

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F01L 13/00 (2006.01)

F01L 1/08 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510004440.5

[45] 授权公告日 2007 年 11 月 21 日

[11] 授权公告号 CN 100350136C

[22] 申请日 2005.1.17

[21] 申请号 200510004440.5

[30] 优先权

[32] 2004. 1. 20 [33] JP [31] 012496/04

[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 黑木正宏

[56] 参考文献

JP2004 - 11523 A 2004.1.15

CN2095285 U 1992.2.5

US6019076 A 2000.2.1

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

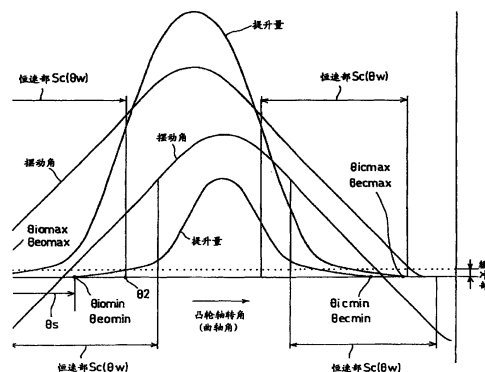
权利要求书 1 页 说明书 18 页 附图 15 页

[54] 发明名称

内燃机的气门传动装置

[57] 摘要

内燃机的气门传动装置，在以凸轮轴为中心摆动气门凸轮控制内燃机气门的开闭正时的气门传动装置中，防止随开闭正时的控制而在打开时或关闭时产生内燃机气门的敲打声音。气门传动装置的气门特性可变机构具有枢轴支承在凸轮轴上的气门凸轮和使由与凸轮轴一体的驱动凸轮使气门凸轮摆动的联动机构以凸轮轴为中心摆动的驱动机构。内燃机气门在气门凸轮的缓冲部开始打开及关闭，驱动机构介由联动机构使气门凸轮摆动，控制内燃机气门的开闭正时。驱动凸轮的凸轮凸部具有提升速度一定的恒速部 Sc ，恒速部 Sc 设置于在内燃机气门打开正时的最大超前角位置 θ_{eomax} (θ_{ioimax}) 含有打开正时，且在打开正时的最小滞后角位置 θ_{eomin} (θ_{ioimin}) 含有打开正时的整个幅度 θ_w 内。



1、一种内燃机的气门传动装置，其具有气门特性可变机构，该气门特性可变机构包括：凸轮轴，其与内燃机的曲轴联动旋转；气门凸轮，其为使由进气门或排气门构成的内燃机气门开闭动作而枢轴支承在所述凸轮轴上；联动机构，其通过与所述凸轮轴一体旋转的驱动凸轮使所述凸轮轴以所述凸轮轴为中心摆动；驱动机构，其使所述联动机构以所述凸轮轴为中心摆动，在所述气门凸轮的缓冲部开始所述内燃机气门的打开及关闭，所述驱动机构经由所述联动机构使所述气门凸轮以所述凸轮轴为中心摆动，从而控制所述内燃机气门的开闭正时，其特征在于，所述驱动凸轮的凸轮凸部具有提升速度一定的恒速部，其中提升速度即是指相对于所述凸轮轴转角变化量的凸轮凸部的高度变化量，所述恒速部在如下整个角度幅度内设置，该角度幅度至少含有在所述内燃机气门打开正时的最超前角位置的打开正时、和在所述内燃机气门打开正时的最滞后角位置的打开正时。

内燃机的气门传动装置

技术领域

本发明涉及内燃机的气门传动装置，特别是涉及具有对含有由进气门或排气门构成的内燃机气门的打开正时的气门动作特性进行控制的气门特性可变机构的气门传动装置。

背景技术

作为这种气门传动装置，例如在专利文献1中公开的可变气门机构包括：凸轮轴，其与曲轴联动旋转；摆动凸轮，其为开闭进气门或排气门而可摆动地支承在凸轮轴上；控制部件，其利用与凸轮轴一体旋转的旋转凸轮而摆动，枢轴支承使摆动凸轮摆动的摇杆；驱动器，其使可摆动地支承在凸轮轴上的控制部件摆动。而且，驱动器介由控制部件以凸轮轴为中心使摆动凸轮摆动，这样，控制进气门或排气门的开闭正时及最大提升量。

专利文献1：美国专利第6,019,076号说明书

通常，开闭内燃机气门的气门凸轮的凸轮凸部在内燃机气门打开时，为了降低气门间隙引起的凸轮或凸轮从动件冲撞内燃机气门时的敲打声音，以及降低关闭气门时内燃机气门落座到气门座24时的敲打声音，具有相对凸轮轴转角变化量凸轮凸部高度变化量微小、即提升速度微小，且包括恒速部的缓冲部。

但当在专利文献1中公开的现有技术的摆动凸轮（相当于气门凸轮）上设有该缓冲部时，摆动凸轮的缓冲部的摆动角速度与敲打声音的产生相关。以下，就内燃机气门的打开正时，结合所述现有技术参照图13、图15说明这一点。缓冲部的相对于凸轮轴转角的位置根据控制部件的摆动位置G1、G2变化。在此，在摆动位置G1时比在摆动位置G2时内燃机气门的打开正时超前角超前。如图13所示，在旋转凸轮（相当于驱动凸轮）的凸轮凸部，在对应控制部件位于摆动位置G1、G2时的摆动凸轮的缓冲部的内燃机气门打开正时（气门间隙为零时）的旋转位置 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ ，旋转凸轮的凸轮凸部的提升速度（在此，提升速度对应于介由摇杆通过旋转凸轮摆动的摆动凸轮的

摆动角速度)具有正加速度,因此,在提升速度随着凸轮轴的旋转逐渐增加时,在摆动位置 G1,即使通过以基于摆动位置 G1 的旋转凸轮提升速度的摆动角速度摆动摆动凸轮来进行设定,以使基于气门间隙的内燃机气门的开始打开气门时的敲打声音降低,在摆动位置 G2,旋转凸轮的提升速度也比摆动位置 G1 时大,故摆动凸轮的摆动角速度也比摆动位置 G1 时大。因此,在摆动位置 G2,缓冲部的缓冲功能不能充分发挥,会产生由气门间隙引起的敲打声音。同样的现象在内燃机气门的关闭正时也产生,在内燃机气门的气门座落座时会产生敲打声音。

发明内容

本发明是鉴于所述问题点而开发的,其目的在于,在通过使气门凸轮以凸轮轴为中心摆动来控制内燃机气门开闭正时的内燃机的气门传动装置中,通过开闭正时的控制,防止在开始打开气门时或开始关闭气门时产生内燃机气门的敲打声音。

本发明第一方面提供一种内燃机的气门传动装置,其具有气门特性可变机构,该可变机构包括:凸轮轴,其与内燃机的曲轴联动旋转;气门凸轮,其为使由进气门或排气门构成的内燃机气门开闭动作而枢轴支承在所述凸轮轴上;联动机构,其通过与所述凸轮轴一体旋转的驱动凸轮使所述凸轮轴以所述凸轮轴为中心摆动;驱动机构,其使所述联动机构以所述凸轮轴为中心摆动,在所述气门凸轮的缓冲部开始打开及关闭所述内燃机气门,所述驱动机构经由所述联动机构使所述气门凸轮以所述凸轮轴为中心摆动,从而控制所述内燃机气门的开闭正时,其中,所述驱动凸轮的凸轮凸部具有提升速度一定的恒速部,其中提升速度是指相对于所述凸轮轴转角变化量凸轮凸部的高度变化量,所述恒速部在整个如下角度幅度上设置,该角度幅度至少含有在所述内燃机气门打开正时的最超前角位置的打开正时、和在所述内燃机气门打开正时的最滞后角位置的打开正时。

由此,在内燃机气门的打开正时及关闭正时位于最超前角位置、最滞后角位置及最超前角位置和最滞后角位置之间的任意位置时,内燃机气门通过因恒速部而以相同的摆动角速度摆动的气门凸轮的缓冲部开闭,故与控制开闭正时导致的打开正时及关闭正时的改变无关,利用总是具有同一摆动角速度的缓冲部来开始打开或关闭气门。

根据本发明第一方面可得到如下效果。即通过气门特性可变机构控制内燃机气门的开闭正时,即使在最超前角位置、最滞后角位置、最超前角位置及最滞后角位置之间的任意位置改变内燃机气门的打开正时及关闭正时时,内燃机气门也可通过在该任意打开正时及关闭正时内利用总是具有同一摆动角度的缓冲部开始打开或关闭气门的开闭正时的控制,防止在开始打开气门时或开始关闭气门时产生内燃机气门的敲打声音。

附图说明

图1是搭载有本发明内燃机的二轮机动车的示意右侧面图;

图2是在图1的内燃机中,由图4的大致II-II向视的剖面图,局部为通过进气门和排气门的气门杆中心轴线、控制轴的中心轴线的面的剖面图;

图3是在图1的内燃机中,由图8的大致IIIa-IIIa向视的剖面图,局部为由大致IIIb-IIIb向视的剖面图;

图4是在图1的内燃机中,在拆下气缸盖罩的状态下由气门传动装置的由图2大致IV-IV向视的剖面图,局部为通过适当剖面表示气门传动装置构成部件的图示;

图5是在图1的内燃机中,沿气缸轴线从气缸盖罩侧看到的被安装在气缸盖上的凸轮轴保持架的图示;

图6(A)是在图1的内燃机中,从凸轮轴方向看到的气门特性可变机构的排气驱动凸轮的图示,图6(B)是以适当的枢动状态显示气门特性可变机构的排气连杆机构及排气凸轮的图示;

图7(A)是从图6的VIIA向视的剖面图,图7(B)是图6的VIIB向视图,图7(C)是从图6的VIIC向视的剖面图,图7(D)是图6的VIID向视图;

图8是在图1的内燃机中,从前方沿气缸轴线看气缸盖罩的图示,是局部剖断显示气门特性可变机构的驱动机构的图示;

图9是说明图1的内燃机的气门传动装置的进气门及排气门的气门动作特性的图示;

图10(A)是在图1的内燃机的气门传动装置中,关于进气门可得到最大气门动作特性时的气门特性可变机构的主要部分的说明图,图10(B)是关于排气门可得到最大气门动作特性时的气门特性可变机构的主要部分的

说明图，是相当于图 2 主要部分放大图的图示；

图 11 (A) 是关于进气门可得到最小气门动作特性时的对应图 10 (A) 的图示，图 11 (B) 是关于排气门可得到作为气门动作特性时的对应图 10 (B) 的图示；

图 12 (A) 是关于进气门可得到减压动作特性时的对应于图 10 (A) 的图示，图 12 (B) 是关于排气门可得到减压动作特性时的对应于图 10 (B) 的图示；

图 13 是在图 1 的内燃机的气门传动装置中，说明分别对应相对于凸轮轴转角的排气驱动凸轮（进气驱动凸轮）的凸轮凸部的高度、提升速度及提升加速度的排气凸轮（进气凸轮）的摆动角、摆动角速度及摆动角加速度的变化，以及分别对应现有技术的旋转凸轮的凸轮凸部的高度、提升速度及提升加速度的摆动凸轮的摆动角、摆动角速度及摆动角加速度的变化的曲线图；

图 14 是说明在图 1 的内燃机的气门传动装置中，最大气门动作特性及最小气门动作特性下相对于凸轮轴转角的排气凸轮（进气凸轮）摆动角的变化和排气门（进气门）的提升量的变化的曲线图；

图 15 是说明在现有技术中，摆动凸轮的缓冲部和驱动轴的转角的关系的图示。

符号说明

1...车架、2...头管、3...前叉、4...手把、5...摆臂、6...后减振器、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...进气孔、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...气门室、26...空气滤清器、27...节气门本体、28...排气管、29...凸轮轴保持架、40...气门传动装置、41、42...主摇臂、43...摇臂轴、44...轴承、50...凸轮轴、51、52...驱动凸轮、53...进气凸轮、53b1...缓冲部、54...排气凸轮、54b1...缓冲部、55...压簧、56...轴承、57...凸轮链轮、59...传动室、60e、60i...保持架、61e、61i、62e、62i...板、63e、63i...轴套、64...铆钉、66i、66e...副摇臂、67e、67i...连结连杆、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...导向弹簧、80...电动机、80b...输出轴、81...

