



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108798892 A

(43)申请公布日 2018. 11. 13

(21)申请号 201810412483.4

(22)申请日 2018.05.03

(30)优先权数据

102017207644.5 2017.05.05 DE

(71)申请人 福特全球技术公司

地址 美国密歇根州

(72)发明人 M·沃思 M·科霍斯罗维

B·斯坦纳 J·邓斯泰莫

(74)专利代理机构 北京纪凯知识产权代理有限公司

公司 11245

代理人 徐东升 赵蓉民

(51)Int.Cl.

F02B 75/04(2006.01)

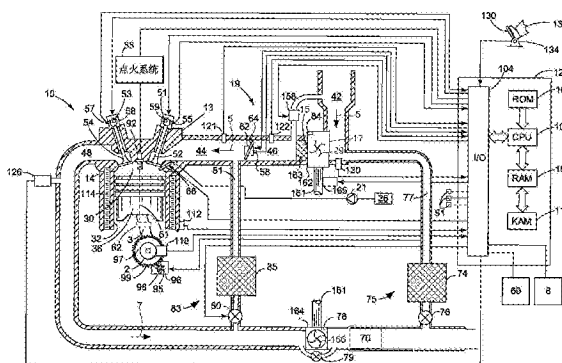
权利要求书2页 说明书18页 附图9页

(54)发明名称

改变应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比  $\epsilon$  的方法以及实现所述类型方法的内燃发动机

(57)摘要

本申请涉及改变应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比  $\epsilon$  的方法以及实现所述类型方法的内燃发动机,并公开了一种用于改变操作中的应用点火式内燃发动机的压缩比  $\epsilon$  的方法,所述操作中的应用点火式内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构(1),所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速  $\Omega_{\text{crankshaft}}$  旋转的曲轴(2)。所述方法包括通过偏心衬套(4)的旋转增加气缸循环的膨胀阶段。



1. 一种用于改变操作中的应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的方法,所述操作中的应用点火式内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构(1),所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 旋转的曲轴(2),其中内燃发动机:

每个气缸具有活塞,在工作循环过程期间,所述活塞沿着活塞纵向轴线移动通过活塞冲程 $s$ ,确切地在压缩阶段期间从下止点BDC移动到上止点TDC,并且在后续膨胀阶段期间从所述上止点TDC移动到所述下止点BDC;

针对每个气缸,所述曲轴(2)具有相关联的曲轴曲拐(2a),所述曲轴曲拐(2a)被布置成沿着所述曲轴(2)的所述纵向轴线彼此间隔开;并且

针对每个气缸,设置有连杆(3),在大连杆头孔(3a)处,使用作为中间元件的可旋转偏心衬套(4)将所述连杆(3)安装在所述气缸特定的曲轴曲拐(2a)上以便实现可变压缩比 $\epsilon$ ,其中在所述膨胀阶段期间,通过所述偏心衬套(4)相对于所述曲轴曲拐(2a)的旋转增加所述压缩比 $\epsilon$ ,其中保持所述上止点TDC,增加所述活塞冲程 $s$ ,并且其结果是所述下止点BDC由于所述偏心衬套(4)的所述旋转而移位。

2. 根据权利要求1所述的方法,其中在所述膨胀阶段之后的排气阶段期间,通过所述偏心衬套(4)相对于所述曲轴曲拐(2a)的旋转减少所述压缩比 $\epsilon$ ,其中保持所述上止点TDC,减少所述活塞冲程 $s$ ,并且其结果是所述下止点BDC由于所述偏心衬套(4)的所述旋转而移位。

3. 根据权利要求2所述的方法,其中在所述压缩阶段之前的进气阶段期间,通过所述偏心衬套(4)相对于所述曲轴曲拐(2a)的旋转减少所述压缩比 $\epsilon$ ,其中保持所述上止点TDC,减少所述活塞冲程 $s$ ,并且其结果是所述下止点BDC由于所述偏心衬套(4)的所述旋转而移位。

4. 根据权利要求3所述的方法,其中在所述压缩阶段期间,通过所述偏心衬套(4)相对于所述曲轴曲拐(2a)的旋转增加所述压缩比 $\epsilon$ ,其中保持所述上止点TDC,增加所述活塞冲程 $s$ ,并且其结果是所述下止点BDC由于所述偏心衬套(4)的所述旋转而移位。

5. 根据权利要求4所述的方法,其中连续执行所述偏心衬套(4)的所述旋转。

6. 根据权利要求5所述的方法,其中以转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 执行所述偏心衬套(4)的所述旋转,其中 $\Omega_{\text{eccentric}} = 0.5 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。

7. 根据权利要求1所述的方法,其中以转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 执行所述偏心衬套(4)的所述旋转,其中 $\Omega_{\text{eccentric}} = 1.5 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。

8. 根据权利要求7所述的方法,其中在相对于所述曲轴(2)的相同方向上执行所述偏心衬套(4)的所述旋转。

9. 根据权利要求8所述的方法,其中在相对于所述曲轴(2)的相反方向上执行所述偏心衬套(4)的所述旋转。

10. 根据权利要求9所述的方法,其中使用所述曲轴(2)以积极控制方式执行所述偏心衬套(4)的所述旋转。

11. 根据权利要求10所述的方法,其中使用衬套特定的齿轮传动装置(5)执行所述偏心衬套(4)的所述旋转。

12. 根据权利要求11所述的方法,其中使用布置在所述曲轴箱中的衬套特定的齿轮传动装置(5)来执行所述偏心衬套(4)的所述旋转,所述齿轮传动装置包括:

内部齿轮(6),其安装在所述曲轴箱中并相对于所述曲轴箱固定并且具有内齿(6a);

辅助齿轮(7),其固定地连接到所述偏心衬套(4)并具有外齿(7a)并且可旋转地安装在

所述衬套特定的曲轴曲拐(2a)上;以及

行星齿轮(8),其可旋转地安装在被固定连接到所述曲轴(2)的行星架(9)的轴颈(9a)上,所述行星齿轮(8)具有与所述内部齿轮(6)的所述内齿(6a)啮合的外齿(8a)和与所述辅助齿轮(7)的所述外齿(7a)啮合的内齿(8b)。

13.一种用于操作发动机的方法,其包括:

在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整所述气缸的冲程以便在所述气缸的膨胀冲程期间产生所述气缸的第一冲程长度;

在所述气缸的循环期间,通过所述曲柄机构调整所述气缸的所述冲程以便在所述气缸的压缩冲程期间产生所述气缸的第二冲程长度;以及

响应于燃料辛烷值选择性地增加所述气缸的压缩阶段压缩比。

14.根据权利要求13所述的方法,其还包括响应于所述第一冲程长度和所述第二冲程长度调整EGR阀的位置。

15.根据权利要求13所述的方法,其中响应于所述燃料辛烷值的增加而增加所述气缸的所述压缩比。

16.一种用于操作发动机的方法,其包括:

在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整所述气缸的冲程以便在所述气缸的膨胀冲程期间产生所述气缸的第一冲程长度;以及

在所述气缸的循环期间,通过所述曲柄机构调整所述气缸的所述冲程以便在所述气缸的压缩冲程期间产生所述气缸的第二冲程长度。

17.根据权利要求16所述的方法,其中所述第一冲程长度大于所述第二冲程长度。

18.根据权利要求17所述的方法,其中通过改变所述气缸的活塞的下止点位置调整所述第一冲程长度。

19.根据权利要求18所述的方法,其中在所述气缸循环期间不改变所述活塞的上止点位置。

20.根据权利要求18所述的方法,其中所述气缸的排气冲程等于所述第一冲程长度。

## 改变应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的方法以及实现所述类型方法的内燃发动机

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 本申请要求2017年5月5日提交的德国专利申请号102017207644.5的优先权。上述参考申请的全部内容出于所有目的通过引用以其整体并入本文。

### 背景技术

[0003] 发动机可以配备有连杆,所述连杆具有小连杆头孔和大连杆头孔。这里,连杆通过布置在小连杆头孔中的活塞销铰接地连接到活塞,并且通过大连杆头孔可旋转地安装在所谓的曲轴曲拐的曲柄销(也就是说曲轴的连杆轴颈)上。活塞用于将通过燃烧产生的气体力传递到曲轴。活塞所承受的气体力因此通过活塞销传递到连杆并且通过后者传递到曲轴。通过所描述的活塞、活塞销、连杆和曲轴的布置,活塞的振动运动被转换成曲轴的旋转运动。这里,除了小旋转部件之外,连杆主要以振动方式在气缸纵向轴线的方向上移动。

[0004] 气体力迫使活塞沿着气缸纵向轴线的方向向下,其中,从上止点TDC开始,通过气体力迫使活塞执行加速移动。活塞通过其向下定向移动来试图让位于气体力以在所述向下定向移动期间,必须驱动与其铰接连接的连杆。为此目的,活塞通过活塞销将作用在其上的气体力传导到连杆,并且试图使所述连杆向下加速。当活塞接近下止点BDC时,它将与连杆一起减速,然后在下止点BDC处执行移动反转。活塞在其上止点TDC和下止点BDC之间的路径上所覆盖的距离被称为活塞冲程 $s$ 。

[0005] 根据活塞表面积 $A_K$ 和活塞冲程 $s$ ,将气缸的扫掠容积 $V_h$ 限定为: $V_h = A_K \cdot s$ 。在活塞位于上止点TDC时的气缸容积被称为压缩容积 $V_c$ 。根据扫掠容积 $V_h$ 和压缩容积 $V_c$ 的和来计算在活塞位于下止点BDC时的气缸容积。

[0006] 针对内燃发动机或单个气缸的几何压缩比 $\epsilon$ ,以下等式是适用的:

$$[0007] \quad \epsilon = 1 + V_h / V_c$$

[0008] 然而柴油发动机原则上以非常高的压缩比进行操作以确保燃料-空气混合物的自动点火,在奥托循环发动机是以下情况:由于全负载操作时的爆震趋势(也就是说在尚未燃烧的混合物中发生自燃的趋势),最大可允许压缩比 $\epsilon_{\max}$ 应当被限于相对较低的压缩比,例如在自然吸气式发动机的情况下 $\epsilon \approx 10$ 。在变得越来越重要的机械增压发动机的情况下,几何压缩比必须进一步降低,例如,针对无爆震燃烧,其可以被限制到 $\epsilon \approx 8 \cdots 9$ 。

[0009] 奥托循环发动机的相对低的压缩比特别不利于燃料消耗,也就是说对于效率不利。基本上,随着压缩比 $\epsilon$ 的减少,效率 $\eta$ 同样减少。换言之,为了燃烧过程的可能的最高效率,应当将气缸新鲜充气压缩到最大可能程度,同样出于上述原因,特别地,奥托循环发动机在接近全负载时的爆震趋势也不能被无限制地实现。

[0010] 用于解决所述冲突的一种设计方法在于提供具有可变压缩比 $\epsilon$ 的内燃发动机,具体地其方式为使得,随着负载减少,也就是说在全负载开始朝部分负载的方向,压缩比 $\epsilon$ 增加。以此方式,相对于柴油发动机,可以至少部分地补偿奥托循环发动机的部分负载比的基本缺陷。

[0011] 由于内燃发动机主要在部分负载范围内进行操作的事实,因此这对于可实现的燃料节省提供了巨大潜力。压缩比 $\epsilon$ 到发动机特性曲线图中的相应操作点的效率优化改变或适应,对即使处于部分负载范围内的奥托循环发动机中,也允许压缩比 $\epsilon \approx 14 \cdots 15$ 并且从而允许显著的消耗减小。

[0012] 用于在操作中的内燃发动机中实现可变压缩比 $\epsilon$ 的许多方法是已知的,将通过以下的示例来简要介绍其中几种方法。

[0013] 一种用于实现可变压缩比 $\epsilon$ 的可能方法在于将连杆形成两件式连杆。这里,连杆包括铰接地连接到活塞的上连杆以及铰接地连接到曲轴的下连杆,其中上连杆和下连杆同样彼此铰接地连接以便由此能够相对于彼此枢转。如果两个连杆头孔沿其连接线的间距被理解为连杆长度,则所述长度可以借助使上连杆和下连杆相对于彼此枢转(也就是说借助将两件式连杆折叠到较大或较小的程度)而变化。

[0014] 这里,通过铰接杆来实现对压缩比 $\epsilon$ 的调整,所述铰接杆铰接地连接到上连杆并且可旋转地接收在发动机壳体中安装的偏心轴上。通过偏心轴的旋转以及由此产生的活塞止点位置变化,压缩比可以在宽范围内变化,例如在 $\epsilon_{\min} \approx 8$ 与 $\epsilon_{\max} \approx 15$ 之间。

[0015] 机械调整装置是所述构思的缺点,因为调整装置的相当大的部分(具体地是铰接杆)参与曲柄机构的振动和旋转运动。活塞和连杆与调整装置部件一起的振动运动导致剧烈的加速和减速,其随着曲轴转速的平方增加并且相应地产生高动态惯性力。所述动态惯性力使曲柄机构承受相当大的负载,并且在部件的强度方面的设计中起重要作用。

[0016] 因此,设计者的基本目标是保持尽可能低的振动质量并且将部件设计成使得它们具有尽可能节省材料的形式,其中部件的所需强度对此方法设定限制。因此,使用显著参与振动运动的机械调整装置背离了减小振动质量的目的。

