



# (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102678213 B

(45)授权公告日 2016.07.27

(21)申请号 201210092028.3

F01L 13/06(2006.01)

(22)申请日 2012.02.10

(56)对比文件

(30)优先权数据

A181/2011 2011.02.10 AT

US 2010/0006063 A1,2010.01.14,

US 2005/0000499 A1,2005.01.06,

EP 2143894 A1,2010.01.13,

JP 特开2001-98912 A,2001.04.10,

US 2005/0087170 A1,2005.04.28,

(73)专利权人 AVL里斯脱有限公司

地址 奥地利格拉茨

审查员 周强

(72)发明人 R·安赞道弗 K·斯米德赖特纳

W·富克斯

(74)专利代理机构 上海专利商标事务所有限公

司 31100

代理人 顾峻峰

(51)Int.Cl.

F01L 1/24(2006.01)

F01L 1/18(2006.01)

F01L 1/26(2006.01)

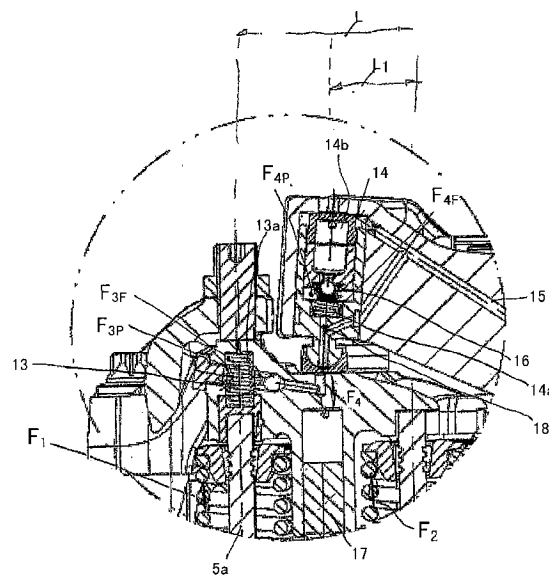
权利要求书2页 说明书4页 附图3页

(54)发明名称

内燃机

(57)摘要

本发明涉及一种内燃机,该内燃机的每个气缸都带有至少两个可由气门操纵装置(2)借助于凸轮轴经由气门桥(4)一同操纵的排气门(5,6),在此,气门操纵装置(2)在凸轮轴与排气门(5,6)之间的操纵行程中具有气门间隙补偿装置(14),该内燃机还具有作用于第一排气门(5)的发动机制动装置(13),在此,第一排气门(5)和第二排气门(6)分别由第一闭合力 $F_1$ 和第二闭合力 $F_2$ 沿闭合位置方向加载,而且,第一开启力 $F_3$ 在发动机运转区域内通过发动机制动装置(13)作用到第一排气门(5)上,并且至少一个第二开启力 $F_4$ 通过气门间隙补偿装置(14)作用到两个排气门(5,6)上。为以简单的、节省空间的方式实现发动机制动及自动的气门间隙补偿而规定,第一闭合力 $F_1$ 小于第二闭合力 $F_2$ ,从而有: $F_1 < F_2$ 。



1. 一种内燃机,所述内燃机的每个气缸都带有至少两个能由气门操纵装置(2)借助于凸轮轴经由气门桥(4)一同操纵的排气门,其中所述气门操纵装置(2)在所述凸轮轴与所述排气门之间的操纵行程中具有气门间隙补偿装置(14),所述内燃机还具有作用到至少两个排气门中的第一排气门(5)上的发动机制动装置(13),其中,至少两个排气门中的第一排气门(5)和第二排气门(6)分别由第一闭合力 $F_1$ 和第二闭合力 $F_2$ 沿闭合位置方向加载,并且其中第一开启力 $F_3$ 在发动机运转区域内通过所述发动机制动装置(13)作用到所述第一排气门(5)上,并且至少一个第二开启力 $F_4$ 通过所述气门间隙补偿装置(14)作用到所述第一排气门和第二排气门上,其特征在于,所述第一闭合力 $F_1$ 小于所述第二闭合力 $F_2$ ,从而有:

$$F_1 < F_2。$$

2. 如权利要求1所述的内燃机,其特征在于,第一闭合力与第二闭合力之和 $F_1+F_2$ 大于第一开启力与第二开启力之和 $F_3+F_4$ ,从而有:

$$F_1+F_2 > F_3+F_4。$$

3. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述第一闭合力 $F_1$ 的关于所述第二闭合力 $F_2$ 的作用点的力矩大于所述第一开启力 $F_3$ 与所述第二开启力 $F_4$ 的力矩之和,从而有:

$$F_1 > F_3 + F_4 \times \frac{L_1}{L},$$

其中, $L_1$ 表示气门摇臂(3)与所述第二排气门(6)在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离, $L$ 表示所述第一排气门和所述第二排气门在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离。

4. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述第二闭合力 $F_2$ 的关于所述第一闭合力 $F_1$ 的作用点的力矩大于所述第二开启力 $F_4$ 的关于所述第一闭合力 $F_1$ 的作用点的力矩,从而有:

$$F_2 > F_4 * (L - L_1) / L,$$

其中, $L_1$ 为所述气门摇臂(3)和所述第二排气门(6)在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离, $L$ 为所述第一排气门和所述第二排气门在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离。

5. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,在发动机制动状态下,所述第一闭合力 $F_1$ 由至少一个第一排气门弹簧(11)的弹簧力 $F_{1F}$ 以及由于第一排气道(9)中的废气堵塞压力造成的废气堵塞力 $F_{1P}$ 构成,从而有:

$$F_1 = F_{1F} - F_{1P}。$$

6. 如权利要求5所述的内燃机,其特征在于,在发动机制动状态下,所述第二闭合力 $F_2$ 由至少一个第二排气门弹簧(12)的弹簧力 $F_{2F}$ 以及由于第二排气道(10)中的废气堵塞压力造成的废气堵塞力 $F_{2P}$ 构成,从而有:

$$F_2 = F_{2F} - F_{2P}。$$

7. 如权利要求2所述的内燃机,其特征在于,所述第一开启力 $F_3$ 由弹簧力 $F_{3F}$ 和液压力 $F_{3P}$ 构成,从而有:

$$F_3 = F_{3F} + F_{3P}。$$

8. 如权利要求2所述的内燃机,其特征在于,所述第二开启力 $F_4$ 由弹簧力 $F_{4F}$ 和液压力 $F_{4P}$ 构成,从而有:

$$F_4 = F_{4F} + F_{4P}。$$

9. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述排气门构造成结构相同。
10. 如权利要求6所述的内燃机,其特征在于,所述第一和第二排气门弹簧(11,12)设计得不同。
11. 如权利要求6所述的内燃机,其特征在于,所述第一和第二排气门弹簧(11,12)构造成结构相同。
12. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述气门间隙补偿装置(14)布置在优选构造成摇臂的气门摇臂(3)中。
13. 如权利要求12所述的内燃机,其特征在于,所述气门间隙补偿装置(14)布置在所述凸轮轴一侧。
14. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述气门间隙补偿装置(14)布置在所述气门桥(4)一侧。
15. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述发动机制动装置(13)布置在所述气门桥(4)中,并处于所述第一排气门(5)的气门杆区域内。
16. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述气门摇臂(3)与所述第二排气门(6)在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离 $L_1$ 小于所述气门摇臂(3)与所述第一排气门(5)在所述气门桥(4)上的力作用点之间的距离 $L-L_1$ ,即:
- $$L_1 < L - L_1。$$
17. 如权利要求1或2所述的内燃机,其特征在于,所述气门桥(4)构造成无导向式。
18. 如权利要求6所述的内燃机,其特征在于,所述第一和第二排气门弹簧(11,12)设计成不同的排气门弹簧通过不同的颜色或者不同的配合形式构造成能彼此区分开。

