(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104136723 B
(45)授权公告日 2017.07.07

(21)申请号 201380009333.4

(22)申请日 2013.01.30

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104136723 A

(43)申请公布日 2014.11.05

(30)优先权数据
1250963 2012.02.02 FR
61/594,069 2012.02.02 US

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2014.08.14

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/FR2013/050188 2013.01.30

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2013/114041 FR 2013.08.08

(73)专利权人 让·弗雷德里克·梅尔基奥尔
地址 法国巴黎

(72)发明人 让·弗雷德里克·梅尔基奥尔

(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 11038
代理人 张霓

(51)Int.Cl.
F01L 13/00(2006.01)
F01L 9/02(2006.01)
F01L 1/047(2006.01)
F01L 1/26(2006.01)

(56)对比文件
CN 1859156 A,2006.11.08,全文.
EP 0686756 A1,1995.12.13,全文.
US 2010/0116231 A1,2010.05.13,全文.
JP 2009-30579 A,2009.02.12,全文.
KR 10-2012-0000413 A,2012.01.02,全文.

审查员 谷孝东

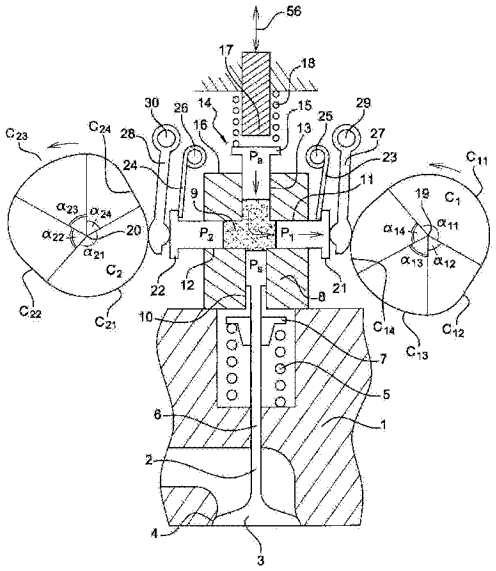
权利要求书3页 说明书12页 附图9页

(54)发明名称

控制至少一阀门的可变控制装置

(57)摘要

本发明涉及控制至少一阀门(2)的控制装置,控制装置包括主体(8),主体包括不可变形的腔室(9),腔室通过至少四个直线形的汽缸(10,11,12,13)与外界惟一地联通,所述至少四个直线形的汽缸分别地通过以下活塞封闭:通过打开凸轮(C1)作动的打开活塞(P1)、通过封闭凸轮(C2)作动的封闭活塞(P2)、用于启用或不启用控制装置的往复式活塞(Pa)、和机械地连接到阀门(2)的活塞(Ps)。根据本发明的控制装置允许在运行时和通过调整在打开凸轮(C1)和封闭凸轮(C2)之间的角度相移来调节阀门(2)的升程、阀门(2)打开的角度持续时间,和在需要时在整个的循环持续时间上完全停用阀门(2)。



CN 104136723 B

1.控制至少一阀门(2)的控制装置,阀门被赋以直线形平移往复运动,直线形平移往复运动用于打开或封闭配有密封阀座(4)的孔口,所述阀门(2)包括向封闭位置弹性回复的弹性回复部件(5),控制装置包括主体(8),主体包括不可变形的腔室(9),腔室通过分别地由四个活塞(P1,P2,Pa,Ps)封闭的至少四个直线形的汽缸(10,11,12,13)与外界惟一地联通,所述的四个活塞在远离腔室(9)内部的下止点和接近腔室(9)内部的上止点之间是可往复运动的,

其特征在于,所述的四个活塞是:机械地连接到阀门(2)并与阀门的弹性回复部件(5)对抗的活塞(Ps);通过被第一轴体带动转动的打开凸轮(C1)作动的打开活塞(P1);通过由第二轴体带动转动的封闭凸轮(C2)作动的封闭活塞(P2),第二轴体与第一轴体同步转动和在运行时能相对于第一轴体岔开一可调节角度;在限定下止点的第一固定挡块(17)和限定上止点的第二固定挡块(16)之间进行移动的往复式活塞(Pa),往复式活塞(Pa)通过弹性回复部件(18)向上止点回复;

由所述的四个活塞(P1,P2,Pa,Ps)界定的腔室(9)的部分通过当阀门(2)置位于其阀座(4)上时、打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)位于它们的下止点时以及往复式活塞(Pa)位于其上止点时所限定的基本不可压缩的一恒定基准容积的液压流体填充;

打开活塞(P1)、封闭活塞(P2)和往复式活塞(Pa)具有公共的汽缸工作容量和在它们的下止点与上止点之间移动相同容积的流体;

并且,往复式活塞(Pa)的和阀门(2)的弹性回复部件(18,5)是这样的:移动往复式活塞(Pa)直到其下止点所需的流体压力小于用以打开阀门(2)所需的压力。

2.根据权利要求1所述的控制装置,其特征在于,在运行时第二轴体能相对于第一轴体被前进直到最大相移角度,打开凸轮(C1)和封闭凸轮(C2)每个包括一基圆弧(C11,C21)和唯一的凸角,凸角的廓形由上升坡道(C12,C22)、随后的第二圆弧(C13,C23)、再随后的下降坡道(C14,C24)组成,上升坡道允许将对应的活塞(P1,P2)从其下止点移动到其上止点,第二圆弧与基圆弧(C11,C21)同心并且直径比基圆弧的直径大,允许使打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)在它们的上止点保持不动,下降坡道允许将打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)再带向它们的下止点,打开凸轮(C1)的基圆弧(C11)的角开度(α11)至少等于封闭凸轮(C2)的上升坡道(C22)的角开度(α22)加上最大相移角度,封闭凸轮(C2)的基圆弧(C21)的角开度(α21)至少等于打开凸轮(C1)的下降坡道(C14)的角开度(α14)加上最大相移角度。

3.根据权利要求2所述的控制装置,其特征在于,在整个相移范围上,第一轴体和第二轴体的相对角度调整是这样的:在往复式活塞(Pa)在封闭凸轮(C2)的上升坡道(C22)的作用下达到其上止点之后,打开活塞(P1)在打开凸轮(C1)的上升坡道(C12)的作用下离开其下止点;在打开活塞(P1)在打开凸轮(C1)的下降坡道(C14)的作用下离开其上止点之前,封闭活塞(P2)在封闭凸轮(C2)的下降坡道(C24)的作用下达到其下止点。

4.根据权利要求3所述的控制装置,其特征在于,第一轴体和第二轴体的相对角度调整被限定以使得,对于在第一轴体和第二轴体之间的对应于阀门的最大打开持续时间的零相移角度,在打开活塞(P1)达到其上止点之后,封闭活塞(P2)离开其上止点,以产生初始相移范围,对于初始相移范围,阀门(2)在其打开相位和封闭相位之间以最大升程停留一定时间。

5.根据权利要求3所述的控制装置,其特征在于,第一轴体和第二轴体的相对角度调整

被限定以使得，对于在第一轴体和第二轴体之间的零相移角度，在打开活塞(P1)达到其上止点之前，封闭活塞(P2)离开其上止点。

6.根据权利要求2到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，封闭凸轮(C2)相对于打开凸轮(C1)的最大相移角度足以使得：在打开活塞(P1)离开其下止点之前，封闭活塞(P2)离开其上止点，和在阀门打开阶段的任何时刻，由封闭活塞(P2)从其上止点开始抽吸的流体容积大于由打开活塞(P1)从其下止点开始压送的流体容积，以使所压送的总流量仍小于或等于公共的汽缸工作容量，阀门(2)在整个循环持续时间中保持是封闭的，以及往复式活塞(Pa)离开和接合其下止点，以将腔室的容积保持在其基准值。

7.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，通过改变第二轴体的相移角度和保持第一轴体固定，或相反地改变第一轴体的相移角度和保持第二轴体固定，或甚至同时地改变每个轴体相对于带动所述第一轴体和第二轴体的曲柄轴的相移角度，对阀门(2)打开的角度持续时间以及其升程在运行时进行调节。

8.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，打开凸轮(C1)和封闭凸轮(C2)的廓形是这样的：存在息止周期，在息止周期中，阀门(2)位于封闭位置，往复式活塞(Pa)位于其上止点而打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)位于它们的下止点，从而允许补偿腔室(9)的渗漏，以通过与压力不足以移动往复式活塞(Pa)的流体源(34)的单向联通(32,33)再校准流体的基准容积。

9.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，控制装置同步控制数目为N的相同阀门(2)，和控制装置包括：数目为P的打开活塞(P1)，打开活塞间是同步的，打开活塞通过Q个相同的打开凸轮(C1)作动；数目为R的封闭活塞(P2)，封闭活塞间是同步的，封闭活塞通过S个相同的封闭凸轮(C2)作动；和至少一往复式活塞(Pa)，通过P个打开活塞(P1)在它们的下止点和上止点之间移动的总容积与通过R个封闭活塞(P2)在它们的下止点和上止点之间移动的总容积是相同的，与由往复式活塞(Pa)在其下止点和上止点之间移动的总容积也是相同的。

10.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，两个控制装置构成一组控制装置，每个控制装置用于作动一单一阀门(2)，其特征在于，两个控制装置共享公共的唯一的打开凸轮(C1)和公共的唯一的封闭凸轮(C2)，以保证阀门(2)的打开和封闭的同步性。

11.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，控制装置通过平衡杆(39)或同步摇臂作动至少两个相同的阀门(2a,2b)。

12.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置，其特征在于，主体(8)包括不可变形的附加腔室(57)，附加腔室通过第一汽缸(10)与腔室(9)相联通，通过第二直线形汽缸(58a)以及通过第三直线形汽缸(58b)与外界联通，第二直线形汽缸的截面小于第一汽缸(10)的截面，第二直线形汽缸与第一汽缸(10)平行和与第一汽缸相面对，附加腔室(57)与承压流体源(34)单向地联通；第一活塞(Ps)在第一汽缸(10)中滑动，第二活塞(Psa)在第二直线形汽缸(58a)中滑动，第二活塞(Psa)连接到第一活塞(Ps)和第一阀门(2a)，第一阀门的轴线平行于第一活塞和第二活塞(Ps,Psa)，第三活塞(Psb)在第三直线形汽缸(58b)中滑动，第三活塞(Psb)连接到第二阀门(2b)，第二阀门的轴线平行于第三活塞(Psb)；并且，附加腔室(57)容置基本不可压缩的流体容积，当在第一阀门(2a)和第二阀门(2b)的封闭位置，所述第一阀门(2a)和第二阀门(2b)置于它们的阀座上时，基本不可压缩的流体容积等

于所述附加腔室(57)的容积。

13.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置,其特征在于,第一轴体(35)和第二轴体(36)是同轴的。

14.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置,其特征在于,控制装置包括使往复式活塞(Pa)的下止点用的第一挡块(17)缩进的缩进部件,以使得所述往复式活塞(Pa)能够抽吸由打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)所压送的流体容积的代数和,以避免阀门(2)打开,而无论在打开轴体和封闭轴体之间的相移角度如何。

