[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]
F02B 75/24

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96195549.X

[45]授权公告日 2001 年 10 月 31 日

[11]授权公告号 CN 1074083C

[22]申请日 1996.7.17
[21]申请号 96195549.X
[30]优先权
[32]1995.7.18 [33]AU [31]PN4206
[32]1995.10.30 [33]AU [31]PN6258
[86]国际申请 PCT/AU96/00449 1996.7.17
[87]国际公布 WO97/04225 英 1997.2.6
[85]进入国家阶段日期 1998.1.15
[73]专利权人 转子内燃机技术有限公司
地址 澳大利亚昆士兰
[72]发明人 布拉德利·戴维·豪厄尔·史密斯
[56]参考文献

EP213230A	1987. 3.11	F01B1/12
FR2279933	1976. 3.26	F02B75/32
US4848282	1989. 7.18	F16H21/02

审查员 裴志红

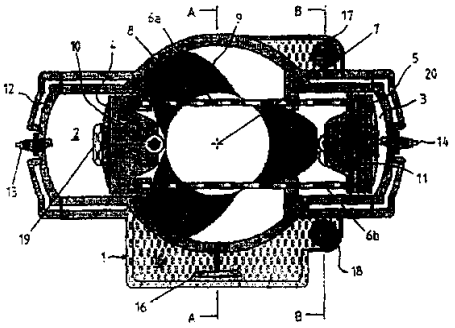
[74]专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
代理人 邵 伟

权利要求书 2 页 说明书 11 页 附图页数 5 页

[54]发明名称 具有对置活塞的内燃机

[57]摘要

一种内燃机(1),包括两个转动方向相反的多叶状凸轮(8,9),所述二 凸轮受到两个正对着的、由连杆(6a、6b)刚性互连的活塞的作用。差动齿 轮传动装置用于使凸轮(8,9)的相反转动同步。



ISSN1008-4274

01·04·03

权　利　要　求　书

1、一种内燃机，包括至少一个气缸组合件，所述气缸组合件包括：

一轴，带有一个同轴固定于其上的第一多叶状凸轮和一个相邻的第二多叶状凸轮，所述第二凸轮通过差动齿轮与第一凸轮配合，从而绕所述轴作相反方向的转动；

至少一对气缸，所述气缸对中的每一个均与所述轴正好相对，并且所述多叶状凸轮位于二气缸之间；

分别位于所述气缸中的活塞，在所述气缸对中，所述活塞彼此刚性互连；

其特征在于，所述多叶状凸轮中的每一个均包括一个 3＋n 个凸角，其中 n 为零或者一个偶数；

而且所述活塞在所述气缸中的往复运动，通过所述活塞和所述多叶状凸轮的凸轮表面之间的接触，使所述轴产生转动。

2、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述内燃机包括 2－6 个气缸组合件。

3、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，一个所述气缸组合件包括二对气缸。

4、如权利要求 3 所述的内燃机，其特征在于，所述气缸对彼此之间有 90 度夹角。

5、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述凸轮为三叶式。

6、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述凸轮的每一个凸

角均是不对称的。

7、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述活塞的刚性互连结构包括在一对活塞之间的四根连杆，所述连杆在所述活塞的周边均匀间隔设置。

8、如权利要求 7 所述的内燃机，其特征在于，在所述连杆上设有杆套。

9、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述差动齿轮传动装置装在所述内燃机的内部，并且与所述反转凸轮相配合。

10、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述差动齿轮传动装置位于所述内燃机的外部。

11、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述内燃机为二冲程内燃机。

12、如权利要求 1 所述的内燃机，其特征在于，所述活塞和所述多叶状凸轮的凸轮面通过滚柱轴承接触。

13、如权利要求 12 所述的内燃机，其特征在于，所述滚柱轴承的轴线位于相同的直线上。

14、如权利要求 12 所述的内燃机，其特征在于，所述滚柱轴承的轴线彼此偏置并且与所述轴的轴线偏置。

说　明　书

具有对置活塞的内燃机

技术领域

本发明涉及一种内燃机，特别是涉及一种能够对内燃机的的各工作循环的控制进行改善的内燃机。本发明还涉及一种具有改进的转矩特性的内燃机。

现有技术

使用在例如汽车中的内燃机一般为往复式，其中活塞在气缸中往复运动，并且通过一个连杆驱动一个曲轴。这种现有往复式的内燃机设计的缺点主要来自于活塞和连杆的往复运动。

已经发明了很多的内燃机以克服现有往复式内燃机的缺陷和不足之处。这些发展包括汪克尔内燃机之类的转子式内燃机，以及使用一个或者多个凸轮以取代至少是曲轴有时甚至还有连杆的一些类型的内燃机。

利用一个或者多个凸轮替代曲轴的内燃机类型公开在例如美国专利 4，848，282 中和澳大利亚专利申请 17897/76 中。但是，尽管获得发展的这种类型的内燃机，已经使现有往复式内燃机的缺陷得以克服，但是，对于利用一个或者多个凸轮替代曲轴的内燃机类型，还有待于进一步的开发。

带有对置的互连活塞的内燃机是已知的。这种类型的内燃机的结构在澳大利亚专利申请 36206/84 中曾有描述。但是在该专利文献以

及其它类似的专利文献中，从未提及过对置的互连活塞可以和除曲轴之外的任何结构其它结合起来使用。

发明简述

本发明的目的在于提出一种凸轮转子式内燃机，该内燃机具有改进的转矩特性和循环控制特性。本发明的再一个目的在于提出一种至少可以克服现有内燃机的一部分的缺陷的内燃机。

根据本发明的一个比较上位的结构，本发明提出一种内燃机，包括至少一个气缸组合件，所述气缸组合件包括:

一轴，带有一个同轴固定于其上的第一多叶状凸轮和一个相邻的第二多叶状凸轮， 所述第二凸轮通过差动齿轮与第一凸轮配合，从而绕所述轴作相反方向的转动;

至少一对气缸，所述气缸对中的每一个均与所述轴正好相对，并且所述多叶状凸轮位于二气缸之间;

分别位于所述气缸中的活塞，在所述气缸对中，所述活塞彼此刚性互连;

其中，所述多叶状凸轮中的每一个均包括一个 3 + n 个凸角，其中 n 为零或者一个偶数;

而且所述活塞在所述气缸中的往复运动，通过所述活塞和所述多叶状凸轮的凸轮表面之间的接触，使所述轴产生转动。

从上面的描述可以理解，现有内燃机中的曲轴和连杆被本发明的线性轴和多叶状凸轮所代替。利用凸轮代替连杆和曲轴结构，可以在内燃机的循环过程中对活塞的位置进行进一步的控制，例如，活塞在上死点（ TDC ）的驻留时间可以得以延长。

从对本发明的概述中可以理解的是，尽管在至少一对气缸中设有二个气缸，但是，对置的气缸和互连的活塞，使一种双作用活塞－气缸结构得以有效采用。气缸之间的刚性互连避免了扭转并且最大限度地避免了活塞和气缸壁之间的接触，从而减少了摩擦。

使用两个转动方向相反的凸轮可以获得较现有内燃机更高的转矩。这是因为当活塞开始进行作功冲程时，相应于凸轮凸角可以获得一个最大的机械效益。

根据本发明的内燃机的更进一步的结构，如上所述的内燃机包括至少一个气缸组合件。带有一个单独的气缸组合件的内燃机是优选的，但是本发明的内燃机可以具有 2 到 6 个组合件。在带有多个组合件的内燃机中，一个轴延伸过所有的组合件，这根轴可以是一体的部件也可以是互连的轴件。类似地，带有多个组合件的内燃机的缸体可以是一体的，也可以是分开的。

缸体组合件可以是仅包括一单对气缸。但是，根据本发明的内燃机在一个组合件中也可以包括二对气缸。对于具有二对气缸的组合件，两对气缸之间具有 90 度的夹角。

对于用于本发明的多叶状凸轮，三叶式凸轮可以作为优选。这样可以在一个二冲程内燃机中，凸轮每转一圈，可以获得六个点火阶段。而且，每一个凸轮可以具有 5 、 7 、 9 或者更多的凸轮凸角。

凸轮的凸角可以是不对称的，以在一个循环的不同阶段控制活塞的速度，例如提高活塞在 TDC 或者 BDC 的驻留时间。对于本领域的普通技术人员来说，在 TDC 延长的时间可以改善燃烧，而在 BDC 延长的时间，可以确保一个更佳的扫气效果。通过凸角的形状控制活塞的速度，可以控制活塞的加速和扭矩的施加。具体地说，在 TDC

之后，可以立即获得一个比现有的往复式内燃机更大的扭矩。此外，通过变化的活塞速度而获得的控制特性包括对与气门关闭速度相比较的气门打开速度的控制，以及相应于燃烧率的压缩比的控制。

第一多叶状凸轮可以通过本领域熟知的方式固定到轴上。作为替代方案，轴和多叶状齿轮可以作为一个部件一体制成。

差动齿轮传动装置使第一多叶状凸轮和第二多叶状凸轮可以以相反方向转动，同时使二者的运动同步。用于凸轮的差动凸轮传动机构可以通过任何已知的方式构成。例如，斜齿轮可以设置在第一和第二多叶状凸轮的对面，并且在它们之间，还可以设有至少一个小斜齿轮，作为优选，可以设置两个正对着的小斜齿轮。以可转动的方式支持轴的支持部件优选用来设置支持小齿轮。

活塞之间的刚性互连包括连在活塞的下部靠近边缘处的至少二根杆。作为优选，使用四根杆，这四根杆沿活塞的边缘等间隔设置。在气缸组合件中，还可以设有用于互连杆的导套。导套设计成可以允许当活塞膨胀和收缩时杆的横向运动。

在活塞和凸轮的凸轮表面之间的接触以一种可以最大限度的减少振动和摩擦的方式进行。作为优选，在活塞的下面设有用于与凸轮的凸轮表面接触的滚柱轴承。

可以理解的是，对置的活塞之间的互连，可以控制活塞的接触面（这种接触面可以是滚柱轴承、滑动轴承或者类似轴承）和凸轮的凸轮面之间的间隙。此外，上述的接触方式不再需要在凸轮的一侧设置凹槽或者类似结构，这些凹槽是在一个类似设计的内燃机中用来接收现有的连杆用的。这种类似设计内燃机在运行过度时，会出现磨损和较大的噪音，这些缺陷均在本发明中得以克服。

根据本发明的内燃机可以是二冲程式也可以是四冲程式。在前一种情况下，燃料的混合物的供应与增压作用相关。但是，任何形式的燃料和空气供应都可以和四冲程内燃机一起使用。

根据本发明的气缸组合件，还可以作为空气或者气体压缩机。

根据本发明的内燃机的其它特征则是本领域所公知的。但是，可以理解的是，在这里，只需将低压油送至多叶状凸轮的差动齿轮传动装置即可，从而减少了由于油泵所造成的功率损失。此外，其它的内燃机零件，包括活塞，可以被沾上油，这时，可以理解的是，由于离心作用而溅到活塞上的油，还具有冷却活塞的作用。

