



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 112334645 B

(45) 授权公告日 2022. 10. 28

(21) 申请号 201880095166.2

约翰·卡伦安德松

(22) 申请日 2018.06.29

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限

(65) 同一申请的已公布的文献号

责任公司 11219

申请公布号 CN 112334645 A

专利代理师 王伟 高伟

(43) 申请公布日 2021.02.05

(51) Int.Cl.

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

F02D 13/02 (2006.01)

2020.12.28

F02M 26/34 (2016.01)

(86) PCT国际申请的申请数据

F02M 26/05 (2016.01)

PCT/EP2018/067546 2018.06.29

F02D 41/00 (2006.01)

F02D 41/14 (2006.01)

(87) PCT国际申请的公布数据

审查员 郭琦

W02020/001780 EN 2020.01.02

(73) 专利权人 沃尔沃卡车集团

地址 瑞典,哥德堡

(72) 发明人 弗雷德里克·拉姆 延斯·佩德森

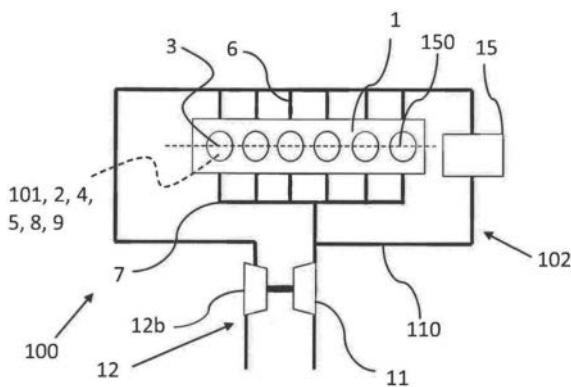
权利要求书2页 说明书14页 附图9页

(54) 发明名称

内燃机

(57) 摘要

本发明涉及一种内燃机,包括:曲轴;一个或多个气缸,包括气缸盖、活塞、燃烧室;一个或多个进气阀;一个或多个排气阀;进气系统,其被构造成用于将进气输送到发动机;排气系统,其被构造成用于将排气从发动机运走;增压系统,其连接到进气系统;以及排气再循环(EGR)系统,其被布置成经由EGR导管将从排气系统分支的排气输送到进气系统,其中,内燃机包括阀致动装置,其被构造成允许根据延迟或提前的米勒型阀正时来延迟或提前关闭进气阀,并且其中,EGR系统包括气体输送装置,其被构造成在进气系统中的压力超过排气系统中的压力的运行模式下,通过EGR导管输送排气。另外,描述了一种提高内燃机的效率的方法。



1. 一种提高内燃机(100)的效率的方法,其中,所述内燃机包括:曲轴(150);一个或多个气缸(1),所述一个或多个气缸(1)包括气缸盖(2)、活塞(3)、燃烧室(1a);一个或多个进气阀(4),所述一个或多个进气阀(4)根据延迟或提前米勒型阀正时来运行;一个或多个排气阀(5);进气系统(6),所述进气系统(6)被构造成用于将进气输送到所述内燃机(100);排气系统(7),所述排气系统(7)被构造成用于将排气从所述内燃机(100)运送走;EGR系统(102),所述EGR系统(102)包括连接到EGR驱动单元(22)的气体输送装置(15),并且被构造成通过EGR导管(110)输送从所述排气系统(7)分支的排气,并且将已分支的排气输送到所述进气系统(6)中;和增压系统(12),所述增压系统(12)连接到所述进气系统(6),其中,所述气体输送装置(15)是排量泵,并且其中,所述排量泵被布置在所述EGR导管(110)中且位于所述排气系统(7)和所述进气系统(6)之间,其特征在于,所述方法包括下列步骤:

-在所述进气系统(6)中的压力超过所述排气系统(7)中的压力的条件下运行(S20a)所述内燃机(100),和

-运行(S21a)所述气体输送装置(15),从而对已分支的排气加压,并由此将已分支的排气供应到所述进气系统(6),

或者

-在所述排气系统(7)中的压力高于所述进气系统(6)中的压力的条件下运行(S20b)所述内燃机(100),

-将所述EGR系统(102)和/或所述EGR驱动单元(22)构造(S21b)成被所述气体输送装置(15)驱动,以便产生动力输出,

-运行(S22b)所述内燃机(100),以通过从所述排气系统(7)流动到所述进气系统(6)的排气驱动所述气体输送装置(15),由此在能量回收模式下运行所述气体输送装置(15),在所述能量回收模式中,所述EGR驱动单元(22)产生动力输出,

其中,所述方法包括下列步骤:

-在所述排气系统(7)中的压力低于所述进气系统(6)中的压力的运行条件下,或在所述增压系统(12)的涡轮机(11)以低于所需速度运行的运行条件下,以至至少部分反向模式运行所述EGR系统(102),使得所述气体输送装置(15)将压力供应给所述增压系统(12),

所述方法包括下列步骤:

-操作重定向系统(24),所述重定向系统(24)被构造成通过操作所述重定向系统(24)中的阀(25)来关闭EGR输送流,并且打开通向所述增压系统(12)的任何阀(25),从而将排气从所述气体输送装置(15)重定向至所述涡轮机(11)。

2. 根据权利要求1所述的方法,其中,在所述排气系统(7)中的压力高于所述进气系统(6)中的压力的条件下运行所述内燃机(100)的方法包括下列步骤:

-将输出的功率运送到蓄能器(23),或者将输出的功率运送到所述内燃机(100)。

3. 一种内燃机(100),包括:曲轴(150);一个或多个气缸(1),所述一个或多个气缸(1)包括气缸盖(2)、活塞(3)、燃烧室(1a);一个或多个进气阀(4),所述一个或多个进气阀(4)根据延迟或提前米勒型阀正时来运行;一个或多个排气阀(5);进气系统(6),所述进气系统(6)被构造成用于将进气输送到所述内燃机(100);排气系统(7),所述排气系统(7)被构造成用于将排气从所述内燃机(100)运送走;EGR系统(102),所述EGR系统(102)包括连接到EGR驱动单元(22)的气体输送装置(15),并且被构造成通过EGR导管(110)输送从所述排气

系统(7)分支的排气,并且将已分支的排气输送到所述进气系统(6)中;和增压系统(12),所述增压系统(12)连接到所述进气系统(6),其中,所述气体输送装置(15)是排量泵,并且其中,所述排量泵被布置在所述EGR导管(110)中且位于所述排气系统(7)和所述进气系统(6)之间,其中,所述内燃机(100)被构造成执行根据权利要求1至2中的任一项所述的方法。

4.一种携带包括程序代码装置的计算机程序的计算机可读介质,以在所述计算机程序在计算机上运行时执行根据权利要求1至2中的任一项所述方法的步骤。

5.一种被构造成执行根据权利要求1至2中的任一项所述方法的步骤的控制单元(26)。

6.一种包括根据权利要求3所述的内燃机(100)的车辆。

内燃机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种内燃机和一种提高内燃机的效率的方法。

[0002] 本发明可以应用于各种燃烧机。但是,当本发明被应用于被构造成用于重型应用(诸如卡车、公共汽车、建筑设备)、船舶应用以及固定应用的发动机时,本发明特别有利。

[0003] 虽然下面将关于卡车中的应用描述本发明,但是本发明不以任何方式限于该特定应用。

背景技术

[0004] 重型内燃机在本领域中是众所周知的。

[0005] 为了使燃料消耗最小化,近年来的内燃机可能配备有先进的涡轮增压器系统,该先进的涡轮增压器系统被构造成用于回收排气流中的能量。先进的涡轮增压器系统可以在第一段中包括涡轮增压器,该涡轮增压器被布置在发动机下游的排气流中。涡轮增压器被构造成将来自排气的能量转换成进气的压力增加。在第二段中,先进的涡轮增压器系统可以在涡轮增压器的下游包括涡轮复合体单元,该涡轮复合体单元被构造成将排气中的剩余能量的至少一部分转换成轴的旋转运动。轴的旋转运动被作为扭矩贡献传递给发动机的曲轴。

[0006] 作为示例,其它已知的涡轮增压器系统包括串联布置的两个涡轮增压器,使得进气被分两级压缩,该两级压缩包括通过其中一个涡轮增压器进行的初始压缩和通过第二涡轮增压器进行的最终压缩。

[0007] 已经证明使用先进的涡轮增压器系统具有明显的优势;特别是在燃油效率方面。

[0008] 为了特别是减少氮氧化物(NO_x)的排放(该氮氧化物的形成高度依赖于燃烧室中的温度),排气再循环系统(EGR)已经被广泛使用了很多年。 NO_x 在高气缸温度和压力的相对较窄的范围内产生。排气的再循环通过向燃烧供应惰性气体实际上稀释了进气中的氧气水平;由此充当燃烧热的吸收剂,以降低气缸温度。

[0009] 在高压外部EGR系统(有时称为短程EGR系统)中,排气从设置在排气系统中的任何涡轮增压器上游的排气流中分支,而在低压外部EGR系统(有时称为长程EGR系统)中,排气从设置在排气系统中的任何涡轮增压器下游的排气流中分支;有时也在任何催化转化器和/或任何排气颗粒过滤器的下游。还已经提出了内部EGR系统,其中部分排气留在气缸中。

[0010] 特别地但非唯一地,在发动机运行循环的过渡部分中,排气再循环的流量可能不足以提供上述效果,因为在设有先进的涡轮增压器系统并结合EGR系统的发动机上,排气系统和增压进气系统之间的压差可能不足以促进控制发动机排放物(NO_x)所需的EGR流量。

[0011] 处理进气侧压力高于排气侧压力的发动机的EGR的一种方法是利用一种称为VGT(可变几何涡轮增压器)的技术,其中,减小涡轮增压器的流动面积,直到排气歧管中的背压足以建立EGR驱动。这降低了涡轮效率,但是该技术是有作用的,因为可以将其调节成不同的发动机运行模式。另一种方式是通过在涡轮增压器的下游布置另一个排气涡轮增压器来增加背压,从而允许经由该另一个涡轮增压器回收一些能量。这通常被称为涡轮复合。已经进一步提出了在EGR系统中布置泵/压缩机以将气体从排气侧输送到进气侧。但是,这种设计在商用发