15.根据权利要求1到5中任一项所述的控制装置,其特征在于,控制装置用于往复式发动机。

16.根据权利要求2到15中任一项所述的控制装置的运行方法,其特征在于,在第一轴体和第二轴体的每次回转时,执行阀门(2)的一打开和封闭循环,打开和封闭循环包括的相继步骤在于:在息止位置中,阀门(2)置位于其阀座(4)上,在息止位置中,打开活塞(P1)和封闭活塞(P2)位于它们的下止点,和在息止位置中,往复式活塞(Pa)位于其上止点,从控制装置的息止位置开始:

-通过封闭凸轮(C2)的上升坡道(C22),将封闭活塞(P2)从其下止点移动到其上止点,以将往复式活塞(Pa)从其上止点推动到其下止点以便启用控制装置,通过打开凸轮(C1)的基圆弧(C11),打开活塞(P1)仍处于其下止点,

-通过打开凸轮(C1)的上升坡道(C12),移动打开活塞(P1),以开始打开阀门(2),通过封闭凸轮(C2)的第二圆弧(C23),封闭活塞(P2)仍处于其上止点,

-通过使封闭凸轮(C2)相对于打开凸轮(C1)相移,调节阀门(2)的升程和打开持续时间,以在打开活塞(P1)通过打开凸轮(C1)的上升坡道(C12)进行的压送行程的任一时刻,在打开活塞接合其上止点之前,通过封闭凸轮(C2)的下降坡道(C24)从封闭活塞的上止点移动封闭活塞(P2),

-通过封闭凸轮(C2)的下降坡道(C24)继续移动封闭活塞(P2)直到其下止点,以封闭阀门(2),通过打开凸轮(C1)的第二圆弧(C13),打开活塞(P1)仍处于其上止点,

-通过打开凸轮(C1)的下降坡道(C14),将打开活塞(P1)向其下止点移动,以将往复式活塞(Pa)从其下止点移动到其上止点,和使控制装置不启用。

控制至少一阀门的可变控制装置

技术领域

[0001] 本发明一般性地涉及控制至少一阀门的控制装置，例如用于往复式发动机，和更为特别地涉及控制至少一阀门的可变控制装置，所述至少一阀门由至少两个凸轮作动，所述至少两个凸轮由同步的和一个相对于另一个角度地相移的轴体负持。本发明特别是应用于往复式发动机在运行时的可变阀动分配，往复式发动机的汽缸盖承载同轴的两个凸轮轴，两个凸轮轴通过例如液压式的移相器连接。

背景技术

[0002] 阀动分配通常指发动机的阀门打开和封闭的序列全部。

[0003] 知晓的是，往复式发动机的性能非常取决于曲柄轴的角位置，在所述角位置，阀门在发动机循环中打开和封闭，以及知晓的是，最优的阀动分配线图随运行条件变化，和特别地随工况和载荷变化。这种阀动分配影响有效的压缩和膨胀率(米勒循环)、可能的再循环的燃烧气体的数量、在排气时的可用能量、容积效率、机械摩擦等。从而期望的是，在发动机运行期间能够独立地改变曲柄轴的角位置，在角位置执行进气阀和排气阀的打开和封闭。

[0004] 此外，进气阀的升程在很大程度上决定在燃烧室中的涡旋水平，可以有利地通过在进气阀的阀座处而非在布置在集气管上游的蝶阀处对进气流进行节流，对受控点火发动机的功率进行调节。

[0005] 最后，可以有利地通过在发动机的某些运行阶段中，使其进气阀和/或排气阀保持封闭，使发动机的某些汽缸停用。

[0006] 在阀门通过凸轮轴作动的情形中，所述阀门通过回复弹簧经过振荡或滑动机构紧压在转动凸轮上，转动凸轮的廓形限定所述阀门的往复式平移运动的运动学。为了避免撞击，在连接凸轮和阀门的机械传动链的元件之间的接触不应被中断，和阀门应在阀座上以几乎为零的速度落置。

[0007] 现今使用的大部分可变装置利用被机械地或液压地变形的单一凸轮的廓形产生阀门的运动。

[0008] 已知的用于机械地变化阀门的持续时间和升程的装置(如尤其是作为BMW的专利EP 1 039 103的对象的“Valvetronic”装置)的复杂性要求较大的机加工精度，这使得这些装置相对昂贵。

[0009] 电－液压式装置(如尤其在C.R.F.的专利EP 0 803 642和EP 1 344 900中描述的“Uniair”装置)具有这样的弊端：使回复弹簧中蓄积的全部或部分能量损耗以及在很大程度上取决于润滑油的黏度。

[0010] 其它装置利用通常由同轴的两轴体负持的可相移的两个凸轮的廓形产生阀门的运动，其中之一保证阀门的打开而另一保证阀门的封闭。

[0011] 本申请人的专利申请WO 02/48510教导液压地混合可相移的两个凸轮的廓形，以对打开持续时间进行调制，具有的弊端是：具有阀门升程的最小阈值，阻止由阀门控制的孔口的渗透性的逐渐减小直到阀门完全封闭。

发明内容

[0012] 本发明基于相同原理和旨在利用连接同步的两个凸轮轴的单一转动移相器，提供与最好的已知装置相同的功能性。

[0013] 本发明的主要目的从而在于能够在运行时调节至少一阀门的打开的角度持续时间以及其升程直到阀门完全封闭，通过液压流体的节流，不损耗在装置的回复部件中蓄积的能量。

[0014] 为此，本发明提出控制至少一阀门的一种控制装置，例如用于往复式发动机，阀门被赋以直线形平移往复运动，直线形平移往复运动用于打开或封闭配有密封阀座的孔口，所述阀门包括向封闭位置弹性回复的弹性回复部件，控制装置包括主体，主体包括不可变形的腔室，腔室通过分别地通过四个活塞封闭的至少四个直线形的汽缸与外界惟一地联通，所述的四个活塞在远离腔室内部的下止点和接近腔室内部的上止点之间是可往复运动的，其特征在于，所述的四个活塞是：机械地连接到阀门并与阀门的弹性回复部件对抗的活塞；通过被第一轴体带动转动的打开凸轮作动的打开活塞；通过由第二轴体带动转动的封闭凸轮作动的封闭活塞，第二轴体与第一轴体同步转动和在运行时可相对于第一轴体岔开的一可调节角度；在限定下止点的第一固定挡块和限定上止点的第二固定挡块之间进行移动的往复式活塞，往复式活塞通过弹性部件向上止点回复；由所述四个活塞界定的腔室的部分通过当阀门置位于其阀座上时、打开活塞和封闭活塞位于它们的下止点时以及往复式活塞位于其上止点时所限定的基本不可压缩的一恒定基准容积的液压流体填充；打开活塞、封闭活塞和往复式活塞具有公共的汽缸工作容量和在它们的下止点与上止点之间移动相同容积的流体；并且，往复式活塞的和阀门的弹性回复部件是这样的：移动往复式活塞直到其下止点所需的流体压力小于用以打开阀门所需的压力。

[0015] 在根据本发明的装置中，对应阀门的一次打开一封闭的作业循环在同步轴体的一次完整转动上执行，同步轴体带动阀门的打开凸轮和封闭凸轮。循环在装置的限定腔室中存在的液压流体的基准容积的息止构型中开始和结束。在息止构型中，阀门通过弹性部件被回复到其阀座上，阀门的活塞Ps位于其上止点，往复式活塞Pa通过对应的弹性部件被回复到第二挡块上和位于其上止点，以及打开活塞P1和封闭活塞P2位于它们的下止点，下止点通过打开凸轮C1和封闭凸轮C2的基圆来限定。

[0016] 在轴体的转动中，打开活塞P1和封闭活塞P2的行程仅仅取决于根据凸轮各自的廓形的凸轮C1和C2的角位置。带动凸轮的曲柄轴从而可控制由活塞P1和P2在腔室中压送的正或负瞬时流体流量，和因此对腔室进行供给的总瞬时流量等于由P1和P2压送的瞬时流量的代数和。在开始循环时活塞P1和P2同时处于它们的下止点，从循环开始由活塞P1和P2在腔室中压送的总容积在整个循环持续时间中在任何时刻处于零与活塞P1、P2和Pa的公共汽缸工作容量的两倍之间。在腔室中存在的液压流体的基准容积保持恒定，由活塞P1和P2从它们的下止点压送的总流量应由在循环开始时处于它们上止点的活塞Pa和Ps吸收。考虑到对它们的各个回复部件的整治，所压送的总流量惟一地由往复式活塞Pa吸收，而所述流量仍小于前述的公共汽缸工作容量。自该往复式活塞到达在其下止点的第一挡块时，活塞Ps从而仅仅能够吸收超出所述公共汽缸工作容量的所压送的流量，过剩的部分不再通过往复式活塞Pa吸收。阀门的活塞Ps从而仅能够吸收在零和所述公共汽缸工作容量之间的容积。可

以观察到，往复式活塞Pa从其上止点到其下止点的移动相位组成预先于阀门的各种移动的装置启用相位。

[0017] 为了对阀动分配进行改变，设置移相器所允许的最大相移角度，以例如在运行时使第二轴体相对于第一轴体前进，打开凸轮和封闭凸轮每个包括一基圆弧和唯一的凸角，凸角的廓形通过上升坡道、随后的第二圆弧、再随后的下降坡道组成，上升坡道允许将对应的活塞从其下止点移动到其上止点，第二圆弧与基圆弧同心并且直径比基圆弧的直径大，允许使打开活塞和封闭活塞在它们的上止点保持不动，下降坡道允许将打开活塞和封闭活塞再带向它们的下止点，打开凸轮的基圆弧的角开度至少等于封闭凸轮的上升坡道的角开度加上最大相移角度，封闭凸轮的基圆弧的角开度至少等于打开凸轮的下降坡道的角开度加上最大相移角度。

[0018] 根据本发明的一特征，在整个相移范围上，第一轴体和第二轴体的相对角度调整是这样的：在往复式活塞在封闭凸轮的上升坡道的作用下达到其上止点之后，打开活塞在打开凸轮的上升坡道的作用下离开其下止点；在打开活塞在打开凸轮的下降坡道的作用下离开其上止点之前，封闭活塞在封闭凸轮的下降坡道的作用下达到其下止点。

[0019] 在这些条件中，从息止位置开始，封闭凸轮C2的上升坡道通过将封闭活塞P2从其下止点移动到其上止点而开始进行作业循环，从而在腔室中压送流体的公共汽缸工作容量，以无震动地将往复式活塞Pa从其上止点推动到其下止点，和从而启用装置。在该阶段中，活塞P1仍处于由凸轮C1的基圆限定的下止点和活塞Ps仍处于其上止点。当通过将活塞P1从下止点向其上止点移动以在腔室中压送打开阀门所需的液压流体的公共的第二汽缸工作容量，凸轮C1的上升坡道保证下一阶段时，活塞P2继而在由凸轮C2的第二圆弧限定的其上止点保持不动。

[0020] 根据本发明的一实施方式，轴体的相对角度调整被限定，以使得，第一轴体和第二轴体的相对角度调整被限定以使得，对于在第一轴体和第二轴体之间的对应于阀门的最大打开持续时间的零相移角度，在打开活塞达到其上止点之后，封闭活塞离开其上止点，以产生初始相移范围，对于初始相移范围，阀门在其打开相位和封闭相位之间以最大升程停留一定时间。

