



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 97113093.0

[43]公开日 1998年4月8日

[11] 公开号 CN 1178286A

[22]申请日 97.5.14

[30]优先权

[32]96.5.14 [33]JP[31]118884/96

[32]96.6.5 [33]JP[31]142778/96

[71]申请人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

[72]发明人 三瓶和久 饭田达雄

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

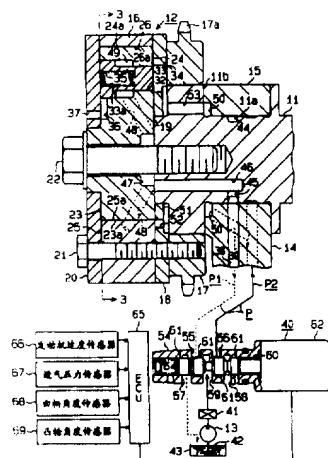
代理人 黄力行

权利要求书 3 页 说明书 15 页 附图页数 10 页

[54]发明名称 用于内燃机发动机的可变的阀定时装置

[57]摘要

一种内燃机可变阀定时装置。一个凸轮轴可操作地与曲柄轴相连并相对于曲柄轴两个极端相反的角度之间提前或延迟，以可变定时打开或关闭所述阀。一个第一和一个第二转动体分别可操作地与曲柄轴和凸轮轴相连。一个叶片与转动体之一形成整体。转动体之一有凹槽容纳叶片。一个偏置装置将突出件偏置。第一腔由叶片限定在凹槽中以容纳流体，该流体产生压力执行第一和第二转动体的相对转动。该突出件调整凸轮轴的提前量或延迟量。



权 利 要 求 书

1. 一种用于内燃机的可变的阀定时装置, 该发动机包括一个进气阀和一个排气阀, 一个凸轮轴和一个曲柄轴, 其中所述凸轮轴可操作地与曲柄轴相连, 并且其中所述凸轮轴在相对于曲柄轴的两个极端相反的角度之间选择地提前和延迟, 从而基于所述发动机的运转状态, 由可变的定时选择地打开和关闭所述的阀, 所述装置包括:
- 一个第一转动体, 其可操作地与曲柄轴相连;
 - 一个第二转动体, 其可操作地与凸轮轴相连;
 - 10 一个叶片与转动体中的一个形成整体;
 - 转动体中的一个设有凹槽用来容纳叶片, 所述凹槽具有一个边与叶片相对;
 - 一个件上具有叶片突出靠在其第二边;
 - 将突出件偏置在第二边的装置; 以及
 - 15 第一腔由叶片限定在凹槽中, 在第一腔中容纳流体, 所述流体产生压力来执行所述第一转动体和所述第二转动体的相对转动, 其中所述突出件在边上滑动, 来调整凸轮轴相对于曲柄轴的提前量或延迟量。
2. 如权利要求 1 的装置, 进一步包括一个第二腔限定在凹槽中相对于叶片靠近第一腔, 其中所述第二腔容纳流体, 并且基于第一腔与第二腔的不同的压力, 所述凸轮轴相对于曲柄轴提前和延迟。
- 20 3. 如权利要求 2 的装置, 其特征在于所述第一腔的压力使凸轮轴相对于曲柄轴提前, 并且所述第二腔的压力使凸轮轴相对于曲柄轴延迟。
4. 如权利要求 3 的装置, 进一步包括:
- 用于选择地向第一腔和第二腔供给流体的装置; 以及
 - 25 用于起动所述供给装置来调整供给所述腔的流体量的装置。
5. 如权利要求 4 的装置, 进一步包括:
- 所述供给装置包括选择地从第一腔和第二腔排出流体的装置; 以及
 - 所述起动装置包括用于转换在所述腔中供给和排出流体的装置, 其中一个腔的流体的供给和排出与另一个腔执行的相反。
- 30 6. 如权利要求 5 的装置, 其特征在于:

所述起动装置控制供给装置，保持两个腔中的流体的排出和供给，从而保持当前的阀定时。

7. 如权利要求 2 的装置，其特征在于：

所述突出件密封第一腔和第二腔，防止流体从腔中漏出。

5 8. 如权利要求 7 的装置，其特征在于：

所述突出件靠近第一腔而远离第二腔。

9. 如权利要求 6 的装置，其特征在于：

所述起动装置包括一个输出工作信号的电控单元以及其中所述供给装置包括一个连接到第一腔和第二腔，并且根据工作信号起动的电磁阀。

10 10. 如权利要求 9 的装置，其特征在于：

其中所述电控单元输出一个具体的工作信号，实现与不实现相等，其中所述电磁阀根据该具体的工作信号允许等量的流体通到腔中。

11. 一种用于内燃机的可变的阀定时装置，该发动机包括一个进气阀和一个排气阀，一个凸轮轴和一个曲柄轴，其中所述凸轮轴可操作地与曲柄轴相
15 连，并且其中所述凸轮轴在相对于曲柄轴的两个极端相反的角度之间选择地提前和延迟，从而基于所述发动机的运转状态，由可变的阀定时选择地打开和关闭所述的阀，所述装置包括：

一个第一转动体，其可操作地与曲柄轴相连；

一个第二转动体，其可操作地与凸轮轴相连；

20 一个叶片与转动体中的一个形成整体；

转动体中的一个设有凹槽用来容纳叶片，所述凹槽具有一个边与叶片相对；

一个件上具有叶片突出靠在其第二边；

将突出件偏置在第二边的装置；

25 第一腔由叶片限定在凹槽中，在第一腔中容纳流体；

一个第二腔限定在凹槽中相对于叶片靠近第一腔，其中所述第二腔容纳流体，并且基于第一腔与第二腔的不同的压力，所述凸轮轴相对于曲柄轴提前和延迟；以及

所述突出件密封所述第一腔和第二腔，防止流体从腔中漏出。

30 12. 如权利要求 11 的装置，其特征在于：

所述突出件靠近第一腔而远离第二腔。

13. 如权利要求 12 的装置，进一步包括：

用于选择地向第一腔和第二腔供给流体的装置；以及
用于起动所述供给装置来调整供给所述腔的流体量的装置。

5 14. 如权利要求 15 的装置，进一步包括：

所述供给装置包括选择地从第一腔和第二腔排出流体的装置；以及
所述起动装置包括用于转换在所述腔中供给和排出流体的装置，其中一个腔的流体的供给和排出与另一个腔执行的相反。

15. 如权利要求 14 的装置，其特征在于：

10 所述起动装置控制供给装置，保持两个腔中的流体的排出和供给，从而保持当前的阀定时。

16. 如权利要求 15 的装置，其特征在于：

所述起动装置包括一个输出工作信号的电控单元以及其中所述供给装置包括一个连接到第一腔和第二腔，并且根据工作信号起动的电磁阀。

15 17. 如权利要求 16 的装置，其特征在于：

所述电控单元输出一个具体的工作信号，实现与不实现相等，其中所述电磁阀根据该具体的工作信号允许等量的流体通到腔中。

用于内燃机发动机的可变的阀定时装置

5 本发明涉及一种可变的阀定时装置,其用来改变供给发动机汽缸的进气阀或者排气阀中的一个阀定时。本发明特别涉及一种由流体压力驱动的可变的阀定时装置。

10 为了加强发动机的功率,进气阀或者排气阀中的一个阀的打开和关闭的定时是按照发动机的运转状态来改变的。日本未审的公开号为 No. 1-92504 的专利中描述了一种用来改变阀定时的典型的装置。

如图 15 所示,可变的阀定时装置包括一个与一凸轮轴 501 相连接的转子 502, 和一个相对于凸轮轴 501 转动的定时轮 503。一个发动机曲柄轴(未示)的转动力量传送到轮 503。若干个叶片 504 从转子 502 的周面部分沿径向延伸。若干个突起 520 从轮 503 的内部向内突起。一个凹槽 506 限定在每对相邻的突起 520 之间。叶片 504 容纳在凹槽 506 中。

15 在各凹槽 506 中,一个第一压力腔 505 限定在叶片 504 的一侧,而一个第二压力腔 507 限定在叶片 504 的另一侧。压力腔 505, 507 由压力通道 508, 509 连接到转换阀(未示)。从油泵或类似物排出的油由转换阀有选择的供给到压力通道 508, 509。在各压力腔 505, 507 中的液体压力作用在相关的叶片 504 上,使转子 502 相对于轮 503 旋转。这改变了凸轮轴 501 相对于曲柄轴的转动相位,并且因此改变了阀的定时。

20 凸轮轴 501 的凸轮(未示)使进气阀或者排气阀中的一个阀打开或者关闭。每个阀上提供有一个阀弹簧(未示)。当相关的阀受到作用时,阀弹簧产生一个反作用力。凸轮接受阀弹簧的反作用力。反作用力的大小相对于凸轮轴 501 的转动相位而改变。因此,凸轮轴 501 的力矩的波动与反作用力的大小的变化同步。力矩的波动可以使转子 502 摆动,从而导致阀定时的改变。

为了防止阀定时的改变,两个插入孔 510, 511 在轮 503 中沿径向延伸。锁销 512, 513 和弹簧 514, 515 分别保持在孔 510, 511 中。弹簧 514, 515 迫使相应的锁销 512, 513 向着凸轮轴 501 的轴线方向。连接孔 516, 517 30 设在转子 502 的周部。一部分锁销 512 进入到连接孔 516, 而一部分锁销 513

进入到连接孔 517。连接孔 516，517 通过油孔 518，519 与压力通道 508，509 相通。传送到压力腔 506，507 的一部分油供给到连接孔 16，517。供给到连接孔 516，517 的油的液体压力使相应的销 512，513 从连接孔离开。这使得销 512，513 从相应的孔 516，517 离开。

5 当延迟阀定时时，转换阀将油送入压力腔 505。在此状态下，油从油孔 518 供给到连接孔 516。这使得锁销 512 从连接孔 516 中离开。结果是，转子 502 以与轮 503 转动方向相反的方向（即延迟方向）转动。然后，弹簧 515 的力将锁销 513 插入到连接孔 517 中。这限制了转子 502 相对于轮 503 的转动，并且保持阀的定时的延迟状态。

10 欲将阀的定时提前，则转换阀将油送入另一个压力腔 507。在此状态下，油从油孔 519 供给到连接孔 517。这使得锁销 513 从连接孔 517 中离开。结果是，转子 502 以轮 503 转动的方向（箭头所指的方向）转动。这是提前的方向。当连接孔 516 与锁销 512 对正时，弹簧 514 的力将锁销 512 插入到连接孔 516 中。这限制了转子 502 相对于轮 503 的转动，并且保持阀定时的提前状态。