动机上很少见,这可能是由于耐用性问题所致。还提出了低压EGR系统用于在进气侧具有比排气侧更高的压力的发动机。低压EGR的一般缺点是,与高压EGR相比,它增加了更多的重量和成本,并且需要更多的空间。通常,这种类型的发动机的主要关注点着手于改进各种VGT和涡轮复合设计。

[0012] 提高发动机效率的另一种方法是使用进气阀的提前或延迟关闭,以便进气阀在一些情况下,在进气冲程期间在活塞到达其下止点(BDC)之前关闭,以允许比在BDC处正常关闭时更少量的空气进入气缸,或者使得进气阀在一些情况下在活塞已经离开BDC之后在压缩冲程开始时关闭,使得一些空气在压缩冲程开始时被排回到进气系统。这通常被称为进气阀的米勒型(Miller-type)正时(提前和延迟)。根据米勒型进气阀正时运行的发动机的优点在于,发动机的膨胀比实际上大于压缩比。根据该原理运行的发动机通常被称为“过度膨胀发动机”。但是,设有高效增压系统的米勒发动机遭受无法提供EGR流量,或者EGR流量非常有限的问题。这样的效果在于可以确定发动机开发中的两条路线:一条路线是发动机基于米勒型阀正时,但是使用EGR的替代物来降低NO_x;另一条路线是发动机基于常规阀正时和使用EGR。

[0013] 如上文例证的,存在提高内燃机系统效率的许多方法,并且普遍期望改进内燃机技术,甚至进一步减少燃料消耗并减少排放;特别是NO_x排放——同时维持令人满意的内燃机功率水平和使用寿命。

发明内容

[0014] 本发明的目的在于提供一种被构造成提供低燃料消耗和/或低排放、特别是低NO_x排放的高效内燃机。

[0015] 即使当发动机根据米勒(Miller)型阀正时原理运转时,本发明也使得在不能够在排气系统和增压进气系统之间建立足够压差的内燃机中的所有运行循环期间都能够实现EGR流。通过这种方式,提供了一种内燃机,该内燃机在维持甚至延长使用寿命的同时,提供了在相对于速度和负载的排放方面降低的燃料消耗、更低的排放以及更灵活的发动机运行循环。

[0016] 根据本发明的第一方面,该目的通过一种根据如下内燃机来实现。

[0017] 所述目的通过一种内燃机实现,所述内燃机包括:曲轴;一个或多个气缸,所述一个或多个气缸包括气缸盖、活塞、燃烧室;一个或多个进气阀;一个或多个排气阀;进气系统,所述进气系统被构造成用于将进气输送到所述发动机;排气系统,所述排气系统被构造成用于将排气从所述发动机运送走;增压系统,所述增压系统连接到所述进气系统;以及排气再循环(EGR)系统,所述排气再循环系统被布置成经由EGR导管将从所述排气系统分支的排气输送到所述进气系统,其中:

[0018] -所述内燃机包括阀致动装置,所述阀致动装置被构造成允许根据延迟或提前的米勒型阀正时来延迟或提前关闭所述进气阀,并且其中,

[0019] -□所述EGR系统包括气体输送装置,所述气体输送装置被构造成在其中所述进气系统中的压力超过所述排气系统中的压力的运行模式下,通过所述EGR导管输送排气。

[0020] i) 被布置成将经加压的排气通过EGR导管输送到进气系统(其压力高于排气系统的压力)中的气体输送装置和ii) 增压发动机中根据米勒型阀正时原理延迟或提前关闭进

气阀的共同组合一起允许发动机在所有运行模式、过渡模式和设计模式下的优化,并且具有在降低燃料消耗的同时保持低 NO_x 排放的优点。

[0021] EGR系统中的气体输送装置可以在各种模式下被驱动,作为一个示例,其具有可以独立于或响应于排气系统和进气系统之间的可用压差而驱动EGR系统的优点,同时还允许根据不同的操作条件进行操作——下面将对此进行详细解释。

[0022] 如上文解释,与传统的四冲程发动机循环(诸如奥拓发动机)中的进气阀关闭相比,进气阀的延迟关闭或提前关闭增加了发动机的有效膨胀比。这继而导致发动机效率的提高,因为进气阀的提前关闭或延迟关闭导致进气期间(提前米勒型阀正时)或压缩期间(延迟米勒型阀正时)的有效扫气体积减小。减小的扫气体积可以通过增加进气系统中的压力来补偿,例如,通过增压系统来补偿。

[0023] 为了允许来自EGR系统的排气进入进气系统,必须对EGR系统中的压力进行匹配或加压,使其超过进气系统中的压力,以确保有足够量的排气进入进气系统。气体输送装置将提供排气的这种压力增加;由此提供根据本发明的一个方面的上述优点。

[0024] 米勒型阀正时可以例如通过固定阀致动系统(诸如固定或可旋转移位的凸轮轴)来提供。另一个示例是被构造成改变凸轮轮廓和正时的可变阀致动系统。另一种类型的可变阀致动系统是全可变阀致动系统,该全可变阀致动系统可以经由控制系统单独地操作单独阀。例如,全可变阀致动系统可以通过电磁致动器或电动液压致动器、电动液压气动致动器、电动液压气动致动器、电动气动致动器、气动或液压致动器来操作。

[0025] 根据一个实施例,发动机可以进一步包括EGR旁通导管,该EGR旁通导管被布置成对气体输送装置进行旁通。通过这种方式,可以经由自然流或无辅助流来提供EGR流。在其中排气系统中的压力足以使EGR系统将足够体积的排气传输到进气系统的情况下,由于发动机的能量效率在没有将泵功施加到EGR流时得到进一步提高,因此可能期望对气体输送装置进行旁通。可以可选地在旁通导管中或在EGR系统中的其它位置设置一个或多个旁通阀,以控制旁通流量。

[0026] 根据进一步实施例,EGR系统可以包括被构造用于控制EGR系统中的气体流量的EGR阀。在一些实施例中,气体输送装置可以用作EGR阀的替代物。此外,气体输送装置可以用于测量和/或验证EGR流量。因此,可以根据要求控制确切的排气量。

[0027] 根据进一步实施例,EGR系统可以包括排气冷却器或EGR冷却器,该排气冷却器或EGR冷却器被布置在气体输送装置的上游和/或下游。通过这种方式,可以在降低燃烧温度的同时向进气系统提供更冷,因此更致密的排气。

[0028] 根据进一步实施例,气体输送装置可以被构造成用于按以下公式对EGR系统加压:

[0029] $-\Delta P_{\text{气体输送装置}} = (P_{\text{进气系统}} - P_{\text{排气系统}}) + \Delta P_{\text{EGR系统}}$

[0030] 通过这种方式,提供了一种被构造成在所有操作模式下都促进EGR的EGR系统。此外,确保了可以将必要量的排气返回到进气系统。可以克服进气系统的 $P_{\text{进气系统}}$ 与排气系统的 $P_{\text{排气系统}}$ 之间的总压差以及EGR系统中可能的压力损失 $\Delta P_{\text{EGR系统}}$,以提供预期的效果。

[0031] 有利地,气体输送装置可以适于产生至少对应于进气系统中的压力的压力,该压力将对应于由增压系统传输的压力。

[0032] 在各个实施例中,EGR系统可以构成高压或低压外部EGR系统,参见本说明书的引

言部分。高压EGR系统由于其效率和简单性,通常将是优选的解决方案。

[0033] 根据进一步实施例,气体输送装置可以是诸如罗茨鼓风机的排量泵。通过这种方式,提供了一种有效且流量控制的泵,该泵也允许反向泵操作。在可替代实施例中,气体输送装置可以构成螺旋式压缩机或者等效物。

[0034] 排量型的气体输送装置将不具有内部压缩;因此这种气体输送装置将仅在出口压力高于气体输送装置的入口压力时才产生压缩功。由于排气压力是脉动的,因此最小化了气体输送装置所需的功。对于具有内部压缩的泵(螺杆、离心泵、活塞、径向压缩机等),每当压力低于泵中建立的压力时,都会存在排放损失。因此,排量泵的特性被认为是更适合于输送或泵送排气。

[0035] 一种特别合适的泵是所谓的罗茨鼓风机,它是一种正排量泵,该罗茨鼓风机通过一对啮合凸角的旋转来泵送流体;这与一组拉伸齿轮不同。流体被截留在凸角周围的凹穴中,并从泵的进气侧(即,根据本发明的应用中的排气系统)携带到泵的排气侧(即,根据本发明的应用中的进气系统)。

[0036] 另外,排量泵不像例如离心式压缩机那样对进气或出口条件的变化敏感。此外,离心式压缩机的运行严重地受到进气压力波动的影响。

[0037] 排量型气体输送装置的特性可以允许省略诸如阀等的EGR流量测量和控制装置,因为与泵特性以及所泵送介质的温度相关的泵速度数据指示了通过EGR系统的流量。如果泵速为零,则没有排气会流经气体输送装置。

[0038] 根据进一步实施例,气体输送装置可以连接到EGR驱动单元并由其驱动。

[0039] 根据进一步实施例,EGR驱动单元可以被构造成由气体输送装置驱动以产生动力输出。通过这种方式,能够在复合模式下的动力输出。因而,在复合模式下,当通过排气流动气体输送装置时,可以从气体输送装置回收能量;诸如在其中排气系统中的压力高于进气系统中的压力的情况下。

[0040] 根据进一步示例性实施例,发动机可以包括EGR驱动单元以及能量接收单元,其中该EGR驱动单元被构造成用于驱动气体输送装置,该能量接收单元被构造成被气体输送装置驱动。能量接收单元可以被构造成用于将来自气体输送装置的能量转换成电功率、机械功率(包括液压和/或气动功率)等。此外,该实施例可以包括被构造成有助于在多个操作模式之间进行切换的齿轮或联接装置。

[0041] 根据进一步实施例,EGR驱动单元可以构成电动机或机械驱动器,诸如皮带驱动器或链条驱动器或齿轮驱动器或液压驱动器或气动驱动器,这些驱动器被构造成将能量传递到发动机或者蓄能器(电池或电容器)。