[0021] 对于本发明的这种构型，在活塞P2离开其上止点之前，活塞P1到达其上止点，致使由单一活塞Ps抽吸流体的全部公共汽缸工作容量，所述活塞Ps打开阀门，直到由装置所允许的最大升程，该升程保持直到活塞P2通过凸轮C2的下降坡道的作用而离开其上止点，从而吸收在封闭阀门时由Ps所压送的流量。

[0022] 根据本发明的另一实施方式，第一轴体和第二轴体的相对角度调整被限定以使得，对于在第一轴体和第二轴体之间的零相移角度，在打开活塞达到其上止点之前，封闭活塞离开其上止点。

[0023] 在这些条件中，在活塞P1的压送行程结束前，活塞P2开始抽吸由活塞P1压送的流量增加部分，同时因此减小由活塞Ps抽吸的总流量和从而减小阀门的最大升程，达到该最大升程仅仅对于轴体的单一转动角度而非对于轴体转动的某些成角周期。

[0024] 根据本发明的一实施方式，所述实施方式允许阀门的全封闭，封闭凸轮相对于打开凸轮的最大相移角度足以使得：在打开活塞离开其下止点之前，封闭活塞离开其上止点，和在阀门打开阶段的任何时刻，由封闭活塞从其上止点开始抽吸的流体容积大于由打开活

塞从其下止点开始压送的流体容积，以使得所压送的总流量仍小于或等于公共的汽缸工作容量，阀门在整个循环持续时间中保持是封闭的，以及往复式活塞离开和接合其下止点，以将腔室的容积保持在其基准值。

[0025] 通过这种方式，可使凸轮C1和C2相位偏移，以使得由活塞P1和P2所压送的总流量仍小于公共的汽缸工作容量和使得装置在整个的循环持续时间上不启用，而不能移动阀门，离开和接合其下止点挡块的活塞Pa替代阀门，以将腔室的容积保持在其基准值。

[0026] 通过改变第二轴体的相移角度和保持第一轴体固定，或相反地改变第一轴体的相移角度和保持第二轴体固定，或甚至同时地改变每个轴体相对于带动所述第一轴体和第二轴体的曲柄轴的相移角度，阀门打开的角度持续时间以及其升程在运行时进行调节。

[0027] 在阀门到达其打开持续时间和最大升程的零相移与阀门不打开的最大相移之间，打开的角度持续时间是在轴体之间的相移角度的连续递减函数。升程也是所述相移角度的递减函数，最大升程在需要时可在如上文所指出的轴体转动的初始成角周期中进行保持。本发明从而允许调节打开的角度持续时间和也允许调节在零值和最大值之间的阀门的对应升程。

[0028] 如果布置单一移相器，可在固定的打开开端和可变的封闭末端之间选择，或相反地，可在可变的打开开端和固定的封闭末端之间选择。如果布置两个移相器，可同时对阀门的打开开端和封闭末端进行调节。

[0029] 在本发明的所有实施方式中，打开凸轮和封闭凸轮的廓形是这样的：存在息止周期，在息止周期中，阀门位于封闭位置，往复式活塞位于其上止点而打开活塞和封闭活塞位于它们的下止点，从而允许补偿腔室的渗漏，以通过与压力不足以移动往复式活塞的流体源的单向联通再校准流体的基准容积。

[0030] 这种特征允许消除装置的运行间隙。在每个循环开始时，在腔室中最小压力的恢复保证活塞在它们的凸轮上的(直接的或间接的)支靠。此外，装置的启用阶段伴随有腔室中的压力的增加，该增加与往复式活塞Pa的弹性回复力成正比例，往复式活塞Pa增强在凸轮C1、C2和阀门之间的机械固连，从而承担常见的静音坡道的作用。

[0031] 现代发动机通常按每个汽缸包括四个阀门，其中相同的两个孪生进气阀门通过进气轴的两凸轮控制同步运行，而相同的两个孪生排气阀门通过排气轴的两凸轮控制同步运行。为了遵循这种结构，常见的凸轮轴可在本发明中由负持固定凸轮和可相移的凸轮的管形轴替代，这些固定凸轮和可相移的凸轮在一同轴轴体上销接，同轴轴体位于管形轴内部和由管形轴通过移相器带动。具有可相移的凸轮的轴的复杂性随每个汽缸的凸轮数目增加。

[0032] 另一方面，孪生阀门的完美同步性意味着在每个阀门活塞与活塞P1和P2之间的对称的液压路径。这种对称性要求在中心点集中由活塞P1和P2移动的流体流量，继而将所述流体流量向阀门的两活塞Ps分开，带来基准容积的有害增加和流体流向的改变。围绕单一的可相移的封闭凸轮的具有两个固定的打开凸轮的一有利的液压构型将在下文进行描述。此外，除了液压对称性，孪生阀门的同步性意味着两回复弹簧是完全相同的以及在阀门的两杆部和其导向件之间的摩擦是相同的。更为合乎期望的具有并肩布置的单一打开凸轮和单一封闭凸轮的一构型允许保证两孪生阀门的同步性。第一解决方案的特征在于，两阀门通过独立的两装置进行控制，其中的两打开活塞通过唯一的打开凸轮同步作动以及两封闭

活塞通过唯一的封闭凸轮同步作动。另一解决方案的特征在于，两阀门通过根据本发明的单一装置经过同步平衡杆进行作动。

[0033] 为了允许各种构型，根据本发明的装置可同步控制数目为N的相同阀门，和控制装置可包括：数目为P的打开活塞，打开活塞间是同步的，打开活塞通过Q个相同的打开凸轮作动；数目为R的封闭活塞，封闭活塞间是同步的，封闭活塞通过S个相同的封闭凸轮作动；和至少一往复式活塞，通过P个打开活塞在它们的下止点和上止点之间移动的总容积与通过R个封闭活塞在它们的下止点和上止点之间移动的总容积是相同的，与由往复式活塞在其下止点和上止点之间移动的总容积也是相同的。

[0034] 本发明还涉及一组前述类型的两个装置，每个装置用于作动一单一阀门，其特征在于，两个控制装置共享公共的唯一的打开凸轮和公共的唯一的封闭凸轮，以保证阀门的打开和封闭的同步性。

[0035] 作为变型，根据本发明的单一装置通过平衡杆或同步摇臂作动至少两个相同的阀门。

[0036] 根据另一实施方式，主体可包括不可变形的附加腔室，附加腔室通过第一汽缸与腔室相联通，通过第二直线形汽缸以及通过第三直线形汽缸与外界联通，第二直线形汽缸的截面小于第一汽缸的截面，第二直线形汽缸与第一汽缸平行和与第一汽缸相面对，附加腔室与承压流体源单向地联通；第一活塞在第一汽缸中滑动，第二活塞在第二直线形汽缸中滑动，第二活塞连接到第一活塞和第一阀门，第一阀门的轴线平行于第一活塞和第二活塞，第三活塞在第三直线形汽缸中滑动，第三活塞连接到第二阀门，第二阀门的轴线平行于第三活塞；并且，附加腔室容置基本不可压缩的流体容积，当在第一阀门和第二阀门的封闭位置，所述第一阀门和第二阀门置于它们的阀座上时，基本不可压缩的流体容积等于所述附加腔室的容积。

[0037] 根据本发明的装置此外可包括使往复式活塞的下止点用的第一挡块缩进的缩进部件，以使得所述往复式活塞能够抽吸由打开活塞和封闭活塞所压送的流体容积的代数和，以避免阀门打开，而无论在打开轴体和封闭轴体之间的相移角度如何。

[0038] 从而可容易地使发动机的一或多个汽缸停用和/或再启用。

[0039] 最后，本发明还涉及前述类型的控制装置的一种运行方法，其特征在于，在第一轴体和第二轴体的每次回转时，执行阀门的一打开和封闭循环，打开和封闭循环包括的相继步骤在于：在息止位置中，阀门置位于其阀座上，在息止位置中，打开活塞和封闭活塞位于它们的下止点，和在息止位置中，往复式活塞位于其上止点，从控制装置的息止位置开始：

[0040] -通过封闭凸轮的上升坡道，将封闭活塞从其下止点移动到其上止点，以将往复式活塞从其上止点推动到其下止点以便启用控制装置，通过打开凸轮的基圆弧，打开活塞仍处于其下止点，

[0041] -通过打开凸轮的上升坡道，移动打开活塞，以开始打开阀门，通过封闭凸轮的第二圆弧，封闭活塞仍处于其上止点，

[0042] -通过使封闭凸轮相对于打开凸轮相移，调节阀门的升程和打开持续时间，以在打开活塞通过打开凸轮的上升坡道进行的压送行程的任一时刻，在打开活塞接合其上止点之前，通过封闭凸轮的下降坡道从封闭活塞的上止点移动封闭活塞，

[0043] -通过封闭凸轮的下降坡道继续移动封闭活塞直到其下止点，以封闭阀门，通过打

开凸轮的第二圆弧，打开活塞仍处于其上止点，

[0044] -通过打开凸轮的下降坡道，将打开活塞向其下止点移动，以将往复式活塞从其下止点移动到其上止点，和使控制装置不启用。

附图说明

[0045] 通过阅读接下来参照附图作为非限定性示例进行的说明，本发明将更好地得到理解和本发明的其它细节、特征和优点将得到展示，附图中：

[0046] -图1是根据本发明的第一实施方式的单一阀门的控制装置的示意性视图，在其中，阀门通过两个平行的凸轮轴作动，两个凸轮轴负持相反的、同样的打开凸轮和封闭凸轮，

[0047] -图2A到图2E是示意性地示出图1的控制装置的运行循环的不同步骤的视图，

[0048] -图3的线图示出，对于打开凸轮和封闭凸轮的多个角度偏移，根据凸轮的角位置，由打开活塞和封闭活塞压送的容积、由阀门的活塞吸收的容积、和由往复式活塞吸收的容积，

[0049] -图4A和图4B是本发明的第二实施方式的分别地根据图4B和图4A的线BB'和AA'的剖视图，在其中，同轴的两个轴体按每个汽缸负持三个凸轮，用于同步作动相同的或孪生的两个阀门，

[0050] -图5A和图5B是本发明的第三实施方式的分别地根据图5B和图5A的线BB'和AA'的剖视图，在其中，同轴的两个轴体按每个汽缸负持两个凸轮，用于通过平衡杆同步作动相同的或孪生的两个阀门，

[0051] -图6是本发明的第四实施方式的剖视图。

具体实施方式

[0052] 现在参照图1，图1示出根据本发明的控制装置的第一实施方式，所述控制装置安装在内燃往复式发动机的汽缸盖1上。

[0053] 汽缸盖1通常配有至少一阀门2，例如进气阀，所述阀门包括头部3，头部通过回复弹簧5被保持支靠在汽缸盖1的密封阀座4上。阀门2此外包括与头部3相对的杆部6，杆部支撑回复弹簧5的一端部的支承钵形体7。回复弹簧的另一端部例如直接支承在汽缸盖1上。

[0054] 根据本发明的装置包括主体8，主体例如通过旋拧固定在汽缸盖1上，并围绕腔室9，腔室通过四个正交的汽缸10、11、12、13与外界联通。

[0055] 活塞Ps固定在阀门2的杆部6的自由端部并滑动安装在主体8的第一汽缸10中。

[0056] 活塞Ps在上止点(图1)和下止点之间是活动的，对于上止点阀门2被封闭，即阀门置位于其阀座4上，对于下止点，阀门2以其可调节的最大升程是打开的，即阀门从阀座4脱离。

