

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F02D 13/02 (2006.01)

F01L 13/00 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510004441.X

[45] 授权公告日 2008年2月27日

[11] 授权公告号 CN 100371573C

[22] 申请日 2005.1.17

[21] 申请号 200510004441.X

[30] 优先权

[32] 2004.1.20 [33] JP [31] 012498/04

[73] 专利权人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 井元丰 田边和也 堤崎高司

[56] 参考文献

JP2001-3721 A 2001.1.9

JP2003-269124 A 2003.9.25

JP2001-512546 A 2001.8.21

CN1125972 A 1996.7.3

US4722315 A 1988.2.2

JP2002-276395 A 2002.9.25

审查员 李基沛

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 李贵亮 杨 梧

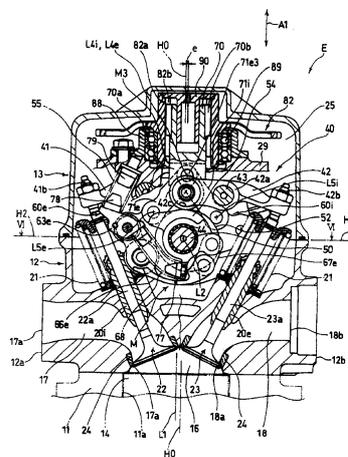
权利要求书 2 页 说明书 26 页 附图 14 页

[54] 发明名称

内燃机的气门传动装置

[57] 摘要

一种在燃烧室压力低的状态开始打开进气门，以防止或抑制进气反吹，同时抑制由于有效膨胀比下降造成的燃料消耗性能不良的内燃机的气门传动装置。气门传动装置(40)的气门特性改变机构M，通过控制覆盖时间和非覆盖时间，控制内部EGR率。其具有：以凸轮轴(50)为中心摇动连接吸气凸轮的吸气连杆机构和连接排气凸轮(54)的排气连杆机构的控制机构(M3)；驱动控制机构(M3)的驱动机构。控制机构(M3)，对于在内部EGR率增加方向的驱动机构的同一个驱动量，连接驱动机构和各连杆机构，使由吸气连杆机构形成的进气门(22)的开时的滞后角比由排气连杆机构形成的排气门(23)的闭时的超前角大。



1、一种内燃机的气门传动装置，其具有分别控制进气门和排气门的气门动作特性的气门特性改变机构，通过所述气门特性改变机构改变所述进气门和所述排气门的开闭正时并控制覆盖时间和非覆盖时间控制内部 EGR 率，其特征在于，所述气门特性可变机构具有：与所述内燃机的曲轴连动转动的凸轮轴；连接在按照所述凸轮轴的转动开关所述进气门的吸气凸轮上的吸气连动机构；连接在按照所述凸轮轴的转动开关所述排气门的排气凸轮上的排气连动机构；使所述各连动机构以所述凸轮轴为中心摇动的控制机构和驱动所述控制机构的驱动机构，在通过减少所述覆盖时间或者增加所述非覆盖时间而在提高所述内部 EGR 率方向上由所述驱动机构驱动所述控制机构时，连接所述驱动机构和所述各连动机构以使所述吸气连动机构形成的所述进气门开正时的滞后角大于由所述排气连动机构形成的所述排气门闭正时的超前角，所述控制机构具有：控制部件，其由所述驱动机构驱动，能够在平行于包含凸轮轴的转动中心线并且平行于气缸轴线的基准平面的方向上移动；吸气控制连杆，其在第一吸气连接部被所述控制部件枢动连接，在第二吸气连接部被所述吸气连动机构枢动连接；排气控制连杆，其在第一排气连接部被所述控制部件枢动连接，在第二排气连接部被所述排气连动机构枢动连接，通过将所述第一吸气连接部的枢动中心线和所述第一排气连接部的枢动中心线相对所述基准平面，平行于所述转动中心线地配置在一侧，将所述第二吸气连接部的枢动中心线配置在所述一侧，所述第二排气连接部的枢动中心线相对所述基准平面配置在另一侧，使在所述控制部件移动时所述吸气连动机构以大于所述排气连动机构的摇动量以所述凸轮轴为中心摇动。

2、如权利要求 1 所述的内燃机的气门传动装置，其特征在于，所述吸气控制连杆的长度比所述排气控制连杆的长度长，使所述控制部件移动时所述吸气连动机构以大于所述排气连动机构的摇动量以所述凸轮轴为中心摇动。

3、如权利要求 1 或 2 所述的内燃机的气门传动装置，其特征在于，所述吸气连动机构具有吸气枢动部，其具有在通过所述控制机构使所述吸气连动机构摇动时以所述凸轮轴的转动中心线为中心摇动的枢动中心线；所

述排气连动机构具有排气枢动部，其具有在通过所述控制机构使所述排气连动机构摇动时以所述转动中心线为中心摇动的枢动中心线；通过使所述吸气枢动部的枢动中心线和所述排气枢动部的枢动中心线距所述转动中心线的距离为等距离，且所述吸气枢动部的枢动中心线比所述排气枢动部的枢动中心线更靠近包括转动中心线同时垂直于所述基准平面的垂直平面，使在所述驱动机构驱动所述控制机构时所述吸气连动机构用比由所述排气连动机构以所述凸轮轴为中心摇动所述排气凸轮大的摇动量使所述吸气凸轮以所述凸轮轴为中心摇动。

## 内燃机的气门传动装置

### 技术领域

本发明涉及具有控制进气门和排气门的气门动作特性的气门特性改变机构的内燃机的气门传动装置，详细说，涉及气门特性改变机构改变进气门和排气门的开关正时，控制覆盖时间和非覆盖时间，由此，控制内部EGR(排气再循环)率的内燃机的气门传动装置。

### 背景技术

众所周知，通过在燃烧室内残留一部分已燃气体，进行内部EGR，由此，减少内燃机的吸气损失、改善燃料消耗性能，并且减少排气中的NO<sub>x</sub>而提高排气净化性能。而且，作为用于进行内部EGR、控制进气门和排气门的气门动作特性的装置，例如，在专利文献1中发表的内燃机的可变气门传动装置。该可变气门传动装置具有进气门侧和排气门侧的可变气门传动机构。各可变气门传动机构具有：固定在与曲轴连动转动的驱动轴上的偏心凸轮；能够转动地嵌合在该偏心凸轮的外周上的环形的连杆；摇臂，其能够转动地嵌合在偏心固定在大体与驱动轴平行地配置的控制轴上的驱动凸轮的外周上，并且其一端枢动连接在环形连杆上；摇动凸轮，其能够转动地嵌合在驱动轴上，并且通过连杆连接在摇臂的另一端。开关进气门和排气门的摇动凸轮，要根据内燃机的运转状态转动控制轴，变更摇臂的摇动中心和驱动轴的转动中心的距离，由此，改变进气门和排气门的最大提升量和动作角度这样地进行摇动。而且，控制轴要随着进气门和排气门的最大提升量减小，使最大提升正时在进气门向滞后角侧移动、在排气门向超前角侧移动这样地进行转动控制。结果，进气门的开气门正时形成比其闭气门正时的超前角度还大的滞后角，排气门的闭气门正时形成比其开气门正时的滞后角度还大的超前角，从而，能够利用在燃烧室内残留的燃烧气体实现改善燃料消耗和排气的清洁化。

(专利文献1)特开2001-3721号公报。

可是，在进行内部EGR时，当由燃烧室内残留的已燃气体造成在进气

门开气门正时燃烧室内的压力高时，会发生进气反吹，使在燃烧室内难以流入规定量的空气。因而，在通过减少覆盖时间或者增加非覆盖时间提高内部 EGR 率时，为了防止或者尽量抑制进气反吹、使需要的空气量流入燃烧室，在进气门开气门正时燃烧室内的压力越低就越理想。另外，在现在的技术中，由于驱动轴和控制轴被分别设置在进气门侧和排气门侧的各个可变气门传动机构内，于是形成用于控制进气门和排气门的气门动作特性的可变机构大型化。而且，在使进气门或排气门的开闭正时形成超前角或者滞后角时，如果排气闭的开气门正时过迟，就会造成燃烧气体的排气损失增加、热效率降低；另外，如果进气门的开气门正时过早，就不能吸入足够的新鲜空气，输出功率下降，燃烧不稳定。

### 发明内容

本发明以上述的问题为鉴，本发明的第一方面~第二方面的目的是要在燃烧室压力低的状态开始打开进气门，以防止或者抑制进气反吹。另外，本发明的第一、二方面的目的是实现气门特性改变机构小型化、结构简单化。第三方面的目的是实现气门特性改变机构的结构简单化。

本发明的第一方面是内燃机的气门传动装置，其具有分别控制进气门和排气门的气门动作特性的气门特性改变机构，上述气门特性改变机构改变上述进气门和上述排气门的开闭正时、控制覆盖时间和非覆盖时间，由此，控制内部 EGR 率。其中，上述气门特性可变机构具有：与上述内燃机的曲轴连动转动的凸轮轴；连接在按照上述凸轮轴的转动开关上述进气门的吸气凸轮上的吸气连动机构；连接在按照上述凸轮轴的转动开关上述排气门的排气凸轮上的排气连动机构；使上述各连动机构以上述凸轮轴为中心摇动的控制机构和驱动上述控制机构的驱动机构。在通过减少上述覆盖时间或者增加上述非覆盖时间而在提高上述内部 EGR 率方向上由上述驱动机构驱动上述控制机构时，连接上述驱动机构和上述各连动机构以使由上述吸气连动机构形成的上述进气门开正时的滞后角度大于由上述排气连动机构形成的上述排气门闭正时的超前角度。

由此，当气门特性改变机构在增加内部 EGR 率的方向上，减少覆盖时间或者增加非覆盖时间时，进气门开正时的滞后角度比排气门闭正时的超前角度增大；因而，当排气门的闭正时形成超前角、残留在燃烧室内的已

燃气体的压力增高时，与进气门的气门开正时的滞后角度小于或等于排气门的气门闭正时的超前角度的情况相比，进气门在燃烧室的压力更低的状态时打开。

并且，上述控制机构具有：控制部件，其由上述驱动机构驱动，能够在平行于包含凸轮轴的转动中心线并且平行于气缸轴线的基准平面的方向上移动；吸气控制连杆，其在第一吸气连接部被上述控制部件枢动连接、在第二吸气连接部被上述吸气连动机构枢动连接；排气控制连杆，其在第一排气连接部被上述控制部件枢动连接、在第二排气连接部被上述排气连动机构枢动连接。上述第一吸气连接部的枢动中心线和上述第一排气连接部的枢动中心线相对上述基准平面，平行于上述转动中心线地配置在一侧，上述第二吸气连接部的枢动中心线配置在上述一侧；上述第二排气连接部的枢动中心线相对上述基准平面，配置在另一侧。由此，在上述控制部件移动时，上述吸气连动机构以大于上述排气连动机构的摇动量，以上述凸轮轴为中心摇动。

这样。当为了获得进气门开正时的滞后角度大于排气门闭正时的超前角度的气门动作特性而使吸气连动机构和排气连动机构共用的控制部件移动时，由于第一吸气连接部的枢动中心线和第一排气连接部的枢动中心线相对基准平面，被配置在一侧，第二吸气连接部的枢动中心线被配置在上述一侧，第二排气连接部的枢动中心线相对基准平面，被配置在另一侧，因此，使吸气控制连杆和排气控制连杆分别由分在基准平面的两侧配置的第二吸气连接部的枢动中心线和第二排气连接部的枢动中心线枢动连接着的吸气连动机构和排气连动机构以凸轮轴为中心摇动，以使吸气连动机构的摇动量大于排气连动机构的摇动量。

本发明的第二方面是，在第一方面所述的内燃机的气门传动装置，上述控制机构具有：控制部件，其由上述驱动机构驱动、能够在平行于包含凸轮轴的转动中心线并且平行于气缸轴线的基准平面的方向上移动；吸气控制连杆，其在第一吸气连接部被上述控制部件枢动连接，在第二吸气连接部被上述吸气连动机构枢动连接；排气控制连杆，其在第一排气连接部被上述控制部件枢动连接、在第二排气连接部被上述排气连动机构枢动连接。上述第一吸气连接部的枢动中心线和上述排气连接部的枢动中心线平行于上述转动中心线配置；上述第二吸气连接部的枢动中心线相对上述基

准平面，被配置在一侧；上述第二排气连接部的枢动中心线相对上述基准平面，被配置在另一侧。上述吸气控制连杆的长度比上述排气控制连杆的长度长，这样，当上述控制部件移动时，上述吸气连动机构应该以大于上述排气连动机构的摇动量，以上述凸轮轴为中心摇动。

由此，当为了获得进气门开正时的滞后角度大于排气门闭正时的超前角度的气门动作特性而使吸气连动机构和排气连动机构共用的控制部件移动时，使连杆长度比排气控制连杆长的吸气控制连杆和排气控制连杆分别由分在基准平面的两侧配置的第二吸气连接部的枢动中心线和第二排气连接部的枢动中心线枢动连接的吸气连动机构和排气连动机构以凸轮轴为中心摇动，以使吸气连动机构的摇动量大于排气连动机构的摇动量。

本发明的第三方面是在第一~第二方面中的一项所述的内燃机的气门传动装置，上述吸气连动机构具有吸气枢动部，其持有在通过上述控制机构使上述吸气连动机构摇动时以上述凸轮轴的转动中心线为中心摇动的枢动中心线；上述排气连动机构具有排气枢动部，其持有在通过上述控制机构使上述排气连动机构摇动时以上述转动中心线为中心摇动的枢动中心线；通过使上述吸气枢动部的枢动中心线和所述排气枢动部的枢动中心线距上述转动中心线的距离为等距离，且上述吸气枢动部的枢动中心线比所述排气枢动部的枢动中心线更靠近包括转动中心线同时垂直于所述基准平面的垂直平面，这样，在由上述驱动机构驱动上述控制机构时，上述吸气连动机构用比由上述排气连动机构以上述凸轮轴为中心摇动上述排气凸轮大的摇动量使上述吸气凸轮以上述凸轮轴为中心摇动。

这样，当通过控制机构使吸气连动机构和排气连动机构摇动时，因为吸气连动机构具有位于比排气连动机构的枢动中心线接近凸轮轴转动中心的位置上的枢动中心线，所以，控制机构通过吸气连动机构和排气连动机构使吸气凸轮和排气凸轮以凸轮轴为中心摇动，以使吸气凸轮比排气凸轮摇动量大。

### 发明的效果

根据第一方面所述的发明，产生如下的效果，即，当气门特性改变机构，在内部 EGR 率增加的方向控制覆盖时间和非覆盖时间时，因为进气门在燃烧室压力低的状态开始开气门，所以能防止和抑制进气反吹。

并且，除已述的发明效果之外，还产生如下的效果，即，由于在吸气连动机构和排气连动机构共用控制机构的控制部件，并且由于第一吸气连接部的枢动中心线、第一排气连接部的枢动中心线、第二吸气连接部的枢动中心线以及第二排气连接部的枢动中心线相对基准平面的配置，因此能够实现用于取得进气门开正时的滞后角度大于排气门闭正时的超前角度的气门动作特性的气门特性改变机构的小型化及其结构的简单化。