[0042] 根据进一步实施例,从EGR驱动单元输出的动力可以用于在复合模式下操作发动机。

[0043] 根据进一步实施例,发动机、气体输送装置和EGR驱动单元被构造成以第一模式和第二模式运行,其中,在该第一模式下,气体输送装置和EGR驱动单元被构造成用于通过对排气加压而将排气输送到进气系统中,并且在该第二模式下,将压力供应给增压系统。通过这种方式,增压系统可以通过EGR系统加压。例如,这在其中增压系统中的涡轮机以低于期望速度的速度运行的情况下是有益的,即,用以协助涡轮增压器加速旋转并由此减少涡轮迟滞。

[0044] 根据进一步实施例,气体输送单元和EGR驱动单元可以被构造成通过以至少部分反向的操作模式进行操作来向增压系统供应压力。通过这种方式,气体输送单元将排气输送给增压系统而不是进气系统。

[0045] 根据进一步实施例,发动机可以进一步包括气体重定向系统,该气体重定向系统被构造成用于将由气体输送装置加压的气体运送到增压系统。

[0046] 根据进一步实施例,发动机可以包括一个或多个流量控制阀,操作该一个或多个流量控制阀以控制气体重定向系统中的气体流量。

[0047] 根据进一步实施例,被构造成用于操作进气阀的阀致动装置可以是可变阀致动装置,诸如可变凸轮轴或被构造成用于单个阀致动的电子控制系统。通过这种方式,可能以动态方式提供进气阀的米勒型阀正时。

[0048] 根据进一步实施例,阀致动装置可以被构造成或控制成保持进气阀打开直到曲轴达到580CAD至680CAD的范围,优选地达到600CAD至650CAD的范围。这些是米勒型阀正时的典型值。但是,要使用的确切值取决于特定的发动机、阀、阀座等。

[0049] 根据进一步实施例,阀致动装置可以被构造成或控制成保持进气阀打开直到曲轴达到500CAD至560CAD的范围,优选地达到520CAD至550CAD的范围。这些是提前米勒型阀正时的典型值。但是,要使用的确切值取决于特定的发动机、阀、阀座等。

[0050] 在一些实施例中,在延迟以及提前米勒型阀正时发动机中,期望的正时的选择可以动态地并且根据操作条件进行——其中上述范围已经显示出期望的结果。

[0051] 在一些实施例中,阀致动装置可以被构造成或操作成在延迟米勒型阀正时和提前米勒型阀正时下所列出的范围内动态地控制进气阀。

[0052] 根据一个示例实施例,阀致动装置可以是凸轮轴,诸如用于DOHC发动机中的进气阀的凸轮轴。在这样的实施例中,进气阀被布置成(可能通过中间机构)被凸轮轴操作而抬升。可以通过固定凸轮轴来实现提前米勒型阀正时以及延迟米勒型阀正时,因为可以通过控制凸轮轴关于曲轴的正时来控制进气阀打开的正时。

[0053] 可变阀致动(VVA)装置可以构成具有单独阀致动的可变凸轮轴或VVA系统。优选VVA系统,因为它对于不同的操作参数具有通用性。完全可变的VVA系统,其中阀正时(即进气阀的打开和关闭),可以针对每个阀单独地控制,因此每个气缸都被认为是优选的。例如,VVA系统可以通过电磁力或电动液压力来操作以打开阀。在进一步的示例中,电动-液压-气动致动器、电动-气动致动器、气动或液压致动器是可想象的。

[0054] VVA装置将在系统中提供更大的灵活性,并且通过整合完整的VVA系统,可以通过同一系统实现提前米勒型阀正时和延迟米勒型阀正时。

[0055] 进气阀的可变打开和关闭的优点是允许取决于特定的运行参数进行延迟米勒型阀正时和/或提前米勒型阀正时,例如控制发动机以在不同的理论冲程量下针对不同的运行循环来运行。

[0056] 根据进一步实施例,增压系统可以被构造成在进气系统中建立高于排气系统中的压力的进气压力。通过这种方式,提高了发动机效率。

[0057] 根据进一步实施例,增压系统可以包括单涡轮增压器形式、双涡轮增压器系统形式、可变几何涡轮机形式或涡轮复合体形式的涡轮增压器,以及例如涡轮增压器和布置在涡轮增压器下游的涡轮复合体单元。根据另一示例实施例,增压系统可以包括一个或多个

电动驱动或机械驱动的鼓风机或压缩机。所提及的增压系统可以全部在发动机上提供正压差,即,其中进气系统中的压力高于排气系统中的压力的运行状态。但是,单涡轮增压器、双涡轮增压器、可变几何涡轮、涡轮复合体或者涡轮增压器和涡轮复合体单元将最通常是优选的解决方案,因为这些解决方案至少会通过利用排气能量来驱动进气侧压力产生从而有助于整体燃油经济性。在使用包括排气侧涡轮机的增压系统的情况下,进气系统中的压力优选地高于涡轮机前压力,即在涡轮机之前的压力。

[0058] 常用的涡轮增压器的效率约为50%-55%。效率高于55%的涡轮增压器被认为是有效涡轮增压器,而效率高于60%的涡轮增压器被认为是高效涡轮增压器。

[0059] 涡轮增压器的效率测量为压缩机后的气压与压缩机前的气压之比。

[0060] 本文所述的发动机可以用普通的涡轮增压器运行,但是应注意的是,更高的涡轮效率导致更高的发动机效率。

[0061] 根据优选的示例实施例,增压系统可以包括具有压缩机和排气侧涡轮机的高效涡轮增压器,该排气侧涡轮机被构造成将压力增压到高于排气系统中的涡轮机前压力。高效涡轮增压器释放了这一概念的全部潜力。它可以是高效的单级涡轮增压器、双级涡轮增压器(DST)甚至是高效的可变几何涡轮增压器(VGT)。

[0062] 排量型气体输送装置、高效涡轮系统以及全可变阀致动(VVA)系统的组合,导致发动机在所有运行条件下都以高效运行且NO_x水平低。

[0063] 根据本发明的第二方面,该目的通过根据如下方法来实现。

[0064] 该方法包括第一操作模式和第二操作模式。

[0065] 所述目的通过一种提高内燃机的效率的方法实现,其中,发动机包括:曲轴;一个或多个气缸,所述一个或多个气缸包括气缸盖、活塞、燃烧室;一个或多个进气阀,所述一个或多个进气阀根据延迟和/或提前米勒型阀正时来运行;一个或多个排气阀;进气系统,所述进气系统被构造成用于将进气输送到所述发动机;排气系统,所述排气系统被构造成用于将排气从所述发动机运送走;排气再循环(EGR)系统,所述排气再循环系统包括连接到EGR驱动单元的气体输送装置并且被构造成通过EGR导管输送从所述排气系统分支的排气,并且将已分支的排气输送到所述进气系统中,以及连接到所述进气系统的增压系统。所述方法包括下列步骤:

[0066] -在所述进气系统中的压力超过或者基本上类似于所述排气系统中的压力的条件下运行所述内燃机,和

[0067] -运行所述气体输送装置从而对已分支的排气加压,并由此将已分支的排气供应到所述进气系统中,

[0068] 或者

[0069] -在所述排气系统中的压力高于所述进气系统中的压力的条件下运行内燃机,

[0070] -将所述EGR系统和/或所述EGR驱动单元构造成被所述气体输送装置驱动,以便产生动力输出,以及

[0071] -运行所述内燃机,以便通过从所述排气系统流动到所述进气系统的排气驱动所述气体输送装置,由此以所述EGR驱动单元产生动力输出的能量回收模式运行所述气体输送装置。

[0072] 通过这种方式,并且如上文根据第一方面所述,实现了保持低NO_x排放水平,同时

降低所有运行条件下的燃料消耗。

[0073] 在一些实施例中,根据本发明的第二方面的方法以及控制单元可以被构造成在第一运行模式和第二运行模式之间切换。

[0074] 已经发现,第二运行模式在诸如挖掘机等的重型应用中特别有益。

[0075] 根据进一步实施例,在排气系统中的压力高于进气系统中的压力的条件下运行内燃机的方法包括下列步骤:

[0076] -将功率输出运送到蓄能器(诸如电池或电容器),或者将功率输出传送到发动机。

[0077] 根据进一步实施例,该方法包括下列步骤:

[0078] -在排气系统中的压力低于进气系统中的压力的运行条件下,或在增压系统的涡轮增压机以低于所需速度运行的运行条件下,以反向模式或以至少部分反向模式运行EGR系统,使得气体输送装置将压力供应给增压系统。

[0079] 通过这种方式,可以提高发动机的低端性能。

[0080] 根据进一步实施例,该方法包括下列步骤:

[0081] -操作重定向系统,该重定向系统被构造成通过操作重定向系统中的阀以关闭EGR输送流并将通向至增压系统任何阀打开的方式,将排气从气体输送装置重定向至涡轮增压机。

[0082] 根据提高内燃机效率的方法的进一步实施例,该发动机是本文所述的内燃机。

[0083] 根据第三方面,本发明涉及一种内燃机,所述内燃机被构造成根据提高内燃机效率的方法来运行。

[0084] 根据第四方面,本发明涉及一种包括程序代码装置的计算机程序,所述程序代码装置用于在计算机或ECU上执行时执行根据本发明的步骤。

[0085] 根据第五方面,本发明涉及一种携带包括程序代码装置的计算机程序的计算机可读介质,所述程序代码装置用于在所述程序产品在计算机上运行时执行根据提高内燃机效率的方法的步骤。

[0086] 根据第六方面,本发明涉及一种控制单元,所述控制单元被构造成在所述程序产品在计算机上运行时执行根据提高内燃机效率的方法的步骤。所述控制单元连接到发动机中的各种装置,以取决于运行条件、排放要求以及用户输入等来控制这些装置。这里的示例是取决于运行条件和驱动模式(例如,输送模式、复合模式和反转模式或者至少部分反转模式),经由阀致动构件、气体输送装置和涡轮增压器来控制进气阀的打开和关闭。参考本文所述的方面和特征,控制单元可以连接到:增压系统,废阀系统中的阀,EGR阀,EGR驱动单元,阀致动装置,旁通阀,重定向阀,EGR冷却器或EGR冷却器和蓄能器;取决于驱动模式和实施例为任何合适的组合。

[0087] 根据第六方面的一个示例实施例,控制单元可以连接到根据本发明的第一方面的发动机中所包括的传感器和致动器。传感器向控制单元提供控制信号,以被控制单元用来控制根据本发明的装置。传感器可以是压力和/或温度传感器和/或流量传感器、位置依赖传感器和/或允许发动机的控制和运行的任何其它合适的传感器。