[0017] 用于实现可变压缩比 $\epsilon$ 的另一种可能方法在于由多个连杆件构造连杆,所述多个连杆件被布置成使得它们可以一个在另一个内部伸缩地滑动。所述连杆同样是介绍中提及的类型的连杆。借助将连杆件推到一起或拉开来实现连杆长度的变化。为此目的,再次需要机械调整装置,其(在原理上与上述调整装置类似)必须机械地耦接到连杆,由此所述调整装置的一部分进而参与曲柄机构的振动和旋转运动。缺点是以上已经陈述的那些缺点。此外,相对于常规连杆,可变长度连杆本身已经导致振动质量和旋转质量的增加,这进一步加剧了所述的不利影响。

[0018] 在已知的方法中,作为轴承布置的中间元件的偏心衬套(bushing)设置在小连杆头孔或大连杆头孔中。偏心衬套是可旋转的,并且例如可以在不同工作位置之间以阶梯方式切换,其中由偏心衬套的各种工作位置下的活塞的不同止点位置产生不同压缩比 $\epsilon$ 。

[0019] 德国特许公开说明书DE 199 44 669 A1描述了一种偏心衬套布置在大连杆头孔中的连杆。为了锁定和释放偏心衬套,设置有锁定装置的锁定元件,所述锁定元件可以被放置成与衬套接合。可以通过来自发动机润滑油回路的加压油或通过压缩空气来液压地实现对包括气缸和可在所述气缸中可移动的活塞的机械锁定装置的控制(也就是说致动)。DE 199 44 669 A1没有公开未锁定偏心衬套通过何种装置以针对性方式旋转或能够旋转到预定义位置中。这是为了实现可变压缩比 $\epsilon$ 而描述的构思的基本缺陷。

[0020] 就特征为使用偏心衬套的构思而言,所述构思通常缺乏用于锁定和释放衬套的装置和方法。偏心衬套一旦被释放就由其自身的装置来决定,也就是说没有影响被施加到衬

套本身的旋转活动。

[0021] 类似于DE 199 44 669 A1,德国特许公开说明书DE 102 30 428 A1也没有描述具有实际意义的用于偏心衬套的调整装置,而是描述了通过其可以固定和释放衬套的锁定装置。由轴承反作用力以针对性方式作用在衬套上产生已释放偏心衬套本身的旋转,其中旋转活动不受影响或不能被影响。

[0022] 根据DE 102 30 428 A1,关于其他偏心调整装置的改进(诸如在DE 197 03 948 C1和EP 0 438 121 A1中描述的)在于,在多个工作循环之后没有首先进行未锁定衬套的重新锁定,并且未锁定衬套没有在大连杆头孔中以未定义方式移动(也就是说旋转),因为DE 102 30 428 A1中提出的阻挡装置仅允许沿一个方向的旋转。

## 发明内容

[0023] 为了克服这些缺陷,本发明涉及一种用于改变操作中的应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的方法,所述操作中的应用点火式内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构,所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 旋转的曲轴,其中内燃发动机:每个气缸具有活塞,在工作循环过程期间,所述活塞沿着活塞纵向轴线移动通过活塞冲程 $s$ ,确切地在压缩阶段期间从下止点BDC移动到上止点TDC,并且在后续膨胀阶段期间从上止点TDC移动到下止点BDC;针对每个气缸,曲轴具有相关联的曲轴曲拐,所述曲轴曲拐被布置成沿着曲轴的纵向轴线彼此间隔开;并且针对每个气缸设置有连杆,在大连杆头孔处,使用可旋转偏心衬套作为中间元件将所述连杆安装在气缸特定的曲轴曲拐上以便实现可变压缩比 $\epsilon$ 。本发明还涉及一种用于执行所述类型方法的应用点火式内燃发动机。

[0024] 本说明书可以提供若干优点。具体地,本方法允许气缸冲程在发动机循环期间改变两次以提高发动机效率。此外,气缸压缩比的改变可以根据气缸工作循环改变,而不是简单地根据发动机转速和负载改变。此外,本方法改变气缸的压缩比,而不必向发动机添加大旋转质量。

[0025] 当以下具体实施方式单独或与附图结合时,从其中可以容易理解本说明书的上述优点和其他优点以及特征。

[0026] 应理解,提供以上简述以用简单的形式引入在具体实施方式中进一步描述的构思选择。这并不意味着识别要求保护的主题的关键或本质特征,所述要求保护的主题的范围由随附的权利要求书唯一限定。此外,所要求保护的主题并不局限于解决以上或本公开中任何部分所记录的任何缺点的实施方式。

## 附图说明

[0027] 图1示出了示例性发动机的详细示意图;

[0028] 图2a示意性地示出了具有恒定压缩比的常规内燃发动机的气缸的活塞位置,并示出了根据本发明的具有可变压缩比的应用点火式内燃发动机的气缸的活塞位置;

[0029] 图2b示意性地示出了根据本发明的冲程长度在发动机循环内改变的内燃发动机的气缸的活塞位置,并且示出根据本发明的压缩比增加并在发动机循环内改变的内燃发动机的气缸的活塞位置;

[0030] 图3a示意性地示出了针对膨胀阶段和排气阶段在回转式曲轴的情况下,偏心衬套

相对于曲轴曲拐的位置改变；

[0031] 图3b示意性地示出了针对进气阶段和压缩阶段在回转式曲轴的情况下，偏心衬套相对于曲轴曲拐的位置改变；

[0032] 图4a以侧视图且部分以截面形式示意性地示出了应用点火式内燃发动机的第一实施例的曲柄机构；

[0033] 图4b以相对于图4a旋转90°后以侧视图且同样部分以截面的形式示意性地示出了图3a所示的曲柄机构；

[0034] 图5a和图5b示出了根据本发明的用于操作发动机的方法；以及

[0035] 图6示出了用于根据图5a和图5b的方法操作发动机的时序。

### 具体实施方式

[0036] 本说明书涉及可变压缩比内燃发动机。发动机可以是自然吸气式的，或者它可以是涡轮增压或机械增压的。图1示出了可变压缩比发动机的一个示例。发动机的压缩比可以在气缸循环中改变两次以改进发动机效率。图2相对于气缸冲程示出了常规活塞的位置以及根据本发明的发动机的活塞的位置。在图3a和图3b中，在气缸循环内相对于偏心衬套示出了本发动机的曲轴曲拐，以便示出发动机的压缩比如何像图2所示那样改变。图4a和图4b示出了发动机的曲轴机构。附图大致按比例绘制。

[0037] 图3a-图4b通过各种部件的相对定位示出了示例性配置。如果被示出为彼此直接接触或直接耦接，那么至少在一个示例中，此类元件可以分别被称为直接接触或直接耦接。类似地，至少在一个示例中，被示为连续或彼此邻近的元件可以分别是连续或彼此邻近的。作为示例，处于彼此共面接触的部件可以被称为处于共面接触。作为另一个示例，在至少一个示例中，彼此间隔开定位并且其间只有空间而无其他部件的部件可以被这样称呼。图4a和图4b按比例绘制，但是可以使用其他相对尺寸。

[0038] 所述类型的内燃发动机被用作机动车辆驱动单元。在本发明的上下文内，表述“内燃发动机”包括奥托循环发动机，但也包括混合式内燃发动机，也就是说使用混合燃烧过程操作并使用应用点火来点火的应用点火式内燃发动机，以及不仅包括应用点火式内燃发动机而且还包括电机的混合驱动装置，所述电机可以在驱动方面连接到所述内燃发动机并从所述内燃发动机接收动力、或者作为可切换的辅助驱动装置附加地输出动力。

[0039] 所述类型的内燃发动机具有曲柄机构，所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中的曲轴，所述曲轴具有针对每个气缸的气缸特定连杆安装在其上的气缸特定的曲轴曲拐。气缸的曲轴曲拐被布置成沿着曲轴纵向轴线彼此间隔开。

[0040] 本发明涉及的内燃发动机具有曲柄机构，在所述曲柄机构中针对每个气缸设置有连杆，在大连杆头孔处，使用作为中间元件的可旋转偏心衬套将所述连杆安装在气缸特定的曲轴曲拐上，由此可以实现可变气缸特定压缩比 $\epsilon$ 。以下将是有利的：如果可以根据需要以针对性方式来调整气缸特定的偏心衬套，以便能够以效率优化方式使压缩比 $\epsilon$ 适应内燃发动机或气缸的当前操作状态。在此背景下，本发明的目的是指定一种方法，通过该方法使得应用点火式内燃发动机的效率 $\eta$ 可以进一步提高。本发明的另一个子目的是指定一种用于执行所述类型方法的应用点火式内燃发动机。

[0041] 通过一种用于改变操作中的应用点火式内燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的方法来

实现所述第一子目的,所述应用点火式内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构,所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 旋转的曲轴,其中内燃发动机:每个气缸具有活塞,在工作循环过程期间,所述活塞沿着活塞纵向轴线移动通过活塞冲程 $s$ ,确切地在压缩阶段期间从下止点BDC移动到上止点TDC,并且在后续膨胀阶段期间从上止点TDC移动到下止点BDC;针对每个气缸,曲轴具有相关联的曲轴曲拐,所述曲轴曲拐被布置成沿着曲轴的纵向轴线彼此间隔开;并且针对每个气缸设置有连杆,在大连杆头孔处,使用作为中间元件的可旋转偏心衬套将所述连杆安装在气缸特定的曲轴曲拐上以便实现可变压缩比 $\epsilon$ ,所述方法的特征在于以下事实,在膨胀阶段期间,通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来增加压缩比 $\epsilon$ ,其中保持上止点TDC,增加活塞冲程 $s$ ,并且其结果是下止点BDC由于偏心衬套的旋转而移位(shifted)。

[0042] 根据本发明,气缸的压缩比 $\epsilon$ 的变化不是以负载相关或操作点特定的方式,而是在相应气缸的当前进行的工作循环内变化。因此,根据本发明的方法允许压缩比 $\epsilon$ 相对于现有技术更广泛地适应单独或相应气缸的当前操作状态。因此可以进一步提高内燃发动机的效率。根据需要以针对性方式调整气缸特定的偏心衬套。因此,在膨胀阶段期间,通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来增加压缩比 $\epsilon$ ,其中维持上止点TDC。为此目的,通过偏心衬套的旋转使下止点BDC移位,使得与未改变的上止点TDC的间距增加,也就是说活塞冲程 $s$ 增加。

[0043] 压缩比 $\epsilon$ 在膨胀阶段期间的这种增加是使得可以提高内燃发动机效率的措施。根据本发明的这种措施的技术或热力学效果基于以下事实:即使在充气交换开始时至少一个出口阀打开以接近下止点BDC的情况下,位于气缸中的气体(由于正在进行的燃烧)通常处于压力下,这种情况不管该事实如何,即位于气缸中的气体在膨胀阶段中由于活塞朝向下止点移动而已经膨胀过。

[0044] 当为了排放燃烧气体的目的而打开至少一个出口阀时,燃烧气体以高速流过阀特定的出口开口并进入排气排放系统,这是由于在燃烧结束时气缸中占主导的高压水平以及燃烧室与排气管线之间的相关高压差。只有在充气交换的进一步过程期间,气缸中的压力和排气排放系统中的压力才相等,使得燃烧气体不再主要以压力驱动的方式被排空,而是由于活塞的冲程运动被排出。其结果是,在充气交换开始时的气缸中的高压保持在热力学方面未被利用。由于仍然包含在加压气体中的能量未用于对活塞做功,而是用于从气缸中排空排气,因此对于内燃发动机来说该能量损失。

[0045] 在热力学方面更有利的是,使气缸中的压力减低到最大可能程度,也就是说在打开至少一个出口阀之前,基本上进一步推进位于气缸中的气体的膨胀。为此目的,膨胀阶段的延长(也就是说以根据本发明的方式增加压缩比 $\epsilon$ )是合适的措施。根据本发明通过下止点的移位和活塞冲程 $s$ 的相关增加来执行压缩比 $\epsilon$ 的增加,因为对于几何压缩比,适用以下等式: $\epsilon = 1 + V_h/V_c$ ,其中 $V_h = A_k \cdot s$ ,其中 $A_k$ 表示活塞表面积并且 $s$ 表示活塞冲程。

[0046] 存在进一步的措施,通过其使得气缸特定压缩比 $\epsilon$ 可以在当前进行的工作循环内变化以便提高内燃发动机的效率。将结合根据本发明的方法的有利实施例来更详细地讨论这些措施。利用根据本发明的方法,实现了基于本发明的第一子目的,也就是说制定了一种使得可以进一步提高应用点火式内燃发动机的效率 $\eta$ 的方法。所述方法的实施例的优点在于,在膨胀阶段之后的排气阶段期间,通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来减少压缩比 $\epsilon$ ,其中保持上止点TDC,减少活塞冲程 $s$ ,并且其结果是下止点BDC由于偏心衬套的旋转而移



