那样的进气量增加的稀燃情况相比较,发动机输出转矩从图 21 中虚线所示的水平提高到实线所示的水平。在进气量达到饱和点的发动机工作条件范围内,虽然使怠速控制阀 37 打开气管,并不能使进气量增加,但是如前所述,由于控制了空—燃比,使之逐渐变小以及由于点火定时,使发动机输出得以提高。在图 21 中,在发动机整个工作条件范围内燃烧理论计算混合气时产生的发动机输出转矩是由虚线

表示的。

如前所述,在进行稀燃的发动机低速范围内,空气控制阀 51 打开供气管 52,使空气送向喷油嘴 40。另外,排送阀 58 按照发动机工作条件被驱动,以便控制燃油蒸汽的需要量。如果在程序定时的燃油喷射中,在空-烯比反馈控制期间排送燃油蒸汽,那么,通过喷油嘴 40 供送的燃油量按照被排送的燃油蒸汽量而被减少。虽然,燃油蒸汽的排送减少了在进气冲程中供送的燃油量,但是对混合气在燃烧室 2 中的浓度分层却没有负面影响。这是因为在供气管 52 中的燃油蒸汽几乎在图 22 所示进气冲程中喷油的相同定时被进气冲程引起的负压,与辅助空气一起吸收燃烧室 2 中,以便补偿减少的燃油量。

在稀燃过程中,由于混合气稀薄,因而需要改善可燃性。为了使稀混合气发动机 1 有高和可点火性和可靠地点火,采用了高能型点火系统。具体来说,该点火系统具有一个点火线圈,其具有改变了的特性的便产生比普通点火线圈高的点火电能,还具有低阻型的高压线以减小发送损失,该点火系统的放电时间是普通点火系统的 1.5 倍。另外,该点火系统使用可耐受高电能的铂火花塞。

稀混合气发动机 1,其稀燃的空-燃比极限或发生机输出转矩允许变化的极限都有所提高。也就是说,在垂向紊流/水平涡流控制阀 41 关闭的条件下,如图 3 所示,在燃烧室 2 中产生混合气的倾斜涡流,从而改善混合气的均匀分布并加速混合气的燃烧。因此,稀薄的混合气可以有效的燃烧。另外,由于空气混合型喷油嘴 40 可产生微细的燃油滴,稀混合气可以更有效地燃烧。稀混合气借助程序定时喷油可理想地进行浓度分层,以便以良好的状态燃烧。另

外,高能型点火系统使稀混合气的点火更为可靠。

如图 23 所示,由于上述的各种效果,稀薄的空—燃比极限性提高至 25 以上。与燃油消耗和氧化氮(NO_x)排放相关,已证明空—燃比最好在大约 19 至上述稀薄的空—燃比极限之间。因此,大约为 22 的空—燃比对油耗和氧化氮排放来说是最理想的,这样相对于稀薄空—燃比极限留有一定余地,同时使稀混合气的良好状况燃烧。稀混合气发动机 1 进一步减少了在排气中的氧化氮(NO_x)的排放量。在图 23 中,实线 A 表示在催化净化器之前排气中的氧化氮(NO_x)的排放量,虚线 B 表示普通催化净化器之后的排气中的氧化氮排放量,点线 C 表示还原型催化器 61 之后的排气中的氧化氮排放量,如图 23 所示,本发明的稀混合气发动机 1 具有在稀燃过程中减少了氧化氮(NO_x)排放的显著效果。另外,图 2—4 所示结构的进气道 3 和 4,混合气的均匀分布,以及所采用的空气混合型喷油嘴 40 有助于形成细微地燃油滴,而这有利于减少排气中的氧化氮排放量。如前所述,稀混合气发动机 1 燃烧空—燃比大约为 19 的稀混合气,可以充分地减少氧化氮(NO_x)的排放量,而大约为 19 的空—燃比超过了现有技术的稀混合气发动机为氧化氮允许排放量而制定的空—燃比极限。

当垂向紊流/水平涡流控制阀 41 关闭时,在发动机低速范围内,由于进气的动态效果,稀混合气发动机 1 增加了充气效率,即使在进行稀燃的发动机低速范围内也能提供必要的输出转矩。另外,为满足在发动机低速范围内增加充气效率的要求,调整了进气阀闭合定时,并且减小了通过主进气道 3 的进气流量系数,因此,在进行稀燃的发动机低速范围内增加了发动机输出转矩。因此,稀

混合气发动机 1 即使燃烧高度稀薄的,空燃比大约为 22 的稀混合气也可以在向着发动机更高负载加宽的发动机工作条件范围内产生所需要的转矩。当稀混合气发动机 1 以上述空一燃比,在高达输出转矩极限的负载下工作时,空一燃比逐步地从 22 降至 19。也就是说,如图 24 所示,除了充气效率增加以外,混合气保持其最稀薄的状态,直至节气门 33 达到一临界开度,大到大约使进气压力达到极限,稀燃继续进行,而空一燃比在一定范围内变化,其中,还原型催化净化器 61 将氧化氮(NO_x)排放量减少到允许极限以下,直至节气门 33 打开得大于临界开度为止。这样,与现有技术的稀混合气发动机相比较,稀混合气发动机 1 大大地扩展了其稀燃范围,同时保持了氧化氮(NO_x)排放的效果。

因为在发动机普通工作和发动机过渡工作中使用相同的空一燃比控制图,所以在发动机稀燃工作条件范围内,即使在发动机过渡工作期间,由于稀燃,也实现了有效的燃油消耗,控制得很好的排放。在发动机的上述过渡工作中,由于充气效率提高,稀混合气发动机 1 可产生加速所必须的可靠的发动机输出转矩,并且由于燃油喷射的精确控制保持了稀混合气的需要的可燃性。

借助喷油的精确控制防止了混合气空一燃比的变化,此外,混合气的倾斜涡流和空气混合型喷油嘴 40 使燃油雾化,改善了燃油燃烧的稳定性,因此,稀混合气发动机 1 具有减小输出转矩变化的效果。另外,由于稀混合气发动机 1 甚至在发动机稀燃工作条件范围内也有燃油蒸汽供应,因而可减少实际油耗。也就是说,由于现有技术的稀混合气发动机在发动机稀燃工作条件范围内设有燃油蒸汽供应,因而罐内的剩余燃油蒸汽被排入大气,所以使现有技术

的稀混合气发动机的实际油耗增加，特别是如果在较宽的发动机工作条件范围内进行稀燃而产生大量燃油蒸汽，那么，情况更是这样。与现有技术的稀混合发动机不同的是，本发明的稀混合气发动机 1 甚至在发动机稀燃工作范围内也可利用燃油蒸汽，减少了罐内燃油蒸汽的积累，从而减少了燃油蒸汽向大气中的排放。在这种情况下，因为燃油蒸汽是送往空气混合型喷油嘴 40，所以在稀燃期间燃油蒸汽的供应并不引起发动机输出转矩的变化，也无损于混合气的浓度分层。

现在参阅图 25—27 以及图 1，图中表示按照本发明另一实施例的发动机，这种发动机具有在预定的定时开、闭的进、排气阀，并设有高效燃烧系统，该燃烧系统有助于混合气的高速燃烧以便在发动机低速范围内缩短燃油燃烧的时间。在这种情况下，发动机采用有助于在发动机低速范围内增加充气效率的慢速和闭合定时不变型进气阀和有助于快速排放废气的快速和定时不变型排气阀。

高效燃烧系统包括通过引入燃烧室的空气增大混合气紊流强度的装置和缩短火焰传播距离的装置，该系统是借助如图 2—4 所示发动机结构实现的。图 25 和 26 表示发动机关于高效燃烧系统的详细结构。发动机 1 的每个气缸有两条进气道，即用于产生混合气紊流的主进气道 3 和在发动机低速范围内关闭的副进气道 4，上述进气道 3 和 4 的形状构成高效燃烧系统的一部分。燃烧室 2 的结构紧凑，以便缩短火焰传播的距离，从而实现混合气的高速燃烧。在副进气道 4 中，或者在副进气道 4 上游的各进气通路 23S(见图 11)中设有一个按照发动机工作条件开、闭的垂直紊流/水平涡流控制阀(未画出)。进气道 3 和 4，进、排气阀 7—10，以及燃烧室 2 的构

造和相对位置与前述实施例相同，它们与上述构件和结构一起构成高效燃烧系统，并且在燃烧室 2 中产生一倾斜涡流，这是一种由垂向紊流和水平涡流构成的复杂的紊流。

与活塞行程相比气缸具有较小的缸孔直径，气缸是所谓屋脊形的。另外，燃烧室 2 具有围绕主进气道 3 的出口的挤压区 16—18，以便尽可能缩短从燃烧室 2 中央的火花塞 2 至燃烧室 2 周围的火焰传播距离。进气阀 7 和 8，以及排气阀 9 和 10 在图 8 所示的定时上打开和关闭。

在上述结构的发动机 1 中，慢速型的进气阀 7 和 8 在较早的定时关闭，从而在发动机低速范围内防止了进气的反吹，从而增加了充气效率，并增加了在发动机低速范围内的发动机输出转矩。另一方面，虽然排气阀 9 和 10 是在较早的定时打开的快速型的，但是它们在高效燃烧系统的协同下保留了在发动机低速范围内增加发动机输出转矩的效果。这是因为，如图 2—4, 25 和 26 所示的增加紊流强度的结构，在控制阀 41 闭合时，在发动机慢速范围内产生倾斜涡流，加速了混合气的燃烧，同时紧凑的燃烧室 2 缩短了火焰传播的距离，从而缩短了燃烧时间。因此，即使排气阀 9 和 10 在早的定时打开，燃烧的能量也在排气阀 9 和 10 打开前充分地赋予了活塞，因此不会出现燃烧能量较多地排入排气道 5 和 6 的现象，因而甚至在发动机低速范围内也不停止发动机输出转矩的增大作用。另外，因为在发动机高速范围内加速了废气的排出，所以在排气时减少了泵气损失，快速型排气阀弥补了发动机输出转矩在发动机高速范围内的下降。