[0088] 根据第七方面,本发明涉及一种包括根据本公开的内燃机的车辆。

[0089] 本发明的附加方面将实现与上文所述的相同益处。

[0090] 在以下说明中公开了本发明的其它优点和有利特征。

附图说明

- [0091] 参考附图,下面是作为示例引用的本发明实施例的更详细说明。
- [0092] 在附图中:
- [0093] 图1是示出具有根据本发明第一方面的内燃机的卡车的示意图;
- [0094] 图2是以截面图示出内燃机的一部分的示意图;
- [0095] 图3A是示出根据本发明的一个示例实施例的内燃机的元件的示意图;
- [0096] 图3B是示出根据图3A的内燃机的元件的示意图,但是包括附加特征;
- [0097] 图3C示意性地示出了根据图3B的内燃机的进一步示例实施例,但是其处于至少部分的反向驱动模式下;
- [0098] 图3D示意性地示出了具有低压EGR系统的内燃机的进一步示例实施例;
- [0099] 图4是示出相对于延迟和提前米勒循环运行的CAD(曲轴角度)的进气阀打开和关闭的示意图;
- [0100] 图5是排气系统、进气系统和气体输送装置中的压力状态的图形表示图;
- [0101] 图6A是示出根据本发明的一个示例实施例的提高内燃机的效率的方法的流程图;
- [0102] 图6B至图6F是示出根据本发明的进一步示例实施例的提高内燃机的效率的方法的流程图;
- [0103] 图7A是示出根据本发明第二方面的提高内燃机的效率的方法的第一操作模式的流程图,以及
- [0104] 图7B是示出根据本发明第二方面的提高内燃机的效率的方法的第二操作模式的流程图。

具体实施方式

- [0105] 应理解的是,本发明不限于上文所述和附图中所示的实施例;相反,本领域技术人员应认识到,可以在所附权利要求的范围内进行许多改变和改型。
- [0106] 图1是示出具有根据本发明的第一方面的内燃机100的卡车200的示意图。
- [0107] 图2是以截面剖视图示出内燃机的一部分的示意图。特别地,附图示出了内燃机100的实施例的气缸101的必要部分。
- [0108] 内燃机100可以包括一个或多个气缸101,并且气缸101可以按任何构造布置,诸如直列构造、V构造、平置(flat)/水平对置(boxer)构造等等。
- [0109] 如图2中所示,每个气缸1都包括气缸盖2、活塞3和燃烧室1a,其中该活塞3被构造成朝向和远离气缸盖2往复移动,该燃烧室1a位于活塞3和气缸盖2之间。此外,每个气缸1都包括与燃烧室1a相关联地布置的一个或多个进气阀4和与燃烧室1a相关联地布置的一个或多个排气阀5。
- [0110] 用于将进气输送到发动机100的进气系统6与进气阀4结合设置,并且用于将排气从发动机100运送走的排气系统7与排气阀5结合设置。
- [0111] 进气阀4控制从进气系统6到气缸1的进气的流入,排气阀5控制从气缸1到排气系统7的排气的排出。
- [0112] 如图2中所示,发动机100可以包括被构造成用于打开和关闭进气阀4的阀致动装置8。阀致动装置8可以被构造成用于或被控制成根据米勒型阀正时原理允许进气阀4的延

迟或提前关闭。类似地,发动机100可以包括阀致动装置9,阀致动装置9被构造成或者被控制成用于打开和关闭排气阀5,或者甚至延迟或提前打开和关闭排气阀5。

[0113] 阀致动装置8、9中的一个阀致动装置或多个可以被控制为根据预定和/或动态正时时间表打开或关闭进气阀4和排气阀5;包括提前米勒型阀正时和延迟米勒型阀正时。这将在下面进一步解释。

[0114] 在一个实施例中,一个阀致动装置8、9操作一个进气阀4/排气阀5。

[0115] 图3A示意性地示出了根据本发明一个示例实施例的内燃机100。发动机100是直列六缸发动机,并且发动机100包括图2中所示部件。

[0116] 图3A进一步示出进气系统6与进气阀4结合设置,并且排气系统7与排气阀5结合设置。

[0117] 排气系统7与进气系统6之间设有EGR系统102。该EGR系统包括气体输送装置15或EGR泵15,以及允许排气系统7与进气系统6之间的流体连通的EGR导管110。气体输送装置15被操作为输送和/或控制从排气系统7经由EGR导管110到达进气系统6的排气流。

[0118] 气体输送装置15可以由EGR驱动单元22驱动,如下文参考图3B所讨论的。

[0119] 发动机100进一步包括连接到进气系统6的增压系统12,以在发动机100的某些运行条件下将进气压缩至高于排气系统7中压力的压力。在图3A中,增压系统12是包括涡轮机11和压缩机12b的涡轮增压器。操作涡轮机11,以经由轴驱动压缩机12b。

[0120] EGR系统102是高压EGR系统,其中排气从涡轮机11上游的排气流中分支出来。

[0121] 压缩机12b被布置成取决于发动机100的运行条件对进气系统6中的空气加压,并且在需要在进气系统6和排气系统7之间提供正压差或压差,同时以延迟或提前米勒型阀正时运行,使得进气系统6中的压力超过排气系统7中的压力。

[0122] 如下面参考图3B所讨论地,可以提供所谓的废阀将排气从涡轮机11转移,以调节涡轮机的速度。

[0123] 如下面参考图3B所讨论地,经加压的进气可以在冷却器(诸如增压空气冷却器或中间冷却器)中被冷却。

[0124] 在发动机100运行期间,一部分排气从在涡轮机11上游的排气系统7中流动的排气流分支到EGR系统102。剩余的排气被运送到涡轮增压器的涡轮机11。

[0125] 从排气流中分出的排气经由EGR导管110引入气体输送装置15,并且在某些运行条件下,气体输送装置15将排气加压到至少对应于进气系统6中的绝对压力水平的压力水平;这是为了允许排气从排气系统7流入进气系统6,而无论排气系统7和进气系统6之间的压差如何。

[0126] 如下文参考图3B所讨论地,可以由一个或多个EGR阀10控制EGR导管110中的气体流量。

[0127] 应注意的是,包括一个或多个EGR导管110的EGR管道系统促进EGR气体的运送。EGR导管110可以由任何合适的材料,并且以任何尺寸和几何形状制成。

[0128] 图3B示意性地示出了根据本发明一个示例实施例的内燃机100。发动机100包括图2和图3A中所示的部件,然而还包括附加特征。

[0129] 在该实施例中,排气系统7被分成两段:从图的左侧算起,一段用于气缸1、2、3,一段用于气缸4、5、6。排气系统7的该两段可以通过EGR阀10运送排气,该EGR阀10被布置成确

保一部分排气从排气系统7分支出来,并且进一步控制作为EGR返回到进气系统6的排气量。剩余的排气被进一步被运送到涡轮增压器的涡轮机部分11。

[0130] 可以提供废阀系统103以将排气从涡轮机11转移走,以便调节涡轮机速度。废阀系统103包括阀13,阀13被可以操作为对涡轮机11周围的过大压力或过多的排气流进行旁通,以调节由增压系统12传输的最大增压。

[0131] 经加压的进气可以在冷却器18(诸如增压空气冷却器或中间冷却器)中冷却。冷却器18通过减少或去除由增压系统12添加到压缩进气中的引导空气热(induction air heat)和压缩热来提高增压系统的效率。通过这种方式,进气的体积密度增大。

[0132] 从排气系统7分支出的排气可以经由EGR阀10和/或EGR冷却器14被传输到气体输送装置15,以被加压到至少对应于进气系统6中的压力的压力水平。

[0133] 在排气系统7中的压力足够高的运行条件下,通过气体输送装置15加压可能不是必需的——并且气体输送装置15可以经由旁通导管17被旁通。可以设置旁通阀16以控制旁通管道17中的流量。在图3B中,旁通阀16被布置在旁通流动管线17中。可替代地或另外地,气体输送装置15在这种条件下也可以随EGR气体的流动而自由地操作。

[0134] 根据图3B中所示实施例的排气系统7的分离允许在排气系统7中保留压力脉动。这种配置的一种益处在于,所保留的压力脉动被运送到涡轮机11,由此在排气系统7中产生低的或不足以推动涡轮机11的压力的运行条件下也推动涡轮机11。另外,如图3A中所示,非分离式排气系统提供了更高的排气背压,因而降低了容积效率,并增加了气缸1中的残留物。

[0135] EGR阀10可以被构造成用于从一个、两个或多个排气系统中分支出排气;因此,EGR阀10可以构成多功能或双阀。在一些实施例中,EGR阀10可以被构造成用于从排气系统7的仅一段中分支出排气。但是,这可能会使发动机运行偏斜并且导致气缸1之间排气的不均匀分配。

[0136] 根据一个示例实施例,气体输送装置15可以构成连接到EGR驱动单元22的排量泵。EGR驱动单元22可以被构造成在输送模式下驱动气体输送装置15从而将排气输送到进气系统6中。

[0137] EGR驱动单元22还可以被构造成在复合运行模式(被驱动模式)下产生动力输出;即处于能量回收运行模式。当发动机运行条件导致排气系统7中的压力高于进气系统6中的压力时,复合模式适用或可用;即,处于排气系统7与进气系统6之间的负差中。当发动机100在以上条件下运行时,在驱动气体输送装置15和EGR驱动单元22的同时,可以发生排气从排气系统7到进气系统6的自然流动——因而允许以复合模式运行。

[0138] 作为示例,EGR驱动单元22可以构成能够在反向驱动模式下用作发电机的电动机。可替代地,EGR驱动单元可以构成机械驱动器,诸如皮带、链条或齿轮驱动器或液压或气动驱动器。

[0139] 根据图3B中所示的一个示例实施例,蓄能器23(诸如电池或电容器)连接到EGR驱动单元22,从而在复合模式下储存能量。

[0140] EGR驱动单元22还可以被构造成反向驱动气体输送装置15,以向涡轮11提供压力,从而使压缩机12b加速旋转。以这种方式,可以提高发动机100的低端性能。可以与排气系统7和进气系统6之间的压差无关地应用反向模式。