位。

[0047] 如已经提及的那样,还存在进一步的措施,通过这些措施使得气缸特定压缩比 $\epsilon$ 可以在当前进行的工作循环内变化以便提高内燃发动机的效率。上述方法变体在膨胀阶段之后的排气阶段期间减小了压缩比 $\epsilon$ 。这种措施已经用于准备后续的压缩阶段,应当在可能的最高或最大的压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 下执行所述后续的压缩阶段。基本因果关系(即随着压缩比 $\epsilon$ 的增加,效率 $\eta$ 同样增加)针对即将到来的压缩阶段保持不变。对于燃烧过程的可能的最高效率,因此应当在压缩阶段中将气缸新鲜充气压缩到最大可能程度,也就是说压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 应当是尽可能高的。虽然如此但必须考虑的是:根据本发明,压缩阶段中的压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 小于或低于膨胀阶段中的压缩比 $\epsilon_{\text{expansion}}$ ,这是因为必须考虑到其他调节情况(例如像爆震趋势)。在这方面中,为了压缩,压缩比 $\epsilon$ 必须从膨胀开始减少。偏心衬套相应地旋转,其中所述旋转优选地作为或构成在膨胀阶段期间的旋转运动的延续,有利地具有相等的转速,也就是说角速度 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 。

[0048] 以上已经类似陈述的情况也适用于以下方法变体,其中偏心衬套的进一步旋转同样用于准备即将到来的压缩阶段,也就是说在压缩阶段中利用可能的最高或最大的压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 来压缩气缸新鲜充气。

[0049] 为了上述原因,所述方法的实施例的优点还在于,在压缩阶段之前的进气阶段期间,通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来减少压缩比 $\epsilon$ ,其中保持上止点TDC,减少活塞冲程 $s$ ,并且其结果是下止点BDC由于偏心衬套的旋转而移位。上述两种方法变体原则上涉及4冲程内燃发动机,工作循环还包括进气阶段和排气阶段以及膨胀阶段和压缩阶段。在2冲程方法或2冲程内燃发动机中省略后两个工作冲程。

[0050] 所述方法的实施例的优点在于,在压缩阶段期间,通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来增加压缩比 $\epsilon$ ,其中保持上止点TDC,增加活塞冲程 $s$ ,并且其结果是下止点BDC由于偏心衬套的旋转而移位。

[0051] 上述方法变体在膨胀阶段之前的压缩阶段期间增加了压缩比 $\epsilon$ 。这种措施已经用于准备膨胀阶段,应当利用可能的最高或最大压缩比 $\epsilon_{\text{expansion}}$ 来执行所述膨胀阶段以便能够从位于气缸中的气体提取可能的最大量能量。偏心衬套对应地旋转,其中所述旋转进而优选地作为先前旋转运动的延续。

[0052] 连续进行并且优选以相等的转速(也就是说,角速度 $\Omega_{\text{eccentric}}$ )执行偏心衬套的所有旋转运动。

[0053] 所述方法的实施例的优点基本在于,连续执行偏心衬套的旋转。所述方法的实施例的优点在于,以转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 执行偏心衬套的旋转,其中 $\Omega_{\text{eccentric}} = 0.5 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。所述方法的实施例的优点还可以在于,以转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 执行偏心衬套的旋转,其中 $\Omega_{\text{eccentric}} = 1.5 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。所述方法的实施例的优点在于,在相对于曲轴的相同方向上执行偏心衬套的旋转。所述方法的实施例的优点还可以在于,在相对于曲轴的相反方向上执行偏心衬套的旋转。

[0054] 偏心衬套的旋转可以在个别情况下沿相对于曲轴的相同方向、或者沿相对于曲轴的相反方向执行,该事实导致用于旋转偏心衬套的调整机构(也就是说旋转装置)的设计具有一定程度的灵活性。

[0055] 所述方法的实施例的优点在于,使用曲轴以积极控制方式执行偏心衬套的旋转。

利用曲轴来旋转偏心衬套(作为旋转装置的组成部分)是方便且有利的,因为必须使偏心衬套相对于曲轴旋转,确切地是相对于曲轴曲拐旋转。这里,环绕的曲轴通常用作偏心衬套的旋转装置的驱动轴,例如作为齿轮传动装置输入轴或作为行星齿轮组的太阳齿轮。

[0056] 在这种背景下,所述方法的实施例的优点还在于,使用衬套特定的齿轮传动装置来执行偏心衬套的旋转。具有固定传动比 $i$ 的齿轮传动装置确保偏心衬套的连续旋转,具体是针对性和可再现的旋转。在当前情况下,齿轮传动装置可以布置在曲轴箱中或曲轴箱外部,并且可以用于控制一个或多个偏心衬套的旋转运动。

[0057] 所述方法的实施例的优点在于,使用布置在曲轴箱中的衬套特定的齿轮传动装置来执行偏心衬套的旋转,所述齿轮传动装置包括:内部齿轮,其安装在曲轴箱中并相对于齿轮箱固定并且具有内齿;辅助齿轮,其固定地连接到偏心衬套并具有外齿并且可旋转地安装在衬套特定的曲轴曲拐上;以及行星齿轮,其可旋转地安装在固定连接到曲轴的行星架的轴颈上,所述行星齿轮具有与内部齿轮的内齿啮合的外齿和与辅助齿轮的外齿啮合的内齿。

[0058] 用于旋转偏心衬套的上述类似齿轮传动装置的调整机构具有以下优点:调整机构不参与曲柄机构的振动运动,而是仅参与旋转运动,并且仅在很小程度上这样做。因此,曲柄机构的振动质量不会增加。

[0059] 布置在曲轴箱中的齿轮传动装置确保内燃发动机或驱动单元的紧凑构造作为整体、以及车辆发动机舱中的可能的最密集封装。此外,内燃发动机和/或曲轴的利用油的润滑可以用于衬套特定的齿轮传动装置。

[0060] 本发明所基于的第二子目的,确切地是提供用于执行上述类型方法的应用点火式内燃发动机的子目的通过一种内燃发动机来实现,所述内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构,所述曲柄机构包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 旋转的曲轴,其中内燃发动机:每个气缸具有活塞,在工作循环过程期间,所述活塞沿着活塞纵向轴线移动通过活塞冲程 $s$ ,确切地在压缩阶段期间从下止点BDC移动到上止点TDC,并且在后续膨胀阶段期间从上止点TDC移动到下止点BDC;针对每个气缸,曲轴具有相关联的曲轴曲拐,所述曲轴曲拐被布置成沿着曲轴的纵向轴线彼此间隔开;并且针对每个气缸设置有连杆,在大连杆头孔处,使用作为中间元件的可旋转偏心衬套将所述连杆安装在气缸特定的曲轴曲拐上以便实现可压缩比 $\epsilon$ ,并且所述内燃发动机的特征在于以下事实,即对于操作中的内燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的变化,针对每个偏心衬套,设置有布置在曲轴箱中的衬套特定的齿轮传动装置,所述齿轮传动装置包括:内部齿轮,其安装在曲轴箱中并相对于齿轮箱固定并且具有内齿;辅助齿轮,其固定地连接到偏心衬套并具有外齿并且可旋转地安装在衬套特定的曲轴曲拐上;以及行星齿轮,其可旋转地安装在固定连接到曲轴的行星架的轴颈上,所述行星齿轮具有与内部齿轮的内齿啮合的外齿和与辅助齿轮的外齿啮合的内齿。

[0061] 关于根据本发明的方法已经阐述的内容也适用于根据本发明的内燃发动机,出于这个原因,在这个时候通常会参考以上关于内燃发动机所做的陈述。根据本发明的内燃发动机具有真正意义上的调整装置,通过所述调整装置可能以针对性的方式影响衬套的旋转过程。根据本发明,可旋转偏心衬套不取决于其自身的装置,而是以针对性方式旋转,也就是说通过运动学地连接到衬套的调整机构(确切地是行星齿轮组),所述可旋转偏心衬套相对于曲轴曲拐移动或转移到相应的当前所需位置。执行对衬套的积极控制,也就是说衬套

的受控旋转。

[0062] 根据相关气缸的工作循环,使每个偏心衬套旋转以便以效率优化的方式使压缩比 $\epsilon$ 适应单独气缸的当前工作冲程。应用点火式内燃发动机的实施例的优点在于:齿轮传动装置5被配置有传动比 $i = \Omega_{\text{eccentric}} / \Omega_{\text{crankshaft}}$ ,对此以下等式是适用的: $i = 0.5$ 。应用点火式内燃发动机的实施例的优点还可以在于:齿轮传动装置被配置有传动比 $i = \Omega_{\text{eccentric}} / \Omega_{\text{crankshaft}}$ ,对此以下等式是适用的: $i = 1.5$ 。

[0063] 参考图1,包括多个气缸(图1中示出其中的一个气缸)的内燃发动机10由电子发动机控制器12控制。控制器12从图1的各种传感器接收信号并且基于所接收的信号和存储在控制器的存储器上的指令,采用图1的各种致动器以调整发动机操作。

[0064] 发动机10包括燃烧室30和气缸壁32,其中活塞36定位在所述气缸壁32中并且通过连杆3来连接到曲轴2。活塞36在发动机10的循环期间沿着活塞的纵向轴线61往复运动,并且发动机的压缩比可以通过压缩比调整装置62来调整。在一些示例中,压缩比调整装置可以增加活塞36的高度或杆3的长度以增加发动机压缩比。在一个示例中,通过美国专利号6,644,171和6,568,357中描述的机构来调整杆3的长度或活塞36的高度,所述专利出于所有目的通过引用而全部结合于此。

[0065] 气缸盖13被紧固到发动机缸体14。燃烧室30被示为通过相应的进气门52和排气门54与进气歧管44和排气歧管48连通。可以通过进气凸轮51和排气凸轮53来操作每个进气门和排气门。然而在其他示例中,发动机可以通过单个凸轮轴或推杆来操作气门。进气凸轮51的位置可以由进气凸轮传感器55确定。排气凸轮53的位置可以由排气凸轮传感器57确定。可以通过可变阀启动/停用致动器59来操作进气提升阀52,所述致动器59可以是凸轮驱动的阀操作器(例如,如美国专利号9,605,603;7,404,383;和7,159,551中所示,所述的所有专利出于所有目的通过引用而全部结合于此)。类似地,可以通过可变阀启动/停用致动器58来操作排气提升阀54,所述致动器58可以是凸轮驱动的阀操作器(例如,如美国专利号9,605,603;7,404,383;和7,159,551中所示,所述的所有专利出于所有目的通过引用而全部结合于此)。进气提升阀52和排气提升阀54可以被停用并保持在关闭位置,从而在一个或多个整个发动机循环(例如,两次发动机回转)防止进入和离开气缸30的流动,由此停用气缸30。当气缸30被停用时,供应到气缸30的燃料流也可以停止。

[0066] 燃料喷射器68被示为定位在气缸盖13中以便将燃料直接喷射到燃烧室30中,这是本领域技术人员已知的直接喷射。通过包括燃料箱26、燃料泵21和燃料轨(未示出)的燃料系统将燃料递送到燃料喷射器68。在一些示例中,燃料系统包括低压燃料泵和高压燃料泵。

[0067] 发动机进气系统19包括进气歧管44、节气门62、增压空气冷却器163、涡轮增压器压缩机162和进气集气室42。进气歧管44被示为与任意的电子节气门62连通,所述电子节气门62调整节流板64的位置以控制来自进气增压室46的空气流。压缩机162从进气集气室42吸入空气以供应增压室46。压缩机叶片致动器84调整压缩机叶片29的位置。排气使通过轴161耦接到涡轮增压器压缩机162的涡轮164旋转。可以通过调整涡轮可变叶片控制致动器78或压缩机再循环阀158的位置来调整压缩机速度。

[0068] 在替代性示例中,废气门79可以替代涡轮可变叶片控制致动器78,或者除了涡轮可变叶片控制致动器78以外可以使用废气门79。涡轮可变叶片控制致动器78调整可变几何形状涡轮叶片166的位置。当叶片处于打开位置时,排气可以穿过涡轮164,从而供应少量能

量以旋转涡轮164。当叶片处于闭合位置时,排气可以穿过涡轮164并且在涡轮164上施加增加的力。可替代地,废气门79或旁通阀可以允许排气绕过涡轮164流动以便减小向涡轮供应的能量的量。压缩机再循环阀158允许压缩机162的出口15处的压缩空气返回压缩机162的入口17。可替代地,可以调整压缩机可变叶片致动器78的位置以便改变压缩机162的效率。以此方式,可以减小压缩机162的效率以便影响压缩机162的流量并减小压缩机喘振的可能性。另外,通过使空气返回压缩机162的入口,可以增加对空气做的功,由此增加空气的温度。任选电机(例如,马达)165也被示为耦接到轴161。

[0069] 任选电机165可以在发动机10不旋转时、在发动机10以低速(例如,诸如为250RPM的起动转动速度)旋转时、在排气能量对于提供附加增压来说较低时、或者按照希望的情况使压缩机162旋转。空气沿箭头5的方向流入发动机10中。

[0070] 飞轮97和环齿轮99耦接到曲轴2。启动器96(例如,低电压(在小于30伏的电压下操作)电机)包括小齿轮轴98和小齿轮95。小齿轮轴98可以选择性地推进小齿轮95以啮合环齿轮99,使得启动器96可以在发动机起动转动期间使曲轴2旋转。启动器96可以直接安装到发动机前部或发动机后部。在一些示例中,启动器96可以通过皮带或链条选择性地向曲轴2供应扭矩。在一个示例中,启动器96在未接合到发动机曲轴时处于基本状态。可以通过人机界面(例如,密钥开关、按钮、远程射频发射装置等)69、或响应于车辆工况(例如,制动器踏板位置、加速器踏板位置、电池SOC等)来请求发动机起动。电池8可以向启动器96和电机165供应电力。控制器12可以监测电池荷电状态。

