[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]
F02B 75/04

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96192219.2

[45]授权公告日 2001 年 10 月 10 日

[11]授权公告号 CN 1072767C

[22]申请日 1996.2.28
[21]申请号 96192219.2
[30]优先权
[32]1995.2.28 [33]CH [31]566/1995 -4
[86]国际申请 PCT/CH96/00062 1996.2.28
[87]国际公布 WO96/27079 德 1996.9.6
[85]进入国家阶段日期 1997.8.28
[73]专利权人 TK 设计股份公司
地址 列支敦士登瓦杜兹
[72]发明人 西格弗里德·弗朗茨·雷廷格
[56]参考文献

DE379257	1922. 1.17	F02B75/04
FR1014314	1952. 8.22	F02B75/04
FR861611	1941. 2.21	F02B75/04

审查员 裴志红

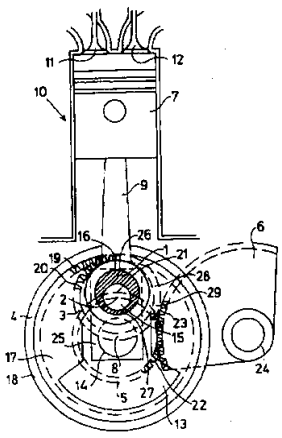
[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 郑修哲

权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图页数 10 页

[54]发明名称 变压缩比的往复活塞发动机式内燃机

[57]摘要

由于连杆(9)靠近曲轴一侧支承在偏心曲柄销(1)上,通过调节活塞冲程,压缩比可变。偏心曲柄销(1)在发动机运转过程中可绕其转轴(2)由控制件(3—6)来调节。控制件(3—6)与齿轮(3)相连,该齿轮与偏心曲柄销(1)的转轴(2)同心旋转并与偏心曲轴销固连。齿轮(3)作为外齿轮(3)在直径比它大的内齿轮(4)内转动。内齿轮(4)同心支承在曲轴(14)的曲柄轴线(8)上并且其转动位置可调。外齿轮(3)在内齿轮(4)内滚动时刚好也自转。



ISSN1008-4274

01.03.12

权 利 要 求 书

1、往复活塞发动机式内燃机，由于连杆（9）靠近曲轴一侧支承在偏心曲柄销（1）上，该偏心曲柄销（1）在发动机运转过程中可绕其转轴（2）由控制件（3－6）来调节，从而通过调节活塞冲程使压缩比可变，其特征在于，偏心曲柄销（1）至少由两个各成一体的半壳（26，27）构成，这些半壳环抱曲轴（14）的曲柄臂轴（15）设置；壳（26，27）各有一齿轮段（28，29），齿轮段（28，29）同样环抱曲轴（14）的曲柄臂轴（15）；由齿轮段（28，29）构成的齿轮（3）作为外齿轮（3）在直径比它大的内齿轮（4）内转动，内齿轮（4）同心地绕曲轴（14）的曲柄轴线（8）支承并且其转动位置在发动机运转时可调，这样，外齿轮（3）在内齿轮（4）－当其在一确定的固定设置位置时－内滚动时也进行自转，由此，位于下方的连杆轴承的有效中心总是根据设置的位置沿着一个椭圆运动，其中位于竖向和横向椭圆之间的椭圆轨迹连续代表了所有中间调节位置。

2、按权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，内齿轮（4）在其平面的一外侧与正齿轮（5）同心相连，该正齿轮（5）由另外一个与其相啮合的控制齿轮（6）调节。

3、按权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，内齿轮（4）的外周刻有齿并借助直接与这些齿相啮合的控制齿轮（6）可调节。

4、按权利要求 2 或 3 所述的内燃机，其特征在于，控制齿轮（6）借助一个分开的伺服电动机可转动，这样，通过改变曲柄长度使发动机的压缩比可变，其中伺服电动机由微处理器控制，微处理器至少可对获取的一个发动机运转参数进行电子处理。

5、按权利要求 4 所述的内燃机，其特征在于，伺服电动机是一个电子步进马达，通过一主动轮驱动控制齿轮（6）。

6、按权利要求 4 所述的内燃机，其特征在于，伺服电动机是一个电子步进马达，通过一齿带驱动控制齿轮（6）或其驱动轴（24）。

7、按权利要求 4 所述的内燃机，其特征在于，所述的微处理器获取与从变速器中获得的发动机负荷、测得的发动机转速、吸入或装入空气量等相应

的一个或多个信号，以及爆震传感器信号，并对这些信号进行电子处理，为伺服电动机提供控制信号。

8、按权利要求2或3所述的内燃机，其特征在于，对多缸发动机，各缸的控制齿轮（6）固定安装在一个共同的旁轴形式的驱动轴（24）上。

9、按权利要求2所述的内燃机，其特征在于，控制齿轮（6）的直径大于正齿轮（5）的两倍。

10、按权利要求1所述的内燃机，其特征在于，内齿轮（4）与曲轴一起运动，但它对曲轴的相对转动位置是可调的，这样，使曲柄臂绕整个曲柄旋转的有效长度保持不变。

说　　明　　书

变压缩比的往复活塞发动机式内燃机

本发明涉及一种变压缩比往复活塞发动机式内燃机。目前使用的内燃机绝大部分是往复活塞发动机式的。这种往复活塞发动机的压缩比是指当活塞位于上止点时的燃烧室容积与活塞位于下止点时整个汽缸的容积之比。这种往复活塞发动机或者普通内燃机的燃烧过程非常复杂，受多个参数影响。对汽油发动机和柴油发动机或一些用其它燃料的发动机来说都是这样。原则上，发动机燃料的最佳燃烧从而内燃机的最高效率受吸入或装入的空气量及其温度，湿度和密度，喷入燃料的形式和质量，以及燃料与空气混合的形式和方法，混合气体点火的形式和方法等影响。因此燃料－空气混合气体的紧密性和活塞运动过程中精确的点火时刻和点火形式方法一样起重要作用。在燃烧过程中压缩过程与燃烧过程本身一样也起重要作用。

如果发动机在较高负荷下运转，燃烧压力比空转时高；发动运转快时，则供燃烧用的时间明显比在较低转数下的短。除了取决于发动机运转状态的变量外，还有外部气候条件影响发动机运转和燃烧效率。因此发动机是在海平面上还是在空气稀薄的高地上运转是不一样的。外部温度和空气湿度同样起作用。

过去几年里在发动机燃烧过程优化方面取得了很大进展，这主要归功于，一方面微处理器控制越来越可引入使用，另一方面即材料科学所取得的成就。所以现在许多发动机都由微处理器控制预先进行气体混合。比如，测量吸入空气量，温度和湿度，根据这些特征参数对每次燃料喷射计算并优化应喷入的燃料量。另外，计算机每次都重新计算点火时间和喷射持续时间，同时也考虑发动机转数。改良后的材料也使四气门技术可以引入日常用发动机，而早先这种昂贵的技术只限用于大功率发动机。改良后的燃料，主要是改良后的汽油类型和较好的原材料使现代发动机的燃烧温度和压力变高并由此使压缩比比过去要高。而压缩比对燃料混合气的燃烧从而

对发动机的效率起决定性作用。压缩比越高，通常燃烧的效率越高。压缩比的最高极限取决于燃料的抗爆性，因为燃料混合气在压缩比太高时会自燃，从而导致燃烧不可控，点火时间错误。继而发动机爆震，引起危害。

所有上述参数进行复杂的共同作用。汽车发动机的转数不断变化，运转负荷不尽相同。另外还要考虑各种外部条件，尤其是波动的空气温度，空气压力和空气湿度。因此压缩比固定的传统发动机运转不会理想或最佳。最多在某一个固定工作点燃烧可能有一定程度的优化。而变压缩比情况下，燃烧过程在发动机整个工作范围都可达到最佳。