[0141] 图3C示意性地示出了根据图3B的发动机100的实施例,但是具有附加特征,并且被

构造成用于EGR系统102的反向驱动模式。

[0142] 在图3C中,EGR系统102设有气体重定向系统24,该气体重定向系统24被构造成将来自气体输送装置15的气流从其正常输送方向经由重定向系统24重定向到涡轮机11。通过(重定向)阀25来控制流动方向,该阀25被构造成用于关闭EGR输送流,同时打开通向增压系统12的气流。

[0143] 重定向系统24可以包括使阀25互连的导管,使得可以将来自气体输送装置15的气流从其正常路线重新定向,并通过管道到达涡轮机11。阀25可以连接到控制单元26或ECU,该控制单元26或ECU被构造成取决于驱动模式来控制阀25的打开和关闭。

[0144] 图3C进一步示出了控制单元26可以是操作,从而控制发动机100中的各种装置。控制单元26可以被构造成用于从多个未示出的传感器获得各种输入信号。对装置的控制可以取决于运行条件并且响应于存储在控制单元中所保持的存储器中的软件来执行。作为示例,可以操作控制单元,以经由阀致动构件8、气体输送装置15和涡轮增压器控制进气阀4的打开和关闭;这取决于运行条件,用户输入和驱动模式,包括例如输送模式、复合模式以及反转或至少部分反转模式等。

[0145] 在图3C中,如图所示,操作控制单元26,以控制增压系统12、废阀系统103中的阀13、EGR阀10、EGR驱动单元22、阀致动构件8、9、旁通阀16、重定向系统24中的阀25等。

[0146] 应注意的是,可以操作控制单元26,以视需要并且取决于本发明的所选实施例来控制一个或多个装置。可以操作控制单元26,以与附加控制器和通信网关等通信。

[0147] 此外,图3C示出,EGR系统102可以连接到布置在涡轮机11上游的排气系统7中的EGR阀10;因此,示出了高压EGR系统102。

[0148] 图3D示意性地示出了具有低压EGR系统102的发动机100的进一步示例实施例。

[0149] 在图3D中,示出了EGR系统102连接到被布置在涡轮机11上的出口27,并且示出了低压EGR阀10b被布置成控制通向气体输送装置15的EGR流。

[0150] 在本发明的另外且未示出的实施例中,用于EGR系统102的排气可以从涡轮机11的下游分支出来,包括从一段排气处理系统分支。

[0151] 图4示意性地示出了根据本发明的用于一个气缸1的延迟和提前米勒型阀正时的原理。

[0152] 上图104表示进气阀的打开和关闭曲线。

[0153] 下图105表示在360CAD处的上止点(TDC)(在膨胀冲程开始时从0度开始的曲柄角度)和在540CAD处的下止点(BDC)之间的活塞冲程。

[0154] 上图中的实线106表示延迟米勒型阀正时。可以看出,在延迟米勒型阀正时中,进气阀在大约360CAD处打开,并在大约550CAD处关闭,即在540CAD处的BDC之后关闭;由此表示延迟阀关闭。

[0155] 上图中的虚线107表示提前米勒型阀正时。可以看出,进气阀在大约360CAD处打开,并在大约530CAD处关闭,即在540CAD处的BDC之前关闭;由此表示提前阀关闭。

[0156] 应注意的是,图4仅示出了延迟和提前米勒型阀正时的一个示例。根据不同的运行条件,在不偏离本发明范围的情况下可以应用打开和关闭入口阀的不同正时。

[0157] 根据本发明的一个示例实施例,可以通过在540CAD至680CAD范围内,优选地在540CAD至640CAD的范围内,更优选在540CAD至600CAD的范围内,并且最优选在540CAD至

580CAD的范围内关闭进气阀而应用延迟米勒型阀正时。期望范围的选择将取决于运行条件,其中上述范围已经示出期望结果。

[0158] 根据本发明的一个示例实施例,可以通过在500CAD至540CAD范围内,优选地在520CAD至540CAD的范围内,并且最优选在530CAD至540CAD的范围内关闭进气阀而应用提前米勒型阀正时。期望范围的选择将取决于运行条件,其中上述范围已经示出期望结果。

[0159] 存在不同的阀致动系统,包括阀致动装置8、9,其允许提前和/或延迟米勒型阀正时。致动系统可以是固定阀致动系统或可变阀致动系统。阀致动系统本身在本领域中是已知的,并且在本发明的背景下,任何合适的阀致动系统都可以用于延迟和提前米勒型阀正时。

[0160] 延迟米勒型阀正时保持进气阀打开的时间比对于传统的四冲程发动机(奥托机或柴油机)来说在BDC处的“最佳”时间更长,由此提高容积效率。这样的结果是增压气体,即进气和EGR被活塞推回到进气系统中;因此实际上起到了增压系统的作用,从而提高了进气系统的压力。这增加了泵送功,但同时也增加了气缸和进气口的热传递。

[0161] 提前米勒型阀正时,进气阀在BDC之前关闭,并且具有比延迟米勒的损失少的优点。通过提供相同的有效压缩比和较大的膨胀比,提前和延迟米勒两者都具有提高发动机效率的优势。

[0162] 图5是排气系统、进气系统和气体输送装置中的压力条件的图形表示图。

[0163] 图表108示出了气体输送装置15(输送模式)根据CAD的有效扭矩负荷。

[0164] 图表109示出了压力水平 $P_{\text{气体输送装置15前}}$ (图表中的 $P_{\text{b_泵}}$)和 $P_{\text{气体输送装置15后}}$ (图表中的 $P_{\text{a_泵}}$)。

[0165] 如上所述,加压进气系统可以包括冷却器18,诸如中间冷却器。通常,在流过冷却器的过程中,损失了几kPa的增压压力,这意味着进气系统6中的增压压力将略低于压缩机12b下游的增压压力。气体输送装置15在输送模式下朝向进气系统6做功,这意味着气体输送装置15的出口处的压力将基本上等效于进气系统中的增压压力;但是,这里也是主要由EGR阀(如果存在的话)和任何EGR冷却器14引起的小的压降。这意味着气体输送装置15的进气压力略低于排气歧管压力;通常为几千帕。压降是流量相关的,所以对于非常小的流量,基本不存在压降。气体输送装置15基本上需要具有与发动机上存在的压力比相同的压力比,但是添加了EGR冷却器+EGR阀+管道中的压降:

[0166] $-\Delta P_{\text{气体输送装置}} = (P_{\text{进气系统}} - P_{\text{排气系统}}) + \Delta P_{\text{EGR系统}}$

[0167] 如所提到的,气体输送装置15可以是能够输送或泵送气体的任何类型的泵。如果气体输送装置15构成排量泵,则只有在泵上存在压差时,它才会增加或接受功。这是由于排量泵没有内部压缩这一事实。

[0168] 排量泵的优选类型是罗茨泵(鼓风机),与间歇流量相比,它具有连续流量。这意味着流量不中断并且连续地流入到发动机100的进气系统6中。

[0169] 由于气体输送装置15仅在出口上的压力高于进气侧的压力时才进行工作,因此仅在需要时才由气体输送装置15执行工作。类似地,当排气压力脉动到达气体输送装置15的进气口时,不需要泵工作。在这样的场景下,排气仅仅通过气体输送装置15输送到其出口,而无需增加功或压缩气体。除此之外,可以在压力差为负时从气体输送装置提取能量。已经参考图3B和图3C对此进行了更详细的解释。

[0170] 再次转到图5,示意性地示出了气体输送装置15的操作的各种状态,作为用于确定操作状态的测量发动机100中的压力和可能进一步的输入参数(发动机速度、负载状态)的控制功能的结果。测量压力水平(以及可能进一步的参数)并将所测量的压力水平(以及可能进一步的参数)供应给控制单元26(图3D),该控制单元26基于所测量的结果,确定出气体输送装置15的操作模式。如上所述,操作模式可以是EGR输送或EGR复合体,即,能量回收。在后一种情况下,回收的能量可以传递返回到发动机或存储在能量储存装置中以备用。

[0171] 图6A示意性地示出了根据本发明的运行内燃机的主要步骤。参考如参考图1至图5所述的内燃机描述这些步骤。这些步骤是:

[0172] -步骤S1:从排气系统7分支一部分排气流,从而经由EGR系统102返回到进气系统6,

[0173] -步骤S2:将分支的排气流传输到进气系统6,

[0174] -步骤S3:经由增压系统12对进气系统6加压到高于排气压力的水平,

[0175] -步骤S4:打开气缸1的进气阀4,并维持进气阀4打开,以延迟或提前关闭进气阀4。

[0176] 根据步骤S4的一个示例实施例,延迟关闭步骤涉及保持进气阀打开直到曲轴150达到540CAD至680CAD的范围,优选540CAD至640CAD的范围,更优选540CAD至600CAD的范围,最优选是从540CAD至580CAD的范围。

[0177] 根据步骤S4的一个示例实施例,提前关闭步骤涉及保持进气阀打开,曲轴150达到500CAD至540CAD的范围,优选520CAD至540CAD的范围,最优选530CAD至540CAD的范围。

[0178] 图6B示意性地示出了图6A中所示的方法的示例实施例;但是具有下列步骤:

[0179] -步骤S5:在S2之前,通过取决于发动机100的运行参数以及不同的运行模式使气体输送装置15以输送模式运行来对排气的分支部分加压。

[0180] 图6C示意性地示出了图6A中所示的方法的示例实施例;但是,处于其中排气压力高于进气压力的运行条件下。该实施例包括下列进一步的步骤:

[0181] -步骤S6:打开旁通阀16,由此在排气系统7中的排气压力超过进气系统6中的压力时对气体输送装置15进行旁通。

[0182] 图6D示意性地示出了图6A中所示的方法的示例实施例,包括下列进一步的步骤:

[0183] -步骤S7:当排气系统7中的排气压力高于进气系统6中的压力以驱动气体输送装置15并由此驱动EGR驱动单元22时,将气体输送装置15设定成复合模式以产生动力输出。

[0184] -步骤S8:将能量传输到连接到EGR驱动单元22的蓄能器(例如电池或电容器),或者将能量传输到发动机100。

[0185] 图6E示意性地示出了根据本发明方法的示例实施例,其中,该方法被构造成向增压系统12提供压力。

[0186] 该方法包括下列步骤:

[0187] -步骤S9:设定EGR驱动单元22以驱动气体输送装置15从而向增压系统12提供压力。

[0188] 在该实施例中,气体输送装置15可以从进气系统或从排气系统抽取供应气体。

[0189] 图6F示意性地示出了作为图6E中所示的方法的替选的图6A中所示的方法的示例实施例,并且具有下列进一步的步骤:

[0190] -步骤S10:控制重定向系统24中的阀25,以关闭EGR输送并打开控制通向增压系统

12的气流的阀25。

[0191] 图7A和图7B示意性地示出了流程图,流程图示出了根据本发明的第二方面运行的内燃机100的两种运行模式。本发明的第二方面涉及一种提高内燃机的效率的方法。

[0192] 图7A是示出第一运行模式的流程图,第一模式包括下列步骤:

[0193] -步骤S20a:在进气系统6中的压力超过或基本上类似于排气系统7中的压力的条件下运行内燃机100,

[0194] -步骤S21a:运行气体输送装置15,从而对分支的排气加压并由此将分支的排气供应到进气系统6。

[0195] 图7B是示出第二运行模式的流程图;第二模式包括下列步骤:

[0196] -步骤S20b:在排气系统7中的压力高于进气系统6中的压力的条件下运行内燃机100,和

[0197] -步骤S21b:将EGR系统102和/或EGR驱动单元22构造成被气体输送装置15驱动,以便产生动力输出,

[0198] -步骤S22b:运行发动机100,以便通过从排气系统7流动到进气系统6的排气驱动气体输送装置15,并且由此在其中EGR驱动单元22产生动力输出的能量回收模式下运行气体输送装置15。