减速齿轮、82...输出齿轮、83...罩、84...支承轴、88...保持筒、89...轴承、90...导向轴、91...通孔、92...ECU、93...运行状态检测装置、94...摆动位置检测装置、E...内燃机、V...二轮机动车、U...动力单元、L1...气缸轴线、L2...旋转中心线、L3...摆动中心线、A1...气缸轴线方向、A2...凸轮轴方向、M...气门特性可变机构、Mli、Mle...连杆机构、M2...驱动机构、M3...控制机构、M4...传动机构、H0...基准平面、H1、H2...正交平面、C...气门间隙、R1...旋转方向、R2...反旋转方向、Kimax、Kemax...最大气门动作特性、Kimin、Kemin...最小气门动作特性、 $\theta_{i\max}$ 、 $\theta_{i\min}$ 、 $\theta_{e\max}$ 、 $\theta_{e\min}$...最大、最小超前角位置、 $\theta_{ic\max}$ 、 $\theta_{io\min}$ 、 $\theta_{ec\max}$ 、 $\theta_{eo\min}$...最大、最小滞后角位置、Sc...恒速部、 θ_w ...角度幅度、 θ_s ...角度范围。

具体实施方式

以下参照图1~图14说明本发明实施例。

参照图1,应用本发明的内燃机E搭载于作为车辆的二轮机动车V上。二轮机动车V包括:车架1,其具有前车架1a及后车架1b;手把4,其固定在结合于前车架1a前端的头管2上可旋转支承的前叉3的上端部;前轮7,其在前叉3的下端部被可旋转地支承;动力单元U,其支承在车架1上;后轮8,其可旋转地支承在被车架1上可摆动支承的摆臂5的后端部;后减振器6,其连接后车架1b和摆臂5后部;车罩9,其覆盖车架1。

动力单元U包括:具有沿二轮机动车V的左右方向延伸的曲轴15的横置的内燃机E;具有变速器并向后轮8传输内燃机E的动力的传动装置。内燃机E具有:形成存放曲轴15的曲轴室,同时,兼作变速箱的曲轴箱10;与曲轴箱10连接,向前方延伸的气缸11;与气缸11前端部结合的气缸盖12;与气缸盖12前端部结合的气缸盖罩13。气缸11的气缸轴线L1向前方相对水平方向稍微向上倾斜地延伸(参照图1),或大致与水平方向平行地延伸。通过所述变速器使被活塞14(参照图2)旋转驱动的曲轴15的旋转变速,并传送到后轮8,驱动后轮8。

一并参照图2,内燃机E是SOHC型空冷式单气缸四冲程内燃机,在气缸11上形成可往复动作地嵌合活塞14的气缸孔11a,并在气缸盖12上,在气缸轴线方向A1上与气缸孔11a对向的面上形成燃烧室16,并形成分别在燃烧室16内开口的具有进气口17a的进气孔17及具有排气口18a的排气孔

18。另外，面对燃烧室 16 的火花塞 19 插入形成于气缸盖 12 上的安装孔 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 之间的所述气缸孔 11a 一起构成燃烧空间。

另外，在气缸盖 12 上设置可往复运动地支承在气门导向件 20i、20e 上的，总是由气门弹簧 21 朝向关闭气门方向施力的内燃机气门、即一个进气门 22 及一个排气门 23。进气门 22 及排气门 23 通过内燃机 E 上具有的气门传动装置 40 进行开闭动作，分别开闭由气门座 24 形成的进气口 17a 及排气孔 18a。气门传动装置 40 除电动机 80（参照图 3）以外被配置在由气缸盖 12 和气缸盖罩 13 形成的气门室 25 内。

为了将来自外部的空气导入吸气孔 17 内，在开设有进气孔 17 的入口 17b 的气缸盖 12 一侧面、即上面 12a 上安装具有空气滤清器 26（参照图 1）和节气门本体 27（参照图 1）的进气装置，在开设有排气孔 18 的出口 18b 的气缸盖 12 的另一侧面、即下面 12b 上设置具有将从燃烧室 16 通过排气孔 18 流出的排气导向内燃机 E 外部的排气管 28（参照图 1）。另外，在所述进气装置上具有作为向吸入空气中供给液体燃料的燃料供给装置的燃料喷射阀。

然后，通过空气滤清器 26 及节气门本体 27 被吸入的空气经由在活塞 14 下降的吸气行程中打开的进气门 22 从进气孔 17 被吸入燃烧室 16，在活塞 14 上升的压缩行程中，在与燃料混合后的状态下被压缩。混合气在压缩行程的终点时期被火花塞 19 点火而燃烧，在活塞 14 下降的膨胀行程中，由燃烧气体的压力驱动的活塞 14 驱动曲轴 15 旋转。已经燃烧的气体经由在活塞 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 排出到排气孔 18。

参照图 2～图 5、图 10，气门传动装置 40 包括：进气主摇臂 41，其作为为使进气门 22 进行开闭动作而与其气门杆 22a 接触的吸气凸轮从动件；排气主摇臂 42，其作为为使排气门 23 进行开闭动作而与其气门杆 23a 接触的排气凸轮从动件；气门特性可变机构 M，其控制包括进气门 22 及排气门 23 的开闭正时及最大提升量的气门动作特性。

进气主摇臂 41 及排气主摇臂 42 分别在中央部的支点部 41a、42a 可摆动地支承在固定于凸轮轴保持架 29 上的一对摇臂轴 43 上，在一端部的构成作用部的调整螺丝 41b、42b 接触气门杆 22a、23a，在另一端部的构成接触部的滚子 41c、42c 接触进气凸轮 53 及排气凸轮 45。另外，在调整螺丝 41b、42b 和进气门 22 及排气门 23 之间设置可利用调整螺丝 41b、42b 调节的规定

量的气门间隙 C (参照图 10)。

气门特性可变机构 M 具有收容于气门室 25 内的内部机构和被配置在气门室 25 外的外部机构、即作为驱动所述内部机构的电动驱动器的电动机 80。所述内部机构包括：可旋转地支承在气缸盖 12 上，同时与曲轴 15 联动而被旋转驱动的一个凸轮轴 50；设置在凸轮轴 50 上与凸轮轴 50 一体旋转的驱动凸轮、即进气驱动凸轮 51 及排气驱动凸轮 52；枢轴支承在凸轮轴 50 上，作为以凸轮轴 50 为中心摆动的联动机构的连杆机构 Mli、Mle；连结连杆机构 Mli、Mle，作为为分别使进气主摇臂 41 及排气主摇臂 42 动作而枢轴支承在凸轮轴 50 上的气门凸轮、即进气凸轮 53 及排气凸轮 54；为使连杆机构 Mli、Mle 以凸轮轴 50 为中心摆动而将作为驱动源具有电动机 80 的驱动机构 M2 (参照图 3)；介于驱动机构 M2 和连杆机构 Mli、Mle 之间，根据电动机 80 的驱动力控制连杆机构 Mli、Mle 绕凸轮轴 50 的摆动的控制机构 M3；为将连杆机构 Mli、Mle 压在控制机构 M3 上，使绕凸轮轴 50 的转矩作用在连杆机构 Mli、Mle 上的按压用施力装置、即压簧 55。

参照图 2~图 4，凸轮轴 50 介由配置于其两端部的一对轴承 56 可旋转地支承在气缸盖 12 和结合于气缸盖 12 上的凸轮轴保持架 29 上，通过介由气门传动机构传递的曲轴 15 (参照图 1) 的动力，与曲轴 15 联动，以其二分之一的旋转速度被旋转驱动。所述气门用传动机构具有：与凸轮轴 50 一端部、即左端部的前端附近一体结合的凸轮链轮 57；与凸轮轴 15 一体结合的驱动链轮；套挂在凸轮链轮 57 及所述驱动链轮上的正时链 58。所述气门用传动机构由气缸 11 及气缸盖 12 形成，放置在气缸 11 及气缸盖 12 的相对于第一正交平面 H1 位于一侧、即左侧的传动室内。而且，所述传动室中在气缸盖 12 上形成的传动室 59 在以气缸轴线 L1 为中心的直径方向 (下称径向)，且在凸轮轴 50 的旋转中心线 L2 的方向 A2 (下称凸轮轴方向 A2) 邻接气门室 25。在此，第一正交平面 H1 是包括气缸轴线 L1 并与后述的基准平面 H0 正交的平面。

另外，在气门特性可变机构 M 中，由于有关进气门 22 的部件及有关排气门 23 的部件含有相互对应的部件，另外，进气驱动凸轮 51、排气驱动凸轮 52、连杆机构 Mli、Mle、进气凸轮 53 及排气凸轮 54 具有相同的基本结构，故在以下的说明中以排气门 23 的部件为中心进行说明，并根据必要将涉及进气门 22 的部件及相关说明等记载在括号内。

参照图 2、图 3、图 6、图 7、图 10，压入固定在凸轮轴 50 上的排气驱动凸轮 52（进气驱动凸轮 51）具有在外周面上整周形成的凸轮面。该凸轮面由不介由连杆机构 Mle（Mli）使排气凸轮 54（进气凸轮 53）摆动的基圆部 52a（51a）和介由连杆机构 Mle（Mli）使排气凸轮 54（进气凸轮 53）摆动的凸轮凸部 52b（51b）构成。基圆部 52a（51a）具有距旋转中心线 L2A 半径一定的圆弧构成的断面形状，凸轮凸部 52b（51b）具有距旋转中心线 L2 的半径在凸轮轴 52 的旋转方向 R1 增加后减少的断面形状。而且，基圆部 52a（51a）设定排气凸轮 54（进气凸轮 53）的摆动位置，以使排气主摇臂 42（进气主摇臂 41）接触排气凸轮 54（进气凸轮 53）的基部 54a（53a），凸轮凸部 52b（51b）设定排气凸轮 54（进气凸轮 53）的摆动位置，以使排气主摇臂 42（进气主摇臂 41）接触排气凸轮 54（进气凸轮 53）的基圆部 54a（53a）及凸轮凸部 54b（53b）。

连杆机构 Mli、Mle 由连接在进气凸轮 53 上的进气连杆机构 Mli 和连接在排气凸轮 54 上的排气连杆机构 Mle 构成。再参照图 3、图 4，排气连杆机构 Mle（进气连杆机构 Mli）包括：被枢轴支承在凸轮轴 50 上，可以凸轮轴 50 为中心摆动的保持架 60e（60i）；被枢轴支承在保持架 60e（60i）上，通过排气驱动凸轮 52（进气驱动凸轮 51）驱动而摆动的排气副摇臂 66e（进气副摇臂 66i）；一端部被枢接在排气副摇臂 66e（进气副摇臂 66i）上，同时，另一端部被枢接在排气凸轮 54（进气凸轮 53）上的连结连杆 67e（67i）；将排气副摇臂 66e（进气副摇臂 66i）紧压在排气驱动凸轮 52（进气驱动凸轮 51）上的控制弹簧 68。