本发明基于以下知识，在燃烧过程优化中，虽然优化选择压缩比在一固定比例，但优化过程却不考虑与工况的各种变化匹配。这种选择固定的压缩比在目前的发动机技术中通常做成可通过发动机工况频宽微调。压缩比越高，发动机的功率密度或升功率越高，但抗爆性及零件要求乃至发动机寿命也越成问题。

目前为止已提出许多建议实现内燃机的变压缩比. 例如令曲轴相对汽缸升降，或者汽缸长度可变. 还公开了一种系统，即活塞长度可变. 在德国专业杂志"汽车工业4 / 8 5 "上发表了大众的一项试验，一辆VW Golf装备了1.6升变压缩比喷射发动机. 变压缩比是通过在汽缸头部备有一副室来实现的。副室的容积从而压缩比借助在副室内运动的活塞改变，这样压缩比可根据发动机负荷状况在$\varepsilon = 9.5$和$\varepsilon = 15.5$之间变化. 在部分负荷区（ECE-城市循环）测得比优化的同系列发动机节省燃料达12.7%. 1:3混合区至少节省9.6%. 变压缩比有很明显的节省燃料的潜能. 但对大批量转换来说，变压缩比的费用至今仍太大. 上述借助副室的方案有一缺点，即燃烧室在较低压缩比下不太紧凑，这影响到燃烧过程和废气状态。另外一个实现变压缩比的建议是由巴黎的Louis Damblanc在德国国家专利Nr.488'059, 1929,12,5提出的. 一个置于曲柄销上的偏心连杆轴承衬套借助一差动传动装置可调距离曲轴的远近. 该一差动传动装置包括一个与曲轴同心并在内部旋转的轴. 一内齿轮由曲轴驱动并驱动三个分布在其内周边并以销支承在用作齿扇的盘上的行星齿轮，这些行星齿轮直径大约为内齿轮的三分之一，并都与该中心齿轮相啮合，该中心齿轮位于上述穿过曲轴的轴上. 齿扇通过另外一个在其周边作用的齿轮可调。一差动传动装

置主要因为位于曲轴内的轴而成本较高。这种调节压缩比的结构无论如何没能流行起来。

本发明旨在设计一种内燃机，该内燃机借助一偏心曲轴销而具有可变压缩比，这样来适应发动机的实际工况，可根据发动机工况的频宽进行优化，因而实现发动机效率及运转平稳性的整体提高。

该目标是通过一个往复活塞发动机式内燃机来实现的，由于连杆靠近曲轴一侧支承在偏心曲柄销上，该偏心曲柄销在发动机运转过程中可绕其转轴由控制件来调节，从而通过调节活塞冲程使压缩比可变，其特征在于，偏心曲柄销至少由两个半壳构成，这些半壳环抱曲轴的曲柄臂轴并可绕其旋转；壳各自连有一齿轮段，齿轮段同样环抱曲轴的曲柄臂轴；由齿轮段构成的齿轮作为外齿轮在直径比它大的内齿轮内转动，内齿轮同心支承在曲轴的曲柄轴线上并且其转动位置可调，这样，外齿轮在内齿轮（当其固定时）内滚动时也进行自转。

作为本发明一实施例下图描绘了往复活塞发动机式内燃机，并在下面的描述中详细阐明了本发明实施例的机能。

图 1　机械调节压缩比的往复活塞发动机式内燃机的原理图，其中活塞正处于调到最大压缩比时的上止点；

图 2　齿轮和偏心轮的两部分工件；

图 3　两部分工件的透视图；

图 4　调到最大压缩比时的原理图，其中活塞正处于上下止点之间的位置；

图 5　调到最大压缩比时的原理图，其中活塞正处于下止点的位置；

图 6　调到最小压缩比时的原理图，其中活塞正处于上止点的位置；

图 7　调到最小压缩比时的原理图，其中活塞正处于上下止点之间的位置；

图 8　调到最小压缩比时的原理图，其中活塞正处于下止点的位置；

图 9　偏心安装的曲轴销中心在不同压缩比下的椭圆运动轨迹；

图 10 压缩比调节结构的侧视图。

图 1 所示为内燃机原理图，这里以单缸为例。多缸原理相同，很容易可推出，不管汽缸是直列式，V 字型或对置式安装。这里示出了头部带有进气阀 11 和出气阀 12 的汽缸 10，以及位于汽缸 10 内部的活塞 7，活塞通过连杆 9 与曲轴 14 相连。8 表示曲轴 14 位置固定的轴线。曲轴 14 上有

摆动块 13，该摆动块固定在曲轴 14 上构成曲柄质量的平衡质量。这时曲柄 25 本身拥有完全特殊的曲柄销 1。传统的发动机中，曲柄销正交于曲柄臂旋转平面，在发动机运转时轨迹为一同心圆。这样该圆与曲轴轴线 8，即驱动曲轴的轴线 8 具有一定的并保持不变的距离。相反地，本发明提供的曲柄销关于传统的曲柄销轴线 2，即曲柄销的传统轴线 2 为一偏心轮 1。该偏心轮 1 绕传统的曲柄销轴线 2 旋转。连杆 9 靠近曲轴侧的端部以连杆轴承包绕偏心轮 1，这样偏心轮 1 在连杆轴承内可以转动。在图示的例子中偏心轮 1 的安装在结构上是这样实现的，即偏心曲柄销 1 由两个半壳 26，27 构成，这两个半壳围绕曲轴 14 的曲柄臂轴 15 安装，从而形成偏心曲柄销 1。这些半壳 26，27 分别连接有齿轮段 28，29，该齿轮段 28，29 同样围绕曲轴 14 的曲柄臂轴 15。由这些齿轮段 28，29 构成的齿轮 3 作为外齿轮在直径较大的内齿轮 4 内滚动，内齿轮 4 同心支承在曲轴 14 的曲轴轴线 8 上并可自由转动，并且在其转动位置可调节。当内齿轮 4 静止时，则外齿轮 3 在内齿轮 4 内滚动时刚好也自转。

图 2 所示为构成外齿轮 3 和偏心轮 1 的工件，a) 为正视图，b) 为下面部分 27，29 的俯视图。齿轮 3 是圆的，但在中心被切成两部分 28，29，在其端面支持半壳 26，27，这两个半壳对置形成关于齿轮 3 转轴的偏心轮 1。这两部分工件绕曲柄轴线即曲轴的传统曲柄销接合，在此时形成的偏心轮 1 上安装连杆。下部的连杆轴承使这两部分精确配合。

图 2b) 所示为工件下部的俯视图，“剖切”平面划有阴影线。同所要求的齿轮普遍采用的一样，工件由适当硬化的合金钢制成。为了避免摩损，内部由白合金涂层并硬化磨光。该内层与由铸钢构成的曲柄销 15 配合。工件的外层，也就是半壳 26，27 的外层硬镀铬。半壳 26，26 外侧由连杆轴承所包围，连杆通常用铝制成，这样半壳 26，27 外层硬镀铬足以避免摩损。

图 3 所示为两部分工件的透视图。可看到两个半壳 26，27 以及两个齿轮段 28，29。两部分对置形成圆形的齿轮 3，半壳 26，27 形成关于齿轮轴线的偏心轮 1。因此转动转动齿轮 3，偏心轮 1 也绕齿轮轴线旋转。此时包绕偏心轮 1 的下部的连杆轴承和连杆根据偏心轮 1 的位置上下移动。16 代表偏心轮对其转轴具有最大半径时的位置，有些象一个凸头。另