15 锁销 512，513 与相应的连接孔 516，517 的啮合防止了可能由力矩波动引起的转子 502 的不需要的位移。此结构允许两个预定的定时保持在固定的状态。这样的装置在日本专利申请 No. 8-118884 中也作了描述，其受让人与本申请相同。

然而在上述结构中，锁销 512，513 的数目和连接孔 516，517 的数目
20 必须与所需的阀的定时的数目相同。而且，锁销 512，513 和连接孔 516，517 必须布置在转子 502 与轮 503 的有限的空间里。另外，需要一个通道如油孔 518，519 用于连接孔 516，517，用来传送液体压力，使相应的锁销出去。相应地本装置的结构变得复杂。

而且，为了符合发动机不同的运转状态，有必要进一步增加不同的阀的定
25 时数目。这种增加使发动机在满意的状态下运转。然而，这使得本装置的结构变得更加复杂。

为了使凸轮轴 501 转动，加到转子 502 上的力矩必须足够大从而抵消加在凸轮轴 501 上的阀弹簧的反作用力，在支承凸轮轴 501 的部分的滑动阻力及其它因素。这些力作用在转子 502 的延迟方向，并且使阀定时延迟。因此，用于
30 在延迟方向转动转子 502 使阀定时延迟的液体压力小。另一方面，由于作用在

延迟方向上的力，用于在提前方向转动转子 502 使阀定时提前的液体压力大。

当使阀定时提前时，第二压力腔 507 中的高压油通过转子 502 的周面与轮 503 的突起 520 的内表面之间的形成的小间隙漏出。油还从各叶片 504 和凹槽 505 的壁之间形成的小间隙漏入第一压力腔 505。这可能引起第二压力腔 507 中的压力降低。结果是，使转子相对于轮 503 以预定的速度转动很困难。这降低了本装置的可靠性。

因此，本发明的一个目的是提供一种具有简单结构的可变的阀定时机构。

本发明的另一个目的是提供一种可靠性高的可变的阀定时装置。

为了实现上述目的，本发明提供一种用于内燃机的可变的阀定时装置。发动机包括一个进气阀和一个排气阀，一个凸轮轴，和一个曲柄轴。凸轮轴可操作地与曲柄轴相连。凸轮轴在相对于曲柄轴的两个极端相反的角度之间选择地提前和延迟，从而基于发动机的运转状态，由可变的定时选择地打开和关闭阀。此装置包括一个第一转动体，其可操作地与曲柄轴相连。一个第二转动体，其可操作地与凸轮轴相连。一个叶片与转动体中的一个形成整体。转动体中的一个设有凹槽用来容纳叶片。凹槽具有一个边与叶片相对。一个件上具有叶片突出靠在其第二边。一个偏置装置将突出件偏置在第二边。第一腔由叶片限定在凹槽中，在第一腔中容纳流体。流体产生压力来执行第一转动体和第二转动体的相对转动。突出件在边上滑动，来调整凸轮轴相对于曲柄轴的提前量或延迟量。

本发明的另一方面，提供一种在内燃机中用来可变地控制阀定时的装置。发动机包括一个进气阀和一个排气阀，一个凸轮轴，和一个曲柄轴。凸轮轴可操作地与曲柄轴相连。凸轮轴在相对于曲柄轴的两个极端相反的角度之间选择地提前和延迟，从而基于发动机的运转状态，由可变的阀定时选择地打开和关闭阀。此装置包括一个第一转动体，其可操作地与曲柄轴相连。一个第二转动体，其可操作地与凸轮轴相连。一个叶片与转动体中的一个形成整体。转动体中的一个设有凹槽用来容纳叶片。凹槽具有一个边与叶片相对。一个件上具有叶片突出靠在其第二边。一个偏置装置将突出件偏置在第二边。第一腔由叶片限定在凹槽中，在第一腔中容纳流体。一个第二腔限定在凹槽中相对于叶片靠近第一腔。该第二腔容纳流体。基于第一腔与第二腔的不同的压力，凸轮轴相对于曲柄轴提前和延迟。突出件密封第一腔和第二腔，来防止流体从腔中漏

出。

对本发明新颖的特征进行说明，特别是在附上的权利要求中进行说明。本发明及其目的和优越性通过下面对其较佳实施例及附图的描述将理解的更好。

5 图 1 是本发明的可变的阀定时装置的第一实施例的横剖图；

图 1 (a) 是表示部分曲柄轴的横剖图；

图 2 是表示凸轮轴的横剖图；

图 3 是图 1 沿线 3 - 3 的链轮的横剖图；

图 4 是图 1 的油控制阀的示意图；

10 图 5 是图 3 的局部放大的视图；

图 6 是图 5 沿线 6 - 6 的放大的横剖图；

图 7 是表示相位改变量和液体压力之间的关系的坐标图；

图 8 是表示叶轮转动速度和液体压力之间的关系的坐标图；

图 9 是本发明的可变的阀定时装置的第二实施例的横剖图；

15 图 10 是表示一个比较例子的局部放大的横剖图；

图 11 是表示另一个实施例的局部放大的横剖图；

图 12 是表示另一个实施例的局部放大的横剖图；

图 13 是表示另一个实施例的局部放大的横剖图；

图 14 是表示另一个实施例的平面图；

20 图 15 是表示已有技术的阀的可变定时装置的横剖图。

本发明的可变的阀定时装置的第一实施例将在下面参照附图进行描述。

在此实施例中，可变的阀定时装置用在一个用于汽油发动机的进气阀的凸轮轴上。

图 1 是设在用于进气阀 102 的凸轮轴 11 的末端侧（如图示左侧）的阀系 25 12 的横剖图。图中还示出了一个油泵 13，其向阀系 12 供油，和一个油控制阀（OCV）40，其调整与阀系 12 相连的液体压力。

凸轮轴 11 具有一个轴颈 11a，其可旋转的支承在汽缸盖 14 与轴承盖 15 之间。一个大直径部分 11b 限定在凸轮轴 11 的末端。一个链轮 17 连接在大直径部分 11b 的周部。链轮 17 相对于大直径部分 11b 转动。外齿 17a 从大直径 30 部分 11b 的周面突出。如图 1 (a) 所示，一个定时链 Ch 与外齿 17a 啮合来

传送曲柄轴 Cr 给链轮 17 的转动动力。

如图 2 所示，若干个凸轮 100 设置在用于进气阀 102 的凸轮轴 11 的底部侧。以同样的方式，若干个凸轮 101 设置在用于排气阀 103 的凸轮轴 10 的底部侧。各凸轮 100，101 与相应的阀 102，103 的上端接触。各阀 102，103 分别设置有一个阀弹簧 104，105。阀弹簧 104，105 迫使阀 102，103 在一个方向上关闭吸气孔 106，107。凸轮轴 11，10 的转动使得凸轮 100，101 选择地打开和关闭相应的阀 102，103。

一个螺栓 21 将一侧板 18，一个罩 16 和一个盖 20 固定在链轮 17 的末端侧。它使侧板 18，罩 16 和盖 20 整体地与链轮一起转动。一个叶轮 19 由螺栓 22 连接在凸轮轴 11 的末端。叶轮 19 固定在凸轮轴 11 上从而与凸轮轴 11 一起整体地旋转。

图 3 是图 1 沿 3 - 3 线的横剖图，而图 1 是图 3 沿 1 - 1 线的横剖图。如图所示，叶轮 19 包括位于叶轮 19 的中心的圆柱形的轮毂 23，四个互相间隔 90 度的叶片 24，和第二凹槽 79，其限定在相邻的叶片 24 之间。

罩 16 包括四个等间距的突起 25，其向着罩 16 的中心径向突起。第一凹槽 26 限定在相邻的突起 25 之间，各容纳叶片 24 中的一个。每个叶片 24 的圆柱形外表面 24a 与相关的凹槽 26 的圆柱形内表面相接触。每个突起 25 的圆柱形圆柱形内表面 25a 与轮毂 23 的圆柱形外表面相接触。

图 5 是一个叶片 24 的放大的视图，而图 6 是图 5 沿 6 - 6 线的横剖图。如图所示，每个叶片 24 的外表面 24a 设有一个槽 27。每个槽 27 中设有一个密封板 28。每个密封板 28 与相关的第一凹槽 26 的内表面 26a 相接触。一个板簧 29 设在密封板 28 与各槽 27 的壁之间。各板簧 29 迫使密封板 28 向着相关的第一凹槽 26 的内表面 26a。

盖 20 盖着罩 16 和叶轮 19 的末端侧。各叶片 24 容纳在盖 20，相关的第一凹槽 26，轮毂 23，和侧板 18 之间限定的空间中。各空间由叶片 24 分割成第一压力腔 30 和第二压力腔 31。第一腔 30 限定在相对于链轮 17 的转动方向的叶片 24 的后侧。换句话说，第一腔 30 位于叶片 24 的延迟方向。油供给到第一腔 30 使阀的定时提前。第二腔 31 限定在相对于链轮 17 的转动方向的叶片 24 的前侧。换句话说，第二腔 31 位于叶片 24 的提前方向。油供给到第二腔 31 使阀的定时延迟。

如图 5 所示, 在每个叶片 24 中的槽 27 离第一腔 30 远而离第二腔 31 近。因此第一腔 30 和密封板 28 之间各叶片 24 的外表面 24a 上与相关的第一凹槽 26 的内表面 26a 相接触 (接触部分 C1) 的长度比第二腔 31 与密封板 28 之间接触凹槽 26 的内表面 26a 的长度 (接触部分 c2) 要长。

5 如图 1 和 3 所示, 一个通孔 32 通过叶片 24 中的一个相对于凸轮轴 11 轴向延伸。一个锁销 33 可移动地保持在通孔 32 中。锁销 33 具有一个容纳孔 33a。一个连接孔 34 设在侧板 18 中, 其位置与锁销 33 相对应。一个弹簧 35 设在容纳孔 33a 中, 迫使锁销 33 进入到连接孔 34 中。锁销 33 与连接孔 34 的啮合使
10 叶轮 19 固定在一个位置, 第一腔侧的各叶片 24 的表面稍稍离开相关的突起 25, 如图 3 所示。这限制了叶轮 19 与侧板 18 之间的相对转动, 并且使链轮 17 与凸轮轴 11 一起整体地转动。