发动机 1 的高效燃烧系统，可以只设置增加系统强度的装置和

缩短火焰传播距离装置中的任一个,上述增加紊流强度的装置包括用于产生混合气的紊流的主进气道 3 和在发动机低速范围内关闭的副进气道 4。另外,作为使燃烧室 2 结构紧凑的替代方案,可以如图 27 所示在每个燃烧室中安装多个火花塞 12A—12C,以便缩短的从各火花塞算起的火焰传播距离,从而加速混合气的燃烧。

稀混合气发动机可以设置辅助空气输送系统以便在冷机状态时加速燃油燃烧。

在现有技术中已经建立了下述理论,即,为了只是加速燃油燃烧和减少加速的燃油燃烧产生的碳氢化合物(HC)和一氧化碳(CO)的排放,辅助空气输送系统是可行的,快速燃油燃烧会增加氧化氮的排放。因此,人们从未考虑到为了减少氧化氮的排放,稀混合气发动机要设置辅助空气输送系统。然而,如前所述,已经发现,虽然设有辅助空气输送系统的稀混合气发动机能够促进燃油混合气的雾化,并改善稀混合气的可燃性,但是,稀混合气发动机减少了氧化氮的排放。以这个事实为基础,稀混合气发动机 1 设置了如图 13 所示结构的辅助空气输送系统,与图 14 和 15 所示的空气混合型喷油嘴 40 配合工作。

在控制燃油喷射的定时和辅助空气的输送时,在发动机工作条件的特定范围内,混合气被控制得比理论计算混合气($\lambda=1$)稀薄($\lambda>1$)。例如,上述发动机工作条件的稀燃范围可如图 19 所示那样建立。或者,空—燃比可以在发动机稀燃工作条件范围内被控制得恒定不变。在喷油定时控制时,喷油嘴 40 在进气冲程的规定定时被启动,以便进行程序定时喷油,从而一方面使燃油在燃烧室 2 中形成大致均匀的分布,而另一方面又使火花塞 12 周围比燃烧

室 2 的其余部分燃油浓度局部地稍大。为了防止由于燃油混合气在火花塞 12 浓度过度加大而使氧化氮排放量增加,对混合气的浓度分层进行控制,而且在进气冲程上死点(TDC)之后 60° 角以内的时间中,对喷油进行定时。

在辅助空气输送控制时,在发动机稀燃工作条件范围包围的范围内,使空气控制阀 51 打开以输送辅助空气。例如,在怠速期间,或在发动机高负载范围内,使空气控制阀 51 打开。

对于稀混合气发动机,除了在进行稀燃的发动机工作条件的特定范围内,改善了燃油燃烧的经济性以外,由于混合的空气有助于燃油的雾化,使混合气的均匀分布得以实现,从而改善了燃油的可燃性。具体来说,由于甚至在发动机工作条件的稀燃范围内混合空气也送向喷油嘴 40,因而如图 28 所示,稀混合气发动机在稀燃期间具有减少氧化氮排放量的效果。

图 28 表示稀燃的实验结果,曲线 A 表示不向喷油嘴输送混合空气时,在催化净化器之前,排气中的氧化氮排放比例,曲线 B 表示不向油嘴输送混合空气时,在普通的催化净化器之后排气中的氧化氮排放比例,曲线 C_1 表示向喷油嘴输送混合空气时,普通的催化净化器之后,排气中的氧化氮排放比例,曲线 C_2 表示向喷油嘴输送混合空气时,还原型催化净化器之后,排气中的氧气氮排放比例。从图 28 可以看出,本发明的稀混合气发动机 1,当输送混合空气时,在稀燃过程中,具有减少氧化氮(NO_x)排放的显著效果,其原因在对照附图 17 和 18 的描述中已经阐明。

另外,因为在进气冲程过程中进行喷油,混合气被分层,使得在火花塞 12 周围比燃烧室 2 的其余部分气混合局部浓度稍高,这

就保证了在稀燃中高的可燃性，并使稀混合气发动机可以使用更稀的混合气。具体来说，当所确定的空—燃比接近于稀燃极限，所确定的喷油嘴 40 的喷油定时使火花塞 12 周围的空—燃比比燃烧室 2 的其余区域大约高 10% 时，稀混合气发动机 1 所引起的热效率变化和氧化氮排放量的减少如图 29 所示。

图 29 所示混合气不同的局部分布的稀燃的实验结果，涉及稀燃极限，排气中氧化氮排放的减少和热效率的变化，上述混合气不同的局部分布是由于改变喷油定时形成的。在这种情况下，术语“局部分布”是指在燃烧室整个区域中的空—燃比和火花塞周围的空—燃比之间的差。在图 29 中表示相对于燃烧室的整个区域中的特定空燃比(例如 22)和在燃烧室整个区域中比稀燃极限小一个余量 α 的空—燃比的排气中的氧化氮的减少和热效率的变化。从图中可以看出，当混合气分层使局部分布的程度为 2 时比混合气不分层(局部分布的程度为 0)时，稀燃极限被大幅度提高。如果混合气被分层至较高的程度，那么，由于不均匀分布会使燃烧稳定性变劣。这样会导致氧化氮排放量增加，因燃烧室局部温度增加引起的热效率变劣，以及减小空—燃比极限。与此相反，当混合气被分层使局部分布的程度为 2 时，如前所述，这使火花塞 12 周围的空—燃比大约比燃烧室 2 的整个区域中的空—燃比高 10%，这恰好使空—燃比接近于稀燃极限，即，比稀燃极限小一个余量 α ，这时，发动机 1 的氧化氮排放量大幅度减少，由于适当程度地分层和燃油快速雾化而改善了热效率。在这种情况下，上述的局部分布程度为 2 的混合气分层是通过在进气冲程上死点之后大约 60° 的定时终止通过所述喷油嘴的喷油而得到的。

稀混合气发动机经改进甚至在发动机稀燃工作条件范围内,也可供送燃油蒸汽,接近于稀燃极限的规定的稀薄空—燃比被建立,以便提高空—燃比的稀燃极限,同时改善实际的燃油消耗经济性,并且甚至当使用燃油蒸汽时也能提供燃烧的稳定性的。这样改进的稀混合气发动机的结构如图 2—4 所示,以便当副进气道 4 被控制阀 41 关闭时,借助主进气道 3 在燃烧室 2 中产生涡流。稀混合气发动机设有如图 13 所示的辅助空气和燃油蒸汽供送系统,其与如图 14 和 15 所示的空气混合型喷油嘴 40 配合工作。燃油蒸汽被送入供气管 52,然后进入由包围每个喷油嘴 40 的嘴部的圆筒形隔套 401 形成的环形空间 402。在空气喷嘴 404 上形成小孔 405,以便实质上增加混合空气的流动速率,从而加速燃油的雾化,另一方面,其位于各进气通路 23S 的下游端,以便封住气脉冲。

在稀混合气发动机 1 的空—燃比控制中,在如图 19 所示的发动机特定的稀燃工作条件范围内,混合气受到控制以便具有接近于稀燃极限的规定的稀薄空—燃比。燃油喷射的控制是借助程序定时的喷油进行的。控制阀 41 受到控制以便在发动机特定的稀燃工作条件范围内产生需要的涡流,如图 19 所示。

至少在发动机规定的稀燃工作条件范围内启动燃油蒸汽供送系统。例如,在包括形成理论计算空—燃比的范围的发动机工作条件范围内,以及在发动机规定的稀燃工作条件范围内,当满足了预定的排送条件时,燃油蒸汽供送系统被启动。换言之,如前所述,当预定的排送条件被满足时,排送阀 58 被驱动以便按照发动机的工作条件供送需要量的燃油蒸汽。