外工件也可以不做成两部分，而是多部分，如互成120°的三部分。

图1是由偏心轮1形成的凸头16指向上方时的位置。所以活塞在此时获得最高的位置，相应地燃烧室容积最小。偏心轮处于该位置时压缩比最高。齿轮3是一外齿轮，即外周刻有齿，并与内齿轮4啮合。内齿轮4由旋转支承在曲轴14上的盘17组成。在盘的外缘有一凸缘18，凸缘内侧刻有齿19，这样外齿轮3上的齿20与内齿轮4的齿19相啮合。内齿轮4的齿部19的周长与外齿轮3的齿部周长之比为2： 1。因此外齿轮在内齿轮齿19上滚动时每自转360°，相应地在内齿轮上仅滚过了180°，即只走过了内齿轮齿19的半个周长。这对于与齿轮3固结的偏心轮1来说意味着，从图1所示的偏心轮的凸头16指向上方因而压缩比最大位置，当曲轴14旋转一周时该凸头16的位置将如下改变：齿轮3作为整体与曲柄销轴线一起绕曲轴14例如沿顺时针运动，而齿轮3自身却沿逆时针转动。曲轴这样转过90°后，凸头16向左指向曲轴轴线。而齿轮3连同偏心轮1逆时针转过90°。这个转过90°的新位置如图4所示。此时曲柄臂25水平，其有效作用长度相对图1所示初始位置时缩短了。继续转过90°后曲柄臂25伸向下方，凸头16指向下。该位置如图5所示。在该位置连杆9和活塞7与传统的发动机比都向下移动了。由此，发动机运转时活塞的吸气行程比过去的结构增长了，同样有利于提高压缩比。再转过90°凸头16重新指向曲轴轴线，再转过90°也就是转满360°，凸头16将再次指向上方，同图1所示初始位置。偏心轮的中心描出了曲柄实际走过的路线，因为连杆下部轴承包绕着偏心轮1。

根据图1所示，偏心轮1的中心由21表示，该中心21移到由齿轮转轴形成的曲柄销轴线15之轴线2的上方。相应地，铰接在偏心轮1上并在上方与活塞7相连的连杆9也向上升高，自然地，活塞7也随之升高。这样，到达图1所示的上止点的活塞7有一个升高后的位置，相应地达到较高的压缩比。相反，活塞7的下止点由于偏心轮1的凸头16指向下方如图5所示，同理向下移动，从而如前所述吸气行程变长，而压缩比增大在图4所示的中间位置，曲柄臂的有效长度是一中间值。这里曲柄臂的度在活塞处于上止点时达到最大，转过90°后最小，然后在下止点时又达最大。其后直到活塞7到达上止点的过程中重复同样的变化。因此曲柄

出的不再是一个圆，而是一个竖向的椭圆。

现在该内燃机可有不同的压缩比。在此，齿轮 3 带动偏心轮 1 绕曲柄销轴线 15 的轴线 2 转动。这借助于内齿轮 4 绕曲轴的转动来实现。图 6 所示为另一个极限位置，其中偏心轮 1 的凸头 16 在活塞 7 位于最高位置也就是其上止点时指向下方。该位置燃烧室的容积最大。此时若外齿轮 3 从该初始位置以同样的方式沿内齿轮 4 的齿周 19 滚动，这样在曲轴顺时针转过 90°后偏心轮 1 首先到达图 7 所示的中间位置。此时凸头 16 沿曲轴轴线 8 指向外，相应地曲柄臂的有效长度达到最大。活塞 7 位于下止点时，如图 8 所示，凸头 16 指向上方，即指向曲轴轴线 8 。因此活塞 7 在此压缩比下行程最小。吸气行程最小，燃烧室容积最大，因而压缩比最小。曲柄描出一个横向的椭圆。通过在上述两个最大位置之间调整偏心轮 1 的各频宽(Bandbreite)，可以自由选择压缩比。在中间位置曲柄也总是描出一个相同形状的椭圆，但既不是竖向的也不是横向的，而是与活塞运动方向成斜角。

图 9 所示为偏心轮 1 的中心在不同设置位置时描出的不同曲线。这里活塞运动方向如箭头所示。图 9a) 所示为最大压缩比的设置位置。此时曲柄描出一个竖向的椭圆。为便于比较，图中虚线给出了传统发动机的曲柄圆。可见在该位置活塞位移加长了，吸气行程和压缩行程都变长了，同时燃烧室容积减小了。此时压缩比达到最大。因为随着压缩比的增大发动机效率升高，其中小负荷下升高最多，对汽油发动机，若在某一部分负荷点使用该设置（位置），则在满负荷下压缩比有所下降。对柴油发动机这则相当有利，最大压缩比调整用于发动机的起动，此后运转时逐渐下降。

图 9b) 所示为偏心轮 1 的中心在压缩比最小时描出的曲线。曲柄销描出同样的椭圆，只是此处为横向椭圆。活塞位移最小，也就是说，吸气行程和压缩行程都最小。同时由于上止点的回移，燃烧室容积也增大。相应地该设置（位置）压缩比最小。该设置适于如怠速空转。

图 9c) 所示为偏心轮中心在两个极限比例的正中间时所描出的曲线。有效作用的曲柄销又描出一个椭圆，但此时该椭圆与活塞运动方向成斜角。偏心轮 1 或者说由它形成的凸头 16 可根据旋转方向向左或向右转动。根据期望的发动机特性决定在图示椭圆上发动机是顺时针或逆时针转动。顺时

针转动方向可能更有意义，因为压缩比尽可能长保持，以致燃烧能够最充分，并且能最有效地发挥燃烧压力，就是说曲柄长度最大，但随转动逐渐变小。

偏心轮的自身调整通过齿轮 3 在内齿轮 4 上的转动来实现，为了使偏心轮 1 从一个最大位置旋转 180 ° 转到另一个最大位置，内齿轮 4 必须绕曲轴轴线 8 旋转 1/4 周。内齿轮 4 的旋转可通过不同的调整方法实现。为此，图 1 及 4 - 8 和 10 给出了一个例子。内齿轮 4 在盘 17 上背向凸缘的后侧平面具有一个同心的与其固接的齿轮 5 ，该齿轮 5 用作正齿轮。图 1 给出的正齿轮 5 圆周上的齿 22 与控制齿轮 6 的齿 23 相啮合，该控制齿轮可绕装于一侧的轴 24 转动。通过此图所示，使控制齿轮 6 半径大于正齿轮 5 的两倍，为调整从一个最大位置到另一个最大位置，控制齿轮必须只转过大约 40 度。直列多缸情况下，多个这种控制齿轮位于同一个旁轴 24 上。V 字形发动机可在 V 字的两边之间安装一个中心轴， 通过该轴操纵各缸的内齿轮 4 。对置式发动机也可用类似布置，这样用同一旁轴控制操纵对置的缸的内齿轮。控制齿轮 6 的操纵可用多种方式实现。例如，可通过一个电动步进马达式伺服电机驱动，该电机直接或间接地，如借助于齿带或一个主动轮，作用于旁轴上，并且用该电机可实现从一个最大位置迅速调整到另一个最大位置。该步进电机最好由微处理器控制。用来控制的微处理器可能电子存输入多个参数。这样，比如发动机负荷可以在变速器上电测到，如同本来也为了自动变速箱换档而要获取的数据。另外，作为决定性参数的发动机转数也可电测到，该转数同样也用于调节压缩比。对抗爆传感器 - 在许多现代汽车发动机中已经装备 - 的信号也可进行处理。燃烧压力和燃烧温度同样可以获取以用于计算。在这样一个微处理器中，最后根据一个多维特征图将所有数据处理成输出信号，该输出信号最终控制步进马达改变控制齿轮的位置。