根据第二方面发明，除已述的发明效果之外，还产生如下的效果，即，由于在吸气连动机构和排气连动机构共用控制机构的控制部件，还由于第二吸气连接部的枢动中心线和第二排气连接部的枢动中心线分在基准平面的两侧配置并且吸气控制连杆比排气控制连杆的长度长，因此，能够实现用于取得进气门开正时的滞后角度大于排气门闭正时的超前角度的气门动作特性的气门特性改变机构的小型化及其结构的简单化。

根据第三方面发明，除已述的发明效果之外，还产生如下的效果，即，由于吸气连动机构的吸气枢动部的枢动中心线与凸轮轴的转动中心线的距离比排气连动机构的排气枢动部的枢动中心线与凸轮轴的转动中心线的距离短，因此，能够实现用于取得进气门开正时的滞后角度大于排气门闭正时的超前角度的气门动作特性的气门特性改变机构的结构简单化。

#### 附图说明

图 1 安装了本发明的内燃机的两轮机动车的右侧图；

图 2 是在图 1 的内燃机中、图 6 的 II-II 箭头向视的剖面图，局部表示通过进气门和排气门的气门杆的中心轴线、控制轴的中心轴线的面的剖面图；

图 3 是图 1 的内燃机的节流气门体的示意图；

图 4 是说明图 1 的内燃机的控制过程的状态的图，(A)表示节流气门开度曲线的暖机时用图，(B)表示节流开度曲线的暖机后用图，(C)是表示暖机时的覆盖时间和非覆盖时间的控制状态的图，(D)是表示暖机后的覆盖时间和非覆盖时间的控制状态的图；

图 5 是在图 1 的内燃机中、图 10 的 Va-Va 箭头方向视的剖面图，局部是示意 Vb-Vb 箭头向视的剖面图；

图 6 是在图 1 的内燃机中、在摘去气缸盖罩的状态，以气门传动装置

的图 2 的 VI-VI 箭头方向视的剖面图,以适当的剖面局部表示气门传动装置的构成部件的图;

图 7 是在图 1 的内燃机中、沿着气缸轴线从气缸盖罩侧看安装在气缸盖上的凸轮轴托架的图;

图 8 是在图 1 的内燃机的气门传动装置中,(A)是从凸轮轴方向看气门特性改变机构的排气驱动凸轮的图,(B)是以适当的枢动状态表示气门特性改变机构的排气连杆机构和排气凸轮的图。

图 9(A)是图 8 的 IX A 箭头向视的剖面图,(B)是图 8 的 IX B 箭头向视图,(C)是图 8 的 IX C 箭头视向视的剖面图,(D)是图 8 的 IX D 箭头向视图。

图 10 是在图 1 的内燃机中,从前方沿着气缸轴线看气缸盖罩的图,局部剖开表示气门特性改变机构的驱动机构的图;

图 11 是说明图 1 的内燃机的气门传动装置的进气门和排气门的气门动作特性的图;

图 12 是在图 1 的内燃机中,(A)是在进气门得到最大气门动作特性时的气门特性改变机构的主要部件的说明图,(B)是在排气门得到最大气门动作特性时的气门特性改变机构的主要部件的说明图;

图 13(A)是在进气门得到最小气门动作特性时的对应图 12(A)的图,(B)是在排气门得到最小气门动作特性时的对应图 12(B)的图;

图 14(A)是在进气门得到减压动作特性时的对应图 12(A)的图,(B)是在排气门得到减压动作特性时的对应图 12(B)的图;

### 符号说明

1. 车架; 2. 前主管; 3. 前叉; 4. 手柄; 5. 摇臂; 6. 后减震器;
7. 前轮; 8. 后轮; 9. 车体罩; 10. 曲轴箱; 11. 气缸; 12. 气缸盖;
13. 气缸盖罩; 14. 活塞; 15. 曲轴; 16. 燃烧室; 17. 吸气孔;
18. 排气孔; 19. 火花塞; 20i、20e. 气门导向件; 21. 气门弹簧;
22. 进气门; 23. 排气门; 24. 气门座; 25. 气门传动座; 26. 空气过滤器;
27. 节流气门体; 28. 排气管; 29. 凸轮轴架; 30. 节流气门;
32. 节流开度检测器; 33. 电机; 34, 35. 齿轮; 40. 气门传动装置;
- 41、42. 主摇臂; 43. 摇轴; 44. 轴承; 50. 凸轮轴;

51、52. 驱动凸轮; 53. 吸气凸轮; 54. 排气凸轮; 55. 按压弹簧;  
 56. 轴承; 57. 凸轮链轮; 59. 传动室; 60e、60i. 夹具;  
 61e、61i、62e、62i. 板; 63e、63i. 套管; 64. 铆钉;  
 66i、66e. 副摇臂; 67e、67i. 连杆; 68. 控制弹簧; 69. 轴承;  
 70. 控制轴; 71i、71e. 控制连杆; 72、73. 连接销;  
 76、77、78、79. 弹簧保持部;  
 76a、77a、78a、79a. 弹簧导向器;  
 80. 电机; 80b. 输出轴; 81. 减速齿轮; 82. 输出齿轮; 83. 盖;  
 84. 支承轴; 88. 保持筒; 89. 轴承; 90. 导向轴; 91. 通孔;  
 92. ECU; 94. 摇动位置检测器; 95. 输出要求量检测器;  
 96. 内燃机温度检测器; E. 内燃机; V. 机动二轮车; U. 动力单元;  
 L1. 气缸轴线; L2. 转动中心线; L3i、L3e. 摇动中心线;  
 L4i、L4e、L5i、L5e 枢动中心线; L6. 中心轴线;  
 A1. 气缸轴线方向; A2. 凸轮轴方向; T. 节流控制机构;  
 D. 操作量; Da. 规定负荷; Db. 最大负荷; Fa、Fb. 负荷区域;  
 e. 偏移量; M. 气门特性改变机构; M1i、M1e. 连杆机构;  
 M2. 驱动机构; M3. 控制机构; M4. 传送机构; HO. 基准平面;  
 H1、H2. 垂直平面; R1. 转动方向; R2. 反转方向;  
 Kimax、Kemax. 最大气门动作特性; Kimin、Kemin. 最小气门动作特  
 性;  
 $\beta$ . 开度;  $\theta_{iomax}$ 、 $\theta_{icmin}$ 、 $\theta_{eomax}$ 、 $\theta_{ecmin}$ . 最大、小超前角位  
 置;  
 $\theta_{iomax}$ 、 $\theta_{icmin}$ 、 $\theta_{eomax}$ 、 $\theta_{ecmin}$ . 最大、小滞后角位置;  
 Pa. 覆盖时间; Pb. 非覆盖时间; Pae. 有效覆盖时间;  
 Pbe. 有效非覆盖时间; N. 内部 EGR 率; Nn. 最小内部 EGR 率;  
 Nx. 最大内部 EGR 率。

### 具体实施方式

以下, 参照图 1~图 14 说明本发明的实施方式。

参看图 1, 应用了本发明的内燃机 E 被安装在一种车辆两轮机动车 V 上。两轮机动车 V 具有: 包括前架 1a 和后架 1b 的车架 1; 固定在前叉 3

的上端部的手柄 4, 该前叉 3 能够转动地支承在连接于前架 1a 的前主管 2 上; 能够转动地支承在前叉 3 下端部的前轮 7; 被支承在车架 1 的动力单元 U; 能够转动地支承在摇臂 5 的后端部的后轮 8, 该摇臂 5 能够摇动地支承在车架 1 上; 连接后架 1b 和摇臂 5 的后部的后减震器 6; 包围车架 1 的车体罩 9。

动力单元 U 包括: 具有在两轮机动车 V 的左右方向延伸的曲轴 15 的横置的内燃机 E; 具有变速器、向后轮 8 传送内燃机 E 的动力的传动装置。内燃机 E 包括: 形成收容曲轴 15 的曲轴室并且兼作变速器箱的曲轴箱 10; 连接在曲轴箱 10 上、向前方延伸的气缸 11; 连接在气缸 11 的前端部上的气缸盖 12; 连接在气缸盖 12 的前端部上的气缸盖罩 13。气缸 11 的缸体轴线 L1 向前、相对水平方向稍微向上倾斜延长(参照图 1), 或者大体在水平方向上平行延长。而且, 由活塞 14(参照图 2)驱动曲轴 15 转动, 曲轴 15 的转动通过所述变速器变速后向后轮 8 传送, 驱动后轮 8。

一并参照图 2, 内燃机 E 是 SOHC 型空冷单缸四冲程内燃机。在气缸 11 内形成气缸室 11a, 其内能够往复运动地嵌合活塞 14。在气缸盖 12 内在气缸轴线方向 A1 上相对气缸室 11a 的面形成燃烧室 16, 还在燃烧室 16 内分别开口形成具有吸气口 17a 的吸气孔 17 和具有排气口 18a 的排气孔 18。火花塞 19 面临燃烧室 16 插入在气缸盖 12 上形成的安装孔 12c 内, 安装在气缸盖 12 上。在此, 燃烧室 16 与活塞 14 和气缸盖 12 之间的所述气缸室 11a 共同构成燃烧空间。

另外, 在气缸盖 12 内还设置内燃机气门, 即一个进气门 22 和一个排气门 23, 其被气门导向件 20i、20e 支承进行往复运动, 平时被气门弹簧 21 向闭方向靠压, 通过安装在内燃机 E 内的气门传动装置 40 进行开闭, 分别开闭由气门座 24 形成的吸气口 17a 和排气口 18a。气门传动装置 40, 除电动机 80(参照图 5)之外, 配置在由气缸盖 12 和盖罩 13 构成的气门传动室 25 内。

在开设吸气孔 17 的入口 17b 的气缸盖 12 的一侧面即上面 12a 上安装吸气装置, 其具有空气过滤器 26(参照图 1)和节流气门体 27(参照图 1), 用于把从外部吸取的空气引入吸气孔 17 内。在开设排气孔 18 的出口 18b 的气缸盖 12 的另一侧面即下面 12b 上安装排气装置, 其具有把从燃烧室 16 通过排气孔 18 流出的排气引导到内燃机 E 外部的排气管 28(参照图 1)。另

外，在上述吸气装置中还具有向吸入空气中供给液体燃料的燃料供给装置，即燃料喷射阀。

而且，通过空气过滤器 26 和节流气门体 27 吸入的空气，经过在活塞 14 下降的吸气行程中打开的进气门 22，从吸气孔 17 吸入燃烧室 16 内，在活塞 14 上升的压缩行程中以和燃料混合的状态被压缩。混合气体在压缩行程的末期由火花塞 19 点火燃烧，在活塞 14 下降的膨胀行程中，被燃烧气体的压力驱动的活塞 14 驱动曲轴 15 转动。已燃气体经过在活塞 14 上升的排气行程中打开的排气门 23，作为排气，从燃烧室 16 在排气孔 18 排出。

参照图 3，在上游端 27a 侧连通空气过滤器 26、在下游端 27b 侧通过吸气管连通吸气孔 17 的节流气门体 27 内设置：被复位弹簧向闭气门方向靠压的节流气门 30，使节流气门 30 开闭、控制其开度的节流控制机构 T；检测节流气门 30 的开度的节流开度检测装置 32。节流控制机构 T 包括：由控制装置即电控单元(以下称为“ECU”)92(参照图 5)控制的执行器的电机 33；把电机 33 的驱动力向节流气门 30 传送的传动机构，其是由一系列齿轮 34、35 组成的减速齿轮组。

一并参照图 5，ECU 92 中输入检测内燃机 E 的运转状态的运转状态检测装置的各种检测信号。运转状态检测装置包括：输出要求量检测装置 95，其检测运转者操作的输出操作部件、即节流气门操纵把手的操作量 D；内燃机温度检测装置 96，其作为检测内燃机 E 的暖机状态的检测装置(例如润滑油温度检测装置)；节流阀开度检测装置 32。这里，操作量 D 是运转者要求的内燃机的输出量，上述节流气门操纵把手是设定该要求量的输出设定装置。

ECU 92 的存储器中存储着以操作量 D 为参数，设定节流气门 30 的开度  $\beta$  的节流阀开度图。如图 4(A)、(B)所示，该节流阀开度图由在内燃机 E 暖机时使用的暖机用图和在内燃机 E 暖机结束后使用的暖机后用图构成。而且，控制电机 33 根据输出要求量检测装置 95 检测的操作量 D 和节流开度检测装置 32 检测的节流气门 30 的实际的开度，通过 ECU 92 控制开闭节流气门 30，使节流气门 30 的开度达到上述节流开度图设定的开度  $\beta$ 。

ECU 92，在内燃机温度检测装置 96 检测出内燃机温度未达到规定温度的状态的暖机时，选择暖机用图；在内燃机温度检测装置 96 检测出内燃机温度大于等于上述规定温度的状态的暖机后，选择暖机后用图。根据暖机

用图, 设定节流气门 30 的开度与操作量  $D$  成正比的开度特性, 要在内燃机  $E$  的全部负荷区域, 使节流气门 30 的开度随着操作量  $D$  的增加而增加。因此, 电机 33 在负荷全部区域, 要随着输出要求量检测装置 95(也是检测内燃机负荷的负荷检测装置)检测的操作量  $D$  即内燃机负荷的增加而增加开度这样地控制节流气门 30 的开度。

另外, 根据暖机后用图, 设定如下的开度特性: 在从无负荷到低负荷区域的规定负荷  $D_a$  的第一负荷区域  $F_a$ , 随着操作量  $D$ (内燃机负荷)的增加, 节流气门 30 要从怠速开度增加, 在负荷  $D_a$  达到全开; 在超过规定负荷  $D_a$  的第二负荷区域  $F_b$ , 节流气门 30 的开度与操作量  $D$  无关为全开状态。因此, 电机 33, 在第一负荷区域  $F_a$ , 随着操作量  $D$  的增加从怠速开度在规定负荷  $D_a$  达到全开这样地控制节流气门 30 的开度, 在第二负荷区域  $F_b$ , 要保持全开地控制节流气门 30。在此, 内燃机  $E$  的全部负荷区域, 在无负荷和最大负荷  $D_b$  之间, 应该大致三等分为低负荷区域  $F_1$ 、中负荷区域  $F_2$  和高负荷区域  $F_3$ 。

参照图 2、图 5~图 7、图 12, 气门传动装置 40 具有: 吸气主摇臂 41, 其作为吸气凸轮随动件触接进气门 22 的气门杆 22a, 使进气门 22 开闭; 排气主摇臂 42, 其作为排气凸轮随动件触接排气门 23 的气门杆 23a, 使气门 23 开闭; 气门特性改变机构  $M$ , 其控制包括进气门 22 和排气门 23 的开闭正时和最大提升量的气门动作特性。