[0057] 活塞P1、P2和Pa，分别地称为打开活塞、封闭活塞和往复式活塞，分别地滑动安装在腔室9的汽缸11、12和13中。

[0058] 活塞P1、P2、Pa和Ps界定腔室9的一部分，该部分由不可压缩的流体如润滑油的基本上恒定的容积填充，其密封性通过活塞P1、P2、Pa和Ps来保证。在腔室9中的流体容积是前文所定义的基准容积，其在运行时不发生变化，除了可能的渗漏，渗漏可进行补偿，如在下

文将更清晰地描述的。

[0059] 在该示例中，活塞P1和P2是同轴的，同样活塞Pa和Ps是同轴的。活塞P1和P2此外垂直于活塞Pa和Ps定向。

[0060] 活塞Pa包括外端部14，即与腔室9相对的端部，该外端部包括环箍15，环箍能够挡靠主体8的外表面16(内挡块)。活塞Pa的外端部14也能够承靠外部固定挡块17(外挡块)。活塞Pa从而在其内挡块和外挡块之间是活动的，回复弹簧18趋于将往复式活塞Pa向其内挡块推动。

[0061] 往复式活塞Pa从而在由内挡块限定的上止点和由外挡块限定的下止点之间是活动的。

[0062] 活塞P1由打开凸轮C1作动，打开凸轮由第一轴体(未显示)带动围绕轴线19转动。

[0063] 活塞P2由封闭凸轮C2作动，封闭凸轮由第二轴体(未显示)带动围绕轴线20转动，第二轴体与第一轴体是同步的和平行的，并垂直于图1的剖面。轴线19、20切割活塞P1和P2的公共轴。凸轮C1、C2的转动方向由图1的箭头示意并在该附图上对应逆时针的方向。

[0064] 根据本发明的装置此外包括第二轴体相对于第一轴体的，或相反地第一轴体相对于第二轴体的相移部件(未显示)。

[0065] 通过这种方式，可在运行时调节封闭凸轮C2相对于打开凸轮C1的，或相反地打开凸轮C1相对于封闭凸轮C2的角位置。

[0066] 在图1到图3的实施方式中，第二轴体(和从而封闭凸轮C2)可在运行时相对于第一轴体(和从而相对于打开凸轮C1)前进，直到最大相移角度。

[0067] 活塞P1和P2的外端部包括环箍21、22，环箍与围绕固定销钉25、26安装的扭转弹簧23、24进行配合和趋于将活塞P1和P2向腔室外移动，即向活塞的下止点移动，以通过围绕固定轴体29、30枢转的摇臂27、28使得活塞P1和P2的外端部分别地支靠在打开凸轮C1和封闭凸轮C2上，以避免在活塞P1和P2上的径向作用力。

[0068] 打开凸轮C1和封闭凸轮C2每个包括在每个凸轮C1和C2的转动轴线19、20上定中心的基圆弧C11、C21、和唯一的凸角，所述凸角的廓形由上升坡道C12、C22、随后的第二圆弧C13、C23、再随后的下降坡道C14、C24组成，上升坡道允许将相应的活塞P1、P2从其下止点移动到其上止点，第二圆弧与基圆C11、C21同心而直径比基圆的直径大，允许在上止点使打开活塞P1和封闭活塞P2保持不动，下降坡道C14、C24允许将打开活塞P1和封闭活塞P2带向其下止点。打开凸轮C1的基圆弧C11的角开度α11至少等于封闭凸轮C2的上升坡道C22的角开度α22加上在第一轴体和第二轴体之间的最大相移角度。此外，封闭凸轮C2的基圆弧C21的角开度α21至少等于打开凸轮C1的下降坡道C14的角开度α14加上最大相移角度。每个凸轮C1、C2的廓形是连续的。

[0069] 打开凸轮C1的上升坡道C12和封闭凸轮C2的下降坡道C24是所谓的快速坡道。封闭凸轮C2的上升坡道C22和打开凸轮C1的下降坡道C14是所谓的慢速坡道。

[0070] 快速坡道C12、C24的角开度α12、α24小于慢速坡道C14、C22的角开度α14、α22。

[0071] 打开凸轮C1和封闭凸轮C2是相反的，意思是，当打开凸轮C1的快速坡道C12是上升的时，封闭凸轮C2的快速坡道C24是下降的和当打开凸轮C1的慢速坡道C14是下降的时，封闭凸轮C2的慢速坡道C22是上升的。

[0072] 第二圆弧C13、C23的角开度α13、α23等于快速坡道C12、C24的角开度α12、α24，以能

够到达在装置能力范围的阀门2的最大升程。

[0073] 活塞P1和P2是相同的和每个在其下止点和其上止点之间移动与活塞Pa相同的容积。该容积被称之为公共汽缸工作容量。活塞Pa的行程和直径可与活塞P1和P2的行程和直径不同，以优化回复弹簧18，回复弹簧18在腔室9中产生一压力，考虑到活塞Pa的惯性小和坡道C14和C22的缓慢性，所述压力比由阀门2的回复弹簧5所产生的压力小很多。

[0074] 往复式活塞Pa的和阀门2的回复弹簧18、5是这样的：移动往复式活塞Pa到其下止点所需的流体压力小于用以打开阀门2所需的压力。

[0075] 根据本发明的装置还包括在腔室9中的流体的基准容积的再校准部件，再校准部件包括不可压缩的流体的给送导管32，给送导管配有止回阀33，并将承压流体源34连接到腔室9(见图4A和图5A)。来自给送导管32的流体压力不足以移动活塞Pa。这类再校准部件从本申请人的专利文献WO 02/48510是已知的。

[0076] 现在参照图2A到图2E，图2A到图2E示出在通过凸轮C1和C2的一次完整转动所执行的一次循环的持续时间中，图1的控制装置的不同运行步骤。循环被示出用于凸轮C1和C2的中间相移，对应阀门2的中间最大升程(见例如图3的曲线5)。

[0077] 图2A示出，在腔室9中的流体的基准容积通过前述再校准部件再标定阶段结束时的装置。在该位置中，活塞P1和P2在凸轮C1和C2的基圆C11、C21上，位于下止点，活塞Ps和Pa在回复弹簧5和18的作用下位于上止点。在该息止阶段中，凸轮C1、C2的转动从而不产生活塞和腔室9中的液压流体的任何运动。

[0078] 图2B示出在称为启用阶段的第二循环阶段中的装置，在其中，当活塞P2在凸轮C2的慢速上升坡道C22上，压送腔室9中流体的第一公共汽缸工作容量时，活塞P1在凸轮C1的基圆C11上，在其下止点保持不动，第一公共汽缸工作容量推动往复式活塞Pa，通过腔室9中的压力提升，以压缩活塞Pa的回复弹簧18，往复式活塞从其上止点过渡到其下止点。

[0079] 图2C示出在称为阀门2打开阶段的第三循环阶段结束时的装置，在其中，当活塞P1在凸轮C1的快速上升坡道C12上，压送腔室9中流体的第二公共汽缸工作容量时，阀门2达到其最大升程，和活塞P2在凸轮C2的快速下降坡道C24上，抽吸由P1压送的一部分容积，以限制推动活塞Ps的流体容积和用以当仍要由活塞P1压送的容积等于已由活塞P2抽吸的容积时减小所达到的阀门2的最大升程。

[0080] 图2D示出在称为阀门2封闭阶段的第四循环阶段结束时的装置，在其中，当活塞P2在凸轮C2的快速下降坡道C24上，抽吸在封闭阀门2的回复弹簧5的作用下由活塞Ps压送的流体时，活塞P1在凸轮C1的第二圆弧C13上，在上止点保持不动。

[0081] 图2E示出在称为不启用阶段的第五循环阶段中的装置，在其中，阀门2再落置于其阀座4上和活塞Ps处于其上止点，在其中，活塞P2处于其下止点和在其中，活塞P1在凸轮C1的慢速下降坡道C14上，抽吸在回复弹簧18的作用下由活塞Pa压送的公共汽缸工作容量，以不启用装置和回到图2A的位置中，从该位置可开始进行新的循环。

[0082] 现在参照图3，图3示出图1的装置的运行线图，其横坐标表示凸轮C1、C2在循环的开始和结束之间的转动角度，其正向纵坐标表示由活塞P1压送的流体容积(黑体线)、由活塞P2压送的流体容积(细线)和由阀门2的活塞Ps吸收的流体容积(虚线)，而其负向纵坐标表示由往复式活塞Pa吸收的流体容积。编号1到7的曲线对应于在轴体之间的相继的七个相移，第一曲线1对应零角度，在其中阀门2很大地打开，而最后一曲线7对应50度的相移，对此

阀门2不再打开。

[0083] 虚线曲线因此还示出用于七个相移的阀门2的升程定则。提请注意的是，阀门2的升程是将阀门头部3的支承部分与汽缸盖1的阀座4分开的距离。

[0084] 可以注意到，前述的控制装置允许在运行时通过在两个轴体之间的相移调整来调节阀门2的最大升程，同时允许岔开阀门2封闭的角度，以调节阀门2打开的角度持续时间，和在需要时在整个的循环持续时间上保持阀门2封闭。

[0085] 在图3的情形中，轴体的相对角度调整被限定以使得，对于零相移角度(曲线1)，与打开活塞P1到达其上止点同时地，封闭活塞P2离开其上止点，以对于循环的单一角度在装置能力范围达到阀门2的最大升程。

[0086] 在未显示的一变型中，可限定轴体的相对角度调整，以使得对于在第一轴体和第二轴体之间的零相移角度，在打开活塞P1达到其上止点之后，封闭活塞P2离开其上止点，以产生循环的可调节的成角周期，在其中，阀门2在其打开相位和封闭相位之间以其最大升程停留。

[0087] 在另一变型中，装置可包括往复式活塞Pa的下止点的挡块17的缩进部件(在图1上通过箭头56示意)，以使得活塞Pa能够抽吸由打开活塞P1和封闭活塞P2压送的流体容积的代数和，以避免装置的启用，而无论在打开轴体和封闭轴体之间的相移角度如何。

[0088] 图4A和图4B示出根据本发明的第二实施方式的控制装置，该控制装置用于通过三个凸轮C1a、C1b和C2同步地作动相同的或孪生的两个阀门2a、2b，以保证装置的液压对称性。

[0089] 在该实施方式中，孪生阀门2a、2b具有平行的轴线和由同轴的两个轴体35、36作动，轴体的轴线位于阀门2a、2b的轴线平面中和垂直于阀门的轴线，轴体分别地负持两个打开凸轮C1a、C1b、一个封闭凸轮C2。

[0090] 打开凸轮C1a、C1b对称地布置在封闭凸轮C2两侧。凸轮C1a、C1b和凸轮C2的相同廓形与前文所述的廓形相似。

[0091] 主体8包括腔室9和对称面BB'。腔室9通过六个汽缸通向外界，六个汽缸分别是：平行的两个对称汽缸10a、10b，固定在阀门2a、2b的杆部的自由端部上的两个活塞Psa、Psb在其中滑动；平行的另外两个对称汽缸11a、11b，两个打开活塞P1a、P1b在其中滑动；第一中心汽缸12，封闭活塞P2在其中滑动；和垂直的第二中心汽缸13，往复式活塞Pa在其中滑动。