本发明的内燃机的优点包括:

内燃机的机构紧凑，运动部件少;

如果多叶状凸轮具有对称的凸角，则内燃机可以在正反两个方向上转动;

与现有往复式的内燃机相比，重量较轻;

制造、组装容易;

由于可以具有较一般压缩比更小的压缩比，因此延长活塞的驻留时间成为可能，

没有活塞－曲轴连杆这样的往复运动部件。

本发明的内燃机由于使用多叶状的凸轮所带来的优点在于，与对曲轴的制造相比，制造更加容易，而且凸轮不再需要额外的平衡重，双凸轮作为飞轮，提供了更好的动量平衡。

以上是本发明的技术方案，以下结合附图对本发明的具体实施例进行详细描述。

对附图的简要描述

图 1 是沿气缸的轴线并且垂直于气缸轴的剖视图，示出一个二冲程内燃机，该内燃机包括一个单独的气缸组合件。

图 2 是沿图 1 中 A - A 线的部分剖视图。

图 3 是沿图 1 中 B - B 线的剖视图，示出活塞的下部的细节。

图 4 是一曲线图，示出当通过一个非对称的凸轮凸角时，活塞上的一个特定点的状况。

图 5 是沿内燃机中心轴的平面的剖视图，示出另外一个带有单独的气缸组合件的二冲程内燃机。

图 6 是图 5 所示内燃机的一个齿轮系的端视图。

图 7 是一个内燃机的示意图，示出一个与二转动方向相反的三叶式凸轮相配合的活塞。

图 8 是具有偏置凸轮接触轴承的活塞的详细视图。

在以下的描述中，相似的部件由相同的标号标出。

实现本发明的优选实施方式

参看图 1，一个二冲程内燃机 1 包括一个单独的气缸组合件，该单独的气缸组合件包括由气缸 2 和 3 组成的一个单独的气缸对。气缸 2 和 3 带有活塞 4 和 5，活塞 4 和 5 由四根杆互连，其中两根见标号 6a、6b。

内燃机 1 包括一个中心轴，其轴线由标号 7 指出，三叶式凸轮 8 和 9 与该轴线相对应。由于图中的二活塞分别在 TDC 和 BDC，因此凸轮 9 和凸轮 8 在图中是重合的。活塞 4 和 5 通过滚柱轴承与凸轮 8 和 9 接触，这些轴承的位置由标号 10 和 11 标出。

内燃机 1 的其它结构包括水套 12 、火花塞 13 和 14 、油泵 15 、油泵拾取装置 16 和平衡轴 17 和 18 。进气口的位置由标号 19 和 20 标出，同时这些标号也对应于出气口的位置。

参看图 2 ，其详细示出了凸轮 8 和 9 ，轴 7 和差动齿轮传动装置将要在下面进行详细描述。图 2 的剖视图相应于图 1 转了 90 度，这时的凸轮凸角与图 1 中位置相比，稍微变动了一个角度。

差动或者同步齿轮传动装置包括位于第一凸轮 8 上的斜齿轮 21 、位于第二凸轮 9 上的斜齿轮 22 和小齿轮 23 和 24 。小齿轮 23 和 24 由固定到轴箱 26 上的齿轮支持件 25 支持。可以理解，轴箱 26 是气缸组合件的一部分。在图 2 中还示出了飞轮 27 、槽轮 28 和轴承 29 - 35 。

第一凸轮 8 是轴 7 的一个部分，而第二凸轮 9 相对于凸轮 8 以相反方向转动并且由差动齿轮传动装置控制而与凸轮 8 的转动同步。

图 3 示出了图 1 中活塞 3 的下部的滚柱轴承的详细情况。在图 3 中，可以看到活塞 3 和在凸台 37 和 38 之间的轴 36 。滚柱轴承 39 和 40 位于轴 36 上，并且属于在图 1 中由总标号 10 和 11 标出的滚柱轴承中的两个。

在图 3 的剖视图中，同样可以看到互连杆，其中一个由标号 6a 标出。还可以看到互连杆穿于其中的杆套，其中一个杆套由标号 41 标出。

尽管图 3 比图 2 的比例略微的大一些，可以理解，在内燃机的工作过程中，滚柱轴承 39 和 40 可以与凸轮 8 和 9 的凸轮表面 42 和 43 接触。

内燃机 1 的工作原理可以通过图 1 进行了解。在作功冲程中，活

塞 4 和 5 在气缸 2 中从左到右的运动，通过滚柱凸轮 10 的接触，使凸轮 8 和 9 转动，并且产生一个“剪刀作用”。凸轮 8 的转动使轴 7 转动，而相反方向转动的凸轮 9，通过差动齿轮传动装置（见图 2），也对轴 7 的转动做出贡献。

由于这种“剪刀作用”，与现有内燃机相比，在作功冲程中可以获得更大的扭矩。事实上，在图 1 中的冲程/活塞直径之比，尽管已经明显不是一个正方形，但是仍然能提供一个足够大的转矩。

根据本发明的内燃机在图 1 中显现出的另外一个特点是，现有内燃机的曲轴箱的等同物相对于气缸是密封的。这一点与现有的二冲程内燃机不同。因此可以使用非油化（ not-oiled ）的燃料，从而减少了内燃机的排出部件。