[0071] 无分电器点火系统88响应于控制器12通过火花塞92向燃烧室30提供点火火花。通用/宽域排气氧(UEGO)传感器126被示为在催化转化器70的上游耦接到排气歧管48。可替代地,双态排气氧传感器可以代替UEGO传感器126。排气沿箭头7的方向流动。

[0072] 可以通过高压EGR系统83向发动机提供排气再循环(EGR)。高压EGR系统83包括阀80、EGR通道81和EGR冷却器85。EGR阀80是关闭或允许排气从排放装置70的上游流动到发动机进气系统中的在压缩机162下游的位置的阀。EGR可以通过穿过EGR冷却器85来进行冷却。也可以通过低压EGR系统75来提供EGR。低压EGR系统75包括EGR通道77和EGR阀76。低压EGR可以从排放装置70的下游流动到压缩机162上游的位置。低压EGR系统75可以包括EGR冷却器74。

[0073] 控制器12在图1中被示为常规微型计算机,其包括:微处理器单元102、输入/输出端口104、只读存储器(例如,非瞬态存储器)106、随机存取存储器108、不失效存储器(KAM)110和常规数据总线。控制器12被示为接收来自耦接到发动机10的传感器的各种信号,除了先前讨论的那些信号之外,还包括:来自耦接到冷却套114的温度传感器112的发动机冷却剂温度(ECT);耦接到加速器踏板130用于感测通过人足部132调整的加速器位置的位置传感器134;来自耦接到进气歧管44的压力传感器121的发动机歧管压力(MAP)的测量值(可替代地或附加地,传感器121可以感测进气歧管温度);来自压力传感器122的增压压力、来自氧传感器126的排气氧浓度;来自霍尔效应传感器118的发动机位置传感器,其感测曲轴2的位置;来自传感器120(例如,热线式空气流量计)的进入发动机的空气质量的测量值;以及来自传感器58的节气门位置的测量值。大气压力、油压力和环境温度也可以通过传感器91感测以供控制器12处理。在本说明书的优选方面中,发动机位置传感器118在曲轴的每次回转产生预定数量的等间隔脉冲,根据其可以确定发动机转速(RPM)。

[0074] 在操作期间,发动机10内的每个气缸通常经历四冲程循环:循环包括进气冲程、压缩冲程、膨胀冲程和排气冲程。在进气冲程期间,通常排气门54关闭并且进气门52打开。空气通过进气歧管44引入燃烧室30中,并且活塞36移动到气缸底部以便增加燃烧室30内的容积。活塞36靠近气缸底部并在其当前冲程结束时的位置(例如,当燃烧室30在当前冲程内处于其最大容积时)通常被本领域技术人员称为下止点(BDC)。

[0075] 在压缩冲程期间,进气门52和排气门54关闭。活塞36朝向气缸盖移动以便压缩燃烧室30内的空气。活塞36在其冲程结束时并且最靠近气缸盖的点(例如,当燃烧室30处于其最小容积时)通常被本领域技术人员称为上止点(TDC)。在下文称为喷射的过程中,将燃料引入燃烧室中。在下文称为点火的过程中,通过已知的点火装置(诸如火花塞92)点燃所喷射的燃料,从而导致燃烧。

[0076] 在膨胀冲程期间,膨胀气体在膨胀冲程内将活塞36推回BDC。曲轴2将活塞运动转换成旋转轴的旋转扭矩。最后,在排气冲程期间,排气门54打开以便将燃烧的空气燃料混合物释放到排气歧管48,并且活塞返回到TDC。应当注意以上仅被示为示例,并且进气门和排气门打开正时和/或关闭正时可以变化,诸如以便提供正或负的气门重叠、进气门延迟关闭、或其他各种示例。

[0077] 图2a示意性地示出了具有恒定压缩比 $\epsilon$ 的常规内燃发动机的气缸的活塞位置以及根据本发明的具有可压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 、 $\epsilon_{\text{expansion}}$ 的应用点火式内燃发动机的气缸的活塞位置。在竖列中指示气缸的冲程。图2a中的虚线204指示具有恒定压缩比 $\epsilon$ 的常规内燃发动机的气缸的活塞位置。活塞在上止点TDC与下止点BDC之间振动。在曲线图的左手侧指示活塞上止点活塞位置。在曲线图的左手侧还指示迹线202的下止点压缩冲程。在曲线图的左手侧还指示迹线202的下止点膨胀冲程。沿着曲线图的左手侧还指示曲轴中心线位置。

[0078] 图2a中的实线202示出了内燃发动机的气缸的活塞位置,其中压缩比 $\epsilon$ 在发动机循环内以根据本发明的方式进行变化或适应。在压缩阶段中,活塞从下止点 $\text{BDC}_{\text{compression}}$ 移动到上止点TDC。压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 在压缩阶段中已经增加以用于后续的膨胀阶段,在所述膨胀阶段中活塞从上止点TDC移动到下止点 $\text{BDC}_{\text{expansion}}$ ,其中由于偏心衬套的旋转,下止点 $\text{BDC}_{\text{expansion}}$ 移位。指引线205示出了本发明的压缩冲程的长度。压缩比 $\epsilon_{\text{expansion}}$ 在膨胀阶段中进一步增加,以便使得处于气缸中的气体可以进一步膨胀并且在该过程中进一步对活塞做功。在后续的两个工作冲程(即排气阶段和进气阶段)中,压缩比 $\epsilon$ 进一步减少以准备后续的压缩阶段。随着发动机继续旋转,循环继续重复(未示出)。因此,活塞的下止点位置可以沿着发动机气缸的纵向轴线移位以调整气缸冲程。

[0079] 在根据本发明的方法中以下情况也是适当的:气缸新鲜充气应该在压缩阶段被压缩到最大可能程度。然而,在当前情况下,压缩阶段的压缩比 $\epsilon_{\text{compression}}$ 低于膨胀阶段的压缩比 $\epsilon_{\text{expansion}}$ 。活塞冲程 $s$ (也就是说上止点TDC与下止点 $\text{BDC}_{\text{compression}}$ 或 $\text{BDC}_{\text{expansion}}$ 之间的距离)在压缩阶段中比在膨胀阶段中小。指引线206示出了本发明的膨胀冲程的长度。

[0080] 现在参考图2b,图2b中的实线212示出了内燃发动机的气缸的活塞位置,其中压缩比 $\epsilon$ 在发动机循环内以根据本发明的方式进行变化或适应。该活塞位置轨迹与图2a所示的轨迹202相同。在曲线图的左手侧将针对第一压缩比的上止点活塞位置指示为 $\text{TDC}_{\text{CR1}}$ 。在曲线图的左手侧将针对第二压缩比的上止点活塞位置指示为 $\text{TDC}_{\text{CR2}}$ 。在曲线图的左手侧还将迹线212的下止点压缩冲程指示为 $\text{BDC}_{\text{压缩CR1}}$ 。在曲线图的左手侧还将迹线210的下止

点压缩冲程指示为BDC压缩CR2。在曲线图的左手侧还将迹线212的下止点膨胀冲程指示为BDC膨胀CR1。在曲线图的左手侧还将迹线210的下止点膨胀冲程指示为BDC膨胀CR2。沿着曲线图的左手侧还指示曲轴中心线位置。

[0081] 在压缩阶段中,活塞从下止点 $BDC_{compression}$ 移动到上止点TDC。压缩比 $\epsilon_{compression}$ 在压缩阶段中已经增加以用于后续的膨胀阶段,在所述膨胀阶段中活塞从上止点TDC移动到由于偏心衬套的旋转而移位到下止点 $BDC_{expansion}$ 。指引线250示出了本发明的压缩冲程的长度。压缩比 $\epsilon_{expansion}$ 在膨胀阶段中进一步增加,以便使得处于气缸中的气体可以进一步膨胀并且在该过程中进一步对活塞做功。在后续的两个工作冲程(即排气阶段和进气阶段)中,压缩比 $\epsilon$ 进一步减少以准备后续的压缩阶段。随着发动机继续旋转,该循环继续重复(未示出)。因此,活塞的下止点位置可以沿着发动机气缸的纵向轴线移位以调整气缸冲程。

[0082] 气缸新鲜充气应当在压缩阶段被压缩到最大可能的程度。然而,在当前情况下,压缩阶段的压缩比 $\epsilon_{compression}$ 低于膨胀阶段的压缩比 $\epsilon_{expansion}$ 。活塞冲程 $s$ (也就是说上止点TDC与下止点 $BDC_{compression}$ 或 $BDC_{expansion}$ 之间的距离)在压缩阶段中比在膨胀阶段中小。指引线252示出了本发明的膨胀冲程的长度。

[0083] 图2b中的点划线210示出了内燃发动机的气缸的活塞位置,其中压缩阶段的压缩比 $\epsilon$ 在发动机循环内以根据本发明的方式进行增加和改变或适应。线210的活塞位置轨迹示出了发动机的压缩比在发动机的压缩冲程期间增加。此外,由于增加的压缩冲程是部分地通过增加杆长度或活塞高度来产生,因此在已经通过杆或活塞高度调整机构增加气缸压缩比之后,活塞位置相对于曲轴中心线较高。通过在压缩冲程期间增加压缩比,可以改进发动机效率而不会在发动机燃烧较高辛烷值燃料(例如,醇燃料)时,增加发动机爆震敏感性。因此,气缸压缩阶段的压缩比可以选择性地增加,并且气缸冲程可以在发动机循环期间改变以适应较高辛烷值燃料。

[0084] 图3a示意性地示出针对膨胀阶段和排气阶段在回转式曲轴的情况下的偏心衬套4相对于曲轴曲拐3a的位置改变。在相对于回转式曲轴或曲轴曲拐3a的相同方向(确切地,在每种情况下是顺时针方向)上执行偏心衬套4的旋转,其中偏心衬套4的转速 $\Omega_{eccentric}$ 是曲轴的转速 $\Omega_{crankshaft}$ 的一半。以下等式是适用的: $\Omega_{eccentric} = 0.5 \Omega_{crankshaft}$ 。针对八个曲轴位置示出了偏心衬套4相对于曲轴曲拐2a的位置改变,所述八个曲轴位置在每种情况下彼此间隔 $90^\circ CA$ (度曲柄转角)。八个曲轴位置被依次编号。

[0085] 从活塞位于上止点TDC(位置1)开始,随着曲轴旋转,偏心衬套4在膨胀阶段(位置1至位置3)期间通过旋转来改变其相对于曲轴曲拐2a的位置,使得下止点 $BDC_{expansion}$ 移位(位置3)。其结果是,活塞冲程 $s$ 增加并且因此压缩比 $\epsilon$ 增加。膨胀阶段(位置1至位置3)随后是排气阶段(位置3至位置5)和进气阶段(位置5至位置7)。在排气阶段中以及在进气阶段中,借助通过偏心衬套4相对于曲轴曲拐2a的旋转并且因此下止点 $BDC_{compression}$ 移位而减少活塞冲程 $s$ 的缘故,压缩比 $\epsilon$ 减少。这用于准备压缩阶段(位置7到位置1),所述压缩阶段的压缩比 $\epsilon_{compression}$ 低于膨胀阶段(位置1至位置3)的压缩比 $\epsilon_{expansion}$ 。

[0086] 在压缩阶段(位置7至位置1)期间,在保持上止点TDC的情况下,借助通过偏心衬套4相对于曲轴曲拐2a的旋转并且因此下止点 $BDC_{expansion}$ 移位而增加活塞冲程 $s$ 的缘故,压缩比 $\epsilon$ 再次增加。压缩比 $\epsilon$ 在压缩阶段(位置7至位置1)期间的增加用于准备压缩阶段之后的膨胀阶段(位置1至位置3)。以相等的转速(也就是说,角速度 $\Omega_{eccentric}$ )连续执行偏心衬套的

所有旋转运动。

[0087] 图3b示意性地示出针对进气阶段(位置5至位置7)和压缩阶段(位置7至位置1),随着曲轴旋转偏心衬套4相对于曲轴曲拐2a的位置改变。

[0088] 图4a以侧视图且部分以截面形式示意性地示出了应用点火式内燃发动机的第一实施例的曲柄机构1。曲柄机构1可以包括与所示部分类似的多个部分。图4b以相对于图4a旋转90°的侧视图且同样部分以截面形式示意性地示出了所述曲柄机构1。曲轴纵向轴线由线402指示。曲轴垂直轴线由线406指示。曲轴水平轴线或曲轴中心线高度由线404指示。曲柄机构1包括曲轴2和安装在曲轴2上的连杆3,连杆3耦接到图1的活塞36或发动机的类似活塞,其中曲轴2安装在内燃发动机的曲轴箱中,并且连杆3安装在曲轴2的曲轴曲拐2a(也就是说连杆轴颈2a)上。连杆轴颈2a安装在曲轴2的曲柄臂2b中。所提供的平衡重块2c用于平衡旋转质量的惯性力。

[0089] 连杆3具有小连杆头孔和大连杆头孔3a。小连杆头孔用于通过活塞销将连杆3铰接地连接到活塞。在大连杆头孔3a处,使用作为中间元件的偏心衬套4将连杆3可旋转地安装在曲轴2的连杆轴颈2a上。为了装配目的,通过大连杆头孔3a和偏心衬套4实现的曲轴侧连杆轴承是两件式的,以便使得它们可以装配在曲轴2的连杆轴颈2a上(未示出)。