[0199] 在一些实施例中,根据本发明的第二方面的方法可以被构造成用于在第一运行模式和第二运行模式之间切换。

[0200] 应理解的是,本发明不限于上文所述和附图中所示的实施例;相反,本领域技术人员应认识到,可以在所附权利要求的范围内做出许多改变和改型。

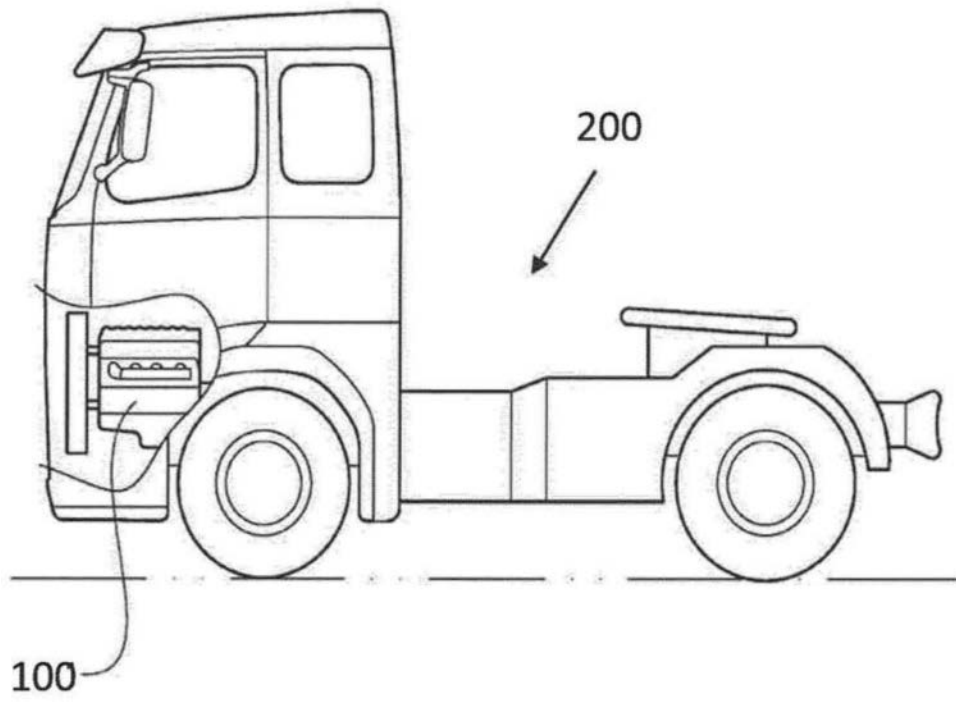


图1

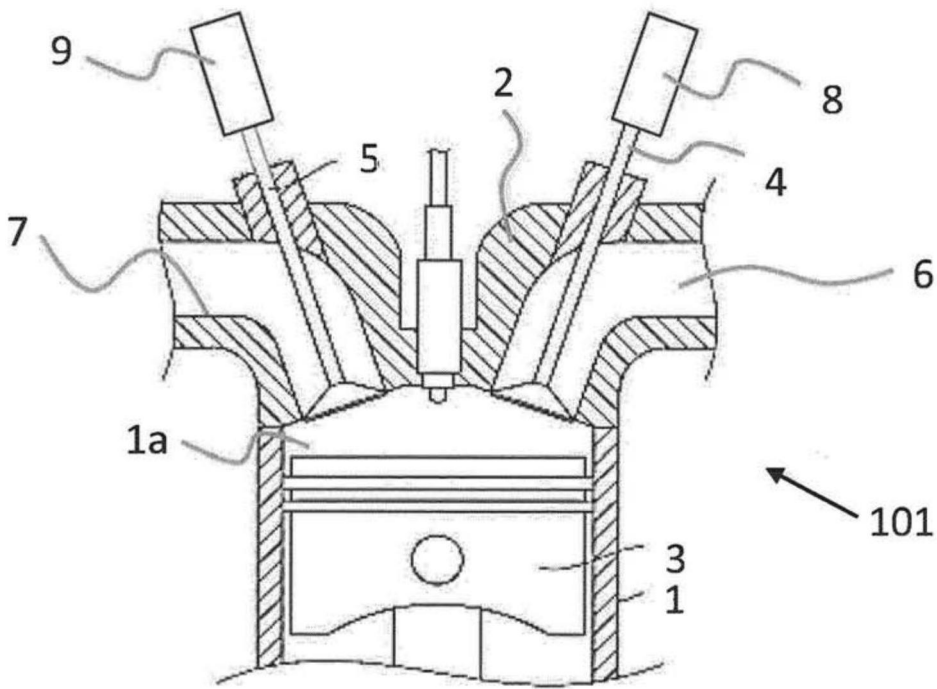


图2

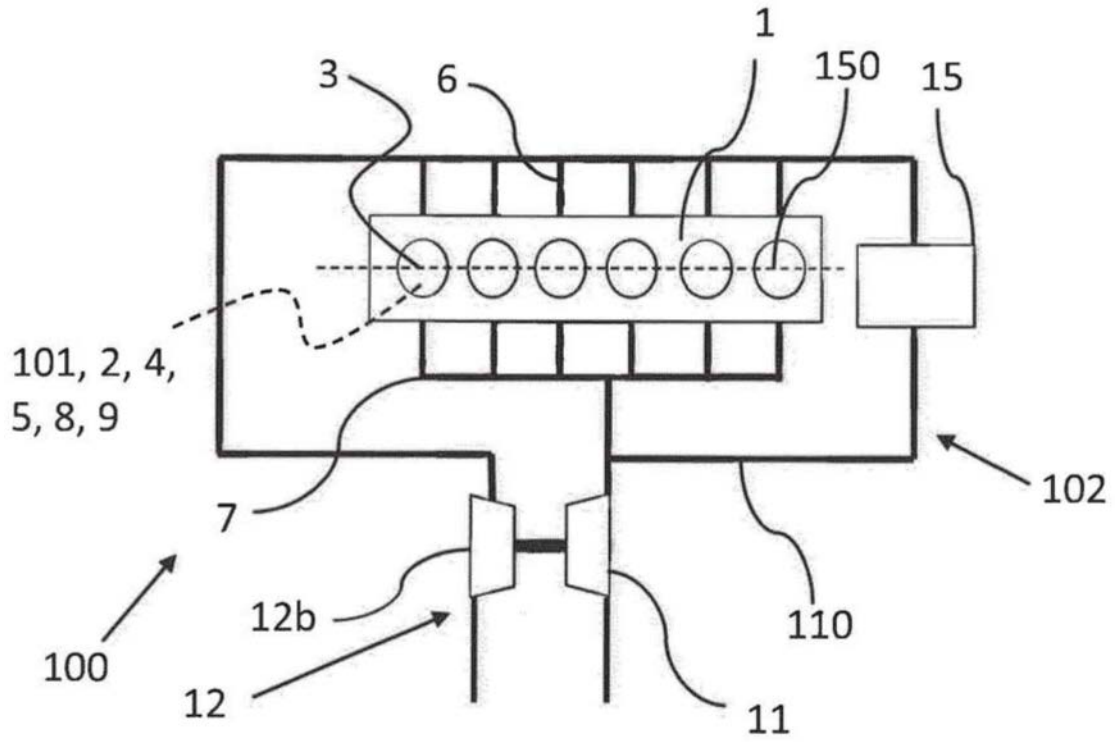


图3A

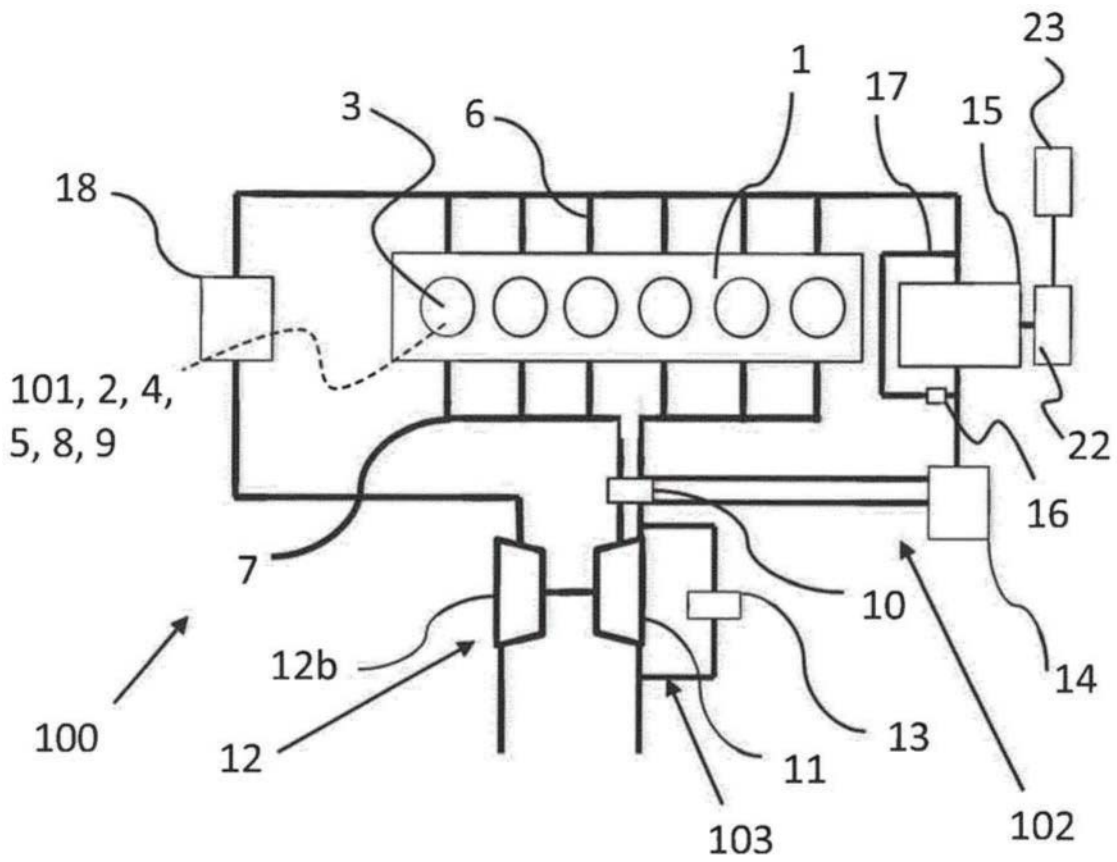


图3B

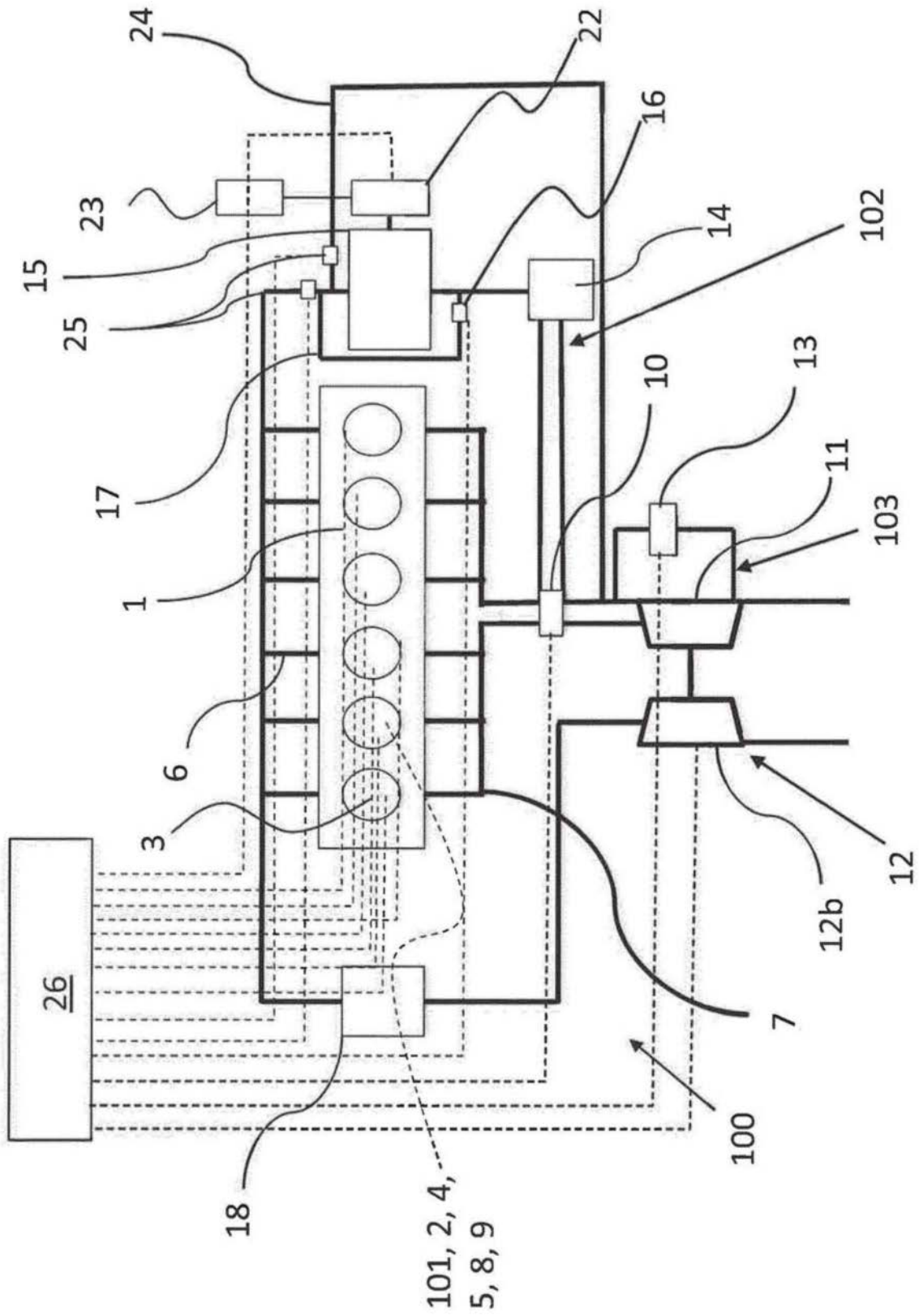


图3C

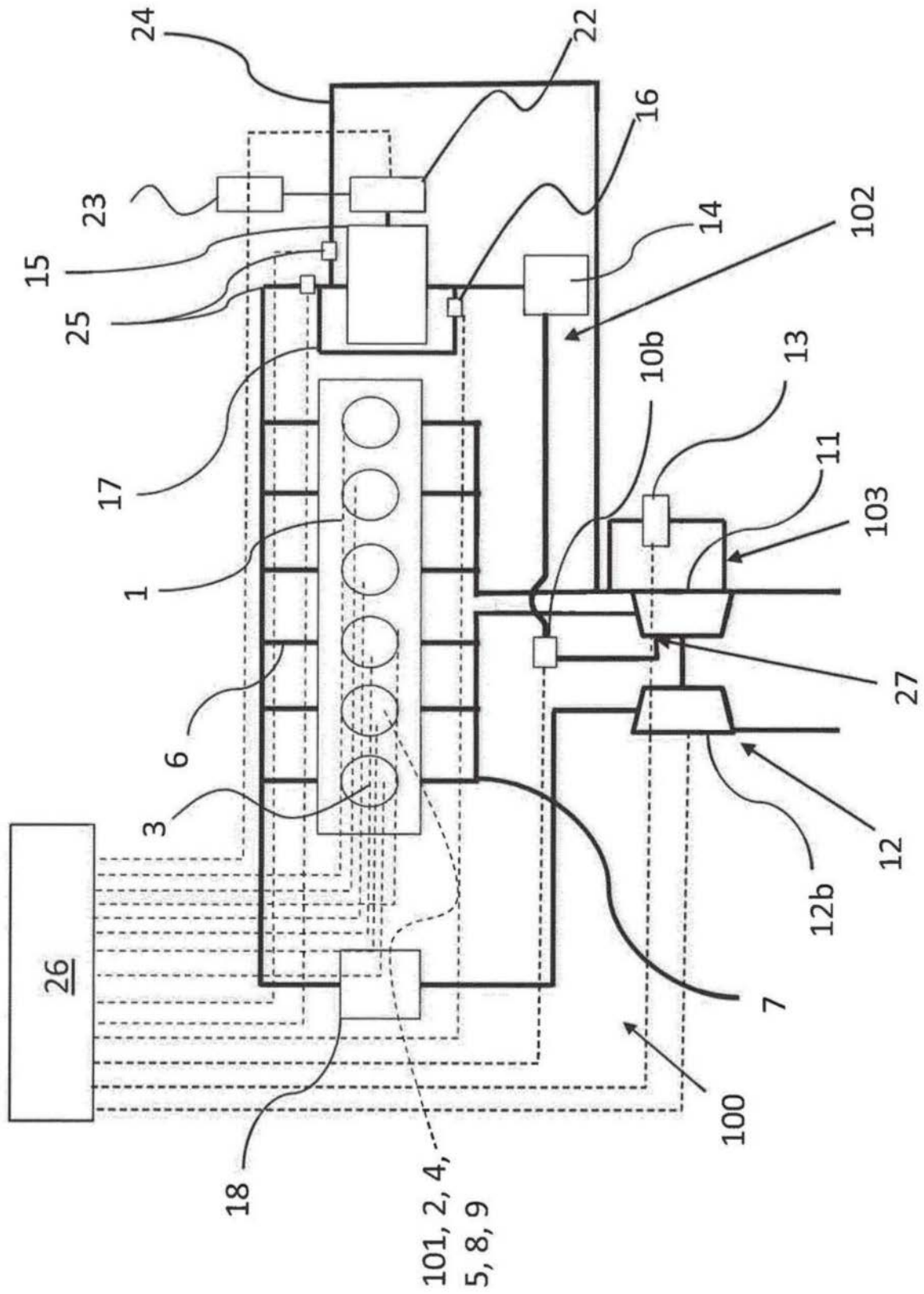


图3D

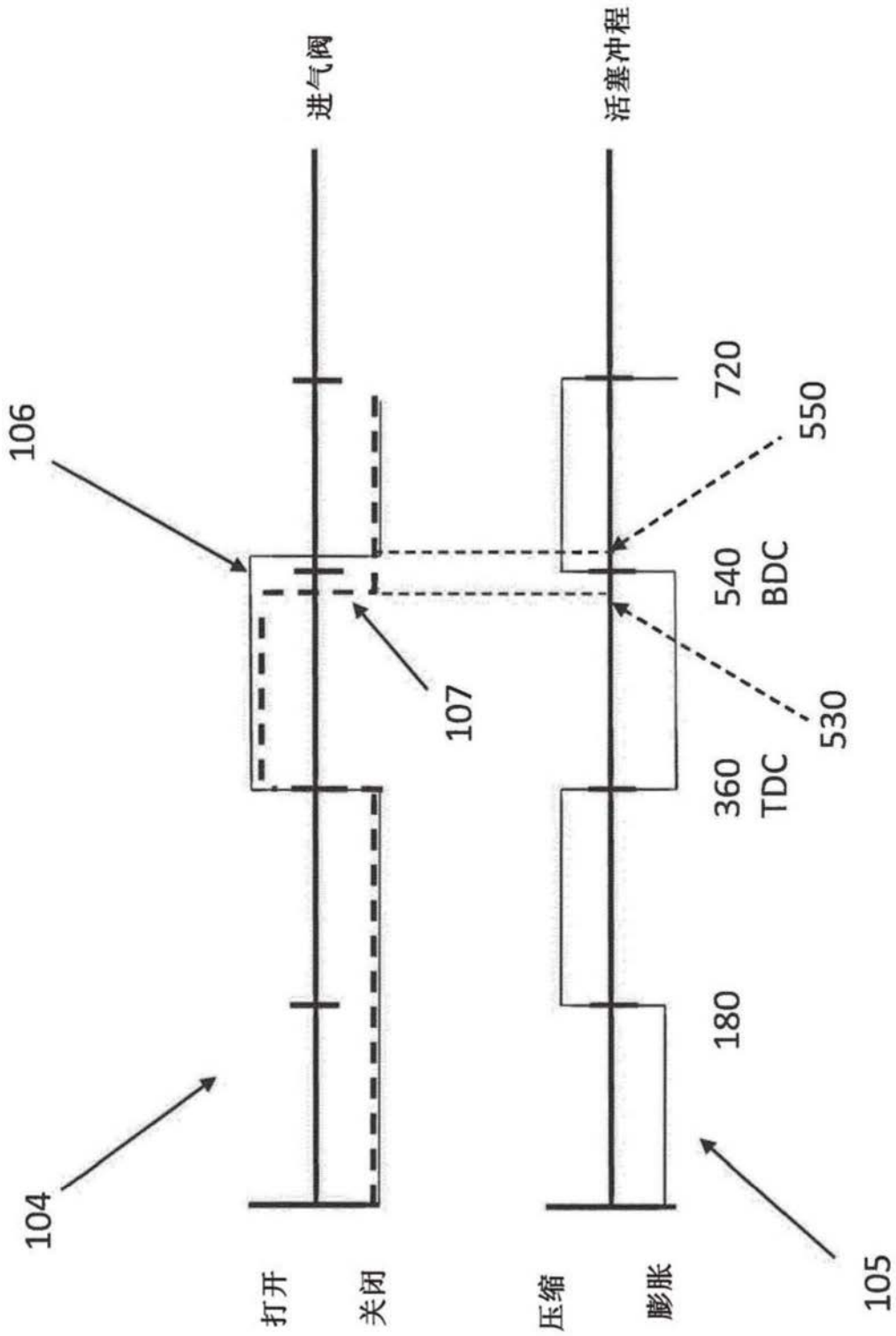