吸气主摇臂 41 和排气主摇臂 42, 分别以中央部的支点部 41a、42a 能够摇动地支承在固定于凸轮轴架 29 上的一对摇轴 43 上, 分别以构成一端部的作用部的调整螺丝 41b、42b 触接气门杆 22a、23a, 分别以构成另一端部的接触部的滚子 41c、42c 接触吸气凸轮 53 和排气凸轮 54。

气门特性改变机构  $M$  包括: 被收容在气门传动室 25 内的内部机构; 驱动上述内部机构的电执行器即电机 80, 其作为外部机构被配置在气门传动室 25 外。上述内部机构包括: 一根凸轮轴 50, 其能够转动地支承在气缸盖 12 上, 并与曲轴 15 连动被驱动转动; 吸气驱动凸轮 51 和排气驱动凸轮 52, 其是被设置在凸轮轴 50 上、与凸轮轴 50 一体地转动的驱动凸轮; 连杆机构  $M_{li}$ 、 $M_{le}$ , 其是轴支在凸轮轴 50 上, 能以凸轮轴 50 为中心摇动的连动机构; 吸气凸轮 53 和排气凸轮 54, 其是连接连杆机构  $M_{li}$ 、 $M_{le}$ , 分别使吸气主摇臂 41 和排气主摇臂 42 动作的轴支在凸轮轴 50 上的气门传动

凸轮; 驱动机构 M2(参照图 5), 其以电机 80 作为驱动源使连杆机构 M1i、m1e 以凸轮轴 50 为中心摇动; 控制机构 M3, 其安装在驱动机构 M2 和连杆机构 M1i、M1e 之间, 按照电机 80 的驱动力控制连杆机构 M1i、M1e 围着凸轮轴 50 的摇动; 按压弹簧 55, 其作为按压驱动件, 使凸轮轴 50 的转矩作用在连杆机构 M1i、M1e 上, 从而把连杆机构 M1i、M1e 按压在控制机构 M3 上。

参照图 2、图 5、图 6, 凸轮轴 50, 通过在其两端部配置的一对轴承 56, 被能够转动地支承在气缸盖 12 和连接在气缸盖 12 上的凸轮轴架 29 上, 通过经由气门传动用传动机构传送的曲轴 15 的动力(参照图 1)与曲轴 15 连动, 以曲轴 15 的一半的转速被驱动转动。上述气门传动用传动机构具有: 接近作为凸轮轴 50 的一端部的左端部的前端成一体连接的凸轮链轮 57; 成一体地连接在曲轴 15 上的驱动链轮; 套挂在凸轮链轮 57 和上述驱动链轮上的正时链 58。上述气门传动用传动机构被收容在由气缸 11 和气缸盖 12 形成的位于气缸 11 和气缸盖 12 的第一垂直平面 H1 的一侧即左侧的传动室内。而且, 上述传动室中的由气缸盖 12 形成的传动室 59 是以气缸轴线 L1 为中心的径方向(以下称为“径方向”), 并且在凸轮轴 50 的转动中心线 L2 的方向 A2(以下称“凸轮轴方向 A2”)毗邻气门传动室 25。在此, 第一垂直平面 H1 是包括气缸轴线 L1, 同时垂直于后述的基准平面 H0 的平面。

另外, 在气门特性可变机构 M 中, 因为与进气门 22 有关的部件和与排气门 23 有关的部件包括互相对应的部件, 另外, 因为吸气驱动凸轮 51, 排气驱动凸轮 52, 连杆机构 M1i、M1e, 吸气凸轮 53 和排气凸轮 54 具有相同的基本结构, 所以在以下的说明中, 以涉及排气门 23 的部件为中心进行说明, 涉及进气门 22 的部件和有关说明等按需要记入括弧内。

参照图 2、图 5、图 8、图 9、图 12, 压入固定在凸轮轴 50 上的排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)具有遍及外周面全周形成的凸轮面。该凸轮面由通过连杆机构 M1e(M1i)不摇动排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的基圆部 52a(51a)和通过连杆机构 M1e(M1i)摇动排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的凸轮凸部 52b(51b)构成。基圆部 52a(51a)具有由从转动中心线 L2 的半径一定的圆弧形成的剖面形状, 凸轮凸部 52b(51b)具有由从转动中心线 L2 的半径在凸轮轴 50 的转动方向 R1 上增加后减少的剖面形状。而且, 基圆部 52a(51a)要使排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)接触排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的基圆部

54a(53a)那样地设定排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的摇动位置, 凸轮凸部 52b(51b)要使排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)接触排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的基圆部 54a(53a)和凸轮凸部 54b(53b)那样地设定排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的摇动位置。

连杆机构 M1i、M1e 由连接吸气凸轮 53 的吸气连杆机构 M1i 和连接排气凸轮 54 的排气连杆机构 M1e 构成。一并参照图 5、图 6, 排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)具有: 轴支在凸轮轴 50 上, 能够以凸轮轴 50 为中心摇动的托架 60e(60i); 轴支承在托架 60e(60i)上, 由排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)驱动摇动的排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i); 以一端部轴支在排气副臂 66e 上(吸气副摇臂 66i), 同时以另一端部轴支在排气凸轮 54(吸气凸轮 53)上的连杆 67e(67i); 把排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)按压在排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)上的控制弹簧 68。

通过套在凸轮轴 50 上的轴承 69 支承在凸轮轴 50 上的托架 60e(60i)具有: 在凸轮轴方向  $A_2$  上离开间隔设置的一对第一、第二板 61e(61i)、62e(62i); 在凸轮轴方向  $A_2$  离开规定间隔连接第一板 61e(61i)和第二板 62e(62i), 同时轴支承排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的连接部件。该连接部件包括: 确定隔离两板 61e(61i)、62e(62i)的所述规定间隔, 同时又是轴支排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的支承轴的套管 63e(63i); 穿过套管 63e(63i)把两板 61e(61i)、62e(62i)连接成一体的铆钉 64。如图 6、图 8 所示, 在各板 61e(61i)、62e(62i)上形成安装孔 61e3(61i3)、62e3(62i3), 其用于安装可摇动地支承在凸轮轴 50 上各板 61e(61i)、62e(62i)的轴承 69。

一并参照图 5, 在第一板 61e(61i)上轴连着控制机构 M3 的排气控制连杆 71e(吸气控制连杆 71i), 排气控制连杆 71e(吸气控制连杆 71i)和第一板 61e(61i)在两者的连接部 71e2(71i2)、61e1(61i1)能够相对运动地连接。具体地是, 把压入固定在作为托架侧连接部的第一板 61e(61i)的连接部 61e1(61i1)的孔内的连接销 61e1a(61i1a)能够相对转动地插入作为控制机构侧连接部的排气控制连杆 71e(吸气控制连杆 71i)的连接部 71e2(71i2)的孔内。

另外, 在第二板 62e(62i)上形成减压凸轮 62e1(62i1), 其用于在起动内燃机 E 时, 在压缩行程通过稍微打开进气门 22 和排气门 23, 降低压缩压力, 从而容易起动(参照图 8、图 12)。另外, 在第二板 62e 上还设置被检测部 62e2, 其用于被摇动位置检测装置 94(参照图 14)的检测部 94a 检测。被检测部 62e2

由在第二板 62e 摇动方向, 与构成检测部 94a 的齿部啮合连接的齿部构成。另外, 在本实施方式没使用, 在第二板 61i 上也设置与被检测部 62e2 相当的部分 62i2。

在套管 63e(63i)上, 一体成形设置保持由压缩螺旋弹簧形成的控制弹簧 68 的一端部的第一弹簧保持部 76 和保持由压缩螺旋弹簧形成的按压弹簧 55 的一端部的可动侧弹簧保持部 78。两弹簧保持部 76、78 在凸轮轴方向  $A_2$  上与排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的支点部 66ea(66ia)毗邻配置, 同时在套管 63e(63i)的周方向上被隔开间隔配置(参照图 6)。

另外, 在套管 63e(63i)上, 在离开排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的摇动中心线  $L3e(L3i)$  的位置上, 形成嵌合在形成于第二板 62e(62i)上的孔 62e4(62i4)内的凸部 63e1(63i1)。凸部 63e1(63i1)和孔 62e4(62i4)构成连接部, 其用于阻止第二板 62e(62i)和套管 63e(63i)之间围着摇动中心线  $L3e(L3i)$  的相对转动。通过该连接部阻止由设置一对弹簧保持部 76、78, 而由控制弹簧 68 和按压弹簧 55 的弹力产生的同一方向的转矩作用的套管 63e(63i)相对第一、第二板 61e(61i)、62e(62i)的转动。因而, 能够确实地进行由按压弹簧 55 向连杆机构  $M1i$ 、 $M1e$  付与围着凸轮轴 50 的转矩作用和由控制弹簧 68 向排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)的按压作用。

参照图 2、图 5、图 6、图 8、图 9、图 12, 在凸轮轴方向  $A_2$ , 与排气凸轮 54(吸气凸轮 53)和排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)一起被配置在第一、第二板 61e(61i)、62e(62i)之间的排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i), 在作为与排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)接触的接触部的滚子 66eb(66ib), 与排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)接触; 在一端部的支点部 66ea(66ia), 能够摇动地支承在套管 63e(63i)上; 在另一端部的连接部 66ec(66ic), 轴支在固定于连杆 67e(67i)的一端部上的连接销 72 上。因此, 排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i), 由排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)与凸轮轴 50 一起转动而以套管 63e(63i)为摇动中心摇动。

被轴支在固定于连杆 67e(67i)的另一端部上的连接销 73 上的排气凸轮 54(吸气凸轮 53), 通过轴承 44 被支承在凸轮轴 50 上能够以凸轮轴 50 为中心摇动的摇动凸轮构成, 在该凸轮的外周面的一部分上形成凸轮面。该凸轮面由保持排气门 23(进气门 22)为闭气门状态的基圆部 54a(53a)和向下按压打开排气门 23(进气门 22)的凸轮凸部 54b(53b)构成。基圆部 54a(53a)的剖

面形状为从转动中心线  $L_2$  的半径一定的圆弧形，凸轮凸部 54b(53b)的断面形成为从转动中心线  $L_2$  的半径在凸轮轴 50 的反转方向  $R_2$ (转动方向  $R_1$ )增加的形状。因此，排气凸轮 54(吸气凸轮 53)的凸轮凸部 54b(53b)具有在反转方向  $R_2$ (转动方向  $R_1$ )逐渐地增大排气门 23(进气门 22)的提升量的形状。

排气凸轮 54(吸气凸轮 53)，一方面由通过控制机构 M3 传送的驱动机构 M2 的驱动力，与排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)一起以相同的摇动量以凸轮轴 50 为中心摇动；另一方面被由排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)摇动的排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)，以凸轮轴 50 为中心摇动。而且，相对凸轮轴 50 摇动的排气凸轮 54(吸气凸轮 53)使排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)摇动，从而开关排气门 23(进气门 22)。因此，排气凸轮 54(吸气凸轮 53)，由依次通过托架 60e(60i)、排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)和连杆 67e(67i)传送的驱动机构 M2 的驱动力摇动，并且，由依次通过排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)和连杆 67e(67i)传送的排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)的驱动力摇动。

控制弹簧 68 被配置在套管 63e(63i)和排气凸轮 54 之间，对应排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的摇动，能够在凸轮轴 50 的周方向伸缩，产生向排气驱动凸轮 52(吸气驱动凸轮 51)上按压排气副摇臂 66e(吸气副摇臂 66i)的滚子 66eb(66ib)的弹力。控制弹簧 68 的一端部被保持在第一弹簧保持部 76 内，另一端部被保持在设置在与排气凸轮 54(吸气凸轮 53)形成一体的闩板状的凸出部上的第二弹簧保持部 77 内。

在排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)内，常时作用在其摇动方向上向着一个方向产生转矩的弹力的按压弹簧 55 的一端部被保持在托架 60e(60i)的可动侧弹簧保持部 78 内，另一端部被保持在设置于凸轮轴架 29(其是固定在气缸盖 12 内的固定部件)上的固定侧弹簧保持部 79 内。

把排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)向气缸 11 侧按压的按压弹簧 55 的弹力，直接作用在托架 60e(60i)上，把该托架 60e(60i)向气缸 11 的方向按压，由该弹力作用在托架 60e(60i)上的转矩向着上述一方的方向。而且，设定上述一方的方向与在排气凸轮 54(吸气凸轮 53)打开排气门 23(进气门 22)时由排气门 23(进气门 22)作用在排气凸轮 54(吸气凸轮 53)上的反作用力产生的作用在排气凸轮 54(吸气凸轮 53)上的转矩方向相同。因此，按压

弹簧55的弹力把连接部61e1(61i1)在连接部71e2(71i2)向常时摇动方向按压的方向与基于从排气凸轮54(吸气凸轮53)通过连杆67e(67i)和排气副摇臂66e(吸气副摇臂66i)作用在托架60e(60i)上的转矩上述反作用力在连接部71e2(71i2),把连接部61e1(61i1)向摇动方向按压的方向相同。

而且,通过按压弹簧55,在由轴支产生微小间隙的各连接部71e2(71i2)、61e1(61i1),把一方的连接部61e1(61i1)在另一方的连接部71e2(71i2)向时常摇动方向按压,因而,在由排气控制连杆71e(吸气控制连杆71i)摇动第一板61e(61i)时,连接部71e2(71i2)和连接部61e1(61i1)之间的间隙(游隙)的影响被解除,排气控制连杆71e(吸气控制连杆71i)的运动高精度地向托架60e(60i)传送。

参照图2、图5、图12,控制机构M3具有:作为由驱动机构M2驱动的控制部件的圆筒形的控制轴70;向连杆机构M1i、M1e传送控制轴70的运动以凸轮轴50为中心摇动连杆机构M1i、M1e的控制连杆71i、71e。

控制轴70能够在平行于气缸轴线L1的方向移动,因而,能够在相对包括凸轮轴50的转动中心线L2同时平行于气缸轴线L1的基准平面H0平行的方向移动。

控制连杆71i、71e由吸气控制连杆71i和排气控制连杆71e构成。吸气控制连杆71i在第一吸气连接部、即连接部71i1被控制轴70轴支,在第二吸气连接部、即连接部71i2被吸气连杆机构M1i的第一板61i的连接部61i1枢动连接。排气控制连杆71e在第一排气连接部、即连接部71e1被控制轴70枢动连接,在第二排气连接部、即连接部71e2被排气连杆机构M1e的第一板61e的连接部61e1枢动连接。吸气控制连杆71i的连接部71i1和控制轴70的连接部70a分别具有能够相对转动地插入一个压入固定在排气控制连杆71e的连接部71e1孔内的连接销71e3的孔,被连接销71e3轴支。两叉状的连接部71i2、71e2分别具有能够相对转动地插入连接部71i2、71e2的连接销61i1a、61e1a的孔,被连接销61i1a、61e1a枢轴支承。而且,按压弹簧的弹力,在存在由枢动连接产生的微小的间隙的各连接部71e1(71i1)、70a,常时把连接部71e1(71i1)按压在连接部70a上,因而,连接部71e1(71i1)和连接部70a之间的间隙(游隙)的影响被消除,控制轴70的运动被高精度地传送到排气控制连杆71e(吸气控制连杆71i)。

