



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103410732 B

(45) 授权公告日 2015. 10. 07

(21) 申请号 201310370147. 5

CN 101446288 A, 2009. 06. 03,

(22) 申请日 2013. 08. 22

CN 201326544 Y, 2009. 10. 14,

(73) 专利权人 浙江百达精工股份有限公司

DE 3412285 A1, 1985. 01. 10,

地址 318000 浙江省台州市经济开发区经中
路 908 弄 28 号

GB 2198482 A, 1988. 06. 15,

CN 201288667 Y, 2009. 08. 12,

(72) 发明人 阮吉林 张启斌

审查员 贾玉霞

(74) 专利代理机构 台州市方圆专利事务所

33107

代理人 蔡正保 朱新颖

(51) Int. Cl.

F04C 18/356(2006. 01)

F04C 29/00(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 1105830 C, 2003. 04. 16,

权利要求书1页 说明书5页 附图7页

CN 101644263 A, 2010. 02. 10,

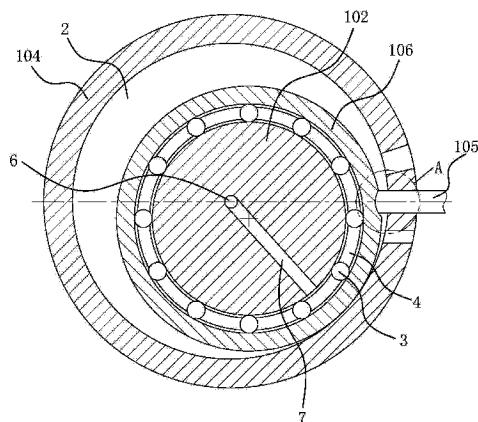
JP 2012127240 A, 2012. 07. 05,

(54) 发明名称

旋转式平动活塞压缩机

(57) 摘要

本发明提供了一种旋转式平动活塞压缩机，属于机械工程技术领域。它解决了现有的旋转式压缩机存在着弹簧的弹力刚度高的问题。本旋转式平动活塞压缩机，包括具有活塞腔的气缸和具有偏心部的曲轴，偏心部位于活塞腔内；所述气缸叶片槽有叶片；偏心部上套有活塞，偏心部外侧面与活塞内侧面之间通过滚动轴承组件相连接；所述活塞外圆周面上开有与活塞母线平行的呈条状的凹圆弧槽；所述叶片顶面为凸圆弧形曲面；所述叶片圆弧顶部嵌入活塞的凹圆弧槽内，在弹簧力作用下叶片顶面与凹圆弧槽槽面相抵靠。本旋转式平动活塞压缩机应用在 1 ~ 1.5HP 空调中，弹簧的弹力刚度仅需控制在 2 ~ 4Kg/mm，甚至更小。



1. 一种旋转式平动活塞压缩机, 包括具有活塞腔(2)的气缸(104)和具有偏心部(102)的曲轴(101), 偏心部(102)位于活塞腔(2)内; 所述气缸(104)内定位有叶片(105); 其特征在于, 所述偏心部(102)上套有活塞(106), 偏心部(102)外圆与活塞(106)内孔之间通过滚动轴承组件相连接; 所述活塞(106)外圆周面上开有一条与活塞母线平行呈条状的凹圆弧槽(8); 所述叶片(105)R顶面为凸圆弧形曲面; 所述气缸(104)内设有使叶片(105)顶部嵌入凹圆弧槽(8)内且叶片(105)顶面与凹圆弧槽(8)槽面相抵靠的弹簧(111); 所述活塞(106)上开设有一沿其径向线贯通的通油孔(9), 凹圆弧槽(8)槽面上开有一润滑油槽(10), 润滑油槽(10)的纵向线与凹圆弧槽的纵向线呈相交设置; 通油孔(9)的一端口位于凹圆弧槽(8)槽面上且通油孔(9)与润滑油槽(10)相连通。

2. 根据权利要求1所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述滚动轴承组件包括若干根滚针(3)和将滚针(3)定位的保持架(4), 滚针(3)依靠在偏心部(102)外圆周面上; 所有滚针(3)相对于偏心部(102)周向均匀分布。

3. 根据权利要求2所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述滚针(3)的长度L为 $\frac{2}{3}H < L < H$; 其中H为活塞(106)的高度。

4. 根据权利要求1所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述滚动轴承组件包括若干个滚珠(5)和将滚珠(5)定位的保持架(4); 偏心部(102)外圆周面上和活塞(106)内圆周面上均开有与滚珠(5)位置相对应的环形定位沟。

5. 根据权利要求1至4中的任意一项所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述曲轴(101)内沿轴向设有供油通道(6), 所述偏心部(102)外圆周面上开设有与供油通道(6)相连通的出油口(7)。

6. 根据权利要求1至4中的任意一项所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述活塞(106)采用20CrMnTi材料制成且活塞(106)表面经氮化处理。

7. 根据权利要求1至4中的任意一项所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述活塞(106)采用低合金铸铁制成且经过热处理, 活塞(106)表面硬度为HRc46~51。

8. 根据权利要求1至4中的任意一项所述的旋转式平动活塞压缩机, 其特征在于, 所述凹圆弧槽(8)半径 $R_{槽}$ 范围值为 $R_{叶} + 0.1 \text{ mm} < R_{槽} < R_{叶} + 0.3 \text{ mm}$; 其中 $R_{叶}$ 为叶片(105)凸圆弧形曲面半径; 所述凹圆弧槽(8)槽口宽度 $W_{槽}$ 范围值为 $W_{叶} + 1 \text{ mm} < W_{槽} < W_{叶} + 1.5 \text{ mm}$, 其中 $W_{叶}$ 为叶片(105)厚度。