[0092] 阀门2a、2b的活塞Psa、Psb，打开活塞P1a、P1b和封闭活塞P2是相互平行的。往复式活塞Pa正交于前述的活塞Psa、Psb、P1a、P1b、P2。

[0093] 封闭活塞P2的轴线和往复式活塞Pa的轴线位于主体8的对称面BB'中。

[0094] 如前文所述，往复式活塞Pa在内挡块16和外挡块17之间是活动的，内挡块和外挡块分别地界定其上止点和下止点，回复弹簧18趋于将往复式活塞向其内挡块16推动。

[0095] 往复式活塞Pa的和阀门2a、2b的回复弹簧18、5a、5b是这样的：移动往复式活塞Pa到其下止点所需的流体压力小于用以打开任一阀门2a、2b所需的压力。

[0096] 两个打开凸轮C1a、C1b是相同的，同样，两个打开活塞P1a、P1b是相同的，两个阀门活塞Psa、Psb是相同的，两个阀门2a、2b是相同的，以及回复弹簧5a、5b是相同的。控制装置从而相对于对称面BB'是对称的。

[0097] 如前文所述，每个阀门2a、2b包括头部3a、3b，头部用于紧贴在汽缸盖4的阀座4a、

4b上，主体8例如通过旋拧固定在汽缸盖上。

[0098] 每个凸轮C1a、C1b、C2通过围绕轴体29a、29b、30旋转的卡子27a、27b、28作动对应的活塞P1a、P1b、P2。通过回复弹簧23a、23b、24，打开活塞P1a、P1b和封闭活塞P2被保持与卡子27a、27b、28接触，而卡子27a、27b、28被保持与凸轮C1a、C1b、C2接触，回复弹簧23a、23b、24趋于将活塞P1a、P1b、P2向它们的下止点移动。

[0099] 封闭凸轮C2与内轴体36相连在一起，通过未显示的移相器，内轴体与负持打开凸轮C1a、C1b的同轴的外轴体35成对安装。这类移相器在现有技术中是熟知的，在这里不再进行详述。

[0100] 封闭凸轮C2通过销37与内轴体36相固连，销通过两长形孔口38穿过外轴体35，允许所期望的相位变化。

[0101] 通过封闭活塞P2和通过往复式活塞Pa移动的容积等于通过每个打开活塞P1a、P1b移动的容积的两倍。

[0102] 如前文所述，腔室9通过导管32还与承压流体源34相联通，导管32配有在对称面BB'中按轴线定向的单向阀33。

[0103] 装置相对于对称面BB'严格对称，孪生阀门2a、2b的打开流和封闭流经过相同的液压路径，这保证阀门2a、2b的同步性，回复弹簧5a、5b完全相同的不在此限。

[0104] 控制装置容置在凸轮轴支承件50内部，凸轮轴支承件例如通过旋拧固定在汽缸盖1上。

[0105] 这类控制装置的运行与参照图1到图3所描述的相似。

[0106] 根据第三实施方式的控制装置在图5A和图5B上示出。该控制装置旨在从仅由两个凸轮作动的不对称的液压管路起，机械地保证两个孪生阀门2a、2b的同步性，其中的回复弹簧5a、5b不是完全相同的。

[0107] 在该实施方式中，孪生阀门2a、2b具有平行的轴线，经过平衡杆39由分别是外轴体35和内轴体36的同轴的两轴体进行作动，两轴体分别负持打开凸轮C1和封闭凸轮C2。凸轮C1、C2的廓形与前文所描述的凸轮的廓形相似或相同。

[0108] 主体8包括腔室9和对称面BB'。腔室9通过四个汽缸通向外界，四个汽缸分别是：汽缸10，由平衡杆39的一部分形成的活塞Ps在其中滑动(图5B)；汽缸11，打开活塞P1在其中滑动；汽缸12，封闭活塞P2在其中滑动；和汽缸13，往复式活塞Pa在其中滑动。打开活塞P1、封闭活塞P2相平行。往复式活塞Pa例如正交于前述的活塞P1、P2、Ps。

[0109] 往复式活塞Pa和平衡杆39的活塞Ps的轴线在主体8的对称面BB'中。打开活塞P1和封闭活塞P2是相同的，被布置在主体8的对称面BB'的两侧。

[0110] 如前述所述，往复式活塞Pa在两挡块之间是活动的，两挡块分别地限定其上止点和下止点，回复弹簧18趋于将往复式活塞向其上止点推动。

[0111] 更为特别地，往复式活塞Pa由例如通过旋拧相互组装的两个部分40、41形成，第一部分40包括环箍42，环箍42用于挡靠汽缸13的内部密封基座43，以限定下止点的挡块和限制渗漏，第二部分41包括环箍44，环箍44用于挡靠主体8的外壁45，以限定上止点的挡块。

[0112] 往复式活塞Pa和阀门2a、2b的回复弹簧18、5a、5b是这样的：移动往复式活塞Pa直到其下止点所需的流体压力小于用以打开阀门2a、2b所需的压力。

[0113] 如前文所述，每个阀门2a、2b包括一头部3a、3b，头部用于紧贴在汽缸盖1的基座

4a、4b上，主体8在汽缸盖上例如通过旋拧进行固定。

[0114] 阀门2a、2b的杆部的自由端部每个支靠在平衡杆39的一翼部46a、46b上。更为特别地，平衡杆39包括：中心部分，中心部分用于形成安装在主体8的汽缸10中的活塞Ps；和两个对称翼部46a、46b，两个对称翼部在中心部分两边侧向地延伸。平衡杆39的移动从而带动孪生阀门2a、2b同步移动，即便所述阀门2a、2b的回复弹簧5a、5b不是完全相同的。

[0115] 每个凸轮C1、C2通过铰接辊式摇臂作动对应的活塞P1、P2。每个铰接辊式摇臂包括一臂形件47，臂形件围绕固定轴49枢转和负持与凸轮相接触的辊子48的轴体51。

[0116] 每个摇臂此外包括在辊子48的轴体51上铰接的一叉形接头，叉形接头包括：两个侧分支部分52，两个侧分支部分在辊子48两侧延伸和被轴体51穿过；和一个中心分支部分53，中心分支部分使侧分支部分52固连，并负持一杆体，杆体的端部包括一球形体54，球形体被限制在布置在对应的活塞P1、P2中的互补球形槽座中，以在叉形接头和对应的活塞P1、P2之间形成球窝节式联接。

[0117] 辊子48通过未显示的回复弹簧被保持与凸轮C1、C2接触。

[0118] 内轴体36通过未显示的移相器与同轴的外轴体35成对安装。

[0119] 封闭凸轮C2通过销37与内轴体36相固连，销通过两长形孔口穿过外管体35，允许期望的相位变化。

[0120] 由打开活塞P1、由封闭活塞P2和由往复式活塞Pa移动的容积是相同的。

[0121] 如前文所述，腔室9通过配有单向阀33的导管32还与承压流体源34相联通。

[0122] 如前文所述，控制装置容置在凸轮轴支承件50上，凸轮轴支承件例如通过旋拧固定在汽缸盖1上。

[0123] 这类控制装置的运行与参照图1到图3所描述的相似。

[0124] 不过这种简易的实施方式——在其中，孪生阀门2a、2b通过机械平衡杆39进行作动——具有以下弊端：

[0125] -孪生阀门2a、2b必然地具有平行的轴线和相同的行程；

[0126] -两阀门2a、2b之一获益运行间隙的液压消除，另一不与其阀座接触——如果几何形状不是完美的。

[0127] 为了修正这种弊端，机械平衡杆39可有利地通过液压平衡杆替代，液压平衡杆的原理在图6上示意。液压平衡杆的目的为：

[0128] -消除两孪生阀门2a、2b的运行间隙，作动轴线不平行的孪生阀门2a、2b，

[0129] -作动升程不相等的孪生阀门2a、2b。

[0130] 为了对展示进行简化，图6示出平行的两孪生阀门2a、2b，其升程是相等的。

[0131] 在图6上示出的根据该第四实施方式的控制装置直到活塞Ps在其中滑动的汽缸10与前述的控制装置是相同的。在这种新的实施方式中，主体8包括附加的不可变形的液压腔室57，液压腔室57通过汽缸10与腔室9联通以及通过汽缸58a和汽缸58b与外界联通，汽缸58a的轴线平行于汽缸10的轴线，和优选地与该汽缸10同轴，汽缸58b并不必需地平行于汽缸58a。活塞Ps在汽缸10中滑动和与活塞Psa相固连，活塞Psa直径更小(在附图上一半截面)，活塞Psa在汽缸58a中滑动和与阀门2a的杆部相固连和平行于阀门2a的杆部。与阀门2b的杆部相固连的和平行于阀门2b的杆部的具有任意截面(在图6上Ps的一半截面)的活塞Psb在汽缸58b中滑动。通过活塞Ps、Psa、Psb封闭的腔室57容置恒定的液压流体容积，等于

当在封闭位置阀门2a和2b置位于其阀座上时的容积。为了对渗漏进行补偿，腔室57通过止回阀33a与压力源34相联通。在这种实施方式中，活塞Ps通过活塞Psa作动阀门2a，整体在机械上固连和从而具有相同的行程。阀门2a的运行间隙通过止回阀33消除。同时地，活塞Ps在腔室57中压送的润滑油容积与在活塞Ps和Psa之间的截面差成比例，压送的润滑油容积通过作动阀门2b的活塞Psb的移动进行吸收。阀门2b的运行间隙通过止回阀33a消除。这种实施方式允许活塞Ps以不同的升程和不平行的移动轴线同步移动阀门2a和2b。阀门2b的升程等于阀门2a的升程乘以在Ps-Psa的截面差与Psb的截面之间的比。