[0090] 为了实现可变压缩比 $\epsilon$ ,偏心衬套4可旋转地安装在大连杆头孔3a中。活塞冲程s通过偏心衬套4相对于曲轴曲拐2a的旋转而变化,其中保持上止点TDC并且使下止点BDC移位。其结果是,压缩比 $\epsilon$ 由于偏心衬套4的旋转而增加或减少。

[0091] 在当前情况下,在相对于回转式曲轴2的相同方向(确切地,如箭头所指示的顺时针方向)上执行偏心衬套4的旋转,其中偏心衬套4以转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 旋转,所述转速 $\Omega_{\text{eccentric}}$ 是曲轴2的转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 的1.5倍。以下等式是适用的: $\Omega_{\text{eccentric}} = 1.5 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。齿轮传动装置5用作衬套4的调整机构或旋转装置。这里,每个衬套4的专用衬套特定的齿轮传动装置5布置在曲轴箱中。衬套特定的齿轮传动装置5包括:内部齿轮6,其安装在曲轴箱中并相对于齿轮箱固定并且具有内齿6a;以及辅助齿轮7,其被旋转相连地连接到偏心衬套4并使用轴承7b可旋转地安装在衬套特定的曲轴曲拐2a上并且具有外齿7a。行星齿轮8用于辅助齿轮7与内部齿轮6的动力学耦接,所述行星齿轮8使用轴承8c来可旋转地安装在固定连接至曲轴2的行星架9的轴颈上。这里,行星齿轮8的外齿8a与内部齿轮6的内齿6a啮合,然而行星齿轮8的内齿8b与辅助齿轮7的外齿7a啮合。在当前情况下,如箭头所示,行星齿轮8沿逆时针方向(也就是说在相对于回转式曲轴2的相反方向上并且在相对于旋转偏心衬套4的相反方向上)旋转,具体地以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 的三倍转速。以下等式是适用的: $\Omega_{\text{planet gear}} = 3 \Omega_{\text{crankshaft}}$ 。

[0092] 因此,系统提供了一种应用点火式内燃发动机,所述应用点火式内燃发动机具有至少两个气缸并具有曲柄机构1,所述曲柄机构1包括安装在曲轴箱中并以曲轴转速 $\Omega_{\text{crankshaft}}$ 旋转的曲轴2,其中内燃发动机:每个气缸具有活塞,在工作循环过程期间,所述活塞沿着活塞纵向轴线移动通过活塞冲程s,确切地在压缩阶段期间从下止点BDC移动到上止点TDC,并且在后续膨胀阶段期间从上止点TDC移动到下止点BDC;针对每个气缸,曲轴2具有相关联的曲轴曲拐2a,所述曲轴曲拐2a被布置成沿着曲轴2的纵向轴线彼此间隔开;并且针对每个气缸,设置有连杆3,在大连杆头孔3a处,使用作为中间元件的可旋转偏心衬套4将所述连杆3安装在气缸特定的曲轴曲拐2a上以便实现可变压缩比 $\epsilon$ ,其中,对于操作中的内

燃发动机的气缸特定压缩比 $\epsilon$ 的变化,针对每个偏心衬套4,设置有布置在曲轴箱中的衬套特定的齿轮传动装置5,所述齿轮传动装置包括:内部齿轮6,其安装在曲轴箱中并相对于曲轴箱固定并且具有内齿6a;辅助齿轮7,其固定地连接到偏心衬套4并具有外齿7a并且可旋转地安装在衬套特定的曲轴曲拐2a上;以及行星齿轮8,其可旋转地安装在固定连接到曲轴2的行星架9的轴颈9a上,所述行星齿轮8具有与内部齿轮6的内齿6a啮合的外齿8a和与辅助齿轮7的外齿7a啮合的内齿8b。应用点火式内燃发动机包括:其中齿轮传动装置5被配置有传动比 $i = \Omega_{\text{eccentric}} / \Omega_{\text{crankshaft}}$ ,对此以下等式是适用的: $i = 0.5$ 。应用点火式内燃发动机包括:其中齿轮传动装置5被配置有传动比 $i = \Omega_{\text{eccentric}} / \Omega_{\text{crankshaft}}$ ,对此以下等式是适用的: $i = 1.5$ 。

[0093] 现在参考图5a和图5b,示出了用于操作发动机的方法。具体地,示出了用于操作内燃发动机的方法的流程图,所述内燃发动机包括气缸冲程调整机构(例如,曲轴机构)。可以通过以下方式来执行图5a和图5b的方法:通过诸如图1所示的控制器中的非瞬态存储器中的可执行指令和如图4a和图4b所示的曲轴机构来操作发动机和燃烧燃料。图5a和图5b的方法可以合并到图1-图4b的系统中并且可以与图1-图4b的系统协作。可以针对发动机的每个气缸执行图5a和图5b的方法,并且可以同时执行图5a和图5b的方法的多个版本。此外,图5a和图5b的方法的部分可以通过如图1所示的控制器来执行,而所述方法的其他部分可以通过图4a和图4b所示的机构来执行。

[0094] 在502处,使发动机旋转,并且发动机燃烧燃料。在起动期间,发动机可以通过起动机来旋转。在发动机起动之后,它通过经由燃烧产生的扭矩来旋转。在发动机进行操作时,通过控制器、点火系统和燃料喷射器向发动机的气缸提供燃料和火花。方法500行进到504。

[0095] 在504处,方法500判断是否将以压缩阶段(例如,压缩冲程)的高压缩比操作正在被控制的当前气缸。在一个示例中,当供应到发动机的燃料中的醇浓度超过阈值浓度(例如,在气缸循环期间喷射的燃料的20%)时,方法500可以判断以压缩阶段的高压缩比操作发动机。然而,如果供应到发动机的燃料中的醇浓度小于阈值浓度,则气缸可以在其压缩阶段中以低压缩比进行操作。如果方法500判断当前气缸在其压缩阶段中将以高压缩比操作,则回答为是并且方法500行进到506。否则,回答为否并且方法500行进到550。

[0096] 在506处,方法500调整气缸的压缩比以便在气缸的压缩阶段期间提供高压缩比。通过增加杆3的长度或活塞36的高度可以增加压缩阶段中的压缩比。方法500行进到508。

[0097] 在550处,方法500调整气缸的压缩比以便在气缸的压缩阶段期间提供低压缩比。通过减少杆3的长度或活塞36的高度可以减少压缩阶段中的压缩比。方法500行进到508。

[0098] 在508处,方法500判断是否利用长膨胀冲程(例如,图2a中的迹线202的轨迹)来操作正在被控制的当前气缸。在一个示例中,如果所期望的EGR流量低或者如果进气歧管压力低,则方法500可以判断利用长膨胀冲程来操作发动机,使得即使排气压力低也可以将EGR吸入发动机。然而,如果所期望的EGR流量高或者如果发动机歧管压力高,则可以利用短膨胀冲程(例如,图2a中的迹线204的轨迹)来操作发动机。如果方法500判断当前气缸将利用长膨胀冲程来进行操作,则回答为是并且方法500行进到510。否则,回答为否并且方法500行进到552。

[0099] 在510处,方法500调整气缸的膨胀冲程以便在气缸的膨胀阶段期间提供长冲程。可以通过图4a和图4b中所示的机构来增加膨胀压缩阶段中的膨胀冲程。此外,方法500可以



响应于膨胀冲程长度的增加来调整EGR阀的位置。例如,与膨胀冲程短时的针对特定的发动机转速和负载状况的期望EGR流率 $X$ 的EGR阀位置相比,当膨胀冲程长时,针对相同的发动机转速和负载状况的相同的期望EGR流率 $X$ ,可以进一步打开EGR阀。较大EGR阀打开量可以补偿可能通过较长膨胀冲程产生的较低排气压力。方法500行进到512。

[0100] 在512处,方法500调整气缸的膨胀冲程以便在气缸的膨胀阶段期间提供短冲程。通过改变图4a和图4b所示的机构的齿轮、或者通过对与图4a和图4b所示的机构相类似的机构进行替代性调整,可以减少膨胀压缩阶段中的膨胀冲程。此外,方法500可以响应于膨胀冲程长度的减小来调整EGR阀的位置。例如,与膨胀冲程长时的针对特定的发动机转速和负载状况的期望EGR流率 $X$ 的EGR阀位置相比,当膨胀冲程短时,针对相同的发动机转速和负载状况的相同的期望EGR流率 $X$ ,可以较小地打开EGR阀。较小EGR阀打开量可以补偿可能通过较短膨胀冲程产生的较高排气压力。方法500行进到512。

[0101] 在512处,方法500判断正在被控制的当前气缸是否处于其膨胀冲程。方法500可以基于来自曲柄位置传感器的输入来判断当前气缸处于其膨胀冲程。此外,本文所述的曲轴机构在当前气缸的膨胀冲程期间提供通过偏心衬套和曲轴曲拐来机械设置的独特活塞轨迹轮廓。如果方法500判断当前气缸处于其膨胀冲程,则回答为是并且方法500行进到514。否则,回答为否并且方法500行进到516。

[0102] 在514处,方法500利用第一冲程长度来操作当前气缸。通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来提供第一冲程长度。衬套可以通过图4a和图4b所示的曲轴机构如图3a和图3b所示地旋转。方法500行进到516。

[0103] 在516处,方法500判断正在被控制的当前气缸是否处于其排气冲程。方法500可以基于来自曲柄位置传感器的输入来判断当前气缸处于其排气冲程。此外,本文所述的曲轴机构在当前气缸的排气冲程期间提供通过偏心衬套和曲轴曲拐机械设置的独特活塞轨迹轮廓。如果方法500判断当前气缸处于其排气冲程,则回答为是并且方法500行进到518。否则,回答为否并且方法500行进到520。

[0104] 在518处,方法500利用第一冲程长度来操作当前气缸。通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来提供第一冲程长度。衬套可以通过图4a和图4b所示的曲轴机构如图3a和图3b所示地旋转。方法500行进到520。

[0105] 在520处,方法500判断正在被控制的当前气缸是否处于其进气冲程。方法500可以基于来自曲柄位置传感器的输入来判断当前气缸处于其进气冲程。此外,本文所述的曲轴机构在当前气缸的进气冲程期间提供通过偏心衬套和曲轴曲拐机械设置的独特活塞轨迹轮廓。如果方法500判断当前气缸处于其进气冲程,则回答为是并且方法500行进到522。否则,回答为否并且方法500行进到524。

[0106] 在522处,方法500利用第二冲程长度来操作当前气缸。通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来提供第二冲程长度。可以通过图4a和图4b所示的曲轴机构如图3a和图3b所示地旋转衬套。方法500行进到524。

[0107] 在524处,方法500判断正在被控制的当前气缸是否处于其压缩冲程。方法500可以基于来自曲柄位置传感器的输入来判断当前气缸处于其压缩冲程。此外,本文所述的曲轴机构在当前气缸的压缩冲程期间提供通过偏心衬套和曲轴曲拐机械设置的独特活塞轨迹轮廓。如果方法500判断当前气缸处于其压缩冲程,则回答为是并且方法500行进到526。否

则,回答为否并且方法500行进到退出。

[0108] 在526处,方法500利用第二冲程长度来操作当前气缸。通过偏心衬套相对于曲轴曲拐的旋转来提供第二冲程长度,并且第二冲程长度小于第一冲程长度。可以通过图4a和图4b所示的曲轴机构如图3a和图3b所示地旋转衬套。方法500行进到退出。

[0109] 因此,方法500调整气缸的冲程长度以便在气缸循环期间提供两个不同长度的冲程。具体地,在气缸循环期间的气缸的膨胀冲程和排气冲程期间,冲程长度是第一冲程长度。在气缸循环期间的气缸的进气冲程和压缩冲程期间,冲程长度是第二冲程长度,所述第二冲程长度小于所述第一冲程长度。

[0110] 图5a和图5b的方法提供了一种用于操作发动机的方法,其包括:在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整气缸的冲程以便在气缸的膨胀冲程期间产生气缸的第一冲程长度;在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整气缸的冲程以便在气缸的压缩冲程期间产生气缸的第二冲程长度;以及响应于燃料辛烷值来选择性地增加气缸的压缩比。所述方法还包括响应于第一冲程长度和第二冲程长度来调整EGR阀的位置。所述方法包括:其中响应于燃料辛烷值的增加而增加气缸的压缩比。

[0111] 图5a和图5b的方法提供了一种用于操作发动机的方法,其包括:在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整气缸的冲程以便在气缸的膨胀冲程期间产生气缸的第一冲程长度;以及在气缸的循环期间,通过曲柄机构调整气缸的冲程以便在气缸的压缩冲程期间产生气缸的第二冲程长度。所述方法包括:其中第一冲程长度大于第二冲程长度。所述方法包括:其中通过改变气缸活塞的下止点位置来调整第一冲程长度。所述方法包括:其中在气缸循环期间不改变活塞的上止点位置。所述方法包括:其中气缸的排气冲程等于第一冲程长度。

[0112] 现在参考图6,示出了根据图5a和图5b的方法的示例性发动机操作序列。图6示出了6个曲线图,并且所述曲线图在时间上对齐并同时发生。时间 $t_0$ - $t_8$ 处的竖直线表示序列期间的关注时间。

[0113] 从图6顶部起的第一曲线图是燃料辛烷值相对时间的曲线图。垂直轴线表示供给到发动机的燃料的辛烷值,并且辛烷值在垂直轴线箭头的方向上增加。水平轴线表示时间,并且时间从附图左侧向附图右侧增加。