旋转式平动活塞压缩机

技术领域

[0001] 本发明属于机械工程技术领域，涉及一种旋转活塞的液体变容式机械，特别是一种旋转式平动活塞压缩机。

背景技术

[0002] 压缩机是将低压气体提升为高压的一种从动的流体机械。空调压缩机是制冷系统的心脏。旋转活塞式空调压缩机被广泛地应用在家用空调中。

[0003] 关于旋转活塞式压缩机的相关文献较多，如中国专利文献记载的旋转活塞式压缩机〔申请号：97114554.7；公开号：CN1174297A〕。在该文献的背景技术中记载了传统的旋转活塞式压缩机，如图7和图8所示，具有偏心部102的曲轴101、驱动曲轴101旋转的电机103、气缸104、叶片105以及在气缸104中偏心旋转的活塞106。叶片105在弹簧111的作用下叶片105与活塞106相抵靠，叶片105与活塞106相抵靠的端面呈圆弧形。叶片105在气缸104的叶片槽中往复移动，叶片105与活塞106的外圆周表面滑动接触。从而叶片105把气缸104的内部分成吸入腔107和排出腔108。由于电动机带动曲轴101旋转，活塞106在气缸104中转动，制冷剂气体从吸入口109进入，然后被送到排出口110，同时被压缩。通常旋转活塞式空调压缩机应用在1～3HP空调中，目前在5HP的空调也开始应用，其弹簧111的弹力刚度一般控制在2～8Kg/mm左右。

[0004] 根据上述的传统结构，由于叶片105的顶部具有圆柱形曲面，活塞106的外圆周表面也是圆柱形的，叶片105与活塞106之间的接触状况等效于小圆柱与大圆柱之间的接触。因此，接触状况是线性接触，其中接触面积较小，而每单位面积上的负载即接触应力则较大，使叶片105与活塞106之间的滑动接触状况变得很苛刻。传统结构的旋转活塞式空调压缩机，活塞106外圆周表面与叶片105顶部之间的摩擦阻力矩大于其内圆周表面与曲轴偏心部102之间的摩擦阻力矩，活塞106在工作时会产生自旋。活塞106的自旋数取决于其外圆直径与汽缸104的内孔直径之比。

[0005] 在上述传统结构中，压缩机的润滑主要通过设置在曲轴中孔的螺旋片在工作时产生的泵油作用，将冷冻机油送到各轴承间，并流入汽缸内腔形成油膜。

[0006] 为了解决上述问题，有人提出了解决技术方案，如日本专利公告报记载的一种垂直旋转式压缩机(公告号：JP7259767A)；在活塞外圆周上设置一供叶片嵌入的槽，在活塞上开有使槽最深部分与供油通道相联通的孔。活塞与叶片之间的接触变成面接触，活塞的自旋也受到约束，从而达到了稳定滑动的条件。同时又能通过供油通道和孔向活塞与叶片之间的接触部供油。根据所述结构，该旋转式压缩机还存在着以下缺陷：1、为了避免叶片从活塞外圆面上的槽内脱离，弹簧所需的弹力较大，该旋转式压缩机弹簧的弹力刚度估计应控制在20Kg/mm以上。由此产生一系列问题：如叶片对活塞压力增大、在活塞与叶片之间的接触部需要供油润滑、活塞与偏心部之间摩擦力增大以及压缩机效率大大降低等等。2、活塞与叶片之间的接触部需要供油，即存在供油系统，导致压缩机结构复杂以及零部件加工更困难，成本更高。

发明内容

[0007] 本发明的目的是针对现有的技术存在上述问题,提出了一种旋转式平动活塞压缩机,本发明要解决的技术问题是降低弹簧弹力及提高工作效率。

[0008] 本发明的目的可通过下列技术方案来实现:一种旋转式平动活塞压缩机,包括具有活塞腔的气缸和具有偏心部的曲轴,偏心部位于活塞腔内;所述气缸叶片槽有叶片;其特征在于,所述偏心部上套有活塞,偏心部外侧面与活塞内侧面之间通过滚动轴承组件相连接;所述活塞外圆周面上开有与活塞母线平行的呈条状的凹圆弧槽;所述叶片顶面为凸圆弧形曲面;所述叶片圆弧顶部嵌入活塞的凹圆弧槽内,在弹簧力作用下叶片顶面与凹圆弧槽槽面相抵靠。

[0009] 本旋转式平动活塞压缩机工作时,曲轴旋转,偏心部对活塞产生摩擦力使活塞具有旋转趋势。由于偏心部与活塞之间通过滚动轴承组件相连接,形成滚动摩擦,即偏心部与活塞内孔之间摩擦力极小。仅依靠活塞外圆与汽缸内孔间的摩擦力就能阻止活塞旋转。叶片嵌入凹圆弧槽内,叶片在弹簧的弹力作用下对活塞产生压力,进而完全克服偏心部传递至活塞的摩擦力,保证活塞不发生转动;叶片与活塞所需产生旋转阻力也较小,换而言之,叶片对活塞所需产生的压力也较小,即所需弹簧能产生的弹力较小。

[0010] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述滚动轴承组件包括若干根滚针和将滚针定位的保持架,滚针依靠在偏心部外圆周面上;所有滚针相对于偏心部周向均匀分布。采用滚针可有效保证滚动轴承组件与活塞和偏心部之间的轴向接触长度,尤其保证活塞运动的稳定性。根据所述结构,滚动轴承组件不包括外圈和内圈,保证滚动轴承组件在基本不改变偏心部直径和活塞外径的基础上布置在偏心部与活塞之间。

[0011] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述滚针的长度L为 $\frac{2}{3}H < L < H$;其中H为活塞的高度。

[0012] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述滚动轴承组件包括若干个滚珠和将滚珠定位的保持架;偏心部外圆周面上和活塞内圆周面上均开有与滚珠位置相对应的环形定位沟。

[0013] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述曲轴内沿轴向设有供油通道,所述偏心部外圆周面上开设有与供油通道相连通的出油口。本旋转式平动活塞压缩机工作时,润滑油供入通道并从出油口排至偏心部与活塞之间;即供入的润滑油使滚动轴承组件相关联的摩擦面均得到润滑,保证其使用寿命。

[0014] 活塞采用的材料经综合考量生产成本、生产方法、耐磨性和使用寿命后选出的。在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述活塞采用20CrMnTi材料制成且活塞表面经氮化处理。20CrMnTi适合冷加工,即活塞采用冷挤压成型;20CrMnTi适合表面处理,经氮化处理后,具有优异的耐磨性和耐疲劳性的特性;由此活塞内圆周面满足滚动轴承组件的滚子与活塞之间滚动摩擦;活塞外圆周面满足叶片顶面与凹圆弧槽槽面摆动摩擦。