在上述稀混合气发动机 1 中,因为甚至在建立了接近于稀燃极

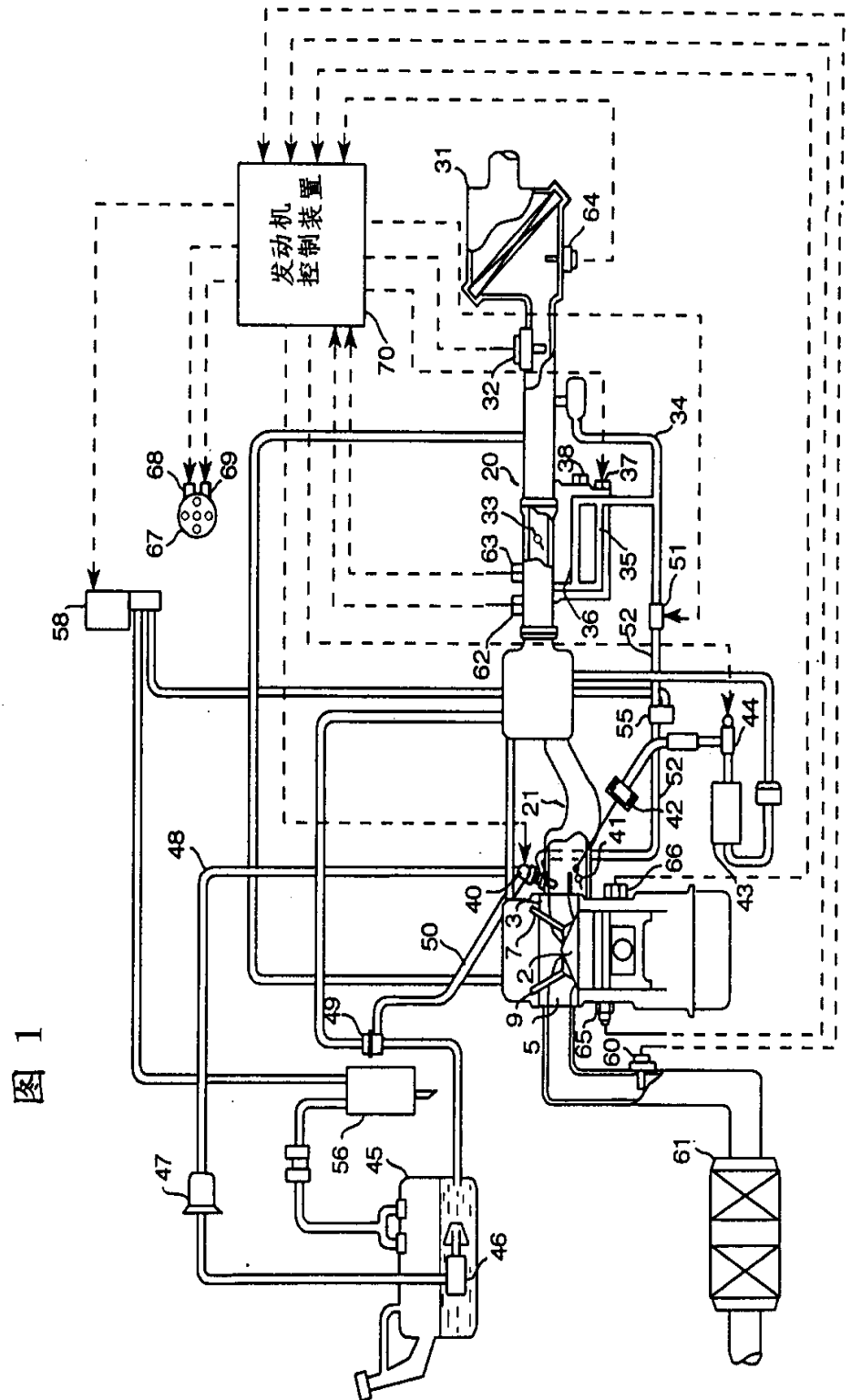
限的规定的稀薄空—燃比的规定的稀燃范围内也输送燃油蒸汽,所以减少了向大气中的燃油蒸汽排放,从而改善了燃油消耗的经济性。另外,因为燃油蒸汽是通过供气管 52 送入由围绕每个喷油嘴的嘴部的圆筒形隔套形成的环形空间 402 中的,所以,如图 18 所示,燃油蒸汽被有效地利用,甚至在稀燃期间也不会出现发动机输出转矩的变化。另外,因为稀混合气发动机 1 在进气冲程中引入燃油蒸汽,有效地实现了混合气的分层,也就是说,因为燃油蒸汽的输送相对于在进气冲程中通过喷油嘴的喷油很好地被定时,而且进气道 3 和 4 产生了混合气的符合要求的涡流,所以混合气的分层得以保持。另外,由于利用了供气管 52 将燃油蒸汽以及空气输送至喷油嘴 40,因而燃油蒸汽输送系统结构紧凑,并可用空气稀释燃油蒸汽以防止燃油蒸汽被过量地送入燃烧室 2。通过燃油蒸汽输送系统也可以容易地控制燃油蒸汽量,特别是当较少的燃油蒸汽量时。在燃油蒸汽输送系统中,燃油蒸汽排送管 57 连接在设置在供气管 52 中部的混合室 55 上,这种结构具有均匀混合燃油蒸汽和空气的效果,使燃油蒸汽可在燃烧室中均匀分布。这种结构的燃油蒸汽输送系统具有借助混合室 55 吸收电磁铁启动的排送阀 58 引起的脉冲的效果,从而也改善了燃油蒸汽在燃烧室中的均匀分布,并很好地控制了燃油蒸汽的分布。

每个空气混合型喷油嘴 40 设有小孔 405 孔,每个小孔设在空气和燃油蒸汽输送的位置上,这种结构可防止在各燃烧室 2 之间燃油蒸汽的干扰,因而防止了均匀分布的变劣。也就是说,如果压力波通过各自的进气通路 23S 和供气管 52 传播,那么,在各燃烧室 2 之间出现的燃油蒸汽干扰容易引起燃油分布变劣,但是,小孔 405 可

减少压力波的传播,从而防止上述燃油分布的变劣。

虽然燃油蒸汽输送系统可与空气输送系统的供气管 52 相配合工作以便将燃油蒸汽送至空气混合型喷油嘴 40,但是,也可以是设置与空气混合型喷油嘴 40 分开的燃油蒸汽输送系统。在这种结构台,燃油蒸汽排送管 57 在其端部分支通向每个排送管,燃油蒸汽排送管 57 通过每个排送管连接在各进气通路 23S 上。在这种情况下,在排送阀 58 下游的燃油蒸汽排送管 57 上最好设置一个室以便吸收排送阀 58 引起的脉冲,并且在每个分支的排送管上形成小孔以防止可使燃油分布变劣的,在各燃烧室 2 之间出现的燃油蒸汽干扰。