介由插通凸轮轴 50 的轴承 69 支承在凸轮轴 50 上的保持架 60e（60i）具有在凸轮轴方向 A2 上隔离的一对第一、第二板 61e（61i）、62e（62i），和隔着凸轮轴方向 A2 的规定间隔连接第一板 61e（61i）及第二板 62e（62i），同时枢轴支承排气副摇臂 66e（进气副摇臂 66i）的连接部件。而且，该连接部件具有在限定两板 61e（61i）、62e（62i）之间的所述规定间隔的同时枢轴支承排气主摇臂 66e（进气主摇臂 66i）的支承轴、也即轴套 63e（63i），和插通于轴套 63e（63i），一体地结合两板 61e（61i）、62e（62i）的铆钉 64。如图 6、图 4 所示，在各板 61e（61i）、62e（62i）上形成安装有将各板 61e（61i）、62e（62i）可摆动地支承在凸轮轴 50 上的轴承 69 的安装孔 61e3（61i3）、62e3（62i3）。

再参照图 3, 在第一板 61e (61i) 上枢装有控制机构 M3 的排气控制连杆 71e (进气控制连杆 71i), 排气控制连杆 71e (进气控制连杆 71i) 和第一板 61e (61i) 在两者的连接部 71e2 (71i2)、61e1 (61i1) 可相对运动地连接。具体地说, 在作为控制机构侧连接部的排气控制连杆 71e (进气控制连杆 71i) 的连接部 71e2 (71i2) 的孔内可相对旋转地插入被压入固定在作为保持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)。

另外, 在第二板 62e (62i) 上形成有通过用于在内燃机 E 起动时在压缩行程将进气门 22 及排气门 23 稍稍打开, 使压缩压力降低而使起动容易的减压凸轮 62e1 (62i1) (参照图 6、图 10)。另外, 在第二板 62e 上设置被摆动位置检测装置 94 (参照图 12) 的检测部 94a 检测的被检测部 62e2。被检测部 62e2 由通过与构成检测部 92a 的齿部啮合而在第二板 62e 摆动方向卡合的齿部构成。另外, 虽在本实施例中不使用, 但在第二板 61i 上也设置相当于被检测部 62e2 的部分 62i2。

在轴套 63e (63i) 上一体成形地设置有第一弹簧保持部 76 和可动侧弹簧保持部 78, 上述第一弹簧保持部 76 保持由在自然状态下为直圆筒状的压缩螺旋弹簧构成的控制弹簧 68 的一端部, 上述可动侧弹簧保持部 78 保持由在自然状态下为直圆筒状的压缩螺旋弹簧构成的压簧 55 的一端部。两弹簧保持部 76、78 在凸轮轴方向 A2 被邻接排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 的支点部 66ea (66ia) 而配置, 同时, 在轴套 63e (63i) 的周向上间隔配置 (参照图 4)。

另外, 在轴套 63e (63i) 上, 在从排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 的摆动中心线 L3 分离的位置上形成嵌合于第二板 62e (62i) 上形成的孔 62e4 (62i4) 的凸部 63e1 (63i1)。凸部 63e1 (63i1) 和孔 62e4 (62i4) 构成第二板 62e (62i) 和轴套 63e (63i) 之间的用于阻止绕摆动中心线 L3 相对旋转的卡合部。通过利用该卡合部设置一对弹簧保持部 76、78 阻止控制弹簧 68 及压簧 55 的弹力产生的同一方向的扭矩作用的轴套 63e (63i) 相对于第一、第二板 61e (61i)、62e (62i) 旋转, 因此, 能可靠地进行压簧 55 对连杆机构 M1i、M1e 施加绕凸轮轴 50 的扭矩及控制弹簧 68 对排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 施加按压。

参照图 2~图 4、图 7、图 10, 在凸轮轴方向 A2, 与排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 及排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 一起, 第一、第二板 61e

(61i)、62e (62i) 之间配置的排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 在作为与排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 接触的接触部的滚子 66eb (66ib) 与排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 接触, 于一端部的支点部 66ea (66ia) 可摆动地被支承在轴套 63e (63i) 上, 于另一端部的连接部 66ec (66ic) 枢轴支承在固定于连结连杆 67e (67i) 一端部的连接销 72 上。因此, 通过使排气驱动凸轮 52 (排气驱动凸轮 51) 和凸轮轴 50 一起旋转, 排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 以轴套 63e (63i) 为摆动中心而摆动。

轴支于固定在连结连杆 67e (67i) 的另一端部的连接销 73 上的排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 由摆动凸轮构成, 该摆动凸轮通过介由轴承 44 支承在凸轮轴 50 上, 可以凸轮轴 50 为中心摆动, 在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 外周面的一部分形成凸轮面。该凸轮面由将排气门 23 (进气门 22) 维持在关闭状态的基圆部 54a (53a) 和按压排气门 23 (进气门 22) 使其打开气门的凸轮凸部 54b (53b) 构成。基圆部 54a (53a) 具有距旋转中心线 L2 的半径一定的圆弧构成的断面形状, 凸轮凸部 54b (53b) 具有距旋转中心线 L2 的半径向凸轮轴 50 的反转方向 R2 (旋转方向 R1) 增加的断面形状。因此, 排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的凸轮凸部 54b (53b) 具有在反转方向 R2 (旋转方向 R1) 排气门 23 (进气门 22) 的提升量逐渐增大的形状。

而且, 凸轮凸部 54b (53b) 为了降低在由气门间隙 C 引起的排气门 23 (进气门 22) 开始打开时及与气门座 24 接触而引起的排气门 23 (进气门 22) 开始关闭时产生的敲打声音, 而具有与基圆部 54a (53a) 相连的缓冲部 54b1 (53b1) (参照图 6、图 10)。距基圆部 54a (53a) 的高度从零逐渐升高的缓冲部 54b1 (53b1) 是在凸轮凸部 54b (53b) 上, 相对于凸轮轴 50 转角变化量凸轮凸部的高度变化量、即提升速度微小, 并且含有恒速部分的部分。

排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 通过介由控制机构 M3 传递的驱动机构 M2 的驱动力, 与排气连杆机构 M1e (进气连杆机构 M1i) 一起以相同的摆动量以凸轮轴 50 为中心摆动, 另一方面利用由排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 摆动的排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 以凸轮轴 50 为中心摆动。而且, 相对于凸轮轴 50 摆动的排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 使排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 摆动, 使排气门 23 (进气门 22) 进行开闭动作。因此, 排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 利用依次介由保持架 60e (60i)、排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 及连结连杆 67e (67i) 传递的驱动机构 M2 的驱动力而

摆动, 另外, 利用依次经由排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 及连结连杆 67e (67i) 传递的排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 的驱动力而摆动。

产生将排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 的滚子 66eb (66ib) 紧压在排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 上的弹力的控制弹簧 68 配置在轴套 63e (63i) 和排气凸轮 54 之间, 可根据排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 的摆动在凸轮轴 50 的周向伸缩。在第一弹簧保持部 76 上保持一端部的控制弹簧 68 的另一端部被保持在设于一体形成在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 上的搁板状突出部上的第二弹簧保持部 77 上。

使朝向其摆动方向一侧的方向产生扭矩的弹力总是作用在排气连杆机构 M1e (进气连杆机构 M1i) 上的压簧 55 的一端部保持在保持架 60e (60i) 的可动侧弹簧保持部 78 上, 另一端部保持在设于作为在气缸盖 12 上固定的固定部件的凸轮轴保持架 29 上的固定侧弹簧保持部 79。

将排气连杆机构 M1e (进气连杆机构 M1i) 紧压在气缸 11 侧的压簧 55 的弹力直接作用在保持架 60e (60i) 上, 将该保持架 60e (60i) 朝向气缸 11 的方向按压, 利用该弹力作用在保持架 60e (60i) 上的扭矩朝向所述一侧的方向。而且, 所述一侧的方向被设定为在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 将排气门 23 (进气门 22) 打开时, 与利用从排气门 23 (进气门 22) 作用在排气凸轮 54 (排气凸轮 53) 上的反力作用在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 上的扭矩朝向相同。因此, 压簧 55 的弹力使连接部 61e1 (61i1) 总是沿摆动方向紧压在连接部 71e2 (71i2) 上的方向和基于从排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 经由连结连杆 67e (67i) 及排气副摇臂 66e (进气副摇臂 66i) 作用在保持架 60e (60i) 上的扭矩, 所述反力使连接部 61e1 (61i1) 沿摆动方向紧压在连接部 71e2 (71i2) 上的方向相同。

而且, 由于一侧的连接部 61e1 (61i1) 通过压簧 55 在存在有由枢装产生的微小间隙的各连接部 71e1 (71i1)、61e1 (61i1) 上, 总是沿摆动方向被紧压在另一侧的连接部 71e2 (71i2) 上, 故在利用排气控制连杆 71e (进气控制连杆 71i) 使第一板 61e (61i) 摆动时, 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 (进气控制连杆 71i) 的运动被高精度地传递到保持架 60e (60i) 上。

参照图 2、图 3、图 10, 控制机构 M3 具有作为利用驱动机构 M2 驱动的控制部件的圆筒状控制轴 70 和将控制轴 70 的运动传递到连杆机构 M1i、

M1e 上,以凸轮轴 50 为中心使连杆机构 M1i、M1e 摆动的控制连杆 71i、71e。

控制轴 70 可沿与气缸轴线 L1 平行的方向移动,因此,可在含有凸轮轴 50 的旋转轴中心线 L2 并相对于与气缸轴线 L1 平行的基准平面 H0 平行的方向移动。

控制连杆 71i、71e 由进气控制连杆 71i 和排气控制连杆 71e 构成。进气控制连杆 71i 在连接部 71i1 枢装在控制轴 70 上,在连接部 71i2 枢装在进气连杆机构 M1i 的第一板 61i 的连接部 61i1 上。排气控制连杆 71e 在连接部 71e1 枢装在控制轴 70 上,在连接部 71e2 枢装在排气连杆机构 M1e 的第一板 61e 的连接部 61e1 上。进气控制连杆 71i 的连接部 71i1 及控制轴 70 的连接部 70a 分别具有可相对旋转地插入压入固定在排气控制连杆 71e 的连接部 71e1 孔内的一个连接销 71e3 的孔,枢轴支承在连接销 71e3 上呈两叉状的连接部 71i2、71e2 分别具有可相对旋转地插入连接部 71i2、71e2 的连接销 61i1a、61e1a 的孔,枢轴支承在连接销 61i1a、61e1a 上。由于压簧的弹力在存在有由枢装产生的微小间隙的各连接部 71e1(71i1)、70a 总是将连接部 71e1(71i1)紧压在连接部 70a 上,故解除了连接部 71e1(71i1)和连接部 70a 之间的间隙(游隙)的影响,控制轴 70 的运动被高精度地传递到排气控制连杆 71e(进气控制连杆 71i)上。

参照图 3、图 8,驱动控制轴 70 的驱动机构 M2 具有安装在气缸盖罩 13 上的可反转的电动机 80 和将电动机 80 的旋转传递到控制轴 70 上的传动机构 M4。而且,控制机构 M3 及驱动机构 M2 相当于包括旋转中心轴线 L2 并与基准平面 H0 正交的第二正交平面 H2 配置在与气缸 11 及燃烧室 16 相反的一侧。

电动机 80 具有圆筒状主体 80a 和输出轴 80b,圆筒状主体 80a 收容线圈部等发热部并具有与气缸轴线 L1 平行的中心轴线,输出轴 80b 与气缸轴线 L1 上平行延伸。电动机 80 相对于气缸盖 12 和气缸盖罩 13 配置在气门室 25 的径向外侧。而且,相对于第一正交平面 H1,在左侧配置传动室 59,相对于第一正交平面 H1,在另一侧即右侧配置主体 80a 及火花塞 19。在主体 80a 中,在被安装部 80a1 上形成通孔 80a2,该被安装部 80a1 结合在于气缸盖 13 上向径向突出形成帽檐状的安装部 13a,输出轴 80b 贯通该通孔 80a2 突出到主体 80a 外部,延伸到气门室 25 内。主体 80a 从气缸盖罩 13 侧沿气缸轴线方向 L1 看,或从气缸盖罩 13 的前方看,配置在整体被安装部覆盖的位