图4

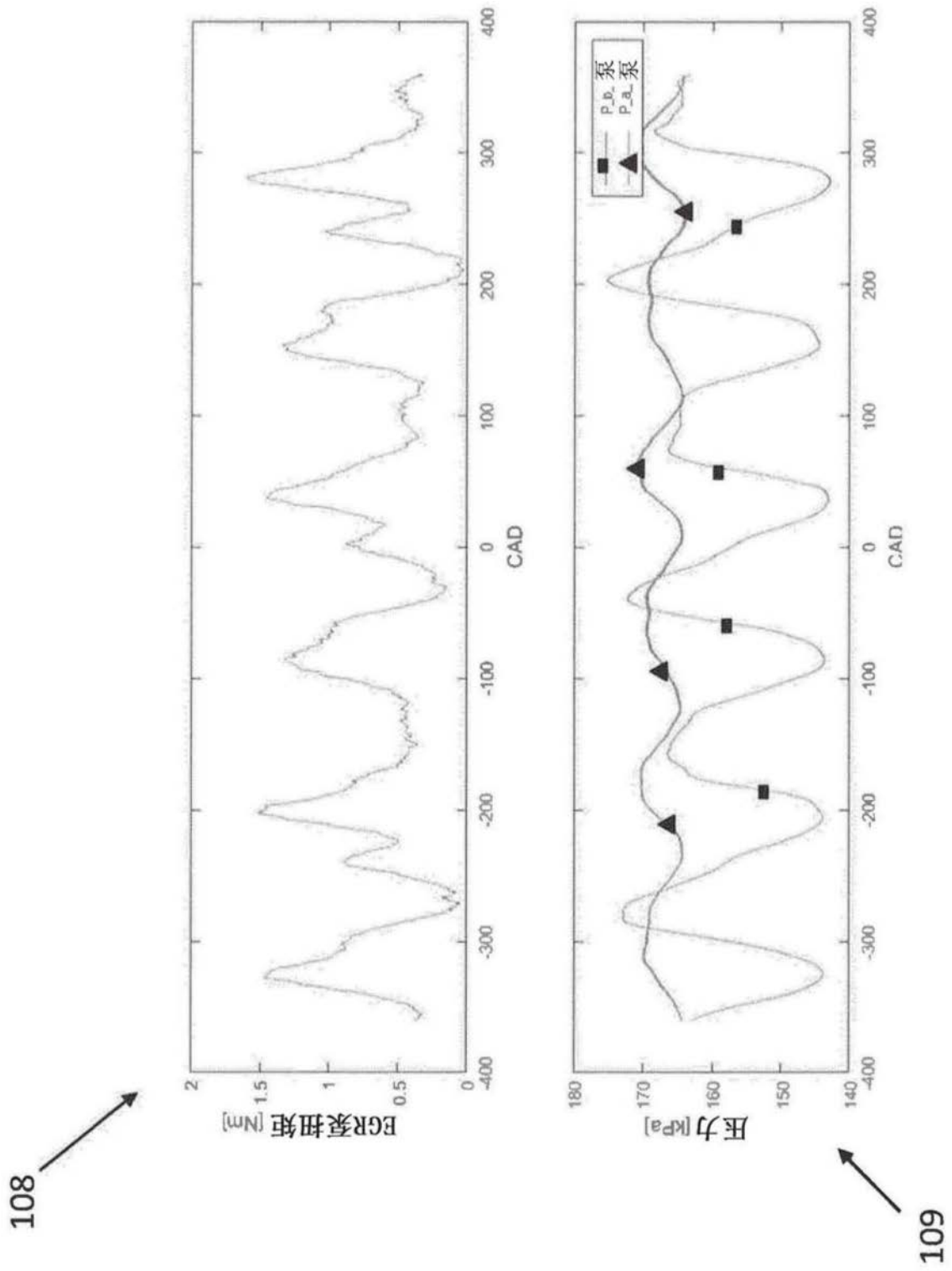


图5

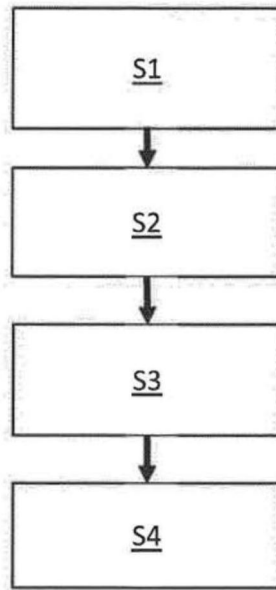


图6A

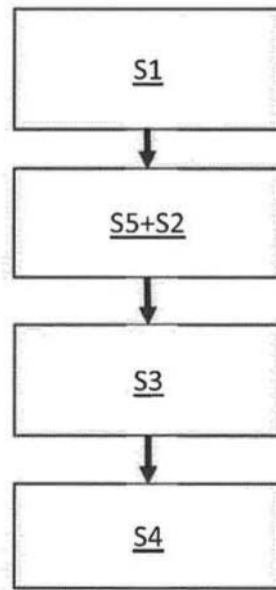


图6B

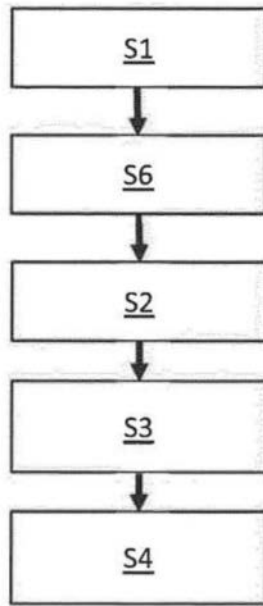


图6C

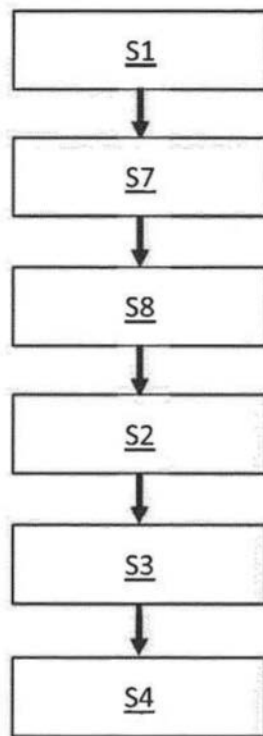


图6D

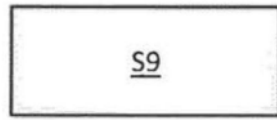


图6E

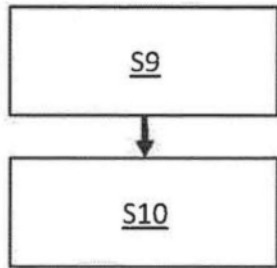


图6F

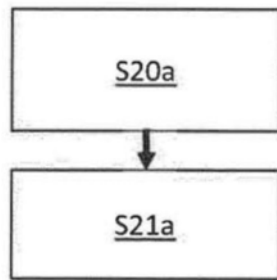


图7A

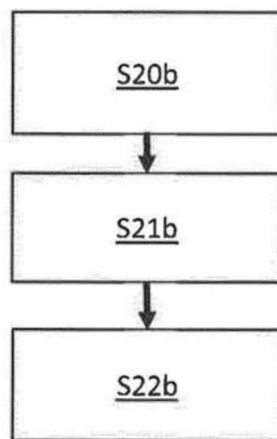


图7B