[0015] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述活塞采用低合金铸铁制成且经过热处理,活塞表面硬度为HRc46~51。20CrMnTi和低合金铸铁原材料价格低。通过热处理提高活塞表面硬度使活塞满足使用寿命要求。

[0016] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述活塞上开设有一沿其径向线贯通的通油孔,通油孔的一端口位于凹圆弧槽槽面上。

[0017] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述活塞上开设有一沿其径向线贯通的通油孔,凹圆弧槽槽面上开有一润滑油槽,润滑油槽的纵向线与凹圆弧槽的纵向线呈相交设置;通油孔的一端口位于凹圆弧槽槽面上且通油孔与润滑油槽相连通。

[0018] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述凹圆弧槽半径 $R_{槽}$ 范围值为 $R_{叶} +0.1 \text{ mm} < R_{槽} < R_{叶} +0.3 \text{ mm}$;其中 $R_{叶}$ 为叶片凸圆弧形曲面半径。

[0019] 叶片与活塞凹圆弧槽的半径差值极小,使得叶片与活塞之间相当于圆弧面接触,使活塞与叶片之间密封为圆弧面密封,进而本旋转式平动活塞压缩机工作时减少气体从活塞与叶片之间泄漏,提高压缩机的工作效率。同时叶片与活塞之间接触间隙很小,高压气体对叶片 R 面的附加力减少,使沿叶片滑动方向的分力减少,进而可允许弹簧的弹力降低。

[0020] 在上述的旋转式平动活塞压缩机中,所述凹圆弧槽槽口宽度 $W_{槽}$ 范围值为 $W_{叶} +1 \text{ mm} < W_{槽} < W_{叶} +1.5 \text{ mm}$;其中 $W_{叶}$ 为叶片厚度。上述参数保证叶片凸圆弧形曲面基本位于活塞凹圆弧槽内,且保证摆动时叶片凸圆弧形曲面棱角线不越出活塞凹圆弧槽槽口。

[0021] 与现有技术相比,本旋转式平动活塞压缩机工作时活塞不转动只作上下左右移动和小角度地摆动,相当于平动。活塞与曲轴偏心部之间采用滚动轴承组件连接,降低曲轴偏心部与活塞之间的摩擦力。

[0022] 在活塞外圆周面上开设凹圆弧槽,叶片嵌入凹圆弧槽内,由此增大叶片对活塞产生的旋转阻力,保证压缩机工作时活塞不转动。

[0023] 本旋转式平动活塞压缩机应用在 1 ~ 1.5HP 空调中,弹簧的弹力刚度仅需控制在 2 ~ 4Kg/ mm,甚至更小。即减小叶片对活塞的压力,使滚动轴承组件受到的径向力降低、叶片与活塞之间和活塞与偏心部之间摩擦力降低;进而保证各个部件的使用寿命以及减少功率损耗,实现提高压缩机的高工作效率;达到节能和降耗的目的。

附图说明

[0024] 图 1 是本旋转式平动活塞压缩机压缩机构结构剖视示意图。

[0025] 图 2 是本旋转式平动活塞压缩机压缩机构另一视角剖视结构示意图。

[0026] 图 3 是图 2 中圆圈 A 处的结构放大图。

[0027] 图 4 是本旋转式平动活塞压缩机具有通油孔的结构示意图。

[0028] 图 5 是本旋转式平动活塞压缩机具有通油孔和润滑油槽的结构示意图。

[0029] 图 6 是本旋转式平动活塞压缩机压缩机构另一种结构结构示意图。

[0030] 图 7 是现有旋转式平动活塞压缩机的剖视结构示意图。

[0031] 图 8 是现有旋转式平动活塞压缩机压缩机构剖视结构示意图。

[0032] 图中,101、曲轴;102、偏心部;103、电机;104、气缸;105、叶片;106、活塞;107、吸入腔;108、排出腔;109、吸入口;110、排出口;111、弹簧;1、缸盖;2、活塞腔;3、滚针;4、保持架;5、滚珠;6、供油通道;7、出油口;8、凹圆弧槽;9、通油孔;10、润滑油槽。

具体实施方式

[0033] 以下是本发明的具体实施例并结合附图,对本发明的技术方案作进一步的描述,

但本发明并不限于这些实施例。

[0034] 如图 1 至图 3 所示,本旋转式平动活塞压缩机包括电机 103、气缸 104、缸盖 1、曲轴 101、叶片 105、弹簧 111 和滚动轴承组件。

[0035] 气缸 104 具有呈圆柱形的活塞腔 2。气缸 104 的上下两侧均设置一缸盖 1,缸盖 1 与气缸 104 固定连接,使活塞腔 2 成为一密闭的空间。

[0036] 曲轴 101 定位在缸盖 1 上,曲轴 101 具有偏心部 102,偏心部 102 位于活塞腔 2 内。曲轴 101 与电机 103 相连,电机 103 运行时带动曲轴 101 转动。

[0037] 气缸 104 内开有一叶片槽,叶片槽与活塞腔 2 相连通,叶片 105 嵌在叶片槽内,由此叶片 105 定位在气缸 104 内,且叶片 105 沿着叶片槽能往复运动。

[0038] 活塞 106 呈圆柱状,活塞 106 也位于活塞腔 2 内,且活塞 106 套在偏心部 102 上;偏心部 102 外侧面与活塞 106 内侧面之间留有滚动轴承组件安装间隙。作为优选,为了保证产品的寿命及通用性,活塞 106 外径和偏心部 102 直径尽量与现有标准组件尺寸相同;且活塞 106 壁厚大于与滚动轴承组件相匹配外圈的壁厚。

[0039] 滚动轴承组件位于上述偏心部 102 外侧面与活塞 106 内侧面之间留下的滚动轴承组件安装间隙,使偏心部 102 外侧面与活塞 106 内侧面之间通过滚动轴承组件相连接。具体来说,滚动轴承组件包括若干根滚针 3 和将滚针 3 定位的保持架 4,滚针 3 依靠在偏心部 102 外圆周面上;所有滚针 3 相对于偏心部 102 周向均匀分布。滚针 3 直径与滚动轴承组件安装间隙大小相适应。作为优选,滚动轴承组件的滚针 3 的长度 L 为 $\frac{2}{3}H < L < H$;其中 H 为活塞 106 的高度。