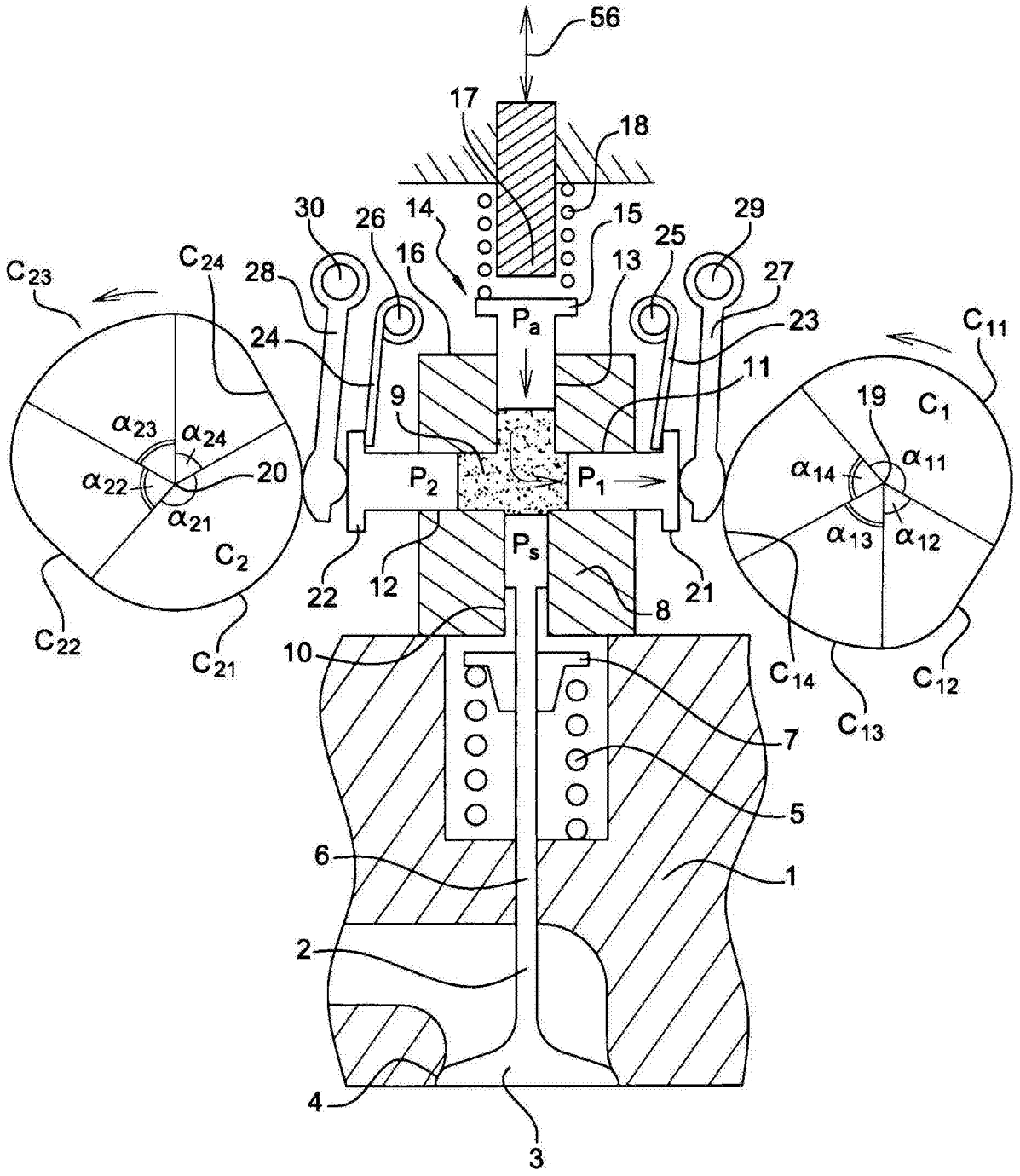

56
17
18
30
26
14
15
29
25
16
13
27
28
23
24
11
9
19
C_{23}
C_{24}
C_{11}
C_1
α_{23}
α_{24}
α_{22}
20
α_{21}
α_{14}
α_{11}
α_{13}
α_{12}
P_a
P_2
P_1
P_s
C_2
22
12
21
8
C_{22}
C_{21}
10
C_{14}
C_{12}
C_{13}
7
5
6
1
2
4
3