一个油槽 36 设在叶轮 19 的末端表面。油槽 36 连接一个长孔 37 到通孔 32。油槽 36 和长孔 37 的作用是向外排出通孔 32 中的锁销 33 末端侧的空气或油。

15 油通过一个液压通道 P 向各第一腔和第二腔 30, 31 供给及从该两腔排出。

提前油通道 38 和延迟油通道 39 通过汽缸盖 14 延伸。油通道 38, 39 连接到 OCV40 的第一孔 55 和第二孔 56。OCV40 通过一个油过滤器 41, 泵 13 和一个油滤网 42 连接到油盘 43。

20 一个油槽 44 沿着轴颈 11a 的周面延伸, 而一个油孔 45 延伸进入到凸轮轴 11 中。一个油通道 46 延伸通过凸轮轴 11。提前油通道 38 通过油槽 44 和油孔 45 连接到油通道 46。油通道 46 引导到一个环形空间 47, 其限定在螺栓 21, 侧板 18, 和轮毂 23 的底部内表面之间。如图 3 所示, 四个油孔 48 径向延伸通过轮毂 23, 叶片 24, 和部分相关的突起 25。油孔 48 将环形空间 47
25 连接到各第一压力腔 30, 将油从环形空间 47 供给到压力腔 30。一个液压腔 49 限定在锁销 33 的外表面与通孔 32 的内表面之间延伸的环形空间。液压腔 49 由一个油孔 48 连接到环形空间 47。

延迟油通道 39 连接到一个沿着汽缸盖 14 的顶部和轴承盖 15 延伸的油槽 50。一个油孔 53 延伸通过大直径部分 11b。一个环形油空间 51 限定在侧板
30 18 的底部平面与大直径部分 11b 的末端表面之间。油槽 53 将油槽 50 连接到油

空间 51。四个油孔 52 延伸通过侧板 18 并且引入到各凹槽 26 靠近相关的突起 25，如图 3 所示。各油孔 52 将油空间 51 连接到各第二压力腔 31，将油空间 51 中的油供给到各腔 31。油空间 51 连接到连接孔 34。这样，油空间 51 中的油也供给到连接孔 34。

5 将油供给到各第一压力腔 30 的第一油通道 P1 是这样构成的，有提前油通道 38，油槽 44，油孔 45，油通道 46，环形空间 47，和油孔 48。将油供给到各第二压力腔 31 的第二油通道 P2 是这样构成的，有延迟油通道 39，油槽 50，油孔 53，油空间 51，和油孔 52。第一油通道 P1 和第二油通道 P2 构成液体压力通道 P。

10 如图 1 所示，OCV40 包括一个壳体 54。壳体 54 具有第一孔 55，第二孔 56，第三孔 57，第四孔 58，和第五孔 59。第一孔 55 与提前油通道 38 相通。第二孔 56 与延迟油通道 39 相通。第三孔 57 和第四孔 58 与油盘 43 相通，而第五孔 59 经过油过滤器 41 与泵 13 的排出侧相通。

一个滑阀 60 在壳体 54 中往复移动。滑阀 60 包括四个圆柱形阀体 61。
15 一个电磁线圈 62 使滑阀 60 在图 1 所示的延迟位置与图 4 所示的提前位置之间移动。壳体 54 中设有一个弹簧 64，迫使滑阀 64 向着延迟位置。

一个电子控制装置（ECU）65 通过工作信号控制电磁线圈 62。通过以百分之百的实现信号激励电磁线圈 62，滑阀 60 保持在提前位置。如图 4 所示，这由第一孔 55 和第五孔 59 将提前油通道 38 连接到泵 13 的排出侧。延迟油通道 39 由第二孔 56 和第四孔 58 连接到油盘 43。然后通过第一油通道 P1 将油供给到第一腔 30，而第二腔 31 中的油通过第二油通道 P2 返回到油盘 43。
20

ECU65 使电磁线圈 62 再激励，将滑阀 60 保持在延迟位置。如图 1 所示，这由第二孔 56 和第五孔 59 将延迟油通道 39 连接到泵 13 的排出侧。提前油通道 38 由第一孔 55 和第三孔 57 连接到油盘 43。然后通过第二油通道 P2 将油供给到第二腔 31，而第一腔 30 中的油通过第一油通道 P1 返回到油盘 43。
25

ECU65 还以 50%的实现信号激励电磁线圈 62，使滑阀 60 保持在平衡位置。这使得滑阀 60 的阀体 61 关闭第一孔 55 和第二孔 56。结果是，油既不向第一腔 30 和第二腔 31 供油也不从第一腔 30 和第二腔 31 排出。在目前状态下，第一腔 30 和第二腔 31 的液体压力平衡。

30 ECU65 上连接有一个用来检测发动机速度的速度传感器 66 和一个用来检

测进气压力的压力传感器 67。ECU65 上连接有一个用来检测曲柄轴 Cr 的转动相位的曲柄角度传感器 68 和一个用来检测凸轮轴 11 的转动相位的凸轮角度传感器 69。检测信号从传感器 66 ~ 69 送到 ECU65。以这些信号为基础，ECU65 将凸轮轴 11 的实际转动相位与目标转动相位进行比较。目标转动相位是发动机在目前状态下的最佳相位。ECU65 将实际转动相位与目标转动相位之间的偏差进行计算。ECU65 对 OCV40 进行控制，使得偏差值小于预定值。

当发动机起动时，油盘 43 中的油吸入到泵 13 中，并且压入到第一油通道 P1。这增加了液压腔 49 中的液体压力。液体压力将锁销 33 从连接孔 34 中推出。这允许叶轮 19 与链轮 17 之间的相对转动。凸轮轴 11 的转动由预定的定时打开和关闭进气阀 102。

为了提前进气阀 102 的阀定时，ECU65 以 100 % 的实现信号控制电磁线圈 62。这使第一腔 30 的液体压力提高，使第二腔 31 的液体压力降低。因此一个倾向于提前方向的旋转力作用在各叶片 24 上。该旋转力使叶轮 19 相对于链轮 17 在提前方向上转动。这使凸轮轴 11 的转动相位相对于链轮 17 提前。其结果是，进气阀 102 的阀定时提前。当叶轮 19 在提前方向相对于链轮 17 转动，各叶片 24 贴靠在相关的突起 25 上时，阀定时最提前。

为了延迟进气阀 102 的阀定时，ECU65 停止激励电磁线圈 62。这使第二腔 31 的液体压力高于第一腔 30 的液体压力。因此一个倾向于延迟方向的旋转力作用在各叶片 24 上。该旋转力使叶轮 19 相对于链轮 17 在延迟方向上转动。这使凸轮轴 11 的转动相位相对于链轮 17 延迟。其结果是，进气阀 102 的阀定时延迟。当叶轮 19 在延迟方向相对于链轮 17 转动，各叶片 24 贴靠在相关的突起 25 上时，阀定时最延迟。

为了保持进气阀 102 目前的阀定时，ECU65 以 50 % 的实现信号控制电磁线圈 62。这使油停止流入和流出第一腔 30，第二腔 31。因此叶轮 19 相对于链轮 17 的转动停止。这样保持目前状态下进气阀 102 的阀定时。

如上所述，ECU65 控制电磁线圈 62，使得进气阀 102 的阀定时可以以连续的方式在最延迟和最提前之间进行改变。而且，变化的阀定时可以以稳定的状态保持下来。

当发动机停止时，连接孔 34 和液压腔 49 中的液体压力降低。压力的降低使锁销 33 穿过通孔 32，使锁销 33 与连接孔 34 相连。因此叶轮 19 相对于侧

板 18 的转动被限制,直到发动机重新起动并且液压腔 49 中的压力提高到一预定值。这样,叶轮 19 在转动方向上的振动受到抑制,即使发动机长时间停止以后,或者甚至当油从第一腔 30 和第二腔 31 泄漏时。这防止了叶片 24 撞击相关的突起 25 的振动产生的噪音。

5 如果凸轮轴 11 没有任何阀定时移位地与链轮 17 一起转动,即阀定时在保持状态,力以延迟方向作用在凸轮轴 11 上。这种力包括阀弹簧 104 的反作用力和滑动阻力,该滑动阻力产生在如轴颈 11a 与气缸盖 14 之间或者轴承盖 15 与凸轮轴 11 之间等部分上。因此有必要通过在提前方向上转动叶轮 19,用第一腔 30 中的液体压力抵抗作用在延迟方向上的力,使阀定时提前。因此用于
10 使阀定时提前的第一腔 30 的压力必须高于用于使阀定时延迟的第二腔 31 的压力。腔 30 和 31 之间的压力差必须足以补偿在延迟方向上作用在叶轮 19 上的力。

 由于第一压力腔 30 中的压力较高,油从叶片 24 的外表面 24a 和相关的
15 第一凹槽 26 的内表面 26a 之间的缝隙进入第二腔 31。但是,在此较佳实施例中,各密封板 28 位于离第二腔 31 较近离第一腔 30 较远。这种结构抑制油从第一腔 30 到第二腔 31 的泄漏。

 当油从第一腔 30 泄漏到第二腔 31 时,油首先通过在各叶片 24 的外表面
24a 和相关的的第一凹槽 26 的内表面 26a 之间形成的微小的间隙向着密封板
28。

20 到达密封板 28 以后,油通过密封板 28 与相关的的第一凹槽 26 的内表面 26a 之间形成的微小的间隙,其来源于尺寸安装余量。油进一步通过板 28 的另一侧各叶片 24 的外表面 24a 和相关的的第一凹槽 26 的内表面 26a 之间形成的微小的间隙。最后,油进入相关的第二腔 31。

 漏过密封板 28 及相关的的第一凹槽 26 的内表面 26a 的油量基本上与从第
25 一压力腔 30 到密封板 28 处连通的液体的压力成正比。因此为了降低漏进第二压力腔 31 的油量,有必要降低与板 28 处连通的液体压力。

 如图 5 所示,接触部分 C1 比接触部分 C2 长。

 当油从各第一腔 30 向相关的密封板 28 移动时,此结构导致在各叶片 24
30 的外表面 24a 和相关的的第一凹槽 26 的内表面 26a 之间的接触部分 C1 产生摩擦损耗。摩擦损耗足够地使液体压力降低。当使阀定时提前时,这降低了漏过密

封板 28 和第一凹槽 26 的内表面 26a 从第一腔 30 漏过第二腔 31 的油量。因此，此结构比接触部分 C1 和 C2 长度相等的结构或者接触部分 C2 比接触部分 C1 长的结构漏油量少。