[0114] 从图6顶部起的第二曲线图是发动机负载相对时间的曲线图。垂直轴线表示发动机负载,并且发动机负载在垂直轴线箭头的方向上增加。水平轴线表示时间,并且时间从附图左侧向附图右侧增加。

[0115] 从图6顶部起的第三曲线图是相对于曲轴中心线的压缩冲程TDC高度相对时间的曲线图。垂直轴线表示相对于曲轴中心线的压缩冲程TDC高度,并且相对于曲轴中心线的压缩冲程TDC高度在垂直轴线箭头的方向上增加。较高压缩冲程TDC高度指示压缩冲程TDC处的较高压缩比和较低气缸容积。水平轴线表示时间,并且时间从附图左侧向附图右侧增加。

[0116] 从图6顶部起的第四曲线图是相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度相对时间的曲线图。垂直轴线表示相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度,并且相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度在垂直轴线箭头的方向上增加。较高膨胀冲程BDC高度指示在膨胀冲程BDC处的较短冲程和较小气缸容积。水平轴线表示时间,并且时间从附图左侧向附图右侧增加。

[0117] 从图6顶部起的第五曲线图是EGR阀位置相对时间的曲线图。垂直轴线表示EGR阀位置,并且EGR阀打开量在垂直轴线箭头的方向上增加。水平轴线表示时间,并且时间从附

图左侧向附图右侧增加。

[0118] 从图6顶部起的第六曲线图是期望的EGR量相对时间的曲线图。竖直轴线表示期望的EGR量,并且期望的EGR量在竖直轴线箭头的方向上增加。水平轴线表示时间,并且时间从附图左侧向附图右侧增加。将期望的EGR量保持在恒定值以针对EGR流示出膨胀冲程长度。

[0119] 在时间 $t_0$ 处,发动机正在操作并且燃烧(未示出)较低辛烷值的燃料。发动机负载低并且压缩比低。相对于曲轴中心线或从曲轴中心线测量的膨胀冲程长度处于中间水平。EGR阀少量打开,并且期望的EGR量处于中间水平。在时间 $t_0$ 与时间 $t_1$ 之间,发动机负载增加并且其余条件不变。

[0120] 在时间 $t_1$ 处,期望的EGR量增加,并且因此朝向TDC向上调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过调整膨胀冲程BDC高度,可以提供附加的排气压力以增加EGR流率。EGR阀少量关闭以补偿较高排气压力。发动机继续以较低辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续增加。压缩冲程TDC高度不变。

[0121] 在时间 $t_2$ 处,期望的EGR量减少,并且因此远离TDC向下调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过将膨胀冲程BDC高度调整为较低,可以提供较小的排气压力以减少EGR流率并且可以增加排气冲程中做的功。EGR阀少量打开以补偿较低排气压力。发动机继续以较低辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续增加。压缩冲程TDC高度不变。在时间 $t_2$ 与时间 $t_3$ 之间,发动机负载增加并且然后减少。

[0122] 在时间 $t_3$ 处,期望的EGR量再次增加,因此朝向TDC向上调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过调整膨胀冲程BDC高度,可以提供附加的排气压力以增加EGR流率。EGR阀少量关闭以补偿较高排气压力。发动机继续以较低辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续减少。压缩冲程TDC高度不变。

[0123] 在时间 $t_4$ 处,期望的EGR量减少,并且因此远离TDC向下调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过将膨胀冲程BDC高度调整为较低,可以提供较小的排气压力以减少EGR流率并且可以增加排气冲程中做的功。EGR阀少量打开以补偿较低排气压力。发动机继续以较低辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续减少。压缩冲程TDC高度不变。

[0124] 在时间 $t_4$ 与时间 $t_5$ 之间,燃料辛烷值增加并且相对于曲轴中心线的压缩冲程TDC高度增加,由此增加气缸的压缩比。由于通过增加活塞高度或杆长来增加压缩比,因此相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度也增加。较高的膨胀冲程BDC活塞高度增加了排气压力,因此EGR阀部分关闭以保持到气缸的EGR流率相同。发动机负载在时间 $t_5$ 附近开始增加。

[0125] 在时间 $t_5$ 处,期望的EGR量增加,并且因此朝向TDC向上调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过调整膨胀冲程BDC高度,可以提供附加的排气压力以增加EGR流率。EGR阀少量关闭以补偿较高排气压力。发动机继续以较高辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续增加。压缩冲程TDC高度不变。因为压缩阶段压缩比已经通过增加相对于曲轴中心线的压缩冲程TDC高度而增加,所以在时间 $t_5$ 的相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度高于在时间 $t_1$ 的相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。

[0126] 在时间 $t_6$ 处,期望的EGR量减少,并且因此远离TDC向下调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过将膨胀冲程BDC高度调整为较低,可以提供较小的排气压力以减少EGR流率并且可以增加排气冲程中做的功。EGR阀少量打开以补偿较低排气压力。发动机继续以较高辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续增加。压缩冲程TDC高度不变。在时间

t6与时间t7之间,发动机负载增加并且然后减少。

[0127] 在时间t7处,期望的EGR量再次增加,因此朝向TDC向上调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过调整膨胀冲程BDC高度,可以提供附加的排气压力以增加EGR流率。EGR阀少量关闭以补偿较高排气压力。发动机继续以较高辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续减少。压缩冲程TDC高度不变。

[0128] 在时间t8处,期望的EGR量减少,并且因此远离TDC向下调整相对于曲轴中心线的膨胀冲程BDC高度。通过将膨胀冲程BDC高度调整为较低,可以提供较小的排气压力以减少EGR流率并且可以增加排气冲程中做的功。EGR阀少量打开以补偿较低排气压力。发动机继续以较高辛烷值燃料进行操作,并且发动机负载继续增加。压缩冲程TDC高度不变。

[0129] 以此方式,压缩阶段压缩比可以增加并且膨胀阶段冲程长度可以增加以便增加发动机功。如果要求较高的EGR流率,则可以减小膨胀阶段冲程长度。此外,可以提供压缩比调整和膨胀阶段冲程长度的其他组合和子组合。

[0130] 参考符号

[0131] 1 曲柄机构

[0132] 2 曲轴

[0133] 2a 曲轴曲拐、连杆轴颈

[0134] 2b 曲柄臂

[0135] 2c 平衡重块

[0136] 3 连杆

[0137] 3a 大连杆头孔

[0138] 4 偏心衬套、衬套

[0139] 5 齿轮传动装置、行星齿轮组

[0140] 6 内部齿轮

[0141] 6a 内部齿轮的内齿

[0142] 7 辅助齿轮

[0143] 7a 辅助齿轮的外齿

[0144] 7b 辅助齿轮的轴承

[0145] 8 行星齿轮

[0146] 8a 行星齿轮的外齿

[0147] 8b 行星齿轮的内齿

[0148] 8c 行星齿轮的轴承

[0149] 9 行星架

[0150] 9a 行星架的轴颈

[0151]  $\epsilon$  在没有偏心衬套下的压缩比

[0152]  $\epsilon_{\text{compression}}$  压缩的压缩比

[0153]  $\epsilon_{\text{expansion}}$  膨胀的压缩比

[0154]  $\eta$  效率

[0155] TDC 上止点

[0156] s 冲程

[0157]  $BDC_{compression}$  压缩的下止点

[0158]  $BDC_{expansion}$  膨胀的下止点

[0159]  $V_c$  压缩容积

[0160]  $V_h$  气缸的扫掠容积

[0161]  $\Omega_{crankshaft}$  曲轴的转速

[0162]  $\Omega_{eccentric}$  偏心衬套的转速

[0163]  $\Omega_{planet\ gear}$  行星齿轮的转速

[0164] 注意,本文包括的示例性控制和估计例程可以与各种发动机和/或车辆系统配置一起使用。本文公开的控制方法和例程可以作为可执行指令存储在非瞬态存储器中,并且可以由控制系统执行,所述控制系统包括与各种传感器、致动器和其他发动机硬件组合的控制器。此外,方法的部分可以是在现实世界中采取的用于改变装置状态的物理动作。本文描述的特定例程可以表示任何数量的处理策略中的一个或多个,诸如事件驱动、中断驱动、多任务、多线程等。因此,所示的各种动作、操作和/或功能可能以所示的顺序并行地执行,或在一些情况下被省略。同样地,处理顺序不是为了实现本文所述的示例性示例的特征和优点必需的,而是为了便于说明和描述而提供所述处理顺序。可以取决于所使用的特定策略,重复地执行所示出的动作、操作和/或功能中的一个或多个。此外,所描述的动作、操作和/或功能可以图形地表示将编程到发动机控制系统中的计算机可读存储介质的非瞬态存储器中的代码,其中通过在包括与电子控制器组合的各种发动机硬件部件的系统中执行指令来执行所描述的动作。如果需要的话,可以省略本文中描述的一个或多个方法步骤。

[0165] 应当理解,本文所公开的配置和例程在本质上是示例性的,并且这些具体示例不应被认为是限制性的,因为许多变化是可能的。例如,上述技术可以应用于V-6、I-4、I-6、V-12、对置4缸和其他发动机类型。本公开的主题包括本文所公开的各种系统和配置以及其他特征、功能和/或属性的全部新颖且非显而易见的组合和子组合。

[0166] 以下权利要求特别指出被认为是新颖和非显而易见的某些组合和子组合。这些权利要求可以指“一个”元件或“第一”元件或其等同物。这样权利要求应当被理解为包括一个或多个此类元件的合并,既不要求也不排除两个或更多个此类元件。可以通过修改本权利要求或通过在本申请或相关申请中提出新的权利要求来要求保护所公开的特征、功能、元件和/或属性的其他组合和子组合。此类权利要求,无论范围上与原始权利要求相比更宽、更窄、相等还是不同,也被认为包括在本公开的主题内。