置(参照图8)。

参照图2、图3、图8,在气门室25内,在气缸轴线方向A1被配置于凸轮轴保持架29和气缸盖罩13之间的传动机构M4由减速齿轮81和输出齿轮82构成,减速齿轮81与在贯通气缸盖罩13向气门室25内延伸的输出轴80b上形成的驱动齿轮80b1啮合,输出齿轮82与减速齿轮81啮合,同时介由凸轮轴保持架29可旋转地支承在气缸盖罩12上。减速齿轮81可旋转地支承在被气缸盖罩13和覆盖形成于气缸盖罩13上的开口13的罩83支承的支承轴84上,具有与驱动齿轮80b1啮合的大齿轮81a和与输出齿轮82啮合的小齿轮81b。输出齿轮82具有介由轴承80可旋转地支承在通过螺栓与凸轮轴保持架29结合的保持筒上的圆筒状凸台部82a。

输出齿轮82和控制轴70介由控制轴70的进给丝杠机构驱动连接,该进给丝杠机构为将输出齿轮82的旋转运动变换为平行于气缸轴线L1的直线往复运动的运动转换机构。所述进给丝杠机构具有阴螺纹部82b和阳螺纹部70b构成,阴螺纹部82b由形成于凸台部82a内周面上的梯型螺纹构成,阳螺纹部70b由形成于控制轴70的外周面且与阳螺纹部70b螺合的梯型螺丝构成。控制轴70可滑动地嵌合在固定于凸台部82a上的导向轴90的外周,在通过该导向轴90向移动方向导向的状态下,可通过在凸轮轴保持架29上形成的通孔91(也参照图5)在气缸轴线方向A1相对于凸轮轴50前进及后退。

参照图3,电动机80被电子控制单元(下称ECU)92控制。因此,ECU92输入来自检测内燃机E运行状态的运行状态检测装置93和检测利用电动机80摆动的排气连杆机构M1e的保持架60e以及排气凸轮54相对于凸轮轴50的摆动角、即摆动位置的摆动位置检测装置94(例如由电位器构成)的检测信号,运行状态检测装置93由检测内燃机E起动时的起动检测装置、检测内燃机负载的负载检测装置、检测内燃机旋转速度的内燃机旋转速度检测装置等构成。

因此,当改变通过电动机80驱动的控制轴70的位置时,根据运行状态改变与排气连杆机构M1e(进气连杆机构M1i)及排气凸轮54(进气凸轮53)相对于凸轮轴50的旋转位置、即摆动位置,因此利用由ECU92控制的气门特性可变机构M根据内燃机E的运行状态控制排气门23(进气门22)的气门动作特性。

具体如下所述。

如图 9 所示, 进气门及排气门作为由改变开闭正时及最大提升量的气门特性可变机构 M 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} 及最小气门动作特性 K_{imin} 、 K_{emin} 为边界值, 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} 之间的任意中间气门动作特性进行开闭动作。因此, 关于进气门 22, 随着其打开正时角度连续滞后, 关闭正时的角度连续超前, 开阀正时连续缩短, 进而, 得到最大提升量的凸轮轴 50 的转角 (或作为曲轴 15 旋转位置的曲轴角) 连续滞后, 同时, 最大提升量连续减小。而且, 在改变进气门 22 的气门动作特性的同时, 关于排气门 23, 随着其打开正时角度连续滞后, 关闭正时的角度连续超前, 开阀正时连续缩短, 另外, 得到最大提升量的凸轮轴 50 的转角连续滞后, 最大提升量连续缩小。

再参照图 10, 在通过驱动机构 M2 驱动的控制轴 70 及进气控制连杆 71i 占据图 10 (A)、(B) 所示的第一位置时, 进气门 22 的打开正时形成最大超前角位置 $\theta_{i\max}$, 其关闭正时形成最大滞后角位置 $\theta_{ic\max}$, 且可得到该开阀正时及最大提升量都成为最大的最大气门动作特性 K_{imax} , 同时, 排气门 23 的打开正时形成最大超前角位置 $\theta_{e\max}$, 其关闭正时形成最大滞后角位置 $\theta_{ec\max}$, 且可得到该开阀正时及最大提升量都成为最大的最大气门动作特性 K_{emax} 。

另外, 在图 10、图 11 中, 用实线及虚线表示排气门 23 (进气门 22) 关闭时的排气连杆机构 M1e (进气连杆机构 M1i) 及排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 的状态, 用双点划线示意性表示以最大提升量关闭排气门 23 (进气门 22) 时的排气连杆机构 M1e (进气连杆机构 M1i) 及排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 的状态。

在根据内燃机 E 的运行状态, 通过气门特性可变机构 M 从可得到最大气门动作特性 K_{imax} 、 K_{emax} 的状态向可得到最小气门动作特性 K_{imin} 、 K_{emin} 的状态移动时, 电动机 80 驱动输出齿轮 72 旋转, 控制轴 70 通过所述进给丝杠机构向凸轮轴 50 行进。此时, 基于电动机 80 的驱动量, 控制轴 70 介由进气控制连杆 71i 使进气连杆机构 M1i 及进气凸轮 53 以凸轮轴 50 为中心沿旋转方向 R1 摆动, 同时, 介由排气控制连杆 71e 使排气连杆机构 M1e 及排气凸轮 54 以凸轮轴 50 为中心沿反转方向 R2 摆动。

而且,在控制轴 70 及排气控制连杆 71e 占据图 11 (A)、(B) 所示的第二位置时,进气门 22 的打开正时形成最小滞后角位置 θ_{iomin} ,其关闭正时形成最小超前角位置 θ_{icmin} ,且可得到该开阀正时及最大提升量都成为最小的最小气门动作特性 K_{imax} ,同时,排气门 23 的打开正时形成最小滞后角位置 θ_{eomin} ,其关闭正时形成最小超前角位置 θ_{ecmin} ,且可得到该开阀正时及最大提升量都成为最小的最小气门动作特性 K_{emin} 。

而且,在控制轴 70 从所述第二位置移向所述第一位置时,电动机 80 将输出齿轮 82 向反方向旋转驱动,利用所述进给丝杠机构使控制轴 70 后退,从凸轮轴 50 离开。此时,控制轴 70 介由进气控制连杆 71i 使进气连杆机构 Mli 及进气凸轮 53 以凸轮轴 50 为中心沿反转方向 R2 摆动,同时,介由排气控制连杆 71e 使排气连杆机构 Mle 及排气凸轮 54 以凸轮轴 50 为中心沿旋转方向 R1 摆动。

另外,在控制轴 70 占据所述第一位置和所述第二位置间的位置时,关于排气门 23(进气门 22),可得到设定成为最大气门动作特性 K_{emax} (K_{imax}) 及最小气门动作特性 K_{emin} (K_{imin}) 的打开正时、关闭正时、开阀正时及最大提升量之间的值的打开正时、关闭正时、开阀正时及最大提升量的无数的所述中间气门动作特性。

进气门及排气门除所述基本动作特性以外,还分别利用气门特性可变机构 M 以补助动作特性进行开闭动作。具体地说,参照图 12 (A)、(B) 说明作为所述补助动作特性的减压动作特性。在内燃机 E 起动开始时的压缩行程时,电动机 80 向逆方向驱动旋转输出齿轮 82,控制轴 70 越过所述第一位置,占据作为从凸轮轴 50 分开这样后退的位置的减压位置。此时,排气连杆机构 Mle (进气连杆机构 Mli) 及排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 沿旋转方向 R1 (反旋转方向 R2) 摆动,第二板 62e (62i) 的减压凸轮 62e1 (62i1) 接触设于排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 的滚子 42c (41c) 附近的减压部 42d (41d),滚子 42c (41c) 从排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 离开,并以小开度的减压开度将排气门 23 (进气门 22) 打开。

但是,参照图 13,排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 的凸轮凸部 52b (51b) 包括:缓冲部 Sa,其在凸轮凸部 52b (51b) 的高度增加的前半部具有随基圆部 52a (51a) 的提升速度从 0 (零) 状态向凸轮凸部 52b (51b) 移动,提升速度增加的移动部 Sa1 和提升速度一定的缓冲恒速部 Sa2; 增速部

Sb, 其为与缓冲部 Sa 连续的部分, 提升速度增加; 提升速度一定的恒速部 Sc; 提升速度减小的减速部 Sd。因此, 缓冲恒速部 Sa2 及恒速部 Sc 是提升速度变化量相对于凸轮轴 50 转角的变化量、即提升加速度为 0(零)的区间, 移动部 Sa1 及增速部 Sb 是提升加速度为正的区间, 减速部 Sd 是提升加速度为负的区间。在此, 在图 13 中, 纵轴是介由排气副摇臂 66e(进气副摇臂 66i)利用排气驱动凸轮 52(进气驱动凸轮 51)摆动的排气凸轮 52(进气凸轮 53)的摆动角、摆动角速度及摆动角加速度, 这些摆动角、摆动角速度及摆动角加速度分别一对一地对应排气驱动凸轮 52(进气驱动凸轮 51)的凸轮凸部 52b(51b)的高度、提升速度及提升加速度。

参照图 14, 恒速部 Sc 在如下的整个角度幅度内连续设置, 即至少在最大气门动作特性 $K_{\max}$ ($K_{\max}$) 的排气门 23(进气门 22)的最大超前角位置 $\theta_{e\max}$ ($\theta_{i\max}$) 中包括排气门 23(进气门 22)的打开正时, 且在最小气门动作特性 $K_{\min}$ ($K_{\min}$) 的排气门 23(进气门 22)的最小滞后角位置 $\theta_{e\min}$ ($\theta_{i\min}$) 中包括排气门 23(进气门 22)的打开正时的角度幅度 θ_w 。在该实施例中, 角度幅度 θ_w 至少含有从最超前角位置中排气门 23(进气门 22)的打开正时到最滞后角位置中排气门 54(进气门 53)的打开正时的角度范围 θ_s , 为比角度范围 θ_s 更大, 被设定为在最大超前角位置 $\theta_{e\max}$ ($\theta_{i\max}$) 中含有排气凸轮 54(进气凸轮 53)的缓冲部开始位置 θ_1 , 且在最小滞后角位置 $\theta_{e\min}$ ($\theta_{i\min}$) 中含有缓冲部终止位置 θ_2 的角度幅度。

另外, 关于凸轮凸部 52b(51b)高度降低的后半部, 高度的变化形态及提升加速度的变化形态相对于前半部具有线对称的特性, 提升速度(即排气凸轮 54(进气凸轮 53)的摆动角速度)相对于前半部构成点对称的变化形态。而且, 排气门 23(进气门 22)的关闭正时对应最大气门动作特性 $K_{\min}$ ($K_{\min}$) 的最小滞后角位置 $\theta_{e\min}$ ($\theta_{i\min}$) 及最小气门动作特性 $K_{\min}$ ($K_{\min}$) 的最大超前角位置 $\theta_{e\max}$ ($\theta_{i\max}$) 设定为与前半部相同的角度幅度 θ_w 。

因此, 在内燃机旋转速度(即凸轮轴 50 的旋转速度)相同时, 在从排气门 23(进气门 22)的打开正时为最大超前角位置 $\theta_{e\max}$ ($\theta_{i\max}$) 的最大气门动作特性 $K_{\min}$ ($K_{\min}$) 开始, 含有全部的所述中间气门动作特性, 到排气门 23(进气门 22)的打开正时为最小滞后角位置 $\theta_{e\min}$ ($\theta_{i\min}$)