因此，由于不必降低第一腔 30 中的液压，所以叶轮 19 可以以预定的力矩沿提前方向转动。这改善了阀定时提前时，可变的阀定时装置的灵敏度。

为了进一步降低从第一压力腔 30 进入第二压力腔 31 的漏油量，板簧 29 的压迫密封板 28 靠在相关的第一凹槽 26 的内表面 26a 的弹性力可以增加。这增加了板 28 和内表面 26a 之间的平面压力，提高了板 28 的密封能力。但是这样一种结构增大了叶轮 19 相对于罩 16 转动时产生的滑动阻力。即使当使阀定时提前时，阀定时的灵敏度改善了，降低了漏油量，但是当延迟阀定时时，灵敏度降低。本发明改善了密封板 28 的密封能力而没影响阀定时延迟时的灵敏度。

而且各板簧 29 将相关的密封板 28 压在第一凹槽 26 的内表面 26a 上。因此作用在密封板 28 和内表面 26a 之间的平面压力基本上没有降低，甚至当板 28 磨损时。因此密封板 28 的密封能力能够保持很长时间。这使从第一压力腔 30 漏出的油量得到抑制。

另外，通过一个将油供给到第一压力腔 30 的油孔 52，将油供给到限定在锁销 33 周围的液压腔 49。换句话说，用于将液体压力连通到液压腔 49 的通道与用于将液体压力连通到第一压力腔 30 的通道（油孔 52）相同。这简化了阀的可变定时装置中油通道的结构，并因此降低了生产费用。

当叶轮 19 转动时，叶轮 19 受到的滑动阻力是根据各叶片 24 与相关的第一凹槽 26 的内表面 26a 之间的压力而改变的。换句话说，滑动阻力是根据板簧 29 的弹力 F 的值而改变的。这样的滑动阻力当叶轮 19 转动时可能引起叶轮 19 的振动。为了确实避免叶轮 19 的这样的振动，有必要将弹力 F 调整到最佳值。图 7 的坐标图示出了实验的结果。该坐标图示出了叶轮 11 在振动期间的凸轮轴 11 的相位改变量 $\Delta \theta$ 和第一，二压力腔 30，31 的液体压力 P 之间的关系。

在图 7 中，实线表示当弹力设定在 20 牛顿（N）时液体压力 P 与相位改变量 $\Delta \theta$ 之间的关系。双点线表示当弹力设定在 1 牛顿（N）时液体压力 P 与相位改变量 $\Delta \theta$ 之间的关系。在实验中，液体压力 P 在最小值 P_{min} 与最大值

$P_{\max}$ 之间变化。最小值 $P_{\min}$ 与最大值 $P_{\max}$ 对应于当发动机的速度在其速度范围内变化时与第一腔 30，第二腔 31 连通的最小压力和最大压力。油泵 13 由曲柄轴 Cr 的转动驱动。因此，当发动机速度降低时，油泵 13 的排出压力减小。因此，当发动机不工作时，即发动机速度最低时，压力腔 30，31 的液体
5 压力等于最小值。

凸轮轴 11 容许的最大的相位改变量 $\Delta \theta$ 由单点线示出。此预定值为 $\Delta \theta_1$ 。当改变量 $\Delta \theta$ 小于预定值 $\Delta \theta_1$ 时，其对阀定时的影响不大。因此在此范围内改变量 $\Delta \theta$ 可以忽略。

当液体压力 P 增加时，作用在各叶片 24 上的压力增加，并且抑制叶轮 19
10 的振动。因此如实线和双点线所示，当液体压力 P 增加时，改变量 $\Delta \theta$ 降低。而且，当弹力 F 增加时，滑动阻力增加。因此，通过弹力 F 的增大，叶轮 37 的振动受到抑制。在图 7 中当相同的液体压力 P 进行比较时，这一点很明显。当弹力 F 增大时，改变量 $\Delta \theta$ 减小。

从实验结果看出，很明显当弹力 F 设定在 20 牛顿时，改变量 $\Delta \theta$ 总是小
15 于预定值 $\Delta \theta_1$ 。因此，在较佳实施例中弹力 F 设定在 20 牛顿。其结果是，凸轮轴 11 的改变量 $\Delta \theta$ 保持在允许的范围以下。这样确实将进气阀 102 的阀定时保持在预定的定时。

如上所述，可以通过增大在封板 28 与相关的凹槽 26 的内表面 26a 之间产生的滑动阻力来降低改变量 $\Delta \theta$ 从而保持阀定时。但是，当改变阀定时时，
20 滑动阻力可以降低阀的可变定时装置的灵敏度。

换句话说，当改变阀定时时，滑动阻力可以降低叶轮 19 的转动速度。

进行一个实验来证实阀的可变定时装置的灵敏度。在实验中，通过将油供给到第一压力腔 30，并且从第二压力腔 31 将油排出，使叶轮 19 以提前方向转动。图 8 示出了一个坐标图，表示当叶轮 19 转动时，液体压力 P 与叶轮 19
25 的转动速度 V 之间的关系。在这个坐标图中，阀的可变定时装置的灵敏度可以通过参见转动速度 V 的值来进行评价。换句话说，一个高的转动速度 V 说明了较好的灵敏度。图 8 的坐标图示出了弹力 F 设定在三个不同的值时的实验结果。实线代表弹力 F 设定在 20 牛顿。单点线代表弹力 F 设定在 10 牛顿。双点线代表弹力 F 设定在 1 牛顿。

30 实验证实，当弹力 F 增大时，转动速度 V 降低。但是坐标图上表示的很明

显，不同的弹力 F 之间的降低量非常小。例如，叶轮 19 可以以预定的速度 V 转动，甚至当弹力 F 设定在 20 牛顿。当密封板 28 靠在相关的凹槽 26 的内表面 26a 上的压力增大时，密封板 28 的密封能力增强。这增强了压力腔 30，31 的压力密闭状态。换句话说，压力腔 30，31 的压力密闭状态降低了漏油量。
5 这导致了转动速度 V 的增加。由于降低漏油量引起的转动速度 V 的增加补偿了由于增大滑动阻力引起的转动速度降低。其结果是，抑制了转动速度的降低。

压力腔 30，31 的压力密闭状态的增强降低了漏油量。这保持进气阀 102 的阀定时的补偿量（相位改变量 $\Delta \theta$ ）低于允许的范围，而且防止了阀的可变的定时装置的灵敏度的降低。黄铜是一种软金属，用作密封板 28 的材料。这
10 改善了板 28 的附着特性，并且进一步改善了压力腔 30，31 的压力密闭状态。

图 9 示出了本发明的阀的可变的定时装置的第二实施例。

在第二实施例中，叶轮 19 和侧板 18 与第一实施例不同。特别是，通孔 32 延伸通过叶片 24 中的一个，侧板 18 的连接孔 34，和穿过通孔 32 的锁销 33 以及连接孔 34 在此实施例中都不存在。侧板 18 由推出销 N 固定在叶轮 19
15 上。因此叶轮 19 与凸轮轴 11 一起整体地转动。密封板 28 由板簧 29 压靠在凹槽 26 的内表面 26a 上。密封板 28 产生一个用来控制阀定时的滑动阻力。

在第一实施例中，由 OCV40 产生的液体压力使锁销 33 从连接孔 34 分离从而允许叶轮 19 与侧板 18 之间的相对转动。但是，在此实施例中，叶轮 19 的转动相位不是机械锁定的。在发动机操作期间，叶轮 19 的相位由压力腔 30，
20 31 中的压力和密封板 28 的滑动阻力控制。密封板 28 防止叶轮 19 的振动。

特别是，在第一实施例中，锁销 33 在连接孔 34 中保持阀定时。但是，第二实施例中的结构不需要多个锁销 33 和连接孔 34。这使该装置的结构简化了。特别是，在第一实施例中，为了将进气阀 102 的阀定时维持在不同的定时，锁销和连接孔的数目必须与不同的定时的数目相同。但是，在第二实施例中，
25 阀定时是通过滑动阻力来维持。因此，阀定时可以保持在任意的定时，而不用根据不同的定时数目改变密封板 28 和板弹簧 29 的数目。

现在将第一和第二实施例的结构与图 10 所示的结构进行比较，来强调第二实施例的优越性。

在比较的例子中，叶轮 203 包括四个盘状叶片 200 和一个轮毂 204。图
30 中只示出一个叶片 200。每个叶片 200 在轮毂 204 中设有一个槽 201。槽 201

容纳叶片 200，并且支持它在径向移动。一个弹簧 202 设在各槽 201 中迫使叶片 200 在轮毂 204 的径向。这使得各叶片 200 压靠在相关的凹槽 207 的内表面上。叶片 200 与相关的凹槽 207 的内表面之间的相互作用的压力等于弹簧 202 的弹力。

5 此结构利用叶片 200 与相关的凹槽 207 的内表面之间产生的滑动阻力来抑制由凸轮轴 11 的力矩波动而引起的叶片 203 振动。

但是，相位改变量 $\Delta \theta$ 必须低于一个允许的范围从而防止振动。当液压腔 206，208 中的压力 P 变小时，相位改变量 $\Delta \theta$ 变大（参见图 7）。因此弹簧 202 的弹力必须设置成使对应于液体压力 P 的最小值的改变量 $\Delta \theta$ 小于预定值
10 $\Delta \theta_1$ 。这抑制了改变量 $\Delta \theta$ 使之低于允许的范围，甚至当发动机不工作，液体压力低时。

当发动机速度增加时，作用在各叶片 200 上的离心力增大。在此比较例中，叶片 200 可在轮毂 204 的径向移动。这使得离心力加在弹簧 202 的压力上。其结果是，叶片 200 与相关的凹槽 207 的内表面之间产生的滑动阻力变得不必
15 要的高。如上所述，压力的增大使压力腔 206，208 之间的漏油量降低。这使转速 V 增大，抑制了阀的可变的定时装置的灵敏度的降低。但是，当压力腔 206，208 之间的漏油量已经很小的状态下，进一步增加叶片 200 与相关的凹槽 207 的内表面之间压力时，希望增强可变的阀定时装置的灵敏度是很困难的。

20 因此，当发动机速度提高时，比较例的结构可以引起叶片 200 与相关的凹槽 207 的内表面之间的滑动阻力过大。针对由于离心力引起的滑动阻力增加，弹簧 202 的弹力可以设定在一个较小的值。但是，在这种情况下，当发动机速度降低时，液体压力 P 变小，由于滑动阻力不足，叶轮 203 的振动得不到抑制。因此，阀定时的波动不能得到抑制。