[0040] 根据实际情况,滚动轴承组件可采用以下结构替换:如图 6 所示,滚动轴承组件包括若干个滚珠 5 和将滚珠 5 定位的保持架 4;偏心部 102 外圆周面上和活塞 106 内圆周面上均开有与滚珠 5 位置相对应的环形定位沟。活塞 106、偏心部 102 和滚动轴承组件组成深沟球轴承,具有承载力高的优点。作为优选,沿着活塞 106 轴向设置两组滚动轴承组件,该结构既有效地保证了承载力和使用寿命,又避免活塞 106 相对于偏心部 102 摆动。

[0041] 为了进一步保证滚动轴承组件及活塞 106 等部件的使用寿命,压缩机的曲轴 101 内沿轴向设有供油通道 6,偏心部 102 外圆周面上开设有与供油通道 6 相连通的出油口 7。本旋转式平动活塞压缩机工作时,润滑油供入供油通道 6 并从出油口 7 排至偏心部 102 与活塞 106 之间;即供入的润滑油使滚动轴承组件相关联的摩擦面均得到润滑,保证其使用寿命。本压缩机同时还通过该供油通道 6 向缸盖 1 与曲轴 101 结合面输送润滑油。

[0042] 作为优选,活塞 106 采用渗碳钢 20CrMnTi 制成且活塞 106 表面经氮化处理。根据实际情况,活塞 106 的制作材料可采用低合金铸铁替换但同时活塞 106 还需经过热处理使活塞 106 表面硬度为 HRc46 ~ 51。

[0043] 如图 2 和图 3 所示,活塞 106 外圆周面上开有与活塞母线平行的呈条状的凹圆弧槽 8;即槽面的横截面为一条圆弧线。凹圆弧槽 8 沿着活塞 106 轴向贯通。叶片 105 顶面为凸圆弧形曲面;叶片 105 宽度与活塞 106 高度相适应。弹簧 111 设置在气缸 104 内,弹簧 111 的一端与叶片 105 底面相抵靠,另一端与压缩机壳体相抵靠。叶片 105 在弹簧 111 的抵压下,使叶片 105 顶部 R 面嵌入活塞 106 凹圆弧槽 8 内,且叶片 105 顶面与凹圆弧槽 8 槽面相抵靠。

[0044] 本旋转式平动活塞压缩机工作时,电机 103 带动曲轴 101 旋转,曲轴偏心部 102 相对于气缸 104 旋转,而活塞 106 相对与气缸 104 不旋转,仅作上下左右平动,即活塞 106 相对地平动进而推动叶片 105 沿着叶片槽往复运动及弹簧 111 往复压缩与伸张。活塞 106 的凹圆弧槽 8 槽面与叶片 105 顶面 R 面作摆动。

[0045] 经过试验,叶片 105 与活塞 106 之间、活塞 106 与汽缸 104 之间、活塞 106 与上下缸盖 1 之间,通过曲轴中孔螺旋片在工作时的供油便能满足使用寿命要求。

[0046] 考虑今后使用新冷媒,如 R410a 等情况下,工作压力更高,工作负荷更重,磨损会更严重。为确保压缩机寿命在允许范围内,如图 4 所示,在活塞上开设有一沿其径向线贯通的通油孔 9,通油孔 9 的一端口位于凹圆弧槽槽面上。根据实际情况可采用以下结构替换:如图 5 所示,活塞上开设有一沿其径向线贯通的通油孔 9,凹圆弧槽槽面上开有一润滑油槽 10,润滑油槽 10 的纵向线与凹圆弧槽的纵向线呈相交设置;通油孔 9 的一端口位于凹圆弧槽槽面上且通油孔 9 与润滑油槽 10 相连通。通油孔 9 与活塞与偏心部之间间隙相通,使活塞凹圆弧槽与叶片 R 面的润滑条件更好。

[0047] 作为优选,凹圆弧槽 8 半径 $R_{槽}$ 范围值为 $R_{叶} +0.1 \text{ mm} < R_{槽} < R_{叶} +0.3 \text{ mm}$;其中 $R_{叶}$ 为叶片 105 凸圆弧形曲面半径。叶片 105 与活塞 106 凹圆弧槽 8 的半径差值极小,保证叶片 105 凸圆弧形曲面完全位于活塞 106 凹圆弧槽 8 内以及使得叶片 105 与活塞 106 之间相当于圆弧面接触,使活塞 106 与叶片 105 之间密封为圆弧面密封,进而本旋转式平动活塞压缩机工作时减少气体从活塞 106 与叶片 105 之间泄漏,提高压缩机效率。同时叶片 105 与活塞 106 之间接触间隙很小,高压气体对叶片 105R 面的附加力减少,使沿叶片 105 滑动方向的分力减少,进而可允许弹簧 111 的弹力降低。

[0048] 凹圆弧槽 8 槽口宽度 $W_{槽}$ 范围值为 $W_{叶} +1 \text{ mm} < W_{槽} < W_{叶} +1.5 \text{ mm}$;其中 $W_{叶}$ 为叶片 105 厚度。凹圆弧槽 8 槽口宽度略大于叶片 105 厚度,保证一般情况下活塞 106 摆动时叶片 105 凸圆弧形曲面棱角线不越出活塞 106 凹圆弧槽 8 槽口,使高压气体对叶片 105R 面的附加力减少,使沿叶片 105 滑动方向的分力减少,进而可允许弹簧 111 的弹力降低,有利于压缩机效率的提高。