而且,连接部71i1的枢动中心线L4i(参照图2、图12)和连接部71e1

的枢动中心线 L4e(参照图 2、图 12), 在控制轴 70 的连接部 70a 构成共同的枢动中心线, 并且, 以相对基准平面 H0 向一侧, 即排气侧偏移规定距离偏移量 e 的状态(参照图 2、图 7)平行于转动中心线 L2 地配置。连接部 71i2 的枢动中心线 L5i(参照图 2、图 12)平行于转动中心线 L2 地被配置在上述排气侧。连接部 71e2 的枢动中心线 L5e(参照图 2、图 12)平行于转动中心线 L2 地被配置在相对基准平面 H0 的另一侧, 即吸气侧。因此, 如图 7 所示, 控制轴 70 的中心轴线 L6 平行于气缸轴线 L1, 同时相对基准平面 H0 只向排气侧偏移偏移量 e。这里, 吸气侧是相对基准平面 H0, 配置进气门 22 的一侧, 排气侧是相对基准平面 H0 配置排气门 23 的一侧。

另外, 设定两枢动中心线 L4i、L5i 之间的距离、即吸气控制连杆 71i 的连杆长度比两枢动中心线 L4e、L5e 之间的距离、即排气控制连杆 71e 的长度长。两枢动中心线 L5i、L5e 被配置在凸轮轴 50 的周围, 以转动中心线 L2 为轴的同时圆柱面上, 与转动中心 L2 等距离, 并且, 位于相对第二垂直平面 H2(其包括转动中心线 L2 同时垂直于基准平面 H0)配置控制轴 70 和枢动中心线 L4i、L4e 一侧。另外, 枢动中心线 L5i 处于比枢动中心线 L5e 更靠近第二垂直平面 H2 的位置。

因此, 由于共同的枢动中心线、即枢动中心线 L4i、L4e 相对基准平面 H0 向排气侧偏移规定的偏移量 e, 还由于设定吸气控制连杆 71i 的连杆长度比排气控制连杆 71e 的连杆长度长, 这样, 对于由驱动机构 M2 驱动的控制轴 70 的移动量, 以凸轮轴 50 为中心的枢动中心线 L5i 的摇动量(从而也使吸气连杆机构 M1i 和吸气凸轮 53 的摇动量)比排气连杆 M1e 和排气凸轮 54 的摇动量大。

参照图 6、图 10, 驱动控制轴 70 的驱动机构 M2 包括: 安装在气缸盖罩 13 上的可反转电机 80; 把电机 80 的转动传送到控制轴 70 的传送机构 M4。而且, 控制机构 M3 和驱动机构 M2 相对第二垂直平面 H2 配置在气缸 11 和燃烧室 16 的相反侧。

电机 80 具有: 收容线圈部等发热部并且具有平行于气缸轴线 L<sub>1</sub> 的中心轴线的圆筒形本体 80a; 平行于气缸轴线 L<sub>1</sub> 延伸的输出轴 80b。电机 80 相对气缸盖 12 和气缸盖罩 13 在气门传动室 25 的径向配置在外方。而且, 相对第一垂直平面 H1 在左侧配置传动室 59, 在另一侧即右侧配置本体 80a 和火花塞 19。在本体 80a 中, 在气缸盖罩 13 上向径向凸出形成帽形的安装

部 13a, 在与上述安装部 13a 接合的被安装部 80a1 上形成贯通孔 80a2, 输出轴 80b 贯穿该贯通孔 80a2 凸出到本体 80a 的外部延伸入气门传动室 25 内。本体 80a, 从气缸盖罩 13 侧沿气缸轴线方向 A1 看, 另外, 从气缸盖罩 13 的前方看, 其全体被配置在由安装部覆盖的位置上(参照图 10)。

参照图 2、图 5、图 10, 在气门传动室 25 内, 在气缸轴线方向 A1 配置在凸轮轴架 29 和气缸盖罩 13 之间的传送机构 M4 包括: 减速齿轮 81, 其与在贯穿气缸盖罩 13 并延伸到气门传动室 25 内的输出轴 80b 上形成的驱动齿轮 80b1 啮合; 输出齿轮 82, 其与减速齿轮 81 啮合, 同时通过凸轮轴架 29 能够转动地被支承在气缸盖 12 上。减速齿轮 81, 其能够转动地支承在气缸盖罩 13 和覆盖在气缸盖罩 13 上形成的开口 13c 的盖 83 支承的支承轴 84 上, 具有: 与驱动齿轮 80b1 啮合的大齿轮 81a, 与输出齿轮 82 啮合的小齿轮 81b。输出齿轮 82 具有圆筒形的轮毂部 82a, 其通过轴承 89 能够转动地被保持筒 88 支承, 该保持筒 88 由螺栓接合在凸轮轴架 29 上。

输出齿轮 82 和控制轴 70 通过进给丝杠机构驱动连接, 该进给丝杠机构把输出齿轮 82 的转动运动变换成控制轴 70 的平行于气缸轴线 L1 的直线往复运动。上述进给丝杠机构具有在轮毂部 82a 的内周面形成的梯形螺纹构成的阴螺纹部 82b 和在控制轴 70 的外周面上形成由与阳螺纹部 70b 螺纹连接的梯形螺纹构成的阳螺纹部 70b。控制轴 70 能够滑动地嵌合在固定于轮毂部 82a 上的导向轴 90 的外周上, 在被该导向轴 90 引导移动方向状态下, 通过在凸轮轴架 29 上形成的通孔 91(也参照图 7), 沿气缸轴线方向 A1 可相对凸轮轴 50 进出。

参照图 5, 电机 80 由电控单元(以下称 ECU)92 控制。为此, 对于 ECU 92 输入来自输出要求量检测装置 95、内燃机温检测装置 96 及构成上述运行状态检测装置的检测内燃机 E 的起动时间的起动检测装置和检测内燃机转速的内燃机转速检测装置等检测信号, 还输入来自检测由电机 80 摇动的排气连杆机构 M1e 的托架 60e 以及排气凸轮 54 的相对凸轮轴 50 的摇动角、即摇动位置的摇动位置检测装置 94(例如, 由电位器构成)的检测信号。

ECU 92 的存储器内存储以操作量 D 为参数设定了摇动位置的气门控制图表。而且, ECU 92 对应由输出要求量检测装置 95 检测的操作量 D 和由摇动位置检测装置 94 检测的排气连杆机构 M1i 的托架 60e 的实际摇动位置, 即排气凸轮 54 的实际的摇动位置控制电机 80, 使之达到上述气门控制图设

定的摇动位置。因此，当由电机 80 驱动的控制轴 70 的位置变化时，排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)和排气凸轮 54(吸气凸轮 53)相对凸轮轴 50 的转动位置、即摇动位置就会对应操作量 D 而改变，排气门 23(进气门 22)的气门动作特性就对应内燃机 E 的运转状态被控制。

具体过程如下：

如图 11 所示，作为由改变开闭正时和最大提升量的气门特性改变机构 M 分别控制的气门动作特性  $K_i$ 、 $K_e$  的基本动作特性，以最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  和最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  为极限值，以最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  和最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  中间的任意中间气门动作特性进行开闭进气门和排气门。为此，对于进气门 22，随着其开正时连续形成滞后角，闭正时连续地形成超前角而开气门正时连续地缩短，进而，得到最大提升量的凸轮轴 50 的转角(或者曲轴 15 的转动位置、即曲轴角)连续地形成滞后角，与此同时，最大提升量连续地减少。而且，在与进气门 22 的气门动作特性改变的同时，在排气门 23，随着其开气门正时连续形成滞后角，闭正时连续地形成超前角，而开气门正时连续地缩短，进而，得到最大提升量的凸轮轴 50 的转角连续地形成超前角，最大提升量连续地减少。

一并参照图 12，当由驱动机构 M2 驱动的控制轴 70 和吸气控制连杆 71i 处于图 12(A)、(B)所示的第一位置时，能得到进气门 22 的开正时为最大超前角位置  $\theta_{iomax}$ 、其闭正时为最大滞后角位置  $\theta_{icmax}$ 、并且其开气门正时和最大提升量都为最大的气门动作特性  $K_{imax}$ ，同时能够得到排气门 23 的开正时为最大超前角位置  $\theta_{eomax}$ 、其闭正时为最大滞后角位置  $\theta_{ecmax}$ 、并且其开气门期间和最大提升量都为最大的气门动作特性  $K_{emax}$ 。

另外，在图 12、图 13 中，用实线和虚线表示排气门 23(进气门 22)闭时的排连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)和排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)的状态；用双点划线表示排气门 23(进气门 22)以最大提升量打开时的排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)和排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)的大致的状态。

在根据内燃机 E 的运转状态，由气门特性改变机构 M 从得到最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  的状态向得到最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  的状态移动时，电机 80 驱动输出齿轮 72 转动，控制轴 70 通过上述进给丝杠

机构向着凸轮轴 50 进出。此时，基于电机 80 的驱动量，控制轴 70 通过吸气控制连杆 71i，使吸气连杆机构 M1i 和吸气凸轮 53 以凸轮轴 50 为中心向转动方向 R1 摇动，同时通过排气控制连杆 71e，使排气连杆机构 M1e 和排气凸轮 54 以凸轮轴 50 为中心向反转方向 R2 摇动。

而且，当控制轴 70 和排气控制连杆 71e 处于图 13(A)、(B)所示的第二位置时，能够得到进气门 22 的开正时为最小滞后角位置  $\theta_{iomin}$ 、其闭正时为最小超前角位置  $\theta_{icmin}$ 、并且其开气门期间和最大提升量都为最小的最小气门动作特性  $K_{imax}$ ，同时能够得到排气门 23 的开正时为最小滞后角位置  $\theta_{eomin}$ 、其闭正时为最小超前角位置  $\theta_{ecmin}$ 、并且其开气门期间和最大提升量都为最小的最小气门动作特性  $K_{emin}$ 。

而且，当控制轴 70 从上述第二位置移动到上述第一位置时，电机 80 驱动输出齿轮 82 向逆方向转动，控制轴 70 通过进给丝杠机构后退离开凸轮轴 50。此时，控制轴 70 通过吸气控制连杆 71i，使吸气连杆机构 M1i 和吸气凸轮 53 以凸轮轴 50 为中心向反转方向 R2 摇动，同时通过排气控制连杆 71e，使排气连杆机构 M1e 和排气凸轮 54 以凸轮轴 50 为中心向转动方向 R1 摇动。

另外，在控制轴 70 处于上述第一位置和上述第二位置之间的位置时，在排气门 23(进气门 22)能够得到在最大气门动作特性  $K_{emax}(K_{imax})$  和最小气门动作特性  $K_{emin}(K_{imin})$  中的、设定成为开正时、闭正时、开气门正时和最大提升量之间值的开正时、闭正时开气门期间和最大提升量的无数个上述中间气门动作特性。

而且，除上述基本动作特性之外，还以辅助动作特性，通过气门特性改变机构 M 分别进行吸气闭和排气门开闭动作。参照图 14(A)、(B)详细说明实际得到作为上述辅助动作特性的减压动作特性的过程。在内燃机 E 开始起动的压缩行程，电机 80 驱动输出齿轮 82 向逆方向转动，控制轴 70 超过上述第一位置，处于要离开凸轮轴 50 后退的位置、即减压位置。此时，排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)和排气凸轮 54(吸气凸轮 53)向转动方向 R1(反转方向 R2)摇动，第二板 62e(62i)的减压凸轮 62e1(62i1)接触在设置于排气主摇臂 42(吸气主摇臂 41)的滚子 42c(41c)附近的减压部 42d(41d)上，滚子 42c(41c)离开排气凸轮 54(吸气凸轮 53)，排气门 23(进气门 24)打开小的开度、即减压开度。

参照图 11 可知, 对应进气门 22 和排气门 23 的气门动作特性, 在吸气上止点附近的进气门 22 和排气门 23 的覆盖时间  $P_a$  和非覆盖时间  $P_b$  变化。即, 在最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  能得到最大覆盖时间  $P_{ax}$ , 在最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  能得到最大非覆盖时间  $P_{bx}$ , 在两个气门动作特性之间的中间气门动作特性, 随着从最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  向最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  移动, 覆盖时间  $P_a$  减少为 0(零), 非覆盖时间  $P_b$  从 0(零)增加。在此, 覆盖时间  $P_a$  在吸气上止点附近, 排气门 23 和进气门 22 都处于开气门状态, 是排气门 23 的闭正时和进气门 22 的开正时之间的曲轴角(或者凸轮轴转动角)的范围。非覆盖时间  $P_b$  在吸气上止点附近, 排气门 23 和进气门 22 都处于闭气门状态, 是排气门 23 的闭正时和进气门 22 的开正时的曲轴角(或者凸轮轴转动角)的范围。

而且, 当通过内燃机温度检测装置 96 检测为暖机时, 就如图 4(C)所示地, 为得到在内燃机 E 的全负荷范围与操作量 D 无关的以规定量固定的覆盖时间  $P_a$ (在此为最大覆盖时间  $P_{ax}$ )而控制进气门 22 和排气门 23 的气门动作特性, ECU 92 基于上述气门控制图控制电机 80。在此, 在暖机时, 气门特性改变机构 M 要在最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  进行开闭进气门 22 和排气门 23, 控制气门动作特性在负荷全区域内不形成非覆盖时间  $P_b$ 。

另外, ECU 92, 当由内燃机温度检测装置 96 检测为暖机后时, 如图 4(D)所示地, 使气门特性改变机构 M 控制气门动作特性, 以在上述全部负荷区域通过与节流气门 30 协同动作, 得到对应要求量的内燃机输出, 按照操作量 D 控制覆盖时间  $P_a$  或非覆盖时间  $P_b$  而控制内燃机输出。

参照图 4、图 11, 气门特性改变机构 M, 控制气门动作特性使在第一负荷区域  $F_a$  随着要求量增加减少覆盖时间  $P_a$ , 达到 0(零)之后增加非覆盖时间  $P_b$ , 在达到规定负荷  $D_a$  之前得到最大非覆盖时间  $P_{bx}$ ; 使在第二负荷区域  $F_b$ , 随着要求量增加从最大非覆盖时间  $P_{bx}$  减少非覆盖时间  $P_b$ , 达到 0(零)之后增加覆盖时间  $P_a$ , 在最大负荷(最大操作量) $D_b$ , 得到最大覆盖时间  $P_{ax}$ 。而且, 在该气门传动装置 40, 气门特性改变机构 M 改变进气门 22 的开闭正时和排气门 23 的开闭正时, 控制覆盖时间  $P_a$  和非覆盖时间  $P_b$ , 由此, 控制内部 EGR 率 N。