的最小气门动作特性 K_{emin} (K_{imin}) 的全部气门动作特性中, 排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 与以相同的摆动角速度摆动的排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的缓冲部 54b1 (53b1) 接触, 利用该缓冲部 54b1 (53b1) 摆动的排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 以相同的摆动角速度摆动。因此, 在被设定为比在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的缓冲部 54b1 (53b1) 的终止位置的凸轮山 54b (53b) 的高度更小的值的气门间隙 C 消除, 排气主摇臂 42 (进气主摇臂 41) 与排气门 23 (进气门 22) 接触时, 及排气门 23 (进气门 22) 与气门座 24 接触时, 与通过气门特性可变机构 M 控制的气门动作特性无关, 总是以相同的速度接触。

其次说明如前所述结构的实施例的作用及效果。

气门特性可变机构 M 包括: 在为使排气门 23 (进气门 22) 开闭动作而枢轴支承在凸轮轴 50 上的排气凸轮 54 (进气凸轮 53); 通过与凸轮轴 50 一体旋转的排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 使排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 以凸轮轴 50 为中心摆动的排气连杆机构 M_{le} (进气连杆机构 M_{li}); 使排气连杆机构 M_{le} (进气连杆机构 M_{li}) 以凸轮轴 50 为中心摆动的驱动机构 M_2 , 在排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的缓冲部 54b1 (53b1) 上开始排气门 (进气门) 的打开及关闭, 驱动机构 M_2 介由排气连杆机构 M_{le} (进气连杆机构 M_{li}) 使排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 以凸轮轴 50 为中心摆动, 从而控制排气门 23 (进气门 22) 的开闭正时, 其中, 排气驱动凸轮 52 (进气驱动凸轮 51) 的凸轮凸部 52b (51b) 具有提升速度 (即排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的摆动角速度) 一定的恒速部 Sc , 恒速部 Sc 在整个如下角度幅度内设置, 即在排气门 23 (进气门 22) 的打开正时的最大超前角位置 θ_{eomax} (θ_{iomax}) 含有排气门 23 (进气门 22) 的打开正时, 且在打开正时的最小滞后角位置 θ_{eomin} (θ_{iomin}) 含有排气门 23 (进气门 22) 的打开正时的角度幅度 θ_w , 从而, 当排气门 23 (进气门 22) 的打开正时及关闭正时位于最大、最小超前角位置 θ_{eomax} (θ_{iomax})、 θ_{ecmin} (θ_{icmin})、最小、最大滞后角位置 θ_{eomin} (θ_{iomin})、 θ_{ecmax} (θ_{icmax}) 及最大、最小超前角位置 θ_{eomax} (θ_{iomax})、 θ_{ecmin} (θ_{icmin}) 和最小、最大滞后角位置 θ_{eomin} (θ_{iomin})、 θ_{ecmax} (θ_{icmax}) 之间的任意位置时, 排气门 23 (进气门 22) 由利用恒速部 Sc 以相同的摆动角速度摆动的排气凸轮 54 (进气凸轮 53) 的缓冲部 54b1 (53b1) 而开闭, 与控制开闭正时形成的打开正时及关闭正时的改变无关,

利用总是具有相同摆动角速度的缓冲部 54b1 (53b1) 开始打开或关闭, 故防止了随开闭正时的改变由气门间隙 C 及向气门座 24 的落座而引起的排气门 23 (进气门 22) 的敲打声音。