## 内燃机

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种内燃机,该内燃机的每个气缸都带有至少两个可由气门操纵装置借助于凸轮轴经由气门桥一同操纵的排气门,在此,气门操纵装置在凸轮轴与排气门之间的操纵行程中具有气门间隙补偿装置,该内燃机还具有作用到第一排气门上的发动机制动装置,在此,第一排气门和第二排气门分别由第一闭合力 $F_1$ 和第二闭合力 $F_2$ 沿闭合位置方向加载,而且,第一开启力 $F_3$ 通过发动机制动装置在发动机运转区域内作用到第一排气门上,并有至少一个第二开启力 $F_4$ 通过气门间隙补偿装置作用到两个排气门上。

### 背景技术

[0002] 由EP 2 143 894 A1和EP 2 143 896 A1公知了带有发动机制动装置和气门间隙补偿装置的内燃机。在此,在气门桥中分别布置有液压式气门间隙补偿机构。气门间隙补偿机构在此具有与压力腔相邻的活塞,所述压力腔通过止回阀与具有恒定压力的高压管路流体连接。从高压腔引出有减压管路,该减压管路通过可控式减压阀通入出油孔。此外,在气门桥中还布置有发动机控制装置的液压式气门-附加控制单元,其控制压力腔与可控式减压阀的高压腔流体连接。控制压力腔通过油路在支架中与控制压力管路流体连接,在此,支架通过止动活塞在背离排气门的一侧与气门桥相接触。由于大量布置在气门桥中的液压活塞和高压管路,气门桥需要高昂的加工和制造费用,在此,气门桥在结构上被削弱,并由此必须设计成相应地庞大。

[0003] 在提及的专利文件中所描述的发动机制动装置分别是由发动机堵塞制动器和减压制动器构成,也被特别称为EVB(=排气阀制动)的混合形式。在此,液压式气门-附加控制单元从一侧被装入连接机构上可同时操纵两个排气门的气门桥中。液压式气门-附加控制单元通过各个内燃机上本来就存在的机油循环实现供油。在这种类型的发动机制动装置中,使用液压式气门间隙补偿装置需要采取额外的措施来避免气门间隙补偿装置在发动机制动过程中发生不受控的抽吸,这会导致发动机严重受损。这在EP 2 143 894 A1和EP 2 143 896 A1中以如下方式实现,即,在发动机制动过程中,液压式气门间隙补偿装置的高压腔可通过可控式减压阀进行减压。这种在现有技术下公知的、在气门桥中带有大量油孔和液压活塞的组件具有如下缺陷,即,气门桥在结构上被削弱,并由此必须在尺寸上设计得更大。

### 发明内容

[0004] 本发明的任务在于,以简单的、节省空间的形式实现发动机制动和自动的气门间隙补偿。

[0005] 按照本发明,该任务将以如下方式实现,即第一闭合力 $F_1$ 小于第二闭合力 $F_2$ ,因而有:

[0006]  $F_1 < F_2$

[0007] 当第一、第二闭合力之和 $F_1 + F_2$ 大于第一、第二开启力之和 $F_3 + F_4$ 时特别有利,因而

有：

$$[0008] \quad F_1 + F_2 > F_3 + F_4$$

[0009] 通过满足上述限制条件可以实现：在发动机制动过程中，气门桥的位置不变化，从而避免气门间隙补偿装置的自动调整。

[0010] 此外，当第一闭合力 $F_1$ 的关于第二闭合力 $F_2$ 的作用点的力矩大于第一开启力 $F_3$ 与第二开启力 $F_4$ 的力矩之和时，还可避免气门间隙补偿装置在发动机制动状态下的额外行程，从而有：

$$[0011] \quad F_1 > F_3 + F_4 \times \frac{L_1}{L}$$

[0012] 其中， $L_1$ 为气门摇臂和第二排气门在气门桥上的作用点之间的距离， $L$ 为第一和第二排气门在气门桥上的作用点之间的距离。

[0013] 在此，优选规定第二闭合力 $F_2$ 的关于第一闭合力 $F_1$ 的作用点的力矩大于第二开启力 $F_4$ 的关于第一闭合力 $F_1$ 的作用点的力矩，从而有：