图 10 所示为发动机的侧视图，其中给出了两个活塞 7 及它们的曲轴驱动装置，压缩比的调整结构，如上述分别接到一个位于曲轴 14 上的内齿轮 4 上，内齿轮 4 自由支承在曲轴 14 上。为了更好地理解，这里对内齿轮 4 部分剖切，盘 17 上背向凸缘的后侧平面有一个同心固接的齿轮 5 。齿轮 4 内部刻齿的凸缘内啮合有齿轮 3 ，齿轮 3 与偏心轮 1 固定连接。偏心轮 1

包绕曲柄臂轴15并可自由转动地支承在上面。连杆9上位于下部的连杆轴承25包绕偏心轮1，偏心轮的凸头16在左边的活塞7中指向上方，在右边的活塞7中指向下方。相应地左边的活塞7升高了一点，右边的降低了一点。如果齿轮5带内齿轮4转动，则偏心轮也在固定的位置自转，这样偏心轮的凸头16就离开其原来位置。发动机运转时，齿轮3作为外齿轮在内齿轮4的内部滚动，使偏心轮1绕曲轴一周时刚好自转360°度。如果曲轴转过180度，则偏心轮1也自转180度，此时相应地偏心轮凸头16指向下方，如右边曲轴剖面所示。因为这里凸头16指向下方，活塞下部的位置就降低了。总之，活塞行程增大，同时燃烧室容积自然就减小了。压缩比增大。在中间位置有效曲柄臂较小曲柄销的有效作用中心在增大的压缩比下描出一个竖向的椭圆。

作为另外一种可选择的方式，内齿轮4在其外周有齿并借助一个直接与该齿啮合的齿轮来调整。在一定的压缩比位置，发动机运转过程中内齿轮保持静止。也可设想，让内齿轮与曲轴一起转动。这种情况下，偏心轮在转动一周过程中，其转动位置保持不变，这样曲柄臂有效长度在整个一周中也保持不变。相应地，偏心轮的中心不再描出一个椭圆，而是描出一个圆。然后，应进行这样的调整，即必须改变内齿轮相对曲柄轴线的转动位置。

本发明所提供发动机通过调整压缩比可以考虑到另外一些对发动机特性和功率有决定性影响的重要参数。可以在现有的发动机基础上做这种修改。其中只有曲轴以及某些情况下发动机座必须与新系列相匹配，并不需要对发动机整个进行重新设计。许多情况下，如果有足够的空间安装齿轮和旁轴，甚至现有的发动机座都可以继续使用。这样，汽缸，活塞，连杆及周围的发动机组件如火花塞和喷油嘴以及修改后的附件大致是不相干涉的。这种变压缩比的内燃机明显改善了发动机的动力发挥，同时有较好的运转平稳性，并由于效率的提高燃料燃烧更加充分，这样由于燃烧充分，废气量也进一步减少。

图 1

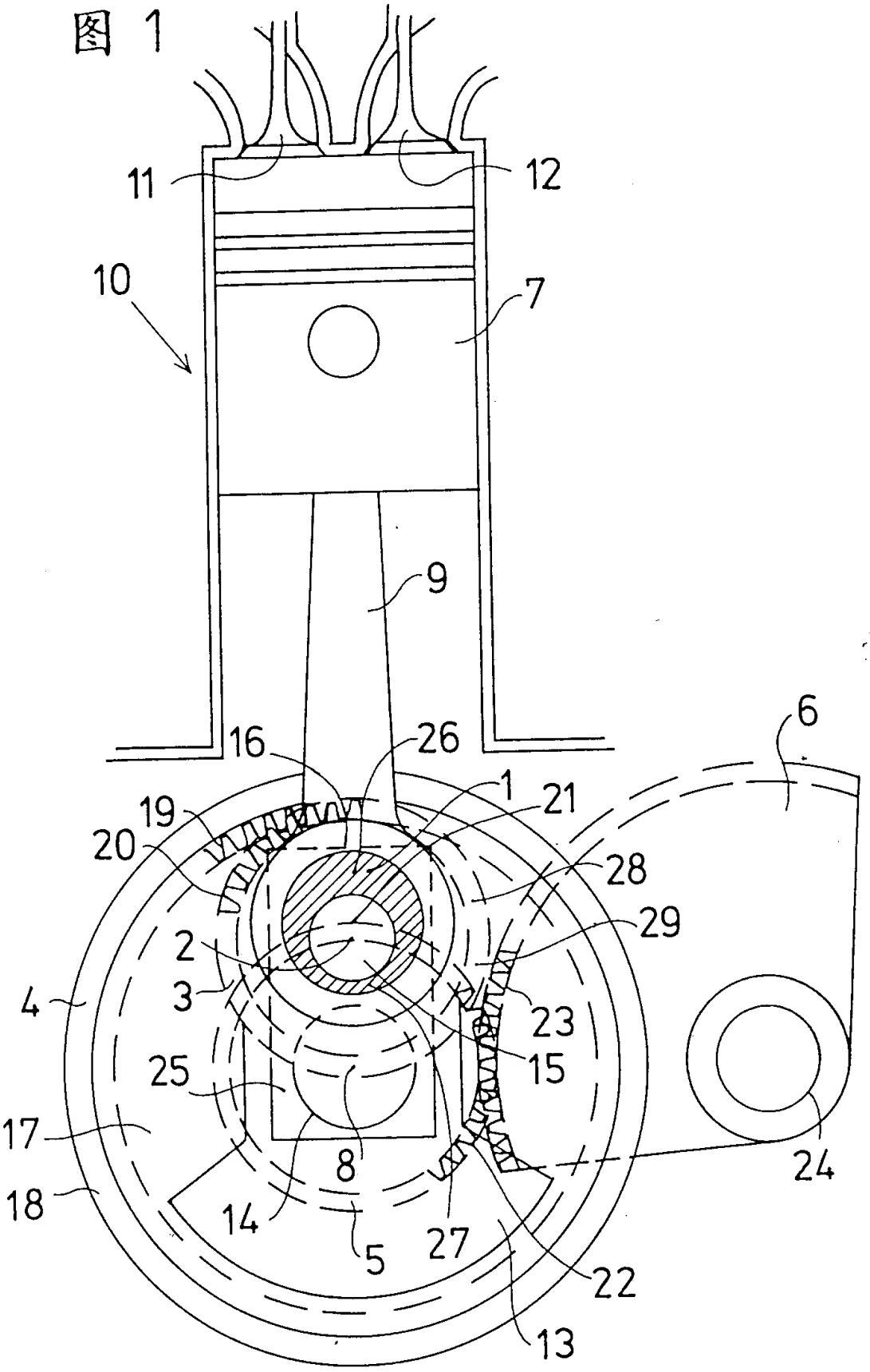
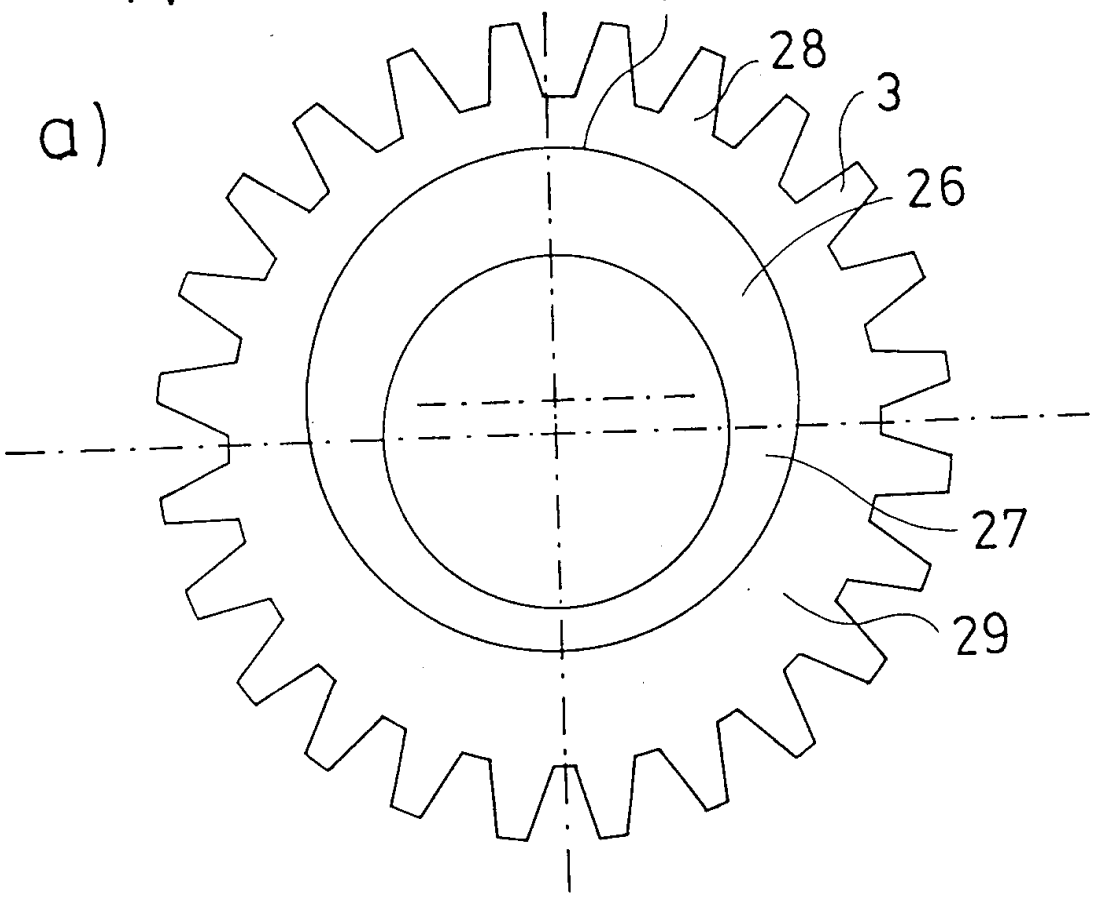