虽然已针对本发明的推荐 实施例,对本发明进行了描述,但是显然本专业技术人员可对其进行各种修改和变化而并不超出本发明的范围。



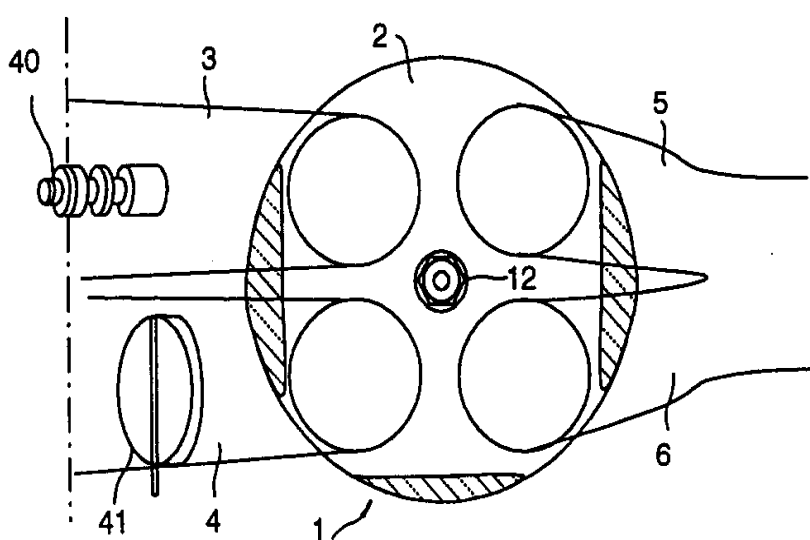


图 3

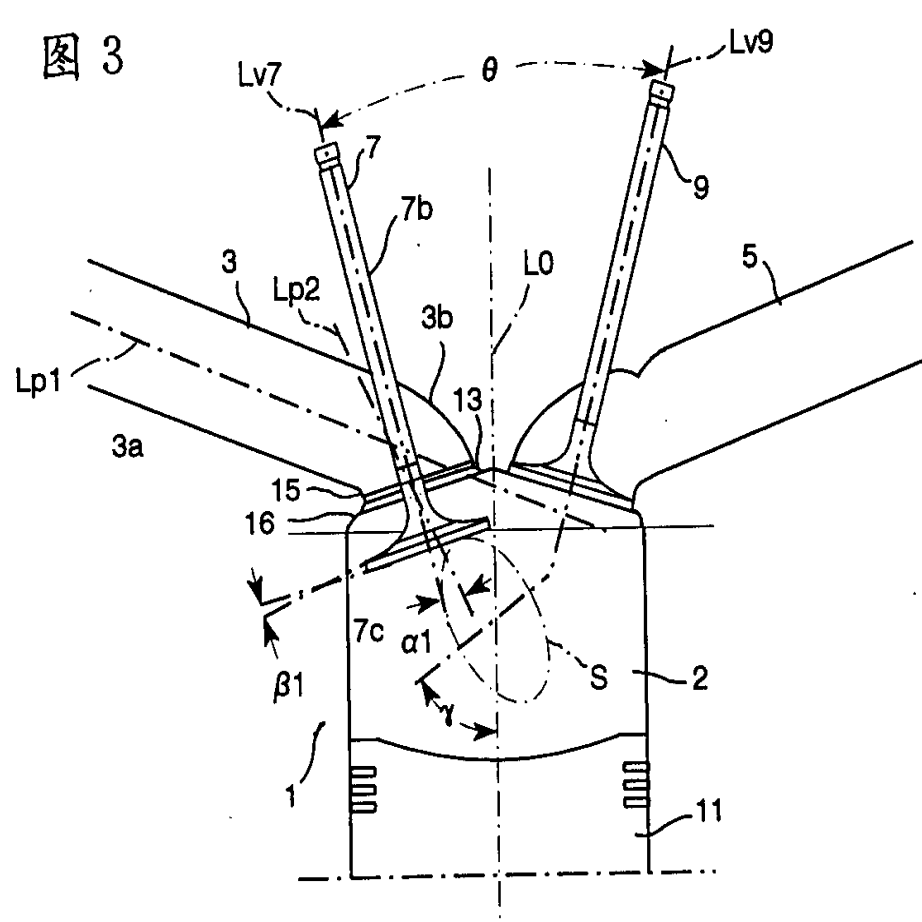


图 4

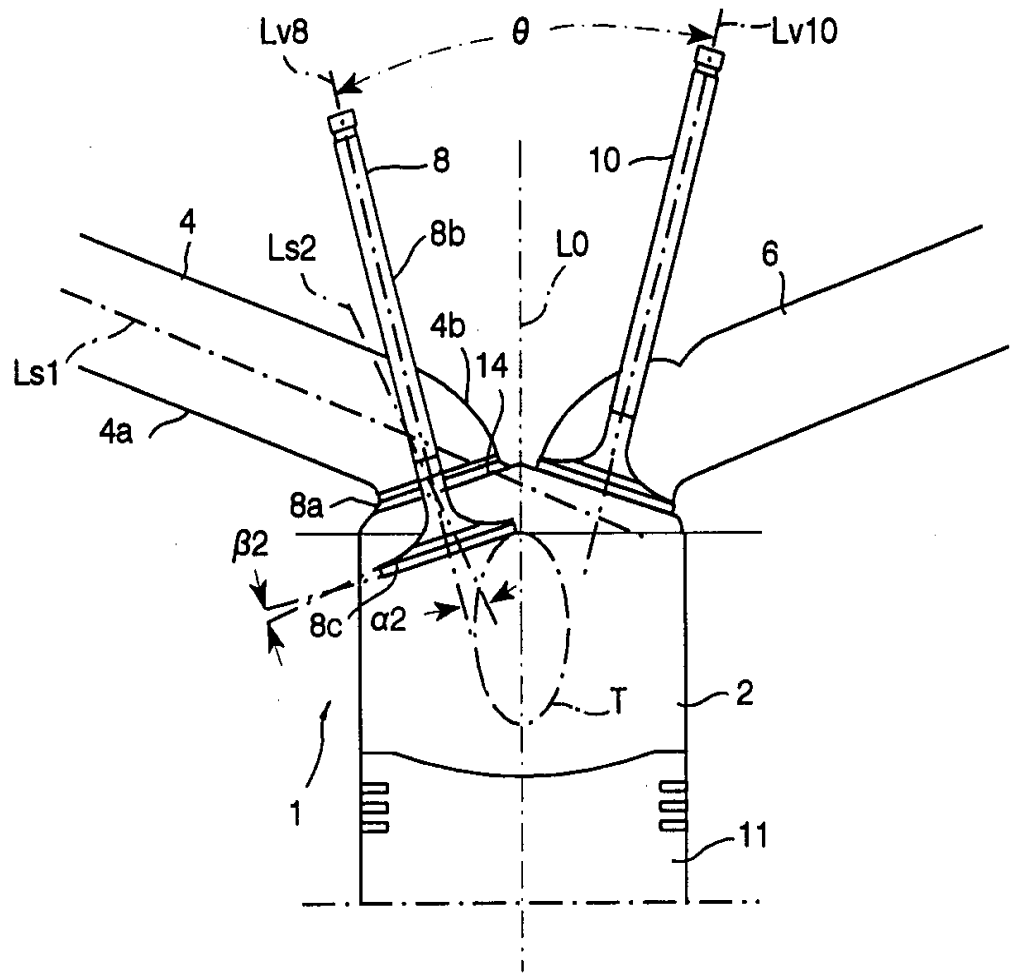


图 5

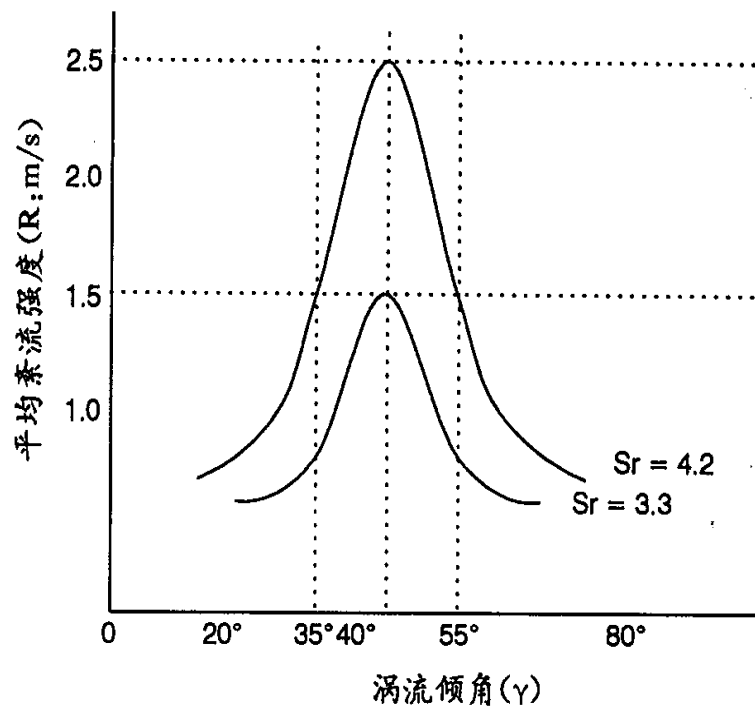


图 6

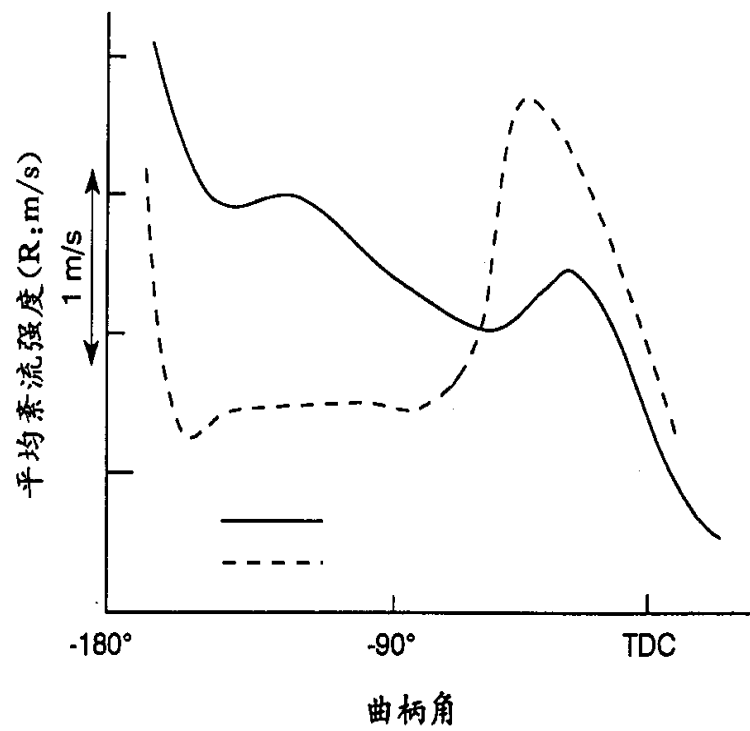