图1

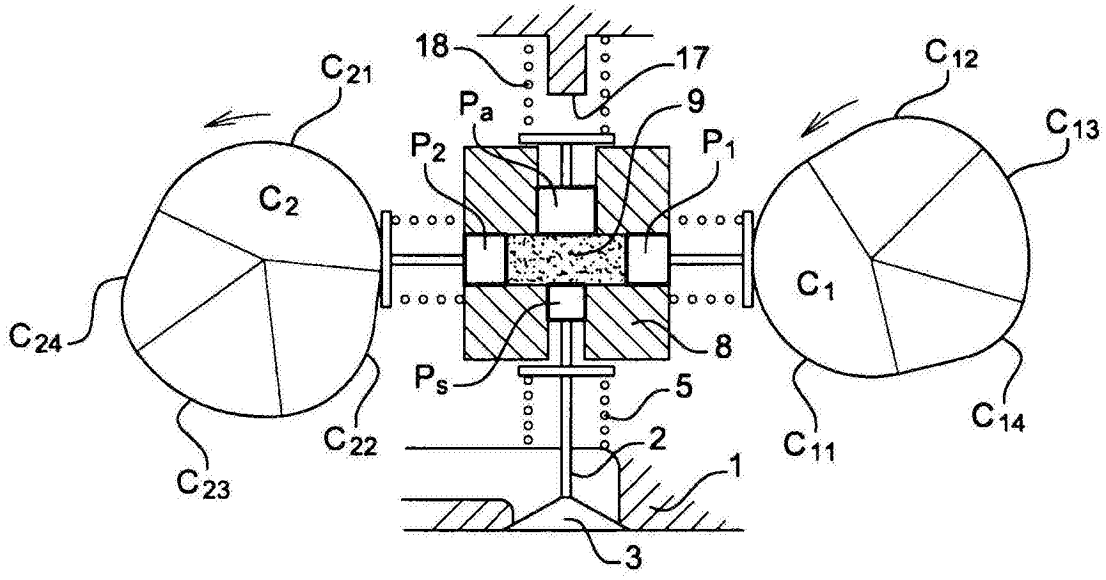

18
17
C21
C12
C13
Pa
9
P2
P1
C2
C1
C24
8
Ps
5
C22
2
C11
C14
C23
1
3

图2A

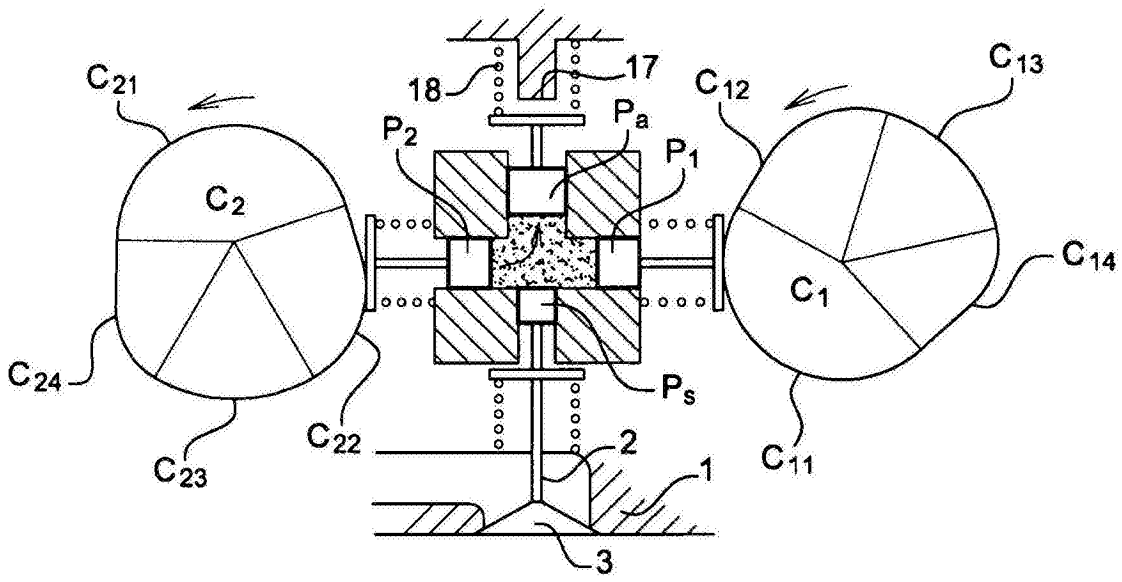

C21
18
17
C12
C13
P2
Pa
P1
C2
C1
C14
C24
Ps
C22
2
C11
C23
1
3

图2B

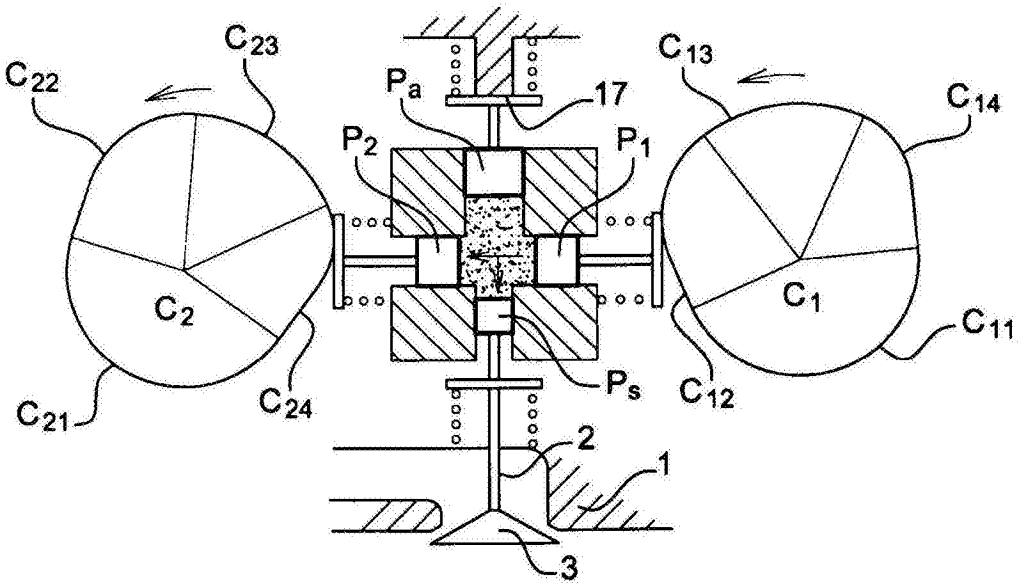

C23
C22
Pa
17
C13
C14
P2
P1
C2
C1
C11
Ps
C12
C21
C24
2
1
3

图2C

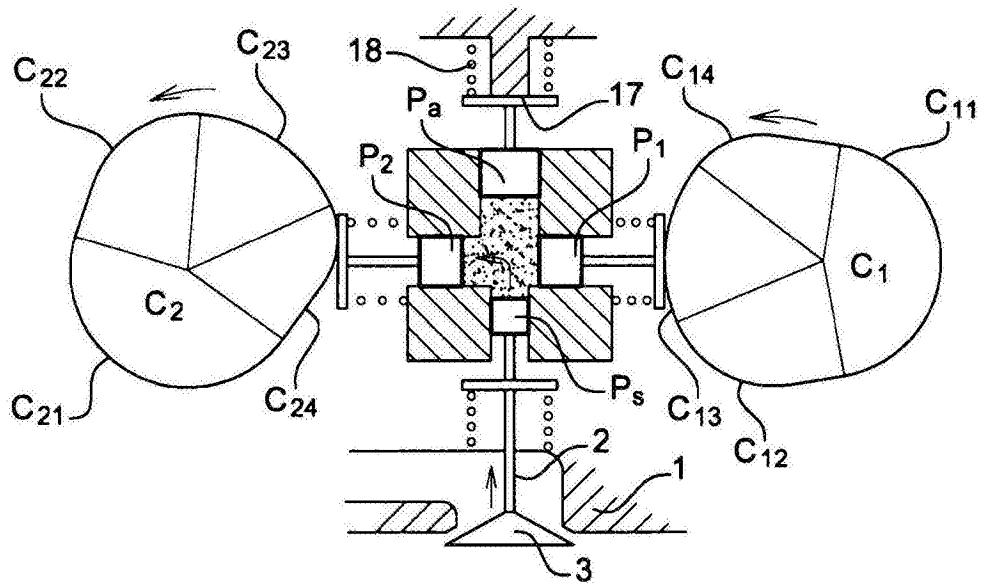

C23
18
C22
Pa
17
C14
C11
P2
P1
C2
C1
Ps
C21
C24
C13
C12
2
1
3

图2D

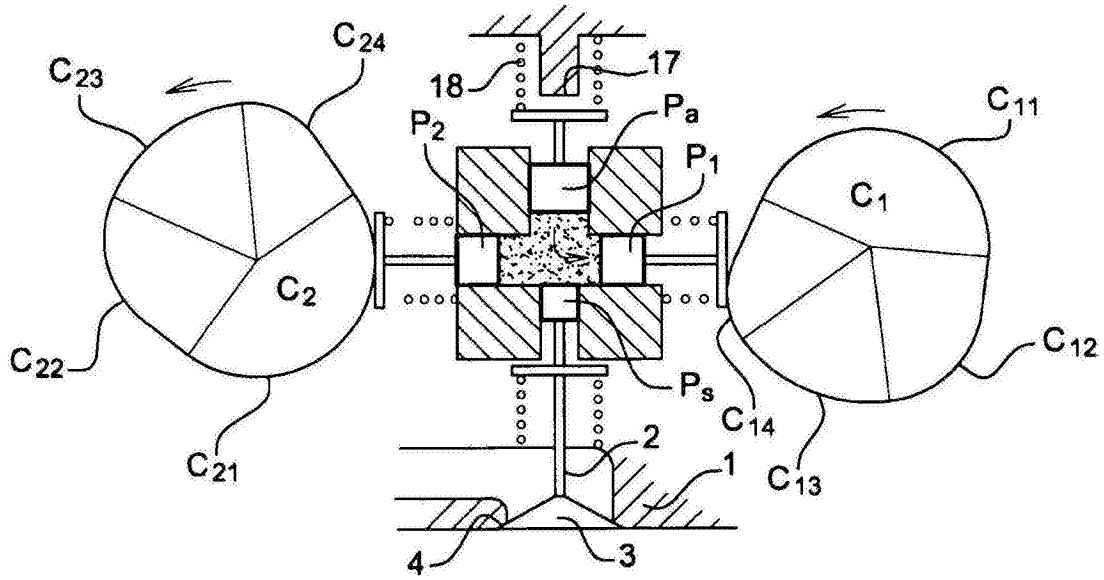


图2E

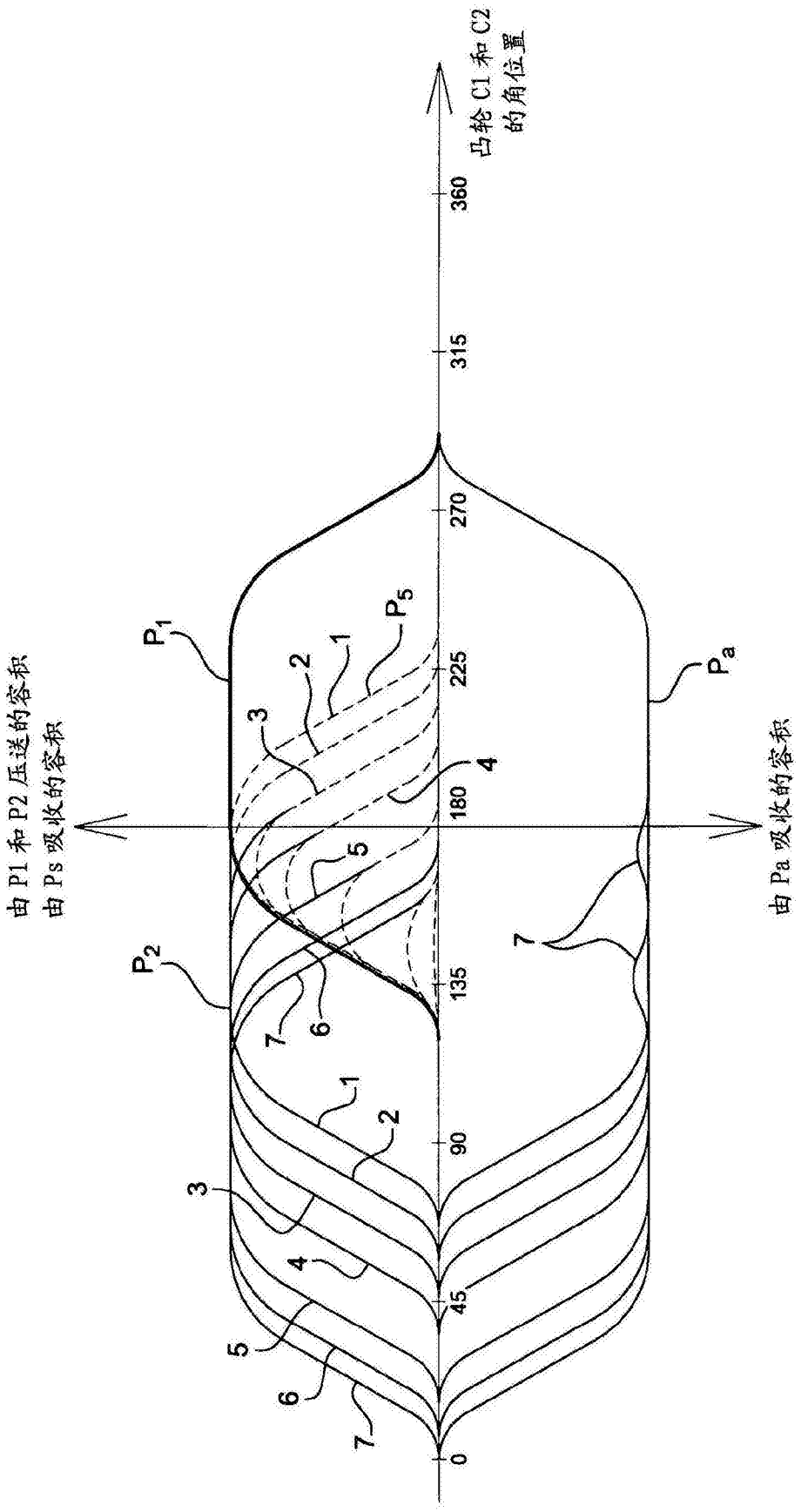

凸轮 C1 和 C2
的角位置
360
315
270
225
180
135
90
45
0
由 P1 和 P2 压送的容积
由 Ps 吸收的容积
由 Pa 吸收的容积
P1
P2
P5
Pa
1
2
3
4
5
6
7

图3

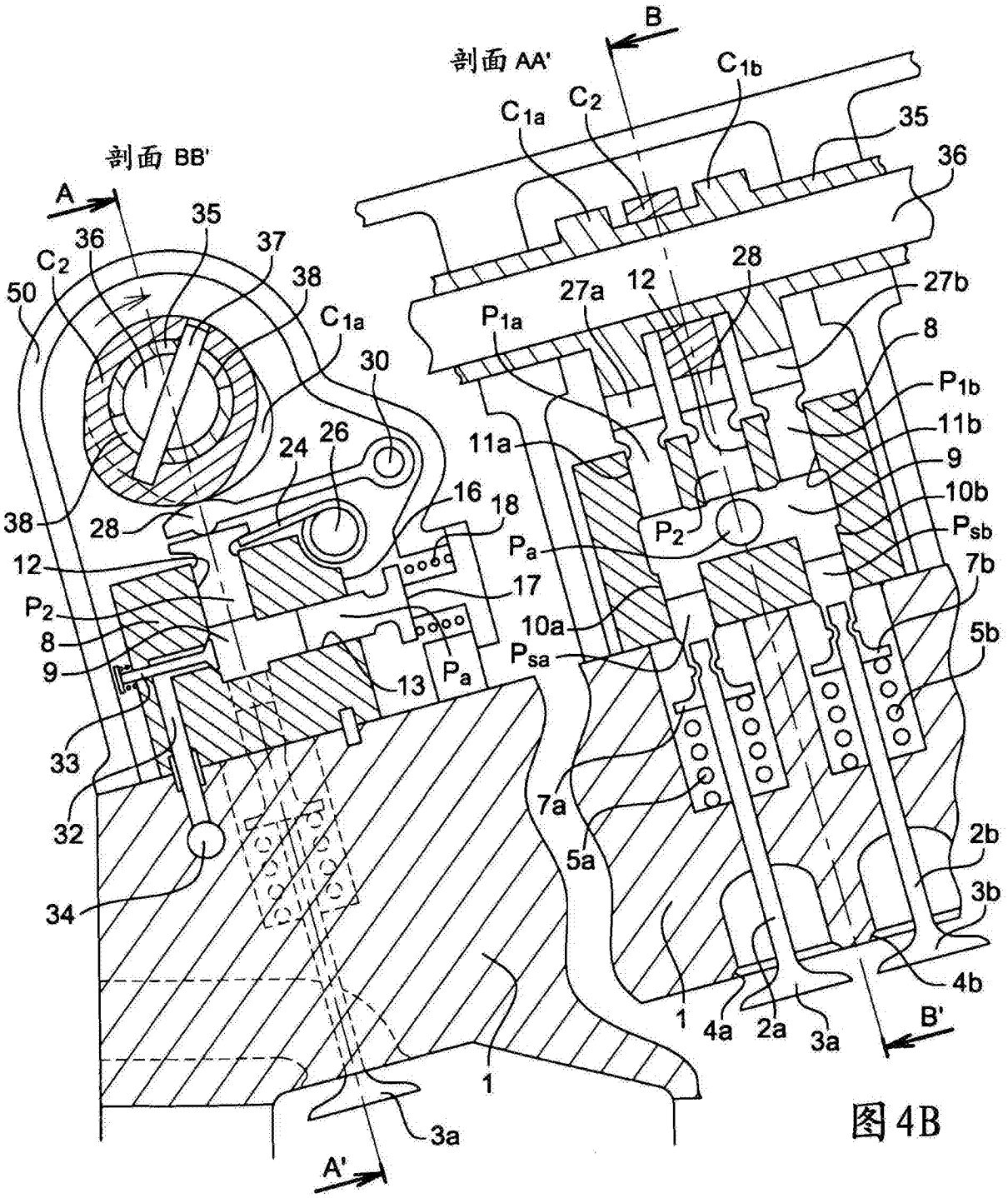

剖面 BB'
A
A'
B
B'
剖面 AA'
C2
C1a
C1b
35
36
37
38
50
30
24
26
16
18
17
28
12
P2
8
9
13
Pa
33
32
34
1
3a
27a
27b
P1a
P1b
11a
11b
10b
Psb
7b
10a
Psa
5b
7a
5a
2b
3b
4b
4a
2a