图 2

a)



b)

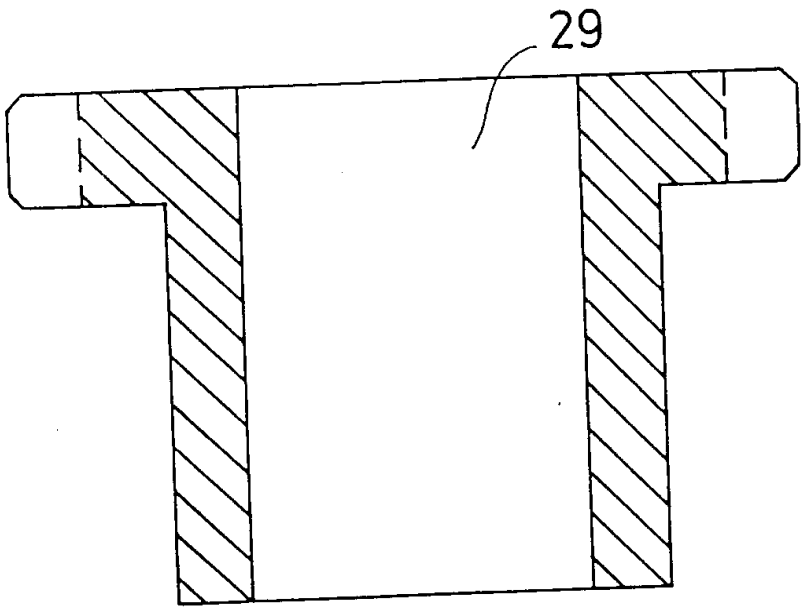


图 3

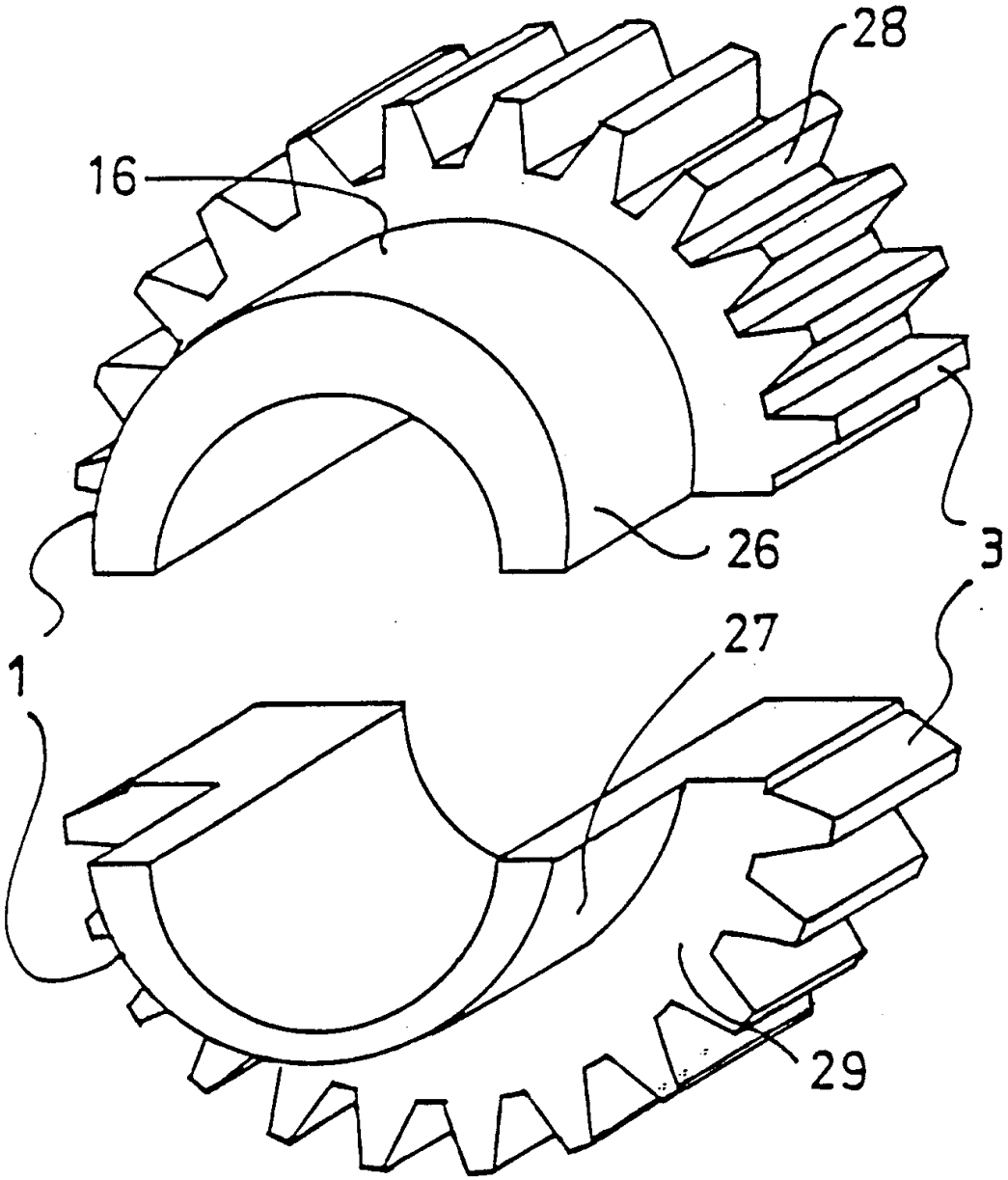


图 4