25 代替弹簧 202，油可以从油泵 103 供给到槽 201。油的液体压力可以用来迫使叶片 200 在轮毂 204 的径向。但是，当发动机速度低时，滑动阻力不足，当发动机速度高时，滑动阻力过大。

并且，当滑动阻力作用在各叶片 200 的末端时，力矩作用在相关的槽 201。力矩可以破坏槽 201 的侧壁。这可能降低叶轮 203 的寿命，继而降低可
30 变的阀定时装置的寿命和可靠性。

第一和第二实施例与比较例的不同在于轮毂 23 和叶片 24 是整体形成的。因此当发动机速度增大时，叶片 24 不向外移动从而增加滑动阻力。

在第一和第二实施例中，离心力作用在密封板 28 上，其作用方式与比较例相同。滑动阻力根据离心力而变化。但是，绕叶轮 19 的轴线作用的惯性力矩与比较例中作用在叶片 200 上的力矩相比特别小。因此，作用在密封板 28 上的离心力特别小，发动机速度改变引起的滑动阻力的波动基本上消除。其结果是，在第一和第二实施例中的阀的可变定时装置的灵敏度不会象比较例中的装置那样降低。另外，第一和第二实施例中不包括槽 201。因此，不存在由于槽 202 的损坏而引起的可变的阀定时装置的寿命和可靠性的降低。

10 因此，第一和第二实施例中的可变的阀定时装置优于比较例的装置。通过第一和第二实施例的结构可以得到下面描述的优越性。

当发动机开始运转时，供给到第一和第二压力腔 30，31 中的油温增高。油使可变的阀定时装置的零件，如密封板 28 和板弹簧 29 发热。热可以引起密封板 28 和板弹簧 29 损坏。这可以改变各密封板 28 与相关的凹槽 26 的内表面 15 26a 之间产生的滑动阻力。

但是，密封板 28 是由黄铜制成的，而板弹簧 29 是由不锈钢制成的。因此，与密封板 28 和板弹簧 29 都是由橡胶材料制成的相比，由热或者磨损引起的损坏很小。因此第二实施例抑制了可能引起损坏的滑动阻力的改变。因此，所需的阀定时可以确定地保持很长的时间。

20 虽然这里只描述了本发明的两个实施例，但是，对于本领域的技术人员应当明白，不离开本发明的精神和范围，本发明可以有许多其它的具体形式。特别是，本发明可以作下述的改进。

在较佳的实施例中，密封板 28 布置在设在各叶片 19 的外表面的槽 27 中。但是如图 11 所示，槽 300 可以设在各突起 25 的表面（图中只示出了一个槽 25 300）。各槽 300 中设有一个密封板 301 和一个板弹簧 302。板弹簧 302 将密封板 301 压靠在轮毂 23 的外表面 23a 上。此结构的优越性与较佳实施例的相同。

如图 12 所示，上述实施例的结构可以结合。换句话说，槽 27，300 可以分别设在突起 25 的内表面和叶片 19 的外表面。密封板 28，301 和板弹簧 30 29，302 分别设在槽 27，300 中。此结构降低第一压力腔 30 和第二压力腔

31 之间的漏油量，并且进一步改善阀的可变定时机构的灵敏度。而且不用改变各密封板 28，301 作用在叶轮 19 上的总的滑动阻力，各密封板 28，301 产生的滑动阻力可以降低。这防止了由密封板 28，301 的磨损引起的损坏。

密封板 28 和板弹簧 29 可以只设在叶片 19 中的一个上。在这样的结构中，
5 板弹簧 29 的弹力增大，从而作用在叶轮 19 上的滑动阻力足以保持阀定时。

压迫密封板 28 的板弹簧 29 可以由其它的弹性件替换。例如，如图 13 所示，一对盘簧 S 可以设在密封板 28 与相关的凹槽 26 的表面之间。弹簧 S 迫使密封板 28 向着相关的凹槽 26 的表面。描述的较佳实施例的优越性通过此结构也可以得到。

10 可以采用一弹性件如橡胶材料代替板弹簧 29。

如图 14 所示，阀的可变定时装置可以设在凸轮轴 10 的排气阀侧的一端。一个轮 P 绕凸轮轴 10 的另一端将曲柄轴 Cr 的转动力传送给阀的可变定时装置。该装置的驱动齿轮 G 由从动齿轮 Ga 将转动力传送给凸轮轴 11 的进气阀侧。凸轮轴 11 的转动使得设在凸轮轴 11 上的凸轮选择地打开和关闭进气阀 102（未
15 示出）。可变的阀定时装置改变叶轮 19 与驱动齿轮 G 之间的相对的转动相位。这改变了凸轮轴 11 的转动相位，也改变了进气阀 102 的阀定时。描述的较佳实施例的优越性通过此结构也可以得到。

描述的较佳实施例的叶轮 19 设有四个叶片 24。但是，叶片 24 的数目不是限定的。因此，可以设置或多或少的叶片 24。但是，在此情况下，叶片 24
20 必须平衡。因此较佳的是将叶片 24 相对于凸轮轴 11 的轴线对称布置，并且将叶片 24 等间距的设置。

上述各实施例提供了用来改变进气阀 102 的阀定时的结构。但是，可变的阀定时装置可以设在凸轮轴 11a 的排气阀 103 侧，用来改变排气阀 103 的阀定时。作为另一个选用，可变的阀定时装置可以设在凸轮轴 11，11a 上，用来
25 改变相关的进气阀 102 和排气阀 103 的阀定时。