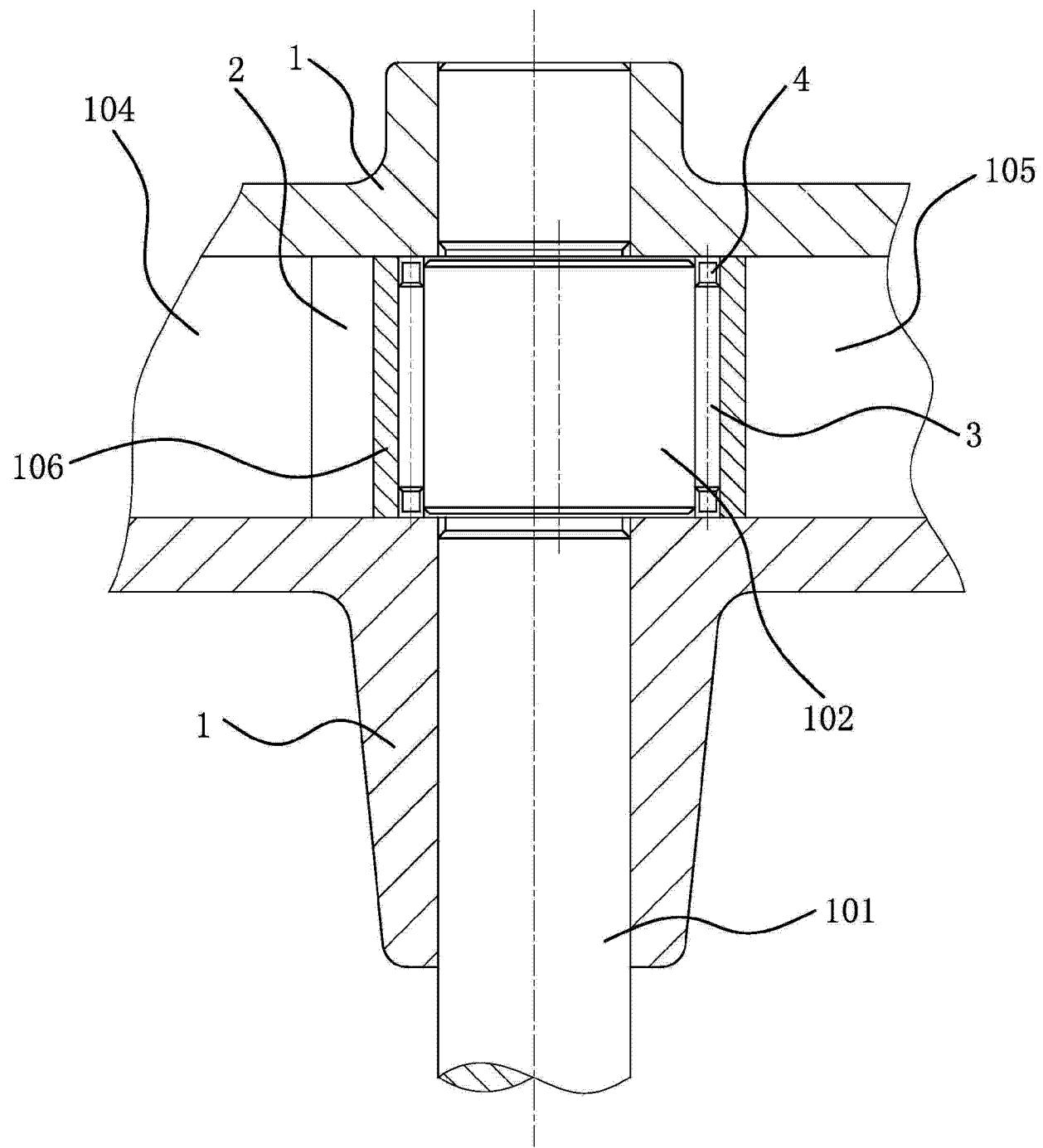


图 1

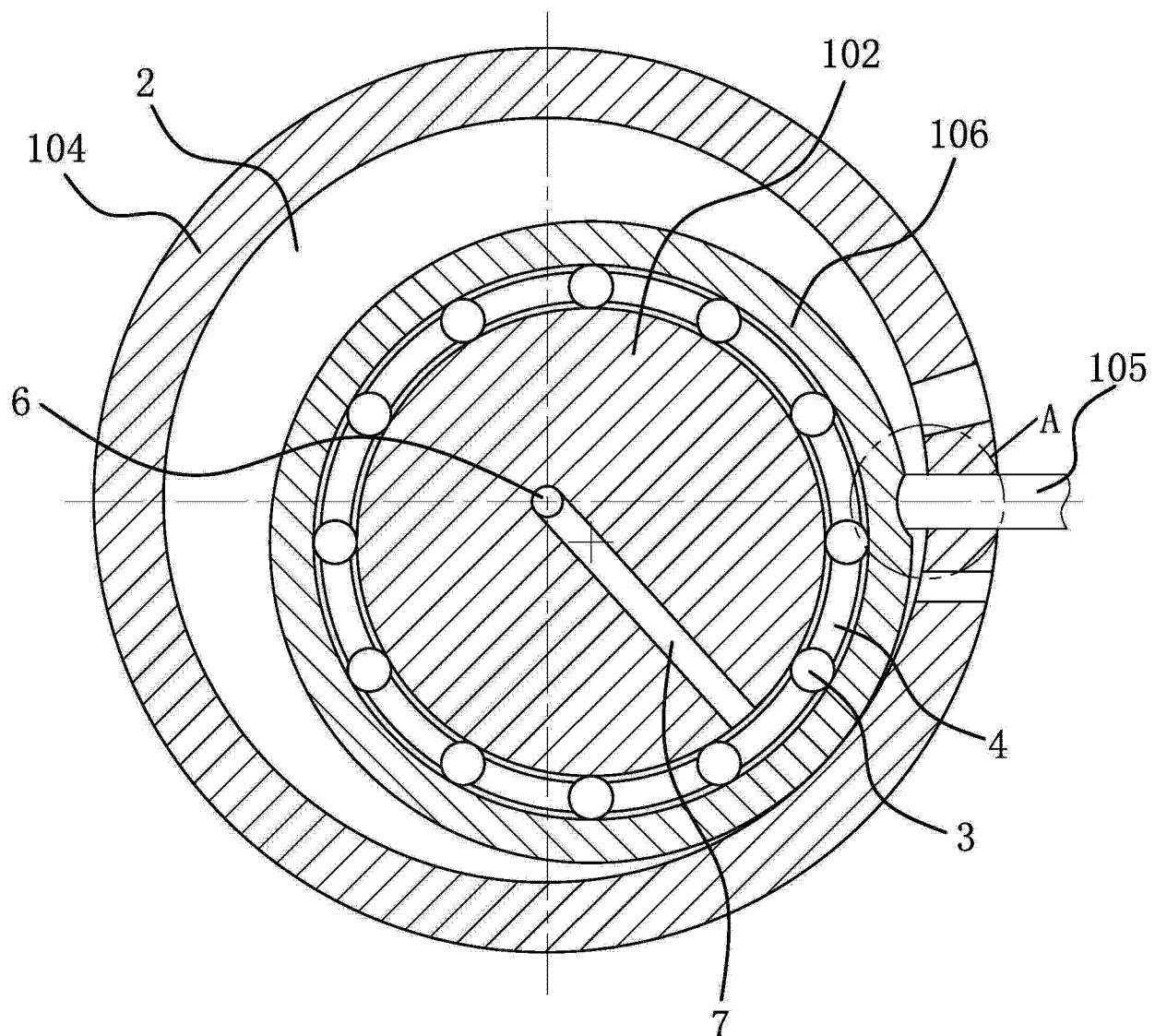


图 2