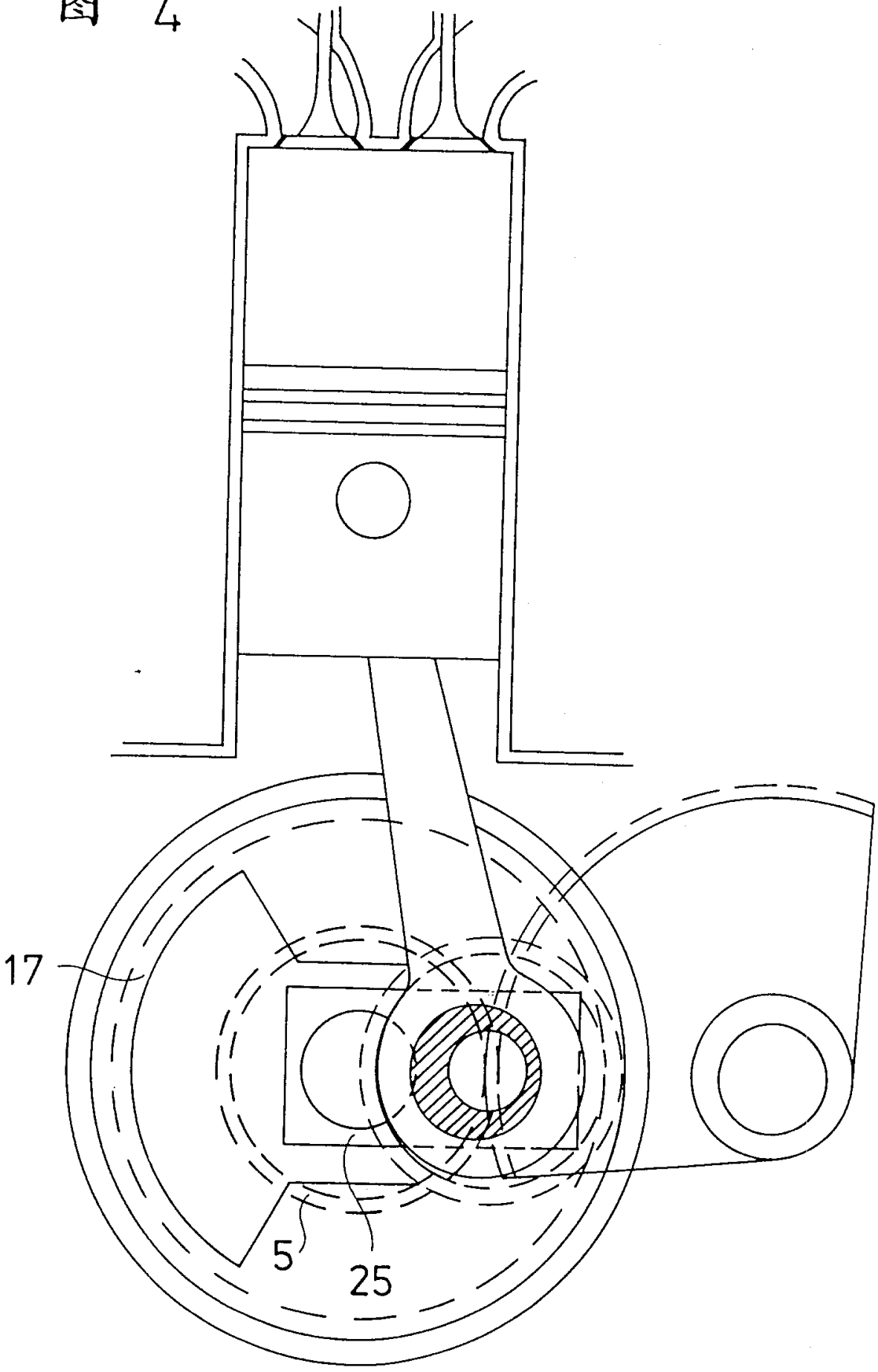


图 5

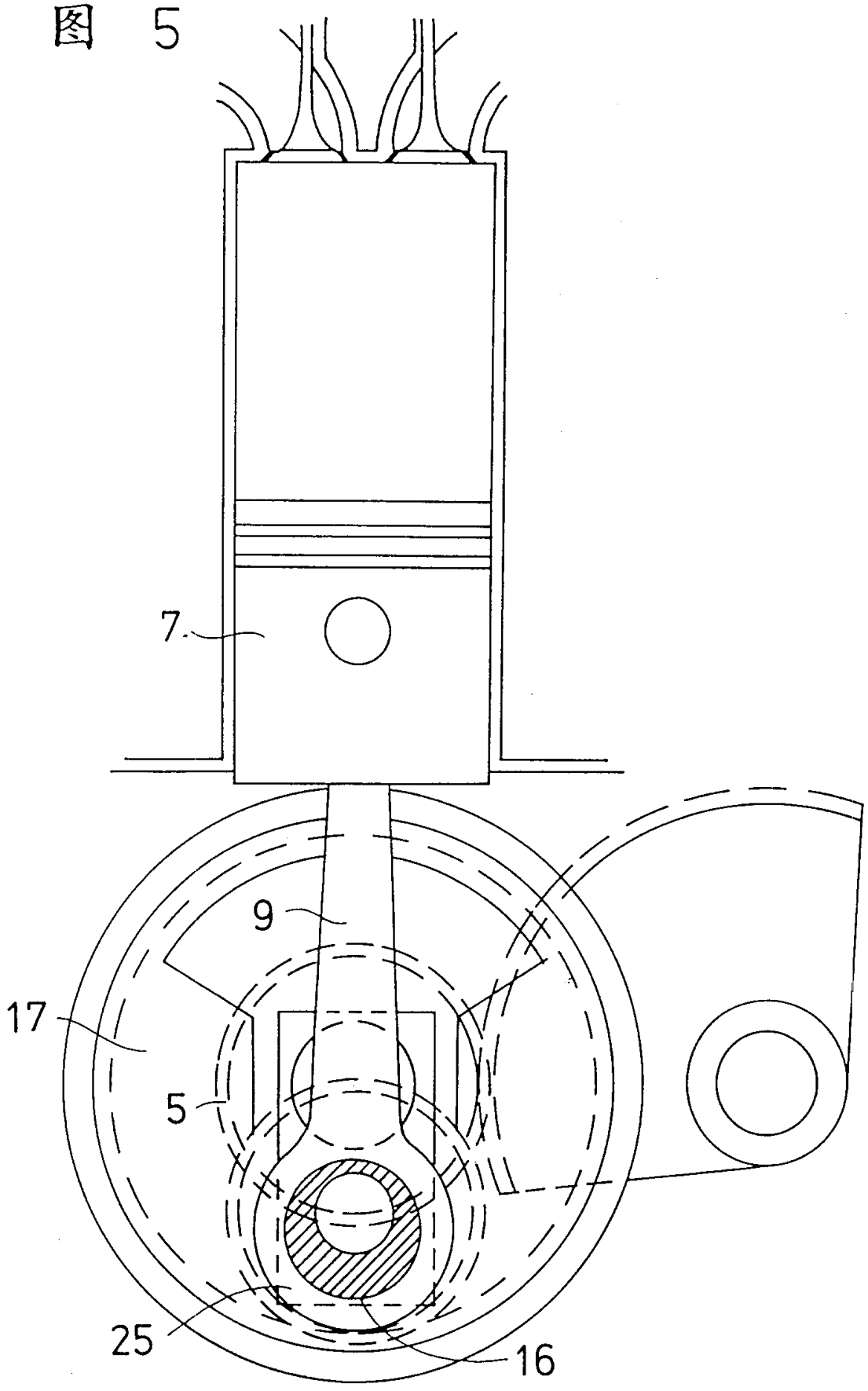


图 6

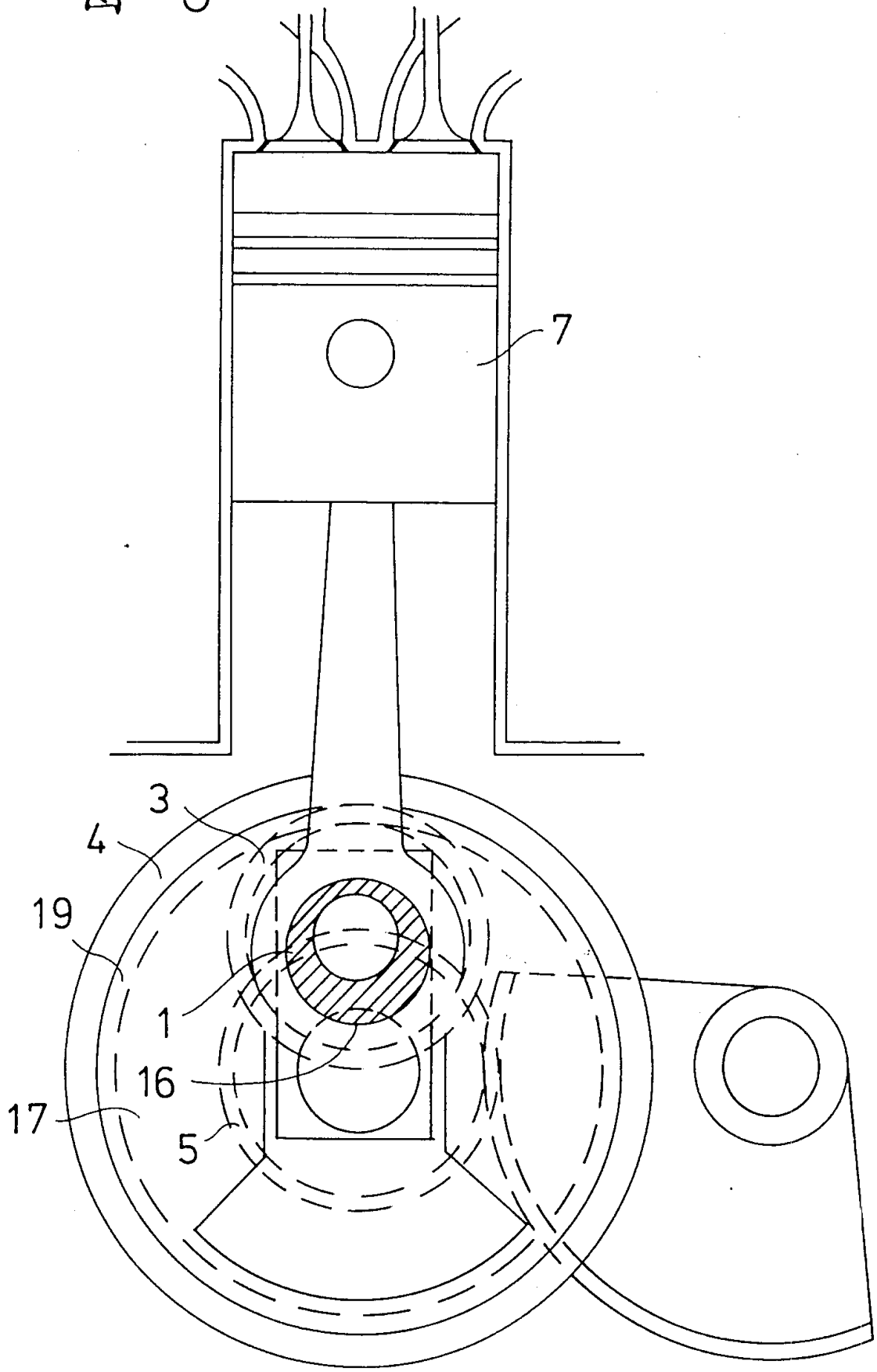