图 7

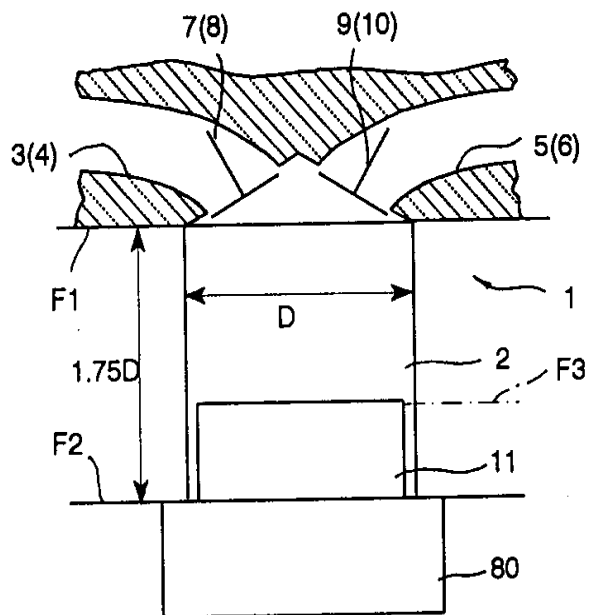


图 8

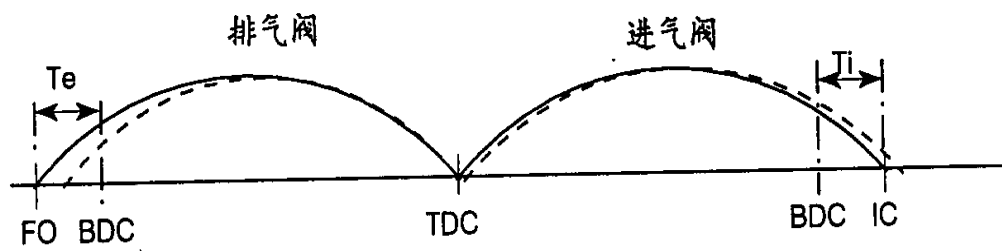


图 9

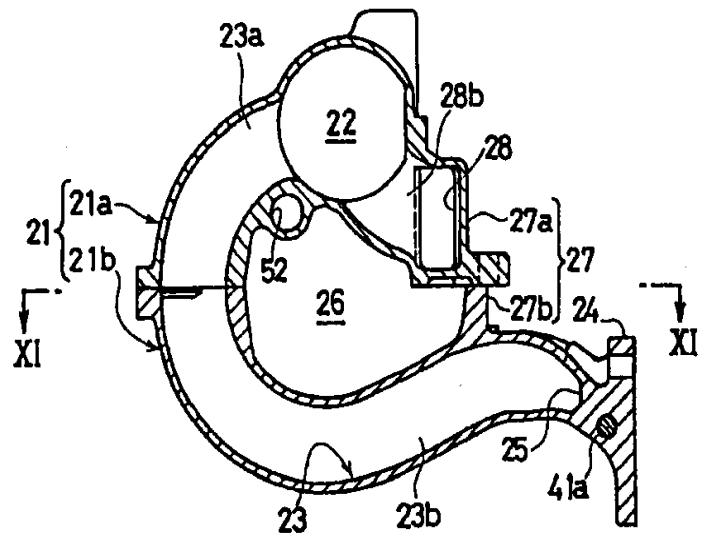


图 10

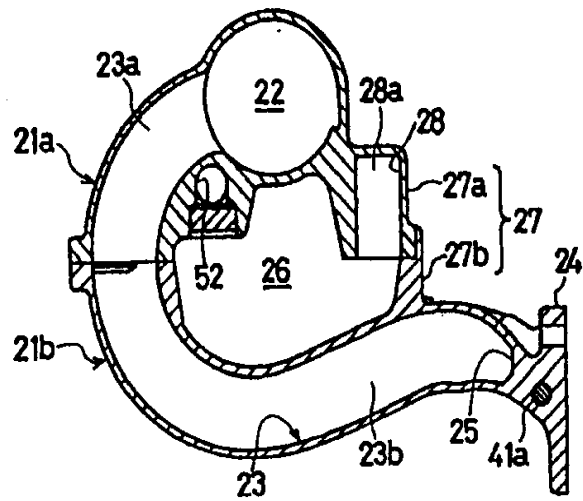


图 11

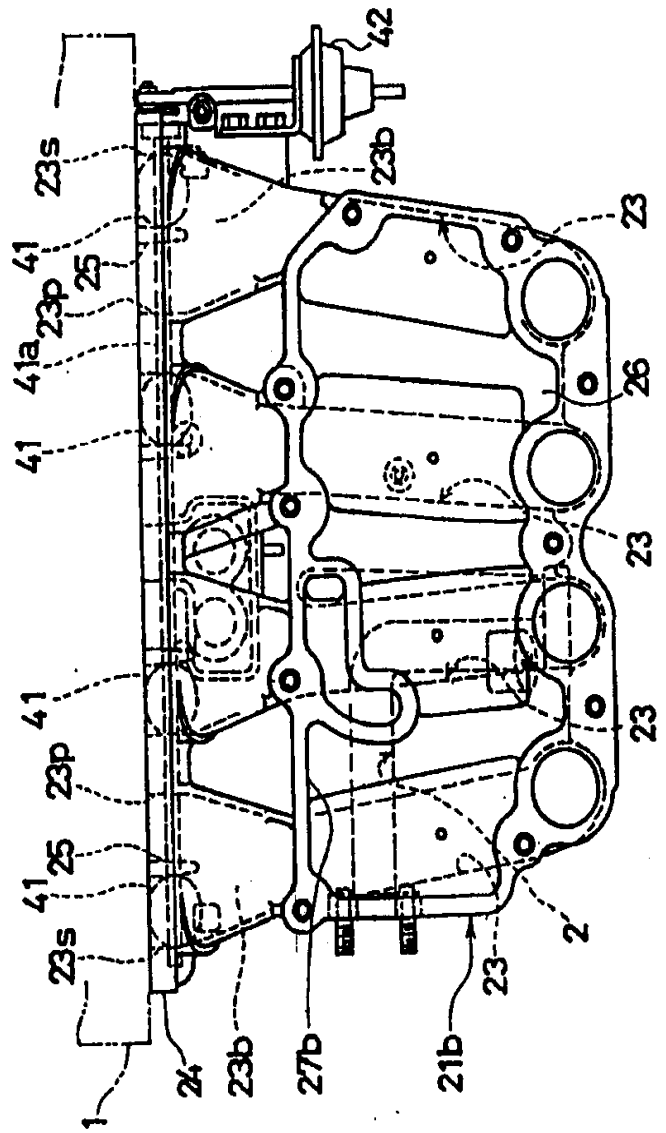


图 12