因此，这些例子和实施例是说明性质的，不是限定性的，并且本发明并非限定在给出的细节，在附上的权利要求的范围内可以改进。

说明书附图

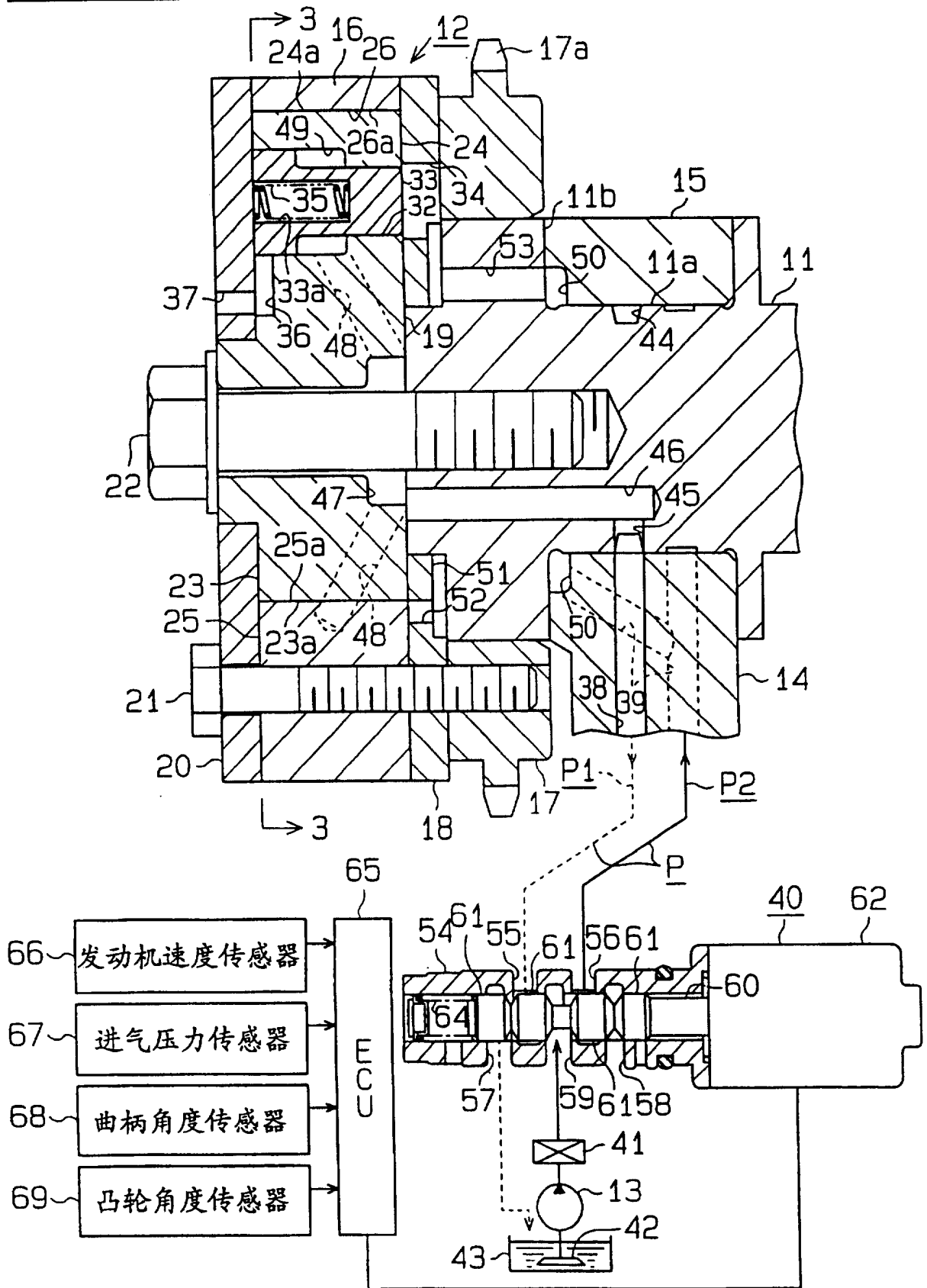


图 1

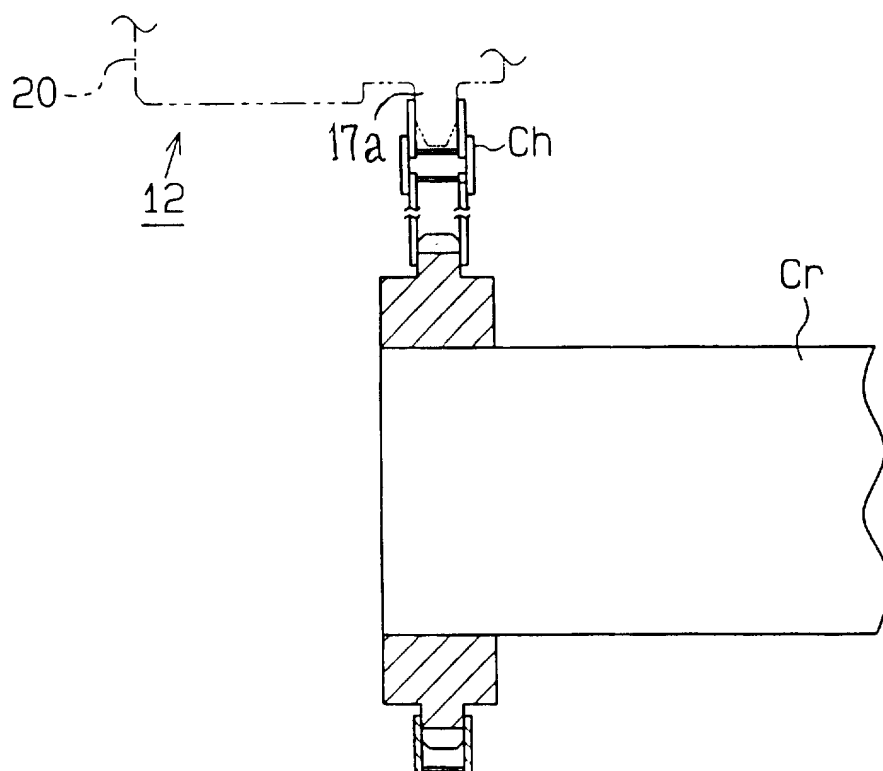


图 1A

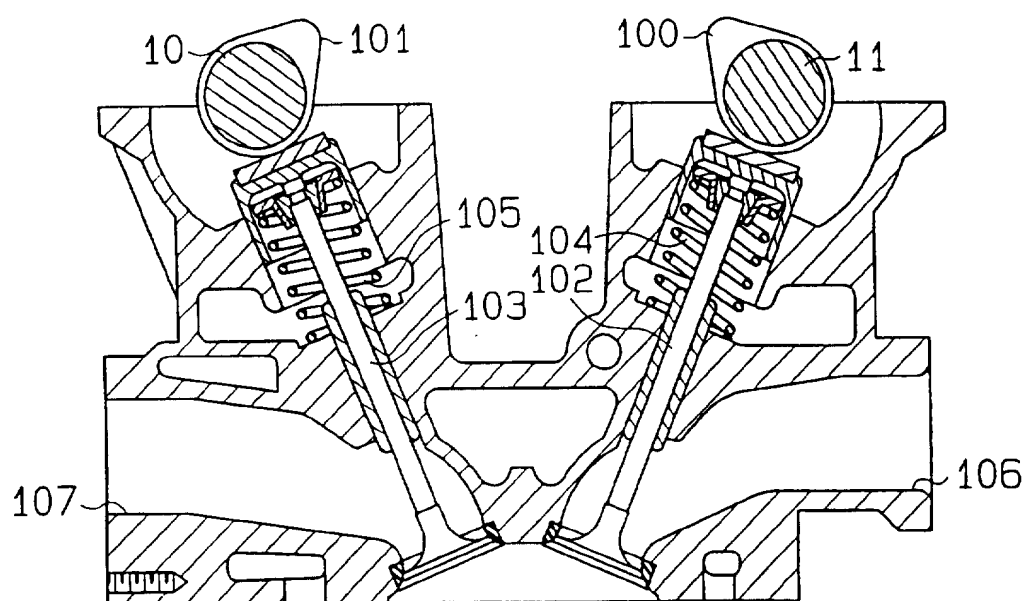


图 2

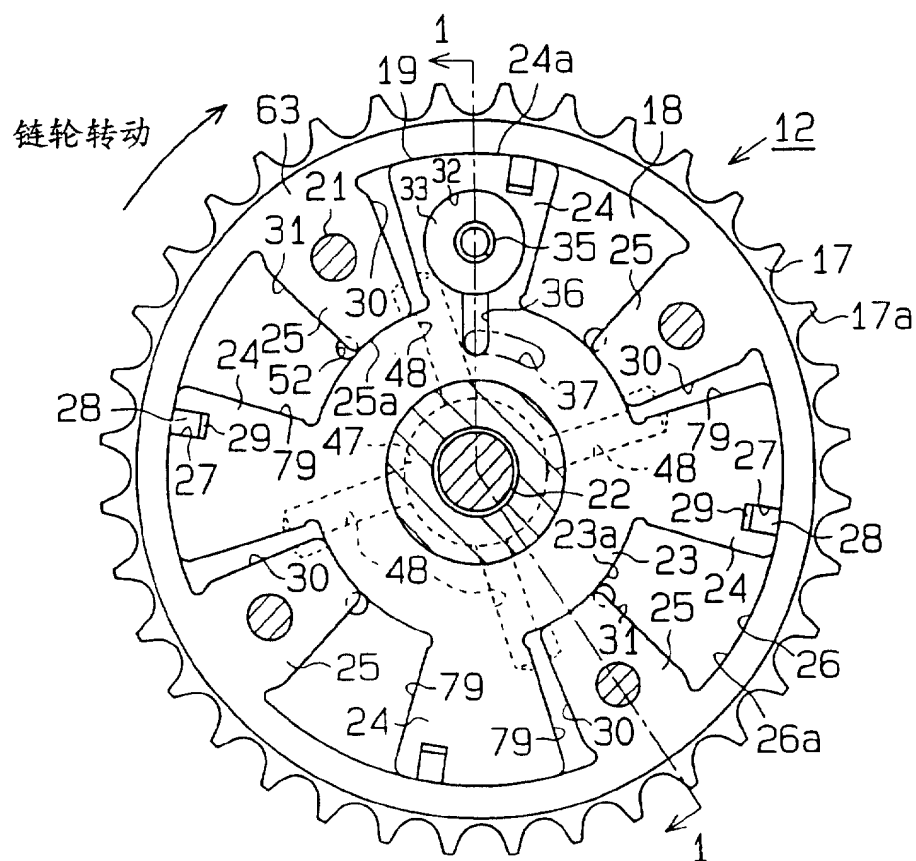


图 3