利用不对称的凸轮凸角对活塞的速度以及在 TDC 和 BDC 的驻留进行的控制，描绘于图 4 中。图 4 为一曲线图，示出当活塞在中点 45 、TDC46 和 BDC57 之间运动时，活塞上的一个特定点的情况。由于非对称的凸轮凸角，凸轮的速度得以控制。首先，可以看到，活塞在 TDC46 驻留一个延长的时间。在点 48 处的较快加速使得在燃烧阶段可以获得一个较大的转矩，而在燃烧阶段结束时的点 49 处，一个较低的活塞速度有助于获得较好的气门控制。此外，在压缩阶段开始点 50 处的较快的活塞速度，可以允许气门较快关闭，从而节约燃料，而在这一阶段的终端 51 处的活塞较慢的速度，可以获得较佳的机械效益。

参看图 5，其示出了另外一个具有一个单独的气缸组合件的二冲程内燃机。在该图中，内燃机为局部剖视。事实上，在图中，一半缸体已经被取下，以展示内燃机的内部细节。该剖面与内燃机中心轴的

轴线所在平面重合（见下面），缸体被沿其中线劈成两半。此外，内燃机的一些部件，例如活塞 62 和 63 、轴承凸台 66 和 70 、三叶式凸轮 60 和 61 以及与凸轮 61 相应的套 83 仍然示出在该剖面中。所有这些部件描述如下。

图 5 中的内燃机 52 包括缸体 53 、缸盖 54 和 55 、和气缸的内部空间 56 和 57 。火花塞分别位于每一个缸盖上，但为清楚起见，在图中省略了。轴 58 可以在缸体 53 中转动，并且由滚柱轴承支持着，其中一个滚柱轴承由标号 59 标出。在轴 58 上固定有一个第一三叶式凸轮 60 ，该凸轮 60 与一个转动方向相反的三叶式凸轮 61 相邻。内燃机 52 包括一对刚性互连的分别位于气缸 56 和 57 中的活塞 62 和 63 。活塞 62 和 63 由四根连杆连在一起，其中两根由标号 64 和 65 标出。连杆 64 和 65 相对于图中的剖面的其它部分，位于不同的平面上。类似地，连杆和活塞 62 和 63 的接触点也与剖面的其它部分也不在一个共同的平面内。该实施例中连杆和活塞之间的关系与图 1 - 3 中所示内燃机的连杆和活塞的关系实质上是相同的。在缸体 53 中设有网 53a ，该网上设有一个连杆可以穿过的孔。该网确保连杆和活塞与气缸组合件的轴线共线。

在活塞下部和三叶式凸轮的凸轮表面之间具有滚柱轴承。注意看活塞 62 ，在该活塞的下部有一个轴承凸台 66 ，用于支持滚柱轴承 68 和 69 的轴 67 。轴承 68 接触凸轮 60 而轴承 69 接触凸轮 61 。可以理解，在活塞 63 上具有一个相同的带有轴和轴承的凸台 70 。同样可以理解的是，网 53b 具有一个适于轴承凸台通过的开口。网 53a 具有一个类似的开口，但是图中所示的网的那一部分是与连杆 64 和 65 位于同一个平面上的。

凸轮 61 相反于凸轮 60 的转动，通过安装在缸体外部的齿轮系 71 实现。壳体 72 用于保持和遮盖齿轮系中的各个零件。在图 5 中，壳体 72 被剖开了，而齿轮系 71 和轴 58 未被剖开。

齿轮系 71 包括位于轴 58 上的太阳齿轮 73 。太阳齿轮 73 与驱动齿轮 74 和 75 接触，二驱动齿轮 74 和 75 然后与行星齿轮 76 和 77 啮合。行星齿轮 76 和 77 通过轴 78 和 79 与第二套行星齿轮 80 和 81 连接，该行星齿轮与套 83 上的太阳齿轮 82 啮合。套 83 与轴 58 同轴，而套 58 的远端固定在凸轮 61 上。驱动齿轮 74 和 75 装在轴 84 和 85 上，而轴 84 和 85 通过壳体 72 中的轴承而被支持住。

齿轮系 71 的一部分示出在图 6 中。图 6 为从图 5 的底部看的轴 58 的端视图。

在图 6 中，太阳齿轮 73 绕着轴 58 。驱动齿轮 74 如图所示与轴 78 上的行星齿轮 76 啮合。图中还示出，第二行星齿轮 80 与套 83 上的太阳齿轮 82 啮合。

从图 6 中可以理解，例如轴 58 和太阳齿轮 73 的顺时针转动，将通过驱动齿轮 74 和行星齿轮 76 和 80 ，使太阳齿轮 82 和套 83 产生一个反时针转动。因此凸轮 60 和 61 可以以相反方向转动。

图 5 中的内燃机的其它特征和工作原理，与图 1 和 2 中的内燃机相同。具体的说，活塞的向下推力，对二凸轮产生一个“剪刀作用”，从而通过差动齿轮系产生一个相反的转动。

可以理解，尽管在图 5 中的内燃机的齿轮系中使用的是一般齿轮，实际上斜齿轮也是可以的。类似的，在图 1 和 2 中所示出的气缸中的差动齿轮结构中，也可以使用一般的齿轮。

在图 1 - 3 和 5 中所例示的内燃机中，用于与三叶式凸轮的凸轮

面接触的轴承的轴线是在一条直线上的。但是，为了进一步提高转矩特性，滚柱轴承的轴线也可以是偏置的。

图 7 中示意地示出了具有偏置的凸轮接触轴承的内燃机。在这张沿内燃机的中心轴看过去的图中，凸轮 86 、反转齿轮 87 和活塞 88 被示出。活塞 88 包括用于支持滚柱齿轮 91 和 92 的轴承凸台 89 和 90 ，这些轴承 91 和 92 分别与三叶式凸轮 86 和 87 的凸角 93 和 94 接触。