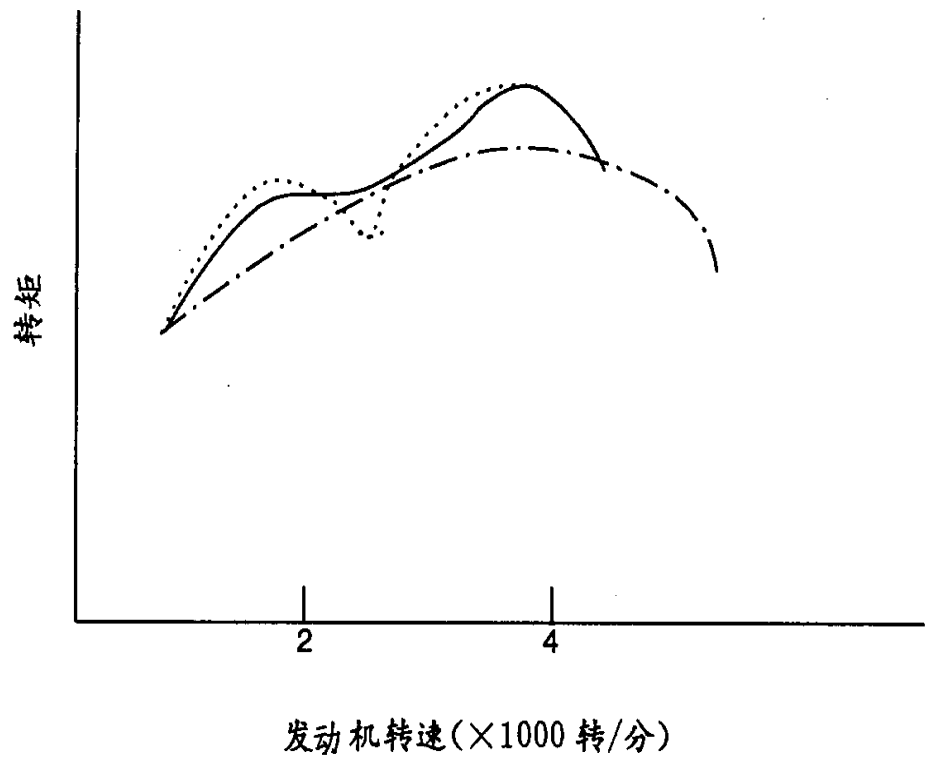


图 13

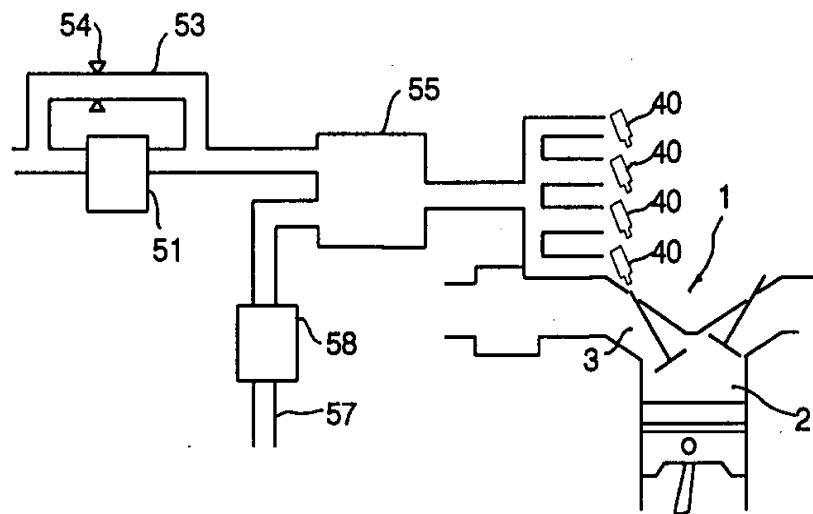


图 14

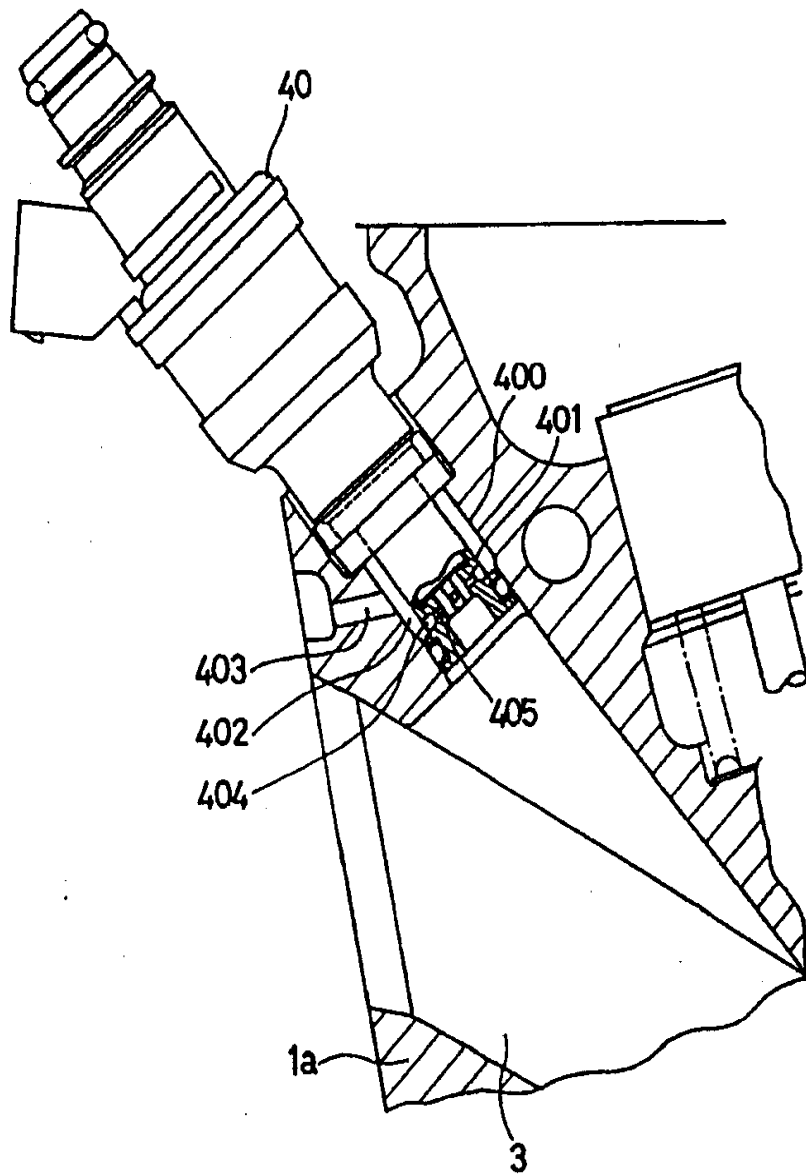


图 15

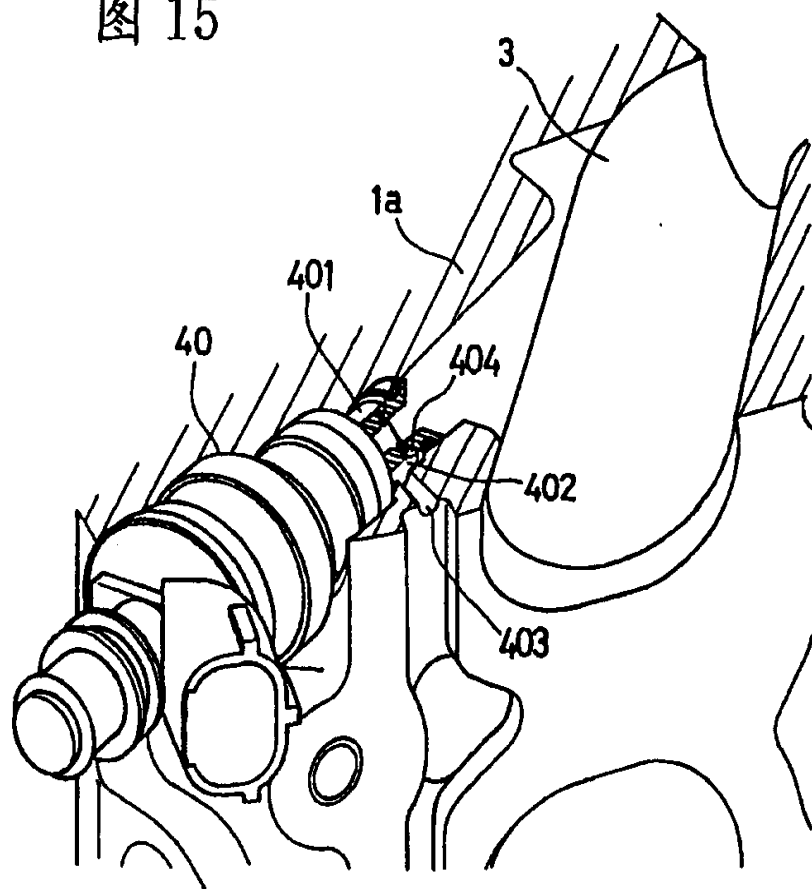


图 16

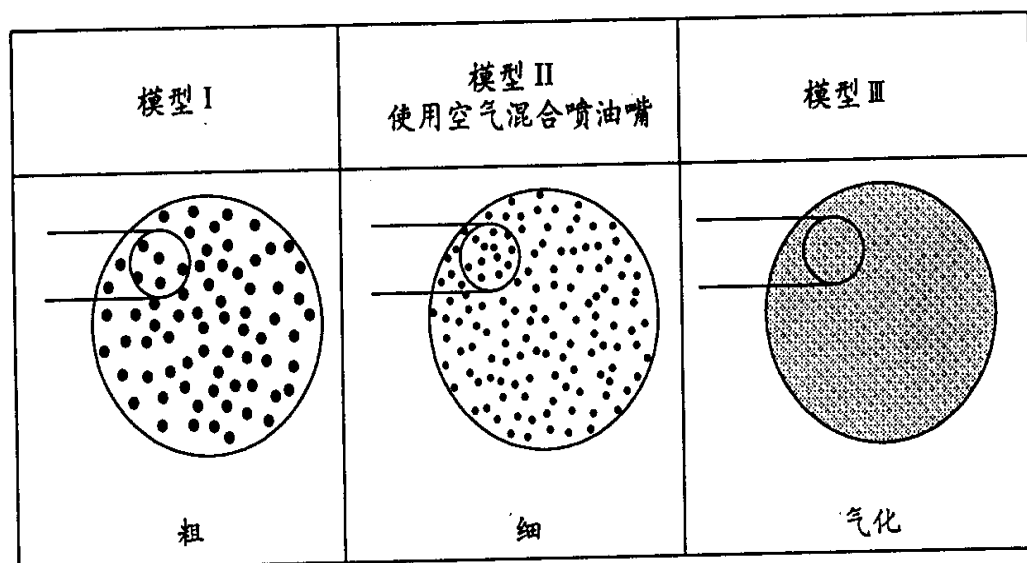


图 17

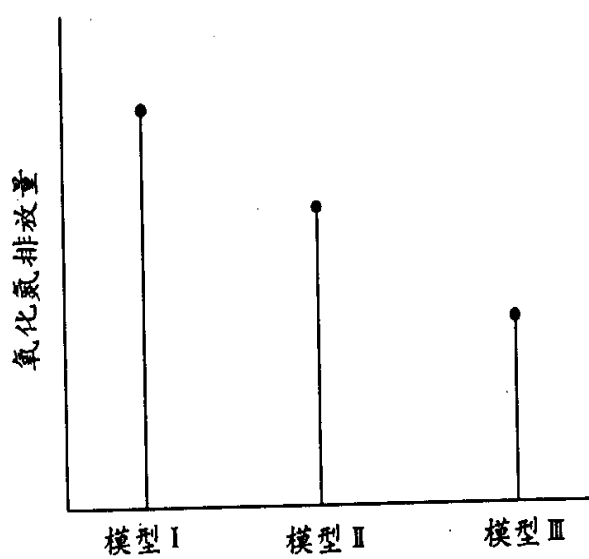


图 18