$$[0014] \quad F_2 > F_4 * (L - L_1) / L,$$

[0015] 其中， $L_1$ 为第二排气门与气门摇臂在气门桥上的作用点之间的距离， $L$ 为第一和第二排气门在气门桥上的作用点之间的距离。

[0016] 考虑到废气力，在发动机制动过程中，第一闭合力 $F_1$ 由至少一个第一排气门弹簧的弹簧力 $F_{1F}$ 以及由于排气道中废气堵塞压力导致的废气堵塞力 $F_{1P}$ 构成，从而有：

$$[0017] \quad F_1 = F_{1F} + F_{1P}$$

[0018] 与此相似，在发动机制动过程中，第二闭合力 $F_2$ 由至少一个第二排气门弹簧的弹簧力 $F_{2F}$ 以及由于排气道中废气堵塞压力造成的废气堵塞力 $F_{2P}$ 构成，从而有：

$$[0019] \quad F_2 = F_{2F} + F_{2P}$$

[0020] 闭合力 $F_1$ 、 $F_2$ 为排气门作用到气门桥上的、沿闭合方向定义为正向的力。

[0021] 第一开启力 $F_3$ 通常由弹簧力 $F_{3F}$ 和发动机制动装置的液压力 $F_{3P}$ 构成，从而有：

$$[0022] \quad F_3 = F_{3F} + F_{3P}$$

[0023] 第二开启力 $F_4$ 可由弹簧力 $F_{4F}$ 和气门间隙补偿装置的液压力 $F_{4P}$ 构成，从而有：

$$[0024] \quad F_4 = F_{4F} + F_{4P}$$

[0025] 在本发明的制造工艺上简单的实施变型中规定排气门构造成结构相同。已提及的各条件可主要通过设计不同的排气门弹簧实现，在此，优选的是不同设计的排气门弹簧可通过不同的颜色或者不同的配合形式(Passform)构造成彼此可区分。替代地也可应用不同的排气门，在此，主要通过大小不同的排气孔和排气门顶(Auslassventilteller)来产生不同的、作用在气门桥上的第一及第二闭合力。若第一排气门的排气孔和排气门顶在尺寸上小于第二排气门的排气孔或气门顶，则也可以考虑将两个排气门弹簧实施成结构相同。

[0026] 气门间隙补偿装置以有利的方式布置在优选由摇臂构成的气门摇臂中，并处于气门桥区域或凸轮轴区域内。发动机制动装置可在第一排气门的气门杆区域内集成到气门桥中。

[0027] 为避免构造成无导向式的气门桥发生不期望的倾翻作用，或者为减小作用到气门桥导向销上的弯曲力矩，有利的是，气门摇臂和第二排气门在气门桥上的力作用点之间的距离 $L_1$ 小于气门摇臂和第一排气门在气门桥上的力作用点之间的距离 $L - L_1$ ，从而有：

[0028]  $L_1 < L - L_1$ 。

### 附图说明

[0029] 下文将借助于附图对本发明作进一步阐述。附图示出：

[0030] 图1是根据本发明的内燃机的气缸头的纵截面；

[0031] 图2是图1中气门操纵装置的细节图；以及

[0032] 图3是作用在气门桥上的各个力的示意图。

### 具体实施方式

[0033] 气缸头1具有带有气门摇臂3的气门操纵装置2，所述气门摇臂由未另示出的凸轮轴操纵。气门摇臂3通过气门桥4作用于每个气缸的两个排气门5,6，所述排气门控制排气道9,10的排气孔7,8。第一排气门弹簧11和第二排气门弹簧12沿闭合方向分别作用于第一排气门5和第二排气门6。第一排气门5有效作用于气门桥4的第一闭合力以 $F_1$ 表示，而第二排气门6的第二闭合力以 $F_2$ 表示。在发动机制动过程中，第一闭合力 $F_1$ 由第一排气门弹簧11的弹簧力 $F_{1F}$ 以及由第一排气道9中废气堵塞压力产生的废气堵塞力 $F_{1P}$ 构成。与之类似，在发动机制动过程中，第二闭合力 $F_2$ 由第二排气门弹簧12的弹簧力 $F_{2F}$ 以及由第二排气道10中废气堵塞压力产生的废气堵塞力 $F_{2P}$ 构成。