内部 EGR 率 N 表示燃烧室 16 的新气体的量和燃烧室 16 内残留的已燃气体量的比例, 用下式定义。



明由气门特性改变机构 M 进行的气门动作特性的控制。气门特性改变机构控制进气门 22 和排气门 23 的气门动作特性, 使在热机时在负荷全区域把有效覆盖时间  $P_{ae}$  和有效非覆盖时间  $P_{be}$  都固定为 0(零); 在热机后, 在第一负荷区域  $F_a$  随着操作量  $D$  的增加, 有效非覆盖时间  $P_{be}$  从在无负荷的 0(零) 增加到在规定负荷  $D_a$  的最大值; 在第二负荷区域  $F_b$  随着操作量  $D$  的增加, 有效非覆盖时间  $P_{be}$  从最大值减少到在操作量  $D$  为最大值的最大负荷时的 0(零)。另外, 在本实施方式, 有效覆盖时间  $P_{ae}$  和有效非覆盖时间  $P_{be}$  都为 0(零) 的凸轮轴 50 的转角(曲轴角)是吸气上止点。

而且, 在由用最大气门动作特性  $K_{imax}$ 、 $K_{emax}$  进行开闭的进气门 22 和排气门 23 得到的有效覆盖时间  $P_{ae}$  和有效非覆盖时间  $P_{be}$  是最小值、即为 0(零) 时, 内部 GER 率  $N$  成为最小内部 EGR 率  $N_n$ ; 在由用最小气门动作特性  $K_{imin}$ 、 $K_{emin}$  进行开闭的进气门 22 和排气门 23 得到的有效非覆盖时间  $P_{be}$  为最大值  $P_{bex}$  时, 内部 EGR 率  $N$  成为最大内部 EGR 率  $N_x$ 。

以下, 说明如上述结构的实施方式的作用和效果。

在内燃机 E 的暖机时, 节流控制机构 T 在内燃机 E 的负荷全区域, 以随着操作量  $D$  的增加而增加开度方式控制节流气门 30 的开度, 气门特性改变机构 M 以在负荷全区域不形成非覆盖时间  $P_b$  方式控制进气门 22 和排气门 23 的气门动作特性, 在内部 EGR 率  $N$  的控制范围内部 EGR 率  $N$  成为最小的热机时控制状态进行内燃机 E 的控制。由此, 在暖机时, 在负荷全区域, 新气体由节流气门 30 按照操作量  $D$  控制流量供给燃烧室 16。另外, 由于由气门特性改变机构 M 不形成非覆盖时间  $P_b$ , 与形成非覆盖时间  $P_b$  的场合相比, 控制内部 EGR 率  $N$  减小, 使在内部 EGR 率  $N$  的控制范围成为最小。因而, 可提高燃烧效率, 燃烧温度也增高, 所以在负荷全区域, 燃烧效率提高、燃烧稳定性提高、燃烧温度增高, 促进了内燃机的暖机。另外, 由于燃烧温度增高, 也促进了设置在上述排气装置上的排气净化装置、即催化装置的暖机, 因而, 加快了催化装置的活性化, 提高排气净化能力。

在内燃机 E 的暖机后, 节流控制机构 T 控制节流气门 30 的开度, 使在第一负荷区域  $F_a$  随着操作量  $D$  的增加从怠速开度达到在规定负荷  $D_a$  全开, 并且, 在第二负荷区域  $F_b$  使节流气门 30 为全开。气门特性改变机构 M 在负荷全区域按照操作量  $D$  控制覆盖时间  $P_a$  或非覆盖时间  $P_b$ , 由内部 EGR

率  $N$  控制内燃机输出, 并且, 控制气门动作特性, 使在规定负荷  $D_a$  由最大非覆盖时间  $P_{bx}$  得到最大内部 EGR 率  $N_x$ , 通过上述的暖机后的状态控制内燃机  $E$ , 使在负荷全区域特别地在低负荷区域  $F_1$ , 吸气损失更减少, 改善燃料消耗性能。另一方面, 在负荷全区域用由覆盖时间  $P_a$  和非覆盖时间  $P_b$  的控制形成的内部 EGR 率  $N$  控制内燃机输出, 以得到对应操作量  $D$  的内燃机输出。因而, 吸排气损失减少, 同时  $NO_x$  的发生量减少。进而, 因为在规定负荷  $D_a$  形成最大内部 EGR 率  $N$ , 所以在规定负荷  $D_a$  附近的低负荷区域  $F_1$  的吸气损失和  $NO_x$  的发生量大幅度地减少, 从而, 改善燃料消耗性能、提高排气净化性能。

另外, 在上述暖机后控制状态, 气门特性改变机构  $M$  控制进气门 22 和排气门 23 的气门动作特性, 使在第一负荷区域  $F_a$  使内部 EGR 率  $N$  从在无负荷的最小内部 EGR 率  $N_n$ , 随着操作量  $D$  增加而增加, 在规定负荷  $D_a$  达到最大内部 EGR 率  $N_x$ ; 使在第二负荷区域  $F_b$  使内部 EGR 率  $N$  从在规定负荷  $D_a$  的最大内部 EGR 率  $N_x$  随操作量  $D$  增加而减少, 在最大负荷  $D_b$  达到最小内部 EGR 率  $N_n$ 。由此, 在第一负荷区域  $F_a$ , 由于通过增大节流气门 30 的开度增加内部 EGR 率  $N$  而控制新气体流入燃烧室 16 内, 因而吸排气损失减少, 同时  $NO_x$  的发生量减少。另外, 在第二负荷区域  $F_b$ , 随着操作量  $D$  的增加非覆盖时间  $P_b$  减少, 从而内部 EGR 率  $N$  减少, 供给燃烧室 16 的新气体量增加。因而, 随着接近规定负荷  $D_a$ , 内部 EGR 率  $N$  增大, 由此吸气损失减少, 同时  $NO_x$  的发生量减少, 改善燃料消耗性能, 提高排气净化性能, 在高负荷区域  $F_3$  获得大的内燃机输出, 保证按照要求量的需要的内燃机输出。

气门特性改变机构  $M$  控制气门动作特性, 在第一负荷区域  $F_a$ , 在比规定负荷  $D_a$  小的负荷区域, 能够获得最大内部 EGR 率  $N_x$  和最大非覆盖时间  $P_{bx}$  以及最大有效非覆盖时间  $P_{bex}$ , 由此, 就进一步减少第一负荷区域  $F_a$  的吸气损耗, 从而改善燃料消耗性能, 进而, 提高排气净化性能。

气门特性改变机构  $M$  控制气门动作特性, 使进气门 22 的最大提升量随着覆盖时间  $P_a$  的减少、非覆盖时间  $P_b$  的增加、有效非覆盖时间  $P_{be}$  从有效覆盖时间  $P_{ae}$  和有效非覆盖时间  $P_{be}$  都为 0(零)的状态增加、以及内部 EGR 率  $N$  的增加而减少。由此, 覆盖时间  $P_a$  增大时、非覆盖时间  $P_b$  减小时、有效非覆盖时间  $P_{be}$  减小时、以及内部 EGR 率  $N$  减小时, 进气门 22

的最大提升量增大,因而,吸气排气损失减少。另外,在规定负荷  $Da$  附近,覆盖时间  $Pa$  减小时、非覆盖时间  $Pb$  增大时、有效非覆盖时间  $Pbe$  大时、以及内部 EGR 率  $N$  大时,由于内部 EGR 率  $N$  增大,使吸气损耗减少,因而,在第一负荷区域  $Fa$  和规定负荷  $Da$  附近的吸排气损耗减少,燃料消耗性能改善。

同时,气门特性改变机构  $M$  控制气门动作特性,使排气门 23 的最大提升量随着覆盖时间  $Pa$  的减少、非覆盖时间  $Pb$  的增加、有效非覆盖时间  $Pbe$  从有效覆盖时间  $Pae$  和有效非覆盖时间  $Pbe$  都为 0(零)的状态增加、以及内部 EGR 率  $N$  的增加而减少。由此,覆盖时间  $Pa$  增大时、非覆盖时间  $Pb$  减小时、有效非覆盖时间  $Pbe$  减小时、以及内部 EGR 率  $N$  减小时,排气门 23 的最大提升量增大,因而,吸气排气损失减少。另外,在规定负荷  $Da$  附近,覆盖时间  $Pa$  减小时、非覆盖时间  $Pb$  增大时、有效非覆盖时间  $Pbe$  大时、以及内部 EGR 率  $N$  大时,由于内部 EGR 率  $N$  增大,使吸气损耗减少,因而,在第一负荷区域  $Fa$  和规定负荷  $Da$  附近的吸排气损耗减少,在该点,燃料消耗性能也得到改善。

气门特性改变机构  $M$  控制气门动作特性,在最大覆盖时间  $Pax$  或最小内部 EGR 率  $Nn$ ,使有效覆盖时间  $Pae$  和有效非覆盖时间  $Pbe$  为零。由此,在内部 EGR 率  $N$  的控制范围内,以已燃的气体实际停止从燃烧室 16 流出、新气体实际开始流入燃烧室 16 的时间为基准,开始内部 EGR 率  $N$  的控制,所以,提高内部 EGR 率  $N$  的控制精度,并且,还能够扩大内部 EGR 率  $N$  的控制范围,因而,能够提高由内部 EGR 率  $N$  控制和由有效非覆盖时间  $Pbe$  控制的内燃机的输出控制精度。

在气门特性改变机构  $M$ ,在控制机构  $M3$  驱动机构  $M2$  和各连杆机构  $Mli$ 、 $Mle$  连接,使在由覆盖时间  $Pa$  减少、非覆盖时间  $Pb$  或有效非覆盖时间  $Pbe$  增加形成内部 EGR 率  $N$  增加的方向上,由驱动机构  $M2$  驱动时,使由吸气连杆机构  $Mli$  形成的进气门 22 开正时的滞后角度比由排气连杆机构  $Mle$  形成的排气门 23 的闭正时的超前角度大。由此,气门特性改变机构  $M$ ,当在内部 EGR 率  $N$  增加的方向减少覆盖时间  $Pa$ 、增加非覆盖  $Pb$ 、以及增加有效非覆盖时间  $Pbe$  时,使进气门 22 的开正时的滞后角度比排气门 23 闭正时的超前角度增大,因而,在排气门 23 的闭正时形成超前角而残留在燃烧室 16 内的已燃气体压力增高时,与进气门 22 的开时的滞后角度小于

等于排气门 23 的闭正时的超前角度的场合相比，进气门 22 在燃烧室 16 的压力较低的状态时开始打开，因而，能防止或抑制进气反吹。

枢动中心线 L4i 和枢动中心线 L4e 对于基准平面 H0 偏移向排气侧、平行于转动中心线 L2 配置，枢动中心线 L5i 配置在排气侧，枢动中心线 L5e 配置在吸气侧，由此，当控制轴 70 移动时，吸气连杆机构 M1i 以比排气连杆机构 M1e 大的摇动量以凸轮轴 50 为中心摇动，获得进气门 22 的开正时的滞后角度比排气门 23 的闭正时的超前角度增大的气门动作特性。这样，由于吸气连杆机构 M1i 和排气连杆机构 M1e 共用控制机构 M3 的控制轴 70，还由于枢动中心线 L4i、枢动中心线 L4e、枢动中心线 L5i 及枢动中心线 L5e 相对基准平面 H0 的配置，实现气门特性改变机构 M 小型化及其结构简单化。

枢动中心线 L4i 和枢动中心线 L4e 平行于转动中心线 L2 配置，枢动中心线 L5i 配置在排气侧，枢动中心线 L5e 配置在吸气侧，吸气控制连杆 71i 的连杆长度比排气控制连杆 71e 的连杆长度长，这样，当控制轴 70 移动时，吸气连杆机构 M1i 以比排气连杆机构 M1e 大的摇动量以凸轮轴 50 为中心摇动，获得进气门 22 的开正时的滞后角度比排气门 23 的闭正时的超前角度大的气门动作特性，因而，由于吸气连杆机构 M1i 和排气连杆机构 M1e 共用控制机构 M3 的控制轴 70，还由于枢动中心线 L5i 和 L5e 被分在基准平面 H0 两侧配置以及吸气控制连杆 71i 的连杆比排气控制连杆 71e 的连杆长，因此，气门特性改变机构实现小型化，其结构实现简单化。

另外，由于枢动中心线 L4i 和 L4e 构成共同枢动中心线，因此，气门特性改变机构 M 更加小型化，其结构更简单化。

以下，说明涉及变更上述的实施方式的一部分，结构的实施方式的变更的结构。

参照图 6、图 12，排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)具有：当驱动机构 M2 驱动控制轴 70 运动，通过排气控制连杆 71e(吸气控制连杆 71i)摇动排气连杆机构 M1e(吸气连杆机构 M1i)时，持有以凸轮轴 50 的转动中心线 L2 为中心摇动的枢动中心线的排气枢动部(吸气枢动部)。因此，上述吸气枢动部的枢动中心线和转动中心线 L2 的距离比上述排气枢动部的枢动中心线和转动中心线 L2 的距离短，这样，在控制轴 70 和排气控制连杆 71e(吸气控制连杆 71i)被驱动机构 M2 驱动时，吸气连杆机构 M1i 也可以用大于排

气连杆机构 M1e 以凸轮轴 50 为中心摇动排气凸轮 54 的摇动量，以凸轮轴 50 为中心摇动吸气凸轮 53。

在这里，上述吸气枢动部分别由各个第一板 61i 的连接部 61i1 和吸气副摇臂 66i 的支点部 66ia 以及套管 63i 的支承部 63i2(参照图 6)构成。另外，上述各吸气枢动部的枢动中心线是枢动中心线 L5i、摇动中心线 L3i。

同样地，排气枢动部分别由各个第一板 61e 的连接部 61e1 和吸气副摇臂 66e 的支点部 66ea 和套管 63e 的支承部 63e2(参照图 6)构成。另外，上述各排气枢动部的枢动中心线是枢动中心线 L5e、摇动中心线 L3e。

而且，设定枢动中心线 L5i 和转动中心线 L2 的距离比枢动中心线 L5e 和转动中心线 L2 的距离短，或者，设定摇动中心线 L3i 和转动中心线 L2 的距离比摇动中心线 L3e 和转动中心线 L2 的距离短。

这样，当吸气连杆机构 M1i 和排气连杆机构 M1e 被控制机构 M3 摇动时，因为吸气连杆机构 M1i 的上述吸气枢动部具有位于比排气连杆机构 M1e 的上述排气枢动部的枢动中心线 L5e、L3e 距离凸轮轴 50 的转动中心线 L2 近的位置的枢动中心线 L5i、L3i，所以，控制机构 M3 通过吸气连杆机构 M1i 和排气连杆机构 M1e 以凸轮轴 50 为中心摇动吸气凸轮 53 和排气凸轮 54，使吸气凸轮 53 的摇动量比排气凸轮 54 的摇动量大。结果，实现用于获得进气门 22 的开时的滞后角度大于排气门 23 的闭时的超前角度的气门动作特性的气门特性改变机构 M 的结构简单化。