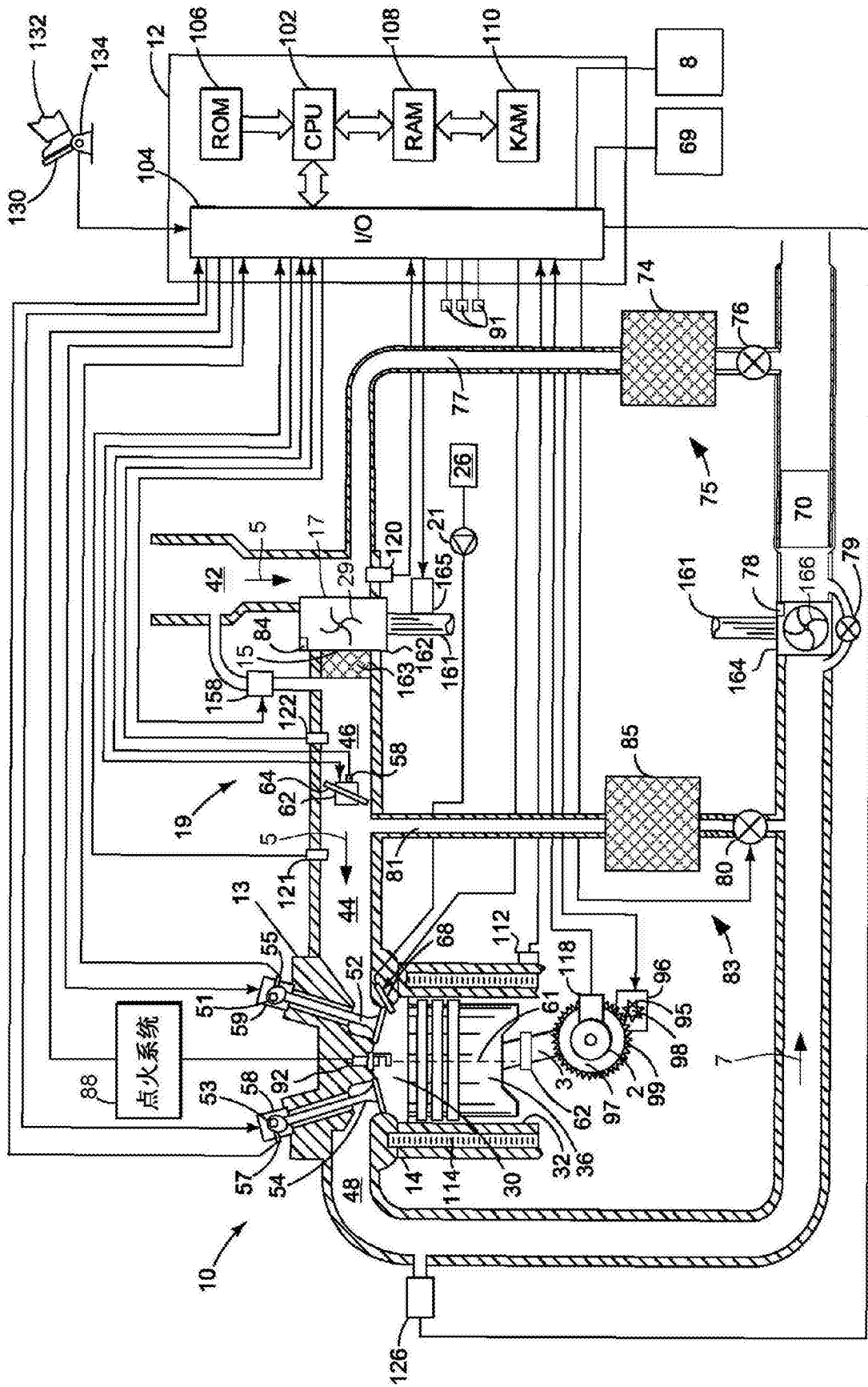


图1

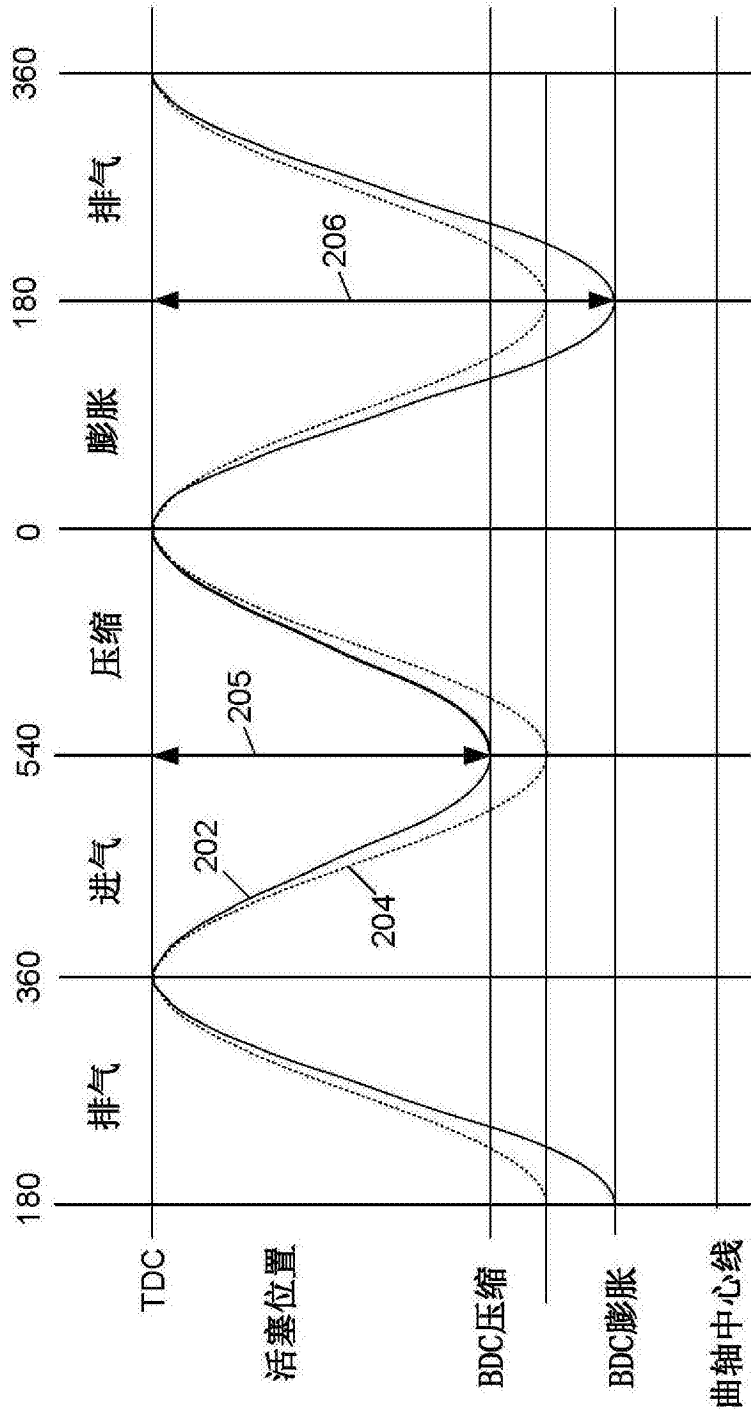


图2a

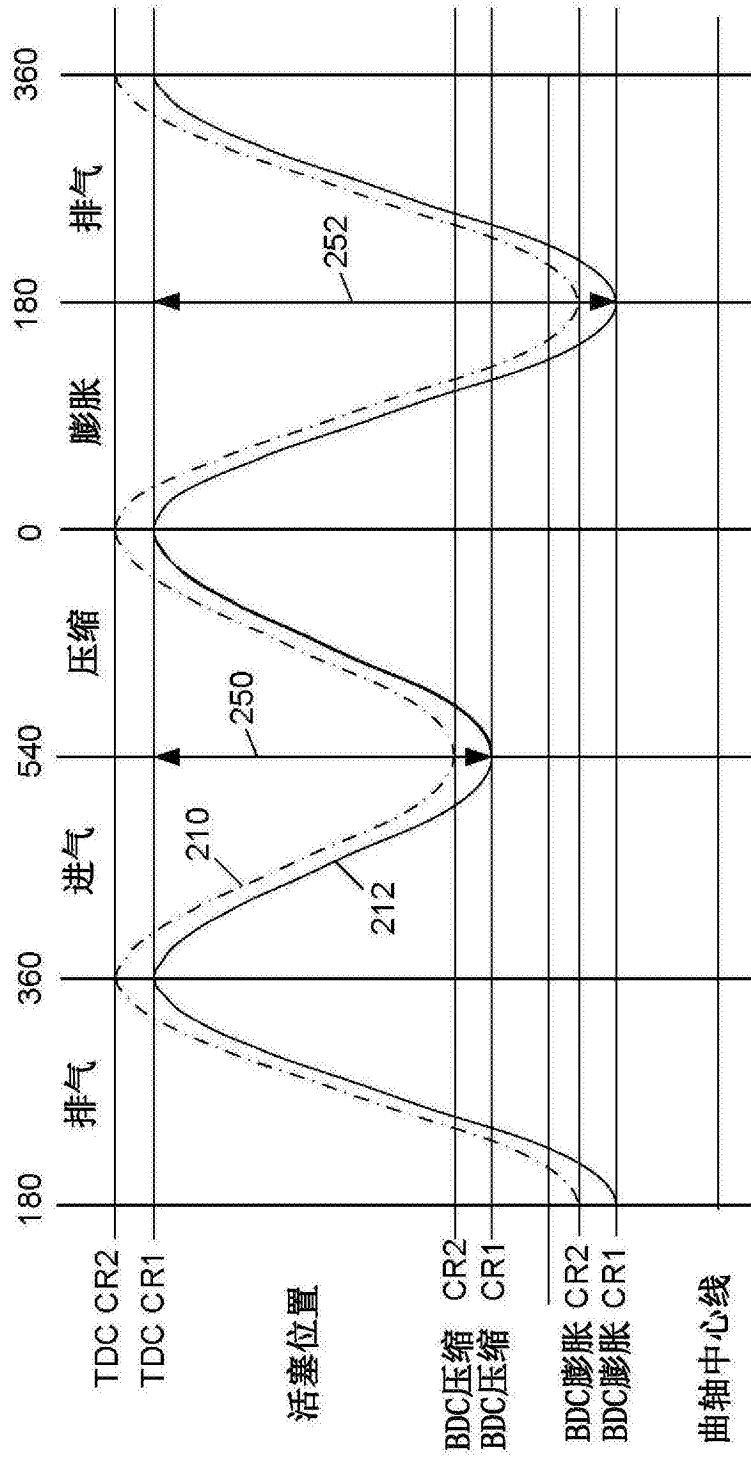


图2b



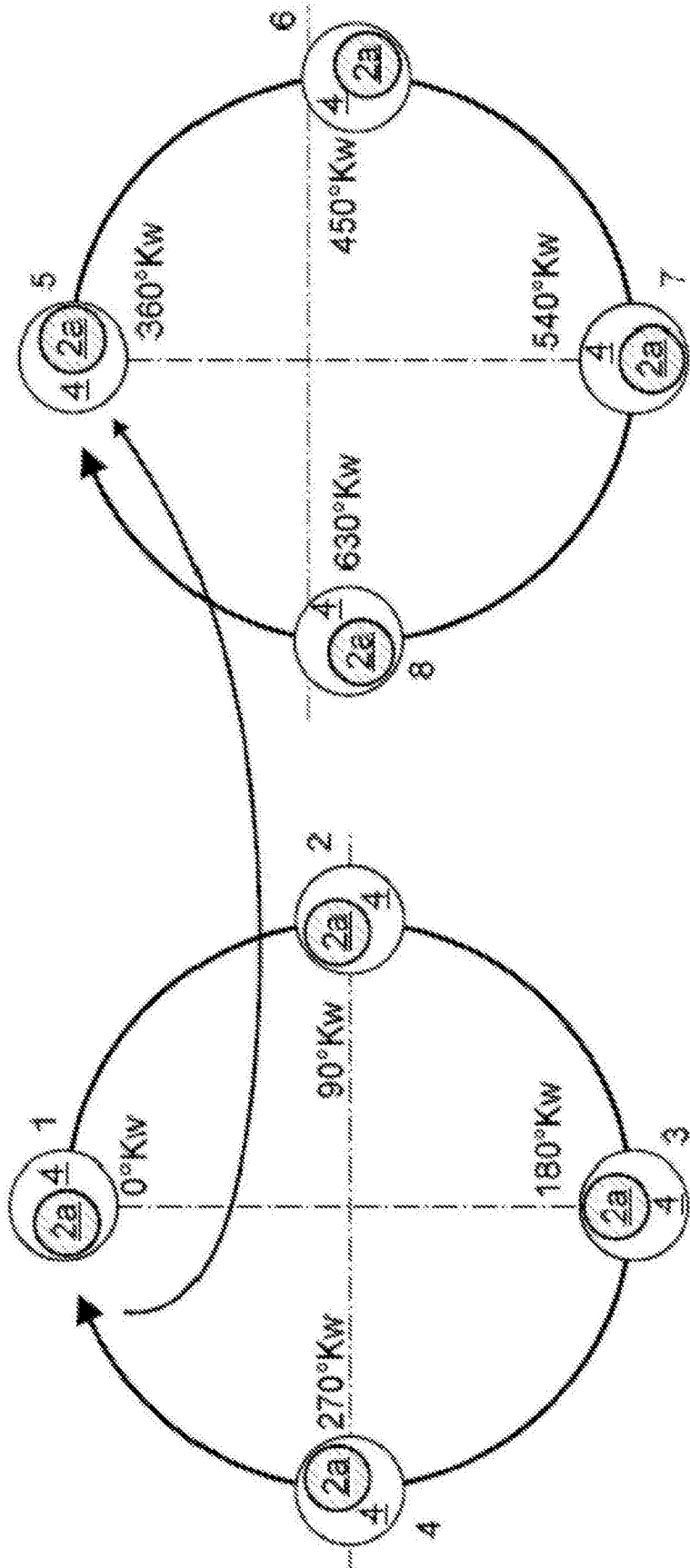


图 3b

图 3a