[0034] 在第一排气门5的气门杆5a区域内，液压式发动机制动装置13布置在气门桥4中。发动机制动装置13在第一排气门5上作用有第一开启力 $F_3$ ，在此，所述开启力 $F_3$ 由发动机制动装置13的弹簧13a的弹簧力 $F_{3F}$ 以及因发动机制动装置13的液压所产生的压力 $F_{3P}$ 构成。

[0035] 在气门摇臂3中布置有气门间隙补偿装置14，所述装置14的高压腔14b通过高压管道15和止回阀16而受液压力冲击。作用在气门桥4上的第二开启力 $F_4$ ，由弹簧14a的弹簧力 $F_{4F}$ 以及气门间隙补偿装置14的压力 $F_{4P}$ 构成。

[0036] 在图3中示意性地绘出了各个作用在气门桥4上的力。

[0037] 排气门5,6优选实施成结构相同。

[0038] 气门弹簧11,12以及/或者排气孔7或8的横截面 $A_1$ 或 $A_2$ 以如下方式彼此调整，即，使气门间隙补偿装置14在发动机制动过程中不能进行抽吸，以避免工作失常和发动机损坏。对闭合力 $F_1, F_2$ 的条件如下：

$$[0039] \quad F_1 < F_2 \quad (1)$$

$$[0040] \quad F_1 + F_2 > F_3 + F_4 \quad (2)$$

$$[0041] \quad F_1 > F_3 + F_4 \times \frac{L_1}{L} \quad (4)$$

$$[0042] \quad F_2 > F_4 * (L - L_1) / L \quad (5)$$

[0043] 以及

$$[0044] \quad F_1 = F_{1F} - F_{1P} \quad (6)$$

$$[0045] \quad F_2 = F_{2F} - F_{2P} \quad (7)$$

$$[0046] \quad F_3 = F_{3F} + F_{3P} \quad (8)$$

$$[0047] \quad F_4 = F_{4F} + F_{4P} \quad (9)$$

[0048] 其中， $L$ 表示第一排气门5与第二排气门6在气门桥4上的力作用点之间的距离； $L_1$

表示气门摇臂3在气门桥4上的力作用点与第二排气门6在气门桥4上的力作用点之间的距离。

[0049] 废气堵塞力 $F_{1P}$ 或 $F_{2P}$ 由如下两式得出：

[0050]  $F_{1P} = p_a * A_1$  或者 (10)

[0051]  $F_{2P} = p_a * A_2$  (11)

[0052] 其中,  $p_a$ 为排气道9,10中的废气背压,  $A_1$ 或 $A_2$ 为排气孔7或8的排气孔横截面。

[0053] 气门桥4的导向销以参考标记17表示。为避免在无导向式气门桥4中气门桥4发生倾翻,或者避免在导向式气门桥4中作用到导向销17上的弯曲力矩,气门摇臂3在气门桥4上的力作用点18将由中心位置沿第二排气门6的方向移动,从而可得：

[0054]  $L_1 < (L - L_1)$  (12)