图 7

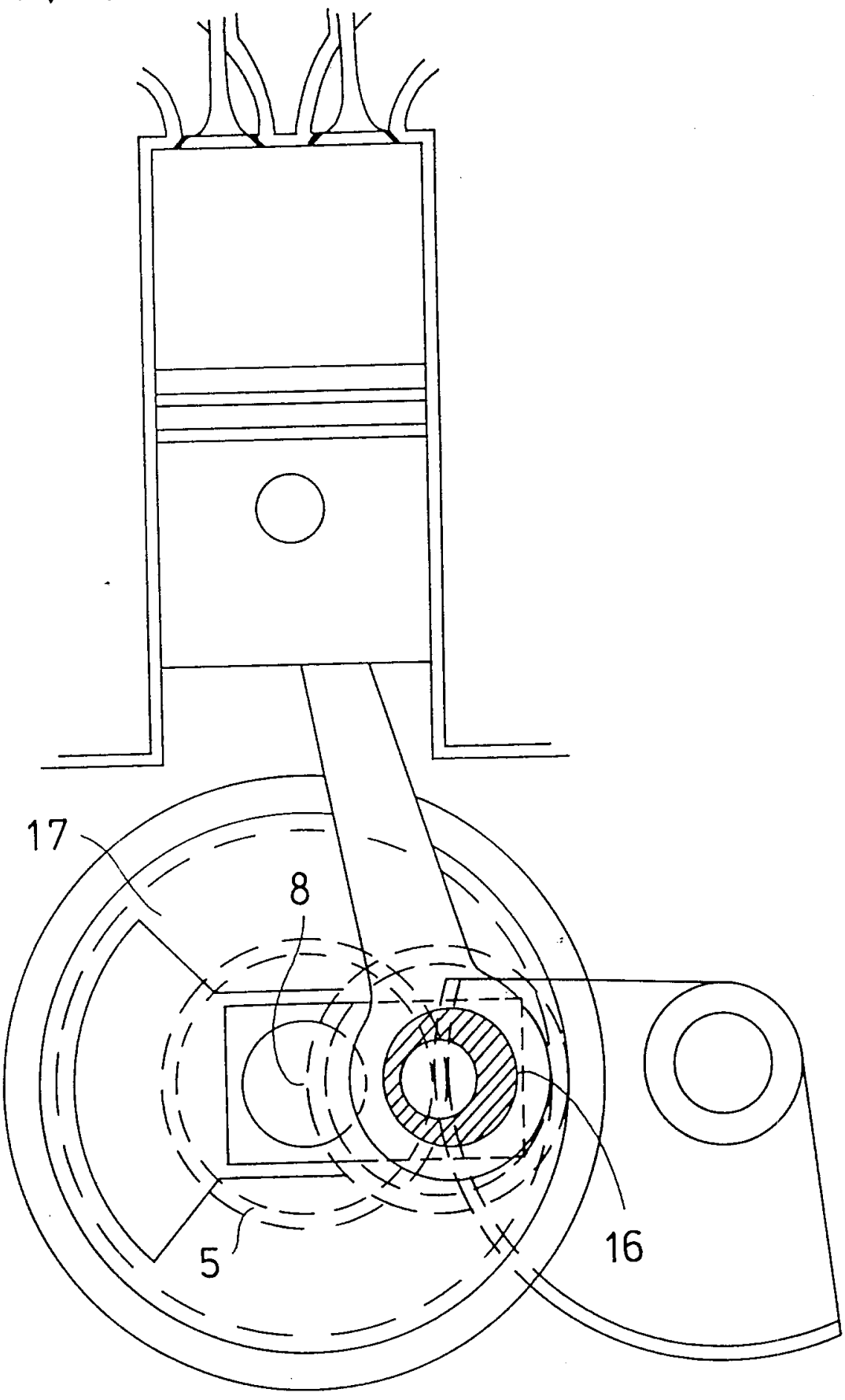


图 8

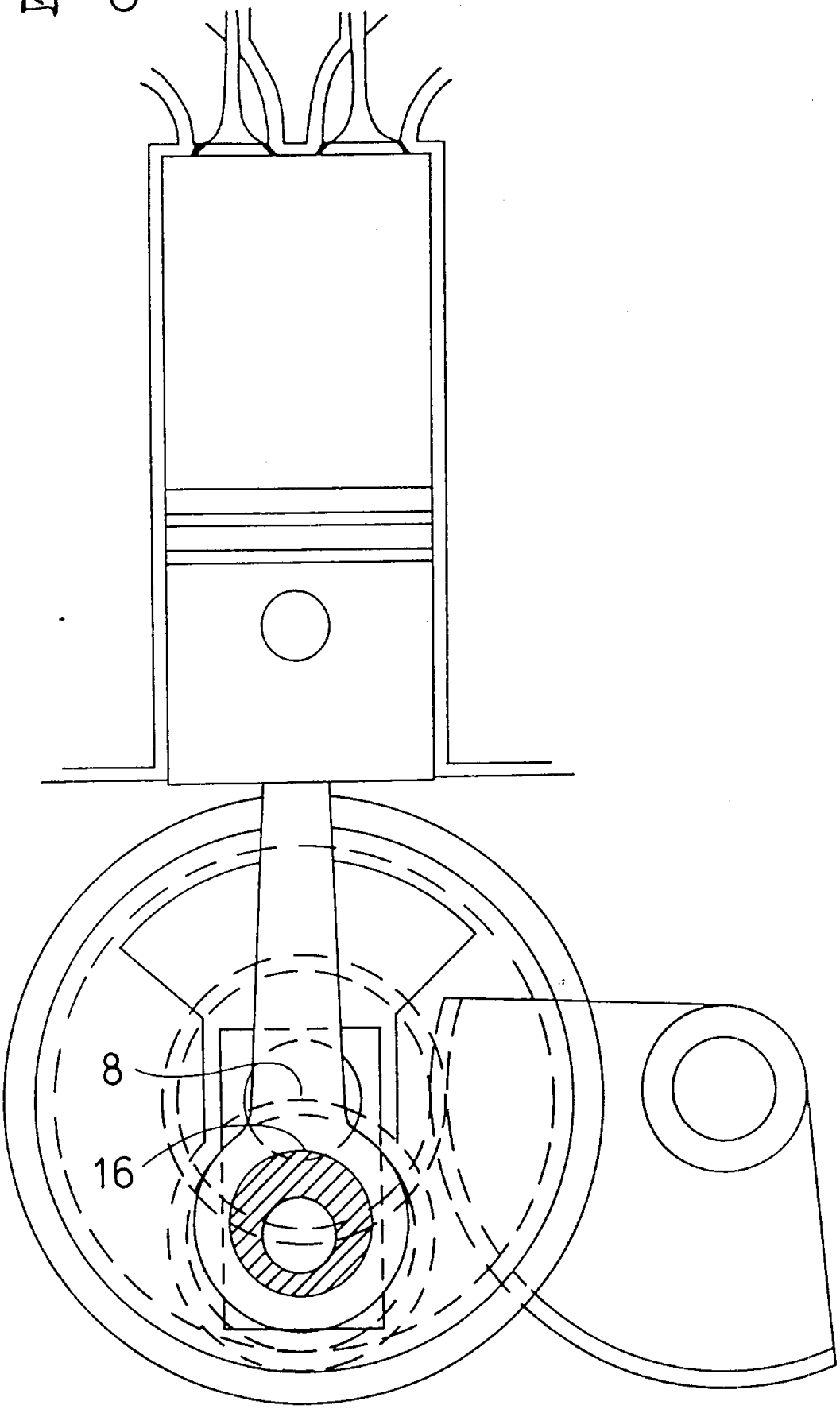
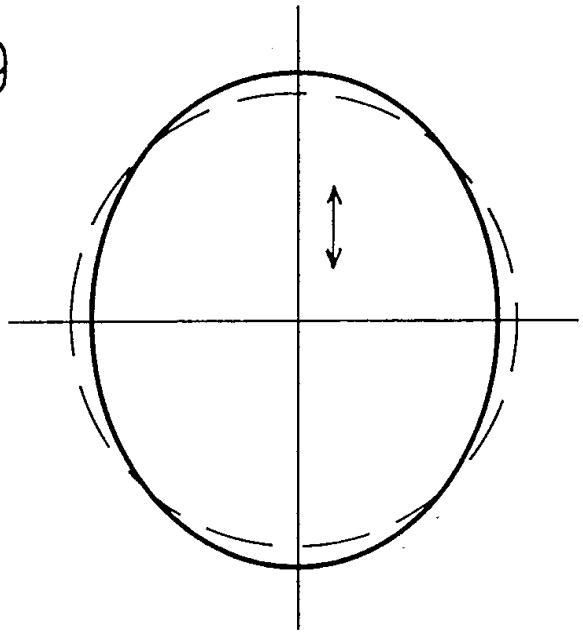