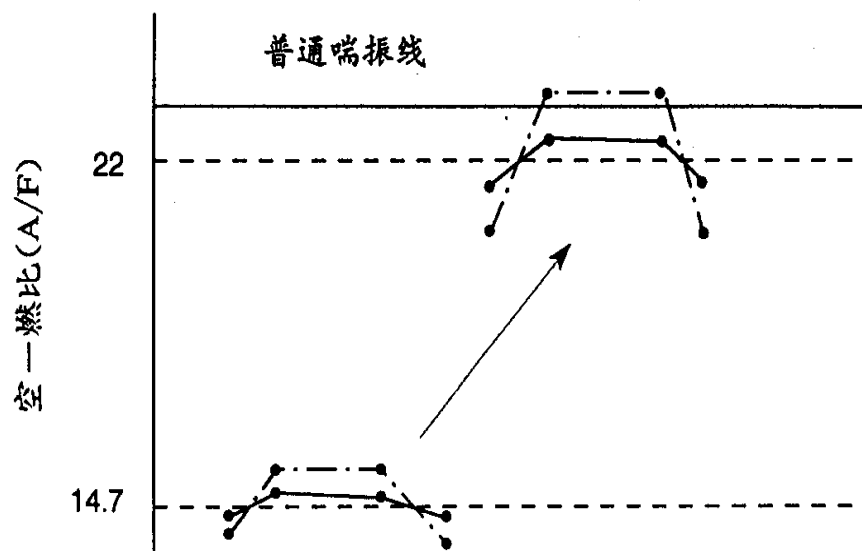


图 19

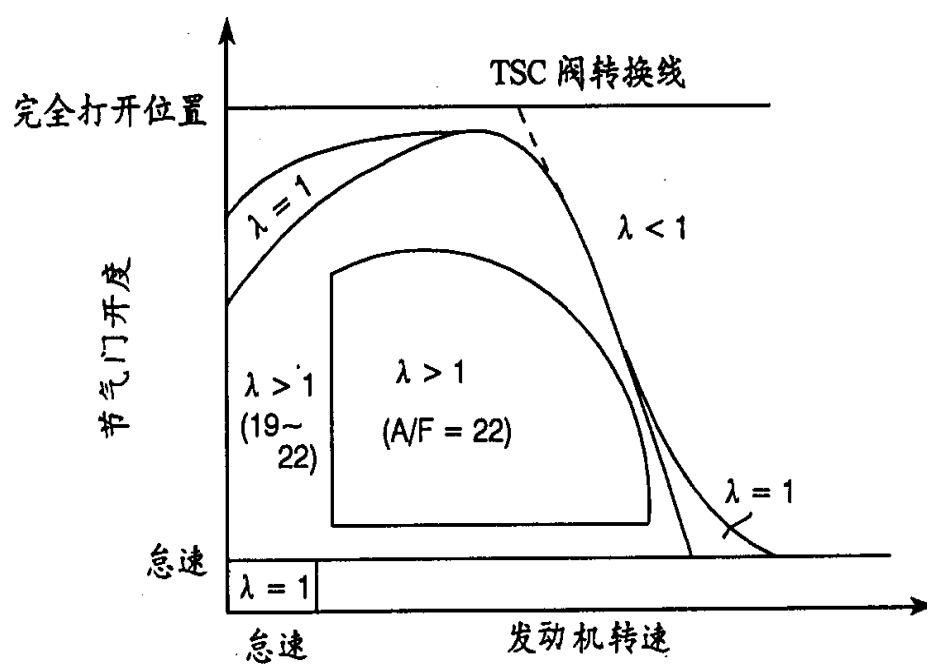


图 20

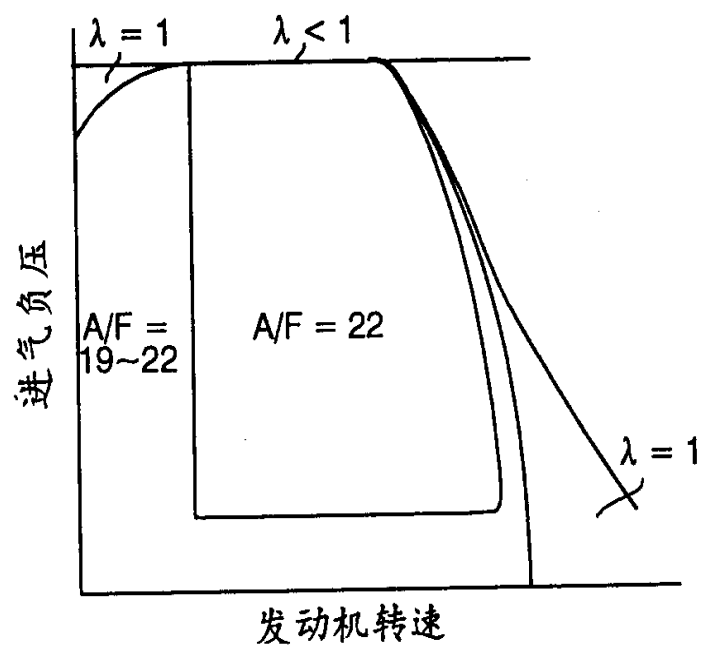


图 21

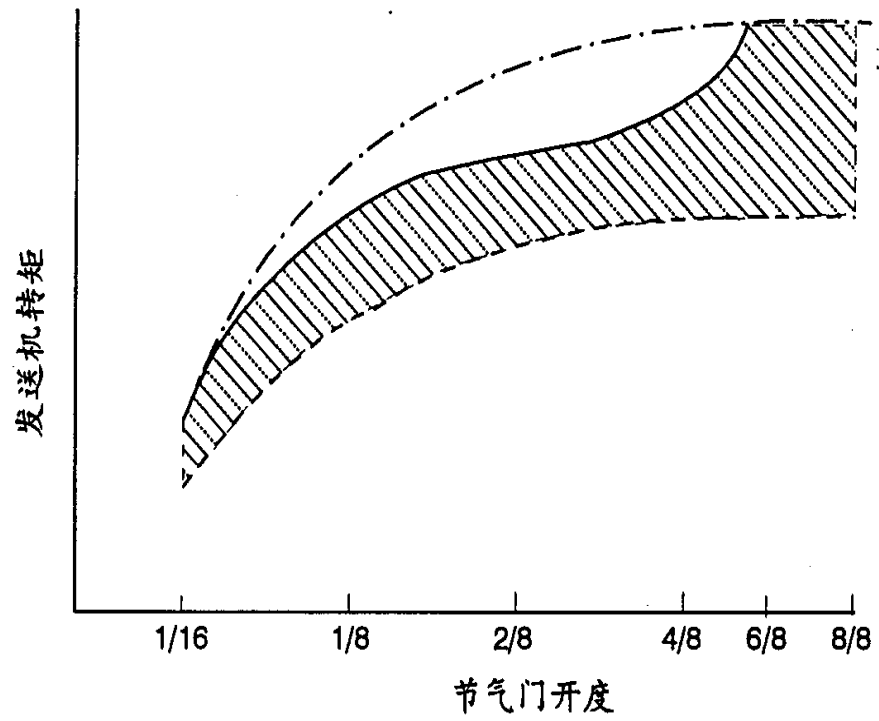


图 22

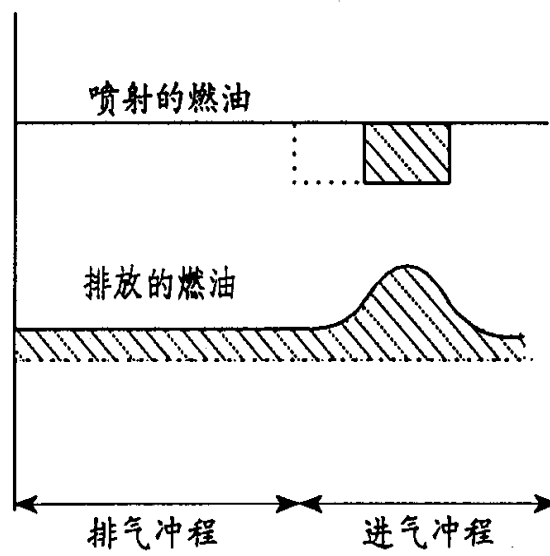


图 23

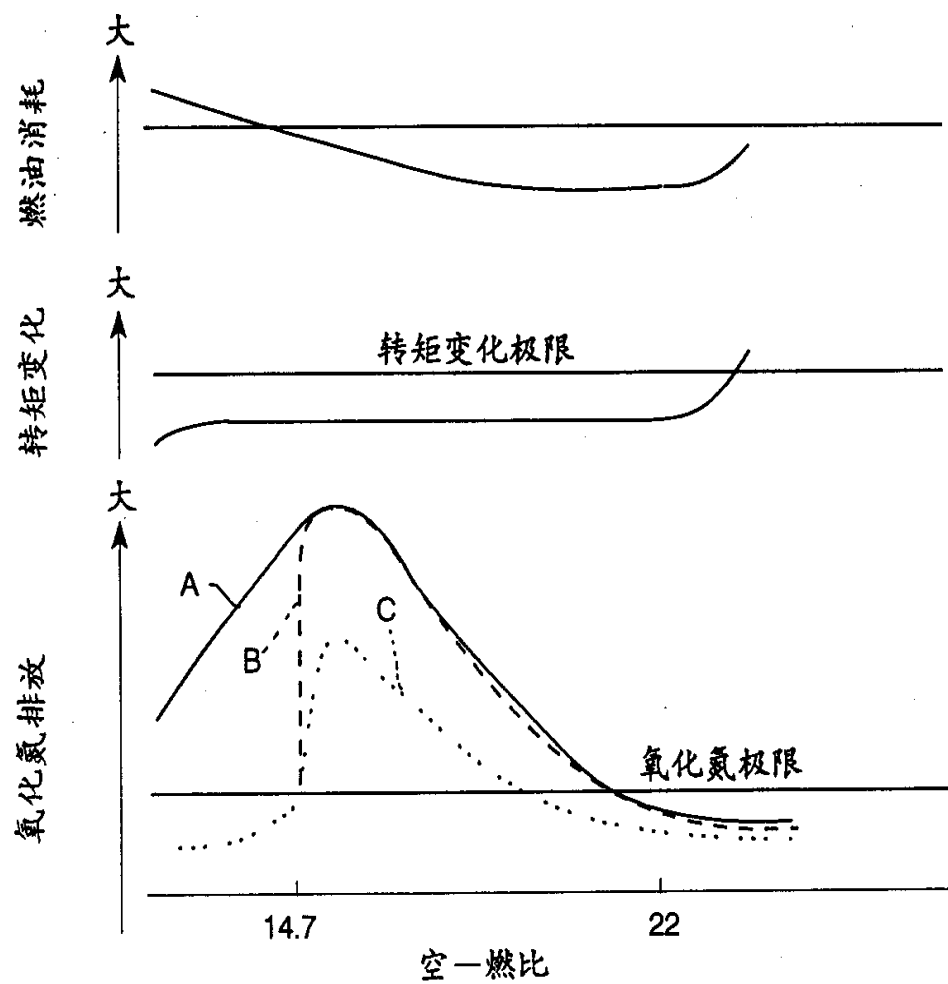