从图 7 中可以看到，轴承 91 和 92 的轴线 95 和 96 彼此偏置并且相对与活塞轴线也偏置。通过使轴承偏离活塞轴线，通过提高机械效益，而提高了转矩。

图 8 中给出了带有位于下部的偏置轴承的活塞的另外一个活塞的细节。活塞 97 的轴承 98 和 99 由位于活塞下部的壳体 100 和 101 所支持。这里可以看到，轴承 98 和 99 的轴线 102 和 103 彼此之间是偏置的，但其偏置程度小于图 7 中的偏置程度。可以理解，在图 7 中较大的分离角度将产生一个较大的转矩。

尽管上面描述的实施例仅仅涉及二冲程内燃机，可以理解的是，上述的基本原理同样适用于四冲程内燃机。在不脱离本发明的最大范围前提下，还可以对本发明所例示的内燃机作出种种修改。

图 1

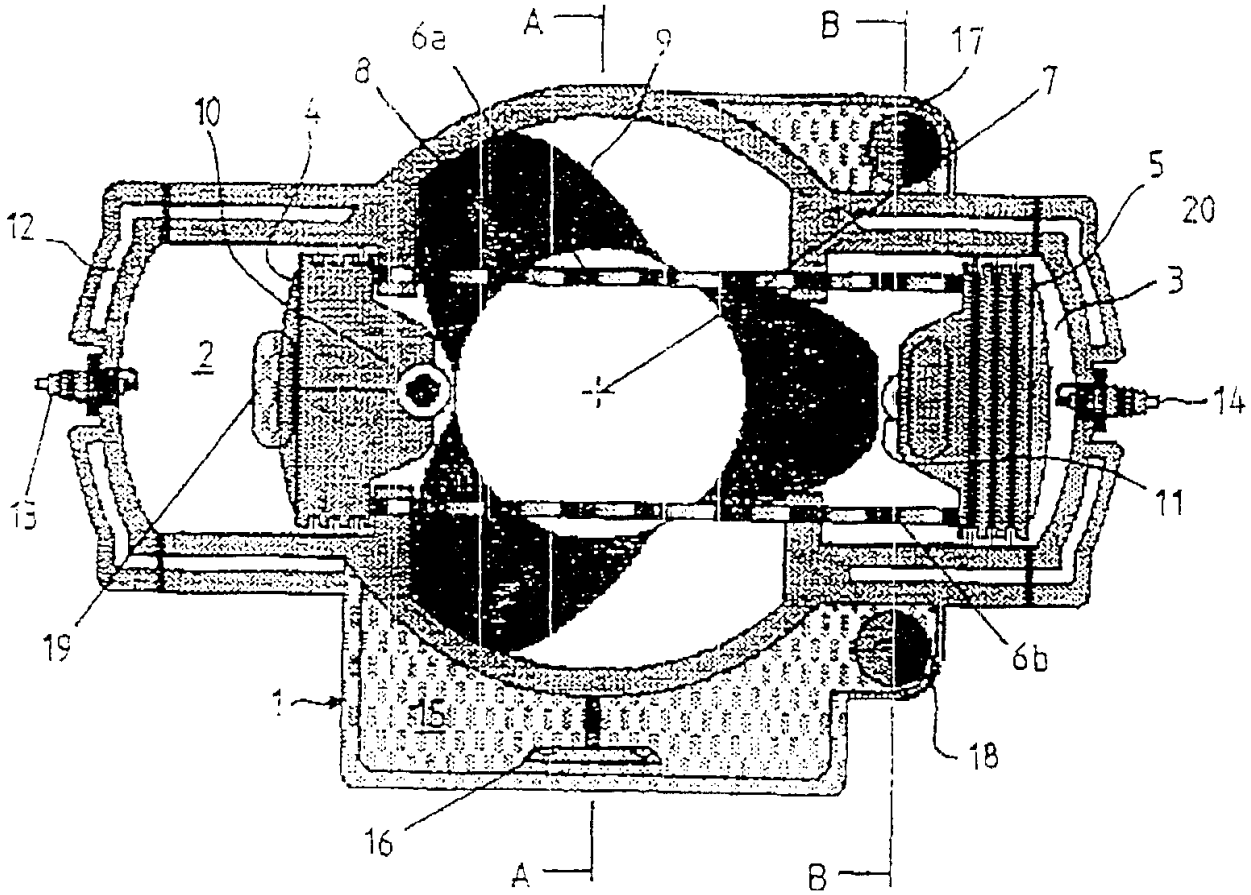

A
B
6a
8
9
17
7
10
4
5
20
12
3
2
14
11
13
19
6b
1
15
18
16
A
B

图 6