规定负荷 Da 也可以是中负荷区域 F2 中的负荷。上述燃料供给装置也可以是向燃烧室内直接喷射燃料的燃料喷射气门。

内燃机，也可以是多气缸内燃机。另外，也可以是在一个气缸内设多个进气门和一个或多个排气门的内燃机，或者，在一个气缸内设多个排气门和一个或多个进气门的内燃机。

在规定负荷 Da 和第二负荷区域 Fb，节流气门 30 也可以大体全开，另外，在最大覆盖时间 Pax 和最小内部 EGR 率 Nn，有效覆盖时间 Pae 和有效非覆盖时间 Pbe 也可以大体是 0；另外，在暖机时，在负荷全区域内部 EGR 率 N 大体最小也可以。这里“大体”是指分别与节流气门 30 全开时、有效覆盖时间 Pae 和有效非覆盖时间 Pbe 是 0 时、内部 EGR 率 N 是最小时相比，对作用效果没有有意的差别的范围。



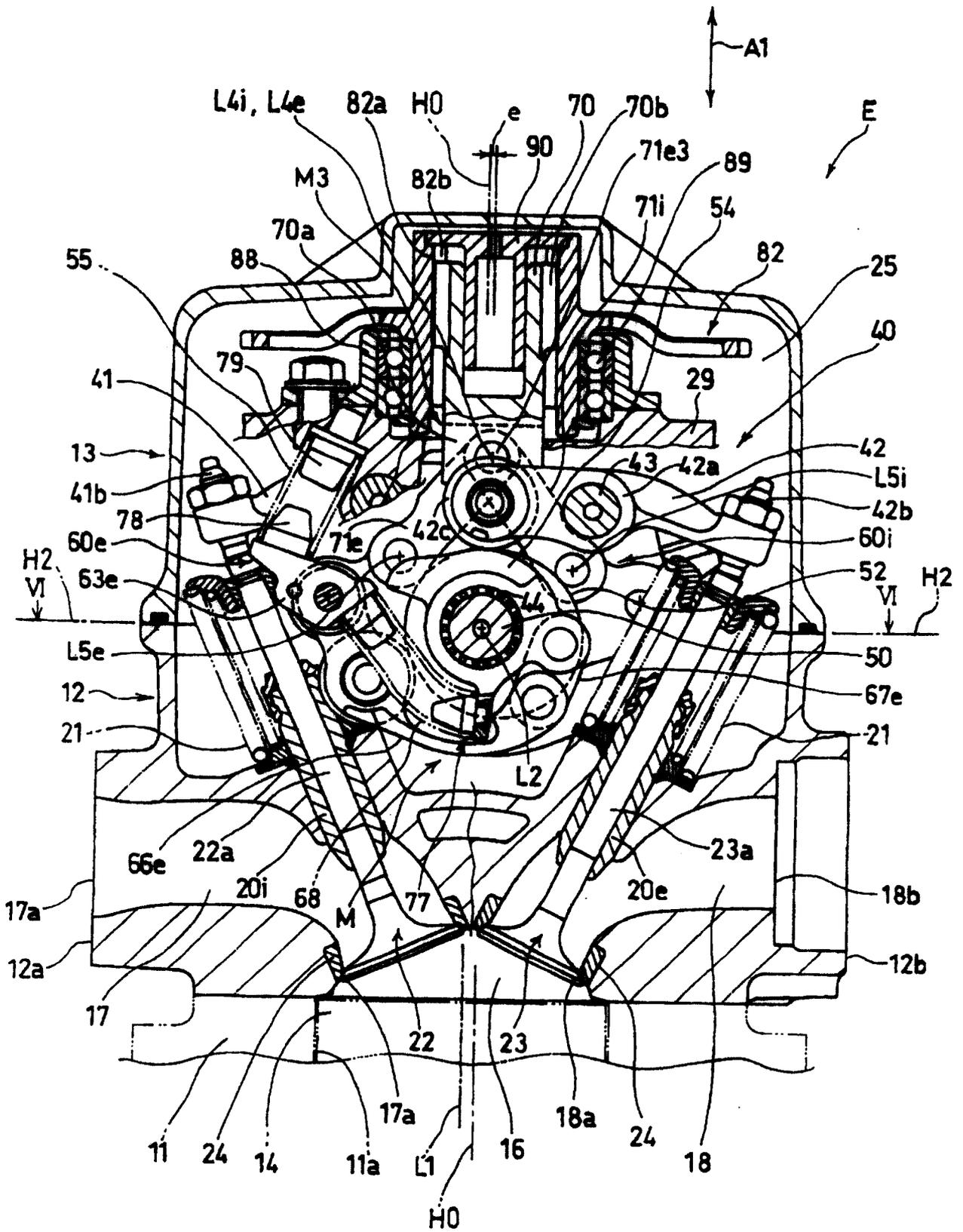


图 2

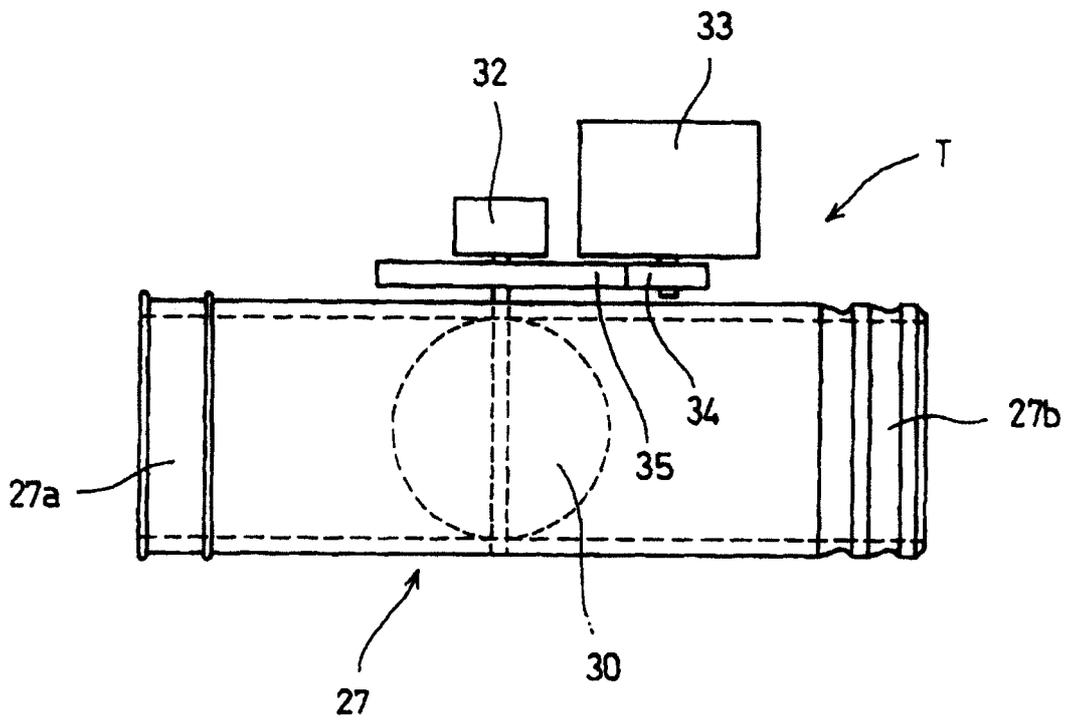


图 3

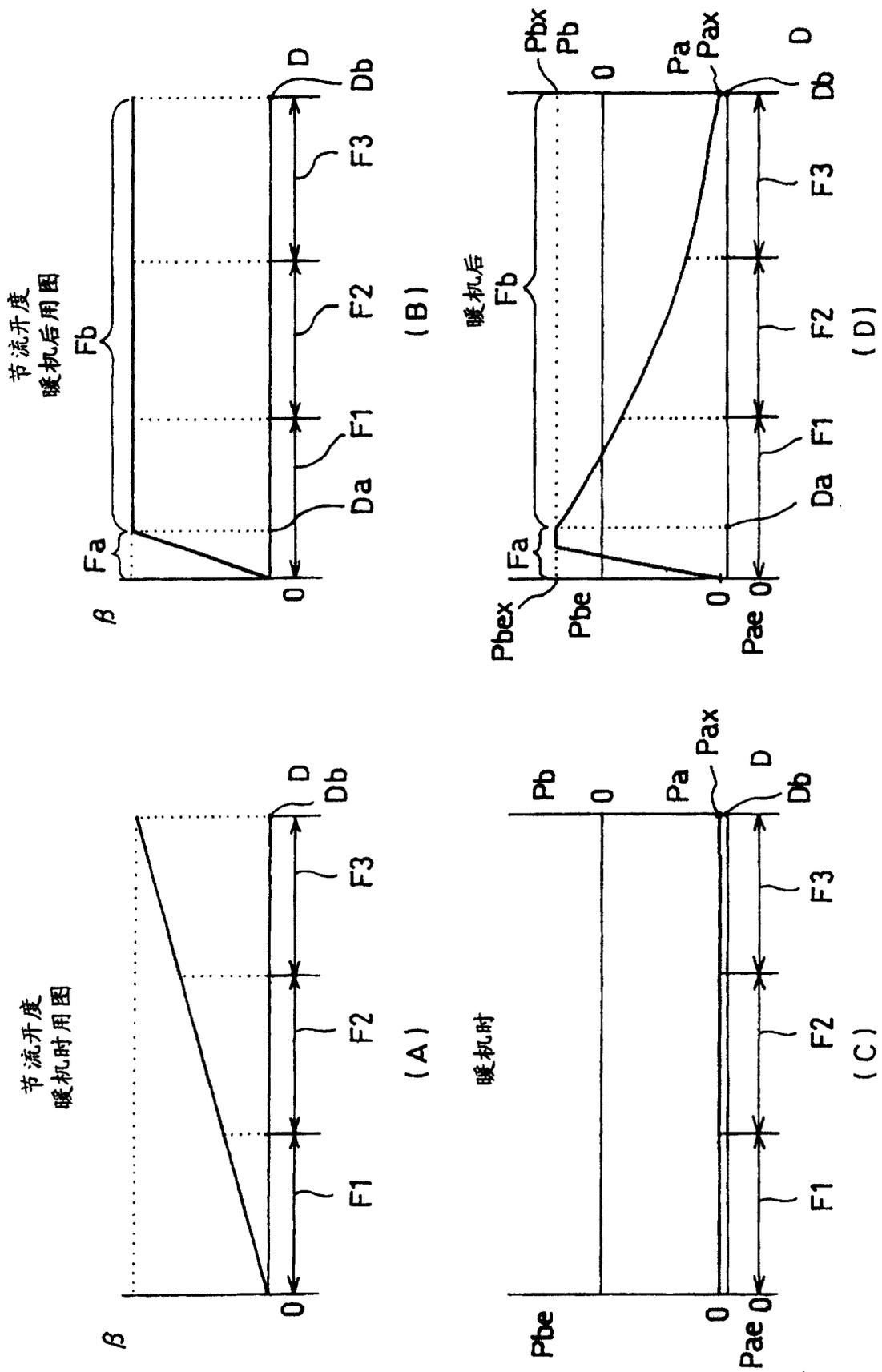


图 4

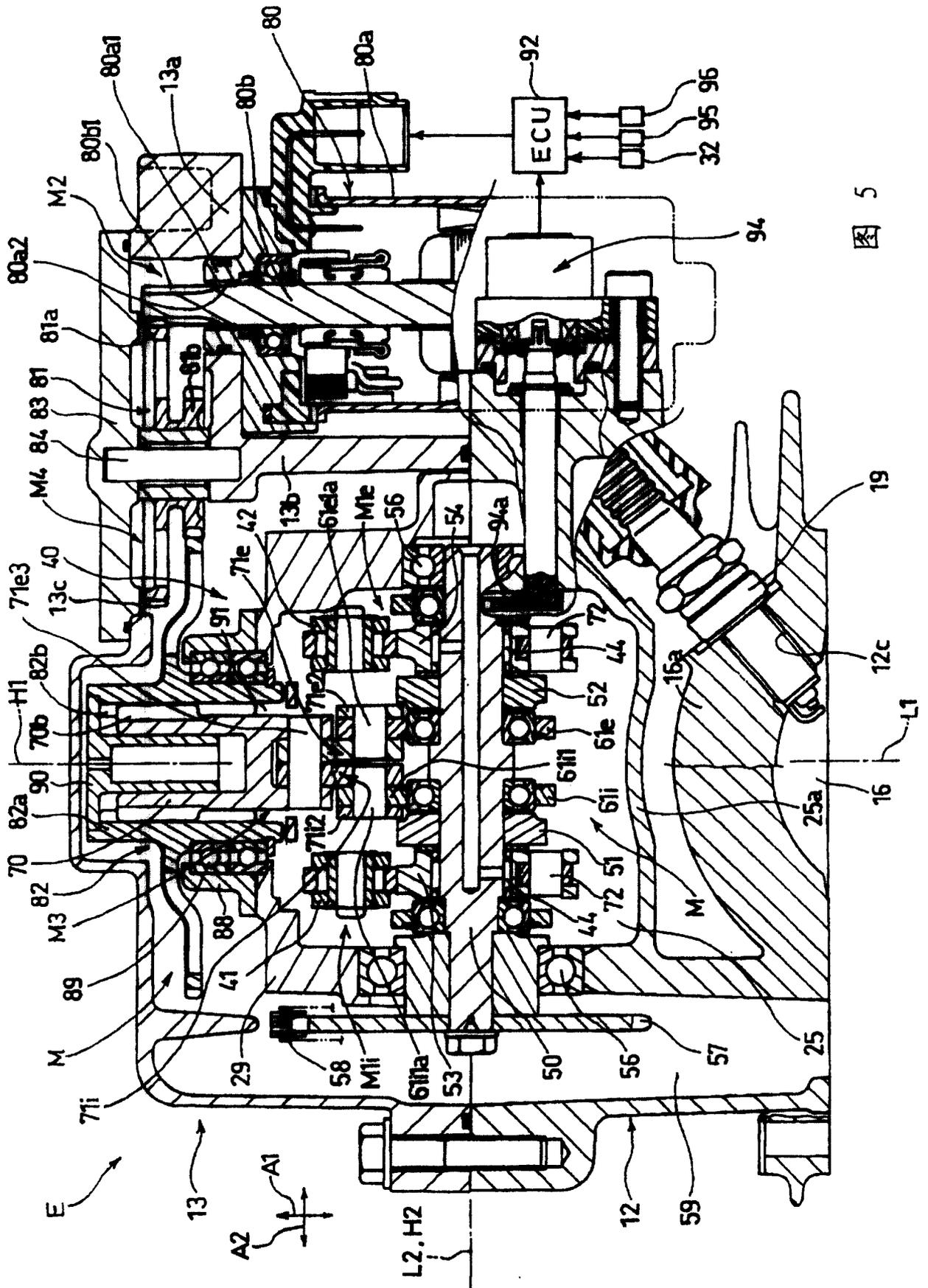


图 5

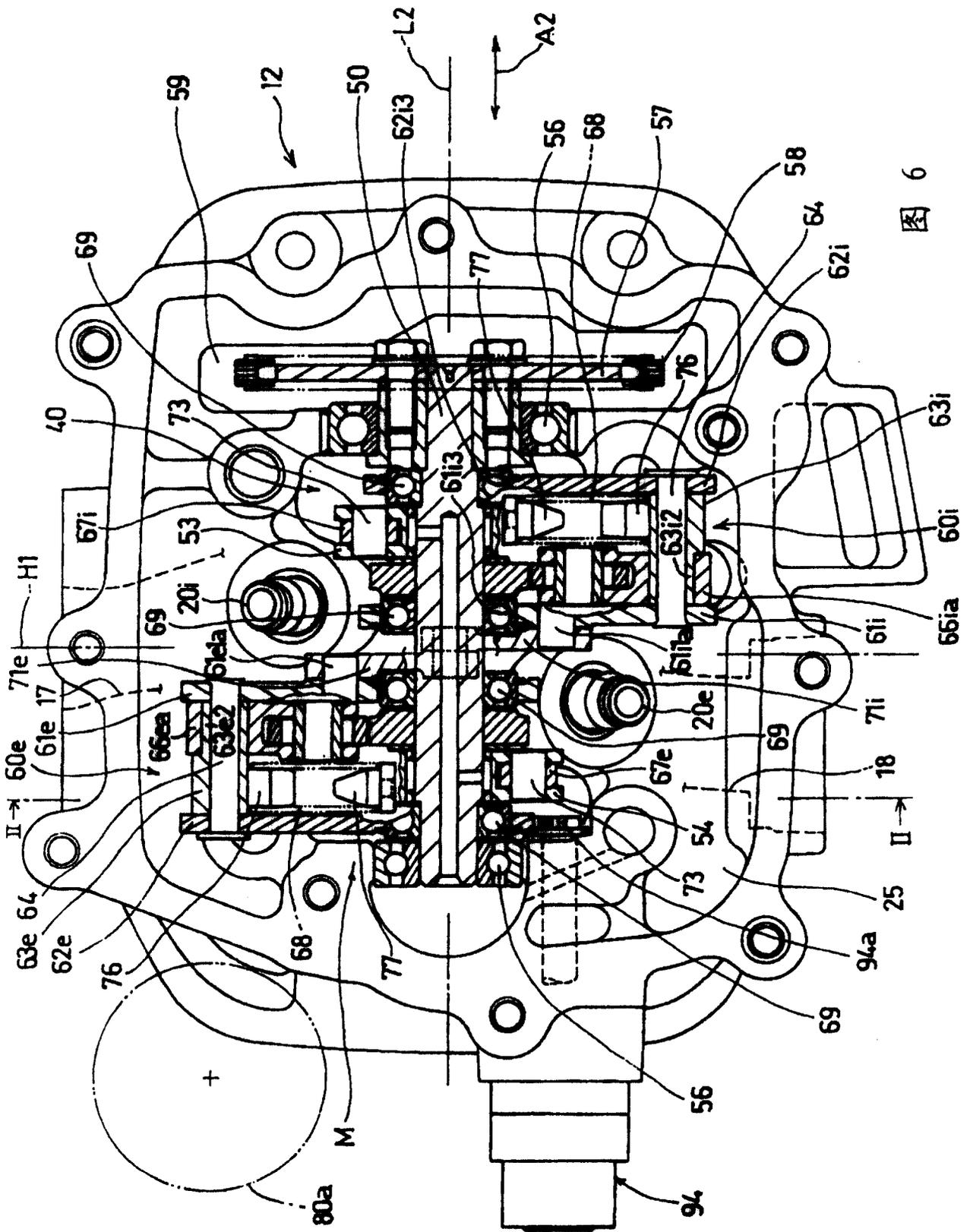


图 6

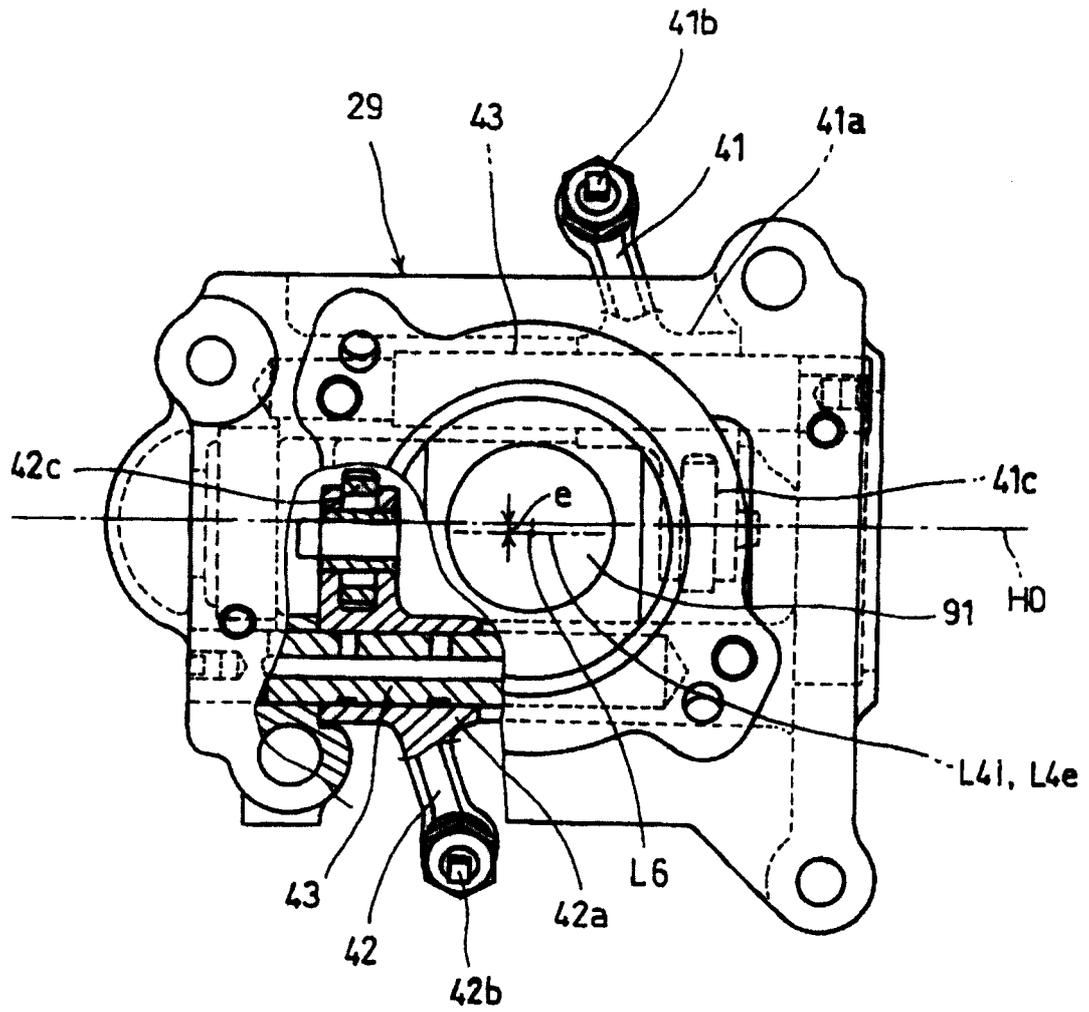