图 24

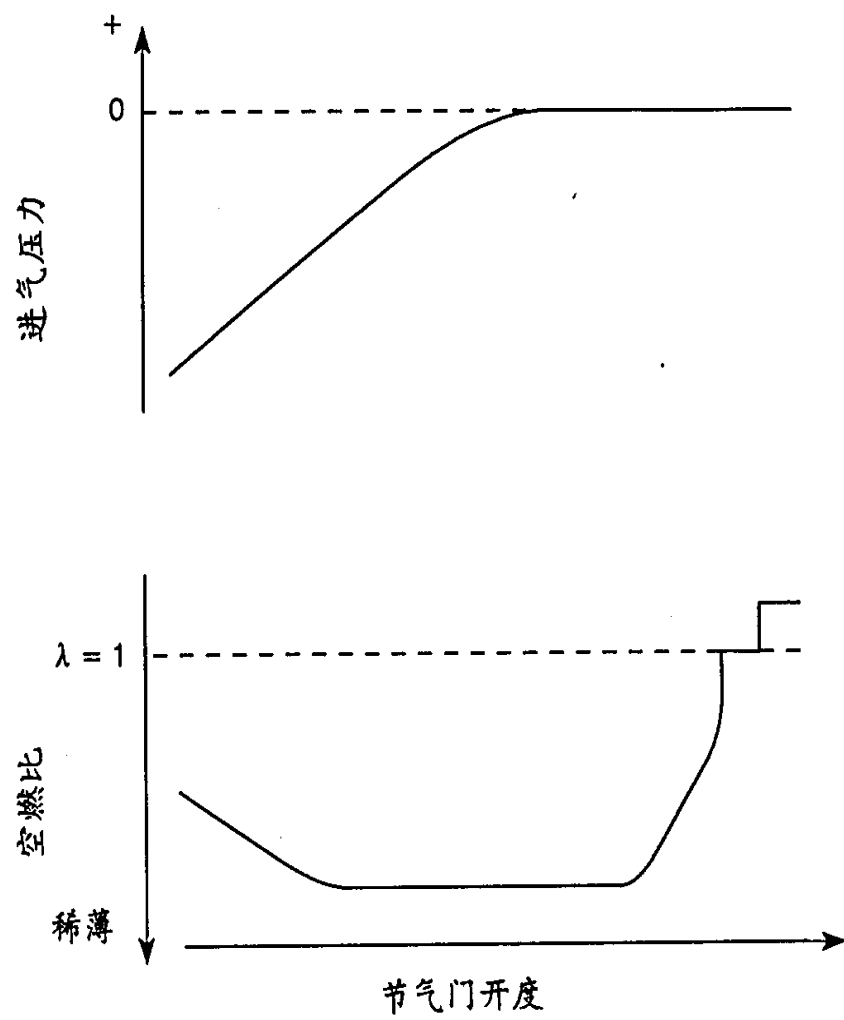


图 25

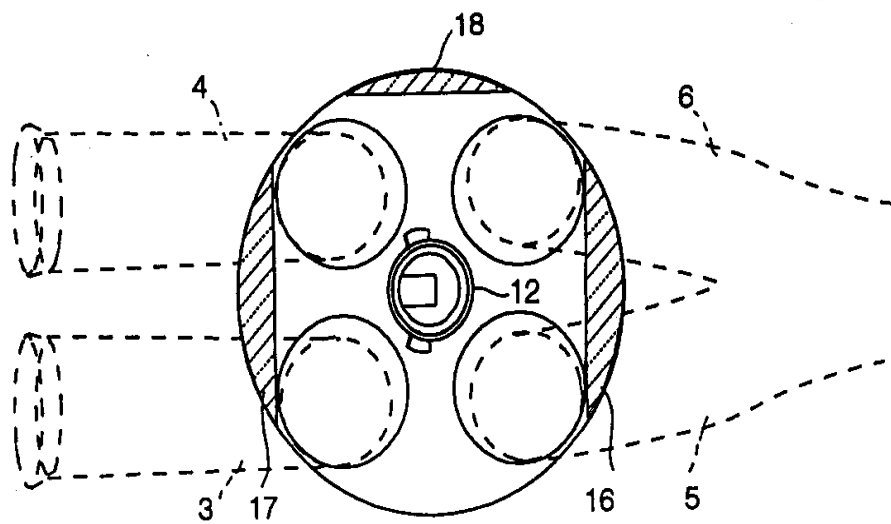


图 27

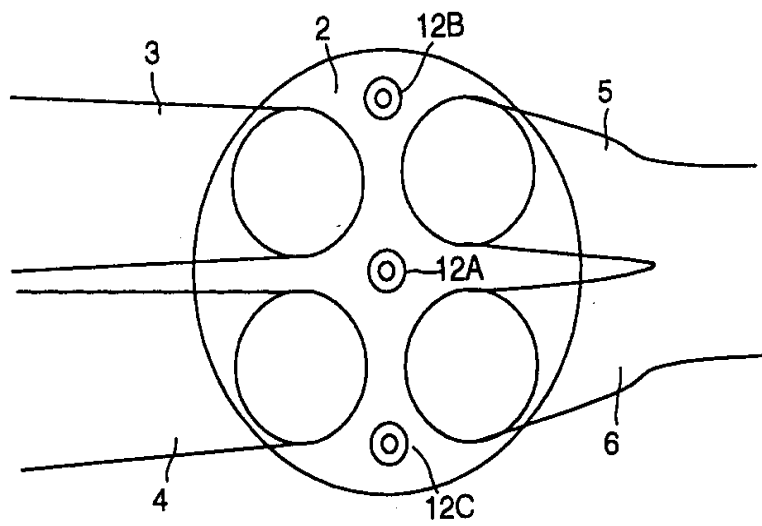


图 26

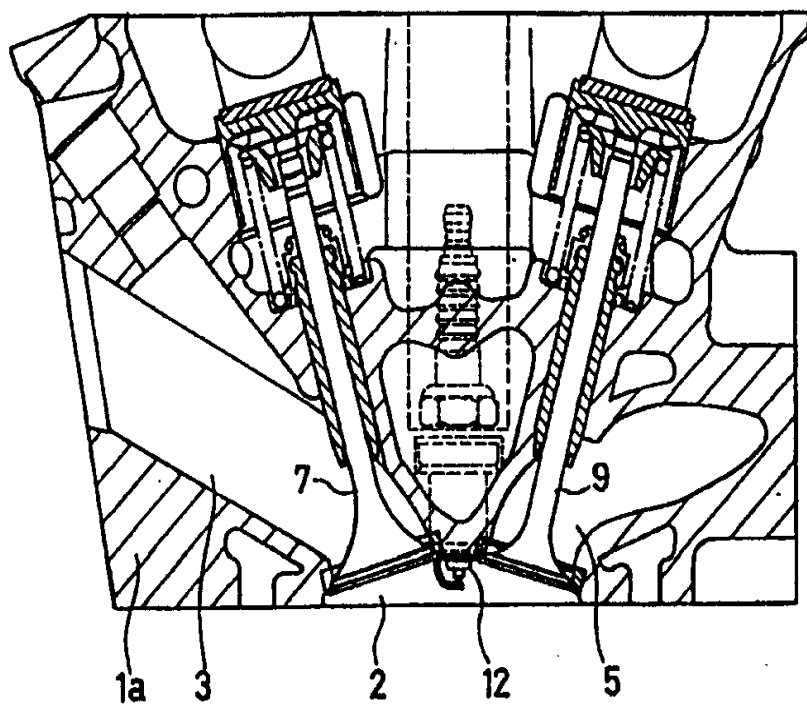


图 28

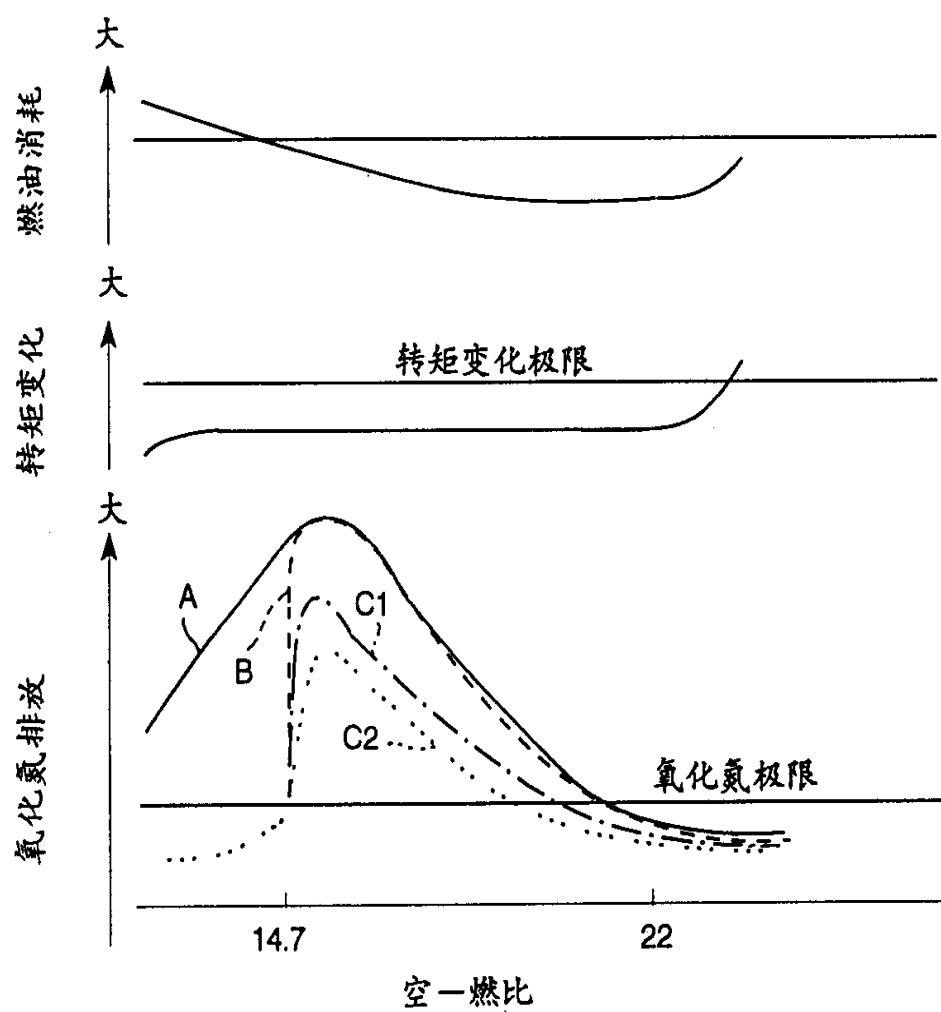


图 29

- 空燃比：稀薄极限— α
- △ 空燃比：恒定