图4A

图4B

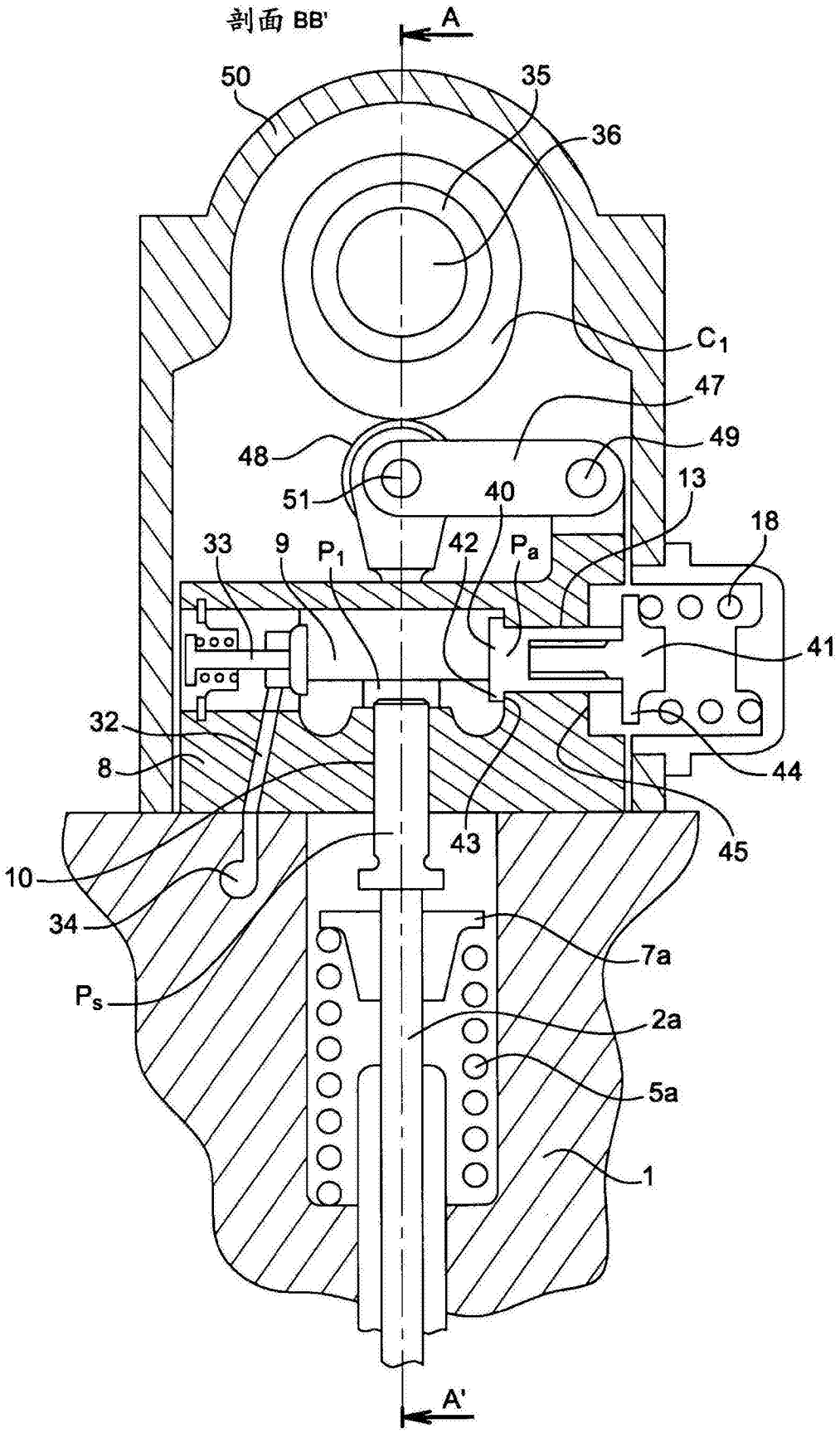

剖面 BB'
A
A'
50
35
36
C_1
47
49
48
51
40
13
18
33
9
P_1
42
P_a
41
32
8
44
45
43
10
34
7a
P_s
2a
5a
1

图5A

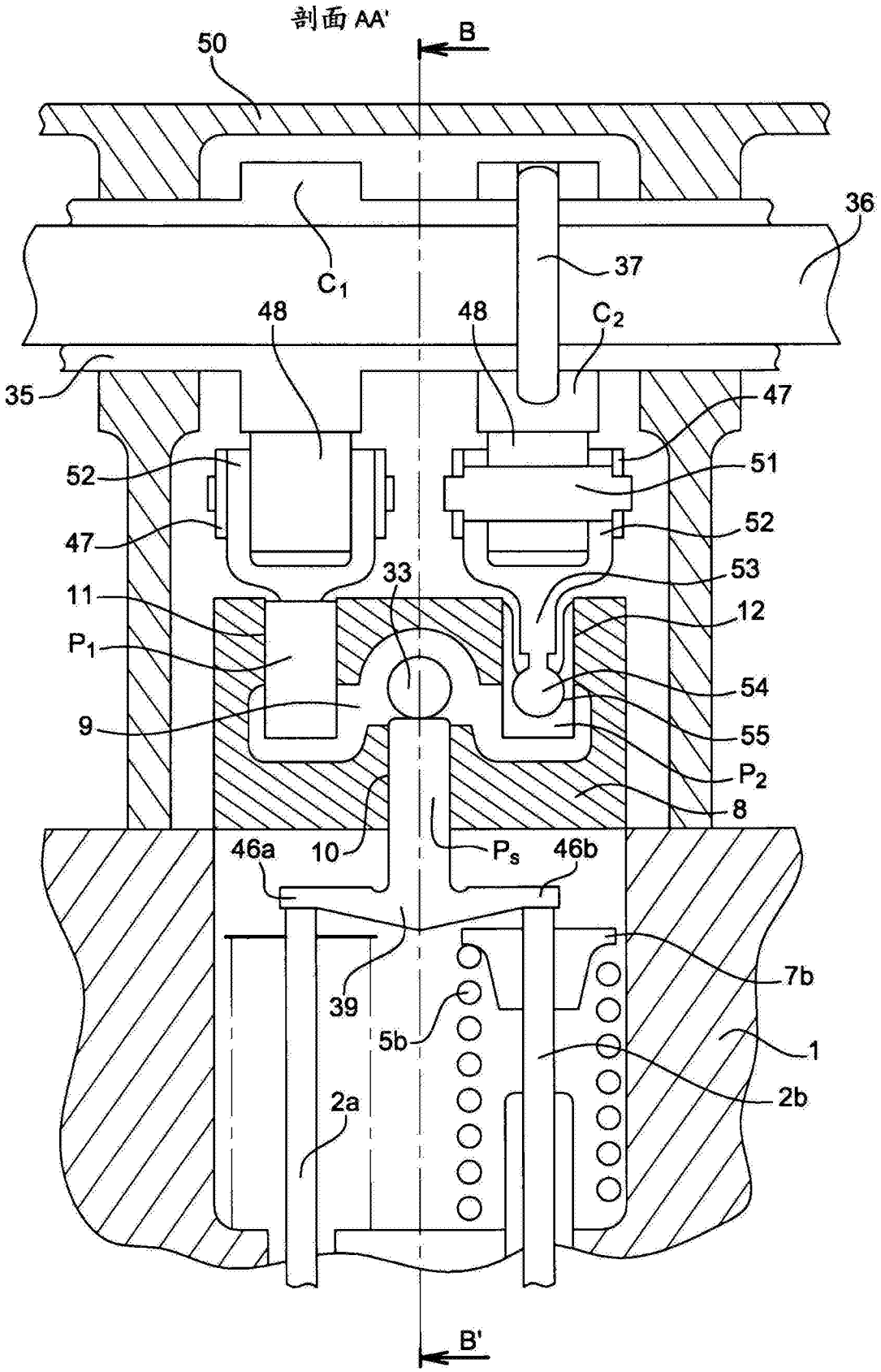

剖面 AA'
B
50
36
37
C_1
C_2
48
48
35
47
52
51
47
52
53
33
11
12
P_1
54
9
55
P_2
8
46a
10
P_s
46b
7b
39
5b
1
2a
2b
B'

图5B

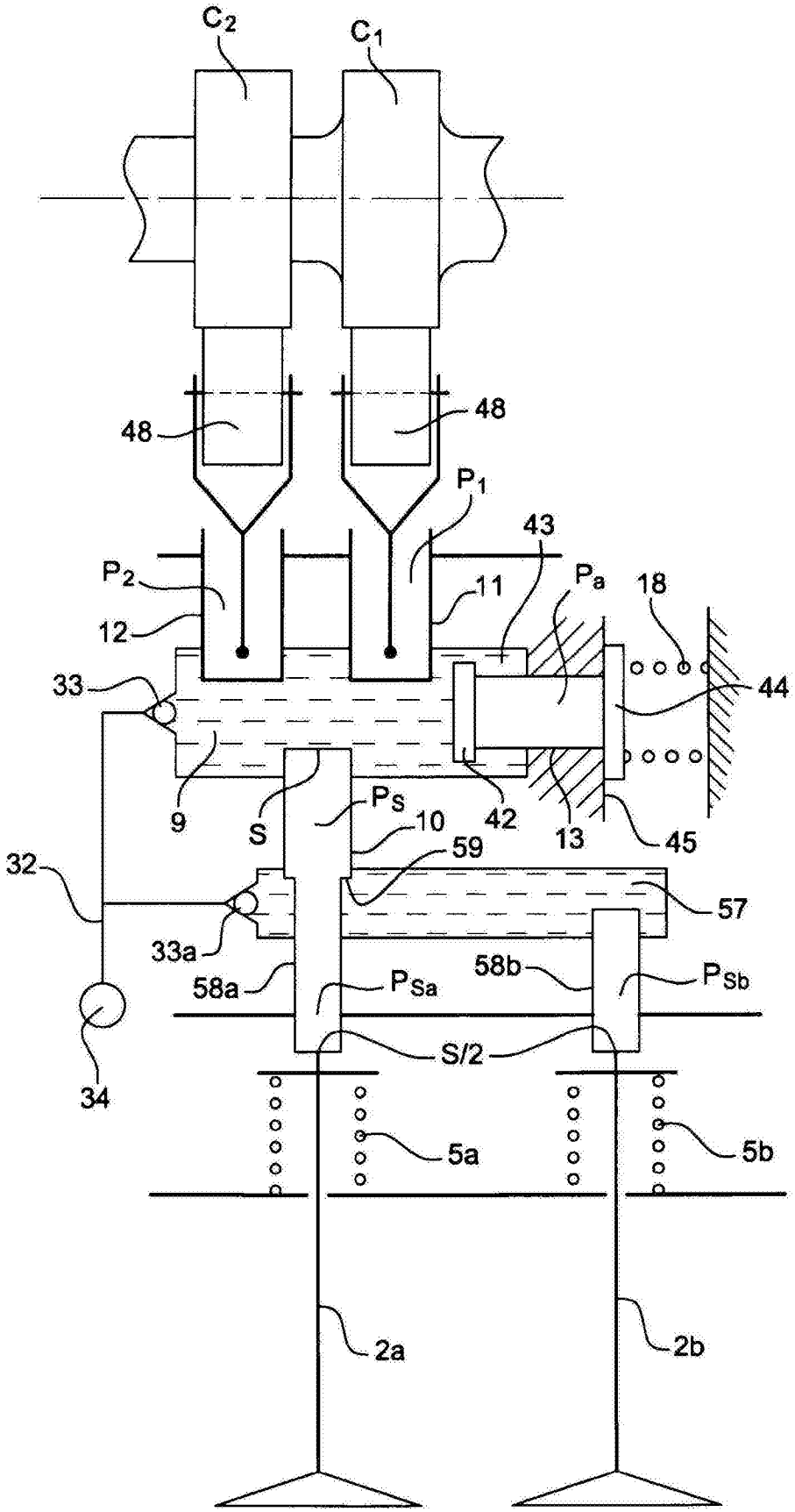

C2
C1
48
48
P1
43
P2
11
Pa
18
12
33
44
9
S
Ps
10
42
13
45
59
32
57
33a
58a
Psa
58b
Psb
S/2
34
5a
5b
2a
2b

图6