以下说明将所述的实施例一部分结构改变的实施例的改变了的结构。

内燃机 E 也可以为多缸内燃机。另外, 还可以是在一个缸上设置多个进气门和一个或多个排气门的内燃机, 或在一个缸上设置多个排气门和一个或多个进气门的内燃机。

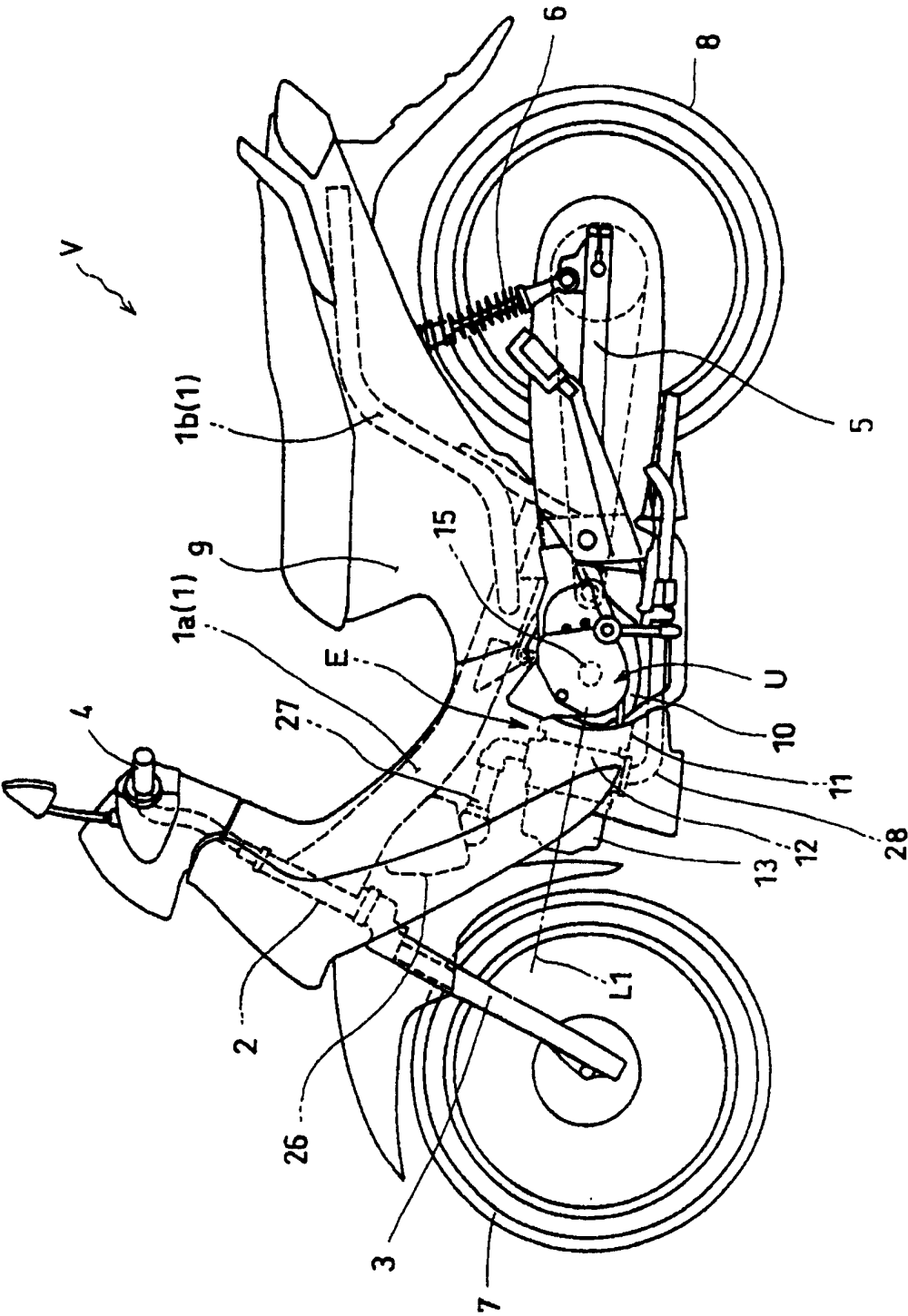


图 1

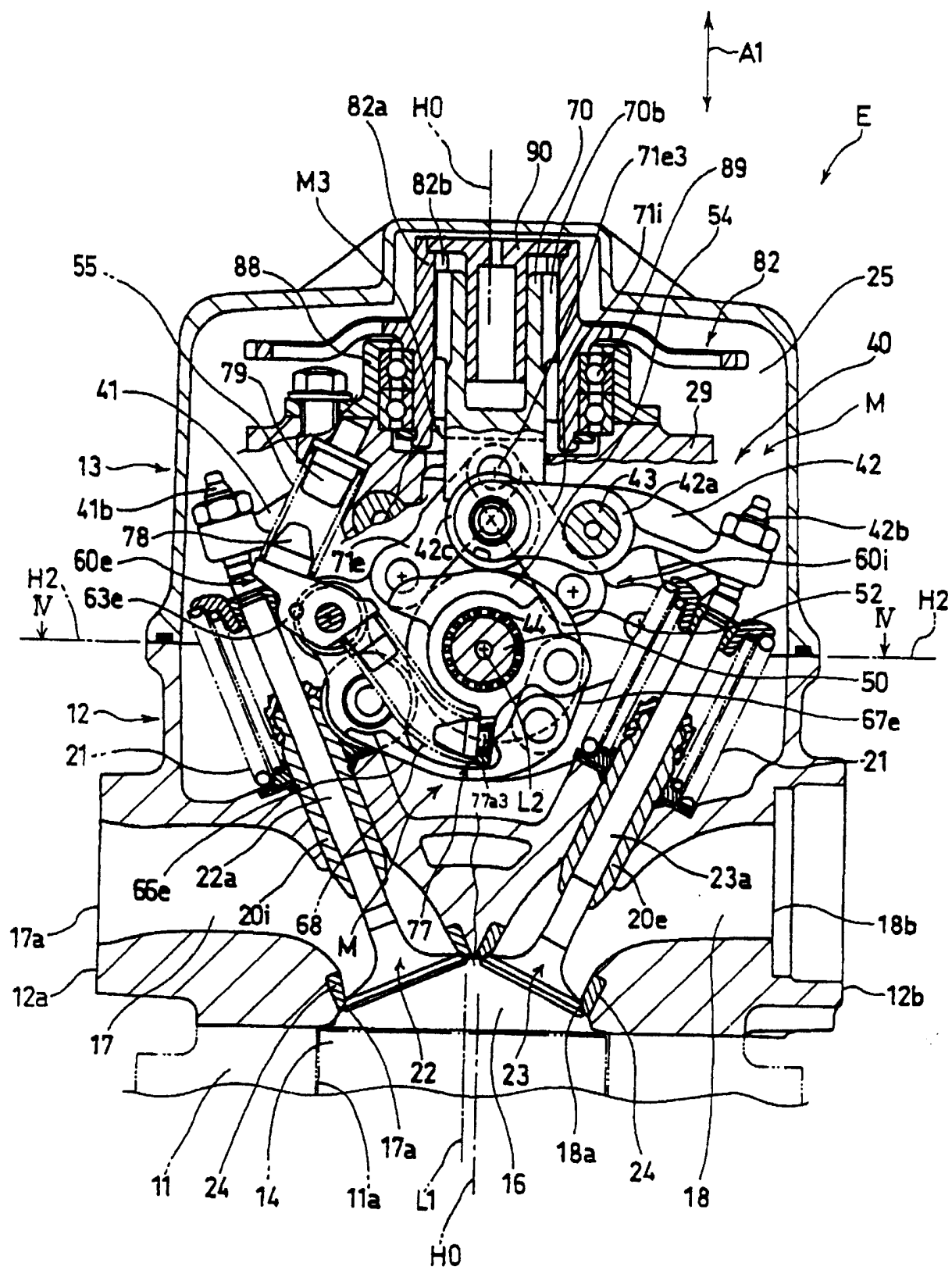


图 2

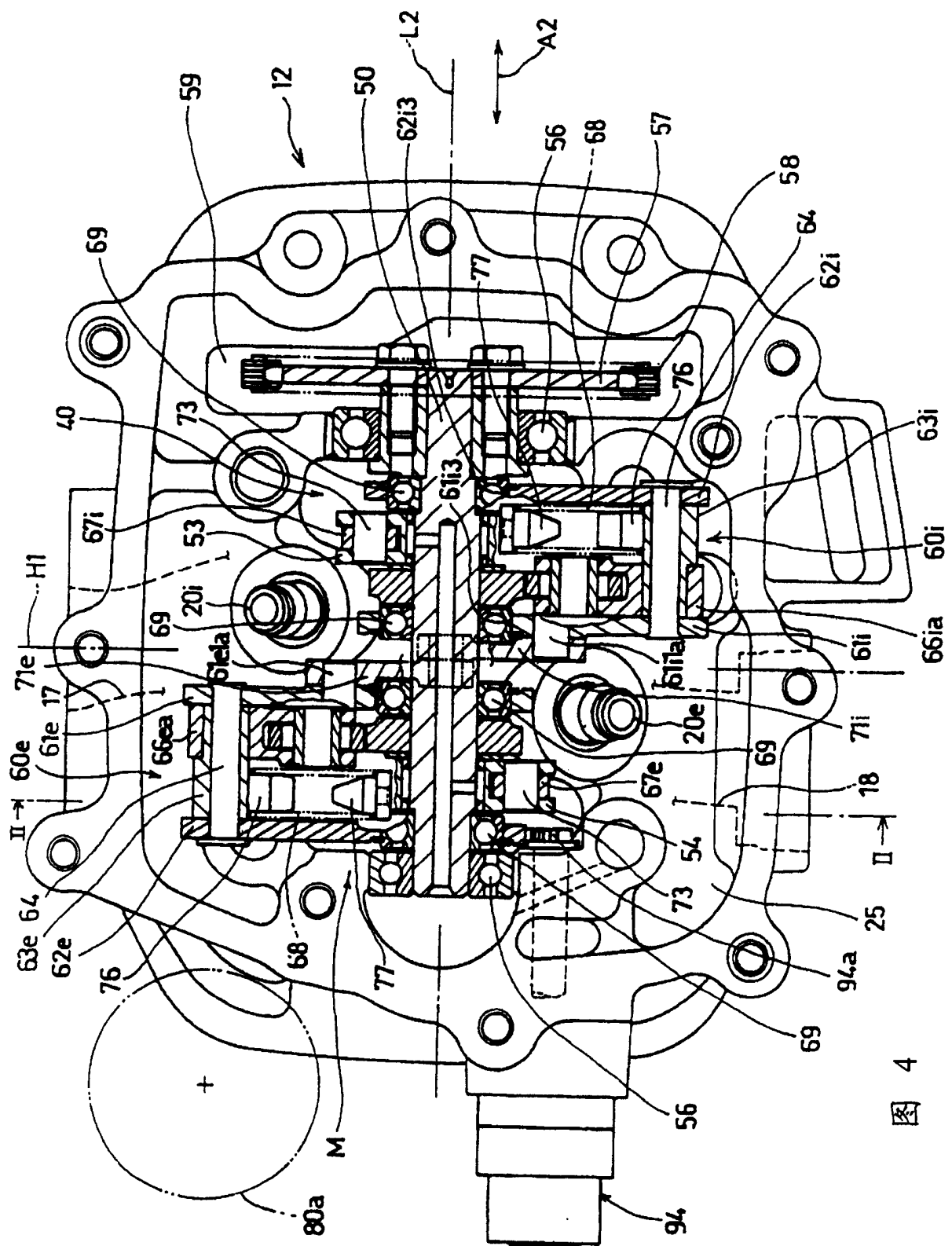