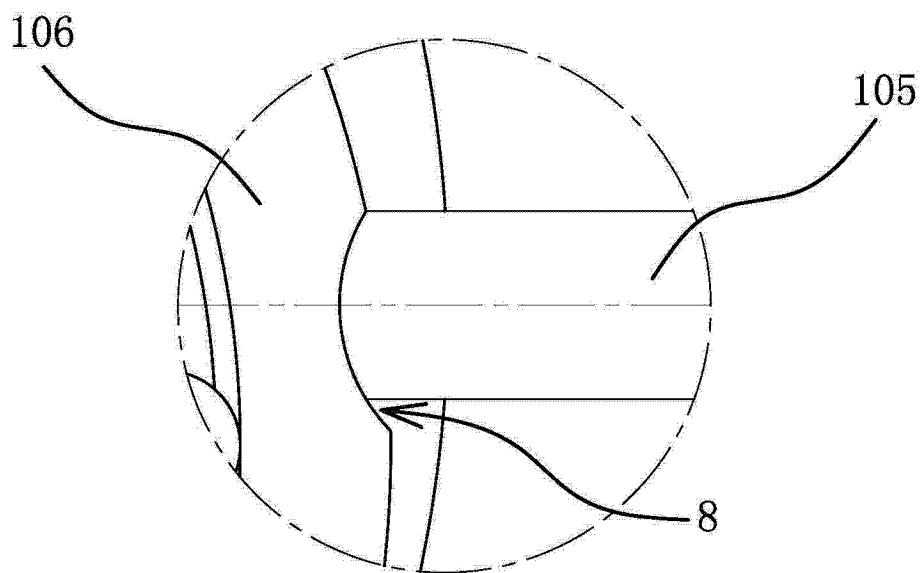


图 3

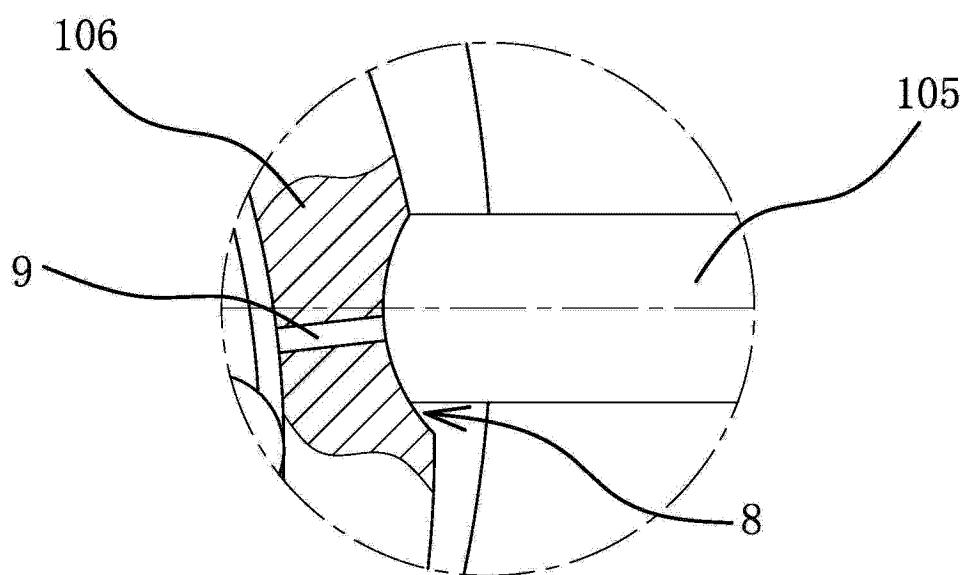


图 4