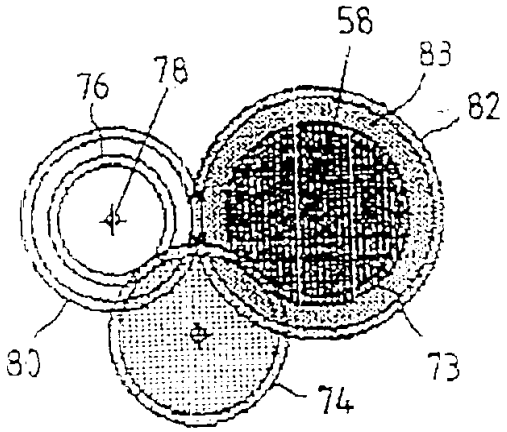

58
83
76
78
82
80
73
74

图 2

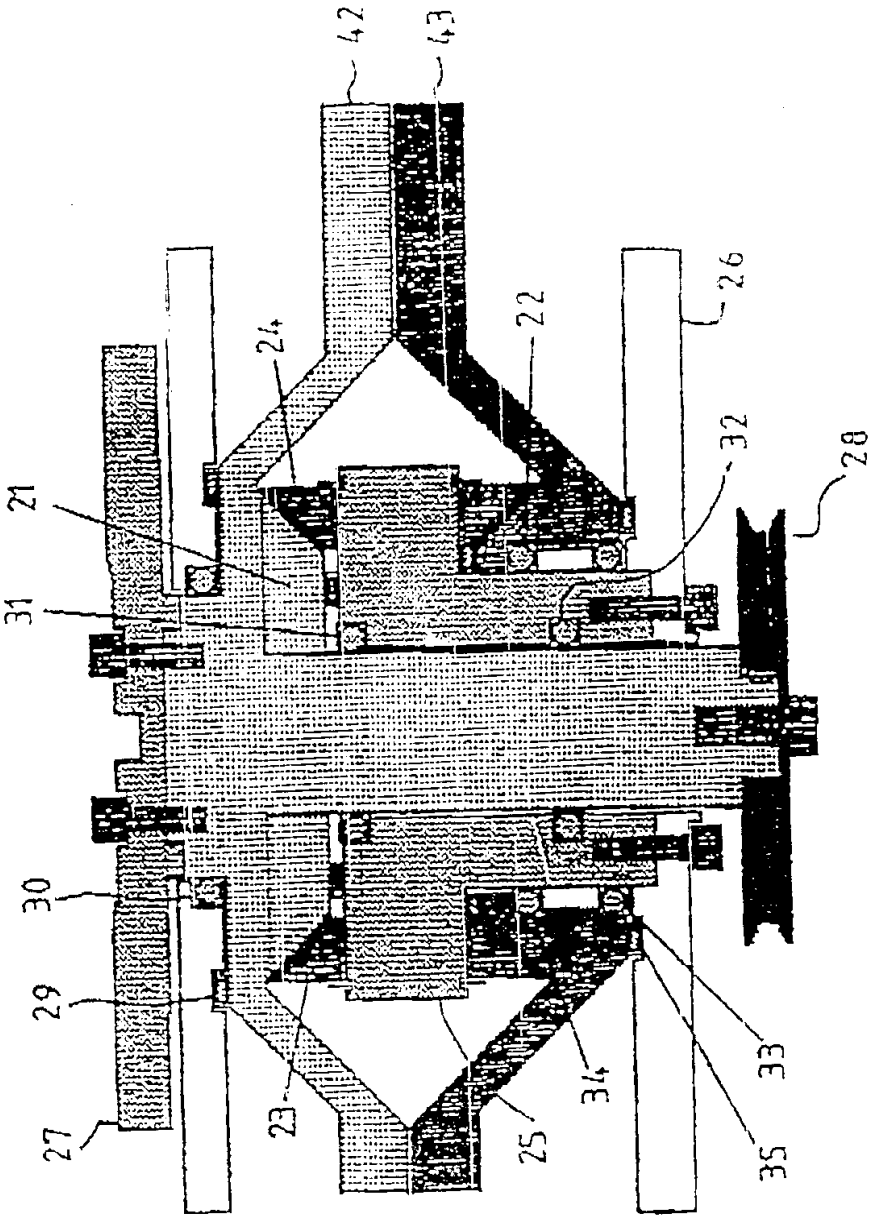


图 3

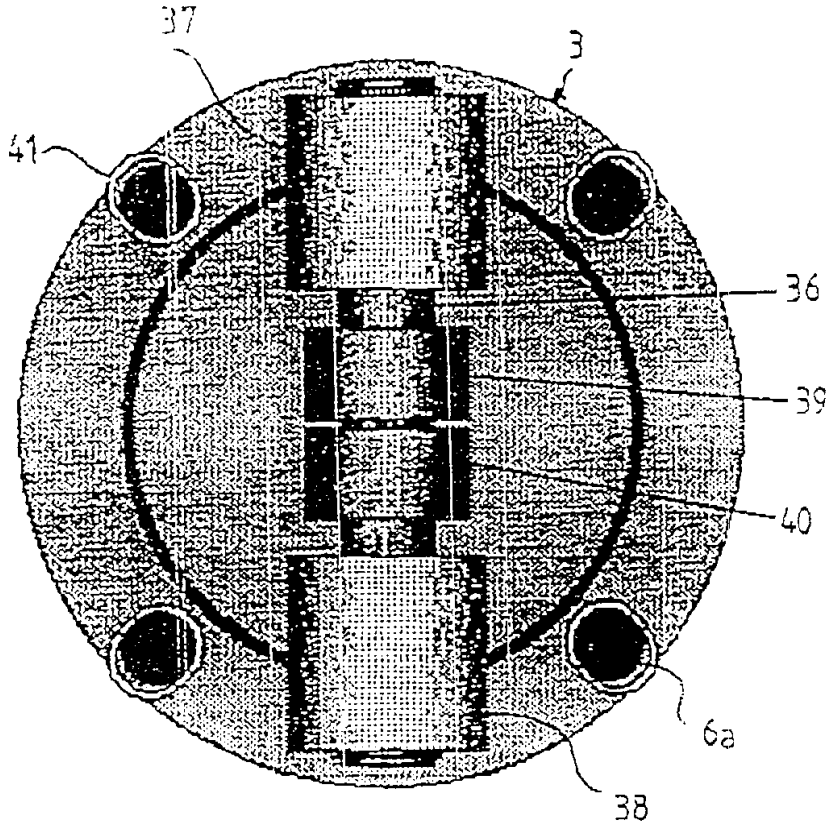


图 4

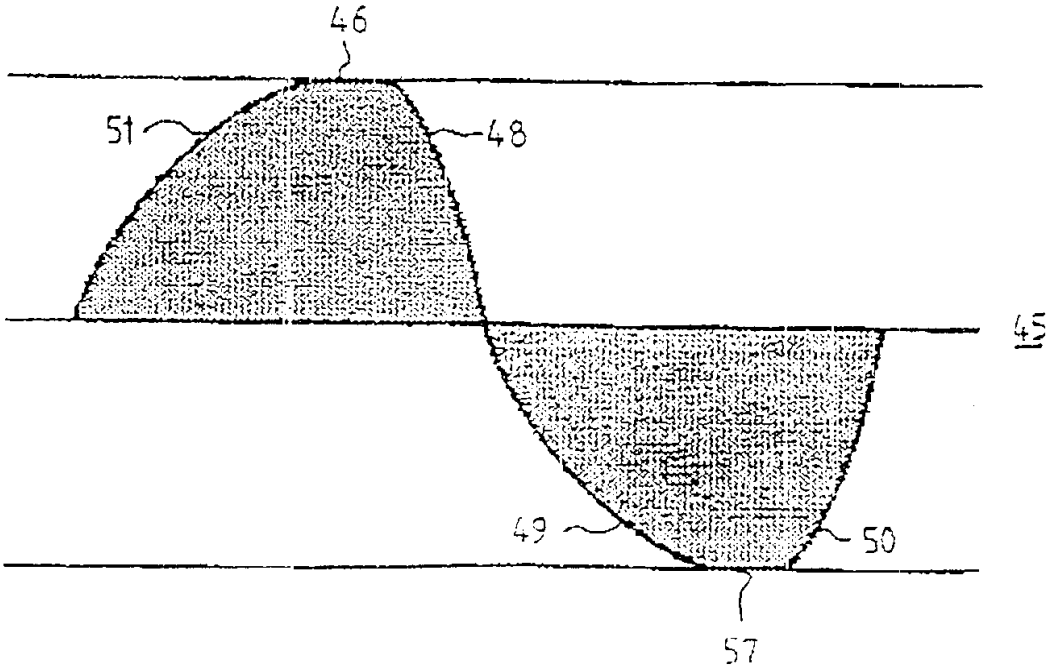


图 5