图 7

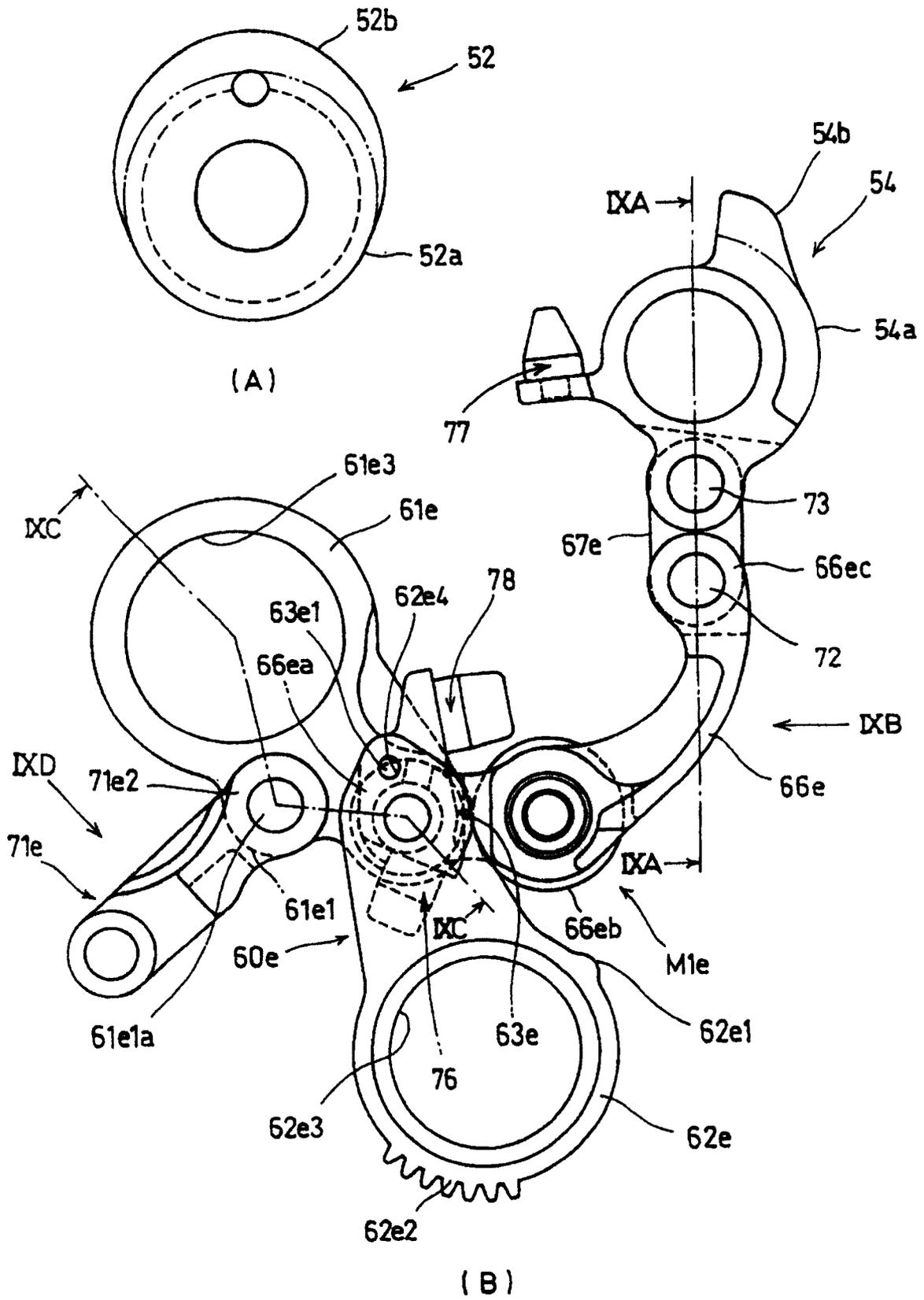


图 8

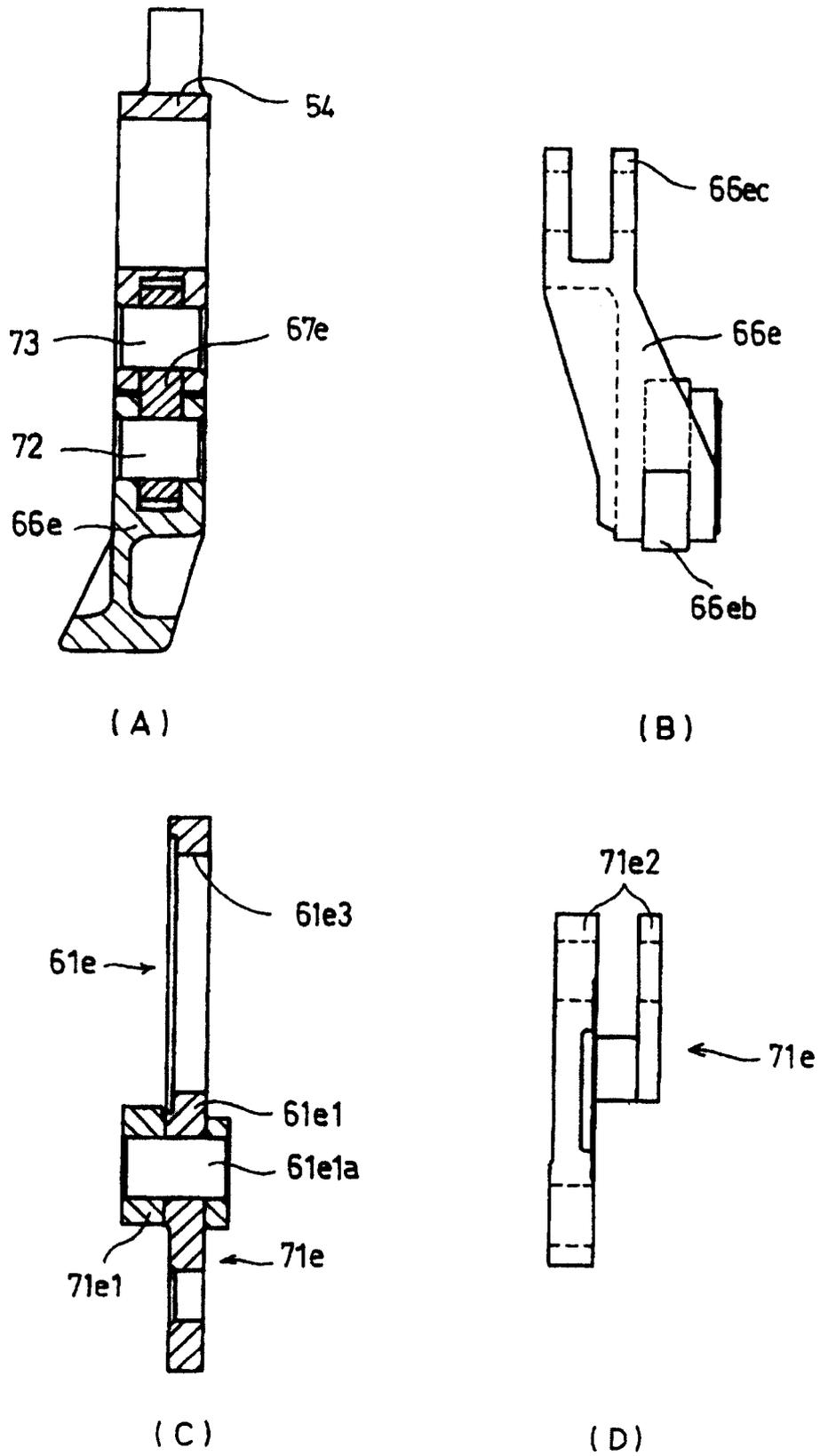


图 9

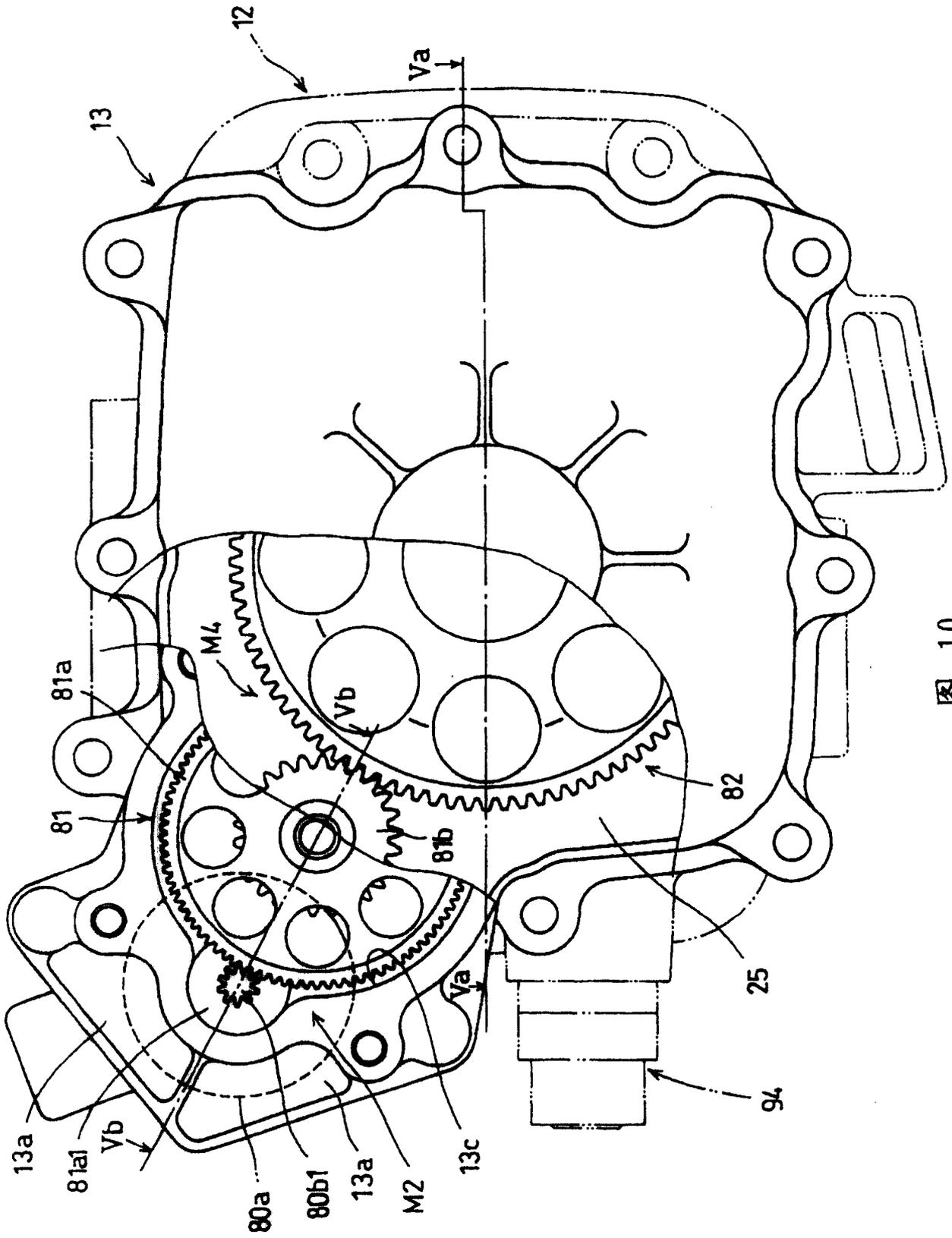


图 10

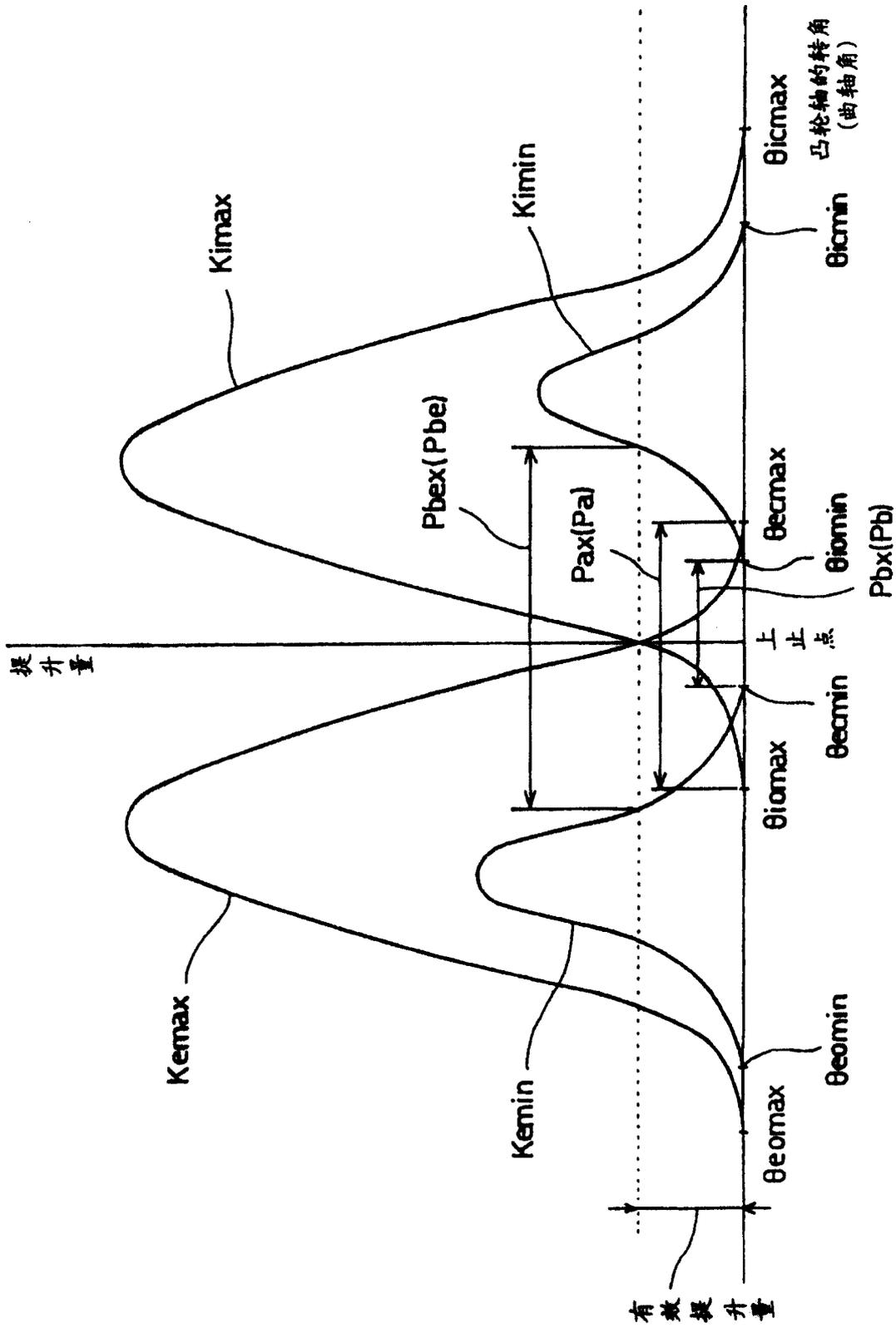


图 11

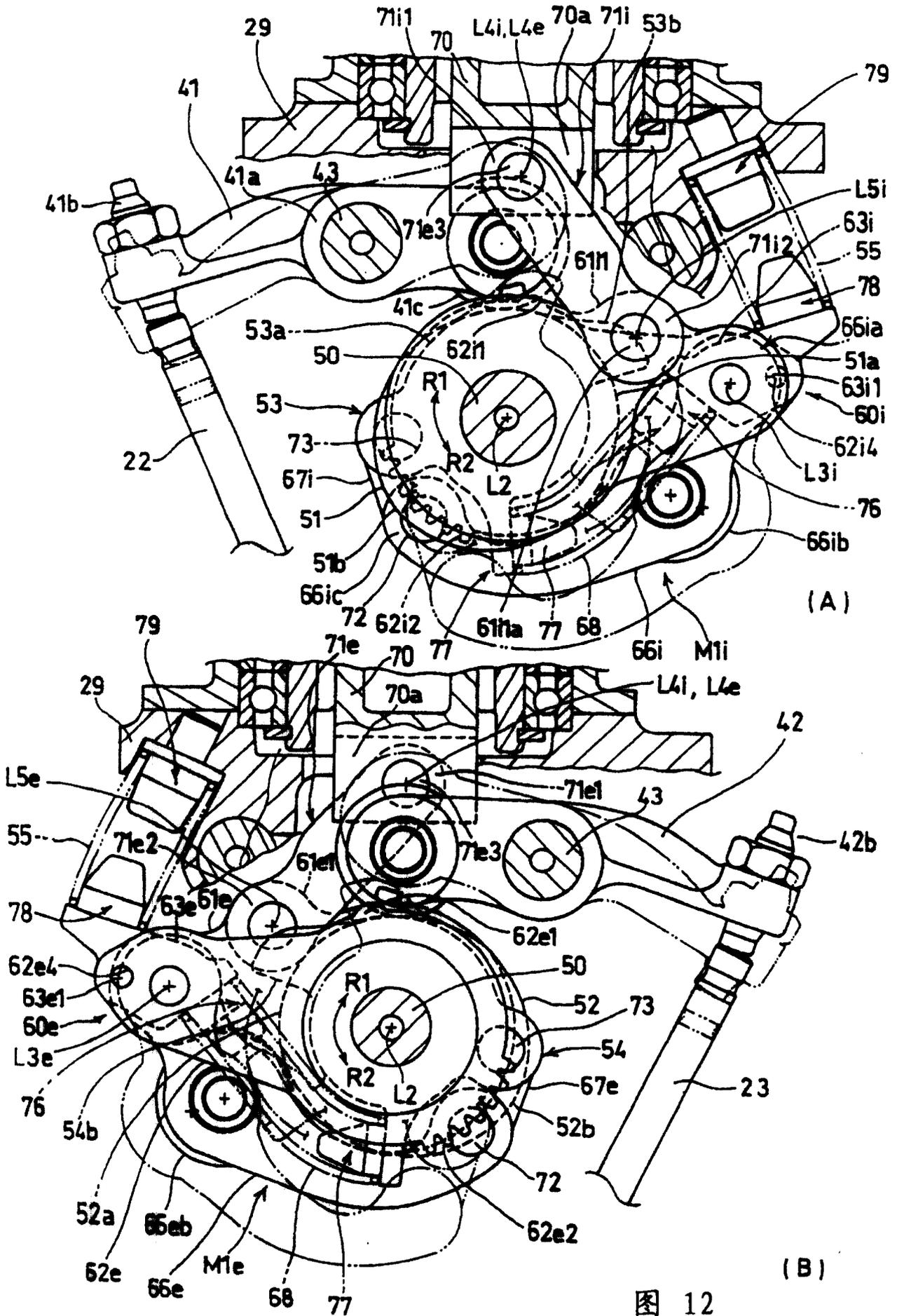


图 12



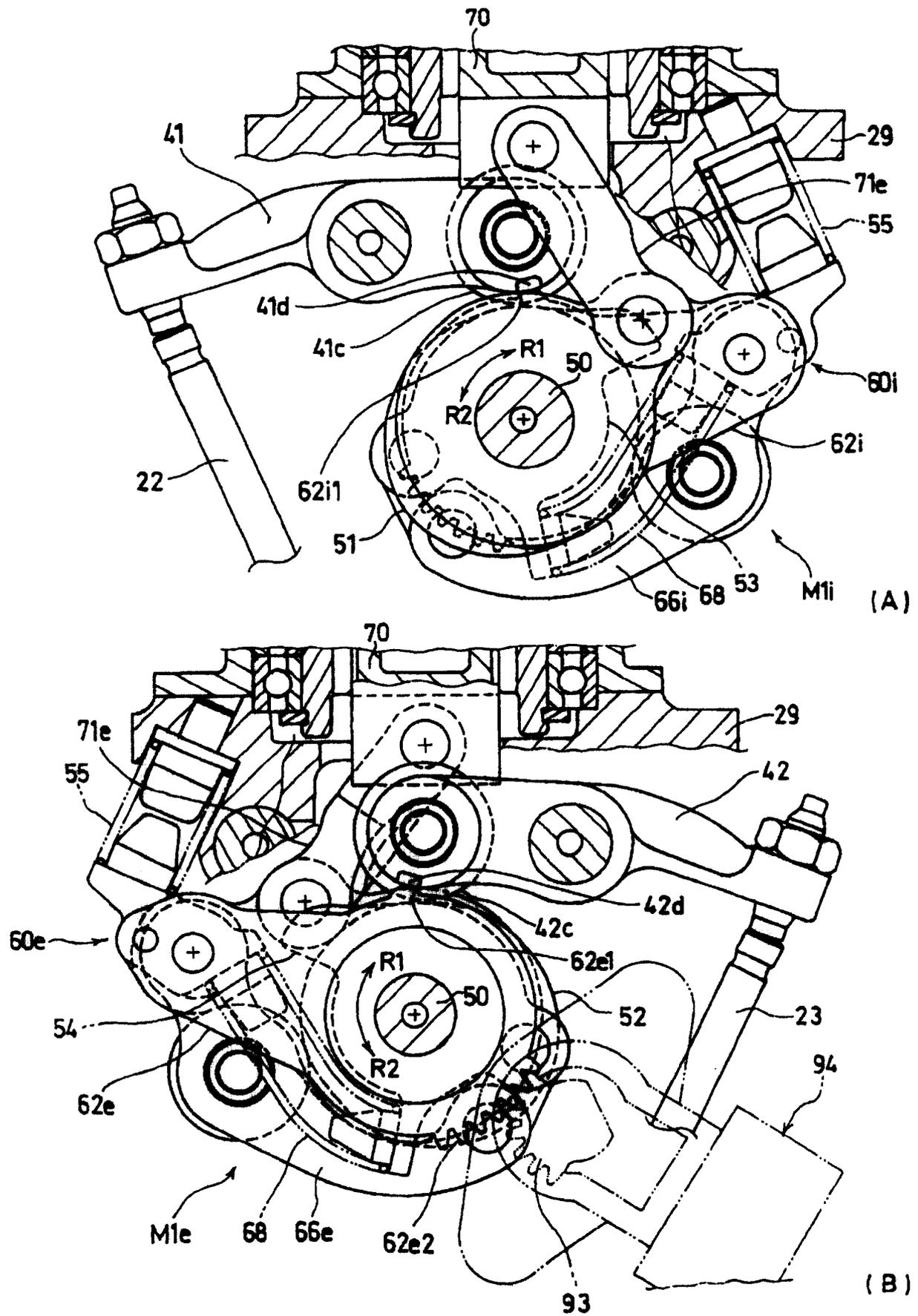


图 14