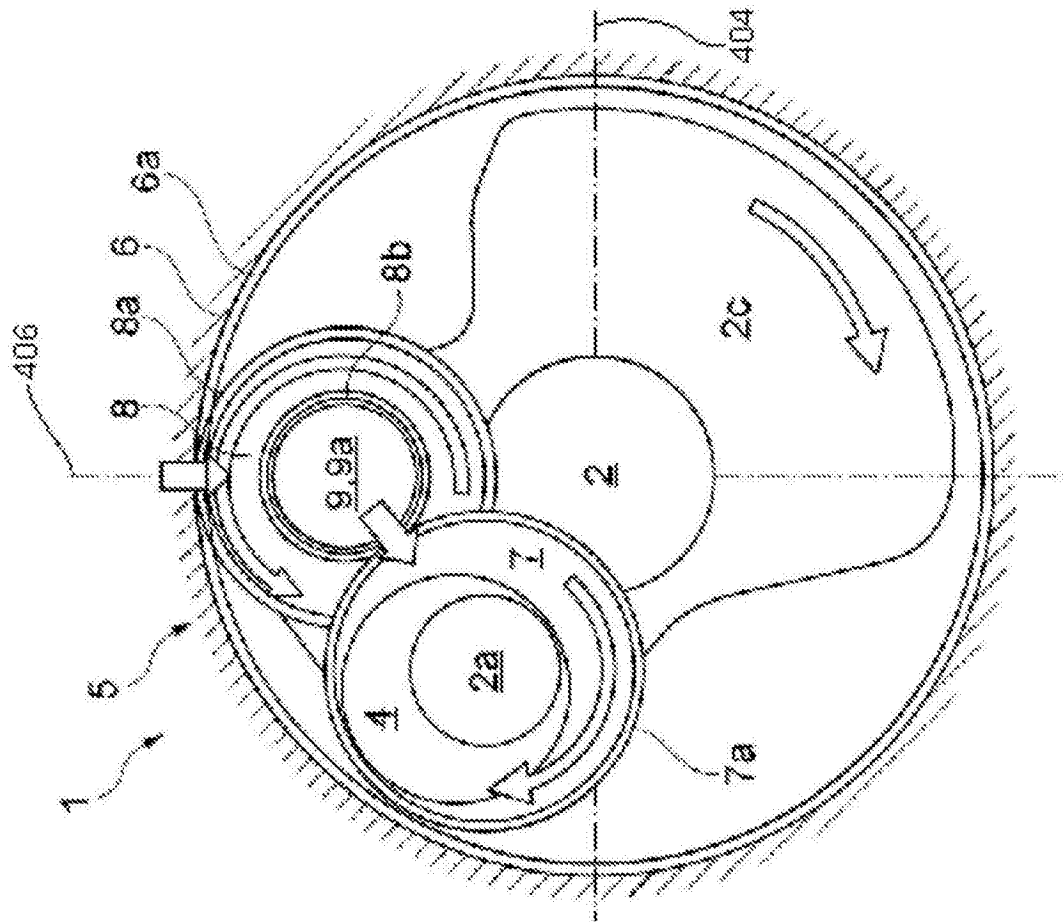


图4a

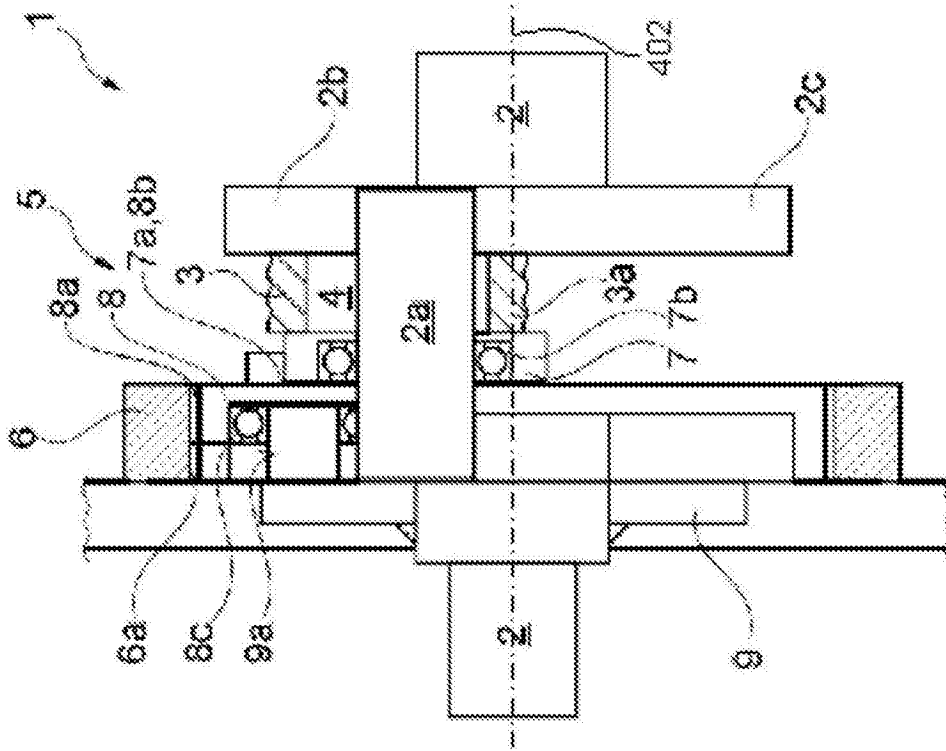


图4b

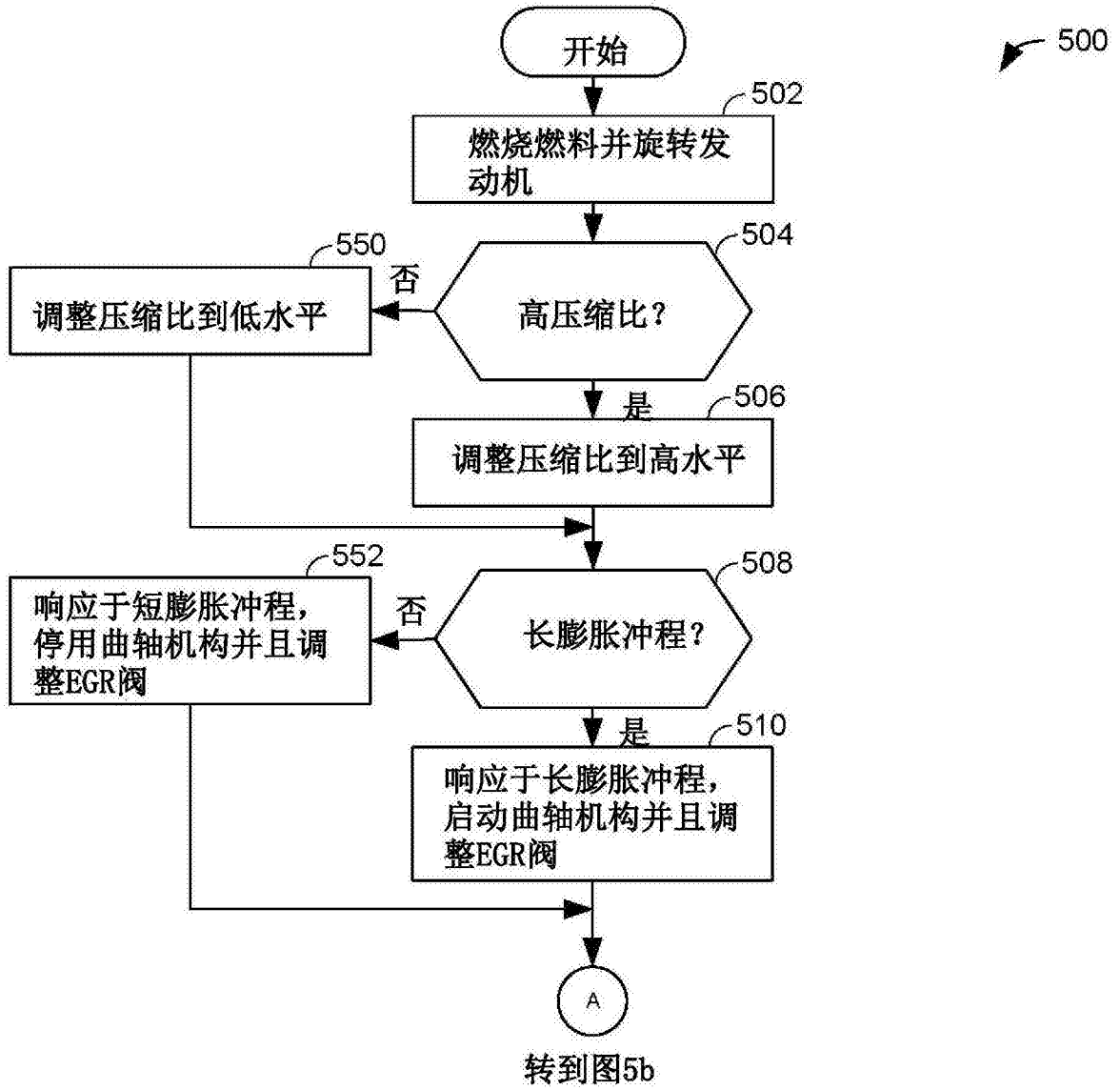


图5a

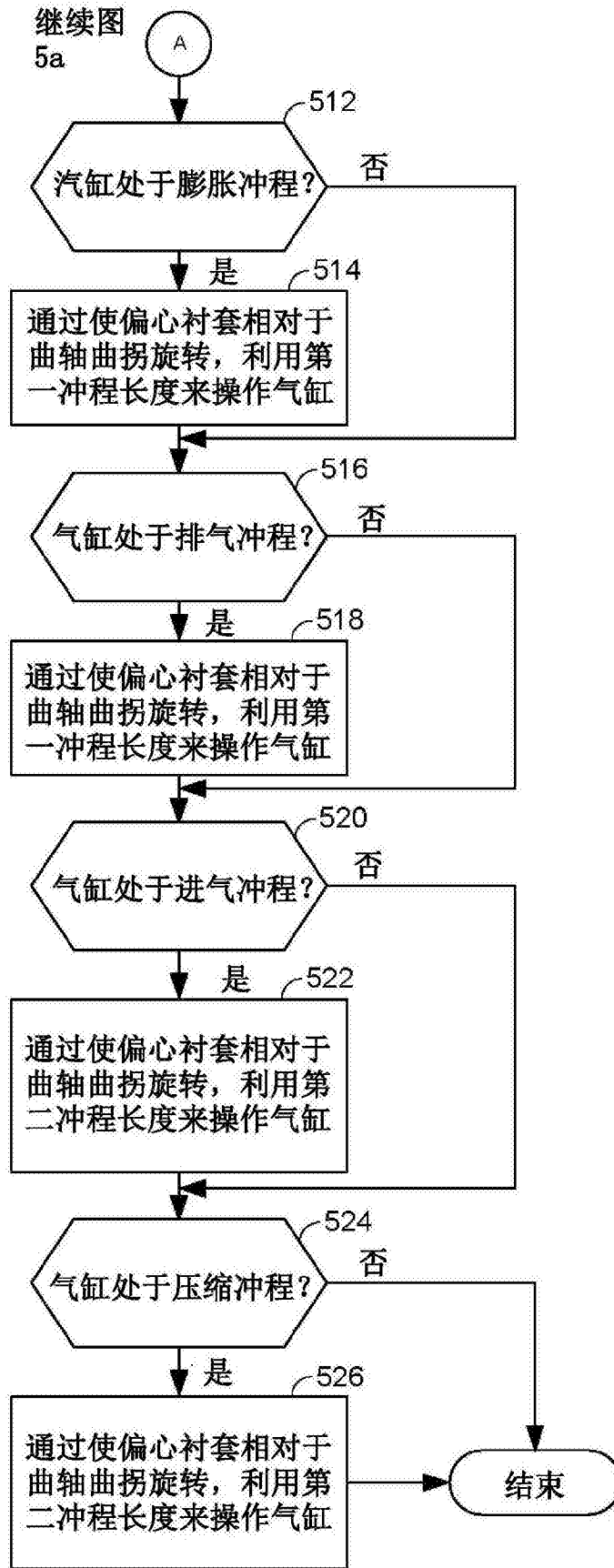


图5b

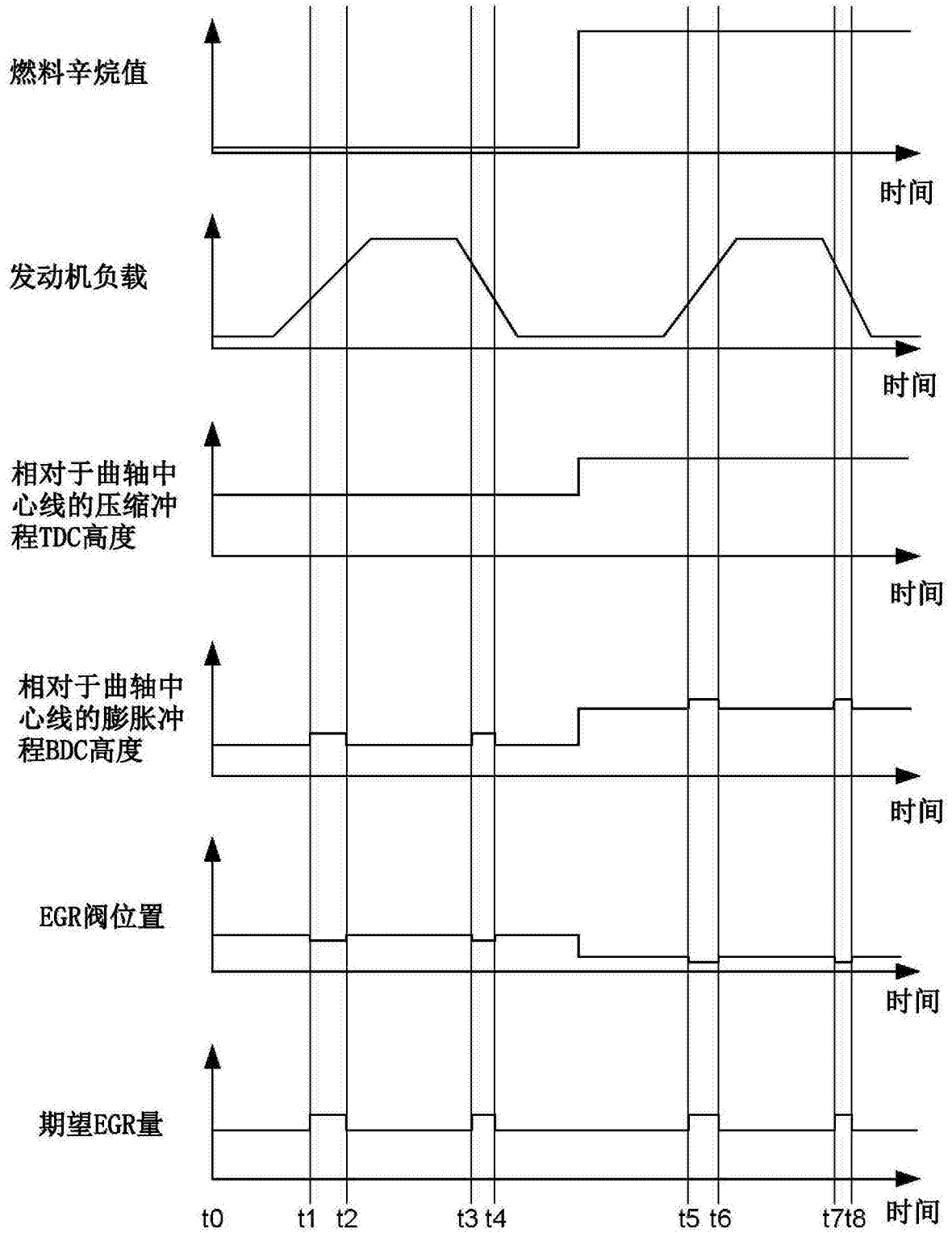


图6