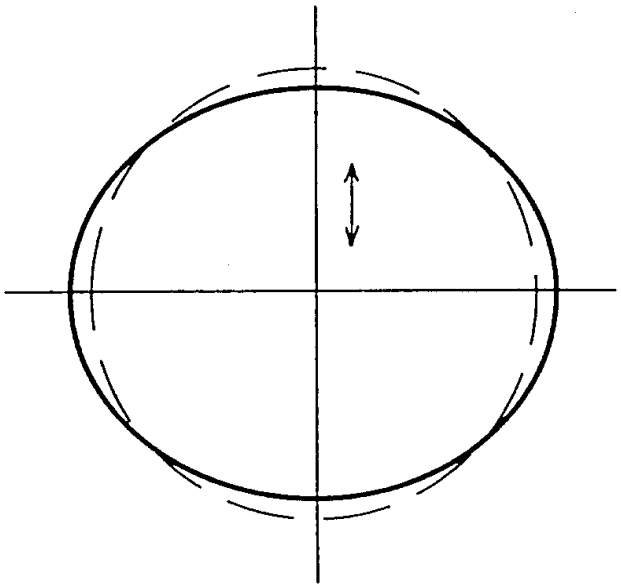


图 9

a)



b)



c)

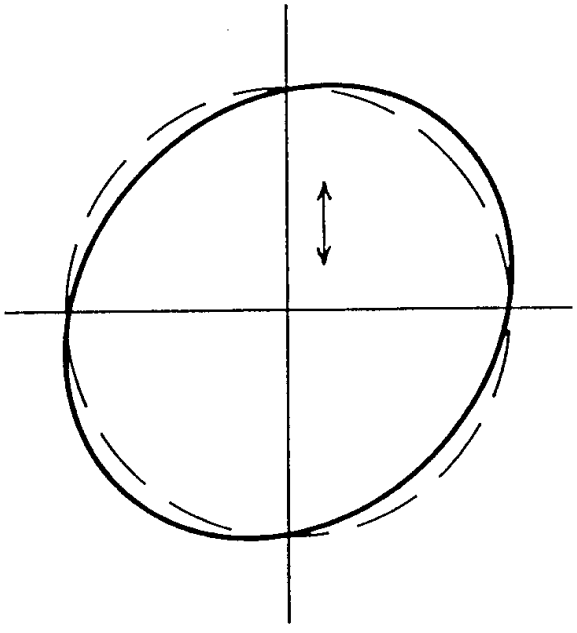


图 10