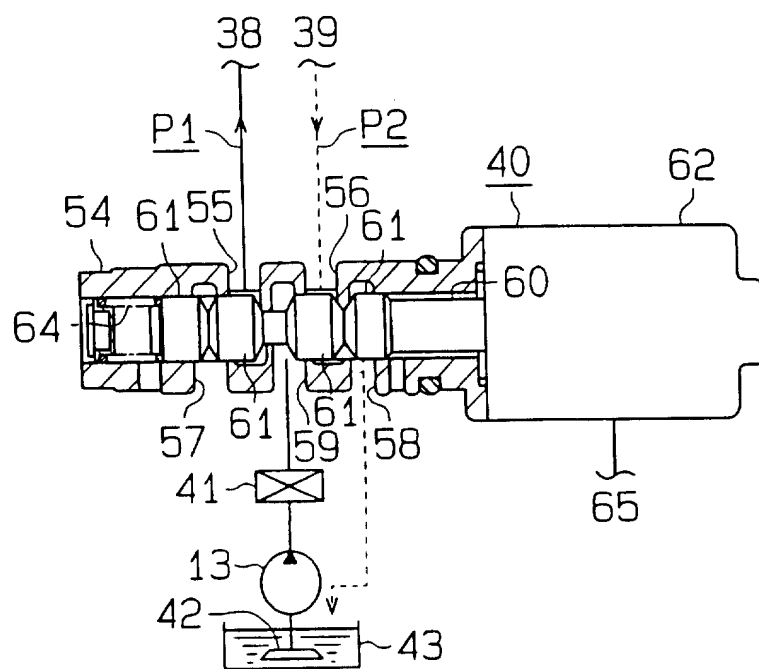


图 4

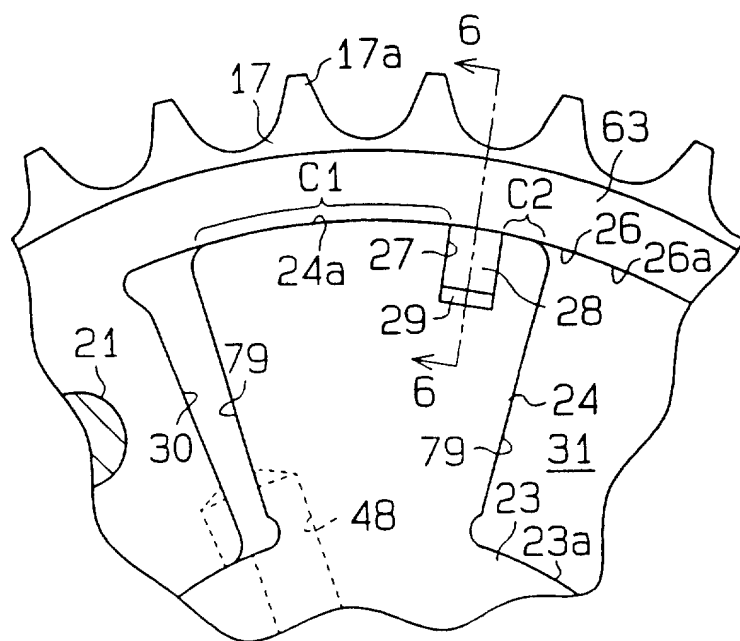


图 5

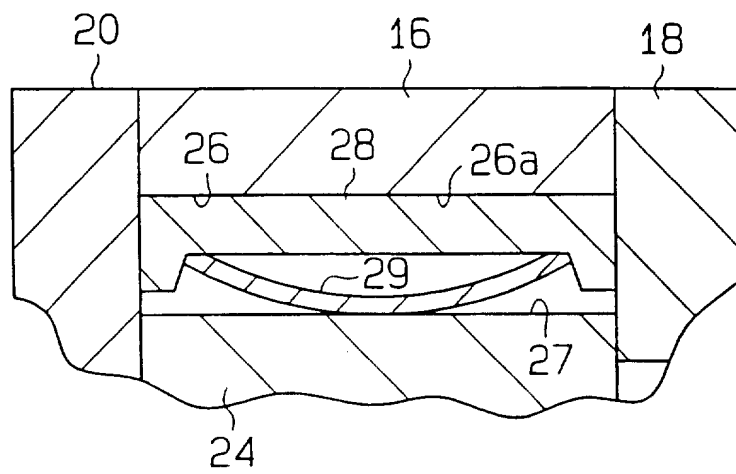


图 6

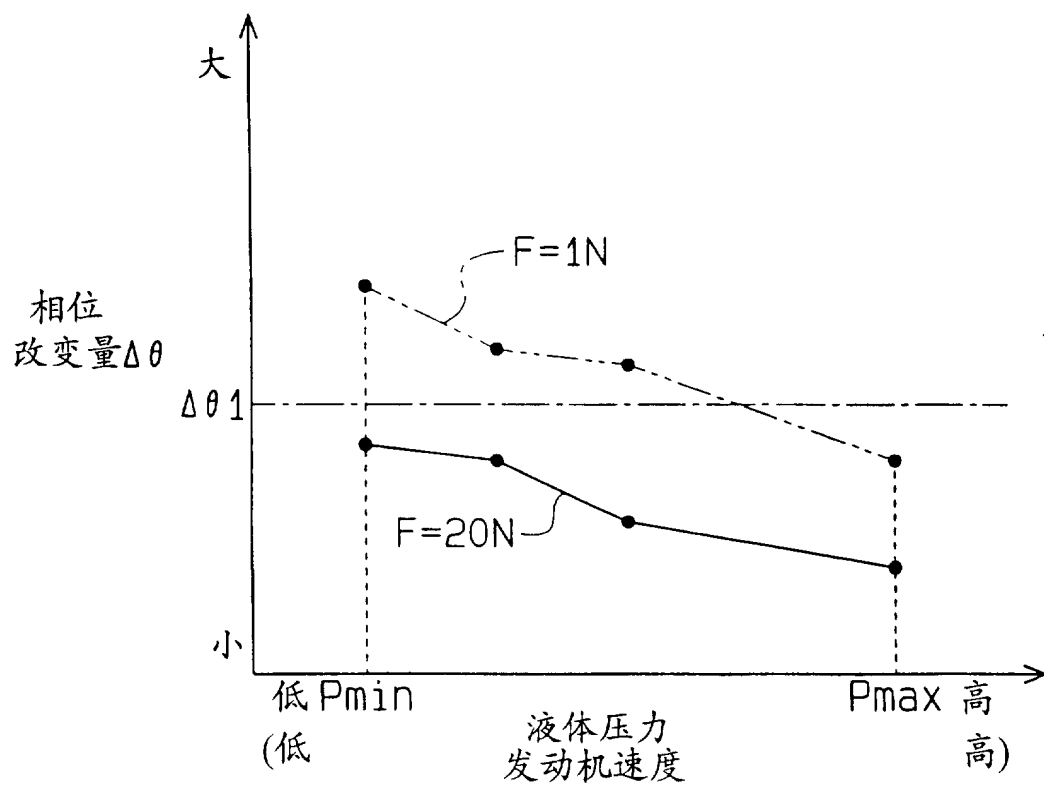


图 7

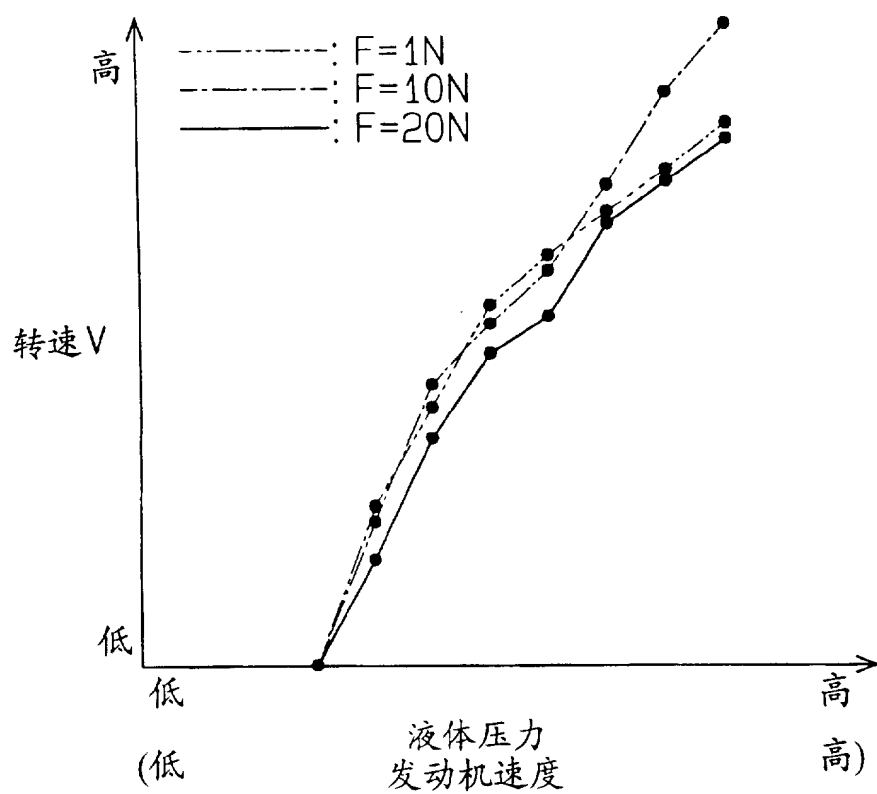


图 8

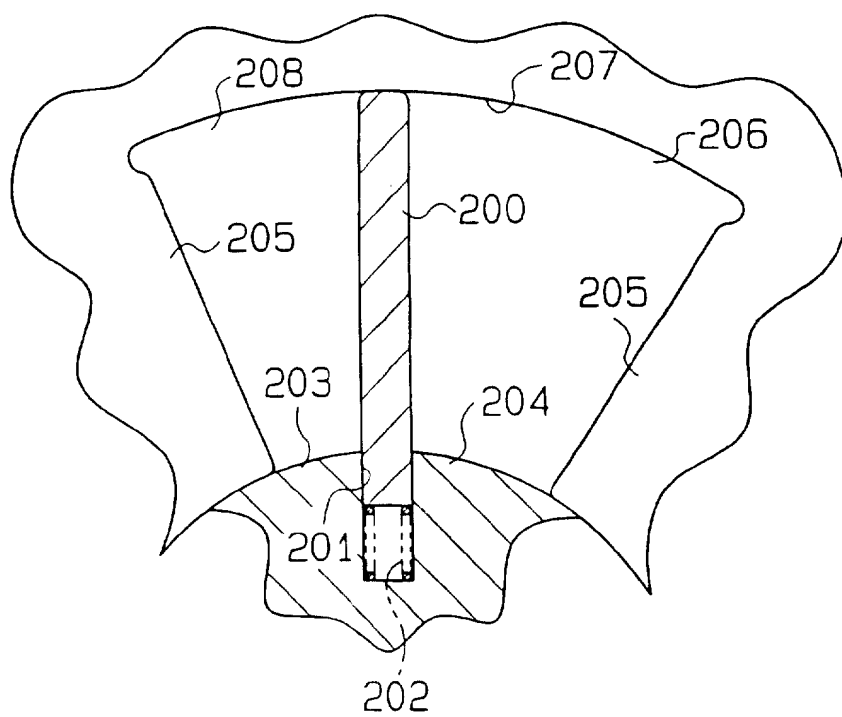


图 10