图 4

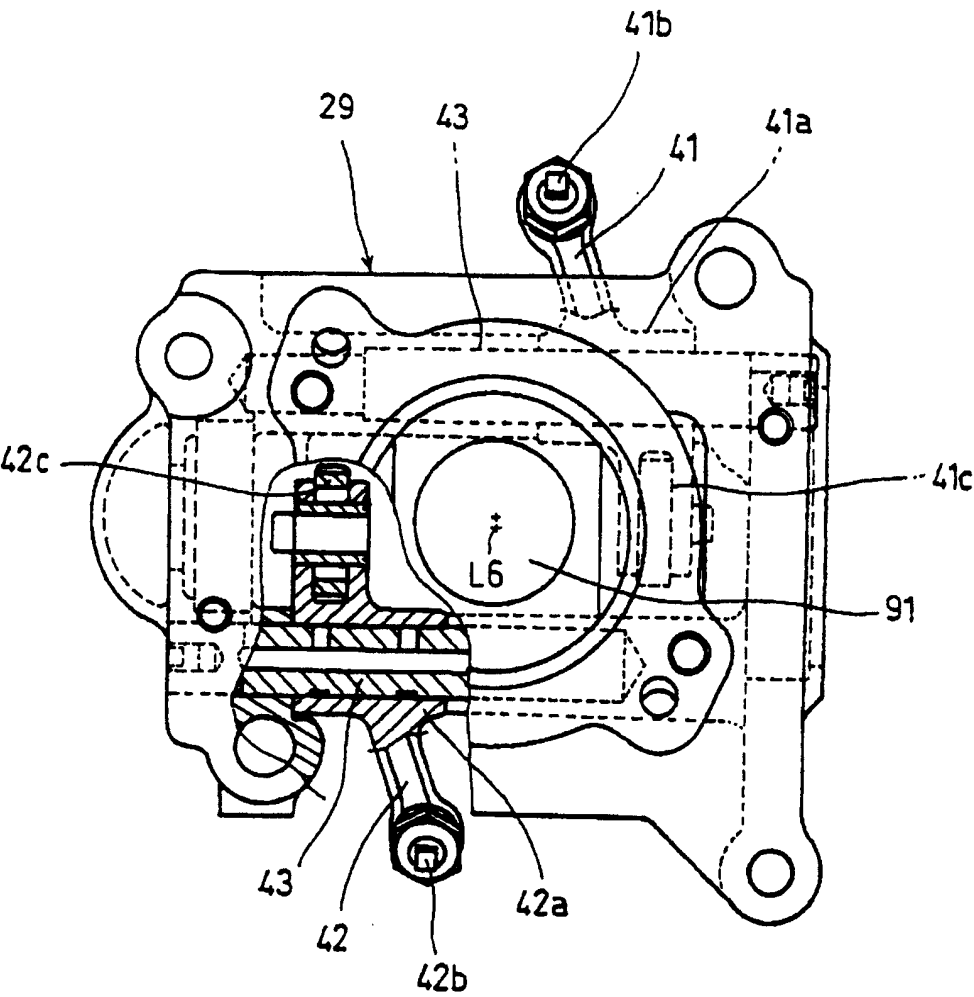


图 5

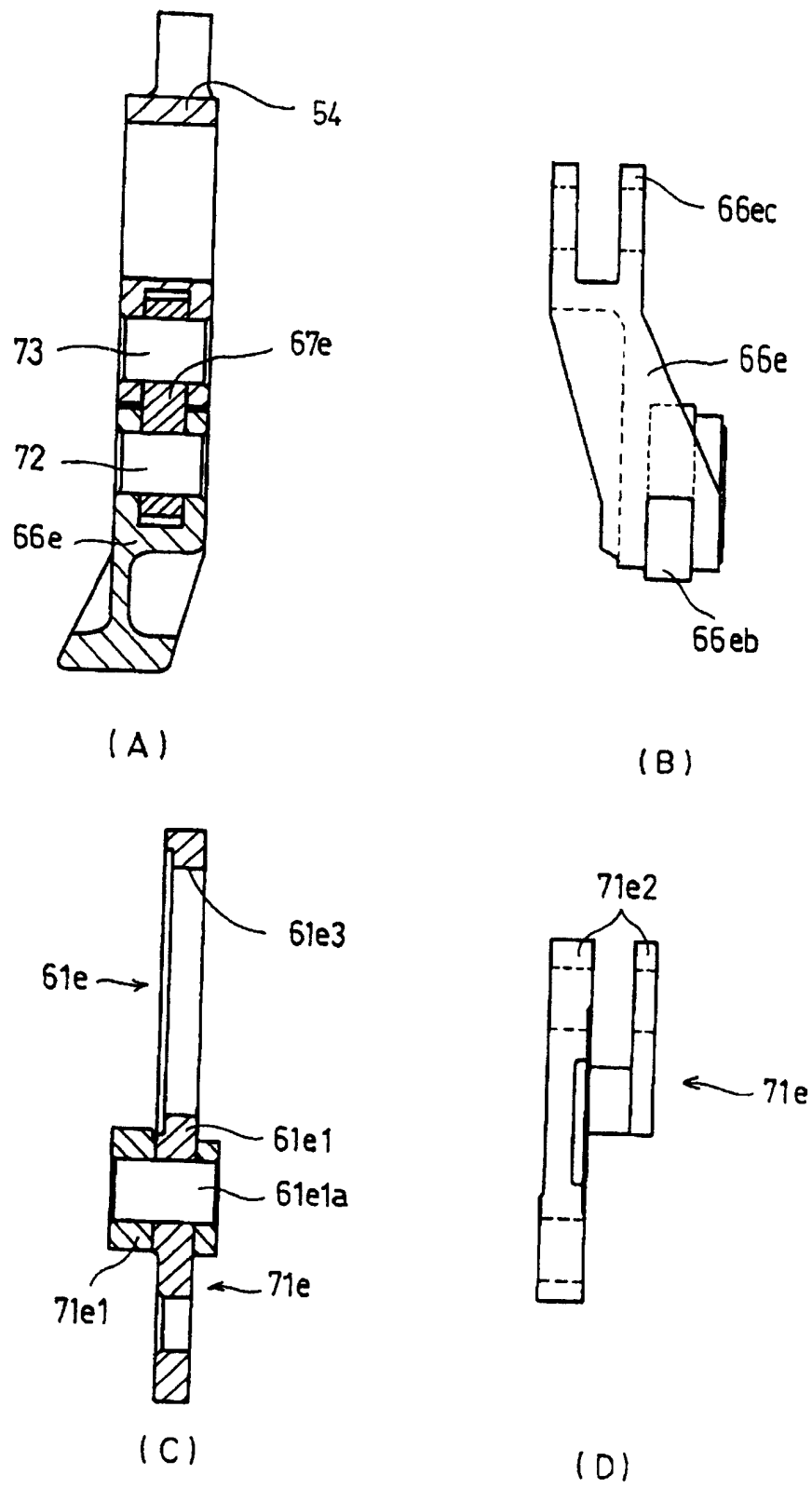


图 7

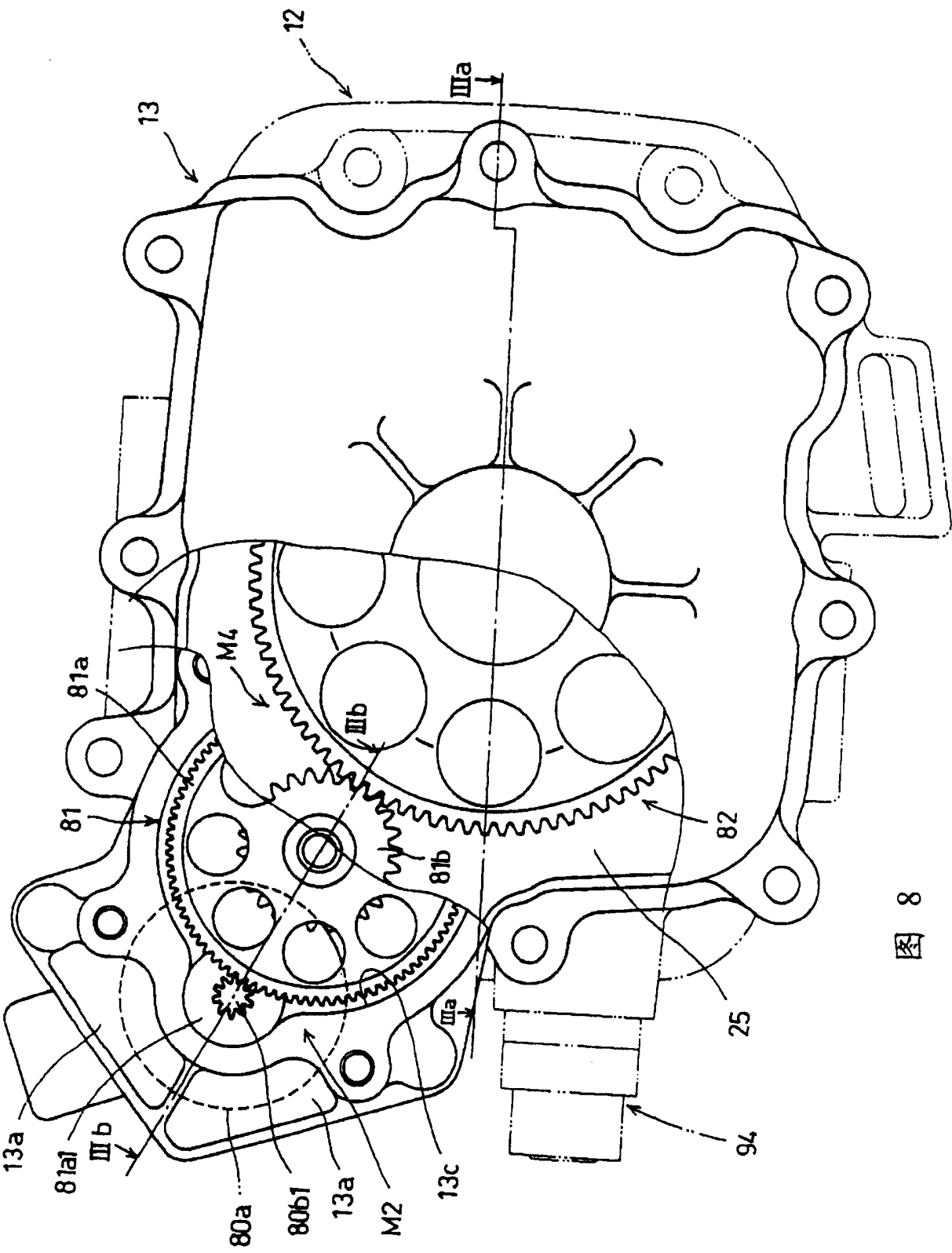


图 8

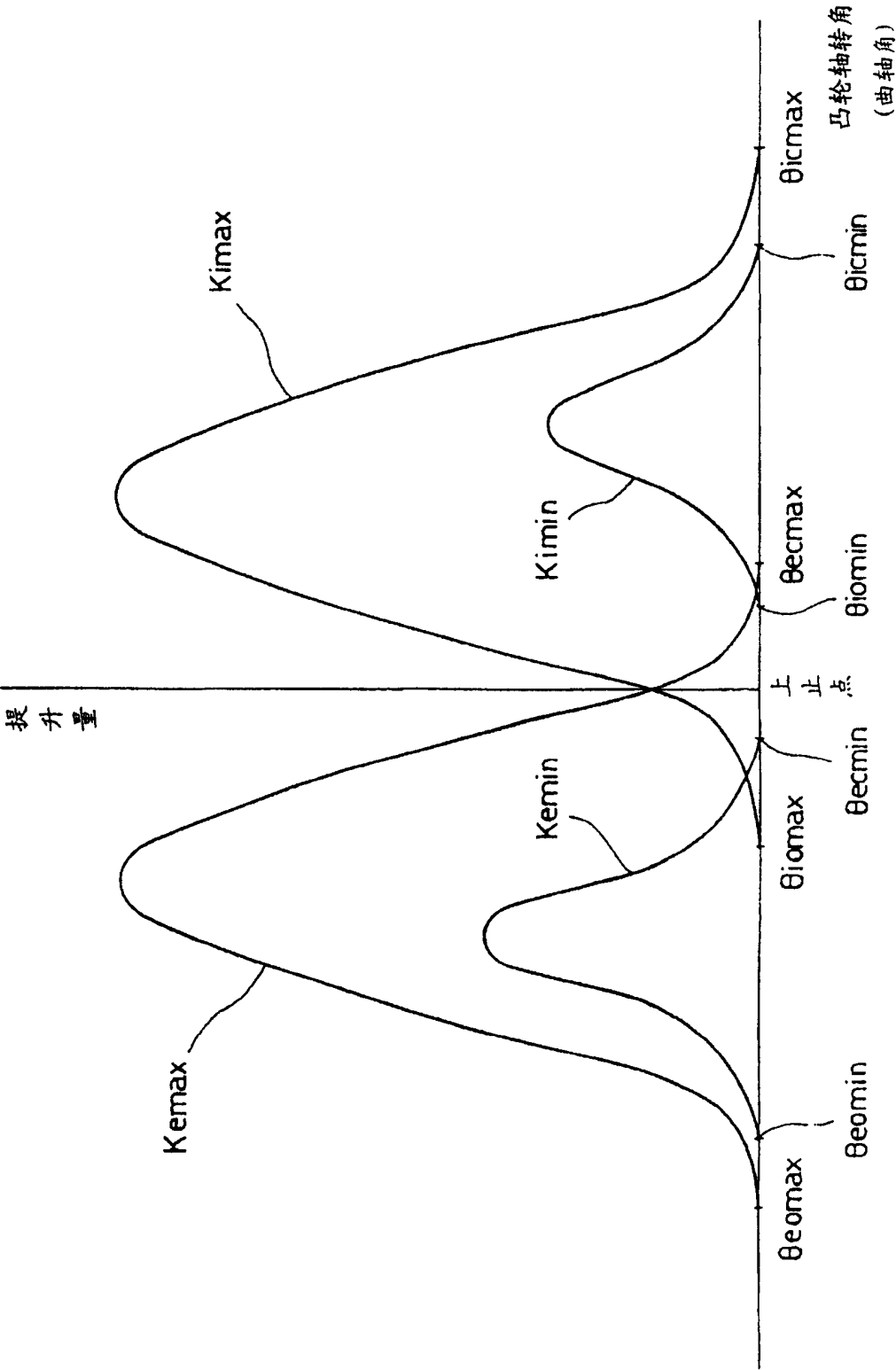


图 9