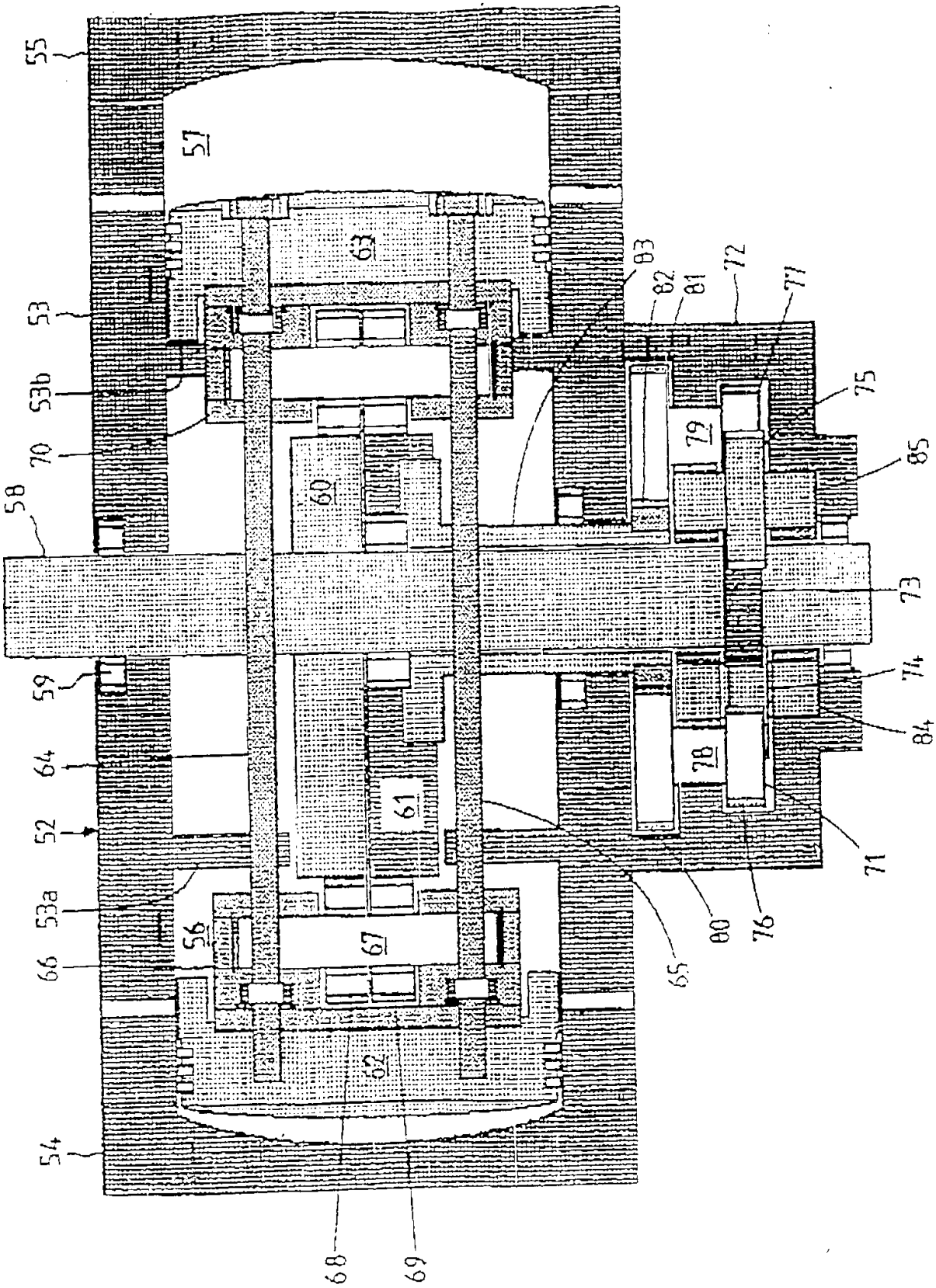

55
57
63
53
53b
70
58
60
59
64
61
52
53a
56
66
67
62
54
68
69
83
82
81
72
77
75
79
85
73
74
84
78
71
80
76
65

图 7

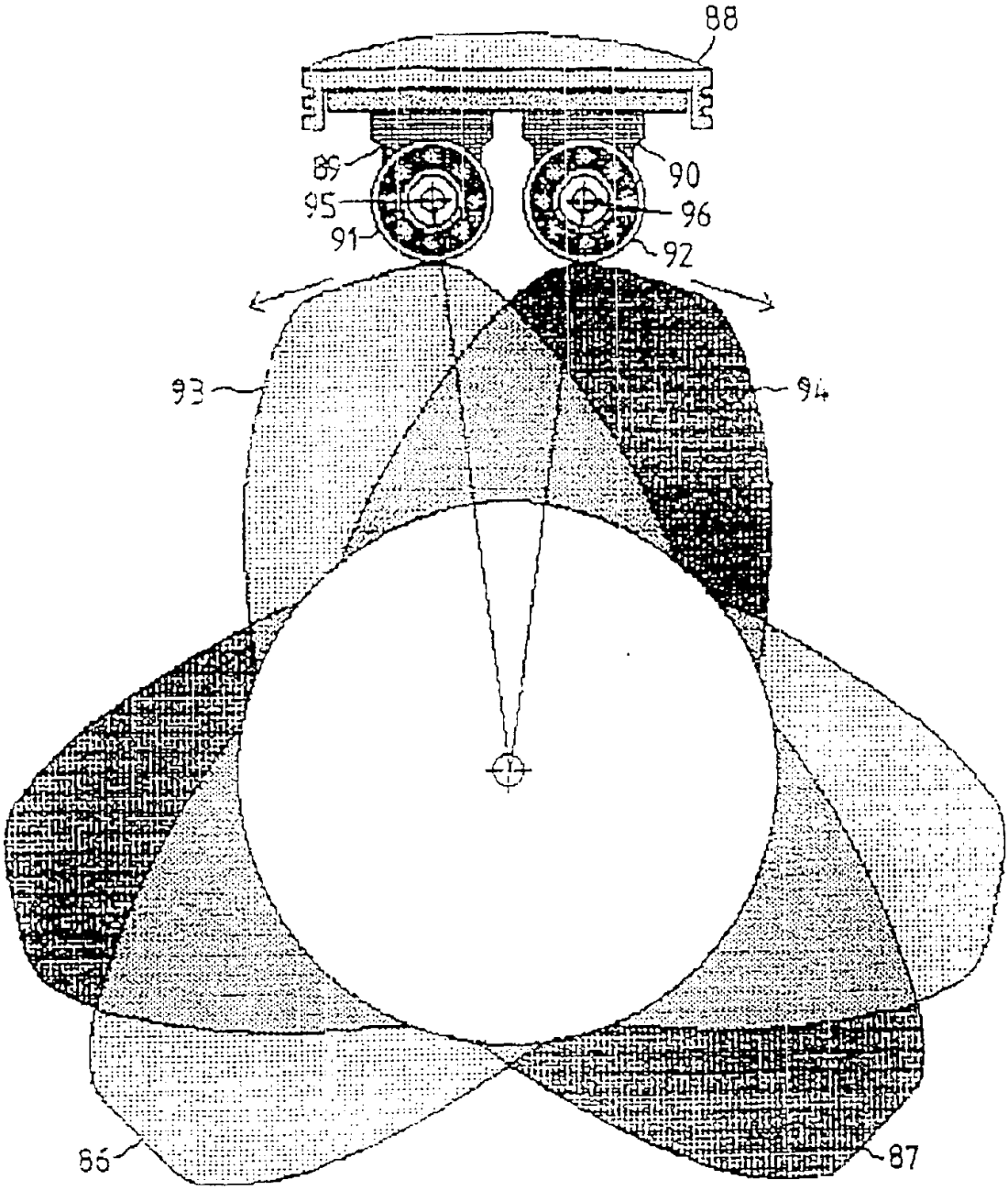
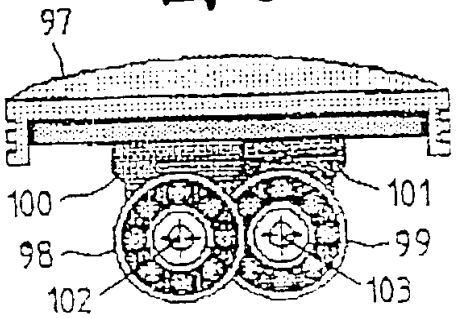



图 8