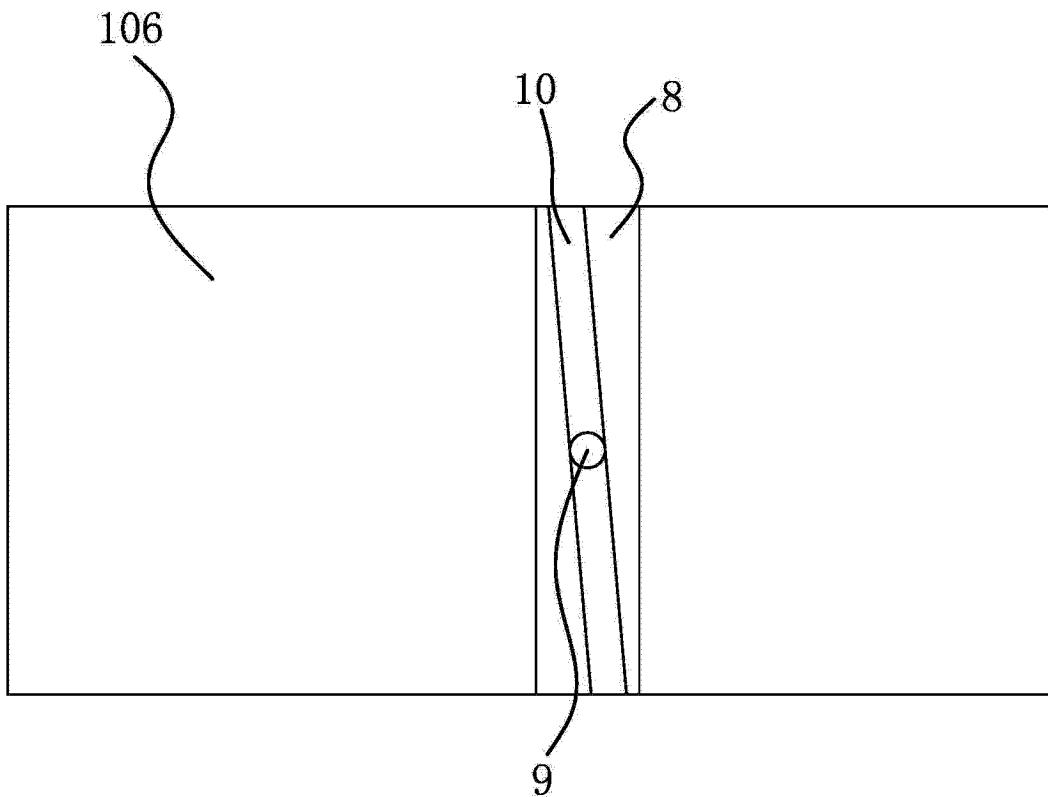


图 5

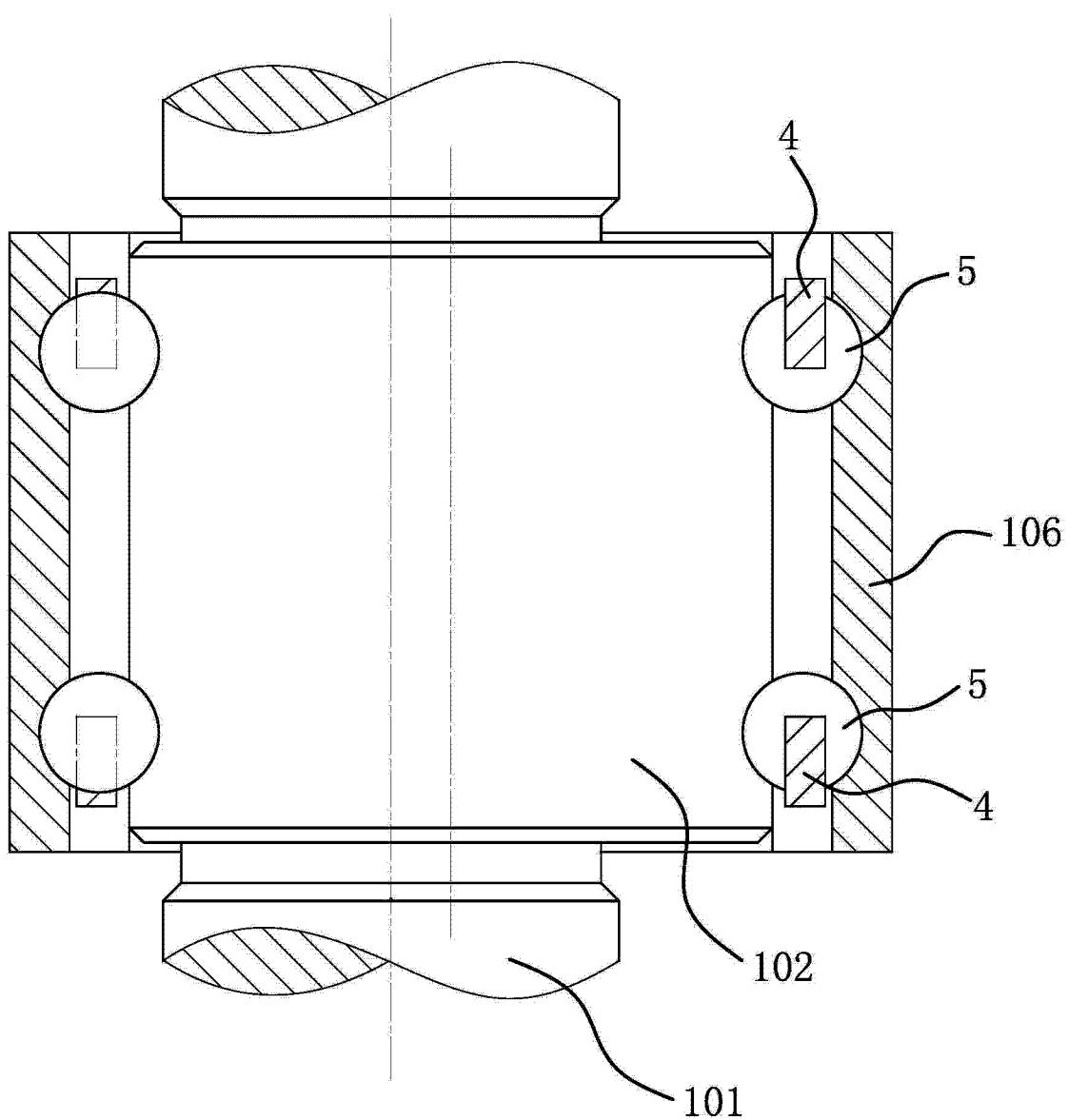


图 6