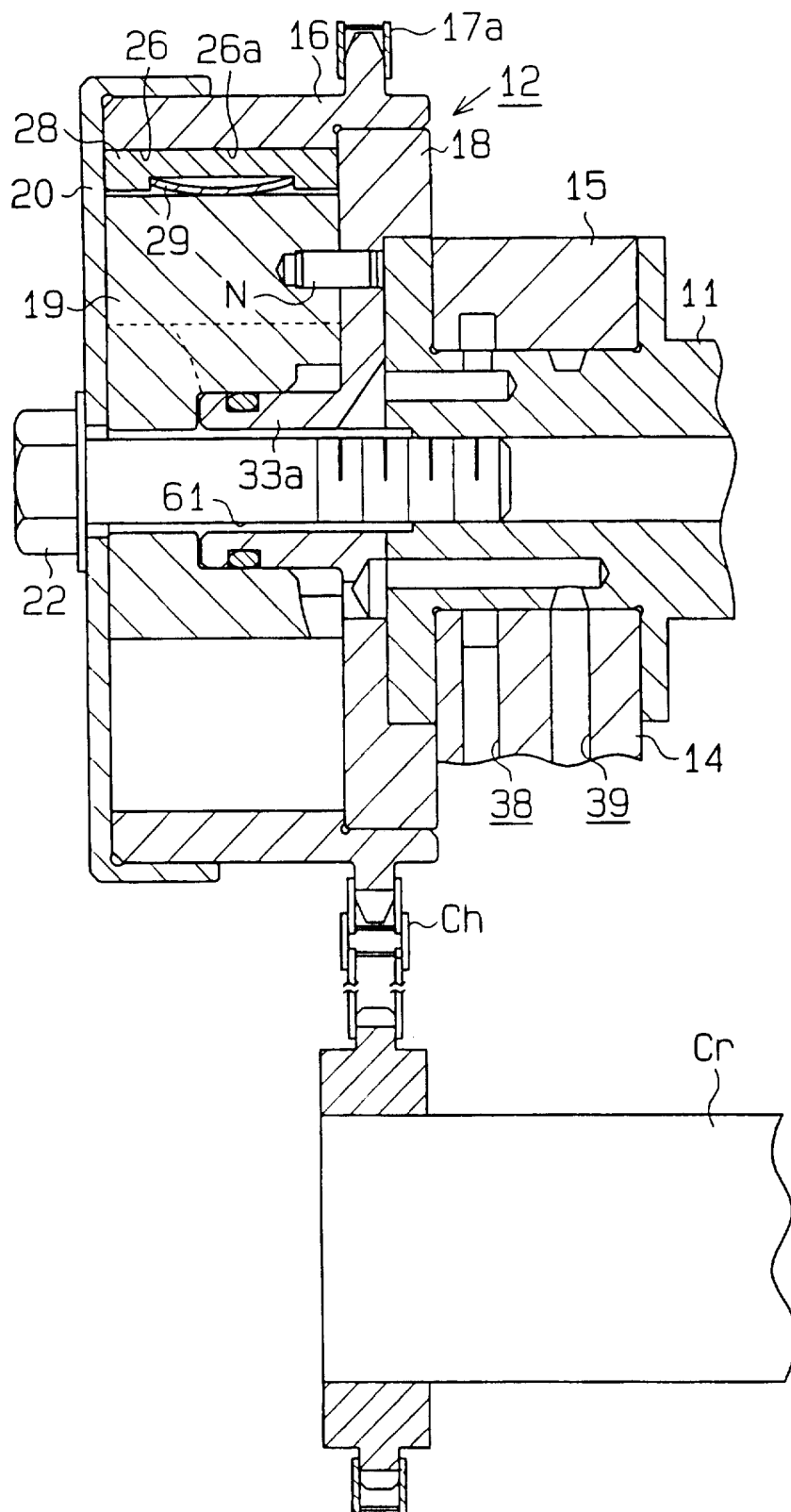


图 9

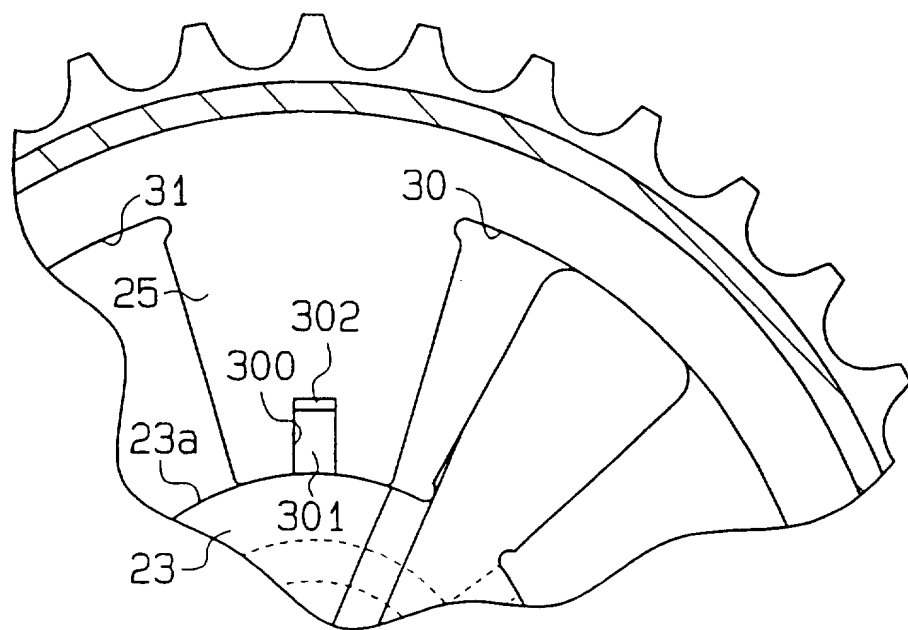


图 11

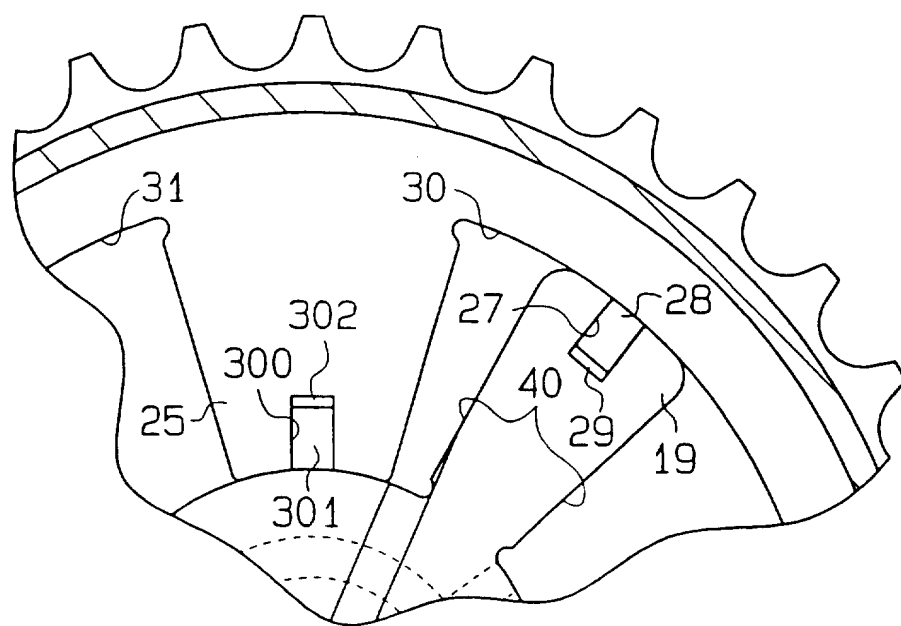


图 12

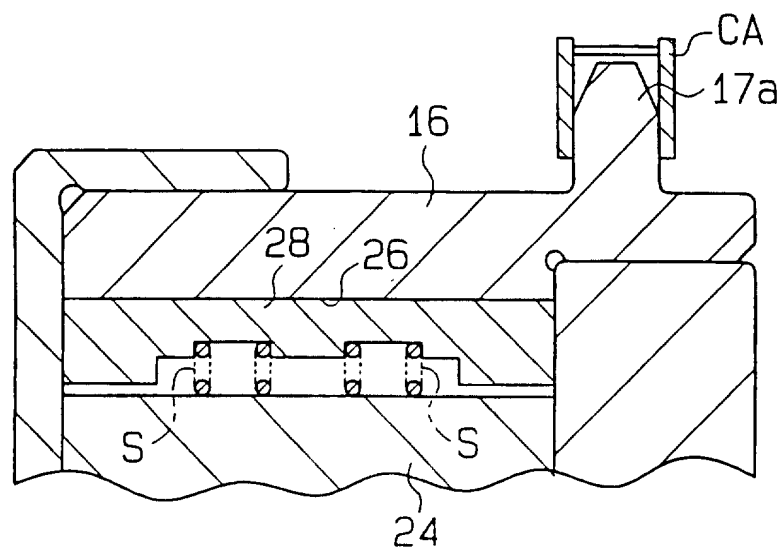


图 13

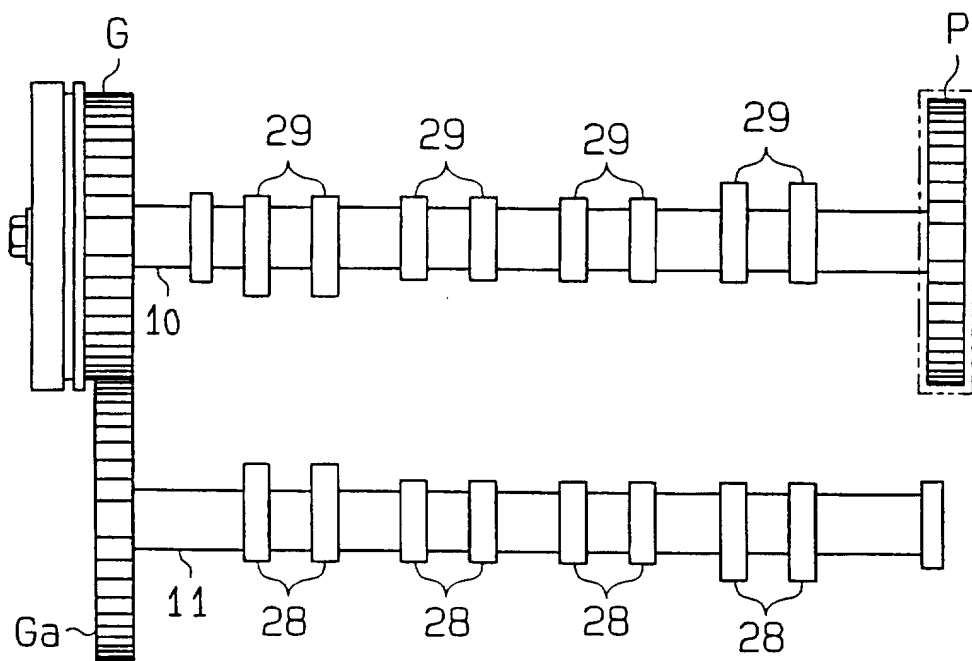


图 14

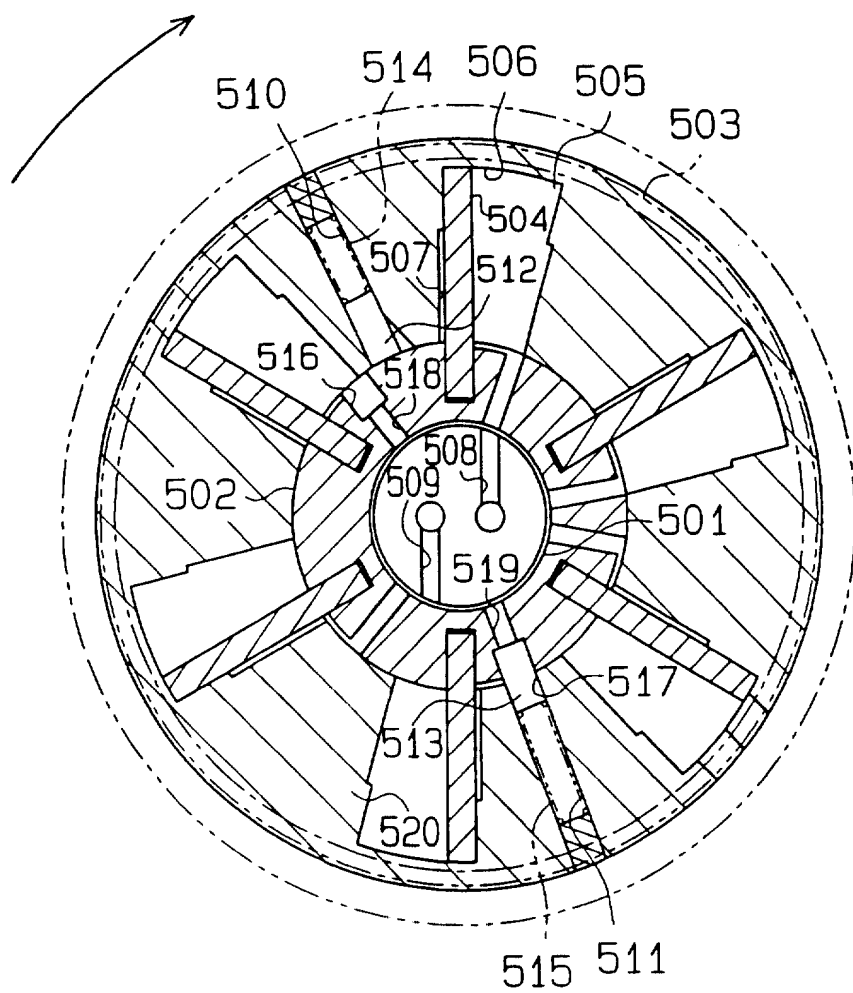


图 15