[0055] 条件(12)也适用于无导向式气门桥。

[0056] 通过满足前面提到的各个条件,可实现:气门桥4的位置在发动机制动过程中不会发生改变,因而可靠地防止气门间隙补偿装置14的自动调节。

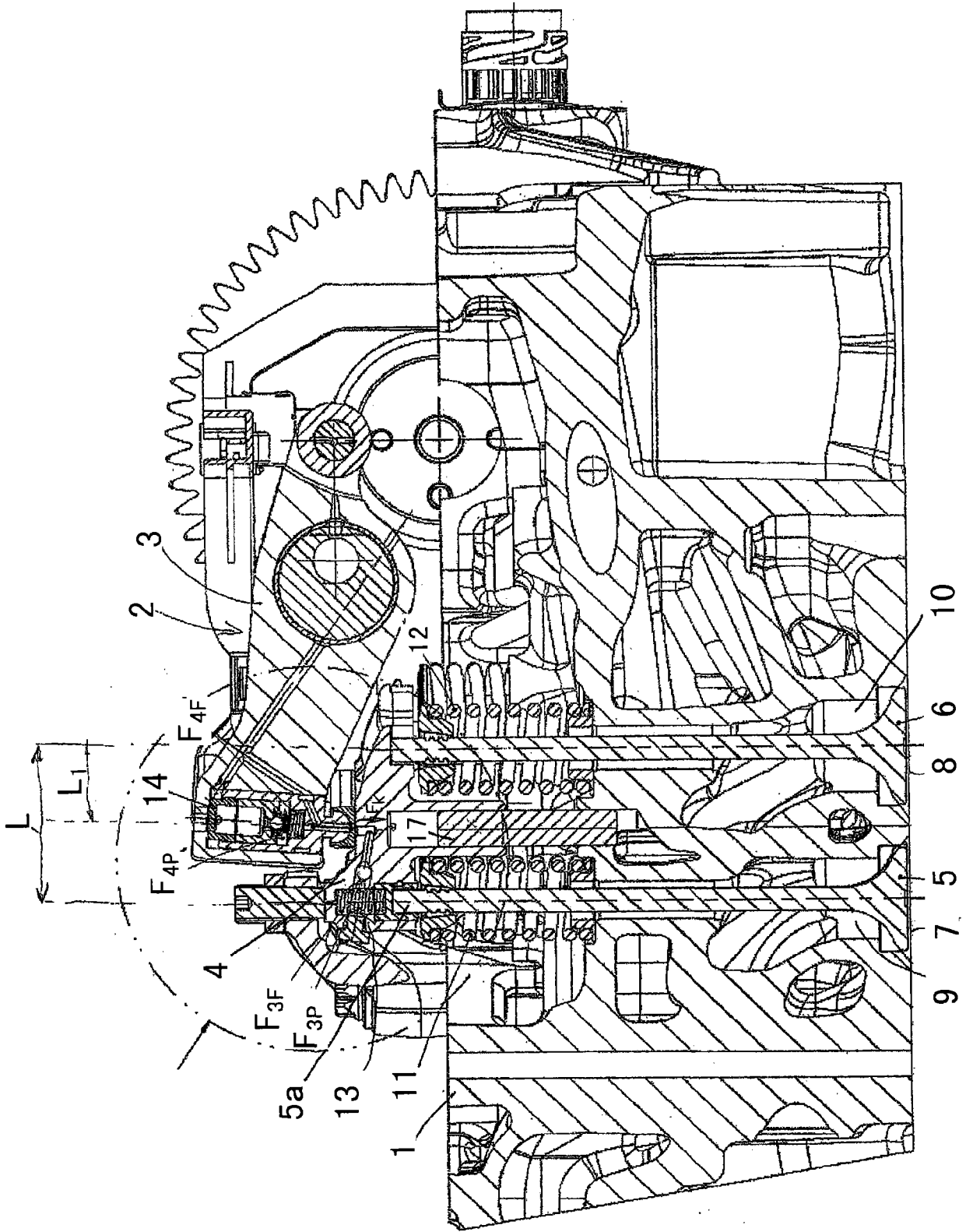


图1



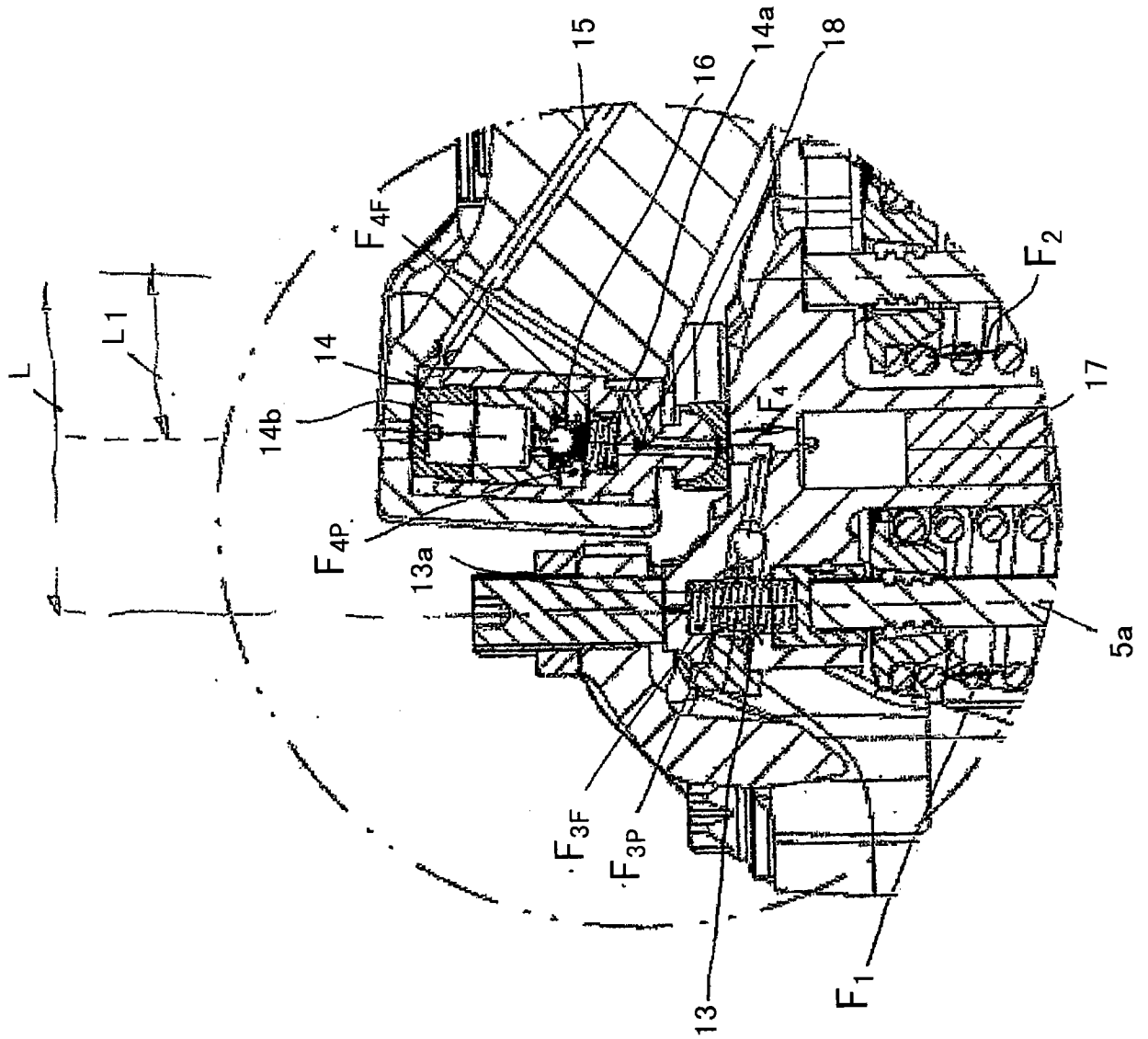


图2

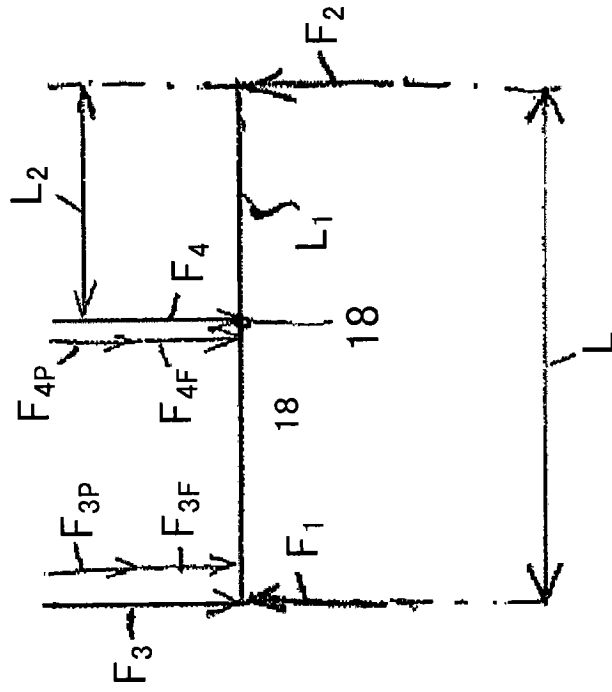


图3