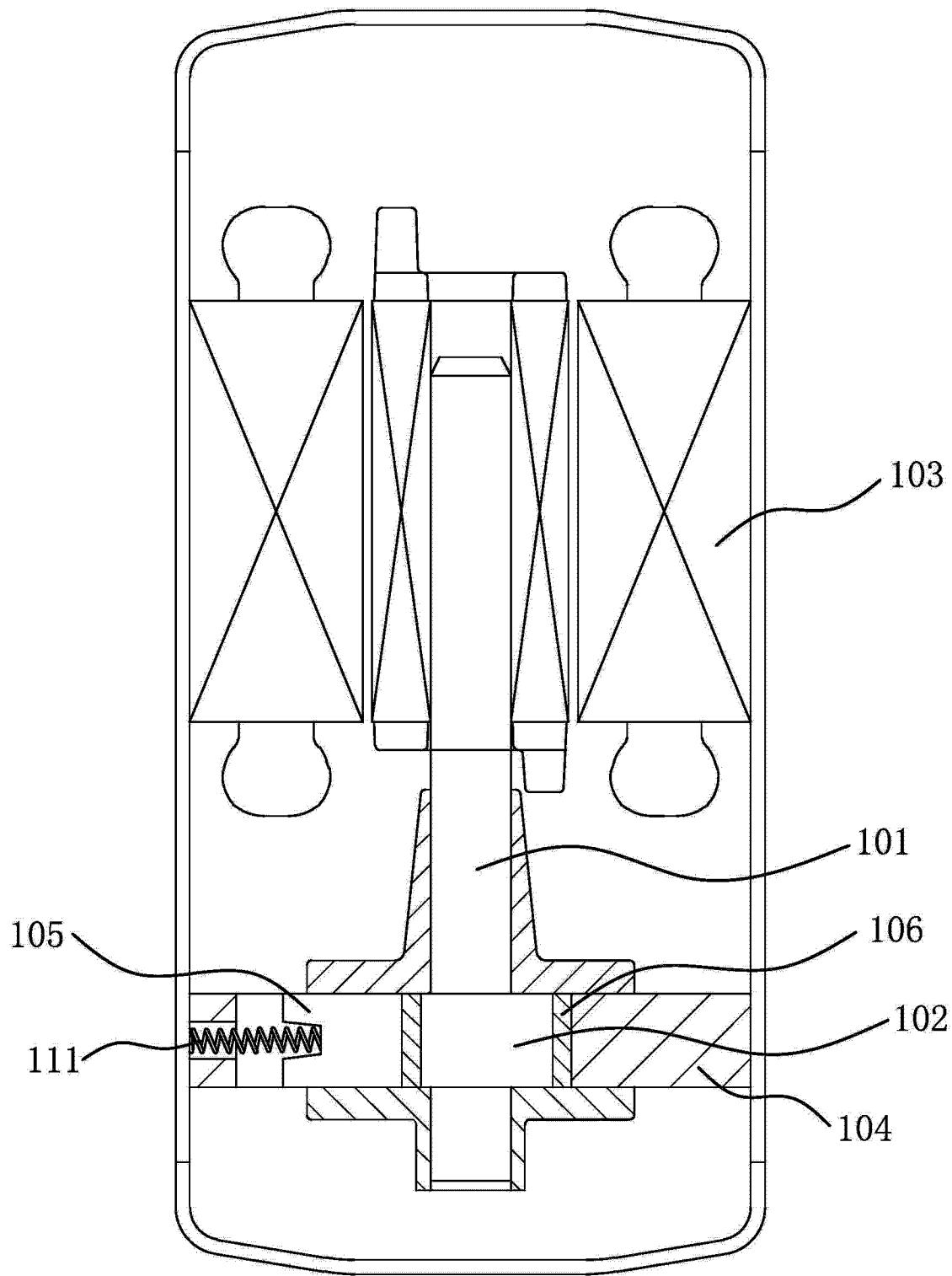


图 7

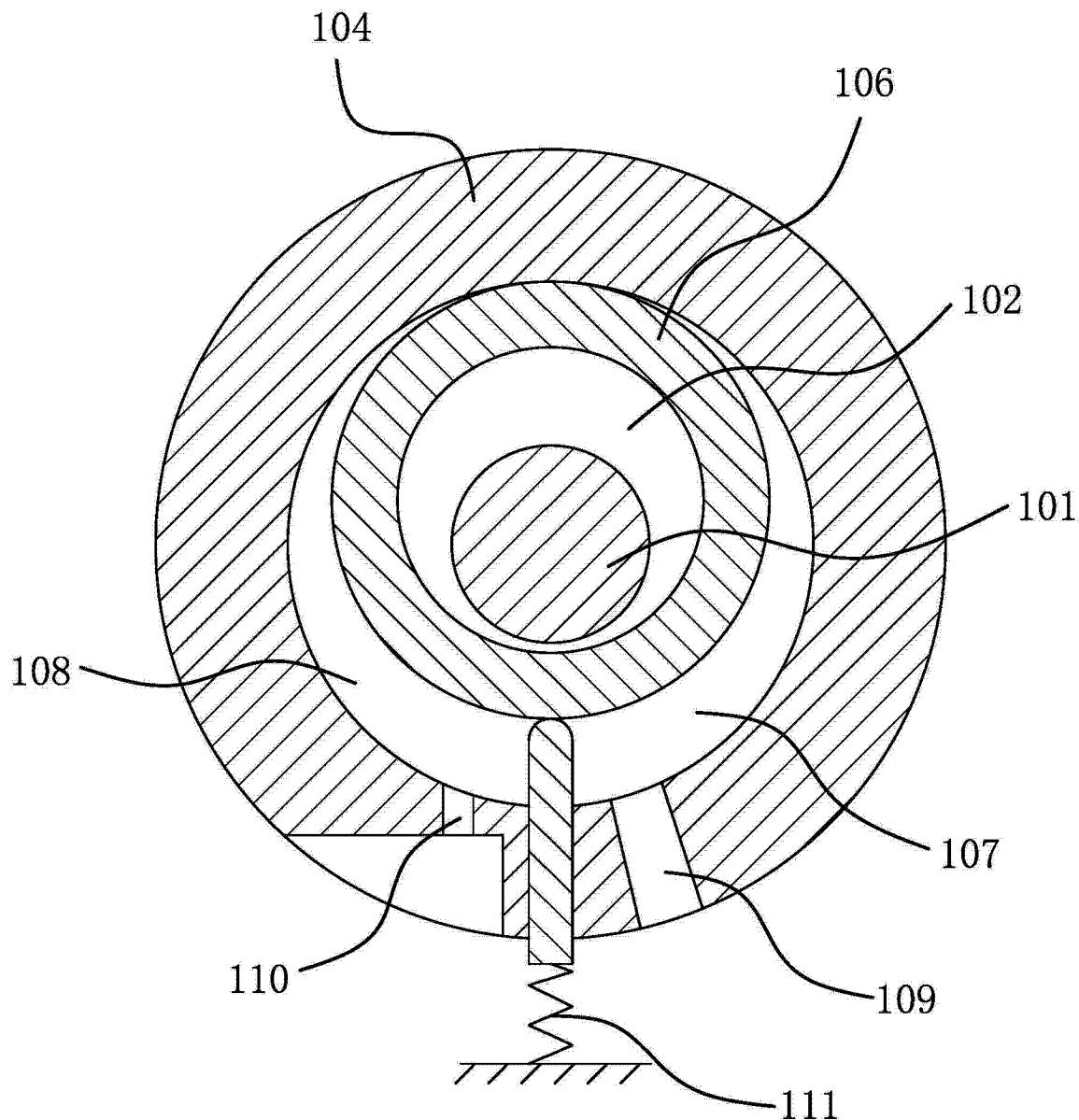


图 8