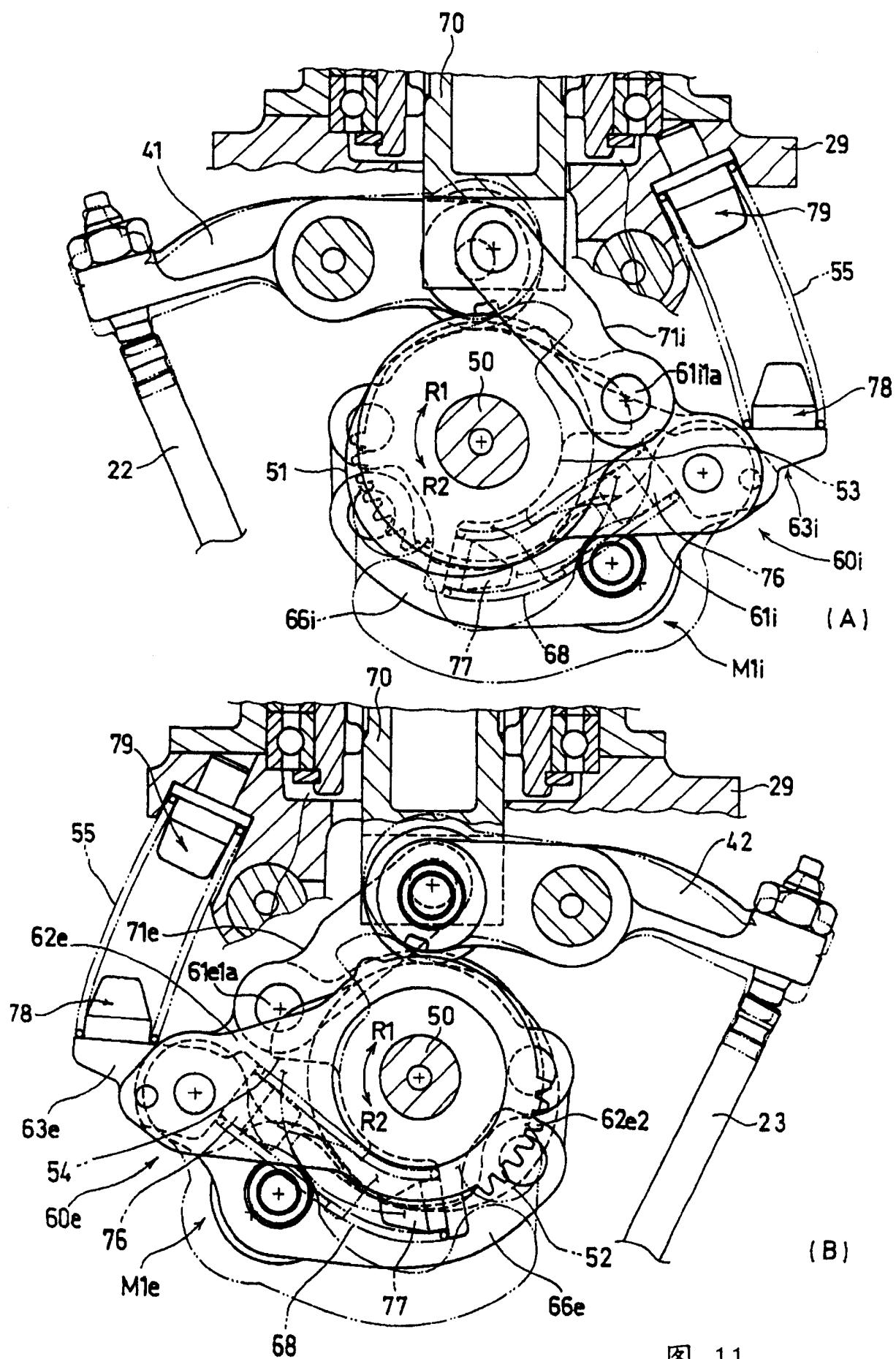


图 11

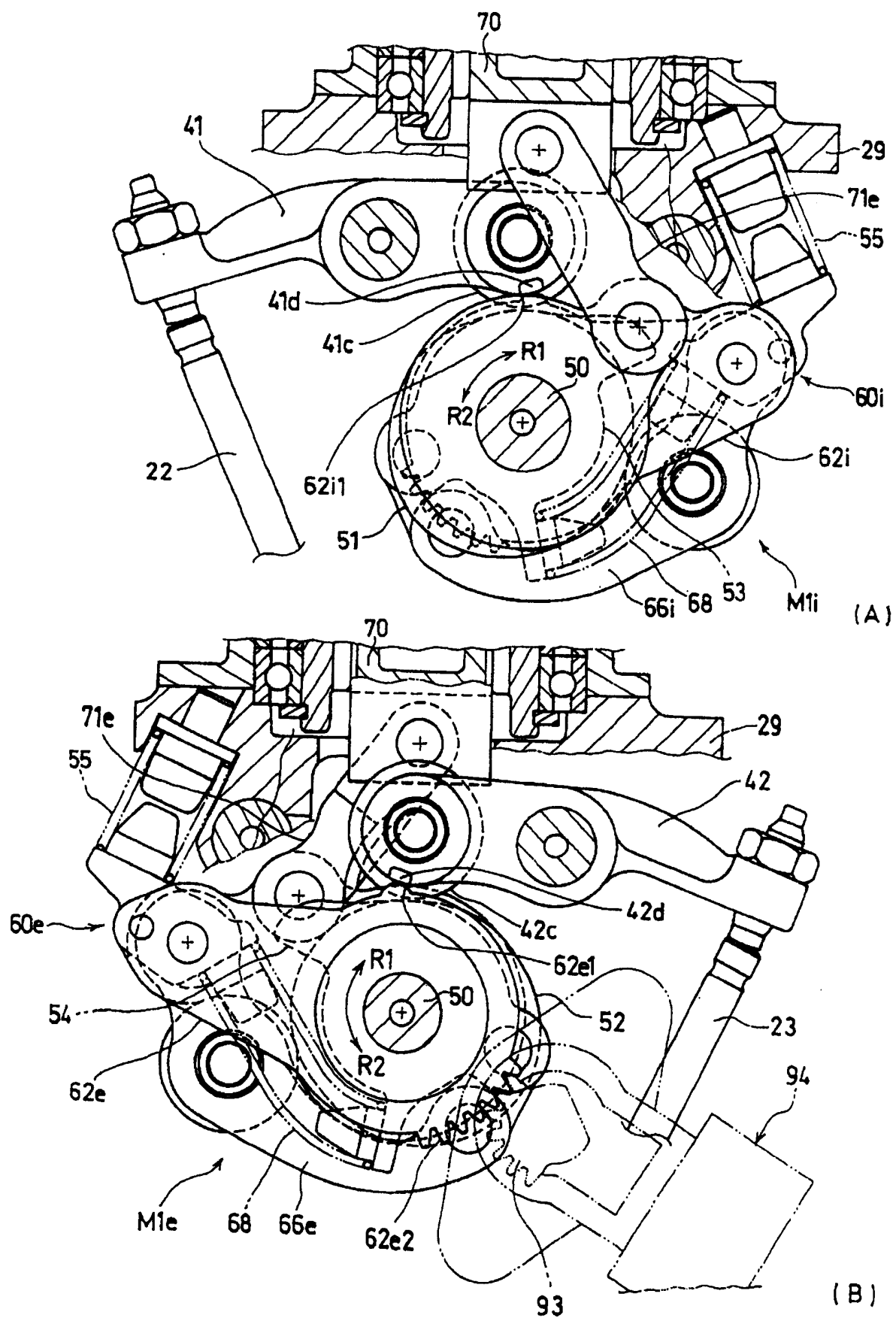


图 12

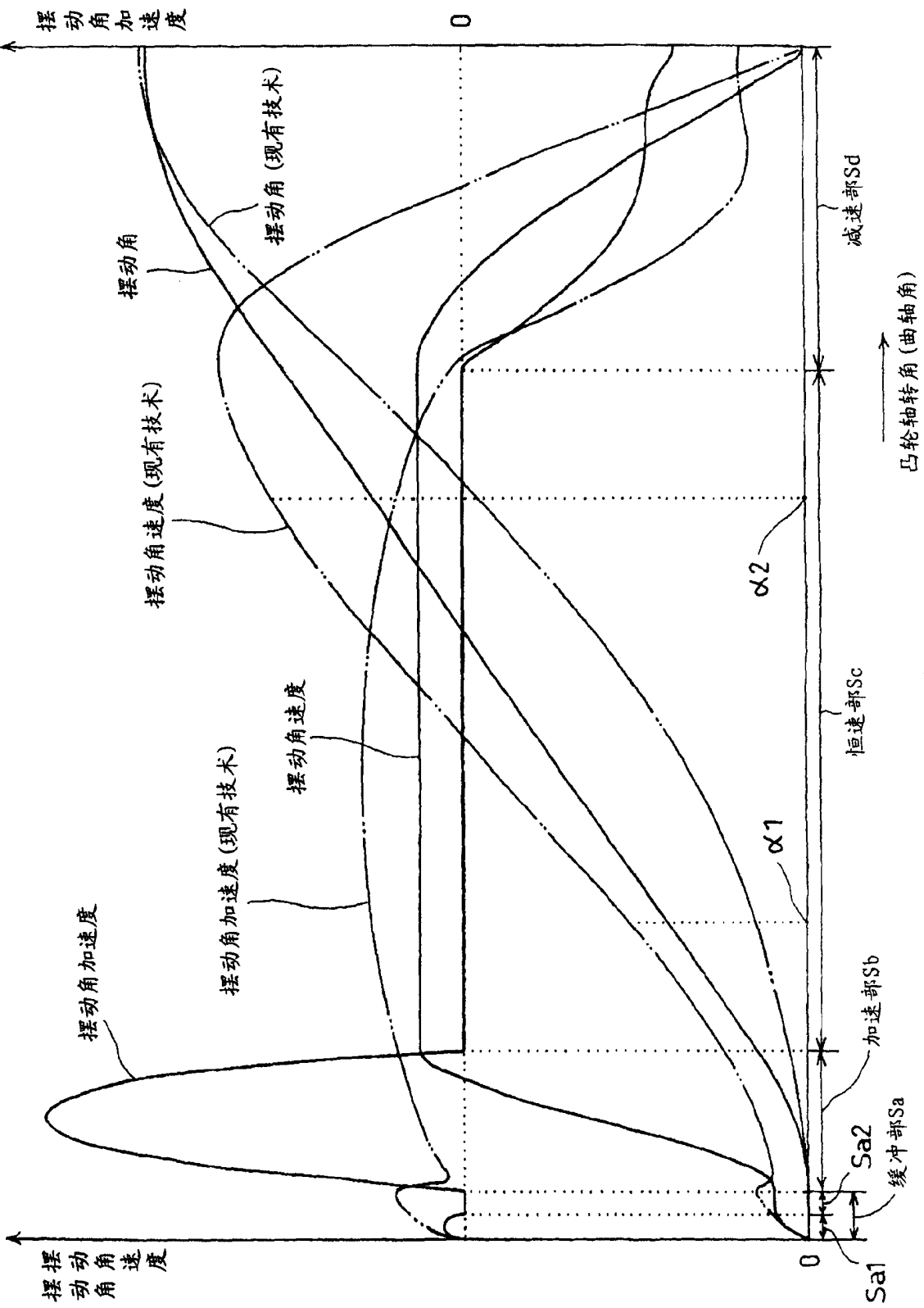


图 13

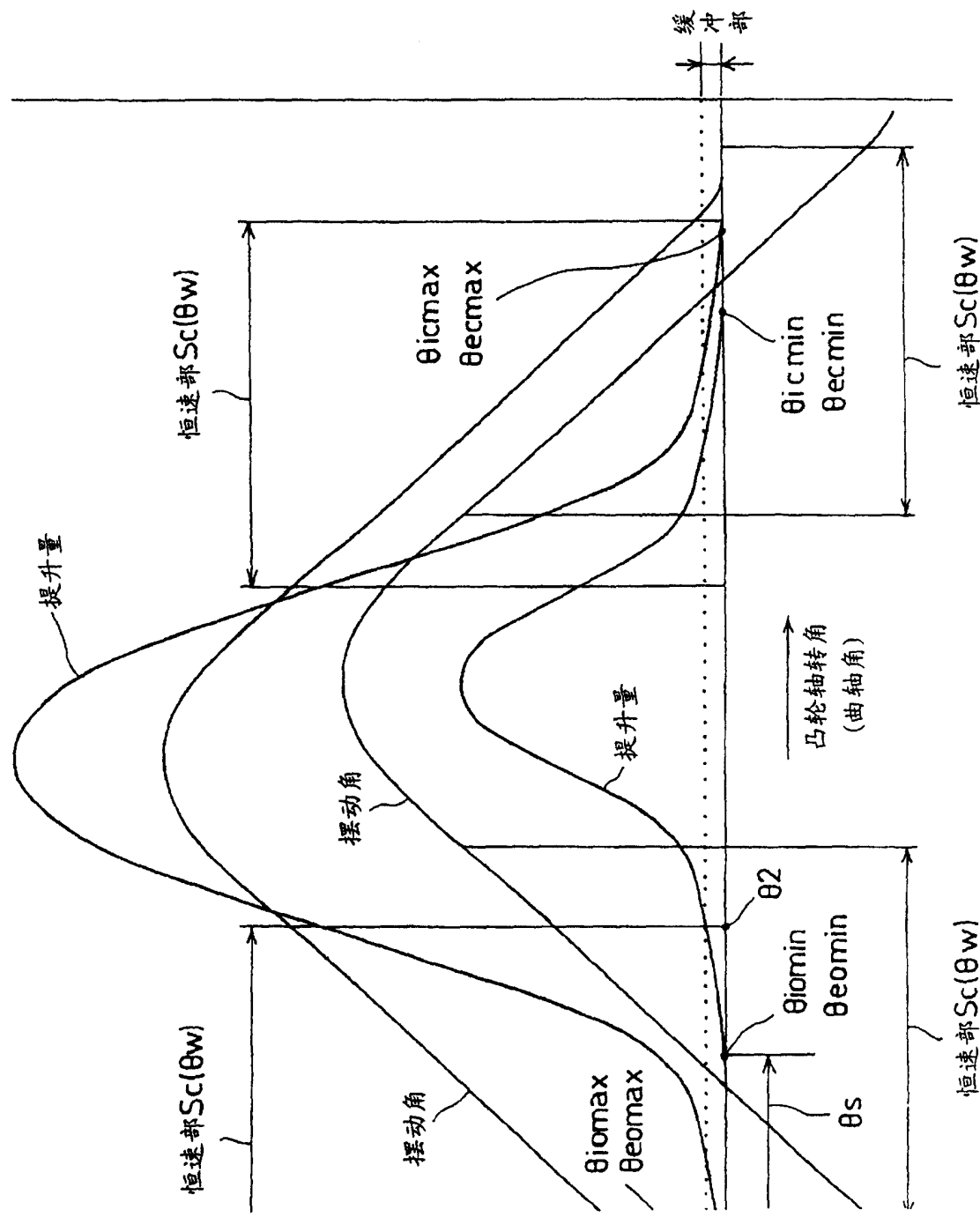


图 14

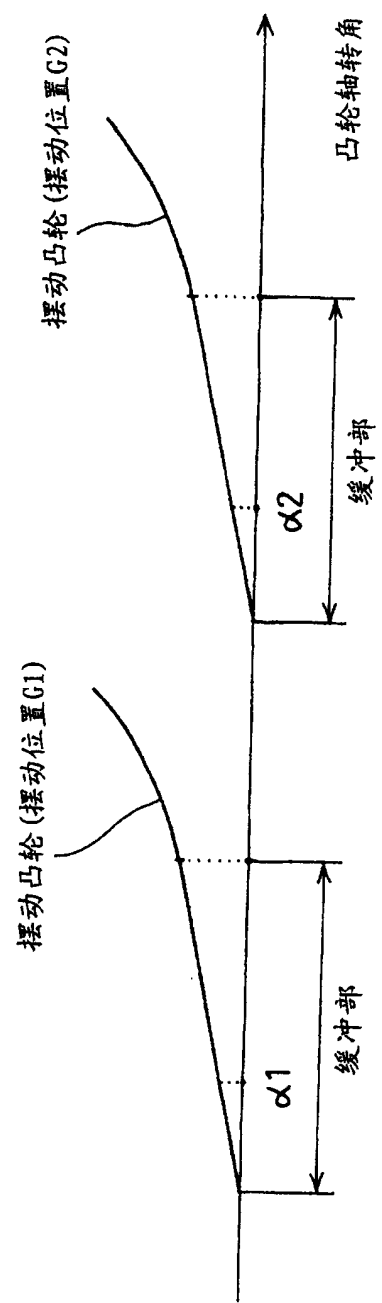


图 15